OS1

ガスタービンから教わったこと、伝えたいこと

＊岡村隆成（八戸工大）

What learned from gas turbine and transferring it to young engineers

Takanari Okamura（HIT）

ABSTRACT

I was engaged in duties about gas turbine in a company for 30 years from 1970. Gas turbine continues changing with performance, capacity, system and an aspect of the use during this period. My experience extends to large domains of gas turbine such as design, development, research, maintenance, plant engineering and factory operation. Development of highly efficiency gas turbine of thermal efficiency 33% and plant engineering of large capacity combined cycle power plant for some electric companies are in particular impressive. In addition, I was able to have interchange with many people through my work. It is my pleasure that young engineers are interested in gas turbine from my experience. I expect that these engineers will promote the progress of gas turbine and contribute to industry and social life.

Key Words: Gas turbine, Design, Development, Experience, Engineer, Progress

1．はじめに

企業で30年間過ごし、その後大学で6年余りを過ごしている。1970年に東京芝浦電気㈱（現㈱東芝）に入社してタービン工場のガスタービン設計課に配属された。学生時代、研究室で見た日本機械学会誌に掲載された東芝の方が執筆された蒸気タービンの記事を読んで、大きな機械だと感激した。「迫力あるなー、やってみたいな。」これが入社の動機だった。単純である。この記事は、後で分かったが、同じフロアのタービン開発部のN課長の執筆だった。ただし配属先は蒸気タービンではなかった。これがガスタービンとの付き合いの始めである。ガスタービンに関する業務は、設計、開発、研究、試運転、補修、プラントエンジニアリングなど、今にして思えば多岐に渡っていた。

入社当初のガスタービンと言えば、出力は15MW程度で、タービン入口温度は780℃だった。動翼が植込み部のロータ部位は僅かに冷却されていたが、動静翼はまだ無冷却だった。電力会社の火力発電所では、非常用などに使われる程度でまだまだ傍系であった。それが退社する時点では、ガスタービン単独の出力は200MW級で、入口温度は1500℃級まで大型化、高効率になった。コンバインドサイクルの一軸出力は300MW、熱効率は50%に達する火力の主軸になった。30年間で出力のオーダーは一桁上がり、入口温度は何と700℃も上昇している。その上昇率は、単純に計算しても実に20℃/年以上になる。入社当時は、とてもこの30年後の状況は考えられなかった。ガスタービンの成長期に身を置いたことになる。振り返ってみて、思いで深い出来事や人々との交流を思い付くまま記すことにする。

ここに紹介する事柄が、若いガスタービンエンジニアの方々に興味と関心を持って頂けることになれば、望外の喜びである。

2．BBCガスタービン

入社早々の工場での導入教育で、部長連の講話があった。タービン開発部K部長の講話のとき、話の内容は記憶していないが、こんな質問をしたことを覚えている。「コンバインドサイクルの将来は？」何か雑誌でも読んだのでしょう。深い知識があった訳ではなかった。答えは意外にも、

「やらない。」

であった。当時、蒸気タービンはGE社と、ガスタービンはスイスのBBC(現ABB)と技術提携をしていた。BBCはガスタービンを世界で始めて製品化したメーカであり、両社共、その分野のトップメーカであった。今思えば、

「統一感のある絵を描くには、トップの品々を揃えるだけではできない。」

と言うことなのか。当時はその真意に迫るまでの備えはこちらにはなかった。80年代に入ってコンバインドサイクルが本格的に導入され始めた。ガスタービンの提携先を替える話はよく耳にしていたが、この時期に提携先をBBCからGEに乗り換えることになった。

入社して最初に配属された部署の人達は、記憶に残るし、また影響も受ける。卵から孵った雛が初めて目にする動くモノを親と思う“刷り込み”と同じである。これがいわゆる企業文化を形作っているのだろう。

ガスタービン設計課のK課長は包容力のある方だった。ガス会社に納めて間もないガスタービンにトラブ

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

ルが発生した。ガス燃料に関わるもので、機器には少し被害はあったが、幸いにも人身事故には至らなかった。課長は、普段どのような仕事をしているのかよく分からなかった。毎朝、新聞を熱心に読んでいる姿は目にしていた。事故があってから、課内は普段と違ってざわついた雰囲気が漂っていた。K 課長はいつも新聞を読んでいた机の上一杯に、プラントから回収したペンレコーダの記録用紙を長々と広げて見入っていた。何日も続いた。そして客先の操作ミスを探り出した。事故の場合、客先、メーカどちらに責任があるかは、極めて重要である。このことがあってから課長を見る目が変わったように思う。

元経団連会長の土光敏夫さん(元東芝、IHI 社長)が会長職のときにタービン工場に見学に来られた。かなりのお歳ではあったが、気骨のある風貌は印象的であった。この時かどうかは定かではないが、課長が土光さんの言葉を教えてくれた。

「自分が流れになった積りで設計する。」

今でもこの言葉は頭の中に強く残っている。この言葉をもう少し広く我流で解釈すると、

「現場に入り込む、現象をよく見る。」

「相手の目線で見る、相手を思いやる、自分と違った立場で考える。」

と言うことであろうか。味わいのある言葉である。

入社して早々の仕事は、1100℃級高温タービンの開発で、2 段落の精密鋳造製空冷動静翼を備えた回転試験機の試験を担当した。この当時としては、画期的な高温仕様であった。課長はガスタービンの開発に大きな夢を描いていたようであるが、営業に転勤になった。BBC と共研を行うまで至ったが、残念ながらその後が続かなかった。

同じ課に 3、4 年程年配の先輩が 4 名おられた。この人達が課を引っ張っていた。その一人の Y 先輩の言葉である。

a.「大きな事故は、小さなミスが重なって起こる。」

b.「危ないと思って徹底して検討したところからは、事故は起こらない。手を抜いたところから事故は起きる。」

c.「企業にとっては数多い製品の一つであるが、その製品は客先にとっては、唯一のものである。」

これらの言葉は、自分自身も経験したし、真実だと思う。格言集を引っ張り出さなくても、身近に格言以上のことを言う人がいるものである。ありがたい。そしてその人は言葉だけでなく、実際にも行動していたように思う。a. を逆読みすると、「大きな事業は小さな仕事の積み重ねで達成される」ことになる。もう少し早く気が付けば良かった、今からでも遅くないか。

補修の仕事も行った。ガスタービンの高温パーツの取替えやガスエキスパンダー（硝酸プラントの空気圧縮機駆動のための補助動力用タービン）の改造などのリコメンドと現地の様子を見せて頂くために、九州、四国、そして北海道に出張した。一番印象深い地は、北海道である。芦別や歌志内などの炭鉱会社にプラントがあった。国内のエネルギー源は、石炭から石油に取って代わり、また、国内の石炭は、輸入品には勝てない状況で、限られた炭鉱だけが国策で技術の温存のためにだけ存在する時代であった。坑内の爆発事故がよくニュースになった。既に鉱区の住宅は住む人がいない、まさしくゴーストタウンであった。坑内はガスが発生するので、保安上これを抜く。この坑内ガスはメタンが主成分で発熱量は純メタンの半分ぐらいある。これを燃料としたガスタービンが稼動し、所内の電力を賄っている。再生式ガスタービンが多く、既に運転時間が 10 万時間に達するプラントがあった。ガス抜きも給与も国費に頼っていた。従って、電力を賄うガスタービン設備は、客先にとって極めて大切なものであった。現に客先担当者の言動から設備を大切に扱っていることが直に伝わって来た。

同じ会社の府中工場の方が、構内に据えられたモータの補修点検に来ていた。この方と一緒に坑内に入ることを了承してもらった。本来なら事故があっても自分に責任があると言う証文を取る所だが、今回は見逃してもらった。カンテラを付けて縦坑に向った。そこには巨大なエレベータ用モータがあり、ドアのない簡素なエレベータで数百 m を一気に降下した。次は、斜坑をトロッコで下りた。実際のキリハまでは行かせてくれない。採鉱が中止になったキリハを案内してくれた。石炭層は斜めに走る幅が 60cm 程の狭い層であった。ここを掘り進むのか、厳しい職場を痛感した。地上も寂しいが地下もそれ以上の所だった。高温部品の交換のリコメンドは気が重かった。

一時、ほとんどガスタービンの仕事がない時期があった。そんな時、イラン石油公社向けに出力 77MW の Type13D ガスタービン 4 台を受注した。当時、この機種は 50Hz 機大容量の最新鋭機であった。大きさも仕様も今までのガスタービンとはずいぶんと違っていた。タービン翼は中実の削り出しから精密鋳造の冷却翼に変わっていた。社内の製造技術、製造者だけの問題ではなかった。精密鋳造翼など購入品も随分と変わっていた。技術を伝えることは、単に途切れた糸を結び直すことだけではなかった。時代が進んで変化をした分を埋める作業をしなければならない。一度技術が途切れると、元のラインに復帰することは、並大抵のことではない。

この Type 13D ガスタービンは外注に出す品が多くあった。タービン遮熱ケーシングも工場近くの会社に外注された。ここは製缶物が得意な会社で I 社長からよく電話が掛かって来た。そんな時は、作業着のまま鶴

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

見線に乗って出掛けた。深刻な話もあれば、気楽な話もあった。コンタクトを取っていれば安心できる、そんな気持ちなのではないか。昼時などは丼物をご馳走になったことがある。温かみのある話好きな人だった。自社で製作した製品の写真アルバムを見せてもらったことがある。そんなときは話が尽きない。こちらは聴き役である。今は会社を畳んで湘南に居を移された。工場の跡地にはマンションが建っている。職人気質で仕事には熱がこもる人が少なくなって行く。少々寂しい気持ちになる。

3．GE ガスタービン

ガスタービンの技術提携はBBC からGE に替わった最初の仕事が、東電富津火力発電所のコンバインド サイクルプラントである。このプラントは、GE が主契約者で、東芝、日立がファミリーとして参加した。ガスタービンは 1100℃級 140MW の 50Hz 大容量機であった。このプラントではエンジニアリングを担当した。プラント建設の初期は現地には何もなく、風が吹くと砂が舞い上がる所で、富津砂漠と呼んでいた。現地の客先との打合せは、富津の旧公民館の畳の部屋で行われた。和式のテーブルの上に図面を広げて、なぜか和んだ雰囲気だった。帰りは、木更津港から川崎港まで定期船を使うこともあり、船上で新宿副都心辺りに沈む夕日を見ながらの缶ビールは格別の味わいであった。ガスタービンの工場試運転も担当した。BBC ガスタービンでは工場試運転はなかったので、はじめての経験である。工場内に仮設の試運転場を作ることになった。無負荷運転で 9,000Nm³/h のガス燃料が必要で、これだけの量は既設配管では賄えず、急遽、数 km 離れた母管から 30cm 口径の配管を引っ張って来た。燃料供給用のガスコンプレッサも準備された。試運転で無負荷特性などの計測の他に、ガスタービン廻りの騒音計測があった。これを実際に行った。圧縮機側は高周波数であるが、タービン排気系は低周波数で、排気系で騒音計は 140dB を指していた。経験したことのないレベルだった。驚いたことに、胃の辺りの内臓が震えていた。騒音で内臓が動くなんて考えたこともなかった。まさしく音を体感した。

会社では、主に電力会社などのユーザを対象に、新製品や新技術に関する説明会を行っている。火力分野も数年に一度、順番が廻って来る。電力会社にコンバインドサイクルが導入され始めた華々しい頃であった。研究所の Y 所長は、GE への出張からの帰り直後であった。

「GE で冷却翼の内部の流れがよく分かるビデオを見た、こんなビデオを作れ。」

ビデオ制作の指示が出た。説明会までの時間は限られていて数ヶ月もなかった。金は必要分出してもらうことにした。本社の情報システム部の方と相談して、アニメーションを制作することにした。ストーリ構成、物の形状、色彩、音楽等など決めることが数多い、しかも初めて。冷却翼だけを見せるのも、ガスタービン全体が掴めないし、数分のビデオでも結構悩ましい、どうしよう。土光流で「自分が流れに乗ってみる。」これで行くことにした。圧縮機入口から流れに乗って翼列を通過して行く。そして低 NOx 燃焼器に入る。タービン部冷却翼では、冷却空気の流れに乗ってサーペンタイン通路の中を通過してフィルム冷却孔から主流ガス中に飛び出す。後は、タービン翼列間を通過して排気系から静かに出て行く。そんなストーリ立てにした。当時のコンバインドサイクルに使われるガスタービンは、1300℃級出力 200MW の大容量機である。まずは、このマシーンの絵を描かないといけないが、どうする。幸いにも、関連のプラント建設会社が、据付・組立用にケーシングやロータの CAD 図面を作っていた。これを借りることにした。東京のアニメ会社にはよく通った。音楽はジャズピアノをよく聞いていた。ビル・エバンス、オスカー・ピーターソン、セロニアス・モンクが好みだ。それだけの理由で、アニメ会社の人に、音楽はジャズピアノを使ってくれるように頼んだ。何曲か用意してくれて、好きな曲を選ぶように言われた。ジャズは合わなかった。冷却翼内の冷却通路を通過するときにスピード感のある音を入れてみよう。そのために様々な音を用意してくれた。音曲を職業にしている人がいることをそのとき知った。説明会の前日に、所長にビデオを見せることができた。土光流がどこまで通じたか不明だが、満足しているようだった。

ビデオ制作は、依頼者が制作者に原案を提出して、その後は専門家に任せる、これが普通である。今回は、自分自身が制作に入り込んで、今までと違った世界の人たちと短い時間ではあったが一緒に仕事をした。アニメ会社の人はアイデアを次々と出してくれ、こちらの素人ぽい要求にも対応して頂いた、ありがたかった。夜遅くなって近くの飯屋に夕食を一緒に食べに行ったこともあった。制作スケジュールは厳しかったが、普段の業務にはない楽しさも味わった。所長ありがとう。

4．自社開発ガスタービン

GE 製の機器製造だけではなく、自社技術を育てないといけない、そんな流れが社内にあった。先ず、コンバインドサイクルのガスタービンと HRSG 開発のための試験設備を設けることとなった。ガスタービンの要素の一つである、1300℃級高温タービンと遷音速翼を持つ圧縮機駆動のための二軸式機械駆動用ガスタービンを担当した。圧縮機吐出空気は低 NOx 燃焼器の試験用にも供給される。ガスタービンを丸々設計することは、初めての経験であった。失敗したら会社を辞する、

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

本気で考えていた。幸いそのような事態にはならなかった。

当時のH課長にプロジェクトで必要なメンバーのリストを出して了解をもらい、その後も寛大で最大限の自由度を頂いた。ありがたかった。幸いにも欧州と米国の代表的なマシーンが目の前にあった。この両者の技術を改めて徹底的に解剖した。両者の開発経緯の違いがある。BBC は蒸気タービン技術から出発し、GE は航空エンジンからであり、出発点が違う。耐久性重視と消耗品の短時間の取替えなど、欧米文化の違いもある。圧縮機、タービンの空力性能、翼型、強度、冷却構造、強度・振動解析、材料の使い分け、燃焼器負荷率、低 NOx 機構、そしてガスタービンの組立構造などを調べ尽した。こうして両者の設計思想を読み取った。ガスタービンの設計作業では、メンバー各自役割を決めて毎週、徹底した議論を繰り返した。終始このやり方を通した。若いエンジニアには、苦しい時期が続いたと思うが、大きな負荷が掛かる業務を見事にこなしてくれた。

東芝オリジナルと言えるガスタービンの設計構想をまとめた。駆動用ガスタービンは、パワータービンで振動が出たので改造を行い、その後は役目を果している。高温タービンの冷却翼は研究所の協力を仰いで設計と試験をこなした。試験設備で得た成果を基に、出力15MW の1300℃級 GT15 ガスタービンを作り上げた。大型機開発を想定した縮小モデルである。冷却翼に少し手を入れたが定格負荷で稼動してくれた。

90 年代初期は、電力事情が切迫していた時代で、管内の電力会社から発電の要請がガスタービンメーカに出され、東芝もそれに応じた。ガスタービン発電所が建設された。電力会社の発電指令の基に運用され、出力は大きくないが、充分に役目を果たした。

「なぜ商品として売り出さないのか。」

他社のガスタービンの関係者からよくそんな質問が出た。OEM の話もあった。しかしながら、会社はビジネスにする積もりはなかった。GE の GT division の人たちは工場によく来ていたが、ある会合に出たとき、彼らの一人はこう言い放った。決意が感じられた。

「蒸気タービンは、朝起きたら相棒は既に旅立っていた。ガスタービンでは、蒸気タービンの二の舞はしたくない。」

GE との契約で、東芝はガスタービンを開発しないと言う縛りが掛かった。ファミリーの一員としてのビジネスに徹することになった。燃焼器の位置付けは多少別物ではあった。これはビジネスとしての会社の選択であった。

次に、国産1号ガスタービン[1] (Figure 1) の話をしよう。東芝の前身の会社が、戦時中に高速魚雷艇用にこのガスタービンの開発を進めていた。終戦を迎えて土中に埋められ、数年後に掘り出されて、鉄道技術研究所で研究開発が再開された。その後は、船舶技術研究所（現海上技術安全研究所）に保管されていた。この有名な逸話は聞いてもいたし、課内の写真集を見てもいたので、ガスタービンの存在はよく知っていた。勿論、このガスタービンが活躍した時代に遭遇した訳ではない、現役を退いた後の話である。

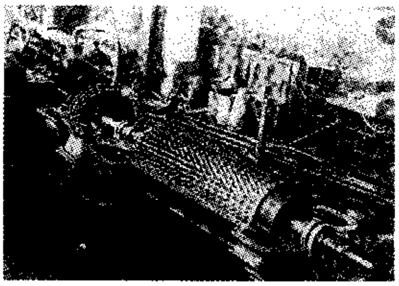


Figure 1　First Japanese Gas Turbine
(from Gas Turbine Gallery in GTSJ)

船舶技術研究所から再熱タービン試験装置の製作の仕事を受けて、その担当だったので、この国産 1 号ガスタービンを見学させて頂く機会があった。運転建屋に据え付け状態で保管されていた。燃焼器一缶が回転体直ぐ脇に横置きの単純サイクルである。訪問を重ねる内に、当時のM室長からこんな話があった。

「自分がリタイアしたら、このガスタービンの行く末が心配だ。処分されることは避けたい。製造した所に引き取ってもらえないか。」

「1 号とは、物事の始まり」である。自分が所属する会社が国産 1 号のマシーンを製造した。このことはエンジニアに誇りと自身を持たせてくれる、そんなパワーがある。これは何が何でも希望を聞き入れないとの想いで、社に帰って事情を話した。幸い、展示場を工場内に作ることができた。本体にはシルバー塗装を施してお化粧直しもした。経緯や仕様を綴ったパネルも掲げ、ライティングも施して立派な仕上がりになった。これなら研究所の方にも喜んでもらえる。早速、研究所の方をお呼びしてお披露目を行った。当時のガスタービンの運転の話をお聞きすることができた。どのような方法で着火したのか。木の棒にぼろ布を巻き付けた松明に油を染み込ませて、これに火を着けて、燃焼器の蓋を取り外して、ここから松明を入れて火を着けた。何としても動かして見せると言う気迫が伝わって来る。少々お酒が入っている席なので、それが毎度のことか、着火器がうまく作動しなかったからなのかは、残念ながら聞かず仕舞いである。何かいいことをしたような気分になれた一日だった。このコーナは工場見学のスポットになっていた。その後、東電から引き取りたいとの申し入れがあり、現在、鶴見の研究所に展示されている。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

5. 国家プロジェクト

発電事業の中で、ガスタービンの重要性が認識されるようになり、国家プロジェクトとしてムーンライト計画の中にガスタービン開発が組み込まれた。組合が結成されて日赤本社に居を構え、各社からエンジニアが集結した。今のガスタービンを担う早々たる人材の集団であった。違った文化で育った人達が触れ合い、刺激を受けながら仕事をする機会を持たれた方たちは幸せである。ガスタービンメーカ各社は、それぞれ仕事を分担し、東芝もハードの設計を担当した。日赤には設計報告のためによく通った。このガスタービンは、コンバインドサイクル適用の高効率プラントを狙って、サイクルは再燃式の中間冷却方式が採用されていた。複雑なサイクルである。組合では、東芝のY氏が制御を担当して運転まで指揮を取り、定格運転を実現した。GEの技師長を経験したエンジニアが、このタービンは複雑過ぎて廻らないと言っていた代物である。

このプロジェクトの成果に対する国の評価は芳しくないようだが、各社の技術レベルは確実に向上し、その成果として1300℃級中容量機の開発とコージェネへの利用、そして1500℃級大容量機の開発へと大きな発展の礎となった。貢献度は高いと認識している。

その後にWENET計画が始まった。水素エネルギー利用のプロジェクトで、水素を燃料とする水素タービンの開発である。プラント熱効率60%を目標にした高効率システムである。主要な研究課題の一つとして1700℃級高温タービン翼の開発があった。重電3社が参加して、設計と実験結果までの総合的な評価によるコンペが行われた。この担当を引き受けた。秋田県の大館から車で山中に1時間ほど入り込んだ白神山地に近い田代町にあるMHI社のロケット試験場に試験装置が設置された。ここで、水素・酸素直接燃焼下での翼列試験が実施された（Figure 2）。プラントビジネスでの受注競争は当然厳しいであろうが、純粋に技術内容だけのコンペも辛いものがある。その結果は別にしても、他社の技術者の方と今も年賀状のやり取りがある。未知の技術に挑戦した心意気とお互いの健闘を称える意味であろう、救いである。このプロジェクトは、水素供給法、コストに問題があるとして、中断された。しかしながら、このプラントは、CO_2排出のない環境適合性に優れた高効率システムである。生かせる道を模索する価値は充分にあると考える。

本年7月に、石油メジャーのBritish Petroleum(BP)とGEは、水素発電の分野で提携を行った旨、プレスリリースがあった[2]。天然ガスなどから水素を取り出して燃焼させ、タービンに供給するシステムで水素の分離時に出るCO_2は地中に閉じ込む。今後10年間で10～15ヶ所の水素タービン発電所を作る予定で、環境に配慮したクリーンエネルギーの開発と利用である。WENETの情報も当然掴んでのことだろう。水素タービンの製品化はこちらが先になりそうだ。これは企業間での開発であるが、米国の国家プロジェクトの進め方は着実である。一つのプロジェクトで計画通り進展しない場合、その原因を明らかにして、そこを開発課題として次のプロジェクトを再度立ち上げる。そうして製品化される。プロジェクトの進め方に継続性を感じる。わが国のプロジェクトは先端的な技術に挑戦するが、総じてその次が続かない場合が多い。ものになり難いとよく言われるが、取り組み方に改善の余地は多い。

最近のガスタービン関係の国家プロジェクトは航空機用にシフトしているようで、発電用が不在、こちらは企業の努力に任せる姿勢が見られる。しかしながら、エネルギーの基幹部分である電力供給・利用システムをデザインし、実現させせることは、国家プロジェクトの範疇と考える。

ガスタービン開発の歴史を振り返り、極めて大まかな見方をすると、

Ⅰ. 高温化によるガスタービン単独の高効率化

Ⅱ. 中小容量機開発とコージェネ適用による総合効率向上

Ⅲ. コンバインドサイクル適用による高効率化・大容量化

次は何か？「環境適合性（燃料選択&カーボンフリー）＋高効率」はどうか。例えば、SOFC＋GT＋バイオマスの融合技術・システム開発の可能性は？これをそのままのシステムでプラント適用する必要もない、またガスタービンが主役でもないが、「次は何か」を大いに議論して、研究開発の提案をすべきと考える。

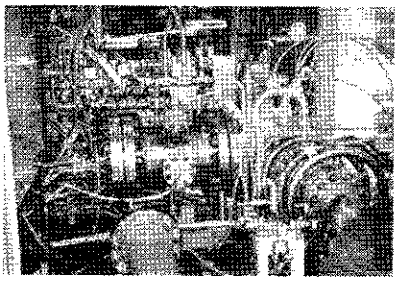


Figure 2　Test apparatus of hydrogen combustion turbine (from Gas Turbine Gallery in GTSJ)

6. 大学にて

企業から大学に移って、6年余りになる。工学系単科大学で、エネルギー工学科に籍を置くことになった。この名称を持つ大学は数えるほどもないユニークな学科である。授業科目は、伝熱工学、エネルギー変換工学を担当した。元の会社の人に講義でタービン冷却翼や圧縮機翼を学生に見せたいと言ったら、快く送ってくれた。カット翼も入っていた。2年目に入って、本社技術部のF氏からGT15 ガスタービンの1/5カットモ

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

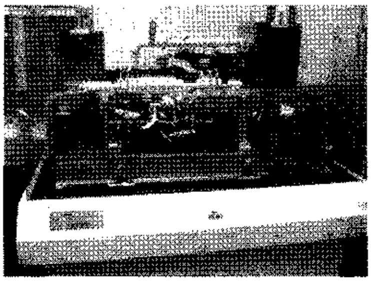


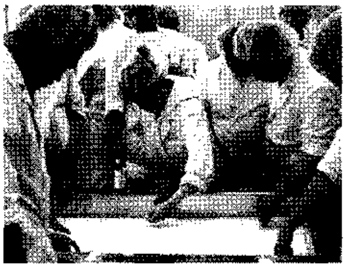
Figure 3　1/5 model of 1300℃ class middle capacity gas turbine

デルを引き取ってくれるなら差し上げる、但し輸送費は持ってくれとの電話があった。スイッチを押すとロータが廻るケース入りの立派なモデルである（Figure 3）。このモデルが会社でお払い箱になることは少々寂しかったが、ありがたい申し入れであり、喜んで頂戴することにした。これらの品々は、学生の教材になり、冷却翼は、空気冷却の単純な熱通過の問題として伝熱工学の授業で使わせてもらった。

同年に、3 年生の実験で「ガスタービンの運転試験」をテーマとして取り上げた。早速、元日産自動車の S 氏に電話を掛けて、ダイナジェット 2.6 を購入した。1 軸再生式ガスタービンでパッケージ化されている。負荷として 100W の電球を並べ、スイッチをそれぞれの電球に付けて、部分負荷運転ができるようにした。灯油燃料系に流量計測用のメスシリンダーも取り付けた。圧縮機、タービン出入口に熱電対、圧力計を取り付けて内部状態を調べたかったが、標準品のためできないとのことで、圧縮機入口と排気系のみ熱電対を取り付けた。熱効率、起動特性、大気温度と出力・熱効率の関係を求めることを試験項目とした。この実験は学生には評判がよかったようだ。

3 年目に、学科名称はエネルギー工学科から生物環境化学工学科に変更になった。入学者数の関係である。エネルギーから少し距離を置いた学科になった。新しい学科の目玉として、「体験学習」を前面に押し出し、身近な食品であるチーズ、ビールの製造実習を取り入れた（Figure 4）。学科の指標として、ゼロエミッションを掲げているので、例えば、チーズ製造で廃棄されるホエイ（清乳）を如何に利用するかを提案することも、この実習の大きなウエイトを占めている。学生のユニークな提案やホエイを実際に使ってみて効果を確かめるなどのレポートを読むことは楽しみでもある。学生は、「教わる」から「自ら学び取る」姿勢を持つ、そんな環境作りに心掛けている。学生も応えてくれる。

話は前後するが、入社して配属されたガスタービン設計課で、先ずウォーミングアップとして、実機ベースでガスタービンのサイクル計算や圧縮機・タービンの段落計算、燃焼器の負荷計算をするよう課題が与え



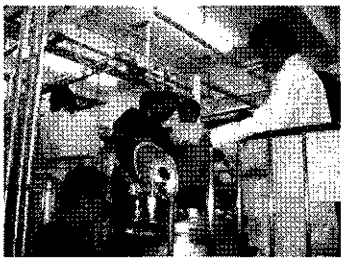


Figure 4　Experience learning of manufacturing cheese and beer

られた。BBC 流の計算法では、段落効率はエントロピ基準であり、エンタルピ(i)、エントロピ(s)が、実際のマシーンの設計に使う大変実用的な概念であることが分かった。学生時代に習った熱力学で、この i、s を使いこなすことは難しかった。大学では、専門科目の授業で美しく整然とした理論体系を教えてくれる。しかしながら、特に工学の分野では、事象が先にあって、これを説明する、あるいは整理するために、後から理論付けされることが通常ではなかろうか。当然理論が先の場合もあるでしょう。そうであるなら、理論が体系化された歴史をなぞる、そんな授業があってもよいのでは。学生が興味を持つ実際のジェットエンジンや発電用のガスタービンなどを対象にサイクル計算を行い、実機とサイクルとの関係を、体験を通して理解する授業などどうでしょう。学生の理解が格段によくなるように思う。

7．おわりに

ガスタービンは複雑なシステム構成であり、また経験を必要とするため、一人のエンジニアが数多くの新技術、新製品、そして新しいプラントを手掛けることは難しい。新技術を開発したからと言って、それが製品になり、売りに出されるとは限らない。一つの製品が誕生するには多くの関門がある。ガスタービンが発展・進化する時代に少しは足を浸すことができたし、楽しみを味わうこともできたことに感謝している。

参考文献

1) 日本ガスタービン学会編集、日本のガスタービンの歩み、2002-5.
2) BP Press releases, BP and GE to Develop Hydrogen Power Plants and Technologies, 18 July 2006.

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

OS2

若き研究者と情熱

*池口　隆（日立製作所）

Young Researchers and Enthusiasm

*Takashi IKEGUCHI (HITACHI)

ABSTRACT

The gas turbine development in Hitachi, Ltd. such as R & D of H-25 gas turbine is always supported by enthusiasm of the young researchers and engineers aiming at the world's best level.

Key words: Gas turbine development

1. はじめに

日立製作所は1988年にH-25ガスタービンを製品化した。世界最高レベルのガスタービンを自分達の手で創りたい，と願う若手の研究者・技術者らの情熱によって手探りの状態から始め，7年余りの要素研究を経て遂げられた。当時の若手は現在ベテランと呼ばれる年代となっているが，常に最高のものを目指す情熱は，今の若手研究者・技術者たちに受け継がれている。本稿ではそうした日立におけるガスタービン開発について紹介する。

2. 日立のガスタービン開発

2.1 H-25ガスタービンの製品化

1988年，日立製作所は研究，設計，製造，品証部門の総力を結集して，設計から製造までの全てを初めて自社技術のみで行ったH-25ガスタービンを製品化した。表1に仕様を示す。タービン入口温度1260℃，圧縮機圧力比14.7という値は，当時の世界最高レベルであり，このクラス最高の熱効率を達成した。開発期間は実質2年間。当然，全ての技術開発をこの短期間で行うのは無理で，基礎研究や要素技術開発は以前から行ってきた。

日立製作所におけるガスタービン技術の蓄積は戦前に始まった。終戦直後は中断を余儀なくされたが間もなく再開し，1953年には図1に示す1000kWガスタービン[1]を設計し3500時間に及ぶ試験運転を行った。タービン入口温度は650℃で，当時の世界最高レベルであった。このガスタービンは市場が熟していないなどの事情で製品化されることはなく，試験研究も終了となった。その後は断続的に細々とガスタービン要素研究は続けられ，1970年代後半になり再び本格化する。そして1985年，「自分達の技術でガスタービンを作りたい，自分たちの技術でモノを作らないと将来絶対にやっていけない」という想いと経営判断がマッチし，自社技術によるH-25ガスタービン開発を開始した。

表1　H-25ガスタービン仕様(開発当時，ガス焚き)

性能	型式	1軸シンプルサイクル
	出力	26,770 kW
	熱効率	32.6 LHV%
圧縮機	型式	軸流17段
	吸込空気量	88 kg/s
	圧力比	14.7
	回転数	7280 min^{-1}
タービン	型式	軸流3段
	入口温度	1260 ℃
	回転数	7280 min^{-1}

製品として出荷しなければならないので，開発期間は2年間と定めた。要素技術の蓄積はあったが，全ての部品の設計基準を定めながら設計を進め，これが将来の財産となった。シミュレーション技術は重要なツールである。実証/検証が必須なので，圧縮機，燃焼器，タービン，材料など全ての要素機器の試験設備を認可してもらった。若手開発者にとっては程好い緊張感がある，わくわくする期間を過ごせた。その間の支えとなったのは体力と「世界一のGTを作りたい」という情熱と，それを共有する仲間達であった。

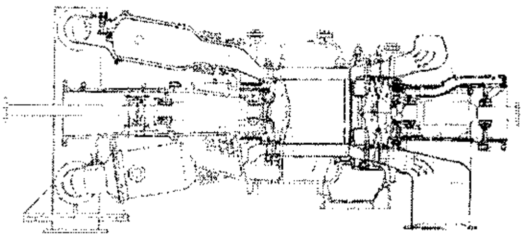


図1　1000kWガスタービン断面

第34回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，(弘前)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

H-25 ガスタービンは現在では世界で 60 台ほどが安定稼働中であり，まもなく累計受注台数も 100 台に達する。初号機のリリース後も以降に示す要素技術の研究をもとに改良を続けている。

2.2 ヒートサイクル

(1) クローズド空気冷却式ガスタービン

1990 年初頭には，1500℃級コンバインドサイクルの最適システムとしてクローズド冷却方式の検討を開始した。高温化に伴うサイクル上のメリットを，冷媒の増大に伴う混合損失やポンピング損失などで損なわないようするのが目的である。

クローズド冷却方式の冷媒として蒸気と空気を比較し，ボトミングの蒸気サイクルに影響されることなくガスタービン単体で運転することができる空気冷却方式の特長に着目し，図 2 に示すクローズド空気冷却式ガスタービン[2]の要素開発に着手した。2001 年から 2002 年にかけて要素試験を実施した。

本開発で得た要素技術は，現在開発中の AHAT 用ガスタービンに適用している。

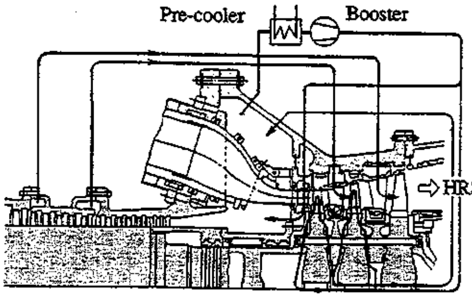


図 2　クローズド空気冷却式ガスタービン

(2) WE-NET システム

1993 年に始まった国プロ「水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術(WE-NET)」の研究開発に参加した。参加タスクは水素燃焼タービンの開発であり，クローズド空気冷却式ガスタービンの検討で得た技術・知見を活用して 1700℃級クローズド蒸気/水冷却方式を提案した。その後，実際にタービン設計を行いタービン翼冷却の実証試験を完了した。これにより蒸気/水による冷却技術を蓄積した。

(3) AHAT システム

2000 年に入り湿分空気を利用したタービンの研究を本格化させた。図 3 は日立が提案している AHAT(Advanced Humid Air Turbine)システム[3]である。本システムは湿分空気を利用した再生サイクルの一種である。圧縮機入口に設けた吸気噴霧冷却器と再生器上流に設けた増湿器において主流ガスを加湿する。蒸気タービンがついていなくてもサイクルの工夫でコンバインドサイクルと同等の発電効率を実現できるのが特徴である。一般のガスタービンよりも湿分が高くなるが，WE-NET システムの研究開発で得た技術と知見を活用して設計した。本システムの実証試験は国プロとして，2006 年内に開始する。

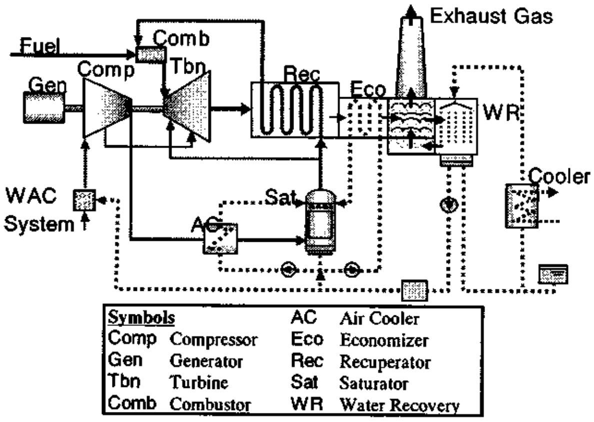


図 3　AHAT システム

2.3 タービン

(1) H-25 タービン翼

H-25 ガスタービンのタービンは 3 段で構成される。図 4 に第 1 段翼の冷却構造を示す。第 1 段静翼はインピンジメント冷却，フィルム冷却および後縁部のピンフィン冷却を組合せた冷却構造で，高い冷却効率を達成した。第 1 段動翼の冷却構造には，開発当時としては最新式のリターンフロー方式を採用した。冷却流路内部の表面にはタービュレンスプロモータを設け，冷却空気を大量に消費することなく高性能化を目指した構造とした。

タービュレンスプロモータには高冷却性能の V 型スタッガードリブ[4]を開発して採用した。様々な形状のタービュレンスプロモータを 100 ピース程度作成し，比較法による熱伝達率自動測定で V 型スタッガードリブに辿りついた。

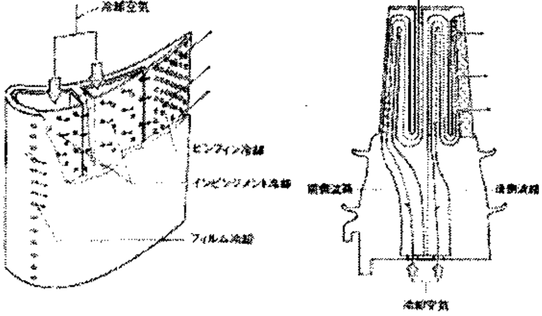


図 4　H-25 タービン翼冷却構造

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

(2) WE-NET タービン翼

1993年から1998年に実施されたWE-NETプロジェクトにおいては，燃焼温度 1700℃で熱効率60%以上を目指す水素燃焼ガスタービンに対応したクローズド冷却翼技術を開発した。サイクルサーベイの結果，第1段静翼には回収型水冷却方式，第1段動翼には回収型サーペンタイン蒸気冷却方式を採用し，翼表面にはサーマルバリアコーティング（TBC）を施工する図5に示す構造とした。

実証試験を行った秋田田代試験所では季節外れの寒波に見舞われ，凍結した風洞の水冷却ダクトをバーナーであぶったり，凍結膨張で変形してしまったダクトをプレス修理したりして，目標としていた試験結果を得ることができた。

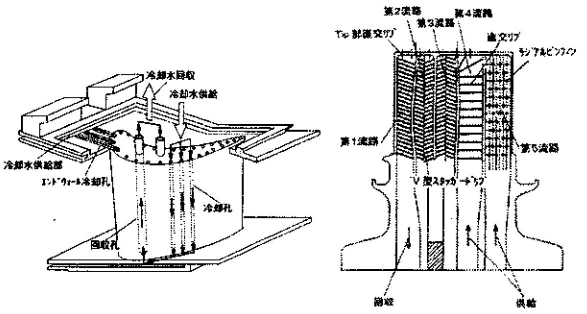


図5　WE-NET タービン翼冷却構造

(3) タービン翼材料

高温化に対応した動翼材料，単結晶合金は航空機エンジンでは 1980 年代から実用化されている。しかし翼長が長い産業用ガスタービンでは，製造歩留まりが低く実用化が遅れていた。図 6 に示すように，日立では粒界強化元素の添加，熱処理方法改良により，鋳造時に発生する結晶欠陥の許容度を従来単結晶合金の 2 倍とする単結晶合金YH61[5]を開発した。

開発のポイントは，熱処理中に粒界が移動し，移動した粒界中に粒界強化元素であるボロンが存在しないことに気付いた点である。このことから，従来の単結晶合金では融点直下で熱処理していたものを，約 50℃下げることで粒界の移動を抑制し，単結晶としての強度と結晶粒界強度の両方に優れた合金を開発することができた。

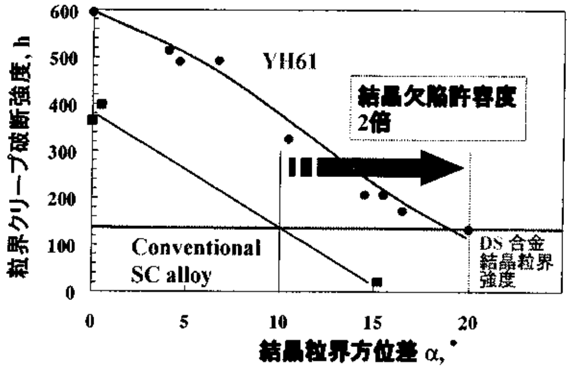


図6　単結晶合金 YH61 と従来単結晶合金の結晶粒界強度比較

この合金の適用により，大型単結晶翼の鋳造歩留まりが大幅に向上し，低コストで産業用ガスタービンの効率向上が可能となった。

2.4　圧縮機

(1) H25 軸流圧縮機

ガスタービンの高効率化に向け，圧縮機には圧力比と効率に関して高い性能が要求される。また圧縮機では旋回失速やサージングといった不安定現象が問題であり，起動から停止に至るまでの広い流量範囲で安定に運転できる信頼性の確保が必要である。

多段軸流圧縮機の性能と信頼性を両立する設計技術を確立するために圧縮機の自主開発を進め，1983 年に 17 段で圧力比 15 の，当時としては高圧力比の多段圧縮機（図 7）を試作し，目標性能を達成した。また試作機での実測をもとに旋回失速の特性を解明し，多段圧縮機の設計技術を確立した。

H-25 ガスタービンの軸流圧縮機は，この試作圧縮機の相似設計(1.5 倍スケール)をベースに開発した。

1988 年の H-25 ガスタービンの工場試験では初期に旋回失速も経験したが，トラブルもなく全負荷試験までこぎつけた。この試験では全体で 800 点に及ぶ実測データを取得し，これをもとに性能や信頼性を確認し，軸流圧縮機の設計技術を蓄積した。

図7　軸流圧縮機試験機（17段，圧力比 15）

(2) 単段圧縮機試験装置

H-25 製品化当初は翼形の設計技術の蓄積が不十分であったため，H-25 軸流圧縮機の遷音速段の動翼には二重円弧翼(DCA)，その他の翼列にはNACA65 翼を採用した。その後，遷音速流れとなる圧縮機前段側の高マッハ数領域での効率の低下を抑制するため，多重円弧翼(MCA)やスーパークリティカル翼(SCA)[6]といった高性能翼形の研究開発を行った。図 8 に示す多段軸流圧縮機の入口

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

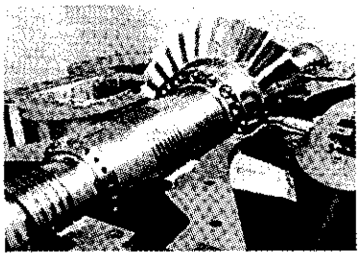


図 8　単段圧縮機試験装置

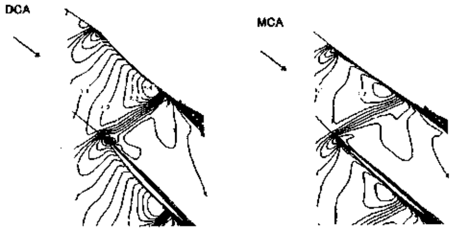


図 9　二重円弧翼と多段円弧翼の翼間マッハ数分布

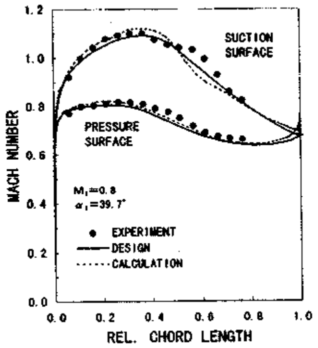


図 10　翼面マッハ数分布

段を想定した単段試験機（入口案内翼と出口案内翼を含む）を開発し，動翼は二重円弧翼と多重円弧翼，静翼はNACA65翼とスーパークリティカル翼を対象として，翼形性能の比較試験を実施した[7]。

多重円弧翼は，三次元流れ解析を用いてパラメータサーベイにより翼形状を選定した。図 9 に二重円弧翼と多重円弧翼の翼間マッハ数分布の計算値を示す。二重円弧翼では翼面に強い衝撃波が発生するが，多重円弧翼にすることで衝撃波の発生パターンを変化させ衝撃波損失を低減できることを確認した。

またスーパークリティカル翼は，予め翼面上マッハ数分布を指定するインバース法により，翼面速度分布がショックフリーで，翼負圧面に沿う境界層の発達を抑えるように設計した。図 10 に示すように実験結果はインバース設計結果と良好に一致している。これにより遷音速段翼列の高性能化設計技術を確立した。

(3) 軸流圧縮機の高負荷化

その後，環境問題の観点からガスタービンの高圧・高温化による高効率化が要求され，世界最高レベルの高圧力比を目指した軸流圧縮機（平均段圧力比 1.19）の開発に着手した。この圧縮機の空力性能と強度信頼性を実証するため，1999 年に全段縮小モデル機を試作し，実証試験で目標性能をほぼ達成し，高圧力比，高負荷化の設計技術を確立した。開発には遷音速段の設計技術に加え，多段の流れ解析（図 11）を適用し，圧縮機翼列のマッチング評価により高性能化を図った。

さらに軸流圧縮機では，コスト低減のために段数を削減した高負荷設計が要求される。そのため空力設計では，多目的最適化手法を用いた翼形設計や，三次元スタッキング手法による新型翼の開発を進めている。

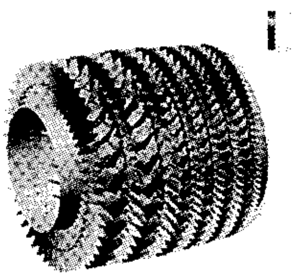


図 11　軸流圧縮機の多段流れ解析

2.5　燃焼器

(1) 大型コンバインドサイクル発電向け燃焼器

ガスタービン燃焼器については，特に 1970 年代後半から NOx 低減が要求されるようになり，研究開発が盛んに進められた。1980 年代後半には日立独自開発の LNG 焚き大型コンバインドサイクル発電向け予混合乾式低NOx燃焼器の製品化に成功した。その後，LNG 焚き低 NOx 燃焼器の高度化を進めるほか，燃料多様化対応低 NOx 燃焼器などの研究開発を進めている。

研究開発は主として燃焼実験により進めている。基礎的な要素モデルの燃焼実験，実温低圧燃焼実験設備（図 12）を用いた実寸モデルの燃焼実験に

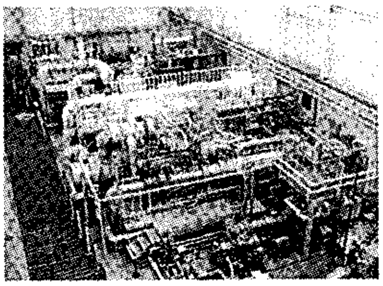


図 12　燃焼器研究開発設備

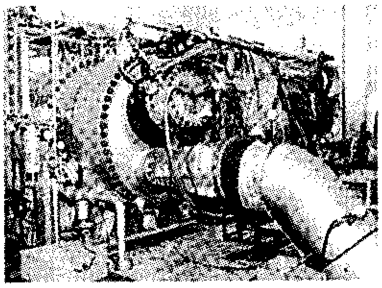


図 13　実負荷燃焼試験設備

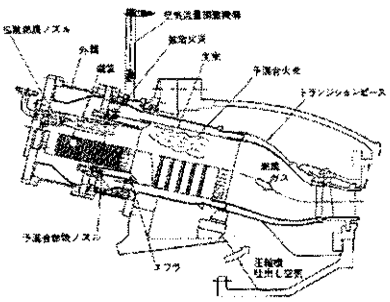


図 14　第 1 世代 LNG 焚き低 NOx 燃焼器

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

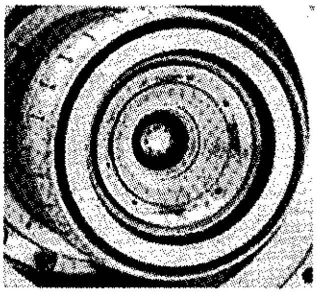


図 15 H-25 用 LNG 焚き
低 NOx 燃焼器

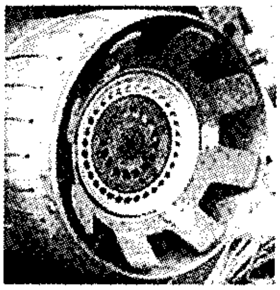


図 16　ガス/油デュアル焚き
低 NOx 燃焼器

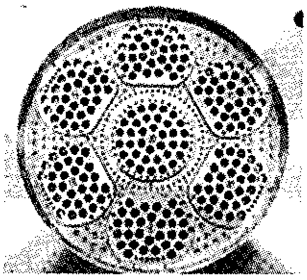


図 17　DME/LNG 焚き
低 NOx 燃焼器

より燃焼器を設計開発する。製品に近いレベルになると実機実装状態を模擬した実負荷単缶燃焼試験設備（図 13）を用いて最終的な性能と信頼性を確認する。

図 14 に第 1 世代の LNG 焚き低 NOx 燃焼器[8][9]の概略構造を示す。1 段目はマルチノズル型拡散燃焼方式であり，2 段目には予混合低 NOx 燃焼方式を採用した。2 段目の予混合器空気入り口には空気調節弁を設置し予混合燃焼の運用範囲拡大を図っている。世界的に見ても早い時期の製品化ということで，経験不足のため，高圧場での燃焼特性の変化やガスタービン起動時の燃焼器吹き消えなど，当時は予想していなかった事象に遭遇し，開発は必ずしも順調ではなかった。研究所と工場が一体となり，問題を一つ一つ克服して製品化にこぎつけた。この燃焼器を搭載した 1100℃級ガスタービンでは，当時世界トップレベルの NOx 排出量 62.5ppm 以下を達成した。

その後，第 2，第 3 世代では燃焼温度も 1400℃級に上がり，性能と信頼性を高めてきた。

(2) H-25 ガスタービン用燃焼器

25MW 級ガスタービン H-25 に搭載の LNG 焚き低 NOx 燃焼器[10]を図 15 に示す。1400℃級ガスタービン搭載の第 3 世代燃焼器を縮小設計し，大型機で培った経験と技術を凝縮して，このクラストップレベルの NOx 排出量 25ppm 以下を実現した。

さらに燃料多様化対応として，油焚きも可能で，ガス焚き時の性能はガス専焼機と同等のガス・油デュアル焚き低 NOx 燃焼器を開発した（図 16）。本燃焼器では，ガス焚き時には安定に予混合火炎を保持し，油焚き時には空気と油の混合を促進する放射型保炎器を採用し，ガス・油の単独燃焼時，混焼時，燃料切替時の安定燃焼を実現した。

また図 17 に示すジメチルエーテル（DME）焚き低 NOx 燃焼器[11]を世界に先駆けて開発した。DME は自発着火温度が低いため予混合時に自着火しやすいが，短い混合距離で燃料混合が可能なクラスターバーナ方式を開発してこれを克服した。

(3) マイクロタービン用燃焼器

日立で開発中の分散電源用マイクロタービンは，無冷却の再生式ガスタービンを使用する。そのため燃焼器入口空気温度が高く，また燃焼器のトータルでの燃料当量比が低い仕様となっている。そこで燃焼器内の空気流動を工夫して Stirred Reactor とすることで低当量比の拡散燃焼を実現する，図 18 に示す緩慢燃焼方式による低 NOx 燃焼器の開発を進めている。

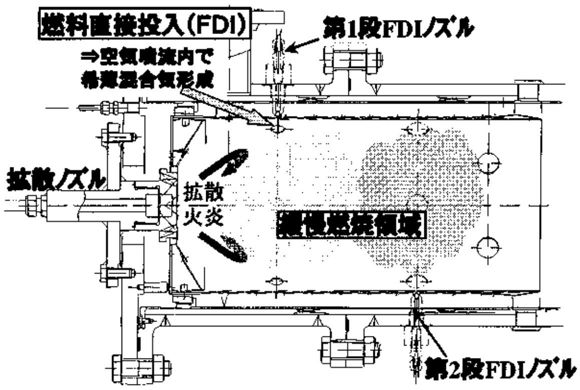


図 18　マイクロタービン用緩慢燃焼式燃焼器

2.6　マイクロタービン用水潤滑軸受

ガスタービン及び蒸気タービンなどの大型回転機械の軸受の大多数は，油潤滑のすべり軸受である。しかしマイクロタービンでは空気軸受または油潤滑玉軸受が主に用いられる。空気軸受は粘性が低く軸受の低損失化が図れるとともに補機を必要としない等のメリットがある反面，剛性が低く減衰作用がほとんどないため危険速度を超える回転体では外部減衰を必要とし，起動停止時の軸と軸受の接触による摩耗を防止するための固体潤滑材なども必要となるなどのデメリットがある。

日立が現在開発中の 150kW マイクロタービン（図 19)では，軸受の潤滑方式として空気と油の中間的な粘性の水潤滑方式を採用した。水潤滑はポ

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

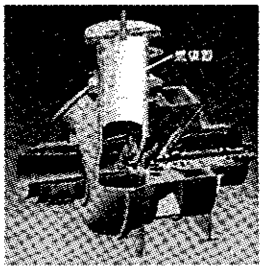


図 19 150kW マイクロタービン

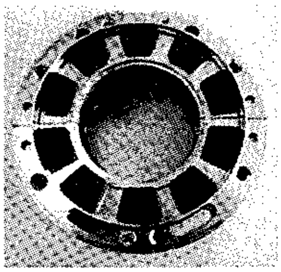


図 20 マイクロタービン用水潤滑軸受

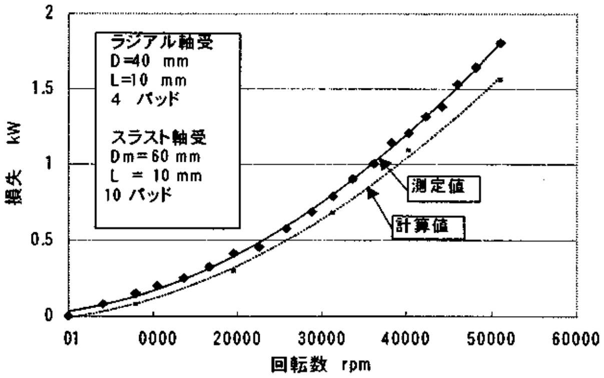


図 21　水潤滑軸受の損失特性

ンプ，水車等の水をプロセス流体として扱う回転機械では適用されているが，マイクロタービンのような高速回転機械での実績はない。水潤滑用の摺動材料としてはセラミック，カーボン等が一般的であるが，これらの摺動材料は耐衝撃性が悪いため，最近軸受材料として用いられ始めた PEEK（Poly Ether Ether Ketone）樹脂を採用した。

図 20 にマイクロタービンに用いられている PEEK 樹脂軸受の外観を示す。ラジアル軸受には４パッドのティルティングパッド軸受，スラスト軸受には10パッドのティルティングパッド軸受を採用している。本軸受は水潤滑で使用するため，裏金にはすべて SUS 材を適用している。

図 21 に軸受損失の測定結果[12]を示す。回転数 51000rpm の条件で，スラスト及びラジアルのトータルの損失でも 1.8kW 以下となっており，低損失化により，主機の効率向上に寄与している。

本軸受をマイクロタービンに組み込み振動特性を測定し，定格回転数 51000rpm までほぼ安定した振動特性が得られた。最大振幅は危険速度の 25000rpm 近辺でも回転数成分で 20μm以下であり，起動から定格回転まで安定した特性が得られている。

3．おわりに

日立におけるガスタービン開発について紹介した。良い製品を世に出すには高い技術力と組織力が必要だが，これを根底で支えるのは研究者・技術者ひとりひとりの想いと，その想いを共有できるチームワークである。想いは熱ければ熱いほどよく，それに共鳴して強力なチームワークが生まれる。日立のガスタービン開発者は，実年齢とは関係なく，皆，熱く情熱をたぎらす若き研究者である。

参考文献

1) "日本のガスタービンのあゆみ", 日本ガスタービン学会 (2002)

2) Ikeguchi, T., and Kawaike, K., "Effects of Closed-circuit Gas Turbine Cooling Systems on Combined Cycle Performance", ASME Paper No.94-JPGC-GT-8 (1994)

3) Araki, H., Higuchi, S., Marushima, S., and Hatamiya, S., "Design Study of a Humidification Tower for the Advanced Humid Air Turbine System", ASME Paper No. GT2005-68671 (2005)

4) 安斉, 川池, 松崎, 竹原, "乱流促進リブの形状が伝熱・流動特性に及ぼす効果", GTSJ 19-75 (1991), pp.65-73

5) Tamaki, H., Okayama, A., Yoshinari, A., Kageyama, K., Sato, K., and Ohno, T., "Development of A Grain Defect Resistant Ni-Based Single Crystal Superalloy YH61", 日本ガスタービン学会誌 Vol.34, No.2 (2006), pp.133-140

6) Katoh, Y., Kashiwabara, Y., Ishii, H., Tsuda, Y., and Yanagida, M., "Development of a Transonic Front Stage of Axial Flow Compressor for Industrial Gas Turbines", ASME Journal of Turbomachinery, Vol.116 (1994) pp.605-611.

7) Katoh, Y., Hamatake, H., and Kashiwabara, Y., "Investigation of the Aerodynamic Performance of a Transonic Inlet Stage of an Axial Flow Compressor", AIAA.(1998)

8) Kuroda, M., and Ishibashi, Y., "Development of a Low-NOx Combustor", Hitachi Review, Vol38, No.3 (1989), pp.157-160

9) 広瀬,高橋,小豆畑,古賀, "1300℃級高性能ガスタービンの完成", 日立評論　Vol174, No.11 (1992), pp15-20

10) 小林, 井上, 竹原, 笹尾, "既存の低 NOx 燃焼器に関して", 日本ガスタービン学会誌 Vol.132, No.1 (2004), pp.10-14

11) Saitou, T., Miura, K., Inoue, H., Kobayashi, N., and Suzuki, S., "Performance Demonstration of the Full Size Multi Cluster Combustor for DME under Real Engine Conditions", ASME Paper No. GT2005-68647 (2005)

12) 井上,山口, "マイクロタービン用水潤滑軸受の特性", トライボロジー会議 2004 秋予稿集 (2004)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A－1

ソーラーガスタービン用マイクロチャンネル熱交換器の伝熱流動特性

*宇多村　元昭（東工大），加藤　恭義（東工大）、玉浦　裕（東工大）

Thermal hydraulic characteristics of a microchannel heat exchanger for solar gas turbines

*Motoaki UTAMURA(Tokyo Tech), Yasuyoshi KATO(Tokyo Tech) and Yutaka TAMAURA(Tokyo Tech)

ABSTRACT

Highly compact heat exchangers are desired for regenerative gas turbine cycle with super critical carbon dioxide as a working fluid. A set of empirical correlations of local heat transfer coefficient and pressure loss coefficient are newly derived based on experiments using micro channel heat exchanger (MCHE) with supercritical carbon dioxide as a working fluid. They are $Nu= C_1Re^{0.8}Pr^{0.6}$, $C_1=0.0473$, $f= C_2Re^{-0.25}$, $C_2=2.294$.The same correlation of Nusselt number is found applicable to both fluids and its value is almost two times larger than Dittus Boelter correlation. It was also shown that the above form is applicable to a wide range of geometry with the values of constants C_1 and C_2 changed. For example, the correlations with $C_1=0.010$ and $C_2=0.156$ are applicable to an existing tubular heat exchanger. Accuracy of both correlations is confirmed within 5% errors for MCHE with S-shaped fins in the range of pressures 9~12.5MPa and temperatures 280~390K. Based on the correlations, design method of heat exchanger is also developed.

Key words: Solar gas turbine, Nusselt number, micro channel, heat exchanger

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天候の変化に拘わらず出力を平準化できるので近年注目されている。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。前報[1]では、太陽熱発電向けに、超臨界二酸化炭素を作動媒体とする新しいガスタービンサイクルを提唱した。このサイクルは、８００K程度の中温度で動作するクローズド再生サイクルで、高いサイクル効率を実現するには、高性能の熱交換器が必要であることを明らかにした。本報告では、コンパクト熱交換器の一種であるマイクロチャンネル熱交換器を取り上げてその伝熱性能を実験的に評価した。

２．ソーラーガスタービン

２．１　タワー集光太陽熱発電システム

１００MW級の大規模なソーラー発電では、太陽エネルギーを集光し熱エネルギーに変換して発電する熱発電が有望視されている。なかでも、蓄熱剤を介して24時間一定出力を供給する方式が主流になるとみられる。図１は、この方式の概要を示す。フィールドに照射される直接光を、地面に配置した可動鏡で反射し、中央反射鏡で光線の向きを変えたのち、地上近傍に設置されたレシーバに集光する（ビームダウン方式)。レシーバには低温タンクから溶融塩が供給され、レシーバで熱交換後に高温タンクに回収される。その一部は、中間熱交換器を介して、タービン系の作動流体に伝達され、発電する。必要に応じて、過渡的に天然ガスで熱量を補う。[2]

２．２　中温度作動のガスタービンサイクル

前報[1]で、臨界点近傍の超臨界二酸化炭素の特性を利用した、前置冷却（ＰＣ）と中間冷却（ＩＣ）を備えた再生サイクルを検討し、圧縮機入り口温度(CIP)308K,タービン入口条件 TIT800K,TIP20MPa下で、サイクル熱効率４７％を得た。ただし、熱交換器の特性に、再生熱交換器（ＲＨＸ）の温度

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10,（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

効率（高温側）98%、中間熱交換器（ＩＨＸ）の圧力損失 1.2%（240kPa）を仮定した。図２は、太陽熱の供給量が 50MW の場合のエネルギー線図を示す。この熱交換特性を、従来の熱交換器で実現すると、大きさが巨大になり実際的ではない。そこで、マイクロチャンネル熱交換器の適用可能性を検討するため、基礎実験を行った。

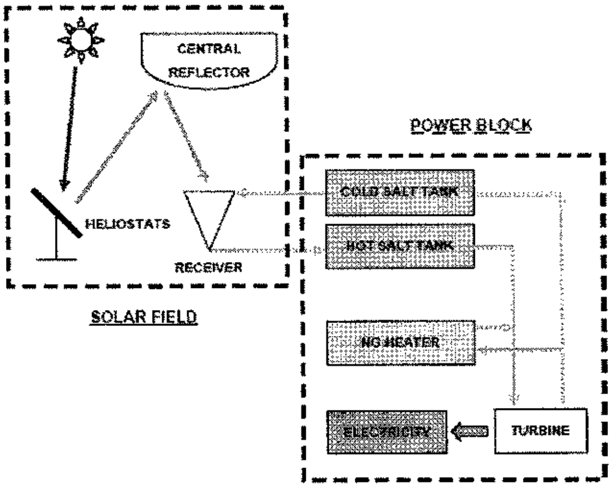


図１　蓄熱型ビームダウン集光太陽熱発電の概要

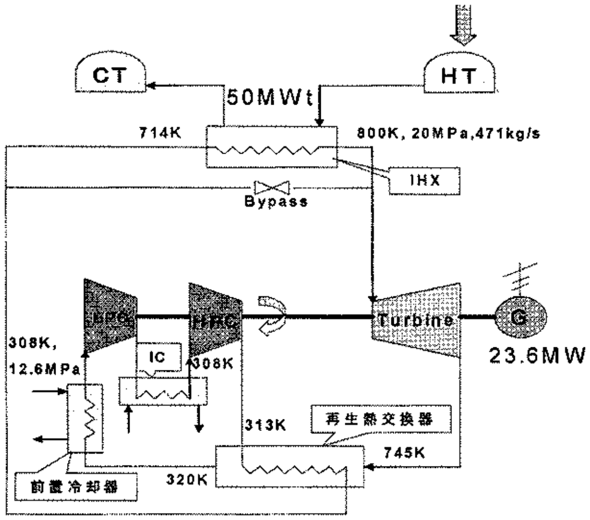


図２　超臨界二酸化炭素を用いたガスタービンサイクル構成図の一例

３．　熱交換器性能評価

３．１　試験体

伝熱性能の向上および排熱回収システムのコンパクト化を図るために、試験体として新規にコンパクト化した熱交換器を設計・製作した。このマイクロチャンネル熱交換器は全長 1m、幅 78mm、高さ 14mm で無酸素銅にて製作されており、これを PCHE-M 型試験体と称す。この PCHE-M 型の製作には、光エッチングおよび拡散接合の両技術が用いられている。流路形状はエッチングにより化学的に銅版上に作成され、流体の挙動は流路内のＳ字型フィンの形状により制御されている。その流路が掘り込まれた銅板を拡散接合により高圧・高温条件で一体化した。水力等価直径の最適化によって、銅板の厚さは 0.91 mm、流路の深さは 0.47 mm と算出された。実際の熱交換器形状の模式図を図 3、図４に示す。応力計算によってこの熱交換器は 15 MPa までの圧力に耐えられることが示された。流路形状および流路内の S 字型フィンに関しては FLUENT [3] を用いて既に最適化されたものを用いている [4]。フィンの角度 52° は伝熱性能と圧力損失係数との比、*h/f* を考慮した際に最適な角度であると考えられており、今回の熱交換器においても CO_2 側・水側の両流路に用いた。熱交換器の大きさを評価する際には以下に記す方法を用いた。熱交換器をいくつかに分け、それぞれの部分に対してコンピュータシミュレーションを行い、部分ごとの総括熱伝達係数を算出する。それらを積分のように足し合わせて熱交換器全体の総括熱伝達係数とした。これは今回の動作条件では CO_2 が臨界点付近を通り、臨界点近傍では流体の特性は急激に変化する。そのため、単純な仮定を用いる対数平均温度差を用いることができないためである。

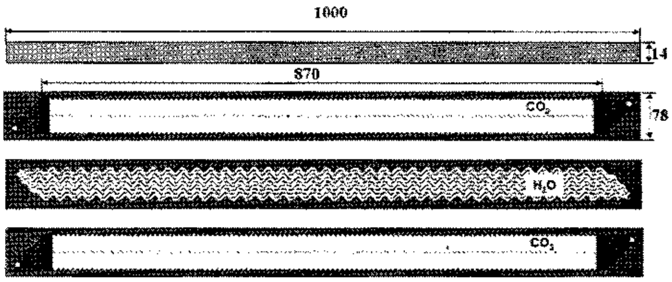


図3　PCHE-M型のCO_2側および水側プレート形状図

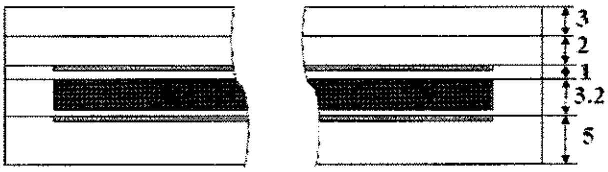


図4　PCHE-M型の断面図

流路形状の模式図を図５に示す。このＳ字型フィンは正弦曲線から作られたものである。角度θは、図６に示す様に、フィンの中央部と主流方向とがなす角度である。点Ａおよび B は正弦曲線の山および谷に当たる点であり、その A から B までの距離をフィン長さと定義した。また、フィンの幅を

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

df、流路幅を(d_y-d_f)で定義した。このパターンを繰り返して流路を形成した。(図5参照) CO_2 側・水側ともS字型フィンを配置した流路を用いている。S 字型フィンの形状パラメータを CO_2 側・水側 共に表1にまとめる。

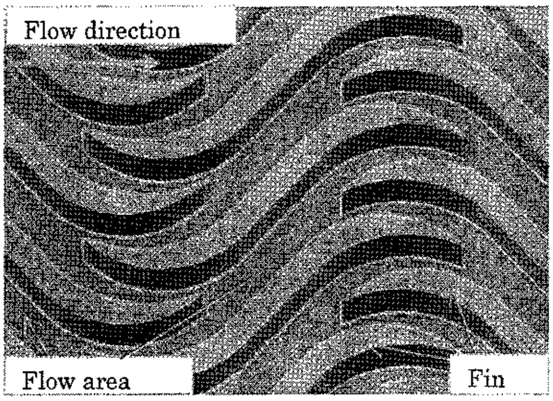


図5　流路形状の模式図

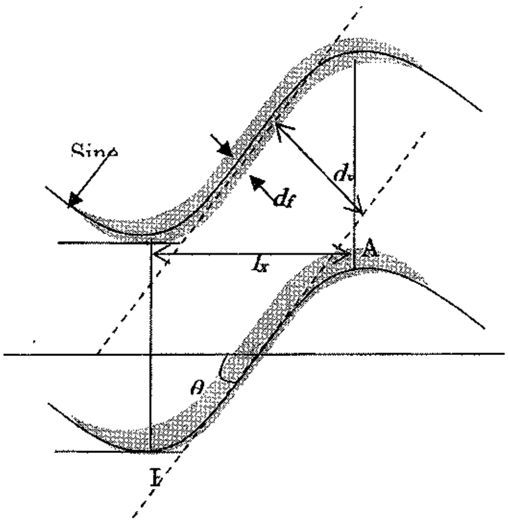


図6　S字型フィンの形状図

尚、図6で　$\theta = 52°$ 、$l_x = 3.7825$ mm、d_f = 0.8 mm、d_y = 2.7 mm である。

表1　流路内S字型フィンの形状パラメータ

	CO_2側	水側
フィン角度 θ, (°)	52	52
フィン長さ |AB|, (mm)	4.8	14.4
フィン幅 d_f, (mm)	0.4	1.2
流路深さ, (mm)	0.47	2.5
流路幅 d_y-d_f, (mm)	0.87	6.17
D_h (mm)	0.59	3.40
流路数	54	4
伝熱面積, A (m^2)	0.225	0.109
流路断面積, A_c (m^2)	27.1×10^{-6}	96.5×10^{-6}

3．2 試験設備

試験ループの模式図を図7に示す。

低圧タンクに蓄えられた CO_2 は圧縮機によって昇圧される。高圧となった CO_2 は油分離器を通過した後ガス加熱器1(加熱容量1.9kWの電気ヒータ)によって加熱される。その後のガス冷却器1によって CO_2 を設定温度として、PCHE-M型試験体の高温側に導入する。試験体を出た CO_2 は減圧弁で減圧され制御用の流量計1を通る。その後ガス加熱器2(加熱容量2.2kWの電気ヒーター)によって圧縮機入口での温度が低くなりすぎないように加熱され、細かい温度調節を受けた後、低圧タンクに戻る。また、ガス冷却器2の後に流量計2が設置されている。

高温側(CO_2側)の入口圧力は最大圧力13 MPa, 精度 ±0.25%の圧力計で測定され、熱交換器の入口／出口間の差圧測定には、最大 400 kPa, 精度±0.15%の差圧計を用いている。CO_2の流量計は測定範囲20- 88 kg/hr, 精度 ±0.5%のものである。低温側(水側)の入口圧力は最大圧力1MPa, 精度±0.5%の圧力計で測定され、入口・出口間の差圧測定に、最大 100 kPa, 精度±0.15%の差圧計を用いている。水の流量計は測定範囲0.5-120 kg/hr, 精度 ±0.5%のものである。CO_2および水の入口部および出口部には熱電対を設置し、試験前に校正を行った。またそれらとは別に、熱交換器内部に予め、水側の流路内8本、C02側流路の直近に8本の熱電対が組み込まれている。

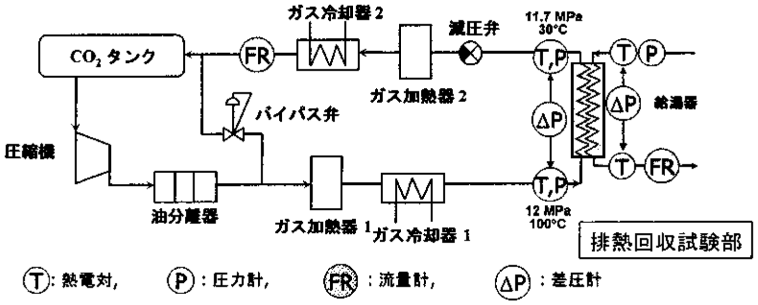


図7 試験ループの模式図

3．3 試験条件

実験はC02側の試験部への入口圧力、温度及び流量を変えて行なった。エコキュート条件では市水の温度が季節により変動するので、最低温度(冬季)と最高温度(夏季)条件にて試験を行なった。表2に試験条件を示す。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

表 2 給湯器試験条件

		圧力, MPa	入口温度, ° C	出口温度, ° C	流量, kg/h
試験①	高温側	12	100	——	40, 45, 50, 60, 65
	低温側	0.25		85	——
試験②（エコキュート条件）	高温側	9.5, 10.5, 11.5	118	——	40, 45, 50, 60, 65
	低温側	0.25	(冬季) 7, (夏季) 22	90	——

3．4 試験結果

試験開始後、装置全体が定常状態になるまで約2・3時間かかる。また、設定（流量 等）を変更すると安定するまでに15・20分かかる。データを測定する際には、定常に達したかどうかをみるために最低5分間数値変動が無いことを確認してからのデータを用いた。CO_2の温度や圧力・差圧は直接観測したものを用い、流量は流量計の値をその時の温度・圧力によって補正した。それらの補正式は流量計の製造元から与えられたものである。水側は温度・圧力・差圧・流量すべて測定値をそのまま用いた。また、全ての値は5分間の平均値を用いた。PCHE-M型伝熱性能の実験値は次の式から導かれるU^{exp}で算出した。

$$U^{\exp} = \frac{\overline{Q}}{A_{hot} F \Delta T_m}, \quad (1)$$

ここで

$$\overline{Q} = 0.5(Q_{cold} - Q_{hot})$$
$$Q_{cold} = W_{cold}(h_{cold,out} - h_{cold,in}), \quad (2)$$
$$Q_{hot} = W_{hot}(h_{hot,out} - h_{hot,in}),$$

無次元の係数Fは熱交換器出入口部において完全に対向流とならないことに起因する補正値である。他方、出入口部においては流速が上がっており、そのために局所的な熱伝達率は増加する。流速の増加による熱伝達率の増加と対向流でないことによる伝熱性能の低下の効果は相殺しあうため、今回は補正係数Fは1として計算した。

CO_2の比熱の温度依存性を考慮に入れて、平均温度差は次の式を用いて計算した。

$$\Delta T_m = \frac{\overline{Q}}{\int_0^{\overline{Q}} dQ / \left(T_{hot}(Q) - T_{cold}(Q)\right)}, \quad (3)$$

ここで、高温側流路・低温側流路の温度は、圧力が交換熱量に対して直線的に変化するという仮定の下、各入口からのエンタルピーの変化量で計算した。式(3)は比熱が一定であると仮定されるときの対数平均温度差の算出式に相当する。CO_2の物性値はPROPATH[5)]を用いて算出した。局所熱伝達率はヌッセルト数を用いて以下のように示される。ただし、レイノルズ数・ヌッセルト数の次数は経験的に得られたものである。

$$Nu_{hot} = C_1 \times \mathrm{Re}_{hot}^{0.8} \mathrm{Pr}_{hot}^{0.6}, \quad Nu_{cold} = C_1 \times \mathrm{Re}_{cold}^{0.8} \mathrm{Pr}_{cold}^{0.6} \quad (4)$$

総括熱伝達係数の計算値U^{calc}は伝熱量の関数として次のように示される。

$$U^{calc}(Q) = \frac{1}{\frac{1}{h_{hot}(Q)} + \frac{A_{hot}\Delta t_{wall}}{A_{wall}k} + \frac{A_{hot}}{A_{cold}h_{cold}(Q)}}, \quad (5)$$

ここで局所熱伝達率h_{hot}, h_{cold}はヌッセルト数から得られたものである。これらの式を用いて必要伝熱面積A^{calc}および平均総括熱伝達率$\overline{U}^{calc}$は次のようになる。

$$A^{calc} = \int_0^{\overline{Q}} \frac{dQ}{U^{calc}(Q)\Delta T(Q)}, \quad (6)$$

$$\overline{U}^{calc} = \frac{Q_0}{\Delta T_m A^{calc} F}.$$

C_1は以下の項の和を最小とする値として求められる。

$$\sum_{i=1}^{N\exp} (U_i^{calc} - U_i^{\exp})^2 \to \min. \quad (7)$$

圧力損失は積分の形で次のように表される。

$$\Delta P = \frac{2G^2}{D_h} \int_0^L f \frac{dl}{\rho} = \frac{2G^2 L}{D_h A} \int_0^Q f \frac{dQ}{U \Delta T \rho}. \quad (8)$$

圧力損失係数は $C_2 \times \mathrm{Re}^{-b}$の形で表される。

$$f = C_2 Re^{-0.25} \quad (9)$$

定数C_2とbは以下の項の和を最小とする値として求められる。

$$\sum_{i=1}^{N\exp} (\Delta P_i - \Delta P_i^{\exp})^2 \to \min. \quad (10)$$

それぞれの平均値は以下のようにして求めた（レイノルズ数の場合）

$$\mathrm{Re}_{av} = \frac{1}{A} \int_0^A \mathrm{Re}\, dA. \quad (11)$$

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

４． 実験結果と考察

４．１ マイクロチャンネル試験体の特性

レイノルズ数に対する交換熱量の結果を図８に示す。レイノルズ数が増えるに従って交換熱量が増加している。点が広く散乱しているのはCO_2と水の入口温度が実験ごとに異なっているためである。高温側（CO_2側）のレイノルズ数に対する圧力損失を図９に示す。レイノルズ数の増加に伴って滑らかに増大している。圧力損失の最大値はCO_2流量83 kg/hの際に得られたものである。

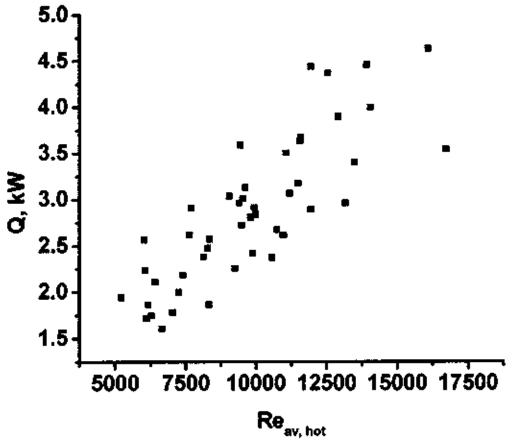


図8 レイノルズ数に対する交換熱量

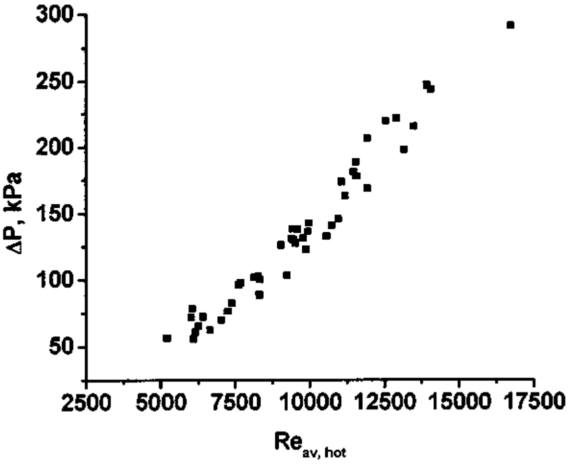


図9 高温側（CO_2側）のレイノルズ数に対するCO2の圧力損失

図１０に式(4)・(9)を用いて得られた総括熱伝達係数の計算値を実験値に対して示す。図１１に圧力損失の実験値と計算値の比較を示す。いずれも実験値と計算値はよく一致した。ヌッセルト数と圧力損失係数の計算に用いた、レイノルズ数・プラントル数の範囲は以下の通りである。レイノルズ数： $2\times10^4 \leq Re_{hot} \leq 2\times10^5$; $115 \leq Re_{cold} \leq 1580$。得られた。プラントル数： $0.96\times10^4 \leq Pr_{hot} \leq 5.9$; $1.9 \leq Pr_{cold} \leq 11.4$ 式（4）、（9）でC_1=0.0473, C_2=2. 294とした式の計算精度は５％であった。ヌッセルト数は、円管乱流強制対流熱伝達でのDittus Boelter式の約２倍の値を持つ。

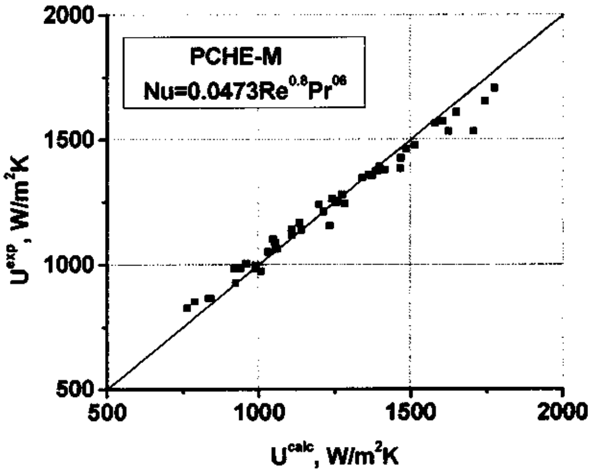


図10 総括熱伝達率の実験値と計算値の比較

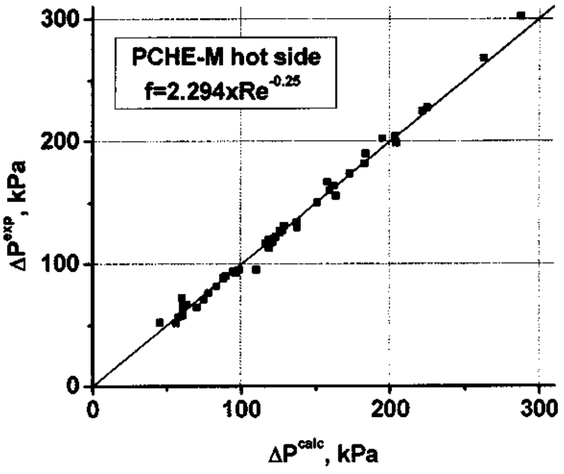


図１１ 圧力損失の実験値と計算値の比較

４．２ マイクロチャンネル試験体と二重管型試験体による試験結果の比較

図１２は試験に供した二重管型熱交換器を示す。超臨界二酸化炭素（高温側冷媒）の流路が水流路の周囲にらせん状に周回し、溶接されている。本試験体とPCHE-M型に対して得られた試験結果から性能比較を行った。まず、それぞれの交換熱量に対する総括伝熱係数の関係を求め、続いて必要とされる熱量に応じた伝熱面積を求めた。式（4）式（9）における係数として、二重管型熱交換器については、C_1=0.010, C_2=0.155 を得た。伝熱面積より熱交換器の長さが求まるため、圧力損失を計算することができる。表3にPCHE-M型と二重管型の性能比較に用いた試験条件を、表4にPCHE-M型と二重管型の性能比較結果を示す。但し、中温給湯

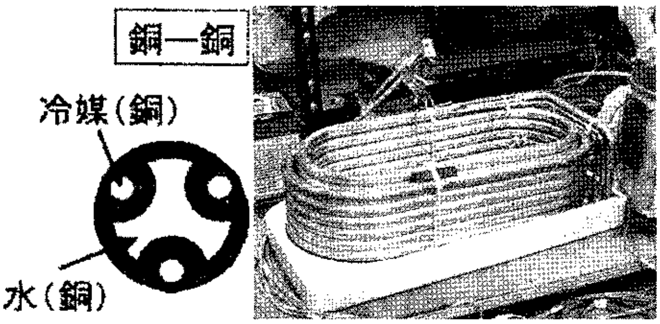
Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

の交換熱量が6.02kWの場合は、試験結果は無く、計算で比較評価したものである。比較結果で体積比に関しては交換熱量が同じなので、体積が小さい程性能が良く、圧力損失は小さい程良い事になる。PCHE-M型は高温給湯、中温給湯条件共に二重管型より優れた熱水力特性を示すことがわかった。

４．３　ソーラーガスタービン用熱交換器の設計

開発した伝熱相関式を用いて、図２に示したソーラーガスタービンサイクルに用いる熱交換器、ＲＨＸとＩＨＸのサイズを求めた。要求性能
ＲＨＸの温度効率０．９８
ＩＨＸの圧力損失０．４％（８０ｋＰａ）
を表１のＳ－フィンで実現する場合の所要寸法は、

RHX(300MW)：0.85m(流路長さ)＊2.3m*2.3m=4.6m^3
IHX(50MW)：0.25m(流路長さ)*2m*2m=1m^3



a) Cross-section　　b) ECO CUTE heat exchanger

図１２　二重管型試験体

表 3 PCHE-M 型と管型の性能比較に用いた試験条件

給湯条件	CO_2側				水側				交換熱量 kW
	T, °C		P, MPa	W, kg/h	T, °C		P, MPa	W, kg/h	
	入口	出口			入口	出口			
高温	118	16	11.5	57.8	7	90	0.25	48	4.63
中温	83	27.8	10	102	17	65	0.25	108	6.02

５．まとめ

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で高いサイクル効率を実現するには、高性能の熱交換器が必要である。その有力候補であるマイクロチャンネル熱交換器を対象に試験体を製作、実験し、伝熱と流動の熱水力特性が優れていることを確認した。

（１）　ヌッセルト数と圧力損失係数の経験式を得た。
（２）　円管乱流熱伝達のDittos Boelter式の約２倍、二重管型試験体の約４．７倍の伝熱促進効果がある。
（３）　マイクロチャンネル熱交換器は、二重管型との体積比で１：７のコンパクト化が可能である。
（４）　出力２３MW$_e$の熱交換器を試設計した。

参考文献

1) 宇多村元昭、玉浦裕：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、第３３回ガスタービン定期講演会（2005.9.10）

2) Utamura,M.,Tamaura,Y.:A Solar Gas Turbine Cycle with Super-Critical Carbon Dioxide as a Working Fluid, GT2006-90864, Proc. ASME Turbo expo 2006, May 8-11,2006, Barcelona, Spain

3) Fluent, Inc., 2003, *Fluent 6.1 User's guide*, Fluent Inc., Lebanon, NH.

4)Tsuzuki,N., Kato,Y. and Ishiduka, T.:High performance printed circuit heat exchanger, Heat SET 2005, April 2005

5) Ito, T., et al., 1990, PROPATH: A Program Package for Thermo-physical Properties of Fluids, Version 10.2, Corona Publishing Co., Tokyo, Japan.

注記：本論文の一部は、経済産業省からの交付金を原資とし実施する「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、ＮＥＤＯ技術開発機構との受託研究契約に基づいて、東京工業大学が実施した１７年度の成果である。

表 4 PCHE-M 型と二重管型の性能比較結果

給湯条件	必要とされる伝熱面積*, m^2		必要とされる体積, m^3		体積比		圧力損失 ΔP_{CO2}, kPa	
	管型	PCHE-M	管型	PCHE-M	管型	PCHE-M	管型	PCHE-M
I 高温	0.180	0.286	0.0098	0.0014	7.0	1	238	170
II 中温	0.139	0.221	0.0076	0.0011	7.0	1	474	229

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A－2

複合冷却方式タービン翼の冷却空気流れ可視化に関する研究

*池田　憲司，松村　和幸，吉田　豊明（東京農工大）

Research on Visualization of Cooling Air Flow in the Turbine Blade with Integrated Cooling Configuration

*Kenji IKEDA, Kazuyuki MATSUMURA and Toyoaki YOSHIDA(TUAT)

ABSTRACT

The improvement of the cooling technology is very important to increase thermal efficiency. It is necessary to know how cooling air flows for the improvement. It is useful to apply PIV (Particle Image Velocimetry) for the visualization of cooling air flow. In this research, the enlarged model of the integrated cooling structure considered to have very effective cooling performance was adopted and PIV experiments were conducted. In order to analyze cooling air flow in the integrated cooling structure, many flow field data through PIV method were accumulated. The experimental measurements were compared with the results by numerical simulation conducted by Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.

Key words: Turbine, Impingement, Pin-Fin, Film Cooling, PIV

1．はじめに

ガスタービンは 1930 年代に実用化されて以来，様々な研究がなされ航空エンジンや発電用ガスタービンなどで日常生活に深く関わっている。ガスタービンの更なる発展には，環境負荷軽減や資源の有効利用，運用コスト低減の点から，熱効率の向上が求められている。熱効率を向上させる方法として，各構成要素の性能向上，エンジン圧力比の増大，タービン入口温度の上昇などがある。タービン入口温度(TIT)を高くするほど出力が増大して熱効率が向上することは原理的に知られており，TIT の高温化が非常に重要な課題となり現在も研究されている。高温化による部材の性能劣化や溶融を防ぐために，高温部材を冷却することは必須となっている。現在の TIT レベル(1400～1500℃)まで高温化が進展できたのは，冷却構造の改良もさることながら，冷却空気流量の増大によるところが大きい。しかし冷却空気流量の増大は熱効率や出力の低下を招き，TIT の高温化による効果を減少させる [1]。従ってガスタービンが更なる発展を遂げるためには，より高い冷却性能がより少ない冷却空気流量で賄える冷却構造及び技術の開発が必要となる。

本研究では先進的な冷却構造として知られる複合冷却構造 [2),3),4)] に着目し，その冷却空気流れを調べ，冷却効率の高い構造の開発に資することを目標とする。そのための実験として，風洞試験部に複合冷却構造をとるアクリル樹脂製の拡大模型を設置し，トレーサを混入した冷却空気を流して流れを可視化し，その流れを PIV(Particle Image Velocimetry：粒子画像流速測定法)によって解析する。また，この冷却構造について石川島播磨重工業(株)で行われた数値シミュレーションの結果 [5)] との比較考察も行う。

2．複合冷却構造体

多孔質材による浸み出し効果を期待したトランスピレーション冷却機構は冷却性能の最も良い構造として古くから知られている。しかし，孔の大きさや強度を制御して作るのは難しくいまだ実用化はされていない。そこでこの冷却構造に近づけるために開発されたものがインピンジメント冷却(Impingement Cooling)とピンフィン冷却(Pin-Fin Cooling)とフィルム冷却(Film Cooling)の３つを組み合わせた複合冷却構造である(Fig.1)。

タービン翼内部から供給される冷却空気がインピンジプレート(Impingement Plate, I.P.)上のインピンジ孔(Impingement Hole, I.H.)を通過する際に噴流となり，フィルム冷却プレート(Film Cooling Plate, F.C.P.)へ衝突して対流を起こすことで，フィルム冷却プレートの熱伝達を促進する。ピンフィン(Pin-Fin, P.F.)周りを流れる際，冷却空気の境界層の発達が分断される。そのため冷却空気流れに加速や乱れが生じ，ピンフィンの熱伝達率が大きくなり，フィルム冷却プレートの冷却がより促進する。そして，フィルム冷却孔(Film Cooling Hole, F.C.H.)から冷却空気を緩やかに流出させて表面の膜冷却を行い，高温ガスに翼表面がさらされるのを防ぐ。

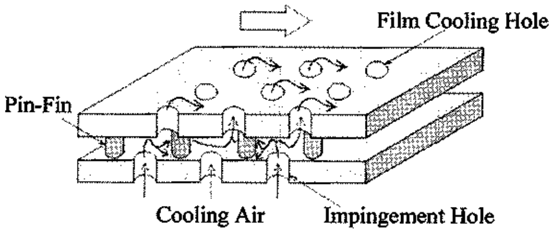


Fig.1 Concept of Integrated Cooling Structure

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，(弘前)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

3．実験方法

3.1 実験装置

風洞の側壁に後述する試験体をはめ込み，ブロワから試験体に空気を供給することにより，主流と冷却空気流を模擬した。Fig.2 に概略図を示す。風洞の空気源は最大圧力 0.102MPa，最大流量 1.65kg/s である。また，ブロワは最大圧力 0.098MPa，最大流量 0.00651kg/s である。主流温度は試験領域下流の 1 ヶ所で計測(K 型熱電対)し，冷却空気温度は，試験体のインピンジプレートの上流 20 ㎜の 1 ヶ所で計測(同)した。

ブロワから供給される冷却空気は，白灯油に圧縮窒素を加えることで発生させたオイルミストと混入し，ハニカム整流格子で整流された後に試験体へ流入する。この試験体内部の流れを解析するために，ダブルパルスの YAG レーザ(Big Sky Laser, ULTPIV221511)を照射し，その状態をダブルシャッタ・モードのハイスピードカメラ(pco.imaging,PixelFly)で撮影して画像を取り込む。なお，レーザは最大出力 30mJ，厚さ 0.5 ㎜程のシート状で照射した。また，カメラは最短フレーム間隔 25μs，フレーム速度 9fps，解像度 1360×1024pixel である。

3.2 拡大模型試験体

製作した試験体は Fig.3 に示すような正方形の複合冷却構造である。各頂点にインピンジ孔とフィルム冷却孔を 2 個ずつ持ち，中心にピンフィンを配置した Basic タイプ [5]の拡大模型で，可視化を行うためにアクリル樹脂で製作している。本試験体は，参考文献(5)に用いられた Basic タイプ試験体を 2.5 倍に拡大した形状で製作したが，冷却空気レイノルズ数を必要とする値にするため試験体の下半分をスペーサとテープにて塞いだ。この試験体にレーザ照射箇所，撮影箇所を変更させることで，後述する 5 つの状態の PIV 画像を撮影した。

4．結果とその考察

4.1 流量特性

PIV による実験を行う前に，試験体の全圧損失係数(ζ)の程度を知るために流量特性試験を行った。主流レイノルズ数(Reg)を一定値に固定し，冷却空気の質量速度を増減させ，質量速度比(Blowing Ratio, $=\rho_j u_j/\rho_g u_g$)を Tab.1 に示す値で流量特性試験を行った。なお，PIV 解析は Reg 約 3.0×10^5，質量速度比約 0.56(網掛け部分)に設定し，冷却空気レイノルズ数(Rec)が約 11000 になるようにした。

ζ はインピンジ孔の入口における全圧とフィルム冷却孔の出口における全圧との差$\triangle P_t$ をその流れの動圧で割った値で，

$$\triangle P_t=\zeta(\rho U_m^2/2)$$

のように表される。この式から ζ を求め，横軸に Rec，縦軸に ζ をとると Fig.4 を得た。ここから，Reg と ζ の関係を読むと Fig.5 を得る。Fig.4 より Rec を増加すれば ζ は減少し，Reg が大きいほどその減少割合も大きくなっていることが分かる。これは，Reg が小さい時は冷却空気流れに及ぼす影響が小さく，大きくなるにつれてその影響も大きくなるので ζ も大きくなり，Rec を大きくすることでその影響が小さくなったのではないかと考えら

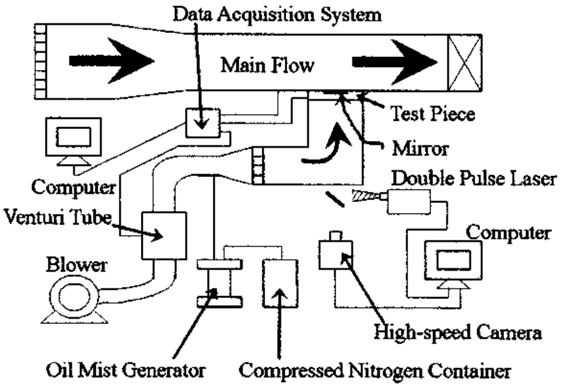


Fig.2 Schematic of Experimental Setup

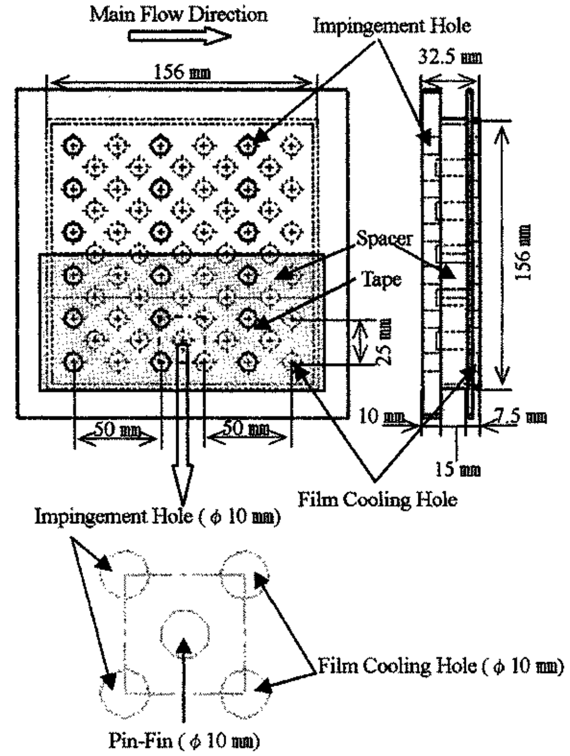


Fig. 3 Basic Specimen

Tab.1 Flow Characteristic in Experimental Condition

Reg	Blowing Ratio							
	0.35	0.40	0.45	0.51	0.56	0.60	0.65	0.70
2.0×10^5	×	×	○	○	○	○	○	○
2.2×10^5	×	○	○	○	○	○	○	○
2.5×10^5	○	○	○	○	○	○	○	○
2.7×10^5	○	○	○	○	○	○	×	×
3.0×10^5	○	○	○	○	○	○	×	×

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

れる．また，Fig.5 より Reg を増加すればζも増加し，Rec が小さいほどその増加割合も大きいということが分かり，Fig.4 と逆の関係にあることが伺える。そして，両対数グラフの傾きが直線近似できることから，全圧損失係数は主流レイノルズ数と冷却空気レイノルズ数を用いて以下の式のように表される（A,B,C は定数)。

$$\zeta = C \cdot Reg^{A} \cdot Rec^{B}$$

なお，Fig.4 の参考資料として Fig.6[6]を載せる。Fig.6 は様々な状態でのζと Rec の関係を示している。図中の Metzger[7]で示された線は，インピンジ孔やフィルム冷却孔を持たないタービン翼モデルのピンフィン周りの流れにおけるζを表している。また，Jacob[8]，Fujii[9]で表されたζは円管群の熱交換器，Exp.S[6]のζはコルゲーテッドストレートフィン(直線状波板)の熱交換器に対するものである。これらを比べることで，複合冷却方式はピンフィンのみや代表的な熱交換器の構造に比べ圧力損失が大きいことがわかる。

4.2 PIV と CFD の解析結果

今回行った解析領域およびレーザ照射箇所を Fig.7 と Fig.10 に示す。Fig.7 で，AA'はピンフィンの中心を通る断面における解析を，BB',CC'はインピンジ孔およびフィルム冷却孔の中心を通る断面における解析を行っている。また Fig.10 で，DD'はピンフィン高さの真中部分における断面の解析を，EE'はフィルム冷却プレートから 4 mm程離れたピンフィン高さにおける断面の解析を行っている。それぞれの領域において，PIV 解析した結果 Fig.8(a),Fig.9(a)~(d),Fig.11(a),Fig.12(a)が得られた。これらと比較するために PIV と同等の領域で数値解析した結果 Fig.8(b),Fig.9(e),Fig.11(b),Fig.12(b)を揚げた。CFD 解析は石川島播磨重工業(株)によってなされた(ソフトは CFX Ver.4.4 を使用，エネルギ方程式は平均レイノルズ数を用いた N-S 方程式で解析，乱流モデルは低レイノルズ数の k-model を選択 [5])。解析結果の各図において，PIV の解析結果は流速分布，ベクトル共に 2 次元成分を表し，CFD の解析結果ではグレースケールによる流速分布は 3 次元成分を，ベクトルは 2 次元成分を表す。CFD は PIV で行われた実験条件に比べ，冷却空気レイノルズ数と質量速度比は同じであるが，密度が約 2 倍，寸法サイズが 1/2.5 倍になっている。

Fig.8 において PIV と CFD の解析結果は大きく異なっている。CFD 解析をする際の計算領域は，対象形状の最小単位(Fig.8(b),Fig.11(b)参照)をとっており，対称面上の流れ場であるため単純な上昇流となっているのに対し，PIV ではレーザシートの厚みの範囲内で複雑な流れとなっている。CFD の計算結果を再吟味する必要があると考えられる。PIV の解析結果において，インピンジ孔側の領域は噴流の影響を受けて流速の大きいやや下向きの流れを持ち，主流からの影響を受けて右方向の流れを持つ。

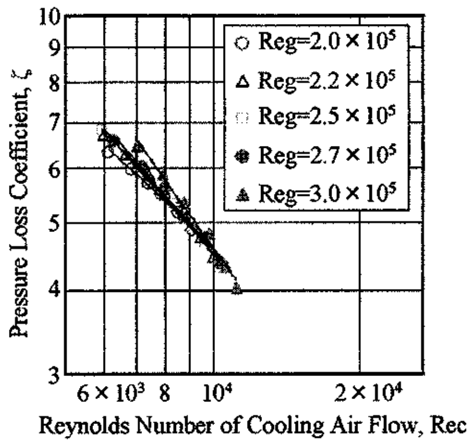


Fig.4 ζ versus Rec

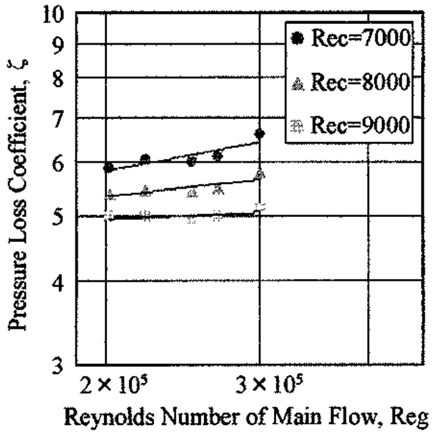


Fig.5 ζ versus Reg

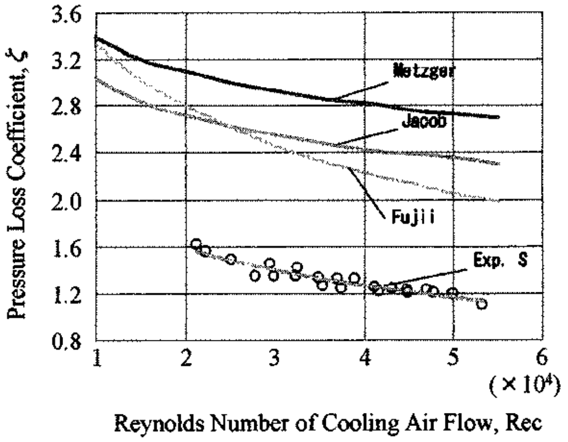


Fig.6 ζ versus Rec[6]

真中のピンフィンにはこの冷却空気があたることで，熱伝達がより大きくなるものと考えられる。一方，フィルム冷却孔側の領域は主流の影響からフィルム冷却プレート付近では右方向の流れを持つが，一部はこの領域で反時計回りに循環流現象を生じている。従って，この領域では対流によってフィルム冷却プレートの熱伝達を向上させていると考えられる。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

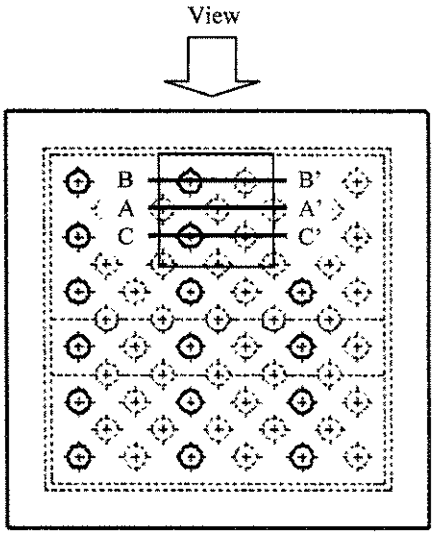
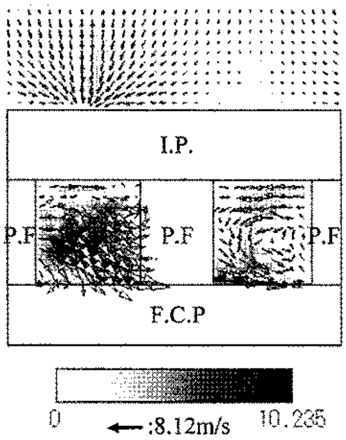
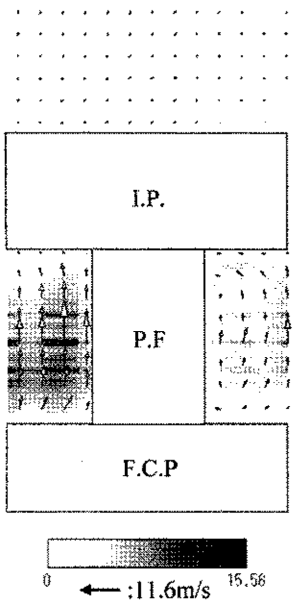


Fig.7 Laser Irradiation Section
and Examined Domain (PIV,CFD)

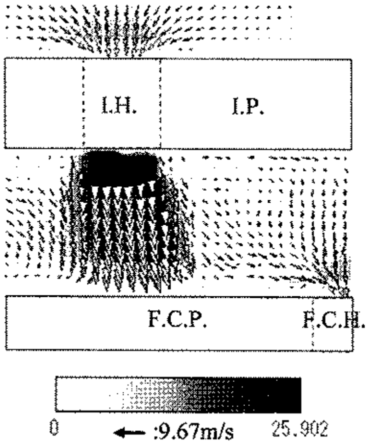


(a) PIV Result at AA'

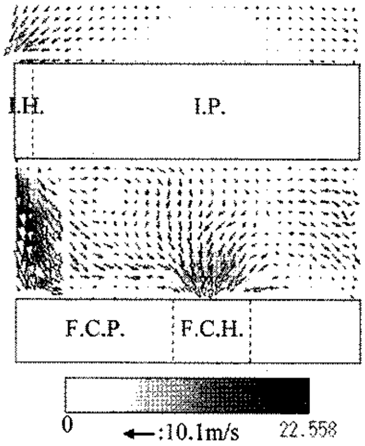


(b) CFD Result at AA'

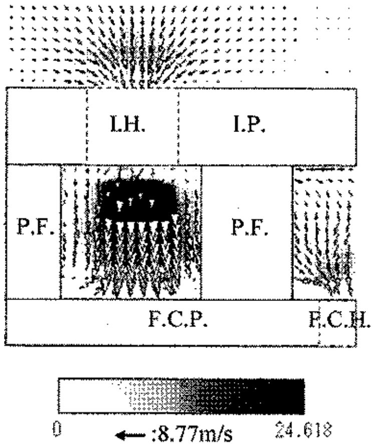
Fig.8 Flow Field at Cross Section AA'



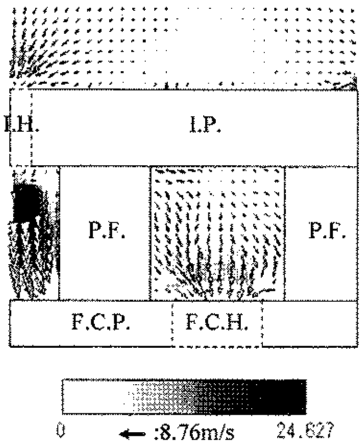
(a) PIV Result at BB'(I.H.)



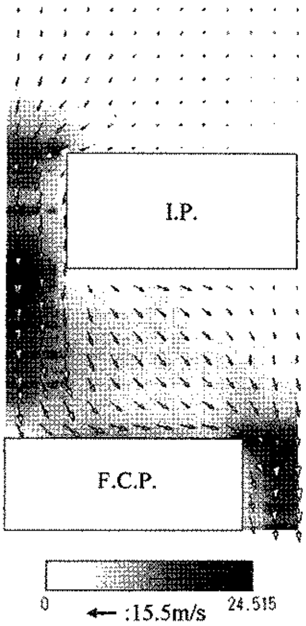
(b) PIV Result at BB'(F.C.H.)



(c) PIV Result at CC'(I.H.)



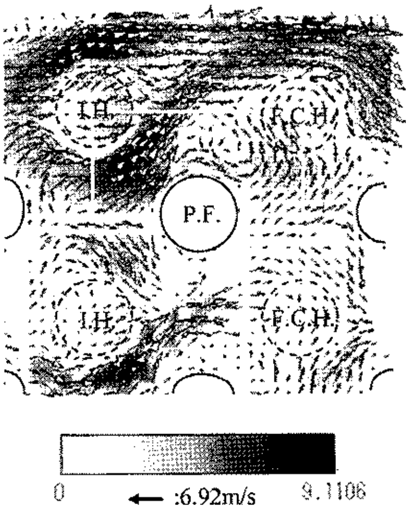
(d) PIV result at CC'(F.C.H.)



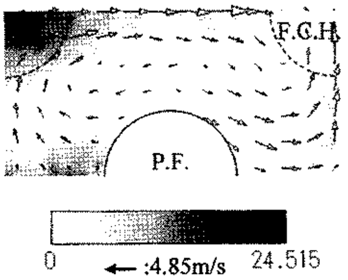
(e) CFD Result at BB',CC'

Fig.9 Flow Field at Cross Section BB',CC'

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.



(a) PIV Result at DD'



(b) CFD Result at DD'

Fig. 11 Flow Field at Cross Section DD'

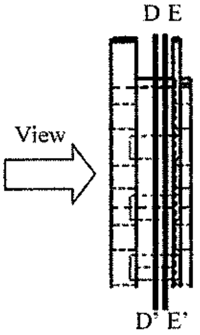
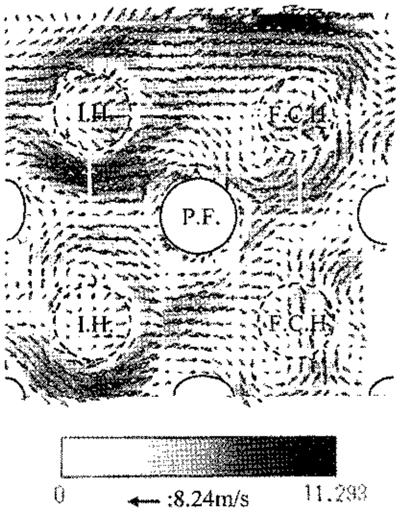
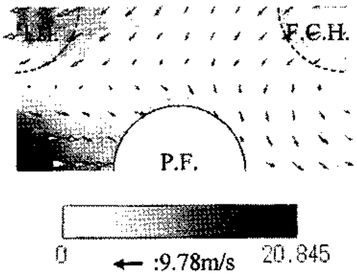


Fig.10 Laser Irradiation Section and Examined Domain (PIV,CFD)



(a) PIV Result at EE'



(b) CFD Result at EE'

Fig. 12 Flow Field at Cross Section EE'

Fig.9 において PIV と CFD の解析結果はおおよそ似ている。インピンジ孔からの流入速度とフィルム冷却孔からの流出速度はほぼ等しく，インピンジ孔からの噴流はピンフィン高さの真中部分で最大流速になり，減少しながらフィルム冷却プレートに衝突する。今実験では光学的視野の関係で，衝突した流れのフィルム冷却プレート近傍での対流を確認することはできなかった。その後，フィルム冷却プレート表面に沿って流れフィルム冷却孔から流出している。CFD の解析結果ではフィルム冷却孔に入ってから流速が大きくなっているが，PIV の解析結果ではフィルム冷却孔付近で流速が大きくなり始めた。これは，冷却空気が主流の影響を受けているためではないかと考えられる。

Fig.11 と Fig.12 において，流れはインピンジ孔からフィルム冷却孔に向かって流れている。PIV の解析結果では，ピンフィンとピンフィンの間にインピンジ孔からの噴流どうしが衝突することによって境界が出来ていることがわかる。また，ピンフィンによって流れが加速されていることもわかる。特にピンフィン高さの真中部分における断面での流速の増大量は著しい。これと Fig.9 の結果を合わせて考えると，冷却空気はインピンジ孔で噴流となり，ピンフィン高さの真中部分においてより広範囲に拡散して，一つのインピンジ孔からの冷却空気における冷却領域を広めているものと考えられる。CFD の解析結果ではピンフィンによる速度の増加の程度は弱く，ピンフィンからインピンジ孔に向かう流れが見られる。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

5．おわりに

複合冷却方式のタービン翼の拡大模型を用いて，試験体内部の冷却空気の流れを可視化し，PIV によって流れ場の解析を行った。その結果と CFD による解析結果を比較することで，以下を得た。

(1)インピンジ孔より流入した冷却空気は，噴流となりフィルム冷却プレートに衝突する。衝突した冷却空気は，プレートに沿って緩やかな流れでフィルム冷却孔から流出する。

(2)PIV 解析では，ピンフィンにより流れが加速される状態がピンフィン高さの真中部分において顕著に見られた。

(3)ピンフィンの中心を通る断面において，解析結果以外は概ね PIV と CFD は一致しており実際の流れをよく表している。

(4)ピンフィンの中心を通る対称面やピンフィンとインピンジ孔の間の流れの様相において，PIV と CFD の解析結果の違いがみとめられた。これらについてはさらなる比較考察が必要である。

今後はピン高さの異なる試験体を用いて同様の実験を行い，ピン高さが与える流れ場の影響などについて解析を進めていく計画である。

謝　辞

本研究は科学研究費補助金の基盤研究 B17360462 によるものであり，石川島播磨重工業(株)・航空宇宙事業本部・技術開発センター，及び(独)宇宙航空研究開発機構・航空プログラムグループ・環境適合エンジンチームとの共同で研究を行っている。また PIV 技術に関しては東京大学・新領域創成科学研究科　岡本孝司教授の指導を得た。関係各位の御厚誼に対し，深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

1) 吉田豊明:(5)冷却技術,日本ガスタービン学会誌,Vol.25,No.97(1997),pp.29-34.
2) 船崎健一,山田和豊,ハミドン・ビン・サーレー:複合型インピンジメント冷却構造に関する研究(流れ場の計測と数値シミュレーション),第 32 回ガスタービン定期講演会講演論文集,B-21(2004),　pp.275-280.
3) 福山佳孝,山根敬,松下政裕,三村富嗣雄,仲俣千由紀,大北洋治,吉田豊明:複合型インピンジメント冷却構造体の開発,第 32 回ガスタービン定期講演会講演論文集,B-22(2004),pp.281-286.
4) 仲俣千由紀，大北洋治，三村富嗣雄，松下政裕，山根敬，福山佳孝，吉田豊明：日本ガスタービン学会誌，Vol.34 No.2(2006),pp.112-117.
5) Yamawaki,S., Nakamata,C., Imai,R., Matsuno,S., Yoshida,T., Mimura,F., Kumada,M.: Cooling Performance of an Integrated Impingement and Pin Fin Cooling Configuration, ASME Paper GT2003-38215 (2003).
6) Yoshida, T., Kumagai, T., Yamane, T.: Development of CMC Heat Exchanger and Its Thermo-fluid Dynamics Performance, IGTC2003 TS-067(2003).
7) Metzger,D.E.,Haley,S.W.:Heat Transfer Experiments and Flow Visualization for Arrays of Short Pin Fins, ASME Paper 82-GT-138(1982).
8) Jacob,M.:Heat Transfer and Flow Resistance on Cross Flow of Gases over Tube Banks, Trans. ASME, Vol.59(1938),pp.384-386.
9) Fujii,T.,Niizato,K.:Consideration on Estimating Method for Flow Resistance Coefficient in Tube Banks, Bulletin of the JSME,B,Vol.51,No.461(1997),pp.356-360.

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A－3

流体・熱伝導連成による２次元翼列の熱伝達解析における乱流モデルの影響

*馬場　隆弘，山根　敬，福山　佳孝（JAXA）

Influences of Turbulence Models on 2D Cascade Heat Transfer Using the Conjugate Simulation of Flow and Heat Conduction

*Takahiro BAMBA, Takashi YAMANE and Yoshitaka FUKUYAMA (JAXA)

ABSTRACT

In flow simulation with large strain rate, the selection of turbulence model gives unignorable influence on heat transfer prediction, which is known as the stagnation anomaly. Typical turbine cascade flow includes stagnation on leading edge, secondary flows, and wake, all of which possibly produces large velocity strain rate. Similar and possibly greater influence is expected on the conjugate simulation results, and it must be thoroughly examined. A time-scale bound is applied to basic *k-ω* and SST models install in the common CFD platform UPACS. This paper discusses influences of turbulence model selection on heat transfer prediction in two-dimensional turbine cascade with simple internal convective cooling.

Key words: Conjugate simulation, Turbulence models, Heat transfer, Cascade Flow

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。熱効率は、エンジン圧力比増大、タービン入口温度上昇等により向上することができる。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。高性能冷却構造体の開発には、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。

ところで、大きい速度歪みや遷移を伴う流れ場の流体解析において、乱流モデルの選択が熱伝達率予測に与える影響は小さくないことが知られている。その影響は流体・熱伝導連成解析においても現れるものと考えられ、十分に検討されるべき問題である。UPACSにはRANSベースの乱流モデルが数種類実装されているが、どれも標準的なモデルであり、淀み点近傍における熱伝達率や遷移の予測に難があった[2)]。熱伝達率予測の改善方法は、乱流エネルギー生成項の修正[3)]、乱流の時間スケールへの制限[4)]、v^2-f法[5)]の利用、非線形渦粘性乱流モデルの使用[6)]などいくつかの方法が提案されている。本報では、Durbinの提案する時間スケールに制限をもたせる手法をk-ωモデルおよびSSTモデルに適用して淀み点近傍など速度歪みの大きい流れ場の再現性を改善し、その結果が流体・熱伝導連成解析に与える影響を検討する。

２．乱流モデルと解析手法

2.1　Anomaly の回避

一般的な２方程式モデルは、速度歪みの大きい流れ場において乱流エネルギーを過剰に評価してしまうことが知られている（Anomaly）。その原因は、乱流エネルギーの過剰な生成、もしくは乱流エネルギー散逸率の過小な見積もりとして捉えることが出来る。乱流エネルギー散逸率を過小に見積もっているということは、渦粘性が過大に評価されていると言い換えることもできる。Durbin[4)]はこの考えに基づきtime-scale bound（時間スケールへの制限）を提案した。渦粘性は

$$\mu_t = C_\mu \rho u^2 T \qquad (1)$$

という形で表現される。ここでuは速度スケール、Tは時間スケールであり、k-εモデルでは$u^2=k$、$T=k/\varepsilon$、k-ωモデルでは$u^2=k$、$T=1/C_\mu\omega$である。SSTモデルでは渦粘性を

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

$$\mu_T = C_\mu \rho k \cdot \min\left(T, \frac{a_1}{C_\mu \Omega F_2}\right) \qquad (2)$$

と定義することで、k-ωモデルと同様に考えられる。時間スケール T はまた生成項や消散項などのソースタームにも現れる。

Durbin は、レイノルズ応力テンソルの固有値が負にならないという現実的な条件から時間スケール T への束縛条件を導いた。それは、

$$T = \begin{cases} \min\left[\dfrac{k}{\varepsilon}, \dfrac{\alpha}{\sqrt{6} C_\mu |S|}\right] & for\ k-\varepsilon \\ \min\left[\dfrac{1}{C_\mu \omega}, \dfrac{\alpha}{\sqrt{6} C_\mu |S|}\right] & for\ k-\omega \end{cases} \qquad (3)$$

Sは速度ひずみテンソルである。圧縮性流れではSの代わりに$S^*=S-1/3(\nabla \cdot U)$ を使用する。この制限を加えることで、P_kは速度ひずみの大きいところで$|S|^2$ではなく$|S|$に比例する形で増加するようになる。定数αはv^2-fモデルの係数に倣って$\alpha = 0.6$とした[7)]。

2.2　数値解析手法概要

全ての解析はUPACS[8)]を利用して行った。UPACSは、マルチブロック法、セル中心法、有限体積法、といった特長を持つ。流体解析の空間の離散化にはRoeの近似Riemann解法を用い、MUSCL法により2次または3次精度に高次精度化、minmodを流束制限関数に使用した。時間積分は陰解法と局所時間刻法を用いた。

流体・熱伝導連成解析におけるエネルギー式は、2 次精度中心差分で空間的に離散化し、時間積分にはEuler陽解法を用いた。解析時間短縮のため、熱伝導サブステップ手法を使用した[1)]。この手法は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しているが、これによる解への悪影響は確認されていない。また流体部分と固体の熱伝導部分の接続は、UPACSのマルチブロック法を生かし、仮想セルへの物理量の受け渡しによって行っている。

3．淀み点近傍における熱伝達率予測の改善

3.1　解析対象

淀み点近傍における熱伝達率予測の改善を検証するために軸対称のインピンジ冷却を解析した。比較対象にはBaughnらの実験[9)]を選択した。Fig.1 に解析対象の略図を示す。ジェットは直径d=25mmの導入管から噴出される十分発達した管内乱流であり、管径を基準としたレイノルズ数は23300 である。実験では、等熱流束加熱する薄膜ヒーターを組み込んだターゲットプレートに感応範囲の狭い感温液晶を塗布し、加熱量を変化させて熱伝達率分布を得ている。

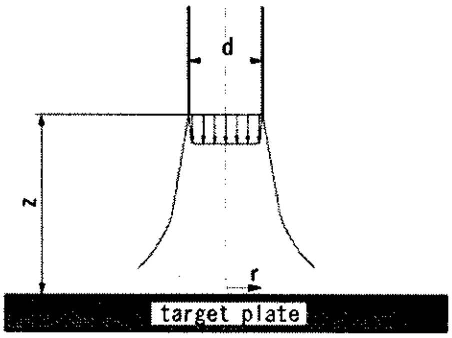


Fig.1　Diagram of impinging jet

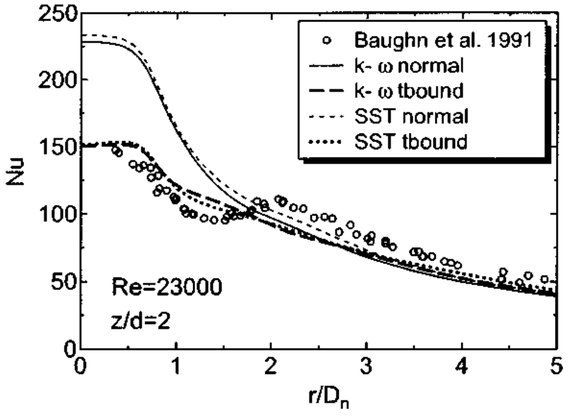
解析は、流体のみの等温加熱（302.9K）と等熱流束加熱（2000W/m^2）、および連成解析の等熱流束加熱（2000W/m^2）で行った。ジェットの全温は288.2K、背圧を大気圧とし、ジェットーターゲットプレート管距離zを 2dとした。ターゲットプレートは厚みdのSUS304 の板とし、連成解析での加熱条件はジェットが当たる反対側の面で与えた。管内乱流は、まず十分長い管内流を解析し、その結果得られた保存量の分布をジェット出口より1d上流で与えることで模擬した。計算負荷軽減のために、軸対象の流れ場を仮定した。流体部分の格子は 130 点×130 点、固体部分の格子は 130 点×46 点、合計約 23000 点である。流体部分の格子密度への依存性は、40000 点程度の格子でもほぼ同じ結果が得られることを確認している。

3.2　解析結果

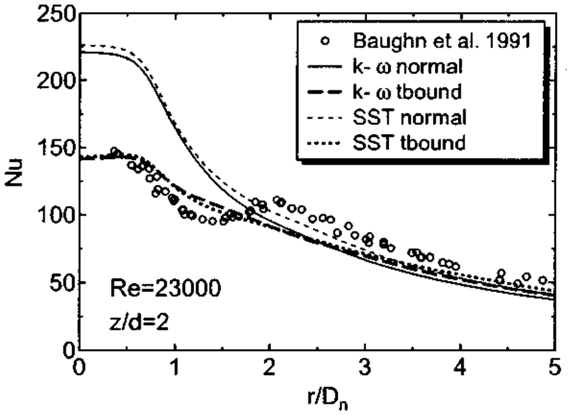
Fig.2 に流体解析のみの場合のターゲットプレート面上のヌッセルト数分布を境界条件毎に示す。淀み点付近で過大評価されていた熱伝達率が、time-scale bound により k-ωモデル、SST モデルどちらにおいても実験とほぼ同じ値に改善されている。境界条件による違いもほとんどない。しかし、淀み点での熱伝達率分布が実験と比較してフラットであること、壁面噴流の遷移挙動が十分に捕らえられていないことなど、改善されるべき点はある。k-ω、SST のモデル間での違いは遷移挙動や遷移後の熱伝達率に表れており、若干ではあるが、SST モデルの方が遷移後の熱伝達率予測が良い傾向にある。

Time-scale bound を連成解析に適用した場合のターゲットプレート面上のヌッセルト数分布をFig.3 に示す。どの乱流モデルにおいても共通した

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

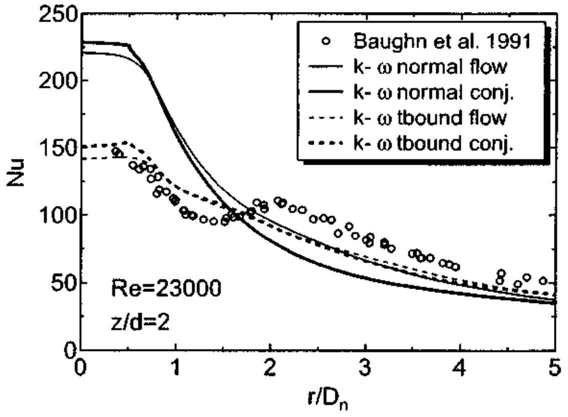


(a) 等温加熱

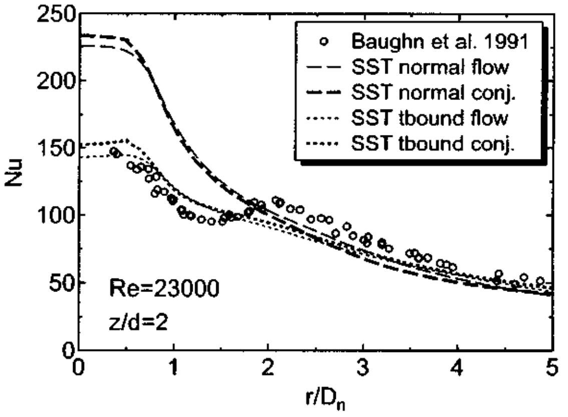


(b) 等熱流束加熱

Fig.2 ヌッセルト数分布（流体解析のみ）



(a) k-ω



(b) SST

Fig.3 流体解析と連成解析のヌッセルト数分布の比較（等熱流束加熱）

傾向として、連成解析で得られるヌッセルト数分布は流体解析と比べて淀み点では大きく、壁面噴流部では小さくなっている。流体解析ではインピンジ面において流体は一様に等熱流束加熱されるが、連成解析では等熱流束で過熱されている面はターゲットプレートの裏側であり、加えた熱は厚み方向以外にも伝わることが原因であると考えられる。乱流モデル間の違いは、流体解析と同様ほとんどない。

4．2次元タービン静翼列

4.1　C3X 翼列

実際の2次元翼列流れにおける検証を行った。流体・熱伝導連成解析と比較する実験データは、冷却側まで含めた境界条件が明確で実験精度が高いことが要求される。ここではC3X翼列を用いたHyltonら[10)]の実験データを比較対象とした。C3X翼列の翼形状および冷却流路形状をFig.4 に示す。Fig.5 に計算格子を示す。翼周りの流体に6ブロック、翼内部に76ブロック、計82ブロック、30000点強の格子点を使用した。流入・流出境界は、と

Table 1 比較条件

M1	M2	Pt [MPa]	To [K]	Tw [K]	Re	Tu [%]
0.17	0.91	0.245	802	585	1.49×10^5	6.5

M1:翼列入口マッハ数　M2:翼列出口マッハ数
Pt:翼列入口全圧　Tt:翼列入口全温
Tw:壁面温度　Re:基準翼列出口レイノルズ数
Tu:翼列上流乱れ強さ

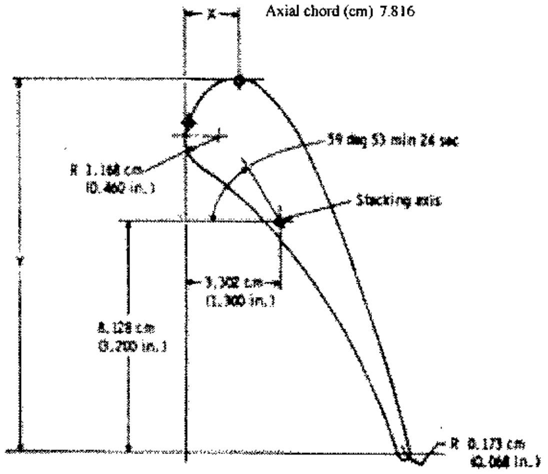
Table 2 冷却条件

Hole No.	D [cm]	Cr	Tc [K]	Re_D $[10^{-4}]$	MFR [kg/s]
1	0.630	1.118	360.63	15.494	1.62×10^{-2}
2	0.630	1.118	360.63	16.162	1.69×10^{-2}
3	0.630	1.118	346.23	15.974	1.62×10^{-2}
4	0.630	1.118	352.50	15.877	1.64×10^{-2}
5	0.630	1.118	341.41	17.071	1.72×10^{-2}
6	0.630	1.118	380.08	16.158	1.76×10^{-2}
7	0.630	1.118	352.47	16.234	1.67×10^{-2}
8	0.310	1.056	387.16	10.434	5.70×10^{-3}
9	0.310	1.056	421.81	6.396	3.71×10^{-3}
10	0.198	1.025	466.79	4.685	1.85×10^{-3}

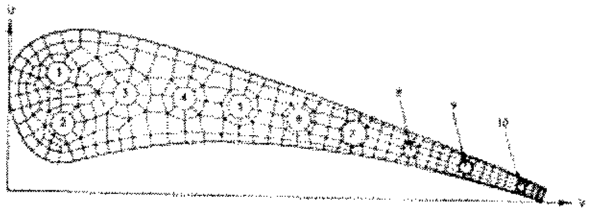
D:冷却流路直径　Cr:補正係数
Tc:冷却空気平均温度　Re_D:冷却流レイノルズ数
MFR:冷却空気流量

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Setting angle (deg)	59.89
Air exit angle (deg)	72.38
Throat (cm)	3.292
Vane height (cm) 7.620	
Vane spacing (cm)	11.773
Suction surface arc (cm)	17.782
Pressure surface arc (cm)	13.723
True chord (cm) 14.493	
Axial chord (cm) 7.816	



(a) 翼列形状



(b) 冷却流路形状

Fig.4 C3X タービン静翼

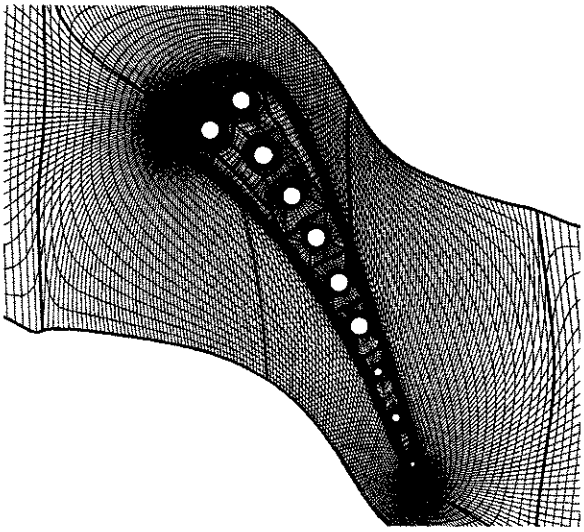


Fig.5 計算格子形状（翼近傍）

もに翼から 1 コード長離れたところにとった。比較対象のデータをTable 1 に示す。実験では翼面温度に分布があるが、流体解析では翼面温度Twを一定として解析を行う。流体・熱伝導連成解析では冷却側を発達した乱流管内流れと仮定し、Table 2 に示す条件からヌッセルト数を次の関係式

$$Nu_D = Cr\left(0.022\,\mathrm{Pr}^{0.5}\,\mathrm{Re}_D{}^{0.8}\right) \qquad (4)$$

に従って求め、熱伝達率と冷却空気温度から冷却境界条件を与える。

4.2　流体解析結果

Fig.6 に流体解析から得られた翼面上圧力分布を示す。縦軸は入口全圧で無次元化した翼面静圧、横軸は前縁からの軸方向距離を Axial Chord で無次元化した距離で、背側を正、腹側を負で表す。モデル間の差は特に見られない。背側の後縁近くで実験より圧力が下がっている点が見られるが、その他はどの乱流モデルでも概ね良好に再現できている。

Fig.7 に流体解析から得られた翼面上熱伝達率分布を示す。縦軸は無次元化した熱伝達率である。どのモデルも定性的な傾向は予測できているが、翼腹側の遷移前の熱伝達率が過小に見積もられていること、翼背側で早く遷移しすぎることなど、定量的には不満が残る。一方で乱流モデル間の違いが表れている。遷移に対する予測は SST モデル

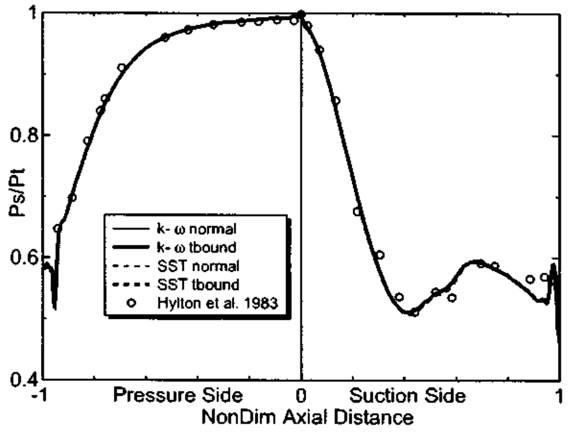


Fig.6 翼面上静圧分布（流体解析）

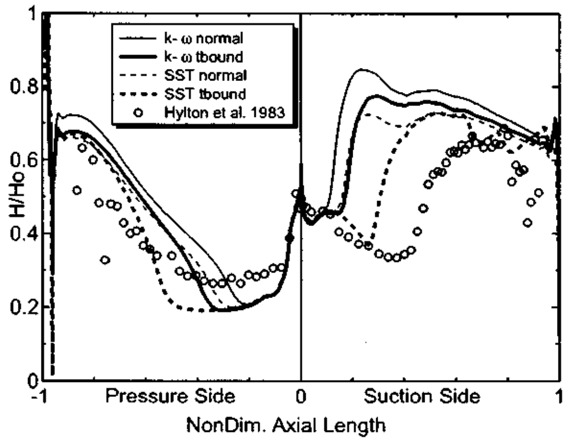


Fig.7 翼面上熱伝達率分布（流体解析）
Ho=1135[W/m²K]

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

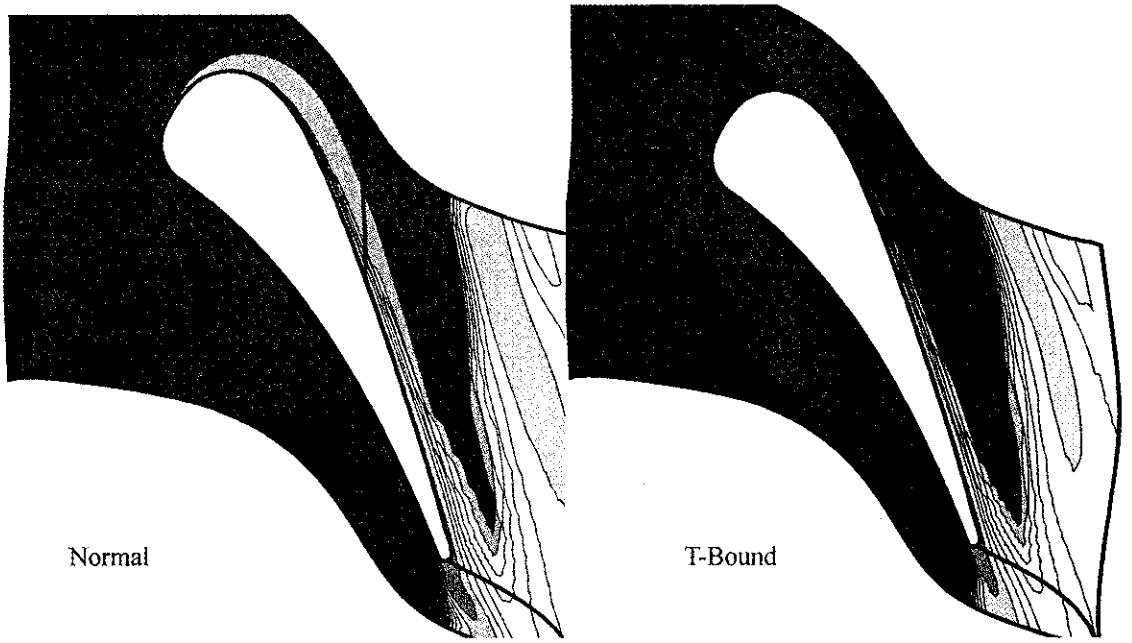


Fig.8 乱流エネルギー分布（SST）

の方が *k-ω*モデルより適合している。どちらのモデルにも time-scale bound を適用することで遷移の開始点が遅れており、過度な乱流エネルギーの生成が抑制されることで結果的に乱流への遷移に鈍感になっていると考えられる。

Fig.8 に SST モデルを使用したときの乱流エネルギー分布を示す。Time-scale bound を適用することで、翼面近傍、特に背側で乱流エネルギーが小さくなっている。

4.3 連成解析結果

Fig.9 に流体・熱伝導連成解析から得られた翼面上圧力分布を示す。流体解析とほぼ同じ結果が得られていることが確認できる。流体解析と連成解析の冷却条件の違いは、流れ場に影響を特に及ぼしていない。

Fig.10 に流体・熱伝導連成解析から得られた翼面上熱伝達率分布を示す。乱流モデル間の違いの傾向は、流体解析と似ている。流体解析と比較して腹側ではあまり大きな違いはないが、背側で定量的により実験に近い分布を示している。流体と翼の間で行われる熱収支より決定される温度分布が反映されていることが、予測精度の改善に寄与していると考えられる。

5．結　言

Time-scale bound を *k-ω*モデルおよび SST モデルに適用して流体解析による淀み点の予測精度を改善し、乱流モデルの選択が流体・熱伝導連成解析

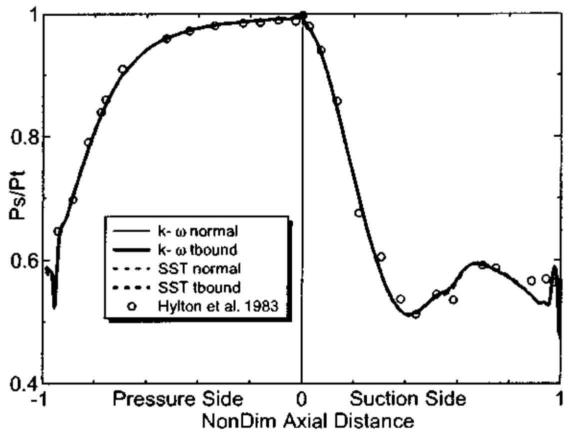


Fig.9 翼面上静圧分布（連成解析）

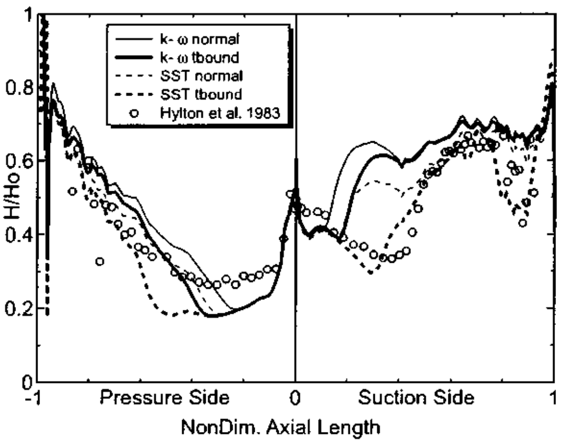


Fig.10 翼面上熱伝達率（連成解析）
Ho = 1135W[W/m^{2}K]

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

による熱伝達予測に与える影響を調べ、以下の知見を得た。

- Time-scale bound は、流体解析だけではなく流体・熱伝導連成解析においても、Anomaly の回避に有効であるが、壁面噴流の遷移は予測できない。
- 遷移を伴うような複雑な流れ場をもつ２次元翼列周りの熱伝達予測は、*k-ω*モデルよりもSST モデル方が優れている。
- Time-scale bound を適用することで乱流の過剰な生成が抑制されるため、結果的に遷移開始点を遅らせる効果がある。
- 乱流モデル選択の流体・熱伝導連成解析における熱伝達予測への影響は、定性的に流体解析と同じ傾向を示す。
- 流体解析で翼面における境界条件を規定するのは難しいため、流体と翼の間の熱収支を計算する連成解析は熱伝達予測精度の改善に有効である。

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) 馬場隆弘、今村太郎、山根敬、福山佳孝: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, 第 33 回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp.165-168, 2005.
3) Kato, M and Launder, B. E., "Modelling Flow-Induced Oscillations in Turbulent Flow around a Square Cylinder", *ASME FED*, Vol. 157, pp. 189-199, 1993.
4) Durbin, P. A., "On the *k-ε* Stagnation Point Anomaly", *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, pp. 89-90, 1996.
5) Durbin, P. A., "Separated Flow Computation with *k-ε-v2* Model", *AIAA J.*, Vol. 33, pp. 659-664, 1995.
6) Merci, B. and Dick, E., "Heat Transfer Predictions with a Cubic *k-ε* Model for Axisymmetric Turbulent Jets Impinging onto a Flat Plate", *J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 469-480, 2003.
7) 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.
8) 山本一臣、榎本俊治、高木亮治、山根敬、山崎裕之、山本武、藤田直行、松尾裕一、岩宮敏幸、野崎理、大西充、溝渕泰寛、牧田光正、黒滝卓司、藤原仁志（航技研 UPACS プロジェクトチーム）:並列計算 CFD プラットフォーム UPACS について, *Proc. of Aerospace Numerical Simulation Sympo.* '99, NAL SP-44, pp. 351-355, 1999.
9) 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.
10) Hylton, L. D., Mihelc, M. S., Turner, E. R., Nealy, D. A., and York, R. E., "Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution Over the Surfaces of Turbine Vanes," *NASA CR-168015 DDA EDR 11209*, 1983.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

冷却翼開発における CHTflow 解析 (Conjugate Heat Transfer and flow analysis：熱・流体連成解析) の適用と実機での温度計測事例

*田中 良造，杉本　隆雄，笠 正憲，辻 幸一郎（川崎重工）

Application of CHTflow(Conjugate Heat Transfer and flow) analysis to the cooled blade design and the result of temperature measurement

*Ryozo TANAKA, Takao SUGIMOTO, Masanori RYU, Koichiro TSUJI
(KAWASAKI HEAVY INDUSTRIES,LTD)

ABSTRACT

In development process of cooled turbine blade, precise prediction of the blade temperature at the design stage and precise temperature measurement in the prototype engine test are both very important for reducing the turn around time of the development process. With respect to the metal temperature prediction, CHTflow(Conjugate Heat Transfer and flow) analysis results which KHI applied to the cooled blade design in collaboration with IDG (Institute of steam and gas turbine, Aachen University) are presented, and with respect to the temperature measurement, the blade temperature measurement results by some methods including the thermal index paint and the latest pyrometer system are also presented.

Key words: Turbine cooling, Heat transfer, Pyrometer measurement, Film cooling

1．はじめに

ガスタービンエンジンの冷却翼の設計・改良において、そのターンアラウンドを短縮するためには設計段階でのブレード温度の精度の良い予測、及びエンジン試作段階での精度の良い温度計測の両者が必要となる。本講演では、筆者らが IDG (Aahen 工科大学の蒸気・ガスタービン研究所：以下 IDG) と共同で実施している熱流体連成シミュレーション"CHTflow 解析"(Conjugate Heat Transfer and flow simulation：以下 CHTflow 解析)の冷却翼への適用を、また計測に関してはパイロメータを用いた実機冷却翼の計測について紹介する。

また、現在 IDG と共同で開発中の新フィルム冷却方式 DJFC* (Double Jet Film Cooling：以下 DJFC) について CHTflow 解析結果及び計測結果についても紹介する。(＊特許出願中)

2．CHTflow 解析の冷却翼への適用

筆者らは 1996 年より IDG と CHTflow 解析のガスタービンの冷却翼への適用について共同研究を実施してきた [2,4,5,6]。当初はモデルの単純化を必要とし且つ計算に月単位の時間を要していたが、ここ 10 年間の PC の急速な進歩により近年では実機をほぼ忠実に再現したモデルを数日で計算できるレベルなってきている。

2.1 CHTflow 解析の概要

図-1 に CHTflow 解析の概念図を示す。図に示すとおり CHTflow 解析とは、

- 翼外部流れの解析
- 翼内部流れの解析
- 流体・メタル境界及びメタル部分での流体・メタル間の熱移動及びメタル内の熱伝導解析

のように、従来分割して行っていた 3 種類の解析を同時に実行する手法である。

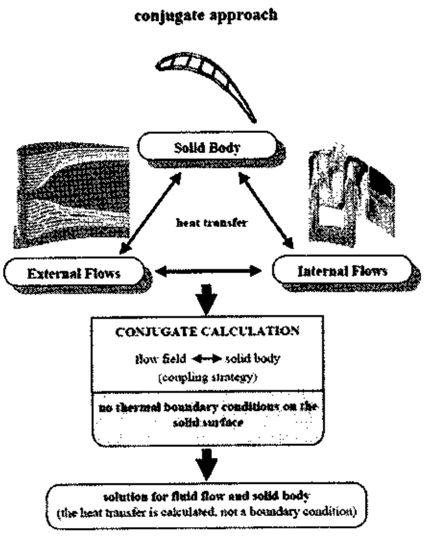


図-1. CHTflow 概念図

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

従来はそれぞれの解析の間で煩雑な境界条件の受け渡し、及び解が収斂するまでその作業を繰り返す必要があったため非常に手間がかかり、そのことが解析精度上、或いは限られた開発期間で最適な設計を行う上で障害となっていた。

本手法を導入することにより短時間で精度の高い結果が得られるようになった。また、CHTflow解析では内部冷却通路から二次流れの影響が大きい翼外表面近傍に吹き出すフィルム冷却の高精度な解析が可能である。

2.2　CHTflow 解析結果の一例

図-2 に対象とした 1 段動翼の外観図を示す。熱負荷の高い前縁部、TIP 部、後縁腹側にはフィルム冷却孔を配置している。

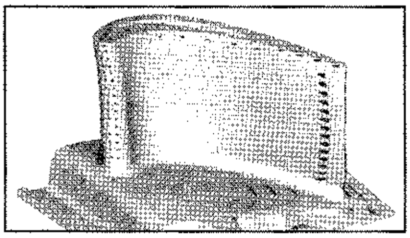


図-2. 1段動翼外観

図-3 に本手法を用いた解析結果及び示温塗料を用いた実機での計測結果の一例を示す。プロトタイプでは前縁部の正圧面側のフィルム冷却孔から吹き出した冷却空気が正圧面に沿って流れず負圧面に付着してしまい前縁部腹側が高温ガスにさらされホットスポットになっていることが判った。温度計測も同様の現象を示唆する結果となっている。

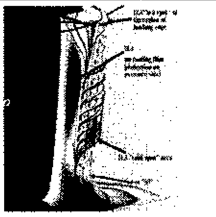
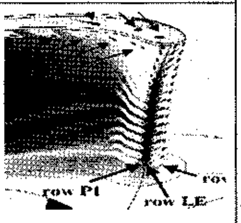
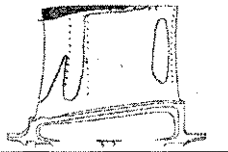
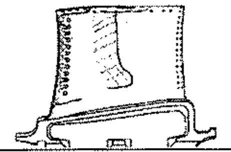
	プロトタイプ	タイプ A
CHTflow 解析結果		
温度計測結果 ●…H ●…M ○…L		

図-3. CHTflow 解析結果と温度計測結果

タイプ A ではプロトタイプの解析結果を反映しフィルム冷却孔の再配置を実施した。解析結果では前縁部正圧面側のフィルム冷却孔から吹き出した冷却空気は正圧面に付着しているのが確認できる。また、同じくホットスポットとなっていた TIP 領域にもフィルム冷却孔を追加している。温度計測結果もこれらホットスポットの消滅が確認され CHTflow 解析の設計への適用の有効性が示された。

3. パイロメータによる実機冷却翼の計測

当社ではパイロメータシステムを導入し本格的に実機試験に適用している [1]。本装置により今までのサーモペイント・熱電対では計測し得なかった詳細な温度分布の計測が可能となった。

3.1　パイロメータシステムの概要

表-1 に導入したパイロメータの主要諸元を、図-4 に装置の外観を記す。

表-1. パイロメータシステムの基本諸元 (メーカカタログより)

計測温度範囲	700℃～1150℃
分解能	±1℃
温度計測精度	±3℃
サンプリング数	1,000,000 点/秒
ミラースキャン範囲	50°

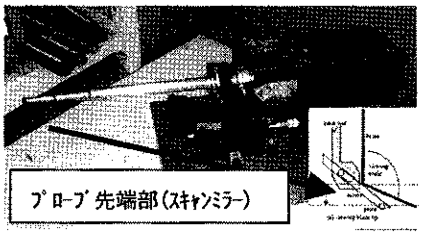


図-4. パイロメータ装置(ヘッド部)外観

3.2　パイロメータによる計測事例

パイロメータ計測を前述の 1 段動翼のメタル温度計測に適用した事例について紹介する。図-5 に設置図を示す。プローブを付け替えることにより 3 方向からの計測が可能である。

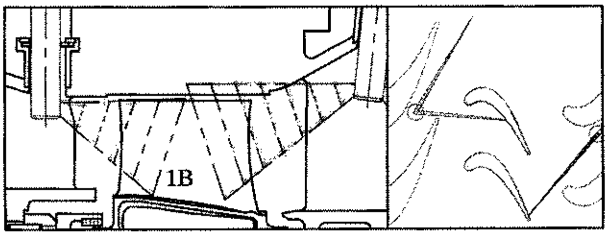


図-5. パイロメータ設置図

図-6 にパイロメータによる計測結果を示す。正圧面において Pos.#1 と Pos.#2 からの計測は別々に実施されたにもかかわらず結果の温度コンターは完全に連続している。また、同時に TC(熱電対)及び示温塗料による計測を行ったがこれらの結果は良く一致した。正圧面の後縁寄りに若干温度の高い領域が認められた。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

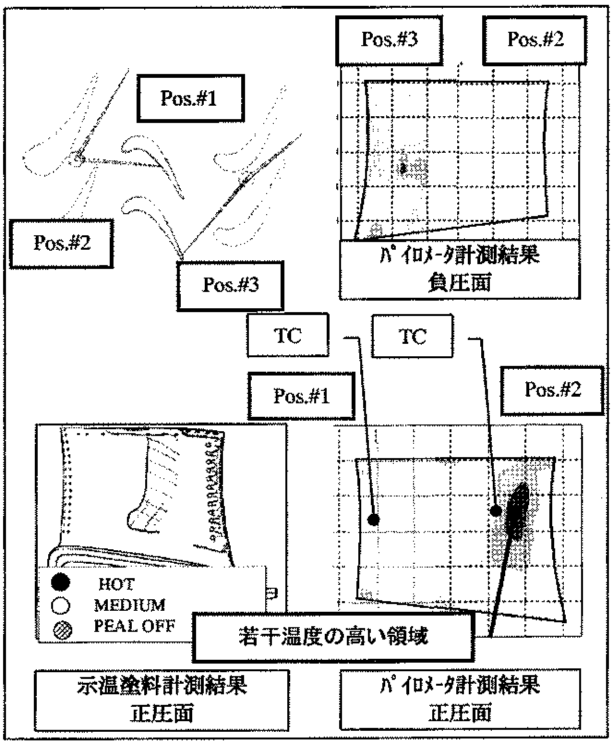


図-6. パイロメータによる計測結果

若干温度の高かった領域に対し冷却強化を目的とした改良ブレードを数種類製作しパイロメータを用いて同時に計測した。図-7 にタイプ A の計測結果と最終的に決定したタイプ B のフィルム冷却孔の配置と温度計測結果を示す。

温度の高い領域が完全に消滅し、適切な冷却となっていることが計測により確認できた。

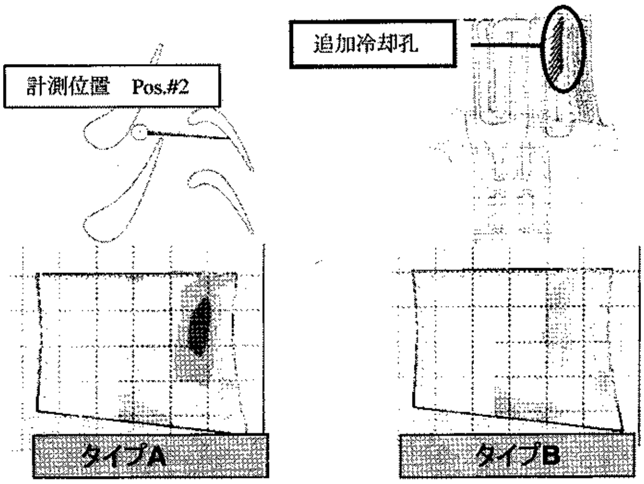


図-7. 冷却強化試験結果（正圧面）

4. 新フィルム冷却方式 DJFC の開発

筆者らは前述の CHTflow 解析およびパイロメータ計測技術を、IDG と共同で開発している新フィルム冷却方式 DJFC の開発に適用している [2]。

4.1 DJFC の基本概念

本技術は単孔から噴出したフィルム冷却空気が1対の渦(Kidney vortex pair)を持つ性質を利用している(図-8参照)。図-9にDJFCの平板モデルの配置図をまたCHTflow解析結果を図-11に示す。

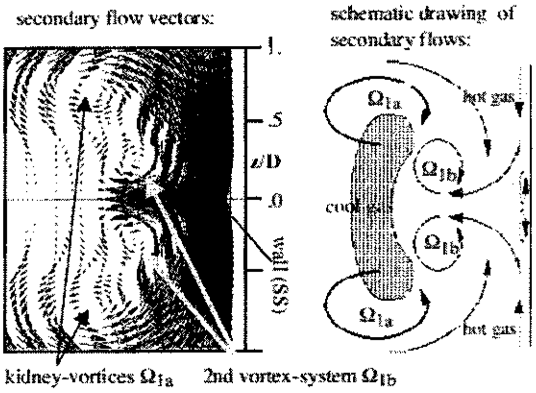


図-8. 単孔から噴出したフィルム空気の構造

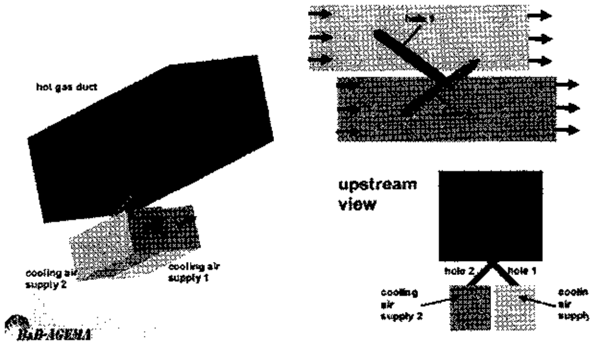


図-9. DJFC-平板　のフィルム孔配置

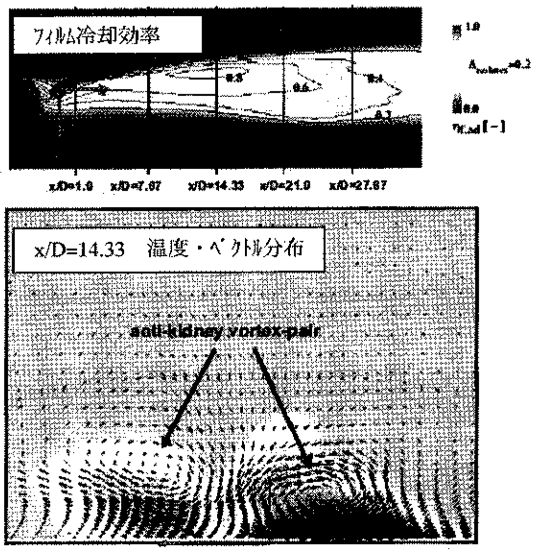


図-10. DJFC-平板　CHTflow 解析結果

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

解析結果から、ねじれの位置関係にある 2 つの冷却孔から噴出した冷却空気の渦が相互に干渉し壁面に押し付けられ広い領域がフィルム空気で覆われていることが確認できる。

4. 2　DJFC の実翼への適用検討

筆者らは本技術の実翼への適用検討を実施している。図-11 に CHTflow 解析による解析結果を、図-12に試作翼のパイロメータによる実測結果を示す。

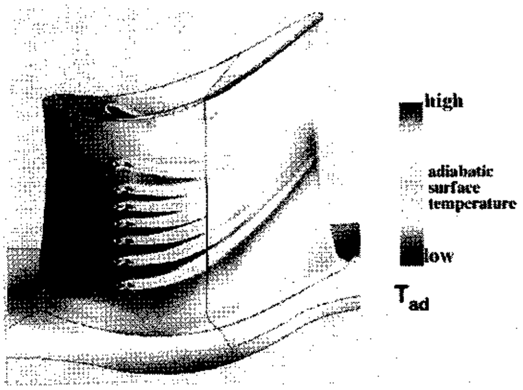


図-11．DJFC-冷却翼　CHTflow 解析結果

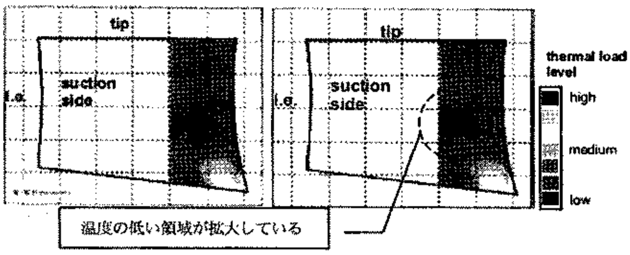


図-12．DJFC-冷却翼　実測結果（負圧面）
左･･･タイプ B 翼：　右･･･タイプ C 翼（DJFC 適用）

解析の結果、DJFC を適用したタイプ C 翼は、後縁に近い部分の温度が下がっており DJFC の効果は翼面においても有効であることが確認された。また、パイロメータによる温度計測試験においても、タイプ B 翼（通常のフィルム冷却適用）に比べてフィルム冷却の効果が高く現れていることが確認できた。

5．まとめ

冷却翼の設計・開発に関して、ブレード温度の精度の良い予測技術として IDG と共同で行っている CHTflow 解析を、また精度の良い温度計測技術としてパイロメータ計測について紹介した。またこれらの解析・計測技術を活用して開発を行っているフィルム冷却方式 DJFC について紹介した。

今回紹介した解析・計測技術により、迅速でかつ精度の高い冷却翼の開発が可能となった。また実機開発のみならず今回紹介した DJFC といった新技術の評価についても効率良く実施が可能であり実機適用までの期間の飛躍的な短縮が期待できる。

参 考 文 献

1) R. Tanaka, T. Sugimoto, M. Ryu , K.Tsuji, et al : CONTINUING IMPROVEMENTS OF 20MW-CLASS GT KAWASAKI L20A, ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain, May 08-11, Paper No. GT2006-90394.
2) K. Kusterer, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka : Double-Jet Injection of Cooling Air for Improved Film-Cooling, ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain, May 08-11, 2006, Paper No. GT2006-90854 .
3) K. Kusterer, T. Hagedorn, T. Sugimoto, R. Tanaka, D. Bohn : Improvement of a film-cooled blade by application of the conjugate calculation technique, ASME Turbo Expo 2005. Reno, Nevada, USA, June 06-09, 2005. Paper No. GT2005-68555.
4) K. Kusterer, D. Bohn, T. Sugimoto, T. Tanaka : Conjugate Calculations for a Film-cooled Blade Under Different Operating Conditions, ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, June 14 - 17, 2004, Paper No. GT-2004-53719.
5) K. Kusterer, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka : Conjugate Heat Transfer Analysis of a Test Configuration for a Film-cooled Blade, International Gas Turbine Congress (IGTC) 2003 Tokyo, Japan, 2-7 November 2003.
6) D. Bohn, V. Becker, J. Gier, K. Kusterer and Y. Otsuki, T. Sugimoto, R. Tanaka : The Influence of Rotation on the Internal Flow of a Cooled Turbine Blade with Serpentine-shaped Cooling Channels, ASME-ASIA 1997, 97-AA-115, pp. 1 - 6, ASME-ASIA 1997, Singapore, October 1997

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A－5

多段傾斜インピンジメント冷却構造の冷却性能に関する実験的研究

*藤本秀，大北洋治（石川島播磨重工），
福山佳孝，山根敬，三村富嗣雄，松下政裕（宇宙航空研究開発機構），
吉田豊明（東京農工大）

Experimental Research on Cooling Performance of an Innovative Cooling Structure - Multiple Angled Impingement

* Shu Fujimoto (IHI), Yoji Okita (IHI), Yoshitaka Fukuyama (JAXA), Takashi Yamane (JAXA), Fujio Mimura (JAXA), Masahiro Matsushita (JAXA) and Toyoaki Yoshida(TUAT)

ABSTRACT

Innovative cooling method named Multiple Angled Impingement, which realizes drastic reduction of cooling air used for turbine shrouds, has been invented. To confirm cooling performance of this cooling structure, we manufactured test pieces of dummy turbine shrouds to which Multiple Angled Impingement cooling structure and conventional impingement cooling structure were applied. Cooling performance tests were conducted using these test pieces for several Reynolds numbers of mainstream hot gas and cooling air flow. IR images on heated surfaces of the test pieces were captured for every Reynolds numbers in the tests and then distributions of cooling effectiveness were obtained. In the results of these tests, space-mean cooling effectiveness on the test piece surface of Multiple Angled Impingement was much better than that of the conventional impingement cooling structure.

