

再生可能エネルギーの大規模導入を支えるスマートグリッドの展開 —集中/分散エネルギーマネジメントの協調—

*荻本 和彦（東京大学）

Evolution of Smart Grid to Integrate Renewable Energy into Power System -Harmonization between Centralized/Decentralized Energy Management- Kazuhiko OGIMOTO (Tokyo University)

ABSTRACT

Various types of renewable energy are expected to be major primary energy sources to realize sustainable low carbon economy. High penetration of variable renewable generations will cause the issue of supply-demand imbalance in a whole power system. Home Energy Management System (HEMS) will activate residential power usage through sophisticated scheduling to realize the additional supply-demand capacity the near future. This paper introduces the harmonization between centralized/decentralized energy management as a core concept of the so-called Smart Grid.

Keywords: energy management, power supply-demand balance, heat pump, photovoltaic

1. はじめに

地球環境問題への対応としてスマートグリッド（「次世代送電網」とも呼ばれる）に対する関心や期待が高まっている。スマートグリッドは、様々な「時代の要請」と「技術革新」に基づく次世代のより優れた送電網全般を表す言葉であり、再生可能エネルギー発電を含む電源と需要の地理的分布や構成、既存ネットワークなどの電力システムの特性により様々な実現形態を有する。このスマートグリッドにおける電力技術としての革新的要素は、従来、専ら供給側で行われていた電力の需給バランスに関する調整を、需要側が協調して実施（集中/分散のエネルギーマネジメントの協調）する点であると考えられる。

本稿では、エネルギー技術戦略と電力システムの変化における位置付け、再生可能エネルギー導入とその電力システムへの影響、集中/分散のエネルギーマネジメントの協調の実現方法の順にスマートグリッドの展開、およびガスタービン技術を含む火力発電との関係について述べる。

2. エネルギー技術戦略

(1) 超長期エネルギー技術ビジョン

超長期エネルギー技術ビジョン¹⁾は、2004年8月から（財）エネルギー総合工学研究所に設置した「超長期エネルギー技術研究会」で原案を作成し2005年10月に資源エネルギー庁より公開され

た。

超長期エネルギー技術ビジョンでは2100年までを対象とし、2100年のあるべき社会像を設定し、そこから「バックキャスト」手法を用いてあるべき姿を実現する技術戦略の検討を行った。検討は、想定された資源制約（石油ピーク2050年、天然ガスピーク2100年）および環境制約（CO₂/GDPを2050年に1/3、2100年に1/10）のもと、化石資源+CCS（二酸化炭素貯留）、原子力最大利用、再生可能エネルギー最大利用+究極の省エネルギー実施の3ケースを設定して、民生、運輸、産業、転換の4分野について、設定された社会像を実現するために必要となる技術スペックおよび時期等を整理した。これらの3ケースは、いずれも極端な想定であり、単独で実現する可能性は小さい。しかしながら、本検討では敢えて極端なケースを想定することにより、厳しめの技術スペックを明らかにし、将来どのようなエネルギー供給構造になっても備えられるよう技術を洗い出した。また、世界中には様々な条件の国・地域があり、そこへの技術移転等を通じて世界に貢献することにもつながると考える。

策定された技術戦略のうち、住宅や業務用建物が含まれる民生部門について注目すべきことは、省エネ、創エネに続いて、分散のエネルギーマネジメントにより、需要と創エネのマネジメントを行い、これにより、再生可能エネルギーの最大活用

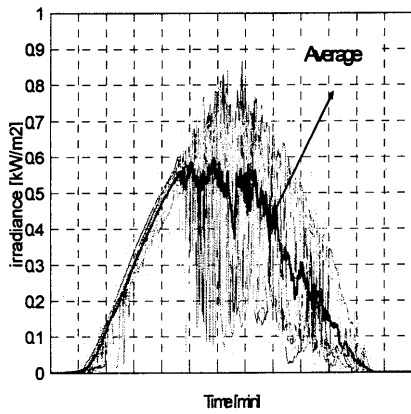


Fig. 3 Image of Smoothing Effect

低炭素化とエネルギーセキュリティの確保の要請のもとで、電力需給においては大きな変化が想定される。需要において

は、住宅/

業務用ビルで、既存の需要の省エネルギー化の進展と並行して、ヒートポンプ空調・給湯・加熱、プラグインハイブリッド/電気自動車に代表される新たな需要の増加と高齢化などに伴う電力化の進展により、民生分野のエネルギーの最終消費に電力が占める割合は着実に増加し、住宅に設置される太陽光発電を含む各種の分散電源の導入・普及も加わり、住宅/業務用ビルの電力需給の形態は大きく変化すると考えられる。産業においても、低温の加熱にヒートポンプがより広く用いられるようになるなど、一段の電力化が進むと考えられる。

これに対して供給側では、低炭素化に向け、火力発電については、天然ガス複合サイクル発電のガスタービンの高温化、石炭ガス化複合発電の導入などにより一層の高効率化が図られる。原子力発電については現行計画に基づく着実な開発とともに、次世代軽水炉の技術開発が進められる。PV、風力などの再生可能エネルギー発電は、エネルギー供給の低炭素化の目標のもと、今後の導入・普及が拡大する。特にPVについては、2020年頃に約3000万kW、2030年において5000万kWを超える導入が目標とされている。このPVの導入は、利用率が12%程度と低いことから、発電電力量に占める割合が小さい段階から大きな設備容量(発電電力量のシェア6%に現在の発電設備の20%にあたる5000万kW程度)が必要であり、その導入は電力システムの供給構造を大きく変える。更に、PVの発電量は、季節、時間、天候の変化に伴い大きく変動するため、PVの大量導入は、電力システムに対し

Table 1 に示すような影響を与えることが指摘されている。

配電システムにおける電圧変動、事故時の単独運転については、導入の初期段階でも集中導入が行われることで発生が想定され、NEDOの太田市における「集中連系型太陽光発電システム実証研究(2002-2007)」をはじめとする検討が進められている。また、単独運転防止、系統事故時のPVの一斉解列については、連系用インバータの技術開発、連系規定、機器の認証方法の検討などが進められている。

このような状況のもとで、将来の電力システムにおいては需要および火力・原子力など系統電源の特性の変化に加え、PVや風力発電など再生可能エネルギーによる発電特性を適切に反映した設備計画、運用計画、必要な対策の実施が必要となる。

(2) PVの発電特性とならし効果⁵⁾

PVの個別システムの発電特性は、季節と時間に基づく規則的な変動に加え、設置場所での天候の変化に伴う不規則な変動を有している。しかし、表1の系統全体の需給バランスに与える影響を考えると、PVは小規模システムが広域に分散設置されるために、地域的な広がりにより個別の発電量の変動が相殺し合計の発電量の変動が緩和される「ならし効果(smoothing effect)」が期待される。Fig.3は、多数の日射の平均をとることにより、変動の幅および早さともに緩和される「ならし効果」のイメージを示している。

今後、PVが一定規模以上導入された段階での、ならし効果を含めた系統全体でのPVの発電特性を想定するためには、不均等に分布した観測点における個別の発電量から合計発電量を算出する方法が必要となる。

Table 1 太陽光発電大量導入時の電力システムにおける課題

	課題	現象の説明	対策
配電系統	配電系統の電圧変動	PV発電量が多い場合、PVから系統側への逆流により、配電系統の電圧が上昇する。	*配電系統の電圧制御 *PVインバータの無効電力調整 *配電電圧昇圧
	事故時の単独運転継続	系統側事故で、PV発電量と需要がバランスして運転継続し、復旧が遅れる。	*新しい制御・保護方式の適用
系統全体	周波数の変動	常時のPV発電量の変動で電力需給のバランスが崩れ系統周波数が変動する。	*PVの発電特性把握 *火力・水力などの調整容量の活用 *蓄電池の充放電機能の活用
	需給運用の困難化、余剰電力の発生	低需要期でのPVの最大発電時に、系統の火力発電機が減少し需給調整力が低下する、または余剰電力が発生する。	*PVの発電量予測技術 *揚水発電所の活用 *蓄電設備の設置 *PVの出力抑制
	火力機(同期機)の減少による系統安定度の低下	同期機の発電割合が減り、系統事故時など、系統全体の同期運転が困難になる。	*現象自体の発生から検討が必要
	系統事故時のPVの一斉解列	系統事故による広域瞬時低電圧発生時に、多数のPVのインバータが運転継続できず、需給バランスが崩れる。	*事故時運転継続機能を備えたインバータの開発 *単独運転防止装置の誤作動防止

*: 今後の技術開発を伴う対策

(3) 電力需給への影響

系統全体の周波数の変動、需給運用の困難化・余剰電力の発生など、系統全体の需給バランスの視点から、PVの電力システムへの導入に伴う課題についての分析例を示す。以下、最大需要約60GWのモデル系統に19GWのPVが導入された場合について、1時間データに基づく電力需給に対する影響の試算結果を見てみる。ここでは、電力システムの本래の需要に対し、PV出力と電力貯蔵の充放電を加除した需要（以下「等価需要」と呼ぶ）を、原子力、石炭、天然ガス、石油、水力、揚水という電源種別を背景に示している。

Fig.4は、需要が低い中間期において比較的日射が強い5月の条件での等価需要の解析例である。毎時の需要、各PVの導入レベルを100%（19GW）、80%、60%、40%、20%とした場合のPV発電電力および等価需要を示している。需要の低いゴールデンウィークの期間に、等価需要がもとの需要の最低値より小さくなり、通常一定出力運転を行う原子力発電の領域まで低下し、需給調整が難しい状況になることが示されている。

系統周波数を変動させる10秒～1分の領域などより早い変動の影響は、ならし効果が大きく影響する領域であり、今後PVの短い周期の発電量の変動の特性が明らかになった段階で、その影響の大きさ、対策の必要性などを評価できると考えられる。

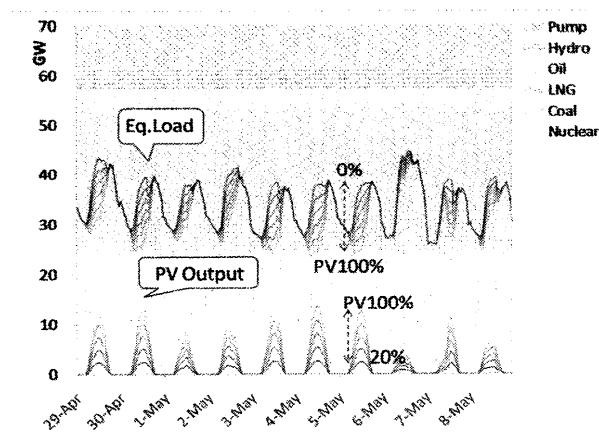


Fig.4 Equivalent Load Curve with PV
(May, Off-peak Load)

(4) 柔軟な需給調整に向けた系統および需要での取組み⁵⁾

電力システムの需給調整は、供給側では、一般水力発電、火力発電、揚水発電の運転スケジュールの調整や出力制御、さらにはナトリウム硫黄電池など新しい電力貯蔵技術など、需要側では、深夜時間帯の割引料金、系統事故時の契約に基づく負

荷遮断など、様々な方法を組み合わせて行われている。実際の運用にあたっては、不確定な需給の予測に基づき年間から当日までのきめ細かい需給計画を策定し、需給調整、周波数制御などを火力・水力を主体とする系統側の電源の調整能力の確保を行っている。

今後、PVの導入普及に伴う発電量の変動の拡大に対応する需給調整方法としては、火力、揚水、水力などの既設発電所の系統側調整力の最大活用、新たな電力貯蔵設備の活用、そして将来は次節で述べる需要の能動化などが考えられる。

4. 集中/分散のエネルギーマネジメントの協調

(1) 需要の能動化と分散エネルギー貯蔵^{6), 7)}

これまでに述べたように、PVや風力発電などの導入に伴う究極の課題は、その発電量が規則的、不規則に変動することにより電力システムの需給バランスに影響を与えることである。また、PVや風力発電などの導入量が増えると、発電量の変動の影響が大きくなると同時に「供給側」では自らが受け持つ等価的な需要が減少し運転量が減少することで、従来の確保されていた火力・水力発電による需給調整容量が減少するとともに、対策設備費や運用費も増大する。

「需要側」でも、従来、深夜時間帯の割引料金、系統事故時の契約に基づく負荷遮断などが行われているが、この需要の調整を新しい技術と制度の導入の組み合わせにより積極的に活用し、需要を能動化しようという考え方があ

る。家庭や業務ビルなどにおいて、建物の一般の空調、躯体蓄熱を利用した空調、冷蔵庫や洗濯機など適時性の要求が低い需要は、一定の電力需要シフトの可能性を持つ。また、現在導入が進んでいるヒートポンプ給湯システムは、貯湯槽があることから温水をつくるための電気の使用時間をある程度自由に選択できる。また、PV、燃料電池コジェネなどの分散電源の普及が進んだ段階では、需要側の需給調整能力はさらに向上し、「需要の能動化」が可能になると考えられる。

(2) 分散エネルギーマネジメントとスマートグリッド

住宅や業務用建物における電力需給を能動化し、電力システム全体の需給との協調運転を実現するためには、建物単位での需要機器の運転を総合的に管理する分散型エネルギーマネジメント技術が必要となる。すでに、建物単位のエネルギーマネジメント (HEMS/BEMS) が、電気の使用の「見

える化」を中心に利用されている。今後は、建物において電力などの本来の使用目的である温度、湿度、明るさなどの快適性の維持、省エネルギーとコスト低減に加え、電力システムの集中エネルギーマネジメントとの協調という 3 つの機能を有した総合的な制御・管理を実現できる分散エネルギーマネジメント技術の確立が期待される。Fig.5 に、集中/分散エネルギーマネジメントの協調、建物内の分散エネルギーマネジメントとこれから機器への情報通信網の融合など、既存/新規の技術の活用、インフラの拡充による需要の能動化を含めた新たな電力需給の考え方の例を示す。これらの実現には、これまで述べた太陽光発電システムのインバータ制御、発電特性分析・発電予測に加え、直接・間接制御のための情報通信技術、分散エネルギーマネジメントと対応機器の開発、それらを結ぶ情報通信技術を含め、広範な技術研究開発、標準化、そして新しい制度の導入が必要となる。

この集中/分散のエネルギーマネジメントによる需要の能動化を通して、再生可能エネルギー発電の大規模導入時の出力変動の調整能力を向上することが、電力システムの総合的な近代化である「スマートグリッド」核心部分であり、双方向の情報通信を始めとした様々な技術が直接/間接の機器制御による需要の能動化を実現する。

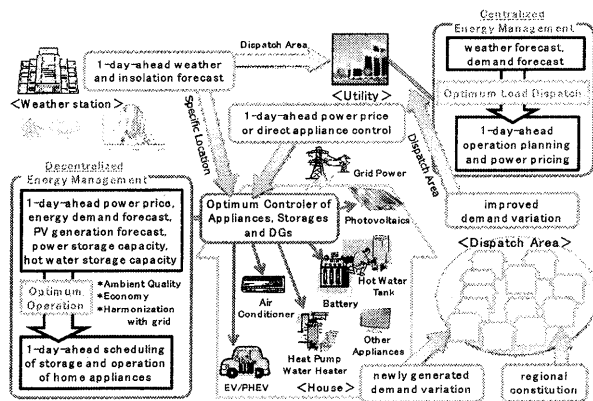


Fig.5. Centralized and decentralized EMS

(3) モデル解析例⁸⁾

分散エネルギーマネジメントの検討のため、1日前の電力価格信号を想定して、家庭内機器の運転時刻を決定する家庭内機器運転計画モデルを作成した。計算の対象となる機器は、PV(3kW)、蓄電池(1.5kW, 3kWh, 入出力損失 15%)、ヒートポンプ給湯器(3kW, COP は外気、湧きあげ、入水の各温度の関数)、貯湯槽(40MJ, 蓄熱損失 0.2%/15分)とし、15分単位の電力および給湯の需要量、日射量、給水温度、外気温度、電力価格を入力データとして、系統電力を購入して充電することはできるが、

蓄電した電力を売電することはできないという条件のもと、家庭内電気料金が最も安くなる運転方法を線形計画法により決定した。

電力需給バランス調整が最も難しくなると考えられる中間期の5日間(2003年5月1日~5日)を計算対象とし、電力需要、給湯需要および給水温度の15分データとして日本建築学会「住宅におけるエネルギー消費量データベース」より関東地区の住宅5戸のデータを利用した。全日射量については、東京・埼玉・千葉の各都県のデータを、外気温度については住宅所在地最寄りの観測点における気象庁1時間データを用い、内挿して15分データを作成して入力データとした。

電気料金は、Case Iの夜間(23~7時)9.17円/kWh, 昼間(10~17時)28.28円/kWh, 朝夕23.13円/kWhという現行の電気料金および23円/kWhという売電料金を用いた場合と、Case IIの東京電力管内における電力システム負荷別の限界燃料費と各時刻における管内の電力負荷をもとに電力価格の基準価格を決定し、各時刻のPV発電量に比例した金額を基準価格から減じた価格を用いた場合の2種類とした。売電価格は買電価格より1円/kWh低く設定した。

住宅AにおけるCase IIの計算結果をFig.6に示す。深夜早朝に行われていたHPの運転が、電力価格の安い昼間に移動していること確認できる。また、PV発電の余剰電力の一部を利用して充電が行われ、電力価格の高い夜間の需要を賄う運転が行われていることが分かる。

Case IとIIを比較すると、Case IIでは、HPの昼間の運転によりHPのCOPが向上し、また熱製造から消費までの時間が短くなったことから熱ロスが減少し、電力消費量が約25%削減され、売電量も38~62%減少、個別の住宅の時間最大逆潮流量も約4~13%低減させる効果が確認できた。

5. ガスタービン技術との関わり

ガスタービン技術の電力システム分野における応用では、高効率コンバインドサイクルプラントや電気と熱を同時に発生するコージェネレーションプラント、需要ピーク対応の発電機の原動機として、従来の燃料多様化、高性能化に加え、高効率で環境汚染ガス排出の少ない原動機である。再生可能エネルギー導入とスマートグリッドの展開におけるエネルギー/電力システムにおいて、ガスタービン技術の大きな役割は、先に述べた「柔軟な需給調整に向けた系統および需要での需給調整の協調」への貢献にあると言える。

再生可能エネルギー導入に向けたスマートグリッドの展開に向け、日本では宮古島なども実証試験が行われているが、海外では、実システムへの影響/貢献を積極的に評価する実証試験が行われている⁹⁾。また、米国ハワイ州の電力においては、風況のよいマウイ島やハワイ島などへの風力発電の導入が進み、加えて、全島での屋根置きを中心としたPVの急速な導入が進む中、現実の対応として既設火力発電の出力調整速度の最大化が現実の対応として行われている¹⁰⁾。

再生可能エネルギーからの供給のシェアが次第に大きくなり、かつバッテリーの利用が短期から長期の需給調整に適用できるまでには、様々な技術の開発と導入普及に数十年の期間を要する。火力発電を含む既存の需給構造は、再生可能エネルギーの供給力の変動への対応や、原子力などの一定運転の確保を通して、社会経済を支えるエネルギー需給および低炭素化社会への移行に必須の技術である。今後、発電用ガスタービン技術は、一層の効率化に加え、調整能力の最大活用を目指し、発電プラント単体での調整能力最大化とシステム全体としての最大活用、さらにはそれらの利用を前提とした総合的な経済性の改善が並行して求められると考えられる。

6. 終わりに

本稿では、エネルギー技術戦略、電力システムの展望、PVを例とした再生可能エネルギー発電の変動特性と影響、集中/分散のエネルギーマネジメントについて順に述べ、スマートグリッドの電力技術としての革新的な部分が、再生可能エネルギーの大量導入に、集中/分散エネルギーマネジメントの協調により対応する考え方であることと、これらの

展開のガスタービン技術との関係について述べた。

今後、各国、各地域の電力システムはそれぞれの特性に応じた発展が期待される。スマートグリッド展開にむけては、世界で実証試験が進む中、時代の要請に合わせた、システム全体、需要側、そして個別機器など広範な技術の研究・開発が必要と考えられる。

参考文献

- 1) 資源エネルギー庁“超長期エネルギー技術ビジョン”，2005.10
- 2) 資源エネルギー庁“エネルギー技術戦略マップ2009”，2009.4.
- 3) 資源エネルギー庁“長期エネルギー需給見通し(再計算)”，2009.8.
- 4) 荻本和彦：低炭素社会における電力システム，電気学会誌，Vol.87，No.10，特集解説，pp.16-19，2008.10.
- 5) 荻本和彦，大関崇，植田譲：太陽光発電を含む長期電力需給計画手法，電気学会論文誌，Vol.130-B，No.6，p575-583，2010
- 6) 荻本和彦：太陽光エネルギー利用の現状と将来展望，太陽光発電と電力系統，電子情報通信学会誌，特集解説，Vol.93，No.3，2010
- 7) 岩船由美子，八木田克英，荻本和彦：分電盤データを用いた住宅内電力需要構造の把握—エネルギー実測調査の概要，電気学会全国大会，6-044，2010
- 8) 池上貴志，片岡和人，岩船由美子，荻本和彦：電力料金設定に応じた家庭内機器の最適運用による逆潮流抑制効果の評価，電気学会全国大会，6-029，2010.
- 9) Intelligent Energy System on Bornholm, 2010.9 <http://www.energymap.dk/Newsroom/Intelligent-Electricity-System-on-Bornholm>
- 10) HECO, Renewable Energy “Clean Energy Scenario Planning” and “Our Renewable Energy Strategy”, <http://www.heco.com/portal/site/heco>

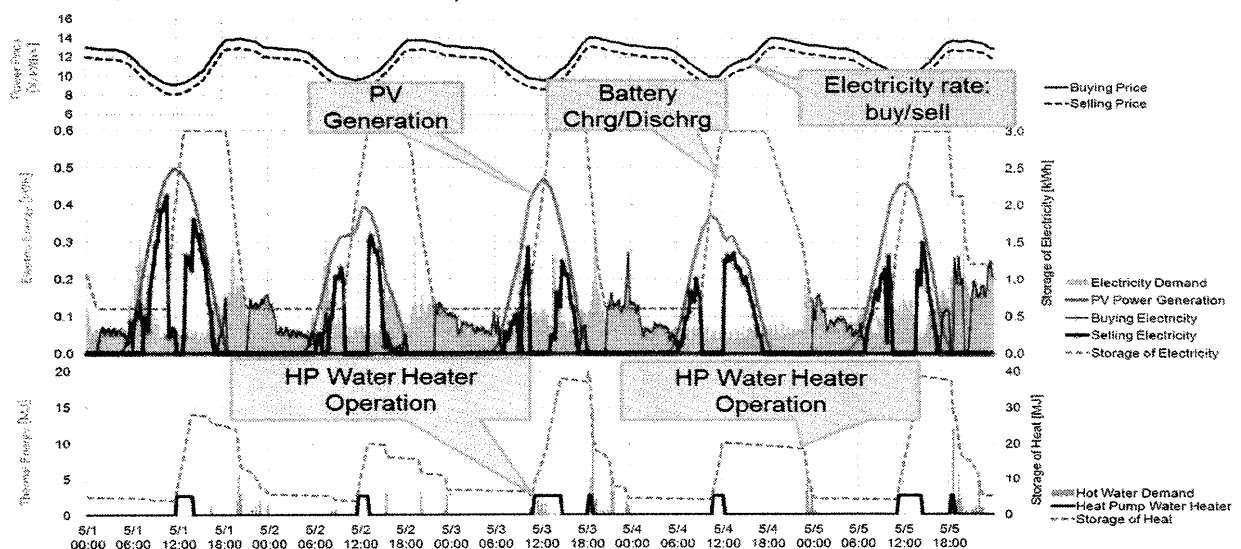


Fig. 6 Optimum HP Water heater and Battery Operation by EMS with Dynamic Price Incentive

CO₂削減に向けたエネルギー長期需給と分散電源の役割 — “スマートグリッド” を念頭に—

*永田 豊（電力中央研究所）

Long-Term Energy Demand and Supply and the Role of Distributed Power Generation for CO₂ Emission Reduction

—In consideration of the “Smart Grid”—

*Yutaka NAGATA(CRIEPI)

ABSTRACT

Decreasing CO₂ emission from energy system is necessary for reducing the green house gases in Japan. This paper describe the long-term energy demand and supply and the role of distributed generation, in consideration of the “smart grid.” The essential conditions for this purpose are supplying low-temperature heat by heat pump or cogeneration as well as maximum utilization of energy conservation, renewable energy, and nuclear. The smart grid is assumed to contribute to the penetration of these movements.

Key words: Energy System, CO₂, Distributed Power Generation, Smart Grid, Long-Term Outlook

1. はじめに

世界的に“スマートグリッド”への関心が高まっている。スマートグリッドとは、大規模電源から家庭内の機器まで、電力系統の隅々に、最新デジタル技術を用いた計測・制御機能を組み込んだ装置を設置し、通信回線を介して双方向通信を行って需給をリアルタイムで把握することにより、電力システム全体の信頼性やセキュリティや効率性を向上させるシステムである。スマートグリッド構想が推進される理由は、配電自動化、電力品質と供給信頼度の向上、検針業務の効率化、石油依存度の低減、電気自動車や省エネ・再生エネの導入、雇用創出など様々である。特に、大規模停電のリスクという問題を抱える米国においては、スマートグリッドによって電力供給インフラ不足を需要側でカバーする狙いが含まれている。一方、わが国においては、米国のような電源不足の問題ではなく、系統電源と分散電源の協調的利用により CO₂ の削減を実現するための手段としての期待が大きい。

本稿では、エネルギーシステム全体を俯瞰して、CO₂ を大幅に削減するために必要な要件について述べるとともに、スマートグリッドを介して、系統電源と分散電源が果たす役割について考察する。

2. エネルギーシステムからの CO₂ 削減

2.1 わが国のエネルギーシステム

エネルギーシステムは、エネルギー利用に関わる様々な段階（資源の採掘、輸送、転換/加工、最終利用）およびその際に必要となる転換/利用技術やインフラを総合したものであり、古くはジェームズ・ワットの蒸気機関、19 世紀の発電機や電球、電動モーター、ガソリン・ディーゼルエンジン、20 世紀の原子力や燃料電池など、新しい技術の開発とともに大きく変容してきた。わが国のエネルギーシステムは、原油を精製して得られる様々な石油製品、天然ガスを原料とする都市ガス、様々なエネルギー源から作られる電気から構成され、これらの 2 次エネルギーが原料・動力・加熱・空調・給湯・調理・潤滑油等のエネルギーサービス需要に供されてきた。しかし、近年、需要サイドではガスタービン・ガスエンジンなどのコージェネレーション機器、ヒートポンプ給湯器、燃料電池（コージェネ・自動車）、次世代自動車、供給サイドでは水素やバイオ燃料など、新たな供給・利用技術が開発・利用されつつある（Fig.1）。CO₂ 削減においても、これらの技術をどのように利用していくかが鍵となる。

2.2 低炭素社会のエネルギーシステムの条件

低炭素社会に求められるエネルギーシステムの条件は次の 4 つであると考えられる。

- ①省エネ・再生可能エネルギー・原子力を最大限利用する
- ②低温熱は化石燃料を燃やして供給することをや

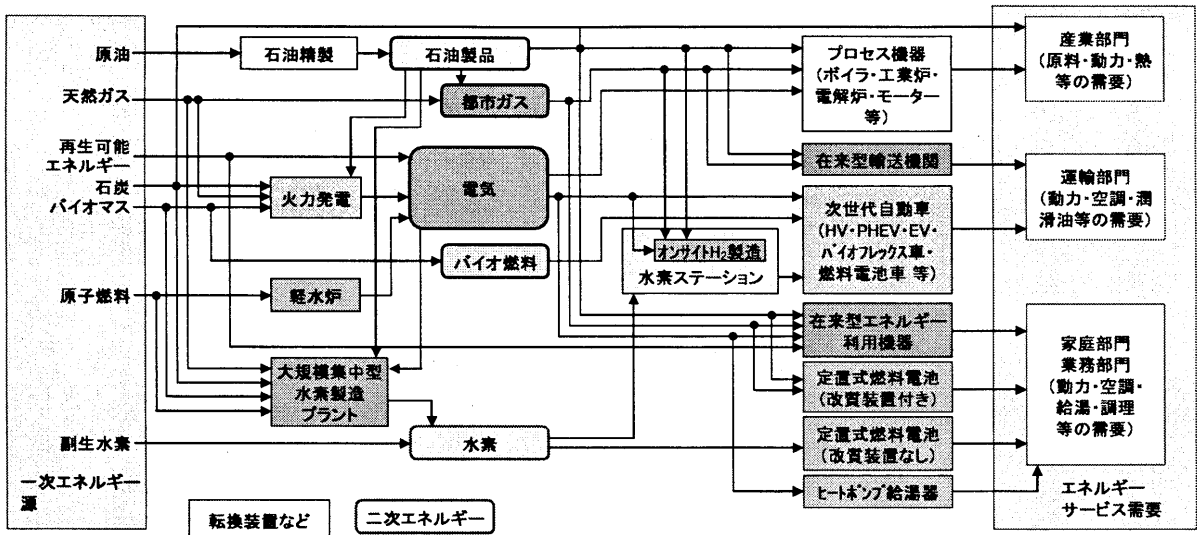


Fig.1 Current and Future Energy System

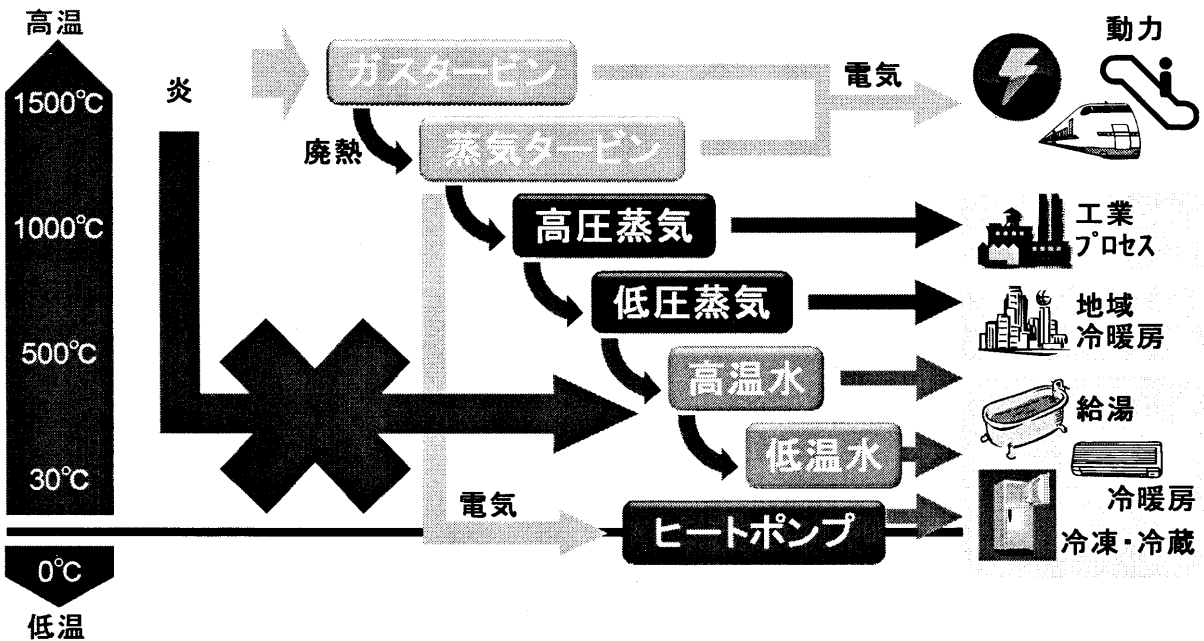


Fig.2 Cascade Utilization of Heat

め、コージェネ廃熱の利用かヒートポンプによる供給に限定する

③化石燃料の燃焼は CCS が可能な、集中的な発電が望ましく、コージェネは水素の配管供給+燃料電池で行う

④輸送機関の燃料のゼロエミッション化（電気・水素・バイオ系燃料のいずれかに限定）

CO₂ が化石燃料の燃焼過程から排出されるため、化石燃料の燃焼を減らすために①と④は当然である。②はエクセルギーの観点からの条件で、化石燃料に点火して得られる 2,000℃ という高温は、まずガスタービンによる発電に利用し、その廃熱を順次に低い温度レベルで利用可能な用途に利用することが省エネにつながる (Fig.2)。ここで、コージェネ廃熱とヒートポンプのどちらが適当かについては、需要サイドにおける熱と電気の需要バランス（量および発生時刻）によって異なり、コージェネの高い総合効率が期待できない場合は、ヒートポンプの方が望ましい。また、コージェネの熱源機器と燃料は様々あるが、今後の適用範囲の拡大と CO₂ 削減の観点から、③で示したように、配管で供給した水素を燃料電池で燃焼するのが最も効果的である。なぜならば、著者が NEDO の定置用燃料電池大規模実証事業¹⁾における CO₂ 削減量を評価したところ、系統電力の CO₂ 原単位を全電源平均あるいは最新鋭 LNG 火力+送配電ロス (0.35kg-CO₂/kWh) とすると、全機種で CO₂ 削減効果はほとんどみられないためである。

め、コージェネ廃熱の利用かヒートポンプによる供給に限定する

③化石燃料の燃焼は CCS が可能な、集中的な発電が望ましく、コージェネは水素の配管供給+燃料電池で行う

④輸送機関の燃料のゼロエミッション化（電気・水素・バイオ系燃料のいずれかに限定）

CO₂ が化石燃料の燃焼過程から排出されるため、化石燃料の燃焼を減らすために①と④は当然である。②はエクセルギーの観点からの条件で、化石燃料に点火して得られる 2,000℃ という高温は、まずガスタービンによる発電に利用し、その廃熱を順次に低い温度レベルで利用可能な用途に利用することが省エネにつながる (Fig.2)。ここで、コージェネ廃熱とヒートポンプのどちらが適当かについては、需要サイドにおける熱と電気の需要バランス（量および発生時刻）によって異なり、コージェネの高い総合効率が期待できない場合は、ヒートポンプの方が望ましい。また、コージェネの熱源機器と燃料は様々あるが、今後の適用範囲の拡大と CO₂ 削減の観点から、③で示したように、配管で供給した水素を燃料電池で燃焼するのが最も効果的である。なぜならば、著者が NEDO の定置用燃料電池大規模実証事業¹⁾における CO₂ 削減量を評価したところ、系統電力の CO₂ 原単位を全電源平均あるいは最新鋭 LNG 火力+送配電ロス (0.35kg-CO₂/kWh) とすると、全機種で CO₂ 削減効果はほとんどみられないためである。

2.3 将来の電源構成と地球温暖化対策の影響

ヒートポンプや電気自動車によるCO₂削減量は、系統電力のCO₂原単位に依存する。電気事業連合会は、独自の削減目標として、京都議定書の第一約束期間（2008～12年度）の平均で1990年度比20%減の0.34kg-CO₂/kWh、および2020年度に0.33kg-CO₂/kWh程度に抑制するとしている²⁾。2020年度ではCCSはまだ実用化していないと考えられるため、この目標を達成するためには、原子力や再生可能エネルギーなど非化石電源と、高効率天然ガス・石炭火力の導入が必要である。最新の供給計画では、2019年度の発電電力割合は、原子力41.0%、再生可能エネルギー10.4%、石炭火力20.8%、LNG火力22.4%、石油火力5.3%となっており、非化石電源が半分強を占める³⁾。

地球温暖化対策は、様々な形で電力需給バランスに影響を及ぼすと考えられ、それらをTable 1に要約する。原子力発電は安全性への配慮から、昼夜・季節を問わず定格出力で運転されている。このため、温暖化対策のため、原子力発電の発電電力量を増やせば、その分だけ負荷追従性に優れた火力発電を減らすことになる。筆者の試算では、現状の電力需要パターンおよび揚水発電設備容量で、原子力発電を出力調整を行うことなく導入できるのは発電電力量の約60%が限界である。同様の問題が、PVや風力等の間欠性再生可能電源の増加にも当てはまる。これらの電源は、気象条件によって出力が大きく変動するため、原子力発電以上に他の電源による需給バランスや周波数の調整が要求されるうえ、需要地に設置されるPVに関しては、逆潮流に伴う配電網の電圧上昇という課題もある。政府は、総合資源エネルギー調査会の「長期エネルギー需給見通し」の最大導入ケース並に新エネルギーを大量導入する場合に、必要となる系統安定化対策の費用を試算している。それによると、総額で約4.6～6.7兆円（2008年現在価値換算）となっており⁴⁾、再生可能エネルギーの全量買取制度とともに、追加費用をどのように負担するのが課題である。

Table 1 The Effects of Measures for Global Warming on Demand and Supply Balance of Electricity

対策	電力需給バランスへの影響
原子力発電の増加	● 負荷追従性の低下
間欠性再生可能電源（PV・風力等）の増加	● 負荷追従性の低下 ● 逆潮流による配電電圧の上昇
電化機器（エコキュート・電気自動車等）の普及	● 年負荷率の向上 ● 予期しないピーク電力の出現

3. スマートグリッドとCO₂削減

では、スマートグリッドはどのようにCO₂削減に貢献しうるのであるか。それらはTable 2に示すようになる。ここで、デマンドレスポンス（DR）とは、負荷抑制を必要とする時間に応じて、電力市場のスポット価格（リアルタイムないしは前日市場価格）に連動してインセンティブを支払うといった、需給逼迫時に負荷削減への参加を自主的に決められる契約であり、スマートグリッドの一構成要素というべきものである。近年のITの技術進歩による需給両者間のリアルタイム通信が容易になったことや、需要調整を支援する技術・ソフトの開発により、需要家の負担が大幅に軽減された自動化DRプログラムが開発され、米国の様々な地域で実証試験が進められている。

系統電力の設備に余裕がある日本においては、米国のようにピーク電力を削減する必要性は低いが、DRプログラムのために導入されるスマートメーターやエネルギー管理システムによる省エネの促進などが期待される。また、電気自動車に搭載された大容量バッテリーやヒートポンプ給湯器を利用して、間欠性再生可能電源（PVや風力発電など）の余剰電力を吸収して配電電圧の上昇を抑制することにより、CO₂削減に貢献することが考えられる。

コージェネの普及も、スマートグリッドを介してCO₂削減に貢献する可能性がある。それらは、間欠性再生可能電源の出力変動による周波数変動を、コージェネ電源によって吸収することにより、間欠性再生可能電源の普及拡大に貢献することや、電気と熱を総合的に管理したり、熱の融通などにより省エネを促進したりすることである。特に、分散電源の熱源として広く普及しているガスタービンは、短時間の出力調整が可能であるため、周波数調整に向いている。米国電力研究所（EPRI）

Table 2 The Contribution of Smart Grid for CO₂ Reduction

内容	CO ₂ 削減につながる効果
スマートメーター・エネルギー管理システム（BEMS・HEMS）の導入	● 消費電力の「見える化」による省エネの促進 ● デマンドレスポンスプログラムによる電力負荷の移行
電化機器（HP給湯器・電気自動車等）の普及	● 間欠性再生可能電源の余剰電力の吸収による配電電圧の上昇抑制・逆潮流の減少
コージェネの普及	● 間欠性再生可能電源の出力変動による周波数変動の吸収 ● 電気と熱の総合的な管理・熱の融通などによる省エネ

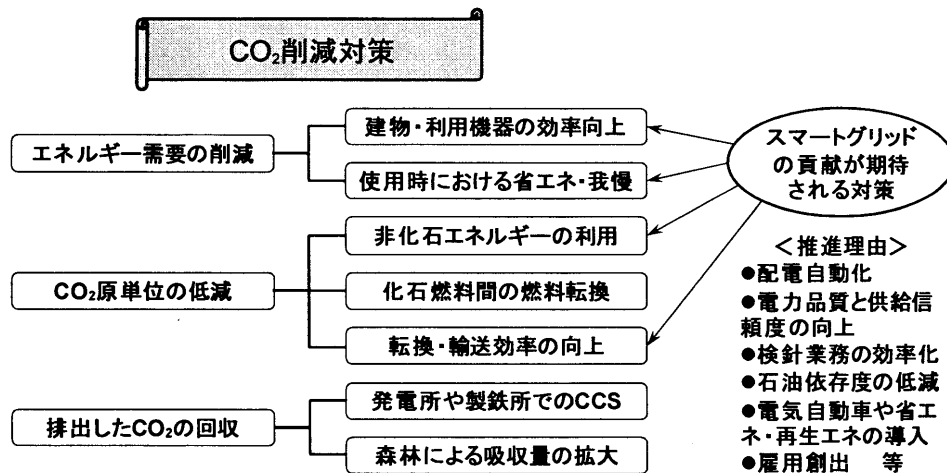


Fig.3 Relationship between the Measures for CO₂ Reduction and Smart Grid

の調査によると、11のスマートグリッド実証プロジェクトのうち、分散電源は6つ(American Electric Power, Consolidated Edison, EDF, Exelon, Kansas City Power & Light, PNM Resources)で活用されている⁵⁾。

しかし、いずれの方策をとるにせよ、電気事業者と需要家の緊密な連携が必要であり、このために両者の通信手段を構築しなくてはならない。米国では、2009年にエネルギー省(DOE)と標準技術局(NIST)が、ZigBeeと呼ばれる近距離無線通信を家庭内のスマートグリッド向け装置間を結ぶ標準規格として採用している⁶⁾。しかし、日本では、通信手段に関しても様々な方式が提案されている段階であり、特に、電気事業者と需要家を結ぶ広域通信ネットワーク(FAN、Field Area Network)を構築するための費用負担が懸念されている。

ここまで述べてきたように、スマートグリッドは日本のCO₂削減に貢献する可能性があるものの、それがCO₂削減対策のすべてではなく、また、CO₂削減がスマートグリッドのすべての目標ではない。両者の目的には共通する部分と、互いに独立した部分がある(Fig.3)。

4. おわりに

米国に端を発した“スマートグリッド”の動きは、最新の計測・制御技術と通信技術を用いて、電力システム全体の信頼性やセキュリティや効率性、電力供給インフラ不足などを改善する狙いがある。しかし、日本では変電所の無人運転や配電自動化がほぼ100%普及するなど、そもそも米国よりかなり進んだ状態にあるのに加え、系統電力の設備にも余裕がある。そこで、スマートグリッドに対しては、新たなCO₂削減手段としての期待が大きい。

しかし、CO₂削減のためにスマートグリッドが貢献できる範囲は限られており、“スマートグリッドを実現すればCO₂が大幅に削減できる”と考えるのは間違いである。一方、CO₂を大幅に削減するために重要な点の一つとして、化石燃料を極力燃やさずに低温熱を供給することがあげられ、このためにヒートポンプやコージェネ廃熱の利用が果たす役割は非常に大きいと考えられる。

したがって、ガスタービンなどの分散電源にとっては、従来からのコージェネ利用の総合効率の向上によるCO₂削減に加え、今後、スマートグリッドを介した通信網を用いた電力系統との連携という新たな運用方式の時代に対応することが求められよう。

参考文献

- 1) 新エネルギー財団. 平成20年度定置用燃料電池大規模実証事業報告会資料, 2009年3月, <http://happyfc.nef.or.jp/pdf/20fc.pdf>.
- 2) 電気事業連合会. 電気事業における環境行動計画2009年度版, 2009年9月, <http://www.fepec.or.jp/future/warming/environment/pdf/2009.pdf>.
- 3) 経済産業省. 平成22年度電力供給計画 参考: 電力需要想定, 2010年3月, <http://www.meti.go.jp/press/20100331011/20100331011-3.pdf>.
- 4) 経済産業省. 低炭素電力供給システムに関する研究会報告書, 2009年7月, <http://www.meti.go.jp/report/data/g90727ej.html>.
- 5) EPRI. Smart Grid Demonstration Initiative, Two Year Update, August 2010, http://www.smartgrid.epri.com/doc/EPRI_Smart_Grid_Demonstration_2-Year_Update_final.pdf.
- 6) <http://www.zigbee.org/>.

低炭素電力系統の予測—電力貯蔵の役割

*稲毛 真一（日立製作所）

Perspectives of decarbonized Power Grid - Role of Energy Storage

*Shin-ichi INAGE (Hitachi Ltd.)

ABSTRACT

This paper focuses on the potential role that large-scale energy storage systems can play in future power systems. The required energy storage is between 189 to 305 GW for the net variations of 15 - 30% by 2050. On the other hand, in the case with load shifting, the capacities are 122GW and 260 GW, respectively. This indicates that load shifting concepts can provide the advantage of reducing the required energy storage capacity.

Key words: Renewable Energy, Power Grid, Energy Storage

1. はじめに

風力、太陽光発電の出力は天候等に強く依存する。一方、周波数等の電力品質を維持するには、電力の需供バランスが要求される。再生可能エネルギー割合が小さい場合には、その出力変動は火力の出力調整により十分に吸収できる。一方、欧米で推進しているように風力及び太陽光発電の比率を全体電源構成の 20-30%にするには、火力割合の削減が伴う。これは全体の出力変動が増大する一方で、火力の出力調整代の低減を意味し、その代替として電力貯蔵が要求される。本講演では、国際エネルギー機関(IEA)の再生可能エネルギー普及シナリオに基づき、大規模再生可能エネルギーが需給バランスに与える影響、必要電力貯蔵容量の予測結果を、スマートグリッド他を交えて紹介する。

2. 必要電力貯蔵容量の予測

IEA では、2050 年の二酸化炭素排出量を 2005 年比で半減する Blue マップシナリオを提言している。そのためには、多くの技術的ブレークスルーが要求され、特に再生可能エネルギーは 2050 年時点の二酸化炭素削減の削減量の内、17%の貢献が期待されている。例として、IEA による 2010 年、2050 年における西欧の予測主電源構成割合を Table.1 に示す。PV 及び風力の割合が 2010 年の 10%から 30%に増大している。まず、必要貯蔵容量を評価する上で、再生可能エネルギーの出力変動の大きさが重要な指標となる。一方、個々の風車、太陽光パネルの出力変動は大きくても、ある地域全体のネット出力変動の平均値に対する割合は、個々の変動レベルよりもずっと小さくなる。個々の風車出力変動が大きくても、風速が可能な限り無相関な地域への風車複数配置により、ある

地域で出力が下がっても、別の地域では逆に出力が上がる場合があり、互いの相殺が起こる。いわゆる大数の法則に基づき、ネット変動の平均値に対する割合が小さくなる。これは変動のならし効果と呼ばれる。必要貯蔵容量の評価には、このネット変動が重要である。Table.1 の条件で、西欧の 2010 年、2015 年、2050 年の必要貯蔵容量とネット変動量の関係を Fig.1 に示す。図中年代の右括弧内には各風力割合を示す。各年の必要容量のネット変動依存性が判る。例えば、2050 年でネット変動を 15%と想定すると必要容量は 55GW、5%以下では電力貯蔵不要となる。必要貯蔵容量の正確な予測には、各地域、各国のネット変動量の正確な計測と評価が不可欠である。

Table.1 Predicted Generation Mixes in Western Europe

Power generations	Shares(2010)	Shares(2050)
Base load (Nuclear)	35.6%	37.5%
PV power	0.1%	4.6%
Wind power	9.8%	25.4%
Middle load (Thermal)	54.5%	32.5%

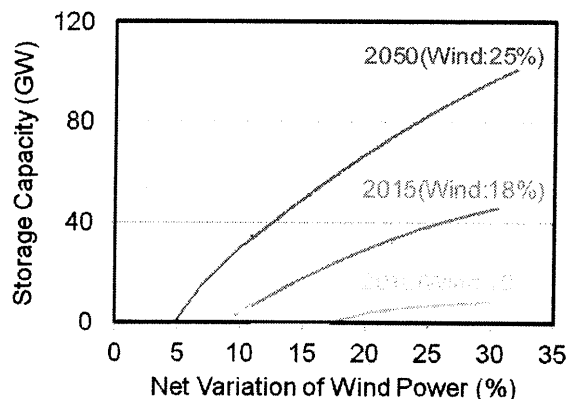


Fig.1 Relationship of the Variation and Storage Capacity

次に、世界全体での 2050 年に向けた必要電力貯蔵容量を予測するために、各国或いは地域に対して解析を適用した結果を Fig. 2 に示す。図で上側はネット変動量を 15%、下側は 30% の場合をそれぞれ示す。ネット変動量 15% では、2050 年における全世界での必要容量は 189GW となる。現在、全世界では電力貯蔵の容量は、揚水発電を中心に 100GW 存在すると言われている。そのため、今後の 40 年間に新規の電力貯蔵容量 89GW が要求される。現在の揚水発電は過去 40 年間で建設されたものであり、今後 40 年間での新設 89GW は可能と考える。ネット変動量 30% では 2050 年までに必要な新設容量は 205GW となる。このように、必要電力貯蔵容量はネット依存が極めて強く、再生可能エネルギー導入と共に、ネット変動量の正確な計測及び分析体制の導入が重要と考える。

次に、いわゆるスマートグリッドの中で、特にプラグイン電気自動車によるロードシフティングを導入した場合について紹介する。IEA の予測によれば、プラグイン電気自動車も、特に運輸部門での低炭素化の重要な切り札であり、2020 年頃から恒久的な導入が期待されている。一方でプラグイン電気自動車の充電に必要な電力は各国、各地域の必要年間電力需要量の数%に達すると予測されている。ロードシフティングは電気自動車の充電時間を最適な時間にシフトさせるシフトさせるものである。米国の交通統計によれば、朝夕の道路混雑時においても 90% の自動車は何らかの形で駐車していると推定されている。その前提が成立するのであれば、充電時間帯をある程度任意にシフトさせる可能性は高い。火力の負荷が最も高い時間帯から最も低い負荷時間帯に充電時間をシフト・集中させることにより、火力の負荷平準化が期待できる。必要貯蔵容量を支配しているのは火力の最低負荷時の容量及び調整代であり、最低負荷を大きくすることはミドルの調整代の増大につながり、その分の必要電力貯蔵容量の低減につながる。その効果の予測を Fig. 3 に示す。Fig. 2 同様に上側はネット変動量を 15%、下側は 30% の場合をそれぞれ示す。図より、2050 年において、ネット変動 15% では必要貯蔵容量は 122GW、30% では 260GW と、ネット変動に依存はするものの、必要電力貯蔵容量の低減が確認できる。これは、上述の通り、火力最大の時間から火力最小の時間へプラグイン電気自動車の充電時間をシフトすることにより、火力の最低負荷が増加し、それに伴い、火力の調整代が増えた効果による。

3. まとめ

再生可能エネルギーの大量導入に伴う、必要電力貯蔵容量に関して予測した。更に、スマートグリッドの機能として、プラグイン電気自動車によるロードシフティングの効果が必要電力貯蔵容量の低減という切り口で評価した。需要側と供給側の双方の制御により、電力系統の

より効率的な運用ができる可能性がある。これがスマートグリッドの本質と考える。

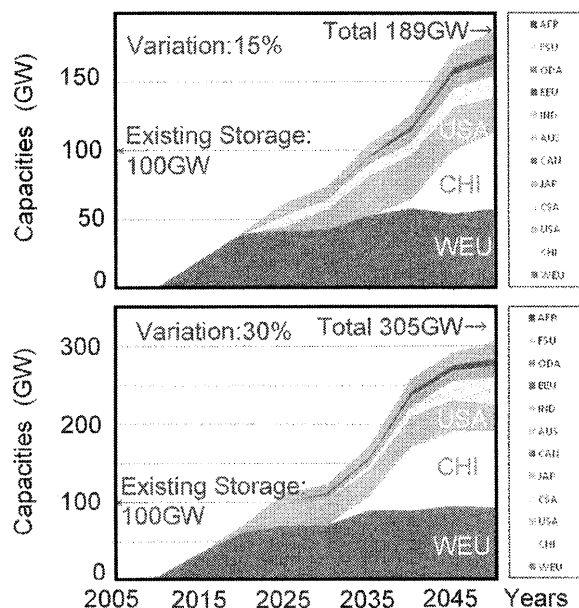


Fig. 2 Storage Growth from 2010 to 2050

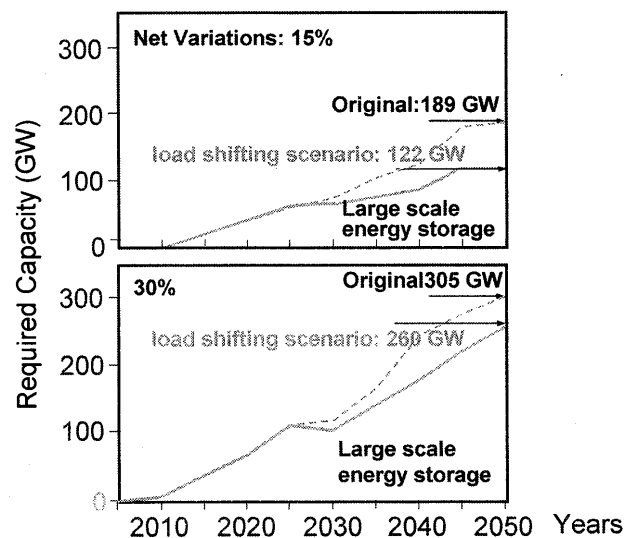


Fig. 3 Benefit of Load Shifting

参考文献

- 1) Shin-ichi, I, Prospects for Large-Scale Energy Storage in Decarbonized Power Grids., OECD/IEA, paris, (2009).
- 2) Shin-ichi, I, Modeling Load Shifting Using Electric Vehicles in a Smart Grid Environment, OECD/IEA, paris, (2010).

自然エネルギーの大量導入に向けたガスタービンの役割

*幸田 栄一（電中研）

Role of Gas Turbine in age when large amount of natural energy is introduced

*Eiichi Koda(CRIEPI)

ABSTRACT

It is expected that the capacity of carbon free power generation such as PV, WT, and nuclear power keep increasing. However the power output of these cannot be controlled. Therefore, the importance of power systems which can correspond to load change will increase. The feature of the gas turbine is effective in such a usage. Thus gas turbine is one of the major technologies in the future.

Key words: Gas Turbine, Natural Energy, Load frequency control

1. はじめに

二酸化炭素などの温暖化ガスによる地球温暖化問題や化石燃料資源枯渇問題への対応として、自然エネルギーや原子力などのカーボンフリーなエネルギー源の導入拡大に向けた動きが世界中で進められている。しかし、太陽光発電や風力発電の出力は天候により左右され、原子力発電は少なくとも現状ではベースロード運転が前提となっているが、電力は常に需要と供給のバランスを保つ必要があるため、需要に合わせて出力を調整可能な火力発電は、今後も重要な役割を担うことになると考えられる。このような状況のもとにおける今後のガスタービンの役割について考察する。

2. 制御可能電源への要求とガスタービンの特徴

2.1 制御可能電源への要求

今後は原子力や自然エネルギーの増大に伴い、全供給電力に占める出力制御可能な電源の出力割合は減少するだろうが、一方で自然変動電源の増加に対応しつつ需給バランスをとるためには、より多くの調整力が必要である。つまり火力発電設備全体としては負荷率が低下する一方で、より大きな出力調整幅や出力変化速度が求められることになろう。さらに CO2 排出量削減の観点からは高効率化も当然求められる。さらに昨今の経済情勢は、リーマンショックによって世界のエネルギー需要の見通しが大きく変化したようにその変動が大きく且つ急激になってきており、燃料価格もまた然りである。このような中、建設のリードタイムの短さなども重要な点であろう。

2.2 ガスタービンの特徴 と今後の役割

ガスタービンの特徴のいくつかを以下に示す。

- ・ 小型軽量で大出力
- ・ 起動停止や負荷変化が速い
- ・ 複合発電化することで高い熱効率を達成

これらの特徴のうち、発電の分野においてはこれまで複合発電による高効率化が最も脚光を浴びていたが、今後は負荷変化速度の速さなども重要性を増すものと考えられる。例えば、マイクログリッド内において自然変動電源の出力変動をガスタービンで補償することで、高価な蓄電池の導入量を抑えつつ連系点の潮流を平滑化することが可能であるとの検討結果が報告されている。

以上述べたように、今後の発電用ガスタービンの役割としては、これまで通り高効率発電の旗手として火力発電からの CO2 排出量削減(排出原単位の削減)に寄与するとともに、需給バランスに応じた出力制御を行うことで、自然エネルギー等の導入拡大時の電力系統全体の安定性を支えることであろう。さらに将来的には両方の側面を兼ね備えたシステム、つまり広い負荷範囲で高効率で且つ負荷変化速度の速いシステムが理想であろう。

3. おわりに

今後も当分の間は火力発電は主要な電源の一つであり、その中でもガスタービンはキーテクノロジーの一つであるが、今後はガスタービンと他の様々な発電技術のメリットとデメリットを上手く組み合わせて全体として最適化して行くことが重要だろう。

オーガナイズドセッション(蒸気タービン)

高性能蒸気タービンの開発状況

*川崎 榮（東芝），奥野 研一（東芝），新関 良樹（東芝），渋谷 直紀（東芝）

Key words: Steam turbine, Last stage blade, CFD

1. はじめに

発電用蒸気タービンは、従来火力用プラント、ガスタービンと組み合わせたコンバインドサイクル用プラントを始め、原子力用プラント、さらには、再生可能エネルギーを利用した地熱発電用プラント、太陽熱発電用プラントに広く適用されており、蒸気タービンの高性能化、高信頼性化はCO₂排出削減、エネルギー消費削減へ大きく寄与することは周知の通りである。

弊社では蒸気タービンの高性能化として、通路部性能の向上、最終段の長翼化、漏洩損失の低減、弁および給排気損失の低減、その他機械的損失の低減に取り組んでおり、それら最新技術の開発状況を紹介します。

2. 性能向上技術の開発

2.1 高性能通路部の開発

比較的翼長の低い高圧、中圧、低圧一般段向けの通路部に最適反動度段落を開発し適用をしている。最適反動度段落はタービン性能を極大化する反動度を選択し、その反動度において、二次流れ損失を抑制した三次元形状を有し、半径方向のフローパターンを最適化したアドバンスドフローパターン(AFP)形状を採用している。最適反動度段落は空気タービンモデル試験、蒸気タービン試験設備にて流体特性および性能を検証している。また、後述するシール技術や給排気圧損低減技術、耐酸化コーティング技術の検証も合わせて本設備にて実施している。図1に蒸気試験設備の全景、図2に解析と試験結果の一例を示す。

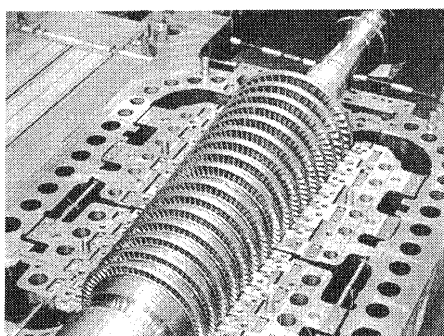


Fig.1 Overview of the Test Facility

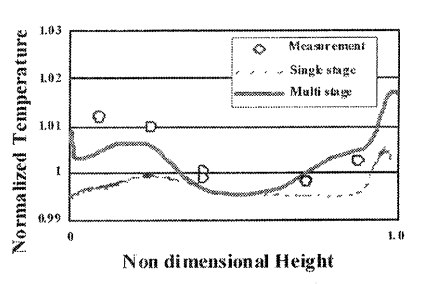
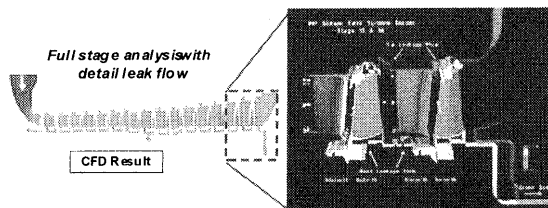


Fig.2 An example of aerodynamic verification.

2.2 チタン合金製48インチ最終段の開発

蒸気タービンの性能向上策として最終段の長翼化は重要な技術である。近年、弊社では火力機に対して、60Hz機種チタン合金製40、45インチ翼、60Hz機種鋼製35インチ/40インチ、50Hz機種鋼製42インチ/48インチ等を開発し実用化してきた。更に、これらの技術をベースに世界最大級の排気環状面積を有するチタン合金製48インチ翼の開発を進めている。表1に主要項を示す。

Table 1 Major specifications of Ti 48 inch blade

Speed rpm	3600
Blade length	48"(1219mm)
Tip blade speed m/s	766
Weight kgf (lb)	50 (110)
Centrifugal force tonf	800
Material	Ti-6Al-4V

長翼化に伴う排気環状面積の増加により、排気損失を従来と比較して大きく低減している。また、翼列性能は三次元粘性流動解析技術により中間スナッパを含めた形状の最適化を図り損失を極小化し、壁面形状に関しても剥離を抑制した形状の適用により最適化を図っている。図3に形状最適後の中間スナッパ部解析結果、図4に実証試験用ロータ

を示す。本最終段に関しては1/3スケールモデルによる蒸気試験とフルスケールによる実証負荷試験を実施中であり、信頼性、性能面での検証を鋭意進めている。

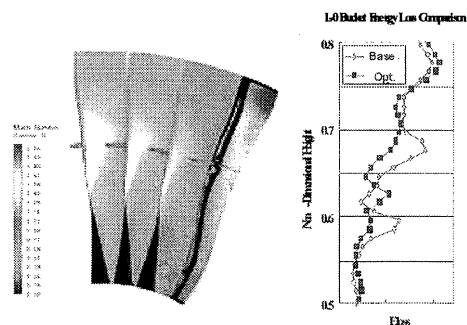


Fig.3 Loss reduction by part-span snubber

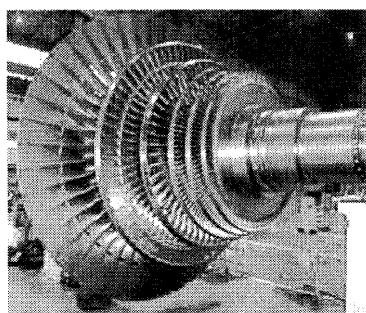


Fig. 4 Titanium 48inch last stage blades (60Hz)

2.3 シール技術の開発

段落の漏洩損失低減は、タービン性能向上を図る上で翼列損失の低減と同様に重要なテーマである。近年はシール間隙の狭小化技術が図られ、リトラクタブルパッキンやセンシタイズドパッキンが適用されている。更に、従来からガスタービンに用いられていたアブレイダブルシールを蒸気タービンに適用している。アブレイダブルシールは快削性の材料を静止部に溶射した後、凹凸のラビリンス形状を形成したものである。タービン起動時の振動増加域においてもシール材が削られるために大きな振動を伴わずに運転可能であり、最小のシール間隙にて運用できるところに特徴がある。図5にアブレイダブルシールの適用例を示す。

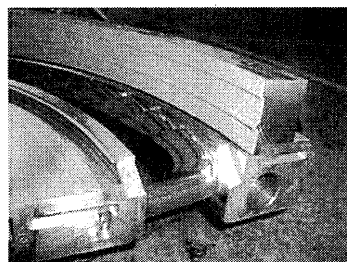


Fig.5 Abradable Seal

2.4 吸排気損失低減技術の開発

吸排気部の圧力損失低減技術も、近年の CFD (Computational Fluid Dynamics) 手法の発達により高度化している。吸排気における圧力損失低減は翼列損失の低減と同じく解析により形状の最適化を図りタービンの性能向上に貢献している。例えば、排気室形状最適化による静圧回復、ノズルボックスでの圧力損失の低減、弁本体構造のみならず弁入口、出口を含めた圧力損失の低減、二車室構成で必要となるクロスオーバー管の圧力損失の低減等、多くのタービン構成要素の最適化による損失低減策が施されている。図6に各構成要素の解析事例を示す。

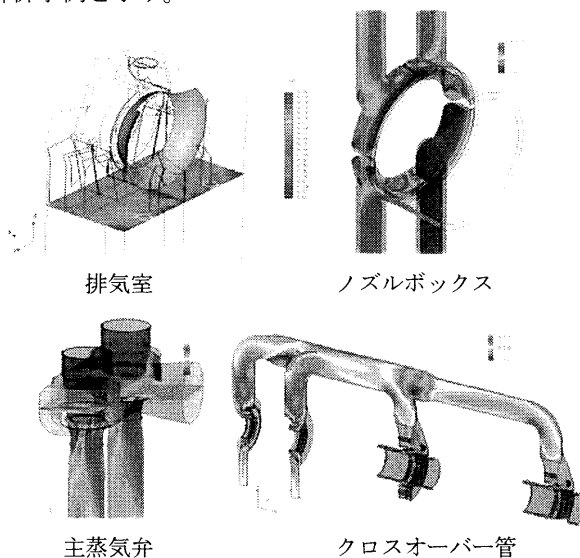


Fig. 6 CFD results of turbine component

3. おわりに

弊社における高性能蒸気タービンの性能向上技術の一例として既に実用化されている技術、現在開発中の技術を合わせて紹介した。これらの技術は、発電におけるCO₂排出削減、エネルギー消費削減に大きく貢献するものと確信している。今後も、更なる性能向上技術の高度化を目指し、技術開発を通して環境調和型社会の実現に貢献して行きたい。

参考文献

- 1) Takashi S. et al.:Recent Technologies for High Efficiency Large Scale Steam Turbine,Proceedings of 3rd Asian Joint Workshop on Thermophysics and Fluid Science,Matsue,Japan Sept.2010
- 2) Naoki Shibukawa. et al.,:The Actual Size Steam Turbine Development Facility ,Proceedings of the International Conference on Power Engineering-09(ICOPE-09) November 16-20,2009,Kobe,Japan.
- 3) 北口公一: コンバイン発電用蒸気タービンの最新動向, ガスタービン学会誌, Vol. 38, No. 4 (2010) pp. 225-230.

蒸気タービンの高温化最新技術動向

*田中 良典（三菱重工業）

The Latest High Temperature Technology Development of Steam Turbine

*Yoshinori Tanaka(Mitsubishi Heavy Industries)

ABSTRACT

The capacity of PC power plants in Japan rose to 35GW in 2004. The latest plants have a 600 deg-C class steam temperature and a net thermal efficiency of approximately 42% (HHV). On the other hand, aged plants, which were built in the '70s and '80s, will reach the point where they will need to be rebuilt or refurbished in the near future. The Japanese government launched the “Cool Earth-Innovative energy Technology Program” in March 2008 to contribute to the reduction of substantial global greenhouse gas emissions. 21 technologies were selected. The Advanced Ultra Super Critical pressure power generation (A-USC), which aims to system with 46% power generation efficiency around 2015, is included in the technologies. The A-USC Technology is suitable for retrofitting older plants and can reduce CO₂ emissions by about 15% and besides, the technology will contribute to the optimization of the steam inlet conditions for 1700 deg-C class GTCC bottoming cycles.

Key words: Turbine, 700deg-C, material, Cycle

1. はじめに

国内の石炭火力発電所は、総出力は現在 35GW まで拡大しており、ほとんど全てがボイラと蒸気タービンを組み合わせたいわゆる汽力発電所である。汽力発電所の蒸気温度 593℃以上の超々臨界圧蒸気条件は USC (Ultra Supercritical Steam Condition) と言われており、容量的に国内石炭火力発電所の約半分が USC である。図 1 に国内火力発電所の蒸気条件の変遷を示す⁽¹⁾。蒸気温度は 1993 年に中部電力の碧南 3 号機で再熱蒸気温度 593℃が達成され、さらに 1998 年には中国電力の三隅 1 号機で主蒸気、再熱蒸気共に 600℃に上昇した。

2000 年になると電源開発の橘湾 1 号機で再熱蒸気温度 610℃が達成された。次世代超々臨界圧発電技術 (Advanced-USC) は、図 2 に示すように 600℃級 USC の技術をベースとして、蒸気温度を 700℃以上まで高めることを目標にしている。結果として熱効率を 46~48%HHV まで向上し、従来の亜臨界圧に対して 20%以上、600℃級 USC に対して 10~15%の CO₂ 排出削減を狙っており、政府の「Cool Earth—エネルギー革新技術計画」に取り上げられている⁽²⁾。また、開発された高温化技術は、GTCC ボトミングの高蒸気条件化にも非常に有効であることは言うまでもない。

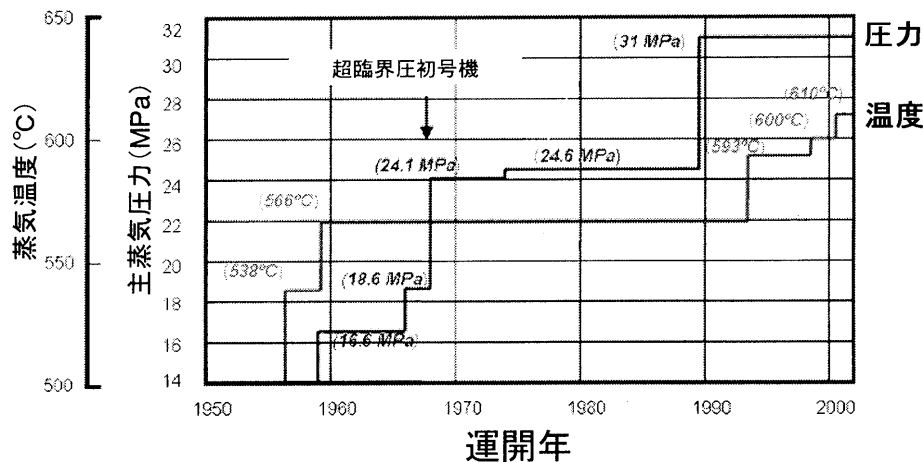


図 1 国内火力発電所 蒸気条件の変遷

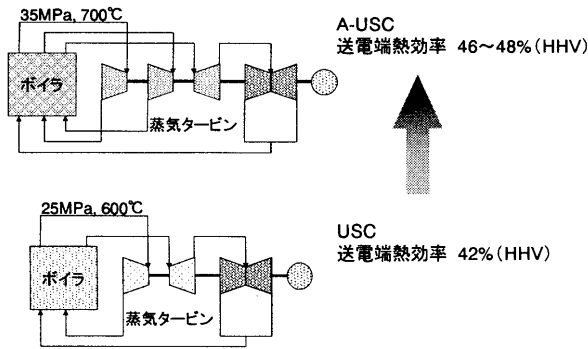


図2 A-USC システム

2. 高温化技術の最新動向

2.1 蒸気条件の高温化変遷

現在の石炭火力発電では1990年代に実用化された600℃級 USC 送電端プラント効率レベル42~43% (HHV) が主流であるが、経済性追求とCO₂ 排出量削減の観点から、更に高い700℃級の蒸気条件を採用した次世代超々臨界圧発電技術（以下A-USC）の実現を目指し、日米欧の各国で開発が進められている。国内においては経済産業省からの補助金を受けて、図3に示すように2008年度から9年間の予定で、大型技術開発プロジェクトが推進されており、弊社も参加している。

A-USC の送電端プラント効率レベルは、700℃級の二段再熱の場合で約46% (HHV) であり（蒸気タービン発電端効率で53%以上）、600℃級一段再熱との相対比で10%以上の効率向上が期待出来る。また、更に高い750℃級の蒸気条件を採用すれば、二段再熱で48% (HHV) 程度の高い効率を狙うことも可能とされており、IGCC とともに次世代の高効率石炭火力発電技術として有望視されている。また、

1700℃級 GTCC のホッピングサイクル高温化にも適用出来る技術であり、蒸気タービン入口温度としては、630℃以上（石炭火力 USC 高圧タービンではロータ最高温度が同等になる条件として蒸気タービン入口温度650℃以上に相当）で A-USC 開発技術の適用が有効となる。

2.2 A-USC タービンの開発課題について

A-USC タービン開発では、図4に示すように、タービン材料、システム、構造、製造、そして保守管理に関わる各種要素技術開発が必要である。特に、Ni 合金の大型部材製造及び溶接技術、冷却、シール技術などが主要な開発課題になる。

2.3 タービン材料開発及び構造設計について

現在蒸気タービンの材料として一般的に使用されているフェライト系材料では630℃前後が限界と考えられており、700℃超級の蒸気条件に対してはオーステナイト鋼でも強度不足とされている。従って、A-USC タービンの材料には、オーステナイト鋼より更に高い高温強度を有する Ni 合金の適用が不可欠となる。

Ni 合金はガスタービンで多くの適用実績があるが、ガスタービンのロータはディスクをボルトで連結した構造で、ディスク一枚当りの重量は3トン程度である。また、ロータディスクは空気で冷却されているためメタル温度は高くても500℃程度である。これに対して通常蒸気タービンで用いられる一体型ロータは、高中圧タービンの場合で重量20~30トンであり、運転中には高温の蒸気に直接さらされる。

		2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017以降		
		H20	H21	H22	H23	H24	H25	H26	H27	H28			
システム設計	システム設計、設計技術開発	基本設計、配置最適化、経済性試算											
要素開発	ボイラ	材料開発	大径管、伝熱管用新材料開発、材料改良								10万時間		
			高温長期材料試験(3~7万時間)										
			材料製造性検証	溶接技術開発・試験、曲げ試験									
	タービン	材料開発		材料改良仕様策定等		実サイズ部材試作							
				ロータ、ケーシング等の大型溶接技術、試作									
			高温長期材料試験(3~7万時間)										
高温弁	構造・要素・材料開発	試設計		試作									
		実証機											
実証試験・回転試験(高温弁含む)		設備計画		設備設計		設備製造、据付		試験、評価		実証機			

図3 A-USC 開発プロジェクトスケジュール

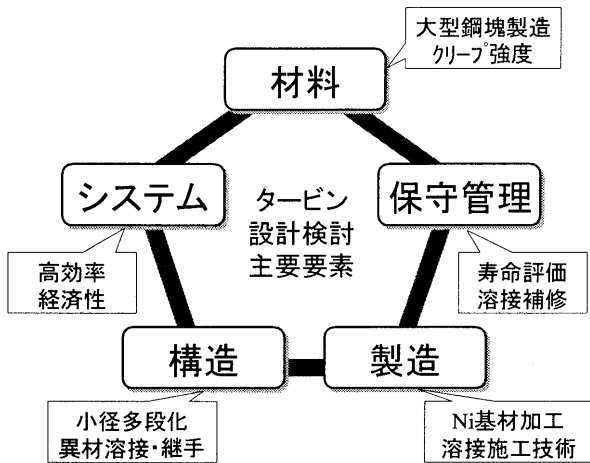


図4 A-USCタービン開発課題

従って、A-USCタービン用のNi合金にはより高い高温強度と良好な大型鋼塊製造性が要求されることになるが、Ni合金は大型化が難しく（外径φ1000mm程度、製品重量10トン程度が限界と言われている）、Ni合金を必要とする高温部分の別車室化や溶接構造の採用が必要となる。

図5に700MW二段再熱(35Mpa/700/720/720℃)のVHP+HIPタービン断面図を示す。本図に示すように溶接構造の採用に関しては、Ni合金同士の共材溶接技術および、Ni合金と高Cr鋼の異材溶接技術が必要となるが、高価なNi合金の適用範囲を極力低減した経済的な設計が可能となる。

更に、設計面からA-USCタービン用Ni合金に要求される特性として低熱膨張性がある。一般的にオーステナイト系合金の線膨張係数は、600℃級USCの蒸気タービンで使用されている12Cr鋼よりも高く、熱応力増加や回転部・静止部間の伸び差増大が懸念される。そこで長寿命化設備（通常運用で約50年の寿命が要求される設備）であるタービンの信頼性・性能・運用性を損なわぬように低熱膨張Ni合金の開発が求められる。また前述した高Cr鋼との異材溶接に関しても、溶接部残留応力の観点から両者の線膨張係数は近い方が望ましい。

欧州では既存材料の”IN617”や”IN625”をベースとしたNi合金にてロータ鍛造品、弁製造品が試作されているが、弊社はフェライト系耐熱鋼に近い線膨張係数を持つ低熱膨張Ni合金の開発を進めてきた(図6)。はじめに、ボルト、ブレード用として12Cr鋼並に熱膨張係数が低く、従来のNi合金並に高温強度を維持した低熱膨張Ni合金LTES700(Ni-12Cr-18Mo-0.9Al-1.15Ti)を開発した⁽³⁾。TES700は実機車室ボルトとして使用し、実機環境下での検証を進めている⁽⁴⁾。

続いて、更なる大型化のためにLTES700の成分調整を行い、高温強度、熱膨張係数及び製造性の適切なバランスをはかりLTES700R

(Ni-12Cr-7Mo-6W-Al-Ti)を開発した⁽⁵⁾。

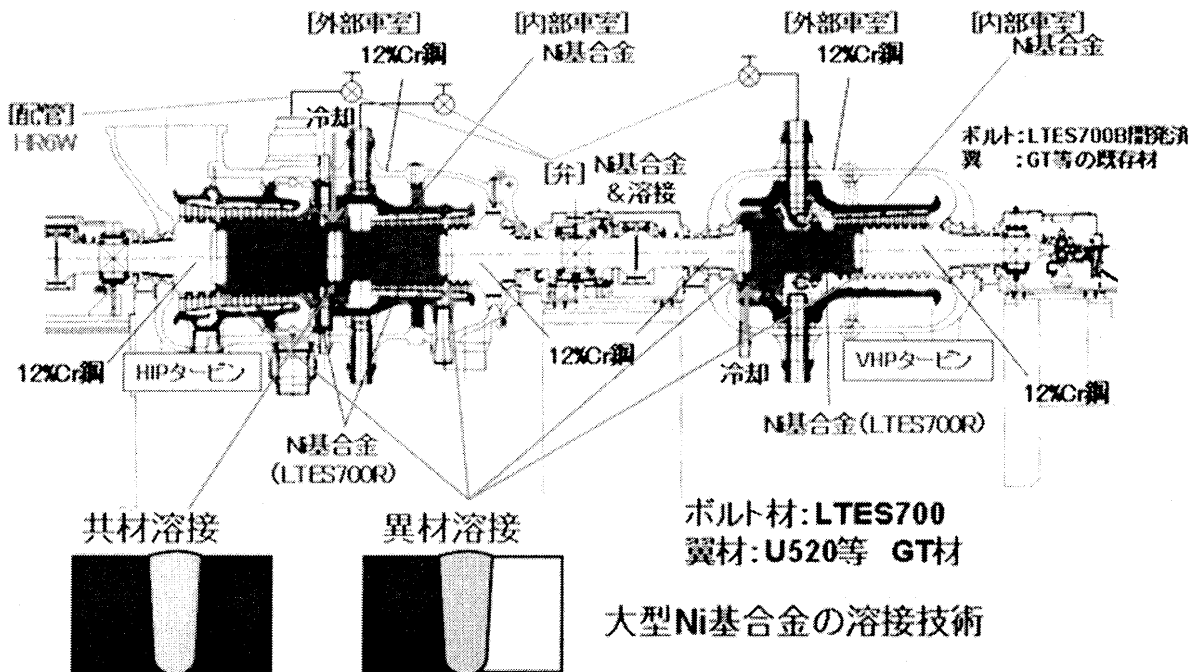


図5 700MWクラス二段再熱蒸気タービン断面図(35MPa x 700/72/720℃)

LTES700R の線膨張係数は LTES700 より高くなっているものの従来の Ni 基合金や 2.25Cr 鋼より低い。LTES700R のクリープ破断強度は、目標値 (700℃ × 10 万時間クリープ強度 100MPa) を十分満足する目処 (160MPa) が得られている (図 7)。尚、 casting material (内車室、バルブ) については A-USC 国プロにてタービン各社で欧州材 3 鋼種 (IN625、617、740) をそれぞれ分担してスクリーニング後、1 鋼種に絞り込む予定である (6)

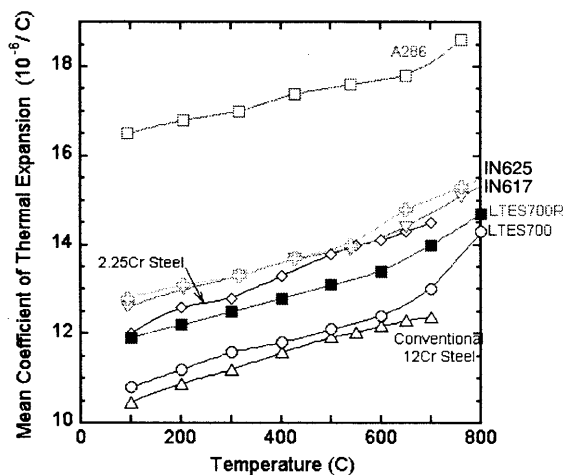


図 6 線膨張係数比較

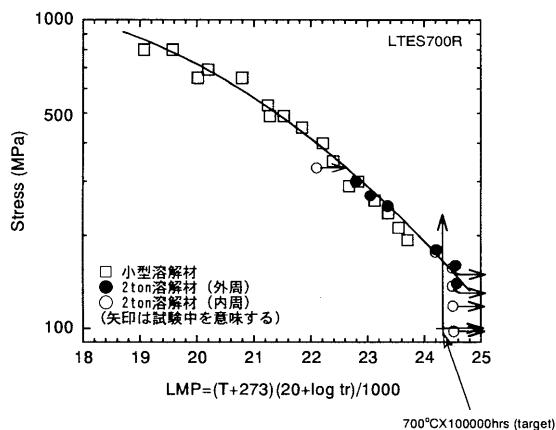


図 7 LTES700R 合金 クリープ破断試験データ

3. 今後の展開について

A-USC 開発プロジェクトとしては、2012 年までに材料開発を主体とした要素技術開発、並びにシステム設計・経済性評価を実施し、2013 年～2016 年で 700℃ 蒸気を用いた実缶試験 (ボイラ) や回転振動試験 (タービン) を行う予定である。

4. まとめ

以上、蒸気タービンに関する弊社の高温化技術の最新取り組み状況について述べた。700℃ 級プラントの実現に向けては、欧米において国家さらには EU 連合の支援のもと、積極的な技術開発が進められている (7)。これら次世代高温化技術の開発により、USC プラントや GTCC ラントのさらなる効率向上への貢献が期待される。

参考文献

- 1) 福田雅文、斎藤英治、火力原子力発電協会特集号 10 月 (2009)
- 2) <http://www.meti.go.jp/press/20080305001/02cool-earth-p.r.pdf>
- 3) 山本隆一、角屋好邦、河合久孝、馬越龍太郎、植田茂紀、野田俊治、鉄と鋼、90 (2004), 1.
- 4) 佐藤幹夫、屋口正次、田中良典、岩崎純、福田雅文、斎藤英治、中川博勝、椎橋啓、和泉栄、火力原子力発電、57 (2006), 89.
- 5) Ryuichi Yamamoto, Yoshikuni Kadoya, Shigeki Ueta, Toshiharu Noda, Ryotaro Magoshi, Shin Nishimoto and Takashi Nakano, Proceeding from the Forth International Conference on Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants (2007), EPRI Report No 1011381.
- 6) Masafumi Fukuda, Eiji Saito, Yoshinori Tanaka, Takeo Takahashi, etc. Proceeding from the Sixth International Conference on Advanced in Materials Technology for Fossil Power Plants (Aug. 2010), EPRI Session 1C
- 7) <http://www.comtes700.org/index.xhtml>

地熱用蒸気タービンの最新技術動向

*酒井 吉弘（富士電機システムズ）

Recent Technical Trends of Geothermal Steam Turbines

*Yoshihiro SAKAI (Fuji Electric Systems)

ABSTRACT

Geothermal power is a “green” and renewable energy, because it utilizes the thermal energy of the earth instead of fossil fuels, and scarcely emits carbon dioxides that cause global warming. On the other hand, geothermal fluid contains a large amount of impurities that cause corrosion and scaling problems in the power plant equipment. New technologies were developed and applied to the recent geothermal steam turbines to solve the corrosion and scaling problems, as well as to realize increased capacity and higher efficiency. Recently, the world-largest 139MW single-casing geothermal steam turbine equipped with 798mm last stage blades - the longest ones ever used for geothermal steam turbines – was successfully put into operation.

Key words: Steam Turbine, Geothermal Power, Renewable Energy, Corrosion, Scaling, Erosion, Efficiency

1. はじめに

地球の内部にある熱エネルギーは膨大であり、表層の地殻だけでも約 5.4×10^{21} MJ の熱エネルギーを持つと推定されている⁽¹⁾。これは人類の現在のエネルギー消費量の約 1200 万年分に相当する。もちろん人類が利用できるのはそのごく一部に過ぎないが、科学技術の発展に伴って利用可能性は広がるものと期待される。地球が持つ熱エネルギーのうち、地表近くにあるものを特に地熱エネルギーと呼んでいるが、地熱発電はこの地熱エネルギーを利用して発電する技術である。天然ガス、石油、石炭などの化石

燃料を燃焼させて熱エネルギーを取り出す火力発電と異なり、地熱発電は地球の熱エネルギーそのものを利用するので、図 1 に示すように地球温暖化の原因とされる二酸化炭素(CO₂)をほとんど排出しない。また、発電に使用した地熱流体を再び地中に戻すことにより再利用が可能である。その意味で、地熱発電は再生可能なクリーンエネルギーとして位置づけられている。

地熱発電の歴史は古く、1904 年にイタリアのラルデレロで世界初の発電実験に成功したのが始まりである。その後、世界各地で地熱発電の開発が進められ、日本でも 1925 年に別府で 1.12kW の試験的発電が行われた。1960 年には藤田観光(株)箱根小涌園(当時)で 30kW の自家発電が始められ、また 1966 年には出力 20MW の松川地熱発電所が運転を開始した。最初の地熱発電から約 100 年経過した現在、世界の 24 ヶ国・地域で地熱発電が行われており、地熱発電設備容量の合計は約 10GW に達している。表 1 に世界の地熱発電設備の容量を示す⁽²⁾。有名なガイゼーズ地区を擁する米国が世界最大の設備容量を誇るが、近年はフィリピンやインドネシアなどの伸張が目覚ましい。アイスランドやフィリピンなどでは、地熱発電が電力供給の上で重要な役割を担っている。日本では 1990 年代後半から地熱発電設備容量の伸びが頭打ち傾向になっており、電源に占める割合も約 0.2%にとどまってい

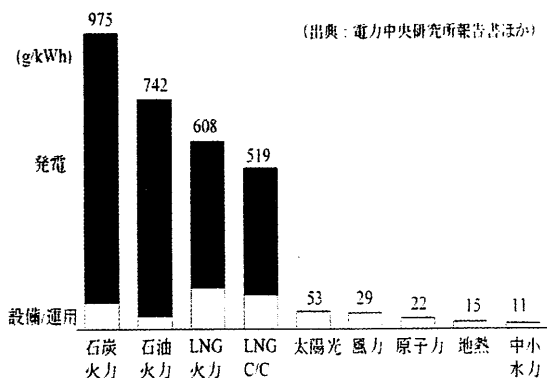


図 1 電源別二酸化炭素排出量の比較

表1 世界の地熱発電設備容量の推移

(単位: MWe)

Countries	2005	2010	2015
Argentina	0	0	30
Australia	0.2	1.1	40
Austria	1.1	1.4	5
Canada	0	0	20
Chile	0	0	150
China	28	24	60
Costa Rica	163	166	200
El Salvador	151	204	290
Ethiopia	7.3	7.3	45
France	15	16	35
Germany	0.2	6.6	15
Greece	0	0	30
Guatemala	33	52	120
Honduras	0	0	35
Hungary	0	0	5
Iceland	202	575	800
Indonesia	797	1,197	3,500
Italy	791	843	920
Japan	535	535	535
Kenya	129	167	530
Mexico	953	958	1,140
Nevis	0	0	35
New Zealand	435	628	1,240
Nicaragua	77	88	240
Papua-New Guinea	6	56	75
Philippines	1,930	1,904	2,500
Portugal	16	29	60
Romania	0	0	5
Russia	79	82	190
Spain	0	0	40
Slovakia	0	0	5
Thailand	0.3	0.3	1
The Netherland	0	0	5
Turkey	20	82	200
USA	2,564	3,093	5,400
Total	8,933	10,716	18,501

(注) 2010年、2015年は予想値

る⁽³⁾。世界全体でみても地熱発電が電源に占める割合は約0.3%に過ぎないが、地球温暖化抑止の観点から地熱発電を再評価する機運にあり、過去5年間での世界の地熱発電設備容量の増加率が約20%だったのに対し、今後5年間で70%以上の設備容量の増加が期待されている。

2. 地熱発電の方式

地熱発電の原理を図2に示す。一般的には地中に深く生産井と呼ばれる井戸を掘って、地熱によって熱せられた蒸気と水の混合流体（地熱流体）を取り出し、

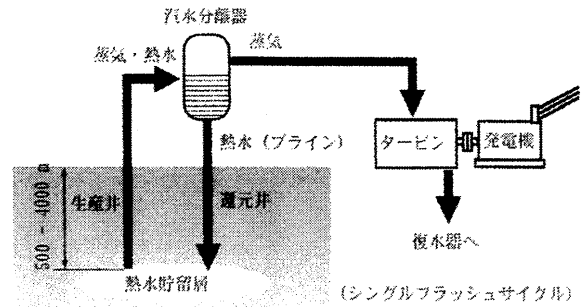


図2 地熱発電の原理

そのエネルギーで蒸気タービンを回転させて発電する。地熱流体の性状に従って、次のような発電方式が採用されている。

2.1 天然蒸気方式

地熱流体の大部分が蒸気である場合（蒸気卓越型）は、生産井から出てくる蒸気を直接、蒸気タービンに導いて発電する。この方式による発電は日本の松川やアメリカのガイザースなどで行われている。

2.2 フラッシュ方式

生産井から出てくる地熱流体が蒸気とともに大量の熱水を含む場合（熱水卓越型）は、図3に示すように生産井から出てくる地熱流体をセパレータ（汽水分離器）で蒸気と水に分離し、蒸気のみをタービンに導いて発電する。現在行われている地熱発電の大部分はこの方式によるものである。セパレータで蒸気を分離した後の熱水のエネルギーが十分にある場合には、図4に示すように熱水をさらにフラッシュ（減圧蒸発装置）に導き、減圧沸騰させることにより生成した蒸気をタービンの低圧部に混入し

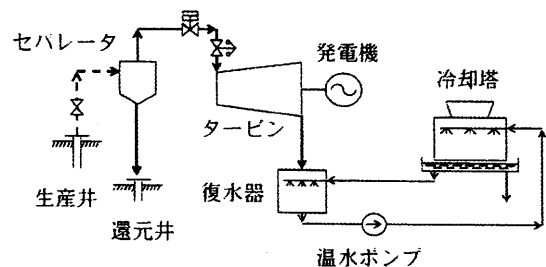


図3 シングルフラッシュ方式

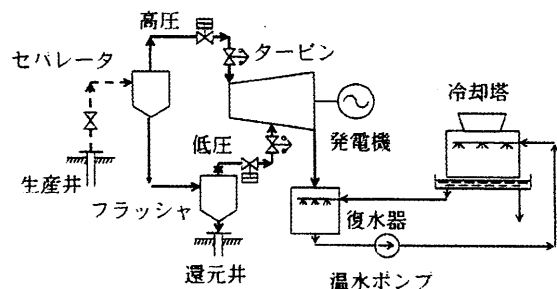


図4 ダブルフラッシュ方式

て出力を増加させることができる。この方式はダブルフラッシュ方式と呼ばれている。

2.3 バイナリー方式

図5に示すように生産井から出てくる地熱流体を熱交換器に導いて炭化水素やアンモニアなどの低沸点媒体を沸騰させ、その蒸気でタービンを回して発電する方式である。地熱井から出てくる地熱流体の温度が比較的低い場合に特に適した発電方式である。ドイツやオーストラリアなど地熱資源に乏しい国でも、深さ3000~5000mに達する井戸を掘り、高温岩体中に人工的に注水して熱水・蒸気として取り出して、バイナリー方式で発電を行う高温岩体発電の実用化に成功している。

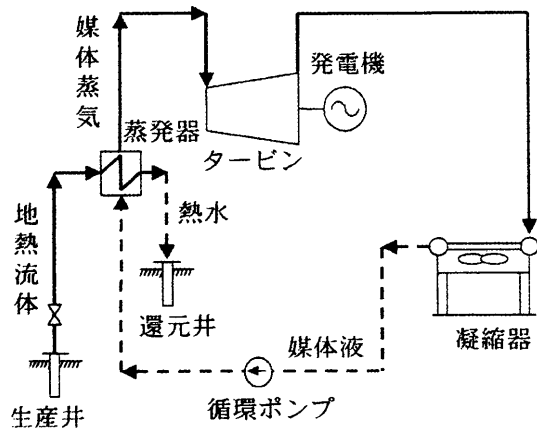


図5 バイナリー方式

3. 地熱用蒸気タービンの特徴と構造

地熱用蒸気タービンの入口蒸気は、圧力0.1~2MPa、温度100~200℃程度の低圧・低温の蒸気である。従って、利用できる熱落差が小さく、また出力に比して蒸気の容積流量が大きい。そのため火力用蒸気タービンと比べると出力が小さく、最大容量機でも150MW前後である。一般には20~60MW程度のものが多い。

タービン型式としては、図6に示すような火力用蒸気タービンの低圧タービンに類似した多段復水タービンが用いられることが多いが、小容量のものでは単段タービンや背圧タービンが用いられることもある。

ダブルフラッシュ方式の場合は、低圧蒸気を中間段落に導入する混圧復水タービンが用いられる。図7に示す混圧タービンの例では、流量が少ない高圧部を単流とし、低圧部を複流として翼列の最適化をはかっている。

復水タービンの場合、タービンの排気は復水器に導かれて凝縮される。火力発電と異なり地熱用蒸気タービンの場合は復水を再利用する必要がないので、冷却水を排気に混合して蒸気を凝縮させる直接接触式復水器が用いられることが多く、スプレージェット式やトレイ式のものを用いられている。復水器はタービンの直下に置かれ

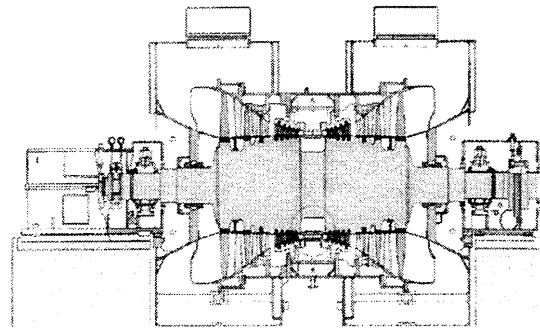


図6 地熱用蒸気タービンの例

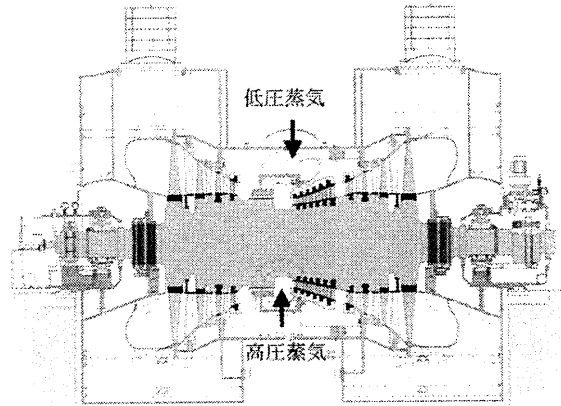


図7 混圧復水タービンの例

る場合と、別置される場合があり、後者の場合は図8に示すような上向き排気のタービンが採用され、タービンと復水器との間は排気ダクトで連絡される。

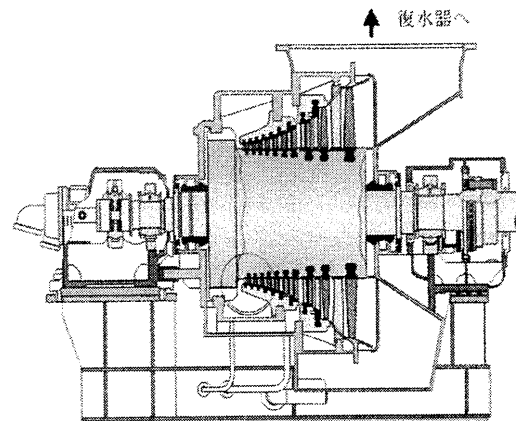


図8 上向き排気タービンの例

4. 地熱用蒸気タービンの最近の技術動向

4.1 耐食性の向上

地熱流体中には腐食性の不純物が多量に含まれているため、地熱発電プラントの安定的な運転のためには機器に使用される材料の耐食性が最大の課題である。地熱流体中に含まれる不純物の組成は地域によって大きな差

表2 地熱用蒸気タービンの材料例

部品名	材料名
ケーシング	炭素鋼鋼板
ロータ	1%Cr-MoNiV 鍛鋼 2%Cr-MoNiWV 鍛鋼
静翼・動翼	13%Cr 鋼 16%Cr-4%Ni-CuNb 鋼 Ti-6Al-4V
静翼ホルダ	炭素鋼鋳鋼 13%Cr 鋳鋼

があるが、一般的には二酸化炭素(CO₂)、硫化水素(H₂S)、塩化物イオン(Cl⁻)、硫酸塩イオン(SO₄²⁻)などの腐食性不純物が含まれている。地熱用蒸気タービンで問題となる腐食の形態としては、全面腐食、孔食、応力腐食割れ、腐食疲労、エロージョン・コロージョンなどがあるが、特に運転中の応力が高い動翼やロータの応力腐食割れや腐食疲労は地熱用蒸気タービンの損傷事例の大きな割合を占めており、設計・製作上の十分な配慮が必要である。

過酷な腐食環境のもとでの長期にわたる機器の安定運転のためには、材料の腐食特性についての評価が重要である。そのため、実験室において地熱流体を模擬した腐食環境における材料試験を系統的に行い、その結果に基づいて適切な材料および使用応力が選定されている。表2は地熱用蒸気タービンに一般的に用いられている材料の例である。地熱流体の性状はサイトごとに異なるため、実際の地熱サイトにおける材料の挙動を確認することも重要であり、図9に示すような試験装置を用いて、地熱蒸気による材料の腐食試験を実施している。

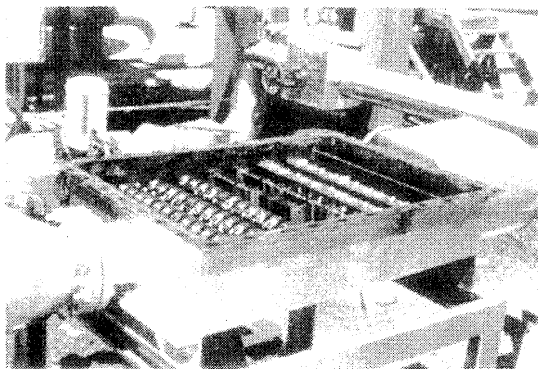


図9 地熱サイトでの材料試験装置

腐食性の高い地熱蒸気流に曝されるロータや静翼ホルダなどの部材には、全面腐食やエロージョン・コロージョンが発生しやすく、翼間のシルフィンの脱落などの問題を生じることがある。これを解決する方法の一つとして、部材表面へステンレス材を

オーバーレイ溶接したり、タングステン・カーバイドなどの耐食性の高い材料を溶射する技術が開発されている。図10はロータに対するHVOF溶射(High Velocity Oxy-Fuel Thermal Spray)の実施例を示すものである。

翼脚部とロータ翼溝との隙間には腐食性物質が堆積・濃縮しやすく、応力腐食割れや腐食疲労発生の原因となることがある。応力腐食割れや腐食疲労に

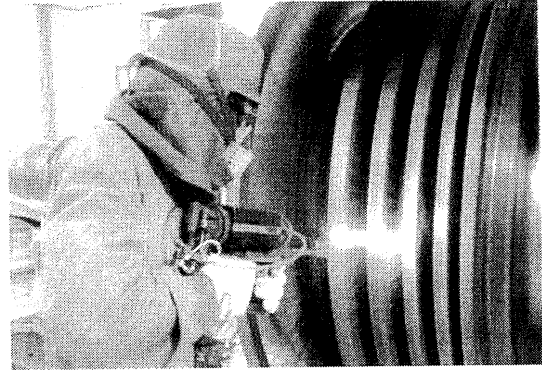


図10 ロータへのHVOFコーティング実施例

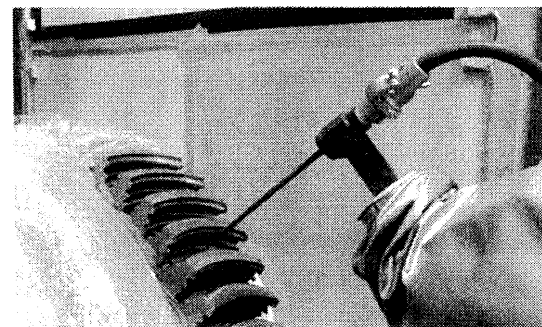


図11 ロボットによるショットピーニング実施例

に対する耐性を向上させる技術として、ショットピーニング技術が開発され、実機に適用されている。これは翼やロータの高応力部位に鋼球を高速で投射することにより、部材表面に圧縮残留応力を発生させ、それによって応力腐食割れや腐食疲労に対する耐力を向上させるものである。ショットピーニング処理を施した翼材及びロータ材に対し、応力腐食割れ及び腐食疲労試験を行った結果、大幅な耐力向上効果が得られることが確認されている。ショットピーニングの施行に際しては、投射速度や角度などのパラメータが重要であり、そのため図11に示すようなロボットによる作業を行うことで安定した品質を実現している⁽⁴⁾。

4.2 スケール対策

地熱流体中に含まれるシリカ(SiO₂)や炭酸カルシウム(CaCO₃)などの不純物は、翼やケーシング、ロータなどの

部材表面にスケールとして析出・堆積し、蒸気流路を狭めて出力低下をもたらしたり、摩耗損傷や振動の原因となることがある。図12は静翼に付着したスケールの例である。

スケール対策としては、翼通路を広く取るなどの設計上の配慮が行われるほか、上流側でのスクラッパ（洗浄装置）の設置や、図13に示すように蒸気タービン入口に注水してスケールを除去するブレードウォッシング技術が開発されている。



図12 静翼へのスケール付着の例

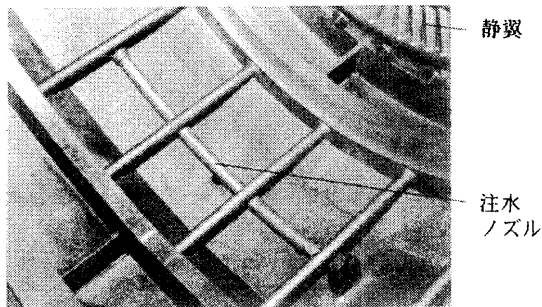


図13 ブレードウォッシング装置

4.3 ドレンアタック・エロージョン対策

地熱用蒸気タービンの入口蒸気は一般に飽和蒸気であり、タービン内を膨張する間に蒸気の湿度が増大して、タービン出口では10~15%前後にも達する。そのため、蒸気中の水滴の衝突による動翼のドレンアタック・エロージョンに対する配慮が火力用蒸気タービン以上に要求される。

水滴によるドレンアタック・エロージョン対策としては、図14に示すようにドレンキャッチャを設けてエロージョンの原因となる水滴を除去したり、エロージョンを受けやすい動翼前縁部にステライトなどの硬い材料でできたエロージョンシールドをロウ付けするなどの対策が行われている。

4.4 効率向上技術

地熱用蒸気タービンは火力用蒸気タービンを母体として発展してきており、火力用に開発された効率向上技

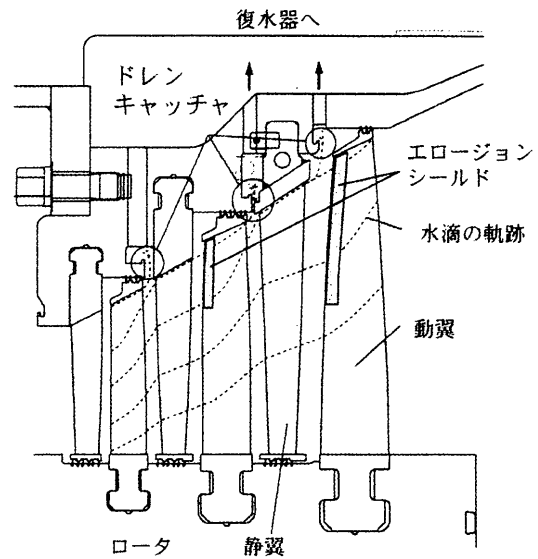


図14 ドレンアタックエロージョン対策の例

術が地熱用蒸気タービンにも適用されているが、地熱蒸気の腐食雰囲気を考慮した高信頼性設計が重要である。

地熱用蒸気タービンの最終段を含む低圧翼群には、最新のCFD(Computational Fluid Dynamics)手法を用いて開発された高効率低圧翼が採用されている。低圧長大翼内部の流れは高マッハ数の粘性流であるが、CFD手法を用いて流れのシミュレーションを精度良く行うことにより、高効率翼列の開発が可能になった。図15に解析結果の例を示す。FEM(有限要素法)による応力・振動解析と組み合わせることにより、高効率と高信頼性を両立させた新世代低圧翼シリーズが開発され、実機に適用されている。

高圧部の翼には、1本のバー材から翼とシュラウドを一体に削り出したインテグラルシュラウド翼が採用されている。インテグラルシュラウド翼は運転中に隣接翼同士が密着して全周一群構造となり、シュラウドの制振効果により運転中の振動がきわめて小さいという利点を持つ。

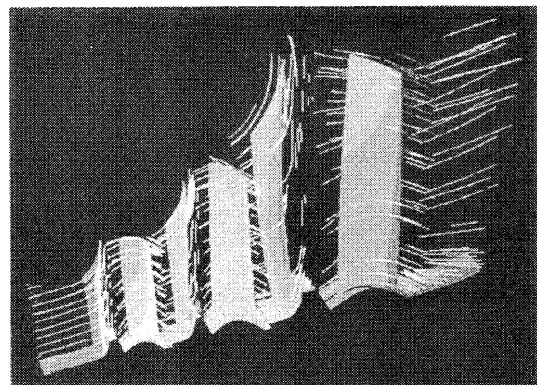


図15 CFDによる流れ解析例

っている。最新の地熱用蒸気タービンには、インテグラルシュラウド翼の優れた信頼性を生かしたまま、翼列性能を向上させた高効率翼が採用されている。また、図 16 に示すように形状をバウ型とし、二次流れ損失を抑えた高効率三次元翼も適用されている。

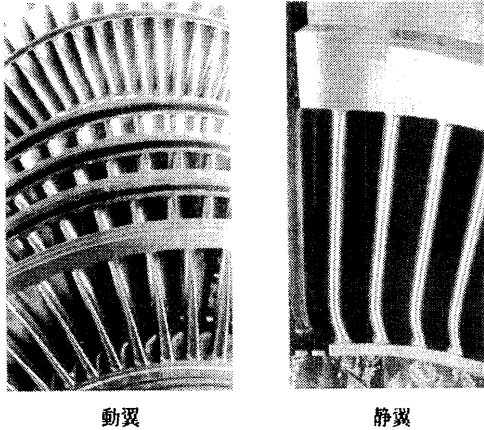


図 16 高効率三次元翼

4.5 出力増大

蒸気タービンの最大出力は、最終段動翼の排気面積で決定されるが、腐食性が高い地熱蒸気中で使用される地熱用蒸気タービンの場合には、材料強度の面から翼長が制限される。最近では地熱用蒸気タービンの腐食環境に配慮して耐力を強化させた最終段翼が開発され、地熱用蒸

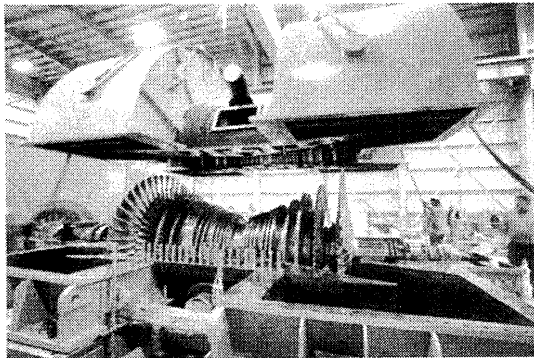


図 17 据付中の 139MW 地熱蒸気タービン

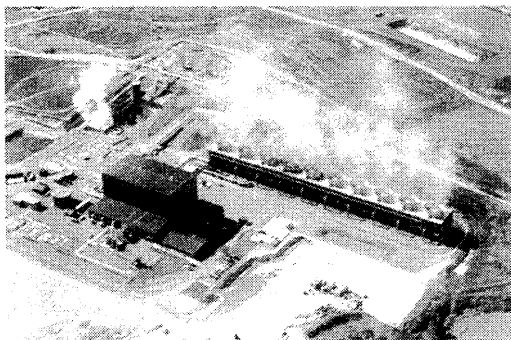


図 18 Nga Awa Purua 地熱発電所全景

気タービンの単機容量の増大を可能としている。図 17 は世界最大クラスの 50Hz 用 798mm 翼を採用したニュージーランド・Nga Awa Purua 地熱発電所向け蒸気タービン(定格出力 139MW、最大出力 147MW)の据付中の外観を示す。このタービンは単気筒の地熱用蒸気タービンとしては世界最大容量のものである。発電方式としてトリプル・フラッシュ方式を採用し、地熱エネルギーの有効活用をはかっている。図 18 は Nga Awa Purua 地熱発電所の全景である。

5. おわりに

アイスランドは人口約 30 万人の小さな島国であるが、地熱資源に恵まれており、電力や地域暖房などエネルギー消費の約 60% を地熱エネルギーで賄っている地熱大国である。スヴァルトセンギ地熱発電所では、地熱井から汲み上げた地熱流体の排水を人工の池に流して、ブルーラグーンと呼ばれる温泉にしている。温水は中に含まれるシリカのために美しい青色をしており、ブルーラグーンという名前もそこからつけられたものである。温泉施設や空港では、ブルーラグーンの温水から抽出したシリカを化粧品として販売している。地熱発電設備にとっては大敵であるシリカも、ここではビジネスに有効活用されている。地熱エネルギーは魚の養殖にも使われており、ししゃもを養殖して日本に輸出しているという。また、地中に深さ 5000m の井戸を掘る IDDP (Iceland Deep Drilling Project) と呼ばれるプロジェクトが国際的協力のもとに進められており、そこから噴出する 400~600℃ の高温の地熱流体の利用が検討されている。

温泉大国であり国産の地熱エネルギーに恵まれたわが国でも、地球温暖化対策の一環として、再生可能なクリーンエネルギーである地熱エネルギーの今後の一層の活用が期待される。

参考文献

- (1) Dickson, M.H., Fanelli, M.: 日本地熱学会 IGA 専門部会訳、地熱エネルギー入門 (2008).
- (2) Bertani, R.: Geothermal Power Generation in the World - 2005-2010 Update Report, Proc. World Geothermal Congress 2010 (2010) pp.1-41.
- (3) 地熱発電特集、火力原子力発電, Vol. 55, No.577 (2004).
- (4) 酒井吉弘, 岡 美樹, 加藤秀雄: 最新の地熱タービン, 富士時報, Vol. 81, No.5 (2008) pp.314-319.

原子力用蒸気タービンの最新技術動向

町田 雅人（日立製作所）、小川 雪郎（日立 GE ニュークリア・エンジン）、
柴下 直昭（日立製作所）、北澤 聡（日立製作所）、

The Latest Technology Trends for Nuclear Steam Turbine

Key words: Turbine Efficiency, Long Blade, Continuous Cover Blade, Reliability Technology

1. はじめに

我が国では現在 54 基の発電用原子炉が稼動しており、原子力発電は我が国の総発電電力量の約 1/3 を担う基幹電源となっている。また近年では地球温暖化問題への対策として、原子力発電は発電時に二酸化炭素を出さないことが特に注目され、低炭素社会への移行を実現するための「ゼロ・エミッション電源」の中核を担うものとして、これまで以上の大きな役割が期待されている。

この原子力発電所において、蒸気タービンは原子炉や蒸気発生器で発生した蒸気を動力として発電機を駆動する重要機器であり、蒸気タービンの効率が直接、原子力発電所の発電効率を左右する。従って蒸気タービンの効率を向上させることは原子炉出力当たりの発電量を増加させ、原子力発電所の経済性をより向上させるとともに、原子力発電比率の増加によって温室効果ガスの排出削減を促進することにつながる。

既に我が国でも原子力発電所用の蒸気タービンは多くの実績があるが、新規に建設される原子力発電所では原子炉の大出力化に対応してタービンの大容量化や、長年に渡る技術開発の成果として実用化された種々の効率向上技術が採用されており、最新鋭の蒸気タービンは従来に比べ大幅なタービン効率の向上が図られている。一例として、タービンの大容量化の点では国内 BWR(沸騰水型軽水炉)、PWR(加圧水型軽水炉)ともに最終段翼長が 50 インチを超えるタービンが既に実用化されており、日立グループでは 2004 年に運転を開始した中国 秦山第三原子力発電所 1,2 号機用の蒸気タービンで最終段動翼に 50Hz 52 インチ(約 132cm)長翼を採用したのに続き、国内では ABWR(改良型沸騰水型軽水炉)用に中部電力(株)浜岡原子力発電所 5 号機(2005 年)および北陸電力(株)志賀原子力発電所 2 号機(2006 年)で 60Hz 52 インチ最終段長翼を採用している。さらに、現在建設中の中国

電力(株)島根原子力発電所 3 号機用にも同型の 60Hz 52 インチ最終段長翼を製作している(図 1)。

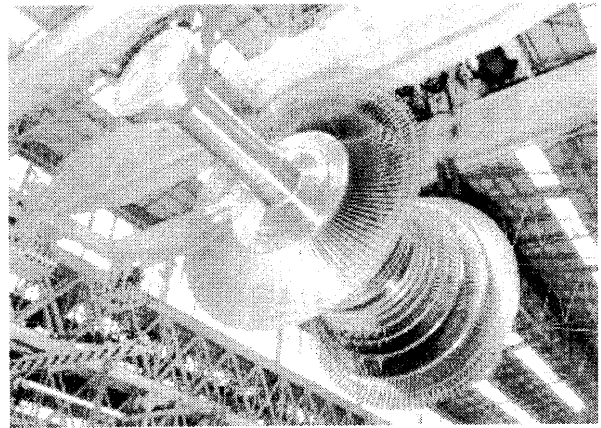


図 1 52 インチ低圧タービンロータ

また、既存の原子力発電所の蒸気タービンについても、最新鋭のタービンで採用されている設計技術を適用して新たに設計したロータ、ダイアフラム、車室等に取り替または改造することにより、タービン効率を向上させ、大幅に電気出力を増加させることが可能になっている。

本稿では、これまで日立グループで筆者らが取り組んできた原子力タービンの効率向上技術、信頼性検証技術、検査技術の動向について述べる。

2. 最新のタービン設計技術

蒸気タービンの効率を向上させるには、タービン効率を低下させる内部損失をいかに低減するかが課題である。蒸気タービンで発生する内部損失には大別して排気損失、漏えい損失、流れ損失があるが、これらを低減するために最新鋭の蒸気タービンで採用されている代表的技術である、タービン最終段動翼の長翼化、全周一リング翼および高性能三次元静翼・動翼について以下に述べる。

2.1 最終段動翼の長翼化

既設タービンの最終段動翼を長翼化し、環帯面積を増加させることで排気損失を減少させ、タービンの効率を約1~2%程度向上させることができる。日立グループでは、最長52インチの低圧タービン最終段動翼を実機適用した実績があり、この技術を応用して既設機の長翼化改造による効率向上策の開発を行っている。日立グループはこれまでに国内原子力向けとして50 Hz 1500 rpm機では35インチ、41インチ、52インチ、60 Hz 1,800 rpm機では38インチ、43インチ、52インチ動翼をもつ原子力用タービンを納入しており、それぞれに対して最適な長翼化改造用の取替翼を提案している。

蒸気タービン低圧段では、流れが最終段に近づくにつれて環帯面積が急拡大し、蒸気流れの三次元性が大きくなる。そのため、長翼の性能設計では、静動翼三次元フローパターンへのベストマッチングを考慮することが最も重要となる。

近年の計算機の発達と共に流れ解析技術も向上し、最近では翼設計ツールとして各種熱設計パラメータのサーベイに静動翼の三次元乱流解析を活用している。また、従来の流れ解析では理想気体を扱うに留まっていたが、蒸気による湿り条件や相変化も加味した非平衡凝縮流れ計算が可能になり、蒸気タービンの低圧段落において、流量、段落負荷、損失の予測が精度良く行えるようになった⁽¹⁾ (図2)。

さらに、蒸気タービン翼形設計にロバストデザインとして著名なタグチメソッドを導入し、広範囲な流入角条件に対して損失特性を改善する設計パラメータサーベイを短時間で効率良く行っている⁽²⁾。



図2 静動翼3次元湿り乱流解析例

2.2 全周ーリング翼

最新鋭の蒸気タービンでは、CCB(Continuous Cover Blade)構造と呼ばれる全周ーリング翼を採用している。これは遠心力による翼振り戻り(アンツイスト)効果を利用して、翼と一体成形されたカバー部に設けた接触面で、隣り合う翼どうしが接触連結する翼構造である。既に新設の火力機では高圧タービンから低圧タービンまでの全段でCCB構造の採用が標準的であり、また新設の原子力機でも一部段落でCCB構造の適用が始まっている。CCB構造には接触連結による振動減衰効果と、翼固有振動数の単純化、漏えい損失、流れ損失の低減といった利点があるため、日立グループでは既設原子力機のタービン効率向上では高圧タービンから低圧タービンまでの全段落でCCB構造の採用を標準としている。

2.2.1 低圧タービン最終段用 CCB 翼

低圧タービン最終段のCCB構造は、長翼化による剛性低下を改善するため、連結部として先端にカバー、翼中間部にタイボスを設けている。図3に最終段CCB構造の概略を示す⁽³⁾。この構造では、タービンが回転し始めると同時に翼先端部のカバー間がアンツイストを利用して接触連結し、その後回転途中で翼中間部のタイボスが接触連結する。

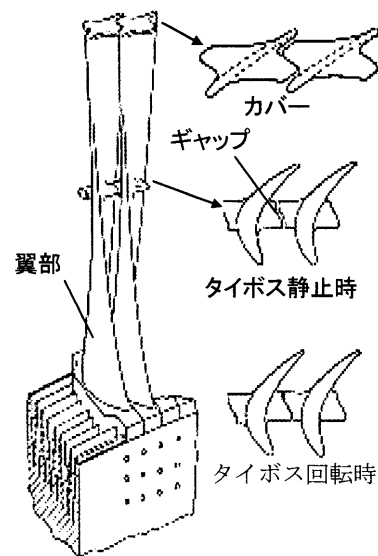


図3 低圧最終段用 CCB 構造

2.2.2 低圧タービンL-1, L-2 段用 CCB 翼

低圧タービンL-1, L-2段用CCB構造翼とカバー形状を図4に示す。低圧タービンのL-1段、L-2段では、従来、翼中間部に存在したタイワイヤやスリーブといった連結部材を排除し、カバーのみのCCB構造を採用している⁽⁴⁾。

従来では中間連結部材が存在した翼とCCB構造

に改善した場合との性能比較実験を行った。実験結果として段落効率分布を図 5 に示す。従来翼では翼中間連結部材にタイヤが存在するため、翼中間部で損失が大きくなることが判る。また、CCB 構造に改善した際、翼形状の見直しも行ったため、新翼を用いた段落効率は翼長方向全般にわたり改善された結果を得た。

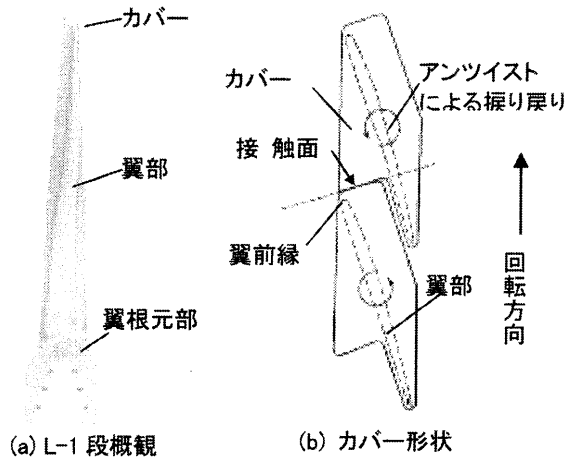


図 4 L-1 段 CCB 構造翼とカバー形状

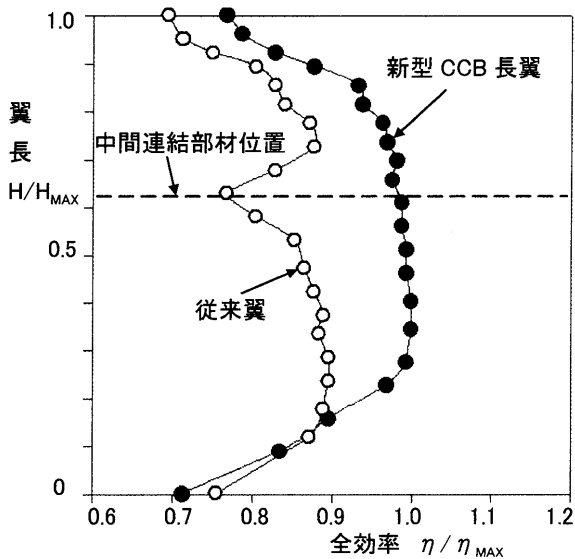


図 5 段落効率(全効率)の比較

2.2.3 高圧タービン、低圧タービン中短翼用 CCB 翼

高圧タービンや低圧タービンの中短翼部では、従来は翼先端部で翼同士を綴っているシュラウドを翼先端部のテノンでかしめて固定するテノン・シュラウド構造を採用していたが、タービン効率向上時の改造設計では CCB 構造に変更を行う。CCB 構造では翼先端のカバー外周面が平坦になるため、チップフィンにハイロー型マルチフィンシール構造を採用して翼先端部からの漏えい損失を低減す

ることができる。図 6 に中短翼用 CCB 翼およびマルチフィンシール構造を示す。

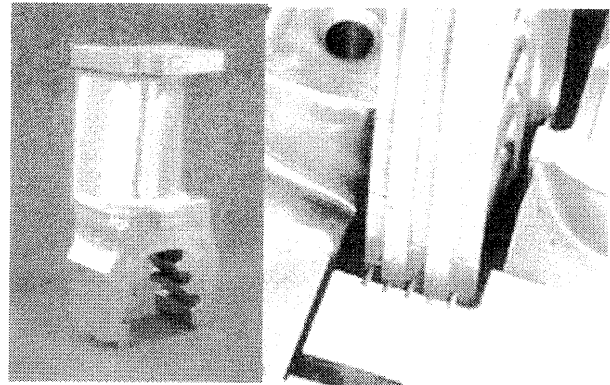


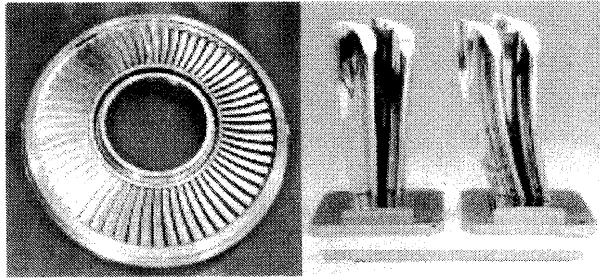
図 6 中短翼用 CCB 翼およびマルチフィンシール構造

2.3 高性能三次元動翼・静翼

1990 年代以降、解析評価技術の進展により翼形状の三次元化による流れ損失の低減や、ノズルと動翼の一括解析による段落性能の最適化などの効率向上技術が実用化され、従来の蒸気タービンに比べタービン効率の向上が図られるようになった。その成果として、日立グループでは AVN(Advanced Vortex Nozzle)および HV(High Load Vortex)動翼と呼ぶ高性能型静翼、動翼を実用化している。

AVN はノズルを翼長方向に湾曲させ、腹側を凸状に形成することによって、二次流れなどによる流れの不均一性を緩和することを狙いとしたものである(図 7)。この構造により、ノズルで発生する損失を低減し、蒸気タービンの内部効率を向上させている。また HV 動翼は動翼の翼列ピッチと翼負荷分布の最適化により翼形損失及び二次流れ損失の発生を抑制するものである。

既設機のタービン効率向上では、高性能型の静翼および動翼を採用することにより原設計時の翼型に比べ効率を大幅に向上させることができる。日立グループでは既設機のタービン効率向上では高性能型静翼は高圧タービンから低圧タービンの全段落で、また高性能型動翼は高圧タービンから低圧タービン一般段(長翼部を除く)全段落での採用を標準としている。



従来ノズル AVN

図7 AVNの外観(a)と形状比較(b)

3. 最新のタービン信頼性検証技術

最新鋭の蒸気タービン低圧段では最終段翼長の長翼化に伴って蒸気流路が急拡大することにより蒸気流れの三次元性が大きくなり、低負荷時の流れの不安定性が増大する。日立グループではこの対策として最新スーパーコンピュータによる多段落準三次元非定常流れ解析コード(M-stage)の開発を行うとともに、実機負荷遮断時のフラッシュバックを模擬できる世界初の蒸気タービン実証試験設備を建設し、様々な運転状態における蒸気タービン構造健全性・信頼性検証技術を確立した。以下、信頼性検証技術について述べる。

3.1 実機大モデル回転試験設備

実機大モデル回転試験設備の外観を図8に示す。これは、実機翼と同仕様の試作翼を組込んだ実機大試験ロータにより動翼の基本特性を検証する試験設備であり、加振装置により実機負荷相当振動応答下での試験計測・検証が可能である。計測装置は、従来用いられている歪ゲージ・テレメータ方式の他に、非接触センサにより全翼の振動特性計測を行っている。

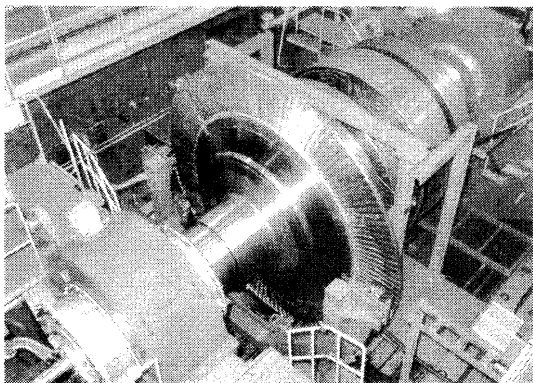


図8 実機大モデル回転試験設備

3.2 蒸気タービン実証試験設備

モデルタービン蒸気負荷試験を行う蒸気タービン実証試験設備の外観を図9に示す。実機を模擬し

た縮小モデルタービンは実機と同一の車室と抽気構造を有し、蒸気負荷運転中での動翼に作用する振動応力を計測できる(図10)。

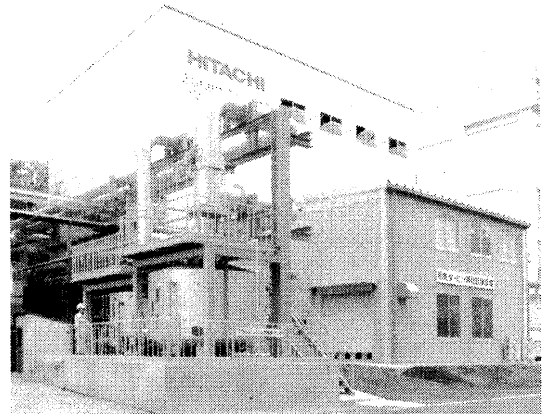


図9 蒸気タービン実証試験設備

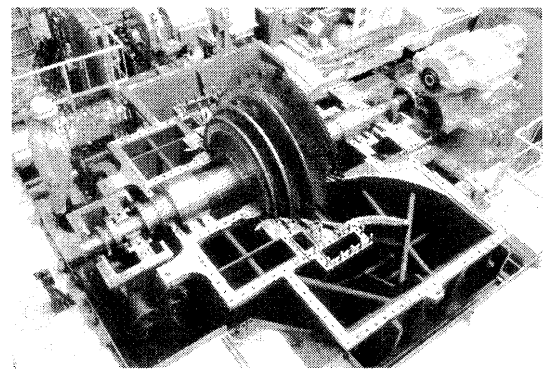


図10 縮小モデルタービン

3.3 非定常三次元流れ解析

最新の解析技術(6)を用いた多段落準三次元非定常流れ度解析コード(M-stage)による数値解析の例を図に示す。M-stageは、多段落間蒸気流れを比較的短時間で解析でき、タービン内フローパターン設計の高速化・高精化を可能としている。数値解析の精度はモデルタービン蒸気負荷試験による検証で確認されており、蒸気タービン内で渦が発生し、蒸気が逆流する領域をM-stageと縮小モデルタービンによる実測で求めた結果、両者は良好な一致を示すことが確認された(図11)。

実証試験での検証により、非定常流れに対するタービン動翼の振動応答特性の数値解析による評価手法を確立した。また52インチ最終段長翼を超える開発翼に対してこの検証手法を適用することにより、強度信頼性・構造健全性を十分担保できる設計技術を確立した。

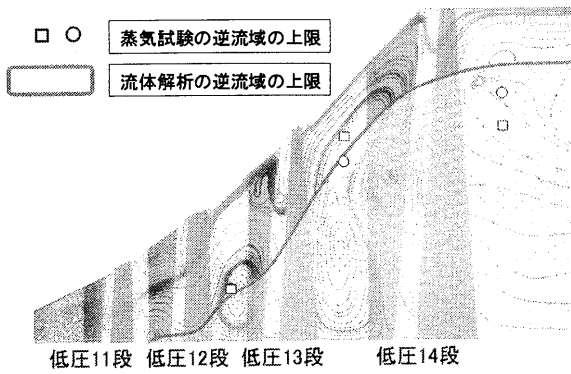


図 11 数値解析と実測による渦流域の比較

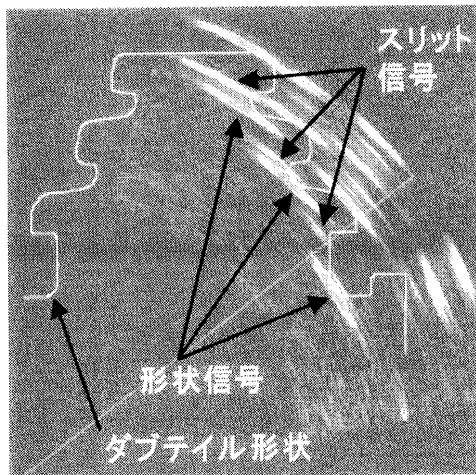
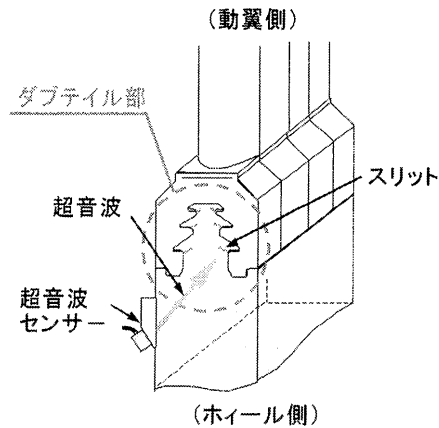


図 12 低圧タービン翼溝部の超音波探傷

4. 最新のタービン検査技術

4.1 タービン翼溝部のフェーズドアレイ超音波探傷

蒸気タービンの定期検査時に比較的容易に翼溝部の健全性を確認する検査手法としてフェーズドアレイ超音波探傷の開発に取り組んでいる。超音波探傷はロータに植込んだ状態で動翼の翼溝部を検査できるため、検査工程の大幅な短縮が可能である。

フェーズドアレイ超音波探傷は複数の圧電素子が配列したアレイセンサーを用い、各素子に位相を制御したパルス電圧を印加することにより、検査対象内部の任意の位置に超音波ビームを集束させて探傷する技術である。ビームの集束性と電子制御走査により、きずの寸法測定精度が向上し、検査時間も短縮する。日立グループでは、装置の小型化と高機能性を両立したフェーズドアレイ超音波探傷装置を開発し製品化した。本装置は独自開発の S-SAFT (Sector-scan Synthetic Aperture Focusing Technique) 信号処理機能⁽⁷⁾を搭載している。S-SAFT は、セクタスキャンを行いながらアレイセンサーを機械走査もしくは電子走査し、複数枚のスキャン画像画像を合成する方法であり、従来に比べ探傷画像の SN (Signal-to-Noise) 比と空間分解能が向上する。図 12 に、蒸気タービンの低圧ロータホイールのダブテイル部 (動翼植込み部) の健全性を確認することを目的に、スリットを設けた試験体でのフェーズドアレイ超音波探傷例を示す。ロータに設置した回転機構でホイール上のセンサーを移動させながら探傷を行う。図に示すように、スリットからの反射信号 (3ヶ所) が明瞭に捉えられている。

4.2 三次元フェーズドアレイ超音波探傷

三次元フェーズドアレイ超音波探傷システムは、検査速度のさらなる向上を目的に開発したものである⁽⁸⁾。このシステムでは、圧電素子を二次元的に配列したマトリクスアレイセンサーを用い、超音波ビームを電子的に三次元走査する。各圧電素子に印加するパルス電圧の位相を制御することにより、任意のパターンの三次元走査を行うことができる。さらに、探傷結果をモニタ上に CAD (Computer-aided Design) データと重ねて三次元表示させることが可能であるため、データ取得から評価までを効率よく短時間で行うことが

できる。また、従来法よりも超音波ビームの集束性が高くなるため、傷の寸法測定精度も向上する。この三次元フェーズドアレイ超音波探傷のタービン翼溝部への適用については現在、開発を進めているところである。

5. おわりに

原子力タービンの効率向上技術、信頼性検証技術、検査技術の動向について述べた。地球温暖化対策として原子力発電がより大きな役割を果たすことが期待されている現在、タービン効率向上は

原子炉出力向上とともに既設の原子力発電所の価値を高め、比較的短期間で原子力発電比率を増加させる有効な方策と考えている。

参考文献

- (1) Senoo, et al. ; Three-Dimensional Turbulent Flow Analysis through Turbine Blades , Proc. 4th KSME-JSME Fluids Eng. Conf., 197~200 (1998-10)
- (2) 瀬川, 外 ; タグチメソッドによる蒸気タービン用鈍頭動翼の開発, 日本機械学会 2001 年度年次大会講演論文集, II, 569~570 (2001 年 8 月)
- (3) 齊藤, 外 ; 3000rpm 用 43 インチ最終段翼の開発, ターボ機械, 27, 8, 495~501 (1999 年 8 月)
- (4) Namura, et al. ; Development of New 20.9-inch Next-to-last Stage Blade for Improved Turbine Reliability and efficiency, Proc. 60th American Power Conf. 233~239 (1998-2)
- (5) 特許第 3178327 号, US Patent 5829955
- (6) 奥野, 他 ; シール一体タービン翼段落解析, 日本機械学会計算力学講演会講演論文集, No.640, (2008 年 11 月)
- (7) 菊池 修, 外 ; フェーズドアレイ式超音波探傷装置の開発, 日本保全学会 第 5 回学術講演会 要旨集, pp. 310-311 (2008)
- (8) 北澤 聡, 外 ; 3次元超音波探傷システム「3D Focus-UT」の開発, 日本非破壊検査協会 平成 20 年度秋季大会 講演概要集, pp. 11-12 (2008)

燃焼化学反応モデル — 高圧燃焼の課題 —

*三好 明 (東京大)

Chemical Kinetic Modeling for Combustion — Problems in High-Pressure Combustion —

*Akira MIYOSHI (Univ. Tokyo)

ABSTRACT

Due to the demands for fuel source diversification and reduction of emission, chemical kinetic modeling is attaining popularity in many research and development fields in combustion. In this lecture, the advantage and limitation of the chemical kinetic modeling of combustion are overviewed and some topics in high-pressure combustion related to the gas turbine combustion are introduced.

Key words: chemical kinetic modeling, high-pressure combustion

1. はじめに

燃料資源の多様化や、燃焼排出物の抑制への要求の高まりを背景に、様々な燃焼研究、燃焼応用技術の領域で、化学反応モデルの利用が進んでいる。ソルバや計算機の能力の向上によるところも大きい。化学反応モデルの進歩による貢献も大きく、その可能性は益々広がっていくであろう。本講演では、化学反応モデルの燃焼研究・技術の中での意義と位置づけを概説した後、タービン燃焼に関連する最近の高圧燃焼の話題を紹介する。

2. 詳細反応機構の精神と現実

最も小さな燃料である水素の燃焼の詳細化学反応機構は、Table 1 に示すような 20 の素過程から構成されている。素過程は、化学反応を原子・分子の衝突のレベルまで分解したときの最小単位であり、正しい素反応過程と反応速度定数から構成された反応機構は、原理的には、いかなる条件における燃焼現象も正しく再現することができる。これが詳細反応機構の精神である。事実、この 20 の素過程から成る反応機構は、多くの水素燃焼の実験事実をよく再現することができるが、このレベルまで完成された反応機構は、現時点ではまだまだ例外的である。炭化水素燃焼などの反応機構の多くは、現在でも試行的・実験的なものに過ぎない。これが現実であって、それゆえ、詳細反応







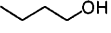


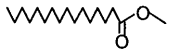
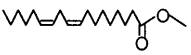
Table 1. Reaction Mechanism of H₂ Combustion

number	elementary process
1.	$H + O_2 \rightleftharpoons OH + O$
2.	$O + H_2 \rightleftharpoons OH + H$
3.	$H_2O + H \rightleftharpoons H_2 + OH$
4.	$H + O_2 + M \rightleftharpoons HO_2 + M$
5.	$OH + OH \rightleftharpoons O + H_2O$
6.	$OH + HO_2 \rightleftharpoons H_2O + O_2$
7.	$H + HO_2 \rightleftharpoons H_2 + O_2$
8.	$HO_2 + HO_2 \rightleftharpoons H_2O_2 + O_2$
9.	$H + HO_2 \rightleftharpoons OH + OH$
10.	$H + HO_2 \rightleftharpoons H_2O + O$
11.	$O + HO_2 \rightleftharpoons O_2 + OH$
12.	$OH + OH + M \rightleftharpoons H_2O_2 + M$
13.	$H_2O_2 + H \rightleftharpoons HO_2 + H_2$
14.	$H_2O_2 + H \rightleftharpoons OH + H_2O$
15.	$H_2O_2 + O \rightleftharpoons OH + HO_2$
16.	$H_2O_2 + OH \rightleftharpoons H_2O + HO_2$
17.	$H + H + M \rightleftharpoons H_2 + M$
18.	$H + O + M \rightleftharpoons OH + M$
19.	$H + OH + M \rightleftharpoons H_2O + M$
20.	$O + O + M \rightleftharpoons O_2 + M$

「モデル」と呼ばれることが多い。

メタン (CH₄) 燃焼の詳細反応モデルは、およそ 100 の素過程を含み、炭素数 7~8 程度の単一化合物炭化水素燃焼の詳細モデルでは、数千の素過程を含む。このような詳細反応モデルに含まれる、すべての素過程とその反応速度定数が正しいもので

Table 2. Adiabatic Flame Temperatures

compound	structure	chemical formula	$T_b^{a)}$ / K
methane		CH ₄	2224
pentane		C ₅ H ₁₂	2270
isopentane		C ₅ H ₁₂	2268
cyclohexane		C ₆ H ₁₂	2281
1-pentene		C ₅ H ₁₀	2312
toluene		C ₇ H ₈	2328
ethanol		C ₂ H ₆ O	2235
1-butanol		C ₄ H ₁₀ O	2258
DME		C ₂ H ₆ O	2283
ETBE		C ₆ H ₁₄ O	2266
methyl palmitate		C ₁₇ H ₃₄ O ₂	2269
methyl linoleate		C ₁₉ H ₃₄ O ₂	2292

a) Isobaric adiabatic flame temperature of stoichiometric fuel-air mixture at 1 atm calculated by NASA-CEA2¹⁾

あることを保証することが難しいことは言うまでもない。それにも関わらず、詳細反応モデルを構築・利用する最大の理由は、それが、検証されている条件以外にも外挿しうる、真の詳細反応機構としての可能性を持っているためである。

詳細反応モデルを真の反応機構に近づけるための努力は続けられているが、詳細反応モデルが常に正しい結果を与えるとは限らない。ある特定の目的と条件下においては、よく調整された数ステップの簡略化モデルにも劣ることがある。

3. 化学反応モデルは必要か

燃焼現象の中にも化学反応に敏感なもの、そうでないものがある。また何を問題にするかによって考慮すべき化学反応機構が異なることもある。対象とする燃料の燃焼に関わるすべての化学反応を含むモデルは、原理的にはユニバーサルであるが、多くの場合は多大な計算時間のロスを生むことになる。

3.1 火炎伝播

Table 2 にいくつかの典型的な燃料の空気との当量混合気体の断熱火炎温度を示す。断熱火炎温度は燃料の種類（燃料分子の大きさや化学構造）にほとんど依存せず、多くの炭化水素で 2270 K 程度である。また、よく知られているように、大気圧における空気との当量混合気体の層流火炎伝播速

度は、50 cm s⁻¹程度であり、燃料にほとんど依存しない。このため、伝播火炎と NO_x 排出のみが問題となるような事例では、簡略化された数ステップの反応機構と Thermal-NO と呼ばれる NO 生成の反応機構のみを用いることも多い。ただし、たとえば、壁面での消炎に由来する未燃の炭化水素や中間酸化物の排出を問題にする場合は、消炎過程については、比較的大きな反応機構を用いる必要がある場合もある。そのような場合でも、次に述べる自着火の問題に必要な非常に大きな低温酸化反応機構は必要ではなく、高温反応機構とよばれる比較的小さな反応機構で十分であることが多い。

3.2 自着火

燃料と空気の子混合気体の着火・爆発現象は、最も化学反応に敏感な現象の一つであり、燃料の化学構造によって大きく異なることが知られている。Fig. 1 にガソリンのオクタン価の基準燃料である n-heptane および isooctane と空気の当量混合気の 40 atm における着火遅れ時間の温度依存性を示す。最も差が大きい場合で、着火遅れ時間は、およそ一桁異なる。比較的低温 (600–900 K) において重要となる低温酸化過程が、燃料の化学構造によって大きく異なることによるものである。このような問題では、低温酸化反応機構を含む大きな詳細反応モデルが必要である。

Fig. 2 に炭化水素燃料の化学構造とオクタン価 (燃料の耐ノック性能の指標であり、値が大きいほど自着火しにくい) の関係を示す。オクタン価は燃料の化学構造に対して、規則的な変化を示し、自着火の問題を扱うためには、個々の燃料成分に対応した反応機構が不可欠である。このような関係は戦前から知られていたが、これを化学反応論的

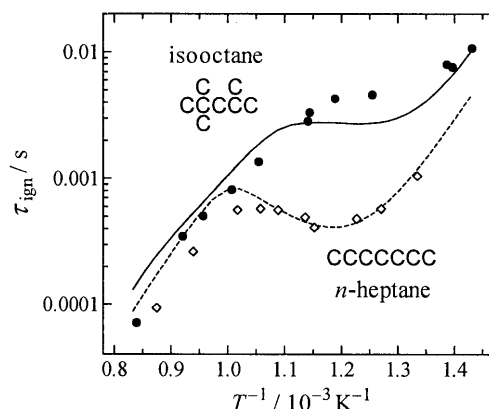


Fig. 1. Ignition delay time, τ_{ign} , of n-heptane/air and isooctane/air stoichiometric mixture at 40 atm.

い方法で燃焼反応モデルに組み込むことが困難であることが障害となっていた。

我々は、最近、化学反応速度定数の圧力依存性を分子サイズに依存した一般的な方法で表現することに成功した。さらに、これを炭化水素燃焼モデルに組み込むことで、多くの燃料の着火性を系統的に説明できる可能性があることを示した。

Fig. 3 に三級のペンチル (C_5H_{11}) ラジカル、および、デシル ($C_{10}H_{21}$) ラジカルと O_2 の再結合反応の速度定数を示す。いずれの反応速度定数は実用燃焼の圧力領域 (1~100 atm) で強い圧力依存性を示す。一般にこのような再結合反応の圧力依存性は、圧力が增大するにつれて、高圧極限 (Fig. 3 中の HPL; High Pressure Limit) に漸近する。しかしながら、圧力依存性は炭素数 5 のペンチルラジカル (a) と炭素数 10 のデシルラジカル (b) では大きく異なっている。

高圧極限の反応速度定数は、ここでの三級アルキルラジカルと O_2 の反応のように、類似の反応について、ほぼ同じであり、分子サイズが大きくなるにつれて高圧極限に近づく傾向がある。その様子を Fig. 4 に示す。この場合の傾向は単に圧力領域がシフトするだけでなく、高温では必ずしも分子サイズが大きくなっても高圧極限に漸近しない領域が現れることがわかる。

我々は、このような複雑な圧力と分子サイズへの依存性を系統的に RRKM 計算によって検討し、炭化水素燃焼モデルに組み入れ組み入れることに成功した。これによって従来の炭化水素燃焼モデルで再現できなかった着火性の傾向が再現できるようになった。

参考文献

- 1) Gordon, S. and McBride, B. J., "Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications," NASA Reference Publication 1311 (1996). Available at <http://www.lerc.nasa.gov/WWW/CEAWeb/>
- 2) E. L. Petersen, F. M. Kalitan, A. B. Barrett, S. C. Reehal, J. D. Mertens, D. J. Beerer, R. L. Hack, V. G. McDonell, *Combust. Flame* **149** (2007) 244-247.
- 3) F. L. Dryer and M. Chaos, *Combust. Flame* **152** (2008) 293-299; M. Chaos and F. L. Dryer, *Combust. Sci. Tech.* **180** (2008) 1052-1096.
- 4) M. P. Burke, M. Chaos, F. L. Dryer, Y. Ju, *Combust. Flame* **157** (2010) 618-631.
- 5) A. V. Joshi and H. Wang, *Int. J. Chem. Kinet.* **38** (2006) 57-73.
- 6) X. You, H. Wang, E. Goos, C.-J. Sung, S. J. Klippenstein, *J. Phys. Chem. A* **111** (2007) 4031-4042.

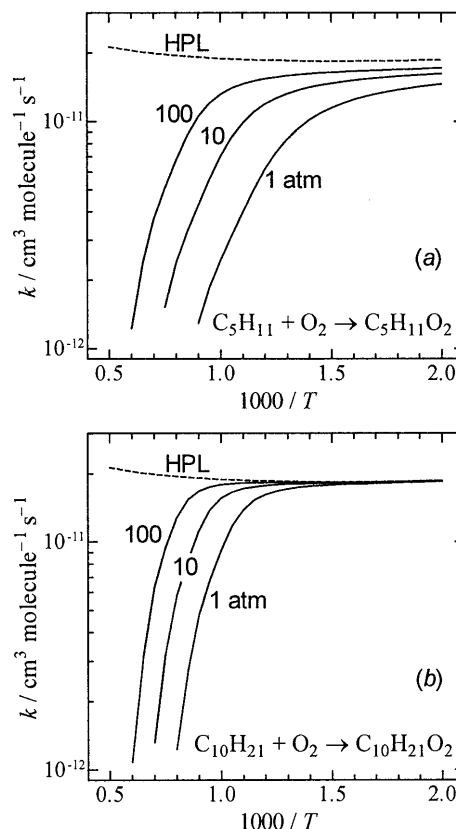


Fig. 3. Pressure-dependence of the rate coefficients for the reactions of (a) tertiary $C_5H_{11} + O_2$ and (b) tertiary $C_{10}H_{21} + O_2$.

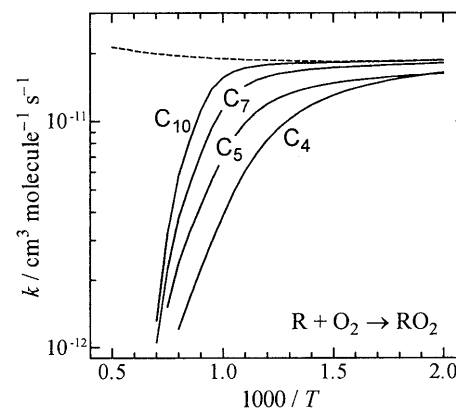


Fig. 4. Molecular-size dependence of the rate coefficients for the reactions of tertiary alkyl radicals with O_2 at 10 atm.

ガスタービン燃焼器への CFD 解析の適用

*大島 伸行（北大）

CFD application to Gasturbine combustor

*Nobuyuki OSHIMA(Hokkaido univ.)

ABSTRACT

To investigate turbulent combustion phenomena in a gas-turbine combustor, we conduct a numerical simulation of a partially premixed turbulent combustion in a practical combustor. Large-Eddy simulation and 2-scalar flamelet approach are coupled and applied to the unsteady turbulent combustion simulation in the combustor geometry for modeling turbulent and combustion reaction phenomena, and also their interactions. This paper reports an application of the LES to practical gasturbine combustors and discusses their feasibility to the practical combustor design, especially for NOx production.

Key words: Combustor, CFD, Large eddy simulation, NO prediction

1. はじめに

発電プラントにおけるガスタービンエンジン燃焼器は、高温高圧のため内部現象の計測が困難な上、試作コストの面からも設計段階における現象予測が重要な機器である。特に近年では、高効率化と低 NOx 化が重要な要素技術となっており、その実現には器内の瞬時局所の現象を的確に捉え、温度や化学組成の分布を精度良く把握する事が必要である。このような背景から著者らは、非定常高精度な数値予測システムの実現のため LES と flamelet アプローチをカップリングしたスケール分離に基づく乱流燃焼場の数値解析手法を拡張し、予混合および拡散の両形態が混在する乱流燃焼場に適用しうる 2-scalar flamelet モデル^[1]を提案し、特に発電プラント中の希薄予混合ガスタービン燃焼器を想定した供試体における乱流燃焼場の予測などに適用して検証解析^{1,2)}を行ってきた。その結果、非定常的な保炎機構の解析や、燃料条件の変化に伴う温度分布の変化などが再現可能であることが示されている。

本報では、非定常な乱流燃焼の LES 数値解析の概要を述べるとともに、実機設計への応用としてガスタービン燃焼器の NO 生成量予測への適用例などを紹介する。

2. 乱流燃焼の LES 数値解析

2.1 flamelet アプローチによる LES 解析モデル

乱流の数値シミュレーションでは、レイノルズ平均モデル(RANS)、ラージ・エディ・シミュレーション(LES)

および直接数値シミュレーション(DNS)の三つの手法が知られている。産業への応用を目指した実用計算では、従来 RANS を基礎とした解析手法が広く使われてきたが、近年計算機性能の向上により LES を用いた数値解析が多くなされつつあり、有用な手段となっている。特に、乱流変動が化学反応過程に影響を与える燃焼流れでは非定常な乱流現象を精度よく扱うことが重要であるが、一方で化学反応過程の複雑さから DNS の適用は著しく限定される。そこで、多くの実用燃焼器では化学反応スケールが乱流スケールより小さいことを用いて flamelet (火炎片) の概念によるアプローチによりモデル化し、乱流の大きな変動スケールを直接あつかう LES と連成する方法が実用的に優れていると考えられる。この解析法は、乱流燃焼の非定常性や局所性を比較的正確に扱えるため、乱流保炎や燃焼振動などの非定常流れ、液滴燃焼や NO 生成予測などの複雑な反応モデルとの連成問題への適用が期待されている。以下にその手法の概要を述べる。

燃焼器における流れは亜音速であるが燃焼にともなう大きな密度変化を考慮する必要があり、流れ場の基礎方程式には低 Mach 数近似を施した Navier-Stokes 方程式系が用いられる。乱流場には従来の非圧縮 SGS 乱流モデルが概ね有効と考えられており、特に滞留時間が比較的短いガスタービン燃焼器においては SGS モデルによる違いはあまり顕著ではないため、実用的には標準 Smagorinsky モデル^[2]が有用である。

一方、実機燃焼器を想定して予混合火炎と拡散火炎の両方が混在する燃焼流れを取り扱うために 2-scalar flamelet アプローチが提案されている。たと

えば、拡散火炎モデルに混合分率保存スカラー ξ 方程式を予混合火炎モデルに G 方程式を採用するとき、空間フィルタを施した両方程式は以下のようになる。

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{\rho} \tilde{\xi} + \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{\xi} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{SGS}}{Sc_{SGS}} \frac{\partial \tilde{\xi}}{\partial x_j} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{\rho} \tilde{G} + \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{G} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{SGS}}{Sc_{SGS}} \frac{\partial \tilde{G}}{\partial x_j} \right) + \rho_u S_{SGS} |\nabla \tilde{G}| \quad (2)$$

ここに、 $\tilde{\xi}$, \tilde{G} は変数 ξ , G の Favre フィルタ量を表す。右辺第1項は SGS スカラ流束項を勾配拡散モデルにより評価した項であり、乱流 Schmidt 数に相当するモデルパラメータであり $Sc_{SGS} \sim 0.5$ が推奨される。また、式(2)の右辺第2項の火炎伝播項については、粗視化による火炎面積の減少を補い、解像スケールでの粗視化火炎面に対するみかけの燃焼速度を与える SGS 乱流燃焼速度モデルを用いる必要がある。たとえば、SGS 乱流燃焼速度 s_{SGS} の評価には Yakhot³⁾のモデルを用いると SGS 速度変動 u' と層流燃焼速度 s_L から

$$\frac{S_{SGS}}{s_L} \approx \exp\left(\frac{u'}{s_L}\right) \quad u' = c_g \Delta |\tilde{S}| \quad (3)$$

と与えられる。ここで LES 近似での SGS 速度変動スケール u' は格子スケール Δ とひずみ速度により近似されると考え、次元パラメータ $C_{st} \sim 0.15$ が推奨される。さらに、強い乱流による消炎効果を考慮して、過度な SGS 乱流燃焼加速を抑制する制限モデル (s_T/s_L の最大値を 15.0 程度) を課す。

予混合および非予混合火炎に対するモデル方程式 (式(1)と(2)) をカップリングする事により、両者が混在する複合燃焼場が表現されると考え、本研究では、未燃および既燃時の値を \tilde{G} を係数とした線形結合することで質量分率と温度を評価し、密度と共に以下のように与えている。

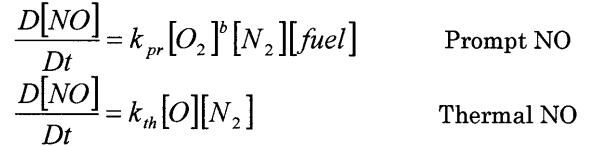
$$\begin{aligned} \tilde{Y} &= (1 - \tilde{G}) Y_u(\tilde{\xi}) + \tilde{G} Y_b(\tilde{\xi}) \\ \tilde{T} &= (1 - \tilde{G}) T_u(\tilde{\xi}) + \tilde{G} T_b(\tilde{\xi}) \\ \bar{\rho} &= \rho_u \rho_b / \{(1 - \tilde{G}) \rho_u + \tilde{G} \rho_b\} \end{aligned} \quad (4)$$

ここに添字 u, b はそれぞれ未既、燃状態での値を表しており、それぞれ $\tilde{\xi}$ の関数として与えられる。また、式(3)における層流燃焼速度 s_L についても混合分率 ξ の関数として与える。flamelet アプローチでは、これらの燃料依存の分布関数は局所的には単純な一次元火炎と同一であると近似して、流れ解析に先立って flamelet データとして算出され、流れ解析においては変化しないものと仮定する。この近似によって、化学反応の流れへ影響は

flamelet データに集約され、流れ解析に際しては flamelet 関数 (式(1)(2)) 以外には直接時間発展方程式を解く必要がないことから、直接化学反応を用いる解析法に比べて大幅に計算の安定化、効率化を図ることができると考えられる。

2.2 NO 生成モデル

上記の flamelet アプローチは燃焼反応が極めて速く、流れ変化に即座に追従して短時間に平衡に達するであろうことをモデル化の基礎としている。そのため、燃焼に付随しえ比較的遅い速度で進行するいくつかの副反応では flamelet アプローチから直接近似解をえることができない。その典型例としてメタンなどの炭化水素系ガス燃料における NO 生成の機構は、主にリッチ条件で生じる prompt NO と高温燃料リーン条件で生じる thermal NO (Zeldovich 機構) に起因すると考えられる。それぞれ、反応速度は比較的遅く、反応生成量は微小であることを仮定すると、以下の1段総括反応式で近似される。



ここで、Prompt NO 反応の指数 b は酸素濃度に依存する関数で、反応速度は主に燃料リッチ条件でアクティブとなる。一方、Thermal NO では O ラジカル濃度に依存し、また、反応係数の温度依存性が大きく高温かつ燃料リーン条件でアクティブとなる。いずれも、乱流火炎 LES により flamelet データを介して瞬時局所の温度および化学種濃度を与えるならば、上記の NO 生成の時間発展を解くことよって分布予測シミュレーションが可能となる。このとき、NO 生成反応が比較的遅いためサブグリッドスケール変動が反応速度に与える影響は小さいと仮定される。

3. ガスタービン燃焼器への適用

実機ガスタービン燃焼器への適用検証として、複数の希薄部分予混合ガスタービン燃焼器を想定した解析を行った。これらの解析結果より代表的な成果を紹介し、本計算方法による平均、瞬時の温度、濃度場と乱流保炎機構、および NO 生成の予測などについて有効性を検討したい。

参考文献

- 1) Nakajima T., et.al., ITGC07, 2007, #189
- 2) 大島ら、燃焼流れ LES, ガスタービン学会誌 7月号, 9-14
- 3) Yakhot, V., Comb. Sci. and Tech., Vol. 60, 1988, pp. 191-214.
- 4) 山本ら、ガスタービン燃焼器の NO 予測, 機械学会年次大会 2009(盛岡)

予混合火炎のレーザ画像計測と火炎特性

*小宮山 正治（大阪大）

Laser Imaging Measurement of Premixed Flame and Flame Characteristics

*Masaharu Komiyama(Osaka Univ.)

ABSTRACT

Instantaneous and simultaneous measurements of two-dimensional mixing behavior of air and fuel and temperature distributions were conducted by combining acetone LIF and Rayleigh scattering methods. This technique was applied to a partially premixed turbulent flame of CH₄/N₂ fuel using a single pulse and a 266 nm beam of Nd:YAG laser. The measured fuel concentration distribution corresponds to the temperature profile in each reaction zone. That is a useful way of investigating characteristics of the reaction zone. Comparing the measured results and the CH₄ concentration which is derived by assuming to mix fuel and air homogeneously and the adiabatic flame temperature in chemical equilibrium, we cleared the validity of the measurement method.

Key words: Premixed Combustion, Laser-aided Diagnostics, Laser-induced Fluorescence, Rayleigh Scattering

1. はじめに

現在、環境適合・窒素酸化物（NO_x）低減の観点から希薄予混合火炎が工業用燃焼器に利用される場合が増加している。特に、ガスタービンのさらなる高効率化にはタービン入口温度の上昇、つまりガスタービン燃焼器における燃焼温度の高温化が最も有効であるが、同時に NO_x の排出量増加にも関連することになる。これを解決する有効な方法として、希薄予混合燃焼を利用することがある。これは拡散燃焼に比べて高温領域を減らすことが可能で、均質な温度分布を形成することによる NO_x 低減効果が大きいためである⁽¹⁾⁻⁽³⁾。しかし、一方では逆火の危険性から旋回羽根後流で燃料と空気を急速に混合する必要があり、混合状態が不完全な予混合状態で火炎を形成することになる。また、予混合火炎は発熱率が局所的に集中する傾向があるために振動燃焼を誘引しやすく、燃焼器さらにはタービン翼を破損する可能性もある。このため、均質な予混合状態を形成し、かつ安定した火炎状態を維持するための燃焼方法を確立することが急務となっている。このためにはその乱流予混合火炎構造の詳細な解明が必要であり、レーザ応用による複合画像計測が一つの有用な手段となる。レーザを利用した同時計測に関してはアセ

トンと OH-LIF の 2 次元分布を同時計測する方法を提案し、予混合火炎構造の考察を行っている^{(4),(5)}。また、レーザ散乱と OH-LIF 計測を同時に組み合わせメタン希薄予混合火炎における温度分布測定を行い、乱れ強度が増加した場合にはその予熱帯の温度分布に温度上昇が生じることを明らかにしている⁽⁶⁾。しかし、燃料濃度と火炎温度の同時計測による予混合火炎特性の考察はほとんどみられない⁽⁷⁾。

ここでは燃焼に与える影響を抑えるためにトレーサとして混入するアセトンの量を測定可能な最小量に抑え、単パルスの高出力紫外光レーザによるレーザ誘起蛍光法を用いて、希薄予混合燃焼器内の燃料と空気の混合状態の瞬時計測およびレーザ散乱による火炎温度計測を同時に行うために構成した光学系について説明し、また測定法の適用による火炎特性に関して考察を行う。

2. 実験方法および測定装置

2.1 測定方法

本研究では、アセトン蒸気(CH₃COCH₃)を燃料濃度のトレーサとして用いる⁽⁸⁾⁻⁽¹¹⁾。Nd:YAG レーザの 4 倍波 ($\lambda = 266 \text{ nm}$, 100 mJ/pulse)を用いて、アセトン蒸気を吸収励起させて、測定点からのレーザ誘

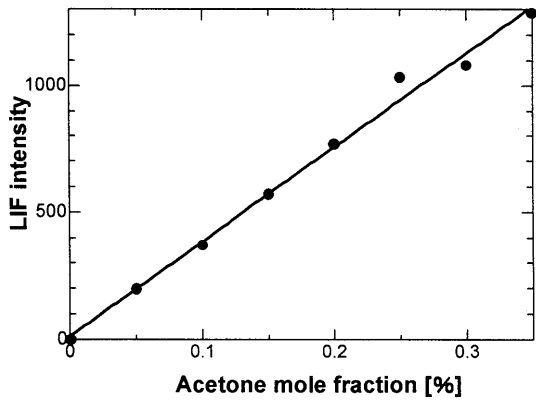


Fig.1 Relationship between acetone mole fraction and LIF intensity at room temperature and atmospheric pressure.

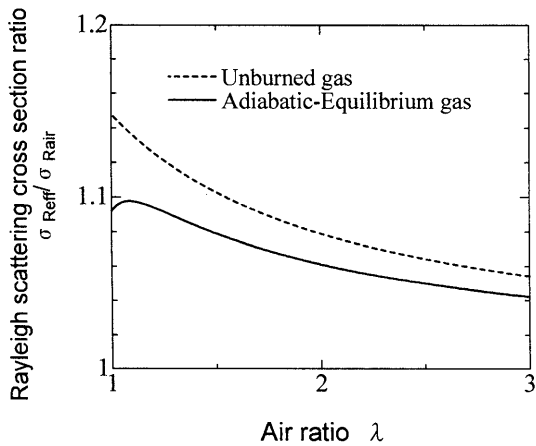


Fig.2 Relationship between air ratio, λ and effective Rayleigh scattering cross section, σ_{Reff} normalized by that of air, σ_{Rair} in the CH_4/N_2 .

起蛍光強度を測定する。メタンと窒素を体積割合で9:1に混合させたガスを燃料として用いる。この窒素には飽和蒸気圧のアセトン蒸気を含ませ、燃料には体積割合で2.0%のアセトン蒸気を含むように調整する。燃料中のメタン濃度はレーザー誘起蛍光から計測したアセトン濃度から測定する。このアセトン濃度はアセトン分子からのレーザー誘起蛍光強度より計測する。ここでは燃料と空気の混合濃度分布をそのアセトン-LIF強度分布から測定する。

図1は大気圧下、室温におけるアセトンのモル分率とレーザー誘起蛍光強度をレーザー計測により求めた関係図である。この図から非燃焼領域において、実験で用いたアセトンの濃度範囲において、

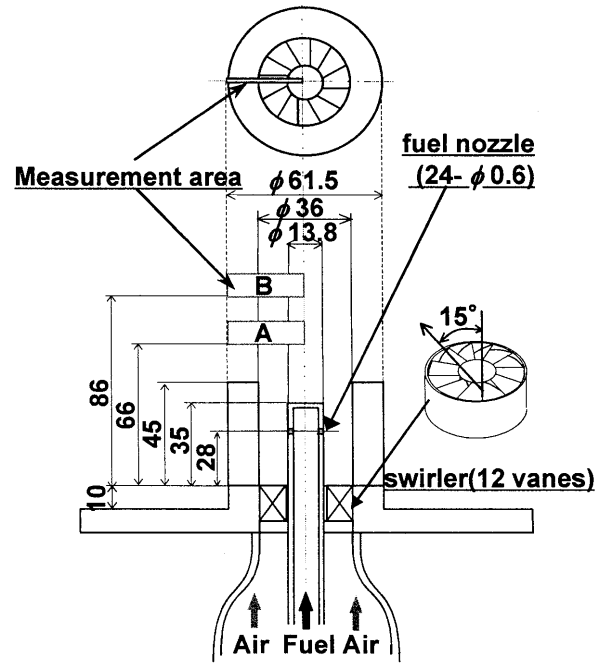


Fig.3 Schematic view of combustor.

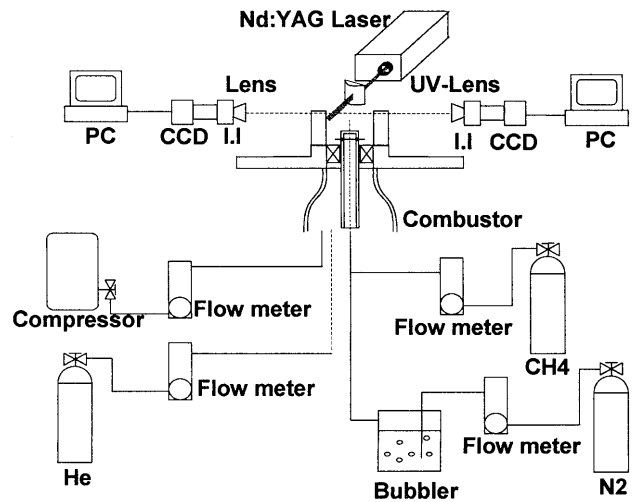


Fig.4 Experimental apparatus for the acetone LIF and the Rayleigh scattering method.

アセトンのモル分率とその蛍光強度がほぼ比例することがわかる。

温度測定にはレーリ散乱法を用いて瞬時2次元温度分布測定を行う。圧力と有効散乱断面積が一定の条件では気体の温度はレーリ散乱光強度に反比例するので、散乱光強度の瞬時2次元像を検出することで、瞬時2次元温度分布を求めることができる。本研究では燃料として、窒素で希釈されたメタンを用いて、予混合火炎 (CH_4 90% + N_2)

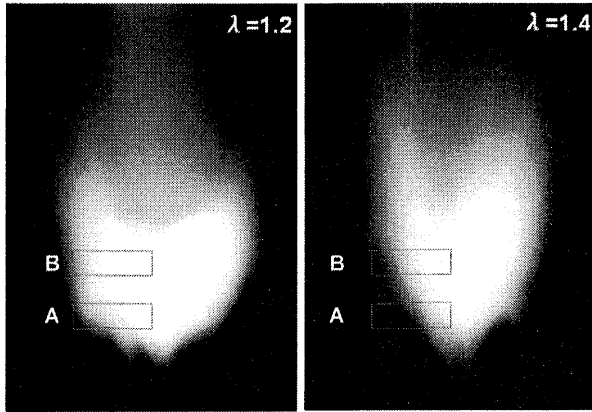


Fig.5 Direct photographs of flame for $\lambda = 1.2, 1.4$.

10 %) を形成して、レーザ計測を実施した。断熱平衡計算により求めた空気比 λ と空気のレーリ散乱断面積 σ_{Rair} で規格化した混合ガスのレーリ有効散乱断面積 σ_{Reff} 比の関係を図 2 に表している。

2.2 測定装置

図 3 には実験に用いた予混合燃焼器の概略図を示す。この燃焼器では空気流は空気流入り口において旋回羽根により旋回流れを与えられる。旋回羽根の出口角度は垂直に対して 15 度に設定している。このときのスワール数は 0.19 である。燃料は周囲空気流に対して中央燃料ノズル出口から半径

方向外向きに噴出する。ノズルは旋回羽根下流 28 mm の位置に内径 0.6 mm の燃料出口孔を周方向等間隔に合計 24 個もつ。そして、そこから旋回羽根下流 45 mm までは予混合区間として管内径を広げず、混合燃料の流速を速い状態に保つ。旋回による循環流領域の形成および火炎の逆火を防ぐために流れ管路の断面積を一定に保つ。

図 4 はアセトン-LIF とレーリ散乱による瞬時同時 2 次元メタン濃度と温度分布測定のための計測系を示す。使用する光源としては Nd:YAG レーザ (PIV-400, Spectra-Physics) の 4 倍波 266 nm の紫外光を 1 パルス 100 mJ の出力で用いる。この 1 パルスのレーザ光を用いて、2 次元上のアセトン濃度と温度分布を瞬時同時に計測を行う。レーザ光は焦点距離 $f=700$ mm の円筒レンズを用いて、測定領域に集光され、厚さ 0.2 mm、高さ 6 mm のシート光を形成する。アセトン分子から放出される誘起蛍光は $f/1.2$ の可視光用カメラレンズを用いて集光され、イメージンテンシファイア (浜松ホトニクス, C4273) で増幅された後、CCD カメラ (CH250, Photometrics, 512x512 pixels) で受光される。レーリ散乱光は UV カメラレンズ ($f/3.5$) によりレーザ光に対して直角方向から集光され、イメージンテンシファイア (浜松ホトニクス, C4273) で増幅された後、同様の CCD カメラ (CH250, Photometrics, 512x512 pixels) で受光される。アセトン-LIF とレー

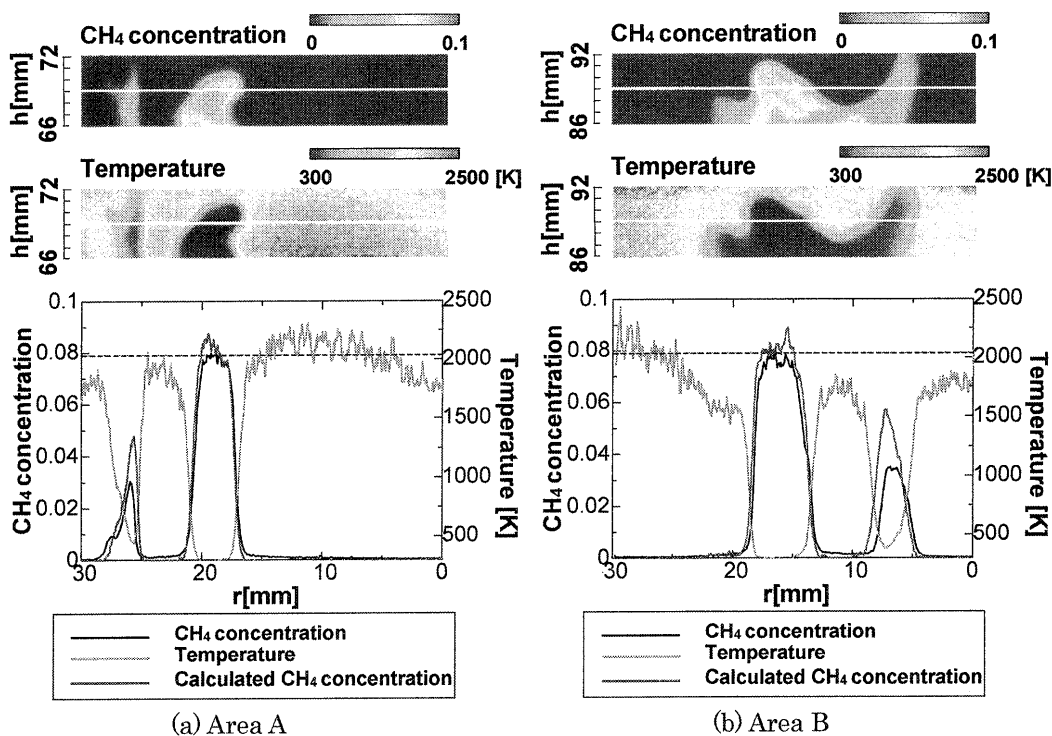


Fig.6 Instantaneous and simultaneous distributions of fuel concentration and flame temperature in the case of $\lambda = 1.2$.

り散乱光の受光を同期させるためにカウンタ回路と2台のパルス発生器を用いた。

3. 測定結果

燃料濃度と火炎温度の同時計測は空気比を変化させて、大気圧下で測定を実施した。各条件に関して、燃料流量は10 Nl/minで一定とし、空気流量を変化させて、それぞれの空気比に対応する流量条件を設定した。各測定流量条件において、測定領域は前述の図3に示す。測定領域Aは旋回羽根上方高さ $h = 66$ mmから72 mm、半径方向は燃焼器中心軸から $r = 0$ mmから30 mmの範囲を、一方、測定領域Bは旋回羽根上方高さ $h = 86$ mmから92 mm、半径方向は燃焼器中心軸から $r = 0$ mmから30 mmの範囲を示す。

図5は空気比 $\lambda = 1.2, 1.4$ の各測定条件における予混合火炎の直接写真を示す。図5において、測定領域A(下部)およびB(上部)は赤い四角で表している。写真から火炎からの化学発光強度は全体的に空気比が減少するに従い増加していることがわかる。上流側の測定領域Aは火炎基部に近い領域を下流測定領域Bはそれよりも下流の未燃焼ガスと既燃焼ガスの境界に対応している。図6には空気比 $\lambda = 1.2$ の各測定条件における燃料と空気

の混合挙動と火炎温度の2次元瞬時同時分布の測定結果を示す。図6-(a)には空気比 $\lambda = 1.2$ 、測定領域A、図6-(b)には空気比 $\lambda = 1.2$ 、測定領域B、での瞬時同時測定による燃料濃度分布と火炎温度分布をそれぞれ、上図と中図に表している。各測定条件で瞬時の燃料濃度分布と火炎温度分布の境界面が良く一致することがわかる。これから、本測定方法を瞬時2次元火炎面形状計測に適用することが有効であると考えられる。

図中ではメタン濃度と火炎温度の測定結果の検証のために、各空気比条件における均質混合と断熱平衡を仮定した火炎温度を赤の破線で、メタン濃度を黒の破線でそれぞれ表す。この図からそのメタン濃度が未燃焼領域において比較的平坦な分布形状をもつ部分においては均質混合したとする濃度値にほぼ対応する。また、燃焼ガス温度が平坦な分布をもつ領域ではその値はほぼ断熱平衡温度に近いことがわかる。

図7に空気比1.4におけるメタン及び温度の測定領域Aでの測定結果を示す。これらの結果は異なる時刻における燃料濃度と火炎温度の同時計測結果を表している。未燃焼領域における燃料濃度分布が比較的不均一である場合にも既燃焼領域における火炎温度はほぼ均一な分布をもつことがわ

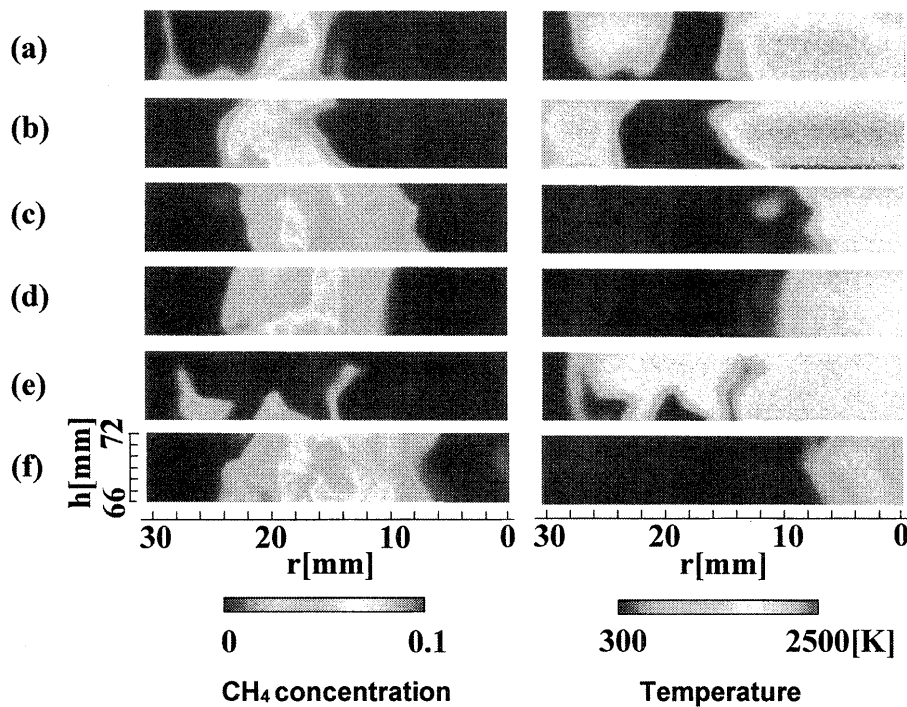


Fig. 7 Instantaneous and simultaneous distributions of fuel concentration and flame temperature in the case of $\lambda = 1.4$ at measurement area A. The results were obtained at different times respectively. A right figure shows temperature and left CH_4 concentration in each case.

かる。図7-(a), (b), (c)と(d)では既燃焼ガス領域では断熱火炎温度近くの温度領域がみられ、未燃焼領域には均質混合した場合の燃料濃度をもつ領域がみられる。しかし、図7-(e)では燃焼ガス温度は比較的高いが、燃料濃度は比較的低い領域がみられる。この領域では燃料ガスの一部が消費されているためと考えられる。図7-(f)では未燃焼領域における燃料濃度は比較的高いピーク値がみられるが、既燃焼領域における火炎温度は断熱平衡温度よりも低い場合がみられる。

本研究では単パルスレーザを用いた温度・濃度同時計測を乱流予混合火炎に適用する測定手法を提案し、その適用性を明らかにした。この測定手法をダブルパルスレーザに応用することで、火炎帯形状の時間変化計測へ適用可能となると考える。

4. まとめ

レーザを用いた予混合火炎の温度・成分濃度測定について測定方法を解説し、測定例を紹介した。これらの測定方法は特に火炎の瞬時の特性や構造を測定する場合には不可欠な方法であり、レーザ技術や検出器の発達に伴い、ますますその応用範囲が広がり、さらに計測法の複合による瞬時多次元同時測定を可能とする重要な測定手法であると考えられる。

参考文献

- 1) Roffe, G. and Venkataramani, K.S.: Emission Measurements for a Lean Premixed Propane/Air System at Pressures up to 30 Atmospheres, NASA report, (1978), CR-159421.
- 2) Lyons, V. J.: Fuel-Air Nonuniformity-Effect on Nitric Oxide Emissions, AIAA Journal, Vol.20, No.5 (1982), pp.660-665.
- 3) Fric, T. F.: Effect of Fuel-Air Unmixedness on NOx Emissions, AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol.9, No.5 (1993), pp.708-713.
- 4) Anselmo-Filho, P., Hochgreb, S., Barlow, R. S. and Cant, R. S.: Experimental Measurements of Geometric Properties of Turbulent Stratified Flames, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 32 (2009), pp. 1763-1770.
- 5) Manome, S., Nakamura, Y., Hayashi, N., Yamamoto, K. and Yamashita, H.: Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Study of Acetone-OH Simultaneous PLIF for Combustion Diagnostics of Turbulent Premixed Flames, Vol. 73, No. 725 (2007), pp.350-356.
- 6) Kortschik, C., Plessing, T. and Peters, N.: Laser Optical Investigation of Turbulent Transport of Temperature ahead of the Preheat Zone in a Premixed Flame, Combustion and Flame, Vol. 136 (2004), pp. 43-50.
- 7) Dégardin, O., Renou, B. and Boukhalfa, A. M.: Simultaneous Measurement of Temperature and Fuel Mole Fraction Using Acetone Planar Induced Fluorescence and Rayleigh Scattering in Stratified Flames, Experiments in Fluids, Vol. 40 (2006), pp.452-463.
- 8) Lozano, A., Yip, B. and Hanson, R.K.: Acetone: a Tracer for Concentration Measurements in Gaseous Flows by Planar Laser-Induced Fluorescence, Experiments in Fluids, Vol. 13 (1992), pp. 369-376.
- 9) Thurber, M. C., Grisch, F., Kirby, B. J., Votsmeier, M. and Hanson, R. K.: Measurements and Modeling of Acetone Laser-Induced Fluorescence with Implications for Temperature-Imaging Diagnostics, Applied Optics, Vol. 37, No. 21 (1998), pp. 4963-4978.
- 10) Thurber, M. C. and Hanson, R. K.: Simultaneous Imaging of Temperature and Mole Fraction Using Acetone Planar Laser-Induced Fluorescence, Experiments in Fluids, Vol. 30 (2001), pp. 93-101.
- 11) Marro, M. A. T. and Miller, J. H.: Acetone Fluorescence as a Conserved Scalar Marker in a Laminar Methane/Air Diffusion Flame, Combustion Science and Technology, Vol. 140 (1998), pp.13-28.

航空用気流微粒化式燃料噴射弁の噴霧特性及びその計測

*松浦 一哲（宇宙航空研究開発機構）

Spray characteristics and their measurements of airblast fuel injectors for aero engine applications

*Kazuaki MATSUURA(Japan Aerospace Exploration Agency)

ABSTRACT

A fuel injector is one of the key devices of gas turbine combustors as it controls air/fuel mixing at early stages of combustion process and therefore directly affects emission performance. In aero engine applications, airblast fuel injectors are widely used due to several advantages such as good air/fuel mixing and large turndown ratio. This paper focuses on experimental characterization of sprays from such injectors. In a series of study, the main interest is to understand the effects of the design parameters and the operating conditions. Some of recent unique activities on spray characterizations at Japan Aerospace Exploration Agency are also presented, such as elevated ambient pressure spray tests and applications of a novel spray measurement technique to combusting sprays.

Key words: Aero Engine, Spray Characterization, Airblast Fuel Injector, Atomization, Spray Dispersion, Injector Design, Measurement Techniques, Swirl, Ambient Pressure.

近年地球温暖化問題を契機としてエネルギー・環境問題の重要性が一層高まっており、航空分野においても燃焼排出ガスの規制が強化されている。航空エンジンを高温高圧化（エンジンサイクル高効率化）して、燃料消費を低減し、二酸化炭素排出量削減を実現するためには、高温高圧化の代償として排出量の増加する窒素酸化物(NO_x)の排出抑制が重要課題となる。このような背景を踏まえ、宇宙航空研究開発機構（JAXA）では、航空エンジンの環境適応技術の研究開発を目的としたプロジェクトである“クリーンエンジン技術の研究開発計画（TechCLEAN）¹⁾”の一環として、航空エンジンからの NO_x 排出を削減するための燃焼技術の研究開発を行っている²⁾。

他の燃焼性能を犠牲にすることなく NO_x 低減を実現するためには、燃焼器内に燃料を微粒化して供給すると同時に初期の燃料空気混合場の形成を担う燃料噴射弁の設計が重要となるが、優れた燃料噴射弁を開発するには、設計の違いにより各作動条件における噴霧特性がどのように変化するかを知る必要がある。

そこで本稿では、ターンダウン比が大きく、有害排出ガスやスモークの抑制に有効と考えられる気流微粒化方式の燃料噴射弁を対象とし、TechCLEANプロジェクトにおける低 NO_x 燃料噴射弁の研究開発の中で行っている光学的手法に基づく噴霧計測結果をもとに、航空エンジン用燃料噴射弁の噴霧特性について、特に設計パラメータ・作動条件が及ぼす影響³⁾に焦点を当てて解説する。また、昇圧気流下での噴霧特性の計測結果⁴⁾、干渉画像法の旋回燃焼場への適用⁵⁾等の噴霧計測に関する話題についても合わせて紹介する。

参考文献

- 1) 林茂：クリーンエンジン技術計画の概要，独立行政法人宇宙航空研究開発機構 第 1 回総合技術研究本部公開研究発表会前刷集（2004），pp. 11-16.
- 2) 山本武，山田秀志，牧田光正，下平一雄，松浦一哲，黒澤要治，飯野淳，吉田征二，牧野 敦，林茂：クリーンエンジン技術プロジェクトにおける低 NO_x 燃焼技術の研究開発，特集：JAXA クリーンエンジン技術プロジェクトにおける研究開発，日本航空宇宙学会誌，57-660（2008），pp. 6-13.
- 3) 松浦一哲：航空エンジン用気流微粒化式燃料噴射弁

- の噴霧特性 ～設計パラメータ・作動条件の影響～，
微粒化，Vol. 18, No. 61 (2009) pp. 12-24.
- 4) 鈴木一弘，吉田圭佑，黒澤要治，松浦一哲，林茂，
太田有：航空エンジン用気流微粒化燃料噴射弁の噴
霧特性に雰囲気圧力・旋回気流が与える影響，第 37
回ガスタービン定期講演会 (2009)，A-10.
 - 5) 鮎田篤，山口健太，松浦一哲，林茂，山本勝弘：干
渉画像法による気流微粒化燃料噴射弁の噴霧燃焼場
計測，第 37 回ガスタービン定期講演会 (2009)，A-9.

スプリッタ付き遷音速遠心圧縮機の旋回失速時における 非定常渦流れ挙動に及ぼす翼枚数の影響

*福島 久剛（九大院），岩切 健一郎（三菱重工），玉川 佑介（日本車輛）
山田 和豊（九大），古川 雅人（九大），茨木 誠一（三菱重工）

Effects of Blade Number on Unsteady Vortical Flow Behavior at Rotating Stall in Transonic Centrifugal Compressor Impellers with Splitter Blades

*Hisataka FUKUSHIMA(Kyushu Univ.), Ken-ichiro IWAKIRI(MHI)
Yuusuke TAMAGAWA(NIPPON SHARYO, LTD.), Kazutoyo YAMADA(Kyushu Univ.)
Masato FURUKAWA(Kyushu Univ.) and Seiichi IBARAKI(MHI)

ABSTRACT

Transonic centrifugal compressor impellers for automotive turbochargers operate from near surge limit to choke limit. In order to improve the performance, it is indispensable to understand complicated flow phenomena in impellers at off-design point. In this study, two types of transonic centrifugal compressor impellers with splitter blades, which are different in blade number, have been investigated by DES(Detached Eddy Simulation). In comparison of total performance, the simulation results showed good agreement with the experimental ones. The simulation results revealed that the stall pattern was different between the two compressor impellers with different blade number.

