

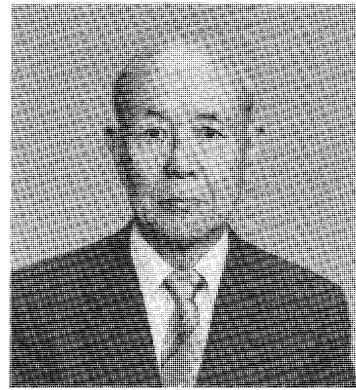
(社)日本ガスタービン学会名誉会員の紹介

(社)日本ガスタービン学会ではガスタービン及び関連技術に関し功績顕著な方、又は本学会に対し功勞のあった方の中から理事会の推薦により総会において承認された方が名誉会員となります。去る平成8年4月19日、第21期通常総会において次の4名の方々があらたに本学会の名誉会員になられましたのでご紹介します。(生年月日順)



林 貞 助 君

(明治37年9月30日生)



辻 高 弘 君

(大正11年11月24日生)

昭和5年3月 京都大学工学部機械工学科 卒業
昭和8年4月 川崎造船所(現・川崎重工業KK)飛行機工場(後の川崎航空機工業KK)入社
昭和10年8月 航空エンジン研究のため、フランス駐在
昭和17年11月 会社現職のまま、旧第二陸軍航空技術研究所嘱託となり、陸軍試作ジェットエンジン開発に従事
昭和40年4月 山梨大学工学部機械工学科 教授
昭和45年4月 名城大学理工学部交通機械学科 教授

本会関係略歴

昭和47年6月 入 会

現住所 神戸市東灘区本山北町3-4-24

昭和20年9月 京都帝国大学第2工学部航空原動機学科 卒業
昭和21年7月 石川島芝浦タービン株式会社(現株式会社東芝)入社
昭和38年8月 タービン工場設計部第四設計課長
昭和44年3月 タービン事業部タービン技術主幹
昭和51年12月 第二国際事業部海外プロジェクト部長
昭和58年10月 重電事業本部長付
昭和57年12月 東芝エンジニアリング株式会社入社
平成4年11月 東芝エンジニアリング株式会社退社
昭和53年9月 高効率ガスタービン技術研究組合理事
昭和58年5月 高効率ガスタービン技術研究組合常務理事
昭和63年5月 高効率ガスタービン技術研究組合退任

本会関係略歴

昭和47年6月 入 会
理 事 (GTSJ 5, 6期)
評議員 (GTSJ 7, 9, 10, 12, 13期)
平成6年 終身会員

現住所 横浜市南区中里4-12-16



三 輪 光 砂 君

(大正13年10月10日生)

昭和21年 9 月 東京大学第二工学部機械工学科卒業
 昭和21年11月 運輸省鉄道技術研究所
 昭和25年 4 月 運輸省運輸技術研究所
 昭和37年12月 同所 原動機部長
 昭和38年 4 月 運輸省船舶技術研究所機関開発部長
 昭和47年12月 日立造船(株)陸機設計所
 ガスタービン設計部長
 昭和55年12月 同社 動力エネルギー室ゼネラルプロジェクト・マネジャー
 昭和60年 6 月 同社 調査役
 平成元年 6 月 同社 退社
 平成 2 年 7 月 運輸省船舶技術研究所非常勤研究所員

本会関係略歴

昭和47年 6 月 入 会
 理 事(GTSJ 6, 7 期)
 監 事(GTSJ 12期)
 評議員(GTCJ 1, 2, 3, 4 期)
 (GTSJ 1, 2, 3, 4, 5, 8, 9,
 10, 11, 13, 14, 15, 16, 17期)
 平成 6 年 終身会員

現住所 東大阪市鴻池町 2-5-17-404



鳥 崎 忠 雄 君

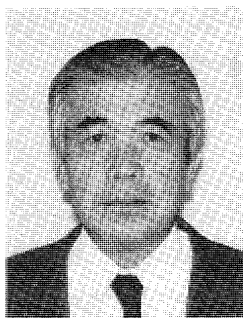
(大正15年 1 月 4 日生)

昭和22年 9 月 東京帝国大学 第一工学部 卒業
 昭和24年 9 月 〃 大学院前期終了
 昭和24年10月 日平産業株式会社
 昭和27年 7 月 ヤンマーディーゼル株式会社
 昭和31年 3 月 総理府 航空技術研究所
 (現 科学技術庁 航空宇宙技術研究所)
 昭和51年 5 月 航空機公害研究グループ総合研究官
 昭和57年 3 月 原動機部長
 昭和60年10月 科学研究官
 昭和63年 1 月 三井造船株式会社 技術顧問
 昭和63年 4 月 日本大学 総合科学研究所教授
 平成 8 年 3 月 〃 退職
 現在に至る

本会関係略歴

昭和47年 6 月 入 会
 理 事(GTSJ 1, 2, 5, 6, 9, 10期)
 評議員(GTCJ 1, 2, 3, 4 期)
 (GTSJ 1, 3, 4, 7, 8, 11,
 12, 13, 14, 15, 16, 18, 19, 20期)

現住所 東京都品川区大崎 3-13-11



第21期会長就任挨拶

大槻 幸雄*1
OHTUKI Yukio

去る4月19日の総会において第21期の会長に選出され、誠に身に余る光栄と存じますとともに、その任務の重大さを痛感致して居ります。幸いにも、当学会は歴代の会長をはじめ理事ならびに関係者の皆様の御努力によって着実に発展し、その活動は益々活発になっており、ご同慶の到りに存じます。この伝統を受け継ぎ、学会の発展に微力ではありますが、鋭意努力する所存でございます。

ガスタービンは、航空用原動機として主力を占め発展しているのみならず、近年では、産業用分野においても発電効率の高い複合サイクル発電や、電気と熱を同時に発生してエネルギー効率が高く、環境的にもクリーンなコージェネレーションなどに広く用いられるようになっております。また、艦艇用の主機は、軽量コンパクト高出力、急加減速を含めた運動操縦性能が優れていることにより、ガスタービンが主流になってきております。その発電機もガスタービン駆動になってきています。さらにポンプ、コンプレッサー等を駆動する機械駆動方式は、欧米では夙に普及しているが、我が国においても漸く建設省の共通仕様書に記載されるとともに増加の兆しが見え始めております。この他、昨年1月17日の阪神・淡路大震災には、ガスタービン発電設備が大活躍したのをはじめ、保守メンテナンスが簡単（メンテナンス・フリー）であるのみならず、起動の信頼性が高く、かつ電気特性が優れていることより、コンピューターのバックアップ電源としても広く使用される等、非常用としても顧客より高い評価を受けつつあります。

さらに、耐熱材料、冷却手法の改良によるタービン入口温度の上昇、圧縮機設計法の改良による高圧力化および圧縮機、タービン、燃焼器等の各要素の高性能化によって一層の熱効率向上が図られ、航空用、発電用のみならず、定置用、船用、車両用の各種原動機として広く実用化され、将来ますます重要な原動機になるものと思われます。このように、ガスタービンは、陸・海・空の基礎産業として将来にわたって社会に貢献する所が甚だ大き

く、かつ工業立国を目指す日本としては極めて重要な製品であります。

航空用、産業用ともにライセンス生産を中心として、技術力の蓄積を画って来ましたが、近年、漸くガスタービン技術者各位の努力により、国産技術による製品開発力が備わりつつあると思います。

しかし、我々の先輩は、大正時代に戦艦“長門”“陸奥”、第2次大戦時に“零式戦闘機”超弩級戦艦“大和”“武蔵”といった当時世界的に圧倒的に優位を誇った製品を開発し、世界を震撼させてこられました。このような世界に冠たる伝統を継承する必要があります。これからは、欧米との技術交流が次第に難しくなり、もはや技術導入によって、これらの国々の開発した技術を用いて製品を造る時代は過ぎ、オリジナリティのある発明・発見を含んだ真に創造的な自主技術によって世界最高のガスタービンを開発することが益々必要となって来ると思います。この技術力の向上のために、本学会の果たす役割は極めて大きいと思います。

すなわち、会員が国際的視野にたつて、学会を通してフランクに企業間の情報交換を密に行うのみならず、産・学協同して早い技術進歩に即応した創造的、革新的な技術を培うことが肝要であります。

以上のようなことを頭に置きながら、有賀副会長および経験豊かな理事ならびに関係者の皆様のご意見を謙虚に承り、世界に誇るガスタービンの開発技術力を向上し、国家の繁栄のためにいささかでも寄与できる学会となるよう努力いたす所存ですので、会員諸氏の御協力と御鞭撻を切望致します。

今年度は新たに、外国との交流を強化するために、国際交流委員会と、来年が学会創立25年に当たるので、25周年記念誌準備委員会を設けて活動することを計画しております。

おわりに、葉山会長をはじめとする第20期の役員の皆様の御苦勞に心から感謝申し上げて会長就任の挨拶と致します。

特集「ガスタービンの信頼性向上に向けて」

特集号発刊にあたって

森 建二*1
MORI Kenjiキーワード：ガスタービン，信頼性，保守性，運用性
Gas Turbine, Reliability, Maintainability, Availability

ガスタービンは，複合発電への適用を始めとして世の中に広く用いられるようになっており，いまや原動機の主役の座を占めるに至ったといっても過言ではない。

これには，熱効率の向上を目指した高温化技術や低公害化技術などの著しい技術の進展が大きな要因であるが，多くの運転実績を積み重ねながらその信頼性を向上させてきたことも忘れてはならない。

今年度の編集委員会の議論においても，今後ガスタービンがさらに発展していくためには，信頼性向上の問題がより一層重要であり，そのためにはユーザの使用実績・経験や要望がメーカにフィードバックされることが極めて重要であろうとの意見が出された。

本特集号では，こうした観点からユーザの実績や経験を中心として多面的な角度からガスタービンの信頼性向上の問題を取り上げることとした。

最初のガスタービンの保守管理に対する基本的な考え方や関連法規などの解説では，電気事業法の改正内容や高温部品の劣化形態，定検合理化技術など，ガスタービンの信頼性に関する広範な内容が含まれており，特集テーマの全般的理解ができる。

次に，ユーザ側からはコンバインドサイクルやコージェネレーションでのガスタービンの運用・保守管理の実態を解説して頂いた。とくに本特集では，多くの電力会社でのコンバインドサイクルガスタービンの実績が同時に紹介されており会員の皆様に極めて有用ではないかと考えている。コスト的側面も含め，DSS 運転実績や高温部品の検査・補修およびローテーション運用，さらには，部品管理システムに至るまで貴重な情報が提供されている。今回は，約 10 年の実績を持つ 1100℃ 級ガスタービンの信頼性を中心としたものであるが，最近の 1300℃ 級ガスタービンを含めたコンバインドサイクル発電技術

そのものについては本学会誌の 83 号に小特集が組まれており参考にして頂きたい。

また，コージェネレーションとして近年用途が広がっている中・小型ガスタービンについての使用実績も多くなってきており，故障要因分析などの信頼性評価に関する解説は時を得たものと考えられる。

さらに，メーカ側からは信頼性向上に関する技術として，モニタリングや検査・修理技術，さらには余寿命診断技術などについて解説をして頂いた。ただ，この分野で先行的な航空機用エンジンについては紙面の関係で割愛しており読者のご容赦をいただきたい。

なお，本年 1 月に開かれたガスタービンセミナー・第 24 回においてもガスタービンの信頼性にポイントをおいたテーマが取り上げられているが，学会員の多くの方の関心が強いテーマであると考え，学会誌の特集として企画を進めたこともご報告し，できれば同セミナーの資料集もご参照いただくことをお勧めする。

本特集号の企画に当たって，当初はユーザにおける運転実績等を学会誌で記述することは制約が多く難しいのではないかという意見も出されたが，本号担当委員のみならず編集委員全員のご尽力をいただき，企画の立案，執筆者の選定等を順調に進めることができた。執筆をお願いした方々には，ご多忙中にもかかわらず御快諾をいただき，非常に充実した内容の解説をして頂いた。誌上を借りて深く感謝する次第である。

この特集号を機会に，ガスタービンの信頼性・運用性・保守性 (RAM; Reliability, Availability, Maintainability) に関する関心が一層高まり，ユーザとメーカの交流も深まって，ガスタービンが更に発展していくことになれば本特集号の編集担当理事として望外の喜びである。

原稿受付 1996 年 3 月 7 日

* 1 川崎重工業㈱ 〒 673 兵庫県明石市川崎町 1-1

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

ガスタービンの保守管理

熊田 和彦*1

KUMATA Kazuhiko

1. はじめに

火力発電設備のガスタービンと蒸気タービンを組合わせたコンバインドプラント及び熱電併給型のコージェネレーションプラントは、長年にわたる運転実績の蓄積により、性能、運用性、信頼性の評価が確立されつつあり、次の段階として定検工期の短縮、点検インターバルの延長、保守費の削減等保守性の向上に向け、鋭意検討が進められている。ガスタービンは、高温燃焼ガスを作動流体として使用するため、その通路に位置する高温部品は補修を繰り返しながら使用し、比較的短い運転時間で寿命管理する特徴を有し、補修/修理技術、余寿命診断技術等の確立が重要となる。

ここでは、ガスタービン設備の予防保全、定検合理化技術を含めた保守管理について紹介する。

2. ガスタービン保守管理の考え方

2.1 電気事業法の改正

制定以来約30年を経過し、各種技術の進歩、自己責任原則の面より改正され、平成7年12月1日をもって施行された。ガスタービンの保守管理に関する改正内容を以下に示す。

(1) 定期検査の考え方 (図1)

新たに「耐圧工作物」を規定し、定期に自主検査の実施が義務付けられた。(法第46条施行規則第57条)

(2) 定期自主検査 (図2)

自主検査は当面、国による検査と交互に行なうこととし、長時間運転機については「特定耐圧工作物」として国の定期検査を義務づけている。(施行規則第89条、通商産業省告示第616号)

(3) 定期自主検査のインターバル

定期検査の実施時期は図3のように規定される。(施行規則第91条)

(4) 定期自主検査の結果の記録

検査結果は、「検査年月日」「検査の対象」「検査の方法」「検査実施者」「補修等の内容」について記録し、5年間保存する必要がある。(施行規則第61条)

2.2 保守管理の考え方

ガスタービンは、各プラントの設置条件、運転条件により高温部品を含む各機器の劣化・損傷程度が異なるこ

とから、運転実績、点検結果に基づく各プラントに合わせた保守管理を確立していく必要がある。表1にガスタービンの保守管理を進めるうえで必要な管理・点検について示す。今後、ガスタービン設備として、より最適に運用していくための課題と対応を図4に示す。

3. 高温部品の保守管理

3.1 経年劣化、損傷の要因

高温部品は、その使用環境により高温の酸化・腐蝕、高温高応力下でのクリープ損傷、起動停止の低サイクル疲労損傷、振動による高サイクル疲労損傷等いろいろな経年劣化、損傷の様相を示す。図5に示す様に、高温部品の経年劣化の形態は多岐にわたるが、定検時に詳細に

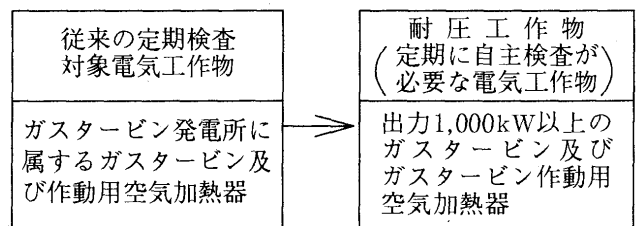


図1 耐圧工作物の定義

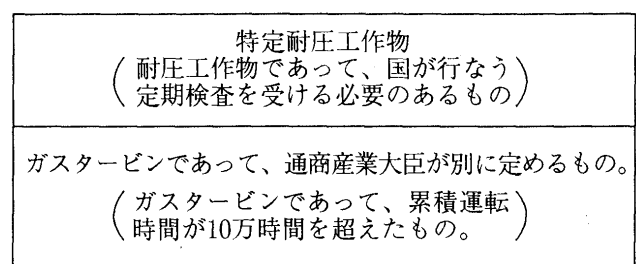


図2 特定耐圧工作物の定義

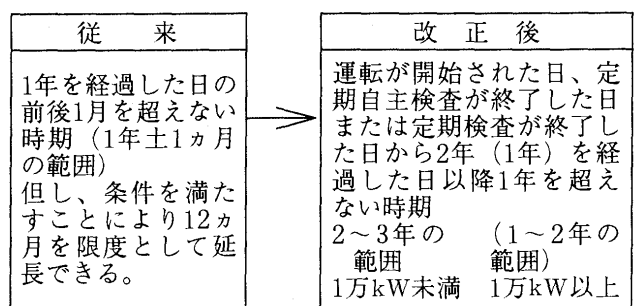


図3 定期検査のインターバル

原稿受付 1996年3月13日

*1 (株)日立製作所 〒317 茨城県日立市幸町3-1-1

表1 ガスタービン管理・点検

項目	管理・点検内容
運転管理	運転状態を常時把握するため、各運転項目について管理基準を設け、適切な管理を行う。
日常点検	1回以上/日 日常における巡視点検方法を定め、チェックシートにより確認する。
燃焼器点検	使用条件が最も苛酷なことから各プラントの運転実績に基づき、点検範囲、点検間隔を定め実施する。
定期検査	前項で規定された要領で (1) 分解・解放による機器の点検 (2) 機器の作動・調整試験 (3) 記録の点検 を機器に応じて適切に実施し、最低限度次点検まで良好な運転が維持される様に保守管理を行なう。