Key words: Turbine Shroud, Internal Cooling, Jet Impingement

1．はじめに

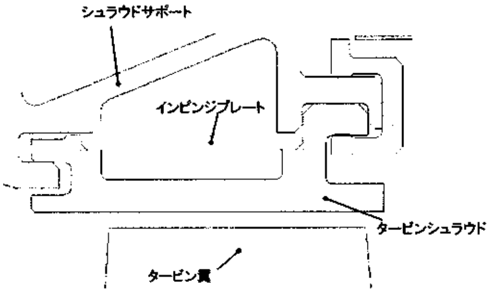
近年熱効率向上のためにガスタービンの高温化が進められており，この場合のタービン入口温度は千数百度程度にまで達する。かかる高温下において金属製のタービン部品は，材料の耐用限界温度を超えない様，冷却が必須となる。通常，冷却には圧縮機で生成される高圧空気を使用するため，この冷却空気の使用量が直接的にエンジンの性能に影響を及ぼす。

現在，石川島播磨重工業を代表会社とし，川崎重工業，三菱重工業，日本航空機エンジン協会(JAEC)，超音速輸送機用推進システム技術研究組合（ESPR組合）の５者による共同事業として，低コストでなおかつ環境対策にも優れた次世代小型航空機用エンジンの開発を目的とした「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」が進められている(1)。また，宇宙航空研究開発機構（JAXA），東京農工大学（TUAT）等が共同研究として参加している。

本研究報告では，高圧タービンシュラウドへの適用を目的として本研究プロジェクトの中で開発された新しい冷却技術である「多段傾斜インピンジメント冷却構造」について紹介し，その冷却性能試験結果について述べる。

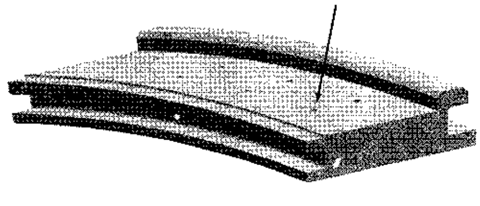
2．タービンシュラウド冷却構造

高圧タービンシュラウドは，高圧タービン動翼の外周側にガスパスを形成する様に数十個組み合わせてリング状とする部品であり，高温の主流ガスに曝される為に冷却を必要とする。図１に典型的なタービンシュラウドの断面図と３Ｄ図を示す。



(a)　タービンシュラウド断面図

(b)



(b) 従来型インピンジ冷却構造をもつ タービンシュラウドの3D図

図１　タービンシュラウド図

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，(弘前)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

従来のタービンシュラウドの冷却は，圧縮機より抽気した空気をシュラウド外部のキャビティに導入し，それを小さな冷却孔を通してシュラウド本体に吹き付けるインピンジ冷却により達成されるというものが典型であった（図２を参照）。この従来型のインピンジメント冷却による方法では，主流ガスにフィルム冷却空気を吹き出した場合におけるミキシングロスによるタービン効率低下の問題や，フィルム冷却空気を吹き出さない場合におけるクロスフロー増大によるインピンジメント冷却効率低下の問題などにより，エンジン性能が低下していた。一方，新規考案した多段傾斜インピンジメント冷却構造は図３に示すような構造になっている。これはタービンシュラウド及びエンドウォールの高温壁面に対し，一度インピンジメント冷却に使用した空気をフィンに開けた傾斜冷却孔を通して再度インピンジメント冷却させる構造となっている。このような冷却構造を採用することにより，従来型のインピンジメント冷却構造においてフィルム冷却の吹き出しなしの場合で問題となっていたクロスフローによるインピンジメント冷却効率の低下が解決する。さらに一度インピンジメント冷却に使用した冷却空気をそのまま再利用するようになっているので，従来タイプに対し冷却空気量を大幅に低減しつつ，冷却側熱伝達率をキープする事が可能である。しかしながら，本冷却構造にも問題点が存在する。まず，本冷却構造では一度インピンジメント冷却に使用した冷却空気をそのまま再利用するため，冷却空気温度がインピンジメント冷却を繰り返すに従い上昇し，結果的に冷却効率は低下する。さらに，従来型のインピンジメント冷却では，冷却空気が冷却面に垂直に衝突するのに対し新冷却構造は斜めに衝突するので，冷却効率が低下する可能性がある。

本研究ではこの新規考案した多段傾斜インピンジメント冷却構造をタービンシュラウドに適用した場合の冷却性能を確認するために，シュラウドを模擬した冷却性能試験体を製作して高温ガス流試験に供試し，従来型と新型の冷却性能の差を確認した。

なおタービンに流入する高温主流ガスは，タービン動翼に対し仕事する際に断熱的に膨張するため，その温度がタービンシュラウドの上流側から下流側に向かうに従い低くなる。本冷却構造ではこれを考慮し，上流側の冷却を強化した形態を採用している。

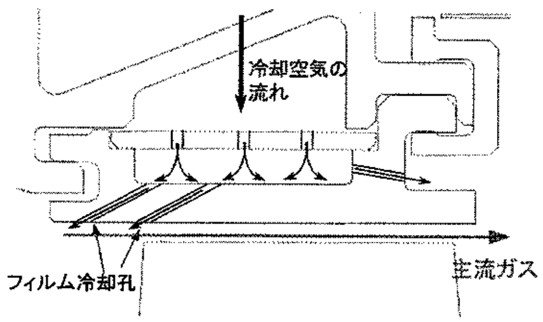


図２　従来型インピンジメント冷却構造断面図

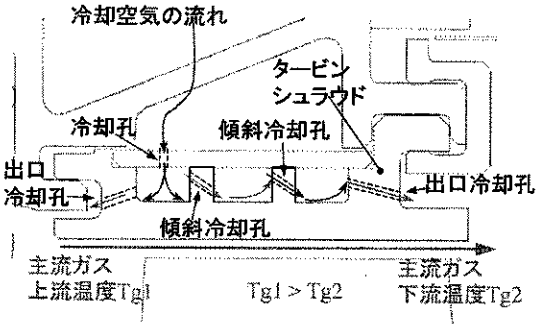


図３　多段傾斜インピンジメント冷却構造

３．冷却性能試験

3.1.　試験設備と試験装置

本冷却性能試験は，（独）宇宙航空研究開発機構（JAXA）が所有する試験設備および試験装置を使用して実施された。冷却性能試験設備の概要図を図４に，冷却性能試験装置の断面図を図５に示す。空気の系統は２系統あり，１つは主流系統でオリフィス流量計を通過して燃焼器に流入し，そこで燃料と混合し燃焼されて試験機の入口縮流ダクトに流入，試験体表面を通過し加熱する系統であり，もう１つは冷却空気系統で，流量計を通過して試験機の冷却空気ダクトに流入し試験体に至り，試験体裏面を冷却する系統である。冷却空気は主流後方に吹き出し，主流と混合されて排気される。冷却性能試験装置入口にはプローブが設置され，主流ガスの温度を計測している。さらに主流ガスの壁圧も試験装置入口で計測している。また冷却空気ダクト内の試験体冷却空気入口側に９箇所熱電対が設置され，これにより冷却空気温度分布を計測している。さらに冷却空気ダクト内で冷却空気の壁圧を２点計測している。

またサーモカメラにより，観測窓を通じて試験体表面のメタル温度分布を計測している。さらに，試験体表面に熱電対を２箇所設置し，この熱電対指示温度を用いてサーモカメラにより取得された

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

試験体表面温度分布を較正している。

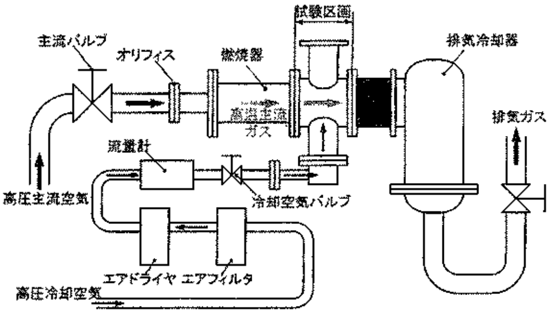


図４　冷却性能試験設備　概要図

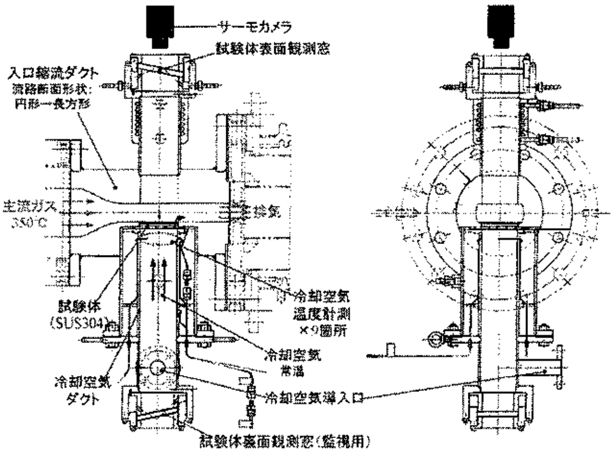


図５　冷却性能試験装置

3.2.　試験体

新型と従来型の冷却性能の差を確認するために，各々の冷却構造を適用したシュラウドの構造を模擬する試験体を製作した（図６)。試験体のサイズは，基準エンジンに対する 3.5 倍の拡大モデルとしている。また，実際のシュラウドは円筒形状になっているが本試験体は平板である点が異なる。

3.3.　試験条件

本試験における高温主流ガスおよび冷却空気条件を表１に記す。

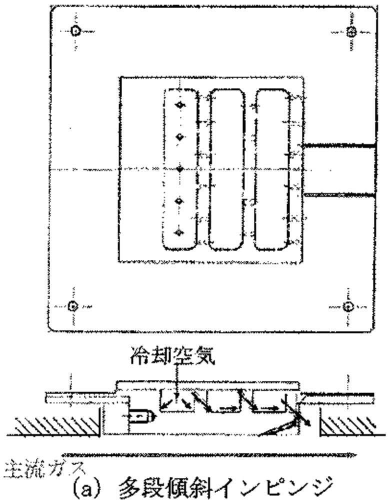
表１　試験条件

(a) 主流ガス条件

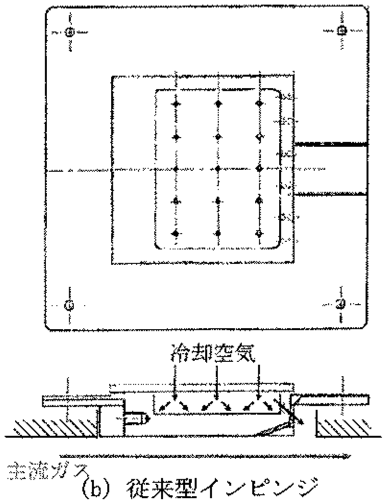
		備考
主流流量 wg [kg/s]	0.30 ～ 0.75	
主流温度 Tg [℃]	350	
主流圧力 Pg [MPa]	0.13 ～ 0.25	流量に応じて変動

(b) 冷却空気条件

		備考
冷却空気流量 wc [kg/s]	0.001 ～ 0.01	
冷却空気温度 Tc [℃]	10～15	常温
冷却空気圧力 Pc [MPa]	0.14 ～ 0.4	流量に応じて変動



(a) 多段傾斜インピンジ



(b) 従来型インピンジ

図６　試験体図

４．試験結果と考察

新規に考案した多段傾斜インピンジメント冷却構造の冷却性能が，従来型インピンジメント冷却構造のそれに対し如何程向上したか確認する為に，冷却性能試験を実施した。以下にその結果を記す。

4.1.　試験体表面の冷却効率分布の取得方法

冷却効率を以下の式で定義する。

$$\eta = \frac{T_g - T_{mg}}{T_g - T_c} \qquad (1)$$

ここで T_gは主流ガス温度，T_cは冷却空気温度，T_{mg}は主流側メタル温度である。主流ガス温度と冷却空気温度は熱電対にて計測しているが，さらに試験体表面のメタル温度分布の取得が必要である。本試験ではサーモカメラにより試験体表面における熱画像を取得し，先に述べたとおり試験体表面に取り付けた熱電対の指示値を用いることで熱画

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

像を校正し，最終的により精度良く試験体表面温度分布を取得している。本試験により取得した熱画像の一例を図７に示す。なお，試験体周辺部が高温になっており，試験体周囲からの熱の流入を無視することはできない。試験体全体における冷却効率評価は困難であるため，周囲からの熱の流入による影響が十分小さい中央の一部を冷却効率評価部として定義している。

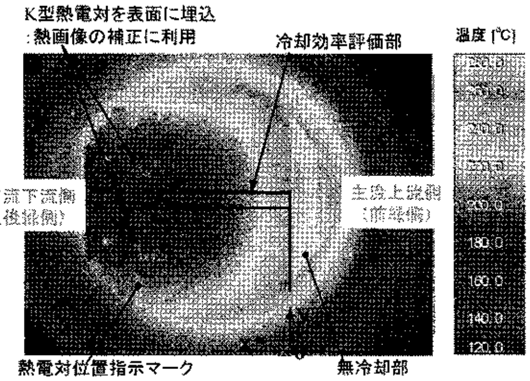
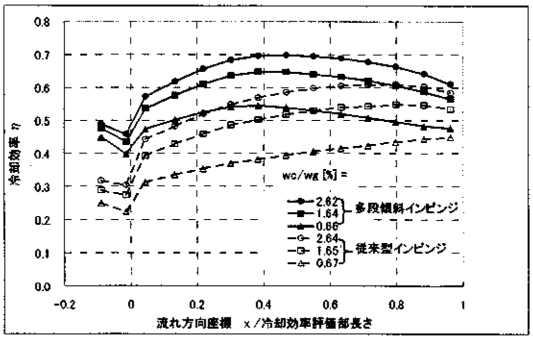
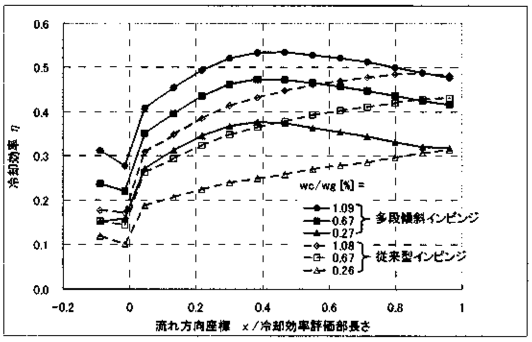


図７　試験体表面の熱画像サンプル
（熱電対による較正実施前）



(a) 主流ガス流量 wg=0.30kg/s



(b) 主流ガス流量 wg=0.75kg/s

図８　冷却効率評価部における局所冷却効率分布

4.2.　冷却効率評価部における冷却効率分布

図８に冷却効率評価部における流れ方向（x 方向）に対する冷却効率分布を示す。本図では，主流ガス流量 wg=0.30kg/s と 0.75kg/s のそれぞれに対し，多段傾斜インピンジと従来型インピンジの冷却効率分布を比較している。本図によると，同じ量の冷却空気を使用した場合，多段傾斜のほうが明らかに冷却効率が高い。多段傾斜インピンジでは，冷却効率のピークは x 方向に対し中央付近に位置する。これは試験体前縁側に冷却されない領域（無冷却部）が存在し，前縁近傍のメタル温度が高温になり冷却効率が低くなることに加え，後縁側の冷却空気温度が高くなり，後縁近傍の冷却効率も低下するためである。一方，従来型インピンジでは冷却効率のピークは後縁に位置する。本来は，クロスフローの影響で後縁側の冷却側熱伝達率が低くなり，後縁側の冷却効率が低めになるはずである。これは，試験体前縁側の無冷却部の影響で前縁近傍のメタル温度が高くなり，それが試験体全体の冷却効率に影響を与えているということであろう。多段傾斜インピンジおよび従来型インピンジのどちらに於いても主流ガス流量が少ないほど冷却効率は全体的に高くなるが，分布の形状に差異は見られない。

4.3.　冷却効率評価部における平均冷却効率

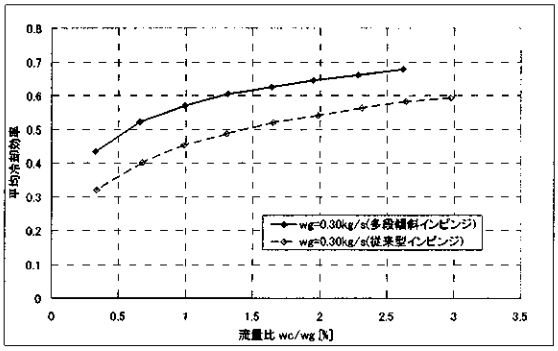
図９に冷却効率評価部における平均冷却効率を示す。なお横軸は冷却空気流量と主流流量の比としているが，主流流量は一定であるので，そのまま冷却空気流量を示す値であると考えてよい。主流ガス流量が 0.30kg/s の場合は冷却空気流量半減が達成されているが，主流ガス流量が 0.75kg/s の場合は冷却空気流量半減には若干及ばないようである。これは多段傾斜インピンジでは，主流ガス流量の多いほうが主流側熱伝達率が高く即ち加熱量が多くなり，それだけ後縁側の冷却空気温度がより一層高くなってしまうので，入口からの冷却空気が加熱されることなくそのまま全面に供給される従来型インピンジに比べて冷却効率低下量が大きくなるためであると考えられる。

4.4.　冷却空気の圧力損失

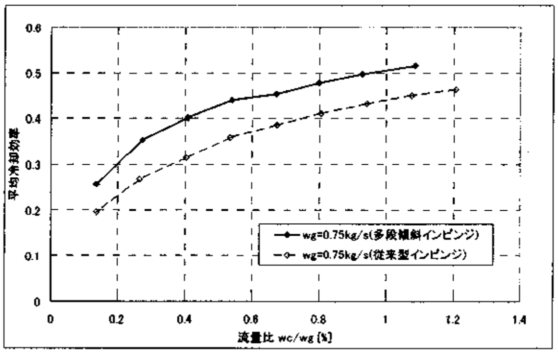
多段傾斜インピンジ冷却構造では，冷却空気を再利用しつつシュラウドを数段階でインピンジ冷却する。さらに各々のステージの冷却孔総面積が従来型インピンジ冷却構造の冷却孔総面積に対し小さいので，冷却空気の圧力損失はおのずと大きくなる。冷却空気入口圧と冷却空気出口圧（主流ガス壁圧）の差圧，即ち冷却空気の圧力損失を図１０に示す。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

この図に示すとおり，多段傾斜インピンジの冷却空気圧力損失は従来型インピンジのそれに比べて最大で倍程度あり，特に主流ガス流量が少ない場合により圧力損失のペナルティが顕著である。

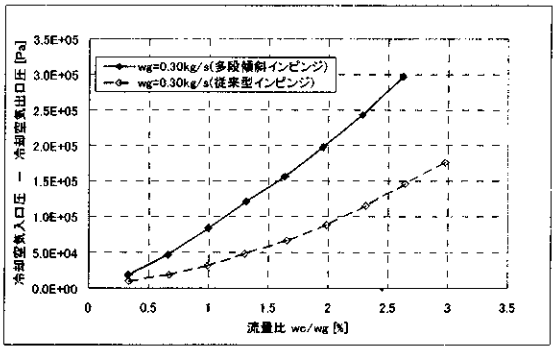


(a) 主流ガス流量 wg=0.30kg/s

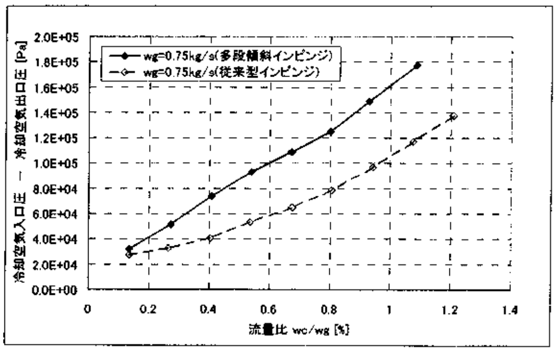


(b) 主流ガス流量 wg=0.75kg/s

図９　冷却効率評価部における冷却効率分布



(a) 主流ガス流量 wg=0.30kg/s



(b) 主流ガス流量 wg=0.75kg/s

図１０　冷却空気の圧力損失

５．まとめ

新規に考案した冷却技術である「多段傾斜インピンジメント冷却構造」について冷却性能試験を実施した結果，以下の結論を得た。

- 多段傾斜インピンジは，冷却空気入口側に近い前縁側で冷却空気温度は低いが，後縁側では冷却空気が加熱されてより温度が高くなるため，後縁側の冷却効率はより低くなる。実機では主流ガス温度が前縁側で高く後縁側で低いため，好ましい傾向といえる。
- 冷却効率の空間平均値が同じになる点で冷却空気流量を比較した場合，多段傾斜インピンジは従来型インピンジに対し冷却空気流量を概ね半減できる。
- 多段傾斜インピンジの冷却空気圧力損失は従来型インピンジのそれに比べて最大で倍程度になる。実機において主流ガスと冷却空気の圧力差がそれほど大きくない場合は，主流ガスの冷却通路への逆流が無いよう，冷却設計時に注意する必要がある。

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ているものです。本研究の実施に当たり，ご指導とご協力をいただいたNEDO，および多くの関係各位のご厚誼に対し，深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

(1) 船渡川治，藤村哲司，小林健児，“環境適応型小型航空機用エンジンの研究開発”，日本ガスタービン学会誌，Vol.34，No.3（2006）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

複合型インピンジメント冷却構造に関する研究
（内外部伝熱特性の同時計測）

ハミドン　ビンサーレ（岩手大院），船崎健一（岩手大工），仲俣千由紀（IHI），大北洋治（IHI）

Studies on Integrated Impingement Cooling Devices
(Simultaneous Measurements of Inside and Outside Heat Transfers)

Hamidon Bin Salleh(Graduate School of Iwate University),Funazaki Ken-ichi(Iwate University),
Nakamata Chiyuki(IHI),Okita Yoji(IHI)

ABSTRACT

This paper deals with experimental and numerical investigations on the film effectiveness and heat transfer coefficients for Transpiration Cooling System (which integrates impingement cooling and pin fin cooling devices into one body). The proposed cooling system aims at enlargement of the effective heat transfer area as well as enhancement of the internal heat transfer. One of the purposes of the present study is to clarify any different in film cooling effectiveness for two different internal cooling configurations. Large-scale test specimen, made from acrylic resin. Experiments are conducted using heated air as secondary air whose density ratio (D.R.) is about 0.87. The experimental technique involves a liquid crystal coating on the test surface. The present study is not only to determine film cooling effectiveness and heat transfer coefficient on film surface, but also to measure target plate and pin fin surface heat transfer. Numerical simulation is also executed, where ICEM-CFD mesh builder and CFX10.0 solver from ANSYS CO. are used. Flow structure inside the cooling device visualized by CFD is useful to find out a relationship between the flow field and film effectiveness or heat transfer.

Key words: Transpiration Cooling System, Experiment, Numerical Simulation, Heat Transfer, Film Effectiveness

1．緒言

次世代の航空推進システムの実用化に向けて，高効率と高出力のガスタービンエンジンが要求されている．高効率と高出力のためにはタービン入口温度(TIT)のさらなる高温化が避けられない．この温度は金属系の溶融温度超えており，タービン翼が壊れせずに作動するために翼を効果的に冷却させる必要がある．しかし，熱効率の維持のためには冷却空気流体流量は自ずと制限されるため，タービン翼の高性能な冷却構造の開発が不可欠となっている．

著者らは長年に渡って，複合型インピンジ面と冷却に関する研究を行っている．この冷却構造の特徴は，Fig.1 に示すように，フィルム冷却に加えて，インピンジ冷却とピンフィン（内部対流冷却）を一体型化にした点である．この冷却構造では，熱伝達率及び伝熱面を増加させることによって，より高い冷却効率が得られると期待される．過去に行われた研究では，次の様な知見が得られている．工藤[1]はピン長さ（インピンジ板とターゲット面の間隔）及ばす効果を調べた．実験結果から，ピン長さとピン直径比（H/d=1.5）の場合にターゲット面の最大の平均熱伝達率が得られた．数値解析の検証結果からインピンジ孔とピンの位置関係がインピンジ領域およびピン表面の熱伝達に影響を与えると報告している．ハミドン[2]はレイノルズ数の効果と流れ場の可視化を行った．熱線流速計による計測結果から，H/d の変化でインピンジジェットの構造とジェット同士の衝突する様子が変わることを明らかにした．また，インピンジメントジェットの非対称性がスモークワイヤ法による可視化から明らかになった．佐藤[3]は Favaretto[4]が開発した多目的遺伝的アルゴリズム(MOGA)を応用して複合型インピンジ冷却の最適化を行った．その結果，MOGA によって冷却性能を維持しつつ冷却空気量を 25％低減した冷却構造を発見した．

今回の研究の目的は，内部冷却構造の伝熱特性と同時に，内部冷却構造から噴出されたフィルム冷却の伝熱特性を調べることである．Nakamata ら[5]は，異なる内部構造を有する複合型インピンジメント冷却構造について，その冷却性能（冷却効率）を計測した[5]が，そこで確認された冷却性能の違いの原因については不明のままであった．この違いの発生原因を明らかにするために，本研究で

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

はNakamataら[5]の研究でのSTAGとSTAG2という供試体の拡大モデルをアクリルで作成し，感温液晶による非定常熱伝達特性計測を行った．また，実験と並行して汎用数値解析ソフトを用いた数値解析による予測も試みた．

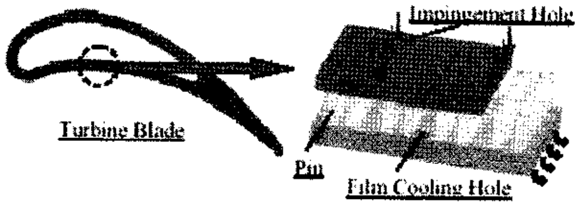


Fig.1 Concept of an integrated impingement and pin fin cooling configuration (Nakamata et.al.[5])

主な記号

BR	:	噴き出し比（$=(\rho U)_2/(\rho U)_\infty$）
c	:	比熱
D	:	フィルム冷却孔直径
d	:	ピン直径
DR	:	密度比（$=\rho_2/\rho_\infty$）
H	:	ピン高さ
h	:	熱伝達率
k	:	熱伝導率
L	:	供試体長さ
N	:	温度上昇曲線の分割数
Reg	:	主流側レイノルズ数（$=U_\infty L/\nu_\infty$）
Rec	:	二次空気側レイノルズ数（$=U_2D/\nu_2$）
t	:	経過時間
T_2	:	二次空気温度
T_g	:	フィルム温度
T_i	:	供試体初期温度
T_w	:	供試体表面温度
T_∞	:	主流温度
t_a　t_b	:	参照経過時間
η	:	フィルム効率

2. 実験

2.1 熱伝達率とフィルム効率の算出

供試体表面における熱伝達率及びフィルム効率は，表面に塗布された感温液晶から得られる表面温度の時間的変化と冷却空気の温度上昇から求める．以下に熱伝達率及びフィルム効率の算出方法について概説する．

冷却空気温度T_gが穏やかに変化する場合に，計測表面の温度は次の式で計算することができる．

$$T_w(t)-T_i=\sum_{j=1}^{N}U(t-\tau_j)(T_{g,j}-T_{g,j-1}) \tag{1}$$

$$U(t-\tau_j)=1-\exp(A)\mathrm{erfc}(\sqrt{A}),\quad A=\left\{\frac{h^2(t-\tau_j)}{\rho ck}\right\} \tag{2}$$

また，フィルム効率ηは

$$\eta=\frac{T_g-T_\infty}{T_2-T_\infty} \tag{3}$$

と定義される．ηを一定と仮定すると，

$$T_g=\eta T_2+(1-\eta)T_\infty \tag{4}$$

式(4)が，ステップ状に温度上昇する場合も成り立すると仮定すると，

$$T_{g,j}=\eta T_{2,j}+(1-\eta)T_\infty \tag{5}$$

この関係から，T_∞を一定とすると次の式を得る．

$$T_{g,j}-T_{g,j-1}=\eta(T_{2,j}-T_{2,j-1}) \tag{6}$$

従って，

$$T_w(t)-T_i=\eta\sum_{j=1}^{N}U(t-\tau_j)(T_{2,j}-T_{2,j-1}) \tag{7}$$

この式を利用すると，二つの時間$t=t_a,t=t_b$での結果を組み合わせることにより，

$$\frac{T_w(t_a)-T_i}{T_w(t_b)-T_i}=\frac{\sum_{j=1}^{N}U(t_a-\tau_j)(T_{2,j}-T_{2,j-1})}{\sum_{j=1}^{N}U(t_b-\tau_j)(T_{2,j}-T_{2,j-1})} \tag{8}$$

を得る．この式を数値的に解くことにより，熱伝達率hを推定し，そのhを用いてフィルム効率ηが計算できる．即ち，

$$\eta=\frac{T_w(t_a)-T_i}{\sum_{j=1}^{N}U(t_a-\tau_j)(T_{2,j}-T_{2,j-1})} \tag{9}$$

2.2 実験装置

Fig. 2は実験装置の概観を示す．作動流体である空気は送風機から風洞に送り込まれる．風洞内に整流器が設置され主流ダクトに流入する前にノズルにより加速される．乱れ度の計測では乱れ度が0.5%である．計測面上の境界層を完全に発達させるために，計測面の先端部分は鋭利な角度を有している．主流の流速を計測するためのピート管が，一列目のフィルム孔から9Dの上流に設置される．主流ダクト，冷却ダクトと供試体の組み合わせをFig. 3に示す．供試体は全てがアクリルから作成

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

されている．主流ダクトの大きさは高さ 200mm，幅 480mm，長さ 1600mmである．高さ 200mmという寸法は，風洞のノズルの寸法と CFD による可視化結果から，最大の冷却ジェット流量を噴出させた時に壁との間に十分な間隔が得られる程度の高さとして選定された．

二次空気は，二次空気用送風機によって供給される．今回の研究では，二次空気を加熱することで供試体表面での熱伝達率及びフィルム効率を計測する．加熱用ヒータは，二次空気用送風機の吐出側に装着し，可変抵抗で電流の調整を行い二次空気の温度を制御している．ヒータから供試体手前のディフューザまでを塩ビパイプで接続し，その間に流量計測用オリフィス，切り替えバルブが設置された．ディフューザ下流の冷却ダクトの大きさは 600×600×500（mm）である．冷却ダクト内の流を一様化するために，ダクトとディフューザの間にバッフル板が設置されている．

流体の温度は K 熱電対で計測した．この熱電対はインピンジメント孔とフィルム孔の入口に設置され，それぞれ内部冷却構造での熱伝達率，主流側での熱伝達率及びフィルム効率の評価に用いられる．供試体の表面温度計測には感温液晶を用いた．今回用いた液晶の発色範囲はメーカ表示では 32～34℃である．しかし撮影，照明などによって発色範囲が異なるので，実験と近い条件で感温液晶の発色と温度の較正をしなければいけない．感温液晶の色変化の撮影は CCD デジタルビデオカメラを利用した．

本研究で用いた供試体の冷却構造は Fig.4（STAG）と Fig.5(STAG2)に示す．両方とも同じ個数，サイズのフィルム孔とインピンジメント孔を有している．孔の直径Dは 20mm，個数は 30 個である．主流方向に 5 つの列，各列にスパン方向に 6 つの孔がある．インピンジメント板の厚みは 20mm，フィルム板の厚みは 15mm である．ピンフィンの直径 d は 12.5mm，高さ H は 30mm である．ピンフィンの数 84 本である．ピンフィンとフィルム孔の位置関係，そして STAG と STAG2 の構造の違いは Nakamata[5] らの論文中に細かく説明いるが，両者の構造的差異は，ピン配置を固定して考えた場合，フィルム孔とインピンジメント孔との位置関係が入れ替わっている点のみである．

2.3 実験方法

感温液晶の較正では，感温液晶を塗布したステンレス箔とその裏面に熱電対を貼り付けたアクリル製較正板を用いて．較正板は実験装置内に設置され，実験と同じ照明の条件とカメラの位置関係も同じにした状態で，温度と色（色相）の関係を求めた．

本実験を行う時に，ヒータで加熱された二次空気は，目的温度に達するまで実験室の外側に放出しておく．実験開始する数分前に，主流流速と二次空気の流量計測を完了し，液晶の色変化を録画するためのカメラをセットしておく．その後，切り替えバルブを回し，空気を供試体に流す（その時点を実験開始とする）．

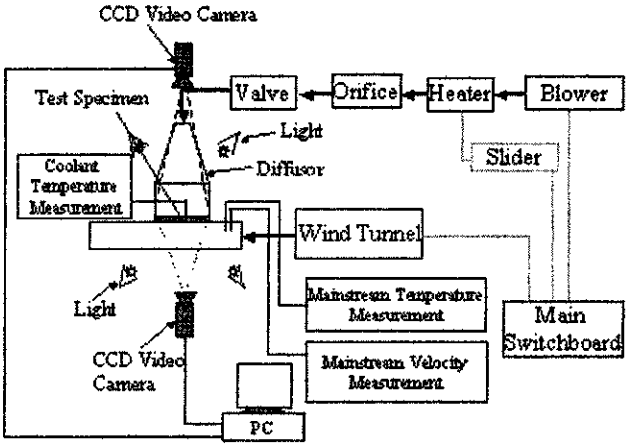


Fig.2 Schematic of the experimental system

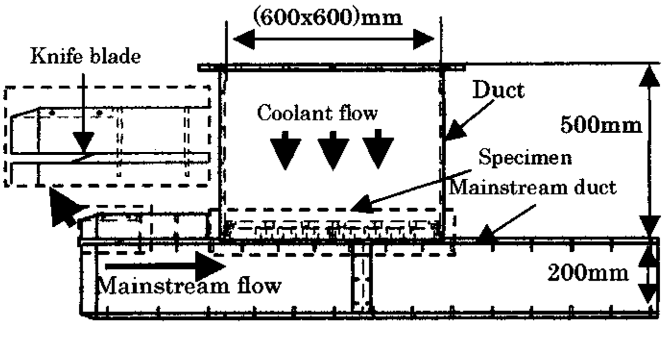


Fig.3 Schematic of mainstream duct and impingement cooling duct

Table 1 Experiment Conditions

	STAG &STAG2		
Reg	35000	50000	700000
Rec	3000	3000	5000
	5000	5000	10000
	7500	8000	15000
	10000	12000	20000
	12000	15000	22000

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

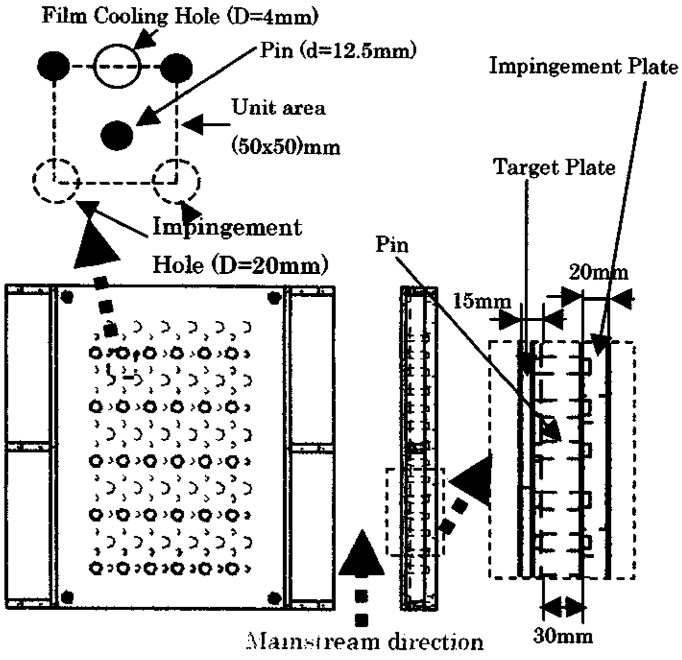


Fig.4 STAG

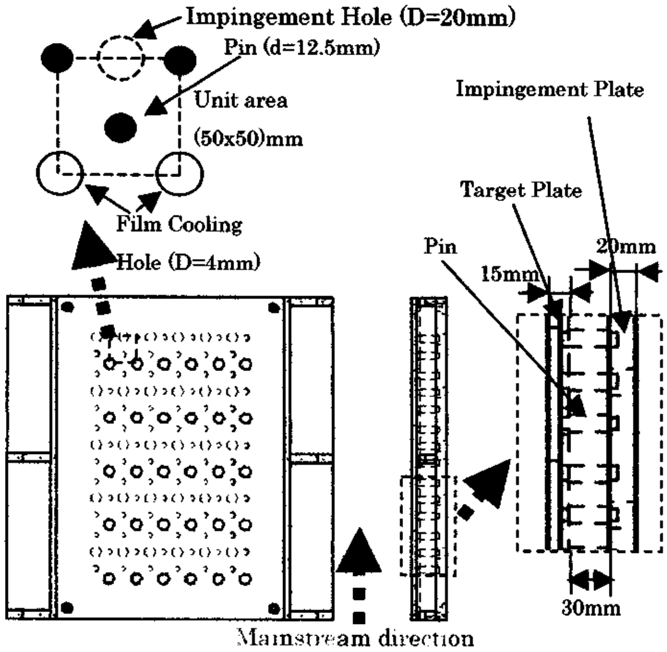


Fig.5 STAG2

Fig.6 と Fig.7 はそれぞれ，撮影された液晶の変色とフィルム孔入口の空気温度上昇の例を示す．撮影された感温液晶の色分布を画像処理を行って，表面の温度分布が得られる．この温度分布と熱電対で計測した温度データを用いて，フィルム効率と熱伝達率を推定する．実験条件は Table1.に示す．

3．CFD による数値解析

数値解析は汎用数値流体解析ツールである ANSYS 社の ICEM-CFD の格子生成ツールと CFX-10.0 のソルバーを使用した．Fig.8 に解析領域を示す．幾何学的にこの解析領域をスパン方向にさらに 1/4 に小さくすることは可能である．しかし，Thielen ら[(6)]は複数インピンジメントジェットから構成された幾何学的配置に対する数値解析を行った結果から，配置と境界条件的に対称であっても流れ場が非対称の結果を示すことを報告している．このことから，本研究では複数のインピンジメントジェットを用いたていることを勘案し，対称条件を仮定したインピンジメント孔の一ピッチ分だけの解析を避けた．全体的に解析領域を拡大することは本研究では困難であったため，スパン方向に 4 ピッチ分の幅を取った．解析領域が大きくなるため，最適な格子分布の作成が必要になる．Leylek ら[(7)]の格子作成テクニックを参考にし，計測面付近の格子を密にしてそれ以外の領域を荒くした(Fig.9)．さらに推測したい面上で，計測面に対して直交格子を保たれる必要があるので，計測面に対してプリズムの格子を切った（Fig.9)．

今回は格子を作成段階で十分注意をしているが，格子依存性と解析精度の更なる検証は必要である．乱流モデルは SST（Shear-stress Transport）を適用した．

4．結果

4.1 実験結果

Fig.6 に示した領域（点線で囲まれた）のフィルム効率を Fig.10 と Fig.11 に示す．この場合の実験条件は主流レイノルズ数 500000（BR≒0.5, DR≒0.87）になる．Fig.10 は STAG, Fig.11 は STAG2 の結果を示す．フィルム効率分布から見ると，フィルム孔のすぐ下流側に高くなる．この高い領域は下流にあるフィルム孔の方が大きくなる．Fig.12 と Fig.13 はそれぞれの構造の中心線 A，B のフィルム効率を示す．上流側のフィルム孔による効果（重ね合わせ）は三列目まで現れて，5 列目は 4 列目の効果が現れない．列と列の間の領域（点線で囲まれた領域）のフィルム効率の平均値は STAG と STAG 2 の大きな違いが現れないが，フィルム効率分布をみると小さな変化が見える．STAG1 のグラフに（○）の印しのところには凹部が存在している．凹部の発生については，実験誤差等の影響の可能性もあり，現在調査中である．

4.2 解析結果

現時点では STAG2 の構造に対する数値解析を終了している．Fig.14 は実験と同じ条件で STAG2 の

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

内部冷却構造（ピンとターゲット面）の熱伝達，流線とターゲット面近傍の速度ベクトルを示す．冷却構造内部の流れが非常に複雑であることが分かる．インピンジメントジェットがターゲット面と衝突して，壁面ジェットを形成し，一部分が直接フィルム孔に向かって排気されて，一部分がピンと衝突する．衝突する領域が高い熱伝達率が得られる．更に排気された空気でフィルム冷却を行うので，冷却空気を効率良く利用することができる．今後 STAG の数値解析を行い， STAG と STAG2 の内部の流の違いの把握を行う．

5．まとめ

複合型インピンジメント冷却構造の内部及び外部熱伝達特性（熱伝達率及びフィルム効率）を二種類の供試体を用いて計測した．また，大規模な数値モデルを用いたシミュレーションも実施した．

そして本研究に用いた構造のフィルム効率の特性に関する知見が得られた．一列目から 4 列目まで重ね合わせ効果が見られて， 4 列目から重ね合わせ効果が見られない．

CFD 解析により，内部冷却の流場と熱伝達の特性を把握することが出来た．ピンが存在することによって内部構造内の流れが複雑になることが分かる．従ってピンの配置や形状などの変化によって，内部の流が変化し，最終的にフィルム冷却の特性に影響を与えること可能性が示唆されている．

参考文献

(1) 工藤俊光，修士論文，複合型インピンジ冷却構造の流体的特性に関する研究，岩手大学，2002

(2) ハミドンビンサーレー，修士論文，超音速運送機用エンジンタービン翼の複合型インピンジ冷却に関する研究，岩手大学，2005

(3) 佐藤浩平，修士論文，遺伝的アルゴリズムを用いた複合型インピンジ冷却構造の最適化と革新的タービン冷却翼形状の最適化に関する研究，岩手大学，2006

(4) Favaretto,C.F.F.,Doctoral Dissertation,Iwate University, 2004

(5) Nakamata,C.,Ohji,Y.,,Matsuno,S.,Mimura,F., Matsushita,M.,Yamane,T.,Yoshida,T.,Proceedings of GT2005

(6) L.Thielen,H.J.J.Jonker,K.Hanjalic "Symmetry breaking of flow and heat transfer in multiple impinging jets" International Journal of Heat and Fluid Flow 24(2003)444-453

(7) D.K Walters,J.H.Leylek,"A Detiled Analysis of Film Cooling Physics Part 1-Streamwise Injection With Cylindrical Holes",ASME Vol122(pg102-112) JANUARY 2000.

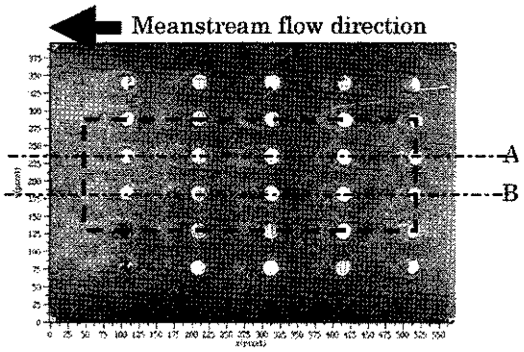


Fig.6 Example of liquid crystal color change

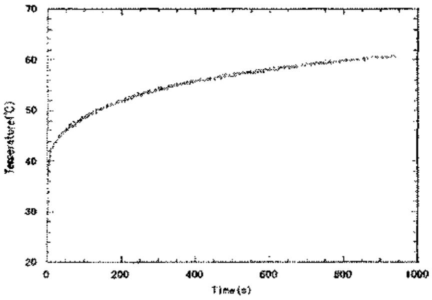


Fig.7 Example for Temperature history of film hole inlet

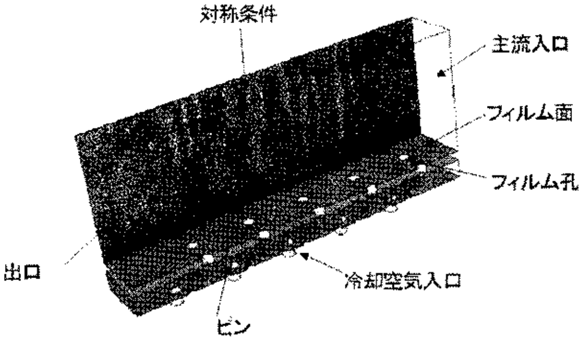


Fig.8 Numerical simulation area

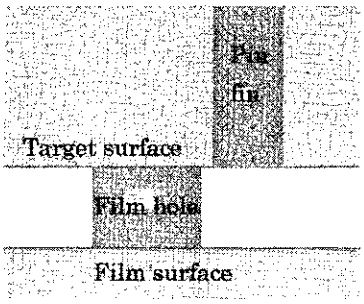


Fig.9 Unstructure mesh with prism near the wall

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

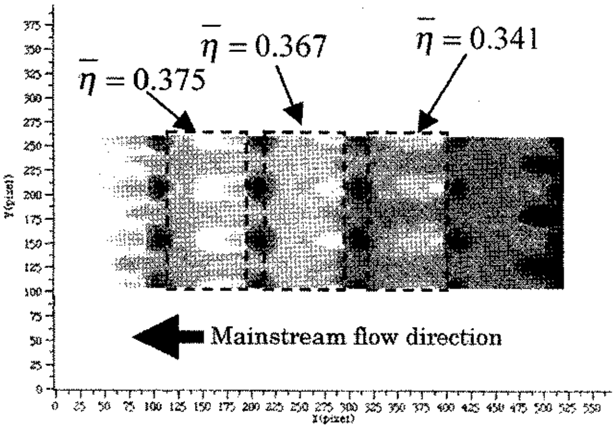


Fig.10 Film cooling effectiveness of STAG

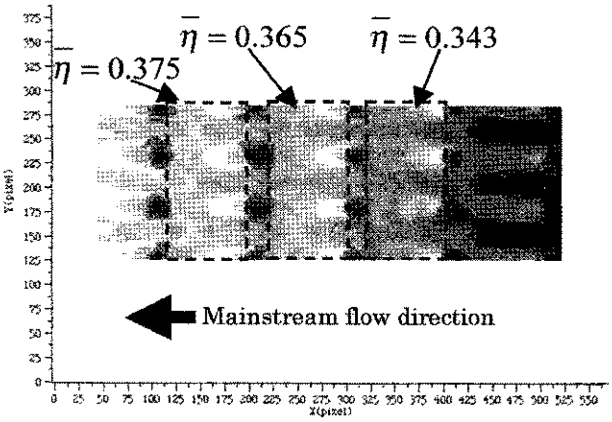


Fig.11 Film cooling effectiveness of STAG2

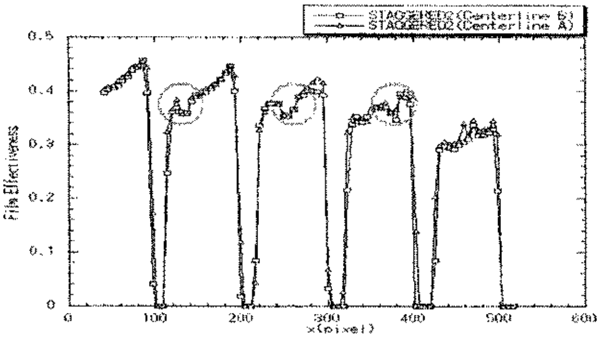


Fig.12 Film cooling effectiveness on jet centerline For STAG

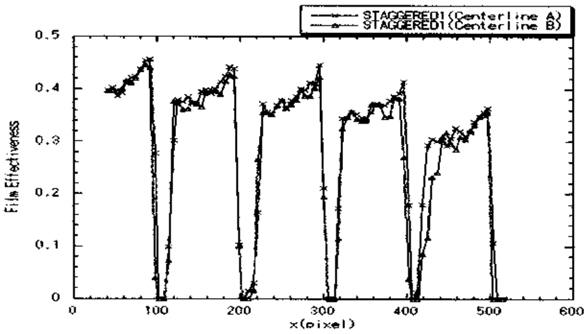


Fig.13 Film cooling effectiveness on jet centerline For STAG2

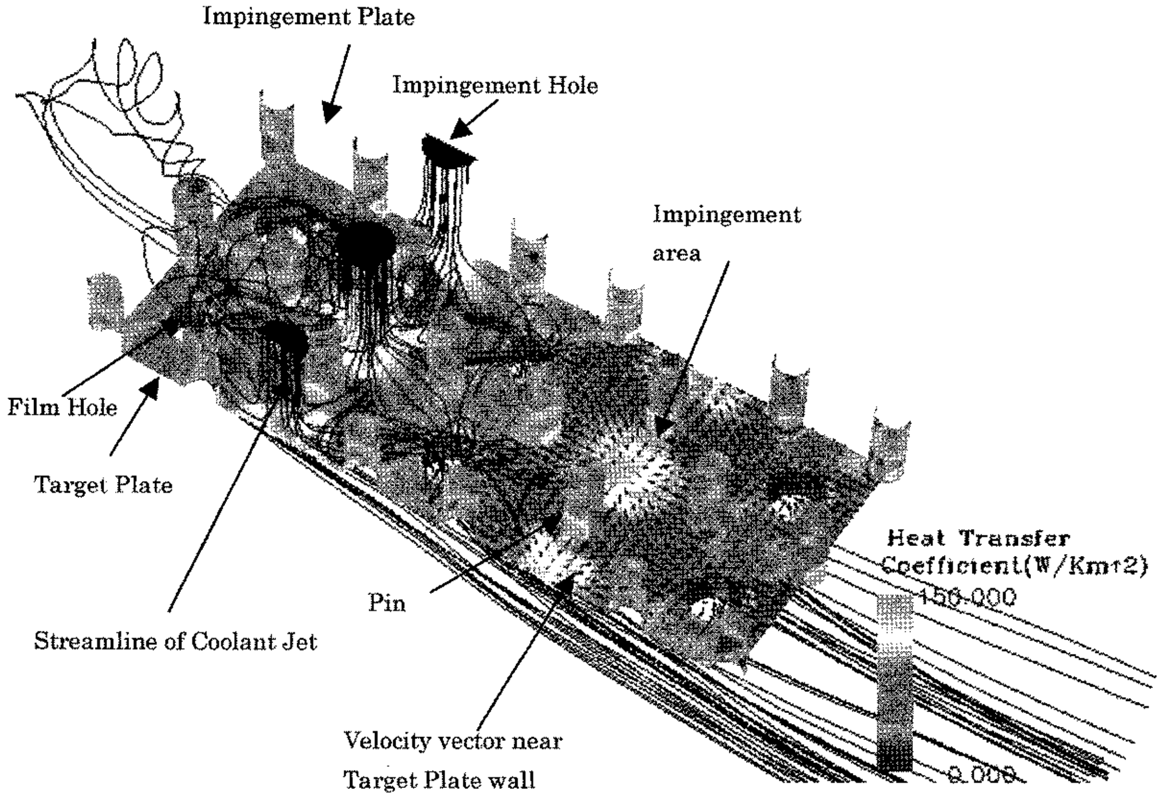


Fig.14 Visualization for inside flow field and heat transfer coefficient of Target Plate and Pin surface

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A－7

フィルム冷却孔周りの流れの数値解析

寺本 進 (東京大学),*水上 聡 (東京大学大学院)

Numerical Study of Flow Field near Film Cooling Hole

Susumu TERAMOTO(TOKYO Univ.) and *Satoshi MIZUKAMI(TOKYO Univ.)

ABSTRACT

Film cooling is a major cooling technique for turbine cooling. Flow field of film cooling is very complex and results calculated by RANS don't match experimental results. This paper describes calculating this flow by two turbulent model (Spallart-Allmarous(SA) and shear-stress transport(sst) model) and clearing how RANS results don't match experimantal results and difference betwwen SA and sst results. Calculated configuration is a film cooling of a flat plate in which coolant air is injected from a plenum through one row of inclined circular holes. This paper's CFD results don't match experimantal results at centerline film efficiency but averaged film efficiency. Different turbulent model(SA and sst) results match almost each other.

Key words : Film-Cooling, CFD, Turbine,Heat Transfer

1 はじめに

近年、ガスタービンは高効率化、高負荷比を達成するために燃焼器出口温度が上昇しており、タービンの冷却技術はガスタービンの研究開発において最も重要な要素の一つになっている。

フィルム冷却とは、タービン冷却の代表的な方法のひとつであり、タービン翼表面や流路壁面に開けられた小さな孔から主流に対して冷却用空気を流すことにより、翼表面や壁面に温度の低い層を作り、部材を高温の主流から守る冷却法である。

フィルム冷却では、冷却用空気の混合による全圧損失や二次空気の抽気そのものよるサイクル全体性能の低下などが避けられず、より少ない冷却用空気でより高い冷却性能を出すことが求められている。解決策としては、孔出口の断面積を入口の断面積よりも大きく広げた形 (fan-shaped hole,lateral expanded hole) にする方法や、フィルム冷却にインピンジ冷却やピン冷却を組み合わせた方法など様々な方法があり、実験や数値計算が行われている [1]。

フィルム冷却の研究では、できる限り実機に近い条件で孔形状や配置の最適化のために実験することと並んで、冷却孔付近の流れ場を理解することにより、冷却性能を流れ場と関連づけて、冷却性能を向上させようとする研究も行われている。

基本的な流れ (Fig.1.1) は昔から研究されており [3][4]、主に以下に示す4つの渦からなる複雑な流れ場であることがわかっている。

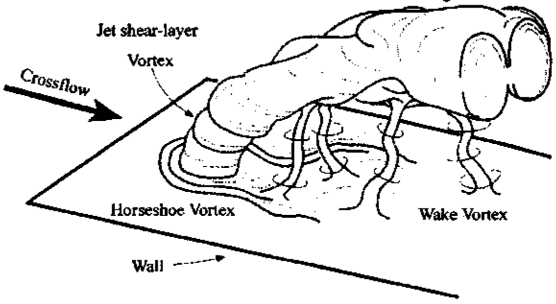


Fig. 1.1: film cooling flow schematic [3]

1.Horseshoe Vortex
2.Jet shear layer Vortex
3.Counter Rotating Vortex Pair
4.Wake Vortex

この4つの渦のうち、フィルム冷却の性能に大きな影響を与えるのは counter rotating vortex である。counter rotating vortex は流れ方向に軸を持つ渦であるために減衰しにくく、主流と冷却空気の混合に大きな影響を与えるためである。

このような複雑な渦構造をもつ流れ場をレイノルズ平均 Navier-Stokes(RANS) を用いて数値解析を行うと、乱流モデルの影響により、計算結果に違いが出てくることが知られている [5] [6]。

そこで本報では、数値解析によりフィルム冷却の効率を議論することを目的として、単一の冷却孔周りの流れの数値解析を行い、流れ場の構造を理解する

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

と同時に乱流モデルの影響について検討を行う。

2 解析手法

2.1 計算対象

Na[5] らが数値計算を行い、Kohli[7] らや Sinha[9] が実験を行った流れ場を計算対象とする。その概要を以下に示す (Fig.2.1)。

孔の空いた平板上を主流が流れる部分、プレナム、その二つを繋ぐ孔の 3 つの部分について計算をした。主流は常温の空気が流れ、プレナムからは冷却空気が流れ出てくる。大きさは平版、プレナム、孔それぞれが $50D\times3D\times6D$、$6D\times3D\times10D$、$1.74D\times D\times 2.86D(x\times y\times z)$ である。ただし、D は孔の直径とし、x 軸、y 軸、z 軸それぞれは流れ方向、スパン方向、高さ方向である。座標の原点は穴出口の後縁とする。

孔は円形であり、平板に対して 35 度の角度で空いており、その長さは 3.5D である。

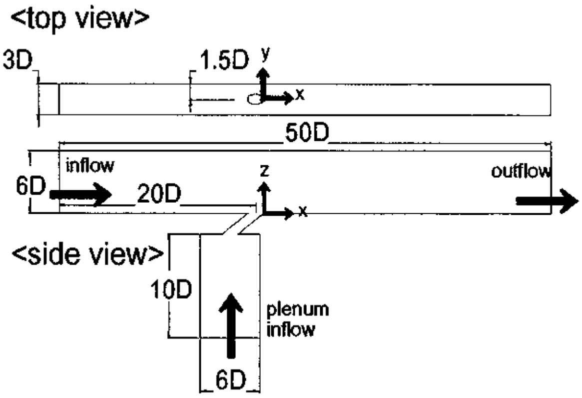


Fig. 2.1: Schematic of film cooling of a flat plate from one row of inclined circular holes

Table.2.1 に計算コードを、Table.2.2 に計算条件を示す。Re 数は、穴の直径と主流の音速を基準にして、2.8×10^5 である。

Table. 2.1: numerical code

基礎方程式	3 次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式
空間差分	SHUS + MUSCL で 3 次精度
時間積分	LU-ADI 陰解法 (内部反復はなし)
乱流モデル	SA モデル [12] と sst モデル [13]

計算条件は冷却空気の平均マッハ数が 0.3 以上になり、M($\frac{\rho_m\times u_m}{\rho_c\times u_c}$) が 0.5 ～ 0.6 の範囲、I($\frac{\rho_m\times u_m^2}{\rho_c\times u_c^2}$) が 0.15 ～ 0.2 の範囲になるように決めた (m:主流、c:冷却用空気)。

Table. 2.2: flow condition

主流入口全圧 [MPa]	0.10
主流入口全温 [K]	298
冷却空気入口全圧 [MPa]	0.0865
冷却空気入口全温 [K]	139
出口静圧 [MPa]	0.0760

主流、plenum の入口は全圧・全密度固定、主流上部・出口は静圧固定とし、平板上の z 軸方向の境界は周期境界、壁面はすべて断熱壁とした。

M や I は、孔出口前縁から 2.2D だけ上流の平板に垂直な断面と孔入口から孔に沿って進んだ 1.75D 離れた孔に垂直な断面で計算している。

2.2 計算格子

また、格子点数はそれぞれ $206\times131\times41, 71\times61\times51, 131\times111\times51$ $(x\times y\times z)$ で、合計がおよそ 207 万点であり、孔付近を Fig.2.2 に示す。

格子幅は $y^+_{min}<5$ であり、格子は全て H 型であり、y^+ と u^+ の関係を Fig.2.3 に示す。速度境界層は十分に解けている。

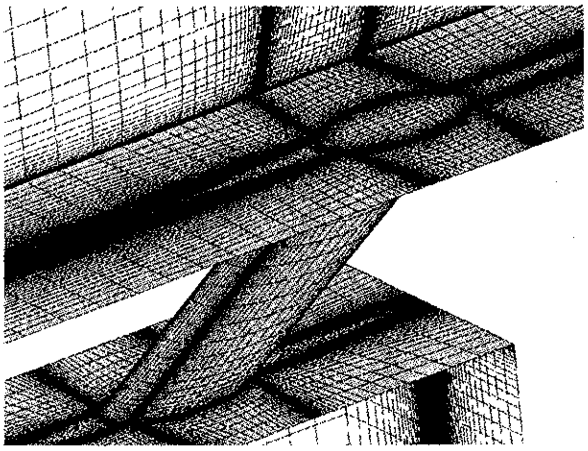


Fig. 2.2: grid around hole

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

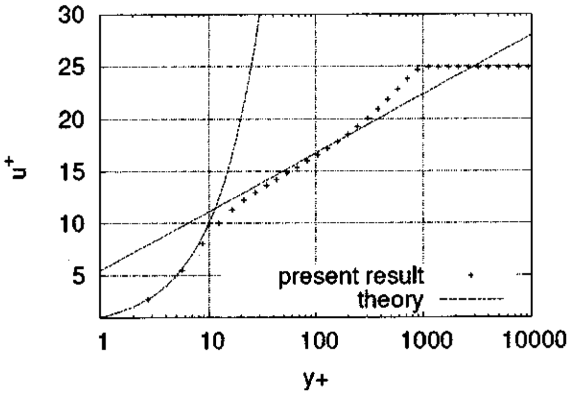


Fig. 2.3: y^+ and u^+

3 結果・考察

流れ場を見ると、SA による結果と sst による結果がほとんど同じなので SA の結果のみついて示す。まずは、中心線上 (y=0) での速度ベクトル (Fig.3.1) と中心線上で孔入口付近と孔出口付近の拡大図 (Fig.3.2、3.3) を示す。図中の線は剥離の境界を表している。

孔入口、孔出口ともに孔後縁の部分で剥離をしているのがわかる。

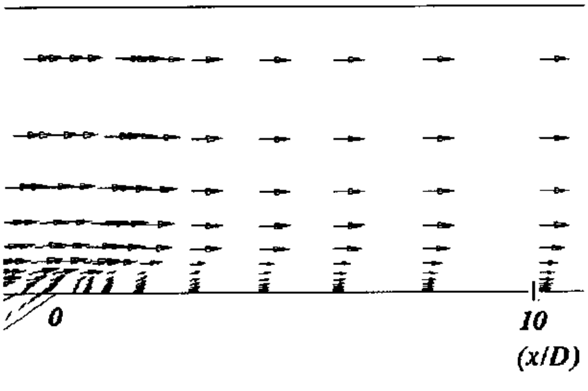


Fig. 3.1: velocity vector at y=0

また、$x/D = 10$ の断面での速度ベクトルを示す (Fig.3.4)。

Fig.3.4 の右半分では時計回り、左半分では反時計回りになる counter rotating vortex pair ができている。

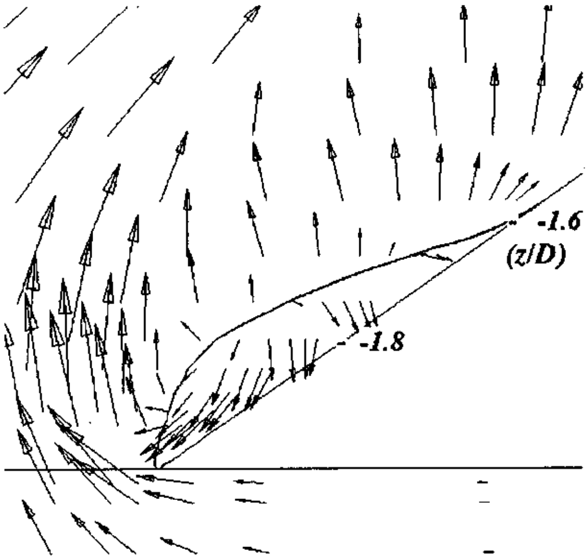


Fig. 3.2: velocity vector near hole inlet at y=0

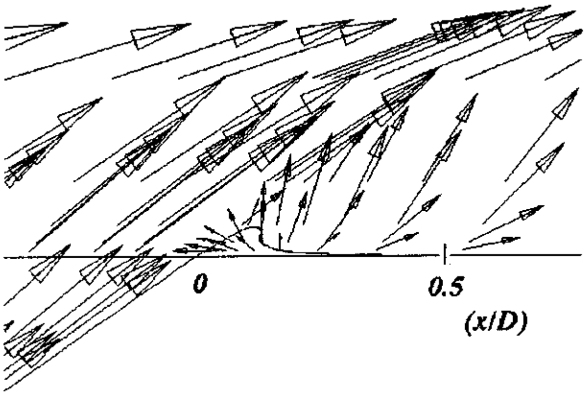


Fig. 3.3: velocity vector near hole exit at y=0

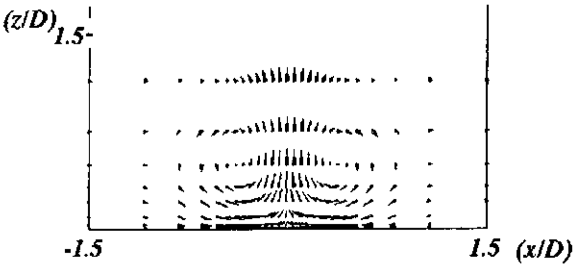


Fig. 3.4: velocity vector at x/D=0

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

次に、数値計算で出た壁面の温度からフィルム効率 ($\frac{T_{aw}-T_m}{T_c-T_m}$) を計算した ($m$:主流、$c$:冷却用空気、$aw$:断熱壁)。そのうち、壁面上で孔出口の中心を通り流れに平行な線上 (中心線上、y=0) と壁面のスパン方向 (y方向) で平均したフィルム効率を実験 [7][8][9][10] と他の数値計算 [5] での値と共に示す (Fig.3.5,Fig.3.6)。

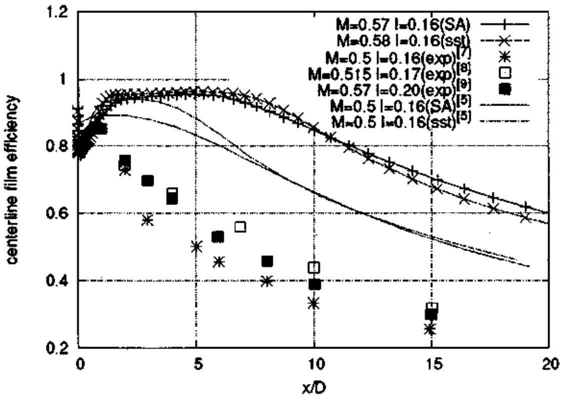


Fig. 3.5: centerline film efficiency (at y=0)

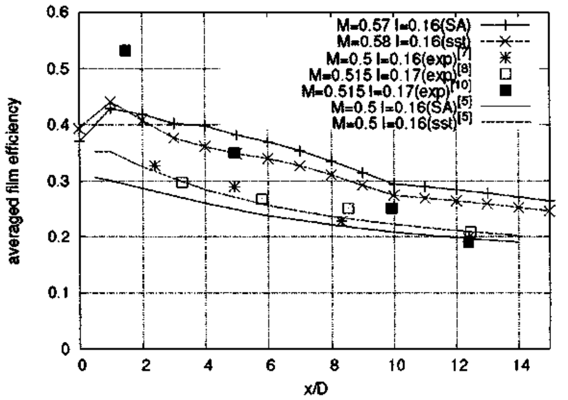


Fig. 3.6: laterally averaged film efficiency

本計算と実験 [7][8][9][10] を比べると、本計算が実験よりも効率が中心線上では大きく、平均では同じ程度の値である。

このことは数値計算では中心線上で実験よりも効率が過大評価され、逆に穴からスパン方向に離れた位置では効率が過小評価されることを示唆している。つまり、スパン方向への混合が数値計算では実験に比べて弱くなっている。

次に、本計算の検証のために、中心線上のフィルム効率とスパン方向に平均したフィルム効率をほぼ同じ条件で行った数値計算 [5] の結果と比べる。

中心線上のフィルム効率を見ると孔後縁直後 ($x/D = 0 \sim 2$ 程度) では同じような傾向を示し、それよりも下流では本計算結果の方が高く出ている。また、SA と sst の乱流モデル間の傾向 ($x/D = 2 \sim 8$ 程度では sst の方が高いが、徐々に値同士が近付いてきて、$x/D = 11$ 前後で値の大小が入れ替わる。) は一致している。平均したフィルム効率は本計算結果の方が高くなっている。

孔出口後縁には剥離ができているために (Fig.3.1)、見掛け上の冷却空気の断面積が孔出口後縁で大きくなる。そこで、孔出口後縁を回り込んでくる主流空気の流れが弱められ、孔出口の後縁付近 ($x/D = 1 \sim 6$ 程度) では主流と冷却空気との混合が進まなくなり、フィルム効率が全体的に高くなっていると推測できる。

最後に、SA モデルと sst モデルのそれぞれのモデルの結果を並べて示す。孔付近から $x/D = 10$ 付近までのフィルム効率 (Fig.3.7、3.8) と、$y = 0$ と $x/D = 10$ の断面での無次元温度 ($\frac{T-T_m}{T_c-T_m}$) (Fig.3.9~3.12) を示す (m:主流、c:冷却用空気)。

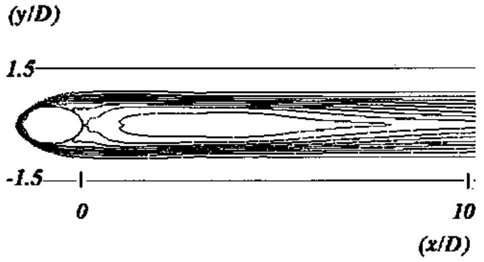


Fig. 3.7: Film efficiency at z=0 calculated by SA

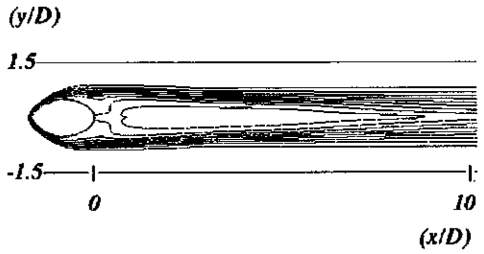


Fig. 3.8: Film efficiency at z=0 calculated by sst

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

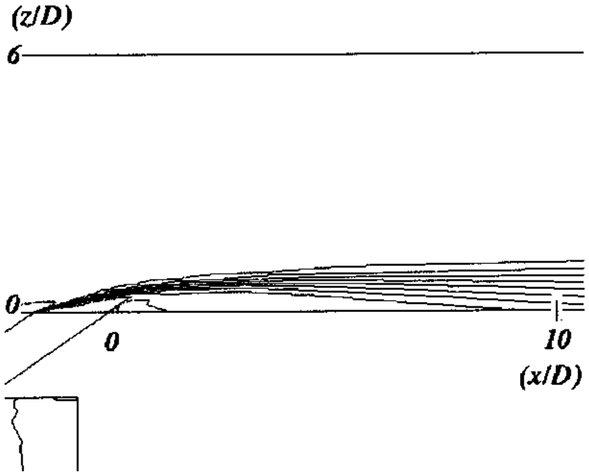


Fig. 3.9: Normalized temperature at y=0 calculated by SA

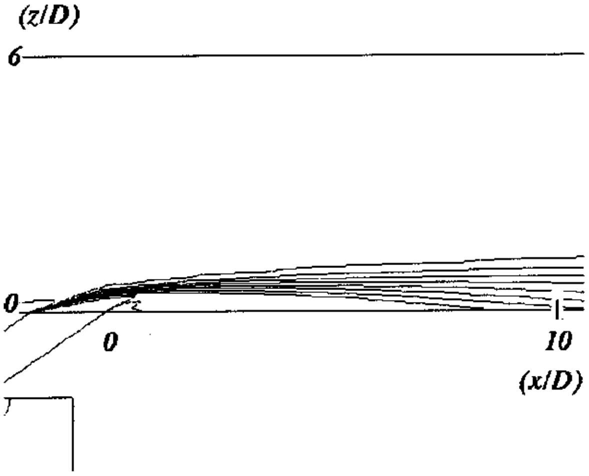


Fig. 3.10: Normalized temperature at y=0 calculated by sst

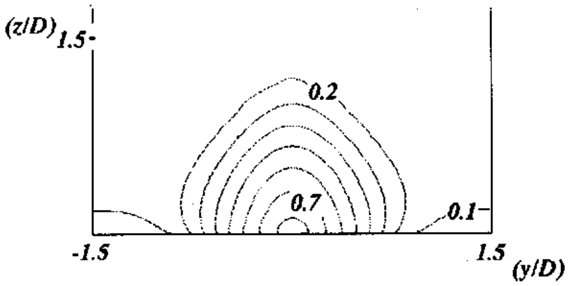


Fig. 3.11: Normalized temperature at x/D=10 calculated by SA

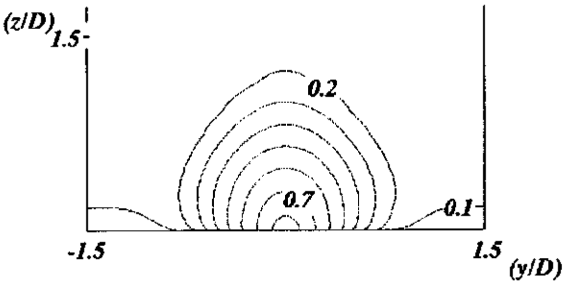


Fig. 3.12: Normalized temperature at x/D=10 calculated by sst

フィルム効率の分布 (Fig.3.7、3.8) は、Fig.3.5,3.6 の結果と同様に SA と sst でほとんど同じであり、温度の分布 (Fig.3.9~3.12) もほとんど同じである。また、効率最大の範囲が孔後縁直後ではなく少し下流の範囲 ($x/D = 2 \sim 6$ 程度) にある (Fig.3.7、3.8)。

4 結論

数値解析によりフィルム冷却の効率を議論するために単一の冷却孔周りの数値計算を２つの乱流モデル (Spalart-Allmaras(SA) と shear stress transport(sst) モデル) で行い、流れ場の理解をすると同時に乱流モデルの影響について検討を行った。

SA モデルによる計算結果と sst モデルによる計算結果を比べたところ、複雑な流れ場であるのにもかかわらず、ほぼ同じ流れ場・フィルム効率になり、乱流モデルの影響がほとんどない。

実験結果と比べると、数値計算結果はフィルム効率を孔の中心の下流では高く、孔同士の隙間の下流では低く評価してしまい、正確な効率の予測ができていない。ただし、スパン方向に平均したフィルム効率の値は実験に近い値が出る。また、フィルム効率の最大値の位置が、実験では孔出口後縁直後だが、数値計算ではそれよりも少し下流になる。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Reference

[1] M.Gritsch, W.Colban, H.Schar, and K.Dobbeling (2005) 'Effect of Hole Geometry on the Thermal Performance of Fan-Shaped Film Cooling Holes' Journal of Turbomachinery vol.127 pp718-725

[2] C.Nakamata, Y.Okita, S.Matsuno, F.Mimura, M.Matsushita, T.Yamane, and T.Yoshida (2005) 'SPATIAL ARRANGEMENT DEPENDENCE OF COOLING PERFORMANCE OF AN INTEGRATED IMPINGEMENT AND PIN FIN COOLING CONFIGURATION' ASME Paper GT2005-68348

[3] T.F.Fric and A.Roshko (1994) 'Vortical structure in the wake of a transverse jet' Journal of Fluid Mechanics vol.279 pp1-47

[4] R.M.Kelso, T.T.Lim and A.E.Perry (1996) 'An experimental study of round jet in cross-flow' Journal of Fluid Mechanics vol.306 pp111-144

[5] S.Na, B.Zhu, M.Bryden, and T.I-P.Shih (2006) 'CFD Analysis of Film Cooling' AIAA 2006-0022

[6] D.Giebert, M.Gritsch, A.Schulz, and S.Wittig (1997) 'Film-Cooling from Holes with Expanded Exits: A Comparison of Computational Results with Experiments' ASME Paper 97-GT-163

[7] A.Kohli and D.G.Bogard (1997) 'Adiabatic Effectiveness, Thermal Fields, and Velocity Fields for Film Cooling With Large Angle Injection' Journal of Turbomachinery vol.119 pp352-358

[8] D.R.Pederson, E.R.G.Eckert, and R.J.Goldstein (1977) 'Film Cooing With Large Density Differences Between the Mainstream and the Secondary Fluid Measured by the Heat-Mass Transfer Analogy' Journal of Heat Transfer vol.99 pp620-627

[9] A.K.Sinha, D.G.Bogard and M.E.Crawford (1991) 'Film Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes With Variable Density Ratio' Journal of Turbomachinery vol.113 pp442-449

[10] N.W.Foster and D.Lampard (1980) 'The Flow and Film Cooling Effectiveness Following Injection Through a Row of Holes' Journal of Engineering for Power vol.102 pp584-588

[11] M.Gritsch, A.Schulz, and S.Wittig (1997) 'Adiabatic Wall Effectiveness Measurement of Film-Cooling Holes With Expanded Exits' Journal of Turbomachinery vol.120 pp549-556

[12] P.R.Spalart and S.R.Allmaras (1992) 'A ONE-EQUATION TURBULENCE MODEL FOR AERODYNAMIC FLOWS' AIAA paper 92-0439

[13] F.R.Menter (1994) 'Two-Equation Eddy-Viscosity Tubulence Models for Engineering Applications' AIAA Journal vol.32 pp1598-1605

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A－8

高圧軸流圧縮機設計におけるＣＦＤの適用

*後藤　信也、加藤　崇也、加藤　大
（石川島播磨重工業株式会社）

Application of Flow Analysis in High-Pressure Axial Compressor by CFD

*Shinya GOTO, Takaya KATO, Dai KATO(IHI)

ABSTRACT

Axial Compressor, one of the most important components in aircraft engines, has several complicated structures, such as VSV (Variable Stator Vane), Inter-Stage bleed, Cavity, Fillet, and so on. Recently, various studies using CFD have been conducted that such configurations affect compressor performance. This paper describes the results of investigation on the effects of Fillet, VSV, and Inter-Stage Bleed on blade-row performance.

Key words: Axial Compressor, CFD, Fillet, Variable Geometry, Bleed

１．はじめに

航空機用ガスタービンエンジンの主要コンポーネントである軸流圧縮機の設計において、現在では１次元計算、２次元軸対称計算等の簡易計算で選定した候補形状に対して、３次元ＣＦＤを用いて性能を相対評価し、最終的な形状を決定する方法が主流となっている。

近年のＣＦＤ技術の向上に伴い、より実機に近いモデリングでの解析が可能となり、主流空気通路、翼部といった主要形状だけでなく、様々な複雑形状に対してＣＦＤを適用し、現象解明、性能向上が行われている。

圧縮機における代表的なＣＦＤ適用事例としては、フィレット形状、可動ベーン、抽気孔などが挙げられる。

翼端のフィレットの形状は、馬蹄形渦に大きな影響を与えることが知られており[1]、特に翼高さが小さくなり、フィレットが相対的に大きくなる圧縮機後段側では、主流への影響は無視できないレベルになっていると考えられる。

部分負荷性能の向上と起動時の旋回失速を回避する観点で前段側の静翼に対して取付角を可変とするいわゆるVG 機構 (Variable Geometry) を採用しているケースが多い。このような機構を有する場合、翼部と通路間にはクリアランスが生じてしまい、その結果クリアランスフローが発生する。クリアランス量も取付角の変更に伴い変化する。前段側は主流のマッハ数も大きいことから、クリアランスフローに起因するロスの大幅な増大が想定される。

航空機用ガスタービンの圧縮機では、低回転時のストール防止のための始動用、タービン冷却用、サンプ室加圧用、客室用に中間段から抽気されることが多い。抽気形態も様々で、静翼ピッチ間に孔を設けて抽気するケーシング孔形態、動静翼間ギャップに周方向に溝を設けるスクープ形態などが代表的な形態である。このような抽気機構を有する場合、抽気孔が周辺の主流の流れ場に大きな影響を及ぼすことが Leishman[2]他の研究で明らかになっている。

本論文は、フィレット、可動ベーン、抽気孔の主流に及ぼす影響について、ＣＦＤを用いて調査した結果についてまとめたものである。

２．解析方法

解析には有限差分法ベースの定常 RANS コードを用いている。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。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。

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集、2006.10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

3．フィレットRの影響

動翼列のフィレット形状が性能に及ぼす影響について調査した。Fig. 1 に形状例を示す。対象翼として圧縮機後段側の翼型を選定した。翼高さが小さいため、前段側の翼と比較して相対的にフィレット部の範囲が大きい。

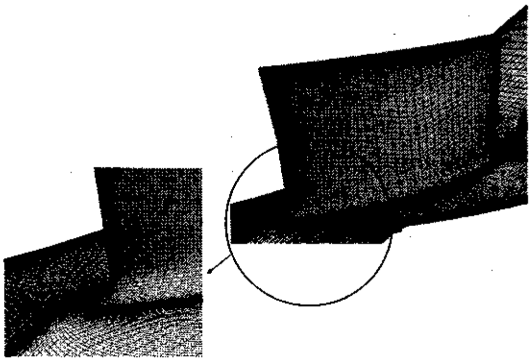


Fig.1　　フィレット形状例

Fig. 2-1 にフィレットの有無による全体性能変化、Fig. 2-2 に効率変化を示す。フィレットを有する場合では、無しの場合に比べて 0.9％ほど設計流量での圧力比が低下している。この要因は主に Fig. 2-2 に示す効率の低下によるものであると考えられる。Fig. 3 に負圧面近傍での流線変化を示す。フィレットを有する場合では、ハブ側のミッドコード近傍よりミッドスパンに向かって巻き上がる流れが強くなっており、その流れが主流部の流れと干渉し、フィレットが無い場合よりも大きなロス領域を生成していることが確認できる。

フィレットの影響は、フィレット径の大小、翼負荷等により程度は異なるが、フィレットに起因する２次流れが性能に悪影響を及ぼすかどうかは注意する必要がある。

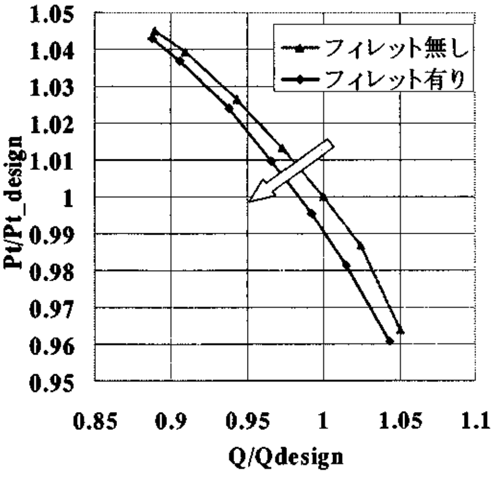


Fig.2-1　　フィレット有無による性能変化

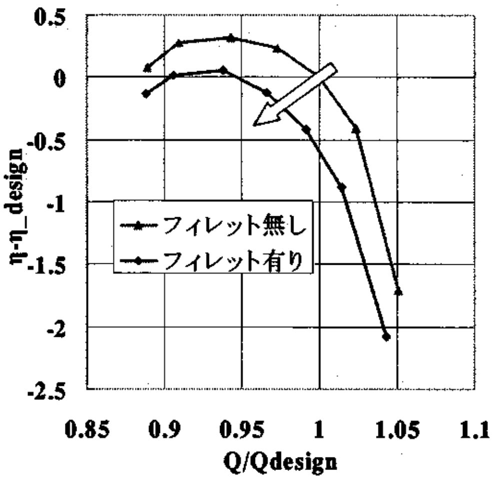
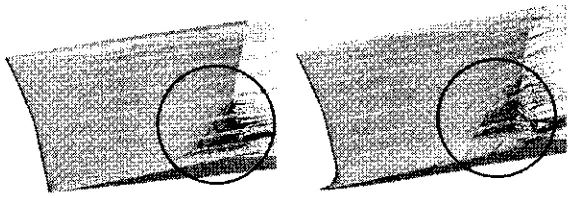


Fig.2-2　　フィレット有無による効率変化



1) フィレット無　　　2) フィレット有

Fig.3　　フィレット有無による負圧面近傍流線変化

4．可動ベーン部のクリアランスの影響

Fig. 4 に代表的な可動ベーンのスケッチ図を示す。可動機構であるため、チップ側、ハブ側にクリアランスを有するが、回転軸部（ボタン部）が存在するため、クリアランスはL/E側、T/E側に二分される。しかもこのクリアランス量は取付角によって変化し、取付角が大きくなるほどクリアランス量も大きくなる。

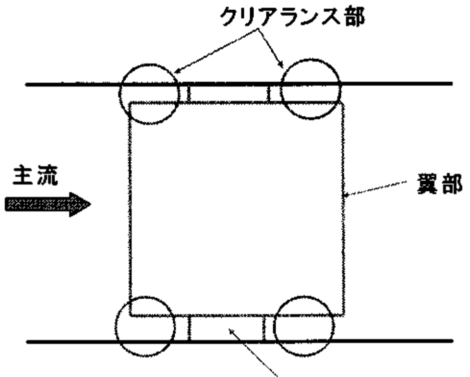
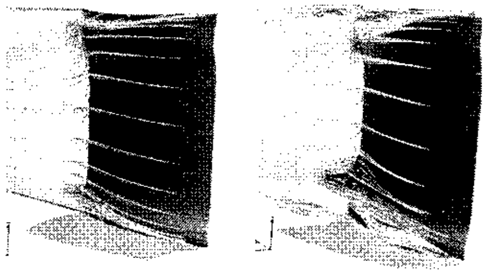


Fig.4　　可動ベーン形状例

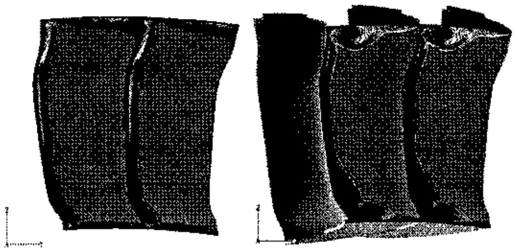
Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Fig5、6 にクリアランスの有無による流れ場の変化を示す。クリアランスを考慮しない場合には負圧面側での顕著な 2 次流れも見受けられず、比較的健全な流れとなっているが、同翼型にクリアランスを設けた場合、クリアランスフローの影響でチップ、ハブ両側に強い 2 次流れが生成されていることが確認できる。このケースにおいては、特にハブ側の影響が大きく、ハブ側での全圧欠損領域がチップ側より顕著である。



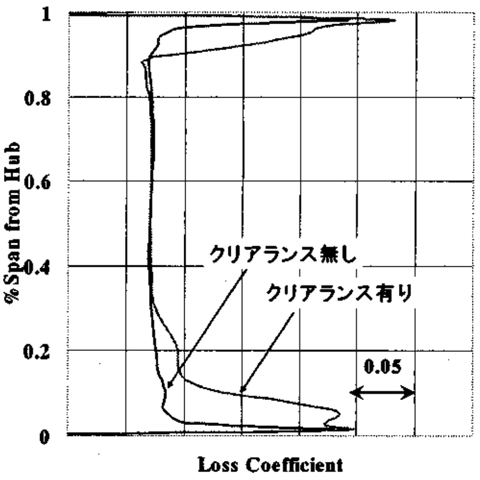
1) クリアランス無　　2) クリアランス有

Fig.5　負圧面近傍流線

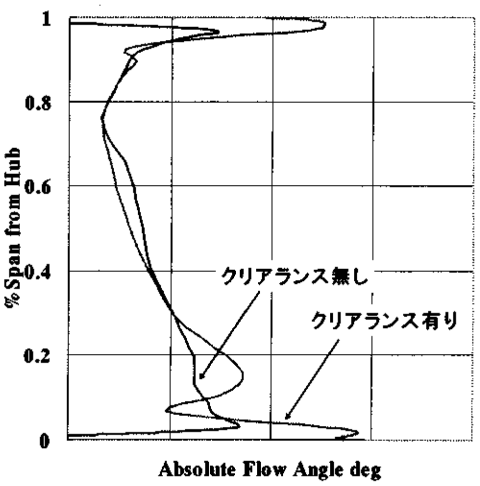


1) クリアランス無　　2) クリアランス有

Fig.6　出口全圧コンタ図



1) ロス係数分布



2) 出口流れ角分布

Fig.7　静翼出口流れ場比較

Fig.7 に静翼出口の流れ角スパン方向分布、及びロス係数スパン方向分布を示す。0 から 10%スパン及び 90 から 100%スパンにクリアランスフローに起因すると思われるロス領域が見受けられる。ミッドスパン近傍でのロス変化は見受けられない。

流れ角分布をみると、転向せずそのままクリアランス部を通過する流れがエンドウォールに生成されている。また、10 から 30%スパンではハブで発生した 2 次流れの影響により流れ角が複雑な挙動を示していることが確認できる。

このように、可動ベーンのクリアランスフローは主流に大きな影響を与えており、ロスも大幅に増加してしまうことが分かる。

5．抽気孔の影響

前述の通り、抽気形態も様々であるが、本論文では、翼間のケーシングに設置された抽気孔から抽気する形態について調査した。Fig.8 に解析モデルを示す。

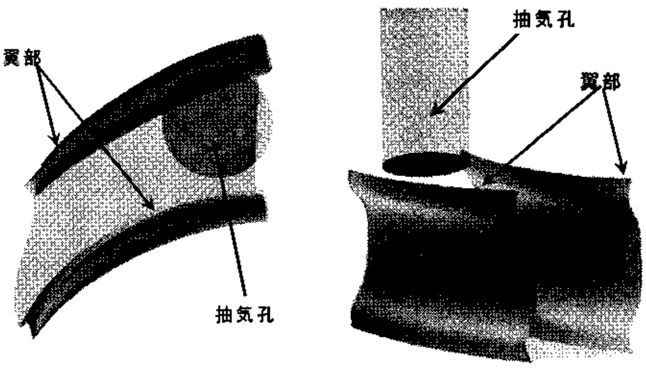


Fig.8　抽気孔付静翼解析モデル

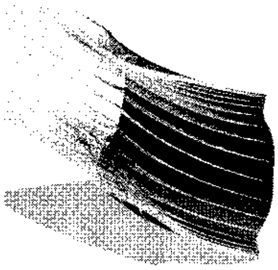
Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

抽気孔は翼間中央に設置されている。実機では抽気孔で抽気された後に、マニホールドを介し、数個の配管で所定の箇所に圧送されていくが、本解析では簡略化するため円筒形状で模擬している。

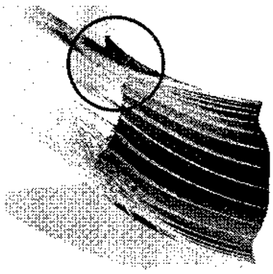
Fig. 9、Fig. 10 に解析結果を示す。図中には、抽気孔を設けず 1 翼間解析の場合、抽気孔を設け、設計抽気量引いた場合、抽気孔を設け、設計抽気量の 3 倍の流量を引いた場合の 3 ケースについて示してある。

抽気孔が無い場合の流れ場と比較すると、設計抽気流量時では、チップ側負圧面、抽気孔近傍で低エネルギー流体領域の拡大（図中丸で囲った箇所）が見受けられる。さらに抽気流量を増やすと、負圧面の流れをさらに吸い込み、チップ側で大規模な剥離領域が生成されていることが確認できる。

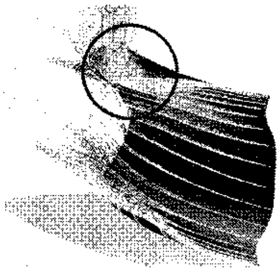
Fig. 10 に静翼出口流れ角のスパン方向分布を示す。
抽気孔を有することでデビエーションが大きくなる傾向にあるようである。また 3 倍抽気量時には 80％近傍で剥離している。



1) 抽気孔無し



2) 抽気孔有り
(設計抽気流量)



3) 抽気孔有り
(3 倍抽気流量)

Fig.9　負圧面近傍流線比較

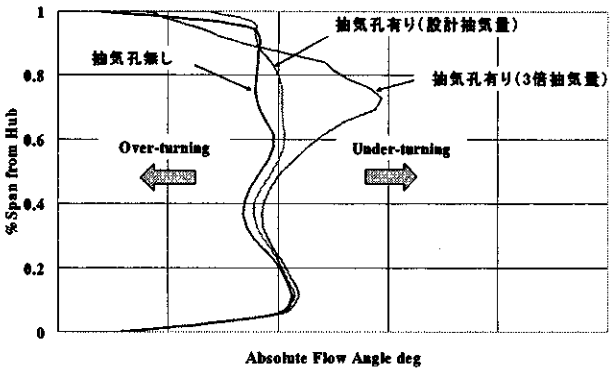


Fig.10　静翼出口流れ角比較

6. 結論

航空機用エンジンにおける軸流圧縮機での様々な形状に対してＣＦＤを適用し、その影響を調査した。以下に結論を述べる。

- フィレット形状により強い 2 次流れが生じた場合には、翼列の性能を悪化させる場合もある。
- 可動ベーン部のクリアランスフローは主流の流れ場に大きな影響を与え、ロスの増大を誘発する。
- 抽気は、抽気孔が位置する静翼の流れ場（出口流れ角）に影響を及ぼす。しかも抽気流量が多い場合には、負圧面からの流れの剥離が生じ、ロスの増大を誘発する場合もある。

7. 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。

参 考 文 献

1) Ralf Muller "Endwall Boundary Layer Control in Compressor Cascades",ASME GT2004-53433
2) B A Leishman, N A Cumpsty "Effect of Bleed Rate and Endwall Location on the Aerodynamic Behaviour of a Circle Hole Bleed Off-Take",ASME GTT2004-54197

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

翼列内を伝播する音波の数値解析

*賀澤　順一（JAXA），堀口　泰生（JAST），才木　一寿　（JAXA），山本　一臣（JAXA），
野崎　理（JAXA），大石　勉（IHI）

Computational Analysis of Acoustic Wave Propagation through Cascade

*Junichi KAZAWA（JAXA），Yasuo HORIGUCHI（JAST），Kazuhisa SAIKI（JAXA），
Kazuomi YAMAMOTO（JAXA），Osamu NOZAKI（JAXA），and Tsutomu OISHI（IHI）

ABSTRACT

In this paper, two cases were analyzed. Firstly, a case when an acoustic wave propagates through a cascade with flat plate blades was analyzed by our numerical code based on Euler equation. The results were compared with those solved by a theoretical method, and showed good agreement with theoretical one qualitatively. Secondly, for the realistic case, fan noise generation and propagation was simulated by unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes code. Some of the authors had analyzed generation and propagation of fan noise caused by rotor-stator interaction before. In their results, acoustic wave propagation through rotor blades could not be simulated clearly because the grid density around the rotor blades was not sufficient for capturing the acoustic wave propagating through. In the present study, the grid density has been improved to capture the acoustic wave propagation through the rotor, and the acoustic wave propagating to upstream of the rotor blade row has been captured.

Key words: Fan noise, Aeroacoustics, CFD

1. 緒言

近年の航空旅客需要の増加に伴い、航空機から発生する騒音の低減が重要な課題となっている。航空機から発生する主要な騒音源の一つとして、ジェットエンジンのファンから生じる騒音があげられるが、その低減のためには実際のファンから発生する騒音を精度良く予測する技術の開発が不可欠である。

ファンから発生する騒音には、大別して、動静翼列干渉による騒音（トーンノイズ）、バズソー騒音、広帯域騒音が挙げられるが、本研究ではトーンノイズの発生・伝播について数値解析を行っている。非定常Reynolds平均Navier-Stokes方程式（URANS）を用いたトーンノイズの数値解析に関しては、Rumseyら[1]や Biedronら[2]、山本ら[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。

動静翼列干渉によって静翼から生じた音波は上流・下流へと伝播し、静翼上流へ伝播した音波は動翼列と干渉し、反射・透過する。透過した音波はダクトを通ってエンジン外部へと放射されるため、透過波の予測は重要である。梶、岡崎[4]はセミ・アクチュエーター法及び特異点法による二次元圧縮性非定常翼列理論を用いた計算を行い、二次元平板翼列を通過する音波の反射率、透過率について、マッハ数、ピッチ、波数の影響を理論的に調べた。

本研究では、音波が翼列を通過する場合の反射および透過について、流れ場に平面波を与えて CFD による数値解析を行い、梶らの結果との比較による検証を行った。また、実際のファンにおいて URANS による解析を行い、動翼まわりの格子密度を改善することにより、動静翼列干渉によって生じる圧力変動を鮮明に捉えることができた。さらに、動翼列を通過する圧力変動の挙動を詳細に解析した。

2. 数値解析手法

数値解析は宇宙航空研究開発機構、総合技術研究本部において開発された CFD 共通基盤コード UPACS[5]v1.5 のうち、動静翼列干渉解析用ソルバー、upacsTurbo を用いて行った。第 3 章で述べる平板翼列を通過する平面波の解析では非粘性を仮定し、基礎方程式をオイラー方程式とした。空間離散化には3次精度MUSCLスキームを用い、時間積分は、Runge-Kutta 陽解法を用いて時間精度 3 次とした。また、第 4 章で述べる、実際のファンから発生する騒音の解析では URANS を用いた。空間離散化は対流項に 2 次精度風上スキームを、粘性項に 2 次精度中心差分を用い、乱流モデルは Spalart-Allmaras 1 方程式モデルとした。時間積分は 2 次精度 Euler 陰解法に Newton 反復を組み合わせて行った。

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集、2006. 10,（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

3. 平板翼列を通過する平面波

動静翼列干渉によって静翼から生じた平面波は、上流及び下流へと伝播する。上流へ伝播した平面波は動翼に到達すると、反射・透過する。反射波は再び下流へ、透過波はエンジン前方へと伝播していく。本計算コードを用いて、翼列内を伝播する平面波の反射・透過が正しく捉えられているか検証するため、二次元平板翼列に平面波が入射する場合について、梶、岡崎[4)]の結果との比較を行った。

3.1 平面波の与え方

平面波を流れ場に与える場合、計算領域内でその波が存在できる条件を満たす必要があり、周期境界条件を用いるか否かによってその条件が異なる。周期境界条件を用いない場合、任意の角度で平面波を与えることができるが、与えた平面波の翼列方向外側境界での反射を防ぐために、計算領域の周囲で無反射境界条件を適用するか、あるいはバッファ領域を設ける等の対策が必要となる。一方、周期境界条件を用いる場合は、計算領域の y 軸方向長さを L として、与える平面波の波長が L/N（N は整数）でなければならない。この条件を満たすには、Y 軸（ピッチ方向座標）に平行な格子線上の各格子点において式(2)で示す項を連続の式の右辺に付加する。

$$S(y,t)=\rho(y,t)(1+A)\sin\left(\frac{2\pi}{\lambda}\left(ct+y_{i,j,k}\right)\right) \qquad (1)$$

ただし、λ：波長、c：音速、$y_{i,j,k}$：格子点 y 座標

このとき、平面波の Y 軸からの角度εは、流速 U、流れ角γ、音速 c を用いて一意に決まる。

$$\varepsilon=\tan^{-1}\left(\frac{c-U\cos\gamma}{c}\right) \qquad (2)$$

図 1 に周期境界条件を用いた場合の波長 1 の平面波を示す。周期境界条件を用いた場合には、図 1 に示すような式(2)で決まる角度の平面波と、翼列に平行な角度の平面波の二通りが実現できる。これ以後、これ以後、翼列に平行な波を平面波 A、式(2)で決まる角度の波を平面波 B と呼ぶ。本報告では、周期境界条件を用いて平面波 A、平面波 B の反射・透過について解析を行った。

3.2 計算格子と計算条件

図 2 に計算領域と境界条件を示す。計算領域はマルチブロックで構成されており、平面波を精度良く捉えられるように、1 波長あたり 30 点以上の格子点が存在するように格子密度を定めた。図中計測部の格子点数は X 軸方向に 200 点、Y 軸方向に 25 点であり、計測部において反射波と透過波の振幅を算出する。波長によっては 1 ブロック内に 1 波長程度しか存在できない場合が生じるため、計測部のブロックは波長に応じて X 軸方向に追加し、格子密度を維持したまま計測部全体の長さを延長している。

平板翼列は、梶、岡崎[4)]の解析と合わせ、翼の取り付け角 60°、ソリディティは 1 とした。座標系及び角度の定義を図 3 に示す。X-Y 座標は本解析での座標系、ξ-η座標は梶らの解析における座標系である。α、βは翼取り付け角方向からの角度で、αはまた、θは X 軸からの翼取り付け角度（本解析ではθ=60°）、入口マッハ数は 0.5、インシデンスは入射波の進行方向、βは反射波の進行方向である。0° である。なお、ピッチ、平面波の波長等、全ての長さスケールは翼弦長で無次元化している。

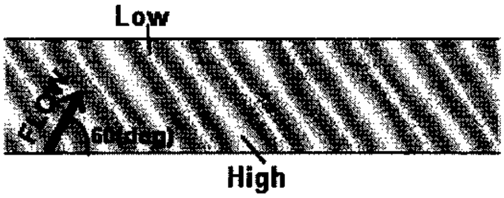


Fig.1 平面波の例（静圧の瞬時値）

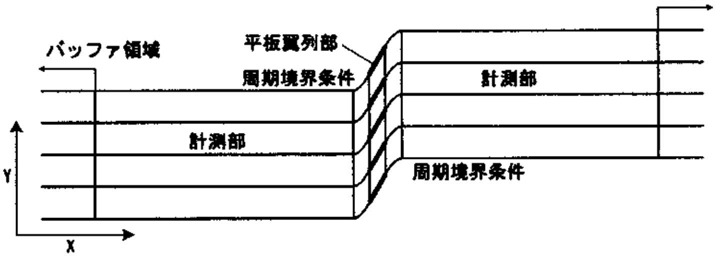


Fig.2 計算領域

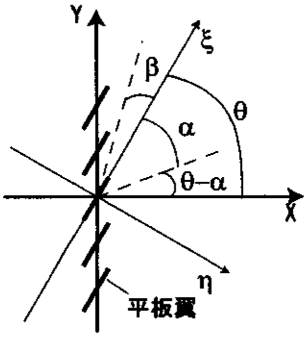


Fig.3 座標系と角度の定義

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

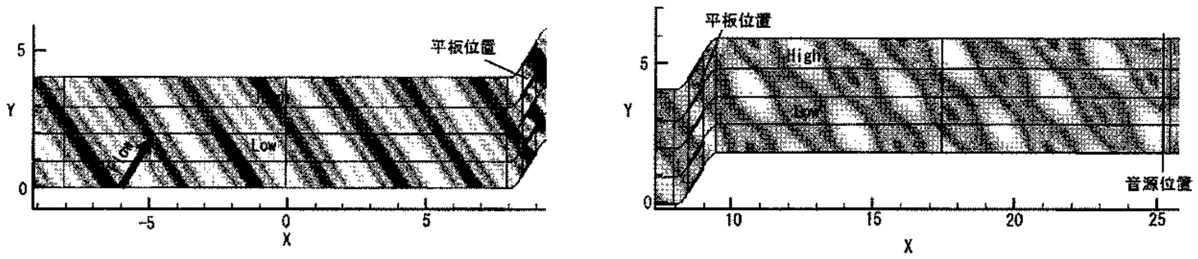
3.3 理論解析との比較

流れ場に平面波を与え、平面波が翼列を通過して十分時間がたったあとの瞬時圧力分布のうち、波長 4 の平面波 B の結果を図 4 に示す。図に示すように、音源は x=25.2 の位置である。上流側では、翼列前方へ波が透過している様子がわかる。一方、翼列下流側では、反射波が入射波と干渉しており、その様子は見ることができない。そのため、平板翼列が存在しない場合について、同じ計算領域において平面波が移動していくデータを取り、同じ時刻のデータ同士を差し引くことにより反射波のみを取り出した。図 5 に波長 4 の結果を示す。これにより、反射波が捉えられていることを確認できた。梶らによれば、入射角と反射角の間には以下の関係が成り立つ[4)]。

$$\frac{1+M\cos\beta}{\sin(\beta+\theta)}=\frac{1-M\cos\alpha}{\sin(\alpha-\theta)} \qquad (3)$$

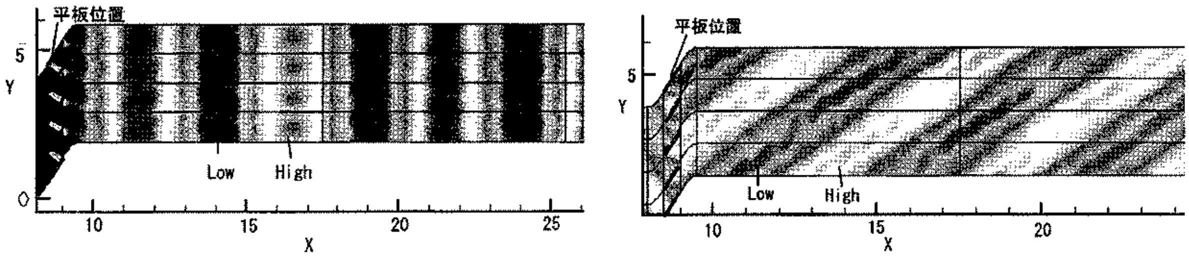
波長 4、波長 8 どちらのケースにおいても、入射角は平面波 A でα=60°、平面波 B では式(2)よりα=23.13° であるから、これらより式(3)を用いてβを求めると、平面波 A で 60°、平面波 B で 126° となる。本解析でのβは波長 4、波長 8 どちらのケースにおいても、平面波 A で 60°、平面波 B で約 125° となっており、平面波 A、B ともに反射角が梶らの理論と一致することが確認できた。

図 6 に波長 4 と波長 8 の時の、計算から得られた平面波の透過率と反射率を示す。これらは透過波あるいは反射波と、入射波との圧力振幅比として



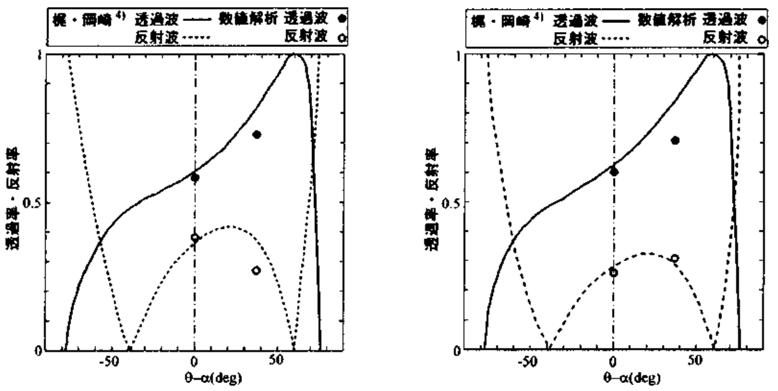
平板翼列上流側　　平板翼列下流側

Fig.4　静圧瞬時値等高線（波長 4・平面波 B を入射した場合）



平面波 A　　平面波 B

Fig.5　反射波の波面（波長 4）



波長 4　　波長 8

Fig.6　平面波の反射率と透過率

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

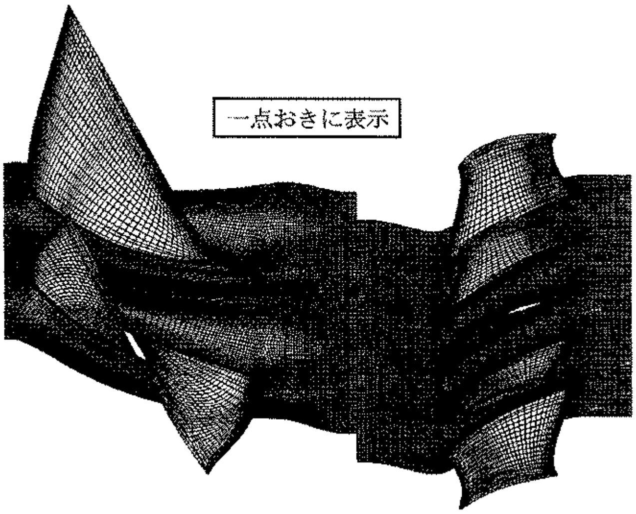
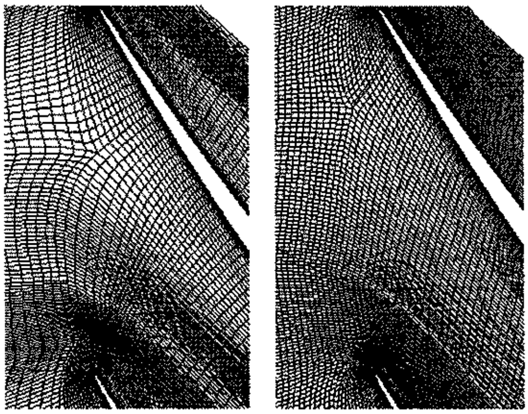


Fig. 7　計算格子（動翼・静翼周り）



格子密度改善前　　格子密度改善後

Fig. 8　計算格子（動翼前縁部付近拡大図）

定義される。図中の点線と実践は梶ら[4]の理論解析結果である。横軸は$\theta-\alpha$、縦軸は透過率および反射率である。結果より、波長4、波長8ともに平面波A（$\theta-\alpha=0°$）に関しては梶らの結果と良く一致している。平面波B（$\theta-\alpha=36.87°$）では理論解とずれているケースもあるが、$\theta-\alpha$が60°に近づくと透過率が大きくなっていく等、本計算結果と梶らの理論解析結果は定性的に良く一致している。

4. 実際のファンにおける解析

過去の研究において、土屋ら[6]の用いた baseline 形状について URANS による詳細な解析を行い、2BPF の圧力変動が動翼列を通過する際に散乱し、4BPF の高調波へシフトする様子を捉えた[3]。しかし、動翼周りの格子密度不足によって、動翼列を通過する圧力変動の様子を鮮明には捉えられていない。そこで本論文では、動翼周りの格子密度を改善し、動翼列を通過する圧力変動を鮮明に捉えることを目的として URANS を用いた解析を行った。

4.1. 解析対象および計算条件

図7に用いた計算格子を、図8に動翼前縁付近の計算格子を示す。図8は、過去の解析[3]に用いられた格子との比較であり、格子密度が改善されていることが分かる。図7に示す計算領域の上流と下流には、入口・出口境界での波の反射を防ぐために格子を粗くしたバッファ領域を設けている。また、ケーシング面、ハブ面はすべり壁境界とした。

計算は着陸条件である、設計回転数の80%についてのみ行った。このときのミッドスパンにおける全圧分布を図9に示す。

4.2. 動静翼干渉により発生する圧力変動

図9のミッドスパン位置での瞬時全圧分布に示すように、動翼後流は静翼と非定常に干渉し、静翼周囲で圧力変動を発生させる。図10にミッドスパン断面における、動静翼列干渉によって生じた瞬時圧力変動成分を示す。この圧力変動成分は動翼、静翼それぞれにおいて各格子点における静圧の時間平均を求め、瞬時の静圧から引いたものである。静翼周囲で生じた圧力変動が上流および下流へ伝播している様子がわかる。比較として過去の解析結果[3]を載せた。双方のレンジは同じにしてある。これらの圧力変動の詳細については、文献3)を参照されたい。図10において、特に目立つ伝播モードは図中点線で示した2BPFのモードで、周方向に40度の波長を持ち、上下流に伝播しながら動翼回転方向と反対向きに動翼回転数の4倍で旋回している圧力変動である。この圧力変動が動翼に入射すると、動翼列内部で複雑に反射し、動翼上流へと放射される。格子密度改善前の結果では

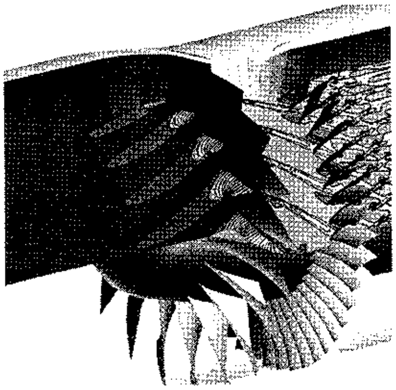
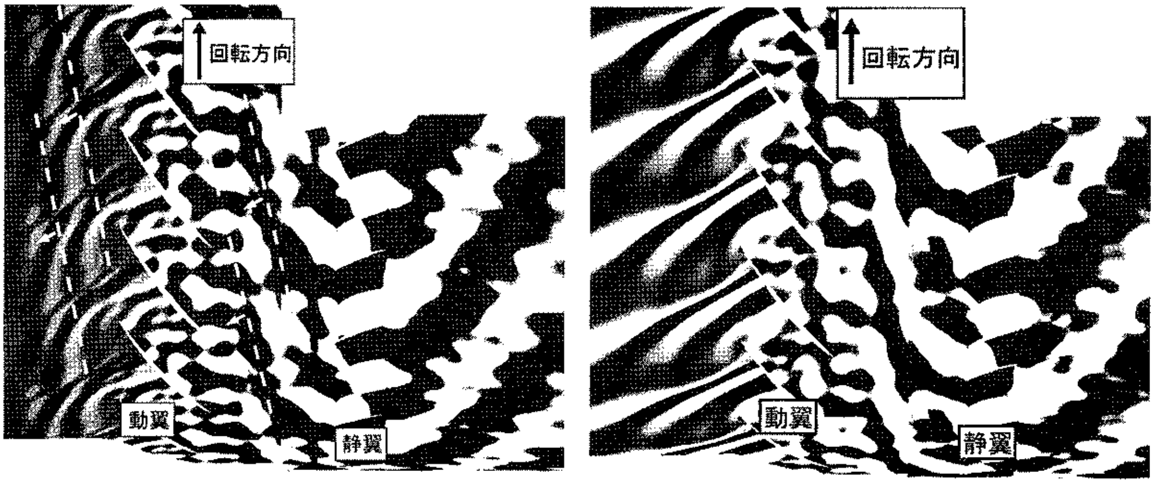


Fig. 9　ミッドスパン断面全圧瞬時値分布

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.



本計算結果　　　　格子密度改善前の結果

Fig. 10　ミッドスパン断面圧力変動瞬時値

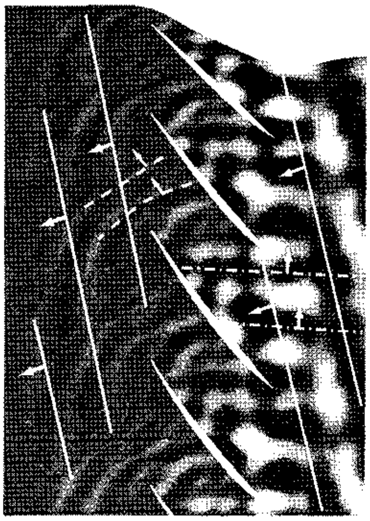


Fig. 11　1RBPF 成分の瞬時値

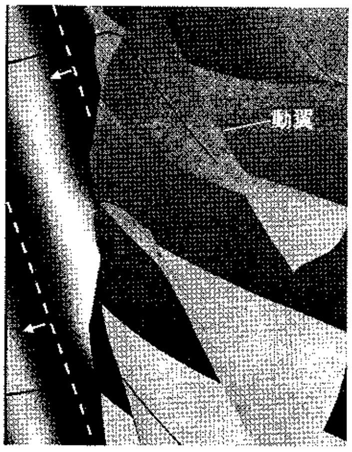
動翼列上流へと伝播する 2BPF 成分が捉えられていなかったが、図に示したように、格子密度を改善したことにより、2BPF 成分の圧力変動が捉えられている。

図 10 に示した圧力変動に対して、高速フーリエ変換（FFT）を行い周波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い、特定周波数の瞬時圧力変動分布を求めた。動翼周りの格子は動翼と共にΩで回転しているため、動翼後流から相対的に見た静翼の通過周波数としてのみ、圧力変動を取り出すことができる。これを相対翼通過周波数（Relative Blade Passing Frequency : RBPF）と呼ぶこととする。図 11 に動翼周りの 1RBPF 成分を示す。相対系で FFT を行うため、図 11 に示す圧力変動には、BPF およびその高調波成分のうち、その音響モードと回転方向から決まる相対系での周波数が 1RBPF に一致するものが全て現れている。図中、実線は 2BPF の波面を、点線は 4BPF の波面を、一点鎖線は動翼での反射波の波面を示している。2BPF の変動は、動翼列内で反射・散乱しながら、減衰して動翼列を透過する。このとき、前章の平板翼列を透過する場合と同様、波面の角度はほぼ変化しない。

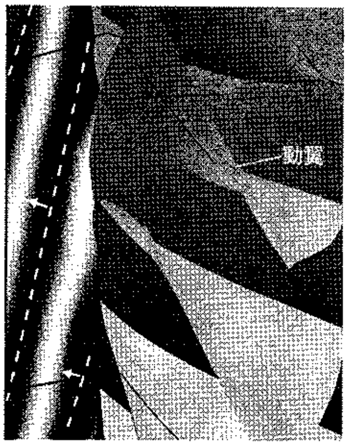
4.3 動翼を通過する圧力変動の挙動

動翼を通過する圧力変動について、その反射と透過を調べるために、相対系での FFT の結果から特定の音響モードの波を抽出した。まず、図 11 に示す 1RBPF の圧力変動の空間分布に対して、さらに周方向の特定波数（計算領域の周方向に存在する波の数）について FFT を行うと、特定の音響モードの波が二重級数の形で得られる。この級数から、1RBPF での各波数の圧力変動振幅を、動翼回転方向および、その反対方向に移動する異なる 2 つの BPF の圧力変動振幅の空間分布（特定の音響モード）に分解することができる。このようにして得られた動翼上流の領域における 2BPF、3BPF、4BPF の圧力変動振幅の空間分布を図 12 に示す。それぞれの圧力変動が動翼上流へ伝播していることが鮮明に分かる。なお、波面を見やすくするため、それぞれの図で等高線のレンジは変えてある。2BPF のレンジを 1 とすると、3BPF では 1.6、4BPF では 3.2 となる。すなわち、これらの周波数成分のうち、4BPF 成分の振幅が最も大きいということになる。2BPF については、動翼下流側から入射した圧力変動が透過しているが、透過後の振幅は小さい。最も振幅が大きいのは 4BPF だが、動翼下流から動翼に入射する 4BPF の圧力変動は振幅が小さく、動翼

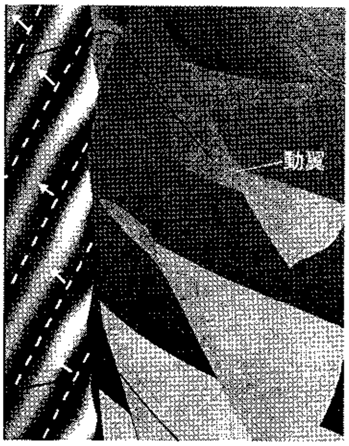
Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.



2BPF 成分



3BPF 成分



4BPF 成分

Fig. 12 動翼上流へ伝播する平面波（ミッドスパン断面）

Fig. 13 静翼周りの 3BPF 成分

上流における 4BPF 成分の波は、動翼を透過したものだけとは考えにくい。2BPF の波が動翼通過の際に大きく減衰していることを考えると、2BPF の圧力変動は反射・散乱によって 4BPF の変動へとシフトしながら動翼列内を透過していくと考えられる。

図 13 に静翼周りにおける 3BPF の圧力変動の瞬時値分布を示す。静翼上流へと伝播していく波面は、図 12 に示した動翼上流での 3BPF 成分の波面とほぼ同じである。したがって、図 13 において見られる 3BPF 成分の波は、静翼で発生した波が動翼列を透過してきたものと考えられる。

5. 結言

ファン騒音の数値解析にあたり、数値計算コードの検証として、二次元非粘性条件で平板翼列を通過する圧力変動について解析を行った。その結果、翼列における圧力変動の透過率と反射率を理論解析と比較し、定性的に一致する結果を得た。これにより、翼列に入射する圧力変動について、平板翼列での波の反射及び透過を妥当に捉えられることを確認した。

また、実際のファンにおいて動静翼列干渉により発生する騒音の解析を行った。格子密度を改善することによって、格子密度改善前には捉えられなかった 2BPF の透過波を捉えることができた。更に、得られた計算結果について、動翼周りに関して解析を行い、2BPF、3BPF、4BPF 成分の特定音響モードについて、静翼から動翼に入射する圧力変動の透過・反射の詳細な挙動が分かった。

今後の課題としては、

- 動翼列内を通過する圧力変動についての、更に詳細な解析
- 高精度スキームの使用による波面の高精度捕捉
- 実際のファンでの実験結果との比較による検証

等があげられる。

参考文献

1) 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.
2) Biedron, R. T., et al.: Predicting the Rotor-Stator Interaction Acoustics of a Ducted Fan Engine, AIAA Paper 2001-0664 (2001).
3) 山本一臣ほか、「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」、第 33 回ガスタービン学会定期講演会講演論文集、p.71-76、2005 年 9 月
4) 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.
5) 山本一臣ほか、「CFD 共通基盤プログラム UPACS の開発」、第 14 回数値流体力学シンポジウム講演論文集、2000 年 12 月
6) Tsuchiya, N., et al.: Low Noise FEGV Designed by Numerical Method Based on CFD, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53239 (2004).

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A—10

ラジアル排気タービンの脈動流特性に関する研究
—流入脈動流の波形の影響—

*濵　大樹(首都大学東京院), 小西　奎二(東京都立科学技術大学), 田代　伸一 (首都大学東京)

Characteristics of Radial Inward-Turbines for Exhaust Gas Turbochargers under Pulsating Flow Conditions (The Effect of Waveforms of Pulsation)

*Daiki HAMA , Keiji KONISHI and Shinichi TASHIRO

ABSTRACT

The influence of the waveform of pulsation pressure included inflow to the radial exhaust gas turbine was experimentally studied. Some quantification methods for assess the waveform which affect characteristics of turbine are proposed. Those are extraction of lower modes of pulsation based on DFT analysis. As results of this study, the effects of waveform are restricted to cases where both the mass flux of flow and the amplitude of pressure pulse are large. Especially a period of high pressure and that of descent of pressure in a cycle are most important.

Key words: Pulsating Flow, Quantification of the wave form, DFT analysis

1. 緒言

ディーゼル機関の排気駆動タービンに影響を与える排気流れの脈動の特性因子として脈動周波数，振幅，波形の３つがあげられ，その各々が与えるタービン特性への影響を明らかにすることは，排気タービンや配管系の設計に非常に有意義である．脈動周波数に関しては，周波数が高くなると流れが平均流に変動成分が若干重畳した程度の定常流成分の多いものとなるため，実際上タービン特性への影響は無いことがわかっているが，流入脈動流の圧力ないし速度の振幅と波形の影響に関しては，高圧・大流量の脈動実験が困難であるため，タービン性能との関係の把握が十分とは言えない．

著者らはこれまでに，流入脈動流の圧力振幅，速度振幅がタービンの流量・出力特性に与える影響を実験的に調べ，振幅の定量化パラメータの提案とそれを用いたタービン特性の変化に関して報告してきた [(1)~(4)]．

本報告は，残された要素である脈動波形とタービン特性との関係を調べたものである．とくに脈動流の圧力波形とラジアル排気タービンの流量特性に注目し，円盤型脈動流発生装置を用いて４種類の圧力波形を作り出し，波形の特徴を主としてDFT解析を行って，各々の波形が与える排気タービン特性への影響・効果を検討する．

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置

本実験で用いた供試タービンは，圧力比 3.9，定格回転速度 80000rpm，動翼外径 126mm，排気出口部直径 112.6mm の小型ディーゼル機関過給機駆動用ラジアル排気タービンである．

また，空気源は，最大流量 0.72kg/s(313K)の日立パッケージ型ドライスクリュー式２段圧縮機である．空気源から圧縮されて水分除去された空気が JIS オリフィスで流量を計測され，一旦整定タンクに流入する．そして整定タンクから出た流れは脈動流発生装置を通って非定常流となり，タービンを駆動する．図１はその脈動流発生装置を横からみたものである．圧縮された空気は図の左から流れるのだが，定常流で実験する時には図上のバイパスを全開にする．そしてバイパスを閉めていくと非定常性が強くなり振幅が調整できる．

脈動波形を作るために使用された脈動流発生装置の中央にある直径 312mm の円盤には，固定円盤（１種類）と回転円盤（４種類）を用いた．図２は固定円盤と回転円盤との合成図，および各々の回転円盤で生成される波形例である．点線は固定円盤の通風孔，実線は回転円盤の通風孔である．固定円盤には直径 90mm の円の通風孔が一つ開いており，回転円盤が回転することで回転円盤にある通風孔が流れを断続し，波形の脈動流を発生させるものである．No.1 波形は円盤開口部形状が円と円を組み合わせた最も基本的な円盤によって得られたもので，

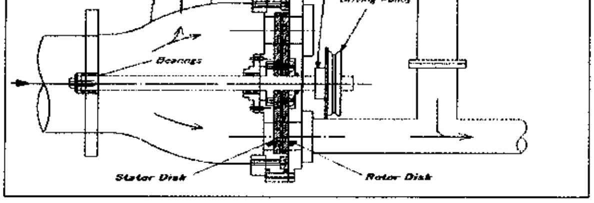


図１　脈動流発生装置

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，(弘前)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

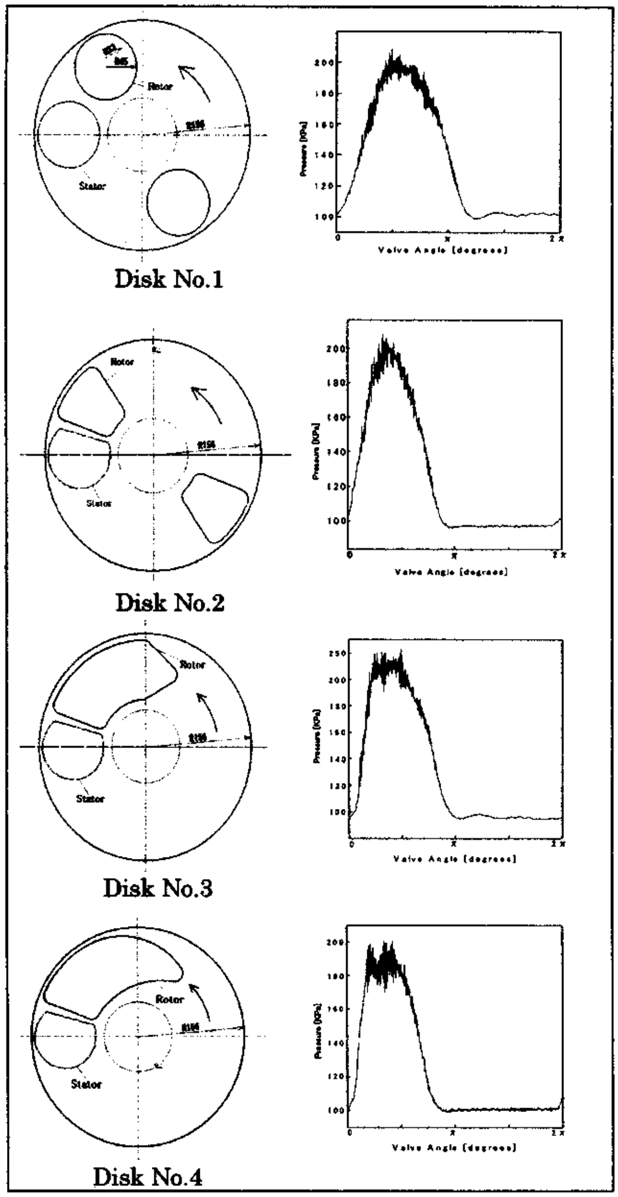


図２　４種の回転円盤と生成波形

比較的正弦波に準じた波形である．No.2 波形は機関の高負荷燃焼時を想定し，圧縮，膨張とも急激な変化を与えて先鋭化したパルス状の波形としたものである．No.3 波形は急速な立ち上がり後，高圧部の持続時間を長くしていわゆる台形波に模した．そして No.4 波形は，加速領域は排気吹き出しによる急激な圧力上昇に対応し，その後最高圧力から緩やかに減速していく排気流れを模している．また，No.1 波形以外では固定円盤の開口部の円の一部を塞いで割円にして，波形の立ち上がり方を急にした．つまり突発的に流れる排気を模したのである．

No.1 波形，No.2 波形の回転円盤には 180° で対象に二つの通風孔が設けてあり，回転円盤の一回転につき同位相の２パルスを発生する．

2.2　実験条件・方法

 タービン入口温度(T1)から求めるタービン修正回転速度を $N^* = N/\sqrt{T} = 800$ に設定した．脈動周波数についてはタービン性能に直接影響を及ぼさず，実験条件を低速高負荷とすることから５Hz とした．圧力振幅比はバイパス弁の開閉によって，定常流から非定常流まで変化させた．その各条件での温度，圧力を計測して流量を算出した．また，脈動流発生装置から発生する脈動流波形は圧力変換器を介して波形解析器で分析した．

３．圧力振幅比(δ)の定義

非定常特性を表す諸要素の中で振幅変化に着目し実際の機関での実用を考慮して，ゲージ圧で無次元化した圧力振幅比を，タービン入口全圧を使って次式で定義した．なお，本研究ではδ=1.0～1.6 までを検討の対象とした．

$$\delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2P_{mean}}$$

４．結果および考察

4.1　タービン膨張比の変化

タービンの基本性能を表すものとして，タービン入り口での全圧と出口静圧との比をとった膨張比がある．本研究では大気圧を基準にした．その膨張比と修正流量との関係をみたのが図３である．

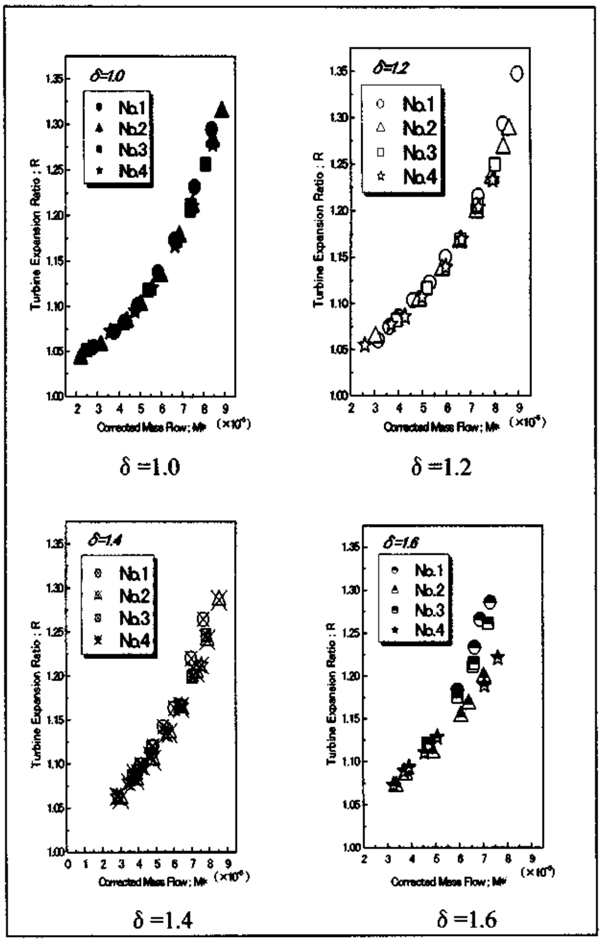


図３　振幅比ごとの膨張比－流量特性

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

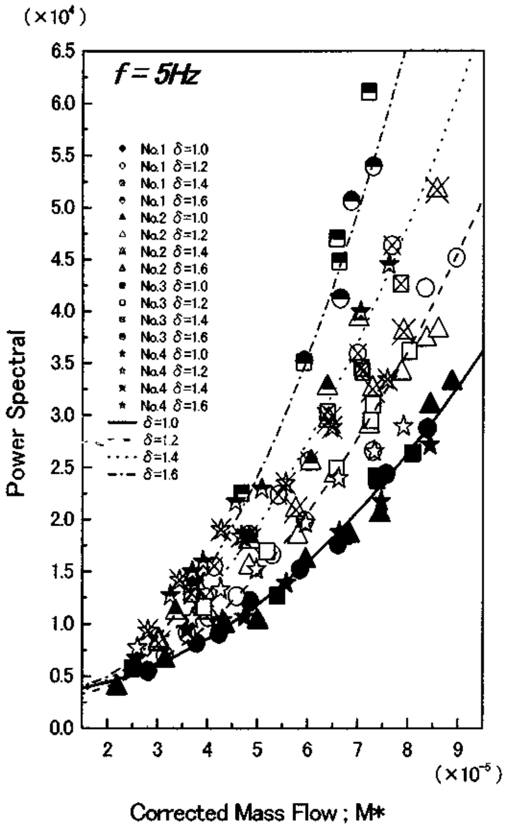


図４　一次のパワースペクトルと修正流量の関係

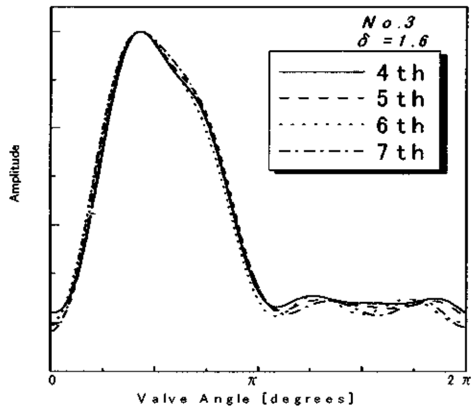


図５　低周波数で表した波形例

この図３から，修正流量が小さく，圧力振幅比も小さい条件下では波形の影響は少ない．これは，どちらかの条件が当てはまる状態では波形の個性が少なく，各波形の違いが表れにくいためと考えられる．そして波形の影響が著名に表れるのは振幅比が 1.4 以上で，かつ修正流量が $M^* \geq 6.0 \times 10^{-5}$ 以上の条件下である．またこの条件の時，明らかに No.1 波形と No.3 波形，No.2 波形と No.4 波形のグループに分けることができる．このことから，同じグループの共通性，他のグループとの相違性を検討する．

4.2　DFT による波形解析

周波数解析によって得られるすべての次数のパワースペクトルの和が,元の波形の振幅を構成しているため，各次数のパワーは元の波形の振幅に対する各次数の寄与度を表わしている．図４に示しているのは，第一次周波数(５Hz)のパワースペクトルと修正流量の関係である．ここでは，一次スペクトルは波形の種類に関係なく圧力振幅比に大きく影響されていることがわかる．しかしながら二次以降にはこうした相関関係が薄らいでいくことから，流量特性は変動の低次のモードで決定されると考えられる．つまり低周波数で構成されている波形の上に高周波数が乗っているように生成されている脈動波形においても,，低周波数領域のみでタービンに影響を及ぼしていることとなる．

4.3　波形の低次モードによる影響の評価

タービンの流量特性を知る上で，圧力振幅比の影響が大きいことはこれまでの報告によりわかっている．そこで，波形のみの影響を得るために逆 DFT によって異なる流量での波形の低次モードを抽出し，振幅を揃えることで波形の影響を調べた．図５がその例である．

4.3.1　平均圧力より高圧の期間比(ΔT_{high})

図５のように波形を平滑化して,頂点を揃えることで生成した低周波の波形から，振幅比=1.6，修正流量 $M^* \geq 6.0 \times 10^{-5}$ の条件に当てはまる波形について図６～８の傾向が得られた．まず，１周期中の高圧期間の占める時間割合は図６となる．ここでは，高圧期間の長さの順番と，図３の δ=1.6 の同一流量における膨張比の高い順番と同じであることがわかる．

4.3.2　昇圧期間比(ΔT_{up})

立ち上がりから頂点までの期間を昇圧期間とし，１周期中の昇圧期間の占める時間割合は，図７となる．立ち上がりの急な形をしているのが，No.3 波形と No.4 波形であることがわかる．

4.3.3　減圧期間比(ΔT_{down})

頂点から最下点までの期間を減圧期間とし，１周期中の減圧期間の占める時間割合は，図８となる．この期間においても，図３の δ=1.6 の同一流量における膨張比の高い順番と対応していることから，減圧期間比，あるいは平均圧力以上の高圧な期間比とが流量特性に大きな影響を及ぼしていることがわかった．

4.4　タービン出力特性

図９では，タービン出力を横軸に修正流量を置いてパラメータを波形とした．ここでも $M^* \geq 7.0 \times 10^{-5}$ の大流量においては No.1 波形と No.3 波形, No.2 波形と No.4 波形の二つのグループに分けて考えることができ，図３の膨張比特性と同等の結果が得られた．このことから，波形の違いが膨張比特性に影響を及ぼし，その結果出力特性への影響に繋がることがわかった．

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

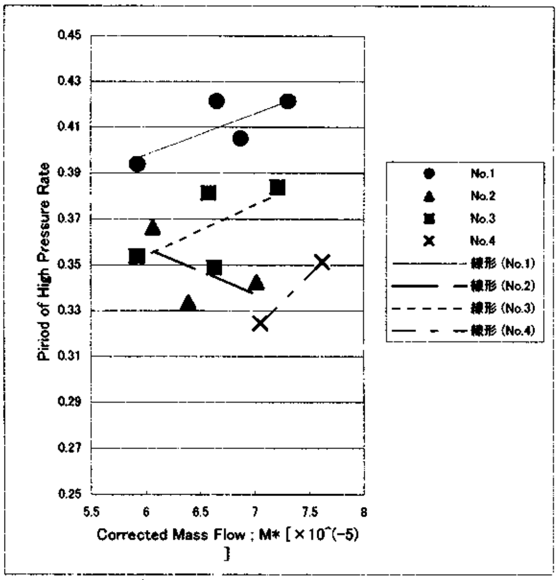


図6　平均圧力より高圧の期間比（δ=1.6）

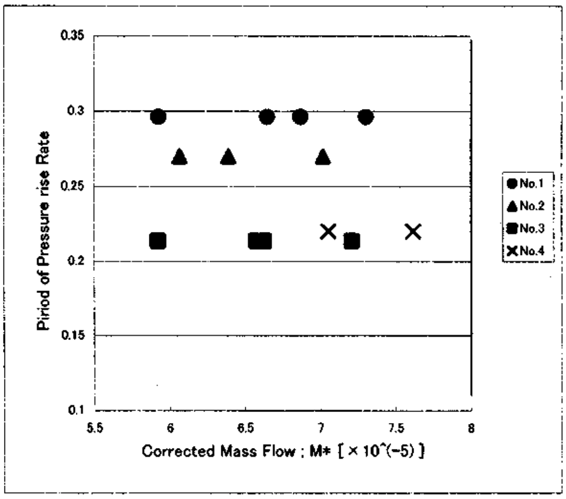


図7　昇圧の期間比（δ=1.6）

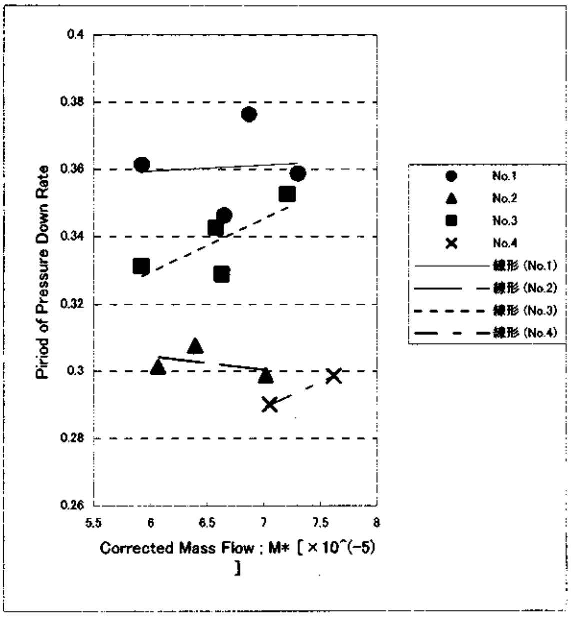


図8　減圧の期間比(δ=1.6)

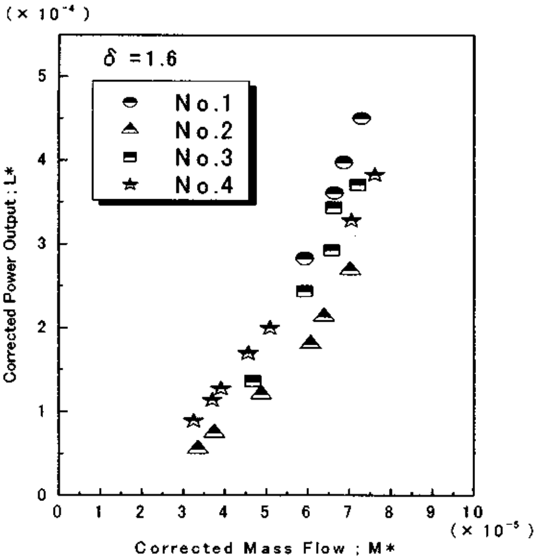


図9　タービン出力特性

5．結言

タービン性能に与える波形の影響について逆DFTを用いて波形の低次成分を調べ，以下のような結論を得た．

(1) タービンの流量特性は脈動流の圧力変動の1次振動の振幅と強い相関があることから，膨張特性は基本的に1次周波数の振幅で決まる．

(2) 全体波形を形作る周波数成分で，高周波成分は影響をもたず，高々5次程度の低周数波成分のみがタービン特性に影響を与える．

(3) 波形による特性の違いは小流量では表われず，大流量で鮮明になる．また圧力振幅比においても，δ=1.0，1.2 の小振幅比においてはすべての修正流量に対して波形の影響は無い．δ=1.4 で $M^* \geq 7.0\times10^{-5}$，δ=1.6 では $M^* \geq 6.0\times10^{-5}$ の大流量で膨張比に対する波形の影響が表れる．

(4) 大振幅・大流量の条件下で，膨張比―流量特性への影響は，No.1 波形と No.3 波形，No.2 波形と No.4 波形の二つのグループに分けて考えることができ，そのグループ構成は波形の減圧期間の緩やかさと，平均圧力以上の高圧期間比によるものと考えられる．

(5) 各波形の違いが膨張比特性に影響を及ぼし，その影響と対応して出力特性へ影響を及ぼしていることがわかった．

参考文献

(1) 小西・吉識 ： 日本ガスタービン学会誌, 18-69 (1990. 6), 41

(2) 小西・吉識 ： 機論(B), 56-532(1990. 12), 3756

(3) 小西・吉識 ： 機論(B), 57-533(1991. 1), 94

(4) 小西・田代・吉識 ：機論(B), 65-635(1999. 7), 2540

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A－11

超音速エンジン内部流における非一様流れと衝撃波の制御に関する研究

*渡辺紀徳（東京大学），邉　英智*1（東京大学大学院），
儘田あゆみ（東京大学大学院），鵜沢聖治（東京大学）

Control of Non-uniform Flow and Shock Wave in Supersonic Internal Flow of Aircraft Engine

* Toshinori WATANABE (Univ. of Tokyo), Hidenori BEN*1 (School of Engineering, Univ. of Tokyo),
Ayumi MAMADA (School of Engineering, Univ. of Tokyo), Seiji UZAWA (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

In scramjet engine duct with side-wall compression inlet, non-uniform flow field is known to appear due to the interaction between thick boundary layer from fore-body surface and the internal main flow as well as shock waves. The boundary layer may be separated in the duct. The non-uniform flow is accompanied with a low Mach number and low pressure region, and the region likely to enhance un-start transition of the engine since the low Mach number region acts as a communication path between isolator and combustor. In the present study, the three-dimensional supersonic flow field in the inlet and isolator duct of a supersonic engine was numerically simulated, and the generation mechanism of the non-uniform flow field was studied in detail. Effect of flow suction from body sidewall surface on the non-uniform flow field was numerically examined. The suction effect on un-start transition was also experimentally studied, and favorable effect was revealed.