Key words: Transonic Centrifugal Compressor, Impeller, Blade Number, Rotating Stall

1. はじめに

遠心圧縮機は小型かつ高圧力比であることから、車両用・船用のターボチャージャから航空機用のターボシャフトエンジンまで幅広く利用されている。昨今では、環境負荷低減の観点から自動車に対する排ガス規制も厳しくなり、排ガスの低公害化を可能とするターボチャージャの需要が急増している。現在、ターボチャージャに用いられる遠心圧縮機には高負荷・高効率化が求められるとともに、エンジンの広い作動域に対応する広い作動領域が求められている。このような遠心圧縮機の高性能化には、その内部流動現象を理解することが必要不可欠である。

遠心圧縮機内の内部流れに対し、これまでに数多くの実験的および数値的研究が行われてきた。遠心圧縮機内の流れ場では、遠心力やコリオリ力による二次流れが支配的となる結果、低エネルギー流体が集積し、インペラ出口において Jet/Wake 型の流れ構造が現れることが知られている¹⁾。また、オープン型インペラの場合では翼端漏れ流れやインペラとケーシング面の相対運動の影響を強く受

けることが知られている。さらに、遷音速遠心圧縮機では、離脱衝撃波や流路衝撃波が発生し、翼面境界層や翼端漏れ流れと干渉することが知られている²⁾。また、車両用ターボチャージャに使用される遠心圧縮機は、サージにより作動領域が制限されるが、旋回失速が発生する低流量作動点においても利用される。以上のように、遠心圧縮機内部の流れ場は非常に複雑であり、非設計点における非定常流れ挙動の理解が非常に重要となる。

本研究では、翼枚数の異なる 2 種類の車両用のスプリッタ付き遷音速遠心圧縮機に対し、全周非定常 DES (Detached Eddy Simulation) 計算を実施し、非定常渦流れ挙動の違いに関して調査した。

2. 解析対象

本研究では 2 種類の車両用ターボチャージャに用いられる遠心圧縮機を解析対象とした。両対象の主な違いは翼枚数およびケーシング面形状である。一方のインペラはフルブレード、スプリッタブレードそれぞれ 5 枚で構成される (C_A -type)、もう一方はそれぞれ 4 枚で構成される (C_B -type)。

Table 1 Specification of the Test Compressors

	C _A -type	C _B -type
Number of Full Blade	5	4
Number of Splitter Blade	5	4
Impeller Inlet Diameter [mm]	39.5	37.1
Impeller Exit Diameter [mm]	50.0	49.6
Diffuser Exit Diameter [mm]	71.5	71.5
Diffuser Exit Width [mm]	3.6	3.2
Tip Clearance [mm]	0.3	0.3
Drive Shaft Speed [rpm]	160.000	160.000
Flow Rate [m ³ /s]	0.1295	0.1171
Total Pressure Ratio	2.06	2.05

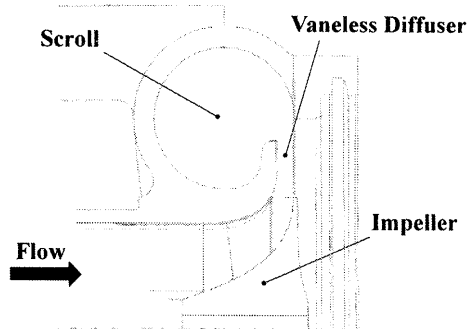


Fig. 1 Meridional View of the Test Compressors

図 1 に供試遠心圧縮機 (C_A-type) の子午面断面図を、表 1 に主要諸元を示す。図 1 中の赤破線は C_B-type のケーシング壁面を示している。また、両対象ともにインペラは後方湾曲型のオープン型インペラであり、0.3[mm]の翼端隙間を有している。インペラ下流にはベーンレスディフューザおよびスクロールが設けられており、インペラには予旋回無しの一様流れが流入する。なお、インペラ上流およびスクロール下流の全圧から定義される全圧比は、両対象の設計回転数である 160,000[rpm]において、C_A-type の設計点である標準体積流量 0.1295[Nm³/s]では 2.06[-]、C_B-type の設計点である標準体積流量 0.1169[Nm³/s]では 2.05[-]である。このとき、フルブレード翼端部前縁における相対マッハ数は約 1.0[-]であり、両対象とも遷音速流入となっている。

3. 解析手法

3.1 数値計算法

非定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を基礎方程式とし、セル中心型の有限体積法に基づいて離散化した。非粘性流束の評価には近似リーマン解法³⁾⁴⁾を用い、三次精度の MUSCL 法を組み合わせることで高い空間解像度を確保している。粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に評価した。また、時間方向は陰的に離散化し、時間

積分に GS 型の点緩和法を用いた。また、乱流モデルには低レイノルズ数型の $k-\omega$ 2 方程式モデルを採用している。

3.2 計算格子

図 2 に C_B-type の計算格子を示す。計算格子は翼端隙間部も含めてすべて H 型の構造格子で作成した。解析領域の入口境界はフルブレード前縁から入口外径の 1.2 倍上流に設定し、出口境界はディフューザ出口とした。C_B-type の格子点数はフルブレードおよびスプリッターブレードのコード方向にそれぞれ 154 セル、94 セル、フルブレードとスプリッターブレード間の周方向には 80 セル設けた。また、ハブからケーシングまでのスパン方向には 82 セル、そのうち翼端隙間には 27 セル設けた。総セル数は 14,966,288 セルである。一方、C_A-type の格子点数はコード方向には C_B-type の格子点数と同数のセルを設けた。フルブレードとスプリッターブレード間の周方向には 64 セル設けた。また、ハブからケーシングまでのスパン方向には 75 セル、そのうち翼端隙間には 24 セル設けた。総セル数は 12,954,240 セルである。なお、壁面上の最小格子幅は $y^+ < 1$ を満足するように十分小さく設定している。

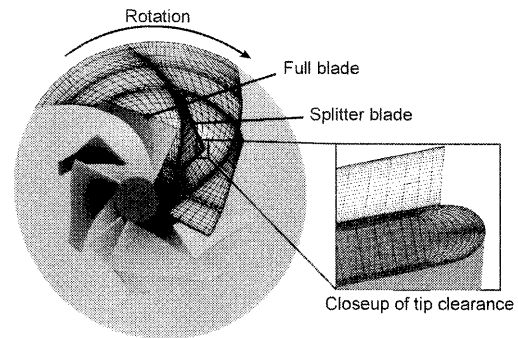


Fig. 2 Computational Grid of the Compressor C_B-type

4. 解析結果

4.1 性能特性

図 3 に実験および数値計算から得られた供試遠心圧縮機の性能特性を示す。縦軸は全圧比、横軸は標準体積流量である。図中では C_A-type に関しては丸形シンボル、C_B-type に関しては菱形シンボルで示している。図中の白抜きシンボルはスクロール下流で測定された質量流量、静温、静圧値から算出した全圧比である。また、図中の灰色シンボルは非定常 DES 結果から得られた全圧比である。本解析では解析領域をディフューザ出口までとしたため、数値計算から得られた全圧比と実験値を直接、比較することができない。そのため、実験

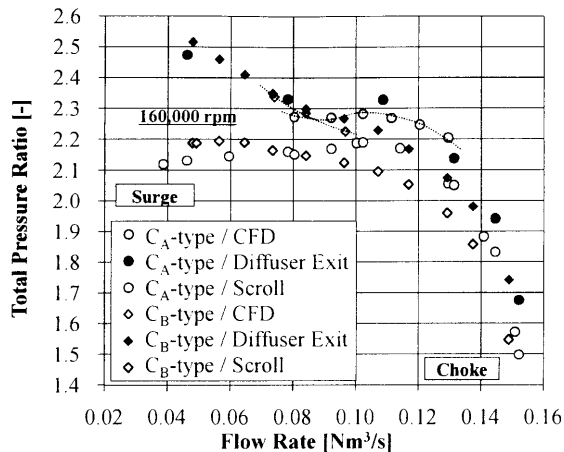


Fig.3 Performance Characteristics

計測されたハブ面静圧値からディフューザ出口における全圧比を見積もった。そのディフューザ出口における全圧比を黒色シンボルで示している。数値計算結果は C_A -type, C_B -type とともに実験結果と定性的に一致しており、内部流動を再現していると言える。以降では、失速点近傍、失速初生時、旋回失速成長後の流量点について述べる。

4.2 解析結果

本節では遠心圧縮機羽根車内部の渦流れ挙動について述べる。なお、渦構造は Critical Point 理論に基づいて同定され、無次元ヘリシティで色付けされている。通常、縦渦構造における無次元ヘリシティの大きさは 1 を示す。また、その符号は流れ方向と渦の旋回方向の関係を示している。すなわち、渦構造において無次元ヘリシティの値が急変する箇所では、局所的に渦中心線上に淀み点が形成されており、渦崩壊が発生していることを示している。

4.2.1 失速点近傍の流れ場

本項では失速点近傍の流量点について述べる。なお、標準体積流量は C_A -type では $0.1114[\text{Nm}^3/\text{s}]$, C_B -type では $0.0968[\text{Nm}^3/\text{s}]$ である。

図 4 に渦流れ構造を示す。 C_A -type ではフルブレード翼端漏れ渦 (図中 a) が全ピッチで安定に存在している。その一方で、スプリッタブレード翼端漏れ渦 (図中 b) は、あるピッチにおいてスパイラル型の渦崩壊を生じ、この渦崩壊が生じるピッチは回転方向とは逆方向に順に現れる。

C_B -type ではフルブレード翼端漏れ渦 (図中 c) は C_A -type と同様に全ピッチで安定に存在している。その一方で、スプリッタブレード翼端漏れ渦 (図中 d) は全ピッチにおいてスパイラル型の渦崩壊を生じている。

図 5 に 90%スパンの相対マッハ数分布を示す。

C_A -type ではフルブレード負圧面に離脱衝撃波が入射している。衝撃波とフルブレード翼端漏れ渦は干渉しており、渦コア内における流れが減速され渦コア半径が膨張した結果、フルブレード翼端漏れ渦に沿って低速度域が広がる。この低速度域はスプリッタブレード前縁と干渉している。

C_B -type ではフルブレード負圧面と離脱衝撃波の干渉は C_A -type と同様に確認できる。また、 C_A -type において確認された低速度域は、 C_B -type ではスプリッタブレード翼端漏れ渦やフルブレード負圧面に形成された渦 (図中 e) の渦崩壊も相俟って、全ピッチにおいてスプリッタブレード前縁を乗り越えるように拡大している。

4.2.2 失速初生時の流れ場

本項では失速初生時の流量点について述べる。なお、標準体積流量は C_A -type では $0.1023[\text{Nm}^3/\text{s}]$, C_B -type では $0.0841[\text{Nm}^3/\text{s}]$ である。

図 6 に渦流れ構造を示す。 C_A -type ではあるピッチにおいてフルブレード翼端漏れ渦 (図中 f) にスパイラル型の渦崩壊が生じている。その一方で、他のピッチではフルブレード翼端漏れ渦が安定に形成し失速点近傍の流れ場と同様の流れパターンを示しており、非軸対称な流れ場が形成されている。また、渦崩壊した領域はインペラの回転方向とは逆方向に伝播する。

C_B -type では C_A -type とは異なり、全ピッチにおいてフルブレード翼端漏れ渦 (図中 g) はスパイラル型の渦崩壊を生じている。また、フルブレード翼端漏れ渦の渦崩壊により渦が放出され、放出された渦はインペラの回転方向と逆方向に移流する。

図 7 に 90%スパン断面および翼前縁近傍の回転軸に垂直な流路断面における相対マッハ数分布を示す。 C_A -type では渦崩壊が生じたピッチにおいて、渦崩壊の効果も相俟ってフルブレード前縁を乗り越えるほど低速度域が拡大している。その一方で、渦崩壊が生じていない他のピッチでは失速点近傍の流れ場と同じ流れパターンを示しており、非軸対称な流れ場が形成されている。この非軸対称な流れ場は翼前縁近傍の回転軸に垂直な流路断面においても翼端側で確認できる。この低速度域は渦崩壊した領域と対応しており、インペラの回転方向とは逆方向に伝播し失速セルを形成している。

C_B -type では C_A -type とは異なり、全ピッチにおいて低速度域が流路を覆うように拡大しており、全ピッチで一斉に失速が生じている。しかしながら、 C_A -type のように拡大した低速度域がフルブレード

ード前縁を乗り越えるまでには至っておらず、失速セルの形成や伝播は確認できない。また、翼前縁近傍の回転軸に垂直な流路断面においても C_A -type ほどの大規模な低速度域は確認できない。

以上のように、 C_A -type と C_B -type とでは全く異なる失速初生が現れており、この失速初生の違いが性能特性に影響していることが示唆される。

4.2.3 旋回失速成長後の流れ場

本項では旋回失速成長後の流量点について述べる。なお、標準体積流量は C_A -type では $0.0922[\text{Nm}^3/\text{s}]$ 、 C_B -type では $0.0740[\text{Nm}^3/\text{s}]$ である。

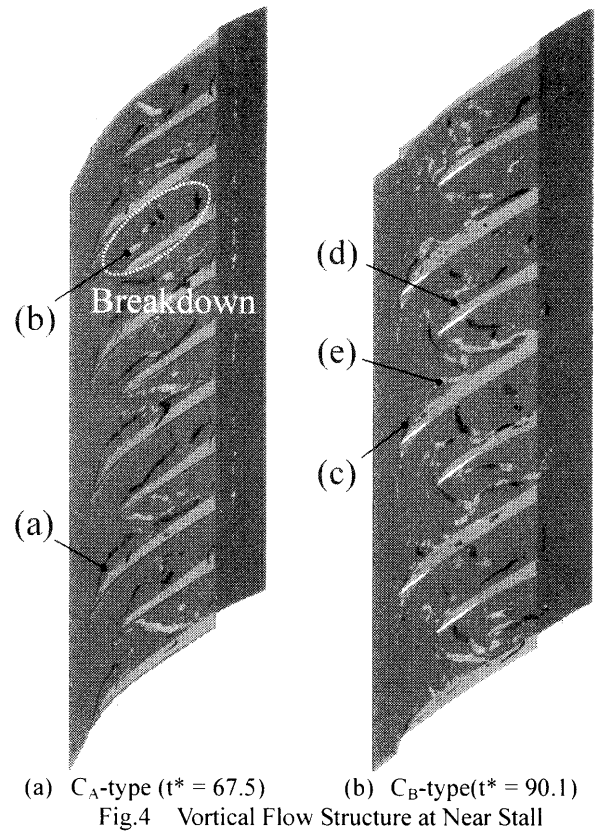
図 8 に渦流れ構造を示す。 C_A -type ではフルブレード負圧面に足を持つ竜巻状のはく離渦 (図中 h) が生じ、竜巻状のはく離渦はインペラの回転方向とは逆方向に旋回する。この竜巻状のはく離渦が隣接するフルブレード前縁に近づくことで、新たな竜巻状のはく離渦が形成され、失速セルが伝播する。この伝播メカニズムは軸流圧縮機における小スケールの旋回失速のメカニズムと酷似している。

C_B -type では渦崩壊したフルブレード翼端漏れ渦 (図中 i) から放出された渦や翼負圧面からはく離渦がインペラの回転方向と逆方向に移流するが、この現象は不規則かつ全ピッチでほぼ同時に生じている。

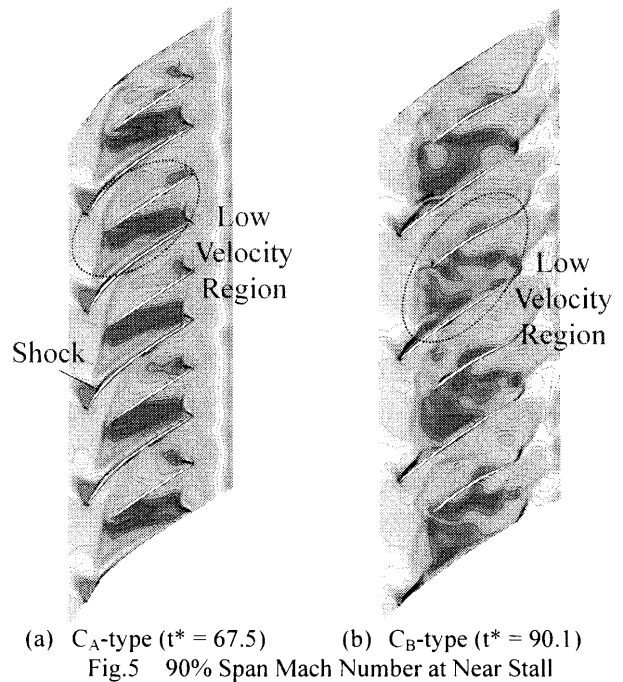
図 9 に 90% スパン断面および翼前縁近傍の回転軸に垂直な流路断面における相対マッハ数分布を示す。 C_A -type では失速初生時の流れ場に比べ、さらに広い範囲に低速度域が拡大しており、旋回失速成長後の流れ場においても非軸対称な流れ場が確認できる。

C_B -type では C_A -type と同様に、失速初生時の流れ場に比べ、さらに低速度域が拡大し、全ピッチにおいてフルブレード前縁を乗り越える様子が確認できる。また、翼前縁近傍の回転軸に垂直な流路断面においても翼端側に低速度域が確認され、翼端側のみ全ピッチ同時に失速に至っている様子が確認できる。

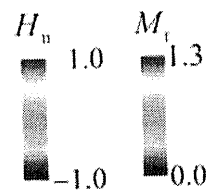
以上のように、旋回失速成長後の流れ場においても、 C_A -type と C_B -type では全く異なる失速パターンを示している。 C_B -type では擾乱が旋回していると推測されるが、 C_A -type のような失速セルが伝播するものとは異なる。この失速パターンの違いには、翼一枚当たりの負荷の上昇やピッチの間隔の拡大といった翼枚数の影響などが関連していると考えられる。

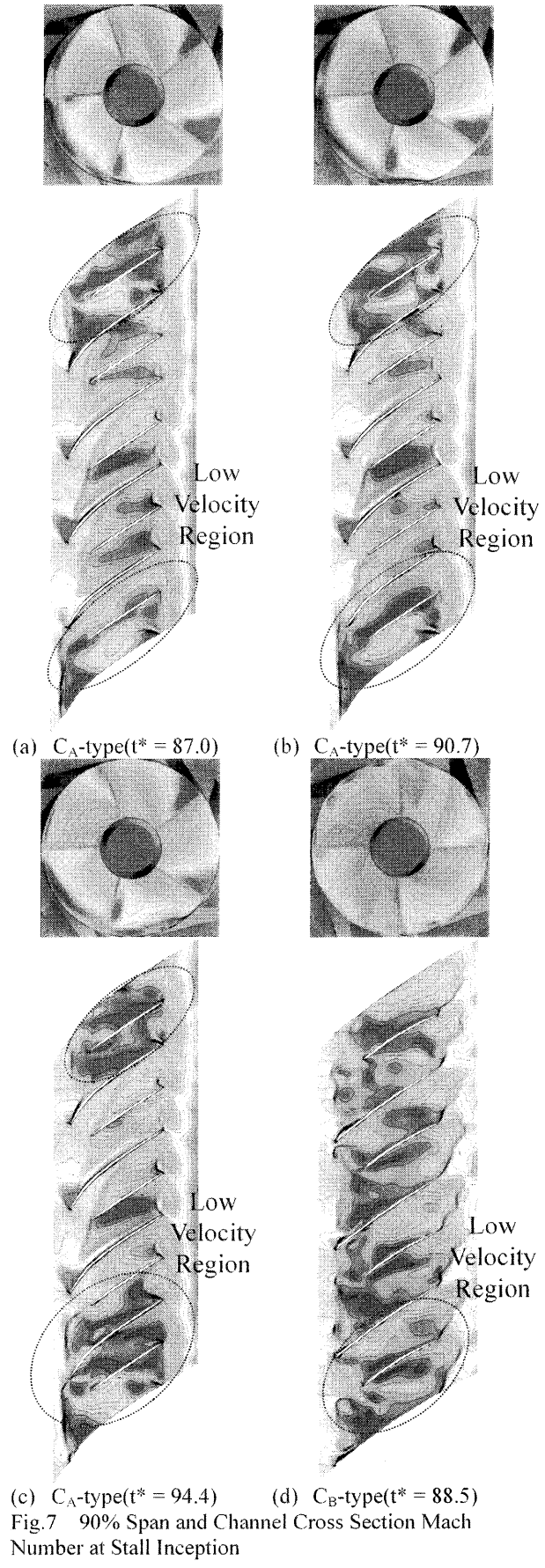
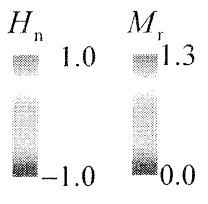
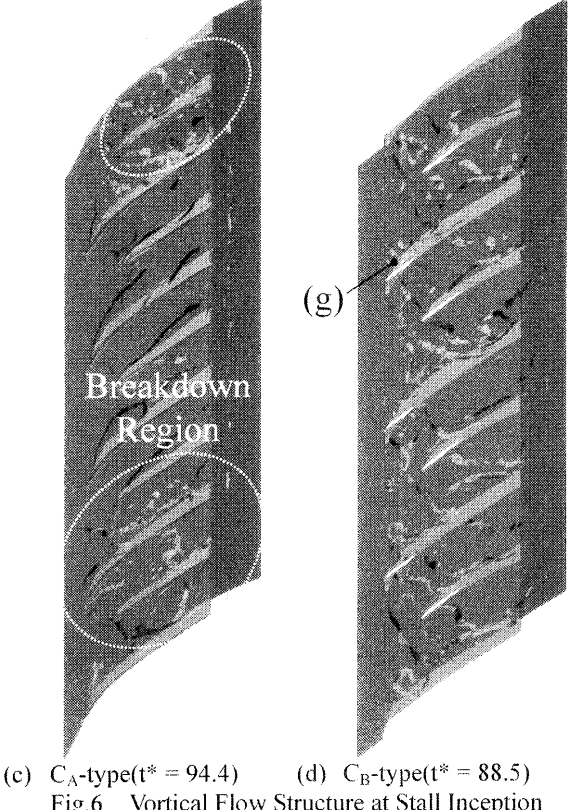
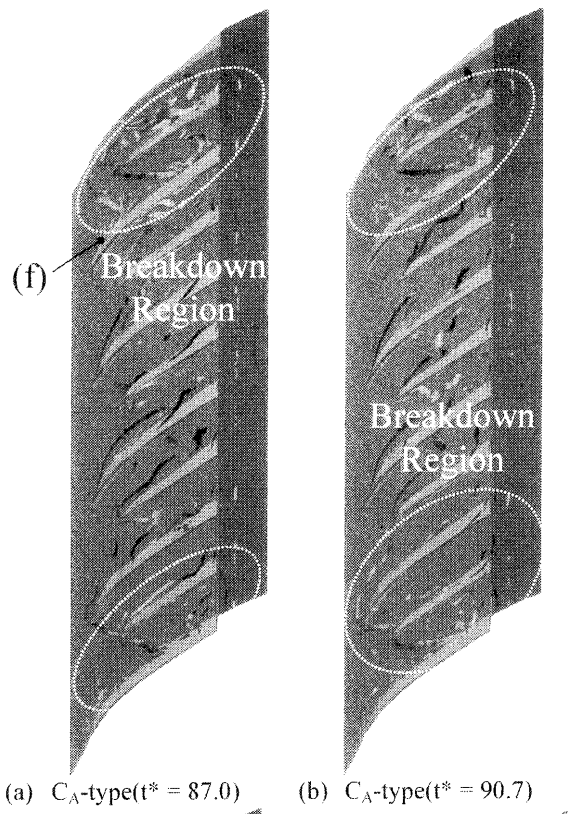


(a) C_A -type ($t^* = 67.5$) (b) C_B -type ($t^* = 90.1$)
Fig.4 Vortical Flow Structure at Near Stall

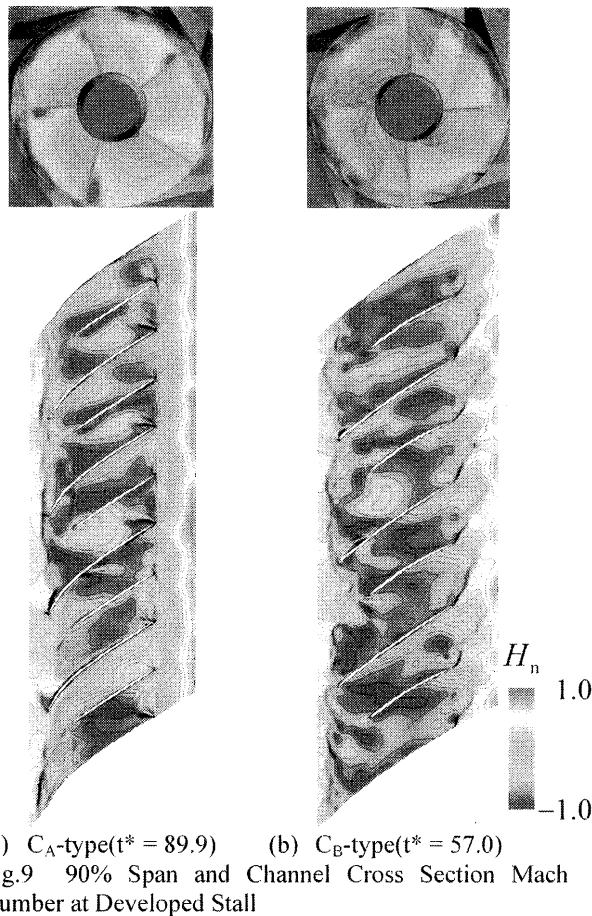
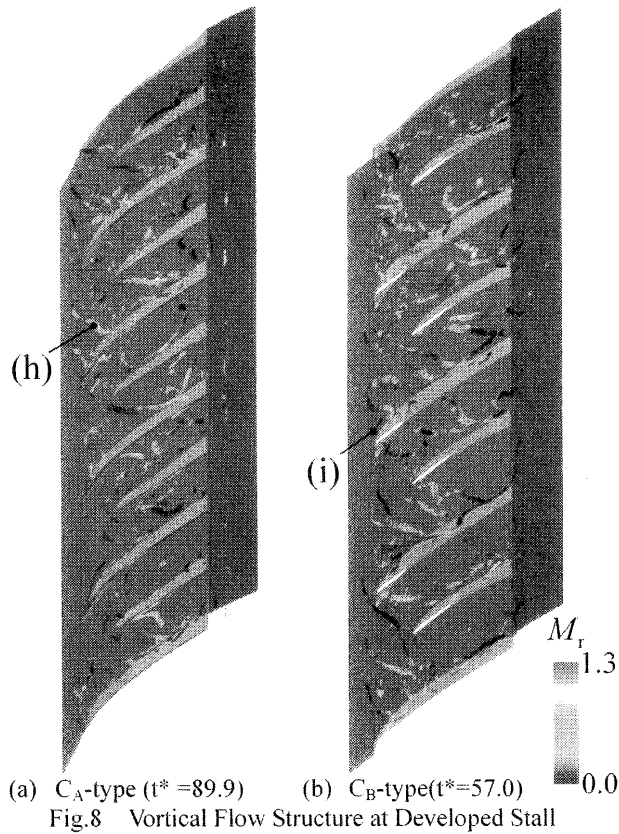


(a) C_A -type ($t^* = 67.5$) (b) C_B -type ($t^* = 90.1$)
Fig.5 90% Span Mach Number at Near Stall





(c) C_A -type($t^* = 94.4$) (d) C_B -type($t^* = 88.5$)
 Fig. 7 90% Span and Channel Cross Section Mach Number at Stall Inception



5. おわりに

本研究では、翼枚数の異なる2種類の車両用のスプリッタ付き遷音速遠心圧縮機に対し、非定常DES (Detached Eddy Simulation) 計算を実施し、非定常渦流れ挙動の違いに関して調査した。その結果、以下の知見を得た。

1. 失速点近傍の流れ場では、2種類の圧縮機ともに低速度域が拡大し、スプリッタブレード前縁に干渉する。
2. 失速初生時の流れ場において、翼枚数が多い圧縮機では、あるピッチにおいて低速度域が流路を覆うように拡大する。その一方で、他のピッチでは失速点近傍の流れ場と同じ流れパターンを示す。低速度域が拡大したピッチでは翼端側に大規模な失速が生じており、失速セルの形成が確認できる。その結果、翼枚数が多い圧縮機では非軸対称な流れ場となる。
3. 失速初生時の流れ場において、翼枚数が少ない圧縮機では失速点近傍の流れ場で見られた低速度域が拡大し、全ピッチで一斉に失速が生じる。その結果、明確な失速セルの形成は確認できない。
4. 旋回失速成長後の流れ場では、2種類の圧縮機ともに、失速初生時で見られた低速度域がさらに拡大する。翼枚数が多い圧縮機では失速域は失速初生時に比べ周方向に発達する。
5. 翼枚数が少ない圧縮機では全ピッチで一斉に失速が生じる。翼枚数が多い圧縮機との失速パターンの違いには、翼一枚当たりの荷の上昇やピッチの間隔の拡大といった翼枚数の影響などが関連していると考えられる。また、翼枚数の異なる圧縮機における失速パターンの違いは性能特性に影響していることが示唆される。

参考文献

- 1) Eckardt, D.: Detailed Flow Investigations Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller. ASME Journal of Fluids Engineering. Vol.98, pp.390-402.
- 2) Ibaraki, S., et al.: Design and Off-Design Flow Fields of Transonic Centrifugal Compressor Impeller. ASME GT2009-27791
- 3) Shima, E., Jounouchi, T.: Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) – AUSM Type Upwind Schemes. the 14th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics. NAL SP-34 (1997), pp.7-12.
- 4) Roe, P. L.: Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors, and Difference schemes. Journal of Computational Physics (1981), Vol.43, pp.357-372.

航空エンジン用低圧タービンの翼面境界層 バイパス遷移に関する研究

*酒井 宏(岩手大院), 船崎 健一(岩手大工), 谷口 英夫(岩手大工)

Study on Bypass Transition of Boundary Layer on a Low Pressure Turbine Airfoil

*Hiroshi SAKAI(Iwate Univ.), Ken-ichi FUNAZAKI(Iwate Univ.), Hideo TANIGUCHI(Iwate Univ.)

ABSTRACT

This paper deals with experimental study on the flow field around a low-pressure turbine blade. The experiments were conducted in a linear cascade facility at Reynolds numbers between 1.3 and 2.1×10^5 with free stream turbulence intensities(FSTI) up to 6 percent. Hot-wire probe measurements were conducted over the airfoil suction surface to understand the transitional process of the boundary layer. At low FSTI, K-H (Kelvin-Helmholtz) instability plays an important role in the separated boundary layer transition. FFT(Fast Fourier transformation) analysis of these data reveals that this instability grows from the separation point. With high FSTI, the transition appears to occur in a bypass mode, similar to that in attached boundary layer. The streaky structures exist prior to transition onset in the boundary layer. The results of the present experiments show that the transition onset shifts more upstream as FSTI increases.

Key words: *Boundary Layer Measurement, Bypass Transition, Separation Bubble, Freestream Turbulence, Low-Pressure Turbine*

1. 緒言

ターボ機械内部の流れ場は、高い主流乱れ、動静翼干渉による周期的な速度変動や圧力勾配によって複雑な非定常流になっている。特に低圧タービン翼面境界層は燃焼機からの乱れや上流翼列からの wake などにより、5~20%の強い主流乱れの影響下^[1]にさらされている。そのためターボ機械内部の翼面上境界層の遷移はバイパス遷移が主だと考えられる。バイパス遷移は、自然遷移で現れる T-S(Tollmine-Schlichting)波の発生、成長を経ずに境界層内にストリーク構造ができ乱流スポットが発生することが分かっている^[2]。

一方航空エンジン用の低圧タービンの流れ場は、作動流体の密度の低下によって高高度巡航時低レイノルズ数状態となっている。このため負圧面では層流はく離が生じやすく、はく離による遷移も起きやすい。特にエンジン全体の重量を減らすために高負荷化されたタービン翼では、逆圧力勾配が強くなり大規模な剥離が負圧面境界層で起きやすい。

この様に低圧タービン負圧面境界層の遷移はバイパス遷移のモードとはく離による遷移のモードが混在しており、複雑な遷移過程となっている。そのため実験・数値計算の両面から精力的に調査が行われている^{[3][4][5]}。特に数値計算では流れ場理解を目的に DNS(Direct

Numerical Simulation)や LES(Large Eddy Simulation)が利用されているが計算コストが高いため、より予測精度が高くかつ計算コストが低いモデルの構築が必要となっている。更により重量や効率を対象にした最適化されたタービン翼の開発を行う上で、更なる遷移過程の解明が重要となっている。

過去の境界層バイパス遷移の実験的研究^[6]の多くでは、平板に圧力勾配を付加した状態で計測が行われているが、平板では翼の湾曲の影響が含まれず、翼面境界層を厳密には再現できない。より深い現象理解には、様々な大きさの主流乱れに対して詳細な境界層計測による知見の蓄積が必要である。

本研究では航空エンジン用低圧タービン翼型の拡大モデルを研究対象とし、主流乱れ、レイノルズ数をパラメータにし、これらが乱流遷移に与える影響を実験的に調べ、はく離による遷移、バイパス遷移の詳細な過程を調査することを目的にしている。

主な記号

- C :コード長(mm)
- C_{time} :時間窓幅の倍率(=2.5)
- C_x :軸コード長(mm)

- $D(t)$: 判別関数
 $I_k(x,t)$: 間欠度関数
 Re : レイノルズ数($C U_{out} / \nu$)
 Re_{δ^*} : 排除厚さに基づくレイノルズ数($U_e^* \delta / \nu$)
 s : 翼負圧面表面距離 [mm]
 s_t : 間欠度 $\gamma=0$ となる翼負圧面表面距離(mm)
 T : 計測時間[s]
 tbl : 境界層内の最大渦時間スケール(s)
 Th : 閾値(=0.1)
 Tu : 主流乱れ(%)
 t_w : 時間窓幅(s)
 U_c : せん断層中心の速度(m/s)
 U_e : 境界層外縁速度(m/s)
 U_{out} : 出口平均流速(m/s)
 u_{rms} : 速度変動の RMS 値(m/s)
 α : 無次元波数
 $\hat{\alpha}$: 有次元波数(1/m)
 γ : 間欠度
 δ : 境界層厚さ(mm)
 δ^* : 排除厚さ(mm)
 $\hat{\lambda}$: 有次元波長(m)
 ν : 動粘度(m^2/s)

2. 実験装置・計測手法

2.1. 供試部・計測手法

実験に用いた翼列試験装置を図 1 に示す。実験対象は航空用低圧タービン翼を大型にした翼であり、大型にすることで翼面境界層の高解像度計測を可能にする。翼列は 3 枚で構成されており、周期性を持たせるために両サイドにガイドを設置している。

本研究におけるレイノルズ数 Re は、代表長さに翼コード長 C をとり、代表速度に翼前縁から $115\%Cx$ 下流の位置での出口平均流速をとって定義している。出口平均流速は、ミッドスパン上を三孔ピトー管を用いてピッチ方向にトラバースし、一流路分の出口速度分布を平均して算出している。

主流乱れは翼前縁から $30\%Cx$ 流れ方向上流で単一熱線プローブを用いて計測している。いくつかの乱流格子を翼前縁から $400mm$ 上流に設置することで主流乱れを $0.5\% \sim 6\%$ まで変化させている。

本研究では、中心翼負圧面の境界層を単一熱線プローブを用いて計測している。熱線プローブは二軸のトラバース装置を用いて移動させている。 $x/Cx=0.50$ と $x/Cx=0.90$ の位置をトラバース装置で探索し、あらかじめ用意した翼面計測座標位置をそれに適合するように座標変換を行って、境界層の自動計測を行っている。

2.2 データ処理と試験条件

各点における平均流速 \bar{u} 、流速の乱れ度 u_{rms} 、主流乱れ Tu は以下の式(1)~(4)で算出している。

分割処理する際の区間内データ数 n は 4096 とし、データ取得数 $N(=204,800)$ とは $n=N/k$ の関係にある。ここで k は 50 としている。データ数 n ごとに求めた乱れ度を分割処理した分だけ平均し、乱れ度としている。このような処理をするのは風洞特有の低周波の脈動の影響を軽減させるためである。試験はレイノルズ数 Re と主流乱れ Tu の二つをパラメータにして試験を行っている。

$$\bar{u}_j = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n u_i \quad (1)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k \bar{u}_j \quad (2)$$

$$u_{rms} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^n \sqrt{(u_i - \bar{u}_j)^2} / n \quad (3)$$

$$Tu = \bar{u} / u_{rms} \quad (4)$$

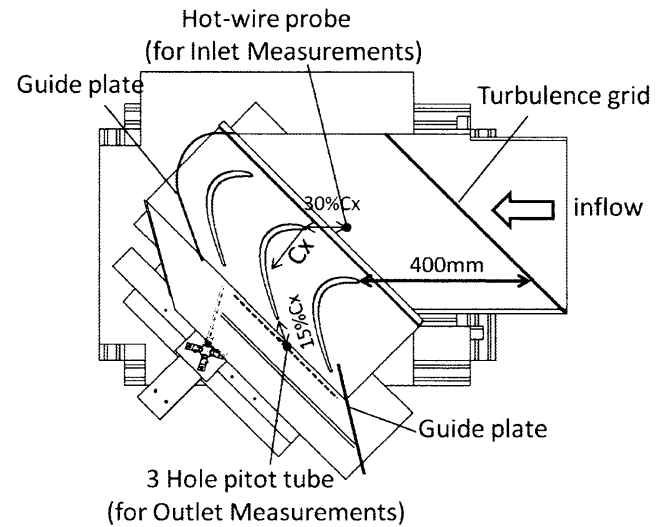


Fig.1 Schematic test section

3. 結果と考察

3.1. 主流乱れの影響

図 2 はレイノルズ数 $Re=170,000$ の条件での時間平均した速度分布のコンター図と u_{rms} 分布の最大位置(黒丸)における速度の時間履歴(0.1s 間)である。壁面近傍の u_{rms} 値は翼前縁からはく離点までは増加するが、はく離

点を過ぎた所で一旦減少に転じその後再び増加する。本研究ではこの様な挙動が見られた所をはく離点と定義している。はく離点はレイノルズ数 Re 、主流乱れ Tu によらずほぼ $69\%Cx$ の位置である。はく離泡は低速領域として現れ、はく離せん断層内には周期的な速度変動が見られ、その後高周波の速度変動が現れる始め、遷移が進行していることが分かる(図 2A)。それに対して主流乱れが高い二つの条件では、低主流乱れの結果と比べると、計測前縁から境界層内の速度変動が大きく、下流に行くに従い高周波の速度変動が現れる頻度と時間が多くなり(図 2B)、最終的に乱流状態になっている。更に各軸方向位置で最大 u_{rms} となる位置での FFT 解析の結果を図 3 に示す。 $Tu=0.5\%$ 、 3% では卓越周波数が見られる。せん断層は次第に不安定化し 遷移していくため、この卓越周波数は不安定化に関するものと考えられる。T-S 不安定の予測最大増幅周波数を Walker^[7]による式(5)を用いて調べた。また K-H 不安定の最大増幅周波数は式(6)を用いて調べた。図 3(上)において 187Hz は T-S 不安定、312Hz は K-H 不安定に対応している。このことから低主流乱れにおいて、はく離による遷移には非粘性的な K-H 不安定と粘性不安定である T-S 不安定が影響していることがうかがえる。また、主流乱れが比較的高くかつはく離を有する場合での遷移には T-S 波のピークが現れず、K-H 不安定のみが働いている。 $Tu=6\%$ の条件では卓越周波数が見られず前縁から低周波数のパワースペクトルが高い。

$$f = \frac{3.2Ue^2}{2\pi Re \delta^{3/2}} \quad (5)$$

$$\hat{\alpha} = \frac{\alpha}{L}, \quad \hat{\lambda} = \frac{2\pi}{\hat{\alpha}}, \quad f = \frac{U_c}{\hat{\lambda}} \quad (6)$$

次に遷移開始点を調べるために各軸方向位置での u_{rms} が最大の点での間欠度を求めた。間欠度は層流と乱流が混在する流れにおいて、乱流の占める割合を示す統計量である。間欠度関数 $I(t)$ は式(7)のように定義される。判定関数 $D(t)$ の閾値 Th は 0.1 としている。本研究での判定関数 $D(t)$ は Walker らが提案している式(9)の無次元判定関数^[8]を用いている。判定関数 $D(t)$ の分子の計算では、式(11)に表わされる時間窓幅 t_w 間隔で窓平均した値である。更に $I(t)=0$ が連続する時間が時間窓幅 t_w よりも短い場合は連続する 0 を全て 1 にし、また、 $I(t)=1$ が連続する時間が時間窓幅 t_w よりも短い場合は連続する 1 を全て 0 にしている。このような処理をするのは、層流スパイクやドロップなどの乱流でない部分を取り除くためである。窓幅の倍率 C_{time} は、Blair^[9]と同じ 2.5

としている。時間窓幅は境界層内での最大渦移流時間スケール式(10)を基にしている。図 4 に $Re=130,000$ 、 $170,000$ 、 $210,000$ の条件での流れ方向の間欠度の分布を示す。本研究では遷移開始点を間欠度 $\gamma=0.1$ となる位置としている。 $Re=130,000$ での $Tu=0.5\%$ 、 3% 、 5% における遷移開始点はそれぞれ、 $80\% \sim 83\%Cx$ 、 $75\%Cx \sim 76\%Cx$ 、 $71\%Cx \sim 72\%Cx$ であり、 $Re=170,000$ での $Tu=0.5\%$ 、 4% 、 6% では $77\%Cx \sim 78\%Cx$ 、 $72\%Cx \sim 73\%Cx$ 、 $68\%Cx \sim 69\%Cx$ であり、 $Re=210,000$ ではそれぞれ $76\%Cx \sim 77\%Cx$ 、 $70\%Cx \sim 71\%Cx$ 、 $65\%Cx \sim 66\%Cx$ であった。主流乱れが増加するにつれて遷移開始点は上流に移動している。特に $Tu=6\%$ では、はく離開始点($69\%Cx$)よりも前に遷移し始めているためはく離しなかったと考えられる。Narasimha^[10]が提案している 2-D の間欠度分布(式(12))と計測された流れ方向の間欠度とを比較を行った。ここで $\lambda = ([s]_{\gamma=0.75} - [s]_{\gamma=0.25})$ である。どの条件でも式(12)と良く一致しており、付着境界層だけでなくはく離を伴う流れ場においても Narassimha の式に従っている。

$$I_k(x, t) = \begin{cases} 0 & D(t) \leq Th \\ 1 & D(t) > Th \end{cases} \quad (7)$$

$$\gamma(x) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N I_k(x, t) \quad (8)$$

$$D(t) = \frac{\text{window averaged}(\partial u / \partial t)_{RMS}}{\frac{U_e^2}{\delta}} \quad (9)$$

$$t_{bl} = \delta / U_e \quad (10)$$

$$t_w = C_{time} \times t_{bl} \quad (11)$$

$$\gamma = 1 - e^{-0.412\zeta^2}, \zeta = (s - s_f) / \lambda \quad (12)$$

図 5 に境界層内の u_{rms} の分布を示す。主流乱れが高い二つの条件では $y/\delta^* = 1.3$ の位置にピークを持つ特徴的な分布となっている。これはクレバノフモードと呼ばれており、境界層内に時間平均的にストリーク構造があることを示唆している。特に $Tu=4\%$ の条件ではストリーク構造と K-H 不安定が同じ位置で見られる場所があり、付着境界層のバイパス遷移のモードとはく離・再付着による遷移のモードが混在した形で遷移が進んでいると思われる。

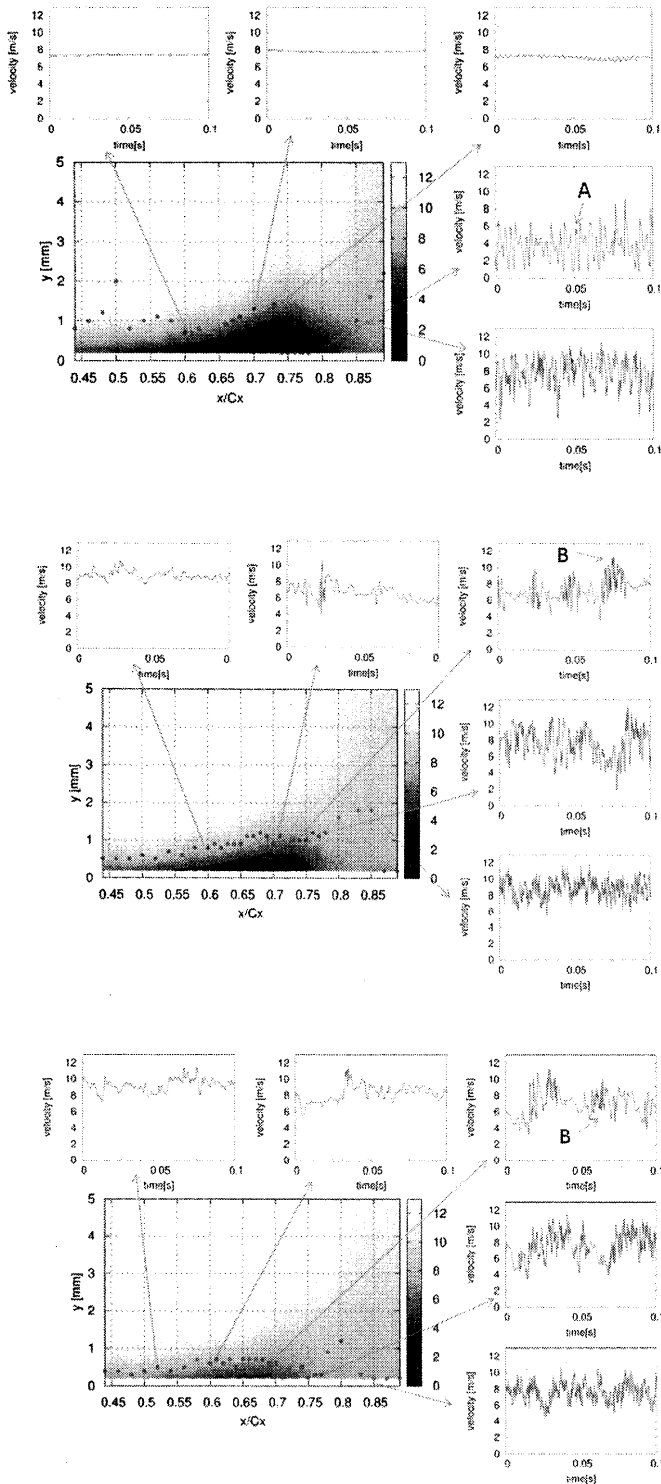


Fig.2 Time-averaged velocity contours and velocity fluctuation for $Re=170,000$
(top: $Tu=0.5\%$, middle: $Tu=4\%$, bottom: $Tu=6\%$)

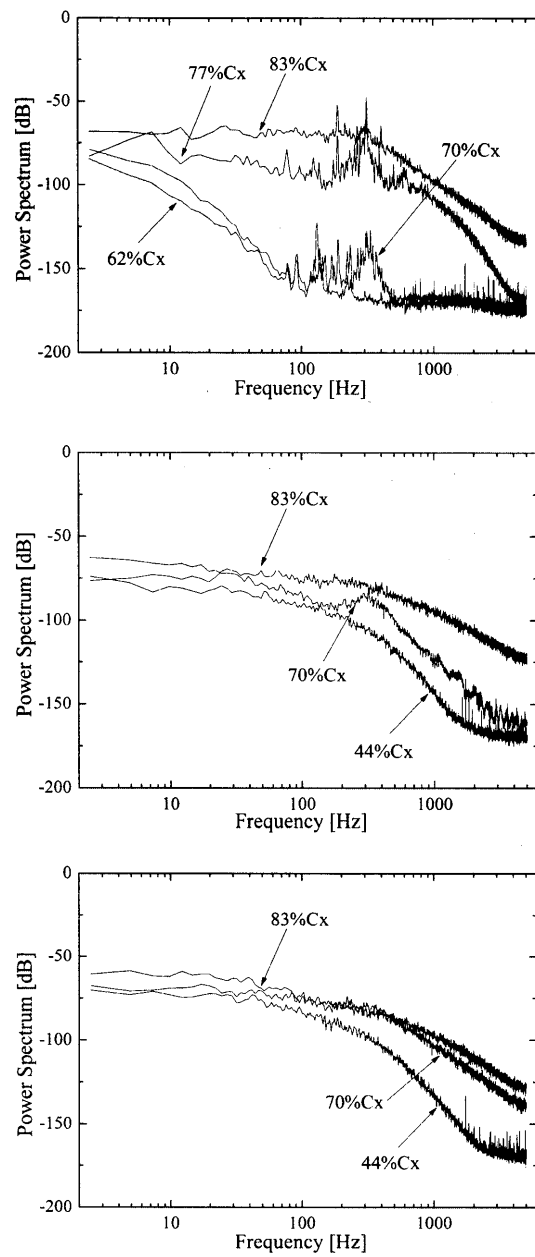


Fig.3 Spectra of velocity at peak of velocity fluctuation RMS for $Re=170,000$
(top: $Tu=0.5\%$, middle: $Tu=4\%$, bottom: $Tu=6\%$)

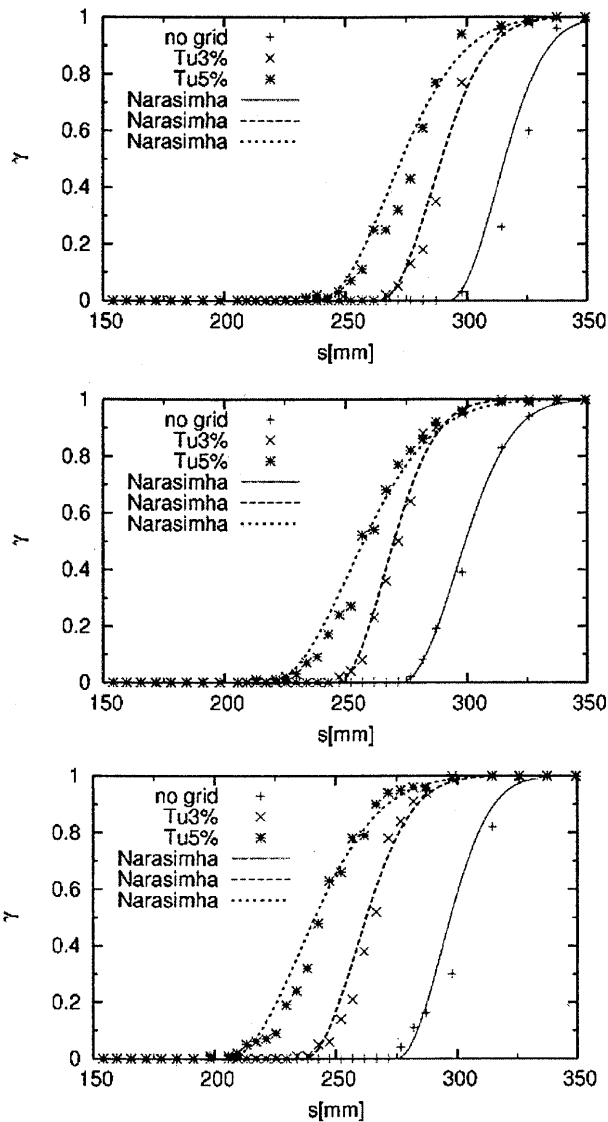


Fig.4 Distribution of intermittency

top:Re=130,000,middle:Re=170,000,bottom:Re=210,000

3.2. レイノルズ数の影響

図 6 に Re 210, 000 の時間平均した速度コンター図を示す. Tu=4.5%でははく離泡が存在しているが, Tu = 6.1%では付着境界層となっている.

はく離を有する境界層においてレイノルズ数を上げるとはく離泡の大きさが小さくなる. この原因は二つあると考えられる. 一つは, 一般にレイノルズ数が増加すると境界層が薄くなるので, 相対的にはく離泡の大きさも小さくなる. 低主流乱れの条件ではこの理由が支配的だと考えられる. もう一つは, ストリーク構造の成長がレイノルズ数が大きい程早いことが関与していると思われる. 図 7 には各軸方向位置での最大 u_{rms}^2 の軸方向分布を示す. 同じ主流乱れに対して, レイノルズ数が大きくなるにつれて, 流れ方向距離に対するエネルギーの増加率が

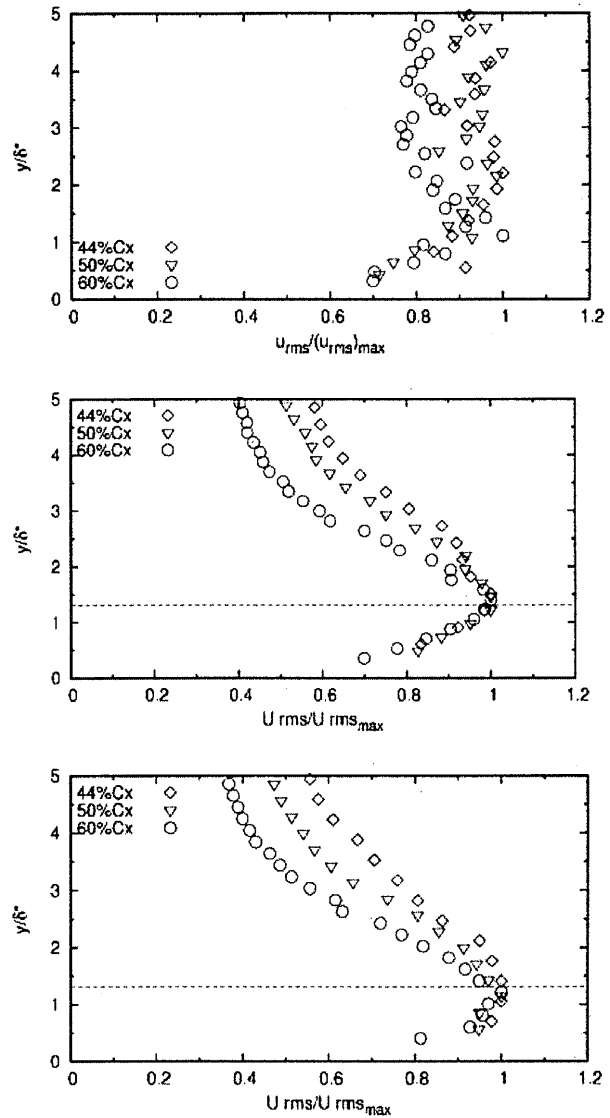


Fig.5 Time-averaged RMS profiles for Re=170,000

(top:Tu=0.5%,middle:Tu=4%,bottom:Tu=6%)

わずかに大きくなっている. 先に述べたように主流乱れが大きい条件では計測前縁からストリーク構造が発達しており, レイノルズ数が大きいほどストリーク構造の成長が大きくなっていることを示唆している. 特にはく離せん断層が存在する境界層では, レイノルズ数が大きい方がより付着境界層のバイパス遷移のモードが強くなりはく離せん断層を早期遷移させはく離泡の再付着を早めるため, はく離泡が小さくなると考えられる.

4. 結言

はく離点は Tu や Re によらずほぼ同じ位置であったが, 遷移開始点は Tu や Re が大きくなる程上流へ移動する. 低主流乱れでははく離泡の遷移には T-S 不安定と K-H 不安定が現れながら遷移が進行している. 主流乱れが高くなると境界層内にストリーク構造ができ, はく離せん

断層の早期遷移を促している可能性が高い。

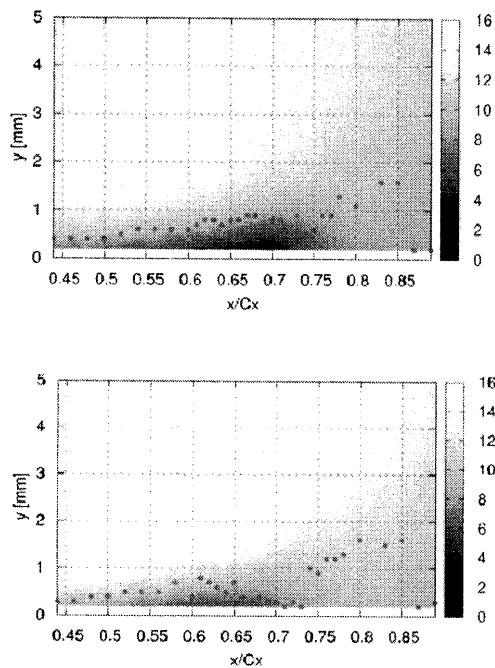


Fig.6 Time-averaged velocity contours for $Re=210,000$ (top: $Tu=4.5\%$, middle: $Tu=6.1\%$)

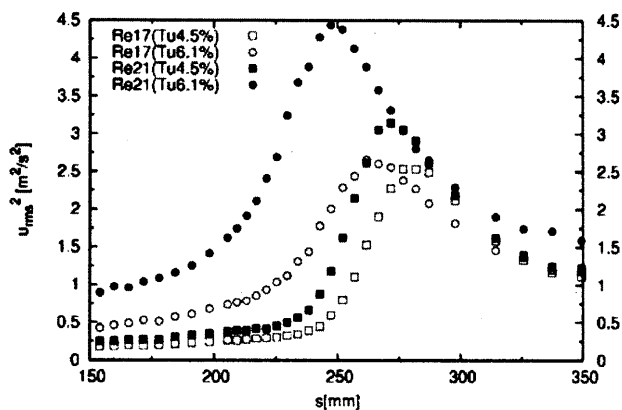


Fig.7 Distribution of maximum u_{rms}^2

参考文献

[1] Mayle, R.E., The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engine, ASME, Journal of Turbomachinery, vol.113(1991), pp.509-537
 [2] M.I. Yaras, An Experimental Study of Artificially Generated Turbulent Spots Under Strong Favorable Pressure Gradients and Free-stream Turbulence, Journal of Fluids Engineering Trans. ASME, Vol.129(2007), 563.

[3] 船崎 健一・他3名, 航空エンジン用高負荷低圧タービン翼面上剥離境界層に与える主流乱れの効果に関する研究, 日本ガスタービン学会誌, vol.38, No.2, 47-54(2010)
 [4] Brian R. McAuliffe, M. I. Yaras, Transition Mechanisms in Separation Bubbles Under Low and Elevated-Freestream Turbulence, Journal of Turbomachinery, vol.132(2010), 011004-1-011004-9
 [5] Ralph J. Volino, Separated Flow Measurements on a Highly Loaded Low-Pressure Turbine Airfoil, ASME Paper GT2008-51445.
 [6] J. H. M. FRANSSON, M. MATSUBARA, P. H. ALFREDSSON, Transition induced by free-stream turbulence, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 527(2005), 1.
 [7] Walker, G. J., Transitional Flow on Axial Turbomachine Blading, AIAA Journal, Vol.27, pp.595-602, 1989
 [8] W. J. Solomon, R. E. Unsteady Boundary Layer Transition on Axial Compressor Blades, Doctor Thesis, University of Tasmania, 1996.
 [9] Blair, M. F. Boundary Layer Transition in Accelerating Flows with Intense Freestream Turbulence. Tech. Report UTRC91-1, UTRC, EAST Hartford, Connecticut, 1991.
 [10] R. Narasimha, J. Dey, Transition-zone models for 2-dimensional boundary layers: A review, Sadhana, Vol.14, Part 2, pp. 93-120, 1989.

動翼における着氷現象の数値シミュレーション

*松浦 大輝（東理大院），鈴木 正也，山本 誠（東理大）
水田 郁久，大塚 浩史（IHI）

Numerical Simulation of Ice Accretion on Rotor Blade

*Taiki MATSUURA(Tokyo Univ. of Science),
Masaya SUZUKI, Makoto YAMAMOTO(Tokyo Univ. of Science),
Ikuhisa MIZUTA and Hirofumi OTSUKA(IHI Corp.)

ABSTRACT

Ice accretion is the phenomenon that super-cooled water droplets impinge and accrete on a body. It is well known that ice accretion on blades and airfoils leads to performance degradation and severe accidents. For this reason, experimental investigations have been carried out, with using flight tests or icing tunnels. However, it is too expensive, dangerous, and difficult to set actual icing conditions. Hence, computational fluid dynamics is useful to predict ice accretion. A rotor blade is one of the aircraft components where ice accretes. Therefore, we focus on the ice accretion on a rotor blade in this study. We simulate three-dimensional icing phenomena on the rotor blade of a commercial axial fan. The ice accretion on the rotor blade is numerically investigated.

Key words: Ice Accretion, Computational Fluid Dynamics, Fan, Axial Blower

1. 緒言

着氷とは、大気中の過冷却水滴が物体に衝突することによって、固体表面上に氷層を形成する現象である。航空機における着氷は、離着陸時や雲を通過する際に生じ、航空機の性能を低下させる原因となる¹⁾。たとえば、ジェットエンジンインテークにおける着氷の発生は、エンジンに流入する空気の流れを乱すほか、氷が飛散した際にそれがエンジンに吸い込まれ、エンジンに機械的損傷を与える恐れがある。このため、着氷形状とそれによる流れの変化を事前に知ることは、設計上重要であると考えられる。しかし、着氷は流体力学と熱力学の側面を併せ持つ複雑な現象であり、また実験によって着氷現象を繰り返し再現することは容易ではなく、設備にも多大な費用を必要とする。このため、数値計算による着氷シミュレーションへの関心が高まっている。

エンジンファンなどの動翼は着氷が生じやすい要素の一つであるが、航空機の主翼や尾翼に比べ、研究例が少ない。また、遠心力により氷の飛散の危険性も高く、着氷形状を知ることが必要だと考えられる。したがって、本研究では、エンジンファンを想定した市販の軸流送風機の動翼に対し着氷シミュレーションを行い、動翼に対する着氷形

状に関する知見を得ることを目的とする。

2. 数値解法

2.1 概要

本研究では、以下の4ステップの計算を連続することにより、着氷現象の弱連成解析を行う。

- (1) 流れ場計算を行い、収束解を得る。
- (2) 得られた流れ場に水滴を投入し、軌道を追跡する。このとき、壁面との衝突判定を行い、水滴衝突特性を得る。
- (3) 水滴の収集効率を求め、熱力学計算を行う。これより、動翼表面上における氷層の成長率を算出し、着氷形状を決定する。
- (4) 着氷形状に沿ってサブグリッドの計算格子を再構成し、ステップ(1)へ戻る。

2.2 流れ場計算

本研究では、流れ場を圧縮性乱流と仮定し、支配方程式としてファールブル平均された連続の式、ナビエ・ストークス方程式、エネルギー式を用いる。乱流モデルとしては Launder-Spalding (1974) の高レイノルズ数型 $k-\varepsilon$ モデルを適用する。非粘性項は Yee-Harten (1987) の二次精度風上型 TVD スキームにより、粘性項は二次精度中心差分によりそれぞれ離散化し、時間進行には四段階ルンゲ・クッタ法を用いる。

2.3 水滴軌道計算

水滴軌道計算は、水滴の衝突質量分布(収集効率)を得るために行われる。計算はラグランジュ的手法により行われ、水滴にかかる力は抗力のみとし、重力は考慮しない。また、水滴は完全な球形であり、衝突・変形・合体・分裂は無視し、流れ場に影響を及ぼさない(One-Way Coupling)と仮定する。

2.4 熱力学・氷堆積計算

本計算では、1セルを検査体積とし、そこでの質量バランスおよびエネルギーバランスを計算することにより、検査体積内に堆積する着氷質量を決定する。図1に概念図を示す。エネルギーバランスは、以下の式(1)で表される²⁾。

$$E_{im} + E_{in} + E_{ac} + q_f = E_{va} + E_{ou} + q_c \quad (1)$$

ここで、 E_{im} は対象表面に衝突する水滴によるエネルギー、 E_{in} は周囲のセルから検査体積へ流入するエネルギー、 E_{ac} は検査体積内に堆積する氷の潜熱によるエネルギー、 E_{va} は蒸発・昇華によるエネルギー、 E_{ou} は検査体積から流出するエネルギー、 q_f は摩擦によって空気から検査体積に与えられる熱エネルギー、そして q_c は空気の対流により損失する熱エネルギーである。

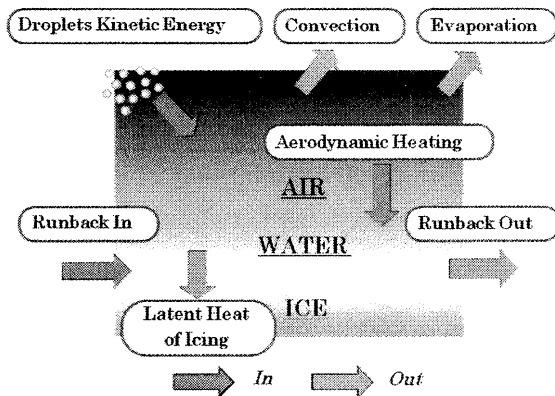


Fig.1 Schematic energy balance of ice accretion

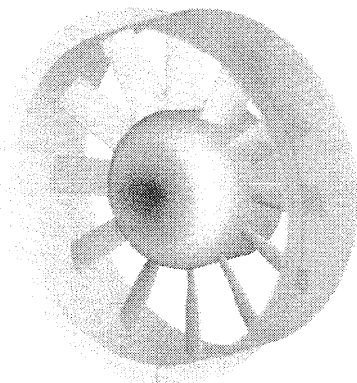
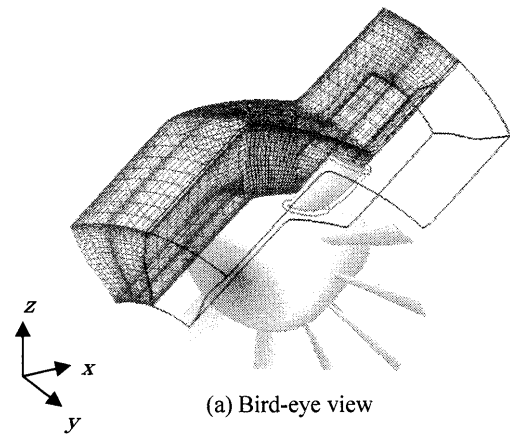


Fig.2 Computational target of fan

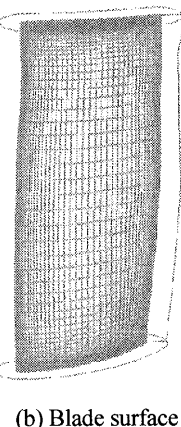
3. 計算条件

計算対象は図2に示す市販の軸流送風機(昭和電気製、快流シリーズ A2D6H-411)であり、モータ出力は11kW、定格回転数は2920 rpm、ケーシング内径は630 mm、流量は8.70 kg/sである。流入全圧は大気圧(101.3 kPa)と仮定している。流入全温は263.15 Kとする。水滴の暴露時間は5秒とし、大気中の水分含有量(Liquid Water Content, LWC)は1.02 g/m³とする。水滴の平均直径(Median Volume Diameter, MVD)は30 μmである。計算格子を図3に示す。この格子は重合格子法に基づき、流路に沿ったメイングリッド(図中青)と翼周りのサブグリッド(図中赤)で構成される。総格子点数は約150万点であり、このうちメイングリッドが約90万点、サブグリッドが約60万点である。

計算は回転を考慮した相対座標系で行われ、境界条件は次のように設定する。流入境界では全温・全圧・流入角度・乱れの諸量を固定し、流出境界では静圧を固定する。壁面は壁関数を用いた滑りなし・断熱条件を課す。周方向には周期条件を適用する。なお、今回は簡単のために、チップクリアランスを無視しており、ケーシング壁面のみ滑りあり・断熱条件を課している。



(a) Bird-eye view



(b) Blade surface

Fig.3 Computational grid

4. 結果と考察

4.1 動翼周りの流れ場

図 4(a)は着氷前の動翼まわりの流線である。色は流速を意味し、相対座標系で表示されている。この送風機は亜音速翼列であり、計算条件の範囲では、流入マッハ数で0.1以下、局所的なマッハ数の最大値で0.3程度に収まっている。図 4(b)に示す通

り、負圧面のハブ近傍で流れの剥離が見られる。これは半径方向の圧力差や遠心力等の外力により、流れが引き寄せられるため起こると考えられる。

4.2 水滴の軌道

図 5 に代表的な水滴の軌道のパターンを示す。なお、流れ場同様、相対座標系で示されている。図 5(a)は上面図であり、流入した水滴は、流れの影響

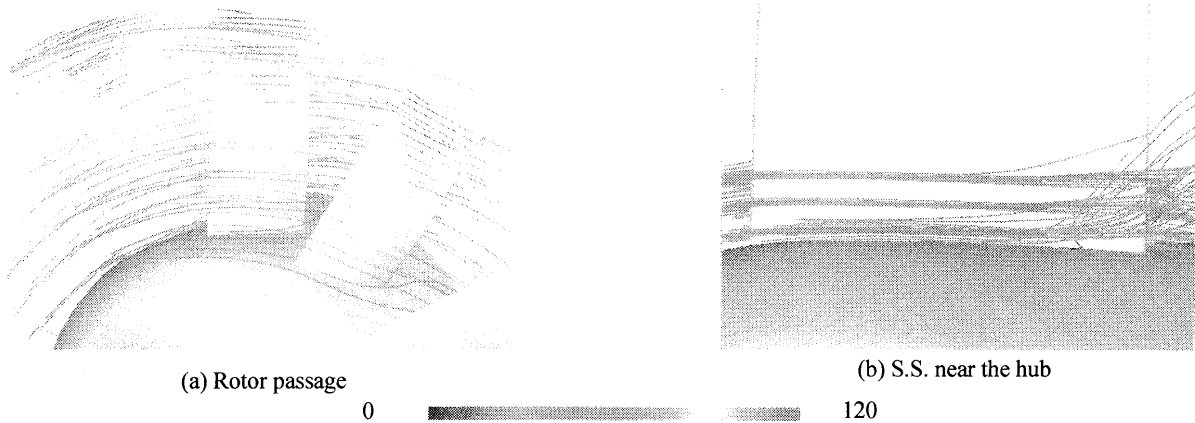


Fig.4 Streamline around the rotor blade [m/s]

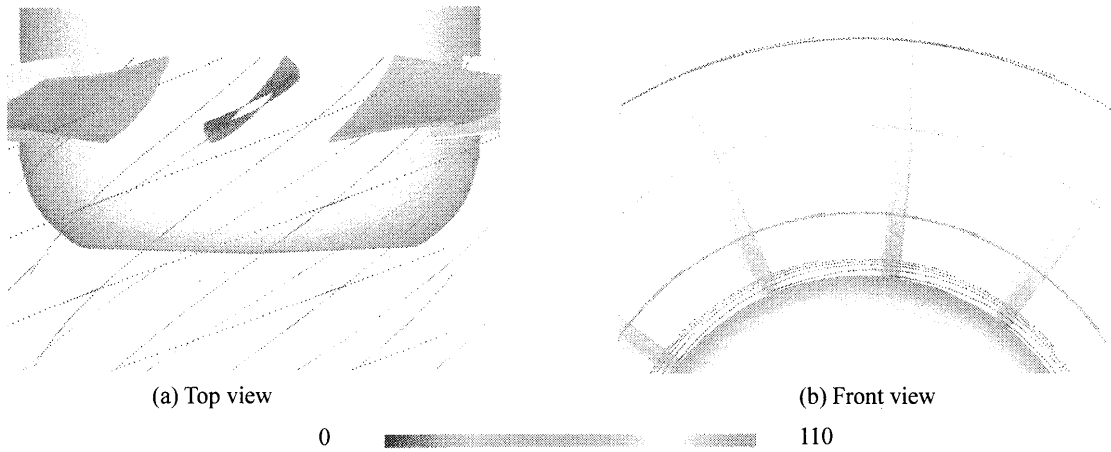


Fig.5 Droplet trajectory [m/s]

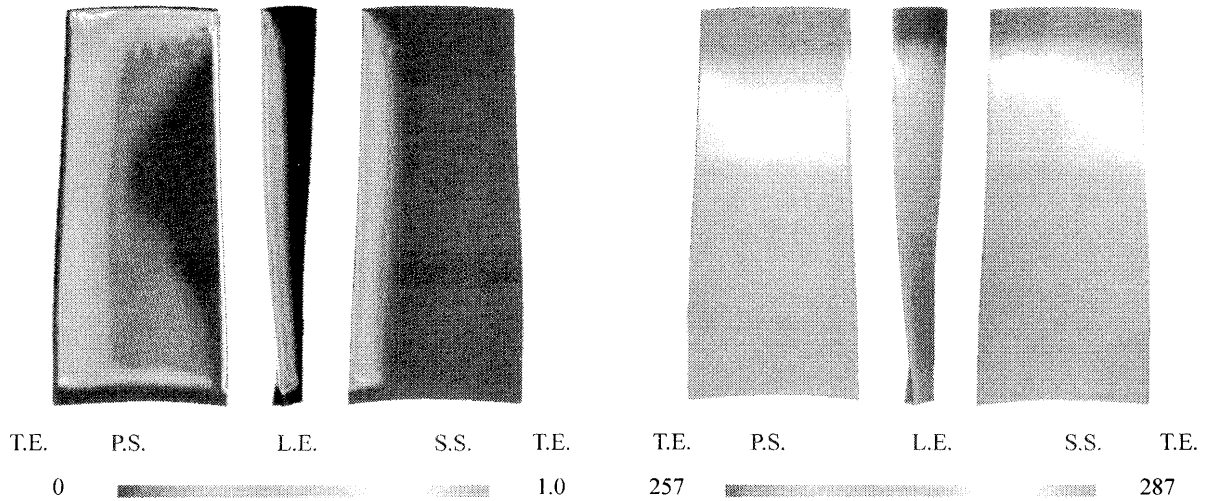


Fig.6 Collection efficiency on the blade wall

Fig.7 Wall temperature on the blade wall [K]

を強く受け、ハブ付近では低速であり、チップに近づくにつれて速度を増していることがわかる。図 5(b)に前面から見た軌道を示す。ハブ近傍では前述の剥離と遠心力の影響により半径方向に水滴が向かっている様子が伺える。またそれ以外の場所では、水滴は直進する傾向にある。これは流路方向の速度が上昇しているため、遠心力よりも慣性力の方が勝るからであると考えられる。

図 6 に壁面における水滴の収集効率を示す。収集効率は、その翼面位置における単位面積あたりの水分量を最大値で正規化して表している。すなわち、値が大きくなるにつれて、水滴の衝突数が多いことになる。図の左から正圧面、前縁、そして負圧面を表している。この図より前縁で水滴が顕著に衝突している様子が伺える。しかし、ハブ近傍では水滴の衝突がないこともわかる。これは前述の通り、流れの剥離と遠心力が軌道に影響を及ぼしたためであると考えられる。また、正圧面にも水滴の衝突が見られる。しかし、ミッドスパン前縁付近では水滴が衝突していない。これは、翼のねじれのために、衝突することなく流れに追従しているためだと考えられる。

4.3 着氷形状

図 8 に着氷の様子を示す。これより、着氷は前縁のハブから少し離れた部分に多く発生することが

わかる。これは前述の通り、前縁に水滴が多く衝突しているからである。また、チップに近づくにつれて着氷量は少なくなり、ケーシング近傍では全く着氷が発生していないことも見てとれる。これは、図 7 より、チップ付近では静温が水の凍結点(273.15K)よりも高いためである。なお、最大氷層厚さは 7.60 mm 程度であり、氷の総体積は $3.420 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ であった。

5. 結言

軸流送風機の動翼における着氷現象の三次元数値シミュレーションを行い、動翼における着氷現象を再現した。本研究により、以下の知見を得た。

1. 水滴はハブ近傍では半径方向に移動する。これにより、ハブ近傍では着氷が発生しない。
2. 着氷は、ハブから少し離れた前縁付近に顕著に発生する。
3. チップに近づくにつれて、翼面の静温が上昇するため、着氷量は減る傾向にある。

参考文献

- 1) Lower Hutt et al., Aircraft Icing Handbook, Civil Aviation Authority, 2000
- 2) Tran, P. and Brahim, M. T., Ice Accretion on Aircraft Wings with Thermodynamic Effects, AIAA 94-0605, 1994
- 3) 川上, 鈴木, 山本, 大塚, 室岡, 水田, 第 37 回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2009), 61-66

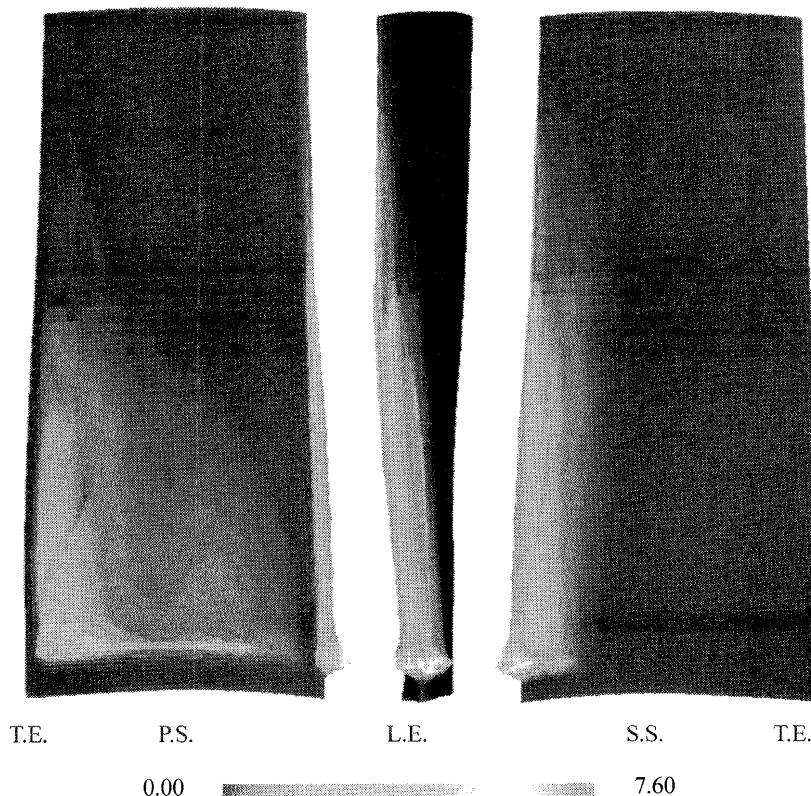


Fig.8 Ice Geometry and ice thickness [mm]

マイクロジェット噴射による超音速ジェット騒音の抑制

*岡田 隆一(東京大学大学院), 渡辺 紀徳, 鵜沢 聖治, 姫野 武洋(東京大学), 大石 勉(IHI)

Supersonic Jet Noise Suppression with Microjet Injection

*Ryuichi OKADA(School of Engineering, Univ. of Tokyo), Toshinori WATANABE, Seiji UZAWA, Takehiro HIMENO(Univ. of Tokyo) and Tsutomu OISHI(IHI)

ABSTRACT

Jet noise reduction is one of essential issues to realize environmentally-friendly and highly-efficient supersonic jet propulsion system. In the present study, experimental and numerical investigations were conducted in order to clarify the effect of microjet injection on supersonic jet noise. The experiments were focused on supersonic jet with Mach number of 1.49, generated from a rectangular nozzle with high aspect ratio. The microjet injection angle was set to 90 degrees against the main jet axis. Far field acoustic measurements were conducted for the jet noise in the cases with and without microjet injection, and the noise reduction up to 7.5 dB was obtained. Flow field visualization and CFD analysis were also performed to study the mechanism of noise reduction from aerodynamic point of view.

Key words: Jet Noise, Supersonic Jet, Active Control, Microjet Injection

1. はじめに

次世代環境適合型ジェットエンジンの開発において、ジェット騒音の低減は重要な技術課題である。ジェット騒音を低減する手段として、主流ジェットに対して微小流量のジェットを吹き付け、音響場を能動的に制御するマイクロジェット噴射が提案されている。亜音速ジェットエンジンへの適用を目的とした研究が数多く実施されている一方で、主流ジェットを超音速とした場合には、マイクロジェットの有効性が報告されているものの、詳細な音響場や流れ場の調査が不十分である。本研究では主流を超音速ジェットとして、マイクロジェットの最適な噴射方法の確立と騒音低減要因の解明を目標に、実験と流れ場の数値解析を実施している¹⁾²⁾³⁾。

アスペクト比約 10 の矩形ジェットに対して、ノズル出口付近において、ノズル長辺側内壁面から垂直にマイクロジェットを噴射したところ、最大約 7.5dB の騒音低減効果が得られた。この時、主流に対するマイクロジェットの流量比は約 1.0%であった。また、流量比が 0.5%未満でも 5dB 程度の低減効果が確認された。

マイクロジェットによる騒音低減の物理的要因を明らかにするために、シャドウグラフ法を用いた流れ場の可視化実験や数値解析を実施した。こ

こでは流れ場への影響を調査した結果について、騒音に対する効果と併せて報告する。

2. 実験装置および実験方法

実験は Fig.1 に示す無響室内で行った。最高圧力 0.83MPa の圧縮機により圧縮空気が生成され、高圧タンクに溜められた後無響室内に導かれる。その後流路は 2 つに分かれ、調圧弁により主流ジェットとマイクロジェットの設定圧をそれぞれ独立に設定出来るようになっている。無響室内に設置されたジェットノズルは Fig.2 及び Fig.3 に示すように幅 72mm、スロート高さ 6mm、出口高さ 7.7mm の矩形ラバールノズルである。ただし、Fig.2 では側壁を取り除いて表示している。

マイクロジェット用に分岐した空気は、調圧弁や質量流量計を通った後、主流ノズル付近に設け

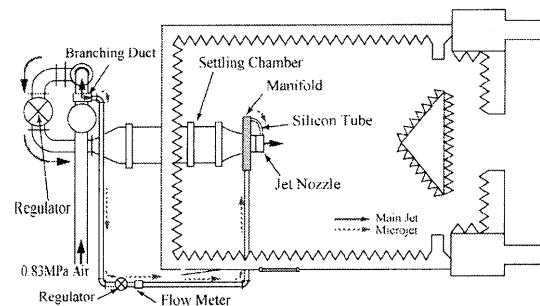


Fig.1 Anechoic chamber

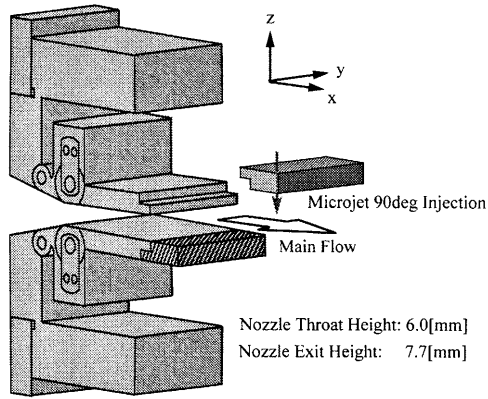


Fig.2 Overall view of nozzle

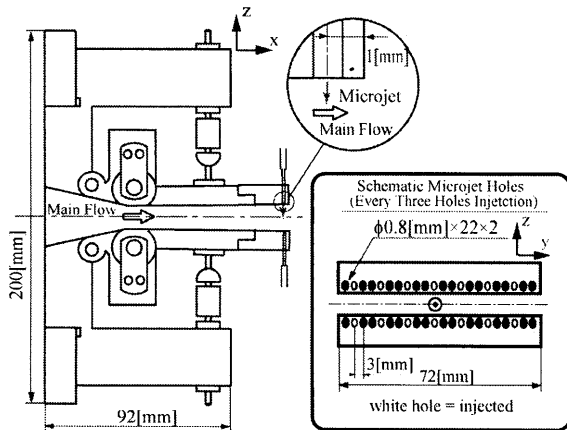


Fig.3 Configuration of 2-D nozzle and microjet holes

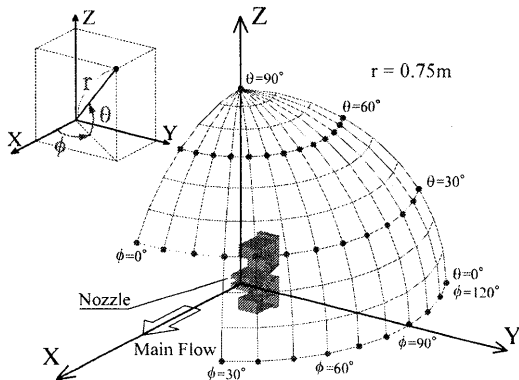


Fig.4 Coordinate system and measurement points

られたマニホールドに導かれる。マニホールドで流れを淀ませることにより、マイクロジェットの本数分に全圧を測定できる。その後、マイクロジェットの本数分に分岐させ、直径1mmのシリコンチューブを用いて噴射口まで導いた。

Fig.2の斜線で示したノズル長辺側の出口リップ部はマイクロジェット噴射用に着脱可能であり、噴射角等の噴射条件を変更することができる。本報では、より少ない流量で騒音低減が達成された¹⁾、ノズル出口から1mm上流の境界層に垂直に噴

Table 1 Mass flux ratio (every three holes injection)

Microjet \ Main	$P=0.41\text{MPa}$ ($M=1.49$)
$P_m=0.20\text{MPa}$	0.26%
$P_m=0.51\text{MPa}$	1.0%

射したケースに着目する。マイクロジェット噴射口は長辺側に上下22個ずつ配置されており、出口径は0.8mmである(Fig.3)。

実験ではマイクロジェット噴射による音響場の変化を把握するため、Fig.4に示す主流ジェットを囲む計測点を設定した。ノズル出口を中心とした $r=0.75\text{m}$ の球面上において、図中に示すように角度 θ と ϕ を定義し、 $\theta: 0\sim 90\text{deg}$ 、 $\phi: 0\sim 120\text{deg}$ の範囲で計測を行った。但しマイクロホンが主流の影響を受ける $\theta<30\text{deg}$ かつ $\phi<30\text{deg}$ の範囲では計測を行っていない。得られた音圧データをFFTアナライザにより周波数解析し、マイクロジェット噴射によるスペクトルの変化を調べた。計測方法の詳細は文献3)を参照されたい。

また、マイクロジェットが流れ場に及ぼす影響を観測するため、シャドウグラフ法を用いて流れ場の可視化実験を行った。

3. 実験条件

主流設定圧(P)を変化させ、主流ジェットのマッハ数を1.07から1.49まで変えた実験を行った。ここでは、主流を最もマイクロジェットの効果が見られた設定圧0.41MPa、出口マッハ数1.49のジェットとした場合の結果について示す。この条件下では、ノズル出口静圧と大気圧の比は1.08であり、弱い不足膨張状態となる。マイクロジェット設定圧(P_m)及び噴射口数を変化させることで、主流ジェットとマイクロジェットの質量流量比(ψ)を変化させた。Table 1に最も効果のあった噴射パターンである2つおきの噴射口から噴射した場合の、主流ジェットに対するマイクロジェットの質量流量比を示す。主流ジェット流量にはノズルスロート部の断面積と整流筒での計測全圧から理論的に算出した値を用い、マイクロジェット流量には流量計での実測流量を用いた。

4. 結果および考察

4.1 音響場に対するマイクロジェットの効果

Fig.5はマッハ数 $M=1.49$ の主流ジェットから発生する騒音を $\theta=0, 30, 60\text{deg}$ の計測面上で計測した結果を示している。図中では、角度軸は角度 ϕ の値を、動径軸は全周波数帯域において音圧レベルを積分

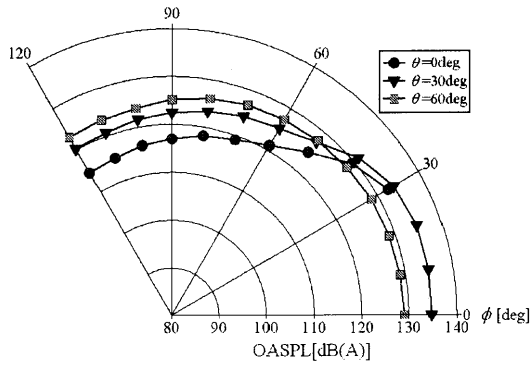


Fig.5 OASPL distribution on $\theta=0, 30, 60$ deg plane (w/o microjet)

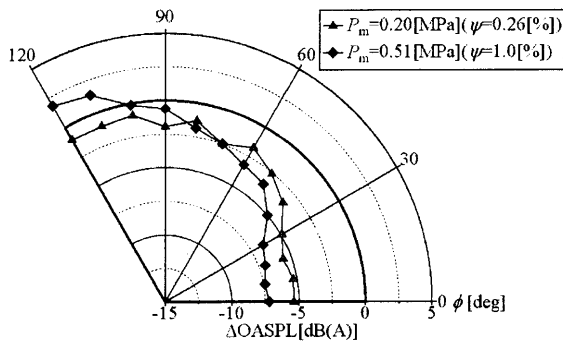


Fig.6 Δ OASPL distribution on $\theta=30$ deg plane

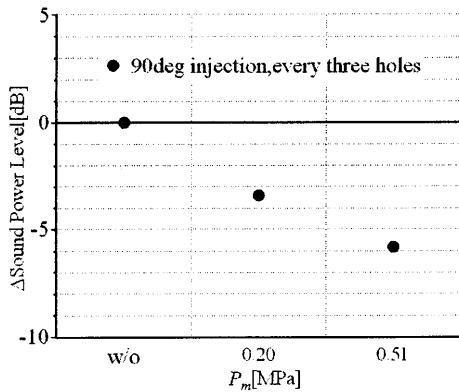


Fig.7 Sound power level
 $P_m=0.20$ MPa: $\psi=0.26\%$
 $P_m=0.51$ MPa: $\psi=1.0\%$

した全音圧レベル(OASPL)をプロットしている。この図から、 ϕ が0degに近いほど、すなわちジェット下流方向の計測点においてOASPL値が高いことがわかる。このような音響場を形成する主流ジェットに対してマイクロジェットを噴射した。

Fig.6にマイクロジェットを主流ジェットに対して90degの角度で2つおきの噴射口から噴射したときのOASPL値の変化量を示す。計測面は $\theta=30$ degである。図中の動径軸はOASPL値の変化量を表しており、負の値が騒音低減を意味している。Fig.6の

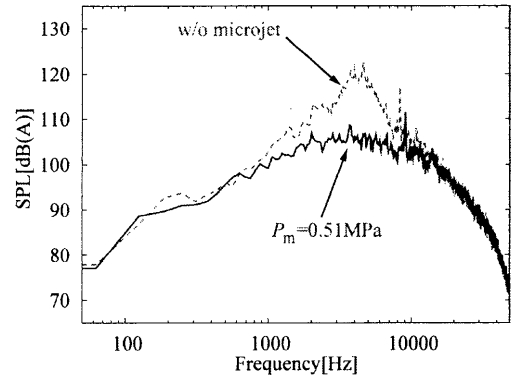


Fig.8 Power spectrum at $\theta=30$ deg, $\phi=0$ deg

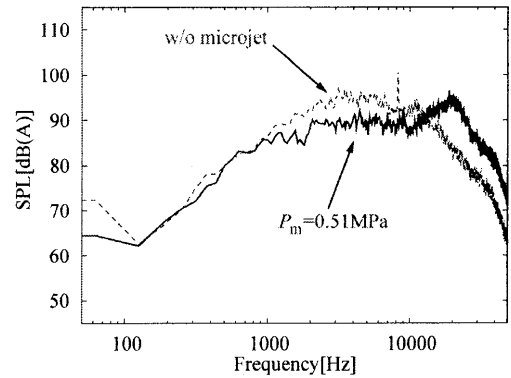


Fig.9 Power spectrum at $\theta=30$ deg, $\phi=120$ deg

$P_m=0.51$ MPaの場合、 $\phi=0$ degの計測点において約7.5dBの低減が達成されていることがわかる。また、噴射圧を $P_m=0.20$ MPaとして質量流量比を0.26%とした場合でも、約5dBの騒音低減効果が得られている。しかしジェット上流方向の計測点($\phi=90$ deg)では、噴射圧 $P_m=0.51$ MPaの場合にマイクロジェット噴射によってOASPL値が増加していることが確認できる。

Fig.7はマイクロジェットによる音響パワーレベルの変化分を噴射圧に対して表示した図である。音響パワーレベルを、計測面を通過して周囲大気に放出される音響エネルギーとして定義し、次式によって算出した。

$$PWL = 10 \log_{10} \left\{ \frac{7/12 \pi r^2}{\rho a \times 10^{-12}} \right\} + 10 \log_{10} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left((2.0 \times 10^{-3})^2 \times 10^{\frac{OASPL_i}{10}} \right) \right\} [dB]$$

ここで $7/12 \pi r^2$ は計測面の面積、 ρ 及び a は媒質(空気)の密度及び音速、 n は計測点数で、OASPL_i は各計測点における OASPL 値である。マイクロジェットの噴射圧が高い場合には、ジェット上流方向の計測点でOASPL値の若干の上昇が見られたものの(Fig.6)、全ての計測点で音圧を積分しても約5dBの低減効果が得られていることがわかる。

Fig.8, Fig.9にマイクロジェットの有無によるス

ペクトルの違いについて示す。Fig.8 はジェット下流にあたる $\theta=30\text{deg}, \phi=0\text{deg}$, Fig.9 はジェット上流にあたる $\theta=30\text{deg}, \phi=120\text{deg}$ の計測点で計測したスペクトルである。いずれもマイクロジェットの噴射圧を $P_m=0.51\text{MPa}$ に設定した場合とマイクロジェットなしの場合を比較している。

マイクロジェットを噴射していない場合のジェット上流におけるスペクトル(Fig.9 点線)を見ると、乱流混合騒音の特徴であるなだらかな山状のスペクトル形状を有しており、ジェット上流方向に指向性を持つとされる衝撃波関連騒音⁴⁾の広帯域ピークを確認することはできない。調査した設定圧 $P=0.41\text{MPa}$ の主流は弱い不足膨張ジェットであるために、適正膨張ジェットの特徴を有するスペクトルになったと考えられる。超音速矩形ジェットから発する騒音についてパラメトリックに調査した Ponton ら⁵⁾のデータと比較しても、 $P=0.41\text{MPa}$ の主流から発生する騒音は適正膨張状態のスペクトルの特徴を有していると言える。

上述のような音響場に対してマイクロジェットを噴射した場合、ジェット下流方向(Fig.8)では、 4kHz 付近にピークを持つスペクトル帯域が大幅に低減され、 8kHz 付近のジェットスクリーチ音が高周波側にシフトしていることがわかる。一方ジェット上流方向の計測点(Fig.9)では、マイクロジェットを噴射することにより、 4kHz 付近で広帯域騒音の低減が見られるものの、高周波帯域で音圧が顕著に上昇していることがわかる。

4. 2 マイクロジェットによる流れ場の変化

4. 2. 1 時間平均流れ場の様相

マイクロジェットがショック構造や混合層に及ぼす影響についての知見を得るため、シャドウグラフ法によって時間平均流れ場を撮影した。

Fig.10にマイクロジェットなし状態の時間平均流れ場を示す。Fig.10の上方の画像は、 xy 断面すなわちノズルの長辺方向を撮影したもので、画像中にはノズル長辺方向長さの約半分が表示されている。主流ジェットと周囲大気間に形成されたせん断層(図中A)や、ノズル出口から発生した膨張波を確認することができる。一方、下方の画像はノズルの xz 面(ノズル短辺側)を撮影したもので、弱いショックセル構造やせん断層を確認できる。

2つおきの噴射口から $P_m=0.51\text{MPa}$ の噴射圧で噴射した場合の撮影結果を Fig.11 に示す。Fig.11 はマイクロジェットを噴射していない状態を示した Fig.10 と同じ範囲を撮影している。下方の画像から、マイクロジェットを噴射することによって、噴射

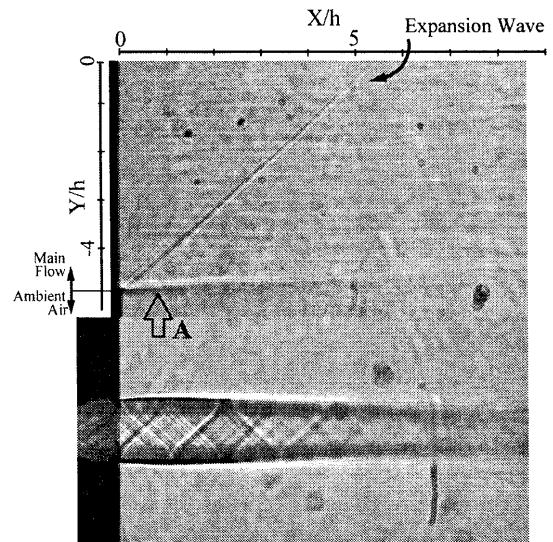


Fig.10 Shadowgraph picture (w/o microjet)

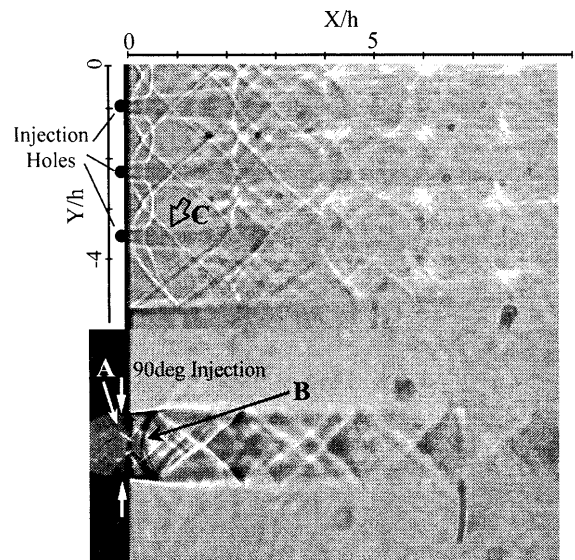


Fig.11 Shadowgraph picture (90deg every three holes injection, $P_m=0.51\text{MPa}$)

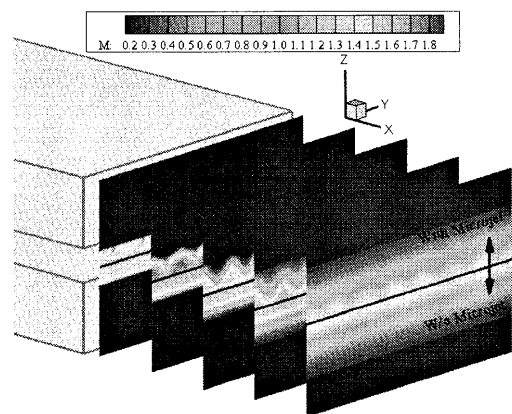


Fig.12 Mach number contours at yz cross-section of several stations^{2,3)}

{ Upper contour: $P_m=0.51\text{MPa}$
Lower contour: w/o microjet }

口付近にバウショック(図中 A)やマッハ衝撃波(図中 B)等の強いショック構造が形成されていることがわかる。また、下流においても Fig.10 に比べてショック構造が強くなっている様子が確認できる。

長辺方向を撮影した上方の画像では、マイクロジェット噴射口の下流と噴射口がない部分の下流で、濃淡をはっきりと区別することができるような流れ場になっており、混合層の発達が生じた方向に非一様であることがわかる。また、マイクロジェットによって形成された噴射口付近の衝撃波による影響が、両隣のマイクロジェット噴射口下流の流れ場にまで影響を及ぼしており(図中 C)、複雑な構造になっていることがわかる。Fig.12 は RANS による定常解析を行った結果²³⁾で、ジェット軸すなわち x 軸に垂直な各断面におけるマッハ数分布を示している。上半分はマイクロジェット噴射時の、下半分はマイクロジェットなし状態のマッハ数分布である。マイクロジェットを噴射した場合には、混合層が波状の形状に変化しており、Fig.11 でも示唆されたように、混合層が長辺方向に非一様化していることがわかる。

4. 2. 2 ジェットの非定常挙動

続いて、流れ場の非定常挙動を調査するためにハイスピードカメラを用いた流れ場の可視化実験

を行った。ハイスピードカメラとして、(株)Photron 社製 FASTCAM-APX RS を用い、シャッタースピードは $1/153000\text{sec}$ 、フレームレートは 36000fps に設定して撮影を行った。

Fig.13 にマイクロジェットなし状態におけるノズル短辺方向の流れ場を撮影した結果を示す。図中には 5 フレーム分を示している。Fig.14 はマイクロジェット噴射時の流れ場であり、マイクロジェットを 2 つおきの噴射口から $P_m=0.51\text{MPa}$ の圧力で噴射した場合の結果である。

Fig.13 ではジェットせん断層が大規模に振動している様子を確認できるが、マイクロジェットを噴射した場合の流れ場である Fig.14 では、せん断層の振動が抑制されている様子が見られる。一般的に主流ジェットが大規模で周期的な運動を起こすとスクリーチ音が発生すると言われており、このような振動を抑制する効果が遠方場におけるスクリーチ音に影響を及ぼしたと考えられる。

また、Fig.13 の図中に示した箇所にはせん断層内を発達しながら下流へ移流する大規模構造乱れが確認できる。一方 Fig.14 では大規模構造乱れの発達が抑制されていることがわかる。マイクロジェット噴射によって長辺方向に一定の間隔で運動量を付加し、せん断層の形状を Fig.12 のように波状に変化させることで、大規模構造乱れの発達を

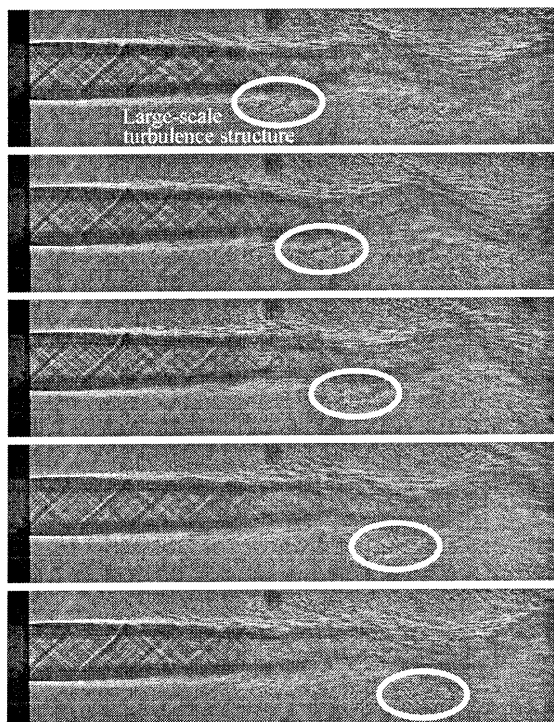


Fig.13 Instantaneous shadowgraph pictures in the case without microjet ($\delta t=1/36000\text{sec}$)

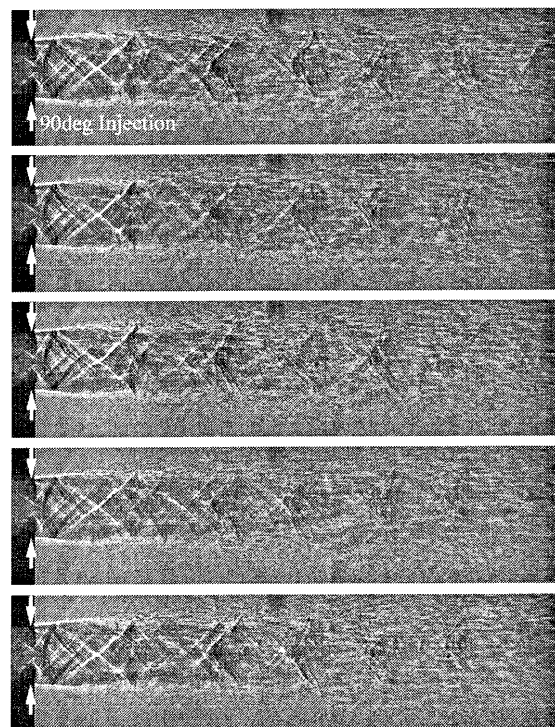


Fig.14 Instantaneous shadowgraph pictures in the case with microjet ($\delta t=1/36000\text{sec}$)

抑制したものと推察される。Tam ら⁶⁾は大規模構造乱れがピーク騒音(Fig.8 においては 4kHz 付近のスペクトル帯域)の騒音源であるとしていることを踏まえると、4kHz 付近の騒音を大幅に低減した原因は、マイクロジェットによって大規模構造乱れの発生が抑制されたためであると推測できる。一方、Fig.9 の高周波帯域において騒音増加が見られるが、これはマイクロジェット噴射によって、大規模な乱れから微細な乱れにスケールが変化したことに起因しているものと予想される。

しかし、高周波帯域での騒音増加がジェット下流方向の計測点では計測されない理由や、Fig.11 のようにショック構造が強化されたにも関わらず衝撃波関連騒音が発生しない理由など、依然不明な点が多い。今後これらを明らかにするため、より詳細な計測や、URANS あるいは LES による流れ場の非定常解析を実施する。また、推力損失への影響も今後調べる必要がある。

5. 結言

$M=1.49$ の主流ジェットに対して、ノズル内部で 90deg の角度でマイクロジェットを噴射した場合に、マイクロジェットが音響場と流れ場に及ぼす影響について、実験と数値解析を用いて調査した。得られた結果は以下にまとめられる。

- (1) ノズル内において、主流に対して垂直にマイクロジェットを噴射したところ、流量比1%で最大約7.5dBの騒音低減量が得られた。噴射圧を変化させ、流量比を0.5%以下としたケースでも最大約5dBの騒音低減効果が得られた。
- (2) マイクロジェットは衝撃波関連騒音、マッハ波をジェット下流方向においては低減させるが、ジェット上流方向では高周波帯域の乱流混合騒音を逆に増大させることがわかった。
- (3) 流れ場の可視化結果や数値解析結果から、マイクロジェットによってショック構造が強化され、混合層の形状がノズル長辺方向に非一様化することがわかった。
- (4) マイクロジェット噴射によって、ジェットせん断層の大規模な振動と、大規模構造乱れの発達を抑制できることがわかった。

謝辞

本研究には科学研究費 基礎研究B(課題番号 20360381)の援助を受けた。ここに記して謝意を表す

る。

参考文献

- 1) 渡辺紀徳, 岡田隆一, 鶴沢聖治, 姫野武洋, 大石勉, 「マイクロジェットを用いた超音速ジェット騒音低減の実験的検討」, 第36回ガスタービン学会定期講演会 講演論文集, (2008), pp.149-154.
- 2) 岡田隆一, 渡辺紀徳, 鶴沢聖治, 姫野武洋, 大石勉, 「マイクロジェット噴射による超音速ジェット騒音低減に関する研究」, 2010年度日本航空宇宙学会年会講演会(CD-ROM), (2010), pp.216-222.
- 3) Okada R., Watanabe T., Uzawa S., Himeno T. and Oishi T.: "Investigation of Microjet Injection for Reduction of Supersonic Jet Noise", ASME Turbo Expo 2010, (2010),GT2010-23036.
- 4) Tam C. K. W.: "Supersonic Jet Noise", Journal of Fluid Mechanics, (1995), vol.27, pp17-43.
- 5) Ponton M.K. Manning J.C. and Seiner J.M.: "Far-Field Acoustics of Supersonic Rectangular Nozzles With Various Throat Aspect Ratios", NASA Technical Memorandum 89002, (1986).
- 6) Tam C. K. W., Viswanathan K., Ahuja K.K. and Panda J.: "The sources of jet noise: experimental evidence", Journal of Fluid Mechanics, (2008), vol.615, pp253-292.

【研究報告】

A-5

ピンフィンの傾斜がタービン翼冷却に及ぼす影響に関する研究

*竹田 敏広（東京農工大），馬場 隆弘（IHI），山根 敬（JAXA）

Study on the Effects of Pin Inclination in Convection Cooling for Turbine Blade

*Toshihiro TAKEDA(Tokyo Univ. of A. and T.), Takahiro BAMB(AIHI) and Takashi YAMANE(JAXA)

ABSTRACT

For the improvement of thermal efficiency of gas turbine engines, it is necessary to increase turbine inlet temperature. Blade cooling technologies have been adapted to protect the components from hot gas. Short pin fins are often used to increase the heat transfer to the coolant inside the trailing edge of turbine blade. The effects of pin inclination have been reported by measuring local heat transfer distribution of only single pin or pin fin arrays especially at endwalls.

In this study we focus on the effects of pin inclination for overall cooling performance including heat conduction between the pins and endwall. High temperature wind tunnel was used to measure cooling effectiveness of four test pieces with different pin fin arrays. The experiments were performed in the range of $4,000 < Re_D < 46,000$. The measured data suggest that the streamwise inclination $\theta = -45^\circ$ (upstreamwise) is more effective (+5%) than the other arrangements ($\theta = 0^\circ, +45^\circ, \pm 45^\circ$). The inclined pin show about 30% less pressure loss than that of the perpendicular pin in spite of almost the same averaged cooling effectiveness.

Key words: Turbine internal cooling technologies, Inclined pin fin arrays, Cooling effectiveness

1. はじめに

ガスタービンは航空用エンジンや発電用原動機として幅広く使われており，環境負荷の低減を背景に熱効率や燃費の向上が求められている．熱効率の向上にはタービン入口温度（TIT：Turbine Inlet Temperature）を上昇させることが求められるが，そのためには高温ガスに曝されるタービン翼の耐熱性を高める冷却技術が必須となる．過度の冷却は TIT 増加による系全体の熱効率の向上を阻害するため，可能な限り少ない冷却空気量で効率的に部材を冷却しなければならない．

本研究では，タービン翼の後縁部分の内部冷却に用いられるピンフィン冷却に着目する（Fig.1）．タービン翼に用いられる短いピンについては，ピン形状や配列を変えた報告例はあるが^[1]，ピン傾斜の影響に関する報告は少ない．Choi ら^[2]は縦横比 H/D が 2.7 の単独傾斜ピンについて過渡応答法によるエンドウォールの熱伝達率計測，油膜法による可視化，流れベクトル計測を行い，ピンの傾斜により流れ場の構造やエンドウォールの熱伝達率分布が大きく影響を受けると報告している．Chyu ら^[3]は H/D が 1.0 の傾斜ピンフィン群について過渡応答法による熱伝達率計測と圧力損失評価を行い，

ピンの傾斜と共に壁面の熱伝達は悪化し，摩擦係数は減少することを示した．しかしこれらの伝熱実験では，ピンとエンドウォール間の熱伝達の効果の検証が十分ではない．

本研究では傾斜ピンフィン試験体について高温風洞と IR カメラを用いた伝熱実験を行った．ピンとエンドウォール間の熱伝達を含めた総合的な冷却性能を評価し，ピン傾斜方向操作による後縁部冷却最適化の可能性を検討した．併せて試験体に圧力孔を設け，圧力損失についても評価した．

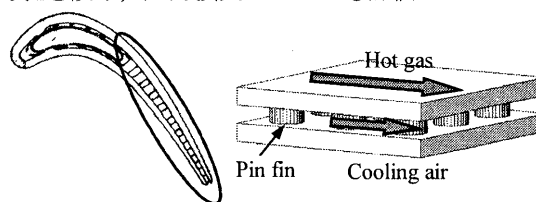


Fig.1 Pin fin cooling structure

2. 実験装置および実験方法

タービン翼後縁部におけるピンフィン冷却構造を模擬した試験体の伝熱実験を行った．作製した試験体を Fig.2 に示す高温風洞に設置し，高温ガスに曝される試験体壁面温度を IR カメラで計測することで冷却効率を算出する．

Fig.2 において、圧縮機で駆動された空気は主流と冷却空気に分岐し、主流はテストセクション上流の燃焼器で加熱され、幅 103.5 mm、高さ 40 mm の矩形形状テストセクションに流入する。ピンフィン試験体はテストセクション壁面に外側から埋め込むことで、主流に対して平行に設置する。試験体は Fig.3 と Fig.4 に示すように箱状になっており、主流壁面に埋め込んで主流に曝される面と蓋材とでピンフィン群を挟んだ二重平板状である。冷却空気は試験体を挟んで主流と反対側から供給され、蓋のスリットから試験体内部に流入し、ピンフィンを通り、試験体後部のスリットから主流に排出される (Fig.3)。試験体の主流側表面 (84 mm × 84 mm) には表面に黒体塗料を塗布してあり、主流の高温ガスに曝される (Fig.3(b))。主流をまたいで試験体の反対側にセレン化亜鉛製の観測窓を設置し、IR カメラ (NEC Avio TS9260, 検出素子数 640 × 480) を用いてこの主流側の試験体壁面温度 T_w [°C] を計測する。一方、K 型熱電対を用いてテストセクション手前の主流温度 T_g [°C]、試験体流入前の冷却空気温度 T_c [°C] を計測している。

ピンフィン試験体は、冷却空気流路に対して垂直に設置したものを基準 (Pin1, $\theta = 0^\circ$) とする。ピン高さ $H = 4.0$ mm、直径 $D = 4.0$ mm でピン縦横比は $H/D = 1.0$ 、スパン方向間隔は $S/D = 2.5$ 、流れ方向間隔は $X/D = 2.5$ で 5 列千鳥配置である。加えて、ピン径と高さは一定のまま、全てのピンがエンドウォール (計測側の板) に対して流れ方向に前方と後方に傾斜した試験体 (Pin2, $\theta = -45^\circ$)、(Pin3, $\theta = +45^\circ$)、流れ方向に交互に傾斜した試験体 (Pin4, $\theta = \pm 45^\circ$) の全 4 種類を用意した (Fig.4)。ピンはエンドウォールと一体で製作し、ピンとエンドウォール間の熱伝導も考慮した実験を行う。一方、冷却空気流入側の蓋材は断熱材製で、ピン端面とは接触接合となっている。蓋材には圧力孔を 2 箇所設置し、ピン出入口の静圧を計測して圧力損失を評価した。

試験条件は、実機条件の温度比約 2.1 を模擬して主流温度 350°C、冷却空気温度は室温とした。4 種類の試験体に対して主流流量を 0.5 kg/s 一定とし、冷却空気質量流量を主流に対して 0.5% ~ 6.0% まで変化させ、各温度と圧力計測値の定常状態を確認して計測を行った。このときの冷却空気側 Reynolds 数は、代表長さをピン直径 D [m]、代表速度をピン間最大流速 U_{max} [m/s] にとると $Re_D = 4.0 \times 10^3 \sim 4.6 \times 10^4$ であり、実機条件の範囲内にある。一方、冷却流路側の Biot 数は $Bi = \sim 0.2$ であり、実機より 3 割ほど小さいと見積もられる。

冷却性能は以下に示す無次元温度で表される冷却効率を用いて評価した。IR カメラの計測画像を位置補正してピクセル毎に局所冷却効率を算出し、ピンフィン群全体もしくはスパン方向に空間平均した平均冷却効率を求めた。

$$\eta = \frac{T_g - T_w}{T_g - T_c} \quad (1)$$

ただし、 T_g [°C] は主流温度、 T_w [°C] は試験体壁面温度、 T_c [°C] は冷却空気温度である。

圧力損失は Fanning の管摩擦係数に基づく式(2)を用いて評価した。

$$f = \frac{\Delta P}{2\rho U_{max}^2 N} \quad (2)$$

ただし、 ΔP [Pa] は静圧孔間圧力差、 ρ [kg/m³] は冷却空気密度、 U_{max} [m/s] はピン間最大流速、 N [-] は流れ方向ピン列数である。

なお、Reynolds 数は下式で定義する。

$$Re_D = \frac{m_c D}{\mu A_{min}} \quad (3)$$

ただし、 m_c [kg/s] は冷却空気質量流量、 D [m] はピン直径、 μ [Pa · s] は空気の粘性係数、 A_{min} [m²] はピンフィン流路最小断面積である。

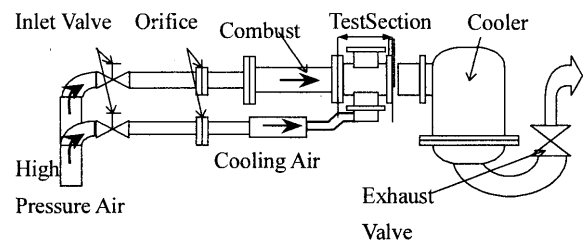
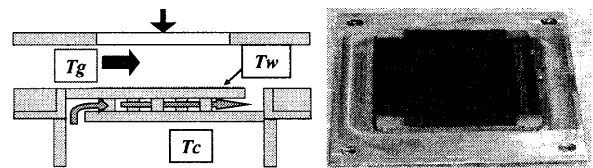


Fig.2 High temperature wind tunnel (JAXA)



(a) Schematic of test section (b) Measurement surface

Fig.3 Test section

3. 実験結果および考察

3.1 冷却効率

$\theta = 0^\circ$ 、 $Re_D = 3.0 \times 10^4$ における冷却効率分布を Fig.5 に例として示す。主流側からエンドウォールを計測した各画像について位置合わせを行い、5 列のピンを含む 50 mm × 50 mm の領域を示している。円状に冷却効率の高い部分が各所に見られ、ピン

内部の熱伝導が構造全体の冷却に寄与していることがわかる。

Fig.5 で点線で囲んだ領域の平均冷却効率を比較する (①). Fig.6 にレイノルズ数に対する平均冷却効率の変化を示す. エラーバーは 95%信頼区間である. 冷却空気流量が増加し, レイノルズ数が増加するほど, 冷却効率は単調増加する. 他の 3 つの試験体と比べて $\theta = -45^\circ$ が 5%程度大きい.

各試験体を詳しく比較するため, Fig.5 において点線で囲んだ領域をスパン方向に平均した (②), 流れ方向についての冷却効率分布を Fig.7 に示す. 全ての試験体について, 冷却効率は 3~4 列目で最大になる.

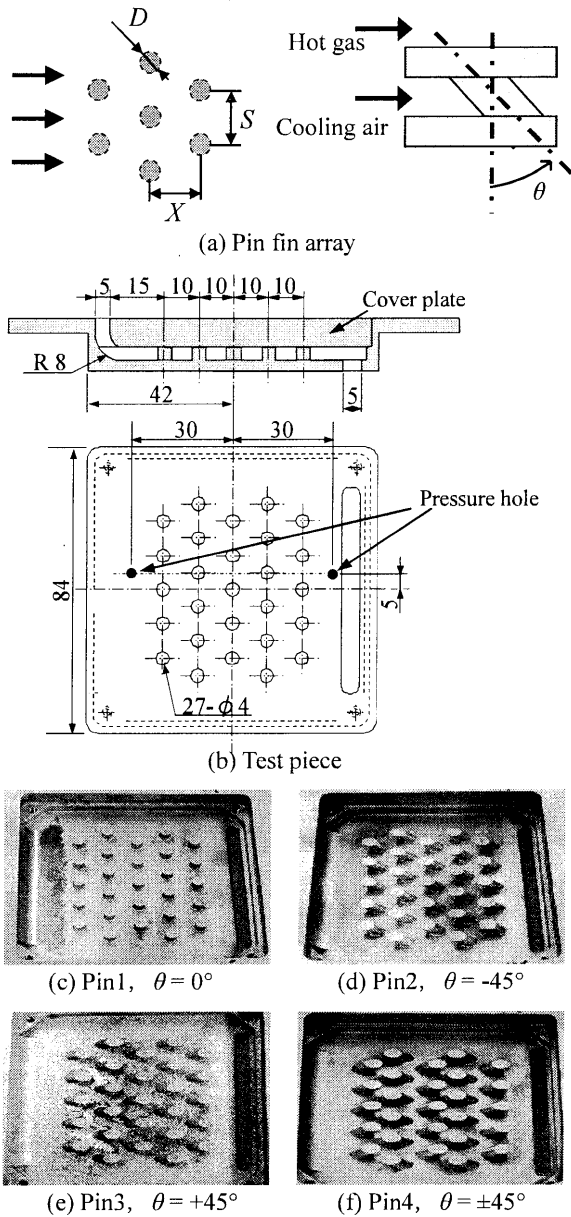


Fig.4 Test piece (pictured from cooling air duct side without cover plate. Cooling air flows from left to right)

ピン傾斜の違いを見ると, $\theta = -45^\circ$ はピン群入口で冷却効率が低い. 2 列目以降では, $\theta = +45^\circ$ が若干低い冷却効率を示す. 冷却効率が 3~4 列目で最大値をとる理由は, ピンによる乱れ強度の流れ方向への増加と, 温度境界層の発達とが折り合う結果だと考えられ, 他の報告^[1]に沿う結果である.

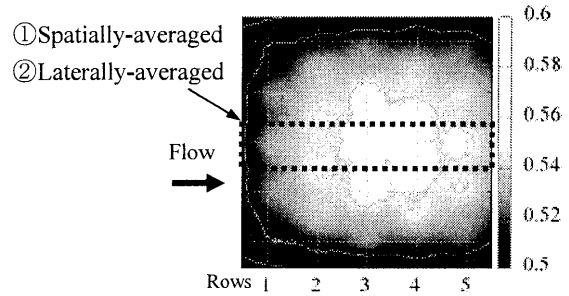


Fig.5 Cooling effectiveness η (Pin1, $\theta = 0^\circ$)

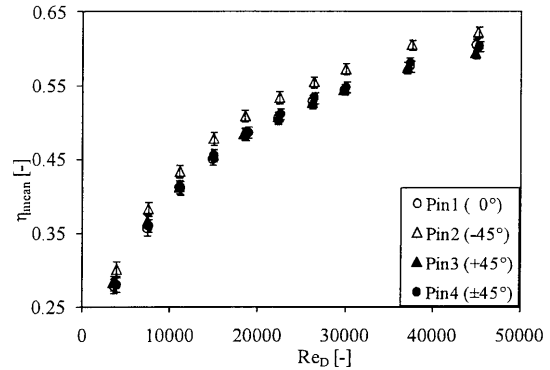


Fig.6 Mean cooling effectiveness η_{mean}

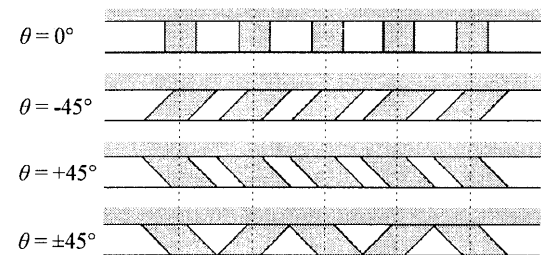
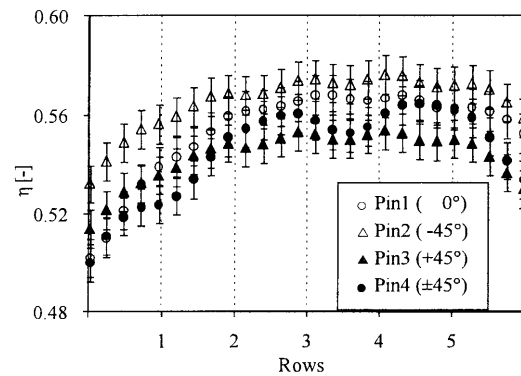


Fig.7 Streamwise η (Laterally-averaged, $Re_D = 3.0 \times 10^4$)

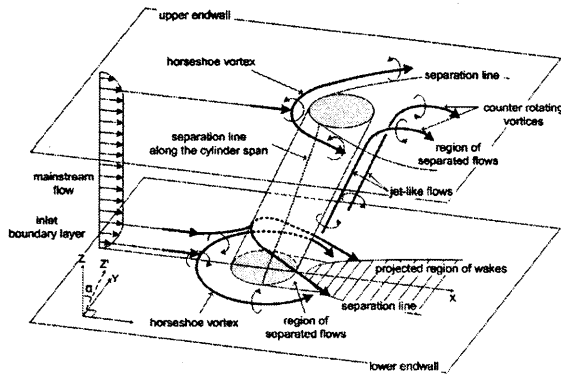


Fig.8 Schematic of the time-averaged flow features around a cylinder confined between endwalls with a finite inclined angle^[2]

ピン傾斜による傾向の違いについては、Choi ら^[2]の実験が結果を良く説明する。彼らは実験により、円柱をエンドウォールに対して前方に傾斜した場合、前縁よどみ点付近のエンドウォールの高熱伝達率領域は大きくなり、絶対値も増加するとの結果を得ている。Fig.8の上側流路壁について、ピン前方付近の熱伝達が増加することで冷却空気への伝熱が促進され、Fig.7においてピン群入口付近の冷却効率が高くなったと考えられる。

3.2 摩擦係数

Fig.9にレイノルズ数に対する摩擦係数を示す。比較のため、垂直ピンフィン群に関する Metzger ら^[4]の実験式を併せて示す。

$$f = 0.317 \text{Re}_D^{-0.132} \quad (10^3 < \text{Re}_D < 10^4) \quad (4)$$

$$f = 1.76 \text{Re}_D^{-0.318} \quad (10^4 < \text{Re}_D < 10^5) \quad (5)$$

全体の傾向として、レイノルズ数が増加するほど摩擦係数は減少する。 $\theta = 0^\circ$ はMetzgerらの結果と良く一致し、ピンが傾斜することで摩擦係数は減少する。3つの傾斜ピン ($\theta = -45^\circ, +45^\circ, \pm 45^\circ$)の摩擦係数は $\theta = 0^\circ$ より30%程度小さい。

境界層における Independence principle^[5]によると、傾斜円柱周りの流れは円柱のスパン方向に平行な軸方向成分と、スパン方向に垂直な横断流成分に分けて考えることができる。このことから、一樣流速 U 中において傾斜角 θ を有する傾斜円柱に対する横断流成分は $U \cos \theta$ であり、傾斜円柱の抗力係数は傾斜角 θ に対して $\cos^2 \theta$ 倍に減少する。しかし実際には、傾斜角の増加に伴って流れの3次元性が強くなること、スパンが有限な円柱では端壁の影響が無視できないことから、Independence principle から見積られるより圧力損失が大き

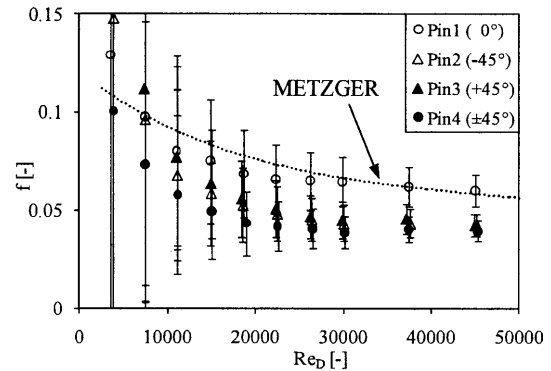


Fig.9 Friction factor f

なると報告されている^[6]。本研究の実験からも、Fig.9において摩擦係数は $\cos^2 \theta = \cos^2 45^\circ = 0.5$ 倍までは減少せず、0.7倍程度となった。

3つの傾斜ピンに注目すると、 $\theta = -45^\circ, +45^\circ$ と $\theta = \pm 45^\circ$ では、圧力損失に差は見られない。流れ方向のピン間流路最少断面積は全試験体において等しいため、ブロッキングによる流れの加減速による損失の試験体毎の差は小さいことから、2次流れによる損失にも大きな違いはないと言える。

4. 結言

タービン翼後縁部のピンフィン冷却を模擬した試験体について、高温風洞を用いた伝熱実験により、ピン傾斜が冷却効率に与える影響を検証した。流れ方向ピン傾斜角を変えた試験体を3種類用意し、通常の垂直ピンとの比較を行った。

エンドウォールに対してピンを前方に 45° 傾斜させる ($\theta = -45^\circ$) ことで、垂直ピン ($\theta = 0^\circ$) と比較して5%程度高い平均冷却効率を示した。流れ方向の分布を詳細に調べると、ピン群入口付近の冷却を強化できているとわかった。

圧力損失はピン傾斜によって減少する。傾斜方向の違いに関わらず ($\theta = -45^\circ, +45^\circ, \pm 45^\circ$)、垂直ピン ($\theta = 0^\circ$) と比較して約30%減少する。

参考文献

- 1) J. Armstrong and D. Winstanley, Trans. of ASME J. of Turbomachinery 94(110), 1988, pp. 94-103
- 2) I.K. Choi, T. Kim, S.J. Song, T.J. Lu, Int. J. of Heat and Mass Transfer 50, 2007, pp. 919-930
- 3) M.K. Chyu and E.O. Oluyede, GT2007-28138, 2007
- 4) Metzger, D. E., Fan, Z. X., and Shepard, W. B., Heat Transfer 1982, Vol. 3, U. Grigull et al., eds., Hemisphere, Washington, pp. 137-142
- 5) Schlichting, H., Boundary-Layer Theory, 6th ed., 1968, McGraw-Hill, pp. 238-244
- 6) 松本亮介, 吉川進三, 千田衛, 鈴木聖教, 機論, 66-649, B(2000), pp. 2426-2434

密に配置された乱流促進リブ付流路の伝熱特性

*前田 秀剛（大阪大学大学院） 武石 賢一郎（大阪大学大学院）
小宮山 正治（大阪大学大学院） 石田 克彦（川崎重工業）
葉狩 智子（川崎重工業）

Heat Transfer Characteristics of Rib-Roughened Channel
with Low Pitch-to-Height Ratio

* H. MAEDA (Osaka Univ.), K. TAKEISHI (Osaka Univ.),
M. KOMIYAMA (Osaka Univ.), K. ISHIDA (KHI), T. HAGARI (KHI)

ABSTRACT

The objective of this experimental investigation was to measure the detailed local heat transfer coefficient on the rib surfaces by naphthalene sublimation method, and to examine the effect of the pitch-to-height ratio and the angle-of-attack on averaged heat transfer coefficient. The local heat transfer coefficients were determined for Reynolds number of 10000, 30000, 50000, and 70000, for two angle-of-attack of 90° and 60°, at the pitch-to-height ratio of 10, 6, 4, and 3. The results showed that the local Nusselt number distributions on the rib surface were inhomogeneous profiles influenced by separating and reattaching flow. From the comparison of thermal performance, it appeared that low pitch-to-height ratio rib is useful for gas turbine blade internal cooling.

Key words: Gas Turbine, Heat Transfer, Turbulence Promoter, Rib-Roughened Channel

1. 緒言

ガスタービンの高効率化に最も有効な方法の一つは、タービン入口温度を上昇させることである。このため、タービン翼を高温の作動ガスから保護するための様々な冷却手法が長年にわたり研究され、発達してきた。現在、各種の冷却手法がガスタービン翼には採用されており、中小型ガスタービンでは動翼の内部冷却に乱流促進リブ付流路を用いた対流冷却が多く用いられている。これまでにガスタービンの冷却に応用される乱流促進リブに関する研究は Burgraff¹⁾ によって行われ、その後 Han^{2) 3) 4)} によって様々なパラメータに関する広範な実験が行われ半実験式を提示している。その後も様々な実験が行われ、特にリブピッチ p とリブ高さ e の比 (p/e) に関しては、実験者や実験手法により直交リブの最大熱伝達率を得るピッチ比 (p/e) は 8~12 程度までばらつきがある^{5) 6)} が、概ね $p/e = 10$ 程度という値が定着している。しかしこれらの試験はリブ間壁面の熱伝達率を計測し評価していることに注意しなければならない。リブ表面はリブ間壁面より高い熱伝達率を示すと

する報告^{6) 7)} もあり、リブ間壁面のみならずリブ表面での熱伝達を考慮した評価が重要であると考える。特に中小型ガスタービンでは、作動圧力が大型のガスタービンに比べて低く、これに伴って熱負荷も低めである。この場合リブのフィン効率は熱負荷が高い場合よりも高くなり、リブ表面の熱伝達がリブ間壁面の熱伝達同様に重要となる。そのためリブを密に配置しリブ表面の面積増加を考慮した伝熱促進法が有効であると考えられる。このためにはリブ全面に渡る熱伝達率分布の測定が必要であり、本研究ではナフタレン昇華法⁸⁾を用いることにより、リブ表面（前面、上面、背面）を含む底面全域にわたって緻密な局所熱伝達率の測定を行った。特に今回は $p/e = 3 \sim 11$ と比較的密に配置されたリブ付流路（リブ傾斜角 $\alpha = 90^\circ$, 60° ）を対象として底面のみならずリブ表面を含めた系全体で伝熱性能の評価を行い、従来よりも高性能な対流冷却手法を構築する指針を得ることを目的とする。

2. ナフタレン昇華法

ナフタレン昇華法は、熱伝達と物質伝達のアナロジーを用いることにより、詳細な熱伝達率分布を測定することができる。ナフタレン昇華法は伝熱実験における等温壁に相当する壁面条件を容易に実現でき、昇華厚さを正確に得ることができれば、物質伝達率は式(1)から求めることができる。

$$h_D = \frac{RT_w}{P_w} \cdot \frac{\rho \delta}{t_e} \quad (1)$$

ここで、 P_w ：ナフタレンの飽和蒸気圧、 R ：ナフタレンの気体定数、 T_w ：ナフタレン表面温度、 t_e ：実験時間、 δ ：ナフタレン昇華厚さ、 ρ ：ナフタレンの密度である。

次に、熱伝達と物質伝達のアナロジーを用いて、熱伝達率は式(2)より求まる。

$$h = h_D \rho C_p (Sc/Pr)^{1-n} \quad (2)$$

ここで、 C_p ：空気の定圧比熱、 n ：乗数 (=0.4, 乱流のため)、 ρ ：空気の密度、である。

また実験結果では式(3)で定義する代表長さによって無次元化されたヌッセルト数 Nu を用いて評価を行う。

$$Nu = \frac{hl}{\lambda} \quad (3)$$

ここで、 l ：代表長さ (=流路水力直径)、 λ ：熱伝導率である。

3. 実験方法及び装置

実験装置の概略図を図1に示し、装置内のナフタレン領域の拡大図と座標軸を図2に示す。図2の着色部がナフタレンにより製作され熱伝達率計測が可能な領域である。タービン翼内部の冷却流路を模擬した流路(断面: $60 \times 60 \text{ mm}$ 、長さ: 608 mm)には一辺が 8 mm の正方リブが6段設置されており、ブロアーの吸い込みによって流れが生じる。5段目のリブ表面とリブ下流の流路底面は、表面が平坦で滑らかになるように铸造されたナフタレンで形成されている。実験前後のナフタレン表面形状を計測し、その差をナフタレンの昇華厚さとして求めた。表面形状は最小送り $1 \mu\text{m}$ のオートトラバース装置(YASNAC J50M)と分解能 $0.1 \mu\text{m}$ のレーザー変位測定器(KEYENCE LT-9030M)によって測定した。測定時の送り速度は 120 mm/min 、測定器のサンプリングレートは 100 msec に設定し、 0.2 mm 刻みで表面形状の計測を行った。また同時に流路前後での圧力損失を流路模型の三面(上面および両側面)に設けた静圧タップを差圧計に接続し計測した。

またリブの流れに対する傾斜角 α は 90° 及び

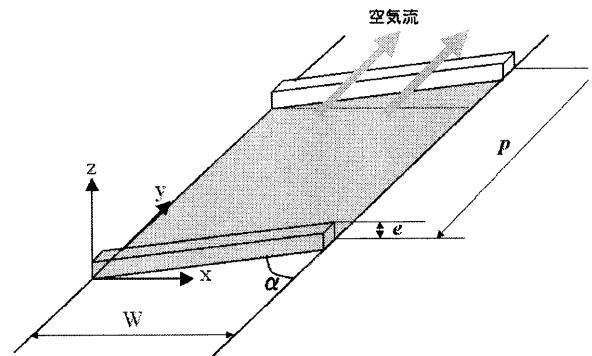


図2 ナフタレン領域拡大図

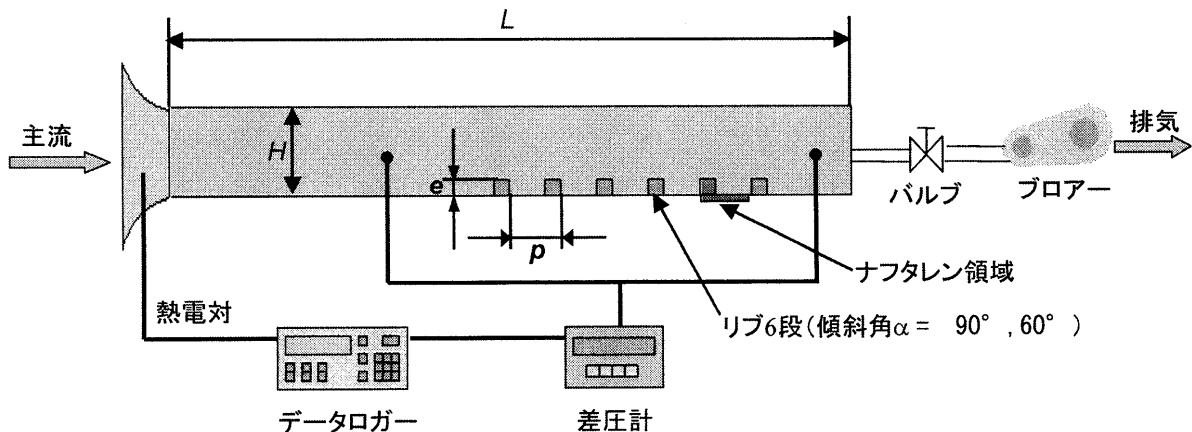


図1 実験装置概略図

60° であり、流路高さと同流路中央流速を代表値とするレイノルズ数 Re は 10000~70000 の広い Re の範囲で実験を行った。詳しい実験条件を表 1 に記す。

表 1 実験条件

流路断面 $W \times H$	60 mm × 60 mm
流路長さ L	608 mm
レイノルズ数 Re	(10000), 30000
	50000, 70000
リブ傾斜角 α	90°, 60°
ピッチ比 p/e	3, (4), 6, 10, (11)
ブロックージ比 e/D	0.013

※但しカッコ内の値は $\alpha=90^\circ$ の実験のみ実施

4. 実験結果及び考察

4.1 直交リブ ($\alpha=90^\circ$)

代表的な測定結果として $Re=30000$, $p/e=3, 6, 11$ の局所熱伝達率分布を図 3 に示す。リブの前面(面 A-B)では上端付近で局所ヌッセルト数が急上昇し

ている。またリブ上面(面 B-C)の上流側ではヌッセルト数が低く、下流側でヌッセルト数の高い領域が存在する。これは流れがリブ前面に衝突することで剥離し、リブ上面で再附着することが原因であると考える。リブ背面(面 C-D)は剥離による循環流域に接しているため全体的にヌッセルト数が低い値となっている。底面(面 D-E)においては下流のリブ直前でヌッセルト数が高くなっている領域がある。これは流れが下流のリブの前面に衝突することで生じる吹き降ろし流が存在するためであると考えられる。また $p/e=6, 11$ の底面のヌッセルト数は上流側で低く、下流側で高い値を示している。これもリブ上面と同様、流れの剥離・再附着が起こっている為と考えられる。

また、流路中央の位置幅 20 mm にわたって平均したヌッセルト数の流れ方向の分布を図 4 に示す。レイノルズ数を増加させることでヌッセルト数も上昇することがわかる。また $p/e=11$ の底面 (D-E) では流れの再附着によると思われるヌッセルト数の極大値が存在し、レイノルズ数の減少に伴い、

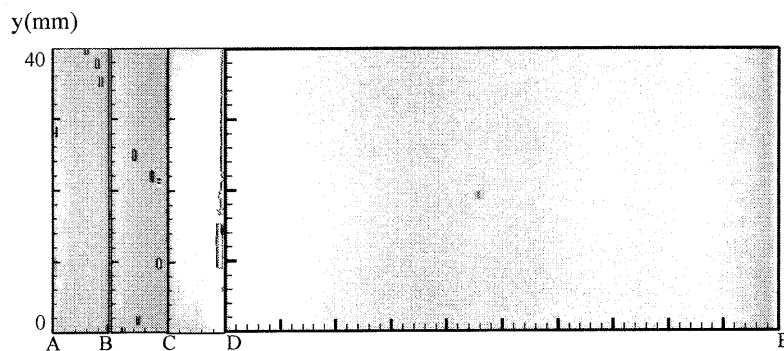


図 3.a $p/e=11, Re=30000$

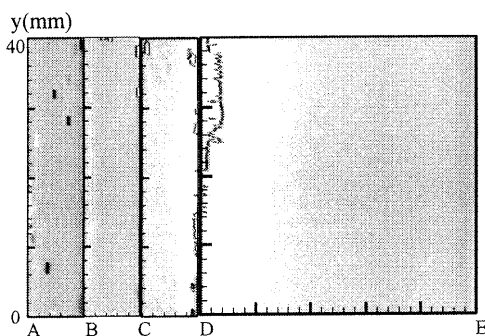


図 3.b $p/e=6, Re=30000$

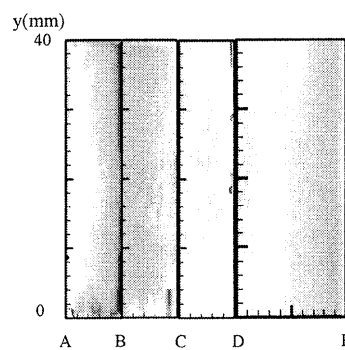


図 3.c $p/e=3, Re=30000$

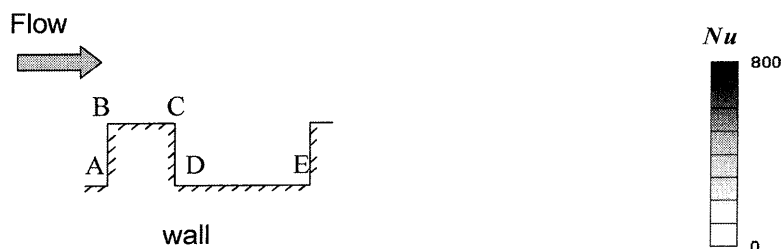


図 3 直交リブ局所熱伝達率分布 ($\alpha=90^\circ$)

極大値をとる位置が上流側に移動する傾向がある。さらに再付着点の下流では境界層の再発達に伴ってヌッセルト数が減少していく現象が生じている。

各面における平均ヌッセルト数の値を表 2 に、レイノルズ数と 1 ピッチあたりの平均ヌッセルト数の関係を表したものを図 5 に示す。リブ前面での平均ヌッセルト数は $p/e=4, 6, 11$ で高く $p/e=3$ で低くなる。また上面では $p/e=6, 11$ で、背面では $p/e=3, 4$ で、平均ヌッセルト数が高くなるというように分布に違いがあることが分かった。次に 1 ピッチ全体での平均ヌッセルト数について見当を行うが、この 1 ピッチ全体の平均ヌッセルト数 \overline{Nu}_{pitch} は以下の式 (4) で定義する。

$$\overline{Nu}_{pitch} = \frac{\overline{Nu}_{front} + \overline{Nu}_{top} + \overline{Nu}_{back} + \overline{Nu}_{wall} \times (p-1)}{p} \quad (4)$$

但し、 \overline{Nu}_* : リブ各面の平均ヌッセルト数。

* : 測定各面の名称である。

式 (4) はリブのフィン効率 $\eta=1$ と仮定した場合の投影面積当りの平均ヌッセルト数を表している。実際には $\eta=1$ とはならないが、今回対象としている中小型ガスタービンは比較的熱負荷が低いく、フィン効率が 1 に近い高い値を示すため、このピッチ当りの平均ヌッセルト数を用いて比較

表 2 各面の平均ヌッセルト数 ($Re = 70000$)

p/e	リブ前面	上面	背面	底面	全体
3	283	341	341	229	436
6	392	459	150	247	373
10	380	464	130	315	375

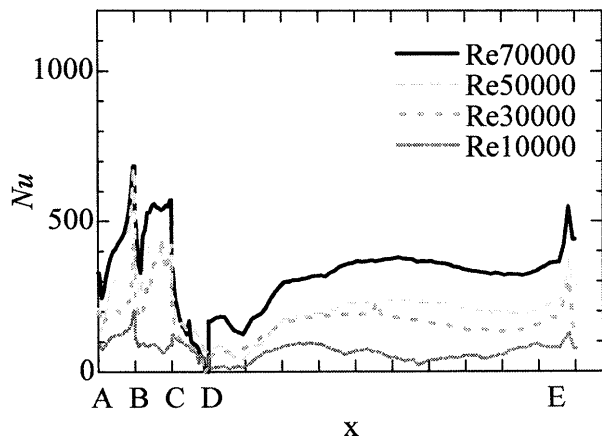


図 4 流路中央部の Nu 分布 ($p/e = 11, \alpha = 90^\circ$)

を行う事は妥当であると考えられる。表 2 及び図 5 から 1 ピッチあたりの平均ヌッセルト数は、 $p/e = 3$ の時に最大になっていることが分かる。さらに、圧力損失も考慮した検討を行うためにポンプ動力一定時の伝熱性能係数 K を図 6 に示す。これから $\alpha = 90^\circ$ においてリブを密に配置する事が有効であることが分かる。

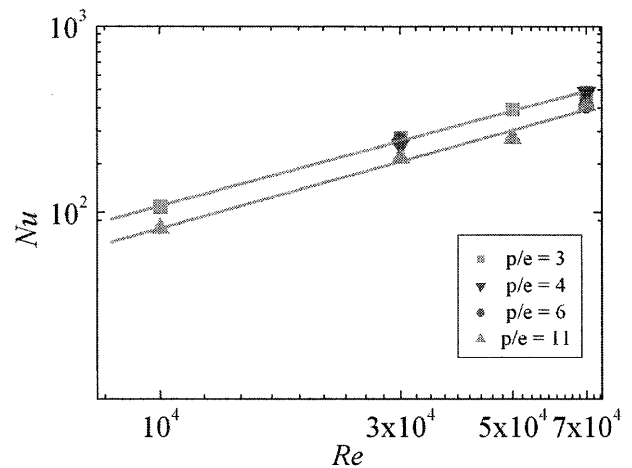


図 5 レイノルズ数と 1 ピッチの平均ヌッセルト数の関

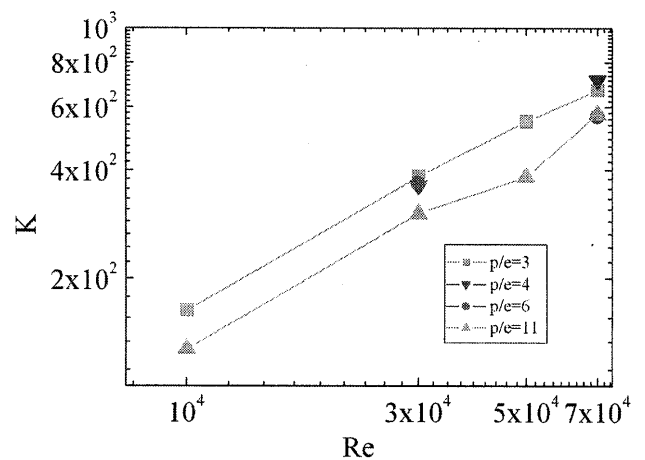


図 6 伝熱性能係数 ($K = Nu \cdot A^{2/3} / f^{1/3}$) ($\alpha = 90^\circ$)

4.2 傾斜リブ ($\alpha=60^\circ$)

代表的な測定結果として $Re = 30000, p/e = 3, 6, 10$ の局所熱伝達率分布を図 7 に示す。リブの前面(面 A-B)の上端付近で局所ヌッセルト数が急上昇している、リブ背面(面 C-D)が全体的にヌッセルト数が低い値となっている傾向や、底面(面 D-E)最上流部においてリブによる流れの剥離によってヌッセルト数が低い領域が形成されることは直交リブと同様であったが、この剥離によって形成されるヌッセルト数が低い領域は直交リブよりも狭い。

また、傾斜リブでは、直交リブと異なり流路幅方向にも大きな熱伝達率分布の差異が生じる事が分かった。流路の幅方向の熱伝達率分布を比較するため、表3に示すように各面の幅方向に三つの領域を設定し、各面のそれぞれの領域での平均ヌッセルト数を求めた。その結果を図8に示す。 $p/e = 3$ ではすべての面において領域 I, II, IIIの順に平均ヌッセルト数が大きくなっており、 $p/e = 10$ でもリブ間壁面(面 D-E)を除き領域 I, IIが領域IIIよりも高い平均ヌッセルト数を示している。これはリブの傾斜角により流路底面付近の主流に領域 I 側から領域III側へ向かう流れが生まれることで、主流に大きな渦が形成され領域 I 側に吹き降ろす流れが形成されたためである。 $p/e = 3$ と密にリブが配置されている方が、短い距離で連続的に底面付近の主流に対して力を与えるため、 $p/e = 10$ よりも比較的強い渦が形成されたため領域 I と領域IIIに大きな差が生じたと考えられる。

表4に $Re = 70000$ での各面の平均ヌッセルト数及び1ピッチ当りの平均ヌッセルト数を示す。1ピッチ当りの平均ヌッセルト数は $p/e = 3$ で最大と

なった。さらに直交リブのデータ(表2)と比較すると全ての面で上昇しているが特に上昇が大きいのはリブ前面と背面で、多くのケースで2倍程度のヌッセルト数となる。

傾斜リブでも圧力損失を含めた評価を行うためにポンプ動力一定時の伝熱係数を求めた。その結果を図9に示す。この図より全ての条件で傾斜リブのほうが直交リブよりも高い性能を示すことがわかる。また $Re = 50000, 70000$ では $p/e = 3$ が $p/e = 10$ よりも約1.2倍の伝熱性能を示したが、 $Re = 30000$ では $p/e = 30000$ は $p/e = 10$ の約0.8倍の伝熱性能で、直交リブのように常に密に配置することが有効とはいえないことが明らかとなった

表3 流路幅方向の領域の定義

	中心軸	幅
領域 I	$x = 15$	中心軸から $\pm 5\text{mm}$
領域 II	$x = 30$	
領域 III	$x = 45$	

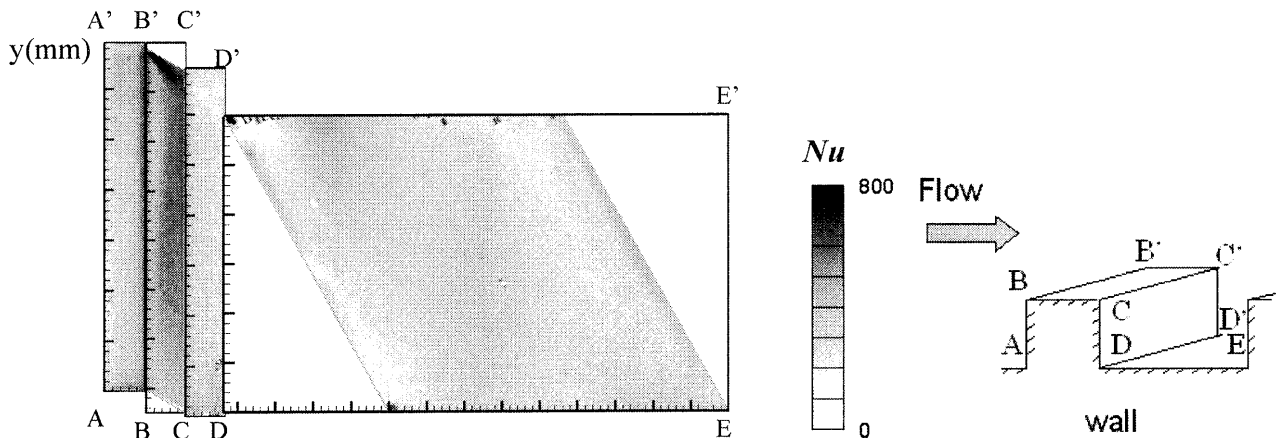


図 7.a $p/e = 10, Re = 30000$

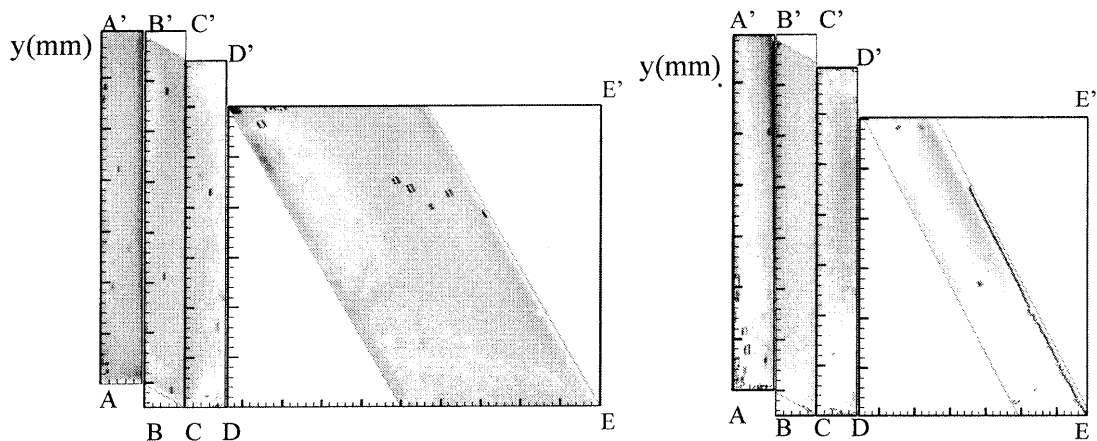


図 7.b $p/e = 6, Re = 30000$

図 7.c $p/e = 3, Re = 30000$

図7 傾斜リブ局所熱伝達率分布 ($\alpha = 60^\circ$)

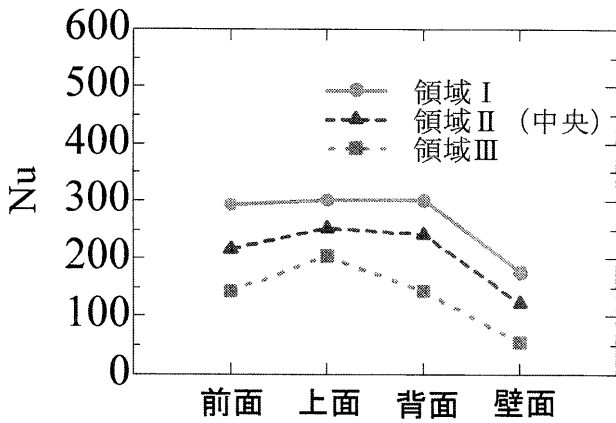


図 8.a 各面における幅方向の平均ヌッセルト数の比較
($p/e = 3, Re = 30000$)

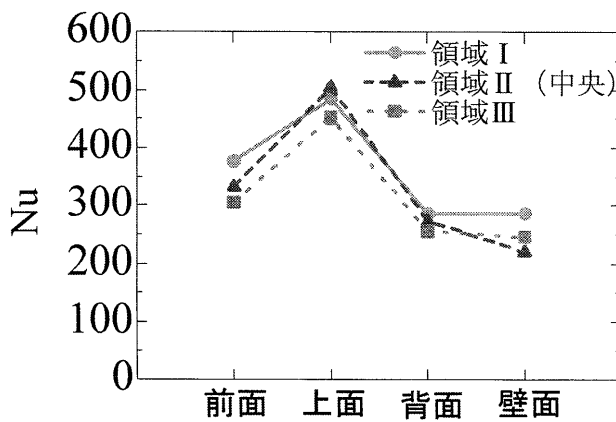


図 8.b 各面における幅方向の平均ヌッセルト数の比較
($p/e = 10, Re = 30000$)

表 4 各面の平均ヌッセルト数 ($Re = 70000$)

p/e	リブ前面	上面	背面	底面	全体
3	660	457	566	321	775
6	528	637	323	408	588
10	792	838	549	486	655

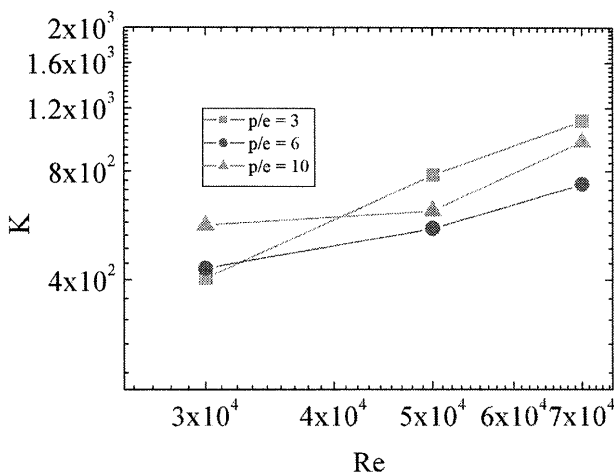


図 9 伝熱性能係数 ($\alpha = 60^\circ$)

5. 結論

中小型ガスタービンの動翼内部冷却への適応を考えた乱流促進リブ付流路の伝熱特性を調べるために伝熱模型を用いた詳細な局所熱伝達率を測定する実験を行い、検討した。その結果以下の結論を得た。

1. リブを密($p/e = 3$)に配置することにより伝熱面積を増やすことになり、1ピッチの平均ヌッセルト数を $p/e = 10$ よりも高めることができる。
2. 傾斜リブはそれによって引き起こす渦の影響で流路幅方向に熱伝達率の違いが生じる。その差は $p/e = 3$ の時平均 2.2 倍、 $p/e = 10$ の時平均 1.2 倍とリブが密になるほど大きくなる。
3. 直交リブでは実験を行った全てのレイノルズ数域で $p/e = 3$ が最も高い伝熱性能係数を示し、傾斜リブも広いレイノルズ数域で $p/e = 3$ が最大の伝熱性能係数を示す。

よって冷却流路にリブを密に配置する事は中小型ガスタービン動翼の有効な冷却手法である。

参考文献

- 1) Burggraf, F., "Experimental Heat Transfer and Pressure Drop with Two Dimensional Turbulence Promoter Applied to Two Opposite Walls of a Square Tube," *Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer*, edited by A. E. Bergles and R. L. Webb, ASME, New York, 1970, pp. 70-79.
- 2) J. C. Han, L. R. Glicksman and W. M. Rohsenow, An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer* 21, 1143-1156 (1978)
- 3) J. C. Han, Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls, *ASME J. Heat Transfer* 106, 774-781 (1984)
- 4) J. C. Han, Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators, *ASME J. Heat Transfer* 110, 321-328 (1988)
- 5) J. C. Han, Zhang, Effect of rib angle orientation on local mass transfer distribution in a three-pass rib-roughened channel, *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 113, 123-130, (1991)
- 6) P. L. Mantle, A new type of roughened heat transfer surface selected by flow visualization technique, *Proc. 3rd Int. Heat Transfer Conf. Chicago*, Vol. 1, 45-55, (1966)
- 7) J. C. Han, Y. M. Zhang, C. P. Lee, Influence of surface heat flux ratio on heat transfer augmentation in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 114, 872-880, (1992)
- 8) R. J. Goldstein, H. H. Cho, "A Review of Mass Transfer Measurements Using Naphthalene Sublimation", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp.416-434 (1995)

漏れ流れを伴う高圧タービンエンドウォール部の フィルム冷却に関する研究

船崎 健一(岩手大工), *藤村 慶太(岩手大院), 大北 洋治(IHI)

Studies on Aero-Thermal Characteristics of High-Pressure Turbine Vanes With Endwall Film Cooling under the Influence of Leakage Flows

Ken-ichi Funazaki(Iwate Univ.), *Keita Fujimura(Iwate Univ.), and Yoji Okita(IHI Co.)

ABSTRACT

This paper deals with detailed experimental investigations on aerodynamics and thermal characteristics on the film-cooled endwall of a linear cascade of HP turbine nozzle vanes used in modern aero-engines. Main goal of this study is to reveal the behavior of upstream leakage flow upon film-cooled endwall. Realistic flow fields is reproduced by the quasi-secondary air system attached to the test model. RANS-based numerical simulation using a commercial flow solver is also carried out to enhance the understanding of the flow field, at the same time to verify the capability of the RANS simulation to predict the aero-thermal characteristic of the endwall region.

Key words: High-Pressure Turbine, Film Cooling, Endwall

1. 緒言

航空エンジンにおけるタービン入口温度（以下，TIT）は，年々上昇の一途を辿り，現在では約 1700°Cにも達している．これは TIT を上昇させることにより，エンジンの高出力化・高効率化を達成しようとした結果生じたものである．このように金属材料の融点を遥かに超えるような環境にあるエンジン内では，翼表面やその他の部分に高度な冷却技術を必要とする．

従来の冷却においては，翼表面がその対象となっていたが，現在では，エンドウォールと呼ばれる翼端面も冷却の対象となっている．これには 2 つの要因があり，1 つ目は翼間流路内に発生する二次流れが，高温ガスをエンドウォールに向けて移動させるためである．2 つ目は，TIT の上昇により高圧タービン初段静翼の入口付近において，スパン方向への温度分布が従来よりも一様になり，これによってエンドウォール部分がより高温ガスに晒されるようになったためである．

タービンの冷却方法としては，フィルム冷却やインピンジメント冷却，ピンフィン冷却などが挙げられるが，この中で，一般的にエンドウォール面に適用されているのはフィルム冷却である．フィルム冷却は，冷却対象面に多数の孔を設け，この孔を通じて主流側に圧縮機からの比較的冷たい空気を噴き出し，対象面を冷却空気の膜で覆うことにより，主流高温ガスから保護しようとするものである．しかしながら，特に航空エンジンにおいて

は，冷却空気の使用は直接エンジンの効率に影響を及ぼすため，使用できる空気量には限りがある．この冷却法の課題は，いかに限られた空気量で効率良く冷却を実現できるかという点である．この課題に対して，現在では，冷却孔の形状や配置を変えることによって冷却性能を高めようとする研究が多方面で行われている．[1]

実際のエンジン内には，燃焼器と静翼プラットフォームとのインターフェイス部やセグメント翼バンド間，静翼及び動翼プラットフォーム間からの漏れ流れが存在している．これらには，エンジンの構造上漏れてしまう“リーク”と呼ばれるものと主流高温ガスが回転軸側に侵入するのを防ぐため，漏らしているリークと呼ばれるものがあり，限られた部分ではあるが，これらが冷却に寄与しているのではないかと考えられる．そこで冷却という観点から，これらのリーク空気がどれくらいの範囲にどの程度分布しているかを調査すれば，エンドウォール上の冷却の一部として役立てることができるのではないかと考えられる．

最初にエンドウォールの冷却に関する研究を行ったのは，Blair[2]であり，彼はエンドウォール上の熱伝達はコーナー渦の存在に強く影響を受け，それは翼間流路内に大きな熱伝達率の変化の原因となっているということを示明らかにした．その後も様々な研究者によって，エンドウォール上の熱伝達特性と二次流れとの関係が明らかにされた．[3][4]

Rehder ら[5]は、シュラウド付き LP タービン静翼を模擬した直線翼列において、翼列前端間隙からの流れを模擬し、流れの噴き出し向きがエンドウォール上の熱伝達に与える影響及び二次空気との関係を、壁面静圧計測、5孔プローブ計測、PIV 計測、油膜可視化法及び熱伝達率計測から明らかにした。その結果、垂直噴き出しでは、間隙と翼前縁の間での馬蹄形渦構造を強め、流路渦を増大させているということを明らかにした。一方、主流に沿う噴出しでは、流れが境界層を再活性化させ、熱伝達における二次流れの影響を減少させているという知見を得た。Piggush, Simon ら[6]は、エンドウォールコンタリングされた HP タービンの直線翼列を用いて、翼列前端間隙とセグメント間隙からの流れを模擬し、間隙のspan方向のずれや噴き出し比の違いがエンドウォールの熱伝達に与える影響について、熱電対を用いた熱伝達率計測から調査した。Lynch, Thole ら[7]は、HP タービン静翼を模擬した直線翼列において、翼列前縁間隙をからの流れを模擬し、間隙の幅の違いがエンドウォールの熱伝達に与える影響について、サーモカメラ、熱電対を用いた熱伝達率・フィルム効率計測から明らかにした。その結果、等流量であっても間隙の幅が小さくなることで、ピッチ方向のフィルム効率・熱伝達率分布が一様になり、流れがより後縁側まで達することが明らかになった。

本研究の目的は、リーク空気がどの程度冷却に寄与しているかを調査することで、流れがエンドウォール上の冷却特性に及ぼす影響を明らかにすることである。

2. 実験装置及び試験モデル

本研究で用いた試験装置の供試ダクトを図 1 に示す。供試ダクトは、6 枚の翼からなる直線翼列と二次空気を供給するチャンバー及びヒーターボックスで構成されており、翼列は航空エンジン用高圧タービンの初段静翼列を模擬したものとなっている。今回は、試験装置の都合上、二次空気を温めることによって、実機内における主流と冷却空気との関係を模擬している。その他には、実機内におけるリークを模擬するための間隙が設けられており、それぞれの間隙に対して、二次空気を別途供給できるように設計されている。

また、図 2 [a] にはエンドウォールを含む試験モデル翼全体図を、[b],[c]にそれぞれインターフェース部、セグメント翼間部を示す。セグメント翼間部には過度の冷却空気流入を防ぐためにシールプレートを挿入して、実機を模擬している。

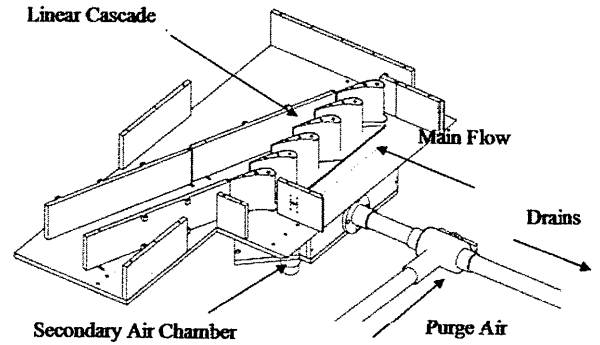


Fig.1 Test Section

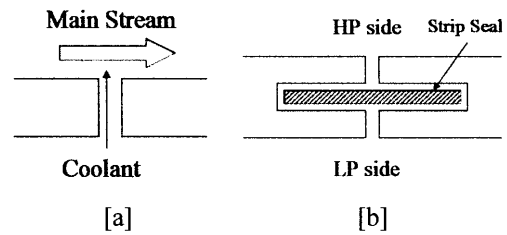


Fig.2 Gap geometry: [a] upstream, [b] segment.

3. 計測手法及び数値計算法

3.1 計測手法

本研究では伝熱の計測法として、感温液晶による過渡応答法を用いる。本計測法において、熱伝達率は感温液晶による表面の温度変化と二次空気の温度上昇から求められる。感温液晶から得られる表面温度の時系列データから熱伝達率とフィルム効率を反復計算によって求めていく。[8],[9]

過渡応答法では、物体表面での熱流入が一次元非定常熱伝導方程式に従うことを前提とする。物体表面に温度 T_i の流れが接している状態で、瞬間的にステップ状の温度を与え、流れの温度を T_g まで上昇させる。この時の表面温度変化は、誤差関数を用いて式(1)のように示される。

しかしながら、実際の計測においては、理想的なステップ状の温度を与えることは困難であり、温度は緩やかに上昇する。そのため温度上昇の時間遅れを評価する必要がある。そこで Duhamel の定理を適用し、流れの温度上昇を開始時刻から時間遅れ τ_j 後に発生する微小な温度上昇の積み重ね ($T_{g,j}$, $j=1, \dots, N$) で近似することで、表面温度の時間変化に関する次式を得る。

$$\frac{T_w - T_i}{T_g - T_i} = 1 - \exp\left(-\frac{h^2 t}{\rho c \lambda}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right) \quad (1)$$

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

$$U(t - \tau_j) = 1 - \exp\left\{-\frac{h^2(t - \tau_j)}{\rho c \lambda}\right\} \operatorname{erfc}\left\{\frac{h\sqrt{t - \tau_j}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right\}$$

二次空気温度が緩やかに変化する場合、熱伝達率とフィルム効率を同時に計算するには、以下に示す式(3)と(4)を用いる。式(3)は、熱伝達率 h とフィルム効率 η を未知数とする方程式となっている。そこで式(4)で示すように、異なる2つの時間 t_a と t_b での方程式を組み合わせることにより未知数 η を消去する。これにより熱伝達率 h が算出され、これを再び式(3)へ代入することでフィルム効率 η が求められる。

実際の計測では、供試体表面の温度変化（液晶の発色）を CCD カメラにより動画として記録し、同時に二次空気の温度上昇を熱電対によって計測を行う。

$$T_w(t) - T_i = \eta \sum_{j=1}^N U(t - \tau_j) (T_{2,j} - T_{2,j-1}) \quad (3)$$

$$U(t - \tau_j) = 1 - \exp\left\{-\frac{h^2(t - \tau_j)}{\rho k}\right\} \operatorname{erfc}\left\{\frac{h\sqrt{t - \tau_j}}{\rho k}\right\}$$

$$\frac{T_w(t_a) - T_i}{T_w(t_b) - T_i} = \frac{\sum_{j=1}^N U(t_a - \tau_j) (T_{2,j} - T_{2,j-1})}{\sum_{j=1}^N U(t_b - \tau_j) (T_{2,j} - T_{2,j-1})} \quad (4)$$

- T_w : 壁面温度[°C]
- T_i : 初期条件温度[°C]
- T_2 : 二次空気温度[°C]
- T_s : 主流温度[°C]
- P : 供試体密度[kg/m³]
- c : 比熱[J/kgK]
- k : 供試体熱伝導率[W/mK]
- η : フィルム効率(=($T_w - T_s$)/($T_2 - T_s$))

3.2 数値解析手法

本研究では、解析ソルバーとして汎用流体解析ソフト ANSYS CFX11.0 (ANSYS Inc.) を用いた。本ソルバーは、ナビエ・ストークス方程式と連続の式、エネルギー方程式を有限体積法によって離散化することで解析を行なっているものである。乱流モデルとしては、RNG $k-\epsilon$ を用いて検証を行った。図3に示す計算格子は、エンドウォール面上及び翼周りはプリズム格子、その他は非構造テトラ格子とし、インターフェース部間隙内、翼周り主流部は細かい非構造テトラ格子とした。計算格子の入口境界面は、翼前縁から軸コードの135%上流位置（計測におけるミニチュアピトー管の先端位置）に作成し、出口境界面は翼後縁から軸コードの200%下流位置それぞれ作成した。また、プリズム層の第一層距離は、 $y^+ < 1$ を満たすように決定した。なお、格子の作成には、3次元格子生成ソフト Gridgen Ver.15(Pointwise Inc.)を使用した。

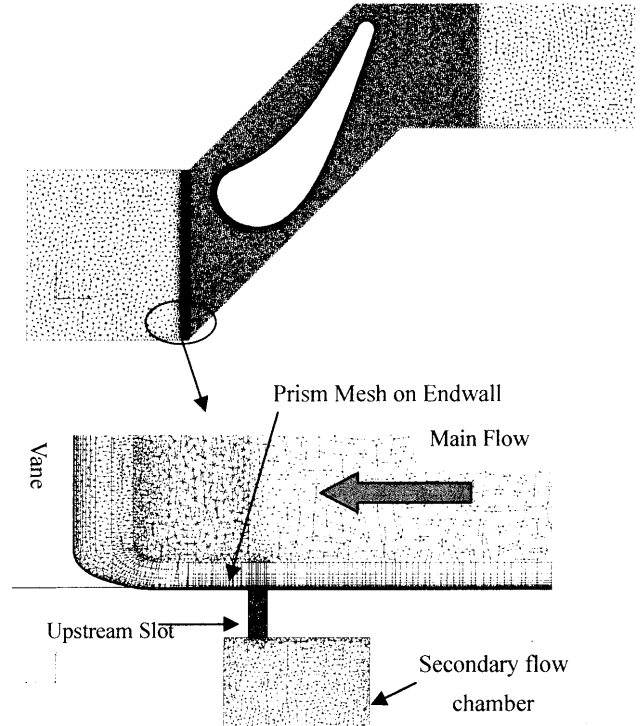


Fig.3. Computational domain

4. 結果及び考察

4.1 エンドウォール上フィルム効率(前端リーク)

図4には前端リーク試験で得られたフィルム効率を示す。質量流量比は MFR1.6%としている。前端リーク間隙から噴き出したリーク空気は翼間後方へ行くに従い、ピッチ方向への広がりが減少している。また、翼前縁根元部分はリーク空気の効果が確認されない。これは、翼前縁部に衝突して発生する馬蹄形渦がリーク空気をエンドウォール上から巻き上げることで、リーク空気の広がりを制限した。また翼間後方でリーク空気は、流れ方向よりも翼負圧面側に引き寄せられている。これは、翼間の圧力勾配によってエンドウォール上に生じるクロスフローの影響であり、翼間後方においてリーク空気がクロスフローの影響を強く受けたことによるものである。

図5には数値計算によって得られたエンドウォール上のフィルム効率分布を示す。境界条件は実験時の各計測データを与えて計算を行った。リーク空気は、翼前縁根元部分で低いフィルム効率を示している点、翼間後方でクロスフローの影響と見られる翼負圧面側に引き寄せられている点や、下流へ行くに従いピッチ方向のリーク空気の広がりが減少している点で、図4に示す実験におけるフィルム効率分布と定性的に一致している。しかし、実験と数値計算のエンドウォール上フィルム効率をピッチ方向平均したグラフを図6に示すが、これらを比較すると定量的には一致していない。これは、感温液晶で計

測可能なフィルム効率の下限値の存在が、両者の定量的差の原因と考えられる。

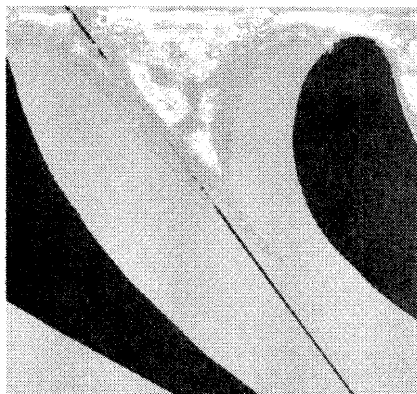


Fig.4. Film effectiveness on endwall(EFD)

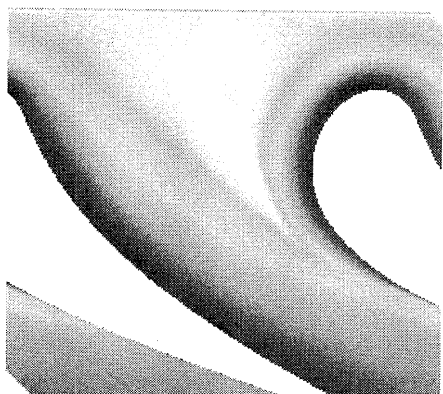


Fig.5. Film effectiveness on endwall(CFD)

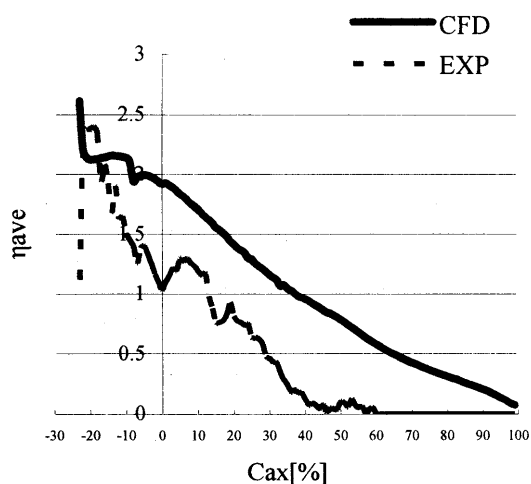


Fig.6. Pitch averaged non-dimensional film effectiveness

5. 結言

今回は、高圧タービンエンドウォール上における前端

リークによる冷却性能を調査した。その結果実験と数値計算ともに、翼前縁根元部分や、クロスフローの影響の点で、エンドウォール上のリーク空気による効果が制限されていることが分かった。

以上のことから定性的に冷却空気の広がりをつええられたが、平均フィルム効率の比較から、定量的には一致しなかった。

参考文献

- 1) 堀内 豪, 漏れ流れを伴う航空エンジン用高圧タービンエンドウォール部のフィルム冷却に関する研究, 平成 20 年度岩手大学修士論文 2009.
- 2) Blair, M.F., An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Large-Scale Turbine Endwall, ASME J.Heat Transfer, 96, 1974, pp524-529
- 3) Gaugler, R.E., and Russell, L.M., Comparison of Visualized Turbine Endwall Secondary Flows and Measured Heat Transfer Patterns, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 106, 1984, pp168-172
- 4) Takeishi, K., Matsuura, M., Aoki, S., and Sato, T., An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Low Aspect Ratio Turbine, ASME J. Turbomach., 112, 1990, pp488-496
- 5) H.J.Rehder, A.Dannhauer, Experimental Investigation of Turbine Leakage Flows on the Three-Dimensional Flow Field and Endwall Heat Transfer, Journal of Turbomach, Vol.129, 2007, pp608-618
- 6) J.D.Piggush, T.W.Simon Heat Transfer Measurements in a First-Stage Nozzle Cascade Having Endwall Contouring Misalignment and Leakage Studies, Transaction of ASME Vol.129, 2007, pp782-790
- 7) S.P.Lynch, K.A.Thole, The Effect of Combustor-Turbine Interface Gap Leakage on the Endwall Heat Transfer for a Nozzle Guide Vane, Journal of Turbomach, Vol.130, 2008, pp041019-1-041019-10
- 8) Funazaki, K., 2000, "Discussion on Accuracy of Transient Heat Transfer Measurement by Use of Thermochromic Liquid Crystal," Journal of the Gas Turbine Society of Japan, Vol. 28, pp. 397-404.
- 9) ハミドン・ビン・サーレ, 複合型インピンジ冷却構造に関する研究 (内外伝熱特性の同時計測), 第 34 回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp 41- 46, 2006

二次流れを考慮した圧縮機出口案内翼の最適化

*高橋 康雄， 明連 千尋， 岸部 忠晴， 加藤 泰弘（日立製作所）

Secondary Flow Control on the Exit Guide Vane of an Axial Compressor Using Optimization System

*Yasuo TAKAHASHI, Chihiro MYOREN, Tadaharu KISHIBE and Yasuhiro KATO(Hitachi Ltd.)

ABSTRACT

The compressor blade design system was developed by using a 2D inverse design method and a multi-objective optimization algorithm. Two conflicting objectives, the shape factor and the peak Mach number on the blade suction surface, are optimized taking into consideration of the blade profile loss and the operation range. Additionally, to reduce the secondary flow losses, the new weighting function is indicated in combination with Pareto solutions obtained by optimization. This system is applied to the design of the exit guide vane. The numerical results of the flow fields around the optimized blade are compared with those of the original blade.

Key words: Axial compressor, Exit guide vane, Inversed design, Corner Stall, Multi-objective optimization

1. 緒言

軸流圧縮機では、高圧力比化と段数の削減による低コスト化を両立する高負荷化が要求される。高負荷圧縮機の後段の亜音速翼列では、側壁境界層の発達により二次流れ損失が支配的となる。二次流れ損失を低減させる技術として 1980 年代半ばからエンドベンド、スweepなどの三次元翼が研究されてきた。このような三次元翼は側壁部の翼負荷を低減させることで二次流れやコーナーストールを抑制する概念であり、翼負荷が増加した側壁部以外で損失が増加するというような懸念がある。近年においても、コーナーストールの抑制とそのメカニズムについて CFD を用いた詳細な流れ場の研究が報告されており^{1), 2)}、著者らもコーナーストール抑制のため研究を進めている。

一方、翼形設計においては、二次元翼形状の生成に最適化設計手法を組み合わせることで高速かつ自動化させたシステムが主流となりつつあり、数多くの報告がある^{3), 4)}。しかし、二次元翼形状の最適化設計で翼形状損失と二次流れ損失を同時に考慮できる最適化手法の報告は少ない。

そこで本研究では、上記課題の解決策として、翼形状生成において 2D インバース法に多目的最適化を導入した設計システムを構築した。二次元翼形状の最適化解の選定に、三次元的な流れであるコーナーストールを抑制できる指標を導入し、圧縮機出口案内翼に適用した結果について報告する。

2. 翼形設計システム

2.1 システム概要

最適化設計システムのフローを図 1 に示す。本設計システムは、2D インバース法に多目的遺伝的アルゴリズム (Multi Objective Genetic Algorithm) を導入している。多目的最適化により得られる複数のパレート最適解群に対して、二次流れを考慮した重み付き関数を用いて最適解を一意に選定できることが本システムの特徴である。翼列は、翼高さ方向に対して複数の二次元翼断面形状の最適化を行い、最適化した断面形状を積み重ねることで形成される。最終的な翼列性能は三次元 CFD を用いて評価する。

本最適化システムは Microsoft Office Excel をプラットフォームとした自社最適化ソフトを用いている。

2.2 インバース設計法

二次元翼形状はインバース法により生成する。本設計システムでは、コーナーストールを抑制するために二次元翼列間の静圧分布を制御するので、翼負圧面と圧力面の流れ場を直接的に設定できるインバース法を用いた。このインバース法は翼面にマッハ数分布を与えて、その分布を満たす翼形を生成する方法である。インバース計算では設計仕様から定まる速度三角形と翼列諸元が満足されるまで、与えた翼面マッハ数分布の修正と、

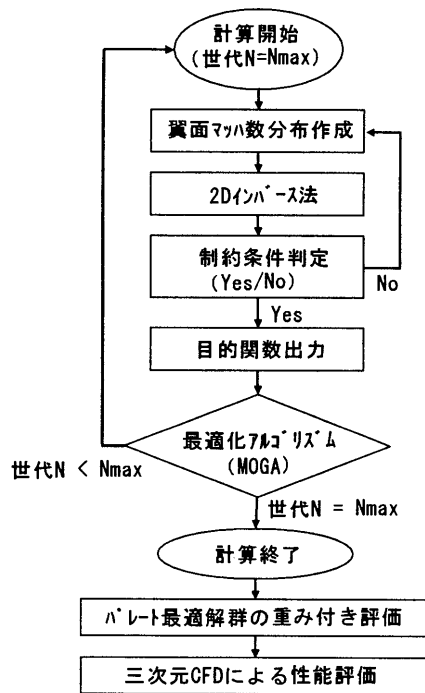


図1 最適化設計システム

境界層計算による流れの剥離の判定が繰り返し行われる。この計算が収束するとポテンシャル流れ場での翼形状が求まり、この形状から境界層計算による排除厚さを減じることで実際の翼形状が決定される。なお、境界層計算法としては Rotta の方法を用いている。

翼面マッハ数分布は自由度を減らすために関数化している。図2に翼面マッハ数分布の関数系、表1に関数の係数を示す。翼負圧面、圧力面ともに4種類の関数で構成され、17個の係数から翼面マッハ数分布が形成される。本設計システムでは二次流れの制御に対して影響が小さい翼前縁近傍のパラメータは固定値として、表1に示す13個の変数を設計パラメータとして設定した。

また、翼まわりの循環、ソリディティ、最大翼厚み、翼前後縁厚みに加えて、軸方向に対してすべての翼厚み比が後縁厚み比以上になるように制約条件を与えた。

2.3 目的関数および最適解選定

目的関数は、翼性能に関してトレードオフ関係にある翼負圧面側の形状係数と最大マッハ数を用いて、各々の目的関数を最小化させる。両方の目的関数を最小化させることで、設計点の翼形状損失の低減と失速側の作動範囲の拡大とを両立する翼形状を生成することができる。

次に、相反する目的関数から得られるパレート最適解群からコーナーストールを抑制できる最適

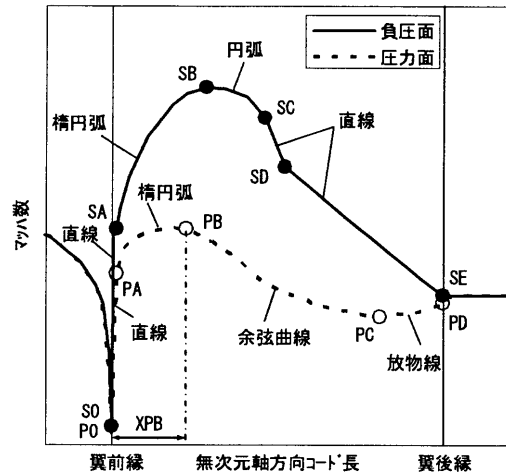


図2 翼面マッハ数分布の関数系

表1 翼面マッハ数分布の関数の係数

翼面	No	係数	説明	設計パラメータ
負圧面	1	DMDXS	SOでの傾き	固定値
	2	RXSA	楕円弧の距離軸の乗数	変数
	3	RMSA	楕円弧のマッハ数軸の乗数	固定値
	4	MSA	SAのマッハ数	変数
	5	XSB	SBの位置	変数
	6	MSB	SBのマッハ数	変数
	7	RSC	円弧の半径	変数
	8	XSD	SDの位置	変数
	9	MSD	SDでのマッハ数の偏差	変数
圧力面	10	DMDXP	POでの傾き	固定値
	11	RXPA	楕円弧の距離軸の乗数	変数
	12	RMPA	楕円弧のマッハ数軸の乗数	固定値
	13	MPA	PAのマッハ数	変数
	14	XPB	PBの位置	変数
	15	MPB	PBのマッハ数	変数
	16	XPC	PCの位置	変数
	17	MPC	PCのマッハ数	変数

化解を選定する方法について説明する。コーナーストールは側壁境界層の影響で翼間の圧力面から負圧面へのクロスフローが翼負圧面上で巻き上がることで発生する。このクロスフローを抑制するために翼間の静圧勾配を流れに垂直方向に対して均一化させることに着目した。

図3(a)に翼間の静圧分布、図3(b)に翼面の静圧分布の概念図を示す。図3(a)中の実線は翼間の等静圧線を表し、一点鎖線は等静圧線の圧力面側に沿った流れに垂直方向断面を示している。この等静圧線は図3(b)に示すように、表1の翼面マッハ数分布を規定する圧力面側のパラメータXPB(No.14)における静圧値から求まる。また、図3(a)には等静圧線と負圧面および圧力面との交点から決まる軸方向距離を図示している。この軸方向距離は、図3(b)ではXPBの静圧値と同静圧の負圧面側の軸方向位置との差から算出される。等静圧線の軸方向距離を短縮するほど翼間の圧力勾配が小さくなりクロスフローを抑制することができると思われる。

上述した 2 つの目的関数によって得られるパレート最適解群から、コーナーストールを抑制する最適化群を選定するために、式 (2.1) に示す重み付き関数を導入する。目的関数である形状係数 F_1 と最大マッハ数 F_2 に、圧力面と負圧面間の等静圧線の軸方向距離 F_3 の指標を追加し、それぞれの基準値との比率で無次元化した後、重み付け関数 F を最小化する。なお、 α 、 β 、 γ は重み付け係数である。

$$F = \alpha \frac{F_1}{F_{1_base}} + \beta \frac{F_2}{F_{2_base}} + \gamma \frac{F_3}{F_{3_base}} \dots (2.1)$$

F_1 : 形状係数, F_2 : 最大マッハ数
 F_3 : 圧力面と負圧面間の等静圧線の軸方向距離
 α , β , γ : 重み付け係数

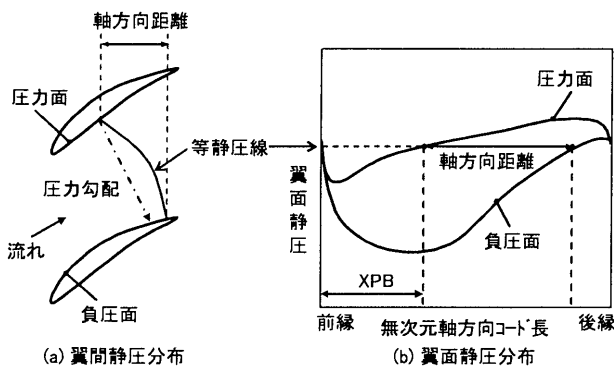


図 3 翼間及び翼面静圧分布の概念図

3. 出口案内翼設計

3.1 翼列仕様

本設計システムを圧縮機出口案内翼に適用し、基準翼と比較する。基準翼は NACA65 翼型でアスペクト比 1.8 である。平均径のソリディティは 1.05 として、翼負荷の指標であるディフュージョンファクタは 0.41~0.44 である。また、最適化した翼列はコーナーストールを制御できるのでコーナーストール制御翼 (CSCB : Corner Stall Control Blade) と呼ぶことにする。

3.2 インバース最適化結果

50%断面について最適化したパレート最適解群を図 4 に示す。目的関数は形状係数と最大マッハ数とを最小化しているのので、図 4 のパレート解では左下ほど翼形状の高性能化が図れることを示している。このパレート最適解群からコーナーストールを抑制できる翼断面形状を選定するために、式 (2.1) の重み付き関数 F を各パレート最適解について算出する。ここで重み付け係数 α 、 β 、 γ は全て 0.1 として各目的関数の重みは同等として

評価している。図 5 (a) に各パレート最適解に対する重み付き関数 F の比較を示す。また、図 5 (b) には、式 (2.1) の軸方向距離 F_3 項を削除した重み関数も示す。 F_3 項を考慮しない場合、No.15 で重み関数が最小となる。これはパレート最適解の最大マッハ数範囲が 0.42~0.44 で狭いため、形状係数の最小化が優先されたと考えられる。一方、 F_3 項を考慮した最適化では No.11 で重み付き関数 F が最小となる (図 5 (a))。なお、0%および 100%断面についても同様にパレート最適解群の重み付き関数 F で評価した。図 6 に 50%断面の基準翼と CSCB の翼形状の比較を示す。

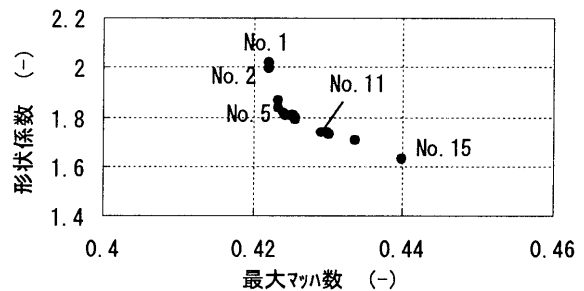
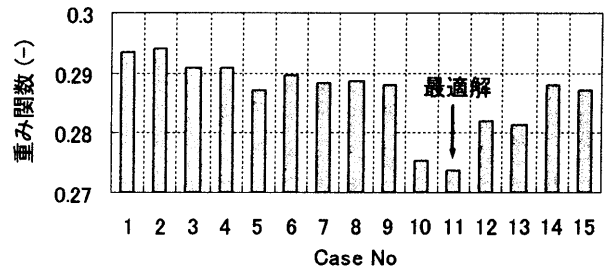
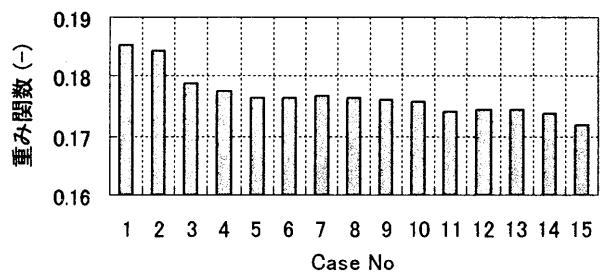


図 4 パレート最適解群 (50%断面)



(a) 軸方向距離 F_3 考慮



(b) 軸方向距離 F_3 未考慮

図 5 重み付き関数 (50%断面)

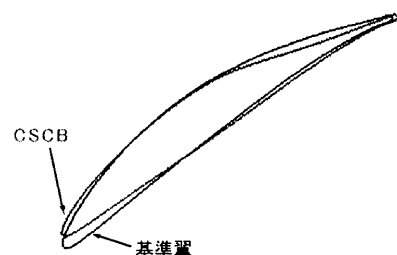


図 6 翼断面形状の比較 (50%断面)

3.3 三次元流れ解析評価

3.2 節で設計した二次元翼形状から 25%および 75%断面形状を内挿により求めて、各翼断面の重心位置を合わせて三次元翼列を生成する。三次元翼列の性能は、三次元乱流解析により評価した。流れ解析コードは商用ソフト ANSYS-CFX11.0 である。流入境界条件は全圧、全温および流入ベクトルを与える。作動範囲を考慮して、入口の速度ベクトルの周方向成分を固定し、速度ベクトルの軸方向成分と出口静圧を変化させた。なお、流入境界条件は側壁境界層の影響を考え、翼高さ方向に対して分布で与えている。

また、ハブ断面とケーシング断面は滑り無しの壁面条件を与え、周方向は周期境界条件とした。乱流モデルは標準 $k-\epsilon$ モデルを用いた。計算格子は約 100 万点として $y+$ は 30 程度である。

流れ解析結果による全体性能の比較を図 7 に示す。CSCB は基準翼に比べて全静圧比で損失低減しており、設計静圧比で全圧損失係数を 15%低減できる。また、静圧比が高い失速側でも CSCB は基準翼より損失の立ち上がりが遅く作動範囲を拡大できている。設計静圧比近傍の評価点における翼高さ方向の全圧損失係数の比較を図 8 に示す。CSCB は全断面で全圧損失係数を低減でき、特に、

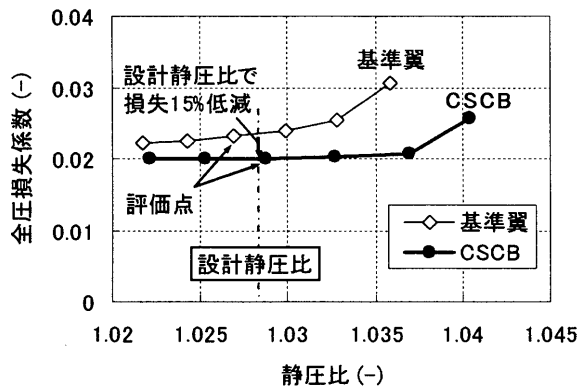


図 7 静圧比と全圧損失係数の比較

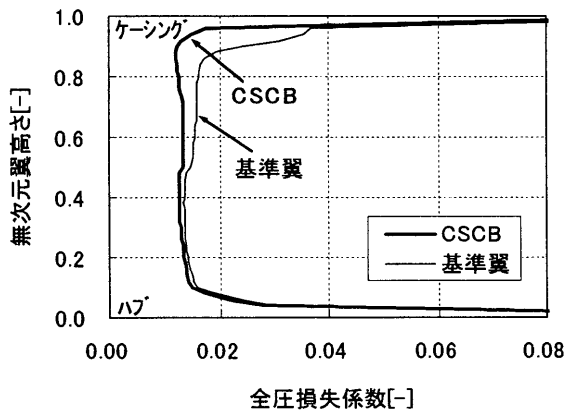


図 8 翼高さ方向の全圧損失係数

ケーシング側の側壁近傍における損失低減効果が大きい。CSCB は側壁境界層の影響が小さい主流部の翼形状損失を低減できる効果に加えて、側壁近傍における二次流れ損失を大幅に低減できていることが分かる。

次に、主流部と側壁部の損失低減率を求める。側壁境界層の厚みである排除厚さは、ハブ側およびケーシング側の排除厚さを同一と仮定し、設計時のブロックageファクタを用いて算出する。両側壁境界層とそれ以外の主流部の全圧損失係数を単純平均で求めた結果を表 2 に示す。CSCB は側壁境界層での損失低減率が -25.7%であり主流部に比べて高く、二次流れ損失低減への寄与が大きいことが分かる。

更に、図 9 および図 10 に、設計点および設計流入角 +3deg の失速側における翼負圧面近傍の流線分布を示す。基準翼のケーシング側で発生してい

表 2 CSCB の損失低減率

No	損失評価領域	全圧損失係数		損失低減率
		基準翼	CSCB	%
1	主流部	0.016	0.014	-15.2
2	側壁境界層	0.049	0.036	-25.7

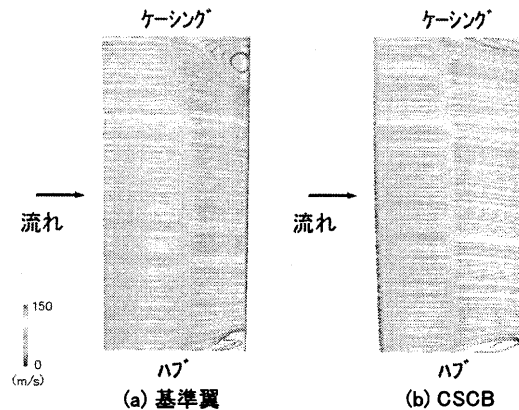


図 9 翼面近傍の流線分布 (設計点)

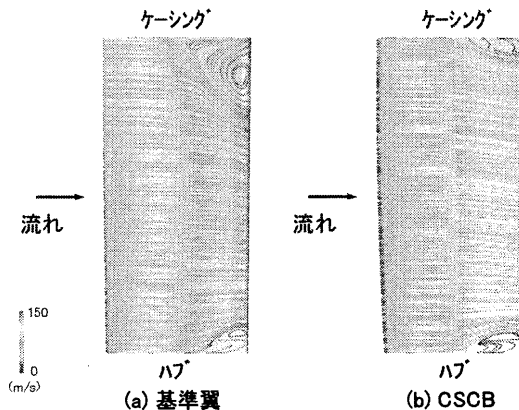


図 10 翼面近傍の流線分布 (設計点+3deg)

るコーナーストールが CSCB では縮小している。そのため、図 8 で示した翼高さ 90% 付近の損失が大幅に低減したと考えられる。流入角が増加する失速側ほど CSCB のコーナーストールの抑制が顕著である (図 10)。

3.4 コーナーストール抑制の分析

2.3 節で述べた翼間の等静圧線の圧力勾配を評価するために、基準翼と CSCB の三次元流れ解析による翼間静圧分布を図 11 に示す。本図は、基準翼のコーナーストールの影響が小さく、かつケーシング側である 75% 断面を比較する。図 11 (b) に等静圧線を実線で示す。この等静圧線は、図 3 (b) で示した 50% と 100% 断面の XPB から 75% 断面の XPB を内挿して求め、その XPB 近傍に相当するラインを表示した。更に、CSCB の等静圧線と同一の静圧値で基準翼に対しても等静圧線を表示する (図 11 (a))。また、各翼列で流れに対して垂直方向断面の圧力勾配方向を一点鎖線で追記している。CSCB は、この圧力勾配に対して等静圧線がほぼ平行になり、翼間の静圧分布が流れに垂直方向に均一化できていることが確認できる。

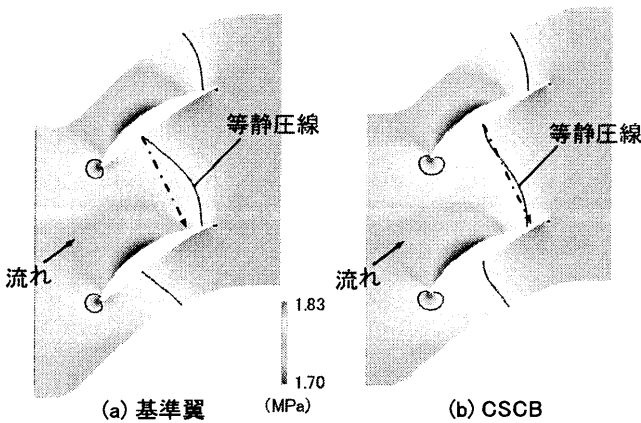


図 11 翼間静圧分布 (75%断面)

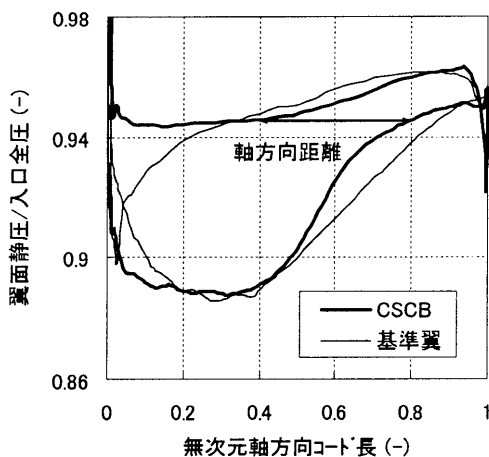
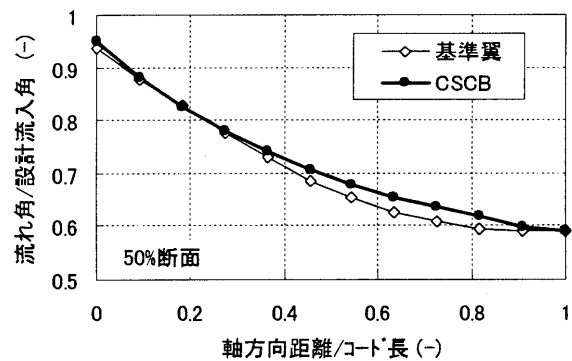


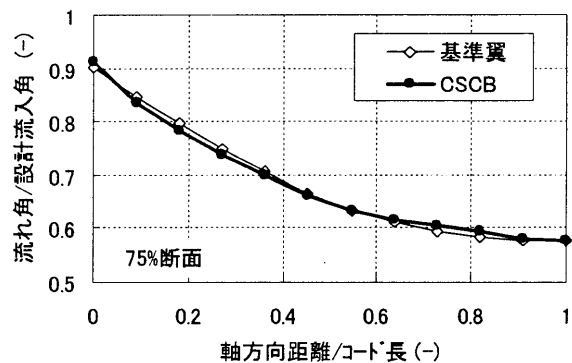
図 12 翼面静圧分布 (75%断面)

図 12 に、図 11 の等静圧線に対応する軸方向距離を示す。CSCB の等静圧線の軸方向距離が基準翼より短縮されている。CSCB の静圧分布は、圧力面側の前縁から約 40% コード長までの加減速を抑えて静圧を一定とし、40% コード長以降から減速させる。一方、負圧面では 70% コード長付近の減速を大きくして静圧を上昇させる。その結果、60% コード長より下流の翼負荷を下げ、翼間の等静圧線の軸方向距離を短縮している。図 11 に示したように、CSCB は翼列流路間の静圧勾配が流れに垂直方向断面に対して均一化されることで、翼間のクロスフローを抑制できると考えられる。

また、クロスフローの抑制を評価するために、図 13 に 50% および 75% 断面の軸方向位置における流量平均化した流れ角の分布を示す。流れ角は各断面の設計流入角で無次元化している。CSCB では、基準翼に比べて軸方向距離に対して流れ角が緩やかに減少している。75% 断面 (図 13 (b)) では、基準翼のケーシング側でコーナーストールが発生している影響で、無次元軸方向コード長 70% 付近の基準翼と CSCB の流れ角の差が小さくなる。しかし、50% 断面では、無次元軸方向コード長 70% 付近で流れ角が基準翼より大きくなっており、翼間のクロスフローが抑制されていることが確認できる (図 13 (a))。



(a) 50%断面



(b) 75%断面

図 13 軸方向流れ角分布

3.5 後縁近傍の流れ場

コーナーストールは翼間のクロスフローと後縁での圧力面から負圧面へ回り込む流れも要因のひとつと考えられているので、翼後縁近傍の流れ場の詳細を比較する。

図 14 に損失低減効果の大きいケーシング側の後縁近傍の下流側から可視化した流速ベクトルとエネルギー散逸関数の等値面を示す。エネルギー散逸関数は流れの乱れの発達を示す指標であり、式 (3.1) で表わされる。基準翼では流速ベクトルが圧力面から負圧面側に向かって後縁を回り込む流れが形成され、このような流れは CSCB では抑制されている。また、エネルギー散逸関数を比較すると、翼前縁で形成された馬蹄形渦の乱れが、圧力面側、負圧面側で発達している。基準翼では CSCB に比べてクロスフローの影響で馬蹄形渦の乱れと圧力面との距離が拡大している傾向にある。一方、基準翼の負圧面側の馬蹄形渦は、後縁付近で乱れが拡大し、コーナーストールが発生している。なお、基準翼のコーナーストール領域では乱れが大きくレンジオーバーで一部表示されていない。

CSCB では、翼間の静圧分布を均一化させることで、クロスフローと同時に後縁を回り込む流れも抑制できていることが確認できる。

$$\begin{aligned} \Phi &= 2\nu \left(\left(\frac{du}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dv}{dy} \right)^2 + \left(\frac{dw}{dz} \right)^2 \right) \\ &+ \nu \left(\left(\frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy} \right)^2 + \left(\frac{dw}{dy} + \frac{dv}{dz} \right)^2 + \left(\frac{du}{dz} + \frac{dw}{dx} \right)^2 \right) \\ &- \frac{2}{3} \nu \left(\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} \right)^2 \quad \dots (3.1) \end{aligned}$$

Φ : エネルギー散逸関数

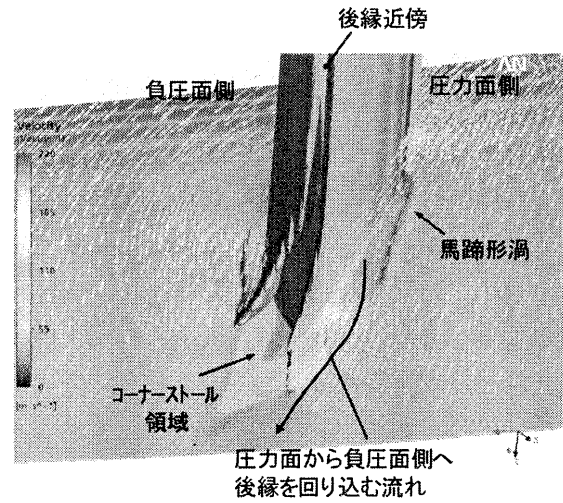
ν : 動粘性係数

4. 結言

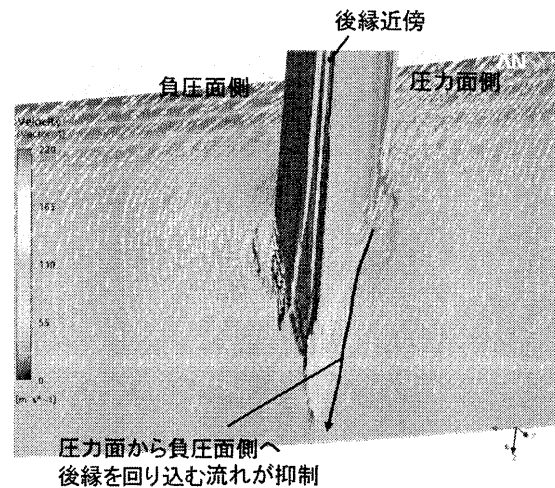
インバース法と多目的最適化ツールを組み合わせた最適化設計システムを構築し、二次流れ損失が大きい出口案内翼に適用して、CFD により翼列性能を評価した。以下、結論を纏める。

- (a) 二次流れを考慮した重み付き関数を用いることで、最適化したコーナーストール制御翼 (CSCB) は側壁近傍のコーナーストールを抑制できる。
- (b) CSCB は基準翼に比べて、設計静圧比で全圧損失を 15% 低減でき、失速側の作動範囲も拡大できる。

- (c) 二次流れ損失の主要因であるコーナーストールを低減するには、翼間静圧分布の均一化のため、翼間の等静圧線の軸方向距離を短縮することが有効である。



(a) 基準翼



(b) CSCB

図 14 後縁近傍流れ場

参考文献

- 1) S. Reising, H. Schiffer : Non-Axisymmetric End Wall Profiling in Transonic Compressors, ASME GT2009-59134.
- 2) Hah, C. and Loellbach, J. : Development Hub Corner Stall and Its Influence on the Performance Axial Compressor Blade Rows, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 121, (1999-1), pp.67-77.
- 3) 明連千尋, 柴田貴範, 高橋康雄, 柏原康成 : 多目的最適化を用いた高負荷翼列の開発, 第 35 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2007), pp. 165-170.
- 4) T. Sonoda, Y. Yamaguchi, T. Arima, M. Alhofer, B. Sendhoff, H.A. Schreiber : Advanced High Turning Airfoils for Low Reynolds Number Condition Part1, Design and Optimization, ASME GT-2003-38458.