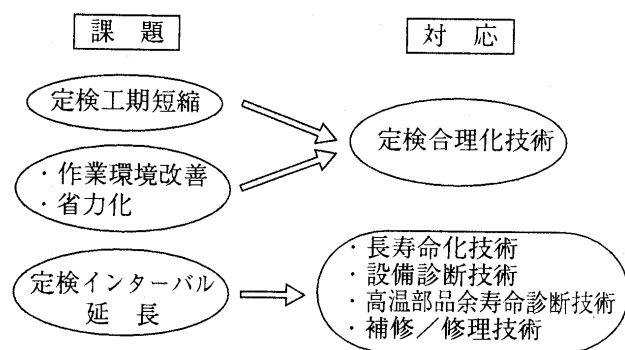


図4 保守管理の課題と対応

点検し、使用可否、補修要否の評価さらに寿命管理を行なうとともに、定検インターバル延長のための弱点部位の耐力向上に役立てることが必要である。

3.2 寿命管理

高温部品の寿命は、多数の要素が影響することに加え各プラントで運用が異なること、高温部品の材料であるニッケル、コバルト基耐熱合金の材料劣化の機構が完全に解明されていないことから現状では寿命予測精度は高くない。従って、高温部品の寿命管理は使用時間により制限する方式が主流であり、この最大許容使用時間については実運転時間で管理する方式あるいは実運転時間に起動停止及び急激な負荷変化の影響を加味した等価運転時間方式が使用されている。材料の劣化・損傷はクリープと疲労の相乗効果としてあらわれることより、特に起動回数の多いプラントにおいては、より高精度で寿命を予測できる等価運転時間方式が適しているといえる。

3.3 余寿命診断

高温部品の寿命は材料の特性と使用条件をもとに設定されるが、各プラントの運転条件、機器のバラツキを考慮した安全率を盛り込んだ時間とならざるを得ない。従って、各プラントでの定期検査時の点検結果あるいは調査結果に基づき実際の損傷程度が把握できれば、その部品の持つ余寿命を予測でき、延命化が期待できる。但し、現時点、全部品の材料特性の把握、寿命到達時の損傷度の定義等一部確立されていない分野があり、余寿命診断技術の確立は今後の成果によるところ大である。図6に高温部品の余寿命診断の概念を示す。

3.4 補修技術

高温部品は、あらかじめ決められた点検インターバルでの点検結果が許容値を超えた場合補修を実施すること

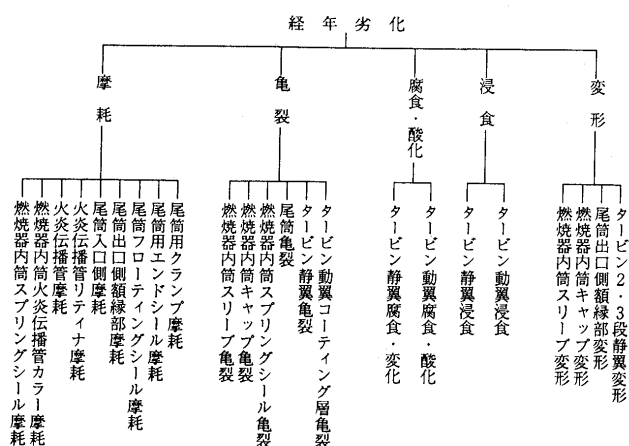


図5 高温部品の経年劣化形態

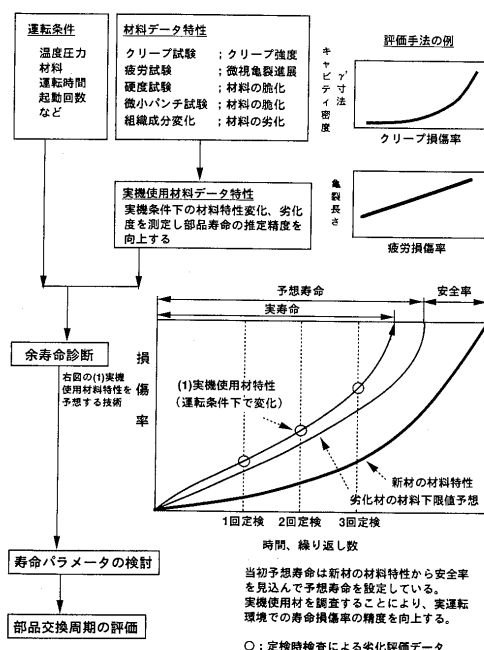


図6 高温部品余寿命診断の概念

になる。表2に各高温部品に対する代表的補修内容を示す。高温部品の補修は、最低限、次回点検に至るまでの運転時間中その健全性を維持しなければならず、さらに部品の寿命にも大きく影響するため重要である。

一般に、これらの補修は溶接、熱処理、機械加工等専門技術、設備を伴うことが多く、また材料としてコバルト及びニッケル基耐熱合金を使用しているため特殊技能を必要とされることから専門工場で施工することが望ましい。また、補修後の部品状態は完全に回復するわけではなく、使用材料自体の劣化も使用時間に伴い進展することから、補修回数の増加に比例して補修作業量が増加することより、補修にあたっては残存寿命と補修費とを良く見極め、経済的に最適となる様に配慮する必要がある。

表2 高温部品の補修内容

部品名	補修内容
タービン静翼	・クラック補修—溶接（肉盛り） ろう付・拡散接合 ・クリープ変形修正 ・再コーティング
タービン動翼	・先端／シールフィン部溶接肉盛 ・再コーティング
燃焼器ライナ	・クラック補修—溶接 ・スプリングシール、カラー等交換 ・再コーティング
トランジションピース	・クラック／摩耗補修—溶接 ・クリープ変形修正 ・再コーティング

表3 定検工程短縮の技術課題

分類	項 目	内 容
建設段階	(1) 機器の設計	・ 分解・組立容易構造、部品数の低減
	(2) 作業性の向上	・ 分解部品類の整理スペースの確保
		・ 作業用クレーンの適正配置
		・ 作業用歩廊の適正配置
定期検査段階	(1) 分解・組立道具	・ 油圧パワーレンチ、電動トルクレンチの採用
		・ 燃焼器分解治具及び装置の採用
		・ 自動レベル出天秤の採用
	(2) 計測・点検機器	・ レーザアライメント法の採用
		・ 燃焼器内部点検装置の採用
		・ 翼車間隙測定の自動化
	(3) 洗浄装置	・ 超音波、ホーニング、ショットブラスト法採用
		・ オイルフラッシング法の改善
(4) ブロックメンテナンス	・ 予備品によるユニット間ローテーション	

4. 定検合理化技術

4.1 定検工程短縮

ガスタービン設備を有効に利用し、また作業環境改善、省力化の面からも定検工程を短縮する要望が強く求められている。現状、事業用大型ガスタービン設備で45日～50日間、産業用小型ガスタービンでは25日～30日で実施されている。今後は、次項で説明する定検合理化技術の導入、各種作業改善により、短縮後の定検工程は事業用で30日間、産業用で20日間を目標に、ユーザー、メーカー共同で検討が進められている。

4.2 定検工程短縮の技術課題

表3に定検工程短縮のための技術課題を示す。新規プラントの場合、保守管理の容易性を考慮し、機器設計段階で部品数の削減、作業性の向上を目的に作業用各種クレーン類の適正配置、作業用歩廊の確保等が要求される。定検時の工程短縮技術としては、分解・組立用道具の採用、計測・点検機器の採用等があげられる。

以下、定検工程短縮のための改善項目について紹介する。

(1) 燃焼器の分解・組立

燃焼器は点検インターバルが比較的短かく、部品数が多く、狭い場所にあるため作業性も悪く、分解・組立に多くの時間を要している。燃焼器の分解・組立の容易化のため、特殊アタッチメント使用による電動トルクレンチのボルト分解・組立の採用、燃焼器ライナ、トランジションピースの専用分解・組立用道具の採用が既

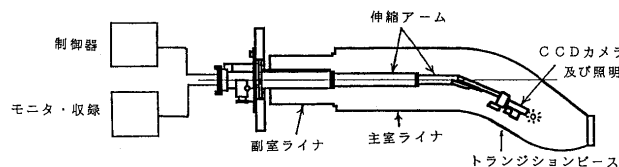


図7 燃焼器内部点検装置

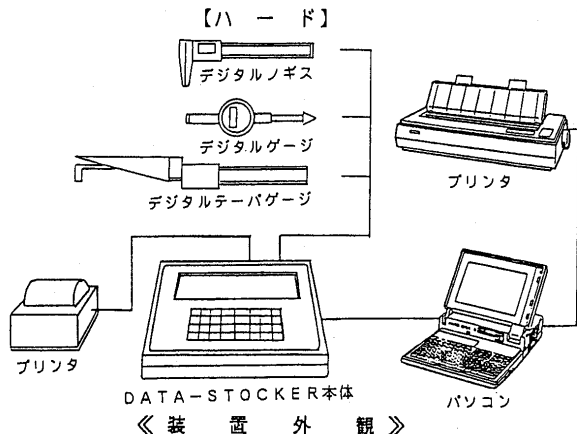


図8 計測データ集積装置

組立装置の開発も進められている。

(2) 計測・点検装置

ガスタービン分解後の各部品の点検作業あるいは車室内間隙測定等の計測作業の容易化のためにも種々の機器が開発され、実用化されている。図7は燃焼器を分解せずに内部より点検可能とした装置で、高温雰囲気下でも使用できる様に配慮されているため燃焼器点検の工程短縮に効果が期待できる。図8は分解・組立時の翼車間隙、アライメント等の計測データの記録装置であり、予防保全管理システムと接続することによりデータの解析に使用することも可能となる。

(3) 洗浄装置

ガスタービンは大気を吸込み、燃料（油、ガス）を噴射燃焼させた高温ガスを作動流体としているため、長時間運転により、部品表面の汚れが多く、分解時の圧縮機、燃焼器、タービンの各部品の点検、組立前の洗浄作業も重要な作業であり、多くの時間を要している。そのため、

洗浄方法としてガスタービンの各部品の特性に合わせた超音波洗浄、ホーニング、ショットプラスト等の開発が進められ、一部実用化されている。

5. おわりに

国内におけるガスタービン設備は運転実績の蓄積に伴って、保守管理の分野においても技術面ではほぼ確立されつつある。今後は、より高効率、経済性、信頼性の面でより最適に運用するため、特に、ガスタービン特有の高温部品の余寿命診断技術の開発、補修技術の向上等、ユーザーとメーカーの相互協力により推進していくことが必要である。

参考文献

- (1) (株)火力原子力発電技術協会関東支部講習会（平8.1.26）「火力発電設備の定期検査に係わる今後の課題：エネ庁 村上氏」

学会誌への広告掲載料改訂のお知らせ

当学会もおかげさまで設立23周年となり、会員数も約2000名を擁するまでに発展し、活発な活動を行っております。当学会誌は6, 9, 12, 3月の4回/年に各回3000部発行し、当学会の関係各位にご愛読頂いております。今般、平成8年6月号より学会誌をこれ迄のB5版からA4版に変更いたしました。勝手ながら、これに伴い同6月号より広告掲載料を下記の如く改訂させて頂き度、お知らせ申し上げます。当学会誌への広告掲載を広く募集致しておりますので、引続き御活用 of 程宜しくお願い申し上げます。

1. 一般広告（掲載1回の料金）

普通頁	現 行	改 訂 後
モノクロ半頁	30,000 円	36,000 円
モノクロ1頁	50,000 円	60,000 円
カラー1頁	200,000 円	240,000 円

尚、表紙2, 3の100,000円、表紙4の150,000円は現行のままと致しております。

2. 求人広告（掲載1回の料金）

普通頁	現 行	改 訂 後
モノクロ1/4頁	18,000 円	22,000 円
モノクロ半頁	30,000 円	36,000 円
モノクロ1頁	50,000 円	60,000 円

3. お問い合わせ先

(株)日本ガスタービン学会事務局

〒160 新宿区西新宿 7-5-13 第3工新ビル 402

電話 (03) 3365-0095 FAX (03) 3365-0387

又は、ニッセイエプロ(株) 日本ガスタービン学会誌担当 越司 昭

〒105 港区西新橋 1-17-5

電話 (03) 3508-9061 FAX (03) 3580-9217

組立装置の開発も進められている。

(2) 計測・点検装置

ガスタービン分解後の各部品の点検作業あるいは車室内間隙測定等の計測作業の容易化のためにも種々の機器が開発され、実用化されている。図7は燃焼器を分解せずに内部より点検可能とした装置で、高温雰囲気下でも使用できる様に配慮されているため燃焼器点検の工程短縮に効果が期待できる。図8は分解・組立時の翼車間隙、アライメント等の計測データの記録装置であり、予防保全管理システムと接続することによりデータの解析に使用することも可能となる。

(3) 洗浄装置

ガスタービンは大気を吸込み、燃料（油、ガス）を噴射燃焼させた高温ガスを作動流体としているため、長時間運転により、部品表面の汚れが多く、分解時の圧縮機、燃焼器、タービンの各部品の点検、組立前の洗浄作業も重要な作業であり、多くの時間を要している。そのため、

洗浄方法としてガスタービンの各部品の特性に合わせた超音波洗浄、ホーニング、ショットプラスト等の開発が進められ、一部実用化されている。

5. おわりに

国内におけるガスタービン設備は運転実績の蓄積に伴って、保守管理の分野においても技術面ではほぼ確立されつつある。今後は、より高効率、経済性、信頼性の面でより最適に運用するため、特に、ガスタービン特有の高温部品の余寿命診断技術の開発、補修技術の向上等、ユーザーとメーカーの相互協力により推進していくことが必要である。

参考文献

- (1) (株)火力原子力発電技術協会関東支部講習会（平8.1.26）「火力発電設備の定期検査に係わる今後の課題：エネ庁 村上氏」

学会誌への広告掲載料改訂のお知らせ

当学会もおかげさまで設立23周年となり、会員数も約2000名を擁するまでに発展し、活発な活動を行っております。当学会誌は6, 9, 12, 3月の4回/年に各回3000部発行し、当学会の関係各位にご愛読頂いております。今般、平成8年6月号より学会誌をこれ迄のB5版からA4版に変更いたしました。勝手ながら、これに伴い同6月号より広告掲載料を下記の如く改訂させて頂き度、お知らせ申し上げます。当学会誌への広告掲載を広く募集致しておりますので、引続き御活用 of 程宜しくお願い申し上げます。

1. 一般広告（掲載1回の料金）

普通頁	現 行	改 訂 後
モノクロ半頁	30,000 円	36,000 円
モノクロ1頁	50,000 円	60,000 円
カラー1頁	200,000 円	240,000 円

尚、表紙2, 3の100,000円、表紙4の150,000円は現行のままと致しております。

2. 求人広告（掲載1回の料金）

普通頁	現 行	改 訂 後
モノクロ1/4頁	18,000 円	22,000 円
モノクロ半頁	30,000 円	36,000 円
モノクロ1頁	50,000 円	60,000 円

3. お問い合わせ先

(株)日本ガスタービン学会事務局

〒160 新宿区西新宿 7-5-13 第3工新ビル 402

電話 (03) 3365-0095 FAX (03) 3365-0387

又は、ニッセイエプロ(株) 日本ガスタービン学会誌担当 越司 昭

〒105 港区西新橋 1-17-5

電話 (03) 3508-9061 FAX (03) 3580-9217

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

富津火力1・2号系列コンバインドサイクルガスタービンの
運用・保守実績浅田 豊靖*¹,

ASADA Toyoyasu

山本 芳幸*¹

YAMAMOTO Yoshiyuki

キーワード: 富津, コンバインドサイクル, 定期点検, 高温部品, 余寿命診断, 管理システム

Futtsu, Combined Cycle, Inspection, Hot Gas Pass Parts, Remaining Life Assessment, Management System

はじめに

富津火力発電所は1985年12月に当社初のコンバインドサイクルとして運用開始となり、約10年間の安定した運用実績と過酷な運用条件の中で得られた数々の経験を積み重ねてきている。

今回は、当所の運用・保守実績を紹介し、特にガスタービン・燃焼器の経年劣化の傾向と信頼性維持への取り組みについて紹介する。

1. 設備概要と運用実績

1.1 設備概要⁽¹⁾

富津火力発電プラントの機器配置図及びガスタービンの構造断面図をそれぞれ図1及び図2に示す。また、主要機器諸元を表1に示す。尚、運用上の特徴については今回の報告では割愛させていただきこととし、既報の参考文献を参照されたい。

1.2 運用実績

表2にこれまでの運用実績を示すが、全14軸完成(1989年度)以降6年間の軸平均利用率は57.1%であり、1995年12月末現在、運用開始以降の累積起動停止回数は全軸合計15,652回に及ぶ。これを年平均にすると約1,841回、1軸あたり年間132回の起動停止となる。

起動損失を含む発電端熱効率については高位発熱量基準HHVで平均42.2%(低位発熱量基準LHVでは46.6%)、定格運転時の発電端熱効率についてはHHV

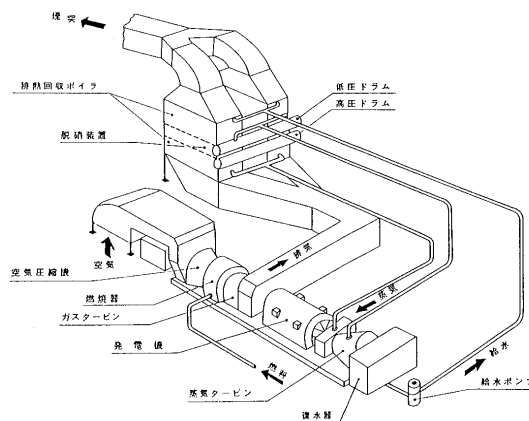


図1 機器配置図

で平均43.8%(LHVでは48.4%)であり、良好な性能を維持している。また、発電所のリライアビリティの尺度である運転時間率は平成2年度以降図3のように向上を続け、平成6年度には99.8%とほぼ限界に近い値となり、運用面での信頼度は極めて高いものとなっている。