Key words: Scramjet Engine, Internal Flow, Un-start, Boundary-Layer Suction

1．緒言

将来の極超音速航空機や宇宙往還機に用いる空気吸い込み式エンジンの一つとして，スクラムジェットエンジンの研究が精力的に行われており，近年は基礎的な飛行実験も実施される状況となっている。スクラムジェットエンジンにもいくつかの形態が考えられるが，NASA Langley 研究所で提案された機体組み込み型のものが多くの研究で採用されている。このタイプでは機首先端で形成される衝撃波をエンジン吸入空気の圧縮に効果的に利用できる。エンジンは機体の下面に取り付けられているため，エンジン流入流れは機体下面に沿って外部圧縮されるが，同時に機体面上の境界層が発達し，エンジンは厚い境界層を吸い込むことになる。取入れ口としては，機体に対して側方の壁を狭めていくことにより圧縮する側壁圧縮型のものが，剥離などによる損失が比較的少ないと言われ，使用されている。しかし，側壁圧縮型の取入れ口でも，エンジン入口部で発生する衝撃波と機体面で発達してきた境界層の干渉などにより，エンジンモジュール内部流路の機体面上中央部に，低エネルギー域が発生し，流れが強い非一様性を持つことが知られている。低エネルギー領域は亜音速部を伴い，燃焼室における圧力上昇を上流に伝達させてしまうため，非一様な流れ場ではエンジンの不始動状態が生じやすくなると言われている。ただ，このような非一様流れ場が形成されるメカニズムは，これまでのところ十分に解明されていない[1]。

JAXA の角田研究センターではスクラムジェットエンジンの燃焼試験において，エンジン内部の壁面から抽気を施すことにより，エンジンの不始動遷移を抑制することに成功している[2]。しかしながら不始動を遅らせる流体工学的な要因については，これまでのところ十分には把握されていない。

本研究では側壁圧縮型スクラムジェットエンジンのインレット部のようなダクト内の超音速流れに生じる非一様流の生成要因，および機体壁面からの抽気が非一様流と不始動遷移に及ぼす影響を明らかにすることを目的に，流れの数値解析を行った。また，抽気による非一様流れの抑制と衝撃波の制御を目指し，基礎的な実験を実施した。

2．数値解析

2.1 解析対象と解析法

旧航空宇宙技術研究所（現 JAXA）角田センターで実験に供された E2 モデルを解析対象とした。概形を Fig.1 に示す。図のようにこのモデルは側壁圧縮型のインレッ

*1　現 本田技術研究所

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

トを有し，入口の圧縮角は 6° となっている。インレットの下流はアイソレータと呼ばれる一定断面積の流路となり，その後バックステップを持つ燃焼器が続いている。入口には 45° の後退角があり，またアイソレータの前縁からカウルが設けられている。このモデルに対し，Fig.2 でハッチを施した部分を解析領域とし，インレットからアイソレータにおける流れを調べた。流れ場は左右対称であるとして，半分の流路を三次元解析している。Fig.3 に計算格子を示す。

基礎方程式は三次元 Navier-Stokes 方程式で，対流項を LDFSS スキーム（Low Dimension Flux Splitting Scheme）で，粘性項を二次中心差分で離散化した。乱流モデルに Baldwin-Lomax モデルを用い，時間進行を LU-SGS 陰解法で行った。

流れの条件はマッハ 4 の飛行状態に対応するものとし，流入条件を主流マッハ数 2.76，全圧 6.16×10^5Pa，全温 921.1K とした。機体面を発達してくる境界層を流入速度の条件に考慮し，境界層厚さを入口高さの 14%として速度分布を 1/8.5 乗則で与えた。この速度プロファイルは航空宇宙技術研究所のサブスケール風洞試験の結果に基づいている。

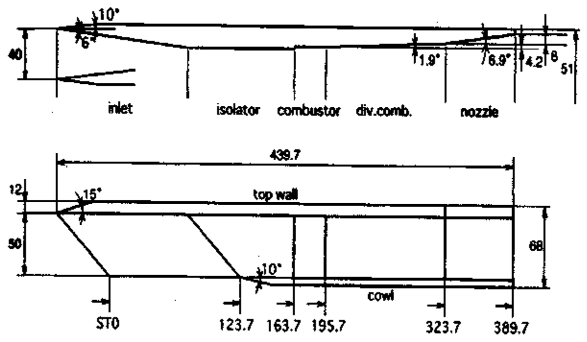


Fig.1 Schematic Diagram of JAXA E2 Model

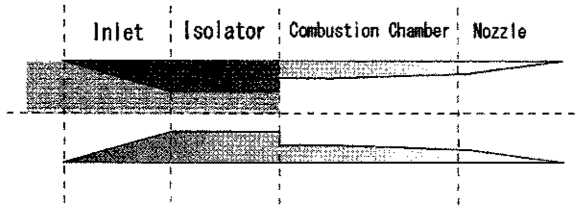


Fig.2 Computational Domain

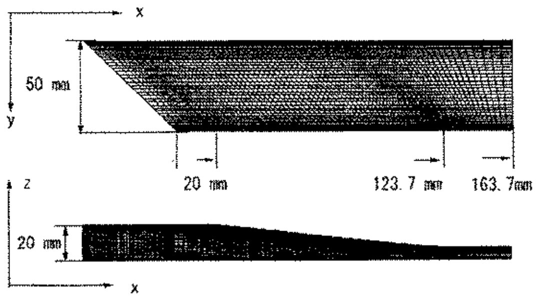


Fig.3 Computational Grid

2.2 結果および考察

Fig.4 と Fig.5 に計算したインレット部の等マッハ数線図および等圧力線図を典型的な 3 断面について示す。断面 A は入口面，断面 B はインレット中央面，断面 C はインレットとアイソレータの接続面である。両図から，低マッハ数・低圧の領域が機体面の近傍に形成されているのが明らかに分かる。この領域は下流に向かって急激に成長している。この低マッハ数領域付近の二次流れ速度ベクトルを Fig.6 に示す。図は入口からインレット長さの 30%，50%，80%位置の断面上で機体面近傍の二次流れ速度ベクトルを示している。上流の断面 a では中心線付近に明瞭な渦が形成されているのがわかる。ここではこの渦を vortex1 と呼ぶ。断面 b では vortex1 が拡散しているが，これより機体面に近い部分に逆方向の渦 vortex2 が発生している。これは vortex1 により誘起された二次渦と考えられる。更に下流の断面 c では別の渦 vortex3 が見られる。これらの結果と流線図を比較し，vortex1 の発生要因を調べた結果，インレット側壁の傾斜に沿って主流が流路中心方向に曲がるのに対し，機体面上の境界層内の低速流体がオーバーターンして，主流部流線とのねじれを生じ，そのために二次流れ渦として

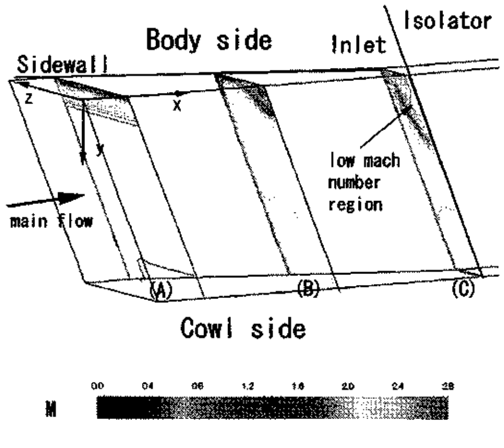


Fig.4 Mach Contour Diagram

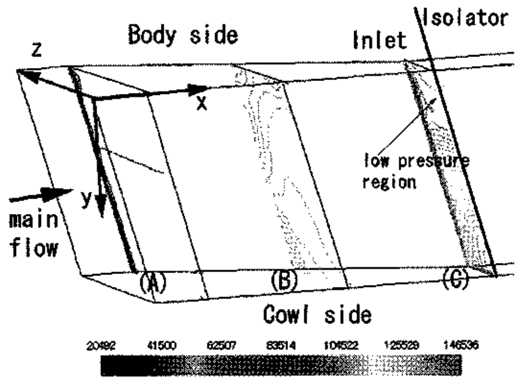


Fig.5 Pressure Contour Diagram

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

vortex1 が形成されることがわかった[3]。vortex1 により壁面境界層の剥離域が現れ，大きな低マッハ数領域が発達するが（Fig.7 参照），この領域を迂回するような流れが発生して下流に vortex3 が誘起されるものと思われる。

次に抽気を行った場合について同様の解析を行い，結果を抽気無しの場合と比較した。Fig.7(2)にハッチで示す抽気位置から空気を吸い込んだ。抽気量はエンジン内部流量の 3%とした。抽気の模擬にあたっては，抽気する壁面で垂直方向の運動量のつり合いから抽気速度を求め，これを抽気位置の壁面境界で与えた。Fig.7 は計算した等マッハ線図で，インレット入口からインレット長さの 76%(a)，91%(b)，107%(c)，126%(d)，141%(e)に位置する面内で，亜音速の領域のみのマッハ数等高線を描いている。断面(c)以降はアイソレータ内部にある。Fig.7(1)は抽気しない場合の結果であり，前述した渦に起因する低マッハ数領域が大きく現れているのがわかる。3%の抽気を行った Fig.7(2)の結果を見ると，抽気によって亜音速領域が大幅に縮小していることが明瞭にわかる。

以上の数値解析により，側壁圧縮型インレットに機体面境界層を伴う超音速流れが流入する場合に，低マッハ数，低圧の領域が流路内に発達する要因を明らかにし，機体面からの抽気によりこの領域の発達が大幅に抑制されることを見出した。この効果が，実験で経験された抽気の不始動抑制効果をもたらす要因と考えられる。

3. 実験

これまで述べた数値解析の結果から，スクラムジェットエンジンのアイソレータ部壁面から空気の吸い込みを行うことが，内部流路における低エネルギー流体の領域を狭め，不始動遷移を抑制する効果を持つことがわかった。そこで数値解析と類似のエンジンモジュール模型を用いて，壁面からの空気吸い込みの効果を確認する実験を行うこととした。現在は予備的な実験の段階であるが，これまでに得られた結果について以下に述べる。

3.1 実験装置と計測法

実験は主流マッハ数 2.1 の超音速風洞で行った。計測部の断面は 100mm×100mm の矩形である。Fig.8 に風洞計測部に設置したスクラムジェットエンジンモジュール内部流路模型の鳥瞰図を示す。風洞壁を機体下面に見立て，現象を単純化するため，インレット部およびアイソレータ部を模した一定断面の矩形流路をモジュール側壁とカウルにより形成させている。図はカウルを外して内部が見えるように描いている。Fig.9 に計測部の側断面を，Fig.10 に外部から見た平面図を示す。モジュール模型の断面は幅 24mm，高さ 30mm の矩形となっている。

モジュールの不始動状態を模擬するため，モジュール内の下流部分に丸棒を挿入し，抵抗とした。丸棒をカウル面まで完全に挿入したとき（挿入深さ 30mm），モジュ

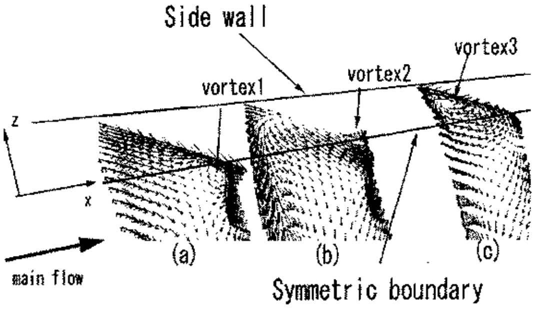
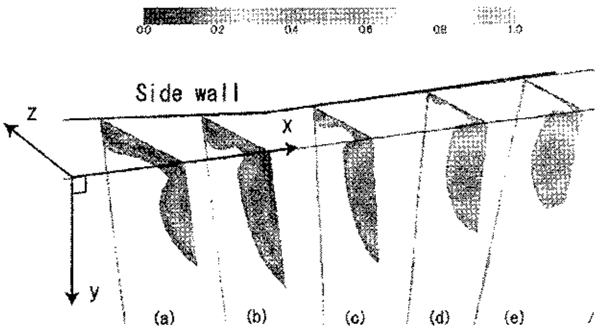
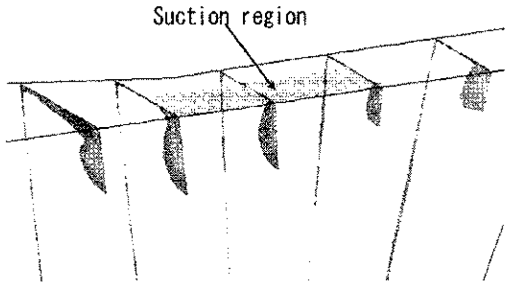


Fig.6 Velocity Vectors of Secondary Flow



(1) without Suction



(2) with Suction

Fig.7 Mach Contour Diagram of Low Mach Number Region

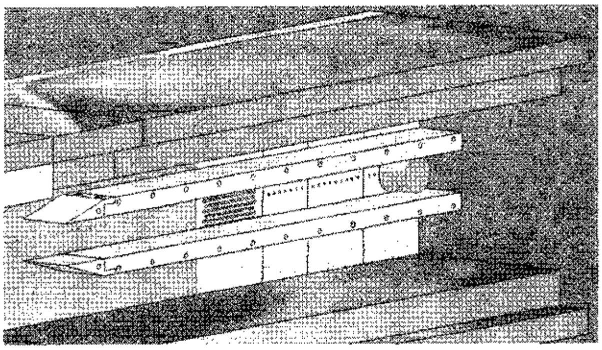


Fig.8 Schematic View of Test Module

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

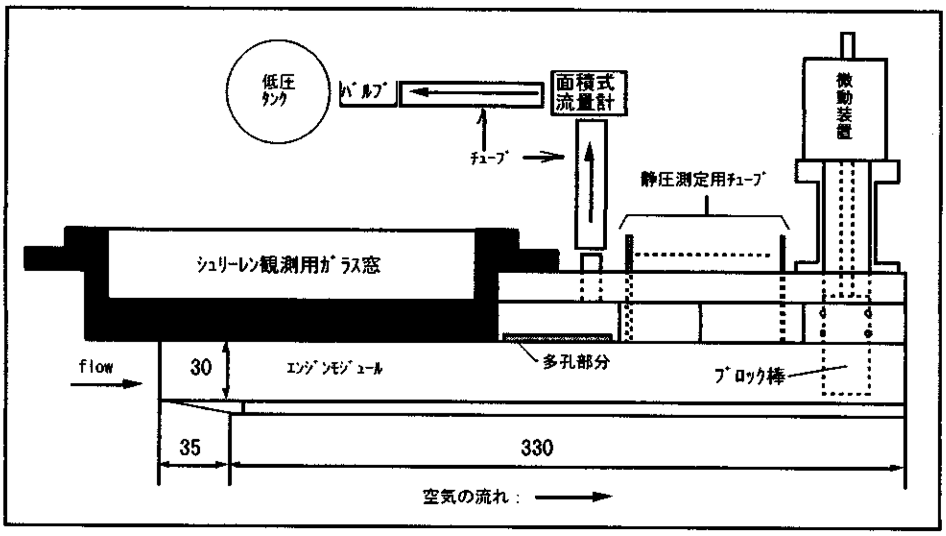


Fig.9 Test Section and Experimental System

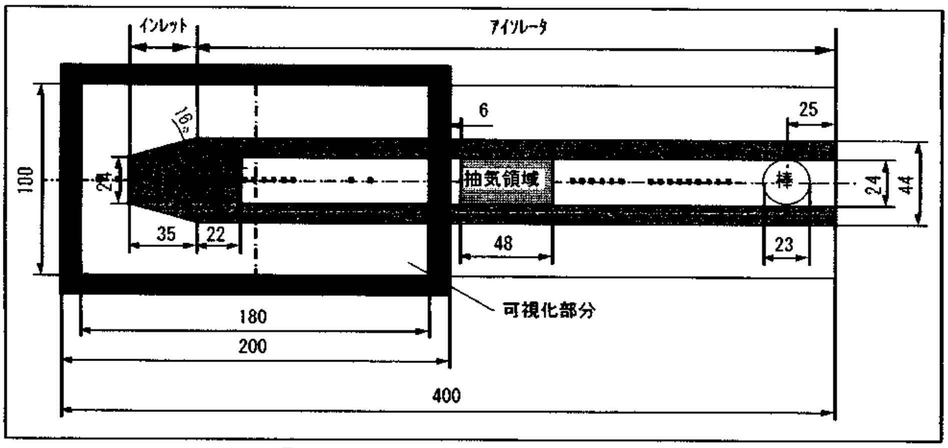


Fig.10 Test Module and Pressure Taps

ール流路のブロック率は 91.7%となる。挿入深さを変化させると，後で示すようにあるブロック率で不始動状態となる。抽気が不始動遷移に及ぼす影響を見るために，丸棒を不始動遷移点近傍で固定し，抽気を行って流れ場の変化をみた。抽気を施した部分を Fig.9 と Fig.10 に示している。抽気流量は最大でモジュール内流量の 3%であり，面積流量計にて計測した。

実験では機体面に見立てた風洞壁面上で，モジュール流路中心線上の表面圧力を流れ方向 38 点で計測した。また，Fig.9 に示すように壁をガラス窓に交換し，シュリーレン法で流れ場を可視化した。Fig.10 の太枠で囲んだ部分が可視化領域である。

3.2 結果および考察

Fig.11 に計測したモジュール壁圧の流れ方向分布を示す。横軸にはモジュール入口を原点とする位置をとっている。0mm～35mm の部分はモジュール壁外側を切り欠いたインレット部，35mm～365mm の部分がアイソレータ部である。図は抽気を行わず，丸棒の挿入深さを種々変化させた場合の結果で，340mm の位置を中心に直径 23mm の棒を挿入した。縦軸は上流の全圧で無次元化した壁圧である。挿入深さ 0mm（深さ 0/30）の結果を見ると，始動状態では流れ方向にほぼ一定の圧力となっている。若干の変化は，後で示すように，モジュール先端部の角度 16° を持つサイドカウルから発生するマッハ波または衝撃波に起因すると思われる。挿入深さを大きくしていくと，下流から徐々に壁圧が上昇するが，挿入深さ 5mm（ブロック率 15.3%）では圧力の立ち上がり位置がアイソレータの最上流部まで移動し，更に挿入深さ 6mm（ブロック率 18.3%）ではインレットよりも上流で圧力が立ち上がって，モジュールが完全に不始動状態になっていることがわかる。このように，本実験システムで，単純なものながらモジュールの不始動遷移を丸棒による流路のブロックで模擬できることが分かった。挿入深さ 5mm と 6mm との間の結果を見ると，深さ 5.3mm（ブロック率 16.2%）のときちょうどインレット先端部から

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

圧力の立ち上がりが始まり，5.5mm（ブロック率 16.8%）ではほとんど深さ 6mm の結果と同じ圧力分布になっていることから，挿入深さ 5.3mm の場合がほぼ不始動遷移直前の状態であると考えられる。

挿入深さ 5.3mm の場合に撮影した流れ場のシュリーレン写真とそのスケッチを Fig.12 に示す。①は風洞壁の境界層に対応する。②は上流から出ている衝撃波であるが発生要因は今のところ不明である。③はサイドカウルの付着衝撃波であり，風洞壁で境界層と干渉しながら反射し，反対側の風洞壁に到達している。④はインレット部後端の角部で発生する膨張波であり，風洞壁では境界層と強い干渉を起こしている。⑤と⑥はモジュール外部および内部の接続部継ぎ目から発生する衝撃波である。⑦は紙面と垂直方向の別の位置に存在するカウルから発生する斜め衝撃波が風洞壁境界層と干渉している部分が見えているものと思われる。

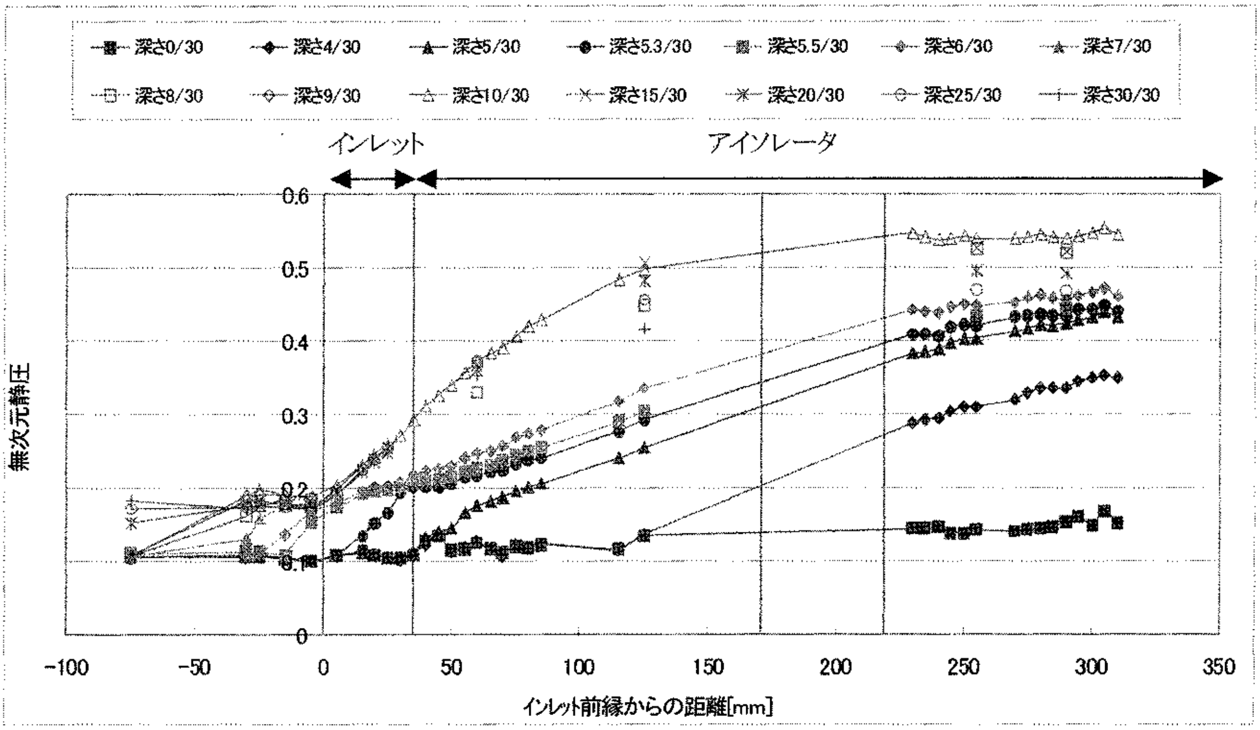


Fig.11 Wall Pressure Distribution along Module Center Line
(Effect of Rod Insert at a Downstream Position)

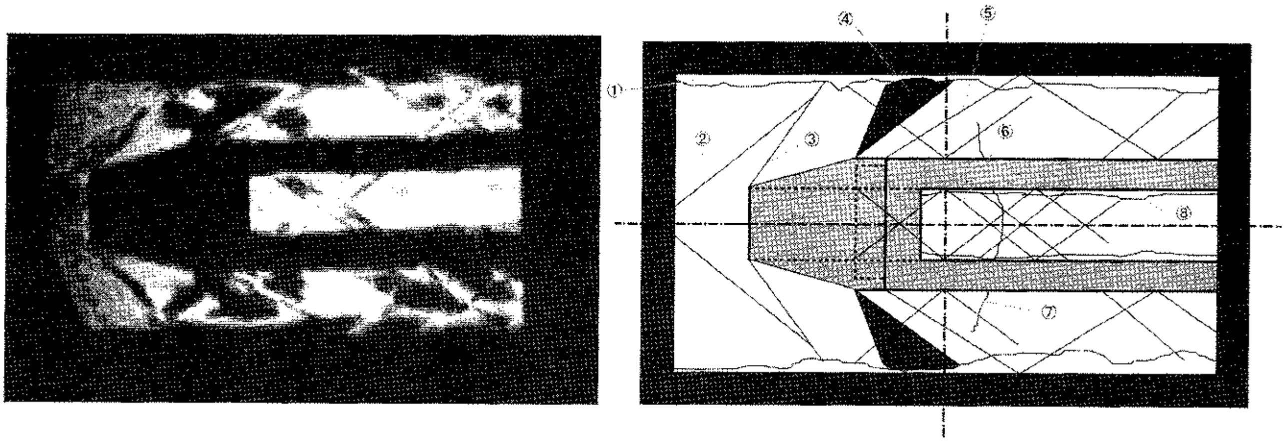


Fig.12 Schlieren Picture and Sketch of Module Flow Field

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

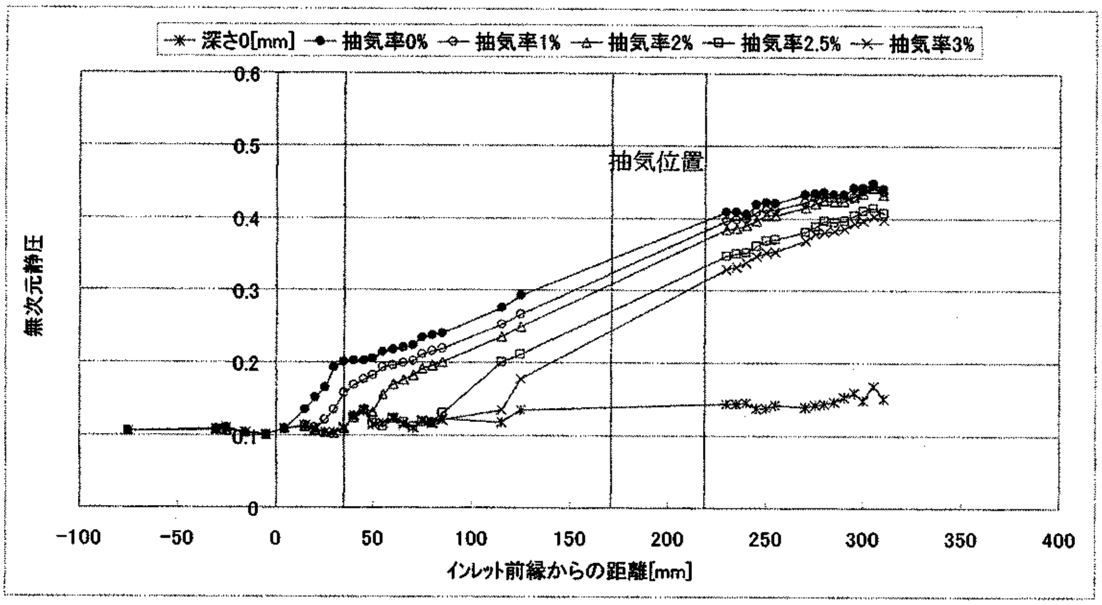


Fig.13 Wall Pressure Distribution along Module Center Line
(Effect of Flow Suction)

不始動遷移に対する抽気の効果を調べるため，丸棒の挿入深さを5.3mmに固定し，流れ場を不始動直前の状態にした上で，抽気流量を種々変化させ，壁圧の測定を行った。流れ方向圧力分布の結果をFig.13に示す。横軸の流れ方向位置171mmから219mmまでの風洞壁部分より抽気を行っている。また比較のために，丸棒の挿入深さ0mmの結果も載せている。図から明らかなように，抽気を行うことによって圧力の立ち上がり位置が下流に後退し，抽気率を増加させるに従って立ち上がり位置が徐々に下流へ移動することがわかる。即ちモジュールの不始動遷移直前の状態では壁からの抽気が不始動遷移を遅らせる効果を持つ可能性が確認された。

4．結論

側壁圧縮型スクラムジェットエンジン入口部およびアイソレータ部の超音速流れを数値解析し，三次元流れの構造を明らかにした。またダクト壁面からの抽気の効果を数値解析および実験により調べた。得られた結論は以下のようにまとめられる。

(1)エンジンのインレットダクトの機体面近傍にはマッハ数と圧力の低い領域が発生し，下流に向かって急激に発達する。

(2)この領域は，機体面で発達した壁境界層を伴う超音速流れが傾斜面を持つインレットダクトに流入し，流路内で二次流れ渦と剥離域が生じることによって形成される。主要な二次流れ渦のほか，下流で２種類の二次的な縦渦構造が発生する。

(3)機体面からの抽気により，低マッハ数領域の発達が大幅に抑制される。

(4)実験の結果から，下流圧力の上昇によって起こるダクトの不始動遷移が，抽気によって抑制されることが分かった。

参考文献

1) Garrison, T. J., et. al. : Structure of Crossing Shock Wave Turbulent Boundary-Layer Interactions, AIAA Journal, Vol.31, No.12, 1993, pp.2204-2211.

2) Mitani, T., Sakuranaka, N., Tomioka, S., Kobayashi, K. : Boundary-Layer Control in Mach 4 and Mach 6 Scramjet Engines, Journal of Propulsion and Power, Vol.21, No.4, 2005, pp.636-641.

3) Ben, H., and Watanabe, T. : Generation and Suppression of Non-uniform Flow in Scramjet Engines, Proceedings of Asian Joint Conference on Propulsion and Power 2004, Seoul, (CD-ROM), 2004.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A−12

逆圧力勾配の影響を受ける周期的後流通過による平板境界層の遷移に関する研究

*小藪　栄太郎（上智大），船崎　健一（岩手大），築地　徹浩（上智大）

Effect of Periodic Wake Passing upon Flat-Plate Boundary Layers under the influence of adverse Pressure Gradients

* Eitaro KOYABU (SOPHIA Univ.), Ken-ichi FUNAZAKI (IWATE Univ.) and Tetsuhiro TSUKIJI (SOPHIA Univ.)

ABSTRACT

The purpose of this study is to investigate experimentally how factors affect the transitional behavior of the boundary layer on the blade. This paper deals with the effects of three factors: periodic wake passing; free-stream turbulence; pressure gradients. The flow fields on the blade change from an accelerating flow to a decelerating flow. Especially, there are few research examples about the effect of the periodic wake passing through the deceleration flow field on the blade. Then precise experiments are demanded by many researchers. Wake-affected boundary layer bypass transition was evaluated using a Hot-Wire Anemometer to get the ensemble-averaged velocity and intermittency factor from the raw velocity data under the influence of adverse Pressure Gradients.

Key words: Boundary Layer Transition, Periodic Wake, Adverse Pressure Gradients, Free Stream Turbulence, and Intermittency factor

1．緒言

ターボ機械内の流れ場は，三次元と流れの非定常性の効果で複雑になっている[1]．翼列翼面上の境界層遷移に関しては，Mayle[2] ,Walker[3] ,Funazaki[4],[5], Solomon[6] および Healstead[7] らによるこれまでの研究により，翼面上で異なる遷移モードが存在すると理解されている．すなわち，異なる遷移モードとは，後流通過により強制的に境界層遷移が開始，進行する二次元不安定波発生を伴わない遷移過程のバイパス遷移と，はく離が発生しない場合，後流通過間で二次元不安定波によるトルミーン·シュリヒティング遷移によるものである．実際の翼面上の境界層に関しては，現在，次のような未解決な問題が挙げられる．具体的には，遷移開始に与える後流通過の効果，乱流スポットなどの成長など遷移過程に及ぼす圧力勾配の効果，主流乱れ，および，はく離遷移モードとの干渉現象，カーム領域と呼ばれる乱流スポットの背後に存在する特異な領域の特徴などである．

研究目的は，翼面上の流れの非定常性に着目し，対象としている翼上流から発生した後流が，翼面上を通過することで，遷移開始に与える後流通過の効果を実験的に解明する．今回は，上流翼から生じる周期的後流の他に，遷移に与える諸因子として，主流の乱れ，順および逆圧力勾配（加速流，および，減速流）を選択した．翼面上の流れは，加速流から減速流へと変化するが，特に，減速流中での周期的後流通過の効果に関する研究例が従来から少なく，精密な実験が求められている．そのため，減速流の領域，つまり逆圧力勾配下での周期的後流通過の効果が境界層遷移に与える効果の解明が必要であることから，簡略化した装置を使用して後流通過の再現を行った．すなわち，今回は翼列試験装置や回転試験装置などを使用していない．具体的には，アクリル製の平板翼モデル，周期的な後流を発生させる装置（後流発生装置：翼から生じる周期的後流を再現），および平板翼モデル上の流路を変化させることで，主流流速を加速・減速させる装置（加速・減速装置：翼負圧面の圧力分布を模擬）で，加速・減速装置により，fore-load または，aft-load 型タービン翼に類似した圧力分布をそれぞれ再現した．そして，熱線流

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

速計から取得した生波形から，位相平均処理による速度や間欠率を求めて，逆圧力勾配下における周期的後流通過の影響を受ける境界層の挙動を評価した．

2. 実験

2.1 実験装置

試験装置概要と計測システム[8]を図1に示す．この装置では，翼面上の非定常な流れ場を模擬するために，平板翼，加速・減速装置，後流発生装置，および，乱流格子を用いる．アクリル製の平板翼の先端部は，楕円形(長軸：0.075*mm*，短軸：0.015*mm*)であり，表面には，静圧孔を千鳥62個設け圧力分布を評価した．平板上に順および逆圧力勾配を模擬するための加速・減速装置(全長：0.91*m*，最大厚み：0.085*mm*；スタイロフォーム製)を平板翼と対称になるようにそれぞれ取り付け，その圧力勾配を Type A および Type B と表現する．Type A，B の特徴は，fore-load または，aft-load 型タービン翼に類似した圧力勾配をそれぞれ再現する．図2(a)，(b)に，Type A および Type B の概要をそれぞれ示す．後流発生装置は後流発生用円柱(直径：3×10^{-3}*m*)，回転円盤(直径：0.4*m*)，フレームおよび誘導モータおよびモータと直結の無段階変速器からなり，回転円盤に取り付けた円柱が図2のように主流を横切る際に，周期的な後流を発生する構造である．ステンレス製の円柱は，回転円盤に取り付けた円柱の中心軸が静止時に平板翼よどみ線と平行になるように設置した．また円盤の回転数はタコメータで計測し，計測列ごとに回転数が600*rpm*になるよう確認および微調整を行った．図1，2では省略しているが，主流の乱れ度を増加させるために，平板翼前縁から0.285*m*上流に乱流格子を設置した．

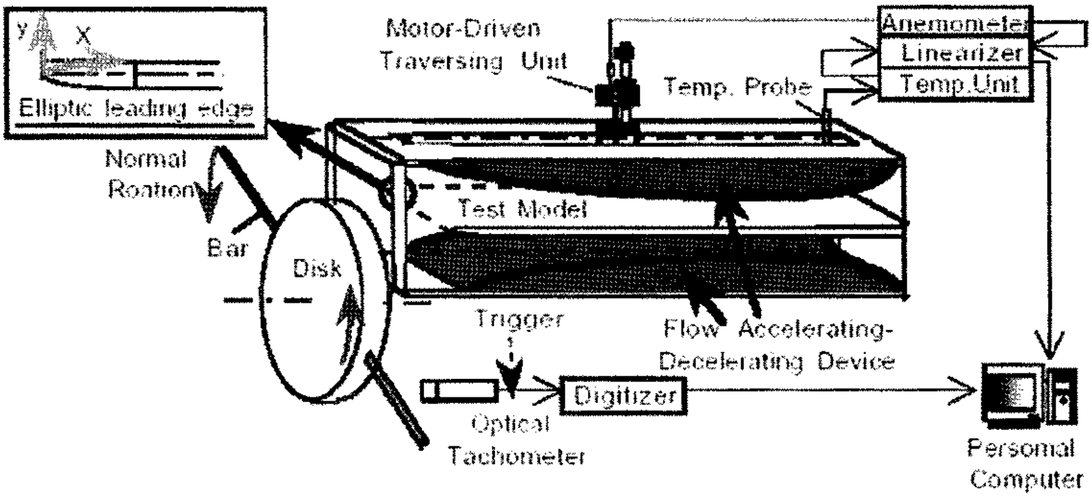


図1　供試体と非定常境界層計測システム

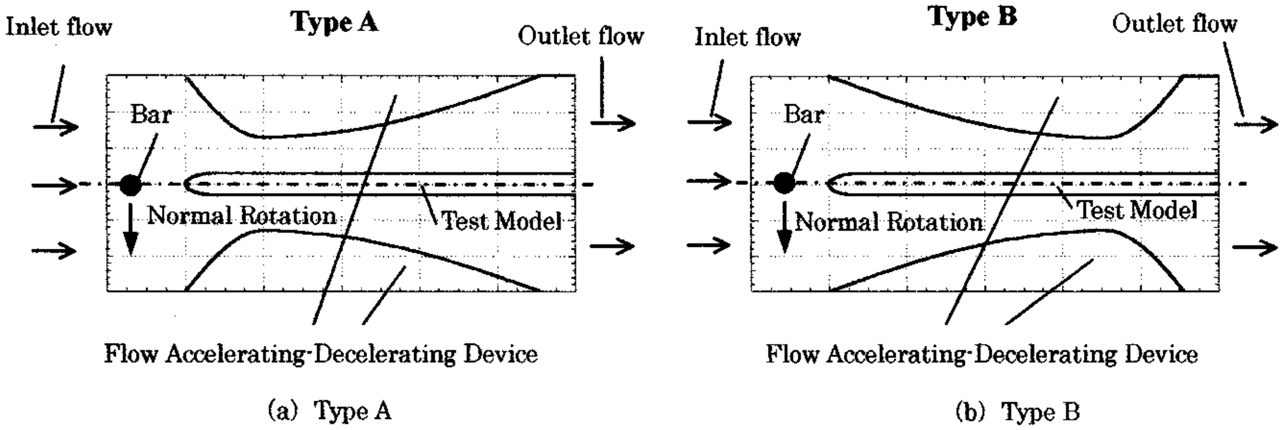


図2　移動円柱の方向と2種類の加速・減速装置の設置

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

2.2 データ処理

2.2.1 位相平均処理

非定常境界層計測には，熱線プローブおよび定温度型熱線流速計，熱線プローブの温度補償ユニット，A/D 変換用のデジタイザ，そして，デジタイザのトリガ信号を発する光電式回転検出器を用いる．熱線プローブはコンピュータ制御の電動トラバーサに取り付け，原点は注意深く平板部表面に十分に近づけた位置とする．計測範囲は，流れ方向 X，高さ方向 Y ともに不等間隔で，流れ方向に **21** 点，高さ方向には X 方向の各点に対する **20** 点，計 **420** 点で計測する．回転円盤の回転と同期したパルスをトリガ信号として熱線流速計からのリニアライズされたアナログ信号を，サンプリング周波数 **50kHz** で，**2500** 回($j=1,2,\ldots,2500$)サンプリングする．このように取得された **100** 個($N=1,2,\ldots,100$)の流速の生データ u_k をハードディスクに記録し，アンサンブル平均速度 $\tilde{u}$ を以下の式で算出した．

$$\tilde{u}\left(x_{surf},y;t_j\right)=\frac{1}{N}\sum_{k=1}^{N}u_k\left(x_{surf},y;t_j\right) \tag{1}$$

2.2.2 間欠率

後流の影響を受ける境界層の遷移過程を把握するために，速度の生波形から時間平均した間欠率 $\gamma\left(x_{surf},t\right)$ を算出した．間欠率は，以下の式を使用して評価した．

$$\gamma\left(x_{surf},t\right)=\frac{1}{N}\sum_{k=1}^{N}I_k\left(x_{surf},t\right)$$
$$I_k\left(x_{surf},t\right)=\begin{cases}1 & when \quad \mathrm{D}(t)\geq T_v\\ 0 & when \quad \mathrm{D}(t)<T_v\end{cases} \tag{2}$$

境界層が非乱流，または，乱流かを判断するためには，式（3），（4）に乱れの検知関数 $D(t)$，および，しきい値 Tr の関係を使用して決定した．

$$D(t)=\left|\frac{\partial u_k}{\partial t}\right|_{smooth} \tag{3}$$

$$T_v=C_v\left(\frac{U_e^2}{\delta}\right),C_v=0.10 \tag{4}$$

ここで，遷移開始，および，完了は，時間平均した間欠率がそれぞれ **0.025** と **0.975** を超えた場所と定義した．

2.3 実験条件

後流の影響を受ける平板翼まわりの非定常流れ場に関するパラメータは，入口速度と平板翼長さに基づくレイノルズ数 Re と，後流の影響を示すストローハル数 S (無次元周波数)である．

$$Re=\frac{U_{in}L}{\nu} \quad (5) \qquad S=\frac{fL}{U_{in}}=\frac{nn_c}{60}\frac{L}{U_{in}} \quad (6)$$

ここで，U_{in} :入口速度($10m/s$)，L ：平板翼長さ($1.075m$)，f :後流通過周波数，n :後流発生装置の回転数($600rpm$)，nc :円柱本数(2)である．式(5), (6)より $Re=6.7\times10^5$，$S=2.15$ となる．平板翼前縁上流 $0.025m$ での主流乱れ度は約 **0.5%**であり，乱流格子 **Grid1** 設置の場合は，約 **1.4%**である．また，表1に計測条件を示す．

表1 計測条件

Test case	Rotation Direction	St	Tu	Flow Accelerating-Decelerating Device
1	–	0.0	0.5%	Type A
2	Normal	2.0	0.5%	Type A
3	·	0.0	0.5%	Type B
4	Normal	2.0	0.5%	Type B
5	·	0.0	1.4%	Type B
6	Normal	2.0	1.4%	Type B

2.4 圧力分布

圧力分布は，**Koyabu** ら[8]による研究を参考にした．具体的には，平板翼面上の最大主流速度が発生する位置を，その研究より $0.3L$ 下流へ移動させた．図3は平板翼表面で計測した圧力勾配 **Type A**，および，**Type B** の圧力分布 Cp，加速パラメータ K をそれぞれ示す．横軸は平板翼前縁からの無次元距離 $X^*=X/L$ を示し，以下の式で求めた．

$$Cp=\frac{P_o-p_e}{1/2\rho U_{in}^2}=\left[\frac{U_e\left(x_{surf}\right)}{U_{in}}\right]^2 \tag{7}$$

$$K=\frac{\nu}{U_e^2}\frac{dU_e}{dx} \tag{8}$$

ここで，P_o 入口全圧，p_{local} :平板翼表面上圧力，ρ :空気の密度，ν :動粘性係数である．また，図下には，各データと平板翼モデルおよび加速・減速装

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

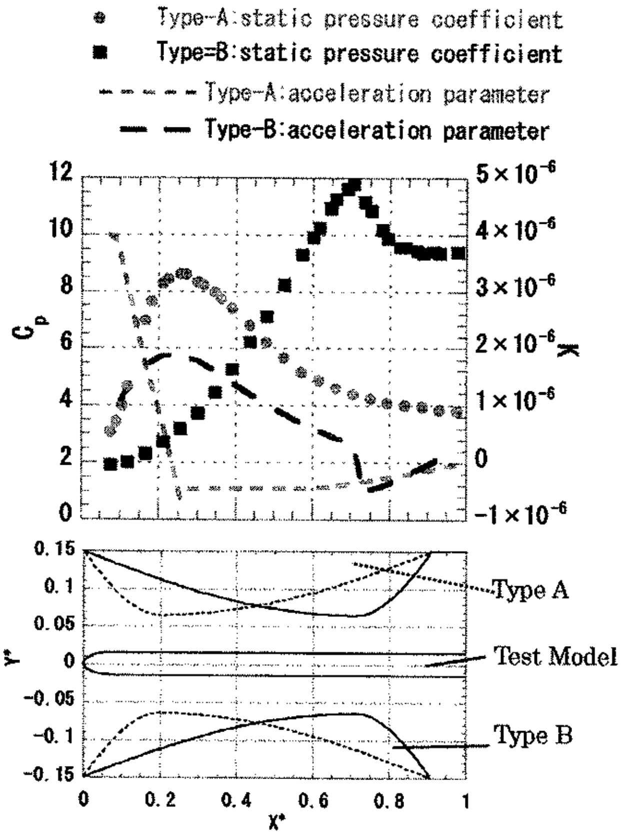


図 3　圧力分布と加速パラメータ
(Type A および Type B)

置との位置関係も示し，縦軸は，計測面からの無次元距離 $Y^* = Y/L$ である．

3．実験結果および考察

Type A に関して，壁面近傍（$y = 0.2\times10^{-3}m$）での生波形による流速の時間的変化を図 4 示す．平板翼面上を上流から下流にかけて，計 15 箇所計測した（無次元座標は，図右参照）．横軸は後流通過周期 T で無次元化した時間率 $t^* = t/T$，縦軸は各計測点に対する無次元流速 u/U_e を示し，生波形のデータ間隔は計測間隔に比例した間隔である．なお，定常流の場合は，非定常流計測と同条件のサンプリング回数を行った．定常流の場合，図 4(a)上流側での順圧力勾配下では波形は安定しているが，境界層の外縁速度の最大値（$U_{Max}; X^* > 0.285$）以降での逆圧力勾配下においては，流速の生波形の振幅が急激に変動($X^* = 0.4$； 間欠率：$\gamma = 0.95$)していることから，乱流遷移していることが判断される．次に図 3(b)の非定常流の場合は，上流側で速度欠損が存在していることから，移動円柱により発生した後流の存在が確認できる．その後，平板翼面上を後流が通過するに伴い，変動波形の持続時間がくさび状に発達する．この現象は後流内の強い乱れが乱流スポットを誘発させ，遷移が促進されることを意味する．また，逆圧力勾配の効果により乱流スポットが成長することで，更に遷移が促進されることも分かる．

一方，後流間の領域も定常流と同様に遷移が進行していき，逆圧力勾配以降から変動波形が急激に変動する．ここで波形が時間的変化によらず，一時的に乱れていない領域 A が存在した．この領域はカーム領域の効果と考えられる．ここで，カーム領域とは，乱流スポットの背後に存在し，層流状態に近く，はく離や後流間で発生する遷移を抑制すると報告されている [6]．この効果に関しては，Type B の圧力分布で述べる．

次に，Type B に関して壁面近傍（$y = 0.2\times10^{-3}m$）での生波形による流速の時間的変化を図 5 に示す．横軸，縦軸などは，図 4 と同様である．Type A の圧力勾配と違い，Type B は平板翼上の逆圧力勾配の領域が順圧力勾配の領域に比べて少なく，下流で急激に減速流となる特徴を有している．そのため，図 5 (a) に示されているように，流速の生波形が急激に変動する箇所は，計測点下流の 2 点のみであった．これは，入口が定常流状態の場合，

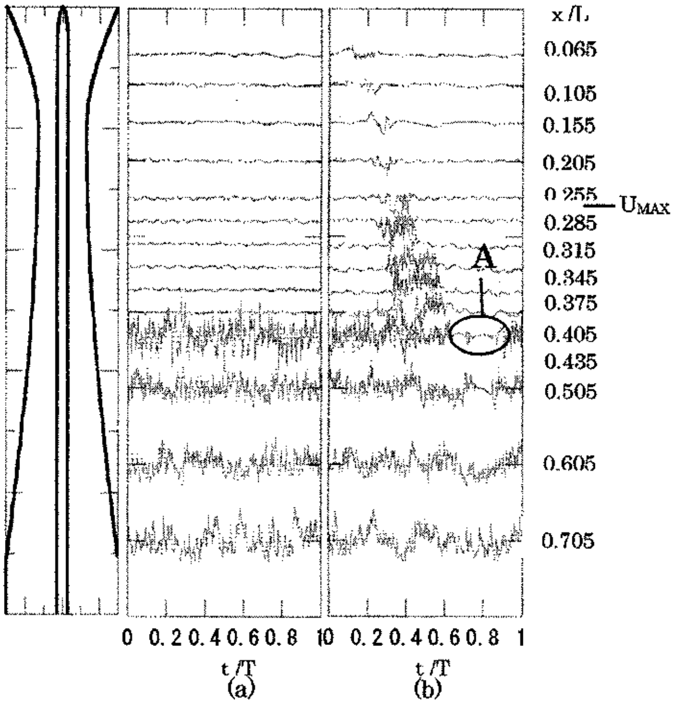


図 4　流速の生波形（Type A）
(a) 定常流，(b) 非定常流

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

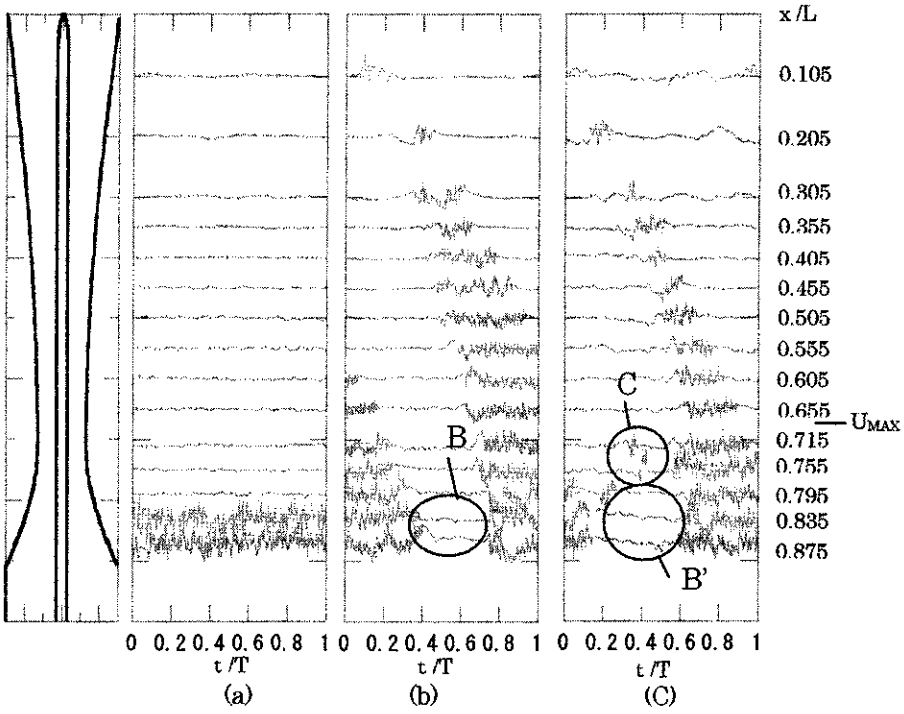


図5 流速の生波形（Type B）

（a）定常流，（b）非定常流，（C）非定常流(乱流格子有り)

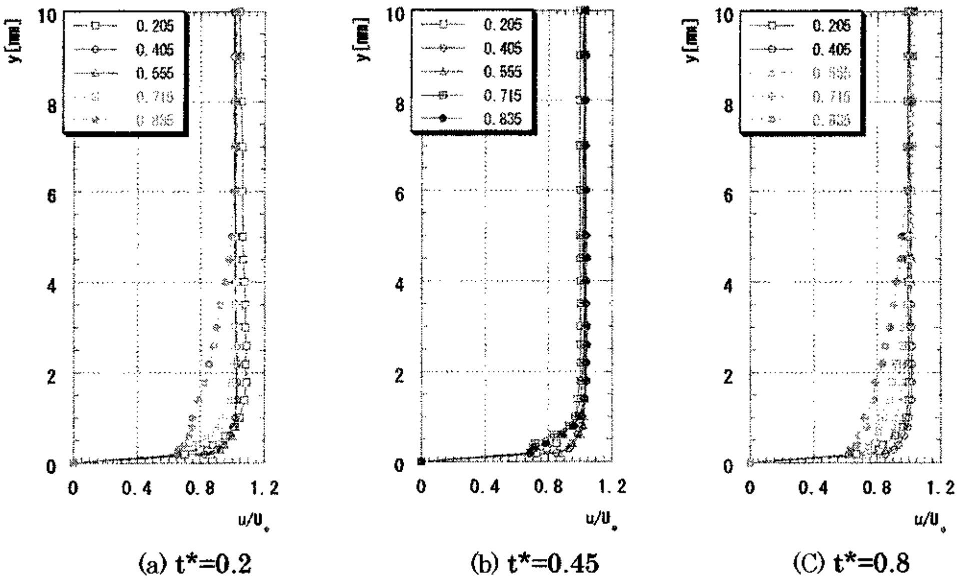


図6 瞬間の流速分布（非定常流，Type B）

Type A よりも Type B の圧力分布が，順圧力勾配の効果を受けて，平板上の遷移開始が遅くなることが考えられる．言い換えると，逆圧力勾配の影響が少なく，遷移開始の抑制効果がある．

一方，図5（b）に示されている非定常流の場合は，Type A と同様，計測開始箇所から，平板翼面上を通過する後流（速度欠損領域）の存在を確認することが出来る．境界層の外縁速度が最大となる箇所（$U_{Max};X^{*}>0.655$）までは穏やかな加速流ではあるが，徐々に速度変動の領域も拡大し乱流スポットが成長する．ここで，注目すべき箇所は，

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Type A と同様に領域 B, B' で，カーム領域の効果と考えられる．これは，後流通過によって平板上に生じた乱流スポットの背後に生じたカーム領域（静穏領域）が，一時的に高い乱れを抑制したと考えられる．この現象について，計測条件 4（非定常流，Type B）のデータを使用して検討する．

後流通過に伴う各瞬間の時間に対する境界層の挙動を調べるため，任意の 5 箇所の計測点（$X^* = 0.205, 0.405, 0.555, 0.715, 0.835$）における瞬間の無次元速度を図 6(a) $t^* = 0.2$，(b) $t^* = 0.45$，(c) $t^* = 0.8$ にそれぞれ示す．横軸は局所主流速度で無次元化した無次元速度，縦軸は壁面からの距離をそれぞれ示す．また，式(2)で算出した間欠率から，非乱流と乱流の評価をした．平板上を後流が通過することにより，壁面上で乱流スポットが生成，発達し，その効果は，順圧力勾配に比べて，逆圧力勾配下が支配的であり遷移が促進されることを図 4，5 の流速の生波形で示したが，各計測箇所における速度分布は，後流が通過（無時限時間が進行）することで，非乱流，または乱流と時々刻々と変化している．特に後流通過後（$t^* = 0.45$）の減速領域の速度分布が，同無次元時刻で後流の影響を受けていない上流箇所とほぼ同じ非乱流状態の速度分布になっていた．このことから，後流通過後は，カーム領域の効果により非乱流状態の速度分布形状をしていることが分かる．

一方，主流乱れ増加の効果に関して，入口の主流乱れが低い計測結果（図 5 (b)）と主流乱れが大きい計測結果（図 5 (C)）を比べると，領域 C で示された速度変動波形（図 5 (C)）は，平板翼上流に設置した乱流格子による主流乱れが増加したことで生じたと考えられるが，詳細は不明であるため更なる計測が必要である．

4. 結言

翼面上の圧力分布を模擬した流れ場で，周期的後流の影響を受ける境界層遷移を，熱線プローブを使用して詳細に計測した．特に，逆圧力勾配下での周期的後流通過の効果が境界層遷移に与える効果を，流速の生波形，アンサンブル平均処理した流速，時間平均した間欠度を使用して知見を得た．

流速の生波形から，2 種類の逆圧力勾配（Type A, Type B）下での境界層の挙動を比較した結果，逆圧力勾配の領域が少ない Type B の流れ場（aft-load 型）が，後流通過の影響を受けた場合でも，境界層遷移が抑制させることが分かった．

参考文献

(1) 武石賢一郎, :タービンにおける損失発生のメカニズムと熱力学的考察, Proceeding of theTED-COF. '01, JSME, 2001.

(2) Mayle, R. E., 1991, :The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines, *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp.509-537.

(3) Walker. G. J., 1993, :The Role of Lamina-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines: A Discussion, *ASME Journal Turbomachinery*, Vol. 115, pp.207-217.

(4) Funazaki, K. , :Unsteady Boundary Layers on a Flat Plate Disturbed by Periodic Wakes:Part I - Measurement of Wake-Affected Heat Transfer and Wake Induced Transition Model, Trans. ASME., J. Turbomachinery, 118 (1996) 327-336.

(5) Funazaki, K., :Unsteady Boundary Layers on a Flat Plate Disturbed by Periodic Wakes:Part II - Measurements of Unsteady Boundary Layers and Discussion, Trans. ASME., J. Turbomachinery, 118 (1996) 337-346.

(6) Solomon, W. J., 1996, :Unsteady boundary layer transition axial compressor blades, Ph.D. Thesis, University of Tasmania, Tasmania

(7) Halstead, D. E., et al., :Boundary Layer Development in Axial Compressors and Turbines:Part1 of 4 - Composite Picture, Trans. ASME., J. Turbomachinery, 119 (1997) 114-127.

(8) KOYABU, E., Funazaki, K., MIKURA, M., :Effects of Periodic Wake Passing Upon Bypass Transition of Blade Boundary Layer and Unsteady Loss, IGTC2003Tokyo TS-036,2003.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A—13

円錐に正対するポテンシャル流れについて
—特殊関数の適用例として—

二村　尚夫（宇宙航空研究開発機構）

Potential flow normal to a circular cone
—An analytical solution with special function—

Hisao FUTAMURA(JAXA)

ABSTRACT

As a basic flow pattern, axisymmetric potential flow of a circular cone is solved for an analytical solution with a special functions.

Key words: Potential flow, Conical flow, Special function, Legendre polynomial, associated Legendre function

1．はじめに

ガスタービン等のターボ機械の流体力学において圧縮機，タービン，燃焼器スワラー等，軸対称流は馴染みの深いものである．流体力学の理論は１８世紀オイラーの時代から２０世紀前半まで，物理学の主要テーマであった．この中で２次元のポテンシャル流れは，複素関数論の中心として，等角写像，クッタ-ジューコウスキーの定理，境界層理論を取り込んで航空機の翼設計に見事に応用された．また，軸対称流に関しては超音速の領域における円錐衝撃波，エリアルールの理論として第二次大戦後のジェット機の急速な発展に寄与した．一方で３次元の流体力学解析ではポテンシャルと流れ関数が交換できないため，一様流，球の周りの流れなどが例示されるに止まり，むしろ同様にポテンシャル形式で表現される電磁気学，量子力学の分野で発達した．本稿では軸対称流として典型的な無限円錐に正対する流れのポテンシャル流れ解について考察を加える．

2．完全流体の数学的取扱

2.1　基礎方程式

詳しくは流体力学の本 [1]等を参照していただきたいが，非圧縮，非粘性の仮定の下で，３次元直交座標系の点 $\boldsymbol{x}$(x,y,z)について，連続の方程式と渦なしの式から，速度ポテンシャル Φ(x,y,z)が定義できてラプラス方程式

$$\nabla^2\Phi = \frac{\partial^2\Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\Phi}{\partial z^2} = 0 \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

が基礎方程式として導出される．

この場合，流れの速度成分は $\vec{v} = grad\Phi$

$u = \dfrac{\partial\phi}{\partial x}$，$v = \dfrac{\partial\phi}{\partial y}$，$w = \dfrac{\partial\phi}{\partial z}$ と表される．

例えば一様流の速度ポテンシャルは次のようにあらわされる．

$$\Phi = ax + by + cz \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

この流れの速度成分は

$$u = a, v = b, w = c$$

である．

2.2　円柱座標系，球座標系における完全流体

教科書 [2]に即して直交座標系(x,y,z)から円柱座標系(r, θ ,z)に座標変換を施せば，速度ポテンシャルに関するラプラスの方程式はベッセルの微分方程式となり，

$$\nabla^2\Phi = \frac{\partial^2\Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial\Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2\Phi}{\partial\theta^2} + \frac{\partial^2\Phi}{\partial z^2} = 0 \qquad (3)$$

また，球座標系(r, θ , ϕ)への座標変換を施せば，ルジャンドルの微分方程式となる．

$$\nabla^2\Phi = \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2\frac{\partial\Phi}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial\Phi}{\partial\theta}\left(\sin\theta\frac{\partial\Phi}{\partial\theta}\right) + \frac{1}{r^2\sin^2\theta}\frac{\partial^2\Phi}{\partial\varphi^2} = 0 \qquad \cdots\cdots(4)$$

これらの偏微分方程式の変数分離法による解を求めると

円柱座標系では

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

$$\Phi = R(r)\Theta(\theta)Z(z)$$
$$= \left(AJ_m(\lambda r) + BY_m(\lambda r)\right)$$
$$\left(C\cos m\theta + D\sin m\theta\right) \quad \cdots\cdots(5)$$
$$\left(Ee^{\lambda z} + Fe^{-\lambda z}\right)$$

球座標系では

$$\Phi = R(r)\Theta(\theta)F(\varphi)$$
$$= \left(A_n r^n + B_n r^{-(n+1)}\right)$$
$$\left(C_n P_n^{\ m}(\cos\theta) + D_n Q_n^{\ m}(\cos\theta)\right) \quad \cdots(6)$$
$$\left(Ee^{m\varphi} + Fe^{-m\varphi}\right)$$

と表現される.

2.3 軸対称流れ

周方向の成分がすべてゼロの軸対称流れの場合には速度ポテンシャルは，円柱座標系では

$$\frac{\partial^2\Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial\Phi}{\partial r} + \frac{\partial^2\Phi}{\partial z^2} = 0 \quad \cdots\cdots(7)$$

球座標系では

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2\frac{\partial\Phi}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial\Phi}{\partial\theta}\left(\sin\theta\frac{\partial\Phi}{\partial\theta}\right) = 0 \quad \cdots\cdots(8)$$

速度成分はそれぞれ

$$v_z = \frac{\partial\Phi}{\partial z},\ v_r = \frac{\partial\Phi}{\partial r}\ \text{円柱座標系}$$

$$v_\theta = \frac{1}{r}\frac{\partial\Phi}{\partial\theta},\ v_r = \frac{\partial\Phi}{\partial r}\ \text{球座標系}$$

となる.

また，軸対称流では２次元の場合と同様にストークスの流れ関数が定義できる.

円柱座標系では

$$\frac{\partial^2\Psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r}\frac{\partial\Psi}{\partial r} + \frac{\partial^2\Psi}{\partial z^2} = 0 \quad \cdots\cdots(9)$$

球座標系では

$$\frac{\partial^2\Psi}{\partial r^2} + \frac{\sin\theta}{r^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{1}{\sin\theta}\frac{\partial\Psi}{\partial\theta}\right) = 0 \cdots(10)$$

と表される.

速度成分はそれぞれ

$$v_z = \frac{1}{r}\frac{\partial\Psi}{\partial r},\ v_r = -\frac{1}{r}\frac{\partial\Psi}{\partial r}\ \text{円柱座標系}$$

$$v_\theta = -\frac{1}{r\sin\theta}\frac{\partial\Psi}{\partial r},\ v_r = \frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial\Phi}{\partial\theta}\ \text{球座標系}$$

となる.

代表的な解析解としては

・一様流

円柱座標系では

$$\Phi = Uz$$
$$\Psi = \frac{1}{2}Ur^2$$

球座標系では

$$\Phi = Ur\cos\theta$$
$$\Psi = \frac{1}{2}Ur^2\sin^2\theta$$

・平面に当たる淀み点流れ

円柱座標系では

$$\Phi = \frac{1}{2}C\left(r^2 - 2z^2\right)$$
$$\Psi = -Czr^2$$

球座標系では

$$\Phi = \frac{1}{2}Cr^2\left(1 - 3\cos^2\theta\right)$$
$$\Psi = -Cr^3\sin^2\theta\cos\theta$$

となる.

2.4 円錐に対する解

圧縮性流体の場合の円錐流れは，自己相似解として円錐衝撃波を形成し，高速航空機，ロケットの機首，軸対称超音速インテークとして研究され，応用分野も広いが，亜音速の解に対する研究としては，飛行船の設計等に使われた程度である [3) 4)].

これは非粘性流体では亜音速流中ではダランベールの背理により抗力が生じないことと，粘性流体においても，物体の前半部の形状よりは後半部における減速率を制限した，涙滴形の流線形が抵抗が低くなることと，長い機首は操縦者の視界を妨げ，横風に不安定になるなどが技術的な背景であると考えられる.

完全流体における円錐に正対する流れを考えるとき，球座標を半頂角 α の円錐の頂点を原点に半頂

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

角を天頂角に等しくとれば，流れは円錐面上で径方向速度のみとなるので，速度ポテンシャルを用いて

$$v_\theta(\alpha)=\frac{1}{r}\frac{\partial\Phi}{\partial\theta}\bigg|_{\theta=\alpha}=0 \qquad \cdots\cdots(11)$$

が条件となる．速度ポテンシャルの変数分離解は式(6)より，

$$\Phi=R(r)\Theta(\theta)$$
$$=\left(A_n r^n+B_n r^{-(n+1)}\right)$$
$$\left(C_n P_n{}^0(\cos\theta)+D_n Q_n{}^0(\cos\theta)\right)$$

であるが，対称軸上(r=0)で正則であるから，Bn=0，また，θ=90 度に対応する淀み点流れが特異点を持たないので，Dn=0 でなければならず，

$$\Phi=R(r)\Theta(\theta)$$
$$=\sum_{n=0}^{\infty}A_n r^n P_n{}^0(\cos\theta) \qquad \cdots\cdots(12)$$

と表される．

$\mu=\cos\theta$ とおいて，

$$v_\theta(\alpha)=\frac{1}{r}\frac{\partial\phi}{\partial\theta}\bigg|_{\theta=\alpha}$$
$$=\sum_{n=0}^{\infty}A_n r^n\frac{dP_n{}^0(\mu)}{d\mu}\frac{d\mu}{d\theta}\bigg|_{\theta=\alpha}$$
$$=\sum_{n=0}^{\infty}-A_n r^n\frac{dP_n{}^0(\mu)}{d\mu}\sin(\theta)\bigg|_{\theta=\alpha}=0$$

となるのは，

$$\frac{dP_n{}^0(\mu)}{d\mu}\bigg|_{\theta=\alpha}$$
$$=\frac{n}{(1-\mu^2)}\left\{P_{n-1}{}^0(\mu)-\mu P_n{}^0(\mu)\right\}\bigg|_{\mu=\cos\alpha}=0$$

すなわち

$$\left\{P_{n-1}{}^0(\mu)-\mu P_n{}^0(\mu)\right\}\bigg|_{\mu=\cos\alpha}=0 \qquad \cdots(13)$$

の場合である．

ルジャンドル多項式は，$\mu=\cos\theta$ に対して有限のベキ級数として求められており，

・n=1 の場合

$$P_0{}^0(\mu)-\mu P_1{}^0(\mu)$$
$$=1-\cos\alpha\cos\alpha$$
$$=\sin^2\alpha=0$$

より，α=0 の一様流

$$\Phi=Ur\cos\theta \qquad \cdots\cdots(14)$$

・n=2 の場合

$$P_1{}^0(\mu)-\mu P_2{}^0(\mu)$$
$$=\cos\alpha-\cos\alpha(-\frac{1}{2}+\frac{3}{2}\cos^2\alpha)$$
$$=\frac{3}{2}\cos\alpha\sin^2\alpha=0$$

より，$\alpha=1/2\pi$ の平面に正対する淀み点流れ

$$\Phi=\frac{1}{2}Cr^2\left(1-3\cos^2\theta\right) \qquad \cdots\cdots(15)$$

となる．

以下同様にして，n=k の場合，

$$P_k{}^0(\mu)-\mu P_{k+1}{}^0(\mu)=0 \qquad \cdots\cdots(16)$$

を与える α を半頂角に持つ円錐回りのポテンシャルが求められる．

円錐流れのように境界条件が単純な場合は，ストークスの流れ関数から求めるほうが容易な場合が多い．原点における特異性を持たないストークスの流れ関数は渦なし条件を付されていない点に注意して，速度ポテンシャルとの関係から[5)]

$$\Psi=\sum_{n=0}^{\infty}\frac{A_n}{n+1}r^{n+1}\left(1-\mu^2\right)P_n'(\mu) \qquad \cdots\cdots(17)$$

を得るが，漸化式

$$\left(1-\mu^2\right)P_n'(\mu)=n\left\{P_{n-1}(\mu)-\mu P_n(\mu)\right\}$$

より

$$\Psi=\sum_{n=0}^{\infty}\frac{A_n}{n+1}r^{n+1}n\left\{P_{n-1}(\mu)-\mu P_n(\mu)\right\} \cdots\cdots(18)$$

を得る．

$\Psi=0$ は対称軸および物体表面を表すので，速度ポテンシャルから求めた天頂角方向速度条件の式(13)と当然ながら一致する．

n=1 の場合，(18)より，α=0 の一様流

$$\Psi=\frac{1}{2}Ur^2\sin^2\theta \qquad \cdots\cdots(19)$$

n=2 の場合

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

$$P_1^0(\mu) - \mu P_2^0(\mu)$$
$$= \cos\alpha - \cos\alpha(-\frac{1}{2} + \frac{3}{2}\cos^2\alpha)$$
$$= \frac{3}{2}\cos\alpha\sin^2\alpha = 0$$

より，$\alpha=1/2\pi$ の平面に正対する淀み点流れ

$$\Psi = -Cr^3\sin^2\theta\cos\theta \qquad \cdots\cdots(20)$$

を得る．

また，ルジャンドル関数の微分に関しては Ferrers による陪関数の定義

$$P_\nu^m(\mu) = (1-\mu^2)^{m/2}\frac{d^m P_\nu(\mu)}{d\mu^m} \qquad \cdots(21)$$

を用いると m=1 の場合

$$P_\nu^1(\mu) = (1-\mu^2)^{1/2}\frac{dP_\nu(\mu)}{d\mu} \qquad \cdots(22)$$

より

$$\Psi = \sum_{n=0}^{\infty}\frac{A_n}{n+1}r^{n+1}\left(1-\mu^2\right)^{1/2}P_n^1(\mu)$$
$$= \sum_{n=0}^{\infty}\frac{A_n}{n+1}r^{n+1}\sin\theta P_n^1(\mu) \qquad \cdots(23)$$

と表され，対称軸が $\Psi=0$ である所以がはっきりと理解される．

さて，$P_n'(\mu)=0$ の条件はルジャンドル多項式の極小点を意味するのであるが，教科書にあるように[6]図 1 に示すと，n=2,3,4 と離散的になり，任意の半頂角を持つ円錐に対する解となっていない．

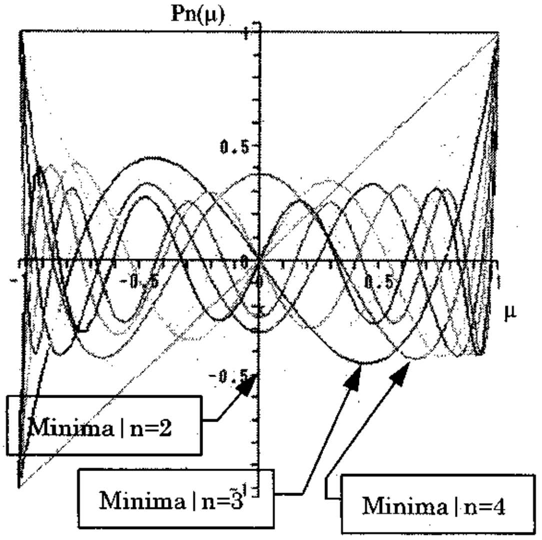


Fig.1 ルジャンドル多項式

ここで，整数 n の代わりに実数全体に定義域を拡張した一般のルジャンドル関数および一般のルジャンドル陪関数を考えれば，これまでの議論はすべて当てはまり，一般次数 ν のルジャンドル関数の極小点（μ，$P\nu$（μ））となる，一般のルジャンドル関数のグラフ[7]において，$\alpha=\cos^{-1}(\mu)$なる円錐を与える(図 2)．図からも $\nu>1$ に対して極小点が存在することが分かる．

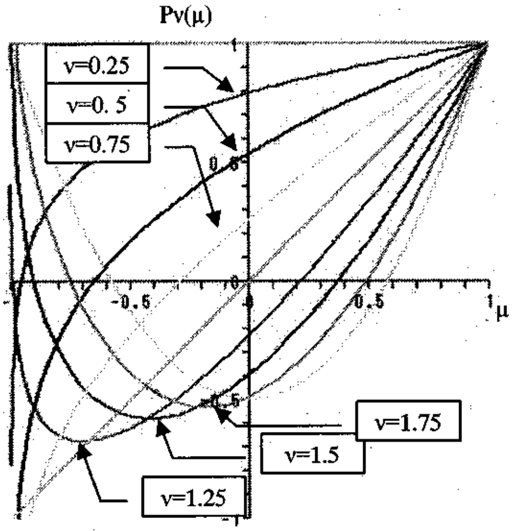


Fig.2 一般のルジャンドル関数

これにより，速度ポテンシャルと流れ関数は式(12)，(17)より

$$\Phi = A_\nu r^\nu P_\nu^0(\mu) \qquad \cdots\cdots(24)$$

$$\Psi = \frac{A_\nu}{\nu+1}r^{\nu+1}\left(1-\mu^2\right)^{1/2}P_\nu^1(\mu) \qquad \cdots\cdots(25)$$

となり，1 次のルジャンドル陪関数の零点を与える余弦の角度が，求める円錐の半頂角に等しいことが示される．

1 次のルジャンドル陪関数は，位数 ν に関して $0<\nu=1$ においては，零点を持たず(図 3)，$1<\nu$ に対してのみ零点を有する(図 4)．

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

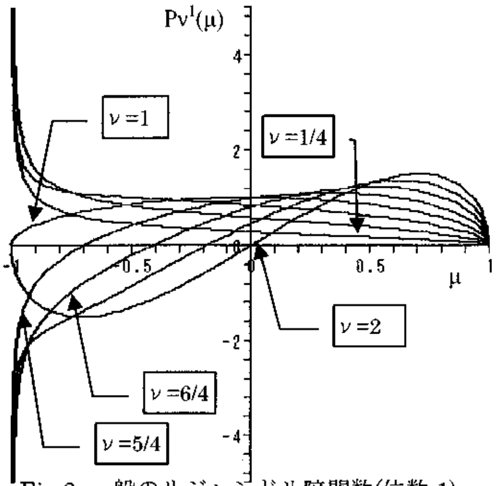


Fig.3 一般のルジャンドル陪関数(位数 1)

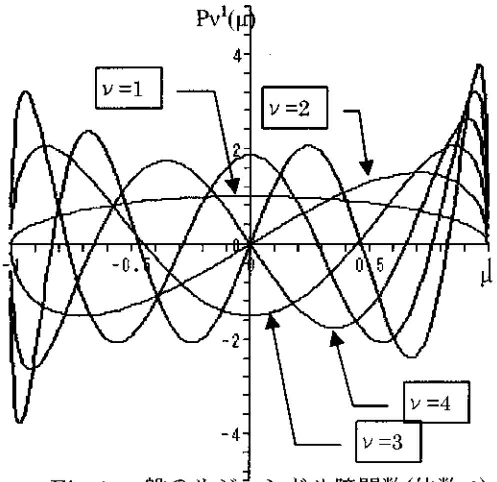


Fig.4 一般のルジャンドル陪関数(位数 1)

なお，ルジャンドル陪多項式は正規直交系をなすから，ルジャンドル陪関数をルジャンドル陪多項式で展開することも可能であり

$$P_\nu^m(\mu) = \frac{\sin\nu\ \pi}{\pi}\sum_{n=0}^{\infty}(-1)^n\left[\frac{1}{\nu-1} - \frac{1}{\nu+n+1}\right]P_n^m(\mu)$$

と表されるから m=1 に対しては

$$P_\nu^1(\mu) = \frac{\sin\nu\ \pi}{\pi}\sum_{n=0}^{\infty}(-1)^n\left[\frac{1}{\nu-1} - \frac{1}{\nu+n+1}\right]P_n^1(\mu)$$

と表すことができる[8].

3．主な結果

上記により導かれた無限円錐に正対する軸対称ポテンシャル流れについて，等ポテンシャル線(24)及び流線(25)を示す.

3.1 一様流(ν=1)

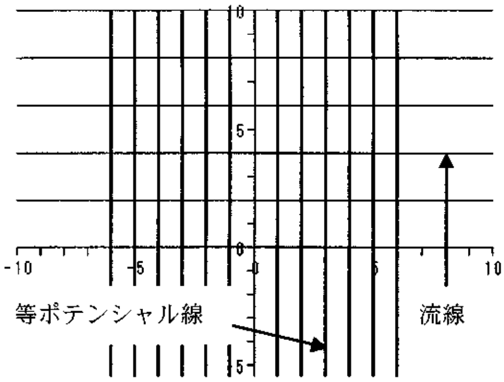


Fig.5 円錐に正対するポテンシャル流れ(一様流)

3.2 平面に当たる流れ(ν=2)

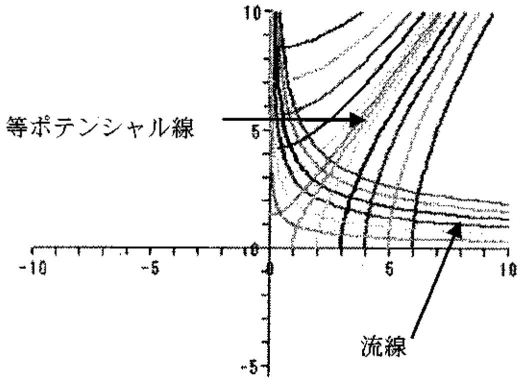


Fig.6 円錐に正対するポテンシャル流れ(平板流)

3.3 無限円錐に当たる流れ(ν=3)

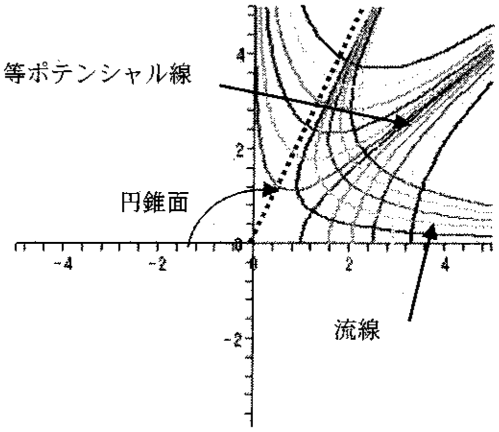


Fig.7 円錐に正対するポテンシャル流れ

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

3.4 無限円錐に当たる流れ(ν=4)

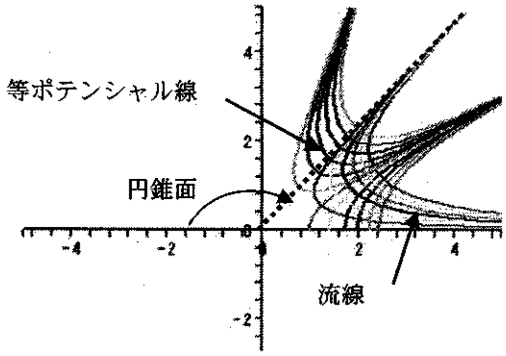


Fig.8 円錐に正対するポテンシャル流れ

図5～8より，$\nu \geqq 2$では逆円錐となることが分かる．$2 > \nu > 1$の範囲で流線及び等ポテンシャル線を描くと図9～11の様になり円錐が得られる．

3.5 無限円錐に当たる流れ(ν=1.25)

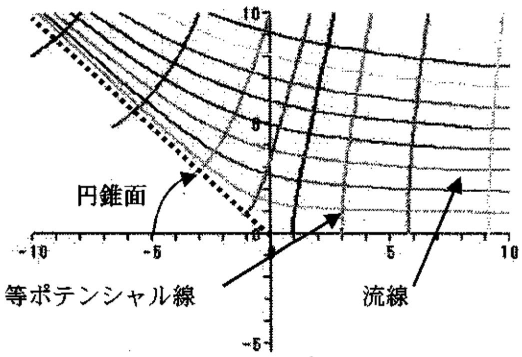


Fig.9 円錐に正対するポテンシャル流れ

3.6 無限円錐に当たる流れ(ν=1.5)

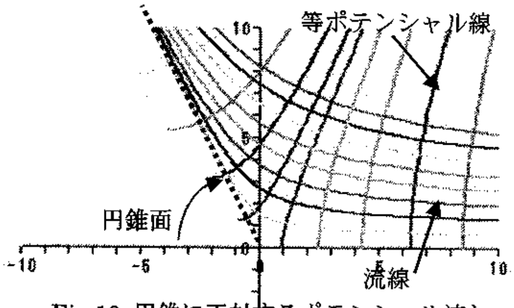


Fig.10 円錐に正対するポテンシャル流れ

3.7 無限円錐に当たる流れ(ν=1.75)

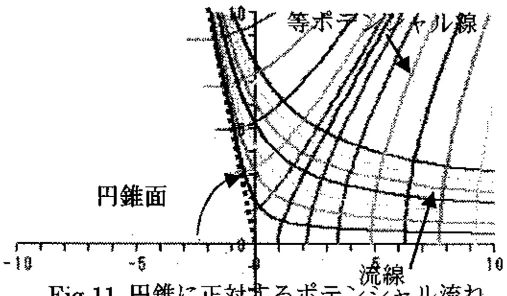


Fig.11 円錐に正対するポテンシャル流れ

3.8 円錐流れに関する数表

式(24)，(25)におけるパラメータの代表値を表1に示す．

Table.1 円錐ポテンシャル流れの代表値

半頂角 α°	余弦 μ	位数 ν	半頂角 α°	余弦 μ	位数 ν
0	1	1	180	-1	∞
10	0.9848	1.0145	170	-0.9848	21.459
20	0.9397	1.0544	160	-0.9397	10.489
30	0.8660	1.1156	150	-0.8660	6.8354
40	0.7660	1.1968	140	-0.7660	5.0120
50	0.6428	1.2988	130	-0.6428	3.9207
60	0.5	1.4241	120	-0.5	3.1957
70	0.3420	1.5775	110	-0.3420	2.6803
80	0.1736	1.7659	100	-0.1736	2.2962
90	0	2			

4．まとめ

軸対称流れとして典型的な円錐に正対するポテンシャル流れの速度ポテンシャルと流れ関数に対し特殊関数を用いた表現と子午面上のプロットを求めることができた．数値計算の発達していなかった時代には，本稿のような手法もよく用いられていたと思われるが，数学関係および日本全国の大学の卒業論文等にまで遡って例を調べきれなかった．結果の単純さからは，既に公表されていると考えるのが自然であり，オリジナリティは該論文に限られる．むしろ偏微分方程式の解法例として有効ではないかと思われるが，交代級数が含まれるため特殊関数パッケージの精度には注意が必要である．

なお，グラフ化にはMaple ver.9を用いた．

参考文献

1) 今井功：物理学選書14　流体力学（前編），裳華房，(1973) pp.100-105.
2) 神部勉：理工学者が書いた数学の本 3　偏微分方程式，講談社，(1987) pp.207
3) Munk, M.: The AerodynamicForces on Airship Hulls, Report No. 184, NACA, 1924
4) Zahm, A.: Flow and Force Equations for a body revolving in a Fluid, Report No.323, NACA, 1930
5) 友近晋：流体力学（復刻版），現代工学社，(1972) pp.186
6) 犬井鐵郎：応用数学第7巻　球関数・円筒関数・超幾何関数，河出書房，(1948) pp.565
7) 犬井鉄郎：岩波全書252　特殊関数，岩波書店，(1962) pp.211
8) 森口繁一ほか：岩波数学公式Ⅲ　特殊関数，岩波書店，(1960) pp.117

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A−14

渦法による風車翼周りの流れの数値シミュレーション

*平野　孝典（拓大），石井　進（日大），平本　政明（日大）
田中　英穂（東大名誉教授），藤本　一郎（拓大）

A Numerical Simulation of Flow around the Blades for Windmill by the Vortex Method

*Takanori HIRANO(Takushoku Univ.), Susumu ISHII(Nihon Univ.),
Masaaki HIRAMOTO(Nihon Univ.), Hideo TANAKA(Emeritus Professor of Univ. of Tokyo)
and Ichiro FUJIMOTO(Takushoku Univ.)

ABSTRACT

Last year, the authors performed an experimental study on the aerodynamic characteristics of a notched wing and confirmed that the notched wing is useful to improve the starting characteristics of a wind turbine[1].

In order to examine the aspects of flow around a normal airfoil and a notched airfoil, we carried out a numerical simulation by a vortex method. In addition, a flow around a wind turbine with four wings was examined numerically to examine the effect of setting angle.

Key words: Wind turbine, Notched wing, Aerodynamic characteristics, Vortex method, Numerical simulation

1．はじめに

これまでに，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）風車の起動風速を下げ，効率を上げることを目的とした切欠き翼（翼型の一部に切欠きを施した翼）の空力特性，特に切欠きの効果について実験的に調べ，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，回転力増加に寄与することを明らかにした。また，1枚の翼が風車翼として回転する時の接線力のなす仕事相当量を計算し，起動時の最適な取付け角を示した[1]。

本報では，渦法(Vortex Method)[2]を用いた翼周り流れの数値シミュレーションを行い，切欠きのない通常翼と切欠き翼との翼周り流れの相違について調べた結果の一例を報告する。また，4枚翼の風車を想定した数値シミュレーションの結果についても一例を報告する。

2．計算概要

2.1　渦法

渦法は，乱流モデルが不要，大規模な剥離流れに対応，アルゴリズムが平易でパソコンでも精度の良い計算が可能という特徴がある。

渦法の基礎方程式は非定常ナヴィエ・ストーク

$$\frac{\partial \vec{\omega}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \mathrm{grad})\vec{\omega} = (\vec{\omega} \cdot \mathrm{grad})u + \nu \nabla^2 \vec{\omega}$$

ス方程式の回転を取った渦度輸送方程式である。ここで，$\vec{\omega} = \mathrm{rot}\,\vec{u}$ である。流れ場の圧力はポアッソン方程式により求める。

$$\nabla^2 p = -\rho \mathrm{div}(\vec{u} \cdot \mathrm{grad}\,\vec{u})$$

渦法には，剥離位置を予め固定し，微小時間間隔Δt間にその剥離点から流れ出す剥離剪断層を渦に置き換えるレベル1，物体の剥離点の位置を境界層計算により微小時間間隔Δt毎に求めるレベル2，仮想境界層を導入し，その内部に渦層を分布させ，拡散速度を導入して境界層内部の渦層が境界層外部に流出したとき渦点として取り扱うレベル3がある。本研究ではレベル3の渦法を用いた市販のソフトウェア(College Master Hands 社製 Virtual Fluid System / Virtual Oscillation 2D)を使用し，翼周りの流れの数値シミュレーションを行った。

2.2　計算条件

切欠きの影響を見るための計算では，供試翼はNACA0012型翼とその切欠き翼とした。切欠き翼は翼腹面の翼弦長 40%以降を切り取った形状とした。また，4枚翼の風車については回転エネルギの実験との比較を考慮して Gö 801 型翼を用いた。計算条件を Table 1 に示す。

Table 1 Calculation Condition

主流速度 U_0	15 m/s
動粘性係数 ν	1.45×10^{-5} m²/s
密度 ρ	1.21 kg/m³
代表長さ D_0（翼弦長 c）	0.1 m
レイノルズ数 Re	1.0×10^{5}

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

3．結果及び考察

3.1　NACA0012 型翼と切欠き翼周りのフローパターンの比較

翼の迎角 α を変えて翼周りの流れのシミュレーションを行った。一例として，Fig.1 に(a) $\alpha=0°$ 及び(b) $\alpha=180°$ の場合のフローパターンを示す。流れ方向は左から右である。

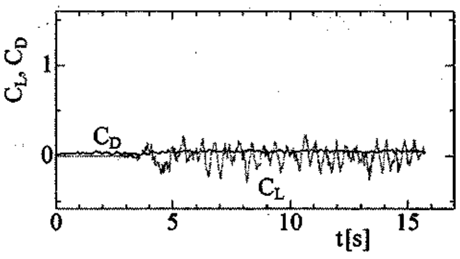
(a)　$\alpha=0°$

(b)　$\alpha=180°$

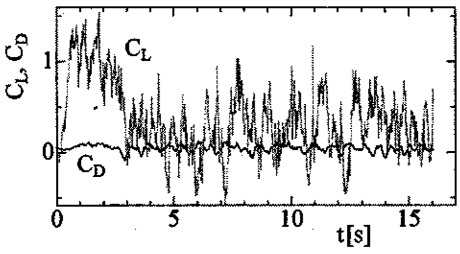
Fig.1　Flow Pattern around Blades at t=16.05s

$\alpha=0°$ では，後縁から流出する渦は若干相違があるものの，どちらも後縁から滑らかに流出している。この場合，切欠きの影響はさほど顕著ではないと推測される。これに対し $\alpha=180°$ では，切欠き翼では切欠き部に後縁から放出された失速渦が滞留し，切欠き部先端で翼面に付着して前縁まで流されている様子が観察される。そのために，翼前縁から下流に流出する渦パターンに大きな違いが見られる。通常翼ではきれいなカルマン渦列が形成されているのに対し，切欠き翼では翼前縁付近の背面側と下流に形成される渦塊は切欠き部の渦放出に影響されてかなり乱れている。

ここで $\alpha=180°$ に場合について，空気力（揚力係数 C_L と抗力係数 C_D）の時間履歴を Fig. 2 に示す。(a)は通常翼，(b)は切欠き翼である。両者の空気力を比較すると，切欠き翼では C_L，C_D 共に変動が大きくなっている。これは切欠き部からの渦流出に起因するものである。計算がほぼ収束したとみなせる t=6s～t=16s の範囲の時間平均を取ると，通常翼では C_D =0.038，切欠き翼では C_D =0.049 となり，切欠きによる効力増加が確認できた。



(a) normal airfoil



(b) notched airfoil

Fig.2　Time History of Aerodynamic Forces

ここで，$\alpha=180°$ における C_D の平均値は，翼を風車に取り付けた場合に，翼が回転してちょうど後縁側から流れを受ける位置にある場合の接線力に相当する。ここで言う接線力とは，風車の回転面の接線方向に作用する力であり，風車を回転させる力となる。Gö 801 型翼を用いた実験[1]から求めた接線力は，$\alpha=180°$ の場合，標準翼では約 0.033，切欠き翼では約 0.045 であり，翼型は異なるが本計算で求めた前述の C_D の平均値はほぼ同程度の値を示している。

3.2　4 枚の翼からなる風車の場合

これまでは 1 枚の翼について見てきたが，ここでは一例として，4 枚の Gö 801 型翼翼からなる風車について計算した結果を示す。

Fig.3 に基本配置を示す。原点を風車の回転中心とし，4 枚の翼を 90° 間隔で配置した。回転中心

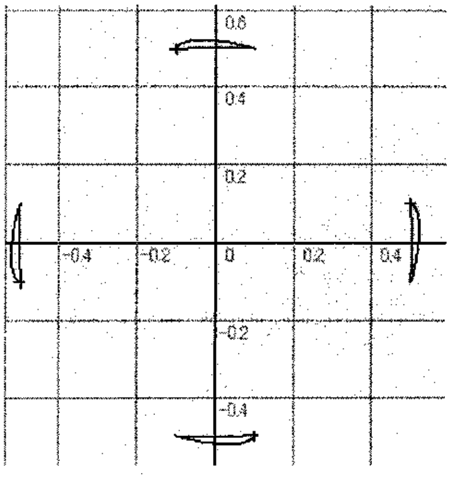


Fig.3　Time History of Aerodynamic Forces

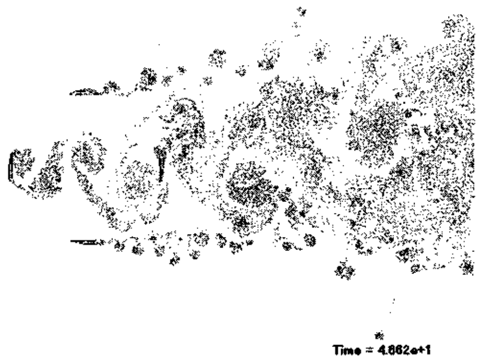
Download service for the GTSJ　via 3.142.133:182, 2025/05/01.

から翼弦中心までの距離は0.5mとした。翼を回転中心周りに反時計方向に10°づつ回転させて定常計算を行った。この回転角をθで表す。1枚の翼は106枚のパネルに分割してある。翼の取り付けに際し，翼弦方向と回転面の接線方向とのなす角を取付角βとする。Fig.3 は$\beta=0°$の場合を示している。

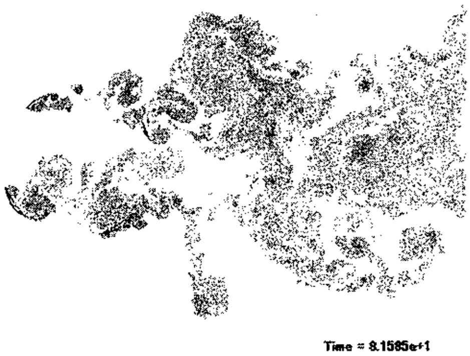
以下に取付角$\beta=0°$及び-30°の場合の計算結果の一例を示す。

Fig.4 に，取付角$\beta=0°$の場合における回転角$\theta=0°$，30°及び60°における瞬時フローパターンを示す。

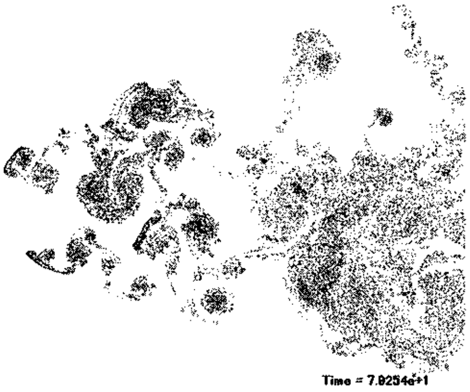
Fig.4 と Fig.5 を比較すると，$\theta=0°$の場合，$\beta=0°$では上（No.1）と下（No.3）の下流には規則的なカルマン渦列が見られ，上流に位置する翼（No.2）の後流との干渉は小さい。これに対し$\beta=-30°$では No.1 と No.3 は No.2 の渦に巻き込まれている様子が観察される。$\theta=30°$の場合は両者のフローパターンの相違は少ないようである。$\theta=60°$の場合，$\beta=0°$と$\beta=-30°$では大きな違いが見られる。このフローパターンの相違により，起動時の最適な取付角が実験[1)]で求めた-72°という値に反映されるものと推測される。



(a) $\theta=0°$



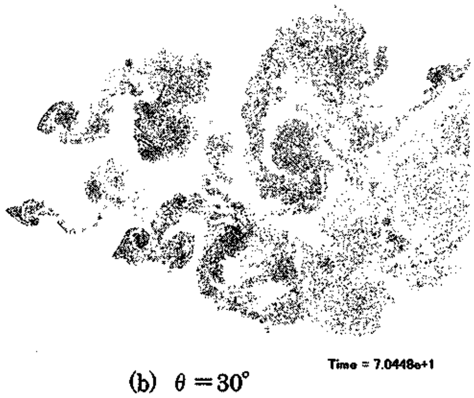
(b) $\theta=30°$



(c) $\theta=60°$

Fig.4　Instantaneous Flow Patterns of Wind Turbine in the case of β=0°

(a) $\theta=0°$



(b) $\theta=30°$

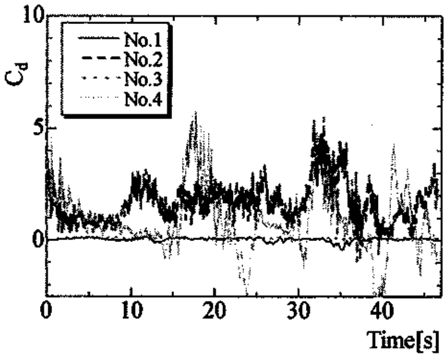
(c) $\theta=60°$

Fig.5　Instantaneous Flow Patterns of Wind Turbine in the case of β=－30°

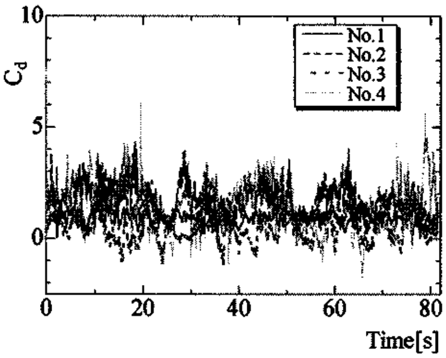
Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

次に，Fig. 4 と Fig. 5 に対応した条件における各翼の抗力係数の時間履歴を Fig. 6 及び Fig. 7 に示す。Fig. 6 は取付角 $\beta=0°$，Fig. 7 は $\beta=-30°$ の場合である。Fig. 6 を見ると，(a) $\theta=0°$ では上下に位置する No. 1 と No. 3 の翼の C_D はほぼ 0 に近く変動も小さい。No. 2 と No. 4 の翼は流れに対して直立状態となるため C_D の値は大きくなり変動も非常に大きくなっている。(b) $\theta=30°$ では No. 2 の後流の影響で No. 3 の変動が大きくなるが，(a)で変動が最大の No. 4 は上流側の翼（No. 2）の後流から若干ずれるため変動は少し小さい。(c) $\theta=60°$ では，No1. と No. 3 の変動が他の 2 枚の翼に比べて大きくなっている。

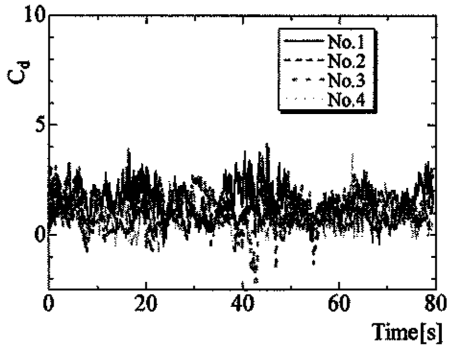
次に Fig. 7 を見ると，(a) $\theta=0°$ では No. 1 と No. 3 にもかなりの変動が生じているが，これは Fig. 5(a)に見られるように，No. 1 と No. 3 の翼から流出する渦が No. 2 の放出渦と干渉するためである。(b) $\theta=30°$ では No. 3 の変動が大きく，(c) $\theta=60°$ では No. 1 と No. 3 の変動が大きい。この変動の変化は，Fig. 5 のフローパターンと対比して見れば理解しやすく，取付角 β と回転角 θ で決まる各翼の迎角と相対位置関係で決まることが分かる。



(a) $\theta=0°$

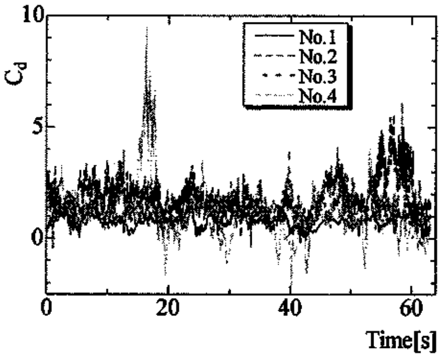


(b) $\theta=30°$

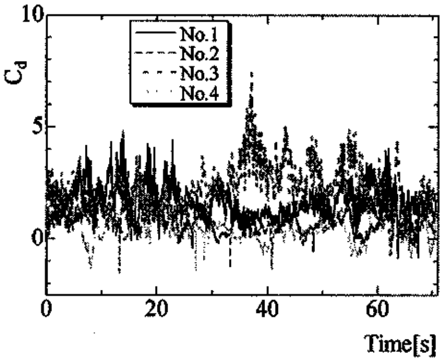


(c) $\theta=60°$

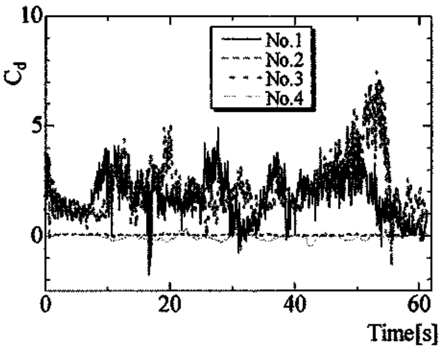
Fig.6 Time History of Drag Coefficient of Each Airfoil at β=0°



(a) $\theta=0°$



(b) $\theta=30°$



(c) $\theta=60°$

Fig.7 Time History of Drag Coefficient of Each Airfoil at β=-30°

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

3.3　取付角と回転エネルギの関係

ここで風車の回転力に及ぼす取付角の影響について見てみる。回転仕事を C_W，翼の接線力を C_T，回転角を θ とすると，翼が1周回転したときに接線力がなす仕事 C_W は C_T を周積分すれば求まる。

$$C_W = \int C_T \cdot r d\theta \quad (r:\text{回転半径})$$

具体的には，まず回転角 θ ごとに各翼の揚力係数と抗力係数の時間平均値を求める。次に，各 θ における各翼の接線力 C_T を求め周積分する。取付角 $\beta=0°$，30° 及び-30° について求めた結果を Fig. 8 に示す。図から，$\beta=-30°$ のときに C_W は最大となっており，起動時の取付角は負にした方が良いことが分かる。この結果は実験結果[1]と定性的に一致している。

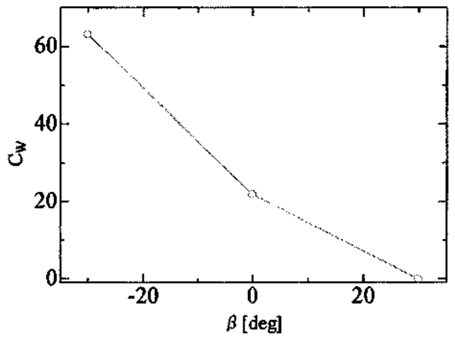


Fig.8　Relation between Rotational Energy and Settling Angle

4．結論

渦法を用いて風車翼周りの流れ解析を行った。NACA0012 翼とその切欠き翼とを比較し，切欠き翼では後縁側からの流れに対して抗力増加があることを確認した。次に，4枚の翼からなる風車を想定したシミュレーションを行い，回転角ごとの流れ場の特徴について示した。また，回転仕事を求め，取付角が負である方が回転仕事が大きくなること，つまり起動時の取付角は負である方が良いことを示した。

今後は翼枚数，取付角，周速比をパラメータとして解析を進める予定である。

最後に，計算を行うにあたり拓大 4 年生の阿久津拓也君に協力して頂いたことを感謝する。

参考文献

1) 江口正一，石井進，平本政明，野口常夫，平野孝典，田中英穂，藤本一郎；風車用切欠き翼の空力特性に関する研究，ガスタービン学会第 33 回定期講演会講演論文集(2005)pp.107-111.

2) R. I. Lewis: Vortex Element Methods, the Most Natural Approach to Flow Simulation – A Review of Methodology with Applications, VORTEX METHODS, World Scientific(1999) pp.1-15.

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

低圧タービンにおける剥離泡の数値シミュレーション

*山田和豊（岩手大工），船崎健一（岩手大工），千葉康弘（岩手大院）

Numerical Simulation of Separation Bubble on a LP Turbine

*Kazutoyo YAMADA, Ken-ichi FUNAZAKI and Yasuhiro CHIBA(Iwate University)

ABSTRACT

In this paper, RANS and LES simulations were applied to a flow around Low-Pressure Turbine blade. We focused on a laminar separation bubble on the blade suction surface. In RANS simulations, some effects of the turbulence model on prediction of the separation bubble were investigated. The results implied that low-Reynolds number k-ω turbulece model had a capability to predict the laminar separation bubble. LES captured the roll up of the separated shear due to K-H instability. Consequently, it would be utilized to analyze in detail the unsteady flow field around the separation bubble on LP turbines.

Key words : Low-Pressure Turbine, laminar separation bubble, transition, RANS, LES

1．緒言

近年，航空用ガスタービンエンジンでは，エンジン重量の軽量化を目的とした低圧タービンの高負荷化に関する研究が多くなされている．タービン翼の高負荷化の実現は，タービン翼枚数を大幅に削減できるばかりでなく，製造コストやメンテナンスコストを低減できる．

航空機は高高度を巡航するため，タービン翼列内のレイノルズ数は離陸時に比べ半分以下になるといわれる．小型航空エンジンの研究開発が行われているが，エンジンの小型化もまた翼列流れの低レイノルズ数化をまねく．このような低レイノルズ数の条件下では，タービン翼負圧面上の境界層は層流境界層となり，剥離を生じやすい．層流剥離した場合でも，乱流遷移を起こして翼後縁付近で再付着し，層流剥離泡を形成するが，更にレイノルズ数の低下もしくは翼の高負荷化が進めば剥離泡は "burst" しタービン性能が著しく低下する．したがって，今日，低圧タービン負圧面上に発生する層流剥離泡に関して，主流乱れの効果や上流翼列からの後流通過による非定常効果が実験的・数値的に調査されている [1-3]．

しかしながら，低圧タービン翼列の流れ場をCFDで正確に予測するのは容易ではない．一般に，ガスタービンエンジン内の翼列で発達する境界層は，圧力勾配の影響を受けるばかりでなく，大規模渦流れ構造との干渉や，後流干渉・ポテンシャル干渉による非定常流れの影響を受ける．また，上述のように低圧タービン翼列流れではレイノルズ数の低下に伴い，境界層遷移や境界層剥離の問題が顕在化する．したがって，遷移モデルを導入したRANS解析が試みられている [4] が，一般にはモデルの影響が小さいLESによる非定常乱流解析が実施されている [5,6]．

本研究では，剥離を伴う低圧タービン翼列流れに対して，RANSおよびLES解析を行い，流れ場の予測および計算結果の妥当性を検証した．

2．解析方法

2．1　数値計算手法

本研究では，RANS解析およびLES解析が実施されたが，ともに三次元圧縮性Navier-Stokes方程式を支配方程式とした．本スキームでは，時間方向には非粘性流束および粘性流束のすべてを陰的に離散化し，空間方向には六面体の計算セルを用いたcell-centered法による有限体積法に基づいて離散化した．

RANS解析では，非粘性流束はRoeの近似リーマン解法を用いたMUSCL形の高次精度TVD法により評価した [7,8]．乱流モデルには，低レイノルズ数型 k-ω 乱流モデルを採用した [9]．また，LES解析では，風上差分に伴う数値粘性の影響を避け

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

るため，4 次精度のコンパクト補間スキーム [10, 11] を用いて非粘性流束を評価した．

$$\frac{1}{4}f_{i-\frac{1}{2}}+f_{i+\frac{1}{2}}+\frac{1}{4}f_{i+\frac{3}{2}}=\frac{3}{4}(f_i+f_{i+1}) \qquad (1)$$

ここで，f は任意のスカラ量である．本研究では，保存量について上式を適用した．なお，中心差分に伴う数値振動を除去するために，10 次精度のフィルタリング [12] を適用した．SGS モデルには，Smagorinsky モデルを用い，Van Driest 型壁面減衰関数を導入した．

粘性流束は中心差分的に評価された．線形化されて得られた連立一次方程式は，近似因子化法によらず，Gauss-Seidel 形の点緩和法により解かれた [13]．その際，各時間ステップでニュートン反復を実行し，線形化および点緩和に伴う誤差を除去した．時間精度は最大 2 次精度である．

2．2　解析対象および計算条件

本研究では，低圧タービンを模擬した直線試験翼列を解析対象とした．本供試翼列は，レイノルズ数およびソリディティを変えた試験が実施されている [1]．実験では，翼面上の圧力分布，翼列下流の全圧損失分布，熱線流速計を用いた境界層速度分布の計測が行われている．また，供試翼列上流には円柱が設置され，上流翼列からの後流通過の効果が調査されているが，本計算では考慮していない．本研究では，レイノルズ数 5.7×10^4，ソリディティ S-15 の条件で解析を行った．本条件下で，タービン翼負圧面側の後縁付近において，剥離泡が実験的に確認されている．

RANS 解析を行う際は，局所時間刻み法によりクーラン数を 100 として定常計算を行った．LES 解析では，タービン翼の軸コード長および翼列上流での音速で定義される無次元時間刻みを 0.01 として計算した．このとき，クーラン数は大域的に 10 程度であった．

2．3　計算格子

図 1 に，RANS 解析に使用した計算格子を示す．計算格子には，翼面上の格子直行性を確保するためにタービン翼まわりに O 型構造格子を生成した．また，主流部には H 型構造格子を用い，O 型格子と滑らかに接続するように楕円型偏微分方程式を用いて生成した．計算領域は，流入境界および流出境界をそれぞれ翼前縁および後縁から軸コードだけ離れた位置に設定した．スパン長は，軸コードの 1/10 とした．翼まわりの O 型格子には，翼面に沿う方向に 238 セル，翼面垂直方向に 19 セル，スパン方向に 9 セルを設定した．主流部の H 型格子は，流れ方向に 197 セル，ピッチ方向に 79 セル，スパン方向に 9 セルから構成された．セル総数は，180,765 セルであった．LES 解析には，翼まわりの O 型格子を 498 × 79 × 39，主流部の H 型格子を 457 × 199 × 39 とし，格子解像度を高く設定した．セル総数は，5,081,115 セルであった．

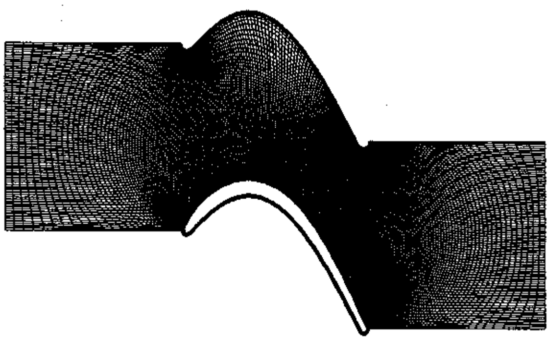


Fig. 1 Computational grid

なお，滑りなしの断熱条件を適用して壁での粘性流束を評価するために，壁面上の最小格子幅は翼先端コード長の 1.0×10^{-4} ($y^+ < 1$) とした．また，格子幅の拡大率は 1.1 とした．

2．4　境界条件

本計算コードでは，境界の外側に仮想セルが設けてあり，その仮想セルに境界条件に対応した物理量が与えられた．境界での流束は，計算領域内と同様にリーマン問題を解いて数値流束で評価された．流入境界に接した仮想セルには，翼列上流の物理量を与えた．流出境界の仮想セルには，隣接した内部セルと同じ物理量値を外挿して与えるが，速度の大きさを拡大縮小することで全流量を規定した．

乱流モデルの境界条件としては，翼列上流の乱れ度を用いて，次のように乱流運動エネルギ k を与えた．

$$k_{in}=\frac{3}{2}(T_u U_\infty)^2 \qquad (2)$$

ここで，T_u は乱れ度，U_∞ は主流の流速である．比散逸率 ω の与え方には任意性があり，様々な方法が考えられるが，本研究では渦粘性係数を用いて次のように与えた．

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

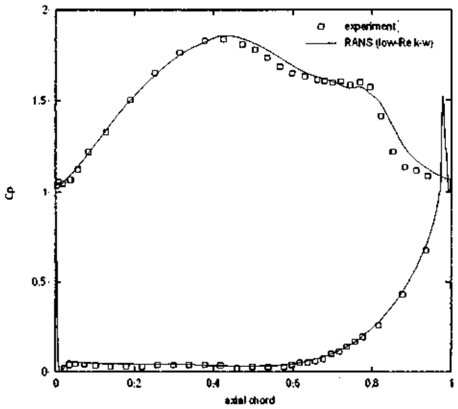


Fig. 2 Blade surface pressure distribution (RANS)

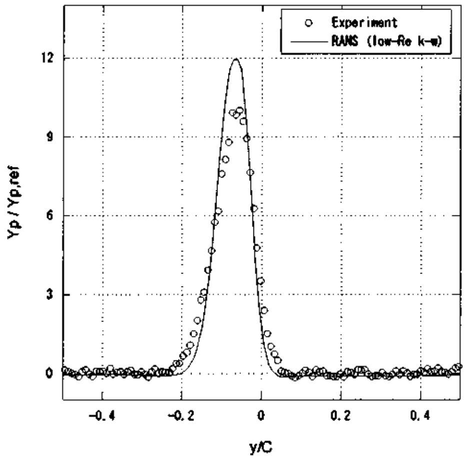


Fig. 3 Total pressure loss distribution (RANS)

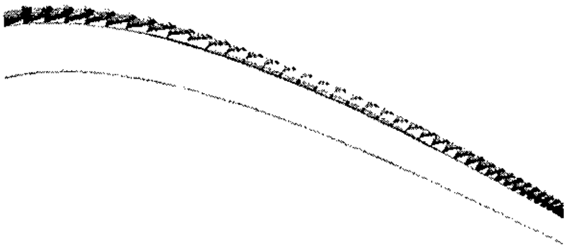
$$\omega_{in} = \alpha^* \frac{\rho_{in} k_{in}}{\mu_{t,in}} \qquad (3)$$

上流の乱れ度および渦粘性係数を変えることで，乱流運動エネルギおよび比散逸率を変化させ，タービン翼負圧面上の層流剥離泡への影響について調査した．なお，LES 解析では流入乱れは考慮していない．

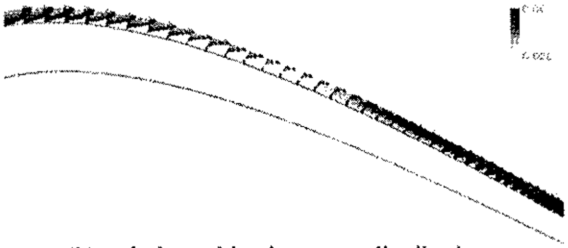
３．解析結果

３．１　RANS 解析

はじめに，流入境界において，主流の乱れ度を 1%，渦粘性係数と分子粘性係数の比を 1 として行った計算結果について示す．図２に，翼面圧力係数 C_p の分布が示され，実験結果と比較されている．翼面圧力係数 C_p は，入口全圧と翼面圧力との差を翼列下流の動圧で無次元化したものとして定義される．実験結果から分かるように，翼負圧面上に剥離泡が発生している．剥離点の下流に死水域が存在するため，圧力が一定となる領域が現れ



(a) separation bubble



(b) turbulence kinetic energy distribution

Fig. 4 Velocity vector field near the blade suction surface (RANS)

ている．その後，急速に圧力回復して翼後縁のすぐ上流側で再付着している．計算結果からも同様な分布を確認することができることから，計算で層流剥離泡を予測できていることが示唆される．剥離点および再付着点は実験に比べて少し下流側に位置しているものの，剥離泡の長さはほぼ一致している．このことから，RANS 計算によって低圧タービン内の流れ場をよく再現できているといえる．図３には，翼列下流における全圧損失係数 Y_p のピッチ方向分布が示されている．全圧損失係数 Y_p は，翼列上流と下流の全圧差を翼列下流の動圧で無次元化することで与えられる．計算結果は，実験結果に比べて，分布が鋭くピーク値が大きい．これは，翼列後流の非定常挙動の結果を定常解析では再現できないためであると考えられる．図４に，ミッドコードから後縁付近にかけての翼負圧面近傍の速度ベクトル場を示す．同図には，速度ベクトルとあわせて，グレーで色付けされた剥離泡内の再循環領域および乱流運動エネルギの分布が示されている．上述のように，翼負圧面上に剥離泡が形成されていることが速度ベクトル分布から確認できる．乱流運動エネルギの分布をみると，剥離泡の高さが最大となるあたりから，剥離せん断層内で乱流運動エネルギが急激に生成され，乱流へと遷移し再付着していることが分かる．

次に，k-ω 乱流モデルの低レイノルズ数修正をはずした計算結果および乱流モデルを使わずに渦粘性係数を 0 として層流計算を行った計算結果に

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

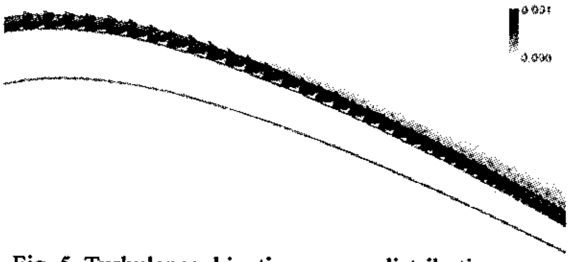


Fig. 5 Turbulence kinetic energy distribution near blade suction surface (w/o low Re correction)

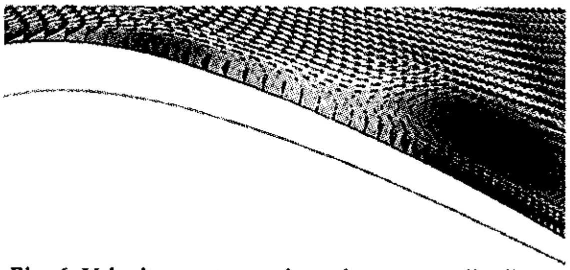


Fig. 6 Velocity vector and total pressure distribution (laminar calculation)

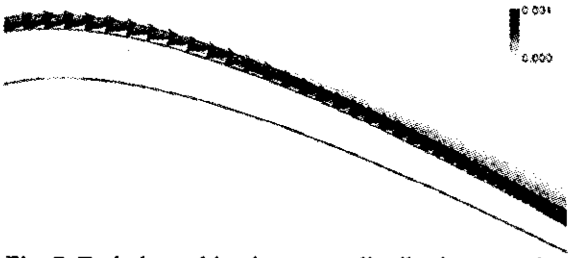
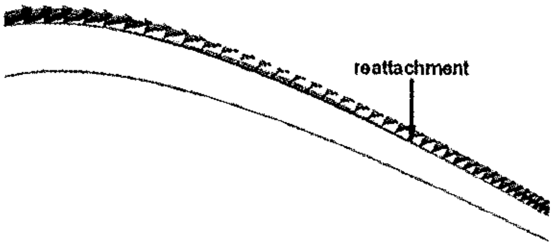


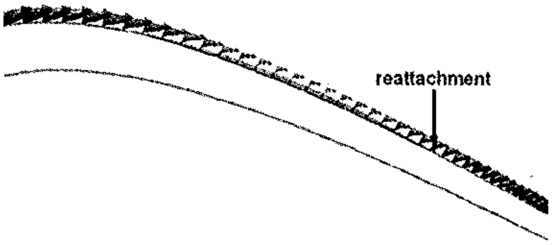
Fig. 7 Turbulence kinetic energy distribution near the suction surface (turbulence intensity 5%)

ついて紹介する．図５および図６にそれらの結果が示されている．図５から分かるように，低レイノルズ数修正を行わない k-ω 乱流モデルでは，翼前縁から境界層内で乱流運動エネルギの生成が行われるために，境界層は乱流となっており剥離は起こっていない．図６は，層流計算結果から得られた速度ベクトルと全圧損失の分布を示している．層流計算では定常解に収束しなかったため，瞬時の流れ場が示されている．同図に示されるように，大規模な剥離が生じ，翼後縁で再付着しなかった．このため，翼列下流での損失が過大に評価されていた．以上から，低レイノルズ数型 k-ω 乱流モデルを用いることによって，剥離せん断層における乱流遷移が予測され，負圧面上の剥離泡が再現されることが示された．

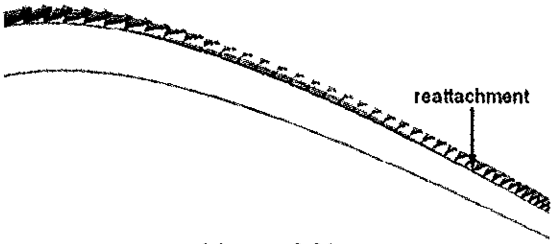
図７に主流乱れを5%とした場合の結果を示す．速度ベクトルから分かるように，剥離を生じていない．乱流運動エネルギは，図４と比較して，上流側から生成されている．つまり，図４の剥離点より上流側で既に乱流境界層に遷移したために，



(a) $\mu_{t,in}$=100



(b) $\mu_{t,in}$=1



(c) $\mu_{t,in}$=0.01

Fig. 8 Comparison of separation bubble on the blade suction surface (RANS)

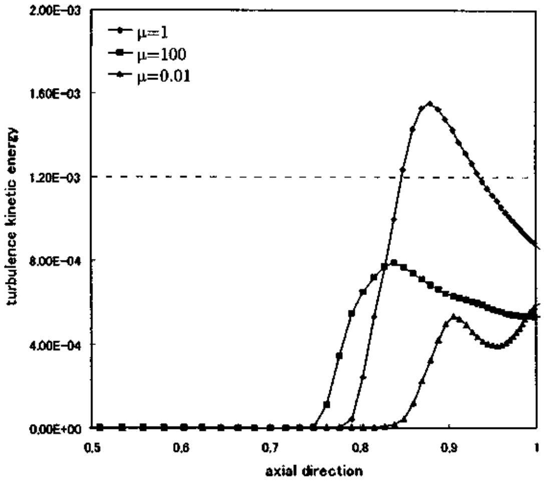


Fig. 9 Comparison of turbulence kinetic energy distributions along separated shear layer

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

剥離が発生しなかったものと考えられる．図８は，流入境界における比散逸率 ω を変えたときの剥離泡の大きさを比較したものである．翼列上流の渦粘性係数を 100 倍および 100 分の 1 倍し，比散逸率 ω を変化させている．翼列上流の渦粘性係数が減少（比散逸率 ω が増加）するにつれ，再付着点が下流へと移動している．図９は，剥離せん断層付近の乱流運動エネルギの流れ方向分布を示している．渦粘性係数の増加とともに，剥離せん断層の遷移開始点が上流へと移動していることが分かる．したがって，翼列上流の比散逸率 ω を変化させることで，遷移開始点を制御できることが示唆された．

３．２　LES 解析

図１０に LES から得られた翼面圧力係数分布を示す．計算結果は 4 無次元時間にわたって時間平均されている．同図をみると実験結果との差異は認められるものの定性的に一致しており，LES によって層流剥離の再付着を予測できているといえる．ただし，剥離開始点は実験とほぼ一致しているが，再付着点は後縁に近接しており，剥離泡が実験に比べかなり大きい．このことから，計算では剥離せん断層内における乱流遷移が実験より下流で起こっていると予想される．これには，SGS モデルに使用した Smagorinsky モデルや格子解像度の不足等の問題も考えられるが，実際には主流乱れが 1%程度存在するにも関わらず，本計算ではそれが考慮されていないことに注意が必要である．

次に，瞬時の流れ場について考察する．図１１から図１３に示す図は，すべて同時刻のものである．図１１は，渦度分布を示している．同図から，翼負圧面から剥離したせん断層をはっきりと確認できる．剥離せん断層は，軸コードの 80%～ 90%あたりから乱れている（図 A）．また，その下流には翼面付近に小さな渦構造を確認できる．図中の A は，図１０の翼面圧力係数分布における負圧面側の圧力回復領域に位置することが分かる．図１２は，速度ベクトルを描いたものである．図１１の A に対応する場所に，渦を確認することができる．これは，剥離せん断層が巻き上がったものだと考えられる．この剥離せん断層の巻き上がりは，一般に Kelvin-Helmholtz 不安定と関連付けて説明

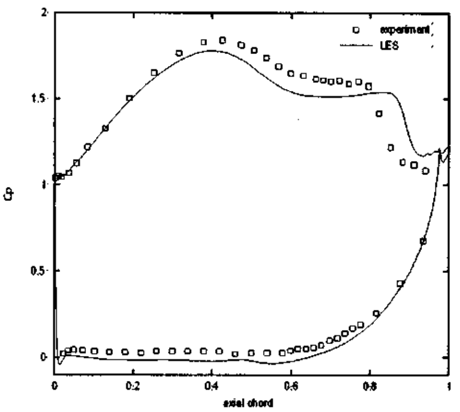


Fig. 10 Blade surface pressure distribution (LES)

Fig. 11 Instantaneous vorticity distribution (LES)

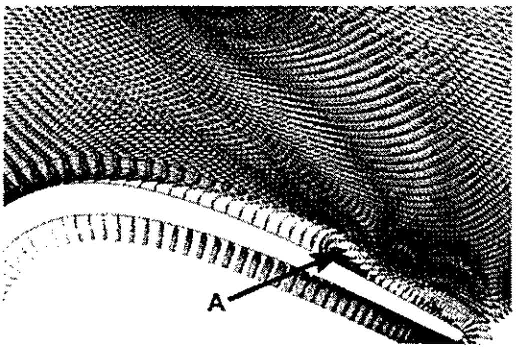


Fig. 12 Instantaneous velocity vector field (LES)

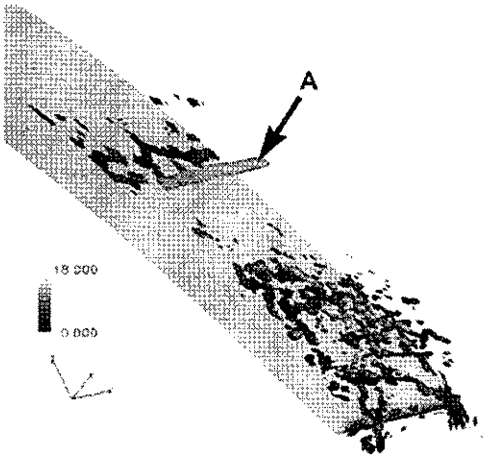


Fig. 13 Instantaneous vortical flow structure (LES)

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

され，多くの研究者らによって確認されている．図１３は，Sawada[14] の提案した方法によって同定された渦コアを示しており，その渦コア上に渦度を色付けしている．同図は，翼負圧面側の後縁付近を鳥瞰したものである．図中のＡで示した剥離せん断層の巻き上がりは，極めて二次元的であるといえる．一方，剥離再付着した下流では，渦構造は複雑になっており，流れが三次元化していることが分かる．

５．結言

本研究では，低圧タービン翼列流れに対してRANSおよびLESを適用した．翼負圧面上に生じる層流剥離泡の予測について，実験結果と比較により計算結果の妥当性を検証した．その結果，以下の知見を得た．

（１）RANS 計算において，低レイノルズ数型 $k-\omega$ 乱流モデルを用いることで，層流剥離泡を予測できる可能性が示された．

（２）流入境界で与える比散逸率 ω によって，剥離せん断層内での遷移点を変化させることができることが明らかにされた．

（３）LES 解析では，圧力回復領域において，K-H 不安定による剥離せん断層の巻き上がりを確認することができた．

（４）LES は剥離泡を過大に評価しており，主流乱れを導入した計算を行い，その影響について調査する必要がある．また，今後後流干渉の効果についても調査して行く予定である．

参考文献

[1] Funazaki, K., et al., “Experimental and Numerical Investigations of Wake Passing Effects upon Aerodynamic Performance of a LP Turbine Linear Cascade With Variable Solidity,” ASME GT2006-90507.

[2] Stieger, R. D., Hollis, D. and Hodson, H. P., “ Unsteady Surface Pressures Due to Wake-Induced Transition in a Laminar Separation Bubble on a Low Pressure Cascade,” *Trans. ASME, Journal of turbomachinery*, Vol. 126 (2004), pp. 544-550.

[3] 松浦，加藤，“ 境界層遷移を伴う圧縮性翼列流れの LES,” 日本機械学会論文集（B 編），70 巻，700 号 (2004), pp. 3066-3073.

[4] Suzen, Y. B., Xiong, G. and Haung, P. G., “Predictions of Transitional Flows in Low-Pressure Turbines Using Intermittency Transport Equation,” *AIAA Journal*, Vol. 40, No. 2 (2002), pp. 254-266.

[5] Raverdy, B., Mary, I. and Sagaut, P., “High-Resolution Large-Eddy Simulation of Flow Around Low-Pressure Turbine Blade,” *AIAA Journal*, Vol. 41, No. 3 (2003), pp. 390-397.

[6] Michelassi, V., Wissink, J. G., Frohlich, J. and Rodi, W., “Large-Eddy Simulation fo Flow Around Low-Pressure Turbine Blade with Incoming Wakes,” AIAA Journal, Vol. 41, No. 11 (2003), pp. 2143-2156.

[7]Chakravarthy, S. R., The Versatility and Reliability of Euler Solvers Based on High-Accuracy TVD Formulations, AIAA Paper, No. 86-0243 (1986).

[8] Anderson, W. K. et al., Comparison of Finite Volume Flux Vector Splittings for the Euler Equations, *AIAA Journal*, Vol.24, No.9 (1986), pp.1453-1460.

[9] Wilcox, D. C., “Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model,” *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 2 (1994), pp. 247-255.

[10] Lele, S. K., “Compact Finite Difference Schemes with Spectral-like Resolution,” *Journal of Computational Physics*, Vol. 103 (1992), pp. 16-42.

[11] Pereira, J. M. C., Kobayashi, M. H. and Pereira, J. C. F., “A Fourth-Order-Accurate Finite Volume Compact Method for the Incompressible Navier--Stokes Solutions,” *Journal of Computational Physics*, Vol. 167 (2001), pp. 217-243.

[12] Gaionde, D. V. and Visbal, M. R., “Pade-Type Higher-Order Boundary Filters for the Navier-Stokes Equations,” *AIAA Journal*, Vol. 38, No. 11 (2000), pp. 2103-2112.

[13] Furukawa, M., Nakano, T., and Inoue, M., 1992, “Unsteady Navier-Stokes Simulation of Transonic Cascade Flow Using an Unfactered Implicit Upwind Relaxation Scheme With Inner Iteration,” *Trans. ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, No.3, pp. 599-606.

[14] Sawada, K., “A Convenient Visualization Method for Identifying Vortex Centers,” *Trans. Japan Soc. of Aero. Space Sci.*, Vol. 38, No. 120 (1995), pp. 102-116.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A－16

ジェットＶＴＯＬ輸送機用リフトファン内流の空力検討

＊白鳥敏正（首都大学東京）、中嶋正浩（前都科技大院）、齋藤喜夫（前ＪＡＸＡ）

Aerodynamic consideration in Jet VTOL aircraft lift fan

*Toshimasa SHIRATORI(TMU), Masahiro NAKAJIMA(TMIT) and Yoshio SAITO(JAXA)

ABSTRACT

This paper performs a numerical analysis of the throughflow on a lift fan as a two-dimensional axisymmetrical flow. The treated case is a flow in the Lift Fan Engine of JAXA's conceptual Jet VTOL aircraft. Based on the last report which studied rotor work input patterns, fan diameterss, fan rotational speeds to lower the tip Mach number, a selected design point with under these conditions (radius 1.25m, rotational speed 1600rpm and a selected total temperature distribution) is treated and off-design point performances are studied under same blade conditons.

Key words: VTOL, Lift fan, Through flow analysis, off-design performance

1．はじめに

ジェット VTOL 輸送機は、国内航空交通システムの新しい形として旧航空宇宙技術研究所により提案されている中型の高亜音速 VTOL 輸送機である(1)。本機は、離着陸時に、コア分離型ターボファンエンジンシステムとして、主翼付根内に埋め込まれたリフトファンにより垂直推力を生み出す。

リフトファンは主翼内に埋め込まれるため、図 1 に示すように、動翼前方に十分な大きさの空気取り入れ口を配置することが出来ない。このため、流入空気速度分布が、ファン動翼にとって理想的な状態とならない事が考えられた。この点に注目して、前回、動翼負荷分布、ファン直径、ファン回転数、そして主翼面で構成される小ベルマウス状空気取入れ口形状等について検討を行なった。それによれば、推力 10 トンクラスのリフトファンに対して、ファン直径 2.5m、回転数 1600rpm で動翼先端相対マッハ数 0.82 程度に抑え、翼列形状等を求めることが出来た(2)。

ところでリフトファンからの噴流は噴出後、地面に衝突し、一部は地面から機体中央方向に向かい、さらに左右のファンからのこの流れは互いに衝突し、上方向に向かって機体下面に到達する。この流れの事をファウンテン流と言っているが、これが機体下面および翼下面静圧を上昇させることが明らかとなっている(3)。この時、ファン出口圧も当然その影響を受け、結果としてファン推力に変化が生じると言えよう。

そこで、今回、先の空力設計検討に用いた軸対称子午面流れ解析をオフデザイン点性能計算が出来るように改良し、はじめに設計点でのファン内流れ解析を行ない、これに基づいた翼列設計値を求め、次にこの翼列条件に対して、出口静圧、回転数を変化させ、オフデザイン点性能計算を試みることとした。

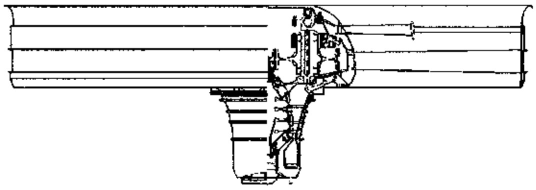


図１　構想リフトファンエンジン

2．計算手法

2.1　リフトファン内流れ計算

リフトファン基本空力設計においては、ファン出口状態（通常、大気放出）と段全温上昇量およびファン内外径、回転数等を設計条件として与えて、軸対称流れの仮定の下に子午面流れ解析を行ない、設計推力を満足する流れ条件を決定し、それに基づき動翼、静翼の翼列形状、条件等を得る。次に、オフデザイン点性能計算では、設計で得られた翼列条件に対して、ファン出口静圧、回転数を与えて流れ状態を求め、これより翼作動状態、推力などを得る。

軸対称流れ場として、空気取入れ口、動翼、静翼そして短い出口ダクト部で構成される環状流路内流れ場を取り扱う。流れは非粘性とし、計算には一般座標系表示の軸対称二次元保存型オイラー方程式、(1)式を用いた。

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial E}{\partial \xi}+\frac{\partial F}{\partial \eta}+H=F_b \qquad (1)$$

$$Q=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho\\ \rho u_x\\ \rho u_r\\ e\end{bmatrix}, E=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho U\\ \rho u_x U+\xi_x p\\ \rho u_r U+\xi_r p\\ (e+p)U\end{bmatrix},$$

$$F=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho V\\ \rho u_x V+\eta_x p\\ \rho u_r V+\eta_r p\\ (e+p)V\end{bmatrix},$$

$$H=\frac{1}{Jr}\begin{bmatrix}\rho u_r\\ \rho u_x u_r\\ \rho u_r{}^2-\rho u_\theta{}^2\\ (e+p)u_r\end{bmatrix}, F_b=\begin{bmatrix}0\\ F_{bx}\\ F_{br}\\ W\end{bmatrix}$$

$$U=\xi_x u_x+\xi_r u_r,\quad V=\eta_x u_x+\eta_r u_r$$

$$p=(\gamma-1)\left[e-\frac{\rho}{2}\left(u_x^2+u_r^2+u_\theta^2\right)\right]$$

動翼、静翼領域においては、式の右辺に翼力、翼仕事項、(2)式が導入されている。なお、今回、翼は半径方向直線状であるとしているため、半径方向翼力は非常に小さいため、無視している。

$$F_{b\theta}=\rho U\frac{\partial u_\vartheta}{\partial \xi}+\rho V\frac{\partial u_\vartheta}{\partial \eta}+\rho\frac{u_r u_\vartheta}{r}$$

$$F_{bx}=-\frac{u_\vartheta-r\omega}{u_x}F_{b\theta},\quad W_x=r\omega F_{bx}\quad \text{for Rotor}$$

$$F_{bx}=-\frac{u_\vartheta}{u_x}F_{b\theta},\quad W_x=r\omega F_{bx}\quad \text{for Stator}$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\ (2)$$

また計算式において、翼列翼損失、環状流路壁損失等もモデル化した形で導入可能であるが、今回は、翼列翼損失、環状流路壁損失とも0としている。境界条件として、流入境界で設定大気状態値を、流出境界で設定出口静圧値（設計点では大気圧）、軸方向流出条件（旋回成分なし）を、ハブ、ケーシング壁で断熱、すべり条件を与えた。

2.2　動翼、静翼形状の選定

子午面流れ解析により得られた動翼への相対流入角β_1, 流出角β_2、静翼への絶対流入角α_2, 流出角α_3を用いて翼列形状を選定する方法として、ここでは最もシンプルな方法を採用した。すなわち入射角については無衝突入射角 i_{sf} を、偏差角δについてはCarterの式を用いてδを決定して、与えた翼列条件（翼形、翼枚数、翼弦長など）に対して、翼列形状(反り角ϕ, 食違い角ξ、他)を選定した。

2.3　オフデザイン点性能計算

オフデザイン点では先に選定した翼列の入口角、出口角に対して、出口静圧、回転数を変えて計算を行なうが、これにより流路内の流速が設計点から変化する。その際の入射角iより偏差角δを次式

$$\frac{\delta-\delta^*}{\Delta\beta^*}=f(x),\qquad x=\frac{i-i^*}{\Delta\beta^*} \qquad (3)$$

より求めることとした[4]。　ここで　$\Delta\beta$は転向角、*は設計点での値を示す。また$f(x)$は翼列試験値などから適切に決められるものであるが、今回はHowell の結果を利用して以下の式を得て用いた。

$$f(x)=0.6817x^5+1.5446x^4+0.4830x^3+0.1212x^2+0.1419x \qquad (x\le 0.3989)$$
$$f(x)=0.8392x^3+2.9515x^2-0.8507x+0.0755 \qquad (x>0.3989) \qquad (4)$$

3．計算結果

3.1　設計点での動翼の翼負荷

推力 10ton クラスのリフトファン諸元として、これまでの結果より、ファン回転数を当初の2000rpm から 1600rpm、ファン直径を 2.40m から 2.50m とし、動翼の負荷分布として、翼負荷としての全温上昇量を Hub 側から増大させ、Midspan 部で最大、以降 Tip 側へとわずかに低下させるとした分布を採用し、検討した。 設計諸元を表1に、これを満たす動翼全温度上昇分布を図2に示す。

表1　リフトファン設計諸元

設計点	地上静止
ファン推力	1000 kgf (98 kN)
ファン回転数	1600 rpm
ファン直径	2.5 m
段数	単段
ファン空気量量	740 kg/s
ファン圧力比	1.115
ファン出口流速	130 m/s

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

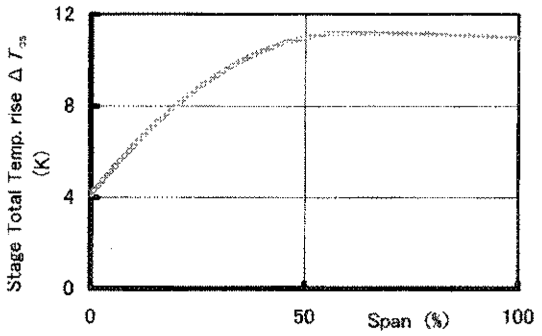


図２　ファン動翼全温上昇分布

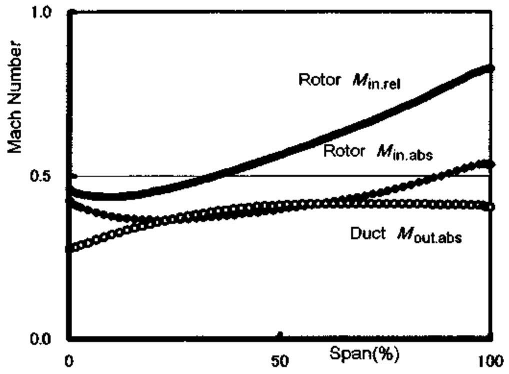


図４　動翼流入、出口流出マッハ数分布

3.2 設計点におけるリフトファン流れ

図３にリフトファンを含む流れ場の静圧分布を、図４に動翼絶対、相対流入マッハ数およびファンダクト出口流出マッハ数分布を示す。前回計算と同様に、小ベルマウス状入口湾曲部により、Casing側に低圧部分の発生が確認できる。マッハ数分布は、入口湾曲部の低圧部の影響と与えた全温分布形状により、Casing 側の値が大きくなり、翼先端で絶対流入マッハ数は 0.53、相対マッハ数は 0.83 となっている。

図５に動翼および静翼の転向角分布と拡散係数分布を示す。Hub 側の動翼負荷を抑えているため、転向角は動翼で 35.4 度以下、静翼で 35.9 度以下に、拡散係数は動翼で 0.42 以下、静翼で 0.49 以下と低い値を示しており、制限値以内に収まっていると言えよう。

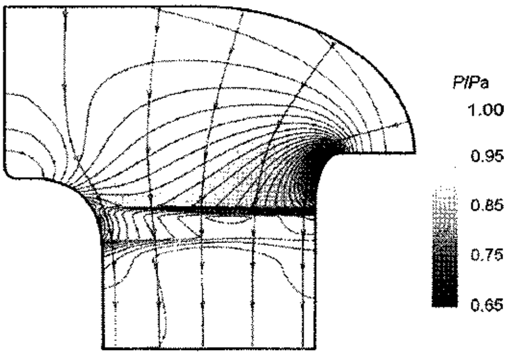


図３　設計点でのファン内静圧分布

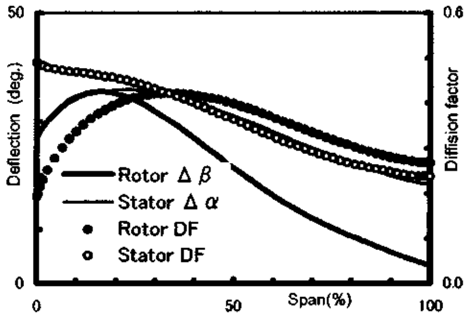


図５　動翼、静翼の転向角および拡散係数分布

3.3 オフデザイン性能

機体高さがファン直径の４～５倍程度以上の場合には、地面効果による機体下面圧上昇の発生が無視できるため、リフトファン出口静圧は大気圧とみなせるが、離着陸時などで機体高さがこれより低い場合には大気圧より大きな値となる。その上昇量は機体下面形状により異なるがファンジェット動圧のおおよそ数十%となる(3)。そこでファン出口静圧を大気圧に対して約３%程度の範囲で、回転数を 80%～110%の範囲で変えて、オフデザイン性能計算を行なった。

まず図６に流量－圧力比特性の形で、図７に流量－出口静圧（＝静圧上昇量）の形で示す。図６において左下から右上へのラインは出口静圧を大気圧であるとした場合を表している。今回は損失等を考慮していたいため特性図として不十分であるが、定性的傾向から妥当な結果が得られていると考えられる。

リフトファンの場合、流量－圧力特性よりも、推力特性の方が運用面ではより有用であろう。そこで次に、地面近傍でのリフトファン性能変化をみるために、出口静圧上昇に対する推力変化を図８に示す。一定回転数では、出口静圧上昇に伴い、推力は若干低下する。言うまでもなく、運用上、

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

回転数出力制御により、必要推力の維持あるいは垂直方向加速のために推力増加を行なう事となるので、最後に計算結果を回転数ー推力特性の形で再整理したものを図９に示す。設計点近傍で、回転数変化 10%に対して、推力変化 9.5%が得られることがわかる。最後に、今回は出口静圧が大気圧状態の場合を設計点としたが、出口静圧上昇による推力変化を考えた場合、離陸開始時の状態を設計点とした検討が必要であろう。

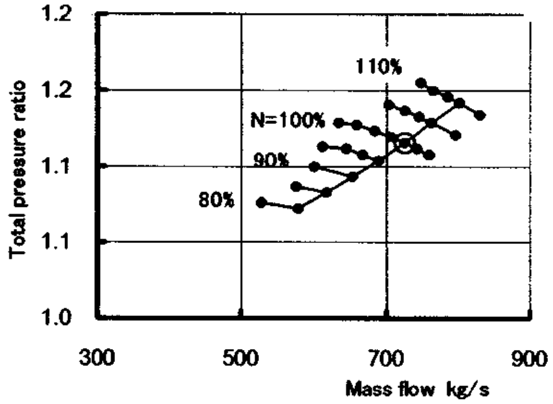


図６　流量ー圧力比特性

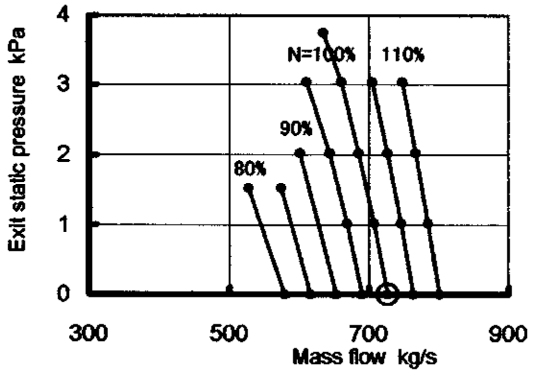


図７　流量ー出口静圧（＝静圧上昇量）

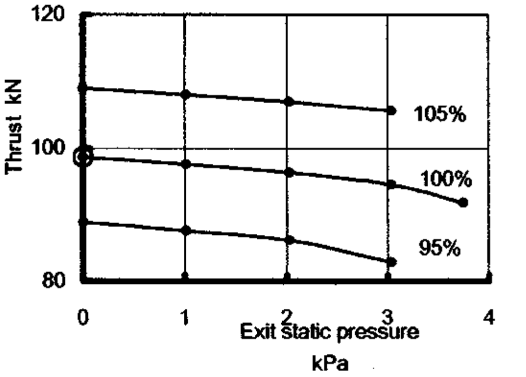


図８　出口静圧上昇に対する推力変化

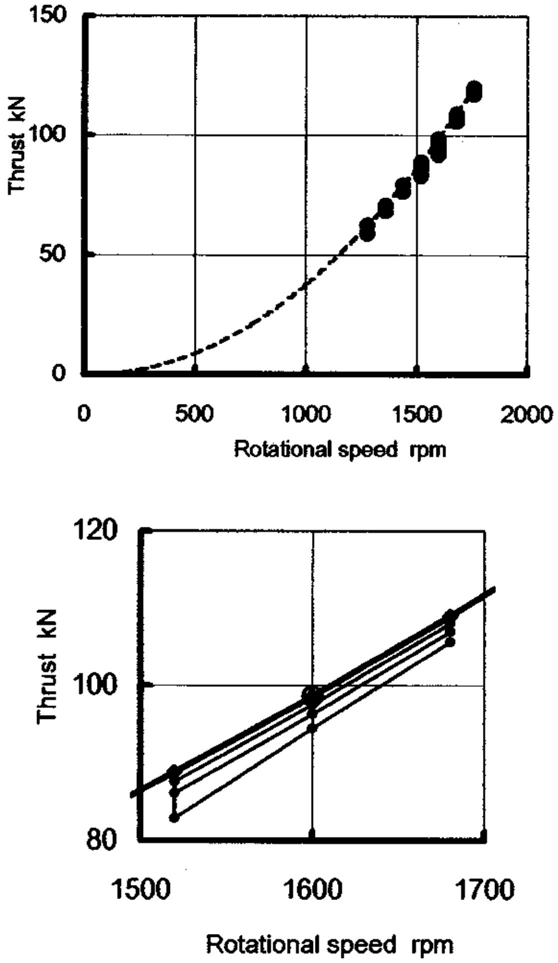


図９　回転数ー推力特性

４．まとめ

本論では、構想ジェット VTOL 輸送機用リフトファンに関して、ファン内流の子午面流解析を行ない、これに基づいた翼列設計値を求め、次にこの翼列条件に対して、出口静圧、回転数を変化させ、オフデザイン点性能計算を試みた。今後は、今回取り入れなかった損失評価モデルを導入し、より実際に即した形での検討を行ないたい。

参考文献

1) 齋藤、他：航空宇宙技術研究所報、TR-1289 (1996), TR-1290(1996), TR-1292(1996).

2) 白鳥，中嶋，齋藤：第 32 回ガスタービン定期講演論文集、B5、2004.

3) 白鳥、他：第 41 飛行機シンポジウム講演集、2C1、2003.

4) Adam, O., et al：ISABE2005-1011, 2005.

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A−17

超小型多段圧縮機の要素試作と実験

平野　利幸，*石川　大，萩原　嵩暁（法政大院），
顧　茸蕾，御法川　学，辻田　星歩，水木　新平（法政大）

Prototyping of Ultra Micro Two-Stage Centrifugal Compressor

Toshiyuki Hirano, *Dai Ishikawa, Takaaki Hagiwara
(Graduate School of Engineering, Hosei Univ.)
Ronglei Gu, Gaku Minorikawa, Hoshio Tsujita and Shimpei Mizuki
(Department of Mechanical Engineering, Hosei Univ.)

ABSTRACT

A two-stage centrifugal compression system was designed and fabricated. The impellers with the outer diameters of 40 mm, which were called ten times model of the final target impeller of 4 mm, were designed and tested with and without a guide vane of the return channel and the effects of the vaneless and vaned diffusers were also examined. Though the designed rotational speed of 220,000 rpm was required for a single-stage centrifugal compressor, the speed for the two-stage centrifugal compressor was estimated at 150,000 rpm. The performance tests were carried out at 100,000 rpm. The result showed that the performance characteristics with the guide vane exhibited the superior characteristics. However, the difference between the vaned and vaneless diffusers with the guide vane did not appear in the results. At the next step, the five times model was designed and fabricated. The performance tests were carried out at 120,000 rpm.

Key words: Centrifugal compressor, Multistage, Return channel, Performance characteristics, Visualization

1．はじめに

近年、モバイル電源や超小型航空機用を目指したガスタービンの小型化に対する研究や試作が行われている[1]。これまでに超小型ガスタービン用遠心圧縮機の設計指針を確立することを目標に試作、実験が行われているが[2)-4)]、超小型遠心圧縮機を設計する上での重要な課題の一つに羽根車の高速回転があげられる。従来の小型単段遠心圧縮機では高圧力比を得るためには、羽根車の高速回転が不可欠であるが、高速回転に伴い、羽根車と軸および軸受にかかる負荷は増大する。とくに軸受については、高速な設計回転数で運転することは従来の軸受では対応できない。一方、遠心圧縮機は段数を増やすと単段の遠心圧縮機に比べ低い回転数で高い圧力比を得ることができる。従って、多段の遠心圧縮機を用いると回転数を抑え、単段の遠心圧縮機を使用した時と同じ圧力比を得ることが可能となる。さらに、1段当たりの負荷が減少し、長運転時間に対する安全性が向上する。このような観点より本研究では、2段の超小型遠心圧縮機を設計、製作し、性能試験を行った。

2．10倍モデル

2.1　設計および製作

今までの経験を踏まえ[4)]、羽根車直径を最終目標4mmの10倍である40mmで設計を行った。羽根車は2段とも2次元、後方彎曲型とした。3次元形状に比べて性能は低下するが、製作が容易であり、1段目と2段目の間の軸方向距離を短くすることができるので軸負荷を低減できる。圧力比の目標値を3とした。一般的な小型遠心圧縮機の圧力比と周速度の関係を参考にして[5)]、圧力比3には約450～500m/sの周速度が必要であると推定した。この結果、単段では220,000 rpmが必要であった回転数は2段にすることにより150,000 rpmとなった。また、戻り流路における損失を抑えるために案内羽根を用い、2段目羽根車出口に設けるディフューザには羽根なし、羽根枚数14枚の2種類を設計、製作した。材料には羽根車はA7075を使用し、案内羽根、ディフューザおよびケーシングは真鍮を使用した。加工には3軸加工が可能なマシニングセンタを用いた。Fig.1に羽根車を示し、Table 1にその仕様を示す。また、Fig.2に戻り流路、ディフューザを示し、Table 2にその仕様を示す。

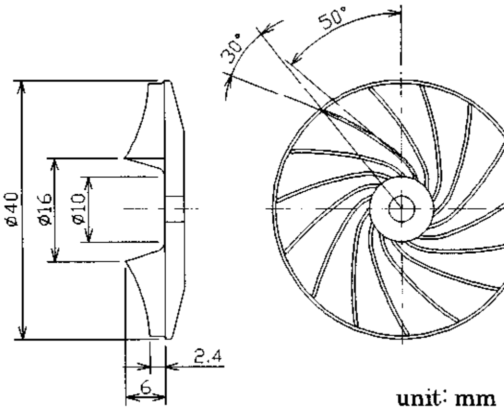
2.2　実験装置および実験方法

既存の軽自動車用ターボチャージャーのタービン部分を使用し、それに圧縮機部分を取り付けた。Fig.3に実験装置の外観を示す。スクリューコンプレッサを空気源として用い、圧縮機の駆動は、圧縮機の同軸上のタービンで行った。圧縮機の作動流体である空気は、大気より吸込みノズルを経て流入し、圧縮機、吐き出し管および流量調節弁を経て、再び、大気に放出される。

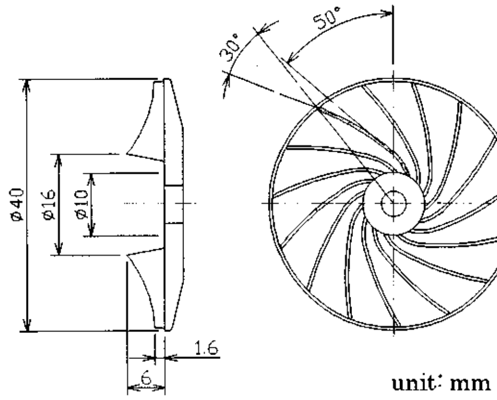
第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

測定方法はJIS B 8340に基づき、デジタル差圧計を用いて、1段目羽根車入口静圧、1段目羽根車出口静圧、2段目羽根車入口静圧、2段目羽根車出口静圧、ディフューザ出口静圧および圧縮機出口より下流56mmの位置の静圧および全圧を測定した。静圧測定孔位置をFig.4に示す。温度は熱電対を用いて1段目羽根車出口、2段目羽根車入口、2段目羽根車出口、ディフューザ出口および圧縮機出口の各点において測定し、流量測定には電磁流量計を用いた。今回行ったコールドエアーによるテストでは回転数 100,000 rpm が限界であるため、60,000 rpm および 100,000 rpm で実験を行った。性能特性は流量調節弁を全開から全閉まで閉じて行きながら、段階的に設定した流量において測定した。性能試験では、案内羽根とディフューザが性能特性に及ぼす影響を調べるため、Table 3 に示す4ケースについて性能試験を行った。



(a) First stage

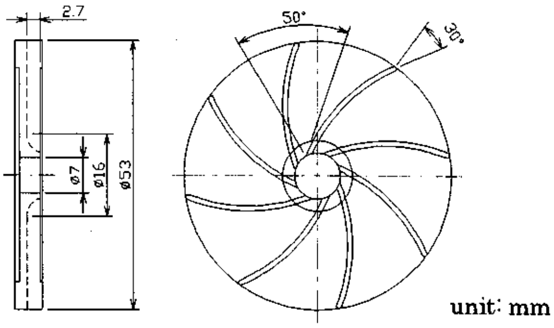


(b) Second stage

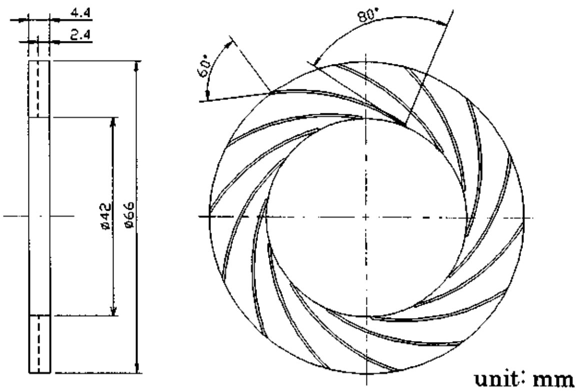
Fig.1 Impeller

Table 1 Specification of impeller

	First stage	Second stage
Inlet diameter [mm]	16	16
Exit diameter [mm]	40	40
Number of blades	15	15
Thickness of blades [mm]	0.5	0.5
Inlet blade height [mm]	6	6
Exit blade height [mm]	2.4	1.6
Inlet blade angle [deg.]	50	50
Exit blade angle [deg.]	30	30



(a) Guide vane



(b) Diffuser (14blades)

Fig.2 Guide vane and diffuser

Table 2 Specifications of guide vane and vaned diffuser

	Guide vane	Diffuser
Inlet diameter [mm]	53	42
Exit diameter [mm]	7	66
Number of blades	8	14
Thickness of blades [mm]	0.5	0.5
Inlet blade height [mm]	2.7	2.4
Exit blade height [mm]	2.7	2.4
Inlet blade angle [deg.]	30	80
Exit blade angle [deg.]	50	60

Table 3 Combination of guide vane and diffuser for each type

	Return channel	Diffuser
type 1	Without guide vane	Vaneless
type 2	Without guide vane	Vaned
type 3	With guide vane	Vaneless
type 4	With guide vane	Vaned

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

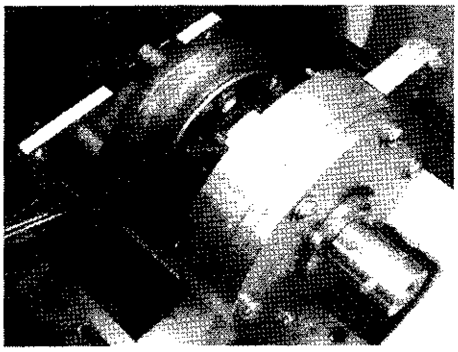


Fig.3　Test rig

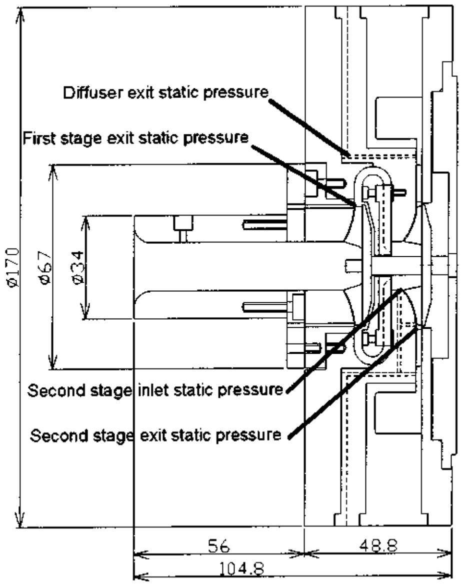


Fig.4　Measurement positions

2.3　実験結果よび考察

Fig.5 に回転数 60,000 rpm における性能特性を示す。横軸は質量流量を、縦軸は圧縮機出口下流 20mm における全圧と大気圧による圧力比を示す。戻り流路内に案内羽根を設けた場合、ディフューザ形状による相違はほとんどなかったが、案内羽根を設けなかった場合は羽根なしディフューザを使用した場合は最大流量が増加し、大流量側で圧力比も上昇した。ディフューザの設計回転数が 150,000 rpm であるため、2 段目羽根車出口の流れ角度とディフューザ入口角度がマッチしないため、ディフューザ衝突損失が増大してしまったためと考えられる。

Fig.6 には回転数 100,000 rpm における性能特性を示す。案内羽根を設けた場合は 60,000 rpm と同様にディフューザ形状に起因する相違はほとんど見られなかった。一方、案内羽根なしの場合は、60,000 rpm とは逆に、羽根付きディフューザを装着した場合が圧力比と流量が共に高くなった。試験回転数が 60,000 rpm に比べてディフューザ設計回転数に近く、その効果が現れたと考えられる。

両回転数において、戻り流路に案内羽根を設けた場合は設けなかった場合に比べて最大流量が増加し、大流量側の圧力は高くなった。これは、案内羽根が戻り流路内の旋回流れを効果的に整流し、損失発生を抑え、流れを 2 段目に導いているためと考えられる。このように戻り流路が全体の性能特性に及ぼす影響は大きく、超小型 2 段圧縮機における戻り流路の設計は非常に重要であることが解る。今回製作した 2 段圧縮機には既存のターボチャージャを利用したため流路形状の設計、製作に対して多くの制約があり、戻り流路から 2 段目入口付近での子午面内での急激な彎曲によって損失が増大したと推察される。戻り流路に関しては多く報告があるが [6)-9)]、本研究で使用した案内羽根にもさらなる最適化が必要であることが解った。

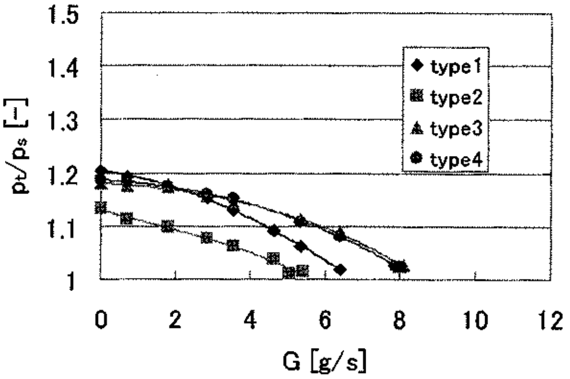


Fig.5　Performance characteristics at 60,000 rpm

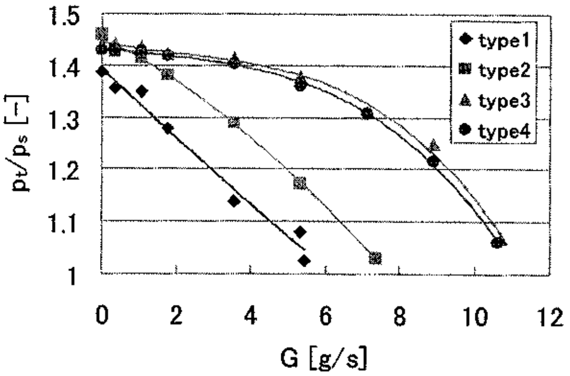


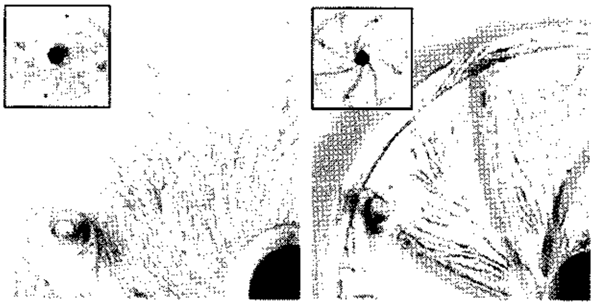
Fig.6　Performance characteristics at 100,000 rpm

2.4　戻り流路の可視化

性能試験において、戻り流路内に案内羽根を設けた場合、案内羽根を設けなかった時に比べ、最大流量は増加し、圧力が大流量側で高くなったの

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

で、戻り流路内の流れが圧縮機の性能に大きく関与していると考えられる。そこで、戻り流路内の流れが性能に及ぼす影響を調べるために、油膜法による流れの可視化を行った。案内羽根に流動パラフィン、酸化チタン、オレイン酸を適度な割合で混ぜ合わせた油膜を塗布した。回転数は 60,000 rpm、流量は全開として、ディフューザは羽根なしとした。油膜法による結果を Fig.7 に示す。案内羽根なしの Fig.7(a)において、流跡線が観測できる範囲は狭く、戻り流路内で流れは複雑に旋回し、はく離領域が大きくなっており、有効な流路面積が流れ方向に狭くなったことが解る。一方、案内羽根を装着した Fig.7(b)では羽根厚さの分だけ二段目入口付近の流路面積は狭くなるが、案内羽根に沿って流跡線が観察され、大きなはく離領域や流れの加速は見られなかった。この可視化の結果だけでは案内羽根の効果の詳細は明らかではないが、性能向上の大きな要因は戻り流路内での効果的な整流にあると考えられる。



(a) Without guide vane　　(b) With guide vane

Fig.7　Flow visualization in return channel

3．5倍モデル

3.1　設計および製作

10 倍モデルにおける実験結果を元に、5 倍モデルの 2 段遠心圧縮機を設計、製作した。設計回転数は 300,000 rpm とし、羽根車には 10 倍モデルを 2 分の 1 に縮小したものを製作した。また、10 倍モデルでの圧力損失の影響を考慮し、10 倍モデルではケーシングを流路幅一定の形状で製作したが、5 倍モデルではスクロール形状に変更し、戻り流路の外径は 10 倍モデルとほぼ同じ大きさで設計した。ケーシングの製作にはマイクロ光造形装置を用いた。2 段目羽根車出口に設けるディフューザは羽根なしとした。Table 4 および Table 5 に羽根車および案内羽根の主な仕様を示し、Fig.8 に製作した 5 倍モデルの羽根車の写真を示す。

Table 4　Major dimensions of impeller

	First stage	Second stage
Inlet diameter [mm]	8	8
Exit diameter [mm]	20	20
Number of blades	15	15
Thickness of blades [mm]	0.25	0.25
Inlet blade height [mm]	3	3
Exit blade height [mm]	1.2	0.8
Inlet blade angle [deg.]	50	50
Exit blade angle [deg.]	30	30

Table 5　The main dimensions of guide vane

Inlet diameter [mm]	29.7
Exit diameter [mm]	5.5
Number of blades	8
Thickness of blades [mm]	0.5
Inlet blade height [mm]	1.4
Exit blade height [mm]	1.4
Inlet blade angle [deg.]	30
Exit blade angle [deg.]	50

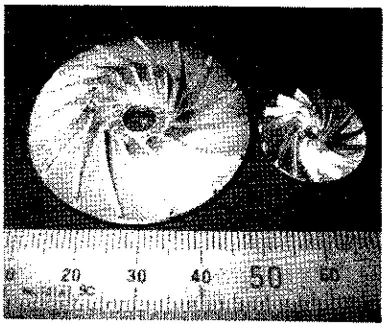


Fig.8　10 times and 5 times impeller

3.2　実験装置および実験方法

製作した圧縮機の同軸上にタービンを取付け、スクリューコンプレッサを空気源として用い、圧縮機を駆動させた。Fig.9 に試験装置の写真を示す。最高回転数は 120,000 rpm が限界であったため、120,000 rpm および 100,000 rpm で測定を行った。測定は 10 倍モデルと同様に各測定点において静圧、全圧および温度を測定した。

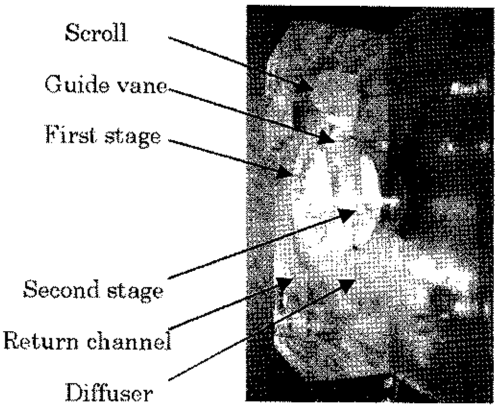


Fig.9　Test rig

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

3.3 実験結果よび考察

Fig.10 に回転数 100,000 rpm および 120,000 rpm における性能特性を示す。グラフの縦軸は、圧縮機出口下流 10mm における全圧と大気圧による圧力比である。120,000 rpm において 1.5g/s 以上の流量において圧力比にばらつきが生じたが、それ以下の流量では回転数の増加とともに圧力比は増加した。Fig.11 に 10 倍モデルと 5 倍モデルの性能曲線を対比した。横軸に用いた流量係数 ϕ を以下に示す。

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2} \quad (1)$$

ここで、Q:空気流量[m^3/s], D_2:2 段羽根車外径[m],
b_2:2 段目羽根車出口幅[m],
u_2:2 段目羽根車出口周速度[m/s]

流量係数自体は両者で相似則を満たしているが、圧力比については、低流量側で両者の相違が大きく、最高圧力比は約 10%低下した。これの原因はチップクリアランスにあると推測される。5 倍モデルの羽根車のチップクリアランスを製作の都合上、10 倍モデルと同程度になってしまったためであると考えられる。寸法を完全に相似にすることは極めて困難であり、小型化による性能低下は最終寸法に向けてさらに大きくなることが推察される。

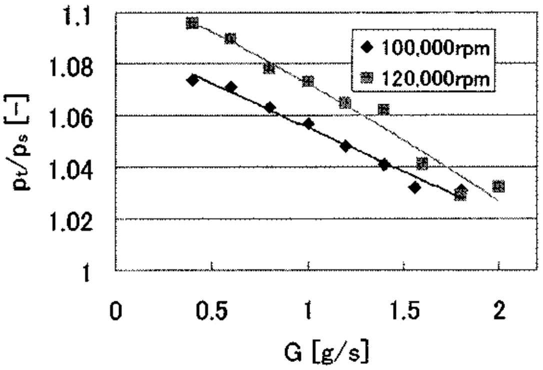


Fig.10 Performance characteristics

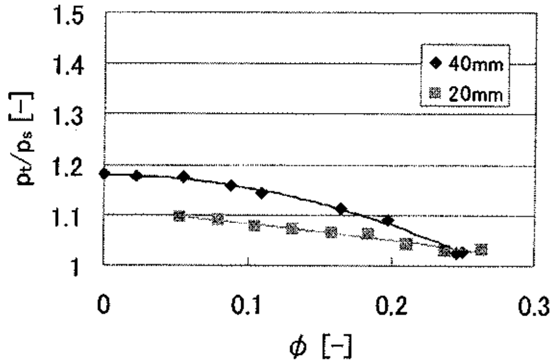


Fig.11 Comparison of performance characteristics

4. おわりに

10 倍モデルの性能試験において、戻り流路内に案内羽根を設けた場合、案内羽根を設けなかった場合に比べて最大流量は多くなり、圧力比は大流量側で高くなった。戻り流路が性能に及ぼす影響を調べるために油膜法による可視化を行った結果、案内羽根が戻り流路内の複雑に旋回している流れを効果的に整流していることが分かった。また、5 倍モデルではチップクリアランスが大きくなったため、10 倍モデルと同等の圧力比を得ることが出来なかった。そのため、チップクリアランスの相似性も満たすことが必要である。

参 考 文 献

1) Epstein, A. H., et al.: Micro-Heat Engine, and Rocket Engines, -The MIT Microengine Project-, AIAA Paper (1997), 97-1773.
2) Epstein, A. H.: Millimeter-Scale, MEMS Gas Turbine Engines, ASME Turbo Expo 2003, GT-2003-38866.
3) 磯村浩介, 寺本進, 引地広介, 遠藤由宇生, 十合晋一, 田中秀治：直径 10mm の超小型遠心圧縮機の性能評価, 日本機械学会, 第 11 回動力・エネルギーシンポジウム講演論文集(2006), pp.151-154.
4) Mizuki, S.: Development of Compressor for Ultra Micro Gas Turbine, Proceedings of the Asian Joint Workshop on Thermophysics and Fluid Science (2006), pp.K1-K10.
5) 水木新平：遠心圧縮機の空力技術の動向, 日本ガスタービン学会誌 (2001), Vol.29 No.4, pp.40-45.
6) 中根一朗, 有賀一郎, 早田隆昭, 内田匡憲：多段遠心圧縮機戻り流路特性に関する研究, 日本機械学会論文集(B 編), 54 巻, 503 号(1988), pp.1677-1684.
7) 原田英臣：多段遠心圧縮機の段性能に関する実験的研究, 日本機械学会論文集(B 編), 54 巻, 498 号(1988), pp.423-429.
8) 桜井照男：多段遠心送風機のリターンチャンネルの研究(第 1 報　リターンチャンネルモデルによる実験解析), 日本機械学会論文集, 32 巻, 237 号(1966), pp.734-742.
9) Arpad Veress: Inverse Design and Optimization of a Return Channel for a Multistage Centrifugal Compressor, Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.126 No.5 (2004), pp.799-806.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A－18

前方スイープ圧縮機動翼の亜音速流れ構造に及ぼす運転速度の影響

＊吉田 栄志，　三岩 孝太郎（早大院），　加藤 大（IHI），　大田 英輔 （早大・理工）

Rotor Speed Effects on Loss Generation and Stall Inception in Forward-Swept Subsonic Compressor Rotor

*Eiji YOSHIDA，Kotaro MITSUIWA (Graduate School, Waseda Univ.)，
Dai KATO (IHI) and Eisuke OUTA (Waseda Univ.)