高圧力比形 AT14 過給機用遠心圧縮機の空力設計

* 玉木 秀明, 海野 大, 川久保 知己, 平田 豊 (IHI)

Aerodynamic Design of Centrifugal Compressor for AT14 Turbocharger

* Hideaki TAMAKI, Masaru UNNO, Tomoki KAWAKUBO and Yutaka HIRATA (IHI)

ABSTRACT

High boost pressure is required to increase the specific output power of diesel engines. The pressure ratio of compressors for turbochargers is continuously increasing to meet these engine requirements. IHI developed a new turbocharger, AT14 mounting a high pressure ratio centrifugal compressor, applied to 500kW class diesel engines. In high pressure ratio centrifugal compressors, it is expected that the complicated flow features related to occurrence of shock wave will deteriorate compressor efficiency and operating range. To avoid these problems, several countermeasures were taken in the aerodynamic design of AT14 centrifugal compressor. Newly designed compressors realized with the expected performance, stage pressure ratio, and efficiency. This paper outlines the aerodynamic design of the centrifugal compressor for AT14.

Key words: Compressor, Turbocharger, Aerodynamic Design, Casing Treatment

1. はじめに

船用ディーゼルエンジンでは機関の出力増大のために平均有効圧力の上昇が図られている。この平均有効圧力の増加には過給機の高圧力比化と高効率化が不可欠である。機関の給気圧力は平均有効圧力の増大に伴って上昇しており、一部の船用機関では圧縮機に求められる圧力比が 6.0 に近づきつつある。また、エンジンの熱効率向上のために採用されるミラーサイクル（エンジンの膨張比を圧縮比より大きくすることで、より多くのエネルギーを取り出すサイクルをいう。吸気工程の途中で吸入弁を閉じることで実現できる）では、短時間で高密度の空気を供給する必要があり、高効率な高圧過給が不可欠な技術となっている。

この度、IHI では 500kW クラスの船用エンジン向けに高圧力比形 AT14 (Fig.1 参照) を開発したり。このクラスのエンジン用過給機には、最大 5.0 の圧力比を達成する圧縮機が求められる。本稿では高圧力比形 AT14 過給機向けに開発した遠心圧縮機の空力設計について報告する。

2. 圧縮機の仕様

Table 1 に従来形 AT14 用圧縮機（以下、従来形圧縮機と呼ぶ）と高圧力比形 AT14 用圧縮機（以下、新形圧縮機と呼ぶ）の仕様を示す。また、Fig.2 には、従来形圧縮機の性能と新形圧縮機の仕様を示

す。流量係数 ϕ 、圧力係数 μ_y および仕事係数 μ_0 は以下の(1)から(3)式で定義される。

$$\phi = \frac{G}{\rho_{01} D_2^2 U_2} \quad (1)$$

$$\mu_y = \frac{C_p T_{01} (\pi^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)}{U_2^2} \quad (2)$$

$$\mu_0 = \frac{C_p (T_{02} - T_{01})}{U_2^2} \quad (3)$$

- C_p : 等圧比熱(J/(kg·K))
- D_2 : インペラ外径(m)
- G : 質量流量 (kg/s)
- P_{01}, P_{02} : 全圧 (入口, 出口) (Pa)
- R : 気体定数(J/(kg·K))
- T_{01}, T_{02} : 全温 (入口, 出口)
- U_2 : インペラ外部周速 (m/s)
- γ : 比熱比
- π : 圧力比 (= P_{02}/P_{01})
- ρ_{01} : 密度 (kg/m³)

Table 1 Compressor specification

	U_2 (m/s)	圧力比	ϕ	μ_y
従来形圧縮機	500	3.6	0.130	0.532
新形圧縮機	530	4.8	0.114	0.606

高圧力比を達成するためには、周速を増す必要がある。新形圧縮機インペラと従来形圧縮機インペラの外径は同一であるため、本開発の周速の増加は回転数の増加に対応する。

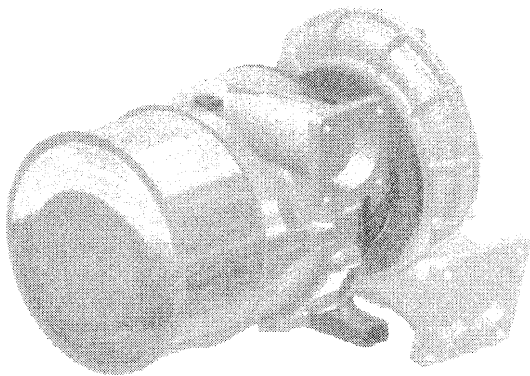


Fig.1 Appearance diagram of high pressure ratio turbocharger AT14¹⁾

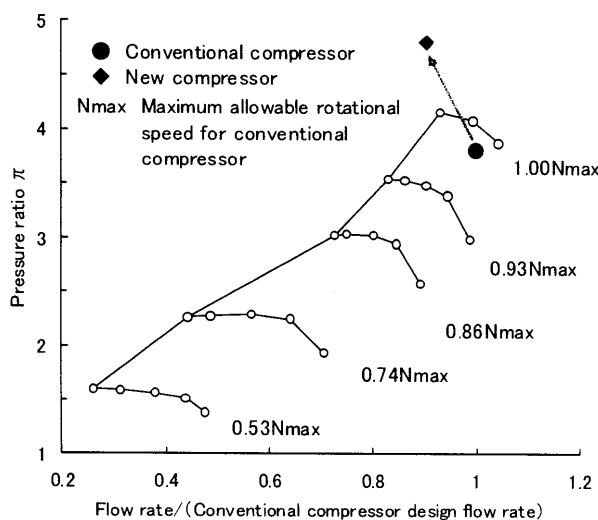


Fig.2 Conventional compressor performance and specification of new compressor

Table 1 に示すように、新形圧縮機の圧力係数は従来形よりも大きい。このため、回転数に加えて仕事係数も増す必要がある。仕事係数を増すためにはインペラが流体へ伝達する力を増す必要がある。この力はインペラの正圧面と負圧面の圧力差に相当し、両面近傍の流速の差によってもたらされる。負圧面近傍の流速は、正圧面近傍より大きく、翼負荷の増加は負圧面近傍の流速増加を引き起こす。また、インペラが流体へ伝達する力はインペラから流出する流体が持つ周方向の運動量の増分にも相当する。前述した回転数と仕事係数の増加はインペラ内で相対マッハ数の増加を引き起こす。この相対マッハ数の増加は、インペラ内に衝撃波を伴う複雑な流れを誘発し、効率と作動域の減少を招く。また、インペラから流出する運動量の増加は下流にあるディフューザ部の速度も増大させ、摩擦損失の増加を引き起こす。新形圧縮機の開発に当たっては以下の点に留意した。

(1) インペラ入口相対マッハ数の最小化

インペラ入口径を横軸、入口相対マッハ数を縦軸にとると両者の関係は凹の曲線 (Fig. 3(b)参照) となる。そこで、出来るだけ最小値に近い相対マッハ数を与える入口径を選定する。

(2) 適切なインペラ出口羽根角度の選択

インペラの仕事係数は、インペラ出口角度と出口羽根高さで決まる。適切な出口羽根角度の選定によって過度の翼負荷の増加を抑制する。

(3) 半羽根最適設計による翼負荷の軽減

従来、半羽根は長羽根の上流部分を切り落とし、先端部の翼を薄くしたものを採用してきた。本開発では半羽根周りの流れがよりスムーズになるように長羽根と別設計を行う。また、半羽根長さの適正化によって長羽根の負荷を軽減する。

(4) 適正な羽根付きディフューザの選定

インペラ出口から流出する流れの運動エネルギーは、インペラからの全入力エネルギーの 30% から 40% に相当する。これを効率良く圧力へ回復させるためにディフューザ性能の改善を図る。

(5) ケーシングトリートメントの採用

高圧力比化に伴い作動域の減少が懸念される。そのためインペラ入口部に循環型のケーシングトリートメントを採用する。

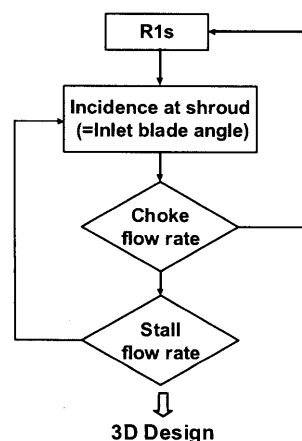
3. 基本設計

一次元解析を用いた基本設計の手順を以下に紹介する。

3.1 インペラ

3.1.1 インペラ入口

規定のチョーク流量と設計点で失速しない条件 (Fig.3(c),(d)) を満たしたうえで、インペラ入口相対マッハ数ができるだけ小さくなる入口径と羽根角または、入射角を選定する²⁾。Fig.3 にインペラ入口の設計プロセスを示す。



(a) Flow chart of inducer design

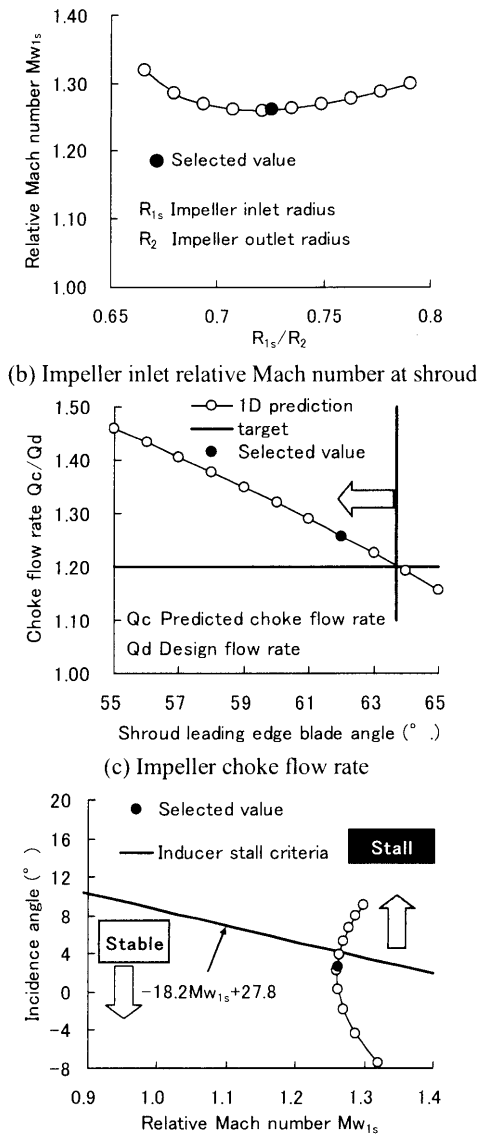


Fig. 3 Preliminary design of inducer

3.1.2 インペラ出口

仕様点において規定の圧力比が満足できるように、インペラ出口羽根角、羽根高さを決定する。遠心圧縮機では周速の制限が無ければ、インペラ出口羽根角を回転方向と逆に傾ける（回転と逆方向をマイナスで表す。-45°は、回転と逆方向に半径方向から45°傾いていることを意味する）と効率および安定作動域が改善することが知られている³⁾。しかし、実際には強度の観点から、周速には制限が設けられる。規定の周速の下で羽根角（回転方向と逆の傾き）を大きくし高圧力比を達成するためには、出口羽根高さを増してインペラ内での相対速度比 W_{1s}/W_2 (W_{1s} はシュラウド側におけるインペラ入口相対速度、 W_2 はインペラ出口での相対速度を示す) をここで大きくする必要がある。一般に、仕様点でこの速度比は1.6を超えないことが

推奨されている²⁾。しかし、圧力比（圧力係数）が大きくなると、このクライテリアを満足することが困難となる。Fig. 4 (a)、(b) にインペラ出口羽根角、羽根高さおよび圧縮機出口圧力比および相対速度比の関係を示す。これらの関係からインペラ出口羽根角として-15°を候補とした。

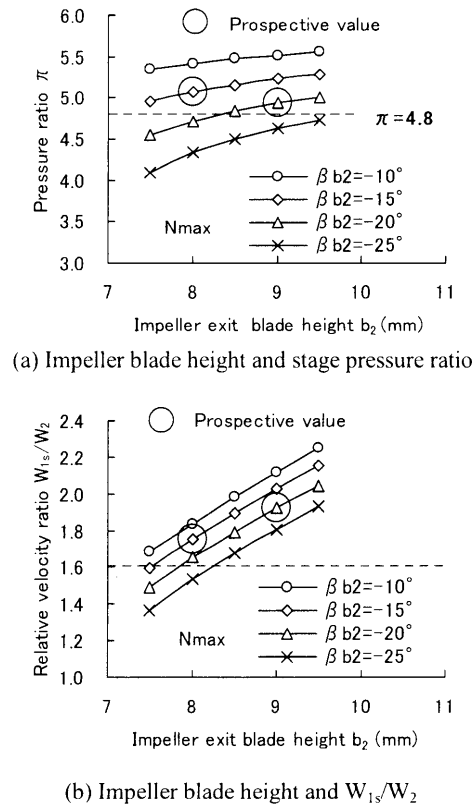


Fig. 4 Preliminary design of impeller outlet

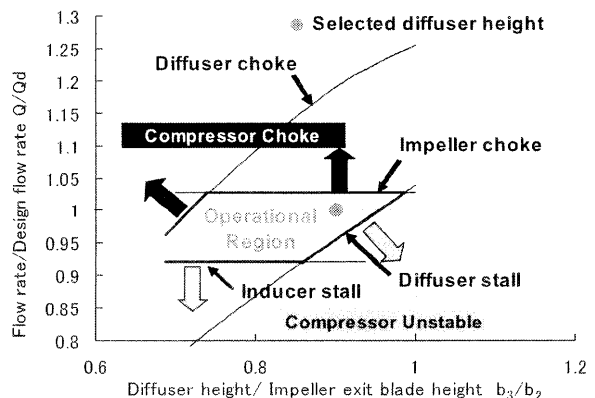


Fig. 5 Design of vaned diffuser height with 1D analysis

3.2 羽根付きディフューザ

設計の初期段階では、従来形圧縮機と同じ羽根形状、羽根枚数の羽根付きディフューザを用いることとし、羽根高さのみを再検討した。Fig. 5 にディフューザのチョーク流量・失速点流量⁴⁾、インペラのチョーク流量・失速点流量およびディフューザ羽根高さの関係を示す。圧縮機が仕様点で安定

運転でき、かつ所定のチョーク流量を満足するように出口羽根高さを選定した。

4. 詳細設計

4.1 インペラ設計

基本設計で選択できる形状はインペラの入口および出口形状のみである。CFD を用いた詳細設計によって、インペラ（翼）の三次元形状を決定する。今回の新形圧縮機では、Fig.6 に示すケーシングトリートメントを採用している⁹⁾。このケーシングトリートメントは、インペラ入口に位置する上流溝(Upstream slot)と下流に位置する下流溝(Bleed slot)、これらを結合する環状通路(Annular cavity)から構成される。下流溝の圧力が上流溝の圧力よりも高くなるとインペラを通過する流体の一部が下流溝をバイパス、環状流路を経て、上流溝からインペラ上流へ再流入する。低流量域では下流溝と上流溝の圧力差が拡大し、インペラへ再流入（再循環）する流量が増加する。このため、圧縮機入口部では、インシデンスが改善される。その結果、インペラ入口部でのストールが抑制され作動域が拡大する。ケーシングトリートメントはインペラの安定作動域に多大な影響を及ぼす。そこで、本インペラ設計ではケーシングトリートメント部もインペラの一部と見なし、インペラ設計と並行してケーシングトリートメント形状の適正化を図った。

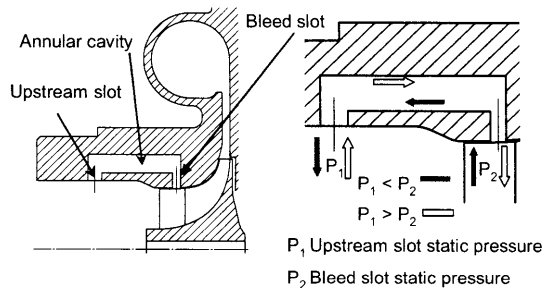
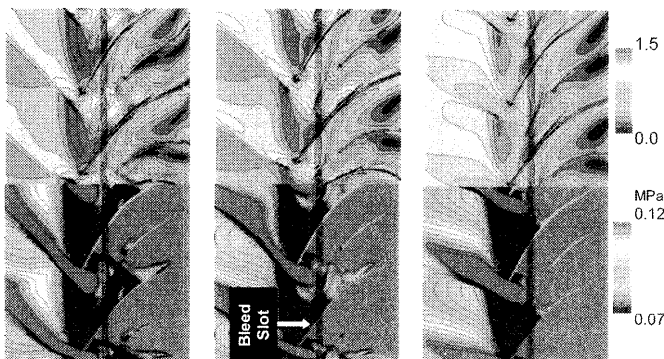
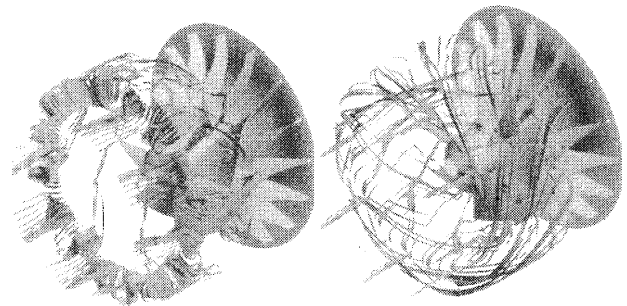


Fig.6 Schematic of casing treatment



(a) $Q_r = -2.3\%$ (b) $Q_r = 0.8\%$ (c) $Q_r = 5.0\%$
 $(Q/Q_d = 1.0)$ $(Q/Q_d = 0.96)$ $(Q/Q_d = 0.89)$

Relative Mach number and static pressure at 95% span



(a) $Q_r = -2.3\%$ ($Q/Q_d = 1.0$) (c) $Q_r = 5.0\%$ ($Q/Q_d = 0.89$)

Streamline through cavity

Fig.7 Flow field in impeller and casing treatment

Fig.7 に様々な流量でのインペラおよびケーシングトリートメント内流れの状況を示す。図中の Q_d は設計流量、 Q_r はインペラ出口流量に占める循環流量の割合である。正の値が下流溝から上流溝へ向かう流量に相当し、負の値は上流溝から下流溝へ向かう流量を表す。流量が減少するとともに、衝撃波が上流へ移動して下流溝での圧力が増加し、循環流量が増加していく。衝撃波と下流溝の位置が循環流量に強い影響を及ぼしているため、高圧力比遠心圧縮機のケーシングトリートメントの設計では下流溝の位置が重要なパラメータとなる。

4.2 羽根付きディフューザ

インペラを設計後、羽根付きディフューザの再設計を実施した。新形圧縮機では従来形圧縮機よりも、（半径方向から計測して） 3° 大きい取付角を選択した。この取付角の増加によって、設計点での圧縮機性能を変えずに、低流域での圧縮機効率、圧力比および安定作動域を増すことができた。また、羽根先端の形状を通常の間弧から楕円形状に変更した。Fig.8 に羽根先端が間弧形状と楕円形状の場合の羽根先端部の全圧分布を示す。羽根先端を楕円とすることで、間弧形状と比べて境界層の発達が抑制されていることが分かる。CFD によれば、この羽根先端形状の変更による圧縮機効率の向上分は約 0.2 ポイントである。

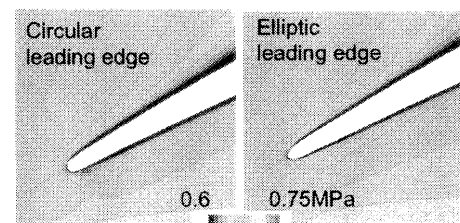


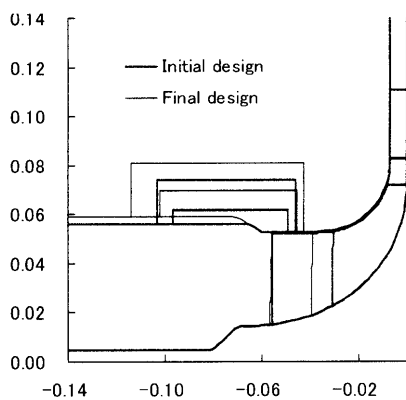
Fig.8 Total pressure distribution around vanned diffuser leading edge at 50% span

4.3 設計パラメータと圧縮機性能

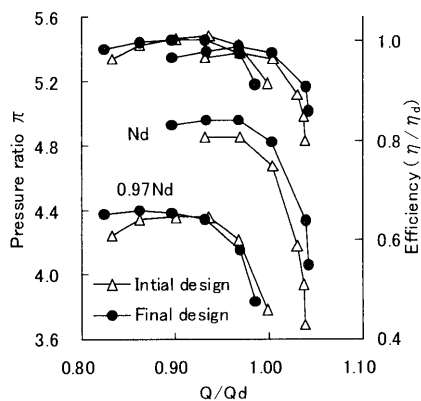
設計の初期および最終段階での形状を用いて形状パラメータの変更による圧縮機性能の変化の一例を示す。Fig.9 に初期形状と最終形状および CFD

で得られたそれぞれの性能を示す。図の N_d および η_a は、設計回転数、設計効率を示す。構造を変更した結果、次のような性能変化が起きている。

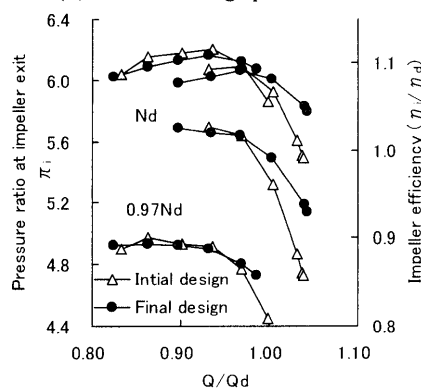
- (1) インペラの羽根角分布の変更でチョーク側の効率、圧力が共に向上している。
- (2) ディフューザの取付角の変化により低流量側の圧力回復特性が改善している。
- (3) 最終形状では、ケーシングトリートメントの下流溝を、より下流に設けた。これにより、循環流量が増し、サージ流量が低流量側に移動している。
- (4) 半羽根を長くしたことで、最終形状の長羽根の負荷が軽減され負圧面側の相対マッハ数が改善している。



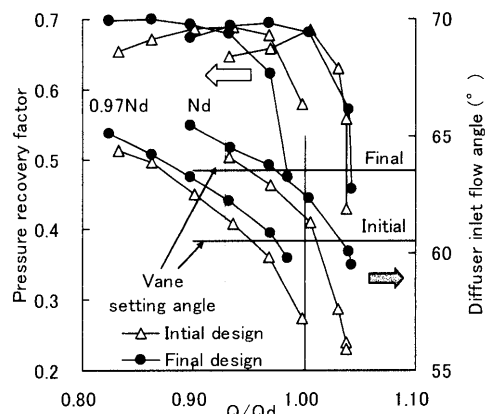
(a) Initial and final meridional flow path



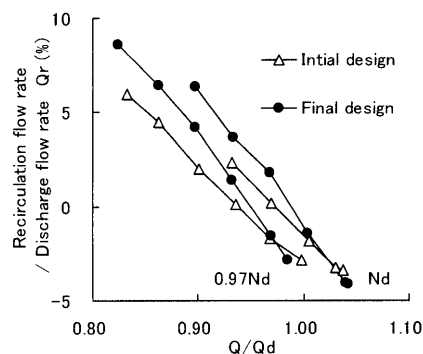
(b) Calculated stage performance



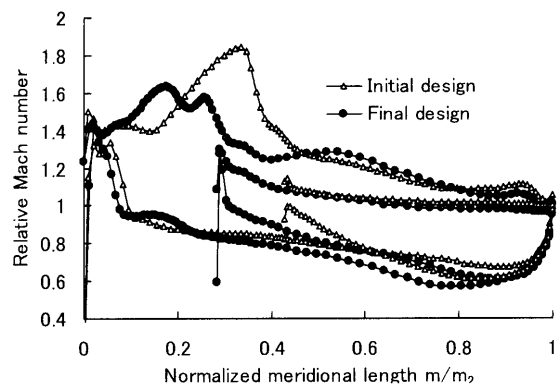
(c) Calculated impeller performance



(d) Calculated vaned diffuser performance



(e) Recirculation flow rate



(f) Relative Mach number distribution on blade at 90% span

Fig.9 Comparison of compressor performance between initial and final design

5. 新型圧縮機の性能

Fig.10 に開発した圧縮機の写真を示す。Fig.11 に実験で得られた圧縮機性能と設計時の予測性能を示す。実験によって本圧縮機が目標とした仕様を満足することが確認できた。

本開発では CFD と 1 次元解析を併用して圧縮機性能を予測している。CFD でインペラ入口からディフューザ出口までを計算する。ディフューザ出口からスクロール出口 (圧縮機出口) の間は、1 次元解析モデルを適用する⁶⁾。この 2 段階の計算により全体性能を予測している。Fig.12 は羽根付きデ

イフューザ出口における圧力の実験値と計算値の比較を示す。Fig.11、Fig.12 において計算値と実験値がよい一致をしていることから、本開発に用いたCFDおよび上に述べた性能予測手法が妥当であることが確かめられた。

6. おわりに

船用過給機用遠心圧縮機の圧力比は、今後も増加する傾向にある。圧力比 6 クラスの遠心圧縮機を実現するためには、相対マッハ数の更なる増加に対応した新インペラの開発^{7,8)}、インペラ内部流れの高温化に伴う材料強度の低下を防ぐインペラ冷却技術の開発が課題となる。これらの技術課題を克服し、更なる高効率・高圧力比過給機用遠心圧縮機の開発に取り組んでいく。

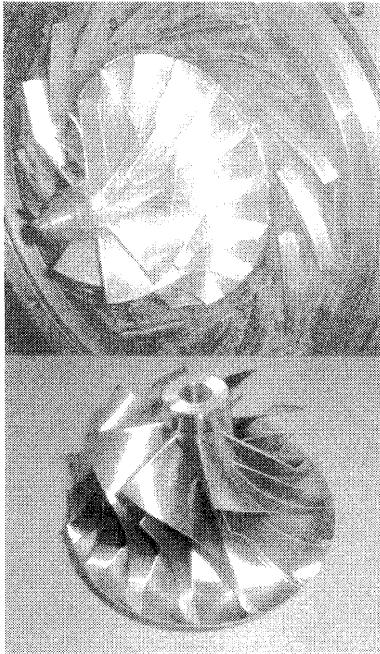


Fig.10 New compressor for AT14¹⁾

参考文献

- 1) 森寛之, 平田豊, 中野健, 村野隆麻, 岩城史典: 高圧力比形 AT14 過給機の開発, IHI 技報, Vol. 50, No. 1 (2010) pp. 61-65.
- 2) Tamaki, H., and Yamaguchi, S.: The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impellers and Vaneless Diffuser for Turbochargers, Proceedings of ASME TURBO EXPO 2007 GT2007-28300 (2007).
- 3) Cumpsty, N. A.: COMPRESSOR AERODYNAMICS, Longman Scientific & Technical (1989) pp.254-265.
- 4) Tamaki, H., Nakao, H., Saito, M.: The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser, ASME Journal of Turbomachinery Vol. 121, No.1(1999) pp. 113-118.
- 5) Hunziker, R., Dickmann, H.-P., Emmrich, R.: Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor with an Inducer Casing Bleed System,

Proceedings of Institution of Mechanical Engineers Vol. 215 Part A (2001) pp. 783-791.

- 6) Aungier, R. H.: Centrifugal Compressor a strategy for aerodynamic design and analysis, ASME Press (2000) pp.99-101.
- 7) Tamaki, H., Unno, U., Kawakubo, T., Hirata, Y.: Aerodynamic Design to Increase Pressure Ratio of Centrifugal Compressor for Turbochargers, ASME TURBO EXPO 2009 GT2009-59160 (2009).
- 8) Tamaki H.: Effect of Recirculation Device on Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor, ASME TURBO EXPO 2010 GT2010-22570 (2010).

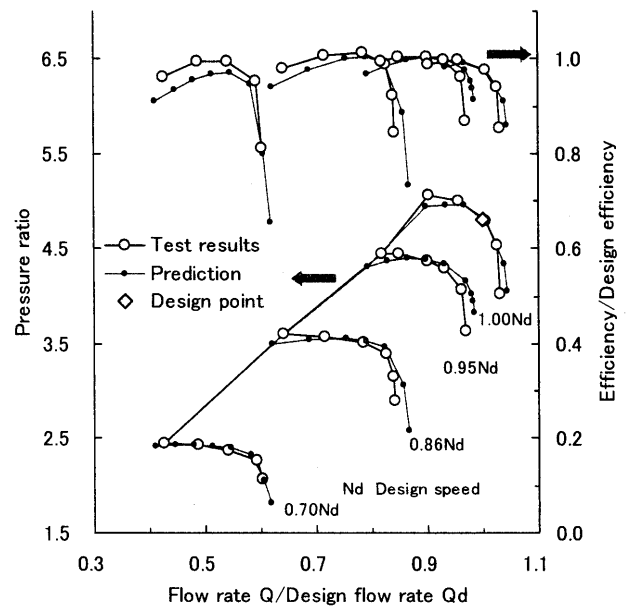


Fig.11 Measured and predicted compressor stage performance

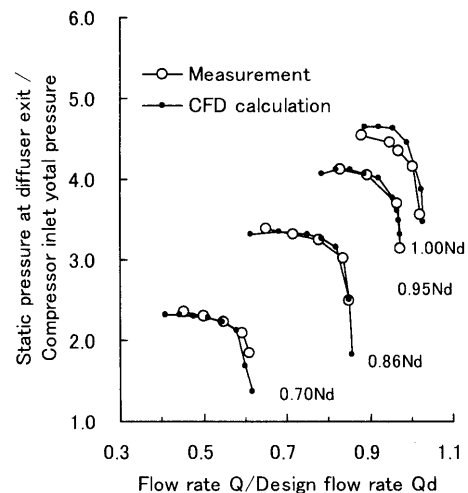


Fig.12 Measured and calculated static pressure at diffuser exit

羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の性能・騒音特性の改善

*後藤 尚志 平戸 康雅 太田 有 大田 英輔（早稲田大学）

Improvement of Compressor Performance and Noise Characteristics in a Centrifugal Compressor

Takashi GOTO, Yasumasa HIRATO, Yutaka OHTA and Eisuke OUTA (Waseda University)

ABSTRACT

The purpose of this study is to investigate the effects of the original wedge type vane and hub-side tapered diffuser vane, which has tapered portion on the hub side near diffuser leading-edge, installed into diffuser passages with shorten impeller-diffuser distance on the compressor performance and noise level radiated from the tested compressor. In addition to shortening the length, a half of the original impeller-diffuser distance, these diffuser vanes were placed on three variant inlet angle positions. The compressor performance can be improved but the radiated noise level enlarged by shorting impeller-diffuser distance. Hub-side tapered diffuser vane, furthermore, can improve the compressor performance, and wide stable operation range can be obtained.

Key words: Turbomachinery, Centrifugal Compressor, Tapered Diffuser Vane, Noise.

1. 諸言

ターボ機械の一つである遠心圧縮機は主たる産業からの高効率化および省エネルギー化の要請を受け、羽根付ディフューザが採用されている。しかし、羽根付ディフューザを採用すると、羽根車吐出流と案内羽根との干渉により著しく高い単一周波数の騒音が発生する¹⁾。離散周波数騒音のひとつであるこの動静翼干渉騒音は広帯域騒音と並んで、遠心圧縮機の騒音問題の要因となる。

著者らは羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機において、動静翼干渉騒音に着目し、圧縮機性能の改善および発生騒音の低減化を指向したディフューザ案内羽根の設計指針を得ることを目的に研究を行っている。従来から性能の改善や騒音に関してそれぞれ数多くの研究報告²⁾がなされているが、発生騒音や圧縮機性能、内部流れ場を関連させて騒音の低減および性能の改善を同時に指向した研究はほとんど見当たらない。

従来の研究により、著者ら³⁾⁻⁶⁾はディフューザ案内羽根の前縁形状が遠心圧縮機からの発生騒音に大きく影響を与えることを示し、くさび型案内羽根の前縁にテーパ加工を施したテーパ形案内羽根は性能を維持したまま発生騒音増大の抑制に効果があることを示した。さらにハブ側テーパ形案内

羽根を用いた場合には、案内羽根の前縁負圧面のシュラウド側に定在する前縁渦の成長を抑制することが可能となり、性能をも改善可能であることを示した。

本報では、ハブ側テーパ形案内羽根の騒音の低減および性能の改善効果に期待して、羽根車と案内羽根との間の動静翼間距離を縮小し、案内羽根設置角度を調整することにより遠心圧縮機の性能の向上を試みた。その結果、くさび型案内羽根を設置して、動静翼間距離を縮小し、さらに案内羽根の設置角を通常の設定角より小さくした場合に、発生騒音は上昇するものの、通常の設定角間距離に比べ高い圧力上昇を得られるだけでなく、安定作動域を大きく改善可能であった。ハブ側テーパ形案内羽根を設置した場合には、テーパ形案内羽根を用いたにもかかわらず、発生騒音増大の抑制効果はほとんど見られなかったが、くさび型案内羽根に比べさらに高い圧力上昇が得られた。

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置概要

供試圧縮機は船用ディーゼルエンジンに用いられる過給機用遠心圧縮機である。図 1 に供試圧縮機の概略を示す。供試圧縮機の定格回転数は 6000

Table 1 Dimensions of Tested Compressor.

Tested Centrifugal Compressor		
Rotational Speed	N	6000 min^{-1}
Mass Flow Rate	G	1.64 kg/s
Pressure Ratio	P_s/P_0	1.1
Impeller		
Number of Blades	Z	14
(Main + Splitter)		(7+7)
Inlet Diameter	D_1	248 mm
Outlet Diameter	D_2	328 mm
Exit Blade Width	B_2	26.14 mm
Diffuser		
Blade Shape		Wedge
Number of Vanes	V	15
Leading Edge Diameter	D_3	360 mm
Trailing Edge Diameter	D_4	559 mm
Diffuser Width	B_4	26.14 mm

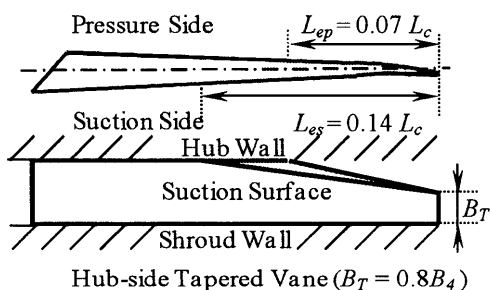


Fig.2 Geometries of Modified Tapered Diffuser Vane.

Table 2 Diffuser Position and Inlet Angle.

Diameter of Diffuser Leading Edge	Vane Position	Inlet Angle β_b deg
1.10 D_2	Original	23.4
1.05 D_2	1	25.2 (+1.8)
	2	22.4 (-1.0)
	3	20.3 (-3.1)

min^{-1} , 質量流量 1.64 kg/s , 圧縮比 1.1 となっている。供試圧縮機は騒音測定のため無響室に設置されており、暗騒音の騒音レベルは圧縮機の騒音レベルに比べ十分に低いレベルである。

供試羽根車はインデューサの付いた長羽根 7 枚と短羽根 7 枚の計 14 枚から構成される開放型羽根車である。羽根車入口径は $D_1 = 248 \text{ mm}$, 出口径は $D_2 = 328 \text{ mm}$ となっている。また、ディフューザには羽根なしディフューザ ($B_4 = 19.55 \text{ mm}$) と 15 枚の案内羽根を有する羽根付ディフューザ ($B_4 = 26.14 \text{ mm}$) の 2 種類を採用した。案内羽根入口径は $D_3 = 360 \text{ mm}$ ($= 1.10D_2$) と 344 mm ($= 1.05D_2$) の 2 種類を用いられるようディフューザに加工を施し

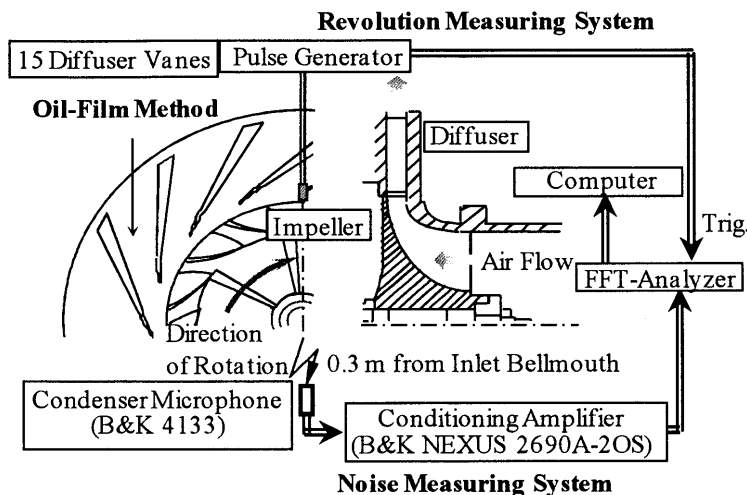


Fig.1 Experimental Apparatus and Measuring System.

である。案内羽根には、通常用いられるくさび型案内羽根(以後、ODV と略記)とその前縁のハブ側にテーパ加工を施したハブ側テーパ形案内羽根(以後、HTV と略記)の 2 種類を用いた。案内羽根翼弦長は $L_c = 178 \text{ mm}$ である。ハブ側テーパ形案内羽根の形状は図 2 に示す。テーパ部は案内羽根前縁から圧力面側 (L_{ep}), 負圧面側 (L_{es}) それぞれ翼弦長 L_c の 7%, 14% となるように 3 次元加工を施した。また、前縁幅は $B_T = 0.8B_4$ とした。さらに動静翼間距離を縮小した場合には、案内羽根の設置角を表 2 に示すように変化させた。

2.2 実験方法

圧縮機出口静圧は圧縮機出口直後に設置した差圧発信器により計測し、流量は吐出し管の下流に取り付けたオリフィス流量計を用いて測定した。騒音測定は吸込み管ベルマウス軸線上から 0.3 m 離れた位置にコンデンサマイクロフォンを設置し計測を行った。また、油膜法によりディフューザ通路壁面の可視化を行い、内部流れ場を調査した。油膜には二酸化チタン、軽油、オレイン酸を体積比 50 対 50 対 0.1 の割合で混合したものを用いた。

3. 結果および考察

3.1 圧縮機特性

図 3 に供試圧縮機の性能曲線および騒音特性を、図 4 に流量係数 $\phi = 0.24$ における騒音スペクトルを示す。横軸は流量係数 ϕ であり、縦軸はそれぞれ圧力係数 ψ および音圧レベルである。ここからは、ODV および HTV のあとの小文字 d および s はそれぞれ通常の設定位置(案内羽根入口径 $D_3 = 1.10D_2$) および動静翼間距離を縮小した位置 ($D_3 = 1.05D_2$) を表わすものとする。また小文字 s の後の数字は通

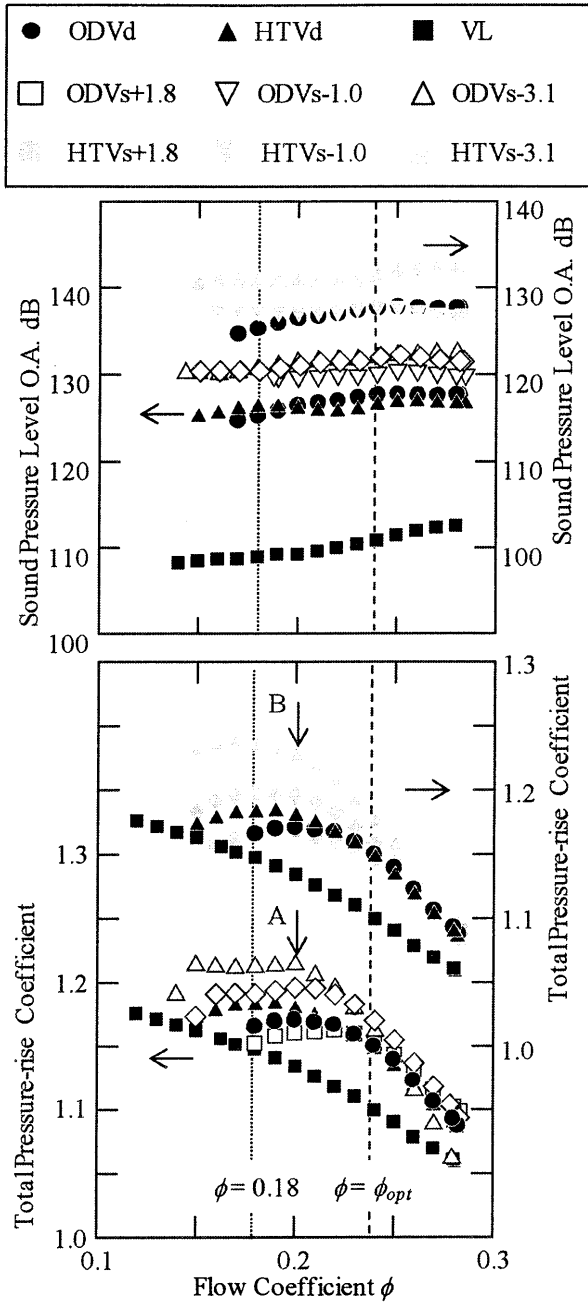


Fig.3 Compressor Performance and Noise Characteristics.

常の設置角からの修正角度を表すこととする。図3の性能曲線から、ODV(黒丸)をディフューザに設置すると羽根なしディフューザ(VL, 黒四角形)に比べ、高い圧力上昇が得られている。しかし、右上がり不安定領域が拡大し、VLに比べ安定作動域が $\phi=0.18$ まで縮小していることがわかる。なお、羽根付ディフューザを有する供試圧縮機の最高効率点である $\phi=0.24$ を設計点とし、 ϕ_{opt} と表記した。圧縮機吐出し静圧の勾配が負に転じる点は $\phi=0.18$ であった。本研究では、この点を通常の設定位置にODVを用いた場合の安定作動限界であるとした。

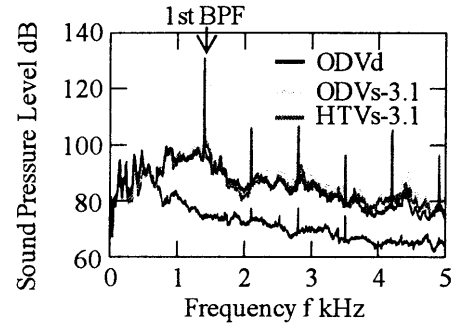


Fig.4 Noise Spectrum ($\phi=0.24, N=6000 \text{ min}^{-1}$).

また、図3の騒音特性(上図)から発生騒音は羽根付ディフューザを用いるとVLに比べ著しく上昇することがわかる。これは、案内羽根を設置したことにより、羽根車吐出流と案内羽根とが干渉するためである。図4に示した騒音スペクトルからわかるように、VLに比べ案内羽根を取り付けると著しく高い離散的なピークが表れるだけでなく、広い周波数帯に渡って音圧レベルの上昇が認められる。本研究に用いた供試圧縮機の支配的な騒音は離散周波数騒音のひとつである動静翼干渉騒音であり、案内羽根前縁形状は発生騒音に大きな影響を及ぼす。

そこで、案内羽根前縁部にテーパ加工を施し、羽根車吐出流との干渉面積を縮小したHTV(黒三角形)を採用した。図3の性能曲線(下図)から、 $\phi=0.24$ では、ODVと同等の圧力上昇を得ることが可能であり、発生騒音はODVに比べ約1.2 dB低減可能であった。一方、 $\phi=0.18$ では、発生騒音レベルはODVとほぼ同等であるものの、高い圧力上昇が得られた。さらに、安定作動域も $\phi=0.16$ まで拡大した。この要因については、関連報告6)を参考にされたい。

3.2 動静翼間距離の影響

HTVの性能の改善および発生騒音の低減効果を期待して、動静翼間距離 $L_{id}=(D_3-D_2)/D_2$ を0.10から0.05に縮小して、さらに案内羽根の設置角 β_b を通常の設定角($\beta_b=23.4 \text{ deg}$)から $+1.8 \text{ deg}$ 、 -1.0 deg 、 -3.1 deg の3通りに変化させ実験を行った。

図3より、動静翼間距離の縮小に伴い、ODVs設置時における発生騒音は約3~5 dB増大した。これは、図4よりODVs-3.1設置時には動静翼干渉騒音の基本周波数(1.4 kHz)の音圧レベルがODVd設置時よりも高いレベルを示すだけでなく、広い周波数帯に渡って音圧レベルが上昇するためである。しかし、設置角による大きな差異は見られなかった。図3の性能曲線からODVs+1.8(白抜き四角形)を設置した場合、圧縮機性能はODVdと比

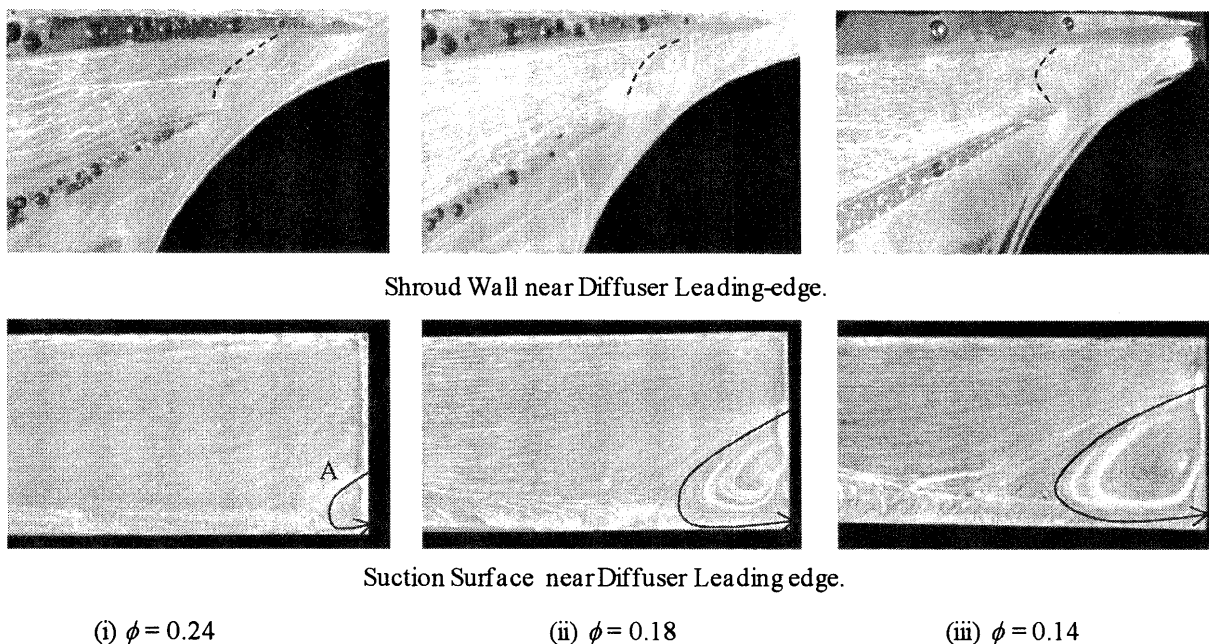


Fig.5 Visualization of Flow Fields in the Diffuser Passages and on Suction Surface near the Diffuser Leading-edge by Oil-film Methods (ODVd).

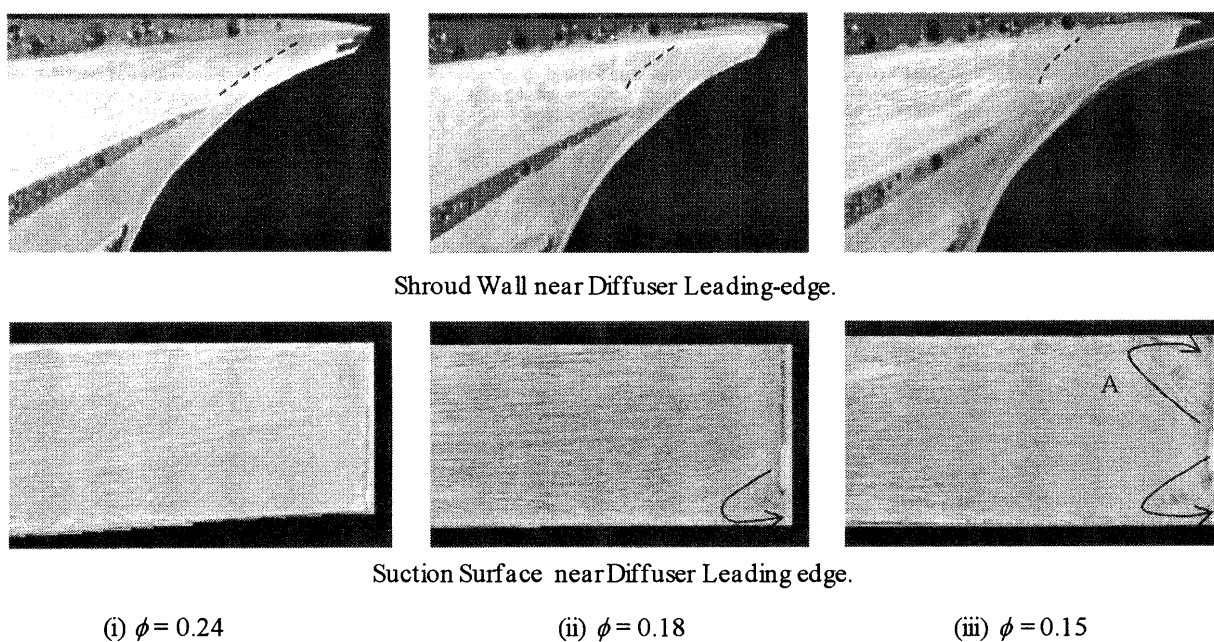
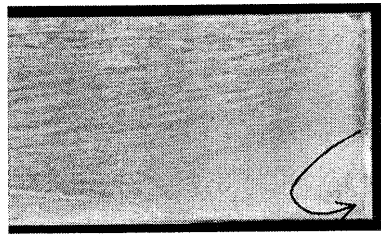


Fig.6 Visualization of Flow Fields in the Diffuser Passages and on Suction Surface near the Diffuser Leading-edge by Oil-film Methods (ODVs-3.1).

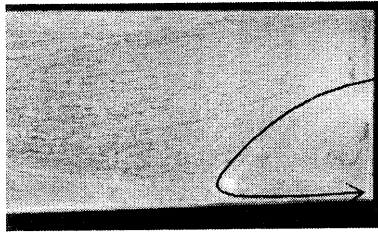
較して $\phi = 0.24$ ではほぼ同等の圧力上昇を示した。一方、ODVs-3.1（白抜き三角形）および ODVs-1.0（白抜きひし形）を取り付けた場合には $\phi = 0.24$ で、ODVd に比べ高い圧力上昇が得られ、低流量域では非常に優れた圧力上昇を示した。さらに、安定作動限界もそれぞれ $\phi = 0.15, 0.16$ となり、安定作動域が約30%拡大した。しかし、どちらの設置角におい

ても、 $\phi = 0.20$ で圧力係数が一旦下落し、その後再び圧力は上昇するという現象が表れた（図3-A）。

HTVs を設置した場合には、設置角を小さくするにつれ、性能が向上する傾向を示した。特に、HTVs-3.1（灰色三角形）を設置した場合には、ODVs に比べ低流量域で大きな圧力上昇を得られた。一方、図4の騒音のスペクトルから、HTVs-3.1 設置



(i) $\phi = 0.24$



(ii) $\phi = 0.18$

Fig.7 Visualization of Flow Field on Suction Surface (ODVs+1.8).

時には動静翼干渉騒音の基本周波数の音圧レベルが ODVs-3.1 設置時に比べ低いレベルを示し、さらに広い周波数帯に渡り音圧レベルが減少した。しかし、発生騒音レベルはほぼ ODVs 設置時と同等であり、大きな優位性は見られなかった。HTVs+1.8 (灰色四角形) では性能は大幅に劣化するものの、 $\phi = 0.24$ 近傍において発生騒音レベルは ODVd の騒音レベルまで低減可能であった。また、ODV に表れた $\phi = 0.20$ 付近で一度圧力が低下する現象は表

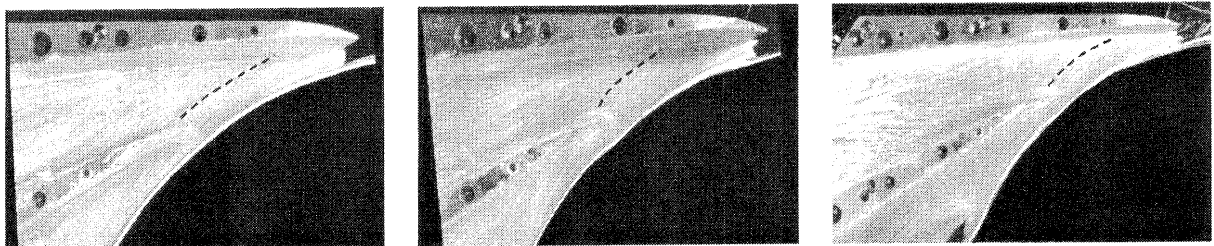
れなかった (図 3-B)。

3.3 油膜法による内部流れ場の可視化

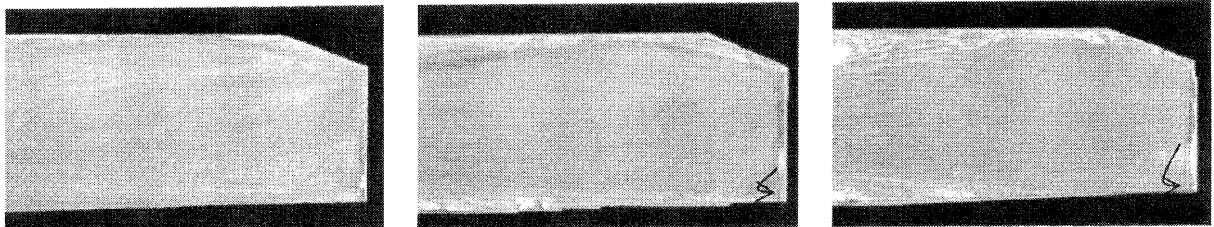
ODVd および ODVs-3.1, ODVs+1.8, HTVs-3.1 設置時の内部流れ場を油膜法により調査を行った。図 5 に ODVd 設置時の油膜法の結果を示す。上図はディフューザ部におけるシュラウド壁面上の流れ場を、下図は案内羽根前縁近傍の負圧面の流れ場を可視化したものである。

上図より、ODVd を設置した場合、案内羽根前縁部に順流と逆流によって形成される分岐線が存在する(図中、破線にて輪郭を表示)。この分岐線は流量の低下に伴って、下流に遷移する。このため、案内羽根シュラウド近傍の逆流は拡大する。また下図より、案内羽根前縁の負圧面上のシュラウド側に渦の端面の形跡が確認できる (図 5-A)。この渦はディフューザ前縁渦 (以後、前縁渦と略記) と呼ばれる。詳しくは関連報告 6) を参照されたい。この前縁渦は流量の低下とともに大きく成長する。特に $\phi = 0.14$ では前縁渦は案内羽根入口のほぼ全スパンにまで成長し、流路ブロックを形成し、ディフューザ部の損失となる⁹⁾。

図 6 に ODVs の中で最も高い圧力上昇が得られた ODVs-3.1 設置時における油膜法による内部流れ場の可視化結果を示す。上図から ODVd と同様にどの流量係数においても案内羽根の前縁近傍に順流と逆流の分岐線が表れている。しかし、この分岐線は流量低下とともに下流に遷移するものの、



Shroud Wall near Diffuser Leading-edge.



Suction Surface near Diffuser Leading edge.

(i) $\phi = 0.24$

(ii) $\phi = 0.18$

(iii) $\phi = 0.15$

Fig.8 Visualization of Flow Fields in the Diffuser Passages and on Suction Surface near the Diffuser Leading-edge by Oil-film Methods (HTVs-3.1).

ODVd 設置時 (図 5) に比べ、遷移量は小さい。また下図より、 $\phi = 0.24$ では前縁渦の存在は確認できないが、流量の低下した $\phi = 0.18$ では前縁渦が存在している。また前縁渦の端面の大きさは、ODVd 設置時に発生する前縁渦の端面の大きさ (図 5) に比較して小さい。さらに流量の低下した $\phi = 0.15$ では、前縁渦だけでなく、ハブ側に前縁渦とは逆向きの渦の端面が発生する。この渦については十分に解明されていないため、今後の研究課題としたい。

一方、ODVs のうち性能の改善が見られなかった ODVs+1.8 の負圧面の油膜法の結果 (図 7) では、ODVs-3.1 設置時と異なり、前縁渦が $\phi = 0.24$ から存在する。さらに $\phi = 0.18$ では ODVs-3.1 設置時 (図 6) に比べ大きく成長している。このことから、ODVs+1.8 設置時に性能の向上が見られなかった要因は ODVd 設置時と同様、前縁渦が存在し流路ブロックを形成したためであると考えられ、動静翼間距離を縮小した場合でも、前縁渦がディフューザの損失となる。

図 8 に HTVs-3.1 設置時における油膜法の結果を示す。ODVs-3.1 と同様に $\phi = 0.24$ では、前縁渦は確認されなかった。また $\phi = 0.18$ および 0.15 では、ODVs-3.1 と同様に前縁渦の存在が認められるが、その端面の大きさは図 6 に比べ小さい。また ODVs-3.1 の $\phi = 0.15$ で見られたハブ側の渦 (図 6) は存在しない。以上のことから、HTV を用いた場合に低流量域で ODVs に比べ高い圧力上昇が得られ、安定作動域が約 30% 拡大した要因は、前縁渦の成長を抑制できただけでなく、ハブ側に発生する渦が発生しなかったことにあると考えられる。

4. 結言

羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の性能向上を指向して、羽根車と案内羽根の動静翼間距離を縮小して実験を行った。またハブ側テーパ形案内羽根を設置し、あわせて実験を行った結果、以下の知見が得られた。

- 1) 通常のくさび型案内羽根 (ODV) において、動静翼間距離の縮小により、設置角を変化させた際の発生騒音は 3~5 dB 程度増大した。一方、設置角を適切に設定することで従来の設

置位置に比べ、高い圧力上昇が得られるだけでなく、安定作動域の拡大が可能となった。

- 2) 設置角の適切な設定により圧縮機性能は向上するが、低流量域の性能曲線は一旦低下して再び上昇する傾向を示した。また、ODVs-3.1 設置時において流量係数 $\phi = 0.15$ において、ハブ側に前縁渦とは逆向きの渦が発生した。この渦の影響に関しては今後の検討課題としたい。
- 3) 動静翼間距離を縮小しても、前縁渦は存在し、ディフューザにおける損失の要因となる。
- 4) HTV の採用により性能の一時的な低下は抑制され、低流量域まで安定した運転が可能であった。これは案内羽根前縁に発生し、流路ブロックを形成することで、ディフューザの性能を劣化させるディフューザ前縁渦の成長を抑制できたことにある。これにより、従来の ODV に比べ、 $\phi = 0.24$ における性能は、約 2.2% 向上し、安定作動域は約 30% 拡大した。

参考文献

- 1) Yoshinaga, Y., Gyobu, I., Mishina, H., Koseki, F. and Nishida, H.: Aerodynamic Performance of a Centrifugal Compressor with Vaned Diffusers, *Transaction of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol.102(1980), pp.486-493.
- 2) 速水 洋, 妹尾泰利, 宇都宮浩司, 長谷川治, 河口紀直勝: 遷音速遠心圧縮機の小弦節比円形翼列ディフューザ, *機械学会論文集 (B 編)*, 55-511(1989), pp.758-763.
- 3) Ohta, Y., Takehara, N., Okutsu, Y. and Outa, E.: Effects of Diffuser Vane Geometry on Interaction Noise Generated from a Centrifugal Compressor, *Journal of Thermal Science*, Vol. 14, No.4(2005), pp.321-328.
- 4) Ohta, Y., Goto, T. and Outa, E., Effects of Tapered Diffuser Vane on the Flow Field and Noise of a Centrifugal Compressor, *Journal of Thermal Science*, Vol. 16, No.4(2007), pp.301-308
- 5) Goto, T., Ohta, Y. and Outa, E.: Improvement of Aerodynamic Performance and Noise Reduction of Centrifugal Compressor with Tapered Diffuser Vane, *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2007*(2007), TS-033 (CD-ROM).
- 6) Ohta, Y., Goto, T. and Outa, E.: Unsteady Behavior and Control of Diffuser Leading-edge Vortex in a Centrifugal Compressor, *Proceedings of Turbo Expo 2010*, (2010), GT2010-22394(CD-ROM).

【研究報告】

A-11

多段圧縮機の非定常流れにおける複雑形状の影響

* 山上 舞，児玉 秀和，加藤 大，土屋 直木 (IHI)
堀口 泰生 (ASI 総研)，賀澤 順一 (JAXA)

Impact of Real Geometries on Unsteady Flow in Multistage Axial Compressor

*Mai YAMAGAMI, Hidekazu KODAMA, Dai KATO, Naoki TSUCHIYA (IHI),
Yasuo HORIGUCHI(ASIRI), Junichi KAZAWA(JAXA)

ABSTRACT

With the prospect of applying CFD to the development of a new advanced multistage axial compressor, the technical issues existing in CFD for multistage compressor must be clarified and resolved. One of the issues is the effect of real geometries in the test configuration, such as clearances between variable stator vanes and casing ("VSV clearances"), and shroud cavities and bleed ports. Interaction between these leakage flows and main path flow is considered to impact on the performance. In this paper, unsteady CFD for 6 stage high speed compressor has been performed to investigate how the VSV clearance affects the characteristic of a compressor. Calculation with VSV clearances was compared to the calculation of pure flow (without VSV clearances). As a result, it was confirmed that the leakage flow from VSV clearances has a large impact on the performance of multistage compressor. Aerodynamic loss caused by leakage flow from VSV clearance is appeared not only in front stages installing VSV but also in rear stages which leads to lower efficiency than pure flow path.

Key words: CFD, Unsteady N-S, Compressor

1. はじめに

多段圧縮機の開発では、リグ試験を実施することは必須であるが、設計の初期段階でより精度の高いシミュレーションにより、空力的諸問題を明らかにできれば、試験回数を減らすことができ、開発期間とコストを最小限にすることができる。

ターボ機械の多段解析に用いる精度の高い数値モデルとして、レイノルズ平均 NS 方程式による非定常解析がある。本解析には多くの計算機能力を必要とするが、近年の計算機能力の進歩によって、全段の非定常解析が現実的な時間でできるようになってきた。

著者らは圧縮機開発への適用を念頭に、多段軸流圧縮機の非定常段解析の技術的課題を明らかにし、解決していくことを目的に研究をすすめている⁽¹⁾。解析手法の課題の一つに実機形態のモデリングが挙げられる。実機の多段圧縮機には、シールキャビティや可変静翼 (VSV) クリアランス、ブリード孔などがあるが、これら複雑形状が及ぼす影響を検討し、考慮する必要がある。実機の複雑形状が圧縮機の性能に与える影響は、単翼列、単段形態でいくつかの研究が成されており、性能低下を及ぼすことが明らかにされている⁽²⁾⁽³⁾が、多段環境下で及ぼす影響についてはまだ明らかになっ

ていない⁽⁴⁾⁽⁵⁾。特に小型の圧縮機にはその性能に大きな影響を与えることが考えられる。

そこで本論文では、VSV クリアランスを入れた非定常解析を実施し、クリアランスなしの結果と比較することで、VSV クリアランスからの漏れ流れが非定常多段環境下で性能へ及ぼす影響を調査した。

2. 数値解析手法

2. 1 解析コード

解析コードには、JAXA が開発したマルチブロック NS ソルバーである UPACS を用いた⁽⁶⁾⁽⁷⁾。UPACS はマルチブロック構造格子法を用いた完全気体の圧縮性粘性流れの解析が可能であり、セルセンター法と MUSCL 法を用いた有限体積法によって離散化を行った。複数のスキーム、乱流モデルが利用できるが、ここでは対流項は Roe スキーム、拡散項には通常の 2 次精度中心差分を用いた。時間積分は 2 次精度 Euler 陰解法を用い、ニュートン反復により計算した。また、乱流モデルには、Spalart-Allmaras の 1 方程式モデルを適用した。

2. 2 モデリング手法

図 1 に対象とする多段圧縮機の計算モデルを示す。圧縮機はストラットと入口案内翼 (IGV) と 6

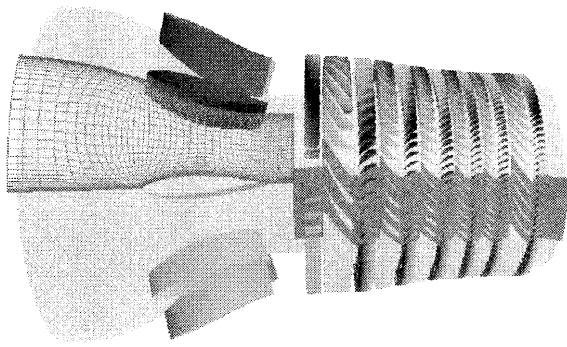


図1 計算領域

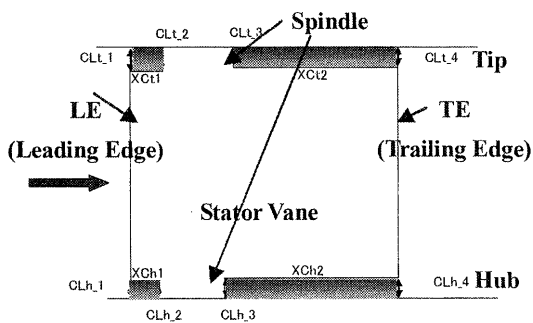


図2 可変静翼クリアランスの位置

段の動静翼から成る。計算領域は図の赤い領域のように 1/10 周としたため、翼枚数を 6% の範囲で修正している。翼枚数を変更する際には、ソリディティ、L/E および T/E の半径を保ち翼の軸長を変更した。またオリジナルの非定常段解析では、動翼のチップクリアランスのみ考慮していたが、本解析では VSV クリアランスを計算領域に含めた。VSV となっているのは IGV~3 段静翼(S3)である。VSV とケーシングの間隙は、図 2 に示すようにモデル化した。隙間の大きさは試験条件に合わせた。

2. 3 計算格子と境界条件

各翼列の格子には O-H 型の構造格子を用いた。VSV クリアランス部の格子は、O-H マルチブロック格子を用いて図 2 の隙間部を埋め込んだ。総格子点数はオリジナル形態が 1 億点であるのに対し、VSV クリアランスを含む形態では約 1.3 億点となる。

ストラット上流の計算入口境界には、試験条件に合わせて全圧および全温の半径方向分布を与えた。出口境界では静圧を与えた。

3. 解析結果及び考察

3. 1 高速圧縮機リグ試験

計算対象は、エコエンジンプロジェクトの中で設計した、全圧比が約 12 の遷音速圧縮機である。

エコエンジンは 50 席クラスの航空機への適用を想定した、スラスト 9000 ポンドの小型エンジンである⁽⁸⁾⁽⁹⁾。このため圧縮機の最終段翼高さは軸流圧縮機の限界となっており、実機の複雑形状の影響が大きいと考えられる。

3. 2 全体性能

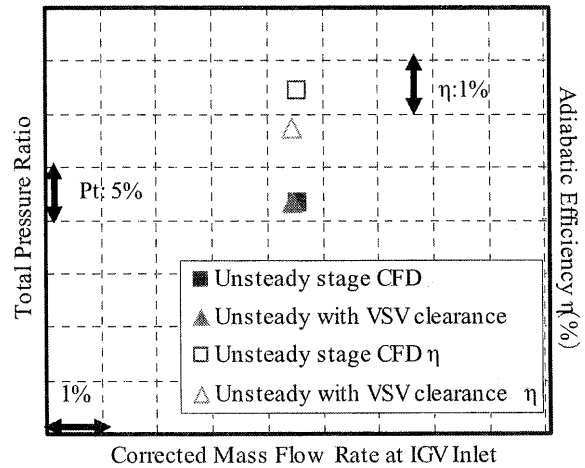


図3 設計回転での流量平均による全体性能

図 3 に非定常解析によって予測された設計点付近における全体性能を、オリジナルと VSV クリアランスありの形態で比較した。図には流量および圧力比、効率を示した。図からわかるように、解析による IGV 入口修正流量は、クリアランスありとなしではほとんど変わらない。

しかしながら全体効率に関しては、VSV クリアランスありの方がオリジナルに対して-0.8%の低下が予測された。そこで、VSV クリアランスありとなしで圧縮機の内部流れにどのような違いができるのか調べていく。

3. 3 段性能

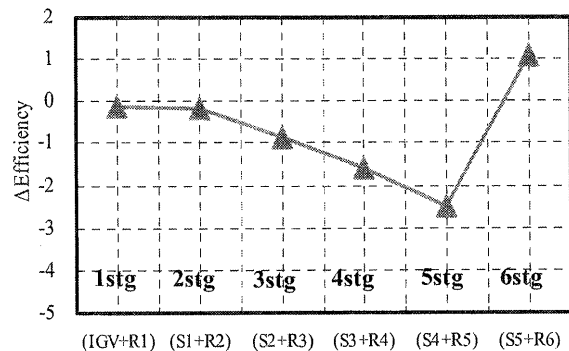


図4 クリアランスありとなしでの 段効率差

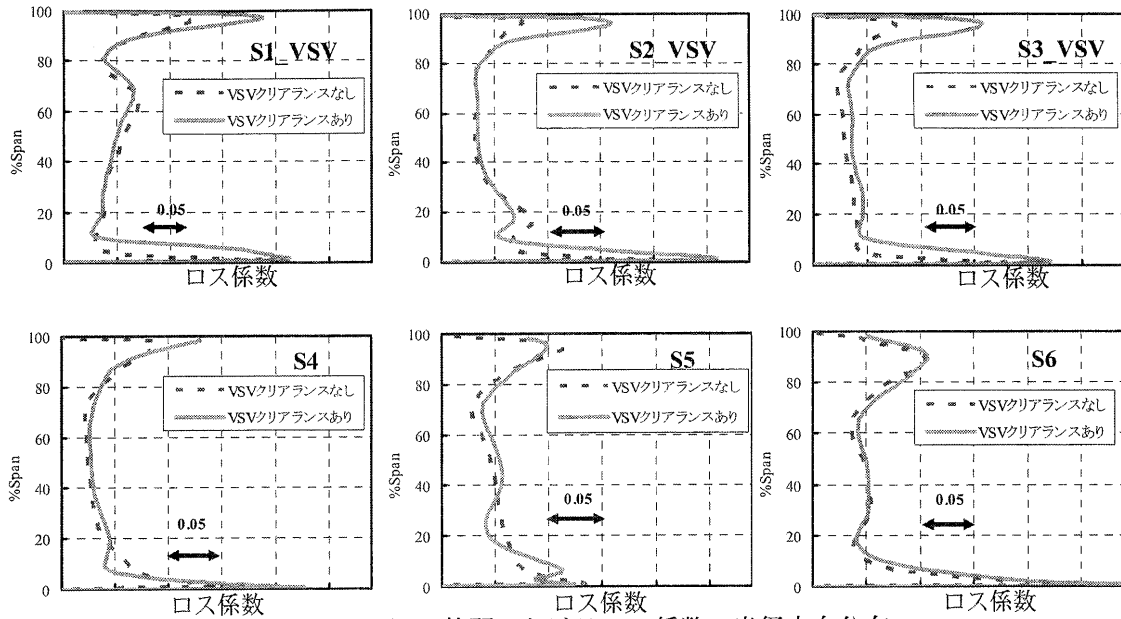


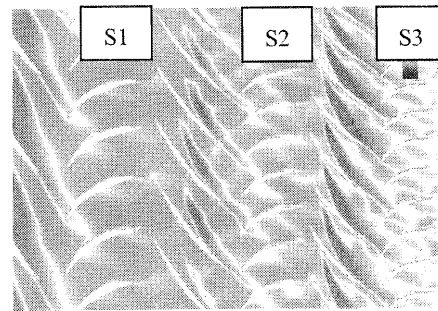
図5 静翼におけるロス係数の半径方向分布

まず、各段間性能に着目する。図4に段効率のオリジナル形態との差を示した。段性能は、各動翼列について、上流静翼 L/E と下流静翼 L/E 間の性能（静翼と動翼の組み合わせ）と定義した。図4から、S2以降、後段に向かうにしたがって効率が低下し、5段(S4+R5)で最大の-2.5pts程度の低下が見られた。VSVはS3までであるが、その影響はそれより後段にも及ぶことがわかる。そこで、動静翼それぞれに及ぼす影響について詳細を見ていく。

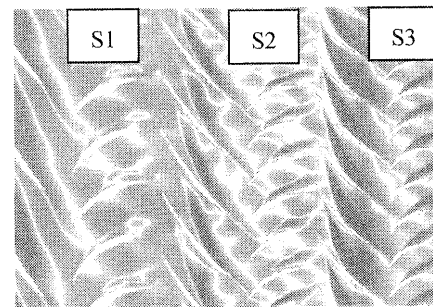
3.4 静翼列性能への影響

図5にS1からS6のロス係数半径方向分布を示す。ここで半径方向分布は、翼入口および出口位置での周方向平均した物理量を用いている。図からS1からS3のクリアランスがある翼列は、ハブ・チップでロスが大きくなっている。また、後段側では前段側ほど顕著なロスの増加は見られていない。

図6にチップ側のエントロピーコンターの瞬時場を、VSVクリアランスなしとありで比較した。図から、VSVクリアランスなしの場合もありの場合も動翼翼間にはエントロピー増大の大きい赤い領域が見られる。これは動翼のチップクリアランスロスに起因している。同様に赤い領域がVSVクリアランスありの場合の静翼翼間にも見られ、VSVクリアランスからの流れによってエントロピーが増大していることがわかる。図7にS3のチップ側TE付近の流線を示す。翼の腹側から背側に向かって流れが発生している様子がわかり、この流れと主流部がぶつかり合うことでせん



(上)VSVクリアランスなし



(下)VSVクリアランスあり

図6 96%スパンにおけるエントロピーコンターの比較（瞬時場）

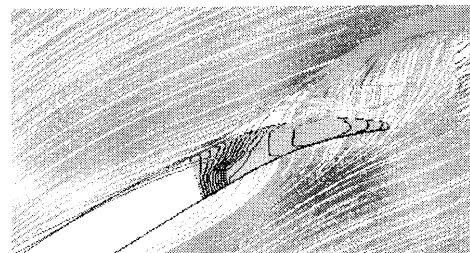


図7 S3 T/E 付近の流線図(マッハ数コンター)

断によるロスが発生し、結果エントロピーが増大したと理解できる。

このように、可変静翼はクリアランスがあるために、単体でロスが発生し、効率は低下する。したがって、図4の段効率において2段(S1+R2)から4段(S3+R4)までの効率が低下した原因の一つであると理解できる。しかしながら、S4以降ではほとんど静翼のロス係数に違いはない。

3.5 動翼列性能への影響

図8にR1からR6までのロス係数半径方向分布を示す。図からR4においてはチップ側でロスの増加が見られるが、それ以外の動翼では全体的に顕著なロスの違いは見られない。

また、R2、R3、R4のロス係数についてはクリアランスありとなしの場合で、ハブ側の分布に顕著な違いがあることがわかる。クリアランスなしの場合は、壁近くでロスの大きいピークが現れる二次流れに起因した典型的なロス分布となっている。一方でクリアランスありの場合は、ハブ側のピークが抑えられた分布になっている。これは、動翼の翼形状がVSVクリアランスからの流れを考慮して設計されているため、CFDで予測されたVSVクリアランスからの流れを、動翼入口流れに考慮して翼形状を決定している。このためクリアランスなしの方は、設計時に想定した入口流れと翼が合っておらず、強い二次流れが発生したと考えられる。

図10、図11、図12に、それぞれR2、R4、R5の入口の軸方向速度(上)および相対マッハ数(中)相対流れ角(下)の半径方向分布を示す。軸速度分布から、上流のVSVクリアランス流れのため、ハブ側とケーシングで速度欠損が大きく、それによるブロッケージのため主流部(ミッドパン付近)の速度は増速していることがわかる。その結果相対流れ角は、主流部でインシデンスが小さい方向に変化している。このことは、主流部のロス係数がVSVクリアランスがある場合も変化しない原因の一つとなりうる。

エンドウォール付近では、R2とR5についてはチップ側のインシデンスに大きな違いはないが、R4はチップ側でインシデンスが3deg程度大きくなっている。このためチップ側での翼負荷が高くなり、チップクリアランス流れが増大してロスが大きくなったと考えられる。さらに主流部の軸方向速度の増加が顕著になって、入口相対マッハ数が大きくなっている。主流部のロス係数は変わらなくとも、動圧が増えるため、全体としてロスが増える方向になると考えられる。このことが後段側のロス増大につながり、結果効率低下を引き起こしたと考えられる。

以上の結果から、後段の動翼においても上流からの影響を受けてその性能に違いが生じるため、VSVクリアランスの影響に関しては、多段環境で考慮する必要があることがわかった。

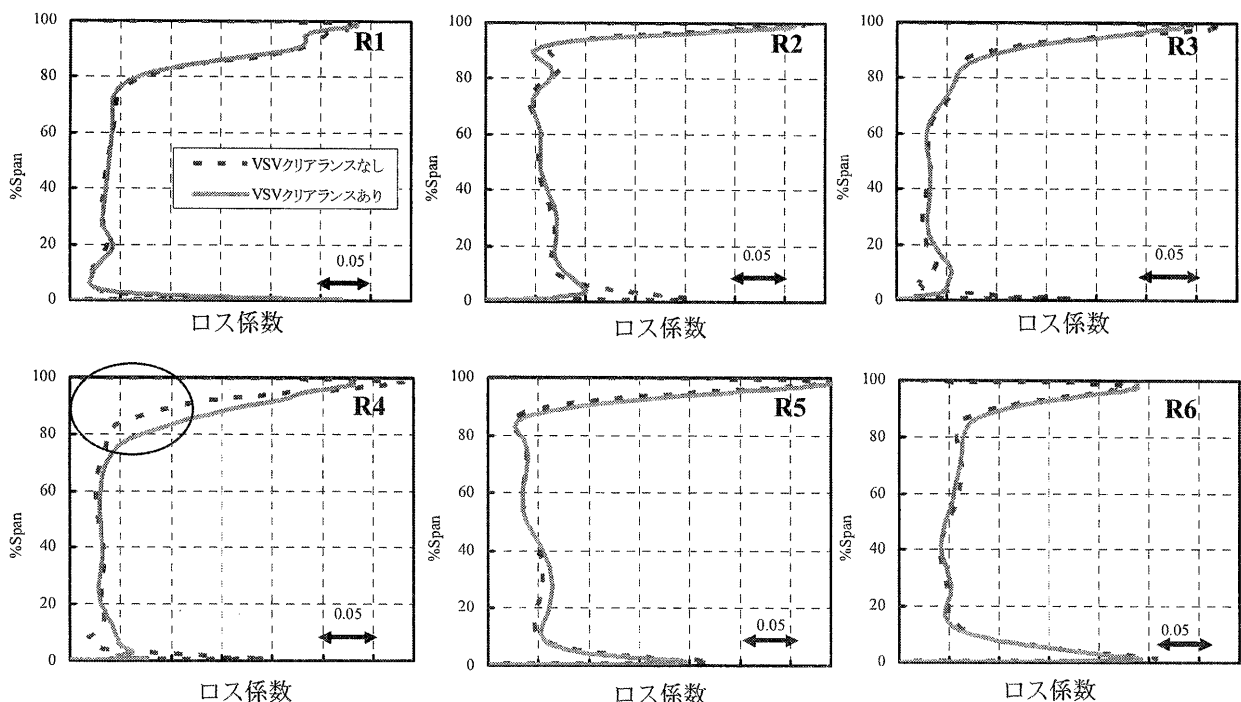


図8 動翼におけるロス係数の半径方向分布

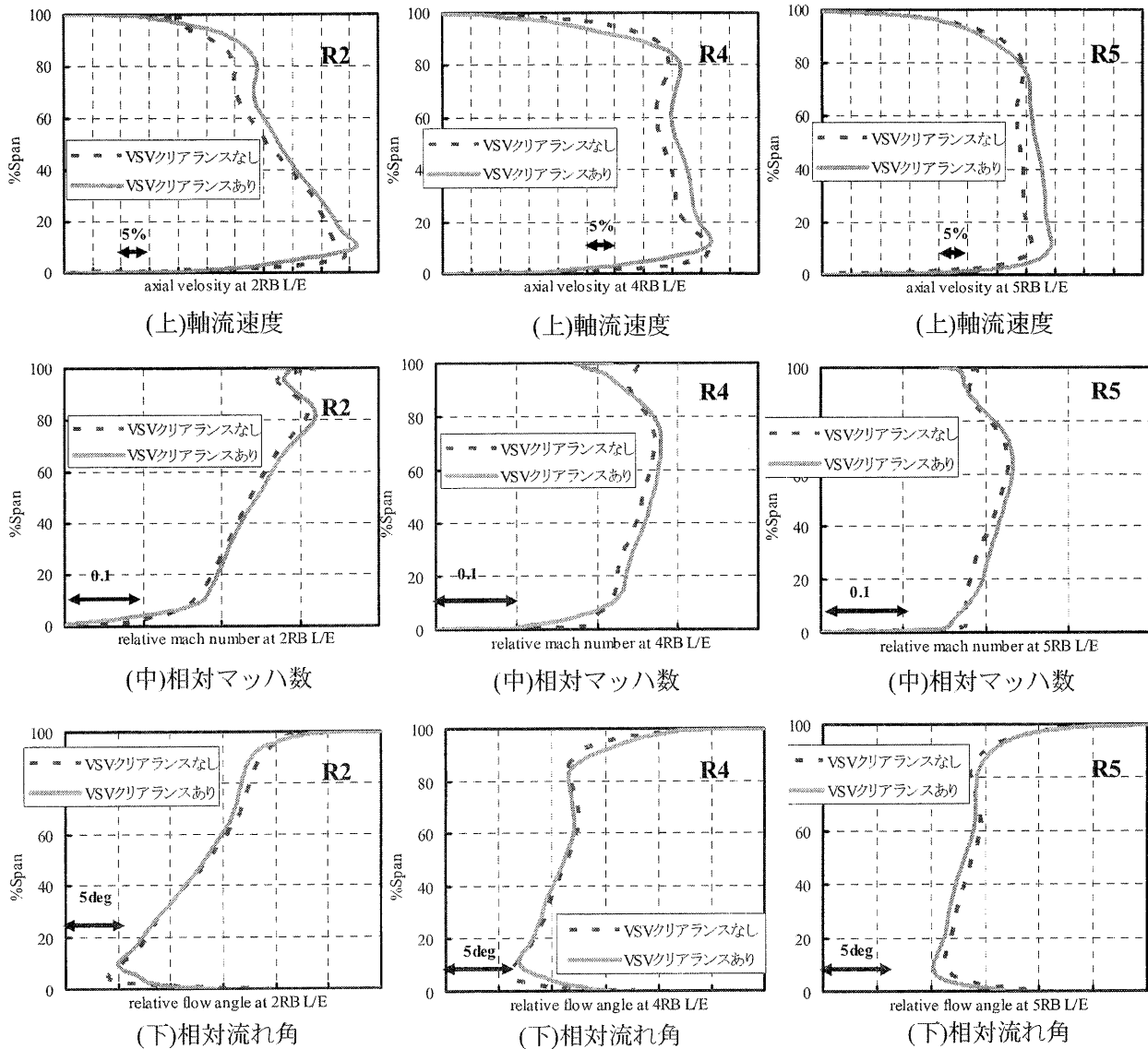


図9 R2 入口半径方向分布

図10 R4 入口半径方向分布

図11 R5 入口半径方向分布

4. まとめ

遷音速の6段の圧縮機を対象に、設計点付近でVSVクリアランスを含んだ非定常段解析を実施し、その影響を調べた。

- (1) VSV クリアランスは多段圧縮機の性能に大きく影響を及ぼすことがわかった。その影響はVSV 機構となっている前段側の静翼だけでなく後段側にも及び、効率低下の原因となっている。したがって、多段圧縮機的设计においてVSV クリアランスの影響を把握するためには多段環境下の解析を行う必要がある。
- (2) VSV 機構となっている静翼ではハブ・チップ側クリアランスから漏れ流れによって、主流とのせん断が発生しロスが増加する。
- (3) VSV 下流の動翼では、上流のVSV クリアランスからの漏れ流れの影響によって、ハブ・チップ側のブロッケージが大きくなり、結果主流部

の入口マッハ数が大きくなる。一方主流部でインシデンスは減少する方向にあるため、主流部のロス係数はあまり変わらないが、入口マッハ数が増えることによる相対動圧は増加し、全体として後段側のロスは増える傾向となる。

謝辞

本研究は、経済産業省の航空機・宇宙産業イノベーションプログラム・エネルギーイノベーションプログラムの一環として独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) からの助成を受けて実施しています。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] "Unsteady Flow Effects in A High-Speed Multistage Axial Compressor", ASME GT2009-59583
- [2] Ribi,B., Meyer,M. ,"Influence of a Gap Between Casing and Variable Stator Blade on Axial Compressor Performance", ASME GT2008-50301
- [3]Demargne,A.A.J, Longley,J.P., "The Aerodynamic Interaction of Stator Shroud Leakage and Mainstream Flows in Compressors", ASME GT2000-570
- [4]Wellborn,S.R., Okinishi,T.H., "The Influence of Shrouded Stator Cavity Flows on Multistage Compressor Performance", Journal of Turbomachinery,486-497,1999
- [5] Becker,B, Kupijai,P, Swoboda,M., "High Fidelity CFD on a Hhigh-speed 4.5stage Compressor by means of the Non-linear Harmonics approach and transition model",8th European Conference on Turbomachinery ,B81-2009
- [6] Yamane, T., Yamamoto,K., Enomoto,S., Yamazaki,H., Takaki,R., and Iwamiya,T., "Development of A common CFD Platform-UPACS", Proc.Parallel CFD 2000 Conf.,Elsevier Science,pp.257-264,2001
- [7] Takaki,R., et al, "Development of the UPACS CFD Environment", High Performance Computing, Proceedings of ISHPC 2003,Apring, pp307-319,2003
- [8] Funatogawa, O., "Research and Technology Development in Japanese Environmentally Compatible Engine for Small Aircraft Project", ISABE-2005-1010, 2005.
- [9] Kato, D., et al, "Development of Simple and High-performance Technology for Compressors," IHI Engineering Review, Vol.41, No.1, 2008

Investigation on the Effect of Casing Movement Relative to Rotor Blades on the Tip Leakage Loss in Axial Flow Compressors

Guillaume PALLOT (IHI), Dai KATO (IHI), Hidekazu KODAMA (IHI), Kazunari MATSUDA (Iwate Uni.),
Hideo TANIGUCHI (Iwate Uni.), Hiromasa KATO (Iwate Uni.), Ken-ichi FUNAZAKI (Iwate Uni.)

ABSTRACT

This paper investigates tip leakage loss mechanisms by using both experimental results from a cascade test facility, and numerical results. The experiment shows that the relative movement of the tip casing leads to a decrease in the leakage loss. Numerical simulations which fairly reproduce the experimental results help understanding how the tip casing movement influences the mass flow leaking over the blade tip.

Keywords: Compressor, Cascade, Tip leakage, Moving endwall.

NOMENCLATURE

ϕ	Flow coefficient
T	Total temperature
ΔS	Entropy creation
V_s	Blade suction surface velocity
V_p	Blade pressure surface velocity
U_{cl}	Tip leakage flow velocity
p_s	Blade suction surface static pressure
p_p	Blade pressure surface static pressure
dm_{cl}	Tip leakage mass flow rate over a small portion of the blade chord
m	Mass flow rate between two blades
m_{cl}	Mass flow rate through the clearance gap
tch	Tip clearance gap height
ρ_{cl}	Tip leakage flow density
C_d	Tip clearance gap discharge coefficient
dz	Small portion of blade chord
B_{cl}	Blockage factor through the clearance gap

INTRODUCTION

In axial flow compressors, a clearance gap between un-shrouded blade tip and outer casing is necessary to allow the blade rotation. The presence of this gap and the pressure difference between pressure and suction

surfaces of one rotor blade generate a leakage flow over the blade tip which, when mixing with the blade passage flow, enhances pressure loss. In small size compressors, where the clearance gap can represent more than 2% of the blade height, tip leakage loss is of great importance.

The understanding of the tip leakage flow mechanisms has allowed estimating the tip leakage loss in the early stages of compressor design. Denton in reference [1] describes the leakage flow as a jet which, when mixing with the passage flow, generates entropy. Most of the tip leakage loss models such as the one described in reference [2] by Shao are derived from the mixing theory. Those models do not take into account the movement of the casing relative to the blade. This paper intends to highlight the importance of the latter and the need to take into account in the tip leakage loss prediction.

A cascade experimental rig with moving endwall is used to investigate the movement of the casing relative to the blade tip. Numerical analysis executed in the test conditions shows a modification in the mixing process by the endwall movement.

EXPERIMENTAL APPARATUS

A schematic of the linear compressor cascade wind tunnel is shown in Fig. 1. The cascade is composed of seven blades with constant section from hub to tip. The blade geometrical characteristics are described in Table 1. A blower provides the air and allows regulating the inlet mass flow by a valve. A belt, moved by an electric motor, simulates the relative movement

of the casing in a rotating machine. The clearance between the blade tip and the moving belt can be adjusted by changing the blade height. Total pressure and flow angle are measured by a 5-hole pitot probe coupled with a traverse apparatus at planes S0 located 30% axial chord upstream of the inlet and S1 located 17% axial chord downstream of the exit of the blade row. Further details on the experimental apparatus are given in reference [3].

Table 1. Blade geometrical characteristics

Chord length (m)	0.237
Solidity	1.35
Blade height (m)	0.168
Stagger (deg.)	58.43
Camber (deg.)	30.3
Re Number	1×10^5

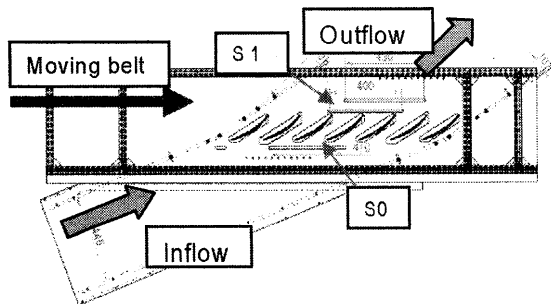


Figure 1. Top view of the blade cascade

EXPERIMENTAL RESULTS

Measurements were realized with no clearance gap and with clearance gap of 2% and 4% of blade height. With 2% and 4% clearance, measurements were done with both static and moving endwall. The belt speed (simulating the movement of the casing relative to the blade) was chosen such as to obtain a flow coefficient of 0.38 ($\phi = Vx/U$ where U is the casing circumferential speed). The inlet incidence contours, shown in Fig. 2, are uniform from blade to blade. The inlet velocity is 7.5m/s, so the flow is incompressible.

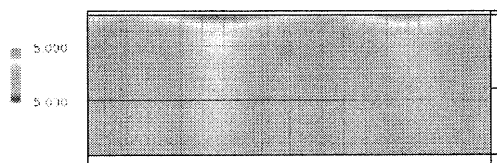


Figure 2. Test results: Flow incidence at Plane S0 (2 blade passages)

Figure 3 shows the loss contours at plane S1, calculated with the measured total pressure. At 0% clearance, corner separation enhanced high loss region near the endwalls. At 2% clearance the hub corner separation is still present but at 4% clearance, the increase in tip blockage inhibits the hub corner separation.

At 2% and 4% clearance, a decrease in tip leakage loss is observed with moving endwall. At 2% clearance, the decrease in tip leakage loss is associated with a growth in the hub corner separation. Although inlet profiles are not shown here, no much difference in the flow angle and velocity is observed at the cascade inlet between static and moving endwall. The increase in the loss near hub may be due to an increase in the diffusion inside the blade passage due to the change in the tip blockage.

With the help of numerical simulation, we will explain how the moving endwall influences the leakage mass flow rate.

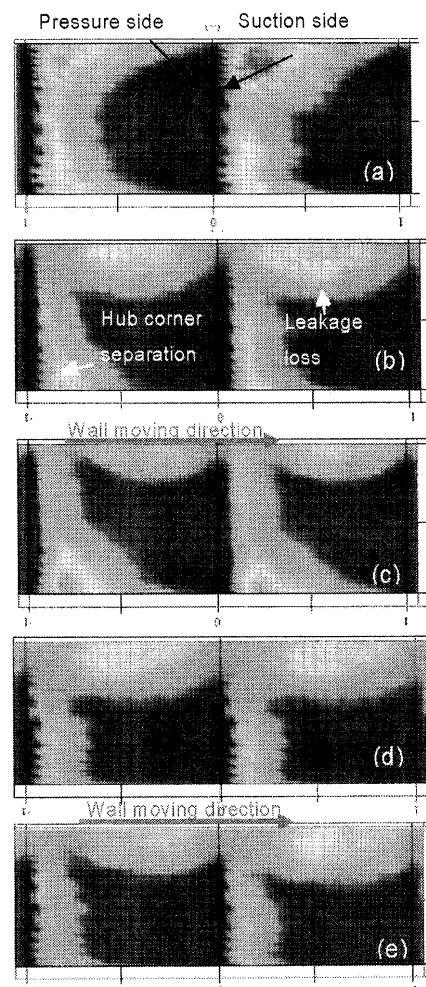


Figure 3. Test results: Total pressure loss contours at Plane S1 (a) clearance 0%, (b) clearance 2% static endwall, (c) clearance 2% moving endwall, (d) clearance 4% static endwall, (e) clearance 4% moving endwall. Range red 0.8 ~blue 0.0

NUMERICAL SIMULATION

Numerical simulations were realized using UPACS, a CFD code developed by JAXA (Japan Aerospace Exploration Agency). The Spalart-Allmaras model is used to simulate the turbulent flow. The mesh used for the simulations is shown in Fig. 4. It is composed of an O-mesh surrounding the blade section and an H-mesh near the inlet and exit boundaries.

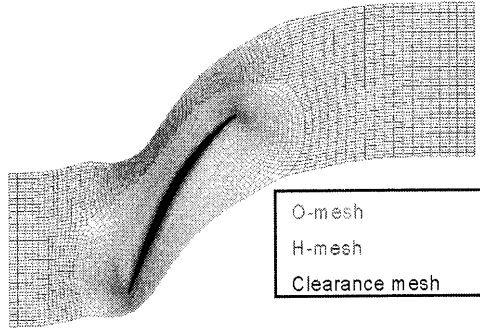


Figure 4. Mesh used for the numerical simulation

In order to validate the CFD results, simulations were run with 0% and 2% clearance. As we will focus here on the behaviour of the tip leakage flow, only results obtained with 2% clearance are presented. The calculation was run with static and moving endwall. Figure 5 shows the computed loss contours at plane S1. With both static and moving wall, the region affected by the tip leakage flow is slightly underestimated compared to the test results. With static endwall it extends from 60% to tip according to test results, whereas it extends from 70% to tip according to simulation results. With moving endwall it extends from 70% span to tip according to test results and from 80% to tip according to simulation results. Although discrepancies exist between the test and simulation, the reduction in the affected region and the tip leakage loss level computed by CFD are quite realistic.

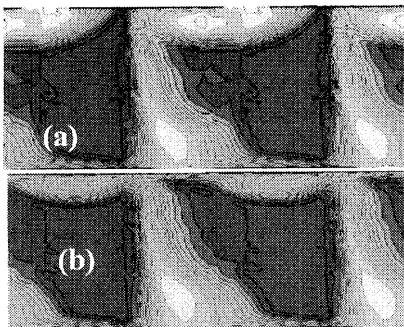


Figure 5. CFD results: Total pressure loss contours at Plane S1 (a) clearance 2% static endwall, (b) clearance 2% moving endwall. Range red 0.8 ~blue 0.0

RESULTS AND DISCUSSION

The tip leakage mixing process

In reference [1], Denton proposes a model simply described by Fig.6 in which the entropy creation is proportional to:

- (1) The leakage mass flow passing over the blade tip.
- (2) The shear velocity, i.e. the stream wise component of the velocity difference between the two flows.

For a rotor, if we assume that the mixing takes place close to the suction surface and that the stream wise component of the leakage flow velocity does not change across the clearance gap, then the entropy created by mixing can be estimated by Equation (1) from reference [1]

$$T\Delta S = V_s \times (V_s - V_p) \times \frac{dm_{cl}}{m} \quad (1)$$

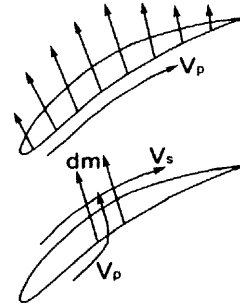


Figure 6. Tip leakage mixing process (picture from reference [1])

Influence of the casing movement on the tip leakage mass flow

Figure 7 shows the chord wise distribution of the leakage flow velocity passing over the blade tip with and without casing movement. (The velocity obtained by CFD is averaged over the tip clearance gap height). The inviscid leakage velocity also shown in Fig. 7 is calculated with Equation (2), using the blade surface pressure distribution at 90% span obtained by CFD.

$$U_{cl(inviscid)} = \sqrt{\frac{2(p_p - p_s)}{\rho}} \quad (2)$$

The leakage velocity obtained by CFD calculation is lower than the one obtained using Equation (2). This difference is due to the viscous effects in the clearance gap. In the case of moving endwall the velocity is slightly higher than with static endwall. Indeed, the casing in movement tends to drive more leakage flow across the clearance gap due to the wall friction.

The leakage mass flow dm_{cl} over a small portion of blade chord is obtained by Equation (3)

$$dm_{cl} = \rho_{cl} \times U_{cl} \times tch \times dz \quad (3)$$

The integration of dm_{cl} over the blade chord gives the overall leakage mass flow. Table 2 summarizes the leakage mass flow normalized by the passage mass flow calculated using each velocity distribution of Figure 7.

In the loss model described in reference [1], the clearance velocity is calculated using equation (2), thus a discharge coefficient C_d , shown in Equation (4), is introduced to take into account for the viscous effects inside the clearance gap.

$$m_{cl} = C_d \times m_{cl}(inviscid) \quad (4)$$

Since the CFD calculation intrinsically includes the viscous effects inside the clearance gap, the ratio of the leakage mass flow deduced from the CFD results and the inviscid leakage mass flow provides an estimation of C_d . For static and moving endwall the estimated values of C_d are respectively 0.76 and 0.86. In reference [1], a values of 0.8 is suggested.

For more convenience, the discharge coefficient can be converted to a blockage factor according equation (5).

$$B_{cl} = 1 - C_d \quad (5)$$

Hence, the flow blockage in the tip gap is 24% in the case of static endwall and 14% in the case of moving endwall.

Losses in the third column of Table 2 are calculated using the model described in reference [1] and different values of C_d corresponding to moving and static endwall. In the fourth and fifth columns, losses are respectively deduced from the test and CFD results.

The model predicts an increase in pressure loss with moving endwall due to the increase of leakage mass flow, and hence disagrees with the experimental and numerical results.

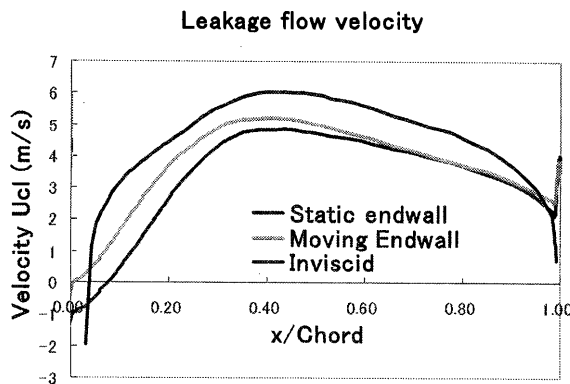


Figure 7. Tip leakage flow velocity component perpendicular to the suction surface

Table 2. Tip leakage mass flow divided by passage mass flow and Loss

	m_{cl}/m	Loss (model ref. 1)	Test loss	CFD loss
Inviscid	5.1%	0.094	-	-
Static endwall	3.9%	0.072	0.086	0.058
Moving endwall	4.4%	0.081	0.053	0.044

Figures 8 and 9 show the leakage flow streamlines and the vorticity at different planes perpendicular to the axial direction with static and moving endwall. Red area denotes a clockwise vorticity and blue area denotes an anticlockwise vorticity. With static endwall the clearance velocity relative to the static tip casing enhance the growth of a boundary layer near the casing (clockwise vorticity region) which is the reason for the increase in blockage with static endwall.

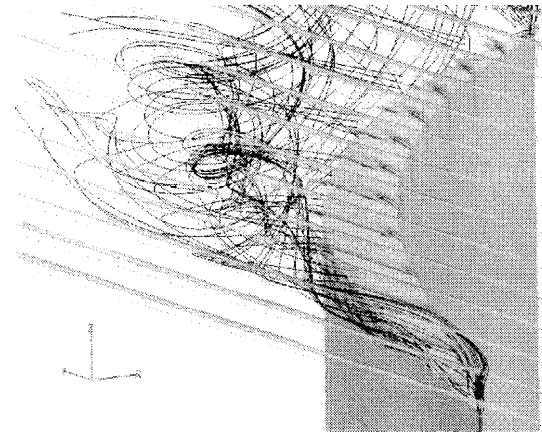


Figure 8. Leakage flow streamlines and vorticity contours with static endwall (CFD).

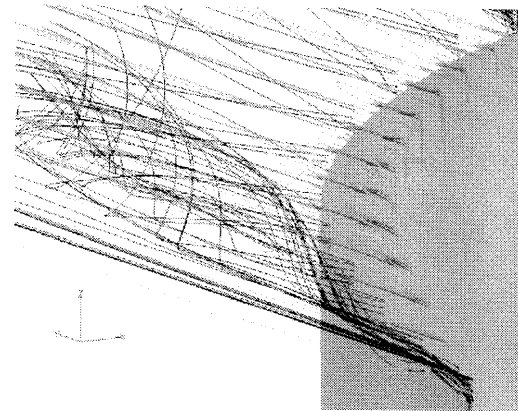


Figure 9. Leakage flow streamlines and vorticity contours with moving endwall (CFD)

CONCLUSIONS

Tests and simulations described above clearly show a decrease in the tip leakage loss with the endwall relative movement, whereas the leakage mass flow crossing the clearance gap tends to increase. Simple models describing the leakage flow as a jet escaping from the clearance gap and mixing with the passage flow fail to predict this decrease in leakage loss. Despite no model has yet been found to account for the effect of the casing movement, this paper highlights its importance and further investigation of the mechanisms involved in the leakage loss reduction will be done.

REFERENCES

- [1] Denton, J.D, "Loss Mechanisms in Turbomachines", ASME 93-GT-435
- [2] Shao, W, "Basic analysis of tip leakage mixing loss" ASME GT2007-27616
- [3] Kato, H, et al. "Experimental and Numerical Investigation on Compressor Cascade Flows with Tip Clearance at a Low Reynolds Number Condition" (to be published in Sept. 2010 at the 3rd Asian Joint Workshop on Thermophysics and Fluid Science)

超臨界 CO₂ ガスタービンサイクル用遠心圧縮機内部流の数値解析

*姫野武洋， 且誠之， 渡辺紀徳， 井上智博(東大)， 宇多村元昭(東工大)， 蓮池宏(エネ総工研)

Numerical Analysis of Super-critical Carbon-dioxide Flows in a Centrifugal Compressor

*Takehiro HIMENO, Takayuki TAN, Toshinori WATANABE, Chihiro INOUE (Univ. of Tokyo),
Motoaki UTAMURA (Tokyo Institute of Technology) and Hiroshi HASUIKE (IAE)

ABSTRACT

A new type of closed-cycle gas turbine utilizing supercritical carbon-dioxide (SC-CO₂) as a working fluid was proposed and has been studied. Since the thermo-fluid properties of SC-CO₂ near the critical point would change drastically by the slight change in temperature or pressure, the behavior of flow in the compressor for the SC-CO₂ gas turbine is different from that of perfect gas. In order to design the compressor of stability and performance, numerical analysis is also desired as well as experimental approach. In the present study, the flow field of SC-CO₂ in a centrifugal compressor was tried to be simulated.

Key words: centrifugal compressor, supercritical fluid, carbon-dioxide

1. 研究背景

空気を作動流体とするガスタービンは、航空エンジンや火力発電用など、化石燃料を熱源とする高効率な熱機関として各種のエネルギー変換システムに組み込まれ、様々な産業分野で利用されている。一方、近年の化石燃料枯渇や地球温暖化を背景として、これらのシステムには、更なる熱効率と環境適合性の向上が要求されており、材料技術や空力設計技術の進歩に基づく各要素性能の高度化だけでなく、従来はあまり利用されなかった、中低温域の排熱を熱源として有効利用する技術に注目が集まっている。

新規に建設される火力発電設備の排熱利用としては、ガスタービンと蒸気タービンによるコンバインドサイクルの採用が進んでいる。しかし、ボイラーや熱交換器など、大型設備の設置を伴うことから、比較的小規模な既存設備の排熱利用のために蒸気タービンを採用するのは限界がある。

2. 超臨界 CO₂ ガスタービン

これに対し、蒸気タービンを補完する熱機関として、宇多村ら¹⁾は、図 1 に示すような、作動流体として超臨界二酸化炭素を用いるサイクルを提案するとともに、小型ガスタービンによりサイクル成立性を実証する研究開発に取り組んでいる。この、超臨界 CO₂ ガスタービンは、クローズドサイクルであるため、熱交換器を通じて様々な熱源

が利用可能であり、また、10 万 kw 程度以下の中小容量領域で、蒸気タービンよりも高い熱効率を達成できる可能性がある⁽¹⁾。

二酸化炭素の臨界点は 304 K, 7.38 MPa であり、図 2 に示すように、超臨界圧条件下で 300 K 程度から 500 K 程度まで昇温させると、液体に類似して小さな 0.3~0.4 程度の圧縮係数 $z = pV/RT$ を呈する高密度状態から、気体に類似して 1 に近い圧縮係数 z を呈する低密度状態まで、相変化を伴うことなく変化する。この特性を利用し、臨界点近傍の低圧縮係数域(高密度域)で圧縮機を作動させることで、昇圧に要する圧縮仕事を少なく抑えると同時に、熱交換器を通じた昇温過程を経て、理想気体に近い圧縮係数域(低密度域)でタービンを作動させることで、多くの膨張仕事(- $\Delta p/\rho$)を獲得することができると期待される。

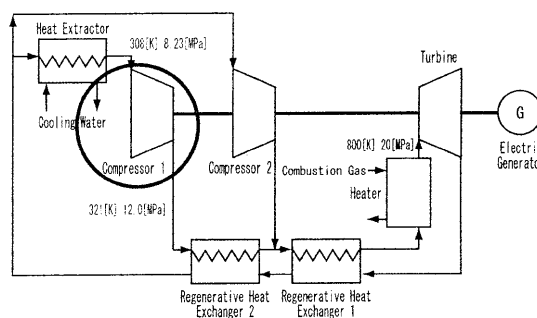


Fig.1 Schematic of SC-CO₂ gas turbine¹⁾

Table 1 Types of EOS and their constants

Equation	u	w	a	b
van der walls	0	0	$\frac{27R^2T_c^2}{64P_c}$	$\frac{RT_c}{8P_c}$
Redrich-Kwong	1	0	$\frac{0.42748R^2T_c^{2.5}}{P_cT^{0.5}}$	$\frac{0.08664RT_c}{P_c}$
Soave-Redrich-Kwong	1	0	$\frac{0.42748R^2T_c^2}{P_c}[1 + f(\omega)(1 - Tr^{0.5})]^2$	$\frac{0.08664RT_c}{P_c}$
Peng-Robinson	2	-1	$\frac{0.45724R^2T_c^2}{P_c}[1 + f(\omega)(1 - Tr^{0.5})]^2$	$\frac{0.07780RT_c}{P_c}$

where $f(\omega) = 0.37464 + 1.5423\omega - 0.26992\omega^2$, $Tr = T/T_c$

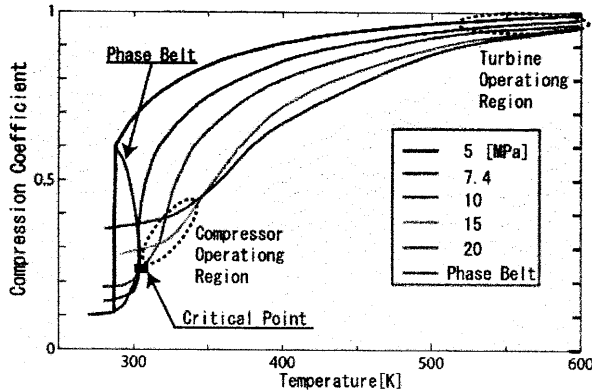


Fig.2 Compression coefficient z of CO_2 in SC- CO_2 GT

超臨界 CO_2 ガスタービンの実現へ向けた技術課題の一つは臨界点近傍で作動する遠心圧縮機の設計である。作動流体の僅かな静圧変化に応じて大きな密度変化が生じるため、相似則に基づく圧縮機特性の推算が難しい。本報では、超臨界 CO_2 を作動流体とする小型遠心圧縮機内部における流動構造の把握と、設計指針の獲得を目指した、実在気体効果を考慮した数値流体解析の試みについて述べる。

3. 計算手法

3.1 状態方程式と物性値

臨界点近傍の状態にある超臨界流体を解析対象とする場合、流れ場における密度や粘度などの物性値を適切に評価することが重要であり、理想気体の状態方程式ではなく、実在流体効果を考慮した状態方程式を採用する必要がある。実在流体効果を考慮した近似的な状態方程式として良く知られている van der walls 型状態方程式を次式に示す。

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V^2 + ubV + wb^2} \quad (1)$$

ここで、 p, T, V, R はそれぞれ 圧力[Pa], 温度[K], 比容積[m³/kg], 気体定数[J/(kg · K)]を表す。また、式中の係数 u, w, a, b は、状態方程式の種類によって様々なものが提案されており、例えば、van der walls式, Redrich- Kwong (RK)式, Soave-Redrich-

Table 2 Critical Constant and Acentric Factor for CO_2

T_c [K]	P_c [MPa]	V_c [cm ³ /mol]	ω	M [g/mol]
304.1	7.377	94.12	0.239	44.01

Kwong (SRK) 式, Peng-Robinson (PR) 式の4種類について表1のように与えられる。また、二酸化炭素の各臨界定数(T_c : 臨界温度, P_c : 臨界温度, V_c : 臨界体積), 偏心係数(ω), および分子量(M)を表2にまとめる。

今回、採用すべき状態方程式を決定するために、二酸化炭素の各種物性値をSRK 式とPR 式に基づいて算出し、NIST のデータ²⁾ との比較を行った。

まず、密度と定圧比熱についての結果を図3と図4にそれぞれ示す。注目しているのは、超臨界状態の二酸化炭素であるから、300[K]よりも高い温度範囲で実在流体(NIST)との相関を確認すれば良いと考えた。結果を比較すると、密度と定圧比熱のいずれにおいても、SRK 式よりPR 式の方が、よりNISTデータに近い値を示している。また、大気圧条件下、ならびに、15.0 MPa においても同様の比較を行い、PR 式の方がより良い相関を与えることを確認した。

続いて、Chug らの方法³⁾ に従って算出される分子粘性係数、Scalabrin らの方法⁴⁾ によって算出される熱伝導率について比較を行った。粘性係数についての結果を図5に示す。これらの物性値を算出式には、流体の密度が含まれるため、SRK 式よりPR 式を用いた場合の方が、実測値とより良い相関が得られることを確認した。

以上の検討から、超臨界流体に特徴的な熱物性変化を捉えるために、状態方程式としてPR 式を採用することにした。

3.2 流体解法

計算では、3次元圧縮性 RANS 方程式を基礎方程式とし、非粘性流れを3次 MUSCL 補間により高精度化された SHUS⁵⁾ により評価した。また、乱流モデルとして $k-\omega$ モデルを採用、時間進行法に LU-SGS 陰解法を適用して定常解析を行った。

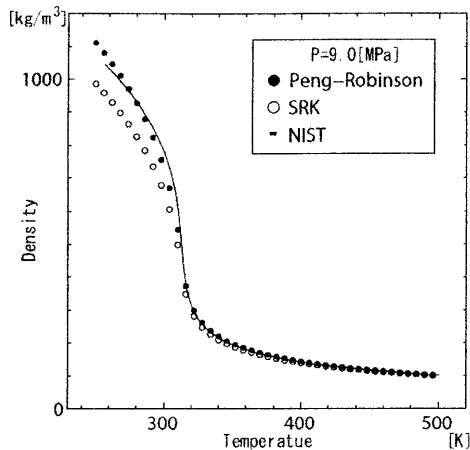


Fig.3 Density of CO₂ at 9.0 MPa

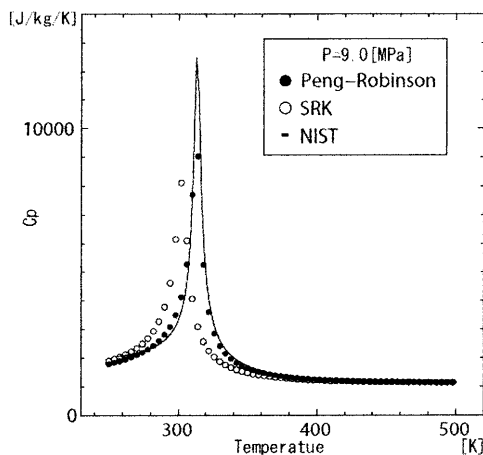


Fig.4 C_p of CO₂ at 9.0 MPa

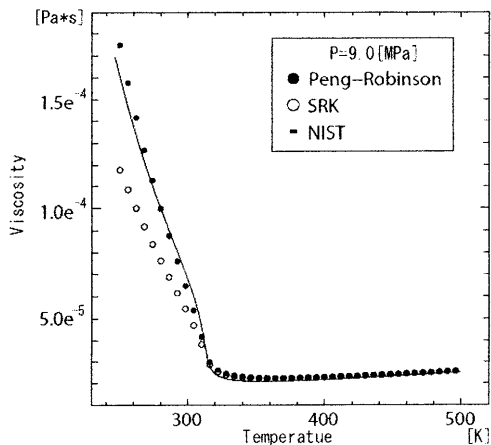


Fig.5 Viscosity of CO₂ at 9.0 MPa

実在流体効果を考慮する状態方程式の多くが圧力と温度を引数とすることに対応し、数値解法における独立変数を基本量(T, p, u, v, w, k, ω)とした⁶⁾。

4. 検証計算：二次元ラバルノズル

状態方程式としてPR式を採用した今回の解析手法の妥当性を確認するために、二次元ラバルノズルを対象とした計算を行い、Renzoによる報告⁷⁾

との比較を行った。解析対象のノズルは、Renzoの計算と同形状とし、流れ方向の断面積を次式によって与えた。

$$A(x) = 2.5 + 3 \left(\frac{x}{x_{th}} - 1.5 \right) \left(\frac{x}{x_{th}} \right)^2 \quad (2)$$

for $x \leq x_{th}$

$$A(x) = 3.5 - \frac{x}{x_{th}} \left[6 - 4.5 \frac{x}{x_{th}} + \left(\frac{x}{x_{th}} \right)^2 \right] \quad (3)$$

for $x \geq x_{th}$

where area at nozzle throat : $A_{th} = 1$

position at nozzle exit : $x_{max}/x_{th} = 2$

本研究で想定する遠心圧縮機内部における二酸化炭素の状態は、状態図の超臨界領域でも擬臨界点より高圧側の状態であり、液体に近い高密度流体である。Renzoにより計算されているのは、超臨界領域でも擬臨界点より低圧側の低密度流体である。そこで、まず支配方程式と状態方程式が適切に連成されていることを確認するため、まず低密度流体を対象とした検証を試み、続いて高密度流体を対象とした計算を実施した。

4.1 低密度流体による検証計算

Renzoの計算では、流入境界で温度と密度を固定して、 $T = 1.001 \times T_c$ 、 $\rho = \rho_c$ とそれぞれ与え、流出境界では静圧を

$$p_{outlet} = 0.83049 \times p_{inlet} \quad (4)$$

により与えた。一方、温度と圧力を引数とする状態方程式を採用した本計算では、これと対応する境界条件として、流入境界で全圧 22.0 MPa と全温 400 K から算出される全エンタルピーとエントロピーを固定する条件を課した。このとき、 $\rho = \rho_c$ は満たされている。また、流出境界では式(4)に従って静圧を与えた。

今回の計算で得られた密度分布を、ノズル中心軸に沿ってRenzoの計算結果と比較して図6に示す。図中の縦軸は入口密度(=臨界密度 ρ_c)で無次元化された密度を表している。また、今回の計算で状態方程式にPR式を用いて得られた圧縮係数の分布を可視化して図7に示す。

まず、理想気体を仮定した計算について、両者の結果は良好に一致しており、スロート下流に生じる衝撃波の位置も適切に捉えられていることがわかる。次に、実在流体効果を考慮した計算についても、理想気体の場合に比べて、密度分布が高い側にシフトする様子を含め、両者は良く一致している。この条件では、図7に示したように、スロートに近づくにつれて圧縮係数が小さくなり実在気体効果が顕著に表れ、衝撃波を挟んで圧縮係数

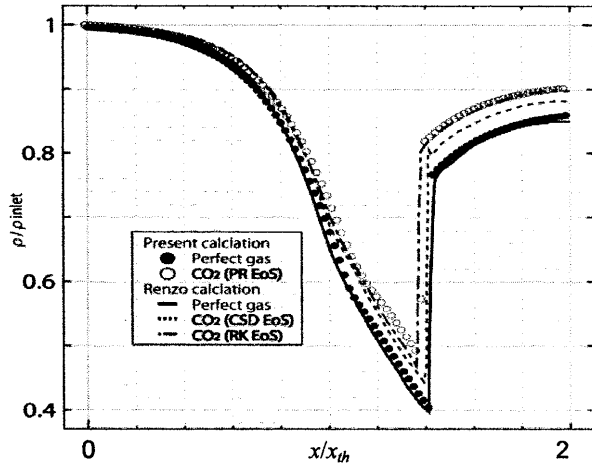


Fig.6 Density profiles in steady nozzle flow

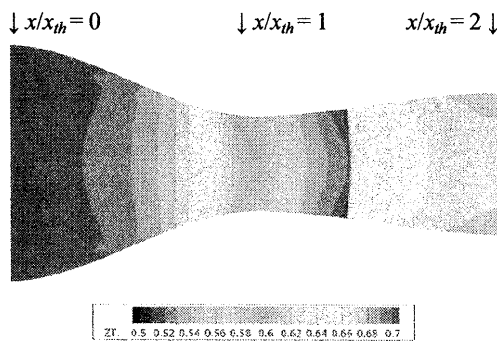


Fig.7 Compression coefficient in 2-D nozzle Near critical point

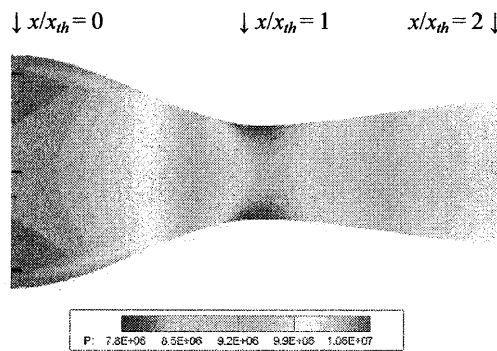


Fig.8 Static Pressure in 2-D nozzle. Super critical and high density condition

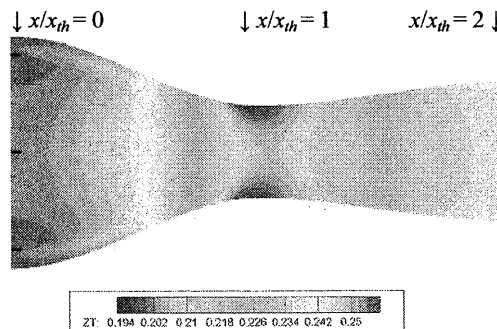


Fig.9 Compression coefficient in 2-D nozzle Super critical and high density condition

が大きく変化する流れ場となるが、安定に収束解を得ることができた。

4.2 高密度流体

続いて、擬臨界点よりも高圧の条件を与えた場合について、同様の計算を行った。流入境界では、全圧11 MPa、全温305 K から算出される全エンタルピーとエントロピーを固定して与え、流出境界で静圧を固定した。この条件では、ノズル内の静温は臨界温度近傍から亜臨界温度の範囲となり、図8に示すように、静圧はノズル内全域において臨界圧以上となる。また、図9に示すように、圧縮係数も1 から大きく離れており、実在流体効果が顕著に表れる条件である。このような条件を課した場合でも、計算が安定に進行し収束解を得られることを確認した。

5. 遠心圧縮機に関する計算例

以上に述べた手法を適用し、遠心圧縮機内部の超臨界二酸化炭素流れの解析を試みた⁸⁾。解析対象は、出力10kw級の超臨界CO₂ガスタービン実証試験用に設計された小型遠心圧縮機であり、図10に示すように、翼枚数は13枚のシュラウド無しインペラと、ベーンレスディフューザを採用している。設計点回転数は100000 rpm、概念設計の段階で推算された流量と圧力比は、それぞれ1.2kg/s、1.46である。その他の寸法を表3に掲げる。

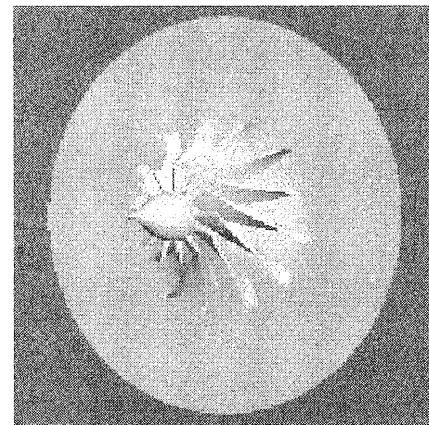


Fig.10 Configuration of centrifugal compressor

Table 3 : Dimensions and specs of centrifugal compressor

Number of impeller blades	13
Mass flow rate [kg/sec]	1.2
Design wheel speed [rpm]	100000
Inlet hub diameter [mm]	5.23
Inlet tip diameter [mm]	10.46
Outlet impeller diameter [mm]	20
Outlet diffuser diameter [mm]	40
Tip clearance [mm]	0.15
Pressure ratio(outlet : static , inlet : total)	1.46
Adiabatic efficiency(outlet : static , inlet : total)	0.729

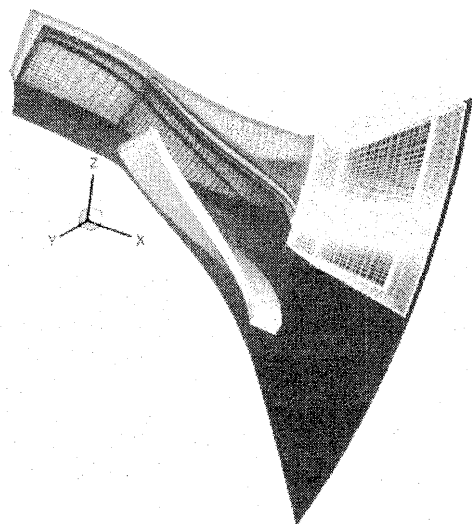


Fig.11 Computed domain and grid systems

また、流れ場の周期性を仮定して翼列の 1 流路分を計算領域とし、図 11 のように、翼周りに C 型格子、翼間部分に H 型格子を配置し、翼端間隙部を C 型および H 型格子で埋めた。なお、格子点数は、ピッチ方向に 156 点、スパン方向に 52 点で、総格子点数は 686400 点である。

入口境界条件として、よどみ点圧力および温度から計算される全エンタルピーおよびエントロピーを固定し、計算領域内側の格子点から静圧を外挿し、エントロピー固定条件から入口静温を定め、全エンタルピー固定条件より絶対流速を求めることにした。他方、出口境界条件は、ディフューザ出口における静圧(背圧)を一様に与えた。その他、周方向に周期境界条件を課し、固体壁には粘着断熱条件を課した。

5.1 計算例と流れ場の特徴

入口条件と回転数の組み合わせに対し、背圧を色々に変化させて計算を実施した。一例として、入口全温および全圧を 308 K, 8.23 MPa とし、回転数を 100000 rpm, 圧力比が 1.25 となるよう背圧を設定した場合について、密度と圧縮係数の分布を可視化して、図 12 および図 13 にそれぞれ示す。

図中、翼前縁付近間隙部から生じる漏れ渦の流れ線を重ねて示している。図 12 から、この渦芯付近には擬臨界線を跨いだ低圧かつ低密度の領域が生じているのが判る。図 13 には、 $z=0.46$ の等値面が示されているが、境界層内部や剥離、渦崩壊領域に顕著な全圧損失により、擬臨界線を跨いで z が大きく周囲より低密度の状態に至った流体は、インペラからの流出に至るまで、再び擬臨界線を跨いで z が小さな状態に戻らないことが見て取れる。圧縮仕事の抑制という観点からは、低密度領域の出現と拡大は好ましくないと考えられる。

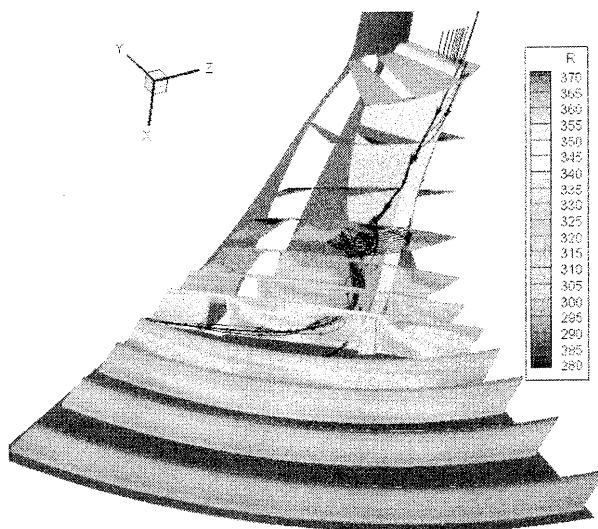


Fig.12 : Distribution of density.

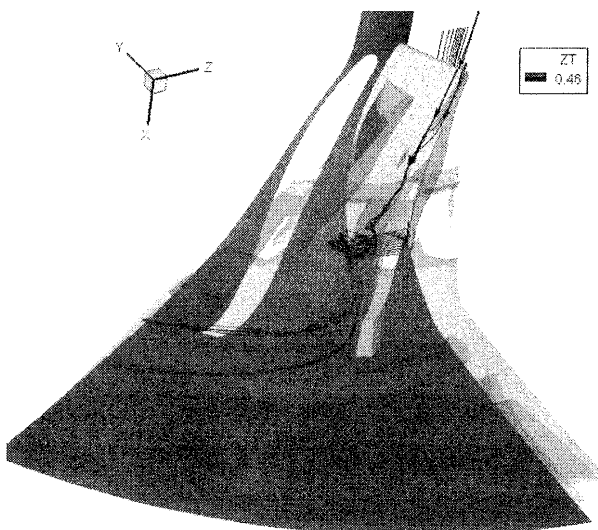


Fig.13 Iso-contour of compression coefficient $z=0.46$

6. まとめ

超臨界 CO_2 を作動流体としたクロードサイクルガスタービンの実証試験用に設計された小型遠心圧縮機を対象とし、実在流体効果を考慮した数値流体解析を試みた。その結果、圧力損失が顕著である領域とその下流は、圧縮係数が大きく、密度の低い流体に占められることが確認された。

参考文献

- 1) 宇多村元昭, 他, 熱交換器の伝熱制限を考慮した超臨界 CO_2 ガスタービンサイクル特性の解析, 日本ガスタービン学会誌 Vol.36, No.2(2008).
- 2) NIST (<http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>)
- 3) Bruce E.Poling, John M.Prausnitz, and John P.O'Connell, "The Properties of GASES AND LIQUIDS FIFTH EDITION"
- 4) G.Scalabrin, P. Marchi, and F. Finezzo, "A Reference

Multiparameter Thermal Conductivity Equation for Carbon Dioxide with an Optimized Functional Form”, J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol.35, No.4, 2006

- 5) 嶋英志, 城之内忠正, “設計における数値解析の活用について (その 12) 一粒子的風上法とその検証”, 航空技術研究所特別資料 27 号, 第 12 回航空計算空気力学シンポジウム論文集, pp.255-260
- 6) 山本悟, “前処理法と Peng-Robinson 状態方程式に基づく気・液・固体の数値解法”, 日本機械学会 第 17 回計算力学講演会講演論文集No.04-40
- 7) Renzo Arina, “Numerical simulation of near-critical fluids”, Applied Numerical mathematics 51, 2004, pp.409-426
- 8) 旦誠之, “超臨界二酸化炭素を作動流体とする遠心圧縮機内部流れの数値解析”, 東京大学修士論文(2010)

湿り蒸気を用いたタービン試験とその非定常数値解析

* 笹尾 泰洋（東北大情報），加藤 寛人（東北大情報），山本 悟（東北大情報）

Unsteady Flow Simulation of Model Turbine using Wet-steam

* Yasuhiro Sasao(Tohoku Univ.), Hiroto Kato(Tohoku Univ.) and Satoru Yamamoto(Tohoku Univ.)

ABSTRACT

Unsteady 3-D flows through two-stage stator-rotor cascade channels in a model turbine are numerically investigated. Compressible Navier-Stokes equations are solved by the fourth-order compact MUSCL TVD scheme, Roe's approximate Riemann solver, and the LU-SGS scheme. The SST-model is used for evaluating the eddy-viscosity. Condensate mass fractions, pressure distributions, and total pressure losses obtained by the 3-D calculations are compared with each other and compared with the experimental data. Finally the output and the total-total efficiency ratios in the model turbine are numerically predicted.

Key words: CFD, Steam turbine, Condensate flow

1. 序 論

蒸気タービン最終段近傍においては，作動流体である水蒸気の相変化を伴う気液二相流れが形成されている。相変化に伴う潜熱の放出は蒸気の熱力学的な損失をもたらす。低圧タービンにおける損失の大きな要因の1つとなっている。また，液滴は翼に衝突しエロージョンを引き起こすだけでなく，翼表面に液膜を形成することで翼性能を低下させることが知られている。

液滴の成長は時間・空間スケールに依存するため，湿り蒸気流れでは相似則が成立しない。よって，蒸気タービン内部における流動現象の再現には実機規模の実験が必要となるが，コストや安全性の問題から実現は難しく，小型試験機や翼列風洞試験に基づく性能評価が一般的に行われてきた。よって，解析的研究においても，湿り蒸気流れを対象とした計算例の多くは，翼列試験やラバールノズルを対象としたものが大半であった。

しかし，近年，三菱重工によって湿り蒸気を用いた静動翼列2段からなる蒸気タービン試験が行われた。一方，我々の研究グループでは，これまで三次元タービン翼列を通る湿り蒸気流れの大規模並列計算できる計算コード（数値タービン）を開発し，蒸気タービンの最終段近傍を通る湿り蒸気を対象に非平衡凝縮を考慮した二次元および三次元非定常流動解析を行ってきた⁽¹⁾⁽²⁾。

そこで本研究では三菱重工による実験に数値タービンを適用し，凝縮を考慮した3次元非定常流動解析による流れ場の再現を行うことで，数値タービンの信頼性を検証した。具体的にはトラバース測定結果および全体効率の測定結果との定量的な比較を行ったので報告する。

2. 解析手法

2.1 基礎方程式

本研究では，三次元圧縮性 N-S 式に蒸気の相変化を考慮した気体の密度保存則，運動量保存則，エネルギー保存則，液滴の質量保存則，液滴の数密度保存則，乱流運動エネルギーおよびその比散逸率からなる次式を解く。

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F_i}{\partial \xi_i} + S + H = 0 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (1)$$

ここで，Q は未知変数ベクトル，F は流束ベクトル，S は粘性項，そして H は凝縮・蒸発に伴う生成項であり，次のように表される。

$$Q = J \begin{bmatrix} \rho \\ \rho w_1 \\ \rho w_2 \\ \rho w_3 \\ e \\ \rho \beta \\ \rho n \\ \rho k \\ \rho \omega \end{bmatrix}, \quad F_i = J \begin{bmatrix} \rho W_i \\ \rho w_1 W_i + \partial \xi_i / \partial x_1 p \\ \rho w_2 W_i + \partial \xi_i / \partial x_2 p \\ \rho w_3 W_i + \partial \xi_i / \partial x_3 p \\ (e + p) W_i \\ \rho \beta W_i \\ \rho n W_i \\ \rho k W_i \\ \rho \omega W_i \end{bmatrix},$$

$$S = -J \frac{\partial \xi_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial \xi_i} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{1j} \\ \tau_{2j} \\ \tau_{3j} \\ 0 \\ 0 \\ \sigma_{ij} \\ \sigma_{\theta j} \end{bmatrix} \tau_{ij} u_i + (\kappa + \kappa') \partial T / \partial x_j, \quad H = -J \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \rho (\Omega^2 x_2 + 2\Omega w_3) \\ \rho (\Omega^2 x_3 - 2\Omega w_2) \\ 0 \\ \Gamma \\ I \\ S_k \\ S_\omega \end{bmatrix}$$

2.2 湿り蒸気の状態方程式

本研究では液滴を含んだ湿り蒸気流れは均質であり，液相の質量分率は十分小さい ($\beta < 0.1$) と仮定する。これ

らの仮定に基づき石坂ら⁽³⁾により定式化された湿り蒸気の状態方程式および音速の式は次式ようになる。

$$p = \rho RT(1 - \beta) \quad (2)$$

$$c^2 = \frac{C_{pm}}{C_{pm} - (1 - \beta)R} \frac{p}{\rho} \quad (3)$$

$$C_{pm} = \beta C_{pl} + (1 - \beta)C_{pv} \quad (4)$$

ここで、 C_{pl} 、 C_{pv} は水および蒸気の定圧比熱であり、それぞれ 4.184 kJ/(kg·K)、1.882kJ/(kg·K)とした。

凝縮による液滴の質量生成率 Γ は古典凝縮論に基づき、凝縮核生成と液滴の成長による質量増加の和で表される。本研究ではさらに、液滴の成長を液滴の数密度を関数にした式で近似した次式を用いる⁽³⁾。

$$\Gamma = \frac{4}{3}\pi\rho_l \left(I r^3 + 3\rho_l r^2 \frac{dr}{dt} \right) \quad (5)$$

凝縮核生成率 I は Frenkel⁽⁴⁾の式より与える。また、液滴の成長率 dr/dt は、Gyarmathy⁽⁵⁾のモデルに基づいて算出した。

2.3 数値解法

空間差分には Roe の流束差分法⁽⁶⁾および4次精度コンパクト MUSCL TVD スキーム⁽⁷⁾を用いた。粘性項には2次精度中心差分を用い、乱流モデルには SST モデル⁽⁸⁾を用いた。時間積分には LU-SGS 法⁽⁹⁾を用いた。

3. 解析結果

3.1 計算格子

実験では、全翼列翼枚数が 96 枚からなる実機規模蒸気タービン試験機を用いて、湿り蒸気流れのトラバース測定が行われた。試験機には、スプレーによって液滴を付加し十分に飽和状態に達した水蒸気が供給された。図 1 は計算格子の俯瞰図と初段動翼の計算格子である。計算格子は助走区間に相当する入口側、出口側の H 型格子 2 ブロックと、静動翼列の各流路に相当する拡張 H 型格子 4 ブロックの計 6 ブロックから構成されている。格子点数は各ブロック共に 81×81×81 である。いずれも壁面近傍に十分に格子点を寄せてある。実験では、1 段目動翼上流 A、1 段目動翼下流 B、2 段目静翼下流 C、2 段目動翼下流 D において、5 孔ピトー管を用いたトラバース測定が行われた。

一方、解析における入口出口境界は A' および D' であり、A における全圧および D における静圧が実験値と可能な限り一致するように、微調整した圧力分布を与えた。本解析においては、動翼は 1 ピッチ間を 2500 iteration で移動するものとした。動翼の入口出口境界には移動境界条件を適用した。

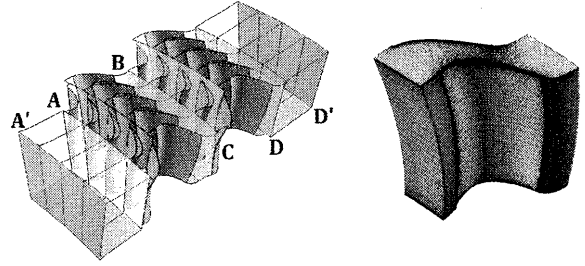


Fig. 1 Computational Grid

3.2 非定常流動解析に基づく全体効率予測

まず、入口湿り 0% の場合について、速度比 U/C_0 に対する全体効率 η_u の特性予測を行った。ここで U は動翼列平均直径における周速、 C_0 は断熱熱落差より算出された理論速度であり、次式より与えられる。

$$C_0 = \sqrt{2gJ(h_0 - h^*)} \quad (6)$$

ここで、 g は重力加速度 9.8[m/s²]、 J は熱の仕事当量 427[kg·m/kcal]、 h_0 は流入蒸気的全エンタルピ、 h^* は断熱エンタルピであり入口エンタルピおよび出口圧力に基づいて蒸気表から算出した。また、蒸気タービンの全体効率 η_u は次式より与えられる。

$$\eta_u = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h^*} = \frac{L}{G} \quad (7)$$

ここで、 G は蒸気タービンを通る蒸気の質量流量 [kg/s]、 L は動翼揚力の接線方向成分より算出した出力 [kW]である。

表 1 に計算条件を示す。Case 1, 2, 3 の計算条件は全て実験の測定値に順ずるものとした。一方、Case 4 は、翼設計時に想定された速度三角形から大きく外れる場合を考慮するための計算条件である。

まず、計算結果の妥当性を評価するために、詳細なトラバース測定が行われた Case 2 について、実験結果と解析結果の比較を行った。表 2 は図 1 中の B 面、C 面、D 面における面積・時間平均された全圧および静圧である。本解析においては出口境界に一律な静圧分布を与えているために、2 段目動翼下流の圧力に若干大きな誤差が生じたものの、全断面において相対誤差 ε は 1%未満に収まっており、実験結果と良く一致することが確認できた。

図 2 は Case 1, 2, 3 における、1 段目動翼の 10% スパン断面(a)および 90% スパン断面(b)での時間平均された翼面静圧分布の比較である。翼前縁付近では、速度比の増加に伴って動翼に働く揚力が小さくなる様子が分かる。特に、Case 3 の 10% スパン断面においては、翼前縁付近において Negative pressure が発生が捕らえられた。

図 3 は速度比を変化させた場合の全体効率特性の実験結果と解析結果の比較である。縦軸は全体効率係数であり、Case 2 の全体効率によって正規化を行った。実験結

果、解析結果とともに動翼の旋回速度が設計値からずれるに依り、全体効率が低下する傾向は一致した。しかしながら、Case 1における全体効率係数については、実験と解析との間で誤差が認められた。図 4(a)は、速度比が最も小さいCase 1における解析によって得られた翼背面の限界流線である。解析では翼前縁および後縁近傍の限られた領域において剥離が発生し、翼背面の殆どの領域においては乱流境界層が形成された。一方、実験においては、Case 1における全体効率が著しく低下していることから、翼背面において大規模な剥離が形成されている可能性がある。図 4(b)は、解析によって得られたCase 3における翼腹側の限界流線である。この条件では速度比が大きく採られているために、翼腹側において大きな剥離が発生し、結果としてCase 2よりも全体効率が低下したものと考えることができる。さらに速度比が大きくなるCase 4においては、全体効率の著しい低下が確認できた。

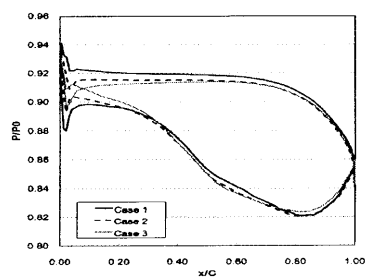
以上の結果より、数値タービンは多段翼列内部の流場を十分な精度で予測することができ、性能予測についても定性的な比較を行う上で有用であることが確認できた。

Table 1 Numerical Conditions

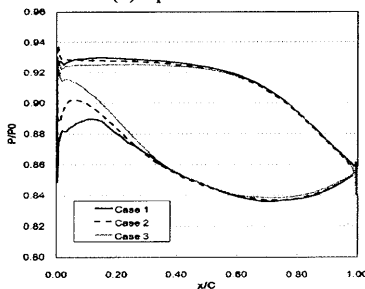
Case	1	2	3	4
P_0/P_s	1.378	1.384	1.378	1.379
U/C_0	0.589	0.644	0.703	0.762

Table 2 Area-Time-averaged total-static pressure (Case 2).

	Experiment		Calculation		Relative Error	
	P_T/P_0 [-]	P_S/P_0 [-]	P_T/P_0 [-]	P_S/P_0 [-]	ϵ_{PT} [%]	ϵ_{PS} [%]
B	0.8530	0.8424	0.8541	0.8433	0.1300	0.1071
C	0.7915	0.7792	0.7903	0.7794	0.1490	0.0321
D	0.7273	0.7169	0.7336	0.7224	0.8673	0.7593



(a) Span/L = 0.1



(b) Span/L = 0.9

Fig. 2 Time averaged static pressure distributions on 1st rotor blade.

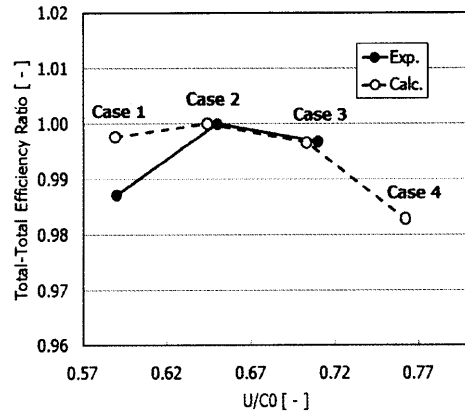
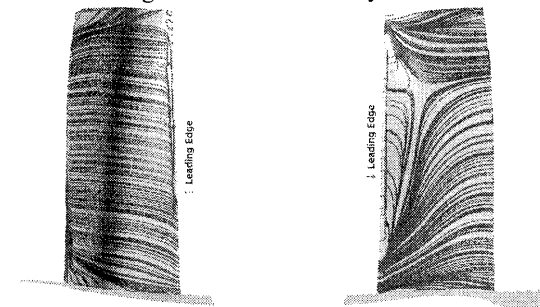


Fig. 3 Total-total efficiency ratio



(a) Suction side (Case 1) (b) Pressure side (Case 3)

Fig. 4 Instantaneous stream line distributions on 1st rotor blade.

3.3 非定常流動解析に基づく全体効率予測

次に、入口湿度 $\beta_m=6.9\%$ 、入口出口圧力比 $P_0/P_s=1.348$ 、速度比 $U/C_0=0.640$ となるCase 5について考える。

図 5 はミッドスパン断面における液滴の質量分率分布である。液滴の成長は1段目静翼喉部近傍より始まり、後流の翼列へと断続的に流入しながら、下流側に周期的な分布を形成している様子が分かる。図 6 は同時刻における液滴の質量生成率分布である(値は無次元数)。液滴は流路内において流速が高くかつ温度が低くなる翼列喉部の翼背面近傍において、もっとも著しく成長していることが分かる。一方、翼腹側および境界層内部においては、蒸気の温度が上昇するために質量生成率は負の値を取り、液滴が蒸発していることが分かる。

図 7 は1段目動翼列の軸方向断面における質量生成率分布である。いずれの断面においても、チップ側およびハブ側において液滴の成長が促進されている様子が分かる。これは、上流に位置する翼列から発生した二次流れに相当する。 $x/C=1.0$ の断面の翼背面において、二次流れに境界層が巻き込まれている様子が確認できる。

表 3 は図 1B, C, D 断面における、面積・時間平均された全圧と静圧の値の比較である。Case 2 の場合と同様、出口境界に一樣な静圧分布を与えているために、2 段目動翼下流の圧力に若干大きな誤差が生じたものの、全断面において誤差は1%未満に収まった。以上の結果より、凝縮を伴う条件下においても数値タービンは流れ場の十

分な予測精度を持つことが確認できた。また、図1中のD面を解析上の出口境界とし、スパン方向の圧力分布を測定値に基づいて与えることで、計算精度は更に向上するものと期待できる。

Case 2 で正規化された Case 5 の全体効率は、実験値が 0.906 であるのに対し予測値は 0.939 であり、湿り条件における性能予測の精度向上が今後の課題である。

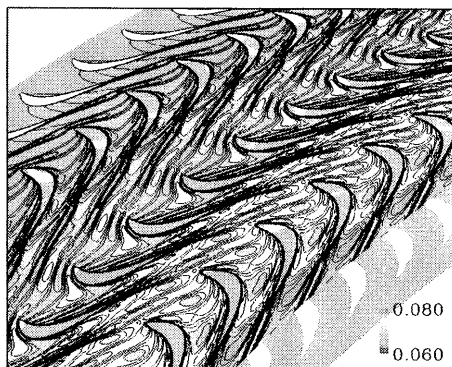


Fig. 5 Instantaneous distribution of condensate mass fraction β at mid-span in Case 5.

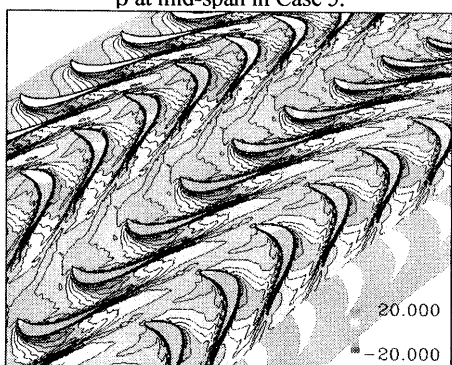


Fig. 6 Instantaneous distribution of mass generation ratio Γ at mid-span in Case 5.

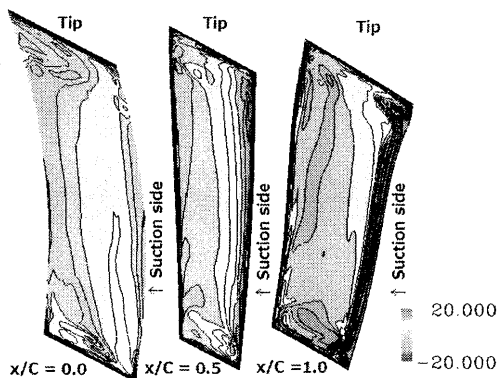


Fig. 7 Mass generation ratio distributions at chord wise in Case 5

Table 3 Arca-Time-averaged total-static pressure (Case 5).

	Experiment		Calculation		Relative Error	
	P_T/P_0 [-]	P_S/P_0 [-]	P_T/P_0 [-]	P_S/P_0 [-]	ϵ_{PT} [%]	ϵ_{PS} [%]
B	0.8698	0.8589	0.8704	0.8604	0.1425	0.1766
C	0.8095	0.7976	0.8092	0.7988	0.0441	0.1450
D	0.7464	0.7362	0.7528	0.7419	0.8564	0.7827

4. 結論

三菱重工業にて行われた蒸気タービン試験に我々の開発した数値タービンを適用し、実験結果との比較を行うことで、数値タービンの信頼性を確認した。

入口湿り度 0%の条件下においては、トラバース測定結果と計算結果は良く一致し、全体効率予測の速度比に対する傾向についても定性的な一致を得ることができた。

次に、流入蒸気に湿り度 6.9%を与えた湿り蒸気流を対象に凝縮を考慮した非定常流動解析を行い、翼列間における液滴の成長について考察を行った。湿り条件下においても、圧力分布の予測値は誤差 1%未満に収まった。湿り蒸気条件における全体効率の予測精度の向上が今後の課題である。

参考文献

- 1) Sasao, Y., Yamamoto, S., Ishizaka, K., and Ooyama, H., Numerical Simulation of Wet-steam Flows through Turbine Cascades in Multiple Stage, Trans. JSME, Series B, 73-728(2007), pp.936-941(in Japanese).
- 2) Yamamoto, S., Sasao, Y., Sano, K., Satsuki H., Ishizaka, K., and Ooyama, H., Parallel Computation of Condensate Flows through 2-D and 3-D Multistage Turbine Cascades, Proc. International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, (2007), CD-ROM.
- 3) Ishizaka, K., Ikohagi, T. and Daiguji, H., A High-Resolution Numerical Method for Transonic Non-Equilibrium Condensation Flow through a Steam Turbine Cascade, Proc. of the 6th ISCFD, 1 (1995), 479-484.
- 4) Frenkel, J., Kinetic Theory of Liquids, (1955), Dover.
- 5) Gyarmathy G. Z., Angew Math. Phys., 14-3(1963), 280.
- 6) Roe, P.L., Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors, and Difference Schemes, J. Comp. Phys., 43(1981), 357-372.
- 7) Yamamoto, S. and Daiguji H., Higher-Order-Accurate Upwind Schemes for Solving the Compressible Euler and Navier-Stokes Equations, Computers and Fluids, 22-2/3(1993), 259-270.
- 8) Menter, F.R., Two-equation Eddy-viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, 32-8(1994), 1598-1605.
- 9) Yoon, S. and Jameson, A. Lower-upper Symmetric-Gauss-Seidel method for the Euler and Navier-Stokes equations, AIAA Journal, 26 (1988), 1025-1026.

タービン動翼の根元形状における流れ特性

*小野田 昭博（東芝），野村 大輔（東芝），手島 智博（東芝），渋川 直紀（東芝）

Flow feature in turbine blade rows with hub section profiling

*Akihiro ONODA, Daisuke NOMURA, Tomohiro TEJIMA, and Naoki SHIBUKAWA(TOSHIBA)

ABSTRACT

It is ordinary thought that secondary flows in turbine blade rows are affected by blade profile around hub region. This paper is focusing on the region and presents a study of flow feature of different fillet profiles; one case is ideal continuous fillet shape and another is cut fillet profile considering actual interface between adjacent blades. Secondary flow pattern changes at the end position of cut fillet surface compared with that of continuous fillet at hub region.

Key words: Turbine, Blade, Secondary flow, Fillet

1. はじめに

近年、大型発電プラントにおける二酸化炭素の排出量削減が世界的な環境問題となっている。石炭や天然ガスなどの化石燃料を熱源として蒸気を駆動源とする蒸気タービンは、より一層の高効率化が望まれている。

蒸気タービンの性能向上を図るために、これまでに、様々な研究開発が行われており、翼形状の改良やノズルまたは動翼を翼長方向に湾曲させた翼列を使用して 3 次元的なフローパターンの改善、さらに、近年では、エンドウォール部の形状変化による性能向上の検討がなされている。これらの性能向上の改善は、作動流体の転向によって生じる二次流れを抑制することが多い。特に、翼根元部であるハブ側では、流体の転向角も大きく、二次流れによる影響が大きくなるため、ハブ側の改善により大きな性能向上が期待できる。一方で、実際に加工される翼根元部の翼形状は、翼形状や翼の植込み分割方法によりフィレット加工部分が部分的に切断されてしまう場合がある。そのため、翼根元部のフィレット形状による流れの影響について検討を行った。

本研究では、翼根元部のフィレット形状に注目し、フィレット形状の一部が切断された形状が性能に与える影響を数値計算により検討した結果について述べる。

2. 翼列モデルと数値解析

2.1 解析モデル

表 1 に計算条件を、図 2 に解析の子午面形状を示す。計算は、市販の流体解析コード、「NUMECA FINE/TURBO」を用いて、段落での定常解析を実施した。動翼の根元部の前後にキャビティ空間を設けており、実際のタービン段落でのノズルと動翼の空間構造を模擬している。ノズルと動翼のミキシングプレーンは、キャビティ空間の前方に設定した。乱流モデルは、標準 $k-\epsilon$ を採用している。

表 1 計算条件

入口全圧	MPa	6.2
入口全温	°C	445.9
出口静圧	MPa	5.7
ノズル出口レイノルズ数		2.0×10^6
動翼出口レイノルズ数		1.5×10^6

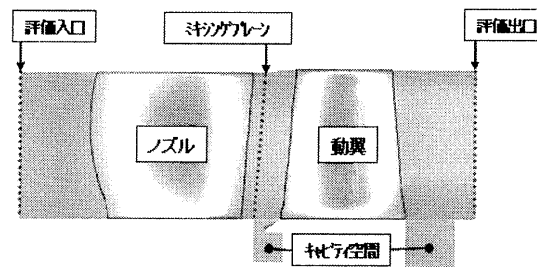


図 2 解析モデル子午面図

2.2 翼根元部のフィレット形状

動翼をロータに植込む場合、植込み形状により

分割された翼を円周方向に組み合わせて形成する。その際、翼形状や翼幅、翼ピッチまたは、植込み形状の分割方法によりフィレット形状の一部が切断される場合がある。特に、翼の背側が大きく切断される場合は、二次流れ大きな影響を及ぼす可能性があるため、翼背側のフィレット切断形状について検討を行った。

図3にフィレット形状を取り付ける前の翼根元部の翼形状と、半径3mmのフィレット形状を取り付けて、フィレットの一部分を切断した翼根元部形状の比較を示す。また、図4に上流から見た翼面のメッシュ形状を示す。図3の斜線部が1つの翼が占有する植込みの範囲を示しており、背側での切断範囲を大きくしているのが特徴である。

翼の隣接境界において、不連続周期境界を使用している。フィレットを切断することによって、本来の翼形状より歪みが大きいメッシュ形状となり、連続境界のメッシュでは、形状模擬が難しいためである。

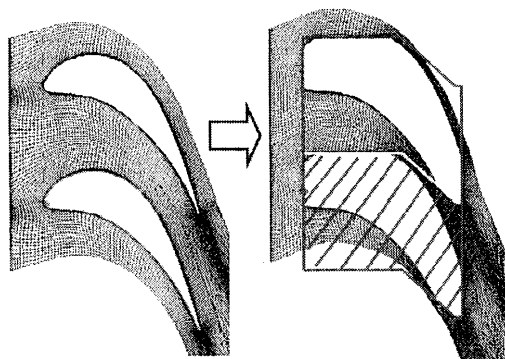


図3 翼根元部のメッシュ形状

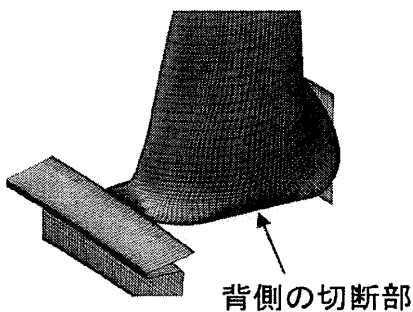


図4 翼上流から見たメッシュ形状

3. 背側のフィレット形状の影響について

背側のフィレット形状の影響を検討するために、背側の切断したフィレット形状を回復した場合の比較計算を実施した。図5に翼上流から見た流線と半径方向速度成分のコンターを示す。フィレ

ット形状を回復した場合、流線の一部が、フィレット上部に乗って、翼前縁から外周方向の流れが緩やかに生成される。しかし、フィレット切断形状の場合は、背側の切断部によって流れがフィレット上部に乗ることは出来ず、外周方向の流れが生成されない。そして、背側のフィレット切断部の終点で急に外周方向の速度成分が増加する。これは、フィレット切断部の終点において、二次流れが切断部の段差を乗り越えて、外周方向の速度成分が著しく変化していると考えられる。

図6に渦度の比較を示す。フィレット切断形状の方が、渦度が増加している。これは、図5にも示しているようにフィレット切断部の終点で外周方向の速度変化の大きいことが、渦度の増加原因と考えられる。

図7に翼面の背側から見た流線分布を示す。背側における二次流れの巻き上がりの様子を示しており、背側のフィレット形状の切断の有無に関らず、二次流れの巻き上がりの起点は、同じである。しかし、巻き上がりの角度は、背側のフィレットを回復した場合に比べて切断した方が大きい。ただし、翼の出口端部における半径方向の巻き上がり高さの到達地点は、どちらも同程度である。翼背側のフィレット形状の一部が切断される程度の形状変化ならば、局所的な二次流れの様子に差が生じものの、翼出口で二次流れの様子を大きく変化させるほどの影響が無いことが分かった。

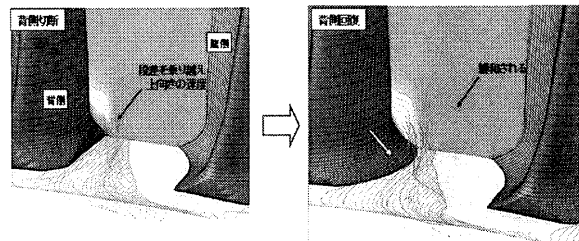


図5 流線と半径方向速度コンター

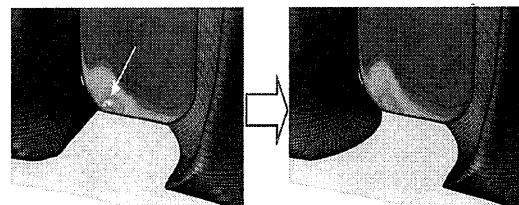


図6 渦度コンター

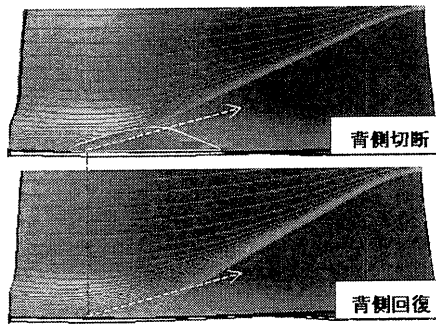


図7 翼面背側から見た流線分布

4. まとめ

タービン動翼の根元部フィレット形状について、翼背側のフィレット形状の一部を切断した場合の流れ特性についてCFD解析を実施し、以下の結果を得た。

- (1) 翼背側のフィレット形状の切断により局所的な二次流れの様子に差が生じ、フィレット切断部の終点で外周方向の速度成分が増加する。
- (2) 翼背側における二次流れの巻き上がりの起点はフィレット切断の有無に関らず同じであるが、フィレット形状を切断した場合の方が、巻き上がり角度が大きい
- (3) 翼背側のフィレット形状の一部が切断される程度の形状変化ならば、局所的な二次流れの様子に差が生じるものの、翼出口で二次流れの様子を大きく変化させるほどの影響を及ぼしていない

参考文献

- 1) 北口公一：コンパインド発電用蒸気タービンの最新技術動向，日本ガスタービン学会誌，Vol. 38，No. 4 (2010) pp. 225-230.
- 2) Grant, I., David, G: INVESTIGATION OF NOVEL SECONDARY FLOW FEATURE IN A TURBINE CASCADE WITH END WALL PROFILING, ASME paper GT2004-53589.

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

高反動度型超音速タービン翼列のための数値流体解析手法

*妹尾 茂樹，榊原 和也，工藤 健，柴下 直昭（(株)日立製作所）

Computational Fluid Dynamics for Highly-Reaction-Type Supersonic Turbine Cascades

*Shigeki SENOO, Kazuya SAKAKIBARA, Takeshi KUDO and Naoaki SHIBASHITA(Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

A quasi-3D computational technique for turbulent flows of supersonic turbine cascade was developed, in particular grid generation method and inflow and outflow boundary conditions. The grid generation technique uses multi-block structured grids and the orthogonality of the grid is good even for highly staggered blades. The nonreflecting boundary conditions based on two-dimensional characteristic theory can prevent non-physical reflection of a shock wave at the inlet and outlet boundaries. Computational pressure distributions on transonic compressor agree well with the experimental results. The computational method was applied to the supersonic turbine cascade of the last stage blade in a steam turbine. Shock waves can be captured accurately and stably and spurious reflections of shock waves at the boundaries can be avoided.

Key words: Turbine, Supersonic flow, Computational fluid dynamics, Grid generation, Boundary conditions

1. はじめに

蒸気タービンの高効率化，大容量化のためには，最終段の環帯面積（軸方向下流側から見た流路面積）を大きくすることが有効である．最終段を出た蒸気の運動エネルギーは，排気室のデフューザによって一部静圧回復するが，残りの部分は回転エネルギーに使えないエネルギー損失となる．そのため，環帯面積を大きくして，最終段から排気される運動エネルギーを最小化することが，タービン効率の向上に有効である．

最終段環帯面積を大きくするためには，動翼翼長もしくは平均流路徑を大きくする必要がある．タービン段落では，静翼出口の回転速度により，動翼外周側ほど入口静圧が大きくなるため，動翼先端側ほどエンタルピ落差が大きくなり，相対流出速度が大きくなる．一般的な蒸気タービン最終段動翼の，流路徑の大きな位置での相対流出速度は，超音速となっている．さらに流路徑位置を大きくすると，速度三角形に対し周速が支配的となり，相対流入速度も超音速となる．流入速度が亜音速で，流出速度のみが超音速の場合，マッハ数に合わせた翼間流路幅分布となる，絞り一括がり流路を持つ翼型（遷音速タービン翼型）を設計することで，強い衝撃波は回避することが可能である．それに対し，流入速度も超音速となる超音速タービン翼型の場合，翼上流側の斜め衝撃波の発生を回避することは難しい．翼上流で生じる衝撃波は，

翼型損失を増大させるだけでなく，翼間流路幅最小部における全圧を変化させるため，翼間を流れる流量の予測も難しくさせる．このように複雑な流れとなる超音速タービン翼型の性能評価には，数値流体解析技術が有効である．しかし，蒸気タービン最終段動翼の先端側超音速翼型を，精度良く流体解析するためには，主に二つの問題がある．一つは解析格子，もう一つは境界条件である．

蒸気タービン最終段の外周側では，静翼の流出速度が小さく，動翼の周速が大きいため，動翼に対する相対流れは，周方向近くから流入するようになり，それに合わせて翼のスタグア角が大きくなる．また，遠心応力低減のため，先端側の翼断面面積を大きくできず，ソリディティ（コード・ピッチ比）が小さくなる．そのため単一の H 型格子では，格子のゆがみが大きくなり，衝撃波や膨張波などの複雑な流れ場を精度良く捉えられなくなる．一方，汎用的なマルチブロック格子では，翼列の持つ周期性が利用できず，ブロック格子間の物理量の内挿により精度が低下する問題がある．そこで，本研究では，高スタグア角を持つ翼型に対しても格子のゆがみが大きくならず，かつ周方向境界で格子線を完全に一致させることで，内挿による精度低下を回避できるマルチブロック構造格子生成法を開発することを目的とする．

また，衝撃波を含む流れを有限な計算領域で解析する場合，衝撃波が計算領域境界で，非物理的な反射や干渉

をしない境界条件を用いる必要がある。二次元翼列流れの入口超音速流入時の境界条件として、主流方向の二次元 Riemann 不変量を外挿する Chima¹⁾の手法や、二次元の特性理論をベースにした Giles²⁾の手法が提案されている。これらの手法は、主に超音速流入となる圧縮機翼列の流体解析に適用されてきた。本研究では、Giles²⁾の無反射境界条件を、近似 Riemann 解法に基づく TVD(Total Variation Diminishing)法^{3),4)}に組み込める形に定式化し、蒸気タービン最終段動翼の先端側の超音速翼型に適用できるようにすることも目的とする。

主な記号

- C_p : 翼面圧力係数, 式(9)
- c_p : 定圧比熱
- h : 比エンタルピ
- n_{xj} : 格子面に垂直な単位ベクトル
- P_{01} : 全圧
- p : 静圧
- Pr : Prandtl 数
- Q : 保存変数ベクトル
- u, v : 軸方向速度, 周方向速度
- x, y : 軸方向, 周方向
- $\hat{\epsilon}$: 比内部エネルギー
- λ : 熱伝導率
- μ : 粘性係数
- ρ : 密度

下添え字

- 1, 2 : 翼列入口, 翼列出口

2. 流体解析手法

翼スパン方向流路厚みの軸(x)方向変化を考慮した、二次元乱流解析を行うために、三次元圧縮性流体の支配方程式である Navier-Stokes 方程式の、スパン方向の速度と物理量変化を無視した、準三次元の式を用いる。乱流量を取り扱うために、その方程式をアンサンブル平均した Reynolds 方程式を基礎方程式とする。

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} Q d\Omega + \int_{\partial\Omega} (F_j \cdot n_x) dS = \int_{\partial\Omega} (F_{vj} \cdot n_x) dS + \int_{\partial\Omega} I dS_x \quad (1)$$

$$Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}, \quad F_j = \begin{bmatrix} \rho u_j \\ \rho u u_j + p \delta_{1j} \\ \rho v u_j + p \delta_{2j} \\ (e+p) u_j \end{bmatrix}, \quad F_{vj} = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{1j} \\ \tau_{2j} \\ q_j \end{bmatrix}, \quad I = \begin{bmatrix} 0 \\ p \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$e = \rho \left(\hat{\epsilon} + \frac{1}{2} (u^2 + v^2) \right) \quad \text{比全エネルギー} \quad (3)$$

$$\tau_{ij} = \mu T_{ij} - R_{ij} \quad \text{応力テンソル} \quad (4)$$

$$T_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (5)$$

$$R_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} \quad \text{Reynolds 応力テンソル} \quad (6)$$

$$q_j = -\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x_j} + \tau_{ij} u_i - \overline{\rho h' u_j'} = \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial h}{\partial x_j} + \tau_{ij} u_i - \overline{\rho h' u_j'} \quad (7)$$

熱流束+応力による仕事+乱流熱流束
ここで、 dS_x は、図1に示す解析六面体要素の ij 面要素 S_{ij} の x 方向の射影面積である。

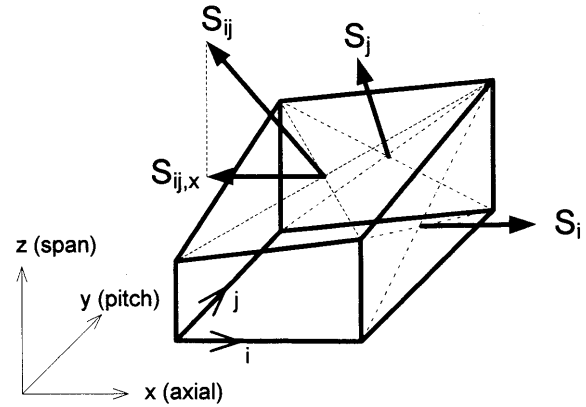


Fig.1 Computational cell

乱流量には、低 Reynolds 型 $k-\epsilon$ モデル³⁾を用いた。

以上の方程式を、有限体積法を用いて離散化し、対流項を近似 Riemann 解法に基づく Chakravarthy-Osher TVD 法⁴⁾で、粘性項を二次精度中心差分法により解く。時間積分法には陰解法の一つである対角化近似因子化法 (Diagonal Form of Implicit Approximate Factorization Algorithm)⁵⁾を用いた。

3. 格子生成法

本研究では、五つのブロック構造格子を組み合わせた、マルチブロック構造格子生成法を開発した。図2に、ブロック格子分割図を示す。翼形状を示すために3流路分の格子ブロックを示したが、実際に流体解析を行うのは1流路である。翼部には、周期境界条件を課す格子の流れ方向番号をずらした構造格子①を用いた。入口と出口解析領域境界線が、周方向線と平行になるように、入口と出口の三角形領域に、それぞれ二つずつのブロック構造格子②③と④⑤を挿入した。

3.1 翼部の格子

翼部格子①の生成のために、初めに、周期境界条件を課す格子の流れ方向番号の、背側と腹側とのずらし量(オフセット offset)を決める。オフセットは、翼間流路部の格子の直交性が良くなるように行うものであり、以下の手順で決める。

- 1) 翼背側の翼前縁(ixws1)から、最小距離にある翼腹側格子(ix_throat_ps)を決める
- 2) offset = ix_throat_ps - ix1 より、オフセットを決める。

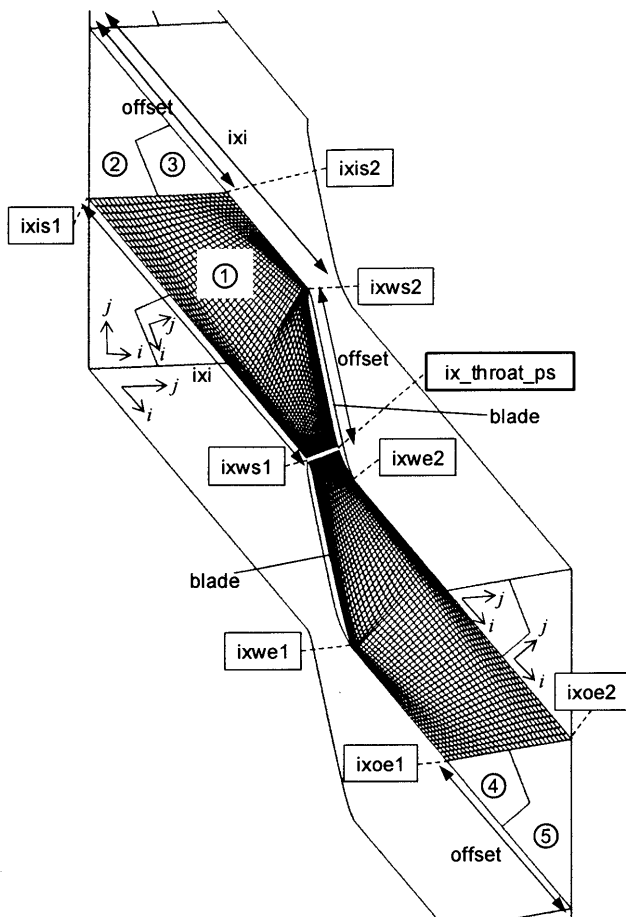


Fig.2 Block grid structure

流路入口側での格子の直交性を優先した理由は、スタッガー角が大きい翼は、流入、流出速度が、ともに超音速となる超音速タービン翼型である可能性が大きく、超音速タービン翼型では、入口流路幅で、翼間流量が決まるためである。また、オフセット量は、入口側と出口側で同じ量を用いることとした。

3.2 内部格子生成

五つのブロック構造格子の境界上の格子を生成したあと、この境界格子から、滑らかな内部格子を生成するために、ポアソン方程式による格子生成法^⑥を適用した。ブロック構造格子ごとポアソン方程式を用いて内部格子を生成するが、ブロック格子境界での、格子点の連続性に加え、格子線勾配と格子幅の変化率も滑らかに接続されるように、ポアソン方程式のソース項を定式化した。

3.3 格子生成結果

図3に、格子生成例を示す。翼のスタッガー角76.5度と大きいにも関わらず、翼間流路部で直交性を有する格子が生成できていることがわかる。また、五つのブロック構造格子境界と、周期境界部で隣接するブロック構造格子と格子点が完全に一致し、かつ格子線勾配、格子幅の変化率も滑らかに接続していることがわかる。

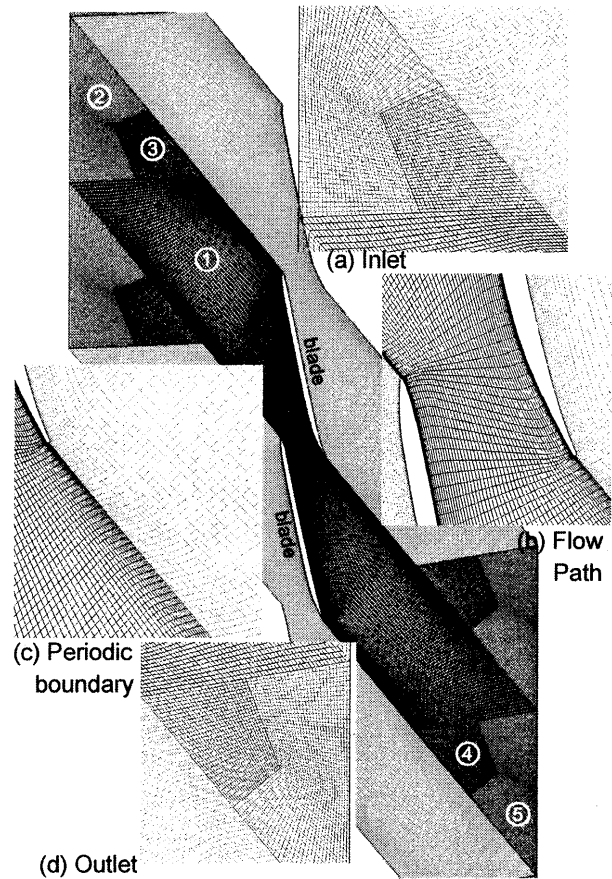


Fig.3 Computational grids

4. 境界条件

4.1 理論

超音速流入に対する境界条件として、Giles²⁾の提案した無反射境界条件の考え方を、近似 Riemann 解法に基づく TVD 法に組み込める形に修正して適用した。近似 Riemann 解法のベースとしている理論は、一次元の特性理論であり、Euler 方程式の対流項のヤコビアン行列の固有値分解を用いている。これに対して、Giles の提案した無反射境界条件の特徴は、上記固有値分解の理論に、フーリエ級数展開を組み合わせることで、流入・流出境界での周方向の非一様性を考慮できるようにした点にある。解析境界上での解を、周方向平均量と変動量とに分解し、周方向平均量は一次元的に取り扱い、変動量はフーリエ級数に展開する。次に、周方向変動量の二次元のヤコビアン行列を、波数毎に固有値分解することにより、変動量を周方向波数毎の特性波成分に分解する。その中で解析領域に入ってくる特性波成分の振幅をゼロとすることで、境界上での非物理的な波の反射を小さくする、また理想的には無くす手法である。

流入、流出速度が超音速であることを想定しているが、軸流速度成分は亜音速とする。軸流速度が音速、さらには超音速になる状態はリミットロードと呼ばれ、蒸気タービンでは、そのような設計は行わない。そのため、この想定は実際の蒸気タービン翼間流れに対し妥当である。

流入条件としては、無限遠での全圧、全温、流れ角を与えるが、境界位置では流れ角の周方向分布を許す。周方向平均量からの偏差に対して二次元の特性理論を用い、次式で表される外部からの二次元入射特性波の振幅をゼロとする条件より、入口境界での局所的な一次元特性量ベクトルを計算する。

$$v_n^L U = 0 \quad (8)$$

ここで v_n^L は入射特性波モードの右固有値ベクトル(正確な定義は文献²⁾参照)、 U は primitive variables(密度、軸流速度、周方向速度、圧力)の周方向偏差ベクトルである。

流出条件は、無限遠での静圧を与えるが、境界位置では静圧の周方向分布を許す。基本的な考え方は、流入条件と同じである。

ただし、本研究の対象の超音速流の場合には、境界から入る波か出る波かを判定するための、特性波の伝播速度の符号が、周方向の波数成分には依存しなくなるため、固有値分解を波数毎に分ける必要はなくなり、亜音速流の場合に必要な、特性波の離散フーリエ展開の計算が不要となる。

4.2 解析結果

流入マッハ数 1.3、等エントロピー流出マッハ数 2.1 の条件で解析を行った。翼型は、流路幅が入口で最小となる拡がり流路を持つ超音速翼型だが、出口でも斜め衝撃波を発生させるために、出口で不足膨張となるように、本研究の解析用に設計した翼である。衝撃波と計算領域境界との干渉に注目するため、ここでは非粘性解析を実施した。蒸気タービンが対象であるが、支配方程式では理想気体を仮定し、比熱比 1.135 とすることで、湿り蒸気の熱力学的特性を模擬した。

表 1 に示すように、3 種類の境界条件と、入口、出口境界の軸方向位置を変えた解析を実施した。表 1 に示す軸方向位置の数値は、翼軸コード長を基準とした、入口境界と翼前縁間距離、出口境界と翼後縁間距離の値である。境界条件は、(1) 特性理論を使わずに、入口では軸流速度、出口では密度、および軸方向と周方向の運動量を外挿する方法(normal)、(2) Chima¹⁾の提案した主流方向の Riemann 不変量を外挿する方法(1D Riemann)、(3) 二次元の特性理論に基づく本研究で採用した手法(2D characteristic)の 3 種類を比較した。解析要素数は、領域の大きい場合が 109,080、小さい場合が 85,080 である。

Table .1 Inflow and outflow boundary conditions

case	Boundary condition		Axial position	
	inflow	outflow	inlet	outlet
1	normal	normal	4	4
2	1D Riemann	normal	4	4
3	2D characteristic	2D characteristic	4	4
4	normal	normal	2	2
5	2D characteristic	2D characteristic	2	2

図 4 に境界条件の影響を比較した case 1, 2, 3 の等圧力線図を示す。流入境界条件に関し、通常と Chima の境界条件は、入口部で斜め衝撃波が膨張波として反射おり、その反射膨張波が翼間流れにも影響をおよぼしている。それに対し、本研究の境界条件は、入口部での斜め衝撃波の膨張波の反射が小さく、翼間流れに大きな影響をおよぼすことを回避できている。流出境界条件に関し、通常境界条件では斜め衝撃波が出口境界と干渉することで、等圧力線が乱れたようになっているが、本研究の境界条件では、その影響はほとんど見られない。

図 5 は、通常境界条件と本研究の境界条件で、入口・出口計算領域を半分小さくした場合の等圧力線を、五つの流路の中央に挿入し、比較したものである。本研究の境界条件は、この場合でも入口境界での反射膨張波は小さく、その反射の翼間流れに対する影響は無視できる。一方、本研究の境界条件でも、翼下流側では等圧線がわずかに振動しており、出口境界を翼の軸コード長の 4 倍程度下流にとる必要があることがわかる。

5. 検証

本研究の解析対象は、超音速タービン翼型であるが、検証するための試験データを見つけることができなかつたため、遷音速圧縮機翼型の直線翼列試験データと比較することで、開発した解析手法の精度検証を行う。作動流体は空気であり、比熱比は 1.4 を用いた。表 2 に解析熱条件を示す。解析は、流入マッハ数が 1.0 をわずかに超える翼型⁷⁾(DFVRL 翼型)に対し 2 条件と、設計流入マッハ数が 1.612 と大きい翼型⁸⁾(ARL-SL19)に対して行った。流出マッハ数は、3 ケースとも亜音速である。ドイツ航空宇宙研究所(DFVRL)で行われた試験と比較した。

Table .2 Thermal boundary conditions

Parameters	Unit	case6	case7	case8
Blade type	-	DFVLR	DFVLR	ARL-SL19
Inlet Mach number	-	1.03	1.10	1.58
Inlet flow angle	deg	148.5	148.5	147.5
Static pressure ratio	-	1.47	1.57	2.12
AVDR	-	1.14	1.15	0.99

図 6 に、等マッハ数線図を示す。どのケースも、衝撃波を明確に捉えることができおり、上流側に伸びた衝撃波が、入口境界で非物理的な反射を起こしていないことが確認できる。

図 7 に、case6 と case7 の、翼面翼面圧力係数 C_p 分布を、解析と試験とで比較した図を示す。

$$C_p = \frac{P_{01} - p}{P_{01} - p_1} \quad (9)$$

翼背面の衝撃波の位置は、精度良く予測できている。case7 の亜音速部、すなわち翼腹面と衝撃波後の翼背面の圧力係数を、解析はわずかに小さく予測している。

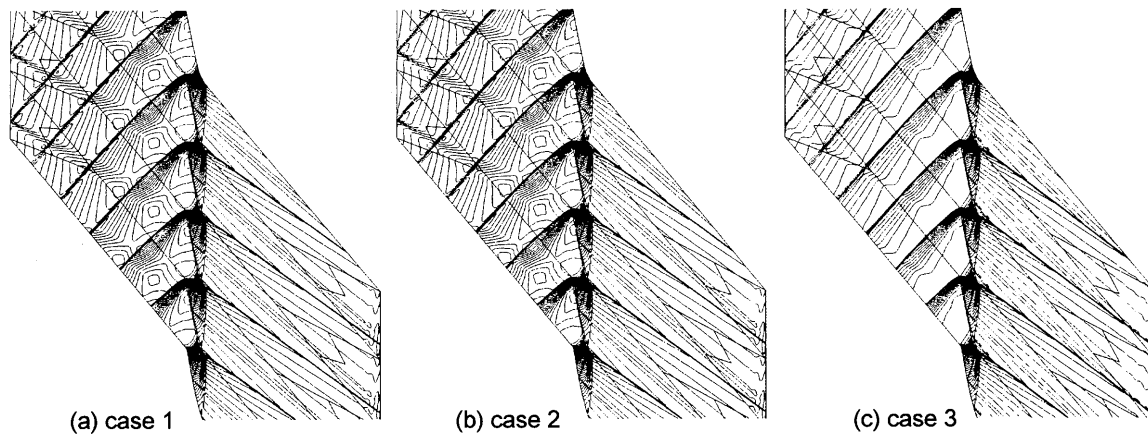


Fig. 4 Iso-pressure contours

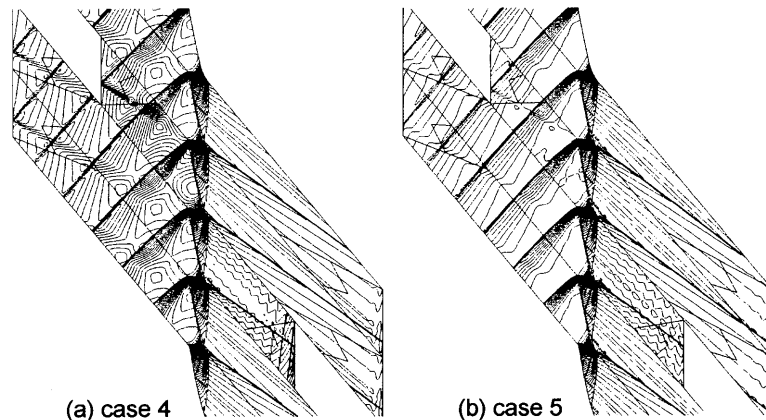


Fig. 5 Iso-pressure contours

図 8 には case8 の、翼面等エントロピマッハ数 M_{is} 分布を、解析と試験とで比較した図を示す。図 6(c)からもわかるように、case8 の流れは、とくに垂直衝撃波下流の非定常が強い。そのため、図 8 の解析結果には、時間平均した翼面等エントロピマッハ数分布を示した。解析結果の衝撃波位置は、試験と良く合っているが、翼背側では、衝撃波の下流で流れは翼面曲率によって加速されているのに対し、解析では衝撃波で流れはく離し、流れの加速は見られない。また、翼腹面に入射する垂直衝撃波による減速も、試験では緩やかに減速されているのに対し、解析ではより急激に減速している。

表 3 に、解析結果の全圧損失係数 ω と、

$$\omega = \frac{P_{01} - P_{02}}{P_{01} - P_1} \quad (10)$$

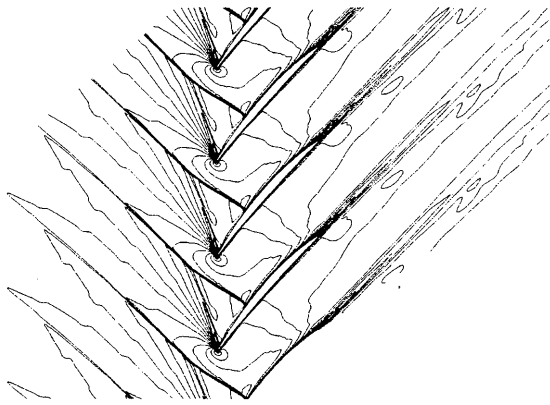
流出角を、試験結果と比較して示す。全圧損失係数は、case6,7 はともに約 2% 解析結果が小さい。非定常性の強い case8 の方が、両者の一致は良い。流れ角は、解析は、試験に比較的近い値を予測できている。

6. 結論

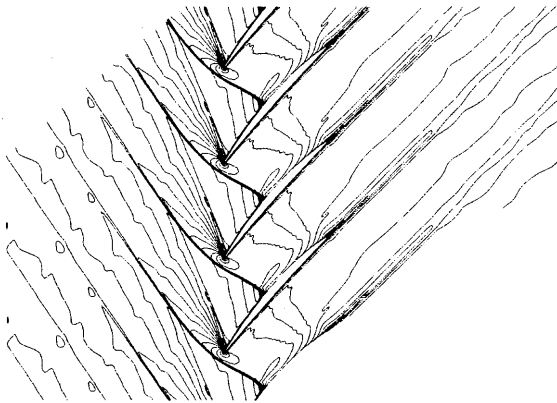
スタagger角の大きな超音速タービン翼型の、衝撃波を含む流れ場を、精度良く予測できる乱流解析手法、特に格子生成法と流入、流出境界条件を開発した。

参考文献

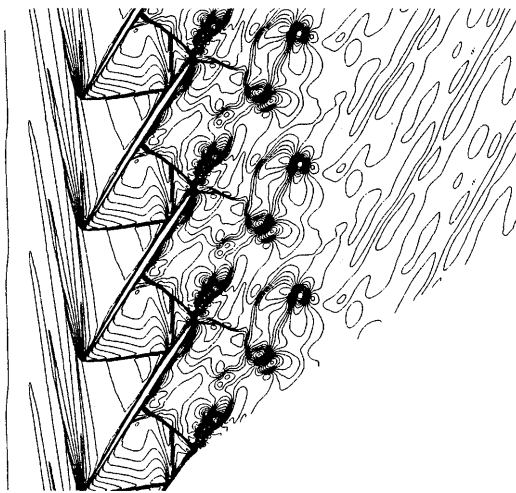
- 1) Chima, R. V., "Inviscid and Viscous Flows in Cascades with an Explicit Multiple-Grid Algorithm," *AIAA Journal*, vol.23, No.10, (1985), pp. 1556-1563.
- 2) Giles, M. B., "Nonreflecting Boundary Conditions for Euler Equation Calculations," *AIAA Journal*, vol.28, No.12, (1990), pp. 2050-2058.
- 3) Senoo, S., Shikano, Y., Ikeguchi, T., and Segawa, K., "Three-dimensional Turbulent Flow Analysis through Turbine Blades," *Proc. 4th KSME-JSME Fluid Engineering Conference*, (1998), pp. 197-200.
- 4) Chakravarthy, S.R. and Osher, S., "A New Class of High Accuracy TVD Schemes for Hyperbolic Conservation Laws", *AIAA Paper 85-0363*, (1985)
- 5) Pulliam, T. H. and Chaussee, D. S., "A Diagonal Form of an Implicit Approximate-Factorization Algorithm", *J. Comp. Phys.*, Vol.39, (1981) p. 347.
- 6) Steger, J.L., and Sorenson, R.L., "Automatic Mesh-Point Clustering near a Boundary in Grid Generation with Elliptic Partial Differential Equations", *Journal of Computational Physics*, Vol.33, (1979), pp.405-410.
- 7) Schreiber, H.A., and Starken, H., "Experimental Cascade Analysis of a Transonic Compressor Rotor Blade Section", *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.106, (1984), pp.288-294.
- 8) Tweedt, D.L., Schreiber, H.A., and Starken, H., "Experimental Investigation of the Performance of a Supersonic Compressor Cascade", *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol.110, (1988), pp.456-466.