2. 保守実績

2.1 定期検査

電気事業法に基づき、定期検査のインターバルを決定し、定期点検日数は48日間を標準としている。

平成8年1月より電気事業法が改正され、燃焼器点検

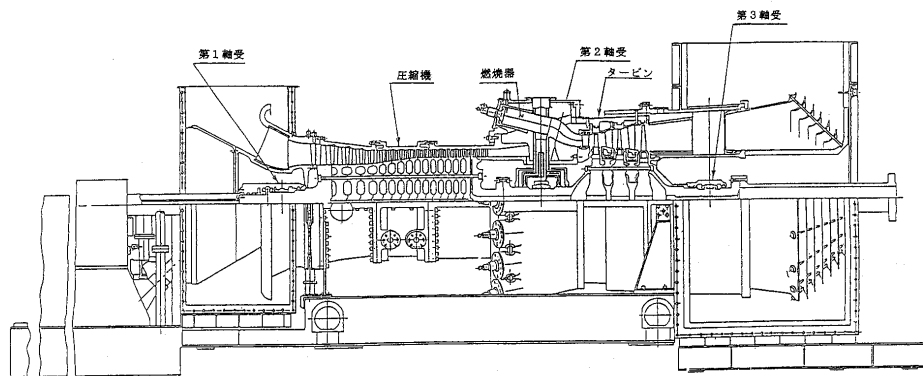


図2 ガスタービンの構造断面図

原稿受付 1996年3月8日

*1 東京電力㈱ 〒293 千葉県富津市新富25

の義務づけが削除されることとなった。これにより補修計画の策定及び機器点検インターバルの見直しを実施し、自主保安とコスト管理の強化を行っている。表3に電気事業法改正前と改正後の定期点検インターバルの比較を示す。

表1 主要機器計画諸元

出 力	1,000 (MW) - 1系列当り (大気温度 32℃) (大気温度 8℃)	
定格出力	143 (MW) × 7台 165 (MW) × 6台	
熱 効 率 *1	42.7 (%) 42.4 (%)	
ガスタービン	型 式	開放サイクル一軸型
	出 力	113 (MW) (大気温度 8℃)
	GT入口温度	1,085℃ *2
	GT出口温度	539℃
	段 落 数	3段
蒸気タービン	燃 焼 器	14個
	型 式	混圧単流排気式復水型
	出 力	52 (MW)
	入 口 圧 力	HP 64.1/LP 14.1 (Kgf/cm ²)
排熱回収ボイラ	入 口 温 度	HP 531/LP 198 (℃)
	段 落 数	20段
	型 式	排熱回収二汽胴式強制循環型
蒸 発 量	HP 176.3/LP 43.7 (T/H)	
	脱 硝 装 置	乾式アンモニア接触還元法

*1 高位発熱量基準

*2 第1段動翼入口温度

表2 富津火力1・2号系列の運用実績

年度	発電 時間 (時間)	発電 電力量 (10 ³ MWh)	起動 回数 (回)	軸平均 利用率 (%)	所内率 (%)	並列 遅延率 (%)*1	発電端 効率 (%)*2
1989	71193	10923	1951	54.0	2.21	8.72	42.23
1990	72965	11192	1706	55.3	2.23	2.22	42.14
1991	74681	11483	1925	56.6	2.24	0.83	42.04
1992	74711	11520	1748	56.9	2.25	0.40	42.14
1993	78388	12183	1441	60.2	2.00	0.76	42.34
1994	78441	12067	1672	59.6	1.90	0.96	42.11

*1 並列遅延率とは決められた時刻から10分以上並列が遅れた場合の確率を示す。

*2 高位発熱量基準

2.2 高温部品管理

ガスタービン高温部品は複数の予備品を保有しており、定期点検の分解時検査において修理の必要性が判明した際には予備品を組み込み、取り外し品を工場に持ち出し修理することで定期点検停止期間の長期化を回避している。この結果、高温部品については使用ユニットが特定できないこととなるため、個々の部品毎にその使用履歴を管理する必要がある。これについては一部計算機を利用し、部品単位の使用時間・起動回数等の管理を行い、高温部品の補修精度を高めている。

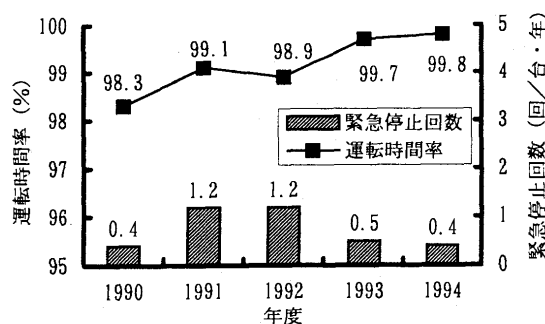
3. 今後の信頼性維持について

運用・保守実績からもわかるように当所では十分な信頼性を保持してガスタービンを運用している。しかし、

- ① 当所のガスタービンは運用開始以降約50,000時間を経過し、プラント機器そのものの劣化が進行していくこと
- ② 電気事業法の改正により燃焼器点検の義務づけが削除され、燃焼器の点検インターバルの延伸が指向できること
- ③ このような状況の中でコストダウンが要求されること

などから、今後は適正な設備診断を実施し、それに基づく保守管理をしていくこととなる。

以下に、これまで当所が実施してきた設備診断・コストダウンの事例と設備診断方法確立への取り組みを紹介する。



$$\text{運転時間率 (\%)} = \frac{\text{運転時間} \times 100}{\text{年間総時間} - (\text{計画停止時間} + \text{予備停止時間})}$$

図3 運転時間率(リライアビリティ)の推移

表3 定期点検インターバルの比較

	1 年	2 年	3 年	4 年
電気事業法 改正前	定検 標準48日間 燃焼器点検 (14日間) 10~11カ月	定検 標準48日間 燃焼器点検 (14日間) 10~11カ月	定検 標準48日間 燃焼器点検 (14日間) 10~11カ月	定検 標準48日間
電気事業法 改正後	定検 標準48日間	定検 標準48日間	定検 標準48日間	定検 標準48日間

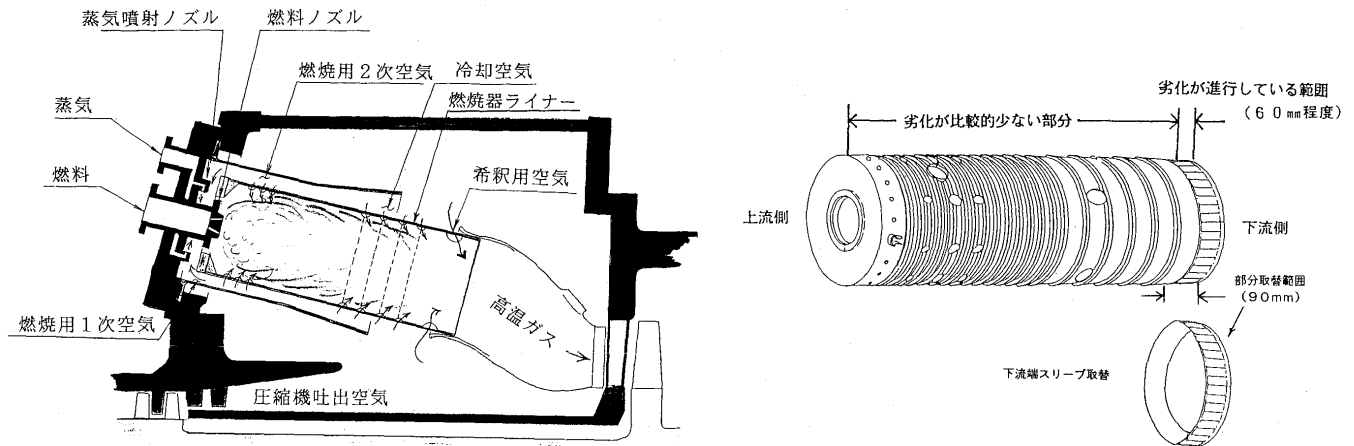


図4 燃焼器及びライナーの構造図

3.1 燃焼器ライナー（内筒）の延命化

当所のガスタービン高温部品のうち、燃焼器ライナー（以下、ライナー、図4参照）についてはメーカーが推奨する取替時間の32,000時間に達しており、1994年度上期より更新を計画していた。

しかし、高温部品の取替時間は過去の実績に基づく経験などから予測するものであり、

- ① 運用形態や燃料の種類によって寿命が大きく異なること
- ② 当所のような高頻度の起動停止を行っている運用実績を持ち、ガスタービンで多く用いられている等価運転時間管理ではなく、実際の運転時間のみによる実運転時間管理を採用している事例が少ないこと

などから、これまでメーカーの取替推奨時間の妥当性を検証することは困難であった。

そこで当所では、従来より蒸気タービンなどの精密検査で実施している金属組織調査及び金属硬度調査による診断手法をライナーに適用して取替の要否の判断を行った。この調査は、ライナーを特定して運用開始以降運転時間約5,000時間毎に実施してきた。1994年12月に調査したライナー（運転時間32,085時間、起動回数772回）の金属組織調査及び金属硬度調査の結果をそれぞれ図5及び図6に示す。

1) 金属組織調査結果

ライナーの下流端から30mmまでの範囲において炭化物の析出が見られるが、その他の部位については異常は見られない。

2) 金属硬度調査結果

ライナーの下流端から60mmまでの範囲において金属硬化が見られるが、それ以外の部位については運用開始以降ほとんど変化がない。

これらの調査結果から、劣化の進んでいるライナー下流端部（下流端～60mm）については取替寿命に達しているが、それ以外の部位については継続使用可能であると判断し、その対策として下流端部のみの取替修理を実施した。尚、修理に際しては余裕度・加工性等の理由か

ら下流端から90mmの範囲を取替修理することとした。

ライナーの劣化診断をして取替更新から取替修理へと計画を変更し、メーカーの取替推奨時間32,000時間を超えて継続使用をしている。1994年11月より運転に入り、1995年9月（燃焼時間5,822時間）に点検した結果、異常のないことが確認された。これにより、ライナーの取替費用の大幅な削減が見込まれ、この診断手法を他の高温部品へも適用してさらに補修費用の低減を図る予定である。

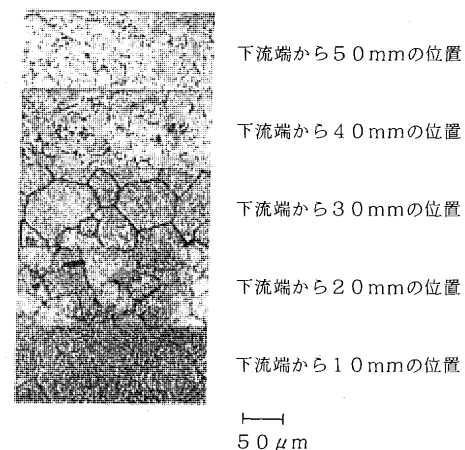


図5 ライナーの金属組織調査結果

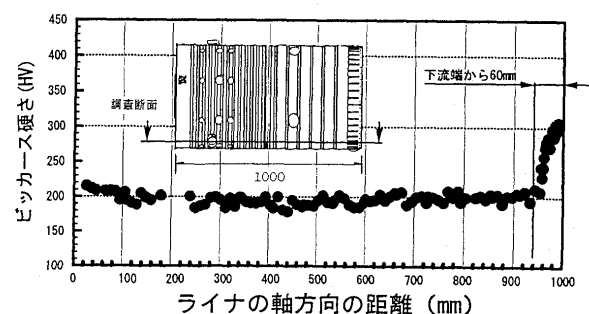


図6 ライナーの金属硬度調査結果

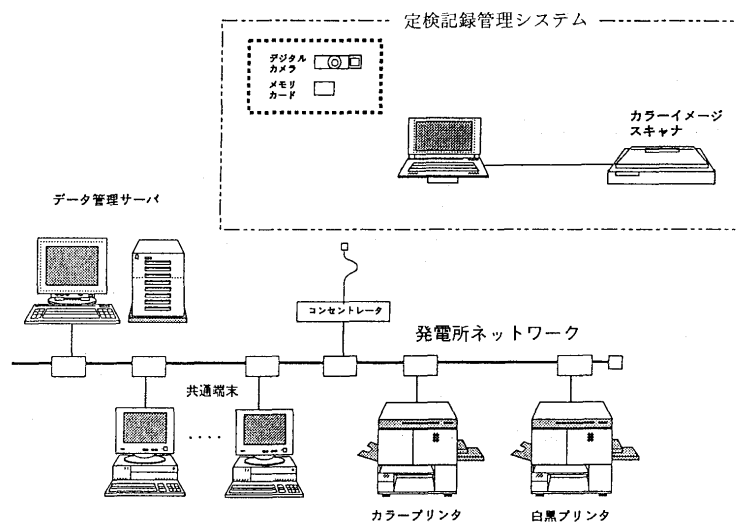


図7 定検記録管理システム構成図

3.2 ガスタービン静翼の修理基準の見直し

ガスタービン第1段静翼の修理費用は使用時間及び修理回数を重ねる毎に増加傾向にあり、これはクラック数の増加に起因する。このクラックの修理に関して、当所の実績と診断研究の結果を基に修理基準の見直しを1995年10月より実施した。見直しの内容は、クラックの成長が鈍化傾向にある部位のクラックの修理基準（クラック長さ）を緩和するというものである。この見直しにより、15～25%の修理費用の低減が見込まれる。

尚、1995年12月現在、新修理基準で1セットの修理を実施した。新修理基準の検証については本修理品を組み込み後、定期検査が行われる1997年11月以降に実施する予定である。

3.3 定検記録管理システムの開発

運用開始以降の全14軸の定期点検及び燃焼器点検の延べ回数はそれぞれ計73回、49回（1995年12月末現在）にも昇り、その膨大な枚数の検査記録が蓄積されている。この豊富なデータを有効に活用し設備診断に用いるために定検記録管理システムを開発した。

定検記録管理システムは図7のように機能構成されており、定検現場において直接入力された検査記録データ（1995年12月末現在ではガスタービン関係のみ）は発電所ネットワークサーバ内に蓄積され、ネットワークの端末からデータの呼出・加工・印刷ができるようになっている。このシステムの導入により、検査記録のデータ毎の経年変化や軸間の差異を簡単に調査・確認できるようになり、設備診断への有効的活用が可能になった。

また、副次効果として

- 1) 作業員熟練者の減少対策として、検査が確実に行われるように検査マニュアルと測定方法が現場で簡単に見ることができる。
- 2) 作業現場で許容値外の測定値が即座に割り出せる。
- 3) 検査記録データのサーバ内保存により、記録保存スペースのスリム化が図れる。

などが挙げられる。また、次に2次開発として1995年度から開発中のものを紹介する。

- 1) 自動計測装置を導入し、現場作業及びデータ入力作業の省力化を行う。
- 2) 燃焼器の点検結果一覧表が簡単に作成できる。
- 3) デジタルカメラから画像を取り込み、サーバに保存することで前回定期検査時との比較を容易にする。特にシュラウドブロック割れパターン記録や軸受メタル部の状態変化の確認に有効である。

今後は、検査記録の範囲を蒸気タービン・補機へと拡大し、さらに作業の省力化・記録検索の省力化を図っていく予定である。

4. 今後の課題

当所では設備診断の実績が蓄積されてきているが、これまでの点検結果を有効に活用した設備診断手法の展開並びに、新材料・新設計高温部品の採用、静翼クラックの溶接修理に代わる新修理方法の採用、金属組織学的余寿命評価方法の確立などの課題を検討し、信頼性を維持しながらコストダウンを進めていかなければならない。

また、電気事業法改正によるメリットを最大限に活かした定期点検実施方を早期に確立していくことが今後の課題である。

おわりに

富津火力では、今後も、設備の経年劣化が進行するなかで安定運用に取り組むとともに、当所での約10年にわたる経験とこれからの取り組みを今後のコンバインドサイクルに反映し、ガスタービン技術の革新に寄与できるよう努めていきたい。

参考文献

- (1) 浅田豊晴 他、火力原子力発電 Vol. 46 No. 469 Oct. 1995, p.