ABSTRACT

The throttle margin of a forward swept blade rotor (swept blade) is considerably higher than that of a radially stacked blade (radial blade) in a low subsonic operation of $M_{b,tip} \approx 0.3$ at the rotating speed of 6000 rpm. Through a CFD study, tip leakage flow loss that is a major factor for rotating stall onset is found rather weak in compared with the loss in the radial blade. However in the blade mid span region, a significant loss is generated by a flow separation which is caused by retarded low energy hub flow streaming upward along the suction surface. Such increased mid span loss is particular to the forward sweep profile and leads a disadvantage of a static pressure decrease as the stall point is reached.
The CFD analysis is conducted for a high subsonic case of $M_{b,tip} \approx 0.7$ at the rotating speed of 13000 rpm. At the design flow operation, the hub flow extends closer to the tip region than the low speed hub flow, but interaction with the tip leakage vortex does not take place. Compatibly with the passage contraction, axial flow velocity becomes almost unchanged through the blade, and the pressure-rise exceedes over the low subsonic case. At a low flow operation of the radial blade rotor, interaction between the hub flow and intensified tip leakage vortex becomes significant inducing a high loss in the tip region. In case of the swept blade, the hub flow induces a heavy separation of the suction surface flow constituting a lateral vortex in the main flow. However, the tip leakage vortex is still disunited from the hub flow and the tip flow reversal still remains in a moderate level.

Key words: Axial compressor, Forward swept blade, Numerical analysis, Tip leakage and secondary flow loss, Compressibility effect, Subsonic flow.

1．はじめに

前方スイープ翼は軸流機の旋回失速余裕を比較的に大きくとれる形状として，航空エンジン翼列の高負荷化設計のトレンドとなりつつある．しかし，圧縮機後段翼や低速運転時に想定される亜音速域での性能には，不明確な要素や翼設計に際して検討すべき点が多々あると思われる[1)].

筆者らは，単純な２次元設計によって製作した半径方向積重翼（ラディアル翼）と積重点前方スイープ翼について，低亜音速の圧縮機実験（翼端マッハ数 $M_{b,tip} \approx 0.3$）を行い，翼端隙間に対する失速余裕の傾向を把握した（Fig. 1）[2)]．この設計では対翼端間隙感度が大きく，"GE-Swept 2"の性能に及ばない．その要因の一つに，このスイープ翼での損失が翼ミッドコードに大きく現れることが考えられる．

翼ハブ面での低エネルギー流体は翼負圧面に沿って翼端方向に流れるが，ラディアル翼では翼端漏れ渦と干渉して翼端損失が増大して失速に至る．スイープ翼ではこの低エネルギー流体がミッドコード付近に停滞し，これが翼面流れの顕著な剥離を誘導して，この付近で大きな損失をもたらす．しかし，翼端漏れ渦との干渉は弱く，漏れ渦に起因する失速は遅れることになる．しかし，翼端隙間が大きくなると，翼端漏れ渦の作用が相対的に強くなり，失速余裕は低下するといえよう．さらに，ミッドコード付近の顕著な損失は，運転流量が失速点に近ずくと静圧上昇の低下を来たし，エンジンの運転には不都合な性能ともなる．

本報では，この負圧面剥離と翼端漏れ渦が，高亜音速（$M_{b,tip} \approx 0.7$）の高回転数下で，どのように変更されるか数値解析によって調査する．

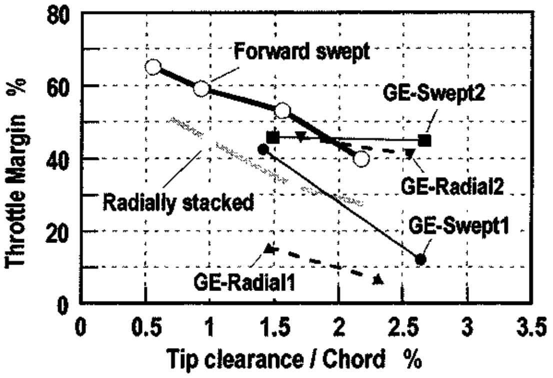


Fig. 1 Measured throttle margin depending on tip clearance by a low subsonic speed test rig.

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

2．供試動翼と非定常数値解析

実験機における段構成を Fig. 2 に示す．３孔ヨーメータおよび２次元熱薄膜プローブを動翼前方と後方（ARB，BRB）に挿入して，流れの分布と圧力上昇を計測する．スイープ動翼とラディアル動翼の翼列仕様を Table 1 に示す．運転速度は 5000~6000 rpm で，翼端周速マッハ数は $M_{b,tip}$ = 0.3~35 で，圧縮性は弱く，この実験機の収縮通路では増速流れとなっている．

３次元非定常乱流解析は独自に開発したコードによる[3]．圧縮性 N-S 方程式を 3 次精度 Runge-Kutta 法に Implicit Residual Smoothing を加え，Chakravathy－Osher の 3 次精度 TVD スキームにより離散化を行った．乱流モデルには，Spalart－Allmarass の１方程式モデルを修正した ASARC モデル[4]を適用した．

解析は単一の動翼通路を対象とする．動翼前方 1.5 翼弦長位置に入口境界を設け，全圧，全温と共に 1/5 乗速乱流速度分布と Prandtl－Nikuradse の混合長式を与える．出口境界を 2 翼弦長位置に設け，仮想抵抗による流量依存の形式で静圧を与える．いずれの境界でも簡易無反射条件を設ける．動翼周速は，実験に合わせた $M_{b,tip}$ = 0.32 (6000rpm)，および高回転数の $M_{b,tip}$ = 0.72 (13000 rpm)とする．仮想抵抗の値を設定して，運転流量を定めるが，抵抗値の変更による変動が両境界の間で往復し，解析に要する時間が長大となる欠点を持つ．

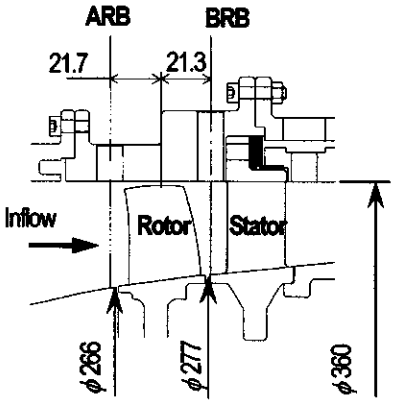


Fig. 2　Stage arrangement of the test compressor.

Table 1　Specifications of the cascade 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		-

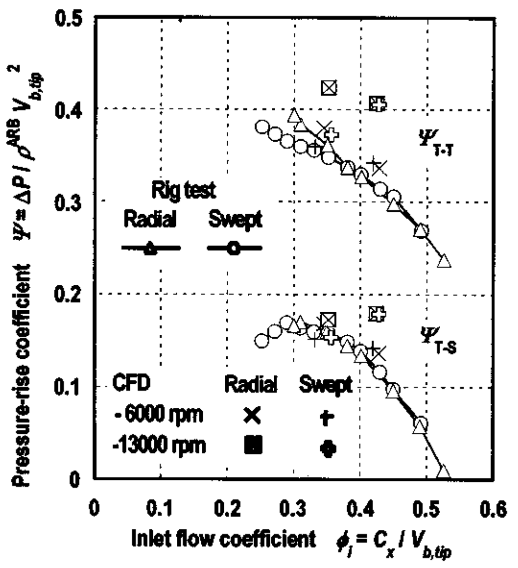


Fig. 3　Total-to-total and total-to-static pressure-rise characteristics obtained by rig test and computation. Tip clearance: Rig - 0.5% chord / CFD - 0.7% chord

3．運転速度による流れの変化（設計運転点）

動翼入口での軸流速 Cx で定義した流量係数ϕ_i に対して全圧上昇と静圧上昇の係数Ψ_{T-T}, Ψ_{T-S}を Fig. 3 に示す．ラディアル翼に比してスイープ翼の失速流量はかなり低いが，失速流量付近でΨ_{T-T}の勾配は減少し，正勾配のΨ_{T-S}となる．設計流量ϕ_i=0.43 では，6000rpm での数値解析結果は実験値に一致し，13000rpm における結果は圧縮性の効果が現れて実験より相当高くなる．

Fig. 4 に翼間平均流の翼スパン方向の分布を示す．両翼についての差異は顕著には認められない．

（1）　軸流速度：　通路の収縮により，低回転数では BRB における速度は加速され増速系となっている．両翼について，解析と実験の結果はよく一致していると言える．高回転数では，圧縮性の効果が現れて通路収縮に適合した等速系となる．

（2）　相対速度と圧力上昇：低回転数では，翼端近傍を除き，解析結果は実験によく一致している．翼先端では，境界層と共に漏れ渦の影響によって相対速度は低下し，翼端隙間の差異もあって実験結果より低い値をとっている．高回転数では，軸流速度に対応して BRB における相対速度はかなり低下し，圧力上昇は高くなっている．

（3）　デヴィエーション：　低回転数の解析結果は実験に良く一致している．高回転数になると，ミッドスパンにおいて，多少大きな値となる．ところで，付図に示すように，ハブから出発する低エネルギーの流体は負圧面の後縁域に沿って翼端方向へ流れ，負圧面流れの剥離を誘導する．高回転数では，このハブ流れが翼上部にまで到達して負圧面剥離の領域が増大し，デヴィエーションの増加を来たす．

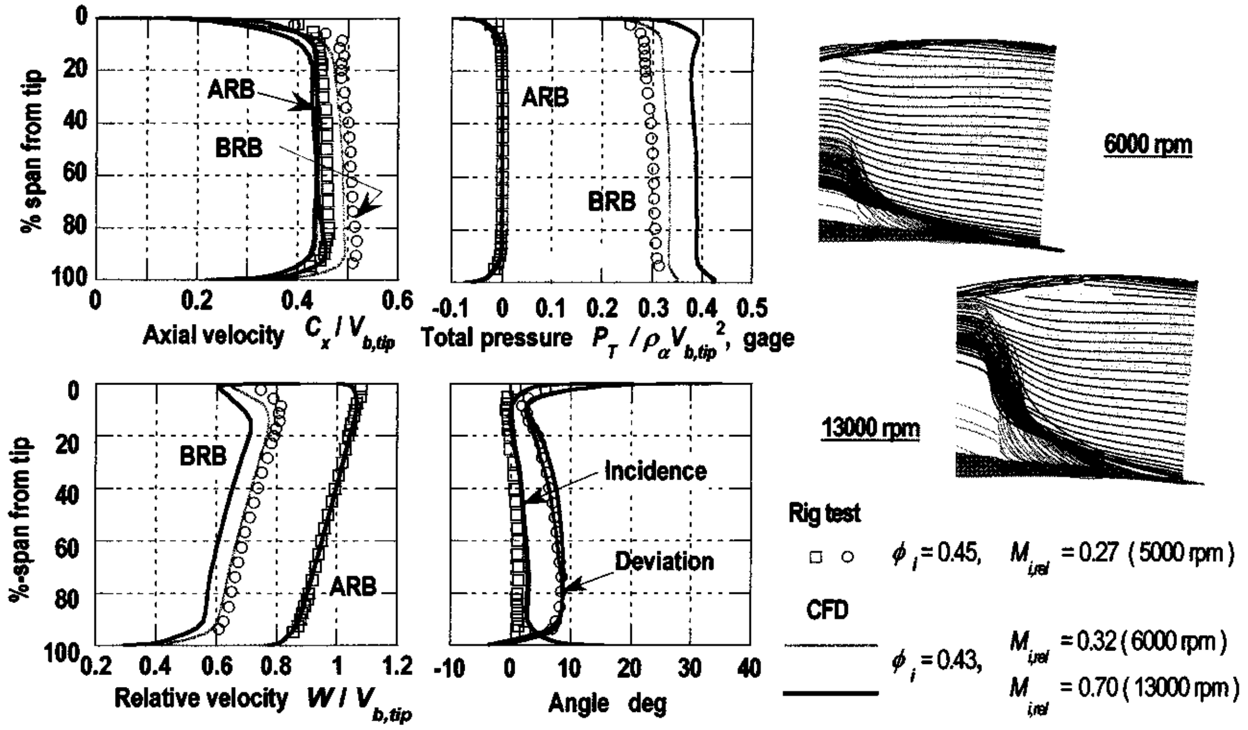
Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

運転流量の低下により，このハブから出発する低エネルギ流体と負圧面流れの干渉がラディアル翼とスイープ翼によって顕著に異なってくる．

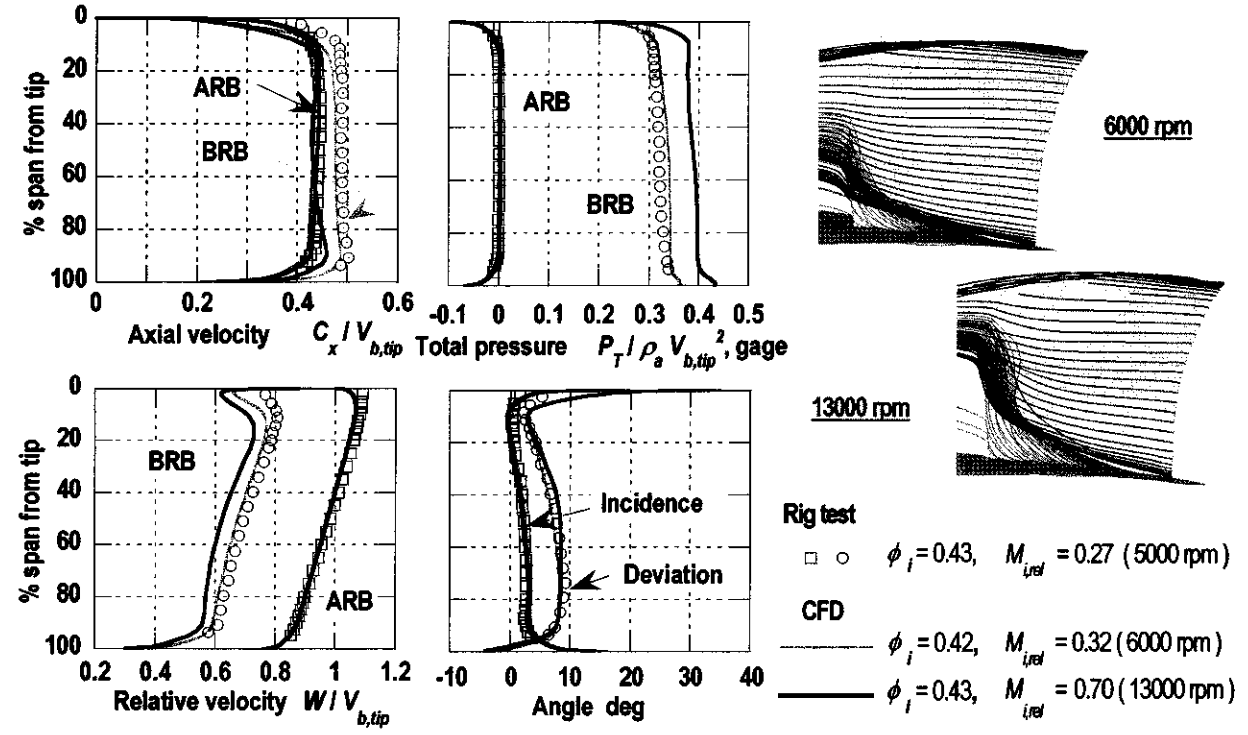
4．運転速度による流れの変化（中間流量運転点）

中間流量のϕ_i≈0.35 では，6000rpm での解析性能は両動翼とも実験性能に一致しているが，13000rpm の場合，静圧上昇が設計点性能より低下する結果となっている．特にスイープ翼では全圧上昇も著しく低下しており，流れの剥離や翼端漏れ渦の挙動が未だ十分に定常化していない段階にあると思われる．

Fig. 5 に翼間平均流の翼スパン方向の分布を示す．負



(a) Radial blade flow at design flow condition



(b) Swept blade flow at design flow condition

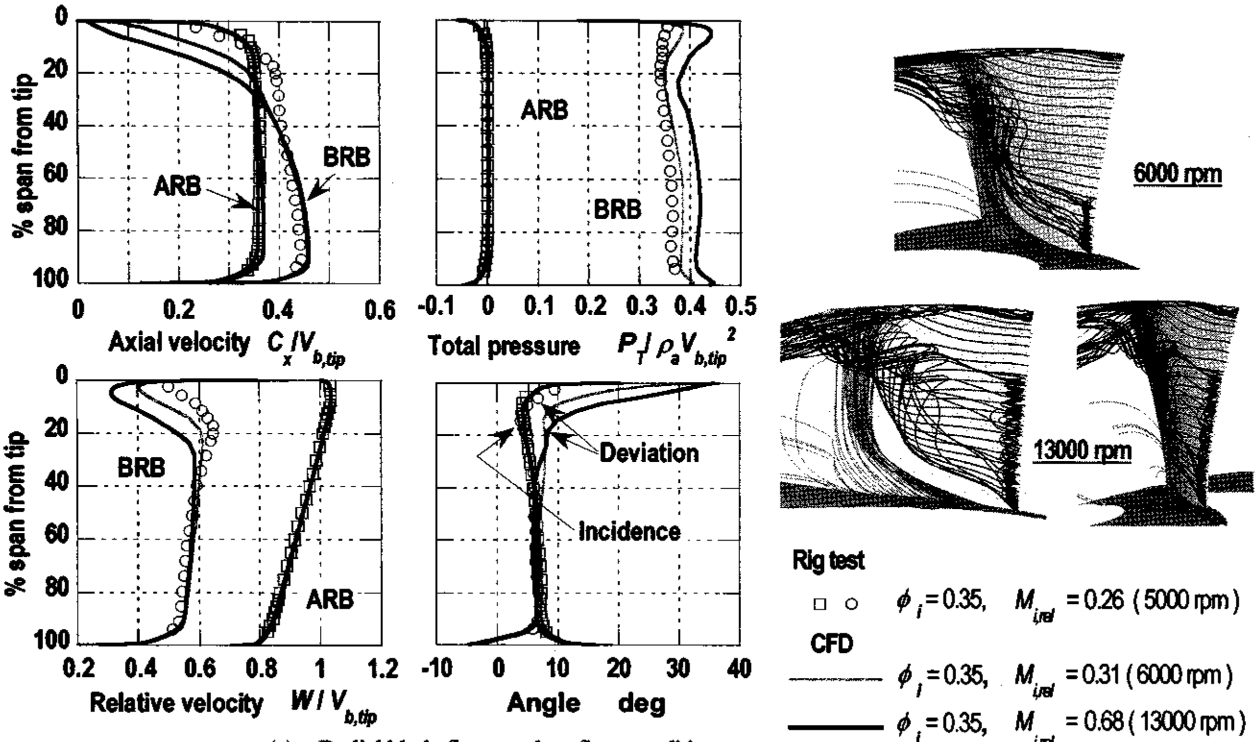
Fig. 4 Effect of rotational speed and flow Mach number at design operation condition on span-wise distribution of flow velocity averaged over inter-blade pitch and streamlines on suction surface.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

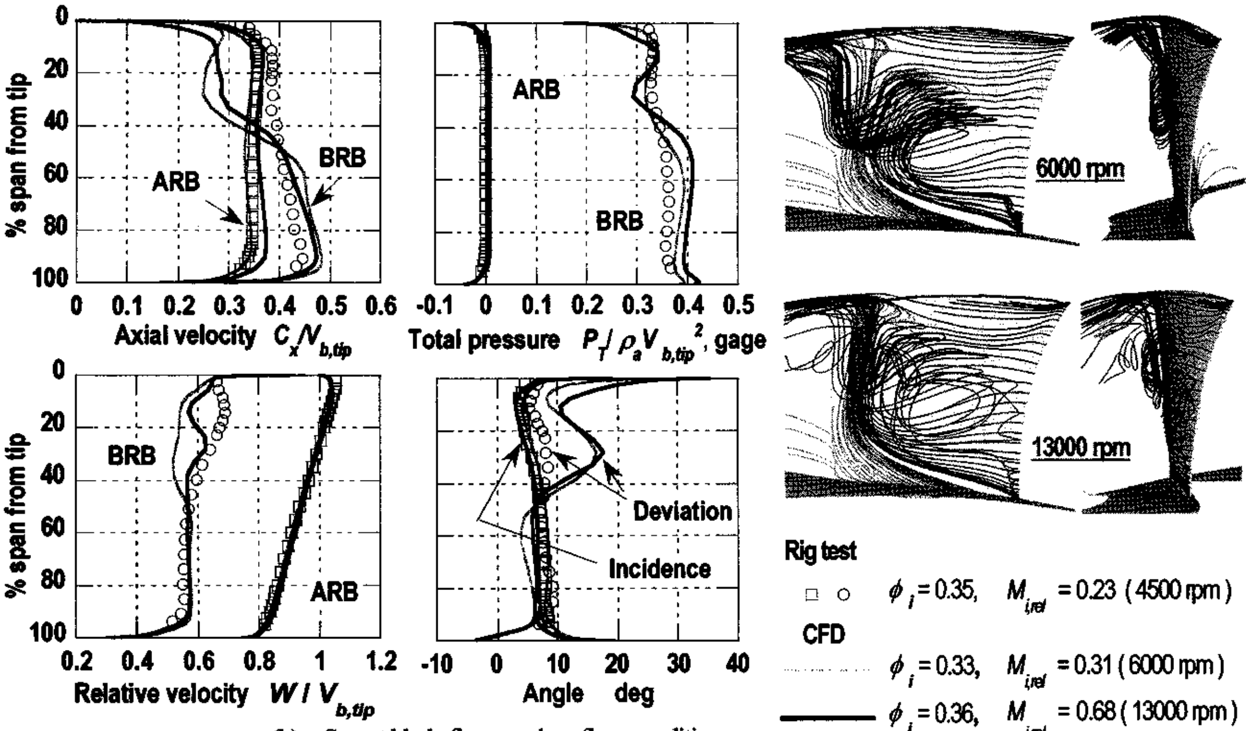
圧面の瞬時流線図から判るように，この流量では既にラディアル翼とスイープ翼における損失発生部位が異なってきている．

（1）ハブ面低エネルギー流体と負圧面流れの干渉：実験に近い低回転数の6000 rpmでは，ハブ面流体とラディアル翼面流れとの干渉は比較的に弱く，むしろ翼端漏れ流れと合体し，翼端で損失が最大となるように単調増加している．スイープ翼ではミッドスパン付近で翼根部から出発する負圧面流れに強く干渉し，翼面に沿う軸を持つ渦流れを形成する．その翼端側は翼面より剥れ，振動性が想定される．損失はミッドスパンで大きく，漏れ流れとの干渉が弱い翼端は低い．

高速の13000 rpmでは[Fig. 6(d)]この干渉はさらに強く，ラディアル翼では翼先端漏れ渦とも干渉し，翼端



(a) Radial blade flow at a low flow condition



(b) Swept blade flow at a low flow condition

Fig. 5 Effect of rotational speed at a throttled operation condition on span-wise distribution of averaged flow and vortical flow separation on suction surfaces. Swept blade flow separates in mid span region.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

での最大損失は一層大きくなる．スイープ翼では，依然翼端漏れ流れとの干渉は強くないが，ミッドスパン域での誘起渦の軸は翼面に法線方向となり，主流に複雑な変動をもたらすと思われる．この誘起渦は緩慢な非定常挙動を示し，圧力上昇や損失分布などの定常性能が数値解析では得にくいことの一因となっている．

（２） 流れのスパン方向分布：ラディアル翼では，流線図から判断されるように，翼端に向かって単調に変化している．翼端側 40%程度を除き，軸流速，相対流速，デヴィエーションは，回転数に関わらず，低速の実験値と同様の相似な分布を示している．翼端漏れ渦により，流れがハブ側に偏り，高速でも BRB での流速は減速していない．

スイープ翼では，前述の負圧面渦の発生に対応して，翼上半部でやや複雑な分布を示している．これは瞬時の分布で，BRB での翼端付近全圧がかなり低いことは，流速と圧力の変化の位相の違いによるものであろう．

５．翼先端漏れ流れ渦とケーシング面逆流

翼先端から発生する漏れ流れ渦の様相と，これによって誘導されるケーシング壁面での逆流域の規模を Fig. 6 にまとめておく．翼端流れに対するスイープ化効果が端的に表現されている．

（１）渦の巻き数から，その強さはスイープ化により弱くなり，高速化により強くなることが想定される．このことは，Fig. (a)と(b)に示す逆流域の変化に現れている．低速回転では，スイープ翼逆流域は後続翼にまで到達していないが，高速回転では逆流域は翼間にまたがっている．

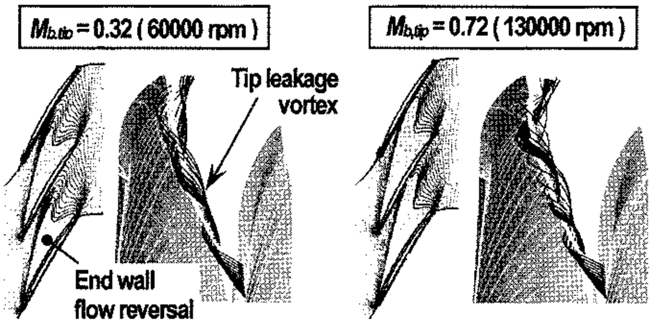
（２）流量低下により，渦の径は大きくなり，後続翼への到達位置は前縁に近づいている．Fig. (c)のラディアル翼では，ハブ側からの低エネルギー流れによる逆流域が現れ，高速回転では漏れ渦と強く干渉して，ケーシング壁では翼間全体が逆流域に覆われている．これは，翼端での全圧損失が極めて大きいことに対応している．

Fig. (d)に示すスイープ翼では，ハブ側からの低エネルギー流体が誘導した負圧面渦は翼端に到達せずに下流へ流出し，漏れ渦とは干渉していない．漏れ渦の輪郭も鮮明で，ケーシング壁面での逆流も設計流量状態とあまり変らない．

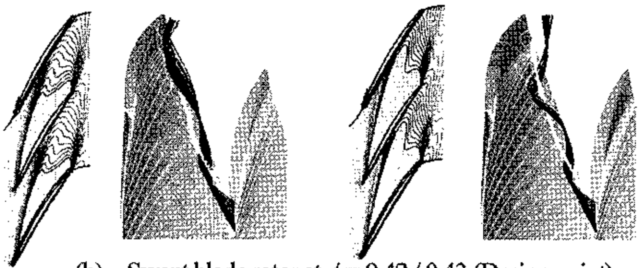
６．Sweep 動翼流れの圧力擾乱に対する不安定性

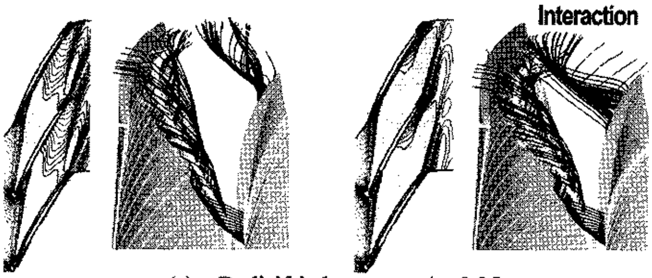
これまでに述べたように，スウィープ動翼では，ハブ面から動翼負圧面に沿って翼端方向に流れる低エネルギー流体が，翼端付近の逆圧勾配に遮られて，中間流量域では翼面から剥離した半径方向渦を形成する。この剥離渦は高マッハ数運転域でも減衰することはなく，特に下流側から発生する外乱圧力に対して不安定な挙動を示すと思われる。

数値解析の下流境界に設定した抵抗をかなり急速に絞って外乱を発生したときの様相を Fig. 7 に例示しておく。この仮想抵抗を比較的に緩やかに絞ると，出口境界圧力 $Ps,exit$ は緩慢に上昇し，翼列の全圧上昇 $\Psi_{T\text{-}T}$ は動翼の数ピッチ移動時間程度遅れて増加し始め，平衡状態に向かって緩慢に減少してゆく．急激な圧力上昇を加えた場合，ラディアル翼では 1 から 2 へと経過し，損失分布における遷移も準定常的で，対応する負圧面流れにも不規則な変動は認められない．



(a) Radial blade rotor at ϕ_t = 0.43 (Design point)


(b) Swept blade rotor at ϕ_t = 0.42 / 0.43 (Design point)



(c) Radial blade rotor at ϕ_t = 0.35

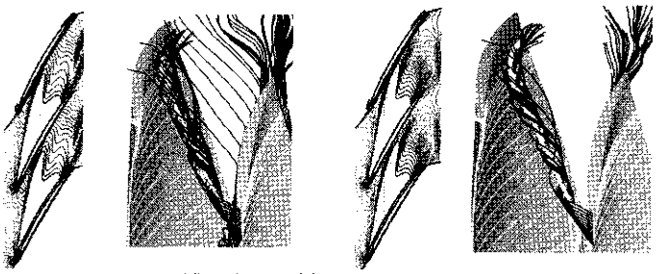

(d) Swept blade rotor at ϕ_t = 0.33 / 0.36

Fig. 6 Aspect of tip leakage vortex which induces flow reversal in the end wall.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

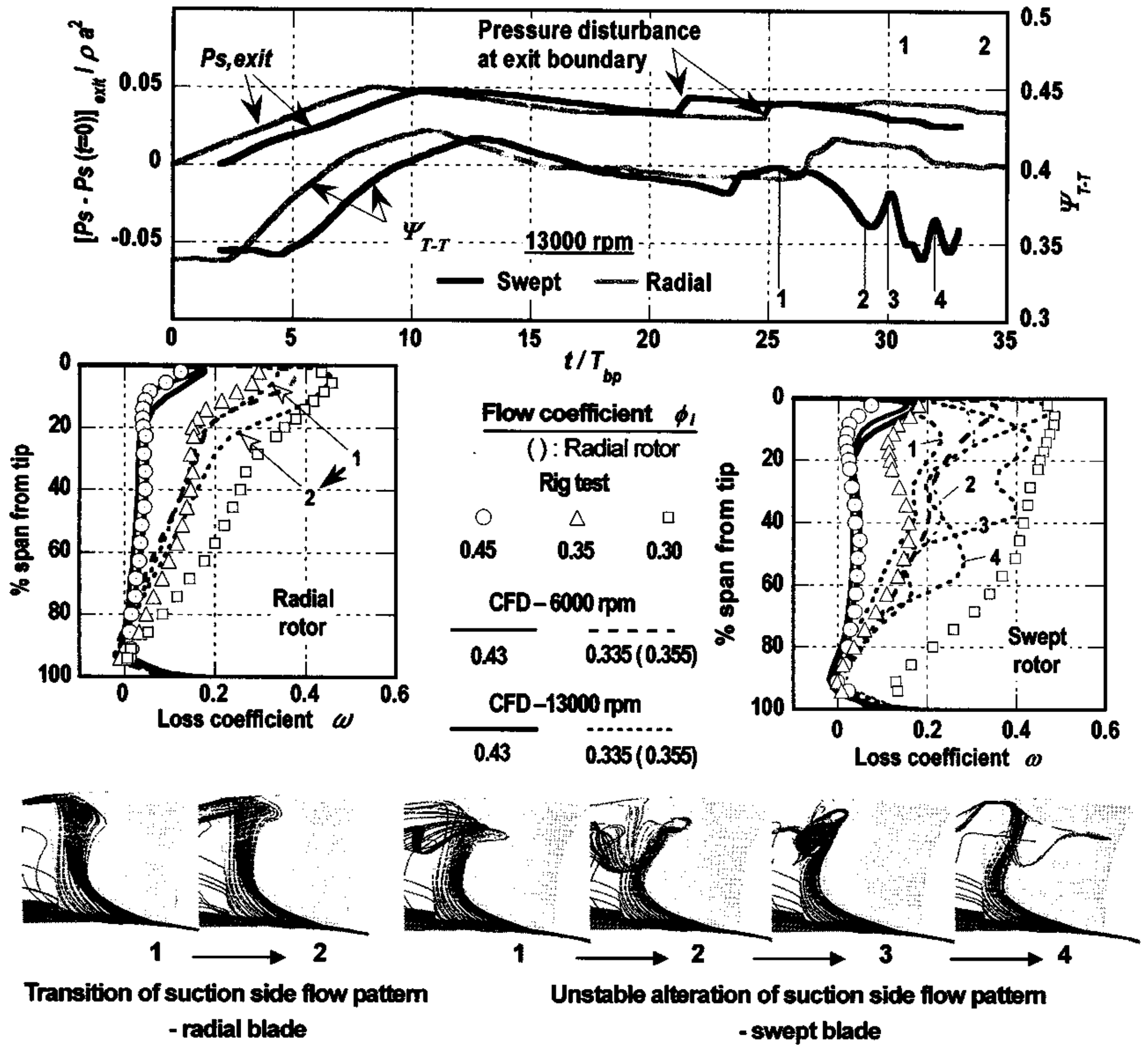


Fig. 7 Typical unstable behavior appears in swept blade flow at a low flow range responding to a fast pressure increase posed at exit boundary of the computation. Radial blade flow changes in a stable manner.

スイープ翼では，Ψ_{T-T} が **1→2→3→4** のように変動し，これに対応して形式的に計算した全圧損失ωも大きく変化して，定常的な流れに到達するようには思われない．負圧面瞬時流線のパターンにも渦系の複雑な変動が現れている．

7．あとがき

簡便な２次元設計の前方スイープ化によっても，失速余裕の増加が図られるが，ハブ側低エネルギー流体と翼端漏れ渦の干渉が弱く，失速を誘起する翼端部での損失と逆流が低く抑えられることによる．しかし，負圧面の中間スパン域で顕著で複雑な挙動の渦が誘導され，大きな損失源となる．高亜音速の流れでは一層に強く現れ，低流量域での圧力上昇の負勾配を鈍化させ，あるいは正勾配の特性を来たすことも予想される．

このような欠点を除くためには，ハブ側低エネルギ流体をハブ側に留めて下流に流出させるような３次元設計が望まれる．しかし，その段階では，翼端漏れ流れとの干渉も弱くなり，**GE－Radial2** の特性(Fig. 1)が示すように，スイープ化の効果は弱まるとも言えよう．

参考文献

1) 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.
2) 杉浦，今枝，加藤，今成，大田：第 32 回ガスタービン定期講演会論文集 B-1，pp. 161-166.
3) 今枝，名取，加藤，今成，大田：第 33 回ガスタービン定期講演会論文集 A-12 , pp. 77-82
4) J. Dacles-Mariani, G.G. Zilliac, J.S. Chow and P. Bradshow: "Numerical/Experimental Study of a Wingtip Vortex in the Near Field", AIAA Journal, Vol. 33, No. 9 (1995), pp.1561-1568.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

ラビリンスシール形状に関する数値的研究
—ケーシングキャビティ位置の最適化—

*大野 貴雄（東理大院），戸田 和之（千科大），山本 誠（東理大）

Numerical Investigation of Labyrinth Seal Configuration
— Numerical Optimization of Casing Cavity Position —

* Takao Ohno (TUS), Kazuyuki Toda (CIS) and Makoto Yamamoto (TUS)

ABSTRACT

The decrease of gas leakage flow passing through a rotor shield is one of important issues to improve the efficiency of a jet engine. Labyrinth seal is a typical device for the purpose. The pressure drop increase by the complicated flow passage can decrease the leakage flow and thus improve the efficiency. Therefore, the shape optimization is strongly needed in the design process. In the present study, we perform the numerical optimization of a labyrinth seal with a casing cavity, using a k-ε turbulence model (i.e. RANS). Investigating the numerical results, the reason why the obtained shape becomes optimum is numerically clarified.

Key words: Numerical Optimization, Labyrinth Seal, Casing Cavity, Computational Fluid Dynamics

1．はじめに

ジェットエンジンの研究開発における重点課題の一つにエンジンシステムの高効率化が挙げられる。この問題を解決する上で、ローターシールド内の漏れ流量を低減させることが一つの有効な手段となっている。動翼での1%の漏れがエンジン効率を1%低減させると言われていることからもローターシールドの重要性が認識できる。このローターシールドの漏れを制御する代表的なデバイスがラビリンスシールである。ラビリンスシールはガス漏れを抑制するための非接触型シールであり、流路を屈曲させることにより生じる圧力損失を利用して漏れ量を減少させている。また，ラビリンスシールは簡便で高速回転に利用可能なため、送風機，圧縮機、タービンなどのターボ機械において汎用的に利用されている。一方、ジェットエンジン設計段階において、エンジン内部構造材，エンジン部品，補機類などが有害な熱を吸収しないように，適度な漏れ流が冷却空気として考慮されなければならない。すなわち、ラビリンスシールでは，漏れ流量の低減と冷却空気の確保という相反する要求を同時に満たすことが必要となっている．このため、ラビリンスシールの形状を数値シミュレーションを用いて最適化することが強く求められている。

著者らは，以上の背景に鑑み，直通型ラビリンスシール形状の最適化を続けている．これまでの研究では，各歯の傾斜角の最適化を実施し，第１歯は上流傾斜，第２歯以降は下流傾斜という形態が漏れ流の低減の点で最適であることを明らかにした [1]．本研究では，90度の歯を有する直通型ラビリンスシールを対象として，ケーシングキャビティの設置位置の最適化を行う。また、最適形状の流れ場特性を調査することによって、その形状がなぜ最適解となるのかを明らかにし，より高性能なラビリンスシールの設計指針を与えることを目的とする。

2．最適化

最適化とは、設計変数を変化させ、最小な目的関数を実現する設計変数の組み合わせを探索する問題である。本研究では、設計変数を修正するごとに順解析（流れ場計算）を行い、目的関数を求める。今回は、非線形最適化手法として南雲ら [2] の提案した修正勾配法を用いる。最適化の手順は以下の通りである.

（１） 設計変数を用いて計算領域を表現する
（２） CFDにより目的関数の値を求める
（３） 設計変数を微小変化させて目的関数の値を求める
（４） （２），（３）の目的関数値を比較し，目的関数が減少する方向へ設計変数を微小変化させる．この作業を目的関数値が増加するまで続ける
（５） 最後の３点（条件）を用いて２次補間を行い，極小値を求める
（６） （５）の補間操作を繰り返し，目的関数の極小値を決定する

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

本研究では、漏れ流量の抑制に最も効果的なケーシングキャビティ位置を決定することを目的としている。従って，最適化プログラムにおける設計変数を第１歯からキャビティが始まるまでの距離とした。また，与えられた圧力降下に対して漏れ流量が最小となる形状と、一定流量に対して最大の圧力降下を生じる形状はほぼ等しいと考えられるため，本計算では境界条件の簡易性より後者を選択し、圧力降下が最大となった時に最小値を与えるように次の形で目的関数Fを設定した。

$$F = \left(\frac{1}{\Delta P}\right)^2 \qquad (1)$$

ここで、ΔP は第２歯まわりに設定された検査体積の入口と出口のクリアランス中心における圧力差を表している。

３．数値計算手法

流れ場は圧縮性乱流と仮定した．軸対称円筒座標系を用い、流体の支配方程式としてはファーブル平均を施した連続の式、ナビエ・ストークス方程式、エネルギー式を使用した。乱流モデルとしては、標準型の低レイノルズ数型k-εモデルであるLaunder-Sharmaモデル [3] を採用した。また、支配方程式の非粘性項には２次精度風上型TVDスキーム（Yee and Harten）を用いた。時間積分には４段階ルンゲ・クッタ法を採用し、局所時間刻み法により計算の高速化を図った。他の項には２次精度中心差分を用いた。重合格子法を採用し，主流部に331×141のメイングリッド，ケーシングキャビティ部に141×61のサブグリッドを配した．

４．計算条件

４．１　計算領域

計算対象はRhode and Allen [4] の実験に準じた拡大模型とした．概略を図１に示す。本計算は３枚の歯を有する直通型ラビリンスシールに対して

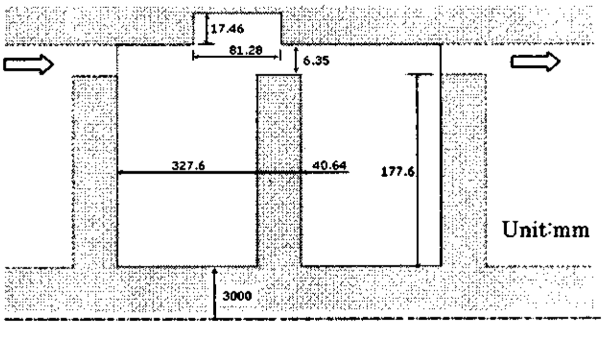


Fig.1 Schematic of Labyrinth Seal

行われ、２枚目の歯の上に矩形断面のケーシングキャビティが設置されている．図中の枠で囲まれた領域が最適化の対象である。

４．２　計算条件

計算条件はRhode and Allen [4] にしたがい，表１に示す各値を用いた．

Table 1 Computational Conditions

Re	Q (kg/s)	ρ (kg/m³)	μ (kg/m·s)	ω (rad/s)
40000	6.35	0.573	1.82×10^{-5}	0.0

ここで，Q は質量流量，ρ は密度、μ は粘性係数、ω はローター軸の回転角速度を表し，レイノルズ数 Re はクリアランス中央における流速 Vc およびクリアランス幅 C を用いて次のように定義される。

$$\mathrm{Re} = \rho \cdot Vc \cdot 2C / \mu \qquad (2)$$

４．３　境界条件

境界条件は以下のように設定した。

入口：静温、質量流量を固定、密度を一次外挿
出口：初期静圧のみを固定、その他は一次外挿
壁面：滑り無し断熱壁を仮定
格子境界：メイングリッド／サブグリッド間では線形補間によりデータ交換

５．計算結果および考察

まず，最適化の結果を図２に示す。ケーシングキャビティの始まりが第1歯から276.4(mm)にあるときに目的関数が最小（圧力損失が最大）となり，最適位値であることがわかる．この最適位置は，ケーシングキャビティの後縁が歯の後縁から約9(mm)上流側に位置するものとなっている．なお，ケーシングキャビティを最適化した場合，圧力損失ΔPの増加率は33.1％であった．

図３に，ケーシングキャビティなしの場合を含め，最適値に至るまでの4種類のパターンにおける静圧分布を示す．この圧力分布は検査面入口の静圧で無次元化されており，各歯のクリアランス中央を通る直線に沿った分布となっている．この図より，ケーシングキャビティの後縁が歯の後縁より前にあるときには，圧力は，歯の前面で一旦増加し，クリアランスに入ると急激に低下，若干回復した後ほぼ一定となり，全体として10％程度の圧力損失を生じることが確認できる．また，ケーシングキャビティの後縁が歯の後縁より後にあるときには，顕著な圧力低下を示さないことがわかる．これは，ケーシングキャビティを迂回する流

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

路が形成されるため（すなわち，流れの屈曲），クリアランス高さが相対的に増加しているためと考えられる．

次に，ケーシングキャビティがない場合と最適なケーシングキャビティ位置にある場合の流れ場の変化を調べ，その流れ場が最適となる理由を検討することとする．

図４は平均速度ベクトルを示したものである．(a)がケーシングキャビティのない場合，(b)が最適なケーシングキャビティ位置の場合であり，それぞれ上段が第１歯から第３歯に至る計算領域全体図を，下段が第２歯チップ部（クリアランス部）の拡大図を示している．ケーシングキャビティのない場合には，歯上流側から縮流してクリアランス部に流れ込み，比較的一様な速度分布を形成したままクリアランス部を通過し，キャビティ部（膨張室）に壁面ジェットとして噴出，拡散している．このことは，図３の静圧分布からも見て取れる．一方，最適なケーシングキャビティ位置の場合には，全体的な様相はケーシングキャビティのない場合と同様であるが，歯チップ付近の流れが大きく異なっている．すなわち，歯上流コーナー付近に著しい縮流を伴わず，比較的遅い速度でケーシングキャビティに向けて（図中右上方向に）主流が流れ込み，ケーシングキャビティ後縁付近でクリアランスに向けて（図中右下方向に）転向，その後強い縮流と加速を伴ってクリアランス部へ流入している．図３を見ると，縮流した後に圧力があまり回復せずに一定となっているが，これは縮流によって生じた高速な流れがそのままキャビティ部へ流出しているためである．

同様に，図５は，乱流エネルギー分布を比較したものである．いずれの場合にも縮流と加速が生じている領域で最大の乱流エネルギーが認められる．また，乱流エネルギーの最大値はケーシングキャビティのない場合の方が大きいが，高い乱流エネルギーを示す領域は最適なケーシングキャビティ位置の場合の方が広いことがわかる．特に，クリアランス部からの流出速度が大きいケーシングキャビティ付の場合には，キャビティ部で乱れが顕著に発達していることが確認できる．さらに，ケーシングキャビティ内も比較的強い乱れ状態にあることが見て取れる．

以上より，ケーシングキャビティを最適な位置に設置することにより，ケーシングキャビティ内での主流の屈曲，クリアランス部での急激な加速と縮流，広い領域での強い乱れの生産が生じ，これらの効果の総合として圧力損失の増大が得られていることが確認できた．

６．まとめ

本研究は，非線形最適化手法を用いて，直通型ラビリンスシールのケーシングキャビティ設置位置を最適化したものである．本研究により得られた知見は以下の通りである．

- 本研究で取り上げた形状では，ケーシングキャビティの前縁を第１歯から276.4(mm)に設置した場合に圧力損失が最大となる．このとき，ケーシングキャビティの後縁は歯の後縁から約９(mm)上流側にある．
- 最適形状では，主流がケーシングキャビティ内に入り込み，その後クリアランス部へ流入して来るため，急激な加速および縮流が生じ，その領域で強い乱れが発生する．
- 最適形状では，ケーシングキャビティがない場合に比べて，強い乱れの生産が広範囲で生じる．
- ケーシングキャビティ内での主流の屈曲，クリアランス部での急激な加速と縮流，広い領域での乱れの促進が圧力損失増に寄与していると考えられる．
- ケーシングキャビティが歯を跨ぐ場合，圧力損失はほとんど発生しない．

本研究では歯の角度を90度に固定したが，今後，歯の角度を変更した条件でもケーシングキャビティ付きラビリンスシール形状の最適化を図っていく予定である．

参考文献

(1) T.Ohno, K.Inaba and M.Yamamoto, “Numerical Shape Optimization of Labyrinth Seal for Gas Turbine”, Proc. ACGT2005, ACGT2005-041, (2005), pp.1-6

(2) 南雲，戸田，山本，”翼面水素噴出しを伴うタービン翼の形状最適化に関する研究”，論文日本機械学会集（B編），68巻，675号，(2002)，pp.3064-3071

(3) B.E.Launder and B.I.Sharma, “Application of the Energy-Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow near a Spinning Disc”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol1, Issue2, (1974), pp.131-137

(4) D.L.Rhode and B.F.Allen, “Visualization and Measurement of Rub-Groove Leakage Effects on Straight-Through Labyrinth Seal”, ASME 98-RT-506, (1998)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

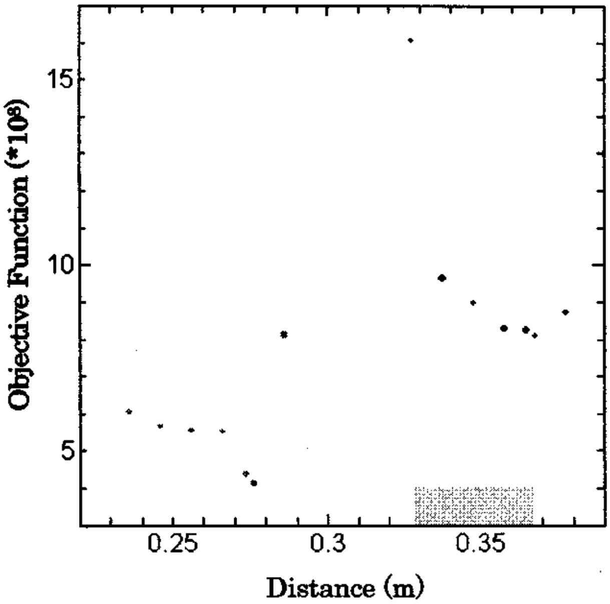


Fig. 2 History of Objective Function during Optimization

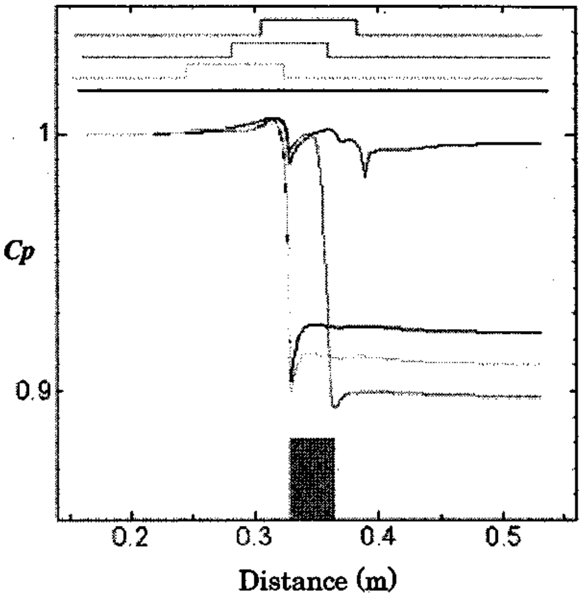
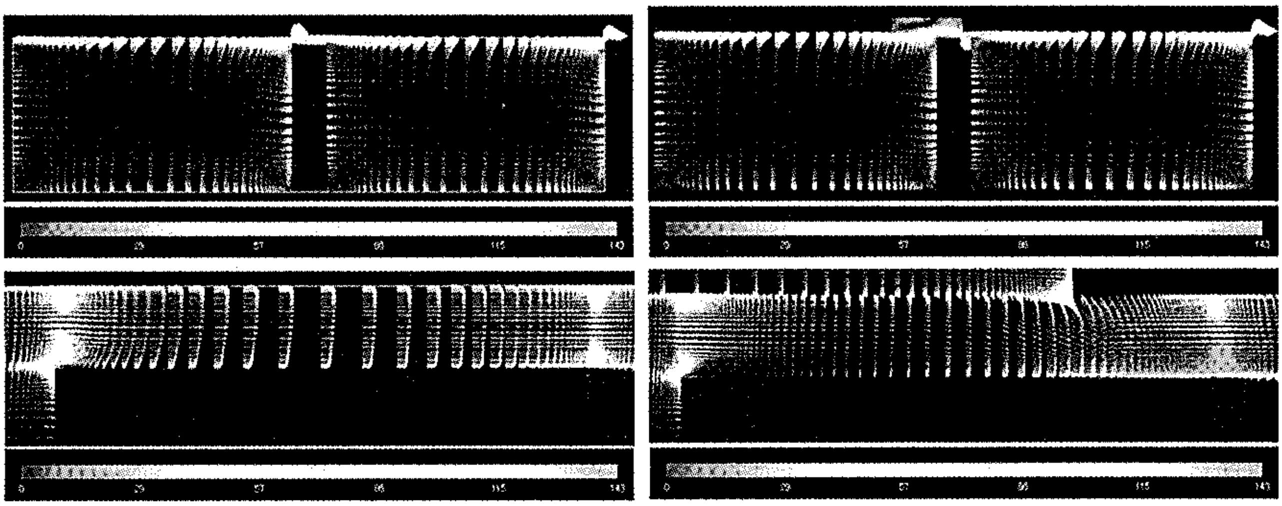


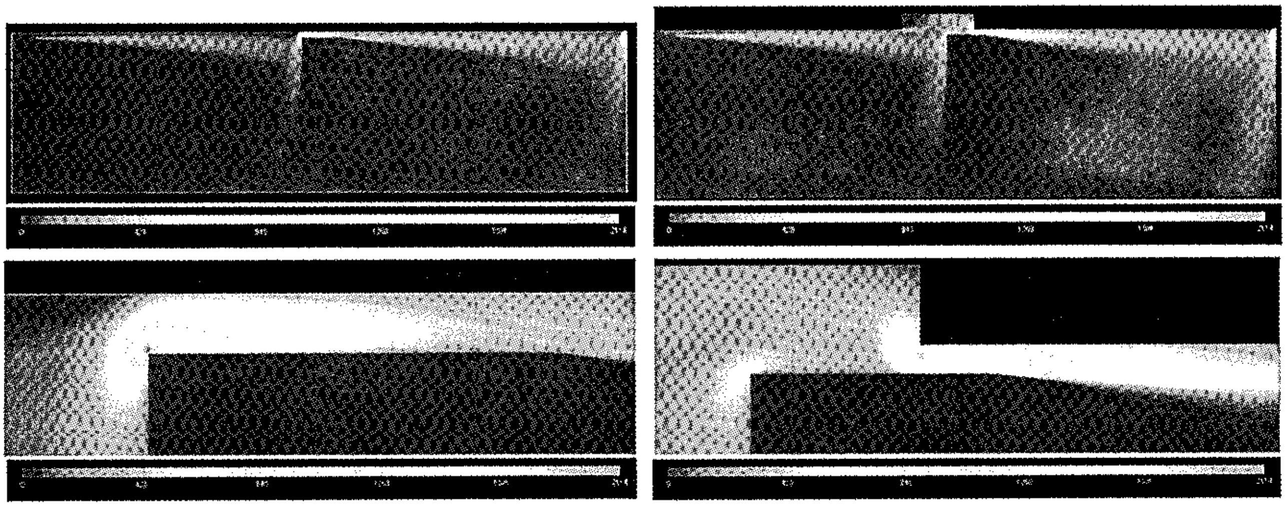
Fig. 3 Comparison of Static Pressure Profiles



(a) Without Casing Cavity

(b) With Optimum Casing Cavity

Fig.4 Comparison of Mean Velocity Vectors (Upper: Global , Lower: Close-Up of Clearance)



(a) Without Casing Cavity

(b) With Optimum Casing Cavity

Fig.5 Comparison of Turbulent Kinetic Energy Distributions (Upper: Global , Lower: Close-Up of Clearance)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

矩形-円形遷移S字ダクトにおける流れの数値解析

*津島 誠 (東京大学大学院), 寺本 進 (東京大学)

Numerical Analysis of Rectangular-to-Circular Transition S-shape Duct Flow

*Makoto TSUSHIMA(TOKYO Univ.), Susumu TERAMOTO (TOKYO Univ.)

ABSTRACT

The total pressure distortion of compressor inlet causes engine performance decrement or decreasing of surge margin. Because of the existence of secondary flow and flow separation, rectangular-to-circular transition S-shape duct was predicted to have distortion. Therefore designing method of a low distortion rectangular-to-circular transition S-shape duct is important. In this paper design parameter and design method of rectangular-to-circular transition S-shape duct was considered. Center line of top plane, bottom plane, side plane and cross-section area was selected as design parameter. And correlation between those parameter and distortion coefficient was gained from CFD of designed ducts. Flow separation leads low total pressure region. Therefor flow separation increase distortion. And supersonic flow causes total pressure loss. To decrease flow separation and supersonic flow region the curvature near the S-Duct exit should be small.

Key words : S-shape Duct, CFD, Distortion

1 はじめに

現在、極超音速飛行機や宇宙往還機の実現を目指し、高マッハ数で飛行可能なターボ系エアーブリージングエンジンの研究が行われている。通常のターボ系エンジンでは高マッハ数飛行時にラム圧縮により入口全温が上昇して、サイクル全体の性能が低下するため、マッハ3程度での運航が限界となっている。そこで、空気を吸入してから圧縮機に到達するまでに空気を冷却することにより、高マッハ数での運航を可能にするエンジンとして、予冷ターボジェットエンジン (Fig.1.1) がJAXAで開発されている [1]。予冷器は空気との接触面積を大きくとるために矩形断面にする事が望ましい。一方圧縮機入口は円形断面なので、予冷器出口と圧縮機入口を矩形-円形遷移ダクトで繋ぐ事となる。また、予冷器の付加により、エンジン全体のサイズが大きくなる事を避けるために、矩形-円形遷移ダクトをS字に曲げ、エンジン全長を短くしている。

矩形-円形遷移S字ダクトでは2次流れの影響により、全圧が圧縮機入口面で不均一になる恐れがある。全圧の不均一性は圧縮機の性能低下やサージマージンの減少に繋がるので、ダクトの設計にあたって、不均一性を小さくする必要がある。

円形-円形S字ダクトについてはこれまで様々な研究がなされてきた。Wellborn [2] らは円形-円形S字ダクトを用いて実験を行い、ダクトがS字に曲がっていることで圧力差が生じ、結果として強い2次流が生まれ、counter-rotating vortices が誘起されることを明らかにした。このcounter-rotating vortices は境界層内の低運動量流をダクト中心に運び、流れを不均一にしたり、全圧を下げるという影響を及ぼすことが指摘されている。また、Watanabe [3] らは、円形-円形S字ダクトの入口-出口の間で断面形状や、入口と出口の中心位置の違い (オフセット量) を変えて実験と数値解析を行い、2次流れを弱くするよりも、むしろ強めることによって全圧分布が均一になり、ディフューザの性能が向上することがあると報告している。

円形-矩形遷移ダクトに関してはMiau [4] らが実験を行い、ダクトが短くなるにつれて、矩形断面の角において生じる2次渦が強くなる事を明らかにしている。

また、矩形-円形遷移S字ダクトについてはChyu [5] らによって数値計算が行われ、全体の流れ場や、出口面での全圧、壁面での静圧等について実験との比較がなされている。しかし、全圧分布が均一になるように矩形-円形遷移S字ダクトを設計する方法に関してはあまり研究が行われていない。

ダクトがS字に曲がっている事で2次流が生じ、矩形-円形と遷移することで2次渦が生じる事を考えると、矩形-円形遷移S字ダクト出口において全圧分布を均一にするためには何らかの設計指針がが必要と考えられる。

第34回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，(弘前)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

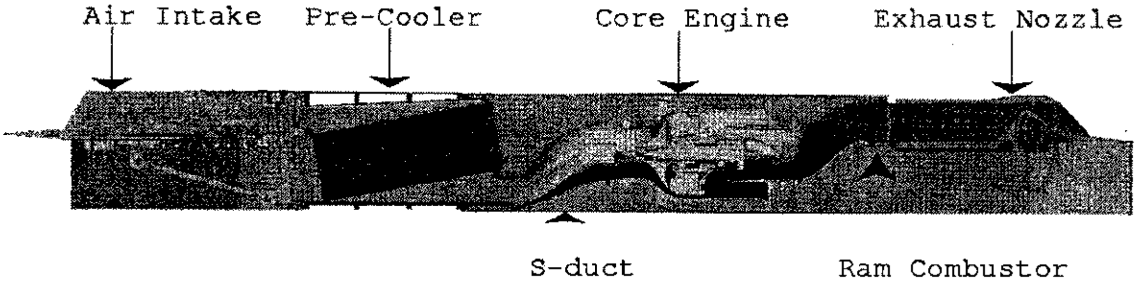


Fig. 1.1: Pre-Cooled Turbojet Engine

Table. 2.1: numerical code

基礎方程式	3次元圧縮性 N-S 方程式
空間差分	SHUS +MUSCL で3次精度
時間積分	LU-ADI 陰解法
乱流モデル	SST モデル [6]

Table. 2.2: flow condition

入口全圧	0.23 [MPa]
入口全密度	6.16 [kg/m^3]
レイノルズ数	6.3×10^6
出口静圧	$M_{in}=0.46$ になるように定義

そこで、矩形-円形遷移S字ダクトの設計指針を得るために以下の点について研究を行った。

- 矩形-円形遷移 S 字ダクトの設計に適切なパラメータを考察する。
- 上記ののパラメータを用いた矩形-円形遷移S字ダクトの設計法について検討する。
- 上記の設計法を用いて作られた矩形-円形遷移S字ダクトを用いて計算を行い、流れに影響を与える要素を検討する。

2 設計条件および解析手法

様々なダクト形状を設計し、数値計算により、性能・流れ場を評価することで、適切なダクト設計パラメータ、ダクト形状を検討する。

2.1 形状の制約

JAXA で開発されている予冷ターボジェットエンジンの S 字ダクトを設計対象として用いた。入口形状は 200mm× 50mm の矩形、出口形状は直径 100mm の円形、入口の中心と出口の中心は 75mm の差を持つ。(Fig.2.1)

2.2 計算条件

Table.2.1 に数値解析手法、Table.2.2 に流れ条件を示す。流れ条件は、予冷ターボジェットエンジンがマッハ2で高度 10km 付近を飛行した場合の値を用いた [1]。また、入口マッハ数が $M_{in}=0.46$ 付近となるようにダクトの出口圧を調整した。ここで、レイノルズ数は代表長をS字ダクト出口直径、代表速度を入口マッハ数 (M_{in}=0.46) として評価している。

2.3 計算格子

計算領域は出口の直径をDすると、入口境界は上流側に 4.6D、出口境界は下流側に 10D 伸ばして設定した [7]。格子点数は $141\times81\times81$ (流れ方向 × 高さ方向 × 幅方向) である。流れ方向は S-duct 部以前に 31 点、S-duct 部に 71 点、S-duct 部以後に 41 点おいた。(Fig.2.2)

2.4 全圧分布の評価法

S-duct 出口面での全圧分布の不均一性の評価指標として DC_{60} を用いる。DC_{60} とは中心角 60° の扇形内の全圧平均値が最小となる領域の全圧平均値と断面全域の全圧平均値との差を平均動圧で除したものである。DC_{60} の定義式を以下に示す [8]。ここで P_0 は全圧を示し、$\bar{q}$ は平均動圧を示す。

$$DC_{60}=\frac{\bar{P}_0(0^\circ,360^\circ)-min\{\bar{P}_0(\phi,\phi+60^\circ)\}}{\bar{q}} \quad (2.1)$$

$$\bar{P}_0(\phi,\psi)=\frac{\int_{r_0}^{r_1}\int_{\phi}^{\psi}P_0(r,\theta)\,r\,dr\,d\theta}{\int_{r_0}^{r_1}\int_{\phi}^{\psi}r\,dr\,d\theta} \quad (2.2)$$

3 設計パラメータの設定

3.1 矩形-円形遷移法

矩形から円形に遷移する S-duct の断面形状を以下の関数に従って形成する [9]。$\eta=2$ の時は長径と短径が a,b の楕円を表し、$\eta=\infty$ の時は a,b の長さの辺を持つ長方形を表す。実際には $\eta>50$ でほぼ矩形になるために、本研究では $\eta=50$ で矩形断面とした。

$$\left(\frac{y}{a}\right)^\eta+\left(\frac{z}{b}\right)^\eta=1 \quad (3.1)$$

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

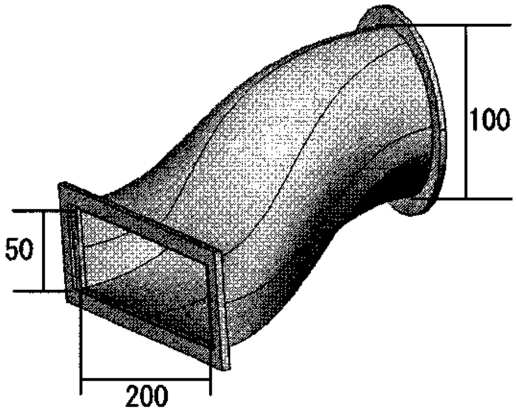


Fig. 2.1: Rectangular-to-Circular Transition Duct

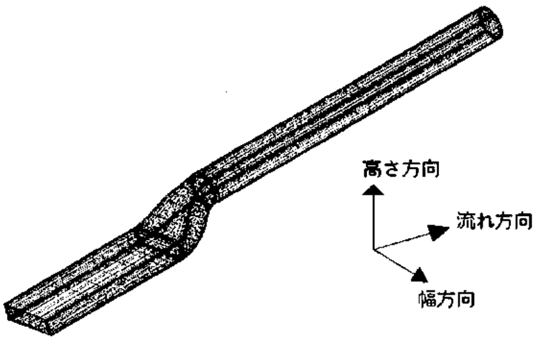


Fig. 2.2: Grid of S-Duct

3.2 設計パラメータの選定

まず最も単純なパラメータ選定として、ダクトの高さ (a)、ダクトの幅 (b)、断面積、入口と出口のダクトの中心線を用いて設計した。a, b の分布を定めた後、断面積が目的値となるよう η を定めている。設計手順は、

1. 入口と出口の中心を結ぶ中心線を定義。
2. 入口から出口にかけてのダクトの高さ、幅、断面積を定義。
3. 中心線と垂直に交わる面を作成。

この様にして作ったダクトによる計算結果を Fig.3.1 にのせる。入口上壁が急に曲がっている事で、流れが剥離しており、低速領域が入り口直後から発生してしまっている。また、出口直前で、下側壁面が出口での下側壁面より上にあることで、出口付近から剥離が起きてしまっている。これらの様に明らかに性能低下につながる剥離を起こさないために、ダクト作成時には少なくとも以下の点に注意を払わなければいけないことが分かる。

- ダクト上下面が極値を持たない。
- ダクトの入口出口で勾配が連続である。

上記の手法では中心線を初めに定義し、次に中心線に垂直な面を定義してダクト上下面を決定するため、上下面の勾配を直接制御できず、入口と出口で勾配が不連続になりがちである。そこで、設計パラメータとしてダクトの高さ、入口と出口のダクトの中心線を用いるよりも、ダクトの上下面の中心線を用いる方が上記の条件を満たすダクトを設計しやすいと考えられる。

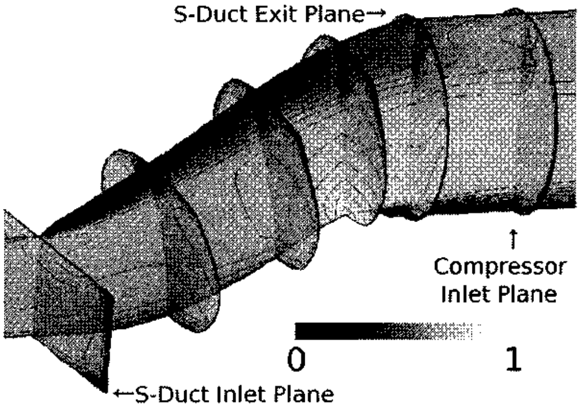


Fig. 3.1: Mach Contour of SD0

以上より新しい設計パラメータとして、ダクト上下面の中心線、ダクトの幅、断面積変化を用いて設計を行う。設計手順は (Fig.3.2 参照)

1. ダクト上面の中心線 l_t を定義。
2. ダクト下面の中心線 l_b を定義。
3. P_{t1} と P_{b1} の中心を結んで中心線 l_c が確定。
4. l_c の法線方向の面を作成。
5. l_t と面の交点を P_{t2}、l_b と面の交点を P_{b2} として、それらから新たに中心点を求め直し、それらを繋いで新たな中心線を作成。
6. 入口から出口にかけてのダクトの幅を定義。
7. 入口から出口にかけてのダクト断面積を定義。
8. 中心線、ダクト上下面、ダクトの幅が決まったので矩形-円形の遷移具合 (η) を調整し、得たい断面積の断面を作成。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

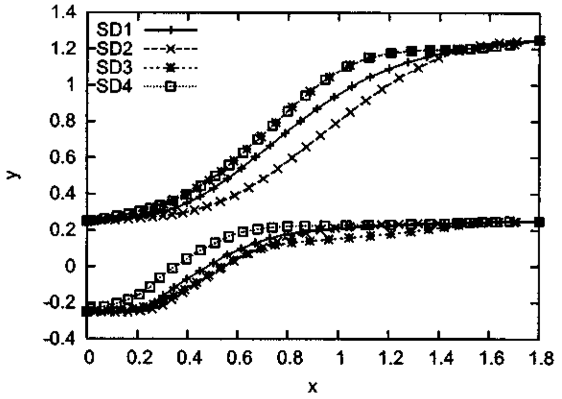


Fig. 3.3: Center Line of Top and Bottom Wall of S-Duct

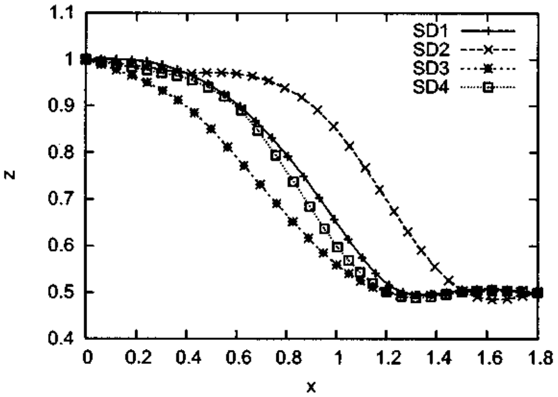


Fig. 3.4: Width of S-Duct

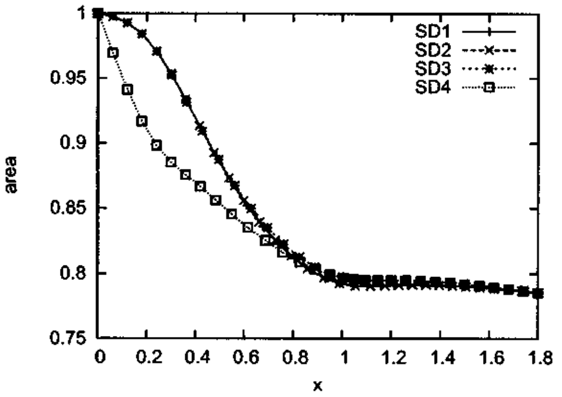


Fig. 3.5: Cross-Section Area of S-Duct

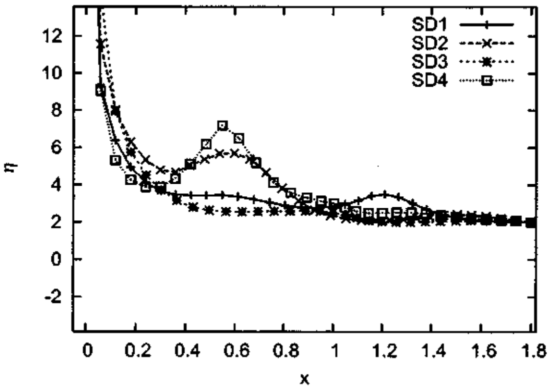


Fig. 3.6: η of S-Duct

この様にして以下の SD1~SD4 の S 字ダクトを作った。SD1~SD3 は断面積 (Fig.3.5) とダクト下面中心線 (Fig.3.3) は全て同じ様な変化で定義し、ダクト上面中心線 (Fig.3.3) とダクトの幅 (Fig.3.4) は SD3、SD1、SD2 の順にダクトを上流から曲げて定義した。SD4 は SD3 よりも下面中心線が上流から曲がるものを作成した。また、断面積を一次関数的に変化させると、ダクト出口付近で連続なダクトを作成出来ない事から、Fig.3.5 の様にダクト後流であまり変化しない様に定義した。Fig.3.6 は η の変化を示す。

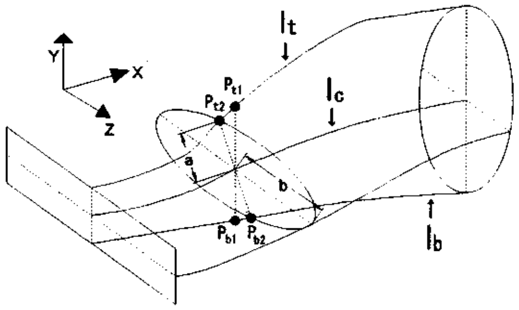


Fig. 3.2: A Way of A S-Duct Designing

4 結果

Table.4.1 に SD1~SD4 の計算結果を載せる。ただし、DC_{60} 等の結果は圧縮機入口面での結果である。DC_{60} は SD1 が一番低い値をとり、SD2、SD4、SD3 の順に高くなっている。$\bar{P}_0$ は SD4 で小さく、大きな圧損が起きている。そのため、出口圧力を下げても入口マッハ数が 0.46 まで上がりきらない。

次に、Fig.4.1~Fig.4.4 に流れ場のマッハ数コンタを示す。全ての S 字ダクトで超音速領域ができているが、特に SD4 では広範囲に広がっている。

また、Fig.4.5~Fig.4.8 に圧縮機入口面での全圧コンタを載せる。ダクト下面対角線方向に低全圧領域が生じている。これは S 字ダクト出口付近で壁面の曲率が大きく、流れが後流で剥離しているためである。この剥離領域の大きさは SD4>SD3,SD2>SD1 のようになっている。ここで、FIg.4.9 に S 字ダクト下面右端の壁面の変化を示す。曲率は SD4 が一番大きく、次いで SD3 もしくは SD2、そして、SD1 が一番小さい。これより、壁面の曲率が大きい程、剥離領域が大きくなっている事が分かる。この曲率に影響を与えるパラ

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

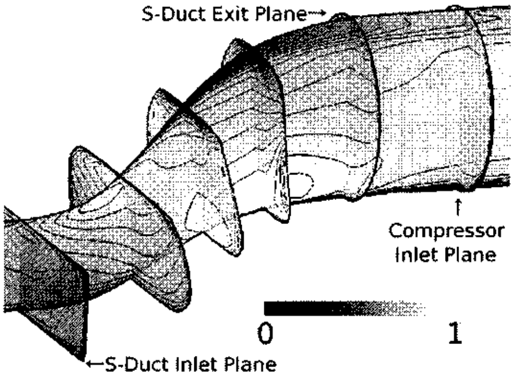


Fig. 4.1: Mach Contour of SD1

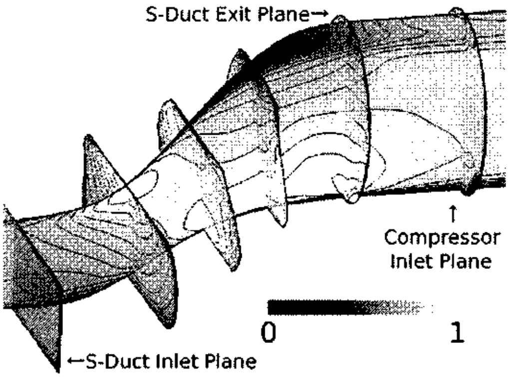


Fig. 4.2: Mach Contour of SD2

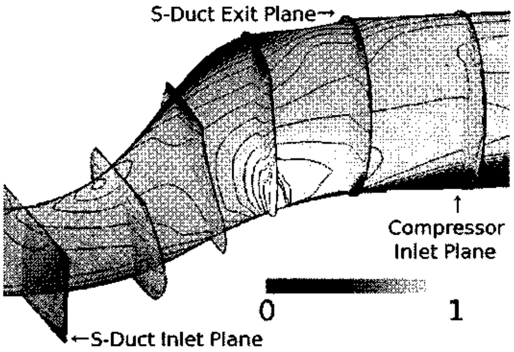


Fig. 4.3: Mach Contour of SD3

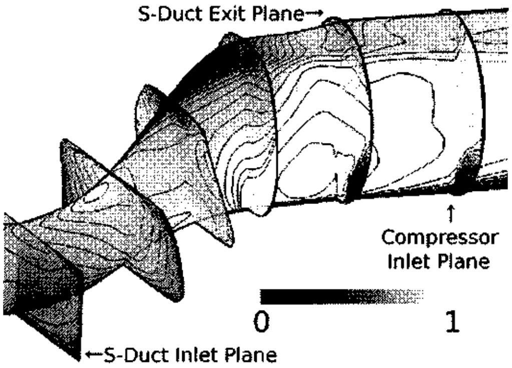


Fig. 4.4: Mach Contour of SD4

メータとしては η とダクトの幅が考えられ、Fig.3.6 よりS字ダクト出口前で一度 η の値が大きくなる事でが曲率が小さくなっていると考えられる。

Table. 4.1: S-Duct

S-Duct No.	SD1	SD2	SD3	SD4
M_{in}	0.451	0.446	0.441	0.435
P_e	0.6625	0.6560	0.5913	0.5658
DC_{60}	0.053	0.089	0.32	0.28
$\bar{P}_0$	0.948	0.938	0.926	0.867
$min\{P_0(60)\}$	0.936	0.917	0.851	0.802
$\bar{q}$	0.236	0.238	0.237	0.272

M_{in} : Inlet Mach No.
P_e : Exit pressure
DC_{60} : Distortion Index
$\bar{P}_0$: Average of Total Pressure at Test Plane
$P_0(60)$: Average of Total Pressure at a Sector
(Center Angle is 60 °)
$\bar{q}$: Dynamic Pressure

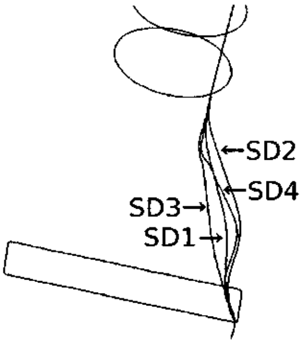


Fig. 4.9: The Right Bottom Corner Line of SD1-SD4

5 おわりに

矩形-円形遷移S字ダクトの設計パラメータの選定を行い、かつ、それらを用いて設計されたダクトでの数値計算結果から、性能に影響する要素を検討した。これより、圧縮機入口において全圧分布が小さくなるような矩形-円形遷移S字ダクトの設計指針を得た。設計パラメータとしては、ダクトの高さ、幅、断面積、ダクトの入口出口面の中心を結ぶ線を用いると、ダクト入口出口の壁面の勾配が不連続になり、明

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

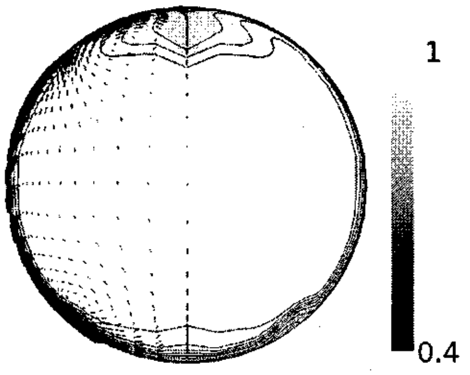


Fig. 4.5: Total Pressure at Compressor Inlet Plane of SD1

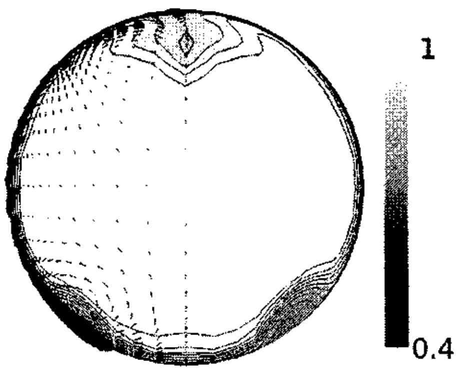


Fig. 4.6: Total Pressure at Compressor Inlet Plane of SD2

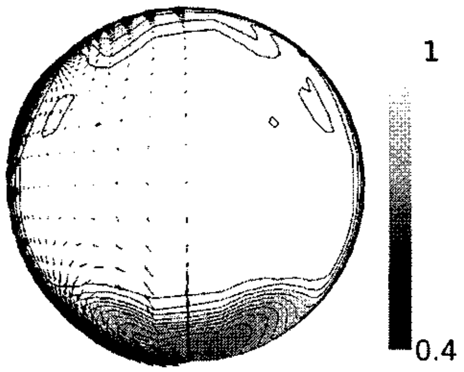


Fig. 4.7: Total Pressure at Compressor Inlet Plane of SD3

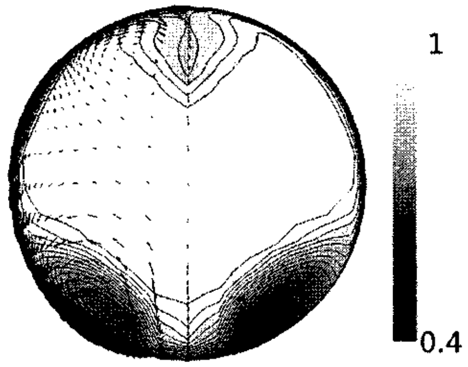


Fig. 4.8: Total Pressure at Compressor Inlet Plane of SD4

らかに性能低下に繋がる剥離が生じるため、ダクト上面、下面の中心線、幅、断面積を設計パラメータとして用いて連続な勾配を持つダクトを作成した。また、S字ダクト内での超音速領域の増大は全圧損失を増加させ、剥離領域の増大は低全圧領域を拡大し全圧分布を不均一にする。超音速領域や剥離領域の増大の原因として、S字ダクト出口付近での壁面の曲率が大きいことが考えられる。これにより流れは加速され、壁面に沿うことが難しくなり剥離につながっている。よって、ダクト出口付近での曲率ができるだけ小さくなるようにS字ダクトは設計するべきである。

6 謝辞

本研究は宇宙航空研究開発機構 (JAXA) との共同研究として行われ、田口秀之氏、小島孝之氏から形状データ等の提供を受けている。

Reference

[1] 田口秀之,"スペースプレーンに適用する予冷サイクルエンジンに関する研究",2004.

[2] Steven R. Wellborn, Bruce A. Reichert, Theodore H. Okiishi, "Study of the Compressible Flow in a Diffusing S-Duct", Journal of Propulsion and Poswer, Vol.10, No.5, 1994.

[3] Y.Watanabe. A.Murakami,"S 字ディフューザの空力性能について",PROCEEDINGS OF THE 42th CONFERENCE ON AEROSPACE PROPULSION, pp.114-119,2002.

[4] J.J.Miau,T.S.Leu,J.H.Chou,S.A.Lin,and C.K.Lin,"Flow Distortion in a Circular-to-Rectangular Transition Duct",AIAA Journal, vol.28,no.8,1990

[5] W.J.CHYU and D.P.BENCZE,"NAVIER-STOKES SIMULATION OF FLOW THROUGH A HIGHLY COMTURED SUBSONIC DIFFUSER",INTERNATIONAL JOURNAL FOR NUMERI CAL METHODS IN ENGINEERING,VOL.34, 437-483,1992.

[6] F.R.Menter,"Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, vol.32, No.8, 1994.

[7] G.J.Harloff, C.F.Smith, J.E.Bruns, J.R.DeBonis, "Navier-Stokes Analysis of Three-Dimensional S-Ducts", Journal of Aircraft, vol.30, No.4,July-Aug.1993.

[8] Sophia Lefantzi, Doyle.D.Knight, "Automated Design Optimization of a Three-Dimensional S-Shaped Subsonic Diffuser",Journal of Propulsion and Power,Vol.18,No.4,July-August,2002

[9] J.R.Burley,Carlson,J.R., "Circular-to-Rectangular Transition Ducts for High-Aspect Ratio Nonaxisymmetric Nozzles" ,NASA TP 2534,Mar,1986.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

高圧空冷タービン翼の軽量化に関する研究

*船崎　健一（岩手大学工学部），岡部　英展（仙台ニコン），藤原　晴樹（岩手大学大学院）
仲俣千由紀（IHI），大北　洋治（IHI）

Studies on Weigh Reduction of Air-Cooled High-Pressure Turbine Blades

*FUNAZAKI Ken-ichi (Iwate Univ.), OKABE Hidenobu(Sendai NIKON), FUJIWARA Haruki (Iwate Univ.), NAKAMATA Chiyuki (IHI) and OKITA Yoji (IHI)

ABSTRACT

Despite great success in the development of highly-loaded airfoils for low pressure (LP) turbines, vanes and blades for high-pressure turbines (HPTs) are still thick and heavy, mainly because of their internal cooling structure to protect them from the hostile environments. This study is the very first attempt to seek a possibility of any drastic weight reduction of air-cooled HPT blades. The cross-section of the tested turbine blade in this study is developed by scooping out some part of the pressure side of the original turbine. Pneumatic probe measurements then reveal aerodynamic characteristics of the linear cascade of the “scooped-out” blades with no cooling structure, aiming at clarification of the feasibility of the blades from the viewpoint of the associated aerodynamic penalty. Numerical simulation is also executed to provide some ideas on aerodynamic as well as heat transfer characteristics of the scooped-out blades.

Key words: HP Turbine, Measurement, CFD, Cascade Loss, Weight-Reduced Blade

1．緒　言

近年，航空エンジン内のタービン動翼や圧縮機動翼の高負荷化による翼枚数・段数削減（翼総重量削減）に関する研究は数多く行われ，特に低圧タービンでは wake 干渉現象を利用した高負荷翼設計手法が実用化レベルに達しようとしている[(1) (2)]．エンジン内の翼枚数削減の直接的効果としては，翼を取り付けているディスクの応力レベルが低下し，ディスクの軽量化が可能となることと相俟って，エンジン重量軽減，購入価格低減やメンテナンスコストの削減を挙げることができる．さらにはエンジンの軽量化によりもたらされる機体への波及効果を考え合わせると，翼枚数削減または翼総重量削減に関する研究は，今後も引き続き行われるべき費用対効果を十分に有していると言える．

低圧タービンではある程度の成功を収めつつある翼枚数削減や翼総重量削減であるが，高圧タービン動翼の場合には過去にあまり多くの検討は行われていない．そこで，本研究では，まず高圧タービン動翼における翼総重量削減の利点を定量的に評価し，続いて，それを実現するための方法として動翼の薄肉化を提案し，その空力特性及び伝熱特性を実験及び CFD で検討した．

Nomenclature

$C_p(x)$	:	翼面静圧係数
C_x	:	軸コード長
H	:	翼高さ
$P_{01},P_0(y,z)$	:	翼列上流側全圧，局所全圧
$p(x),p_\infty$	:	翼面静圧，翼列上流側静圧
U_∞	:	翼列上流側速度
x,y,z	:	座標系（軸方向，ピッチ方向，翼高さ方向）
$\zeta(y,z)$	:	全圧損失係数

Abbreviation

ORG	:	Original Blade
HSO	:	Half Scooped-Out Blade
FSO	:	Fully Scooped-Out Blade

2．翼総重量削減効果

2.1　エンジン総重量削減効果

既存機種の翼，プラットフォーム，ダブテール各部重量を調査し，薄型翼の場合にディスクを含めたロータ系全体重量比を割り出す簡易評価式を導出した．具体的には，ダブテール接触面の面圧一定の条件で、ディスクを単純穴あき円盤と仮定して導出している．その式を元に評価すると，冷却構造のない中実の場合での翼断面積が半減した場合、ロータ系重量は元の重量に対して 20%の削減が可能となる．翼断面積が 30%低減できたばあいでも，ロータ系全体重量は約 10%削減可能であると見積もられている．

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集、2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

2.2 シャフト振動抑制面での効果

高圧ロータ系の軽量化は，シャフト振動の点でも有利であるとと考えられる．換言すると，シャフト振動のチューニングが容易になる点を利点として挙げることができる．一般にシャフトに重いロータが取り付けられると，シャフトの共振点が下がり，チューニング時に共振点を上げる必要性が出た場合でも，剛性を少し増した程度では共振点は簡単に上がらない．軽いローターが付いていれば共振点は相対的に高くなる．チューニング時に共振点を下げる場合には，支持部のばね剛性の調整で済むことが多く，それ自体はそれほど困難さは伴わない．

3．実験装置

3.1 軽量化翼

図１に本研究で用いた軽量化翼を示す（図１a)．この翼の原型（図 1b）は典型的な高圧タービン翼であり，その翼の正圧面側の一部をえぐり取ること（scoop-out）で軽量化を図っている．えぐり取られた部分の面積は，原型翼断面積の約 38%に達している．なお，今回の研究では冷却性能は取り扱わないため，供試翼には翼内部の冷却構造や翼面のフィルム冷却孔はない．供試翼はアクリル板の削りだし加工で製作され，表面は十分滑らかに仕上げられている．

今回の研究では正圧面のえぐり取り量の効果を調査するため，図１a に示す軽量化翼の凹部にスタイロフォーム製の充填物を密着することにより，軽量化の程度が図１a の半分程度の翼断面形状（図１c）及び原型翼の空力性能計測も行っている．

以下，原型翼を ORG（original)，図１a の翼を FSO（Fully Scooped-Out）及び図１c の翼を HSO（Half Scooped-Out）と呼ぶことにする．

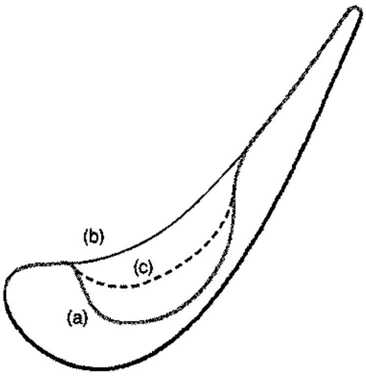


Figure 1　Scooped-out blade (a), its original (b) and semi-scooped-out blade (c)

3.2 実験装置

図２に本研究で用いた実験装置の概観を示す．また，図３には供試翼列の拡大図を示す．翼列は７枚の翼（軽量化翼）から構成されている．各翼は，翼列を挟むように設置されている二枚のアクリル板にボルトで固定されている．翼の上部に位置する板には，図３に翼列上流，下流及び翼間流路内での計測用のスロットが８箇所に設けられている．翼前縁から各スロット中心線までの x 方向距離を表１に示す．

3.3 計測方法

翼列の空力特性の計測には５孔ヨーメータを使用した．このヨーメータは較正風洞を用いて，ピッチ角及びヨー角に関して±30° の範囲で較正されている．

4 CFD 解析

CFD 解析には，汎用コード CFX10.0（ANSYS Inc.）を使用した．解析に使用した計算格子を図４に示す．格子生成には，自動格子生成ソフト ICEM CFD 10.0 for CFX を用いて行った．格子は全てヘキサ格子で，翼面周り及び壁面は密にしている．格子点数は，正圧面側のえぐり取り量に関係なく約 170 万点である．解析結果の可視化には，汎用ポストプロセッサである FIELDVIEW 10（Intelligent Light）を使用している．使用した計算機は，岩手大学総合情報処理センターの高速計算サーバ（Altix3700, Intel Itanium2 1.5GHz 64CPU）である．

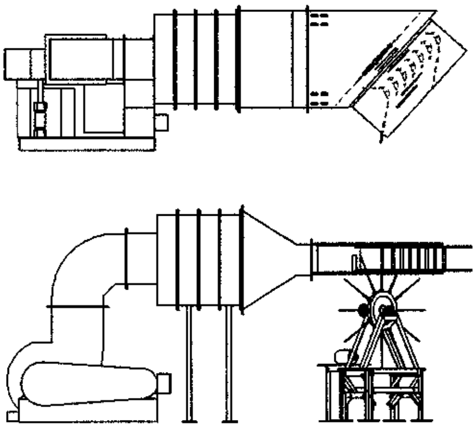


Figure 2　A schematic of the test apparatus

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

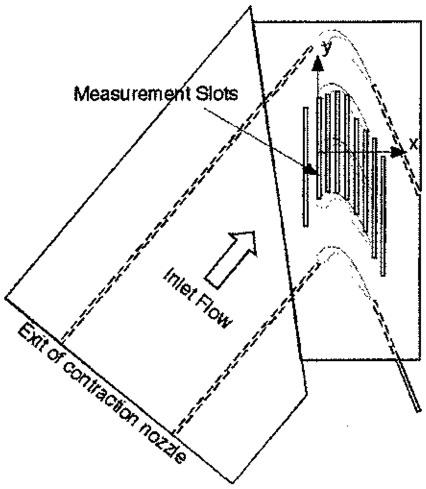


Figure 3　Test section

Table 1　Location of measurement slots

Slot number	Distance from the leading edge [mm]	x /Cx
S0	-40	-0.216
S1	10	0.054
S2	47	0.254
S3	79	0.427
S4	111	0.600
S5	139	0.751
S6	167	0.903
S7	195	1.054
S8	223	1.205

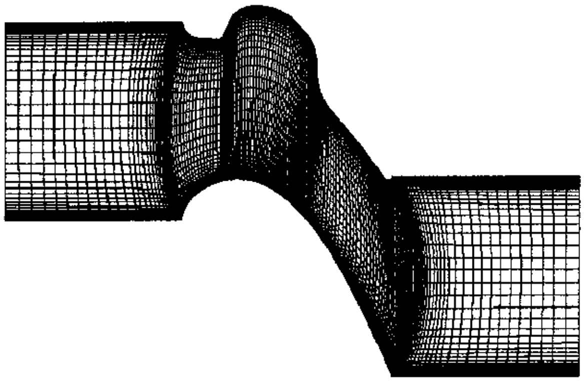


Figure 4　Grid system for the scooped-out blade

5　結果

5.1　翼面静圧分布

今回静圧計測用の翼が製作していないため，CFX を用いて計算した圧力分布を用いて，正圧面のえぐり取りが翼面まわりの圧力分布に与える影響について議論する．翼列に対する流入条件は，入口での速度U_∞が 20[m/s]で，軸コード長に基づくレイノルズ数は 2.4×10^5である．

図５に ORG，HSO 及び FSO の場合の翼面静圧分布を示す．ここで，

$$C_p(x)=\frac{p(x)-p_\infty}{1/2\rho U_\infty^2} \quad (1)$$

また，FSO の場合の流線を図６に示す．正圧面をえぐり取った場合には，流れがよどむため，翼静圧面凹部での静圧はほぼ一定値をとり，その値はえぐり取り量には依存していない．その後 HSO の場合には凹部下流側で再付着が発生し，圧力が緩やかに低下している．一方，FSO の場合には凹部のほぼ全域にわたって流れが剥離しているため，凹部の終了とともに急激な圧力低下が生じている．翼負圧面側の静圧分布を見ると，HSO 及び FSO で流れの減速に伴うわずかな圧力上昇が見られる．

5.2　全圧損失分布

図７－図９に計測スロット S6－S8 での全圧損失分布を示す．ここで，全圧損失係数は次式で与えられる．

$$\zeta(y,z)=\frac{P_{01}-P_0(y,z)}{1/2\rho U_\infty^2} \quad (2)$$

これらの図で，翼負圧面 tip 側で５孔ヨーメータの測定可能範囲を超えた領域が発生している．この原因は明らかではないが，計測スロットが何からの形で関与しているもとと考えている．その部分を除けば比較的上下の対称性はよいことから，以下では midspan から下半分に着目して議論を進めることとする．

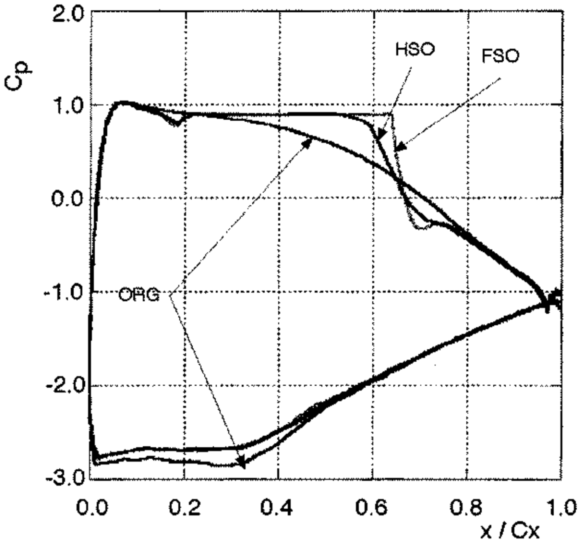


Figure 5　Calculated static pressure distributions on the three types of test blades

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

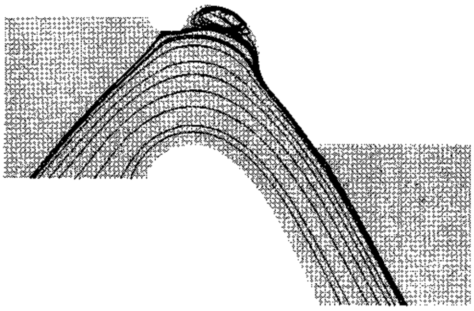


Figure 6 Calculated streamlines for FSO blade

図6は翼後縁に近い計測スロット S6（x/C_x =0.903）での全圧損失係数分布である．翼負圧面上で成長している流路渦に起因する高損失領域がはっきりと確認できるが，その分布形状や損失の大きさはえぐり取りの有無にあまり影響されていない．ただし，翼間流路間に現れている損失は若干ではあるが，FSO の場合が高く，続いて HSO が高くなっている．

図7及び図8は翼後縁の下流に位置する計測スロット（x/C_x =1.054, 1.205）での損失分布である．この結果でも，翼の軽量化を目的とした正圧面側のえぐり取りは損失分布には強くは影響していないことがわかる．むしろ，損失が若干ではあるが低下傾向を示しているが，これについては再現性の確認試験が必要であろう．

6．結 論

高圧タービンでの翼総重量削減を目的として，高圧空冷タービン動翼の正圧面側をえぐり取った翼断面形状を提案し，その空力性能を実験的に調査した．今回の計測結果を見る限りでは，翼正圧面側をえぐり最大 40%程度翼断面の面積を減らした場合でも，空力的には成立しうることを確認した．今後は，試験装置の改良の後再計測を行い，CFD による3次元解析の結果との比較を通じて流れ場の詳細な検討を行う．また，翼断面形状の最適化を MOGA（多目的遺伝的アルゴリズム）を用いて実施し，その結果から候補となる翼断面形状を選出し，冷却及び構造強度の面からのスクリーニングを経て，実用可能な軽量化翼を探索していく予定である．

参考文献

(1) Howell, R. J., et al., High Lift and Aft Loading Profiles for Low Pressure Turbines, Journal of Turbomachinery, 123 - 2(2000), 181-188

(2) Howell, R. J., et al., Boundary Layer Development in the BR710 and BR715 LP Turbines - The Implementation of High Lift and Ultra Lift Concepts, ASME Paper 2001-GT-0441, 2001

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

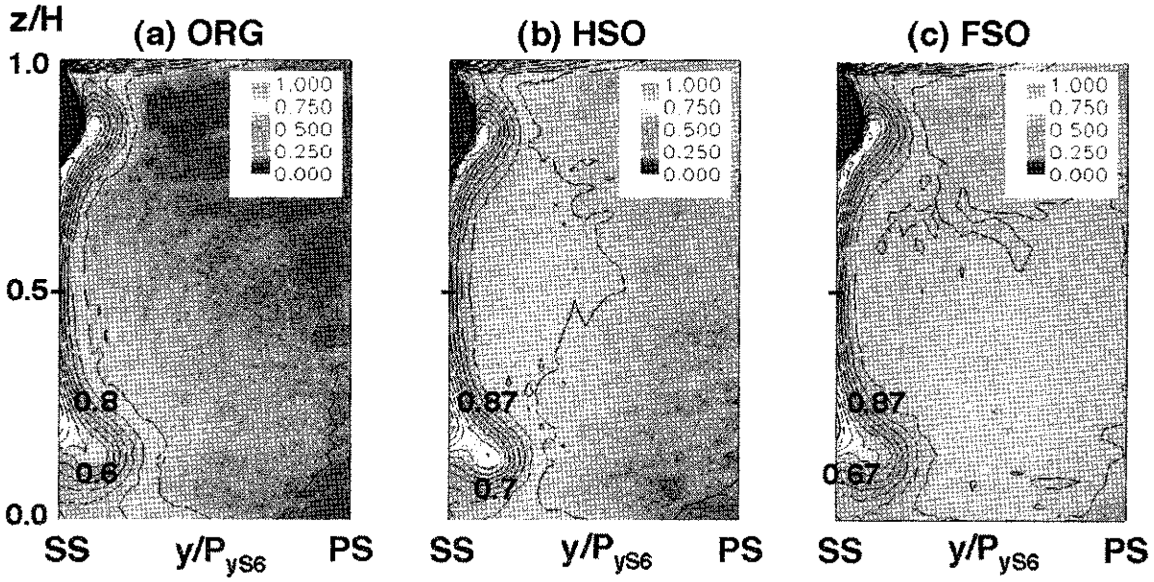


Figure 7 Measured stagnation pressure loss contours for the three cases at the station S6

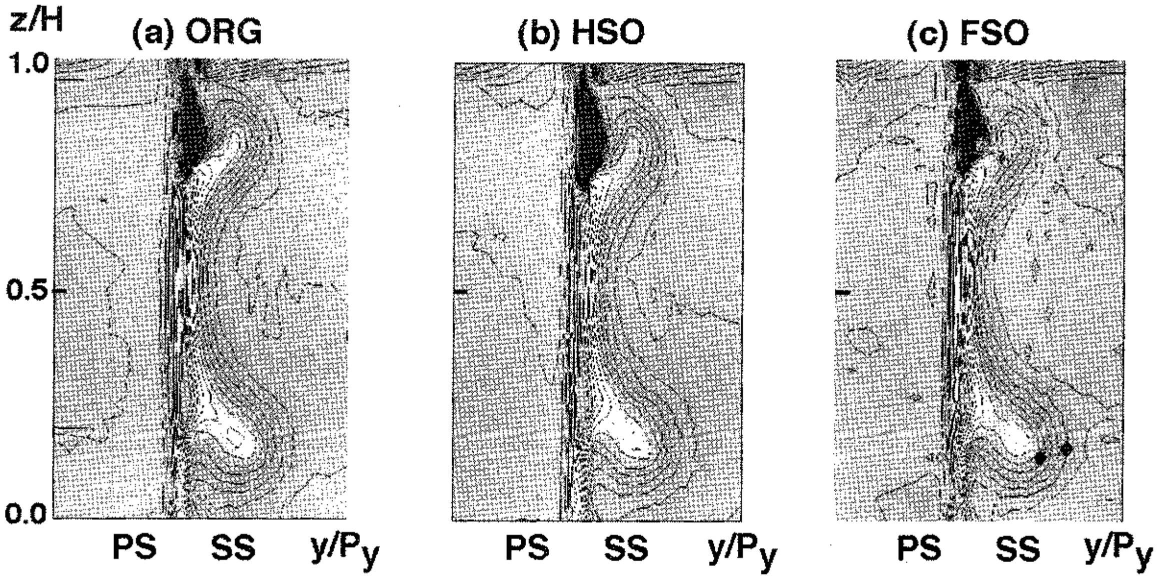


Figure 8 Measured stagnation pressure loss contours for the three cases at the station S7

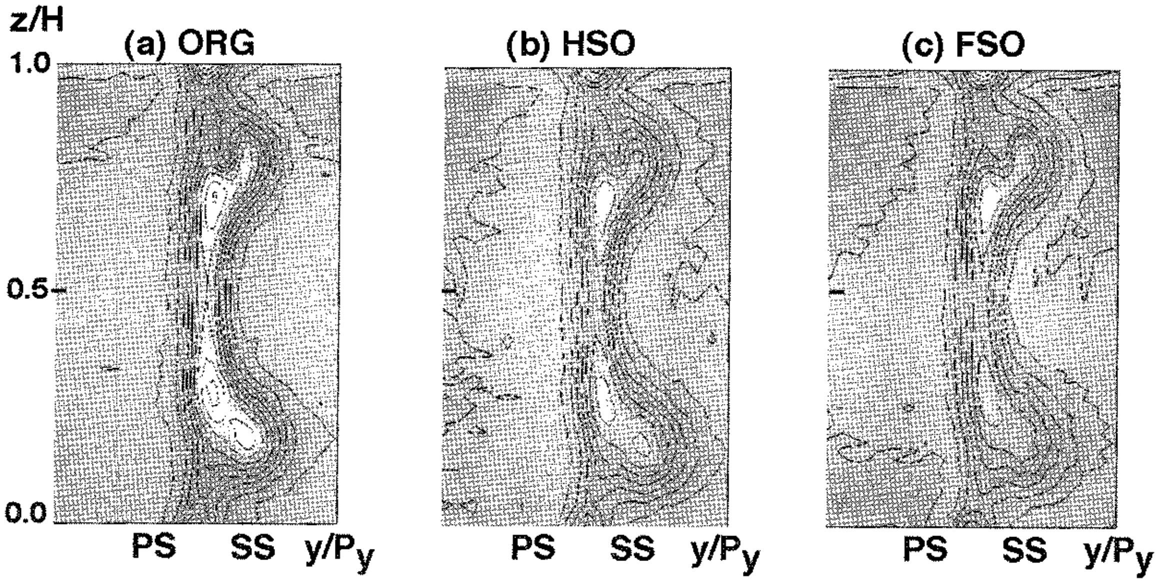


Figure 9 Measured stagnation pressure loss contours for the three cases at the station S8

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

A―22

アドバンスト高湿分ガスタービンシステム検証プラントの開発

Development of System Verification Plant for Advanced Humid Air Turbine

○正 秋山陵（日立） 正 圓島信也 正 幡宮重雄 正 荒木秀文
正 小金沢知己 正 柴田貴範 正 片桐幸徳
Ryo AKIYAMA, Hitachi Ltd.Power and Industrial Systems R&D Laboratory
Horiguchi 832-2 Hitachinaka-shi Ibaraki-ken
Shinya MARUSHIMA, Shigeo HATAMIYA, Hidefumi ARAKI,
Tomomi KOGANEZAWA, Takanori SHIBATA, Yukinori KATAGIRI

The Advanced Humid Air Turbine (AHAT) system is promising as a high efficiency medium-size gas turbine system. AHAT system improves the gas turbine thermal efficiency by using high-humidity air , a Water Atomization Cooling (WAC) system and a heat recovery system without needing a high firing temperature and pressure ratio. The following gas turbine elemental technologies concerning humidity air have been developed to realize the AHAT system: compressor, turbine blade cooling, and combustor. A system verification plant that consists of a gas turbine (two-stage radial compressor with pressure ratio 8, two-stage axial turbine, single-can combustor), recuperator, humidification tower, water recovery system, and other components will be completed in a month. The validation and performance test begin in October 2006.

Key Words: innovative cycle, gas turbine, humidification air, high efficiency, water recovery

1．はじめに

近年、電力事業を取り巻く環境は大きく変化し、変化の激しい社会・経済状態においてよりフレキシブルに対応できる発電システムとして高効率発電装置が求められている。ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせたコンバインドサイクルは現状最も高効率の発電システムとして広く利用されているが、ガスタービンを利用しシステムを工夫することによって高湿分空気を利用したガスタービン発電システム（AHAT）もそのひとつであり、湿分注入と再生サイクルを組み合わせることで高効率が期待できる[(1)(2)]。発電効率は同一ガスタービンを想定したコンバインドサイクルを上回り、特に中小容量機でその効率差は大きくなる。

本研究ではAHATサイクルを検証するために取り組んでいる要素技術開発状況について報告する。

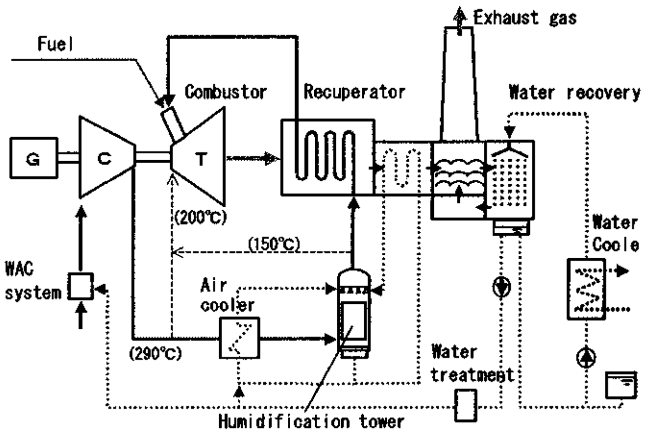


Fig.1 Schematic diagram of AHAT system

2．AHATサイクルの概要

図1にAHATサイクル系統を示す。圧縮機吐出空気を増湿塔に導き、湿分を付加した後、再生熱交換器でガスタービン排気ガスと熱交換し、高温高湿分空気として燃焼器に導き、燃焼空気として用いるガスタービン単体の高湿分再生サイクルである。圧力比、燃焼温度が既存システムと同程度のままであってもサイクルを改良することで高効率化を達成しようとするものである。

AHATサイクルの特徴として、以下の項目を挙げることが出来る。

1)吸気噴霧（WAC）

圧縮機吸込み空気に微細液滴を噴霧することにより吸気温度を低下させて吸込み空気量を増加させ、かつ圧縮機内部で蒸発させることにより圧縮機動力を低減できるので高出力化および高効率化に有効である。また、圧縮機中間冷却器を必要としないため、産業用や電力事業用に広く利用されている1軸型ガスタービンに適用することができる。

2)増湿器

圧縮機吐出空気量の約15wt%の湿分を添加し、出力増加させるとともに、再生熱交換器での熱回収量を増加し高効率化を図ることができる[(3)]。

3)燃焼器

従来の水または蒸気噴射ガスタービンに比べて多量の湿分が供給されるので低NOx化に有利である。

4)水回収器

ガスタービン排ガスから水回収、再利用することで、サイクルへの補給水量を低減することができる。また、凝縮潜熱の一部を回収することができる。

3．ガスタービン要素技術開発

1)高湿分圧縮機

圧縮機吸込み空気は吸気噴霧によって1.0wt%に過湿される。圧縮機吸気噴霧用に、大流量微細液滴噴霧ノズルを開発した[(4)]。 図2に噴霧ノズル試験結果を示す。試験によって、目標粒径20μmを十分下回ることを確認した。また、圧縮機内部での液滴蒸発挙動の評価技術を開発した[(5)]。

第34回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

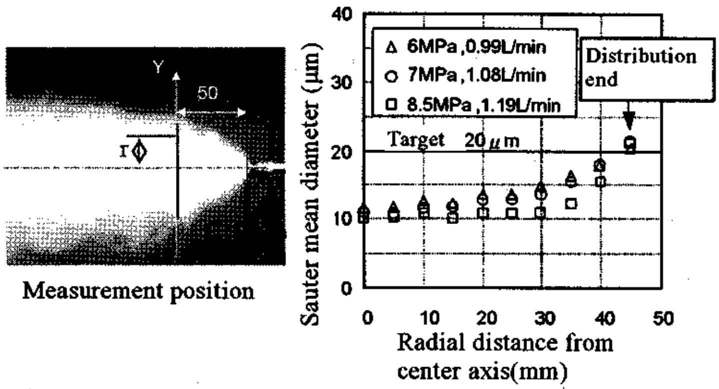


Fig.2 Spray nozzle test result

圧縮機は遠心２段で構成されており、第１段インペラは相対マッハ数を低下させるためにスプリッタ翼を採用し、前縁部の衝撃波損失を低減している。図３に第１段インペラのマッハ数分布を示す。第２段インペラはディフューザに小弦節比タンデムディフューザ翼を採用することによってチョークの発生を抑え、高効率化と作動範囲の拡大を図っている。図４に第２段ディフューザを示す(6)。

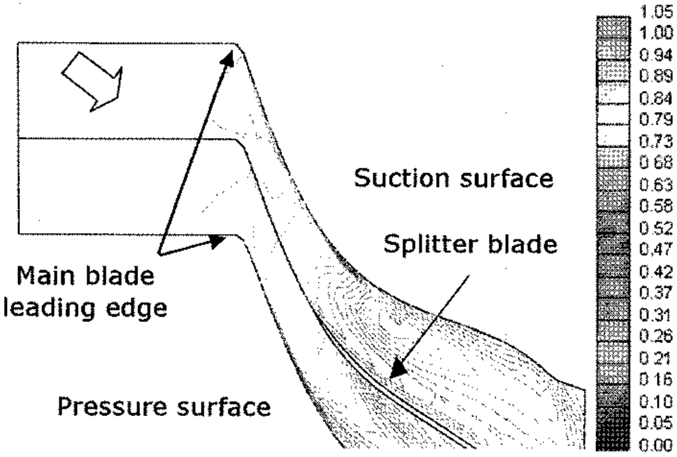


Fig.3 Relative Mach number distribution of first-stage impeller

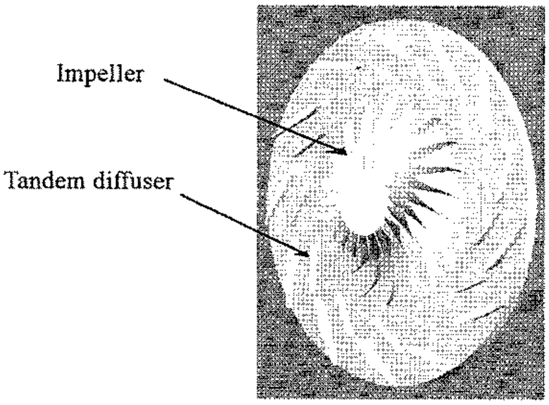


Fig.4 Second-stage diffuser

2)高湿分燃焼器

多孔同軸噴流クラスターバーナを開発し、AHAT 燃焼器に適用した。図５に LES(Large Eddy Simulation)結果を示す。空気孔径の２～３倍の短距離で混合促進され、逆火ポテンシャルを排除でき低 NOx と安定燃焼の両立を図っている。図６にバーナ外観を示す。燃焼器は、表１に示す４つのモードで運転される。図７に高湿分空気、ドライ空気による LNG 燃焼試験結果を示す。50%負荷以上で湿分を含んだ空気による燃焼に切替制御することで、ガスタービン負荷 50%から 100%において NOx 目標値 10ppm（16%O_2）を達成した(7)。

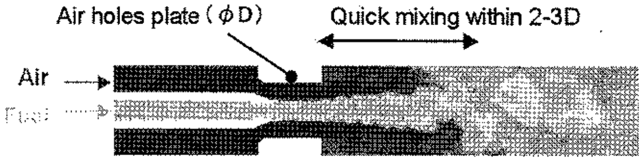


Fig.5 Mixture analysis result of coaxial jet cluster nozzle burner

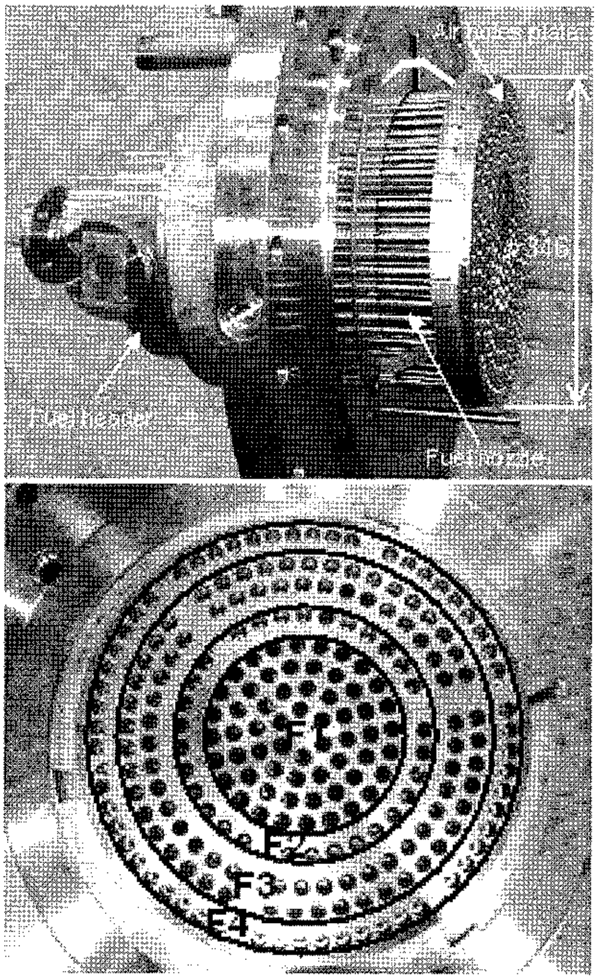


Fig.6 Cluster burner

Table 1 Combustor operating mode

Startup～FSNL	F1 section
～25% load	F1+F2 section
～70%load	F1+F2+F3 section
70% load～	F1+F2+F3+F4 section

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

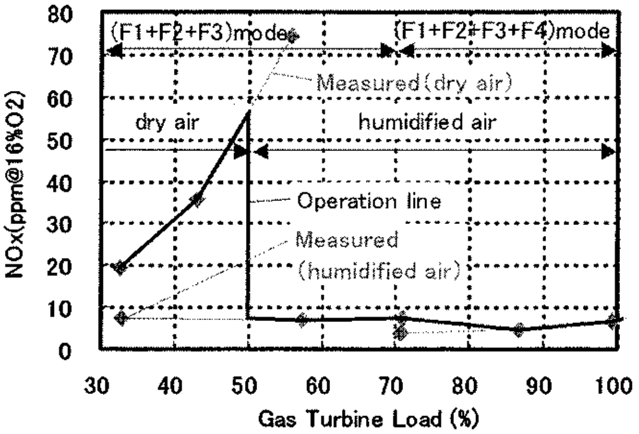


Fig.7　NOx emissions as function of gas turbine load

3)高湿分タービン

主流空気に湿分を含む為、空気に比べて比熱が大きく伝熱特性も優れている。このため AHAT ガスタービンではタービン翼の冷却強化が必要となる[8]。

図８に第１段静翼の冷却構造を示す。インピンジメント冷却とフィルム冷却によって冷却され、翼後縁側にはピンフィン冷却を採用している。図９に第１段動翼の冷却構造を示す。サーペインタイン冷却パス構造であり、内部には V 型スタッガードリブを採用して冷却強化している。この結果、図１０、図１１に示すようにメタル温度は許容値以下を達成している。

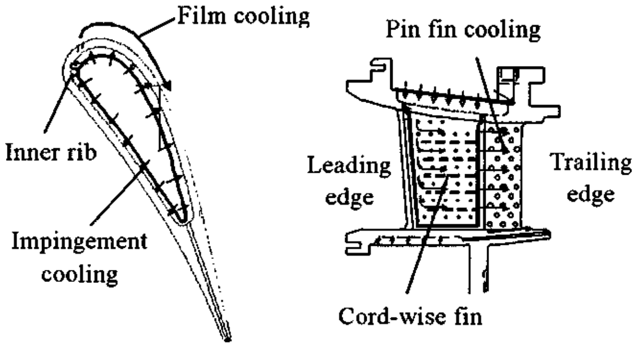


Fig.8　Schematic of first-stage stator blade

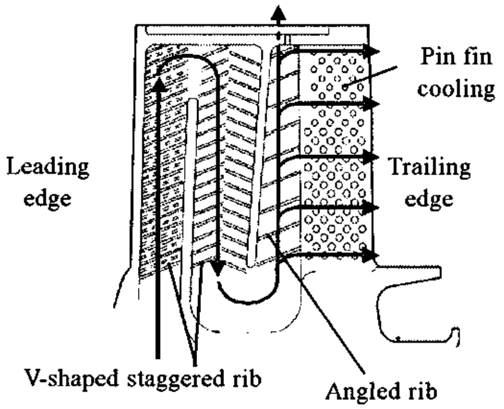


Fig.9　Schematic of first-stage rotor blade

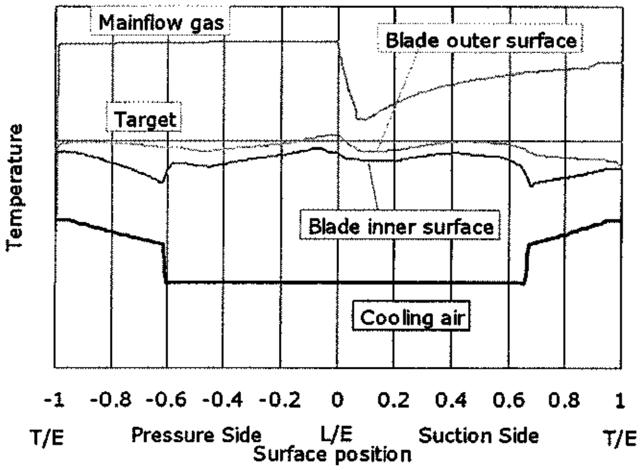


Fig.10　Calculation result of mean section temperature in first-stage stator blade

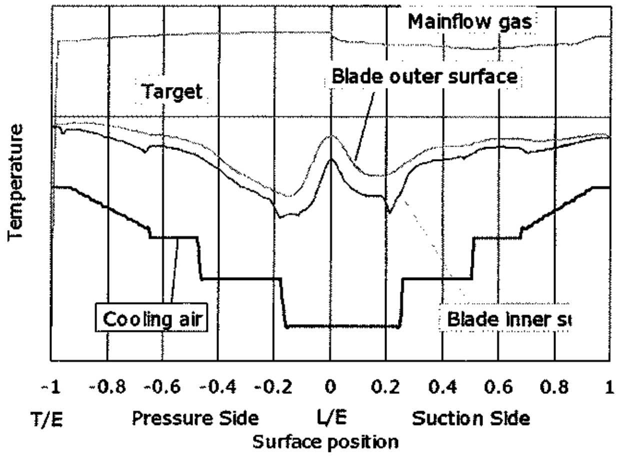


Fig.11　Calculation result of mean section temperature in first rotor blade

４．AHAT システム検証プラント

AHAT システムを検証するため、2005 年度から要素技術開発の成果を反映させたパイロットプラントの製作及び建設を進めている。表２にパイロットプラントの基本仕様を示す。パイロットプラントは小型ガスタービンを核として、プレートフィン型再生熱交換器、増湿塔、吸気噴霧冷却装置、水回収装置等から構成されている。燃料は LNG を使用し、水回収装置で回収した水を補給水として再利用する。2006 年 10 月から試験運転を開始する。

５．まとめ

AHAT システム検証のため取り組んでいる要素技術開発状況及び現在建設中のパイロットプラントについて述べた。AHAT は蒸気タービンを利用せずにガスタービン単体でコンバインドサイクルを凌ぐ出力と効率を目指すもので、機器構成が単純なことから設備費が安く運転制御が容易と考えられる。更に、燃焼時の NOx、CO_2 の発生が少なく環境にやさしい発電システムであり、環境、エネルギー問題の解決に貢献できると考えられる。

本研究は、経済産業省資源エネルギー庁からエネルギー使用合理化技術開発費補助金（高効率ガスタービン実用化要素技術開発）を受けて実施したものである。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Table 2 Pilot plant design specifications

Items	Unit	Design
Rated output	kW	3600
Thermal efficiency	%LHV	43
Compressor type	—	2-stage radial
Turbine type	—	2-stage axial
Pressure ratio	—	8
Turbine Speed	rpm	17800
Generator Speed	rpm	1500
Inlet Air Flow	kg/s	10
Gas Turbine Inlet Temperature	degC	1180
Gas Turbine Exhaust Temperature	degC	655
Fuel	—	LNG
Air humidity	wt%	17.6
NOx Emissions	ppm	<10

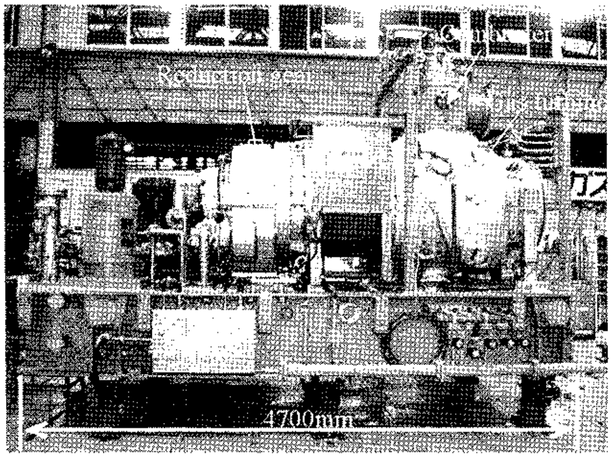


Fig.12 Gas turbine for AHAT-pilot plant

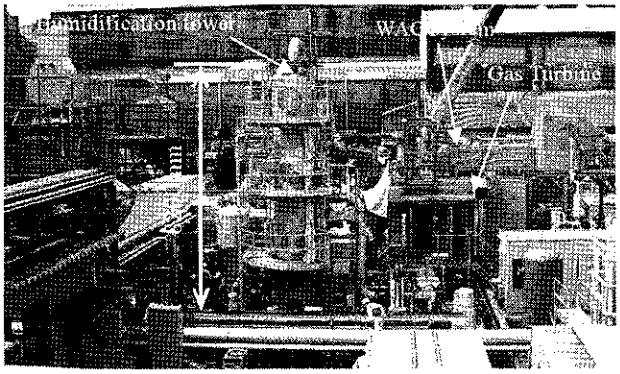


Fig.13 AHAT-pilot plant Installation

参考文献

（1）Hatamiya, S. et al., "AHAT: Gas Turbine Power Generation Technology Using High Humidity Air" Proc. Int. Conf. on Power Engineering, vol.2, pp1-6, Kobe, Japan. (2003)

（2）Higuchi, S. et al., "Utilization of the Gas Turbine Designed for Advanced Humid Air Turbine", ACGT 2005-088, Seoul, Korea(2005)

（3）Araki. H. et al., "DESIGN STUDY OF A HUMIDIFICATION TOWER FOR THE ADVANCED HUMID AIR TURBINE SYSTEM", ASME GT2005-68671, Nevada, USA

（4）井上他２名：「大流量微小水滴用１流体噴霧ノズルの開発」第 11 回日本液体微粒化シンポジウム(2003)

（5）柴田他２名：「ガスタービン吸気ダクト内を流れる液滴群の蒸発挙動」第 9 回動力・エネルギー技術シンポジウム（2005）

（6）Kuroki, H. et al. "Development of Elemental Technologies for Advanced Humid Air Turbine system", ASME GT-2006-90639, Barcelona, Spain (2006)

（7）小金沢他２名：「高湿分空気利用ガスタービン用燃焼器の燃焼特性」第 10 回動力・エネルギー技術シンポジウム(2006)

（8）Horiuchi, Y. et al. "Improvement of heat transfer performance of turbulence promoter ribs", ASME GT-2006-91168, Barcelona, Spain (2006)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

セルロースの高温高圧水下での液状化に対する昇温速度の影響

＊岡村隆成、佐藤久佳、福原長寿、高橋晋（八戸工大）

Influence of heating rate on cellulose liquefaction in hot compressed water

Takanari Okamura, Hisayoshi Satoh, Tyoju Fukuhara and Susumu Takahashi（HIT）

ABSTRACT

The effect of heating rate on the liquefaction of a microcrystalline cellulose particle was investigated by using a batch type reactor with a temperature controller. Experiments were carried out over the temperature range of 443 – 553 K. The temperature profile of the heating was controlled to obtain a proportional relationship with time. Heating rates ranged from 0.0167 – 0.167 K/s. The resulting concentration profiles of cellulose, oligosaccharides, monosaccharides and pyrolysis products were analyzed using a theoretical model which considered temperature variation during the reaction. The calculated results exhibit a reasonable fit to the experimental data. The predicted cellulose concentration profiles over a wide range of heating rates indicate that liquefaction of cellulose is affected when the heating rate is below 1 K/s. It is concluded that consideration of the heating process is necessary in the modeling of liquefaction when using reactors which can not achieve fast heating.

Key words: Hot compressed water, heating rate, liquefaction, cellulose, reaction kinetics

1．はじめに

未利用バイオマスをエネルギー源として取り出し、利用する試みが盛んである。この中で、木質バイオマスは、ボイラでの直接燃焼やガス化炉を用いて生成したガスをガスエンジンなどでの利用の例が見られる。ガス化法には各種あるが、超臨界水ガス化法は含水率の高い原料でも乾燥過程が不要なために節エネルギーであり、また水素リッチガスの生成が見込まれている[1)2)]。この生成ガスはCOを含有するが、高温酸化物型燃料電池（ ）での利用に対して電極腐食の問題はなく、燃料として直接供給が可能である。このSOFCとガスタービンを組み合わせた発電システムは、高効率プラントとして期待されており、このシステムに超臨界水ガス化システムを組み込んだプラントは、再生可能エネルギー利用の環境性に優れたシステムになる可能性がある。

木質バイオマスの超臨界水ガス化法の研究の一環として、ガス化の前処理としての高温高圧水下での液状化過程を明らかにする必要がある。ここでは、液状化過程での昇温速度と最高温度の影響を木質バイオマスの主要成分であるセルロースを試料として実験と解析で調べた。実験は、バッチ式試験装置を用いて昇温速度と最高温度を想定した範囲の中で変化させた実験を行い、液状化の分解過程で生成する成分を特定した。この結果に基づいてセルロースの分解反応過程を推定した。更に、温度変化が存在する反応場でのセルロース粒子の分解反応過程をモデル化して解析し、実験結果との比較を試みた。

2．セルロースの液状化試験

2.1 試験装置および試験条件

試料であるセルロースは、結晶化セルロース(Avicel No.2331)を使用し、その平均粒径は20-100□m である。試験装置はバッチ式であり、反応容器は、材質Hastelloy C-22で、体積$9.7\times10^{-5}m^3$の反応部を持ち、4本のカートリッジヒータが設置されている。試験装置システムをFig. 1に示す。反応部には2本の熱電対が取り付けられており、一本は反応装置内の液体温度を、もう一本は反応装置自体の温度を計測している。装置内の液体温度はPDI制御で昇温を制御され、昇温パターンはPCプログラムでセットされ、計測された温度はPCに取り込まれる。液状化試験において、純水69.3gに対してセルロース0.7gを反応容器内に投入し、試験装置に取り付け後、N_2ガスでパージを行った後、1MPaに加圧する。

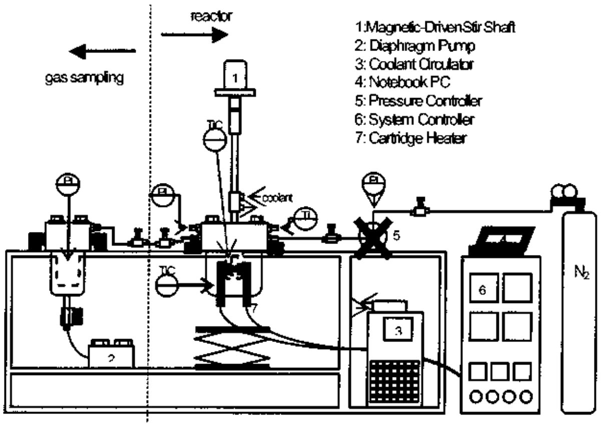


Figure 1.　Schematic of batch reactor system

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

容器内の温度は昇温プロセスに従って昇温する。昇温速度は 0.0167K/s～0.167K/s の範囲で、最高温度は 423K～543K の範囲とした。昇温および冷却プロセスは、次式で与えられる。

昇温プロセス　$T = v_T \cdot t + T_{init}$

冷却プロセス　$$T = \frac{6000 \cdot (T_{max} - 273.15)}{t - \frac{(T_{max} - T_{init})}{v_T} + 6000} + 273.15$$

ここで、T は温度、v_Tは昇温速度、t は時間、T_{max} は最大温度、T_{init} は初期温度で 303K に設定されている。冷却プロセスは自然冷却であり、両プロセスを計算式で与えた。計算式はセルロースの分解反応解析での温度条件として使用した。Fig. 2 に昇温および冷却プロセスでの実験値および計算値の比較を示す。

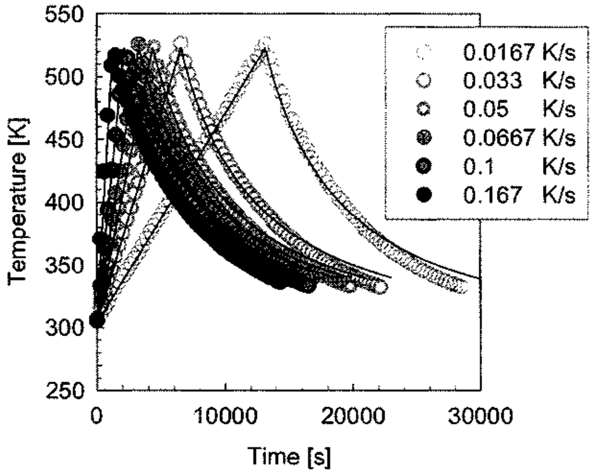


Figure 2. Comparison of experimental and calculated temperature profile of the aqueous phase inside the cell.
Plots: experimental data, solid lines: calculated data. The heating rate is 0.0167 K/s - 0.167 K/s. The quenching is done by natural cooling.

2.2 試験結果

セルロースの反応率は、反応後の固形分をできる限り採取し、反応前後の質量変化から算出した。その結果、全ての条件で、反応後の液体＋固形分の回収率は 98%以上であった。反応後のガス生成を調べた結果では、スはほとんど生成していないことを確かめた。Fig. 3 に最高温度に対する昇温速度をパラメータとした場合の反応率を示す。

液状生成物の組成は HPLC により測定した。HPLC システムの構成は、カラム:糖分析用カラム（SPR-Ca, 250L×7.8φ）、検出器: RID(RID-10A, 島津製)、移動相: 超純水(流量 0.6 cm3/min)である。ガス生成物の組成は、GC(GC-2014,島津製)により測定し、その結果、最高温度 523K 以上で微量の CO_2, O_2, H_2 のガス生成が見られたが、その他の条件ではガスの生成はなかった。Fig. 4 に、液状生成物の一例として最高温度 523K で、(a)昇温速度を変化させた場合と、(b)0.05K/s の場合の計測結果を示す。液状生成物として、セロビオース、セロトリオース、セロテトラオースなどのオリゴマー、グルコース、フルコースなどのモノマー、そしてエリスロース、5-HMF などの二次分解生成物が見られた。

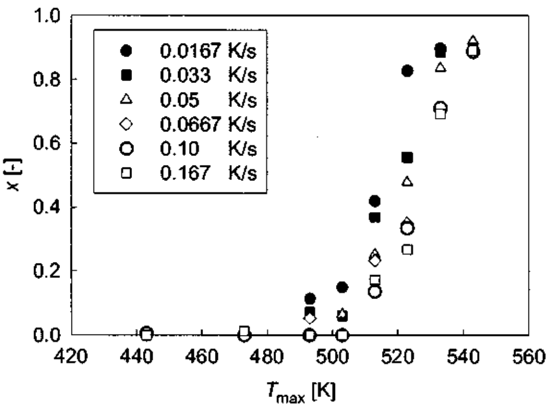


Figure 3. Relationship between the decomposition ratio of cellulose and T_{max} for various v_T.

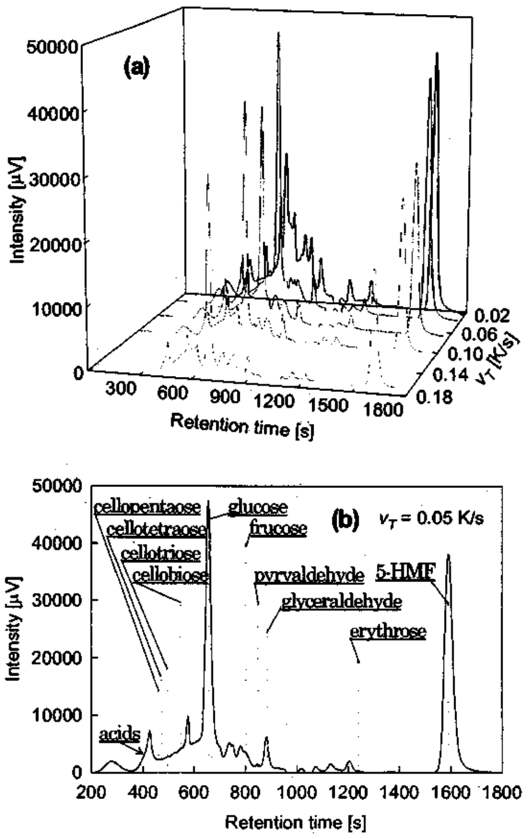


Figure 4. HPLC chromatograms of recovered liquid samples. (a) Results for several v_T at T_{max} = 523 K. (b) Result at v_T = 0.05 K/s and T_{max} = 523 K and retention times of pure chemicals

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

昇温速度をパラメータとして最高温度に対するこれらのオリゴマー、モノマーおよび二次分解生成物の濃度をFig. 5に示す。

この結果によると、オリゴマーは、全ての昇温速度において最高温度が低い段階から分解反応が進行している。また、オリゴマー濃度はある最高温度で最大値を持つことから、反応の進行に伴って生成したオリゴマーの更なる分解が起こっていることを示している。

次に、モノマーはオリゴマーよりも最高温度が高い条件で生成が開始されている。またモノマー濃度は昇温速度が遅い条件である最高温度に対して最大値を持つこと、そしてその最大値はオリゴマー濃度が最大となる最高温度よりも更に高い値で現れている。これらの現象は、モノマーが分解して別の物質に変化していること、そして反応の進行に伴い生成したオリゴマーの分解によりもモノマーが生成していることを示している。

二次分解生成物は、全ての昇温速度条件でオリゴマー、モノマーに較べて、最高温度が高い条件から生成を開始しており、その濃度は単調に増加する傾向を示している。この現象から、二次分解生成物は、反応の進行に伴い生成したオリゴマーおよびモノマーの分解により生成していることを示している。

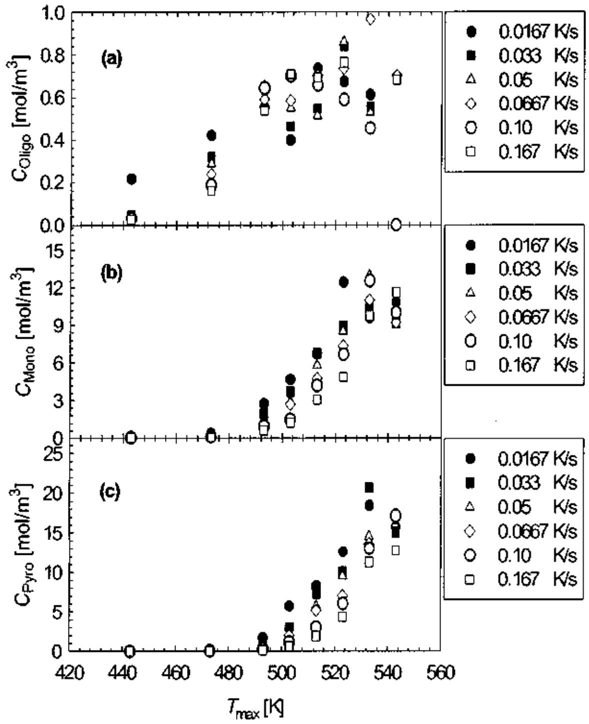


Figure 5. Relationship between the concentration of products and T_{max} for various v_T. (a) oligosaccharides, (b) monosaccharides, (c) pyrolysis products.

3．セルロースの分解反応解析

3.1 セルロースの分解反応モデル

セルロースの分解は、実験結果と文献 3)により、次の素反応に従い進行するものとした。

Ⅰ.セルロース粒子(固体)の分解によるオリゴマー(液体)の生成

Ⅱ.オリゴマー(液体)の分解によるモノマー(液体)の生成

Ⅲ.モノマー(液体)の分解による二次分解生成物(液体)の生成

Ⅳ.モノマー(液体)の分解による二次分解生成物(液体)の生成

上記4つの素反応を図に描くと、次のようになる。

加水分解　　加水分解

ｾﾙﾛｰｽ粒子(固体) → ｵﾘｺﾞﾏｰ(液体) → ﾓﾉﾏｰ(液体)

RA、加水分解↓　　↓RA他

RA: Retro-Aldol condensation　　二次分解生成物(液体)

これらを化学量論的な反応として、化学式で書き表すと、

ｾﾙﾛｰｽ(s) + 75.7·H_2O(l) → 76.7·ｵﾘｺﾞﾏｰ(l)　r_1　(1)

ｵﾘｺﾞﾏｰ(l) + 2·H_2O(l) → 3·ﾓﾉﾏｰ(l)　r_2　(2)

ﾓﾉﾏｰ(l) + H_2O(l) → 二次分解生成物(l)　r_3　(3)

ﾓﾉﾏｰ(l) + 2·H_2O(l) → 3·二次分解性生物(l)　r_4　(4)

ここで、sは固体であり、lは液体を示す。セルロースは平均230molのグルコースとしている。r_1-r_4はそれぞれの素反応の反応速度を示す。

3.2 セルロース粒子の分解

セルロース粒子の分解によるオリゴマーの生成[4),5)]を解析するためのモデルをFig. 6に示す。セルロース粒子は、固体で球形とし、反応前の半径をr_0とする。素反

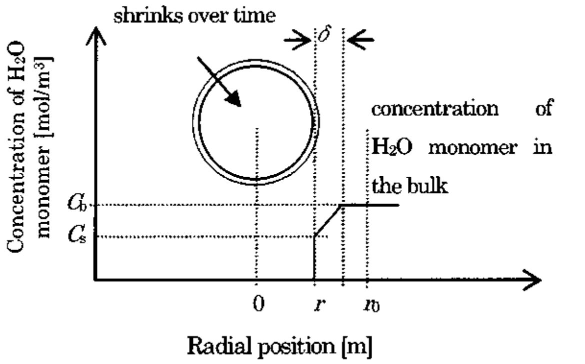


Figure 6. Representation of the reacting cellulose particle proposed in this study

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

応Iの過程は、次の2段階とする。

(A) H_2O モノマーのセルロース粒子廻りの水境膜内における拡散

(B) セルロース粒子表面における水モノマーとの加水分解反応

(A) の段階において、水モノマーはバルクからセルロース粒子表面に水境膜を通して質量輸送されると仮定すると、輸送速度は次式となる。

$$W_A = 4\pi r^2 \cdot k_c (C_b - C_s) \tag{5}$$

ここで、W_A は水モノマーの質量輸送速度、C_b と C_s はそれぞれバルクとセルロース粒子表面での水モノマーの濃度、k_c は水モノマーの質量輸送係数である。r は反応後のセルロース粒子半径であり、加水分解反応が進むに従い減少する。

(B)の反応は固体セルロース粒子の表面でのみ進行するが、固体のセルロース粒子は水境膜に取り囲まれているので、H_2O モノマーの水境膜内での拡散によるバルクからセルロース粒子表面までの H_2O モノマーの濃度の減少がある。また、セルロース粒子は細孔を有しておらず、粒子表面においてのみ進行する。そのため、粒子表面での反応に伴い、H_2O モノマーの濃度は粒子表面にて 0 になる。反応の進行に伴いセルロース粒子は表面から多糖に分解されるため、時間が経つにつれてセルロース粒子の半径は減少して行く。(B) の段階において、水モノマーによる加水分解は次式で表示できるとすると、

$$W_B = 4\pi r^2 k_s \cdot C_s \tag{6}$$

ここで、W_B はセルロース粒子の表面での加水分解速度、k_s は速度定数であり、この値は、昇温・冷却プロセスの温度変化の場において変化する。ここで、セルロースの分解過程は準定常状態と仮定すると、(5)、(6)式は等しい。更に、これらはセルロース粒子 1 個に対する水モノマーの反応速度に等しいので、

$$-r_A = 4\pi r^2 \cdot k_c (C_b - C_s) = 4\pi r^2 k_s \cdot C_s \tag{7}$$

ここで、r_A はセルロース粒子1個に対する水モノマーの反応速度である。

一方、セルロース粒子の半径は反応中のある時間で r になり、粒子のモル密度を ρ とすると、そのときの粒子の質量バランスから、次式が得られる。

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{4}{3}\pi r^3 \cdot \rho\right) = -r_B \tag{8}$$

ここで、r_B はセルロース粒子 1 個の反応速度である。この過程は当量比反応としているので、$r_A = 75.7 \cdot r_B$ であり、(7)、(8)式から、時間経過に伴う粒子半径変化に関する次式が得られる。

$$-4\pi r^2 \cdot \rho \frac{dr}{dt} = \frac{4\pi r^2 \cdot C_b}{75.7 \cdot (1/k_c + 1/k_s)} \tag{9}$$

上式をセルロース粒子の分解に関する式に変換する。セルロース粒子1個の分解率を x とすると、

$$1 - x = \frac{\frac{4}{3}\pi r^3 \cdot \rho}{\frac{4}{3}\pi r_0^{\,3} \cdot \rho} = \left(\frac{r}{r_0}\right)^3 \tag{10}$$

上式を時間 t で微分すると、

$$-\frac{dx}{dt} = \frac{3}{r_0^{\,3}} r^2 \frac{dr}{dt} \tag{11}$$

セルロール粒子の分解速度は次式となる。

$$\frac{4\pi r_0^{\,3}}{3} \cdot \rho \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{4\pi r_0^{\,2} \cdot (1-x)^{2/3} \cdot C_b}{75.7 \cdot (1/k_c + 1/k_s)} \tag{12}$$

分解率をセルロースのモル濃度で表すと、

$$x = \frac{C_{Cel,0} - C_{Cel}}{C_{Cel,0}} \tag{13}$$

ここで、$C_{Cel,0}$ 、C_{Cel} は、それぞれ時間 $t = 0$、t におけるモル濃度である。上式を使うと、分解速度は次式となる。

$$r_{Cel} = -r_1 = \frac{dC_{Cel}}{dt} = -k_1 C_{Cel}^{\;2/3} \tag{14}$$

ここで、r_{Cel} はセルロース粒子の分解速度である。k_1 は速度定数であり、次式となる。

$$k_1 = \frac{3 \cdot C_{Cel,0}^{\;1/3} \cdot C_b}{75.7 \cdot \rho \cdot r_0 \cdot (1/k_c + 1/k_s)} \tag{15}$$

次に、オリゴマー、モノマーおよび二次分解生成物の反応速度に関する関係式は次式で与えられる。

$$r_{Oligo} = \frac{dC_{Oligo}}{dt} = 767 \cdot r_1 - (r_2 + r_4) = 767 \cdot k_1 C_{Cel}^{\;2/3} - (k_2 + k_4) C_{Olig}$$

$$r_{Mono} = \frac{dC_{Mono}}{dt} = 3 \cdot r_2 - r_3 = 3k_2 C_{Oligo} - k_3 C_{Mono}$$

$$r_{Pyro} = \frac{dC_{Pyro}}{dt} = r_3 + 3 \cdot r_4 = k_3 C_{Mono} + 3k_4 C_{Oligo}$$

(16)、(17)、(18)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

ここで、r_{Oligo}, r_{Mono},およびr_{Pyro} は、オリゴマー、モノマー、二次分解生成物の反応速度であり、C_{Oligo}、C_{Mono}、C_{Pyro} は、同様生成物のモル濃度である。

3.3 解析結果

(14)、(16)－(18)式を解くことにより、それぞれの生成物の反応速度を求めることができる。4 次の Runge-Kutta 法を適用して、数値解析を行った。計算に必要な活性化エネルギーや速度定数などのパラメータを Table 1 に示す。

Table 1. Parameters used in calculating the concentration of each chemical

Parameters	set value	Unit
E_{as}	141	kJ/mol
E_{a2}	101	kJ/mol
E_{a3}	129	kJ/mol
E_{a4}	141	kJ/mol
k_{0s}	7.3×10^{6}	-
k_{02}	6.0×10^{7}	-
k_{03}	1.0×10^{10}	-
k_{04}	3.0×10^{11}	-
k_c	0.001	m/s
T_{init}	303.15	K
T_{max}	423.15~573.15 (changed in steps of 1 K)	K
C_{Cel0}	0.241	Mol/m^3
r_0	8.0×10^{-5}	M
□	555	Mol/m^3
m_0	0.7	G
V	7×10^{-5}	m^3
C_b	7.0×10^{3}	Mol/m^3
R	8.314	J/(K·mol)
H	1	s

Fig. 7 に、解析結果の一例として、最高温度 T_{max}=523K、昇温速度 ν_T=0.05K/s の条件での時間経過に伴う各成分の濃度の変化状態を示す。オリゴマー濃度は、先行して温度 470K 近傍から増加し、モノマー、二次分解生成物濃度はその後急激に増加している。この計算結果は、Fig. 6 に示す実験結果の傾向とよく一致している。また、オリゴマーは温度上昇と時間経過に従って、最大値を取った後、減少しており、オリゴマーからモノマーあるいは二次分解生成物に分解している過程を示すものである。更に、冷却プロセスにおいて、オリゴマー、モノマーおよび二次分解生成物は、470K 近辺以降の低温度域で一定濃度を示し、分解反応が見られない状態にある。

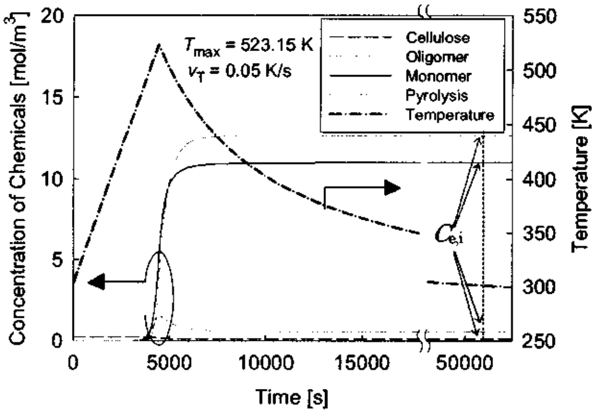


Figure 7.　An example of a calculated result. T_{max} = 523 K, v_T = 0.05 K/s.

次に、Fig. 8 に最高温度に対する各成分濃度の計算結果と実験結果との比較を示す。昇温速度は v_T =0.0167 K/s、0.05 K/および 0.10 K/s の 3 通りである。どの昇温速度でもセルロースとオリゴマーのプロフィールは、両者よく一致している。モノマーと二次分解生成物のプロフィールは、533K よりも低い温度域での一致は見られるが、昇温速度 0.10K/s の条件で見ると、それ以上の高い温度域では計算値は実験値に較べて高い値を示している。昇温速度は低くなるとこの傾向は強くなる。この両者の違いは、タールの生成に依存していると考えられる。解析モデルでは、このタールの生成が取り込まれておらず、今後の課題としたい。

4．結論

高温高圧水下でのセルロースの液状化特性をバッチ式試験装置を使って調べ、更に解析を行った結果、以下の結論を得た。

1.液状化は昇温速度の影響を受け、速度が減少すると分解は増加する。単糖および二次分解性生物に付いても上記と同様の傾向がある。

2.実験結果より、セルロースの液状化プロセスは、以下の通りである。1.セルロースから多糖に分解、2.多糖から単糖に分解、3.多糖から二次分解生成物に分解、4.単糖から二次分解生成物に分解する。

3.時間と共に温度変化がある条件でのセルロース液状化の解析モデル結果は、実験結果との比較で妥当な値を示した。

4.実験および解析の結果は、液状化プロセスの設計に対する基礎的な指針を提供できる。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

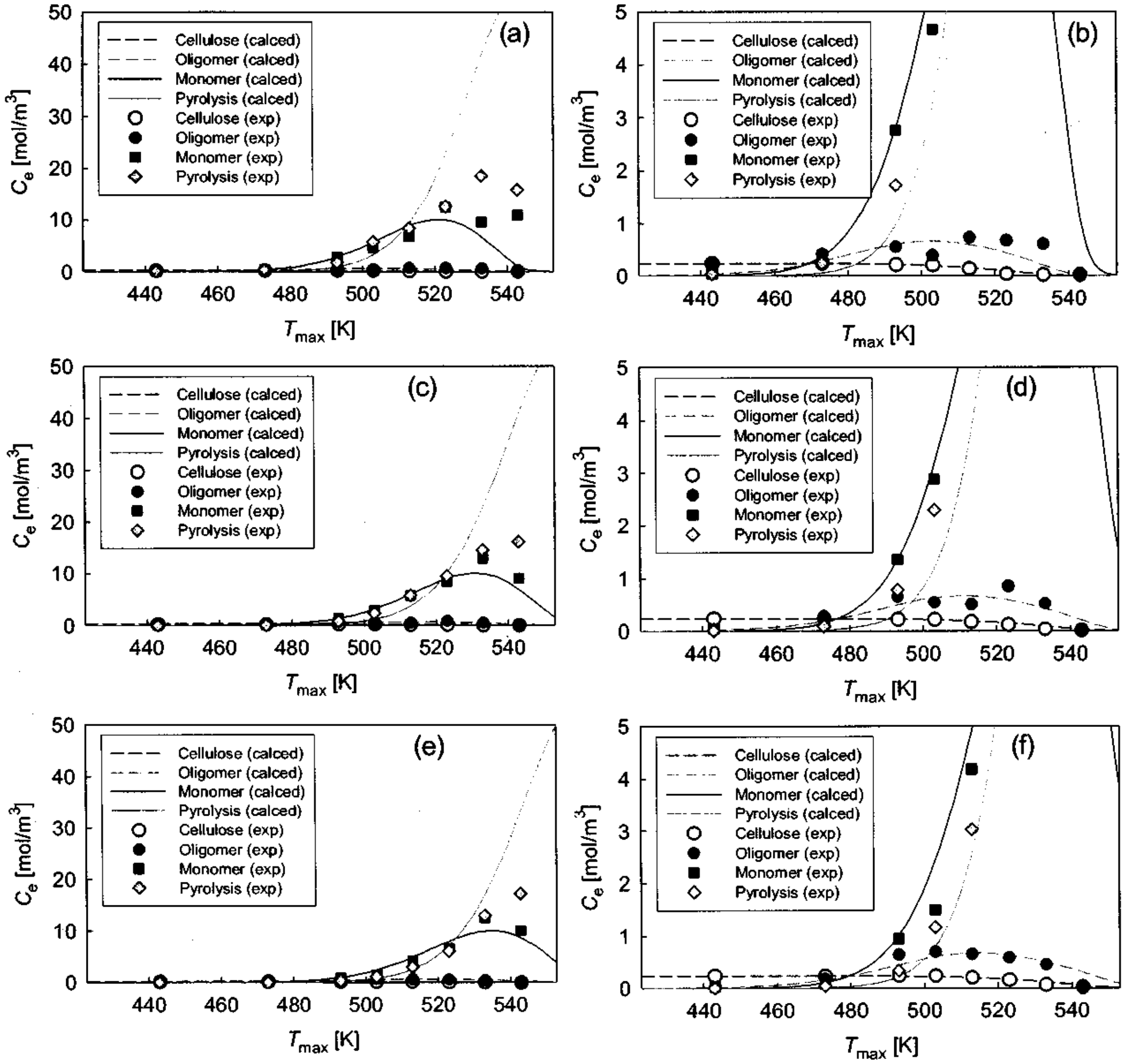


Figure 8. Effect of T_{max} on C_e. (a) v_T = 0.0167 K/s, (b) Magnified part of the vertical axis in (a), (c) v_T = 0.05 K/s, (d) Magnified part of the vertical axis in (c), (e) v_T = 0.10 K/s, (f) Magnified part of the vertical axis in (e)

謝辞

本研究は文部科学省が実施する「ハイテク・リサーチ・センター整備事業」の成果である。

参考文献

1) J.-G. Lee, M.-S. Kim, S.-K. Ihm, Gasification of Glucose in Supercritical Water, Ind. Eng. Chem. Res. 41 (2002) 1182-1188.
2) M. J. Antal Jr., S. G. Allen, D. Schulman, X. Xu, Biomass Gasification in Supercritical Water, Ind. Eng. Chem. Res. 39 (2000) 4040-4053.
3) M Sasaki, M Furukawa,K Minami, T Adschiri, K Arai, Kinetics and mechanism of cellulose hydrolysis and retro-aldol condensation in subcritical and supercritical water, Ind. Eng. Chem. Res. (2002) 41, 6642.
4) M. Sasaki, Z. Fang, Y. Fukushima, T. Adschiri, K. Arai, Dissolution and Hydrolysis of Cellulose in Subcritical and Supercritical Water, Ind. Eng. Chem. Res. 39 (2000) 2883-2890.
5) M. Sasaki, T. Adschiri, K. Arai, Kinetics of Cellulose Conversion at 25 MPa in Sub- and Supercritical Water, AIChE J. 50 (2004) 192-202.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

化学再生を利用したガスタービンサイクル
—水蒸気による改質率が効率に与える影響について—

*古谷　博秀（産総研）

Study of Gas-turbine System with Chemical Recuperation
—The influence of conversion ratio of carbon with steam on the performance—

*Hirohide Furutani (AIST)

ABSTRACT

The final purpose of this study is the investigation of the ability to increase the system efficiency by introducing the chemical recuperation for the integrated system of a low temperature reformer or gasifier and a gas-turbine. In this paper, for the discussion of theoretical optimum point, the system performances of IGCC system were calculated under the several conditions of the carbon conversion ratio with steam.