(a) case6 (DFVLR $M_{in}=1.03$)



(b) case7 (DFVLR $M_{in}=1.10$)

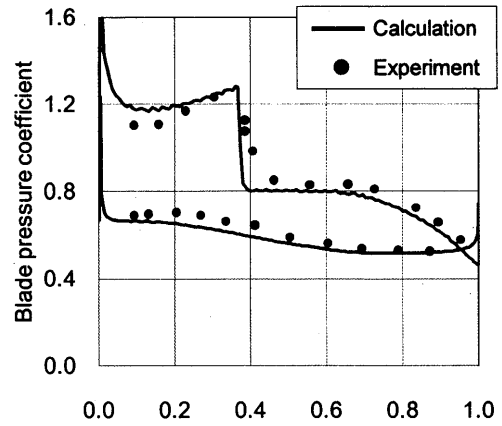


(c) case8 (ARL-SL19 $M_{in}=1.58$)

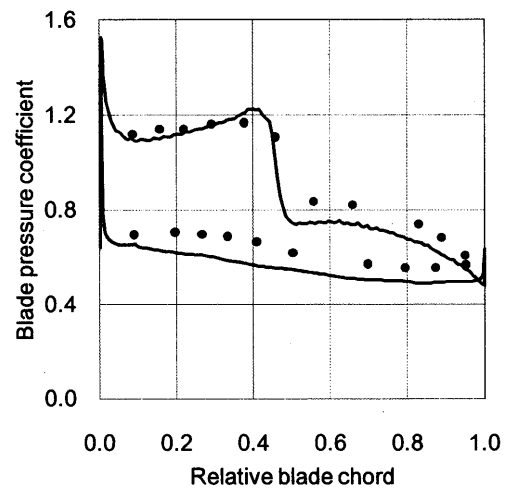
Fig.6 Iso Mach number contours (increments 0.05)

Table .3 Comparisons of Loss coefficient and outlet flow angles

Parameters	Unit		case6	case7	case8
Loss coefficient	%	CFD	4.3	6.5	14.6
		Exp	6.1	8.4	14.4
Outlet flow angle	deg	CFD	135.7	135.2	153.0
		Exp	136	136	151.2



(a) case6 (DFVLR $M_{in}=1.03$)



(b) case7 (DFVLR $M_{in}=1.1$)

Fig.7 Pressure coefficient distributions on the blade surface

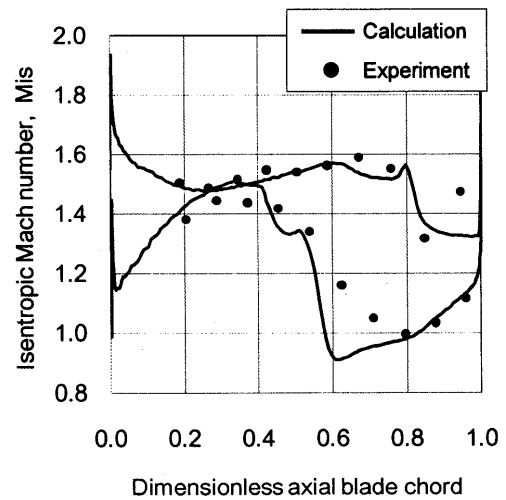


Fig.8 Isentropic Mach number distributions on the blade surface case8 (ARL-SL19 $M_{in}=1.58$)

2 段復水ラジアル蒸気タービンの開発

* 中野 晋（日立），坪内 邦良（元日立），
林 一堯（日立エンジニアリング・アンド・サービス），白岩 弘行（同左），山田 博行（同左）

Development of a two stage condensing radial steam turbine

*Susumu NAKANO(Hitachi), Kuniyoshi TSUBOUCHI(Formerly Hitachi)
Kazutaka HAYASHI(Hitachi Engineering & Services), Hiroyuki SHIRAIWA(ditto),
and Hiroyuki YAMADA(ditto)

ABSTRACT

A 150 kW class radial inflow steam turbine system is proposed as a bottoming cycle for 2.4 MW class gas engine systems. It makes the total electrical efficiency of the system increase from 41.6 % to 44.2%. A two-stage condensing turbine system is applied to increase out power under the supplied steam conditions from exhaust heat of gas engines. Pressure ratio of the high pressure turbine is 3.5, and that of the low pressure turbine is 4.6. The blade profiles of both turbines are designed with consideration of the thrust which does not exceed 300 N at the rated rotational speed of 51,000 rpm. To reduce mechanical losses, a permanent magnet generator rotor which is composed with turbine rotors in a common shaft supported by the two water-lubricated bearings is applied. Oil supplied system is completely eliminated in the turbine system. Design specifications of the turbines are shown. Test for load condition of 80 % was carried out and stable power of 120 kW was obtained.

Key words: Steam turbine, Radial inflow turbine, Two-stage condensing turbine, Pressure ratio

1. はじめに

低炭素化社会の実現に向けて、エネルギー消費効率の向上、特に産業・民生分野における中期的エネルギー消費効率改善手法として、コージェネレーションを含む未利用排熱の利用促進が求められている^{1), 2)}。産業プラントや中小規模の廃棄物焼却施設では利用されずに排出されている蒸気が大量に存在するという調査結果も報告されており、圧力 1 MPa 以下の未利用低質蒸気の有効利用としての小型蒸気タービンの開発が期待されている³⁾。また、ガスエンジン等の分散電源設備では、排熱からの温水回収と蒸気回収によって熱電併給の総合効率は 80% を上回るケースも多くなっている。しかし、全ての利用者が蒸気コージェネレーションを期待している訳では無く、電気利用のみを優先する場合も少なく無い。

本研究では、分散電源設備として 2.4 MW 級のガスエンジンを対象として、その排熱蒸気から 150 kW を発電する蒸気タービン発電システムを開発するものである。その基本システムとタービン翼車の設計結果、及び定格出力の 80% 条件における負荷試験結果について報告する。

2. ラジアル蒸気タービンの概要

2.1 タービンシステム

本蒸気タービンシステムのシステムダイアグラムを図 1 に示す。タービンロータは、翼車と永久磁石式発電機ロータを一体化した構造を有する。システムは電気、蒸気、循環水、及び空気系統の 4 系統から成り立っている。

電気系統は系統電源、双方向電力変換器⁴⁾、及び発電機を繋ぐラインから成る。起動時は系統側から電力を引き込み電力変換器によって系統の商用周波数から発電機ロータの回転に合わせた周波数に変換して電力を発電機に供給し、発電機ロータを駆動する。タービン仕事が軸受損失、風損等のロータ損失を上回れば、発生電力を電力変換器で商用周波数に変換して系統側に送る。

蒸気系統は、0.78 MPa の飽和蒸気を高圧タービンと低圧タービンの 2 段で膨張させる。供給される蒸気に対してなるべく多くの出力を得ることを目標とするため、タービンは復水形とした。低圧段下流で 0.048 MPa まで膨張させる。排気は復水器で常温水によって冷却され復水後にホットウェルに一旦溜められ、復水ポンプでシステム外に排出される。

循環水系統は、双方向電力変換器と発電機ステータの冷却水と、水潤滑軸受⁵⁾の潤滑水を供給するラインである。循環水ポンプによって送水された水は循環水冷却器によって除熱され、電力変換器、発電機、及び水潤滑軸受に供給され、再び循環水タンクに戻る。

空気系統は、発電機ロータの冷却空気とラピリンズシール部のシール空気を供給するラインである。

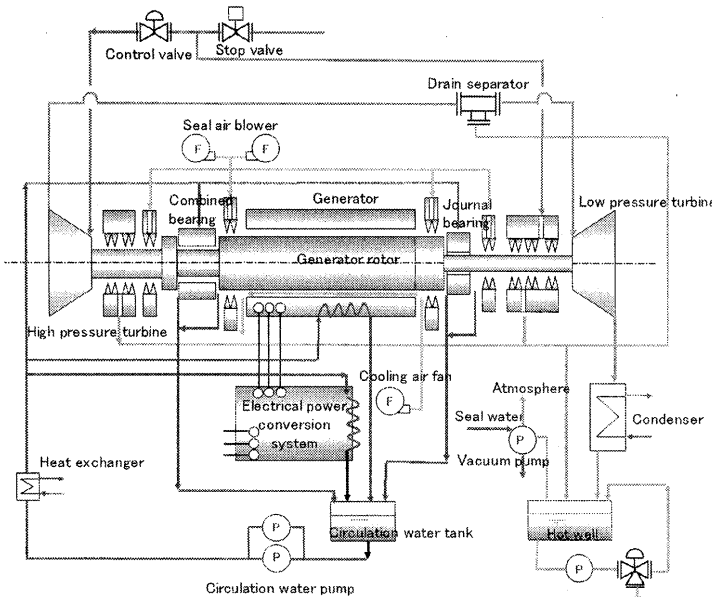


Fig.1 Turbine System Diagram

2.2 2段タービンの基本設計

タービン翼形状の詳細設計の前段階として、高圧段と低圧段のタービン圧力比、回転数、タービン翼車外径等の基本仕様を決めなければならない。本開発のタービンロータは2段タービンであるが、ロータ構造はできるだけ簡易な構造を目指した。つまり、両翼車に生ずる軸方向力の差を打ち消すようなバランスピストンやバランスディスクの設置を必要としない軸構造とした。このため、スラスト評価を考慮して翼車の基本仕様を決定した。

タービンシステムの基本仕様として、高圧段と低圧段の負荷配分、各段の圧力比、及び各段のタービン断熱効率と出力を検討する。検討方法は参考文献(6)に記載されている基礎的な方法で実施した。すなわち、相似則を用いて過去の公開文献からの効率マップを参照に効率が高くなる条件を選定する。ここでは、タービンの圧力比、流量、入口蒸気温度、回転数を与え、タービン効率、出力、タービン外径を算出する⁷⁾。

2.3 スラスト

タービン回転軸に作用するスラストは、それぞれの翼車で、ハブ面側に作用する軸方向の力と、翼車背面に作用する軸方向の力のベクトル和で計算する。翼車のハブ面に作用する軸方向の力(Th_h)は、ハブ面での静圧をハブ面の軸方向投影面積で積分して得られる。ハブ面に作用する静圧分布をオイラー式に基づくと仮定して投影面半径の2次式で近似すると軸方向の力は次式のようなになる⁷⁾。

$$Th_h = \frac{\pi}{2} (p_{h,in} + p_{h,ex}) (r_2^2 - r_1^2) + \pi r_1^2 p_{h,ex} \quad (1)$$

ここで、 $P_{h,in}$ はタービン入口静圧、 $P_{h,ex}$ はタービン出口静圧、 r_1 はタービン出口半径、 r_2 はタービン入口半径である。

タービン翼車の軸方向の力(Th_b)は、背面側にはハブ面側のようにボス部が無いいため次式のようなになる。

$$Th_b = \frac{\pi}{2} (p_{h,in} + p_{b,rsf}) (r_2^2 - r_{rsf}^2) \quad (2)$$

ここで、 $P_{b,rsf}$ は翼車背面の軸表面との接合部の静圧で、翼車背面の隙間流れを強制渦流れと仮定して求められる⁷⁾。

2.3 タービン翼車

システム基本設計結果から高圧段及び低圧段の概略仕様が決定された後に、それぞれの翼の詳細設計を実施する。

初めに1次元計算による性能予測を行う。与えられた出入口条件、回転数に対して、動翼出入口の速度三角形をチェックし、目標効率を達成する主要寸法を決定する。次に3次元翼形状の設計を行う。1次元性能解析から求まる主要寸法を元に子午面形状、翼厚、翼角度分布により翼形状を決定する。最後に3次元粘性流れ解析を実施して静動翼一体形状でのCFDを実施して効率及び出力をチェックする。3次元粘性流れ解析結果により、流れにはく離等の好ましくない状態が発生する場合は1次元性能解析に戻り公的な主要寸法の見出しから再計算を実施する。これらの計算方法の詳細は参考文献8)を参照されたい。

流体解析によって決定された形状に対して、最後に強度解析と共振解析を実施する。

3. 計算結果

3.1 設計条件

対象とするガスエンジンの出力を2.4MWと仮定して、その100%負荷運転における排熱からの蒸気回収量は1.3MWある。タービンに供給される蒸気

条件は、配管やバルブ等での圧力損失やドレンを考慮して、蒸気圧 0.78MPa、流量 0.53kg/s とする。

発電機と発電機の回転数を制御する双方向電力変換器は既開発品⁴⁾を適用する。発電機には許容トルク 31.2Nm の永久磁石式ロータを用いおり、回転数 51,000rpm で出力 167kW を発電する。

3.2 高圧段と低圧段の圧力比

本開発では既開発品⁴⁾のタービン圧力比 4 をベースとして設計を進めた。つまり 2 段膨張の圧力比を 16 とする。背圧は 0.048MPa となる。

図 2 に高圧段と低圧段の圧力を 4 とした場合の両段の効率を回転数に対して計算した結果を示す。高圧段側は高回転数域に、低圧段側は低回転数域にそれぞれ最高効率点を持つ。図 1 に示したように両タービン翼車は発電機ロータに一体に組みつけられる。そのため、高圧段と低圧段のタービン回転数は同一にする必要がある。発電機出力は発電機回転数に比例して許容発電量まで増加する。ここでは発電機ロータの許容（定格）回転数である 51,000rpm を優先的な選定基準として、タービンの定格回転数も 51,000rpm とした。

図 3 は、回転数 51,000rpm で、2 段の総圧力比を 16 とし、高圧タービンの圧力比を変えたときのタービンの全出力と発電機ロータに作用するスラストを示したものである。出力は高圧タービンの圧力比が 2.5 で最大となる。この時、低圧タービンの圧力比は 6.4 となる。スラストは高圧タービン側に軸が押される方向を正としているが、高圧タービン圧力比 2.5 ではスラストは -1200N に達している。これは高圧タービンの圧力比が小さいためにタービン翼車径も小さく翼車に作用する力が低圧タービン翼車に比べ少なくなるためである。スラスト軸受の既開発品⁴⁾の実績値を参考に 300N を使用の目安とした。タービン出力は高圧タービンの圧力比が増加すると減少する傾向にある。スラストが -300N となる点の高圧タービン圧力比は 3.5 になる。この時の低圧タービン圧力比は 4.6 である。この点をタービン圧力比の選定点とする。

次に高圧タービン圧力比 3.5、低圧タービン圧力比 4.6 として回転数に対するタービン全出力と全断熱効率を示す。また、図には発電機出力の限界値も示す。図からこの圧力比の組み合わせタービンの最高効率点は回転数 46,000rpm にある。しかし、この回転数ではタービン出力が発電機出力限界値を越えている。一方、発電機定格回転数から選んだ回転数 51,000rpm では効率と出力は若干低下するものの、発電機限界出力に対しては裕度を

持ったものになっている。

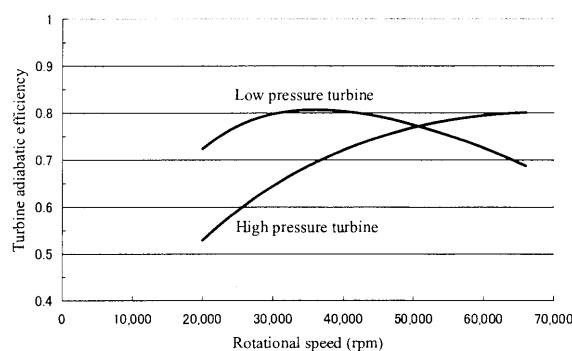


Fig.2 Efficiencies of high- and low-pressure turbines (Each pressure ratio: 4.0)

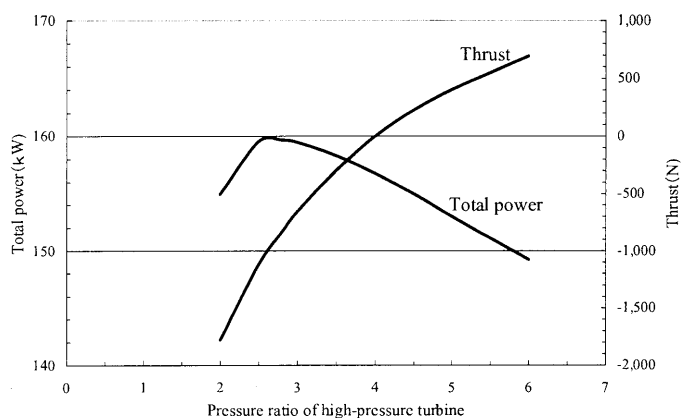


Fig.3 Effects of pressure ratio for high-pressure turbines (Total pressure ratio: 16, Rotational speed: 51,000rpm)

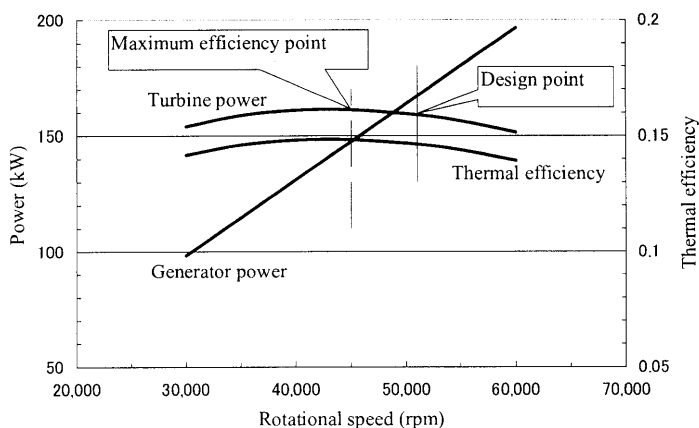


Fig.4 Total turbine system performance

3.3 タービン翼車形状と設計性能

表 1 に本設計で決定した基本仕様を示す。また、図 5 に高圧タービンの翼車形状の詳細設計結果と翼車間の流れ解析結果（相対速度ベクトルとそのマッハ数）を、同様に、図 6 に低圧タービンの結果を示す。流れ解析の結果は、いずれも、定格回

転数での設計条件における結果である。高圧及び低圧タービンともスムーズな流れが得られている。

図7は、流量係数 ϕ ($=Ca/U$, Ca :翼出口軸方向絶対速度, U :周速)と段落負荷係数 ψ ($=\Delta h/U^2$, Δh :単位質量当たりの熱落差)で表した既存ラジアルタービンの性能マップ⁹⁾に、本設計結果をプロットしたものである。両タービン翼車とも断熱効率が80%以上の領域に位置していることが分かる。

Table 1 Design specifications

Items	Unit	High-pressure turbine	Low-pressure turbine
Inlet pressure	MPa	0.78	0.2
Inlet temperature	K	442.6	393.4
Mass flow rate	kg/s	0.53	0.5
Pressure ratio	-	3.5	4.6
Rated rotational speed	rpm	51,000	51,000
Diameter	m	0.154	0.184
Adiabatic efficiency	%	80.7	81

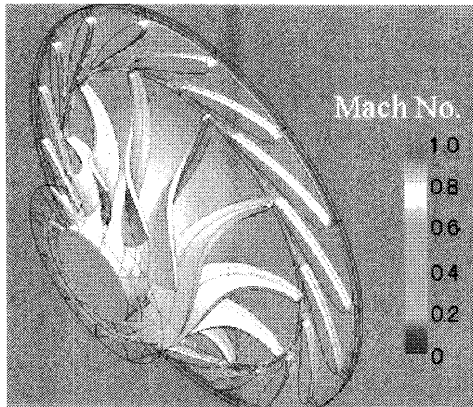


Fig.5 Blade profiles and relative velocity vectors of high-pressure turbine

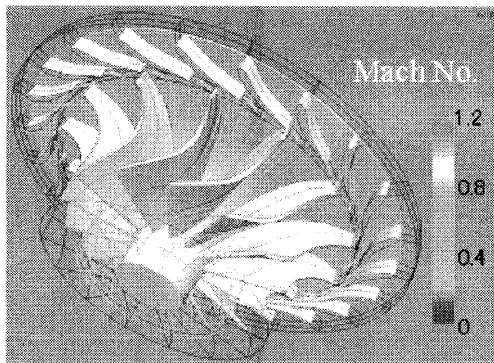


Fig.6 Blade profiles and relative velocity vectors of low-pressure turbine

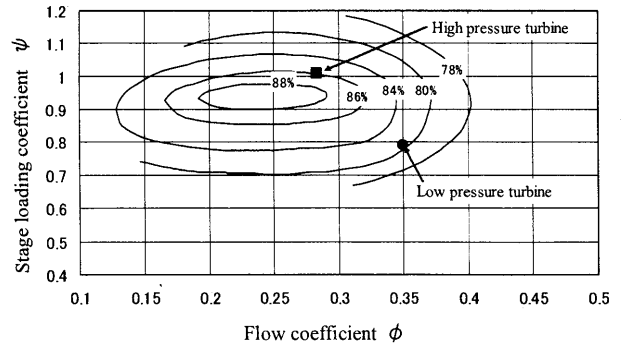


Fig.7 Correlation of blade loading and flow coefficients

4. 試験方法

4.1 運転方法

発電機ロータ回転前に循環水及び空気系統の補機類を起動し、続いて真空排気側の補機類を起動する。循環水及び冷却空気の流量及び供給圧力、排気圧力が規定値に達していることを確認してから発電機ロータを回転させる。モータリング駆動で定格回転数の12%回転数まで昇速してその回転数を保持する。ここで、蒸気流量制御弁を微開してタービン側に蒸気を供給し暖気する。暖気運転終了後は、定格回転数まで一定昇速率で昇速する。蒸気流量制御弁は回転数の増加に合わせて徐々に開度を増加させる。定格回転数到達後は、蒸気流量制御弁の開度を増加して所定の発電出力になるまで蒸気を供給する。今回の試験では定格出力の80%負荷条件となる120kW発電を目標とした。

降速運転では、冷機運転回転数を定格回転数の70%回転数として、降速開始前に、蒸気流量制御弁を絞って発電出力を5kW程度にしておき、降速率一定で回転数を低下させる。冷機運転回転数到達後は、蒸気流量制御弁を全閉にして、双方向電力変換器での回転数制御を開放してフリーラン状態で降速させる。発電機ロータの回転数が停止した後に、循環水系、及び空気系の補機類を停止する。

4.2 計測方法

発電機出力は、発電機端での出力値(発電機端出力)と、双方向電力変換器端での出力(送電端出力)の2出力を、パワーメータ(横川電機製WT1600)で計測した。

タービン性能に関する計測項目としては、タービン出入口の圧力と温度、タービン入口での蒸気流量を計測した。圧力は半導体型圧力センサー(横川電気製FPシリーズ)を、温度はK型熱電対を用いて計測した。

蒸気流量は、差圧式流量計(山武製MVC31)を用

いた。タービン性能を算出する場合、タービン出口側では湿り域に入るため、圧力と温度の他、湿り度の測定が必要になる。高圧タービン出口側での湿り度は、高圧タービン通過蒸気の凝縮水を計測して算出する。つまり、高圧タービン下流に設置されるドレンセパレータから排出されるドレン流量と低圧タービン入口での蒸気量を用いて算出する。

一方、低圧タービン出口側はドレン流量及び蒸気流量とも計測していないため、湿り度計¹⁰⁾による湿り度測定を実施した。

発電機ロータに作用するスラストに関しては、直接計測することは困難なため、ここでは、軸受損失から算出する⁵⁾。軸受潤滑水の温度上昇計測値から軸受部の総損失を算出する。これらには、ジャーナル軸受及びスラスト軸受の損失の他、スラスト軸受の軸受パッド部以外の空間での潤滑水の摩擦せん断力によって発生する攪拌損失、及び潤滑水のロータ表面またはスラストカラー表面での摩擦せん断力によって発生する損失がある。それぞれの損失の計算方法は文献(5)を参照されたい。

軸受潤滑水の温度上昇から計測した軸受総損失から、ジャーナル軸受損失解析値と上記の摩擦せん断力による損失を引いた残りの値と、スラスト軸受損失解析値とを比べて、発生しているスラストを推定する。

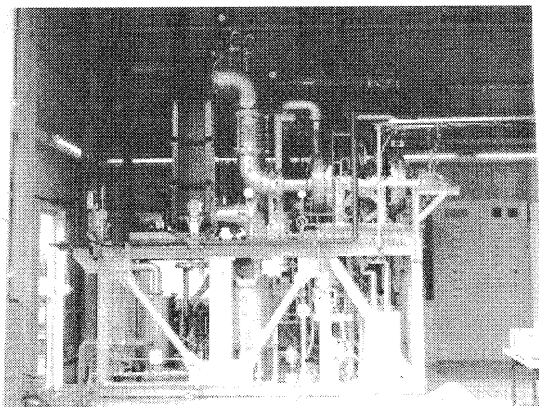


Fig.8 Photograph of the prototype turbine system

4.3 プロト機

図8に、今回開発した2段復水ラジアル蒸気タービンシステムプロト機の概観を示す。システムは双方向電力変換器を除き、図1に示した上流側の蒸気止弁から真空排気側のホットウエルまでをパッケージ化している。双方向電力変換器は別置きにされている⁷⁾。

5. 試験結果

5.1 タービン出力とタービン性能

図9に、発電機出力端と電力変換器端の発電出力を示す。図には発電機ロータの回転数と蒸気流量制御弁の開度を示す。暖気運転後、定格回転数到達時で約5kWを発電している。その後、蒸気流量を増加して、80、100、120kWとステップ上に出力を増加させた。120kW出力時以降は、蒸気流量制御弁の開度を一定にして蒸気供給量もほぼ一定に保持したが、発電出力もほぼ一定で安定している。発電機端と電力変換器端の出力比から電力変換器の効率が分かり、本プロト機では変換効率は97%以上を達成している。

図10に高圧タービンと低圧タービンの入口圧力及び低圧タービン出口圧を示す。今回の80%負荷条件では、高圧タービン入口圧力は0.6MPaで蒸気温度は約165℃であった。圧力に関しては定格設計圧力0.78MPaよりも0.18MPaも低い。一方、低圧タービン側に関しては、入口圧力0.175MPa、温度120℃は定格設計条件(0.2MPa、120℃)に近い値になっている。高圧タービン出口の湿り度はドレン水の測定値と低圧タービン入口蒸気流量から湿り度0.015となり、また、低圧タービン下流の湿り度は湿り度測定から0.051となった。これらの計測値からエンタルピー・エントロピー線図上で、高圧タービンと低圧タービンの熱落差を計算すると低圧タービン側に関してはほぼ設計値である断熱効率81%を達成しているものの、高圧タービン側の断熱効率が設計値の約60%程度に留まっていることが分かった。今後、高圧タービン入口蒸気圧を上げることで、高圧タービン側の熱落差も増加し定格出力に近づくものと思われる。

5.2 スラスト

図11に発電機出力に対する軸受損失と軸受排水温度を示す。図11に示した軸受損失の計算値は、先に示したジャーナル軸受損失、攪拌損失、ロータ表面での摩擦せん断力による損失と、スラスト軸受損失の総損失である。発電機出力40kW以上の領域に着目すると、発電機出力80kWまでは、スラスト軸受の高圧タービン側面と発電機側面での軸受排水温度の差は無く、軸受損失も軸受損失計算値のスラスト零近傍に存在する。負荷の増加に伴い、高圧タービン側面の軸受排水温度が増加する。スラスト軸受損失以外の他の損失は、回転数に依存するものの、負荷には依存しない。このため、この排水温度上昇に伴う軸受損失の増加はスラストの増加によってもたらされたものと思われる。スラストは400N以上に達してものと思われる。この

値は設計値を超えているが、これは高圧タービン側の圧力が定格設計値に達していないことが原因と考えられる。つまり、80%負荷状態では、スラスト軸受の高圧タービン側の面が負荷面になっている。これは発電機ロータが低圧タービン側に押されていることを意味する。高圧タービン側に作用する力が設計条件に達していないことと、低圧タービン側は既に設計条件に近い圧力状態に達しているため低圧タービン側には設計条件に近い軸方向力が作用していることが原因と考えられる。高圧タービン側の圧力条件を定格設計条件に近づけることで、スラストも設計条件の300N以内に取り替えることができるものと考えられる。

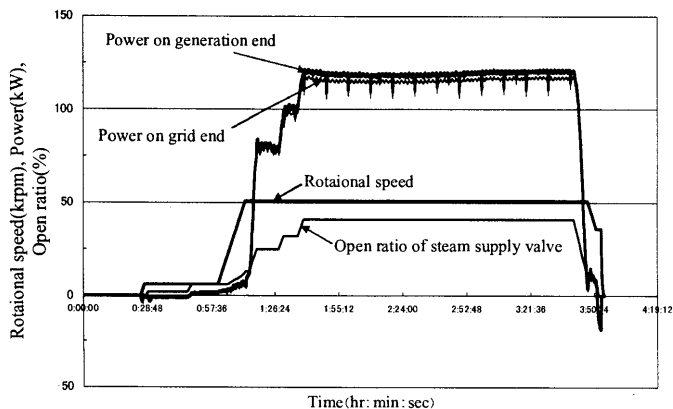


Fig.9 Test results of 80% load condition

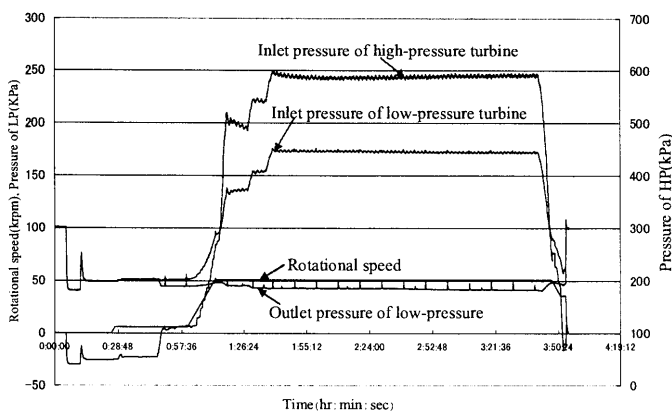


Fig.10 Pressure trends of 80% load test

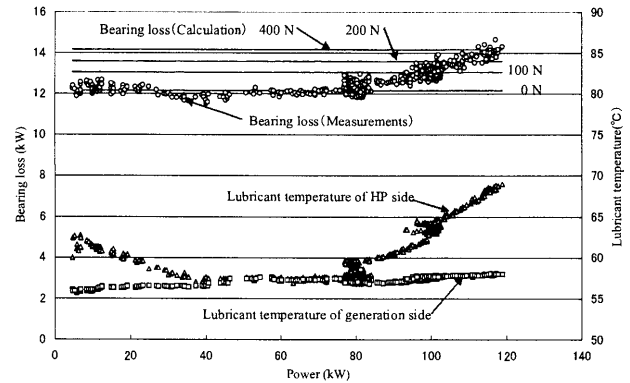


Fig.11 Bearing loss and lubricant temperature

6. まとめ

2.4MW級のガスエンジン排熱蒸気を利用して発電する150kW級のラジアル蒸気タービンの基本設計を行い、そのプロト機を製作した。

タービンは高圧段圧力比3.5、低圧段圧力比4.6の2段復水タービンである。

製作したプロト機の80%負荷条件での試験を実施し、発電出力120kWの安定な発電を確認した。

参考文献

- 1) 新・国家エネルギー戦略(要約版), 経済産業省, (2006-5).
- 2) 省エネルギー技術戦略2008について, 資源エネルギー庁 (2008-4).
- 3) 蓮池, フレキシブルタービンシステムの研究開発, 季報エネルギー総合工学, vol. 27, No. 3 (2004), 76.
- 4) Nakano, S. et al., Development of a 150 kW microturbine system which applies the humid air turbine cycle, GT-2007-28192, ASME Turbo Expo, (2007).
- 5) Nakano, S. et al., An advanced microturbine system with water-lubricated bearings, Int. J. Rotating Machinery, Vol. 2009, Article ID 718107, (2009).
- 6) Balje, O. E., Turbomachines – A guide to design, Selection, and Theory, John Wiley & Sons, Inc., New York, (1981).
- 7) Nakano, S. et al., A 150 kW radial inflow steam turbine system for the bottoming cycle of reciprocating engines, GT-2010-23231, ASME Turbo Expo, (2010).
- 8) Yagi, M., et al., Design and testing of the radial inflow turbine for a 150 kW microturbine system, IGTC2007-ABS-114, (2007).
- 9) Chen, H. and Baines, N. C., The aerodynamic loading of radial and mixed-flow turbines, Int. J. Mech. Sci., 36 (1994).
- 10) Hesler, S., and Segawa, K., Benchmark testing of a low pressure steam wetness measurement probe in a model test turbine, 7th ERPI Steam Turbine/Generator Workshop and Vendor Exposition, Baltimore, 20-23, (2001).

軸流圧縮機遷音速段における 3 次元翼形状の多目的最適化

*明連 千尋， 高橋 康雄， 加藤 泰弘（日立製作所）

A Multi-Objective Optimization of Three-Dimensional Blade Shape for an Axial Compressor Rotor in Transonic Stage

* Chihiro MYOREN, Yasuo TAKAHASHI, Yasuhiro KATO (Hitachi Ltd),

ABSTRACT

An aerodynamic design system to optimize a 3D blade shape of an axial compressor transonic stage is developed in this paper. Three aerofoil profiles and a radial stacking line of the blade are optimized using 3D-CFD. In order to validate an off-design performance of the blade, shock positions and pressure differences at leading edges are introduced as objective functions. Applying this system to a design of an axial compressor transonic rotor, the efficiency of design point increased and the operation range is expanded compared with the original blade.

Key words: Compressor, Three-dimensional blade, Multi-objective optimization, Transonic, Shock loss, Sweep

1. 緒言

近年の軸流圧縮機設計では、性能向上とコスト低減の両立を目的として、翼の高負荷・高効率化が求められている。その中でも圧縮機上流側の遷音速段では高負荷化によって衝撃波損失が増加するため、非定型翼形や 3 次元翼等による衝撃波損失の低減が試みられている^{[1][2]}。最近では 3 次元翼の一種であるスイープ翼に対し、スタッキングライン形状を S 字形状とすることで衝撃波損失の低減を達成した研究も報告されている^{[3][4]}。

また近年の最適化技術の発展に伴い、CFD による 3 次元翼設計の最適化に関する研究が行われている^{[5][6]}。これらの研究の多くには、複数の設計項目の同時最適化を目的として、多目的最適化が用いられている。ただし最適化する設計項目は設計点の空力性能と強度（または振動）であることが多く、off-design 性能に注目している例は少ない。この理由として、off-design 性能を検討するには設計点以外の作動点の性能計算が必要であり、設計時間が大幅に増加するためだと考えられる。

そこで本研究では、設計点以外の作動点の性能計算を行わずに off-design 性能を評価する、3 次元翼の多目的最適設計システムを構築した。このシステムを圧縮機初段動翼設計に適用し、得られた最適解の空力性能を、従来手法で設計した翼列と比較することによって考察した。

2. 3 次元翼設計システム

2.1 システム概要

構築した最適設計システムのワークフローを図 1 に示す。本システムでは翼形状定義と妥当性確認、流れ解析と拘束条件判定、目的関数生成、最適化アルゴリズムによる評価の順に処理される。一連の処理は最適化支援ツール modeFRONTIER 4.2.0^[7] 上で行われ、世代数 N が予め入力した世代数 N_{max} に到達した時点で計算が終了する。各処理の詳細については次節以降で説明する。

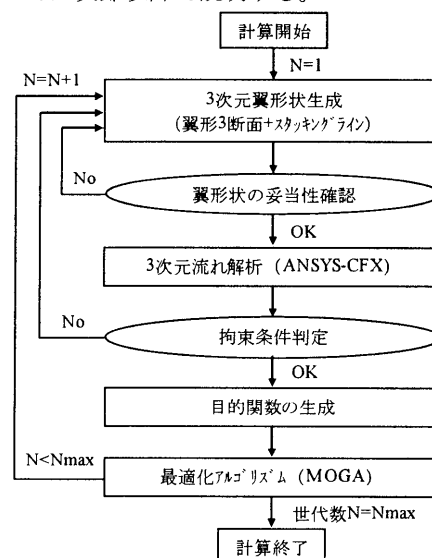


図 1 設計システムのワークフロー

2.2 翼形状定義方法

本システムでは3次元翼の形状を、翼形とスタッキングラインの組合せによって定義した。定義方法の概要を図2に示す。翼形の定義位置は hub, mean, tip の3箇所、他の位置の翼形は3断面からの補間によって算出している。スタッキングラインは4つの制御点と hub, tip 断面の傾きによって定義された、4階のノンユニフォームB-スプライン曲線である。制御点の移動方向を翼形のスタック角の方向とし、衝撃波損失低減に効果があるとされるスイープ翼を生成可能にしている。

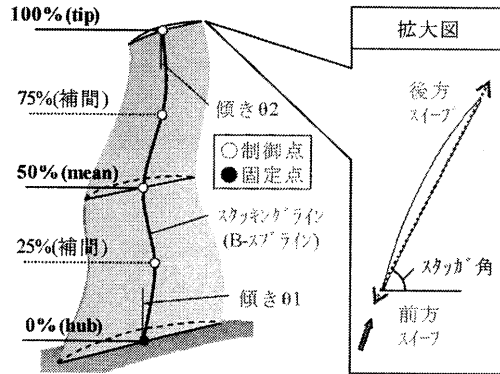


図2 翼形定義方法の概要

翼形設計パラメータの詳細を図3に示す。翼形には背側と腹側の翼面をそれぞれ2つの円弧によって構成した多重円弧翼 (Multi Circular Arc, MCA) ^[8] が用いられている。設計パラメータは2つの円弧の接続点 (そり接続点)、円弧同士を中心角の比率 (超音速キャンバ比)、最大厚み位置、および入射角の合計4つであり、これらを変化させることで翼厚みやキャンバ分布、およびスタック角の異なる翼形が生成される。設計パラメータの組合せによっては、翼面にくびれが生じて翼厚みの極端に小さい翼形が生成されるため、本システムでは事前に翼形の成立する範囲を算出して評価することで、不要な計算ケースの増加を抑制している。

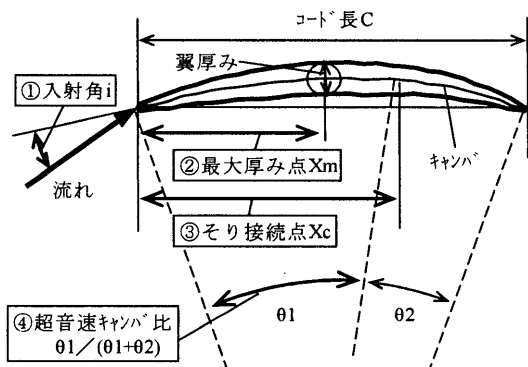


図3 翼形設計パラメータの詳細

2.3 最適化手法と目的関数

本システムでは設計点1点の性能計算結果を用い、設計点性能と off-design 性能を同時に最適化する。このため、設計点性能から off-design 性能を評価する指標を定義した。説明として、図4に遷音速翼列の流量-効率特性線図の例を、図5に遷音速翼列の失速点における流れ場の概念図を示す。

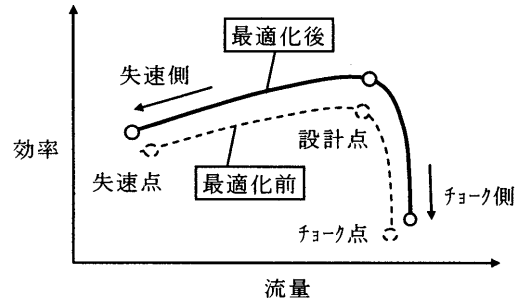


図4 遷音速翼列の流量-効率特性線図の例

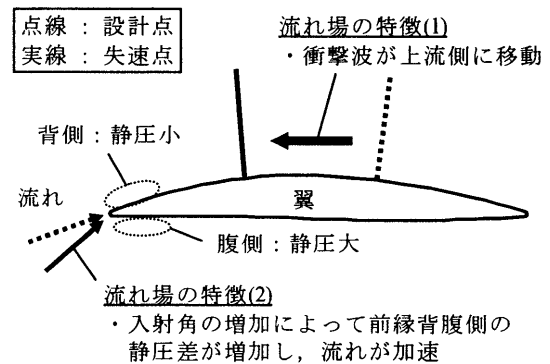


図5 失速点での流れ場の概念図

図4において、本システムでは全流量範囲で最適化前の翼列 (以下、基準翼) の特性を上回るよう、最適化が実行される。このうち、流量の大きいチョーク側の効率は衝撃波の強さに依存するため、設計点での衝撃波損失の低減によって効率向上が可能となる。よって本システムでは、チョーク側に関する off-design 性能の評価指標は設けていない。

一方流量の小さい失速側には、off-design 性能の評価指標が必要となる。図5のように設計点から失速点近傍に作動点に移る場合、入射角の増加によって翼前縁近傍の背側と腹側の静圧差が増加し、同時に翼背側の衝撃波が上流側へ移動する。この2つのいずれかが原因で翼背側の流れが剥離し、翼列は失速に至る。よって本システムでは off-design 性能の評価指標として、設計点の翼背側衝撃波位置 X_s と翼前縁部背腹側の静圧差 DPI の2つを用いることとした。ただし X_s と DPI の off-design 性能

に対する影響はスパン方向位置によって異なるため、 X_s と DPI を以下の式(1)(2)のようにスパン方向位置による重み付き平均として定義している。

$$X_s = \sum_{k=1}^5 \alpha_k X_{s_k} \quad (1), \quad DPI = \sum_{k=1}^5 \beta_k DPI_k \quad (2)$$

式(1)(2)における k は各スパン方向位置の番号、 α と β は各評価指標に対する重みを表しており、それぞれ以下の表 1 の通りとなる。強い衝撃波が発生する tip 側では X_s の影響が、強い衝撃波が発生しない hub 側では DPI の影響が支配的になるように重み付けされている。

表 1 各評価指標に対する重み α と β

k	スパン位置	値	
		α_k	β_k
1	5% (内径側)	0	0.2
2	25%	0.1	0.8
3	50% (平均径)	0.2	0
4	75%	0.3	0
5	95% (外径側)	0.4	0

以上のように定義した X_s と DPI 、および以下の式(3)で定義される設計点効率 η_d が本システムにおける最適化の目的関数となる。式(3)における P_t 、 T_t 、 γ はそれぞれ全圧、全温、比熱比を表しており、添字の 1 は翼列入口を、2 は翼列出口を示している。3 つの目的関数を同時に最適化するため、アルゴリズムには解探索能力に優れる多目的遺伝的アルゴリズム (Multi-Objective Genetic Algorithm, MOGA) を用いている。

$$\eta_d = \frac{(P_{t_2}/P_{t_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{t_2}/T_{t_1} - 1} \quad (3)$$

2.4 流れ解析手法と拘束条件

流れ解析手法と境界条件の一覧を表 2 に示す。使用ソルバーは商用ソフトの ANSYS-CFX10.0 であり、乱流モデルには標準型 $k-\epsilon$ モデルを用いた。境界条件については入口で全圧、全温、流入角のスパン方向分布を与え、出口で平均静圧を固定している。周方向には周期境界条件を課し、翼列を模擬している。

表 2 流れ解析手法と境界条件

項目	内容
解析ツール	ANSYS CFX 10.0
流入条件	全圧、全温、流入角固定 (スパン方向分布固定)
流出条件	平均静圧固定
乱流モデル	標準型 $k-\epsilon$ モデル

最適化に課した拘束条件の一覧を表 3 に示す。拘束条件は設計点性能に関する条件と off-design 性能に関する条件とに大別される。前者は流量、圧力比および平均轉向角であり、これによって設計点性能の低下と速度三角形の大幅な変化を抑制している。後者は 2.3 節で定義した X_s と DPI であり、これによって失速側の性能低下を抑制している。

表 3 最適化の拘束条件

大項目	項目	記号	内容
設計点性能	流量	G	基準翼以上
	圧力比	π	基準翼以上
	平均轉向角	$\Delta\beta$	基準翼との誤差 1° 未満
off-design 性能	前縁静圧差	DPI	基準翼以下
	衝撃波位置	X_s	基準翼より下流側

3. システムを用いた遷音速動翼設計

3.1 最適化対象翼列と計算格子

最適化対象である基準翼の翼列仕様を表 4 に示す。基準翼は産業用ガスタービンの初段動翼を模擬して設計された翼であり、mean 断面より外周側 (tip 側) で流入マッハ数が 1 以上となる。この場合翼列で強い衝撃波が発生すると考えられるので、最適化による損失低減効果が顕著に現れることが予想される。

表 4 基準翼の翼列仕様

項目	hub	mean	tip
圧力比	1.41	1.32	1.37
流入マッハ数	0.82	1.02	1.21
リデティ	1.59	1.30	1.14

図 6 に計算格子の例を示す。計算時間短縮のため、最適化計算には粗メッシュ (約 15 万点) を得られた最適解に対する off-design 性能評価には密メッシュ (約 30 万点) を用いた。粗メッシュの使用によって異なる最適化結果が得られないことがないよう、密メッシュの設計点計算結果と大きな差が生じない範囲で粗メッシュの格子点数を選定した。

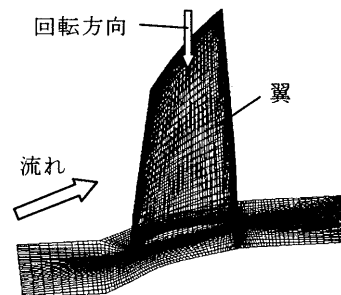


図 6 計算格子の例 (基準翼, 密メッシュ)

3.2 最適化計算結果

計算結果として、図7および図8に翼前縁部背腹側の静圧差 DPI - 翼背側衝撃波位置 X_s 線図および翼背側衝撃波位置 X_s - 設計点効率 η_d 線図を示す。ただし設計点効率 η_d は基準翼の効率で無次元化して表示している。図7と図8において、それぞれ左上、右上にある解ほど性能の良い解であり、本最適化によって複数の最適解（パレート解）が得られる様子が確認できる。

図7、図8において、 X_s と DPI が基準翼に比べてバランス良く増加して off-design 性能の向上が見込める、図中の●で示された点を最適化結果（以下、最適化翼 A）として選定し、性能評価を実施した。なお本最適化手法による off-design 性能の向上効果を確認するため、 X_s と DPI を目的関数に含めず、 η_d のみを最適化した翼（以下、最適化翼 B）についても同様の性能評価を実施している。

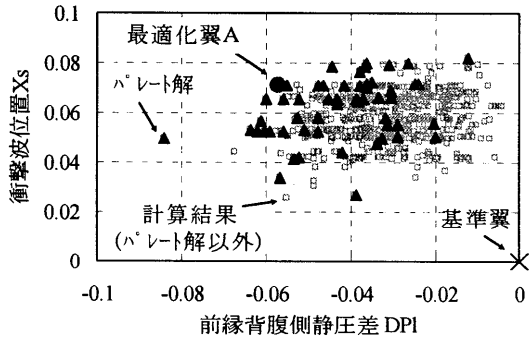


図7 X_s - DPI 線図

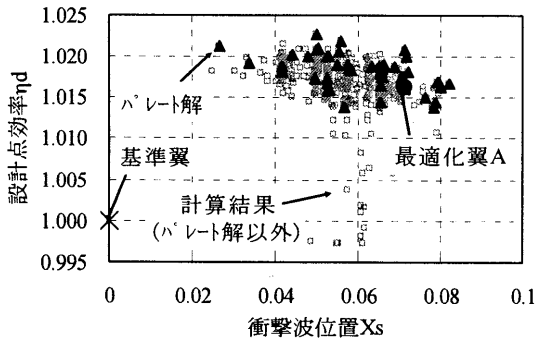


図8 X_s - η_d 線図

結果として表6に空力性能のまとめを、図9に流量-圧力比特性を、図10に流量-効率特性を示す。計算結果は全て基準翼の設計点解析結果を用いて無次元化している。なお失速点については、設計点から出口圧力を徐々に増加させて計算した場合に計算が収束しなくなる直前の点として定義した。

表6、図9、図10から、最適化翼Bは設計点効率が大きく向上するものの、失速点圧力比が大き

く減少し、off-design 性能が悪化することが分かる。一方最適化翼Aは設計点での効率向上量が最適化翼Bより小さいものの、全流量範囲で基準翼より効率が向上している。つまり X_s と DPI を目的関数に含めた本最適化手法を用いることで、off-design 性能の向上が可能なが示された。

表6 空力性能まとめ

作動点	項目	基準翼	最適化翼	
			A	B
設計点	流量	1.000	1.009	1.023
	圧力比	1.000	1.003	1.016
	効率	1.000	1.016	1.041
失速点	流量	0.904	0.898	1.002
	圧力比	1.149	1.171	1.058
	効率	0.986	0.988	1.035
チョーク点	流量	1.000	1.009	1.025
	圧力比	0.904	0.908	0.924
	効率	0.931	0.947	0.980

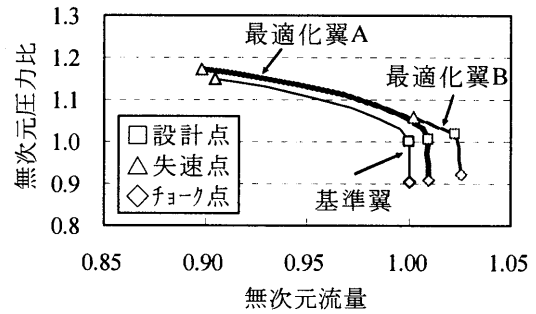


図9 流量-圧力比特性比較

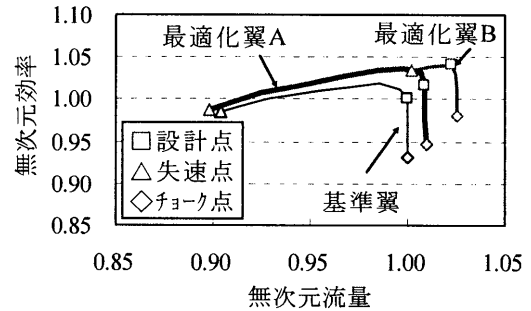


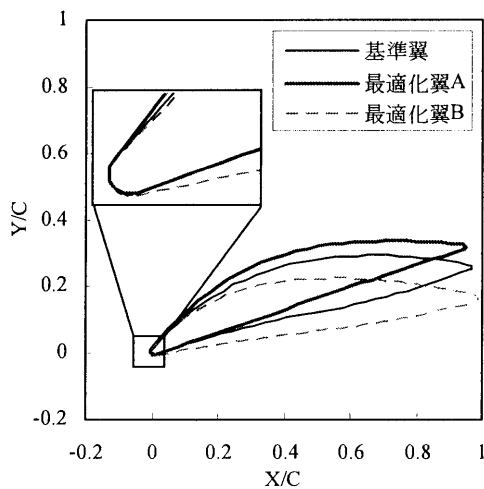
図10 流量-効率特性比較

次に翼形状の比較として、図11に翼弦長 C で無次元化した翼形の比較を、図12にスタッキングラインの比較を示す。図11と図12から、最適化翼Aの翼形は基準翼や最適化翼Bに比べて hub 断面のスタック角が増加し、mean 断面の前縁近傍翼厚みが基準翼より減少した翼形になる。スタッキングラインは tip 側になるほど上流側に移動した、いわゆる前方スweep形状である。一方最適化翼Bは、hub 断面と mean 断面のスタック角が基準翼より減

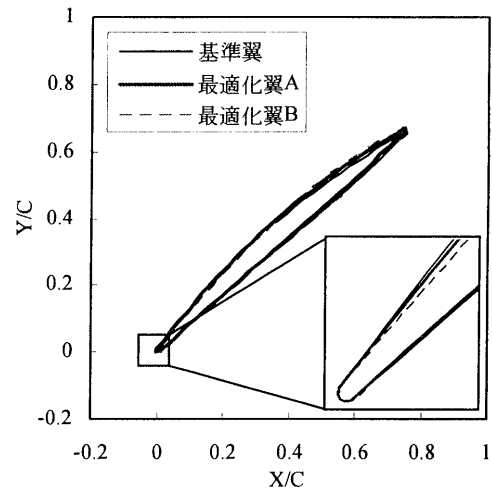
少し、mean断面の前縁近傍翼厚みが基準翼より減少した翼形になる。スタッキングラインは75%断面で下流側に、tip断面で上流側に移動したS字形状となる。つまり、最適化翼AとBで翼形状の傾向、特にhub断面のスタック角とスタッキングラインの傾向に大きな差があることが分かる。

そこで図13に設計点の翼背側マッハ数分布比較を、図14にmean断面と75%断面における翼面上マッハ数分布比較を示す。図13および図14において、最適化翼Bは基準翼に比べてピークマッハ数が大きく低減するものの、75%断面での衝撃波位置が大きく上流側に移動する。この衝撃波位置の移動とスタック角減少によって、図10のように失速側での性能が大きく低下すると考えられる。衝撃波位置が上流側に移動する原因は、最適化翼Bでは前縁近傍厚みの減少とS字形状のスタッキングラインによって流路断面積変化を緩和し、mean断面からtip断面にかけての衝撃波損失を最小化しているためだと推定される。

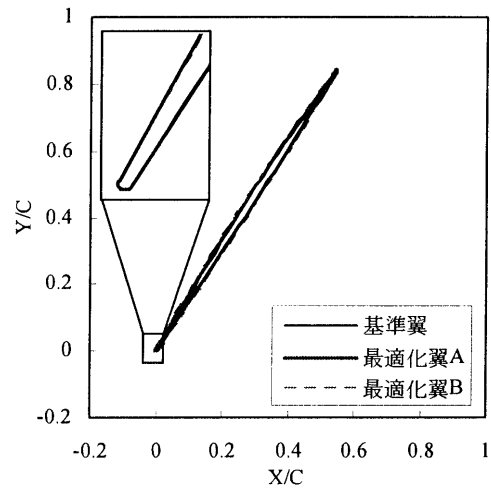
一方最適化翼Aは、ピークマッハ数の減少量は最適化翼Bより小さいが、衝撃波位置は基準翼より下流側に移動する。最適化翼Aのスタッキングラインは前方スweep形状なので、mean断面～tip断面の翼重心位置が大きく上流側へ移動し、相対的な衝撃波位置が下流側に移動していると推定される。また最適化翼Bほど顕著でないものの翼重心位置が軸方向に変化し、前縁近傍厚みも基準翼より減少しているため、流路断面積変化が緩和されてピークマッハ数も低減すると予想される。以上のようにピークマッハ数の低減と衝撃波位置の下流側への移動を両立させることで、図10のように最適化翼Aは基準翼に比べて全流量範囲で性能向上していると考えられる。



(a) hub断面



(b) mean断面



(c) tip断面

図11 翼形比較

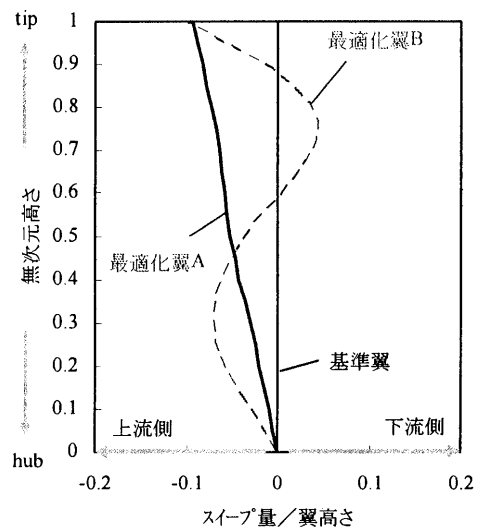


図12 スタッキングラインの比較

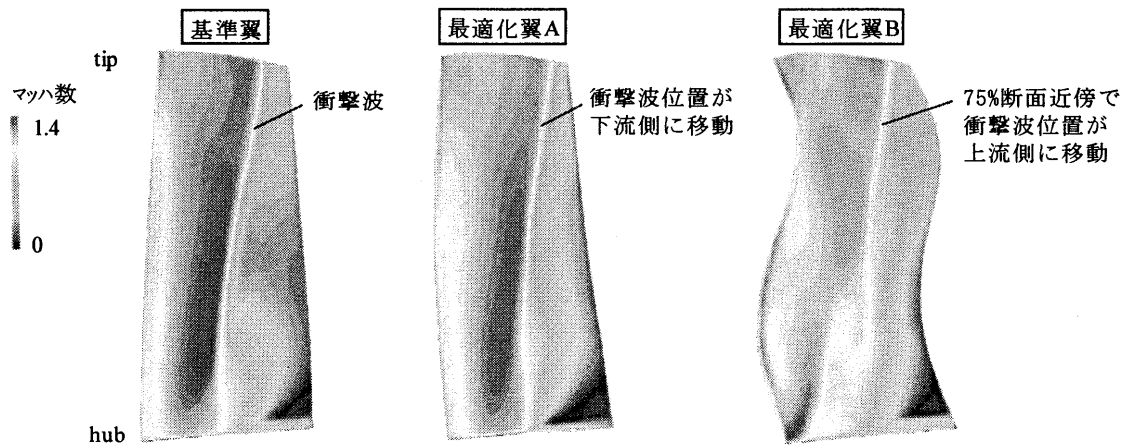
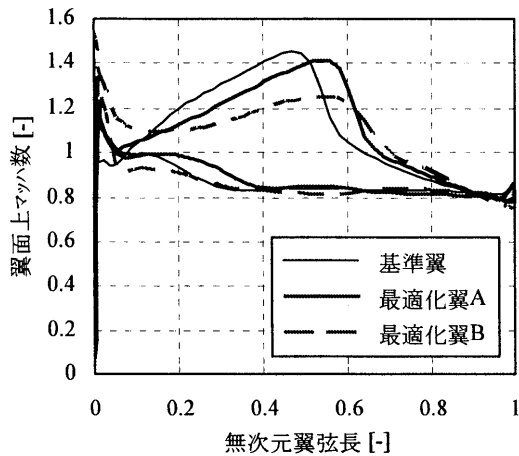
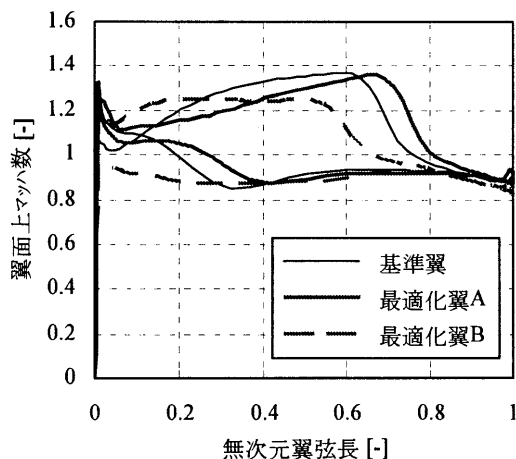


図13 翼背側マッハ数分布比較



(a) mean 断面



(b) 75%断面

図14 翼面上マッハ数分布比較

4. 結言

設計点以外の作動点の性能計算を行わずに off-design 性能を評価する、3次元翼の多目的最適設計システムを構築した。本システムを圧縮機初段動翼設計に適用し、得られた最適解の空力性能を従来手法で設計した基準翼と比較したところ、全流量範囲で基準翼より性能向上することを確認した。さらに設計点効率のみを最適化した翼に比べ、本システムで最適化した翼は off-design 性能が向上することも確認した。

参考文献

- 1) J.D.Denton, L.Xu, : The Effects of Lean and Sweep on Transonic Fan Performance, ASME GT 2002-30327
- 2) D.Bonaiuti, M.Zangeneh, Y.Li : Redesign of a Transonic Compressor Rotor by means of a Three-Dimensional Inverse Design Method : A Parametric Study, ASME GT2007-27846
- 3) J.Iwatani, E.Ito, T.Owaki, N.Nagai, N.Seki : Development of Compressor Transonic Rotor for Next Generation Gas Turbine, IGTC2007 Tokyo TS-051
- 4) R.Zheng, J.Xiang, J.Sun : Blade Geometry Optimization for Axial Flow Compressor, ASME GT2010-22229
- 5) H.D.Li, L.He, Y.S.Li, R.Wells : Blading Aerodynamics Design Optimization with Mechanical and Aeromechanical Constraints, ASME GT2006-90503
- 6) Multiobjective Optimization Approach to Multidisciplinary Design of a Three-Dimensional Transonic Compressor Blade, ASME GT2009-59982
- 7) ESTECO 社 modeFRONTIER,
<http://www.cdaj.co.jp/product/020000modefrontier/index.html>
- 8) 生井武文, 井上雅弘 : ターボ送風機と圧縮機, コロナ社 (昭63)

タービン前縁冷却孔周りにおける 粒子付着現象の数値シミュレーション

巻田真（東理大院），鈴木正也（東理大），*山本誠（東理大），大北洋治（IHI）

Numerical Simulation of Particle Deposition Phenomena around Leading-Edge Cooling Hole of Turbine

Shin MAKITA(TUS), Masaya SUZUKI(TUS), *Makoto YAMAMOTO(TUS) and Youji OOKITA(IHI)

ABSTRACT

Particle deposition is a phenomenon that particles melting in a combustor adhere on a turbine blade/vane surface and end walls. However, the deposition mechanism has not been clarified yet. In the present study, a deposition model that depends on wall surface temperature and particle impinge velocity is developed, and it is applied to the deposition on a test piece mimicking the leading edge of a turbine vane. The test piece has cooling holes like shower-head ones. The flow field is assumed to be three-dimensional, compressible and turbulent, and it is solved in a RANS manner. The particle trajectories are simulated with a Lagrangian approach. Visualizing the results, the characteristics of particle deposition around the cooling holes are investigated.

Key words: Particle Deposition, Numerical Simulation, Cooling Hole, Turbine Vane

1. 緒言

粒子付着（デポジション）とは，ガスタービンの燃焼室を通過する際に溶解した砂や塵が，比較的溫度の低いタービン翼やエンドウォールの表面で急冷され，付着する現象のことである．翼表面や冷却孔出口部で起きるデポジションは，材料を劣化させ，膜冷却流を乱すため，ガスタービンの冷却効率に大きな影響を及ぼす．また，冷却孔内部で起きるデポジションは冷却孔の部分あるいは完全閉塞をもたらす．これらの影響は，翼やその他の部品の性能と寿命を低下させる．しかし，これまでにデポジション発生後の冷却効率に対する影響についての研究はなされてきたが，デポジション自体の発生メカニズムは解明されていない．

本研究では，実機における堆積結果を再現できるデポジションモデルを提案し，膜冷却タービン静翼の前縁を模擬したテストピースにおけるデポジション現象に適用し，そのメカニズムおよび熱流体場への影響を数値的に調査した．

2. 数値計算手法

2.1 数値計算手法の概要

流れ場・粒子軌道・堆積量を次のように弱連成計算することにより，デポジションを再現する．

1. 流れ場計算を行い，収束解を得る．
2. 上流から粒子を投入し，粒子軌道を追跡する．このとき，壁面との衝突判定を行い，粒子が壁面と衝突した場合は粒子の衝突位置を求める．
3. 粒子と壁面の衝突時の条件から付着率を評価し，各計算格子セルに付着量を分配する．セルの付着総体積がセルの体積を超えた場合，そのセルを固体壁面として取り扱う．
4. ステップ 1 へ戻り，次の時間ステップに進む．

2.2 流れ場の計算

デポジションが発生する流れ場は基本的に二相乱流であるが，本研究では粒子濃度が低いと仮定して，粒子が流体に与える影響を無視する（i. e. One-Way Coupling）．気相は 3 次元圧縮性乱流と仮定し，ファールブル平均された連続の式とナビエ・ストークス方程式，エネルギー式により計算を行う．乱流モデルには標準型 $k-\varepsilon$ モデルを採用する．計算コードは差分法を用いて離散化し，非粘性項には Yee-Harten の 2 次精度風上型 TVD スキーム，粘性項には 2 次精度中心差分，時間進行には 4 段階ルンゲ・クッタ法を用いる．計算対象，計算領域および計算格子（重合格子）の概略を図 1 に示す．

2.3 粒子軌道の計算

固体粒子に作用する流体力は抗力のみと仮定し，

個々の粒子軌道をラグランジュ的に追跡する。粒子と壁面との衝突を判別し、衝突が生じた場合、衝突速度・壁面温度を算出する。

2.4 堆積量の計算

粒子の堆積量の研究は、ボイラー等に関する研究が若干報告されているだけで、ガスタービンにおけるような高温・高速な条件で利用できるようなモデルは、著者らの知る限り、存在しない。このため、ガスタービン翼における現象から判断して、付着率 q を以下のようにモデル化する。

$$q = q(T, u_{\text{impact}}) \quad (1)$$

ここで、 T は局所壁面静温、 u_{impact} は粒子の衝突速度を意味する。この付着率から各格子点における付着質量を算出し、体積充填率 (= 堆積物の体積 / 格子点セルの体積) が 1 を越えたならばその格子は粒子が堆積したとみなし、次の流れ場計算において壁面として取り扱う。

3. 結果と考察

3.1 堆積量と全圧損失の変化

図 2 に前縁における付着率の分布を示す。冷却流の下流側に堆積の著しい領域が認められる。これは、壁面静温が低いことによると考えられる。

図 3 に時間ステップごとの堆積質量の推移を示す。横軸は粒子付着を開始してから作動時間である。時間ステップを進めるごとに堆積量が増加して行くことが分かる。一方、冷却孔内部の堆積増加に伴い、表面の摩擦抵抗により損失が増加する。全圧損失係数 ω は、次式により定義される。

$$\omega = \frac{P_{0in} - P_0}{P_{din}} \quad (2)$$

ここで、 P_{0in} 、 P_0 、 P_{din} は冷却流の流入全圧、局所全圧、流入動圧である。冷却孔内部の損失係数は、時間ステップ (ts.) 0, 2, 5 において 0.014, 0.026, 0.047 で、堆積量と同じ増加傾向を示した。

3.2 冷却流量の変化

冷却孔内部の粒子堆積により、流量の変化が生じる。図 4 に時間ステップ毎の冷却孔出口付近の流量を示す。グラフの横軸は作動相当時間である。この図から、最初は流量が低下して行くが、途中から流量が増加することが分かる。冷却孔内部の損失増加を考えると、流量は減少するはずである。冷却流量が増加した原因は、冷却流が主流との差圧により駆動されているためであると考えられる。

図 5 は、ts. 0, 2, 5 での冷却孔付近の静圧分布であり、コンターを示した断面はミッドスパンの

冷却孔中心断面である。流量の増加した ts. 5 では冷却孔の後方に負圧領域が生じている。これは冷却流が堆積の起伏を回り込むように加速して流れるために発生したと考えられる。この負圧領域が冷却孔出口周辺にあるため、冷却孔流入面と流出領域の差圧が増加し、差圧駆動の冷却流の流量が増加したものと考えられる。

3.3 冷却性能の変化

図 6 に時間ステップ (ts.) 0, 2, 5 での冷却効率を示す。冷却効率 η は、以下の式で定義される。

$$\eta = \frac{T_{0in} - T}{T_{0in} - T_{cool}} \quad (3)$$

ここで、 T_{0in} 、 T 、 T_{cool} は主流の流入全温、翼面の局所静温、冷却流の流入全温である。縦軸はスパン方向平均の冷却性能、横軸は冷却孔直径で正規化した冷却孔中心からの表面長さである。また、図 7 に 3 つの時間ステップ (ts.) における壁面静温分布を示す。

図 6 から、ts. 2 では下流側への冷却領域がわずかに減少していることが見て取れる。これは、流量の減少に伴い、冷却流の拡散が減少したためである (図 7 参照)。ts. 5 では流量の増加に伴って流速が増加し、スパン方向の冷却流の拡散が減少したため、冷却性能が低下している。この様子は図 7 の壁面静温分布からも明らかである。ts. 5 では下流まで低温領域を生じているが、なお、本研究での冷却孔は前縁冷却孔列を模擬しているため、主要な冷却領域は $x/D \leq 4.0$ 程度である。以上、本モデルにより、粒子の堆積量が増加すると冷却性能が低下することが数値的に示された。

4. 結言

本研究は、タービン翼における粒子の付着・堆積現象に対するモデルを提案し、そのモデルを膜冷却タービン静翼の前縁を模擬した形状に適用し、粒子付着現象の再現を試みたものである。本研究から得られた知見は、以下の通りである。

- (1) 堆積率を局所温度と粒子の衝突速度の関数とすることで、冷却孔周りの粒子付着現象を再現することができた。
- (2) 堆積量が少量の時は冷却孔内部の堆積の壁面抵抗の増加により流量が減少し、試験体表面の冷却性能が低下する。
- (3) 堆積量が増加していくと、堆積により負圧領域が発生し、差圧駆動の冷却流量が増加する。そのため、試験体表面ではスパン方向の冷却性能が低下する。

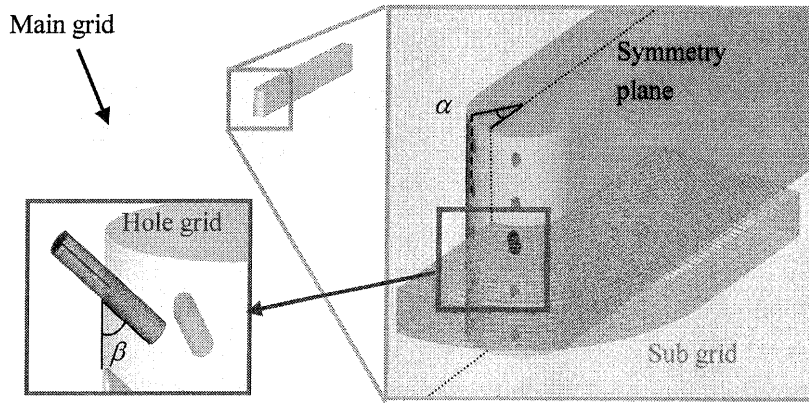


Fig. 1 Computational domain and grids

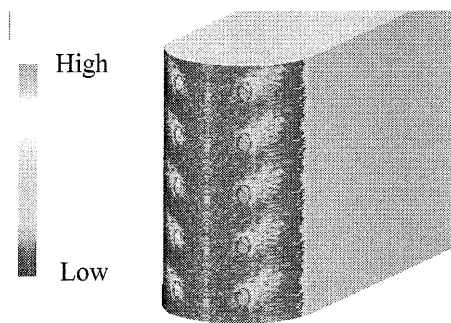


Fig. 2 Deposition rate distribution

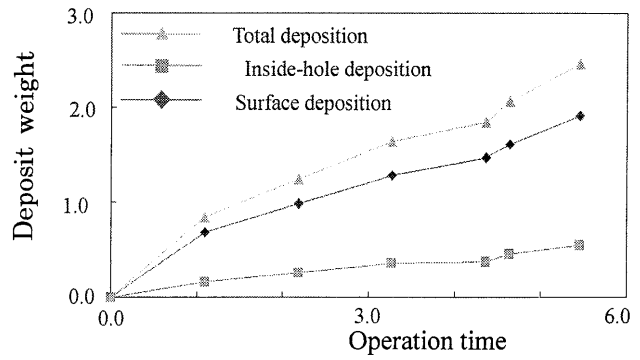


Fig. 3 Temporal change of deposit weight

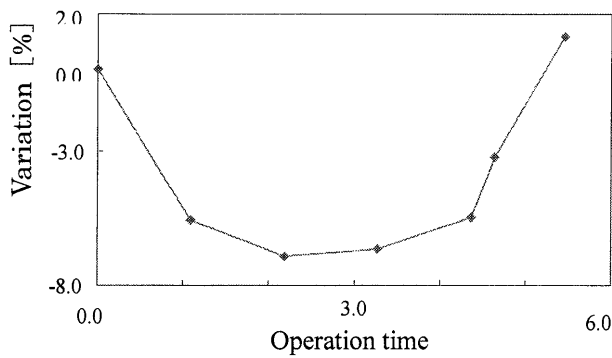


Fig. 4 Flow rate history of cooling hole

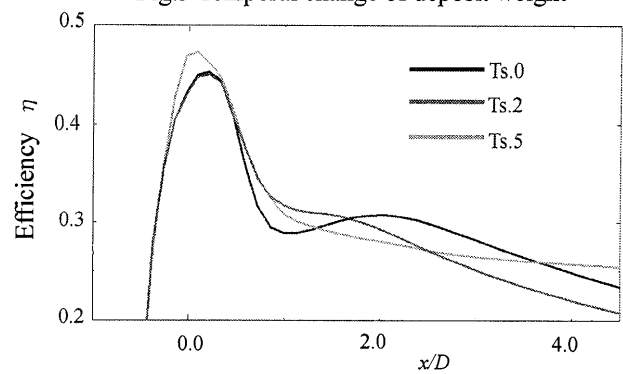


Fig. 6 Film cooling efficiency

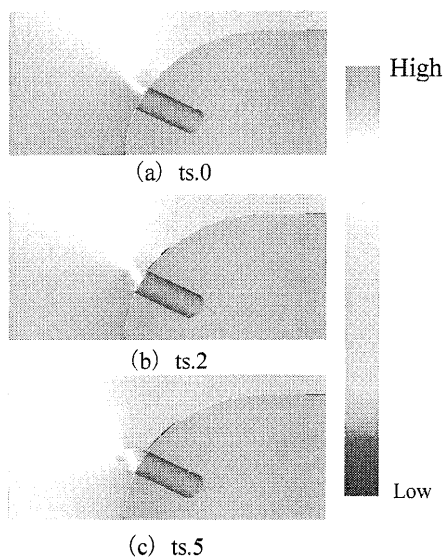


Fig. 5 Static pressure distribution

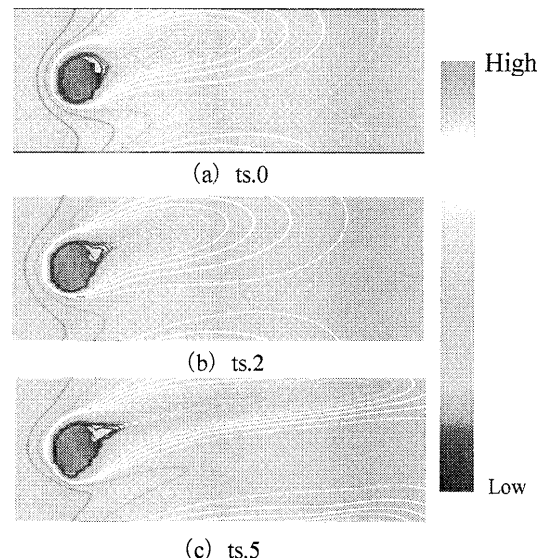


Fig. 7 Surface static temperature distribution

フィルム冷却流れの重ね合わせに関する研究

*出田 武臣 (IHI), 船崎 健一, モハマド カミル ビン アブドラ (岩手大学)

Film Cooling Effectiveness downstream of Multi-row of Holes

*Takeomi IDETA(IHI), Ken-ichi FUNAZAKI and Mohammad Kamil bin Abdullah (Iwate Univ.)

ABSTRACT

This study describes the investigation of film cooling effectiveness downstream of multi-row of holes on a flat plate. The flow field is analyzed by the RANS Simulation with shear stress transport (SST) model using Fluent (commercial code). Film cooling effectiveness is affected by the flow pattern of film air. Film cooling effectiveness calculated by the RANS Simulation is different from experimental data. For correlating the numerical result with experimental data, the flow and heat transfer measurements using large-scale test models are now being conducted at wind tunnels.

Key words: Film Cooling, Gas-Turbine, CFD, multi-row

1. 緒言

近年、ガスタービンは高効率化高性能化を目指して、高温化の設計が進んでいる。タービン要素の高温化に伴って、これを冷却するための高度な冷却技術が必要とされている。その中でタービンブレードなどに適用される標準的な冷却技術として、フィルム冷却がある。これは小孔から噴き出した冷却空気が壁面上に境界層を形成し、壁を高温ガスから保護する冷却方法である。(図1にフィルム冷却流れの構造を示す。¹⁾)

これまでフィルム冷却については、フィルム効率の実験式の整理²⁾やCFDを利用した流れ場解析、伝熱解析などが多くなされてきた。CFDでは、LES (Large Eddy Simulation) や DES (Detached Eddy Simulation) が RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes) に比べて、より実際の流れ場を表現できると考えられる手法であるが、それらは計算コストが膨大なために、フィルム冷却の設計ツールとしてはあまり実用的ではないと考えられる。このような背景の中、本研究では、平板上の多列フィルムの重ね合わせに対して、計算コストの低いRANSによるCFDを行い、これに対して実験結果によるコリレーションを行うことでフィルム効率を予測することを最終ターゲットとする。本報では、現在進めているCFDおよび要素試験の概要について報告する。

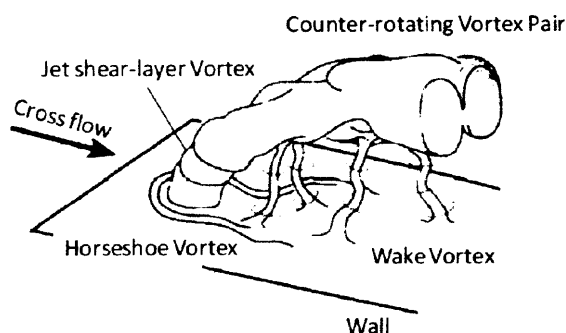


図1 フィルム冷却流れの構造

2. 数値解析

2.1 フィルム孔単列の解析

まず多列フィルムの重ね合わせのCFDを行う前に、比較的多くの文献で実験、解析がなされているブロー比 ($:[\text{二次空気密度} \times \text{二次空気流速}] / [\text{主流密度} \times \text{主流流速}] = 0.5$ 、密度比 ($:[\text{二次空気密度} / \text{主流密度}] = 1.6$) の単列フィルム冷却流れについてCFDを行った。計算モデルを図2に示す。計算においては、文献³⁾にて本条件、本コンフィギュレーションでの格子依存性の調査が行われており、本研究ではこれを参考に同等の解析格子(約250万点)、解析条件にて解析を行った。解析格子を図3に示す。また解析条件を表1に示す。解析コードとしては汎用コードFluentを使用し、RANSの解析を行った。支配方程式としては、圧縮性Navier-Stokes方程式と保存方程式。乱流モデルとして、Shear-stress transport (SST) モデルを、解法として3

次精度 MUSCL スキーム, SIMPLE アルゴリズムを使用した。

解析結果 ($x/d=3$ における横方向のフィルム効率) を実験結果⁴⁾と合わせて図 4 に示す。(なお本解析結果は文献³⁾と同等の結果であることが確認されている。)

実験では, フィルム効率は横方向になだらかな分布になっているが, RANS では孔中心位置でフィルム効率が極度に高くなり, $y/d=1.0$ より大きくなるとほぼゼロとなっている。これは, 実際には冷却空気が壁面に沿って横方向に拡散しているものの, RANS では横方向の拡散が小さいためだと考えられる。RANS は等方性乱流を仮定しているが, 実現象はそうではなく, 非等方性, 非定常性が大きいと考えられ, RANS による解析が実現象を正しく表現できていないことから, 結果としてフィルム効率の実験値との誤差が出ていると考えられる。しかしながら, RANS 解析の簡便さは設計ツールとしては魅力的であり, RANS の可能性を探ることに意義はある。特に RANS による解析結果と実験結果の相関を取り, 両者の誤差に対して実験結果による補正を行なうことができれば, RANS によるフィルム効率の予測は可能であると考えており, それが本研究の最終的な目標である。

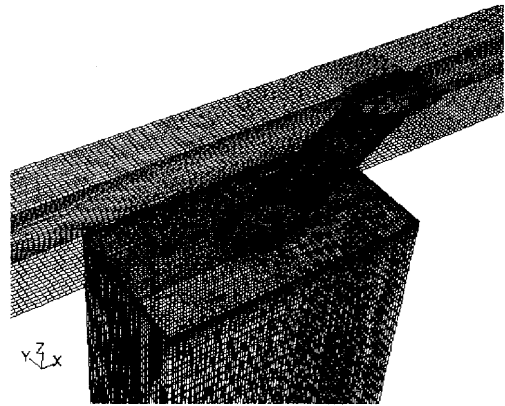


図 3 解析格子

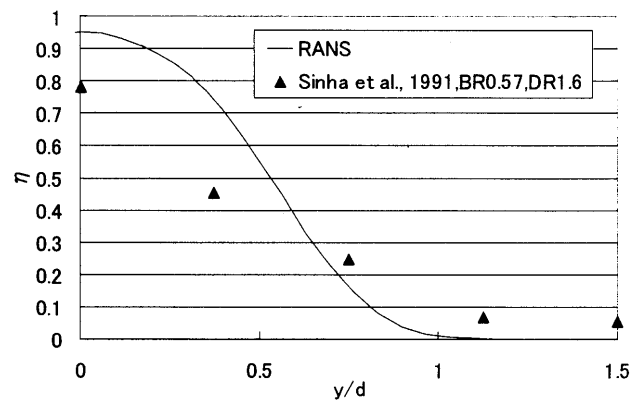


図 4 フィルム効率の横方向分布($x/d=3$)

表 1 解析条件

Blowing Ratio, BR	0.5
Density Ratio, DR	1.6
Main stream Reynolds number, Rem [-]	16400
Main stream static temperature, Tm [K]	298
Cooling air static temperature, Tc [K]	188

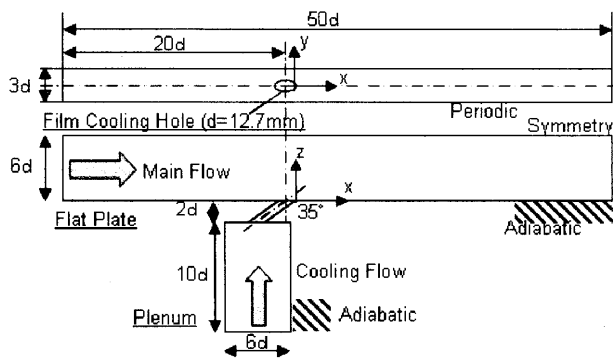


図 2 解析モデル(フィルム孔単列)

2.2 フィルム孔 2 列の解析

単列の場合と同等の条件にて, インラインに配置された 2 列分のフィルム流れを見るため, 図 5 のモデルにて RANS による解析を行った。解析結果 ($x/d=3$ における横方向のフィルム効率) を単列フィルムの RANS の解析結果と合わせて図 6 に示す。またフィルム孔後端から下流 $x/d=3$, 10 の断面における温度分布を図 7 に示す。なお図中, 1 列目の温度分布の結果は 2.1 項の単列の場合の解析結果を示している。

図 6 より 2 列目のフィルム効率は, 1 列目のフィルム効率に比べて, 横方向に拡がっているのがわかる。しかしながら, 図 7 を見る限りでは, 2 列目のフィルム流れが壁面に沿って横方向に拡がり, その結果としてフィルム効率分布が横方向に拡がったのではないことがわかる。1 列目のフィルム空気により $x/d=10$ の位置での主流側の温度が下がったことが, このフィルム効率が見かけ上, 横方向に拡がったこと的主要原因である。さらに図 7 からは, 横方向の拡がりがない分, 2 列目のフィルム空気が 1 列目のフィルム空気による見かけのブロー比の変化で, 1 列目に比べて主流側により突き抜けているのがわかる。 RANS による CFD をフィ

ルム冷却の設計ツールとして用いるためには、流れ場がフィルム効率に大きく影響を与えているため、まず CFD と実験の流れ場の相関を取ることが重要だと考えられる。そのため、要素試験により詳細流れ場計測を行い、同時にフィルム効率も計測し、これらの相関を取る必要がある。

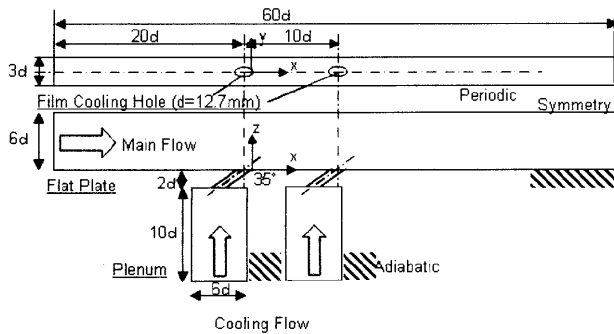


図5 解析モデル(フィルム孔2列)

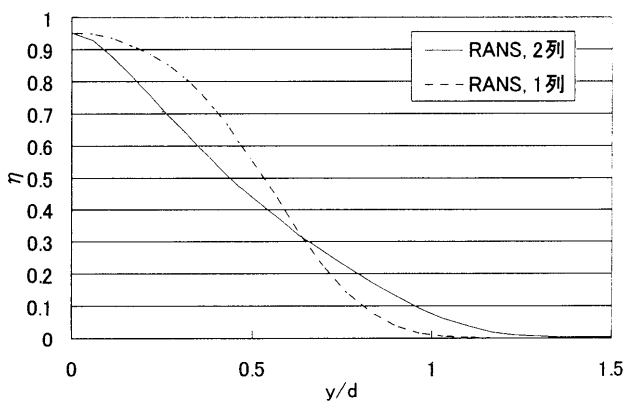


図6 フィルム効率分布($x/d=3$)

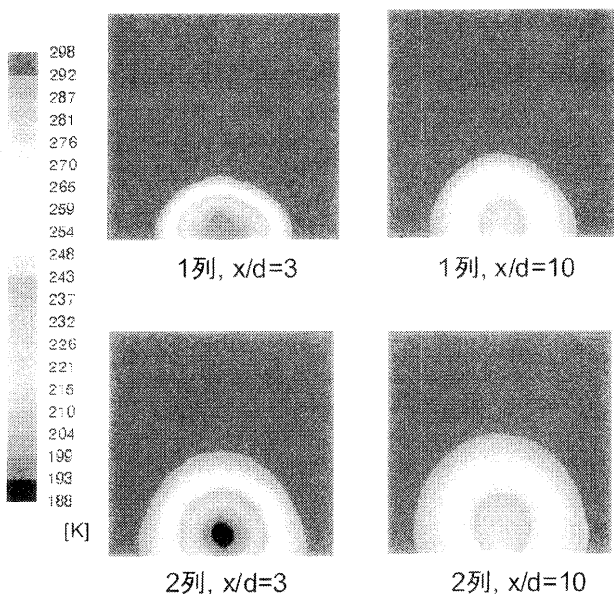


図7 温度分布($x/d=3,10$)

3. 要素試験

3.1 流れ場計測

多列フィルムのフィルム効率には流れ場が大きく影響を与えていると考えられるため、流れ場を詳細に計測するための実験を進めている。前項で述べた CFD でも見られたように、フィルムの重ね合わせには、横方向のフィルム流れの拡がりや影響を与えると考えられる。実験では、この横方向ピッチや孔角度を変えた試験片を用いて、流れ場計測を実施している。図8に流れ場計測試験システム、図9に装置外観を示す。計測領域として $420\text{mm} \times 750\text{mm}$ の拡大モデルにて3次元 LDVを用いた詳細な流れ場計測を行っている。

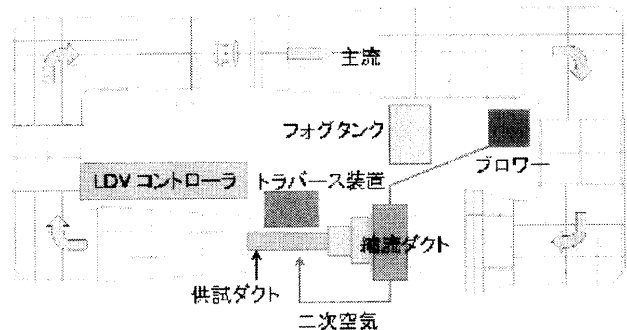


図8 流れ場計測試験システム

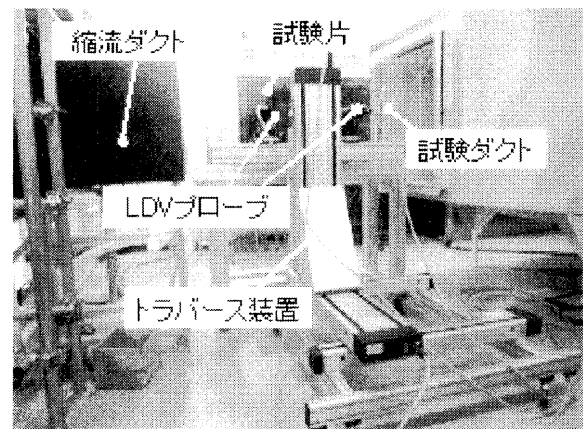


図9 流れ場計測試験装置外観

3.2 伝熱計測

流れ場計測を行う条件と同じ条件にて、IR カメラを用いた温度分布計測を行う実験を進めている。計測結果よりフィルム効率を算出し、流れ場計測の結果と合わせて評価することで流れ場とフィルム効率の相関を取り、RANS による CFD との相関性を行なう予定である。伝熱計測試験装置は、流れ場計測より縮小されたモデルではあるが、流れ場計測と必要な無次元数を合わせて実験

を行っている。図 10 に試験装置の概要を示す。

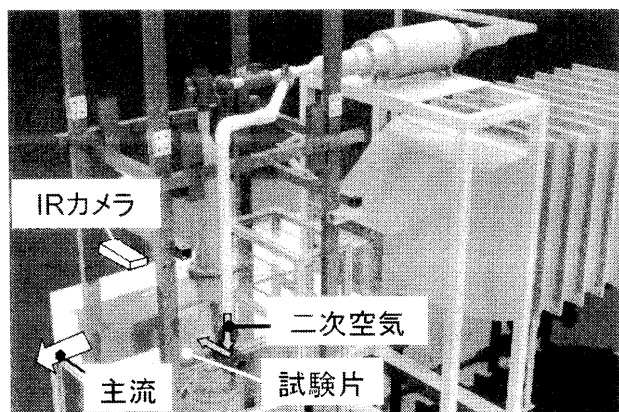


図 10 伝熱計測試験装置

結論

フィルム冷却流れの重ね合わせを調査するため、フィルム孔 2 列分の CFD(RANS)を行なった。

RANS ではフィルム流れの壁面に沿った横方向の拡がりを実験よりも小さいため、フィルム効率は孔中心位置で高く、孔中心から離れるにつれ小さくなっている。2 列目のフィルム流れについても同様で、フィルム流れの横方向の拡がり小さく、RANS では十分なフィルム効率の重ね合わせの効果が表現できていない。このフィルム流れの横方向の拡がりを実験で計測し、RANS による解析結果とのコリレーションを行なうために、多列フィルム孔の拡大モデルを製作し、詳細な流れ場計測を行なっている。また流れ場とフィルム効率の相関も取るべく、同条件にて伝熱計測も行っている。

参考文献

- 1) Fric, T.F. and Roshko, A., 1994, "Vortical structure in the wake of a transverse jet," *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 279, pp. 1-47.
- 2) Baldauf, S, et al., 2002, "Correlation of Film-Cooling Effectiveness from Thermographic Measurements at Enginelike Conditions", *Trans ASME*, Vol. 124, pp. 686-698.
- 3) Eiji Sakai, et al., 2009, "Numerical Study on Flat Plate and Leading Edge Film Cooling", *ASME Paper*, GT2009-59517
- 4) Sinha, A.K., Bogard, D.G. and Crawford, M.E., 1991, "Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio," *Trans. ASME J. of Turbo machinery*, Vol. 113, pp. 442-449.

感温液晶を用いた非定常法による局所熱伝達率計測システム

*山根 喜三郎（東理大院），山本 誠，本阿弥 眞治（東理大）

A Transient Liquid Crystal Method for Local Heat Transfer Coefficient

*Yoshisaburo YAMANE, Makoto YAMAMOTO and Shinji HONAMI (Tokyo Univ. Science)

ABSTRACT

Cholesteric liquid crystals are used to show temperature profile, since their colors are changed according to temperature. The temperature measurement with the liquid crystal doesn't provide only point but also surface information on heat transfer. The objective of this paper is to apply a transient technique to the measurement systems of heat transfer coefficient using thermochromic liquid crystals. This method is focused on intensity peak of the liquid crystal exhibiting a change in color with narrow temperature range to get local heat transfer coefficients. The experimental results which applied to a jet impinging at different oblique angles to a plane surface are described. The practical applicability of this method and a few remaining issues which should be improved are discussed.

Key words: Heat Transfer, Liquid Crystal, Transient method, Impinging jet, Visualization

1. はじめに

感温液晶を用いた温度場の評価は，熱電対のような汎用性の高い点計測に比べ視覚的であり，面情報かつ非接触の計測が可能である。また，感温液晶は計測分解能と時間応答性に関して優れた特性を有するため，1980年代から多くの研究者によって計測手法と実用化が検討され，温度分布の可視化を可能とする伝熱現象の評価試料として普及している¹⁾。

工業上，熱機関を代表に高温熱負荷の環境下に置かれる部材は数多く存在している。中でもガスタービンはその内部の燃焼器やタービンにおいては，一般に1,500℃程度の熱負荷が与えられ，その幾何形状も三次元的であることから，研究開発に先立つ実験的な要素・基礎研究における面情報の伝熱量計測は重要な役割を担うといえる。そのため，感温液晶を用いた温度場の計測手法は有効であり，今後も更なる発展が求められるものと考えられる。

感温液晶を用いた局所熱伝達率計測法には，計測面温度の過渡的な温度変化を計測する非定常法と計測面を温度平衡状態として計測する定常法（熱流束一定法）の2通りに大きく分けられる。ここでは理論式から簡便に算出可能な定常法ではなく，理論式から解析的に算出が必要な反面，測定面形状として平面以外を考慮した場合でもその

適用が容易な手法となる非定常法を採用している。

本研究では，感温液晶を用いた温度場の計測手法として，非定常法による局所熱伝達率計測システムの構築を行うことを目的とし，軸対称衝突噴流に適用した結果を示して本計測システムにおける課題と今後の有用性について検討した。

2. 記号

a	:	温度伝導率	m^2/s
c	:	比熱	J/kgK
h	:	熱伝達率	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
k	:	熱伝導率	W/mK
t	:	時間	s
C_{pw}	:	壁面圧力係数	$=(P_s - P_0)/0.5\rho U^2$
D	:	ノズル直径	mm
I	:	明度値	
L	:	ノズル測定面間距離	mm
Nu	:	ヌッセルト数	$=hD/k$
P_s	:	壁面静圧	Pa
R, G, B	:	RGB信号	(輝度)
Re_D	:	レイノルズ数	$=U_0 D/\nu$
T	:	壁面温度	$^\circ\text{C}$
T_{aw}	:	断熱壁面温度	$^\circ\text{C}$
T_{ini}	:	初期温度	$^\circ\text{C}$
U	:	流速	m/s
r, X, Y, Z	:	座標系	(図5参照)

η	:	Z軸まわりの角度	deg
θ	:	X軸まわりの角度	deg
ν	:	動粘度	m ² /s
ρ	:	密度	kg/m ³
(添字)			
0	:	基準点	
a	:	周囲流体	
c	:	中心位置	
cry	:	液晶	

3. 計測方法

3.1 非定常法の原理

本研究で採用した非定常法による計測は、熱的に断熱されたモデルを異なる温度の流れにさらすことにより行われる。被測定物の表面温度は局所熱伝達率を得るために、その熱伝導過程を単純化した仮定の下で解析されており、被測定物表面に垂直方向の熱流が支配的となる条件により、1次元非定常の伝熱現象としている。

ここで、測定壁面を断熱・半無限固体と仮定し、式(1)の1次元非定常熱伝導方程式により、測定面上の局所熱伝達率の計測が可能となる。

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

式(1)は次式のように表せる。

$$\frac{\partial^2 (T - T_{ini})}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial (T - T_{ini})}{\partial t} \quad (2)$$

流体の温度がステップ状に変化し、その間、壁面材質の熱特性が変化しないものと仮定し、初期条件及び境界条件を以下に与える。

$$t = 0 : T_x = T_{ini} \quad (3)$$

$$x = 0, t > 0 : \frac{\partial (T_t - T_{ini})}{\partial x} = \frac{h}{k} (T_t - T_{aw}) \quad (4)$$

$$x = \infty : \frac{\partial (T_t - T_{ini})}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

以上を用いて、式(2)の熱伝導方程式から式(6)が得られる。

$$\frac{T - T_{ini}}{T_{aw} - T_{ini}} = 1 - \exp\left(-\left(\frac{h\sqrt{t}}{ck\rho}\right)^2\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{t}}{ck\rho}\right) \quad (6)$$

ここで T は壁面温度、 erfc は余誤差関数を表す。

3.2 感温液晶の温度較正

本研究で使用した感温液晶は呈色温度範囲が1°Cと狭い特性を有し、33.5~34.5°C及び38.5~39.5°Cで呈色する2種類の混合液晶である。

色と温度の相関については、一般に液晶の色から明度 (Intensity, value), 彩度 (saturation), 色相 (hue) を利用して定量化を行う。本研究における温度較正は NTSC (National Television System Committee : 全米テレビジョン放送方式標準化委員会) 標準を基に RGB 各 256 階調 (8 ビット) の輝度値から式(7)により線形的に明度値に変換し、図1に示す明度値 I がピークをとる温度を用いた。

$$I = 0.299 R + 0.587 G + 0.114 B \quad (7)$$

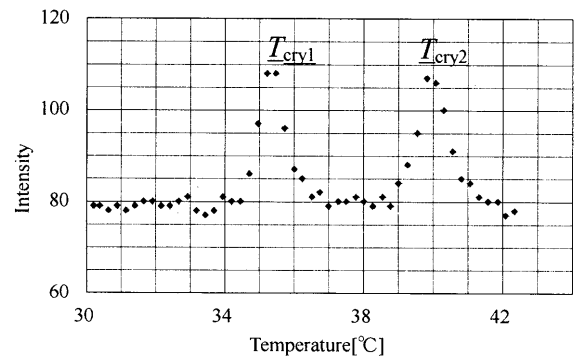


Fig.1 Liquid crystal calibration

4. 実験装置及び方法

4.1 加熱風洞

本研究に用いた加熱風洞を図2に示す。これは吹き出し型の風洞で、送風機、バルブ、加熱装置、タンク、整流装置及びノズルの順に構成されている。ノズル直径はφ40 mmである。流体の加熱はタンク上流部にヒータロッドを設置し、タンク内の白金温度センサと温度制御回路によりPID制御を行い、流体温度を65°Cに保つ設定とした。ノズル出口 ($X/D=0$) を基準とした流速 U_0 は15m/sである。

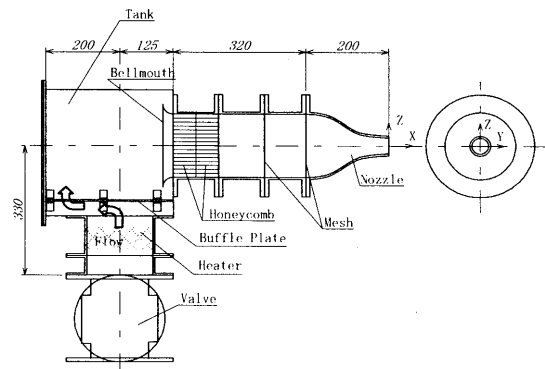


Fig.2 Experimental apparatus (dimensions in mm)

ノズル出口 ($X/D=0.025$) における速度分布と温度分布をそれぞれ図3、図4に示す。速度分布は $r/D < 0.45$ の範囲で中心速度 U_c に対する変化率は

1%以内であり、温度分布は $r/D < 0.4$ の範囲で中心温度 $T_c - T_a$ に対する変化率は 5%以内である。本加熱風洞により短流路で一様な速度・温度分布を実現している。

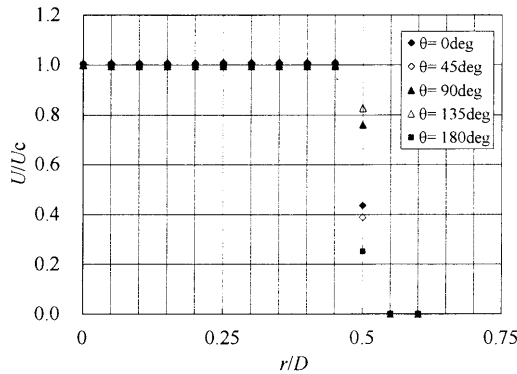


Fig.3 Velocity distribution ($X/D=0.025$)

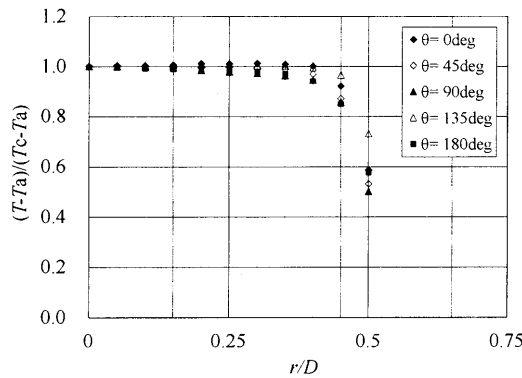


Fig.4 Temperature distribution ($X/D=0.025$)

4.2 測定面

測定面における座標系を図5に示す。主流方向を X 軸とし、測定面上の半径方向を r 、 X 軸及び Z 軸まわりの角度をそれぞれ θ 、 η とする。

測定面には 15 mm のアクリル樹脂板を使用しており、その表面に呈色温度の異なる 2 種類の混合液晶をスプレーで塗布し、その上にブラックペイントを塗布した。

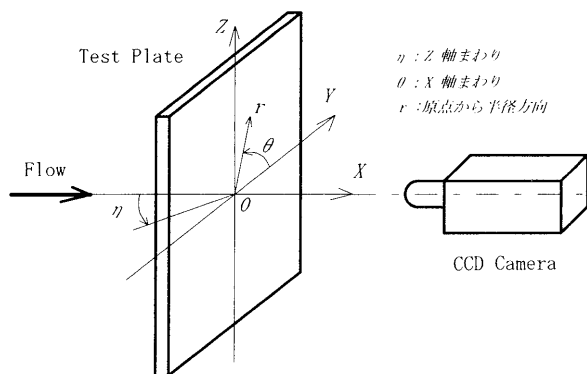


Fig.5 Coordinate system

4.3 局所熱伝達率計測システム

本計測システムの特徴は、衝突噴流自身を加熱していることにある。定常法による計測では、測定面を薄膜ヒータ等で熱流束一定の状態に設定が必要であるのに対し、本計測では測定面が凹凸や曲率を有する場合においても、柔軟な適用を可能とする。

非定常法による液晶の色情報を温度に変換する手法では、明度²⁾³⁾または色相⁴⁾⁵⁾に着目した研究が一般的であり、本研究では明度による評価を実施した。図6、図7に熱伝達率計測システムの概略を示す。測定面上の温度変化は液晶の色変化となり、カラーCCDカメラを用いてビデオ画像として記録される。記録された映像はフレームグラバードを用いて 1/30 秒毎の RGB 各 8 ビットの輝度データとなり、RGB データから明度値に変換後、ノイズ除去のためメディアンフィルタ処理を行い、明度値の時系列データとなる。液晶の温度校正結果より明度値ピークの温度 T_{cry1} 、 T_{cry2} が得られ、任意の測定点での呈色温度に達するまでの時間 t_{cry1} 、 t_{cry2} が測定できる。また、初期温度 T_{ini} は測定面の中心に設置した熱電対により測定する。以上の値を式(6)に代入し、得られた 2 式の断熱壁面温度 T_{aw} が等しいことを利用して、式(8)により局所熱伝達率 h を算出する。

$$\frac{T_{cry1} - T_{ini}}{T_{cry2} - T_{ini}} = \frac{1 - \exp(\beta_{cry1}^2) \operatorname{erfc}(\beta_{cry1})}{1 - \exp(\beta_{cry2}^2) \operatorname{erfc}(\beta_{cry2})} \quad (8)$$

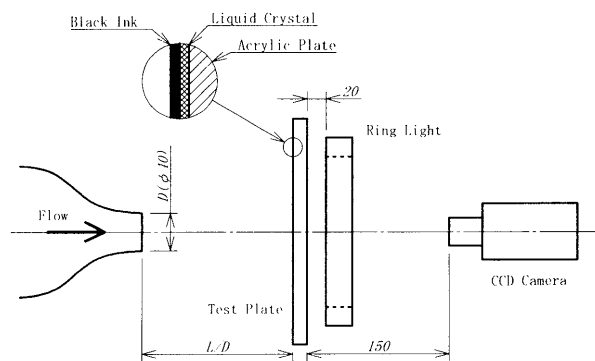


Fig.6 Measurement system (dimensions in mm)

照明装置は、測定液晶面の色を鮮明に撮影できるように入反射光の関係⁶⁾を考慮し、測定面に対して浅い照射角度を有するリング状ライトを用いた。光源にはハロゲンランプを使用し、防熱フィルターを取り付けて照明装置による直接の熱影響を排除した。光源からの光の伝送はガラスファイ

バーを用いている。また、カメラは測定面に対して垂直に観察できる位置で固定した。

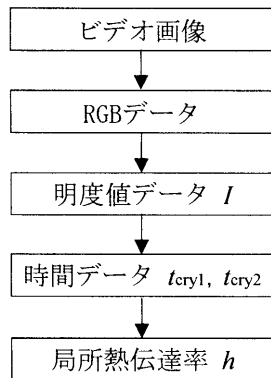


Fig.7 Data processing flowchart

4.4 観察角度の影響

液晶の色は光の入射角度によって変化することが知られている。本実験では平面に対する測定であり、照明、カメラ及び測定面の相対位置を固定することで測定面に対する照明光の入射角度、カメラの観察角度による影響の低減を図っている。しかし、凹凸や曲率を有する測定面に対して本計測システムを適用する場合には、それらの影響を考慮する必要がある。ここでは観察角度の影響について確認した結果を示す。

図8にカメラの観察角度をX軸に対して0~20degの範囲で5degずつ変化させた際の温度と明度値の関係を示す。明度値ピーク温度 T_{cry1} , T_{cry2} の変化量は本実験においては観察角度に関して規則性は見られなかったが、二つの液晶が共に0.5°C程度のピーク幅を持っている。

本計測システムで温度較正值となる明度値ピーク温度 T_{cry1} , T_{cry2} が0.5°C変化した場合の影響を見積もったところ、局所熱伝達率が最大で約30%変化することを確認している。なお、本計測システムにおける熱電対の精度は0.1°Cであり、明度値ピーク温度の0.5°Cの誤差は観察角度の影響と言える。計測に使用している液晶の呈色温度範囲は市販品の中で最も狭い1°Cを採用しているが、前述の誤差が生じるため、凹凸や曲率を有する測定面への適用には、観察角度に対する影響補正は計測精度を向上させる上で重要である。

5. 実験結果及び考察

5.1 局所熱伝達率

本計測システムを用いて、平面に対して角度を有する軸対称衝突噴流の局所熱伝達率を計測した結果を図9、図10に示す。なお、ノズルと測定面

中心の距離は $L/D=4$ で一定とした。

図9では噴流が測定面と垂直状態から傾斜角度 $\eta=0, 30, 45\text{deg}$ とした場合の局所 Nu 分布を測定面のZ軸正方向について示す。衝突面に対して噴

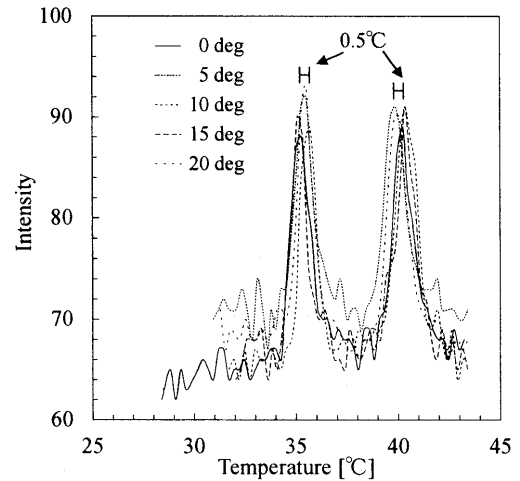


Fig.8 Intensity calibration for different η angles

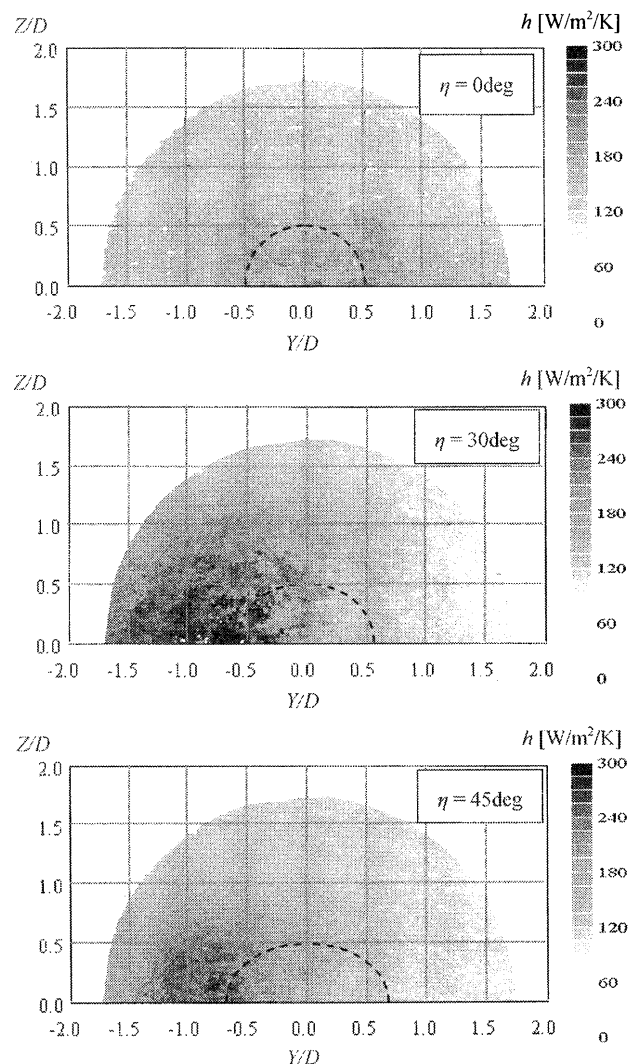


Fig.9 Local heat transfer coefficient map

流が傾斜することで、噴流が平面に近づく側（ Y 軸負方向）に局所熱伝達率の高い分布が移動し、後述する壁面圧力係数 C_{pw} 分布に示すように、傾斜角度の増加に伴い Y 軸負方向に移動するよどみ点付近で局所熱伝達率がピークを持つ現象を捉えている。

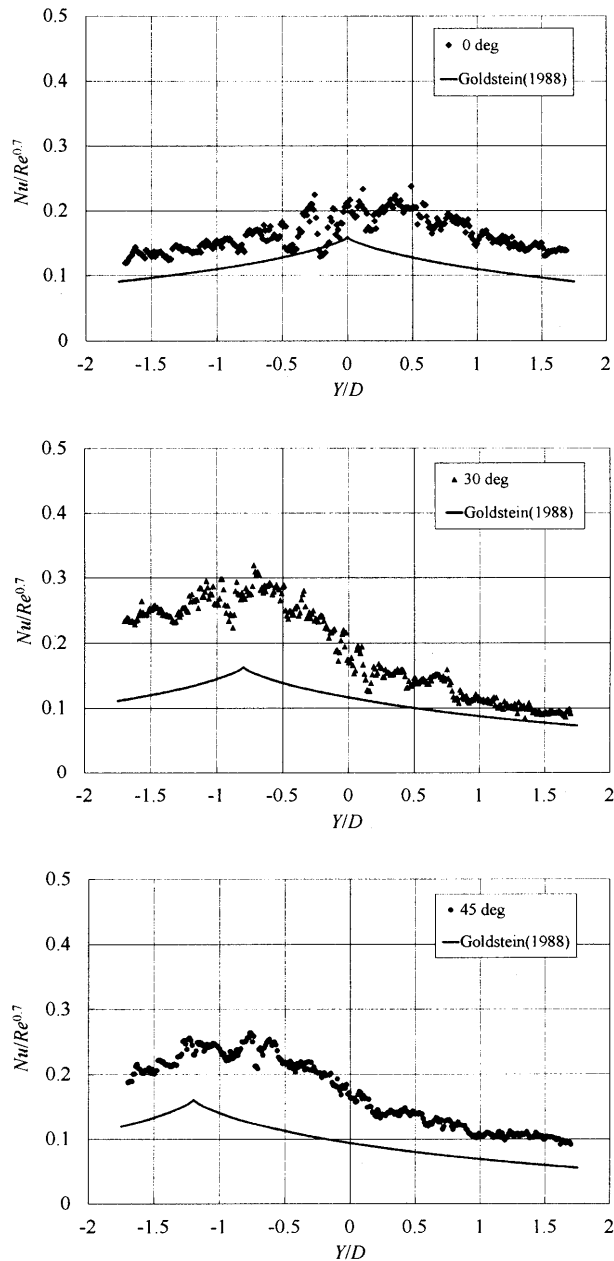


Fig.10 $Nu/Re^{0.7}$ distribution ($Z/D=0$)

図 10 では測定面中心をとる Y 軸線上の無次元局所熱伝達率 $Nu/Re^{0.7}$ の分布を示す。Goldstein の実験結果⁷⁾と同様に全てのケースにおいて局所熱伝達率のピーク位置及び分布傾向は同様であることを確認した。Goldstein の実験結果との差については、Goldstein はオリフィス、本研究はノズル

を採用し、噴流出口形状が異なることが要因として上げられる。但し、Goldstein の実験結果は定常状態での計測であることから、本計測システムの精度も要因として考えられる。本件については 5.3 項にて考察する。

5.2 壁面静圧係数

軸対称噴流の衝突角度が垂直の $\eta=0\text{deg}$ から 15deg ずつ増加させた場合の測定面中心をとる Y 軸線上の壁面圧力係数 C_{pw} を図 11 に示す。衝突角度 η が測定面に垂直方向から角度が増加するに従い、よどみ点は C_{pw} のピーク位置が示すように Y 軸負方向へ移動しており、図 9、図 10 に示す $\eta=30, 45\text{deg}$ の局所熱伝達率分布がよどみ点の移動した Y 軸負方向側で高くなる要因が確認される。

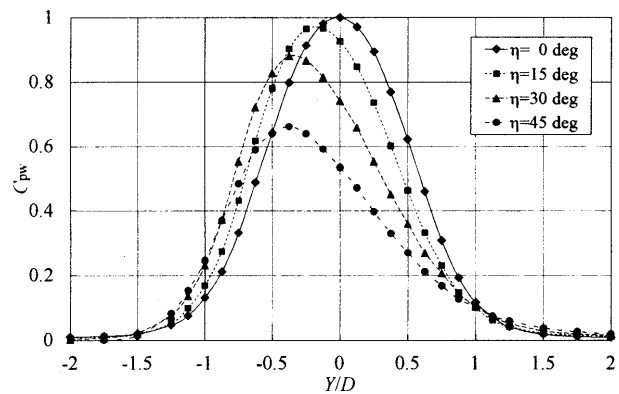


Fig.11 Wall pressure coefficient, C_{pw}

5.3 本計測システムで局所 h が高くなる要因

測定面における 1 次元半無限固体の仮定は、計測時間を短く設定することで X 軸方向の厚さは条件を満たしている。そのため、本計測システムにおける局所熱伝達率が高くなる要因としては以下の事項が考えられる。

- (1) 測定面はノズル直径に対して 6 倍の $\phi 240$ の円板形状としたが、加熱噴流は吹出し方式のため、計測時間は 30 秒以下ではあるが加熱流体の巻き込みにより、 T_{ini} 一定であるべき反対面の温度上昇が発生し、測定面の前後での温度差が小さくなり、局所熱伝達率が高く計測された。
- (2) 熱伝達率の算出は式(8)によりなされるが、半無限固体を仮定して非定常計測を行うには短時間の計測が必要となる。それには衝突噴流と測定面の初期温度差は大きく、計算指標となる T_{cry1} , T_{cry2} の温度差は小さくすることが望ましい。本実験において T_{ini} の計測は測定面中心位置の熱電対 1 点にて代表させており、

測定面の十分な温度安定状態が確認できていない可能性がある。その場合 T_{ini} と T_{cry1} , T_{cry2} の温度差が小さい状態で計測され、 t_{cry1} , t_{cry2} が実際より小さくなるため、局所熱伝達率が高く計測された。

5.4 有用性

本計測システムは、現時点ではその計測精度が十分とはいえないが、測定面形状に対して柔軟性を有する手法であり、局所熱伝達率分布の傾向を把握する上で定量的な評価が可能であることからその有用性は高いと考える。

また、本計測システムにおいて1次元半無限固体の仮定に計測条件をより合わせることや画像解析上で発生する観察角度などの影響補正を組み込むことで、計測精度を向上させることが見込まれる。これらの事項は今後の検討課題である。

6. 結言

本研究では、非定常法による局所熱伝達率計測システムの構築を行うことを目的とし、平面に対して傾斜角度を有する軸対称衝突噴流に適用した結果を示して、本計測システムにおける課題と今後の有用性について検討した。本研究で得られた知見を以下に示す。

- (1) 本研究で使用した加熱風洞の構成により、短流路で速度・温度分布の様な軸対称噴流が実現できる。
- (2) 本計測システムでは、観察角度を $0\sim 20^\circ$ 変化させた場合の明度値ピーク温度の変化は 0.5°C 程度であり、局所熱伝達率算出において最大約 30% の誤差が見込まれる。
- (3) 本計測システムは、簡便な手法で測定面形状に柔軟な対応が可能であり、計測システムの精度向上を図ることで伝熱現象の把握に有用な手法である。

参考文献

- 1) 笠木伸英: 温度場の可視化—感温液晶の応用—, 日本機械学会誌, Vol.87, No.783 (1984) pp.145-151.
- 2) Wang, Z., Ireland, P. T., Jones, T. V.: An Advanced Method of Processing Liquid Crystal Video Signals from Transient Heat Transfer Experiments, ASME paper No. 93-GT-282 (1993).
- 3) Van Treuren, K. W., Wang, Z., Ireland, P. T., Jones, T. V.: Detailed Measurements of Local Heat Transfer Coefficient and Adiabatic Wall Temperature Beneath an Array of Impinging Jets, ASME Journal of Turbomachinery, Vol.116 (1994) pp.369-374.
- 4) Camci, C., Kim, K.: Evaluation of a Hue Capturing Based Transient Liquid Crystal Method for

High-Resolution Mapping of Convective Heat Transfer on Curved Surfaces, ASME Journal of Heat Transfer, Vol.115 (1993) pp.311-318.

- 5) 船崎健一, 石澤浩平, 山脇栄道: 感温液晶による冷却翼内部流路熱伝達分布の計測法に関する研究, 日本ガスタービン学会誌, Vol.26, No.101 (1998) pp.76-81.
- 6) Smith, S.: The Use of Liquid Crystal for Surface Flow Visualization, AIAA paper 90-1382 (1990)
- 7) Goldstein, R. J., Franchett, M. E.: Heat Transfer From a Flat Surface to an Oblique Impinging Jet, ASME Journal of Heat Transfer, Vol.110 (1988) pp.84-90.

内部冷却流路内のリブが膜冷却性能に及ぼす影響

*酒井 英司（電中研），高橋 俊彦（電中研）

Effects of Turbulence Promoters on Flat Plate Film Cooling

*Eiji SAKAI(CRIEPI) and Toshihiko TAKAHASHI(CRIEPI)

ABSTRACT

To improve the accuracy of temperature estimation for film cooled turbine blade, effects of turbulence promoters (ribs) on flat plate film cooling were experimentally and numerically studied. Parameters are rib orientation, distance between rib and cooling hole, and parallel rib/crossed rib. The results showed that the rib orientation had a strong impact on the film effectiveness, particularly at lower blowing ratio. Higher film effectiveness was observed with forward angled ribs. Although both SST and DES showed good performance to predict the location of ejected secondary flow, SST under-estimated the lateral spreading of secondary flow and DES showed closer result to the experiment.

Key words: Film Cooling, Turbulence Promoter, Rib, Blade, Turbine

1. はじめに

発電用ガスタービンにおいて，翼の交換は保守費用・運用管理に大きく影響するため，翼の耐久性評価技術の確立が望まれている。当所では耐久性評価を念頭に，数値解析による翼温度推定^{1),2)}に取り組んでいる。同解析では，別途実験や LES により求めた熱伝達率の相関式³⁾を用いて翼内部冷却流路の乱流促進リブを熱的に模擬し（格子上下では無視），計算負荷を低減しながら温度推定を可能にしている。しかしながら膜冷却翼を対象とする場合，Saumweber ら⁴⁾，Kissel ら⁵⁾がそれぞれ示している様に，内部冷却流れの流速やリブの有無が膜冷却効率分布に影響を及ぼすため，リブを無視することは翼温度推定の誤差につながり得る。

そこで本報では，温度推定の高精度化に向けて，平板膜冷却を対象に，リブの向き・位置が膜冷却効率に及ぼす影響を実験と数値解析により調べた。

2. 実験

2.1 装置

Fig.1 に実験装置の概略を示す。流路は主流部と二次流部の 2 系統から構成される。主流は主流ブローアにより駆動され，整流部，縮流部を経て，計測部（240mm×100mm）に流入する。計測部下壁には径が $d=20\text{mm}$ で長さ L が 70mm ($=3.5d$) の膜冷却孔が主流に対して $\alpha=35$ 度の角度で 3 つあいている。孔のピッチは $p=60\text{mm}$ ($=3d$) である。

二次流は二次流ブローアにより駆動され，ヒータ

により加熱された後，一辺が $H=60\text{mm}$ の矩形流路に流入する。矩形流路の上下壁には幅と高さともに $e=6\text{mm}$ のリブがそれぞれ 10 個，ピッチ $P=60\text{mm}$ ($P/e=10$) で取り付けられている。

本研究ではリブの向きと位置を Table 1 と Fig.2 に示す様に变化させた。Rib 1~3 と Rib 4~6 はそれぞれ角度 θ が 60 度と 120 度の平行傾斜リブで，Rib 7 と 8 は上下壁のリブが上から見たときに交差するクロスリブ，Rib 9 と 10 は上下壁のリブが半ピッチ ($=30\text{mm}$) ずれた平行傾斜リブである。Fig.2 では上壁のリブを実線，下壁のリブを破線で示した。比較としてリブのない場合 (W/o Rib) についても実験を行った。

超音波流量計により膜冷却孔前後の二次流流量を測定し，その差から膜冷却孔内の平均流速 U_c を求め，次式から吹出し比 BR を算出した。

$$BR = \rho_c U_c / \rho_m U_m \quad (1)$$

ここで U_m は主流の平均流速， ρ_m と ρ_c はそれぞれ主流と二次流の密度である。 BR の調整は二次流部末端のバルブの開閉により行った。

熱損失を極力小さくするために，二次流部および主流部下壁は厚さ 12mm ベークライト板で製作し，二次流部については厚さ 30mm の発泡スチロールで覆った。

2.2 実験条件

計測部入口および矩形流路入口における主流と二次流の平均流速 (U_m と U_2) をともに 20m/s とし，膜冷却孔径を代表長さとした Re 数をそれぞれ Re_m

$=2.5 \times 10^4$, $Re_2=2.1 \times 10^4$ とした。主流温度 T_m は 294 ~ 299K, 二次流温度 T_2 は 333K とした。主流乱れは 0.5%以下であった。 $BR=0.4, 0.5, 0.6, 0.75$ について実験を行った。

2.3 温度測定

温度場が定常状態になった後で、主流部下壁および主流と直交する断面内について $\phi 0.2\text{mm}$ の T 形熱電対により温度場の計測を行った。下壁面の温度は、壁面に埋め込んだ熱電対により主流方向に 2mm 間隔で 17 点、スパン方向に 2.5mm 間隔で 27 点を 7 箇所 (全 3213 点)、直交断面内の温度は $x/d=2, 8$ について、くし状のプロブをトラバースさせながら、スパン方向に 4mm 間隔で 17 点、高さ方向に 2mm 間隔で 15 点の計測を行った (各断面当たり 255 点)。サンプリング周波数は 100Hz で、60 秒間の時間平均をとった。得られた温度データから次式により膜冷却効率 η および無次元温度 θ を算出した。

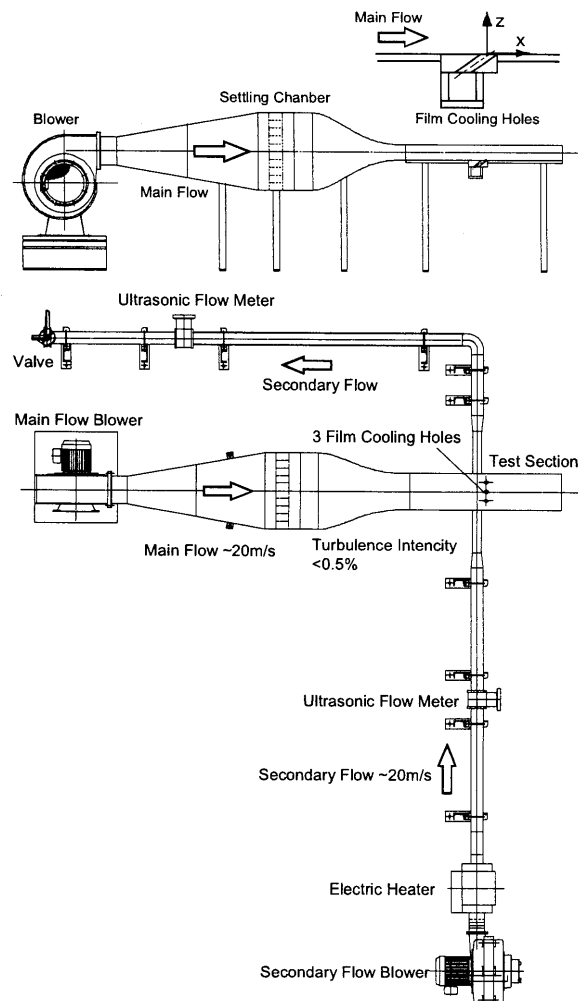


Fig.1 Experimental Apparatus

Table 1 Parameters of Ribs

	Rib 1	Rib 2	Rib 3	Rib 4	Rib 5
Lr (mm)	20	30	40	20	30
θ (degs)	60	60	60	120	120
	Rib 6	Rib 7	Rib 8	Rib 9	Rib 10
Lr	40	30	30	30/0	30/0
θ	120	60/120	120/60	60	120

*upper wall rib/lower wall rib

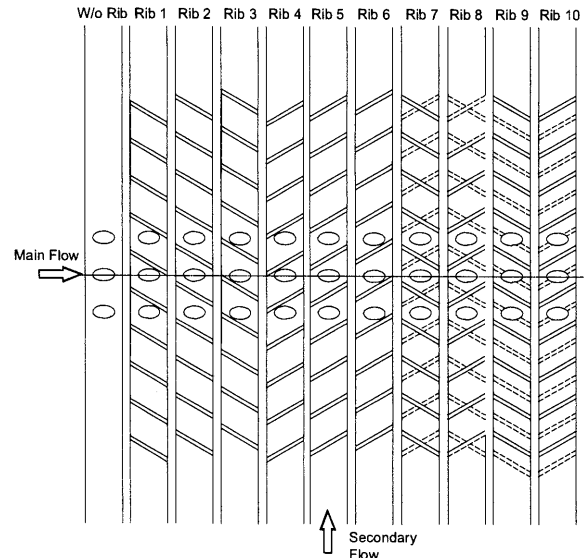


Fig.2 Rib Patterns

$$\eta = (T_m - T_w) / (T_m - T_2) \quad (2)$$

$$\theta = (T_m - T_f) / (T_m - T_2) \quad (3)$$

ここで、 T_w は壁面温度、 T_f は流体の温度である。

3. 数値解析

3.1 計算モデルおよび境界条件

Fig.3 に計算に用いたモデルを示す。主流部についてはスパン方向に周期境界条件を課すことで膜冷却孔 1 ピッチ分を解析対象とした。

Table 2 に主流と二次流の入口条件を示す。実験にあわせて主流および二次流の平均流速および温度を決定した。主流および二次流入口においては、平板およびリブ 1 ピッチ分の矩形流路について、別途実施した流れ方向に周期条件を課した計算で得られた発達した流速分布を与えた。主流部出口では静圧を固定し、二次流出口の静圧を調整することで吹出し比 BR を調整した。

全セル数は約 430 万で、主流部に約 210 万セル、二次流部に 180 万セル、および膜冷却部に 40 万セルを配置した。主流部壁面における y^+ は 1 以下にした。全ての壁面は断熱壁とした。

3.2 解析手法

解析は汎用の熱流体解析コード Fluent ver.6.3 を用いて行った。非圧縮性の Navier-Stokes 方程式、連続の式、エネルギー方程式、乱流の輸送方程式、

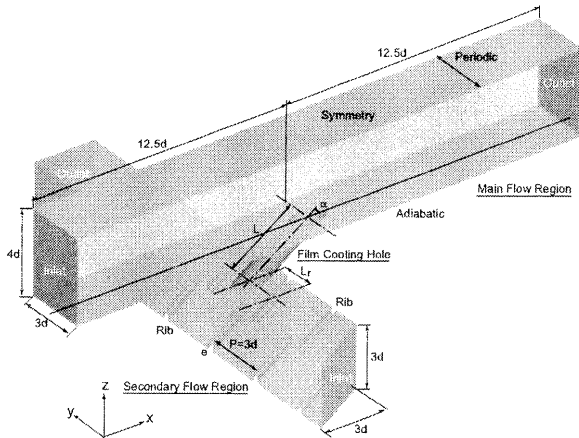


Fig.3 Computational Domain

Table 2 Boundary Conditions

Main Flow	
Reynolds Number, Re_m	2.5×10^4
Temperature, T_m	298K
Secondary Flow	
Reynolds Number, Re_2	2.1×10^4
Temperature, T_2	323K

および理想気体の状態方程式を支配方程式とし、SIMPLE法で解析を行った。乱流モデルに $k-\omega$ SSTモデルを用いて定常計算を行った。対流項の離散化は3次MUSCL法(乱流の輸送量については2次風上差分)とし、粘性項の離散化には中心差分を用いた。

非定常計算として、SA-DESを行った。空間の離散化は二次中心差分として、2次陰解法により時間進行させた。無次元化した時間刻みは $t^* = 5 \times 10^{-3} d/U_m$ とした。

4. 結果および考察

4.1 実験結果

Fig.4に代表的な例として、 $BR=0.5$ と 0.75 について、W/o Rib, Rib5, Rib2, Rib7における膜冷却効率分布を示す。Rib5の場合、W/o Ribに対して膜冷却効率が増大し、特に BR が小さい条件で膜冷却効率が大きく増大した。他方Rib2の場合(Rib5と反対向きのリブ)には、W/o Ribに対して膜冷却効率が低下し、リブの向きが膜冷却効率に大きく影響することがわかった。Rib2とRib7を比較すると、クロスリブにすることで膜冷却効率が改善した。

Fig.5は面平均の(壁面内計測点の平均)膜冷却効率 η_{spa} と BR の関係を示したものである。W/o RibやRib2においては BR の増加とともに η_{spa} は増加する。Rib5ではFig.4で比較した中で η_{spa} が最

大となるが、 BR の増加とともに η_{spa} は低下する。Rib7においては BR の増加とともに一旦 η_{spa} は上昇するがその後低下する傾向が見られた。

Fig.6はFig.4の各ケースについて $x/d=2$ 断面内の無次元温度分布を示したものである。Rib5において丸形の分布が観察され(Fig.6(b))、双子渦の形成が示唆される。この場合 BR が大で二次流は壁面から離れるため、 BR の増加とともに膜冷却効率が低下する(Fig.5)。他方、W/o Rib, Rib2ではひょうたん形の分布を呈する(Fig.6(a),(c))。 BR が大で壁面近傍の二次流の体積が増大するため、この場合 BR が大で、膜冷却効率が大きくなる(Fig.5)。Rib7ではひょうたん形と丸形の間分布となり(Fig.6(d))、そのためFig.5に見られる様に、 η_{spa} は BR の増加とともに増加して、その後低下に転じたと推察される。

Fig.5を見ると、本実験の範囲内においてはリブの位置の膜冷却効率に及ぼす影響はそれほど大きくなく、リブの向きが支配的な影響を及ぼすことがわかる。リブの影響は特に低 BR 条件で顕著に見られ、このことはリブの配置により、低 BR 条件での膜冷却効率を向上できる可能性があることを示している。

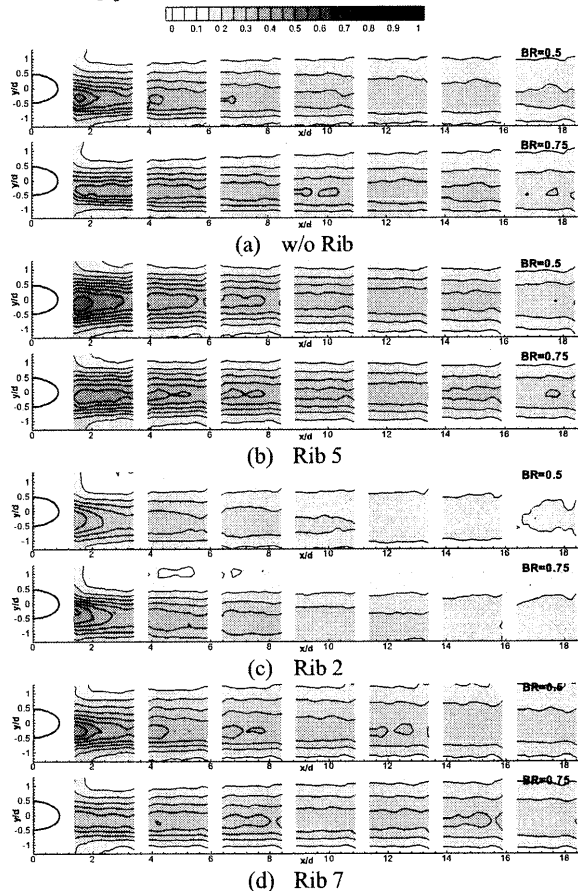


Fig.4 Film Effectiveness Distribution

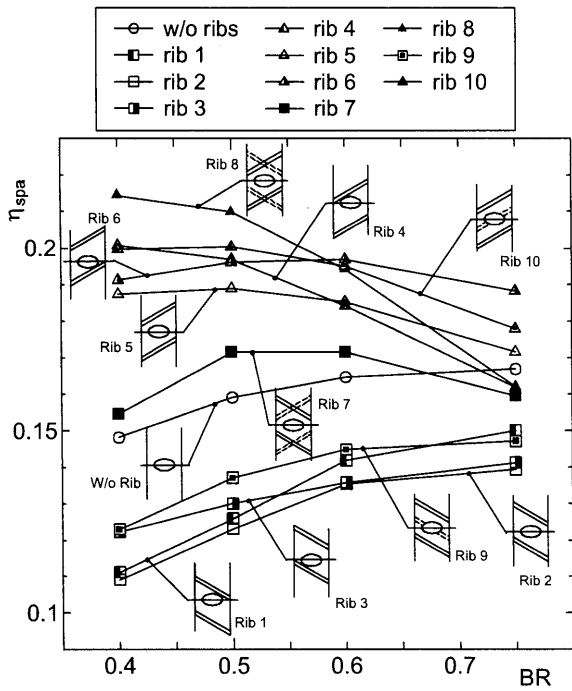


Fig.5 Spatially Averaged Film Effectiveness

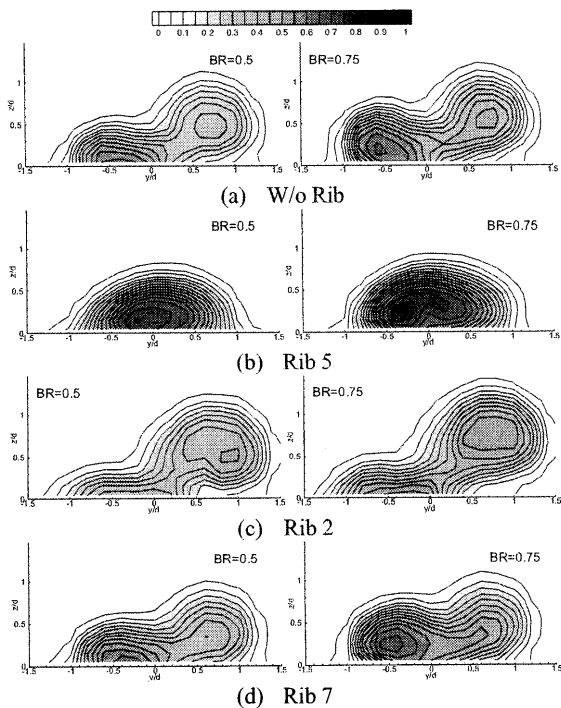


Fig.6 Non-dimensional Temperature Distribution ($x/d=2$)

4.2 数値解析結果

4.2.1 膜冷却効率および無次元温度分布

Rib 5 と Rib 2 について $BR=0.5$ の条件で解析を行った。Fig.7 に膜冷却効率分布を、Fig.8 に $x/d=2$ 断面における無次元温度分布を SST と DES で比較して示す。DES では時間平均した膜冷却効率を示している。Fig.4 と Fig.7 で対応する分布を比較すると、

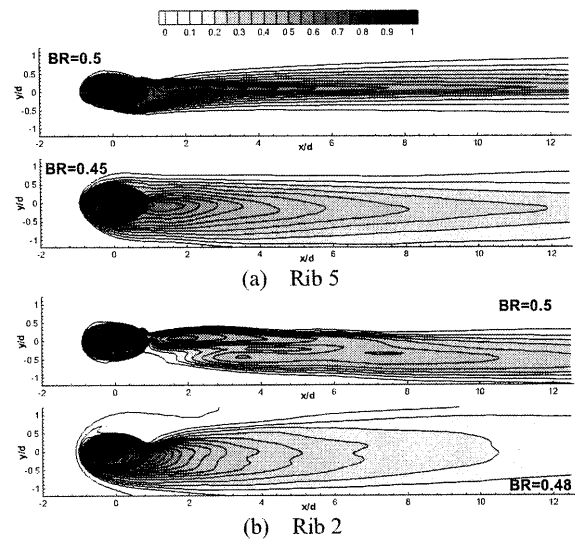


Fig.7 Comparison of Film Effectiveness Distribution (Top: Experiment, Middle: SST, Bottom: DES)

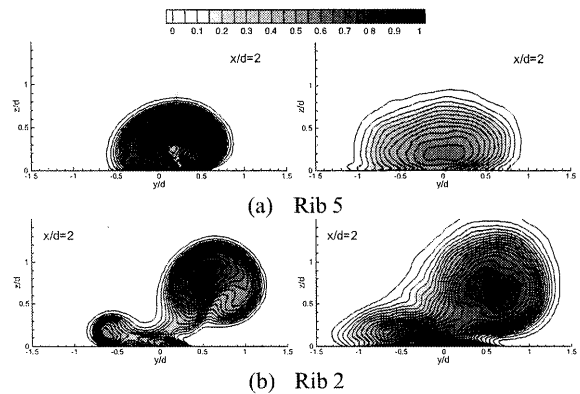


Fig.8 Non-dimensional Temperature Distribution (Left: SST, Right: DES)

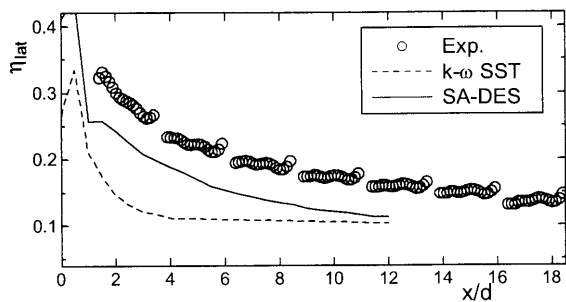
SST ではスパン方向の拡散が実験よりも小さく見積もられているのに対して、DES では実験に近い分布が観察される。この傾向は Fig.6 と Fig.8 の比較においても見られ、DES において実験に近い分布が観察される。

Fig.9 はスパン方向に平均した膜冷却効率 η_{lat} の x 軸方向分布を示したものである。SST は η_{lat} を過少に予測しているが (特に Rib 5)、DES では実験に近い分布が得られた。

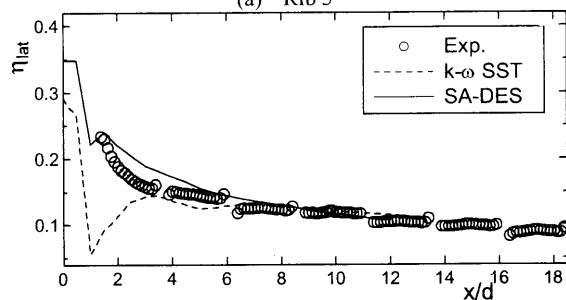
4.2.2 流れ構造

Fig.10 は Q の等値面を示したものである。SST では主流方向に軸をもつ大きな渦構造が観察されるものの、DES では細かい渦が解像されている。このため Fig.8 で見られる様に DES では SST に比べて主流と二次流の混合・かくはんが促進されたものと推察される。

Fig.11 は DES において、Rib 5 と Rib 2 について膜冷却孔内の流線を、無次元温度の等値面と併せて示したものである。Rib 5 の場合には膜冷却孔内に直線的な流線が観察されるのに対して Rib 2 の場合

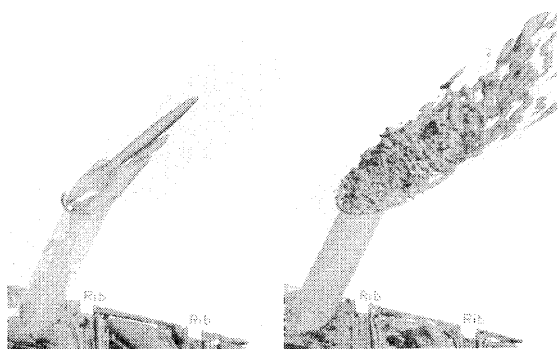


(a) Rib 5

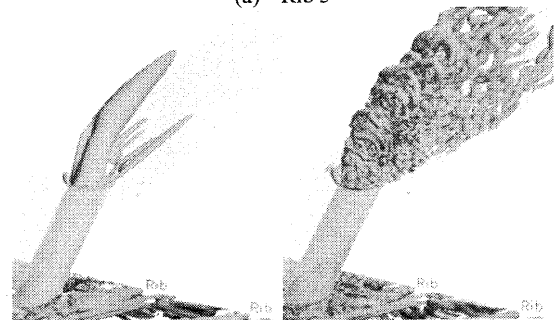


(b) Rib 2

Fig.9 Laterally Averaged Film Effectiveness



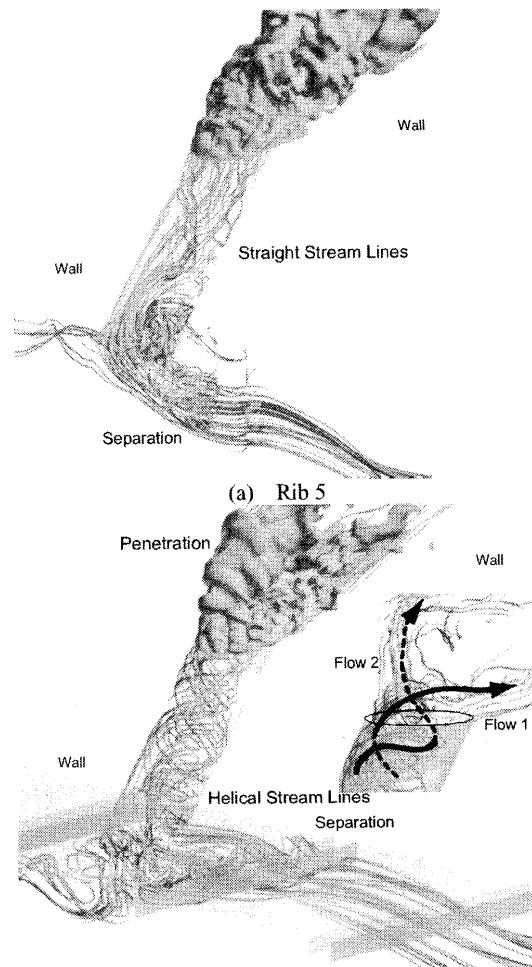
(a) Rib 5



(b) Rib 2

Fig. 10 Iso-Surface of Q-criterion

にはらせん状の流線が観察される。このとき膜冷却孔出口から主流内に吹出される二次流は 2 分される (Flow 1 と Flow 2)。Flow 1 は膜冷却孔出口の主流上流寄りの位置から吹出されるため主流によって曲げられ、主流部下壁面に沿うように流れるのに対して、Flow 2 は膜冷却孔出口の中央付近から Flow 1 を回り込むように主流内へと吹出される。Flow 2 は膜冷却孔の角度 ($\alpha=35$ 度) よりも大きい角度で吹出されるため、主流内を貫通し、結果と



(a) Rib 5

(b) Rib 2

Fig.11 Stream Lines

して Rib 2 では Rib 5 に比べて膜冷却効率が低下したものと考えられる。

なお Fig.7~11 は等 BR 条件での比較であり、膜冷却孔における圧力損失 (孔入口と出口の圧力差) は、らせん状の流線が観察される Rib 2 で Rib 5 よりも大であった。そのため膜冷却孔での圧力損失が等しい条件では (Rib 5 にあわせた場合)、Rib 2 では Rib 5 よりも BR が低下すると考えられ、Fig.5 の結果から両者の差は Fig.7 や Fig.9 で見られるよりも大きくなると推察される。

5. まとめ

平板膜冷却を対象にリブの向き・位置が膜冷却効率に及ぼす影響について実験と数値解析により調べた。その結果以下の結論が得られた。

- 1) リブの向きは膜冷却効率に大きく影響し、特に吹出し比が小さいときに影響が大きく、リブの配置により膜冷却効率を改善できる可能性が示唆された。
- 2) SST に比べ DES では主流と二次流の混合・かくはんが促進され、実験に近い温度場が観察される。
- 3) リブの向きによって膜冷却孔内の流速分布が

変化して膜冷却効率の分布も変化する。

謝 辞

実験において(株)電力テクノシステムズの小沢祐次氏の協力を得た。ここに記して謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 高橋俊彦, 渡辺和徳, 酒井高行, 高橋毅: ガスタービン高温部品を対象とした伝熱流動数値解析—第5報 1300°C級初段動翼温度の3次元連成解析—, 電力中央研究所報告, W03011, (2004).
- 2) Takahashi, T., Watanabe, K., Fuji, T., and Fujioka, T.: Numerical Analysis of temperature distribution of a film-cooled and TBC coated blade, ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50730 (2008).
- 3) 渡辺和徳, 高橋俊彦: 1300°C級ガスタービン初段動翼内部冷却の熱流動解析—第1報 直交リップ付き直管流路における高レイノルズ数場の解析—, 電力中央研究所報告, W00006, (2001).
- 4) Saumweber, C., and Schulz, A.: Comparison of the cooling performance of cylindrical and fan-shaped cooling holes with special emphasis on the effect of internal coolant cross-flow, ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51036 (2008).
- 5) Kissel, P. H., Weigand, S., Wolfersdorf, J. V., Neumann, S. O., and Ungewickell, A.: An experimental and numerical investigation of the effect of cooling channel crossflow on film cooling performance, ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27102 (2007).

流体・熱伝導連成解析と固体熱応力解析の連携手法について

*山根 敬 (JAXA)

Coupling Method between Conjugate Heat Transfer Simulation and Thermal Stress Analysis

* Takashi YAMANE (JAXA)

ABSTRACT

The conjugate heat transfer simulation is expected to simulate precise temperature distributions of turbine cooling structures and it will give very fine thermal boundary conditions to the thermal-stress analysis to complicated turbine blade cooling structures. In this study numerical temperature results from a conjugate heat transfer simulation using the overset grid method have been transferred to FEA by a newly developed data interpolation program and the precise stress results have been successfully obtained for a turbine blade film cooling structure.

Key words: Conjugate Heat Transfer Simulation, Overset Grid Method, Thermal Stress Analysis

1. はじめに

高温タービン翼まわりのガス流や冷却空気流と翼材の熱伝導を同時に解析する流体・熱伝導連成数値解析は、詳細な温度分布の予測を可能にすることで冷却空気の使用量が少ない冷却構造の開発に有用なツールとして期待され開発が進み、商用コードでの利用も普及しつつある。一方、CFD 結果から得られる情報を境界条件として固体の伝熱・応力解析を多分野解析についても、それぞれの商用解析プログラム間でデータ交換を行うソフトウェアや、統合解析ソフトウェアが開発されている。そこで、CFD の代わりに流体・熱伝導連成数値解析から得られる詳細な温度分布を利用すれば、仮定の温度境界条件を含まない詳細な固体熱応力解析が可能となる。

流体・熱伝導連成解析手法の多くは、計算負荷が圧倒的に大きい流体解析を主体に考えられており、物体表面での熱のやり取りを厳密に計算するために、流体格子と固体格子を境界面で一致させる手法が一般的である。すでに固体部には計算格子が存在し、熱伝導解析が行われているため、原理的には応力解析も可能である。しかし、流体側の格子形状に影響されて不必要に細かく扁平なセルを持つ格子は応力解析には必ずしも適当ではなく、また、すべてを同時進行的に解析するにはプログラムの複雑化を招く。商用の豊富なツールを活用

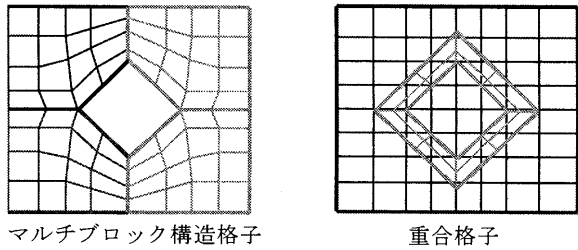
する点でも流体・熱伝導連成解析結果を固体熱応力解析に移行する一方向連携が現実的である。

JAXA の CFD 共通基盤コード UPACS は、マルチブロック構造格子で流体・熱伝導連成解析を実現しており¹⁾、境界層解析の精度を維持しつつブロック構造によって物体形状へ適合させているが、商用コードの多くで採用されている非構造格子に比べると格子生成の手間は大きい。そこで重合格子法を採用して格子生成上の柔軟性を高めている²⁾。さらに流体・熱伝導連成解析においても重合格子の利用を可能とした³⁻⁴⁾。本報では UPACS による重合格子を使った流体・熱伝導連成解析から、温度分布データを抽出して固体熱応力解析を行う連携手法について報告する。

2. 流体・熱伝導連成解析での重合格子の利用

Figure 1 は左から右への流れの中に配置したひし形の物体周りの流れを解析する格子の例で、重合格子を使用すると、シンプルな背景格子に物体を取り囲む格子を配置することで格子生成が容易になる。なお背景格子、重なる格子ともに単一ブロックである必要はなく、互いに接合したマルチブロックが重なる形態に対応している。以下、背景側を背景格子ブロック群、重なり側を重合格子ブロック群と呼ぶ。重合格子群の端の格子列である境界型補間点は背景格子群から値が補間され、逆

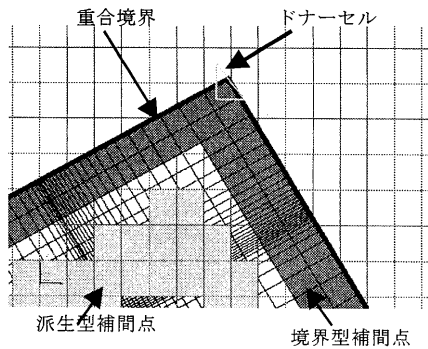
に背景格子ブロック群は自動的に探索された派生形補間点が重合格子ブロック群から補間値を受け取る。



マルチブロック構造格子

重合格子

(a) マルチブロック構造格子と重合格子



(b) 重合境界の補間関係

Fig. 1 重合格子法の考え方

UPACS による流体・熱伝導連成解析では、固体熱伝導解析領域にもマルチブロック構造格子を生成し、物体表面は固体ブロックと流体ブロックが通常ブロック境界と同様に完全に接合していることを前提としている。

重合格子法を利用して最も格子作成の労力を減らすには、流体領域を背景格子ブロック群、固体領域を重合格子ブロック群とする方法が考えられるが、流体と固体の連成境界でデータ補間を行わなければならない厳密な連成境界の扱いが困難となるとともに、実質的には直行格子法と同じ処理が求められることになる。そこで連成境界は必ず接合格子として、流体領域どうし、あるいは固体領域どうしでのみ重合関係を利用できるとすることで、物体表面での熱収支計算の精度を維持するとともに格子作成の軽減を図っている。

Figure 2 は平板にあげた孔形状に対する連成解析格子の作成例である。Fig.2(a)の形状に対して、まず、平板の上下の流体領域と板の固体部分の格子を作成する (Fig.2(b))。次に、孔内部、出入り口の流体領域、孔を取り巻く固体部分で構成される孔周りブロック群を作成する (Fig.2(c))。図では流体と固体の境界面をメッシュで表示しているが、孔の出入り口領域がシルクハットのつばのような形状となっている。この「つば」が平板の表面に

フィットするように重ね合わせることで、工作機械で平板に孔を加工するのに似た感覚で連成解析格子が完成する (Fig.2(d))。

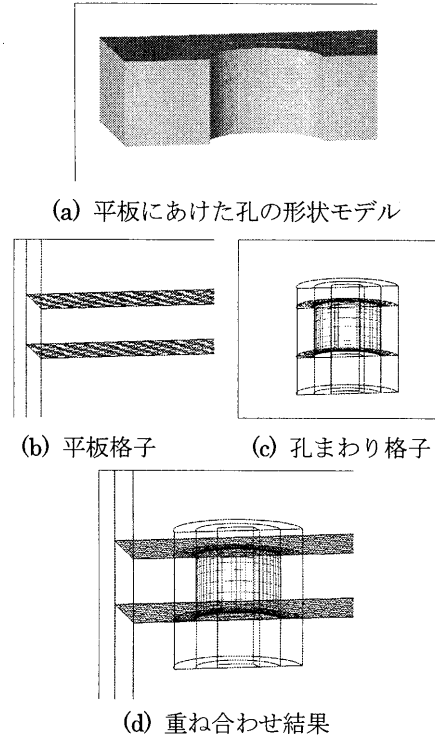


Fig.2 平板に開けた孔の連成解析格子

3. 連携の考え方

流体・熱伝導連成解析結果からの温度分布データの熱応力解析への移行方法について考える。なお熱応力解析には商用ソフトの MSC Nastran およびそのプリポスト処理に Patran を使用した。

流体解析のみの CFD と固体熱応力解析 (以下、FEA と呼ぶことにする) の熱連携では、CFD で仮定の温度境界条件によって得られた熱流束と温度値を FEA に移行するのが一つの方法である。さらに CFD での仮定温度境界条件による誤差を減らすには、それぞれの解析の繰り返し計算が必要となる。一方、流体・熱伝導連成解析では熱収支に基づいた固体温度がすでに得られているため、FEA ではこの温度分布に基づいて応力解析をおこなうだけで良い。

しかしながら、流体・熱伝導連成解析の格子と FEA 格子は異なっており、特に曲面は両者で異なった離散点列で表現されているため、FEA 格子では表面上に位置する接点が、連成解析の格子点列からは表面形状が正確には再現できないため、表面からずれた位置と認識され、固体内の温度勾配が大きい場合は温度値補間に誤差が生じる恐れがある。そこで連成解析結果から表面温度分布のみを取り出し、FEA の表面接点が完全には連成解析

表面格子から推測される面上に位置していない場合でも最寄り点から温度値を補間計算することにした。これは CFD と FEA の連携で行われるデータ移行処理とほぼ同じであるが、連成解析から得られる表面温度分布はすでに収束した値であり、連成解析と FEA の間での繰り返し解析は必要ない。

FEA 側では連成解析から得られた表面温度分布を境界条件としてあらためて熱伝導解析を行い、その結果を使って熱応力解析を実行する。なお、本研究では温度データの移行についてのみ報告するが、表面圧力なども移行可能である。以上の手順を図示したのが Fig.3 である。

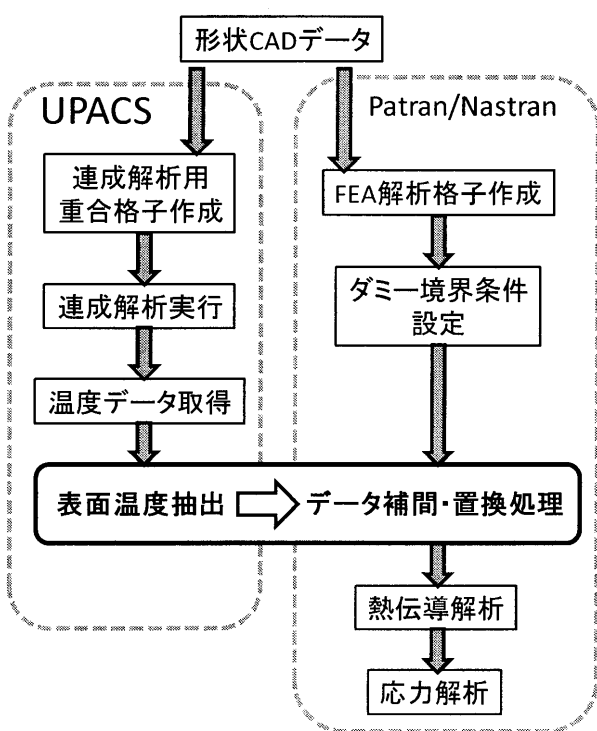


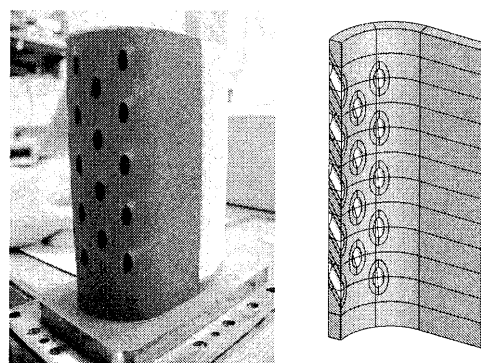
Fig. 3 連成解析結果に基づく熱応力解析の流れ

4. フィルム冷却構造の連携解析

前項の手順を確かめるため、フィルム冷却構造を持つ実験模型を対象に、流体・熱伝導連成解析と得られた温度分布に基づく熱応力解析を行った。

4.1 流体・熱伝導連成解析

解析モデルには、JAXA で行ったタービン複合冷却構造を前縁に適用した性能評価試験模型⁵⁾の形状 (Fig. 4) のうち、フィルム冷却部分を使用した。120mm×120mm の矩形ダクトの高温風洞に設置され、前縁半径 25mm で表面に上向きに 60° の角度を持つ 25 個のフィルム孔が開けられている。左右対称形状であるので、解析対象は対称面から片側のみとした。



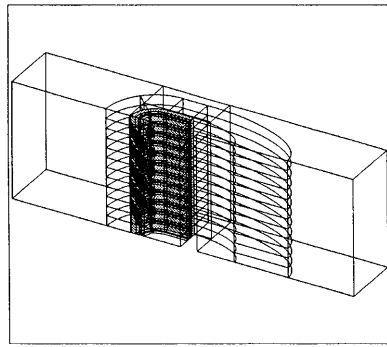
(a)試験模型 (b)解析対象部分

Fig. 4 前縁フィルム冷却モデル

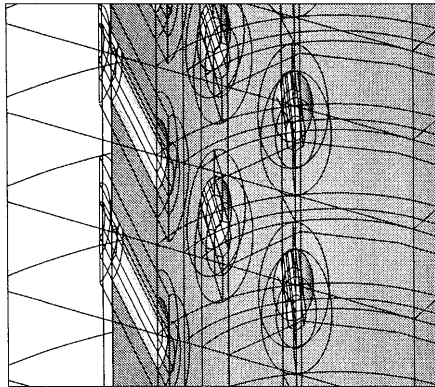
Figure 5 が連成解析用の格子ブロック図である。まず風洞ダクトの矩形格子にフィルム孔のない模型周りの格子を重合させ、さらに翼内外面にフィットするようにフィルム孔格子を重合させた (Fig.5(b))。フィルム孔を形成する格子ブロック群 (出入口領域および孔を取り巻く固体領域を含む) は、代表的な形状を一種類作成し、各孔の位置に配置して翼内外面にフィットさせた。この処理を簡単に行うために、対象面に自動的に重合格子ブロック群をフィットさせる格子変形ツールも作成している。

作成した格子は、流体ブロック数 268、格子点数 580 万点、固体ブロック数 58、格子点数 190 万点となった。翼まわりの高温ガスは 600°C、0.2MPa、 $Re=9.1 \times 10^4$ 、冷却空気は 145°C、フィルムの平均吹き出し比 $M=3.85$ の条件で解析を行った。なお冷却空気は模型下部より導入し、すべてフィルム孔を通して主流に混合する。

流体・熱伝導連成解析によって得られた固体部の温度分布を Fig. 6 に示す。孔付近および断面の温度分布をみると、局所的に厚さ方向の温度勾配が大きいため、前述したように材料の内部温度がデータ移行の補間に使用されると表面温度の正確性に影響することが判る。



(a)全体

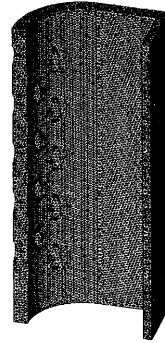


(b)フィルム孔付近

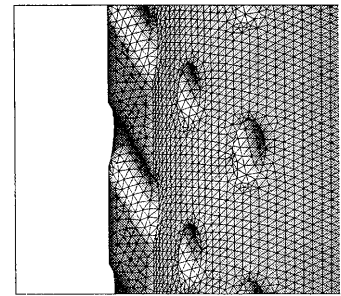
Fig. 5 連成解析用格子ブロック

4.2 FEAの準備

FEA側では、モデル形状のCADデータから格子を生成し、連成解析結果から温度データを受け取る面を指定する。これらはすべてPatranの機能で実現される。流体・熱伝導連成解析結果から温度データを受け取る面の指定は、対象面をピックアップして仮の温度境界値をいったんセットする。作成された格子をFig. 7に示す。約6万ノード、28万エレメントの四面体格子で構成されている。



(a)全体

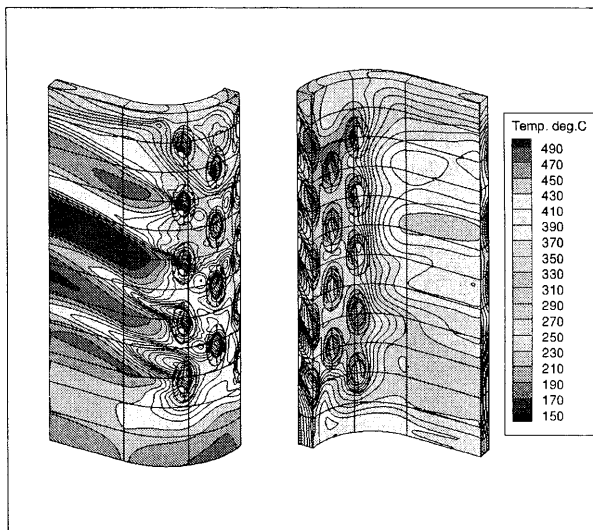


(b)フィルム孔付近拡大

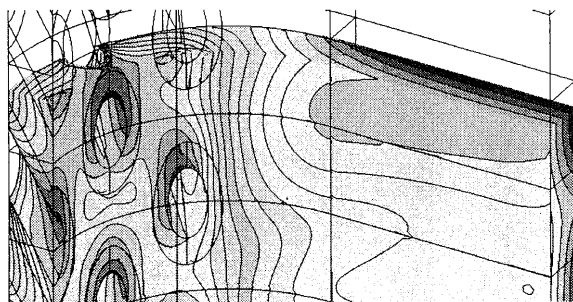
Fig. 7 FEA 格子

4.3 温度データの移行

FEAで使用する温度データの前データは、前述の通り、固体内部値を含まない表面データ分布のみを使用する。翼内外面とフィルム孔内部壁面の温度分布を流体・熱伝導連成解析から抽出したのが、Fig. 8(a)である。このうち、フィルム孔出入口付近は、背景格子となっている翼面格子と孔形状の重合格子で二重に値を持っている部分があり、その双方を表示するとFig. 8(b)のように孔入口が背景格子側のダミーデータで蓋をされた状態になる。UPACSの解析では、背景格子ブロック群のセルのうち、重合格子ブロック群が重なって無効となっている領域にフラグを付けて判別しており、連成解析からFEA境界値へのデータ補間プログラムは、このフラグを使用してFig. 8(c)のように無効部分を自動的に除外するように作成した。この補間プログラムは、仮の境界条件データで作成されたNastran用入力ファイルのダミーデータが設定されている各点について、連成解析表面温度分布の最寄りの3点を使用して値を補間し置き換える処理を行う。補間先座標点は補間元データ点列で形成される面内に厳密に存在する必要はない。

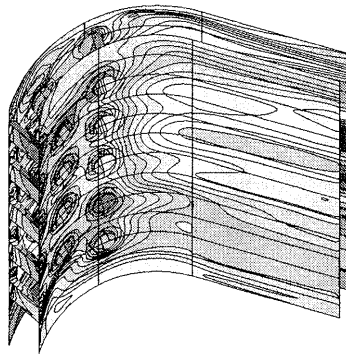


(a)翼表面温度分布 (左:外面, 右:内面)

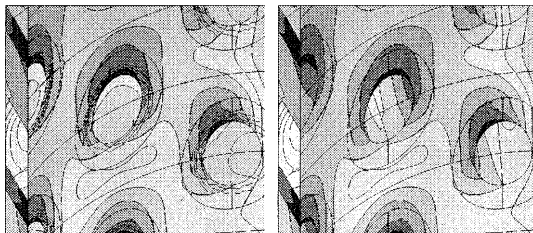


(b)フィルム入口付近および断面拡大

Fig. 6 連成解析による固体温度分布



(a)移行元表面温度分布



(b)孔付近全データ (c)無効データ除外

Fig. 8 抽出した表面温度分布

4.4 熱伝導解析と応力解析の実行

連成解析結果からの新しい温度境界値がセットされた Nastran 用入力ファイルが作成された状態からの処理は、通常の熱応力解析と完全に同じとなる。

まず Nastran を実行して熱伝導解析を行う。得られた温度結果が Fig. 9 であるが、図では表面値のみ表示しているため、Fig. 6(a)の流体・熱伝導連成解析結果とほぼ同一である。当然ながら、FEA 格子を極端に粗くすると、データ移行の段階で同一性があやしくなる。なお FEA 用に使用したオリジナル CAD データでは模型形状の後端が閉じているが、流体・熱伝導連成解析用格子ではこの部分の固体格子を作成しなかったため、形状が違うこの部分は断熱境界として処理した。

続いて、FEA 格子での熱伝導解析結果である三次元温度分布を取り込んで、応力解析を実行する。得られた応力値のうち、ミーゼス応力分布を示したのが Fig. 10 である。いずれもフィルム孔入口および出口の、鋭角状のエッジ部分において、温度勾配の大きさと形状の厳しさがあいまってミーゼス応力が大きくなるという結果が得られた。

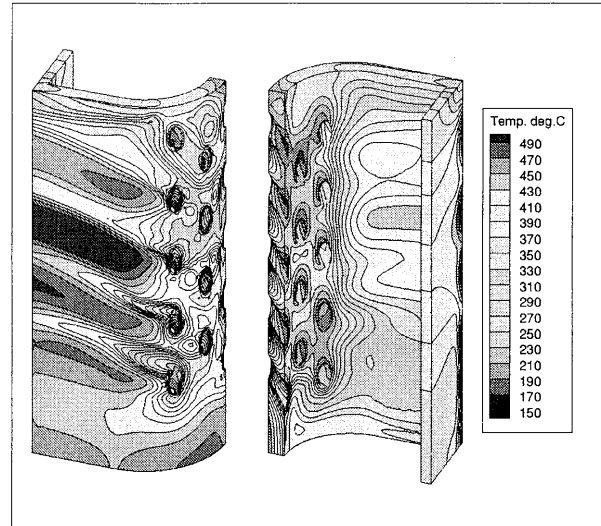
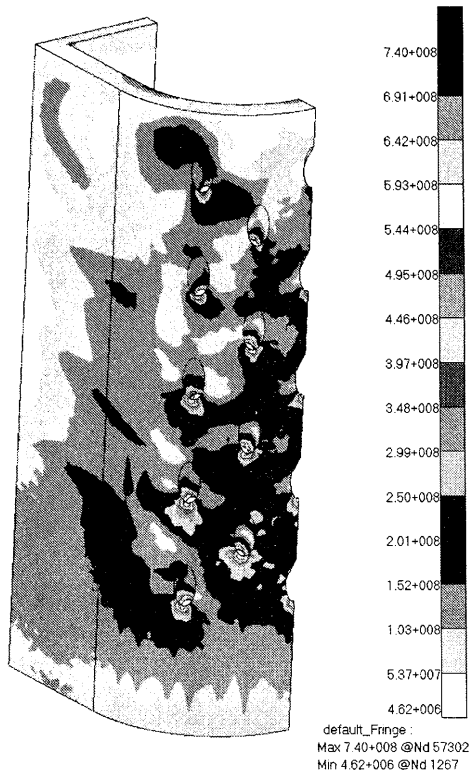


Fig. 9 FEA で再計算した温度分布

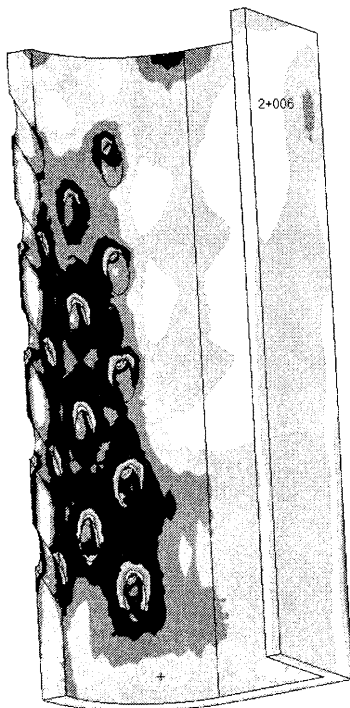
5. まとめ

流体・熱伝導連成数値解析から得られる、熱収支に基づく詳細な温度分布を固体熱応力解析に使用するため、UPACS の連成解析で利用する重合格子から表面データを抽出し、重合による重なり部分を自動的に除外して FEA の表面境界値として補間する処理プログラムを作成した。

フィルム冷却構造を持つ実験模型レベルの翼前縁形状を対象に検証解析を行い、フィルム孔まわりの詳細な温度分布と形状を反映した応力分布が得られることが確認できた。



(a)翼外面



(b)翼内面

Fig. 10 ミーゼス応力分布解析結果

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," (2004) ASME Paper GT2004-53680.
- 2) 松村洋祐, 東田明宏, 村上弘幸, 山根 敬, 高木亮治, 山本一臣 : UPACS の重合格子解析における重合境界設定手法について, 航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム 2004 論文集, JAXA-SP-04-12, pp. 248-253
- 3) 山根 敬, 山本一臣 : 流体・熱伝導連成数値解析における重合格子法の活用手法について, 第 36 回ガスタービン定期講演会論文集 (2008) pp.
- 4) Yamane, T., Yamamoto, K., "Introduction of Combined Usage of Overset Grid Method in Conjugate Heat Transfer Simulation", (2009) ASME Paper GT2009-59832
- 5) Bamba, T., Kumagai, T., Mimura, F., Yamane, T., Fukuyama, Y., Usui, T., Yoshida, T., "Leading Edge Cooling Performance of an Integrated Cooling Configuration", (2008) ASME Paper GT2008-50574

水素リッチ燃料焚き多孔同軸噴流バーナの大気圧燃焼特性 (第 2 報)

*浅井 智広, 百々 聡, 小泉 浩美, 高橋 宏和, 吉田 正平, 井上 洋 (日立製作所)

Atmospheric Combustion Characteristics of a Multi-Hole Co-Axial Jet Burner Operating with Hydrogen-Rich Fuels (Part 2)

*Tomohiro ASAI, Satoshi DODO, Hiromi KOIZUMI, Hirokazu TAKAHASHI,
Shouhei YOSHIDA, and Hiroshi INOUE (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

In an integrated coal gasification combined cycle (IGCC) plant with carbon dioxide capture and storage (CCS), hydrogen-rich fuels with a wide range of hydrogen contents are supplied to a gas turbine. As an advanced burner operating with such fuels, a multi-hole co-axial jet burner is being developed to achieve dry low-NO_x combustion. This paper suggests two effective perforated plate's configurations for suppressing the combustion noise, which prevents low-NO_x operation. The one has a convex surface with uniform air hole diameters, and the other has a convex surface with radial air-hole-diameter distribution. This paper experimentally investigates the effectiveness by atmospheric experiments. The results are summarized as follows: (1) The convex perforated plate expands the stable low-NO_x operating range without the combustion noise and reduces NO_x emissions. (2) The convex perforated plate with radial air-hole-diameter distribution further expands the stable low-NO_x operating range.

Key words: IGCC, CCS, Gas Turbine, Combustor, Hydrogen-Rich Fuel, Low NO_x

1. はじめに

石炭は世界に広く分布し埋蔵量も豊富であるため、エネルギーセキュリティ確保の点から石油代替燃料として期待されている。近年、地球温暖化防止策として、そのような石炭焚きの火力発電所からの二酸化炭素 (CO₂) 排出量を削減するため、石炭をガス化しシフト反応により発生するガスの CO₂ 分を回収・貯留 (Carbon dioxide Capture and Storage : CCS) したガスを、燃料としてガスタービンに供給し発電する石炭ガス化複合発電 (Integrated coal Gasification Combined Cycle : IGCC) が注目されている¹⁾。

CO₂ 回収・貯留付き IGCC プラント (以下、CCS-IGCC プラントと称する) では、石炭を酸素でガス化する酸素吹きガス化の場合、水素を多く含む水素リッチ燃料がガスタービン燃焼器に供給される。その水素含有率は CO₂ 回収率により変化し、回収率 90% では水素含有率 84vol.% の高水素濃度燃料となる。このような水素リッチ燃料を予混合燃焼方式で燃焼させると、水素は燃焼速度が速いため、予混合器流路内に火炎が逆流する可能性が高くなり、安定燃焼させるのが困難である。また拡散燃焼方式では、窒素酸化物 (NO_x) の排出濃度が多くな

り環境規制値を満足するために、プラントで発生する窒素 (N₂) に加え、水や蒸気などの希釈剤を燃焼器に噴射する必要がある。この場合、発電効率の低下と噴射設備の初期コスト・ランニングコストが上昇するという課題が生じる。したがって、CCS-IGCC プラントの高効率化の実現には、CO₂ 回収率により水素含有率が幅広く変化する水素リッチ燃料に対して、同一のバーナ構造により NO_x 排出濃度を低減し、希釈剤を不要にすることが可能なドライ低 NO_x 燃焼器が必要である。

上記の課題に対し、筆者らは多孔同軸噴流バーナ (以下、クラスタバーナと称する) を水素リッチ燃料に適用し、高水素濃度燃料に対しても火炎の逆流なしに安定燃焼できること²⁾、さらに燃焼騒音の発生により低 NO_x 燃焼範囲が限定されるため、低 NO_x 燃焼範囲拡大には燃焼騒音発生抑制が重要であることを見出した³⁾。筆者らは引き続き、組成が幅広く変化する水素リッチ燃料に対し、同一バーナ構造により、火炎の逆流なく、大気圧条件で NO_x 排出濃度 10ppm (16%酸素濃度換算) 以下の安定燃焼の実現を中間目標に、バーナの開発を進めている。なお、本研究の最終目標は、上記の燃料に対し、同一の実寸燃焼器構造により、定格負荷条件で NO_x 排出濃度

(16%酸素濃度換算) 10ppm 以下の安定燃焼の実現としている。

本研究はこれら^{2),3)}の続報であり、燃焼騒音の発生を抑制して低 NOx 燃焼範囲を拡大するためクラスタバーナ形状を改良し、その形状の実効性をモデルバーナの大気圧要素試験で検討した。本報はこれらの試験結果を報告する。

2. CCS-IGCC プラントの合成ガスの特性

Fig.1 に酸素吹き CCS-IGCC プラントの構成の概略を示す。CCS-IGCC プラントでは、CO₂ 回収方式として燃焼前、もしくは燃焼後に回収する方式の2種類あり⁴⁾、本研究は燃焼前回収方式を対象とする。本プラントでは、ガス化炉において、空気分離設備で発生した酸素 (O₂) で石炭をガス化し、ガス精製設備により精製合成ガスを生成する。CO₂ 回収設備のシフト反応器において、精製合成ガス中の一酸化炭素 (CO) を水蒸気とシフト反応させることにより CO₂ と水素 (H₂) に変換し、発生した CO₂ を回収する。CO₂ 回収後の合成ガス (水素リッチガス) は燃料としてガスタービンに供給される。このため CO₂ の回収率により燃料中の H₂ と CO の組成が変化するため、ガスタービン燃焼器にとっては安定に燃焼させることが難しい燃料である。

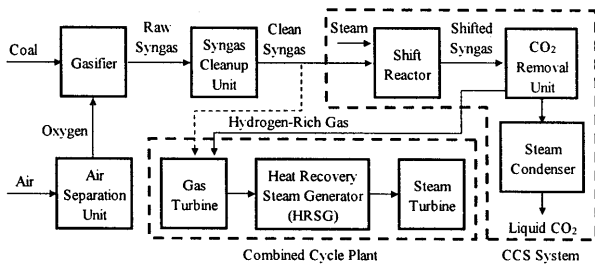


Fig.1 Schematic Diagram of Oxygen-Blown CCS-IGCC

Table 1 に CCS-IGCC プラントでガスタービンに供給される燃料の組成例^{2),3)}を液化天然ガス (Liquefied Natural Gas: LNG) と比較して示す。回収率 0% (CCS 0%) の燃料は、H₂ を 27vol.%, CO を 60vol.% 含む。発熱量はメタン (CH₄) を主成分とする LNG の約 1/4 であり、LNG と同一の燃焼ガス温度を得るのに必要な燃料流量は約 4 倍となる。CCS 30% では H₂ 46vol.%, CO 43vol.% 含む、CCS 90% では、H₂ 84vol.% 含む高水素濃度燃料となる。

Table 1 Compositions of Hydrogen-Rich Gas in CCS-IGCC

		LNG	Carbon Capture Rate		
			CCS 0%	CCS 30%	CCS 90%
H ₂	vol. %	0.0	26.5	45.5	83.5
CO	vol. %	0.0	60.0	43.0	5.0
CH ₄	vol. %	88.4	1.0	1.0	1.0
CmHn	vol. %	11.6	0.0	0.0	0.0
Inert Gas (N ₂ , CO ₂)	vol. %	0.0	12.5	10.5	10.5
Density	kg/m ³ N	0.826	0.937	0.717	0.276
Lower Heating Value	MJ/m ³ N	41.0	10.8	10.7	10.0
	MJ/kg	49.6	11.5	14.9	36.2

3. 試験方法および試験品

3.1 試験装置

Fig.2 に本試験に使用した燃焼器の構成、試験装置の系統、および計測システムの概略を示す。燃焼器は縦型の円筒状燃焼室 (直径 120mm) を備え、クラスタバーナはその下端に設置される。バーナを燃焼器に固定するバーナボディーは空気と燃料をバーナに供給する流路をもつ。

空気は空気圧縮機より供給され、供給配管の途中に設けた予熱器により空気温度を最大 350°C まで加熱できる。バーナへ供給する空気は A1 系統より供給し、ライナの冷却空気は A2 系統より供給する。A2 系統の冷却空気はライナを衝突噴流で冷却し、その後フィルム冷却孔よりライナ内壁面に沿って流れることでライナを冷却する。

本試験装置は、試験燃料となる H₂, CH₄, N₂ のそれぞれ独立した系統を備え、また各系統には流量計および流量調節弁が設置されているため、各成分の流量を調整することにより、試験燃料の組成を任意に調整できる。各系統より供給されたガスはガス混合器で均一に混合された後、混合器の下流の2つの系統により、バーナの燃料ノズルに分配して供給できる。

燃焼ガス中に含まれる NOx, CO, O₂, CO₂, 全未燃炭化水素 (Total unburned HydroCarbon : THC) の濃度は、燃焼室の下流の位置においてガス分析計により測定した。

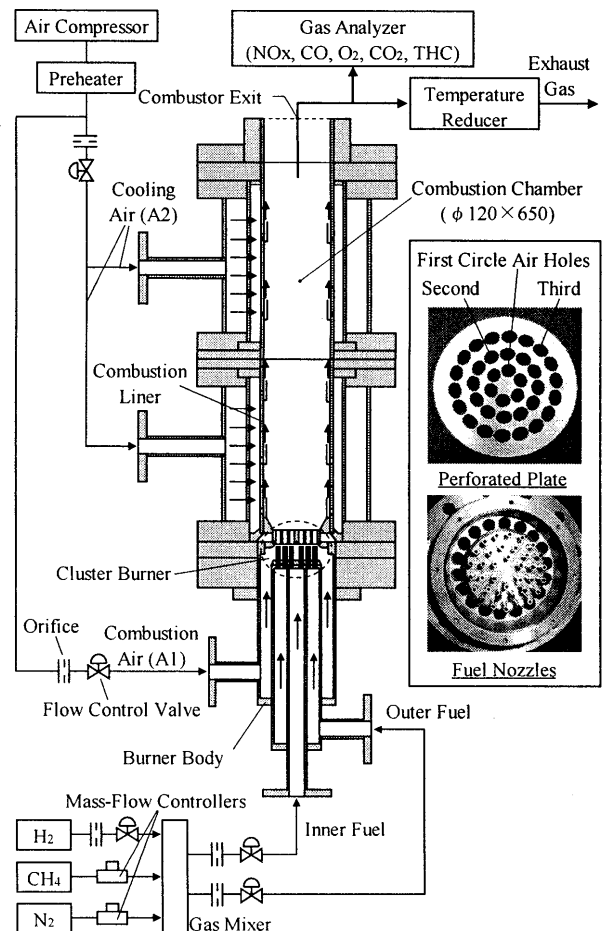


Fig.2 Schematic Diagram of Combustion Test Rig

3.2 クラスタバーナ試験品

Fig.3にクラスタバーナの拡大図を示す。クラスタバーナは燃料ノズル36本、および空気孔を36個設けた空気孔プレートで構成され、燃料ノズルと空気孔はひとつずつ同軸に配置される。空気孔は3列に配置され、最内周1列目の空気孔6個には保炎強化用の内周燃料が、またその外側の2列目空気孔12個、および3列目空気孔18個には低NO_x燃焼用の外周燃料がそれぞれ別々に供給される。本研究では、低NO_x燃焼を担う外周燃料流量の全燃料流量に対する比率を外周燃料比率と定義し、試験パラメータとする。クラスタバーナは、これまでに得られた知見^{2),3)}から、水素リッチ燃料に対して、プレートの空気孔旋回角などを調整し、プレート近傍での火炎形成を防止する流動形態を形成することで、バーナへの火炎付着を防ぐとともに、燃料と空気の混合距離を確保し低NO_x化を図っている。

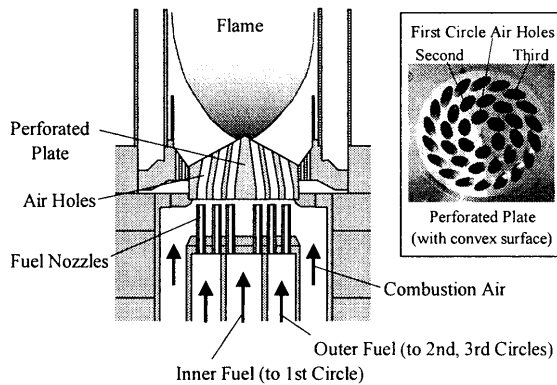


Fig.3 Schematic Close-up View of Cluster Burner

しかし、筆者らの試験結果^{2),3)}から、外周燃料比率の増加に伴いNO_x排出濃度は低下するものの、ある程度の外周燃料比率に達すると燃焼騒音が発生して外周燃料比率を増加できなくなり、低NO_x燃焼範囲が限定されることがわかった。さらに、燃焼騒音の発生は、空気孔プレートの後流に流入した可燃混合気が着火し、火炎がプレートに付着することが一因であることがわかった。

そこで、本研究では、燃焼騒音の発生を抑制し低NO_x燃焼範囲を拡大するため、次の2種類の空気孔プレート形状を提案し、その実効性を検討した。第1のプレートは、Fig.3に示すように、バーナ中央が燃焼室側に突出した凸型表面をもつ。これは、着火源となる火炎から、プレート表面、特に空気孔が多く配置される外周領域を遠ざけることで、プレートの間に発生する後流の可燃混合気の着火を抑制する目的がある。さらに、プレート後流を縮小し、その表面に沿う流れを形成することでプレートへの火炎付着を抑制する目的もある。第2のプレートは、上記の凸型表面をもち、さらに2,3列目の空気孔径が1列目より拡大した半径方向に空気孔径の分布をもつ。このような空気孔径分布は、2,3列目の空気孔から

噴出する混合気と燃焼ガスが混合した際の温度を低下させることで、プレートの間隙に発生する後流の可燃混合気の着火を抑制する目的がある。

Fig.4に試験品を示す。試験には3種類の空気孔プレート(Plate A, B, C)を用いた。Plate Aの空気孔径はすべてφ8.0となっており、前報^{2),3)}で報告した平板型表面試験品で燃焼安定性に優れたプレートのひとつであるため、本研究でも比較対象として用いた。これに対し、Plate Bは凸型表面をもち、空気孔径はすべてφ8.0となっている。また、空気孔はPlate Aと等価な旋回角をもっているため、ほぼ同等な形状の火炎が形成されると考える。したがって、Plate AとBの比較により凸型表面の実効性を検討できる。Plate CはPlate Bと同一の凸型表面をもち、空気孔径は1列目がφ8.0,2列目がφ9.5,3列目がφ10.0と半径方向の空気孔径分布をもっている。また、Plate A, Bと等価な旋回角をもっているため、Plate BとCの比較により空気孔径分布の実効性を検討できる。なお、いずれのプレートでも噴孔径φ3.0の燃料ノズルを用いた。

	Plate A	Plate B	Plate C
Perforated Plate			
Surface Shape	Flat	Convex	Convex
Air-Hole Diameter (1st, 2nd, 3rd)	φ8.0, φ8.0, φ8.0	φ8.0, φ8.0, φ8.0	φ8.0, φ9.5, φ10.0
Fuel Nozzle			
Injection-Hole Diameter	φ3.0		

Fig.4 Tested Burner Configurations

3.3 試験燃料と試験条件

CCS-IGCCプラントの合成ガスはCOを含むが、試験では安全性を考慮し、第1次検討として、COを含まず、H₂, CH₄, N₂の3成分から成る試験燃料を用いた。Table 2に試験燃料の組成を示す。試験燃料はCCS 0%, 30%, 90%での合成ガスと単位体積あたりの発熱量を合わせた。CCS 0%, 30%, 90%の試験燃料はそれぞれH₂を40vol.%, 55vol.%, 84vol.%含む。

Table 2 Compositions of Test Fuels

		Test Fuels		
		CCS 0%	CCS 30%	CCS 90%
H ₂	vol.%	40.0	55.0	84.0
CH ₄	vol.%	18.0	15.7	2.0
N ₂	vol.%	42.0	29.3	14.0
Density	kg/m ³ N	0.690	0.528	0.265
Lower Heating Value	MJ/m ³ N	10.8	11.6	9.8
	MJ/kg	15.7	22.0	36.9

Table 3に試験条件を示す。空気流量は、Plate A, Bでは157m³N/h, Plate Cでは空気孔の開口面積の増加分を考慮し170m³N/hとした。空気温度は装置の最大加熱温

度 350°Cに設定し、燃焼器内圧は大気圧、バーナ出口での燃焼ガスの温度は 1500°Cとした。上記の条件のもと、外周燃料比率に対する燃焼特性の変化を検討した。

Table 3 Test Conditions

		Plate A, B	Plate C
Combustion-Air Flow Rate	m ³ N/h	157	170
Combustion-Air Temperature	°C	350	
Pressure in Combustor	MPa	0.1013	
Burner Exit-Gas Temperature	°C	1500	

4. 試験結果とその検討

本章では、まず、比較対象の平板型空気孔プレート Plate A に関して、CCS 0%, 30%, 90%の燃焼特性を検討し、その課題を抽出する。次に、低 NOx 燃焼範囲の拡大を目的に提案した Plate B, Plate C の試験結果と比較し、これらの実効性を検討する。以下に示す図の NOx 排出濃度は実測値を O₂ 濃度 16%に換算した値である。また、燃焼安定性の指標となる燃焼効率 η (%)は入熱量を Q_{in} (kJ/m³N)、出熱量を Q_{out} (kJ/m³N)とし、式(1)で求めた。

$$\eta = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \times 100 \quad (1)$$

なお、出熱量 Q_{out} は式(2)により求めた。

$$Q_{out} = ([CO] \times LHV_{CO} + [THC] \times LHV_{CH_4}) \times G_g \times 10^{-6} \quad (2)$$

ここで、[CO](ppm)、[THC](ppm)はそれぞれ燃焼ガス中の CO 濃度、THC 濃度であり、 LHV_{CO} (kJ/m³N)、 LHV_{CH_4} (kJ/m³N)はそれぞれ CO、CH₄の低位発熱量、 G_g (m³N/m³N)は燃料の単位体積流量あたりの燃焼ガスの体積流量である。なお、本試験では燃焼ガス中の H₂濃度を測定していないため、式(1)で求めた燃焼効率は未燃 H₂分を含まず、実際よりも過大評価される可能性があるが、本研究の主題であるバーナ形状の影響は式(1)で十分評価できると考える。

4.1 平板型空気孔プレートの燃焼特性

空気孔プレート Plate A、バーナ出口ガス温度 1500°Cにおける外周燃料比率に対する NOx 排出濃度の変化を Fig.5 に示す。図の白抜き記号は燃焼騒音が発生せず安定燃焼したデータ、黒記号は燃焼騒音が発生したデータを示す。いずれの CCS の燃料でも、外周燃料比率の増加に伴い NOx 排出濃度は低下する傾向を示す。この傾向は、外周燃料比率が増加すると、均一希薄燃焼の状態に近づくためと考える。外周燃料比率の設計点（以下、この設計比率を均一外周燃料比率と称する）は、Plate A では 83.3%であり、この点でそれぞれの空気孔に供給される燃料と空気の流量比（以下、局所燃空比と称する）がすべて等しくなり、均一希薄燃焼させることができる。したがって、外周燃料比率が均一外周燃料比率に向けて増加すると、均一希薄燃焼の状態に近づき NOx 排出濃度が

低下したと考える。

次に、NOx 排出濃度に対する燃料組成の影響を検討する。CCS が増加すると、NOx 排出濃度は全体的に高くなる。これは CCS が増加すると水素含有率が高くなり燃焼速度が速くなるため、火炎がプレートにより接近したためと考える。火炎がプレートに接近すると、燃料と空気の混合距離が短くなるため、混合が抑制され NOx 排出濃度が高くなったと考える。CCS 0%では、外周燃料比率 60%以上で NOx 排出濃度は目標の 10ppm 以下を満足しているが、CCS 30%, 90%ではそれを満足していない。ただし、平板型表面のクラスタバーナは、CCS 0%から 90%までの幅広い燃料組成に対して火炎の逆流の発生なしに、同一構造により燃焼可能であることを確認した。

燃焼騒音が発生する外周燃料比率は、CCS 0%で 71.8%, CCS 30%で 60.4%, CCS 90%で 52.8%と、CCS が増加すると低くなる。これは CCS が増加すると火炎がプレートにより接近することが原因と考える。火炎がプレートに接近すると、プレート後流の可燃混合気が着火しやすくなるため、より低い外周燃料比率で燃焼騒音が発生したと考える。いずれの CCS でも、NOx 排出濃度をさらに低減するには、燃焼騒音の発生を抑制し、より高い外周燃料比率に設定することが必要である。

Fig.6 に外周燃料比率に対する燃焼効率の変化を示す。いずれの燃料でも、外周燃料比率の増加に伴い燃焼効率は増加する。これは 2, 3 列目空気孔の局所燃空比が増加し、これらの空気孔の下流領域での燃焼効率が増加したためと考える。ただし、いずれの燃料でも燃焼効率は 99.98%以上あり、安定燃焼できることを確認した。

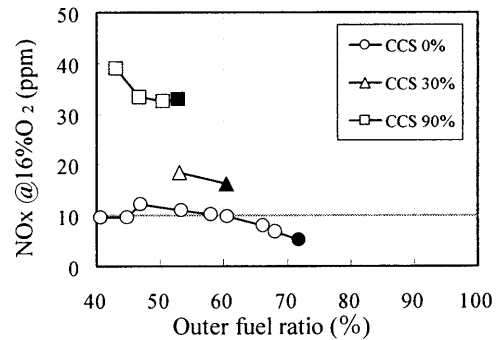


Fig.5 NOx Emissions (Plate A, 1500°C)

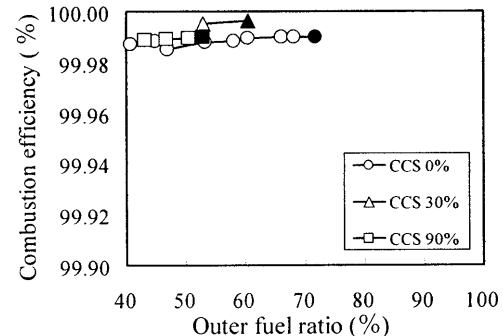


Fig.6 Combustion Efficiency (Plate A, 1500°C)

4.2 凸型表面・空気孔径分布プレートの実効性 CCS 0%試験燃料

Fig.7に、Plate A, B, Cに関して、CCS 0%試験燃料、バーナ出口ガス温度 1500°Cでの外周燃料比率に対するNOx 排出濃度の変化を示す。まず、Plate AとPlate Bを比較し、低NOx 燃焼範囲の拡大に対する凸型表面プレートの実効性を検討する。燃焼騒音が発生する外周燃料比率は、Plate Aの71.8%に対し、Plate Bでは75.2%に増加し、またNOx 排出濃度が低下している。Plate Bの方が設定可能な外周燃料比率が増加し、NOx 排出濃度が低下したのは、凸型表面の効果によるものと考える。Fig.8に、凸型表面をもつPlate Bの下流に形成される流れ場の概念図を示す。プレート表面が凸型となっているため、その表面は火炎から遠ざかる。その結果、着火源となる火炎がプレート後流に流入する可燃混合気から遠ざかり、その混合気の着火が抑制される。さらに、凸型表面により、プレートの後流は縮小し、その表面に沿う流れが形成される。その結果、燃焼騒音発生の原因となるプレートへの火炎付着が抑制される。これらの効果により、燃焼騒音が発生せずに設定できる外周燃料比率が増加したと考える。さらに、凸型プレート表面から火炎面までの燃料と空気の混合距離が増加するため、混合が促進しNOx 排出濃度が低下したと考える。以上から、Plate Bのように表面を凸型とすることにより、燃焼騒音の発生なしに設定できる外周燃料比率を増加させて低NOx 燃焼範囲を拡大でき、さらにNOx 排出濃度も低減できる。

次に、Plate BとPlate Cを比較し、低NOx 燃焼範囲の拡大に対する空気孔径分布の実効性を検討する。Plate Bでは、燃焼騒音発生のため、均一外周燃料比率83.3%に設定できなかった。これに対し、Plate Cでは燃焼騒音が発生せずに設定できる外周燃料比率が増加して、Plate Cの均一外周燃料比率である88.2%に設定でき、その比率でNOx 排出濃度は最小値の3.7ppmとなることを確認した。また、外周燃料比率60%から90%までの広い範囲で目標のNOx 排出濃度10ppm以下を満足している。設定可能な外周燃料比率が増加したのは、Plate Cの2, 3列目の空気孔径が拡大したことで、それらの空気孔からの混合気と燃焼ガスが混合した際の温度が低下し、プレート後流の可燃混合気の着火が抑制されたためと考える。プレート後流の可燃混合気の着火は、1列目空気孔下流の火炎領域から上流に戻ってくる燃焼ガスと2, 3列目の空気孔からの燃料と空気の混合気が混合した際の温度に影響され、その温度が高ければ混合気が着火する可能性が高くなる。Plate Cでは、1列目の火炎からの燃焼ガスに対して、孔径が拡大した2, 3列目の空気孔から多くの空気が供給されるため、それらが混合した際の温度が低下する。その結果、プレート後流の可燃混合気の着火が抑制され、その着火が原因となって発生する燃焼騒音が

抑制されたと考える。以上から、Plate Cのように半径方向に孔径を拡大した空気孔径分布をもたせることにより、燃焼騒音の発生なしに設定できる外周燃料比率を増加させ、低NOx 燃焼範囲を拡大できる。

Fig.9に燃焼効率を示す。Plate CはPlate A, Bよりも燃焼効率が低くなる。これはPlate Cでは2, 3列目の空気孔径が拡大しているため、それらの空気孔の局所燃空比が他のプレートに比べて低く、その下流領域での燃焼効率が低下した結果と考える。しかし、いずれのプレートでも燃焼効率は99.95%以上あり、安定燃焼できることを確認した。

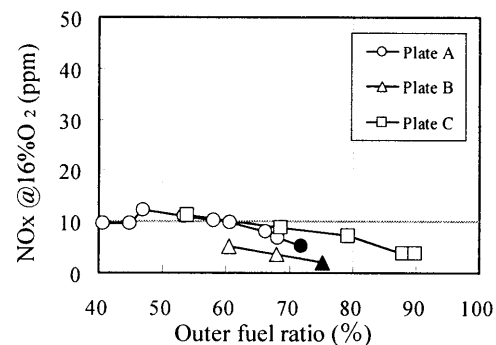


Fig.7 NOx Emissions (CCS 0%, 1500°C)

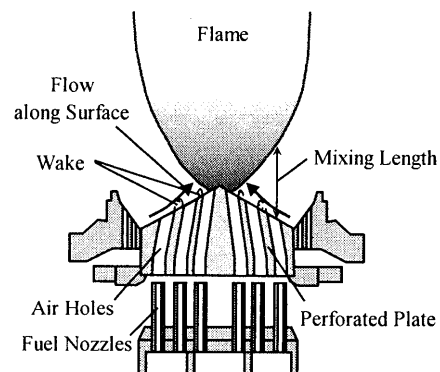


Fig.8 Conceptual Sketch of Flow behind Convex Plate

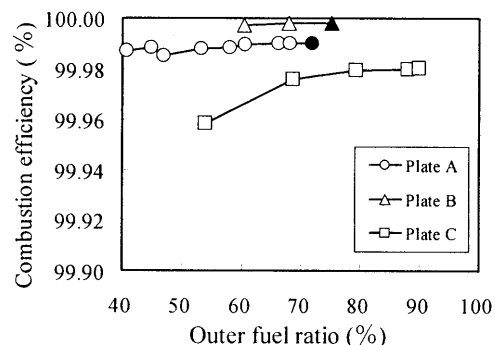


Fig.9 Combustion Efficiency (CCS 0%, 1500°C)

CCS 90%試験燃料

Fig.10にCCS 90%のNOx 排出特性を示す。CCS 90%の場合、燃焼騒音が発生する外周燃料比率は、Plate A, B, Cではそれぞれ52.8%, 53.0%, 57.5%となり、CCS 0%と比べ低くなる。これは、CCS 0%よりも水素含有率が

高い CCS 90%では火炎がプレート近傍にまで接近し、プレート後流の可燃混合気がより着火しやすくなったためと考える。ただし、Plate Cでは燃焼騒音が発生した後、速やかに外周燃料比率を増加させ71.5%以上で騒音が発生しない状態となり、均一外周燃料比率を越えた比率にまで増加させることができた。均一外周燃料比率でのNOx排出濃度は最小値の7.9ppmとなる。この値はCCS 0%の均一外周燃料比率での最小値3.7ppmよりも高いが、これは火炎がプレート近傍にまで接近して混合距離が短くなり混合が抑制されたためと考える。また、CCS 90%に対して、Plate AとPlate BではともにNOx排出濃度は目標の10ppm以下を満足していないが、Plate Cでは外周燃料比率82%以上で目標を満足している。

次に、Plate AとPlate Bを比較する。燃焼騒音が発生する外周燃料比率はほぼ同等となり、高水素含有率のCCS 90%燃料に対しては、CCS 0%と比べると凸型プレートの効果は小さくなる。

次に、Plate BとPlate Cを比較する。燃焼騒音が発生する外周燃料比率はPlate Cの方が高くなり、またPlate Cではその比率を超え均一外周燃料比率にまで設定できた。したがって、半径方向の空気孔径分布もつPlate Cは高水素含有率のCCS 90%燃料に対しても低NOx燃焼範囲の拡大に有効である。

Fig.11にCCS 90%の燃焼効率を示す。Plate CはPlate A, Bより燃焼効率が低く、CCS 0%と同様の傾向を示す。しかし、いずれのプレートでも燃焼効率は99.98%以上あり、安定燃焼できることを確認した。

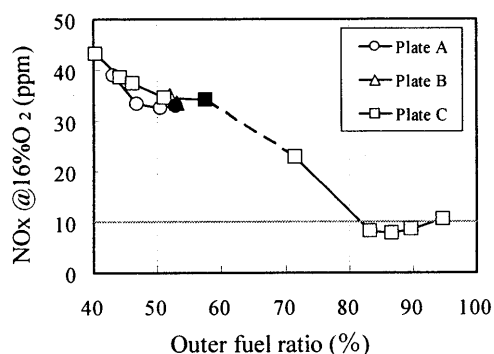


Fig.10 NOx Emissions (CCS 90%, 1500°C)

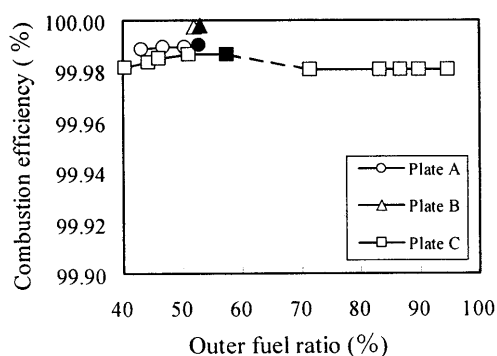


Fig.11 Combustion Efficiency (CCS 90%, 1500°C)

以上から、Plate B, Cのどちらのプレートも、CCS 0%から90%までの幅広い燃料組成に対し、火炎の逆流は発生せず、同一バーナ構造により燃焼可能であることを確認した。また、プレート表面を凸型とすることで、低NOx燃焼範囲を拡大でき、NOx排出濃度を低減できる。さらに、半径方向に孔径を拡大した空気孔径分布をもたせることで、低NOx燃焼範囲を拡大できることを確認した。

5. まとめ

CCS-IGCCプラントの水素リッチ燃料焚きのクラスタバーナを対象に、低NOx燃焼範囲の拡大のためバーナ形状を改良し、その形状の実効性をモデルバーナの大気圧要素試験で検討した。得られた知見を以下にまとめる。

- 凸型表面をもつPlate Bは、平板型のPlate Aと比べて、燃焼騒音の発生なしに設定できる外周燃料比率が増加し、NOx排出濃度が低下するため、凸型表面は低NOx燃焼範囲拡大、およびNOx排出濃度低減に有効である。
- 半径方向に孔径が拡大する空気孔径分布をもつPlate Cは、すべて同じ孔径の空気孔のPlate Bと比べ、燃焼騒音の発生なしに設定できる外周燃料比率が増加するため、空気孔径分布は低NOx燃焼範囲拡大に有効である。

上記の知見をもとに、今後、さらなるNOx排出濃度の低減と、低NOx燃焼範囲の拡大を目的に、プレートの構造最適化を進める予定である。

謝辞

本研究は、独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (New Energy and Industrial Technology Development Organization: NEDO) の委託研究「革新的ゼロエミッション石炭ガス化発電プロジェクト: 石炭ガス化発電用高水素濃度対応低NOx技術開発」により実施した。ここに関係者各位に感謝の意を表す。

参考文献

- 1) Moliere, M.: Benefiting From the Wide Fuel Capability of Gas Turbines: A Review of Application Opportunities, Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30017 (2002).
- 2) 小泉浩美, 百々聡, 浅井智広, 高橋宏和, 吉田正平, 井上洋: 水素リッチ燃料焚き多孔同軸噴流バーナの大气圧燃焼特性, 第37回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2009) pp.31-36.
- 3) Asai, T., Koizumi, H., Dodo, S., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Applicability of a Multiple-Injection Burner to Dry Low-NOx Combustion of Hydrogen-Rich Fuels, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22286 (2010).
- 4) Metz, B., Davidson, O., Coninck, H., Loos, M., and Meyer, L.: Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage, Cambridge University Press (2005).