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

東新潟火力発電所3号系列の運転・保守実績について

遠藤 幸雄*¹,
ENDO H Yukio藤田 範生*²
FUJITA Norio

キーワード: 高稼働・高効率, 多軸型, 特別点検, 予備ロータ, 高温部品管理システム
High availability and High efficiency, Multi-Shaft, Overhaul,
GT-shaft rotation, Hot parts management system

はじめに

本発電設備は, 昭和57年3月に着工, 昭和59年12月に3-1号系列半量運開, 昭和60年10月に3-2号系列を加えた全量1,090 MWで運開した。

世界最大規模のコンバインドサイクルプラントで熱効率はコンベンショナルプラントの約1割(相対比)以上の飛躍的向上を実現し, これを継続しながら運転特性・環境特性の良さをも実証することが出来た。

その成果が認められ昭和60年4月『日本産業技術大賞』および『内閣総理大臣賞』を受賞した。また, 運転実績でも国内外の評価を得, その後のコンバインドサイクルプラント採用の流れに影響を及ぼしている。

3号系列は昨年10月で全量運開後, 満10年となり, 総発電量は 71.4×10^6 MWhになっている。その間, 運転時間の経過につれ, 点検を的確におこなうとともに種々の技術開発を行い高稼働・高効率を維持し, 今日まで順調な運転を継続している。一昨年から, ガスタービンの累積運転時間が5万時間を経過したことなどから, 順次特別点検を行っており, 今後の長期安定運転の確保に努

めているところである。

本稿では, 運開以来の運転実績と保守点検の経験の一端を紹介する。

1. 設備の概要

本プラントは主にベースロードで運用することから, 一軸型に比べて定格出力付近で熱効率の高い多軸型排熱回収コンバインド発電を採用した。

図1に, 本プラントの大気温度15°Cにおける計画定格ヒートバランスを, 表1に, 主要機器の諸元を示す。ガスタービンは50 Hz用大型ガスタービンで世界で初めて開発実用化に成功した予混合方式低NO_x燃焼器を採用した。

2. 運転実績

2.1 発電実績

昭和60年10月の全量運転開始以降, 各年度ごとの運転実績を表2に, 発電端熱効率および利用率の変遷を図2に示す。

図1 プラント定格ヒートバランス

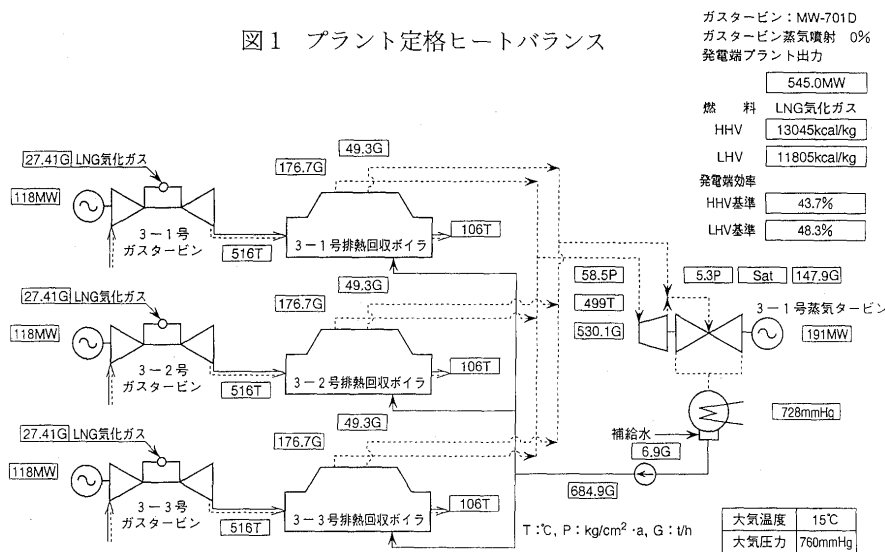


表1 主要機器の諸元

(1) ガスタービン		6台
種 類	一軸開放サイクル形	
出 力	133,000kW 注1)	(大気温度15°C時118,000kW)
入 口 圧 力	14.0 kg/cm ²	
入 口 温 度	1,154°C (常用)	
回 転 数	3,000rpm	
(2) 排熱回収ボイラ		6台
種 類	排熱回収複圧式	
蒸 発 量 (高圧)	194 t/h	
(低圧)	57 t/h	
出口圧力 (高圧)	68 kg/cm ²	
(低圧)	6 kg/cm ²	
出口温度 (高圧)	505°C	
(低圧)	飽和温度	
(3) 蒸気タービン		2台
種 類	反動くし形2流排気式	
出 力	195,500kW 注2)	(大気温度15°C時191,000kW)
入口圧力 (高圧)	65kg/cm ²	
(低圧)	5 kg/cm ²	
入口温度 (高圧)	500°C	
(低圧)	飽和温度	
回 転 数	3,000rpm	

注1) 平成元年12月に137,000kWへ出力変更

注2) 平成元年12月に203,000kWへ出力変更

原稿受付 1996年3月11日

* 1 東北電力(株) 東新潟火力発電所

* 2 東北電力(株) 火力部 〒980 宮城県仙台市青葉区一番町3-7-1

運転開始の翌年以降は、発電端熱効率は年平均44%台（高位発熱量基準）と高い水準にあり、利用率も高く、特に平成元年度以降は70%台を継続し、ベース電源として電力の安定供給に多大な貢献をしている。

特筆すべきことは、所内率の低さであり、これにより送電端熱効率も43%台と高く、多軸型排熱回収複合発電の特徴を十分発揮している。

2.2 運用方法の改善例

全量運転後10年に及ぶ運用において、当社では常にプラント熱効率の低下を防ぎ、高効率で運用する方策を検討実施してきた。その改善例を以下に述べる。

2.2.1 ガスタービン、蒸気タービンの出力変更

本プラントにおけるガスタービンの出力制御は、いわゆる負荷リミット制御を行っていたが、タービン入口ガ

ス温度に若干余裕があることが判明し、年間を通しての対大気温度出力特性データを蓄積して検討した結果、ガスタービンの4/4負荷を若干増加させることにした。平成元年に出力変更を行い、当初の認可出力133 MWを137 MW（3%増加）として、大気温度特性もそれに合わせて変更した。このガスタービンの出力特性の変更に整合を取るため、蒸気タービン出力に対しても検討を加え、当初の認可出力195.5 MWを203 MWに変更した。

したがって、3号系列全出力の1,090 MWの範囲内ではあるが、大気温度に対してより高出力高効率運転を行うことが可能となった。変更後の大気温度特性を図3に示す。

2.2.2 ガスタービン空気圧縮機の翼洗浄の実施

運転後、ガスタービン空気圧縮機の汚れが時間の経過とともに発生し、圧縮機の効率低下につながるということが判ってきた。この効率低下回復対策として、圧縮機吸気口に純水+洗浄剤を投入する湿式洗浄の実用化を検討した。

圧縮機吸込ケーシングに水噴射ノズルを設置し、仮設の水噴射装置によりガスタービンをスピンした状態で洗浄水を投入するコールドウォッシュを繰り返し試験した。

その結果、ガスタービン1台当たり出力で3.9~5.6 MW、熱効率で0.3~0.7%（絶対値）回復することができた。現在、可搬式の本設備を製作し、適時、湿式洗浄を実施できるようにしている。

2.2.3 ガスタービン吸気への散水による吸込温度の低減

ガスタービンの出力特性上、高大気温度時の出力低下はやむを得ないが、吸込温度を少しでも下げて出力の増加を図る検討を行い、平成元年より、ガスタービンの吸気口に散水し、その蒸発潜熱で吸込温度を下げる試験を

表2 運転実績

年 度	発電時間数	発電電力量	送電電力量	所内率	利用率	発電端熱効率	送電端熱効率
	時 間	MWh	MWh	%	%	%	%
昭和60年度	8,185	5,064,057	4,983,455	1.6	56.8	43.32	42.63
昭和61年度	8,750	5,955,765	5,868,778	1.5	62.4	43.97	43.33
昭和62年度	8,689	5,595,731	5,511,534	1.5	59.1	43.94	43.28
昭和63年度	8,575	6,081,479	5,994,185	1.4	65.1	44.06	43.43
平成元年度	8,760	7,219,797	7,119,191	1.4	75.6	43.95	43.34
平成2年度	8,760	7,395,423	7,290,866	1.4	77.5	44.20	43.57
平成3年度	8,784	7,612,907	7,503,859	1.4	79.5	44.31	43.67
平成4年度	8,760	7,020,631	6,918,707	1.5	73.5	44.36	43.72
平成5年度	8,760	7,700,134	7,590,272	1.4	80.6	44.17	43.54
平成6年度	8,760	6,774,891	6,677,066	1.4	71.0	44.15	43.52

運転日 昭和60年10月25日（3-1号系列は昭和59年12月21日）

利用率=平均電力（発電電力量/発電時間数）/許可出力1090 MW

熱効率（高位発熱量基準）=年間総発電電力量/（年間総燃料消費量×平均高位発熱量）

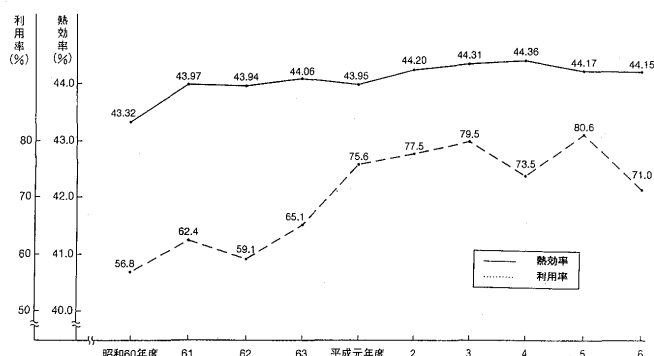


図2 発電端熱効率と利用率の推移

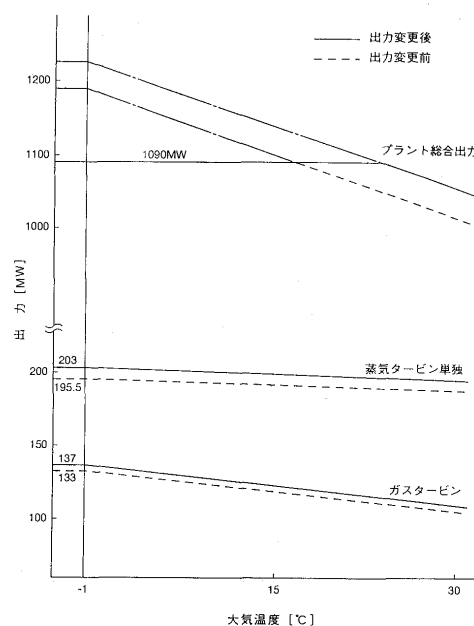


図3 出力の大気温度特性

行った。タービン建屋の屋上に設置された吸気口にスプレーノズルを設けて散水することが一番効果があることが判り、大気温度 30°C・相対湿度 60% において吸気温度が 1.8°C 低下し、絶対値でプラント出力が約 12 MW 増加、プラント熱効率が 0.035% 向上するとともに、燃焼空気の湿分が増すことで排出 NO_x 量が減るため脱硝用アンモニア使用量の節減をも図ることができた。

3. 保守実績

3.1 定期点検

ガスタービン及び排熱回収ボイラについては、営業運転開始以来ほぼ 1 年に 1 回、定期点検を実施しており、3-1 号系列の各号機は、平成 7 年度中に 10 回目の定期点検を行う。6 台のガスタービン及び排熱回収ボイラの定期点検は夏期及び冬期の重負荷期を避け、蒸気タービンの定期点検を行う年には蒸気タービンの点検周期に合わせてガスタービン及び排熱回収ボイラを 2 台同時に点検を行い、蒸気タービンの定期点検を行わない年には原則としてシリーズでガスタービン及び排熱回収ボイラの定期点検を行っている。

また、秋から冬にかけて定期点検を行った場合には夏期重負荷前に、冬から春にかけて定期点検を行った場合には冬期重負荷前に燃焼器点検を主体とした 10 日間の中間点検を行うことを原則としている。

標準的に実施している点検内容を表 3 に示す。これら

表 3 点検項目と内容

主要機器	定期点検	中間点検
1. ガスタービン (1) 車室	○車室上半部を取外して点検 ○車室内外の溶接線に浸透探傷検査 (以下「PT検査」という)	○車室上半部は開放しない ○車室内外面を目視
(2) ロータ	○ロータを取出し点検 ・タービンディスクのセレーション部の PT 検査 ・バランスウェイトの取付状況 ・ターニング中のロータの振れ計測	○排気側からの目視 ・タービン 4 段ディスク後流側 ・バランスウェイトの取付状況
(3) タービン動翼	○ロータより動翼を抜く ・PT または蛍光浸透探傷検査 ・冷却穴の点検 ・翼表面コーティングの状況調査	○1 段静翼を抜き取った場所で ロータを回転させ目視点検 ・動翼 1 段の目視点検 ・翼及び取付部の目視点検 ・翼表面コーティングの状況調査 ○必要に応じ 2～3 段動翼ファイバースコープによる点検 ○4 段動翼は後流側より目視点検
(4) タービン静翼	○静翼取外し ・PT 検査 ・冷却穴の点検 ・翼表面コーティングの状況調査	○1 段静翼水平近辺 4 枚程度取外し ・目視点検、必要に応じ PT 検査 ○2、3 段目はファイバースコープによる点検 ○4 段は後流側より目視点検
(5) 軸受	○軸受を開放 ・ホワイト面の目視点検 ・PT、UT 検査	———
(6) 軸継手	○外観点検 ○振れ測定	———
(7) 调速装置 非常停止装置等	○调速機、非常调速機、トリップ装置等の外観点検 ○非常停止装置、補助油ポンプ等の作動試験	———
2. 空気圧縮機	○車室上半部を取外し点検 ○ロータを取出し次の点検を行う ・動翼 ・静翼 ・車室の内外点検 ・動翼の翼根部検査 (3 年周期) ○吸気フィルターの点検、交換を行う	○吸気側から ・圧縮機 1 GV 及び 1 段動静翼の目視点検 (損傷、汚れ等) ○吸気フィルターの点検
3. 燃焼器	○ノズル、内筒、尾筒を取外し ・ノズル: 目視、PT ・内筒: 目視、PT、コーティングの剥離状態 ・尾筒: 目視、PT、コーティングの剥離状態	○内筒と尾筒は水平部 4 本を取外し ・目視点検 ・PT 検査 ・コーティング部の剥離状況検査

により、高温部品の状況を的確に把握することができ、その豊富なデータに基づく計画的な取替・補修ならびに適切な運用管理により、運転以来、順調な運転を確保している。

今後は、これまでの運転・保守実績ならびに延命化対策などにより、電気事業法改正に伴う定検インターバル延長を最大限に活用した 2 年に 1 回の定期点検を行っていくとともに、燃焼器点検を主体とした中間点検の実施についても簡素化していくこととしている。

3.2 特別点検

10 万 kW を超える大型ガスタービンの長時間連続運転の実績が国内で全く無くロータ及び車室など主要部位の経年的な劣化傾向が明確でないことから、特別点検を実施し、その把握に努めている。

特別点検実施時期は、規則及び基準等で明確になっていないので、火力発電設備定期検査合理化検討委員会 (昭和 62 年 12 月) の報告書 (車室及び車軸の点検周期は 5 年) およびメーカーリコメンド (4.0～4.8 万時間) 等を参考にし、総運転時間が 5 万時間を超えた時点で順次、特別点検を行うことに決めた。この特別点検は、平成 5 年の 3-3 号ガスタービンの点検から開始し、平成 7 年度中に完了する予定である。

3.2.1 特別点検項目

本特別点検の主眼点を以下に記す。

① ロータ関係

(1) 空気圧縮機ロータ及び円板焼ばめ部の健全性の確認

(2) 各カップリングボルト、タービンディスクスピン
ドルボルトの健全性の確認

(3) タービンディスク部の健全性の確認

健全性の確認は、亀裂及び変形の有無、腐食やフ
レッシングの有無、付着物の有無の検査を行う。

② タービン翼環関係

(1) 経年変形量の把握

内径の変形、軸方向変化及び水平ニツ割れ面の平行
度の確認、また、翼環付着部品についての変形の有
無の確認を行う。

3.2.2 ガスタービン予備ロータによる特別点検期間の短縮

ガスタービンロータの特別点検は通常の定期点検期間
の中で実施するのは不可能であるため、予備ローター一
式を新製し、これと入れ替えて行った。取り外したロー
タは工場に送り、ロータの結合部をすべて開放して精密
点検を行った。点検後、再組立を行ったロータは次の号
機の予備ロータとして、ローテーションを図っている。
ガスタービンロータの特別点検期間は約 75 日間を必要
とするが、予備ロータによる運用で、定期点検期間の方
は延長せず、これまでどおり 40 日間で完了できた。これ
によりガスタービン発電設備の稼働率低下を防ぐことが
でき、夏場の需要対策に大いに貢献した。

3.3 高温部品の保守管理

3.3.1 高温部品の保守

定期点検時に通常は次の検査を行い、健全性の確認及び補修手入れを行っている。

- (1) 目視検査……全体的に、腐食、焼損、摩耗、打痕、擦過痕等の検査
- (2) 染色探傷検査……タービン静翼、分割環、燃烧ノズル、スワラ、燃烧器内筒、連結管、尾筒、尾筒サポート
- (3) 蛍光探傷検査……タービン動翼

また、燃烧器（内筒・尾筒）およびタービン動静翼は、計画的なサンプリングによる破壊試験によって、健全性と寿命の消費度をチェックしている。

ガスタービンの高温部品は長時間運用後、表 4 のように、熱疲労、クリープ、高温酸化、腐食等により亀裂や減肉が発生するが、適切な処置（再熱処理・溶接補修・再コーティング・ブレンディング等）により、寿命延長を図って運用している。

3.3.2 高温部品の管理システム

① 高温部品管理システム

ガスタービンは高温部品の個数が多く、部品毎に寿命も異なる。また、使用期間も長期にわたり、かつ複数ユニット間で部品を流用することも多いため、部品の使用状況や履歴を管理するためには多大な労力を必要とする。この対策として、計算機を導入し、ユニットの運転情報・部品情報・補修情報等に基づき、各部品ごとの管理データベースをエンジニアリング・ワークステーション上に構築するとともに、光電子ファイルを組み合わせることにより必要な情報が短時間で把握できる部品管理システムを開発し運用している。

本システムは、部品一品ごとに、その使用履歴・補修履歴・寿命のデータを管理し、予備品・廃却品の管理も確実に行い、装着品の寿命を把握するとともに、点検時において、以降の運転に適した部品の処置に適切なデータを即時提供するシステムである。

機能としては、入力、検索、出力があり、その入力および出力機能は以下のとおり。

〔入力〕

- ユニット稼働状況（実績/スケジュール）
- 管理対象部品の属性情報
- 各部品の使用履歴情報
- 各部品の点検履歴情報
- 各部品の補修履歴情報

〔出力〕

- ユニット稼働情報出力
 - ユニット稼働実績表
 - 部品交換履歴トレンド図
 - 装着品の使用時間分布図出力（画面）

表 4 高温部品の寿命評価と保守管理

部 品	劣化・損傷形態	要処理時間と処置内容	定検時の検査方法	寿 命
タービン静翼	・熱疲労によるき裂 ・高温酸化減肉 ・腐食減肉	等価運転時間及び補修基準マニュアルに基づき決定 ・溶接補修 ・再コーティング	・非破壊検査 ・減肉量の測定 ・計画的な抜取破壊調査	・溶接補修不可能時期
タービン動翼	・クリープによるき裂 ・高温酸化減肉 ・腐食減肉	等価運転時間及び補修基準マニュアルに基づき決定 ・ブレンディング ・再コーティング	・非破壊検査 ・減肉量の測定 ・計画的な抜取破壊調査	・ブレンディング不可能時期
燃烧器 内筒・尾筒	・熱疲労によるき裂 ・高温酸化減肉 ・腐食減肉	等価運転時間及び補修基準マニュアルに基づき決定 ・溶接補修 ・再コーティング	・非破壊検査 ・減肉量の測定 ・計画的な抜取破壊調査	・溶接補修不可能時期