Key words: coal-gasification power generation system, chemical recuperation

1. はじめに

本研究は、改質器またはガス化炉とガスタービンのシステムインテグレーションによる発電の高効率化について、エクセルギー再生システムの概念に基づき、排熱を使った改質またはガス化による効率の向上の可能性について考察し、システムインテグレーションを検討し、高効率発電システム構築への指標を示すことを最終的な目的とする。ここでは、石炭ガス化炉とガスタービンのインテグレーションについて考察している。

エクセルギー再生ガス化 IGCC の基本概念については堤氏が提唱し、概念を示している。Fig. 1 にこのダイアグラムを示す。ダイアグラム中の数値は、それぞれ上がエンタルピー、下がエクセルギーを示す。

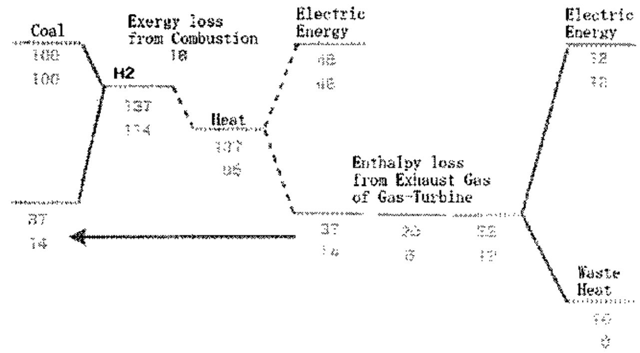


Fig.1 Basic Diagram of IGCC with Chemical Recuperation

2. 計算の前提条件

主開発要素は開発目標値とし、以外の機器は現状最高レベルの実績値を用いることとする。以下に計算条件を示す。

(1) 大気温度：15℃,大気圧力：0.1013MPa、相対湿度：60%

(2) 蒸気タービン断熱効率（高圧／低圧）：88%／90%

復水器真空度：722mmHg

(3) 空気圧縮機、タービン断熱効率：　89%、92%

(4) ガスタービン燃焼器燃焼効率：　100%

3. 完全水蒸気ガス化でのエクセルギー再生ガス化 IGCC

ここでは、システムの基本的な性能を議論するため、前述のダイアグラムに単純な機器を当てはめ議論した。具体的には、ガスタービン排熱を利用できる低温ガス化炉、ガスタービン、ガス化に必要な水蒸気を発生させる排熱回収ボイラ、ガス化用水蒸気を過熱するスーパーヒータと高圧、低圧の蒸気タービンとなる。これらの機器構成を Fig. 2 に示す。

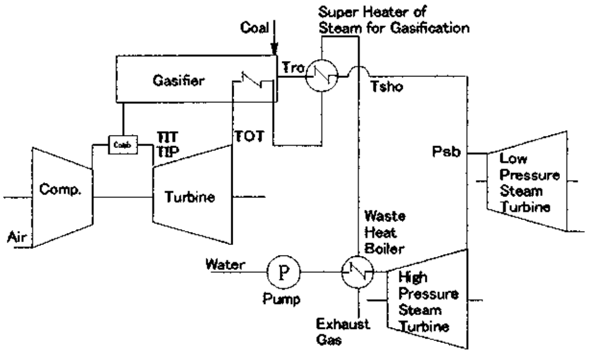


Fig2. Basic Structure of IGCC with Chemical Recuperation

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，(弘前)

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

ガスタービンの排熱は、ガス化装置および改質蒸気用スーパーヒータでガス化温度よりも高い温度での熱交換が必要であることから排熱回収ボイラよりも先に配置し、蒸気タービンは、高圧用と分岐後の低圧用の2段とした。

石炭はガス化温度700℃で、供給される熱と水蒸気によって完全にガス化するものとして試算を行った。石炭はモデル太平洋炭 $C_{2.42}H_2O_{0.47}$ とし、23kg/s(667MJ/s)供給するものとした。ガスタービン排熱によって改質のための熱を供給するため、ガス化炉出口 (Tro) で 700℃を超えるように、タービン作動圧力(TIP)を変化させた。計算結果を Table1 に示す。

Table1 Simulation Results under Completely Steam Gasification Condition.

TIT(℃)	TIP(kPa)	TOT(℃)	Tro(℃)	Tsho(℃)	Et(%)	Est(%)	E(%)	Psd(kPa)
1500	400	1074	711.2	680.6	33.5	20.4	53.9	1400
1700	600	1122	711.9	678.1	41	17.4	58.4	1600
1900	850	1166	710	673.4	46.6	15	61.6	1850
2100	1100	1224	716.6	676.9	49.8	12.8	62.6	2100
2300	1350	1285	712.4	668.5	50.9	10.8	61.7	2350
2500	1100	1431	710.7	653.6	41.9	7.7	49.6	2100

ここで、Et、Est は投入石炭の熱量に対するタービンおよび蒸気タービンの出力割合、E はシステム全体での効率を表す。タービン入口温度が 1500℃の場合、効率は53.9%となり、Fig.1 の基本ダイアグラムより低い値となった。これは、ガス化炉で必要な熱量が大きく、かつ、700℃以上でなければならないため、顕熱でこれを供給する場合、タービンの出口温度が 1074℃と高くなり、タービンで動力に変換できる熱落差充分にないため、結果的に低い効率となる。現時点では実際に製造することは難しいが、さらにタービン入口温度 (TIT) を向上させた計算例を同表中に示す。TIT を上昇させることで改善する方向となり、TIT=1900℃で Fig.1 とほぼ同じ値をとる。さらに、TIT=2100℃で 62.6% となり、ピークを迎える。この後、効率が向上しない理由は、TIT が高くなりすぎるとタービンの作動媒体が少なくなり、ガス化炉で利用する熱量をまかなうため温度落差が大きくなってしまい、タービンでの温度落差がとれないため、入口圧力が向上できず、タービンの効率が頭打ちとなり、さらに後段の蒸気タービンの出力が大きく減ってしまうためと考えられる。

4. 理想的なオートサーマル条件下でのシステム性能

ここでは、ガス化炉で使用する蒸気を改質温度まで上昇させてシステムから供給させることによって、ガス化炉での部分酸化による改質割合を下げ、冷ガス効率を向上させるシステムについて検討をおこなった。計算に用いたガス化炉条件については、理想的なオートサーマル条件が成り立つとして計算を行った。Fig.3 にタービン入口温度 1500℃とした場合の結果を示す。

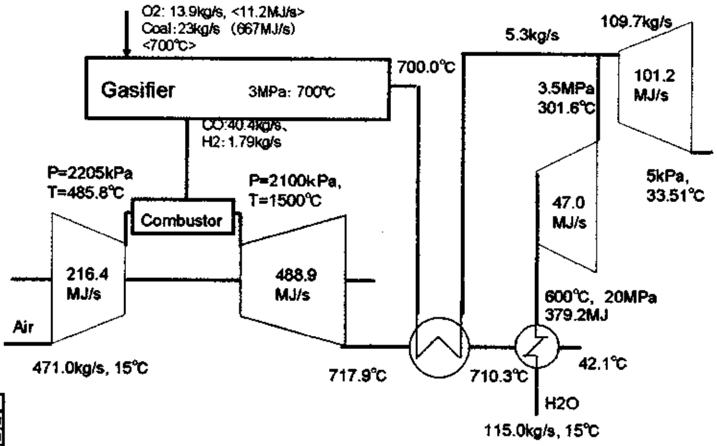


Fig.3 Simulation Results (TIT1500℃)

Efficiency: 63.0 % (61.3% under considering work for oxygen production〈Work for Oxygen Production 0.36kWh/Nm^3=0.806MJ/kgO_2)

理想的なオートサーマル条件を利用することによって、酸素製造動力を考慮して61%程度のシステムとなることがわかる。これは、ガス化炉への過度の熱供給を必要とせずガスタービン出口温度を改質蒸気用過熱に用いる 700℃強におさえることによって、ガスタービンで充分に膨張仕事を取り出すことができ、かつ、通常の IGCC でロスとなる改質用水蒸気の蒸発潜熱と改質温度までの顕熱を供給して冷ガス効率を向上させることができたためと考えられる。このオートサーマル条件を利用したシステムは高効率化の1つの形と考えられる。

5. システムにおける水蒸気による炭素転換率の効率への影響

上記においては、完全に水蒸気で改質する条件と、オートサーマルとなる条件の 2 条件で計算を行ったが、タービン入口温度および改質温度条件が違う場合、それぞれ違う水蒸気による炭素転換率で最高効率を示すと考えられる。

そこで、ここでは水蒸気による炭素転換率の効率に与える影響をまずガス化温度 700℃として調べると共に、ガス化温度が 850℃に上昇した場合の影響、およびガス化炉への熱供給の後にさらにタービンで膨張させる場合の結果を示す。

具体的にはシステム(図2)において、水蒸気による

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

炭素転換率の影響について計算を行った。

計算に用いたモデル石炭は前の計算と同様にモデル太平洋炭 $C_{2.42}H_2O_{0.47}$ として、23kg/s(667MJ/sw)供給するものとする。ここでは、議論を単純化するために、ガス化のための酸素および水の供給は量論の供給とし、生成ガスは、すべて水素 H_2 と一酸化炭素 CO に変換されるとした。水蒸気による炭素転換率は、石炭中の炭素をすべて酸素でガス化した場合0、すべて水蒸気でガス化した場合を100と定義している。計算に用いたガス化炉の条件を表2にまとめた。水蒸気による炭素転換率が低い時、ガス化炉で熱が余る。この熱にいては通常のIGCCにおいてガス化炉で発生する熱のうち約7割がスチームタービンに供給されていることから、熱の利用率として0.7倍して蒸気タービン用の排熱回収ボイラに供給した。排熱回収ボイラのガスタービン排ガス出口条件は、80℃としたが、熱交換器内の最小温度差が15℃をきる場合はこの排気温度を上昇させ15℃を維持した。蒸気タービンの入口温度は600℃、蒸気圧力は14MPaとした。但し、ガスタービン排気温度が615℃を切る場合は、その排気温度よりも15℃低い値とした。また、ガスタービン排熱を改質のための熱として供給するために、改質温度の700℃以上のガス温度が必要であることから、ガス化炉出口(Tro)で700℃を超えるように、前の計算と同様にタービン作動圧力(TIP)を変化させている。タービンの入口温度は1500℃と1700℃とした。また、水蒸気による炭素転換率の影響のみを示すため、各燃焼器や熱交換器の圧力損失はないとしてシステムの計算をできるだけ単純化して計算を行った。このため、結果として示すシステムの効率は現実的な値よりも高い値となっている。

Table2. Gasifier conditions for the calculations of system performance

Carbon conversion ratio with Steam (%)	Input Oxygen (kg/s)	Input Steam (kg/s)	Input Heat MJ/ s	Produced CO (kg/s)	Produced H2 (kg/s)
0	18.6	0.0	-90.2	40.4	1.2
10	16.7	2.1	-57.3	40.4	1.4
20	14.9	4.2	-24.3	40.4	1.7
30	13.0	6.3	8.7	40.4	1.9
40	11.2	8.4	41.6	40.4	2.1
50	9.3	10.5	74.6	40.4	2.4

計算の結果を図4に示す。水蒸気による炭素転換率が上昇すると、システムの効率は上昇するが、ある値でピークを持つことがわかる。図中の直線はガス化炉が熱的にバランスする点、つまり、オートサーマルの解にあたり、TIT=1500℃では、ほぼこの付近に最適点があることがわかる。また、この最適点は、TIT=1700℃では水蒸気による炭素転換率が高い方にシフトすることがわかる。これは、元々のガスタービンの効率が高いため、ガス化炉に供給する熱量が小さいときには、改質のために熱を取り去っても熱を供給する点より後段の水蒸気タービンでの変換効率よりもガスタービン側が高いため、ピークがオートサーマルを超えた位置まで伸びたと考えられる。ピーク以後は両者とも急激に効率が低下している。これは、後段の水蒸気タービンの効率は変化しないがガスタービン側の効率は低下してしまうため、効率の良いスチームタービン側から効率の悪いガスタービン側に熱を循環していることになるためと考えられる。結果より、TIT=1700℃では、吸熱反応を用いたエクセルギーの再生が一部可能であることがわかった。これらの結果より、吸熱反応によるエクセルギー再生という概念の実現のためには、吸熱反応に熱を供給する点よりも上流側での効率が良いシステムが必要であることがわかる。

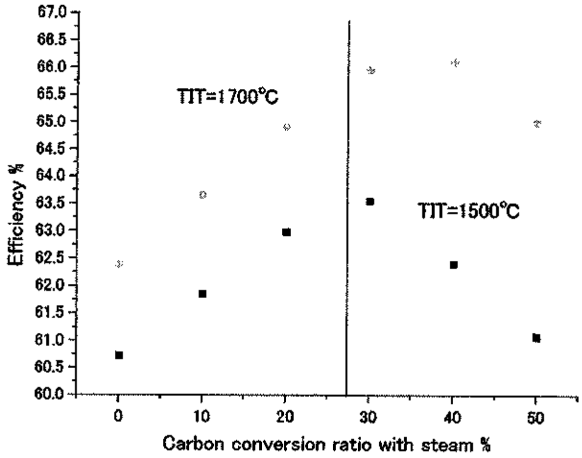


Fig.4 The influence of carbon conversion ratio with steam into the system efficiency

6. ガス化温度の上昇がシステム効率に与える影響

ガス化温度を850℃にしたときのシステム効率の結果を図5に示す。図からわかるように、ガス化温度が700℃から850℃に上がることによって、効率が低下すると共に、ピークを示す点がほぼオートサーマルの条件の点となる。これは、システムからガス化炉に供給するための温度が高いため、ガスタービンで充分な膨張ができず、吸熱反応で熱をガスタービンに供給しても効率向上につながらないためと考えられる。ガス化温

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

度が上昇した場合、吸熱反応を有効に利用したエクセルギー再生の概念をこのままのシステムで取り入れるのは難しいことを示している。

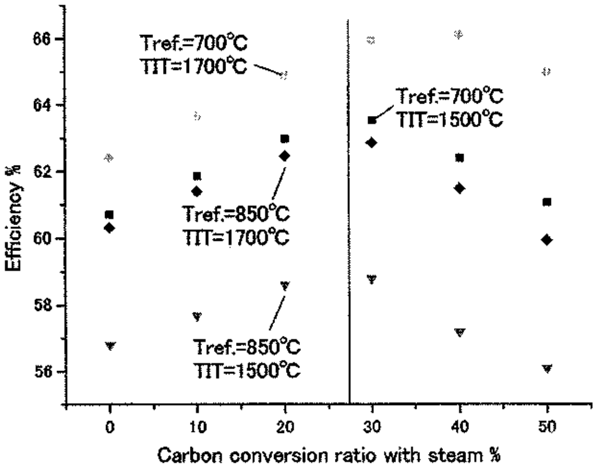


Fig.5 The influence of reforming temperature into efficiency

前の結果から、ガス化炉に熱を供給した場合のガスタービン側の効率の低下をできるだけ抑える仕組みが必要であることがわかる。そこで、タービンを 2 段に分割し、タービン入口の圧力は一定として、ガス化炉および水蒸気加熱器への熱供給の後もタービンで膨張させることを考えた。システムの概要図を図 6 に、結果を図 7 に示す。

図からわかるように、オートサーマルまではほぼ違いがなく、吸熱反応を用いた熱循環と共に徐々に両者に差ができてくることがわかる。これは、ガスタービンの効率が膨張比に最も大きく影響されることから、膨張比をそろえることでほぼ同じ特性となったが、吸熱反応はガス化温度よりも温度の高い熱を要求するため、その影響が徐々に出てくるものと考えられる。実際にはガス化炉や過熱器等での圧力損失をいかに防いで後段のタービンに作動媒体を送り込むかということは大きな課題だと考えられる。

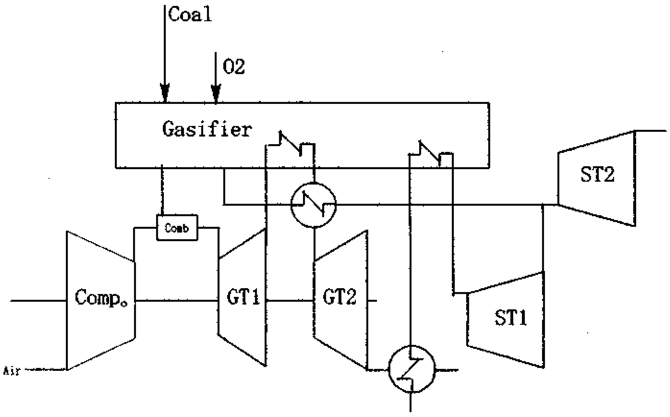


Fig6. Structure of IGCC with Chemical Recuperation (with separated turbine)

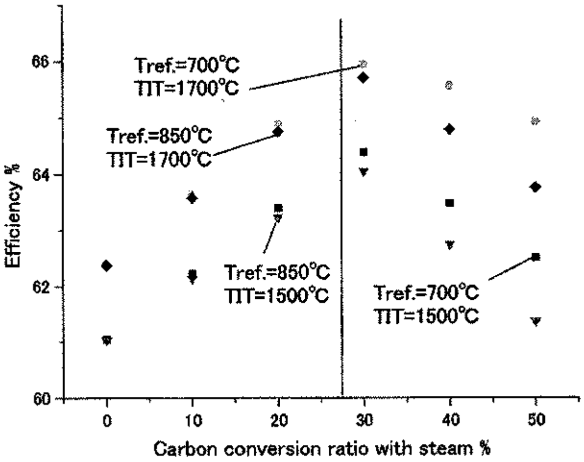


Fig.7 The influence of reforming temperature into efficiency (with separated turbine)

謝辞：本研究に貴重な助言をいただいた東京大学堤助教授、電中研　幸田氏、IHI　藤森氏に心より感謝いたします。また、本研究はNEDO　クリーンコールテクノロジー推進事業　「次世代高効率石炭ガス化発電プロセスに関する調査」の支援を受けました。ここに謝意を表します。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

単結晶耐熱合金の実機適用のための熱応力印加ラフト組織形成試験

*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）

Rafting Test of Single Crystal Superalloy by High Thermal Stress Using the Burner Rig Test Equipment.

*Masahiro MATSUSHITA, Yoshitaka FUKUYAMA, Yoshiaki FUJISAWA (JAXA) and Yasuhiro AOKI (IHI)

ABSTRACT

Single crystal superalloy, TMS-138, were tested by only thermal stress at about 1000 degree of maximum material temperature for 100 cycles and for 1000 cycles (3 minutes heating and 3 second cooling). The result show that raft stricture under the influence of only thermal stress occurred. This raft stricture developed parallel to the direction of thermal stress in compression because of a negative lattice misfit crystal designed TMS-138. Unfortunately, cracks and topologically closed packed (TCP) phases were also caused by 1000 cycle tests. Although TMS-138 was tending to reduce high-temperature oxidation resistant, the significant improvement of high-temperature oxidation resistant through the addition of Y or Cr was showed.

Key words: Single Crystal, Superalloy, Thermal Stress, Turbine blade

1．はじめに

近年、ジェットエンジン等に代表されるガスタービンでは、高効率化のため燃焼ガス温度が著しく上昇している。このような高温における材料の使用は、冷却構造の進歩と、先進材料の開発による耐熱温度の向上の両方に支えられている。なかでも、先進的な高温耐熱材料の開発は、国内では、物質・材料研究開発機構（NIMS）などを中心としてなされている。しかしながら、開発された先進材料の実用化のためには、エンジン試験に先立ち、実機に近い条件で材料評価を行い、設計時に信用を得られるような膨大なデータを蓄積することが必要とされ、国産先進開発材料の実機適用はあまりなされていない。

特に、タービン材料は等軸晶から、一方向性凝固、単結晶材料と変遷してきており、現在、中心的に開発されているNi基単結晶合金は、γ母相中にγ'相が整合析出した2相合金であり、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。この立方体形状のγ'相は、高温で、応力を付加した場合に、筏状に連なるラフト組織を形成することが知られている。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り、なかでも、タービン入口温度の上昇に伴い熱応力に着目する試験が必要となってきている。そこで、これまで、熱応力に主眼を置いた高熱流束バーナーリグ材料評価試験装置を構築し、その特性と簡単な試験結果について報告を行ってきた[1)2)]。

現在、宇宙航空研究開発機構（JAXA）において行われている「クリーンエンジン技術の開発プロジェクト」では、国際環境基準の強化に対応した低騒音化、排出物低減化、高効率化など環境適応技術の研究を行っている。その中で、経済産業省、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の民間航空機基盤技術プログラムである「環境適応型小型航空機エンジン研究開発（通称：エコエンジン)」に共同研究で参加している。このエコエンジンでは、国内で開発された新材料を実機適用することが予定されている。

そこで、これまで構築してきた高熱流束バーナーリグ材料評価試験装置を使用して、エコエンジンでの候補合金の一つである第4世代のNi基単結晶合金TMS-138に対して、熱応力に着目した評価試験を実施したので、本報告では、その試験結果について報告を行う。

2．試験方法

2.1　試験装置

本試験装置は、円筒形状の試験体に対し、外側を

第34回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

バーナーによる加熱、内側を水による冷却を行い、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。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、回転駆動装置により構成されている[1)2)]。ここで、円筒試験体は、回転駆動装置によって軸中心に周方向に回転させている。これは、3 本のバーナーによる加熱で複雑な温度場となることへの対応で、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、応力場と試験体の組織変化との関係を結びつけることを容易にしている。Fig.1 に試験装置概略図、Fig.2 に回転駆動装置外観を示す。

2.2 試験体

試験は、白金族元素 Ru を含む第 4 世代 Ni 基単結晶超合金 TMS-138 に対し行った。TMS-138 は NIMS と石川島播磨重工業（IHI）が共同で開発した合金である。Table 1 に TMS-138 の組成を示す。

Table 1 合金組成

	Ni	Cr	Co	Mo	W	Al	Ti	Ta	Re	Hf	Ru
TMS-138	Bal.	3.2	5.8	2.8	5.9	5.9	—	6	5.0	0.1	2.0

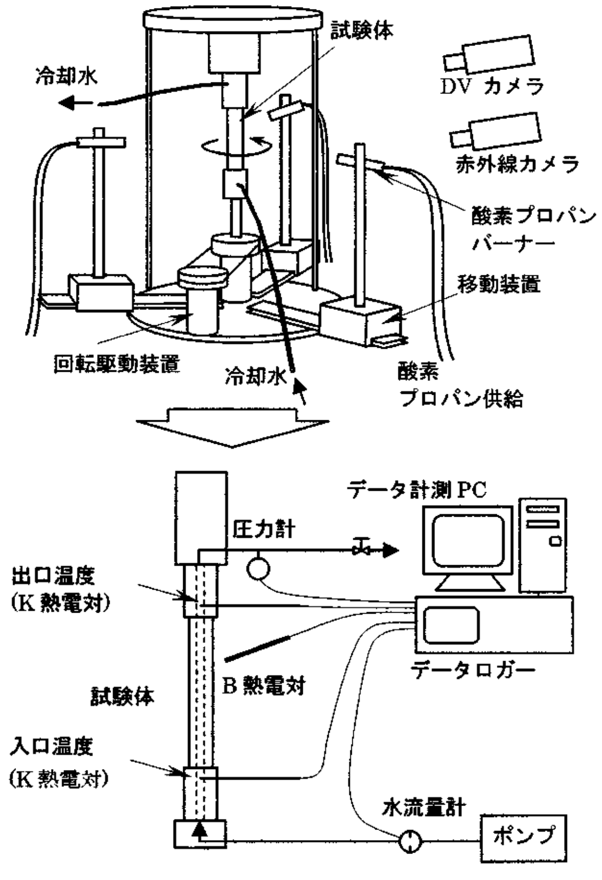


Fig.1 高熱流束バーナーリグ試験装置概略図

試験体は、外形 12mm、内径 4mm、長さ 80mm の円筒形状であり、試験体の寸法を Fig.3 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。

2.3 試験条件

実機エンジン内では、加熱と冷却が繰り替えされる過酷な環境で材料は使用される。そこで、そのような環境を模擬して、加熱冷却を繰返すサイクリック試験を行った。条件として、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設定した。加熱状態と冷却状態の変更は、バーナーを移動することによって行い、バーナー燃

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		

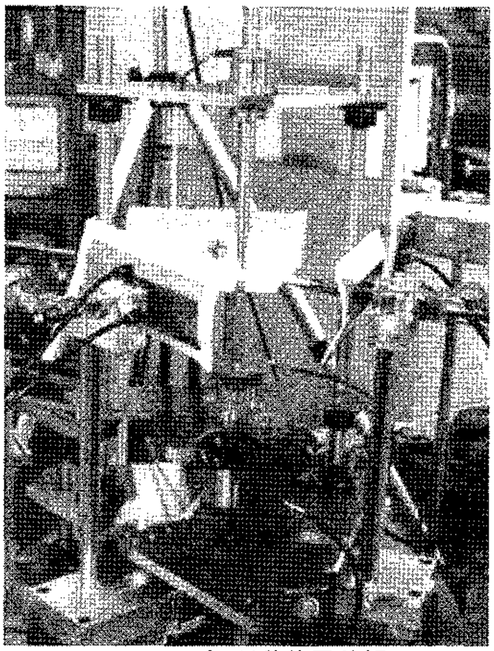


Fig.2 回転駆動装置外観

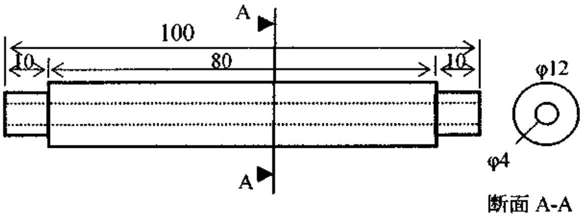


Fig.3 試験体寸法

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

料流量、冷却水流量は一定に固定している。Fig.4 にバーナー移動に伴う加熱冷却状態の変化について示し、Table 2 に加熱バーナー、冷却水の設定値を示す。試験は、100 サイクル（約 5 時間）と 1000 サイクル(約 50 時間)の 2 種類の試験を実施した。

2.4 温度、応力分布

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温度計測値を境界条件とし、内面の水冷却条件を組み合わせて、三次元熱伝導解析を行って算出した。Fig.5 に加熱状態における TMS-138 の試験体温度分布解析結果を示す。ここで、試験体内部表面温度は 170℃強と高温になっているが、このような部分では、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、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。

熱伝導解析によって求めた試験体外表面、内表面の温度分布を境界条件として、構造解析を行い、応力を算出した。解析コードは Nastran for Windows Visual 2004 を使用し、弾性係数については異方性も考慮した解析を行っている。Fig.6 に解析結果として、火炎中心付近における各応力成分の深さ方向分布を示す。これによると、加熱表面の火炎中心付近で、熱応力は 600MPa 強の軸方向と周方向の圧縮応力が作用している。特に周方向成分は、900MPa 以上の圧縮応力になっており、結晶方位の影響によって 100MPa 以上の違いが生じている。なお、加熱表面付近では、径方向の熱応力はほとんど発生していない。

3．結果および考察

以上のような試験装置、試験体、試験条件において、TMS-138 の加熱冷却サイクリック試験を実施した。Fig.7 は試験終了後の試験体の表面の様子を示している。図に見られるように、火炎中心付近に周方向にほぼ均一な変色がみられ、1000 サイクル試験後の表面には、上下方向へ長さ 3mm 程度の亀裂の発生もみられる。

まず、この亀裂は、100 サイクルの試験では発生してないため、100～1000 サイクルの間で、加熱冷

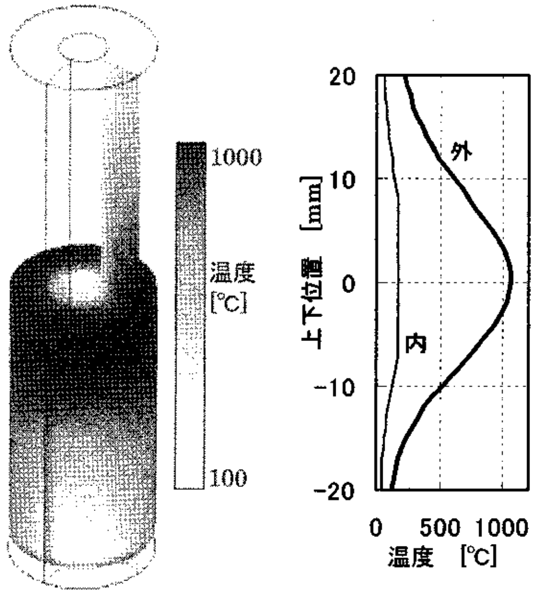


Fig.5 温度分布

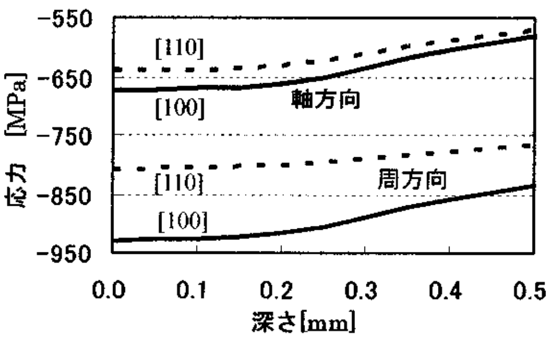
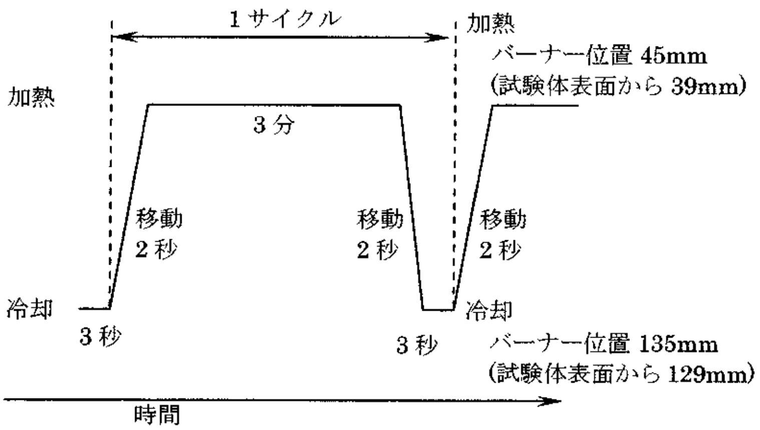


Fig.6 深さ方向の応力分布（火炎中心）



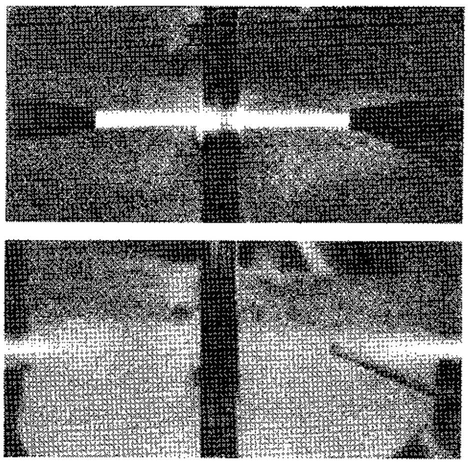


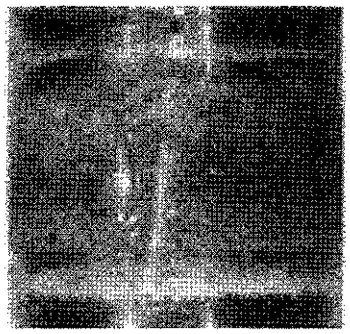
Fig.4 サイクリック試験におけるバーナー位置移動

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

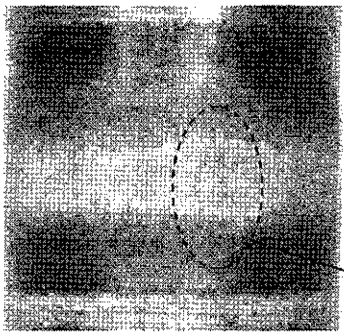
却の熱疲労によって生じたものと考えられる。先ほどの応力解析結果で、周方向成分に最大となる900MPa強の圧縮応力が生じていたことから、加熱状態と冷却状態との応力変化が大きくなる上下方向に亀裂（長さ3～4mm、最大深さ約500μm）が発生したと考えられる。また、解析結果では、[100]方向が[110]方向より大きな圧縮応力となっていたが、亀裂の発生もすべて[100]方向に集中しており、[110]方向には発生していない。Fig.8に亀裂の詳細な観察結果を示す。なお、CMSX-2について同様の1000サイクル試験を実施したところ、ほぼ同じように、[100]方向に上下方向の亀裂が生じている。

次に断面組織観察の結果を示す。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.9、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。

まず、Fig.9の加熱表面付近の観察では、100サ

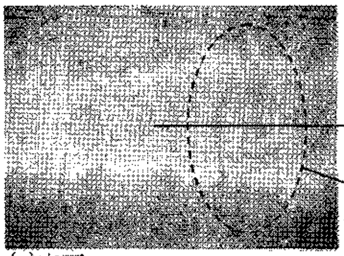


(a)100サイクル（約5時間）試験後

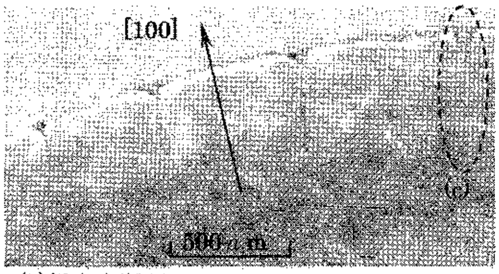


(b)1000サイクル（約50時間）試験後

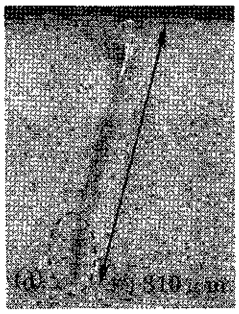
Fig.7　試験後の表面



(a)表面



(b)径方向断面



(c)SEM画像

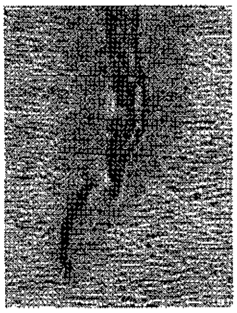
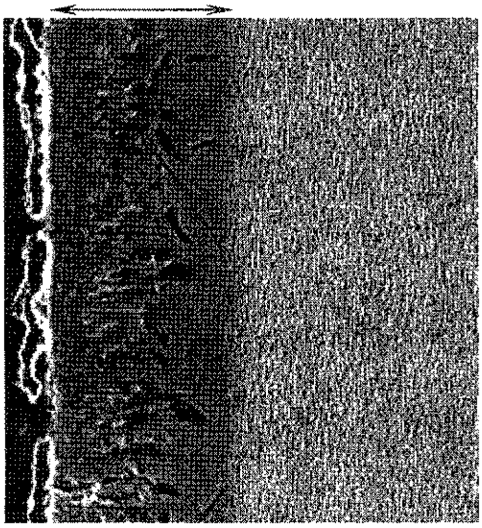
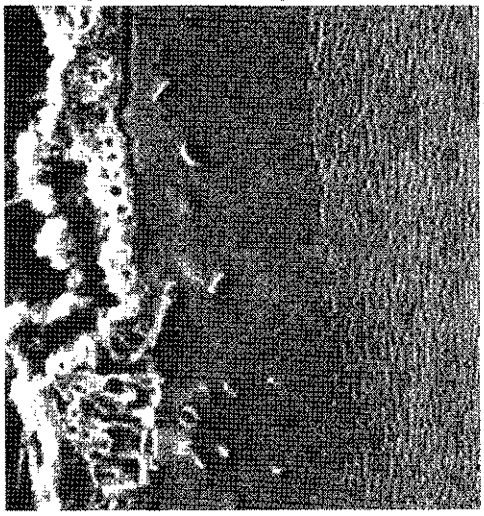

(e)亀裂先端拡大図

Fig.8　亀裂（1000サイクル後）



(a)100サイクル



(b)1000サイクル

Fig.9　組織観察結果

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

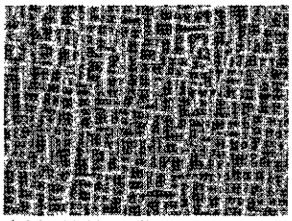
イクル試験の結果で、約18μmの組織が消失した部分（デプレテッドゾーン）がみられている。さらに、1000サイクル試験での結果では、約25μmのデプレテッドゾーンが生じており、耐酸化性の低下がみられている。これは、第4世代Ni基合金ではReが強度向上のため増量されているが、耐酸化性の低下をひきおこすためである。従って、TMS-138をこのまま実機へ適用する際には、耐酸化コーティングが必要であるとみられる。そこで、現在、耐酸化性向上のため、他の元素成分の添加や調整が検討されている。耐酸化性向上を検討して製作された材料の評価は後述する。なお、1000サイクル後の状態においても試験体の重量変化はほとんどみられていない。

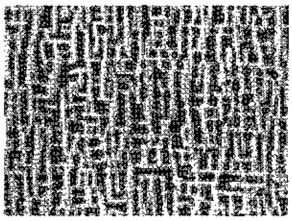
次にFig.10は上下断面方向で深さの異なる位置での組織観察結果を示している。まず、加熱前の組織では、γ'相は立方体形状であり、その寸法は0.4μm程度である（Fig.10a）。次に、100サイクル試験の結果では、デプレテッドゾーン直下にあたる深さ約29μmのところで、ほぼ加熱前の組織と変わらない状態になっており、ラフト組織は形成されていない（Fig.10b）。一方、1000サイクル試験の結果では、熱応力のみの印加によっても、試験体外表面に対し、γ'相が平行に連結したラフト組織の形成が認められた（Fig.10c）。ラフト組織は約900μm程度の深さまで形成されており、加熱表面近傍ではラフト組織を形成する相は厚く、深くなるに従い、相は薄くなっている。

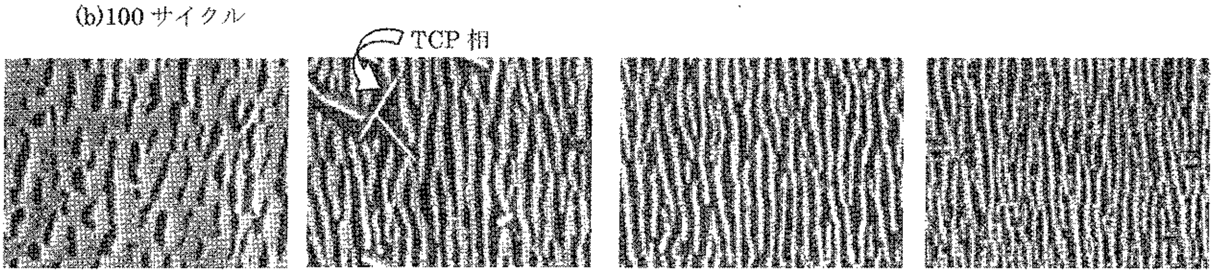
ここで、高温で機械応力を作用させた場合のNi基超合金のラフト組織の形成は、γ相とγ'相の格子定数差（格子定数ミスフィット）と印加応力に依存すると考えられている[3]。TMS-138では格子定数ミスフィットが負であり、基材に圧縮応力が作用した場合、圧縮応力の方向と平行にγ'相が連結し、ラフト組織が形成される。前述の構造解析の結果では、試験体外表面付近では加熱により膨張しようとするのに対し、内面側が冷却により拘束されるため圧縮応力となる熱応力が生じている。図の観察面に対しては、径方向（横方向）の応力はほとんどなく、軸方向（上下方向）の圧縮応力が主に作用している。この圧縮応力により加熱表面に平行方向にラフト組織が形成したものと考えられる。

このラフト組織形成は、必ずしも強度低下につながるものではなく、高温低応力（1100℃-137MPa）のクリープ試験では、クリープ強度向上をもたらすため、高温で使用する材料では、格子定数ミスフィット値を大きくし、ラフト化しやすくする合金設計がなされる。TMS-138も比較的大きな格子定数ミスフィット値で設計されており、深さ400μmに見られるように、緻密なラフト組織が形成されている。

一方、深さ100μmの画像に見られるようなTCP(Topological Closed Packed)相の発生も確認された。TCP相は、高温で長時間の使用によって、基材側に形成される脆弱な金属間化合物であり、材料強度を低下させると言われている。TCP相の発生は高温強度向上のため使用されているReやMoがγ相に多く配分され、組織安定性の低下を招くことが原因とされているが、Ruを4%以上に増量する


(a)加熱前組織


深さ：29μm
温度：1060℃
応力：−672MPa
(軸方向)
(b)100サイクル



深さ：30μm
温度：1060℃
応力：−672MPa(軸方向)

深さ：100μm
温度：1050℃
応力：−663(軸方向)

深さ：400μm
温度：1014℃
応力：−614(軸方向)

深さ：900μm
温度：949℃
応力：−449(軸方向)

(c)1000サイクル

5μm

Fig.10　ラフト組織観察結果

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

ことで抑制効果があると報告されている[4]。TMS-138ではRuは2%であり、TCP相発生の抑制効果が少なかったものとみられる。今回の観察では950℃以上のところでTCP相はみられている。

4．耐酸化性向上の評価

ここで、先に述べたようにTMS-138は酸化特性にすぐれているとはいえない。そこで、高温強度を落とすことなく、酸化特性の向上への対応が検討されている。ここでは、2種類の耐酸化性向上を見込んだ試験体について評価を行った。まず、酸化をおさえるためコーティングの成分として使用されているYを添加した試験体、次に、耐酸化性を向上させる元素であるCrを増量した試験体である。それぞれに対し、先ほどと同様のサイクリック試験を実施した。

Fig.11は100サイクル試験後の表面付近の組織観察結果を比較したものである。図には、参考として、酸化には強いとされているCMSX-2、CMSX-4の結果も示している。これによると、Yの添加や、Crの増量によって表面の酸化が大幅に抑えられ、CMSX-2やCMSX-4と同程度の耐酸化性の向上を示していることがわかる。

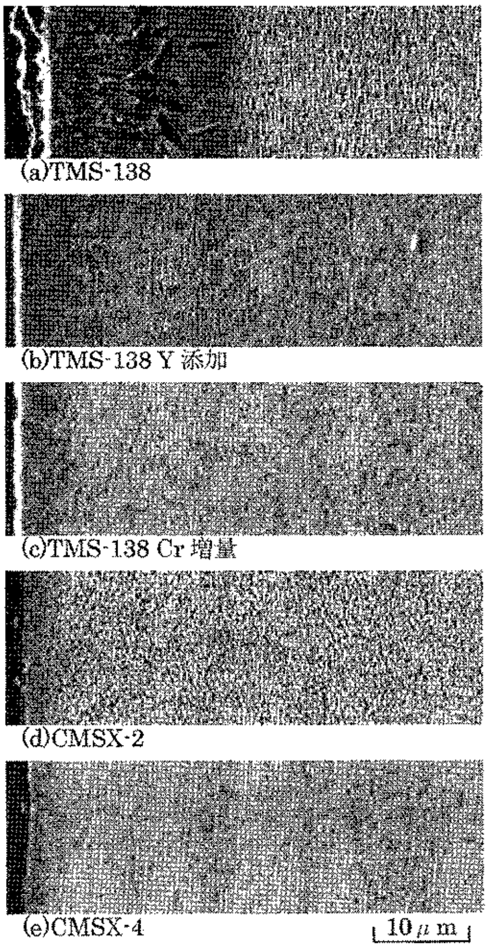


Fig.11　加熱表面の比較（100サイクル試験）

現在、この試験体に対しては、1000サイクル試験を実施しTCP相や亀裂の発生有無について調査を行っている。また、Cr増量試験体についてはさらに成分を変えた試験体に対し試験をしている。

5．まとめ

本報告では、Ni基単結晶合金TMS-138の試験体に対し、高熱流束バーナーリグ材料評価試験装置を使用して実施した100、1000サイクルの加熱冷却サイクリック試験の結果について報告を行った。得られた結果をまとめると、

(1)1000サイクル試験後では深さ900μm程度までラフト組織の形成が見られるが、大部分で緻密なラフト組織形成が確認できた。

(2)1000サイクル試験後の加熱表面に亀裂、TCP相の発生がみられた。

(3)酸化にあまり強くない特性が見られたが、Y添加やCr増量により大幅に改善されることを確認した。

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 電力システム社の吉岡洋明様、高久歴様に謝意を表します。

参考文献

1) 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.
2) 松下政裕,福山佳孝,藤沢良昭,青木祥宏，「単結晶材料の高熱流束バーナーリグ評価試験」，第33回ガスタービン定期講演会講演論文集,9月,2005.
3) Muriei, V., Directional Coarsening of Nickel Based Superalloys: Driving force and Kinetics, Proceedings of 8th international symposium on Superalloys, (1996), pp. 181-190.
4) 小泉裕,小口英雄,横川忠晴,小林敏治,大沢真人,木村隆,原田広史,「Ni基単結晶超合金のTCP相量とクリープ強度に及ぼすRu添加の影響」，日本金属学会誌，第68巻，第2号,2004, pp. 54-57.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−2

1100℃級ガスタービン初段動翼コーティング材の劣化・損傷解析（第２報）

*伊藤勝康，吉岡洋明，斎藤大蔵（(株)東芝）

Degradation and Cracking Behaviors of Stage 1 Bucket Coating in 1100°C-class Gas Turbine (Part2)

*Shoko Ito, Yomei Yoshioka, Daizo Saito (Toshiba Corporation)

ABSTRACT

This paper presents the evaluated result of coating cracks on the stage 1 buckets by the investigation with serviced bucket and numerical simulation. Four kinds of different coatings in the 1100°C-class gas turbines stage 1 buckets serviced for around 10^4 hours were investigated with 3-point bend tests at elevated temperatures. There was found to be very profound relationship between the serviced bucket coating cracking behaviors and coating ductility of the ductile-to-brittle transition temperatures and the strain-to-cracking. On the other hand, according to the evaluation of the unsteady thermal stress on the bucket, the coating cracks can be initiated or propagated as the gas turbine turn to be in the extinction during shut-down operation.

Key words: Turbine, Coating, Maintenance, Strain-to-cracking, Thermal stress

1．はじめに

ガスタービンの燃焼ガス温度の上昇に伴い、タービン動翼の基材の高温酸化･腐食を防ぐコーティングの重要度は高くなっている。このコーティング技術は、発電用ガスタービンとしては 1970 年代に 1100℃級ガスタービンに初めて導入された。

当初は耐高温腐食・酸化性に優れる Pt-Al の拡散コーティングであったが、熱疲労によるコーティングのき裂の問題が生じた。その後、延性に優れた CoCrAlY のオーバーレイコーティングの適用で解決したかに見えたが、耐高温腐食性を目的に開発された材料であったこともあり、高温酸化の問題が生じた。耐酸化性を付与する必要がでたことから、このコーティングの上からアルミナイズするオーバーアルミナイド CoCrAlY コーティングが開発されたが、再びき裂の問題が出てきた。その後アルミナイド処理を施すことなく同等の耐酸化性を有する材料として、CoNiCrAlY 材が開発され、このクラスのガスタービンにおけるき裂の問題は一段落した(1)。

既報においては、これら４種類のコーティングを被覆し 1100℃級ガスタービンの約 10^4 時間実機運転に供した初段動翼コーティング層の劣化･損傷調査を行い、これらコーティング間の損傷形態の違いを明らかにするとともに、各々のコーティングを施した新翼から試験片を切り出し、組織、硬さ、および３点曲げ試験によるき裂感受性の比較調査を行い、実機においてこれらのコーティング間で異なる劣化･損傷挙動を示した原因解明への基礎的検討結果を報告した(2)。

本報では、前報で得られた基礎的試験によるコーティングの種類、温度と発生ひずみ等によるき裂発生への影響と、実機運転翼で認められた翼の腹側と背側でき裂の進展形態の差に関して、1100℃級初段動翼の非定常温度応力解析により、ガスタービン起動停止過程のどのような状況において、これらコーティングき裂が発生し得るのかシミュレーションすると共に解析評価手法の妥当性を検証した結果について述べる。

2．実機動翼のコーティングき裂と試験評価結果

1100℃級ガスタービンの初段動翼には、これまで Pt-Al 拡散コーティング、CoCrAlY および CoNiCrAlY のオーバーレイタイプのコーティング、CoCrAlY コーティングの上からアルミナイズ処理を施したオーバーアルミナイド CoCrAlY コーティング（CoCrAlY+Al）の４種類のコーティングが用いられてきた。Tab.1 に翼の材料構成を、コーティングの処理方法とともに示す。

Tab.1 Type of coatings studied (3)

Coatings	Substrate	Coating Process
Pt-Al	“IN738LC”	Electroplating a thin layer of platinum, followed by a pack diffusion process to deposit aluminum
CoCrAlY	“IN738LC”	Vacuum plasma spray process
CoCrAlY +Al	“IN738LC”	Vacuum plasma spray process, followed by a pack diffusion process to deposit aluminum
CoNiCrAlY	“GTD111”	Vacuum plasma spray process

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10,（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

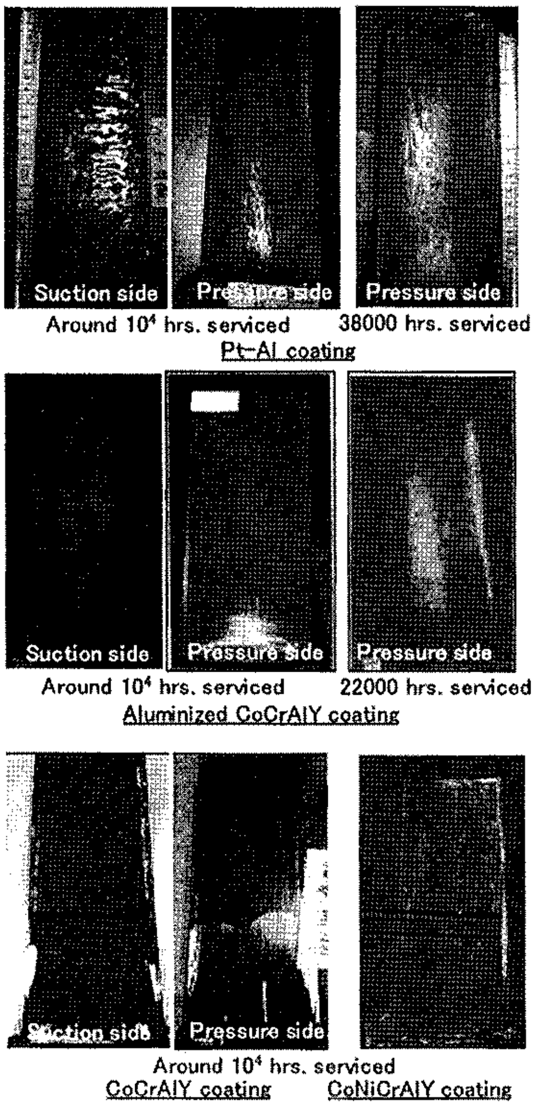


Fig.1 Fluorescent penetrant inspection results of serviced bucket coatings up to 38000 hours.

1100℃級実機動翼のコーティングき裂発生状況を Fig 1 に示す。CoCrAlY コーティング翼では、激しい酸化と減肉が 50%スパンの前縁部で認められたが、他のコーティング翼では減肉は認められなかった。しかし、蛍光探傷浸透試験において、PtAl コーティング翼は多くの翼長手方向のき裂がプラットフォームから約 30%スパンの腹側中央の領域で認めらており、CoCrAlY+Al 翼では PtAl 翼よりは少なく、CoCrAlY あるいは CoNiCrAlY 翼ではほとんど認められなかった。また翼の背側においては、50%スパン近傍において翼流れ方向のき裂が同様に PtAl と CoCrAlY+Al 翼に認められた。

Fig.2 には腹側 10%スパン部位に入ったき裂のミクロ断面写真を示す。き裂の程度は、Pt-Al, CoCrAlY+Al, CoCrAlY, CoNiCrAlY の順であり、Pt-Al コーティングでは、基材への進展も認められたが、他のコーティングのき裂はコーティング層内に留まっており、また CoNiCrAlY コーティングでは、ほとんどき裂は認められなかった。

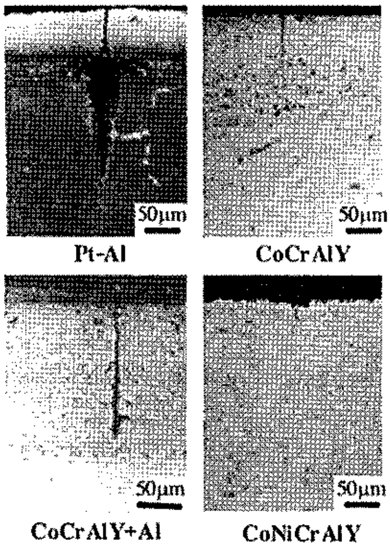


Fig.2 Coating cracking of the pressure-side midway portion in the 10% span cross section of the airfoils after around 10⁴ hours operation.

これら4種類のコーティングを施した新品の翼と実機運転翼に対して硬さ測定の結果では、Fig.3 に示すように、どのコーティングにおいても温度の上昇共に硬さは低下する傾向が認められた。コーティングに種類に対しては、Pt-Al コーティングは他のコーティングより硬く、その硬さの順位は、Pt-Al、CoCrAlY+Al、CoCrAlY、CoNiCrAlY の順であった。また運転によって、どのコーティングも硬さは低下するが、Pt-Al と CoCrAlY+Al は、その傾向が顕著であった。

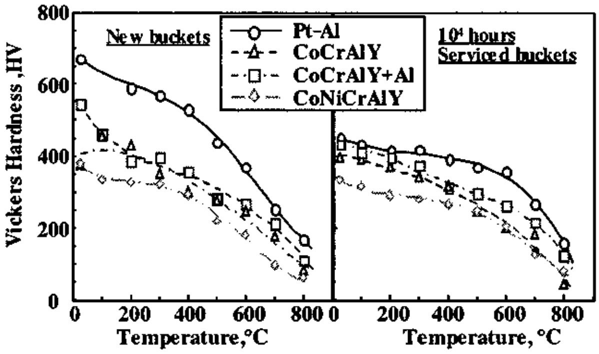


Fig.3 Vickers hardness test results at room temperature and elevated temperatures up to 800°C.

同様に、コーティングを施した新翼と運転翼から採取した試験片による、3点曲げ試験の結果を Fig.4 に示す。き裂発生限界ひずみ量は室温では有意差は認められなかったが、高温になるに従い Pt-Al 以外のコーティングは延性が増しており、その差は顕著となっていた。なお、本結果から求めた各々のコーティングのき裂感受性は、Pt-Al が最も高く，次いで CoCrAlY+Al, CoCrAlY, CoNiCrAlY の順であった。また運転翼は、どの温度域お

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

よびどのコーティングにおいてもき裂発生限界ひずみ量は大きくなる傾向が認められた。これら3点曲げの結果は、実機における損傷度合いと良い一致が得られており、コーティングき裂の初生は、メタル温度等の実機運転条件とこれに対するコーティングの延性の相対的な関係の影響を強く受けているといえる。これらの関係を Fig.5 にまとめた。

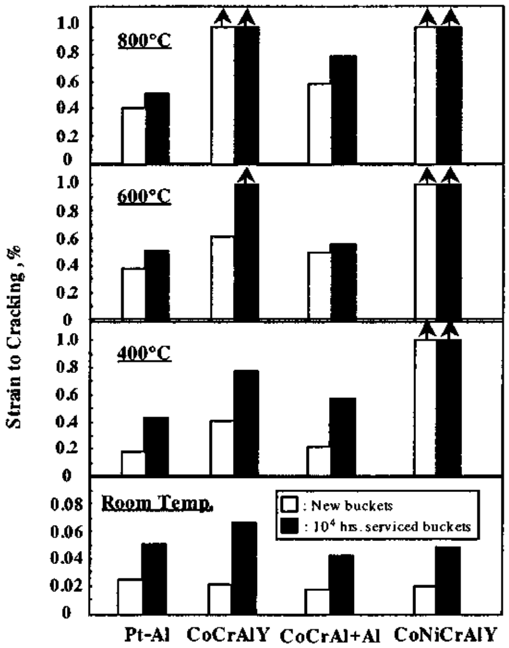


Fig.4 3-points bend test results of new and 10^4 hours serviced coatings

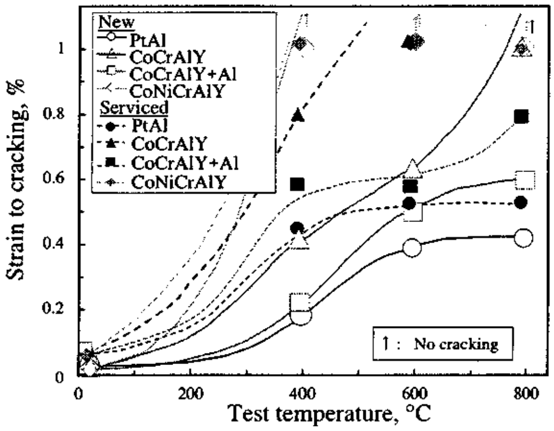


Fig.5 Test temperature versus strain to cracking curve of coatings by the 3-points bend tests.

3．非定常熱応力解析

前述のコーティングき裂初生に対する、き裂発生限界ひずみとメタル温度との関係が、実機運転により再現できるか確認するために、1100℃級初段動翼の非定常熱応力解析を実施した。解析は定格運転状態を含む起動から停止までの運転域に対して実施した。以下に解析条件、解析評価方法および解析結果に関して記す。

3.1 方法および条件

Fig.6 に本解析における 1100℃級初段動翼の構造解析モデルを示す。解析モデルは、プラットフォームを含む翼有効部のみであり、翼面にはコーティング厚さに相当するコーティング層を設け、さらにメタル部およびコーティング層には対応する熱伝導率、線膨張係数、ヤング率、比熱、密度等の物性値を与えた。

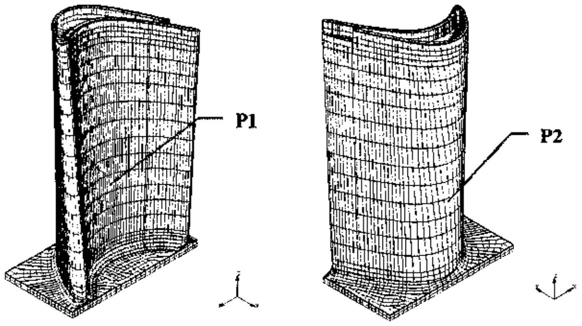


Fig.6 Turbine 1st stage blade FEM model

本非定常熱応力解析によるコーティングき裂の評価に関しては、以下に示す手順および解析条件の設定手法により実施した。

(1)定格定常メタル温度解析

定格運転時の動翼入口流体条件から翼内外面の熱伝達率と流体温度を推定し、前記解析モデル全域に定義された伝熱境界面に与え、メタル温度解析を実施した。なお本境界条件の設定手法に関しては、運転翼の破壊調査による組織劣化状況から得られるメタル温度と、数値解析により得られるメタル温度を比較評価することで間接的に妥当性が確認されている[4][5]。Fig.7 に設定した翼有効部 50%高さ断面の翼外面熱伝達率分布を示し、Fig.8 に初段動翼入口ガス温度分布を示す。

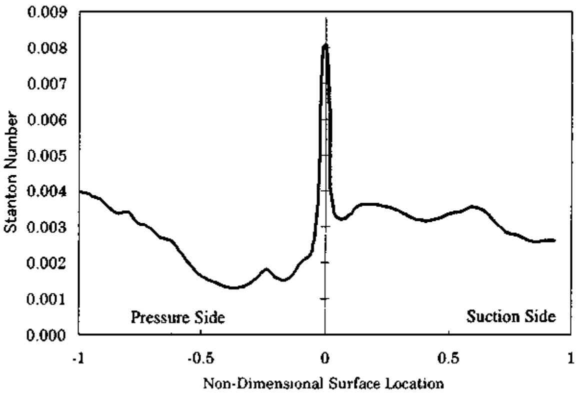


Fig.7 Blade surface Stanton number distribution (50%span)

(2)定格定常熱応力解析

上述で得られた定格運転時の翼メタル温度分布（熱膨張差）による熱荷重と動翼自身の回転による遠心荷重を与えて応力解析を実施した。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

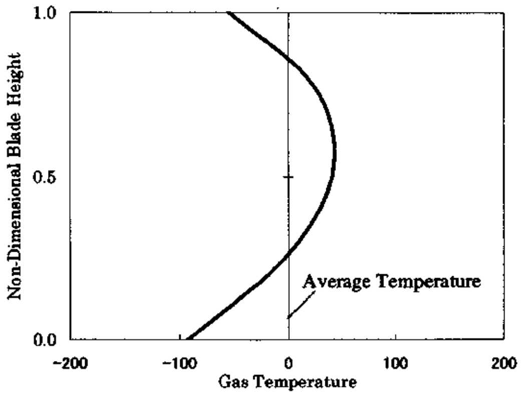


Fig.8 Blade inlet gas temperature distribution

(3)起動停止時非定常熱応力解析

実機の起動停止時運転データから、初段動翼の入口条件を推定した。Fig.9に実機の起動・停止時の運転パターンを示す。図中には回転数、タービン入口温度、圧力および出力を示しており、それぞれ定格運転時に対する比率で示している。なおタービン入口温度は実機の圧縮機吐出、タービン排気および燃料流量等から推定した値である。

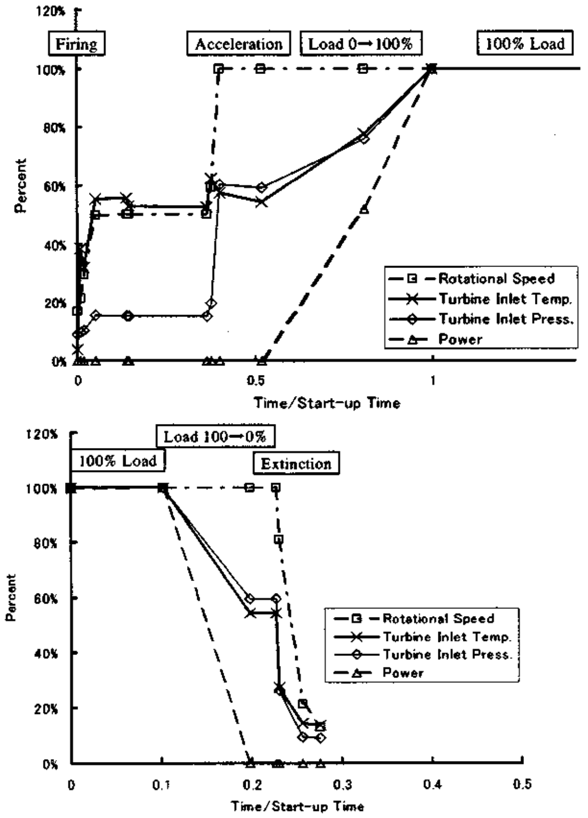


Fig.9 Gas turbine start-up & shut-down schedule

次に、非定常熱応力解析を実施するために解析モデルに非定常の伝熱境界条件を設定し、起動から停止に至る運転域での非定常温度解析を実施し、これから得られるメタル温度分布による非定常熱応力解析を実施した。さらに、本非定常応力解析により得られる起動停止時のコーティング面の弾性応力分布を元に、コーティング面の発生するひずみ量を評価した。

なお、本非定常解析における非定常伝熱境界条件の設定方法は、前述の定格定常条件を元に、以下に示す簡易的方法によった。

ここで各記号は以下によるものとする。

G：流量　P：圧力
T：温度　A：通路部環状面積
C：絶対速度　α：絶対流れ角度
u：周速　p：速度比(=u/C2)
h：熱伝達率
Nu：ヌセルト数($=h*L/\lambda$)
Re：レイノルズ数($=\rho VL/\mu=GL/(\mu A)$)
Cp：定圧比熱　κ：比熱比
R：ガス定数　ρ：密度
μ：粘性係数　λ：熱伝導率

添字

d：圧縮機吐出、0：定格、1：静翼入口、2：静翼出口(動翼入口)、t：よどみ点、r：相対値、i：局所

a．初段動翼入口相対温度

初段動翼入口相対全温T2rは、絶対全温T2tと速度三角形の関係から次式を導出して設定した。

$$T2r = T2t - C2^2 / 2 / Cp*p*(2\cos(\alpha 2) - p) \quad (1)$$

ここでT2tと絶対流入速度C2は、以下で設定される。

$$T2t = T1 - k3*(T1t - Td) \quad (2)$$

$$C2 = k2 \cdot G2 \cdot T1 / P1 \cdot \pi^{(-1/\kappa)} \quad (3)$$

$$\pi = (1 - k1 \cdot T1 \cdot (G2/P1)^2)^{0.5} \quad (4)$$

なお、πは静翼前後の圧力比P2/P1であり、(4)式は静翼前後の差圧による流量の近似式$G2 = A2\sin(\alpha 2)((P1^2 - P2^2)/R/T1)^{0.5}$から導出できる。

また上述のk1～k3は定数であり、既知である定格点での各状態値と上記関係式から求める。

b．翼内外面熱伝達率

翼の各部位において、相似則からヌセルト数Nuはレイノルズ数Reのn乗に比例するものとすると、熱伝達率hと流量Gには、概略、以下の関係がある。

$$h \propto \lambda \cdot (G/\mu)^n$$

従って任意部位における定格点での熱伝達率をh0とし、部分負荷時の熱伝達率hとの比は以下の関係となる。

$$hi/h0i = \lambda/\lambda 0 \cdot (\mu 0/\mu)^n \cdot (G/G0)^n \quad (5)$$

一般的に、乱流境界層では$Nu \propto Re^{0.8}$ 層流境界層では$Nu \propto Re^{0.5}$の関係があり、筆者等の冷却翼試験でも確認されている[6]。なお今回の解析では、翼面前縁部以外は乱流熱伝達を想定してn=0.8とし、前縁部は層流境界層としてn=0.5を設定した。更に動翼前縁に関しては、入口相対速度を考慮すると、(5)式に相当する関係式は以下のようになる。

$$hi/h0i = \lambda/\lambda 0 \cdot (\mu 0/\mu)^n \cdot (G*(1 - 2p \cdot \cos(\alpha 2) + p^2)^{0.5}/$$

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

$(G0*(1-2\cdot p0\cdot \cos(\alpha 2)+p0^2)^{0.5}))^n$ (6)

c．流体温度

翼内各部において熱伝達率と流量は、近似的に比例すると考えられるため、冷却空気供給温度 Tcin、翼内部局所冷却空気温度 Tc とした場合、(Tc - Tcin) / (T2r - Tcin)は概略一定の値を示すと考えられる。（冷却空気量／主流流量 = const として）

更に、負荷変化に対して燃焼ガスのパターンファクタも一定と仮定すると、全ての局所流体温度 Ti は近似的に次式で求められる。

$Ti = Td + Ci\cdot(T2r - Td)$ (7)

ここで Ci は、求める局所の定数であり、定格点の計算結果より(7)式で算出する

3.2 解析結果

Fig.10, Fig.11 に定格運転時の翼メタル表面温度分布と応力分布を示す。メタル温度はルート側で低くチップ側ほど高い傾向にあり、さらに前・後縁で最大温度を示すが 900℃以下である。翼面の応力は 200MPa 程度で耐力に対して充分小さい値（30～40%程度)となっている。温度分布として、メタルとコーティング層とは連続的に温度変化しており、境界面は認められない。しかしながら、応力分布は、コーティング層ではメタルの 60%程度に小さくなっている。これは境界面でのひずみはメタルとコーティングは同一であるが、コーティングのヤング率がメタルの約 60%であるため、応力としては低い値を示している。

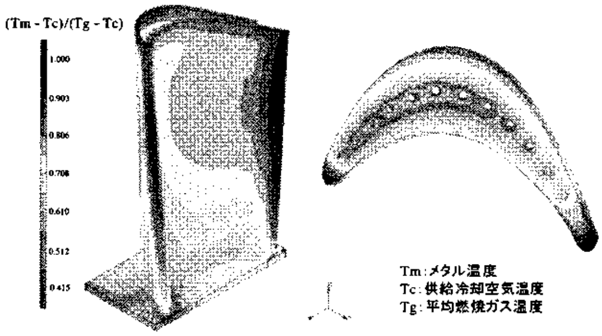


Fig.10 Blade temperature distribution (100% Load)

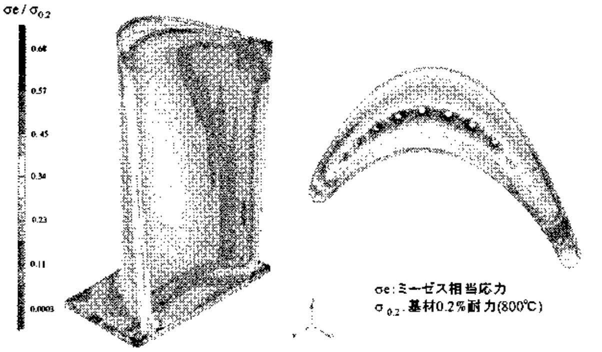


Fig.11 Blade stress distribution (100% Load)

次に非定常熱応力解析結果に関して示す。腹側、背側それぞれ 1 点(Fig.6 の P1,P2)を評価点として、起動停止間のコーティング表面の温度と応力履歴を Fig.12 に示す。なお応力は、ミーゼス相当応力の他に x 方向(軸方向)と z 方向(半径方向)の応力成分も示してある。

解析結果によると、起動時は着火後および加速時に温度および応力のピークが認められるが、定格運転時に温度、応力ともに最大値を示していることが確認できた。ただし応力成分から、起動から定格運転までは圧縮応力であり、き裂発生の可能性は認められない。

停止時においても定格運転時より大きい温度、応力は発生していないが、応力成分から消火時に引張り応力が生じており、き裂発生の可能性が確認された。

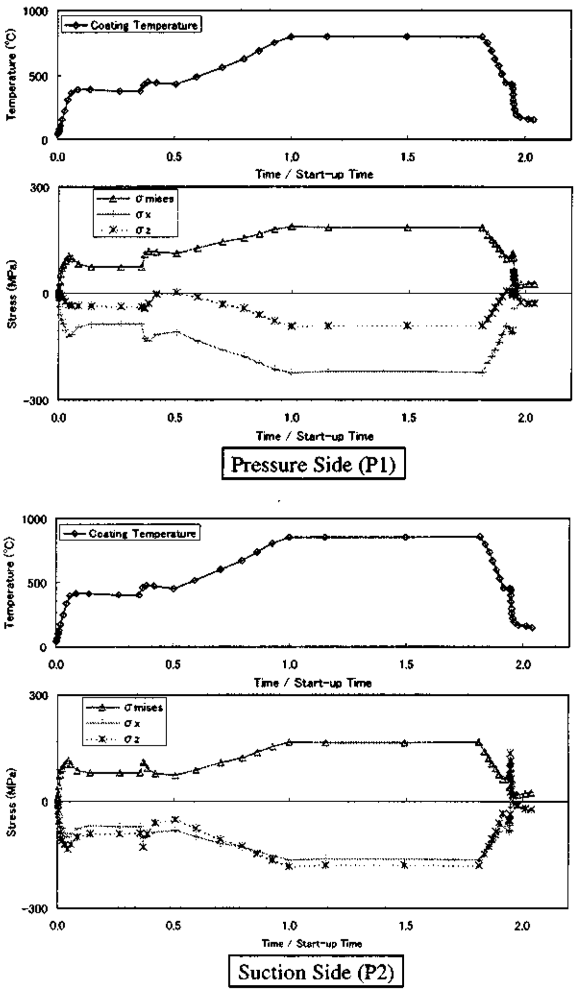


Fig.12 Variations of coating temperature and stress through the start-stop of the gas turbine

4. 評価および考察

前述で得られた非定常応力値に関して、ひずみに換算した結果を温度変化との関係として Fig.13 に示した。

図から背側では、起動から定格運転にかけて圧縮ひずみが増大し、x 方向、z 方向同程度である。停止時は起動時の履歴を辿るものの消火時に引張りひずみに転じて、

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

特にz方向に大きい引張りひずみが生じており、約0.1%程度である。このz方向の引張りひずみ量は、前述Fig.5の3曲げ試験によるPt-AlとCoCrAlY+Alのき裂発生限界ひずみ量を超えており、ひずみと直角方向のき裂、すなわちx方向（軸方向）のコーティングき裂が発生する可能性が確認された。

一方腹側では、起動から定格運転にかけてx方向の圧縮ひずみが支配的であり、停止時は背側と同様に消火時に引張りひずみに転じている。x方向、z方向のともに引張りひずみを生じているが、x方向の方がより大きく、かつ最大ひずみが温度の低い側で発生している。このときのx方向のひずみは約0.05%である。解析から得られたひずみの絶対値は、前記Pt-AlとCoCrAlY+Alのき裂発生限界ひずみ量に僅かに達していないが、傾向的には一致している。したがって腹側では、背側とは逆にz方向（半径方向）のコーティングき裂が発生する可能性が確認された。

以上の結果は、実機動翼のき裂発生状況と良く一致しており、解析の妥当性が確認された。なお、解析による腹側のひずみ量が、試験によるき裂発生限界ひずみより小さい原因に関しては、解析で設定している腹側の熱伝達率が実際よりも小さいことが想定される。腹側は経年的に表面粗さが増大し、熱伝達率が最大2倍以上に増大する可能性が報告されている[4][5]。熱伝達率の増加により消火時に急激にコーティング面が局所的に冷却され、より大きい引張応力が発生するものと推定される。

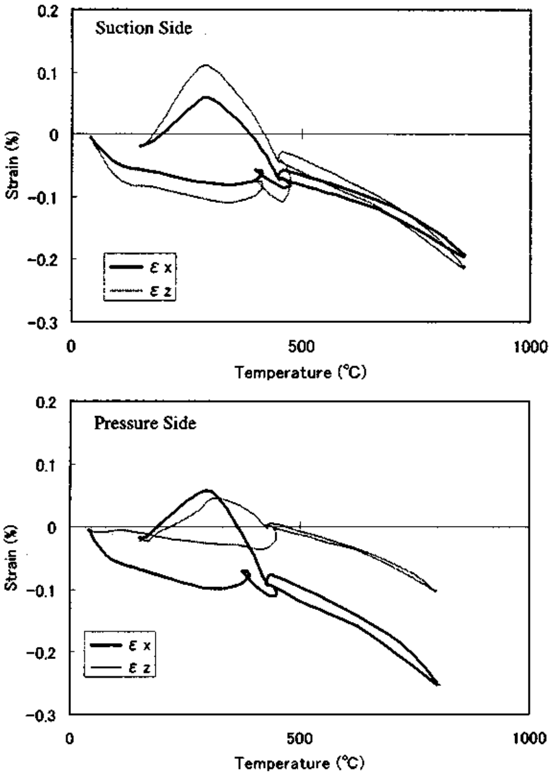


Fig.13 Variation of coating surface strain versus temperature

5．まとめ

前報において、1100℃級ガスタービン初段動翼に適用されているコーティング材の種類による劣化・損傷状況の調査と3点曲げ試験によるコーティングき裂限界ひずみ量の評価を実施した。今回は引続き、1100℃級初段動翼の非定常温度応力解析により、ガスタービン起動停止過程のどのような状況でにおいて、これらコーティングき裂が発生し得るのか、シミュレーションすると共に解析評価手法の妥当性を検証した。以下、得られた知見に関して列記する。

・コーティング面の応力は、起動・定格運転時は圧縮応力であるが、停止動作の消火時に引張応力が発生する。

・上記消火時の引張応力によるコーティングひずみは、背側で半径方向に約0.1%、腹側で軸方向に約0.05%であり、更にコーティング自身の温度も300℃以下と低い。400℃以下のコーティング温度において、き裂発生限界ひずみが急激に低下している事から、Pt-Al、CoCrAlY+Alに関しては、ひずみと直行する方向にき裂が発生する可能性が確認された。更にこの傾向は、実機翼のコーティングのき裂発生状況と一致する事が確認された。

参考文献

(1) 吉岡洋明,：発電用ガスタービンの高温化に伴う損傷形態および補修技術の変遷，日本ガスタービン学会誌，Vol.32，No.3(2004)，pp.178-182.

(2) 吉岡洋明，斎藤大蔵，岡本浩明，石橋和利，和泉敦彦：1100℃級ガスタービン初段動翼コーティング材の劣化・損傷解析，第32回ガスタービン秋季講演会講演論文集，2004，pp.137-142

(3) Schilke P. W., “Advanced Gas-Turbine Materials and Coatings,” GE Reference Library GER-3569F, 1996, pp.1-23.

(4) 岡村隆成，古閑昭紀，油谷好浩，吉岡洋明，藤山和成，岡部永年：時効による組織変化を利用したタービン動翼の翼面熱伝達率の解析，日本機械学会論文集 B，vol.583 (1995) pp.1085-1092.

(5) 岡村隆成，古閑昭紀，吉岡洋明，岡部永年：ガスタービン運転下でのタービン冷却翼の翼面熱伝達率とメタル温度に及ぼす面粗度の影響，日本機械学会論文集 B，vol.631 (1999) pp.1040-1046

(6) 伊藤勝康，古閑昭紀，大友文雄，佐藤　実，小林雄一，松崎裕之：1500℃級回収型蒸気冷却静翼の高温翼列試験における冷却特性，第11回ガスタービン秋季講演会講演論文集，1996，pp.101-106

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

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−3

先進Ni基超合金に適した新TBCシステムの開発

*松本　一秀，川岸　京子，原田　広史（物材機構）

Development of New TBC System for Advanced Ni-Base Superalloys

*Kazuhide MATSUMOTO, Kyoko KAWAGISHI and Hiroshi HARADA(NIMS)

ABSTRACT

A new TBC system matching for advanced Ni-base single crystal superalloys has been developed. TBC system has ceramic top layer and metallic bond layer. The new EB-PVD apparatus with 3 unique features for top coating was developed and YSZ coatings were studied using this apparatus. A new bond coating "EQ coating" designed to be in thermodynamic equilibrium with the Ni-base superalloy substrate has been proposed. EQ coating based on γ and γ' compositions on the tie line of the base alloy was studied. The results of isothermal exposure at 1100℃ for 300 hours have indicated that minimal interdiffusion occurred and SRZ formation was suppressed between EQ coating and substrate.

Key words: Thermal barrier coating, Superalloy, Electron-beam physical vapor deposition, Thermodynamic equilibrium, Diffusion

1．はじめに

世界的規模でのエネルギー消費および地球温暖化ガスの削減は、緊急の課題となっている。このような要求に応えるために、ジェットエンジンや発電用ガスタービンの高効率化が進められている。このためには燃焼ガス温度の高温化が有効であり、翼基材、翼の冷却技術および翼表面への遮熱コーティング（TBC）開発が必須となっている[1-3]。翼基材においては耐用温度上昇が重要な技術要件であり、（独）物質・材料研究機構（NIMS）においては、超合金の中でも耐用温度が最も高いNi基単結晶（SC）超合金を開発してきた。現在では実際にタービン翼として使われている時の応力137MPa下において、1000時間でクリープ破断する温度が1100℃と世界最高のクリープ強度を有する第5世代SC合金TMS-173を開発している[4]。これらの成果を踏まえ、2006年度からスタートした新世紀耐熱材料プロジェクト（II）では、開発した種々の超合金を実際のタービン翼へ実用化することを目標の一つとしている。

翼の実用化においてはTBC技術が必須となるため、NIMSではTBCについても研究を進めている。TBCの開発方針は次の2項目である。第一はセラミックトップコート用電子ビーム物理蒸着（EB-PVD）装置の開発およびイットリア部分安定化ジルコニア（YSZ）を用いたタービン翼へのコーティングプロセス開発である。第二はNIMSで開発したNi基超合金に適したTBCシステムの開発であり、具体的には新規ボンドコート及びトップコートの開発である。本報では、新EB-PVD装置開発とYSZコーティング技術、及び超合金基材と熱力学的に平衡する成分をボンドコート材に使用することで、基材間との元素相互拡散を抑制する"平衡コーティング"（EQコーティング）[5-6]を開発した結果について報告する。

2．新EB-PVD装置 " EB Coater-CerM1"

2.1　装置開発のコンセプト

EB-PVDプロセスは、真空中において電子ビーム(EB)をセラミックインゴットに照射し、インゴット表面を溶融・蒸発させて、基材上にセラミックスを蒸着する方法である。このため、EB-PVD装置は真空排気系と電子銃を設けたチャンバー構成が基本となる。装置開発のコンセプトを以下に示す。

(1)優れたコストパフォーマンス

市販されている装置はドイツ製が大半を占めており、その最大の課題は装置の価格である。小型装置でも3億円程度、生産装置になると20億円を優に超える。これは、基材脱着、基材予備加熱およびコーティングをそれぞれ異なるチャンバーで行う真空装置構成と、大出力電子銃設置が主な理由である。この装置価格の高さが、導入を考えている企業や研究機関に障害をもたらしている。このため、開発する装置は市販装置に比べ格段の低価格にすることを目指した。

(2)高温プロセス下における真空維持

EB-PVDによるセラミックコーティングは1000℃を超える高温下でも行うため、高温プロセスでの真空維持は必須であり、コーティングチャンバーは水冷を強化した構造とする。

第34回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

(3) コーティング時における基材温度の精密制御

コーティングにおける最も重要なプロセスパラメータは、基材温度である。市販装置は、別に設けた予備加熱室で所定温度に基材を加熱した後、コーティングチャンバー内に基材を導入し、インゴットからの輻射熱で温度低下を補っている。このような装置構成では温度制御ができない。本装置では基材温度を精密に制御できるように、コーティングチャンバー内に基材加熱用ヒータを設置する。

(4) コーティングチャンバー内の有効活用を考えた電子銃配置

コーティングチャンバー内の上部には、基材加熱用ヒータを設置し、更に基材の大きさに合わせた内部構成の変更を可能とするため、電子銃の配置はコーティングチャンバーの下側とする。

(5) セラミックインゴット開発の利便性向上

新しいセラミックインゴットを開発する段階においては、寸法や形状が一定とはならない。そのため、不定形インゴットが使用可能で、且つ安定なインゴット供給ができるルツボ構造とする。

(6) 皮膜組織と組成制御を実現する装置構成

皮膜組織を制御する手段として、基材の回転・旋回・水平駆動およびシャッターの開閉駆動制御化を図る。ＥＢ照射時には酸化物セラミックインゴットの酸素欠損が発生するが、皮膜の酸素組成を確保するため、コーティングチャンバーへの酸素導入を圧力一定制御で行う。更に、酸素雰囲気下での電子銃動作およびフィラメント寿命確保のため、電子銃室は差動排気し高真空を確保する。

(7) 実翼コーティングの施工性確保

装置としては、実際のジェットエンジン翼および発電用ガスタービン第一段動翼が施工できる構造とする。ただ、ガスタービン翼のように大型で重量の大きい翼の場合、基材を片持ちで支持するには困難が予想される。そのため、基材駆動装置対面のチャンバー壁に予備フランジを設け、必要が生じた時に両端支持用の治具が取り付けられるチャンバー構造とする。

2.2　装置の構成および特徴

開発した装置の外観を Fig.1 に示す。装置全体は、コーティングチャンバー、制御装置、電子銃電源、ヒータ電源および水冷盤から構成されており、非常にコンパクトにまとめている。制御関係は全て制御装置に集中させ、コーティングチャンバーには拡散ポンプ系と電子銃室差動排気系および基材駆動装置を接続し、チャンバー内部には基材加熱ヒータ、電子銃、分割ルツボ、シャ

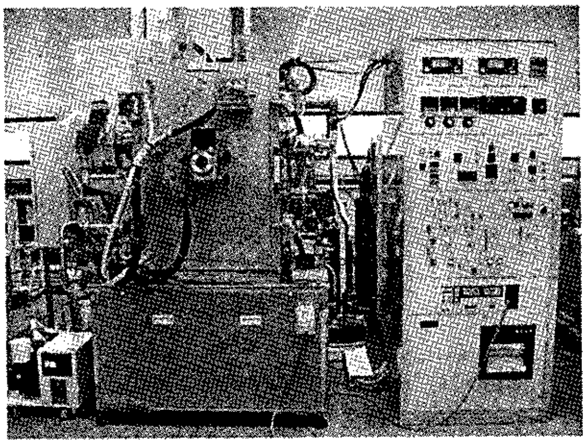


Fig.1　New EB-PVD Apparatus “EB Coater-CerM1”

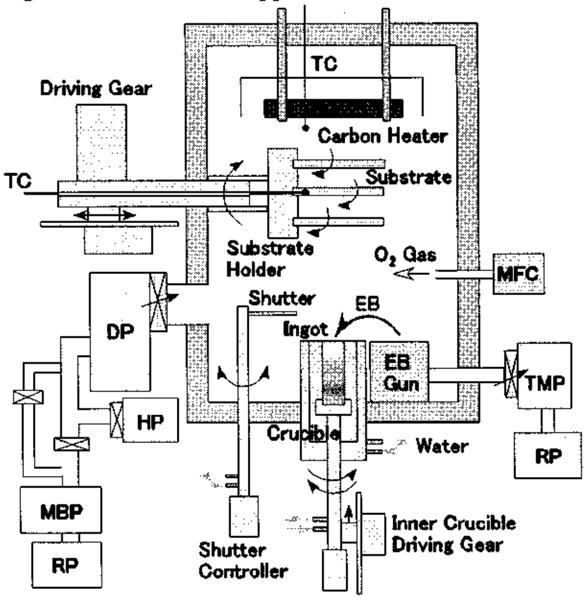


Fig.2　Schematic Diagram of Coating Chamber

ッター、酸素導入管および熱遮蔽板が設置してある。装置価格は欧米製小型装置に比べて数分の一の低価格で製作した。この価格の安さが、本装置の利点の一つである。Fig.2 に装置内部構成の概略図を示す。本装置は、以下に示す三つの特徴を有している。

（1）コーティングチャンバー内に 30kW カーボンヒータを３セット設置しており、合計 90kW の容量で基材（最大寸法 200mm 直径, 350mm 長さ）を加熱（最大 1150℃）することができる。これにより、コーティング中の基材温度を精密に制御することが可能となった。温度制御はカーボンヒータ近傍に設けた熱電対で行うが、基材に直接取り付けた熱電対でもできるようにしている。

（2）Fig.2 に示すように、ＥＢ（10kV, 1.6A）は 270° 偏向されてセラミックインゴット（最大寸法 50mm 直径, 350mm 長さ）に照射される。ルツボは外側と内側ルツボの分割構造となっており、インゴットを載せる内側ルツボは左右回転（0.5～

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

10rpm)、上下駆動（0.5～10mm/s）できる。このようなルツボ構造としたことにより、開発段階の不定形インゴットでも使用が可能となった。

（3）シャッターの開閉制御（最大保持時間 999s, 最大開閉回数 99 回）をあらかじめプログラミングできるため、インゴットからの蒸発流を任意に制御することが可能であり、コーティング中のシャッター開閉動作は柱状晶皮膜構造制御の一手段とすることができる。以上の特徴を備えたコーティングチャンバー構成は、世界でも初めてである。

2.3　YSZ コーティング

皮膜形成は高温加熱、低圧酸素雰囲気、電子銃稼動、基材およびインゴット駆動などの状況下で行うため、これらがバランスよく働くことが必要である。そこで、本装置を用いて YSZ 皮膜形成が良好に行えるかどうかを確認するため、SUS304 ステンレス基材を用い、減圧プラズマ溶射による NiCoCrAlY ボンド層を形成した後、YSZ 皮膜形成のプロセス条件を検討した。はじめに直径 50mm、高さ 70mm の 8mass%Y_2O_3-ZrO_2 インゴットを内側ルツボに載せ、円板試料を基材駆動装置に取り付け真空排気した。この時、基材温度を直接測定するためシース熱電対を試料治具に取り付けた。10^{-3}Pa 台まで真空排気した後、装置内部のカーボンヒータを用い、ヒータ温度 920℃で 1 時間のベーキングを行った。ベーキング後のチャンバー内真空度は 3 $\times 10^{-5}$Pa であり、YSZ コーティング時の酸素導入が十分に行える真空度であることを確認した。NiCoCrAlY ボンド層表面に均一な α-Al_2O_3 層を形成させるため、YSZ コーティング前に予酸化を行った。予酸化の条件は、酸素制御圧力 0.3Pa、基材温度 865℃、時間 80 分とした。YSZ コーティングは、基材温度 865℃、基材回転速度 3rpm の条件下で、270° 偏向させたＥＢを YSZ インゴットに照射して行った。ＥＢの加速電圧は 10kV 一定とし、ＥＢ電流を変化させながら YSZ 蒸発を制御した。この結果、平均ＥＢ電流は 405mA で十分であることを確認した。コーティング中は 0.2Pa となるよう圧力制御を行ったが、このときの平均酸素流量は 47sccm であった。

本装置で YSZ 皮膜を形成させた結果、試料表面は白色を呈しており、酸素欠損のない YSZ であることが確認できた。皮膜組織の健全さを評価するため、SEM により断面組織を観察した。Fig.3 に皮膜断面組織を示す。（a）は皮膜全体の断面組織であり、NiCoCrAlY ボンド層の上に YSZ トップ層が整然と形成されている。（b）はトップ層とボンド層の界面組織であるが、所期の狙い通りアルミナ層

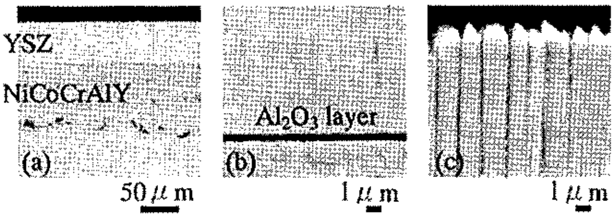


Fig.3　Vertical Sectional Microstructure of Coating

が均一に形成されている。（c）は YSZ 皮膜の組織であり、柱状晶がきれいに成長している。柱状晶側面には羽毛状組織も一部観察される。これらの柱状晶は、X線回折測定結果、<100>方向に成長した正方晶であることが認められた。

これらの結果をふまえ、表面を研磨したタービン翼へ直接 YSZ コーティングを行った。コーティング条件は、翼基材温度 910℃、翼回転 3rpm、酸素制御圧力 0.2Pa、成膜時間 3hours である。Fig.4 にコーティングしたタービン翼（長さ 90mm, 幅 58mm）の外観を示す。翼の腹側、背側およびプラットフォーム部が良好にコーティングされていることを確認した。

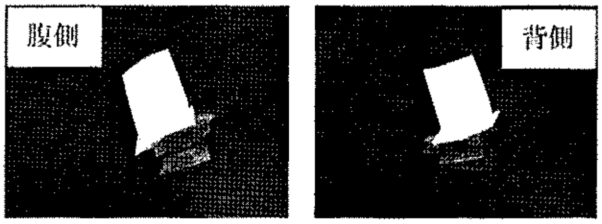


Fig.4　YSZ Coating Blades

3．ＥＱコーティング[6)]

3.1　ＥＱコーティングの背景と原理

強化元素や白金族元素を多く含む先進 Ni 基超合金は優れた高温強度を示す。しかしながら、一般的に用いられているボンドコートである Pt-Al や MCrAlY を適用すると、コーティング直下に元素の相互拡散に起因する二次反応層(Secondary Reaction Zone, SRZ)が生成し、基材の強度低下を生じる。この SRZ の生成を防ぐために、いくつかの技術が提案[7-8)]されているが、いずれも内部拡散を本質的に防ぐものではない。

筆者らは基材と熱力学的に平衡する成分をコーティング材に使用することで、元素の相互拡散を完全に抑制する“平衡相コーティング”（以下、“EQ コーティング”と称する）を開発した。Ni 基超合金は、マトリックスである γ 相中に γ' 相が規則的に析出した 2 相組織を有する。 Fig.5 に(Ni, X)-(Al, Y)系擬二元系平衡状態図を示す。Ni 基超合金基材の組成をＳとすると、使用温度（ここで

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

は 1100℃）におけるγ相、γ’相の組成はそれぞれA、Bで表すことができる。このタイライン上の任意の合金組成をCとすると、合金A，B，Cはいずれも基材Sと熱力学的に平衡である。つまり、基材Sと合金A，B，Cの間には拡散の駆動力となる合金元素の化学ポテンシャルの差がない。したがって、合金A，B，Cをコーティングとして用いれば、基材とコーティング間に相互拡散は理論上起こらない。

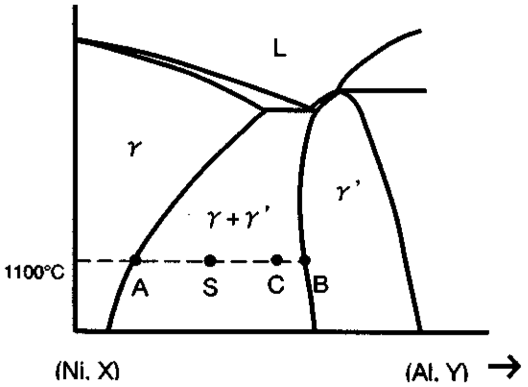


Fig.5 Pseudo-binary phase diagram for (Ni,X)-(Al,Y) system

3.2 実験方法

上記の原理を確認するため、基材として、第2世代 Ni 基超合金 TMS-82+[9] を用いた。1100℃におけるγ及びγ’の組成を合金設計プログラム[10] を用いて計算し、それらをコーティング材の組成とした。また、比較材として実用 AMDRY-962 相当のコーティング材を用いた。本研究で使用した合金は不活性雰囲気下で溶製したものであり、その組成を Table1 に示す。合金は均質化熱処理後、直径 10mm、厚さ 5mm の試験片を切り出し、表面研磨を行った。拡散挙動を調べるために、基材とコーティング材の拡散対3種類、AMDRY962／TMS-82+, TMS-82+γ／TMS-82+, TMS-82+γ’／TMS-82+を作製し、大気中 1100℃、300h の拡散処理を行った。拡散対の断面を SEM および EPMA により分析した。

3.3 実験結果

拡散実験後の断面観察結果を Fig.6 に示す。従来コーティングの AMDRY962／TMS-82+拡散対（Fig.6(a)）では、約 150μm の拡散層および SRZ が観察された。一方、EQ コーティングの TMS-82+γ／TMS-82+拡散対（Fig.6(b)）、および TMS-82+γ’／TMS-82+拡散対（Fig.6(c)）では拡散層は非常に薄く、SRZ は観察されない。Fig.6(c) において、γ’合金中に TCP 相が少量観察されるが、この相は試験開始前から合金中に均一に分散しており、相互拡散によるものではない。この相の生成は平衡組成と作製組成の若干のずれに起因すると考えられるが、TCP 相の体積率は高々2％にすぎず、拡散挙動にはほとんど影響を与えないと考えられる。EQ コーティングにおける元素拡散を定量化するために、TMS-82+γ／TMS-82+拡散対と TMS-82+γ’／TMS-82+拡散対を EPMA で分析した。分析結果のうち、比較的拡散の速い元素である Al と Co の濃度分析結果のみを Fig.7 に示す。

Table1 Chemical Compositions (mass%, Ni-bal.) of alloys prepared for this study

	alloy	Co	Cr	Mo	W	Al	Ti	Ta	Hf	Re	Y
Substrate	TMS-82+	7.7	4.6	1.8	8.6	5.3	0.5	6.3	0.09	2.4	-
Coating	TMS-82+γ	10.5	7.6	2.6	10.0	2.9	0.2	3.4	0.03	4.2	-
	TMS-82+γ'	4.7	1.4	0.9	7.2	7.9	0.7	9.5	0.16	0.5	-
	AMDRY962	-	22.0	-	-	10.0	-	-	-	-	1.0

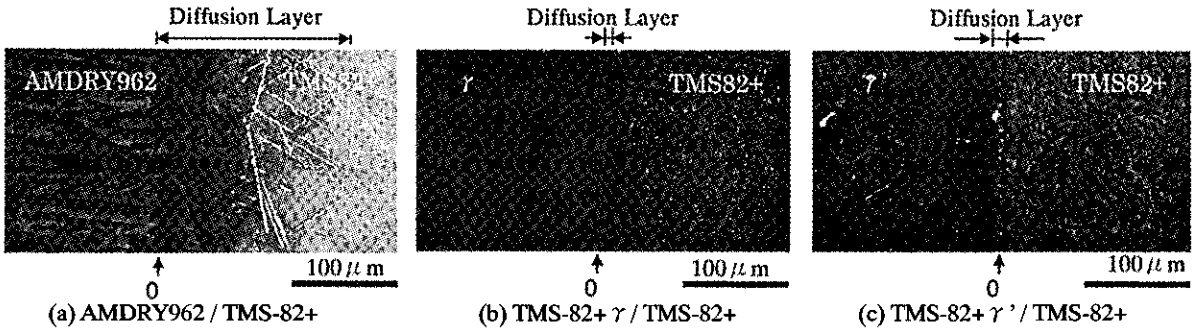
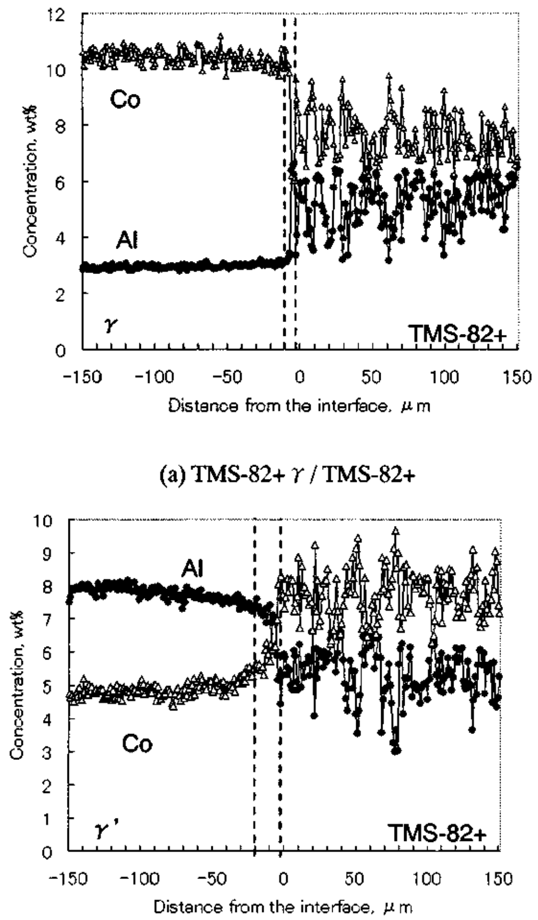


Fig.6 Cross Sectional Microstructure of (a) AMDRY962 / TMS-82+, (b) TMS-82+γ / TMS-82+, (c) TMS-82+γ’/ TMS-82+ after 300 hours exposure at 1100℃

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.



(a) TMS-82+ γ / TMS-82+

(b) TMS-82+ γ '/ TMS-82+

Fig.7 Cross Sectional Concentration Profile of (a) TMS-82+ γ /TMS-82+, (b)TMS-82+ γ '/TMS-82+ after 300 hours exposure at 1100℃

拡散層の厚さはγで 5μm、γ’ で 15μm といずれも従来コーティング（Fig.6(a)）と比べ非常に薄いことがわかる。以上より、基材のγ合金、またはγ’ 合金をコーティング材として用いることで、実用合金 TMS-82+との間に生成する拡散層を劇的に抑えることができることが実証された。

4．まとめ

（独）物質・材料研究機構の新世紀耐熱材料プロジェクト(HTM21Pj)では、これまで開発してきた Ni 基超合金をジェットエンジン翼や発電用ガスタービン翼への適用を目指して研究を遂行している。この実用化にあたっては遮熱コーティングが必須となるため、Ni 基超合金に適した遮熱コーティングシステムの研究開発を行っている。このたび、セラミックトップコート用の電子ビーム物理蒸着装置”EB Coater-CerM1”を開発した。本装置は基材加熱用ヒータ、回転・上下駆動が可能な分割ルツボ、開閉制御可能なシャッター、基材駆動装置、電子銃、酸素導入機構からなるコーティングチャンバー構成となっており、このような構成は世界でも初めてである。更に本装置の価格は、同様の性能を有する欧米製小型装置に比べ数分の一であり、EB-PVD 装置は非常に高いという認識を変えるものである。本装置を用いて YSZ 皮膜形成を行った結果、柱状晶の皮膜組織およびトップ層とボンド層界面も健全な組織であることを確認した。更にタービン翼への YSZ コーティングを行い、翼の腹側、背側およびプラットフォーム部とも良好にコーティングすることができた。

ボンドコートにおいては、熱力学的に平衡な成分をコーティングに用いるＥＱコーティングの概念を Ni 基超合金 TMS-82+に適用し、コーティングと基材間で元素の相互拡散を抑え、基材強度の劣化を抑制することに成功した。基材のγ’合金はＥＱコーティングの有望な候補であるが、今後、耐酸化コーティングとしての最適化を進めるとともに、ＥＱコーティング材を各種基材上に溶射施工し、ＴＢＣシステムの実現を目指していく予定である。

参 考 文 献

1) R.K.Matta, G.D.Mercer and R.S.Tuthill: Power Systems for 21th Century- “H” Gas Turbine Combined-Cycles, GER-3935B (2000).
2) 松本一秀，牧野吉延，和田国彦，日野武久，岡村隆成：日本ガスタービン学会誌，Vol.28, No6 (2000) pp.32-37.
3) D.R.Clarke and C.G.Levi: Annu.Rev.Mater.Res. Vol.33 (2003) pp.383-417.
4) Y.Koizumi, T.Kobayashi, T.Yokokawa, Z.Jianxin, M.Osawa, H.Harada, Y.Aoki and M.Arai: Superalloys 2004, (Warrendale, PA, USA, Minerals, Metals and Materials Soc.) pp.35-43.
5) 原田広史，佐藤彰洋、川岸京子：特願 2005-092542 (2005)
6) 佐藤彰洋、原田広史、川岸京子：日本金属学会誌，Vol.70, No.2 (2006) pp.192-195.
7) Y.Matsuoka, Y.Aoki, K.Matsumoto, A.Sato, T.Suzuki, K.Chikugo and K.Murakami: Superalloys 2004, (Minerals, Metals and Materials Soc., 2004) pp.637-642
8) T.Narita, S.Hayashi, H.Yukawa, M.Noguchi and M.Miyasaka: U.S.Patent 6830827(2004)
9) T.Hino, T.Kobayashi, Y.Koizumi, H.Harada and T.Yamagata : Superalloys 2000、(TMS、2000) pp.729-736.
10) H.Harada, K.Ohno, T.Yamagata, T.Yokokawa and M.Yamazaki:Superalloys1988(TMS,1988)pp.733-742

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B－4

バーチャルジェットエンジンの要素としてのフェーズフィールドシミュレーション

*北嶋　具教（物材機構），Jincheng WANG（Northwestern Polytechnical University, China），
原田　広史（物材機構），坂本　正雄（物材機構），横川　忠晴（物材機構）

Phase-field simulation as a component of a virtual jet engine

*Tomonori KITASHIMA(NIMS), Jincheng WANG（Northwestern Polytechnical University, China），
Hiroshi HARADA(NIMS), Masao SAKAMOTO(NIMS) and Tadaharu YOKOKAWA(NIMS)

ABSTRACT

Virtual Jet Engine (VJE) has been developed by NIMS and other collaborative companies to evaluate the rupture lifetime of high-temperature gas turbine blades in the virtual aero engine, thermal efficiency of gas turbines, CO_2 emission and so on. VJE consists of materials simulation and system simulation. In the materials simulation, the phase-field simulation was conducted as a component to estimate the microstructure temporal evolution of Ni-base superalloys, which is the material for high-temperature gas turbine blades. The Ni-base superalloy is composed of the gamma matrix and gamma prime precipitates. The dispersion and morphology of gamma prime precipitates affect the creep strength of turbine blades. Therefore, it is important to have knowledge about microstructure temporal evolution. In this paper, the phase-field simulation on microstructure temporal evolution of a Ni-base superalloy was described.

Key words: Virtual Jet Engine, Ni-base superalloy, Phase-field simulation

1. はじめに

航空機エンジンの安全性向上のためには、ファン、コンプレッサ、燃焼器、タービン(高温高圧、中圧、低圧)の各部の適切な部品・部材の寿命評価、部材交換などのメンテナンスが必要である。なかでも、最も過酷な条件で使用される高温高圧タービン翼は、頻発する事故事例の主な原因であり、重大事故の発生を未然に防ぐ観点から対応策が必要になってくる。そこで、高温高圧タービンの作動環境におけるタービン翼材料の組織変化や特性劣化を予測し、運転による材料の損傷、寿命を予測する必要がある。

物質・材料研究機構は、東芝および宇宙航空研究開発機構と協力して、バーチャルガスタービンの開発を行ってきた[1-5]。これは、ガスタービンをコンピュータ上で構築し、Ni 基単結晶超合金の組成を合金設計プログラムに入力し、得られたタービンのクリープ特性とガスタービン設計プログラムからガスタービンの熱効率と CO_2 排出量、材料の損傷や寿命などを予測するというものである。

新たにスタートしたバーチャルジェットエンジンでは、ガスタービンの中でも航空機エンジンに焦点を当て、新たに Phase-field 法や分子動力学法、数値流体力学などの力学的アプローチを導入し、予測精度を向上させることを目的とする。

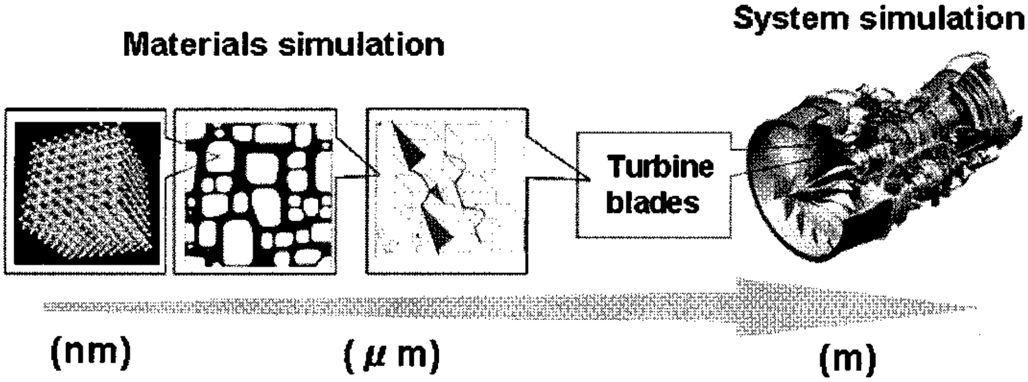


Fig.1　Schematic of Virtual Jet Engine.

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

これより、エンジンの性能や安全性の評価手法の精度を向上させ、メンテナンスコスト低減、信頼性向上、開発期間短縮、製品価格低減、CO_2排出量削減を図る。バーチャルジェットエンジンは、空力ー伝熱ー構造ー燃焼ー音響連成のシステムシミュレーションと原子レベルからマクロスケールまでの材料シミュレーションから構成される(Fig.1参照)。

航空機エンジン内には、様々な高性能な構造材料が用いられている。バーチャルジェットエンジンシステムでは、この中でも最も過酷な環境下で使用され、頻発する事故事例の主な原因となっている高温高圧ガスタービン翼の材料からスタートする。高温高圧ガスタービン翼の材料である Ni 基単結晶超合金は、γ相と析出相であるγ'相から構成され、Mo や Re 添加による固溶強化やγ'相の析出硬化が主な強化機構である。特に外部応力負荷前の初期組織におけるγ'相の析出形態、体積率や分散はタービン翼の寿命に大きく影響する。また、エンジン使用中の外部応力下での材料の組織変化とそれに伴う強度劣化についても知見を得ることは重要である。このような Ni 基単結晶超合金の初期組織や、外部応力下での組織の時間的変化を予測する手段の一つとして、Phase-field シミュレーションがあり、バーチャルジェットエンジンの要素の一つとして用いている。

本研究では、まず熱処理時のγ'相の析出、つまり初期組織について、Phase-field 法による 2 元系 Ni-Al 合金の 2 次元計算を示す。また、多元系合金への第一ステップとして、3 元系 Ni-Al-Cr 及び Ni-Al-Mo 合金の 1 次元計算も行ったので報告する。

2. Ni-Al 2 元系の Phase-field シミュレーション

Phase-field 法は、組織形成をシミュレートする手段の一つであり、粒界成長、結晶成長、固相変態など様々な分野に用いられている。本研究では、Phase-field 法を用いて、Ni 基超合金の組織変化をシミュレートする。Phase-field 法において、系の自由エネルギは、次式に示すように、化学的自由エネルギ、勾配エネルギ、及び弾性エネルギの和で与えられる。

$$F_{system} = \int_V \left(f(c, \eta_1, \eta_2, \eta_3) + \frac{\alpha}{2}(\nabla c)^2 + \sum_{i=1}^{3} \frac{\beta_i}{2}(\nabla \eta_i)^2 + E_{elastic} \right) dV$$

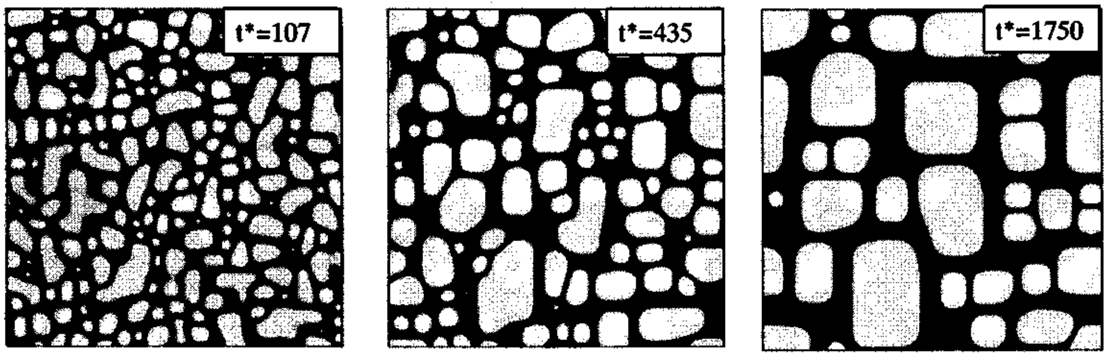


Fig.2 Microstructure temporal evolution of Ni-18at%Al alloy at 1000K.

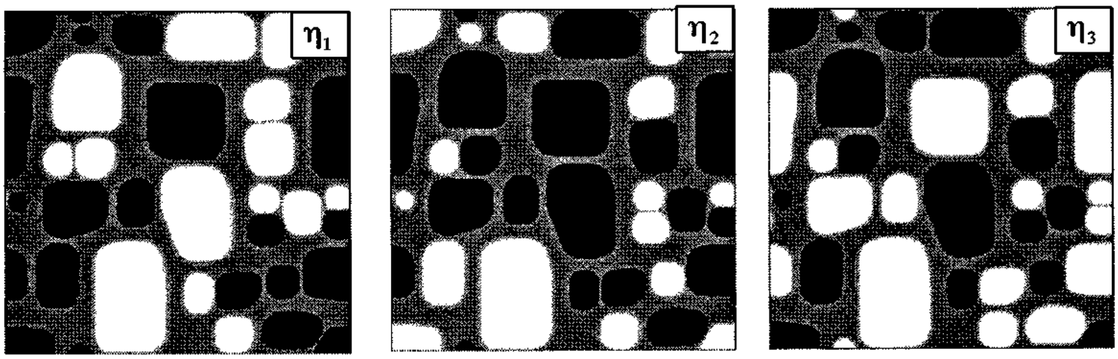


Fig.3 Order parameters of Ni-18at%Al alloy at 1000K when t*=1750.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

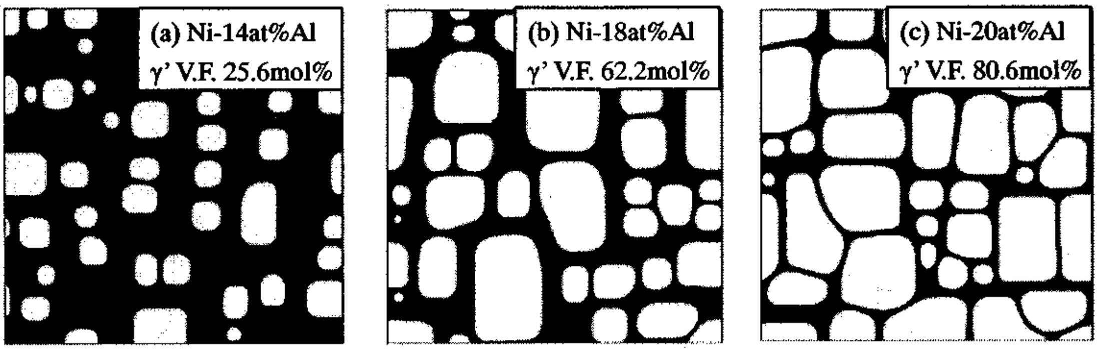


Fig.4　Effect of Al content on γ' morphology at 1000K when t*=1750.

ここで、fは自由エネルギ密度であり、α及びβは勾配エネルギの係数である。ギブス自由エネルギ G (J/mol)は、合金密度 ρ(g/m³)及びモル質量 m (g/mol)を用いて、f=Gρ/m により自由エネルギ密度 f (J/m³)に変換できる。系の状態はこの自由エネルギの減少が最大になる経路をたどって変化するという仮定のもとに非線形支配方程式が解かれる[6]。次に Ni-Al 系2元系における Cahn-Hilliard 拡散方程式及び Ginzburg- Landau 方程式を次に示す。

$$\frac{\partial c}{\partial t} = \nabla \cdot \left(M \nabla \frac{\delta F}{\delta c} \right)$$

$$\frac{\partial \eta_i}{\partial t} = -L \frac{\delta F}{\delta \eta_i}, i = 1 \sim 3$$

ここで、c は Al の濃度であり、η は相の規則・不規則を示すオーダパラメータであり、t は時間、M は c に関する易動度であり、L は η に関する易動度である。この2つの方程式を数値計算によって、解くことによって、濃度とオーダパラメータの時間発展、つまり組織の時間発展を求めることができる。

Fig.2 に Ni-18at%Al 合金の組織の時間変化を示す。白い析出物が γ'相であり、黒のマトリックスが γ 相である。無次元時間 t*=107 において、界面エネルギが最小となるために、析出した径の小さい γ'相は縮小して消える。またサイズが大きい γ'相については、同じドメインの析出物は合体する。さらに、弾性エネルギを共有するために、ドメインが異なる γ'相は隣接するようになる。最終的に析出物は規則的に配列する(t*=1750)。

Fig.3 には、Fig.2 の t*=1750 のときのオーダパラメータを示したものである。これより、1つの析出物内にドメインが 2 つ以上存在しないことがわかる。これは、1つの規則相 γ'内で2つの異なるドメインが存在すると界面でエネルギが大きくなり、エネルギ的に最小とならないからである。Fig.4 には、Al 濃度を変化させ、γ'相の体積率依存性を示す。Fig.4 (a)は Ni-14at%Al 合金であり、γ'相体積率は 25.6mol%、(b)は Ni-18at%Al 合金で γ'相体積率が 62.2mol%、(c)は Ni-20at%Al 合金で γ'相体積率が 80.6mol%である。Al の濃度が大きくなるにつれて、γ'相の体積率は大きくなり、γ'相の形状が不規則になることがわかる。このγ' 相の体積率は、タービン翼のクリープ寿命に影響する。

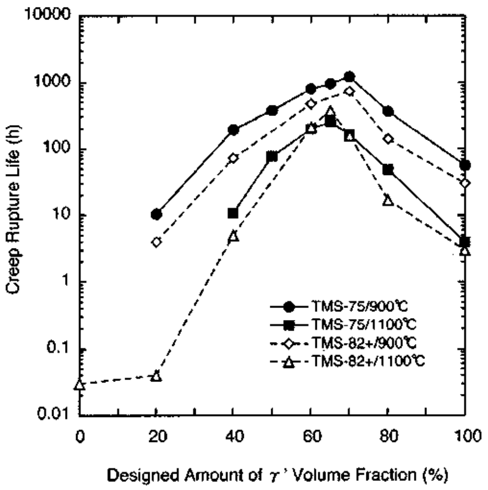


Fig.5　Relationship between the designed amount of γ' volume fraction and creep rupture life [7].

Fig.5 に NIMS の開発合金である TMS-75 及び TMS-82+の γ'相体積率とクリープ寿命を調べた結果[7]を示した。1100℃における TMS-82+の結果より、γ'相体積率が 60〜70mol%の合金は、γ'相 0mol%のγ単相合金や γ'相 100mol%の γ'単相合金に比べ

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

て、クリープ寿命が長いことがわかる。この理由としては、γ'相が転位移動の障害となって影響を受けるなどがある。バーチャルジェットエンジンシステムの材料シミュレーションでは、このようにして得られた γ'相の形態を分子動力学シミュレーションにインプットして原子を配置し、合金中の転位のカッティングをシミュレートする。

3. Ni-Al-Cr3 元系の Phase-field シミュレーション

バーチャルジェットエンジンの材料シミュレーションでは多元系 Ni 基超合金をターゲットとしている。しかし、これまで Ni 基合金の γ/γ'の2相組織において多元系の組織形成シミュレーションは、$L1_2$構造(γ'相)の基点が異なる4つのドメインの表現が容易でないことなどから、ほとんど報告されていない。そこで多元系 Ni 基超合金の Phase-field シミュレーションの第一歩として、CALPHAD(Calculation of Phase Diagrams)法と組み合わせた Ni-Al-Cr の3元系ギブス自由エネルギ関数の導出を行った。また、このギブス自由エネルギ関数を用いて Ni-Al-Cr 合金の組織形成について1次元数値計算を行ったので報告する。

第3元素の占有率を用いて第3元素のオーダパラメータη'を導入した。ここでは、熱力学的パラメータが Dupin らによって報告されている Ni-Al-Cr 系[8]を考え、第3元素として Cr を用いる。Ni-Al-Cr 系における γ および γ'のギブス自由エネルギは次のように表すことができる。

$$G = G^{disoder}(c_{Al}, c_{Cr}) + \Delta G^{order}(c_{Al}, c_{Cr}, \eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_1', \eta_2', \eta_3')$$

ここで、$\Delta G^{order}(c_{Al}, c_{Cr}, \eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_1', \eta_2', \eta_3')$は規則化エネルギであり、

$$G^{order}(c_{Al}, c_{Cr}, \eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_1', \eta_2', \eta_3') - G^{order}(c_{Al}, c_{Cr}, \eta_i = \eta_i' = 0)$$

で与えられる。

ここでは、計算簡易化のために弾性エネルギを考慮せず、系の全自由エネルギを次のように定義し、この全自由エネルギを用いて1次元の計算を行った。

$$F_{system}^{ternary} = \int_V \left(f(c_{Al}, c_{Cr}, \eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_1', \eta_2', \eta_3') + \sum_{i=Al,Cr} \alpha(\nabla c_i)^2 + \alpha(\nabla c_2)(\nabla c_3) + \sum_{i=1}^{3} \frac{\beta}{2}(\nabla \eta_i)^2 + \sum_{i=1}^{3} \frac{\beta}{2}(\nabla \eta_i')^2 \right) dV$$

ここで、f は自由エネルギ密度であり、α及びβは勾配エネルギの係数である。ギブス自由エネルギ G (J/mol)は、合金密度 ρ(g/m³)及びモル質量 m (g/mol)を用いて、f=Gρ/m により自由エネルギ密度 f (J/m³)に変換できる。

本計算に用いた非線形 Cahn-Hlliard 拡散方程式及び Ginzburg-Landau 方程式を次に示す。

$$\frac{\partial c_i}{\partial t} = \sum_j \nabla \cdot \left(\tilde{M}_{ij} \nabla \frac{\delta F}{\delta c_i} \right), i = Al, Cr, j = Al, Cr$$

$$\frac{\partial \eta_i}{\partial t} = -L_{ii} \frac{\delta F}{\delta \eta_i}, i = 1 \sim 3$$

$$\frac{\partial \eta_i'}{\partial t} = -L_{ii}' \frac{\delta F}{\delta \eta_i'}, i = 1 \sim 3$$

ここで、t は時間、$\tilde{M}_{ij}$ はc_iに関する易動度であり、L_{ii}及びL_{ii}'はそれぞれηとη'に関する易動度である。$\tilde{M}_{ij}$は、Ni 基合金に関する拡散易動度のデータベース[9]で示されている。

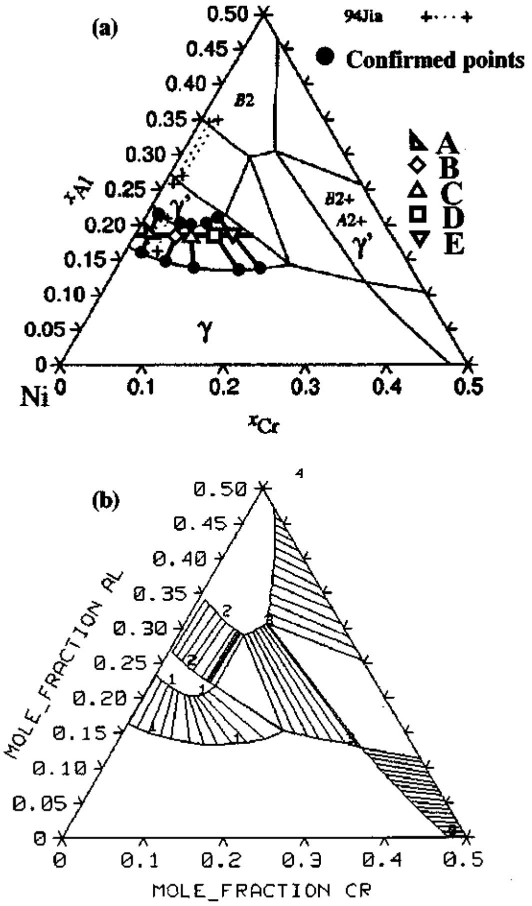


Fig.7 (a)Ni-Al-Cr ternary phase diagram at 1100°C by Dupin's CALPHAD, and the γ/γ' phase compositions obtained from phase-field simulations of Ni-18at%Al-2at%Cr (A), Ni-18at%Al-5at%Cr (B), Ni-18at%Al-7at%Cr (C), Ni-18at%Al-10at%Cr (D), Ni-18at%Al-12at%Cr (E), (b) Ni-Al-Cr ternary phase diagram at 1100°C by Thermo-calc software.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

計算において、Cahn-Hilliard 拡散方程式及び Ginzburg-Landau 方程式の数値解法には Semi-implicit-Fourier-Spectral- Method [10]を用いた。計算グリッド数は256とした。

Dupin らによって熱力学的パラメータが報告されている3元系 Ni-Al-Cr 合金[7]の1次元計算結果について示す。温度1100°C における Ni-18at%Al-7at%Cr 合金の1次元計算を行った。その結果を Fig. 8(a)に示す。Al の濃度が高く、Cr の濃度が低いγ'相は核成長し、粗大化し、最終的にγ相およびγ'相内で組成はそれぞれ均一となる。このとき、γ相およびγ'相の組成はそれぞれ Ni-14at%Al-9.8at%Cr、Ni-19.8at%Al- 5.8at%Cr である。

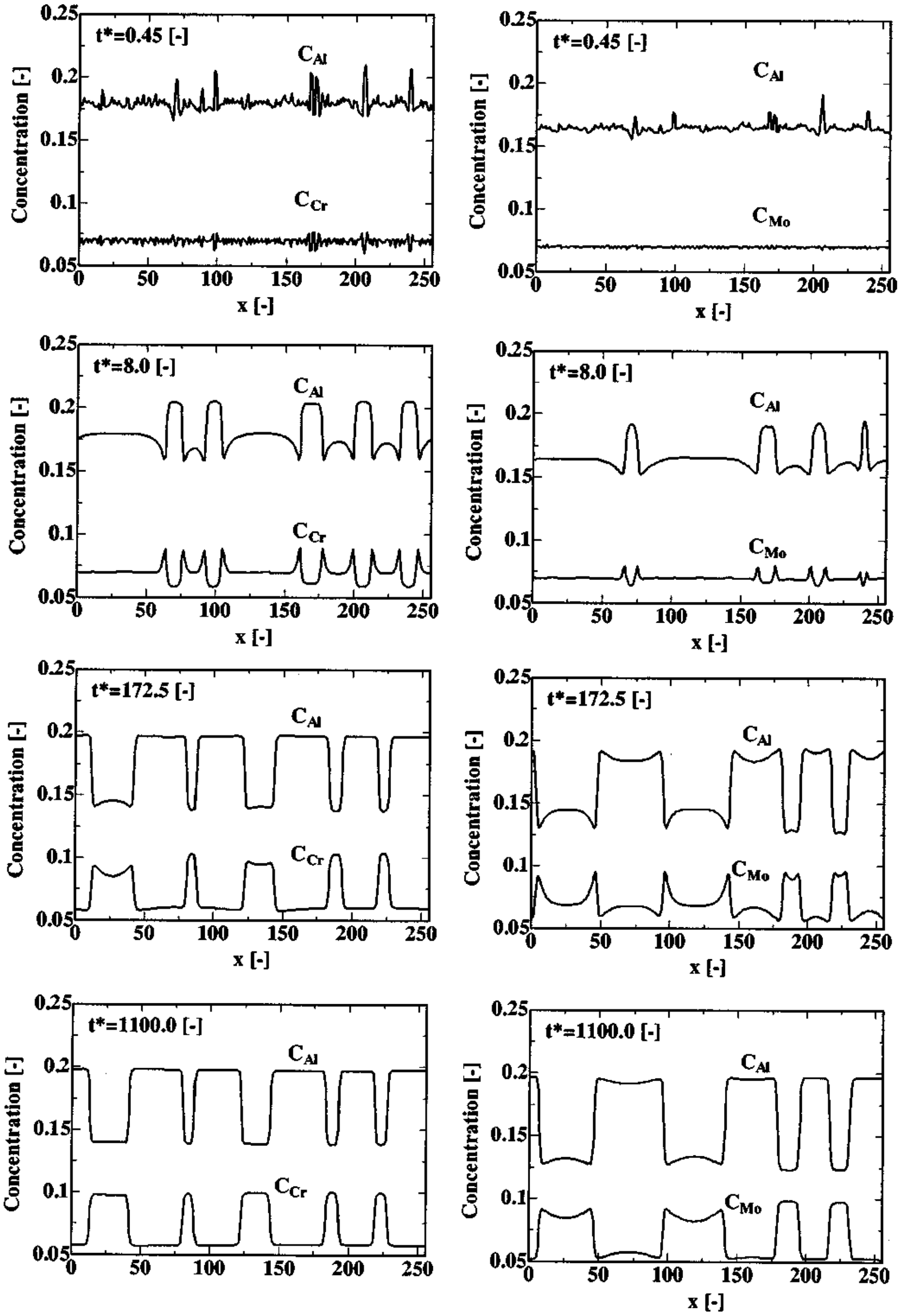


Fig.8 One dimensional microstructure evolutions of Ni-18at%Al-7at%Cr alloy (a) and Ni-16.5at%Al-7at%Mo alloy (b) at 1100°C.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

他の 4 合金（ Ni-18at%Al-2at%Cr [A], Ni-18at%Al-5at%Cr [B], Ni-18at%Al-10at%Cr [D], Ni-18at%Al-12at%Cr [E]）についても 1 次元の計算を行い、γ 相およびγ'相の組成を得た。これを Dupin らが CALPHAD 法によって求めた結果[8]と比較し、Fig. 7(a)に示した。5 つ全ての合金におけるγとγ'相の組成は、Dupin らの結果と一致し、それぞれの組成における tie-line の傾きも Fig. 7(b)に示すソフトウェア Thermo-calc によって得られた結果とほぼ同じ傾向を示した。これらより、Cr のオーダパラメータを導入することで得られたギブス自由エネルギ関数は有用であると考えられる。

このギブス自由エネルギ関数を用いて、熱力学パラメータが報告されている Ni-16.5at%Al-7at%Mo 合金[11]についても1100°C における組織形成の1次元計算を行い、その結果を Fig. 8(b)に示した。Ni-16.5at%Al-7at%Mo 合金では、Mo の拡散係数は Cr に比べて小さく、γ及びγ'相内で Mo 濃度が不均一であると同時に γ/γ'界面において局所平衡である状態が長い時間続くと考えられる。これより、Ni-Al-Mo 合金は Ni-Al-Cr 合金に比べて、均一化の熱処理時間を長くする必要があると考えられる。

6. まとめ

本研究では、バーチャルジェットエンジンの要素である Phase-field シミュレーションにより、熱処理時の Ni-Al2 元系の組織形成について示した。また、バーチャルジェットエンジンの材料シミュレーションでは、多元系 Ni 基超合金の組成をインプットデータとして取り扱うことを目標としており、Ni-Al-Cr 系および Ni-Al-Mo 系 3 元系への拡張を試みた。今後は、外部応力下での組織変化について検討する。

参 考 文 献

1) 原田広史、横川忠晴、尾高聡子、吉田豊明、小河昭紀、野崎理、佐伯祐志、古河昭紀：仮想タービン法，特願 2001-155459.
2) 陳錦祥、小河昭紀、橋本良作、吉田豊明：日本ガスタービン学会誌，Vol.32, No.1 (2004) pp.34-39.
3) T. Yokokawa, H. Saeki, Y. Fukuyama, T. Yoshida, H. Harada, Superalloys 2004, TMS, (2004) 859-866.
4) H. Saeki, T. Yokokawa, H. Harada, Y. Yoshitake, T. Yoshida, International Gas Turbine Congress, (2003) TS-122.
5) 陳錦祥、小河昭紀、橋本良作、吉田豊明、西澤敏雄、福山佳孝、横川忠晴、原田広史：材料，Vol.54, No.3 (2005) pp.251-256.
6) 鈴木俊夫：まてりあ，Vol.38, No.8 (1999) pp.620-623.
7) T. Murakumo, Y. Koizumi, , T. Kobayashi and H. Harada, Superalloys 2004, TMS, (2004) 155-162.
8) N. Dupin, I. Ansara, B. Sundman, Calphad: **25** (2001) 279.
9) C.E. Campbell, W.J. Boettinger, U.R. Kattner: Acta Materialia, **50** (2002) 775.
10) L.Q. Chen, Jie Shen: Computer Physics Communications, **108** (1998) 147-158.
11) Xiaogang Lu, Yuwen Cui, and Zhanpeng Jin: Metallurgical and Materials Transactions A, **30A** (1999) 1785-1795.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B－5

ジェットエンジン高圧タービン翼の損傷解析事例

*小泉　裕（物質・材料研究機構），木村智人（芝浦工業大学）
横川忠晴、原田広史（物質・材料研究機構）

Precise analysis of damaged turbine blades for civil jet engine

*Yutaka KOIZUMI (NIMS), Tomohito KIMURA (SIT)
Tadaharu YOKOKAWA and Hiroshi Harada (NIMS)

ABSTRACT

Precise analysis of damaged turbine blades for civil jet engine has been done. For actual used 2nd stage blades for PW-4000 series engine, out view inspection, micro structural observation of blade substrate by using the scanning electron microscopy (SEM), analysis of alloying element distribution change due to oxidation and corrosion by using the electron probe micro-analyzer (EPMA), etc., have been done. Mechanism of damage caused onto turbine blades, furthermore, the strategy for the safety operation of the aircraft were discussed.

Key words: PW-4000 series engine, damage, turbine blades, oxidation, corrosion

1．緒言

タービン動翼は 1500～1600℃の燃焼ガス流を受けて高温高速回転するためクリープ・熱疲労・高温腐食・高温酸化・エロージョンなどが複合的に作用し次第に劣化する。現在、ジェットエンジンのタービン動翼材料は種々の耐熱材料の中でも高温強度、延性、耐高温酸化・耐高温腐食、製造性など総合的な特性に最も優れている Ni 基超合金が用いられており、その耐用温度も年々向上してジェットエンジンの高温化・高効率化に大きく寄与してきた。タービン動翼は最も過酷な条件で使用される高温部材である。そのため時に予想もしない損傷を引き起こす事態に発展することもある。

初期のジェットエンジンでは、全てのエンジンを定期的にオーバーホール方式で整備していた。現在のエンジン整備方式は、状態に応じて必要な整備を行う方式が採用されており全ての高バイパス比のターボファン・エンジンでオン・コンディション整備方式を採用している[1-2]。この方式が採用された背景には機材品質水準の向上、非破壊検査を中心とした検査手法の発達と検査が容易なエンジン構造の採用、コンピュータを用いた故障データ処理、モニタリング手法の発達などがあげられる。

本講演ではタービン動翼製造時の残留物が原因で硫化腐食により損傷を受けたとされ廃棄された実機使用のタービン動翼を例に損傷解析の事例を紹介すると共に、損傷のメカニズム等について報告し安全性向上のための方策についても考える。

2．損傷解析に用いたタービン動翼

損傷解析に用いた米国 P & W 社製 PW4000 シリーズエンジン２段目高圧タービン動翼を Fig.1 示す。タービン動翼は中空翼構造で空気冷却を行うタイプである。翼表面にも多数の冷却孔があけられている。また、このタービン動翼には遮熱コーティング（Thermal Barrier Coating：TBC）が施されており、母材の Ni 基超合金を保護している。タービン動翼の使用時間(TT)；10521 hour、使用サイクル(TC)；5482 cycle で、１サイクル当たりの平均使用時間は 1.9hour ある。

3．　損傷解析の方法

最初に目視によりタービン動翼の外観検査を実施した。その後、タービン動翼を切断して Fig.1 に記載の A-A'断面の金属組織を走査型電子顕微鏡（SEM）で観察した。また、A-A'断面、B-B'断面の高温酸化および硫化腐食による損傷につい

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

てマイクロアナライザー（EPMA）を用いて元素分析をおこなうとともに基材の分析を実施した。さらにタービン動翼が曝されていた温度を推定することを試みた。使用温度が他の部位より低いと考えられる翼付け根C部のタービン動翼（茶褐色部分Fig1）の小片を大気中で1150℃、1200℃および1250℃に加熱してTBC剥離の有無とTBC表面色の変化および基材金属組織を観察した。

4. 損傷解析結果と考察

4. 1 基材の組成

タービン動翼に用いられているNi基超合金はEPMAを用いた分析の結果、Reを3mass%含有する第2世代の単結晶超合金PWA1484であることがわかった。PWA1484の公称組成は5.0Cr-10Co-2.0Mo-3.0Re-6.0W-5.6Al-8.7Ta-0.1Hf-残Niである。なお、合金設計プログラム[3]を用いてPWA1484の物性を計算すると室温での比重：8.93g/cc、900℃でのγ'相量は体積比で61.8 vol%であり、比重・γ'相量などバランスの良い合金であるといえる。

4.2 外観検査

タービン動翼の外観はFig.1に示すとおりTBCの部分的な剥離と割れが観察された。トレーリングエッジ冷却空気吹き出し孔はA-A'附近で目詰まりを起こしていた。翼中心部から翼先端にかけてトレーリングエッジ側から大きな割れが観察された。この割れは翼回転時に生じる応力軸に直角方向の割れであり、クリープおよび熱疲労による損傷が考えられる。また、翼先端のチップ部にも割れが観察されたが、こちらの方は応力軸と平行な割れで熱疲労の可能性が考えられる。また、TBCの施工されている翼部表面の色は白・茶褐色およびその中間色の部分からなる。

4.3 ミクロ組織

タービン動翼のA-A'断面ミクロ組織をFig.2に示す。コーティング層を含まないNi基単結晶超合金の切断面は厚肉部で約1.6 mm、薄肉部で約0.7 mmであった。

コーティング層は2層構造が採用されておりトップコート層に柱状組織のセラミックTBCが約130ミクロンの厚さで残存し、その下地のアンダーコート層にはMCrAlYが約70ミクロンの厚さで観察された。

TBCの剥離したところでは基材に対する遮熱効果がなくなりNi基単結晶超合金の組織はTBC健全部に比して熱影響のため粗大化していた。2層構造のコーティングシステムに関してはコーテ

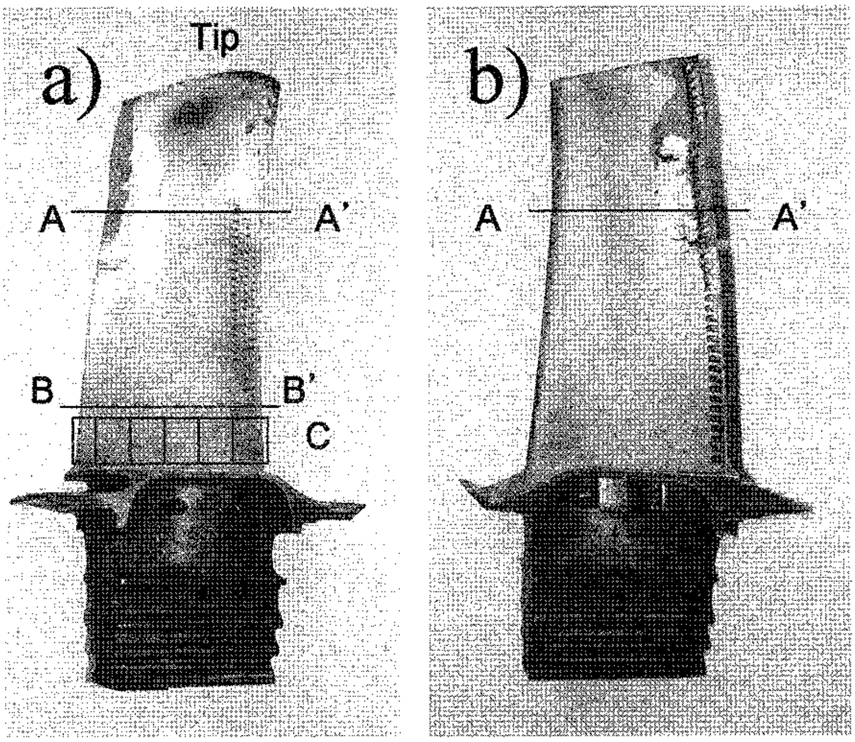


Fig.1　2nd stage blades for PW-4000 series engine. a : Pressure Surface, b : Suction Surface

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

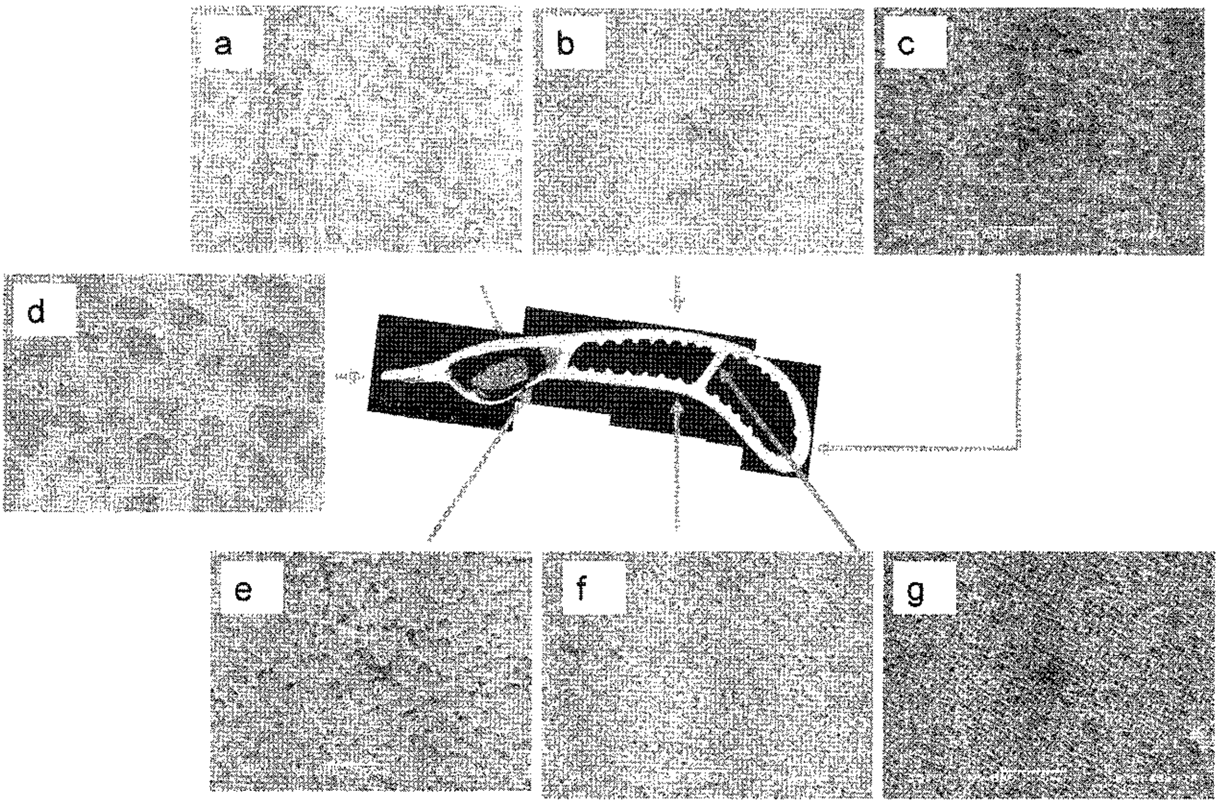


Fig.2　SEM micrographs along the A-A' section.

ィング層界面温度、すなわち金属表面温度が900℃以上になるとボンドコート層と基材合金間の二次拡散に伴う TBC システム劣化も指摘されている[4]。

Ni 基単結晶超合金のミクロ組織はγ/γ'相の 2 相合金で、A-A'断面の位置により Fig.2-g のようにタービン動翼内部冷却が十分でγ/γ'相が整然と並んで初期組織が残存している部分と Fig. 2-a-f のようにγ/γ'相が粗大化しているところが観察された。粗大化してγ/γ'相に乱れが生じているところは他部位より高温になっていたことを示している。特に Fig.2-a の部位ではクリープ強度低下の原因となる TCP 相(Topologically close packed)が析出していた。Fig.2- d のトレーリングエッジ部の組織粗大化も明らかとなり、冷却がなされていなかった状況を示していた。

翼中心部と翼先端の翼チップ間にかけてトレーリングエッジ側から大きな亀裂が観察された。この亀裂先端部のミクロ組織を Fig.3 に示す。亀裂先端部も酸化している痕跡が確認された。

4.4　タービン動翼の高温酸化と硫化腐食

実機使用タービン動翼の高温酸化と硫化腐食に着目してEPMAで分析した結果をFig.4に示す。

Fig.3　SEM micrographs of crack tip.

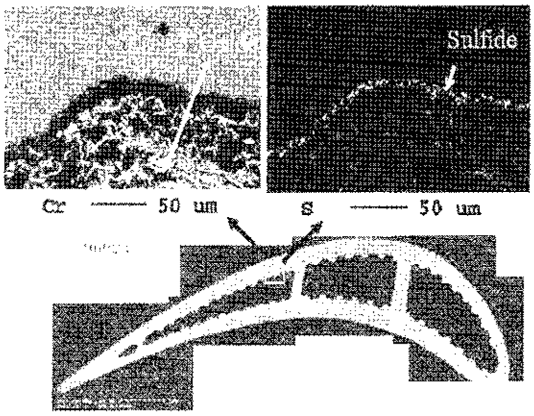


Fig.4　EPMA micrographs along B-B' section. Sulfur enriched region was found near the front of oxidization layer.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

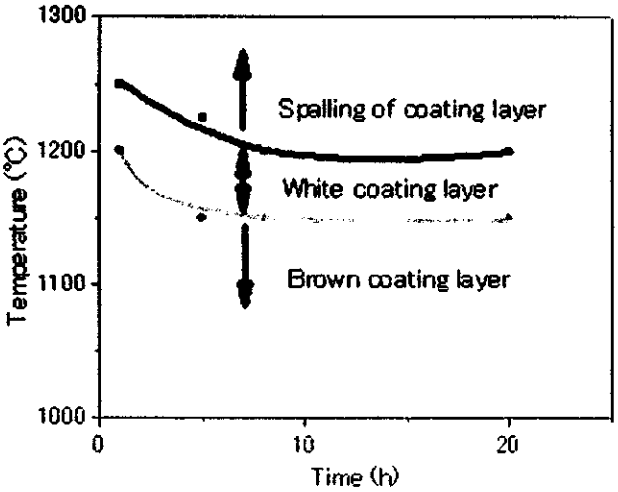


Fig.5 Change of coating surface color during high temperature exposures.

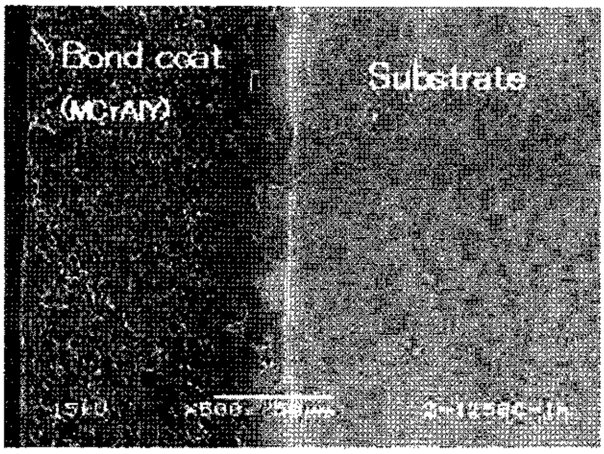


Fig.6 SEM micrographs of cross section after exposure at 1250℃ for 1h.

B-B'断面では冷却翼内面に生成した酸化物の内側に硫化物が検出された。酸化物はNi, Cr, Al, Taを含むことが明らかとなり、Al_2O_3 のような耐酸化にすぐれた保護性皮膜ではなかった。なお、検出されたS元素はいずれも基材の内部に存在していた。つまり硫化腐食が先行し、それを追う形で後から酸化が起こっているものと考えられる。硫化物に関しては、950℃以上の高温では塩が揮発性となることが知られている[5]。つまりタービン動翼でS元素が検出されたところは950℃以下であったことが考えられる。

Ni基単結晶超合金のPWA1484は、非磁性物であるが、実機使用したタービン動翼の内部に付着した酸化物は磁性を帯びていた。マグネットスコープの測定では一般に硫化腐食生成物が検出されると考えられている。しかし、実際に検出されているのは量的に多い酸化物であるという点に注意してマグネットスコープを運用することが重要である。

4.5 コーティング層の色変化と温度

コーティング施工後はタービン動翼の表面が白色であるが実機使用中に燃焼ガスあるいは内部冷却のための空気からの物質がコーティング層に付着して茶褐色に変化していると考えられる。こうした付着物による色の変化は直接コーティング層に影響をおよぼさないとも限らない。実際にPW4000エンジンの第1段タービン静翼表面に、Ni、Feが濃化して層状に付着し、その部分から割れが発生してコーティング層に影響を与えた例もある[6]。この場合コーティングによる熱遮蔽の効果が小さくなりNi基単結晶超合金の基材を劣化させることとなる。

実機を模擬した試験ができないためブレードの小片を大気中で加熱してコーティング層の色変化と温度の関係を調べた。なお、試験は保持時間を変化させて行った。コーティング層の変化をFig.5に示す。1200℃になると短時間でTBCの剥離が起こる可能性の大きいことが明らかとなった。1150℃以上の高温で茶褐色から白色に変化することを明らかにした。1250℃、1時間の加熱でTBCが剥離した断面組織をFig.6に示す。試験の結果からタービン動翼が茶褐色から白色に変化した場合、TBC剥離の近いことが考えられる。

基材の組織変化をFig.7に示す。組織変化は加熱温度が高くなるほどγ'相が粗大化し、加熱時間が長くなるほど組織が粗大化した。

4.6 結果のまとめ

以上のことを総合すると断定は出来ないが、約950℃以下でタービン翼内部に硫化腐食が起こり、硫化腐食の進行した後をNi, Cr, Al, Taを主体とする高温酸化が起こる。次に生成した酸化物がタービン冷却孔を塞ぎ、そのため冷却不十分となり、基材温度が設計許容値を超えたと考えるのが妥当であろう。

本報で取り上げたタービン動翼内部の損傷を知る手段として、TBCの白色変化の程度をモニターすること、あるいは微弱な磁性を計測して酸化の程度をモニターすることは損傷程度を知るうえ

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

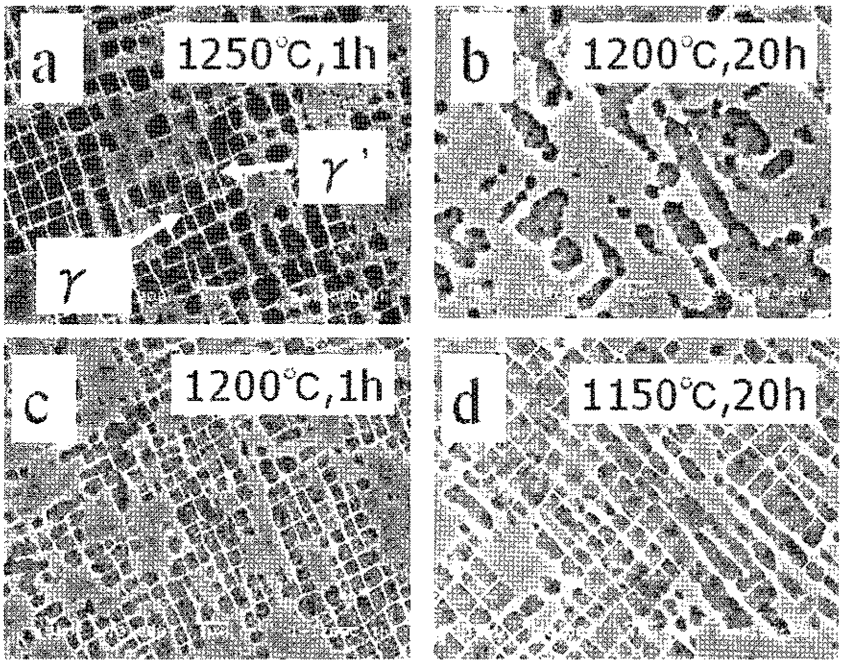


Fig.7 SEM micrographs of the alloy after exposure with various temperature-time conditions.

で有効であるといえる。しかし、酸化物は容易に脱落するものであるので、マグネットスコープの測定結果に過度に依存するのは避けなければならない。

5. 結論

タービン動翼製造時の残留物が原因で硫化腐食により損傷を受けたとされ廃棄された実機使用のＰ W4000 シリーズエンジン２段目高圧タービン動翼（TBC 施工あり）の損傷解析をおこない以下のことを明らかにした。

1. タービン翼の断面を分析し、冷却翼内面に生成した酸化物の内側に硫化物が検出された。

2. タービン翼内面には Ni, Cr, Al, Ta を含む酸化物が生成し、酸化物は弱い磁性を帯びていた。

3. タービン動翼の金属組織は冷却が十分で基材γ/γ'相が整然と並んで初期組織が残存している部分とγ/γ'相が粗大化して、明らかに高温に曝されていたことを示す組織が観察された。

4. ブレード小片の大気中加熱試験から TBC コーティング層は 1150℃以上の高温で茶褐色から白色に変化することを明らかにした。

高温高圧部材には高い信頼性が要求されている。どのような状況で損傷があり、そのメカニズムについて航空会社と材料研究者が知見を得ることはエンジンの信頼性向上に貢献できると確信する。

謝辞

本研究の遂行にあたり、物質・材料研究機構北澤英明氏、青柳岳史氏、竹内悦男氏に多大なご協力をいただきました。また、川岸京子氏には有益な助言をいただきました。さらに芝浦工業大学院生の鈴木崇宣氏には試料作成でお世話になりました。ここに記し、深く感謝いたします。

参考文献

1) 杉浦重泰: Journal of the Gas Turbine Society of Japan, **21** (1994), No.84, pp54-61.

2) 吉岡俊彦: Journal of the Gas Turbine Society of Japan, **26** (1998), No.101, pp15-20.

3) H.Harada,K.Ohono,T.Yamagata,Yokokawa, and M.Yamazaki: Superalloys 1988,TMS AIMA(1988)p733.

4) 吉葉政行: Journal of the Gas Turbine Society of Japan, **25** (1998), No.100, pp18-25.

5) R.Viswanathan: Damage Mechanisms and Life Assessment of High-Temperature Components, ASM Int. Metals Park, Ohio (1989).

6) 大沢真人, Rudder Wu, 原田広史, 横川忠晴: Journal of the Gas Turbine Society of Japan, **33** (2005), No.3, pp191-195.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−6

航空機エンジン高温部品の損傷データベース

*橋本良作（ＪＡＸＡ），福山佳孝，藤原仁志，松下政裕，北條正弘，久世基

Aero-Engine Hot Parts Failure Database

*Ryosaku HASHIMOTO(JAXA),Yoshitaka FUKUYAMA, Hitoshi FUJIWARA,
Masahiro MATUSITA, Masahiro HOJO and Motoi KUSE

ABSTRACT

The aero-engine hot parts failure database is being constructed based on the investigation of the parts which are used and rejected because of failure in domestic airlines. The present database will be helpful for understanding the deterioration process and damage phenomena of the hot parts of the recent civil high bypass-ratio jet engines as well as for developing repair and maintenance technologies to reduce maintenance cost.