水素含有燃料焚きガスタービン用ドライ低 NO_x 燃焼器 の燃焼特性

*百々 聡，浅井 智広，小泉 浩美，高橋 宏和，吉田 正平，井上 洋（日立製作所）

Combustion Characteristics of a dry Low NO_x Combustor for Hydrogen-Rich Fuels

* Satoschi DODO, Tomohiro ASAI, Hiromi KOIZUMI, Hirokazu TAKAHASHI,
Shouhei YOSHIDA, and Hiroshi INOUE (Hitachi, Ltd.)

ABSTRACT

An Oxygen-blown integrated coal gasification combined cycle (IGCC) plant with pre-combustion carbon dioxide capture and storage (CCS) is one of the most promising solutions for realizing zero emission coal power generation. In above plant, hydrogen-rich fuels with a wide variation of hydrogen contents are supplied to a gas turbine. To satisfy both lower emission and higher efficiency, a dry low NO_x combustor for hydrogen-rich fuels is required in IGCC with CCS. A prototype combustor based on a multi-hole co-axial jet burner is tested under medium pressure (0.6MPa) to meet above requirement. From the test results, the following conclusions are obtained: (1) The tested combustor allows stable combustion through the variation of fuel simulating 0%, 30% and 50% CCS. (2) The convex shape perforated plate swirler is effective to suppress combustion oscillation, which allows NO_x emissions to be less than 10ppm through the variation of fuel simulating 0%, 30% and 50% CCS.

Key words: IGCC, CCS, Gas Turbine, Combustor, Hydrogen-Rich Fuel, Low NO_x

1. はじめに

石炭は世界に広く分布し埋蔵量も豊富であるため、エネルギーセキュリティ確保の点から石油代替燃料として期待されている。近年、地球温暖化防止策として、そのような石炭焚きの火力発電所からの二酸化炭素 (CO₂) 排出量を削減するため、石炭をガス化しシフト反応により発生するガスの CO₂ 分を回収・貯留 (Carbon dioxide Capture and Storage : CCS) したガスを、燃料としてガスタービンに供給し発電する石炭ガス化複合発電 (Integrated coal Gasification Combined Cycle : IGCC) が注目されている¹⁾。

CO₂ 回収・貯留付き IGCC プラント (以下、CCS-IGCC プラントと称する) には、取り扱うガス中に CO₂ 以外の不活性ガスが少ない酸素吹き IGCC が、CO₂ 回収効率が高く有利である。また、一酸化炭素(CO)シフト反応後の CO₂ 濃度を高めた回収が可能である燃焼前回収法が、高効率ゼロエミッション石炭火力発電として有望である²⁾。このようなプラントではガスタービンに供給される水素含有率は CO₂ 回収率により約 27vol.% から 84vol.% 程度まで幅広く変化し、回収率の増加とともに高水素濃度燃料となる³⁾。このような水素含有燃料は、その主要成分

である水素の燃焼速度が速く、最小着火エネルギーが低いため、予混合燃焼方式で燃焼させると予混合器流路内に火炎が逆流したり、予混合器内で自発火したりする可能性が高くなり、燃焼器の信頼性が低下する恐れがある。また、火炎の逆流や自発火は燃料の燃焼速度や着火性に依存するため、CO₂ 回収率の変化によって燃料の水素濃度が変化すると、これらの現象を防止する条件が変化するため、単一のバーナ構造で対応することは困難である。

一方、拡散燃焼方式では窒素酸化物 (NO_x) の排出量が多くなり環境規制値を満足するために、プラントで発生する窒素 (N₂) に加え、水や蒸気などの希釈剤を燃焼器に噴射する必要がある。この場合、発電効率が低下するとともに、噴射設備等で初期コストが上昇し、プラントの成立性に対し障害となる。したがって、高効率ゼロエミッション石炭火力発電の実現には、CO₂ 回収率により水素含有率が幅広く変化する水素含有燃料に対して、同一のバーナ構造により NO_x 排出濃度を低減し、希釈剤を不要にすることが可能な革新的ドライ低 NO_x 燃焼器が必要である。

上記の課題に対し、筆者らは多孔同軸噴流バーナ (以下、クラスタバーナと称する) を CCS-IGCC プラントか

ら発生する燃料を模擬した水素含有燃料に適用し、大気圧下の要素試験により高水素濃度燃料に対しても火炎の逆流なしに安定燃焼できることを確認した⁴⁾。また、上記バーナの低NO_x性能を発揮させるためには、燃焼騒音発生抑制が重要であることを報告した⁵⁾。

本報では大気圧下の要素試験^{4)~6)}を踏まえ、クラスタバーナを複数本配置した実機ガスタービンに搭載可能なドライ低NO_x燃焼器を試作し、燃焼器入口空気圧力0.6MPaの条件下でCCS-IGCCプラントを模擬した水素含有燃料の燃焼特性を検討した。燃焼試験におけるNO_x排出濃度の低減目標値は16%O₂換算で10ppmである。本報はこれらの試験結果を報告する。

2. CO₂回収・貯留付きIGCCプラント

2.1 プラントの系統概略

Fig.1に本研究で対象とするプラントの構成の概略を示す。本プラントは燃焼前回収方式の酸素吹きCCS-IGCCプラントである。本プラントは、空気分離設備、ガス化炉、ガス精製設備、CO₂回収設備、およびコンバインドサイクルプラントから構成される。空気分離設備は、プラント起動用圧縮機からの空気またはガスタービンの抽気空気を原料として酸素(O₂)を生成する。ガス化炉は、発生したO₂を酸化剤として石炭をガス化し、合成ガスを生成する。ガス精製設備は、合成ガス中の不純物を除去し、精製合成ガスを生成する。CO₂回収設備の非運転時はこの精製合成ガスが燃料としてガスタービンに供給される。CO₂回収設備は、シフト反応器において合成ガス中の一酸化炭素(CO)を水蒸気とシフト反応させることによりCO₂と水素(H₂)に変換し、発生したCO₂を回収する。CO₂回収後の合成ガス(水素リッチガス)は燃料としてコンバインドサイクルプラントのガスタービンに供給される。

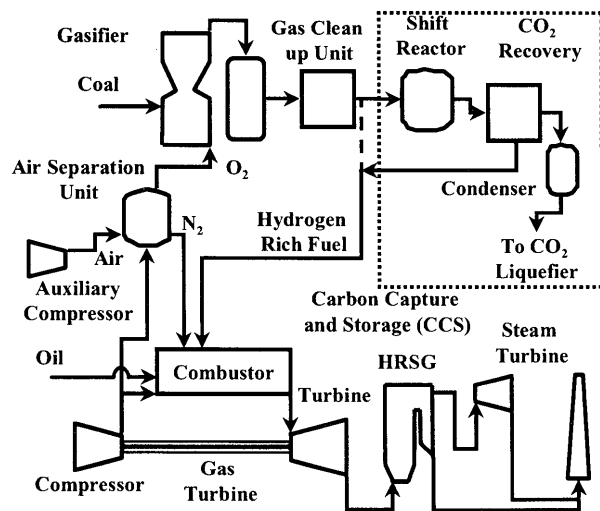


Fig.1 Schematic Diagram of Oxygen-Blown IGCC Plant with CCS

Table 1 Compositions of Hydrogen-Rich Gas in IGCC Plant with CCS

		LNG	Carbon Capture Rate		
			CCS 0%	CCS 30%	CCS 50%
H ₂	vol.%	0.0	26.5	45.5	58.0
CO	vol.%	0.0	60.0	43.0	30.5
CH ₄	vol.%	88.4	1.0	1.0	1.0
C _m H _n	vol.%	11.6	0.0	0.0	0.0
Inert Gas (N ₂ ,CO ₂)	vol.%	0.0	12.5	10.5	10.5
Density	kg/m ³ N	0.826	0.937	0.717	0.575
Lower Heating Value	MJ/m ³ N	41.0	10.8	10.7	10.5
	MJ/kg	49.6	11.5	14.9	18.3

2.2 プラントの合成ガスの特性

Table 1にCCS-IGCCプラントでガスタービンに供給される燃料の組成例³⁾を液化天然ガス(Liquefied Natural Gas : LNG)と比較して示す。CO₂回収率によって燃料組成は変化する。回収率0%(CCS 0%)の場合の燃料は、H₂を27vol.%, COを60vol.%含む。発熱量はメタン(CH₄)を主成分とするLNGの約1/4であり、LNGと同一の燃焼ガス温度を得るのに必要な燃料流量は約4倍である。CCS 30%の燃料はH₂を46vol.%, COを43vol.%含む、CCS 50%では、H₂を58vol.%含む高水素濃度燃料となる。

3. 試験方法および試験品

本研究の燃焼器は大気圧要素試験結果^{4)~6)}をもとに設計した。大気圧要素試験^{4)~6)}では単一のクラスタバーナにより、CCS-IGCCプラントを模擬した水素含有燃料の燃焼特性を検討した。この知見をもとにクラスタバーナを複数本配置した実機ガスタービンに搭載可能な燃焼器を試作し、CCS-IGCCプラントを模擬した水素含有燃料の燃焼特性を検討した。

3.1 供試ドライ低NO_x燃焼器

Fig.2に試作したドライ低NO_x燃焼器の同軸噴流ノズル部を示す。試作した燃焼器は、中央にガスタービンの起動および部分負荷の運用とメインバーナの保炎強化に用いるパイロットバーナを配置し、その周囲に大気圧要素試験により検討したクラスタバーナを6本配置したマルチクラスタ形式の燃焼器である。CCS-IGCCプラントは、先ず油燃料などの起動用燃料でガスタービンを起動し、その発電出力やガスタービン排ガスを利用して石炭ガス化炉を起動させ、起動完了後にガス化炉の運用を開始し、ガス精製設備およびCO₂回収貯留設備を経て、燃焼器に水素含有燃料が供給されるシステムである。このため、ガスタービンは軽油などの起動用燃料焼き運転条件の部分負荷で待機する必要がある。そこでパイロットバーナの中央には、起動から部分負荷までの運用を可能とする油ノズルを備え、その外周には空気孔と燃料ノズルが一対となった同軸噴流バーナを2列配置し、油専焼、油/ガ

スの混焼, ガス専焼を可能にするとともに, ガス焚きでの低 NO_x 燃焼が可能となる構造とした。一方, メインバーナは同心円状に 3 列の同軸噴流バーナで構成し, メインバーナの保炎用である最内周 (第 1 列) と, 低 NO_x 燃焼用の外周 (第 2,3 列) の同軸噴流バーナで構成した。

メインバーナを構成する空気孔プレートは平板形状の空気孔プレートその他, 大気圧要素試験において燃焼騒音の発生を抑制し良好な低 NO_x 燃焼性能を示した⁶⁾凸型形状の 2 種類を製作し, 燃焼特性を比較した。Fig.3 にメインバーナの同軸噴流ノズル部の拡大図を示す。以後, 図 3(a) に示す平板型空気孔プレートを備えた燃焼器を平板型マルチクラスタ燃焼器, 図 3(b) に示す凸型空気孔プレートを備えた燃焼器を凸型マルチクラスタ燃焼器と称する。メインバーナの空気孔仕様は大気圧要素試験⁶⁾と同等であるが, 3 列目空気孔は隣接するメインバーナの空気孔と干渉しないように非対称に 6 個を欠く配置とした。燃料ノズルは円管状で噴孔径はφ3.0mm であり, ノズル先端を空気孔内に 4.5mm 挿入した位置に配置した。

3.3 試験装置

Fig.4 に前述したマルチクラスタ燃焼器を試験した試験装置の概略を示す。燃焼空気は圧縮機から吐出された圧縮空気を予熱燃焼器, 熱交換器からなる空気加熱装置

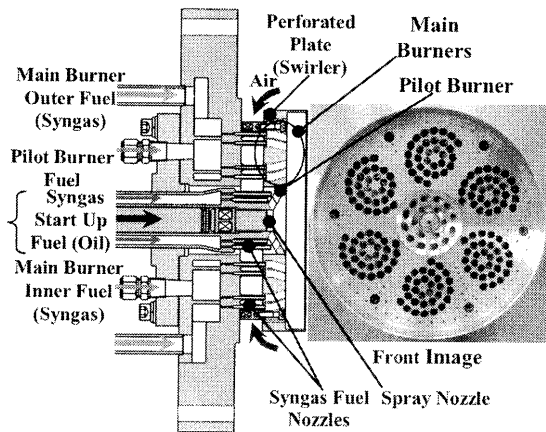


Fig.2 Schematic View of Multi Cluster Burner Nozzle

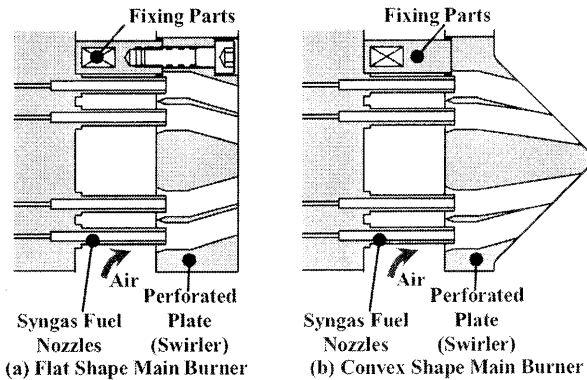


Fig.3 Detailed View of Main Burner Nozzles

において設定温度まで加熱した後, オリフィスにて流量を測定し, 流量調節弁にて流量調節後, 燃焼器へ供給した。燃焼器内圧力は燃焼器の下流に設けた背圧弁で調節した。入口空気温度, 燃焼ガス温度は熱電対で測定し, 燃焼ガスの組成は計測ダクトに設けたサンプリング管を介し, 排ガス分析計 (MEXA-7100:堀場製作所) にて, NO_x, CO, THC(全未燃炭化水素 Total Hydro-Carbon), O₂, CO₂ の 5 成分を測定した。火炎の状況は, 燃焼器尾筒開口部に挿入した光学筒からビデオカメラを用いて観察した。また, 燃焼振動は燃焼器ライナ壁内面まで挿入した導圧管を分岐し, 一方に歪ゲージ式圧力センサを他方にダンピングチューブを設置し, 計測配管内の反射波の発生を防止して, 燃焼器内圧を測定し FFT アナライザで分析した。

一方, 燃料は水素セルフローダ, メタンセルフローダおよび窒素タンクからそれぞれ供給し, 単体ガスの流量を測定後, 混合することで所定のガス組成に調整した。混合した燃料は中央バーナ燃料, メインバーナの内周燃料およびメインバーナの外周燃料として各燃料ノズルへ供給した。本試験では, メインバーナの内周燃料と外周燃料の比率を変化させ, 外周燃料比率に対する NO_x 排出特性について検討した。

3.3 試験条件および試験用燃料

Table 2 に試験条件を示す。CCS-IGCC プラントの合成ガスは CO を含むが, CO の大量調達ができないため本研究では, H₂, CH₄, N₂ の 3 成分から成る試験燃料を用いた。試験用燃料は CO₂ 回収率 (CCS) 0%, 30%, 50% 条件における組成を想定し, 単位体積あたりの低位発熱量を合わせる方針で成分を調整した。

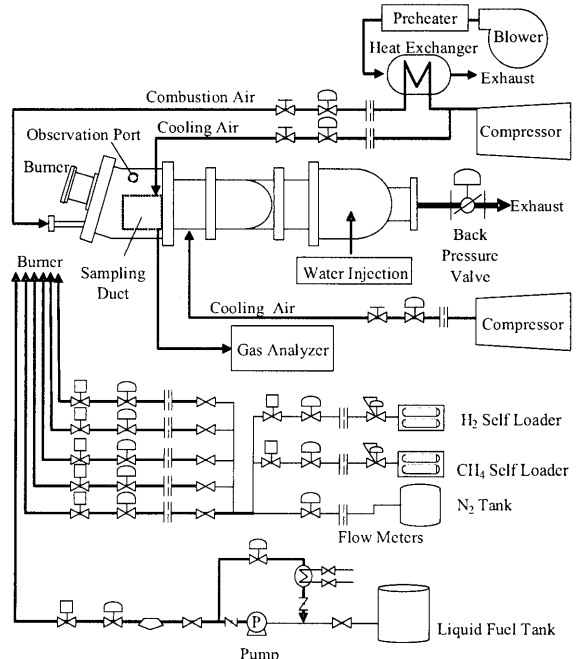


Fig.4 Schematic View of Experimental Apparatus

Table2 Experimental Conditions under Medium Pressure

Item	Unit	Carbon Capture Rate		
		CCS 0%	CCS 30%	CCS 50%
Gas Turbine Load	%	100		
Air Flow Rate	kg/s	2.9		
Inlet Air Temperature	°C	387		
Inlet Air Pressure	MPa	0.6		
H ₂	vol.%	40	55	65
CH ₄	vol.%	18	16	6
N ₂	vol.%	42	29	29
Lower Heating Value	MJ/m ³ N	11	12	9

4. 試験結果

4.1 平板型マルチクラスタ燃焼器の部分負荷燃焼特性

Fig.5に平板型マルチクラスタ燃焼器のCCS 0%燃料を燃焼した場合の部分負荷条件における NOx 排出特性を示す。想定されるIGCCプラントのガスタービンの運転を模擬して、起動から定格負荷条件までを以下の方法で

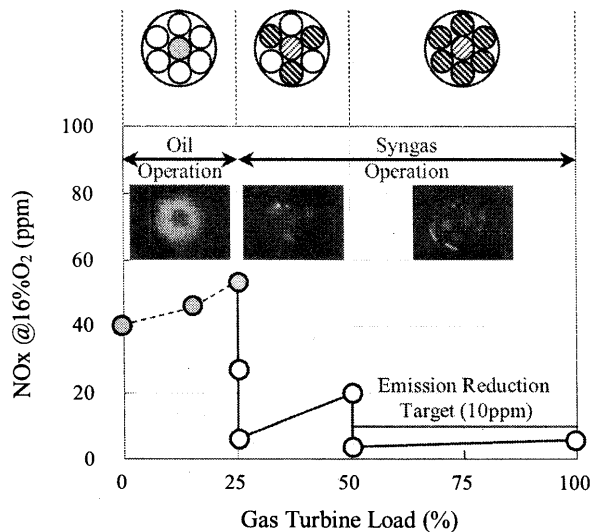


Fig.5 NOx Emission Characteristics during Partial Load Condition (CCS 0%)

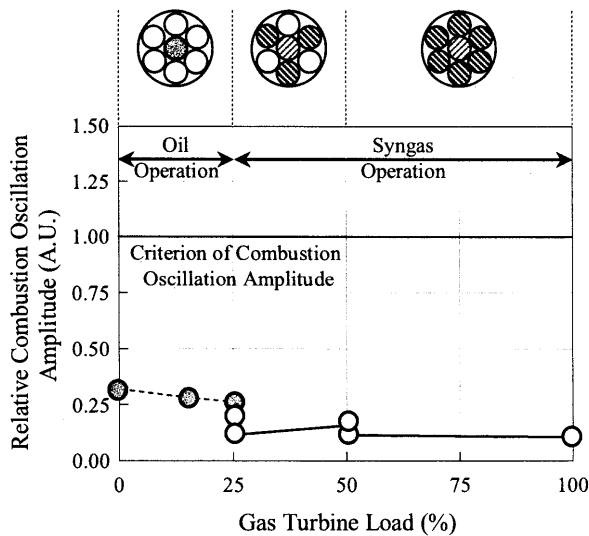


Fig.6 Combustion Oscillation Characteristics during Partial Load Condition (CCS 0%)

運転した。まずパイロットバーナを起動用燃料である軽油で着火し、25%負荷条件まで負荷上昇した。25%負荷条件では、パイロットバーナにおいて油燃焼からガス燃焼へと燃焼モードを切り替え、さらに外周に設けたメインバーナ3個にガス燃料を供給し、パイロットバーナとメインバーナ3個の燃焼モードに切り替えた。同様の燃焼モードで燃料流量を増加させ、50%負荷条件まで負荷を上昇させた。50%負荷条件において、残り3個のメインバーナに燃料を供給し、全バーナによる燃焼モードで定格負荷条件まで負荷上昇した。

試作した平板型マルチクラスタ燃焼器は、試験した全ての条件で、火炎の逆流や吹き消えなどの不安定現象は発生せず部分負荷においても安定に燃焼した。

軽油焚きのNOx排出濃度は、0%負荷条件で40ppm、25%負荷条件で54ppmに増加する。25%負荷条件でパイロットバーナの燃焼モードを油燃焼からガス燃焼へ切り替えると、クラスターバーナによる低NOx燃焼によりNOx排出濃度は27ppmまで減少し、さらに外周のメインバーナ3個を燃焼させることでNOx排出濃度は6ppmまで減少する。その後、負荷上昇により50%負荷条件でのNOx排出濃度は20ppmまで増加するが、50%負荷条件で残り3個のメインバーナも燃焼させることでNOx排出濃度は4ppmに減少し、全バーナ燃焼による50%負荷以上の範囲で、10ppm以下の低NOx燃焼が可能なことを確認した。

Fig.6に平板型マルチクラスタ燃焼器のCCS 0%燃料を燃焼した場合の部分負荷条件における燃焼振動特性を示す。燃焼振動振幅は管理値に対して十分低く、燃焼安定性は良好である。

4.2 平板型マルチクラスタ燃焼器の定格負荷燃焼特性

Fig.7に平板型マルチクラスタ燃焼器の定格負荷における16%O₂に換算したNOx排出特性を示す。図示した最大のメインバーナ外周燃料比率(CCS 0% : 85%, CCS 30% : 78%, CCS 50% : 73%)は、燃焼振動が振動せず、安定燃焼可能な最大のメインバーナ外周燃料比率を表す。

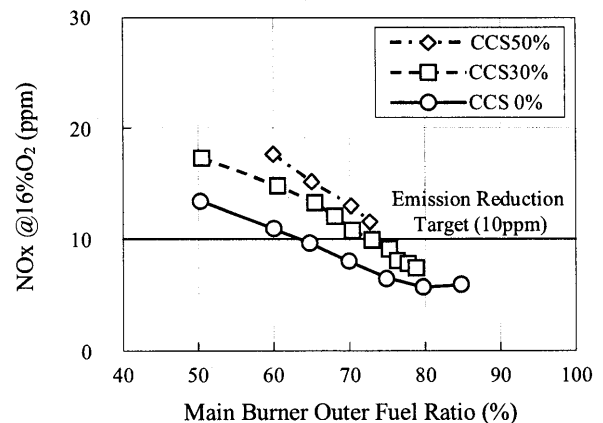


Fig.7 NOx Emission Characteristics of Flat Type Multi Cluster Combustor

平板型マルチクラスタ燃焼器は、試験した全ての条件において、燃焼効率は99.99%を上回っており、火炎の逆流や吹き消えなどの不安定現象は発生せず安定に燃焼した。

いずれのCCS条件の燃料においても、メインバーナ外周燃料比率の増加に伴いNOx排出濃度は低下する傾向を示す。CCS0%のNOx排出濃度は、外周燃料比率が60%で11ppm、70%で8ppm、80%で6ppmとなり、外周燃料比率80%で最も低い値を示す。外周燃料比率が65%以上でNOx排出濃度が10ppm以下となる結果が得られた。

CCS30%のNOx排出濃度は、外周燃料比率78%で8ppmと最も低くなり、外周燃料比率が73%以上の条件でNOx排出濃度が10ppm以下となることを確認した。

しかしCCS50%においては、外周燃料比率が73%の条件でNOx排出濃度は12ppmであった。上記のようにCO₂回収率が大きくなると、すなわち燃料中の水素濃度が高くなると、設定可能な最大の外周燃料比率は減少し、同一の外周燃料比率におけるNOx排出濃度、およびそれぞれCCSの最大外周燃料比率におけるNOx排出濃度は増加する傾向にあることを確認した。

Fig.8に平板型マルチクラスタ燃焼器の燃焼振動特性を示す。CCS0%では燃焼振動振幅は管理値に対して十分低く燃焼振動特性は良好であったが、CCS30%では78%より大きい外周燃料比率を設定すると急激に燃焼振動振幅が増大した。CCS50%では73%より大きい外周燃料比率を設定すると急激に燃焼振動振幅が増大した。

上記のような燃焼振動は、以下に述べる機構によって発生していると考えられる。すなわち、水素濃度の高い燃料に対して外周燃料比率を増加すると、外周側の同軸噴流ノズルから供給される混合気の当量比が増加し、燃焼速度が増加するため火炎が空気孔プレートに接近する。このようにして空気孔プレートに接近した火炎が、空気孔プレートの後流に流入した可燃混合気に、着火することにより、空気孔プレートに火炎が付着したり、離脱したりすることが原因と考える。

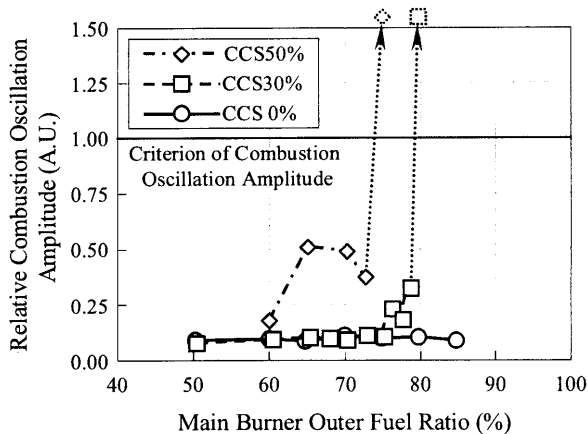


Fig.8 Combustion Oscillation Characteristics of Flat Type Multi Cluster Combustor

4.3 凸型マルチクラスタ燃焼器の定格負荷燃焼特性

平板型マルチクラスタ燃焼器では燃焼振動の発生により、低NOx燃焼の可能な運転条件範囲を十分に確保できず、CCS50%に関してNOx低減目標を達成できなかった。そこで大気圧要素試験で燃焼騒音発生抑制に効果があり、低NOx燃焼性能も良好であった凸型空気孔プレートを備えた凸型マルチクラスタ燃焼器を試作し、燃焼試験に供した。

Fig.9に凸型マルチクラスタ燃焼器の定格負荷における16%O₂に換算したNOx排出特性を示す。凸型マルチクラスタ燃焼器も、試験した全ての条件において燃焼効率は99.99%を上回っており、水素濃度が65vol.%となるCCS50%条件においても、火炎の逆流や吹き消えなどの不安定現象は発生せず安定に燃焼した。

CCS0%およびCCS30%では急激な燃焼振動振幅の増大などなく安定に燃焼し、外周燃料比率90%まで試験した。CCS50%に関しては外周燃料比率87%以上で燃焼振動振幅が急激に増加する挙動を示したため、85%を最大の外周燃料比率とした。平板型マルチクラスタ燃焼器と同様に、いずれのCCS条件の燃料においても、メインバーナ外周燃料比率の増加に伴いNOx排出濃度は低下する傾向を示す。CCS0%のNOx排出濃度は、外周燃料比率が60%で11ppm、70%で8ppm、80%で5.4ppmとなり、外周燃料比率80%で最も低い値を示す。また、外周燃料比率が65%以上でNOx排出濃度が10ppm以下となる結果が得られた。さらに、最も低いNOx排出濃度は、平板型マルチクラスタ燃焼器よりも減少しており、大気圧燃焼試験において見出した凸型空気孔プレートによるNOx低減効果を確認した。

CCS30%のNOx排出濃度は、外周燃料比率80%で5.8ppmと最も低くなり、外周燃料比率が70%以上の条件でNOx排出濃度が10ppm以下となることを確認した。平板型マルチクラスタ燃焼器では、最大外周燃料比率は78%までであったが、凸型空気孔旋回プレートを採用することで、安定燃焼範囲が拡大し外周燃料比率を90%ま

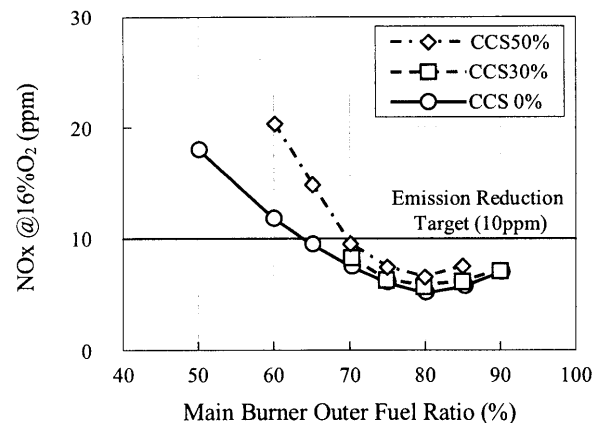


Fig.9 NOx Emission Characteristics of Convex Type Multi Cluster Combustor

で設定可能であり、その結果、NO_x 排出濃度の最低値は 8ppm から 5.8ppm まで低減している。また、CCS 条件の違いによる NO_x 排出濃度の差も縮小しており、混合度の高い希薄燃焼が実現できていると考える。

さらに、CCS 50%においても外周燃料比率が 80%の条件で NO_x 排出濃度は 6.5ppm まで低下し、NO_x 低減目標値である 10ppm 以下を達成した。

Fig.9 に平板型マルチクラスター燃焼器の燃焼振動特性を示す。凸型空気孔回転プレートを備えた燃焼器で、安定燃焼範囲が拡大して設定可能な最大外周燃料比率が拡大しており、大気圧要素試験で見出した凸型空気孔プレートによる燃焼振動抑制効果を確認した。

安定燃焼範囲が拡大したのは、下記の 2 つの要因によると考える。第一に、空気孔プレートを凸型形状にすることで、着火源となる火炎からプレート表面、特に空気孔が多く配置される外周領域を遠ざけることで、プレートの間隙に発生する後流の可燃混合気の着火を抑制できたことである。第二に空気孔プレート表面が燃焼室側に突出させたことで、プレート後流を縮小するとともに、空気孔プレートの表面に沿う流れを形成することで、プレートへの火炎付着を抑制できたものと考えられる。

5. まとめ

CCS-IGCC プラント対応ガスタービン用水素含有燃料焚きドライ低 NO_x 燃焼器を試作し、燃焼器入口空気圧力 0.6MPa 条件で燃焼特性を検討した結果、以下の知見が得られた。

- (1) 試作したドライ低 NO_x 燃焼器は CCS 0%を模擬した試験用燃料に対して、部分負荷および定格負荷のいずれの条件においても、火炎の逆流や失火などの不安定現象を起こすことなく安定に燃焼した。

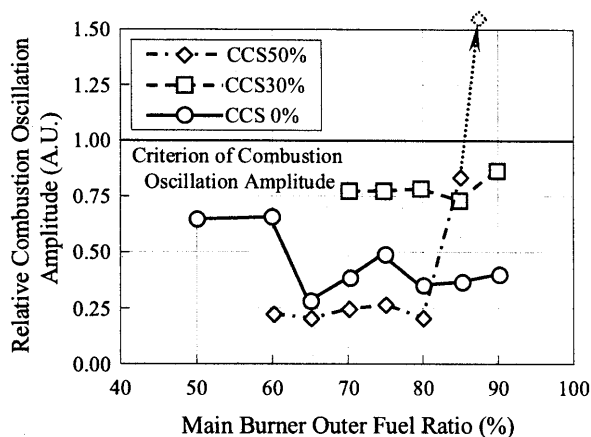


Fig.10 Combustion Oscillation Characteristics of Flat Type Multi Cluster Combustor

- (2) 試作したドライ低 NO_x 燃焼器は、平板型、凸型ともに CCS 0%, CCS 30%および CCS 50%を模擬した試験も、同一の構成で火炎の逆流や失火などの不安定現象を起こすことなく安定に燃焼した。

- (3) メインバーナの空気孔プレートを燃焼室側に突出させることが燃焼振動の抑制に効果的であり、安定燃焼範囲が拡大した結果、CCS0%, CCS30%および CCS50%を模擬したいずれの試験用燃料に対しても 10ppm を下回る NO_x 排出濃度を達成した。

謝辞

本研究は、独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (New Energy and Industrial Technology Development Organization : NEDO) の委託研究「革新的ゼロエミッション石炭ガス化発電プロジェクト: 石炭ガス化発電用高水素濃度対応低 NO_x 技術開発」により実施した。ここに記載して感謝の意を表す。

参考文献

- 1) Moliere, M.: Benefiting From the Wide Fuel Capability of Gas Turbines: A Review of Application Opportunities, Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30017 (2002).
- 2) Metz, B., Davidson, O., Coninck, H., Loos, M., and Meyer, L.: Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage, Cambridge University Press (2005).
- 3) NEDOほか: 「平成 16 年度クリーン・コール・テクノロジー推進事業 石炭ガス化を核とするコプロダクションシステムに関する調査」調査報告書: (2005)
- 4) 小泉浩美, 百々聡, 浅井智広, 高橋宏和, 吉田正平, 井上洋: 水素含有燃料焚き多孔同軸噴流バーナの大气圧燃焼特性, 第 37 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2009) pp.31-36.
- 5) Asai, T., Koizumi, H., Dodo, S., Takahashi, H., Yoshida, S., Inoue, H.: Applicability of a Multiple-Injection Burner to Dry Low-NO_x Combustion of Hydrogen-Rich Fuels, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22286 (2010).
- 6) 浅井智広, 百々聡, 小泉浩美, 高橋宏和, 吉田正平, 井上洋: 水素含有燃料焚き多孔同軸噴流バーナの大气圧燃焼特性(第 2 報), 第 38 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2010) 掲載予定

LNG 焼き H25 ガスタービン用ドライ低 NO_x 燃焼器の要素技術開発

*三浦 圭祐, 阿部 一幾, 斉藤 武雄, 小金沢 知己, 小山 一仁 (日立)

Development of Elemental Technologies of Dry Low NO_x Combustor for LNG-fueled H25 Gas Turbine

* Keisuke MIURA, Kazuki ABE, Takeo SAITO, Tomomi KOGANEZAWA, Kazuhito KOYAMA (Hitachi.Ltd)

ABSTRACT

Dry low NO_x combustor for the Hitachi H25 gas turbine, which is composed of multiple coaxial fuel/air nozzles, has been developed. This burner is named “Multi Cluster Nozzle Burner”. In this study, the combustion characteristics of an model burner which has same structure as outer burner of the Multi Cluster Nozzle Burner were investigated. As fuel ratio of fuel nozzles on the 1st circumference was turned down to make the flow rate distribution uniform, NO_x emission was reduced. But in some cases the flame lifted, or in other cases the combustion oscillation increased sharply due to the flame stick on the whole surface of swirl plate before becoming uniform. The Multi Cluster Nozzle Burner was also tested under medium pressure condition (0.7MPa) at the combustor exit gas temperature of 1300°C. NO_x emission at the full load condition in the H25 gas turbine was supposed to be 6.7ppm(15%O₂).

Key words: Gas Turbine, Combustor, Low NO_x, LNG

1. はじめに

環境保全の観点からガスタービン燃焼器には NO_x（窒素酸化物）排出量の低減が求められてきた。燃焼器では予め燃料と空気を混合した状態で燃焼させる希薄予混合燃焼方式を採用することで、拡散燃焼方式よりも飛躍的に NO_x 排出量が低減されてきた。しかし、NO_x 排出量の環境規制値は年々厳しくなっており、さらなる NO_x 排出量の低減が求められている。

そこで著者らは短い予混合距離で燃料と空気を急速混合できる多孔同軸ノズルバーナ（以下クラスタバーナと表記）を提案し、NO_x 排出量 9ppm 以下を目標に日立製作所の H25 ガスタービン用 LNG 焼きドライ低 NO_x 燃焼器として開発を進めてきた^{1)~3)}。クラスタバーナは従来の予混合燃焼器に比べて予混合距離が短く耐逆火性に優れており、DME（ジメチルエーテル）や水素を多量に含む燃料についても逆火することなく安定に燃焼できることを確認している^{4)~6)}。クラスタバーナの更なる低 NO_x 化を進めることで、多様な燃料に対しても低 NO_x で信頼性の高い燃焼器として提供できるものと考えている。

本研究では、これまでの研究²⁾³⁾で燃焼特性を評

価し燃焼特性に優れた構造の単一モデルバーナを対象に、高圧力条件下で燃焼ガス温度をパラメータに燃焼特性を検討した。また、単一モデルバーナの構造をもとに Fig.1 に示す実寸大のマルチクラスタバーナを試作し、H25 ガスタービンの定格負荷条件における NO_x 排出特性や燃焼振動特性などの燃焼特性を検討した。

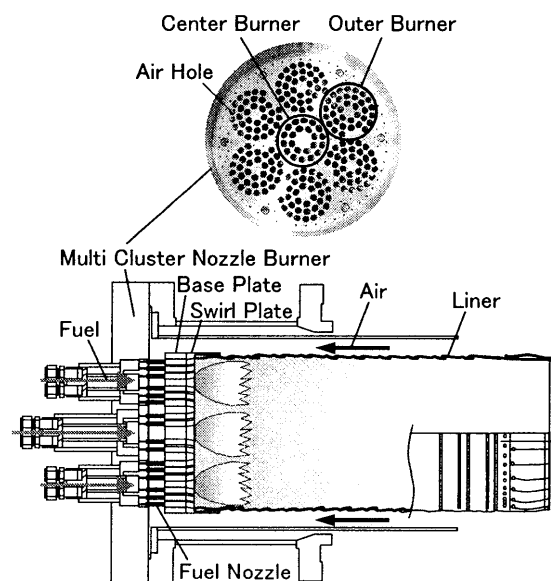


Fig.1 Multi Cluster Nozzle Burner⁵⁾

2. クラスタバーナ

クラスタバーナは、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る。燃料ノズルと空気孔は同軸上に配置されており、Fig.2 に示す1本の同軸ノズルを構成している。燃料ノズル先端にはリブを取り付けており、周囲を流れる空気流に乱れを発生することで非常に短い距離で燃料と空気を混合し、燃焼室へ予混合気を均等に供給することができる。また、空気孔出口では急拡大によって流れに乱れが生じ、燃料と空気の混合が一段と促進される。

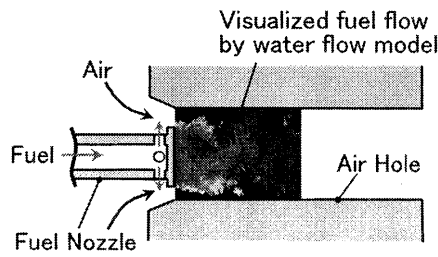


Fig.2 Coaxial Nozzle

3. 単一モデルバーナ燃焼試験

3.1 バーナ構造

単一モデルバーナ燃焼試験で用いたクラスタバーナは、これまでの要素試験²³⁾により燃焼特性を向上させた構造であり、本研究では高圧力場での燃焼ガス温度をパラメータに燃焼特性を検討した。

Fig.3 に概略構造を示す。燃料ノズルおよび空気孔は3列の同心円周上に配置され、それぞれ中心から1列目6個、2列目12個、3列目18個となっている。本試験に用いたバーナでは、燃料ヘッダ内部が2室に分かれている。内周側のヘッダは1列目6本の燃料ノズルに燃料を供給し、外周側のヘッダは2,3列目の燃料ノズルに燃料を供給しており、それぞれに供給する燃料流量は個々に調節することができる。

空気孔プレートはベースプレートと旋回プレートの2枚のプレートから構成される。旋回プレ-

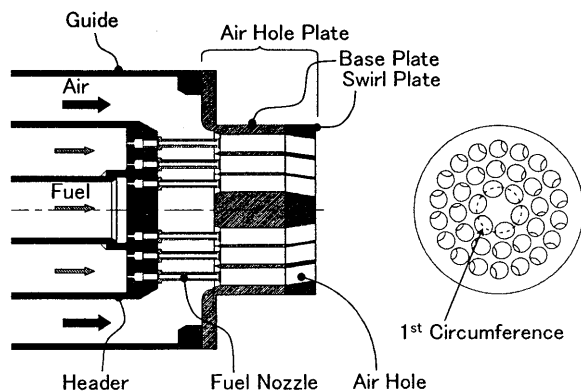


Fig.3 Model Burner

トの空気孔はバーナ中心軸に対し傾斜しており、バーナ下流に旋回流を形成することにより火炎を保炎している。そのため、空気孔の傾斜角はバーナの燃焼安定性を左右する主要検討項目であり、これまでの研究の中で燃焼安定性に優れた1列目 32.5° 、2列目 27° 、3列目 23° を採用した。

3.2 試験装置および試験条件

試験装置の断面と燃料、空気供給系統の概略図をFig.4 に示す。燃焼室の内径は $\phi 200$ で、燃焼室壁面は水により冷却している。燃焼空気は圧縮機によって圧縮された空気を予熱燃焼器、熱交換器からなる空気加熱装置により設定温度まで昇温した後、流量計測オリフィス、流量調節弁を介して燃焼器に供給する。燃焼空気の温度はバーナ入口部でT/C(熱電対)により計測した。燃焼室内の圧力は、燃焼室下流に設けた背圧弁の開度を調節することにより1.5MPaまで昇圧することができる。

燃料には天然ガスを使用し、燃焼室で燃焼した後の排気ガスを燃焼室下流のサンプリング管により抽気し、(株)堀場製作所製のガス分析装置MEXA7100によりNO_x、CO(一酸化窒素)、THC(全炭化水素)、O₂(酸素)、CO₂(二酸化炭素)の各濃度を計測した。

燃焼振動は、燃焼室内部に挿入した $\phi 6$ の計測配管を分岐し、一方に圧力変換器を、他方にダンピングチューブを設置し、計測配管内の反射波の発生を防止して計測した。

本研究の試験条件をTable1に示す。燃焼器圧力1.5MPa、入口空気温度 397°C の条件で試験した。燃焼ガス温度や36本の燃料ノズルに供給する燃料流量に対し、中心から1列目6本の燃料ノズル

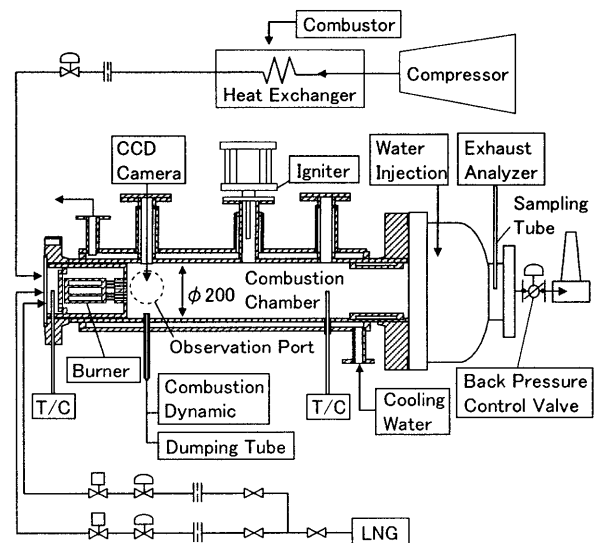


Fig.4 Test Equipment

Table1 Test Condition(1)

Pressure	1.5MPa
Inlet Air Temperature	397°C

に供給する燃料流量の割合（以下1列目燃料比率と表記）をパラメータに燃焼特性を検討した。

3.3 試験結果

燃焼ガス温度 1350°C, 1400°C, 1450°C, 1490°C の各温度条件において、1列目燃料比率を変えて試験した。NOx 排出特性を Fig.5 に、燃焼振動特性を Fig.6 に示す。横軸は1列目燃料比率で、16.7%では全ての燃料ノズルに燃料が均一に供給される。縦軸は 15%O₂ に換算した NOx 排出量と燃焼振動の圧力変動値である。白抜き点の点は火炎がリフトした条件である。

1列目燃料比率 16.7% より大きな条件では、1列目の局所燃空比はバーナ全体の平均値より高いため、1列目燃料比率の低下とともに燃料濃度分布が均一化し、NOx 排出量が低下している。しかし、燃焼ガス温度 1490°Cでは1列目燃料比率24%、1450°Cでは1列目燃料比率 23.5%で燃焼振動が増大し、これより1列目燃料比率を下げる事ができなかった。Fig.7 の観察火炎に示すように燃焼振動が発生していない条件(a)では1列目空気孔出口周囲のみに火炎が保炎しているが、燃焼振動が発生した条件(b)では2, 3列目空気孔出口にも火炎が保炎しており、火炎形状の変化によって燃焼振動が発生したと考える。一方、燃焼ガス温度 1350°C, 1400°Cでは、2, 3列目空気孔出口に保炎することなく1列目燃料比率 20.5%, 22.2%で火炎がリフトした。

今後は、燃焼ガス温度 1450°C以上の条件でも NOx 排出量 9ppm 以下で安定に燃焼する範囲を拡大するため、旋回プレートの出口端面の形状を含めて改良を進め、安定燃焼範囲のさらなる拡大を図る。

4. マルチクラスタバーナ燃焼試験

4.1 マルチクラスタバーナ構造

単一モデルバーナ試験で燃焼特性を評価したマルチクラスタバーナをもとに試作したマルチクラスタバーナの詳細構造について説明する。Fig.1 に示すようにマルチクラスタバーナは中央バーナと6つの外側バーナから構成される。試作したマルチクラスタバーナの外側バーナは、3列目の同軸ノズルの個数が16個となっている以外はほぼ同一構造である。燃料供給系統は1列目燃料ノズルと2, 3列目燃料ノズルで別々になっている。空気孔プレ

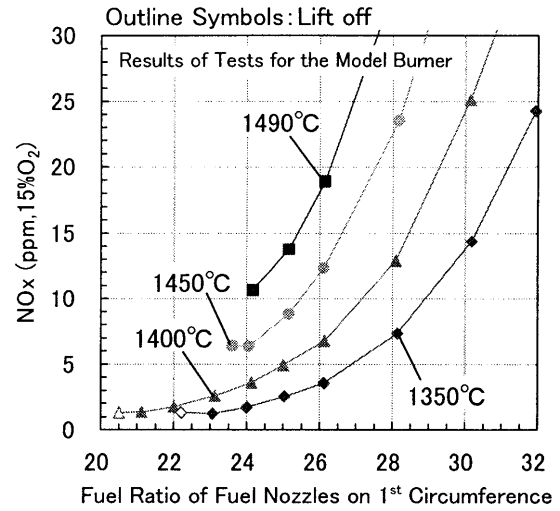


Fig.5 Characteristics of NOx Emission

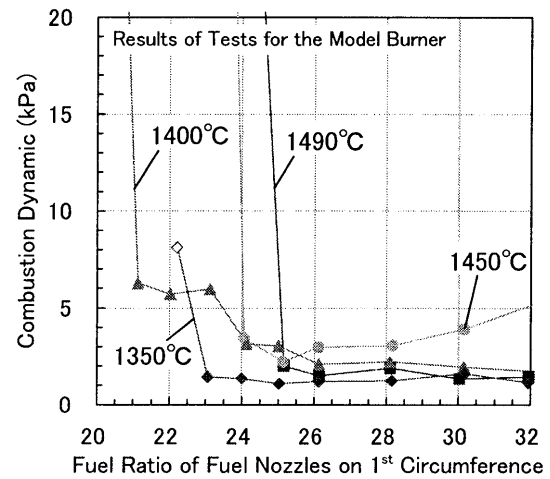
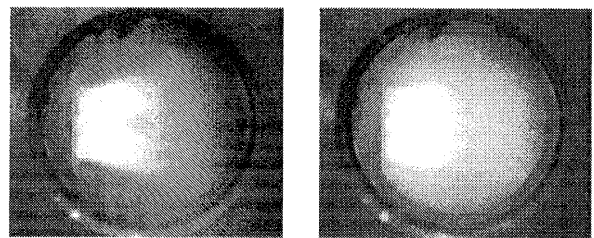


Fig.6 Characteristics of Combustion Dynamic



(a) Fuel Ratio for Fuel Nozzles on 1st Circumference is 25% (b) Fuel Ratio for Fuel Nozzles on 1st Circumference is 24%

Fig.7 Pictures of Flame (Combustion Temperature : 1490°C)

ートは旋回プレートとベースプレートから構成され、旋回プレートの各空気孔は Table2 に示すように前述した燃焼安定性に優れた単一モデルバーナと同じ傾斜角である。

中央バーナについては、Fig.1 に示すように燃料ノズルと空気孔は2列の同心円周上に配置され、1列目8個、2列目14個から構成される。中央バーナ旋回プレートの空気孔も外側バーナと同様にバーナ中心軸に対し傾斜しており、Table2 に示すように傾斜角は1, 2列目ともに30°である。また、

1 列目燃料ノズルと 2 列目燃料ノズルに対し個別に燃料流量を制御して供給することができる。

Table2 Parameters of Multi Cluster Nozzle Burner

	Swirl Angle of Air Holes		
	1st	2nd	3rd
Center Burner	30°	30°	
Outer Burner	32.5°	27°	23°

4.2 単缶燃焼試験設備および試験条件

Fig.8 にマルチクラスターバーナの燃焼試験に使用した単缶燃焼設備を示す。本試験設備は多缶型ガスタービン燃焼器の 1 缶の流れを模擬しており、0.7MPa までの圧力条件で試験することができる。試験に用いる燃焼用空気は圧縮機によって加圧された空気を熱交換器によって設定温度まで予熱し、流量計測オリフィス、流量調節弁を介して燃焼器に供給している。

燃料には天然ガスを使用し、燃焼器で燃焼した後の排気ガスをサンプリングダクトで抽気し、ガス分析計により排ガス組成を計測した。そして、サンプリングダクト下流で水を噴霧し、排気ガスの温度を下げてから大気に放出した。

燃焼振動は、単一モデルバーナ燃焼試験と同様にライナ内部に挿入した φ6 の計測配管を分岐し、一方に圧力変換器を、他方にダンピングチューブを設置して計測した。試験では、この他に燃焼室を形成するライナの壁面温度を 180° 位相が異なる 2 つの周方向位置において軸方向にそれぞれ 10 点計測した。ライナ内径で無次元化した軸方向距離 $L=0.50, 1.23$ については周方向に 4 点計測点を追加し、合計 28 点計測した。

試験条件を Table3 に示す。燃焼器に流入する空

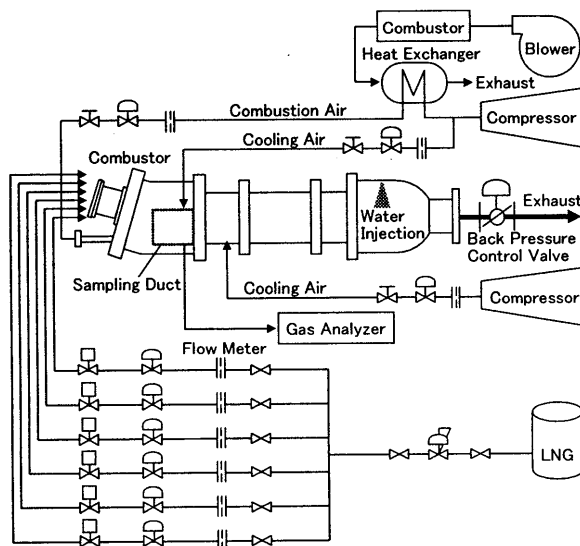


Fig.8 Test Facility

気の流量は 3.2kg/s で 390°C まで予熱して試験した。燃焼器入口圧力は 0.7MPa、燃焼器出口ガス温度は 1300°C である。試験では、式(1)に定義する外側バーナ燃料比率 $\eta(\%)$ や、式(2)に定義する中央バーナ 1 列目燃料比率 $r_c(\%)$ 、式(3)に定義する外側バーナ 1 列目燃料比率 $r_o(\%)$ をパラメータに試験し、燃焼特性を検討した。

$$\eta = G_o / G_T \quad \dots \dots (1)$$

$$r_c = G_{c1} / G_C \quad \dots \dots (2)$$

$$r_o = G_{o1} / G_O \quad \dots \dots (3)$$

ここで、式(1)~(3)に示す記号は下記の通りである。

- G_T : バーナに供給した全燃料流量(kg/s)
- G_C : 中央バーナに供給した燃料流量(kg/s)
- G_{c1} : 中央バーナ 1 列目燃料ノズルに供給した燃料流量(kg/s)
- G_O : 外側バーナに供給した燃料流量(kg/s)
- G_{o1} : 外側バーナ 1 列目燃料ノズルに供給した燃料流量(kg/s)

Table3 Test Condition(2)

Air Flow Rate	3.2kg/s
Combustor Inlet Air Pressure	0.7MPa
Combustor Inlet Air Temperature	390°C
Combustor Exit Gas Temperature	1300°C

4.3 試験結果

まず初めに中央バーナに注目し、外側バーナ燃料比率 $\eta=86\sim 90\%$ における中央バーナ 1 列目燃料比率 r_c に対する燃焼特性を検討した。NOx 排出特性を Fig.9 に、燃焼振動特性を Fig.10 に示す。外側バーナ 1 列目燃料比率 r_o は 27% である。Fig.9 の横軸は r_c 、縦軸は H25 ガスタービン定格負荷条件に換算した NOx 排出量(15%O₂ 換算)である。同様に Fig.10 における横軸は r_c 、縦軸は燃焼振動の圧力変動値を目標上限値で規格化した相対値である。 $r_c=36.4\%$ は、中央バーナの 2 列の燃料ノズルに均等に燃料を供給する条件である。図中の白抜き点は、Fig.11(a)に示すように中央バーナに火炎が保持されていない条件である。なお、Fig.9, 10 に示す全ての条件において、CO および THC の排出量は 10ppm 以下であった。

外側バーナ燃料比率 $\eta=86\%$ では、 r_c に関らず中央バーナに火炎が保炎しており、2 列の燃料ノズルに均等に燃料を供給する条件である $r_c=36.4\%$ で NOx 排出量が最も下がっている。このときの火炎写真を Fig.11(b)に示す。一方、 $\eta=88\%$ では、 $r_c=42\%$ では中央バーナに火炎が保炎しているが、 $r_c=36.4\%$ では Fig.11(a)に示すように中央バーナに

は火炎が保持されていない。 $\eta=90\%$ では、 r_c に関らず中央バーナには火炎が保持されなかった。また、 $\eta=88\%$ 、 90% においては、試験した条件範囲内ではNOx排出量は r_c に対し変化しなかった。

燃焼振動特性については、 $\eta=88\%$ において中央バーナの火炎が消える直前の $r_c=42\%$ において燃焼振動の振幅レベルが目標上限値近傍まで増大した。これは、中央バーナの火炎が不安定になっ

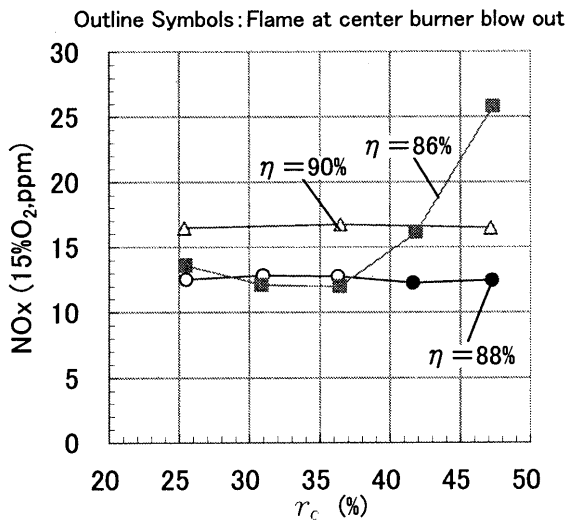


Fig.9 Characteristics of NOx Emission ($r_o=27\%$)

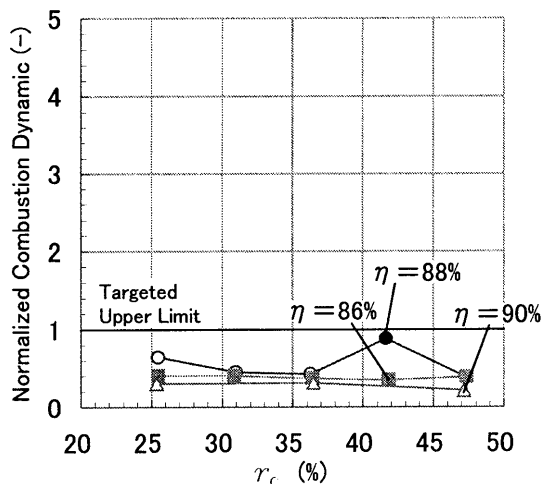


Fig.10 Characteristics of Combustion Dynamic ($r_o=27\%$)

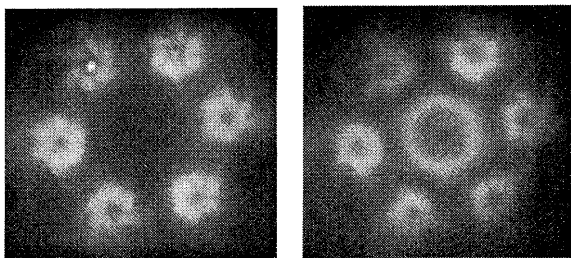


Fig.11 Pictures of Flame

たことが起因して燃焼振動の圧力振動レベルが増加したと考える。

次に、外側バーナ1列目燃料比率 r_o に対するNOx排出特性をFig.12に、燃焼振動特性をFig.13に示す。また、Fig.14には計測したライナ壁面の最高温度を示す。外側バーナ燃料比率は $\eta=86\sim 90\%$ 、中央バーナ1列目燃料比率 r_c は36.4%である。いずれのグラフも横軸は r_o である。Fig.12の縦軸はH25ガスタービン定格負荷条件に換算したNOx排出量(15%O₂換算)、Fig.13の縦軸は燃焼振動の圧力変動値を目標上限値で規格化した相対値である。Fig.14の縦軸もライナ壁面の最高温度を目標上限値で規格化した相対値である。なお、Fig.12~14に示す白抜き点は、火炎が低周期で大きく変動するフリッカ現象が発生した条件である。また、Fig.12~14に示す全ての条件において、COおよびTHCの排出量は10ppm以下であった。

NOx排出量はFig.5に示した単一モデルバーナ燃焼試験と同様に外側バーナの1列目燃料比率 r_o の低下とともに減少している。しかし、 $\eta=86\%$ では $r_o=23.3\%$ 、 $\eta=88\%$ 、 90% では $r_o=24\%$ でフリッカ現象が発生し、Fig.13に示すように燃焼振動レベルが増大した。また、Fig.9、10で示したように外側バーナ燃料比率 $\eta=88\%$ 、 90% 、 $r_c=36.4\%$ では中央バーナには火炎が保持されていないため、フリッカ現象が発生した後に外側バーナに保炎していた火炎も失火した。Fig.6に示したように単一モデルバーナ燃焼試験では、マルチクラスタバーナのバーナ局所の火炎温度に近い燃焼ガス温度1450℃、1490℃の条件において、 $r_o=24\%$ 近傍でバーナ端面に火炎が付着して燃焼振動が発生していることから、マルチクラスタバーナでも外側バーナの空気孔出口面に火炎が付着しようとして火炎形状が大きく変動し、フリッカ現象が発生したと考える。

ライナの壁面温度については、Fig.14に示すように外側バーナ燃料比率の増加とともに壁面温度の最大値が上昇しているが、外側バーナ燃料比率 $\eta=90\%$ 以下であれば目標上限値以下であることを確認した。

以下まとめであるが、マルチクラスタバーナ燃焼試験において、外側バーナ燃料比率 $\eta=86\%$ 、 $r_c=36.4\%$ 、 $r_o=24\%$ の条件で目標のNOx排出量9ppm以下となる6.7ppmを確認した。また、この条件において燃焼振動の振幅値およびライナの壁面温度は、目標上限値以下であることを確認した。NOx排出量が9ppm以下となる条件で安定に燃焼する範囲が限られることから、今後は運用を含め

た検討をさらにすすめて、NOx 排出量が 9ppm 以下で安定に燃焼する条件の拡大を図る。

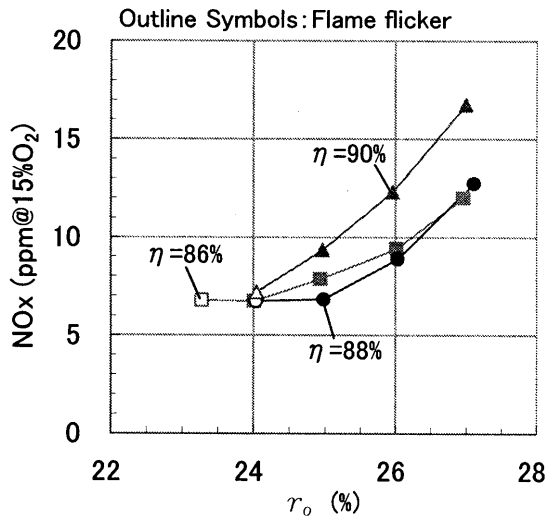


Fig.12 Characteristics of NOx Emission ($r_c=36.4\%$)

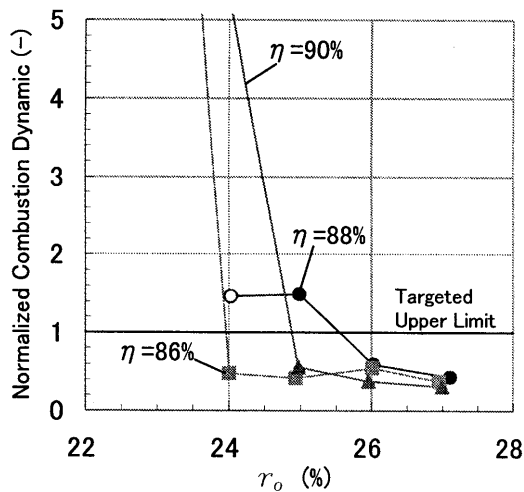


Fig.13 Characteristics of Combustion Dynamic ($r_c=36.4\%$)

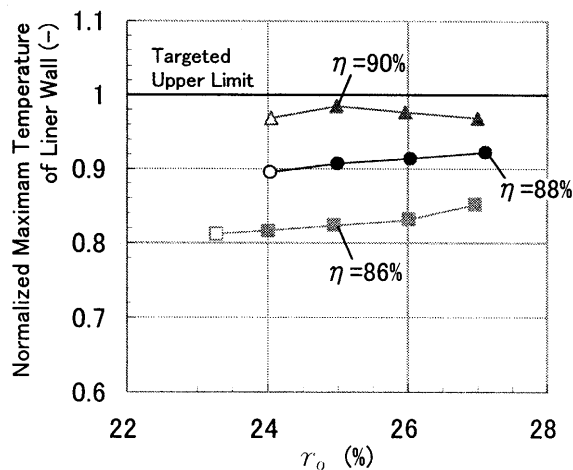


Fig.14 Characteristics of Liner Wall Temperature ($r_c=36.4\%$)

5. まとめ

- 1) 単一モデルバーナを用い、燃焼器圧力 1.5MPa の条件下で燃焼ガス温度、1 列目燃料比率をパラメータにクラスタバーナの基礎燃焼特性を検討し、NOx 排出量と安定に燃焼する条件範囲を確認した。
- 2) 本研究で基礎燃焼特性を検討した単一モデルバーナをもとにマルチバーナを試作し、NOx 排出量や燃焼振動などの燃焼特性を検討した。燃焼器入口圧力 0.7MPa、燃焼器出口ガス温度 1300°C 条件で、H25 ガスタービン定格負荷条件に換算した NOx 排出量 6.7ppm (15%O₂) を確認した。今後は、運用含めたさらなる検討をし、NOx 排出量 9ppm 以下の燃焼器の実用化を進める。

参考文献

- 1) 三浦圭祐, 他 3 名, “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” 第 34 回ガスタービン定期講演会論文集, (2006-10), 239-244
- 2) 三浦圭祐, 他 3 名, “大気圧要素試験による LNG 焼きガスタービン燃焼器の開発” 第 36 回ガスタービン定期講演会論文集, (2008-10), 239-244
- 3) 三浦圭祐, 他 3 名, “LNG 焼きガスタービン燃焼器の要素技術開発” 第 37 回ガスタービン定期講演会論文集, (2009-10), 103-108
- 4) Saitou, T., et al., “Development of Multi Cluster Burner for Fuel Grade DME” ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53689, (2004-6)
- 5) Saitou, T., “Performance Demonstration of the Full Size Multi Cluster Combustor For DME under Real Engine Conditions” ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68647, (2005-6)
- 6) 高橋宏和, 他 5 名, “コークス炉ガス焼き多孔同軸噴流バーナ燃焼器の燃焼特性” 第 37 回ガスタービン定期講演会論文集, (2009-10), 109-113

【技術紹介】

B-4

L20A ガスタービン NO_x15ppm 仕様 DLE 燃焼器の開発

*棚木 航介，堂浦 康司，葉狩 智子，西浦 健夫，緒方 正裕（川崎重工）

The Development of NO_x 15ppm guaranteed DLE Combustor for L20A Gas Turbine

*Kohsuke TANAKI, Yasushi DOUURA, Tomoko HAGARI, Takeo NISHIURA, Masahiro OGATA (Kawasaki Heavy Industries, LTD.)

ABSTRACT

The new DLE (Dry Low Emission) combustor, which is guaranteed <15ppm NO_x emissions (O₂=15%) for 18MW-class KAWASAKI Green Gas Turbine “L20A”, has been developed. One of the characteristics of KHI’s DLE combustion system is using supplemental fuel burners. The new designed DLE combustion system for L20A achieves the target emissions with the premixed supplemental fuel burner. And the combustor chamber was also modified to make its life longer with improved cooling system.

Key words: Combustor, DLE, Supplemental combustion

1. はじめに

地球環境保全の観点から，排出される窒素酸化物（NO_x，以下も同じ）を低減することはガスタービンにとって重要なテーマとなっている．産業用に使用される常用ガスタービンでは当初，拡散燃焼器に水または蒸気を噴射することで火炎温度を低下させ NO_x を低減する手法が採用されていたが，その後，水または蒸気を使用せずに NO_x を低減する DLE (Dry Low Emission, 以下も同じ) 燃焼システムが主流となった．川崎重工（KHI）でも NO_x 排出量 25ppm(O₂=15%，以下も同等とする)の DLE 燃焼システムを各機種において製品化した¹⁾．一方，近年 NO_x 排出量低減に対する要求はさらに強まってきており，世界的に産業用ガスタービンにおける NO_x 排出量は 15ppm が標準となりつつある．

KHI では昨年 8MW クラスガスタービン「M7A-03」向けに NO_x 排出量 15ppm の新型 DLE 燃焼器を開発した²⁾．今回，18MW クラスガスタービン「L20A」(Table 1 および Fig.1) についても，NO_x 排出量 15ppm を達成する新型 DLE 燃焼器を開発したので紹介する．

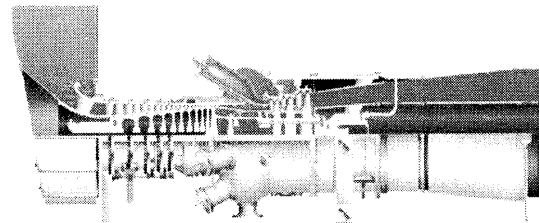


Fig.1 L20A ガスタービン断面図

Table 1 L20A ガスタービンの主な仕様

定格出力	18,000 kW
熱効率	35%
回転数	9,420 rpm
入口空気流量	57 kg/s
圧力比	18 : 1
排ガス温度	545 °C
型式	オープンサイクル 1 軸式
圧縮機	軸流 11 段
燃焼器	缶型 8 本
タービン	軸流 3 段

2. L20A DLE 燃焼器の特徴

L20A に適用されている DLE 燃焼器では，Fig.2 に示すように 4 系統のバーナを使用している．それぞれのバーナへの燃料配分の概略図を Fig.3 に示す．

エンジン始動時および低負荷域ではパイロットバーナによる拡散燃焼を行う．DLE 運転範囲ではプライマリバーナ，セカンダリバーナを使用した希薄予混合燃焼に切り替えて，排出 NO_x を低減する．

追い焚き燃焼はプライマリバーナ，セカンダリバーナの燃焼後の領域に燃料を噴射するもので，

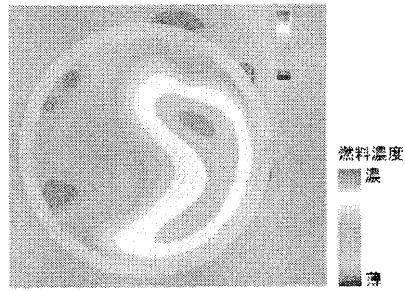


Fig.8 燃焼器入口燃料濃度分布 (新型)

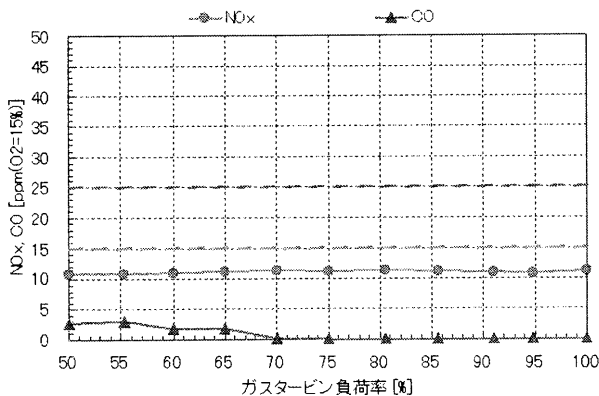


Fig.9 新型 DLE 燃焼器エミッション性能

3.2 チャンバ改良

現在 L20A DLE は国内外で 12 台が稼動しているが、燃焼器チャンバの酸化減肉は希薄予混合燃焼領域にあたるチャンバ 1~3 層で多く見られる。新型 DLE 燃焼器では冷却を改善し、燃焼器チャンバの長寿命化を行った。

Fig.10 に現行型 DLE 燃焼器チャンバを示す。現行型チャンバでは 1~6 層全層にインピンジ冷却を適用している。

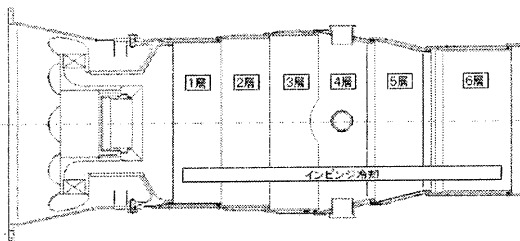


Fig.10 現行型 DLE 燃焼器チャンバ

Fig.11 に新型 DLE 燃焼器チャンバを示す。新型チャンバでは、5~6 層に対流冷却を適用することで、インピンジ冷却に使用していた空気量を削減した。この分だけ 1~3 層のインピンジ冷却空気量を増加させた。さらに、1~3 層はインピンジ冷却孔配置の最適化を行った。5~6 層の対流冷却部には冷却面側に熱伝達を促進させるため W 型溝構造³⁾を採用し

た。この結果、燃焼器チャンバの冷却空気量を変更することなく、希薄予混合燃焼領域の燃焼器チャンバ壁温を低下させた。

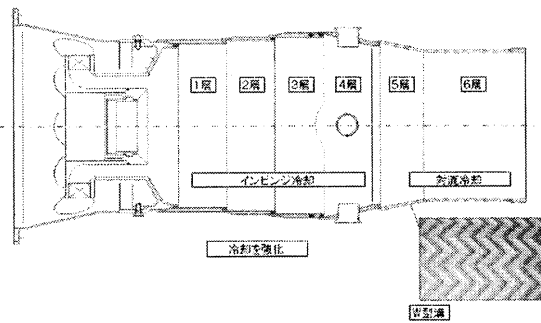


Fig.11 新型 DLE 燃焼器チャンバ

この新型 DLE 燃焼器チャンバは、取合い、空気配分を現行型 DLE 燃焼器チャンバと同等としており、既存のエンジンにも適用が可能である。

4. まとめ

8MW クラス「M7A-03」に引き続き、18MW クラス「L20A」に対しても排出 NOx 15ppm 以下を満足する新型 DLE 燃焼器を開発した。その仕様は以下の通りとなる。

NOx	: 15ppm (O ₂ =15%)以下
CO	: 25ppm (O ₂ =15%)以下
エンジン負荷範囲	: 50%~100%

本新型 DLE 燃焼器は現在、当社明石工場内にて運用が行われている。

KHI では、今後ガスタービンのさらなる低 NOx 化に取り組み、地球環境の未来に貢献していく所存である。

参考文献

- 1) Kajita, S., et al.: An Advanced Development of a Second-Generation Dry, Low-NOx Combustor for 1.5MW Gas Turbine, ASME 96-GT-49.
- 2) Aoki, S., et al.: Upgraded lineup of KAWASAKI Green Gas Turbine combustion systems, Proceedings of the International Conference on Power Engineering-09 (ICOPE-09), 2009.
- 3) Hagari, T., et al.: Heat Transfer and Pressure Losses of W-shaped Small Ribs at High Reynolds Numbers for Combustor Liner, ASME GT2010-23197.

高粘性液体の中空円すい状液膜の間欠的分裂挙動について —新種液体燃料のガスタービンへの適用性検討の基礎資料—

*鈴木 孝司(豊橋技科大)，西田 啓之(電中研)，橋本 望(電中研)，小沢 靖(電中研)

Pulsating Breakup Manner of Hollow-cone Liquid Film of Viscous Liquid — Basic study for the application of new liquid fuels to gas-turbine —

*Takashi SUZUKI(Toyohashi Univ. of Tech.)，Hiroyuki NISHIDA(CRIEPI)，
Nozomu HASHIMOTO(CRIEPI) and Yasushi OZAWA(CRIEPI)

ABSTRACT

Aiming to obtain the fundamental knowledge, which will be of use to apply new liquid fuels to gas-turbine, hollow-cone spray of viscous liquid was investigated in high-pressure gas environment. The effects of liquid viscosity on breakup behavior and spray characteristics were examined. Employed test liquids were Diesel fuel #2, palm methyl ester (PME) and silicone oil #10. The behavior of injected liquid-film and spray was observed in detail by flash photography and high-speed camera. Mean diameter of spray droplets was measured by laser diffraction method. The hollow-cone spray of viscous liquid showed pulsating behavior in high-pressure gas environment. The mechanism of the spray pulsation was discussed. It was suggested that the spray pulsation was due to strongly unsteady breakup manner of viscous liquid film and distinct feature of the hollow-cone spray of viscous liquid.

Key words: Atomization, Hollow-cone liquid film, Spray Pulsation, Viscous liquid, New liquid fuel

1. はじめに

近年、その高い熱効率や優れた負荷調整能力などから、ガスタービン複合発電設備の導入が活発になっている。国内では天然ガスを燃料とするものがほとんどであるが、エネルギーセキュリティーの観点から、燃料の多様化が望まれており、低質油やオイルサンド改質油、パームメチルエステル(PME)などの新種液体燃料のガスタービンへの適用性評価が進められている¹⁾。これらの液体燃料はスワールノズルあるいは2流体ノズルで高圧雰囲気下に供給することが想定される。新種液体燃料は粘度の高いものが多いが、スワールノズルは一般に高粘性液体の微粒化には好適でない²⁾とされていることも手伝って、スワールノズルによる高粘性液体の微粒化特性については、特に高圧雰囲気下ではほとんど調べられていない。

このような状況を踏まえ本研究では、新種液体燃料のガスタービンへの適用性評価の一環として、小流量サイズのスワールノズルから噴射される中空円すい状液膜の分裂過程や微粒化特性を雰囲気圧力や噴霧流量を変えて粘度の異なる数種の液体で具体的に調べてみた。また、実験観察の過程で高粘性液体の中空円すい状噴霧に特有と考えられる噴霧の間欠現象が見られたので報告する。

2. 実験装置

実験装置の概略を図1に示す。4面に観察窓を設けた容積が約14Lのステンレス製圧力容器の中央に小流量のスワールノズルを鉛直下向きに設置した。容器に所定の圧力までガスを充填し、プランジャーポンプで加圧した供試液体をノズルに供給して、噴射された中空円すい状の液膜やその分裂により生成された噴霧の挙動を調べた。圧力脈動を抑えるため液体供給ラインにはアキュムレーターを設置した。また、容器内に浮遊する微細な液滴を除去するため、容器の下部には粗い不織布とハニカムを、容器の上部には電動ファン付ミストフィルターを設置した。なお、このような対策にも関わらず噴霧の濃い条件(大噴霧流量・高雰囲気圧力)では観察が困難であった。

噴射された円すい状液膜や生成噴霧の挙動はYAGパルスレーザー(波長532nm)の透過光によりデジタル一眼レフカメラで瞬間写真観察した。光の可干渉性に起因するスペckルノイズを抑えるため、レーザー光をスペckルキラー(ナノフォトン製SK-11)に通して照射した。このようにして得た多数の画像から円すい状液膜の平均分裂長さ L_b 、液膜の平均頂角 ϕ_{film} 、噴霧の平均広がりが角 ϕ_{spray} を測定した。一部の条件で高速度カメラ(フォトロ

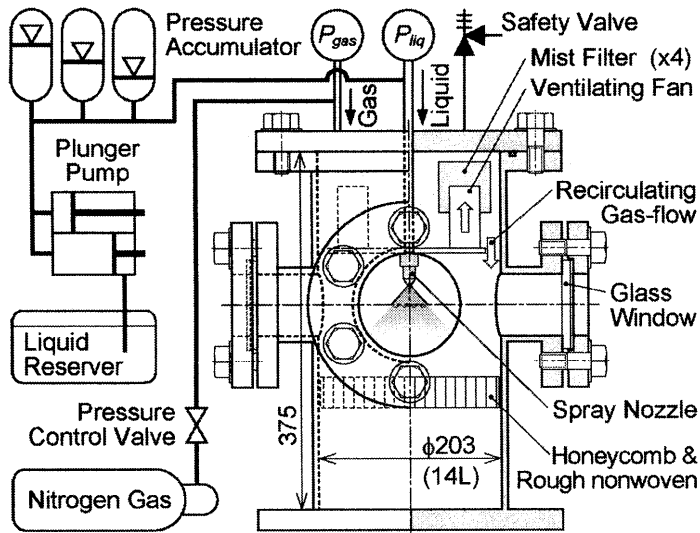


Table 1 Physical properties of test liquids.

	DF#2	PME	Silicone Oil #10
Density ρ_{liq} (kg/m ³)	825.2 (30°C)	863.6 (30°C)	935 (25°C)
Kinetic Viscosity ν_{liq} (mm ² /s)	3.292 (30°C)	5.627 (30°C)	10.0 (25°C)
Surface Tension σ (N/m)	28 (23°C)	30.6 (23°C)	20.1 (25°C)

Fig.1 Schematic diagram of experimental setup.

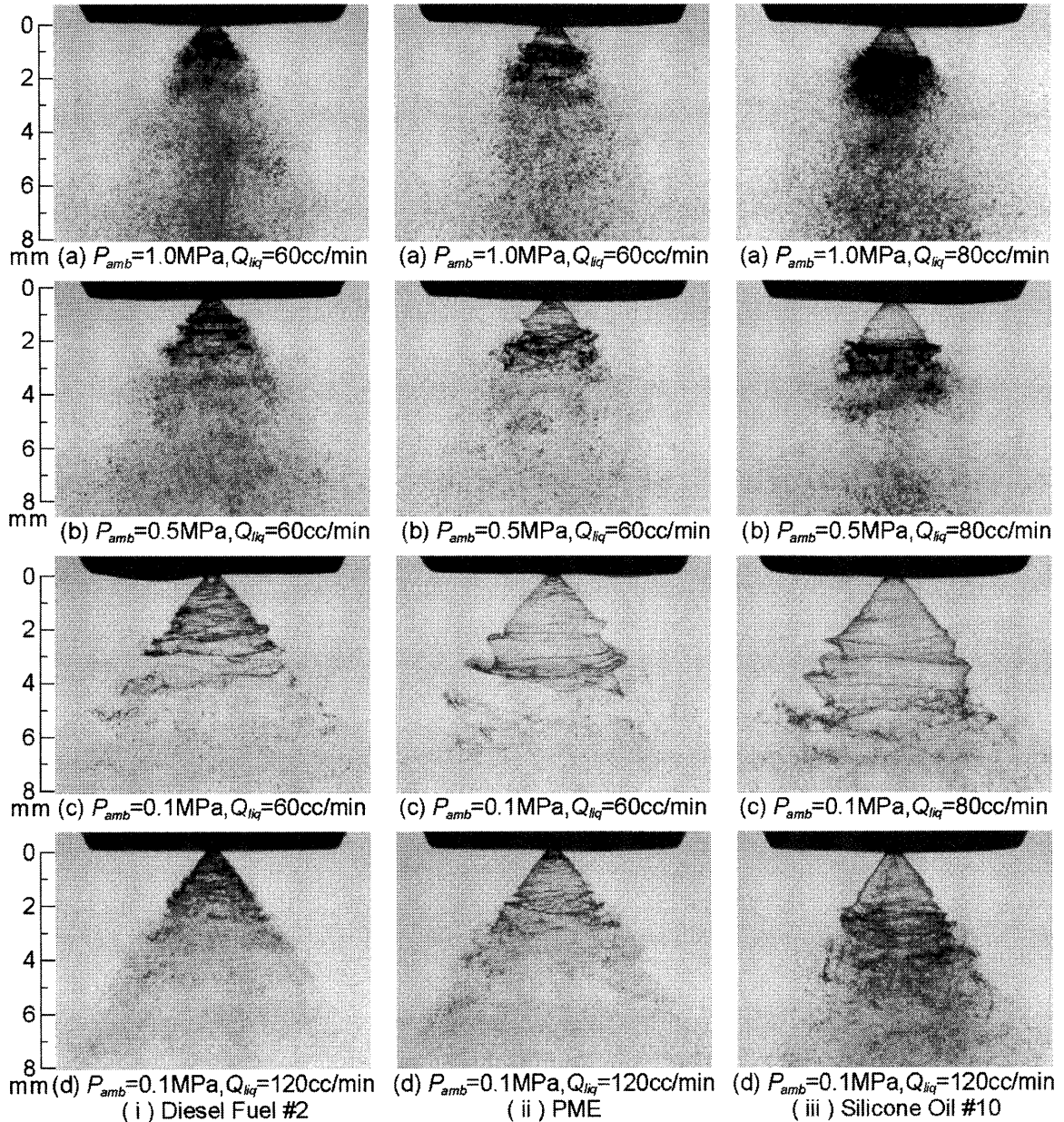


Fig.2 Flash photograph of hollow-cone liquid film injected from swirl nozzle.

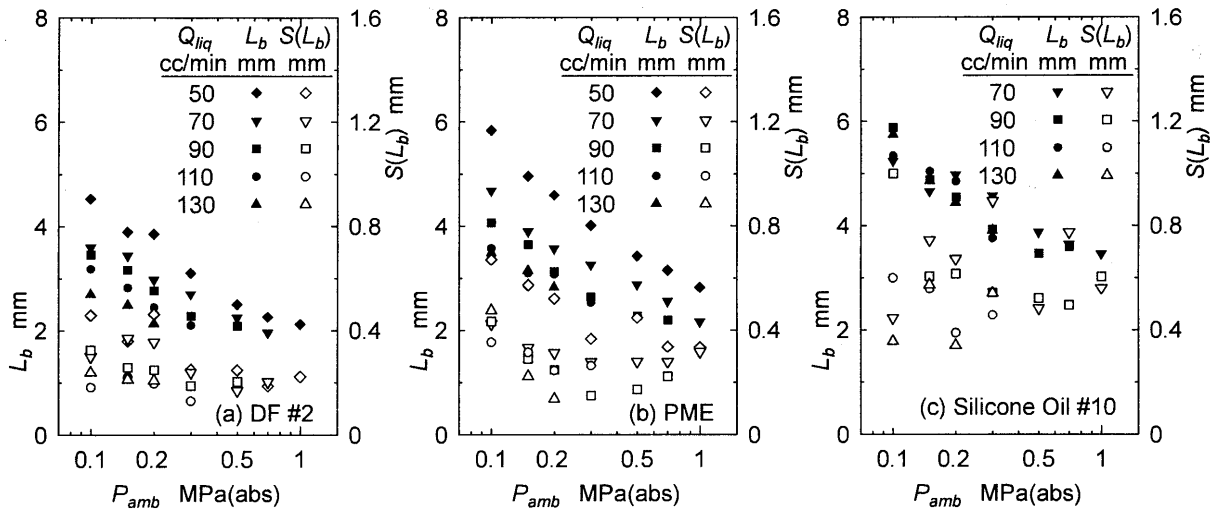


Fig.3 Mean breakup length of liquid film and its standard deviation.

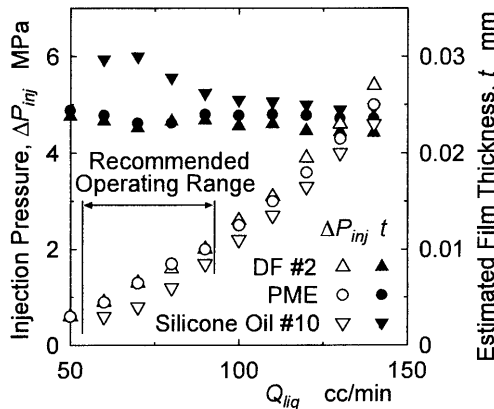


Fig.4 Estimated liquid film thickness at nozzle exit.

ン製 Fastcam SA-3)による観察も行った。一方、噴霧の粒径分布および体表面積平均粒径 D_{32} はレーザー回折の原理に基づく簡易粒径計測システム²⁾で測定した。測定用レーザー光束(直径 15mm)をノズルの 50mm 下方で噴霧中心軸に直交するように通して光束上の噴霧を計測した。

使用スワールノズルは Delavan 社 60°A-0.85 で、噴孔直径は 0.40mm(実測値)である。雰囲気気体は窒素ガスである($P_{amb}=0.1\text{MPa}$ の実験の一部は空気)。供試液体は室温の軽油 2号、マレーシア産パーム油を原料としたパームメチルエステル(PME)ならびにシリコンオイル KF96-10 である。これらの物性値を表 1 に示す³⁾。ここに、 ρ_{liq} 、 ν_{liq} および σ はそれぞれ液体の密度、動粘度、表面張力である。液体の噴霧流量 Q_{liq} は 50~140cc/min の範囲で変えた。噴射差圧 ΔP_{inj} は 0.5~6MPa であった。雰囲気気圧 P_{amb} は 0.1~1.0MPa(abs) の範囲で変えた。

3. 実験結果および考察

3.1 分裂挙動に及ぼす動粘度の影響

3種類の供試液体について P_{amb} および Q_{liq} を変えてノズル噴射された円すい状液膜の分裂挙動を瞬間写真観察してみた結果の一例を図 2 に示す。軽油の場合、従来の

報告⁴⁾と同様に $P_{amb}=0.1\text{MPa}$ では液膜が KH 不安定によると思われる変動波により激しく変動して分裂した。これにより生成された噴霧液滴は液膜の噴射方向にはぼまっすぐに飛翔した。 Q_{liq} を大きくすると変動の波長が短くなり、液膜の分裂位置がややノズルに近くなった。一方、 P_{amb} を大きくすると変動の振幅が大きくなり液膜がより速やかに分裂するようになった。また、従来から高圧雰囲気での噴霧の特徴として報告されている噴霧の収縮³⁾が見られた。このとき噴霧はあまり広がらずノズル中心軸に沿って流下した。 ν_{liq} の大きな PME では、変動がやや穏やかになり、液膜がノズルからより離れた位置で分裂するようになった。 ν_{liq} のさらに大きなシリコンオイルの場合、液膜がより大きくなり、特に低 P_{amb} 条件ではこれが大振幅で変動しながら分裂の様子が見られた。液膜界面は総じて軽油や PME より滑らかであった。

円すい状液膜の平均分裂長さ L_b を測定した結果を図 3 に示す。軽油の場合、 L_b は Q_{liq} が少ないほど長く、 P_{amb} を高くすると短くなった。PME では L_b は総じて軽油よりも長かった。動粘度の高いシリコンオイルでは P_{amb} を高くすると L_b が短くなる傾向は PME と同様だが、PME よりも L_b がさらに長く、また Q_{liq} による L_b の差はあまり見られなかった。

このような液種類による L_b の違いの原因を探るため、液体がねじれ角 $\phi_{film}/2$ (図 5 参照)の旋回を伴ってポテンシャル噴射速度 $(=2\Delta P_{inj}/\rho_{liq})^{1/2}$ で噴孔から円環状に射出されると仮定して⁵⁾、ノズル出口での液膜の厚さ t を見積もってみた。結果を図 4 に示す。噴孔内壁に沿う境界層を考慮していないので厳密ではないが、 t は ν_{liq} が大きな液体ほど厚い。これはノズル内での液体の旋回が弱まってノズル中心軸上のエア・コアが細くなった結果と考えられる。シリコンオイルでは t が厚いために L_b が大きいと理解される。なお、シリコンオイルで Q_{liq} による L_b の差が見られないのは、後述するようにシリコンオイルで

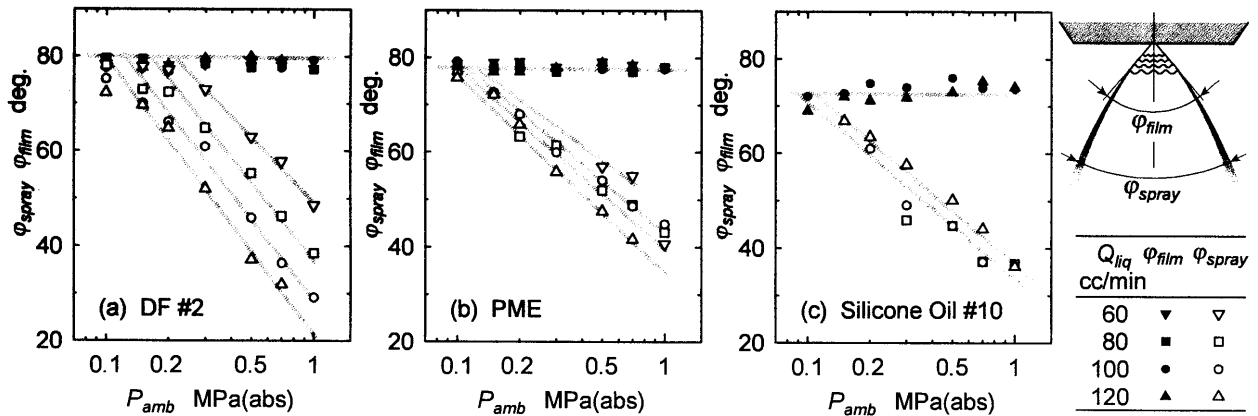


Fig.5 Mean cone-angle of liquid-film and mean cone-angle spray.

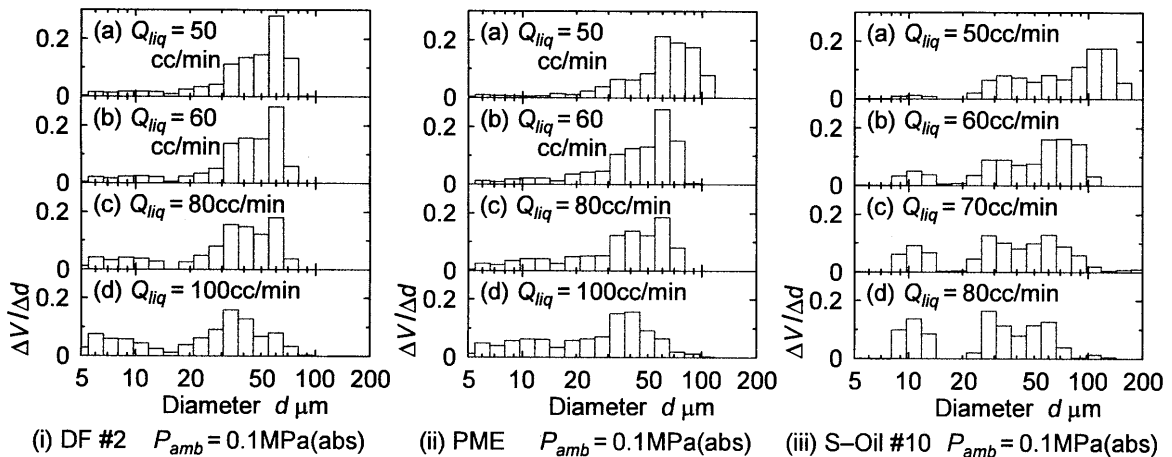


Fig.6 Size distributions of spray droplets.

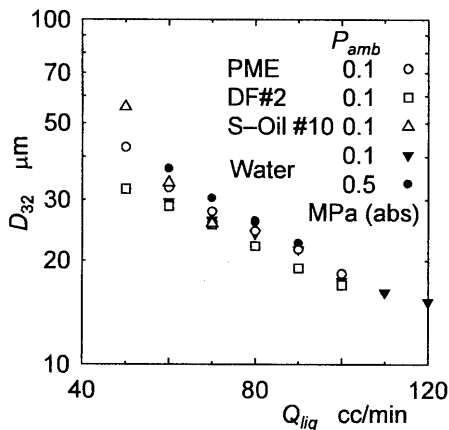


Fig.7 Sauter mean diameter of spray.

は Q_{liq} の減少に伴って他の液体ではほとんど観察されない穿孔型分裂が発生するようになるためと考えられる。

次に、円すい状液膜の平均頂角 ϕ_{film} 、生成噴霧の平均広がり角 ϕ_{spray} を測定した結果を図5に示す。図より ϕ_{film} は Q_{liq} によらず一定で、 P_{amb} を変えてもほとんど変化しない。しかし、 ϕ_{film} の値は動粘度の高い液体ほど小さい。これは前述のように ν_{liq} が大きいとノズル内での液体の旋回が弱くなるためと理解される。一方、 ϕ_{spray} はどの Q_{liq} の条件でも大気圧付近の P_{amb} では ϕ_{film} と同程度だが、ある程度以上高い P_{amb} の範囲では ϕ_{spray} は P_{amb} の増加と

共に一様に減少している。軽油の場合、 ϕ_{spray} が減少し始める P_{amb} は Q_{liq} が多い場合ほど低い。このため大気圧近傍を除き Q_{liq} が多いほど ϕ_{spray} は小さくなっている。PME ではこのような Q_{liq} による ϕ_{spray} の違いは軽油に較べて少なくなり、シリコンオイルでは ϕ_{spray} は Q_{liq} にはほとんど依存せず P_{amb} の増加と共に減少するようになった。

上述のように、霧閉気圧力の上昇に伴う噴霧収縮は軽油などでは高流量域で顕著になるが、高粘性液体では低流量域でも観察される。このことはこれまでほとんど報告されていないから、噴霧燃焼装置を設計する際には留意する必要があるだろう。

次に、生成された噴霧の粒径を測定してみた。粒径分布の測定結果の一例を図6に示す。軽油の場合、 $Q_{liq} = 50$ cc/min では粒径 $50\mu\text{m}$ 程度を中心とした山なりの粒径分布であるが、 Q_{liq} の増加に伴って分布の山が小粒径側に移動すると共に $10\mu\text{m}$ 程度の微細粒子の頻度が増加している。既報⁶⁾の水噴霧のPIV計測結果から、これは随伴気流により噴霧シース内に微細な噴霧が巻き込まれたためと考えられる。PMEでは粒径分布の山がやや大粒径側に移動するものの、軽油のそれと本質的な違いはなかった。一方、動粘度の高いシリコンオイルでは、分布の山がさらに大粒径側に移動すると共に、 Q_{liq} が比較的大きな条件で $10\mu\text{m}$ 程度の微細粒子の頻度が高くなってい

る。これは高粘性液体では、微粒化過程において形成された液糸や液塊などが引き伸ばされて2次分裂する際に余滴ができやすいことに起因するものと考えられる。噴霧の体表面積平均粒径 D_{32} の測定結果を図7に示す。図より、どの液体でも Q_{liq} の増加に伴って D_{32} は小さくなる。これは Q_{liq} を多くするとノズルからの液体噴射速度が速くなって液体が大きな相対速度に曝されるためと理解される。また、 v_{liq} が大きい液体の方が D_{32} は大きい。このような v_{liq} による D_{32} の差は小流量域で顕著である。ちなみに、本実験では $P_{amb}=0.1\text{MPa}$ の場合しか D_{32} が測定できなかったため、図中には参考のため P_{amb} を変えた水噴霧のデータ⁶⁾を参考のため記入したが、これによると P_{amb} を高くすると D_{32} は若干大きくなった。

3.2 高粘性液体の噴霧の間欠的分裂挙動

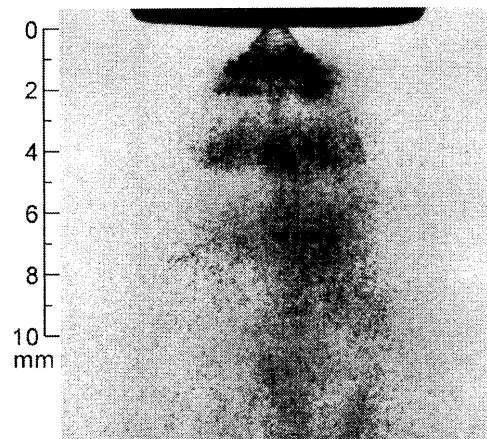
実験の過程で、高粘性のシリコンオイルの噴霧は定常噴射であるにも拘わらず図8に例示するように噴霧が間欠的になることがあった。この原因を探るため液膜の瞬間写真を詳しく調べてみたところ、同一実験条件下にて図9に示すような全く異なる様々な分裂挙動が観察された。そこで、液膜の分裂挙動を高速カメラ撮影により詳しく調べてみた。結果の一例を図10に示す。図のようにシリコンオイルの中空円錐状液膜噴流は、通常液体では見られない極めて非定常性の強い分裂挙動を呈することが解った。このような非定常な液膜分裂挙動に起因

して条件によっては噴霧が間欠的になったと考えられる。

これらの画像から、液膜の非定常な挙動は次のような過程・機構で発生しているものと考えられる。

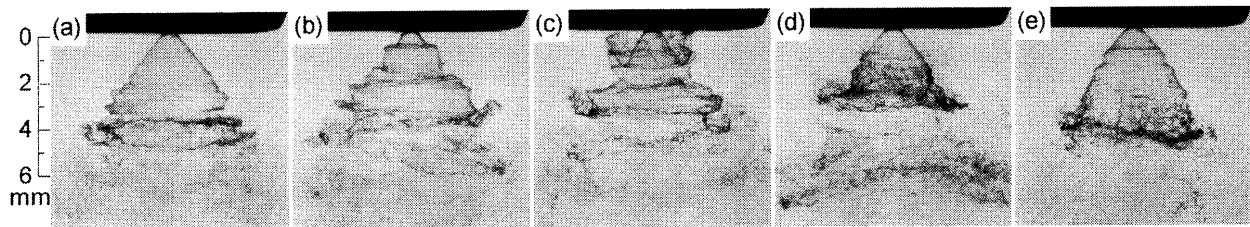
①まず、KH不安定変動を伴う円錐状液膜噴流(図9(a), 図10(1))において、何らかの要因で液膜変動が巻き波のように大きく成長する(図9(b), 図10(2))。

②この変動が大きく成長した液膜は周囲気体の強い抵抗を受けて減速するので、上流の液膜が追いついて折り畳まれるように液膜が集まった部分ができる(図10(6))。このような折り畳まれた波の頭部は、図10(3)のように気液



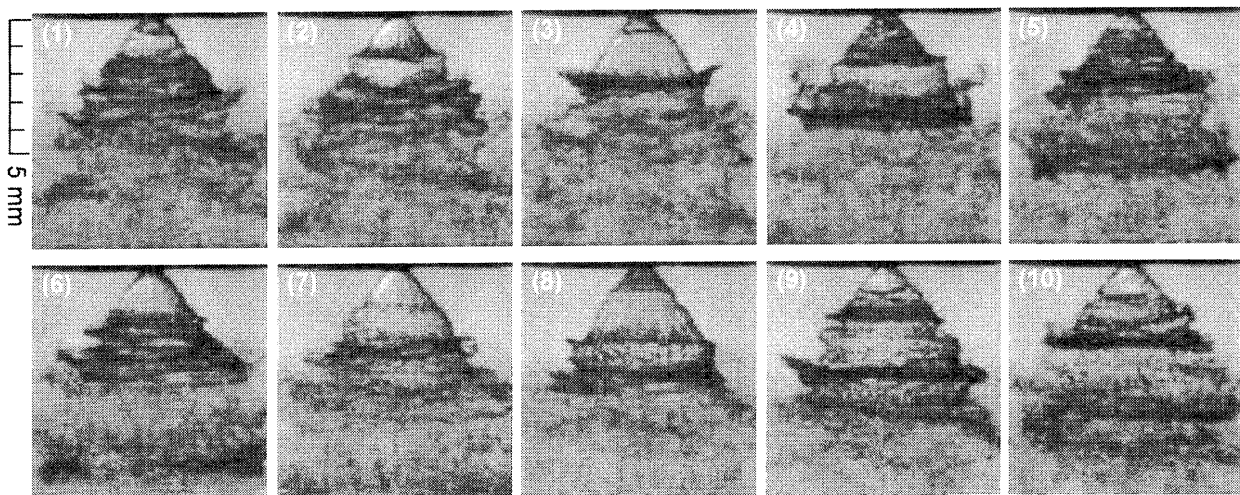
Silicone Oil #10, $P_{amb}=0.7\text{MPa}$, $Q_{liq}=90\text{cc/min}$

Fig.8 Flash photograph of spray with pulsation.



Silicone Oil #10, $P_{amb}=0.1\text{MPa}$, $Q_{liq}=90\text{cc/min}$

Fig.9 Flash photographs of hollow-cone liquid film showing variation of breakup manner.



Silicone Oil #10, $P_{amb}=0.1\text{MPa}$, $Q_{liq}=100\text{cc/min}$, Frame Rate - 30000fps

Fig.10 High-speed movie of the unsteady breakup manner of hollow-cone liquid film.

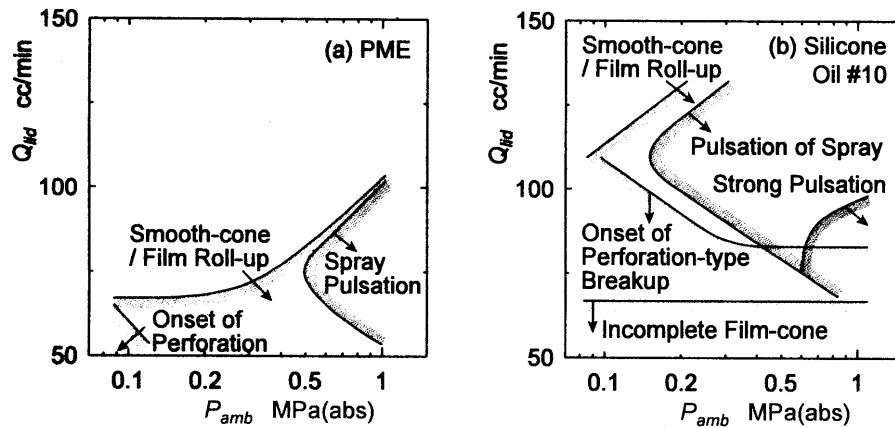


Fig.11 Map of observed breakup manner and spray behavior.

の大きな相対運動によって崩壊したり、時には図9(c)のように波頭部で液膜がバック状に膨れて破裂したりした。これは、液膜が折り畳まれる過程で内側の気体を排出しようとするためか、変動が大きく成長した部分が後続の液膜に追い越されるために発生したと考えられる。

③この変動が大きく成長した部分よりも上流側(ノズルより)の液膜は、変動部の後流に入って周囲気体との相対運動に曝されなくなるのでKH変動があまり成長せず、図9(d)や図10(7) (上半分)にあるように、変動を伴わない大きな平滑な液膜流となる。

④ノズルから離れるに従って液膜は薄くなるので⁷⁾、このような大きな平滑な液膜はある程度流下した位置で図9(e)に示すように穿孔を生じて分裂する(穿孔型分裂)。

⑤一方、変動が大きく成長した部分が流下して分裂し終わると、その上流側の液膜は再び気体との大きな相対運動に曝されるようになって、液膜上にKH変動が急に成長する(図10(8)(9)(10))。

このような分裂挙動の非定常性の強さを定量的に掴むため、液膜の分裂長さのばらつきを調べてみた。各条件で約20枚の画像から求めた分裂長さのデータの標準偏差 S を図3に白抜き記号で示す。図より、本実験の範囲ではシリコンオイルの場合に特に S が大きいことがわかる。また、 L_b が短くなる Q_{liq} の多い条件で S が小さくなる傾向がある一方で、 Q_{liq} の小さい条件でも S が小さくなっている。これは非定常な分裂挙動の発生には、 L_b が長く大きく広がった液膜と、ある程度大きな噴射速度が必要であることを示唆するものと考えられる。

次に、非定常性の強い分裂挙動(平滑な液膜流と巻波様に成長した変動の交番を指標とした)、液膜の穿孔型分裂ならびに間欠的な噴霧が観察される範囲を多くの瞬間写真から調べてみた。結果を図11に示す。図に示すように、シリコンオイルでは P_{amb} が低く Q_{liq} が比較的多い一部の条件を除いて非定常性の強い分裂挙動が観察されたが、PMEでは Q_{liq} が比較的小さい場合に観察されたのみで、軽油では全く観察されなかった。一方、液膜の穿孔型分

裂は、シリコンオイルでは非定常な分裂の発生範囲のうち Q_{liq} が比較的少ない範囲で観察されたが、PMEではごく一部の条件で観察されたのみで、軽油では全く観察されなかった。他方、噴霧の間欠は、シリコンオイルでは $P_{amb} \geq 0.2$ MPaの中間的 Q_{liq} で観察され、 P_{amb} が高いほど観察される Q_{liq} 範囲が広がった。特に P_{amb} が高く Q_{liq} が比較的少ない場合には強い噴霧の間欠が見られた。PMEでは P_{amb} が高く Q_{liq} が低い条件で若干の間欠が見られたのみで、軽油では全く観察されなかった。

以上のように高粘性液体の中空円すい状噴霧は、特に高圧雰囲気下においては、従来あまり観察されなかった挙動を示すことがある。これは噴霧燃焼装置の特性に大きな影響を及ぼす可能性があるから、その発生範囲などについて今後より詳細に調査してみる必要がある。

4. まとめ

新種液体燃料のガスタービンへの適用性評価の一環として、高粘性液体の中空円すい状液膜の分裂過程や微粒化特性を具体的に調べてみた。また、このような噴霧に特有と考えられる噴霧の間欠の発生範囲を調べると共に、その発生機構について考察を加えた。

参考文献

- 1) 西田・橋本・小沢・犬丸：電力中央研究所報告，No. M08014, (2006).
- 2) 鈴木・斉藤・藤松・林田：微粒化，16-54(2007)，34-46.
- 3) 西田・小沢・橋本・多田・岩坪・犬丸：電力中央研究所報告，No.M07012 (2008)，25-26.
- 4) A.H.Lefebvre: Atomization and Sprays, (1989), 112-117, 281-296, Taylor&Francis.
- 5) L.Baybel and Z.Orzechowski: Liquid Atomization, (1993), 253-273, Taylor&Francis.
- 6) 鈴木・福島・西田・橋本・小沢・犬丸：第18回微粒化シンポジウム，(2009)，257-262.
- 7) C.Dumouchel: Exp. Fluids, 45(2008), 371-422.

【研究報告】

B-6

小型エコエンジン用部分希薄燃焼器の開発

*松山 竜佐，小林 正佳，緒方 秀樹，小田 剛生，堀川 敦史，木下 康裕（川崎重工）

Development of a Lean Staged Combustor in ECO Engine Project

*Ryusuke MATSUYAMA, Masayoshi KOBAYASHI, Hideki OGATA, Takeo ODA, Atsushi HORIKAWA and Yasuhiro KINOSHITA (KHI)

ABSTRACT

Lean burn combustion technology is the one of the key technologies for the next generation civil aircraft engines. Kawasaki heavy industries have been developing a Lean Pre-mixed Pre-vaporized (LPP) combustor under the project of Environmentally Compatible Aircraft Engines for Small Aircraft (ECO) led by New Energy and Industrial Technology Development Organization (NEDO) and Ministry of Economy, Trade and Industry (METI). The emission target in ECO engine project is -50% NOx reduction against ICAO CAEP4 regulation. For the target engine cycle defined in the early stage of the project, annular combustor tests have been performed and the result showed about -55% NOx reduction against the regulation. The target engine cycle was revised in the half way of the project to higher pressure and temperature cycle for better SFC due to the escalation of fuel cost. This paper describes design change to accommodate the higher combustor inlet pressure and temperature condition and some test results in multi sector combustor unit.

Key words: Combustor, Lean, Combustion, NOx

1. はじめに

航空機の増加に伴い航空エンジンでも環境適合性が強く要求されるようになっており、エンジンメーカーは市場競争力があるエンジンを投入するために低公害燃焼器の技術開発を進めている。Fig.1 に ICAO (International Civil Aviation Organization)が定める NOx 成分についての排出規制¹⁾の変遷を示す。導入当初は当時のエンジン排出レベルを許容する緩やかなものであったが、空港周辺を中心とした大気汚染が深刻化するにつれて規制強化を求める声が強くなり、現在では CAEP6 が運用されるに至っている。また CAEP6 よりも更に厳しい規制の適用が現在検討されているとの報告もある。

ICAO 規制値は、空港周辺 3000ft 以下の高度における航空機の典型的な飛行形態(LTO:Landing and Take Off cycle, Fig.2)に基づく排ガス成分の総量にて規制している。Fig.1の縦軸 $Dp/F00$ は、LTO サイクルにおける NOx 排出総量 Dp をエンジン定格推力 $F00$ で除した単位推力あたりの排出量を表している。

現在、経済産業省主導で将来の小型エンジン(推力 10000lb クラス)に必要な環境技術を開発するため、「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発(小型エコエンジン)プロジェクト³⁾が推進されている。規制値に対し NOx を -50%、THC、CO およびスモークを-10%低減をプロジェクト排ガス目標とし、当社は希薄燃焼方式の燃焼器開発を進めて

いる(プロジェクト発足時の CAEP4 を基準)。

Fig.3 に燃焼器開発ステップと共にエコエンジンプロジェクトにおいて推進している希薄燃焼器開発の通年計画を示す。現在では、プロジェクト当初のエンジン仕様から(以下、旧仕様と呼称)、燃料価格高騰等の時勢変化に柔軟に対応して、燃費向上のため高温高圧化した高圧力比エンジン仕様(以下、高圧化仕様)に変更している。

本稿では、旧仕様に対する燃焼器開発の簡単な紹介と共に、旧仕様の燃焼器をベースとして高圧化仕様へ対応するために行った設計変更およびその検証試験結果について報告する。

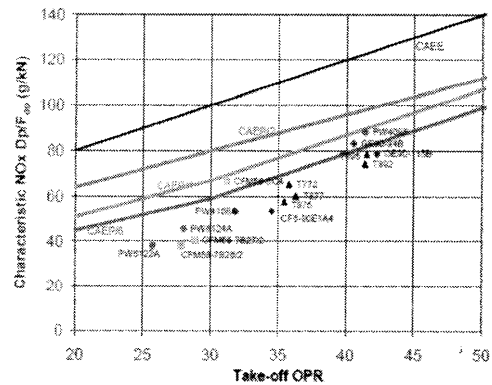


Fig.1 Trends of ICAO regulation and NOx emission level of existing engines

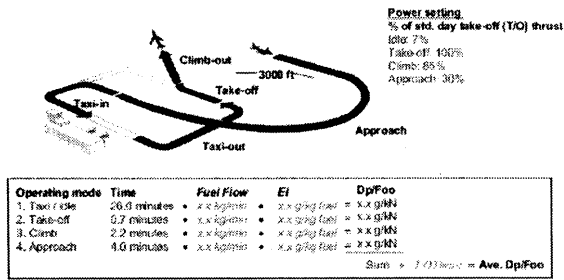


Fig.2 LTO (Landing and Take Off) cycle⁽²⁾

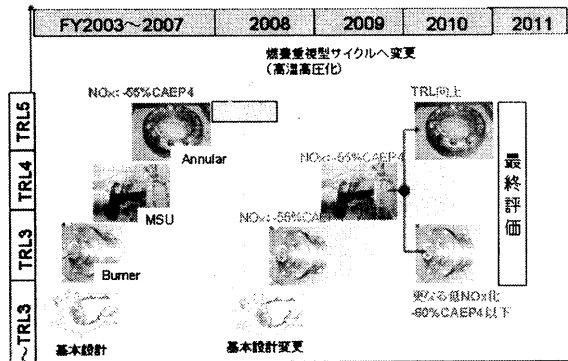


Fig.3 Lean staged combustor R&D plan in ECO engine project

2. 部分希薄燃焼器開発における技術課題

希薄燃焼は、あらかじめ形成した均質な希薄混合気を形成し、低い火炎温度にて燃焼させて低 NOx 化する方式である。燃焼器に流入する空気の大部分を噴射弁から流入させて希薄混合気を形成させるため、噴射弁がほぼ燃焼器特性を左右する最も重要な開発要素となる。

Fig.4 に当社が開発している噴射弁主断面図を示す。噴射弁はパイロットを中心として、その外側にメインを同軸状に配置させている。本噴射弁をエンジンにて運用する際の技術課題をエコエンジンの作動ラインとともに Fig.5 に示す。高出力条件では、パイロットおよびメインの両方に燃料噴射し、希薄均質な混合気形成により低 NOx 化を図り、低出力条件ではパイロットのみに局部的に燃料噴射して安定燃焼させている。この際、パイロット火炎が、外周に覆うように存在する大量のメイン空気に触れてしまうと、消炎作用により燃焼効率が低下する。このためパイロット噴霧のメイン空気流との混合を抑制する工夫が必要になる。

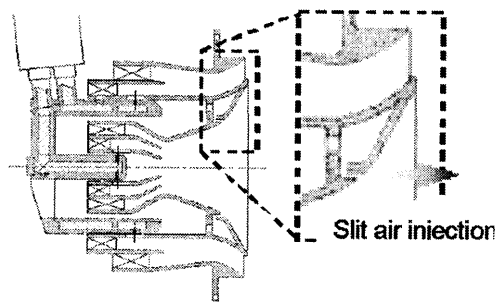


Fig.4 Section view of KHI concentric lean burn nozzle

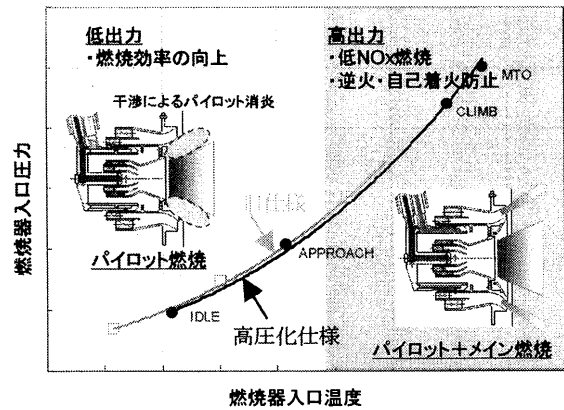


Fig.5 ECO engine combustor operating conditions and lean burn nozzle technical issues

3. 旧仕様に対する燃焼器開発試験経緯

前述した低出力条件における課題に対して、パイロットとメインの間に設けたスリットから空気を噴射し、パイロット噴霧を外周側のメインに流入するのを遅らせるようにした (Fig.4)。Fig.6 に示す Mie 散乱による計測した燃料分散分布によると、スリット空気がある左側の図では、パイロット噴霧がメイン空気へ流入するのを遅らせている様子が伺える。これにより噴射弁単体試験において実用レベルの高いアイドル燃焼効率を維持することが可能となった。

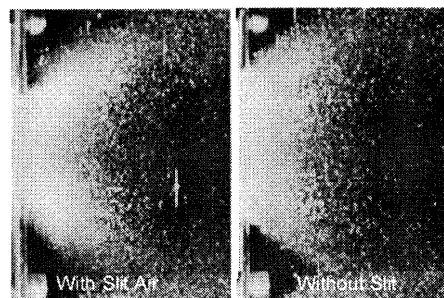


Fig.6 Burner spray displacement measured by Mie scattering with/without slit air arrangement

しかしながら、噴射弁を複数搭載したマルチセクタ燃焼器での燃焼性能評価では、単体試験で示した燃焼効率から大幅な劣化を示した。噴射弁から噴射される大量の強い旋回流により、噴射弁間の流れの干渉が生じ、単体状態での良好な流れ場が形成されなくなったのが効率の低下の原因となった。この対策として、噴射弁間にパーティションウォールを配置し、物理的に干渉を抑制した。これにより、特にアイドル条件での燃焼効率は大きく向上した。最終的に実圧実温度アニュラ試験 (Fig.7) を実施し、NOx 排出量は規制値 CAEP4 の 55% 減を確認^{4),5)}した。

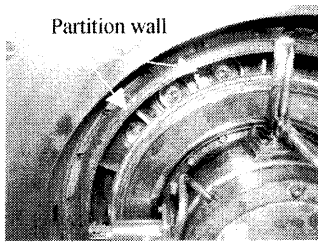


Fig.7 Annular combustor with partition walls

4. 高圧化仕様への対応

4-1. パーティションウォールの削除

旧仕様対応の燃焼器では、前述のように噴射弁単体試験での性能を發揮させるために、パーティションウォールが噴射弁間に配置されている。このパーティションウォールの問題点は、上流からの空気で冷却される構造になっているが、火炎が形成される噴射弁下流の空間に配置されているため、高温酸化等による寿命低下が懸念されることである。

燃焼器入口条件の高温高圧化した高圧化仕様のエンジンサイクルでは燃焼速度が増加するため、噴射弁間の干渉が存在する状態でも、低出力での未燃成分 (CO, THC) の排出量が低減されることが考えられる。そのため、旧仕様対応の燃焼器からパーティションウォールを削除した燃焼器形態で、未燃成分の排出量がプロジェクト目標値内になるかどうかを確認するため、セクタ燃焼試験を行った。旧仕様条件と高圧化仕様条件の燃焼試験結果を Fig.8 に示す。図は、NOx, CO および THC の排出成分に対し LTO サイクルの各モード別に色分けして示し、総排出量を CAEP4 の規制値に対する割合として示している。

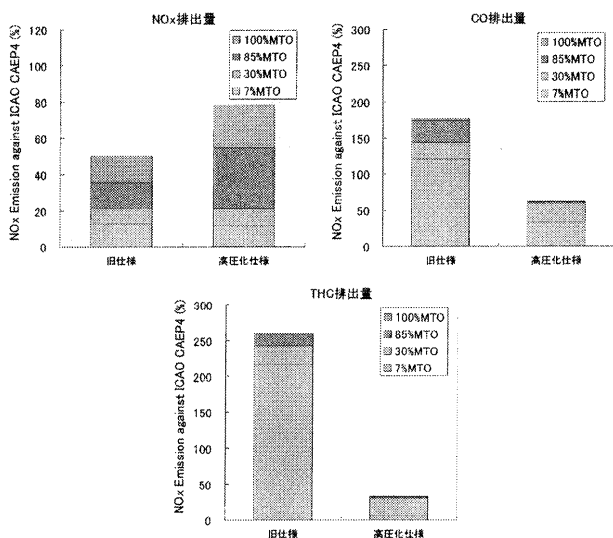


Fig.8 Emissions against ICAO CAEP4

旧仕様条件において大量に排出されていた 7%MTO 条件における未燃成分 (CO, THC) 排出量は、高圧化仕様条件では大幅に低減され、パーティションウォール

をなくしても、未燃成分のプロジェクトの目標値を満足できることが示唆された。一方で、高出力の 85%MTO 及び 100%MTO 条件では、NOx 排出量が大幅に増加し、プロジェクト目標値である CAEP4 の 50%削減を満足することができなくなった。

これらの結果から、高圧化仕様条件では、酸化等による寿命低下が懸念されたパーティションウォールを削除し、低出力での未燃成分の排出量と高出力での NOx 排出量の両方を目標値内に収めるように、希薄燃焼化をさらに進める設計変更を行った。

4-2. 低 NOx 化

Fig.8 から高圧化仕様条件において、NOx 成分は主にメインバーナを使用する 85%MTO と 100%MTO において増加している。予混合燃焼方式であるメインバーナにおいて NOx 排出量は火炎温度に大きく依存し、希薄化による火炎温度低下により大幅な NOx 低減が期待できる。しかしながら、この希薄化は低出力条件を含めた未燃成分の排出量の増加を引き起こす可能性がある。このため未燃成分増加と NOx 低減度合をうまくバランスさせてプロジェクト目標値を満足する希薄化設計を行う必要がある。希薄化は燃焼器へ流入する空気のうち、スワラから流入する空気流量配分割合を大きくすることで実施した。具体的には、空気が燃焼器へと流入する主な部分であるスワラ、ライナ冷却空気孔およびライナ希釈孔のうち、スワラおよび希釈空気孔の開口面積を変更し、スワラから流入する空気流量をパラメータとして 3 種類の燃焼器形態を比較した。ライナ冷却空気孔の面積は変更していない。

旧仕様対応の燃焼器形態のスワラへの空気流量配分は、燃焼器全体の空気流量に対して 48%である。この形態を試験 1 とし、53%を試験 2、64%を試験 3として、それぞれ高圧化仕様条件でセクタ燃焼試験を行った。試験 3 では希釈空気孔は完全に閉じられた形態となっている。燃焼器の簡易図を Fig.9 に、各試験の空気流量割合を Fig.10 に、試験結果を Fig.11 に示す。また、セクタ燃焼試験状況を Fig.12 に示す。

Fig.11 によると、スワラの空気流量配分が大きい程、NOx 排出量が低減されている。特に 85%および 100%MTO のメインバーナを使用する高出力での低減が顕著であり、

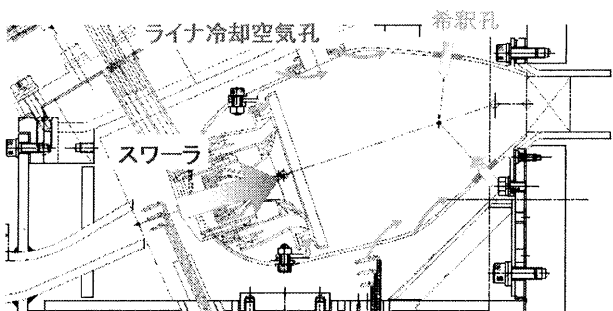


Fig.9 Section view of KHI sector combustor unit.

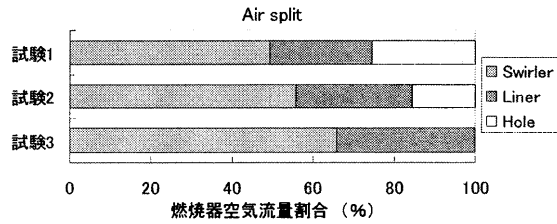


Fig. 10 Air split of KHI combustor

希薄化の効果が現れている。未燃成分の排出量は、試験 2 の形態で一旦減少し、試験 3 では増加している。特にパイロットバーナのみを使用する 7%MTO 条件で排出量の変化が大きい。これは、試験 1 の燃焼器形態では、燃料過濃状態であったため、また、試験 3 では、試験 1 とは逆に燃料希薄状態となったため、未燃成分が多く排出されたと考えられる。さらに、試験 2, 3 の形態では希薄化によりメインバーナの火炎温度が低下した影響で 85%MTO 条件においても未燃成分が排出されている。いずれにしても未燃成分排出量は規制値に対して十分マージンがあり問題はない。試験結果によると、試験 3 の形態がプロジェクト目標値である NOx 排出量のマイナス 50%CAEP4 を満足し、なおかつ THC および CO 排出量の目標値を満足していることが分かった。

試験 3 のセクタ燃焼器形態で高空着火試験など他の性能についての試験も行い、良好な試験結果を得た (Fig. 13)。特に希薄燃焼器で不利とされる高空着火特性について、30 kft 条件でも着火可能という良好な結果を得た。また、希薄燃焼器で得意とされるスモーク排出量については、予測されたとおり、目標値の 1/10 以下に低減される良好な結果を示した。

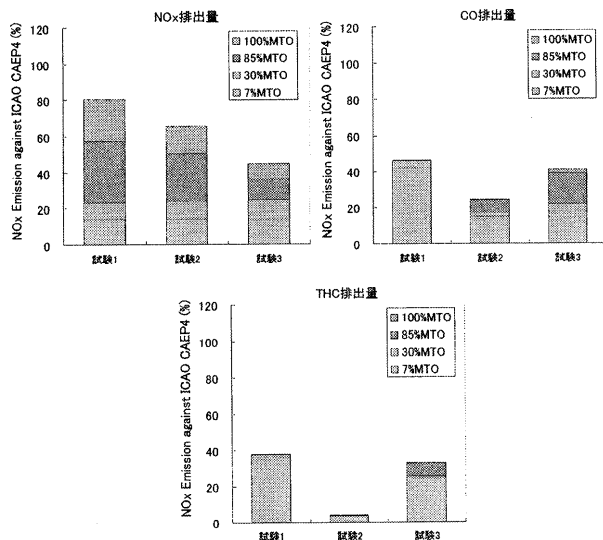


Fig. 11 Emissions against ICAO CAEP4

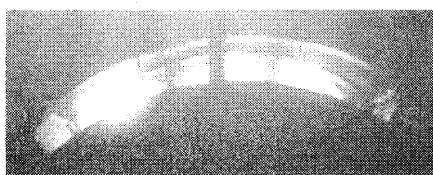


Fig. 12 Combustion test of multi sector combustor unit at JAXA

評価項目 (目標値)		試験 1	試験 2	試験 3
スワラ空気流量割合		4.8%	5.3%	6.4%
排ガス	NOx	<-50%	-20%	-38%
	THC	<-10%	-62%	-90%
	CO	<-10%	-54%	-72%
	スモーク	<27	2	2
OTDF	<0.25	0.197	0.15	0.177
RTDF	規定分布	OK	OK	OK
全体圧力損失率	<4.7%	4.8%	5.0%	5.7%
ライナ差圧	>2.73%	2.8%	2.85%	3.7%
高空着火特性	>25kft	30kft	30kft	30kft
吹き消え特性	200 以上	200 以上	200 以上	200 以上

Fig. 13 Combustion test results of sector combustor unit

5. 今後の計画

今回実施した高圧化仕様条件でのセクタ燃焼試験において、プロジェクトで要求される仕様をほぼ達成できた。課題としては、燃焼器圧力損失が大きいため、ディフューザの改良や燃焼器の開口面積を大きくして目標の圧力損失内に下げることが挙げられる。今後は、技術的成熟度を向上させるため、今回の試験 3 の形態をベースにしたアニュラ試験を実施する。また、同時に、さらなる低 NOx 化を目指し、バーナの研究開発を進める。

参考文献

- 1) CAEP seventh meeting : Report of the Committee Independent Experts on the 2006 NOx review and the establishment of medium and long term technology goals for NOx, Feb 2007.
- 2) David L. Daggett : Water Misting and Injection of Commercial Aircraft Engines to Reduce Airport NOx, NASA/CR-2004-212957.
- 3) Tetsuji F. and Osamu F. : Research and Technology Development in Japanese Environmentally Compatible Engine for Small Aircraft Project, AJCPP2006-22011.
- 4) Ogata, H., Oda, T., Horikawa, A., and Kinoshita, Y. : Development of partial lean staged combustor for small Environmentally Compatible Engine, IGTC2007 Tokyo TS-142.
- 5) 小林正佳, 緒方秀樹, 小田剛生, 堀川敦史, 木下康裕 : 小型エコエンジン用部分希薄燃焼器の開発, 第 36 回ガスタービン学会定期講演会講演論文集, (2008-10), pp.291-295.

謝辞

本研究開発は、経済産業省の課題設定型産業技術開発費助成事業による「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発」について、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) からの助成により実施したものです。本研究の実施にあたり、ご指導とご協力をいただいた経済産業省、NEDO, JAXA および多くの関係者各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

航空エンジン用燃焼器の開発における非燃焼数値解析の活用 —ライナ開口面積設計への適用—

*牧田 光正 (JAXA), 中村 直紀 (ASI 総研), 野崎 理 (JAXA)

Utilization of Cold-flow Analysis in the Development Process of Aeroengine Combustor

—Application in Design of Linear Effective Area—

* Mitsumasa Makida (JAXA), Naoki Nakamura (ASIRI) and Osamu Nozaki (JAXA)

ABSTRACT

Numerical simulation was utilized in the developing process of a small aircraft engine, which was conducted in the framework of JAXA TechCLEAN project. To apply the numerical method to the screening process of combustor design, we used the cold-flow simulation code UPACS with overset grid method. In this report, this method was applied to investigate the mass flow ratio between fuel nozzles and air holes on the combustor liner, and to estimate the discharge coefficient of air holes and effective area of the combustor liner.

Key words: Cold-flow simulation, Overset grid method, Combustor design, Rich-Lean combustion, Mass flow ratio, Discharge coefficient.

1. はじめに

宇宙航空研究開発機構 (JAXA) では平成 15 年より「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、その中で航空機エンジン用燃焼器からの有害排出物、特に窒素酸化物(NOx)を低減するための燃焼技術の研究開発を実施している。その一環として小型航空機用燃焼器の開発を行っており¹⁾⁵⁾、大気圧での単管燃焼器試験から実際の運転条件下での環状燃焼器試験へと徐々に燃焼器モデル及び試験条件を実際の燃焼器に近づけることにより改良を行い、環状燃焼器形態での実温実圧試験において NOx 排出の国際民間航空機関 (ICAO) の CAEP4 排出基準値⁶⁾の 38% への低減を達成した。

本燃焼器の開発過程では実験が主として行われてきたが、コストと時間と労力が要求される燃焼実験では多くの燃焼器モデルに対して試験を行うことが容易でなく、著者らは計算コストの比較的安価なコールドフロー(非燃焼流)解析を燃焼器設計に適用し設計のために有用な知見を得るための手法を模索してきた。前報⁷⁾では、コールドフロー解析を燃焼器内部流解析に適用する際の具体的な手法や、燃焼器の開発過程における活用例の概要を紹介した。本稿ではそのうち、燃焼器モデルの形状パラメータの変更に伴う、燃料ノズルや燃焼器ライナ上の各空気孔への流量配分の変化、燃焼

器全体の有効開口面積の変化、及びそこから得られた設計上の留意点に主題をおいた報告を行う。

2. 計算対象と解析手法

航空エンジン用燃焼器は一般的に Fig.1 左上のように燃料ノズル 1 個分の区画を環状に並べた形態となっており、今回対象としている燃焼器では燃料ノズル 16 本で構成されている。燃焼試験においても、初めから環状燃焼器を対象とはせず、燃料ノズル 1 個分の区画(1/16 シングルセクタ)、及び 3 個分の区画(3/16 マルチセクタ)の燃焼器モデルを用いた試験を繰り返すことにより燃焼性能の調整を行い、目標達成の見通しが付いた後に環状燃焼器での試験を行っている。数値解析においても、シングルセクタを対象とした低コストのパラメトリックスタディーを主体とし、必要に応じてマルチセクタ、環状形態に拡張した計算を行っている。

また、Fig.1 右下に示すように、本燃焼器では NOx 排出低減の手段としてリッチ・リーン燃焼方式を採用していることから、燃料ノズルからの流入空気は 1 割程度となっており、燃料ノズルと燃焼用・希釈用空気孔への空気量配分の把握・調整が重要となっている。そのため、圧縮機出口のプレディフューザを入り口として、カウルなどの複雑な形状や燃焼器ライナ外側の領域、空気孔などを含んだ計算を行っている。ただし、ライナ壁面

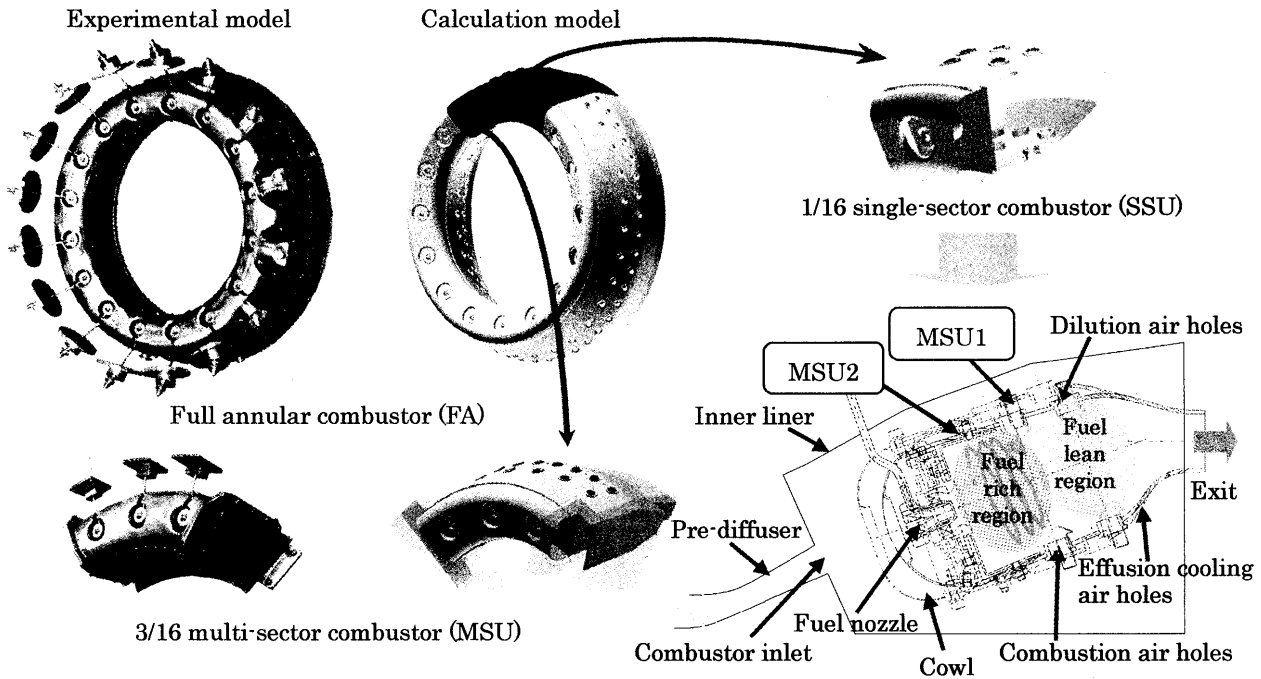


Fig.1 Target aircraft combustor models and calculated section with schematic sectional drawing.

の温度上昇を抑えるためにエフュージョン冷却孔がφ1で約200個空けられているが、計算コスト低減のため今回は1ケースを除いて省かれている。またこの図にはMSU (Multi-Sector Unit) 1, 2の2つのライナ形状が描かれているが、後述のように燃焼器圧損低減のためMSU2ではライナ全体が後流に移動し、ライナ高さも低くなっている。

計算手法の詳細については前報⁷⁾に譲るが、比較的短時間で数多くの燃焼器モデルの流れ場を解析して取捨選択を行うのに適した計算手法として、計算コードはJAXA開発の3次元圧縮性コードであるUPACSを使用し、Spalart-Allmaras乱流モデルを用いた定常計算を行った。また、ライナやカウル形状、空気孔の大きさ・配置を容易に変更可能とするために、これらの格子をパーツに分けて組み合わせられるよう、UPACSに組み込まれている重合格子法^{8,9)}を活用した。計算格子の構成例をFig.2に示すが、シングルセクタ区画でプレディフューザ、インナケーシングを含んだ範囲を計算領域としており、カウル・燃料ノズル・空気孔等の物体周辺の格子を燃焼器ライナ内外の格子と重合格子境界で結合している(総格子点数約1200万点)。周方向に16分割した面は周期境界とし、プレディフューザ入口と燃焼器出口の間に与える圧力損失(圧損) $\Delta P\%$ を試験に合わせて設定している。また、流入空気温度は大気圧試験に合わせて500Kとしており、 $\Delta P=9\%$ ではReynolds数は約47000となっている。

3. 解析結果と考察

3.1 計算モデルと試験モデルの対応

今回解析対象としている試験モデルは、燃焼試験で用いたマルチセクタ燃焼器MSU1とMSU2、及び環状燃焼器FA1-1とFA1-2の4つとなる。MSU2はMSU1よりも燃焼器全体圧損を低減するよう改良されており、Fig.1右下に示すようにライナ形状を変更し、燃焼用・希釈用空気孔径も拡大している。環状燃焼器FA1-1はMSU2のシングルセクタ領域(1/3区画)を16個並べた形状となっており、空気孔径も同一としている。FA1-1の燃焼試験結果を受けて空気孔径などの調整を行い、最終形態のFA1-2となっている。

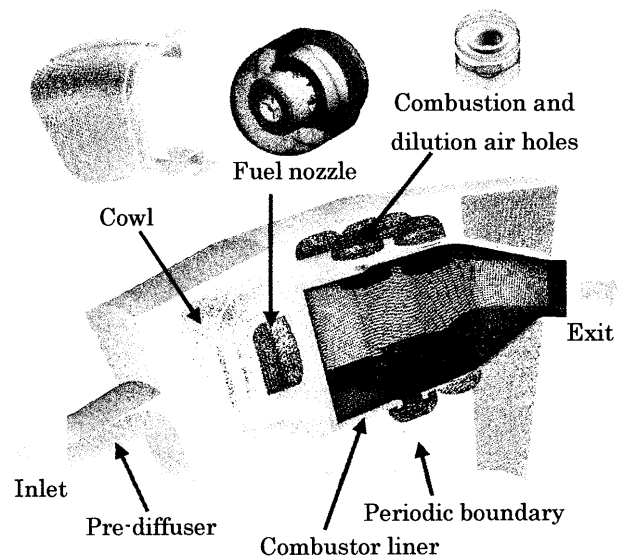


Fig.2 Setup of combustor calculation grids connected by overset boundaries.

Table 1 List of calculated and experimental combustor models with configuration parameters.

Calculated model	Liner	Cowl	Air hole size and number (st: staggered)			Experimental model		
			Combustion	Dilution	Cooling	MSU	FA	
S1h1	L1	C1	φ10.2x4	φ9.4x6		MSU1		
S1h2	L1	C1	φ10.2x4	φ11.4x6				
S1h2c2	L1	C2	φ10.2x4	φ11.4x6				
S1h2c3	L1	C3	φ10.2x4	φ11.4x6				
S2h2	L2	C1	φ10.2x4	φ11.4x6		MSU2		
S2h2st	L2	C1	φ10.2x4 st.	φ11.4x6				
S2h3st	L2	C1	φ10.8x4 st.	φ11.4x6	φ3.5x4		FA1-1	
S2h3stcool	L2	C1	φ10.8x4 st.	φ11.4x6	φ3.5x4		φ3.3x46	FA1-1
S2h4st	L2	C1	φ10.2x4 st.	φ10.9x6	φ3.5x4			FA1-2
M2h3st	L2(x3)	C1	φ10.8x4 st.	φ11.4x6	φ3.5x4		MSU2	

計算モデルのリストを Table 1 に示すが、前述の試験モデルに対応したモデルと、それらの間の違いをパラメトリックに変更した計算モデルを設定し、形状パラメータとしては、ライナ・カウル形状、燃焼用・希釈用空気孔径と配置、冷却空気孔の有無の 5 つを用いており、前モデルからの変更箇所はハッチングで示されている。また、対応する試験モデルがある場合は、マルチセクタ形態と環状燃焼器形態の双方を挙げてある。

4 つの試験モデルに対しては、燃焼器入り口(プレディフューザ出口)から燃焼器出口の間の圧損と入口空気流量が計測されており、MSU1, MSU2 については大気圧 500K で空気流量を数点変化させた際のデータ、FA1-1, FA1-2 ではエンジン設計点の

1 条件で計測されたデータが Fig.3 に”Exp.”で示されている。横軸の修正空気流量 Wa_{cr} は以下の式で算出されている。

$$Wa_{cr} = Wa \sqrt{\frac{T}{T_{ref}}} \frac{P}{P_{ref}} \quad (1)$$

ここで、 Wa はシングルセクタ区画の流入空気流量で、添え字”ref”は参照状態を表し $T_{ref}=288.15K$, $P_{ref}=0.1013MPa$ としている。また、前述のように、試験モデルで空けられているエフュージョン冷却孔は、CFD では計算コスト低減のため後述の S2h3stcool を除いては省かれており、試験結果と比較するために、冷却孔分を差し引いたライナ開口面積割合の 2 乗で試験結果の圧損を割って補正した値も Fig.3 に”Exp.C”で示されている。

なお、誌面の都合上、Table 1 に示された後述の S2h2 以降の計算モデルについても、解析で得られた流量-圧損特性が Fig.3 に全てプロットされている。考察の各節からは適宜参照されたい。

また、Table 1 に示したように、試験モデル MSU1, MSU2 に相当する計算モデル S1h1, S2h3st の間では、7 つの計算モデルでライナ・カウル形状・空気孔径によるパラメトリックスタディーが行われている。詳細は前報を参照されたいが、結果としては、MSU2 での圧損の減少にはカウル・ライナ形状の影響も有るものの、空気孔の拡大が最も効いていたことが判った。

3.2 マルチセクタ燃焼器と環状燃焼器の差の評価

環状燃焼器 FA1-1 はマルチセクタ燃焼器 MSU2 と同じ形状パラメータで設計・製作されたが、Fig.3 に示したように流量-圧力特性に差が生じ、燃焼特性も異なる結果となった。原因を探るため、CFD

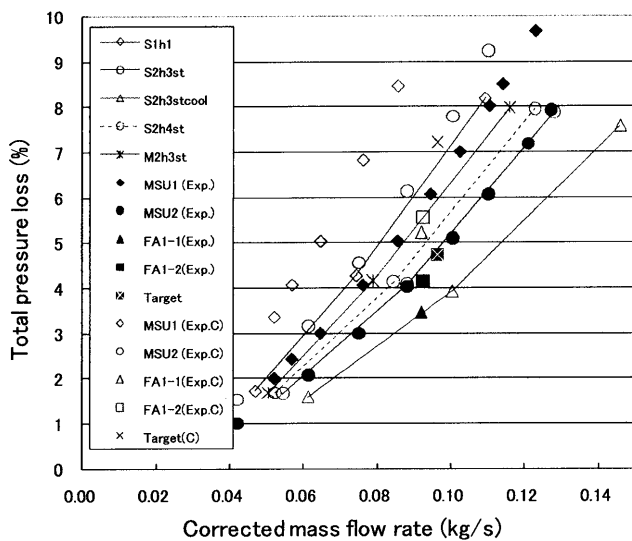


Fig.3 Effect of combustor configuration on total pressure loss of model combustors.

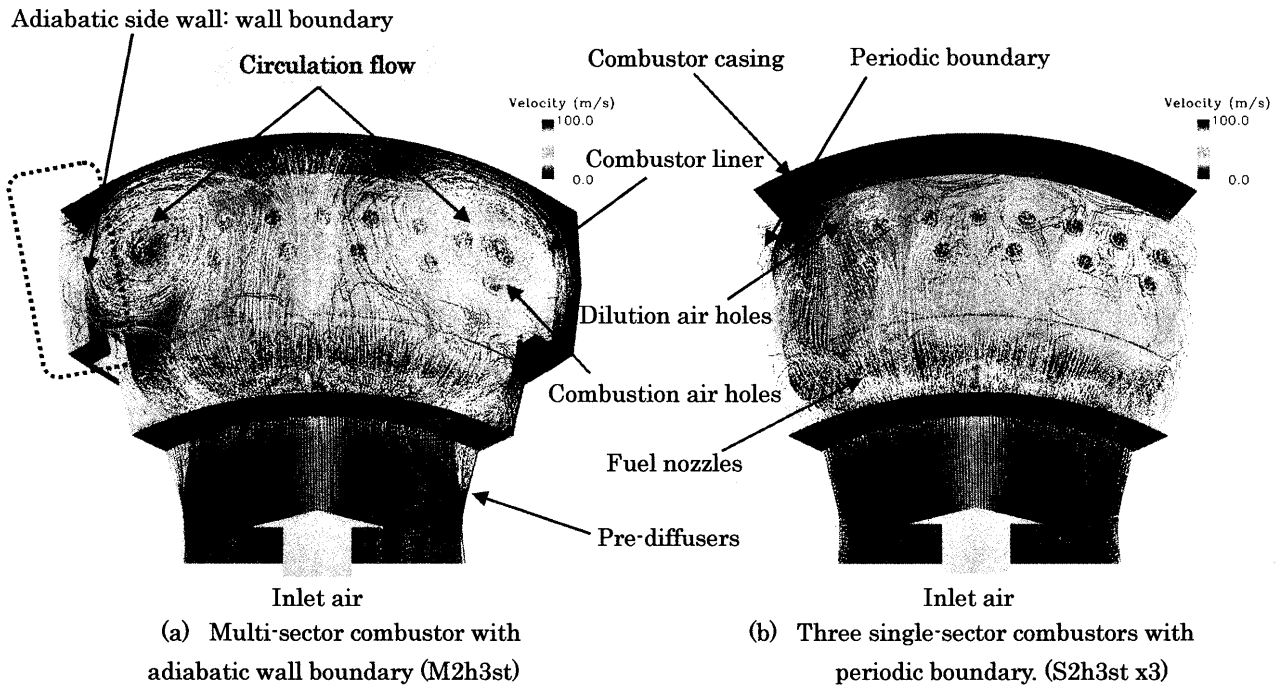
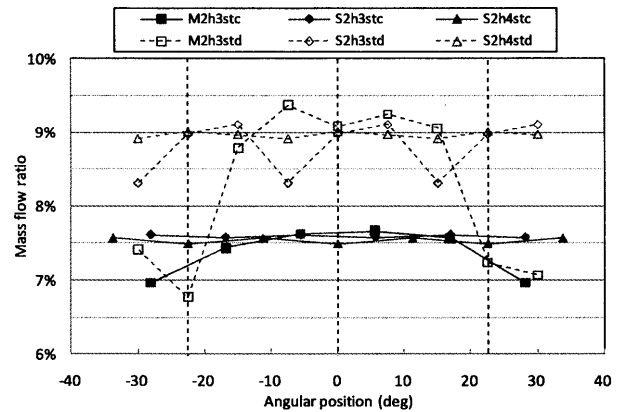


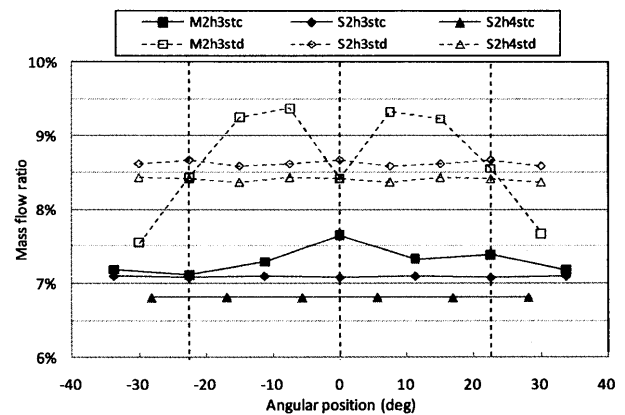
Fig.4 Comparison between multi-sector and ideal full annular combustor.

でも Fig.4(a) に示すようにシングルセクタ区画相当の S2h3st を 3 つ接合し、左右の周期境界に試験モデルと同じく側壁領域を付加した計算モデル M2h3st に対して解析を行った。計算で得られた流線を Fig.4(a) に示すが、S2h3st の結果を 3 つ並べた FA1-1 相当の結果(b) と比べると、側壁付近に循環流が発生することにより圧損が生じ、燃焼用・希釈用空気孔への空気量配分が減っている、即ち、環状燃焼器では想定以上に空気孔からの流入が増えていることが予測された。その分の是正を図り、燃焼用・希釈用空気孔を縮小した計算モデル S2h4st についても解析を行い、上下ライナの燃焼用・希釈用空気孔への空気流量配分を M2h3st と S2h3st、S2h4st で比較した結果を Fig.5 に示す。横軸は中央の燃料ノズルの中心を 0° とした場合の周方向の角度位置を表し、3 つの垂直点線は 3 つの燃料ノズルの中心位置を示す。S2h3st、S2h4st は同じ結果を 3 つ並べて表示されている。M2h3st については、特に希釈用空気孔(-d)での流量配分のバラツキが大きく、側壁付近に生じた循環流により、後方への流れが阻害されていることが判る。

燃料ノズルと燃焼用・希釈用空気孔全体への流量配分を M2h3st と S2h3st、S2h4st で比較した結果を Fig.6 に示すが、S2h3st では M2h3st よりもノズル流量が 1 割以上少なくなっており、全体圧損が低下した原因の 1 つと考えられる。改良型の S2h4st では半分程度の回復が見られ、Fig.3 に示すように全体圧損も M2h3st と S2h3st の中間程度に増加して



(a) Distribution on outer liner



(b) Distribution on inner liner

Fig.5 Comparison of distribution of mass flow ratio between multi-sector and ideal full annular combustor (-c: combustion air holes, -d: dilution air holes).

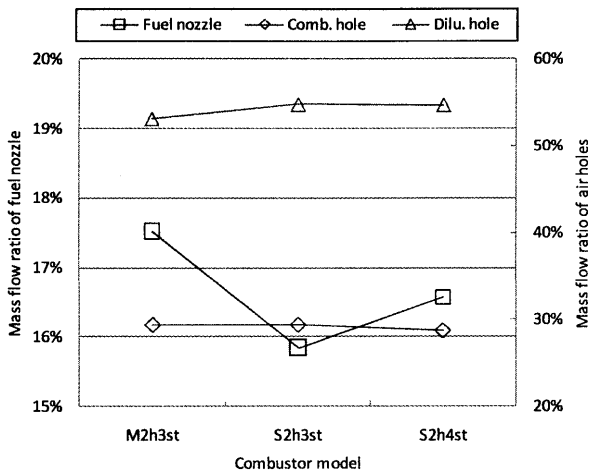


Fig.6 Comparison of mass flow ratio between multi-sector and ideal full annular combustor.

いる。環状燃焼器試験モデル FA1-2 は S2h4st を元に設計されており、燃焼試験でも MSU2 に近づけて良好な結果を得ることが出来た。

また、Fig.3 で試験での計測値（補正值）と比較すると、対応する M2h3st と MSU2、S2h3st と FA1-1、及び S2h4st と FA1-2 のそれぞれで定量的にもある程度の予測が出来ていると言える。

3.3 冷却孔付きでの計算

前述のように、試験モデルのライナ壁面に空けられているエフュージョン冷却孔は、計算モデルではコスト低減のために省かれており、計算結果と比較する際には、冷却孔分を差し引いたライナ開口面積で計測結果の圧損を補正していた。ただし、ここで用いるライナ開口面積を算出する際に、燃料ノズル単体での有効開口面積(計測値)や、空気

孔面積に一般的な流量係数を乗じた値を用いると、ケーシングやカウルなどの影響で流量配分がずれてしまい、補正自体が意味をなさない。そのためここでは、S2h4st で壁面冷却孔も計算領域に含めて、ライナ開口面積を試験モデルに合わせた計算を行い、圧損補正を行っていない計測値との比較を行って定量的な評価を行うと共に、燃料ノズル、空気孔、冷却孔への流量配分を確認してそれぞれの流量係数を見積もった。

Figure 7 に、壁面冷却孔を開けた計算モデル S2h4stcool のライナ外観、計算格子の重合状況を示す。対応する試験モデル FA1-1(MSU2)ではφ1の冷却孔が約200個空いているが、ここではφ3.3の冷却孔を46個空けて冷却孔の開口面積を合わせている。冷却孔の位置による流量配分の変化もある程度再現するため、Fig.7 左図のように冷却孔を5列に分けて配置し、Fig.7 右図のように冷却孔の計算格子とライナ内外の格子を、中間の格子を介して重合結合させている。これにより、総格子点数は約2600万点に増加している。

計算で得られた流量-圧損の特性を Fig.3 に示すが、対応する試験モデルの FA1-1 の補正なしの圧損とほぼ一致している。さらに、個々の冷却孔への流量配分を調べるため、冷却孔流量係数の周方向分布を Fig.8 に示す。冷却孔列には上流側から CH1~5 の記号を付け、インナ(-i)・アウト(-o)も区別して表示している。一部を除いて周方向のばらつきは大きくないが、列毎には大きな差が生じており、インナ・アウトの比較でも、Fig.5 に示した燃焼用・希釈用空気孔と同様にアウト側の流量が

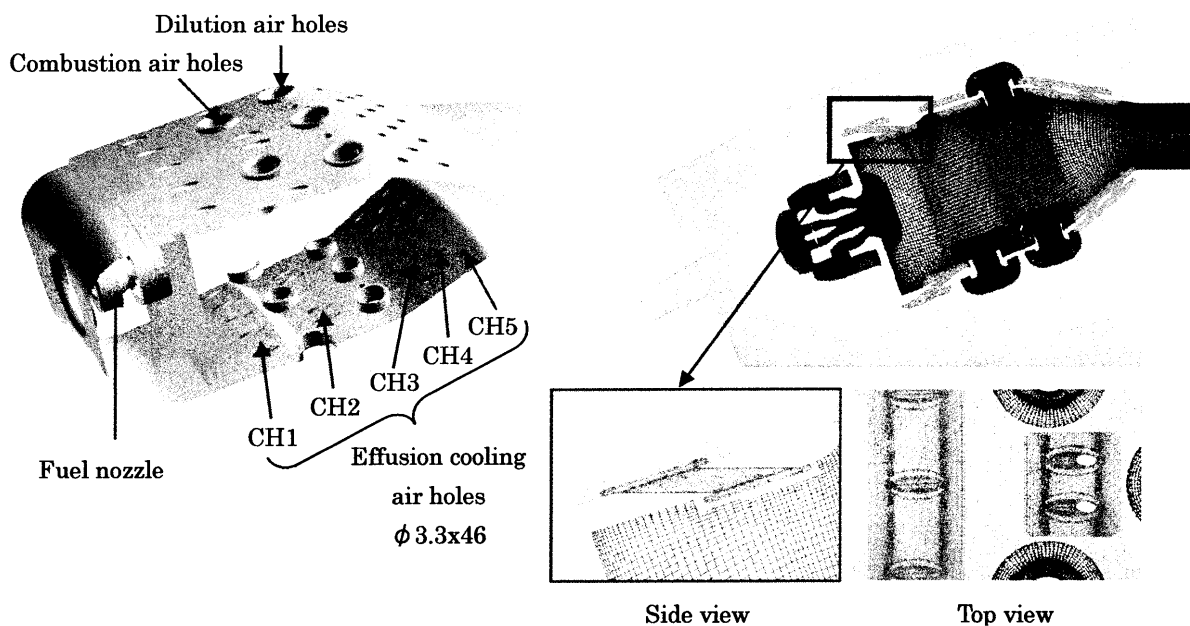


Fig.7 Setup of combustor calculation grids including effusion cooling air holes.

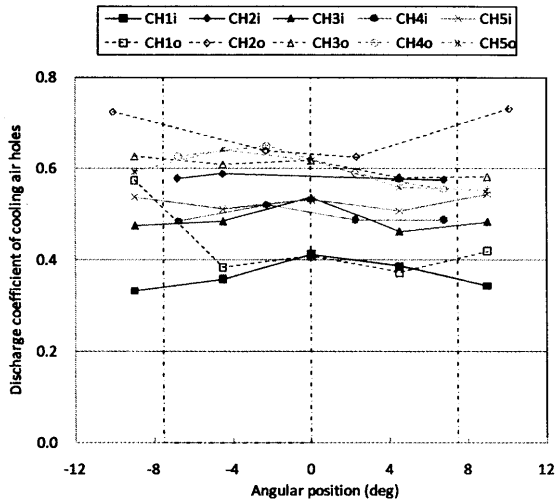


Fig. 8 Distribution of discharge coefficient of effusion cooling air holes. (-i: inner liner, -o: outer liner).

多い傾向がある。これらの冷却孔の流量係数を単純平均すると約0.5となるが、軸方向位置（上流・下流）及びインナ・アウトによって空気量配分に差が生じていることも、燃焼器設計の際には念頭に置いておく必要が有る。

上記の結果から燃料ノズル、燃焼用・希釈用空気孔、冷却孔の流量係数を Table 2 のように設定して、ライナ全体の有効開口面積を見積もり、CFD 若しくは試験での流量-圧損の関係から得られた有効開口面積と比較した結果を Fig.9 に示す。今回行った S2h4stcool の計算では設計値に近い値となっているが、MSU2 など大きくずれているケースも見られる。原因についてはもう少し調べる必要が有るが、3.2 節で述べたようなマルチセクタ形態による流れの乱れが起きていることも考えられる。

4. まとめと今後の予定

JAXA TechCLEAN の一環として行ってきた小型航空エンジン用燃焼器の開発過程において、計算コストの比較的安価なコールドフロー解析を活用した例を、流量-圧損の関係(開口面積)や空気孔への流量配分に重点をおいて紹介した。

燃焼器の形状パラメータ変更に伴う、燃料ノズル、空気孔への流量配分の変化を見積もる事ができ、空気孔毎の流量配分も予測することが可能となり、燃焼器設計に有用な情報を得る手段が得られた。これにより、燃焼器設計の元となるライナ開口面積の見積もりの際にも、より精度の高い推算が可能となった。

今後、計算資源に余裕が出来れば、環状形態の計算モデルについても解析を行い、全周解析によって生じる特有の現象などを調べる予定である。

Table 2 Discharge coefficient for air holes. (Fuel nozzle is based on individual effective area)

Fuel nozzle	1.7
Combustion & dilution air holes	0.7
Small dilution air holes ($\phi 3.5$)	0.55
Effusion cooling air holes	0.5

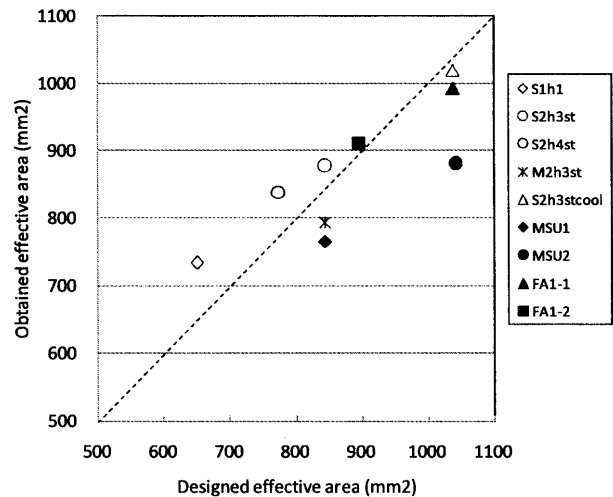


Fig.9 Comparison of obtained and designed effective area of total combustor liner.

参考文献

- 1) 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).
- 2) 牧田他: 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 (マルチセクタ燃焼器による実温実圧試験), 第34回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2006).
- 3) M. Makida et al: Optimization of a small aircraft combustor to reduce NOx emissions under practical conditions, GT2007-27969, ASME (2007).
- 4) 牧田他: 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 (フルアニュラ燃焼器による性能確認), 第35回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2007).
- 5) M. Makida et al: Verification of low NOx performance of simple primary rich combustion approach by a newly established full annular combustor test facility, GT2008-51419, ASME (2008).
- 6) IPCC: Aviation and the Global Atmosphere, A Special Report of IPCC Working Group I and III (1999).
- 7) 牧田他: 航空エンジン用燃焼器の開発におけるコールドフロー数値解析の活用, 第37回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2009).
- 8) 松村他: UPACS の重合格子解析における重合境界設定手法について, ANSS 2004 論文集, JAXA-SP-04-12, pp.248-253 (2004).
- 9) 山根他: 流体・熱伝導連成数値解析における重合格子法の活用手法について, 第34回ガスタービン定期講演会前刷り集 (2006).

UMGT 用極超小型プロパン燃料改良型実機燃焼器 の燃焼特性の把握

*小野 洋平（首都大院），桜井 毅司（首都大），湯浅 三郎（首都大）

Properties of an Improved Engineering-model of a Propane-fueled Ultra-micro Combustor for UMG

*ONO Yohei (TMU), SAKURAI Takashi (TMU) and YUASA Saburo (TMU)

ABSTRACT

The burning test of an improved engineering-model of a propane-fueled ultra-micro combustor showed that combustion efficiency was over 99.3 % at the design point of the combustor. However this combustor had two serious problems. First was that the heat loss ratio was estimated to be 42 % of the total heating value at the design point. The heat loss ratio from the outer wall of the combustor to the atmosphere was 14%, and that from the support bolts to the support table was 29 %. Second was that the pressure loss ratio was measured to be 12% at the design point. For practical use, the solution to improve those problems is discussed.

Key words: UMG, Ultra-micro Combustor, Engineering-model, Flat-flame, Propane

1. はじめに

超小型モバイル電子機器や無人航空機、ロボット等への搭載を目的とした動力源としてウルトラマイクロガスタービン（UMGT）の研究が進められている。UMGT は既存の化学電池や開発中の燃料電池と比較して高出力密度・高エネルギー密度を両立することの出来る究極の分散型動力源である。本研究室ではUMGT 用水素及びプロパン燃料燃焼器について研究を行ってきた¹⁾。水素燃料では、Flat-flame 燃焼方式により、設計点を満たす広範囲にわたって高燃焼効率および高燃焼負荷率のもとで、高い火炎安定性を達成できることを実証した。現在は実機搭載に向け、燃焼器サイズのコンパクト化、圧力損失・熱損失の低減を図ったより詳細な燃焼器構造や材質の検討を行っている²⁾。プロパン燃料に関しては、試験燃焼器での燃焼実験によって、極超小型燃焼器開発における問題点を抽出・明確化し、実用化に向けた燃焼器の設計・製作するために、実機型燃焼器の試作・改良を行っている。最初に製作したプロパン燃料実機型燃焼器は、Flat-flame が形成されていなかったため、燃焼室内によどみ流れ場を形成させることを目的として、燃焼室内に多孔板を設置することにより改良を施した³⁾。これ

により、燃焼実験において、設計点（空気流量 0.15g/s、当量比 0.55）において安定に燃焼させることが可能となった³⁾。ただし燃焼効率や排気ガス濃度は測定されていない。また壁面温度が高く、大きな熱損失が生じていることも懸念された。そこで本報告では、改良型実機燃焼器の実用化に向けての課題を把握するために、改良した燃焼器の熱損失や圧力損失、燃焼効率などの燃焼特性を詳しく調べた結果を報告する。

2. 実験装置および方法

2.1 改良型実機燃焼器

Fig.1 に改良型実機燃焼器の概略を示す。燃焼室はインジェクタと多孔板に囲まれた直径 20mm、高さ 4mm の空間で、燃焼室容積は 1.26cm³ となる。本実機型燃焼器には 2 つの特徴がある。一つは予混合気と燃焼ガスの熱交換である。予混合されたプロパンと空気は燃焼器上流から燃焼室の外周を沿うように流れ、インジェクタから燃焼室に入る。このとき予混合気は燃焼室からの熱移動により予熱される。他の一つは、燃焼室内に設置した多孔板により、よどみ流れ場が形成されることである。多孔板を設置した結果、火炎安定性が広がった³⁾。燃焼ガスは多孔板に開けられた 16 個の小孔（φ1.6mm）を通過し、上方の排気パイプから排気される。燃焼器の大部分は SUS304 を使用しており、

直接火炎にさらされる多孔板は耐熱強度に優れるハステロイを用いている。燃焼器条件の変更や、燃焼後の内部の様子を確認できるようにするため、各部品には溶接や接着等を施しておらず、ボルトによって締結した。インジェクタにはアルミナセラミック多孔質板 FA100(平均粒径:130 μm 、多孔率:30%)を用いている。また Fig.1 に示されているように 2 本のスパーク型イグナイタを燃焼室に挿入してあり、これによって着火する。

2.2 実験方法

実験は大気圧・室温で行った。Table 1 に設計点における稼働条件を示す。これは MIT の設計値を参考とし、圧力比 4 における UMG 出力 60W の体積流量と等しくなるように決定した⁴⁾。設計稼働条件での燃焼負荷率は、完全燃焼を仮定すると 1810 MW/(m³・MPa) になり、ジェットエンジン燃焼器と比べて倍以上高負荷な燃焼器となる⁵⁾。温度は Fig.1 に示すように燃焼室、燃焼器出口、予混合気流路 (A、B)、燃焼器外壁の 5 箇所計測した。燃焼室にはシース径 0.5mm の R 型熱電対 (燃焼室内壁から約 3mm、インジェクタの上部から 1mm の位置に挿入) を用い、その他はシース径 0.25mm の K 型熱電対を用いた。本実験では、熱損失割合、圧力損失割合、燃焼効率、排気ガス濃度の測定を行った。燃焼効率は先端径 0.2mm の石英プローブを用いて燃焼室出口における排気ガスを採集し、CO、O₂、CO₂ 濃度計 (testo 325XL) で計測した CO、O₂ 濃度と、炭化水素濃度計 (島津製作所 HCM-1B) で計測した THC 濃度から求めた。

3. 実験結果及び考察

3.1 熱損失

本実験型燃焼器の設計点 (空気流量 0.15g/s、当量比 0.55) における燃焼器各部の温度は、Fig.2 に示すように、燃焼室温度と燃焼器出口中心温度が共に 1080K、燃焼器外壁温度が 830K、予混合気温度(A)が 800K、予混合気温度(B)が 640K であった。熱電対からの輻射及び熱伝導による熱損失の補正は行っていない。プロパン/空気の予混合気を 800K まで予熱したときの当量比 0.55 における断熱火炎温度が 1900K であるのに対し、燃焼室温度は 1080K と低い。その理由として、計測した熱電対位置が燃焼室内壁に近く、壁面への熱損失の影響を受けている可能性がある。また反応途中の火炎予熱帯の温度を計測していることも考えられる。今後、燃焼室内の詳細な温度分布を計測することにより、燃焼室内の熱損失過程について調べる必要がある。

発熱量に対する燃焼器外部への熱損失割合を燃焼器入口と出口のエンタルピー差によって求め、式 (1) を用いて計算した。

$$HLR = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot (h_m - h_{ex})}{Q_{total}} \quad \dots (1)$$

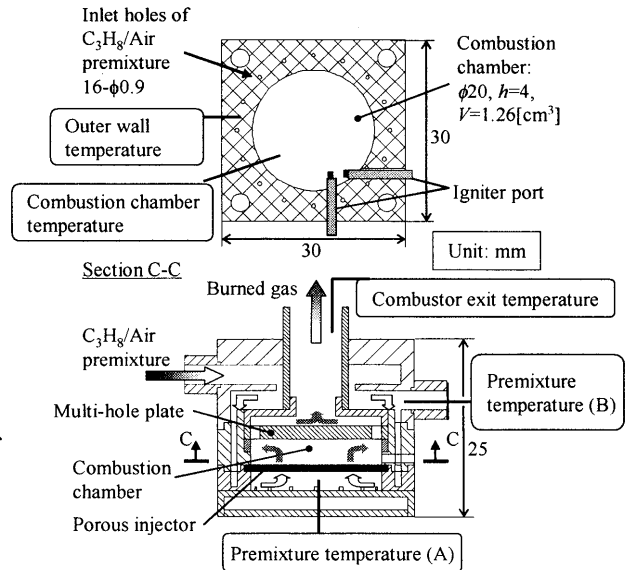


Fig.1 Schematic of the improved engineering-model of propane-fueled ultra-micro combustor

Table 1 Burning condition

Room Temperature, Atmospheric Pressure	
Fuel	propane
Adiabatic Flame Temperature	1600[K]
Air Mass Flow Rate	0.15[g/s]
Equivalence Ratio	0.55

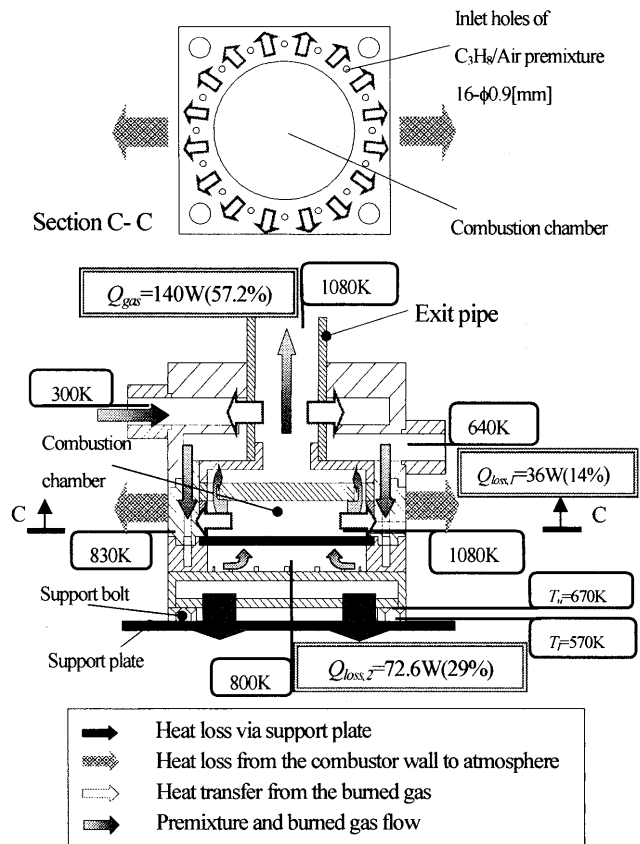


Fig.2 Measured temperatures and heat losses of the improved engineering-model ultra-micro combustor at the design point ($\dot{m}_a = 0.15\text{g/s}$, $\phi = 0.55$)

ここで、 Q_{total} は燃料の総発熱量 [W]、 \dot{m}_a は空気流量 [g/s]、 \dot{m}_f は燃料流量 [g/s]、 h は比エンタルピー [J/g]、 T は温度 [K]を示す。下添え字 in , ex は燃焼器入口、出口を示す。Fig.3 に設計点における、燃焼器出口温度の半径方向の分布を示すが、出口の燃焼ガスのエンタルピーはこの温度分布と平均燃焼器出口流速とから求めた。燃焼器出口中心から離れていくにつれて排気パイプ ($\phi 8\text{mm}$) への熱損失により温度は低下していく。その結果、設計点において発熱量(245W)の 42.8% に及ぶ熱損失が生じていることが分かった。

この大きな熱損失は、Fig.2 に示すように、燃焼室外壁や燃焼ガスが通過する排気パイプから、大気中や燃焼器を支持しているボルトを通して燃焼器設置台へ生じていると考えられる。

燃焼器外壁から大気中への熱損失量は、以下の式(2) から概略値を求めることができる。

$$Q_{loss,1} = h_1 \cdot (T_w - T_a) \cdot A_1 \quad \dots (2)$$

ここで h_1 は燃焼器上面・下面・側面での熱伝達率であり、それぞれに対して空気中における自然対流に対する簡易式⁹⁾を用いて求めた。各熱伝達率は 16.1、6.7、16.4 W/(m²・K) となった。 T_w は設計点での燃焼器外壁温度で、 T_a は大気温度であり、各面で一定と仮定し実測値の 830K と 300K を用いた。 A_1 は各面の面積 [m²] を示す。これより 36W (発熱量の 14%) が燃焼器外壁から大気中へ放出されているという結果を得た。

また燃焼器を支持しているボルトから燃焼器設置台への熱損失量は以下の式(3)から求まる。

$$Q_{loss,2} = -\lambda \cdot \left(\frac{T_u - T_l}{l} \right) \cdot A_2 \quad \dots (3)$$

ここで λ はボルトの熱伝導率 16.2 W/(m・K) を、 A_2 はボルト断面積 [m²] を表す。 T_u はボルトの上面温度の実測値(670K)、 T_l はボルトの下面温度の実測値(570K)を表し、 l はボルト厚さ [m] を表す。上記の値により、72W (発熱量の 29%) がボルトから燃焼器設置台へ失われているという結果を得た。さらに燃焼器底面から設置台への熱放射量 ($Q_{loss,3}$) も計算したところ、0.6W (発熱量の 0.3%) であった。

これらの熱損失割合の概算結果を合わせると、108.6W (発熱量の 44%) となり、(1) 式から得た結果とはほぼ一致する。したがって燃料の発熱量割合 Q_{total} 、燃焼ガスの排気熱量割合 Q_{gas} 、燃焼器各部における熱損失割合 $Q_{loss,1,2,3}$ の関係を整理すると (4) 式のようになる。

$$Q_{total} = Q_{gas}(57.2\%) + Q_{loss,1}(14\%) + Q_{loss,2}(29\%) + Q_{loss,3}(0.3\%) \quad \dots (4)$$

このことから燃焼器外壁からボルトを通して燃焼器設置台へ多くの熱が失われていることが分かった。

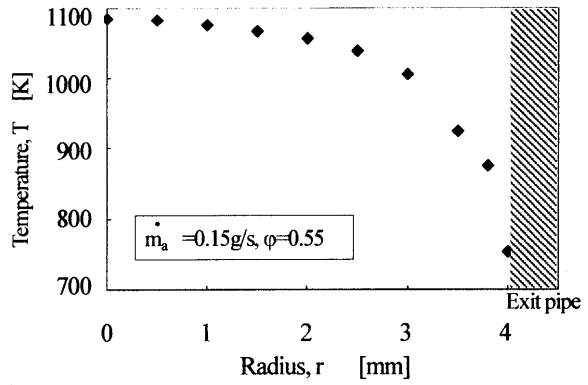


Fig.3 Radial temperature distribution at the combustor exit

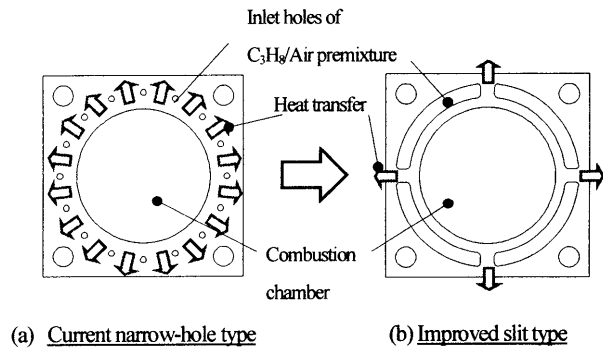


Fig.4 Improvement of premixture flow passages

この熱損失を低減するためにはいくつかの対策が考えられる。Fig.4(a)に現行の燃焼室断面図を示すが本実機型燃焼器は、予混合気と燃焼ガスの熱交換を行うために燃焼室の周囲に予混合気を流している。したがって予混合気流路形状を Fig.4(b)のようにスリット状に拡大することで、燃焼器内壁からの移動熱量を予混合気の予熱により多く用いることができる。それにより燃焼器外壁への熱移動を低減することが期待できる。

燃焼器外壁から大気への熱の放出 ($Q_{loss,1}$) を低減するためには、燃焼器の外壁を断熱材で覆うことが挙げられる。さらに燃焼器を支持しているボルトから燃焼器設置台の熱移動($Q_{loss,2}$)を防ぐための方法として、燃焼器を支持しているボルトを、現在用いているステンレス製のものから断熱性の高いセラミックスなどに変更すればよい。

3.2 圧力損失

圧力損失割合は次式 (5) で定義した。

$$\Delta P = \left(1 - \frac{p_0}{p_g}\right) \quad \dots (5)$$

ここで、 p_0 は大気圧 [kPa]、 p_g は流入ガス [kPa] の全圧をそれぞれ表す。本燃焼器の設計点において、圧力損失割合の実測値は 12.3% であった。実際の超小型ガスタービン燃焼器の圧力損失割合は 3~5% であるためこれを大幅に低減する必要がある。そのために燃焼器各部

の流路について圧力損失を検討した。

Fig.5 に流路断面図を示す。PL1~3 はいずれも予混合気流路であり、PL1 は排気パイプ周囲に開けられ 8 個の小孔($\phi 1.0\text{mm}$)である。PL2 は予混合気の混合を迅速に行うことを考慮し、燃焼室の周囲に円周上に設けた 16 個の小孔($\phi 0.9\text{mm}$ 、Fig.2)である。PL3 はインジェクタ下の流入部入口流路であり、逆火防止を考慮して 16 個の矩形($0.7\text{mm}\times 0.7\text{mm}$)とした。さらに PL4 は多孔板にあけられた 16 個の小孔($\phi 1.6\text{mm}$)であり、燃焼ガスが通過する箇所である。

PL1~4 の流路は非常に狭いため、それぞれの圧力損失割合を個別に実測することが困難である。そのため各流路で流路の縮小・拡大や曲がりに関する損失係数⁸⁾を用いて圧力損失計算を行い、相対的な圧力損失割合を比較した。計算に用いた値を Table 2 に示す。相対的な圧力損失割合を見ると、予混合気流路である PL1~3 の割合が大部分を占めていることが分かる。特に PL3 での圧力損失が大きい。その原因は、予混合気温度が 650~800K まで予熱されることによって、各流路で流速が 24~38m/s と設計当初の予想より大きくなったためである。

今後圧力損失を低減するための対策として、流速が速くなった PL1~3 の流路面積を、例えば Fig.4(b)のようにスリット状または同心円管形状に拡大することを検討する。

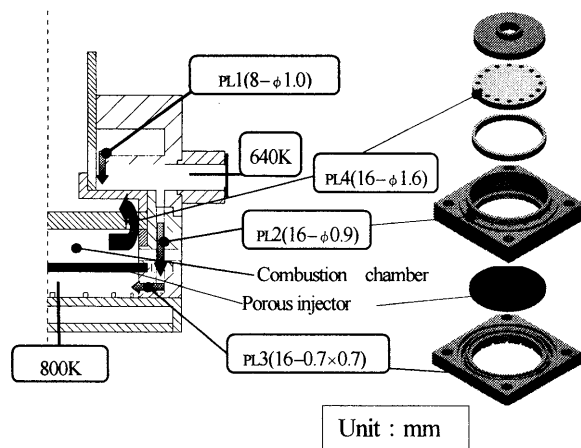


Fig.5 Gas flow duct and 3D sectional view of the improved engineering-model ultra-micro combustor

Table 2 Estimated pressure loss ratio in premixture and burned gas flow passages

	PL1	PL2	PL3	PL4
state	premixture			Burned gas
Temperature, T [K]	640	670	800	1100
Pressure, P [Pa]	10130			
Density, ρ [kg/m^3]	0.66	0.63	0.53	0.30
Duct section	Circle	Circle	Square	Circle
Diameter, d [mm]	1.0	0.9	0.7×0.7	1.6
Hole number	8	16		
Velocity, v [m/s]	37.5	24.2	37.6	18.1
Reynolds Number	1373	763	1540	1191
Relative Pressure Loss Ratio PLR_{rel} [%]	25.3	26.1	43.2	5.35

3.3 燃焼効率及び排気ガス濃度測定

Fig.6、7、8 に各当量比における燃焼効率、CO 濃度、NOx 濃度の結果を示す。当量比が 0.55~0.65 について、空気流量が 0.1 g/s より小さいとき、燃焼効率が悪化している。このときの CO 濃度は急激に上昇をし、NOx 濃度は減少している。この原因は、Fig.9 に本実機型燃焼器の火炎安定限界を示すように³⁾、空気流量の低下に伴って、火炎安定性が急激に悪化するためである。一方、空気流量が 0.1g/s より大きいときは、各当量比において燃焼効率は 99%以上であり、そのときの CO の濃度は 1000ppm 程度となっている。UMGT は人体に近い位置で使用されることが想定されるため、CO 排出量の抑制は必須である。今後は燃焼室内の詳細な温度分布を計測するなどにより、燃焼過程を明らかにし、CO 濃度の低減を図る予定である。

NOx については、空気流量が増加するにつれて NOx 排出量も上昇したもの、設計点において 6.4ppm となっており、低 NOx 燃焼器であることを示している。

4. まとめ

Flat-flame 燃焼方式の UMGT 用実機型プロパン燃料極超小型燃焼器の開発に向けて、燃焼室に多孔板を設置した場合の熱損失や圧力損失、燃焼効率の燃焼特性を調べた。得られた知見を以下にまとめる。

- 本実機型燃焼器(燃焼室:直径 20mm、高さ 4mm、容積 1.26 cm^3)の熱損失割合は空気流量 0.15g/s、当量比 0.55 の設計点において、発熱量の約 42% に及ぶ大きな熱損失を生じていた。

- 本実機型燃焼器は設計点において 12%程度の圧力損失があり、予混合気流入経路の流路縮小部で大部分の割合を占めていることが分かった。
- 本実機型燃焼器の燃焼効率 η は空気流量が0.1g/s以上のときに99%以上であった。一方でCO濃度は1000ppm程度であった。
- 本実機型燃焼器のNOx濃度は設計点において6.4ppmであり、低NOx燃焼器である。

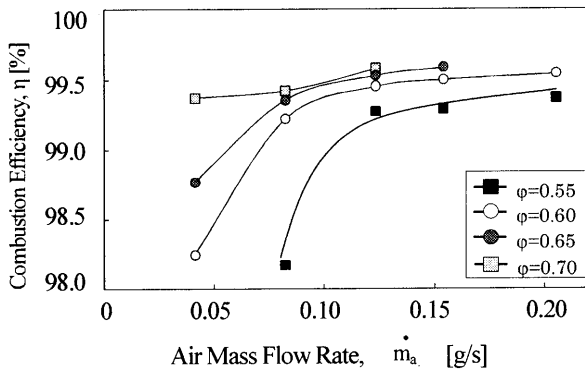


Fig.6 Combustion efficiency of the combustor at different air mass flow rates and equivalence ratios

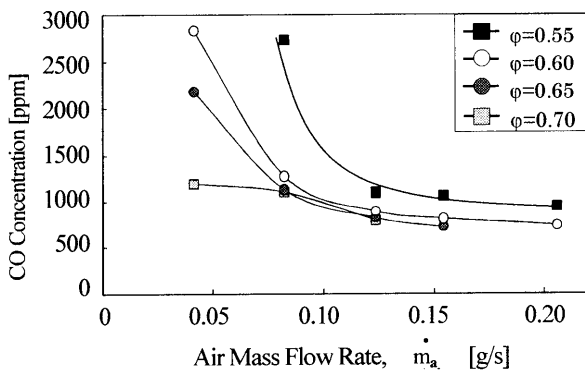


Fig.7 CO concentrations of the combustor at different air mass flow rates and equivalence ratios

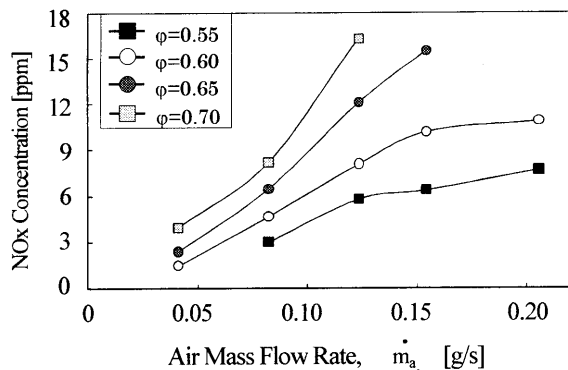


Fig.8 NOx concentrations of the combustor at different air mass flow rates and equivalence ratios

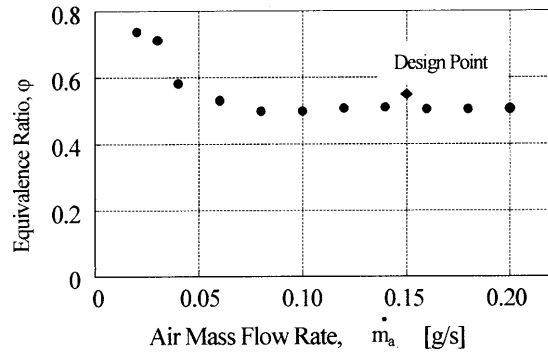


Fig.9 Flame stability limit of the improved engineering-model of propane-fueled ultra-micro combustor

謝辞

本研究は首都大学東京の平成 22 年度傾斜的研究費の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

- 1) YUASA, S., et al.: *Issues for Developing Ultra-micro Combustors for UMG: Heat Loss, Combustion Method and Fuel*, ISABE 2007-1167, 18th International Symposium on Airbreathing Engines (2007).
- 2) 笛田剛, 桜井毅司, 湯浅三郎: UMG 用 水素燃料極超小型燃焼器の実用化における諸問題の把握, 第37回ガスタービン定期講演会, (2009).
- 3) 桜井毅司, 本田拓, 湯浅三郎: 燃焼室形状を改良した UMG 用実機型プロパン燃料超小型燃焼器の燃焼特性, 第37回ガスタービン定期講演会, (2009)
- 4) Epstein, A. H. et al.: *Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines -The MIT Micro engine Project-*, 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, 4th AIAA Shear Flow Control Conference, AIAA 97-1773 (1997).
- 5) 湯浅, 下鳥, 本田, 桜井, 十河: UMG 用極超小型燃焼器内での高負荷燃焼に対する一考察, 日本燃焼学会誌, 第51巻156号 (2009), pp142 - 148
- 6) 横堀 進, 久我 修, 「基礎伝熱工学」(1960), pp190 -192
- 7) 相原 利雄, 「伝熱工学」(1994) pp178-205
- 8) 日本機械学会, 「機械工学便覧 改訂第4版」(1960), pp, 8,19 - 8,23

【研究報告】

B-9

排気スリット形状を改良した UMG T 用
水素燃料極超小型燃焼器の諸特性

* 笛田 剛志（首都大院），桜井 毅司（首都大），湯浅 三郎（首都大）

Characteristics of an Engineering-model of Hydrogen-Fueled
Ultra-micro Combustor Improved the exit slit shape for UMG T

* FUEDA Takeshi (TMU), SAKURAI Takashi (TMU) and YUASA Saburo (TMU)

ABSTRACT

We improved the exit slit shape of the hydrogen-fueled engineering-model ultra-micro combustor for UMG T. When widening the exit slit (Width 9.4×Height 1.0 mm), pressure and heat losses were improved. Pressure loss was about 2.1% (before improved : 5.6%). Heat loss ratio was about 25% (before improved : 43.4%). The combustor attained high combustion efficiencies in excess of 99.4% ($\phi \geq 0.4$). NOx emissions were extremely low values below 1 ppm at the operation point of the combustor. Flame stability got worse because of a decrease in preheating temperature.