○部品情報出力

装着品リスト

装着品グラフィック出力（画面）

予備品リスト

廃却品リスト

任意部品の検索出力

② 高温部品保修計画作成支援システム

高温部品管理システムで管理している各部品の実績データ（部品毎の保修履歴、装着状況等）を利用して、ガスタービン各ユニットの各定検時における部品交換ならびに部品保修計画を自動立案するシステムである。

本システムが所有するデータは次のとおり。

- 部品実績データ
- 定検日程データ
- 部品データ（ユニット状態データ、予備品データ）
- ユニット定検作業データ
- 判定基準データ
- 部品取付・取外ルール

おわりに

昭和 60 年代当初において、本プラントの導入は国内火力熱効率の限界を押し上げ、以来 10 年間、年間平均熱効率においても低下すること無く、安定した運転を継続している。

また、本プラントで開発・採用された国産技術は着実に成熟し、後続機に活かされ、更なる熱効率向上に向けての技術開発が日進月歩の勢いで進んでいる状況にある。

本プラントは今後、大型ガスタービンプラントとしては未踏の長時間連続運転領域に入ろうとしている。これまで当社が開発してきた技術ならびに 10 年間培ってきた運転・保守技術を基盤として、規制緩和対応及び経年的な対策技術の開発ならびに効率的なメンテナンスの確立など、先行機ならではの様々な課題に挑戦して行くこととしている。

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

四日市火力発電所4号系列の運用実績と信頼性向上

浅田 耕太*1

ASADA Kouta

キーワード: 四日市, 4号系列, 運転実績, 定期点検, 高温部品, 管理システム

Yokkaichi, No. 4 group, Operation Experience, Inspection, Management System

1. はじめに

四日市火力発電所4号系列は、当社で初めて導入したコンバインドサイクル発電方式として、1988年に運転を開始し約10年を経過した現在に至るまで、コンバインドサイクルの特長を発揮し順調な運転を継続している。

四日市火力発電所4号系列の機能の特徴は、起動停止を頻繁に行うDSS対応火力機でありながら、定格熱効率42.7%、利用率約65%と、高効率・高稼働運転を行い今日まで安定した供給力を維持している。

ここでは、四日市火力発電所4号系列の今日までの運用・保守実績について紹介する。

2. 設備概要

2.1 構内および機器配置

四日市火力発電所は、敷地面積23万m²の構内に、220MWユニット3機の本館建屋に隣接し、4号系列本館建屋を配置している。

本館建屋には、ガスタービン、蒸気タービン、発電機およびこれらの付属設備が各々5台ずつ設置され、屋外設備である排熱回収ボイラとともに、一軸排熱回収式コンバインドサイクル発電プラントを構成している。

燃料は、陸上パイプラインにより受け入れられるLNGを使用し、4-4-4-5軸はLPGによる燃焼も可能である。

2.2 機器構成および主要諸元

本プラントは、ガスタービン、蒸気タービンおよび発電機各1台を1軸とする単位機が5軸にて構成された一軸排熱回収式コンバインドサイクルである。

1軸あたりの認可出力は112MW、4号系列合計560MWである。

発生電力は各軸ごとに主要変圧器にて154KVに昇圧される。主要諸元は表1に示すとおりである。

2.2.1 ガスタービン

ガスタービンは、米国GE製MS7001E型を採用し、タービン部は3段の衝動式で、静翼はコバルト基合金、動翼はニッケル基合金を使用し、ガスタービン第1段動翼入口ガス温度は1085℃である。

表1 主要機器概要

認可出力	5 6 0 M W (1 1 2 M W × 5 台)
熱効率	大気温度 1 5 ℃ 4 2 . 5 6 % (L N G 燃 焼) 4 2 . 9 1 % (L P G 燃 焼)
使用燃料	L N G (1 ~ 3 軸) L N G / L P G (4 ・ 5 軸)
ガスタービン	型 式 開放サイクル一軸型 出 力 約 7 5 M W 入口ガス温度 1 0 8 5 ℃ 出口ガス温度 5 3 9 ℃ 段落数 3 段 燃 焼 器 1 0 個
蒸気タービン	型 式 複圧単流排気式復水型 出 力 約 3 7 M W 蒸 気 圧 力 (高 圧 / 低 圧) 5 . 3 5 M P a / 0 . 5 2 M P a 蒸 気 温 度 (高 圧 / 低 圧) 5 0 8 ℃ / 1 6 0 ℃
排熱回収ボイラ	型 式 立置・複圧強制循環型 蒸 発 量 (高 圧 / 低 圧) 1 4 5 t / h / 3 5 t / h
発電機	型 式 水素冷却横置回転界磁型 容 量 1 3 5 M V A
排煙脱硝装置	型 式 アンモニア接触還元式 容 量 全量処理

空気圧縮機は軸流16段で、入口案内翼にて空気流量制御を行う。

2.2.2 蒸気サイクル

ガスタービンの排ガスは、排熱回収ボイラにより高圧蒸気 (5.35MPa 508℃) および低圧蒸気 (0.52MPa 160℃) を発生させ蒸気タービンにより発電を行う。排熱回収ボイラは、立置・複圧強制循環型で蒸発量145t/hであり、蒸気タービンは負、複圧単流排気式復水型で、最終段翼長は23インチである。

3. 運用実績

3.1 発電実績

4号系列は、昭和63年2月の4-1号の運転開始以降、平成8年2月末までの発電実績は、累積発電電力量249億kWh、暦日時間利用率63.61%、発電時間利用率96.9%となっている。

この間の起動回数は5軸合計で3,079回、運転時間は各軸共4.5万時間を超えている。

表2, 3に運転実績を示す。

3.2 熱効率実績

プラント発電端熱効率の計画値は、42.56% (LNG燃

原稿受付 1996年3月18日

*1 中部電力㈱ 〒461 愛知県名古屋市中区東新町1

表2 4号系列の年度別発電実績

年度	項目	軸起動回数 (回)	暦日利用率 (%)	発電端熱効率 (%)
昭和63年		482	54.3	42.54
平成元年		478	59.4	42.39
" 2年		375	66.3	42.38
" 3年		299	68.9	43.01
" 4年		242	66.4	42.84
" 5年		335	68.9	42.87
" 6年		301	65.5	42.92
" 7年		466	62.6	42.88
平均		385	63.6	42.74

平成7年度は平成8年2月までの実績を示す。

表3 各軸毎の発電実績 (平成8年2月末現在)

	累積発電時間(H)	累積起動時間(回)	累積発電電力量(MWH)
4-1軸	47,157	653	5,078,165
4-2軸	45,419	745	4,902,246
4-3軸	45,031	640	4,875,019
4-4軸	46,439	513	4,996,655
4-5軸	47,009	528	5,022,831
合計	231,355	3,079	24,874,916

焼)であるが、実績熱効率はこれを上回る42.74%の高効率をあげている。

これは、下記のような運用改善を実施してきた結果である。

1) GT コンプレッサ洗浄方法の最適化

コンプレッサの動翼・静翼は運転時間に比例して汚れが増加し発電効率が低下する。

各種試験結果、温水(85℃)による発電時間1500 Hr 毎の洗浄方法が最適サイクルであり、発電端熱効率0.2%の性能回復が可能となる。

2) 補助蒸気源変更による効率改善

補助蒸気は1～5軸の共通にて形成しており、運転軸1台の主蒸気から供給していたが、補助蒸気の使用先条件を見直した結果、供給源を蒸気タービンの抽気に変更したことにより、発電端熱効率が0.15%向上した。

3) 軸起動方法の変更

蒸気タービンの加減弁(高圧、低圧)は、軸停止時は全負荷から閉動作制御を行い、HRB発生蒸気の多くをタービンバイパスラインにて復水器に逃がしている。

発生蒸気の逃がし損失の低減をはかるため、加減弁閉開始タイミングを60 MWに変更することで、発電電力量の増加(9 MWH)が図れた。

4. 保守実績

4.1 定期点検

電気事業法に基づき、かつ運用通達による定期検査の時期変更により、1年ごとの燃焼器点検、ガスタービン・HRBの2年毎、蒸気タービンの4年毎の定期点検を実施している。

4.1.1 工程

コンバインドサイクルの定期日数を決定するクリティカルパスは、ガスタービンの分解組立である。

ガスタービンは、部品点数が多くかつ複雑であるため、

表4 定期点検の点検内容

機器名	点検内容
1. 車室	・上半を取外し、隔板上半を取外した状態で、目視点検、必要に応じて磁粉探傷検査(MT)、浸透探傷検査(PT)を実施。
2. 静翼	・上下半を車室から取外した状態で目視点検および必要に応じ蛍光浸透探傷検査(ザイクロ)を行う。
3. 動翼	・車室から取出した状態で目視点検または蛍光浸透探傷検査(ザイクロ)を行う。
4. 車軸	・車室から取出した状態で目視点検またはMTまたはPT検査を行う。
5. 燃焼器	・ライナとトランジションピースを車室から取外した状態で、目視点検または蛍光浸透探傷検査(ザイクロ)を行う。

メンテナンスの面からは作業性が良いものではない。

1軸当たりの下記の標準日数で実施している。

[ガスタービン定期点検]

ガスタービン分解	13日間
部品点検手入れ	4日間
検査	2日間
ガスタービン組立	19日間
試運転	7日間
合計	45日間

[燃焼器点検]

燃焼器分解	3日間
点検手入れ	1日間
燃焼器組立	5日間
試運転	2日間
合計	11日間

各部品の点検内容は表4のとおり。

平成7年12月より電気事業法改正の一部が改正され、自主保安の強化が重要となってきたが、従来よりガスタービンの定期点検は2年毎に実施しており、今後はコスト管理強化から、燃焼器点検の見直しを行っていく。

4.2 高温部品の運用管理

ガスタービンの高温部品は、過酷な温度条件下で使用され、経時的に劣化・損傷を生ずるため修理が必要であるが、その修理には通常2～3ヶ月を要するため定期点検期間が長期化することとなる。

これを回避するため、緊急用を兼ねて手配してある予備部品を、ローテーション用として使用することで、この問題が解決できる。

高温部品の数量は、予備品も含め点数が多く手作業による管理は極めて困難である。

そこで、高温部品管理装置を使用し、個々の部品ごとに運転管理、取替および修理計画、余実算管理、在庫管

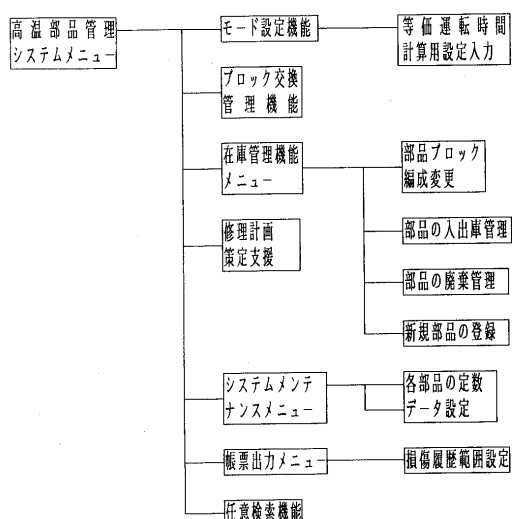


図1 GT 高温部品管理装置フローシート

理などを機械化し、業務の効率化、品質管理の向上をはかっている。

図3は管理装置のシステム構成を示す。

5. 信頼性向上

5.1 運用面の信頼度向上対策

5.1.1 長時間運転実績

昭和62年の『定期検査の時期変更承認の運用通達』により、各軸共、約2年間の定期点検実績を行っており、その間問題となる不具合の発生はなく良好な運転状態であった。

5.1.2 燃焼器失火対策

NO_x低減対策として設計段階にて蒸気噴霧方式を採用し補助蒸気を使用しているが、軸起動時の点火においてドレンの流入による失火が発生していた。

起動過程での各データ採取、調査を行い、蒸気噴霧系統にドレン弁を追加しドレン流入防止を図った。

また蒸気注入タイミングを並列前より並列10分後への変更も5.1.3で述べる制御装置取替に合わせ実施している。

5.1.3 ガスタービン制御装置等

制御装置は米国GE社製Speed Tronic (Mark II)である。

本装置は、保護回路の構成がb接点方式であり、また多重化されておらず、部品に短寿命品が使用されていることから、トラブルが散見し、起動信頼性を損なうことがある。

トラブルについては、原因を調査し対策をたてているが、アナログ系に寿命がきていること、また一部ブラックボックスになっていることもあり、順次制御装置を取替えている。

5.2 保守面での信頼度向上対策

5.2.1 メンテナンスショップの設置

ガスタービン部品は、目視および液体浸透探傷検査が

主であり、また部品の数量・種類が多い。

定期点検等において、タービン室での作業は騒音・高温と環境が悪く、品質管理・作業効率がよくない。

この改善のため、検査・ミーティングに使用するメンテナンスショップを設置し、品質管理および作業効率の向上を図った。(点検日数の1日短縮)

5.2.2 定期点検作業の改善

1) オイルフラッシング方法改善

ガスタービンの弁調整は、カップリングの結合後のオイルフラッシングに同調して実施しているが、工期的に余裕が少なく、作業が深夜におよぶこともある。

ガスタービンの各軸受給油配管に仮設潤滑ラインを設置することにより、オイルフラッシング・弁調整の早期実施が可能となり、弁調整の工期確保、品質管理の向上を図った。

検査の短縮により、官庁検査前の静翼組立が可能となり、定期点検の1日短縮となる。

5.2.3 分解時アライメント計測省略

ガスタービンのアライメントは、組立時常に修正を実施しており、修正にあたっては、再計測を行うため分解時の計測は不必要である。

このため、分解時のアライメント計測を省略することにより、定期点検工期が1日短縮できた。

また、6ポイント計測では、仮設治具でロータ回転ができるように改造を行い、効率化をはかっている。

6. 今後の課題

大型ガスタービンは、世界的にも長期にわたる運転・補修実績が少ない。

また、高温部品はメーカー推奨の寿命時間にて取替をおこなっており、運転時間が5万時間に近づき、動翼・静翼の取替時期となっている。

電気事業法の改正により、自主保安の強化とあわせてコストダウンとのバランスが重要となり、高温部品の劣化評価に基づく寿命診断技術の確立が急務となっている。高温部品以外の部品(車軸、ディスク、車室等)についても、長期使用における劣化・変形等について今後点検・評価を行い、高温部品同様定期点検の最適な実施方策を確立していく。

7. おわりに

四日市火力4号系列のコンバインドサイクルプラントは、安定した高効率運転を積み重ね、今後も運用改善・設備改善などを行い、プラントの安定運用に取り組む所存であります。

参考文献

- (1) 鬼頭, 可児: 「四日市4号系列の運転・保守実績」 火力原子力発電 Vol.46 No.469 Oct. 1995

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

柳井発電所コンバインドサイクルガスタービンの
運用実績と信頼性向上久川 壽彦*¹,

HISAKAWA Kazuhiko

伊藤 克己*²

ITO H Katsumi

1. はじめに

中国電力では、昭和62年3月から山口県柳井市にLNGを燃料とするコンバインドサイクル方式の柳井発電所(出力1400 MW)の建設工事にとりかかった。1号系列(出力約117 MW×6台:合計出力700 MW)については、ガスタービン入口ガス温度1100℃級のガスタービンを採用、平成2年11月に最初の350 MW、平成4年12月に残りの350 MWの運転を開始した。

2号系列(出力約175 MW×4台:合計出力700 MW)は、熱効率の向上を目指して実用化された1300℃級の最新鋭ガスタービンを採用、平成6年3月に最初の350 MWの運転を開始、平成8年1月には残り350 MWの運転を開始し、柳井発電所の建設工事を無事竣工するとともに、1、2号系列とも順調に運転を継続している。

本稿では、柳井発電所1、2号系列の運開以来の運用実績と保守管理およびホットパーツ等の信頼性向上対策について紹介する。

2. 発電所の概要

柳井発電所は、燃料多様化を目指し、当社で初めて

表1 発電所設備概要

主 要 目		1 号 系 列	2 号 系 列
出 力	系列認可出力	70万kW (117MW×6台)	70万kW (175MW×4台)
	(気温)	(20℃)	(35℃)
	単機認可出力 (気温)	125MW (5℃)	198MW (5℃)
プラント効率(大気温度20℃計算)		43.32%	46.09%
使 用 燃 料		LNG(液化天然ガス)	
燃 料 貯 蔵 設 備		48万kl(8万klタンク×6基)	
港 湾 設 備	LNG揚液機橋	65000t級バース×1基	
	揚油・物揚機橋	50000t級バース×1基	
ガスタービン	型 式	単純開放サイクル1軸型	同 左
	入口ガス温度	1104℃	1260℃
	単 機 出 力	83MW	125MW
蒸気タービン	型 式	混圧単流排気復水式	混圧複流排気復水式
	蒸気圧力(MPa/g)	56.9atg/5.6atg	70.1atg/5.0atg
	蒸気温度(℃/MPa)	520℃/162℃	557℃/158℃
	単 機 出 力	42MW	73MW
排熱回収ボイラ	型 式	排熱回収自然循環型	同 左
	蒸発量(kg/h)	130.4t/h/28.4t/h	216.7t/h/14.9t/h
発 電 機	型 式	水素冷却横置円筒界磁型	同 左
	容 量	139000 kVA	220000 kVA
排煙脱硝装置	方 式	電気アノード脱硝還元法	同 左
	処 理 ガ ス 量	全 量	同 左
脱 硝 率		80%	同 左