Key words: Aero-engines, Blade, Nozzle, Failure, Database

1．はじめに

近年、航空輸送にも規制緩和が行われ、新規参入の企業が有り、低価格で安全な事業が求められている。運航コスト削減の一つとして整備費用の抑制が考えられる。エンジン整備コストは航空機整備全体の 30%を占めると言われていている。エンジン整備のマテリアル・コスト（整備材料費、予備部品減価償却費）は 50～60%[1]でありこの比率を削減することはエンジンの整備費削減に意義のあることである。また、平成 15 年より我が国でも民間航空用エンジンを本格的に開発する計画が開始された。

ＮＥＤＯ（新エネルギー・産業技術総合開発機構）において「航空機／エンジン国産戦略委員会ーアフターマーケットから国産を考えるー」が平成 16 年に発足した。本委員会はエアライン、メーカ、研究所の協力により国産化等の検討[2]がなされている。また、本委員会の分科会活動として「航空機用エンジン使用部品の劣化分析とデータベース化に関する調査」[3]研究が行われた。これは、エアラインの協力を得て、廃却部品の劣化状況、使用状況、使用環境を調査・分析しデータベース化を行い、エンジン整備のコスト削減や開発時の有効なデータとなり得る損傷データーベースの構築を目指したものである。

本報告では、航空エンジンの高温部品の損傷・劣化、使用および修理履歴等を実機損傷現象の整理に基づき、劣化と不具合に直結する原因の分析を実施して作成したデータベースの概要について述べる。

2．使用機材

調査対象のエンジンとして国内主要エアラインで使用しているターボファンエンジンとした。対象とした使用機材は各エアラインのホームページに掲示されているデータを参考に作成した。表 1 に国内主要エアラインで使用されている機材を示す。使用機材は国内線、国際線合わせて 400 機以上有り、その 3/4 は双発機である。使用されているエンジンの台数として予備品を除くと 1000 以上である。使用されているエンジンの内訳はＧＥ社製がＣＦ６、ＣＦ３４、ＧＥ９０であり、Ｐ&Ｗ社製はＰＷ４０００、ＪＴ９Ｄ、ＪＴ８Ｄで、ＣＦＭＩ社製のＣＦＭ５６、使用台数は少ないがＩＡＥ社製のＶ２５００もある。これらエンジンの内、はじめの対象として多用されている上位のＣＦ６、ＣＦＭ５６，ＰＷ４０００とした。

表１　国内主要エアラインで使用されている機材

機体メーカ	航空機型式		A社グループ		J社グループ	
		エンジン数	機数	エンジン	機数	エンジン
エアバス社	A300	2			3	GE CF6-50C2R
	A300-600R	2			22	P&W PW4158
	A320	2	28	CFMI CFM56-5A1		
	A321	2	7	IAE V2530-A5		
ボーイング社	B737-400	2	2	CFMI CFM56-3C1	23	CFMI CFM56-3C1
	B737-500	2	25	CFMI CFM56-3C1		
	B747SR-100	4	2	GE CF6-45A2	1	P&W JT9D-7A
	B747-200B	4	2	GE CF6-50E2		
	B747-400	4	23	GE CF6-80C2B1F	42	GE CF6-80C2B1F
	B747F/SRF	4	11	GE CF6-50E2	9	
	B747LR	4			19	
	B747-400F	4			2	
	B767-200	2			39	P&W JT9D-7R4D
	B767-300/F	2	53	GE CF6-80C2B2		P&W JT9D-7R4D GE CE6-80C2B4F GE CE6-80C2B7F
	B777-200	2	18	P&W PW4074/4077	36	P&W PW4077/4074 GE GE90-94B
	B77-300	2	7	P&W PW4090		P&W PW4090 GE GE90-115B
	B777-300ER	2	1	GE GE90-115B		
MD社	MD-81	2			18	P&W JT8D-217A/217C
	MD-87	2			8	P&W JT8D-217A/217C
	MD-90	2			16	IAE V2525-D5

エンジンの使用時間は欧米や豪州への国際線では 10～12 時間程度であり、国内線は 1～2 時間程度であり、近距離アジア線は 3～5 時間程度である。離陸時の負荷状態を考えると長距離の国際線は長時間飛ぶために多くの燃料を搭載する必要がありその分離陸重量が重くなり、大きな推力を必要とするので高出力で使用される。一方、国内線は飛行距離が短いためその分少ない燃料搭載です

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

むので離陸時にエンジン出力が小さくてすむ。しかし、国内線は短距離のため１日に数回離着陸を繰り返し、国際線と比較するとその回数は数倍になる。エンジンの使用環境は国際線使用の場合エンジン出力が大きく、１回の使用時間が長く、使用サイクルが少ないのが特徴であるが、国内線の場合、エンジン出力は絞って使用し、１回の使用時間が短く、使用サイクル数が多い。また、エンジンは搭載される機体の使用状況により、様々な使われ方がされているようである。

３．不具合部品の調査方法

損傷調査方法は廃却部品の翼表面外観の全体と損傷部の詳細な写真撮影およびデジタル顕微鏡によるさらなる詳細な観察により損傷状態を観察した。また、必要に応じて損傷部の切断面の検査や材料組織観察、Ｘ線透視検査、ＣＴ検査、内部構造に関する調査も行った。

外観検査はデジタルカメラ及びデジタル顕微鏡を用いて静翼と動翼の外観撮影を行った。静翼については翼前縁、負圧面、後縁、圧力面、負圧面側ハブ面、負圧面側シュラウド面、圧力面側ハブ面、圧力面側シュラウド面、翼先端、翼底の合計 10 枚程度の画像を撮影した。静翼の撮影した画像例を図１に示す。動翼についても同様に翼前縁、負圧面、後縁、圧力面、ルート部数カ所の合計 10 枚程度撮影した。また、各部品の損傷発生場所については拡大して撮影した。さらに詳細に調査が必要と思われる場所についてはデジタル顕微鏡を用いて撮影した。

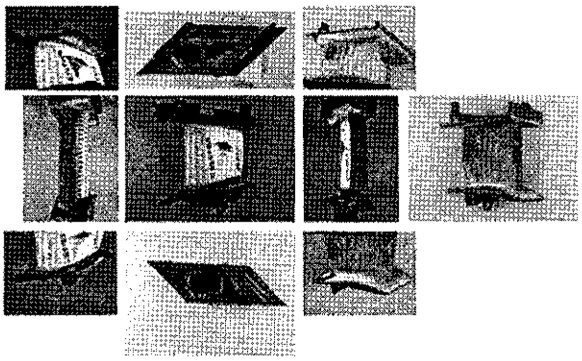


図１　第１段静翼外観写真の例（PW4090）

図２　マイクロＸ線ＣＴによる透視画像（PW4090）

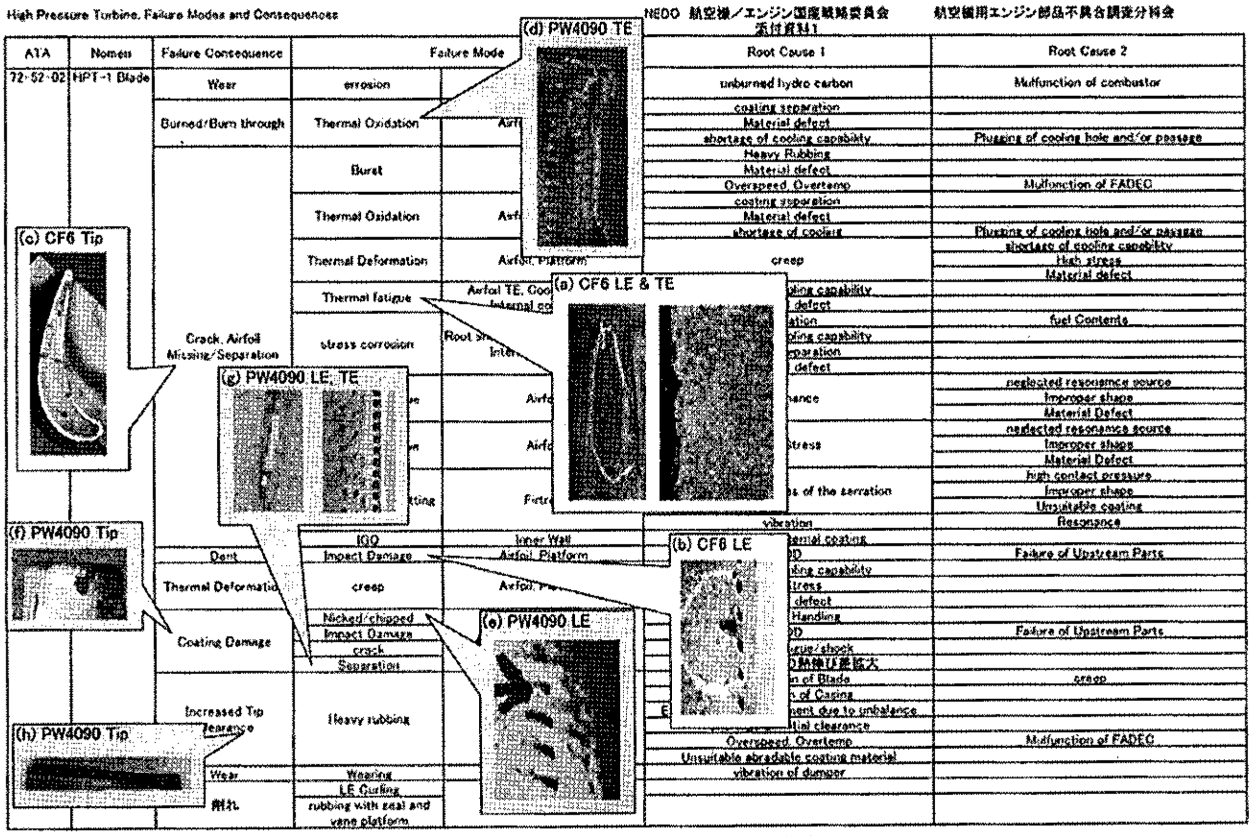


図３　FMEA による初段動翼の損傷事例

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

内部損傷を調査するためのX線透視検査とＣＴ検査をマイクロX線ＣＴスキャン装置を用いて実施した。X線透視検査は全体と特別興味のある損傷部について拡大し撮影した。また、ＣＴ検査は内部クラックが予想される場所を、X線を透視しやすくするように切断して検査を行った。図２にマイクロX線ＣＴによる１段静翼の透視画像例を示す。

図３にＮＥＤＯの調査委員会で実施した、ＦＭＥＡ(故障モード影響解析：Failure Mode and Effect Analysis)の高圧タービン初段動翼の例を示す。損傷とＦＭＥＡと照らし合わせた例を示すと次のようになる。（a）～（c）はＣＦ６においてみられた事例を示しており、（d）～（h）はＰＷ４０００においてみられた事例である。(a)は熱疲労により冷却孔を起点として発生したクラックで、前縁、後縁の両方で発生している。(b)はＦＯＤによるとみられる前縁の窪みである。(c)はチップ部に発生したクラックであり、原因推定には詳細な解析を必要とするため、表内では明確な位置づけを行っていない。（d）は酸化腐食による後縁部の欠損であり、ＴＢＣ剥離が原因であるとみられる。(e)、(f)、(g)はＴＢＣ剥離であり、前縁、後縁、チップにおいて損傷がみられている。(f)はチップにおける磨耗による損傷である。また、初段静翼についても同様な損傷解析を行った。

4. データベースの概要

損傷データベースの構成を図４に示す。図に示したように部品リスト、運用リスト、損傷リスト、画像リストからなり、さらに詳細な付属データとして詳細調査データベース、部品構造データベース、修理・検査データベースより構成されている。部品リストと運用リストの例を図５，６に示す。

部品リストは、廃却翼の整理番号、部品名、P/N、S/N、使用時間、使用サイクル数、修理履歴、廃却理由等の部品の基本データが記載されている。運用リストには、エンジンの使用時間、使用サイクル数、分解検査回数、修理回数、廃却理由のデータが記述されており、エアラインから提供されるデータを整理したものである。損傷リストは、損傷発生場所，種類，原因，スケール，クラック長さ、所見等が記載されている。また、損傷が複数有る場合は原則として全て記載することにしている。画像リストは、動翼と静翼では撮影項目が若干異なっている。動翼は、前記した約10ヶ所であり、静翼も前記した10ヶ所程度である。また、損傷画像データにはデジタル顕微鏡による表面損傷詳細画像、X線画像、切断面検査画像、金属組織観察画像等の画像も記載する予定である。付属データベースの詳細調査データベースには損傷部品の使用環境を推定する。ＣＦＤや応力解析結果、特別な部品の検査結果を記載する。部品構造データベースは部品の寸法、冷却構造等の部品構造に関するデータを記載する。修理・検査データは部品の修理法や検査法に関するデータを記載する予定である。

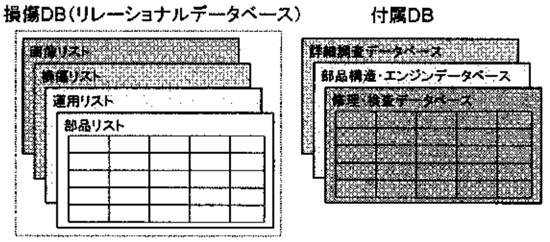


図４　損傷データベース構成図

No.	[illegible]	P/N	S/N	エンジン	[illegible]	全サイクル	[illegible]	[illegible]	場所	[illegible]
0006	VANE STG1	1713M89G15	GMK13726	CF6-80C282F	32851	16014	2.052017	BURNED	T/E	4
0007	VANE STG1	1474M52G23	BTAL6730	CF6-80C2[illegible]	28604	11768	2.430659	BULGED	A/F	2
0008	VANE STG1	1713M89G15	GMK14580	CF6-80C282F	22098	18074	1.2[illegible]	CRACKED(DER NO35)	EDGE LEADING	3
0009	VANE STG1	1713M89G15	GMK15818	CF6-80C282F	32851	16014	2.052017	BURNED	T/E	4
0010	VANE STG2	53L647	CKLBDU5620	PW4090	0	0				
0011	BLADE STG1	54L00[illegible]	CKLBDW2446	PW4090	4341	3510	1.236752	NICKED	EDGE-LEADING	0
0012	BLADE STG1	54L00[illegible]	CKLBEG4321	PW4090	4341	3510	1.236752	NICKED	EDGE-LEADING	0
0013	BLADE STG1	54L00[illegible]	CKLBDW1701	PW4090	4341	3510	1.236752	NICKED	EDGE-LEADING	0
0014	BLADE STG1	54L00[illegible]	CKLBDW2533	PW4090	4341	3510	1.236752	NICKED	EDGE-LEADING	0
0015	VANE STG1	52K08[illegible]	CKLBDX0714	PW4074	8992	5857	1.535257	BULGED	AIRFOIL CONVEX SURF	0
0016	VANE STG1	52K07[illegible]	CKLBC40297	PW4077	14310	63[illegible]	2.239550	CRACK WITH SURFACE MISS MA	AIRFOIL CONVEX SURF	1
0017	VANE STG1	52K08[illegible]	CKLBDE4368	PW4074	8992	5857	1.535257	BULGED	AIRFOIL CONVEX SURF	0
0018	VANE STG1	52K08[illegible]	CKLBDX0727	PW4074	8992	5857	1.535257	CRACKED MISMATCH SURF	AIRFOIL CONVEX SURF	0
0019	Shroud STG1	1330M75P[illegible]	-	CF6-80[illegible]						
0020	BLADE STG2	53L342	CKLBC34083	PW4090	6626	5748	1.152749	OTHER	OTHER	0
0021	BLADE STG2	53L342	CKLBC39901	PW4090	6626	5748	1.152749	OTHER	OTHER	0
0022	BLADE STG2	53L342	CKLBC39[illegible]	PW4090	6626	5748	1.152749	OTHER	OTHER	0
0023	BLADE STG2	53L342	CKLBC39904	PW4090	6626	5748	1.152749	OTHER	OTHER	0
0024	BLADE STG1	1638M90P11	POMNGH[illegible]	CF6-80C2B1F	13895	12207	1.137714	HAIR LINE CRACK	C/C AIRFOIL	2
0025	BLADE STG1	1638M90P11	PO[illegible]OUB34	CF6-80C282F	10317	14095	1.29[illegible]	CRACK	T/E	3

図５　部品リスト抜粋

P/N　1474M52Q23　　L511
S/N　BTAL6730

	内容	日付	時間	サイクル	**REPAIR 1**	**REPAIR 2**
	組込	1993/5/5	0	0		
	取外	1998/4/28	19956	4727		
	修理					
	損傷				CRACKED	WEAR-SEAL HOLE
	場所				PLATFORM $ AIRFOIL	SEAL-LIAF
	組込	1998/8/22	19956	4727		
	取外	2000/6/9	24193	7913		
	修理					
	損傷				CRACKED	
	場所				EDGE-LEADING	
	組込	2000/9/21	24193	7913		
	取外	2002/8/22	28604	11768		
	廃棄					
	損傷				BULGED	
	場所				A/F	

図６　運用リスト例

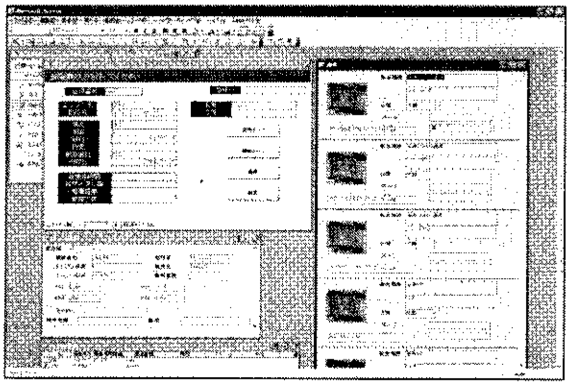


図７　データベース画面

なお、本データベースはマイクロソフトアクセスを用いて作成した。作成したデータベースの画面を図７に示す。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

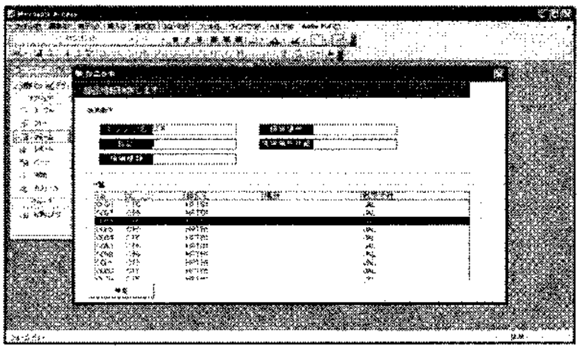


図８　検索画面

データベースの検索はキーワードを用いてプルダウン方式で、エンジン名、部品名、損傷種類、損傷部位を選択して実行する。損傷の種類や部位についてはエンジン毎に言い方等が異なる場合があるのでそれぞれのエンジンのマニュアルに準じて項目を設定した。実際の検索画面を図８に示す。検索はキーワードを選択して実施出来るようにしてある。また、検索項目は一つでも複数でも可能である。また、データベースの拡張機能として新規廃却部品のデータの追加や過去に蓄積したデータとの統計処理、及び過去の事例の発生状況の参照も容易に行えるものとするために、すべて同一の整理方式により行い、常に損傷解析を考慮に入れたアクセスが出来るように考えている。

５．おわりに

航空機用エンジンの高温部品について損傷・劣化、使用状況および修理履歴等を基に損傷の整理を行い、劣化と不具合に直結する原因を分析し、損傷のデータベース作成を進めている。今後とも多くの部品データ及び事例の収集を行い、エアラインのエンジン整備や国産エンジン開発に活用可能な、航空機用エンジンのデータベースの充実を進めたい。

本調査の多くの部分は、平成 17 年度ＮＥＤＯ調査委託業務「国内エアライン航空機エンジン使用部品の不具合状況に関する調査」に基づいて実施したものであり、関係各位の協力と援助に感謝します。

参考文献

(1)松田紀男：ＭＲＯマーケットの動向について（その１）、航空技術、No.551　(2001)　PP20-26

(2)(財)航空機国際共同開発促進基金
http://www.iadf.or.jp/8361/h/IADF-HP/iadf-hp_duokouchyosa.htm

(3)福山佳孝、橋本良作、松下政裕、北條正弘：航空機エンジンの損傷と部材損傷データベース、ガスタービン学会誌、Vol.33、No.3　(2005)　PP42-48

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B－7

新型故障検知システムの開発

＊高　將治（宇宙航空研究開発機構）

Development of new fault diagnostic system

*Masaharu KOH(JAXA)

ABSTRACT

To use the measurement data of transient response of the engine for the study and verification in the state of the engine's components, we have to solve some serious probrem which lie behind measurement values. This paper proposes a new numerical expression method to solve the porbrems.

Key words: transient response, probability distribution

１．前書き

近年、航空機エンジンには燃費の改善と環境への調和の為により緻密な制御を求められている。また一方で、経済性の維持・安全性の確保・整備コストの削減の観点から航空機エンジンには各構成要素に対するセルフモニタリングの機能も要求されている。

これらの機能をさらに追求するにはエンジン各構成要素の設計上の性能を所持・利用するだけでなくエンジン一つ一つについてそれぞれの各構成要素の今現在の性能を獲得し使用する事が不可欠である。

運用しているエンジンに対してこれらのデータを求める場合、実務上エンジン運用時の計測データを流用出来ることが望ましいし別途計測と確認の為の試験を行うとしてもそれに用いる燃料と運転時間はできるだけ少量であることが求められる。

その要求を満たすにはエンジンの過度状態についての計測データをエンジン状態の学習並び検証に用いられることが必要である。

今回の発表ではエンジンの過度状態における計測データを取り扱う際に生じる諸問題とそれに対処しうる技法について報告する。本発表の構成は以下の通りである。２．では過度状態での計測値を取り扱う際の問題点を列挙しており、３．ではそれに対応できる手法を検討しさらにその手法で必要な計算がどのような物であるかに言及している。

２．計測値が内封する問題

高度なエンジン制御並びにエンジンのモニタリングを行うためにはエンジンの今現在の各種内部状態量を把握する必要があるが、エンジンに付随させた各種センサから得られた計測値をそのまま内部状態算出のための性能計算に用いることは出来ない。いくつかの理由により計測値は実際のエンジン内部状態量と直結していないからである。とりわけ過度状態においてはその影響が顕著に表れるため、計測値からエンジン性能を算出するためには計測値からこれらの影響を排除して実際のエンジン内部状態量を算出する必要がある。

エンジン運転時の計測信号の値が実際の内部状態量と異なる理由の内、エンジン各構成要素並びに計測センサの故障に起因しない経常的な物を以下に列挙し、それらによって生じる問題点について言及する。

ａ．ノイズの混入

計測対象の有する非均一性やカオス性に起因するセンサ位置での状態量のぶれやセンサからデータ収集装置までの導線上で載る電気ノイズに起因する計測値の状態量からのぶれが存在する。通常はこのような事例にはローパスフィルタもしくはカルマンフィルタを用いて信号からノイズを除去するのだが、フィルタは過度応答に影響を与えてしまう。よってフィルタを通した値は検証にはともかく学習には使用を躊躇われてしまう。またカルマンフィルタには元となる伝達関数が必要になるが、その関数はシステム設計上以前計測した各構成要素の特性を元にした物にならざるを得ず、その伝達関数と今現在の特性から決定される現在使うべき伝達関数の間にはずれが生じる可能性がある。

ｂ．計測センサの持つ時間遅れ要素

熱電対等の温度センサや空気流量の推定に使われるような計測範囲の狭い圧力センサはエンジンのダイナミックスの持つ代表的な時定数と比較しても無視できないレベルの応答の遅れを持つ。応答の遅れは一次遅れ系と遅れ時間の組み合わせで近似できる。過度応答の計測値を用いて何らかの算出や検証を行う場合この応答の遅れから実際の内部量を逆算する必要がある。この際に遅れ時間

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

のため一部のセンサーに於いては逆算の同時性が保てず、また算出した状態量からさらに別の状態量もしくは指標を算出する場合には使用する状態量間には同時性が必要であるから、結果としてすべての逆算された状態量に対して計測値との同時性は保てない、正確には保っても意味が無いことになる。さらに問題となることとして、状態量の逆算はプロパーでない伝達関数を元にした演算処理であるからａ．で言及したノイズの影響が大きくなりやすく且つ蓄積し発散しやすい事もあげられる。

ｃ．データ収集装置による計測の限界

デジタル式のデータ収集装置を用いる計測システムでは、収集されたデータとは計測をした時間を起点とした一定の時間の範囲内のある時点に於いて接続されたセンサが電気的に示した値がある範囲内にあるということをその範囲を代表する値で示した物の事である。現在のデータ収集装置の性能（計測可能な時間間隔及び分解能）を考えれば、通常は計測値と収集されたデータはほぼ等しいと見なすのに十分であるが、この本質的な定義そのものは理解しておく必要がある。また全体に対する設計仕様上の問題で、ある特定の状況下に於いてはデータ収集装置が計測値の加工の際に最終的に必要とされる分解能を有することが出来なくなる事もある。

Fig.1 は実例として実際の計測データの一部をグラフ化した物である。エンジン自体は定常とみなせる状態に入った時の計測だが上記ａ．ｂ．ｃ．のすべてが現象として現れている。

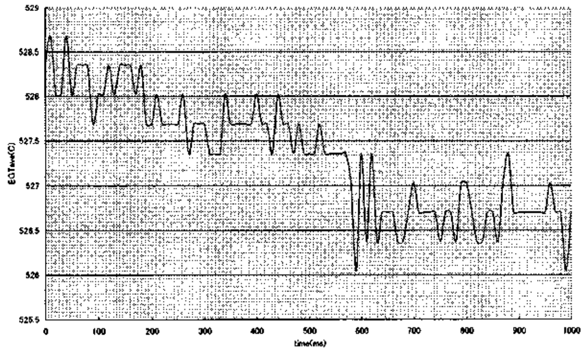


Fig.1　エンジン定常状態時の計測サンプル

これらの要因は計測対象として計測対象の定常状態のみを取り扱う場合は問題にならないもしくは比較的対処が容易な存在であるが、計測対象の非定常な挙動を取り扱う場合にはその影響の排除はきわめてやっかいな問題となる。

３．数値の表現法の検討と必要な演算に対する評価

3.1　数値の表現法の検討

離散的に計測値を獲得する事を変更できない以上、従来のスカラ的な計測ではノイズの影響の排除は困難である。それ故に複数の計測値を統合することでその対応とするべきなのだが、ここで複数のセンサを用いた異地同時計測を選択すると各センサの故障検知や計測地点の差による影響などのより大きな問題とそれへの対応へ問題点の中心が移行してしまう。そしてそれは故障検知システム自体の問題として取り扱うべき事象である。よって、とりあえずは単一センサにてきわめて短期間に複数回の計測を行う事を考える。

そうして得られた複数の計測データをどのように取り扱うかには以下の選択肢がある。

a. 平均値や中央値などの代表的な値を算出しそれのみをスカラとして使用する

b. 数値をそのまま順番に並べて一次元行列として取り扱い、演算は行列要素ごとにそれぞれ行い最後に統一する

c. 平均値と偏差を算出しスカラと補助パラメータとして使用する

d. 数値を範囲内ごとに仕分けしてそれぞれの範囲内に何個の計測値が入ったかの分布数（確率分布）ヒストグラムにする

a. はもっとも単純で従来の計測及び故障検知・制御システムに組み込みやすいのであるが、計測センサの持つ応答の遅れを打ち消す際に誤差が蓄積し系が発散してしまった場合に対応が出来ない。

b. も容易且つ利便性も高いが、ノイズの悪影響が蓄積してしまった行列要素は以後復旧しない可能性があり最終的には全要素使い物にならなくなる可能性がある。

c. は理論的には簡潔でわかりやすくあり、確率分布という着想は対処の仕方として方向性は間違っていないと思われるが、応答の遅れに対する補正や無次元パラメータへの演算の際に（正規分布ではなくなる状態で）偏差をどのように扱うかが問題となる。もっと扱いやすい形態が望ましい。

d. はデータ収集装置本来の計測状況に立ち返った計測データの取り扱いである。c. の取り扱いづらさを規格化・簡略化することで解消しておりこの中では一番問題解決に近い方法と思われる。よってこの形式を本命とし、今後の議論はこの形式に対して行う物とする。Fig.2 にその概念図を示す。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

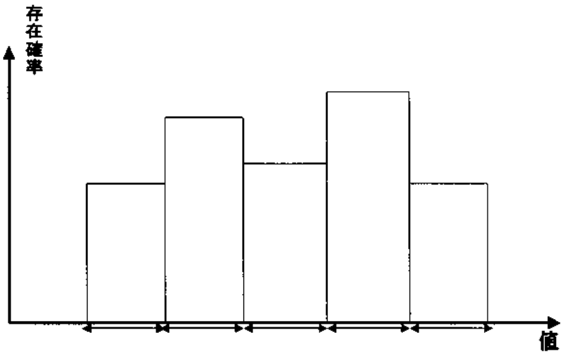


Fig.2　確率分布ヒストグラムの概念図

なお、この形式はある数値の範囲を均等に分割しそれぞれの区間に値が来る確率として数値を取り扱っているが、簡略化の前提として同一区間内での数値の分布確率は均等であると見なしている。区間長・分割数の変更やある種の演算の結果この前提が崩れる状況もあり得るが、分割数を増やすことでその影響を十分低減できるため、ここではこれを簡略化のによって生じる誤差の一種として無視する。以降はこの前提を元に議論を進める。

3.2　必要な演算に対する評価

次にこの形式をエンジン制御及び故障検知システムに使用する場合にどのような演算が可能である必要があるかについて検討する。

まず一次遅れ系を経た計測値からのエンジン内部状態量の推定には差分方程式が用いられる。今回内部状態量推定値は時定数から決定されるスカラ係数のかかった前回計測値・今回計測値・前回内部状態量量推定値の和差で求められる。ここで計算に前回内部状態量量推定値が入っている（計測値と推定値の間に時間の擦れがない）のは内部状態量は急速な変化をしないという前提で内部状態量の推移を前回内部状態量値と今回内部状態量による台形近似によって表現しているからである。よって必要な計算の種類はスカラ倍による区間範囲の変更と異なる区間範囲を持つヒストグラムの加減算である。加減算は計算に使う三つパラメータについて計算結果がある値の範囲内になる組み合わせを取る確率を総当たりで積分していくことで算出が可能である（実際には逆にすべての可能性について順に計算仕分けしていく)。

次に算出した内部状態量を元に有次元パラメータと有次元パラメータ間の相互変換を行う必要があるがこれにはスカラ倍による区間範囲の変更と異なる区間範囲を持つヒストグラムの乗除算及び平方根の算出が出来ればよい。基本的なやり方は加減算の場合と変わらないが、計算を簡略化するために各パラメータの区間範囲を相殺するスカラ係数を使って共通化する技法もある。

最後に故障検知の際に必要な無次元パラメータ等に対する値の評価に関してであるが、正常時の値がこれらと同等な確率分布ヒストグラムで表記されている場合は同一値でのそれぞれの確率同士を掛け合わせその総和を取ることで簡単に評価できる。正常時の値がスカラでしか表記されていない場合もその近傍に値を取る確率を算出することで同様に指標とすることが出来る。

この手法の持つ問題点の一つに計算を重ねるごとに可能性を持つ範囲が広がっていき計算に時間がかかるようになる事が挙げられる。さらに差分方程式に関する場合はそのような値は系を発散に導く事が多く、計算システムの保全上でも問題となる。よって随時低い可能性に対しては可能性が無かったことにする足切りを行う必要があると考えられる。

4．まとめ

エンジン過度応答の計測と計測データの活用の為に問題点を洗い出し、その解決策として従来の手法とは異なった値の表現法を提案した。

今後の課題としては現在設計している新型故障検知システムへの全体的な適用とさらに高度で複雑なシステム及び制御理論に対してこの表現法をどのように導入していくかの検討が挙げられる。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

高温高圧燃焼試験設備の拡充整備

*下平　一雄、牧野　敦、山田　秀志、山本　武、林　茂（宇宙航空研究開発機構）

High-Temperature & High-Pressure Combustion Test Facility in JAXA

*Kazuo SHIMODAIRA, Atsushi MAKINO, Hideshi YAMADA, Takeshi YAMAMOTO, and Shigeru HAYASHI (Japan Aerospace Exploration Agency)

ABSTRACT

JAXA AP-7 High-Temperature & High-Pressure Combustion Test Facility is a unique facility that can supply air at temperatures up to 1000 K and pressures up to 5 MPa. In order to make this facility more attractive and useful in developing combustors of aero-engines, every effort has been made to increase flow rates of air up to 4.0 kg/s, which is the triple of the previous performance. A traversing measurement system and a direct monitoring system for combustion are also equipped in this facility. By virtue of the augmentation of airflow rate, we can meet the requirement, up to about 2 MPa, for conducting combustion tests of sector combustors, to be installed in the ECO engine, being aimed for production in the "Research and Development for an Environment-Friendly, Small Aircraft Engine" project, supervised by the Ministry of Economy, Trade and Industry. Furthermore, this augmentation gives us an opportunity for developing a low-NOx fuel-injector for the single combustor of the next generation civil aero-engines, operating under high-pressure ratios. Having finished competitive combustion tests for examining performance of sector combustions for ECO engines, it is strongly anticipated for this facility to be used in refining the combustor, to be selected in the competition.

Key words: Combustor test rig, High-pressure, High-temperature, Traversing measurement system, Direct monitoring system for combustion

1．はじめに

国際民間航空機関（ICAO）による排出基準の強化が続く窒素酸化物（NOx）に関して、大幅な排出削減を可能とする燃焼技術の確立を目指し、宇宙航空研究開発機構（JAXA）では、目下、「クリーンエンジン技術の研究開発」(Tech CLEAN)を実施している。一方、経済産業省／新エネルギー・産業技術総合研究開発機構（NEDO）のプロジェクトとして2004年から開始された「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」（通称：エコエンジンプロジェクト）では、低コスト、低NOx燃焼器、CO_2排出削減に有効な先進材料の高温エンジン部材への適用が重要な技術課題となっている。

航空エンジンの心臓部である燃焼器は、将来的には、入口空気圧力4MPa以上、入口温度950K以上の条件にて性能を発揮することが求められているため、実圧実温燃焼試験装置の実現が、実燃焼器の開発・性能評価には不可欠である。また、2005年度から開始されるエコエンジン環状燃焼器の扇形部分模型による開発選定試験にあたり、模型燃焼器用大型ケーシング、さらには出口温度と排ガス濃度のトラバース計測装置の導入が必要とされた。

本高温高圧燃焼試験設備は、省庁連携の下で企業との共同研究を行うとともに、技術協力、さらには大型設備供用による支援を行う目的で拡充整備された設備である。整備目標としては、燃焼器入口に圧力5MPa、温度1000K、流量4kg/sの燃焼用空気を供給可能なこととし、性能評価試験に必要な高圧ケーシングとトラバース装置の製作も行った。以下に設備拡充整備の概要を示す。

2．設備の概要

JAXA　総合技術研究本部　航空宇宙技術研究センター　航空推進7号館に設置された高温高圧燃焼試験設備は、1983年にムーンライトプロジェクトの高効率ガスタービン高圧燃焼器開発支援のために設置された設備で、当初、高圧燃焼試験装置と中圧燃焼試験装置とから構成されていた。その後、ガスタービンエンジンの高圧力比化に対応するため、1992年には中圧系に空気加熱器の増設を、2000年には高圧系にも空気加熱器の増設を行ってきた。今回の拡充整備では、高温高圧燃焼試験装置（高圧Ｂ系と称する）の増設と燃料供給系の改修等を実施した。本設備は、付図１に示す全体系統図のように、空気を供給する低圧および高圧圧縮機、供給空気圧・流量別の３系統の燃焼試験装

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

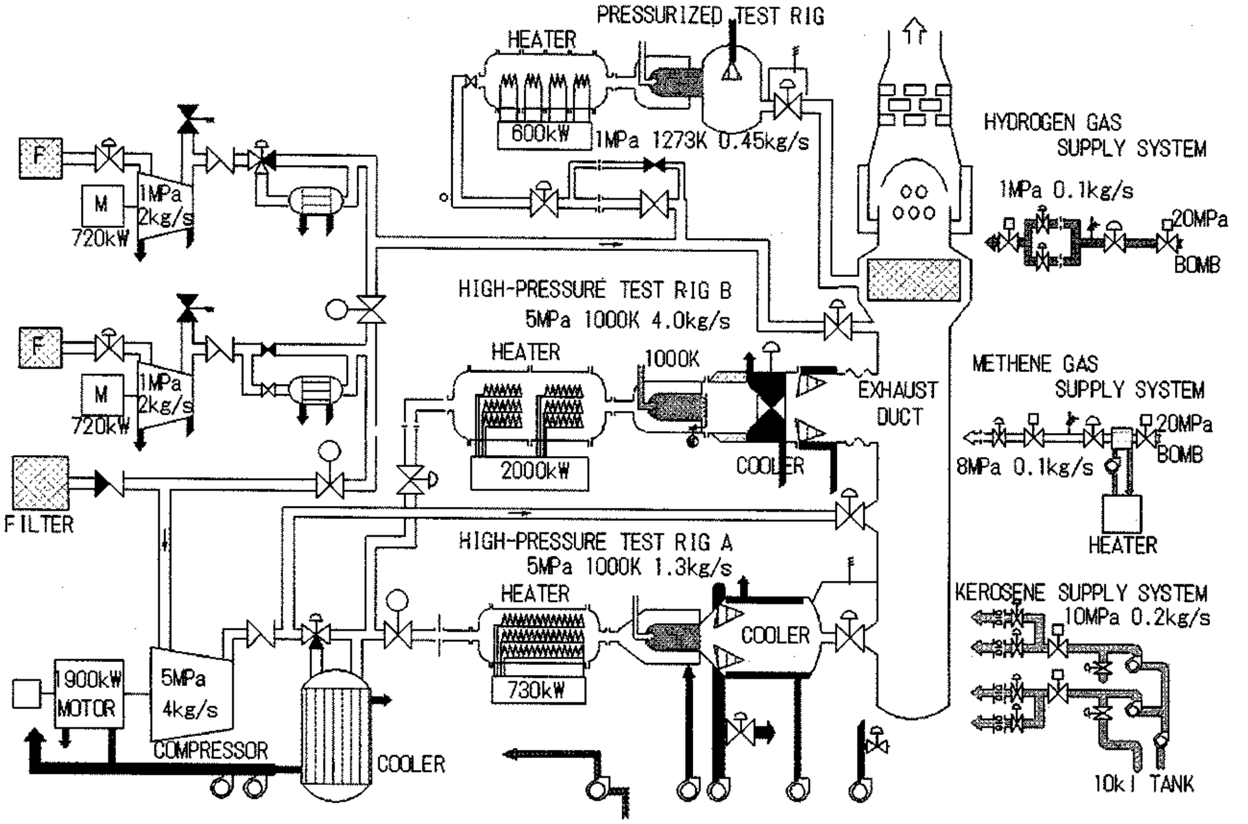


Fig.1 System diagram of the High-temperature and High-pressure Combustion Test facility

置（高圧Ａ系、高圧Ｂ系、中圧系）、そして供試燃焼器に燃料（灯油、天然ガス、水素ガスの３種）を供給する燃料供給装置と冷却水ポンプ等の補機類から構成されている。

2. 1. 空気供給系

空気供給系は、吐出圧力 1MPa、空気流量 2kg/s の 720kW 低圧圧縮機２台とその吐出空気をさらに圧縮する 1900 kW 高圧圧縮機からなり、最高圧力 5MPa、最大流量 4kg/s の空気が供給可能である。表１に高圧圧縮機の性能を示す。

Table 1 Performance of 1900 kW compressor

Exit pressure (MPa)	Exit temp. (K)	Air mass flow (kg/s)
5.0	710	4.0
4.0	670	4.0
3.0	650	4.0
2.0	623	4.0

Table 2 Test range of the Test rig B

Inlet press. (MPa)	Inlet temp. (K)	Air mass flow(kg/s)	Exit.gas temp. (K)
5.0	400～1000	1.0～4.0	400～2000
4.0	400～1000	1.0～4.0	400～2000
3.0	400～1000	1.0～4.0	400～2000
2.0	400～1000	0.5～4.0	400～2000
1.0	400～1000	0.5～3.0	400～2000
0.3	400～1000	0.3～2.0	400～2000

なお、高圧圧縮機からの高温高圧空気は、一部を水冷熱交換器にバイパス制御して、吐出空気温度以下でも供給できる。

2. 2. 高圧Ｂ系

表２に高圧Ｂ系の試験範囲を示す。試験範囲は、エコエンジン燃焼器のアイドル条件（入口圧力 0.3 MPa、温度 400K、空気流量 0.3kg/s）から、圧縮機が出せる最大能力までの範囲とした。

図２に高圧Ｂ系の断面図を示す。試験用高圧空気は、遠隔操作の空気流量制御弁、空気流量計測オリフィス、空気加熱器を経て供試部に送られる。空気加熱器（竹綱製作所製）は、サイリスタ制御の電熱線加熱方式で、上流側 1200kW、下流側 800kW の２段式となっており、吐出空気の最高温度は 1000K (@4kg/s)、温度制御精度は±1K、平均昇温速度は 10K/min で、吐出部流路径は 430mm とした。耐圧 5MPa の圧力容器は、外径 2200mm、長さ 6260mm の円筒形で、放熱防止のため内壁に断熱材が施されている。重量約 30t の空気加熱器は、ローラー付で床面の補強鋼板上で下流端を実験室床面に固定し、熱伸びを上流側に可動して吸収する。

図３に高圧Ｂ系供試部の外観を示す。供試部は全長 1600mm で、燃焼器を収める２分割構造のケーシングが取り付けられる。ケーシングは、自緊式クランプ型管継手（グレーロック）を用いて結合さ

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

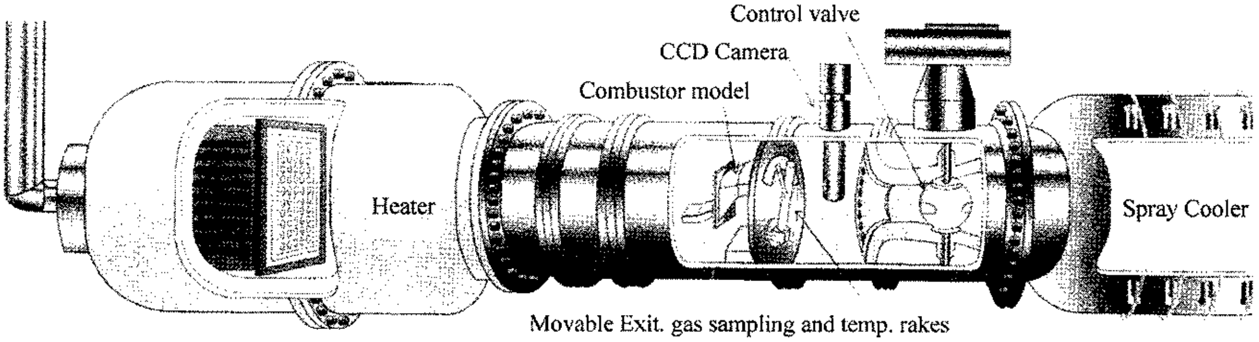


Fig.2 Cross section of the High-Temperature & High-Pressure Combustion Test Rig B

れる構造で、フランジを廃することにより軽量化と計測座の増加が図られている。

供試部に続く排ガス圧力調整部は、圧力 5MPa、温度 2000K の燃焼ガスを減圧冷却後、排ガス集合筒を経て排気塔より大気中に放出している。排ガス圧力調整部入口の流路径は 300mm で、調圧弁上流には、燃焼器内部を後方より観察する石英窓を取り付けた水冷プローブに納めた工業用硬性鏡（オリンパス製　視野角 45 度）と CCD カメラを取り付けた。

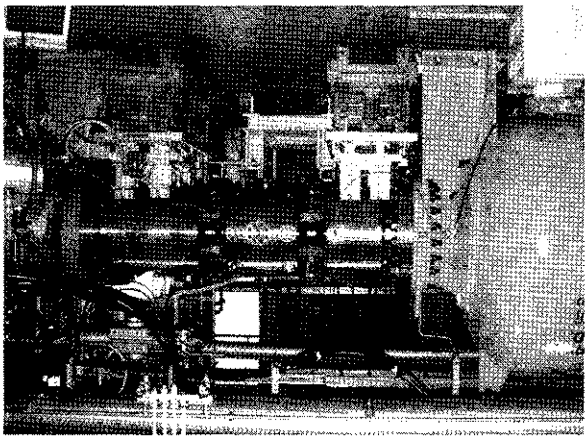


Fig.3 Test Rig B

調圧弁は、遠隔操作盤から制御される空気アクチュエータで駆動され、高圧冷却水（吐出圧力 8 MPa）の一部は調圧弁前面から内部に噴出させ、残りは循環させて調圧弁を冷却する構造とした。冷却水は、コーキング防止のため純水を使用している。なお、排ガス圧力調整部は、下流方向に可動式とし、供試部ケーシングを含めた熱伸びを吸収するとともに、供試部組み込み時の隙間を得る構造とした。

2.2.1 供試部ケーシング

供試部ケーシングは全長 1600mm、外径 790mm の円筒形で上流側と下流側の２分割構造で、下流側は、エコエンジン環状燃焼器の扇形部分模型燃焼試験用（セクタ用ケーシングと呼称する）と、要素燃焼試験用（要素用ケーシングと呼称する）の２種を製作した。要素用ケーシングの構成を付図４に示す。

(1) 上流側ケーシング

上流側ケーシングは、全長 800mm、空気流路径

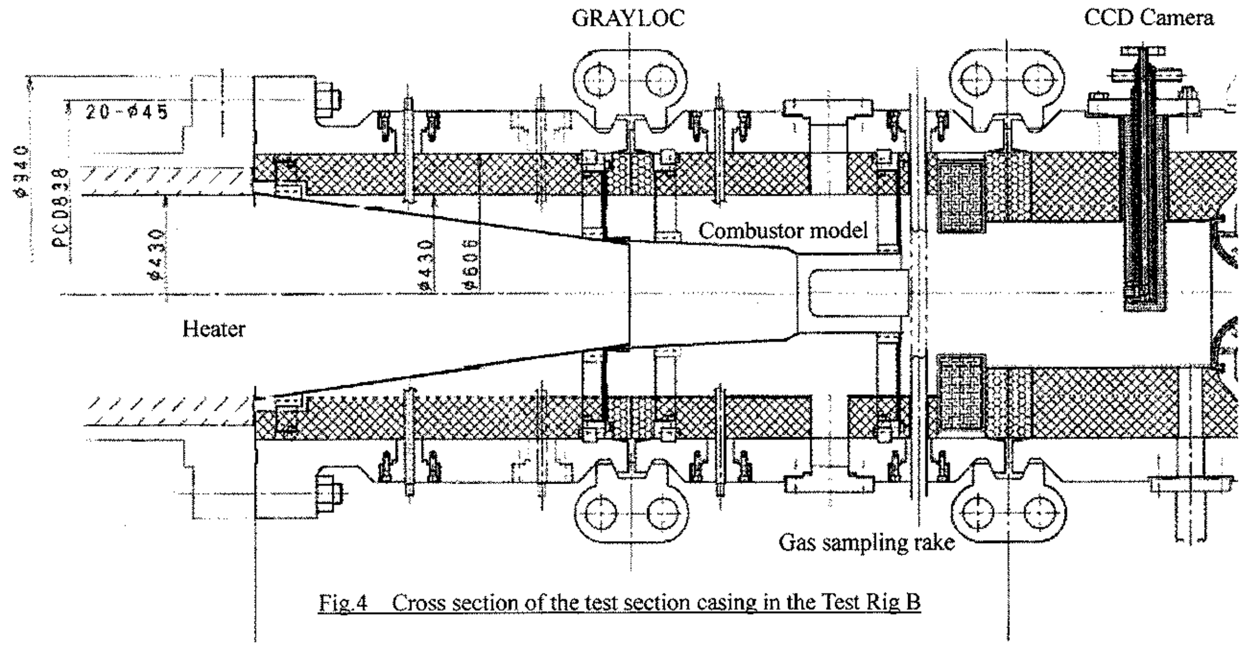


Fig.4 Cross section of the test section casing in the Test Rig B

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

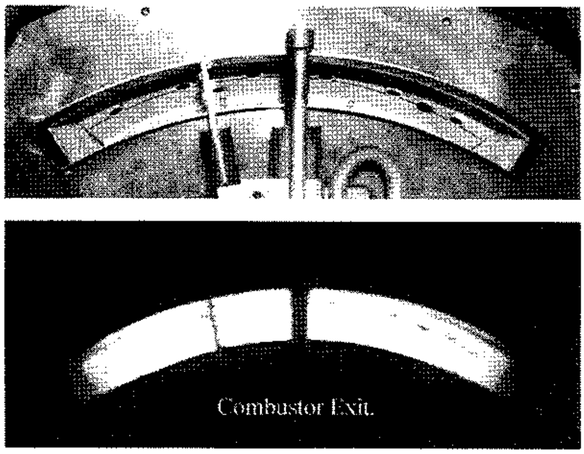


Fig.5 Movable gas sampling and temp. rakes.

430mm で圧力 5MPa、空気温度 1000K に耐える構造・材質（SUS304）で、ケーシングには断熱材と遮熱板（SUS316, t =2 mm）を内張りし、空気温度低下と断熱材飛散防止の構造とした。また、異物侵入防止用ワイヤーメッシュフィルタと下流側模型へのフローガイドを取付け、入口空気条件を計測する温度プローブ（JIS K 熱電対３点式）と全圧プローブ（３点式）も取り付けた。

(2) セクタ用ケーシング

セクタ用ケーシングは全長 800mm で、燃焼器取付部の空気流路は長さ 550mm、内径 530mm で、断熱材と遮熱板が内張りされ、圧力 2.5MPa、空気温度 1000K に耐えうる構造・材質（SUS304）とした。ケーシングには、扇形部分模型支持座（内径 530mm）、熱電対や圧力配管を取り出す座（孔径 50mm）８ヵ所と、観察窓、燃料供給管、点火栓等の取付座（孔径 80mm）３ヵ所が、燃焼器出口の計測部分には、固定式プローブ取付座（孔径 24mm）５ヵ所（位置 -22.5 度、-11.25 度、0 度、11.5 度、22.5 度)、燃焼器出口温度計測熱電対やサンプルガス配管、プローブ冷却水配管取出座（孔径 50mm）３ヵ所を設けた。

また、制御室より遠隔操作で、扇形部分模型出口を周方向にトラバース計測するプローブ駆動装置（パルスモータ）と位置検出器をケーシングに取り付けた。燃焼器出口にプローブを取り付けた様子と燃焼試験中の写真を図５に示す。トラバース範囲は、外径 270mm、内径 240mm で角度範囲は、頂点 0 度位置から±50 度で精度は±0.5 度以内、速度は 0.5 度/sec とした。トラバース軸には水冷 5 点式ガス温度·全圧計測プローブと、JIS B 熱電対 5 点式温度計測プローブを取り付け、計測角度をずらして同時計測を行うこととした。

(3) 要素用ケーシング

要素用ケーシングは，セクタ用ケーシングと主要寸法は同一だが、圧力 5MPa、空気温度 1000K に耐える構造・材質とした。

ケーシングには要素試験模型支持座（内径 430 mm)、供試熱電対、圧力配管取出、燃料供給、点火栓取付座、（孔径 50mm ）８ヵ所と、光学計測座４ヵ所（有効径 80mm の石英光学計測窓）が、燃焼器出口部には、固定式排ガスサンプルプローブ取付、バイパス空気導入の座（孔径 50mm ）６ヵ所を設けた。要素試験模型出口ガス温度が 2000K 以上なる時は、圧縮機吐出空気の一部をバイパスし燃焼器出口で混合して 2000K 以下にする構造とした。

2.2.2 計測機器

試験装置制御系とは独立した構成で、計測室にて供試燃焼器温度や圧力、圧力変動、排気ガス成分濃度、排煙濃度を遠隔計測し、計算結果をディスプレイに表示するとともに、プリンタや磁気媒体に記録する。温度と圧力の計測点数は計 200 チャンネルで、繰返し計測周期は 1sec とした。

圧力変動計測器は、圧力導管、アンプ、圧力計とその表示記録装置で構成され、KULITE 社トランスデューサ XTE-190 を用いている。

排気ガス濃度分析計(HORIBA 製 MEXA-7100D)は、NO, NOx, THC, CO, CO_2, O_2 の６成分が連続分析できる。排煙濃度は、AVL 社製 MODEL 415S と BACHARACH SMOKE TESTER を用いて適宜計測する。

なお、サンプルプローブからの燃焼器排気ガスを大気圧まで減圧し、ガス分析計と排煙濃度計に導く加熱導管等は、ICAO の計測とサンプリング法に合致したものとしている。

2.3. 高圧Ａ系

高圧Ａ系の外観を図６に示す。試験範囲は圧力が 0.5〜5.0MPa、空気温度が 400〜1000K、空気流が量 1.3kg/s（@1000K)、出口ガス温度が 1673K である。

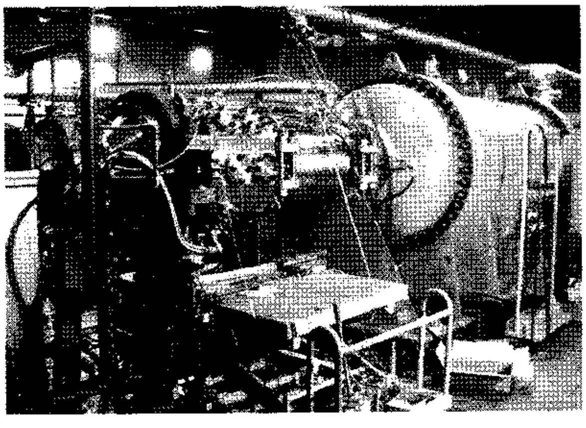


Fig.6 Test Rig A

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

高圧空気は、空気流量制御弁、空気流量計測オリフィス、空気加熱器から供試部に送られる。

空気加熱器（竹綱製作所製）は、サイリスタ制御の電熱線加熱方式 730kW で、吐出空気の最高温度は 1000K、温度制御精度は±2K 以下、平均昇温速度は 10K/min で、耐圧 5MPa の圧力容器内に納められている。吐出部流路径は 240mm で、空気加熱器は、上流方向に可動式となっている。

供試部ケーシングは全長 1600mm、外径 490mm で、高圧Ｂ系と同様、２分割構造で、試験装置への接合部にはグレーロックを用いている。また、断熱材と遮熱板を内張りした構造も高圧Ｂ系と同様である。なお、要素試験模型出口ガス温度が 1673K 以上となる時は、圧縮機吐出空気の一部をバイパスし燃焼器出口で混合して 1673K 以下にする構造となっている。

供試ケーシングに続く排ガス圧力調整部については、燃焼ガスを高圧冷却水で噴霧冷却した後、調圧弁で減圧し、排ガス集合筒を経た後、排気塔より大気中に放出させる構造となっている。

2.4. 中圧系

中圧系の外観を図７に示す。試験範囲は圧力が大気圧～1.0MPa、空気温度が 400～1273K、空気流量が 2.5 kg/s (@600K), 0.45 kg/s (@1273K) である。飛行速度マッハ５を模擬する圧力 1MPa、温度 1273 K の空気流を供給することが可能で、宇宙往還機用ラム燃焼器やノズルの研究開発のために利用されてきた。中圧系の空気加熱器（竹綱製作所製；600 kW）もサイリスタ制御の電熱線加熱方式で、耐圧 1 MPa の圧力容器内に納められている。吐出部流路径は 300mm で、温度制御精度は±2K、1273K への昇温には１時間 30 分程度要する。なお、排ガス減圧部は可動式で、大気開放試験も実施可能である。

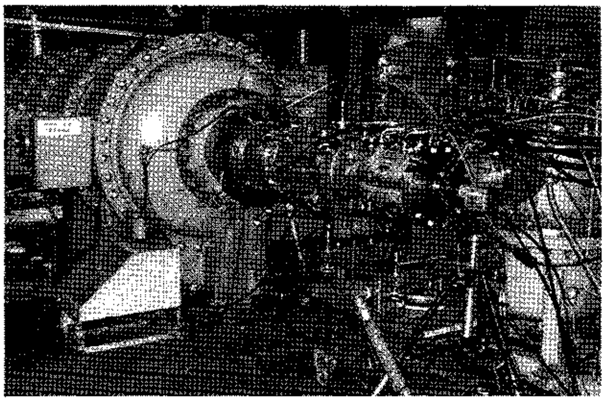


Fig.7　Pressurized Test Rig

2.5. 燃料供給装置

(1) 灯油供給装置

灯油は 10 kℓ 地下タンクから、供給圧力 2～10 MPa、最大流量 100g/s の無脈動プランジャ式昇圧ポンプ（富士テクノ工業製）２台をそれぞれ独立に用いることにより、２系統で最大 200g/s を供給可能である（図１系統図参照）。さらに、ポンプ回転数のインバータ制御と吐出圧力のバイパス制御を行うことで、供給圧力制御の円滑化を図っている。供給系のひとつは、緊急遮断弁の下流で 48g/s の３系統に分岐させた上で、もうひとつの供給系では、緊急遮断弁の下流で 24g/s の４系統に分岐させた上で、それぞれ個々に流量制御と流量計測を行っている。流量制御弁は VSM 型（山武ハネウエル製）、燃料流量計はラジアルピストン流量計（MAX MACHINERY 社製）とした。

また、流量計下流の燃料配管内を窒素置換する系統を供給圧力 1～6 MPa で７系統備えている。なお、供給圧力制御、流量制御、緊急遮断、窒素置換は、計測室遠隔操作盤から行う。

(2) 天然ガス供給装置

天然ガスカードル（充填圧力 14.7MPa）２基（420 Nm³）から供給される天然ガスを入口緊急遮断弁、温水加温器、減圧弁、出口緊急遮断弁、流量制御弁、流量計を経て試験部まで供給する（図１系統図参照）。供給圧力は 2～8MPa、最大流量は 100g/s である。供給圧力と流量制御および緊急遮断は計測室遠隔操作盤より行う。

(3) 水素ガス供給装置

水素ガスカードル（充填圧力 19.8MPa, 300Nm³）から供給される水素ガスを入口緊急遮断弁、減圧弁、流量制御弁、流量計、出口緊急遮断弁を経て試験部まで供給する（図１系統図参照）。供給圧力は 0.1～1MPa、最大流量 100 g/s である。なお、水素ガスは中圧系のみへの供給である。

3. 国内外高圧燃焼試験装置との比較

国内外の燃焼試験設備の試験範囲は以下のとおりである。

米国	NASA Glenn Research Center	: 6.2MPa, 922K, 23kg/s
	P&W 社	: 4.48MPa, 922K, 45kg/s
英国	ロールスロイス社	: 3.5MPa, 973K, 46kg/s
独国	宇宙航空研究所	: 2.0MPa, 873K, 10kg/s
仏国	国立原動機研究ｾﾝﾀｰ	: 2.2MPa, 873K, 25kg/s
日本	MHI	: 1.5MPa, 633K, 50kg/s

本高温高圧燃焼試験設備の試験圧力 5MPa、温度 1000K、空気量 4kg/s を比べると、空気流量では及ばないものの、圧力、温度では世界に伍する試験設備となっていることがわかる。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

4．むすび

航空エンジン燃焼器の研究開発における最大の課題は、環境適合化のための低NOx燃焼技術の実用化で、世界各国がこれにしのぎを削っている。エコエンジンプロジェクトでは、国際民間航空機関(ICAO)の現NOx排出規制値の50%低減を目標に、Tech CLEANプロジェクトでは80%低減を目標に、超低NOx燃焼器の実現を目指している。

試験圧力5MPa、温度1000K、空気流量4kg/sの性能を持つ本高温高圧燃焼試験設備の整備完了により、世界的に見ても遜色のない燃焼試験設備となった。これにより国内でのエンジン開発の促進、や国際共同開発による高圧力比エンジンの開発に活用されていくことが期待される。

本設備を用いた供用試験としてエコエンジンセクタ型燃焼器模型での開発選定試験も実施され、今後は、Tech CLEANプロジェクトの超低NOx燃焼器開発試験や、光学計測による燃焼診断法や高温ガス温度計測法の実機条件への適用試験等に本設備を使用していきたいと考えている。また、省庁連携の下で企業との共同研究や技術協力のために、本設備供用による支援をさらに進めていきたいと考えている。

参 考 文 献

1) 田丸卓,下平一雄、堀内正司他: ガスタ-ビン燃焼器研究用高圧燃焼試験装置,航空技術研究所報告, NAL TR-801 (1984)
2) SAE," Aircraft Gas Turbine Engine exhaust Smoke Measurement" ,ARP1179C (1997).
3) SAE," Procedure for the Continuous Sampling and Measurement of Gaseous, Emissions Form aircraft Turbine Engines," ,ARP1256B(1990).

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B－9

航空エンジン環境技術研究開発プロジェクトにおける燃焼器開発
—マルチセクター燃焼器による実温実圧試験—

*牧田　光正、山田　秀志、山本　武、下平　一雄（JAXA）

Combustor Development in TechCLEAN Project
—Multi-sector Combustor Tests Under Practical Conditions—

* Mitsumasa MAKIDA , Hideshi YAMADA, Takeshi YAMAMOTO and Kazuo SHIMODAIRA (JAXA)

ABSTRACT

Series of experimental researches have been conducted to develop a combustor for a small class aircraft engine (with pressure ratio about 20). Target combustor is required to reduce NOx emissions below 50% of the ICAO CAEP4 standard, with high combustion efficiency over a wide range of operating conditions. Rich-Lean combustion approach was applied for the design concept, and basic configurations such as air mass flow distribution were investigated through tubular and rectangular single-sector combustor tests under atmospheric conditions. Based on the obtained results, 3/16 multi-sector combustors were designed, tested and investigated through combustion tests under high pressure and temperature conditions. Tuned combustor shown good combustor characteristics such as low blowout and exit temperature distribution, and also NOx emissions were reduced below 42% of the ICAO CAEP4 standard. Design process of the combustor and obtained results utilized for the tuning of the combustor are described in this report.

Key words: Combustor, Rich-Lean combustion, NOx reduction.

1．はじめに

宇宙航空研究開発機構(JAXA)では、平成 15 年 10 月より「航空エンジン環境技術研究開発プロジェクト」(TechCLEAN)を実施し、その一環として、航空機用エンジン燃焼器からの有害排出物、特に窒素酸化物(NOx)を低減するための先進的な燃焼技術の研究開発を実施している。ここでは、航空機用エンジンからの NOx の排出量を国際民間航空機関(ICAO)の基準値 CAEP4[1)]の 20%以下に低減する技術を開発することを目標としている。一方、経済産業省・NEDO では平成 15 年度より、市場競争力を有する小型航空機用エンジン（圧力比 20 程度）の開発を目的とする「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」（エコエンジン）が進められており、NOx 排出については ICAO CAEP4 の 50% 以下への低減を目標としている(Fig.1)。JAXA ではこれまで、TechCLEAN の枠組みの中でエコエンジンへの支援を行うと共に、エコエンジン燃焼器の要求仕様に合致する JAXA 独自の小型航空機エンジン用燃焼器の開発を行ってきた[2,3)]。

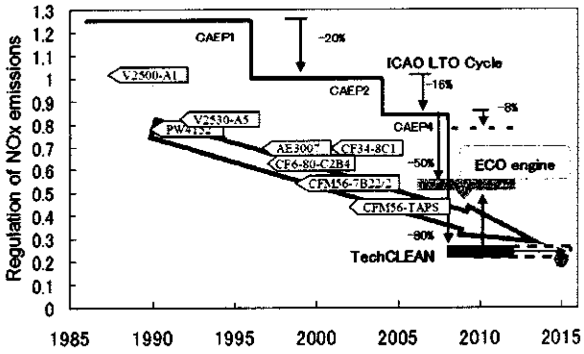


Fig.1 Comparison of project target of NOx emissions with the standard level of ICAO.

本稿では、本燃焼器の開発プロセスの概要、特に設計の基礎となった大気圧での燃焼試験について述べると共に、その結果を受けて設計・製作された 3/16 マルチセクター燃焼器の実温実圧での燃焼試験結果について報告を行う。

2．開発プロセスの概要

本燃焼器の開発にあたっては、商用の航空用小型エンジンの燃焼器として、サイズが小さく、エンジン全体のコストを抑えるため構造がシンプルである事に加え、広い動作範囲に渡って燃焼性能を維持しつつ排気ガス中の NOx 等の有害成分の排出を抑制することが求められている。そのため、燃料ノズルのみならず燃焼器全体を考慮した設計を行い、空気孔の配置・大きさの調整によって燃焼器内の燃料・空気の混合割合の分布を最適化することが必要となった。本燃焼器の開発プロセスの概略を Fig.2 に示す。開発の過程では燃焼試験・

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，(弘前)

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

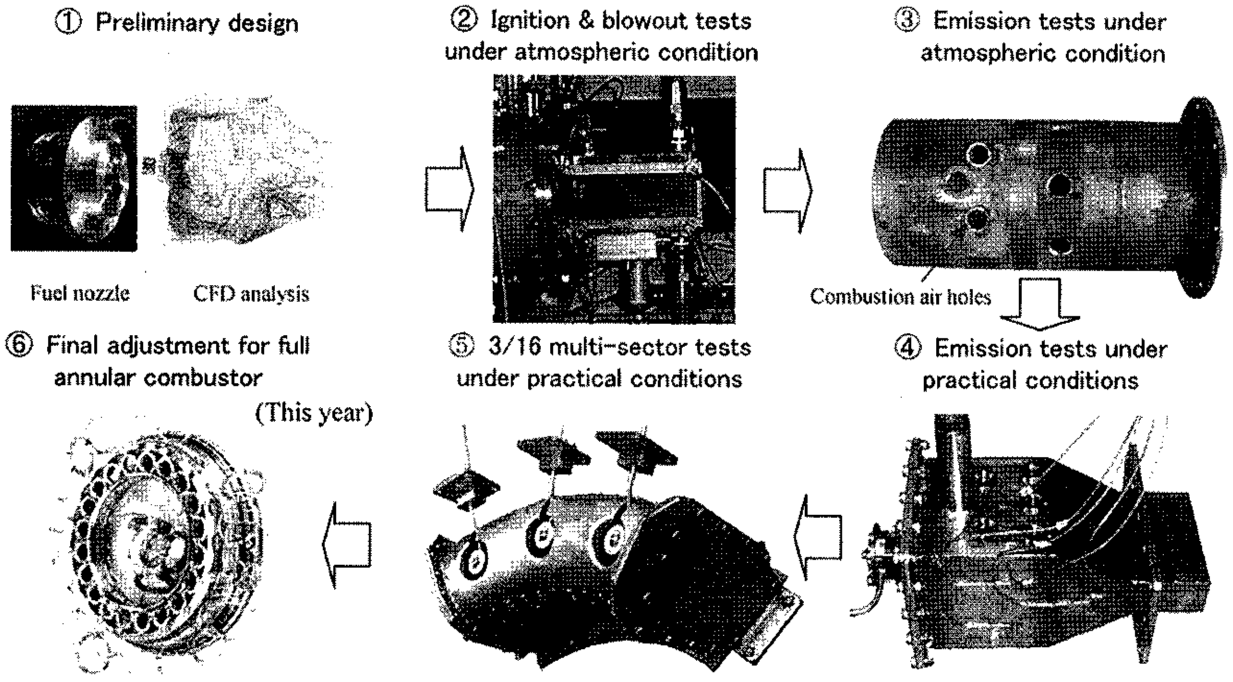


Fig.2 Overview of development process of the combustor.

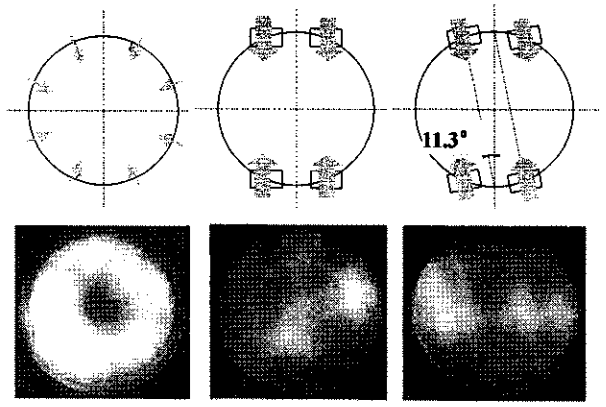
CFD を活用し、燃焼器を形にするための課題を段階的に解決しつつ開発が進められた。

まず、①CFD を活用した燃焼器・燃料ノズルの概念設計を行い、得られた幾つかの選択肢に対して、航空エンジン用燃焼器としての成立条件を確保するために②大気圧での着火・保炎試験によって燃料ノズル・点火栓・空気孔配置の組合せを選択し、その性能を出来る限り維持したうえで、③加工の容易な筒型燃焼器により数多くの燃焼器形態で大気圧燃焼試験を行いながら、NOx 低減・燃焼効率向上の観点から空気量配分等の最適化を行った。その結果を基に④シングルセクター燃焼器を製作し、実温実圧条件下での燃焼試験を通じて、排ガス特性につき目標達成の見込みを得た。本稿では、これらの結果を基に製作された⑤3/16 マルチセクター燃焼器の実温実圧条件下での試験及び結果を中心に報告を行う。

3．燃焼器設計・試験の詳細

3.1 大気圧燃焼試験による基本設計

前述のエコエンジン燃焼器に求められる仕様から、本燃焼器の設計には Rich-Lean 的なアプローチを用いた [4]。大枠は Fig.2 ③の大気圧燃焼試験までの結果 [3]を基としており、特に空気孔の配置・サイズについては、ここで得られた知見をベースとしている。その中で、空気量配分の検討に加えて、Fig.2 ③の燃焼用空気孔の配置・向きを Fig.3 (a)〜(c)のように変更して燃焼形態を大幅に



(a) L1: symmetric (b) L2: opposing (c) L3: staggered

Fig.3 Schematic drawings of location and direction of combustion holes (upper) and typical photo images of their flame (lower) viewed from tubular combustor exit.

変更したケースについても比較を行っており、Fig.4 に各ケースでの EINOx（Emission Index：単位質量燃料当たりのガス排出量）と燃焼効率の比較を示す（入口温度 500K、圧損 4%)。当初、円筒型燃焼器として L1 のように空気孔 8 個を軸対称に配置したが、NOx が低空燃比で減少するという Rich-Lean の特性が現れず、着火・吹き消えも Fig.2 ②の試験で確認された性能と異なり、かなり不安定となった。そこで、対象としている燃焼器はアニュラーのため空気孔配置は上下で向かい合うべきと考え、L2 の上下対向配置とした。これにより安定性は大幅に改善され、NOx 排出傾向も

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

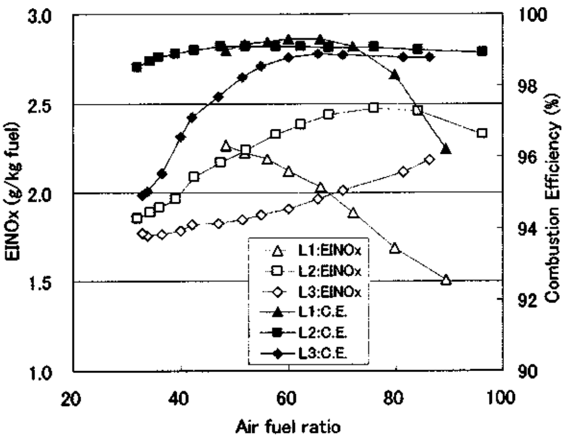


Fig.4 Emission characteristics of tubular combustor L1, L2 and L3 under atmospheric condition.

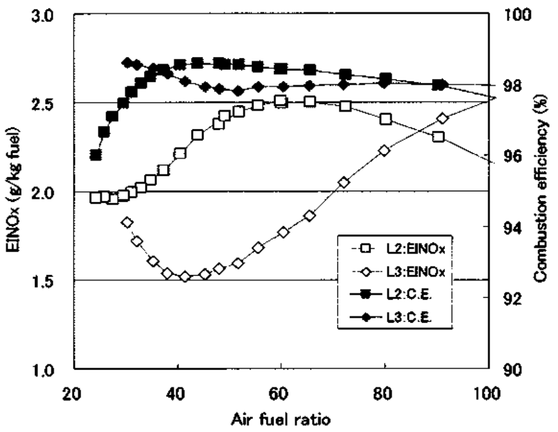


Fig.6 Emission characteristics of single-sector combustor L2 and L3 under atmospheric condition.

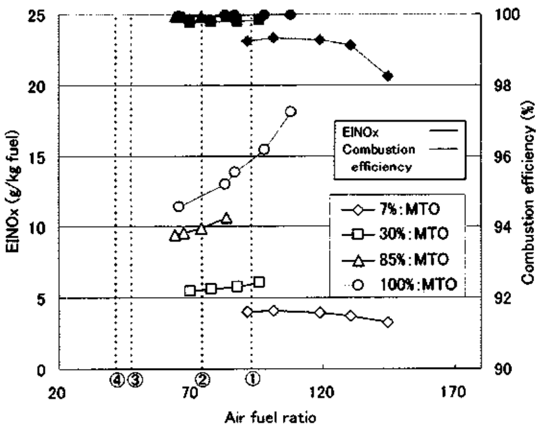


Fig.5 Emission characteristics of single-sector combustor under practical conditions.

Table.1 Emission comparisons in LTO cycle between single-sector combustor and target level based on ICAO CAEP4 standard.

	NOx	THC	CO
Measured	44.3%	92.9%	37.8%
Target	50.0%	90.0%	90.0%

Fig.4 に示すように低空燃比で減少するという Rich-Lean 的な性能が実現された。さらに、上下燃焼用空気孔の向きをずらして千鳥配置とした L3 の形態についても試験を行ったが、Fig.4 に示すように NOx の低減が期待できるものの、燃焼効率が下がり、同時に安定性も低下したため、Fig.2 ④の実条件試験用の矩形シングルセクター燃焼器を製作する際には L2 の形態を用いることとした。

3.2 シングルセクター燃焼器での燃焼性能確認

円筒型燃焼器での試験の結果選択した空気量配分と対向配置(L2)に基づき、Fig.2 ④の実条件試験用矩形シングルセクター燃焼器を製作し、エコエンジンの ICAO LTO(Landing and Take-Off)サイクルに対応する温度、圧力において燃焼試験を行った。本試験は IHI 横浜技術開発本部の設備を借用して行われた。試験で得られた各 LTO 条件での EINOx と燃焼効率の傾向を Fig.5 に示す。グラフ中の縦点線①～④はそれぞれ LTO 各条件の 7%, 30%, 85%, 100%MTO (Max Take-Off)における設定空燃比を示す。7%MTO（アイドル）条件においては低空燃比でのデータを取得していないため明言できないが、他の条件では低空燃比において NOx が減少するという Rich-Lean の特性が実現されていること確認出来る。ICAO LTO サイクルに沿った排出量の積算を行うと、Table.1 に示すように NOx については ICAO CAEP4 の 50%以下という目標をクリアしているが、7%MTO 条件における燃焼効率が不足しているため、未燃炭化水素(THC)についてはわずかに目標値を超えている。そのため、以降の 3/16 マルチセクター燃焼器の設計では、燃焼用空気孔下流での壁面冷却孔を増やし、未燃ガスの燃焼促進を図ることとした。

また、実条件試験には間に合わなかったが、別の燃焼器形態の可能性として、大気圧での選定試験によって選択肢から外した Fig.3 L3 の千鳥配置形態相当のシングルセクター燃焼器も製作し、大気圧において L2 形態との比較燃焼試験を行った。Fig.6 に L2 と L3 の排出特性の比較を示すが、L3 では低空燃比での NOx 減少傾向が円筒型燃焼器での試験よりも更に強くなり、かつ燃焼効率も維持されている。また、着火・吹き消え性能についても、円筒型での L3 形態で生じたような不安定さは無くなり、実条件下においても L2 以上の性能が期待されたが、プロジェクトスケジュールの都合上、実条件試験による確認は行えなかった。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

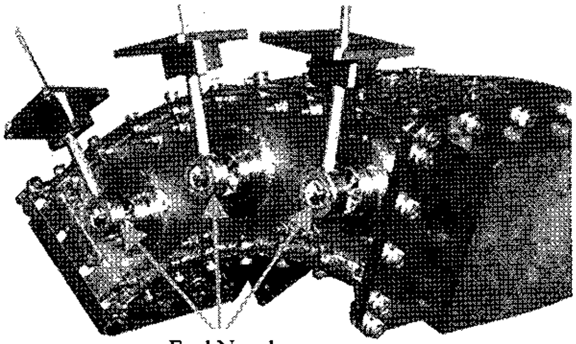


Fig.7 Photo of 3/16 multi-sector combustor MSU1.

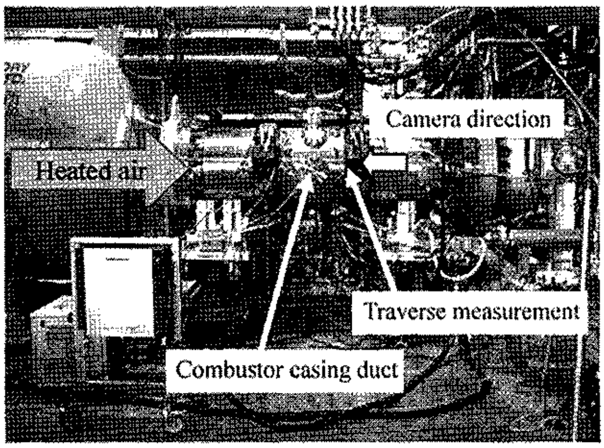


Fig.8 Testing setup with high-temperature and pressure combustion test facility.

3.3　3/16 マルチセクター燃焼器初期モデル(MSU1)による実温実圧燃焼試験

上記のシングルセクター燃焼器の結果を受けて、初期形態のマルチセクター燃焼器 MSU1 (Multi-Sector Unit 1)の設計・製作を行ったが、設計の段階では円筒型燃焼器の結果を基に燃焼用空気孔配置を決めており、実条件下での千鳥配置(L3)の性能が確認できていないこともあり、MSU1 では対向配置(L2)を採用した。L3 については、MSU1 の結果を見ながら、必要に応じて次期形態のマルチセクター燃焼器(MSU2)に反映することとした。製作した MSU1 の外観を Fig.7 に示す。試験に際しては、昨年度 JAXA で拡張整備した高温高圧燃焼試験設備に、燃焼器を組み込んだ耐圧ダクトを Fig.8 のように組み込み、圧縮機で加圧された空気をヒーターで加熱し、圧力 0.3～2.0MPa、温度 400～700K において燃焼試験を行った。この際、燃焼器出口においてガス排出成分と温度・圧力のトラバース計測を行い、下流に設置された潜望鏡と CCD カメラによりビデオ撮影を行った。Fig.9 にトラバース計測機構、Fig.10 に燃焼器後方より撮影された映像を示すが、このように高温高圧条件下でトラバース計測や燃焼状態の確認を行えることにより、燃焼器を改良する上で大変有用なデータを得ることが出来た。

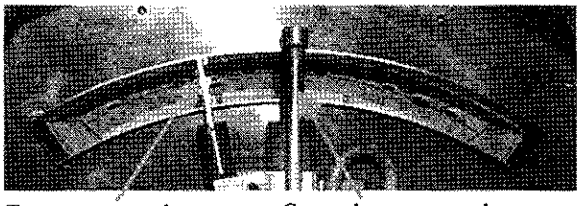


Fig.9 Temperature and gas sampling probes traversable at combustor exit.

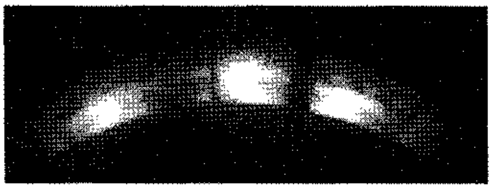


Fig.10 Photo of traverse measurement in combustion test under idle condition.

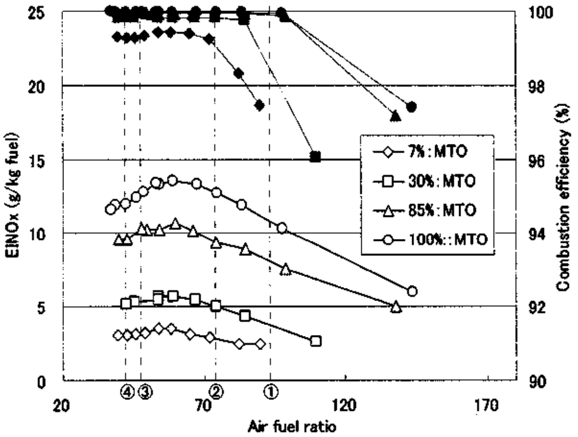


Fig.11 Emission characteristics of multi-sector combustor MSU1 under practical conditions.

MSU1 には前述の設備改修後の領収試験用としての役割も有ったため、燃焼器としては安全側に設計された。即ち、燃焼領域の体積を出来るだけ確保するために燃焼器高さを燃焼器ケーシング付近まで取り、ライナー壁面保全のために冷却用の空気孔も追加している。カウルを簡略化したことによりライナー肩部での圧損が増え、燃料ノズルからの空気流入割合も増加している。その結果、シングルセクター燃焼器に比べて、燃焼状態がかなり希薄側に推移したと考えられる。燃料流量を増やしながら、中央の燃料ノズル後方でのみガス採取して得られた NOx 排出・燃焼効率特性を Fig.11 に示すが、シングルセクターでの傾向 Fig.5

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

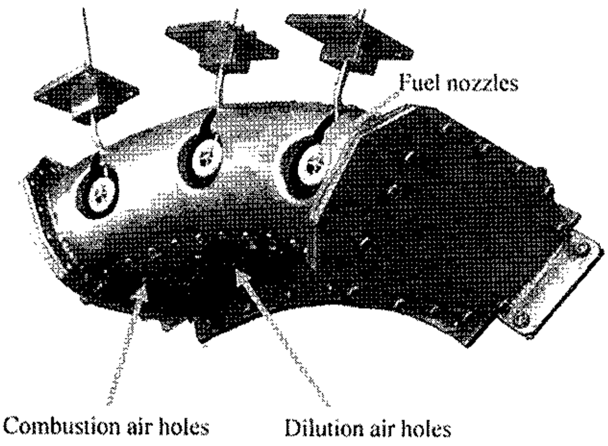


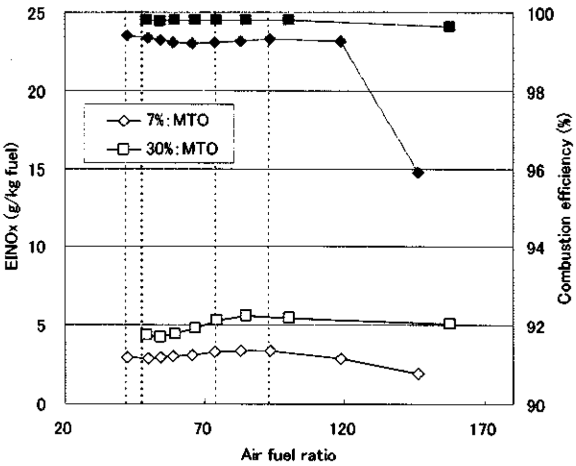
Fig.12 Photo of 3/16 multi-sector combustor MSU2.

と比較すると、MSU1 では EINOx が低空燃比側に全体的にシフトした傾向が見られ、LTO 各設定点における NOx の抑制が不十分となっている。また、燃焼領域が希薄となったためか、高空燃比において燃焼効率が不足している。

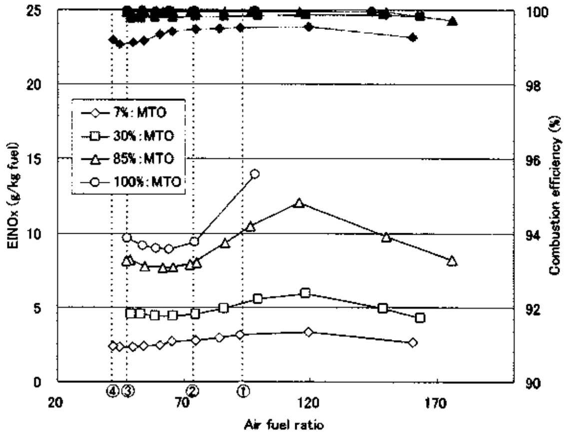
3.4　3/16 マルチセクター燃焼器改良モデル(MSU2)による実温実圧燃焼試験

上記の結果から、シングルセクターの燃焼特性に近づけることを目標に、マルチセクター燃焼器の改良モデル MSU2 を製作した。空気量配分改善の観点から、ライナー肩部での圧損低減のためにカウルを取り付け、燃焼領域体積をシングルセクターと同等まで縮小し、壁面冷却孔を削減した。また、3.2 後半で述べたような NOx 低減・燃焼効率の向上を期待し、インナーライナー上の燃焼用空気孔を周方向に半ピッチずらし、上下対向配置(L2)から千鳥配置(L3)に変更した。製作された MSU2 の外観を Fig.12 に示す。

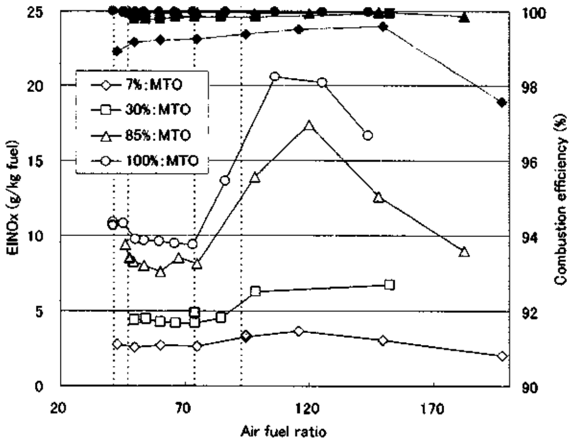
まず、燃焼用・希釈用空気孔のサイズが MSU1 と同じ燃焼器(MSU2-1)を作成して実条件下で試験したが、燃焼器加工上の不具合によりライナーの一部が試験中に破損したため、30%MTO までの試験を行った。取得データを Fig.13 (a)に示すが、7%MTO での燃焼効率の改善が不十分で、NOx がピークとなる空燃比の高空燃比側へのシフトも小さいため、燃焼領域を更に濃くすることを図り、希釈用空気孔を拡大して試験を行った(MSU2-2)。Fig.13 (b)にその際の排出ガス特性を示すが、想定通り、NOx がピークとなる空燃比を高空燃比側にシフトさせ、燃焼効率も改善することが出来た。これにより、Table.2 に示すように、ICAO CAEP4 との比較で、NOx も 40%近くまで低減され、排出ガスについての目標を達成することが出来た。ここで、Fig.13 (b)によると、NOx は空燃比の減少に



(a) Emission characteristics of MSU2-1



(b) Emission characteristics of MSU2-2



(c) Emission characteristics of MSU2-3

Fig.13 Transition of emission characteristics of multi-sector combustor from MSU2-1 to MSU2-3.

Table.2 Emission comparisons in LTO cycle between multi-sector combustors and target level based on ICAO CAEP4 standard.

	NOx	THC	CO
MSU2-2	40.4%	1.2%	38.5%
MSU2-3	41.0%	1.3%	48.5%
Target	50.0%	90.0%	90.0%

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

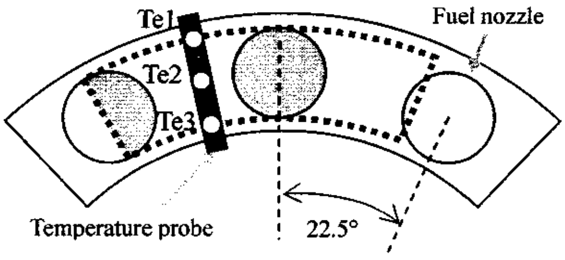


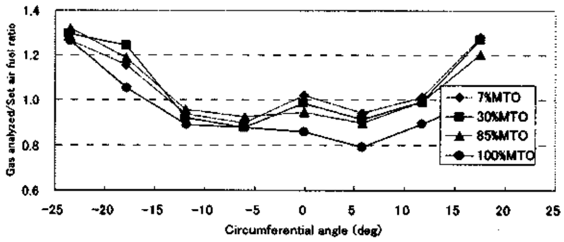
Fig.14 Schematic view pf traverse measurement range at combustor exit.

沿って一旦減少した後、特に 85%, 100%MTO において再度増加する傾向が見られ、その分だけピークのシフトを戻し、更に燃焼器全体の圧損も同時に下げることを図り、燃焼用空気孔を拡大した(MSU2-3)。しかし、想定とは異なり、Fig.13 (c)に示すように NOx がピークとなる空燃比は殆ど移動しないまま、NOx のピーク値自体が増加する結果となった。

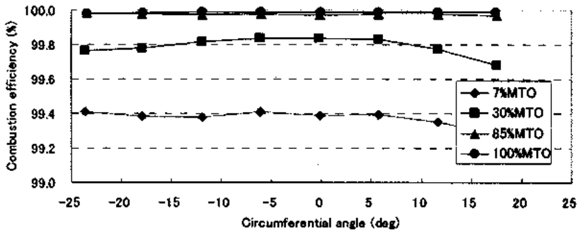
なお、MSU2-3 の試験においては、LTO の各設定空燃比において、Fig.14 のように燃焼器出口において燃料ノズル 2 個を含む範囲でトラバース計測を行い、排出ガス計測値については周方向平均値を採用した。EINOx の平均値を Fig.13 (c)に灰色の点で示すが、中心のノズル後方のみでの計測値と大きな差は見られない。結果として、Table.2 に示すように MSU2-2 よりは NOx 等の排出成分が多少増加したが、目標値はクリアすることが出来た。また、トラバース計測では排出ガスと併せて半径方向 3 点の温度も計測しており、それぞれの周方向の分布を Fig.15 に示すが、空燃比・燃焼効率・出口温度共に均一な分布となっている。出口温度の不均一率 (Peak Temperature Factor)も 0.15 以下で、Fig.15 (d)に示す出口温度半径方向分布についても良好なプロファイルが得られたと言える。加えて、吹き消え性能についても、7%MTO（アイドル条件）において空燃比 220 までの燃焼維持を確認している。

4. まとめ

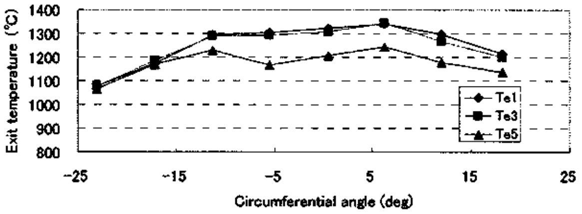
TechCLEAN の一環として、エコエンジン燃焼器の仕様に合致する低コスト小型航空エンジン用燃焼器の開発を目指し、大気圧での基礎試験などを通じて 3/16 マルチセクター燃焼器を設計・製作した。実温実圧条件下での燃焼試験において、ICAO CAEP4 の 50%以下という NOx 排出低減の目標が達成され、燃焼器としての良好な性能も確認された。今後はフルアニュラー燃焼器に向けた最終調整を行い、より実機に近い形態での性能を取得する予定である。



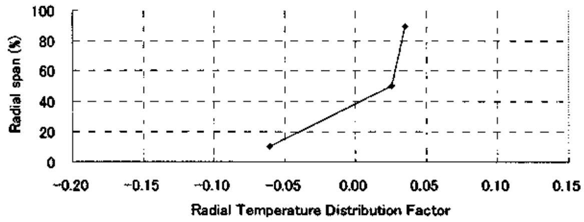
(a) Exhaust gas analyzed/Set air fuel ratio



(b) Combustion efficiency



(c) Temperature at 100%MTO condition



(d) Radial temperature profile

Fig.15 Profiles at combustor exit measured by traversable probes for MSU2-3 under practical conditions.

参考文献

1) IPCC: Aviation and the Global Atmosphere, A Special Report of IPCC Working Group I and III (1999).
2) 牧田他：JAXA におけるエコエンジン燃焼器の研究開発，第 3 回 JAXA 総合技術研究本部公開研究発表会前刷集 (2005).
3) M. Makida et al: Preliminary experimental researches to develop a combustor for small class aircraft engine utilizing primary rich combustion approach, GT2006-91156, ASME (2006).
4) Lefebvre A. H.: GAS TURBINE COMBUSTION, Second Edition, TAYLOR & FANCIS, Philadelphia, (1998).

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B－10

MGC 部材適用 1700℃級ガスタービン燃焼器の開発

＊松本　匡史，木下　康裕（川崎重工）

Research and Development on the 1700℃ Class Gas Turbine Combustor Utilizing Melt-Growth Composite Material

*Kiyoshi Matsumoto,　Yasuhiro Kinoshita(KHI)

ABSTRACT

It is known that Melt-Growth Composite (MGC) material maintains its mechanical strength at room temperature up to about 2100 K, which is ideal for the high temperature gas turbine. The purpose of the present study is to develop the innovative cooling structure of the gas turbine combustor liner with MGC material. The structure of the combustion liner applying to the 1973 K class gas turbine combustor was proposed, and its structure was estimated by the combustion test. Experimental result showed that the surface temperature distribution of MGC panel was obtained and MGC panel installed inside the model sector combustor was healthy at the condition of 1973 K for the combustion gas temperature, and the sector combustor needed less cooling air than conventional combustors.

Key words: MGC, Gas Turbine, Combustor

1. はじめに

近年開発された MGC（Melt-Growth Composite）材料 [1] は、融点直下である 1700℃の高温条件下においても、室温と同様の機械的強度を維持できる共晶複合材料であり、超高温耐熱材料として、その実用化が待ち望まれている。当該新材料を工業炉やガスタービン等の高温機器に適用し、更なる運転温度の上昇をはかることで、エネルギー効率に飛躍的な向上をもたらし、その需給構造の高度化に資するとともに、CO_2 排出量の劇的な削減も可能となり、地球環境の保全にも資することができる。

しかしながら、MGC は耐熱性に優れる反面、脆性材料であり、さらに、構造設計を実施する際に必要な高温雰囲気中における材料データが不十分である。このため、MGC を燃焼器・タービン翼などのガスタービン高温部に適用するためには、信頼性の確保が重要な課題となる。また、信頼性を向上させるためには、MGC 材料の開発だけでなく、MGC に適した構造設計技術の開発が重要であると考え、例えばガスタービン燃焼器を対象に MGC を適用するための技術開発を実施する必要がある。

そこで、本稿では、1700℃級ガスタービン燃焼器に MGC パネルを適用することを想定した高温雰囲気中において、MGC パネル部材データを取得し、パネル支持構造を選定した。さらに、1700℃級ガスタービン燃焼器を模擬したセクタ燃焼器に、選定された MGC パネル支持構造を適用し、燃焼器出口温度 1700℃におけるパネルの健全性を評価した。その結果を報告する。

2. パネル支持構造の選定

燃焼器に適用する MGC には 1700℃の燃焼ガスに曝されても溶融しない耐熱性に優れた Al_2O_3/YAG、耐熱性は Al_2O_3/YAG に若干劣るものの、許容引張応力が Al_2O_3/YAG の約 2 倍有する Al_2O_3/GAP がある。燃焼器ライナ内部は、燃焼ガス温度に分布があるため高温になる箇所、熱応力が高くなる箇所がある。そこで、Al_2O_3/YAG や Al_2O_3/GAP を燃焼器ライナに適用するための部材データを取得することとした。

MGC は脆性材料であり、以下の方針で燃焼器への適用を設計した。

(1) パネル構造とする。
(2) MGC の局所的冷却による熱応力あるいは部品間の熱膨張差による応力の発生など、部品間の相互干渉を極力吸収・阻止するため、MGC の固定部には部品間に遮熱・緩衝層を挿入する。
(3) MGC と反応性のある物質あるいは MGC と金属の直接接触は極力避ける。
(4) コスト低減のため MGC の支持構造を単純化する。

上述した方針に基づいてパネル支持構造を検討し、実験的および解析的観点から、その選定を行

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

った。

2.1 TYPE1

図 1 に第 1 案のパネル支持構造（以下 TYPE1）を示す。パネル中央には MGC スタッドを挿入するための挿入孔を 1 箇所設けた。パネルはスタッドを用いて燃焼器ライナメタル母材に取り付けられ、スタッドはバネ等を用いて固定した。パネルに与えるメタル母材からの熱伝導の影響を低減させるため、パネルとメタル母材の間には MGC スペーサを挿入することで空気断熱層を設けた。燃焼用空気による対流冷却からスタッドを断熱するため、スタッドを断熱材で覆うこととした。

2.1.1 温度分布計測試験

1700℃級ガスタービン燃焼器に MGC パネルを適用することを想定した高温雰囲気中において、MGC パネル部材データを取得するため、図 2 に示す温度分布計測試験装置を用いて燃焼ガス側のパネル表面温度分布を計測した。燃料はメタンを使用し、燃焼ガス発生部は燃焼ガス温度（以下 T2）を最大 1700℃まで昇温することが可能である。T2 はパネルと同一周上の矩形流路中央に設置された B 型シース熱電対（φ 1.0）により計測された。パネル周辺の装置は高温の燃焼ガスに曝されるため、耐火材、水冷 2 重管構造とすることで十分な耐熱性をもたせた。パネルの対面側には観察窓を設け、赤外線カメラを用いて、パネル表面温度分布を計測した。使用したパネルを図 3 に示す。パネルは単純な平板であり、寸法は幅 46 mm×長さ 60 mm×厚さ 2 mm、パネル部材として Al_2O_3／YAG および Al_2O_3／GAP を使用した。

図 4 にパネル部材として Al_2O_3／GAP を使用したときの T2 の時系列変化を示す。着火後、図に示すように T2 を昇温させたところ、T2=1600℃においてパネルに割れが発生した。図 5 に示す T2=1500℃におけるパネル表面温度分布から、スタッド先端温度は、その周辺と比較して約 150℃低いことがわかる。その状態からさらに T2 を昇温させたところ T2=1600℃において図 6 に示すような割れが確認された。スタッドは燃焼用空気から断熱しているものの、スタッドを取付けたメタル母材からの熱伝導の影響が大きく、スタッドに接触する部分に高い温度勾配が生じた。その温度勾配に依存した大きい熱応力がスタッド挿入孔に発生し、パネルが割れるに至ったと考える。Al_2O_3／YAG では T2=1200℃において、上記と同様の原因によりスタッド挿入孔に割れが生じた。そこで、この事由が妥当であるか確認するため FEM 応力解析によりパネル表面熱応力分布を算出した。

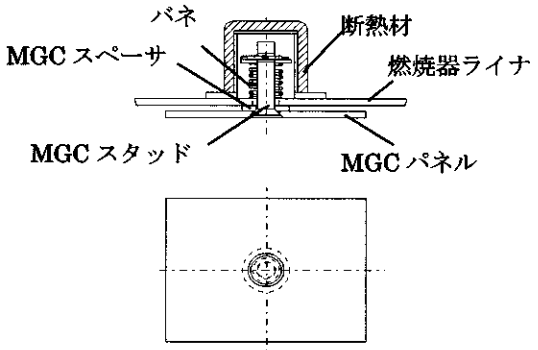


図 1 TYPE1 支持構造

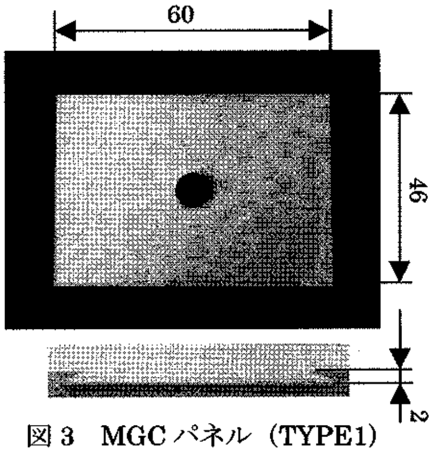


図 3 MGC パネル（TYPE1）

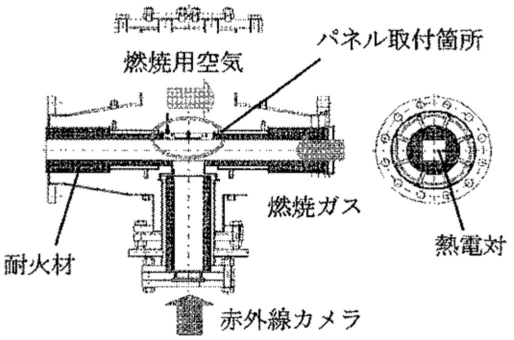


図 2 温度分布計測試験装置

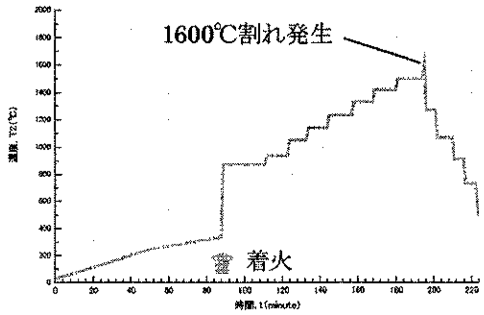


図 4 時系列変化

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

2.1.2 FEM 応力解析

T2=1600℃においてパネルに割れが発生したため、同温度におけるパネル表面温度分布は取得できていない。そこで、T2=1500℃において取得したパネル表面温度分布を用いて、パネル表面熱応力分布を算出した。その結果を図 7 に示す。この図よりスタッド挿入孔の周方向応力が支配的で、最大主応力 363MPa が発生している。T2=1500℃において、すでに Al_2O_3/GAP の許容引張応力（370MPa）に近い値を示していることから、T2=1600℃での熱応力は Al_2O_3/GAP の許容引張応力以上となり、割れが発生したと考える。一方、Al_2O_3/YAG を使用したときの T2=1200℃においては最大主応力 253MPa が発生すると算出された。この値は Al_2O_3/YAG の許容引張応力（210MPa）以上であり、割れが発生したと考えられる。

2.2 TYPE2

TYPE1 の支持構造ではパネルにスタッド挿入孔を設けたことで、温度勾配に依存した大きい熱応力がスタッド挿入孔に発生しパネルが割れるに至った。そこで、第 2 案のパネル支持構造（以下 TYPE2）ではパネルにスタッド挿入孔のような孔を一切設けない形状とした。TYPE2 のパネル支持構造を図 8 に示す。燃焼ガス側から積層されたパネル、耐火セラミックおよび断熱材を耐熱超合金製のホルダで保持した。パネルに加わる外力を緩和するために用いる断熱材は、高温条件下においてパネルと直接接触することで MGC の融点を降下させる。これは断熱材に多く含まれる Si 成分と MGC が化学反応することによるもので、これを防ぐためにパネルと断熱材の間には Si 成分の極力少ない耐火セラミック（アルミナ 99.5%）を挿入することとした。パネルとホルダメタル部の接触面積が大きいと、接触箇所での温度勾配が大きくなる。そこで、パネルを安定して保持できる程度までパネルとホルダメタル部の接触面積は小さくし、ホルダメタル部のパネルとの接触箇所には TBC（遮熱コーティング）を施すことで断熱効果を持たせた。燃焼ガスに曝されるホルダメタル部には耐酸化性向上のため TBC を施すとともに微量の空気による冷却も行った。燃焼ガスおよび冷却空気がパネルを含むセグメント内に流入し難くするためにホルダカバーで覆うこととした。ただし、ホルダカバーがパネルを拘束しないようにパネルとホルダカバーとの間には隙間を設けた。パネルがホルダカバーと接触した場合でも、パネルに大きな温度勾配が発生しないように、カバー内側端部に表面積の小さい突起を設け、かつその表

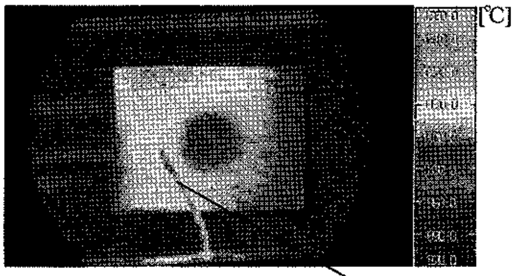
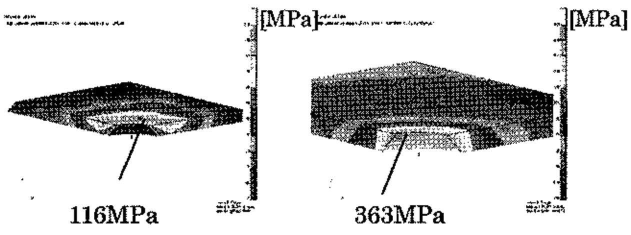


図 5　パネル表面温度分布（T2=1500℃）



(a) 半径方向　(b) 円周方向

図 7　パネル表面熱応力分布

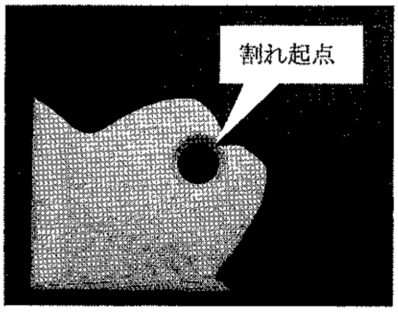


図 6　MGC パネル（T2=1600℃）

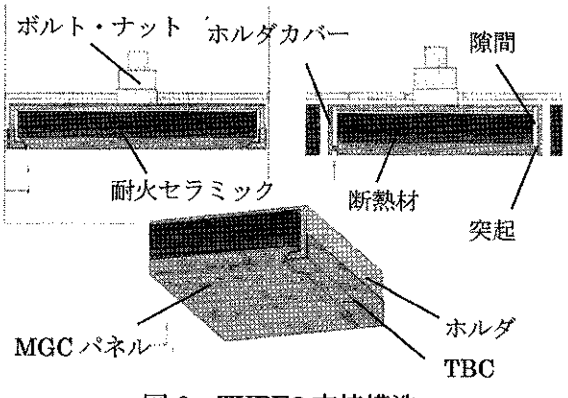


図 8　TYPE2 支持構造

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

面は TBC を施し断熱効果をもたせた。ホルダは燃焼器ライナにボルトナットにて固定した。

2.2.1 温度分布計測試験

TYPE1 と同様に図 2 に示した温度分布計測試験装置を用いて燃焼ガス側のパネル表面温度分布を計測した。使用したパネルを図 9 に示す。パネルは単純な平板であり、寸法は幅 35 mm×長さ 75 mm×厚さ 2 mm、パネル部材として Al_2O_3／YAG を使用した。

T2=1700℃におけるパネル表面温度分布を図 10 に示す。この図より、TYPE1 におけるスタッド先端周辺のような偏った大きな温度勾配はパネル表面に見られないことがわかる。パネル表面の最高温度は約 1290℃である。次に、エンジンの急激な負荷変化を想定して、T2=1700℃から 700℃へ約 1 秒間で急激に温度変化させたところ、パネル表面温度分布の傾向は変化することなく、全体の温度レベルが徐々に低下することが確認できた。

2.2.2 熱流動解析および FEM 応力解析

TYPE2 のパネル支持構造での T2=1700℃におけるパネルに発生する熱応力を確認するため、熱流動解析および FEM 応力解析を実施した。図 11 に熱流動解析によるパネル表面温度分布および FEM 応力解析によるパネル表面熱応力分布を示す。この図より、パネルとホルダメタル部の接触箇所には若干温度勾配が生じているものの、パネル表面全体および肉厚方向の温度勾配は小さいことがわかる。また、パネル表面の最高温度は約 1280℃であり温度分布計測試験結果とほぼ一致することがわかる。熱応力分布よりパネルテーパ部に最大主応力 168MPa が発生していることがわかる。これは Al_2O_3／YAG の許容引張応力（210MPa）以下であり、発生熱応力は十分小さいと考える。次に、T2=1700℃から 700℃へ 1 秒間で急激に温度変化させた場合のパネルに発生する熱応力を確認するため、同様に熱流動解析および FEM 応力解析を実施した。温度変化させてから 2 秒後にパネルサイド部に最大主応力 194MPa が発生するものの、Al_2O_3／YAG の許容引張応力以下であることが確認できた。

以上より、TYPE2 のパネル支持構造は T2=1700℃および T2=1700℃から 700℃へ 1 秒間で急激に温度変化させた場合でもパネルに発生する熱応力が小さく、パネルを支持する上で構造上の信頼性が高いと考える。そこで、1700℃級ガスタービン燃焼器を模擬したセクタ燃焼器に適用するパネル支持構造として TYPE2 を選定した。

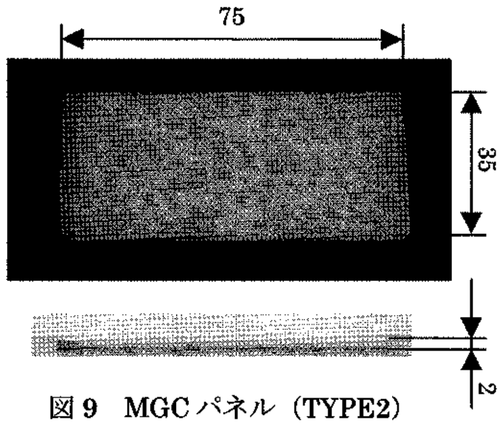


図 9 MGC パネル（TYPE2）

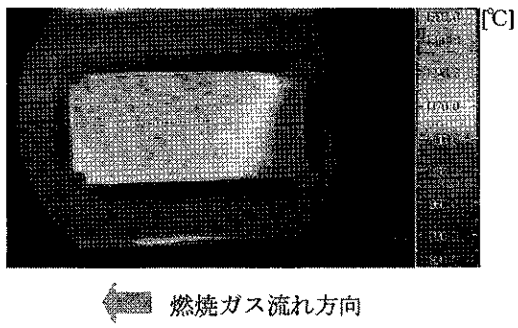


図 10 パネル表面温度分布（T2=1700℃）

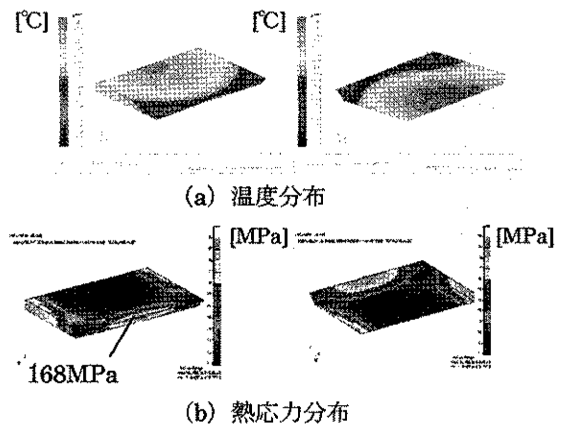


図 11 パネル表面温度分布および熱応力分布

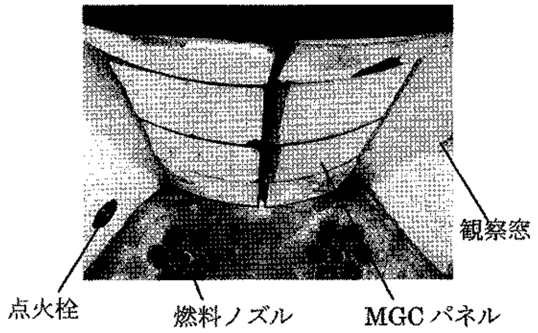


図 12 セクタ燃焼器

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

3. セクタ燃焼試験

3.1　セクタ燃焼試験装置

パネル支持構造として選定した TYPE2 でのパネルの健全性をセクタ燃焼試験にて評価した。本試験装置には図 12 に示すような 65° セクタ燃焼器が組み込まれ、燃料噴射弁を 2 本設置した。燃料はメタンを使用した。セクタ燃焼器はインナライナ側にパネルを最大 8 枚取付けることが可能である。本試験では、パネル以外の箇所は耐火材ダミーパネルを設置した。燃焼器アウタライナおよびライナサイドは耐火材で覆われており、ライナサイドにはパネルを観察するための観察窓を設置した。

セクタ燃焼試験に使用したパネルを図 13、セグメントを図 14 に示す。パネル形状は湾曲型、パネル代表寸法は幅 44mm×長さ 約 58mm×肉厚 3mm、パネル部材として Al_2O_3／YAG および Al_2O_3／GAP を使用した。なお、本試験では図 14 に示すセグメントを図 12 に示す箇所に設置した。

3.2　セクタ燃焼試験結果

図 15 に T2=1700℃において 10 分間保持した場合の T2 の時系列変化の一例を示す。試験後の目視検査より、T2=1700℃までのパネルの健全性を確認することができた。さらに同じセクタ燃焼器を用いて T2=1700℃から 1000℃へ約 1 秒間で急激に温度変化させた場合、T2=1700℃において 10 時間連続暴露させた場合についてもパネルの健全性を調査した。図 18 に燃焼試験後におけるセグメント部品を示す。目視検査、SEM（走査型電子顕微鏡）を用いた表面粗さ測定および蛍光探傷検査よりパネルの健全性を確認することができた。パネル以外のセグメント部品に関しても目視検査より健全であることが確認できた。

4. まとめ

(1) 1700℃級ガスタービン燃焼器に MGC パネルを適用することを想定した高温雰囲気中において、MGC パネル部材データを取得し、パネル支持構造として TYPE2 を選定した。

(2) 1700℃級ガスタービン燃焼器を模擬したセクタ燃焼器に、選定された TYPE2 のパネル支持構造を適用し、燃焼器出口温度 1700℃におけるパネルの健全性を確認できた。

(3) 燃焼ガス温度 1700℃レベルの高温環境下における要素試験技術を確立できた。

謝辞

本研究開発は、経済産業省のエネルギー使用合理化技術開発補助事業による「超高温耐熱材料

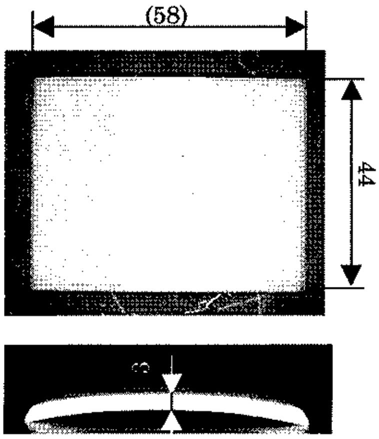


図 13　MGC パネル（TYPE2）

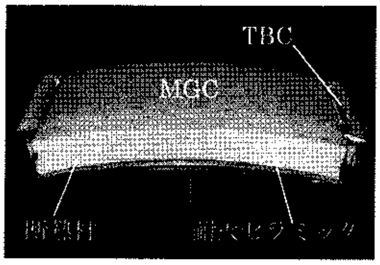


図 14　セグメント

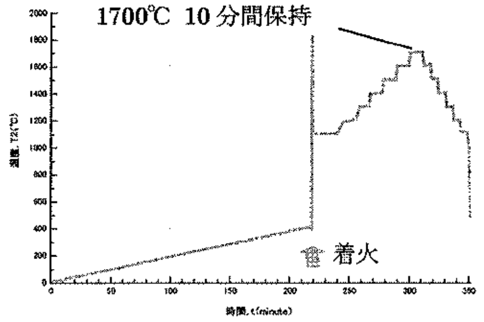


図 15　時系列変化

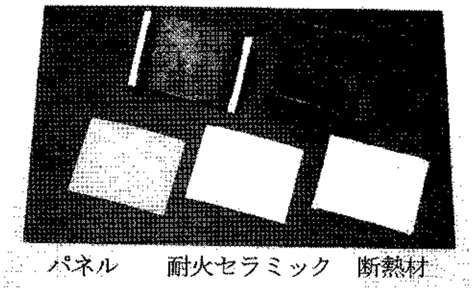


図 16　セグメント部品（試験後）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

MGC の創製・加工技術研究開発」について、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)との共同研究により実施したものです。本研究の実施に当たり、ご指導とご協力をいただいた NEDO および多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

参考文献

1) Waku, Y., Nakagawa, N., Kobayashi, K., Kinoshita, Y., and Yokoi, S.: "Innovative Manufaturing Process of MGC Components for Ultra-high Efficiency Gas Turbine Systems", ASME, 2004, GT2004-53266.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−11

360 回連続 DSS 運転を達成した油焚き予混合燃焼器の開発

山崎　尚之，戸塚　祐治(東日本旅客鉄道)、前川　篤、*田中　克則、西田　幸一(三菱重工業)

The development of Premixed oil firing combustor for 360 times DSS operation.

Naoyuki Yamazaki,　Yuji Totsuka(East Japan Railway Company)
Atsushi maekawa,　*Katsunori Tanaka,　Kouichi Nishida(Mitsubishi Heavy Industries)

ABSTRACT

East Japan Railway Company installed M701DA combined cycle unit(196MW) in Kawsaki power plant in order to supply the electric power source for railway line in 1999. Initial stage of plant operation, premixed combustor experienced nozzle coking, nozzle tip wear and unstable operation due to the continuous DSS oil firing circumstances. Design improvement reflected on the field experiences was adopted and the operating reliability reaches 100%, which established 360times continuous DSS operation record.

The operating experiences and design improvement was described.

Key words: Oil firing, Combustor, DSS, East Japan Railway Company

1.　はじめに

東日本旅客鉄道(株)川崎発電所３号発電設備は 1200℃級 M701DA ガスタービン [1]、排熱回収ボイラー、蒸気タービンからなる 198MW 一軸コンバインドプラントであり首都圏全域の鉄道電力供給のため、1999 年 3 月から商業運転を開始した。本ユニットの仕様は灯油焚きにて年間 330 回 DSS 運用、乾式低 NOx 燃焼器（予混合燃焼器）[2),3)]の適用であった。

油焚き DSS 運転は予混合燃焼器には厳しい運転環境で、運用当初はノズルの詰まり、起動不安定等の問題が発生したが、平成 17 年度年間 360 回連続 DSS 運転を達成した。

2.　プラント運用実績

2.1　プラント構成

川崎発電所３号発電設備は、図１に示すようにガスタービン、蒸気タービン、発電機を一軸で連結したコンバインドユニットである。プラント仕様を表１に示すが、DSS 運転ユニットとして設計している。

Table 1　Plant Spec

項目				仕様
認可出力			MW	198.4
プラント効率 大気温度 15℃		(低位基準)	%	49.7
環境値	NOx (O_2=16%)	GT 出口	ppm	128
		煙突出口	ppm	6.25
	SOx		ppm	0.9
	ばいじん量		mg/m^{3}N	3
燃料高位発熱量			MJ/kg	灯油 46.4

１日の典型的運転パターン

6:30　ユニット起動
7:00　GT 起動
7:45　100%負荷到達
24:00　GT 停止

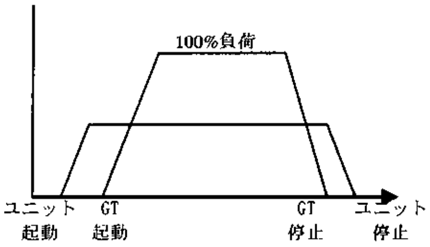


Fig. 2　Daily Operation Pattern

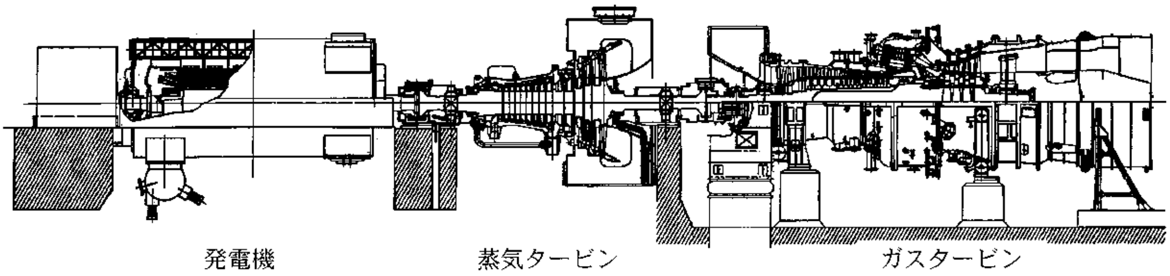


Fig. 1　Longitudinal Section Ass'y

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10,（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

2.2 運用実績

1999年3月商業運転開始から2006年4月まで灯油焚きにて33570時間/2383回の運転実績があり、その稼働率の推移を図3に示す。商業運転開始当初は約80%であった。稼働率を低下させた要因を図4に示すが、灯油の炭化によるノズルつまりが主要因であった。

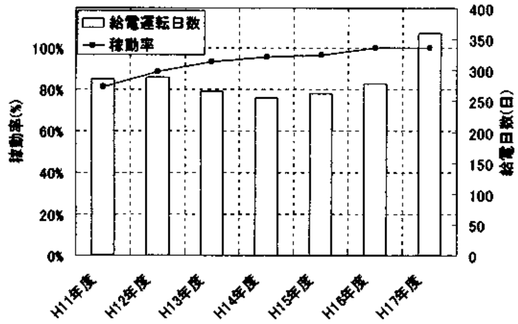


Fig. 3 Availability of Combustor

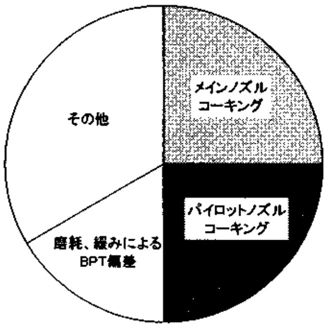


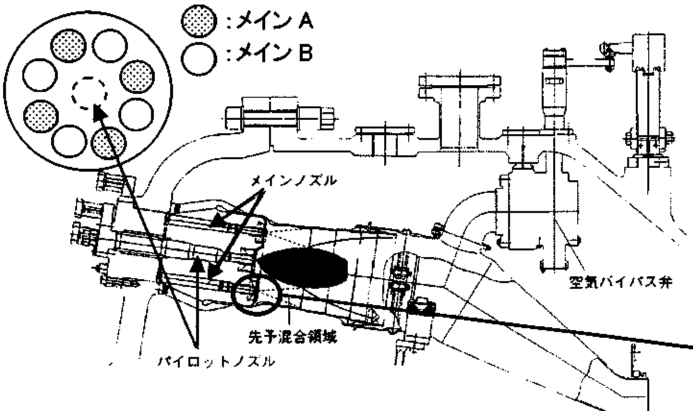
Fig. 4 Cause of availability deterioration

3. 油焚き予混合燃焼器

灯油焚きにてNOxを削減するために予混合燃焼器を適用した。燃焼領域に到達する前に微粒化した灯油と燃焼空気を混合し局所火炎温度を低下させてNOx排出量を抑制する。微粒化を促進させるため圧力噴霧ノズルとアトマイズ蒸気（燃料量の約10%）を採用した。燃焼安定性を確保するために、図5に示す以下の2つの手法を採用している。

(1) 予混合燃料を2系統に分ける。

(2) 燃焼器バイパス弁による燃空比調整を行う。



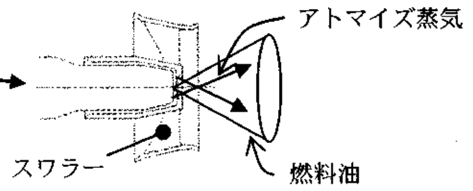


Fig. 5 Oil firing Premix Combustor

3.1 燃焼特性

マルチノズル予混合燃焼器の採用により、図6に示すように目標NOx128ppm以下、燃焼振動も管理値以下で運転できることを確認した。

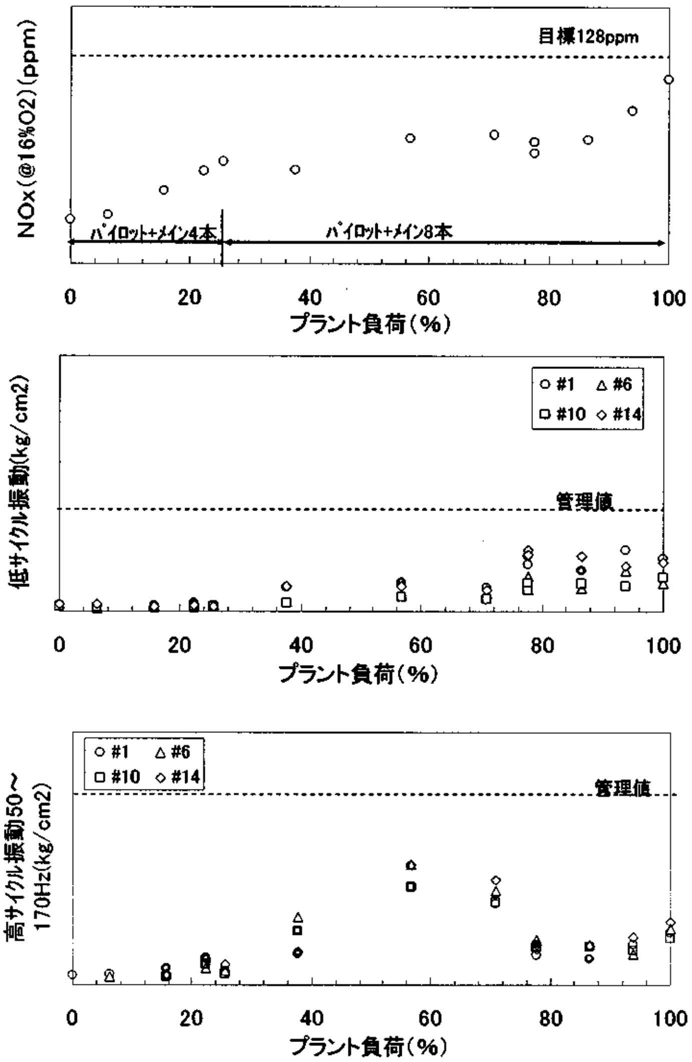


Fig. 6 NOx and Combustion Pressure Fluctuation Level

4. 初期運転状況

1999年3月以降、油焚きDSS運転に伴う様々な事象を経験した。

4.1 ノズル詰まり

商業運転開始後にノズル閉塞事象が発生した。この後2年間、定期的にノズルを取り替えながらの運転が継続し、2001年に断熱層付きノズルによりノズル閉塞事象は解消された。

ノズル閉塞事象は2つの事象が存在した。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

① パイロットノズルのコーキング
100%負荷運転中、NOx 低減のためにパイロット燃料は全燃料の３％程度しか流さない。ノズル管内の流速が 1m/s と極めて遅くなるため、対流により反重力側の管内面の温度が上昇し炭化が進んでいった。図７に数値解析結果を示すが油流路壁面近傍の高温流体には浮力が生じ、断面内での２次流れによりノズル断面上部に集中している。図８に示すようにここで生成された炭化物がノズル先端のチップ部にて油の閉塞を発生させていた。

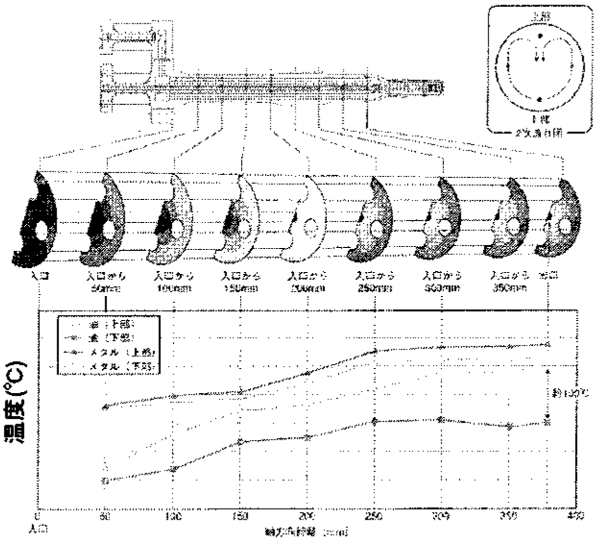


Fig.7　CFD Analysis result of Pilot Nozzle

Fig. 8　Carbonized Fuel Oil　in the Pilot Nozzle Tip

② メインノズルキャビティー部のコーキング
ガスタービン停止後、ノズル内部に油パージの空気を流すまでの間、図 9 に示すメインノズルキャビティー部のメタル温度は車室内高温の流れと車室伝導により上昇し炭化限界温度以上となる。DSS 運転による積み重ねにより本部位に炭化物が生成し、ノズルチップ部にて油の閉塞を発生させた。

この対策として図１０に示す断熱層付きノズルの適用及びキャビティ形状の変更をした。またガスタービン停止後のノズル内残留油の除去とノズルキャビティメタル温度の低下のため油ノズルパージ用の空気流量を増加した。これらの対策によりノズル詰まり事象は解決した。

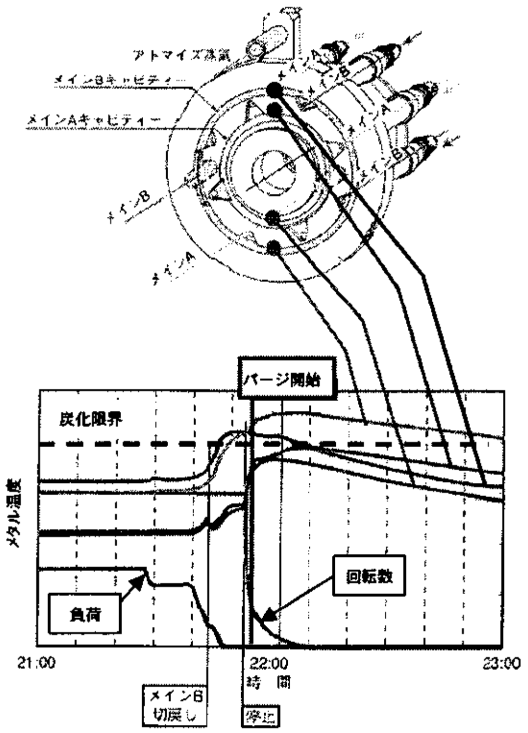
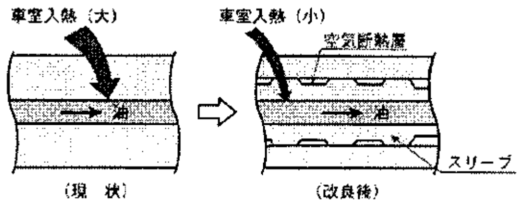
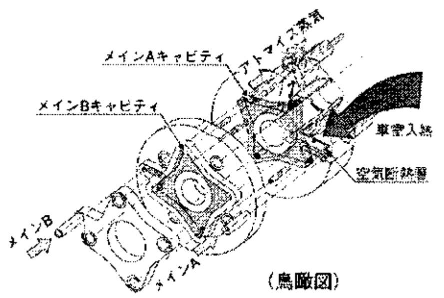


Fig. 9　Metal Temperature of Main Nozzle Oil Line



断熱層構造



キャビティ形状変更

Fig. 10　Countermeasure of Nozzle Clogging

4.2　*ノズルチップの磨耗と緩み*

1999 年冬ノズルチップの緩み事象と磨耗事象が発生した。
③ ノズルチップの緩み
ノズルチップは規定トルクで締め、ロックリングと呼ばれる回り止めにてかしめて固定していたが、起動発停による熱歪にて図１１に示すように緩む事象が確認された。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

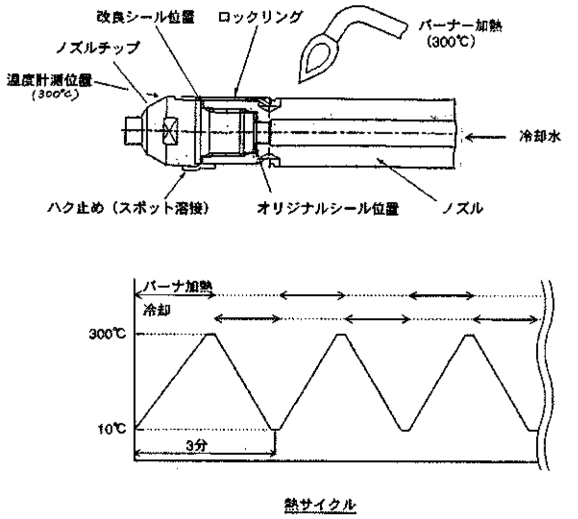


Fig. 11　Heat Cycle Test of Nozzle Tip

④ ノズルチップの磨耗
ノズルチップの磨耗により、アトマイズ蒸気が油の噴霧角度を小さくし、噴霧状態が悪化し火炎喪失する事象が発生した。運転中の振動によりアトマイズキャップと油管に相対変位が発生し磨耗が進展した。
③④の対策として図１２に示す回りとめ点溶接、防振構造を採用し問題は解消された。

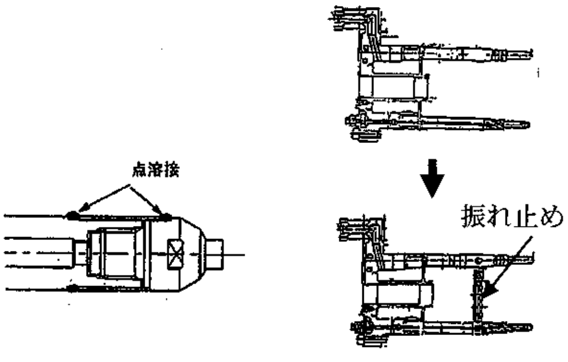


Fig. 12　Countermeasure of Nozzle Tip Wear and Loosening

5. 運転監視

これらの燃焼器、燃料ノズルの劣化に対して、早期に異常検知を行い是正措置が取れるよう表 2 に示すインターロックを設置した。このインターロックはタービン出口部に設けられた燃焼器本数に等しい 18 本のブレードパス温度計の経時変化によって燃焼器の状態を監視するものである。
平成 17 年 4 月～平成 18 年 4 月のブレードパス温度偏差（最高―最小）の経時変化を図１３示すがこの 1 年間は毎日 DSS 運転を行い連続 360 回 100% 稼動率にて運転を完了した。これまでに国内大形ガスタービンにて連続 DSS 360 回を達成したユニットはなく、極めて高い完成度のコンバインドユニットと言える。

Table 2　Blade Pass Temperature (BPT) Interlock

BPT 監視項目	監視目的
平均値からの偏差 =各 BPT－BPT 平均	燃焼器異常検出
	吹き消え検出
最大－最小の差 =BPT(最大)－BPT(最小)	蒸気穴詰まり監視

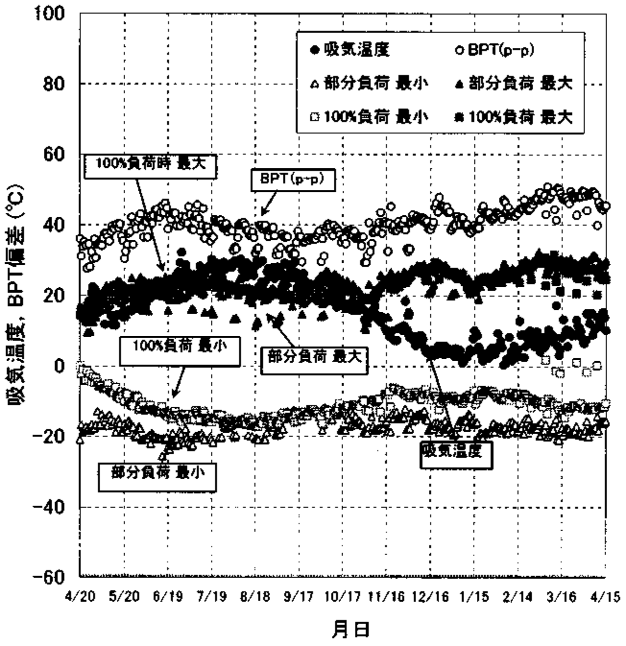


Fig.13　BPT trend change (2005/4～2006/4)

6. 燃料転換

川崎発電所 3 号発電設備は環境改善のために、2006 年 6 月に燃料を灯油から天然ガスに転換工事を行い油焚き燃焼器からガス焚き燃焼器に換装した。現在では排ガス中の有害物質の少ない安定した DSS 運転を継続している。

参考文献

1) 中西, 樋口, 森, 三賢, 最新の発電用高性能·大容量ガスタービン, 三菱重工技報 Vol.17, No.2, (1983).
2) K. Aoyama, S. Mandai: Development of a Dry Low NOx Combustor for a 120-MW Gas Turbine, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.106, (1984) P795-800.
3) D. T. Entenmann, I. FUKUE, W. E. North, A. Muyama, Shop Test of the 501F A 150MW Combustion Turbine, ASME 90-GT-362, (1990).

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−12

Flameless 燃焼を採用した低カロリーガス対応小型燃焼器の開発
—化学反応を考慮した熱流体解析による検討—

*中島 良文（東大院），山崎 由大（東大院），林 茂（JAXA），金子 成彦（東大院）

Development of Flameless Combustor for Low-calorific Fuel
—Investigation by Thermal-Fluid Analysis considering chemical reactions—

*Yoshifumi NAKASHIMA (Univ. of Tokyo), Yudai YAMASAKI (Univ. of Tokyo)
Shigeru HAYASHI (JAXA) and Shigehiko KANEKO (Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

This paper describes development of a compact Flameless Combustor for low-calorific fuel. In order to reduce the size of a combustor, CFD with chemical reactions analysis was adapted to the combustor developed previously in our laboratory, and the flow field and the reaction field were clarified. As the result, the following have been understood; The combustor is able to be minimized if burned gases from previous stage induces the latter stage combustion by utilizing the mixing zone more effectively; To strengthen the rotation of burned gases is effective in order to promote the mixing of burned gases and premixed gases. In addition, the fact that it was effective for swirling flame stabilization of the primary stage with the partition plate because cold air from latter stage could not flow into the primary stage was confirmed.

Key words: Combustor, CFD, Flameless Combustion, compact

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バイオマスガスを用いたマイクロガスタービン(以下 MGT)による発電に注目が寄せられている．MGT は排ガスがクリーンであるという特徴を持つが，その一方で，排ガス中の窒素酸化物（NOx）は環境汚染物質として問題となっており，今後更なる低減が求められると予想される．また，バイオマスガス等の使用を考えると，低カロリーのため安定した燃焼は難しいことも予想される．

そこで，筆者らは広い当量比範囲で低 NOx，高燃焼効率を実現できるとされる，高温既燃焼ガス中に希薄予混合気を噴射し，自着火反応を生じさせる Flameless Combustion[1]に着目し，これまでにその燃焼方式を採用した燃焼器の開発を行って来た．その結果，Flameless Combustion は，火炎伝播燃焼の希薄可燃限界濃度を超えての燃焼が可能であること[2]，燃料中のガス組成が着火特性に及ぼす影響が小さいこと[3]，ガス組成中に不燃成分を含むバイオマス燃料の燃焼に適していることがわかった．

現在，東京大学金子研究室では，バイオマスガス対応 MGT の開発を行っており，上述の燃焼器はこのシステムに導入することを念頭に設計している．しかし，昨今，小型分散エネルギシステムの普及に伴い，MGT は更なる小型化が求められる傾向にある中で，現在までに開発を行った燃焼器は MGT 用の燃焼器としてはサイズが大きく，小型化を図ることは非常に重要である．

そこで，本研究では Flameless Combustion を採用した低カロリーガス対応 MGT 用燃焼器の設計指針を得ることを目的とし，先行して開発した試作燃焼器に対し，汎用 CFD コードの STAR-CD を用い，化学反応を考慮した熱流体解析を行った．続いて，その結果を基に新たな燃焼器を提案し，解析を行った

2．試作燃焼器概要

解析対象となる当研究室保有の MGT と燃焼器の定格時の設計条件を表 1 に示す．また，先行して開発した試作燃焼器の概略を図 1 に示す．

燃焼器は 3 つの燃焼領域と 1 つの希釈領域を持つ 3 段燃焼を採用し，1 段目燃焼領域には保炎安定性に優れる筒状火炎を，2，3 段目には主流に対して直角な方向から予混合気を噴射し，前段からの既燃焼ガスと混合させ燃焼させる Flameless Combustion を採用している．2，3 段目には，1 対の対向した予混合気噴射ノズルを配置している．各領域への空気流量配分は 1 段目:2 段目:3 段目:希釈＝1：1：1：3 となるよう設計してある．これは，MGT の作動範囲において高燃焼効率，低 NOx

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

排出を達成できるような設計である．燃焼器ライナ直径は D=110mm で，燃焼器ライナ長さは $L_{total}=L_{primary}+L$=366mm である．

図 1 にガスの流れを矢印で示している．圧縮機により加圧された空気は再生器を通り予熱され，燃焼器ケーシング内へと導かれる（図中①）．その後，ケーシング内にて各燃焼領域へと分配される．1 段目では 1 段目スリット（②）内部において主流に対し直角方向に燃料が噴射され，スリット内部で予混合気となり，旋回を伴いライナ内へと流入し筒状火炎を形成する（③）．1 方，2 段目及び 3 段目においては，JAXA 協力の下，開発を行ったノズル（④）により予混合気が形成され，強い旋回流を伴い各燃焼領域へと流入する．この強い旋回流により前段からの既燃焼ガスと予混合気の混合が促進される．そして，前段にて生成した既燃焼ガスと混合し Flameless Combustion を行う（⑤）．その後，希釈領域（⑥）にてタービン耐熱温度付近まで冷却され，タービンへと導入される（⑦）．

Table 1　Rated condition

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

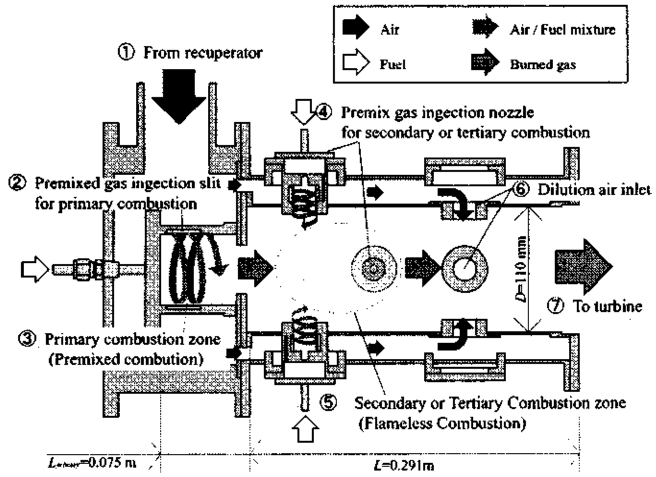


Fig. 1　Schematic view of combustor

3．数値解析

3.1　計算モデル

本研究では数値流体解析に汎用 CFD コードの STAR-CD を用いた．計算に使用したモデルを図 2 に示す（図中薄い灰色部分）．解析は燃焼器ライナ内部のみを対象としている．1 段目入口境界は実機におけるスリット出口の面に対して設定した．2, 3 段目に関しては，計算コストを下げるため，ライナ壁面上にノズル出口と等価な面積を持つ面を作成し，その面に境界を設定した．入口境界条件は全て流速を与えている．格子点数は約 60 万点，計算には 6 台の計算機を並列して用いた．

3.2　境界条件

各入口での境界条件を表 2 に示す．試作燃焼器は予混合燃焼を採用しており，実際は各段に設けられたスリット内部で空気に対し燃料が噴射され予混合気を形成するため，スリット出口では完全混合ではない可能性もあるが，今回は簡単のため，入口条件は完全予混合気とした．各段での入口流速は，断面積と流入空気流量，密度から決定される流速を与えた．2, 3 段目における旋回速度に関しては，ノズル内部に設けてあるスリットでの接線方向の出口速度をそのまま旋回速度として一様に与えた．また，壁面境界条件はスリップなし，温度は 700K（燃焼器入口空気温度）で一定とした．

3.3　乱流モデル及び燃焼モデル

本解析が強旋回流れ場を対象としているため，乱流モデルにはレイノルズ応力モデルを用いた．

また，燃焼モデルに関しては，以前の研究から Flameless Combustion においては，燃料の種類によらず反応の時間スケールは非常に小さく（10^{-6}s のオーダー），燃焼は乱流混合の時間スケールにより支配されることがわかっている[3]ため，本解析においては反応速度を乱流混合時間の時間スケールである，乱流強度と散逸率との比（k/ε）から計算する EBU モデルを使用する．しかし，一般的に壁面近傍においては，k が非常に大きくなる箇所が存在することがわかっており，このモデルでは実現象からかけ離れる恐れがある．そのため，EBU モデル単体ではなく，壁面近傍においてのみセルが持つ温度と各反応物の質量分率から反応速度を計算する Chemical Kinetics モデルを併用する Combined モデルを使用した．

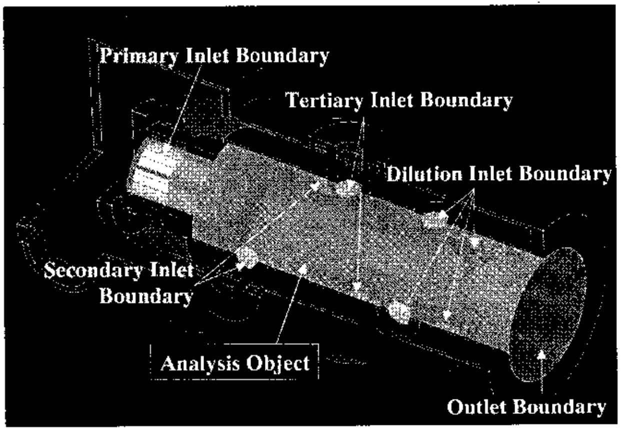


Fig. 2　Computational Model

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Table 2　Inlet Conditions

	equivalence ratio	aif flow volume, g/s	fuel flow volume, g/s	velocity, m/s	density**, kg/m^3
primary slit [×8]	0.46	1.5	0.040	40.52	0.487
secondary nozzle [×2]	0.4	6.0	0.140	40.00 (45.53)*	0.489
tertiary nozzle [×2]	0	6.0	0.000	38.39 (43.69)	0.498
dillution hole [×4]	0	9.0	0.000	57.58	0.498
total	0.143	72	0.600		

*　( )内は旋回速度
** 密度は700K時の値

燃焼モデルにおいて反応式は式 R1～R3 に示す 3 段階の反応を考慮する．実際にはバイオマスガスの使用をするが，数値解析においては，簡単のために燃料はメタンとする．

$$CH_4 + 0.5O_2 \rightarrow CO + 2H_2 \qquad (R1)$$

$$CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2 \qquad (R2)$$

$$H_2 + 0.5O_2 \rightarrow H_2O \qquad (R3)$$

また，排ガス予測のために NOx モデルを導入した．このモデルは，Thermal NO のみを予測するモデルであり，分割された各要素が持つ温度，密度より OH，O，H ラジカルの量を予測し，それらから拡大 Zel'dovich 機構に基づいて NO を予測するものである．

$$O + N_2 \rightarrow NO + N \qquad (R4)$$

$$N + O_2 \rightarrow NO + O \qquad (R5)$$

$$N + OH \rightarrow NO + H \qquad (R6)$$

計算において，対流項の差分スキームは，2 次精度の MARS スキーム，解析アルゴリズムには SIMPLE 法を用い定常解析を行った．なお，数値解析は全て 2 段燃焼解析である．

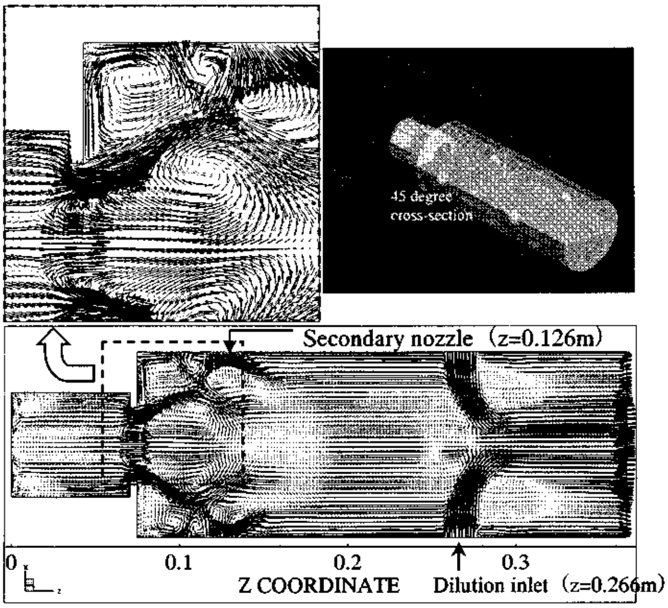


Fig. 3　Velocity vector diagram

4．試作燃焼器解析結果

図 3 に 2 段目ノズル中心を通る断面（右肩図参照；以下 45° 断面と呼ぶ）での速度ベクトル図を示す．左上図は 1 段目～2 段目部分（図中点線で囲まれた範囲）の拡大図である．試作燃焼器では 1 段目で形成された旋回流により 1 段目出口後（図中，急収縮後）に大きな逆流領域が形成されていることがわかる．1 段目の旋回流に関しては，1 段目出口において，流れを急収縮させているために，絞り部において軸方向速度が大きくなり，1 段目内部までほとんど逆流が生じていない．もし，1 段目内部まで大きな逆流が生じている場合には，1 段燃焼の際に 2 段目より冷たい空気が 1 段目燃焼領域に流入し，保炎性能に悪影響を与える可能性があるが，今回の試作燃焼器では，ほとんど一段目内部まで逆流が見られないため，現在の設計で十分保炎性能は良いと考えられる．実際，実験においても可燃限界を超えて保炎ができることが確認されている[2]．

また，急収縮後において流れは遠心力のために外側に広がろうとする．その流れに対して，2 段目より予混合気が噴射されているために，1 段目急収縮後の流れと 2 段目予混合気とが衝突し，より混合が促進されることが期待される．

続いて，図 4 に 45° 断面における温度分布図を，図 5 に NO 質量分率の分布図を示す．図 5 を見ると，1 段目出口後において NO 濃度が非常に高くなる領域が存在する．一方，温度分布図を見ると，この領域は最も温度が高い位置であることがわかる．さらに図 3 に示す速度ベクトル図を見ると，この領域では大きな再循環領域が形成されていることがわかる．このように，高温領域において再循環領域が形成されているため，高温での燃焼ガスの滞留時間が増加するため NO の増加につながったと考えられる．よって NO 低減にはこの再循環領域を小さくすること，この部分の温度を下げることが効果的であると言える．

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

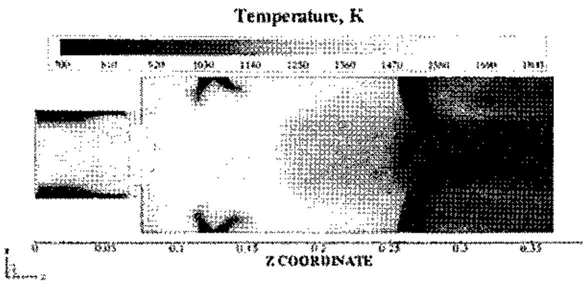


Fig. 4　Temperature contour

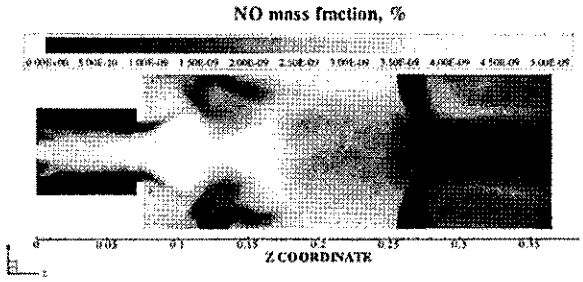


Fig. 5　NO mass fraction contour

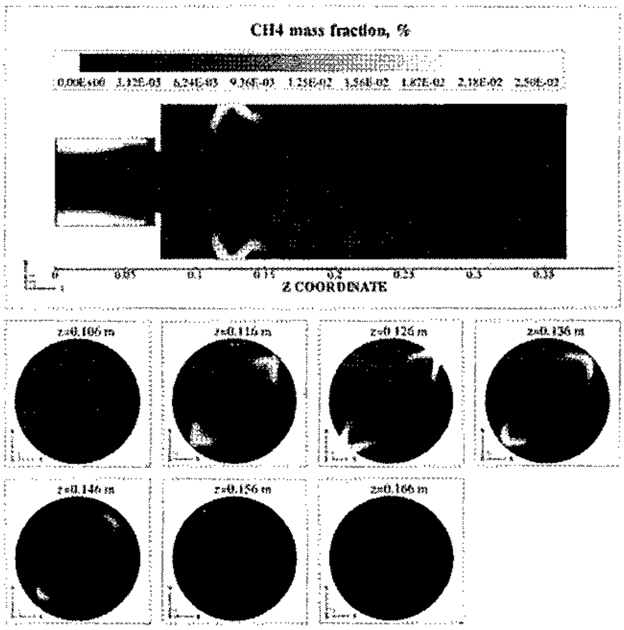


Fig. 6　CH_4 mass fraction contour

次に，メタンが燃焼反応により空間的に消費されていく様子を見るために，図 6 に 45° 断面及び z=0.106，0.16，0.126，0.136，0.146，0.156，0.166m 断面での CH_4 質量分率分布図を示す．1 段目に関しては壁面近傍に CH_4 は分布し，壁面よりやや内側において燃焼する旋回流火炎の様子が確認できる．続いて，Flameless Combustion を採用した 2 段目について検討を行う．2 段目予混合気は z=0.126m を中心とした，半径 0.01m の円形の孔から旋回を伴いライナに流入する．そのため，中心付近は圧力が低くなり，逆流が生じるため CH_4 の濃度は低くなり，z=0.15m の断面で CH_4 はなくなっている．3 段目の吹き込み位置が z=0.186m であるため，2 段目の燃焼領域を阻害せずにライナ長さを短くするためには，少なく見積もっても 25mm は 3 段目の吹き込み位置を上流側に移動することが可能である．さらに，3 段目から希釈孔までの距離は 2 段目から 3 段目までの距離より長い．2 段目に関しては既燃焼ガスと予混合気との比はおよそ 1：1 である．しかし，3 段目は既燃焼ガス：予混合気は 2：1 となり，より燃焼が短時間で完了すると考えられるため，3 段目から希釈孔までの距離に関してもさらに短くすることが可能である．

また，2 段目ノズル中心である z=0.126m での断面図を見るとライナの中心付近まで CH_4 が到達しておらず，実際に実験で撮影された火炎の写真と同様に[2]，空間を有効活用できていないことが確認された．Flameless Combustion は高温の既燃焼ガスに予混合気を噴射し，自着火反応を起こさせる燃焼方式であり，このような高温領域を十分に有効活用することで，燃焼器の小型化が可能となる．

今回，試作燃焼器に関して燃焼反応を伴う数値解析を行った結果，2 段目から 3 段目の距離，3 段目から希釈孔までの距離を短くすることが可能であり，Flameless Combustion を採用した 2 段目以降のライナ径を小さくすることが可能であることがわかった．

5．改良燃焼器解析

ライナ径 D を変化させた場合と，ライナ長さ L を変化させた場合を比較すると，D を変化させる方が燃焼器内部の流れは大きく変化する．そこで，まずライナ径をパラメータとして，D=0.080m，D=0.062m として計算を行った結果を以下に示す．

5.1　燃焼器ライナ径の影響

図 2 に示す試作燃焼器の計算モデルに関して入口境界条件の変更はせず，ライナ径 D をそれぞれ D=0.080m（Case_1）および D=0.062m（Case_2）として計算を行った．以下に解析結果を示す．

図 7 に Case_1（D=0.080m）の解析結果を，図 8 に Case_2（D=0.062m）の解析結果を示す．両図とも 45° 断面及び z=0.126，0.136，0.146，0.156m 断面での CH_4 濃度分布図である．

Case_1 の解析結果を見ると，CH_4 が消失するのは，およそ z=0.148m であり，試作燃焼器の解析結果と比較すると上流側（z 軸負方向）へ推移している．通常，ライナ径を小さくすると，軸方向

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

速度が速くなり，燃焼が完了するまでに進む距離は長くなると考えられる．しかし，Case_1 の解析結果では，試作燃焼器とほぼ同等の距離で燃焼が完了している．これは，ライナ径を小さくしたことで，軸方向速度が速くなったものの，角運動量保存により 1 段目出口後の旋回速度も増したため，1 段目既燃焼ガスと 2 段目予混合気との混合が促進され，燃焼が完了するまでに要する距離が短くなったためと考えられる．実際 CH_4 の分布形状を見ると，試作燃焼器の解析結果と比較した場合，45° 断面では燃焼器上流側への CH_4 の広がりが小さくなり，z=0.126m 断面では周方向への広がりが大きくなっていることが確認できる．

一方，Case_2 に関しては z=0.15m より上流の断面まで CH_4 は残っており，完全燃焼するまでにかかる距離が伸びている．これは，ライナ径が小さくなったことで，1 段目出口後の旋回速度が増し既燃焼ガスと予混合気の混合は促進されるものの，それ以上に軸方向速度が速くなることにより，このように燃焼が完了するまでの距離が伸びたものと考えられる．45° 断面を見ても CH_4 が下流へかなり広がっていることが確認できる．

燃焼器の小型化には，ライナ径，ライナ長さ共に小さくすることが望ましい．Case_1 は両方を満たしていると言えるが，Case_2 はライナ長さに関しては試作燃焼器より長くなる可能性がある．また，Case_1，Case_2 どちらの解析結果を見てもわかるように，試作燃焼器と同様，断面全体に CH_4 は分布しておらず，1 段目からの高温の既燃焼ガスを有効活用できていない．そこで，2 段目および 3 段目予混合気噴射箇所を従来までの 2 箇所から 3 箇所に変更して解析を行った．各燃焼領域に流入する流入流速，流入流量が同じになるように，入口断面積を決定し，入口境界とした．

5.2　2 段目，3 段目噴射ノズル数の影響

前節において使用した計算モデル（D=80mm）の 2 段目，3 段目噴射箇所を 2 箇所から 3 箇所に変更したモデルを用い解析を行った（Case_3）．従来は2段目と 3 段目を千鳥配置となるように 90° 回転させて配置してあったが，Case_3 においても千鳥配置となるように 180° 回転させて，2 段目，3 段目入口を配置した．入口境界条件を表 3 に示す．

図 9 に CH_4 濃度分布図を示す．図は 2 段目及び 3 段目のノズル中心を通る断面（90° 断面）と z=0.126，0.146m の断面での解析結果である．

90° 断面の分布図を見ると，CH_4 はおよそ z=0.148m 付近まで分布しており，前節 Case_1 での解析結果とほぼ同様な分布をしている．ここで，両ケースに関してメタン燃焼の中間生成物である CO の分布に着目し，図 10 に CO 質量濃度分布を示す．z=0.156m での CO の濃度を比較すると若干ではあるが，2 段目ノズルを 3 つとした Case_3 の方が濃度が薄いことがわかる．これはノズルを 3 つにしたことにより燃焼器内部の高温領域を周方向に有効利用することができたため，このように完全燃焼するまでの距離を短くすることができた．しかし，依然として有効利用されていない領域が存在する．これらの領域を有効利用することができれば，さらに燃焼器ライナを短くすることが可能であると言える．

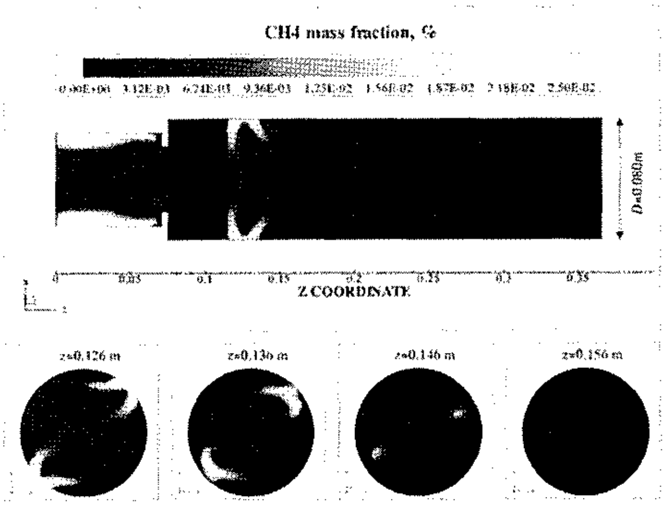


Fig. 7　CH_4 mass fraction at Case_1

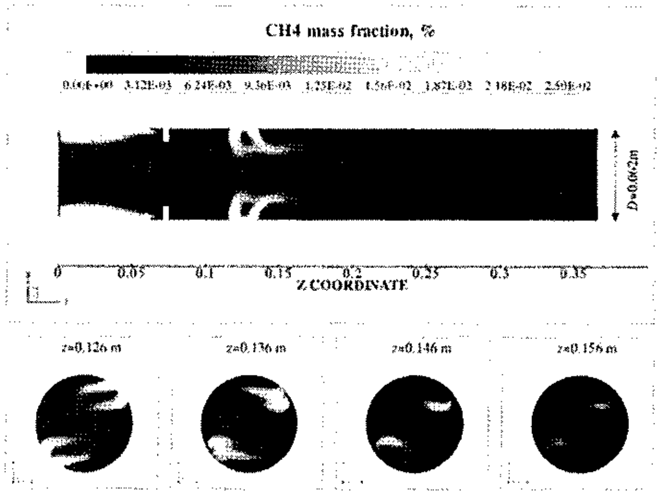


Fig. 8　CH_4 mass fraction at Case_2

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Table 3　Inlet conditions Case_3

	equivalence ratio	aif flow volume, g/s	fuel flow volume, g/s	velocity, m/s	density*, kg/m^3
primary slit [×8]	0.46	1.5	0.040	40.52	0.487
secondary nozzle [×3]	0.4	4.0	0.093	39.99 (45.53)	0.489
tertiary nozzle [×3]	0	4.0	0.000	38.38 (43.69)	0.489
dillution hole [×4]	0	9.0	0.000	57.58	0.498
total	0.143	72	0.599		

*　( )内は旋回速度
** 密度は700K時の値

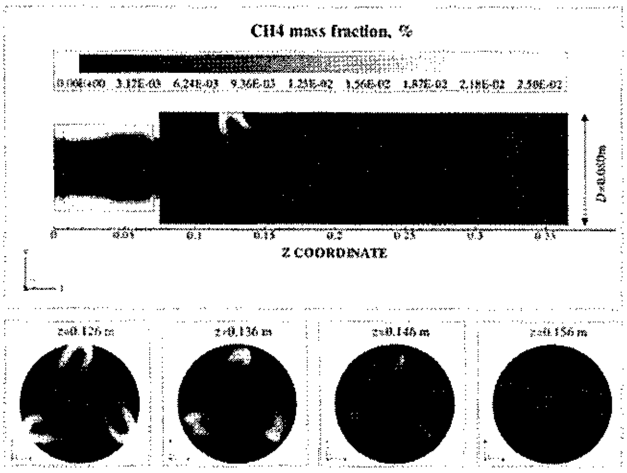
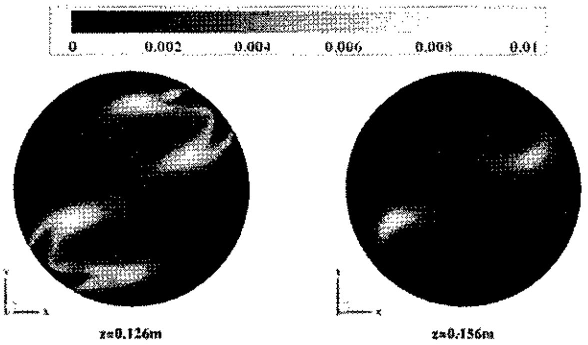
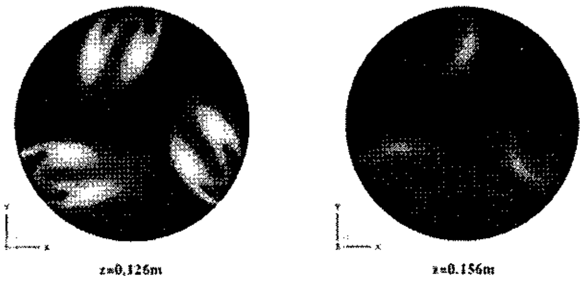


Fig. 9　CH_4 mass fraction contour at Case_3



(a) Case_1



(b) Case_3

Fig. 10　CO mass fraction contour

6．結論

試作燃焼器に化学反応仮定を考慮した数値流体解析を行うことにより，以下のことがわかった．

(1) 1段目出口においてライナ径を絞ることは，その後段からの冷たい空気の流入を防げ，保炎性能の改善につながる．
(2) 既燃焼ガスと予混合気の混合を促進するためには，既燃焼ガスの旋回力を強くすることが効果的である．
(3) 実際の燃焼試験で確認された，有効活用されていない高温領域が数値解析でも確認され，数値解析結果を設計に役立てることができることを確認した．
(4) ライナ内部の空間を有効活用するためにライナを細くすると，軸方向速度が増し，予混合気の貫通力が小さくなるため，結局は空間の有効活用ができない．そのため，燃焼器の小型化にはライナの径，長さの最適な関係を見つける必要がある．

以上のことを元に，今後小型燃焼器を製作し，実験をすることで，今回の解析の妥当性を検証してゆく予定である．

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論文集，2002.10（富山）
[2] Sadamasa Adachi：Emissions in Combustion of Lean Mixtures of Methane and Biomass Supported by Primary HotBurned Gas in a Multi-Stage Gas Turbine Combustor，31th Combustion Institute
[3] 中島良文：フレイムレス燃焼特性解析に基づく低カロリーガス燃料対応燃焼器の設計法に関する研究，機械学会動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集，pp.247-252，2006.6

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−13

UMGT 用極超小型燃焼器における燃焼負荷率が火炎安定性および熱損失に与える影響

*櫻井　毅司（首都大），WONG, SOON FONG（都科技大院），湯浅　三郎（首都大・都科技大）

Effects of Space Heating Rate on Flame Stability and Heat Loss of Ultra-Micro Combustor of UMGT

*Takashi SAKURAI (TMU), WONG, Soon Fong (TMIT) and Saburo YUASA (TMU, TMIT)

ABSTRACT

We have developed two types of ultra-micro combustors of UMGT, which are the flat-flame and swirling-flame combustors. To reveal critical issues for the development of ultra-micro combustor, the effects of the space heating rate on flame stability and heat loss of ultra-micro combustors were examined. At flame stability limits of the flat-flame and swirling-flame combustors, the relation of $SHR \sim 1/\tau_c$ was satisfied. It was shown that as the size of combustor decreased, the space heating rate increased to make the flame stable. The heat loss ratio was defined as the ratio of heat loss from the combustor to heat release rate. Heat loss ratios of the flat-flame and swirling-flame combustors satisfied a simple relation of $HLR \sim 1/(l \cdot SHR)$. The heat loss ratio increases as the size of the combustor decreases, however this value can be reduced by increasing the space heating rate of the combustor.