Key words: UMG T, Flat-flame Ultra-micro Combustor, Engineering-model, Hydrogen

1. はじめに

超小型モバイル電子機器や無人航空機，ロボット等への搭載を目的とした動力源としてウルトラマイクロガスタービン (UMGT) の開発が進められている。MIT より提案¹⁾ されてから 10 年以上経過しているが，未だに一つのシステムとして完成を見ておらず，個々の要素研究の段階である。筆者らは，UMGT サイズの極超小型燃焼器の研究開発を行ってきた。これまでに，Flat-flame 燃焼方式を用いることで，低圧力損失のもと，高い火炎安定性と高燃焼効率及び高燃焼負荷率を達成できることを，燃料に水素を用いた幾つかの試験燃焼器で実証した²⁻⁴⁾。現在は，この燃焼方式がプロパンを燃料とする UMG T 用燃焼器に対しても極めて有効であることが分かり，こちらについても研究を行っている⁵⁾。Flat-flame 型極超小型燃焼器の実用化に向けた次の段階として，水素を燃料とする実機型の UMG T 用 Flat-flame 型極超小型燃焼器を 2008 年に試作した⁶⁾。この実機型燃焼器は設計点（当量比 0.4，空気流量 0.037 g/s）を十分に満たす高い火炎安定性を示し，良好な燃焼効率を 3ppm 以下という微量な NOx 濃度で達成した⁸⁾。一方，設計点での圧力損失が 5% 程度あり，一般的な小型ガスタービンの圧力損失が 3~5% とされていることを考えると高い値となった。また熱

損失が発熱量の約 43% もあるという結果になった（前報⁹⁾ において熱損失割合は約 33% と報告したが，より厳密な計算を行った結果 43.4% という結果になった）。これは排気スリットが，幅 4.0×高さ 0.5mm と狭い（燃焼器出口ではスリット幅をさらに絞って 3.6mm になっている）為に，燃焼ガス流速が非常に速くなっていることが主な原因と考えられる⁹⁾。そこで燃焼ガス流速を遅くして，この排気スリットでの圧力損失と熱伝達を小さくすることを目的に，排気スリットを拡大した実機型燃焼器を製作し，燃焼実験を行った。本報告では，この実験結果について，排気スリット改良前の実験結果と比較して報告する。

2. 燃焼器及び実験方法

2.1 燃焼器

本燃焼器は，Fig.1 に示すように，燃焼器構造が単純で燃焼器と圧縮機・タービンとの断熱設計が比較的容

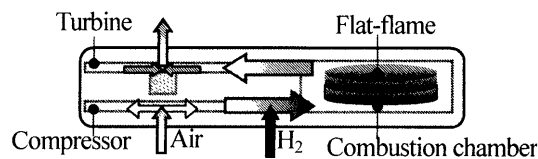


Fig.1 Combustion chamber layout in UMG T

易な燃焼器別置き型を開発対象としている。Fig.2に排気スリット形状を改良した実機型燃焼器の概略図を示す。この燃焼器は大別して、予混合室、整流部、燃焼室・排気ノズル部から構成されている。水素/空気予混合気は燃焼器下方から流入し、中間部の整流用多孔質板を通して整流され、燃焼室のインジェクタ用多孔質板の上面に Flat-flame を形成させ、排気スリットから一方向に排気される。燃焼室は直径 9.4 mm、高さ 1 mm、容積 69.4 mm³である。Fig.3に改良した排気スリットの形状を改良前の排気スリット形状と比較して示す。燃焼室出口の流路は、幅 4.0×高さ 0.5 mm に絞っており、その下流側は、排気スリット流路を幅 9.4×高さ 1.0 mm に拡大している。燃焼器の材質として、機械的強度を保ちつつ熱損失を極力低減できるように、燃焼室に耐熱性に優れたマシナブルセラミックスである LOTEC-TM、燃焼器外壁に金属の中でも比較的耐熱性があり熱伝導率も低いステンレスを用い、それらの間には非常に熱伝導率の低い MICROSIL (ZIRCAR 製) を断熱材として挿入する 3 層構造となっている。燃焼後の内部の様子を確認できるようにする為に、各部品には溶接や接着等は施していない。各部のシールには耐熱性に優れた黒鉛系ガasketのグラシール (ニチアス製) を用いた。

2.2 実験条件および方法

実験は常温・大気圧下で行った。設計点は、当量比 0.4、空気流量 0.037 g/s である。この値は MIT の設計値を参考にして、圧力比 4、出力 16W における体積流量と等しくなるように決定した¹⁾。着火は、燃焼室内部に挿入した極細線のスパークプラグによって行った。この着火エネルギーは 1.9 mJ である。温度の計測は、燃焼室出口 (A)、排気スリット出口 (B)、インジェクタ上流側 (C)、外壁の各点 (D), (E), (F) 点 (Fig.2 参照のこと) の合計 6 点で行った。燃焼ガスは、排気スリット出口に設置した先端に微細孔を有する石英ガラスプローブで採取した。採取したガスは、水分を除去した後、水素濃度計と NO_x 濃度計で計測した。また予混合気流入部の上流に圧力計を設置し、燃焼器圧力損失の評価に用いた。

3. 実験結果

3.1 燃焼器各部の温度履歴

Fig.4に設計点で測定した着火から温度平衡へ至るまでの燃焼器各部の温度履歴を示す。熱電対からの輻射・熱伝導による熱損失の補正は行っていない。本燃焼器は、スパークによって容易に着火できた。着火後、燃焼室出口温度は 1290 K、燃焼器出口温度は 1120 K で一定となった。この時の燃焼室出口温度は、当量比 0.4 における予熱なしの水素/空気予混合気の断熱火炎温

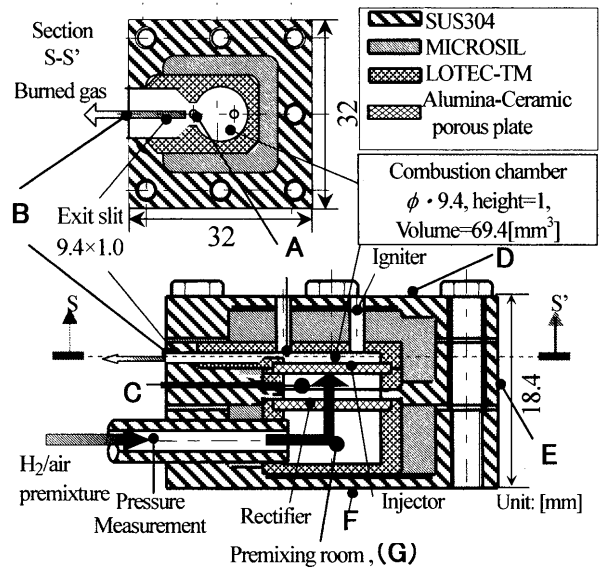


Fig.2 Schematic of an improved engineering-model of hydrogen-fueled flat-flame ultra-micro combustor

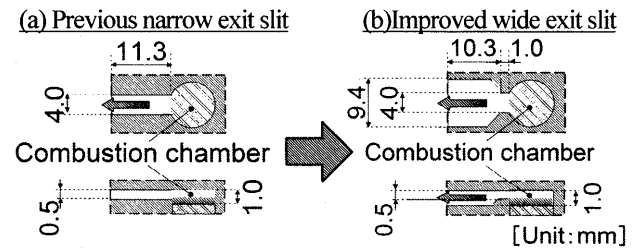


Fig.3 Schematic of the exit slit of an engineering-model combustor

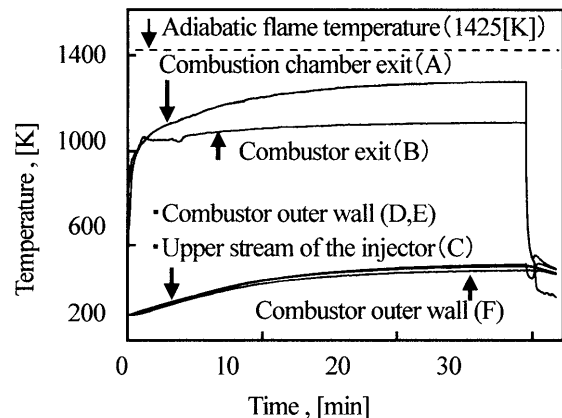


Fig.4 Time record of temperatures at the combustion chamber exit, upper stream of the injector, combustor exit and stainless steel outer walls ($\dot{m}_a=0.037$ [g/s], $\phi=0.4$)

度 1425 K より 100 K 程度低い。しかし、今回は熱電対からの輻射及び熱伝導による熱損失の補正は行っておらず、これが 50~100 K 程度あると考えられるので、燃焼室内ではほぼ完全燃焼が達成できていると考えられる。排気スリット形状改良前後での設計点における燃

焼器各部温度の違いをTable 1 に示す。 燃焼室出口温度は、改良前に比べて40 K 程度低くなったが、逆に燃焼器出口温度は150 K以上も高くなった。 一方、外壁温度については各点とも70K以上低くなった。

3.2 火炎安定性

Fig.5に本燃焼器の火炎安定限界をスリット形状改良前と比較して示す。 本燃焼器は設計点を満たす範囲で安定に燃焼したが、スリット形状改良前に比べその範囲がかなり狭くなった。 Table 1 からわかるように、改良後の方が燃焼室出口と燃焼器出口の間の排気スリットでの温度低下が小さく、燃焼器外壁温度も低くなっている。 これは、排気スリットを拡大したとて燃焼ガス流速が遅くなり、燃焼ガスから排気スリット壁面への熱伝達量が小さくなったことを示唆している。 燃焼ガスから排気スリット壁面へ伝わった熱移動の概略図をFig.6に示す。 燃焼ガスから排気スリット壁面へ伝わった熱は、燃焼器外壁から燃焼器外部に放出され熱損失となるだけでなく、予混合気の予熱 (Fig.6, ①) や断熱材を介さずに、ステンレス外壁とセラミックス部品が直接接している部分を通じて移動してインジェクタを温め (Fig.6, ②)、火炎安定性を増す効果をもたらしていると考えられる。 そこで、予混合気の予熱効果と火炎の安定性の関係を調べる為に、予混合室 (Fig.2, G) に熱電対を挿入し、この部分での予混合気温度を改良前後で当量比を変化させて計測した。 計測結果をFig.7に示す。 計測した全ての当量比において改良前の方が改良後に比べて20K程度高くなっている。 このことから燃焼ガスから燃焼器に移動した熱は、熱損失として燃焼器外壁から燃焼器外部に放出されるだけでなく、予混合気を予熱し火炎安定性の向上に寄与していることが確認できた。

3.3 熱損失

本燃焼器の熱損失割合を次式(1)により計算した。

$$HLR = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot (h_m - h_{ex})}{Q_{total}} \dots (1)$$

ここで、 Q_{total} は発熱量 [W]、 \dot{m}_a は空気流量 [g/s]、 \dot{m}_f は燃料流量 [g/s]、 h は比エンタルピー [kJ/kg]を示し、下添え字 in 、 ex は燃焼器入口、出口を示す。 測定した値から求めた設計点における熱損失割合は25.8%となった。 改良前の熱損失が43.4%であり、18%程度改善されたことになる。 UMG-Tサイズの極超小型ガスタービンは発熱量の10%程度の熱が燃焼器から圧縮機やタービンに移動するだけで自立運転ができなくなると予測されている¹⁰⁾。 燃焼器から移動する熱の全てが圧縮機やタービンに移動するわけではないが、実機への搭載を考慮すると燃焼器の熱損失割合は10%未満にする必要がある。 前述した火炎安定性も含めて考えると、

Table 1 Temperatures at the each points of the combustor under the design condition ($\phi=0.4$ and $\dot{m}_a=0.037$ g/s)

Measurement point	Narrow exit slit combustor	Wide exit slit combustor
Combustion chamber exit : A	1330[K]	1290 [K]
Combustor exit : B	950	1120
Outer wall (Top) : D	595	510
Outer wall (Bottom) : F	565	490

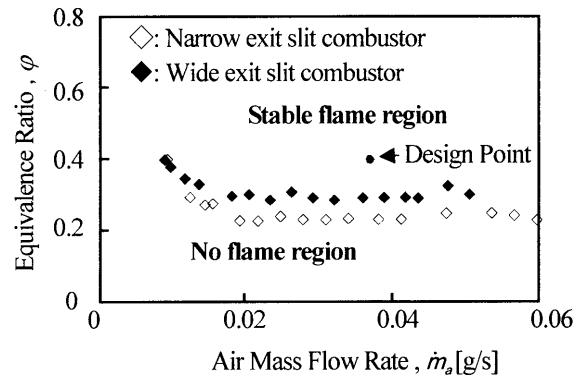


Fig.5 Flame stability limits of engineering-model combustors

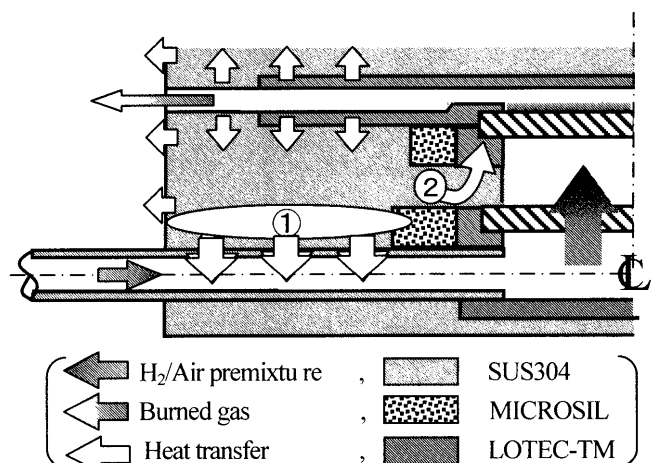


Fig.6 Schematic of heat transfer from exit slit wall

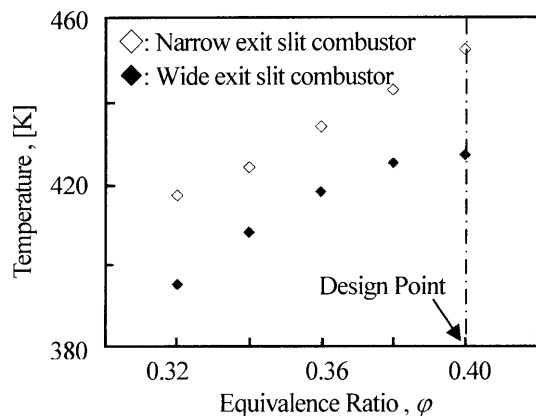


Fig.7 Premixture temperatures of at pre-mixing room of engineering-model combustors ($\dot{m}_a=0.037$ [g/s])

燃焼器外部への熱損失を極力小さくし、内部での熱循環は高くなる燃焼器構造が望ましい。今後、このことを考慮した構造の検討を行う予定である。

3.3 圧力損失

本燃焼器の圧力損失率を次式(2)で定義して求めた。

$$\Delta P = \left(1 - \frac{p_0}{p_g}\right) \times 100 \text{ [\%]} \cdots (2)$$

ここで、 ΔP ：圧力損失率、 p_0 ：大気圧、 p_g ：流入ガスの全圧をそれぞれ表す。設計点において、圧力損失率は2.1%であった。改良前の圧力損失率は5.6%だったので、スリット幅を拡大することで圧力損失を半分以下に抑えることができた。この程度の圧力損失であれば、実機への搭載を考慮した場合でも許容できる範囲内にあると考える。

3.4 燃焼効率及びNOx濃度

空気流量0.037 g/s の燃焼効率をFig.7に示す。改良前後において違いはほとんど見られず、当量比 $\phi \geq 0.4$ で99.4以上の燃焼効率を達成した。NOx濃度についても改良前後ではほぼ同じで、設計点においては1ppm未満と非常に小さい値を示した。

4. まとめ

排気スリット形状を改良したUMGT用水素燃料実機型極超小型燃焼器（排気スリット幅 9.4×高さ 1.0 [mm]）を製作し、燃焼実験を行った。実験結果を以下にまとめる。

- ✓設計点での圧力損失率は2.1%、燃焼器外部への熱損失割合は25.8%となり、排気スリット断面を拡大することで大幅に改善された。燃焼効率は当量比 $\phi \geq 0.4$ で99.4%以上、NOx濃度は設計点においては1ppm未満と排気スリット改良前と同程度の良好な値を示した。
- ✓安定に火炎が形成される領域は、改良前に比べて狭くなった。
- ✓予混合室での予混合気温度は、改良前と比べて20K程度低い。

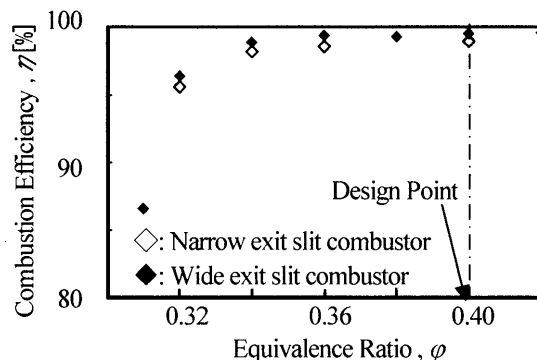


Fig.7 Combustion efficiencies of engineering-model combustors ($\dot{m}_a = 0.037$ [g/s])

参考文献

- 1) Epstein, A. H. et al., AIAA 97-1773 (1997).
- 2) 湯浅: 日本ガスタービン学会誌、29(4) (2001), pp.247-254.
- 3) Yuasa, S., Oshimi, K., Nose, H., Tennichi, Y.: Proceedings of the Combustion Institute, 30-2 (2004), pp.2455-2462.
- 4) Yuasa, S., Sakurai, T., Shimotori, S., Wong, S.F.: 18th ISABE 2007-1167 (2007).
- 5) 桜井, 本田, 湯浅: 第 37 回ガスタービン定期講演会講演論文集 (2009), pp.43-46.
- 6) Shimotori, S., Yuasa, S., and Sakurai, T.: Proc. AJCPP 2008 (2008), D6-2.
- 7) 湯浅, 下鳥, 桜井, 本田, 第 36 回ガスタービン学会定期講演会論文集 (2008), pp.211-214.
- 8) 笛田, 桜井, 湯浅: 第 14 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2009), pp.147-150.
- 9) 笛田, 桜井, 湯浅: 第 37 回ガスタービン学会定期講演会論文集 (2009), pp.47-50.
- 10) 押味, 湯浅: 日本ガスタービン学会誌、31(5) (2003), pp.340-345.
- 11) 日本機械学会, 「機械工学便覧 改訂第 4 版」 (1960), pp. 8.15 - 8.21

【技術紹介】

B-10

触媒燃焼ガスタービン・M1A-13X の紹介

*西 宗之、黒坂 聡、佐藤 毅、緒方 正裕（川崎重工）

Introduction of Catalytic Combustion Gas Turbine-M1A-13X

*Muneyuki NISHI, So KUROSAKA, Tsuyoshi SATO and Masahiro OGATA (KHI)

ABSTRACT

The M1A-13X gas turbine is a 1.3 MW-class single shaft gas turbine. As one of the dry low emission combustions, the catalytic combustion is adopted in The M1A-13X. By the catalytic combustion, the M1A-13X has achieved the ultra low NOx emissions(<9ppm). Suitable controls of fuel valves and a bypass valve make contributions to its low emission, and they can operate this gas turbine properly in response to the catalyst aging.

Key words: M1A-13X, catalytic combustion, low NOx emission

1. はじめに

厳しい環境規制への対応が求められつつある現在、NOx 排出量の低減技術は非常に重要であり、ガスタービン機関の普及拡大には不可欠なものである。そのような中で我々は、ドライ式低 NOx (DLE) 燃焼器の一形態として、触媒燃焼方式のガスタービン M1A-13X を商品化し、NOx 排出保証値 9ppm (O2=0%、以下同じ) 以下という、超低排出レベルを実現した。本報では、M1A-13X 触媒燃焼ガスタービンの構造・作動原理・性能などについて紹介する。

2. 触媒燃焼器について

(1) 触媒燃焼の特徴

図 1 にガスタービン燃焼器内の温度変化を示す。拡散燃焼器、希薄予混合燃焼器ともに安定的に燃焼させるためには燃焼ガス温度が 1500℃以上となるため、サーマル NOx の生成は避けられない。一方、触媒燃焼方式では上述の火炎燃焼とは異なり、触媒層で燃料ガスを反応させて燃焼させるものである。触媒では、表面が一定の温度になり活性化すると、燃料と空气中的酸素が表面に吸着・分解され、分解された炭素原子、水素原子が酸素原子と結合するという化学反応が起こる。

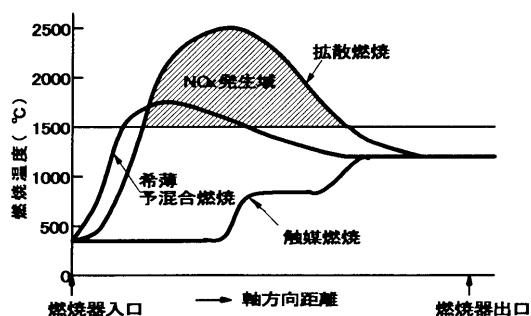


図 1 ガスタービン燃焼器内の温度変化

触媒層での燃焼はこのような触媒表面での化学反応が連鎖的に行われることで安定するため、触媒燃焼では非常に希薄な混合気も安定して燃焼させることが可能である。従って、図 1 のように他の燃焼器のようにガス温度が 1500℃を上回ることがないように制御すれば、サーマル NOx は発生しない。

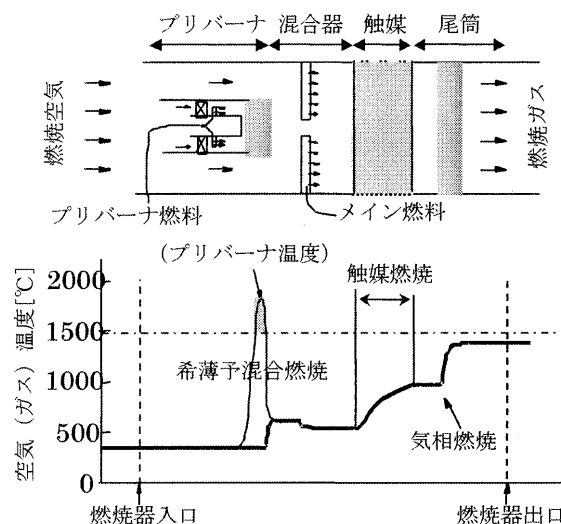


図 2 触媒燃焼器の作動原理

(2) M1A-13X 触媒燃焼器の作動原理

上述のように優れた特徴を持った触媒燃焼方式であるが、実際のガスタービンへ適用するには、始動時を含め、触媒を安定して活性化させる必要がある。図 2 上図に M1A-13X 触媒燃焼器の模式図を示す。本触媒燃焼器では、触媒の上流に触媒を予熱するためのプリバーナを設けている。プリバ

ーナには一部の空気と燃料が導かれ、希薄予混合燃焼により触媒を活性させるのに最低限必要な熱を発生させる。プリバーナ投入分以外の大部分の燃料と空気はプリバーナの燃焼ガスと均一に混合され、触媒活性温度まで予熱された均一な希薄予混合気を形成し、触媒層に流入して燃焼する。なお、M1A-13X 触媒燃焼器では、触媒層内で燃料の約半分しか燃焼させず、触媒下流の空間である尾筒内で気相燃焼をさせている。

図 2 下図は、燃焼器内の空気（ガス）温度の挙動を示したものである。本触媒燃焼器でガス温度がサーマル NOx 発生温度を超えるのは、全体の一部であるプリバーナ内の燃焼ガスのみであり、他の部分でのガス温度は出口までサーマル NOx 発生限界を越えることは無く、プリバーナ以外でサーマル NOx は一切生成されない。

3. M1A-13X ガスタービンの構造

図 3 に触媒燃焼ガスタービン M1A-13X の全体図を示す。M1A-13 シリーズは、2 段遠心圧縮機、3 段軸流タービン、単筒缶型燃焼器が主要構成要素である。M1A-13X は M1A-13 シリーズ本体の燃焼器部を触媒燃焼器に置き換えたものとなっている。

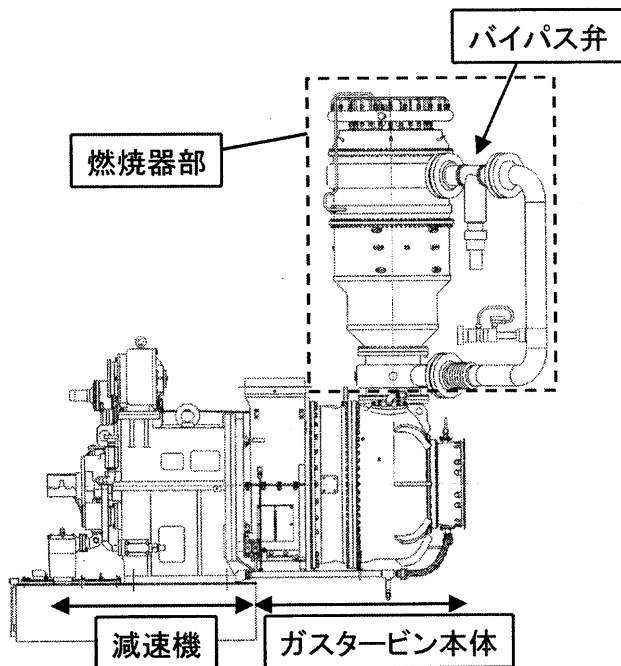


図 3 M1A-13X ガスタービン全体図

次に、図 4 に触媒燃焼器の断面図を示す。主に、プリバーナ、メインバーナ、混合器、触媒モジュール、尾筒から構成されている。逆流型燃焼器の形状に納めるため、混合器部は流れを 180° 転向させるリターンチャンネルになっている。プリバーナは前述の通り希薄予混合燃焼器となっており、下流通路を囲むような形状のアニュラ型燃焼器である。ここにはプライマリ系統とセカンダリ

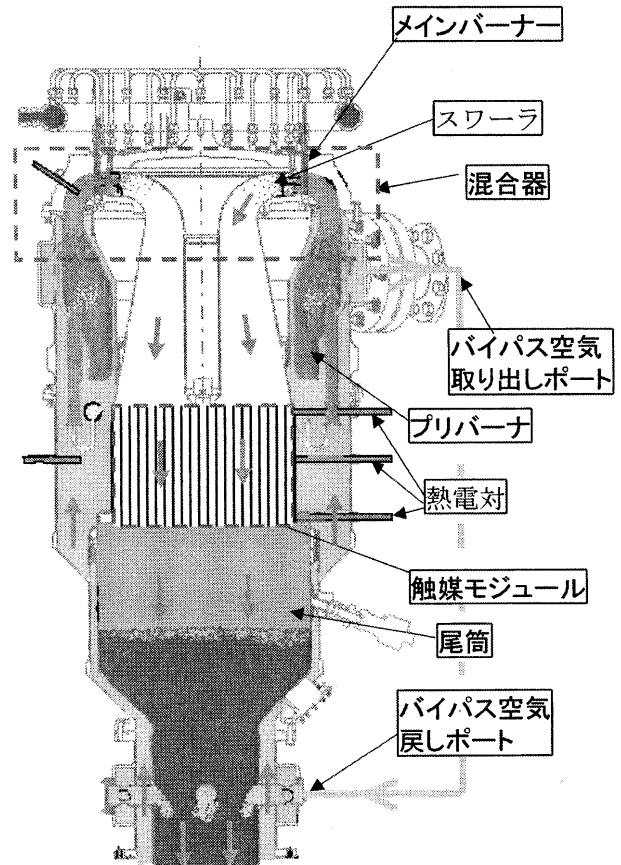


図 4 M1A-13X 触媒燃焼器断面図

系統の 2 系統の燃料噴射ノズルが計 18 本装着され、これらの燃料配分を調整することによって、必要な燃焼ガス温度を得る一方、燃焼の安定性と最小限の NOx 排出量を両立させることが可能となっている。プリバーナ下流に位置する混合器部は前述のリターンチャンネル、スワーラ、メイン燃料ノズルからなり、プリバーナから排出された燃焼ガス、プリバーナ外側を流れてきた燃焼用空気、追加投入されたメイン燃料はここを通過する過程で均一に混合される。

混合器の下流には触媒層が設けてある。触媒には一定の寿命があり定期的な交換が必要なため、交換が容易に出来るようモジュール化されている。モジュールは耐熱合金のケーシングに触媒層を 2 段組み込んだものとなっており、それぞれの触媒は図 5 のように、放射状のサポート部材により支持されている。

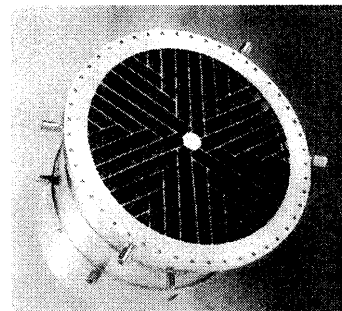


図 5 触媒モジュール外観

2 段の触媒にはそれぞれ異なる機能が与えられており、上流側には低い温度で着火する白金系触媒、下流側には酸化特性が良好なパラジウム系触媒が用いられている。なお、上述のとおり、触媒層では予混合気の半分が燃焼し、残りの半分はそのまま通過する。これによって、触媒層の高温防止および長寿命化が実現可能となっている。

触媒モジュールの下流には尾筒が接続される。尾筒内では、未燃焼の予混合気が一定の着火遅れ時間を経た後、自己着火により気相燃焼を生じる。こうして燃焼器内の全燃料の燃焼が完結する。

このほか、図 4 に示すように、混合器直前には燃焼空気の一部をバイパスするためのポート、および燃焼器最下流にはバイパスした空気を再び燃焼器下流へ戻すためのポートを装着している。バイパス量を外部のバルブで調整することにより、燃焼器内の空燃比をエンジン負荷と切り離して調整することが可能である。

また、燃焼器各段には熱電対が取り付けられており、これらによってプリバーナおよび触媒層の作動状態を監視・制御する。

4. 触媒燃焼器の運転例

(1) 始動時

これまでに説明した触媒燃焼ガスタービン M1A-13X の実機運転例について述べる。図 6 に、始動から 100% 回転到達までの挙動について示している。始動指令が出ると、まずスタータによって 30% 回転弱まで加速し、プレパージを行う。

その後、一定時間が経過すると一旦スタータが停止し、回転数が低下する。そして 8% 回転になると、プライマリ燃料制御弁が開き、エキサイタによって着火する。着火を感知すると再加速が始まり、セカンダリ燃料制御弁が開いて燃料を増加していく。30% 回転強で一旦回転数を一定に保ち、メイン燃料を徐々に増やしながら触媒の暖機待ちを行う。暖機が完了すると、再加速を行い、定格回転数へ向かう。

また、触媒が劣化してくると、触媒温度の上昇が鈍くなるため、所定の温度に達するためには、より多くの燃料を投入する必要がある。そこで、触媒劣化が進行すると回転数の加速度が低下してくることから、触媒劣化に応じて回転数加速度制御によって燃料を増加させて、安定した起動ができるようになっている。

図 7 に始動時の制御ロジック概略図を示す。なお、図 8 のとおり、触媒の暖機運転完了まではあらかじめ決められた燃料スケジュールによって制御し、その後回転数加速度制御に移行する。

(2) 負荷運転時

図 9 に負荷運転時のデータ例を示す。この運転では各出力状態でのデータを取得するため、100% 回転到達後、無負荷から定格負荷まで約 20 分の時間をかけて段階的に出力を増加させ、定格出力で約 3 分間の運転を行った後、再度段階的に出力を下げていく。

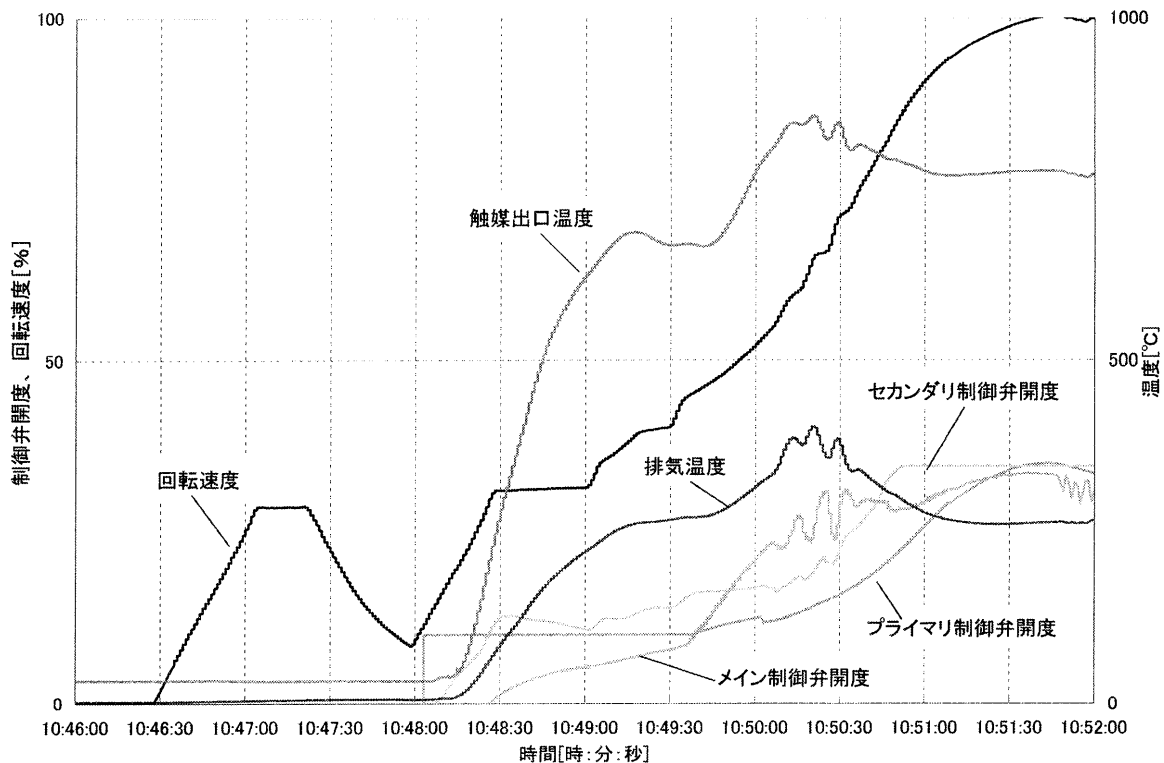


図 6 M1A-13X 始動時の運転データ例

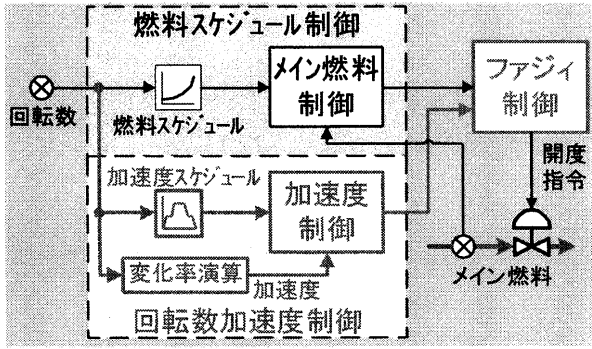


図7 始動時の制御ロジック概略図

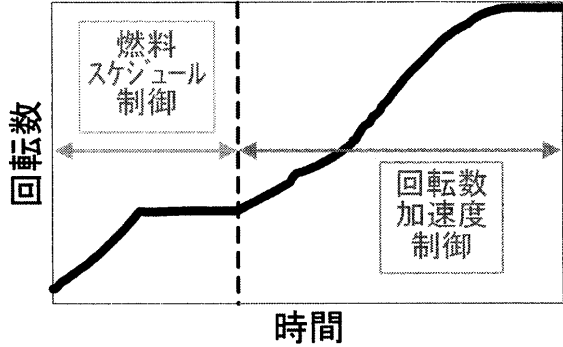


図8 始動時の制御方法の移行タイミング

バイパス空気制御弁、燃料制御弁の適切な制御により全負荷領域において触媒出口温度は許容温度である 900°C以下を保っている。

また、NOx 排出量は全負荷領域で 5ppm 以下となっており、保証値である 9ppm を満足している。また、CO 排出量に関しても、保証値 35ppm 以下となる運転範囲は約 60%負荷以上の領域となっており、保証範囲である 70%負荷以上を満足する。

また、触媒劣化が進行すると反応が悪くなるため、図 10 のように触媒の出入口での温度差が新品時に比べて小さくなる。触媒出口温度が低下すると、尾筒での気相燃焼が悪化し CO 排出量が増加してしまう。したがって、新品触媒との温度差を劣化の指標とし、劣化した分だけ触媒入口温度を上昇させることによって補正し、良好な燃焼状態を維持できるようにしている。図 11 に触媒劣化補正の制御ロジック概略を示す。なお、この補正を行うことで、触媒が劣化しても CO 排出量は保証値を満足することができる。

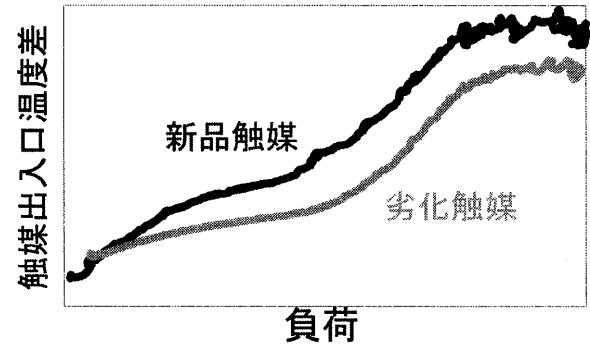


図10 新品触媒と劣化触媒の違い

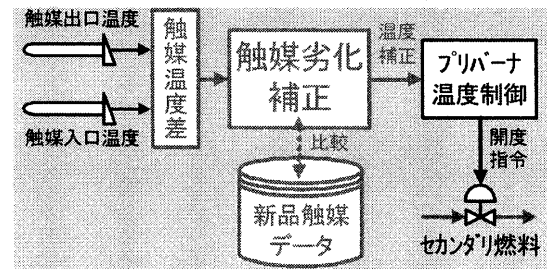


図11 触媒劣化補正ロジック概略図

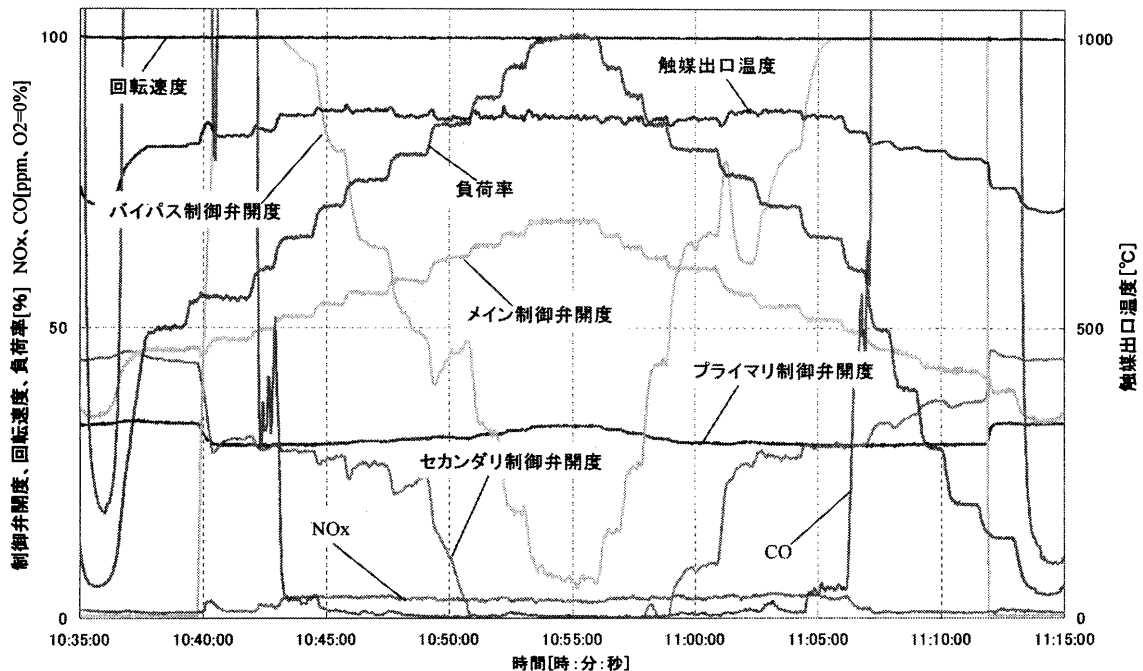


図9 M1A-13X 負荷運転時のデータ例

ここで、M1A-13X ガスタービンの仕様を以下に示す。

発電端出力：1,400kW (ISO 条件)

熱効率：23.3%

排ガス組成 (O₂=0%、保証値)

NO_x < 9 ppm

CO < 35 ppm

HC < 35 ppm

排ガス保証運転範囲：70～100%負荷

排ガス保証温度範囲：-17 ~ +48℃

燃料：天然ガス

触媒交換周期：8,000 時間

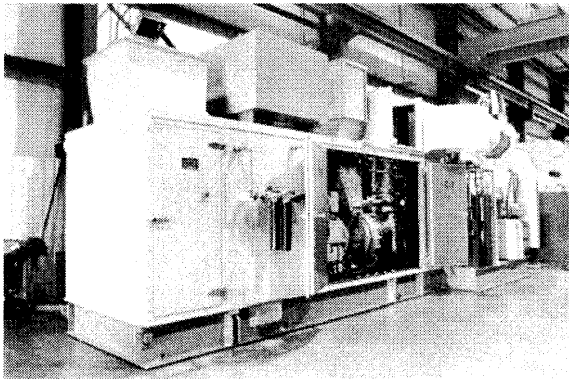


図 12 M1A-13X 現地サイト設置例

6. まとめ

M1A-13X ガスタービンは米国にて 2003 年より商用運転を開始している。図 12 に設置サイト例を示す。現在のところ、最も運転時間の長いサイトでは累積 30,000 時間を超え、順調に運転が続いている。エミッション性能についても、定期的に行われる現地当局の検査で毎回良好な結果が得られており、信頼性の高いシステムとなっている。また、2009 年度には EPA (Environmental Protection Agency, 米国環境保護庁) の Energy Star CHP (Combined Heat and Power) Award を受賞しており、高い評価を得ている。

当社では、今後も本製品を含めた低エミッション型ガスタービン燃焼器の開発・普及に努め、環境負荷の低減に貢献していきたいと考えている。

ターボ機械用ティルティングパッドジャーナル軸受技術の検証と進展

川池和彦，花橋実，日下雅博，上里元久(大同メタル工業)，Sergei Glavatskih (Lulea Univ.)

Verification & Advances in Tilting Pad Journal Bearing Technology for Turbomachinery

*Kazuhiko Kawaike, Minoru Hanahashi, Masahiro Kusaka, Motohisa Uesato (Daido metal Co.,Ltd.), and Sergei Glavatskih (Lulea Univ.)

ABSTRACT

The performance of tilting pad journal bearings in high speed operation was experimentally tested focusing on loss reduction and bearing temperature while maintaining their reliability. For this purpose, miscellaneous approaches were studied such as reduction of oil supply flow rate, improvement of bearing oil supply, bearing materials, and oil type. Test bearing was a five-pad tilting pad type with 170 mm shaft diameter installed in a sealed housing. The results show the oil supply flow rate is an important factor to reduce bearing loss even in the sealed housing. And a small spacing gap between oil supply nozzles and a shaft surface is effective to reduce bearing temperature at high speed. Further, the effect of polymer bearing material and synthetic oil on bearing temperature characteristics are presented.

Key words : Tilting pad journal bearings, Seal, Directed lubrication, , PEEK, Synthetic oil

1. はじめに

ターボ機械用のジャーナル軸受には、自動調心性やホワール等に対する振動安定性に優れたティルティングパッドジャーナル軸受（以下 TPJB）が多く用いられている。一般に、TPJB は軸受表面の周速で 60~100 m/s 級の高速で作動する機械に適用されるため、熱的な問題や振動の課題が発生する事例がみられる。また、ガスタービン発電における軸受損失は出力の 1~3% に達するため、主機の効率向上の要求から、軸受システムにおいても損失低減を考慮した設計をする必要がある。軸受に対しては、軸受温度特性、軸受損失特性、油膜厚さ・圧力特性などの軸受性能の他に、耐振特性、耐摩耗特性、耐久性などを含めた高度の信頼性（総合的な安全性）が必要とされることは前提条件である。

TPJB の主要設計パラメータが、軸受性能に及ぼす影響に関しては、理論・実験両面からほぼ明らかになっている⁽¹⁾。

しかし、潤滑法に関しては、パッド前縁部近傍に向け給油する Directed Lubrication* が主流になっているが、ハウジング構造、給油法、給油量などはメカによって設計が異なるため、これらの影響は必ずしも明確になっているとはいえない。TPJB のハウジング両端にシールを付けず油が充満してい

ない構造 (Evacuated housing) にすると軸受損失や軸受温度は低減できる報告はあるが^{(2)・(3)}、この構造で給油量を低減すると、不足潤滑状態や空気を軸受面に巻き込んだりすることに起因した軸振動である一種の Sub synchronous vibration (SSV) を誘起する事例が報告されている^{(3)・(4)}。

そこで、本報では SSV が起き難いシール付きハウジング構造の TPJB を対象にした。高速ターボ機械で課題とされる軸受損失の低減や軸受温度の上昇に対応するため、下記の異なった視点からの技術改良が、軸受性能に及ぼす影響を横断的に検討した。

- (1) 給油量の低減による軸受損失の低減効果と適正給油量の把握
- (2) 給油ノズルの改良（軸とノズル出口の間隔）による軸受性能に及ぼす効果
- (3) 軸受高面圧化を目標に、軸受材料に樹脂材料 PEEK と White metal を用いた場合の軸受温度特性の比較
- (4) 潤滑剤の鉱物油と粘度指数の大きい合成油において、油種が軸受性能に及ぼす影響の比較

供試軸受には、φ170mm、5 枚パッド TPJB を使用し、軸受性能としては、軸受温度、油膜圧力、油膜厚さ、軸受損失を測定し、最大周速 89 m/s までの試験を実施した。

*直接潤滑の訳で使用されることが多いが JIS 用語では指向潤滑

2. 試験装置と供試軸受

前述した4種の試験項目に対する共通の試験装置と計測法について以下に述べる。

2.1 試験装置

図1にTPJBの試験装置外観を示す。回転軸は、増速機を介して110 kWDCモータで駆動した。軸は両端に支持軸受を、軸中央部に供試軸受を配置し、下方から油圧シリンダで荷重を荷した。油圧シリンダと軸受ハウジングの間には22個のころを敷き水平方向に軸受を拘束しないようにした。

強制給油の給油量と給油温度は独立に設定できる。本装置の能力は、最高回転数10,000 rpm、最大荷重100 kNであり、試験軸受に対しては、最大周速で89 m/s、最大面圧5 MPaに相当する。

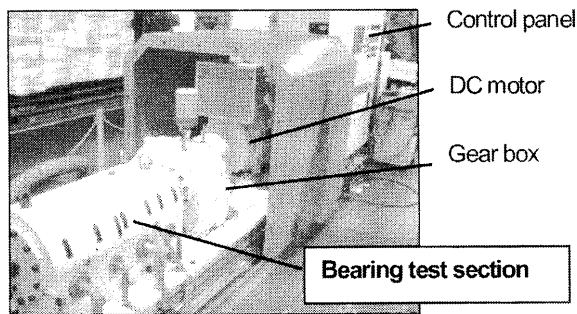


Fig.1 General view of test rig

2.2 供試軸受

本報告では、図2に示す5枚パッドのTPJBを用いた。その主要仕様を表1に示す。軸受寸法は、軸径 $\phi 170$ mm、 $L/D=0.7$ 、パッド角度 58° 、直径隙間は0.425 mmである。

図3に軸方向の断面図を示す。潤滑法は、Directed lubricationでシール付きハウジング構造とし、各パッド間において保油されるが、加圧されないよう意図した。そのため、軸受ハウジングの軸方向両端にナイフエッジシールを用い半径隙間を1 mmとした。

2.3 計測方法

軸受の信頼性を評価するため、軸受表面・軸の各温度、軸受損失、油膜厚さ、油膜圧力を計測した。図4は、軸受表面温度の測定位置を示し、軸方向中央位置を周方向に各パッドあたり9点、計45点を計測した。熱電対はパッド表面から約0.5 mmの深さに埋め込み接着剤で固定した。

図中、パッド間の矢印は給油位置を示し給油量は均等割りとした。軸温度はサーミスタ、油膜厚さは渦電流式変位計、油膜圧力は受圧面の径が $\phi 8$ mmの歪ゲージ式圧力変換器を用い、各々回転軸側に取り付け、スリップリングを介して計測した。軸受損失は、給油と排油の温度差と給油量から求めた。排油温度は、軸受シール各部分から排出される温度が異なることから、下流部において排油を十分に混合させるよう工夫し3点測定の平均値を用いた。給油量はオーバル式流量計で計測した。表2に計測の不確かさをまとめたが、これらの値

は絶対値に関するもので、比較試験における相対的な差は小さいと考えられる。表3に試験条件を示す。潤滑油には、6章の試験以外はVG32を用いた。

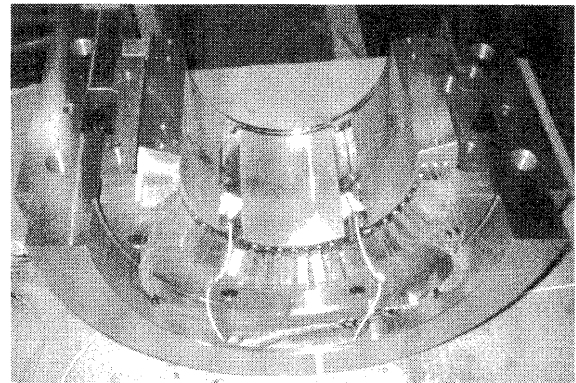


Fig.2 Test tilting pad journal bearing

Table 1 Specification of test TPJB

No.	Item	Unit	Specification
1.	Number of pads	—	5
2.	Angle of pad	deg	58
3.	Shaft diameter (D)	mm	170
4.	Bearing width (L)	mm	119
5.	Diametric clearance	mm	0.425
6.	Preload ratio	—	0.6
7.	Load direction	—	Load-between-pad
8.	Pivot type & location	—	Spherical, 0.6
9.	Bearing material	—	White metal / S25C
10.	Lubrication method	—	Directed lub. with seals
11.	Seal clearance (radial)	mm	1.0

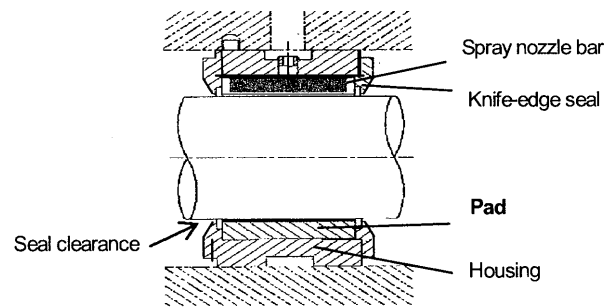


Fig.3 Cross section of TPJB

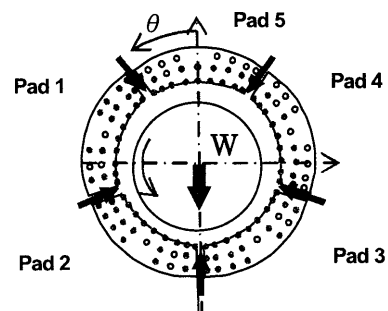


Fig.4 Location of temperature measurement

Table 2 Uncertainty of measurement

No.	Sensor	Uncertainty
1.	Thermocouple	$\pm 1^\circ\text{C}$
2.	Thermistor	$\pm 1^\circ\text{C}$
3.	Oil flow rate	$\pm 2\%$
4.	Pressure	$\pm 3\%$

Table 3 Test conditions

No.	Item	(Symbol)	Unit	Condition
1.	Specific bearing load	(P)	MPa	2
2.	Rotational speed	(N)	rpm	6000, 8000, 10,000
3.	Oil supply flow rate	(Qs)	l/min	10~150
4.	Oil supply temperature	(Ts)	$^\circ\text{C}$	45
5.	Lubricant	—	—	VG32

3. 軸受給油量が軸受性能に及ぼす影響

3.1 試験目的

軸受給油量は、通常給排油温度差が 15°C 程度になるように設定される場合が多い。軸受給油量の低減は、軸受全体の損失低減に寄与できるだけでなく、潤滑システムのコンパクト化にも有効である。反面、ある限度以下では SSV の発生や軸受温度が増大する逆効果が予想されるため、高速化が進んでいる状況で、給油量設定根拠の再検討が必要である。本章では、給油量が、軸受損失と軸受温度に及ぼす影響を実験的に検討し、適正給油量を把握することを目的とした。

3.2 試験結果

図5は6000 rpm時において、給油量が軸受全パッドの温度分布の挙動に及ぼす影響を示す。各パッドの軸受温度分布は、給油量の減少と共にほぼ平行して上昇しており特異な変化はみられないことがわかる。

図6は給油量に対する軸受最高温度、給油-排油温度差 ΔT_{rise} を、図7は軸受損失の特性を示す。8,000 rpm の場合を例にとると、従来設計基準の、給油-排油温度差 $\Delta T_{rise} \approx 15^\circ\text{C}$ によれば、給油量は約 100 L/min でこの時の軸受最高温度は 87°C 、軸受損失は 37.5 kW である。軸受温度の上昇率が大きくなる直前で、給油量は 60 L/min、軸受損失は 30 kW となり各々 40%、20% 低減できることになる。このとき、軸受最高温度は 2°C 上昇し、 ΔT_{rise} は 19°C と 4°C 増加する。軸受温度の 2°C 上昇による粘度低下で、軸受面のせん断摩擦損失は 5% 程度減少するから、残りは攪拌損失 (Churning loss) 等によると考えられる。この場合、適正な給油量は、若干のマージンを考慮しても 60~70 L/min と判断できる。給油-排油温度差 ΔT_{rise} 基準でみると、高周速域では ΔT_{rise} を高めに設定しても良いことがわかる。

換言すると、この設定値以上に流量を増大しても、損失が増加するだけで、軸受温度はほとんど低下しないためトイロジ的にみて無駄であるといえる。

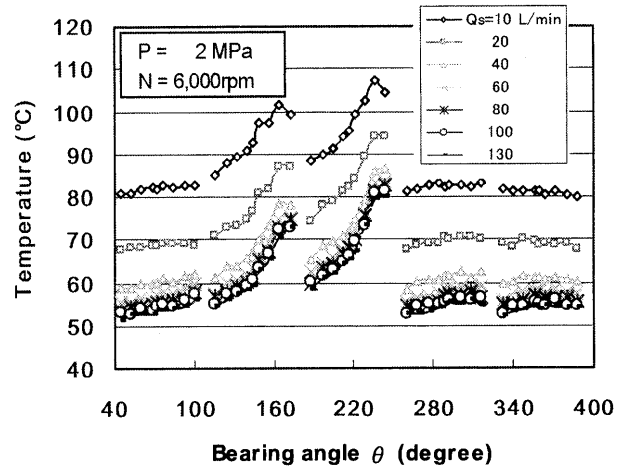


Fig. 5 Bearing temperature distribution

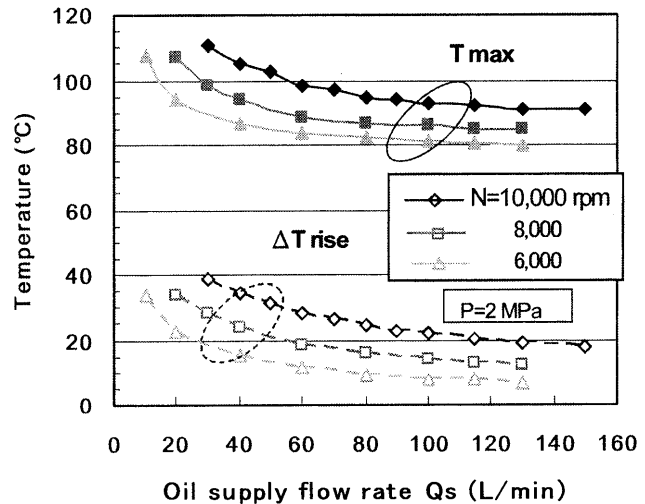


Fig.6 Effect of oil supply flow rate on Tmax and ΔT_{rise}

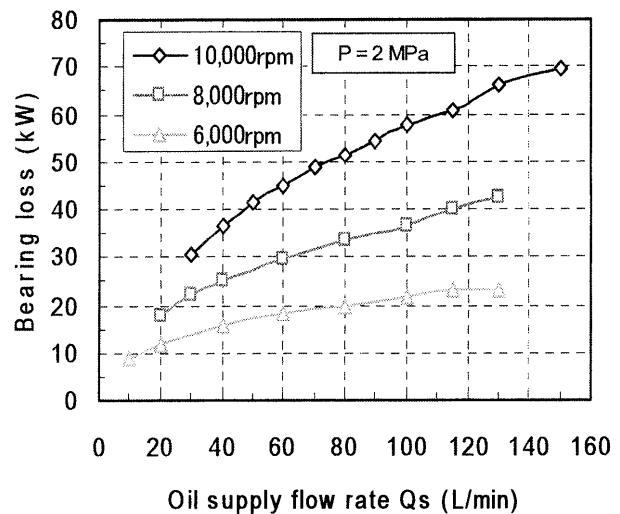


Fig.7 Effect of oil supply flow rate on bearing loss

4. 給油方法が軸受性能に及ぼす影響

4.1 試験目的

TPJB への給油は各パッド間で給油するが、軸を冷却しパッド入り口に冷油を供給することが重要である。図5の温度分布からもわかるように軸に付着して下流側のパッドに流入する温度境界層を剥離させる方法として、Leading edge groove⁽⁴⁾、スクレイパー⁽⁵⁾、円形状給油ノズルなどが実用化されている。図8は供試給油ノズルを示し、棒状のスプレーノズルバー構造で23個のノズルから軸表面に向けて噴油し各パッド間に配置した。これは、ガスタービン翼のインピンジメント冷却と類似の噴流を利用した熱伝達促進法を意図している。この場合、ノズル出口の噴流の流速に対し軸の周速が大きいので軸表面との距離が重要と考えられる。そこで、本章では、図中に示すように、軸表面とノズル出口の間隔Gを10、6、0.5mmに変えた試験を行った。

4.2 試験結果

図9は、軸表面とノズル出口との間隔Gと回転数をパラメータに、給油量に対する軸受最高温度を示す。回転数8,000rpmでは、軸表面-ノズル出口間隔Gを10→0.5mmに小さくすると軸受最高温度が2~4℃低下している。回転数10,000rpmでは、軸受最高温度は約5℃低下しており、回転数が高いほど効果が大きいことがわかる。これは、回転数が高いほど給油温度と軸表面の温度差が大きくなるためである。

図10は、G=0.5mm、N=8000rpmで給油量をパラメータに各パッドにおける油膜圧力と油膜厚さの分布を回転軸側から計測した信号波形を示す。潤滑理論に基づいた、負荷側軸受で油膜圧力が高く、油膜厚さが小さく油膜楔が形成されている様子が確認できる。給油量の影響としては、給油量を減少させると潤滑油粘度低下のため油膜厚さは少しずつ小さくなっていく傾向にある。給油量を10L/minにまで減少させると反負荷側のPad4、5油膜厚さの減少が大きくなっていることがわかる。同時に油膜圧力は負荷側であるPad2、3において最大圧力が高くなり、かつ放物線的な分布から偏差が見られる。これは、給油量を極端に低下させたときに起きる油不足(Starved lubrication)に起因した現象と考えられSub synchronous vibration (SSV)の予兆と推定できる。この様な現象は、図9の軸受温度としては現れてはいない。回転数N=8,000rpmのとき3章で議論した給油量の適正值は60L/minでありSSVに対して十分余裕があることがわかる。この余裕度は、軸受構造にシール付きのハウジングを採用したことによって、給油量を低減してもある限界給油量まで、パッド表面が潤滑油で浸漬しているためと考えられる。

図11は、信頼性の指標として軸受最高温度だけでなく最大油膜圧力、偏心率(油膜厚さから換算)をプロットし、給油量が総合的な軸受性能に及ぼす影響を示す。この場合、3つの指標はどれも、給油量が約40L/minから変化率が大きくなっている。以上の検討から、主として軸受最高温度の変化率を見ることによって給油量の適正值を判断できることがわかる。

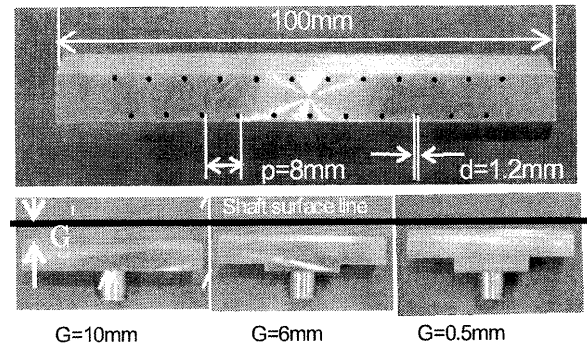


Fig. 8 Configuration of spray nozzle bar

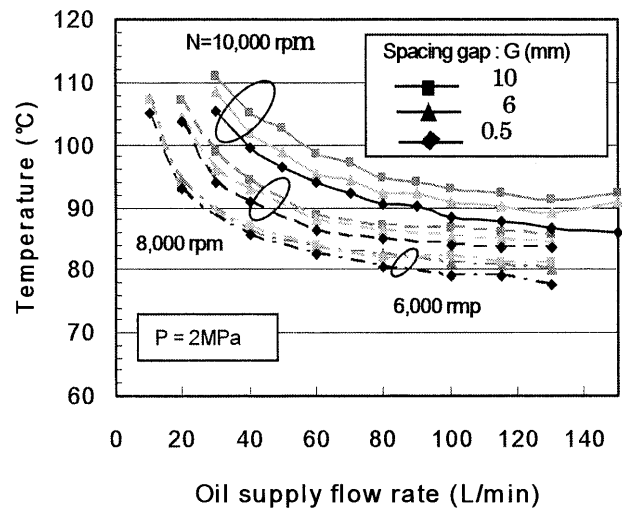


Fig. 9 Effect of spacing gap of oil supply nozzle

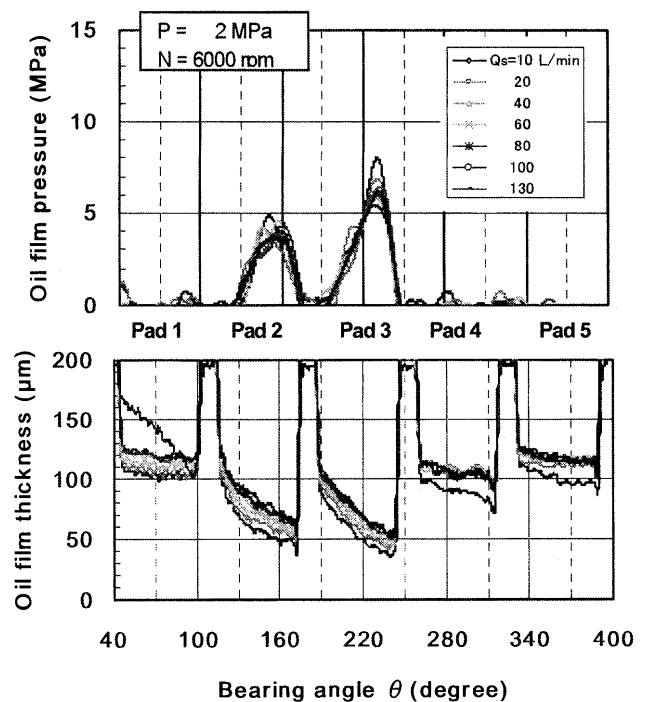


Fig. 10 Pressure and film thickness distribution

5. 樹脂軸受材料を用いた軸受の温度特性

軸受損失を低減するには、原理的には軸受の有効面積を小さく、即ち高面圧化すればよいわけだが、起動停止時の境界潤滑状態での摩耗が問題になる。

軸受表面材料には White metal が長年使用されてきているが、1990年代より水力発電の大型スラスト軸受に軸受熱変形低減と耐摩耗性の観点から樹脂材料が使用されるようになり、すでに多くの実績がある^{(8)・(9)}。高速ターボ機械においても高面圧化に伴う起動・停止やターニング運転時の耐摩耗性の向上を目的に樹脂材料の適用の検討が見られるようになってきた⁽¹⁰⁾。使用した樹脂材料は、強度に優れる熱硬化性樹脂のひとつである PEEK (Poly-ether-ether-ketone) 樹脂を母材に、摩擦係数、耐摩耗性を改善するために PTFE を添加した複合材料である⁽⁹⁾。

5.1 試験目的

起動・停止時の耐摩耗特性については実証済みである⁽¹⁰⁾。表4に代表的な樹脂材料である White metal, PEEK, PTFE の物性値の比較を示す。耐用温度に関しては、White metal の120℃に対し、樹脂材料自体では約200℃まで許容できる。

一方、樹脂材料の熱伝導率が White metal に対し1.3%と小さい影響は、熱変形の抑制があまり問題とならないサイズの中小型軸受において、軸受表面の熱がパッドを通して放熱する割合が減少し軸受表面温度が高くなる傾向になる。

本章では、その影響度を把握することを目的として、実験的に検討した。軸受表面の温度計測は、PEEK 樹脂内で温度勾配が大きくなるため、軸受表面と同一面に熱電対接点を設置するよう配慮した。

5.2 試験結果

図12は、回転数に対する軸受最高温度と軸表面温度を PEEK 材料と White metal の場合を比較したものである。

軸受最高温度は、PEEK 軸受のほうが高く、8,000 rpm では12℃高い。一方、軸表面温度は、PEEK 軸受のほうが最大で2℃高い程度之差で、高速域では差は小さくなる。

図13は、軸受面圧に対する軸受最高温度と軸表面温度を PEEK 材料と White metal の場合を比較したものである。

軸受最高温度は、PEEK 軸受のほうが高くなり、面圧3 MPaでは11℃高い。軸表面温度は、高面圧域で PEEK 材料が2℃高い程度之差である。

PEEK 樹脂材料の軸受最高温度が高くなることは、熱伝導率が小さいことによるものであるが、樹脂材料の耐熱温度が高いことで十分補償されると考えてよい。また、油膜粘度に影響の大きい温度である軸表面温度に関しては、軸受材料による影響が小さいことは、熱・流体潤滑理論からみて重要で油膜厚さの差が小さいことを示唆している。

以上より、境界潤滑領域で優れたトライボ特性を示す PEEK 樹脂材料は、完全流体潤滑域でも White metal とほぼ同等の熱・流体潤滑特性を示すと考えられる。

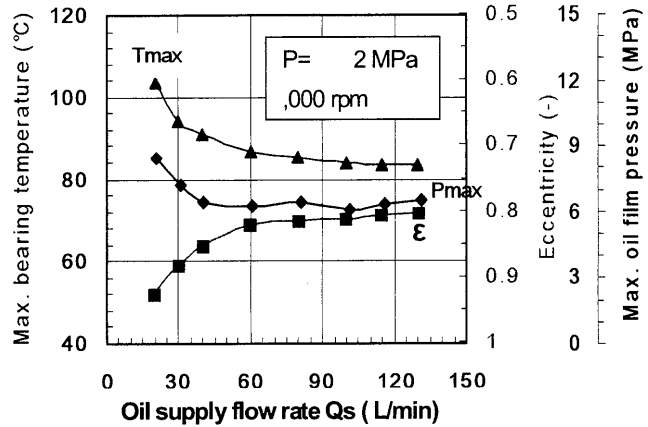


Fig. 11 Effect of oil supply flow rate on reliability

Table 4 Property of bearing materials

No.	Material	Unit	White metal	PEEK	PTFE
1.	Tensile strength	MPa	60	9.3	2.8
2.	Modulus of elasticity	GPa	48	1.7	0.4
3.	Poisson ratio	-	0.3	0.4	0.46
4.	Thermal conductivity	W/mK	45	0.6	0.5

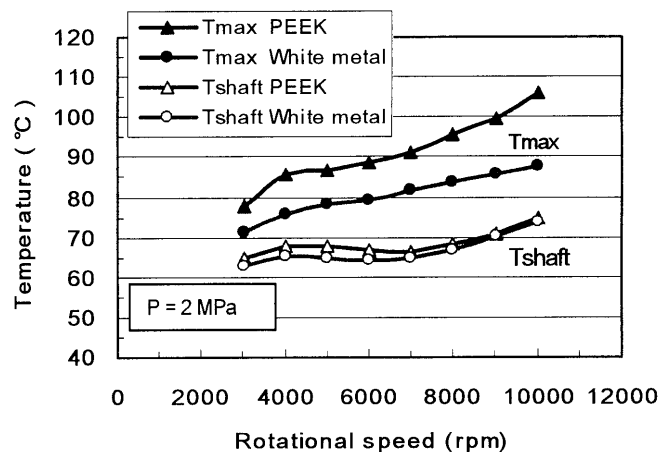


Fig.12 Comparison of bearing material vs rotational speed

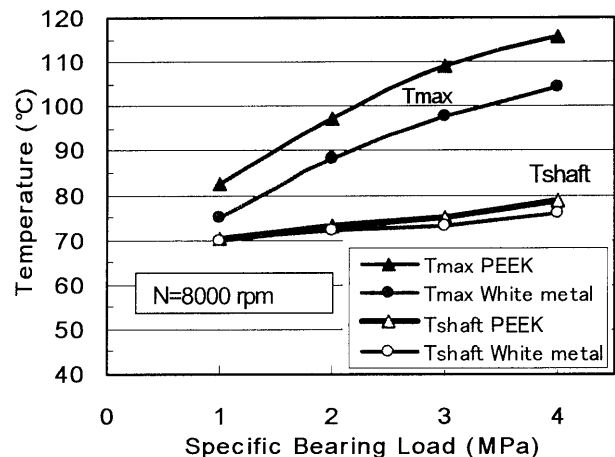


Fig. 13 Comparison of material vs specific load

6. 油種の影響

6.1 試験目的

潤滑油には、一般に鉱物油が使用されており、油の酸化劣化の観点から使用温度が制限されている。雰囲気温度が高く高温での使用がやむを得ない場合は耐熱性に優れた合成油の適用が有効である。合成油の場合、粘度-温度特性を調整することが可能である。供試した合成油 VG32s (添字 s は synthetic) の粘度-温度特性は100℃でVG48, 40℃でVG32に近い特性を有するものである。なお、本章の試験では、5枚パッド Load-on-pad で、ピボット位置は0.5のセンタサポート TPJB を用いた。

6.2 試験結果

図14は、給油量に対する軸受最高温度と軸表面温度に関し油種の比較をしたもので、3種の差は小さいものの、合成油 VG32s の場合は、VG32に近い。同様の傾向が、図15の軸受面圧を変えた試験でもみられる。一方、偏心率に関しては、紙面の関係上割愛したが、VG32s の場合 VG46 の特性に近いことがわかった。即ち、合成油 VG32s の場合、油膜厚さに関しては VG46 に、軸受温度に関しては VG32 側に近いという望ましい特性を実現できる。

7. 結論

高速ターボ機械用 TPJB に対し、軸受損失の低減と軸受性能に注目し、各種技術改良の効果を実験的に検討した。

供試軸受は、軸径φ170 mm のシール付きハウジング構造で、最大周速 89 m/s までの試験をおこなった。一例として、定量的な効果を 回転数 8,000 rpm (72m/s) 時の値で比較する。

- (1) シール付きハウジング構造をもった TPJB においても、給油量を低減すると軸受損失低減効果が期待できる。給油量を 100 → 60 L/min に減少させると、軸受損失は 20% 低減する。このとき、軸受最高温度は 2℃ 上昇する程度の影響度である。
- (2) 給油ノズルにおいて、軸とノズル出口との間隔を小さくすると軸受温度の低減を図ることができ、周速が大きいほど効果は大きい。その間隔を 10 → 0.5 mm にすると 8,000 rpm では軸受温度は 2℃ 低減し、10,000 rpm では 5℃ 低減する。
- (3) 給油量低減に伴い、軸受最高温度、油膜厚さ、油膜最大圧力は変化し、それらの変化率は、ほぼ同一の給油量以下で大きくなる。給油量を極端に減少させると、油膜厚さや油膜圧力分布に変動がみられるようになる。
- (4) PEEK 材料を用いた軸受においては、White metal に対して熱伝導率が小さいため軸受最高温度は約 10℃ 高くなるが、軸表面温度は 2℃ 高い程度である。
- (5) 潤滑油粘度の粘度指数が大きい合成油を用いることにより、鉱物油に比較し、軸受温度を低下し油膜厚さを大きくすることができる。

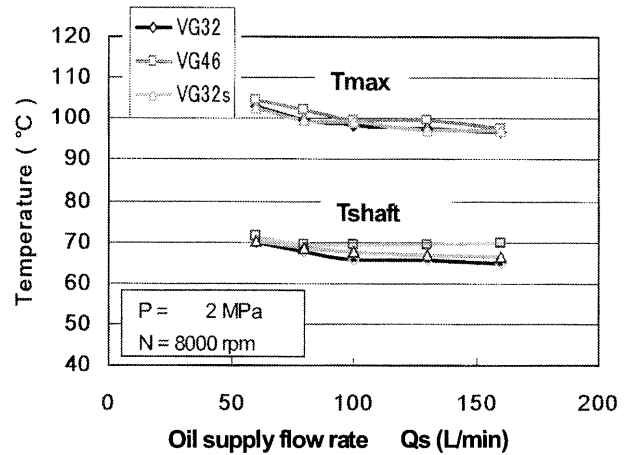


Fig.14 Comparison of oil type vs oil supply flow rate

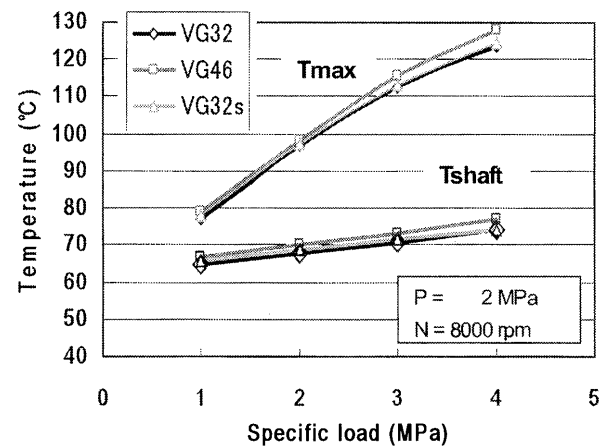


Fig. 15 Comparison of oil type vs specific load

参考文献

- (1) J.L.E.Simmons & S.J. Dixon, "Effect of Load Direction, Preload, Clearance Ratio, and Oil Flow on the Performance of a 200mm Journal Pad Bearing", STLE Tribol. Tran. 37, pp. 227-236, 1994
- (2) M.Tanaka, "Thermohydrodynamic Performance of a Spot-Fed Tilting Pad Journal Bearing", Proceeding of JAST, October 1992, pp.691-694
- (3) W.M. Dmochowski & B. BLAIR, "Effect of Oil Evacuation on the Static and Dynamic Properties of Tilting Pad Journal Bearings", STLE Tribol. Tran., Vol.49, pp. 536-544, 2006
- (4) W.M. Dmochowski, K. Brockwell, S. DeCamillo and A.Mikura, "A Study of the Thermal Characteristics of the Leading Edge Groove and Conventional Tilting Pad Journal Bearings", ASME Journal of Tribology, 115, (2), pp. 219-216, 1993
- (5) J.C.Nicholas, "Tilting Pad Journal Bearings with Spray-bar Blockers and By-pass Cooling for High Speed, High Load Applications", Proceedings of the 32th Turbomachinery Symposium, pp. 27-37, 2003
- (7) S.DeCamillo, CH.Cloud, J.M.Byrne & M.He, "Low frequency shaft vibration tests and analyses", Proceedings of the 7th EDF & LMS Poitiers Workshop, Futuroscope, Oct. 2008
- (8) S.B. Glavatskih, and M.Fillon, "TEHD Analysis of Thrust Bearings with PTFE-Faced Pads", ASME, J. of tribology, Vol.28, pp.48-53, 2006
- (9) 山田豊, "PEEK 樹脂軸受の摩擦摩耗特性", トライボロジスト, Vol.52, No.3, pp.26-31, 2007
- (10) T.Nakano, Y.Waki, K.Yamashita, T.Kaikogi, M.Uesato, and Y.Yamada, "Development of Thrust and Journal Bearings with high Specific Load for Next Generation Steam Turbine", Int. Conf. on Power Engineering, Hangzhou, China, 2007

エキマニ一体ターボチャージャのハウジング熱応力解析

*伊藤 康太郎 (IHI), 岩佐 能孝 (IHI), 山方 章弘 (IHI),
小嶋 秀典 (IHI エアロスペース), 三好 一雄 (IHI)

Thermal stress analysis on turbocharger with an integrated manifold

*Koutarou ITOU(IHI), Yoshitaka IWASA(IHI), Akihiro YAMAGATA(IHI),
Hidenori KOJIMA(IHI Aerospace), Kazuo MIYOSHI(IHI)

ABSTRACT

In order to satisfy regulations about emission of gasoline engines, it is required to activate a catalyst in the beginning of an engine starts. A turbocharger with an integrated manifold is effective in reducing its heat mass to rise temperature of catalyst quickly. The other side, it will be loaded high heat stress because of its complex shape and a rapid temperature gradient with heat cycles.

To evaluate damages by heat stress on parts, and to design shapes optimized, we executed CHT (Conjugate Heat Transfer) analysis and FEM analysis jointed. As a result of the calculation and the evaluation, the estimated area of crack initiation is designated clearly, and the area is coincident with the cracks shown in practical test.

Key words: Turbocharger, Exhaust manifold, Analysis, CHT, CFD, FEM

1. 緒言

自動車エンジンの燃費や排出物に対する規制は年毎に厳しくなっており、各メーカーでは技術開発が続けられている。ガソリンエンジンにおいては、直噴エンジンと過給機を組み合わせたダウンサイジングにより低燃費化する世界的なトレンドがあり、過給機の果たす役割は高まりつつある。さらなる燃費向上のために、リッチ燃焼からストイキ燃焼へ移行させる技術が検討されているが、ストイキ燃焼では排気ガス温度が 1000℃以上になるため、エンジンおよび排気系部品においては耐熱性の向上が課題となっている。

過給機はエンジンからの高温排気に直接曝される部品であり、なかでもタービンインペラやタービンハウジングは積極的な冷却無しに機能を保持しなければならない。これら高温部品は、自身の熱応力や、周囲の配管や拘束による荷重、加速減速による熱サイクル、エンジン点火サイクルによる振動、走行振動などが負荷され、低サイクル疲労、高サイクル疲労が高温条件化で進行する。これらに対抗して強度を確保するには、Ni 含有量を上げた耐熱材を使用する対応があるが、Ni もまたレアメタルとして高騰を続けており、従来の形状を単に置換しただけではコストの大幅な上昇が避けられない。したがって、部材重量を減らしながら、あるいは低コスト材を使用しながら十分な強

度を確保するための、高精度の強度設計手法が必要となってくる。

また、排出ガス浄化への要請から、エンジン始動直後から触媒性能を十分に活性化することが求められている。そのためには三元触媒の温度上昇を早めなくてはならず、過給機を含む排気経路の熱容量を限りなく小さくする必要がある。小型ガソリンエンジンでは排気マニホールドとタービンハウジングを一体化部品とした製品が既に実用化されている。(図 1) これは両者を接続するフランジとボルトが無い分の熱容量を小さくでき、材料節約、搭載スペース削減の点でも利点がある。

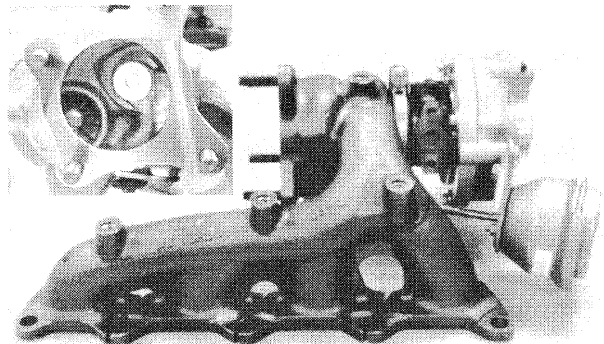


Fig.1 Turbocharger with integrated manifold

上記のような背景から、ガソリンエンジン用過給機では、必要十分な肉厚で低熱応力化と低熱容量化を両立するタービンハウジング設計手法が不可

欠な技術となっている。

本報では、流体解析と構造解析を使用し、タービンハウジングに発生する過渡熱応力を評価し、設計のツールとして適用する手法を開発したので報告する。

2. 解析手法

タービンハウジングの熱応力を正しく評価するためには、温度分布を精度良く予測する必要がある。今回は特に、計測データが無く未知である温度分布の時間変化を精度良く求めるために、流体と構造の伝熱現象を同時に解くCHT解析(Conjugate Heat Transfer analysis)を適用した。解析手順の全体フローを以下に示す。

①3D-CADにより作成したハウジングの形状データから、流路部と部品の計算格子を作成する。(CHT解析の格子と構造解析の格子は別個に作成し、同じ計算格子とする必要はない)

②CHT解析により、流路内ガスの圧力、流速、温度および固体部の温度分布を同時に求める。

③流路壁面近傍の流体条件(温度、熱伝達係数)を境界条件として、固体部分の過渡伝熱解析をおこなう。

④伝熱解析結果から各時刻の温度分布を読み込み、過渡の弾塑性解析を実施する。

⑤応力・ひずみなどから損傷度を評価することで、肉厚や形状の良否を判定する。

形状を最適設計するためには、以上①~⑤のループを繰り返し、形状を評価しながら修正していくことになる。

今回の解析検討では対象としてガソリン車用小過給機を選択した。構造解析に用いる全体モデルを図2に示す。

CHT解析にはANSYS CFX12を、FEM解析にはABAQUSを使用した。

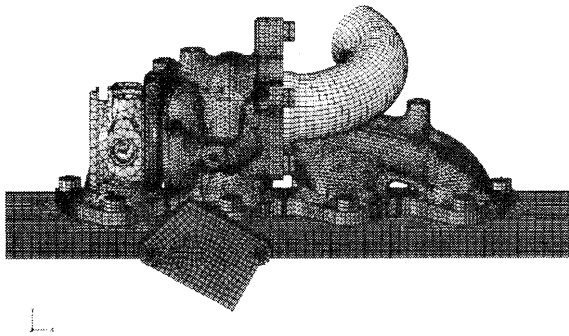


Fig. 2 FEM model with attached parts

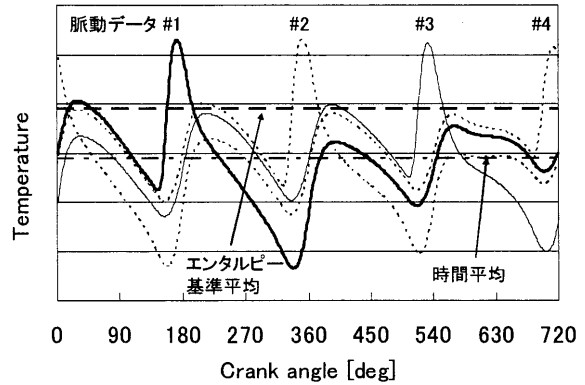


Fig.3 Pulsation of engine exhaust

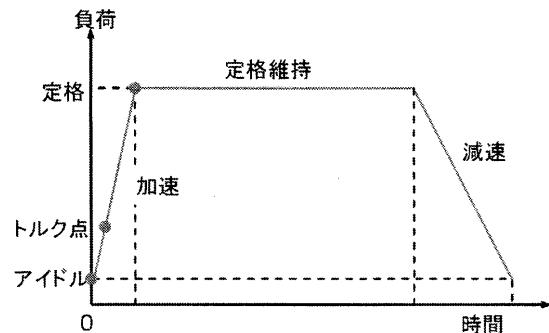


Fig.4 Simulated driving schedule (1 cycle)

2.1 CHT解析

エンジン排気の脈動により、各マニホールドに流入する排ガスの圧力、温度、流量が非定常的に変化する。(図3)解析時間の大幅な増加を避けるために計算は定常解析とし、境界条件はエンジン脈動を平均化した値で与えることとした。但し、単なる時間平均ではガス温度のレベルが過小に評価されるため、エンタルピーで重み付けした平均温度とした。解析はアイドル時、最大トルク発生時(以下、トルク点と記す)、定格運転時の3点の運転状態を選び、それぞれ定常CHT解析をおこなった。計算結果から流路内ガスの壁面近傍温度、熱伝達係数を抽出し、次の固体内伝熱解析での境界条件として引き渡す。

2.2 過渡伝熱解析

FEM解析(伝熱、構造)では、図4に示すようなアイドル状態から定格出力に上げる運転スケジュールを仮定し、この繰り返しによるヒートサイクルを模擬する。伝熱解析は過渡解析であり、その熱的な境界条件として各時刻の(非定常に変化する)ガスの状態量分布が必要となる。前段のCHT解析では運転状態を離散的に3点算出しているのみであるため、加速時、減速時の中間時点では、境界条件を線形に補間して、徐変する境界

条件として非定常の伝熱解析に入力される。

また、燃焼ガス以外の伝熱境界条件として、タービンハウジングに接続される部品との接触伝熱、輻射伝熱、大気への対流放熱など考慮している。

図 4 のヒートサイクルをさらに数回繰り返し計算することで、固体部品の温度分布履歴を得る。

2.3 構造解析 (弾塑性解析)

ソリッド部の温度分布履歴を読み込み、各時刻における弾塑性の熱応力解析をおこなう。今回の構造解析モデルでは、エンジン上に搭載された状態を模擬し、ターボに接続される部品と、それを締結するためのボルトの予張力も考慮している。

前段の過渡伝熱解析にあわせ、模擬するヒートサイクルと同じ繰り返し数で熱応力解析のステップを設定する。

4. 解析結果

4.1 温度予測精度の検証

過渡伝熱解析手法の妥当性を検証するため、ターボの単体試験用ベンチにてハウジングの温度計測をおこなった。燃焼ガスの温度・流量を制御して加熱する過程を再現し、タービンハウジングの表面温度を計測した。計測には赤外線サーモカメラとハウジングの外表面に設置した熱電対を用いた。

タービンを駆動するのは脈動のあるエンジン排気ではなく、燃焼器による燃焼ガスを使用する。マニホールドの4つの入口に対して、単管から4分岐させて均等な流入条件とした。なお、ウエイストゲートバルブの開度は、計測中一定の開度に固定した。以上の条件はエンジン上の搭載状態とは条件が異なるが、解析手法の妥当性を検証する目的で計測をおこなった。

測温試験を模擬した条件で解析した結果の温度分布図と、サーモカメラによる測温画像を、図 5 および図 6 に示す。温度分布は両者で概ね一致しており、合流部からスクロールにかけて最も高い温度を示す様子が再現できている。

過渡の伝熱解析結果と熱電対による温度計測との温度変化履歴を比較して図 7 に示す。計測位置は図 5 に示した計測点に対応し、実線が計測値を、点線が計算値を示す。温度の絶対値は、実測での最高到達温度を基準とした相対値で示している。低温部でも高温部でも、温度の大小関係や上昇速度などが時刻歴を通じて概ね再現できていることが確認できた。定格運転を保持し定常に達した状態での解析と実測の温度差は5%程度に収まっており、十分な予測精度があることが確認できた。

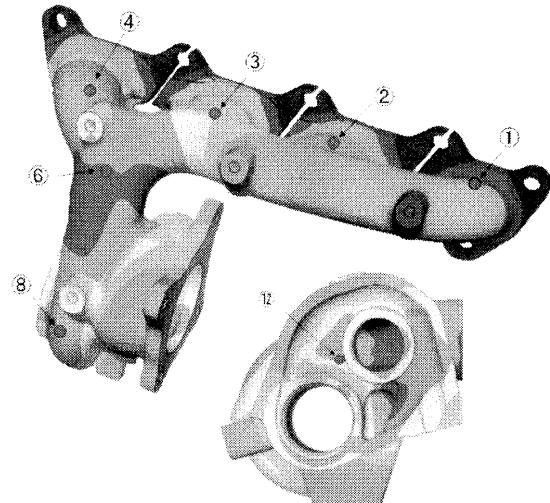


Fig.5 Temperature by FEM analysis

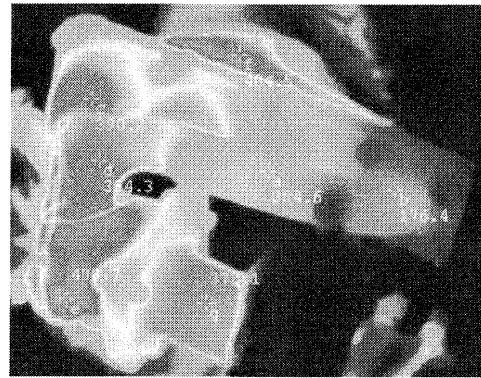


Fig.6 Temperature image by thermal camera

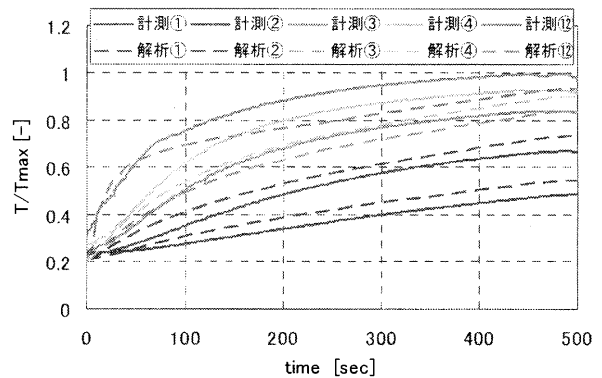


fig.7 Comparison of temperature rising rate

4.2 熱応力解析結果

過渡の伝熱解析で求めた評価点の温度履歴を図 8 に示す。ここでの評価点は、過去の開発試験でクラックが観察されたことのあるウエイストゲート周辺 (図 9 の①~③) に着目している。温度履歴は加減速に伴うヒートサイクルで変化しているが、3サイクル目ですでに2サイクル目との差が小さく落ち着いていることがわかる。

熱応力解析結果から、1サイクル終了時(冷却時)の累積相当塑性ひずみ分布を図9に示す。評価点の箇所ではひずみ量が多いことが分かるが、その他の部位でも同程度に値が高い箇所があり、クラックの発生を判定するには適当でない。

熱応力解析の冷熱サイクルを5回まで繰り返したときの、評価点①での全ひずみ履歴を図10に示す。1サイクル目でのひずみが多いが、その後はサイクル毎の振れ幅はあまり変わらず、振れの平均値が一定の値に漸近していくことがわかる。したがってヒートサイクルに対するハウジングの損傷を評価する上では、ある時点のひずみ絶対値より、振れ幅で評価することが適当である。5サイクル目での最大時点 - 最小時点のひずみ値の差から、相当ひずみ範囲を算出し、モデル上に再プロットしたものを図11に示す。これによりひずみ変動範囲が大きい箇所とクラック発生点がほぼ一致しており、相当ひずみ範囲が損傷の評価値として使用可能であることが分かる。

現在では本手法を製品設計のプロセスに組み込み、特定した危険部位の熱応力を下げるように形状設計を変更し、タービンハウジング形状を最適化できるようになった。

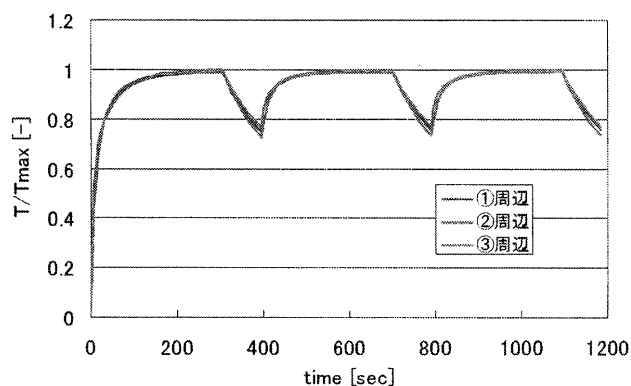


Fig.8 Temperature transition by FEM

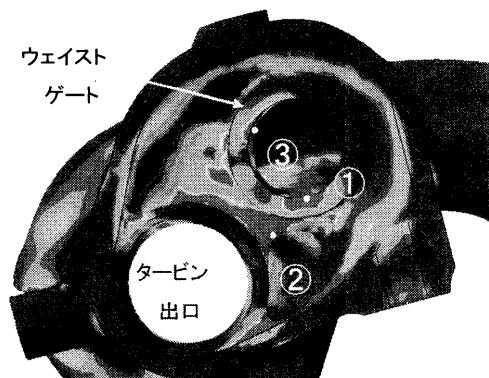


Fig.9 Equivalent plastic strain at the end of 1st cycle

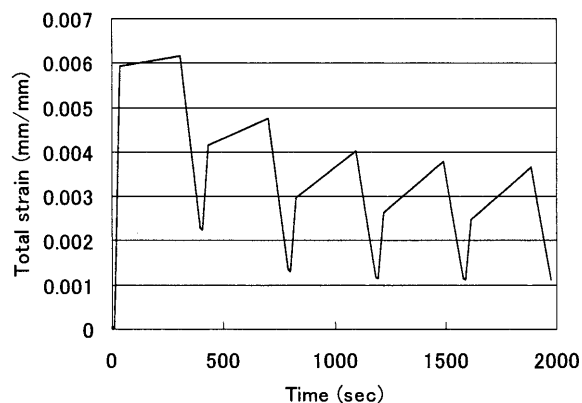


Fig.10 Strain transition
(Total equivalent strain at ①)

5. まとめ

排気マニホールド一体型タービンハウジングをもつ過給機を対象に、CHT解析と弾塑性解析を組み合わせることで計算し、運転状態の過渡変化が繰り返される時の熱応力を予測する手法を開発した。

また、本解析手法の精度検証のため、タービンハウジング単体での加熱・冷却の温度変化を測定して比較した結果、実体の過渡温度を十分な精度で予測できることが確認できた。

熱応力解析の結果から、ひずみ量などの数値評価によって危険箇所を特定し、設計を最適化するための参照値として有効に利用できるようになり、一連の解析手順が低熱容量化と高信頼性を両立した過給機設計のためのツールとして利用できるようになった。今後は、温度分布とあわせて材料の疲労データを参照することで、さらに定量的な寿命評価が可能となると期待できる。

参考文献

- 1) 岩佐, 山方ら(IHI): 車両用過給機タービンハウジングの熱応力予測技術の開発, 第63回ターボ機械協会総会講演(2010)

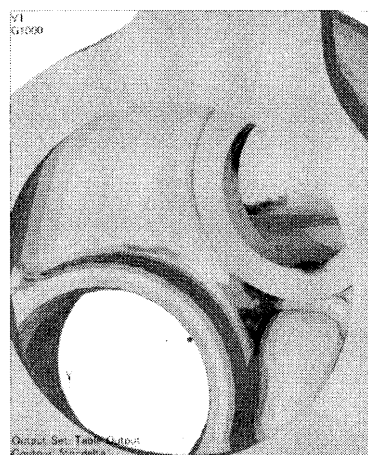


Fig.11 Damage evaluation by equivalent strain range

次期固定翼哨戒機用エンジン（XF7-10）の 部品構造強度試験の概要

*佐藤 豊一，萱場 邦彦，是枝 直樹，古山 真之，
増田 裕貴，鹿野 信太郎（防衛省 技術研究本部）

A Summary of Component Structural Tests for XF7-10 Engine

*Toyoichi SATOH, Kunihiko KAYABA, Naoki KOREEDA, Shinji FURUYAMA,
Hiroki MASUDA and Shintaro KANO(TRDI, Ministry of Defense)

ABSTRACT

The results of component structural test for XF7-10 high bypass turbofan engine were summarized in this report. According to the military specification MIL-E-5007D, the component structural tests such as engine pressure test, engine static load test, overspeed test, disk burst test, low cycle fatigue component test, high cycle fatigue test and containment test were carried out as a part of preliminary flight rating test and qualification test. Some modifications of MIL-spec were made to meet the XF7-10 operation. All of the component structural tests were satisfactorily completed.

Key words: Turbofan Engine, Component Structural Test, PFRT, QT

1. はじめに

防衛省技術研究本部では，防衛用大型航空機への適用を目指して大型機用エンジンの試作（平成 13～16 年度）と所内試験（平成 14～20 年度：そのうち，部品構造強度試験は平成 14～19 年度に実施¹⁾）を実施するとともに，その成果を受けて，次期固定翼哨戒機用エンジンの試作（平成 16～20 年度）と技術試験（平成 18～22 年度）を実施している。

航空機用エンジンを米軍規格（MIL-E-5007D²⁾ や MIL-E-8593A³⁾）を基準にして開発する場合，予備飛行定格試験（Preliminary Flight Rating Test：以下，「PFRT」という。）と認定試験（Qualification Test：以下，「QT」という。）の 2 段階の試験を実施することになる。これら PFRT 及び QT の試験の目的と内容の概要を Table 1 に示した。PFRT 及び QT はエンジン試験と部品構造強度試験及び補機試験から構成され，航空機用ターボジェットエンジン及びターボファンエンジン用の規格である MIL-E-5007D に規定されている PFRT と QT における部品構造強度試験は Table 2 に示した試験項目がある。

防衛省技術研究本部における航空機用エンジンの研究開発では，実験用航空機の飛行安全を保証するという観点から MIL-E-5007D 及び MIL-E-8593A で規定された PFRT 試験項目に加えて，QT の試験項目のうち FOD 試験，コンテインメント試験及び一部の供試品を用いた LCF 試験を PFRT フェーズの試験として実施している。この場合，PFRT フェーズで実施した QT の試験項目については，供試体である部品に設計変更がない場合には QT フェーズでの試験を省略している。さらに，QT の試験項目のうち，PFRT の試験項目にもあるエンジン耐圧試験，過回転試験，ディスク破断試験及びエンジン静荷重試験についても，供試体である部品に設計変更がない場合には同様に QT フェーズの試験は省略して実施してきた。ただし，PFRT 及び QT の試験項目ではないが，MIL-E-5007D の「構造性能」の中で，「非鉄合金部品は 3×10^7 以上の高サイクル疲労（High Cycle Fatigue，以下，「HCF」という。）寿命を有しなければならない」と規定されていることから，いくつかの

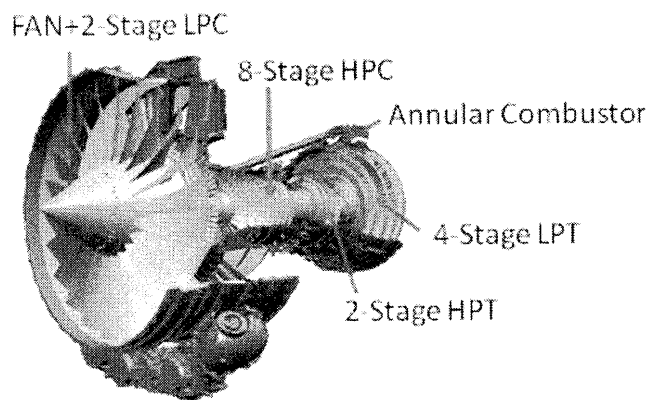


Fig. 1 XF7-10 Engine

Table 1 Purpose and Definition of PFRT and QT

	目的	内容	備考
PFRT	実験用航空機の飛行試験に限定して使用されるエンジンモデルの適用性の実証	エンジンと構成部品に対して行われる試験, 実証および解析からなる活動	PFRT を満足に終了したエンジンは, 限定的な飛行試験での使用についての信頼性や安全性が保証される
QT	生産と運用に対するエンジンモデルの適切性の実証	製造工程確認試験, エンジンと構成部品を用いて行う認定試験, 実証および解析活動	QT を満足した段階でエンジン開発は終了し, 量産・運用段階へ移行できる

Table 2 Component Structural Tests of PFRT and QT

	PFRT	QT
試験項目	エンジン耐圧試験 過回転試験 ディスク破断試験 エンジン静荷重試験	エンジン耐圧試験 過回転試験 ディスク破断試験 エンジン静荷重試験 異物による損傷試験 低サイクル疲労試験 コンテインメント試験

Table 3 Component Structural Tests for XF7-10 Engine

評価項目	エンジン部位						評価対象
	試験	ファン・LPC 部	HPC 部	燃焼機部	HPT 部	LPT 部	
静強度	エンジン耐圧試験	—	○	○	○	○	ケース
	エンジン静荷重試験	○	○	○	○	○	ケース フレーム マウント
回転強度	過回転試験	○	○	—	○	○	ディスク 動翼 (一部)
	ディスク破断試験	○	○	—	○	○	ディスク
異物吸込み	異物による損傷試験	○	—	—	—	—	動翼
疲労強度	低サイクル疲労試験	○	○	—	○	○	ディスク シール部品
	高サイクル疲労試験	○	○	—	○	○	動翼
コンテインメント	コンテインメント試験	○	—	—	○	—	ケース

供試品を用いて PFRT フェーズ及び QT フェーズの中で高サイクル疲労試験として実施している。

本稿では, Fig.1 に示した次期固定翼哨戒機用エンジン XF7-10 の開発の中で MIL-E-5007D に準拠し, PFRT フェーズ及び QT フェーズで構成部品に対して行った試験のうち部品を用いた部品構造強度試験 (以下, 「部品試験」という) について紹介する。なお, 部品試験として実施した試験の内容とそれらの試験で評価対象としたエンジン部位を Table 3 に示した。

2. 部品構造強度試験の概要

2.1 エンジン耐圧試験

エンジン耐圧試験は MIL-E-5007D の 4.5.4.1 項に規定されており, エンジンケースと圧縮機出口圧力を受けるすべてのガス圧がかかるエンジンの構成部品が同規格 3.3.8.5 項に規定されるエンジン最大作動差圧の 2 倍まで破壊しないことを確認する試

験である。XF7-10 エンジンでエンジン耐圧試験の評価対象となる部品は、ファンケース、高圧圧縮機 (High Pressure Compressor : 以下、「HPC」という。) ケース、燃焼器ケース、高圧タービン (High Pressure Turbine : 以下、「HPT」という。) ケース、低圧タービン (Low Pressure Turbine : 以下、「LPT」という。) ケースである。ただし、ファンケースは最大作動差圧時の発生応力よりもエンジン静荷重試験条件時の発生応力のほうが高応力であること、さらに、後述する強度的に厳しいコンテインメント試験を実施することから、エンジン耐圧試験では評価対象外とし、ファンケースを除くケース類を供試体とした。

Fig.2 にエンジン耐圧試験の供試体のうち燃焼器ケースの例を示した。供試体には複数枚のひずみゲージを貼付し、試験中の供試体のひずみを計測及び監視している。

各供試体を用い、試験要求である最大作動差圧の2倍以上を負荷するエンジン耐圧試験を実施した結果、すべての供試体が破壊せず耐えることを確認した。

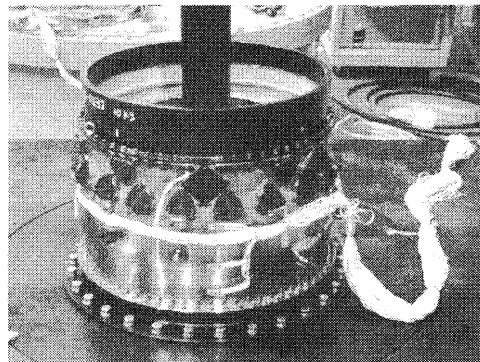


Fig.2 Annular Combustor for Engine Pressure Test

2.2 過回転及びディスク破断試験

過回転試験及びディスク破断試験は、MIL-E-5007D の中で回転体の構造完全性 (Rotor Structural Integrity) として規定されている。過回転試験は、「最大許容測定ガス温度で、最大許容回転速度の115%で少なくとも5分間の安定した時間、エンジン運転を課し、試験後の供試体が許容寸法限界内にあり、切迫した破損の兆候がないこと」が要求されている。また、ディスク破断試験は、「ボア部の金属が最大設計ボア部金属温度で、最大許容定常回転速度の最低122%まで、破損又は切迫した破損の兆候がないこと」が要求されている。

XF7-10 エンジンでは、ファンディスク、LPC 部ディスク、HPC 部ディスク、HPT 部ディスク及びLPT 部ディスクが過回転試験及びディスク破断試験の供試体であり、さらにHPT 部動翼及びLPT 部動翼が過回転試験の供試体となる。MIL-E-5007D では、過回転試験はエンジン運転で実施するように規定されているが、XF7-10 エンジンの部品試験では過回転試験及びディスク破断試験ともにスピン試験装置を用いて実施した。

過回転試験の結果、すべての供試ディスク及びタービン動翼ともに試験後の供試体が許容寸法限界内にあり、さらにき裂の発生がないことから十分な過回転強度を有していることを確認した。さらに、ディスク破断試験の結果、すべての供試ディスクが所要のディスク破断強度を有していることを確認した。

2.3 エンジン静荷重試験

エンジン静荷重試験はMIL-E-5007D の4.5.4.3 項に規定されており同規格3.1.2.5 項に規定される「外部から加わる力 (以下、「外部荷重」という。) を負荷する試験 (制限荷重試験) によりエンジンに永久変形のないこと、また外部荷重の1.5倍を負荷する試験 (終極荷重試験) によりエンジンが破壊せず耐えること」を確認する試験である。エンジン静荷重試験の評価対象となる部品はエンジン外殻部品及びエンジンマウント部品であり、XF7-10 エンジンでは、エンジン外殻部品としてファンケース、フロントフレーム、HPC ケース、燃焼器ケース、HPT ケース、タービンセンターフレーム、LPT ケース、エグゾーストフレームが、エンジンマウント部品としてフロントマウント、リアマウント、スラストマウントが対象となる。なお、リアマウントはエグゾーストフレームと一体構造となっている。

MIL-E-5007D の3.1.2.5 項で規定される「外部から加わる力」は、航空機用ターボジェット及びターボファンエンジンに対する規格として、高運動性を有する戦闘機に搭載されるエンジンへの適用も想定した外部荷重となっている。そのため、その外部荷重をそのまま高バイパス比ターボファンエンジンであるXF7-10 エンジンへ適用することは過剰な要求と考え、XF7-10 エンジンの外部荷重条件は、エンジンの形式が同じ他機種の外荷重条件を参考として決定した。

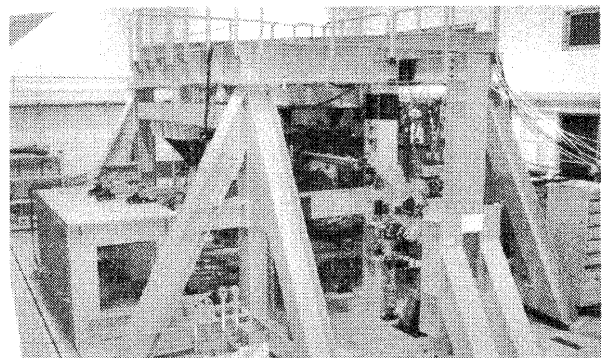


Fig. 3 Engine Static Load Test Apparatus

Fig.3 にエンジン静荷重試験で使用した試験装置の外観を示した。本静荷重試験装置は、Fig.4 に示すように、架構の内部に評価対象部品である供試体をセットし、複数の油圧アクチュエータで所要の荷重を負荷する構造となっている。供試体にはエンジン耐圧試験と同様にひずみゲージを貼付し、試験時のひずみ計測及び監視を行うとともにダイヤルゲージを用いた変位の計測も実施した。

XF7-10 エンジンでは、制限荷重試験後の供試品は静止部品の機能に影響を及ぼす過度な永久変形のないこと、終極荷重試験後は破壊せずに耐えることがエンジン静荷重試験の評価基準であり、制限荷重試験及び終極荷重試験後には供試体の寸法計測と非破壊検査(蛍光浸透探傷検査)を実施した。

エンジン静荷重試験の結果、制限荷重試験後の供試体に過度な永久変形はなく、さらに、制限荷重及び終極荷重試験後のいずれの非破壊検査においてのき裂は検出されず破壊に繋がる兆候がないことから、エンジン外殻部品及びエンジンマウント部品が所要の静強度を有することを確認した。

2.4 異物による損傷試験

異物による損傷 (Foreign Object Damage : FOD) 試験 (以下、「FOD 試験」という。) は、MIL-E-5007D の 4.6.4.4 項に「試験エンジンは、模擬した異物による損傷 (応力集中係数 $k_t=3$ 以上の応力集中を生じるもの) を、3 枚の第 1 段翼に対して前縁の 1ヶ所以上の断面で定常及び振動の高応力が生じる位置に与え、6 時間のエンジン耐久運転サイクル 1 回を課さなければならない。」と規定されている。

FOD 試験は QT で要求されている試験項目であるが、本試験が異物の吸い込み等により損傷を受けた翼を組み込んだエンジンの強度を確認することを目的としていることから、XF7-10 エンジンの研究・開発では、小石等の吸込みなどにより損傷を受けやすいファン動翼を評価対象として、実験用航空機の飛行安全の観点から PFRT フェーズで実施した。また、PFRT 用エンジンの試作の際に実施した、鳥との衝突に対する耐衝撃設計に基づき耐衝撃特性の改良を行ったファン動翼⁴⁾の FOD 試験は QT フェーズにおいて実施した。

これらの FOD 試験は、異物の吸込みによる損傷を模擬した切り欠きをファン動翼に付与するが、そのファン動翼をエンジンに組込む方法ではなく、加振装置によりファン動翼の共振周波数で所要の時間加振するリグ試験として実施した。ファン動翼に付与する異物による損傷を模擬した切り欠きは、ファン動翼の応力解析と加振試験による翼前縁部の応力分布計測の結果より決定した。Fig.5 に QT フェーズで実施した FOD 試験に用いたファン動翼の外観と異物による損傷を模擬した切り欠きの外観を示した。

PFRT フェーズ及び QT フェーズで実施した FOD 試験の結果、当初のファン動翼及び耐衝撃性を改良したファン動翼ともに異物損傷に対し十分な強度を有することを確認した。

2.5 低サイクル疲労試験

低サイクル疲労 (Low Cycle Fatigue : 以下、「LCF」という。) 試験は、MIL-E-5007D では QT で要求されている項目であり、低サイクル疲労構成部品試験と低サイクル疲労エンジン試験からなる。本稿では前者の低サイクル疲労構成部品試験 (以下、「LCF 試験」という。) について述べる。

MIL-E-5007D では、「構成部品は搭載される機体のデューティサイクルで示される低サイクル疲労寿命の少なくとも 2 倍の損傷サイクルを課さなければならない。」と規定されている。XF7-10 エンジンでは、「デューティサイクルで示される低サイク

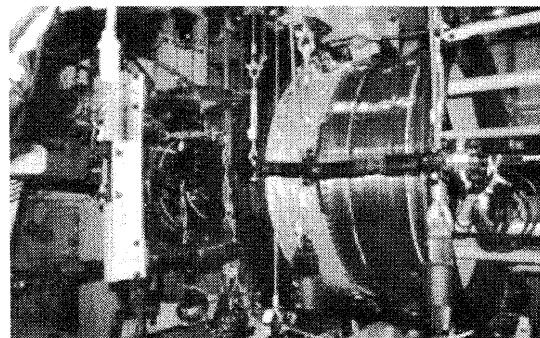


Fig. 4 Test setup of static load test

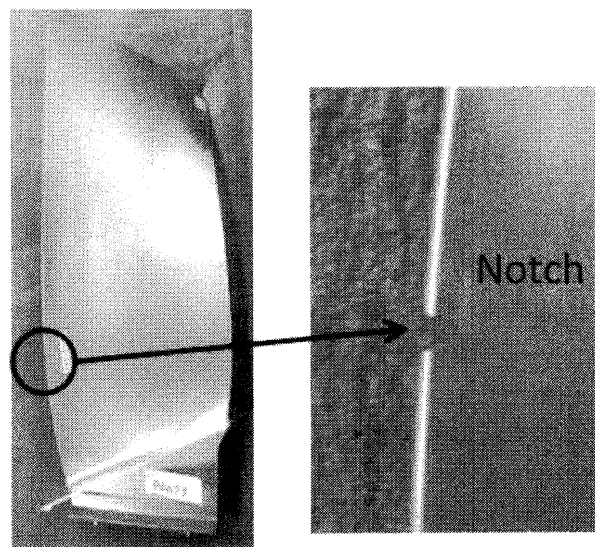


Fig. 5 Detail of the machined Notch for Fan Blade

ル疲労寿命」を「次期固定翼哨戒機の想定運用パターンでの使用時間の2倍に相当するサイクル数」としてLCF試験を実施した。

LCF試験の評価対象部品は、ファン部、LPC部、HPC部、HPT部及びLPT部の各ディスク(プリスク及びスプールを含む)とHPT部のシール部品及び低圧シャフトである。上述のとおりLCF試験はQTでの試験項目であるが、実験用航空機の飛行安全の観点から、XF7-10エンジンの部品試験では一部の構成部品についてPFRTフェーズで実施し、残りの構成部品はQTフェーズにおいて実施した。LCF試験はエンジン運転時のそれぞれの供試体に発生する応力を考慮して、各ディスクは繰返し回転試験装置、低圧シャフトはねじり疲労試験機、HPT部のシール部品は軸荷重疲労試験機を用いて行った。Fig.6にLPT1段ディスクを繰返し回転試験装置の試験槽内に搭載した様子を示したが、試験時には供試体を加熱炉で覆い供試体を所定の温度に加熱している。

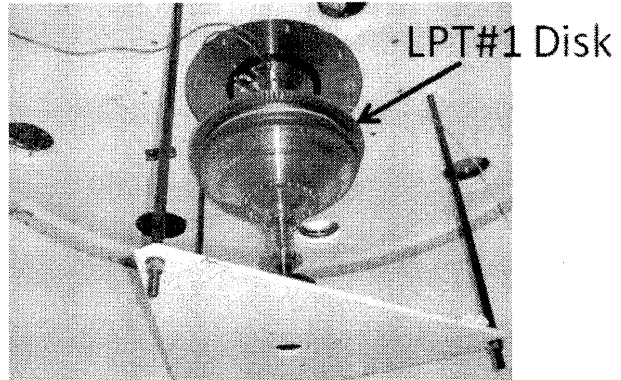


Fig.6 LPT #1 Disk installed Cyclic Spin Testing Machine

PFRTフェーズでLCF試験を実施したHPT2段ディスクは、試験の途中で疲労き裂が発生したため改良設計を実施してQTフェーズで、再度、試験を実施した。その結果、HPT2段ディスクを含む各ディスク、低圧シャフト及びHPT部のシール部品のすべての供試体が要求される疲労寿命「次期固定翼哨戒機の想定運用パターンでの使用時間の2倍に相当するサイクル数」を有することを確認した。

2.6 高サイクル疲労試験

前述のとおり、HCF試験はPFRT及びQTの試験項目ではないが、MIL-E-5007Dの中で、「非鉄合金部品は 3×10^7 サイクルのHCF強度を有していなければならない」と規定されており、ファン・LPC部、HPC部、HPT部及びLPT部よりいくつかの動翼を選定し、PFRTフェーズ及びQTフェーズにおいて試験を実施した。

HCF試験はピエゾ型加振機等を用いて供試体である動翼1枚を加振する方法で実施し、各供試動翼ともに複数枚の動翼によりステアケース法⁵⁾に基づき各供試動翼の 3×10^7 サイクルの疲労強度を算出した。このようにして得られた 3×10^7 サイクルの疲労強度の値とエンジンの運転中に計測された各動翼の応力値とを比較した結果、試験に供試した動翼はMIL-E-5007Dで規定された 3×10^7 サイクル以上のHCF強度を有していることを確認した。

2.7 コンテインメント試験

MIL-E-5007Dでは、3.3.8.9.1項でコンテインメントとして「エンジンは、最大許容変移ロータ回転速度で、プラットフォーム上の翼面フィレットでファン、圧縮機またはタービンの動翼断面が破損した場合に、破損翼を外部に出してはならない。更に、エンジンは、単独の翼の破損によって損傷し、放出されたすべての部品をエンジンの外部に出してはならない」と要求され、4.6.6.3項で「この要求を実物大エンジン試験またはロータ組立品スピンプット試験で実証しなければならない」と規定されている。

コンテインメント試験もQTの試験項目ではあるが、LCF試験と同様に実験用航空機の飛行安全の観点よりPFRTフェーズで試験を実施した。評価対象部位はファンケース及びHPTケースであり、それぞれロータ組立品を用いてスピンプット試験として実施した。さらに、ファンケースに関しては、改良設計によりファンケースの形状が変更となったため、QTフェーズにおいて改良設計したファンケースを用い、再度、試験を実施した。

コンテインメント試験は、1枚の動翼のダブテール部に起爆体をセットしてロータを組立て、そのロータ組立品を回転試験装置に搭載した後に所定の回転数で起爆させて動翼を

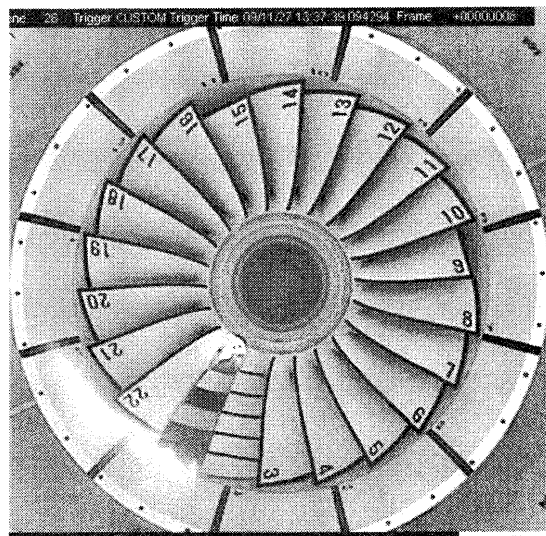


Fig. 7 First Impact of Released Fan Blade (High Speed Video Image).

飛散させる方法で実施した。Fig.7 にコンテインメント試験の代表例として QT フェーズで実施した試験時の高速ビデオカメラの映像から、ファン動翼が飛散した瞬間の映像を示した。また、Fig.8 に試験後のファンケースの外観を示した。

試験の結果、ファンケース及び HPT ケースともに、飛散した動翼がケースを貫通しなかったことからコンテインメントの要求を満足することを確認した。

3. おわりに

防衛省技術研究本部が研究を行ってきた大型機用エンジン、さらにその成果を反映して開発中の次期固定翼哨戒機用エンジン XF7-10 の各種試験の中から、主に部品構造強度試験について、その要求、試験内容及び試験結果を紹介した。部品構造強度試験は、エンジン耐圧試験、過回転試験、ディスク破断試験、エンジン静荷重試験、異物による損傷試験、低サイクル疲労試験、高サイ

クル疲労試験及びコンテインメント試験と多種の試験からなっており、すべての試験で試験要求を満足する結果が得られた。

XF7-10 エンジンの研究及び開発の中で、部品構造強度試験は実験用航空機の飛行安全の観点から、QT 項目の試験も PFRT フェーズで実施することにより、エンジン開発全体のリスク低減を図ってきた。例えば、改良設計が行われたファンケースや PFRT フェーズで LCF 試験を実施した HPT2 段ディスクなどは QT フェーズで適切に改良設計を行って再試験を実施することが可能となり、全体としてエンジン開発が効率的に進められたものと考えられる。

参考文献

- 1) 山根, 秋津, 赤城, 大型機用エンジン (XF7) の研究概要, ガスタービンセミナー・第 38 回資料集, 2010.
- 2) MIL-E-5007D, "Military Specification Engine, Aircraft, Turbojet and Turbofan, General Specification for", 1973.
- 3) MIL-E-8593A, "Military Specification Engines, Aircraft, Turboshift and Turboprop, General Specification for", 1975.
- 4) 金子, 秋津, 赤城, 次期固定翼哨戒機用エンジン (XF7-10) の鳥吸込み試験の概要, 第 38 回日本ガスタービン学会定期講演会, 2010.
- 5) 日本機械学会編 JSMS S002 統計的疲労試験方法 (改訂版), 1997.

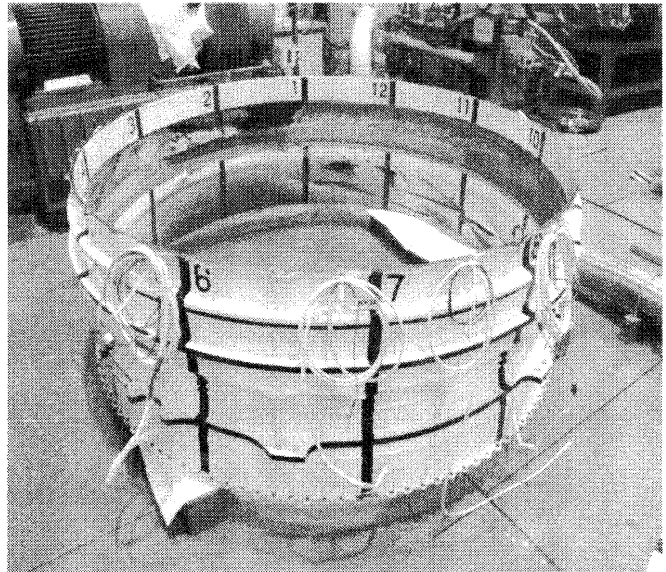


Fig. 8 Fan Case after Containment Test.

ガスタービン高温部品の損傷評価と寿命延伸技術

*伊藤勝康，吉岡洋明，斎藤大蔵（(株)東芝）

Life Assessment and Repair Technology to Extend Service Life for Gas Turbine Hot-Section Components

*Shoko Ito, Yomei Yoshioka, Daizo Saito (Toshiba Corporation)

ABSTRACT

Gas turbine hot-gas-path components which include combustion liners, transition pieces, turbine nozzles, and turbine buckets are exposed to the hot gases discharged from the combustion systems and suffer from severe materials degradation and damages even in the early stage of the operations.

Severity of the damages and degradations increases with increasing the inlet temperature and size of the gas turbines, which also increase the maintenance cost. The lifing of the components are, therefore, getting very critical issues.

This paper presents what kinds of components damages and material degradations occur in the 1300°C-class heavy-duty gas turbines and then how we revise those component lives from original design life. Analytical-base assessment methods associated with condition-base assessment ones, some examples of assessment results, and component life extension technologies are also described.

Key words: Life Assessment, BLE Process, Gas Turbine, Creep, HIP, Degradation, Bucket, Nozzle

1. はじめに

近年のガスタービンの高温化により、コンバインドサイクルプラントは、高い発電効率と低エミッションから主要な発電システムになっている。発電効率向上のためにはタービン入口温度の上昇が有効であり、最新の1500°C級ガスタービンでは、60% (LHV) 近い発電効率を達成し、地球環境の面からも益々重要な位置を占めている。

一方で、ガスタービンの高温化に伴い、高温化のキーコンポーネンツである燃焼器、タービン動静翼等は、修理インターバルおよび交換寿命の短縮傾向と修理量の増大によりメンテナンス費用の増大は余儀なくされており、国内の電力会社ではこのガスタービン高温部品の修理費用の削減が重要な課題となっている。このため、ガスタービン高温部品（動翼、静翼および燃焼器等）の定検間隔および交換寿命の延伸を目指した種々の取り組みが行われている。

これまで、東芝ではこれらの部品に対して寿命診断手法の開発を行い、個々の部品寿命の評価を行うことで最適な修理インターバルおよび交換寿命の延伸を図る取り組みを実施してきた^{[1][2]}。さらに交換寿命到達品に対しては、再使用可能となる再生化修理技術を開発し、さらなる寿命延伸に努めてきた。これらの取り組みは、高温部

品の修理費用削減に留まらず、高価な高温部品の再利用により地球温暖化対策（CO₂ 排出量削減）にも有効と考えられる。

ここでは、1300°C級ガスタービンの高温部品にフォーカスして、個々の部品毎に実機運用で生じる特徴的な損傷状況と構造解析等による損傷の評価結果を述べ、更にそれぞれの損傷に対して寿命延伸に向けた修理技術開発に関して述べる。

2. ガスタービン高温部品の修理

Fig.1 に第1段静翼を例として高温部品の寿命と補修との関係を示す。Fig.1 に示すように、点検時期と高温部品の寿命はクリープ・高温酸化・磨耗等の運転時間要因と疲労等の起動回数要因により規定される。ピーク運用の場合には起動回数基準が適用され、定格負荷運用の場合には運転時間基準が適用される。しかし中間的な運用の場合には、運転時間基準・起動回数基準の双方あるいは起動回数を等価な運転基準に置換える等価運転時間基準が用いられる^[2]。

一方、補修は各点検時期に補修基準により実施される。交換時期は、繰返し修理が可能な静翼の場合、補修費用と部品交換費用の経済性評価で決められる。また動翼の場合は、クリープ損傷が寿命の支配要因であるため、クリープ寿命到達時点が交換時期となる。

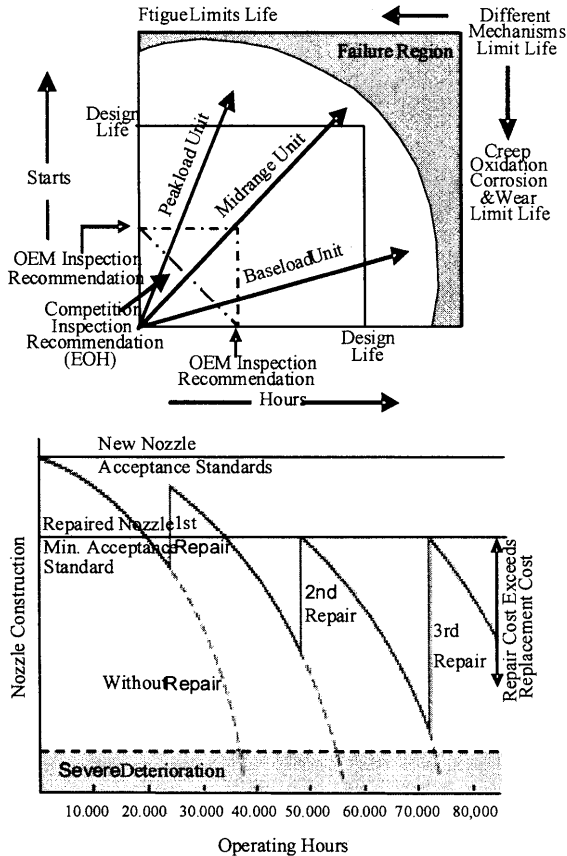


Fig.1 Gas turbine maintenance requirements on independent counts of starts, and 1st stage nozzle wear-preventive maintenance of repair vs. replacement economics^[2]

また高温ガスタービンでは翼有効部に耐食コーティングや遮熱コーティングが施工されるが、これらのコーティングが翼交換寿命に影響を与える要因となっている。耐食コーティングの劣化と基材劣化の関係より翼有効部表面に施工される耐食コーティングは高温酸化や高温腐食から基材を保護するのみでなく翼基材の劣化低減に大きく寄与している。

Table 1 に 1300℃級ガスタービン高温部品に対する、天然ガス燃料およびベースロード運用における、OEM による修理インターバルおよび交換時期の最新のガイドラインを示す^[2]。このガイドラインの下で各高温部品に対しても経済的な運用を計画すると共に、余寿命評価により更に合理的な保守管理方法を確立することが可能である。

Table 1 Estimated repair and replacement cycles—base load continuous duty natural gas fuel^[2]

Interval	Comb. Liner	Trans. Piece	Stg 1 BKT	Stg 2 BKT	Stg 3 BKT	Stg1-2 NZL	Stg 3 NZL
Repair	CI	CI	HGPI	HGPI	HGPI	HGPI	HGPI
Replace	Hours criteria	5-6 CI	2 HGPI	2-3 HGPI	2-3 HGPI	2-3 HGPI	3 HGPI
	Starts criteria	5 CI	2 HGPI	3 HGPI	3 HGPI	2-3 HGPI	3 HGPI

CI : Combustion Inspection Interval, HGPI : Hot-Gas-Path Inspection Interval without recoat

3. 高温部品の寿命評価技術

高温部品の寿命評価は、Fig.2 に示す手法に拠っている。構造解析を基本とする解析寿命評価法と実機で運用された高温部品の非破壊・破壊調査に基づくコンディションベース寿命評価法から成り、それぞれの寿命評価結果を基に総合的に寿命予測する方法である^[3]。

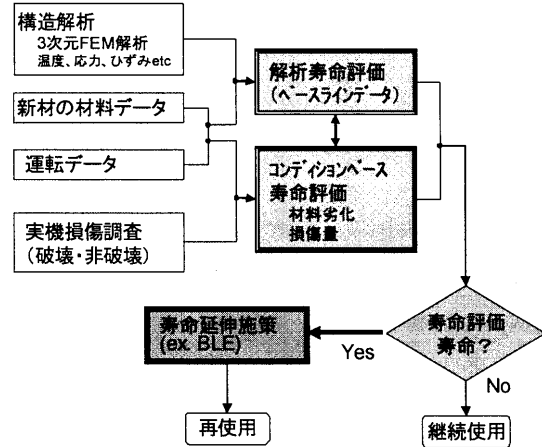


Fig.2 Analytical life assessment method associated with condition basis method

解析寿命評価法は、第1に実機の運転状態から対象部品が晒されるガスタービン内の温度、圧力等の高温ガスおよび冷却側流体条件を予測し、更にこの条件から予測される部品廻りの熱伝達率分布、流体温度分布、圧力分布を与えて3次元FEM解析により各部位の温度、応力、歪等を求める。また必要に応じて、非定常熱応力解析やクリープ解析も実施する。なお解析においては、構成材料の物性値等のデータベースを事前に整備しておく必要がある。またメタル温度等の解析結果に対しては、後述する材料の組織変化から、実際に運用されたメタル温度を推定する手法で得られた結果を解析にフィードバックして、解析の予測精度向上を図っている。次に、このようにして得られた解析結果と構成材料のクリープ損傷カーブ、LCFカーブ等からクリープ損傷、熱疲労、酸化減肉等を推定することで損傷の要因と寿命を評価する。

一方、コンディションベース寿命評価法は、破壊調査による実機部品の劣化・損傷形態の詳細な評価と、非破壊検査による高温部品外表面の損傷量（き裂、変形、摩耗、減肉等）の運転時間、起動停止回数による傾向分析から進展性の評価からなる^[4]。

実機運用部品の組織観察および機械試験（引張、クリープ等）による材料劣化評価は、新翼の組織および機械試験データに対して、運用品の劣化程度からガスタービンの運転条件を基に余寿命を評価するものである。これらは、高温部品の組織や機械的強度が経時的に変化する特性を利用した手法である。また高温部品に用いられているNi基の耐熱合金は、組織変化からメタル温度の推定が可能である^[5]。Fig.3は動翼用Ni基耐熱合金IN738LC

の析出強化相である γ' 相が時効劣化と共に球状粗大化する過程を整理した例であるが、この析出強化相の成長速度式と組織観察結果から実際に使用されたメタルが推定可能である。

なお破壊調査による材料劣化評価技術は、直接的に高温部品の余寿命を評価することができ、最も有効な方法である反面、調査のために交換する部品を用意する必要があり、さらに調査にも一定の期間を要するため、頻繁に実施するためには経済的、工程的な負担が伴う。

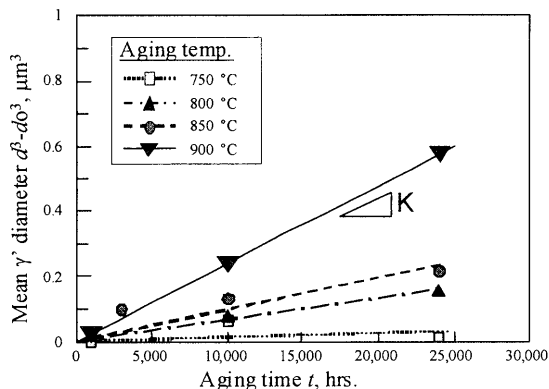


Fig.3 Change in the mean γ' diameter with aging time for IN738LC.

4. 高温部品の損傷評価と再生修理技術

1300°C級ガスタービン高温部品の特徴的な損傷と損傷の解析評価結果および再生修理による寿命延伸技術について、代表的に第1段静翼と第2段動翼を例に記す。

4.1 第1段静翼

1300°C級ガスタービン第1段静翼の損傷状況と定格運転状態での熱応力分布を Fig.4 に示す。第1段静翼は翼2枚のセグメント構造であり、外輪側と内輪側にサイドウォールを有する。中空内部にはインピンジメント冷却孔が設けられたインサートコアを有し、翼内面をインピンジメント冷却している。冷却後の冷却空気は、翼面に設けられたフィルム冷却孔から吹き出し、翼面を膜冷却している。サイドウォールも同様にインピンジメント冷却と膜冷却で冷却されている。なお材料は溶接性に優れたCo基の耐熱合金であるFSX414が採用されている。

Fig.4 に示すように本第1段静翼に発生する損傷は、主にき裂と酸化減肉である。き裂の発生部位は、サイドウォールと翼有効部の付け根部と #1 翼の後縁部であり、熱応力解析からもき裂発生部位には基材の耐力を超える高い熱応力が発生している。高熱応力が発生する要因としては、本静翼は #1 翼と #2 翼からなるセグメント翼であるため、それぞれの翼がサイドウォールを介して熱変形を互いに拘束しあうことで発生するものと推定される。従って、この高熱応力部にガスタービンの起動停止に伴う熱疲労によりき裂が発生していると推定される。また内外輪サイドウォールの燃焼ガス主流流速が加速する静

翼出口側で酸化減肉が顕著である。Fig.8 に示す解析結果によると、この部位は主流側の熱伝達率が大きく、メタル温度が相対的に高くなっている。

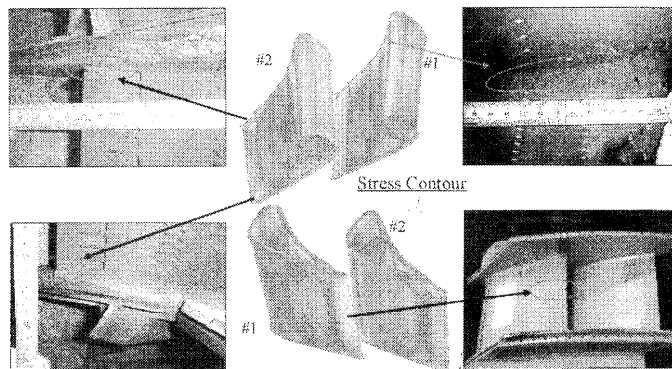


Fig.4 Cracking issues at high thermal stress areas in stage-1 nozzles.

次に、これら損傷の運転による増加傾向を調査した結果の例を、Fig.5 と Fig.6 に示す。Fig.5 は、起動停止回数に対する翼有効部に生じる全き裂長さの総和の変化を示すものであり、起動停止回数と共に増加の傾向にある。Fig.6 はサイドウォールの酸化減肉と運転時間の関係を示すものであり、運転時間と共に増加の傾向がある。

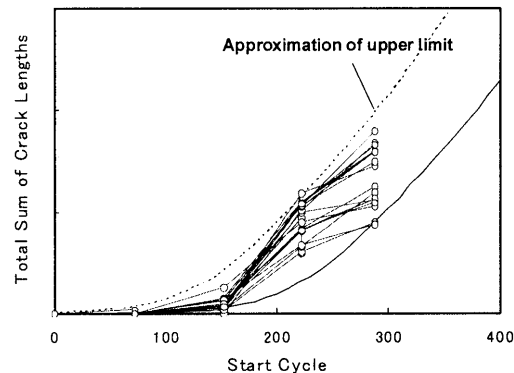


Fig.5 Start cycles vs. total sum of crack length in #1 blade of stage-1 nozzle segment

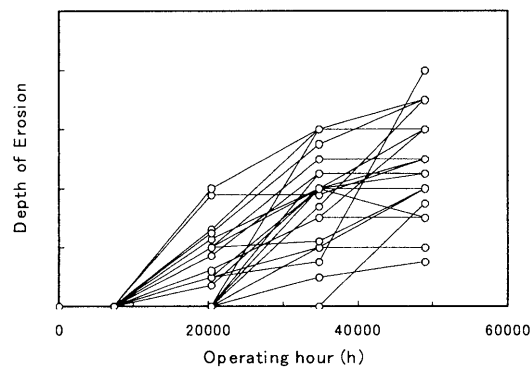


Fig.6 Operating hours vs. depth of erosion in outer side-wall of stage-1 nozzle segment

これらの損傷はそれぞれ起動停止回数および運転時間に対して増加の傾向にあるが、運用上は損傷が補修基準を超えた段階で基準内に修理される。このため、基準内

で残存した損傷が、次回定検時に補修基準を超える損傷となるため、定検時の補修量は増加の傾向にある。現状第1段静翼の修理は溶接補修によっており、修理量が増加しても修理可能である。しかしながら、修理量の増加は、溶接修理時に変形および溶接き裂等の2次的損傷の可能性が高くなる。特にサイドウォールの減肉部は、相対的に溶接補修量が増大し、溶接変形の要因となっている。このため変形防止対策や繰り返し修理が発生することも含めて、補修費用が増加の傾向にある。従って、前述のように補修費用の増加と新品への交換費用の経済性評価により交換時期が決定される。

以上のような状況から本第1段静翼の寿命延伸のために、以下の2点の対応策を実施した。

(a) 溶接補修に代えて拡散ろう付補修の適用

補修量増大に対する修理時の変形防止と修理費用の経済性改善。

拡散ろう付は、損傷部に補修材を充填して高温炉で拡散熱処理を実施する方法であるため、基材と同等の強度を確保しつつ大規模修理が可能であり、さらに溶接等の専門技能を必要としないため、大幅な修理コスト削減の可能性がある。

(b) サイドウォール面へのTBC適用

メタル温度低下による損傷量と補修量の削減

Fig.7に損傷を受けた第1段静翼に、拡散ろう付によるき裂と減肉部の修理を実施し、その後にサイドウォール面と翼背側部にTBC施工を実施した後の外観を示す。また Fig.8 に本TBC施工によるサイドウォール部のメタル温度の低下状況を解析で評価した結果を示す。解析結果によるとサイドウォール面のメタル温度は 40~80°Cの温度低下が確認された。

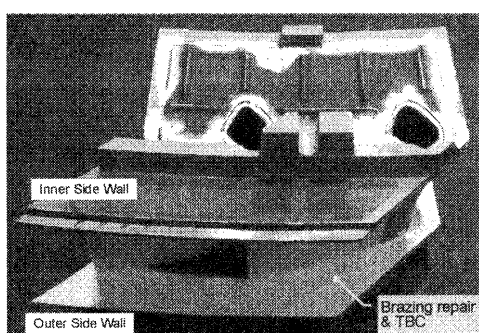


Fig.7 Brazing repair and TBC applied to stage-1 nozzle

4.2 第2段動翼

1300°C級第2段動翼は、翼先端部にチップシュラウドを有し、翼内部は冷却空気が翼根元からこのチップシュラウドに通じて先端に吹出す複数の冷却孔を有し、多孔式の対流冷却により冷却している。翼基材は Ni 基の GTD111 であり、翼面には耐食コーティング (CoNiCrAlY) が施されている。

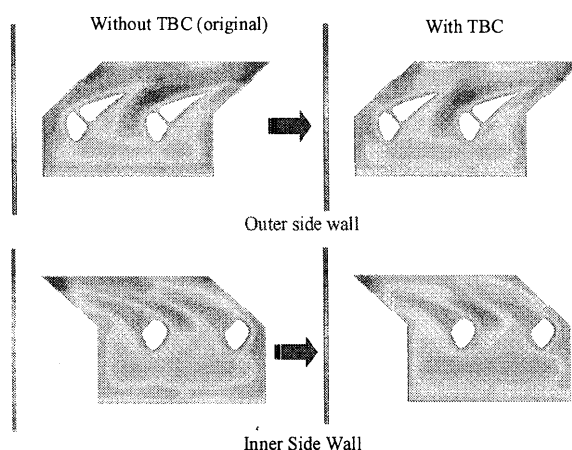


Fig.8 Metal temperature distribution of stg-1 nozzle side-wall (original nozzle vs. improved nozzle)

本動翼の損傷は、翼有効部およびチップシュラウド部のクリープ損傷が主であり、特にチップシュラウドに関しては Fig.9 に示すようなチップシュラウドが浮き上がる方向にクリープ変形が観察されている。また一部の翼にはクリープボイドが観察される場合もある。さらに Fig.10 に示す本動翼のクリープ解析結果においても、本部位(A部、B部)のクリープ変形が大きくなっており、背側、腹側両コンタクト面の変形が確認されている。チップシュラウドの変形は、隣接する翼とのコンタクト面の接触状態が変化するため、摩擦や翼振動に対する防振効果および強度低下のリスクがある。

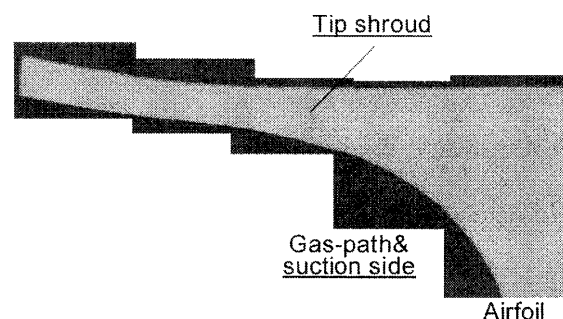


Fig.9 Stage-2 bucket's tip shroud creep deflection

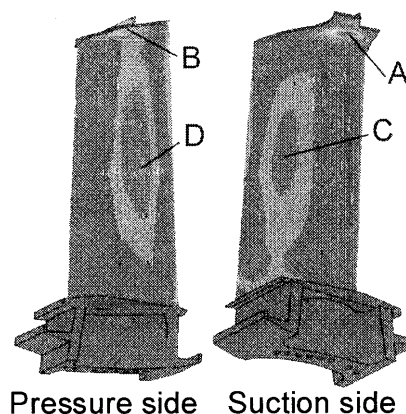


Fig.10 Creep strain distribution of stage-2 bucket

Fig.11 に運転時間に対するチップシュラウドの背側コンタクト面側変形量のトレンドをクリーブ解析結果と比較して示す。実機翼の変形計測は、Fig.11 に示す部位 (A部) を計測しているが、素材面であるため新翼の段階でも、ある程度のデータのバラツキがある。このため新翼の平均値に対する変化量を示しているが、変形が進行することで翼毎のバラツキがさらに大きくなっている。解析結果は実機の変形より全体的に低めの値を示しているが、運転時間に対する変形の傾向は捉えている。またクリーブ解析結果 Fig.10 から分かるように、翼有効部の平均径断面近傍(C部、D部)もクリーブ損傷は進行している。現状の OEM による通常修理メニューでは、これらクリーブ損傷に対する修理および再生は対応していないため、運用時間がクリーブ寿命に到達した時点で交換が必要となる。

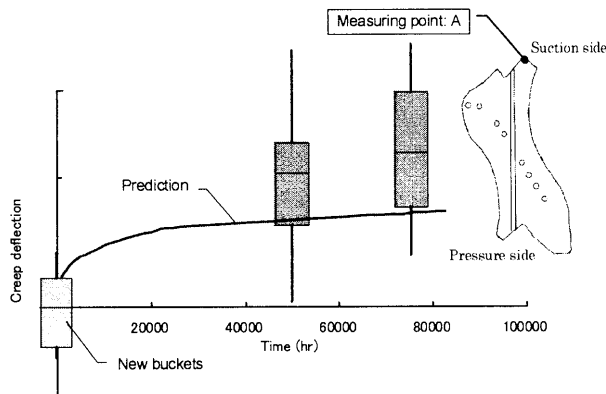


Fig.11 Increased deflection of tip shroud with operating hours

以上のような状況において、本動翼の寿命到達品の再生および寿命延伸として、BLE (Blade Life Extension) Process™ を開発した^{[6][7]}。本動翼の BLE Process™ は、従来の通常修理・検査技術に対して、以下の修理技術を加えた修理プロセスである。

(a) チップシュラウドの変形修正

基準値を超えて変形した翼のチップシュラウドを基準値内に変形修正するものであり、本処理により形状を新翼と同等まで回復させることが出来る。

(b) HIP (Hot Isostatic Pressing : 熱間等方加圧)再生処理

上記変形修正後に本再生処理により、基材の粗大化した γ 相を固溶・再析出させることで、新翼と同等に組織回復させると共に消費したクリーブ寿命を新翼と同等以上に回復することが出来る。

Fig.12 と Fig.13 にチップシュラウドの変形修正の状況を示す。Fig.13 は、腹側コンタクト面側の変形修正状況を示し、管理基準値を超えたチップシュラウドの浮き上がりは、基準値内に変形修正される。変形修正後に実施した HIP 再生熱処理後においても、変形量は管理基準値内にある。また Fig.14 に本再生処理 (変形修正+HIP 再生熱処理) を施した後のチップシュラウドの組織回復状

況を示し、Fig.15 に翼有効部から採取した試験片のクリーブ試験によるクリーブ寿命の回復状況を示す。Fig.14 に示すように管理寿命に到達したチップシュラウドの組織は、新翼に比べて γ 相の凝集粗大化が認められ、材料劣化が顕著であるが、HIP 再生処理により新翼と同等の組織に回復しているのが確認された。また Fig.15 は、新翼によるクリーブ試験データの下限值に対する、寿命到達品と HIP 再生処理品それぞれのクリーブ試験データの比率を示すものであるが、クリーブ寿命に 0.7 程度まで低下した管理寿命到達品が HIP 再生熱処理により新翼と同等以上に回復しているのが確認された。

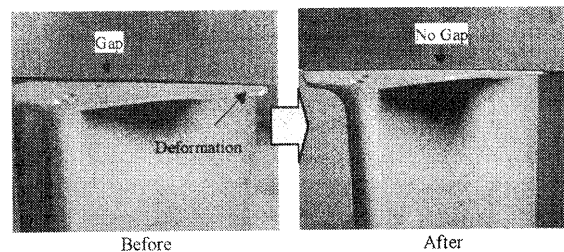


Fig.12 Reforming the tip shroud deflection

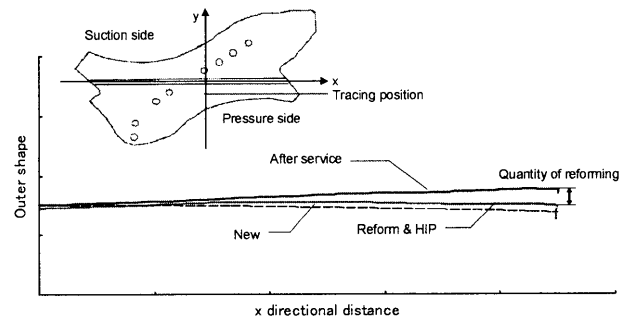


Fig.13 Tip shroud outer shape at each states (new, serviced and reformed bucket)

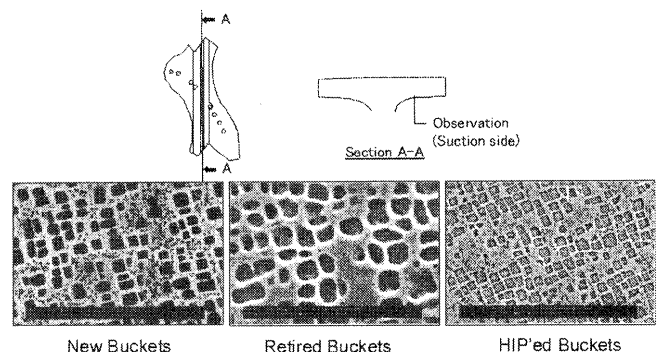


Fig.14 Effects of HIP refurbishment treatment on the recovery of microstructure degradation at tip shroud

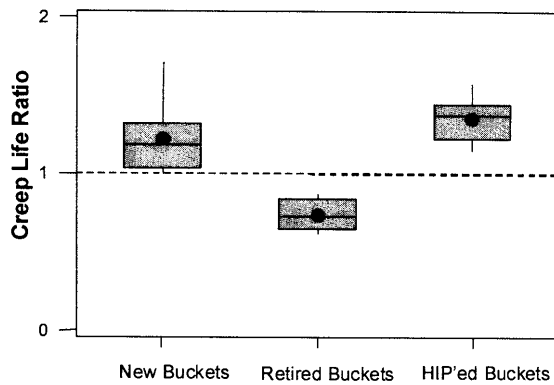


Fig.15 Creep test result of the new, as-serviced and HIP refurbished buckets of 1300°C-class gas turbine.

5. まとめ

1300°C級ガスタービン高温部品の実機運用における損傷に対して、寿命評価手法による評価結果と管理寿命到達部品へ寿命延伸を目的とした再生修理技術について報告した。なお本報では、特に第1段静翼と第2段動翼について代表的な事例として述べた。

- (1) 第1段静翼の主な損傷であるき裂と酸化減肉は、現状の溶接修理では修理量は増加の傾向にあり、修理時の変形や経済的観点から交換寿命に至る。更なる寿命延伸のために、溶接修理に変わる拡散ろう付補修技術の開発とTBCの適用による損傷量の低減技術を開発した。
- (2) 第2段動翼はクリープ損傷が主要な寿命因子であり、特にチップシュラウド部のクリープ損傷が変形を伴い顕著である。クリープ寿命に達した本動翼の寿命延伸として、チップシュラウドの変形修正技術とHIP再生熱処理技術を開発した。

これらの再生修理技術は既に実機高温部品に適用され、実機にて運用中である。

なお本論文掲載の商品名称は、それぞれ各社の登録商標として使用している場合があります。

参考文献

- (1) T. Honma, "Gas Turbine Hot Parts Maintenance and Repair Technology." Proceedings of International Gas Turbine Congress 1999 Kobe, IGTC '99 Kobe KS-2. pp.5-13, 1999.
- (2) Balevic D. Hartman S. Youmans R. Heavy-Duty Gas Turbine Operating and Maintenance Considerations. GE Reference Library GER-3620L.2009:1-53.
- (3) Yoshioka Y., et al. Life Assessment Technique for Gas-Turbine Hot-Section Components. Materials for Advanced Power Engineering 1998; Part III: 1411-1420.

- (4) Fujiyama K., et al. Damage Trend Analysis/Prediction System for Gas-Turbine Hot-Gas-Path Components, J. of Gas Turbine Society of Japan 1994; 22: 85.
- (5) Yoshioka, Y., et al, "Service Temperature Estimation for Heavy-Duty Gas-Turbine Buckets Based on Microstructure Changes," in Superalloys/1996. R.D. Kissinger, D.J. Deye, D.L. Anton, A.D. Cetel, M.V. Nathal, T.M. Pollock, and D.A. Woodford, Editors, TMS 1996: 173.
- (6) Y.Yoshioka, D.Saito, K.Ishibashi, J.Ishii, A.Izumi, Y.Aburatani, A.Itou, Y.Kagiya, H.Watanabe, S.Hyakutome, Proceedng of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air, ASME, Viena, GT2004-54040, 2004.
- (7) Yoshioka, Y., et al, "DEVELOPMENT, RELIABILITY EVALUATION AND SERVICE EXPERIENCES OF GAS TURBINE BLADE LIFE REGENERATION TECHNOLOGY", 5th international conference Creep and Creep-Fatigue Interaction 2008.

ガスタービン高温部品劣化診断へのスモールパンチ/ スモールパンチクリープ試験の適用性について

*藤岡 照高（電力中研）

On Applicability of Small Punch/Small Punch Creep Test for Degradation Assessment of Gas Turbine Hot Parts

*Teturaka FUJIOKA (CRIEPI)

ABSTRACT

For the purpose of remaining life and degradation assessment of metal parts subjected to elevated temperature and steady state loading, miniature sample creep tests are frequently conducted using test sample specimens taken from actual parts experiencing actual services. Some hot gas path parts in heavy duty gas turbines, particularly 1st stage buckets, contain complex cooling paths, and are difficult to provide test samples of sufficient dimensions. To address this need, smaller uni-axial creep test specimens and small disc specimens as more simpler alternative may be used for the destructive remaining life assessment. Small punch test at room temperature may also provide useful information for ductility changes. This article describes the status of test techniques, particularly standardization of the test method, for small punch creep tests together with some test examples using samples taken from disposed gas turbine blades, and implies some points to keep in mind in applying this technology to the degradation assessment of gas turbine hot gas path parts.

Key words: Miniature Sample Testing, Creep, Ductility Deterioration, Degradation Assessment, Gas Turbine

1. はじめに

ガスタービンに限らず高温で長時間使用される火力発電機器金属部品の劣化・余寿命評価にあたって、クリープ損傷や高温時効による延性低下の評価が重要になることが多い。これは、表面にき裂状損傷を生じる疲労や減肉などとは異なり、クリープ損傷や延性低下は外見上識別し得る変化をほとんど生じないままで、時として突然部品全体の破壊をもたらす恐れがあるためである。さらに、燃焼ガス環境中で使用される部品では、使用中の温度が設計想定通りで一定とは限らず、損傷の進行が十分な信頼性をもって予測できないため、実際の部品材料の劣化状態から、設計想定からの乖離をチェックしておくことが必要となる。また現実には、何らかの原因でもたらされる異常な温度上昇がトラブルをもたらすことが多いため、やはり実際の部品材料に残された履歴に基づき、劣化・損傷の状態を把握しておくことが必要になる。

大型の事業用ガスタービンの場合は、動翼においてクリープ損傷の評価が重要になる。これは遠心力による定常的な負荷を受けることからクリープひずみ/クリープ損傷を受けること、遠心力は荷重制御的な一次応力として作用するため、クリープひずみやき裂状損傷の進行に加速性があること、

完全破断によって他の機器への影響をもたらし得ることを考慮すれば自然な発想と言える。一方、ひずみ制御型の熱応力（二次応力）が支配的な静翼ではクリープによる「破断」は考え難く、疲労き裂の進展傾向観察に基づく損傷許容使用が現実になされており、本検討の主たる対象ではない。

さらに、現在動翼材として一般的なニッケル系超合金では、結晶粒界上のクリープポイドの発生が明確でないため、Aパラメータ法¹⁾など、蒸気タービンロータやボイラ管溶接部の余寿命診断でよく用いられる非破壊的評価法（non-destructive assessment）がこれらの超合金に対しては有効でないとの事情も、破壊的評価（destructive assessment）の必要性を高めている。

このような事情から、ガスタービン動翼の劣化診断には、動翼翼部の中央付近から、翼高さ方向に切出した丸棒もしくは平板状の単軸クリープ試験片を用いたクリープ破断余寿命の破壊的評価が伝統的に行われてきている²⁾。しかし、最近の高効率ガスタービンでは冷却構造の複雑化により、翼高さ方向のある程度の長さに対して必要な直径の丸棒試験片が高温部など着目すべき部位から採取できない場合がある。

このため1つには、単軸試験片の寸法をさらに小

小さくすること、もう 1 つには試験片形状をシンプルにすることが考えられ、試験片掴み部を要さないためさらに小さい領域からでも切出せる SP 試験片を使用したクリープ試験 (small punch creep test, 以下 SPC 試験と略記) や室温打ち抜き試験 (small punch test, 以下 SP 試験と略記) の適用が有望視される。

本稿では、このような事情からガスタービン動翼への適用が有望視できる SP/SPC 試験について、研究 (試験法標準化) 動向及びガスタービン動翼に適用する場合の留意事項について研究事例と試験データを交えて見解を述べるとともに、今後の方向性を展望する。

2. SP/SPC 試験の概要と一般的な研究動向

2.1 SP 試験の概要

SP 試験とは Fig. 1 に示すように、円盤もしくは正方形平板試験片を軸対称形状をなす下部ダイ上に固定し、弾性球パンチ (室温試験では鋼球、高温試験ではセラミックスが使用されることが多い) を押し付ける試験である。

単に SP 試験と言う場合は、押し付け力を増大 (普通は指定した速度で変位 δ を増大) させ、荷重反力 P を計測し、試験片にき裂を生じて反力の十分な低下を生じるまで試験を行う。この試験法は当初は原子力発電用圧力容器内にて実機照射した材料サンプルにおける中性子照射脆化を評価する目的で提案された。延性低下 (脆化) の評価を行う際には、 P - δ 線図の面積を吸収エネルギーと定義し、その大小が延性の高低に対応すると考える。

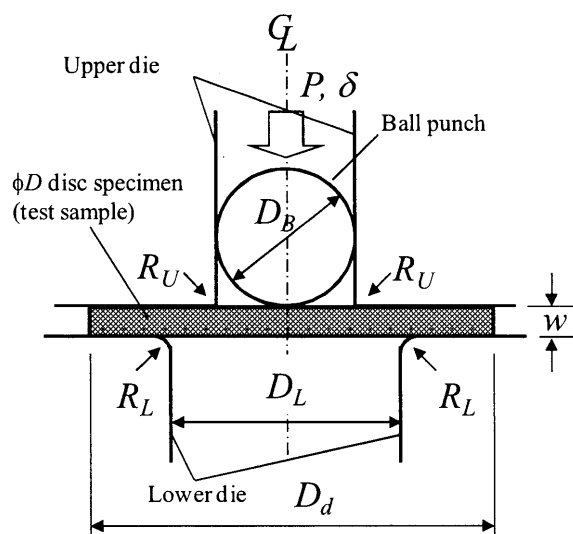


Fig. 1 Schematics and Definitions of Dimensions of Small Punch/Small Punch Creep Test Setup

試験は室温であれば酸化の影響が無視し得るため大気中で行うことが多い。SP 試験の標準試験法は日本原子力学会から提示されている³⁾。

2.2 SP 試験の概要

高温では、荷重を固定したままでも変位の増大を生じ、クリープ破断に至る可能性がある。この原理を利用したのが、SPC 試験で、試験装置は SP 試験とほぼ同様であるが、試験片が薄いことから大気雰囲気中での高温酸化による減肉 (→応力増大) の影響が (標準単軸試験片に比べて相対的に) 大きくなるため、不活性ガス環境もしくは真空中で試験を行うのが普通である。試験はパンチに与える荷重を一定とした荷重制御条件で行い、変位の時間変化を記録する。既にクリープ損傷を受けていた試験片を用いた場合、クリープ破断時間が短くなるとして、時間分数和則 (Robinson rule)⁴⁾ に基づく余寿命評価がなされる。

なお、多結晶体のクリープ損傷評価に用いる場合、結晶粒界上のクリープ損傷が重要なことが多く、試験片が小さすぎると試験片中の結晶粒界の数が少なく、現実的でない評価になる恐れがある。単軸ミニチュアクリープ試験では、ガスタービン用超合金 Nimonic 90 の検討例から、平板試験片では板厚 1 mm 以上が望ましいとのデータもある⁵⁾。

2.3 SPC 試験法の標準化

SP/SPC 試験では、単軸試験と異なり、応力が試験片内で一様でなく、さらに変形の進行とともに応力の分布が変化するため、応力と破断時間の対応で与えられるクリープ破断強度の定義ができない。また、変形モードがパンチ球の直径 D と下部ダイ穴直径 D_d や板厚 w の相対関係に依存するため、これらの形状を揃えた試験データでなければデータの直接比較ができないことになる。このため、試験装置治具や試験片形状、試験方法を標準し、データの相互比較を可能とする必要がある。

SPC 試験の標準化は欧州の研究グループで最初になされた⁶⁾。そこでは、欧州各国の研究機関によってそれぞれ行われた試験の方法とデータとが比較され、共通的に指定し得る項目を定めている。わが国でも (社) 日本材料学会高温強度部門委員会の中に「微小サンプルクリープ試験法 WG (主査: 野中勇東北大学教授)」が設置され、広範な文献調査とラウンドロビン試験に基づく検討が進められており、近々その成果が標準試験法として発行される予定である⁷⁾。日本材料学会の検討では、試験片は直径もしくは一辺長さが 7~10mm の円盤または正方形平板で、板厚は 0.5 mm が標準的とされている。一部では、TEM 試料にも使用可能な $\phi 2$

～3 mm×t0.25 mm の超小型ディスク試験片の使用も試されている⁸⁾。

2.4 荷重-応力換算法

単軸クリープ試験であれば、試験片寸法や形状比が異なっても、公称応力ベースでの評価には汎用性が確保される。しかし、SP 試験では系を代表する公称応力の定義が不明確になり、試験条件は「荷重」で与えられる。このため、以下の荷重-応力換算係数 A が使用され、単軸クリープ試験の応力 σ との対応が図られている。

$$A = \sigma P \quad (1)$$

A は面積の次元を持ち、寸法と試験片及び治具の形状に依存する。 A の値は、変形形状をモデル化した釣合いモデルに基づく数式⁹⁾や実験データの回帰に基づく経験式⁶⁾が各種提案されているが、大変形 FEM によって SP 試験を再現し、単軸引張強さを FEM における最大荷重で割ったものを A とする解析法¹⁰⁾が（純粋に連続体力学的な意味では）汎用的と考えられる。なお、t0.5 mm の標準的な試験片における A の経験的な値は 2～3 とされる。

3. ガスタービン高温部品への適用例

3.1 室温 SP 試験の適用

高温での長時間使用により何らかの金属組織の劣化が生じると、硬さや延性に变化をもたらす場合がある。その場合、高温よりも、室温における延性への影響が顕著に出ることから、室温引張試験やシャルピー衝撃試験が行われることが多い。SP 試験でも、大気中で試験ができるなど簡便であることから、室温試験から得られる吸収エネルギー（あるいは単純に破断変位）を指標とした劣化評価が行われている。

文献¹¹⁾では、事業用 1100℃級ガスタービンの 2 段動翼に対して、再生熱処理によるクリープ損傷回復の検討がなされているが、 $\phi 6$ mm×t0.5 mm の試験片を用いた室温 SP 試験で得られた破断延性は、動翼の使用前と後とで明確に低下することが観察された。硬さの変化が不明確であったことに比較しても、劣化状態の有効な指標となる可能性を示唆している。同じ文献で、再生熱処理による破断延性の回復と、単軸クリープ試験によるクリープ破断時間の回復との明確な対応が示唆されている。室温試験における破断延性の絶対値の意味は明確でないが、クリープ損傷の程度と対応するという点では実用的な価値がある。

この他、燃焼器尾筒の脆化評価への適用例¹²⁾も

報告されているが、室温 SP 試験データが脆化傾向に敏感であること、延性が疲労強度と相関を持つとの特性が活用されている。

3.2 SPC 試験の適用

文献¹²⁾では小型ガスタービン動翼への適用を念頭に、動翼材 Mar-M247（試験用に普通鋳造）に対して $\phi 7$ mm×t0.5 mm の円盤試験片を用いた SPC 試験の結果が報告されている。その結果、荷重とクリープ破断時間の関係が、単軸試験における応力とクリープ破断時間の関係に類似した両対数紙上での直線関係が得られ、SP 試験片の応力状態を 1 つの応力で代表させることで、単軸試験との対応付けが可能であることが示唆されている。また、得られた変位の時間変化は単軸クリープ試験のクリープひずみの変化に類似した 1 期、2 期及び 3 期から成る滑らかな曲線を示している。

文献¹²⁾では、インコネル 738LC、718 及び 706 合金に対して、10 mm×10 mm×t0.5 mm 正方形試験片を用いたスモールパンチクリープ試験を行っており、換算係数を適切に定めることで実用性があると考えられている。しかし、推定された A 値は、やや小さめの 1.1～1.7 であったとされ、破面中に粒界破面が占める割合が大きい程、換算係数が小さくなる傾向が示されている。つまり、換算係数は試験片体系の寸法・形状などの力学的要因だけでなく、材料強度的要因（特に破断延性）が寄与することが示唆され、低合金鋼等の既往試験データとの比較を含めて検討されている。

4. ガスタービン動翼への適用における留意点

事業用ガスタービンの初段動翼では DS 材が主流であり、結晶粒界間隔が大きくかつ異方性がある。単軸クリープ試験の場合は、遠心力方向に試験片を採取することで主応力方向を試験と実際とで整合させられるが、スモールパンチ試験は方向を持たないため、主応力方向へのクリープひずみの蓄積が必ずしも試験データに反映されない可能性がある。また、小さい試験片中に結晶粒界が 1 本だけのことが多く、結晶粒の試験片中の有無や相対位置によって試験結果が左右される。

Fig. 2 と Fig. 3 には、1300℃級初段及び 2 段使用済み動翼の高さ方向中央から切出した 10 mm×10 mm×t0.5 mm 正方形試験片を使用して得られた SP 試験データを示している。Fig. 2 は普通鋳造 2 段動翼で Fig. 3 は DS 材初段動翼に対して示してある。2 つの材料は製造工程が異なるが材質的には同じである。2 段動翼はマルチホール冷却で冷却孔から離れた背側後端が高温となる。初段動翼はサーベ

ンタイン流路のため、背側のやや前寄りが高温部となる。これらの図から最高温度部から採取した試験片は、荷重が低め（吸収エネルギーが低め）になる傾向が読み取れる。

荷重-変位曲線は、最初はわずかの弾性領域を示し、初期降伏を生じた後、変位=0.5mm付近から再度硬化（Fig. 2 及び 3 での勾配が急になる）部分が読み取れる。この原因は不明であるが、試験片の滑りか変形モードが変化した可能性がある。

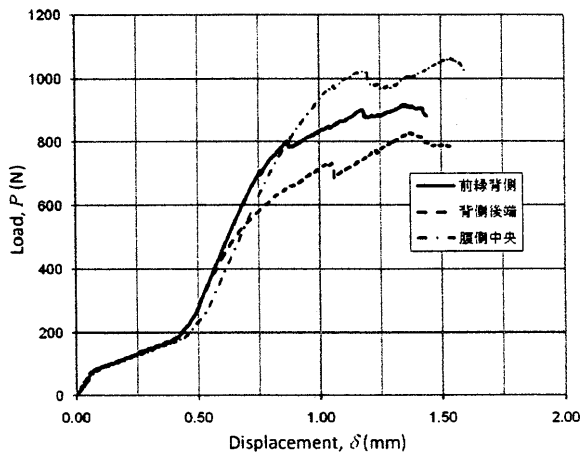


Fig. 2 Load-displacement Curves in SP Test at RT of Disposed 2nd Stage CC Blade Samples

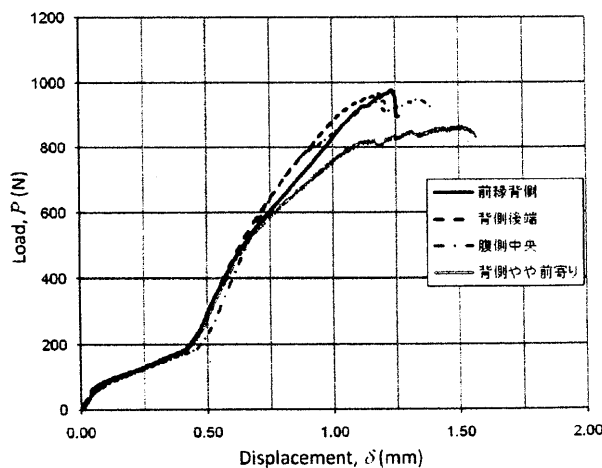


Fig. 3 Load-displacement Curves in SP Test at RT of DS Disposed 1st Stage Blade Samples

Fig. 4 及び Fig. 5 には、CC 材と DS 材それぞれに対する典型的な試験後の様相を示す。いずれも高温部付近から採取したサンプルであるが、CC 材 (Fig. 4) はほぼ全周に渡って円周状のき裂が生じているが、DS 材では結晶成長方向 (図で横方向) と成長方向直行方向のき裂とが混在している。最終破壊位置はパンチ球の接触境界付近 (前述の円

周状き裂) と中央の 2 箇所あり、円周状き裂は完全破断となっていない。材料学会 WG の文献調査でもこうした 2 段階的な破壊形態の報告例は見当たらないため、ニッケル系超合金に特有の現象の可能性がある。Fig. 2 及び Fig. 3 において荷重-変位曲線の勾配の変化が生じた (変位<0.5mm とそれ以降とでは主たる変形位置が異なる?) ことと関係があるかも知れない。

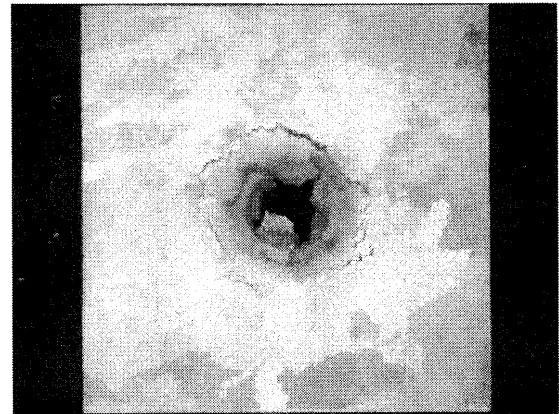


Fig. 4 A Typical Fractured Specimen Surface of Disposed 2nd Stage CC Blade Sample Tested at RT (Trailing Edge)

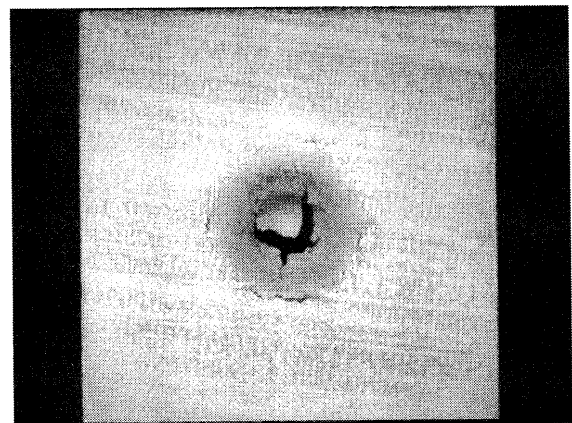


Fig. 5 A Typical Fractured Specimen Surface of Disposed 1st Stage DS Blade Sample Tested at RT (Suction Side near Leading Edge)

特に DS 材では、試験片中の結晶粒界の有無が試験結果に与える影響が懸念されるため、結晶粒界を含まない超小型試験片を用いた室温 SP 試験を同じ 2 つのサンプルに対して実施し、寸法の影響を検討した。試験片はφ3 mm×t0.25 mm の超小型円盤 (TEM Size) とした。

Fig. 6 及び Fig. 7 に、CC 及び DS 材に対する TEM Size 室温 SP 試験で得られた荷重-変位曲線を示す。Fig. 2 及び Fig. 3 と異なり、勾配の変曲点が観察さ

れなかった。このような荷重-変位曲線は、低合金鋼等の比較的、SP/SPC 試験に実績のある材料に対しては普通であり、試験片の小型化により、試験中の変形挙動が安定化した可能性がある。これは、試験片の小型化により摩擦力が小さくなり、変形モードの変化が生じなかった可能性がある。なお、摩擦係数が小さくなると、破断位置がパンチ球の接触境界から試験片中央部に移動するとの知見がある¹⁵⁾。

ただし、Fig. 7 から認められるように、試験片採取位置による違いはむしろ不明確になっており、損傷を受け易い結晶粒界がないことにより、使用中の温度による損傷の度合いが、採取位置によらずに小さくなった可能性がある。

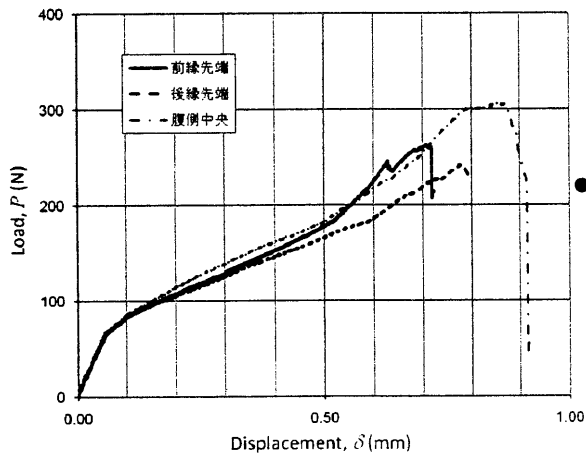


Fig. 6 Load-displacement Curves in TEM Size SP Test at RT of Disposed 2nd Stage CC Blade Samples

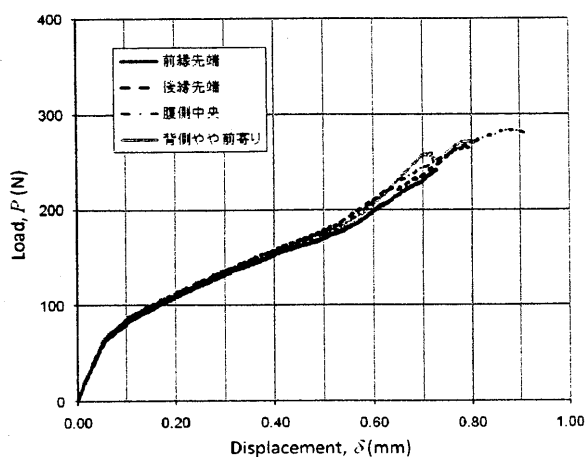


Fig. 7 Load-displacement Curves in TEM Size SP Test at RT of Disposed 1st Stage DS Blade Samples

5. おわりに

スモールパンチ/スモールパンチクリープ試験は、応力が不均一で試験中に一定でないため、単

軸クリープ試験のように、異なる試験データの相互比較が難しい側面があるが、標準化された試験片・試験方法であれば相対比較は可能なはずである。実機使用済み部品の試験と模擬的に劣化させた試験片との比較を可能にするマスターカーブが作成できれば、実用性の高い劣化・損傷評価が可能になる見込みがある。

ただし、DS材の結晶粒位置の影響など、ガスタービン動翼特有の課題もあり、経験を蓄積することで変形メカニズム等の理解を深めた上でデータの解釈を検討して行く必要がある。この意味で標準寸法の試験と（結晶粒界が入らない）超小型試験片による純粋粒内試験とを併用して、知見を蓄積して行くことに意味があると推定され、これまでに実績が乏しい超小型試験の普及が望まれる。

参考文献

- 1) B. J. Cane and M. S. Shammass, A Method for Remanent Life Estimation by Quantitative Assessment of Creep Cavitation on Plant, Report TPRD/L/2645/N84, Central Electricity Generating Board, 1984.
- 2) 例えば, R. Viswanathan, Damage Mechanics and Life Assessment of High-Temperature Components, ASM International, 1989. (邦訳: 増山, 丸山訳, 高温機器の損傷メカニズムと寿命評価, 日刊工業新聞社, 1993.)
- 3) (社)日本原子力学会, 微小試験片材料評価技術の進歩, 付録A 小型パンチ(SP)標準試験法(案), 1992, p. 226.
- 4) E. L. Robinson, Effect of Temperature Variation on the Creep Strength of Steel, Transactions of ASME, Vol. 160, 1938, pp. 253-259.
- 5) T. B. Gibbons, Creep Properties of Nimonic 90 in Thin Section, Metals Technology, Dec. 1981, pp. 472-475.
- 6) R. Hurst, V. Bicego and J. Foulds, Small Punch Testing for Creep - Progress in Europe, Proceedings of CREEP8, San Antonio, 2007.
- 7) I. Nonaka, A. Kanaya, S. Komazaki and K. Kobayashi, Standardization of Test Method for Small Punch Creep Testing in Japan, Proceedings of the 1st International Conference on Small Sample Test Technique, Ostrava, 2010.
- 8) S. Komazaki, T. Kato, Y. Kohno and H. Tanigawa, Creep Property Measurement of Welded Joint of Reduced Activation Ferritic Steel by SP Creep Test, Materials Science & Engineering A, Vols. 510-511, 2009, pp. 229-233.
- 9) 例えば, R. Sturm and Y. Li, Small-punch Testing of a Weld's Heat-affected Zones, Materiali in Tehnologe, Vol. 40, 2006, pp. 49-54.
- 10) T. Fujioka, N. Atsumi, S. Komazaki, T. Kobayashi and I. Nonaka, Finite Element Analysis of Small Punch/Small Punch Creep Test Specimens of 2.25Cr-1Mo Steel Performed in the Japanese Research Group, Proceedings

of the 1st International Conference on Small Sample Test Technique, Ostrava, 2010.

- 11) 永江, 楠元, 金谷, 市川, 今野, 土井, ガスタービン動翼の再生処理について, 日本機械学会年次大会講演論文集, 2005, pp. 123-124.
- 12) 永久, 松村, ガスタービントランジションピース劣化調査研究, エネルギア総研レビュー, No. 10, 2007, pp. 10-11.
- 13) 伊藤, 野中, スモールパンチ試験のクリーブ特性評価への適用検討, 石川島播磨技報, Vol. 45, No. 2, 2005, pp. 86-90.
- 14) 高橋, 手塚, 駒崎, スモールパンチクリーブ試験法の Ni 超合金への適用性の検討, 日本機械学会動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, Vol. 12, 2007, pp/ 31-32.
- 15) 中田, 駒崎, 幸野, 谷川, 有限要素法を用いたスモールパンチ試験片の応力・ひずみ解析による引張特性評価, 第 47 回高温強度シンポジウム, 日本材料学会, 別府, 2009, pp. 30-34.

ガスタービン翼を対象とした TBC 遮熱性能非破壊評価法の開発

*藤井 智晴，高橋 俊彦，酒井 英司，藤岡 照高（電中研）

Development of Non-Destructive Evaluation Method for Heat Resistance of TBC on Gas Turbine Blade

*Tomoharu FUJII, Toshihiko TAKAHASHI, Eiji SAKAI and Terutaka FUJIOKA

ABSTRACT

TBCs are applied to various hot gas path components such as combustors, blades, and vanes. The application of a TBC causes a significant decrease in the temperature of the base metal surface. However, it is reported that under high-temperature operating conditions, the heat resistance of the TBC decreases gradually because of sintering and erosion of the TBC layer. Accurate evaluation of changes in the TBC heat resistance is very important for evaluating the residual lifetime of a given component. So we propose a new concept and develop a system for measuring the heat resistance of the TBC layer on a blade. This system is mainly composed of a carbon dioxide laser, a robot arm, and an IR camera. In this paper, we present an overview of the developed system.