原稿受付 1996年3月15日

*1 中国電力(株) 柳井発電所

*2 中国電力(株) 火力部 〒730-91 広島県広島市中区小町4-33

LNGを燃料とする発電所として計画された。

原子力および石炭火力がベース負荷電源としての役割を担うのに対し、LNG火力は、負荷調整用電源の役割が要求されることから、発電方式はコンバインドサイクル発電方式とした。

この方式は、下記の特徴がある。

- 1) 従来型発電方式に比べて熱効率が高く、特に部分負荷帯でも高効率が維持できる。
- 2) 起動停止が容易で、負荷変動に対する追従性が良い。
- 3) 従来型発電方式に匹敵する信頼性がある。

表1に、発電所設備概要を示す。

1軸型のコンバインドサイクル発電方式は、多軸型に比べDSS(注1)時および部分負荷時に高効率の運用が可能であり、かつ保守性にも優れていることから1軸型を採用している。

LNGは西豪州LNGプロジェクトから調達しており、LNGタンクは、地上式2重殻低温貯槽を採用している。現在8万klタンク6基が完成し、将来、1基の設置が可能なスペースを持っている。

柳井発電所は建設当初から「すべての業務を通して、人材育成・意識改革」を基本に、安全・品質の確保、生産性の向上、地元との協調等に重点をおき、新しい時代に対応した“手づくり”の発電所を目ざし計画実行してきている。

図1に発電所構内配置図を示す。敷地面積は約50万m²で、配置にあたっては、特に安全の確保に重点を置き、LNGの受入貯蔵設備のあるLNG設備ヤードと発電設備ヤードとを明確に区分するなど、安全性、運用性を考慮したレイアウトとすると共に、地域とのふれあいを考慮し、発電所入口付近の緑化区域を「ふれあいヤード」として開放し、周辺住民に親しまれている。

色彩・景観については周辺の自然環境との調和に重点をおき、例えばタンク類の威圧感を緩和するため、タンクごとに色の層の幅・配色を変えるなどの工夫をしている。

発電所の運用・管理面では、少人数で信頼性の高い発電所を目指し、運転支援・保守支援・管理支援および教育支援システムから成る総合運用管理システムを構築し運用に供している。

また、中央制御室は、CRT(注2)による集中監視方式を採用し、情報の共有化を目的とした大型スクリーン、操作性の良いCRTタッチオペレーション、窓のあるオフィス

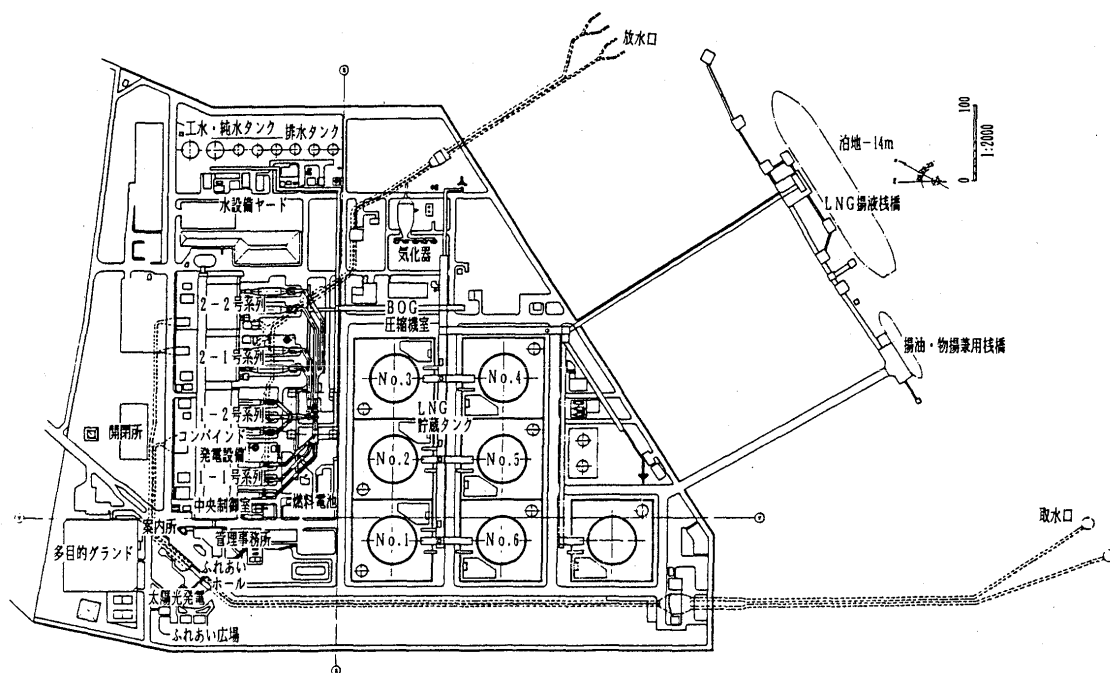


図1 発電所構内配置図

感覚など、生産性の向上と同時に人間性を重視したものとなっている。

3. 設備概要

3.1 ガスタービン

1号系列は、ガスタービンに日立-GE社製MS-7001 EA (ガスタービン入口ガス温度1104℃)を採用、2号系列は、日立-GE社製MS-7001 F (ガスタービン入口ガス温度1260℃)を採用している。

ガスタービンのNO_x対策として環境性および熱効率を考慮し、従来の湿式法に対し、乾式の2段燃焼方式の低NO_x燃焼器(1段目の拡散燃焼ノズルと2段目の低NO_x予混合燃焼ノズルで構成)を採用している。

3.2 蒸気タービン

蒸気タービンは、1号系列が混圧単流排気復水式であるのに対し、2号系列は出力の増加に伴い混圧複流排気復水式とした。

3.3 排熱回収ボイラ

排熱回収ボイラは、横置複圧式自然循環型で蒸発量は、1号系列が158.8t/h、2号系列が231.6t/hであり、ガスタービン排ガスNO_x低減のための脱硝装置を内蔵している。2号系列は伝熱管にセレイテッドフィンチューブ(※3)を採用し、設備のコンパクト化を図っている。

3.4 NO_x特性

環境特性については、2号系列では、燃焼温度上昇に伴うNO_xの増加に対し、2段目予混合燃焼部の強化等を行ない、また1号系列同様、乾式低NO_x燃焼器により、高効率を確保しながらガスタービン出口NO_x濃度を62.5ppm(16%O₂換算)以下に抑え、排煙脱硝装置との組合せにより煙突入口濃度を12.5ppm(16%O₂換算)以

下としている。

図2に乾式2段燃焼器の構造を示す。

3.5 制御システム

制御システムは、機器構成の特徴を生かして、系列全体を少人数で効率良く運用できるシステムとしている。

3.5.1 制御システム全体構成

装置構成は、「管理レベル」「協調制御レベル」「系統・機器制御レベル」と、完全機能階層構成とし、発電所管理用計算機・系列制御用計算機、系列制御装置、軸制御装置が、それぞれのレベルの制御を分担している。

また、系統・機器制御レベルにおいては、プラント機器構成に合わせ軸単位に制御装置を分担配置して、一つの軸制御装置の故障が他の軸の制御に波及しないよう考慮している。

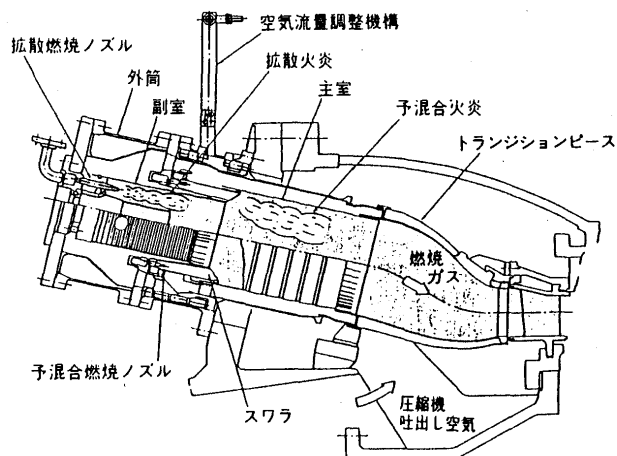


図2 乾式2段燃焼器の構造

表2 運転実績（試運転開始～H7年12月末）

項 目	1 号 系 列							2 号 系 列				
	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-6	1号系列	2-1	2-2	2-3	2-4	2号系列
営 業 運 転 開 始	H2.11.2	H2.11.16	H2.11.22	H4.11.13	H4.11.20	H4.12.4	—	H6.3.11	H6.3.25	H8.1.12	H8.1.26	—
累 積												
運 転 時 間 (H)	37735	29912	29671	19298	19250	19368	48502	14271	13124	1177	764	16769
起 動 回 数 (回)	404	837	806	535	543	539	99	201	139	144	106	198
平 成												
7 年												
度												
運 転 時 間 (H)	4241	4478	5218	4069	3776	4176	5840	5538	4843	1176	762	6413
発 電 電 力 量 (MWh)	481115	504024	587200	456376	423862	470471	2923048	1056233	928151	194879	118215	2297478
D S S 回 数 (回)	96	54	14	62	55	74	—	5	1	0	0	—
起 動 回 数 (回)	118	69	25	79	83	84	23	16	16	143	105	6
暦 日 利 用 率 (%)	58.3	61.1	71.2	55.3	51.4	57.0	59.1	80.8	71.0	16.0	13.2	48.6
発 電 端 効 率 (%)	—	—	—	—	—	—	44.01	—	—	—	—	45.00
燃 料 使 用 量 (t)	—	—	—	—	—	—	439447	—	—	—	—	337759

3.5.2 制御システムの機能

制御システム構成において達成すべき機能を下記にまとめた。

- 1) 複数の軸を、あたかも一つの発電ユニットと同等に扱い、高効率・高負荷変化率運用を達成すること。
- 2) 複数の軸が頻繁に起動停止することから、軸起動・停止の全自動化を図ること。
- 3) 少人数運転に対応した一括集中監視制御システムであること。
- 4) 運転支援システムの導入により運転員の負担軽減を図ること。

4. 運転実績

4.1 運転実績

1-1号系列は平成2年11月、1-2号系列は平成4年12月、2-1号系列は平成6年3月、2-2号系列は平成8年1月に営業運転を開始した。

平成7年12月までの運転状況は、表2に示すとおりで、1-1号系列で3万時間から4万時間、1-2号系列で2万時間、2-1号系列で1.5万時間である。また、これまでの試運転を含めた総起動回数は、1号系列で3,700回、2号系列で600回程度となっている。

平成7年度の利用率は、1号系列59.1%、2号系列75.9%（試運転除き）であり、起動回数は1号系列で458回、2号系列で32回であった。これは、1号系列に比較して、2号系列の熱効率が高いため、給電運用上2号系列を連続運転し、1号系列をDSS運用したためである。

4.2 熱効率

発電端効率計画値は、1号系列43.32%（大気温度20℃）、2号系列46.09%（大気温度20℃）である。これに対し性能試験値は1号系列44.5%、2号系列47.2%とともに上回った。

平成7年度12月末までの平均発電端効率は、1号系列が44.01%と計画値を上回ったが、2号系列は45.00%と試運転分を含めているため、若干計画値を下回った。

4.3 運 用

柳井発電所ユニットの出力は軸単位の出力を優先する

表3 運用特性

項 目		1 号 系 列	2 号 系 列
起 動 時 間	深 夜 停 止	41分	56分
	週 末 停 止	49分	75分
負 荷 変 化 率		7.2%/分 (9MW)	7%/分 (13.8MW)

ため、1号系列、2号系列認可出力の区別なく発電所総合で出力140万kWに調整している。

1号系列は大気温度が高くなると出力が低下する特性を持つが、2号系列はガスタービンに余裕があるため、ガスタービンの負荷率を上昇させることにより、夏場でも定格出力が可能である。

運用特性については、表3に示す。

4.3.1 起動特性

DSS運用に対応するホットスタートでの起動時間は、1号系列41分、2号系列56分、週末停止起動では、1号系列49分、2号系列75分と短時間で起動出来る。

平成7年度起動実績は、1号系列は458回（内DSS355回）で、2号系列は32回（内DSS6回）であり、2-2号系列については、すべて試運転の実績である。1号系列に比較して極端に起動停止が少ないのは、2号系列の熱効率が高いのでベース負荷運転をしたためである。

4.3.2 負荷変化率

負荷変化率は、1号系列は30MW～全負荷の間で、9MW/分（7.2%/分）で運用し、1号系列の実績を踏まえて2号系列も50MW～全負荷の間で13.8MW/分（7%/分）で運用している。

4.4 燃焼特性

ガスタービン点火から定格速度までは、1段目の拡散燃焼で行い、点火・火炎伝播・昇速時において、安定した燃焼を維持することを図っている。

定格速度、並列から2段目の予混合燃焼開始までは、1段目の拡散燃焼を継続するが、マルチノズル燃焼方式による空気過剰低温燃焼を行うことにより、また、予混合燃焼では一定燃空比になるよう、負荷上昇に伴う燃料増加に対して燃焼用空気をIFC（空気流量調節機構）に

より適切な調整を行い、安定燃焼を確保している。

また、煙突入口における NOx 濃度は全量、脱硝装置で 12.5 ppm 以下で良好に制御されている。

5. 保守管理

5.1 定期点検工事

平成2年の1-1号系列営業運転開始以来、これまでに表4の通り定期点検を実施している。

定期点検を実施するに当っては下記の考え方による。

5.1.1 定検種別について

排熱回収ボイラーは、定検延長を基本とし、定検インターバルを決定する。

ガスタービン、尾筒を含めた燃焼器点検を実施し、排熱回収ボイラーの定検時期と一致させる。

蒸気タービンは、定検延長を基本とし、排熱回収ボイラーの定検時期と一致させる。

5.1.2 定検基本工程について

年間を通じ、複数の定検工事を実施するので定検期間中の日曜日は休日とする。但し、試運転期間は休日を考慮しない。

以上のことを原則として、1号系列定期点検工期は、定検対象機器がボイラ、蒸気タービン、ガスタービンの場合は52日工程とし、蒸気タービンを点検しない場合は50日工程で実施している。

また、2号系列定期点検工期は、定検対象機器がボイラ、蒸気タービン、ガスタービンの場合は60日工程を原則とし、蒸気タービンを点検しない場合は55日工程としている。

定期点検工程において、クリティカルとなるのはガスタービンであり、作業環境・作業工法の改善等の見直しにより定検工程の短縮をはかってきた。

- 1) ガスタービン専用ジブクレーンの設置
- 2) ケーシング水平フランジ面周囲作業床の設置
- 3) 翼車間隙装置・レーザーアライメント装置設置

表 4 定期点検実績工程

[illegible]

注：表中のBTGはボイラ・ST・GT点検，B-Gはボイラ・GT点検を示す

また、電気事業法の改正に伴い、自己責任の明確化による保安規制の合理化が導入され、定期点検インターバルも2年周期となったので、点検項目ならびに内容について検討を行い、自主保安の確保とコスト低減につとめていく。

5.2 GT 高温部品管理

5.2.1 寿命評価及び検査項目

ガスタービンの運用にあたっては高温度の燃焼ガス通路部を構成する高温部品の管理が重要であり、予想寿命により定期的な部品交換や補修判定基準に基づく補修を行いながら運用している。

しかし、精度の高い部品寿命評価を行うためには定期点検等において運転実績を踏まえた調査、検査の蓄積が必要であり、表5のとおり破壊・非破壊調査を実施している。

5.2.2 GT 高温部品管理システム

ガスタービンは多数の高温部品で構成され、定期点検ならび燃焼器点検開放時には、補修基準を超える修理箇所が発生している。その際の修理は部品によっては、約3ヶ月の工場修理を要するため、点検工程に影響を与えないように原則として定期点検ならび燃焼器点検開放時には修理箇所の有無に関わらず、高温部品を予備品と交換するよう計画しており、各部品ごとに1軸分を1グループとし、グループ単位でローテーション運用を行っている。

しかし、設備数も多くグループ単品での運用、寿命管理が非常に複雑困難であり、多大な労力を必要とする。この対策として、パソコンシステムによる GT 高温部品管理システムを開発し運用している。

本システムの概要は、各部品ごとの履歴管理、各グループのローテーション機能、設定値変更機能を有している。

1) 部品履歴等照会機能

使用品および予備品の点検結果・寿命消費時間等がグループ単位または、個々にデータ照会ができる。

- ①点検結果.....点検日時，不具合内容
②寿命消費時間

2) ローテーション機能

使用品および予備品のローテーションサイクルのスケジュールリングを行い、定期点検・燃焼器点検予定日時を基に計算された部品の7年間の使用先及びその間の予想等価運転時間を表示する。

表5 破壊・非破壊調査項目表

項目		燃 焼 器 ラ イ ナ	ト ラ ン ジ シ ョ ン ピ ース	1 ～ 3 段 静 異	1 ～ 3 段 動 異	1 ～ 3 段 シ ュ ラ ヲ ド
非破壊調査	硬さ測定	○	○	○	○	○
	ミクロ組織	○	○	○	○	○
破壊調査	断面硬さ測定	○	○	○	○	○
	断面ミクロ	○	○	○	○	○
	常圧引張り	○	○	○	○	○
	高圧引張り	○	○	○	○	○
	クリープラブリチャ	○	○	○	○	○
腐食分析		○	○	○	○	○

3) 設定値変更機構

現在設定されている基準値の変更を行うことができる。

- ①等価運転時間算出式ならびに係数
- ②実績運転時間
- ③各部品毎の寿命時間

6. 信頼性向上対策

6.1 1号系列高温部品寿命延長化

これまでの定期点検ならびに燃焼器点検での点検状況及び運転後の材料劣化状況を確認するための破壊・非破壊調査を踏まえ、1号系列において予想寿命の見直しを実施し、延命化している。