Key words: Ultra-micro combustor, Space heating rate, Flame stability, Heat loss, UMGT

1. はじめに

モバイル機器や小型ロボットへの搭載を目的とした分散型エネルギー源としてウルトラマイクロガスタービン（UMGT）に関心が寄せられている．本研究グループは MIT 提案型 UMGT[1]の仕様に沿った出力 16W，直径 10mm 程度の UMGT 用極超小型燃焼器の開発を目標としてきた．これまでの研究により極超小型燃焼器に求められる課題（消炎距離および熱損失の相対的な増加，拡散特性時間の短縮，流れの層流化）を明らかにすることで Flat-flame 型燃焼器と Swirling-flame 型燃焼器の２つの異なる燃焼器を開発し、水素燃料であれば広範な稼動条件において完全燃焼が得られることを示した[2,3]．

２つの燃焼器は平面火炎と旋回状火炎の形成という点で燃焼方式に違いがあるが，一方で共通する要因を調査し，これを明確にすることで極超小型燃焼器の開発に必要な設計指針が得られるものと考えられる．この共通要因の一つとして，本研究ではガスタービン燃焼器において重要な性能指標の一つである燃焼負荷率に着目した．燃焼負荷率が出力に関係することは明白であるが，UMGT 用極超小型燃焼器にとっては熱損失とも関連するものとして捉えることができる[3-5]．このような観点から，本報告では２つの燃焼器に対する火炎安定性と熱損失について燃焼負荷率による検討を行い，極超小型燃焼器に求められる燃焼負荷率について調べた結果を報告する．

2. 極超小型燃焼器における燃焼負荷率の影響[4]

一般に，燃焼負荷率（*SHR*）は

$$SHR \equiv \frac{\dot{m}_f \cdot \Delta h}{Vol \cdot P_c} \qquad \cdots(1)$$

と定義される．ここで，$\dot{m}_f$：燃料流量，Δh：燃料発熱量，Vol：燃焼器容積，P_c：燃焼器内圧力である．燃焼器内通過流量 $\dot{m}$ は $\dot{m}=\rho \cdot S \cdot v$（$\rho$：燃焼器内密度，$S$：燃焼器断面積，$v$：燃焼器内平均流速）である．このときガスタービンの機種によらず燃料の種類と当量比とが同じであるならば，$\dot{m}_f \sim \dot{m}_a \cong \dot{m}$, $P_c \sim \rho$, $Vol \cong S \cdot l$（l：燃焼器の代表寸法）とおくことができ，燃焼負荷率は

$$SHR \sim \frac{\dot{m}}{Vol \cdot P_c} \sim \frac{S \cdot v}{Vol} \sim \frac{v}{l} \cong \frac{1}{\tau_c} \qquad \cdots(2)$$

と表せる．τ_c は未燃予混合気の燃焼器内滞在時間である．このことは，燃焼器内における予混合気の滞在時間は，極小化とは関係なく燃焼負荷率のみに依存していることを示している．すなわち，高負荷燃焼を達成している場合に滞在時間が短くなるといえる．よって，燃焼器を小型化するほど滞在時間も短縮されるために，燃焼負荷率を高めることが必要である．

次に燃焼負荷率と熱損失の関係を導く．反応による発熱量は断熱壁でない限り外壁を通してその一部が失われる．化学反応を支配する反応速度定

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

数そのものには寸法による寄与がないため，燃焼器内の発熱速度に対する燃焼器外への熱損失速度の割合【熱損失速度／発熱速度】は，

$$HLR \propto \frac{h \cdot \Delta T}{SHR \cdot l \cdot P_c} \quad \cdots(3)$$

に比例する．ここで，HLR：熱損失割合，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である．したがって，熱損失の程度は，熱伝達率と温度差，燃焼器圧力等の条件が同じ場合，寸法と燃焼負荷率に逆比例する．すなわち，燃焼器の寸法が小さくなるほど熱損失が相対的に大きくなるが，一方で燃焼負荷率を大きくすれば熱損失の影響を低減できることを意味する．

3. 実験装置および方法

実験に用いた Flat-flame 型燃焼器の概略図を Fig.1 に示す[(5)]．燃焼室は石英管とセンターシャフトに囲まれた内径 5mm，外径 10.5mm の中空の空間である．燃焼室高さは 1mm であり，このときの燃焼室体積は 0.067cm^3 である．燃焼器上流で予混合された水素と空気は，焼結金属を通過し，その表面上に平面火炎を形成し，排気ガスは半径方向外側に高さ 0.3mm のスリットから排出される．ノズルとなる上部のふたは高温の排気ガスに耐えるようにアルミナ繊維断熱材を用いた．多孔質板保炎器として用いた焼結金属は，厚さ 1mm のアルミナ多孔質セラミックス板 FA60（平均粒径 260mm，多孔率 29%，圧損 0.11%）である．

Swirling-flame 型燃焼器の概略図を Fig.2 に示す[(6)]．燃焼室形状は内径 8mm，外径 20mm，燃焼室高さ 2 及び 4mm の環状である．燃焼室の高さ 2 と 4mm に対応した燃焼室の体積は，それぞれ 0.528，1.056cm^3 となる．燃焼室の下面とセンターシャフトには熱損失を小さくするためにステンレスを用いた．燃焼室内の様子が観察できるように，上面は石英ガラスであり，他の部分はすべて真鍮製である．水素/空気予混合気は燃焼室外側にある予混合気室から，直径 1.4mm の断面を持った 4 つのインジェクターを通って燃焼室内に流入し，旋回状火炎を形成する．ここでインジェクター出口面は，火炎の保炎性を高めるために燃焼器外径面には接していない．燃焼ガスを排出するための排気口は石英ガラスの燃焼室上壁とセンターシャフトとの隙間にあり，内径 8mm，外径 10mm のリング状である．

実験に用いた 6 種類の Flat-flame 型燃焼器と Swirling-flame 型燃焼器の形状を Table 1 にまとめる．燃焼器の形状は表記「ϕ10 h1」によって表し，意味は燃焼室外径約 10mm，高さ 1mm であることを示す．

Table 1 Configurations of flat-flame and swirling-flame ultra-micro combustors

	Flat-flame			Swirling-flame		
	ϕ10 h1	ϕ20 h1	ϕ20 h2	ϕ10 h1	ϕ20 h2	ϕ20 h4
d_o	10.5	18.5	18.5	10.5	20	20
d_i	5	6	6	5	8	8
h	1	1	2	1	2	4
V_c	0.067	0.230	0.461	0.067	0.528	1.056
W_o	16	50	50	16	50	50

d_o: outer diameter [mm], d_i: inner diameter [mm], h: height [mm], V_c: combustor volume [cm^3], W_o: corresponding UMGT output power [W]

ϕ10mm サイズの燃焼器は出力 16W の UMGT を

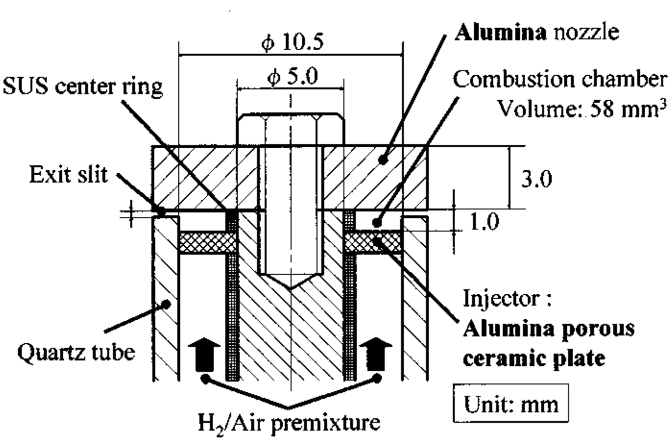


Fig.1 Schematic of flat-flame ultra-micro combustor

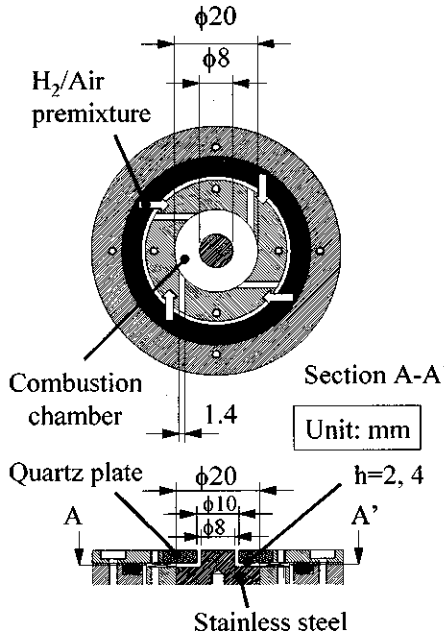
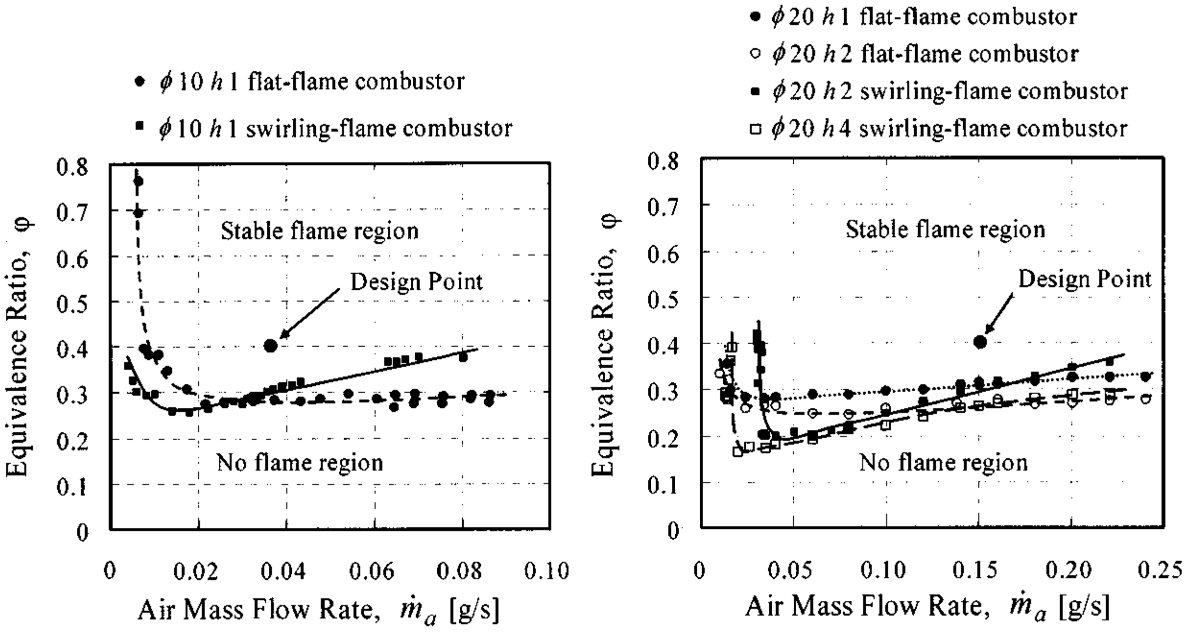


Fig.2 Schematic of swirling-flame ultra-micro combustor

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.



(a) ϕ10mm-size ultra-micro combustors　　(b) ϕ20mm-size ultra-micro combustors

Fig.3 Flame stability limits of flat-flame and swirling-flame ultra-micro combustors

想定したもので設計空気流量は 0.037g/s，当量比 φ=0.4 であり，ϕ20mm サイズの燃焼器は出力 50W を想定し，設計空気流量は 0.15g/s，当量比 φ=0.4 である．設計空気流量 0.15g/s における予混合気の噴出速度は約 20m/s である．実験は大気圧・大気温度の下で行った．燃料には水素を用い，全ての実験において水素/空気の当量比は φ=0.4 で一定とした．

本実験では火炎形状を観察し，火炎安定限界，燃焼室出口における燃焼ガス温度分布を測定した．温度測定には極細 K 熱電対（素線径 0.05μm）を用いた．

4. 実験結果および考察

4.1 火炎安定限界と燃焼負荷率の関係

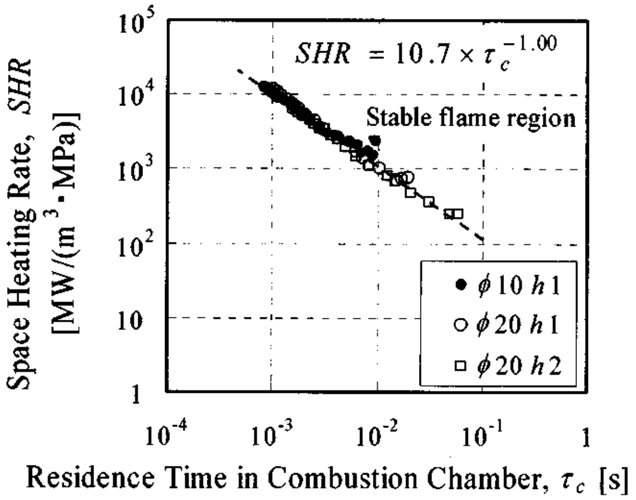
ϕ10mm サイズの Flat-flame 型と Swirling-flame 型燃焼器で得られた火炎安定限界を Fig.3(a)に示す[7]．Flat-flame 型と Swirling-flame 型はともに設計点を含む広い範囲で火炎を安定に形成することができた．火炎安定限界を決める要因としては熱損失と発熱量の比を挙げることができる[8]．Flat-flame 型および Swirling-flame 型の両方とも空気流量が 0.01g/s 以下に減少すると，発熱量に対して熱損失による消炎の影響が支配的となり消炎にいたる．一方，Flat-flame 型は空気流量が 0.02g/s から増加するにつれて当量比 0.3 を境とした平坦な安定限界を示す．これは発熱量が増加することで熱損失が相対的に小さく抑えられ，熱損失以外の要因による消炎が支配的となることを示唆している．Swirling-flame 型は空気流量 0.018g/s を境に空気流量の増加に対して火炎安定に必要な当量比は徐々に高くなり，火炎安定領域が狭くなる．これは保炎機構が影響しているためである．

Fig.3(b)は出力 50W を想定した ϕ20mm サイズの Flat-flame 型と Swirling-flame 型燃焼器に対する火炎安定限界を示す．ϕ10mm サイズの燃焼器と比較して，火炎安定限界に対する特性は定性的によく似ている．

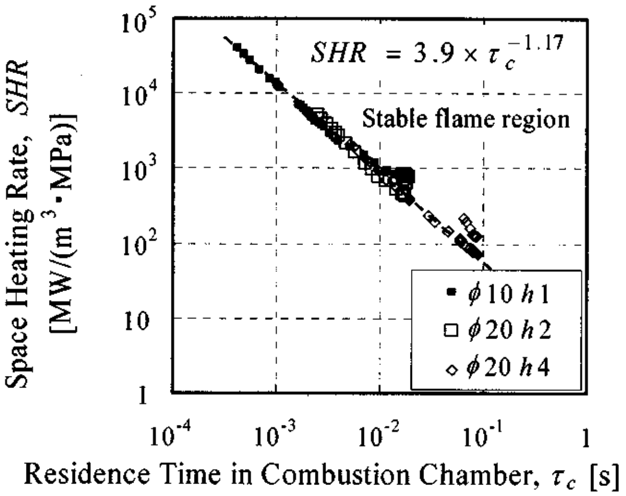
これらの結果より，火炎安定限界における燃焼負荷率を燃焼器滞在時間で表したものを Fig.4 に示す．Fig.4(a)は Flat-flame 型燃焼器，Fig.4(b)は Swirling-flame 型燃焼器の結果である．横軸はいずれも水素/空気予混合気の燃焼器内滞在時間 τ_c であり，$\tau_c=Vol/V_{flow}$（ここで V_{flow} は水素/空気予混合気の体積流量）より求めた．

プロットより上側の領域が火炎安定領域を示す．2 節で述べたようにプロットは燃焼負荷率と燃焼器内滞在時間に関して線形に変化しており，図中の近似式が示すように (2) 式 $SHR\sim 1/\tau_c$ が成立していると考えられる．ただし，直線から外れて上に飛び出している点は，Fig.3 で見られる空気流量 0.01g/s 以下における熱損失が顕著な場合である．一方，(2) 式は $SHR\cdot\tau_c=Const.$ と見ることもでき，単位は J/(m3･Pa)と表せる．このことは火炎安定限界において，ある閾値以上の発熱量が燃焼反応の進行に必要であることを意味していると考えられる．閾値については燃料の反応性に依存すると予想され，最も反応性の高い水素の場合には閾値は小さく，プロパン等炭化水素系燃料の場合にはより大きな閾値が必要となるであろう．

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.



(a) Flat-flame combustor



(b) Swirling-flame combustor

Fig.4 Relation between Space Heating Rate *SHR* and the residence time τ_c in the combustor at the stability limits shown in Fig.3

Flat-flame 型燃焼器についてϕ10 *h*1，ϕ20 *h*1，ϕ20 *h*2 のそれぞれの結果を比較すると，燃焼器のサイズが小さくなるにつれて安定領域は直線の左上に移行していることがわかる．すなわち，燃焼器を小型化するほど火炎安定化のためには燃焼負荷率を高くする必要があるといえる．Swirling-flame 型燃焼器についても同様な傾向が見られる．

Flat-flame 型と Swirling-flame 型の 2 つの燃焼器を比較すると，Swirling-flame 型のほうが勾配が大きく，かつ 10^{-2}s 以下の滞在時間では燃焼負荷率の値も大きい．このことは 2 つの燃焼器において滞在時間τ_cが同じ場合に，Flat-flame 型のほうがより小さい燃焼負荷率で火炎を安定に保持できることを意味し，Flat-Flame 型燃焼器のほうが優れた火炎安定性を有すると考えられる．

4.2 燃焼負荷率による熱損失割合の変化

極超小型燃焼器では燃焼器の小型化に伴い熱損失が相対的に増加する．この影響が反応領域まで及ぶと燃焼場全体の温度低下による火炎安定性の悪化や燃焼効率の低下が生じる．したがって，熱損失を可能な限り小さくする工夫が必要であるが，著者らは (3) 式で示されるように燃焼負荷率を高めることで熱損失割合を低減できることを示した．

ここでは既報[4]に追加して行われた Flat-flame 型燃焼器および Swirling-flame 型燃焼器の結果も加え，燃焼負荷率による熱損失割合の低減について検討する．実験では熱損失割合（*HLR*）を以下の式で概算した．

$$HLR = \frac{HL}{Q_{total}} = \frac{H_{in} - H_{ex}}{Q_{total}} = 1 - \frac{\left(\dot{m}_a + \dot{m}_f\right) \cdot C_p \cdot \left(T_{ex} - T_{in}\right)}{Q_{total}}$$

ここで *HL* は熱損失量 [J], *H* は全エンタルピー [J], Q_{total} は発熱量 [J], $\dot{m}_a$ は空気流量 [g/s], $\dot{m}_f$ は水素流量 [g/s], C_p は定圧比熱 [J/(gK)], *T* は温度 [K] を示し，下添え字 *in*, *ex* は燃焼器入口，出口を示す．排出エンタルピーは燃焼器出口の燃焼ガス温度より求める．燃焼ガス温度は分布をもつために，Flat-flame 型燃焼器の場合には排気スリット出口における最高温度を，また，Swirling-flame 型燃焼器の場合には排気スリットにおける最高温度をそれぞれ用いた[6]．

熱損失割合と燃焼負荷率の結果を Fig.5 に示す．ϕ10 *h*1 Flat-flame 型燃焼器において当量比を 0.4 で一定としたまま空気流量，すなわち燃焼負荷率を変化させた場合，$HLR \sim SHR^{0.92}$ の関係が得られ，燃焼負荷率を大きくすることで熱損失割合は低下している．このことから同一の燃焼器において燃料および当量比が等しい場合には，高負荷燃焼を達成することにより熱損失割合を低減することが可能であるといえる．

空気流量および当量比を一定とした場合について，燃焼器サイズの異なるϕ20 *h*1，ϕ20 *h*2 の Flat-flame 型燃焼器と ϕ20 *h*2，ϕ20 *h*4 の Swirling-flame 型燃焼器に着目した．熱伝達率と温度差，燃焼器圧力等の条件が同じ場合，熱損失の程度は(3)式より寸法と燃焼負荷率に逆比例する．よって，燃焼器をただ小型化するのみでは，熱損失割合は増加し火炎安定性を悪化する．しかしな

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

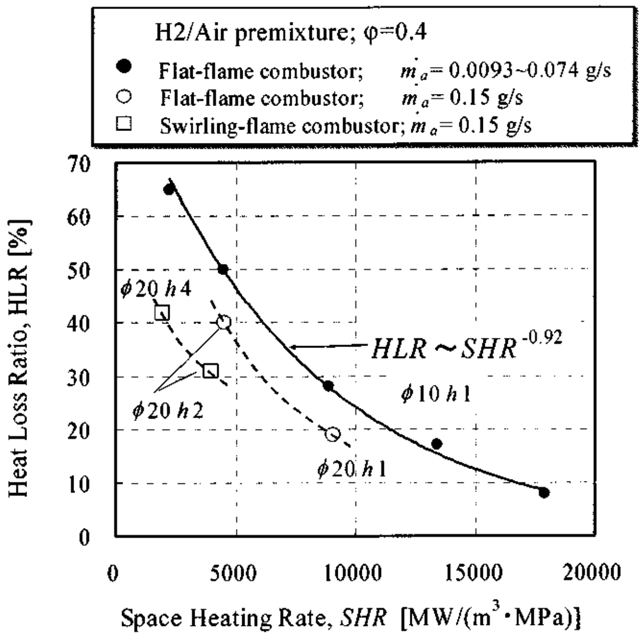


Fig.5 Relation between Heat Loss Ratio *HLR* and Space Heating Rate *SHR*

がら，図中破線が示すように小型化と同時に燃焼負荷率を高めることで熱損失割合を低く抑えることができる．したがって，極超小型燃焼器の開発において高負荷燃焼は熱損失の観点からも必須の達成課題であるといえる．

5．まとめ

UMGT 用極超小型燃焼器である Flat-flame 型と Swirling-flame 型燃焼器について，火炎安定限界および熱損失割合を燃焼負荷率の観点から考察し以下の結論を得た．

(1) φ10mm と φ20mm サイズの Flat-flame 型および Swirling-flame 型燃焼器は設計点を含む広範な領域で火炎安定を達成した．
(2) Flat-flame 型および Swirling-flame 型燃焼器のどちらも空気流量が減少すると熱損失による消炎が顕著になる．一方，空気流量を増加すると Flat-flame 型はほぼ一定の当量比で吹き飛ぶのに対し，Swirling-flame 型は Flat-flame 型よりも若干高い当量比で吹き飛ぶ．
(3) 火炎安定限界において熱損失による消炎が顕著である場合を除き，燃焼負荷率と燃焼器滞在時間の関係式 $SHR \sim 1/\tau_c$ が成立する．
(4) 熱損失割合について燃料および当量比が同じ場合，燃焼器サイズと燃焼負荷率の関係式 $HLR \sim 1/(l \cdot SHR)$ が成立する．
(5) 燃焼器の小型化に伴う熱損失の相対的な増加を低減するために，燃焼負荷率を増大する必要がある．

本研究における Flat-flame 型燃焼器の実験は本学大学院生 下鳥翔子さんにより行われたことを記し，謝意を表します．また、本研究は首都大学東京の平成 18 年度傾斜的研究費（特定）の補助を一部受けた．

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) 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.
(3) Yuasa, S., et al., "Specified Problems and Development of Prototypes of Ultra-micro Combustor," 17th ISABE 2005-1272 (2005).
(4) 湯浅三郎，押見加奈，「極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.213-220.
(5) 下鳥翔子，湯浅三郎，「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」，第 33 回ガスタービン定期講演会講演論文集(2005), pp.31-34.
(6) Wong, Soon Fong, 湯浅三郎，「UMGT 用予混合火炎旋回型燃焼器の熱・燃焼特性評価」，第 33 回ガスタービン定期講演会講演論文集(2005), pp.35-40.
(7) Wong, Soon Fong,「UMGT 用予混合火炎旋回型燃焼器の燃焼特性」, 平成 17 年度東京都立科学技術大学大学院修士論文（2005）.
(8) Yuasa, S., et al., "Concepts and Combustion Characteristics of an Ultra-micro and a Micro Combustor," IGTC2003 OS-108 (2003).

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

200W 級ガスタービン用希薄予混合プロパン燃焼器の燃焼特性に及ぼす予混合気 2 次噴射の影響

*粟野　領介（都科技大院），湯浅　三郎（都科技大・首都大），櫻井　毅司（首都大）

Effects of Secondary Premixture-injection on Combustion Characteristics of a Lean Premixed Propane Combustor for 200 W-class gas turbines

* AWANO Ryosuke (TMIT), YUASA Saburo (TMIT, TMU) and SAKURAI Takashi (TMU)

ABSTRACT

For the purpose to develop a propane-fueled micro combustor with high combustion efficiency and low NOx emission for 200-W output micro gas turbines, a cannular-type lean-premixture micro combustor was build. A partially premixed pilot flame was set up on the center axis to stabilize a lean-premixture main flame. In addition, secondary premixture was injected into the combustor from the combustor wall to improve the combustion efficiency and the NOx emission. Flame stability limits, exit temperature distributions and exhaust CO and NOx emissions were measured by varying the following parameters: the overall equivalence ratio, and the equivalence ratio and injection velocity of the secondary premixture. The flame stability region satisfied the design operation region of the combustor, and at the overall equivalence ratio of 0.45-0.55, the combustion efficiency and NOx emission achieved were more than 99.5 % and less than 17 ppm, respectively.

Key words: Micro Combustor, Lean-premixed Combustion, Propane Fuel, Secondary Premixture-injection, Exhaust Emission

1. はじめに

近年，分散型電源やモバイル電源への利用を目的としたガスタービンの小型化・低出力化が期待視されている．筆者らはモバイル電源として利用可能な出力 200W クラスの超小型ガスタービンに注目し，燃料にプロパンを用いたガスタービン用燃焼器の研究に着手した．筆者らの知る限りでは，これまでにこの出力クラスの超小型ガスタービン用プロパン燃焼器の研究は行われていない．一般にガスタービン用燃焼器を開発する際には高燃焼効率・低 NOx が求められる．ガスタービンをモバイル電源として利用する場合，さらにコンパクト性が要求され，燃焼器を小型・高負荷化しなければならない．本研究ではこの要求性能を満たすために，一般的に低 NOx 達成に有効な手段とされている希薄予混合燃焼方式を用いることにした．しかし予混合火炎は拡散火炎に比べて火炎安定性が悪い．そこで部分予混合パイロット火炎を用いて希薄予混合火炎の安定化を試みることにし，試験用の缶型超小型プロパン予混合燃焼器を製作して排ガス濃度特性への影響を調べた[1]．火炎安定性は問題なかったもののパイロット火炎の影響が及ばない燃焼器壁面近傍に未燃焼領域が形成され，小型な故に壁面の影響は大きく，その結果排ガス特性と燃焼効率の性能は不十分なものであった．

そこで新たに，部分予混合パイロットとは別に燃焼器上流側壁面より２次予混合気を噴射し，壁面近傍の燃焼を促進させることを考えた．本研究はこの２次予混合気の噴射が燃焼器の燃焼特性に及ぼす影響を，２次予混合気の噴射速度と当量比とを変化させて調べた結果を報告する．

<u>主な記号</u>

$\dot{m}_{at}$：総空気流量，g/s
$\dot{m}_{am}$：メイン予混合気中の空気流量，g/s
$\dot{m}_{fc}$：パイロット予混合気中の燃料流量，g/s
$\dot{m}_{fw}$：2 次予混合気中の燃料流量，g/s
T_{ad}：断熱火炎温度，℃
T_e：燃焼器出口温度，℃
U_m：メイン予混合気噴出速度，m/s
U_c：パイロット予混合気噴射速度，m/s
U_w：2 次予混合気噴射速度，m/s
X_{CO}：CO 濃度，ppm
X_{NOx}：NOx 濃度，ppm
φ_t：燃焼器全体当量比
φ_m：メイン予混合気当量比
φ_c：パイロット予混合気当量比
φ_w：2 次予混合気当量比

2. 実験条件および実験装置

対象とする燃焼器の作動条件は，構想ガスタービン仕様（単純サイクルガスタービン出力：200 W,

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

圧力比：3，タービン入口温度：1350 ℃（全体当量比で 0.5 に相当））及び各要素の効率（圧縮機効率：0.7，燃焼器全圧損失率：0.03，タービン効率：0.8，発電機効率：0.9）を仮定し，サイクル計算によって全体空気流量 2.25 g/s，当量比 0.5 と決定した．またコンパクトな燃焼器を目指すため，従来型のガスタービン用燃焼器よりも数倍から一桁大きな燃焼負荷率である 450[MW/(MPa·m^3)]を目標値とした．

Fig.1 に，試作した試験燃焼器の概略図を示す．試験燃焼器は内径 19.5mm，長さ 80 mm の缶型燃焼器で，入口部に半径流型スワラー（形状スワール数 Sg=4.0），部分予混合気パイロットインジェクター，入口ノズル（スロート径 10mm）があり，パイロットインジェクター出口面より 1mm 下流に２次予混合気インジェクターを設置した．燃焼筒は石英製である．主たる希薄予混合気（以後これをメイン予混合気と呼ぶ）は半径流型スワラーによって旋回を与えられた後，入口ノズルを通過して燃焼器内に流入する．パイロット予混合気は，噴射孔径 0.7mm のパイロットインジェクターから噴出される．２次予混合気インジェクターの形状は，メイン予混合気とパイロット予混合気が作る再循環領域との位置関係やメイン予混合気流の旋回方向との関係を考慮して，孔数と孔径が等しく噴射位置及び噴射方向の異なる４種類のインジェクターを製作し，燃焼実験を行って主に火炎長さと排ガス特性の観点から決定した．その噴射孔径と孔数・噴射方向・噴射平面上の位置は，それぞれ直径 0.35mm，６個，同一方向，偏心 6mm である．他形状の２次予混合気インジェクターとの比較燃焼実験の結果は，文献[2]を参照されたい．なお本試験燃焼器は極力単純な構造を目指しているため，希釈空気孔は設けていない．

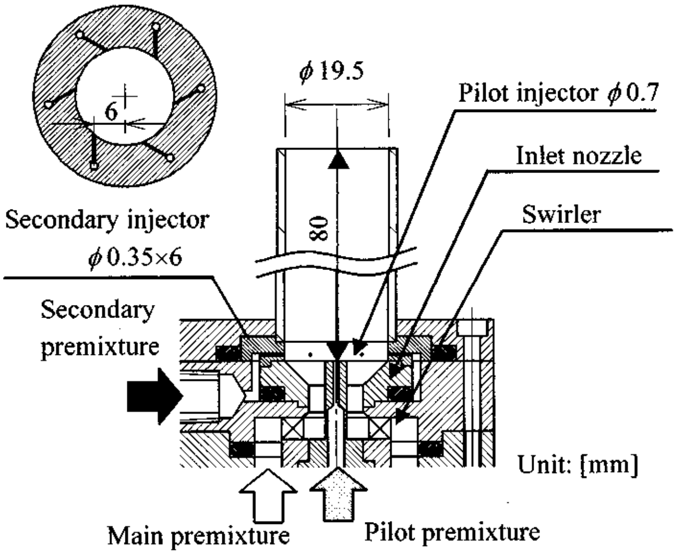


Fig.1 Schematic of the test chamber

実験は全て常温大気圧下で行った．ただし $\dot{m}_{at}$ は体積流量を構想ガスタービンと一致させるため $\dot{m}_{at}$ =0.75g/s とした．また燃焼器の火炎安定限界の測定以外は，U_c と φ_c とを U_c=15m/s，φ_c =5.0 に固定し，２次予混合気噴射速度 U_w 及びその当量比 φ_w を変化させて行った．

3．実験結果と考察

３－１ 火炎安定限界

Fig.2 に燃焼器内に形成される代表的な火炎の写真を，比較のための２次予混合気噴射を行わない場合の火炎と併載して示す．いずれの条件においても燃焼器上流中心軸付近にはパイロット火炎が形成された．２次予混合気噴射を行わない場合には燃焼器中心軸付近にのみ火炎が形成されるのに対し，２次予混合気噴射を行った場合には燃焼器壁面近傍にも火炎が形成され，火炎が燃焼器全体に広がることが確認された．従ってこの燃焼器の火炎安定性は，主に中心軸上のパイロット火炎の安定性に支配されていると言える．そこでパイロット予混合火炎のみによる本試験燃焼器の安定性を調べた．

Fig.3 に，２次予混合気噴射をしない場合の燃焼器の火炎安定限界を，$\dot{m}_{fc}$ をパラメータにして示す．$\dot{m}_{fc}$ が一定でパイロットインジェクターから噴出速度遅い場合，すなわち殆どが燃料の場合にはパイロット火炎基部に輝炎が確認された．この状態からパイロット予混合気の空気流量を増加していくと，何れの $\dot{m}_{fc}$ でもほぼ U_c=10m/s で輝炎は消え，青炎のみの火炎となった．さらに U_c を増すとパイロット火炎基部が浮き上がり吹き飛びに至った．$\dot{m}_{fc}$ が大きいほど青炎領域は広がった．φ_t <0.2 の範囲では火炎は形成されず，φ_t >0.6 の範囲では

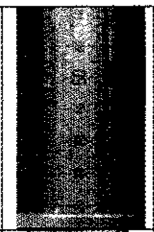
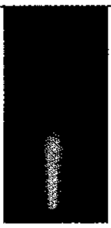
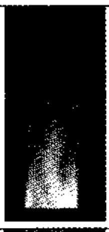
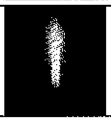
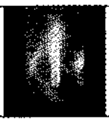
Side view			
Oblique view			
φ_m		0.46	0.42
Secondary injection	without combustion	without secondary injection	U_w=20m/s φ_m=2.0

Fig.2 Flame appearance
($\dot{m}_{at}$=0.75g/s, φ_t=0.5, U_c=15m/s, φ_c=5.0)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

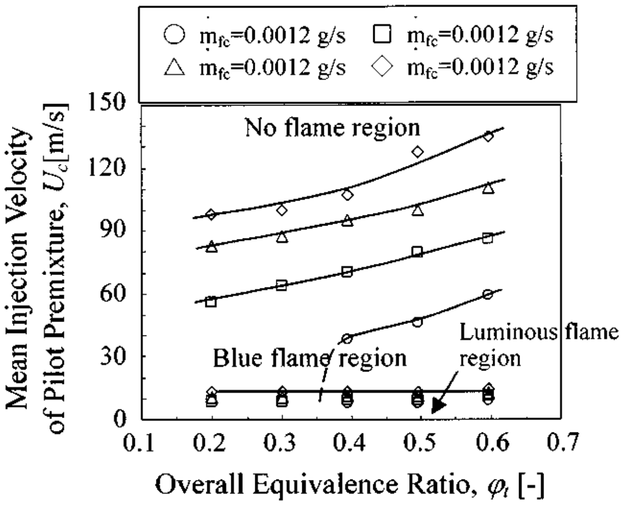
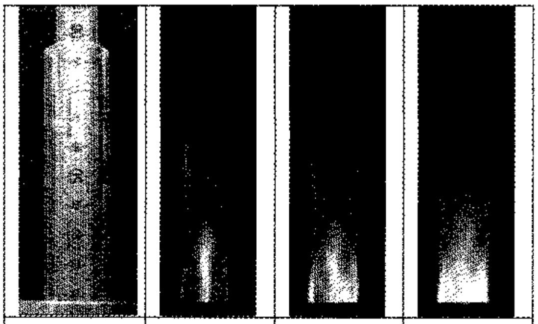


Fig.3 Flame stability limits ($\dot{m}_{at}$=0.75g/s)



U_w [m/s]	10	15	20
φ_m	0.43	0.42	0.41

Fig.4 Effect of secondary injection velocity on flame appearance
($\dot{m}_{at}$=0.75g/s, φ_t=0.5, U_c=15m/s, φ_c=5.0, φ_w=3.0)

パイロット火炎が無くとも安定な予混合火炎が形成された．これよりパイロット予混合気のみで安定な火炎が形成できる条件が十分広いことが確認された．そこで以後の実験は，予備実験より NOx 濃度も低いことが明らかになった U_c =15m/s，φ_c =5.0（$\dot{m}_{fc}$ =0.0019g/s（φ_t =0.04 に相当する燃料流量））にパイロット条件を固定して行った．

３－２ 火炎形状

Fig.4 に，φ_w=3.0 で一定に保ち U_w を変えたときの燃焼器内の火炎形状の変化を示す．火炎の基本的な形状は何れの場合も同じで，中心軸上にパイロット予混合火炎が形成され，壁面から２次噴射を行うと，パイロット火炎だけの場合（Fig.2 参照）とは異なって燃焼器内全体に燃焼反応に伴う発光が認められた．特にメイン予混合気の旋回方向に傾斜した発光の強い筋状の火炎領域が壁面付近に沿って確認された．このことは，φ_w がプロパン／空気の可燃上限界外であるために，希薄なメイン予混合気流中に，直交した過濃な２次予混合気噴流火炎が形成され，その結果として燃焼器壁面近くでもメイン予混合気の燃焼反応が進行していることを示唆している．

図からわかるように，U_w を増すほど２次予混合気噴流火炎の発光は強まり，かつ燃焼器内の火炎全体の長さは短くなった．これは２次予混合気噴流の運動量を増加させることによってメイン予混合気との乱流混合が促進され，メイン予混合気流中に広域な高温場が形成されて燃焼器内の燃焼反応が早期に終了するためと考えられる．これに対して U_w を一定に保って φ_w を増加させた場合には，２次予混合気噴流火炎の発光は強くなるが燃焼器内の火炎長さは殆ど変化しなかった．なお本研究で実施した実験条件下では，火炎はすべて燃焼器内に納まっていた．

３－３ 燃焼器出口における温度分布と CO およびＮＯx 濃度分布

（１）温度分布

Fig.5-1 と 5-2 に，それぞれ U_w と φ_w とを変化させたときの燃焼器出口温度分布を示す．何れの場合も前報で報告したパイロット予混合火炎のみによる保炎の場合[1]の場合と異なり，出口温度は燃焼器壁面近傍でも高温であり，かつ中心軸状で若干低いが比較的一様な分布を持していることが分かった．また U_w が遅く φ_w が低い場合の方が分布は一様である．しかし最高出口温度は φ_t に対応した断熱火炎温度よりは 100～200℃高くなっている．これらのことは，燃焼器出口ではパイロット予混合火炎の影響は消失しており，メイン予混合気は反応を完了しているが２次予混合気噴流火炎の影響が壁面と中心軸との間に円周上に残存していることを示唆している．

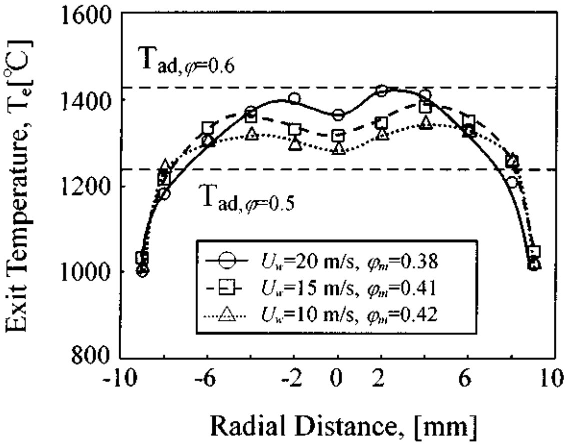


Fig.5-1 Temperature distribution at the combustor exit : effect of secondary injection velocity
($\dot{m}_{at}$=0.75g/s, φ_t=0.5, U_c=15m/s, φ_c=5.0, φ_w=3.0, h=78mm)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

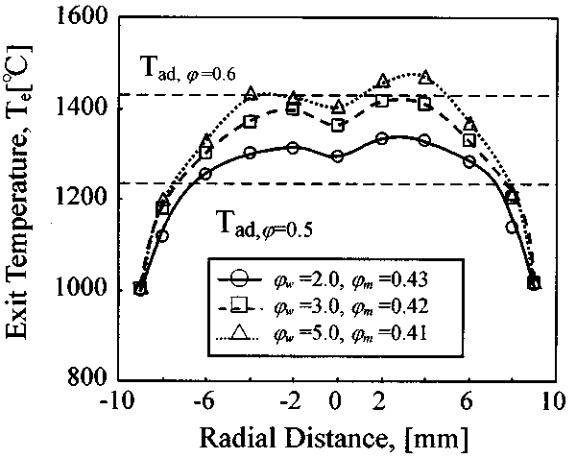


Fig.5-2　Temperature distribution at the combustor exit : effect of secondary injection equivalence ratio ($\dot{m}_{at}$=0.75g/s, φ_t=0.5, U_c=15m/s, φ_c=5.0, U_w=20m/s, h=78mm)

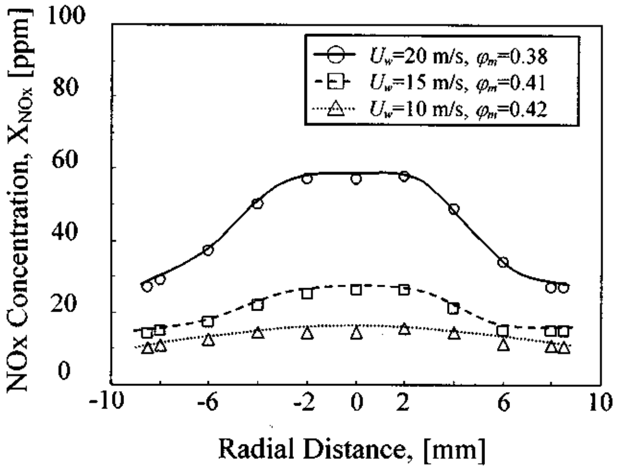


Fig.7-1　NOx concentration distributions at the combustor exit : effect of secondary injection velocity
($\dot{m}_{at}$=0.75g/s, φ_t=0.5, U_c=15m/s, φ_c=5.0, φ_w=3.0, h=75mm)

（2）CO 濃度分布

Fig.6 に U_w と φ_w とを変えたときの燃焼器出口の CO 濃度分布を示す．U_w が 20m/s と 15m/s の場合では CO 濃度が低く抑えられており，分布もほぼ一様なのに対し，U_w が 10m/s の場合には壁面で高濃度の CO を排出していることがわかった．これは，U_w=10m/s では２次予混合気噴流の運動量が小さく，比較的壁面近傍に２次予混合気噴流火炎が形成され，壁面で一部消炎している可能性を示唆している．全体としてみると，パイロット予混合火炎だけの場合[1]に比べて排出 CO 濃度は 1/10～1/20 と大幅に低くなっており，完全燃焼を達成するのに２次予混合気噴射は非常に有効であることがわかった．

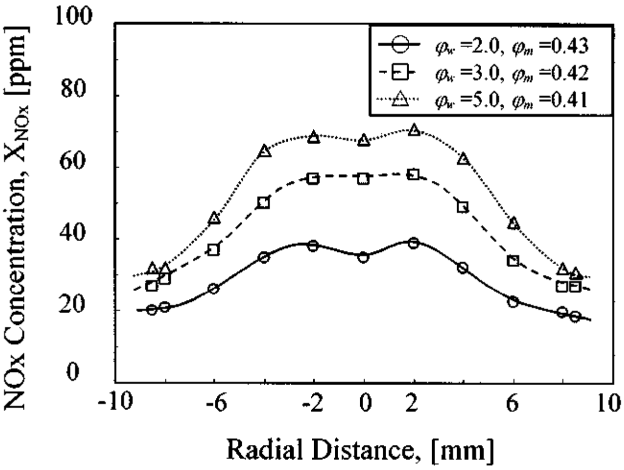


Fig.7-2　NOx concentration distributions at the combustor exit : effect of secondary injection equivalence ratio ($\dot{m}_{at}$=0.75g/s, φ_t=0.5, U_c=15m/s, φ_c=5.0, U_w=20m/s, h=75mm)

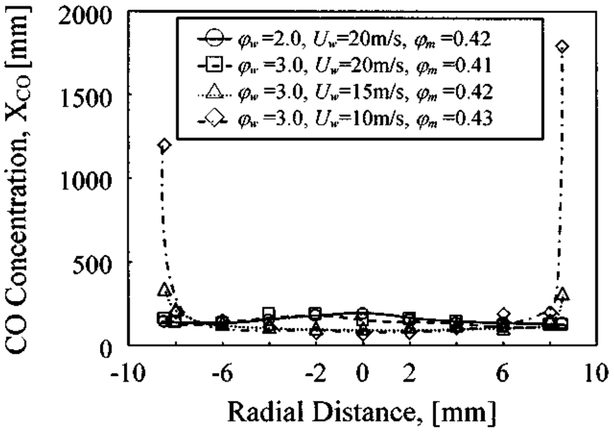


Fig.6　CO concentration distributions at the combustor exit
($\dot{m}_{at}$=0.75g/s, φ_t=0.5, U_c=15m/s, φ_c=5.0, h=78mm)

（3）NOx 濃度分布

ガスタービンにおいては排出 NOx 濃度を燃焼ガス中の残存 O_2 濃度を用いて換算することが一般的であるが，ここでは各条件における NOx 濃度の比較が目的であるため実測値を用いた．Fig.7-1 と 7-2 に，それぞれ U_w と φ_w とを変化させたときの燃焼器出口 NOx 濃度分布を示す．φ_w が同じならば U_w が遅いほうが，U_w が同じならば φ_w が低い方が NOx 濃度が全体として低くなることがわかった．すなわち Fig.5 と合わせて考えてみると，出口温度が低い場合ほど，NOx 濃度は低くなることがわかった．しかも僅かな温度低下が NOx 濃度低減に大きく寄与することも示している．このことは極力一様な温度分布となるような燃やし方が重要であると言える．

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

３－４ 燃焼効率と全体 NOx 濃度

排気ガス特性と出口温度及び火炎形状の性能すべてを比較的満足していると判断される条件（$\dot{m}_{at}$ =0.75g/s, U_c =15m/s, φ_c =5.0, U_w =20m/s, φ_w=2.0）における，φ_t に対する燃焼器全体としての NOx 濃度と燃焼効率の変化を Fig.8 に示す．NOx 濃度は，燃焼器出口の最も高い値でその時の出口濃度を代表させ，同一位置における残存 O_2 濃度によって 16%O_2 濃度換算を行って求めた．燃焼効率も出口断面で最も高い CO 濃度と HC 濃度の値を用いて，その時の総空気流量及びプロパン流量とから求めた．従って Fig.8 の NOx の値は実際の濃度よりも高い値を，燃焼効率は低い値を表していることに注意してもらいたい．参考のため図中横軸に φ_m を併記した．

燃焼効率 η_b は $\varphi_t \leq 0.4$ の範囲では低い値を示しているが，φ_t =0.45 で η_b=99.6%，$\varphi_t \geq 0.5$ の範囲では η_b =99.9%以上であった．NOx 濃度は，$\varphi_t \leq 0.55$ の範囲では φ_t の増加とともに緩やかな上昇を示したが，$\varphi_t \geq 0.55$ では急激に増加した．これは，$\varphi_t \geq$ 0.55 の範囲ではメイン予混合気がプロパン/空気の可燃下限界の当量比 0.5 よりも過濃となるため，メイン予混合気内で自立的な火炎伝播が可能になるとともに，過濃な２次予混合気噴流との反応領域で温度が上昇したためと考えられる．詳細は今後の検討課題である．

燃焼器出口の燃焼特性から判断する限りでは，本燃焼器の燃焼方式を用いれば，コンパクトで高負荷燃焼をさせながら低 NOx と高燃焼効率を達成できることが分かった．

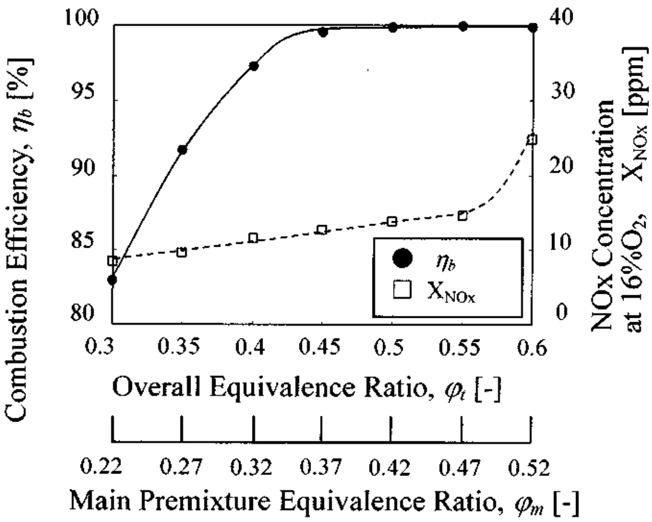


Fig.8 Variation of combustion efficiency and NOx concentration with the overall equivalence ratio
($\dot{m}_{at}$=0.75g/s, U_c=15m/s, φ_c=5.0, U_w=20m/s, φ_w=2.0, h=75mm)

4. まとめ

- 超小型な缶形燃焼器の中心軸上に部分予混合パイロット火炎を設けることでメイン予混合気火炎を安定化でき，広い全体当量比範囲で燃焼させることができた．
- 燃焼器壁面から 2 次予混合気噴射を行うことで CO 排出濃度を大幅に削減し，燃焼効率を向上できた．
- U_w=20[m/s]・φ_w=2.0 の条件において，φ_t が 0.45～0.55 の範囲で燃焼効率 99.5[%]以上，NOx 濃度は 17ppm 以下を達成した．
- 本燃焼方式を用いれば，高負荷・高効率・低 NOx 性能を有する 200W クラスガスタービン用プロパン燃焼器は，燃焼特性上，実現可能である．

参考文献

(1) 粟野領介，上原麻美子，湯浅三郎，「超小型希薄予混合プロパン燃焼器の排気特性」，第 32 回ガスタービン定期講演会講演論文集，2004，pp.89-93.
(2) 粟野領介，「200W クラスガスタービン用希薄予混合プロパン燃焼器の燃焼特性に及ぼす 2 次燃料噴射の影響」，東京都立科学技術大学大学院修士論文，2006.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B－15

超小型ガスタービン用アニュラー型燃焼器の基礎燃焼特性

*皆川 和大，湯浅 三郎，櫻井 毅司（首都大），村山 元英，磯村 浩介（IHI）

Combustion Characteristics of an Annular-Type Combustor of a Micro Gas Turbine

*Katsuhiro MINAKAWA, Saburo YUASA and Takashi SAKURAI(TMU),
Motohide MURAYAMA and Kousuke ISOMURA(IHI)

ABSTRACT

Two burners with a simple structure that the primary air was tangentially supplied from the combustor liner were built for a propane-fueled annular-type combustor of a several hundreds W-class micro gas turbines. One type had an orifice in the combustion chamber and another had a step on the liner wall for flame holding. The flame stability limit, flame shape and combustion efficiency were measured at an inlet air temperature of 200[℃] and atmospheric pressure. A homogeneous premixed flame was formed in the burner with the orifice. The flame was stable in the range of the equivalence ratio from 0.6 to 0.8 and the length was sufficiently short at the air flow rate of the design point. The combustion efficiency was around 99.9[%] at the equivalence ratio of 0.7. However, the combustion characteristics of the burner with the step were insufficient.

Key words: Annular-Type Combustor, Flame Stability, Combustion Efficiency, Propane Fuel, Micro Gas Turbine

1．はじめに

携帯型電子機器の普及にともなって，容積・重量・連続使用性の点で制約がある従来の電池に代わって，より小型・軽量かつ長時間作動が可能なパワー源に対する要求の高まりから，MEMS技術を応用した超小型電源の実現に向けた取組みが活発になされている(1),(2)．一方で，近い将来，生活支援あるいは災害救助などへの適用が期待されるロボットなどの自立移動型機器は，駆動モータを多数使用するため消費電力が大きい．したがって，その実用化のためには，より大容量でかつ高いパワー密度と高いエネルギー密度とを兼ね備えた小型・軽量・高出力なパワー源，すなわち出力が数百Wクラスの超小型ガスタービンの実現が不可欠である．

この超小型ガスタービンには，プロパンを燃料に用いるのが適切と考えられる．燃焼器の小型化と環境への影響とを考慮すると，水素を燃料に用いるのが最も望ましいが，有効な高密度貯蔵技術が確立されていないため，自立移動型機器での使用には適さない．一方プロパンは，常温・加圧下で液体であり，高密度貯蔵に優れている．しかもその蒸気圧は，常温において8気圧程度と十分に高いため燃料供給用の動力を必要とせず，また，使用時にはガス燃料となるため燃やし易いなど，ガスタービン燃焼器に適用するうえで多くの利点を有している．さらに，既にインフラが整備されていることから，早期の実用化が期待できる．

このような背景において，著者らは，超小型ガスタービンで用いる高負荷，高燃焼効率，低NOxな性能を有する，プロパンを燃料とした超小型燃焼器の開発を目標に研究を行ってきた(3)-(5)．これまでの研究では，中央に燃料インジェクタを，これと同軸に空気スワーラを配置した燃焼器入口構造を持つ超小型缶型燃焼器を主な実験対象にしてきた．これと同じ燃焼器入口構造のまま複数の火炎を円周上に配置することで，より高負荷なアニュラー型燃焼器へと発展させられるものであるが，この方式では，燃焼器構造がやや複雑になってしまい，コストやメンテナンス性の面で有利とは言えない．そこで，極力簡単な構造を持つアニュラー型燃焼器とするために，ライナの接線方向に空気を導入し旋回流を形成させる方法に着目した(6),(7)．

本研究では，二つのタイプのバーナー部を試作し，基礎燃焼特性として，火炎安定限界，火炎形状，燃焼効率について調べ，この方式の旋回流燃焼器の有用性を検討したので報告する．

2．実験装置および実験方法

高負荷・低NOx燃焼を実現するには，一般に希

皆川和大　現所属：IHI

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

薄予混合燃焼が有効であるが，プロパン／空気予混合気の希薄可燃下限界は当量比で0.51であり，これよりも低いガスタービン全体当量比条件の希薄予混合気を直接燃焼器に供給するような方法では，パイロット火炎による保炎はできても，完全燃焼させることは難しい(5)．反対に，一次燃焼領域を過濃な当量比条件にした場合には，燃焼器後半部に二次燃焼領域と希釈領域を設けることになるため，小型・簡単な構造を目指す本燃焼器のコンセプトに合致しない．

そこで，本アニュラー型燃焼器のバーナー部（一次燃焼領域）においては，予混合火炎の伝播性が確保できる範囲での希薄当量比条件とし，基本的にはこの一次領域のみで反応を完結させる燃やし方が適当と考えた．また，燃焼器流入前に予混合気を形成し燃焼器に供給する方法では，逆火の危険性を排除できないため，プロパン燃料をバーナー部に直接噴射する方式にして，そこで予混合気を形成させた後，燃焼させることにした．

これらのことを考慮して試作した試験燃焼器の概略図を，図1に示す．燃焼器上流部に設置した二つのインジェクタから，プロパン／一次空気を接線方向に供給し，燃焼器内に再循環領域を形成させ，火炎の安定化を図るものである．インジェクタは，比較的簡単な構造で急速な混合が期待できる同軸型（中央円管：プロパン，周囲環状孔：一次空気）とし，プロパンと空気との噴出流速比を極力大きく取ることで，混合の促進を図っている．

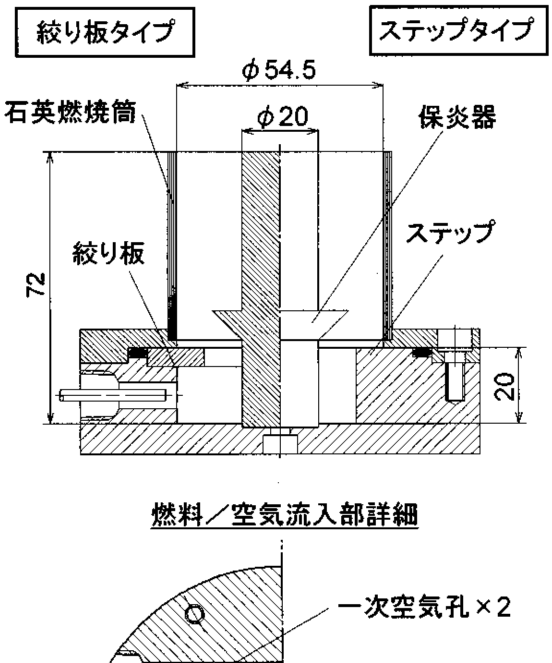


図1　アニュラー型試験燃焼器

本燃焼器では，上流部において形成された予混合気が，確実に保炎されるように，壁側にも再循環領域を形成するための保炎部を設けた．本研究では，この形状が異なる，絞り板タイプ（図中左）とステップタイプ（図中右）の二つを試作した．絞り板タイプの場合には，絞り部の絞り比（絞り部断面積／ライナ断面積で定義）が0.2，0.5の2条件について，ステップタイプについては，絞り比0.5の1条件について実験を行った．比較のために，壁側に保炎部を設けない単なる円筒状のバーナー（保炎部なしバーナー）も実験に供した．また，燃焼器中心にも火炎の付着を意図した保炎器をとりつけ，その効果を調べた．

燃焼器のバーナー部（一次燃焼領域）に供給する空気は，大気圧条件における定格流量を 2[g/s] に設定し，実機の圧縮機出口温度条件を模擬して，ヒータにて約200[℃]に予熱した．

燃焼効率は，燃焼器出口における CO 濃度から求めた．CO 濃度計測にあたっては，旋回流にともなう燃焼器内への大気の巻き込みを防ぐため，燃焼器出口面積を絞るノズル（絞り面積比：0.26）を取り付けた．（この出口ノズルの装着により，後述するような火炎形状・火炎安定限界は，本質的に変化しなかった．）燃焼ガスは，微細オリフィスを有する石英ガラスプローブを用いて燃焼器出口において採取し，水分を除去した後，定電位電解法の CO 濃度計で測定した．プローブ先端が，流出する燃焼ガスのポテンシャルコア内に挿入されるよう，注意を払った．実験はすべて大気圧下で行った．なお，本実験では一次燃焼領域における火炎の基礎燃焼特性の把握を目的としているため，二次空気は導入していない．

3．実験結果および考察

3.1　火炎形状

図2に，代表的な空気流量（大気圧下定格空気流量で無次元化）・当量比条件における火炎形状を示す．絞り板タイプのバーナーの場合，当量比が高い条件では，図中(a)に示すように，絞り板の上流で火炎が形成された．（以後，絞り部上流火炎という．）この状態から燃料を絞っていくと，ある当量比で火炎形状が遷移し，(b)に示すような絞り板の下流に火炎が形成されるようになった．（以後，絞り部下流火炎という．）この火炎は，燃焼室内に

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
燃焼器	絞り板タイプ				ステップタイプ	保炎部なし
絞り比	0.5	0.5	0.5	0.2	0.5	—
保炎器	有	有	無	無	無	無

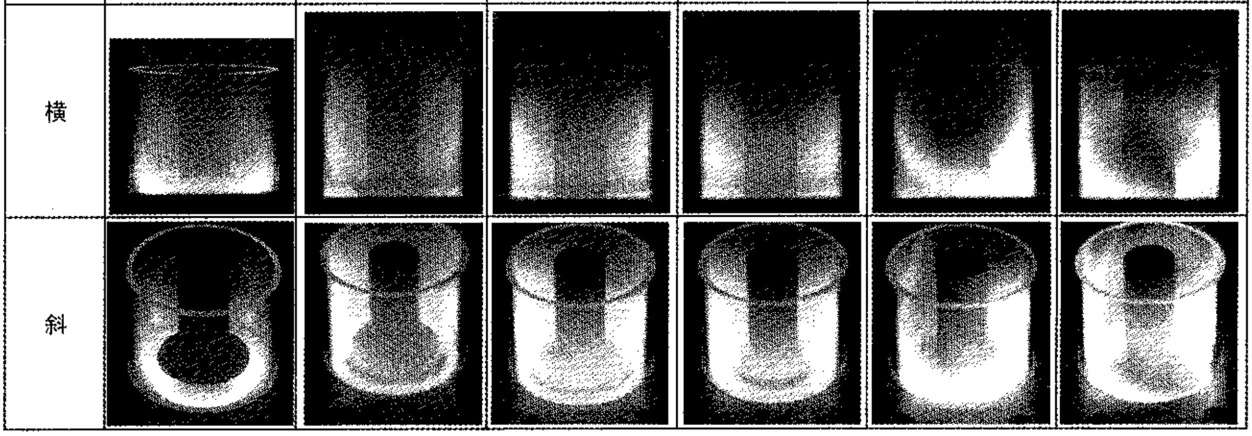


図２　代表的な火炎形状（空気予熱温度：200[℃]）
(a): 無次元流量 1, 当量比 0.92, (b)-(f): 無次元流量 0.9, 当量比 0.7

極めて一様に形成されていることがわかる．絞り部の上流に顕著な火炎の形成が認められないことから，絞り部上流が予混合部として機能し，濃度が均一になった予混合気が，絞り板後流に安定な予混合火炎として燃焼していると考えられる．燃焼器中心の保炎器の影響について，(b)と(c)を比較すると，保炎器がない場合(c)の方が，絞り板後流における火炎の発光が強くなっており，火炎全体の長さも短くなっている．また，(c)と(d)からは，本実験範囲内での絞り比の違いでは，火炎の形状はほとんど影響を受けないことがわかる．

ステップタイプのバーナーの場合には，らせん状の二つの噴流火炎が形成された．火炎の発光が局所的に強くなっており，同軸インジェクタから噴出されたプロパンと空気との混合が十分でないまま火炎が形成されていることが伺える．すなわち，旋回流中に噴出した噴流の背後に，当量比が高い状態の予混合火炎が形成されていると考えられる．(f)に示す保炎部がないバーナーに形成される火炎と基本的に同じ形状であり，燃焼器上流部で予混合気が形成されないために，ステップが保炎部としてほとんど機能していないことがわかる．この形態の火炎では，ライナの焼けが懸念されるうえ，噴流火炎が燃焼器出口より下流にまで達しているため，燃焼器出口温度分布の均一性も極めて悪いことが容易に推測される．

3.2　火炎安定限界

図３(a)に，絞り板タイプにおける火炎安定限界を示す．この結果は，所定の空気流量条件において，当量比が高い条件で着火させ，火炎を形成した後，徐々に燃料流量を絞っていったときに観察される火炎形状の遷移および吹き飛びの限界を示したものである．

絞り比 0.5 の場合，図２に示した絞り部上流火炎が，絞り部下流火炎へと形状が遷移する限界の当量比は，空気流量の増加に伴って高くなっている．燃焼器中心の保炎器が有る場合の空気流量が大きい条件では，火炎形状の遷移時に変動火炎が観察された．

絞り比 0.2 の場合には，高い当量比条件においても絞り部上流火炎は形成されず，本実験範囲内では絞り部下流火炎のみが形成された．これは，絞り部の流速が大きいために，絞り部の上流側へ火炎が伝播できないためと考えられる．

いずれの絞り比の場合でも，絞り部下流火炎から，さらに燃料を絞ると火炎の吹き飛びが生じた．その限界当量比は，空気流量の増加に伴ってやや増加するものの，当量比 0.5～0.6 の範囲で，絞り比の違いや燃焼器中心の保炎器の有無によらずほぼ一定になっている．この傾向は，ブラフボディに保炎された予混合火炎の吹き飛びの振る舞い[8]と一致している．このことは，絞り部の上流部において均一な濃度になった予混合気が形成されていること，および絞り板後流が主たる保炎位置になっていることを示している．定格流量条件にお

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

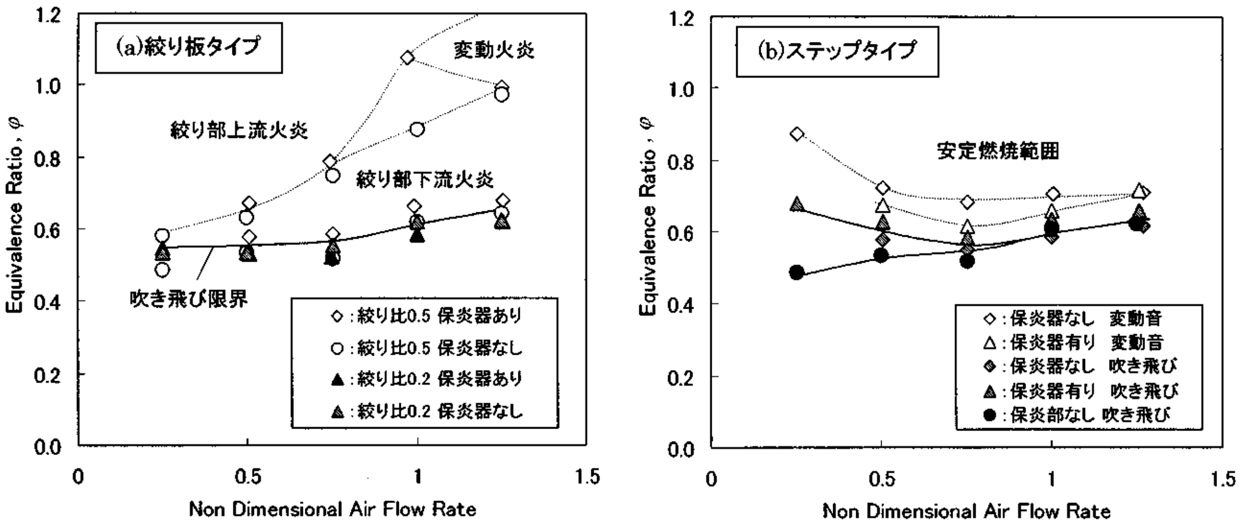


図3 火炎安定限界（空気予熱温度：200[℃]）

いて，火炎の均一性に優れた絞り部下流火炎が安定に形成される範囲は，当量比で約 0.6〜0.8 の範囲であり，燃焼器作動時のマージンを考慮して，一次燃焼領域の当量比条件は，0.7 程度が妥当と考えられる．

図 3(b)に，ステップタイプにおける火炎安定限界を示す．比較のために，保炎部がないバーナーの安定限界もあわせて示した．ステップタイプでは，当量比の違いによって火炎の形状が大きく変化するような現象は観察されなかったが，着火から当量比を下げていくと，火炎の点き消えに伴うと思われる弱い変動音が発生し，さらに当量比を下げると火炎は吹き飛んだ．吹き飛び限界の当量比は，0.5〜0.6 の範囲であり，絞り板タイプとほぼ同じ当量比で吹き飛びが起こっている．同様に，中心の保炎器の影響も，顕著には見られなかった．

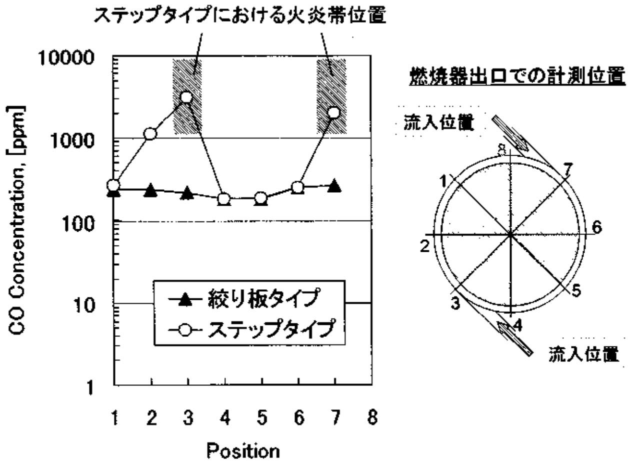


図4 燃焼器出口における CO 濃度分布
（無次元空気流量 0.9，当量比 0.7）

火炎安定限界と火炎形状との観点から判断すれば，優れたバーナー形状としては，燃焼器内に均一な火炎が形成される絞り板タイプで，火炎長さの観点から中心の保炎器はない方が望ましい．また，燃焼器全圧損失率は，絞り比 0.5 のとき 2.4[%]，絞り比 0.2 のとき 3.1[%]（いずれも，無次元空気流量 0.9 のとき）であり，本実験範囲では絞り比 0.5 の条件が適切と考えられる．

3.3 燃焼効率

燃焼器中心の保炎器なし・絞り比 0.5 の条件で，絞り板タイプ，ステップタイプについて，代表的な流量条件における燃焼器出口での CO 濃度分布を測定した．

図４に，燃焼器出口における CO 濃度（実測値）の分布を示す．絞り板タイプでは，燃焼器出口全面にわたり，約 200[ppm]の一様な濃度分布になっていることがわかる．この濃度は，平衡計算により求めた平衡濃度に近い値であり，燃焼器内で反応がほぼ完結していることを示唆している．さらに，実機では希釈空気が導入されることになるため，燃焼器出口での CO 濃度は，これよりもずっと低濃度になる．

一方，ステップタイプでは，燃焼器出口まで及んでいる火炎帯に相当する位置で，3000[ppm]を越す高い濃度の CO が検出された．したがって，火炎帯を通過しない一部の混合気が不完全燃焼し，生成した高濃度の CO が排出されている可能性がある．

図４の結果を基にして，燃焼ガス中に含まれる CO 成分のみを考慮し燃焼効率η_bを求めた．

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

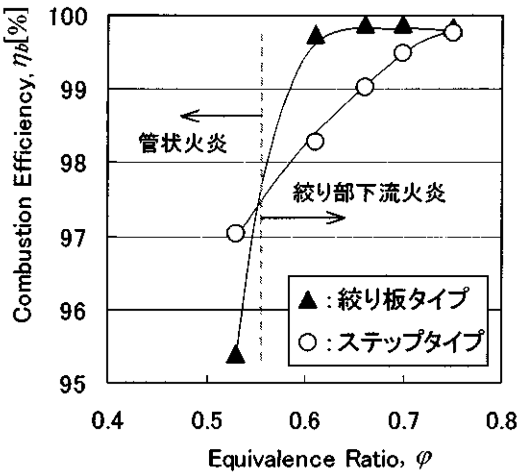


図５　燃焼効率の変化（無次元空気流量 0.9）

燃焼効率は，次式で定義した．

$$\eta_b = (1 - \frac{(m_a + m_f) X_{co} \Delta H_{co}}{m_f \Delta H_f} \frac{M_{co}}{M_b}) \times 100 \quad [\%] \quad \cdot \cdot (1)$$

ここで，m_i：質量流量，ΔH_i：発熱量，M_i：分子量，X_i：燃焼ガス中のモル分率，a：空気，f：燃料，co：CO 成分，b：燃焼ガス，をそれぞれ表す．燃焼ガス中の CO 濃度 X_{co} は，燃焼器出口における体積流量分布が等しいと仮定して，実測した濃度の平均値を用いた．

図５に，代表的な流量条件での，当量比に対する燃焼効率の変化を示す．絞り板タイプでは，当量比 0.6 以上において，99.7[%]以上であり，燃焼器内で反応がほぼ完結し，高い燃焼効率が達成されている．

ステップタイプの場合には，当量比の増加に伴って，直線的に燃焼効率が高くなる傾向がある．いずれの当量比においても，絞り板タイプよりも燃焼効率が低くなっている．また，本実験では測定していないが，ステップタイプの場合では，火炎温度が局所的に高くなっていると予想されるため，高い濃度の NOx が排出されているものと推測される．

なお，いずれの燃焼器でも，燃焼器出口ノズルを取り付けた場合には，希薄当量比条件において，燃焼器内に管状火炎が形成され，吹き飛び限界が希薄可燃下限界付近まで広くなった．しかし，図５に示したように，この状態の火炎では，燃焼効率が著しく低く，実用には耐えないことがわかる．

４．まとめ

本研究では，簡単な構造を有する超小型アニュラー型プロパン燃焼器を開発するために，燃焼器ライナの接線方向にプロパン／空気を流入させて旋回流を形成する方式のバーナー部を試作し，火炎の保炎部形状の異なる二つのタイプについて基礎燃焼特性を調べた．得られた知見は，以下の通りである．

(1) 火炎形状が遷移する条件は存在するものの，絞り板タイプ燃焼器のほうが，形成される火炎の均一性・火炎長さ・燃焼効率の点でステップタイプよりも優れている．
(2) 本燃焼方式では，中心の保炎器が火炎の安定性に及ぼす影響は小さい．
(3) 絞り比 0.5 の絞り板タイプでは，一次当量比 0.7 の条件において火炎が燃焼筒内に収まり，燃焼効率 99.89[%]を達成した．燃焼器全圧損失率も十分低かった．
(4) 旋回流と絞り板とを用いる本方式は，簡単な構造であり，燃焼特性も優れることから，超小型アニュラー型プロパン燃焼器に適している．

参考文献

1) 磯村浩介，「パワーMEMS の現状」，ターボ機械，第 32 巻，第 2 号（2004），pp. 65-72.
2) 寺本進，長島利夫，「推進機への応用に向けたマイクロターボ機械の展開」，日本航空宇宙学会誌，第 52 巻，第 609 号（2004），pp. 267-270.
3) 上原麻美子，湯浅三郎，「超小型ガスタービン用プロパン燃焼器の燃焼特性に及ぼす燃焼器入口形状の影響」，第 31 回ガスタービン定期講演会講演論文集（2003），pp. 117-122.
4) 粟野領介，上原麻美子，湯浅三郎，「手のひらサイズガスタービン用プロパン燃焼器の試作研究」，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. 21-24.
5) 粟野領介，上原麻美子，湯浅三郎，「超小型希薄予混合プロパン燃焼器の排気特性」，第 32 回ガスタービン定期講演会講演論文集（2004），pp. 89-93.
6) United States Patent 6, 065, 281.
7) United States Patent 6, 684, 642.
8) 辻廣，「燃焼現象論(16)」，機械の研究，第 29 巻，第 9 号(1977)，pp. 99-103.

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

5孔ピトー管を用いたガスタービン燃焼器用スワーラ後方の流れ場計測

＊ 西本　圭祐（早大院），山本　孝正（早大理工），
林　茂（JAXA），大田　英輔（早大理工）

Five-Hole Pitot Probe Measurements of Swirl Flows for Gas Turbine Combustor

*Keisuke NISHIMOTO(Waseda Univ.), Atsumasa YAMAMOTO(Waseda Univ.),
Shigeru HAYASHI(JAXA) and Eisuke OUTA(Waseda Univ.)

ABSTRACT

The swirling jet from the annular duct with swirler vanes has dominant effects on flame stabilization and the formation of pollutants including NOx in a lean-premixed combustor for gas turbines. A five-hole Pitot probe was used to measure the swirling flows from straight and curved wall ducts with single swirler of 35 and 45 degree vane angles (at mid span) and a counter-rotational swirler of 45 degree vane angle. Detailed flow characteristics both in the main jet and in the recirculation zone have been clearly revealed. The effects of the geometry of the swirler / duct units are discussed.

Key words: Gas turbine combustor, Swirler, Five-hole Pitot probe, Experimental flow field, Recirculation zone

1. はじめに

航空輸送の増大に伴い，エンジン排気の地球大気への影響が議論される中，CO_2排出抑制に直結するエンジンの効率向上やNOx等の有害成分の排出削減に対する要求は，今まで以上に強まると考えられる．そのため，エンジン要素の効率向上，新材料の適用による軽量化・高効率化，燃焼の最適化による有害燃焼成分の生成の抑制を目指した研究開発が行われている．

航空エンジンからの燃焼排出物の中で地球大気への影響が最も大きいとされるのはNOxで，その排出削減は燃焼技術開発の最重要課題である[1]．現在の燃焼方式では，燃料経済性に優れた高温・高圧作動になるほどNOxが生成されやすいというジレンマから逃れられない．希薄予混合燃焼は，本質的にガスタービンに適した低NOx燃焼法であり，天然ガス燃焼の大型ガスタービンでは既に豊富な実績がある．航空用ガスタービンにおいても，その実用化が今後の航空環境問題の解決には必須である．航空エンジンに予混合希薄燃焼を適用するには，さまざまな課題を解決する必要があるが，均質性の良い予混合気の形成と希薄混合比での確実で安定な保炎の確保がまず必要になる．希薄予混合方式燃焼器のバーナとして，希薄予混合気がメインバーナの環状ダクトから燃焼室内に噴射され，その環状ダクトと同軸に配置されたパイロットバーナの火炎によって希薄予混合気の火炎を安定化する形態が最も有力視されている．環状ダクトの入口にはスワーラが配置され，その旋回によってダクト内および燃焼室内での燃料の分散や空気との混合，燃焼室内での混合気噴流の広がりや再循環領域の形成，パイロット火炎とメイン火炎との干渉などが支配される．したがって，この旋回流れ場の特性を正しく把握しておくことは，希薄予混合燃焼のもつ優れた特徴を最大限に発揮させるためには必須である．

そこで本研究では，従来から保炎の手段として広く使用されている単一スワーラに加え，内側と外側で羽根の方向が逆の逆旋回二重スワーラを直線ダクトおよび曲がりダクトと組み合わせた形態について，羽根角，旋回，ダクト形状が下流の流れに与える影響を調査することを目的として，5孔ピトー管によりダクト下流の3次元流れ場を計測する．5孔ピトー管は，構造的に強固で，製作が容易であり，流速成分と圧力を同時に計測するのに適している．しかし，その計測処理のアルゴリズムはかなり複雑で，ここではタービン翼列流れに実績のある自製プログラムを使用する[2]．

この実験データを活用により，今後の燃焼実験を分析考察して有意義な知見を得ること，また，更なる保炎性能向上や燃焼器のコンパクト化，環境対策化を図る上で重要となるCFDの検証用のデータベースとして活用することにより，今後の燃焼器の開発に貢献できると期待される．

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

2. 試験装置

2.1 試験風洞

Fig.1 に試験風洞を示す．大気開放型で，インバータ制御により送風機回転数を変えて，空気流量を設定する．

送風機より送られた空気は，整流格子を通過して，内径 200 mm の接続管を通り，供試体であるスワーラ・ダクト系へと流れて旋回流れ場を形成する．この流れ場をダクト下流に設置した 5 孔ピトー管によって計測する．なお，接続管の中心軸上に 2 孔ピトー管を設置し，スワーラ・ダクトへの流入流量を計測して，試験条件を一定に維持する．

2.2 スワーラ･ダクト系の構成

Fig.2 に本試験に用いたスワーラ・ダクト系の断面図を示す．ヘリカル羽根を周方向に等間隔に 24 枚備えてあり，羽根角が 35 deg と 45 deg の単一スワーラ（ダクト下流から見て反時計回り,CCW）と，±45 deg の正・逆旋回二重スワーラ（外側が反時計回り，内側が時計回り,CW）の 3 種類について試験を行う．

$$\phi = \tan^{-1}\left[\frac{r}{r_m}\tan\phi_m\right] \qquad \cdots(1)$$

ただし，ミッドスパンの半径を r_m，そこでの羽根角を ϕ_m とする．

ダクトは入口面から出口面にかけてほぼ中心軸と平行な直線ダクト(straight duct)と，内側に絞ってから外側に広がる曲がりダクト(curved duct)を使用した．Fig.2(a)と(b)が直線ダクト， Fig.2(c)と(d)が曲がりダクトである．

Table 1 にスワーラ・ダクト系の諸寸法を示す．

2.3 実験方法

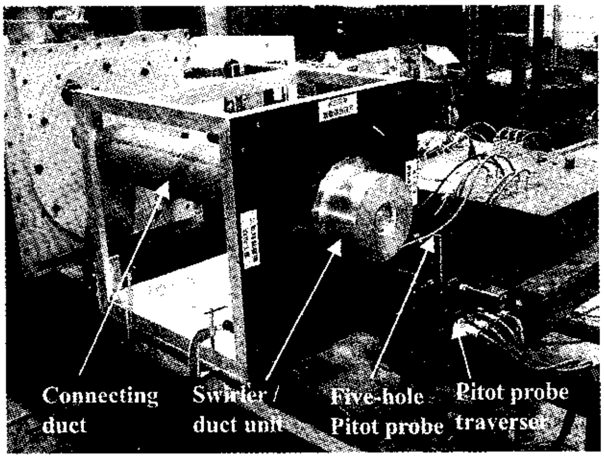
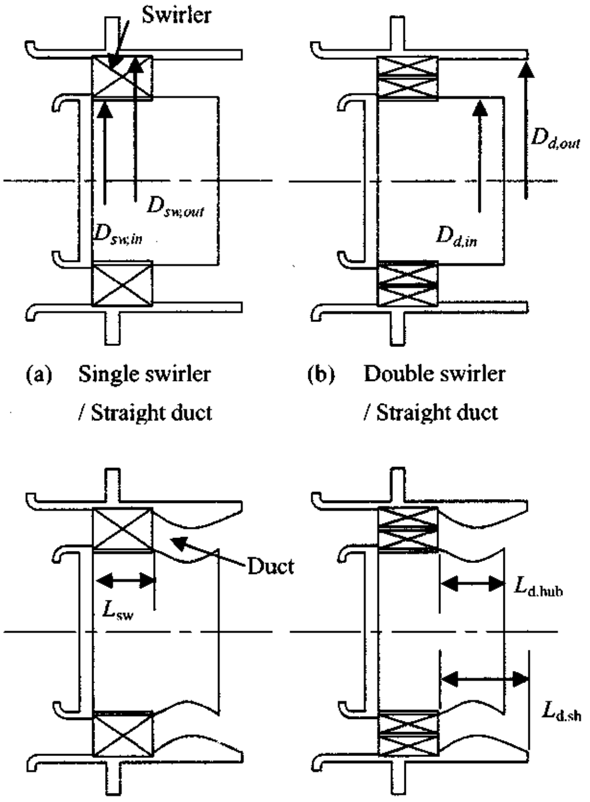


Fig.1 Wind tunnel arrangement

本試験では接続管内の中心軸での流速が 4.2 m/s となるように試験を行う．これは，ダクト出口流速が 100 m/s となるように設定する流速である．



(c) Single swirler / Curved duct (d) Double swirler / Curved duct

Fig.2 Cross-section of swirler / duct unit

Table 1 Geometric Parameter of swirler / duct unit

		Swirler	Duct outlet
Outer Diameter [mm]		76	75
Inner Diameter [mm]		53.3	51.7
Length [mm]	Outer Shroud	18	27
	Hub		20

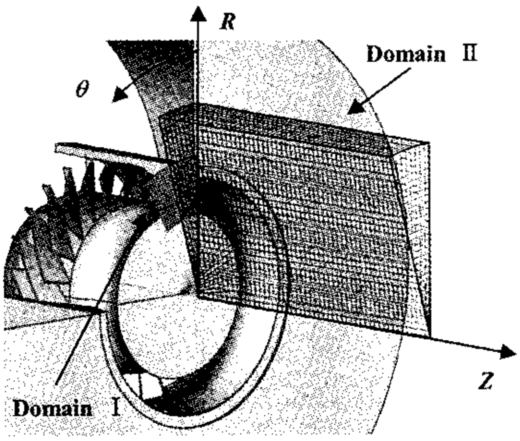


Fig.3 3-dimensional domain of measurement

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Fig.3 に示す計測領域内について，3 軸駆動装置を用いて 5 孔ピトー管をトラバースし，流速 3 成分の分布を測定する．

ダクト出口部での流れの詳細を把握するために，出口部 2 mm 下流の位置（領域 I ）での計測点を次のように設定する．

半径方向： 0.4 mm 間隔で 46 点，

周方向　： 0.4 deg 間隔で 77 点．

その下流域（領域 II ）での計測点は，

半径方向： Z 軸からダクト外半径の 1.6 倍位置（60 mm）まで 2 mm 間隔 31 点，

周方向　： 羽根間隔(15 deg)より広い 16 deg の範囲で 2 deg 間隔 9 点，

Z 軸方向： ダクト外半径の 2.6 倍位置 (100 mm)まで 2 mm 間隔 51 点．

全ての計測点について，0.5 秒間に 100 回サンプリングしたデータを平均して流れの値を求める．

3. 実験結果

3. 1 スワールジェット流れの様相

3. 1. 1 直線ダクトにおけるスワール数

スワーラの特性を表すスワール数について，スワーラ羽根角ϕ_mによる差異を測定した．本試験で用いたスワーラのスワール数を Table 2 に示す．ここで，スワール数は以下の式で定義される [3]．

$$S_N = \frac{G_\theta}{R_{sw} G_z} = \frac{\iint \rho V_z V_\theta r^2 dr d\theta}{R_{sw} \iint \rho V_z^2 r dr d\theta} \quad \cdots(2)$$

ただし，G_θは流体の角運動量．G_z は軸方向運動量．$R_{sw}=D_{sw,out}/2$．

測定したスワール数はスワール羽根の角度で定まる幾何形状値よりかなり高くなっている．

半径方向のスワールの状況を知るために，式(3)により局所スワール度 $S(r)$を定義する．

$$S(r) = \frac{\rho r V_\theta V_z}{\rho R_{sw} V_z^2} \quad \cdots(3)$$

ダクト出口における流速の計測値から得た局所スワール度を Fig. 4 に示す．比較の基準として幾何的スワール度 $S_G(r)$を示しておくが，これは流れがスワーラ羽根にそって均一に流出するとしたときの値で，$V_\theta=q\sin\phi$，$V_Z=q\cos\phi$（q は絶対流速），したがって，

$$S_G(r) = \frac{r^2}{R_{sw} r_m} \tan\phi_m \quad \cdots(4)$$

実際の流れの局所スワール度はかなり幾何的スワール度より高くなっているが，これはジェットの拡散と内部再循環域での逆流により，スワーラ下流で軸方向成分が減速していることによるものである．このことは，全出口面積に対して積分したスワール数が高い値を持つことに対応している．また，スワール度がミッドスパン位置で相対的に小さく，外周域と内周域で大きくなることは，外部大気および内部再循環域での粘性境界層による軸方向成分減少に関与していると考えられる．

Table 2 Geometrical and measured swirl number

	Straight Duct			Curved Duct		
	single		double	single		double
	35	45	45	35	45	45
S_N (Measured)	1.07	1.27	0.09	0.66	0.89	-0.03
S_N (Geometric)	0.61	0.87	-0.05			

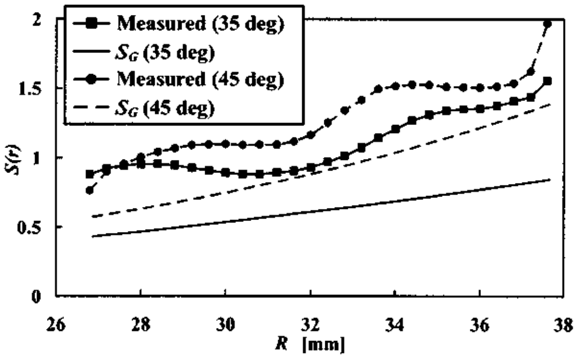


Fig. 4 Radial distribution of local swirl.

3. 1. 2 直線ダクトスワール流

Fig.5(a, b, c)に軸方向成分 V_Z と旋回成分 $V_\theta(V_{theta})$ のコンター図および流線図を示す．軸方向成分について比較すると，羽根角が 45 deg の方が 35 deg に比べて外へ広がる傾向が強く，ダクト出口付近での再循環領域の収縮は小さく平行流出に近い．またどちらの流れでも，下流では，主流と再循環領域の境界は中心軸に平行になり，円筒状の再循環逆流域を形成している．これに対し，正旋回と逆旋回が共存する二重スワーラでは，小さな閉じた再循環領域が形成され，終端位置は Z=55 mm 程度で比較的に速やかに流れは中心部に到達している．

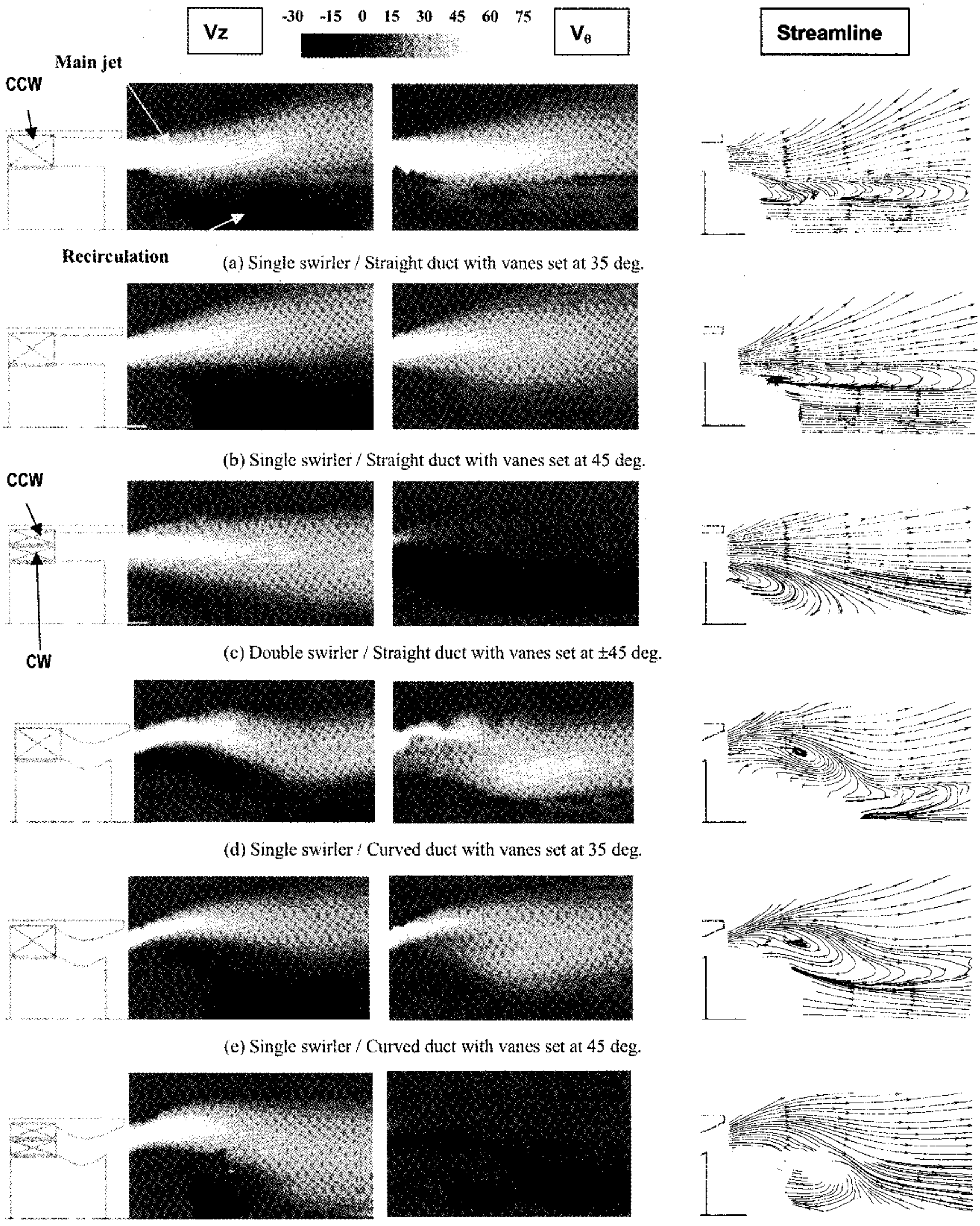
旋回成分については，羽根角が 35 deg の場合には下流でも旋回が比較的に強く残ることが認められる．また，いずれの場合でも，中心軸付近の再循環領域では旋回成分がほとんど認められない．

正・逆旋回二重スワーラの流線図では，正旋回の外囲主流が下流方向への流れを強く牽引し，逆旋回の流れは中心軸へ向かって片寄り，再循環流の閉鎖を促進するように作用している．これに対

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

し，単一スワーラの流線図は，主流と同心の内側低速流体との間に作用する粘性せん断層の形態を示しており，再循環域の閉鎖はかなり下流まで認められなくなる.

3.1.3 曲がりダクトスワール流



(a) Single swirler / Straight duct with vanes set at 35 deg.

(b) Single swirler / Straight duct with vanes set at 45 deg.

(c) Double swirler / Straight duct with vanes set at ±45 deg.

(d) Single swirler / Curved duct with vanes set at 35 deg.

(e) Single swirler / Curved duct with vanes set at 45 deg.

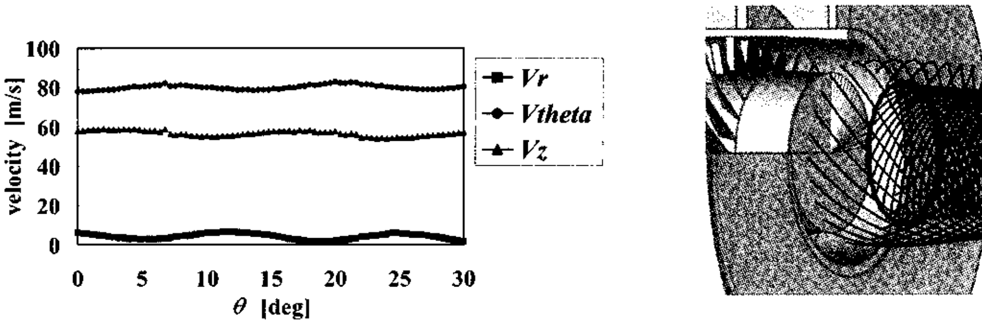
(f) Double swirler / Curved duct with vanes set at ±45 deg.

Fig.5 Flow velocity distribution and instantaneous streamlines expressing jets issued from swerler of various constitutions.

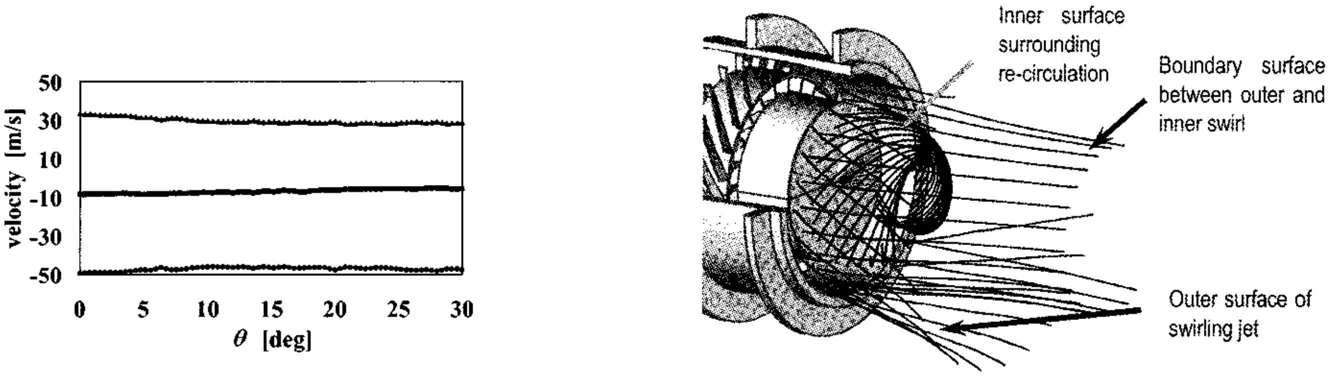
Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Fig.5(d, e, f)に示すように，曲がりダクトを装着した場合，外囲への拡散と再循環域の形成は相当に促進される．単一スワーラでは，出口下流付近に環状に顕著な渦が生成されて，これが主流を中心軸に向けて曲げ，再循環域の閉鎖を早める．その度合いは羽根角35 degの場合により顕著である．主流はダクト出口から強いジェットの形で流出し，外囲への拡散は直線ダクトの場合より弱くなっているようである．ところで，出口下流に形成される環状渦は，周方向に波状の形態をとるが，これは次節に述べるように特異な流管面を構成することになる．

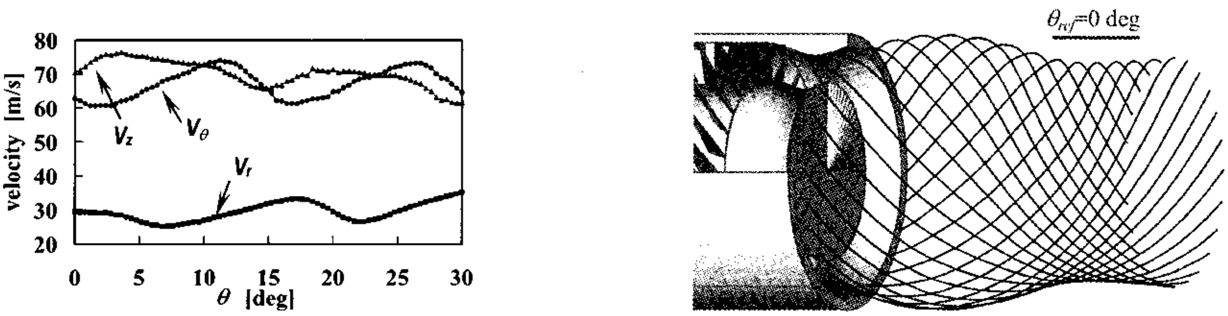
Fig.5(f)に示す正・逆旋回二重スワーラの流れでは，この環状渦の径は比較的に大きくなり，周方

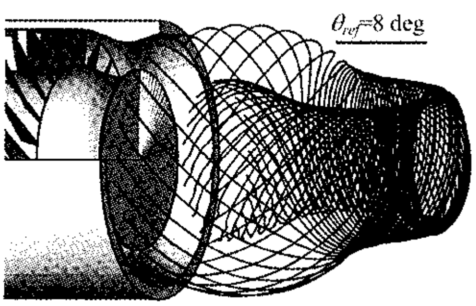


(a) Single swirler / Straight duct with swirl angle of 45 deg. R_{ref}=30 mm, θ_{ref}=0 deg



(b) Double swirler / Straight duct with swirl angle of ±45 deg. R_{ref}=24, 32, 36 mm, θ_{ref}=0 deg





(c) Single swirler / Curved duct with swirl angle of 45 deg. R_{ref}=34 mm, θ_{ref}=0, 8 deg

Fig. 6 Stream surface generated by shifting a reference streamline issued from a position R_{ref} and θ_{ref}

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

向には安定な環となっているようである．直線ダクトの場合に，内側逆旋回流は再循環域の閉鎖を促進していたが，この効果と環状渦の作用が重なって，再循環域の閉鎖は最も早くなっている．

3．2 スワーラジェットの流管面の表示

Fig. 6 に，代表的な半径位置から出発する流管面を示す．実験では，1 羽根通路間のデータを取得しているので，以下の考え方で流管面を創生した．

それぞれの図に流速各成分の角度方向分布を示しておくが，(a)および(b)の直線ダクトでは周方向の変動は小さい．したがって，各羽根間の流れのスワールは周方向に同位相で半径位置により異なるものと考えられる．この場合，基準角度$\theta_{ref}=0$における各測定点での流速ベクトルを周方向に移動させてその包絡線を流線とし，流管面を表した．

単一スワーラ(a)では，再循環域が円筒状に形成されていることが明確に表されている．正・逆旋回二重スワーラ(b)では，3 半径位置に基準点R_{ref}を選んで描くと，外周部境界，正逆スワール境界面および内部再循環域境界面が表現される．

曲がりダクト(c)では前述したように，環状渦が周方向に波状形態をとる．その結果，流速成分の大きさは周方向に顕著に変動する．同一半径位置から出発する流れについて，基準角度$\theta_{ref}=0$では旋回速度V_θが低く，半径方向速度V_rは高い．従って，V_θが高く，V_rが低い基準角度$\theta_{ref}=8$ deg から出発する流れは，相対的に前者に追いつき，内側に曲げられ再循環域を形成することになる．前者は外側に曲げられ，外囲主流を構成する．このように創成された流管面を例示しておくが，曲がりダクトをスワーラに装着すると，直線ダクトの場合に比して，より複雑な混合が生じているものと予想される．

4．まとめ

スワーラ・ダクト系の下流の流れを 5 孔ピトー管により計測し，以下のことが分かった．

(1) 再循環領域も含め，非常に詳細な流れ模様が計測できる．

(2) 単一スワーラの場合，計測された速度成分から求めたスワール数は，羽根角から算出した幾何的なスワール数よりかなり大きい．羽根角が大きい方が主流は外側へと広がり，再循環領域の径は大きくなる．また，羽根角が小さい方が主流の旋回成分は下流でも強く残る．

(3) 正・逆旋回二重スワーラの再循環領域は，単一スワーラのものより短い位置で閉じる．

(4) 曲がりダクトでは，出口部における外側への広がりのためにダクト出口部近傍の主流・循環領域ともに半径方向に広がる．周方向に顕著な周期的変動がみられ，直線ダクトに比べ非常に複雑な流れになっている．

引き続き，この測定に使用した供試スワーラ・ダクト系を用いて希薄予混合火炎の保炎や形状，排気組成を調べ，それらが計測された旋回流れ場の特性とどのような関係にあるか明らかにする予定である．

参 考 文 献

1) 林茂: “低 NOx 燃焼器開発”，ガスタービン学会誌, vol.34, No.3(2006) pp. 30-37.

2) Inaba, T. , Yamamoto, A. and Outa, E.: “Numerical Simulation of Blade Tip Leakage Flow in an Axial Flow Turbine”, Proceedings of 4-th International Symp. on Experimental and Computational Aero-Thermodynamics of Internal Flows, ed. Grundmann, R., Dresden, Sept. (1999), Vol. I, pp. 262-273.

3) A, K, Gupta., D, G, Lilly. and N, Syred.: “Swirl Flows”, Abacus Press, (1984), pp. 1-6.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−17

非混和性二流体中の加振噴流不安定性に伴う液滴生成過程の数値解析

*井上　智博（東大院），渡辺　紀徳（東大），姫野　武洋（東大）

Numerical Analysis of Droplet Generation due to Oscillatory Jet Instability in Immiscible Liquid/Liquid Systems

*Chihiro INOUE(School of Eng., Univ. of Tokyo),
Toshinori WATANABE(Univ. of Tokyo) and Takehiro HIMENO(Univ. of Tokyo)

ABSTRACT

Although pinch off has been subjected to numerous studies for more than 100 years, detailed structure inside liquid jet is still unknown because it is associated with very small length and time scales. In the present study, three dimensional unsteady simulation of pinch off in immiscible liquid/liquid jet systems was conducted for understanding the jet structure. Numerical results were compared qualitatively and quantitatively with the experiment made by Longmire et al. Jet disintegration was properly captured in this simulation. The disintegration was observed to occur at the fluid element which emerged from the nozzle with the minimum acceleration. The interfacial tension was revealed to have important effect on the generation mechanism of the jet structure.

Key words: Atomization, Pinch off, Jet breakup, Free surface flow, CFD, CIP, Level Set, MARS

1．緒言

液体微粒化の利用は，内燃機関における燃料噴射，化学工業での溶媒抽出工程，製薬工程など多岐にわたる。特に，ガスタービン，ディーゼルエンジンなどで利用される液体燃料の微粒化技術は，高効率化への要求と有害排出物の規制が強く求められる中で，ますます重要になると考えられる。微粒化の中でも，界面張力が介在して，液柱から液滴が分裂する pinch off 現象の理解は，複雑な燃料微粒化の基礎過程を解明する上で極めて大切である。

液柱からの液滴分裂に関する理論解析は Rayleigh の研究[1]等を経て発展したが，依然として重力の作用，液柱内外の相対速度や流速分布などが考慮されておらず，pinch off を定量的に説明するには限界があるのが現状である。一方，関連する実験的研究としては，分裂過程を可視化観察した例が多く認められる。例えば，D.R.Webster ら[2]は，液柱の噴射流速に正弦波振動を付加し，液面形状の変化に注目して，分裂過程を詳細に観察した。また，E.K.Longmire ら[3]は，液面形状の可視化に加え，PIV を用いて噴流内部の速度場を計測した。さらに，近年では pinch off の数値的模擬も試みられている。例えば，Y.Pan ら[4]は Level Set 法による三次元計算を行って，E.K.Longmire らの実験[3]の液面形状と速度場の結果を再現している。この他，粒子法や Front Tracking 法による二次元計算例[5][6]が報告されているが，これらの計算例では，実験の液面形状や液柱分裂距離を再現できていない。

今日，様々なスケールで中核的な技術となっている液滴生成技術において，望ましい液滴径や分裂長さを実現するために，噴射ノズル形状や噴射条件を適切に決定するための知見が求められている。しかしながら，過去の多くの研究にもかかわらず，現状では，ノズル下流の液柱から液滴分裂に至る流れ場に関する工学的知見の蓄積は十分でない。

そこで本研究では，非混和性二流体中の pinch off を数値的に模擬し，実験による計測が難しい噴流の内部構造に注目しながら，液柱が分裂に至る流れ場の詳細を把握することを試みた。

2．解析対象と数値解析手法

2.1　解析対象

E.K.Longmire らが行った実験[3]を解析対象とした。実験装置概観図 Fig.1 内で，噴流のグリセリン水溶液がポンプによって循環し，バルブで流量を調整された後に，流路途中のスピーカによって特定周波数の擾乱を加えられ，シリコン内に注入されることで周期的な pinch off が発生する。

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

E.K.Longmire らは，テストセクション内の噴流形状をカメラで撮影し，速度場を PIV で計測した。

作動流体の主な物性値を Table 1 に，各種無次元数を Table 2 に示す。表中の添え字 i，o はそれぞれ噴流と周囲流体を表し，D_0 はノズル直径(1.0cm)，g は重力加速度（9.8m/sec^2），$\Delta\rho$ は二相の密度差 kg/m^3 を表す。

2.2　数値解析手法

自由表面を含む流れ場は，均質二相流の Navier-Stokes 方程式(2.1)-(2.3)および二流体の識別関数に関する移流方程式(2.4)により記述される。

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+(\vec{u}\cdot\nabla)\rho = -\rho\nabla\cdot\vec{u} \qquad (2.1)$$

$$\rho\frac{\partial\vec{u}}{\partial t}+\rho(\vec{u}\cdot\nabla)\vec{u} = \nabla:\mathbf{\Pi}+\rho\vec{g} \qquad (2.2)$$

$$\rho\frac{\partial e}{\partial t}+\rho(\vec{u}\cdot\nabla)e = [\mathbf{\Pi}:\nabla]\cdot\vec{u}-\nabla\cdot\vec{q} \qquad (2.3)$$

$$\frac{\partial H_S}{\partial t}+(\vec{u}\cdot\nabla)H_S = 0 \qquad (2.4)$$

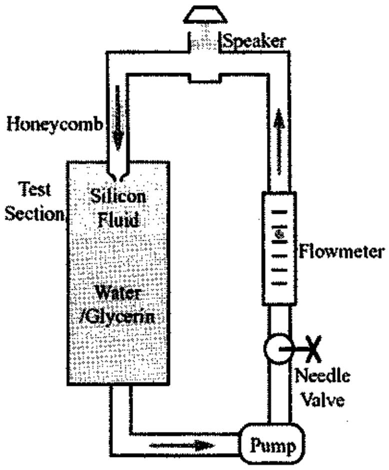


Fig.1　Experimental apparatus

Table 1　Physical properties

密度[kg/m^3]	ρ_i	1140
	ρ_o	970
粘性係数[Pa·sec]	μ_i	8.33×10^{-3}
	μ_o	4.85×10^{-3}

Table 2　Non-dimensional properties

レイノルズ数	$\mathrm{Re}=\rho_i V_e D_0/\mu_i$	35
フルード数	$\mathrm{Fr}=V_e(\rho_i/gD_0\Delta\rho)^{0.5}$	0.21
ボンド数	$\mathrm{Bo}=gD_0^2\Delta\rho/\sigma$	6.1
密度比	ρ_i/ρ_o	1.2
粘性係数比	$\lambda=\mu_i/\mu_o$	1.7

ここで ρ，$\vec{u}$ 及び e は密度，速度，内部エネルギーをそれぞれ表す。(2.3)の右辺に現れる $\vec{q}$ は熱流束を表す。(2.2)と(2.3)中の粘性応力テンソル $\mathbf{\Pi}$ は圧力テンソル，粘性応力テンソル，及び界面張力テンソルの和(2.5)であり，次式で表される。

$$\Pi = -p\mathrm{I}+\mathrm{T}_v+\mathrm{T}_\sigma \qquad (2.5)$$

$$\mathrm{T}_v = \lambda(\nabla\cdot\vec{u})\mathrm{I}+\mu\left(\nabla\vec{u}+\nabla\vec{u}^T\right) \qquad (2.6)$$

$$\mathrm{T}_\sigma = \sigma\delta_S\left(\mathrm{I}-\vec{n}_S\vec{n}_S\right) \qquad (2.7)$$

但し，(2.6)中の μ と λ はそれぞれ第一，第二粘性係数である。(2.7)の σ は界面張力係数であり，δ_S は界面でのみ 1 となる delta 関数，$\vec{n}_S$ は界面上で液相側に向けた単位法線ベクトルである。(2.4)の識別関数 H_S は，系の各点が噴射流体と雰囲流体のどちらに属するかを表す関数で以下のように定義される。

$$H_S = 0.5 \quad (\text{if } \phi>0:\text{Liquid})$$

$$H_S = 0 \quad (\text{if } \phi=0:\text{Interface})$$

$$H_S = -0.5 \quad (\text{if } \phi>0:\text{Gas})$$

本研究では，自由表面流の数値解法として，CIP-LSM(CIP-based Level Set & Mars) [7) 8)] を採用した。CIP-LSM は，支配方程式の解法として CIP-CUP 法の一種である TCUP 法を，界面追跡法として，界面形状捕捉に優れる Level Set 法(LSM)と体積保存性に優れる MARS 法を融合した HLSM (Hybrid LSM[10)] & MARS[11)])を用いている。界面張力は CSF モデル[12)] により体積力として扱う。

3．計算条件

計算領域と計算格子を Fig.2 及び Table 3 に示す。噴流部，及び分裂位置近傍に格子を等間隔に配置し，計算領域周辺部で格子幅を広くした直交格子系を用いた。ノズル出口中心を原点に，重力方向下向きに z 軸を定義する。実験で用いられた円形断面のノズルは，計算では直交格子で階段状に近似される。

計算条件を Table 4 に示す。E.K.Longmire らの報告には，流入速度の擾乱振幅が明確に記述されていないため，本計算では，この実験を数値的に模擬した Y.Pan らの研究[4)] を参照し，噴流入口速度 v を平均速度に正弦波振動を付加した次式(3.1)により，ノズル出口で一様に与えた。

$$v = Ve\left(1+\alpha\cos\left(2\pi ft\right)\right) \qquad (3.1)$$

ここで，Ve は平均流入速度(0.025m/sec)，α は速度擾乱振幅($\alpha=0.15$)，f は擾乱周波数(10Hz)，t は時刻 sec である。尚，LSM で用いられる界面厚さは，計算の安定化のために界面付近で物性値を平均化する場合等に用いられる。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

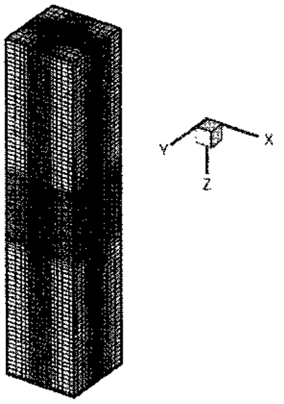


Fig.2 Computational domain and grid system

Table 3 Computational grid

計算領域	0.022m×0.1m×0.022m
格子点数	40×196×40 点
ノズル直径 D_0	10mm
最小格子幅	0.313mm(D_0 に 32 点)

Table 4 Computational conditions

境界条件	入口	速度固定
	出口	自由流出
	周囲	すべり壁
初期条件		直径 10mm の液柱
界面厚さ		$\varepsilon = 0.313\text{mm}\times 4\text{cell}$

4．数値解析手法の妥当性の検証

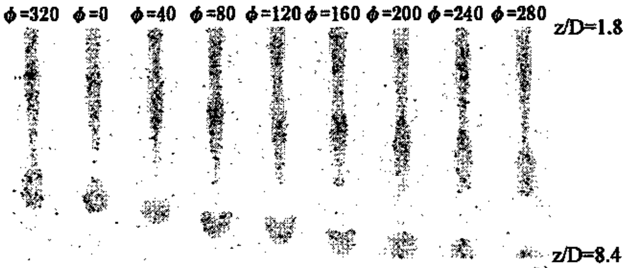
Pinch off の解析に CIP-LSM を適用する妥当性を検証するために，計算結果を実験で観察された液面形状と計測された速度分布の結果と比較した。以下，液滴が分裂する瞬間を位相 0 度(ϕ =0)とし，ノズル直径 D_0 から界面厚さを差し引いた正味の噴流直径 D を $D \equiv D_0 - 2\varepsilon$ と定義する。

4.1 液面形状の比較

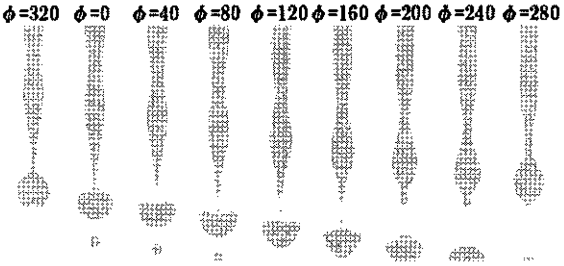
Fig.3 に噴流中心軸を通る断面の z/D=1.8-8.4 における時系列の液面形状を示す。

実験結果の Fig.3(a)では，位相 160 度付近の液柱先端部分に，小球が観察される。それ以後，小球はそれに続く液柱本体に吸収され，位相 280 度-320 度では液柱下部が大きく成長する。位相 0 度の液滴分裂時には液柱先端は尖鋭であり，主滴の上面は扁平になる。主滴は位相 80 度付近で上面中央が窪んだ後，位相 200 度では上面が凸状に変形しながら振動を伴って移流する。

次に本計算結果の Fig.3(b)では，位相 240 度で液柱先端の小球が確認される。位相 280 度付近では液柱形状が実験よりも球形に近い。位相 0 度における液滴分裂瞬間の液柱先頭は，実験同様尖っており，主滴の上面も扁平である。また，主滴の分裂後は，上面の凹凸を伴う振動も捉えられている。尚，今回の計算では主滴の他に余滴が観察されるが，実験においても余滴が生成される場合があることが報告されている。

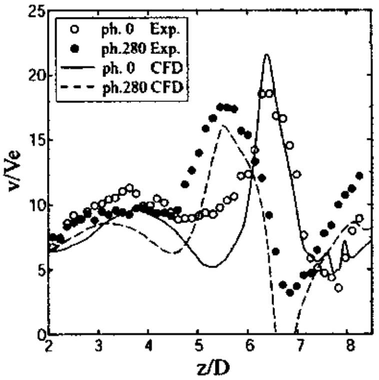


(a) Experimental results by E.K.Longmire et al.[3)]

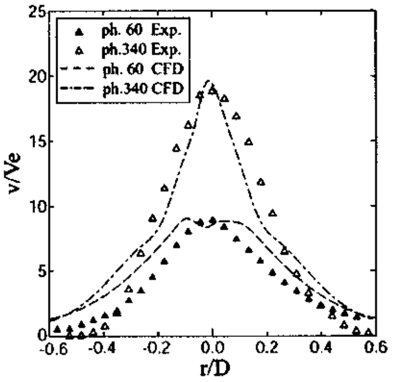


(b) Present numerical results

Fig.3 Phase-locked flow images



(a) Velocity distribution along central axis



(b) Velocity distribution at z/D=6.0

Fig.4 Comparison of axial velocity profiles

4.2 速度分布の比較

Fig.4 では，噴流中心軸上速度分布(位相 0 度と 280

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

度)と z/D=6.0 における軸方向速度分布(位相 60 度と 340 度)が実験と数値計算で比較されている。

Fig.4(a)の中心軸上速度分布において，縦軸は入口平均速度 Ve で無次元化された z 方向流速を，横軸は正味の噴流直径 D で無次元化された z 方向の距離を表す。位相 0 度において，z/D=5 付近で計算結果は実験結果よりも小さいが，実験結果の傾向である z/D=2.0-3.5 まで加速した後 z/D=5 付近まで減速し，入口速度の約 20 倍にも至る z/D=6.5 までの急加速に続いて，z/D=8 までの急減速及びその後の加速という傾向を概ね再現している。位相 280 度において，z/D=4 及び z/D=6.5 付近で速度が小さく算出されているが，位相 0 度の場合と同様に実験の傾向をおおよそ模擬している。

Fig.4(b)の z/D=6.0 における軸方向速度分布では，縦軸は無次元化流速を，横軸は半径方向の無次元化距離を表し，$r/D=0$ が噴流中心を表す。位相 60 度において，計算結果は全体的に実験結果より大きな速度分布である。しかし，中心部で高いピークを有する実験結果の速度分布を概ね再現している。位相 340 度において，|z/D|>0.3 の周辺部で計算結果は実験結果よりも大きいが，位相 60 度と同様に実験の傾向をおおよそ模擬している。

4.3 数値解析手法の妥当性

以上の比較から，液面形状と速度分布に関して，実験と計算との間に概ね良好な一致を認めることができる。尚，格子依存性を調べるために，最小格子幅を本計算の 2 倍の 0.625mm (D_0 に 16 点配置) とした計算を行い，計算結果が実験の可視化結果と速度分布の傾向を再現していることを確認した。また，格子解像度を上げることで，液柱先端の小球の存在を再現できる事を確認した。

5．結果及び考察

CIP-LSM によって pinch off を模擬できることが確認されたので，流れ場の詳細を考察する。まず，噴流の内部構造と液面形状の関係を説明する。次に，ノズル出口での界面張力の作用に注目して，噴流内部構造の形成機序について述べる。噴流内部構造の理解を助けるために，以下の Fig.5，Fig.8，Fig10 では，流入速度が平均入口速度より速い時刻にはトレーサーを黒，遅い時刻には白と着色し，ノズル出口からトレーサーを移流させる。尚，移流方程式の解法には，数値拡散の小さい CIP 法を用いた。

5.1 噴流の内部構造と液面形状

Fig.5 に z/D=1.8-8.4 における位相 40 度毎の噴流断面のトレーサー分布を示す。上流で噴流径が細くなった部分が下流で更に細くなり，分裂に至る様子が確認される。液柱分裂位置は，黒のトレーサーの終端部分に対応している。入口速度擾乱の位相を 180 度逆転させた場合，及び長時間観察した場合も同様に，分裂位置は黒のトレーサーの終端(ないしは白のトレーサーの始端)に位置することが確認された。

Fig.6 に z/D=0.6, 1.2, 3.5, 5.5 の各位置における噴流直径の時系列データを示す。縦軸は各位置における噴流直径を，横軸は時間を表す。本計算は直径 10mm の静止液柱を初期条件としているため，計算開始直後は初期直径付近で噴流直径が振動的に変化するが，その後，上流側から順に噴流径が細くなる様子が確認される。時刻 0.3sec 以降では，z/D=0.6 では複数の波長が混在した高周波の振動が確認されるのに対して，z/D>1.2 の下流では波長が選択され，正弦的な振動を行いながら，z/D=1.2, 3.5, 5.5 と振幅が増加する様子が観察される。

Fig.7 に周期的な pinch off が観察された後の z/D=1.2, 3.5, 5.5 における噴流直径の時系列データを示す。縦軸は各位置における直径を，横軸は時間を表し，pinch off の各位相(位相 80, 120, 200, 240, 300, 320 度)を併記した。Fig.7 内の番号①-⑥は直

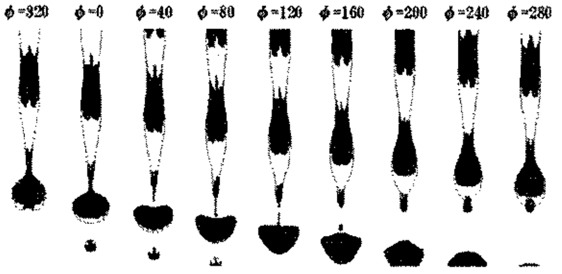


Fig.5 Tracer distribution inside the liquid jet

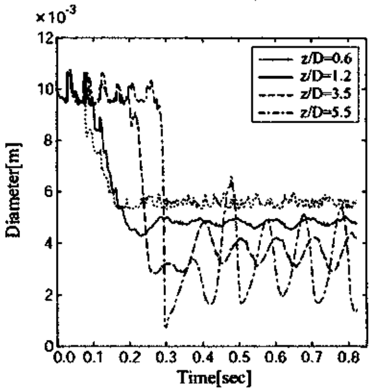


Fig.6 Time variation of jet diameters

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

径変動の極値に位置しており，時系列に番号を付けた。トレーサー分布を表すFig.8には，Fig.7内の番号①-⑥に対応した位置を示している。Fig.7 とFig.8 の各位相を対応させると，Fig.7 における極小値①②⑥はFig.8においてトレーサーが下流から黒の終端ないし白の始端に位置するのに対して，Fig.7 における極大値③④⑤は Fig.8 においてトレーサーが下流から白の終端ないし黒の始端に位置する。

ノズル出口でトレーサーが黒から白へと切り替わる点では，流入速度が平均入口流速より速い時刻(黒)から遅い時刻(白)へと変化するため，z 軸負の方向(上向き)の加速度が最大になる結果，ノズル出口直後の噴流径が最も収縮する。逆に，入口速度が平均流入流速より遅い時刻(白)から速い時刻(黒)へと変化する時刻では，z 軸正方向の加速度が最大になるので，ノズル出口直後の噴流径が最も拡大する。ノズル出口でのこの噴流直径の変動が，界面張力によって選択的に発達する結果，Fig.8 に見られるように黒から白へと切り替わる点が極小噴流径に，白から黒へと切り替わる点が極大噴流径に対応して液面の軸対称変形が発達し，最終的には黒から白へと切り替わる点，即ちノズルを最小加速度の時刻に出た流体部分で分裂する。従って，液面の軸対称変形の波長は入口速度擾乱の 1

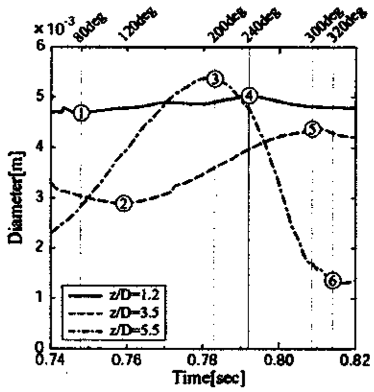


Fig.7 Time variation of jet diameters and pinch off phase

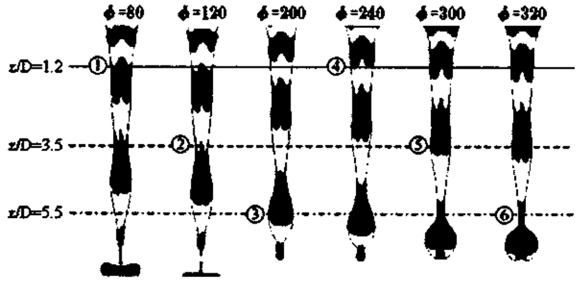


Fig.8 Jet structure with the numbers in Fig.7

波長に相当し，液滴はほぼ入口速度擾乱 1 波長分の流量で構成される。

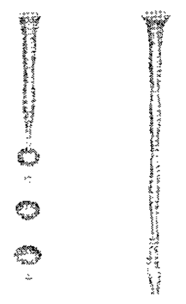
5.2 噴流内部構造の形成機序

界面張力を考慮した計算と，界面張力を考慮しない計算を比較する。界面張力を考慮しない計算条件も Table 3, Table 4 と同様である。

流れ場の三次元可視化結果をFig.9に示す。但し，Fig.9(a)(b)は流入速度擾乱が同位相の時刻であり，界面張力を考慮した計算では位相 0 度に相当する。Fig.9(a)の界面張力を考慮した場合には pinch off が発生しているのに対して，界面張力を考慮しないFig.9(b)では発生していない。界面張力を考慮しない場合も，ノズル出口の速度擾乱に起因した軸対称な変形が観察されるが，界面張力がないために変形が助長されない。

Fig.10(a)(b)に Fig.9(a)(b)と同時刻の噴流中心軸を含む z/D=0.0-7.5 の断面内トレーサー分布を示す。ノズル出口直後のトレーサー(黒色)形状に注目すると，界面張力を考慮した場合 Fig.10(a)は，中心軸付近が窪んだ凹型構造であるのに対して，界面張力を考慮しない場合 Fig.10(b)は，半径方向に扁平な構造になっている。

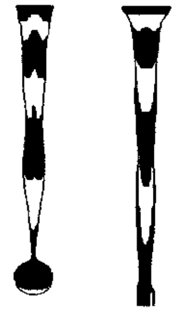
Fig.11 にノズル出口直後(z/D=0.04)における軸方向速度の半径方向分布を，Fig.12 に同位置での半径方向速度の分布を示す。Fig.11, Fig.12 共に，縦軸は軸方向平均流入速度で無次元化した速度を，横軸はノズル直径 D_0 で無次元化した位置を表し，$r/D_0=0$ が噴流中心を表す。Fig.11 の軸方向速度分布では，ノズル出口直後なので重力による加速は小さく，界面張力を考慮しない場合は，ほぼ平坦な速度分布である。Fig.12 の半径方向速度分布では，噴流周辺部から中心軸方向に向かう速度は小さい。一方，界面張力を考慮した場合は，界面張力を考



(a) (b)

(a)with interfacial tension
(b)without interfacial tension

Fig.9 3D jet shape



(a) (b)

(a)with interfacial tension
(b)without interfacial tension

Fig.10 Jet structure

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

慮しない場合より噴流径が収縮しており，Fig.11 の軸方向速度分布では，噴流周辺で平均流入速度の 1.5 倍以上に加速されるが，中心部の加速は無い。Fig.12 の半径方向速度分布では，噴流外周から中心軸に向かう速度が確認される。即ち，界面張力がある場合，界面張力によってノズル出口で噴流が急激に収縮されるのに伴い，噴流周辺部から中心部に向かう流れが発生する。その結果，軸方向速度が中心部より周辺部で速くなり，ノズル出口で中心軸付近が窪んだ凹型構造になる。一方，界面張力が無い場合には，ノズル出口で軸方向速度はほぼ平坦であるため，ノズル出口では半径方向に一様な噴流構造になる。

6. 結論

加振噴流において，液柱が分裂に至る流れ場の構造を詳細に把握することを目的に，過去に行われた pinch off の実験を，開発した数値解析手法を用いて模擬した。解析の結果から，以下の知見が得られた。

(1)CIP-LSM は慣性力，粘性力，重力，界面張力を適切に評価でき，微粒化の基礎現象である pinch off を精度よく模擬できる可能性を有している。

(2)最小加速度付近で流入した流体が，ノズル出口で細くなり，界面張力の作用でその変形が発達して分裂に至るため，液滴は擾乱波長 1 波長に相当する。

(3)界面張力を考慮しない場合は，軸対称な変形が発達せず，pinch off が発生しない。

(4)噴流内部構造は，界面張力に起因するノズル出口における噴流径の収縮の影響を強く受ける。

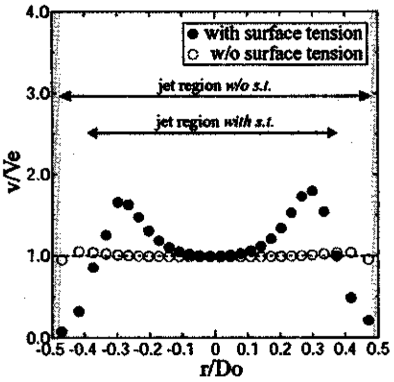


Fig.11 Axial velocity distribution

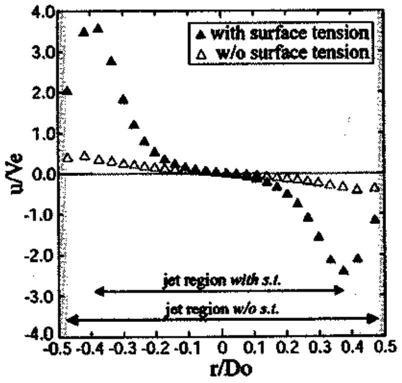


Fig.12 Radial velocity distribution

謝辞

本研究の一部は，文部科学省 21 世紀 COE プログラム「機械システム・イノベーション」の援助を受けて行った。ここに記して謝意を表する。

参 考 文 献

1) Rayleigh, Lord: On the Instability of Jets, Proc. London Math. Soc., Vol.10, No.4 (1878) pp.4-13.
2) D.R.Webster, E.K.Longmire: Jet pinch-off and drop formation in immiscible liquid-liquid systems, Exp. in Fluids, Vol.30 (2001) pp.47-56.
3) E.K.Longmire, T.L.Norman, D.L.Gefroh: Dynamics of pinch-off in liquid/liquid jets with surface tension, Int. J. of Multiphase Flow, Vol.27 (2001) pp.1735-1752.
4) Y.Pan, K.Suga: Capturing the Pinch-Off of Liquid Jets by the Level Set Method, J. of Fluids Eng., Vol.125 (2003) pp.922-927.
5) 柴田和也，越塚誠一，岡芳明: 粒子法によるジェット分散挙動の数値解析，Trans. of JSCES, Paper No.20040013 (2004).
6) S.Homma, J.Koga, S.Matsumoto, M.Song, G.Tryggvason : Breakup mode of an axisymmetric liquid jet injected into another immiscible liquid, Chem. Eng. Sci. Vol.61 (2006) pp.3986-3996.
7) 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)，機論 B, Vol.69, No.678 (2003) pp.266-273.
8) 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 2 報，界面張力に駆動される流れの観察と数値解析)，機論 B, Vol.69, No.687 (2003) pp.2400-2407.
9) T.Yabe, F.Xiao, T.Utsumi: The Constrained Interpolation Profile Method for Multiphase Analysis, J. of Comp. Phys., Vol.169 (2001) pp.556-593.
10) S. Osher, J.A.Sethian: Fronts Propagating with Curvature -Dependent Speed: Algorithms Based on Hamilton -Jacobi Formulations, J. of Comp. Phys., Vol.79 (1988) pp.12-49.
11) 功刀資彰: 自由表面流を含む多相流の直接数値解析法，機論 B, Vol.63, No.609 (1997) pp.1576-1584.
12) J.U.Brackbill, D.B.Kothe, C.Zemach: A Continuum Method for Modeling Surface Tension, J. of Compt. Phys., Vol.100 (1992) pp.335-354.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−18

流れの可視化による燃料/空気同軸ノズルの混合性能改善

*三浦　圭祐，斉藤　武雄，小山　一仁，井上　洋（日立）

Improvement of Mixing Performance of Fuel/Air Coaxial Nozzles by Flow Visualization

*Keisuke MIURA (Hitachi), Takeo SAITO, Kazuhito KOYAMA and Hiroshi INOUE

ABSTRACT

The Low NOx combustor for 25MW class gas turbine, which is composed of the burner with a lot of coaxial fuel/air nozzles, has been developed. This burner is named "Cluster Nozzle Burner". In this study, shape of single coaxial fuel/air nozzle was surveyed for mixing performance and pressure loss. Flow of fuel and air was modeled by water. Visualization tests of single coaxial jet were carried out by laser light sheet method for evaluating fuel/air mixing. Distributions of fuel concentration were imaged by detecting Mie scatter from tracer particles, which were mixed in simulated fuel. As a result of parameter survey, mixing performance was substantially improved by inserting fuel nozzle into air hole and adding a rib on fuel nozzle tip. Combining this nozzle shape with air hole whose entrance is tapered, good mixing performance is realized with lower pressure loss.

Key words: Mixing, Coaxial Nozzle, Combustor, Visualization

1．はじめに

エネルギー資源の有効利用やエネルギーセキュリティなどの観点から，ガス燃料液化技術により合成されるジメチルエーテル（以下DMEと表記）がクリーンな次世代燃料として注目されており，ガスタービンの燃料としても利用検討が行われている[1)2)]。

DMEはクリーンな燃料であるが自発着火温度(350℃)が燃焼器入口空気温度より低いため，従来の予混合燃焼器では予混合器内で燃料が自発着火する可能性がある。著者らはこの問題に対し，NOx排出量が少なくかつ燃料自発着火の可能性の少ないバーナとして，短い予混合距離で燃料と空気を急速混合する多孔同軸噴流バーナ（以下クラスターノズルバーナと表記）の開発を行ってきた[3)~5)]。

クラスターノズルバーナは，LNG焚き燃焼器としても低NOx燃焼を実現しており，単缶モデル試験ではあるが， NOx<20ppmv (16%O_2)を達成している[6)]。しかしながら，環境規制の高まりから，特にLNG焚きについてはより一層のNOx排出量の削減を実現する必要がある。

そこで本研究ではLNG焚きを想定し，NOx排出量低減を目的に燃料と空気の混合を改善するため，流れの可視化により同軸ノズルによる燃料と空気の混合特性を調べ，改善方法を検討した。

2．クラスターノズルバーナ

クラスターノズルバーナはFig. 1に示すように，複数の燃料ノズルと空気孔から構成され，それぞれの燃料ノズルと空気孔が組となって一つ一つの同軸ノズルとなり，燃料噴流とその周囲の空気噴流が多数の同軸噴流として燃焼室に噴出される。同軸噴流は空気孔出口で急拡大され，それに伴う乱れによって燃料と空気の混合が促進される。また，クラスターノズルバーナは混合空間の代表寸法が小さいため，従来の予混合燃焼器に比べて拡散距離が縮小し，燃料と空気の境界面が増加している。そのため，この同軸噴流ノズルをバーナに多数配置することにより，従来の予混合バーナに比べて非常に短い距離で十分な混合が進み，さらに燃焼室へ予混合気を均等に供給することができる。

3．レーザ可視化試験

3.1　試験装置と試験方法

同軸ノズルによる燃料と空気の混合をさらに改善するため，水流で流れを模擬したアクリルモデルにより同軸噴流の流れの可視化を行った。可視化の方法として，Mie散乱を利用したレーザライトシート法を適用した。本研究では，バーナ全体ではなく同軸ノズル自体の混合特性を調べるために，1組の同軸ノズルを対象として可視化を行っ

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

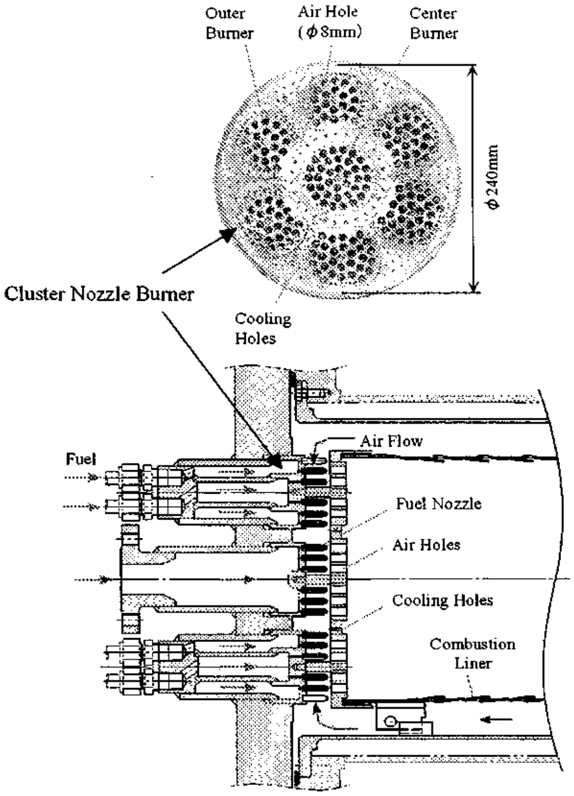


Fig.1　Cluster Nozzle Burner

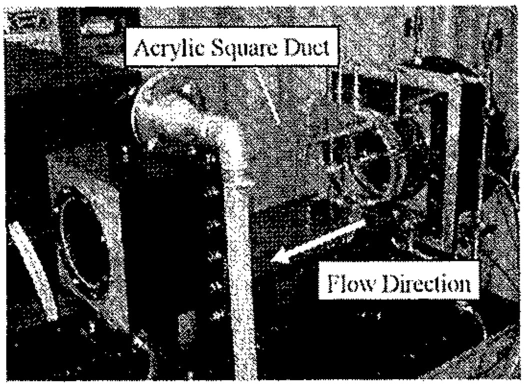


Fig.2　Test Section

た。

Fig.2 にテストセクションの写真，Fig.3 に試験装置の概略図を示す。可視化に用いた同軸ノズルは，実機用バーナに用いている同軸ノズルに対し約 3 倍に相似拡大したモデルである。Fig.3 に示すようにクラスターノズルバーナの流れを模擬するため，空気を模擬した水を燃料ノズルの周囲から整流板を通過させて流入させている。空気孔下流の流路は，190mm×190mm のアクリルで製作した矩形流路である。

トレーサ粒子には環境に害のない牛乳を使用した。牛乳をあらかじめ水で希釈した状態で加圧タンクに充填し，燃料ノズルの手前でさらに水で希釈してから燃料ノズルに供給した。

レーザは Ar イオンレーザ(Spectra Physics, λ=514.5nm, 実測出力 0.1W)を使用し，レーザ光をビームエクスパンダー(倍率×5)，シリンドリカルレンズ(f:40mm)，球面凸レンズ(f:800mm)により平行シート光（厚さ 約 1mm）を形成した。レーザシートは，シート面を流れ方向に対し垂直にしてテストセクションに入射し，同軸噴流の垂直断面を可視化した。

カメラは 3CCD カメラ(Hitachi HV-C20, 640×480pixel)を使用し，レンズは Nikon Micro Nikkor 105mm を用いた。散乱輝度の強い前方散乱光を捕らえるため，レーザ光に対し約 45° の角度前方の位置に CCD カメラを設置して噴流の断面画像を測定した。代表的な測定画像を Fig.4 に示す。測定画像中央の輝度の高い領域が燃料側噴流で，燃料側噴流周囲の輝度の暗い領域が空気側の環状噴流である。さらにその周囲には，矩形流路の外側循環流によって戻ってきた燃料側流体と空気側流体の混合流体が映っている。

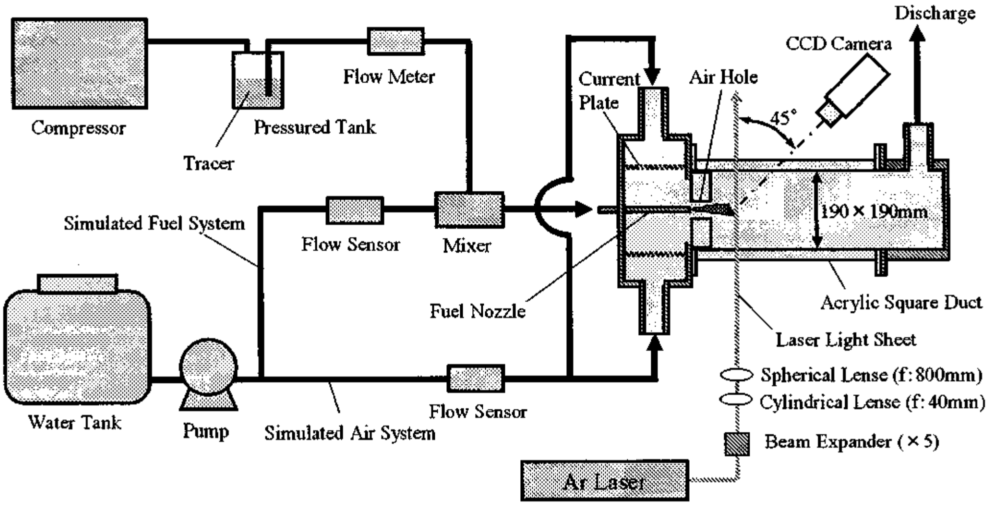


Fig.3　Schematic of Flow Visualization Test Rig

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

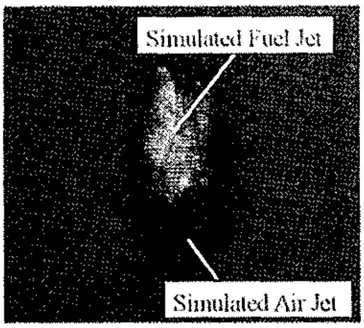


Fig.4　Sample of Visualization Image

得られた散乱輝度分布は，試験ごとに測定したトレーサ濃度と輝度の校正式により燃料濃度分布に換算した。本研究では，1000 枚の測定画像の平均化処理を行い，時間平均場における混合状態を評価した。可視化断面内における噴流中心の燃料濃度最大値 C_{max} を(1)式により規格化し，規格値 C' を同軸ノズルの混合性能の指標とした。

$$C' = \frac{(C_{max} - C_{ave})}{(1 - C_{ave})} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (1)$$

C_{ave} は完全予混合濃度である。(1)式の中の "1" は燃料ノズル出口における燃料濃度を意味する。この C'の値が小さいほど混合が進んでいることを示す。

本研究では，燃料濃度分布のほかに同軸ノズルの空気側の圧力損失を同時に計測し，低圧力損失で混合性能の良い同軸ノズルの形状について検討を行った。

3.2　試験条件

本研究で行った試験条件を Table 1 に示す。今回行った試験では，測定の解像度を上げるため同軸ノズルのモデルを実機の同軸ノズルに対し相似拡大しており，空気孔径を D_A=26mm とした。また，すべての条件において燃料ノズルの噴孔径は D_{Fi}=4mm である。空気側水流量は 48L/min とし，空気孔径 D_A を代表寸法，空気孔出口における断面平均空気流速 v_A を代表速度としたレイノルズ数は，実機条件に近い 3.9×10^4 である。同軸ノズル形状が混合特性および圧力損失へ与える影響を調べた同軸ノズルパラメータ試験では，燃料側水流量を 1.44L/min とし，LNG 焚きガスタービンの運転条件として F/A=0.03 を試験条件に選んだ。燃空比の影響を調べた燃空比試験では，空気側水流量を 48L/min と固定し，燃料側水流量を変化させて試験を行った。

Table 1　Experimental Conditions

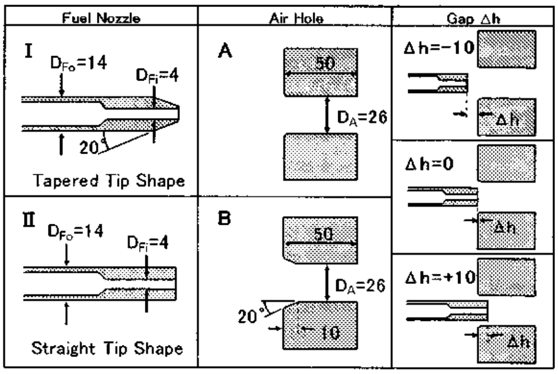
	Parameter Test of Coaxial Nozzle	Fuel/Air Ratio Test
Air Hole Diameter D_A(mm)	26	26
Fuel Hole Diameter D_{Fi}(mm)	4	4
Flow Rate of Simulated Air Q_A(L/min)	48	48
Flow Rate of Simulated Fuel Q_F(L/min)	1.44	1.44～2.4
Fuel/Air Ratio F/A (-)	0.03	0.03～0.05
Reynolds Number Re (-)	3.9×10^4	3.9×10^4

4.　試験結果

4.1　パラメータ試験

Fig.5 に形状パラメータの一覧を示す。燃料ノズルの形状については，燃料ノズル先端部にテーパを施した燃料ノズルⅠ(テーパ型)，テーパをつけずに円筒状になっている燃料ノズルⅡ(ストレート型)の 2 形状，空気孔の形状は入口にテーパをつけない空気孔 A と入口にテーパ 20° を施した空気孔 B の 2 形状について試験を行った。また，燃料ノズルと空気孔の位置関係（ギャップ Δh）を 3 点パラメータに取り，計 12 通りの組合せについて，燃料濃度分布および圧力損失 Δp を計測した。ギャップ Δh=＋10mm は，燃料ノズルが空気孔入口を基準に 10mm ほど空気孔の中に挿入されていることを示している。

まず，Fig.6 に空気孔 A，燃料ノズルⅠ，ギャップ Δh=0，±10mm の結果を示す。横軸は x/ D_A



(Unit : mm)

Fig.5　Shape Parameters List of Coaxial Nozzle

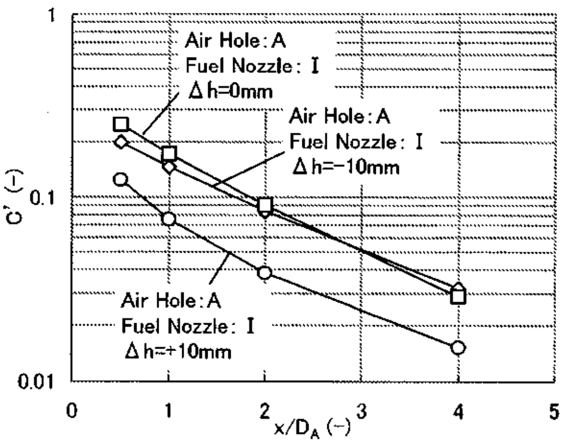


Fig.6　Characteristics of Maximum Fuel Concentration

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

（x；空気孔出口から下流方向への距離），縦軸は燃料濃度最大値の規格値 C’である。空気孔A，燃料ノズルＩ，ギャップΔh=－10mm の組合せは，斉藤らが報告[4)~6)]した DME 焚き燃焼器に採用した形状とほぼ同一である。これに対し，Δh=0mm とした場合では C’に大きな違いが見られないが，Δh=＋10mm とすると C’が大幅に減少している。Δh=－10mm をΔh=＋10mm に変更することにより，燃料ノズル先端から空気孔出口までの予混合距離が 60mm から 40mm と 20mm ほど短くなったにもかかわらず，燃料と空気の混合が促進している。この理由として，燃料ノズルを空気孔の中に挿入したことにより燃料ノズル先端周囲の空気流速が増し，燃料ノズル先端部で剥離流に伴う強い乱れが生じていることが予想される。この空気流の強い乱れにより燃料と空気の混合が促進したものと考えられる。

次に，空気孔，燃料ノズル，ギャップの 12 通りの組合せすべてについて，$x/D_A=1$ 断面における燃料濃度最大値の規格値 C’と同軸ノズルの圧力損失係数ζを Fig.7 に示す。ここでの圧力損失係数ζは(2)式により定義する。

$$\zeta = 2\Delta p/(\rho \times v_A^2) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2)$$

v_Aは空気孔出口における断面平均流速，ρは水密度，Δpは空気孔上流と下流の差圧である。

空気孔 B は燃料ノズル，ギャップの組合せにかかわらず空気孔Aに比べて圧力損失係数が小さい。これは空気孔入口における入口損失の低減によるものと考えられる。次に燃料ノズルについて比較してみると，燃料ノズルＩに比べて燃料ノズルⅡの方がギャップ，空気孔形状にかかわらず全体的に C’は低くなっており，燃料と空気が良く混合していることを示している。これは，燃料ノズル先端のテーパを無くすことで，燃料ノズル先端部に

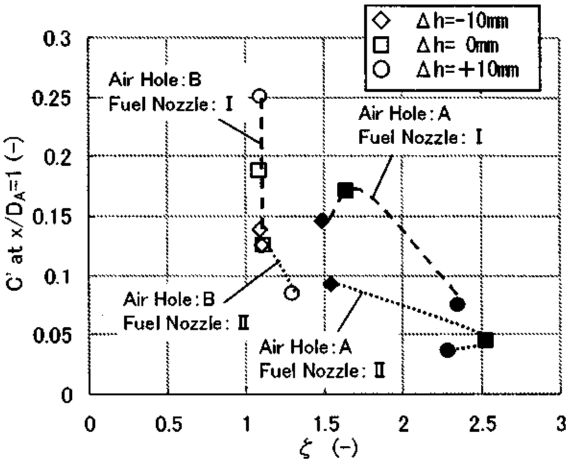


Fig.7 Results of Parameter Test

比較的大きな剥離流が形成され，この剥離流に伴って大きな乱れが発生しているためと考えられる。ギャップについては空気孔 B，燃料ノズルＩの組合せ以外は，Δh=＋10mm とすることにより圧力損失係数は大きくなるが，最も C’が低く燃料と空気の混合がよい。混合が促進された理由は，前述したように空気流の流速が早くなったことにより乱れが強くなったためと考えられる。一方で，空気孔 B，燃料ノズルＩの組合せは共にテーパを施しているため，燃料ノズル先端に剥離流が形成されにくく，逆に予混合距離の影響が強く出ているものと考えられる。以上のことから，燃料ノズル先端部に剥離流等によって積極的に乱れを作ることが，混合を促進するために有効であることがわかる。

4.2 燃料ノズル先端形状

前述のように燃料ノズル先端に形成される空気流の乱れによって，混合が促進すると考えられる。そこで，燃料ノズル先端形状をパラメータに試験を行い，混合を促進する燃料ノズル先端形状について調べた。試験条件は，Table 1 に示した通りである。

燃料ノズル先端形状は，Fig.5 に示す燃料ノズルⅡのように先端が円筒状になっているストレート型に加え，Fig.8 (a)のように燃料ノズル先端に向かって径が広がっている先端拡大型，Fig.8 (b)のように先端にリブを付けているリブ型の 3 形状について，空気孔下流における燃料濃度分布および圧力損失Δp を計測した。試験した形状の一覧を Table 2 に示す。広がり角 θ_F，リブ厚み T，最大径，最小径の定義は Fig.8 に示す。ストレート型はノズル径を変えて 3 ケース、先端拡大型はノズル径および広がり角を変えて 3 ケース、リブ型はノズル径およびリブ厚み T を変えて 4 ケース、計 10 ケース試験を行った。空気孔形状はすべて空気孔入口にテーパ 20° を施した空気孔 B を用いた。ギャップは全ケースでΔh=＋10mm とした。

Fig.9 に試験結果を示す。Fig.7 同様に，横軸は圧力損失係数ζ，縦軸は $x/D_A=1$ 断面における燃料濃度最大値の規格値 C’である。ストレート型，先端拡大型，リブ型の 3 種類の燃料ノズルすべて，各部の寸法変化により圧力損失係数 ζ と比例して C’が変化している。このことから同軸ノズルが類似の形状であれば，その同軸ノズルの圧力損失と燃料と空気の混合性能はトレードオフの関係が成り立つと言える。3 種類の燃料ノズル形状で比較してみると，リブ型燃料ノズルが大幅な圧力損失係数ζの増加を伴わずに最も低い C’を示して

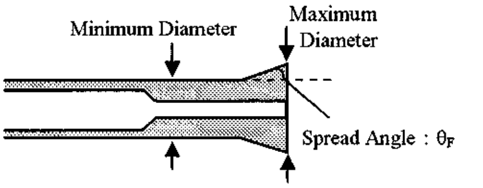
Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

いる。このことから，入口にテーパを施した空気孔と先端にリブを付けた燃料ノズルを組み合わせることによって，低圧力損失で燃料と空気を良く混合できることがわかる。リブ型が他の形状に比べて混合性能が良い理由については，剥離流の他にリブによって付随的な渦・乱れが生成しているものと考えられるが，今後さらにメカニズムの解明を進めていく。

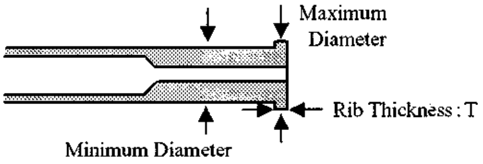
Table 2　Test Pieces of Fuel Nozzle

NO.	Nozzle Shape	Specifications
①	Straight Tip	ϕ13.0-13.0mm
②	Straight Tip	ϕ14.0-14.0mm
③	Straight Tip	ϕ17.0-17.0mm
④	Widened Tip	ϕ15.0-11.7mm, θ_F=20°
⑤	Widened Tip	ϕ15.0-11.7mm, θ_F=45°
⑥	Widened Tip	ϕ16.3-13mm, θ_F=45°
⑦	Ribbed Tip	ϕ14.0-11.7mm, T=1.6mm
⑧	Ribbed Tip	ϕ15.0-11.7mm, T=1.6mm
⑨	Ribbed Tip	ϕ17.0-14mm, T=3.3mm
⑩	Ribbed Tip	ϕ16.3-13mm, T=1.6mm

※ϕ(Maximum Diameter)-(Minimum Diameter)



(a) Widened Tip Shape



(b) Ribbed Tip Shape

Fig.8　Shapes of Fuel Nozzle Tip

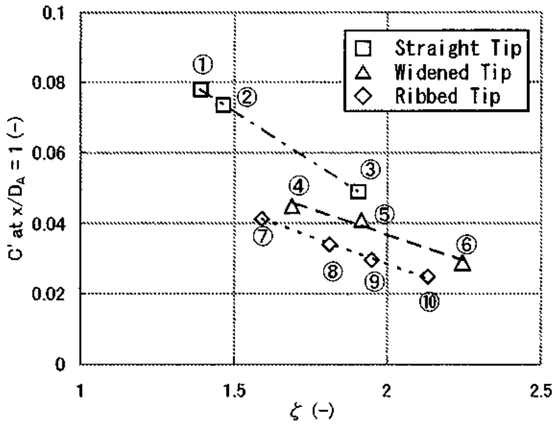


Fig.9　Dependence of Nozzle Shape on Mixing Characteristics and Pressure Loss

5. 燃空比の影響

最近では，部分負荷条件における NOx の排出量に対しても低減要求が厳しくなっており，定格負荷条件以外でも NOx の排出量を低く抑える必要がある。ガスタービンは起動から定格負荷条件まで，燃料系統を切替えながら幅広い燃空比条件で運転を行う。そのため，燃空比の混合特性に対する影響についても調べた。Table 1 に示したように空気側水流量は 48L/min で固定し，燃料側水流量を変化させて実験を行った。試験品は Fig.7 で示すストレート型の燃料ノズルⅡ、入口にテーパを施した空気孔 B、ギャップ Δh=+10mm の組合せである。

試験結果を Fig.10 に示す。横軸は燃空比 F/A，縦軸は各測定断面における燃料濃度最大値の規格値 C'である。本研究で試験した同軸ノズル形状，流量条件範囲では，燃空比が小さくなるにつれて各測定断面における C'は減少する傾向があることがわかった。本試験品では，前述の結果から燃料ノズル先端部での空気流側の剥離流に伴う乱れにより混合が促進されていると考えられる。F/A=0.05 から燃料側水流量が減るとともに，燃料側噴流に対する空気流側の乱れの影響が相対的に強くなったことによって，混合が良くなったと考えている。

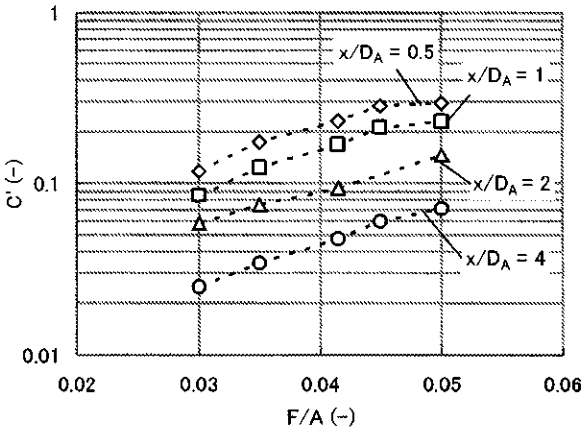


Fig.10　Influence of Fuel Air Ratio on Mixing Characteristics

6. 結論

燃料ノズルと空気孔を同軸上に配置した多数の同軸ノズルから構成されるクラスターノズルバーナの NOx 排出量低減のため，同軸ノズルの水流モデルを用いた流れの可視化により燃料と空気の混合特性を調べ，以下の知見を得た。

1)　空気孔と燃料ノズル先端を離した場合に対し，

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

空気孔内に燃料ノズルを挿入することによって混合を促進することができる。

2) 燃料ノズル先端の形状をテーパ形状から，テーパのないストレート形状にすることにより混合性能が向上する。さらに先端にリブを付けることにより，一層の混合促進を達成できる。これらの燃料ノズルと入口にテーパを施した空気孔と組み合わせることにより，低圧力損失で混合の良い同軸ノズルを実現できる。

3) 燃料ノズルを空気孔に挿入し，混合を促進した同軸ノズルは，本研究で行った条件範囲内において，燃空比の減少とともに燃料と空気の混合が良くなる傾向がある。

参考文献

1) Basu, A., et al., “Use of DME As a Gas Turbine Fuel” ASME2001-GT-003, (2001-6)
2) Basu, A., et al., “DME as Power Generation Fuel: Performance in Gas Turbines” PETROTECH-2001 Conference, India, (2001-1)
3) 小泉 浩美, 他3名, “DME 用ガスタービン燃焼器の開発” 第 30 回ガスタービン定期講演会論文集, （2002-10）, 91-96
4) Saitou, T., Inoue, H., Kobayashi, N., “Development of Multi Cluster Burner for Fuel Grade DME” ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53689, (2004-6)
5) Saitou, T., et al., “Performance Demonstration of the Full Size Multi Cluster Combustor For DME under Real Engine Conditions” ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68647, (2005-6)
6) 斉藤武雄, 他 3 名, “ジメチルエーテル（DME）焚きガスタービン燃焼器の開発” 第 33 回ガスタービン定期講演会論文集,（2005-9）, 25-30

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−19

燃焼ガスへの空気添加による再燃焼に関する数値解析

*榎本　朋仁（慶大院），松尾　亜紀子（慶大・理工）

Numerical Investigation on Recombustion in Air Injected Reheater

*Tomohito ENOMOTO (Keio Univ.) and Akiko MATSUO(Keio Univ.)