Key words: TBC, NDE, heat resistance

1. はじめに

近年、部品基材温度を低下させることを目的に、多くの高温部品の表面には、遮熱コーティング（TBC）が適用されている。しかし、TBCは、高温の環境で使用されるため、はく離、焼結、減肉など、その性能に影響を及ぼす損傷劣化が発生することが知られている。今後、ガスタービンを安定に運転するためには、TBCの健全性を評価することが不可欠であり、これらの損傷劣化の兆候や発生状況を非破壊で検出する技術の開発が望まれている。このため、著者らは、TBCの遮熱性能（熱抵抗）の経年劣化に着目し、これを非破壊で検出する手法および装置の開発を行っている。本報では、ガスタービン動翼に施工されたTBCの遮熱性能を非破壊で計測する手法および装置の開発状況を中心に紹介する。

小さな気孔が、高温雰囲気下での焼結により減少することで、トップコート層の見かけの熱伝導率が高くなり、熱抵抗が低下することになる。

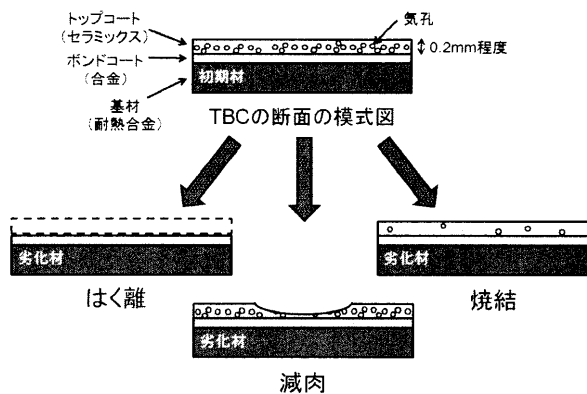


Fig.1 TBCの損傷劣化形態

2. 遮熱性能の劣化要因と計測手法

2.1 劣化要因

Fig.1にTBCの損傷劣化形態の模式図を示す。本報で計測対象としているのは、トップコート層の減肉および焼結による遮熱性能の劣化である。減肉については、熱伝導率が低いセラミックス製のトップコート層の厚さが減少することで、熱抵抗が初期よりも低下することになる。また、焼結については、トップコート層中に含まれる無数の

2.2 計測手法

Fig.2に、TBCの熱抵抗を計測するための手法を示す。まず、TBC表面の一部分を、レーザーで加熱する。その後、加熱部分から放射される赤外線により、TBC表面の温度を計測する。もしも、TBCの熱抵抗が、初期状態よりも低下していれば、TBCの内部に熱が伝わりやすくなる。このため、同じ加熱条件であれば、劣化したTBCの表面温度は、

初期状態よりも低くなる。また、もしも、TBCの熱抵抗が初期状態と同じであれば、初期状態と同じTBC表面温度となる。つまり、この表面温度の高低を計測することにより、熱抵抗の変化を定量的に把握することが可能となる。

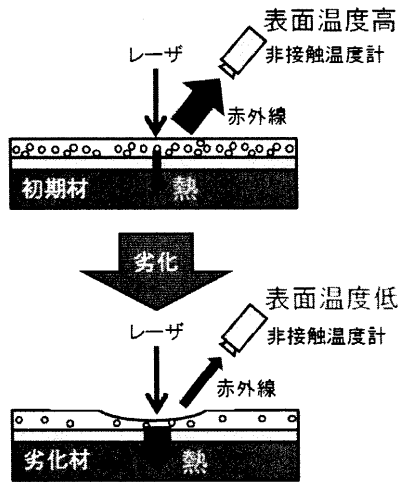


Fig.2 計測手法

3. 燃焼器ライナを対象とした非破壊評価法

計測手法の有効性を検証するため、まず、部品形状が単純な燃焼器ライナ内面に施工されたTBCを対象に、計測装置の開発を行った¹⁾。Fig.3に燃焼器ライナを対象とした計測装置の概念を示す。

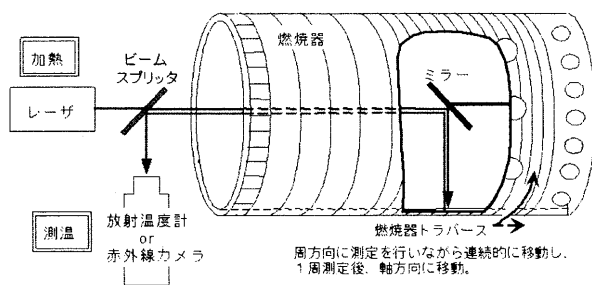


Fig.3 燃焼器ライナに対するTBC遮熱性能非破壊評価法

燃焼器ライナは、非常に単純な薄肉円筒形状であり、どの部位の金属基材もほぼ同じ厚さである。また、円筒の中心軸上から放射状に、円筒内面のTBCを加熱することで、TBC表面に対して、常に垂直方向かつ等距離から加熱することが可能となる。このため、どの部位のTBCに対しても、常に同じ加熱条件を実現することが可能である。実際の計測では、まず、TBCのサンプルを用いて、熱

抵抗とTBC表面温度との検定線を求める。次に、この検定線と、実際の燃焼器ライナで計測したTBCの表面温度から、熱抵抗を決定することができる。

Fig.4に実際の計測装置の外観を示す。この装置により、燃焼器ライナのTBCの熱抵抗を非破壊で計測した結果と、同じ燃焼器ライナの破壊検査により計測した実際のTBCの熱抵抗値を比較した結果、その計測誤差は±5%以内であった。これにより、本手法の有効性が確認された。

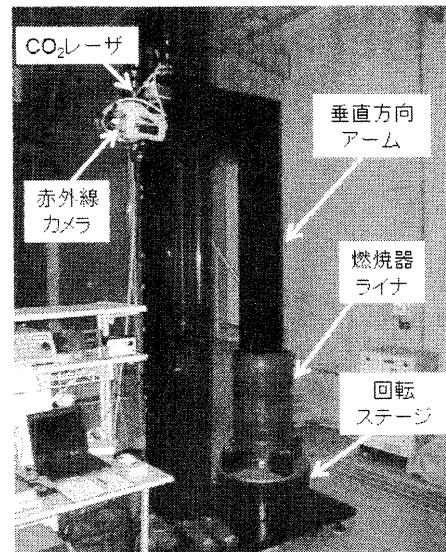


Fig.4 燃焼器ライナに対する計測装置の外観

4. 動翼を対象とした非破壊評価法

次に、燃焼器ライナを対象に実証された手法の動翼への適用を検討した^{2), 3)}。この場合には、Table1に示すような様々な課題がある。これらの課題を解決するために、実際の動翼を用いた計測と、動翼の三次元モデルを用いた数値解析を組み合わせ、新たな2つの手法を考案した。

Table1 動翼のTBCを計測する場合の課題

項目	動翼	燃焼器ライナ
加熱領域の形状	部品寸法が比較的小さく、複雑な三次元表面形状のため、加熱領域は平面とは見なせない(熱の伝わり方が複雑)	部品寸法が比較的大きな薄肉円筒の内面のため、加熱領域は平面と見なせる(熱の伝わり方が単純)
加熱方向の制御	表面形状に沿った複雑な制御が必要	円筒の中心軸上から円筒内面を加熱することで制御が容易
TBC裏面の基材の影響	複雑な内部冷却構造のため、基材の厚さや形状の影響を考慮することが必要	各部の基材形状と厚さが等しく、基材に影響されない計測が可能

まず、1番目の手法のフローを Fig.5 に示す。この手法では、最初に、内部の冷却流路も含めた動翼の三次元モデルを作成し、そのモデル表面の TBC に、適当な熱抵抗値を設定する。その後、実際と同じ加熱条件を、TBC 表面のある部位に設定し、非定常熱伝導解析を行う。この結果、ある部位における TBC 表面の温度が計算される。この計算を、何通りか繰り返し、ある部位における熱抵抗値と TBC 表面温度の検定線を求める。次に、実際の動翼の表面を、数値解析の場合と同様の条件で加熱し、TBC の表面温度を計測する。この計測温度と、数値解析で得られた検定線から、その部位における熱抵抗値が決定される。

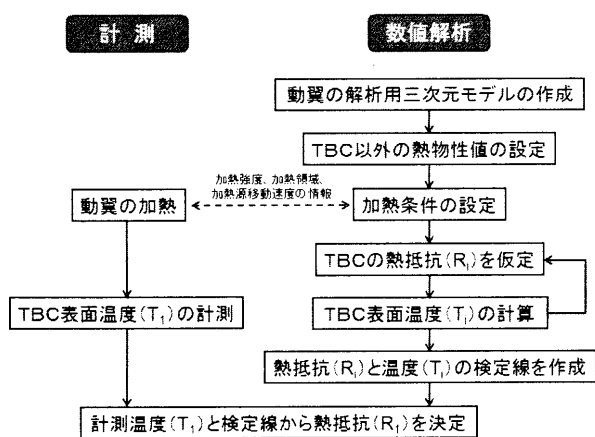


Fig.5 熱抵抗の決定方法 (その1)

次に、2番目の手法のフローを Fig.6 に示す。この手法では、1番目の手法とは逆に、計測を先に実施する。計測した TBC の表面温度を用いて、数値解析を実施し、その部位の熱抵抗値を逆算する。この方法では、部位毎に検定線を作成する必要がないという利点がある。

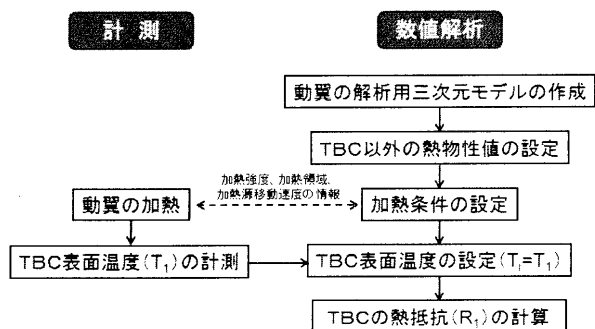


Fig.6 熱抵抗の決定方法 (その2)

5. 数値解析による検証

考案した手法の成立性を確認するために、動翼の形状を模擬した簡易モデルによる検証を行った。モデルの概要を Fig.7 に、計算条件を Table2 に示す。基材は、外径 30mm の薄肉円筒であり、その外面にトップコートのみが施工されている。TBC の厚さは、0.1~0.3mm の 3 種類とし、基材の厚さは、1~3mm の 3 種類とした。レーザーによる加熱温度は、TBC が焼結しない条件に設定する必要があるため、TBC の表面温度が最大で 400℃ 程度となる条件として、レーザーの加熱強度を 0.6W、加熱領域を直径 1mm、移動速度を 5mm/s とした。また、TBC 表面の熱放射率は 1 とした。これらの計算条件のもとで、レーザーが加熱開始点から終点に移動する間の、温度計測点における温度変化を非定常熱伝導解析により計算した。

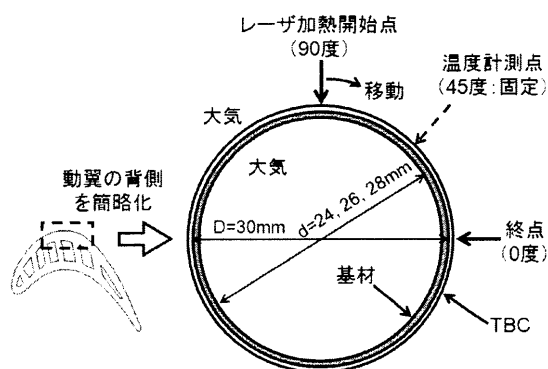


Fig.7 簡易モデルの概要

Table2 計算条件

基材材質	Inco738LC
ボンドコーティング	無し
トップコート材質	8wt%Y ₂ O ₃ -ZrO ₂
トップコート厚さ	0.1, 0.2, 0.3 mm
トップコートの熱伝導率	0.6 W/mK
トップコートの熱放射率	1.0
基材厚さ	1, 2, 3 mm
レーザー加熱強度	0.6 W
レーザー加熱領域	Φ1 mm
レーザー移動速度	5 mm/s

まず、基材の厚さを 2mm に設定し、TBC の厚さを変化させた場合の計算結果を Fig.8 に示す。この結果、計測点の温度は、レーザーの中心が通過した約 0.05 秒後に最高温度に到達し、TBC の厚さの違いにより、最高温度の値が大きく異なることが

分かった。これらの最高温度と TBC の熱抵抗との関係を示す検定線を Fig.9 に示す。放射温度計やサーモグラフィといった一般的な非接触式温度計の現状の計測精度は、計測温度の $\pm 2\%$ 程度である。つまり、TBC の表面温度が 400°C の場合には、計測誤差が $\pm 8^\circ\text{C}$ となる。Fig.8 で、TBC の厚さが 0.2mm の場合と 0.3mm の場合を比較すると、それらの最高温度の差は約 80°C である。このため、非接触式温度計を用いて、このモデルと同様の計測を行った場合に、測定結果は、TBC の厚さにして $\pm 0.01\text{mm}$ に相当する誤差を含むことになる。もしも、厚さが 0.2mm の TBC により、基材の温度を 100°C 低下させる場合には、 0.01mm の厚さが、 5°C の温度低下に相当する。つまり、この場合には、現状の非接触式温度計の計測誤差が、基材の温度に及ぼす影響は 5°C 以下と考えられる。これは、基材の余寿命を評価する上で十分な精度である。このことから、上記のモデルと同様の計測が可能な装置を導入することで、考案した手法は、十分に実現可能であると判断される。

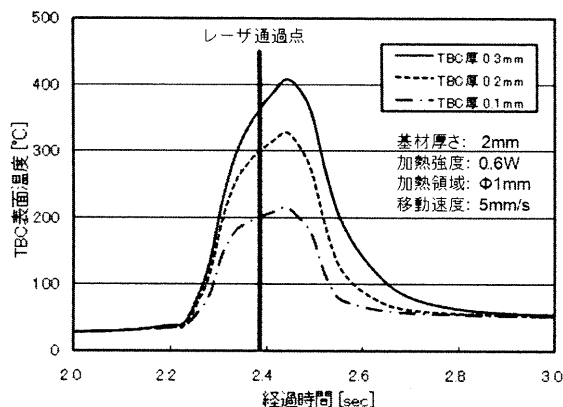


Fig.8 TBC の厚さが表面温度に及ぼす影響

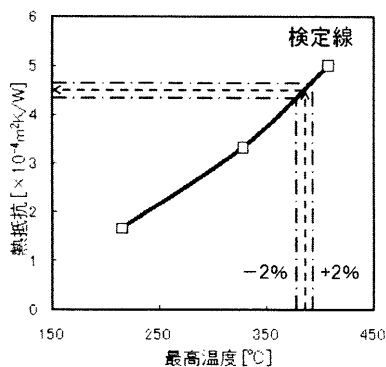


Fig.9 検定線

次に、TBC の厚さを 0.2mm に設定し、基材の厚さを変化させた場合の計算結果を Fig.10 に示す。この結果、基材の厚さが 2mm の場合と 3mm の場合を比較すると、最高温度に大きな差はないが、基材の厚さが 1mm の場合には、最高温度が約 8°C 高くなっている。仮に、基材の厚さの違いを考慮せずに計測を行った場合には、この最高温度の差が、TBC の熱抵抗の違いに起因すると判断されてしまう。このことから、TBC の熱抵抗を正確に把握するためには、基材の厚さや形状を考慮しておくことが重要であると考えられる。

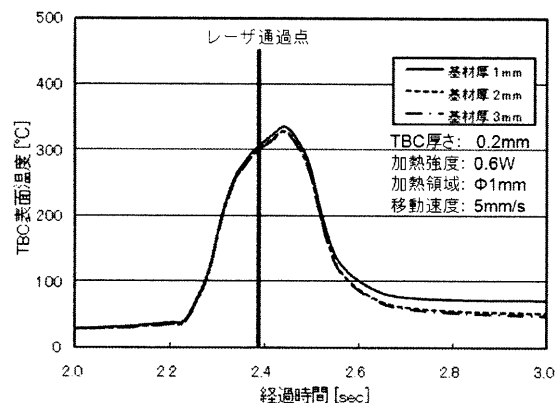


Fig.10 基材の厚さが表面温度に及ぼす影響

6. 計測装置の構成

考案した手法を実現するための装置構成および熱抵抗値を決定するためのフローを Fig.11 に示す。まず、この手法では、動翼の三次元モデルを用いた数値解析が不可欠である。このため、X 線 CT システムにより、内部冷却構造も含めた複雑な動翼形状データを、動翼を破壊することなく取得する。ここで得られた形状データを基に、数値解析に必要な、動翼の三次元モデルを作成することが可能となる。

次に、動翼の TBC 表面の加熱源としては、赤外域の波長を持ち、効率的な加熱が可能な CO_2 レーザーを用いている。また、TBC の表面に対して、常に垂直方向かつ等距離から加熱ができるように、ロボットを用いてレーザーの照射位置を制御している。この際、X 線 CT システムで取得した動翼の表面形状データを、ロボットに記憶させることで、動翼の表面形状に沿ってレーザーの加熱照射を制御することが容易となる。

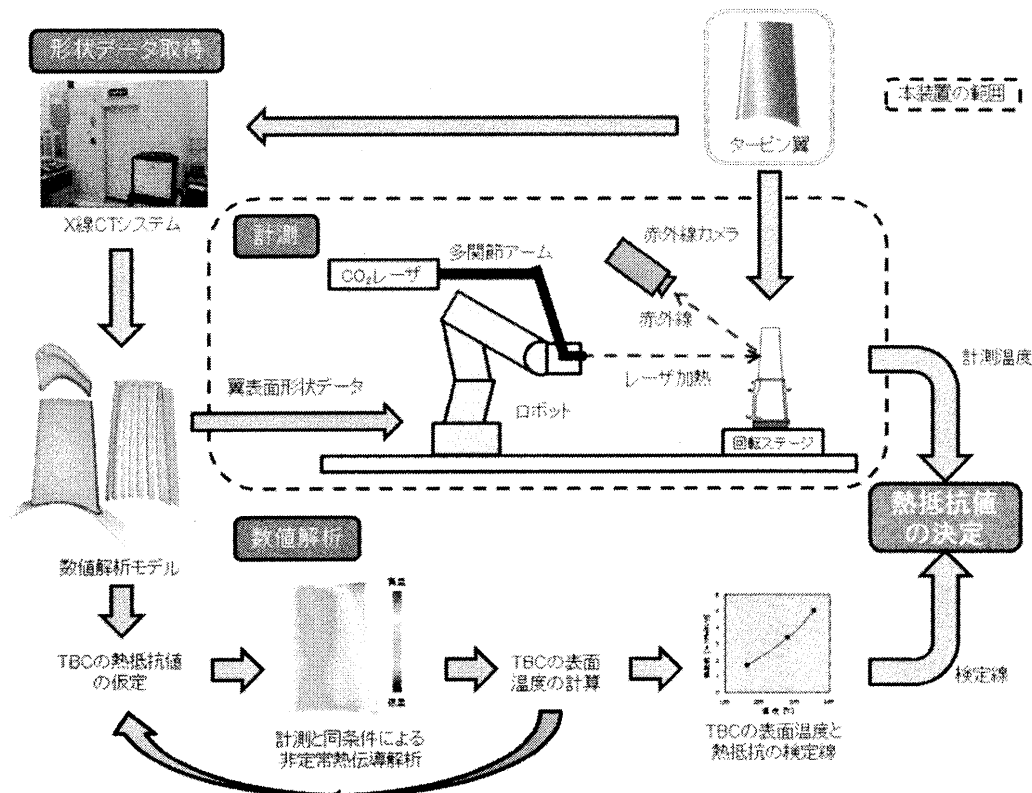


Fig.11 装置構成および熱抵抗値の決定フロー

さらに、TBCの表面温度の計測については、赤外線カメラを用いている。これは、Fig.8に示すように、レーザを移動させる場合に、レーザの加熱位置と最高温度を示す位置が一致しないため、ある程度の領域に対する熱画像の撮影が必要なためである。なお、ここでは、TBC表面におけるレーザの反射を考慮して、CO₂レーザの波長(10.6 μ m)以外の波長(3~5 μ m)を検出する赤外線カメラを使用している。

以上の装置構成に基づいた実際の装置の外観をFig.12に、計測部の外観をFig.13に示す。

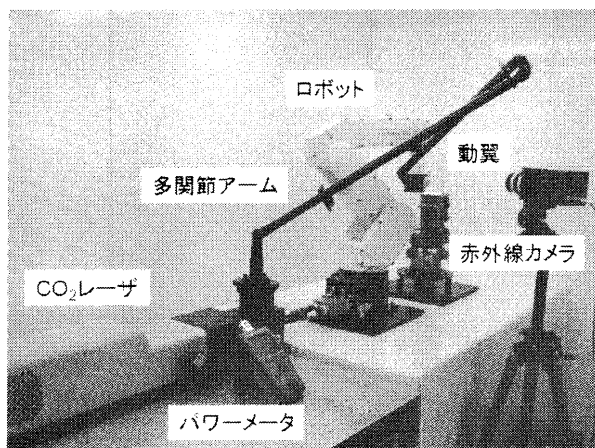


Fig.12 装置の外観

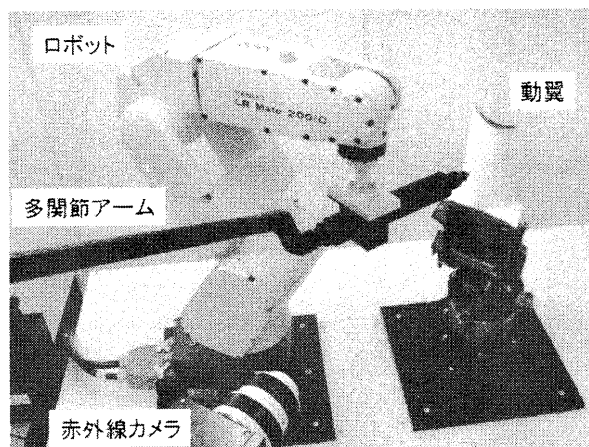


Fig.13 計測部の外観

7. おわりに

複雑な構造を持つガスタービン動翼に施工されたTBCを対象に、遮熱性能(熱抵抗)を非破壊で評価する手法を考案し、この手法を実現するための計測装置の開発状況を紹介した。

今後は、開発した装置の計測精度の検証を進め

るとともに、実際のTBC施工動翼を対象とした計測を行う予定である。

参考文献

- 1) Morinaga. M., Fujii. T. and Takahashi. T.: Development of actual TBC exposure temperature prediction method, ASME Paper GT2004-53267 (2004).
- 2) 岡田満利, 藤井智晴, 百合功: 電力中央研究所におけるガスタービン用コーティング評価試験設備について, ガスタービン学会誌, Vol. 38, No. 1 (2010) pp. 43-49.
- 3) Fujii. T., Takahashi. T., Sakai. E. and Fujioka. T.: Development of non-destructive heat resistance evaluation system for TBC on gas turbine blade, ASME Paper GT2010-22613 (2010).

EQ ボンド層を有する TBC の熱サイクル特性 - 実翼適用化へのプロセス検討 -

*松本 一秀，川岸 京子，原田 広史（物材機構）

Thermal Cycle Characteristics of TBC with EQ Bond Layer - Examination of Bond Coating Process -

*Kazuhide MATSUMOTO, Kyoko KAWAGISHI and Hiroshi HARADA (NIMS)

ABSTRACT

Characteristics of bond layer in TBC are very important for long thermal cycle life. The examinations about bond coating processes and materials were carried out. EQ bond layer, NiCoCrAlY and CoNiCrAlY bond layer were formed by both LPPS and HVOF process. The result of thermal cycle testing indicated that TBC with EQ bond layer made by LPPS had the most thermal cycle life among TBC with various bond layers. We selected LPPS process for EQ bond layer and confirmed that TBC with EQ bond layer on TMS alloys was capable of applying to real turbine blade.

Key words: Thermal barrier coating, EQ bond layer, Thermal cycle characteristics, Low pressure plasma spray, High velocity oxygen fuel

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。

（独）物質・材料研究機構（NIMS）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 Ni 基単結晶（SC）超合金 TMS-196 などを開発しており¹⁻²⁾、これらの実用化を進めている。

更に、Ni 基超合金に適した遮熱コーティング（TBC）についても研究を行っており、セラミックトップコーティング用の新 EB-PVD 装置を開発した³⁾。この装置の特徴は、コーティングチャンバー内のカーボンヒータで基材温度を精密に制御できること、ルツボが駆動できるため自由形状のセラミックインゴットが使用でき、EB 操作も容易なこと等である。本研究で実施している TBC 構成は、NIMS 開発の単結晶超合金を基材とし、ボンド層として基材の機械的特性を劣化させない新規ボンドコーティング材、トップ層としてイットリア部分安定化ジルコニア（YSZ）を用いた TBC である。一般に、TBC に要求される基本特性の一つは、高温熱サイクル環境下における皮膜剥離の長寿命化である。この

長寿命化を図るには、ボンド層と基材の界面およびトップ層とボンド層の界面について最適な界面構造を実現し、界面での劣化を抑制する必要がある。新規ボンドコーティングは、Ni 基超合金基材と熱力学的に平衡する成分をボンド層に使用することで、基材間との元素相互拡散を抑制し、基材の強度低下を生じる二次反応層の生成を防ぐ“平衡コーティング”（EQ コーティング）である⁴⁻⁶⁾。この EQ コーティングをボンド層に適用した TBC において、YSZ トップ層との界面には、薄くて均一な α アルミナ層を形成させることで、耐剥離性に優れた長寿命の TBC を実現してきた⁷⁾。これらの界面構造適正化の結果をベースに、実翼への適用を目指し、さらなる皮膜剥離の長寿命化を図ることにした。

本研究ではボンド層の溶射プロセスに注目し、減圧プラズマ溶射（LPPS）と高速ガス炎溶射（HVOF）で施工した EQ ボンド層および従来の MC r AlY ボンド層を有する TBC を作製し、熱サイクル試験に供した。本報告では、これまでの開発経緯として EQ コーティング開発および YSZ トップ層と EQ ボンド層界面形成について記述した後、ボンド層溶射プロセスの効果について述べる。

2. 開発の経緯

2.1 EQコーティング

EQ コーティング開発の背景であるが、ジェットエンジンの高圧タービン翼にはNi基単結晶合金が使われており、第3世代以降のNi基単結晶合金にはReが5mass%以上含まれている。これらの合金に耐酸化コーティングを施したタービン翼は、高温下での使用中にコーティング層と基材間に元素の相互拡散が起こり、有害変質層(SRZ)が形成される。このSRZは基材のクリープ強度等を劣化させるため、薄肉の高圧タービン翼にとって大きな問題となっている。これを解決するには、Ni基超合金中の γ' 相、 γ 相と同じ組成をコーティングに用いれば熱力学的に平衡するので、理論的にはコーティングと基材間の相互拡散が起こらず、SRZの発生が抑制される。このコンセプトに基づいて開発したのがEQコーティングであり、これをTBCのEQボンド層に適用するため溶射粉末を合金設計した⁸⁾。その組成は、第2世代超合金Rene' N5をベースにして耐酸化性向上を図り、実用化の観点から高価な元素であるReやRuを含まない γ' 合金組成(TMBC-1)としている。基材は第4世代Ni基超合金に適用することを目指し、TMS-138A単結晶超合金を選択した。これらを用いてEQボンド層を高速ガス炎溶射(HVOF)で形成し、加熱用試料を作製した。Fig.1に1100℃で300時間加熱処理した結果を示す。この試料はコーティング材の組成が基材とは若干異なっているため拡散層が形成されているが、SRZは発生していない。これにより実用的観点から、EQボンド層とNi基超合金基材との界面構造の適正化が行われていることを確認した。

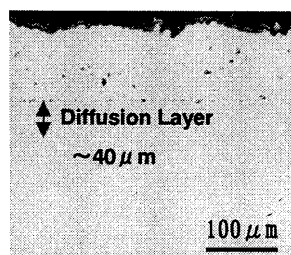


Fig.1 Cross Sectional Microstructure of TMBC-1/TMS-138A

2.2 YSZトップ層とEQボンド層界面構造の適正化

一般にTBCにおいては、EB-PVDにより形成したYSZトップ層と金属ボンド層の間に、 α アルミナ層を形成させることで、耐剥離性に優れた長寿命のTBCを実現できることが分かっている⁹⁻¹²⁾。これらの知見をふまえ、EQボンド層にアルミナを形成し、熱サイクル試験により皮膜剥離寿命を評価した。

アルミナ形成はEB-PVDによりアルミナインゴットを蒸発させてボンド層表面に堆積させる方法、およびEB-PVD装置内で0.2Pa圧力制御下の酸素雰囲気、加熱温度1013℃、加熱時間1時間処理する方法(予備酸化)で行った。その後、EB-PVDによりYSZトップ層を成膜した。トップ層のYSZコーティングは、基材温度933℃(ヒータ制御温度1000℃)、基材回転速度3rpm、0.2Pa圧力制御下の酸素雰囲気で行い、成膜時間は膜厚200 μ m狙いで4時間とした。これらの試料を、電気炉を用いて1100℃の保持時間60分、降温時間60分の熱サイクル試験に供した。皮膜剥離寿命はEQボンド層を予備酸化した試料YSZ/TMBC-1/TMS-138Aが670サイクル、EQボンド層にアルミナを積層した試料YSZ/ Al_2O_3 ·TMBC-1/TMS-138Aは175サイクルであった。予備酸化した試料のas coat状態の断面組織をFig.2に示す。トップ層は膜厚221 μ mのYSZ、EQボンド層は膜厚179 μ mのTMBC-1、基材はTMS-138Aである。図のラインプロファイルに示すように、YSZトップ層とTMBC-1ボンド層の界面にAlの存在が認められ、 Al_2O_3 が形成されていることが確認できた。このアルミナは、EQボンド層に含有されているAlが酸化されて形成されたものである。

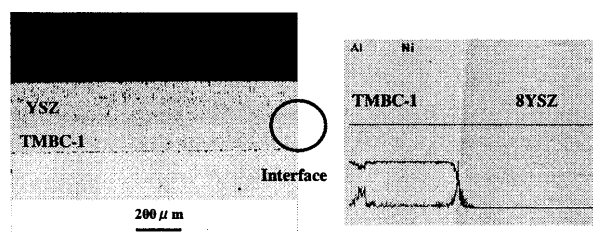


Fig.2 Cross Sectional Microstructure and Interface Al Profile of YSZ/TMBC-1/TMS-138A

以上の結果から、YSZトップ層とEQボンド層界面のアルミナ形成は、EQボンド層表面をEB-PVD装置により予備酸化するプロセスに決定した。この予備酸化の温度選択には余裕があり、更にEB-PVD装置によるTBC作製は、基材取付け → ベーキング → 予備酸化 → トップコーティングと連続一貫プロセスが可能となった。

以下、EQボンド層の溶射プロセスの効果について述べる。

3. 実験方法

3.1 ボンド層の溶射プロセス

TBC作製の基材としては、TMS-138A単結晶超合金を選択した。EQボンド層に用いる溶射粉末は、上述のHVOF用粉末に加え、Sulzer Metcoにおいて

Table 1 Chemical Composition of Materials

	Ni	Co	Cr	Mo	W	Al	Ta	Hf	Re	Ru	Y
CoNiCrAlY	32.0	38.5	21.0	-	-	8.0	-	-	-	-	0.5
NiCoCrAlY	48.0	21.5	17.0	-	-	12.4	-	-	-	-	0.7
EQ	65.8	6.2	4.0	1.0	4.5	8.1	9.9	0.4	-	-	0.1
TMS-138A	61.8	5.8	3.2	2.8	5.6	5.7	5.6	0.1	5.8	3.6	-

アトマイズ法を用いて作製した減圧プラズマ溶射 (LPPS) 用粉末の2種類を準備し、比較用のボン ド層として CoNiCrAlY、NiCoCrAlY 溶射粉末を用い た。これらの溶射粉末および TMS-138A 合金の組成 を Table1 に示す。ボン ド層の形成は、それぞれの 溶射粉末に対し HVOF による溶射および LPPS による溶射を以下の条件で行った。基材は直径 10mm、 厚さ 5mm の平板を用いて片面に溶射を行い、膜厚 は 150 μm 狙いとした。

(1)HVOF 溶射条件

- ・ 基材へのアルミナ(#60) プラスト
- ・ 基材温度：130℃以下
- ・ 燃料：灯油 20.8 L/h
- ・ 酸素：898 NLPM
- ・ 燃焼圧力：8 bar
- ・ キャリアガス：N₂ 2NLPM
- ・ パス数：16 pass
- ・ 溶射粉末：NiCoCrAlY NI191
CoNiCrAlY AMDRY9954
TMBC-1 (EQ) HVOF 用

(1)LPPS 溶射条件

- ・ 基材へのアルミナ(#60) プラスト
- ・ 逆極性アーク クリーニング
- ・ 基材予熱温度：600℃程度
- ・ プラズマガス：Ar 45NLPM
H₂ 8NLPM
- ・ キャリアガス：Ar 2NLPM
- ・ パス数：4 pass
- ・ 溶射粉末：NiCoCrAlY NI191
CoNiCrAlY AMDRY9951
TMBC-1 (EQ) LPPS 用

3.2 TBC 試料作製

TBC 試料はボン ド層表面をアルミナ(1 μm) 研磨ま で行い、EB-PVD 装置内でボン ド層表面を予備酸化 した。トップ層はイットリア部分安定化ジルコニ ア (YSZ) インゴットを用い、基材温度 930℃、基 材回転速度 3rpm、0.2Pa 圧力制御下で酸素流量を 制御し、成膜時間 2 時間 40 分で成膜した。作製し た TBC 試料は次の 6 種類である。

- (1) YSZ / TMBC-1 (HVOF) / TMS-138A
- (2) YSZ / TMBC-1 (LPPS) / TMS-138A
- (3) YSZ / NiCoCrAlY (HVOF) / TMS-138A
- (4) YSZ / NiCoCrAlY (LPPS) / TMS-138A
- (5) YSZ / CoNiCrAlY (HVOF) / TMS-138A
- (6) YSZ / CoNiCrAlY (LPPS) / TMS-138A

3.3 熱サイクル試験

試験は電気炉を用い、大気中において 1 サイク ル当り 1135℃の保持時間 60 分、降温時間 60 分の 均一加熱冷却の温度履歴で行った。剥離寿命は TBC 表面が 50%以上剥離するまでのサイクル数とし、試 験後は光学顕微鏡および EPMA による試料表面と断 面の組織観察および元素分析を行った。

4. 実験結果および考察

大気中における 1135℃の熱サイクル試験での皮 膜剥離寿命結果を Fig. 3 に示す。

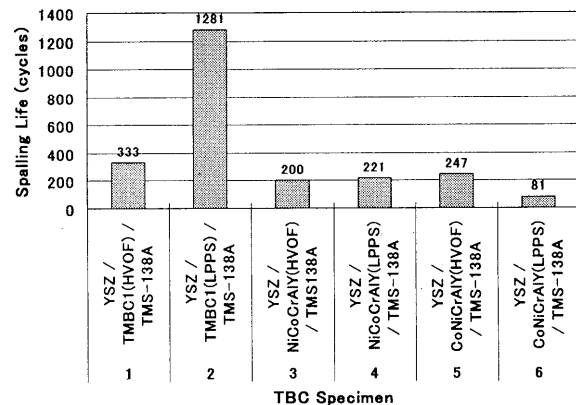


Fig. 3 Thermal Cycle Test Result of TBC Specimen

EQ ボン ド層を有する TBC の剥離寿命は、従来の NiCoCrAlY や CoNiCrAlY ボン ド層を有する TBC に比 べ長寿命であり、特に LPPS で施工した EQ ボン ド 層の TBC は 1281 サイクルと格段に優れている。こ れは、HVOF で施工した EQ ボン ド層 TBC の 3.8 倍の 寿命、NiCoCrAlY ボン ド層 TBC の 5.8 倍、CoNiCrAlY ボン ド層 TBC の 5.2 倍の寿命であつた。Fig. 4 に LPPS で施工した EQ ボン ド層 TBC の剥離した表面外 観と EPMA による剥離面の元素分析結果を示す。YSZ は全面にわたって剥離しているが、剥離面は熱的 に成長した Al₂O₃ が網目状に観察される。

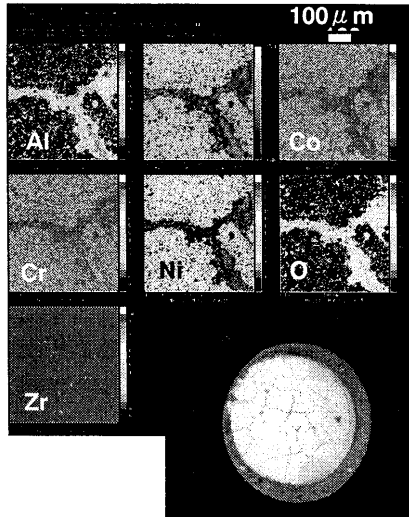


Fig. 4 Spalled TBC with LPPS-EQ Bond Layer

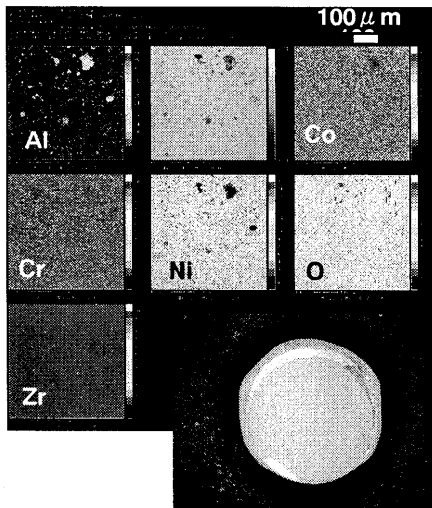


Fig. 5 Spalled TBC with HVOF-EQ Bond Layer

一方、Fig. 5 に示す HVOF で施工した EQ ボンド層 TBC は、剥離面全面に存在する NiO 上に Al_2O_3 が点在しており、ボンド層の酸化がより進行していたことが分かる。このボンド層の酸化の違いを検討するため、溶射施工後の断面組織を観察した。

Fig. 6 は、EQ ボンド層断面の組織と Ni、O、Cr 元素のマッピングである。

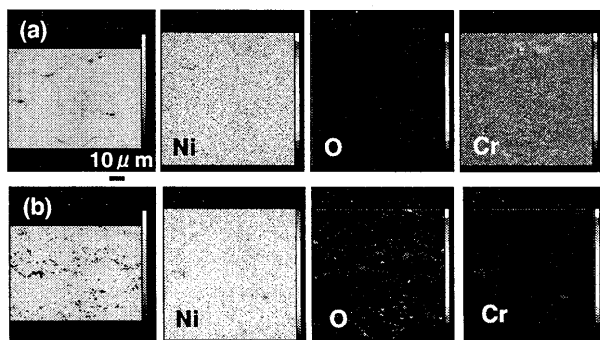


Fig. 6 Element Mapping of EQ Bond Layer

Fig. 6(a) の LPPS で施工した EQ ボンド層は、Ni ベースに Cr が偏在しているが、酸素は検出されていない。一方、Fig. 6(b) の HVOF で施工した EQ ボンド層は、溶射によるポアが存在し、この箇所には酸素が検出され、ポア内部が酸化されている。これは、ボンド層に酸素が多く存在している事を示唆している。ボンド層内部のポアの面積を測定した一例を Fig. 7 に示す。これは、光学顕微鏡で 3000 倍に拡大したときのポア面積を画像処理で求めた結果である。

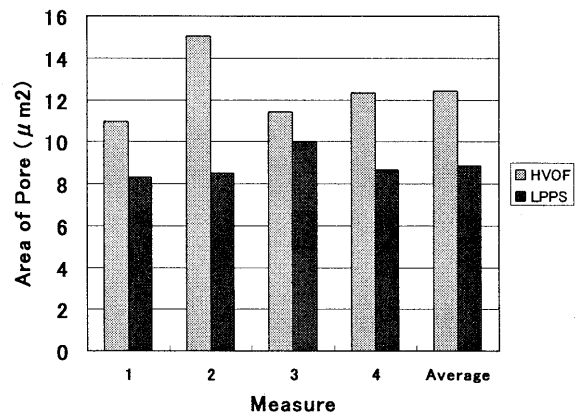


Fig. 7 Comparison of Pore Area of Bond Layer

画面全体の面積 $7130 \mu m^2$ に対して、LPPS 施工のボンド層の平均ポア面積は約 $9 \mu m^2$ 、HVOF 施工のボンド層の平均ポア面積は約 $12 \mu m^2$ である。同様の測定を行った LPPS 施工の NiCoCrAlY は $93 \mu m^2$ 、CoNiCrAlY は $85 \mu m^2$ であった。これらの結果から、熱サイクルによる皮膜剥離寿命は、ボンド層内部のポア面積が小さい程、すなわち酸素含有量が少ないほど長寿命になることが分かる。

このようなボンド層内部のポアの存在は、溶射施工条件が関係している事は明らかであるが、その要因の一つは、溶射粉末の粒度が関係していると考えられる。Fig. 8 は、LPPS 用と HVOF 用の EQ 溶射粉末の粒度分布を測定した結果である。

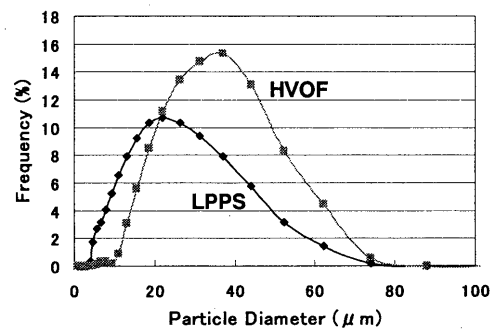


Fig. 8 EQ Spraying Particle Size Distribution

LPPS 用粉末の平均粒度は 20 μm 、HVOF 用粉末の平均粒度は 40 μm である。一方、NiCoCrAlY と CoNiCrAlY の平均粒度は、LPPS と HVOF 用とも 40 μm であった。LPPS による EQ ボンド層の溶射は、平均粒径の小さい粉末の使用および溶射条件の適正化によって、ポアの少ないボンド層が形成されたものと考えられる。

以上はボンド層の組織に注目して考察した内容であるが、HVOF で施工した EQ ボンド層 TBC は、従来の MC r AlY ボンド層 TBC よりも皮膜剥離寿命が少し長くなっている。この事実から EQ と MC r AlY の組成の違いも影響していると考えられ、今後の検討課題である。

5. まとめ

本研究では、YSZ トップ層と EQ ボンド層からなる TBC において、LPPS と HVOF 溶射による EQ ボンド層形成の効果を確認するため、従来の NiCoCrAlY や CoNiCrAlY ボンド層の TBC も含めた試料について熱サイクル試験を実施し、ボンド層形成のプロセスを決定した。得られた結果を以下に示す。

(1) 電気炉を用い大気中、1135°Cでの保持時間 60 分、降温時間 60 分の均一加熱冷却の熱サイクル試験を実施した結果、LPPS で施工した EQ ボンド層 TBC が、各種 TBC の中で最も長い皮膜剥離寿命を有していた。これは、HVOF で施工した EQ ボンド層 TBC の 3.8 倍、従来 MC r AlY ボンド層 TBC の 5.2 倍の寿命であり、従来の TBC 熱サイクル特性を凌駕するものである。

(2) この皮膜剥離寿命の違いは、ボンド層の酸化が進行する違いであり、溶射後のボンド層組織が関係している。すなわちボンド層内部のポアが少ないほど酸化が抑制されている。

(3) ポアが少ないボンド層は、粒度が小さい溶射粒子を使用し、LPPS 溶射プロセス条件を適正化する事によって形成することができる。LPPS による EQ ボンド層は、これらの条件が満たされていたと考えられる。EQ と MC r AlY の組成の違いが皮膜剥離寿命に及ぼす影響は、今後の検討課題である。

今回の EQ ボンド層溶射プロセスの適正化および TBC の界面構造適正化により、(独)物質・材料研究機構の世紀耐熱材料プロジェクト(HTM21Pj)で実施してきた YSZ トップ層/EQ ボンド層/TMS 合金の TBC は、実翼への適用が可能になってきたと考えている。

参考文献

- 1) A. Sato, H. Harada, A. Yeh, K. Kawagishi, T. Kobayashi, Y. Koizumi, T. Yokokawa and J. Zhang: Superalloys 2008, Roger C. Reed et al, Eds., Warrendale, PA, USA, Minerals, Metals and Materials Society, (2008) pp.131-138.
- 2) 原田広史, 横川忠晴, 佐藤彰洋, 川岸京子, 谷月峰: 高温学会誌, 第 33 巻, 第 5 号 (2007 年 9 月) pp. 237-243
- 3) 松本一秀, 川岸京子, 原田広史: 日本ガスタービン学会誌, Vol. 35, No3 (2007) pp.194-199.
- 4) A. Sato, H. Harada and K. Kawagishi: Metallurgical and Materials Transactions A, Vol. 37A (2006) pp. 789-791
- 5) K. Kawagishi, A. Sato, K. Matsumoto, J. Ang and H. Harada: Energy Materials, Vol. 1, No. 4 (2006) pp. 214-217
- 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) 松本一秀, 川岸京子, 原田広史: 第 35 回ガスタービン定期講演会 講演論文集, (2007. 9) pp. 137-141.
- 8) H. Harada, K. Ohno, T. Yamagata, T. Yokokawa and M. Yamazaki: Superalloys 1988 (TMS, 1988) pp. 733-742
- 9) A. Feuerstein, W. Dietrich and H. Lammermann: Proc. of Tokyo International Gas Turbine Congress, (1987) pp. 271-278
- 10) D. J. Wortman, B. A. Nagaraj and E. C. Duderstadt: Material Scie. And Engi. A121, 1989, pp. 433-440
- 11) Ozer Unal, Terrence E. Mitchell and Arthur H. Heuer: J. Am. Ceram. Sac., Vol. 77, No4 (1994) pp. 984-992
- 12) K. Matsumoto, Y. Yasuda: Proc. of the 6th Int. Welding Symp. of Japan Welding Society, Vol. 2 (1996) pp. 755-759

低騒音超音速推進機の実現に向けたサイクル検討

* 根本 勇

A Cycle Study for Low-Noise Supersonic Propulsion

* Isamu NEMOTO

ABSTRACT

The purpose of the present study is to reduce thrust loss at the mixer ejector which minimizes jet noise from supersonic jet engines by thrust gain without increasing the exhaust jet velocity. For the thrust loss reduction, a variable cycle is required in which the flow rate is increased with a constant fuel flow rate. In this study, a variable cycle was considered that the LP turbine was choked by narrowing LPT-VG (Low Pressure Turbine Variable Geometries) and the core duct exit area was extended to increase the LPT expansion ratio. As a result, it was revealed that the cycle could realize the required thrust gain to recover the loss due to external air suction and mixing.

Keyword: Supersonic Propulsion, Variable Cycle, Mixer Ejector, Jet Noise

1. はじめに

我が国の国家プロジェクトとして国際共同開発研究が進められた ESPR (環境適合型次世代超音速システム) は、次世代超音速機の推進システムとして実用化に向けた基盤技術の確立を目指し平成11年から5年間の研究開発が行われた。

ESPR の環境適合性向上を目指した三大課題は、低騒音、NO_x 排出削減、CO₂ 排出削減の目標値達成である。

ESPR は LPT-VG (低圧タービン可変静翼) とリアバビ (R-VABI) を有する可変サイクルエンジン (VCE) である。空港騒音対策として、離陸時に LPT-VG を絞って高圧タービン (HPT) に対する低圧タービン (LPT) の仕事配分を増し、バイパス比 (BPR) を高めて、排気ジェット速度を 550 m/s に落とし、更にミキサエジェクタノズルにより外部空気を取り込んで混合することで、ICAO の規制値 Annex16 Chapter3 に対し 3.1 dB 低い騒音レベルを達成している。しかし、このエジェクタ効果によるエンジン排気と外部空気の混合は、大きな推力損失を生み、ESPR の前身である HYPR (Super/Hypersonic Transport Propulsion System) のミキサエジェクタでの推力損失はおおよそ 7.5% に達した¹⁾。

ミキサエジェクタでの騒音低減量を増し、推力損失を軽減するため、次のような研究が進められている。

- 1) 革新吸音構造材料開発・適用技術の開発
- 2) 革新 CFD 利用低騒音空力技術の開発
- 3) アクティブ・ノイズ・コントロール技術の開発

本研究は、上記の騒音低減デバイスの性能向上に関する

ものではなく、騒音低減デバイスの採用によって損失を被る推力を回復させることを目的とする。

その目的を果たすための研究課題は、燃料流量一定で同一エンジンのジェット速度を下げ、推力を高めるサイクルを創出することである。作り出された余剰の推力によって、ミキサエジェクタで生じた推力損失を埋め合わせることができる。即ち本研究は、離陸時に TIT (タービン入口温度)、OPR (全圧力比) 一定、つまり燃料流量一定で、LPT-VG を単独で用いた場合より BPR を高めて、エンジン流量増加、排気速度低減、推力上昇 (比推力は減少)、燃料消費率 (sfc) 低減を同時にサイクル的に実現し、ミキサエジェクタでの混合損失による推力の低下を回復させ得るバリエーションサイクルについて、検討したものである。

2. 本可変サイクルエンジンの概念

2.1 機構

固定サイクルの超音速機用ターボファンでは飛行マッハ数が増すと BPR が上昇する。LPT-VG は超音速巡航時にこれを開くとコア流量が増し BPR の上昇を抑えて比推力を高めることができる。一方、離陸時に LPT-VG を絞ると回転数の変化が大きい低圧系の回転数降下を抑え、コア流量を減じて BPR を高めることができる。

つまり LPT-VG の作動による離陸時の BPR 上昇は、エンジン空気流量の増加によるものではなく、コア流量の減少によるものである。

同一エンジンで、離陸時にファン吸込空気流量を増加

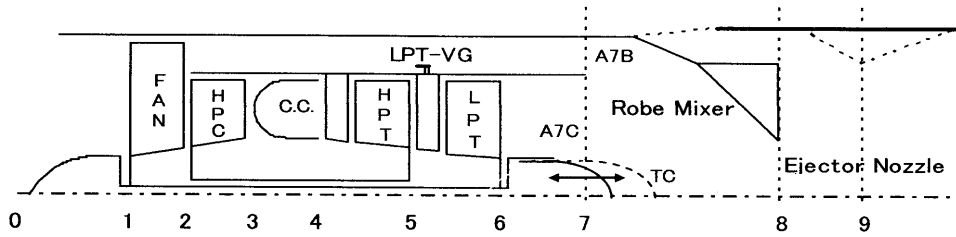


Fig. 1 Engine Concept

し BPR を高めて推力を上昇させ、騒音低減に伴う推力損失を補填する本 VCE の概念図を Fig. 1 に示す。

図示する如く本 VCE は、LPT-VG を採用した ESPR のテールコーン TC (或いはプラグ) を前後に移動可能にしたものであり、TC の移動によってコアダクト出口面積 A_{7c} を変化させるエンジンである。

面積 A_{7c} の変化には二つの意味がある。

- 1) LPT-VG が高压系と低压系の仕事の配分を変えるのに対し、TC の移動によるコアダクト出口面積 A_{7c} の変化は LPT とコア排気のエネルギー配分を変える。つまりコアダクト出口面積 A_{7c} を広げると LPT 背圧が下がり、膨張比が増すのでファン回転数が上昇する。
 - 2) エンジン位置 7 のバイパス流路断面面積 A_{7B} は固定であり、TC の前後移動によりコアダクト出口面積 A_{7c} を変化させると面積比 A_{7B}/A_{7c} が変化するので、コア流とバイパス流の静圧を等しくして混合することができる。つまり TC を可変機構にした分、もう一つの可変機構、リアバビを廃し構造をシンプルにできる。
- 以上から、コアダクト出口面積を可変にすることによって、LPT-VG を単独で用いた場合より離陸上昇時の BPR を高め、エンジン流量を増して推力を上昇させることができる。

2.2 サイクル特性

単位時間、単位面積当たりの無次元空気流量を、質量流束パラメータ mass flux parameter (MFP) として、式 (1) で定義する。

$$MFP(\kappa, M) \equiv \frac{\dot{m}\sqrt{C_p \cdot T}}{A \cdot P} = \frac{\kappa}{\sqrt{\kappa-1}} \cdot \frac{M}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}} \quad \dots (1)$$

MFP (κ , M) を一定とすれば、流路断面面積 A を広げると式 (1) から修正流量が増加する。

LPT 入口とコアダクト出口の状態を MFP を用いて表すと、質量保存則から $m_5 = m_{7c}$ 、よって式 (2) を得る。

$$\frac{P_5/P_{7c}}{\sqrt{T_5/T_{7c}}} = \frac{A_{7c}}{A_5} \cdot \frac{MFP(M_{7c})}{MFP(M_5)} \quad \dots (2)$$

また膨張比と温度比の関係は断熱効率 η を用いて式 (3) で表される。

$$\frac{T_{7c}}{T_5} = 1 - \eta_t \left\{ 1 - \left(\frac{P_5}{P_{7c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\} \quad \dots (3)$$

上式より LPT チョーク状態 ($M_5 = 1$) で、 η 、 κ 、 C_p を一定とすれば、式 (2) 左辺の P_5/P_{7c} 、 T_5/T_{7c} は、コアダクト出口のマッハ数 M_{7c} と面積比 A_{7c}/A_5 の関数となり、 A_5 、MFP (M_5) 一定、即ち LPT 修正流量一定の時、 A_{7c} を広げると式 (2) (3) から膨張比 P_5/P_{7c} が上昇し、温度比 T_{7c}/T_5 が減少する。

全圧比の増加 (温度差の拡大) は、エネルギー保存則より、式 (4) に示す如く周速 U を上昇させ低压ロータの仕事を増す。

$$C_{pt}(T_5 - T_{7c}) = U(C_{\theta 5} + C_{\theta 6}) \quad \dots (4)$$

ここで U は動翼の周速、 C_{θ} は周方向絶対速度である。

LPT 入口修正流量一定で、式 (2) の膨張比が増す理由は、LPT 背圧が低下するためである。ここで、いま添字 5 を動翼前縁に置き、運動量保存則を適用すると、

$$p_5(1 + \kappa_t M_5^2) A_5 - p_{7c}(1 + \kappa_t M_{7c}^2) A_{7c} = m_5 \{ [C_{\theta r}]_5 + [C_{\theta r}]_6 \} = Q \quad \dots (5)$$

ここで r は半径方向座標、 Q は動翼のトルクである。

式 (5) の左辺第一項は一定で、 A_{7c} 拡大により第二項が増加しないためには、即ち角運動量が減少しないためには、コアダクト出口の静圧 p_{7c} 、マッハ数 M_{7c} がともに減少しなければならない。つまり式 (2) の膨張比の上昇は全圧 P_{7c} の低下によるものである。

次章に示すサイクル計算から、離陸時においてファン相対修正回転数 100% の場合を T-1 とし、相対修正回転数を 110% に高めた場合を T-2 として、エンジン位

置7における、コアダクト出口とファン排気の、マッハ数と圧力の変化を表1に示す。

Table 1. エンジン位置7での流れの諸量

	M _{7C}	P _{7C}	p _{7C}	M _{7B}	P _{7B}	p _{7B}
T-1	0.8	387	258	0.29	274	258
T-2	0.75	360	252	0.34	274	252

圧力単位：kPa

ここでM_{7B}とP_{7B}、p_{7B}は、バイパス流のマッハ数および全圧、静圧である。

表1から、T-2はコアダクト出口のマッハ数M_{7C}、静圧p_{7C}とも減少し、全圧P_{7C}が低下している。またp_{7C} = p_{7B}である。

LPT入口修正流量を一定に維持したまま、A_{7C}を開いてLPTの背圧を下げ、膨張比を上昇させるには、LPTがチョークしていることが条件となる。

LPTがチョークしていない場合、式(4)のT_{7C}は式(6)でT₆、式(5)のp_{7C}、M_{7C}、A_{7C}は式(7)でp₆、M₆、A₆になる。

$$C_{pt}(T_5 - T_6) = U(C_{\theta 5} + C_{\theta 6}) \quad \dots\dots(6)$$

$$p_5(1 + \kappa_t M_5^2) A_5 - p_6(1 + \kappa_t M_6^2) A_6 = m_5 \{ [C_{\theta r}]_5 + [C_{\theta r}]_6 \} = Q \quad \dots\dots(7)$$

面積A₆を拡大することはできないので、LPTがチョークしていない場合、A_{7C}を広げると流管6~7Cはディフューザーとなり、流速が減少し静圧は上昇する。

ESPRはLPT-VGを有するため、離陸時にLPTをチョークさせることができる。LPTがチョークした場合と、していない場合の違いをFig. 2に示す。

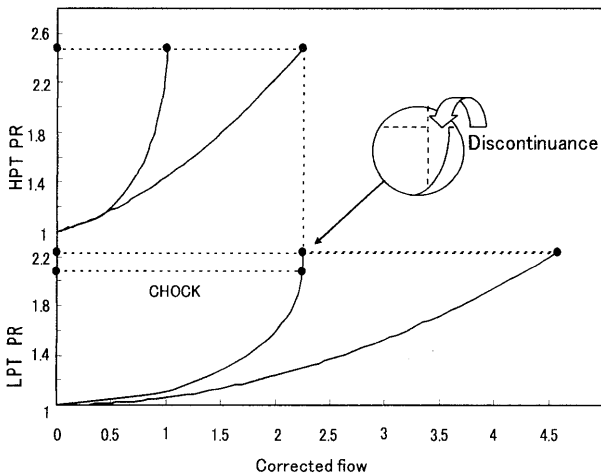


Fig. 2 Turbine operation at Take-off

Fig. 2からLPTチョークの場合は、コアダクト出口面積A_{7C}を広げるとLPT膨張比が増大することが分かる。一方、円形で囲んだ引き出し図は、チョークしていない場合で、面積A_{7C}を拡大すると図示する如く連続の法則が成り立たず、LPT膨張比を高めることはできない。

2.3 低圧ロータとコア排気のエネルギー配分

LPT動力の増加は、コアダクト出口面積拡大により、低圧ロータとコア排気のエネルギー配分が変化しLPTの断熱熱落差が増加するためである。

このエネルギー配分は、分離型ターボファンとして、コア流れをファンバイパス流れと混合せずに、コア流れを分離して計算することによって調べることができる。離陸時のTITを1721Kとして計算した膨張側のコア流れの状態量変化をFig. 3にT-s線図で示す。

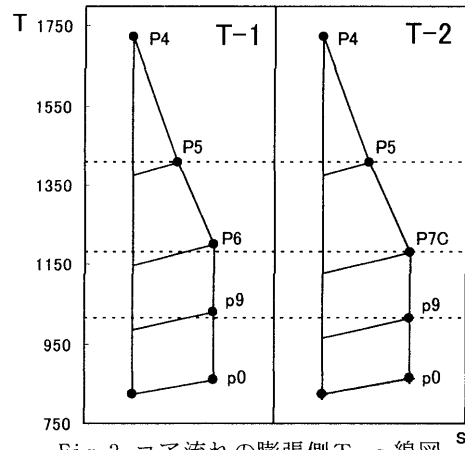


Fig. 3 コア流れの膨張側T-s線図

Fig. 3からLPTエネルギーの増加は、式(8)に示す有効噴流速度V_{ej}を減少させることが分かる。よって分離型ではコアの排気ジェット速度が低減される。

$$V_{ej} = V_{jc} + \frac{A_9}{m_a(1+f)}(p_9 - p_0) \quad \dots\dots(8)$$

LPT特性の変化を立証するための計算に用いたタービン流量特性と断熱効率の式を示しておく。この計算は高膨張比の領域であるのでタービン流量特性は膨張比のみの関数とし、式(9)の楕円で近似した²⁾。

$$\frac{m\sqrt{\theta_i}}{\delta_i} = \left(\frac{m\sqrt{\theta_i}}{\delta_i} \right)_{choke} \times \sqrt{1 - \left\{ \frac{P_i}{P_e} - \left(\frac{P_i}{P_e} \right)_{choke} \right\}^2 / \left\{ \left(\frac{P_i}{P_e} \right)_{choke} - 1 \right\}^2} \quad (9)$$

但し、P_i/P_e ≥ (P_i/P_e)_{choke} の場合は

$$m\sqrt{\theta_i} / \delta_i = (m\sqrt{\theta_i} / \delta_i)_{choke} \text{ である。}$$

タービン断熱効率是一般にタービンの周速 U と熱落差を速度に換算したタービン理論速度 C_0 との比、即ち速度比 U/C_0 で表される。ここでは参考文献2) に従い式(10)で近似した。

$$\eta = \left[X_2 \left\{ \frac{\frac{N/\sqrt{\theta_i}}{\sqrt{1-T_e/T_i}}}{\left(\frac{N/\sqrt{\theta_i}}{\sqrt{1-T_e/T_i}} \right)_{des}} - X_1 \right\} + X_0 \right] (\eta)_{des} \quad \dots\dots(10)$$

ここで添字 i は入口、 e は出口を表わす。また X_0 、 X_1 、 X_2 はタービン断熱効率を表わす係数である。

ファン相対修正回転数 110% の LPT の反動度 R を式(9)の温度変化量で表すと、 $R=59.6\%$ となり、チョークしていない場合より反動度 R が大きくなる。

$$R = (t_5 - t_{7c}) / (T_5 - T_{7c}) \quad \dots\dots(9)$$

3. サイクル計算の結果

表2にESPRの性能諸元を示す³⁾。

Table 2 ESPR 目標エンジン仕様

項目	$M_0=2.2$ 巡航時	離陸時
バイパス比	1.18	1.22
タービン入口温度	1923K	1721K
全体圧力比	12.8	20.3

本サイクル計算では表2を基に計算した。計算に用いたファン作動マップをFig.4に、圧縮機(HPC)作動マップをFig.5に示す。このマップは仮想のものであって、実物のマップではない。

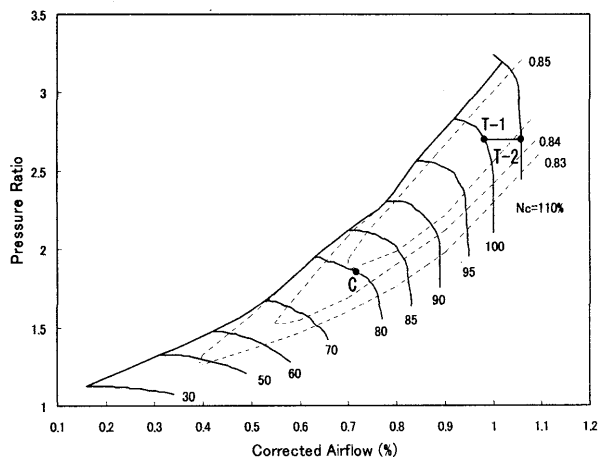


Fig. 4 Fan operation

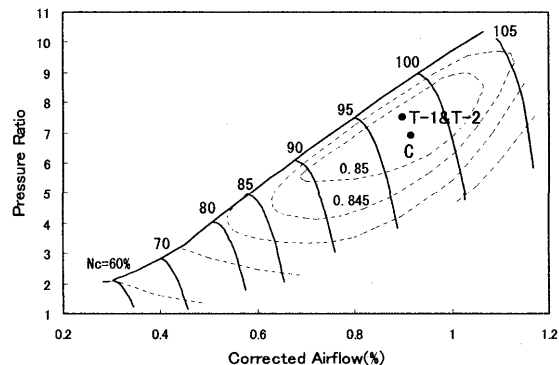


Fig. 5 HPC operation

図において T-1 は離陸時の作動点であり、LPT-VG、 A_{7c} ともに絞った設計点である。C は超音速巡航時の作動点で、LPT-VG は開き、 A_{7c} は絞ったままである。

T-2 は離陸上昇時で、T-1 の状態から A_{7c} を開き、ファン修正回転数を 110% に高めた場合の作動点である。ファン相対修正回転数 100% の時、ファン入口マッハ数を 0.45 と仮定すると、Fig.4 ではファン相対修正回転数を 110% に上昇させるとファン入口マッハ数は約 0.49 となる。LPT-VG を絞るとファン流量一定でコア流量を減らすことができるが、可変 TC と併用するとコア流量一定でファン流量を増すことができる。

因みに、ファンの遠心加速度は回転数の二乗に比例するが、CF6 エンジンの N1 最大回転数は 118.5% である。C、T-1、T-2 におけるエンジン性能を表3に示す。

Table 3 本 VCE のエンジン性能

項目	C	T-1	T-2
飛行高度 (km)	1700	0	0
マッハ数	2.2	0	0
推力 (kN)	12.7	43.5	45.6
s f c	1.4	0.78	0.74
空気流量 (kg/s)	35.1	70	75.9
B P R	1.18	1.22	1.41
T I T (K)	1923	1721	1721
O P R	12.8	20.3	20.3
V j (m/s)	1027.7	632.2	611.4

エンジン高性能化に冷却技術は必須であり、その設計は最大級の能力が必要とされている。ESPR では CO_2 排出削減の新技術の一つとして、冷却空気を 5.6% も削減している。これ等の高度な技術情報は一般には入手困難である。そのため本計算では、定式化の際、冷却空気量を考慮していない。従って表3の値は絶対値に意味はなく、T-1 に対する T-2 の相対的なエンジン性能向上の傾向を知ることができるに過ぎない。その最も顕著な例

はジェット速度 V_j であり、キャビンエアーも無視しているため、実際よりかなり大きな速度となっている（ミキサエジェクタ未装着の状態）。しかしながらエンジン空気流量が増加したT-2の V_j がT-1の V_j より20.8 m/s減少し、しかも推力が大きくなっている。これは本サイクルの目的に照らして、極めて意義深い。

尚、ファン回転数の上昇はファン騒音に繋がる恐れがあるが、超音速推進機ではスロート部に可変機構をもつ長いインテークを装備しているため、騒音が前方に伝播する恐れは少ないと言われている。

4. 考察

作動流体からLPT動翼へのエネルギー供給、及びそのエネルギー収支がもたらす効果について考察する。

4.1 コアダクトでの圧縮流れと膨張流れ

先ずLPT背圧を下げることの物理的意味を考える。LPTがチョークしてない状態で A_{7C} を開くと、コアダクトは式(11)に示すディフューザーとなる。

$$\left(\frac{1}{2}V^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{\rho}\right)_6 = \left(\frac{1}{2}V^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{\rho}\right)_{7C} + h \quad \dots\dots(11)$$

ここで h は、ディフューザーでのエネルギー損失を表す。

流路の広がりにより、式(11)右辺の速度エネルギーが減少し圧力エネルギー（静エンタルピー）が増す。よってディフューザーは、減速流で逆圧力勾配の流れであり断熱圧縮となる。

一方、LPTがチョーク状態で A_{7C} を広げると、コアダクトのエネルギー式は式(12)となる。

$$\left(\frac{1}{2}V^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{\rho}\right)_6 - \left(\frac{1}{2}V^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{\rho}\right)_{7C} = C_{pt}(T_6 - T_{7C}) + h \quad \dots\dots(12)$$

式(12)ではエンジン位置7Cのガスの速度エネルギー $V_{7C}^2/2$ と、圧力エネルギー $(p/\rho)_{7C}$ がともに減少する減速流で順圧力勾配の流れ場が形成される。従ってコアダクトの流れは仕事を生む断熱膨張となる。

次にLPTとコアダクトのつながりについて考える。

LPTがチョークしていない場合、ディフューザーはコンポーネントとコンポーネントを繋ぐ独立した機械要素である。従ってタービンは断熱膨張、コアダクトは断熱圧縮の流れとなる。

それに対しLPTをチョークさせた場合、LPTとコアダクトはFig.2から明らかなように、ひとつながりの連続した流路と見做すことができる。従ってLPTもコアダクトも流路全体が断熱膨張の流れであるから、熱流体の定常流動の一般エネルギー式に従い、流管入口(LPT

入口)と出口(コアダクト出口)の全エンタルピー差が、作動流体から翼に供給される工業仕事である。

つまりLPTをチョークさせ背圧を下げることは、ディフューザーとしては一つの独立した機械要素であるコアダクトを、LPTをチョークさせることによりLPTと連続した一連の流路とし、流路の出口面積の広がりにより、減速流で順圧力勾配の流れ場を作り出すことにある。尚、減速流で順圧力勾配のコアダクトは、境界層剥離を抑制する流れになり、式(12)の損失 h が小さくなると考えられる。

LPT入口修正流量一定での膨張比上昇による速度三角形への影響は、タービン動翼の基本パラメータの一つ、速度比 U/C_5 が大きくなる。ここで C_5 はノズル出口絶対速度。ノズルでの絶対速度の増速はT-1とT-2で等しく、ロータ前後での絶対速度の減速は、T-1よりT-2の方が大きくなる（相対速度は増速）と予想される。

4.2 燃料流量と推力

バイパス流とコア流の平均ジェット速度を V_j と表すとき、推力は $m_a V_j$ 、エンジンが作り出すエネルギーは $1/2 m_a V_j^2$ で表される。エネルギー $(1/2 m_a V_j^2)$ 一定でエンジン流量 m_a を増すと、 V_j は平方根で減少するため、 m_a の増加分より V_j の減少分の絶対値が小さくなり、推力 $(m_a V_j)$ が大きくなる。

本サイクルは、ファン径固定、燃料流量一定でエンジン流量を増しBPRを高めることができるので、上記の理由から推力が上昇する。

4.3 騒音低減のための推力損失とその補填

離陸上昇時の短時間、TIT、OPR一定で、コアダクト出口面積を広げ、ファン相対修正回転数を100%(T-1)から110%(T-2)に上昇させると、前節で述べた理由から表4に示すように離陸性能が向上する。

ミキサエジェクタでの混合により7.5%の推力損失が避けられないとすると、表4から少なくとも損失の内64%は、燃料一定のままコアダクト出口面積を開くことによって、補えることになる。

Table 4 離陸性能の向上

エンジン流量	8.4%増加
BPR	0.19ポイント上昇
推力	*4.8%増加
ジェット速度	20.8m/s減少
sfc	5.1%低減

問題は騒音低減量/1%ジェット推力損失の比であり、この目標値は4dBである。従ってこの推力損失1%当たりの騒音低減量の目標が達成できれば、本計算例では、推力増加分の百分率4.8と4dBの積が19.2dB

となる。

ESPR のエジェクタノズルは、エジェクタ効果により外部空気を導入し、かつローブミキサを併用することにより縦渦効果で、高速ジェットをエジェクタ内で混合し、18～20dBの騒音低減が得られている。

第一章で述べたミキサエジェクタでの推力損失軽減技術1)～3)の進展により、18～20dBの大きな騒音低減量でも、推力損失1%当たり4dB騒音を下げる目標が達成されれば、本サイクルの場合、ファン相対修正回転数100%でミキサエジェクタ未装着と同等の推力で(表3のT-1)、即ち推力損失なしで19.2dB騒音を低減できると推察される。その際のsfcは、ほぼ表3のT-1の値となる。

4.4 構造上の優位性

VCEは何所に可変部位を置くかによって種々の方式が考えられ提案されている。

ダブルバイパスエンジン、タービンバイパスエンジン、可変流量制御エンジン、インタータービンバイパスエンジン、これ等のVCEはコアの流れの一部を抽気し、排気ダクトに再導入してBPRを変化させている。

コア流れの途中から抽気し後方に再導入するには、frontとrearのvariable area bypass injector 或いはdiverter valveを装備しなければならない。超音速機用エンジンの内部は、何所も高温であるため、可変部位を潤滑、冷却するのは極めて難しい。その上、全圧差の大きい三つの流れを混合するのは損失を大きくする。

それに対しESPRにはLPT-VGがあるもののコアとバイパスの流れが別々であり、抽気路で結ばれていない点が他の方式より有利である。本エンジンはこのESPRのもつ利点を活かした構造のジェット騒音対策であり、これは実用上侮れない利点である。

5. おわりに

超音速推進機のジェット騒音低減のために装着される騒音低減デバイスで、混合損失により低下する推力を回復させることを目的とし、ESPRを研究対象として、ファン径、及びTIT一定で推力を高めるサイクルについて検討した。検討結果は以下のようにまとめられる。

- 1) LPT-VGを絞ってLPTをチョークさせ、コアダクト出口面積を広げると、TITを上昇させずにLPT膨張比を高めることができる。
- 2) TIT、OPR一定でLPT膨張比が上昇すると、エンジン流量が増加しBPRが高まるので、燃料流量一定で推力が増すと同時に排気ジェット速度が低下する。
- 3) 以上からこのサイクルは、ESPRと比較して燃料流量一定で余剰の推力を生むので、sfcを高めずに、騒音低減デバイスにより減少した推力を回復させることが可能になると考えられる。

参考文献

- 1) Watanabe, T., Oishi, T., Udagawa, Y., Nakamura, Y.; Mizuho Test Results of Parametric Study Mixer Ejector, 第2回超音速輸送機用推進システム 予稿集 (1995) pp.207.
- 2) 森田光男, 関根静雄: 多軸ターボファンエンジンの設計点外性能, 航空宇宙技術研究所報告 347号 (1973)pp.55.
- 3) 藤網義行, 辻義信: ESPR プロジェクトの概要, 日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.25(2004)pp.7.

CCS用酸素燃焼ランキンサイクルタービンの考案

*森塚 秀人（電中研）

Study on the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT) for CCS

*Hideto Moritsuka (CRIEPI)

ABSTRACT

We are facing the global warming. The main green house effect gas is carbon dioxide from fossil power generating stations. Using the chemical absorption or the oxygen and coal fired furnace, the studies to recover CO₂ of flue gas of coal-fired power stations and to separate recovered CO₂ under deep land (Carbon Capture and Separation/CCS) have been developed. But it will be difficult to achieve CCS economically. In order to achieve economical CCS, it will be necessary to develop the new power generating system.

12 years ago, NEDO researched the hydrogen-fired turbin under the WENET project and following natural gas-fired CO₂ recovery ready closed type high performance gas turbine. This turbine was adopting an epoch making cycle. Unfortunately that project was terminated. In this paper the Author propose the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle turbine (MORIT) based on the R & D respects and recent technical innovations on the gas turbine taking into account. And the performance will be calculated. Fuels of the proposed turbine are not only natural gas but biomass derived fuel (BDF).

Key words: CCS, Oxygen-blow, Turbine, Rankine-cycle

1. はじめに

火力発電所から排出されるCO₂が問題となっている。これまでも、発電所の排ガスから化学吸収法によりCO₂を回収したり、酸素燃焼による石炭火力発電所の排ガスからCO₂を回収し、地中に貯留することが検討されているものの、経済的なCO₂回収・貯留は困難である。経済的にCO₂を回収するためには、CCSを前提とした新しいシステムの開発が必要と思われる。

約12年前に新エネルギー産業技術総合開発機構(NEDO)で開発が行われたWENET計画の水素燃焼タービンおよび、それに続く天然ガス燃焼CO₂回収対応クローズド型高効率ガスタービンは、斬新なサイクルにより、ガスタービン排ガスから、直接高濃度CO₂を回収するものであったが、残念ながら諸般の事情で計画が中止された。ここでは、これらの結果を踏まえ、その後の技術進展を加味し、新たに酸素燃焼ランキンサイクルタービン(MORIT)を提案し、その性能計算を行った。なお、本タービンは、天然ガスだけでなく、バイオマス燃料(BDF)も使用可能である。

2. 天然ガス燃焼CO₂回収対応クローズド型高効率ガスタービンについて

2.1 システム構成と予想熱効率

天然ガス燃焼CO₂回収対応クローズド型高効率ガスタービンは、グラーツ工科大学で提案されたので、一般的にはグラーツサイクルと呼ばれている。最初は水素/酸素燃焼タービンであったが、その後天然ガスに対応したシステムが提案された。図.1 に天然ガス燃焼CO₂回収対応クローズド型高効率ガスタービンのシステム構成を示す。

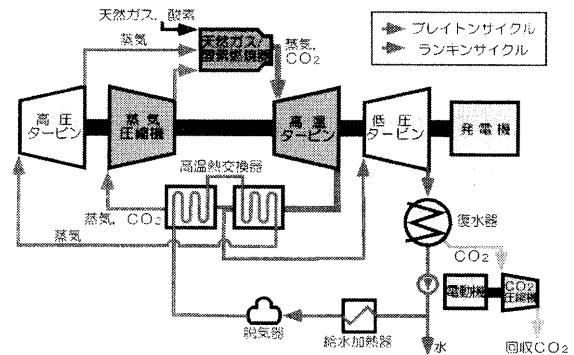


Fig.1 System Diagram of natural gas-fired CO₂ recovery ready closed type gas turbine

図に示すように、天然ガスを酸素燃焼する燃焼器を持つガスタービンが蒸気タービンに挟まれた構成となっている。天然ガスは炭素 1 水素 4 のメタンガスが主成分であるから、燃焼ガスは、水蒸気の他一部 CO_2 が含まれる。この CO_2 は復水器から CO_2 圧縮機によって、抽出・分離される。

目標熱効率は、燃焼器出口温度を 1700°C とした場合、55%(高位基準)である。図.2 に T-s 線図を示す。

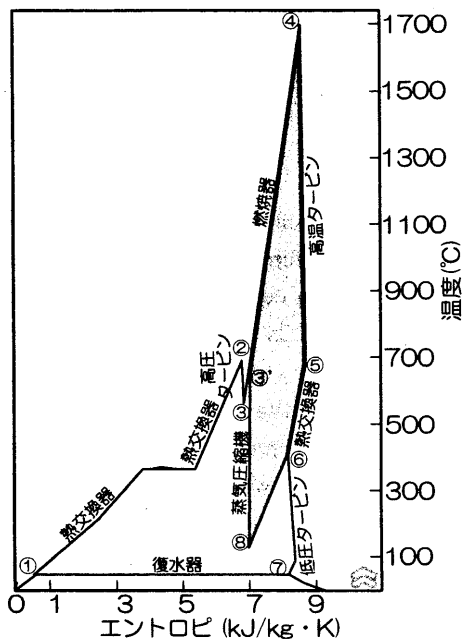


Fig.2 T-s Diagram of natural gas-fired CO_2 recovery ready closed type gas turbine

天然ガス燃焼 CO_2 回収対応クローズド型高効率ガスタービンは、高温のブレイトンサイクルが、再熱ランキンサイクルに組み合わされているところが、大きな特徴である。図.1 の薄い灰色の線がブレイトンサイクル、濃い灰色の線がランキンサイクルを表している。すなわち、通常の複合発電と比較して、ランキンサイクルが、ブレイトンサイクルの高温タービンとなることにより、熱効率が大幅に向上している。しかし、本サイクルはブレイトンサイクルであるから、蒸気圧縮機があり、部分負荷時に蒸気圧縮機入り口蒸気温度が低下することにより、水滴が発生する可能性がある。

燃焼器温度が 1300°C から、 1500°C 、 1700°C と上昇するに従って、高温タービン排出ガス温度が高くなり、高温熱交換器の熱交換量が増加し、ランキンサイクルの作動流体の比が増加し、ブレイトンサイクルの作動流体の比は減少する。

3. 酸素燃焼ランキンサイクルタービンの提案

3.1 システム構成

天然ガス燃焼 CO_2 回収対応クローズド型高効

率ガスタービンは燃料の酸素燃焼により、直接高濃度の CO_2 が得られる高効率なガスタービンである。この蒸気圧縮機を通る水蒸気を 0 にすれば、蒸気圧縮機が要らなくなる。その為には 1700°C 程度で作動流体全体の約 2 割を占める水蒸気を一旦往復水させて、それを再度蒸発させれば、完全なランキンサイクルとなる。しかし、そのためには高温熱交換器の熱交換量は十分でない。

そこで、この不足する熱量を燃焼器の内筒から得ることを考えた。ガスタービン内筒を蒸気冷却する技術は、既に 501G/701G ガスタービンで実用化されている(再熱蒸気過熱器)。そこで、図.3 に示すような燃焼器内筒を採用すれば、主蒸気過熱器となると考えられる。

さらに、天然ガス燃焼 CO_2 回収対応クローズド型高効率ガスタービンでは、高温熱交換器の後に低温タービンを設置し、熱効率の向上をはかっているが、燃焼ガス中には CO_2 が 20% 程度含まれるので、復水器は真空にはなり得ず、低温タービンを設置することによるシステム構成の煩雑さ(=コスト高)を考えると、省略した方がよいものと思われる。

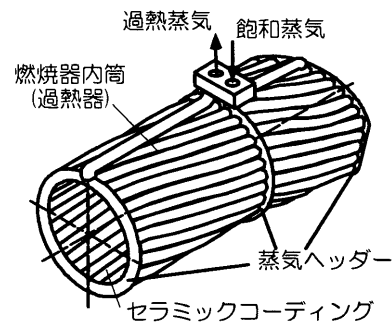


Fig.3 Steam-cooled combustor-camber

以上の考察により、図.4 の酸素燃焼ランキンサイクルタービンが考案できる。

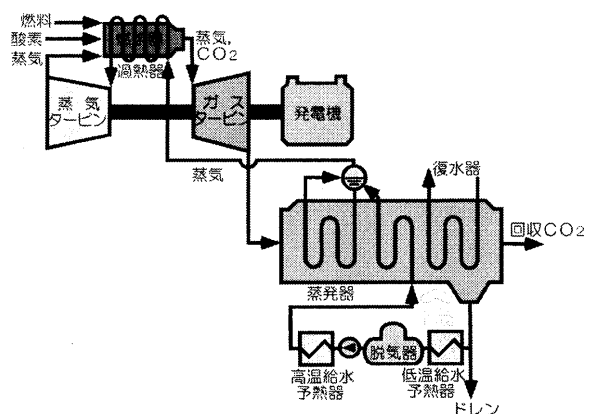


Fig.4 System Diagram of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

3.2 熱物質収支

発電用ガスタービンは燃料の予熱が容易であるから、常温で固体の脂肪酸やグリセリンのようなバイオマス燃料(BDF)も利用することができる。

以下、グリセリンを燃料として、提案の酸素燃焼ランキンサイクルタービンの熱物質収支計算を行った。ここでは、主蒸気条件を $600^{\circ}\text{C}/100\text{kg}/\text{cm}^2\text{A}$ 、燃焼器出口ガス条件を $1650^{\circ}\text{C}/24.3\text{kg}/\text{cm}^2$ とし、タービン効率等は、現存の蒸気タービン、ガスタービンの数値を利用した。計算には筆者開発のエクセルによる熱物質収支計算表 EXEHM を用いた。

計算結果を図.5、T-s 線図を図.6、熱物質収支表を表.1 に示す。燃焼供給量を $3.0\text{kg}/\text{s}$ とすると主蒸気流量は $8.7\text{kg}/\text{s}$ 、燃焼器出口ガス流量は $14.4\text{kg}/\text{s}$ となり、高圧タービン軸出力 $3,775\text{kW}$ 、低圧ガスタービン軸出力 $21,610\text{kW}$ 、発電機出力は $25,000\text{kW}$ となった。また発電端熱効率 45.5% 、所内率 11.9% (酸素製造動力他)を差し引いた送電端効率は 40.1% となった。

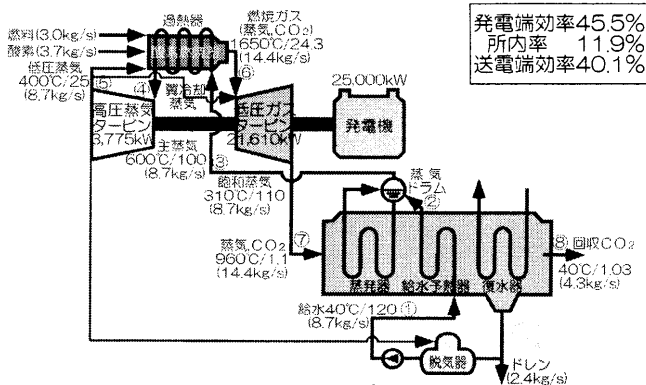


Fig.5 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

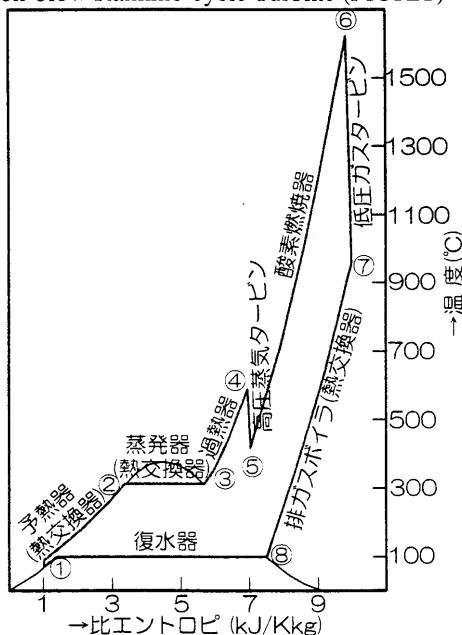


Fig.6 T-S Diagram of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

図.2 の天然ガス燃焼 CO_2 回収対応クローズド型高効率ガスタービンの T-s 線図と比較して、図.6 の T-s 線図は一見同じように見えるが、実は図.2 の濃い灰色の平行四辺形の部分がなくなっている。すなわち、ブレイトンサイクルの部分がランキンサイクルになったことを示す。

通常のガスタービン・排熱回収蒸気タービン複合サイクルに比べれば、再熱蒸気温度が格段に高温となり、熱効率の向上に寄与していることがわかる。

熱効率が天然ガス燃焼 CO_2 回収対応クローズド型高効率ガスタービンの目標熱効率 55% に比べて、提案サイクルの熱効率が 45.5% と低いのは、前述の低圧タービンを省略し、背圧タービンを採用していることが、主な原因と考えられる。

本タービンをパイプラインにより海底貯留を行う場合の CCS に組み合わせた場合の概念図を図.7 に示す。このように、一旦常圧で排出された CO_2 は、移送のための CO_2 圧縮機により、加圧される。この CO_2 圧縮機の圧力比を高くすれば、吸い込み部の CO_2 が負圧になり、タービン吐出圧が低下し、発電出力が (CO_2 圧縮機の動力よりも) 増加し、熱効率が向上する可能性がある。しかしその場合は、熱交換器を負圧に耐える耐圧容器にする必要があり、製作コストの上昇につながる。熱効率は多少低くても、単純なシステム構成である方が有効であると思われる。

以上、今回は提案した酸素燃焼ランキンサイクルタービンの概略性能を計算し、報告したが、タービン翼の冷却蒸気の割合は、材料や冷却構造によっても変わるし、正確な計算は、機器の詳細設計を行わないと出来ない。

通常のガスタービンと異なり、提案の酸素燃焼ランキンサイクルタービンには圧縮機がない。その代わりに、蒸気タービンが付いている。図.8 に提案タービンの概念的な構造図を示す。

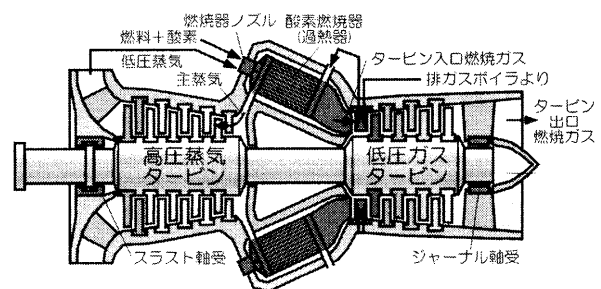


Fig.8 Conceptual Figure of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

Table. 1 Heat and Mass Balance of the Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

番号	1	2	3	4	5	6	7	8
項目	燃料	酸素	主蒸気	燃焼器蒸気	冷却蒸気	蒸気+CO ₂	蒸気+CO ₂	蒸気+CO ₂
温度(°C)	40	20	600	402	402	1,650	973	60
圧力(kg/cm ²)	1.03	1.03	100	75	75.00	24.25	1.10	1.10
C ₃ H ₈ O ₃ (mol/s)	31.38	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
CO(mol/s)	0	0	0	0	0	0	0	0
H ₂ O(mol/s)	8.47	0	480.05	432.04	48.01	566.02	566.02	566.02
CO ₂ (mol/s)	0	0	0	0	0	94.13	94.13	94.13
N ₂ +Ar(mol/s)	0	5.96	0	0	0	5.96	5.96	5.96
O ₂ (mol/s)	0	110.07	0	0	0	1.26	1.26	1.26
流量(g/s)	3,042	3,713	8,648	7,783	865	14,538	15,403	15,403
総熱量(kW)	55,011	0	32,934	26,210	2,912	76,448	57,072	29,592

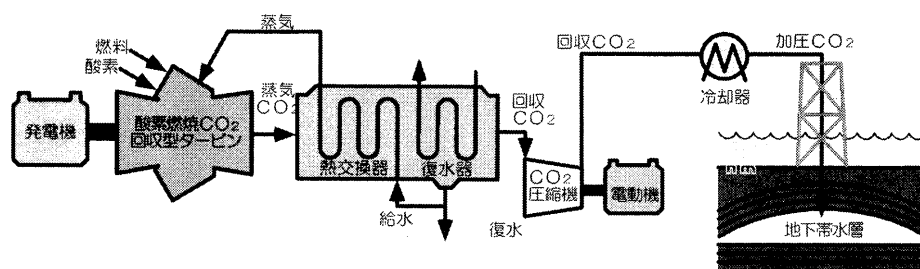


Fig.7 Conceptual Figure of CCS using proposed Modified Oxygen-blow Rankine-cycle Turbine (MORIT)

4. 考察

最近の猛暑は地球温暖化対策を先送りしてきたしわ寄せがとうとう顕在化してきたと感じるが、実際にはCO₂排出量削減は容易なことではない。

10 数年前、NEDOが研究開発を行ったWENTプロジェクトは、海外の再生可能エネルギーで発電した電気用水素を製造し、わが国に運んで高効率かつCO₂排出のない水素燃焼タービンにより発電を行うという途方もないプロジェクトであったが、今考えれば、中止せずに続けていればよかったように思われる。その際に蓄積された水素・酸素燃焼器等のノウハウは、風化させるには勿体無い。著者の提案する酸素燃焼ランキンサイクルタービンにそのままトランスファーできる。

残念ながら、著者はガスタービン技術者ではないので、提案システムが現実的なのか、実現可能かは判断できない。興味を持たれたガスタービンメーカーの方がいらっしゃれば、引き続きフェジビリティスタディを行いたいと思っている。そのあと、提案システムの研究開発プロジェクトにつながれば、甚大なる喜びである。

今後ともよろしく願います次第である。

謝辞

今回のシステムを提案するに当たり、帝京平成大学の吉識晴夫教授に多くの助言を戴いた。また、三菱重工業(株)高砂製作所の六山亮昌副所長、塚越敬三技師長、伊藤栄作博士、(株)菱友システム技術の上松一雄部長に貴重なご意見を賜った。末筆ながら謝意を表す。

参考文献

- 1) 久松暢: 水素燃焼タービン第1期研究開発成果および二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術第1期研究開発計画について, NEDO 第19回事業報告会 (1999) pp. 56-80.
- 2) Moritsuka H.: Hydrogen-Oxygen fired Integrated Turbine System -Comparison on MORITS and GRAZ-Proc. of IGTC 99 Kobe (1999) pp.401-404.
- 3) Moritsuka H.: Electric Power Stable Supply toward 2050-Substitution Fossil Fuel for Biomass fuel by Co-firing, Proc. of ICOPE-09 (2009) pp.2-299-304.

超臨界 CO₂ ガスタービン発電システムの効率特性評価

*蓮池 宏・小川紀一郎・丹 光義（エネ総工研）・宇多村元昭（東工大）・
山本 敬・福島敏彦・梶田梨奈（熱技術開発）

Power Generation Efficiency of Super Critical Carbon Dioxide Gas Turbine

*Hiroshi Hasuike Kiichiro Ogawa Mitsugi Tan(IAE) Motoaki Utamura(TIT)
Takashi Yamamoto Toshihiko Fukushima Rina Kajita(TED)

ABSTRACT

The gas turbine system using supercritical CO₂ as the enclosed fluid gas, has the advantage of obtaining high plant efficiency and wider applicability to use various kind of fuels, such as coal, oil, or biomass. Especially, for small and medium sized electric generating capacity, it is estimated to have remarkably higher efficiency and better economical aspect than that of conventional plant. This paper presents the outline of the efficiency and economical case study of the CO₂ gas turbine system, preliminary design and efficiency of the CO₂ boiler, and total system efficiency in comparison with the conventional plant.

Keywords: Supercritical CO₂, CO₂ gas turbine, CO₂ boiler, efficiency

1. はじめに

昨今、地球温暖化に起因するといわれる異常気象の多発もあり、その主原因である化石燃料消費の節減あるいは有効利用は益々重要課題となっている。発電技術の場合、有効利用に最も効果的なのは発電効率向上であるが、今や従来発想にとらわれない革新的な新技術の適用開発が不可欠である。本稿で述べる超臨界 CO₂ ガスタービン発電システム（略称「CO₂ 発電システム」）は、超臨界 CO₂ の特性を生かした閉サイクルガスタービン発電システムであり、特に中小規模での高効率発電および低品質油、石炭等を含む多様な燃料対応性上優れた特徴を有している。同システムは、NEDO 技術開発機構からの委託事業「超臨界 CO₂ を作動流体とする高効率ガスタービン発電の研究開発」にて平成 20 年度より 3 年計画にて研究中的のもので^{1)~4)}、現在 10kW 試験機を製作し試験中である。本稿ではその一環として実施中の実用プラント概念設計から一部を紹介する。

2. CO₂ ガスタービン発電システムとは

(1) 超臨界 CO₂ ガスタービン発電システムの原理

CO₂ は圧力 7.38MPa (73ata)、温度 304K (31℃) と比較的常温に近い温度レベルに臨界点を有する。臨界点近傍の超臨界状態 CO₂ の圧縮率係数は一般的なガスタービンで用いられる作動流体のそれに比べて極めて小さく (Fig.1)、このためこの近辺で圧縮した場合、動力の低減が図れる。そこで、臨界点近傍で圧縮機を作動させ、圧力・温度を更に上げた状態でタービンを駆動すれば、従来ガスタービン発電に比べ正味出力が大きい高効率発電システムが可能となる。

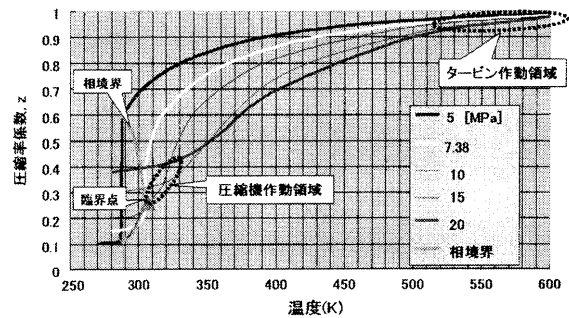


Fig. 1 CO₂ の圧縮率係数の圧力・温度依存性

超臨界 CO₂ ガスタービン発電システムは、この特性を利用して超臨界 CO₂ を作動流体とするクロードサイクルとしたものである。Fig.2 に構成例を示す。この図に示すように、主要構成機器は CO₂ の圧縮機およびタービンを中心として、それに加熱器、再生熱交換器等からなる。CO₂ の流れは、まず圧縮機入口（例、35℃×7.5MPa）に入り、所定圧力（例、20MPa）に圧縮され、再生熱交換

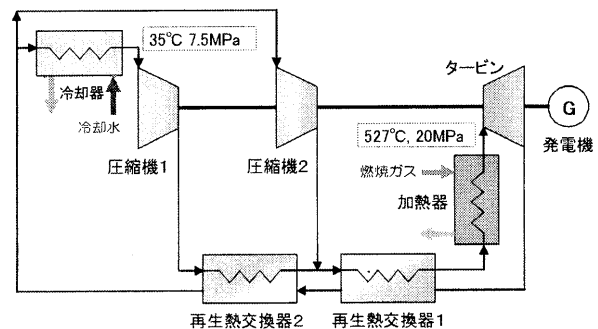


Fig. 2 CO₂ ガスタービン発電システム構成

器、および加熱器で所定温度（例、527℃）まで加熱された後、膨張機（タービン）にて発電出力を得る。

(2) CO₂ 発電システムの特徴

既に上記(1)で概説しているが、ここで改めてその特徴を、先ず長所より述べる。

1) 高効率発電が可能

本システムは比較的中小規模（0.5～10 万 kW）での適用を想定しているが、その範囲で従来型発電方式に対し効率面で優れる。その理由は次の通り。

① 圧縮率係数が小さい

圧縮機の所要動力は圧縮率係数に比例する。本システムの圧縮時の作動条件（臨界点近傍）で同係数は非常に小さく（例:0.3～0.4）高効率化に有利である。

② 媒体の凝縮過程がない

本サイクルでは冷却器出口においても媒体は超臨界状態であり、凝縮過程がない。その分熱損失が少なく、高効率化上有利である。

2) 適用燃料の幅が広い

本システムは外部加熱方式であるため低品質重油、石炭・バイオマス等の固体燃料も適用可能である。その点、従来のガスタービンでは、コンバスタで燃焼した燃焼ガスが全てタービンに入る内部加熱方式（直接燃焼）であるので燃料性状に厳しい制約があり燃料適用上、大きな相違がある。

3) 設備費の低減および設備構成の簡素化が可能

本方式は蒸気タービンおよび復水系統が省略されるため、設備構成の簡素化と建設費低減が可能である。代わり CO₂ ガスタービンシステムが必要となるが、同システムは超臨界 CO₂ の高圧系であり非常にコンパクトである。また給水加熱器等の熱交換器に替わり優れた伝熱特性を持つマイクロチャンネル熱交換器を再生熱交換器として用いる計画である。これらの理由から設備構成、レイアウトの簡素化が図れると見込まれる。

一方、短所としては、超臨界状態で CO₂ の加圧-膨張を閉サイクルで作動させるシステムの実証又は実用機は実施例がなく、特に超臨界近傍の CO₂ は物性値的に変化の幅が大きいところもあり、その実証試験等による検証が必要とされることである。

(3) CO₂ ガスタービンサイクルの効率

CO₂ ガスタービンサイクルとしては、一般的に単純サイクル（ブレイトンサイクル）と、更に高効率を狙ったサイクルとして分圧再圧サイクル⁹⁾ が考えられる (Fig.2 参照)。Fig.3 は分圧再圧サイクルにおけるタービン膨張比を最適化した際の、熱効率および比出力の計算結果を示したものである。圧縮機出口圧力 20MPa、タービン入口温度 800K の条件において、44%の効率が得られる見込みである。

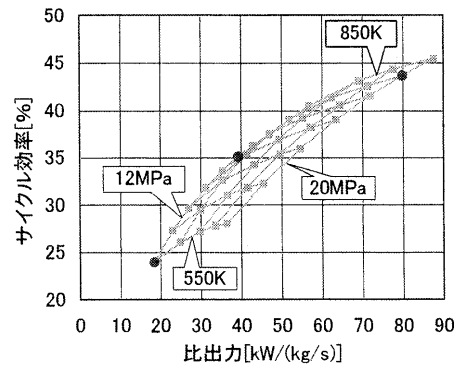


Fig. 3 サイクル熱効率と比出力の関係

3. CO₂ 加熱システムについて

CO₂ 加熱システムは、燃料を利用（燃焼）して CO₂ を加熱する方式と、排熱を利用する方式に大別される。前者に対応するものとしてはボイラ（利用）方式があり、後者に対応するものとしてガスタービン排ガス（利用）方式がある。本稿は、前者に関する検討例を述べる。

CO₂ 発電システム、CO₂ ボイラ、CO₂ ガスタービンサイクルのそれぞれの効率は、次の式で関係づけられる。

$$\eta_p = \eta_b \times \eta_{gt} / 100 \dots \dots \dots \text{①}$$

ここに、 η_p : CO₂ 発電システム効率 (%)

η_b : CO₂ ボイラ効率 (%)

η_{gt} : CO₂ ガスタービンサイクル効率 (%)

また、 η_b および η_{gt} はそれぞれ次の式で計算される。

$$\eta_b = Q_{CO_2} \times 100 / (LHV \times FC) \dots \dots \dots \text{②}$$

Q_{CO_2} : CO₂ ボイラ発生熱量 (=CO₂GT 入熱量) (kcal/h)

LHV: 燃料の発熱量 (低位) (kcal/kg)

FC: 燃料消費量 (kg/h)

$$\eta_{gt} = LT \times 860 \times 100 / Q_{CO_2} \dots \dots \dots \text{③}$$

LT: CO₂ 発電システム出力 (kW)

4. CO₂ ボイラの検討

(1) 検討条件

- ・ 発電出力（発電端）：5,000kW
- ・ 燃料：重油（低位発熱量；9,860kcal/kg）
- ・ CO₂ ガス条件
 - 圧 力 20MPa
 - 温 度（ボイラ入口）385℃、（ボイラ出口）527℃
- ・ CO₂ ガスタービンサイクル効率：40%

(2) CO₂ ボイラの形式

ボイラ形式として、火炉の構造の相違を中心として、次の3種類を検討した。

① 蒸気冷却壁方式

ボイラ火炉壁を通常のボイラと同様、水蒸気による水管冷却壁（ウエルデドウォール）としたものである (Fig.4 参照)。この場合、同冷却壁による熱吸収のため火炉出口ガス温度が低下し、そのままでは後流の所要伝熱が困難

となるため、火炉の熱負荷を上げて同時に空気比を上げるなどの対策を要する。これらのこと等から、ボイラ効率が低下するとともに、伝熱面積増大によって経済性も低下すると考えられる。さらに発生する蒸気の用途開拓等の課題があり、結論的には本システムには適切でないとする。

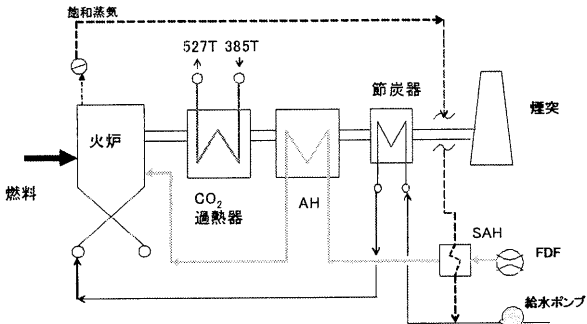


Fig. 4 蒸気冷却壁方式

② 耐火壁方式

ボイラ火炉壁を廃棄物焼却炉のように耐火壁構造としたものである (Fig.5 参照)。この場合は、火炉での熱吸収がないため火炉出口温度が上がり過ぎるので、燃焼時の空気比を上げるなどして、同出口温度を所定温度範囲に収める操作が必要となる。そのためにボイラ効率の低下を来すことになるが、節炭器の設置が不要等から機器構成上コンパクトで発生蒸気の処理問題も無いという長所もあり、本システムの候補の一つとして挙げられる。

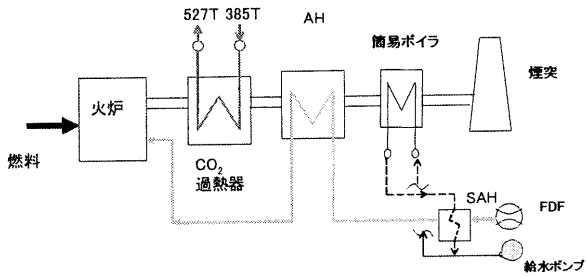


Fig. 5 耐火壁方式

③ CO₂冷却壁方式

耐火壁の火炉側に CO₂ を内部流体とする管を隣接して設置し、管と耐火壁の間は鉄板を設け耐久性と機密性を確保する構造としたものである (Fig.6 参照)。この場合も蒸気冷却壁同様、火炉での熱吸収量があるため火炉出口温度は低下するが、火炉内で CO₂ が加熱される分、後流設置の CO₂ 加熱器伝熱面積が小さくなり、加熱器管内の圧力損失も減る。このため、高効率化および機器配置のコンパクト化が可能となるので、本システム適用方式として最も適切な方式と考える。火炉内の CO₂ 冷却管温度がかなり高くなる等の課題はあるが、材料選定や配置の適正化等により十分対応可能であるとする。

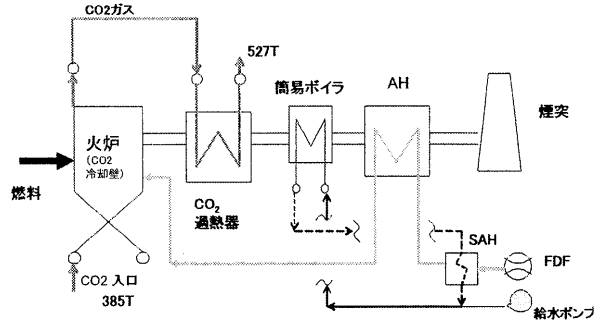


Fig. 6 CO₂冷却壁方式

(3) CO₂ボイラの効率

前述の各方式に対する効率試算結果の概要を Fig.7 に示す。本計算値は、上記計画条件の下で各方式毎に達成可能なボイラ効率を整理したものである。同図に示されるように、CO₂冷却壁方式が、他方式より優れた効率特性を有していることがわかる。

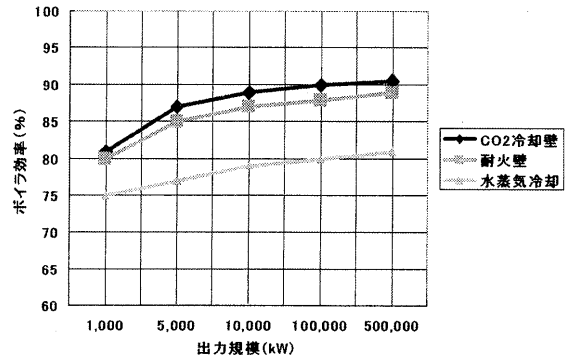


Fig. 7 各種 CO₂ ボイラの効率特性

(4) ボイラ構造

上記の各方式に対し概略構造の検討を行った。ここでは、紙面の都合上、CO₂冷却壁方式の場合を、Fig.8 に示す。なお、各方式を概括すると、水冷壁構造は伝熱面積およびボイラサイズともに最も大きくなり、他の2構造は基本的には同等となった。CO₂冷却壁の場合、火炉の熱吸収量の増大およびCO₂冷却管の伸び吸収の視点等か

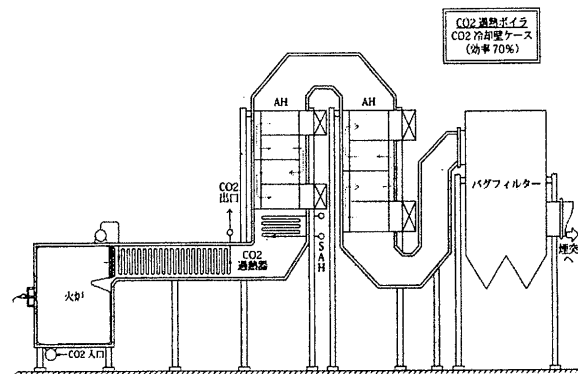


Fig. 8 CO₂冷却壁構造

ら火炉サイズを若干大きくしている。

(5) CO₂ 加熱部圧力損失

次に CO₂ 加熱部の圧力損失も検討した。この同損失の大小は系統性能に関する重要な要因であるが、この場合も CO₂ 冷却方式の値が最も小さくなった。例えば、水冷壁ケースにおける CO₂ 加熱部全損失は 20kg/cm² 以上に対し、CO₂ 壁ケースでは 10kg/cm² と半減する試算結果を得た。紙面の関係から詳細は省略する。

5. CO₂ 発電システム

(1) 検討条件

CO₂ 発電システム効率の検討を従来型発電との比較において行った。まず、検討条件を次に示すが、記載以外のは前述の CO₂ ボイラの検討条件と同じとする。

- ・発電規模 (発電端) : 5,000kW (ベース)、3,000kW、10,000kW、20,000kW、50,000kW
- ・蒸気条件 (圧力×温度) : 55ata×455℃～140ata×540℃
- ・タービン形式 : 抽気復水タービン
- ・冷却方式 : 空気冷却
- ・CO₂ ボイラ形式 : CO₂ 冷却壁方式

従来型発電システムと CO₂ 発電システムのシステムフローを Fig.9 に示す。

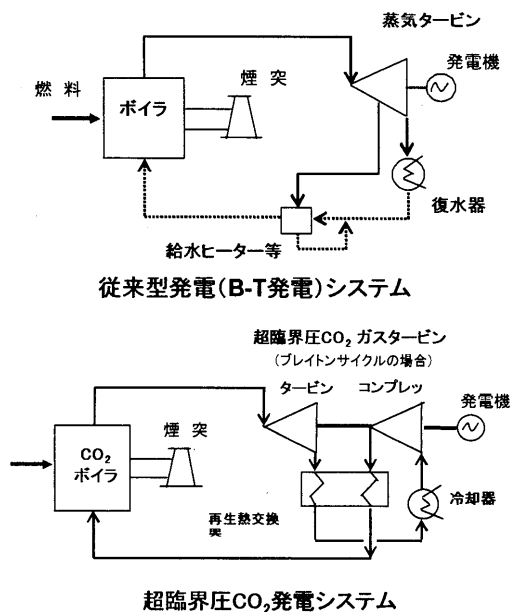


Fig.9 CO₂ 発電システムと従来型発電システムとの比較

(2) 試算結果

Table 1 および Fig.10 に、従来型発電所における発電規模に対する効率特性を示す。同図に示されるように発電規模 10,000kW 以下において、従来型発電プラント効率は顕著な低下を示すが、これは同範囲におけるタービン効率の著しい低下に対応するものである。一方、これに対し CO₂ 発電システムの効率特性は、規模に応じてそれ

Table 1 CO₂ 発電システムと従来型発電システムとの効率比較の詳細

ケース		—	1	2(ベース)	3	4	5
従来型発電	発電出力	KW	3,000	5,000	10,000	25,000	50,000
	ボイラ効率	%	87.5	88	88	89.1	90.2
	タービン効率	%	22.8	25.4	30.2	34.7	35.4
	プラント効率 (従来型)	%	20	22.3	26.5	30.9	32
CO ₂ 発電 (CO ₂ B+CO ₂ GT)	CO ₂ ボイラ効率	%	83	85	87	89	89
	CO ₂ タービン効率	%	40	40	40	40	40
	プラント効率 (CO ₂ サイクル)	%	33.2	34	34.8	35.6	35.6

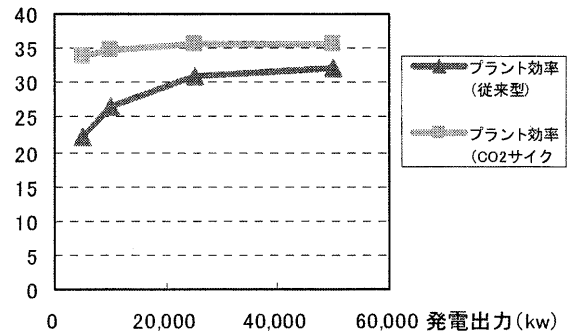


Fig.10 CO₂ 発電システムと従来型発電システムとの効率比較図

ほど顕著な低下はない。これは、CO₂ ガスタービン効率低下が規模に対しそれほど変わらないことによる。なお小出力規模以外でも、同図に示されるように CO₂ 発電システムが従来型プラントに比べ、対象とする全発電規模において高い効率特性を有している。

6. CO₂ 発電システムの経済性

(1) 検討条件

技術的な検討条件は、前述 (5. (1)) と同じとする。

経済性に関する検討条件としては、従来型発電プラントとして 20MW の産業用蒸気発電プラント (換気流水タービン) をベースとして、それとの比較で CO₂ 発電システムの機器構成の相違、出力・蒸気条件等の相違を組み入れた相対比較を行った。具体的条件は次の通り。

- ・ベース発電設備 : 産業用蒸気発電プラント
- ・蒸気タービン形式 : 換気流水タービン
- ・出力規模 (ベース) : 20MW
- ・建設単価 (ベース規模) : 25 万円/kW

(2) 検討結果

計算結果として、建設単価比較を Fig.11、発電コストの計算例を Fig.12 に、その条件を Table 2 に示す。全体的に、CO₂ 発電システムが従来方式より建設費及び発電コストとも有利であること、特に 10MW 以下の中小規模においてその差が顕著となることが示された。なお、建設費及び発電コストは相対比較のための試算値であり、実プラント検討の際は改めて算定を行う必要がある。

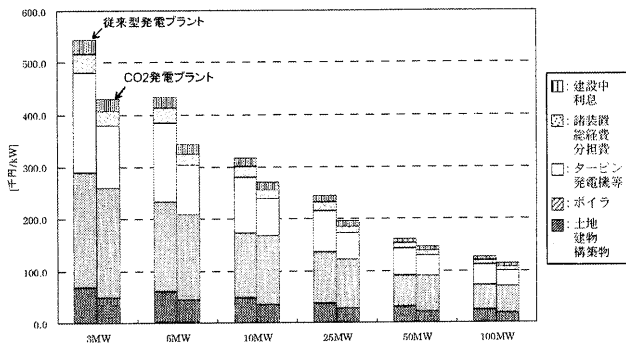


Fig. 11 CO₂発電システムと従来型発電システムの建設費比較

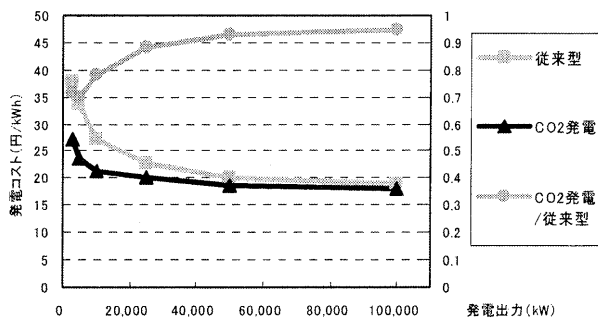


Fig. 12 CO₂発電システムと従来型発電システムの発電コスト比較

Table 2 発電コスト試算条件

項目	試算条件
償却方法	15年定額、残存簿価10%
金利	3%、10年間固定
	同上償還期間
固定資産税	簿価の1.5%
運転人員	12人(4人×3交代)
人件費	5百万円/年・人
保守・修理費	建設費の3%と仮定
利用率	81%(負荷率90%、稼働率90%)
燃料	C重油(LHV9,860kcal/kg)
燃料比重	比重0.95t/kl
燃料単価	6万円/kl

8. まとめ

本稿は、高効率化および各種燃料対応可能な視点から注目されるCO₂ガスタービン発電システムにつき、サイクル検討、ボイラの効率と基本構造検討、更に発電プラント全体の効率と経済性の検討を従来型発電システムとの比較で行った。その結果、50,000kW以下の中規模発電向けに対し、本システムは効率及び経済性面でも優れた可能性を有していることが判明した。

一方、CO₂ガスタービンそのものが冒頭にも述べたように現在10kW機による試験中であり、また実用化に際しては今後更なる検討・研究開発が必要である。しかし、超臨界CO₂ガスタービン発電システムは、本稿で述べたような優れた特徴を有しているため、昨今益々重要となってきたエネルギー効率向上および地球温暖化問題解決に資する可能性大と考えている。

謝辞

本稿作成にあたり NEDO 技術開発機構からの委託事業「超臨界CO₂を作用流体とする高効率ガスタービン発電の研究開発」の成果を利用させていただいた。NEDO関係者に深甚なる謝意を表す。

参考文献

- 1) 宇多村元昭、蓮池宏、有富正憲；超臨界CO₂を作用流体とするガスタービンの研究開発、季報エネルギー総合工学、Vol.32, No.1 (2009) 20-30.
- 2) 蓮池宏他；超臨界CO₂ガスタービン発電システムの効率特性評価、第26回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス論文集、平成22年1月26～27日.
- 3) 蓮池宏他；超臨界CO₂クローズドサイクルガスタービンの開発—第一報サイクル計算の高度化とバイオマス発電への適用検討、第36回ガスタービン定期講演会.
- 4) 宇多村元昭他；超臨界CO₂クローズドサイクルガスタービンの開発—第二報超臨界CO₂ガスタービンの原理検証実験計画、第37回ガスタービン定期講演会.
- 5) 宇多村 他；熱交換器の伝熱限界を考慮した超臨界CO₂ガスタービンサイクル特性の解析、日本ガスタービン学会誌、Vol.36, No.2 (2008) pp.60-65.

Large Eddy Simulation を用いた ジェット騒音低減デバイスの効果

田中 望， 大石 勉， 大庭 芳則（IHI）
榎本 俊治， 山本 一臣， 石井 達哉（JAXA）

The Effect of the Jet Noise Mitigation Using Large Eddy Simulation

*Nozomi TANAKA, Tsutomu OISHI, Yoshinori OBA(IHI)
Shunji ENOMOTO, Kazuomi YAMAMOTO, Tatsuya ISHII(JAXA)

ABSTRACT

The notched nozzle as a new concept has been investigated for simple nozzle design together with the Chevron nozzle and Micro-jets. One Concept of a conventional noise mitigation device involves mixing enhancements in the shear layer between high velocity jet and external flow, but this sometimes produces high frequency self noise. Moreover it will result in a penalty in terms of thrust loss, additional weight and extra manufacturing cost. It is also difficult to produce a nozzle design that will not affect high frequency self-noise. In this study, we are going to physically validate three kinds of nozzle concepts by numerical predictions using Large Eddy Simulation in order to estimate the noise mitigation by performing turbulence statistical analysis.

Key words: Jet Engine, Jet Noise, Mixing Devices, Large Eddy Simulation

1. はじめに

現行の民間航空機の騒音基準は、ICAO (International Civil Aviation Organization: 国際民間航空機関)⁽¹⁾によって 1976 年に制定された ICAO Annex 16 Volume I Chapter 3 から、2006 年に適用された基準強化^{(1), (2)}が成された Chapter 4 へと段階的に厳しくなっている。Chapter 3 では航空機の離陸、着陸と側方の評価点において、各所に設定された規制値が航空機の最大離陸重量の関数として与えられており、Chapter 4 ではそれら各々の規制値を満足した上で 3 箇所の合計した騒音値が Chapter 3 値より 10EPNdB (Effective Perceived Noise in Decibels) 以上静かであること、2ヶ所以上の和が 2EPNdB 以上静かではなくてはならない。今後 2016 年 (CAEP10: 第 10 回航空機環境保全委員会) 以降には更なる騒音規制強化の動きもある。

このように次第に規制が厳しくなる中で、先述した 1EPNdB という値は人間の耳で聞いて判別することは難しいが、航空機の騒音証明や国際規制を満足するような定量的な議論になるとその違いが製品として高い付加価値を持つことになる。特

にエンジン内で大きな騒音源となっているジェット騒音の低減には、特に離陸側方時の騒音レベルの低減が重要課題であるとされており、さまざまな研究がなされている。⁽³⁾ これに対してはバイパス比を高くすることで、大幅な騒音低減を見込むことができるが、エンジン排気ノズル内部上流に混合促進デバイスを装着し、タービンからの高温高圧ガスと外部流を排気ノズル内で混合させ、排気ジェットの最大速度を下げる方法もまた、有効とされてきた⁽⁴⁾。しかし、混合時に生ずる高周波騒音が全体の騒音低減量とトレードオフするため、低周波騒音を下げることができても高周波騒音が増加してしまう。更に、この種のミキシングデバイスは基本形状に比べて構造が複雑になりがちで、エンジン重量にペナルティを与えたり、生産性やライフサイクルの面で不利に働いたりすることが考えられる。

近年では排気ノズルの出口形状をギザギザにしてジェットの混合を促進させる“シェブロンノズル”が用いられるようになった。(図1) このデバイスはジェット下流の音をよく落とすことで知られており、実際に小型クラス民間航空機用エンジ

ンのコアダクトや中型クラスのバイパスダクト・コアダクトに用いられている。しかし、巡航時の推力損失や低周波音と高周波音のトレードオフの課題は未だ残されている。(5)

また、ジェット騒音を低減させるためのアイデアとして“マイクロジェット噴射”という技術もある(図2)。これは圧縮機やファンより抽気した空気を小径のパイプから主ジェットに向かって噴き、せん断層を歪曲させ、ジェット騒音を低減させる技術である。このマイクロジェット噴射に関しては国内外で様々な研究がなされており、渡辺(6)らは超音速矩形ノズルに対して、Castelain(7)は垂音速単純円環ノズルに対して周方向にたくさんの配管を這わせ、パラメータスタディを行った。

上記の背景を踏まえて本研究では、更に図3に示す低騒音化デバイス“ノッチノズル”を提案する。ノッチノズルは騒音源となる主ノズル径に対し数%程の三角形の切り欠きを周方向に十数点配置した形状となっており、図1に示すシェブロンと比較して非常にシンプルな構造となっている。

本論文ではこれら3種類の騒音低減デバイス及び基準となるコニカルノズルに対して数値解析を行い、それぞれの騒音低減デバイスの時間平均的な流れ場構造の違いや、乱流統計量について議論する。

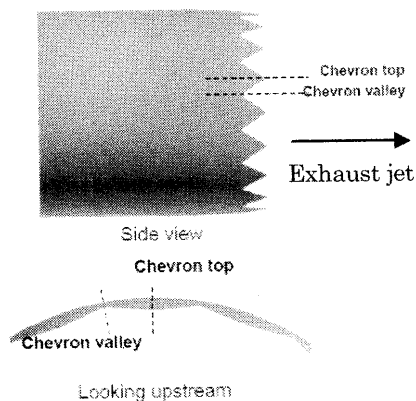


Fig.1 the Chevron nozzle based on Alkislar etc. (8)

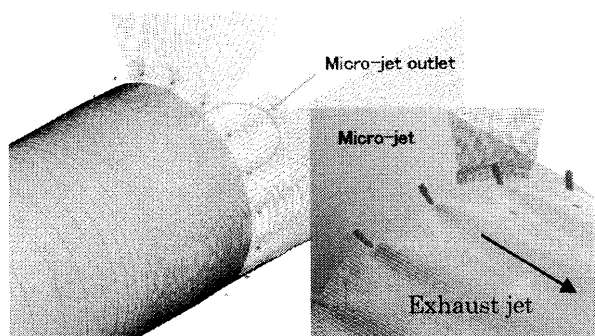


Fig.2 the concept of the Micro-jet injection nozzle (7)

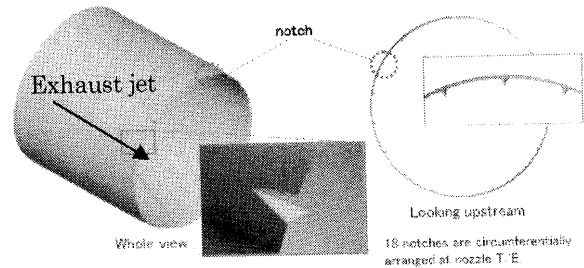


Fig.3 the concept of the Notched nozzle by IHI

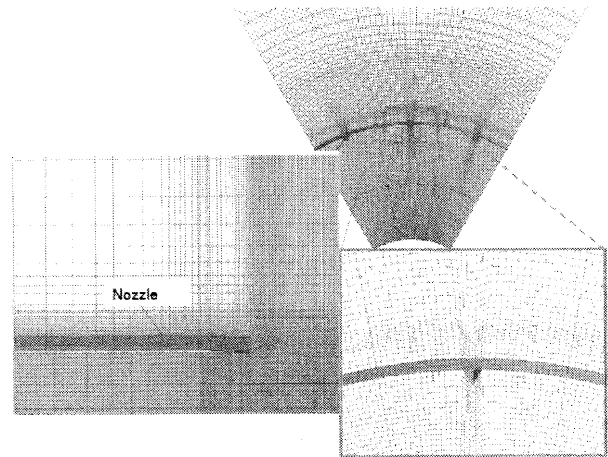


Fig4. the mesh geometry of the Notched nozzle

2. 数値解析手法

2.1 数値解析手法・計算格子

解析は 60° のセクタ格子とし、ドメインは流れ方向に $5D$ (D :ノズル直径)、半径方向に $3D$ である。ソルバは JAXA で開発している UPACS-LES(3次元圧縮性 NS コード)を用いた。細かなコードの仕様に関しては割愛するが、図4に示すように計算効率の点からノズル中心部を除外している。よって議論は騒音の定量値ではなく、流れ場、特にせん断層の発達と乱流統計量に着目している。乱流統計量と騒音の関連性については次節にまとめている。また、計算は JAXA Supercomputer System : JSS で行なった。総格子点数は約 1000 万点、39 個のマルチブロックから構成されている。シェブロン、ノッチ、マイクロジェットはそれぞれ周方向に 18 点 (20° 間隔) 設置されているため、 60° のセクタでは 3 つのデバイスを計算領域に含むことになる。シェブロンノズルは Alkislar ら(8)の形状を参考にし、マイクロジェットは Castelain(7)らの報告に準拠して条件設定を行った。そしてそれらと等価になるようにノッチ個数や寸法が決定されている。

境界条件はノズル圧力比と温度比により出口マッハ数 0.9 になるように与えられ、外部流は無い。

また、出口側にバッファ領域を設けている。入口擾乱にはノズル内部に半径方向圧力勾配による境界層厚さとランダム擾乱を与えており、ノズル壁面は no-slip 境界条件となっている。擾乱が不安定性を誘起し、ノズル出口に向かって乱流境界層に似た乱れを模擬することを目的としている。境界層厚さはノズル出口で出口直径の 1.4%程度になっている。

3. ジェット騒音と乱流統計量の関係

ジェット騒音を解析する場合に最も難しいのは大小様々なスケールの渦を解像しなければならない点である。ノズル出口では比較的小スケールの渦が発生し、リップの後流と混合することで渦群となる。またそれとは対照的に下流へ向かうに従って混合が発達すると速度差が緩和され、渦スケールは次第に大きくなる。このことがジェット騒音の指向性や周波数特性を決めるわけだが、これら全てを数値解析で解くためには膨大な格子点数が必要になるのは明らかである。

Lighthill⁽¹⁰⁾ はジェットの中の乱れが四極子の分布とみなせることを示した。連続の式と運動量の式により厳密に導出された Lighthill の式 (Lighthill's Equation) は、空間内に質量の湧き出しや外力、乱れた流れが存在する場合に圧力 P を用いた波動方程式で示される。

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = \frac{\partial m}{\partial t} - \frac{\partial_i f}{\partial x_i} + \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (1)$$

左辺は静止媒質中における音の伝播を表している波動方程式であり、右辺は音源項に相当する。この音源項では音と流れの干渉によって生ずる効果が示されており、ジェット噴流の場合には音源項の m (質量の湧き出し) や f (力の発散) を無視することが出来るので、結果的には T_{ij} だけが残る。そしてこれがライトヒルの応力テンソル (Lighthill's Turbulence Stress Tensor) と呼ばれ、ジェット騒音の主な音源として考えることが出来る。

そこで本研究では上記の理由により、乱流統計量である乱流運動エネルギーやせん断の強さを示すレイノルズ応力を用いて評価する。

まず、乱流運動エネルギーについて述べる。ジェット内の非定常的な速度変動によって生まれる u' はそれぞれが方向成分を持っている。よって乱流運動エネルギー : TKE は以下の式で示される。

$$TKE = \frac{1}{2} \left(u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2 \right) / \bar{U}_{jet}^2 \quad (2)$$

次に平均流に対する変動速度の付加する力をテ

ンソルの表記を用いて示すと

$$\text{レイノルズ応力} = \rho u_i' u_j' / \bar{U}_{jet}^2 \quad (3)$$

のように表されるが、そのうちの半径方向の乱流拡散を表す成分の平方根を用いて、ここではレイノルズ応力を便宜的に次式で示すことにする。

$$\text{レイノルズ応力} = \sqrt{u_x' u_r'} / \bar{U}_{jet} \quad (4)$$

式 (1) における Lighthill の応力テンソル T_{ij} はレイノルズ応力に依存しており、周方向に一樣な円形ジェットであれば、騒音レベルの定性的な変化はレイノルズ応力のうち半径方向拡散を表す成分 (4) で示される。

実際はノズル近傍のデバイスや擾乱によってノズル出口近傍の周方向の一樣性は崩れるが、それぞれの解析結果におけるレイノルズ応力や乱流運動エネルギーを比較することでジェット騒音デバイスを評価することができる。

ここで注意しなければいけない点として、もちろん乱流統計量は周波数を分けていないため、直接音として取り扱うことはできない。本論文で取り扱うノズル出口のごく近傍場は様々な試験の結果、高周波騒音が主たる騒音源であることが知られており、従ってここで得られた乱流統計量はそのほとんどがジェット下流ではなくジェット側方に伝播する騒音に限定される。

4. 時間平均流れ場の解析

4.1 速度勾配テンソルの第二不変量 (Q値)

速度が空間的に変化していると流体要素は変形を受ける。そのため速度の局所的な変化の様子は式 (5) の速度勾配テンソル (velocity-gradient tensor) で示される。

$$u_{i,j}(x,t) = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (5)$$

更に速度勾配テンソル u_{ij} は対称部分である変形速度テンソル S_{ij} と反対称部分である渦度テンソル ω_{ij} の和の形をとっており、通称 Q 値と呼ばれる量は渦度テンソルの大きさから変形速度テンソルの大きさを引き算することで得られる。つまり式 (6) は、

$$Q\text{-criterion} = \frac{1}{2} (u_{i,j}^2 - u_{j,i}^2) = -\frac{1}{2} (\Omega_{i,j} \Omega_{i,j} - S_{i,j} S_{i,j}) \quad (6)$$

$$\Omega_{i,j} = \frac{1}{2} (u_{i,j} - u_{j,i}), S_{i,j} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i})$$

となる。速度の旋回と勾配の効果が加味されている渦度テンソルから渦の旋回のみを取り出す意味を持っており、境界層渦可視化などでよく用いられる⁽¹¹⁾。但し等値面を作成した際の Q 値には定量

的な意味はないので、参考値として今回は $Q=2\sim 5$ の渦を可視化した。また、渦の回転方向がわかるように無次元ヘリシティによるコンタが等値面に付加されている。赤と青の色はそれぞれ下流側から見て反時計回り・時計回りの回転が誘起されていることになる。

4. 2 各条件における等値面比較

次に、流れ方向の等値面を各計算条件についてそれぞれの渦構造と乱流運動エネルギーを比較する。図5上にはコニカルノズルにおけるマッハ数0.4におけるマッハ等値面を示す。コニカルノズルは先にも述べたように周方向に一様であり、乱流運動エネルギーのコンタレベルを見ても、等値面上に非定常性は少ないことがわかる。図5下に示す渦構造をみてもランダムで目立った構造のないリップ後流渦とジェットのせん断により発生する細かな渦が見受けられる。

図6にはシェブロンノズルにおける同様の結果を示す。図6上ではマッハ数等値面はシェブロン谷(矢印A部)で隆起し、隆起部の間のB部で高い乱流運動エネルギーが発生していることがわかる。図6下の渦構造を見てみると、矢印Bの部分は反対方向に回転する強い縦渦が存在していることがわかる。また、その縦渦に囲まれた領域がBに相当し、乱流運動エネルギーの増加に寄与していることが明らかである。

対して図7には今回提案したノッチノズルを示す。ノッチ部からマッハ数等値面にC部にへこみが生じ、少し下流で乱流運動エネルギーが高くなっている。これは図5に示したコニカルノズルとは明らかに異なり、ノッチがせん断層を変形させることが出来ていることを示している。そして、ノッチの特徴は図7下の渦構造を見ればわかるようにシェブロンのような強い縦渦を誘起しない点である。ノッチの直下にすこし縦渦らしき渦構造は見えるが、Q値そのものを変えても回転方向がしっかりと強い縦渦構造を発見することができなかった。よってノッチはシェブロンノズルが引き起こすような縦渦を発生させずにせん断層を歪曲させうるということがわかった。

図8にはマイクロジェット噴出した状態におけるコニカルノズルの流れ場を示す。マイクロジェットそのものの出口マッハ数は0.85、主ジェットに対する流量0.60%を代表条件とする。マイクロジェットは図6に示したシェブロン、または図7に示したノッチとは異なり、流体が流体に接触するデバイスである。小さな流量を持った流体が主

ジェットせん断層に衝突することで乱れを誘起するため、図8下に示す構造を見ると、D部にマイクロジェットと主ジェットのせん断による渦が2対発生し、衝突するマイクロジェット流の周りを取り囲むようにたて渦が形成されていることがわかる。誘起する渦の方向はノッチノズルと同様に外部空気をジェット中心方向に循環を形成し、それでいてノッチノズルよりも構造的なたて渦を形成している。この循環はシェブロンと比べると異なる循環(シェブロンは外へ噴き出すことでできる循環)となることがわかる。また1本のマイクロジェットにつき2対のたて渦が存在することでシェブロンに比べて周方向へもたて渦が広がっており、結果としてせん断層は大きな変形をうけ、結局はシェブロンと同様の周方向位置で高い乱流運動エネルギーが生成される。

4. 3 乱流統計量の流れ方向分布

図9, 10は時間平均レイノルズ応力と乱流運動エネルギーの軸方向の成長を示している。図9のレイノルズ応力についてはコニカルノズルに比してそれぞれのデバイスは全て高い値を示している。そして $x/D \leq 0.1$ の領域ではシェブロンノズルは絞り形状が続いているため増加は見られないが、 $x/D=0.3$ 付近から急激なミキシングの効果により増加している。それに対してノッチノズルは $x/D=0.5$ 付近でクロスオーバーし、シェブロンよりも低いレイノルズ応力を示す。マイクロジェットはそれらを大きく凌駕する大きさのまま下流へ向かって成長する。

図10の乱流運動エネルギーではその違いが更に顕著に現れており、ノズル出口のミキシングはマイクロジェットが最も強く、次いでシェブロン、ノッチのように続いており、この差異は $x/D=0.0\sim 2.5$ において現れることがわかる。また、これらの結果は実際の試験にJAXA内無響室試験⁽⁹⁾において、下流側の低周波騒音を低減できることを確認した。更に、側方音に付加騒音として現れる高周波騒音が乱流統計量の傾向と一致している。

つまり、騒音低減デバイスを設計する際は、側方音高周波騒音の増加を抑制しつつ、下流低周波騒音を低減できることが求められ、そのためにはLarge Eddy Simulationによるノズル出口近傍の乱流統計量評価が有効な手段であることが確認できた。

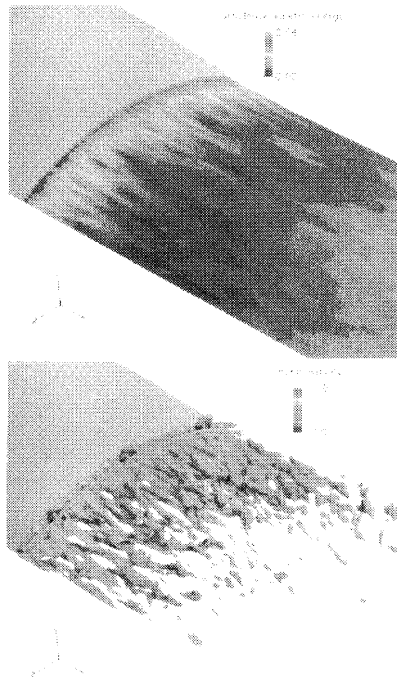


Fig. 5 Schematic view of shear layer behavior for conical
 Top: Iso-surface view $M=0.4$ colored by TKE
 Btm: Iso-surface at $Q=2$ colored by nond-Helicity

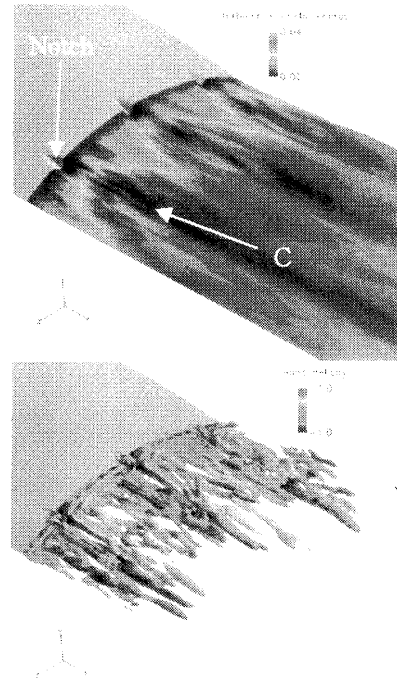


Fig. 7 Schematic view of shear layer behavior for notched
 Top: Iso-surface view $M=0.4$ colored by TKE
 Btm: Iso-surface at $Q=2$ colored by nond-Helicity

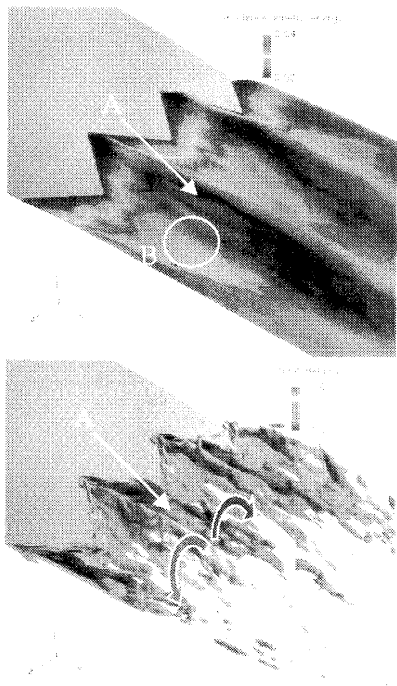


Fig. 6 Schematic view of shear layer behavior for chevron
 Top: Iso-surface view $M=0.4$ colored by TKE
 Btm: Iso-surface $Q=5$ colored by nond-Helicity

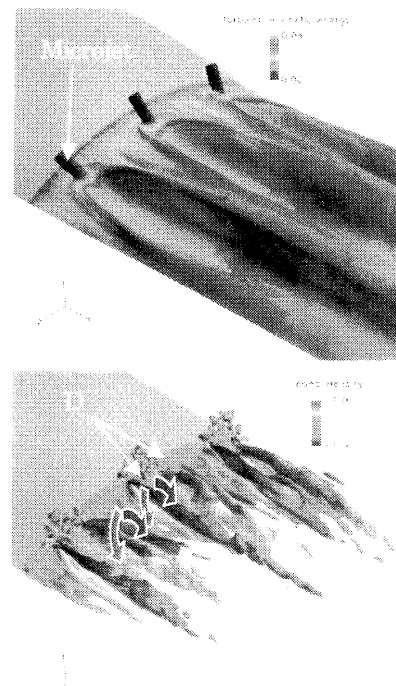


Fig. 8 Schematic view of shear layer behavior for microjet
 Top: Iso-surface view $M=0.4$ colored by TKE
 Btm: Iso-surface $Q=5$ colored by nond-Helicity

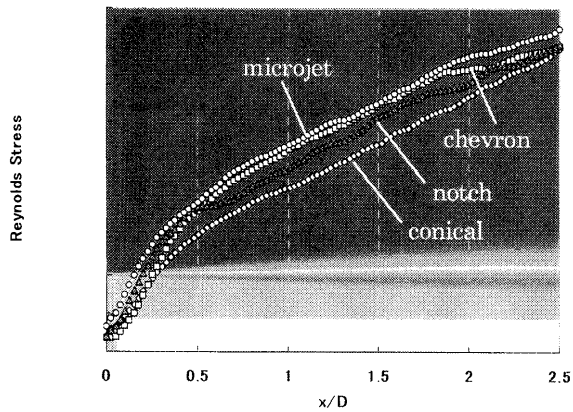


Fig. 9 Time-averaged Reynolds stress from $x/D=0.0$ to 2.5 , as each nozzle condition

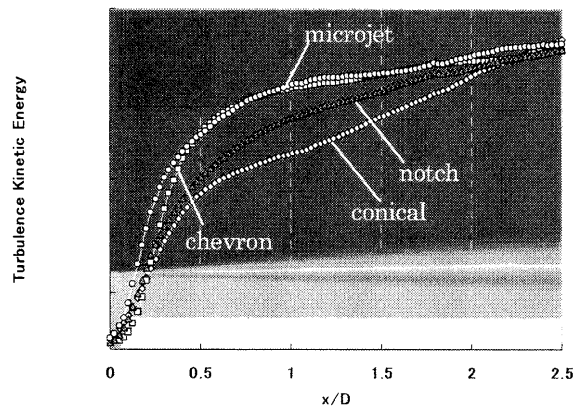


Fig. 10 Time-averaged Turbulence Kinetic Energy from $x/D=0.0$ to 2.5 , as each nozzle condition

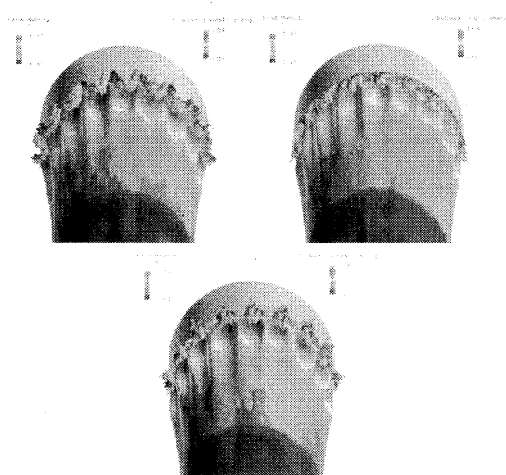


Fig. 11 Jet distortion by devices from back view, Iso-surface $M=0.7$ $Q=2$ to 5 , Shear layer colored by TKE

Right: Chevron18
 Left: Notch
 Bottom: Micro-jet, $Q_{mj}=0.6\%$, $M_{mj}=0.85$

5. まとめ

単純円環ノズルの LES 解析において、シェブロンノズル、ノッチノズル、マイクロジェットノズルのそれぞれのデバイスが時間平均的な流れ場に及ぼす影響について調査し、以下の知見を得た。

1. 図 11 に示すように、今回調査したデバイスは全てせん断層を花卉のように変形させることができることを数値計算上確認することができた。
2. せん断層を変形させる際に各デバイスの構造の違いによってノズル出口近傍のたて渦構造が大きく異なる。その結果、 $x/D \leq 2.5$ におけるミキシングの形態が各デバイスで異なる。
3. 出口近傍での流れ場構造の違いはエンジン側方における付加騒音源と関わりが深いいため、騒音低減デバイスの最適化を行う際は憂慮しなくてはならない。

参考文献

- 1) ICAO International Standards and Recommended Practices, Environmental Protection ANNEX16 Chap 4
- 2) International standards and recommended practices, ENVIRONMENTAL PROTECTION, ANNEX16 to the convention on international civil aviation, VOLUME1 AIRCRAFT NOISE, third edition, International Civil Aviation Organization,1993
- 3) D.Juve, Aeroacoustics research in Europe: The CEAS-ASC report on 2008 highlight, Journal of Sound and Vibration, 2009
- 4) 大石勉ら: 低騒音化研究, 石川島播磨技報, Vol.44 No.4, 2004, pp254-260.
- 5) Eric Nesbitt etc., Flight Test Results for Uniquely Tailored Propulsion-Airframe Aero-acoustic Chevrons: Community Noise, AIAA2006-2438
- 6) T.Watanabe etc., Investigation of Micro-jet Injection for Reduction of Supersonic Jet Noise, GT2010-23036, ASME Turbo EXPO
- 7) T.Castelain etc., Effect of Microjet on a high-subsonic jet Parametric study of far-field noise reduction, AIAA 2006-2705
- 8) Mehmet Bahadir etc, Flow Characteristics of a Jet Controlled with Chevron-Microjet Combination for Noise Reduction, Boeing, AIAA2009-851
- 9) 石井達哉ら: ジェット騒音低減デバイスの基礎研究, A N S S 2010 米子講演論文, 1A9
- 10) Lighthill,M.J.,On sound generated aerodynamically :1.Generaltheory.Proc.Roy.Soc.Lon.(A)211 ,(1952),pp.564-587
- 11) Kida.S.,Yanase. S., Turbulence Flow Dynamics, (1999),ISBN978-4-254-20095-9 C3050

混合制御デバイスを使ったジェット騒音抑制

*石井 達哉 (JAXA), 生沼 秀司 (JAXA), 長井 健一郎 (JAXA),
田中 望 (IHI), 大庭 芳則 (IHI), 大石 勉 (IHI)

Jet Noise Suppression by Mixing Control Devices

*Tatsuya ISHII(JAXA), Hideshi OINUMA(JAXA), Kenichiro NAGAI(JAXA),
Nozomi TANAKA(IHI), Yoshinori OBA(IHI) and Tsutomu OISHI(IHI)

ABSTRACT

It has widely been recognized that jet noise has close relationship with mixing process in shear layer of plume. This paper describes experimental study on two mixing control devices for jet noise suppression. One device is a notched nozzle classified as a passive device. The revised 18-notched nozzle showed sufficient reduction in PNL, keeping high-frequency noise suppressed. The other is an air-injector, an active device blowing secondary air into plume. An appropriate amount of injection provided as much noise reduction as the revised notched nozzle. For better understanding of the mixing process by those devices, measurement of pressure distribution in the plume was carried out. Results indicated that deformation of shear layer due to each device appears in limited region just after the nozzle lip.

Key words: Jet Noise, Nozzle, Mixer, Noise Reduction, Passive Device, Notch, Active Device, Air Injection

1. はじめに

民間用航空エンジンの排気セクションは、エンジン騒音源の一つである。その原因はノズルからの高速流と周囲の低速流とのせん断による混合にある。ノズル下流に発達する混合層では渦スケールに応じた音源が分布する。この結果発生するジェット騒音は排気速度と相関を有する。バイパスエンジンの概念が導入されると平均排気速度の低下とともにジェット騒音が大幅に軽減されてきた。しかし、国際的な航空機騒音規制強化の動きに伴って、ジェット騒音にも一層の低減努力が求められている。ジェット騒音については、大規模構造渦の発生を抑制するよう混合制御デバイスを付加する対策が取られる。この場合、エンジン性能への影響を考慮する必要がある。

混合制御デバイスとして、近年、ローブミキサに代わってノズル円周方向の形状に切り込みを入れたシェブロン (Chevron) が実用段階にある¹⁾。このデバイスの課題の一つは、尖頭部のコア流への侵入によって生ずる高周波数騒音増加が挙げられる²⁾。その原因として、ノズル近傍のシェブロン谷部に生ずる一対の渦による乱流運動エネルギーの増加が指摘される³⁾。

シェブロン程のノズル形状の改造を伴うことなく、ノズルリップ部での簡単な補修で実現可能な混合制御デバイスとして、ノッチ (Notch)⁴⁾ が提案されてきた。ノッチはノズルリップが主流側へ窪んだ形状であって、ノズル外周に沿って複数個所設けられる。ノッチは、ノズル内側に突出して主流を分岐するとともに外部流を導入する。流れの分岐はノズル下流に擾乱を与えて、せん断層の発達を制御する。これによって、高周波数騒音と大規模構造渦による低周波数騒音をバランスよく抑制することが期待される。ノッチ隣接部で生成される乱流運動エネルギーは対比するシェブロン谷部で発生するそれよりも小さいことが、Large Eddy Simulation によって予測され⁵⁾、実験的な検証も行われている⁶⁾。

ノズルの形状効果に基づく混合制御デバイスを受動型 (Passive) とするならば、同じ混合制御効果をアクチュエータによって必要な時にのみ発揮させることを狙ったデバイスを能動型 (Active) と捉えることができる。アクティブ型の有力なデバイスとして、流体を注入する方法が提案されている⁷⁾。高速流に微量ではあるが、二次的に流体を注入或いは衝突させることは、いわばシェブロンやタブ

のようなデバイスを浸入させる時の渦励起と混合促進を期待することができる。高亜音速ジェットを対象とする実験では、注入空気流量比と騒音低減の傾向、及び高周波数音域での騒音増加が報告されている⁷⁾。

JAXA ではジェット騒音低減デバイスの研究開発のために、音響設備での基礎的な模型試験並びにジェットエンジンを使った実証試験を実施している^{6) 8)}。パッシブ型デバイスについては、エンジン試験結果を経てノッチ形状の改良を進めている。一方、アクティブ型については、可変ノズルや水噴射の経験に基づき、基礎研究として空気注入 (Air Injection) の模型試験を開始した。本報では、パッシブデバイスとしてノッチ並びにアクティブデバイスとして空気注入を対象とした無響室の模型試験結果を報告する。

2. 試験方法

2.1 パッシブデバイス (Notch)

ノッチの騒音実証は、JAXA の実証用ターボジェットエンジンを用いて実施された。試作されたノズルは直径 260mm でノズルリップ部に高さ約 12mm のノッチを等間隔に6か所設けている (以下、6-Notch)。屋外エンジン試験結果を Fig.1 と Fig.2 に示す。Fig.1 はエンジンレート 90% 及び 95% におけるオーバーオールレベル (OASPL : Overall Sound Pressure Level (dB)) を基準の円形ノズル (Conical Nozzle, 図中実線) とノッチ付きノズル (図中点線) とで比較した結果であり、横軸はジェット排気軸からの放射角を示す。いずれのエンジンレートでもノズル排気側で円形ノズルに対して 2~3dB の低減効果が見られる。しかし、側方に向かって低減量が減少し、45 度以下では効果が無いか騒音が増加する。その原因と考えられるのが、デバイス付加による高周波数音の増加である。Fig.2 は 90% レートにおける 30° 方向の周波数特性を円形ノズルと比較した結果で、横軸に 1/3 オクターブバンド中心周波数を、縦軸に音圧レベル (SPL : Sound Pressure Level (dB)) を示す。中心周波数 1000Hz まではノッチによる混合促進と騒音低減が見られるものの、1600Hz 以上ではノッチを主流に浸すことによる音圧レベルの増加が現れる。

エンジン試験の結果を受けて、高周波数騒音を抑制する改良型ノッチを提案し、音響試験設備で騒音と流れ場の評価を行うこととなった。まず、ノッチによる高周波数音発生を推定するためにノズル近傍の流れ場を数値解析した。ノッチの存在によってせん断層の歪曲が起こされるメカニズム

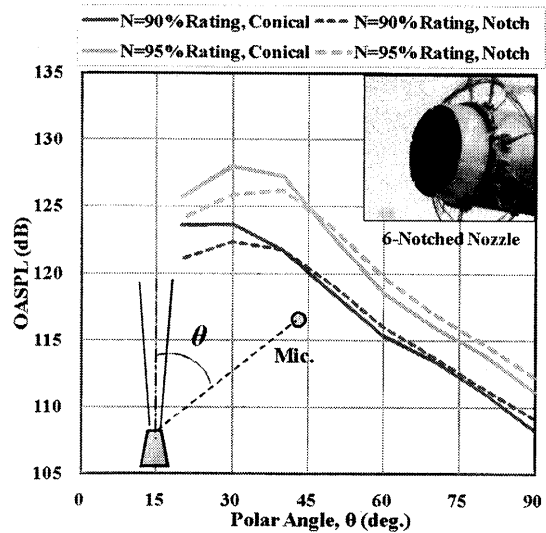


Fig.1: OASPLs Obtained by Engine Tests

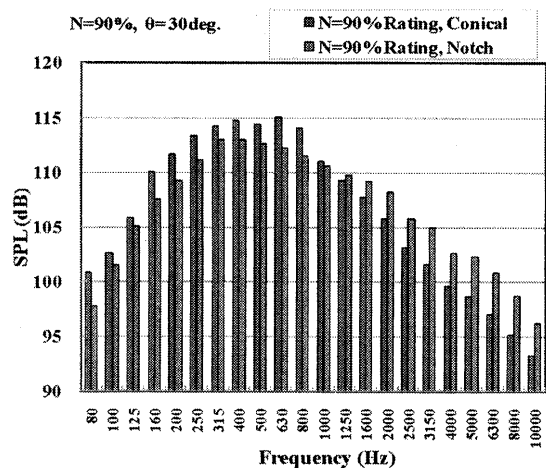


Fig.2: Frequency Responses by 6-Notched Nozzle in Engine Tests

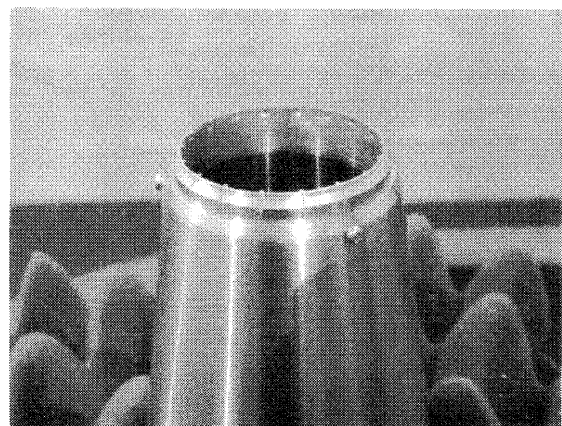


Fig.3: A Revised Notch Nozzle (18-Notched)

を明らかにし、シェブロンよりも乱流運動エネルギーを軽減するように形状の検討を行った結果、ノッチ寸法を縮小しつつ、ノッチ数を18個へと増やす改良が提案された。Fig.3には、試作したノズルを示す。ノズル代表径は40mmであり、ノッチ高さは1.6mmとした。対比のために同じノズル断面面積を有する円形ノズル（Baseline）も試作した。

2.2 アクティブデバイス（Air Injection）

アクティブデバイスの予備試験として、エンジン排気への水噴射を試みた。Fig.4は水噴射試験の周波数特性の一例を示す。水はジェットに対して垂直に円周方向等間隔8方向から噴射した。エンジン試験回数制限のために実測データ量が少ないが、図の周波数特性から水噴射が混合騒音を適度に抑制する性質を示す。しかし、水噴射方式は音響設備への負担が重いため、基礎研究の段階では同じ流体制御デバイスである空気注入（Air Injection）を中心に研究を進めることとした。

模型試験用ノズルとインジェクタ（Injector）をFig.5に示す。直径40mmの円形ノズルは外面が8角形で各面がジェット軸に対して30°の傾斜を有する。インジェクタは市販ノズルのストレート管部を加工したもので、その噴出孔がノズルリップ部に配列されるようにインジェクタをノズル外面に固定した。噴出孔は直径1mmの円形である。ジェット軸への二次空気の入射角は、Alkisar³⁾の60°、Castelain⁷⁾らの45°を参考に50°とした。

2.3 試験設備

模型試験には無響室（縦4.1m×横5.7m×高3.3m）を使用した（Fig.6参照）。空気源から圧縮空気を室内のチャンバに導き、縮流部先端に取り付ける供試ノズルを介してジェットを垂直上方に噴出する。マッハ数の設定には調圧弁でノズル供給圧を調整する。本設備には空気加熱装置を備えていないため、試験は全てコールドジェットに限定される。ノズルには回転機構が備えてあり、騒音の周方向指向性を調べる場合や排気圧力場を計測する場合に使用される。

音響計測は供試ノズル出口を中心とする半径1500mm上のブームに設置する1/4インチコンデンサマイクロホンを用いて行われる。マイクロホンはジェット軸に対して20°から最大110°の範囲に10°毎に配置できる。音響収録にはサンプリング周波数200kHzで時系列信号を記録する。その後、1/3オクターブバンド周波数特性、狭帯域周波数特性を算出する。

排気流の混合層の状態はジェット騒音源と密接な関係があるため、排気圧力場の情報は混合過程

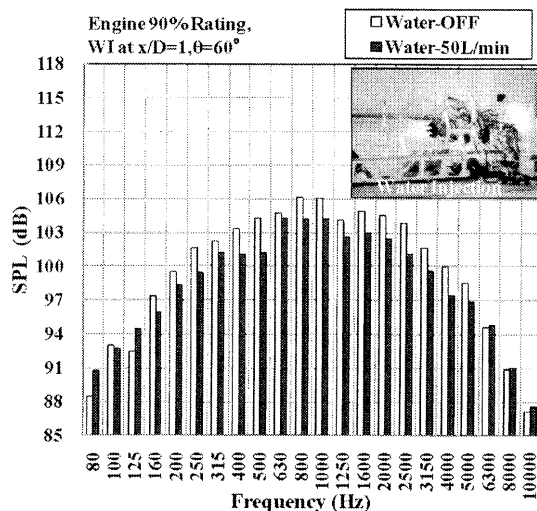


Fig.4: Frequency Responses by Water Injection in Engine Tests

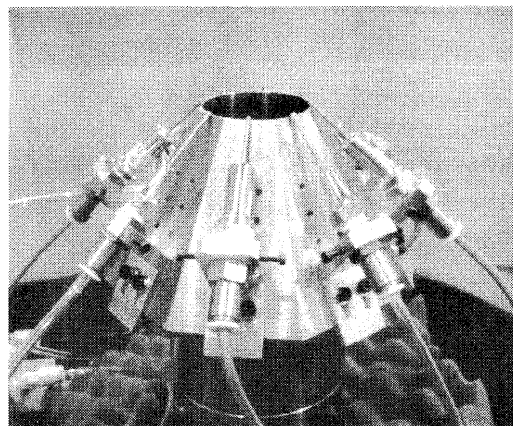


Fig.5: Air-Injection Device with 8 Injectors

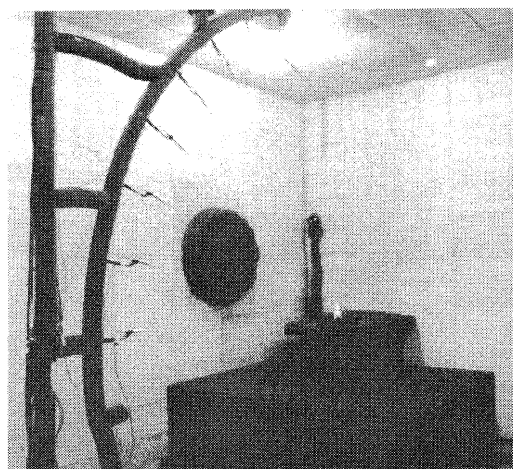


Fig.6: Anechoic Test Facility for Jet-Noise Tests

を把握するために有益である。本設備では、圧力分布計測のために楕円形圧力計測レークをノズル下流に設置することができる。レークは15か所の圧力孔を有し、ジェット軸方向任意の位置で固定される。ノズルの回転と同期して圧力信号を収録してノズル下流断面の平均圧力分布を算出する。

3. 結果と考察

3.1 パッシブデバイス (Notch)

新たに提案された18個のノッチ(以下、改良ノッチ又は18-Notch)を有するノズルの騒音試験結果をFig.7及びFig.8に示す。Fig.7は、マッハ数及びノズル圧力比(NPR: Nozzle Pressure Ratio)を変えた時のOASPLについて、円形ノズル(図中実線)と改良を加えたノッチ(Revised Notch, 図中点線)とを対比した結果である。横軸はジェット軸からの角度を示す。エンジン試験結果(Fig.1)と対比すると、改良ノッチは高亜音速にてノズル側方に至る範囲でOASPL低減量を維持する。低減効果のある領域が広がった理由の一つは高周波数音の抑制にある。例えば、Fig.8は設定マッハ数0.9におけるジェット軸から60°方向で観測される周波数特性を円形ノズルの場合と比較しており、ピークを含む広帯域で2dBの低減効果を示す。また、前述のエンジン試験結果(Fig.2)で見られた高周波数音の増加が抑制されており、ノッチ改良の狙いの一つが達成された。シェブロンなどと比べて高周波数音の軽減を予測する計算結果⁹⁾も裏付けている。

改良ノッチが航空機の側方計測点にもたらす騒音低減効果を判断するために、感覚騒音レベル(PNL: Perceived Noise Level)で評価した結果をFig.9に示す。図の横軸は、エンジンが高度300mにある時の側方線上(滑走路延長線から450m)の位置を放射角に換算した結果である。PNLは1/3オクターブバンド音圧レベルをnoy値に対応づけて算出する。図中縦軸は円形ノズルの場合に対するPNLの差分を表し、正值がPNL低減効果を意味する。エンジン試験で用いた6-NotchではPNL低減効果がノズル後方に限定されるのに対し、改良ノッチは広い方位で1PNLdB以上の低減効果をもたらしている。

ノッチによる混合制御の状態を調べるために、排気圧力場を計測した結果をFig.10に示す。図は左から円形ノズル(内径40mm)、6-Notch(同25mm)でエンジン試験に用いたノッチノズルの縮小模型、18-Notch(同40mm)の全圧分布を表わす。図中上段から下段に向かって圧力計測位置が

0.5D、1D、2D、4D(Dはノズル直径)と変化する。いずれのノッチでもせん断層の変形が発生する点は共通する。改良前の6-Notchは、主流側への浸入量が相対的に大きいため、せん断層の変形は円周方向の局所で発生した後、4Dの下流位置でも維持される。このことは、下流での混合促進効果と引き換えに強い渦構造が残存し、高周波数音の増加に繋がるものと考えられる。一方、改良ノッチでは個々のノッチによるせん断層の変形量は少ないが、ノズル円周方向で均等に分布し、その

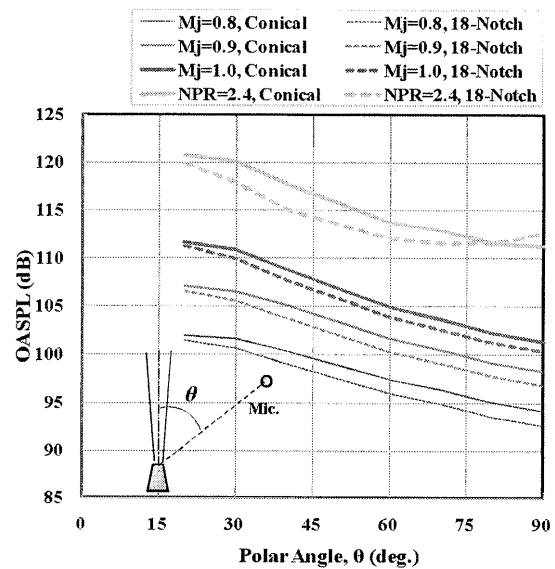


Fig.7: OASPLs with/without the Revised Notch

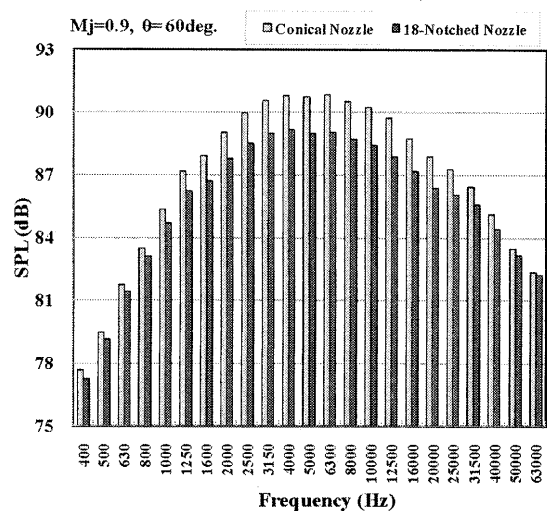


Fig.8: Frequency Responses by the Conical Nozzle and the 18-Notched Nozzle

影響は下流 2D 位置までに消滅する。その結果、高周波数音源のスケールと軸方向の存在範囲は限定的となり、Fig.8に見られるように騒音増加が抑制されていると推察される。

3.2 アクティブデバイス (Air Injection)

マッハ数 0.9 における騒音低減効果を Fig.11 に示す。図は一例としてジェット軸から 60° 方向の周波数特性を表わし、主流に対するインジェクタからの空気注入量を 0.46%、0.92%とした場合を比

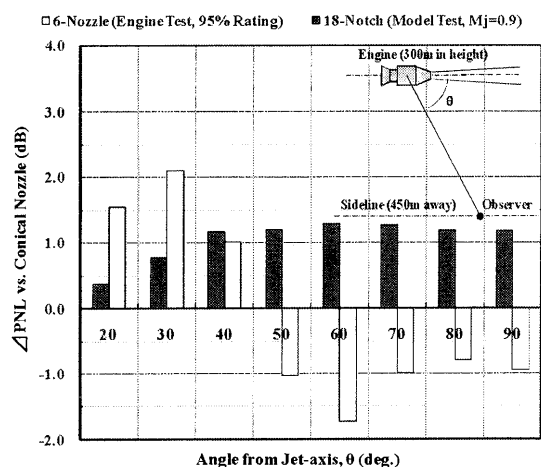


Fig.9: Improvement PNL Reduction by the 6-Notch (in Engine Tests) and the 18-Notch (Revised)

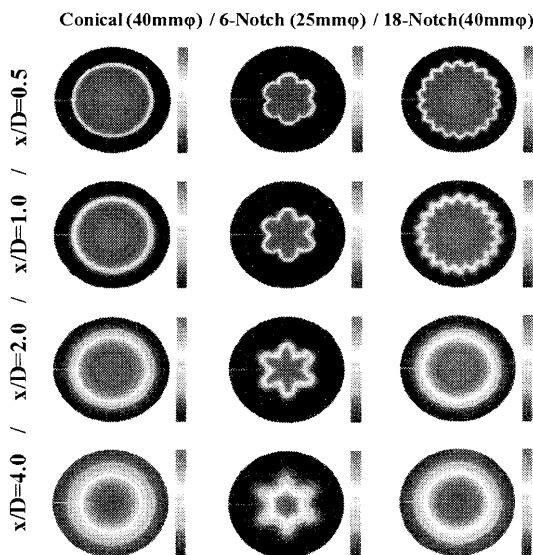


Fig.10: Pressure Distributions Obtained by Conical (Baseline), 6-Notch and 18-Notch (Revised) Cases

較する。注入量の増加とともにピーク周波数までの音圧に低下が見られるものの、1%近くの注入では高周波数音が増加する。この時のクロスオーバー周波数はストローハル数換算で 2.5~3 であって従来の報告³⁾とも整合する。

OASPL の分布を Fig.12 に示す。図には改良ノッチの OASPL の結果も併記する。噴射ノズル数、噴射角度、ノズル径などパラメータの整理は必要

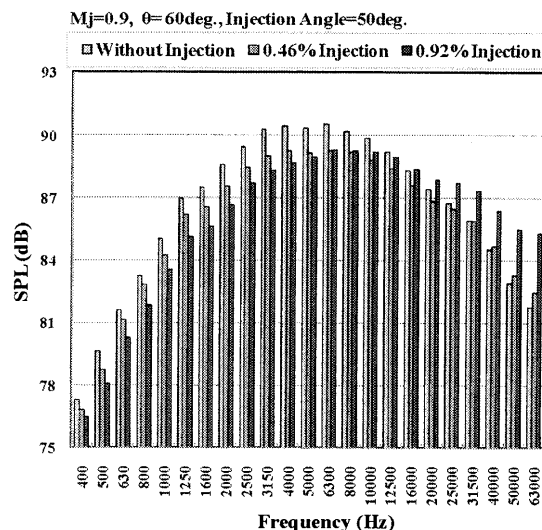


Fig.11: Frequency Responses of the Conical Nozzle (Baseline) and the Air-Injected Nozzle

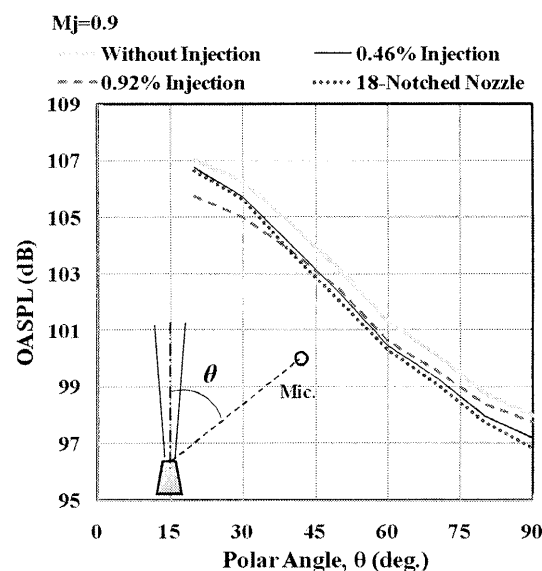


Fig.12: OASPLs by Air-Injection and the 18-Notch

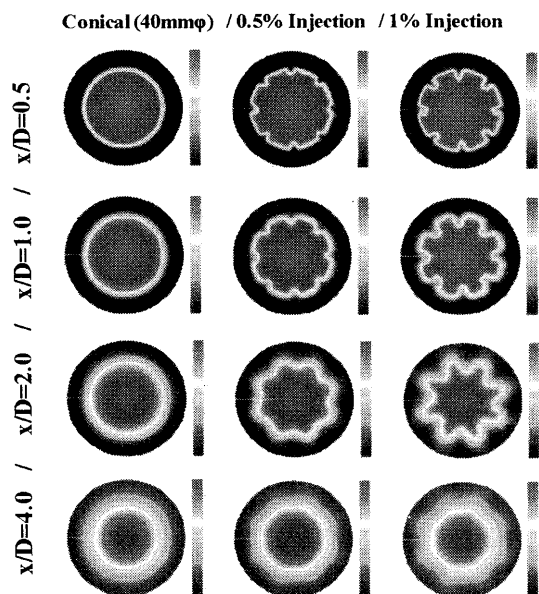


Fig.13: Pressure Distributions Obtained by Conical and Air-Injection Cases

であるが、現行装置では0.5%程度の空気注入が適量であって、OASPLでは改良ノッチ（18-Notch）と同等の低減効果を示す。そして、1%以上の注入は、ノッチの主流への浸入量を増すことに相当し、低周波数騒音抑制に効く一方、高周波数騒音の増加が見込まれる。パラメータ分析は必要であるが、別の見方をすれば、空気注入方式は低減量や指向性を調整できる適応性能を示している。

排気圧力場の計測結果を Fig.13 に示す。図は、マッハ数0.8における左から Injection 無し、0.5%、1%注入した場合の結果である。計測断面の軸方向位置は Fig.10 の場合と同じである。図中の凹みはノズル周方向の注入位置に該当する。図中の圧力分布から空気注入によってプルーム表面での渦対の励起^{3) 10)} が類推される。また、約0.5%の空気注入では、せん断層の変形が現れるのはノズルリップから2Dまでの限定した領域である。この傾向は、先の改良ノッチと同様であって、高周波数騒音を軽減する要因と考えられる。

4. まとめ

ジェット騒音低減デバイスとしてパッシブデバイス（Notch）とアクティブデバイス（Air Injection）を対象とする模型試験を実施した。

- (1) ノッチについて、主流への浸入量を減らしつつ個数を増やす改良によって高周波数騒音の抑

制と広い放射方向でのPNL軽減を達成した。

- (2) 排気圧力場の計測によれば、改良型の18-Notchはせん断層の変形がノズル円周に沿って広い範囲で分布するが、軸方向への持続は限定されていることがわかった。
- (3) 空気注入について、限定的な条件下であるが、主流の0.5%注入程度で改良ノッチと同等のOASPL軽減を得た。
- (4) 高周波数騒音の抑制される条件で空気注入された場合、排気圧力場は初期にせん断層の変形が起こるものの、 $X=2D$ 付近までに十分減衰する傾向が確かめられた。

最後に、本研究の一部は、独立行政法人新エネルギー・産業総合開発機構（NEDO）からの助成（エコエンジン）を受けたものであり、当該計測試験は IHI/JAXA 共同研究（「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発に関連する研究」）において実施されたことを付記する。

参考文献

- 1) Loheac, P., et al.: CFM56 Jet Noise Reduction with the Chevron Nozzle, AIAA2004-3044, (2004).
- 2) Callender, B., et al.: Far-field Acoustic Investigation into Chevron Nozzle Mechanisms and Trends, AIAA-Journal, Vol.43-1, (2005), pp 87-95.
- 3) Alkisar, M., B.: Aeroacoustics of a Mach 0.9 Jet with Chevron-Microjet Combination, AIAA2008-3041, (2008).
- 4) 大石他, IHI 技報, Vol.47-3, (2007), pp.127-133.
- 5) 田中他: ジェット騒音低減デバイスのシミュレーションによる研究, 第42回流体力学講演会/航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム2010, (2010).
- 6) 石井他: ジェット騒音低減デバイスの基礎研究, 第42回流体力学講演会/航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム2010, (2010).
- 7) Castelain, T., et al.: Effect of Microjets on a High-subsonic Jet, AIAA2006-2705, (2006).
- 8) 石井他: ジェットエンジンの屋外騒音試験, 日本機械学会2009年次大会, (2009).
- 9) 田中他: Large Eddy Simulationを用いたジェット騒音低減デバイスの効果, 第38回GTSJ定期講演会, (2010).
- 10) Alkisar, M., B.: Flow Characteristics of a Jet Controlled with Chevron-Microjet Combination for Noise Reduction, AIAA2009-0851, (2009)

東新潟火力発電所第 4 号系列ガスタービン 吸気温度低減による増出力効果について

*安形 友希子，石川 真也，松村 雄士，今井 俊明（東北電力），赤林 伸一（新潟大学）

Power Increase by Decreasing the Temperature of Gas Turbine Inlet Air at Higashi-Niigata Power Station No.4 Unit.

*Yukiko AGATA, Shinya ISHIKAWA, Yuji MATSUMURA, Toshiaki IMAI(Tohoku-epco.)
and Shinichi AKABAYASHI(Niigata Univ.)

ABSTRACT

The output decrease due to inlet temperature increases of gas turbines in summer is a critical issue. For decreasing the inlet temperature efficiently, the mist atomization technology developed as a thermal environment mitigating technology was paid attention to, because the atomized mist is minute, and the evaporation efficiency is very high. In the present study, a mist spray model was developed and applied to examinations. The most suitable nozzles were chosen, then effectiveness of the mist atomization was evaluated by the model. At the same time, flow-duration of inlet air channel of the gas turbine intended was analyzed, and positioning of the atomization devices was optimized. The mist spray device developed in this study was adopted for the 4-4 GT in Higashi-Niigata Power Station, and successfully increased the output power in summer. In addition, it has been confirmed by executing shutoff tests of atomized mists that the device operates safely after introducing appropriate inlet humidity limits.

Key words: gas turbine, inlet air cooling, mist, power increase

1. はじめに

ガスタービンの基本出力特性として、夏場に大気温度が上昇すると、出力が低下することは、よく知られている¹⁾。本研究の対象ガスタービンでいえば、例えば大気温度 10℃の時の出力を 100 とすると、気温が 30℃まで上昇すると、出力は 87 まで減少する。これは、大気温度が上昇すると、吸気密度の低下により吸気質量流量が減少し、出力の低下に至るためである。しかし、大気温度が上昇する夏場には、電力需要も増大することから、東新潟火力発電所では、ガスタービンの吸気入口に散水し、吸気温度を低下させ、出力回復を図る工夫を行ってきた。これにより、吸気温度を約 2℃低減させ、4MW 程度の増出力効果を得た。

本研究では、夏場のガスタービン出力の更なる向上を目指して、建築部門や都市環境部門で発展を遂げてきたヒートアイランド現象対策技術に着目し、熱環境緩和技術を取り入れた、ガスタービン吸気温度低下技術について検討を行い、実機への適用を試みて、その健全性評価まで行った。

東新潟火力発電所では、多雪地帯であることから、雪の侵入を防ぐための特徴的な吸気流入経路が、吸気フィルタ上流に存在する。その吸気経路に、粒子径が非常に微細な水滴をミスト状に噴霧する。ミスト噴霧技術は、熱環境緩和技術として開発されたヒートアイランド現象対策技術の一つであり、微細な水粒子の噴霧により効率良く気化

熱を奪うことができる。本研究は、この熱環境緩和技術を最新鋭発電設備へ適用し、ガスタービンの吸気温度を低減させ、夏場の出力回復を図ろうとしたものである²⁾。

2. ミスト噴霧技術の適用に関する基礎検討

2.1 モデル装置による噴霧効果の検証

2.1.1 実験装置

ミスト噴霧用のノズルについては、噴霧粒径が数十 μm である 4 種類を、市販されているものの中から選択し、噴霧圧力に対する噴霧流量を比較した。その結果、同じ圧力条件下で、最も多くの水量を噴霧できる 1 種類を選定した（粒子径のカタログ値：20 μm （ノズル直下 500mm））。

図 1 には、製作した風洞モデル実験装置を示す。空調機を用いてダクト内部へ空気を導入し、選定したノズルからミストを噴霧させ、温度、湿度、風速の影響を調べた。各空気条件におけるノズル前後の温度および湿度変化を測定することで、ミスト噴霧による空気温度の低減効果を検証した。

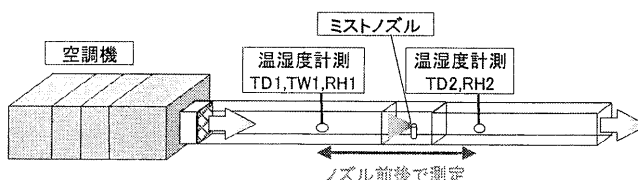


図 1 ミスト噴霧モデル実験装置

2.1.2 実験結果

風洞モデル実験の結果、ノズル下流の流体温度は、ほぼノズル上流の湿球温度（＝湿度 100%の飽和空気であり、温度の低減限界となる）まで低下した。図2に流体の初期湿度 30%の時の温度低減結果を示す。どの温度帯においても、ほぼ湿球温度まで低下していることが分かる。他の流体湿度（50%、70%、80%）においても同様の結果となった³⁾。

これらの実験結果より、ミスト噴霧の温度低減効果への実効性が明らかとなり、実機導入へ向けた取り組みに対する確証を得ることができた。

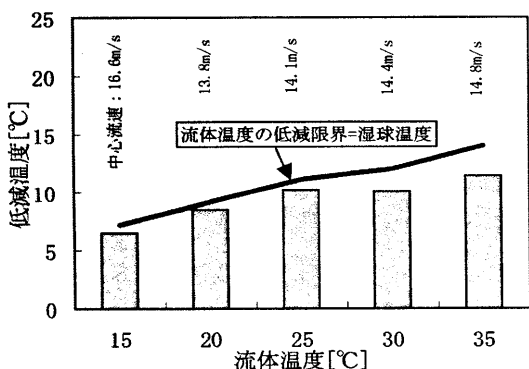


図2 ミスト噴霧の温度低減効果(大気湿度 30%)

2.2 吸気の風況解析

ミスト噴霧技術の特徴は、微細な粒子を噴霧して気化効率を高め、より大きな温度低減効果を得ようとすることである。流れ場が乱れていたり干渉物があると、粒子同士や、粒子と干渉物との衝突により粒径が増大し、ミスト噴霧の効果が減少することから、ノズルの設置位置は非常に重要である。そのため、汎用流体計算ソフト STREAM を用いて吸気の風況シミュレーションを行い、吸気流路の流れ場や流速分布を求め、ノズル設置の最適位置を検討した。乱流モデルには標準 k-ε モデルを用いた。

東新潟発電所のガスタービン吸気口は、雪を直接取り込まない構造としている。図3に第4号系列吸気流路を示す。屋上にある吸気塔から、上向

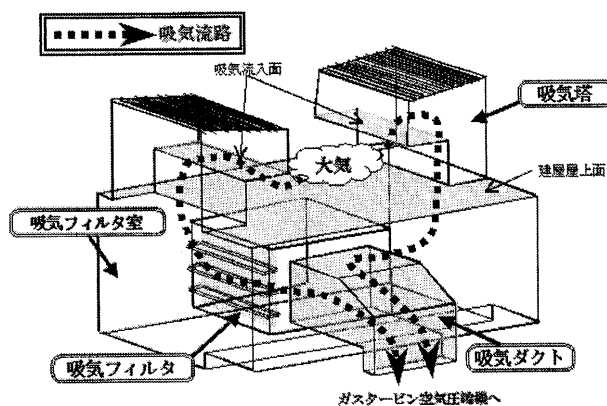


図3 4号系列GT吸気流路

きに吸い込まれた大気は吸気フィルタ室を下降して、吸気フィルタ装置で脱塵後、吸気ダクトを通りガスタービン空気圧縮機へと流入していく。このように吸気フィルタの前に、吸気の流入経路が存在する。

図4に吸気流路縦断面における流速分布のシミュレーション結果を示す。吸気塔内（屋上吸気口～吸気フィルタ室前まで）では、吸気の流速が速く不均一となり、吸気フィルタ室内に入ると速度は低下し均一な分布となることが分かった。一方で、ノズルから吸気フィルタ前の距離が長いほど、水粒子が気化する時間が長くなるため、気化効率が向上して、より高い吸気温度低減効果を得ることができる。

以上より、流れ場に乱れが少なく水粒子同士の凝集を避けられること、さらに、吸気フィルタまでの距離が保て水粒子の気化時間を確保できることから、ノズルの設置位置を、図中の「ノズル設置最適位置」に決定した。また、ノズルの位置決めには、障害物の有無やメンテナンス性も重要になってくるが、梁を避けてノズルを配置し、ノズルヘッドの取外しを可能にするなどメンテナンス性も考慮した。

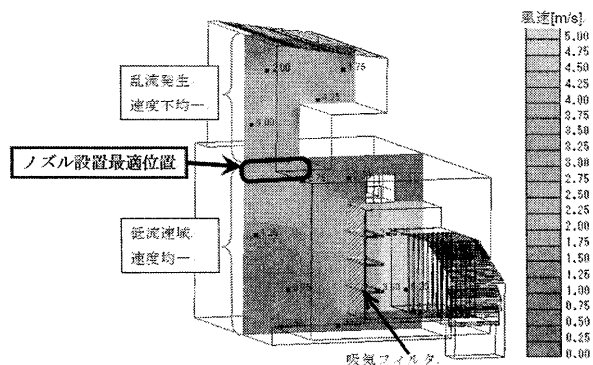


図4 吸気の流速シミュレーション結果

3. 実機への導入

3.1 ミスト噴霧装置構成

東新潟火力発電所 4-4 号ガスタービン（以下、GT と称す。）に対してミスト噴霧装置を導入するための検討を行った。

新潟の例年夏期最高気温と GT の吸気量より、装置の基本仕様を決定した。大気条件（気温、湿度）と GT の定格吸気量から、必要噴霧水量（気化可能水量）約 11t/h を算出し、3.1 節でのノズルに関する噴霧実験結果から、噴霧圧力 10MPa、必要ノズル個数 700 個/(GT1 台)と決定した。

ミスト噴霧水供給システムに関しては、故障リスクの分散化のため、小容量ポンプ 10 台による複数台独立システムとした。変動する大気条件に合わせて、噴霧水量を調整する必要があるため、10 台のポンプによる噴霧水量の台数制御とした。

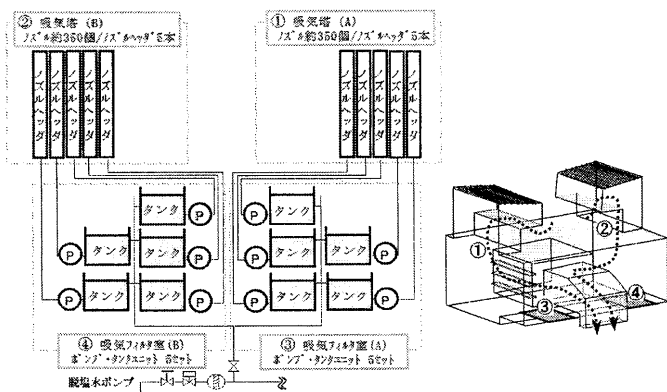


図5 ミスト噴霧装置の概要

実際に設置したミスト噴霧装置の構成を図5に示す。3.2節のノズルの最適位置の検討より、図中の位置①、②に、各々5本のノズルヘッドを設置し、各ヘッドに約70個のノズルを取付けた。噴霧ポンプについては、各々個別の受水タンクを設け、ポンプ・タンクユニットとし、吸気フィルタ室内の③（A室）、④（B室）の位置に5台ずつ設置した。ミスト噴霧装置の主な仕様について、表1にまとめる。

表1 ミスト噴霧装置の主な仕様

項目	仕様
ポンプ型式	プランジヤ型
ポンプ吐出容量	20L/min 以上
ポンプ吐出圧力	6~12MPa 可変
タンク容量	満水 140L (NWL:100L)
ノズル個数	700 個以上 (ヘッド数 10)
ノズル噴霧圧力	10MPa
ノズル噴霧流量	11t/h
ノズル孔径	0.28mm
噴霧粒径	20 μ m (ノズル直下 500mm)

※ポンプ・タンクの仕様は1台あたりを示す。

3.2 ミスト噴霧による影響とGT機器保護

GT吸気へのミスト噴霧装置導入に伴って、ガスタービン本体機器への影響が懸念されたため、以下の主な課題について検討を行った。

(1) 空気圧縮機動静翼のエロージョン

本装置では、吸気フィルタ前で微細な水滴をミスト状に噴霧するが、噴霧過投入により過飽和状

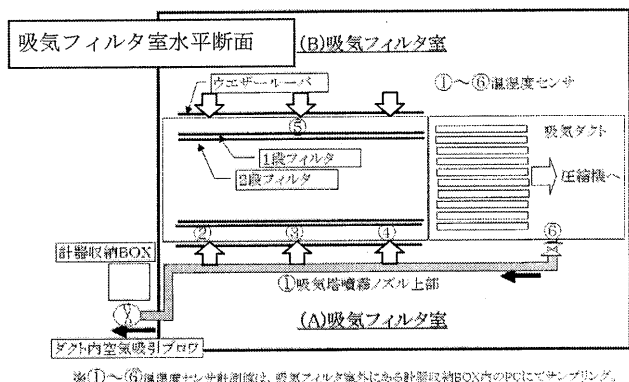


図6 温湿度監視用計測

態となった場合に、フィルタを通過した水粒子による空気圧縮機動静翼のエロージョンが懸念された^{4),5)}ため、その対策として「吸気湿度95%以下」という制限値を設けた。図6に示すように温湿度計測器を設置し、ミスト噴霧実施中、空気圧縮機入口である吸気ダクト(⑥)での吸気湿度管理を行った。また、吸気塔の噴霧ノズル上流および第1段吸気フィルタ前4箇所でも同様に温湿度を計測し、ポンプ運転台数(=噴霧流量)の増減や、状態監視を行った。

(2) ミスト噴霧遮断時のタービン入口温度および排ガス温度上昇

噴霧ポンプが複数台同時に停止した場合に、一時的なオーバーシュートにより、タービン入口温度(以下、TITと称す。)や排ガス温度が制限値を超える懸念が生じた。ポンプ複数台同時停止により吸気温度が上昇すると、吸気流量が低下する。制御フィードバックが追従するまでの間、一時的にTITが上昇し、排ガス温度も上昇する。そのため、GT機器保護対策として、「吸気噴霧遮断時(一定噴霧量以上)、GT負荷ランバック」回路を追設した。負荷ランバックとは、GT負荷の制御設定値を急速に下げることを行い、追設した回路は、吸気噴霧が遮断するとともにGT負荷を下げ、TITを迅速に低下させて、オーバーシュートを避けようとするものである。

一定の試運転期間において、ポンプ複数台同時停止試験(最大8台)を実施し、噴霧ポンプの緊急停止がTITや排ガス温度へ与える影響を確認した。図7に、ポンプ8台同時停止時の吸気フィルタ前と空気圧縮機入口(フィルタ後)での温湿度計測結果を示す。フィルタ前の温湿度はポンプ停止後速やかな変化を示しているが、空気圧縮機入口の温湿度変化には遅れが生じ変化率も小さい。噴霧ミストのうち一定量はミスト同士の凝集や、干渉物への衝突により粒径が増大し、吸気フィルタに水滴として捕集される。吸気ダクト内湿度が高く制限値に近い場合、噴霧ポンプ停止後も、フィルタに捕集された水滴が気化熱を奪うため、吸気温度の上昇変化を緩慢にしているものと考えられる。このことから、噴霧ポンプ停止時のTITや排ガス温度の上昇に対しては、噴霧量だけではなくフィルタの湿潤状態も影響し、フィルタが湿潤

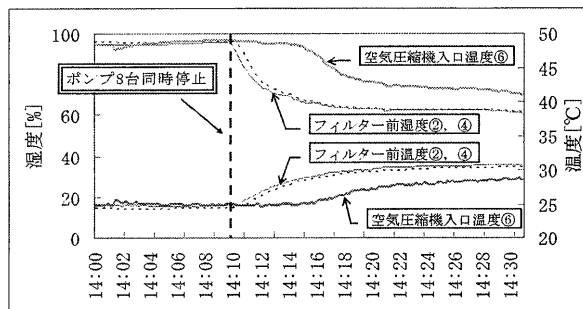


図7 噴霧ポンプ停止時の吸気温湿度の変化

することにより、ポンプ停止の影響は小さくなる
ことが分かる。

噴霧ポンプ停止試験の結果、TITの上昇は最大
で+12℃程度であり、排ガス温度の上昇もほとん
どなく、各々温度上昇に対して余裕があることが
確認できた。

(3) ミスト噴霧停止時の燃焼状態変化

上記(2)での検討と同様に、噴霧ポンプが複数台
同時停止し、一時的に吸気流量が減少すると制御
フィードバックの追従遅れのために燃空比が上昇
する。燃焼条件の変化により、燃焼振動の発生が
懸念されたが、試運転期間中の噴霧ポンプ停止
試験時に燃焼振動データを確認した結果、ほとんど
変化は認められず問題ないことが分かった。

3.3 ミスト噴霧装置の実機導入結果

試運転期間において、ミスト噴霧装置の性能や
GT本体への影響について検討し、運用上問題がない
ことが確認できたため、大気温度が低くなるま
での期間(H20.9~H20.11)、ミスト噴霧装置の運用
を継続した。

ミスト噴霧の運転実績データから、噴霧後のダ
クト内湿度が95%±2%となったときの出力デー
タを抽出し、大気湿度別に分類して図8に示す。図
中には、湿度100%飽和吸気とした場合の理想的
な出力特性と、対象ガスタービンの基本出力特性
を合わせて示している。

ミスト噴霧は、大気湿度が低いほど気化する水
分量も多くなり、より大きな温度低減効果を得る
ことができる。大気湿度別の実績データは、それ
を良く表わしており、ミスト噴霧を実施しない基
本出力特性(大気湿度75%仮定)に対して、大気
湿度に応じた増出力効果を明確に確認することが
できる。たとえば、同じ大気温度で基本出力特性
と比較した場合、大気湿度80%以上では約1%出
力が増加し、大気湿度が40%まで低下すると、平
均で約4%の増出力効果が得られている。

一方で実績点が理想特性まで到達しなかったの
は、空気圧縮機動静翼エロージョン防止のため、
ダクト内湿度を飽和状態の湿度100%よりも低く
運用したためである。

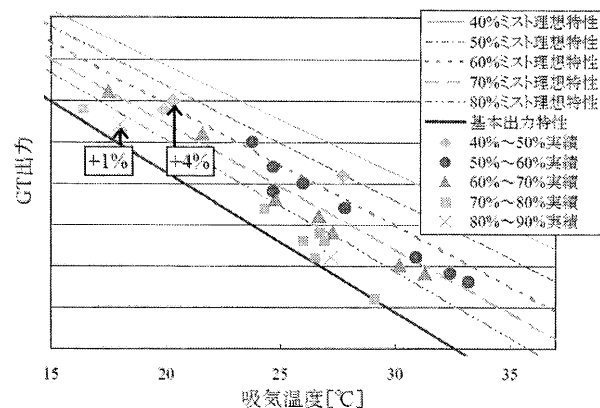


図8 大気条件による増出力効果

図9に、運用期間中に最大の増出力効果が得ら
れた時(大気温度:29℃,大気湿度:46%,ポン
プ運転台数:10台)の、GT出力,吸気温度の時
系列変化を示す。

ガスタービン定格負荷運転時において、ミスト噴
霧により、吸気温度を約7.5℃低下させ、ガスター
ビン出力を13MW増加することができた。

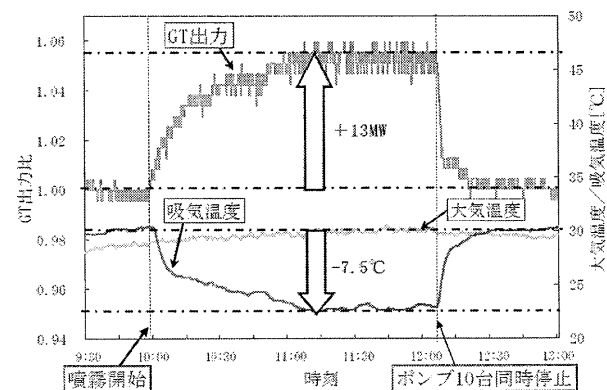


図9 増出力効果の実績(最大時)

噴霧ポンプ全台(10台)の運転による、GTの定格
負荷運転状態を確認後、タービン入口温度のオー
バーシュート挙動を把握するため、ポンプ全台同
時停止確認試験を行った。試験は、GT状態量が十
分に整定したことを確認して実施した。

その結果、図10のように、TITのオーバーシュ
ートは15℃以下にとどまり、排ガス温度のオー
バーシュートはほとんど認められず、ともに温度上昇
について十分に余裕があることが分かった。

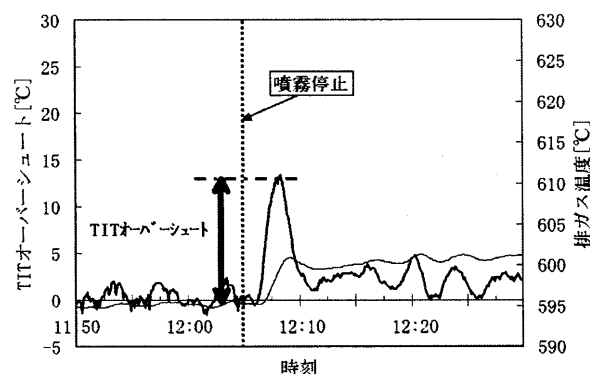


図10 噴霧ポンプ全台同時停止時のTIT上昇

また、GTの燃焼振動について、噴霧ポンプ全
台同時停止時においても問題は認められなかった。

空気圧縮機動静翼のエロージョンについて、平
成20年度7月~11月ミスト噴霧装置を運用した
後、平成21年度の4-4GT系列定期点検時に最終
的に翼の損傷状況を確認した。今回、エロージ
ョン対策として、ダクト内湿度に制限を設けて、ミ
スト噴霧を実施した。装置の運用開始当初や試験
時には、若干制限値を超過する(2%程度)ことも
あったが、上記運用期間中、ほぼダクト内湿度を
95%以下として運用できた。運用後の開放点検の
結果、懸念されたエロージョンの痕跡は全く認め

られなかった。以上の実績から、吸気ダクト内湿度制限 95%以下とすることで、機器的に安全な運用が可能であることが明らかとなった。

4. まとめ

ガスタービンの夏場の出力低下対策として、熱環境緩和技術であるヒートアイランド現象対策技術に着目した。気化効率の高い微細な水粒子をガスタービンの吸気へミスト状に噴霧することで吸気温度を低減し、出力増加を試みた。

平成 20 年度夏場の逼迫した需給状況に対し、平成 19 年度に得られた本研究結果を利用するべく加速的に設備導入を進め、結果的に 10MW 以上の出力増加に貢献することができ、大気温度が低下するまでの期間、継続して出力増加の効果を得ることができた。

ガスタービン本体機器への影響に関して、吸気湿度に運用制限を設けることで機器への影響を最小限とし、また、噴霧ポンプ停止時の TIT 上昇等の懸念事項について、試験の実施により影響を評価して問題なく運用できることを明らかとした。

謝辞

本研究の成果が、平成 20 年度夏場の出力増加へ貢献できたことは、多くの方々のお力添えにより実現することができました。本研究の実施にあたり、多大なご協力をいただきました。国立大学法人新潟大学可視化情報研究センター、設備の導入に際し、限られた時間の中、GT 本体機器への影響評価にご協力いただいた三菱重工業（株）の関係者各位に心より感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 岸本, 他: 液体空気利用ガスタービン吸気冷却システムによる出力向上, 三菱重工技報 Vol.34 No.1 (1997-1) pp.22-25
- 2) 南, 他: ヒートアイランド対策技術の適用によるガスタービン増出力に関する研究, 火力原子力発電大会論文集, pp.228-232(2009)
- 3) 赤林, 他: 水ミスト噴霧による冷却効果に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.557-558(2008)
- 4) 宇多村, 他: ガスタービン吸気加湿冷却システムの開発, 火力原子力発電 Vol.50 No.8 (1999-8) pp.62-71
- 5) Sanjeev Jolly, P.E. and Scott Cloyd: Performance Enhancement of GT 24 with Wet Compression, Power-Gen International(2003-11)

【研究報告】

C-2

札幌市におけるマイクロガスタービン
コジェネレーションシステムの実証研究
— 第四報 4 年間の運用実績とシステム特性の展望 —

* 倉田 修，壹岐 典彦，松沼 孝幸，前田 哲彦，平野 聡，
角口 勝彦，武内 洋(産総研)，吉田 博夫(神奈川工大)

Micro Gas Turbine Co-generation System in Sapporo City
— 4 years demonstration and prospect for the future —

* Osamu KURATA, Norihiko IKI, Takayuki MATSUNUMA, Tetsuhiko MAEDA, Satoshi HIRANO,
Katsuhiko KADOGUCHI, Hiromi TAKEUCHI(AIST) and Hiro YOSHIDA(KAIT)

ABSTRACT

AIST Energy Technology Research Institute (ETRI) had been demonstrating a micro gas turbine co-generation system (MGT-CGS) with a latent heat storage tank in Sapporo City University from 2006 to 2010. In 2009, a programmable logic controller (PLC) controlled the start time and partial load of MGT. Results of the start time control and heat demand control, and performance of 4 years demonstration were shown. Analysis of the hot water heating system in the building shows the typical values for selecting processes in PFD analysis.