6.2 2号系列吸気フィルターの長寿命化

2号系列において、当初予想より寿命が短くなった実績があり、大気埃粒径分布等の調査を実施した結果、当初予想より粒径が小さく、この粒径ダストにより目詰まりを起こしていることが判明した。

この粒径ダストを捕捉するため検討した結果、当初使用していた濾材の材質であるセルロース系より、シンセティック系が寿命改善に期待できるため、現在、試験継続中である。表6に濾材比較表を示す。

表6 濾材比較表

	旧 型 濾 材	新 型 濾 材
材 質	セルロース(天然繊維)	シンセティック(化学繊維)
ダスト捕集効率	99.6 %	ほぼ同等
温度による繊維の膨張	大	小
予想寿命	ベース	1.3~2倍程度
水洗浄の可否	可	否

7. おわりに

今回、柳井発電所のコンバインド発電設備概要をはじめ、平成2年11月以降の運転・保守管理を中心とした運用実績について紹介したが、実運転時間が2号系列は0~2年とまだ日が浅く、運用実績データとしては一断片的なものと判断している。

今後、さらに運転を継続し各種データを積み重ねた結果から信頼性を含め総合的に評価すべきものとする。

おわりに、本原稿作成に御協力を頂いた関係各位に対して厚く御礼申し上げる次第である。

(注1) DSS……daily start stop 日間起動停止

近年、電力需要は昼間と夜間の差が広がり、発電機の運転台数を変えて供給力の調整をしている。1ユニットが1日のうちにこの供給力調整のために起動停止することをいう。

(注2) CRT……cathode ray tube 陰極線管

計算機からの出力情報表示やライトペン等を用いて計算機へデータ入力を行うブラウン管表示装置

(注3) セレイテッドフィンチューブ……serrated fin tube

のこぎり歯状にフィンに切込みを入れ、伝熱効率を向上させた高性能フィンチューブ

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
スーパーアロイの極限使用へのアプローチ	H 8/7/12 国立教育会館	日本金属学会事務局 TEL 022-223-3685
第217回一熱流動問題の基礎と実際	H 8/7/18-7/19 大阪科学技術センター	日本機械学会関西支部 TEL 06-443-2073
Present Status & Future Directions of Modelling Complex Turbulent Flow & Heat Transfer	H 8/10/14-10/15 東京大学山上会館	日本機械学会 TEL 03-5360-3505
第5回動力・エネルギー技術シンポジウム	H 8/11/13-11/14 川崎市産業振興会館	日本機械学会 TEL 03-5360-3506
第34回燃焼シンポジウム	H 8/11/27-11/29 広島国際会議場	第34回燃焼シンポジウム事務局 TEL 0824-24-7563

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

コンバインドサイクルの運用実績と信頼性向上 九州電力新大分発電所

前田 一郎*1
MAEDA Ichirō

1. はじめに

近年、電力需要の昼夜間格差の拡大と原子力を主体とした電源構成への移行に伴い、火力機には、深夜停止、早朝起動が可能で、需要の変化に即応できる中間負荷機能が強く求められるようになった。

こうした状況のもとで、新大分発電所は、熱効率が高く、高頻度の起動停止が可能で、環境適応性にも優れたLNG専焼のコンバインド発電方式が採用された。

発電所は、1号系列690 MWと2号系列870 MWからなり、現在の合計出力は1560 MWである。

さて、規制緩和の流れの中で、31年ぶりに電気事業法が改正され、電気事業を取り巻く環境は大きく変わろうとしている。

発電所においても、保安規制の緩和で、定期修理においてインターバル延長や、自主検査制度の導入などが盛り込まれ、自己責任原則に基づく設備管理および信頼性向上への努力がより強く求められることになった。一方、電気事業参入の自由化や、ヤードスティック法による電気料金査定などが行われる中で、競争原理に基づく、更なるコスト低減をあらゆる面で推進している。

ここでは、新大分発電所の概要、運用実績に加え、『コスト低減と信頼性向上』という命題に対する当発電所の取り組みについて紹介する。

2. 発電所の概要

1号系列(115 MW×6軸690 MW)は平成3年6月に、2-1号系列(217.5 MW×2軸435 MW)は平成6年2月、2-2号系列(217.5 MW×2軸)は平成7年2月にそれぞれ営業運転を開始し、中間負荷火力としてDSS(毎日起動停止)主体の運用を行い給電運用に貢献している。建設工事の特徴としては、HRSG(排熱回収ボイラ)据付工事において高温部、低温部等の各モジュールに分割し、海上輸送を行ったのち水切り・据付を行う大型モジュール工法を採用しており、これにより品質管理の向上及び現地据付工程の短縮を図った事。また、蒸気タービン、ガスタービン及び発電機についてもロータ一体型のモジュール輸送を採用し、起動装置についても完成品のパッケージ輸送・据付を行い工程の短縮を図

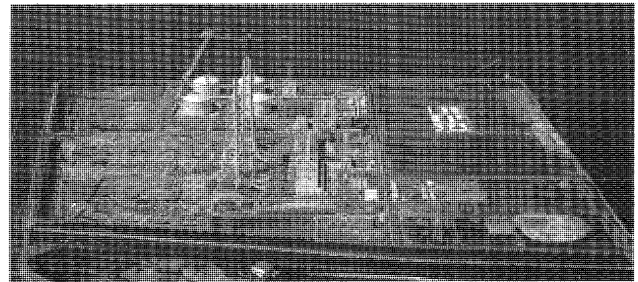


写真1 発電所全景

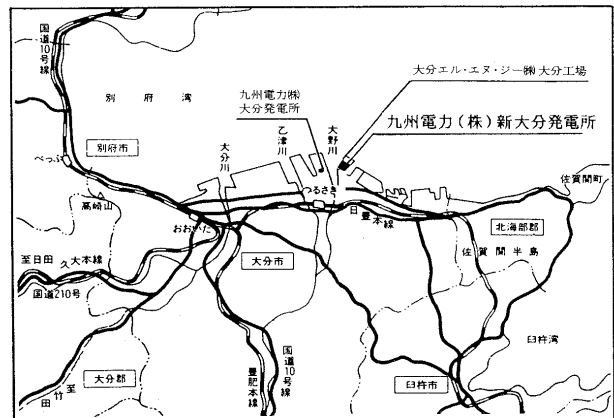


図1 新大分発電所 所在地

た事などがあげられる。

2.1 構内配置

新大分発電所は、大分県の別府湾沿の大分臨海工業地帯の一面に位置し、大分新産都2期計画として県が埋め立て造成した土地のうち約76万平方メートルにLNG基地と併せて立地した。

本館建屋は2階面にガスタービン、蒸気タービン、発電機等の主機等を、1階面に補機等、地下に復水器、循環水管等を配置する形をとっている。(図1、写真1)

2.2 主要設備の特徴

計画発電端効率は、1号系列43.04%、2号系列46.62%である。

1・2号系列の主要仕様を表1に示す。

2.2.1 機器構成

コンバインドサイクルには一軸型と多軸型があるが、1号・2号系列共、起動・停止特性および部分負荷効率など中間負荷火力としての機能に優れた一軸型を採用した。また、コンバインドサイクル発電所の特徴を活かし、両

原稿受付 1996年3月14日

*1 九州電力(株) 新大分発電所

〒870-02 大分県大分市大字青崎4-1

表1 各設備主要仕様

項 目	系 列	1 号 系 列	2 号 系 列
複 合 発 電	プラント型式 出力 発電用燃料 (種類)	一輪型排熱回収方式 690MW (115MW×6台:大気温度7℃) 43.04% LNG	一輪型排熱回収方式 870MW (217.5MW×4台:大気温度7℃) 46.62% LNG
ガスタービン	型 式 タービン入口ガス温度 タービン入口圧力 圧縮機1段数 冷却装置	開放サイクル一輪型 76.03MW×6台 (大気温度7℃) 1.06MPa (表圧) 圧縮機1段 タービン3段 第1・2段動静翼 マルチノズル型 (10段×6台)	開放サイクル一輪型 144.4MW×4台 (大気温度7℃) 1.20MPa (表圧) 圧縮機1段 タービン4段 第1~3段動静翼 マルチノズル型 (16段×4台)
排 熱 回 収	型 式 蒸 発 量 蒸 発 面 積	排熱回収二汽鍋式機型自然循環型 (屋外式) 高圧122.8t/h, 低圧28.4t/h 64,900㎡	排熱回収二汽鍋式機型自然循環型 (屋外式) 高圧226t/h, 低圧43.7t/h 119,910㎡
排煙脱硝装置	型 式 出口NO _x 濃度	乾式アンモニア接触還元法 12.5ppm (O ₂ 16%換算値)	乾式アンモニア接触還元法 12.5ppm (O ₂ 16%換算値)
蒸気タービン	型 式 出力 入口圧力 入口温度	湿圧単流排気式復水型 (大気温度7℃) 39.7MW×6台 高圧9段, 低圧8段 高圧57.8t/d, 低圧5.3t/d 高圧511℃, 低圧160℃	湿圧単流排気式復水型 (大気温度7℃) 79.4MW×4台 高圧8段, 低圧5段 高圧77.5t/d, 低圧5.4t/d 高圧538℃, 低圧161℃
発 電 機	型 式 容 量	横置円筒回転界磁型 (サイリスタ励磁方式) 128MVA×6台 (力率0.9)	横置円筒回転界磁型 (サイリスタ励磁方式) 242MVA×4台 (力率0.9)
製 作 者		(株)日立製作所	三菱重工業(株), 三菱電機(株)

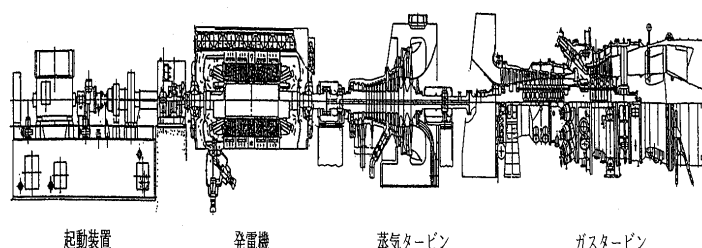


図2 軸構成図 (2号系列)

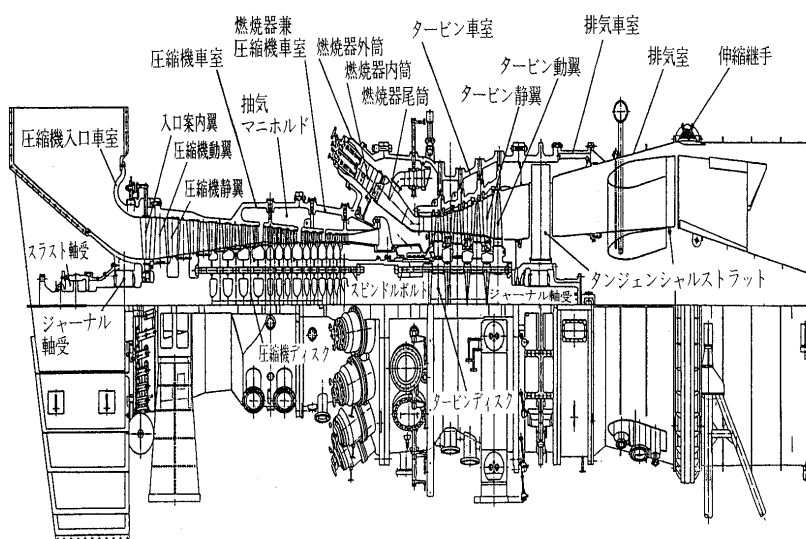


図3 ガスタービン (2号系列)

系列とも、補機の予備機を削減する等のコスト低減も図っている。(図2)

2.2.2 ガスタービン設備

ガスタービンは、1号系列が日立-GE社製のMS7001E型(第1段動翼入口ガス温度1,085℃)、2号系列が三菱重工製MW-501F型(第1段動翼入口ガス温度1,260℃)である。

以下、ガスタービンについては2号系列501F型について述べる。

タービン翼は軸流4段で、材質は1,100℃級と同様、動翼にNi基合金、静翼にCo基合金を使用している。翼の冷却は動静翼ともに1~3段まで空気冷却とし、更に強

化した冷却構造(例えば、1段動翼にはリターンフロー冷却、シャワーヘッド冷却構造など)を採用し、1,100℃級と同一レベルのメタル温度としている。

燃焼器は、16缶より構成される多缶式の予混合燃焼をベースとした低NO_x燃焼器であり、1缶の構造は、拡散燃焼であるパイロットノズル1本を中心に予混合燃焼であるメインノズル8本を周りに配置している。また、この燃焼器には空気バイパス弁があり、部分負荷時の燃焼用空気の一部をバイパスして空燃比を最適にする機能を有している。

空気圧縮機は、軸流16段反動式で、翼材には主に12Cr鋼を使用している。また、圧縮機入口には案内翼

(IGV)が設置されており、起動時の旋回失速やサージングの発生を防止するとともに部分負荷時の排ガス温度を高く維持し、プラント効率を高める役割を果たしている。

(図3)

2.2.3 排熱回収ボイラ設備

排熱回収ボイラは、ガスタービンの排ガス中の熱を有効に回収し、プラント効率を高めるため、ボイラ入口の高温ガスから高圧過熱蒸気を、後流の低温ガスからは低圧飽和蒸気を発生させる高圧・低圧の混圧式とした。

型式は、堅型と比べボイラ高さが低く、耐震設計上有利で、保守点検が比較的容易であること、及びガス流れは水平で伝熱管は垂直となり、自然循環が確保できるなどの理由から横型自然循環ボイラを採用した。また、伝熱管の単位長さ当たりの吸収熱量の増大を図り、装置をコンパクト化するためにフィンチューブを採用した。

脱硝装置は、乾式アンモニア接触還元法を採用し、ボイラ内の最適ガス温度部に配置した。また、触媒は取扱いが容易な様にモジュール化して反応器に挿入している。

(図4)

2.2.4 蒸気タービン設備

蒸気タービンは、高低圧一体型である。タービン通気中、湿り域に入る低圧段にはドレン排出溝、最終段の動翼にはステライトストリップ、静翼にはスリットを設けて耐エロージョン対策を行い、信頼性の向上を図っている。

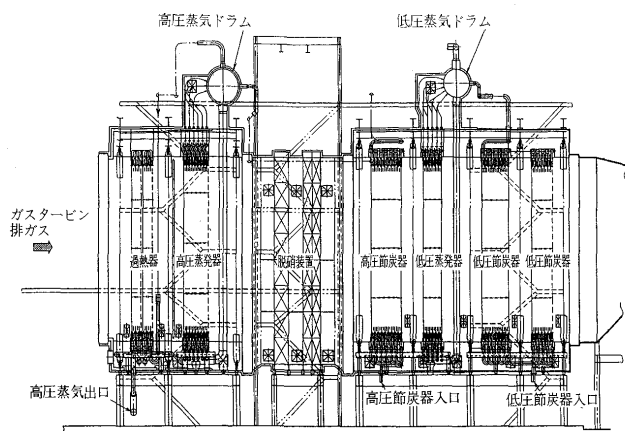


図4 排熱回収ボイラ (2号系列)

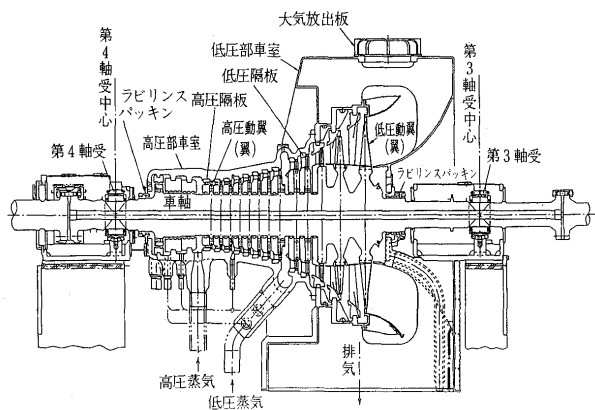


図5 蒸気タービン (2号系列)

る。(図5)

2.2.5 制御監視システム

上位に系列全体を監視するプラント監視用計算機と総括的に制御する総括制御装置を配し、下位に各軸を個別に制御する軸制御装置を組み合わせた総合デジタル監視制御システムを採用している。これにより、系列全体の総括監視制御は総括制御盤で一括集中監視操作し、軸ごとの個別監視操作は軸制御盤で行える。(図6)

出力制御は中央給電指令所(中給)からの系列一括指令をもとに総括制御装置にて各軸均等に出力配分を行う。

軸数制御は通常、中給よりの運用予定軸数指令が前日発電所の計算機にインプットされ、スケジュール計算により最適な軸スケジュールを決定し、それに沿って全自動起動停止を行う。また、迅速な需給調整に対応すべく中給から発電所の各軸を直接起動・停止できる中給遠隔操作機能も持たせている。

3. 運用状況

3.1 運転実績

営業運転開始以来、平成8年1月末現在で、総発電電力量は、1号系列が約156億kWh、2号系列が約69億kWhである。この間、各系列の暦日利用率はそれぞれ1号56%、2号60%、起動回数は1号が合計5,096回、2号が805回を数えるが、平均熱効率は、それぞれ発電端で1号42.7%、2号が46.2%とほぼ設計効率並の高い数値となっている。これは、コンバインドプラントの特徴を活かし、軸単位でのDSS運用で運転中利用率が約90%と高い水準で運転したことによると考えられる。

また、試運転及び営業運転を通して特に大きなトラブルもなく、現在、順調な運転を継続している。(表2)