ABSTRACT

Numerical Simulation of recombustion induced by air-injection to flammable gases is conducted. Effects of the flame holder on total pressure losses is investigated for the non-combustion mode. It is shown that the flame holder (type II) offers less losses of total pressure than the cone-shaped flame holder (type I), regardless of whether the inlet flow is steady or unsteady. Regarding the computation of the combustion mode, dependence of air-injection methods upon recombution is considered. Numerical results show that the recombution of fuel in main streams and the resultant temperature rise result in increase in the performance to purify flammable gases. Further investigation into air-injection methods is needed to obtain higher purification performance for practical use.

Key words: Recombustion, Air injected reheater, CFD

1. 緒言

再熱(reheat)とはガスタービンエンジンの膨張仕事の増大による出力増強法の一つであり,その為の再燃焼器を指して再熱器(reheater)と呼ぶ.

近年ガスタービン燃焼器においても環境負荷性能の低減が求められている．再熱器の概念を利用し,再燃焼により燃料の完全燃焼を行わせることで，HC や NOx の排出低減を図ることが可能であると考えられる．本報の対象とする燃焼システムでは，主燃焼室において燃料過濃燃焼が行われたときに,燃焼ガス流路において空気添加を行い,再燃焼により排出される有害成分の低減を図るシステムを考える.

このような空気添加による再燃焼で燃焼ガスを浄化するシステムは,機構が比較的単純であり現存の燃焼機関に対して後付けも可能であることから様々な応用が考えられる.例えば自動車からの排気ガスの場合,エンジン始動時に三元触媒が作動温度に達していない時に HC や NOx が浄化されず多く排出される.国内における冷間始動時の排気ガス規制試験は現状の 11 モードから 2008 年に JC08 モードへ移行され,暖気時間が短くアクセル操作も頻繁となるため排気ガスを悪化させる条件での試験となる.排気ガス中の有害成分を低減させるためには,エンジンの燃焼改善と併せて触媒の早期昇温が求められている.[1] このため排気管内において,前述のように空気添加による再燃焼を行うことで燃焼成分の完全燃焼および触媒昇温を促進し,冷間始動時の浄化性能向上が可能であると考えられる.

これらの空気添加により再燃焼を行うシステム(以下,再熱器と呼ぶ)には,一時的に再燃焼を行う燃焼モードと,主燃焼器において完全燃焼が行われ再燃焼を行う必要のない通常動作形態の非燃焼モードが存在する．燃焼モードでは安定した燃焼を行うための保炎性能が重要となるが，非燃焼モードにおいても保炎器や循環領域は流れの抵抗となり,全圧損失の増加を招き燃焼器性能の低下が生じる．両者の関係はトレードオフの関係にあり，燃焼モードにおける保炎性能を維持し全圧損失の低減も図るべく再熱器および保炎器形状を最適化する必要がある.本報では,まず非燃焼モードを対象とし,保炎器形状が全圧損失に及ぼす影響を確認する.次に燃焼モードでの燃焼解析を行い,空気添加レイアウトによる効果について検討を行う.

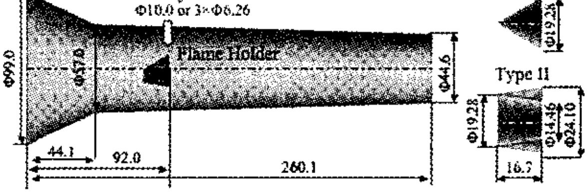


Fig. 1 計算対象再熱器・保炎器形状

2. 数値計算法

2.1 計算対象

本報で計算対象とした再熱器および保炎器形状を Fig.1 に示す.一般的なガスタービンエンジンやレシプロエンジンの排気管に応用することを想定し,複数の排気管が集合し追加燃焼区間は直管となる再熱器形状とした.保炎器形状は円錐型保炎器(Type I)と,航空機のアフターバーナーに用いられるような V ガッタ

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

保炎器を模した中空型保炎器(TypeⅡ)の 2 つを対象とした.2 つの保炎器形状の投影面積は等しいものとした.再熱器計算格子には格子点数約 180 万点,保炎器格子には格子点数 83 万点とし,重合格子法により計算を行った.流入境界における主流方向の速度分布と温度分布は,予め長い円管の計算で得られた十分発達した乱流の分布を与えた.

2.2 計算手法・解析条件(非燃焼モード)

支配方程式には,Fujii[2]の提唱する複数の構造格子を重合格子として扱う解強制置換法(Fortified Solution Algorithm:FSA)を含んだ 3 次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式,対流項の離散化には 3 次精度の SHUS[3],時間積分法については陰解法の LU-ADI 法を用いた.境界条件として,流入境界においては特性波による影響を考慮した亜音速特性境界条件[4],流出境界には Rudy and Strikwerda の無反射境界条件[5],全ての壁面は断熱滑りなし壁としている.流れ場に対称性がないため 360 度全域を計算領域とした.再熱器への流入気体は,n-Octane,CO,CO_2,N_2 の混合気とした.

通常動作形態である非燃焼モードでは,保炎器形状による全圧損失に対する影響を知ることを目的とする.また,再熱器への流入条件は一般的なガスタービンエンジンを仮定した全面からの定常流入と,レシプロエンジンからの排気を仮定した非定常流入によって解析を行った.非定常流入条件は流入箇所と質量流量の時間変化が Fig. 2 で表されるように,レシプロエンジン特有の時間変化を 2 つの振幅および波長の正弦波で再現した.質量流量の時間変化は一般的な 4 気筒エンジンの回転数 5500rpm の条件で解析を行った.4 気筒からの排気が 2 本の排気管(Φ45.0)に集合された後,1 本に集合された部分からを解析対象とし,それぞれの配管から再熱器中心軸へ向けた偏向角を境界条件で与え流入する. 流入条件の諸量を Table 1 に示す.

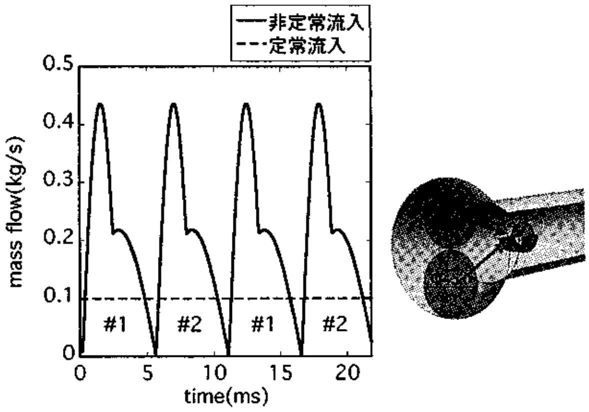


Fig. 2 質量流量の時間変化(非定常流入, 5500rpm)

Table 1 流入条件(非燃焼モード)

	定常流入	非定常流入
平均質量流量(kg/s)	0.100	0.218
平均圧力(×10^5Pa)	2.800	2.135
平均温度(K)	1200	1130

2.3 計算手法・解析条件(燃焼モード)

支配方程式には,解強制置換法を含んだ Favre filtered 3 次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式と混合分率方程式を用いた.乱流モデルには LES を用い,SGS モデルには混合時間スケールモデルを用いた.対流項の離散化には 3 次精度の SHUS,時間積分法については陰解法の LU-SGS 法を用い内部反復を行い時間精度を確保している.境界条件は非燃焼モード解析と同様とした.再熱器への流入気体は,N_2,O_2,H_2,CO,H_2O,CO_2 の混合気とし,空気添加は N_2 と O_2 の混合気とした.

燃焼モード解析では化学種の質量分率と混合分率を結びつける火炎モデルとして,火炎面を層流火炎の集合であると考える Laminar Flamelet Concept を用いた.化学種の濃度と混合分率の関係は CHEMKIN4.0,OPPDIF[6]を用いた軸対称対向拡散火炎の計算結果から決定している.化学反応のモデルには GRI-Mech3.0[7]を用いた.今回用いた既燃ガス中に含まれる燃料と添加空気に含まれる酸化剤の量論混合分率は z_{st}=0.815,火炎面の温度は 1442K である.量論混合分率で傾きの変化する混合分率と化学種の質量分率の関係を,N_2,O_2,H_2,CO,H_2O,CO_2 の 6 気体種に関して 6 次の多項式近似により flamelet data として燃焼計算中で用いている.

燃焼モード解析では,再熱器への主流(z=1)の流入は全面からの定常流入のみとし,空気添加(z=0)のレイアウトを 1 箇所,3 箇所,3 箇所の添加噴流に周方向に 60 度の旋回角を与えた場合の 3 ケースを解析条件とした.流入条件の諸量を Table 2 に示す.

Table 2 流入条件(燃焼モード)

	流入主流	添加空気
質量流量(kg/s)	0.100	0.010
圧力(×10^5Pa)	2.800	2.800
温度(K)	1200	500
速度(m/s)	-	65.5
混合分率 z	1	0

3. 結果と考察

3.1 非燃焼モードでの保炎器による全圧損失

全圧損失の定量的な比較を行うため,流量で重み付けをした全圧損失率(TPLR:Total Pressure Loss Ratio)を次式で定義し比較および検討を行う.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

$$TPLR(\%) = \left[1 - \int \frac{\int (\mathbf{v}\cdot\mathbf{n})p_0 dA}{\int (\mathbf{v}\cdot\mathbf{n}) dA}\bigg|_{outlet} dt \bigg/ \int \frac{\int (\mathbf{v}\cdot\mathbf{n})p_0 dA}{\int (\mathbf{v}\cdot\mathbf{n}) dA}\bigg|_{inlet} dt\right] \times 100$$

Fig. 3 に定常流入条件の場合の主流方向の各断面における全圧損失率(TPLR)分布を,また Fig. 4 に各再熱器における時間平均を施した流れ場の全圧分布を示す. 主流の偏向が大きく後流での主流拡散が大きい Type I の方が,全圧損失が大きいことが確認されるが,保炎器の有無や形状に因らず損失量は少ない.Fig. 4 より,定常流入の場合は保炎器後流に全圧が低い領域が存在しており,保炎器を設けない場合と比較して,どちらの保炎器形状も主流に対する抵抗となり TPLR が増加している.

同様に Fig. 5 および Fig. 6 に主流方向 TPLR 分布,非定常流入条件での全圧分布を示す.定常流の結果と同様に,主流の偏向が大きく後流の主流拡散の影響が大きい Type I の方が,全圧損失が大きいが,両形状とも保炎器の抵抗による全圧低下は小さいことが確認できる.損失の主因としては,定常流入と比較し流量の増加,およびΦ45.0 の排気管からの流入を仮定しているため流入面積の縮小により主流流速が増大し,せん断層における主流エネルギー拡散が増えたため,定常流入と比較し全圧損失が大幅に大きくなっことが挙げられる.Fig. 5 より非定常流入条件の場合は,両保炎器形状とも定常流入の場合と比較し,保炎器後流の低全圧領域は流出断面付近の下流部で解消していることが分かる.非定常流入条件ではΦ45.0 の排気管から流入し,主流が管全体へ拡散しながら移流することや,非定常流入によって再熱器内部の流速も変化することから低全圧領域が定在しないためである.流出断面における各条件での TPLR を Table 3 に示す.この結果より,Type II の保炎器形状の方が,両流入条件においても損失が小さく保炎性能も期待できると考えられる.

Table 3 TPLR の比較

	定常流入	非定常流入
保炎器なし	0.039%	2.142%
Type I	0.067%	2.253%
Type II	0.049%	2.147%

3. 2 燃焼モードでの空気添加レイアウトの検討

前項の非燃焼モードでの解析により,Type II の保炎器形状が優れていることが確認されたことから,燃焼モードの解析では Type II の形状で添加空気のレイアウトを変化させ,燃焼ガスの再燃焼による燃料ガス成分の低減および主流昇温効果を検討する.Fig. 7 に各添加レイアウトおける温度分布および火炎面を温度 1400K の等値面として表している.この結果から空気添加噴射孔を 3 箇所とした場合は旋回角の有無因らず,添加噴流が主流の中心領域まで到達せずに再熱器壁面付近を移流し,保炎器の効果を得られずに主流の燃料成分が十分に燃焼することなく流出していることが確認できる.Table 4 に時間平均を施した流れ場の流出断面における平均温度および最高温度を示す.これより空気添加噴射孔が 1 箇所の場合に最も平均流出温度が高く,空気添加を行わない場合に対して 27.3K の主流昇温効果が得られていることが確認された.本報では既存コンポーネントへの後付けが可能となるよう空気添加のレイアウトを非常に単純なものとしたが,再燃焼が促進されるようにレイアウトを検討を加えることで排気浄化性能の向上を図るべく応用が可能であると考えられる.

Table 4 流出温度の比較

	平均流出温度	最高流出温度
1 箇所	1188.1K	1503.3K
3 箇所	1174.7K	1479.8K
3 箇所+旋回	1185.3K	1466.2K
空気添加なし	1160.8K	1196.7K

4. 結言

- 非燃焼モードでの解析により,円錐型保炎器(Type I)と比較し,中空型保炎器(Type II)の方が定常流入および非定常流入の両流入条件下でも全圧損失が小さいことが確認された.
- 燃焼ガスに空気を添加し再燃焼を行うことで,燃料成分の低減による NOx や HC の低減および主流温度上昇による燃焼ガスの浄化性能向上が期待できる.
- 空気添加による再燃焼の効果的に得るために,添加空気のレイアウトをより検討する必要がある.

参考文献

[1] 日経 BP 社, "日経 Automotive Technology 2006 年 summer", 日経 BP 出版センター, 2006, pp.92-95
[2] Kozo Fujii, "Unified Zonal Method based on the Fortified Solution Algorithm", *Journal of Computational Physics* 118, pp.92-108 1995
[3] Eiji Shima, Tadamasa Jounouchi. "Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) -AUSM Type Upwind Shemes-", 第 14 回航空機計算力学シンポジウム論文集, pp7-12, 1997
[4] T. J. Poinsot and S. K. Lee, "Boundary Conditions for Direct Simulations of Compressible Viscous Flows", *Journal of Computational Physics*, 101, pp.104-129, 1992
[5] David H. Rudy and John C. Strikwerda,"A Nonreflecting outflow Boundary Condition for Subsonic Navier-Stokes Caluclations", *Journal of Computational Physics*, 36, pp.55-70, 1980
[6] Reaction Design http://www.reactiondesign.com/
[7] GRI-Mech3.0 http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

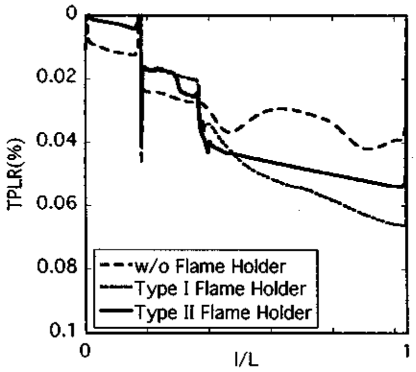


Fig. 3 TPLR分布(定常流入)

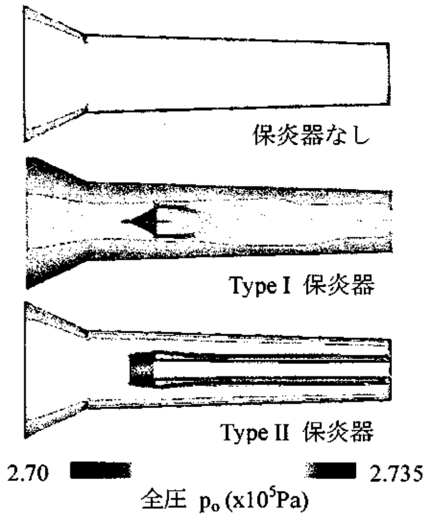


Fig. 4 時間平均全圧分布(定常流入)

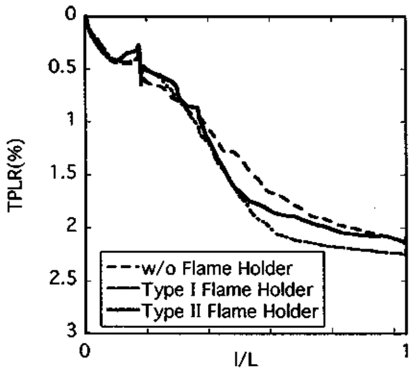


Fig. 5 TPLR分布(非定常流入)

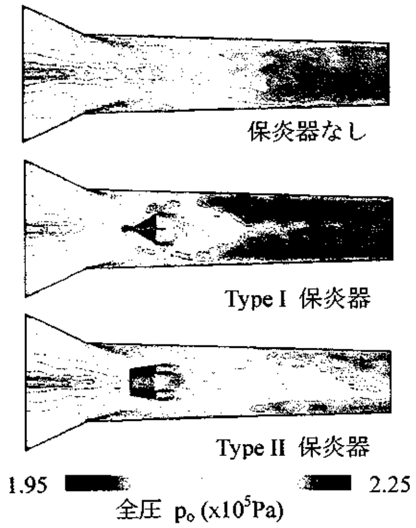


Fig. 6 時間平均全圧分布(非定常流入)

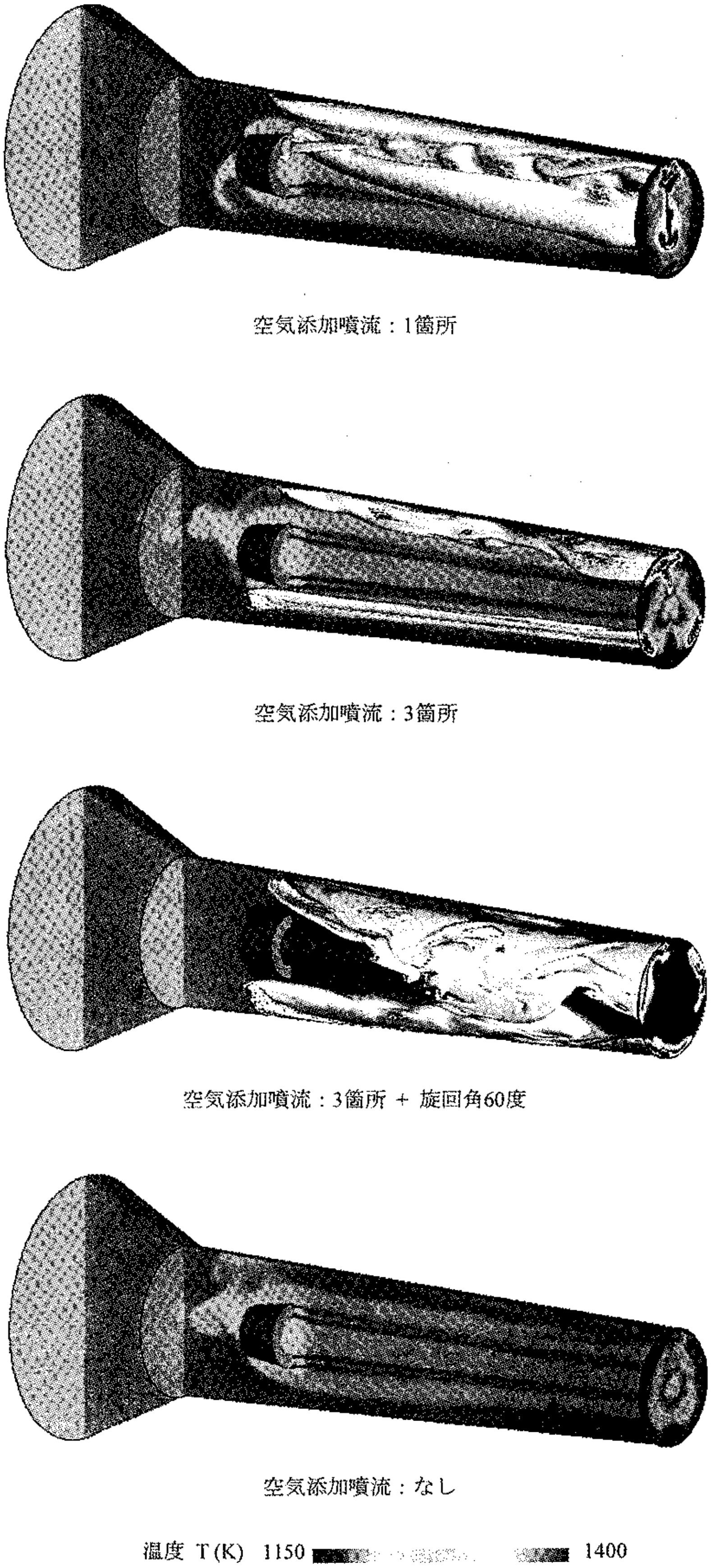


Fig. 7 温度分布とT=1400K等値面(火炎面)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−20

水潤滑軸受を用いたマイクロガスタービンの軸振動

*山口　和幸（日立機械研），井上　知昭（日立機械研），高木　亨之（日立機械研），
岸部　忠晴（日立電開研），八木　　学（日立電開研），中野　　晋（日立電開研），
早坂　　靖（日立日立研），佐々木　学（日立日立研），
白岩　弘行（日立エンジニアリング・アンド・サービス）

Rotor Vibration of a Micro Gas Turbine on Water Lubricated Bearings

* Kazuyuki YAMAGUCHI, Tomoaki INOUE, Michiyuki TAKAGI(MERL Hitachi),
Tadaharu KISHIBE, Manabu YAGI, Susumu NAKANO(Power & Industrial Systems R&D Lab. Hitachi),
Yasushi HAYASAKA, Manabu SASAKI(HRL Hitachi) and Hiroyuki SHIRAIWA(HES)

ABSTRACT

We are developing a prototype of a micro gas turbine that uses water-lubricated bearings to reduce energy loss. A compressor and the turbine are mounted on an overhanging part of a generator. We measured the rotor vibration of the prototype and developed a method for predicting rotor vibration. The vibration amplitude of the prototype was less than 10% of the gap length in a rotor supporting part. The calculated and measured natural frequencies coincided well not only at critical speeds but also at other rotation speeds. We developed a method for predicting the vibration amplitude at the design speed by measuring the vibration at low rotation speeds and extrapolating those measurements for higher speeds. The prediction error was less than 10% of the gap length in rotor supporting parts.

Key words: Vibration of rotating body, Overhung, Finite element method, Micro gas turbine

1．緒　言

環境問題への関心が高まる中，発電の廃熱を有効利用できる分散電源への期待が高まっている．マイクロガスタービンは排気温度が比較的高く，廃熱利用の自由度が大きいこと，低カロリガスの燃焼が可能であり，VOC（Volatile Organic Compounds；揮発性有機化合物）などの処理に利用できること，燃料電池の排気を利用するハイブリットシステムにより，格段の発電効率向上が期待できることなどから，今後，更に普及することが予想される．

マイクロガスタービンのロータは発電機のオーバハング部に圧縮機とタービンを取り付けた構造を採用することが多く，通常，出力密度向上のために 200Hz 以上の高回転速度で運転される，高速オーバハングロータである．このため，ロータダイナミクスの観点からは，不釣合いや流体力などの加振力に対する感度が高く，軸振動安定性にも注意を払う必要がある．本報告では，当社で開発中のマイクロガスタービン試作機の振動特性とその予測手法について報告する．

2．装置の構造

図 1 はマイクロガスタービン本体の構造を示す．圧縮機で圧縮された空気は，再生熱交換器で排気

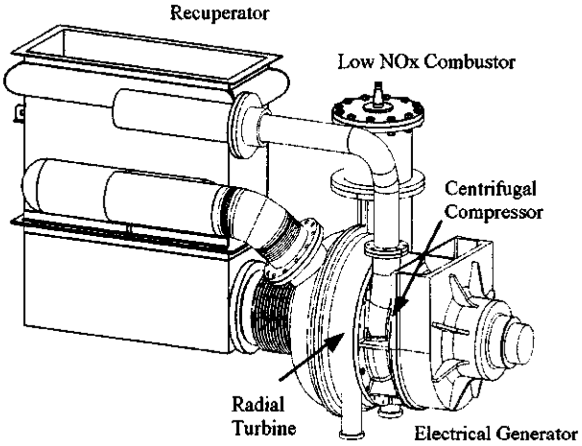


Fig.1　Structure of micro gas turbine

ガスと熱交換した後，燃焼器に供給される．燃焼器で生成した高温，高圧の燃焼ガスでタービンを駆動する．タービンの軸動力は発電機に伝えられ，電力に変換される．

発電機の内部には永久磁石が組み込まれている．発電機，圧縮機，タービンはタイシャフトで結合されている．

ロータは 2 個のティルティングパッドジャーナル軸受で支持されている．軸受損失を低減するために，水潤滑軸受を採用している．油潤滑軸受と比較して，水潤滑軸受では軸受水膜の粘性減衰係数が小さい．軸支持部の減衰特性を向上するため

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

に，軸受の外周側にスクイズフィルムダンパを設置している．スクイズフィルムダンパの復元ばねには O リングを用いている．なお，両軸受付近のオーバハング側に渦電流式変位計を設置し，上下方向および水平方向の軸振動を計測した．

3．解析方法

自社開発の有限要素法軸振動解析ソフト HIROT[1] を用いて軸振動解析を実施した．計算モデルを図 2 に示す．ロータをはり要素でモデル化し，軸受およびスクイズフィルムダンパをばね要素と減衰要素でモデル化した．

軸受のばね定数および粘性減衰係数は，潤滑理論[2] に基づく自社開発の差分法軸受解析ソフト HIBERG を用いて計算した．発電機軸端側のスクイズフィルムダンパのばね定数は O リングのばね定数とした．スクイズフィルムダンパを真円軸受としてモデル化し，上述した HIBERG を用いて粘性減衰係数を計算した．

タービン側のスクイズフィルムダンパでは荷重が大きいため，O リングが潰れて，金属面が直接接触している．このような条件におけるばね定数および減衰係数の予測は困難であるため， 3 次危険速度と，3 次危険速度における軸端側バランス修正面の影響係数をもとに同定した．

軸受部の質量は，軸受とスクイズフィルムダンパの可動部の質量とした．翼車の質量および慣性モーメントを実機と一致させるために，付加慣性を調整した．発電機の磁石の剛性，翼車接合部の接触剛性は，静止時の打撃試験をもとに同定した．

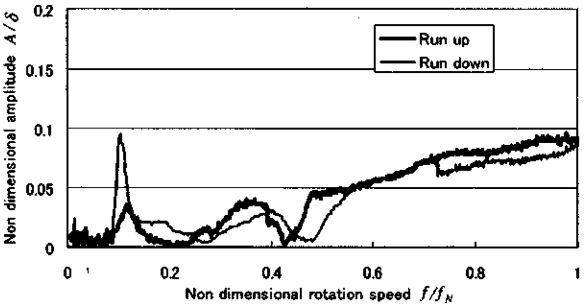
4．結　果

回転周波数成分振動振幅の実測結果を図 3 に示す．図の横軸は回転速度，縦軸は振動振幅である．回転速度 f は定格回転速度 f_N で，振動振幅 A は軸支持部隙間 δ（軸受隙間とスクイズフィルムダンパ隙間の和）で無次元化して表示している．無次元振動振幅は 0.1 以下であり，軸支持部隙間と比較して十分に小さいことがわかる．降速時にはロータの熱変形の影響で不釣合いがわずかに変化するため，昇速時と比較して，振動振幅が若干変化している．

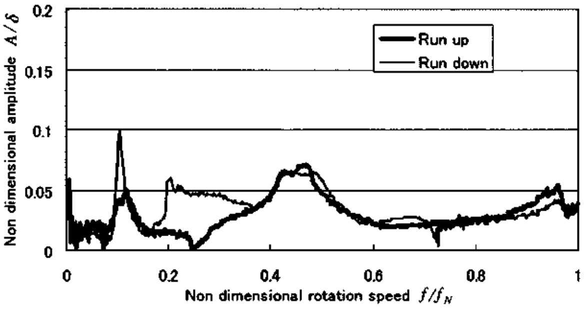
図 3 のピークから求めた危険速度と Q 値の実測結果を計算結果と比較して表 1 に示す．危険速度 f_c は定格回転速度 f_N で無次元化して表示している．危険速度の計算結果と実測結果は概ね良好に一致している．定格回転速度における危険速度離調率は 50%以上であり，十分に大きい．

危険速度振動モードの計算結果を図 4 に示す．図中の▲印は軸受位置を示す．1 次および 2 次振動モードは左右の軸受における振動位相がそれぞれ逆相および同相の剛体振動モードである．3 次および 4 次振動モードはそれぞれ曲げ 1 次および曲げ 2 次振動モードである．

図 5 は固有振動数と回転速度の関係を示す．回転速度 f および減衰固有振動数 f_d は定格回転速度 f_N で無次元化して表示している．図中の実線は固有振動数計算結果，破線は回転周波数を示す．図中の○印は固有振動数実測結果であり，ロータの不釣合いが比較的大きいときの，各回転速度におけ



Turbine side (vertical)



Generator end (vertical)

Fig.3　Measured vibration amplitude (Rotation frequency component)

Table 1　Critical speed and Q value

Mode	Normalized critical speed f_c/f_N		Q value	
	Experiment	Calculation	Experiment	Calculation
1st	0.112	0.093	6.456	5.865
2nd	0.202	0.152	7.683	2.502
3rd	0.469	0.451	6.385	4.671
4th	–	1.513	–	28.99

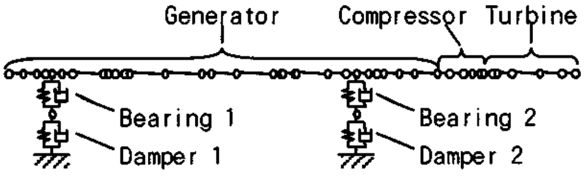


Fig.2　Calculation model

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

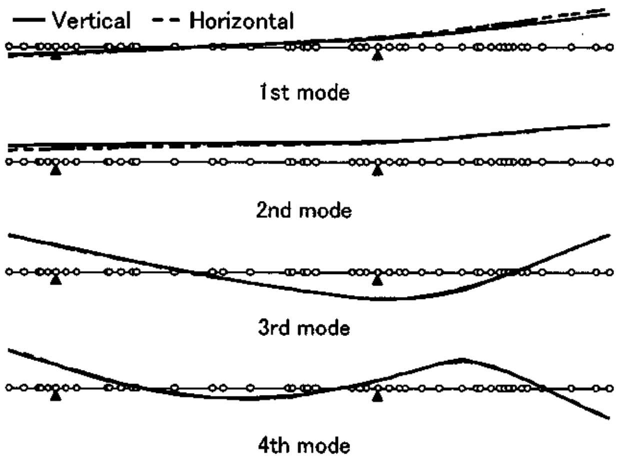


Fig.4　Vibration mode on critical speed

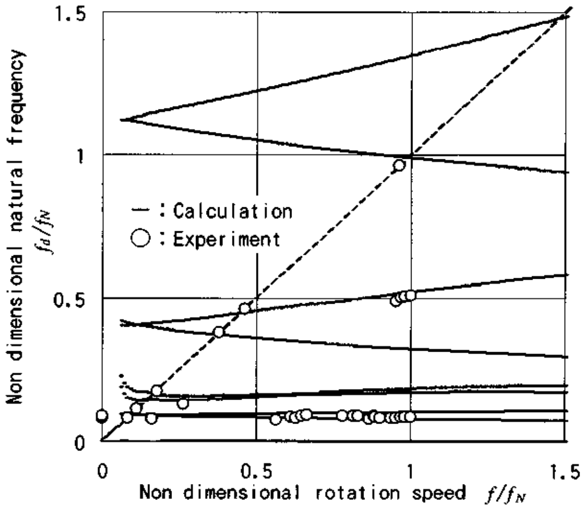


Fig.5　Calculated damped natural frequency

る振動の周波数スペクトルのピーク周波数を示している．危険速度以外の回転速度においても，固有振動数の計算結果は実測結果と良好に一致していることがわかる．

ロータの両端を修正面として，フィールドバランスを実施した．両軸受の上下，水平方向の振動データを用い，多面多速度バランス[3]を行った．タービン側軸端を開放する必要があり，無次元回転速度 0.73 以上の昇速ができないので，上述した振動モデルを用いて残留不釣合いを同定し，定格回転速度における振動を予測しながらバランスを実施した．

図 6 はフィールドバランスにおける定格振動予測結果を示す．図の横軸は回転速度，縦軸は回転速度成分の振幅であり，回転速度 f は定格回転速度 f_N で，振動振幅 A は軸支持部隙間 δ で無次元化している．図中の実線は実測振動振幅，点線は無次元回転速度 0.73 以下の実測振動から予測した振動振幅であり，○印は定格回転速度における振動振幅実測結果である．残留アンバランスが小さく，タービン側計測点において 3 次危険速度のピークが明確でないため，計算精度は必ずしも良くないが，無次元振幅の計算誤差は 0.1 以下であり，予測した定格回転速度における振動振幅をなるべく小さくするようにバランスすれば実用上問題ない．

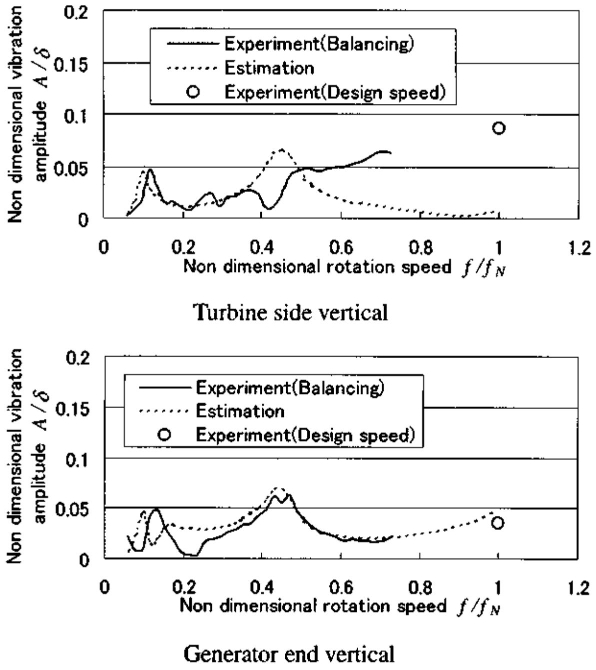


Fig.6　Vibration estimation while balancing

5．結　言

マイクロガスタービンの振動特性を実測するとともに，その予測手法を開発した．この結果，以下の結論を得た．

(1)　実測振動振幅は軸支持部隙間の 10%以下であり，十分に小さい．

(2)　危険速度以外の回転速度においても，固有振動数の計算結果は実測結果と良好に一致する．

(3)　低回転速度の振動実測結果から定格回転速度の振動を予測する手法を開発した．振動振幅の予測誤差は軸支持部隙間の 10%以下であり，実用上問題ない．

謝　辞

本研究は平成 13～16 年度ＮＥＤＯエネルギー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，ご支援に感謝したい．

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

参 考 文 献

1) 松下修己・ほか２名，擬規準座標変換法による回転軸系の振動解析，機論，48-431，C(1982)，925-934.
2) トライボロジ学会編，トライボロジハンドブック，養賢堂，(2001)，27.
3) 塩幡宏規・藤沢二三夫，多軸受回転軸系のつりあわせ法(第１報,多面多速度つりあわせ),機論､45-391，C(1979)，275.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−21

セラミック部材を組み込んだ小型ガスタービンの試験運転

*壹岐　典彦（産総研），井上　貴博（産総研），吉田　博夫（産総研），袖岡　賢（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），李　允煥（元産総研）

Test Operation of SmallGas Turbine with Ceramic Components

*Norihiko IKI(AIST), Takahiro INOUE(AIST), Hiro YOSHIDA(AIST), Satoshi SODEPKA(AIST),
Takayuki MATSUNUMA(AIST), Masato SUZUKI(AIST), Takumi EBARA(AIST)
and Yoonhwan LEE(AIST)

ABSTRACT

To obtain a micro gas turbine with high turbine inlet temperature and efficiency, a series of running tests has been carried out. J-850 jet engine (Sophia Precision Co., Ltd.) was chosen as a base line machine. The turbine nozzle and the rotor are replaced to ceramic type. The ceramic nozzle vanes can be installed on a metal disk very simply. The disk structure enables us to replace blades with various shape and attack angles. The kinetic output of the exhaust gas of type 3a was 20kW and its efficiency was about 11.5% at 120,000 rpm of the rotating speed. Preheating of engine and spark ignition enables stable starting with kerosene.

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高温の排気ガスが得られることから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，重要な構成要素である。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，その普及は進んでいない。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，100kW級，300kW級のセラミックガスタービンの国家プロジェクトでは，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。ただし，セラミック部品の信頼性を確立するには到っておらず，実用化されてはいない。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。ただし，乗用車用のターボチャージャーではセラミックタービンの量産化が既に実現されており，使用条件によっては十分な信頼性が得られると考えられる。

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・運転に取り組んでおり[2)~5)]，1時間の運転に成功し前報で報告した。本報では，DSS(Daily Start and Stop)運転を模擬した長時間の試験運転を目指して，燃料，起動法などの変更を行い，試運転を行ったので報告する。

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（図1参照）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模型飛行機用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[6~9)]。本エンジンの仕様を表1に示す。

Table 1　Specifications of baseline J-850 engine

Compressor	Single centrifugal
Turbine	Single radial
Combustion chamber	Annular
Maximum thrust	8.0 kgf
Maximum rotor speed	130,000 rpm
Maximum airflow	0.15 kg/sec
Pressure ratio	2.70
Maximum exhaust gas temperature	800 °C
Full Throttle Exhaust Gas Temperature	750 °C
Law Throttle Exhaust Gas Temperature	450 °C
Maximum Fuel Consumption	270 cc/min

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

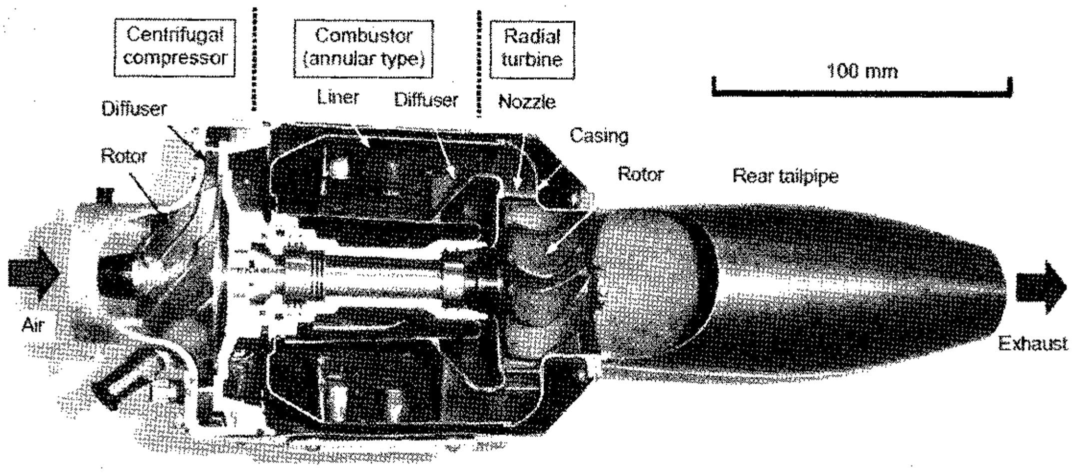


Fig. 1 Baseline Engine J-850

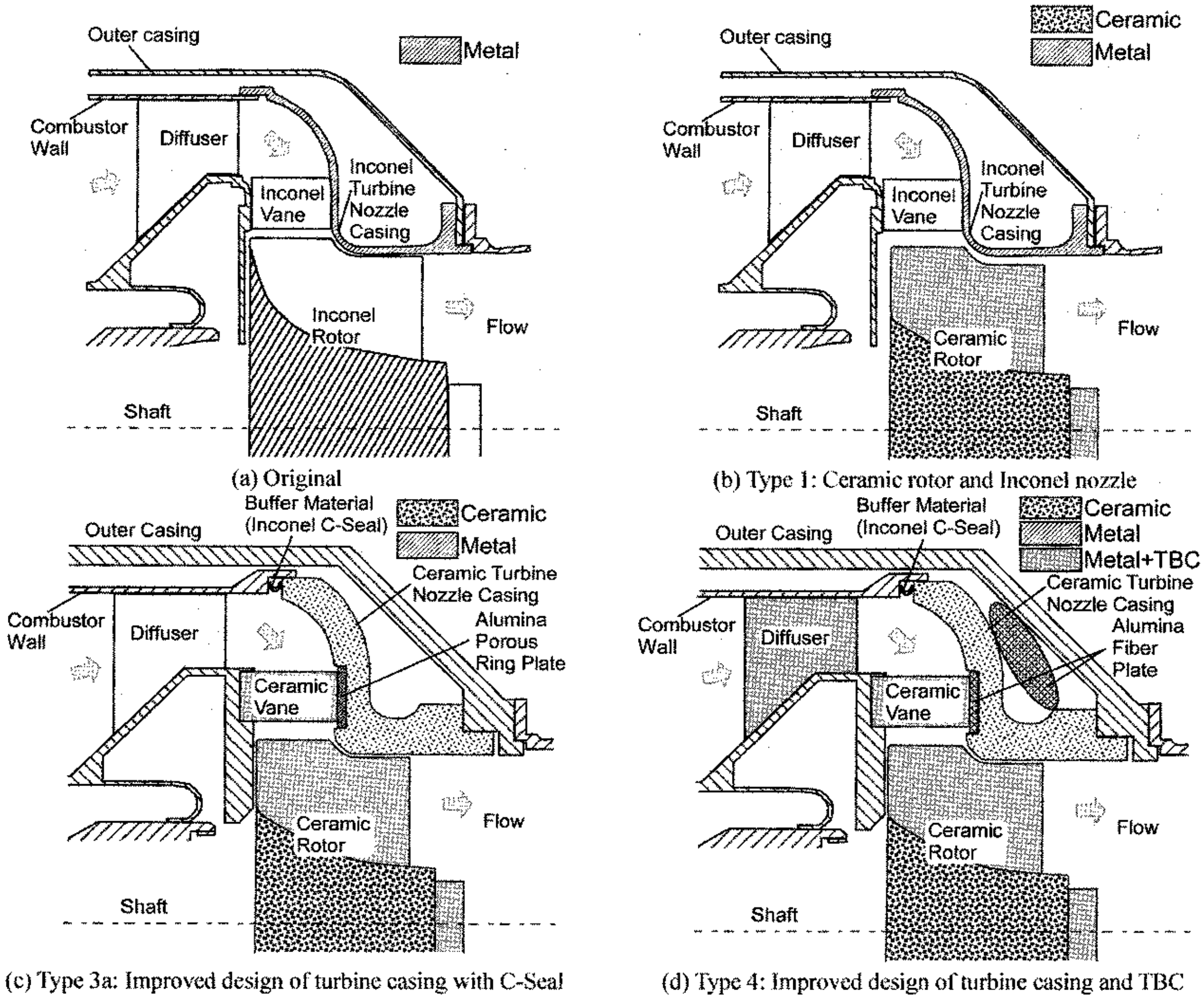


Fig.2 Structure of radial turbine

本エンジンの燃料はソフィアジェット燃料（灯油70%ガソリン30%の混合燃料）である。

2.2 試作エンジン

図２に試作エンジンのタービン部分の構造を示し，表２に各試作エンジンでの運転状況を示す。前報に示したように，Type1 はインコネルタービンをセラミックタービンに置き換えものであり，Type2 はタービンノズルもセラミックに置き換えガイドベーンを分離して金属製ディスクに差し込んで支持する構造を採用したものの，熱膨張の影響で破損したものである。Type3a はタービンノズルを改良し破損を回避した Type3 の改良型でインコネル製の C シールを採用したものであり，1 時間の試験運転に成功している。Type4 は耐熱性の向上

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

Table 2 Prototype engine of micro gas turbine

	Original	Type 1	Type 2	Type 3	Type 3a	Type 4
Turbine Rotor	Inconel	Ceramic	Ceramic	Ceramic	Ceramic	Ceramic
Turbine Nozzle	Inconel	Inconel	Ceramic	Ceramic	Ceramic	Ceramic
Relation of Casing and Vane	Integrated	Integrated	Separated	Separated	Separated	Separated
Joint of Combustor and Turbine Nozzle						
Combustor	Inner side	Inner side	Inner side	Outer side	Outer side	Outside
Turbine Nozzle	Outer side	Outer side	Outer side	Inner side	Inner side	Inner side
Buffer Material between Vanes and Turbine Nozzle	---	---	Alumina Porous Plate	Alumina Porous Plate	Alumina Porous Plate	Alumina Fiber Plate
Buffer Material between Combustor and Turbine Nozzle	---	---	---	Alumina Fibers	Inconel (C-seal)	Inconel (C-seal)
Engine Control	Engine Control Unit	Manual Control	Manual Control	Manual Control	Manual Control	Engine Control Unit
Test Run (min)	---	---	---	26	65	
Test location	---	Sophia Precision Inc.	Sophia Precision Inc.	Sophia Precision Inc.	Sophia Precision Inc.	AIST

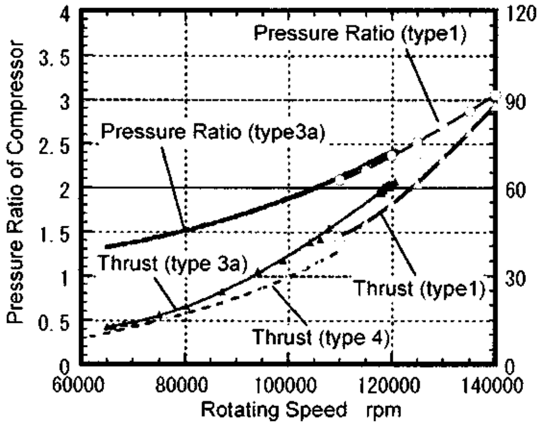


Fig.3 Pressure Ratio and Thrust

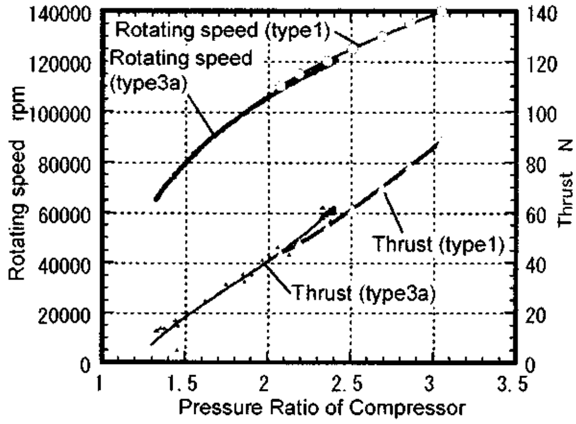


Fig. 4 Rotating Speed and Thrust

を図るため，燃焼器ライナーに遮熱コーティングを施すとともに，タービンノズルの周囲にセラミックファイバーを施し，更にタービンノズルベーンを受けるリングをセラミックファイバー製にして耐久性の向上を図った。DSS(Daily Start and Stop)を模擬した長時間の試験運転を目指して，ソフィアプレシジョン製テストセルのコントローラJet-tronic UNI II (engine control unit: ECU)を用いた起動と灯油での運転を試みた。

3．試験運転結果

試作エンジンは表2に示すように異なる設定条件で運転されているが，図3に示すように圧縮機の圧縮比は回転数により単調に増加する。推力は回転数に対して，ほぼ一様に上昇する。圧力比，推力どちらも高回転数の場合の方が回転数上昇により増大する割合が大きい。これらの関係を図4のように圧縮比に対して整理し直すと，推力は圧縮比に対して直線的に増大しており，回転素性省により圧縮比を増大すれば推力が増大することがわかる。

本試作エンジンには動力計や発電機はないため，エンジンの動力を評価しがたい。そこで，静止している周囲空気をエンジンが加速して高速の排気ガスを噴出していると考えて，単位時間あたりの排気ガスの運動エネルギーを本エンジンの出力と定義して動力を計算した。この動力を図5に示す。同じ回転数ではtype3aのほうがtype1よりも動力が大きく120,000rpmで20kWとなっている。一方，燃料の消費量をみると回転数の上昇に伴い，図6のように急速に増大する。また，type3aはtype1に比べて動力は大きいものの，燃料消費が大きい。更に効率を計算すると，type3aの効率がtype1より2%程低く，120,000rpmで11.5%程度となっている。効率は回転数に対してほぼ直線的に増大しているが，type1でも140,000rpmで17.8%に過ぎない。従って，パワータービンなどにより取り出せる動力の効率は更に小さくなると考えられる。ただし，本検討では熱エネルギーの運動エネルギーへの変換は考慮されていないので，実際には効率が高く

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

なるかもしれない。ノズルガイドベーンの角度の変更などにより，効率を高めていくことが今後の課題として考えられる。

Type3a の場合，排気温度等が高いため，type4 では図７のように遮熱コーティング等を施した。また，手動での起動ではなく，コントローラ起動の際に着火不良があり，図８のようにセラミックローターの一部が破損した。そのため，グロー点火の代わりに火花点火を用いるとともに，高温空気でエンジンを予熱してから点火する方法を採用することにし，オリジナルエンジンにて，安定な点火を行うことができるようになった。さらに燃料を灯油に変えても安定に起動できるようになった。

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。排気ガスの運動エネルギーで評価した動力は120,000rpm で 20kW，効率は 11.5%程度となった。耐熱性を向上するために遮熱コーティング等を施した。エンジンの予熱と火花点火により灯油でも安定に起動できるようになった。

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) Iki, N., Inoue, T., Matsunuma, T., Yoshida, H., Sodeoka, S., Suzuki, M., Ebara, T., Lee, Y.,: Micro Gas Turbine with Ceramic Nozzles and Rotor Part 2, ASME Paper GT-2006-90328 (2006)
6) 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.
7) 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.
8) 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).
9) 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.

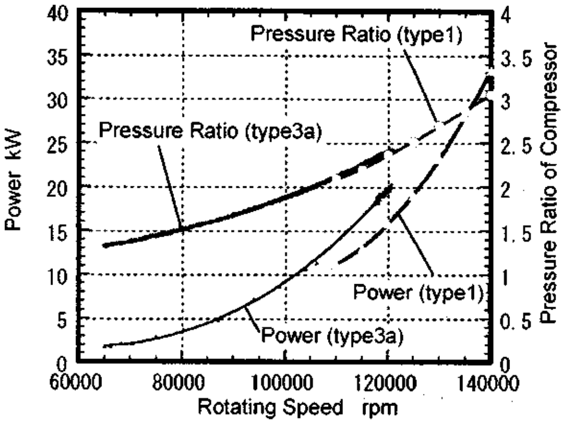


Fig.5 Pressure Ratio and Power

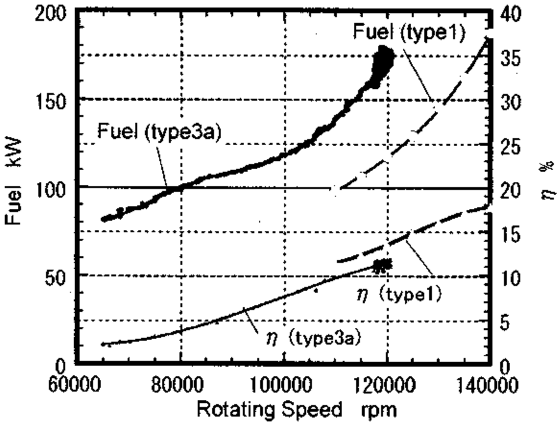


Fig.6 Fuel and Efficiency

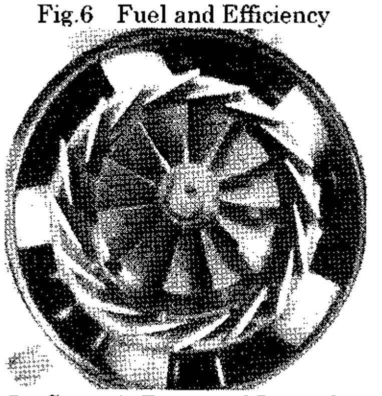


Fig.7 Ceramic Rotor and Inconel parts with TBC of type 4

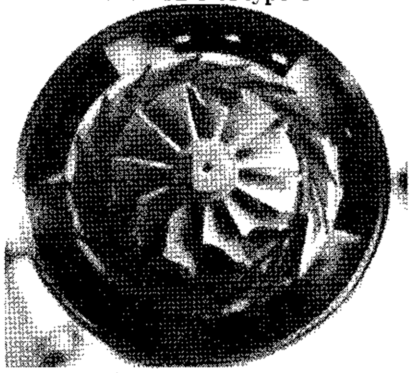


Fig.8 Broken Ceramic Rotor of type 4

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

クラスターファンVTOL技術の研究

(VTOLシステム検討用模型VTOL機搭載エンジン)

*松田幸雄、岩瀬　識、原田正志、田頭　剛（宇宙航空研究開発機構）

Research of Cluster Fan VTOL

(A model VTOL airplane engine for VTOL system study)

Yukio MATSUDA, Shiki IWASE, Masashi HARADA, Takeshi TAGASHIRA

ABSTRACT

JAXA –APG are studying a new lift fan type small VTOL aircraft which we called "Cluster Fan VTOL". The new VTOL aircraft will be load "Cluster Fan Engine". The cluster fan engine system employs conceptually quit new tip turbines as driving mechanism to reduce weight and costs. We are developing the cluster fan engine and are studying lift fan type VTOL control system simultaneously.

We have a plan to make a model VTOL airplane and flight experience for investigation of the VTOL stability control system by reaction jet control (RCS). This report describes a model VTOL aircraft engine which are comprises model turbojet engine and baby lift fans.

Key words:　lift fan, VTOL, reaction jet control

1．まえがき

宇宙航空研究開発機構・航空プログラムでは、新しい着想に基づくクラスターファン・エンジンによるVTOL技術の研究を行っている。クラスターファン・エンジンとは、図1に示すように超小型の特殊なチップタービンファンと、これを駆動する高圧空気を生成するコア・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ある[1]。図2に、このクラスターファン・エンジンを搭載した小型VTOL機の概念図を示す[2]。

一般にVTOL機を実現させるためには、VTOL形態の運用が可能な推力システム技術と、VTOLに特有な後進、横進、回頭などの機体運動及びホバリング、遷移飛行時の姿勢制御技術が必要であるが、機体運動及び姿勢制御は推力システムに密接に関係するため、その制御システムの研究は、推力システムの開発に並行して行う必要がある。

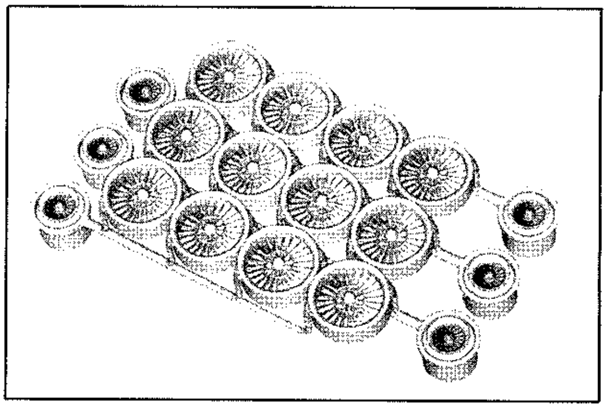


Fig.1 Cluster Fan Engine System

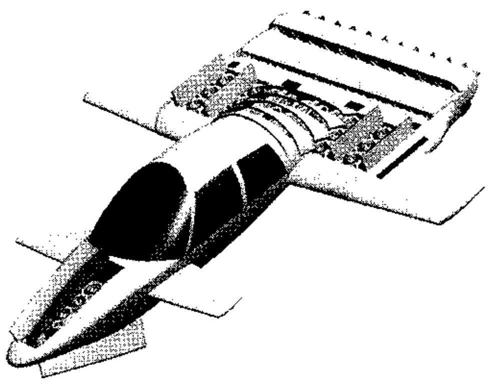


Fig.2 Principal of Small VTOL Aircraft

第34回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，(弘前)

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

ここで想定する小型VTOL機では、機体運動はリフトファンの後流に設置するルーバーによる推力偏向により行い、また姿勢制御は機体前後及び主翼端から空気を噴出するリアクション・ジェット方式を採用する。

本研究は、これ等の機体制御システムの評価及び実証を行うことを目的として、模型飛行機用ターボジェットエンジンと、この排気で駆動する超小型のチップタービン式リフトファンによる模型VTOLエンジンを製作し、これらを搭載する図3に示すような模型VTOL機を開発して、VTOL形態の飛行実験を行う計画であるが、ここではこの模型VTOLに搭載するエンジンについて述べる。

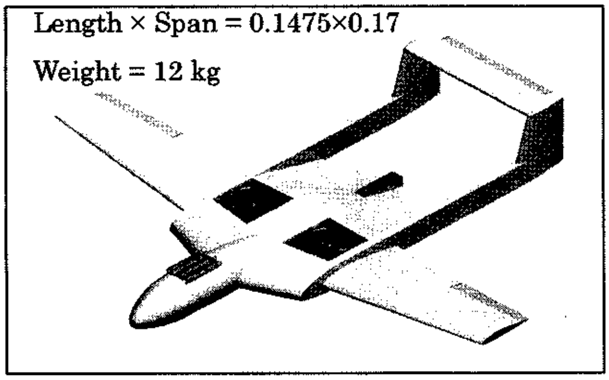


Fig.3　Image View of the Model VTOL

2．模型 VTOL 搭載エンジン

クラスターファン・エンジンは、ファンとこれを駆動するコア・エンジンで構成され、コア・エンジンの圧縮機出口で大量に抽気した空気を、ダクトでファンのチップタービンに導いている[3]。模型機による実証試験でも、なるべくクラスターファン・エンジンと同じ構成のエンジンで行うべきであるが、このようなコア・エンジンを製作することはかなり難しく、また費用がかかる。そこで模型ターボジェットエンジンの排気を、そのままチップタービンに導いてリフトファンを駆動させる方法をとった。またファン自体についても、クラスターファンがタービン出力向上のために、タービン駆動空気流路を工夫して、実質的に3段タービンとして動作させ、タービン出力の向上を図っているのに対し、ここでは通常の1段タービンの設計になっている[4]。なおこのエンジン形式は、1960年代に米国で開発され飛行試験が行われた、ライアンXV-5A/B・VTOL実験機と基本的に同じである。

2.1　模型 VTOL 搭載エンジンの構成

模型 VTOL 搭載エンジンを図4に示す。ここで模型ジェットエンジンには、SIM3000（SimJet）を用いた。このエンジンの仕様を表1に示す。

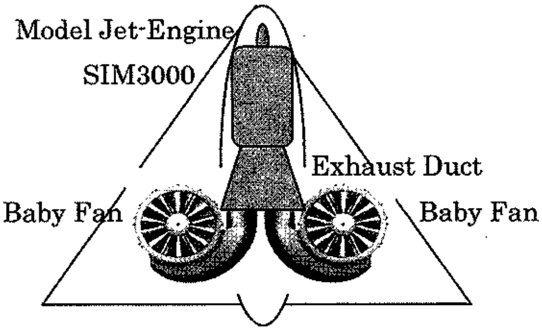


Fig. 4　Schematics of Model VTOL Engine

Table 1　SIM3000 Specification

Length × Diameter	300mm × 108mm φ
Weight	1.3 kg
Revolution	35,000～126,000 rpm
Thrust	0.36～13.5 kgf
Exhaust Gas Temp.	650C at Max RPM
Pressure Ratio	2.9:1

図4でエンジン排気は、排気ダクトで超小型チップタービンファン（Baby Fan）に導かれる。ここでエンジンノズルは、付属のノズルから単一径のものに置き換えており、またノズルと排気ダクトは、互いに機械的に固定されない構造にしてある。これは、排気ダクトの重量がノズルにかかるとタービン部分のケーシングが変形し、タービンの接触による不具合が生じるためである。

2.2　リフトファンの推力性能予測

リフトファンの設計を行うために、まずこれを駆動する SIM3000 の特性を計測した。図5にその一部として空気流量の測定結果を示す。次に測定した SIM3000 の特性を元に、エンジン排気で駆動するファンの性能を計算で求めた。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

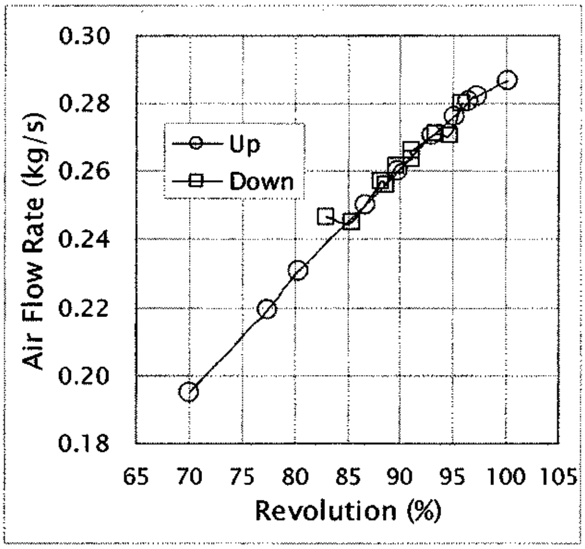


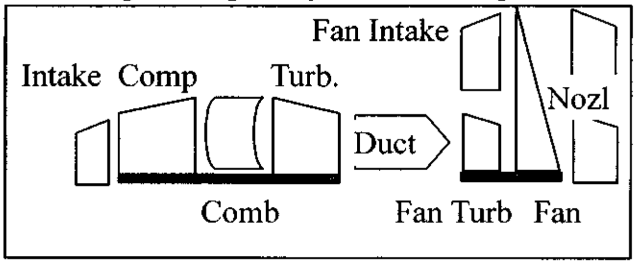
Fig. 5　SIM3000 Air Flow Rate

計算ブロック図を図６に、また計算に必要な要素効率を表２に示す。ここで SIM3000 の要素断熱効率は、表１で示した仕様値と、空気流量、EGT、推力、燃料流量がほぼ一致するようにサイクル計算を繰り返し、得られた推定値とした。なおファンタービンの断熱効率は、クラスターファンの性能測定よりかなり低いと考えられるので、ここでは 0.6 と仮定した。各要素の機械効率は仮定値である。ダクトの圧力損失及び温度損失率はそれぞれ 0.05 及び 0.02 と仮定した。

Table 2　Engine Components Efficiency

Components	Adiabatic Efficiency	Mechanical Efficiency
Compressor	0.71	
Combustor		0.9
Turbine	0.70	0.92
Fan	0.75	0.92
Fan Turbine	0.60	
Nozzle		0.9

Fig.6　Engine Cycle Block Diagram



以上より求めた結果を図７に示す。ここでファン圧縮比の範囲を 1.01〜1.05、またエンジン回転速度は 90〜95%の範囲とした。これは模型ジェットエンジンでは、寿命等を考慮して最高回転速度でエンジンを運転する時間をなるべく短くするが、特にここで用いる VTOL エンジンでは、長時間のホバリングなどでファンの最大推力運転を一定時間必要とするので、この場合の回転速度を 100%以下にすることによる。図７の結果より、ファンの設計圧縮比を 1.03 とした。期待される推力は２つのファンで約 140N である。

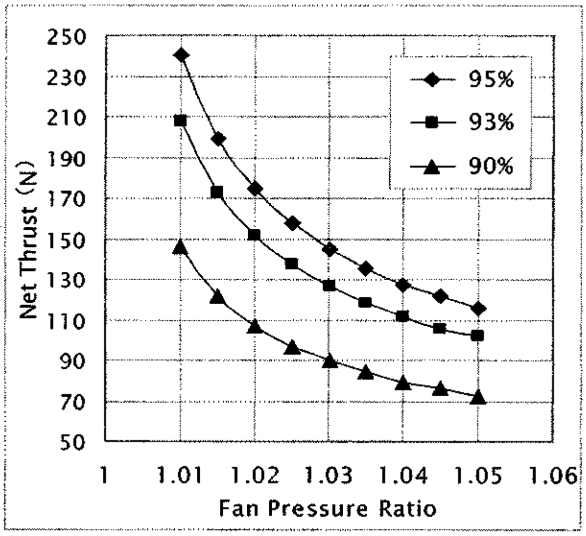


Fig.7　Fan Thrust Performance

３．超小型チップタービンファン

表３に、超小型チップタービンファンの設計仕様を、図８にファンの外観を示す。ファンの構成としては、クラスターファン・エンジンの単動翼列多段チップ・タービン駆動ファンと類似点が多いが、タービンが単段であることなどから、より構成は単純化されている。

Table 3　Specification of the Baby Fan

FAN	
Rotation Speed	17,200 rpm
Diameter	130 mm
Boss Ratio	0.35
Pressure Ratio	1.03
No. of Rotor Blades	14
No. of Stator Blades	22
Mass Flow (Design.)	1.01 kg/s
Thrust (Design.)	69N (7.0kg)
Tip Turbine	
Inlet Total Temp.	873 K
Pressure Ratio	0.83
No. of Blade Blades	30
No. of Stator Blades	17 (Partial)
Mass Flow (Design.)	0.14 kg/s

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

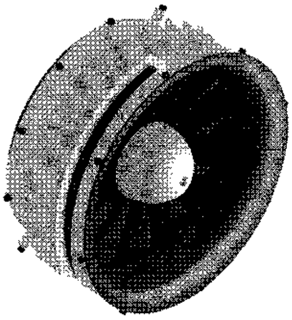


Fig. 8　Schematic view of the Baby Fan.

チップ・タービンの設計にあたっては、ファンの直径、チップ周速及びタービン駆動ガスの流量を考慮すると、チップ・タービン全周に渡って駆動ガスを供給するためには絶対的に流量が少ない。このためにタービン翼の高さを極めて小さくして対応しなければならないが、極端な翼高の減少は効率低下を招くため、図８に示すように、コアからのガスの取り入れ口をタービンの一部分に限定するパーシャル・アドミッションとすることで、タービン翼高さ 10mm を確保することとした。一方で、タービン全周の 1/3 程度しか使用しないために、長時間の使用においてはローターへの負荷が偏り、結果として軸受けに問題を生じる可能性がある。対策としてガス取り入れ口を二分して軸対象に配置することが考えられるが、飛行実験での滞空時間が５分程度であること、模型エンジンからの排気の取り回しが容易になる利点等より、一カ所のみの空気取り入れ口とした。

ファン部の動翼及び静翼の翼形状は、NACA65 系翼の厚み分布に円弧キャンバーを持たせた形状とし、チップ・タービン翼形状は NACA の Principle Turbine Blade の反動翼厚み分布に、NACA A3K7 キャンバーを持たせた形状とした。材質は、コーン部を除き、全てステンレス製であり、軸受けにはグリス潤滑のベアリングを使用することで、潤滑等の機構的な複雑さを極力排除している。

４．リグ試験及び計測装置

模型 VTOL 搭載エンジンのリグ試験として、SIM3000 及び２つの超小型ファンを図９のように SUS 平板上に配置して動作試験を行っている。エンジン ECU、バルブ等の SIM3000 装備品はエンジン周辺に配置し、起動用 LP ガス及び燃料は別途供給している。測定パラメータを表４に示す。

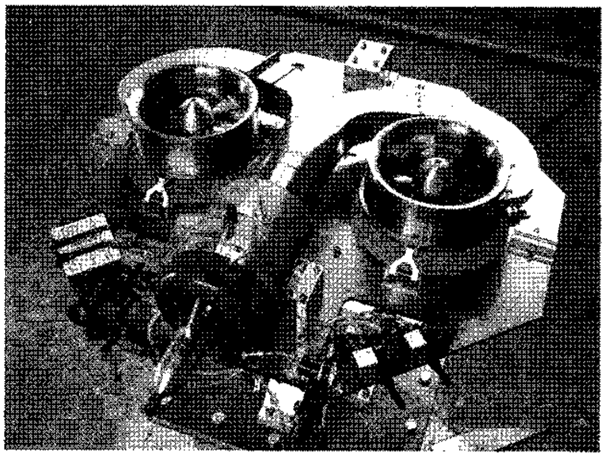


Fig.9　View of the Engine Test Rig

Table 4　Measurement Parameter

Parameter		Sensor
SIM3000	Revolution	Magnetic
	EGT	K
Fan	Revolution	Optical
	Outlet Temp.	K
Exhaust Duct	Outer Temp.	K
Force	XYZ axis Force	Force Sensor

ここで XYZ 軸の力の計測には、SUS 平板の中央と全体を支持する台の間に配置した６分力計を使用している。エンジンの起動・運転は、ECU とこれを制御するコントローラにより非常に簡単である。なお本試験では、コンクリート隔壁と防音扉で仕切られた室内でエンジン運転を行っている。

5. まとめ

クラスターファン VTOL 技術の研究の一環として、VTOL 機体制御システムの評価及び実証を目的として、VTOL 自由飛行を目指す模型 VTOL 機用の搭載エンジンについて述べた。

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 機ｴﾝｼﾞﾝｼｽﾃﾑ」、第 31 回定期講演会講演論文集、2003.6
3）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
4） Saitou、「単段列多段タービン」、US 6,884,021 B2、（2005.4.26）及び GB2388408、（2004.6.9）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B－23

バーチャルジェットエンジンの開発
—運航時性能評価の試み—

福山　佳孝，松下　政裕（宇宙航空研究開発機構）
＊伊藤　允男，平木　秀龍，吉田　豊明（東京農工大学）
横川　忠晴，原田　広史（物質・材料研究機構）

Development of a Virtual Jet Engine
—Trials for Performance Evaluation in Operation—

Yoshitaka FUKUYAMA, Masahiro MATSUSHITA(Japan Aerospace Exploration Agency)
*Masao ITO, Hidetatsu HIRAKI, Toyoaki YOSHIDA(Tokyo Univ. of Agriculture and Technology)
Tadahiro YOKOKAWA, Hiroshi HARADA (National Institute for Materials Science)

ABSTRACT

The thermal efficiency improvement of the aircraft engine is requested from the viewpoint of decrease of the environmental load and the operational cost. The Virtual Jet Engine (VJE) is a tool that can evaluate environmental adaptability for the CO_2 reduction by new technological development of the engine concept and the materials. The present VJE is constructed for two spool type turbofan engine. The VJE is targeted for development of the system that simply designs the engine and evaluates performance by flight simulation. The overall VJE development work and the results of accuracy evaluation by using the test cell and real flight records are reported. In addition, the evaluation of the performance deterioration and the environmental changes in the high pressure turbine by VJE are reported below.

Key words: Aero-engine, Design, Performance analysis, Software system, Benchmarking, New materials

1．はじめに

国際エネルギ機関（IEA）の集計によると、国際線の航空機から1年間に排出される二酸化炭素（CO_2）の量が便数の増加でここ30年間ほぼ倍増し、2002年には世界で日本の総排出量の約4分の1に相当する年間約3億5400万トンに達したことが分かっている。CO_2の排出は今後も増加し、地球温暖化を一層加速することが懸念されている。しかし、航路関係国間で削減義務を配分する難しく、京都議定書の規制の対象外であることから、今後の地球温暖化において大きな問題になりそうである。

地球の温暖化などの世界的な環境問題に対する懸念や原油の価格高騰による運用コストの増加の懸念が多く成されているため、航空機にも環境問題対策が必要とされてくる。このような問題から、航空機の環境に対する負荷の低減と運用コスト低減の観点から航空機エンジ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超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応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ように成果が反映され、全体システムとして効果が出るのかを把握した研究の推進が求められている。

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な点である。

そこで本研究では、(独)宇宙航空研究開発機構（JAXA）と(独)物質・材料研究機構（NIMS）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によってCO_2削減に対する環境適合性評価を行なえるツール、「バーチャルジェットエンジン」の開発及び、精度評価をこれまで行ってきた。このバーチャルジェットエンジンの開発には、JAXA において行われている国際環境基準の強化に対応した低騒音化、排出物低減化、高効率化などの環境適応化技術研究を行うプロジェクトである「クリーンエンジン技術の開発プロジェクト」の研究の一環として行ってきた。

今年度はさらに運航時性能評価を行い、エンジンごとの性能の違いをみるため、燃料流量における統計学処理を行った。さらに、このツール開発の目標である性能劣化の評価やエンジン高温部品における使用環境変化の評価を実施したので以下に報告する。

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 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）[1]」は、発電用ガスタービンの高温ガスタービンに新材料を適応する効果（CO_2 削減量）等を自動的に計算するシステムである「仮想タービン[2),3),4)]」の考え方を航空機エンジンに適応し、専門家でなくともエンジンの簡易設計と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・エネルギバランス、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ヒートマスバランス設計部分に加えて、モデルエンジン部分の設計用一般データと特定機種別データ、空力、冷却、構造強度、寿命等の外部データベース部分を持たせ、前述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。

3．バーチャルジェットエンジンの構成

3.1 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 2 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。

本研究のために、国内エアラインより地上試験運転及び運航データの提供を受けた。これにより VJE 精度向上に大きな貢献をもたらした。現在までに、CF6-80C2 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。今度、他のエンジンについても準備が出来次第モデルエンジンを用意する予定である。

3.2 モデルエンジンの設定

エンジンの性能は本来、航空機に搭載された状態で計測すべきであるが、これは実際には不可能である。そこで、エンジン運転設備（セル）にて試験計測されたテストセルデータを用いてモデルエンジンを設定する。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（FN）が、CF6 では、軸回転数（N1, N2）、燃料流量（WF）、低圧タービン入口圧力（PT45）、低圧タービン温度（TT45）、スラスト（FN）が報告されている。

これらの値と公表情報[5)]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た。

モデルエンジンを作る上で、各エンジンには性能のばらつきが問題になる。そこで、各エンジンのばらつきを評価するため、図 3 に CF6-80C2、図 4 に PW4000-112" 基本エンジンとエンジンセルの実測値の比較を示す。図は横軸すべてが B6F 定格スラストで基準化したセル運動スラスト、横軸は VJE での値で基準化したセル運動計測値を示す。温度は差を示し、その他の量は比で示している。スラストレベルの範囲は CF6 は 77～97%程度、PW4000 は 52~98%程度のデータを使用して性能パラメータを設定した。CF6 における N1、N2 と WF の標準偏差は 1%以下で EGT は 10K 以下、PW4000 における N1、N2 と WF の標準偏差は 1.2%以下で EGT は 10K 以下である。N1、N2 と WF の標準偏差が去年度よりも精度が向上しているが、EGT に関しては若干悪くなっている。これは、テストセルデータが去年度よりも増えたためエンジン性能のばらつきによる影響が大きく出たと考えられる。そのため、現段階においてこれ以上の一致を目指すのは無意味である。

今度ともさらなる高精度化を目指していくが、本論文では、下記に示した VJE 解析にこの基本エンジンを用いて計算を行い、運航時性能評価を行っていく。

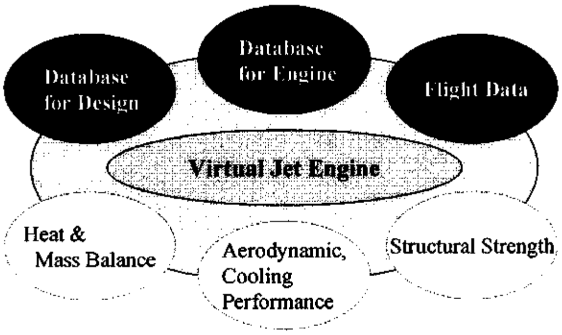


Fig.1 Virtual Jet Engine Concept

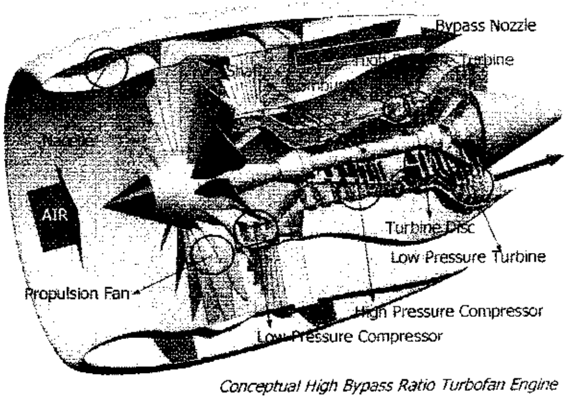


Fig.2 Schematic of 2-Spool Turbofan Engine

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

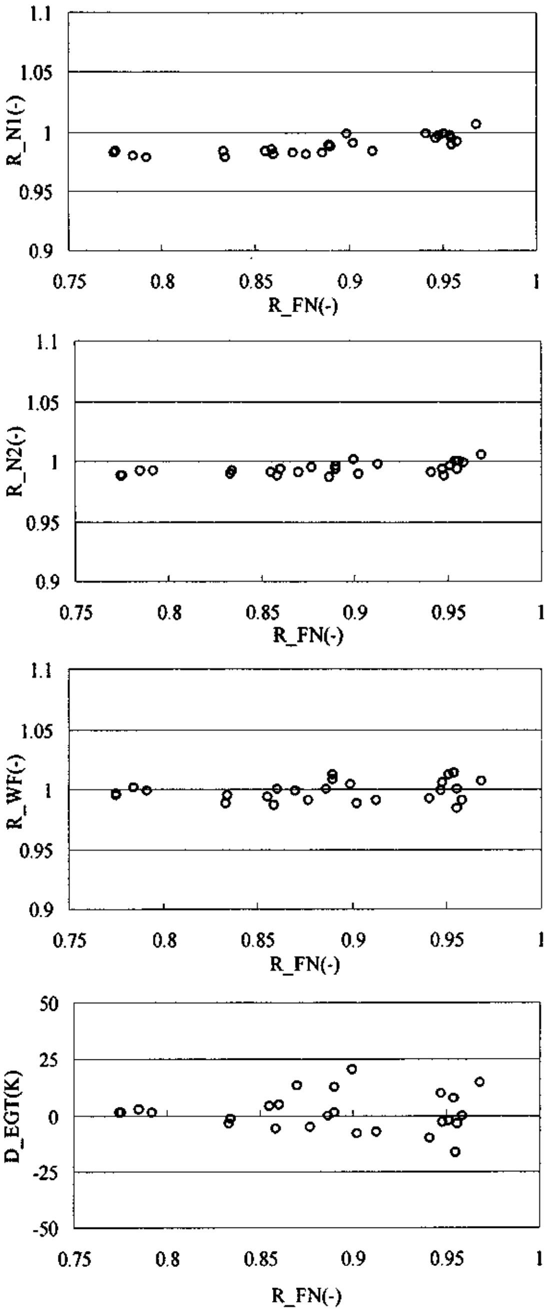


Fig.3 Comparison of VJE and Cell Measurements(CF6)

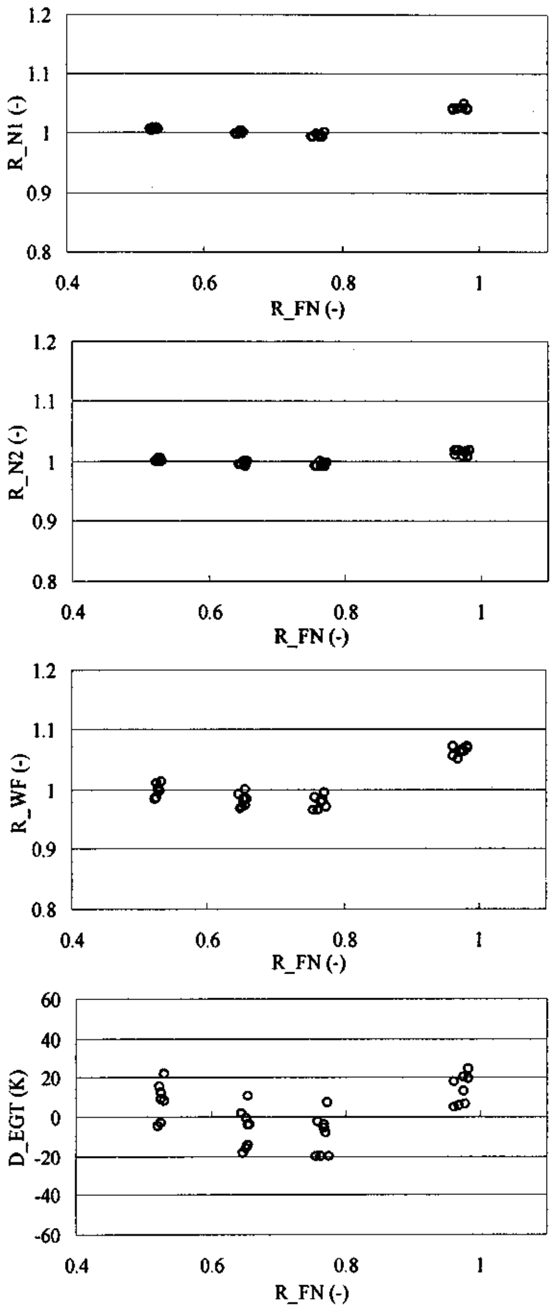


Fig.4 Comparison of VJE and Cell Measurements(PW4000)

4．フライトシミュレーション

4.1　解析方法と解析対象

国内エアラインから General Electric 社（CF680C2B）と Pratt & Whitney 社（PW4000-112"）製エンジンの国内線と国際線のフライトデータの提供を受けた。今年度はフライトデータのサンプル数が増えたため、より多くのエンジンに対する解析が可能となった。

解析にはフライトデータと基本エンジンのエンジン入口条件である温度、圧力、運航速度と低圧軸回転数（N1）を一致させる方法で実施した。

解析結果の一例として CF6 の国際線（GI）、PW4000 の国際線（PI）の予測結果を図 5、6 に示す。

4.2　フライト全体の評価

図 5、6 は、全て横軸に運航時間、縦軸に飛行高度とエンジン計測された物理量をそれぞれ取り、VJE 解析値を黒丸で示す。また、エンジン負荷が低く、燃料消費も低い降下部のシミュレーションは今回省略した。

両ケースの運航に対しても離陸、上昇、巡航の過程においてエンジン状態量の変化を良く再現していることがわかり、VJE が運航時のエンジン性能や内部の計測できない物質量の推定手段として有望であることが分かる。さらに季節や環境の変化を考慮するため、今年度はエンジン入口条件に圧力と温度を加えたことにより、昨年度の解析結果よりも精度が上がった。

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

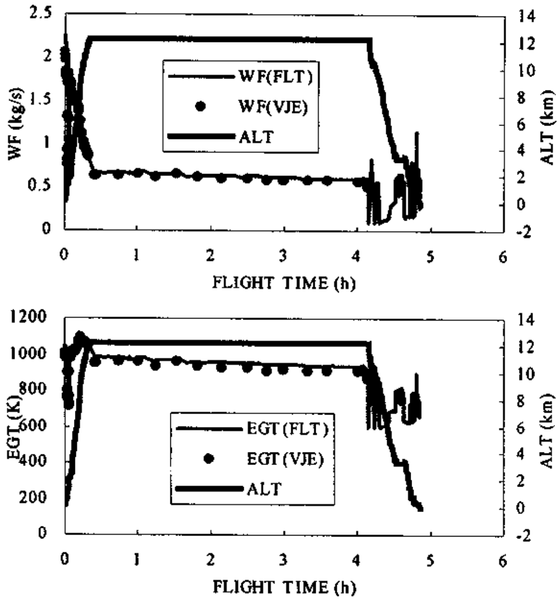


Fig.5 Comparison of VJE and Flight Records(GI)

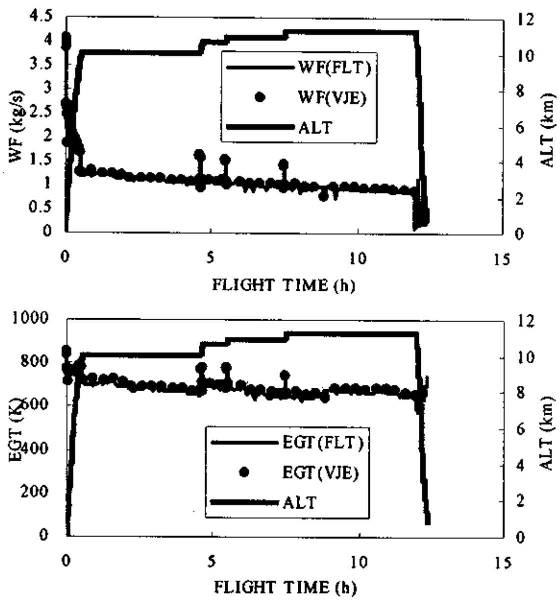


Fig.6 Comparison of VJE and Flight Records(PI)

4.3 運用における燃料流量評価

図 5､6 の運航解析予測結果からエンジン性能の違いを見るために、WF の値を時間積分し、運航時の予測燃料流量を計算した。エンジンごとに性能のばらつきがあったとしても、同じ機体で同時期に飛んでいるエンジンでは運用における性能の違いはないことが考えられる。そこで、図 7 に CF6 の国際線（GI）と国内線（GD）における燃料流量比の関係、図 8 に PW4000 の国際線（PI）と国内線（PD）における燃料流量比の関係を示した。横軸は同じ路線での行きにおけるフライトデータと VJE による燃料流量比、縦軸を戻りのフライトにおけるフライトデータと VJE による燃料流量比の関係を示したものである。

同じ機体で同時期に飛んでいるエンジンに対して、同じ路線の行きと戻りの燃料流量比の関係はすべて図の線形上に結果が出るはずであるが、同じ路線でも航路や高度、運航速度などの運航状態の違いや環境の問題もあるため必ずしも行きと戻りの関係が一致するとは限らない。

このエンジン性能のばらつきが統計学的に有意かを示すために CF6 と PW4000 の P 値を示す。この値から、このエンジンのばらつきは統計学的に有意であることが言える。つまり、図のようにばらつきがあっても、エンジンがそれぞれ性能の違いを持っていることを示している。この性能の違いは最大で約 5%程度あることがこの結果からわかる。しかし、この差にはエンジンの性能の差と運用による劣化の差が含まれているため、エンジン自体の性能の違いがどの程度なのかこの図から述べることはできない。この問題を解決できれば、運航解析予測結果からも VJE が運航時におけるエンジン性能を推定するツールとして貢献できると考えられる。

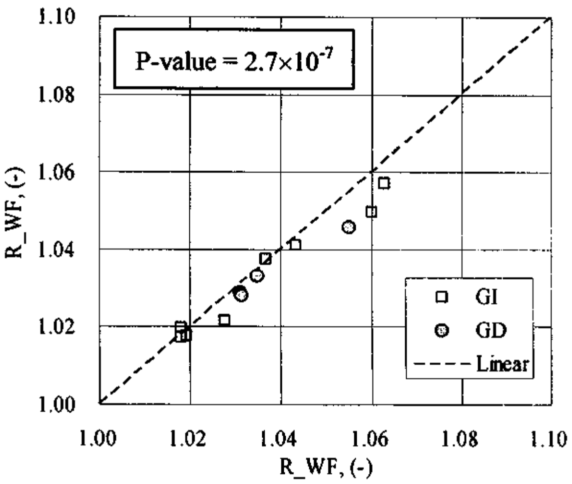


Fig.7 Comparison of GI and GD WF Ratio

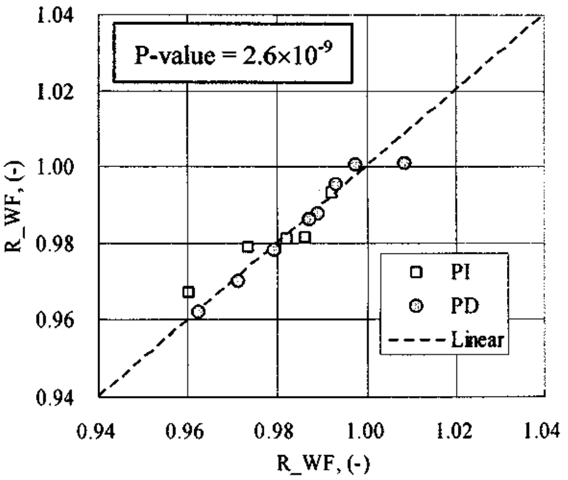


Fig.8 Comparison of PI and PD WF Ratio

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

4.4 部品使用環境変化の評価

VJEで解析した値からエンジン部品の使用環境の変化について評価する上で、運転時の負荷が高い高圧タービン翼について評価した。高温部品である高圧タービン翼の使用環境変化を評価できれば、いつそのタービン翼に寿命が来るのかを予測評価できると考えられる。

図7にCF6、図8にPW4000の高圧タービン翼における使用環境変化の一例を示す。動翼に対して遠心力 ($N2^2$) と材料の酸化 ($T4_B$：高圧タービン動翼入口温度)、熱応力 ($T4_B$-T3、T3：燃焼器入口温度) として図の (A)、(B) に示し、静翼に対しては曲げ応力 (P4：高圧タービン入口圧力)、材料の酸化 ($T4_N$：高圧タービン静翼入口温度)、熱応力 ($T4_N$-T3) としてこれらの関係を図の (C)、(D) に示した。図の値はB6F定格点を基準点に対する比率で示し、国内線と国際線のケースを比較した。

図から静翼では離陸時に曲げ応力が高い値を示し、巡航時に低い値を示していることから、離陸時にもっとも負荷が大きいということが解る。一方、動翼では国際線だけ離陸時に負荷が大きい。これは国内線と国際線では、燃料の積載の違いにより離陸時に多くのスラストが必要になるため高圧タービン翼にかかる負荷に違いがあると考えられる。しかし、全体的には負荷による大きな差が見て取れないことから、高圧タービン翼にかかる負荷は国内線、国際線の違いではなく、運航状態によって大きく作用されるのではないかと予測される。これについては、今度サンプル数を増やし、統計学的に調査していく。

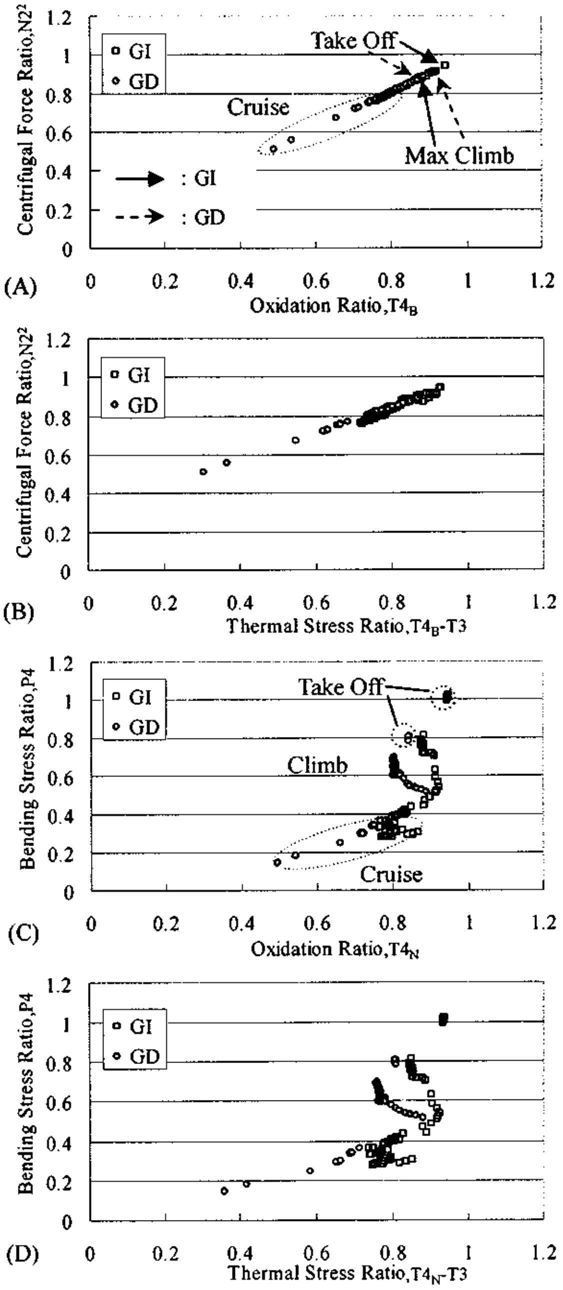


Fig.9 High Pressure Turbine Environmental Changes (CF6)

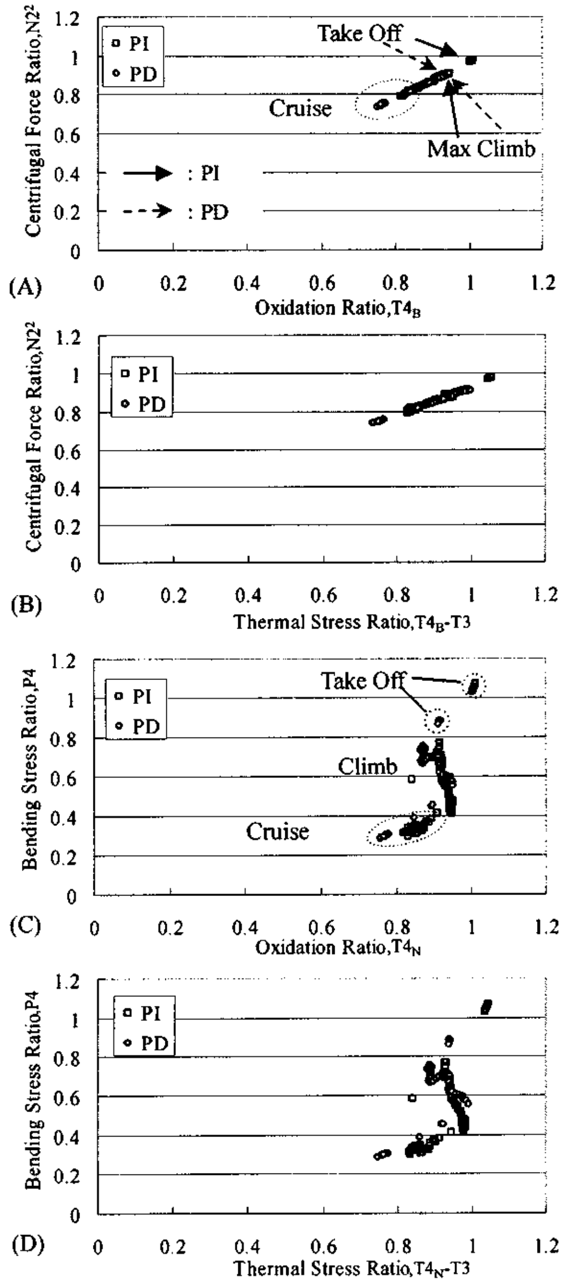


Fig.10 High Pressure Turbine Environmental Changes (PW4000)

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

4.5 性能劣化の評価

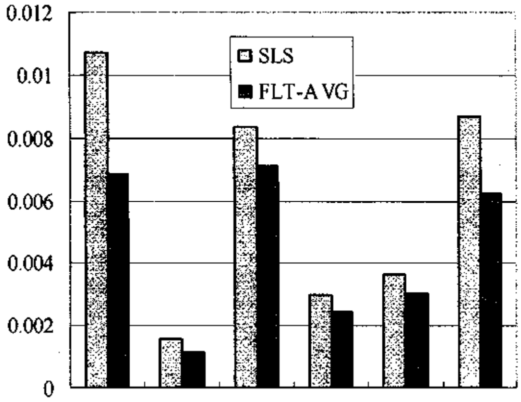
エンジン部品性能の変化が運航にどれだけ影響を及ぼすかを評価するため、スラスト一定の元での比較評価を行った。これにより、必要なスラストを維持するためにエンジンに供給される燃料流量とタービン作動温度、高圧軸回転数や低圧軸回転数などの変化を見る事ができる。

ファン(Fan)、低圧圧縮機(LPC)、高圧圧縮機(HPC)、初段高圧タービン翼(HPT1)、二段高圧タービン翼(HPT2)、低圧タービン翼のすべて(LPTA)の効率をそれぞれ1%低下した場合の影響度合いを性能が劣化していない場合に対する比率で比較した。

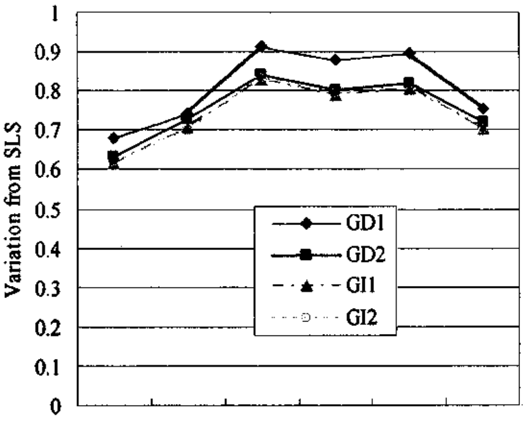
図11にはCF6の国内線、国際線のそれぞれ2ケースにおいて各種の効率を1%低下した場合のSFCの影響を示す。今回SFCの影響を見たのは、性能劣化が燃費や環境負荷にどう影響を及ぼすかを知るために一番重要なパラメータであるSFCを見ることにした。

図の(A)には、海面静止条件(SLS)とVJEで計算した4ケースにおける平均値(FLT-AVG)の結果である。(B)には、VJEで計算した4ケースにおいてSLSを基準1としたとき、SFCの平均値の各変化量を示す。

図11から低圧圧縮機、低圧タービンに比べ、高圧圧縮機、高圧タービンの高圧モジュールがSFCに対して影響を大きく与えることがわかる。モジュール性能劣化がわずか1%であるにも係わらず、SFCに対して影響を及ぼすことがこれらの図からわかる。また、各フライトにおいて、低圧モジュールでは変化が少なく、高圧モジュールでは変化が大きいという、それぞれ似た傾向を示している。つまり、性能劣化の影響は国内線、国際線による運航の違いによって差が出るわけでなく、モジュールごとの劣化のみが影響することがわかる。



(A)



(B)

Fig.11 Effect of Performance Deterioration to SFC

5. おわりに

ジェットエンジン設計・性能評価システムであるバーチャルジェットエンジンの開発及び精度評価、運航性能評価を行った。VJEを用いることでスラストなどのエンジン内部で計測できない量の予測を行うことができ、この予測値を用いることで性能劣化の影響や部品環境の変化についてある程度知ることが出来ることがわかった。また、エンジンによる性能のばらつきは統計学的に有意であることがわかった。

謝辞

本研究の一部は、新エネルギ・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。

参考文献

1) 福山佳孝他, 第33回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2005), pp.131-136.
2) 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.
3) 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.
4) 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.
5) Jane's Aero-Engines Issue Seventeen, Jane's Information Group Ltd., UK, 2005

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B−24

コンバインドサイクル発電プラントの起動スケジュールの多目的最適化

*白川 昌和（東芝），河井 研介（東芝），
荒川 雅生（香川大），中山 弘隆（甲南大）

Multi-Objective Start-up Schedule Optimization System for a Combined Cycle Power Plant

*Masakazu SHIRAKAWA (Toshiba), Kensuke KAWAI (Toshiba),
Masao ARAKAWA (Kagawa Univ.) and Hirotaka NAKAYAMA (Konan Univ.)

ABSTRACT

This paper proposes an intelligent start-up schedule optimization system for a thermal power plant. This system consists of a dynamic simulation, a neural network, and an interactive multi-objective programming technique. The futures of this system are as follows. (1) The start-up schedule can be optimized based on multi-objective evaluation and (2) the optimal start-up schedule can be determined with a reasonable computing time and calculation accuracy through interaction between human beings and computers.

Key words: Power Plant, Optimization, Multi-Objective, Dynamic Simulation, Start-up, Operation

1．はじめに

コンバインドサイクル発電プラントの起動スケジュールは，起動時間，燃料消費量，機器の寿命消費量，環境規制物質の排出量など，複数の評価指標を勘案しながら決定する必要がある。

ここでは，オペレータがコンピュータとの対話を通じて，多目的評価に基づいて起動スケジュールを最適化できる運転支援システムを開発したので報告する。

2．起動スケジュール最適化システム

開発した起動スケジュール最適化システムの構成を図１に示す。本システムは，Radial Basis Function ニューラルネットワーク（RBFN），遺伝的アルゴリズム（GA），満足化トレードオフ法[1]を組み合わせて開発した。

プラント起動特性は動特性シミュレーションにより予測できるが，多目的最適化を行うには計算の繰返しにより膨大な計算時間を費やしてしまう。一方，オペレータは電力需要の要求に応じて，短時間内にプラント運用計画の意思決定を行う必要がある。そこで，RBFN により近似モデルを作成し，この近似モデル上で GA により最適解を探索することで計算高速化を実現している。また，RBFN は学習時間が速く，追加学習も容易に行えるため，実用的な計算精度も確保できる。

多目的最適化とは，与えられた制約条件下において，トレードオフ関係にある複数の目的関数を

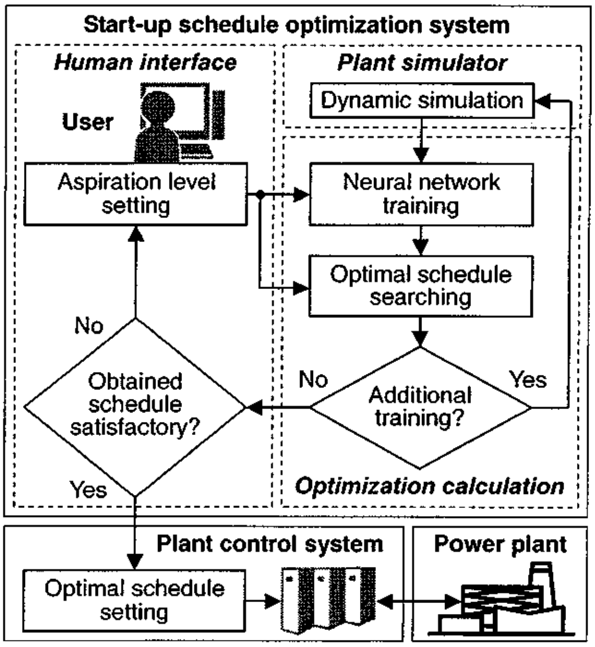


Fig.1 Start-up schedule optimization system

同時に最適化することである。本問題を定式化すると，

$$\begin{cases} \underset{x}{\text{minimize}} \quad f(x) = [f_1(x), f_2(x), \cdots, f_r(x)]^T \\ \text{subject to} \quad g_j(x) \le 0, \quad j = 1,2,\cdots,m \end{cases} \qquad (1)$$

となる。ここで，$x = [x_1, x_2, \cdots, x_n]^T$ は設計変数（スケジュール変数），f は目的関数，g は制約条件（運転制約）を示す。さて，このようなベクトル形式のままでは解くことが難しいため，スカラー化し

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006. 10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

て問題を解き易くする。ここでは，希求水準法を用いた対話型多目的計画法の一つである満足化トレードオフ法によりスカラー化すると，

$$F(x)=\max_{1\le i\le r} w_i^k\left(f_i(x)-\overline{f_i}^{\,k}\right)+\alpha\sum_{i=1}^{r} w_i^k f_i(x) \tag{2}$$

$$\underset{x}{\text{minimize}}\ \ F(x)+\sum_{j=1}^{m}\beta_j K_j g_j(x) \tag{3}$$

$$K_j=0,\ \ \text{if}\ g_j(x)\le 0,\ j=1,2,\cdots,m$$

$$K_j=1,\ \ \text{otherwise}$$

となる。ここで，α は微小な正の値（すなわち，10^{-6}），(3) 式の第２項はペナルティー関数であり，β_j は十分に大きな値とする。以下の式で重み w_i^k は自動的に決定できる。

$$w_i^k=1/\left(\overline{f_i}^{\,k}-f_i^*\right) \tag{4}$$

ここで，$\overline{f_i}^{\,k}$ は目的関数の希求水準（k は試行回数），f_i^* は理想点であり，一般に $f_i^*\le\min\{f_i(x)\mid x\in X\}$，（$X$ は実行可能解）で与えられる。

この方法を２目的問題で分かり易く示すと，図２のようになる。ユーザは希求水準（目的関数のターゲット値）を入力すると，理想点と希求水準を結ぶ線と，パレート曲面（最適解のトレードオフ集合）との交点にあるパレート最適解を得ることができる。実際の問題は，パレート曲面は未知であり，また，目的関数が増えると簡単に図示できなくなる。この方法は，上述のような複雑な問題でも，ユーザの意図する解を少ない試行回数で得ることができる。

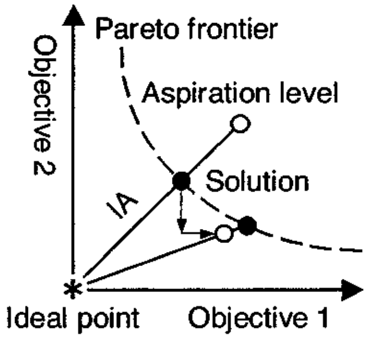


Fig.2　Satisficing trade-off method

3．適用事例

一例として，多軸型コンバインドサイクル発電プラント（全出力 670MW）の Warm 起動時のスケジュールを多目的最適化した事例を説明する。プラント構成を図３に示す。本プラントの起動スケジュールを図４に示す。目的関数は３つあり，（１）起動時間 f_1，（２）燃料消費量 f_2，（３）蒸気タービンの熱応力 f_3 である。起動時間は速く，

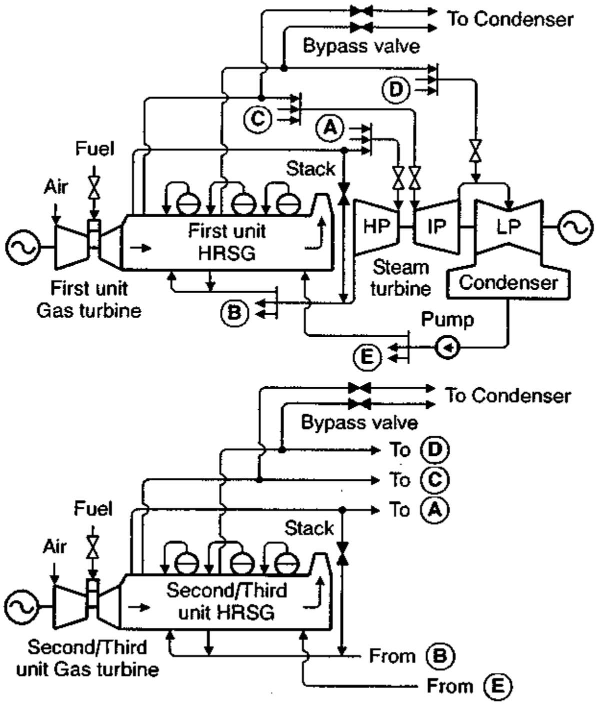


Fig.3　Plant configuration

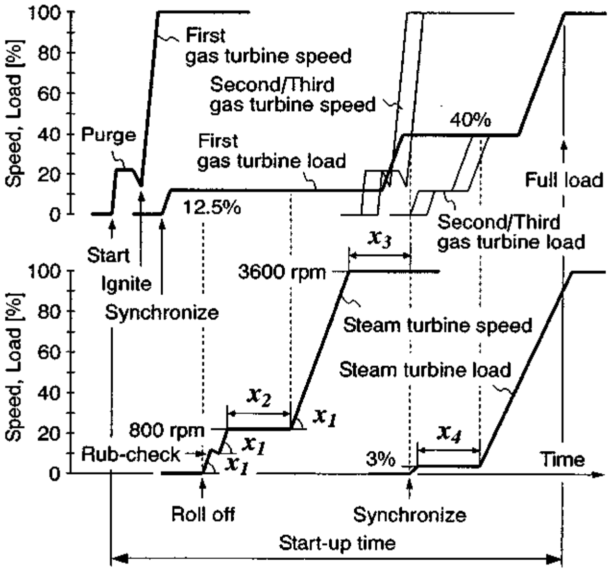


Fig.4　Plant start-up schedule

燃料消費量は少なく起動したい。さらに，熱応力は小さい方が機器寿命を延ばすことができる。これに対して，スケジュール変数は４つある。すなわち，図４に示すように，蒸気タービンの昇速率 x_1，低速ヒートソーク時間 x_2，高速ヒートソーク時間 x_3，初負荷ヒートソーク時間 x_4 である。ここで，昇速率は｛120, 180, 360 rpm/min｝を取る離散変数であり，各ヒートソーク時間は 5～60 分の上下限値を持つ連続変数である。また，運転制約として蒸気タービンの熱応力の機器制限値，プラント NOx 排出量の環境規制値を考慮している。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

まず，ランダムに起動スケジュールを変えた 250 ケースの動特性シミュレーションを実行し，その結果を RBFN の教師データとして与えて近似モデルを作成した。そして，得られた近似モデル上で希求水準を変えてパレート最適解の探索を行った。図 5 は各目的関数に対する 2 次元図であり，希求水準の設定と得られたパレート最適解の関係を示している。図中の理想点（＊）は，上述の教師データにおける各目的関数の最小値を用いている。第 1 の希求水準（□）に対し，得られた第 1 のパレート最適解（■）は全ての目的関数が改善されている。ここで，ユーザは，より起動時間を短縮し，より燃料消費量を少なくして起動したいとする。現在の解は，既にパレート最適解の一つであるため，全ての目的関数を改善することはできない。そこで，熱応力を妥協して第 2 の希求水準（△）を設定する。得られた第 2 のパレート最適解（▲）は，概ねユーザの意思通りの解が得られている。さらに，ユーザは，熱応力にまだ余裕があるため，これを機器制限値まで妥協し，より燃料消費量を少なくして起動したいとする。そこで，第 3 の希求水準（○）を設定する。得られた第 3 のパレート最適解（●）は，熱応力が機器制限値まで達し，起動時間を最短とし，燃料消費量を最小にする，このプラントの性能限界と考えられる。

4．考察

表 1 に希求水準の設定と得られたパレート最適解を整理する。ここで，Solution (RBFN)は近似モデルにより得られた最適解，Solution (Actual)は動特性シミュレーションにより得られた結果である。近似モデルの精度が十分に高いことが分かる。図 6 に動特性シミュレーション結果を示す。ここで，図 6 (a) が第 1 の希求水準に相当する起動スケジュール，図 6 (b) が第 1 のパレート最適解，図 6 (c) が第 2 のパレート最適解，図 6 (d) が第 3 のパレート最適解である。図 6 (b) ～ (d) は，各目的関数間のトレードオフ関係が異なるだけで，各希求水準に最も近い運転制約を満たした最適解である。このように，オペレータは多目的評価に基づいて，起動スケジュールをフレキシブルに計画できる。

計算速度はノートパソコン（Intel™ Pentium™ M processor 2.13 GHz）を用いて，1 希求水準当たり約 90 秒であった。日々のプラント運用計画の策定などに利用できる，十分な計算速度と言える。

Table 1　Results of the objective functions

	f_1	f_2	f_3
Aspiration level #1	200 min	74.4 ton	94.9%
Solution (RBFN) #1	175 min	71.6 ton	88.5%
Solution (Actual) #1	175 min	71.9 ton	87.7%
Aspiration level #2	160 min	70.0 ton	92.8%
Solution (RBFN) #2	162 min	70.3 ton	93.6%
Solution (Actual) #2	161 min	69.8 ton	92.3%
Aspiration level #3	160 min	67.0 ton	100%
Solution (RBFN) #3	156 min	67.9 ton	100%
Solution (Actual) #3	156 min	67.6 ton	100%

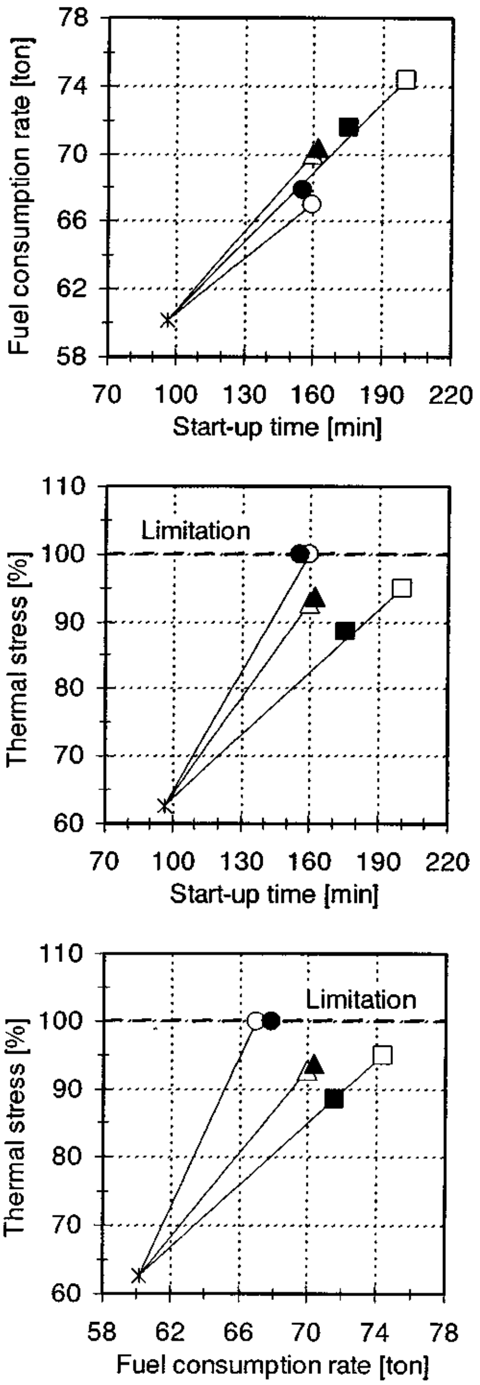


Fig.5　Application results

Download service for the GTSJ　via 3.142.133.182, 2025/05/01.

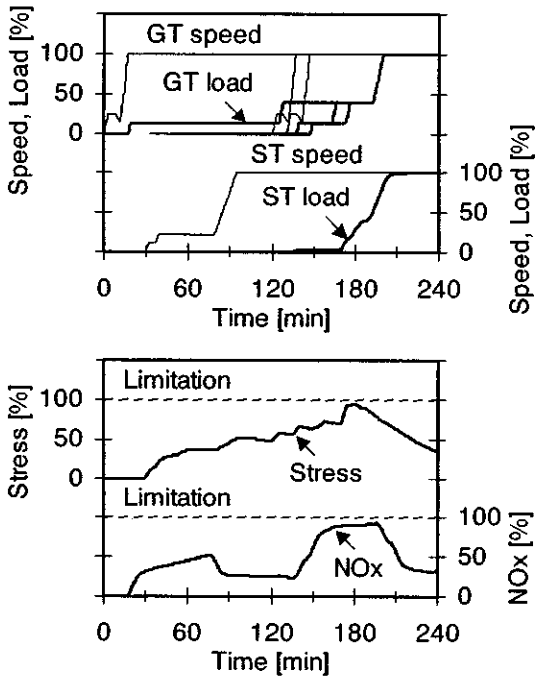


Fig.6(a) Initial start-up schedule corresponding to the first aspiration level

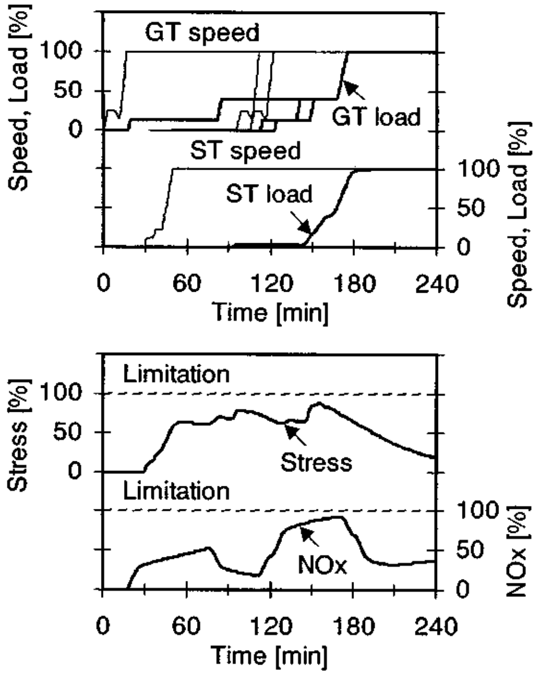


Fig.6(b) Optimal start-up schedule obtained for the first aspiration level

5．まとめ

火力発電プラントの運用計画を最適化する運転支援システムを開発した。本システムはオペレータとの対話を通じて，相反する複数の評価指標を勘案しながら，実用的な計算精度と計算時間で最適な起動スケジュールを提示できる。

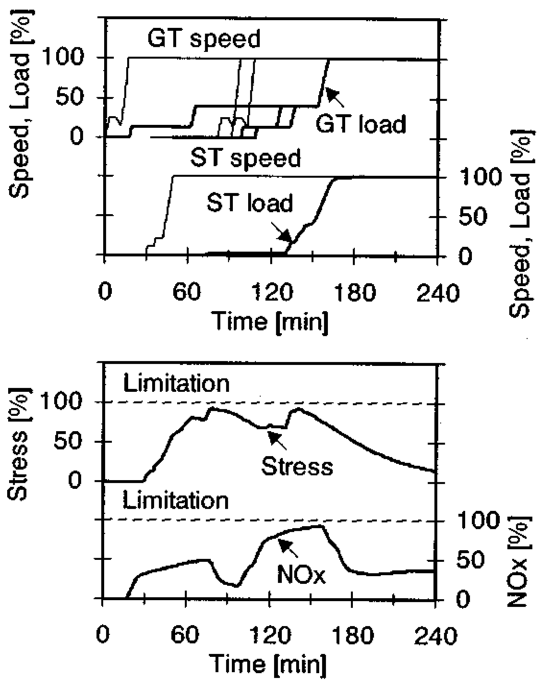


Fig.6(c) Optimal start-up schedule obtained for the second aspiration level

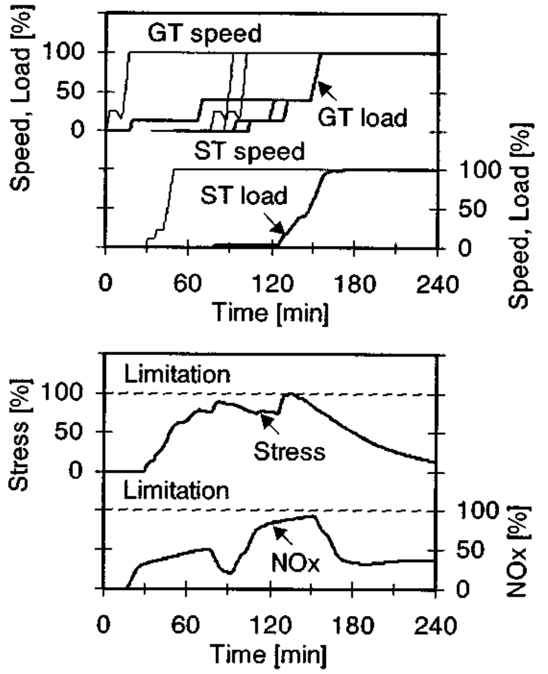


Fig.6(d) Optimal start-up schedule obtained for the third aspiration level

参 考 文 献

1) Nakayama, H. (1995). Aspiration Level Approach to Interactive Multi-Objective Programming and Its Applications. In: *Advances in Multicriteria Analysis* (P.M. Pardalos, *et al.*, Eds.). pp. 147-174. Kluwer Academic Publishers, Printed in the Netherlands.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

B－25

航空エンジンの高空動特性取得試験

*田頭　剛、髙　將治、杉山七契、水野拓哉、二村尚夫、
立花　繁、柳　良二（宇宙航空研究開発機構）

Aircraft Jet Engine's Dynamic Response in Altitude Test Facility

TAGASHIRA Takeshi, KOH Masaharu, SUGIYAMA Nanahisa, MIZUNO Takuya, FUTAMURA Hisao,
TACHIBANA Shigeru, YANAGI Ryoji (Japan Aerospace Exploration Agency)

ABSTRACT

The dynamic response characteristics of single spool turbo jet engine under the high altitude flight condition were acquired from the frequency responses and step responses tests of the real engine at the altitude test facility. Also, the transfer functions were estimated by the analytical method, and verified by comparing with the frequency characteristics of the real engine. Furthermore, it made possible that the dynamic characteristics under any flight envelop could be estimated from the corrected formed transfer functions.

Key words: Altitude Test, Dynamics, Response, Control, FADEC

1．まえがき

民間航空用ジェットエンジンは、高い信頼性を維持しつつ、国際標準のＮＯｘ等排出規制値や騒音規制値をクリアする必要がある。また燃料消費を抑えるだけでなく、整備等も含めた運航コストにおいても高い国際競争力を持つ必要がある。これらの相反する要件を同時に満たすために、将来のエンジンには、高度な制御システム・ヘルスマネジメントシステムが必要になる。我々の研究グループでは、将来の知能化エンジン制御器を目指したインテリジェント制御の研究を進めている。インテリジェント制御の研究では、エンジンの機差や経年劣化等による性能の差を、オンラインで同定し、そのときのエンジン毎に最適なエンジン制御を行うエンジン性能最適制御の研究を、実機のエンジンを使用して実施している。高精度なモデルベース制御を実現するためにはいかに同定精度を上げるか、いかに実機に忠実にエンジンモデルを構築することができるかが鍵になる。特にエンジン制御に使用するエンジンモデルを構築するには静特性だけでなく、動特性も実機エンジンに合わせ込む必要がある。

既に、2 軸ターボファンエンジンの燃料流量変化に対するエンジン動特性(1)、および、可変静翼角変化に対するエンジン動特性(2)については報告したが、これらは地上静止条件におけるものであった。本報告は、1軸ターボジェットエンジンについて、実機エンジンの運転試験による高空環境下でのエンジン動特性を述べ、あわせて修正表現による伝達関数についても言及する。

2．伝達関数

ジェットエンジンの動的挙動に影響を及ぼすプロセスとして、

- ロータのダイナミックス(τ=0.5－1.0 [s])
- 作動流体のダイナミックス(τ=0.001－0.01 [s])
- 熱容量、熱伝達のダイナミックス(τ=0.5－1.5 [s])
- 燃焼のダイナミックス(τ=0.01－0.05 [s])

等がある。τ はそのプロセスの代表時定数を表わしている。実際には、エンジンの動特性を支配しているのはロータのダイナミックスであり、他は準静定過程としてもかまわないことが多い。

図1に示すような1軸ターボジェットエンジンの場合、ロータのダイナミックスは、

$$I\frac{2\pi}{60}\frac{dN}{dt}=\frac{Q}{N}=\Gamma$$

あるいは

$$\frac{dN}{dt}=\frac{Q'}{N}=\Gamma' \quad \cdots\cdots (1)$$

で表わせる。ここで、N：ロータ回転速度、I：ロータの極慣性モーメント、Q：ロータの余剰パワー（タービン発生パワーとコンプレッサ駆動パワーの差）、Γ：ロータの余剰トルク、$Q'=Q/(2\pi I/60)$、$\Gamma'=\Gamma/(2\pi I/60)$。式(1)の右辺の関数$\Gamma'$は、状態変数（ロータ回転速度$N$）と制御変数（燃料流量$W_f$）の関数となるから、$\Gamma'=\Gamma'(N,W_f)$と書ける。任意の作動点$(\overline{N},\overline{W_f})$で$N=\overline{N}+\Delta N$、$W_f=\overline{W_f}+\Delta W_f$のように定常部分と変動部分に分離し、式(1)を線形化すると、変動部分は、

第３４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，2006.10，（弘前）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

$$\frac{d\Delta N}{dt}=\frac{\partial\Gamma'}{\partial N}\Delta N+\frac{\partial\Gamma'}{\partial W_f}\Delta W_f \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

となり、Δ記号を省略し、ラプラス変換をすると、

$$G_N(s)=\frac{N(s)}{W_f(s)}=\frac{K_N}{\tau_1 s+1} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(3)$$

と表せる。ここで、

$$\tau_1=-\frac{1}{\partial\Gamma'/\partial N},\ K_N=-\frac{\partial\Gamma'/\partial W_f}{\partial\Gamma'/\partial N}=\frac{\partial N}{\partial W_f}$$

任意の作動点近傍において、式(3)の偏微分項は定数であるから、W_f から N への伝達関数は 1 次遅れ系である。

一般の観測変数 Y は、状態変数(N)と制御変数(W_f)の関数となるから、$Y=Y(N,W_f)$ と書ける。上記の同様に、任意の作動点で線形化をすると、

$$\Delta Y=\frac{\partial Y}{\partial N}\Delta N+\frac{\partial Y}{\partial W_f}\Delta W_f \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(4)$$

となり、Δ記号を省略し、ラプラス変換をすると、

$$G_Y(s)=\frac{Y(s)}{W_f(s)}=\frac{\partial Y}{\partial N}\frac{K_N}{\tau_1 s+1}+\frac{\partial Y}{\partial W_f}$$

$$=K_Y\frac{\tau_2 s+1}{\tau_1 s+1} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(5)$$

と表せる。ここで、

$$\tau_1=-\frac{1}{\partial\Gamma'/\partial N},\ K_Y=\frac{\partial Y}{\partial N}K_N+\frac{\partial Y}{\partial W_f},\ \tau_2=\frac{\tau_1}{K_Y}\frac{\partial Y}{\partial W_f}$$

任意の作動点近傍において、式(4)の偏微分項は定数であるから、W_f から Y への伝達関数は 1 次遅れ進み系で、遅れ時定数は W_f から N への伝達関数の時定数（式(3)参照）と共通である。観測変数 Y は任意に指定できるが、ここでは、P_3：圧縮機出口圧力、T_5：タービン出口温度の 2 変数とする。

通常、エンジン性能は、無次元解析で導出される修正変数（Corrected Variable）で表示される(3)。これにより、標準状態（T_0=288.15 [K], p_0=101,325 [Pa]）以外におけるエンジン性能を算定することができる。また逆に、種々の異なる運転条件で得られたエンジン性能を標準状態に換算することにより相互比較が可能になる。式(1)に修正変数を適用すると、

$$\frac{\sqrt{\theta}}{\delta}\frac{d}{dt}\left(\frac{N}{\sqrt{\theta}}\right)=\frac{Q'}{\delta\sqrt{\theta}}\frac{\sqrt{\theta}}{N} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(6)$$

となる。ただし、$N/\sqrt{\theta}$：ロータ修正回転速度、$Q'/\delta\sqrt{\theta}$：修正余剰パワー、θ=(エンジン入口温度[K])／288.15, δ=(エンジン入口圧力[Pa])／101,325。従って、式(6)の左端の係数の逆数($\delta/\sqrt{\theta}$)は時間の修正係数となる。例えば、高度 11,000 m、飛行マッハ数 0.7 において、δ=0.310、θ=0.831 であるから、$\delta/\sqrt{\theta}$=0.340。同様に、高度 3,000 m、飛行マッハ数 0.7 において、δ=0.960、θ=1.024 であるから、$\delta/\sqrt{\theta}$=0.948。つまり、高度 11,000 m におけるエンジン応答は、同じ飛行マッハ数、同じエンジン修正燃料流量ならば、高度 3,000 m におけるより 2.79 (=0.948/0.340) 倍遅くなるといえる。修正時間(t^*)、修正時定数(τ^*)、修正周波数(ω^*)はそれぞれ

$$\left.\begin{aligned} t^*&=t\delta/\sqrt{\theta}\\ \tau^*&=\tau\delta/\sqrt{\theta}\\ \omega^*&=\omega\sqrt{\theta}/\delta \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(7)$$

となる。

3．実機エンジン運転試験

実際のエンジンの高空環境下での動特性を確かめるため、宇宙航空研究開発機構（以下 JAXA）が所有する超音速エンジン試験施設において 1 軸ターボジェットエンジンによる運転試験を実施した。

3.1 超音速エンジン試験設備

図 2 に超音速エンジン試験設備の概要を、写真 1 に超音速エンジン試験設備の低圧試験室を示す。PCV101（吸気圧力調整弁）はエンジン入口の圧力を大気圧以下に下げることができ、また空気加熱器によりエンジン入口温度を約120℃まで上げることができる。本報告での試験は写真1に示すように、設備側から供給される空気流速が亜音速で、エンジン単体での試験を行うダイレクトコネクト形態で実施したが、設備側から供給される空気流速が超音速で、インテーク等を用い推進システム統合形態として試験を行うセミフリージェット形態での試験も実施可能である。エンジンの排気ガスは低圧試験室の下流側の排気冷却器で冷却され、排風機により排気消音塔を経て大気中に排出される。PCV105（低圧試験室圧力調整弁）により低圧試験室内の圧力を約30 kPaまで下げることができる。これらの機能により、本試験設備はおよそ超音速域ではマッハ1.2～2まで、高度9,000～15,000 m までの飛行状態を模擬することができる。また亜音速以下では入口空気冷却機能等がないため、模擬可能な飛行条件は低高度域などに限られる。

3.2 試験信号

燃料流量に対するエンジン動特性は、周波数応答法およびステップ応答法で求める。あるエンジン作動点において、回転速度がノミナル値より±5 [%]の振幅で振れるように燃料流量の変化幅を設定し,周波数 0.05, 0.1, 0.2, 0.4, 0.8, 1.6 [Hz]の正弦波状に燃料流量を変化させ、各種エンジン変数の応答を計測し、周波数応答特性を求める。さらに、おなじ変化幅でステップ状に燃料流量を変化させ、ステップ応答も求める。図 3 に試験信号である燃

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

料流量指令信号の波形、燃料流量計測値、ロータ回転速度の応答波形の一例を示す。正弦波信号は、１つの周波数は、最後の２周期では過渡状態が十分に減衰するような時間間隔をとり、次の周波数になめらかに移行するようにし、最後に下降ステップと上昇ステップ信号を付加した一連の試験信号とする。この連続的な試験信号により、運転試験は効率的に進行し、試験時間は短縮される（図3では約5分）。このような試験信号の発生、データの計測は市販のDSPハード／ソフトで容易に行うことが出来る。

3.3 周波数応答の導出

周波数応答は図3から直接、ゲインと位相を読み取れば求まるが、入出力信号の相互相関関数から導出することもできる。入力信号を$x(t)$、出力信号を$y(t)$とすると、相互相関関数は、$\phi_{xy}(\tau)=\int_{-\infty}^{\infty}x(t)y(t-\tau)dt$である。$x(t)$を周波数応答法のある周波数の試験信号、$y(t)$をその応答信号とすると、$\phi_{xy}(\tau)$の最大値を生ずる時間差$\tau=\tau_m$は、$x(t)$と$y(t)$の位相差に換算することができる。また、そのときの相互相関関数$\phi_{xy}(\tau_m)$の値はゲインに換算することができる。図4は、図3のデータにより求めた相互相関関数を示している。試験信号の周波数が増加すると、相関関数のピーク点（図中の□記号）が時間的に遅れ（位相が遅れる）、ピーク値も小さくなる（ゲインが下がる）ことが読み取れる。この方法は、計測信号にノイズが含まれていても良好な結果をもたらし、また、導出ソフトウエアの作成も容易である。

一方、式(3)や式(5)のように伝達関数の形が与えられているとき、図3のような一連の応答波形を用いてパラメータ同定（ARMAX法など）を行い、周波数応答特性を導出することができる。この方法による結果と上記の相関関数を用いた周波数応答法による結果との間に良好な一致が見られれば、結果の信頼性は高いと言えよう。

3.4 燃料制御弁およびセンサの応答特性

図5は、燃料流量指令に対する燃料流量計の周波数応答特性を示す。これは、燃料制御弁と燃料流量計の応答特性を合わせたものである。0～1.6 [Hz]の試験周波数領域で、位相遅れが見られるが、ゲインはほとんどフラットであり、エンジンの動特性試験に支障はない。

センサは、①回転軸パルスセンサ（ロータ回転速度N）、②半導体圧力センサ（コンプレッサ出口圧力P_3）、③熱伝対温度センサ（タービン出口温度T_5）、を用いており、試験周波数領域での①②の応答特性は十分に速く、無視しても影響は小さいが、③の応答特性は考慮しなければならない。

4. 1軸ターボジェットエンジンの周波数特性

4.1 地上静止状態（SLS）における周波数特性

図6は、地上静止状態における、燃料流量に対する回転速度の周波数特性である。記号（□○▽）は周波数応答法による結果、また、線（点線、一点鎖線、鎖線）はパラメータ同定による結果である（同定された時定数は図中に記されている）。両者はよく一致しており、典型的な1次遅れ系となっている。推力レベルが大きいほど応答は速い。

同様に、図7は、燃料流量に対するコンプレッサ出口圧力の周波数特性で、典型的な1次遅れ進み系となっている。進み時定数τ_2は遅れ時定数τ_1より小さい。進み折れ点周波数$1/\tau_2\approx 10$ [rad/s] ≈ 1.6 [Hz]までの低周波領域では回転速度の周波数特性（図6）と同様にゲインは20 [dB/decard]*で減衰し、それ以上の周波数領域ではゲインは維持され、位相遅れは回復する。しかし、100 [rad/s]付近からは、作動流体のダイナミックスが顕著になり、ゲインはさらに減衰しはじめることが解析的にわかっている。本実験ではこの周波数領域までの計測は想定していない。

一方、図8は、燃料流量に対するタービン出口温度の周波数特性である。記号（□○▽）は周波数応答法による結果であるが、当然、センサの応答特性が含まれている。熱伝対温度センサの応答特性は、センサの熱容量、ガス流速（従って、推力レベル）等に依存し明確ではない。ここで、温度センサは1次遅れ系$K_M/(\tau_3 s+1)$であり、時定数τ_3は推力レベルによらず一定であると仮定する。つまり、センサ特性を含んだタービン出口温度の伝達関数は、式(5)を用いて、

* 2つの周波数ω_1,ω_2は、$\log_{10}(\omega_2/\omega_1)$[decard] だけ離れているという。$(\omega_2/\omega_1)$=10の時、2つの周波数は、1 [decard] 離れている。この時、一次遅れ系は、ゲインは1/10=20 [dB] だけ減衰する。

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

$$G_{T5}(s)=K_Y K_M \frac{\tau_2 s+1}{(\tau_1 s+1)(\tau_3 s+1)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(8)$$

と2次遅れ進み系として近似できる。τ_3 に種々の数値を仮定して、記号（□○▽）の周波数特性に近づくようにパラメータ同定した結果が、線(点線、一点鎖線、鎖線）で示すものである（同定された時定数は図中に記されている）。$\tau_3 \approx 0.8$ [s] が良好な結果をもたらすが、これは熱伝対の応答特性としても妥当である。そこで、この熱伝対の応答特性を除去すると、記号（■●▼）および太線（太点線、太一点鎖線、太鎖線）のようになり、これが燃料流量に対するタービン出口温度の周波数特性であると推定される。典型的な1次遅れ進み系であり、低推力レベル領域（アイドル～90%N）で、進み時定数 τ_2 は遅れ時定数 τ_1 より大きく、微分性が強い。また、推力レベル 60%N の位相特性は、推力レベル 80%N、90%N のものに比べ明らかに異なっている。これは、クーリングポイント（70%N 近傍、アイドル～最大出力の間で、タービン出口温度が最低となる点）を境に、タービン出口温度のゲインが正負逆転するためである。クーリングポイント近傍では非線形性が強くなるため、周波数特性や伝達関数を指定するのは困難となる。

4.2 高空飛行状態における周波数特性

図9は、高空飛行状態（飛行マッハ 0.8、高度 6000[m]、エンジン入口温度 281[K]、入口圧力 70[kPa]）における、燃料流量に対する回転速度の周波数特性である。記号（□▽）は周波数応答法による結果、また、線（点線、鎖線）はパラメータ同定による結果である（同定された時定数は図中に記されている）。比較のため、地上静止状態（図6参照）の結果を記号（■▼）で示すが、同じ推力レベルにおいて、高空飛行状態の方が時定数は大きく、応答は遅いことが明らかである。図9を修正量で表示したものを図10に示す。エンジン入口状態が異なっても修正周波数特性はほぼ一致しており、式(7)の修正時間、修正時定数、修正周波数の妥当性が明確になっている。

ダイレクトコネクト方式の高空試験設備では、本実験のようにエンジン状態を速い周波数で変化させると、エンジン入口状態が変化（圧力が±2%程度）するため、試験結果に誤差が含まれることは避けられない。

5. むすび

1軸ターボジェットエンジンの高空飛行条件下での動特性を、実機エンジンの周波数応答試験およびステップ応答試験により求めた。また、解析的にエンジンの伝達関数を導出し、試験結果で得られた周波数特性と比較し、その妥当性を検証した。さらに修正変数表現の伝達関数を導出し、フライトエンベロープ全域におけるエンジン動特性の推定を可能にした。

参考文献

(1) 柳、関根、中山、佐々木、森田、“ファンエンジン地上試験用 FADEC の試作”、第4回日本ガスタービン学会秋季講演会論文集、1989.

(2) 杉山、関根、柳、榎本、“2軸ターボファンエンジンの可変静翼角変化に対する動特性”、第 13 回日本ガスタービン学会秋季講演会論文集、1998.

(3) Sugiyama, N., “Derivation of System Matrices from Nonlinear Dynamic Simulation of Jet Engines”, Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol.17, No.6, pp1320-1326, 1994.

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

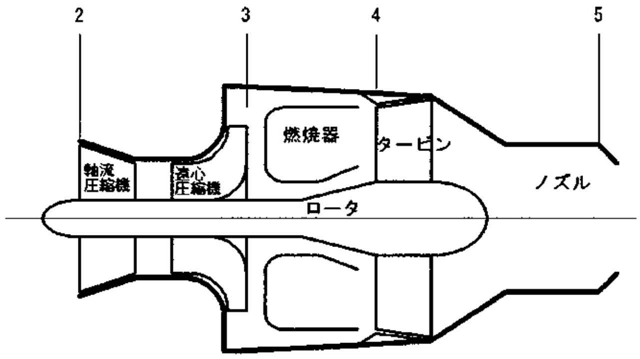


図１　１軸ターボジェットエンジンの構成図

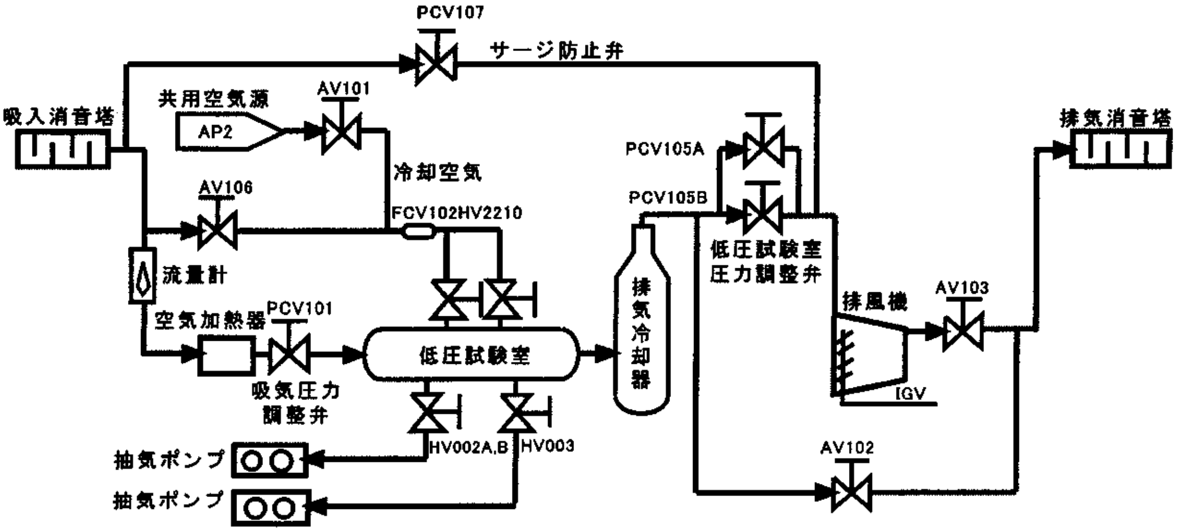


図２　超音速エンジン試験設備

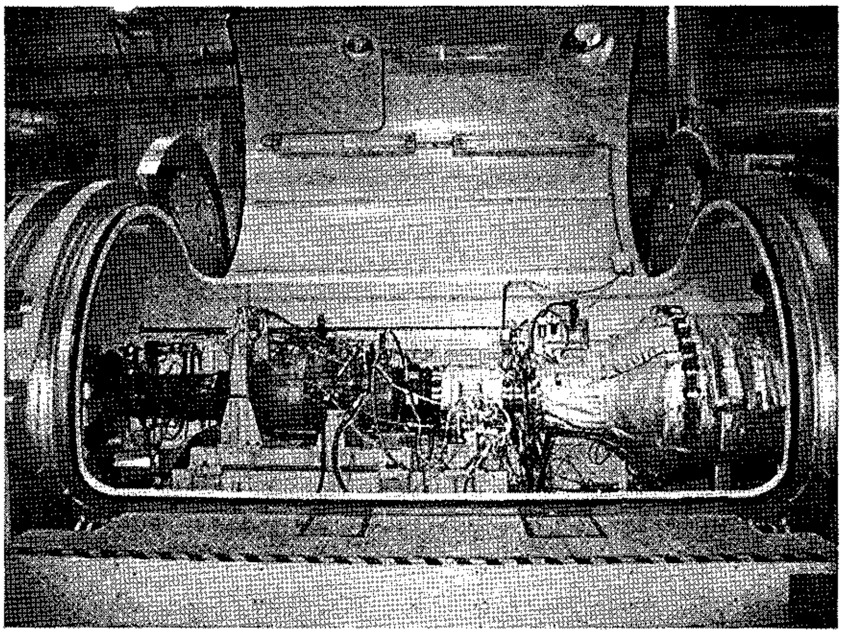


写真１　超音速エンジン試験設備・低圧試験室

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

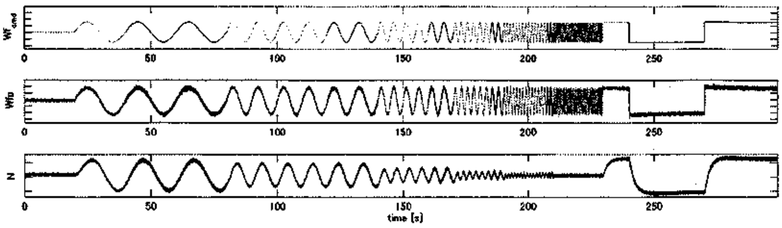


図３　試験信号(Wf$_{cmd}$)および燃料流量計(Wfp)、ロータ回転速度(N)の応答

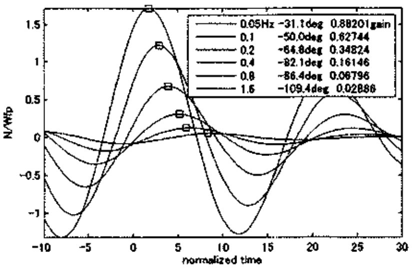


図４ 燃料流量とロータ回転速度との相互相関関数

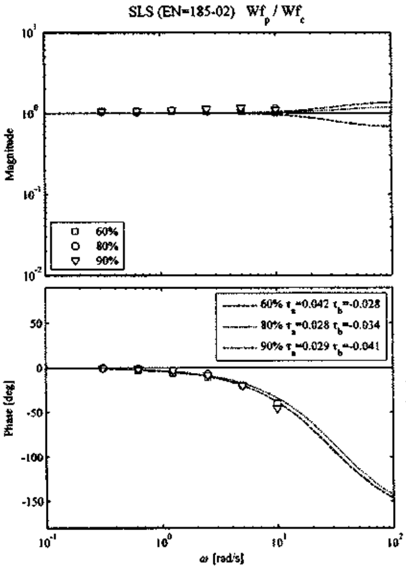


図５ 燃料制御弁の周波数特性

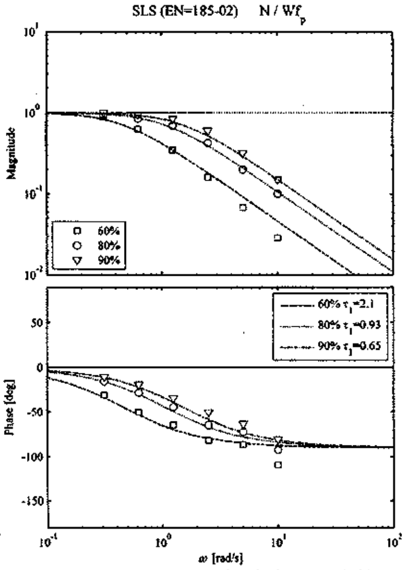


図６ ロータ回転速度の周波数特性（地上静止）

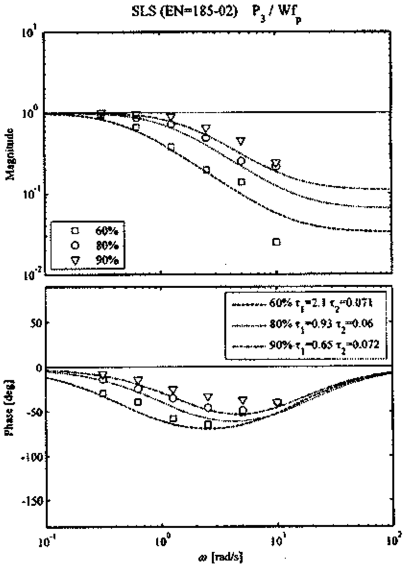


図７ コンプレッサ出口圧力の周波数特性（地上静止）

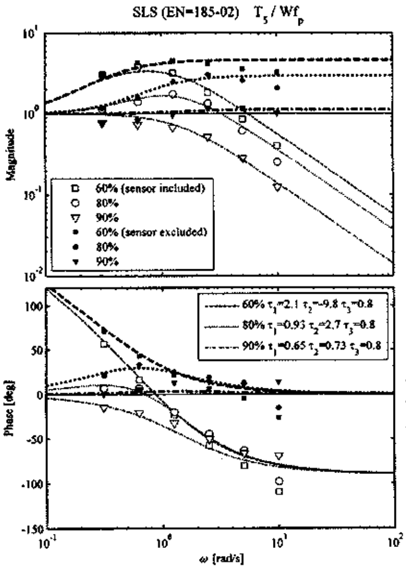


図８ タービン出口温度の周波数特性（地上静止）

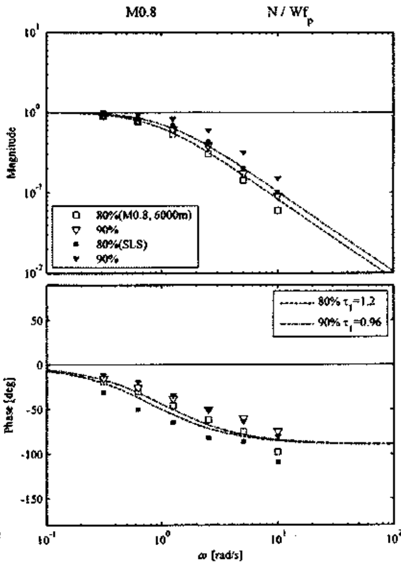


図９ ロータ回転速度の周波数特性（M0.8, 6000m および地上静止）

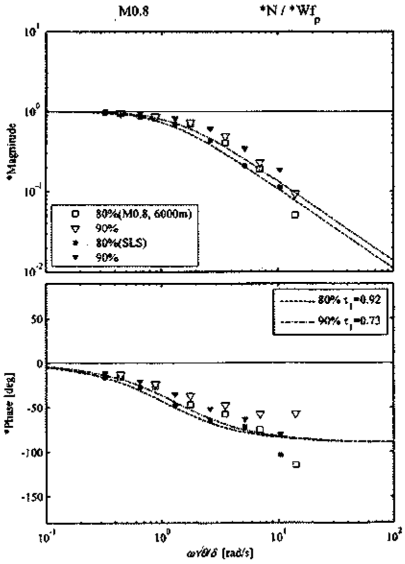


図10 ロータ回転速度の修正周波数特性（M0.8, 6000m および地上静止）

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.

編集・発行　©（社）日本ガスタービン学会　150　2006. 10

Download service for the GTSJ via 3.142.133.182, 2025/05/01.