Key words: Micro gas-turbine co-generation system, Latent heat storage tank, Programmable logic controller, Performance, Process flow diagram analysis

1. はじめに

地球温暖化対策として電力と熱を併用する分散型電源が広く用いられている。近年は、小型高効率のマイクロガスタービン(MGT)を用いたコジェネレーションシステム(CGS)も普及している。Greenhouse Gas Technology Center¹はスーパーマーケットにおける Capstone 60kW MGT-CGS の特性を報告している。Guiterman と Kreider²はコロラド大学レクレーションセンターにおける MGT-CGS の特性を報告している。分散エネルギーシステムの特性を明らかにする観点から、MGT-CGS の特性に関する報告は多い。Dong ら³は(バイオマス)マイクロ・CGS について文献レビューを行なっている。Mancarella と Chicco⁴は部分負荷の排ガス特性をモデル解析している。

産業技術総合研究所(産総研)エネルギー技術研究部門では、分散エネルギーシステムの研究に注目している。エネルギー技術研究部門は 2004 年 12 月に札幌市と MoU を締結し、2006 年から札幌市立大学で MGT-CGS を潜熱蓄熱槽と組み合わせて実証してきた。2007 年には融雪機能付き太陽光発電を、2008 年には MGT にプログラマブルロジックコントローラ(PLC)を採用するなど拡充し、2010 年

3 月に実証研究を終了させた。これまで、ガスタービン学会では、CGS 導入前のエネルギー需要測定と運転計画の策定⁵、運用時の熱移動の計測⁶、PLC による起動時刻制御と熱主運転による稼働実績⁷について報告してきた。本報では熱主運転稼働実績について補足するとともに、4 年間の運用実績をまとめ、システム特性について解析を行なう。

2. 実証研究の工程と工場における性能試験

実証研究の工程を Fig. 1 に示す。2004 年 12 月にエネルギー技術研究部門は札幌市と MoU を締結した。部門では実証研究の実施にあたり、CGS の動力源候補として DME ディーゼルや燃料電池も検

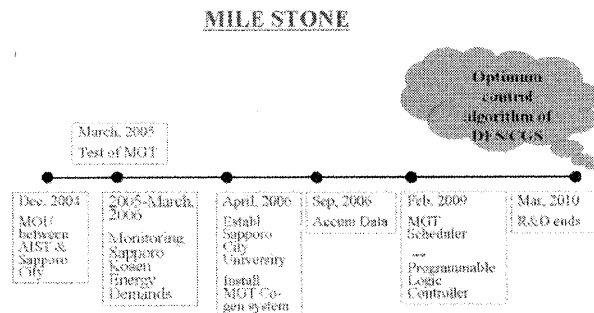


Fig. 1: Milestones of demonstration

MGT分野の実施内容(2005-2010)

- 2005.3 タクマ京都で立合い試験
- 2005.6 タクマ京都でMGT試験(部分負荷-夏期)
- 2006.2 タクマ京都でMGT試験(部分負荷-冬期)
の応答と排ガス濃度,各部の温度,熱流束)
- 2006.9 MGT運転・データ取得開始
- 2007.6 パッケージ吸込口流速計測(L字ピトー管)
- 2008.1-3 ECM流速計測(直ピトー管)
- 2008.4-2009.3 PLCの選定・設置
- 2009.2-2010.3 PLC熱主運転,パッケージ流速計測
(熱線流速計),Visiolによるシステムのモデル化

Fig. 2: Milestones in the fields of MGT

討したが、保守の点の理由などで最終的にMGTを選択している。2005年から2006年にかけて、札幌市立大学の前身である札幌市立高専において電力・ガスのエネルギー計測を行なった。計測結果を元にMGTの運用スケジュールを冬期、中間期、夏期のDaily start and stop (DSS)として計画した⁵。2006年4月に札幌市立大学が開校後、MGT-CGSと潜熱蓄熱槽を搬入し、2006年9月より運用と計測を開始した。当初は、おもに、潜熱蓄熱槽の特性解明、流動抵抗低減と融雪機能付き太陽光発電に研究の比重がおかれた。エネルギーデータの解析からMGT-CGSの排熱回収量が低いことが判明し、運用の効率を改善する必要がある⁶。2009年2月にスケジュールをPLCに置換し、起動時刻制御、部分負荷運転を実施した⁷。2010年3月に実証研究は終了している。MGT分野の実施内容をFig. 2にまとめた。Figure 3に2006年2月にタクマ京都工場で実施した同等のMGTにおける部分負荷時の排ガス濃度を示す。

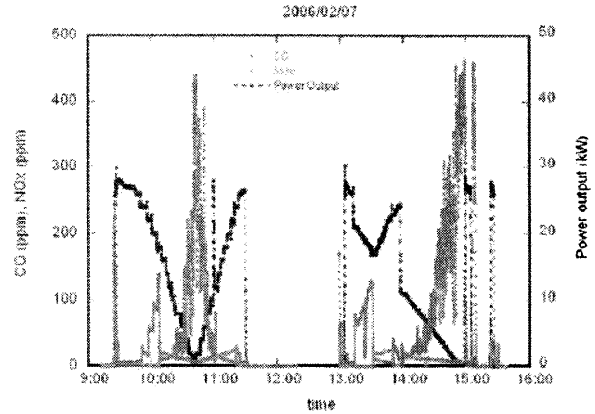


Fig. 3: Factory test on emission of MGT

3. MGT-CGSの運用とPLC熱主運転

実証研究系の概要図は講演番号C-3を参照されたい。MGT-CGSは電力(27kW定格)と温水(59kW定格)を供給する。MGTの排ガスの熱は真空式温水器(Vacotin® heater: VH)で温水となり、冬期は大学設備の温水ヘッダーに導入され、床暖、パネルヒーター、外調機に供給される。温水ヘッダーには大学設備のボイラー((暖房149kW+給湯25kW)×2基)の温水も供給される。MGTの排ガスの熱はVHと並列に接続されたエコノマイザー(ECM)を經由し、潜熱蓄熱槽とロッカー室のパネルヒータにも供給される。VHの缶水温度が90℃を超えると排ガスのバイパスダンパーが開き、排ガスは熱回収を行わずに廃棄される。

運用開始後、エネルギーデータの解析からMGT-CGSの排熱回収量が低いことが判明し、運用の効率を改善する必要がある。このため、スケ

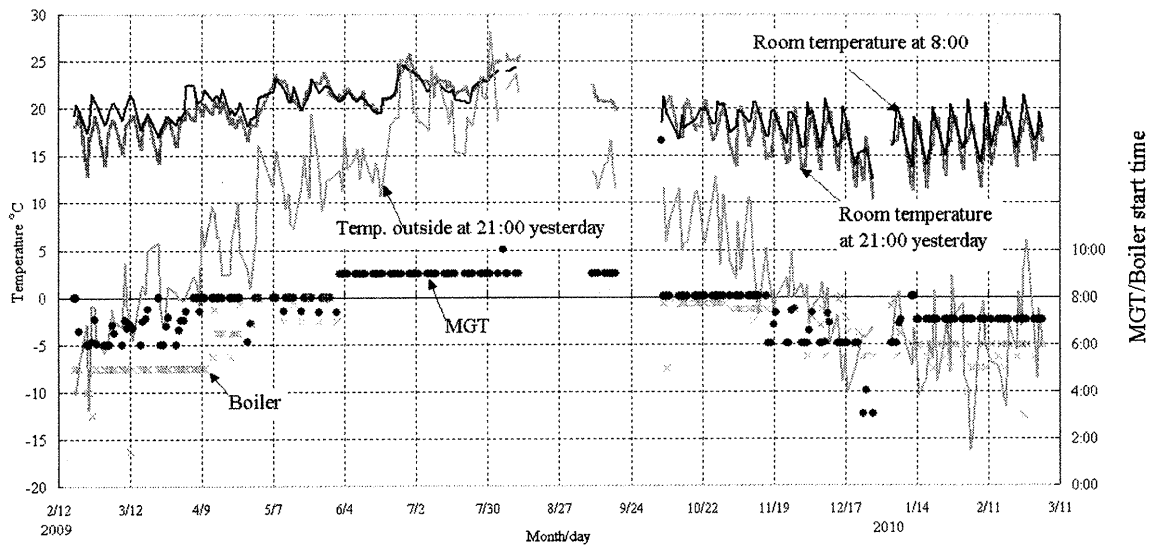


Fig. 4: Performance of start time control

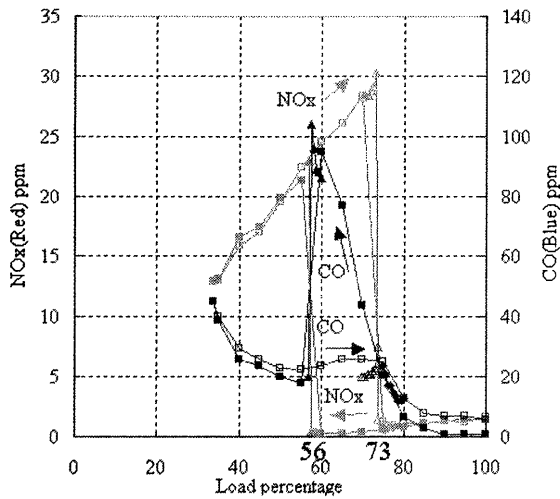


Fig. 5: Emission of NOx and CO at partial load

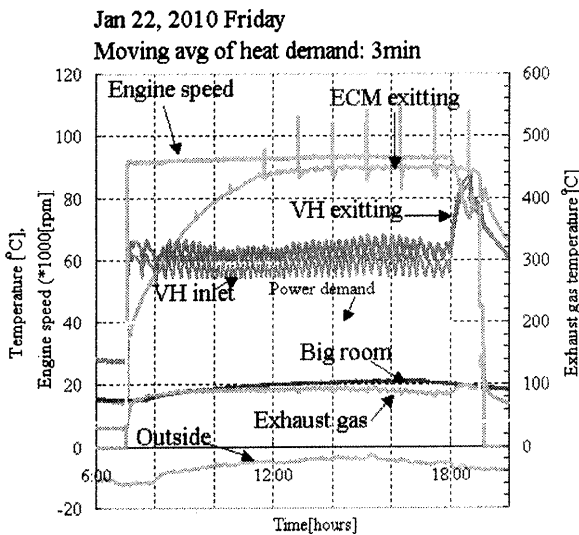


Fig. 6: Profiles of temperatures

ジェーラを PLC に置換し、起動時刻制御、熱主(部分負荷)運転を実施した⁷。Figure 4 に起動時刻制御の 1 年間の実績を示す。起動時刻制御は 2009/2/21 から 6/1 と、11/16 から 2010/1/7 にかけて実施した。外気温と教室温度の関数により MGT がプログラムどおり早く起動し、運用による効率の改善に寄与している。

熱主運転については、2009/3/18 から 6/18 と 12/21 から 2010/1/15 に、排ガスダンパー開または、VH 出口温水高温の条件で、80%部分負荷運転を実施した⁷。Figure 5 に 2009/12/14 に実施した MGT 部分負荷試験時の NOx、CO 排ガス特性を示す。部分負荷増加時には 73%負荷で、減少時には 57%負荷でバーナーの拡散燃焼と予混合希薄燃焼の切替えが行なわれている。この傾向は 2006 年 2 月の MGT 試

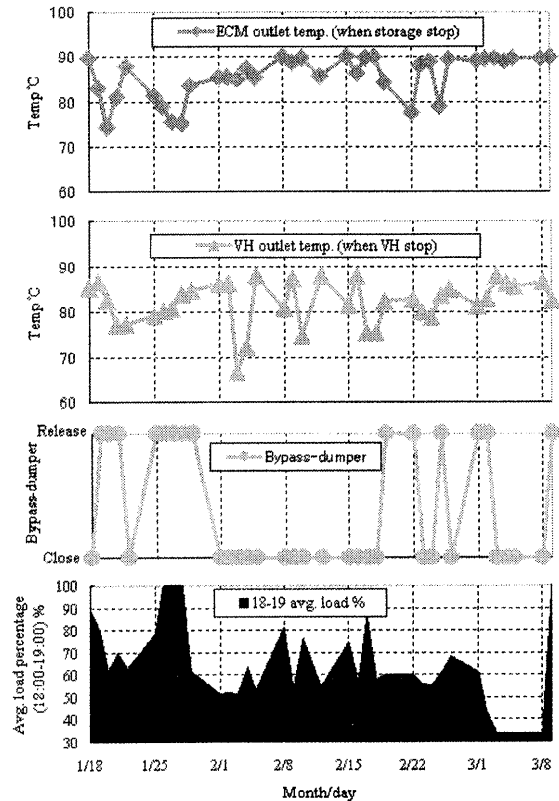


Fig. 7: Summary of the control of heat demand in the test period from January 18 to March 8

験の傾向と異なっていた。

2010/1/18 から 3/8 は VH 温水熱需要に追従、VH 出口温水温度、あるいは、ECM 出口温水温度を目標値とした、33%-100%部分負荷運転を実施した。Figure 6 には VH 温水熱需要を目標値とした熱主運転について一例として 2010/1/22 の MGT-CGS の各部温度、MGT 回転数を示した。VH 温水熱需要の値は VH 温水流量と VH 出入口温度差の積を計算し、3 分間の移動平均とした。供給側の熱量計算値はボイラ効率は掛けずに制御に用いた。部分負荷運転は熱需要の少なくなる、18時から19時に実施した。冬期の熱需要の少なくなる時間帯においても、部分負荷運転により排ガスダンパーの開放を防止することができた。ただし、ECM 出口温度はやや低下している。潜熱蓄熱槽の蓄熱剤として融点 87°C の D-threitol を用いているため⁸、ECM 出口温度の低下は好ましくない。

Figure 7 に 2010/1/18 から 3/8 の ECM 出口温水温度、VH 出口温水温度、排ガスダンパーの開閉と 18時から19時の MGT 平均部分負荷を示す。18時から19時については、排ガスダンパーが開く場合、MGT 平均部分負荷は 55%より大きいこと、また、MGT 平均部分負荷が比較的大きいと、ECM 出口温

水温度は低いことが分かる。結論として、冬期でも熱需要が低下した場合、燃焼方式の切替えに伴う機械的損失を防止する観点から、ECM(蓄熱槽の蓄熱動作)と MGT-CGS は同時に停止が好ましいといえる⁸。

4年間の運用実績をまとめると、2006年9月から2010年3月までの総運用日数は797日、総運転時間は8604時間である。土日祝日と年末年始、夏期は計画停止している。計画外停止原因として、運用当初は、(1)蓄熱槽加熱用のECMの過昇温防止装置と連動してMGT停止(8分から27分、3日)、(2)原因不明(1分から12時間、6日)、その他MGT点検翌日の不具合(原因不明)があげられる。また、大学電気設備の改修に伴い、2009/9/24から10/5にかけて8日間にわたり計画外停止を行なった。このため夏期の運用時間が減り、北海道ガスのコージェネレーション契約⁹で規定する契約年間負荷率が低下した。そのため2009年度冬期は起動時刻制御を十分に検証することができなかった。

4. 蓄熱槽を用いる MGT-CGS 特性の解析

4.1. 記号

C_p	J/(kg · K)	乾燥空気 の 定 圧 比 熱
k	W/(m · K)	校 舎 壁 面 の 熱 伝 導 率
q	W	暖 房 の 熱 供 給 量
S	m ²	校 舎 壁 面 積、パ ン ー ル ヒ ー タ 面 積
t	s	時 間
T	K	温 度
U	W	内 部 エ ネ ル ギ ー
V	m ³	教 室 の 容 積
x	m	校 舎 壁 厚 み
ρ	kg/m ³	乾 燥 空 気 の 密 度

添字

room	教室内
out	外気

4.2. 潜熱蓄熱槽を用いる CGS の展望

札幌市大で実証試験を実施したシステムは、校舎の暖房システムに対する配管・設計の最適化を行なう時間的な余裕はなかった。しかし結果的には、電力供給は大学キャンパス内で十分消費され、熱供給も冬期の暖房需要を満足するよう MGT の運転を行なえたため、高い総合効率の運用を達成できた。今後、蓄熱槽を用いる MGT-CGS を各所に展開するためには、札幌市大の実証試験で得られたエネルギーデータを有効に活用し、システムを表わす特性値を求めると共に、Process flow diagram

(PFD)に基づくシステム系の要素の解析を通じて、最適な配置を検討したい。

これまで検討したように、潜熱蓄熱槽を用いる CGS では、潜熱蓄熱槽の蓄熱剤(D-threitol, C₄H₁₀O₄)を融解するため、多量の高温度熱源を必要とする。このため、CGS のエネルギー源としてガスタービンを採用することは適当と思われる。潜熱蓄熱槽は CGS における電力需要と熱需要のミスマッチを有効に解消し、ガスタービンの停止時に潜熱蓄熱槽の熱は外部に供給される。

この場合、大規模なシステムでは、電力の逆潮は起きないうえ、時間差のある熱需要にも複数のエネルギー源の発停や温水弁の開閉で対応可能であり、蓄熱槽を積極的に採用する利点は少ない。このためシステムの規模としては、大規模よりも中小規模の、電力の逆潮防止のためガスタービンを停止するが、その後と翌日の早朝に熱供給を必要とするシステム系が妥当と考えられる。さらに、蓄熱槽の熱容量がガスタービンの熱供給量と同程度ではその利点が少ないため、ガスタービンの排熱は蓄熱槽と温水熱交換器の両方に供給される必要がある。このようなシステム構成の一例を Fig. 8 に示す。MGT の排熱は2つの VH に供給される。片方の VH は潜熱蓄熱槽に接続され Big room の床暖房に熱を供給し、もう一方の VH は Small rooms の床暖房に熱を供給する。

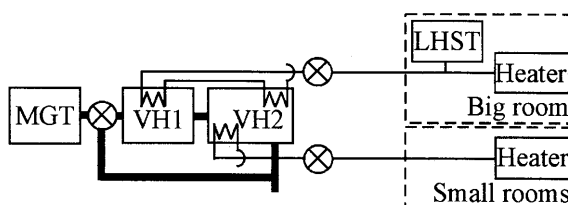


Fig. 8: CGS with a latent heat storage tank (LHST)

4.3. 札幌市大の暖房の熱容量など特性値の見積もり

教室の熱バランスを考える。教室内の内部エネルギーの増加は熱供給量から外壁への熱損失を引いた値とみなせる。

$$dU = q_{in} - q_{out}$$

$$\therefore \rho V C_p \frac{dT_{room}}{dt} = q_{in} - S \frac{k}{x} (T_{room} - T_{out}) \quad (1)$$

式(1)を解き、 $t=0$ で T_{room}^0 と置くと解は；

$$\therefore \frac{T_{room} - T_{out} - \frac{q_{in}}{A}}{T_{room}^0 - T_{out} - \frac{q_{in}}{A}} = \text{Exp}^{-\left(\frac{t}{B}\right)} \quad (2)$$

$$A \equiv Sk/x, \quad B \equiv \rho Cp \frac{V}{S} \frac{x}{k}$$

式(2)の右辺は0より大きく1以下である。また、左辺は分子、分母ともに負となる。さらに、 t がじゅうぶん経過後、 $T_{room} - T_{out}$ は q_{in}/A に近づく。

ここで、 $\rho = 1.293[\text{kg}/\text{m}^3]$ 、 $Cp = 1000[\text{J}/(\text{kgK})]$ 、 $q_{in} = 41300[\text{W}] (= 59000 \times 0.7, \text{MGT-CGS の場合}^6)$ 、 $q_{in} = 149000[\text{W}]$ (設備ボイラー1基)とおける。

S と V は、C棟の平面図から横幅66[m](ドライエリア除く)、奥行14[m]である。高さはデータがないが15[m]と仮定すると、 $\Sigma S = 3324[\text{m}^2]$ 、 $\Sigma V = 13860[\text{m}^3]$ 、 $\Sigma V/\Sigma S = 4.17$ となる。

MGT-CGSや設備ボイラーによる暖房室温の時間系列データは、2008年1月から4月について¹⁰得られている。14教室の個々の室温を用いるのではなく、大講堂(C棟201室)の室温で代表する。Figure 9、10に結果を示す。4時起動のMGT-CGSの場合、6時までは $T_{room} - T_{out}$ は増加し16.5[°C]に達するが、その後減少に転じ10[°C]で安定する。これは、6時以前の暖房は、C棟の床暖とパネルヒーターへの熱供給に供されるが、その後、外調機の起動により、C棟14教室全体の空気が暖められることに起因すると考えられる。

従って、MGT-CGSの4時から6時の特性値については、上記の ΣV や ΣS は使えない。設備ボイラーの場合、5時に起動し温度差は増加するが、施設管理室の設定により教室温度が高すぎないように制御されている。Figure 9、10についてシステムを表わす特性値を見積もると、外調機の起動前は、MGT-CGSで、 $A \sim 2.3 \times 10^3[\text{W}/\text{K}]$ 。外調機の起動後は設備ボイラーで、 $B \sim 3.3 \times 10^4[\text{s}]$ となる。設備温水系における熱損失を省略しているなど、かなり簡略化した解析であるが、これらの特性値を用いれば、PFD解析により、システム系の要素の最適な配置を検討できよう。

5 まとめと今後の展望

産総研では2006年から2010年の4年間にわたり、札幌市立大学で潜熱蓄熱槽を用いたMGT-CGSの実証研究を実施した。MGTについてはパッケージ各部流速計測によるエネルギーフロー解析、MGT-CGSの実証研究についてはPLC制御により起動時刻制御と熱主(部分負荷)運転を実施し、さま

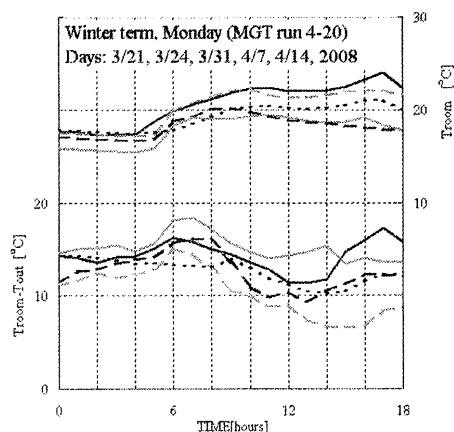


Fig. 9: Profiles of temperature difference on Monday when MGT run 4-20

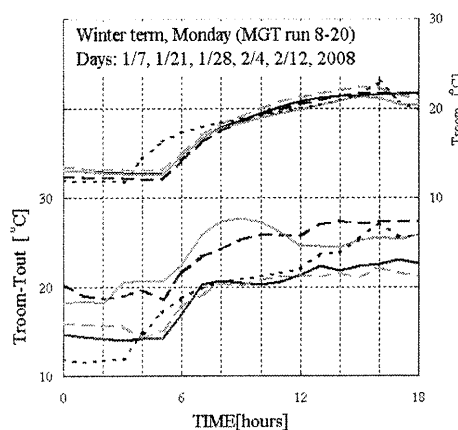


Fig. 10: Profiles of temperature difference on Monday when MGT run 8-20

ざまなデータを蓄積し、分散CGSの実証研究における豊富な経験を得ることができた。システム系の要素の最適な配置に対する解析は今後も続け、潜熱蓄熱槽を含むGT-CGSの展望を提案したい。

謝辞

本実証研究では、MGTパッケージの使用および運転計画の策定について、株式会社タクマ様、北海道ガス株式会社様に貴重な助言を賜りました。また札幌市、札幌市立大学様には、今回の実証研究の場をご提供いただくと共に、現地の様々な個別事情等への対応について多大なるご協力をいただきました。ここに記して謝意を表します。

6. 文献

- (1) Greenhouse Gas Technology Center, "Environmental technology verification report:

- Capstone 60kW microturbine CHP system”,
<http://www.microturbine.com/_docs/EPA-C60testreport.pdf>, (2003) [2010.9]
- (2) Guiterman, T. and Kreider, J., “Analysis of microturbine system at the University of Colorado Recreation Center”,
<http://www.colorado.edu/facilitiesmanagement/about/conservation/documents/microturbineadditionreport_000.pdf>, (2005) [2010.9]
- (3) Leilei Dong, Hao Liu, Saffa Riffat, “Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP system-a literature review”, *Applied Thermal Engineering*, 29, pp.2119-2126, (2009)
- (4) Pierluigi Mancarella and Gianfranco Chicco, “Global and local emission impact assessment of distributed cogeneration systems with partial-load models”, *Applied Energy*, 86, pp.2096-2106, (2009)
- (5) Yoshida H., Iki N., Matsunuma T., Hirano S., Maeda T., Kadoguchi K. and Takeuchi H., “Year Round Performance Test of Micro Gas Turbine Co-Generation System with Heat Storage”, *GTSJ Proc. IGTC2007*, TS-017, (2007)
- (6) 倉田、壹岐、吉田、前田、松沼、角口、武内、
“札幌市におけるマイクロガスタービン・コジェネレーションシステムの実証研究 第二報 エネルギーフロー解析”、第 36 回ガスタービン定期講演会、p.337、茨城県日立市、(2008/10/16)
- (7) 倉田、壹岐、松沼、前田、平野、角口、武内、
吉田、“札幌市におけるマイクロタービンコジェネレーションシステムの実証研究 第三報 起動時刻制御と熱主運転による稼働実績”、第 37 回ガスタービン定期講演会、p.299、山口県山口市、(2009/10/22)
- (8) Kurata O., Iki N., Matsunuma T., Maeda T., Hirano S., Kadoguchi K., Takeuchi H., Yoshida H., “Remote Measurement and Heat Demand Control of CHP Sysytem with Heat Storage at Sapporo City University”, *ASME Proc. IMECE2010-39906*, (will be published)
- (9) 北海道ガス (株)、コージェネレーションシステム A 契約、
<http://www.hokkaido-gas.co.jp/business/ryo-kin/menu/cogene_a.html> [2010.9]
- (10) Kurata O., Kadoguchi K., Iki N., Matsunuma T., Yoshida H., Maeda T., Takeuchi H., “Micro Gas Turbine Co-generation System at Sapporo City University under Service Conditions” *JSME Proc. ICOPE-09*, E106, (2009)

【研究報告】

C-3

札幌市でのマイクロガスタービン・コジェネレーションシステム 実証研究における空気流量・温度計測と熱損失分析

*松沼 孝幸，壹岐 典彦，倉田 修，前田 哲彦，平野 聡，
角口 勝彦，武内 洋（産総研），吉田 博夫（神奈川工大）

Air Flow Rate and Temperature Measurements and Heat Loss Analysis of Micro Gas Turbine Co-generation System in Sapporo City

*Takayuki MATSUNUMA, Norihiko IKI, Osamu KURATA, Tetsuhiko MAEDA, Satoshi HIRANO,
Katsuhiko KADOGUCHI, Hiromi TAKEUCHI (AIST), Hiro YOSHIDA (KAIT)

ABSTRACT

AIST Energy Technology Research Institute (ETRI) demonstrated a micro gas turbine co-generation system (MGT-CGS) with a latent heat storage tank in Sapporo City University from 2006 to 2010. This paper focuses on the heat loss analysis of the co-generation system. The measurements of air velocity and temperature were carried out using a hot-wire velocimetry system and thermocouples in order to evaluate the heat loss.

Key words: Micro gas turbine, Co-generation, Air flow rate measurement, Energy loss evaluation

1. はじめに

産業技術総合研究所エネルギー技術研究部門では、2006年9月から2010年3月までの4年間に、札幌市立大学でマイクロガスタービンシステムと産総研独自の過冷却蓄熱技術を組み合わせた排熱回収利用コージェネレーションシステムを運用し、詳細な実データの計測や最適運転条件の検討などの実証研究を行った。本発表では、熱線流速計や熱電対を用いてマイクロガスタービンのパッケージ内の空気流量と温度を計測し、熱損失状況を分析した結果を報告する。

ントローラ（PLC）による起動時刻制御と熱種運転による可動実績^③、PLCの利用によるCO₂削減効果の改善^④、MGT-CGSとボイラによる暖房室温の時系列データ^⑤などについて報告されている。さらに、本講演会では、講演番号C-2において、4年間の運用実績とシステム特性の展望^⑥について報告される。今後も、遠隔測定と熱需要制御^⑦の発表が予定されている。

本実証研究系の詳細を、図2に示す。MGT-CGSパッケージ（株式会社タクマ製、TCP30LH）は、

2. 札幌市立大学の実証研究システム

本実証研究系の概要を、図1に示す。本研究は、札幌市立大学芸術の森キャンパスC棟（総床面積4,157m²，地上3階・地下1階建）で実施された。地下1階の新エネ機械室に設置されたマイクロガスタービン・コジェネレーションシステム（MGT-CGS）とボイラ・蓄熱器を組み合わせ、MGT運転特性・蓄熱特性などの計測データを蓄積し、最適なエネルギー管理手法の検証を行った。これまでに、MGT-CGS導入前のエネルギー需要測定と運転計画の策定^①、運転実績とエネルギーフロー解析^②、プログラマブルロジックコ

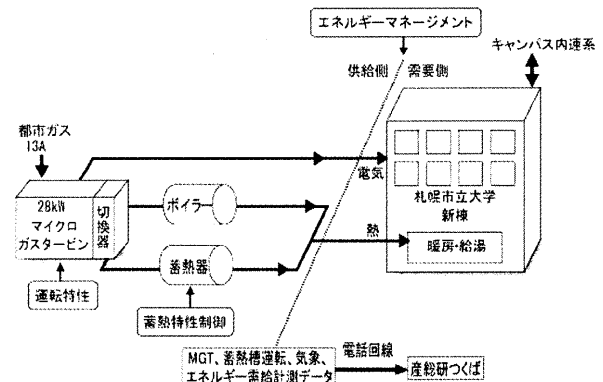


図1 MGT-CHP 実証研究系の概要

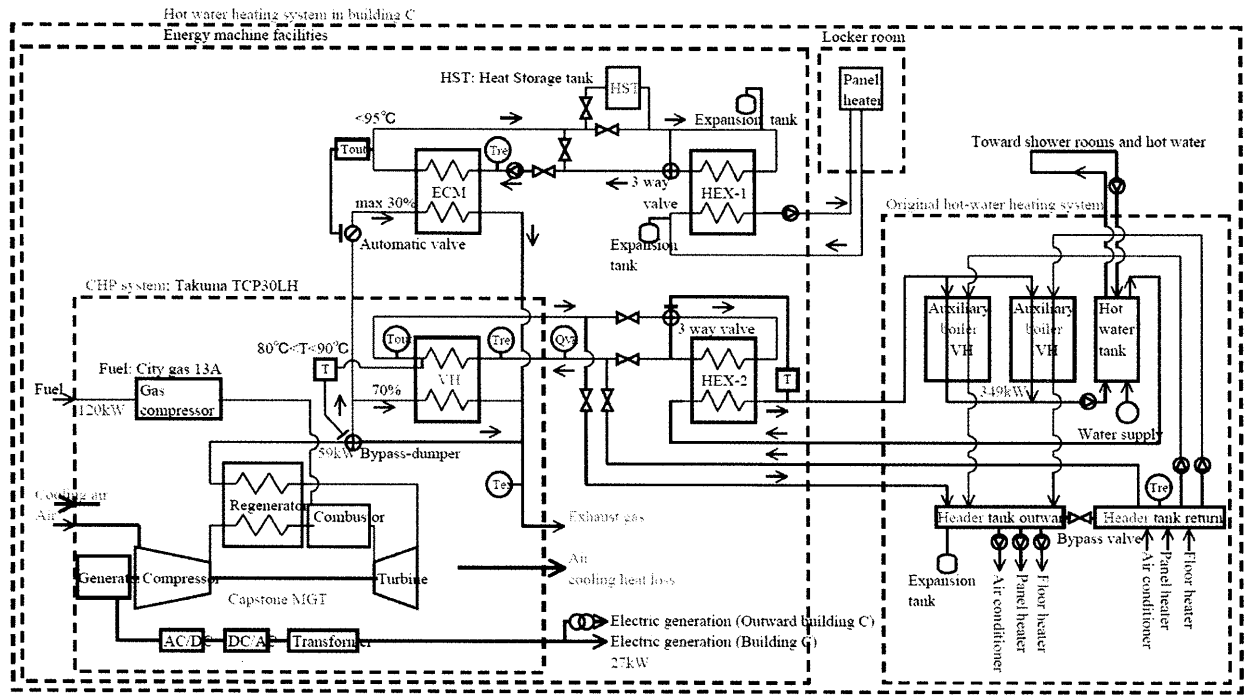


図2 MGT-CHP 実証研究系の詳細

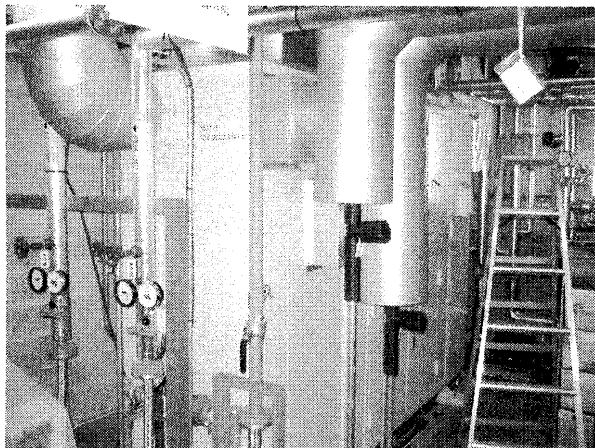


図3 MGT パッケージ外観

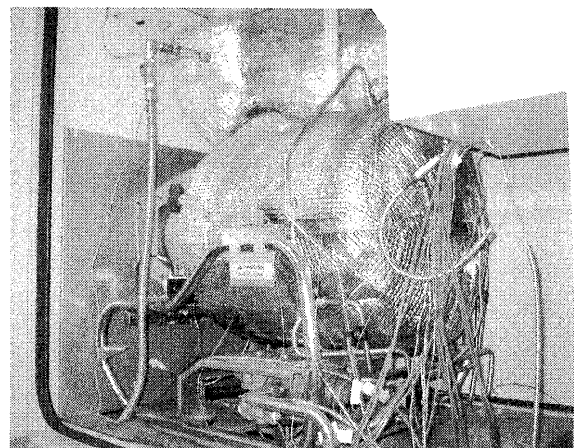


図4 マイクロガスタービン本体

都市ガス 13A を燃料として電力と温水を生成する。パッケージ内に設置されたキャプストン製の再生式 MGT の定格発電出力は、27kW である。MGT の排熱は、MGT パッケージ内の真空式温水器（バコティン・ヒータ、VH、定格温水熱出力 59kW）にて温水回収される。また、併設した蓄熱器の運転時には、VH 上流で MGT 排ガスの一部が分岐され、パッケージ外のダクトに流れて、ダクトの途中にあるエコノマイザー（ECM）で熱回収が行われる。MGT-CGS パッケージの外観と MGT 本体の写真を、図 3 と図 4 に示す。

MGT パッケージ内に入った空気は、(1) MGT 燃焼用空気と(2)パッケージ換気用空気に分かれる。

(1) MGT 燃焼用空気は、MGT を出た後、真空式温水器 VH とエコノマイザー ECM に分岐し、それぞれを通過した後で合流し、燃焼空気用の排気ダクトから外気に排出される。(2) パッケージ換気用空気は、MGT の補機であるインバータと燃料ガス昇圧用コンプレッサの 2 つの中に分岐して冷却空気として通過した後、合流して MGT 本体周りの冷却空気となり、換気空気用の排気ダクトから外気に排出される。

3. MGT パッケージ内の空気流量と温度計測

3.1 計測方法

空気流量を算出するために、熱線流速計（日本

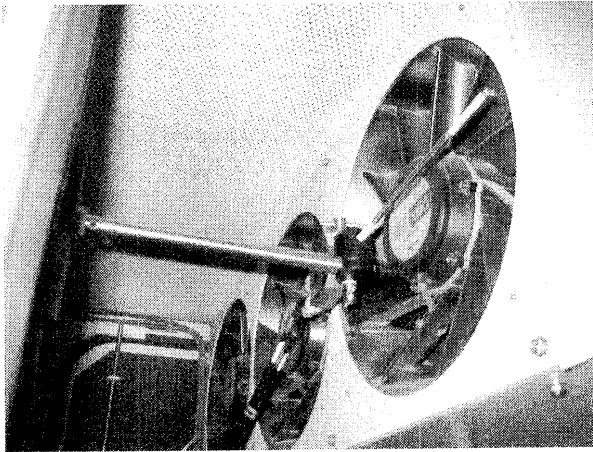


図5 パッケージ給気空気量測定の様子

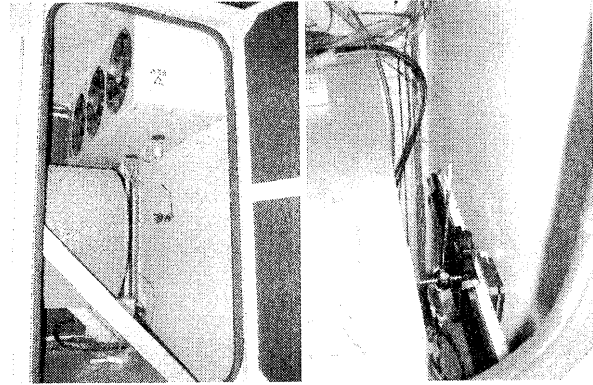
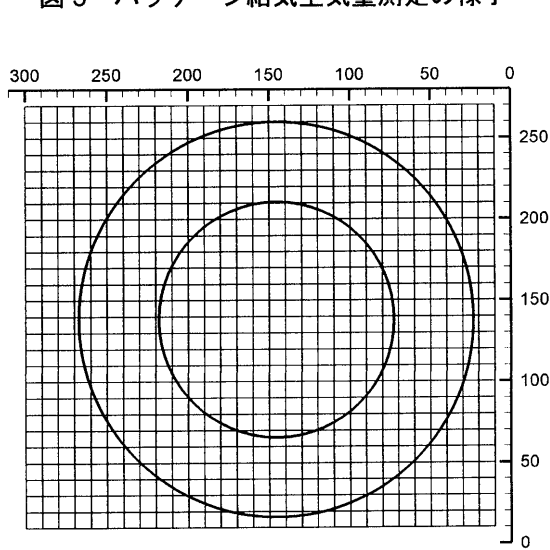
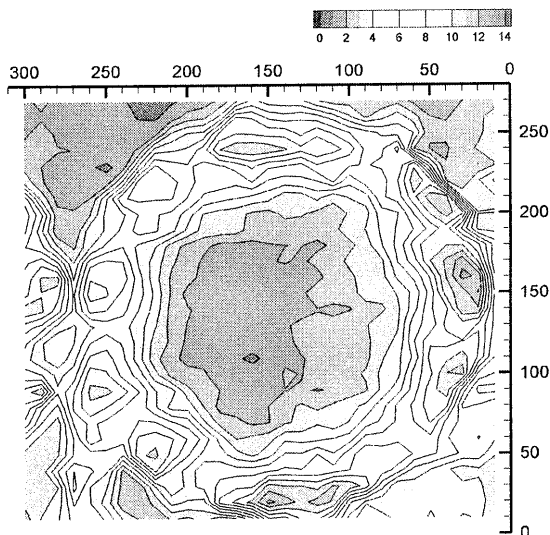


図7 パッケージ換気空気量の計測



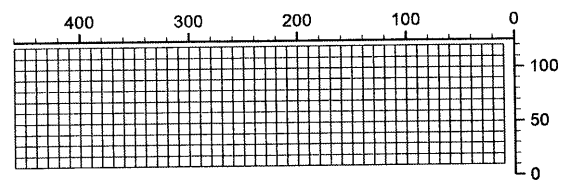
(a) 計測格子



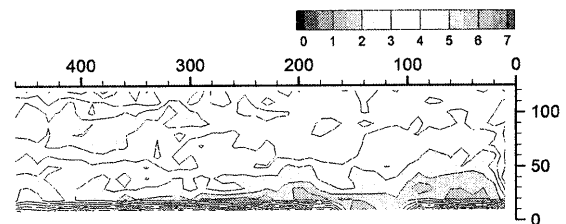
(b) 軸流速度分布

図6 パッケージ給気ファン出口の速度測定

カノマックス製, IHW-100) によってパッケージ内各所の速度分布を測定した。MGT パッケージに



(a) 計測格子



(b) 速度分布

図8 パッケージ換気速度測定

穴あけ加工をすることは一切許されないため、熱線風速計本体をパッケージ外部に設置し、パッケージの隙間を通してケーブルを配線し、測定部に熱線プローブを設置した。測定場所が狭く、電動制御のトラバース装置を設置することもできないため、パッケージ内部にマグネット式のレールを設置して、パッケージのメンテナンス用ドアを開け閉めして、測定点1つ1つに対して手でセンサ位置を動かす方式を取った。同時に、デジタル温度計（横河電機製, Model 2455）の熱電対で、各所の温度も計測した。速度計測から算出した空気流量と温度計測の結果を用いて、各部分での熱損失を算出した。

3.2 計測条件

本計測は、2010年1月27日（水）に実施した。熱需要が多い「冬期・平日」の運転となるため、排熱回収用の真空式温水器とエコマイザーは両方とも作動している。また、外気温が低いため、MGTの効率も高く、本MGT-CGSシステムにとっ

表 1 MGT-CGS の熱損失

	流量 m ³ _N /min	入口温度 °C	出口温度 °C	温度差 °C	エネルギー (LHV) kW	割合 (投入燃料を基準) %	割合 (測定値合計を基準) %
燃料 (13A)	0.188				130.1	100.0	
MGT 発電量					27.2	20.9	20.9
燃焼空気	15.35	278.5	7.2	271.3	92.2	70.3	69.0
[内訳]							
VH 温水					38.1	29.3	28.8
ECM 熱回収					7.5	5.8	5.7
MGT 後の VH と ECM のダクト	15.35				21.1	16.2	15.9
燃焼空気用排気ダクトから放出	15.35	80.8	7.2	73.6	25.0	19.2	18.8
パッケージ換気空気	24.31	7.2	32.7	25.5	13.4	10.3	10.1
[内訳]							
燃料ガス昇圧用コンプレッサ冷却	10.49	7.2	15.4	8.2	1.9	1.4	1.4
インバータ冷却	12.20	7.2	12.2	5.0	1.3	1.0	1.0
MGT 周辺冷却	24.31	11.6	29.1	17.5	9.2	7.1	7.0
VH 周辺冷却	24.31	29.1	32.7	3.6	1.9	1.4	1.4
合計					132.8	101.5	100.0

て理想的な運転条件となっている。

3.3 速度計測の様子

図 5 に、パッケージ給気空気量の測定の様子を示す。この部分は、給気ダクトを通過した空気がパッケージ内部に入る部分であり、3 個のファンが取り付けられている。この写真は、給気ファンの出口側から撮影されている。初めにファン中心線に沿って 1 列の測定した結果、3 個のファンの流量がほぼ均一と判断できたため、測定しやすい外側のファンの周りを詳細に計測した。測定格子は、図 6(a)に示すような 10 mm 間隔の格子で、測定点数は、縦方向 27 点×横方向 30 点の合計 810 点である。軸流速度分布は、図 6(b)のようになり、ファンの外筒と内筒の間に、同心円上に速度の高い部分が観測され、その最大流速は約 13 [m/s]である。

図 7 に、パッケージ換気空気量の測定の様子を示す。図 7 左側の写真のように、給気ファンを通過した空気は、フィルタを通過して MGT に入る燃焼空気とパッケージ下側に向かって換気空気に分岐する。図 7 右側の写真が換気空気の測定の様子を示す。換気空気の通路は、800 mm×125 mm の細長い長方形になっている。熱線プローブのトラ

バース範囲の限界のため、手前から 450 mm の部分 (全体長さの 56%) で測定した。図 8(a)に測定格子を示す。測定格子は 10 mm 間隔で、44 点×12 点の合計 528 点である。速度分布は図 8(b)のようになり、壁付近で速度が低いが、それ以外では均一に近い分布となっており、その最大速度は約 6 [m/s]である。

4. 熱損失の分析

表 1 に、MGT-CGS の熱損失をまとめる。この表には、各所で測定した流量および温度、エネルギーとその割合をまとめる。流量は、温度と圧力で変わるので、標準状態 (0°C, 1 気圧) に換算した値を示してある。投入燃料のエネルギーを基準としたエネルギーの割合は、測定値の合計で 101.5%となっており、2%程度の誤差が空気量と温度の計測に含まれていると考えられる。そこで、給気・換気空気のエネルギーを補正して、エネルギーの測定値合計を基準としたエネルギーの割合も記載した。

MGT の発電量は 27.2 [kW]で、エネルギー全体の 20.9%に相当する。

MGTの燃焼ガスには、92.2 [kW] (69.0%) のエネルギーが残っている。その内、38.1 [kW] (28.8%) が真空式温水器 VH で、7.5 [kW] (5.7%) がエコノマイザーECM で回収される。残りは、MGT 後の VH と ECM のダクトで 21.1 [kW] (15.9%) が、燃焼ガス用の排気ダクトを通して 25.0 [kW] (18.8%) が外部に放出され、熱損失になる。

なお、VH と ECM のダクトから放出された熱によって、新エネ機械室内の空気は、外気温が低い冬場でも、暖房なしで 25°C に暖まっていた。部屋の換気ファンで外部に流れる空気量が 45.8 [m³/min] であることから、部屋の換気空気によって運ばれる熱量は 17.7 [kW] と見積もられ、この熱量は VH と ECM のダクトでの熱損失 21.1 [kW] の 84% に相当する。

パッケージの換気空気によって使われるエネルギーは 13.4 [kW] (10.1%) である。内訳は、燃料ガス昇圧用コンプレッサの冷却で 1.9 [kW] (1.4%)、インバータの冷却で 1.3 [kW] (1.0%)、MGT 周辺の冷却で 9.2 [kW] (7.0%)、VH 周辺の冷却で 1.9 [kW] (1.4%) であり、これらは全て換気空気用の排気ダクトから外気に放出される。

以上から、有効に使われるエネルギーは 55.5% (電力 20.9%, 熱 34.6%) で、残りの 44.5% は熱損失となることが分かった。

5. まとめ

札幌私立大学のマイクロガスタービン・コージェネレーションシステムにおいて、パッケージ内の速度と温度を熱線流速計と熱電対を用いて測定し、その結果から各所での熱損失を分析した。

冬場の通常運転の時には、燃料の発熱量の 20.9% が発電に使われ、69.0% がマイクロガスタービン MGT 排気ガスから排出され、10.1% が換気空気から放出される。排気ガスの熱量 69.0% の内、28.8% が真空式温水器 VH で、5.7% がエコノマイザー ECM で回収される。したがって、有効に使われるエネルギーは電力 20.9%, 熱 34.6% の合計 55.5% で、残り 44.5% が様々な場所で熱損失となる。

謝 辞

本実証研究では、MGT パッケージの使用および運転計画の策定について、株式会社タクマ様に貴重な助言を賜りました。また、札幌市、札幌市立大学様には、本実証研究の場をご提供いただくとともに、現地での様々な個別事情等への対応に多大なるご協力をいただきました。特に今回の測定では、株式会社タクマの高橋典利様に、MGT パッ

ケージ内や給気・排気ダクトの詳細な構造について、多くの有益な情報をいただきました。日本カノマックス株式会社の古川泰行様には、現地での熱線流速計を用いた速度測定について、多大なるご協力をいただきました。ここに記して謝意を表します。

参 考 文 献

- (1) Yoshida H., Iki N., Matsunuma T., Hirano S., Maeda T., Kadoguchi K. and Takeuchi H., "Year Round Performance Test of Micro Gas Turbine Co-Generation System with Heat Storage", *GTSJ Proc. IGTC2007*, TS-017, (2007)
- (2) 倉田, 壹岐, 吉田, 前田, 松沼, 角口, 武内, "札幌市におけるマイクロガスタービン・コージェネレーションシステムの実証研究 第二報 エネルギーフロー解析", 第 36 回ガスタービン定期講演会 (日立) 講演論文集 (2008), p.337-340
- (3) 倉田, 壹岐, 松沼, 前田, 角口, 平野, 武内, 吉田, "マイクロタービンコージェネレーションシステムのプログラマブルロジックコントローラの利用による CO₂ 削減効果の改善", 日本機械学会 茨城講演会講演論文集, (2009), p.243-244
- (4) 倉田, 壹岐, 松沼, 前田, 平野, 角口, 武内, 吉田, "札幌市におけるマイクロタービンコージェネレーションシステムの実証研究 第三報 起動時刻制御と熱主運転による稼働実績", 第 37 回ガスタービン定期講演会 (山口) 講演論文集, (2009), p.299-304
- (5) Kurata O., Kadoguchi K., Iki N., Matsunuma T., Yoshida H., Maeda T., Takeuchi H., "Micro Gas Turbine Co-generation System at Sapporo City University on Actual Condition" *JSME Proc. ICOPE-09*, E106, (2009)
- (6) 倉田, 壹岐, 松沼, 前田, 平野, 角口, 武内, 吉田, "札幌市におけるマイクロタービンコージェネレーションシステムの実証研究 第四報 4 年間の運用実績とシステム特性の展望", 第 38 回ガスタービン定期講演会 (徳島) 講演論文集, (2010)
- (7) Kurata O., Iki N., Matsunuma T., Maeda T., Hirano S., Kadoguchi K., Takeuchi H., Yoshida H., "Remote Measurement and Heat Demand Control of CHP System with Heat Storage at Sapporo City University", *ASME Proc. IMECE2010-39906*, (2010)

AHAT システムの運転特性

*荒木 秀文, 小金沢 知己, 明連 千尋, 樋口 眞一(日立),
高橋 徹(電中研), 江田 隆志(住友精密)

Operation Characteristics of the AHAT system

*Hidefumi ARAKI, Tomomi KOGANEZAWA, Chihiro MYOUREN,
Shinichi HIGUCHI (Hitachi), Toru TAKAHASHI (CRIEPI) and Takashi ETA (SPP)

ABSTRACT

Ambient temperature effects, performance of WAC (Water Atomization Cooling), part-load characteristics and start-up characteristics of the AHAT (Advanced Humid Air Turbine) system were studied both experimentally and analytically.

Ambient temperature effects and part-load characteristics of the 3MW AHAT pilot plant were measured and they were compared with heat and material balance calculation results. Then, these characteristics of the AHAT and the combined cycle, which were composed of mid-sized industrial gas turbines, were calculated.

Results of WAC operation showed that it can not only decrease compressor power but also increase air flow rate and pressure ratio of the compressor, which leads considerable augmentation of power and thermal efficiency of the AHAT. The cold start-up time of the 3MW AHAT pilot plant was about 60 minutes, which was governed by the heat capacities of the plant equipments.

Key words: Gas turbine, Humid air, Ambient temperature, Part-load, Inlet air cooling

1. 緒言

平成 22 年 5 月に、地球温暖化対策基本法案が可決され、温室効果ガス排出量を 2020 年までに 1990 年比 25%削減を目指すことが明示された¹⁾。また、経済産業省が平成 22 年 6 月に策定したエネルギー基本計画²⁾では、火力発電は、エネルギー安全保障、経済性の観点から重要であり、再生可能エネルギー由来の電気の大量導入時の系統安定化対策において、今後とも必要不可欠な存在であると位置づけられている。我々は、さらなる高効率化と、負荷変動への追従性など、火力発電に求められるニーズを満たすことを目標とし、高湿分空気を利用する AHAT(Advanced Humid Air Turbine)システム³⁾を研究している。AHAT システムとは、1981 年に提案された HAT サイクル⁴⁾の中間冷却器を、WAC(Water Atomization Cooling; 吸気噴霧冷却)に置き替えた、新しいガスタービン発電システムである。ガスタービンの圧力比や燃焼温度の上昇に頼ることなく、システム熱回収の工夫により、高い発電効率を得られる特徴がある。AHAT の発電効率の試算値を、既存の高効率ガスタービンシステムと比較して Fig. 1 に示す。これまで、3MW 級検証機により原理的なシステム成立性を確認してきた⁵⁾⁶⁾。また、この AHAT システムの特徴として、大気温度特性や部分負荷特性に優れている点⁷⁾⁸⁾がある。

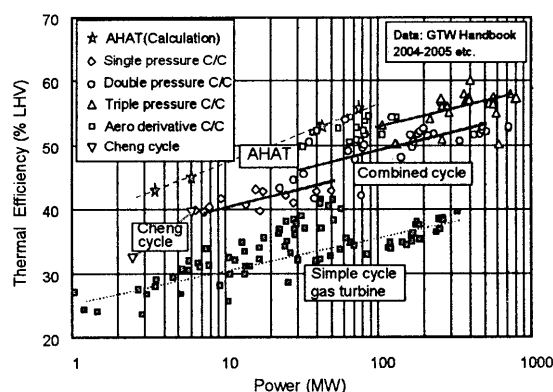


Fig. 1 Thermal efficiency of AHAT and C/C.

本報告では、3MW 級 AHAT 検証機の、(1)大気温度特性、(2)WAC 特性、(3)部分負荷特性、(4)起動特性などの運転特性の実運転結果を報告し、(1)と(3)に関しては、中容量機の場合のこれら運転特性に関して、既存の C/C (Combined Cycle)発電システムと比較しながら検討する。

2. AHAT システムの 3MW 級検証機

Figure 2 に、AHAT システムの 3MW 級検証機の模式図を示す。AHAT システムは、発電用として一般的な産業用ガスタービンで構成できることを特徴としており、圧縮機の間

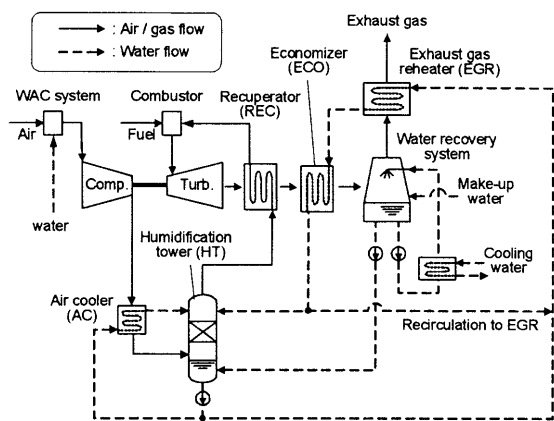


Fig. 2 Schematic of the 3MW AHAT pilot plant.

冷却器は設置せず、WACシステムにより圧縮機の動力低減を図っている。圧縮機出口に設置した空気冷却器の回収熱と、再生熱交換器の下流に設置したエコノマイザの回収熱により、増湿塔へ供給する熱水を生成し、圧縮機出口の空気を飽和状態まで加湿する。質量割合で15~20%程度の湿分を加えることにより、圧縮機の動力を増加させることができ、加湿無しの再生サイクルと比較して、軸出力と発電効率を大幅に向上できるシステムである。

中容量以上のガスタービンの圧縮機は、吸込み流量が大きく効率も高い軸流式が用いられるが、3MW級検証機では、小型ガスタービンに適した遠心圧縮機を用いた。3MW級検証機の性能計画仕様を、Table 1 に示す。

Table 1 Design targets of the 3MW pilot plant.

Item	Unit	Value
Rated power output	kW	3,680
Electrical efficiency	%LHV	42.46
Gas turbine speed	min ⁻¹	17,800
Inlet air flow	kg/s	10.3
Pressure ratio	-	8.1:1
Turbine entry temperature	°C	1,180
Turbine exhaust temperature	°C	669
WAC flow ratio (inlet air flow basis)	%	1.5
NOx emissions (@15%O ₂)	ppm	<10

3. 大気温度特性

3.1 検証機の大気温度特性

3MW級検証機による試験は、2006/10 から2010/2 にかけて、様々な大気条件の下で実施した。大気温度特性として、気温が変化した場合に、燃焼器の燃焼ガス温度を一定で運転した場合の、発電端出力、発電端効率特性を求めたこととした。一方、実際の運転試験では、燃焼ガス温度やWACの蒸発量の条件を、統一して測定することは難しい。そこで、(1)燃焼ガス温度、(2)WACの蒸発量、(3)大気圧、(4)大気湿度、(5)燃焼効率、(6)排ガス再加熱器再循環流量の6項目について、計画値を基準としてシステム熱物質収支計算により補正することとした。この補正によって求めた

3MW級検証機の大気温度特性の測定結果をFig. 3に示す。気温15°Cでの発電端効率の測定結果は、計画値42.46%より低い値となっているが、これは空気系統に設置した流量計や各種センサー取り付けに伴う圧力損失およびリークが主な原因である⁹⁾。同図には、これらの影響を考慮したシステム熱物質収支計算で求めた大気温度特性の予測値を実線で併記した。同図によると、出力、効率の測定値は、どちらも気温が上昇すると低下する結果となり、熱物質収支計算による予測と傾向が一致した。以下、このシステム熱物質収支評価ツールにより、軸流圧縮機を備えた中容量ガスタービンを想定して、AHATとC/Cの大気温度特性を検討する。

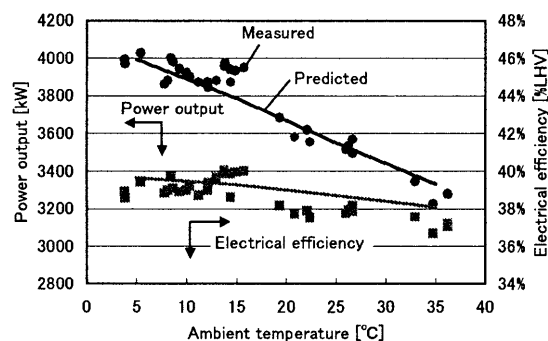


Fig. 3 Measured and predicted ambient temperature characteristics of the 3MW pilot plant.

3.2 中容量機の大気温度特性

AHATとC/Cの性能を比較する際、中容量ガスタービンの仕様は、Table 2に示すものを想定して計算した。AHATとC/Cのシステム性能計算条件に関しては、既報告⁷⁾に述べてある。C/Cに関しては、本研究のシステム熱物質収支評価ツールによるガスタービンの排ガス条件の計算結果を、市販の計算ツール⁹⁾に入力し、非再熱2重圧の排熱回収ボイラの蒸気発生量、蒸気タービンの発電量などを計算した。なお、AHATとC/Cのタービンへ流入するガスの質量流量がそれぞれ同一となるように仮定し、圧縮機の吸気流量はそれぞれのシステムで必要となる大きさを想定した。

AHATおよびC/Cの大気温度特性の計算結果をFig. 4に示す。結果は、それぞれの基準条件(気温15°C)に対する相対値で示してある。同図には、3MW級検証機の場合の計算結果を併記した。

発電端出力に関しては、AHATのほうが高気温時の出力低下が少ない。理由は、AHATでは、吸気噴霧冷却により、高気温時の吸気流量と圧力比の低下が抑制されるためである。気温35°Cの場合、気温15°Cの場合と比較して、従来のC/Cでは約9%出力が低下するのに対し、AHATでは約5%の低下に抑制することが可能である。また、3MW級検証機は、WAC無しのC/Cよりも高気温時に出力が低下しており、遠心圧縮機と軸流圧縮機の流量・圧力比特性の相違によるものと考えられる。

発電端効率に関しては、同図に示すように、AHATは、低気温時に効率が向上し、高気温時に効率が低下している。高気温時に効率低下する原因は、高気温時の排ガス中の湿分割合増加と、排ガス損失増大による。一方、C/Cでは気温による効率の変化は微小となった。本研究では、大気温度が変化した場合でも復水器の冷却水温と真空度を一定と仮定して計算していることが理由の一つである。

Table 2 Gas turbine specifications used for calculation.

Gas Turbine specifications (at design point)	
Type	• Single-shaft, mid-sized industrial
WAC system	• Flow rate = 3.5 wt% of inlet air flow
Inlet duct	• Ambient condition = ISO standard condition
Compressor	• Polytropic efficiency = 91.5% • Pressure ratio = 20 : 1
Combustor	• Fuel = natural gas • Combustion efficiency = 99.99%
Turbine	• Turbine entry temp. = 1,300 °C • Adiabatic efficiency = 86.0% • Coolant air flow rate = calculated
Generator	• efficiency = 97.5%

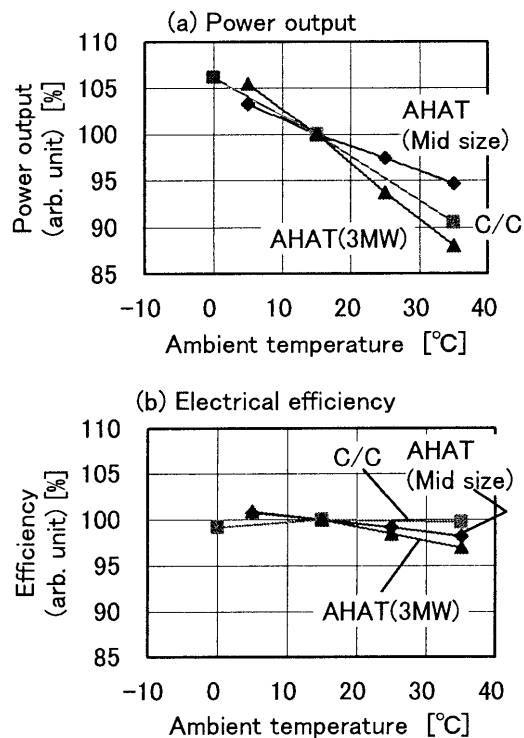


Fig. 4 Predicted ambient temperature effects of the AHAT and C/C.

4. WAC 特性

WACは、吸気ダクト内および圧縮器内部で微細な液滴を空气中に蒸発させる機構であり、その蒸発挙動は、運転時の大気条件に大きく依存する。噴霧量に対する蒸発割合は、大気の乾球温度と湿球温度との差 WBD (Wet Bulb Depression) に依存することが示されている¹⁰。3MW 級検証機では、Fig. 5に示すように、吸気質量流量に対し 2.9wt%までの液滴の噴霧試験を行い、吸気ダクト内および圧縮器内部での蒸発割合が WBD の増大とともに増加することを確認した。なお、この蒸発割合は、ノズル配置や吸気ダクトの形状に影響を受ける¹⁰。

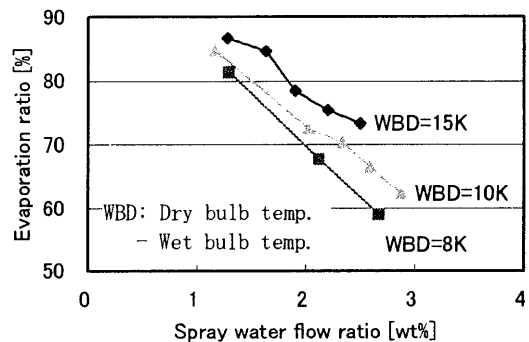


Fig. 5 WBD (Wet Bulb Depression) and Evaporation ratio.

次に、3MW 級検証機で WAC を実施した場合の、圧縮機の運転状態とシステムの発電端出力、発電端効率の変化の一例を Table 3 に示す。この例では、吸気流量に対して 1.7wt% の液滴の蒸発により、圧縮機入口空気温度は 3.6°C 低下し、吸気流量と圧力比はそれぞれ 8% 増加、10% 上昇した。圧力比の上昇により、タービン排ガス温度が制限値よりも低下したため、タービン入口ガス温度を約 22°C 上昇させることができ、出力は約 22%、効率は約 3pt 上昇した。このように、WAC により、吸気の冷却による圧縮動力の低減だけでなく、吸気流量の増加と圧力比の上昇、タービン入口ガス温度の(許容範囲内での)上昇が可能となり、出力と効率の大幅な向上が可能であることを確認した。

Table 3 Example of WAC results

Items	Dry	WAC	Change
Evap. water ratio [%]	0.0	1.7	+1.7%
Comp. inlet air temp. [°C]	23.4	19.8	-3.6°C
Comp. inlet air flow rate [kg/s]	9.7	10.5	+8.0%
Pressure ratio [-]	7.5	8.3	+10.0%
Turbine exhaust temp. [°C]	651	648	-3.4°C
Turbine entry temp. [°C]	1,145	1,167	+21.6°C
Electrical output [kW]	2,892	3,531	+22.1%
Electrical efficiency [%LHV]	34.8	37.7	+2.9pt

5. 部分負荷特性

5.1 検証機の部分負荷特性

Figure 6 に、3MW 級検証機の部分負荷運転における、増湿塔と WAC それぞれの加湿量の実測値を示す。同図に示すように、約 47% 負荷から 58% 負荷までは、エコマイザと空気冷却器で回収した排熱の一部を加湿に利用する、部分加湿モードで運転し、約 68% 以上の負荷では、これら排熱の全量を増湿塔での加湿に利用する全加湿モードで運転した。一方、WAC は、約 86% 負荷以上で運転した。

Figure 7 に、3MW 級検証機の部分負荷における発電端効率の実測値と、熱物質収支計算による予測値を比較して示す。同図によると、本研究の評価手法により、部分負荷時の発電端効率をほぼ予測できている。次節では、本評価手法により、軸流圧縮機を備えた中容量ガスタービンによる AHAT と C/C の部分負荷特性を比較検討する。

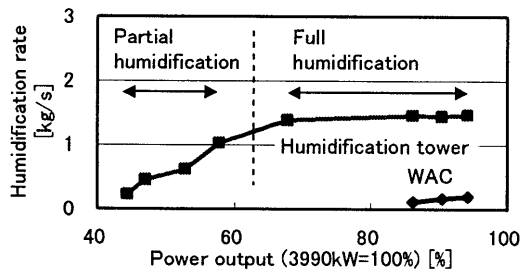


Fig. 6 Measured humidification rate by the humidification tower and by the WAC at part-load operations of the 3MW pilot plant.

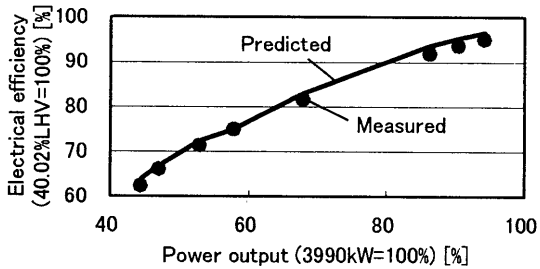


Fig. 7 Measured and predicted part-load characteristics of the 3MW pilot plant.

5.2 中容量機の部分負荷特性

IGV(入口案内翼)を備えたガスタービンでは、部分負荷時などに、IGV の操作により吸気流量を絞ることができる。そこで、既存の C/C では、部分負荷時に吸気流量を絞り、燃焼ガス温度をなるべく高く維持して、高効率を維持する運用が行なわれている。AHAT と C/C の部分負荷特性を検討するにあたり、Table 4 に示す条件で計算した。軸流圧縮機を備えた中容量機の C/C と AHAT では、IGV(入口案内翼)により吸気流量を絞りながらタービン排ガス温度一定となるように燃焼ガス温度を下げる方法で出力を低下させた。IGV

を操作した場合の吸気流量の変化、圧縮機効率の変化は、従来実績値を参考とした。なお、IGV により操作可能な流量範囲はガスタービンの機種に依存するが、AHAT、C/C とも、50%部分負荷まで操作可能と仮定した。

Table 4 Conditions for part-load calculations.

No	System	IGV angle	Combustion temp.
1	C/C	Variable	Constant turbine exhaust temp. (566.0°C)
2	AHAT		Constant turbine exhaust temp. (603.4°C)

Figure 8 に、部分負荷特性の計算結果を示す。同図には、前記Fig. 6およびFig. 7に示した 3MW 級 AHAT 検証機の部分負荷特性を併記した。Fig. 8(a)によると、部分負荷で効率の低下が最も少ないのは AHAT(中容量)であり、ついで C/C、AHAT(3MW)となる。効率の増減の理由を、以下に説明する。同図(b)は、部分負荷時の圧縮機吸気流量の変化であり、AHAT(中容量)と C/C は、IGV を操作しているため部分負荷の吸気流量が低下しているが、AHAT(3MW)の吸気流量変化は、比較的少ない。

同図(c)は、タービン排ガス温度である。AHAT(中容量)と C/C は、タービン排ガス温度が一定となるよう運転する仮定であるが、AHAT(3MW)は、燃焼ガス温度を変化させて出力を変化させているため、部分負荷でタービン排ガス温度が低下する。

同図(d)には、燃焼器入口空気温度を示す。燃焼器入口空気は、AHAT では再生熱交換器出口空気であるが、C/C では圧縮機吐出空気であるため、部分負荷では圧力比の低下とともに温度が低下し、燃料を多く必要とする。

同図(e)には、タービン入口ガス温度を示す。タービン入口ガス温度 T_3 に対するタービン排ガス温度 T_4 は、式(1)で示される。同式によると、AHAT では湿分が含まれるため、Table 5 に示す比熱比 γ が小さくなり、IGV 操作により、タービン排ガス温度一定の制限下で吸気流量と圧力比を低下させた場合、燃焼ガス温度の低下は、C/C よりも少なくなる。

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1)$$

Table 5 Specific heat ratios of Air and water

Items	Air	H ₂ O	Remarks
C _p : Constant pressure specific heat [kJ/kgK]	1.143	2.300	at 1000K, 1MPa
γ : Specific heat ratio [-]	1.337	1.257	$\gamma = C_p/C_v$
$(\gamma-1)/\gamma$ [-]	0.252	0.204	

このように、AHAT では、Fig. 8(d)(e)で示した燃焼器入口空気温度と、燃焼ガス温度を高温に維持できることから、部分負荷時における発電効率の低下が少なくなる。

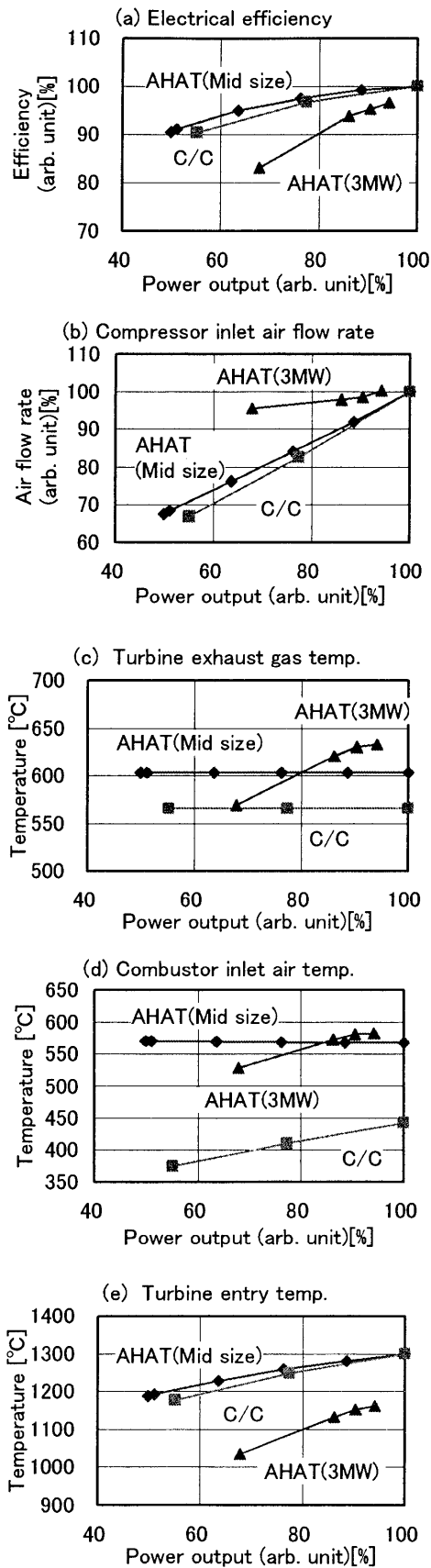


Fig. 8 Part-load characteristics of AHAT and C/C.

6. 起動特性

3MW 級検証機の起動時のタービン回転数、発電端出力の時間変化の一例をFig. 9に示す。同図(a)によると、起動開始後、パージ運転、起動モーターで昇速開始、約9分で着火、さらに昇速により約20分でFSNL(Full Speed No Load)に到達、その後、10%/minの上昇率で負荷上昇し、約26分で1800kWの負荷に到達した。その後、同図(b)に示すように、EC(エコノマイザ)の排熱回収水、AC(空気冷却器)の排熱回収水を順次、HT(増湿塔)に供給し、加湿量を増加させていった。その後、同図(c)に示すように、起動後約41分で、タービン排ガス温度が650°Cに到達し、約46分まで、3200kWの負荷を保持した。その後、排熱回収系の暖機とともに、同図(b)の増湿塔での加湿量が増加し、タービン排ガス温度を650°C以下に維持したまま、起動後60分で3550kWの負荷に到達することができた。

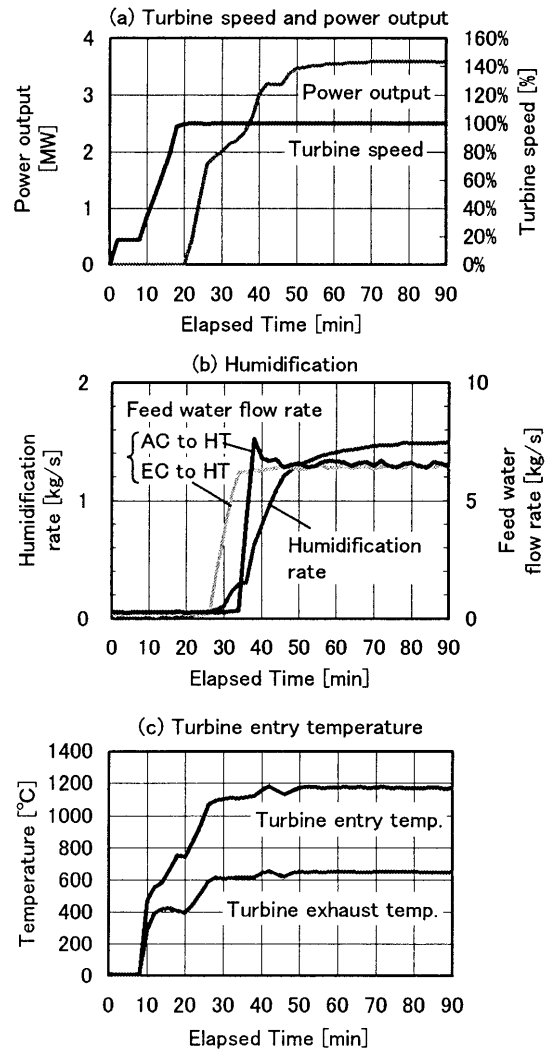


Fig. 9 Turbine speed, power output, humidification rate and turbine entry temperature of the 3MW AHAT pilot plant during the start-up.

この試験の結果、最大出力を得るには、増湿塔での加湿量が最大になる必要があり、そのためには再生熱交換器の下流側に設置されるエコマイザの暖機が律速となることが判った。エコマイザの暖機に必要な時間は、再生熱交換器の熱容量に依存するため、システムの設計に応じて起動時間の長短が決定されるが、3MW 級検証機の条件では 60 分以内のコールド起動が可能であることを実証した。

7. 結言

高温分利用ガスタービンシステムの 3MW 級検証機で、大気温度特性、WAC 特性、部分負荷特性、起動特性を測定し、以下の検討結果を得た。

(1) 大気温度特性

3MW 級検証機の大気温度特性の測定結果に関しては、計算による予測結果と傾向が一致することを確認した。さらに、中容量ガスタービンを AHAT システムに適用した場合を想定し、既存の C/C (Combined Cycle) 発電システムと比較しながら大気温度特性を計算した。

出力特性に関しては、AHAT の方が高温での出力低下少なく、気温 15°C→35°C で約 5% の低下 (C/C は約 9% の低下) であった。

効率特性に関しては、AHAT は、低気温で効率向上、高気温で効率低下するが、C/C は、気温による効率の変化は微小であった。C/C の復水器の冷却水温と真空度を一定と仮定していることが理由の一つである。

(2) WAC 特性

3MW 級検証機で、吸気質量流量に対し 2.9wt% までの液滴の噴霧試験を行い、吸気ダクト内および圧縮器内部での蒸発割合が WBD (大気の乾球温度と湿球温度との差) の増大とともに増加することを確認した。

また、WAC により、圧縮動力の低減だけでなく、吸気流量の増加と圧力比の上昇、タービン入口ガス温度の (許容範囲内での) 上昇が可能となり、出力と効率の大幅な上昇が可能であることを確認した。

(3) 部分負荷特性

3MW 級検証機の部分負荷特性の測定結果に関しては、計算による予測結果と一致することを確認した。さらに、中容量ガスタービンを AHAT システムに適用した場合を想定し、既存の C/C (Combined Cycle) 発電システムと比較しながら部分負荷特性を計算した。C/C と比較して、AHAT の方が部分負荷での効率低下少なく、負荷 100%→60% で約 6.2% 低下 (C/C は 8.0% 低下) であった。

(4) 起動特性

3MW 級検証機の試験により、システムが暖機されていない状態からのコールド起動では、再生熱交換器の熱容量とエコマイザの暖機が起動の律速となることが判り、60 分以内のコールド起動が可能であることを実証した。

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の支援を受けている。ご支援に対し深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 参議院、議案情報：地球温暖化対策基本法案、<http://www.sangiin.go.jp/japanese/johol/kousei/gian/174/meisai/m17403174052.htm>
- 2) 経済産業省、エネルギー基本計画、<http://www.meti.go.jp/committee/summary/0004657/energy.pdf>
- 3) 幡宮、日本ガスタービン学会誌, 34, 2 (2006) 100-105.
- 4) 中村、山本、火力原子力発電, 43, 12 (1992) 1587-1592
- 5) 樋口 ほか 5 名、ASME GT2008-51072 (2008)
- 6) 荒木 ほか 4 名、ASME GT2008-51089 (2008)
- 7) 荒木 ほか 3 名、JSME 第 15 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集 (2010) 199-204
- 8) 高橋 ほか 2 名、ICOPE 2007 (2007) E060
- 9) THERMOFLOW 社 GT-PRO、http://www.thermoflow.com/CombinedCycle_GTP.htm.
- 10) 宇多村、日本ガスタービン学会誌, 37, 4 (2009) 203-209.

CFDによるジェットエンジンテストセルでの推力補正

*浅海 典男 (IHI), 伊沢 将人 (IHI), 田口 貴之 (IHI), 松野 伸介 (IHI)

A Method of Thrust Correction in Indoor Sea Level Jet Engine Test Facilities Using CFD Models

*Norio Asaumi(IHI), Masato Izawa(IHI), Takayuki Taguchi(IHI) and Shinsuke Matsuno(IHI)

ABS TRACT

Measured thrust in a test facility is affected by secondary airflow and the thrust is different from the gross thrust. Thrust correlation parameter between outdoor and test facilities is called cell factor. In this paper, CFD application for cell factor prediction has been investigated. Both overall test cell model and outdoor cell model are analyzed by CFD. The results are compared with measured aerodynamic parameters, which are cell bypass ratio and front cell depression, in the test cell and are agreed well. In addition, it is checked that CFD also predict the cell factor precisely.

Key words: Test Facility, Thrust, Drag, Cell Factor, CFD

1. はじめに

周辺の風が地上静止状態(0m/s)の屋外(以下, オープンセルと示す)でジェットエンジンを運転した時に計測される推力をグロススラストという。オープンセルでは天候の影響を受けるため, エンジンは地上ジェットエンジン屋内試験設備(以下, インドアセルと示す)と呼ばれる室内で推力を計測する。インドアセルでは室内気流による空気抵抗を受けるため, エンジンの推力計測値はオープンセルの運転時よりわずかに(数%程度)変化する。オープンセルとインドアセルでエンジンの推力を補正するパラメータはセルフファクタ(CF)と呼ばれ, 以下のように定義される。

$$CF = F_{N(\text{open})} / F_{N(\text{indoor})} \quad (1)$$

ここで, F_N は計測されるエンジンの推力(ネットスラスト)である。

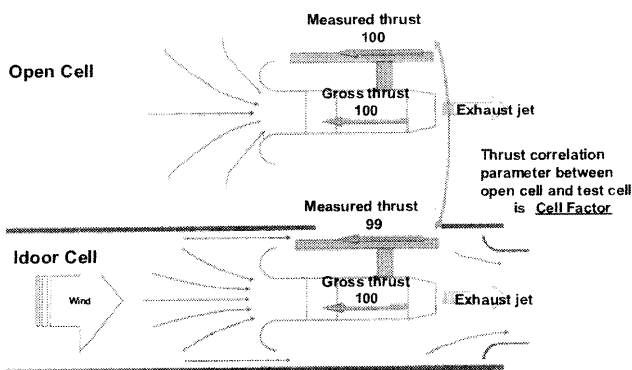


Fig.1 Schematic of Cell Factor

インドアセルの運転では 2 次流れの影響によってエンジン周りの気流がオープンセルの時と異なる。図 1 にオープンセルとインドアセルでの気流の様子とセルフファクタの概略を示す。

2 次流れがセルフファクタへ与える空力的な影響を以下に示す(図 2 参照)^{1) 2)}。

- ・ Inlet Momentum Drag: エンジン前方の空気の運動量によって発生する抗力
- ・ Additive Drag: エンジンの吸い込む空気の流線に沿った圧力勾配による影響
- ・ Bellmouth Shape Drag: ベルマウスに作用する流れ方向の圧力勾配による影響
- ・ Cradle Drag: 2 次流れのためエンジンの架台が受ける抗力
- ・ Cowl/Frame Drag: エンジンの外表面が受ける抗力
- ・ Base Drag: エジェクタに吸い込まれる速い気流によって圧力が周囲より低くなりエンジンが後方に引かれる作用

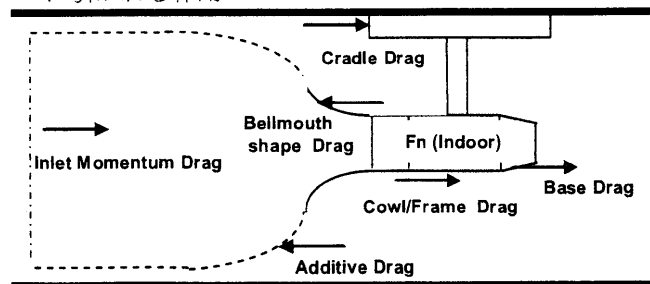


Fig.2 Thrust / Drag Correction Factors in Indoor Cell

上述のセルフファクタを算出するにはオープンセルおよびインドアセルでエンジンの運転試験を行う必要がある。エンジン運転試験の一部でも省略することができるコスト削減に有効であるため、数値解析(CFD)を用いてエンジン周囲の流れを解析しセルフファクタを推定する試みが行われているが³⁾、エンジン周囲のみを対象とし、さらに、インドアセル形状を簡略化したモデル実験での検証であるためインドアセル内の気流の再現がまだ不十分と考える。

そこで、本研究では CFD を用いてエンジン周囲だけではなく、インドアセルの形状を詳細に再現し気流をより正確に再現する。さらに、インドアセルとオープンセルとの比較よりセルフファクタを算出する。

また、インドアセル全体を対象とすることで、インドアセルの改修などセルフファクタへ与える影響を解析的に評価することが可能になる。そこで、検証されたモデルを用いて、気流への影響が大きいインドアセル部位⁴⁾を対象に感度解析を実施する。

2. 方法

2.1 インドアセルの空力特性パラメータ計測

図3にインドアセルの構成とインドアセル内の気流の概略を示す。エンジン運転時は空気が吸気塔を通り、コーナーベーンで90°曲げられスプリッターとスクリーンを抜けエンジンへ吸入される。吸気塔からエンジンの上流までをフロントセル、以降をリアセルと言う。エンジンの排気がエジェクタへ入ることによってエジェクタ効果が発生し、エンジンの吸気とエンジン周囲を通過する2次流れがエンジン室内に流入する。エンジンの排気と2次流れはエジェクタ内で混合し、ブラストサブレッサーから排気塔を通り大気へ放出される。なお、エジェクタ内には混合を促進するためにストラットと呼ばれる騒音低減装置を配置している。

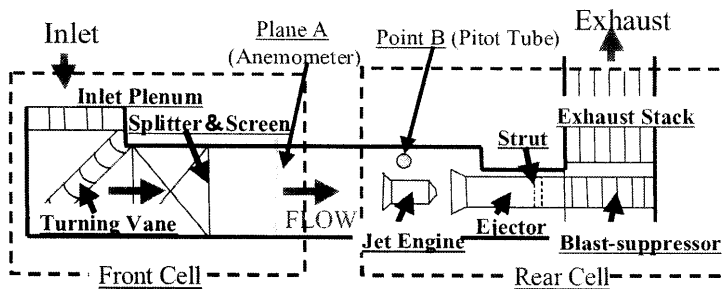


Fig.3 Configuration of a Test Cell

インドアセル内の気流特性を評価するパラメータとして以下のものがある^{5) 6)}。

- ・セルバイパス比(β)
- ・フロントセルディプレッション(CD_{FC})
- ・エンジン上流の速度分布

エンジン運転試験時に断面 A に熱線風速計(5×5点)を配置しエンジン上流の流速を計測する。また、点 B にピトー管を配置しエンジン室内の負圧レベルを計測する。

これらの計測値を用いて上述のセルバイパス比(β)、フロントセルディプレッション(CD_{FC})を次のように評価する。

$$\beta = (W_{FC} - W_{ENG}) / W_{ENG} \quad (2)$$

ここで、 W_{FC} はフロントセルの流量、 W_{ENG} はエンジンのファン入口流量である。

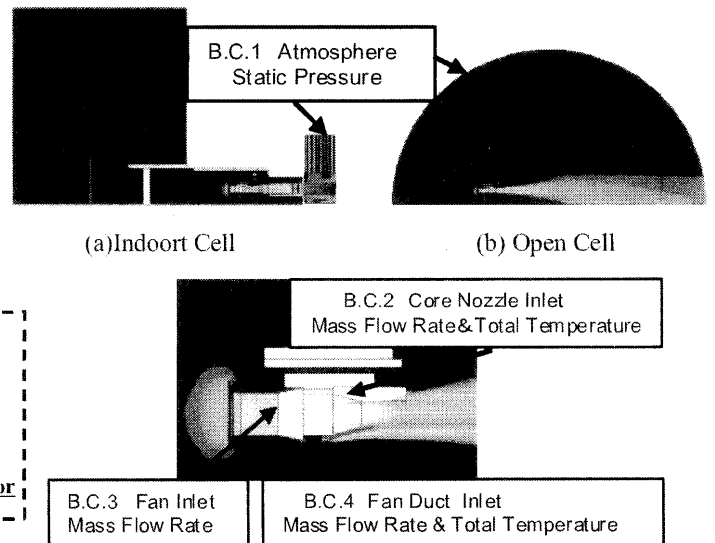
$$CD_{FC} = (P_{s_{amp}} - P_{s_{FC}}) / (0.5 \rho_{FC} V_{FC}^2) \quad (3)$$

ここで、 $P_{s_{amp}}$ は大気圧、 $P_{s_{FC}}$ はフロントセルの代表点の静圧である。さらに、フロントセルの動圧を用いて無次元化し評価する。

2.2 数値解析

汎用流体解析ソフトの ANSYS FLUENT 6.3 を用いる。図4にインドアセルとオープンセルの CFD モデルと境界条件の設定方法を示す。解析格子点数は約 1000 万点であり RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) による定常計算を行う。乱流モデルには RSM (Reynolds Stress Equation Model) および壁関数を用いる。

図5に CFD の結果からエンジンの推力を算出する手法の概略図を示す。エンジン周囲の検査体積に沿って、運動量と圧力の作用と外表面の粘性を表面積分しエンジンの推力を算出する。



(c) Jet Engine Detail

Fig.4 CFD Models

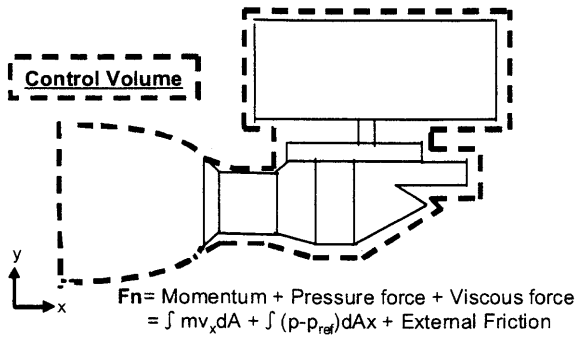


Fig.5 Schematic of Control Volume in the Momentum Equation for Calculating Thrust

3. 結果

3.1 インダセルの気流特性パラメータ計測

インダセルの各部分の圧力損失(ロス係数)をCFDより算出した結果を図6に示す。この結果より、リアセル側の圧力損失はフロントセルより大きく、インダセルを流れる総空気量への影響が大きいと言える。そのため、リアセルの圧力損失を合わせることが重要とわかった。

図7にフロントセルディプレッション、図8にセルバイパス比をそれぞれ実測値と比較したものを示す。図6と図7より、インダセル内の圧力損失は概ね一致しており、図8に示すようにインダセルの総流量が一致したと考える。

さらに、図9にエンジン上流での速度分布を示す。CFDと実測値で概ね特徴が一致しておりエンジン上流での流れを再現できていると言える。

3.2 セルファクタの比較

図10にCFDと実測値のセルファクタを示す。実測値との差は推力の計測誤差程度であり良く合う結果を得た。よって、CFDを用いてインダセル内の気流を再現することでセルファクタの予測が可能であることを示した。

3.3 改修を想定したストラット形状の感度解析

ストラットがインダセルの気流へ与える影響が大きいことが示されている⁴⁾。図6よりストラット周囲の圧力損失が大きいことは妥当と言える。

そこで、ストラットの影響について感度解析を行い調査した。図11に形状が異なる2種類のストラット形状(羽根付き型と同径である円柱型の2ケース)を対象として解析した流れ場の様子を示す。この結果より、ストラットの形状が異なると後流の様子が大きく変化することがわかった。今回の結果から、ストラットの後流がブロッケージとなってインダセル内へ吸い込まれる(2次)空気量が変わり、セルバイパス比がおよそ0.45と大きく

変化することを確認した。

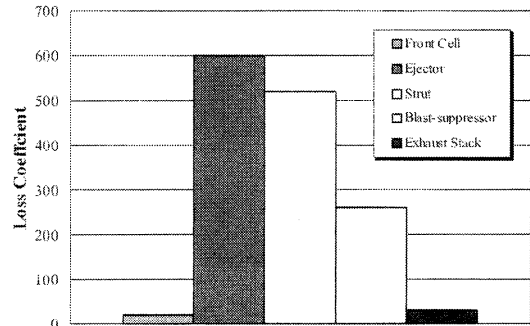


Fig.6 Total Pressure Loss (Loss Coefficient) within the Test Cell

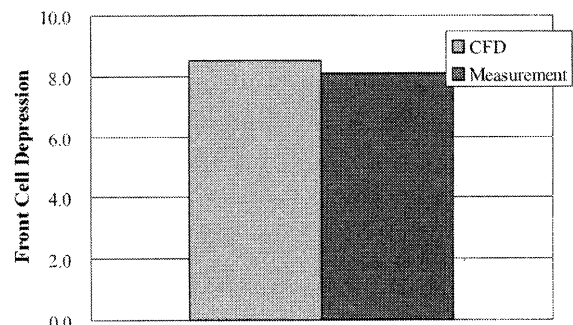


Fig.7 Front Cell Depression (Loss Coefficient)

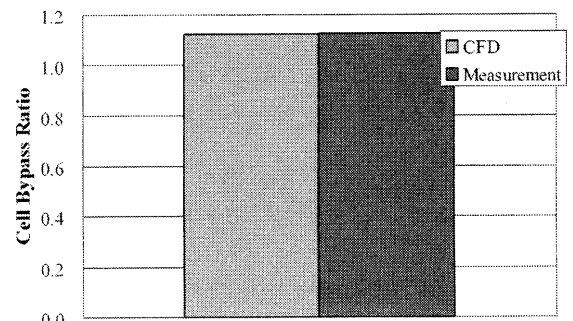
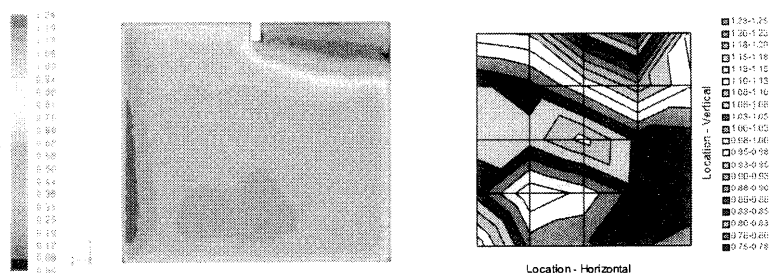


Fig.8 Cell Bypass Ratio



(a) CFD

(b) Measurement

Fig.9 Velocity Contour(U/Uave) at Plane A

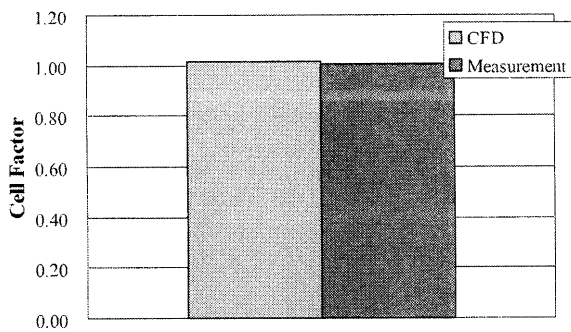
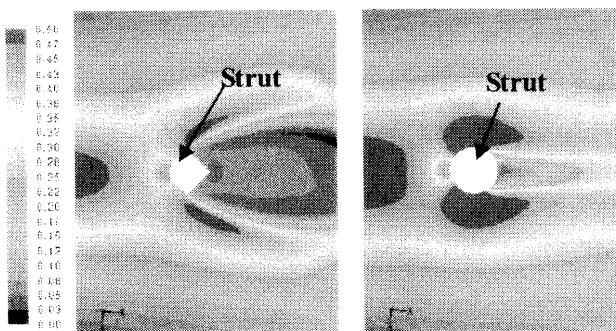


Fig.10 Cell Factor



(a) Cylinder with Airfoil Strut (b) Cylinder Strut

Fig.11 Mach Number Contour at 50%Span

4. まとめ

CFD を用いてインドアセルとオープンセルの気流を再現し、解析結果よりセルファクタを算出した。

CFD の結果より、インドアセルではリアセル側の圧力損失はフロントセルより大きく総空気量への影響が大きいことがわかった。

インドアセルの気流の空力的な特性パラメータであるセルバイパス比、フロントセルディプレッションが CFD と運転試験の実測値で良く一致した。

次に、インドアセルとオープンセルのそれぞれの CFD 結果よりセルファクタを算出し実測値と比較し良く一致ことを示した。

さらに、検証されたモデルを用いてストラット形状の感度解析を行った結果、セルバイパス比が大きく変化することがわかった。

今後は、インドアセルの改修などによるセルファクタへの影響評価のための設計ツールとしての適応性を高めていく。

参考文献

- 1) Ricardo Mareca Rios: Thrust Correction on Jet Engines in Sea Level Test Facility, AIAA-98-3109 34th ASME SAE and ASEE Joint Propulsion conference, 1998
- 2) Rudnitski: Performance Derivation of Turbojet and Turbofans from Tests in Sea-Level Test Cells, AGARD-LS-132
- 3) Alessandro Gullia: A preliminary Investigation of Thrust Measurement Correction in an Enclosed Engine Test Facility, AIAA-2005-1128 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit
- 4) Freuler R.J.: Recent Successes in Modifying Several Existing Jet Engine Test Cells to Accommodate Large, High-Bypass Turbofan Engines, AIAA-93-2542 29th ASME SAE and ASEE Joint Propulsion conference, 1993
- 5) A.I. Karamanlis: Theoretical and Experimental Investigation of Test Cell Aerodynamics, AIAA-86-1732 22nd ASME SAE and ASEE Joint Propulsion conference, 1986
- 6) SAE AEROSPACE INFORMATION REPORT, SAE AIR 4827, 1993

【研究報告】

C-6

次期固定翼哨戒機用エンジン（XF7-10）の制御・補機試験の概要

*真庭 正幸，川瀬 基之，宮入 嘉哉，篠宮 正嗣，及部 朋紀
(防衛省技術研究本部)

A Summary of Controls and Accessories Tests for XF7-10 Engine

*Masayuki MANIWA, Motoyuki KAWASE, Yoshiki MIYAIRI,
Masashi SHINOMIYA, Tomonori OYOBE
(TRDI, Ministry of Defense)

ABSTRACT

This report summarizes the results of controls and accessories tests for XF7-10 high bypass ratio turbofan engine. The test and evaluation of XF7-10 have been carried out based on specifically such as MIL-E-5007D, JSSG and so on. The test consists of two phase, PFRT (Preliminary Flight Rating Test) and QT (Qualification Test). The PFRT of XF7-10 has been completed and QT of XF7-10 is going on for the XP-1 program, reflecting the results of the PFRT. The controls and accessories of XF7-10 engine, which employs FADEC (Full Authority Digital Electronic Control), have met the requirements for the tests, which include Electromagnetic Interference (EMI) tests, Lightning tests, and so on. Lots of precious technical knowledge were obtained from these results.

Key words: Control, FADEC, PFRT, QT, EMI, Lightning

1. はじめに

防衛省技術研究本部では，防衛用大型航空機への適用を目指して大型機用エンジンの研究試作（平成 13～16 年度）と所内試験を実施すると共に，その成果を受けて次期固定翼哨戒機用エンジン（XF7-10）（Fig.1）の試作（平成 16～20 年度）と技術試験を実施している。

本稿では，XF7-10 の制御システム，これらを構成する機器及び AGB（Accessory Gear Box：補機駆動用ギア・ボックス）/PTO（Power Take Off：軸出力機構）等のエンジン補機（以下，「補機」という。）を評価対象とした，制御・補機試験について，電磁干渉試験と耐雷試験を中心に概要を紹介する。

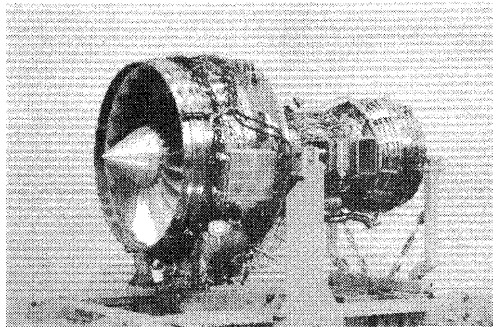


Fig.1 XF7-10 Engine

2. XF7-10 の概要

2.1 エンジンの特徴

XF7-10 は，海上自衛隊が運用する P-3C の後継機として開発中の次期固定翼哨戒機（XP-1）へ搭載するためのエンジンであり，推力 60kN，バイパス比約 8 の高バイパス比ファンエンジンである。

2.2 制御システムの概要

XF7-10 は，エンジンの始動から停止までの全ての制御を電子制御部（ECU：Electronic Control Unit）のソフトウェアにより実現する，全デジタル式エンジン制御方式（FADEC：Full Authority Digital Electronic Control）を採用しており，Fig.2 に示すように ECU を中心とした，電気系統（温度センサ，発電機等），点火系統（イグナイタ，点火プラグ等）及び燃料系統（燃料ポンプ，燃料制御部等）で構成される制御システムである。このような FADEC による制御システムを FADEC システムと呼称している。

3. XF7-10 の試験

防衛省技術研究本部における航空機用エンジンの研究開発は，米軍規格である MIL-E-5007D¹⁾等を準拠仕様とし，試験評価については，実験用航空機の飛行試験に限定した使用を保証するための

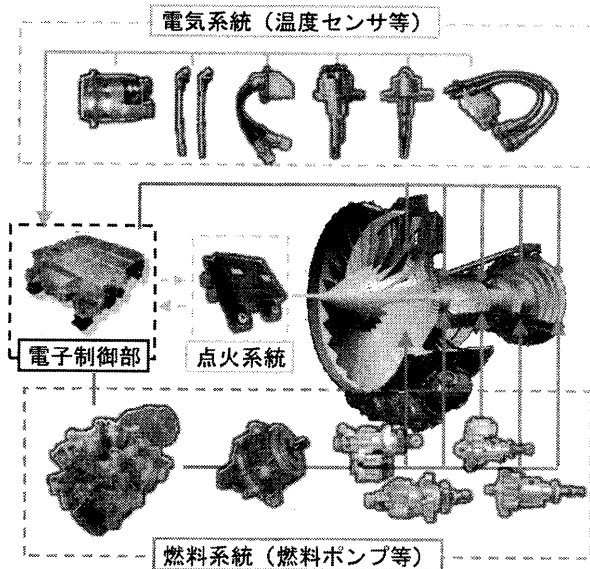


Fig.2 FADEC system of XF7-10

予備飛行定格試験 (PFRT: Preliminary Flight Rating Test) と生産と運用に対するエンジンモデルの適切性を実証するための認定試験 (QT: Qualification Test) の2段階の試験を行っている。また、これらの試験は、実施する試験の目的または評価対象部位により、エンジン試験、部品構造強度試験及び制御・補機試験に細分化している。

XF7-10では、MIL-E-5007Dを準拠仕様とした上で、米軍における最新の航空機用エンジン研究開発に関するガイダンスであるJSSG-2007A²⁾や米国連邦航空規則 FAR³⁾等も取り入れた評価基準を作成して試験を実施した。

4. 制御システム及び補機の試験

4.1 概要

制御・補機試験は、エンジン試験では模擬できない、エンジンが運用で遭遇する最も過酷な環境条件を想定した環境に補機を置き、耐環境性・耐久性等を確認するものである。

MIL-E-5007Dが策定された当時のエンジン制御システムは、油圧機械式制御方式が主流であって、FADECを想定していないため、XF7-10では技術研究本部におけるFADECシステムの研究開発成果を踏まえ⁴⁾、かつJSSG-2007Aや他の試験規格も取り入れて制御・補機試験の試験項目を設定した。このとき、MIL-E-5007DにおいてQTの試験項目であったとしても、安全上、PFRTとして実施することが必要と判断した試験項目については、PFRTで先行して実施した。

XF7-10のPFRT及びQTにおける、制御・補機試験の試験項目をTable.1に示す。

Table.1 Controls and Accessories Tests (PFRT/QT)

	PFRT	QT
電磁干渉/耐雷試験	電磁干渉試験	耐雷試験
環境試験	湿度試験 持続加速度試験 衝撃試験 振動試験	砂塵試験 点火系の汚れ試験 持続加速度試験 衝撃試験 振動試験
構成部品試験	防爆試験 燃料ポンプ耐高度試験 オイルクワ耐圧試験	耐火試験 オイルクワ試験 AGB/PTO耐久試験 発電機試験 熱交換器試験
模擬作動試験	—	電気系統 点火系統 燃料系統/ECU 燃料ポンプキャビテーション
信頼性試験	ECU複合環境試験	ECU/T45Bパイロメータ 燃料系統
—	ECU温度試験 シミュレーション試験	—

4.2 制御・補機試験

4.2.1 電磁干渉試験

電磁干渉試験は、エンジン制御システムやその他の電気補機がMIL-STD-461に規定される電磁適合性を有すること、すなわち、航空機に搭載した際に十分な電磁的な適合性を有していることを確認する試験である。MIL-STD-461における電磁適合性は、Fig.3に示すように4つに大別される。

XF7-10では、開発着手当時、最新のリビジョンであったMIL-STD-461E⁵⁾を適用し、さらに、想定される機体の運用を考慮して、国内研究開発エンジンとしては初めて磁界に関する適合性についても確認した。

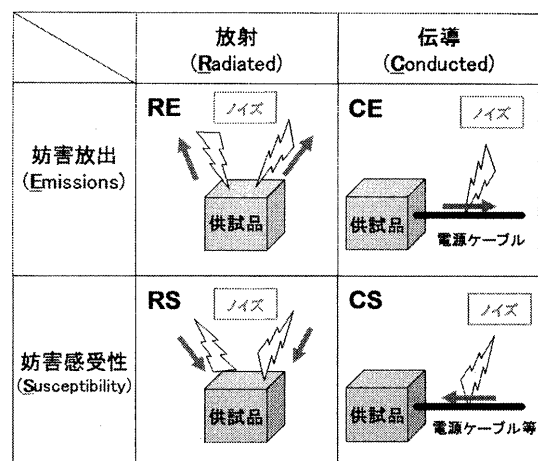


Fig.3 Outline of EMI Tests

電磁干渉試験は、MIL-STD-461Eに規定される試験方法に基づき試験を実施した。Fig.4に示すとおり、電波暗室内のテーブルの銅板上にFADECシステムを展開し、FADECシステムを構成する各補機をエンジン搭載時と同様な接地条件となるよう考

慮して銅板に接地し、試験中、FADECシステムを作動させて試験を行った。FADECシステムの作動状態は、飛行安全に対する評価を確実にを行うため、FADECシステムからの妨害放出が最も大きく、また、妨害感受性によるエンジン推力の変動が飛行状態に与える影響が甚大であると考えられる、最大離陸定格のエンジン出力状態を模擬した。



Fig.4 EMI Tests Setup (RE)

FADECシステムの妨害感受性については、エンジン制御システムとしての機能・性能を損なわないことを確認するため、試験中に取得したFADECシステム作動データを用いて、閉ループ・シミュレーションにより、最大離陸定格のエンジン出力状態における推力変動量を求め、この推力変動が米国連邦航空局の規格等を参考に設定した規定値以下となることを確認することで、FADECシステムの妨害感受性の評価を行った。

妨害放出のうち、放射妨害放出 (RE) については、MIL-STD-461Eに規定される周波数帯に適合したアンテナによって電磁ノイズを測定し、伝導妨害放出 (CE) については、ECUや電気系統等の補機を接続するエンジンハーネスが機体システムと接続する部位 (コネクタ) の電源ラインにプローブを挿入し、電磁ノイズを測定した。

この結果、FADECシステムから放出される電磁ノイズは、規定値以下であることを確認した。

また、妨害感受性のうち、放射妨害感受性 (RS) については、MIL-STD-461Eに規定される周波数帯に適合したアンテナによって電磁ノイズをFADECシステムに放射し、伝導妨害感受性 (CS) については、CEと同じ部位の電源ケーブル等の全てのケーブルにプローブを介して電磁ノイズを注入し、試験におけるFADECシステムの作動データを取得した。

この結果、試験中、FADECシステムに故障と判

定される誤作動はなく、試験後の閉ループ・シミュレーションによって最大離陸定格のエンジン出力状態における推力変動量を求めたところ、推力変動量が規定値以下であることを確認した。さらに、試験後、FADECシステムを構成する補機の機能試験を行ったところ、各補機に異常のないことを確認した。

以上より、FADECシステムが航空機に搭載するのに十分な電磁適合性を有していることを確認した。

4.2.2 耐雷試験

耐雷試験は、落雷環境を模擬した過渡電流をケーブルに注入した際、FADECシステムに流れ込む過渡電流によって、システムを構成する補機が誤作動または破損することなく、かつ、エンジン制御システムとしての機能・性能を損なわないことを確認するものである。本試験は、MIL-E-5007Dに規定は無いが、JSSG-2007Aに耐雷に対する要求として、民間航空機の耐雷試験で広く実績のあるRTCA/DO-160D⁹⁾の記述があること等から、QT段階でRTCA/DO-160DのSection22に準拠した試験を行った。

耐雷試験は、雷の影響を模擬した過渡電流が電子機器等の信号線に直接流入することによって、電子機器等が破損しないことを確認するピン・インジェクション試験と、雷の影響によって、電子機器等のケーブルに過渡電流が誘起し、この影響によって電子機器等が誤作動または破損しないことを確認するケーブル・バンドル試験の2種類の試験に大別される。また、ケーブル・バンドル試験は、雷雲から地上への雷が航空機に及ぼす影響を評価するシングルストローク試験と、雲間の雷が航空機に及ぼす影響を評価するマルチプルバースト試験に細分化される。

ピン・インジェクション試験では、FADECシステムを構成する補機のうち、ECU、O/Eユニット (光温度センサの光電変換ユニット) 及びイグニッション・ユニットについては通電状態で試験を行い、その他のアクチュエータ等については、非作動状態で試験を行った。

ケーブル・バンドル試験は、雷の影響によってケーブルに誘起した過渡電流がFADECシステムに与える誤作動等の影響 (感受性) を確認するものであることから、電磁干渉試験と同様に、電波暗室内に設置した銅板上にFADECシステムを展開し、エンジンに搭載した時と同じ接地条件となるようにケーブルやECU等のFADECシステム構成品を

接地した。FADECシステムの作動状態についても、電磁干渉試験と同様に最大離陸定格のエンジン出力状態として試験を実施した。

落雷環境を模擬した過渡電流の注入は、FADECシステムの接地状態から、FADECシステムの各補機、これらを接続するエンジンハーネス及びエンジン（グラウンド）との間に形成される過渡電流の経路（ループ）を洗い出し、FADECシステムの全ての補機に対して電流が流れるように注入箇所を設定した。過渡電流の注入については、伝導妨害感受性（CS）と同様にエンジンハーネスに対してプローブにより注入した（Fig.5）。

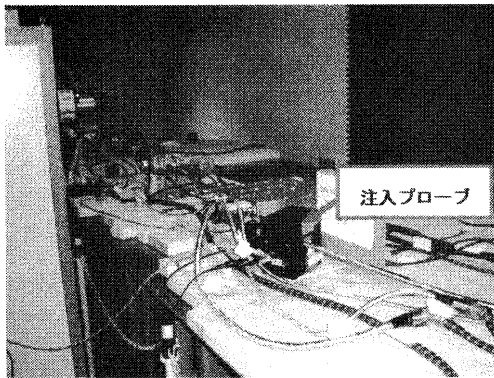


Fig.5 Lightning Tests Setup

試験中、FADECシステムに誤作動が生じないことを確認するとともに、試験後、機能試験によってFADECシステムの各補機に異常のないことを確認した。なお、制御システムとしての機能・性能については、電磁干渉試験の妨害感受性と同様に、閉ループ・シミュレーションによって、試験中に取得したFADECシステム作動データから最大離陸定格のエンジン出力状態における推力変動量を求め、この変動量が規定値以下であることを確認する予定である。

4.2.3 環境試験

エンジンの電氣的構成部品（振動試験については、非電氣的構成部品を含む）に対し、MIL-E-5007Dの4.6.2.3項にQTとして規定される湿度試験、持続加速度試験、衝撃試験、振動試験、砂塵試験及び点火系の汚れ試験の環境試験を実施し、各環境条件において、対象となる補機が耐性を有することを確認した。

なお、これらの試験のうち、安全上、PFRTとして実施することが必要と判断した湿度試験、持続加速度試験、衝撃試験、振動試験（電氣的構成部品のみ）については、PFRTで先行して実施し、QT用エンジンの設計において、若干の形状変更のあったセンサ類及びPFRTで振動試験を先行実施し

ていない燃料系統補機等については、QTにおいて試験を実施した。

4.2.4 構成部品試験

エンジン構成部品に対し、MIL-E-5007Dの4.5.2項にPFRTとして規定される防爆試験、燃料ポンプ耐高度試験及びオイルタンク耐圧試験と4.6.2.4項にQTとして規定される耐火試験、オイルタンク試験、AGB/PTO耐久試験、発電機試験及び熱交換器試験の構成部品試験を実施し、試験対象となる各構成部品が、飛行安全性、耐久性等を有することを確認した。

なお、防爆試験では、槽内を高空における爆発性雰囲気条件に設定するための試験装置である、防爆試験装置（Fig.6）を使用しており、これは、防衛省技術研究本部航空装備研究所が所有する、防爆試験が実施可能な、国内で唯一の試験装置である。

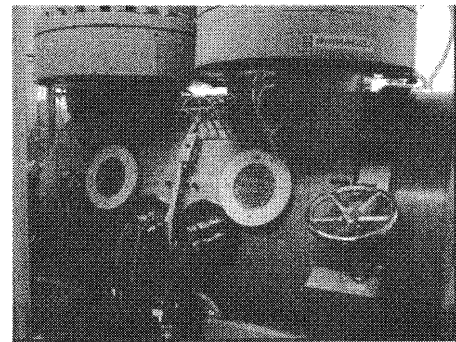


Fig.6 Explosion-Proof Test Apparatus

また、Fig.7に示す耐火試験は、防衛省の航空機用エンジンの研究開発において初めて実施した試験で、エンジン火災発生時に燃料系統及びオイル系統が新たな延焼の原因となるような漏れを生じないことを確認するものである。試験の結果、対象となる全ての補機について、延焼の原因となるような可燃性流体の漏れがないことを確認した。

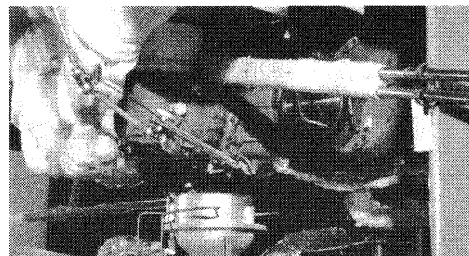


Fig.7 Fire Protection Tests

4.2.5 模擬作動試験

電気系統の各補機、点火系統、燃料系統及びECUに対し、MIL-E-5007Dの4.6.2.2項にQTとして規定される模擬作動試験を実施し、過酷な環境条件の中で長時間の試験を行うことで、各系統が耐久

性を有することを確認した。また、MIL-E-5007Dの規定により、燃料系統として一連の模擬作動試験が完了後、燃料ポンプについては、キャビテーション試験を実施し、ポンプ入口がキャビテーション状態に晒された状態においても、長時間安定して作動することを確認した。

4.2.6 信頼性試験

ECU 及び T45B パイロメータ（低圧タービン 1 段動翼翼面温度の放射光を計測する温度センサ）、並びに燃料系統に対し、JSSG-2007A のガイドラインに従い、XP-1 の想定運用パターンを模擬したサイクルで作動させる信頼性試験を実施し、故障発生データ等、信頼性評価のために必要なデータを取得した。

4.2.7 ECU 温度試験及びシミュレーション試験

MIL-E-5007D で想定されていない ECU 及び FADEC システムに対する試験として、ECU 内部の温度特性に関するデータを取得する ECU 温度試験、ハードウェア・イン・ザ・ループ・シミュレーションにより、ECU の制御ソフトウェアの妥当性を検証するシミュレーション試験を実施した。また、シミュレーション試験では、燃料系統、電気系統等 FADEC システムを構成する各系統が ECU の指令により機能することを総合的に確認するため、新たな試験評価方法である FADEC 統合試験⁷⁾ (Fig.8) により、故障対応機能等の制御ロジックの妥当性や各系統の接続作動に異常の無いことを確認した。

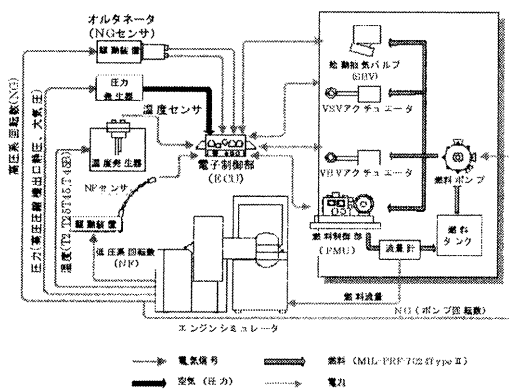


Fig.8 Outline of Simulation Tests

シミュレーション試験により、制御ソフトウェアの検証を十分に行ったことで、エンジン試験における制御機能の検証について、スケジュールの効率化を図ることができた。特に、QT で実施した ATF 試験においては、限られた時間の中で効果的な制御試験を行うことができた。

4. おわりに

防衛省技術研究本部が開発中の次期固定翼哨戒機用エンジン XF7-10 の試験のうち、制御・補機試験の概要について紹介した。本稿で述べた XF7-10 の制御・補機試験では、過去に経験のない耐雷試験や耐火試験等を始めとする各種試験を実施し、良好な結果を得ることができた。これらの試験の実施を通じ、エンジンの研究開発における貴重な技術的知見を得ることができた。

現在、XF7-10 の QT は、大部分の試験を既に終了しており、平成 20 年度から海上自衛隊厚木航空基地において、XF7-10 を搭載した XP-1 の性能評価等が進められている (Fig.9)。



Fig.9 XP-1

XF7-10 の開発の過程で得られた新たな技術的知見は、今後のエンジンの研究開発に活かされていくものと考えられる。

参考文献

- 1) MIL-E-5007D, "Engine, Aircraft, Turbojet and Turbofan, General Specification For", US Military Specification, 1973
- 2) JSSG-2007A, "Joint Service Specification Guide-Engines, Aircraft, Turbine", 2004
- 3) FAR PART33, "Federal Aviation Regulation, Part33 : AIRWORTHINESS STANDARDS : AIRCRAFT ENGINES", Section 33.76, 1999
- 4) H. Yamane, Y. Takahara and T. Oyobe "ASPECTS OF AIRCRAFT ENGINE CONTROL SYSTEMS R&D", Control Eng. Practice, Vol. 5, No5, pp. 595-602, 1997
- 5) MIL-STD-461E, "Requirements For The Control Of Electromagnetic Interference Characteristics Of Subsystems And Equipment", Department Of Defense Interface Standard, 1999
- 6) RTCA/DO-160D, "Environmental Conditions And Test Procedures For Airborne Equipment", 2002
- 7) 宮入 嘉哉, 篠宮 正嗣, 赤城 正弘, "航空機用ジェットエンジンの制御技術 (FADEC) の評価方法", 第 36 回 ガスタービン学会定期講演会論文集, 2008.

次期固定翼哨戒機用エンジン（XF7-10）の鳥吸込み試験の概要

*金子 美佳，秋津 満，赤城 正弘（防衛省 技術研究本部）
黒木 博史，佐藤 篤（株式会社 IHI）

A Summary of Bird Ingestion Test for XF7-10 Engine

*Mika KANEKO, Mitsuru AKITSU and Masahiro AKAGI (TRDI, Ministry of Defense)
Hiroshi KUROKI and Atsushi SATO (IHI Corporation)

ABSTRACT

This report summarizes the result of a series of Bird Ingestion Test for XF7-10 high bypass ratio turbofan engine. In accordance with the U.S. federal aviation regulation, FAR33, a 4lb large bird in the first case, and four 1.5lb birds in the second case, was/were ingested at a take-off speed into the engine that was being operating at a maximum take-off rating. All through the test sequence, there was no such malfunction that could lead to an aircraft failure. In addition to the above result, lots of precious technical knowledge useful for the fan blades' high-velocity deformation, high-speed gas dynamics about surge and the engine control were obtained from the high-speed camera films, the engine overhaul inspection and the high-speed sampling data.

Key words: Turbofan Engine, High Bypass Ratio, Bird, Fan Blades, Surge, Stall

1. はじめに

防衛省技術研究本部では、防衛用大型航空機への適用を目指して大型機用エンジンの試作（平成 13～16 年度）と所内試験を実施すると共に、その成果を受けて次期固定翼哨戒機用エンジン（XF7-10）（Fig.1）の試作（平成 16～20 年度）と技術試験を実施している。本稿では、このうちエンジンの健全性を確認する試験である鳥吸込み試験について紹介する。

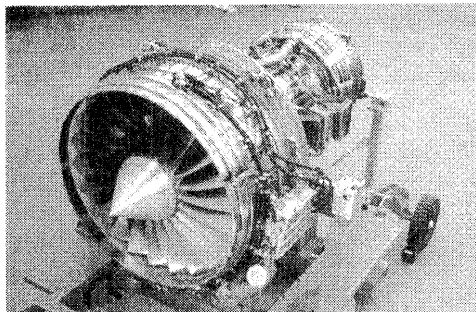


Fig.1 Overview of XF7-10

2. XF7-10 の概要

2.1 性能・機能等

XF7-10 は、海上自衛隊が運用する P-3C の後継機として開発中の次期固定翼哨戒機（XP-1）用エン

ジンであり、推力 60kN、バイパス比約 8 の高バイパス比ターボファンエンジンである。本エンジンは、各構成要素の高い効率と高バイパス比化により低燃費を実現するとともに、ファンに起因して発生するファン騒音の低減対策により、低騒音化を実現している。また、XP-1 の運用上、海上での低空ミッションに供試されることを考慮し、鳥との衝突に対する耐衝撃設計や塩害対策を施している。Table1 に XF7-10 の主要性能諸元を示す。

Table1 Technical Details of Performance

推力	60kN
重量	約 1240kg
推力重量比	約 5
バイパス比	約 8
燃料消費率	0.34kg/hr/daN
全長	約 2.7m
直径	約 1.4m

2.2 XF7-10 開発試験の流れ

開発中のエンジンは、その開発段階に応じたエンジン試験、部品試験、補機試験に供試され、機

能・性能に関するデータが取得される。XF7-10は、米軍規格 MIL-E-5007D¹⁾を準拠仕様とした上で、JSSG-2007A²⁾、米国連邦航空規則 FAR³⁾及び高バイパス比ターボファンエンジン他機種における試験実績等を参考として評価基準を作成し試験を実施した。

エンジン試験は、予備飛行定格試験⁴⁾(Preliminary Flight Rating Test：以下、「PFRT」という。)と技術試験{認定試験(Qualification Test：以下、「QT」という。)}と加速ミッション試験(AMT: Accelerated Mission Test)からなる。}の3段階の試験を実施した。本稿では、PFRT、QTそれぞれで実施した鳥吸込み試験について内容を紹介する。

3. 鳥吸込み試験の概要

3.1 鳥吸込み試験の目的

航空機が離着陸の際に鳥の群れに遭遇し、エンジン等に損傷を及ぼす鳥吸込み(バードストライク)は日常的に発生する可能性があるが、鳥吸込みを防止する有効な対策がないのが現状である。そのため、エンジンが鳥を吸込んだ場合においても、機体へ悪影響を及ぼすような損傷がなく、エンジンが突然に停止しないことを確認するために、エンジン地上試験の項目の中で鳥吸込み試験が実施される。

3.2 鳥吸込み試験の実施内容

XF7-10の鳥吸込み試験は、エンジンが吸込む鳥の羽数などの試験条件が異なる2段階の試験から構成される。

PFRTでは、まずエンジンの構造健全性を確認する、大型の鳥(重量:4lb)1羽の吸込み試験を実施した。PFRTに先立ち、XF7-10の前身となる大型機用エンジンの試作の段階で、エンジンが鳥を吸込んだ場合に鳥が直接衝突する可能性が高いファン動翼の耐衝撃性を解析及びファン動翼1枚の衝撃試験で検証しており、実際のエンジン試験において十分な耐衝撃性を有していることを確認するものである。

QTでは、エンジンの作動健全性を確認する、中型の鳥(重量:1.5lb)4羽の吸込み試験を実施した。ここではPFRTですでに4lbの鳥まで実証されている耐衝撃性の確認ではなく、エンジンコア部に鳥が吸込まれた場合のエンジン作動の健全性を確認するものである。

各試験で使用する鳥の羽数及び重量はエンジン入口面積から一般的に定められているが、XF7-10では低バイパス比戦闘機用エンジンを前提とした

MIL-E-5007Dよりも、高バイパス比エンジンに適したFARで定められたエンジン入口面積あたりの配分が適当であると考え、FARに定められる条件に基づき鳥の羽数及び重量を設定した。また、両試験ともに離陸時の鳥吸込みを想定した試験であり、最大推力発生状態(ファン回転数:5100rpm)のエンジンに、離陸相当速度(約103m/sec)に加速した鳥を打込むことで実施した。

3.3 PFRT用エンジンの鳥吸込み試験

PFRTの鳥吸込み試験は、大型の鳥1羽をエンジンに離陸速度で吸い込ませ、エンジンの構造健全性を確認するものである。

一般的に、ファン動翼に対する鳥の相対速度が大きいく程、ファン動翼に鳥が衝突した場合の衝撃荷重は大きくなり、MIL-E-5007Dは、大型の鳥1羽の吸込み試験の条件を、構造上最も厳しく評価ができる飛行速度及び最大定格回転数と定めている。したがって、ファン動翼翼面全体の強度・変形に対し最も厳しい条件となる、最大離陸定格回転数で作動中のエンジンに鳥を吸込ませる場合を試験条件とした。また、エンジン入口前面に対する鳥の打込み位置(座標)については、ファン動翼にとって最も損傷を受けやすい位置が、周方向速度の大きい最外径部であることから、打込みの誤差を含めてもファンケースと接触しない位置(約8割の半径位置)に設定した。

本試験は平成16年9月に、石川島播磨重工業(株)(現、株式会社IHI)瑞穂工場M4セルで実施した。エンジン前方に設置した鳥吸込み試験用器材は、本体のうちエンジンから見て後方に位置するタンク内の窒素ガスを瞬時に開放することで、エンジン入口まで続く砲身内を誘導する形式で鳥を押し出し射出する装置であり、XF7-10の形状に合わせて設計・製造されている。また、エンジン前方には、エンジンが鳥を吸込む瞬間の映像を捉えるために高速度フィルムカメラ(撮影速度:10000フレーム/sec、シャッター速度:1/50000sec)及び高速度デジタルカメラを設置(Fig.2)し、カメラの起動信号とそのフィードバック信号を鳥吸込み試験用器材側にも取り込むことで、カメラの起動時間内における鳥の打込み、カメラ不動作時のシーケンス停止等、一連のカウントダウンシーケンスによる鳥の打込み制御が可能となっている。

試験に使用する鳥は、入手性等を考慮して鶏を使用することとし、また、衛生面の観点から事前にインフルエンザ検査を行った。本試験ではエン

ジン入口の最外径部に精度良く鳥を打込む必要があるため、鳥飛翔中の軌道ずれを防ぐ目的で鳥にラッピングを施した。

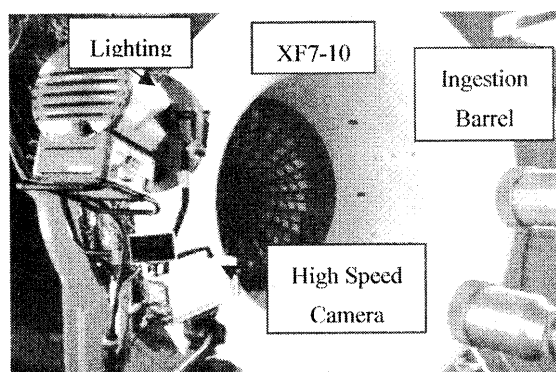


Fig.2 High Speed Cameras Setup (PFRT)

本試験の結果として、鳥吸込み後のファンロータの振れによるラッピングにより、アルミ製の低圧圧縮機ケースが削れているのが確認された。このアルミ屑の一部が燃焼してサージが発生し、高圧圧縮機ケース前側の振動が制限値を超えたが、制限値制御機能等が正常に機能しており、エンジンは規定時間スロットルを保持した後、安全に停止することができた。また、試験後のエンジン点検及びその後の分解検査により、ファン動翼 5 枚の変形 (Fig.3), ファン出口案内翼の損傷などが確認されたが、機体に損傷を与えるような切迫した故障は無く、大型の鳥吸込みに対する構造健全性が確認できた。

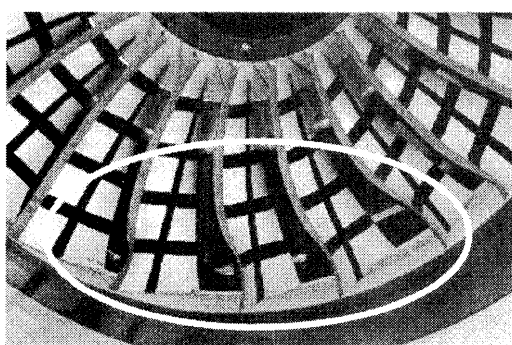
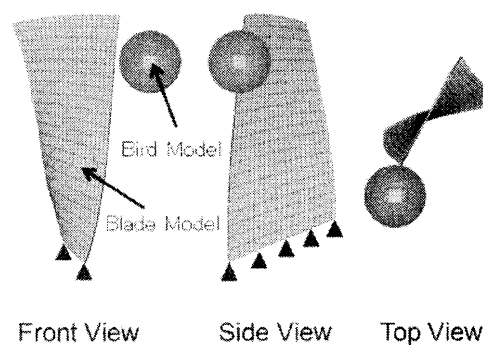


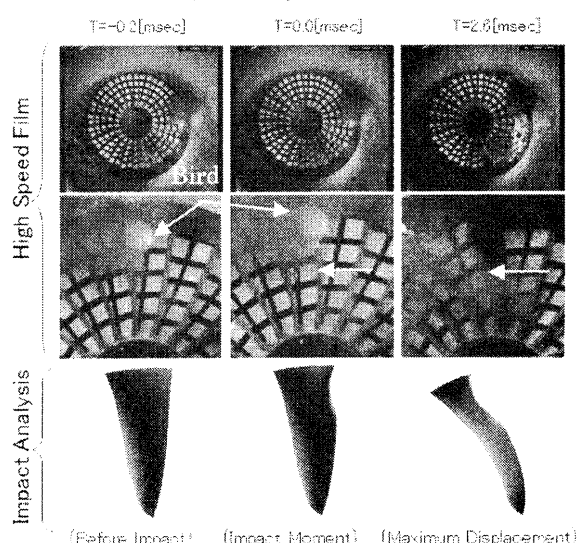
Fig.3 Fans Deformation after a Large Bird Ingestion

また、設計時と同じ解析モデル (Fig.4(a)) を用い、大型の鳥 1 羽の吸込みに関する衝撃応答解析 (解析ツール: LS-DYNA Ver.950e) を実施し、PFRT で取得された映像・実測値との比較を行った。高速度フィルム映像 (撮影のタイムステップは $\Delta t = 1 \times 10^{-4} [\text{sec}]$) と衝撃応答解析 (解析のタイムステップは $\Delta t = 1 \times 10^{-8} [\text{sec}]$) の代表的なシーンを比

較表示したところ、最大変位のタイミング、塑性変形形状は良く再現できており、衝撃応答解析に関する貴重な知見が得られた (Fig.4(b))。



(a) Analysis model



(b) Comparison Analysis and Photograph

Fig.4 Impact Analysis (PFRT)

3.4 QT 用エンジンの鳥吸込み試験

QT の鳥吸込み試験は、中型の鳥 4 羽の吸込み試験であり、エンジンコア部に鳥が吸込まれた場合のエンジン作動の健全性を確認するものである。

FAR では、複数羽の鳥吸込み試験としては、鳥の一群との遭遇を模擬するために、エンジン入口面積に渡って分散させて打込むこととしている。これに基づき鳥の打込み位置は、コア部の 1 点と最外径部の 1 点を含む面積等分で分散された 4 点に選定した。4 羽の打込み時間間隔は、最も鳥が密集した状態で吸込まれた場合を想定し、同時実射とした。

本試験は、平成 18 年から実施した QT のうち 9 項目の一環として、平成 21 年 11 月に北海道広尾郡大樹町有地にて実施した (Fig.5)。

4 羽の鳥を射出する鳥吸込試験用器材は、PFRT

で使用した器材の砲身を 4 門に増設したものである。PFRT と同様、鳥の飛翔及び吸込み状況を捉えるため、エンジン入口の高速度撮影を実施した。また、使用する鳥についても同様に鶏とし、鳥の一群との遭遇を模擬する本試験では、より自然な打込みとするため、ラッピングによる固定を行わないものとした。

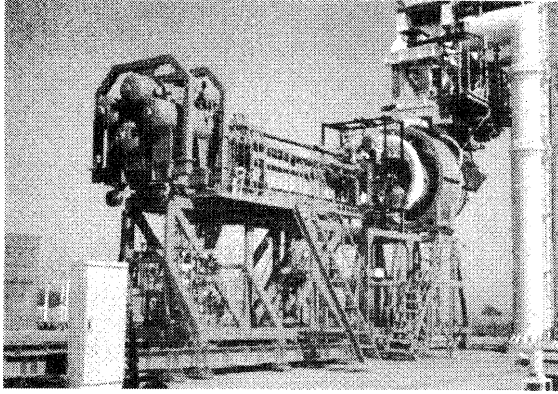


Fig.5 Test Equipment (QT)

本試験の結果として、コア部に吸込まれた鳥による圧縮機ストールを電子制御部が検知し、適切に燃料制御がなされ、鳥吸込み後の規定時間内に推力等が定常状態に回復した。低圧系シャフトの変形によるファンケースの振動が制限値を超えたものの、緩加速・緩減速を含む約 25 分間の運転スケジュールを継続することができ、その後安全に停止することができた。また、試験後のエンジン分解検査により、ファン動翼 9 枚、低圧系シャフトの変形などが確認されたが、エンジン停止となるような故障は無く、中型の鳥（複数羽）の吸込みに対する作動の健全性が確認できた。鳥吸込み試験の高速度撮影写真を Fig.6 に示す。

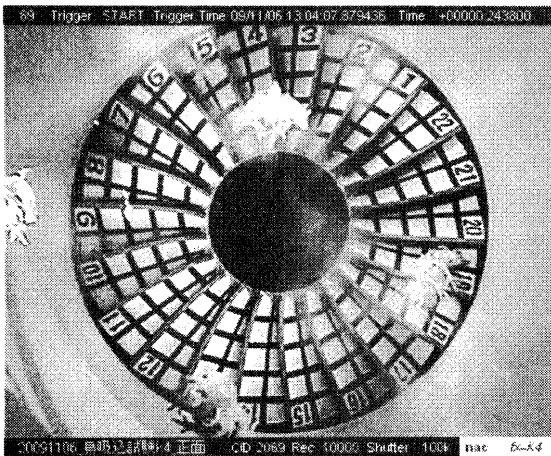


Fig.6 4 Birds Ingestion (High Speed Photograph)

4. おわりに

防衛省技術研究本部が研究を行ってきた大型機用エンジン、さらにその成果を反映して開発中の次期固定翼哨戒機用エンジン XF7-10 の各種試験の中から鳥吸込み試験について関連する設計、試験内容及びその結果について紹介した。本稿で述べた衝撃試験に続く一連の、PFRT 及び QT でのエンジン試験の中で、その開発段階に応じた試験を実施しエンジンの性能を確認することができた。また、鳥吸込み試験のように過酷な試験条件を実現可能とする各種試験用器材の設計・製作を通じて、エンジン試験の実施に関する貴重な知見を得ることができた。

現在 XF7-10 は、QT 項目の大部分の試験を既に終了しており、平成 20 年度から、海上自衛隊厚木航空基地にて、XF7-10 を搭載した XP-1 の性能評価が進められている (Fig.7)。

XF7-10 の研究・開発を進めていく過程で得られた知見は、今後のエンジンの研究・開発に活かされていくものとする。最後に、XF7-10 の鳥吸込み試験に携わられた各位のご尽力に感謝の意を表したい。



Fig.7 XP-1

参考文献

- 1) MIL-E-5007D, "Engine, Aircraft, Turbojet and Turbofan, General Specification For", US Military Specification, 1973
- 2) JSSG-2007, "Joint Service Specification Guide-Engines, Aircraft, Turbine", 2004
- 3) FAR PART33, "Federal Aviation Regulation, Part33 : AIRWORTHINESS STANDARDS : AIRCRAFT ENGINES", Section 33.76, 1999
- 4) 山根 喜三郎, 秋津 満, 赤城 正弘, "大型機用エンジン (XF7) の研究概要", ガスタービンセミナー第 37 回資料集, 2009.1

【技術紹介】

C-8

1. 7 MW級高効率ガスタービンM1A-17の開発

*細川 恭史、合田 真琴、山崎 義弘、則本 篤史（川崎重工業）

Development of a 1.7MW-class High Efficiency Gas Turbine, M1A-17

*Yasufumi HOSOKAWA, Makoto GOUDA, Yoshihiro YAMASAKI and Atsushi NORIMOTO(KHI)

ABSTRACT

The M1A-17 gas turbine is a 1.7 MW-class single shaft gas turbine. Because of the high thermal efficiency and high exhaust temperature, it is suitable for distributed power generation and co-generation. M1A-17 gas turbine has been developed based on M1A-13 gas turbine. The latest technology of aerodynamics and a great deal of development experience have been applied to the M1A-17 gas turbine. The M1A-17 gas turbine has been attaining a thermal efficiency of 2.5 points higher than M1A-13 gas turbine, and it has achieved the NOx emission to single digit.

Key words: M1A-17, high efficiency, NOx, single digit

1. はじめに

近年、地球温暖化が確実に進行している中で、新エネルギー、省エネルギー分野への期待が高まっている。ガスタービンは省エネルギー分野において最も注目を浴びている機械の一つであり、常に高効率化のための研究開発が行われている。

川崎重工は、早くからガスタービン発電設備の開発を行っており、中でも M1A-13 型ガスタービンは、国内外累計約 400 台の納入実績を誇る常用機種である。この度、この M1A-13 型ガスタービンをベースに性能、エミッション特性を大幅に改善した M1A-17 型を新たに開発した。本報では、M1A-17 ガスタービンの開発プロセス及び実証試験の概要及び結果を紹介する。

2. M1A-17 ガスタービンの特徴

M1A-17 ガスタービンは、2 段遠心圧縮機、3 段軸流タービン、単筒缶型燃焼器が主要構成要素である。各要素開発に、これまで当社で培ってきた開発経験や基盤技術研究の要素を集約して投入した。M1A-17 ガスタービンの鳥瞰図を図 1 に、主要性能諸元を表 1 に示す。以下に M1A-17 ガスタービンの特徴を述べる。

(1) 高効率

M1A-17 では、後述する各要素効率の改善などにより、同クラスで世界トップレベルの熱効率 28.3%を達成している。また排ガス温度も従来機と同程度としているため、81.8%という高い総合効率を可能としている。

(2) 低エミッション

M1A-17 は、拡散燃焼器及び DLE 燃焼器がそれぞれ搭載可能であり、DLE 燃焼器は当社にて実績のある M7A ガスタービンで用いられているシステムを採用し、高い信頼性を継承している。また、

DLE 燃焼器では世界トップレベルである NOx 値 10ppm 以下（O₂=15%換算）を実現した。

(3) 高信頼性

M1A-17 は高い信頼性を誇る M1A-13 とロータやケーシング等の基本構造を同じとし、機械的な信頼性を継承している。また、回転数や軸受等も M1A-13 と同じであり、周辺機器も他機種で実績のあるものを採用しており、システム全体として信頼性を継承している。

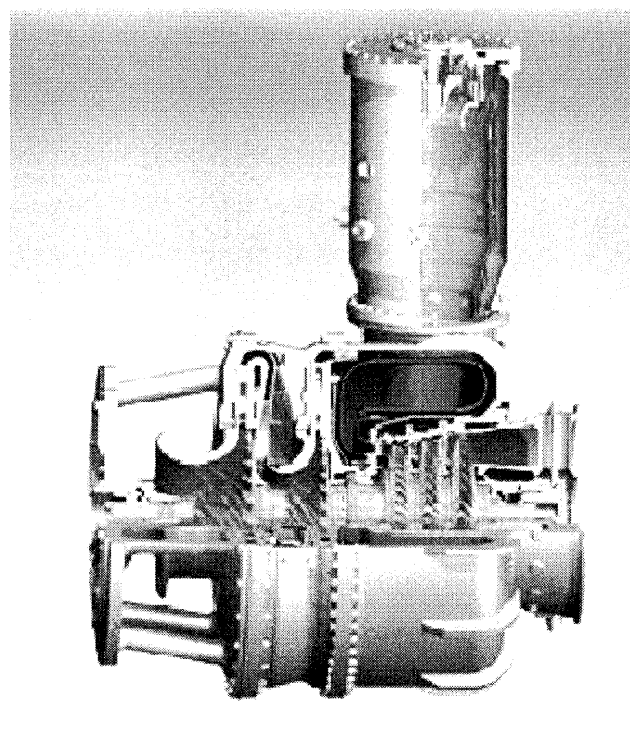


図 1 M1A-17 ガスタービン

表 1 主要性能緒元

機種	M1A-13D	M1A-17D
型式	開放単純サイクル1軸式	
圧縮機	2段遠心式	
タービン	3段軸流式	
燃焼器	単筒缶型(DLE)	
寸法(LxWxH) (m)	1.2x1x1.6	1.2x1x1.7
重量 (ton)	1.3	1.5
減速端出力 (kW)	1580	1800
減速機端効率 (%)	25.8	28.3
回転数 (min ⁻¹)	22000	
空気流量 (kg/s)	8.06	8.04
排ガス温度 (°C)	520	521
圧力比 (-)	9.4	10.5
エミッション (O ₂ =15%換算) (ppm)	NO _x <21	NO _x <10

条件: ISO条件、都市ガス13A

3. 各要素の設計

各要素設計では、従来の設計手法に加え、近年飛躍的に進歩した最新の CFD 解析技術を駆使し、圧縮機やタービンの翼形状、各通路形状の最適化を行った。図 2 に M1A-13 から M1A-17 までの熱効率改善の内訳を示す。圧縮機空力性能改良で 0.5pt、タービン空力性能改良・チップクリアランス低減などで 0.8pt、排気ディフューザ損失低減で 0.3pt、その他サイクル効率向上により 0.9pt となっている。またこれら CFD 解析により得られた結果を評価するため、圧縮機、燃焼器については事前にリグ試験により要素性能を確認した。

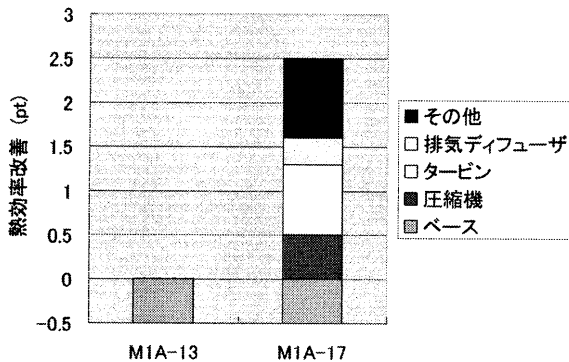


図 2 性能改善の内訳

(1) 圧縮機

圧縮機は 2 段遠心式を採用しており、圧力比は 10.5 である。インペラは 1、2 段ともスプリッタ型を採用し、従来はインペラの設計に CFD 解析を用いていたが、今回は静止側部品にも CFD 解析を適用し、回転体・静止体の一体解析を実施して、静止体流路内の逆流を防止するなど通路形状の最適化を図っている。この解析結果を元に、数種類の部品を製作した後、リグ試験により性能を評価し最終形状を決定した。これにより、M1A-13 に比べ熱効率換算で 0.5pt 性能を向上させ、遠心圧縮機を備える産業用ガスタービンとしては最高

水準の効率を達成している。図 3 に圧縮機の一体解析の例を示す。また図 4 に M1A-17 定格点で無次元化した圧縮機マップを示す。M1A-17 の圧縮機は、流量、圧力比とも低回転側より高回転側の方が M1A-13 からの変化量が大きい特性を持つことがわかる。

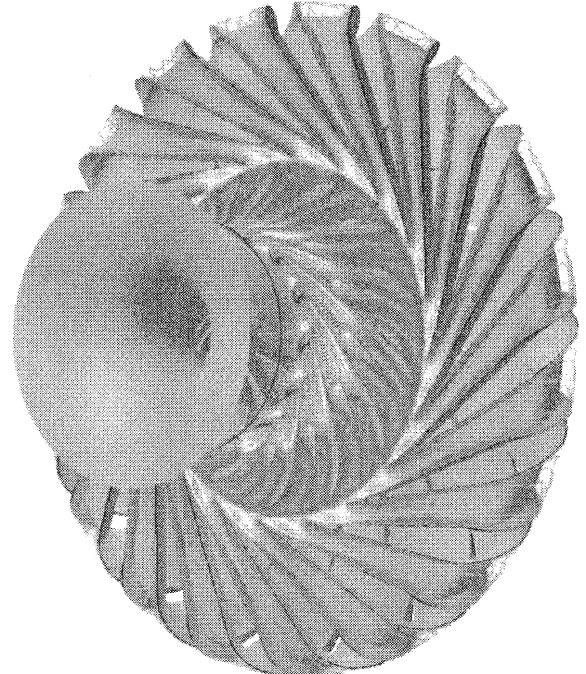


図 3 圧縮機一体解析例 (マッハ数分布)

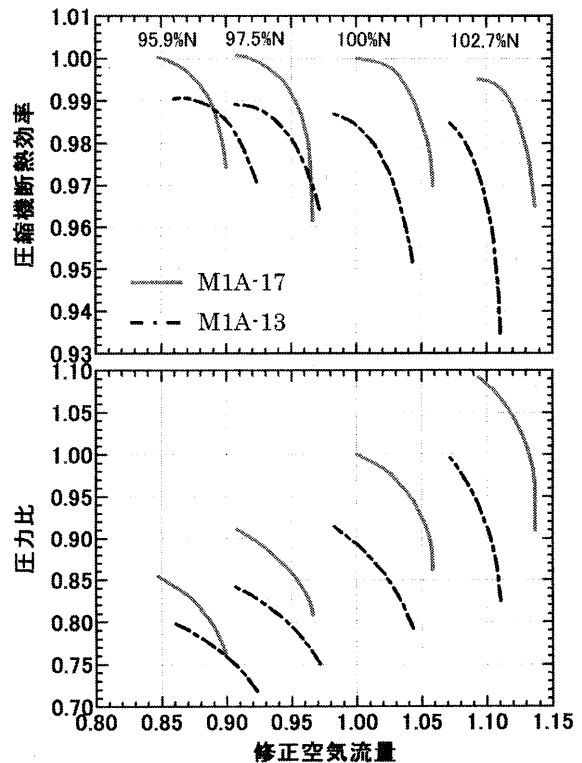


図 4 圧縮機マップ

(2) タービン

タービンは3段軸流式で、1段目に冷却翼を採用している。1段タービンノズルは冷却空気後縁吹き出し方法を従来のスロット噴出から腹側吹き出しに変更することで、後縁厚みを薄くして損失低減、1段ブレードはチップシンクの採用により漏れ損失を低減している(図5)。また、タービンブレードにシールフィン構造を、シール部品に低膨張材を適用し、内部空気漏れを低減、タービン部のケーシング部品に低膨張材を適用することにより、定常運転時のチップクリアランス縮小を可能とした。これらの構造変更に加え、最新の翼型設計技術により空力損失の低減を図り、また全段でCFD解析を実施し、通路形状・段仕事配分の最適化を行うことにより、M1A-13に比べ熱効率換算で0.8pt性能を向上させた。図6にタービンの全段解析の例を示す。図7にM1A-17定格点で無次元化したタービンマップを示す。M1A-17は低膨張材適用により、膨張比の高い領域でもタービン効率が低下しないことがわかる。

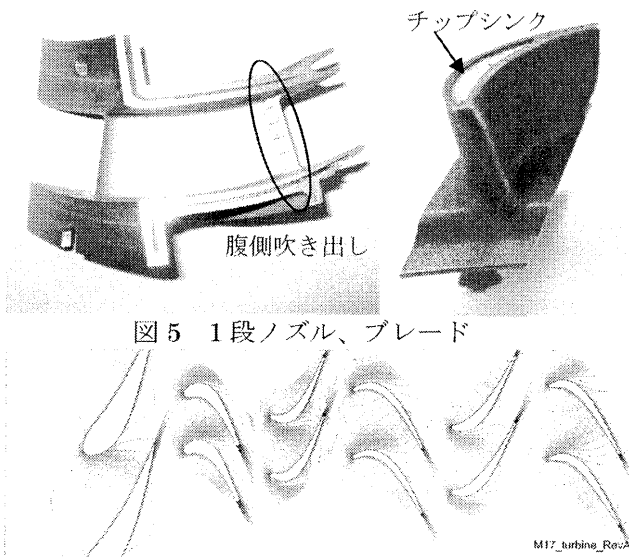


図5 1段ノズル、ブレード

図6 タービン全段解析例 (マッハ数分布)

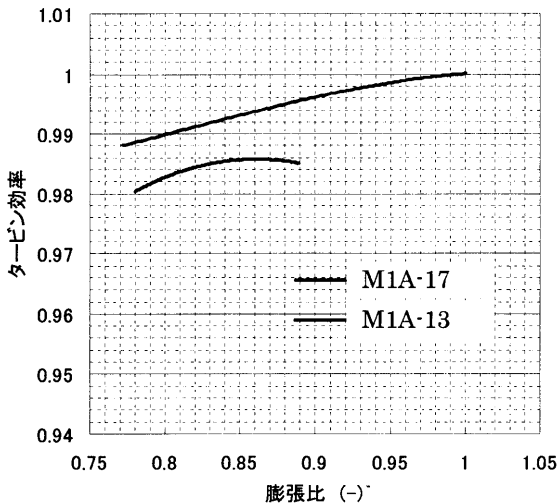


図7 タービンマップ

(3) 排気ディフューザ

排気ディフューザは、ストラットにより内径側に配置される軸受部品等を保持している。また、軸受への給油配管がストラット内に設置されるため、ストラットは給油配管より太くなり、その形状、本数、配置が排気ディフューザ性能に大きく影響する。M1A-17では、M1A-13に比べ排気ディフューザ軸長延長、ストラットの配置及び形状改良などにより圧力損失を低減した。これらの形状決定にもCFD解析を適用し、逆流域を最小限に抑えた通路形状・ストラット配置などの最適化を実施した。これにより、M1A-13に比べ熱効率換算で0.3pt性能を向上させた。図8にM1A-13、M1A-17の排気ディフューザCFD解析例を示す。

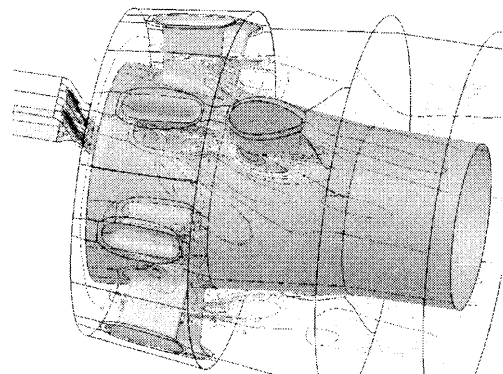


図8-1 排気ディフューザ軸流速分布 (M1A-13)

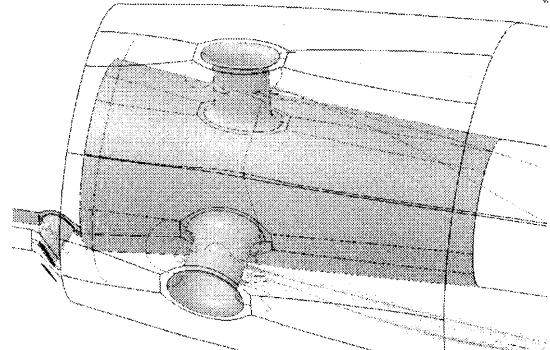


図8-2 排気ディフューザ軸流速分布 (M1A-17)

(4) DLE 燃焼器

燃焼器は当社で実績のある、希薄予混合燃焼と追い焚き燃焼方式を採用している。パイロットバーナ、メインバーナ、追い焚きバーナの3種類のバーナで構成され(図9)、パイロットバーナは主に着火・保炎用、メインバーナ及び追い焚きバーナは主に低NOx運転時に使用される。エミッション低減には、燃焼領域における燃料濃度分布を可能な限り均一にすることが効果的である。そのため、CFD解析を適用し、バーナ部において空気と燃料を効率的に混合させるようバーナ部や流路の形状最適化を実施した。リグ試験により、代表形状を決定し、エンジン試験により各部の調整を実施し最終形状を決定した。これにより、NOx値は10ppm (O₂=15%換算)以下を実現、M1A-13

に比べ NOx 排出特性は約 50%改善し、世界トップレベルの性能を達成した。図 10 に DLE 燃焼器の CFD 解析例を示す。図 11 に NOx 排出特性を示す。

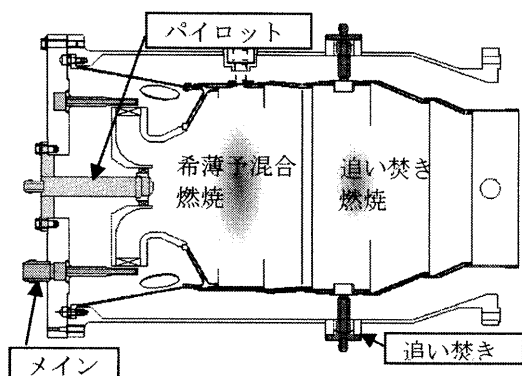


図 9 DLE 燃焼器

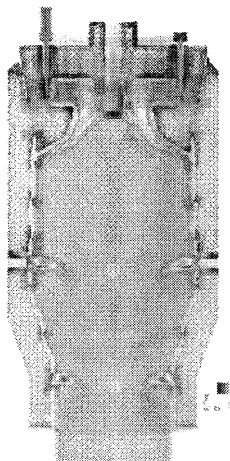


図 10 DLE 燃焼器解析例

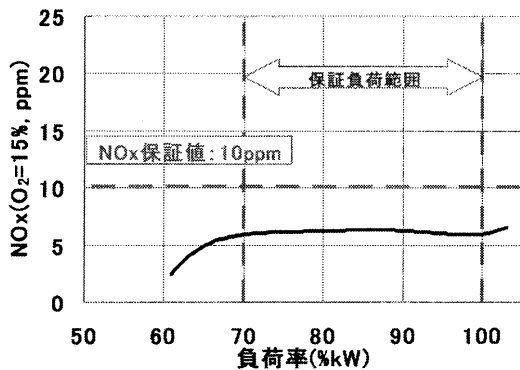


図 11 NOx 排出特性

(5) 構造

M1A-17 の構造は、従来機の優れたメンテナンス性や堅牢性を継承している。従来機と同様、メインロータは、圧縮機・タービンなどの回転体をカービックカップリングで連結し、1本の締結ボルトで締め上げる簡素な構造である。軸受は、圧縮機前側及びタービン最終段後ろ側に配置した2点支持構造であり、軸受は用途により転がり軸受け、滑り軸受をそれぞれ使い分ける。単筒缶型燃焼器を採用しているため、燃焼器を外すことで容易にタービン部など高温部の点検が可能である。

4. 開発試験

M1A-17 試作機について、性能試験、温度確認試験、DLE 燃焼器試験、拡散燃焼器試験、社内耐久試験など所定の試験を実施した。図 12 にテストセルでの試験中の試作機を示す。図 13 に試験結果(減速機端効率)を示す。M1A-13 に比べ 2.5pt 熱効率向上を達成した。

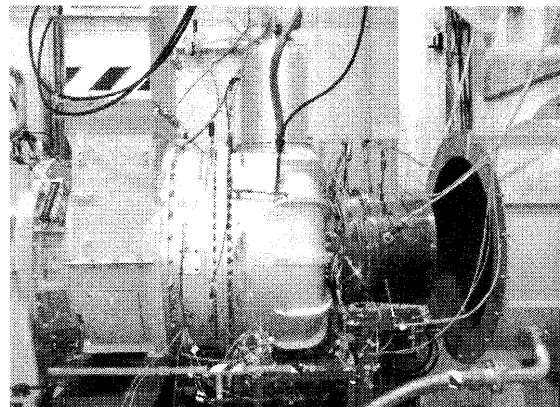


図 12 エンジン試験運転状況

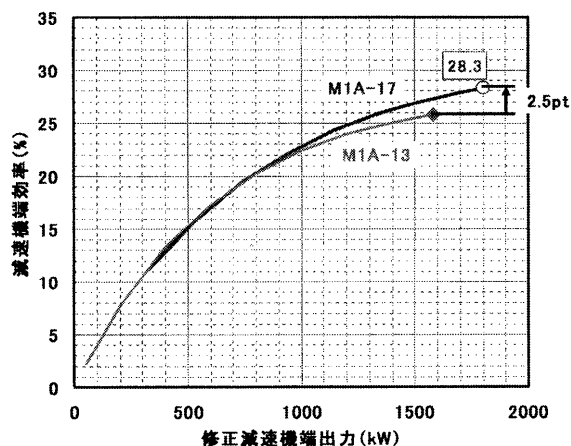


図 13 エンジン試験結果

5. フィールド試験

M1A-17 の信頼性確認のため、本年 4 月より当社工場内発電所(図 14)にてフィールド試験を開始した。DLE 燃焼器にて運用を行っており、8月初旬に実運転時間 1000 時間を超え、現在も順調に運用中である。図 15 にフィールド試験における性能、図 16 に排出 NOx 値を示す。

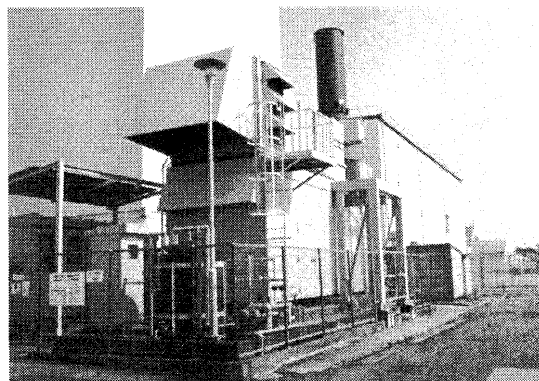


図 14 社内発電所外観

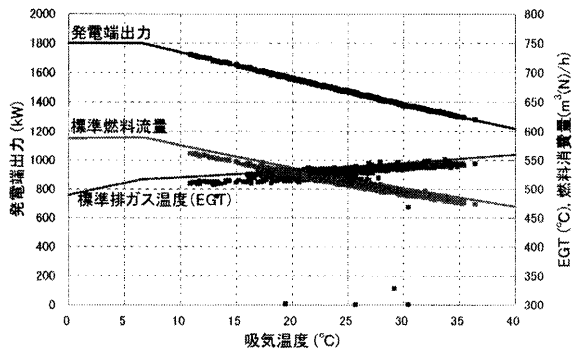


図 15 フィールド試験性能

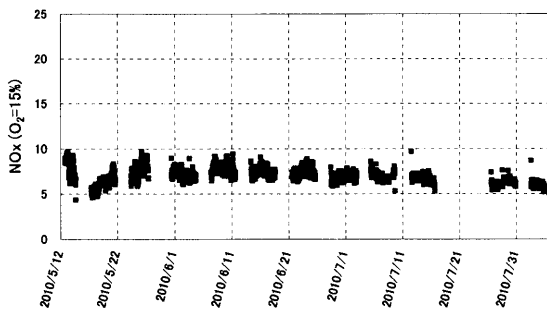


図 16 フィールド試験 NOx 値

6. コージェネレーション性能

表 2 に M1A-17 のコージェネレーション性能を示す。従来機の M1A-13 に比べ、総合効率も向上しており、採算性の向上を達成している。

表 2 コージェネレーション性能

機種		PUC15D (M1A-13D)	PUC17D (M1A-17D)
発電端出力	(kW)	1455	1660
燃料消費量	(m ³ (N)/h)	541	556
送気蒸気量	(kg/h)	4950	4950
発電端効率	(%)	23.8	26.5
熱回収効率	(%)	56.8	55.3
総合効率	(%)	80.7	81.8
NOx値 O ₂ =15%換算 (運転領域)	(ppm)	NOx<21 (75~100%)	NOx<10 (70~100%)

吸気温度: 15°C
 大気圧力: 101.3kPa(高度0m)
 吸/排気圧損: 0.98/2.45kPa
 燃料: 都市ガス13A
 NOx対策: 希薄予混合燃焼
 排熱ボイラ: 蒸気圧力0.83MPaG、給水温度60°C

7. まとめ

M1A-17 は従来機の信頼性を継承しつつ、最新の高性能化技術を導入し、各要素効率の性能改善により熱効率を向上した。また世界トップレベルの低エミッション化を実現した。今後、フィールド試験において信頼性を実証すると共に、改良を継続し、エネルギーの有効利用と環境負荷低減に貢献したいと考えている。

参考文献

- 1) 松本匡史、青木茂樹、堂浦康司、小田剛生、緒方正裕、木下康裕：M7A-03 ガスタービン DLE 燃焼器の開発、第 37 回ガスタービン定期講演会

仙台火力発電所第 4 号機リプレイスに関する 改良型ガスタービンの適用について

藤田 範生，*小笠原 浩幸，杉田 康（東北電力株式会社）

Application of Advanced Gas Turbine on Replacement Plan of Sendai Thermal Power Station Unit No.4

Norio FUJITA, *Hiroyuki OGASAWARA, and Yasushi SUGITA
(TOHOKU ELECTRIC POWER CO.,INC)

ABSTRACT

Recently, it is requested strongly worldwide to response to global environmental concerns, especially, "Realization of the Low Carbon Society" is an important key word in our country.

We are raising the improvement in efficiency of thermal power plant as one of the measures towards realization of Low Carbon Society. To replace aging thermal power plant with highly effective gas-firing combined cycle power plant, becomes an extremely effective means to achieve the improvement of thermal efficiency.

In such a situation, for the reduction of carbon dioxide emissions, we replaced aging coal-firing Sendai thermal power station with highly effective gas-firing combined cycle power plant.

This highly effective gas-firing combined cycle power plant in-stalled newly, the thermal efficiency is improved by adopting a new technology, the carbon dioxide (CO₂) reduction in about 900,000 t/year can be achieved compared with existing.

Key words: Combined Cycle Power Plant , Replace, Gas Turbine,

1. はじめに

近年、エネルギーの有効利用や二酸化炭素排出量の削減などの地球環境問題への対応が世界的に強く求められている状況にある。当社では、地球温暖化対策を重要な経営課題の一つと位置付け、低炭素社会の実現に向けて、エネルギー関連企業として電力設備面の対策や電気利用面での取り組みにより、二酸化炭素排出量の抑制を積極的に進めている。

一方、電力市場の自由化範囲については、今後、全面自由化を視野に入れた検討も進められることとなっており、当社の今後の事業環境は、これま

で通りの電力安定供給の達成はもちろんのこと、地球環境問題への十分な配慮や電力市場における価格競争力の確保も不可欠となってきている。

このような情勢を踏まえ、仙台火力発電所については、1959年に1号機が運転開始して以来、40年以上が経過して保守費用などが割高になってきたため、地球環境問題への対応と競争力確保の両面から既設設備1号機～3号機を廃止し、発電燃料を重油および石炭から硫酸化物やばいじんを発生しない天然ガスにするとともに、発電効率が高い複合発電設備を導入し、2010年7月に営業運転を開始した。

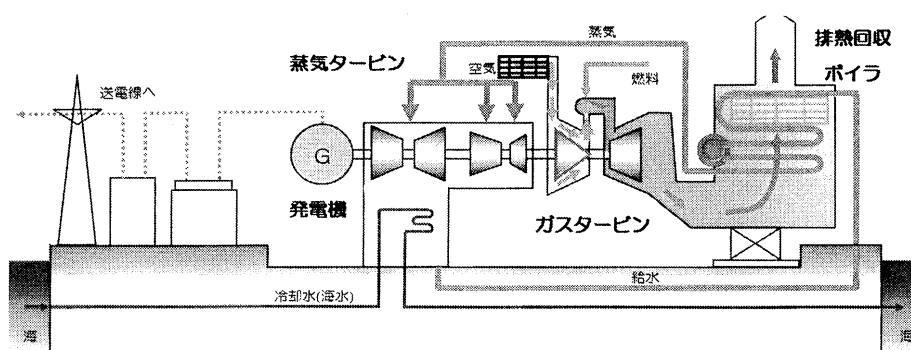


Fig.1 Conceptual Diagram of Single-shaft Combined Cycle Power Plant

ここでは、仙台火力発電所第4号機では改良型ガスタービンを適用したことから、新たに採用した技術を紹介する。

2. 仙台火力発電所第4号機の概要

当社は、東新潟火力発電所第3号系列、第4号系列に続く3基目の複合発電設備として仙台火力発電所第4号機（以下、仙台4号機）の新設を計画した。前者2基は、複数台のガスタービンと1台の蒸気タービンからなる多軸型複合発電設備であるが、仙台4号機は、電力需要のミドル・ピーク対応の運用性に優れるなどの点から、ガスタービン1台と蒸気タービン1台からなる一軸型複合発電設備を採用している（図1）。

新たに建設した仙台4号機ならびに既設設備の概要比較は、表1のとおりである。燃料を石炭から天然ガスへ変更し、既設3機分とほぼ同等の出力を新設1機で賄っている。

Table 1 Comparison of Unit

項目	仙台4号機	既設設備		
		1号機	2号機	3号機
原動力の種類	ガスタービンおよび汽力	汽力		
出力	446MW	175MW	175MW	175MW
運開時期	2010年7月	1959年10月	1960年11月	1962年6月
使用燃料	天然ガス	重油60% 石炭40%	石炭	石炭

また、概略工程は表2に示すとおりである。2007年11月から現地工事を開始しており、2009年4月にはガスタービン等の主要機器の現地搬入を完了し、2010年7月に営業運転を開始した。

Table 2 Outline Process

年	2007	2008	2009	2010
大 工 程		← 土建工事 →	← 機器据付工事 →	
			△ 主要機器現地搬入	試運転 ↔ 営業運転開始 ▽

3. 改良型ガスタービンの特徴

仙台4号機リプレース計画は、従来設備から熱効率を向上させることにより、環境負荷の少ない低炭素社会の実現を目指すことが目的の一つであり、その達成のために熱効率向上に寄与する新技術を積極的に採用した。

仙台4号機向けに採用した三菱重工業製M701F4形ガスタービンに関しては、さらなる熱効率向上および出力増加に向けた取り組みとして、実績豊富なM701F3形をベースに、G形のために開発したいくつかの技術を適用し、燃焼ガス温度の上昇および空気圧縮機の風量増加等を図った。

新たに採用した主な技術は以下のとおりである。

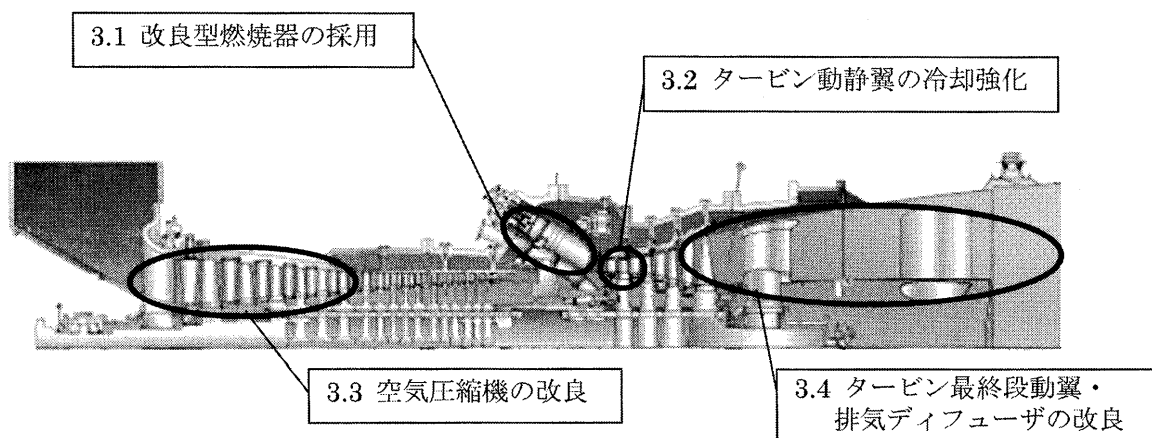


Fig.2 M701F4 Gas Turbine Design Feature

Table 3 Comparison between M701F4 and M701F3 GT

項目	M701F4 (仙台4号機)	M701F3
空気圧縮機段数	17	17
圧力比	18	17
燃焼器	空気冷却式 低 NO _x 型	空気冷却式
燃焼器本数	20	20
タービン入口温度	ベース +約 20°C	ベース
タービン段数	4	4
出力 (1on1)	446MW	398MW*
熱効率 (LHV)	約 58%	約 57%*

※ISO 条件における理論値

3.1 改良型燃焼器の採用

熱効率向上のため、M701F4 形のタービン入口ガス温度 (TIT) は、M701F3 形と比べて約 20°C 上昇させている。

TIT の上昇にあたってはサーマル NO_x の増加が懸念された。このため G 形で実証された超低 NO_x 技術を導入することにより、F3 形同等の NO_x 排出濃度に抑えながら TIT を上昇させることに成功した。

この温度上昇を可能にした技術の一つは、尾筒出口部分に新材料を採用したことによる。M701F3 形で採用していた材料が変わり、より高い耐久性を示す MGA2400 を採用した。MGA2400 は、静翼で使用するために G 形設計の初期段階で開発されており、F3 形および G 形で広く実証されている材料である。なお、尾筒の他の部分については、従来と同じ材料を使用している。

さらに、燃焼振動による燃焼器への悪影響を防ぐため、Advanced CPFM (Combustion Pressure Fluctuation Monitoring) と称する燃焼器動的保護システムを設置している。人が手動介入することなく、システムが燃焼状態を自動監視、調整することによって設備の信頼性、可用性を向上させることが目的である。

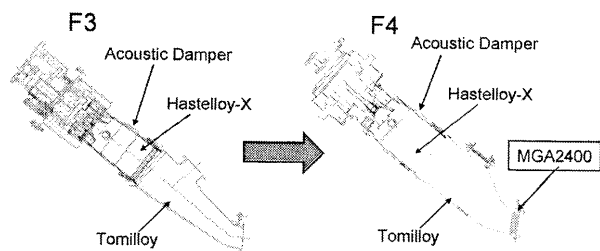


Fig.3 Combustor Improvement

3.2 タービン動静翼の冷却強化

M701F3 形からの TIT 上昇に対応するため、タービン動静翼の冷却強化を図り、信頼性を確保するとともに設備熱効率の向上を可能にした。翼に関しては、冷却強化は図ったもののプロファイルや材料は実績豊富な F3 形同様としている。

3.3 空気圧縮機の改良

出力を増加するために吸入空気量の増加を図った。このため、空気圧縮機の前段 6 段の翼高さを従来機より高くし、吸入空気量の増加を図っている。

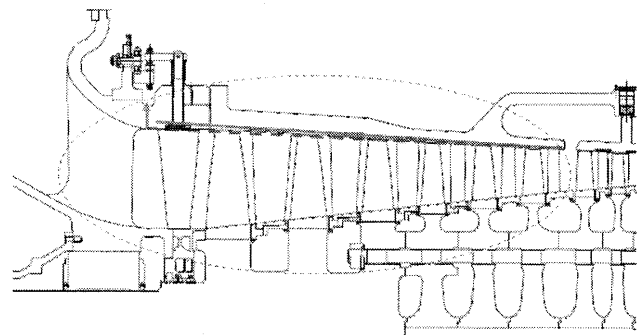
なお、ディスクに関しては、長期間の運転実績で問題ないことが確認されている F3 形同様の形状で設計した。また、翼高さの上昇に伴い、ケーシングの寸法は若干変更しているが、肉厚については F3 形同等としている。

吸入空気量の増加に対応するため、前方 6 段の翼形状は G 形での実績に基づき、損失が少なくなるように形状を変更した。

静翼に関しては、F3 形で採用していた NACA (National Advisory Council Aeronautics) から、1~6 段を CDA (Controlled Diffusion Airfoil) へ変更した。残りの 7~17 段については、従来通りの NACA を踏襲している。

動翼に関しては、1~4 段は DCA (Double Circular Arc) から MCA (Multi Circular Arc) へ、5~6 段は NACA から CDA へ変更し、残りの 7~17 段は従来通りの NACA を踏襲した。

上述の通り、動静翼については多重円弧翼等を採用することによって、空気量増加に伴う損失の増加を抑制するとともに従来比で約 6% の空気量増加を図り、出力増加を可能にした。



— : Flow path of the M701F4
 - - - : Flow path of the M701F3

Fig.4 Compressor Flow Path Change

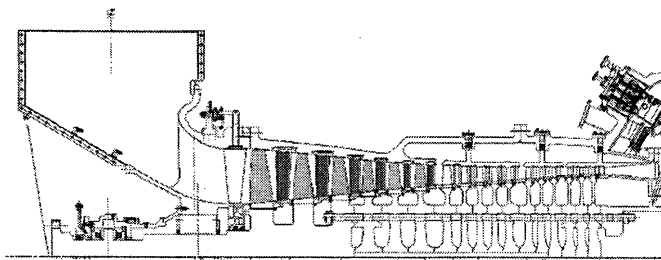


Fig.5 Compressor Airfoil Change

3.4 タービン最終段動翼・排気ディフューザの改良

タービンの最終段動翼は、風量増加によるリーピング損失低減のために G 形で長期間の運用実績がある改良型長翼を採用した。翼高さの高い M701G1 形の 4 段動翼を採用することにより、タービン出口流速を小さくすることに成功している。

最終段の外側シュラウドは、長翼化に合わせて最適なガスパスとなるよう調整しているが、最終段静翼の翼形状は、基本的に F3 形と同等としている。長翼化に伴い、翼環や分割環は多少の設計変更をしたものの、タービンケーシングの変更はない。

さらに、風量増加に伴って排気ディフューザ形状も改良し、排ガスのマッハ数を減少させることにより出口損失の低減し、タービン性能の向上を図った。

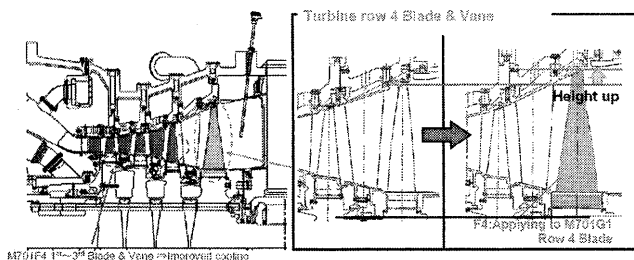


Fig.6 Row 4 Blade Height Up

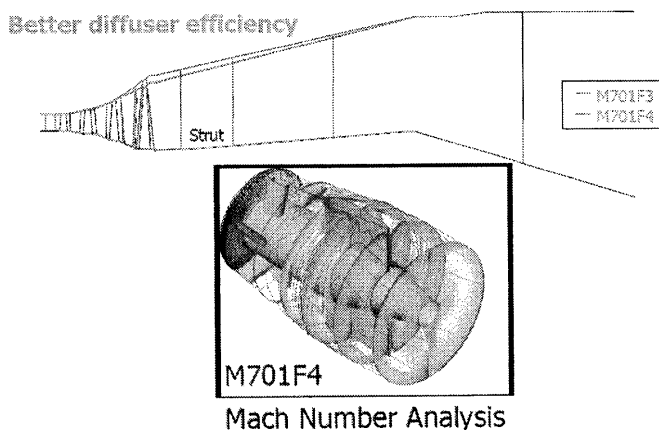


Fig.7 Exhaust Diffuser Improvement

この他、タービンの冷却システムとしてプレスワールシステムを採用した。このプレスワールによる冷却は、1 段ディスク周りの冷却空気の風損を効果的に低減させることが可能となる。この技術は、初期 G 形で採用実績のあるものであり、将来、G 形ならびに現状の F3 形に対しても標準装備となる技術である。なお、このプレスワールは F4 形ではすでに基本設計に含まれている。

4. おわりに

仙台火力発電所第 4 号機は、2010 年 2 月より総合試運転を開始し、採用した新技術の検証および効果の確認を行い、所期目標の実現を確認して 2010 年 7 月に営業運転を開始した。

プラント熱効率は、既設の 43% 程度 (LHV) から 58% 程度 (LHV) まで上昇し、かつ燃料として環境負荷の小さい天然ガスを使用することによって、硫黄酸化物やばいじんの排出量はゼロ、二酸化炭素の排出量は既設と比べて 1/3 程度となり、削減量は約 90 万トン/年の CO2 削減となる。

当社では、今後のリプレース計画として、新潟火力発電所第 5 号系列 (109MW)、新仙台火力発電所第 3 号系列 (950MW 級) などの新設工事を順次実施していく計画である。

新潟火力発電所は、天然ガス・重油焚きの既設 3 号機 (250MW) に替えて、高効率ガス焚き複合発電設備の 5 号系列 (109MW) を新設するものであり、2011 年の営業運転開始を目指す。新仙台火力発電所は、重油焚きの既設 1 号機 (350MW) ならびに天然ガス焚きの既設 2 号機 (600MW) に替えて、高効率ガス焚き複合発電設備の 3 号系列 (980MW 級) を新設するものであり、2016 年に半量、2017 年に全量の営業運転開始を目指している。

いずれも熱効率の低い古い既設発電設備から高効率複合発電設備へリプレースする計画であり、これらの計画を着実に進めていくことにより、低炭素社会の実現へ大きく寄与するとともに、電力市場における価格競争力を確保しつつ、これまで通りの電力安定供給の達成を図っていく計画である。

参考文献

- 1) Hideki, C., Hiroki, T., et Al: Replacement Plan of Sendai thermal power station Unit No.4, Proceeding of the ACGT2009(2009)

流体軸受で支持された高速回転体の地震応答挙動に関する基礎検討

*八田 将佳 (阪府大院) 新谷 篤彦 (阪府大) 伊藤 智博 (阪府大)

Basic Study on the Seismic Response of the High-speed Rotational Body Supported by Oil Film Bearings

*Masayoshi HATTA(Osaka Pref. Univ.), Atsuhiko SHINTANI(Osaka Pref. Univ.)
Tomohiro ITO(Osaka Pref. Univ.)

ABSTRACT

In this paper, we examine the effect of seismic inputs on the response behavior of a rotor supported by oil film bearings. The gyroscopic effect of a rotor and the fluid force due to oil film bearings are considered in the analytical model. We investigate the loci of centers of the rotor and the journal. At first, we show the response behavior of a rotating rotor without base excitation, and at second, the effect of sinusoidal base excitation is investigated. At last, the response behavior for seismic excitation is investigated including the relationship between the response behavior and the predominant period of seismic input.

Key words: Vibration of Rotating Body, Oil Film Bearing, Seismic Response, Nonlinear Vibration

1. 緒言

近年，国内外で大地震が頻発しており機械構造物の耐震健全性確保の重要性が増している。その1つとして，発電プラント等に設置されたタービンのような高速回転体が地震などの基礎励振を受けたときの構造健全性の確保がある。回転機械では地震を受けない状況でもオイルウィップやオイルホワールといった振動問題が発生する場合があるため，これらの振動に関する研究は古くからなされている。しかし，流体軸受部の流体力と基礎からの励振力の影響を共に考慮している研究は少ない。そこで，本研究では非線形の油膜特性を持つすべり軸受で支持された軸-円板系の地震応答挙動を円板の回転慣性も考慮して検討し，さらに地震波の周波数特性が応答挙動に及ぼす影響についても検討する。

2. 理論

2.1 軸受反力

解析モデルを図1に示す。モデルはすべり軸受で支持された弾性軸に1個の円板状回転体に取り付けられているものとする。この回転体の質量，回転慣性に比して弾性軸の質量，回転慣性は無視できるとする。また，ロータの重心は弾性軸の中心軸上にあるものとする。

図2に示すように，角速度 ω で回転する軸が軸受に対してある角度 θ の位置で，ある偏心率 ε および偏心速度 $(\dot{\varepsilon}, \dot{\theta})$ を持つとき軸は次式の流体力(軸受反力)を受ける。 ε 方向， θ 方向の流体力 F_ε, F_θ は無限幅理論によると，以下のような非線形の式として導

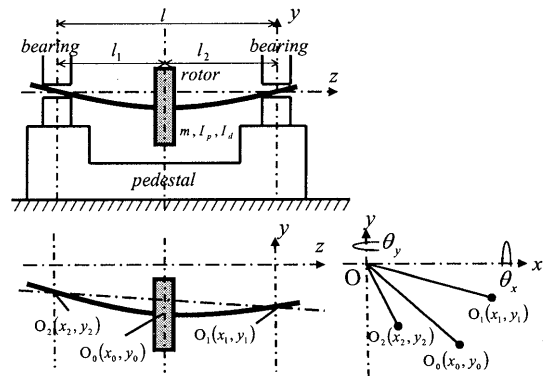


Fig. 1 Analytical Model

出される¹⁾。

$$\left. \begin{aligned} F_\varepsilon &= 6\mu \left(\frac{r}{h_0}\right)^2 r b \left\{ \frac{2\varepsilon^2(\omega - 2\dot{\theta})}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)} \right. \\ &\quad \left. + \frac{2\dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \left\{ \frac{\pi}{2} - \frac{8}{\pi(2+\varepsilon^2)} \right\} \right\} \\ F_\theta &= 6\mu \left(\frac{r}{h_0}\right)^2 r b \left\{ \frac{\pi\varepsilon(\omega - 2\dot{\theta})}{(2+\varepsilon^2)\sqrt{1-\varepsilon^2}} \right. \\ &\quad \left. + \frac{4\varepsilon\dot{\varepsilon}}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

これら極座標系の力を直交座標系に変換すると，軸受反力 F_x, F_y は以下のように示される。

$$\left. \begin{aligned} F_x &= -F_\varepsilon \cos \theta - F_\theta \sin \theta \\ F_y &= -F_\varepsilon \sin \theta + F_\theta \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

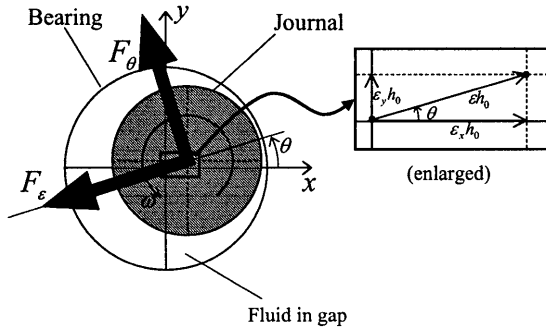


Fig. 2 Oil Film Bearing

ここで、 r は軸半径、 μ は粘性係数、 h_0 は平均半径隙間、 b は軸幅、 ω は軸の回転角速度であり、偏心率 ε は軸受中心に対する軸中心の偏心量を e' としたときに $\varepsilon = e'/h_0$ で表される無次元の値である。軸には通常一定の荷重が働いており、この定荷重 F_b を y 軸負方向に働くと仮定する。この定荷重と軸受反力の静的成分が釣り合う位置 (平衡位置) の偏心率を ε_b 、偏心角度を θ_b とおくと、定荷重と平衡位置の関係は次式のように表される。

$$\left. \begin{aligned} F_b &= 6\mu \left(\frac{r}{h_0}\right)^2 r b \frac{\omega \varepsilon_b \sqrt{2\{\pi^2 - (\pi^2 - 4)\varepsilon_b^2\}}}{(2 + \varepsilon_b^2)(1 - \varepsilon_b^2)} \\ \theta_b &= -\tan^{-1} \left(\frac{2\varepsilon_b}{\pi\sqrt{1 - \varepsilon_b^2}} \right) \end{aligned} \right\} (3)$$

2.2 運動方程式

前項までの関係式を用いてロータの運動方程式と力のつり合い式は次式で表される²⁾。

$$\left. \begin{aligned} mh_0\ddot{x}_0 - F_{x1} - F_{x2} &= 0 \\ mh_0\ddot{y}_0 - F_{y1} - F_{y2} &= 0 \\ I_d\ddot{\theta}_x - I_p\omega\dot{\theta}_y + l_1F_{x1} - l_2F_{x2} &= 0 \\ I_d\ddot{\theta}_y + I_p\omega\dot{\theta}_x + l_1F_{y1} - l_2F_{y2} &= 0 \\ F_{x1} + (\tau_2\gamma + \frac{\beta}{l})(x_0 - \tau_2x_1 - \tau_1x_2) \\ &\quad - (\tau_2\gamma + \frac{\alpha}{l})\{\theta_y - \frac{x_2 - x_1}{l}\} - F_{zx} = 0 \\ F_{y1} + (\tau_2\gamma + \frac{\beta}{l})(y_0 - \tau_2y_1 - \tau_1y_2) \\ &\quad - (\tau_2\gamma + \frac{\alpha}{l})\{\theta_x - \frac{y_2 - y_1}{l}\} - F_{zy} = 0 \\ F_{x2} + (\tau_1\gamma + \frac{\beta}{l})(x_0 - \tau_2x_2 - \tau_1x_2) \\ &\quad - (\tau_1\gamma - \frac{\alpha}{l})\{\theta_y - \frac{x_2 - x_1}{l}\} - F_{zx} = 0 \\ F_{y2} + (\tau_1\gamma + \frac{\beta}{l})(y_0 - \tau_2y_2 - \tau_1y_2) \\ &\quad - (\tau_1\gamma - \frac{\alpha}{l})\{\theta_x - \frac{y_2 - y_1}{l}\} - F_{zy} = 0 \end{aligned} \right\} (4)$$

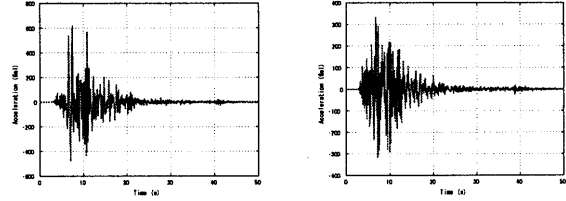
α, β, γ は影響係数で、一様断面で両端支持の軸の場合、曲げ剛性 EI を一定として、次式が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \frac{1}{l_1 l_2} 3EI, \beta = \frac{l_2 - l_1}{(l_1 l_2)^2} 3EI \\ \gamma &= \frac{l_1^2 - l_1 l_2 + l_2^2}{(l_1 l_2)^3} 3EI \end{aligned} \right\} (5)$$

ここで、 $\tau_1 = l_1/l, \tau_2 = l_2/l, E$ はヤング率、 I は軸の断面二次モーメント、 I_p は円板の極慣性モーメント、 I_d は円板の直径周りのモーメント、 F_{z*} は基礎励振力である ($*$: x or y)。

2.3 入力地震波

入力地震波は、1995年に気象庁の神戸海洋気象台で観測された阪神大震災の地震波を用いる³⁾。地震加速度波形を図3に示す。この地震波の最大加速度は東西方向 619Gal、鉛直方向 333Gal である。



(a) East-west direction (b) Up-down direction

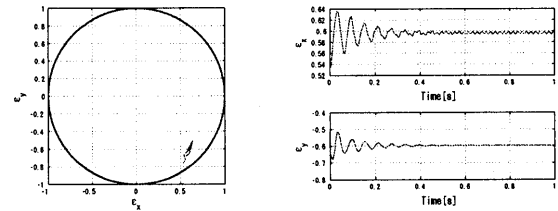
Fig. 3 JMA Kobe Earthquake Acceleration

3. 数値計算

3.1 正弦波入力に対する応答

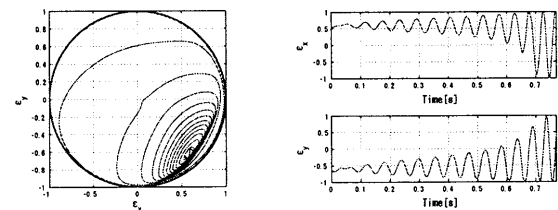
まず、系に正弦波入力がかわった場合の応答を求める。シミュレーション諸元は $\varepsilon_b = 0.9, \alpha = 8 \times 10^{10}[\text{N/m}^2], I_p = 1.4 \times 10^4[\text{kgm}^2], I_d = 7.6 \times 10^3[\text{kgm}^2], N = 3000[\text{rpm}]$ とした。ただし、 N は回転数である。

x 方向にのみ正弦波 $A \sin(2\pi f_x t)$ を入力する場合において、 $f_x = 50[\text{Hz}]$ のときと $f_x = 17[\text{Hz}]$ のときのジャーナルの中心軌跡と時刻歴応答を図4、5に示す。ただし、 $A = 0.03g$ とする。図より、 $f_x = 50[\text{Hz}]$



(a) Locus of a journal (b) Response time history

Fig. 4 Response Behavior of a Journal Subjected to the Sinusoidal Excitation with $f_x = 50[\text{Hz}]$



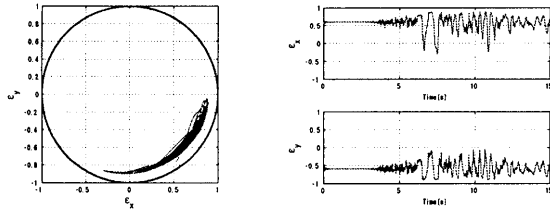
(a) Locus of a journal (b) Response time history

Fig. 5 Response Behavior of a Journal Subjected to the Sinusoidal Excitation with $f_x = 17[\text{Hz}]$

のときはジャーナルの振幅は小さく安定しているのに対し、 $f_x = 17[\text{Hz}]$ のときは大きな振れ回りを起こしていることが分かる。

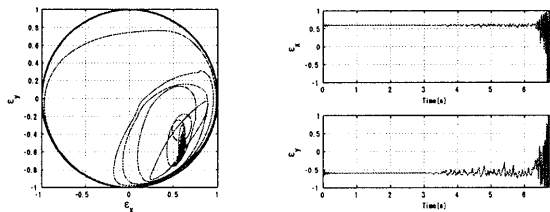
3.2 地震波入力に対する応答

地震波の水平成分のみを入力した場合、鉛直成分のみを入力した場合、水平・鉛直成分共に入力した場合のジャーナルの中心の軌跡と時刻歴応答をそれぞれ図6, 7, 8に示す。図より、水平方向成分のみ



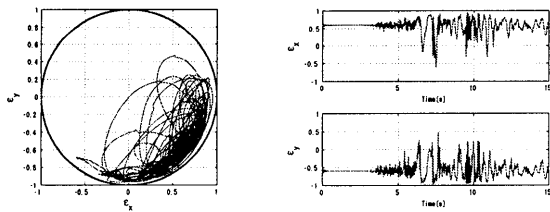
(a) Locus of a journal (b) Response time history

Fig. 6 Response Behavior of a Journal Subjected to Kobe EW



(a) Locus of a journal (b) Response time history

Fig. 7 Response Behavior of a Journal Subjected to Kobe UD



(a) Locus of a journal (b) Response time history

Fig. 8 Response Behavior of a Journal Subjected to Kobe EW and Kobe UD

入力した場合は振幅は小さく安定している。鉛直方向成分のみ入力した場合は大きな振れ回りを起こしている。さらに、水平・鉛直成分共に入力した場合は安定している。これらより、水平・鉛直同時に地震波が入った場合、連成効果により力を打ち消し合うことがあるのが分かる。

次に、入力を水平方向成分のみとし、地震波の水平方向成分を時間軸方向に2倍に伸ばしたり、1/2倍に縮めたりすることで長周期地震波と短周期地震波を作成する。それらの加速度応答スペクトルを図9に示す。短周期地震波を入力した場合、長周期地震波を入力した場合のジャーナル中心の軌跡と時刻歴応答をそれぞれ図10, 11に示す。短周期地震波を入

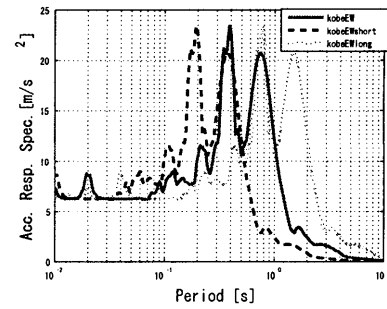
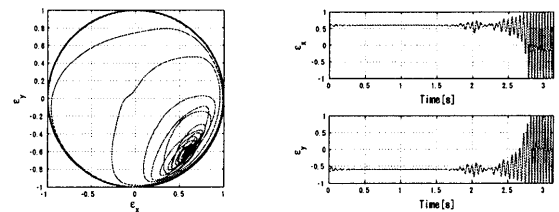


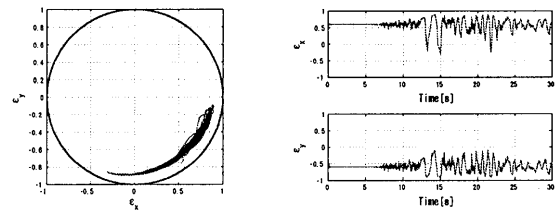
Fig. 9 Acceleration Response Spectrum of Kobe EW

力した場合は大きな振れ回りを起こしているのに対し、長周期地震波を入力した場合は小さく安定していることが分かる。



(a) Locus of a journal (b) Response time history

Fig. 10 Response Behavior of a Journal Subjected to Short-period Kobe EW



(a) Locus of a journal (b) Response time history

Fig. 11 Response Behavior of a Journal Subjected to Long-period Kobe EW

4. 結言

本研究では、流体軸受で支えられたロータ-軸受モデルに対し、地震外力およびロータの回転慣性、非線形軸受反力を考慮した運動方程式を数値的に解くことにより、軸やロータの正弦波基礎励振や地震外力が加わったときの応答挙動の検討を行った。さらに、地震波の周波数特性が応答挙動に及ぼす影響についても検討した。

参考文献

- 1) K. Fujita et al., Proc. of The ASME IDETC 2003, No. DETC2003/VIB-48415, 2003.
- 2) T. Iwatsubo, M. Sado, R. Kawai, Trans. of JSME, Vol.51, No.470, 1985, pp.2659-2662.
- 3) National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention K-NET, <http://www.k-net.bosai.go.jp/k-net/>