3.2 保守実績

3.2.1 保守計画

定期点検は、現在、標準工期を1号系列36日、2号系列41日で実施している。

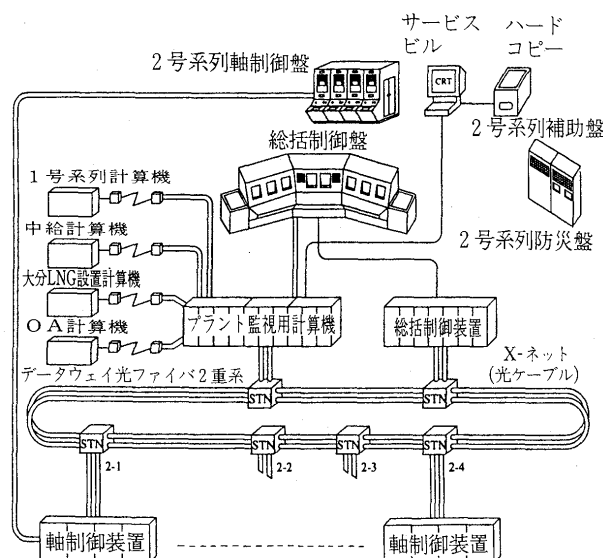


図6 制御システム

表2 発電実績

			1号系列	2号系列
集 計 期 間	年月日		H3.6.20~H8.1.31	2-1:H6.2.3~H8.1.31 2-2:H7.2.2~H8.1.31
発 電 電 力 量		MWH	15,639,802	6,859,092
利 用 率	歴 日	%	56.0	60.2
	運転中	%	89.7	88.5
熱 効 率	発電端	%	42.72	46.16
	送電端	%	41.97	45.42
運 転 時 間		H r	45,336	16,107
起 動 回 数		回	5,096	805

また、定期点検とは別に、寿命消費の著しい燃焼器の部品劣化状況を確認するため、6カ月（*等価運転時間約6000時間）毎の燃焼器点検を実施している。

*等価運転時間＝実運転時間

+A×[起動回数+(B×負荷遮断回数)+(C×トリップ回数)+(D×負荷急変回数)]

ただし A: 起動回数換算係数

B: 負荷遮断換算係数

C: トリップ換算係数

D: 負荷急変換算係数

4. コスト低減と信頼性向上

4.1 定期修理のインターバル

定期修理のインターバルについては、今回の法改正によりガスタービンと排熱回収ボイラが1年から2年へ、蒸気タービンが2年から4年へ延長された。

当所においては、法改正の前の段階で、コスト低減の面から、インターバル延長に取り組んできた。特にガスタービンの高温部品の管理を十分行うことにより、旧法の範囲内で当局の了解を得て1年～1年半～2年とインターバル延長を推進してきた。

高温部品は基本的には運転時間に起動停止回数などを加味した等価運転時間で寿命消費を管理する。これに定期修理の開放点検結果得られる情報並びに使用済み部品の材料検査で得られる情報により、部品毎の寿命を見直している。またメーカーの協力を得て、コーティングの見直しなどで、高価な部品の寿命延長を推進している。

各定期修理の開放点検における、部品交換は、寿命到達の有無に加え、傷の位置、長さ、深さ、数などを見て、保守管理基準により継続使用の可否を判断している。な

お工場補修するか、新品に変えるかは経済比較の話になるが、部品の劣化状況を記録にとり、経時変化を見ることが判断材料になっている。

なお、高温部品は系列で6,000点程におよぶが、OA計算機で処理する事により個別の寿命管理を可能としている。

4.2 定期修理期間の短縮

当所は軸数が1.2号系列合わせて10軸と多く、夏季重負荷期を避けて定期修理を行う必要上、組織的には2-2号系列営業運転開始に合わせて保修課を2課体制に移行した。一方でコスト低減の面からも定期修理期間をできるだけ短縮することが望ましい事から、信頼性を落とすこと無く短縮を計るために種々の対策を実施してきた。ガスタービン予備ロータおよび静翼他予備品のローテーション運用、潤滑油フラッシング方法の見直し、試運転項目の厳選などである。

これらの努力により標準工期は

[初回] [現在] [平成9年度以降]

1号系列 48日～44日～36日～目標30日

2号系列 43日 ～ 41日～目標33日

と短縮が進められてきた。

4.3 運転管理

コンバインドプラントは計算機制御による全自動運転が基本である。当所では、自動化範囲の拡大並びにプラント及び環境、防災関係の監視機能の強化改善を行い、1・2号系列の全軸を当直長と運転員の合計2名で運転が可能な設備とし、平成7年2月から運用を開始している。ただし、小人数であっても、計算機による監視制御を基本に、機器状態の傾向管理、軸間の比較などを通して、機器異常の早期発見・処置に努めており、現在まで支障なく運用している。

おわりに

現在新大分発電所では、3号系列の増設を計画している。既に3-1号系列(735MW)は平成7年8月に着工し、平成10年7月運開予定。3-2号系列(960MW)は施設計画ベースで平成16年7月運開予定である。これらが運転を開始すると、合計出力が300万キロワットを超える九州で最大の火力発電所となる。

技術革新によるプラントの高性能化及び環境適応には注目するものがあり、とりわけガスタービンの技術開発の進歩及び蒸気サイクルを含むプラントシステムの発展には目覚ましいものがある。

今後、3号系列については、新技術の導入により、高効率で信頼性の高いプラントとなるよう、また既設の運転実績の蓄積を反映した、運転、補修など運用面まで踏み込んだ設計とすることで、『コスト低減と信頼性向上』という難しい命題に対処していく所存である。

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

JR 東日本川崎発電所 コンバインドサイクルガスタービンの運転保守実績

内藤 健次^{*1},
NAITO Kenji佐藤 勲^{*2}
SATO Isao

はじめに

電力需要の増大と環境対応及びエネルギー資源の節約の観点からガスタービンと排熱を回収する排熱回収ボイラ、蒸気タービンを組合わせた発電効率の高いコンバインドサイクルプラントの設置が急速に増大しつつある。

東日本旅客鉄道株式会社川崎発電所は1981年(昭和56年)4月から営業運転を開始している1号機(141.3 MW)と自営管内電力量の増大に対応するため2号機コンバインドサイクルプラント増設し、1993年(平成5年)7月より営業運転を開始している。

本発電所の特徴は首都圏への電鉄運転電力供給を目的とし、早朝に起動、深夜24時に停止することが通常運用であり、電力要求への適応が最重要視されている。

ユーザとメーカが一体となり、点検、保守管理を実施しており、1号機、2号機とも順調に運転している。

ここでは、NO_x低減化対策として水噴射を行っている1号機と低NO_x燃焼器を採用している2号機コンバインドサイクルプラントの運転保守実績について紹介する。

1. 川崎発電所コンバインドサイクルプラントの概要

1.1 1号機コンバインドプラント

多軸の特徴を生かし旧1号機をリプレースし、既設設備の蒸気タービン、ボイラ建屋及び循環水取水路、放水路を有効に活用して建設し、ガスタービンは新設防音構造建屋内に設置した。

主要仕様を表1に、プラントサイクル構成を図1に示す⁽¹⁾。本プラントは1981年当時では最大容量機のMS9001B型、97.1 MW出力のガスタービンを採用し、ガスタービンからの排ガスを排熱回収ボイラに導き、発生した蒸気(163.1 t/h 5.49 MPa/473°C)を蒸気タービンに導き、44.2 MWの発電を行い、総出力141.3 MW、発電端効率40.07%を得ており、15回の定検実績を持つコンバインドプラントである。

燃料は灯油を用いており、環境対策は燃焼器内に水噴射を行うことでNO_x低減化を図っている。

1.2 2号機コンバインドプラント

2号機の主要設備仕様を表1に、プラントサイクル構成と全体図を図2、3に示す。

本プラントは構内の敷地を有効に活用する配慮から本体配置構造を採用し、ガスタービンと発電機及び蒸気タービンは3階フロア上に一軸型構成、その後に非助燃型の排熱回収ボイラと脱硝触媒を装備している⁽²⁾。

表1 1号、2号機主要設備の仕様

(大気温度: 4°C時)		
項 目	1号機	2号機
プラント構成	多軸型	一軸型
出 力	141300 kW	187400 kW
発電端効率	40.07%	44.35%
ガスタービン	開放サイクル一軸型 (MS9001B)	開放サイクル一軸型 (MS9001E)
出 力	97100 kW	126700 kW
燃 料	灯油	都市ガス
蒸気タービン	非再熱単圧式 (SF-23)	非再熱混圧式 (SF-26)
出 力	44200 kW	60700 kW
蒸気圧力	5.49 MPa	6.37/0.90 MPa
蒸気温度	473°C	494/179.9°C
排熱回収ボイラ	横型 (自然循環排熱回収式)	縦型 (強制循環排熱回収式)
蒸 発 量	163.1 t/h	183.0/37.7 t/h
蒸気圧力	6.14 MPa	6.89/1.01 MPa
蒸気温度	478°C	499/184.4°C
NO _x 低減方法	水噴射	低NO _x 燃焼器
排熱回収ボイラ	乾式アンモニア接触還元法	乾式アンモニア接触還元法
営業運転開始	1981年4月	1993年7月1日

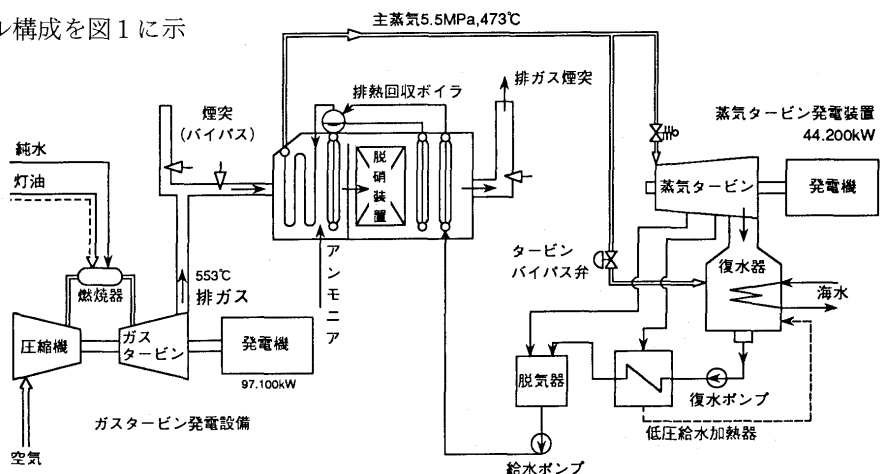


図1 1号機プラントのサイクル構成

原稿受付 1996年3月11日

*1 東日本旅客鉄道㈱

*2 ㈱日立製作所 〒317 茨城県日立市幸町3-1-1

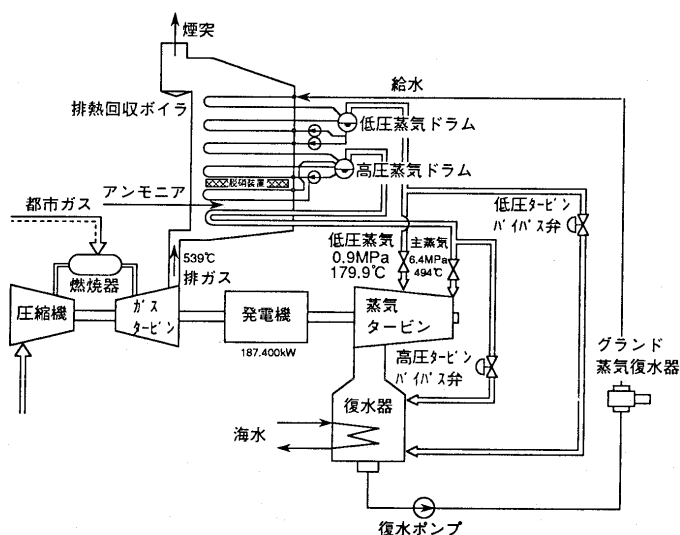


図2 2号機プラントのサイクル構成

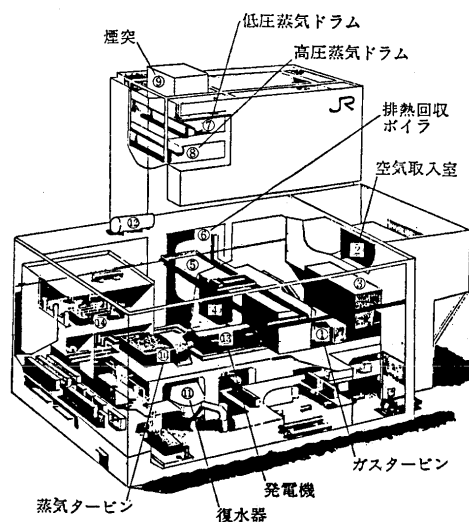


図3 全体図 (2号機)

ガスタービンは環境対策として低 NO_x 燃焼器を採用し、燃焼ガスはタービンを通過する間に126.7 MWの発電を行い、排ガスは排熱回収ボイラと脱硝触媒を通過し、排出される。

排熱回収ボイラにて発生した蒸気（183 t/H/6.37 MPa/494℃）を蒸気タービンに導き、60.7 MWの発電を行い、総出力187.4 MW、発電端効率44.35%の実績を得ているコンバインドサイクルプラントである。

2. プラントの運用実績工程

2.1 1号機の運用実績と保守管理

2.1.1 運用実績

表2に1981年4月～1996年1月現在までの15年間における運転実績を示し、年度別の運用実績を図4に示す。

15年間における発電時間76476時間、発電日数4570日、起動回数4375回、発電端運用平均熱効率38.1%、1日の平均発電時間16.7時間、起動信頼性99%以上である。

典型的な日負荷運用線を図5に示す。

首都圏の電鉄負荷事情を満たすように毎早朝4～5時起動、深夜12時停止あるいは深夜負荷降下し、翌朝起動昇速し、負荷上昇する運用を行っている。

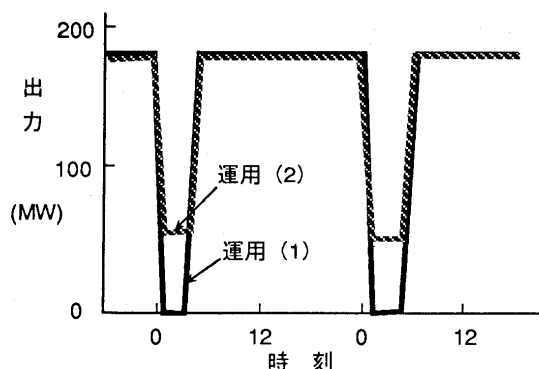


図5 日負荷運用

表2 1号機の運転実績

1981年4月～1996年1月	
項目	実績値
暦日数	5419日
発電日数	130056時間
発電時間	4570日
発電電力	76476時間
発電端	8297101MWh
送電端	8147000MWh
運用平均熱効率	
発電端	38.1%
送電端	37.4%
1日平均発電時間	16.7時間
平均負荷率	91.2%
1日平均利用率	63.6%
定期点検回数	15回
起動回数	4375回
起動信頼性	99%以上

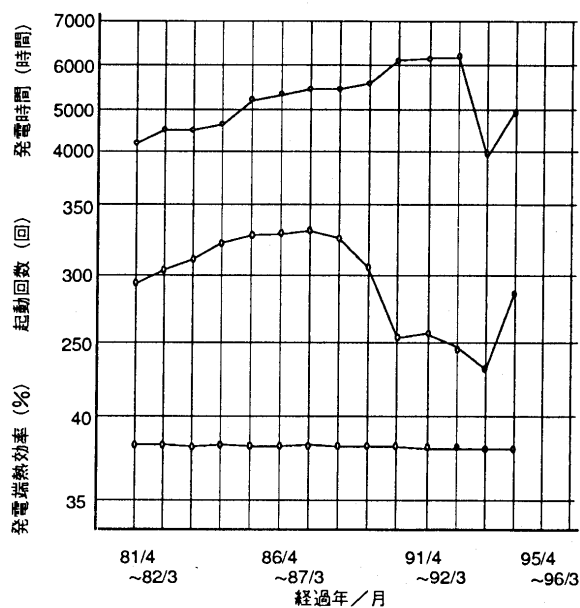


図4 年度別運転経緯実績

表3 1号機ガスタービン高温部品保守履歴

定検回数	第1回	2回	3回	4回	5回	6回	7回	8回	9回	10回	11回	12回	13回	14回	15回
第1段タービン静翼	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
第2段タービン静翼	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
燃焼器ライナ	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
トランジションピース	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■

水噴射に起因する亀裂発生のため暫定的に点検
セラミックコーティング対策

毎日の起動停止操作は自動化されており、ホットスタートでは起動から60分以内で定格負荷に到達する。

環境対策はガスタービン燃焼器内への水噴射と排熱回収ボイラでの脱硝装置によってNO_x低減化を図っている。

2.1.2 1号機の保守管理

1982年に初回定検を行い、1995年10月までに15回の定検を実施し、表3に定検時(1年毎)の高温部品保守運用実績を示す。

第1段静翼は高温部品の中で最も高い燃焼ガス温度に晒され、クラックが発生する。このため1年間の運用経過後に補修し、予備静翼を組込み運用し、この間に取り外した静翼は補修し、次の定検で補修した静翼と入替え再使用している。

第2段静翼はクラック発生が少ないため最初の2年間は継続使用し、2年経過後は1年毎に補修し、再使用している。

燃焼器については運用当初は水噴射に起因する温度変化によるクラック発生対応のため燃焼器ライナのための点検補修を実施したが、その後、1年間使用後に点検、予備品と交換し、この間に補修し、再使用することで運用し

ている。トランジションピースについては定検期間中の補修にて対応が可能であり、運用してきたが、最近では作業の平準化、時間節約の観点から他の高温部品と同様に予備品を準備し補修必要品について交換している。

2.2 2号機の運用実績と保守管理

2.2.1 運用実績

図6に実績工程及び高温部品点検内容を示す。

平成5年3月3日、ガスタービン初点火、試運転調整期間を経て7月1日から営業運転開始し、その後、2回の本格定検にて正常を確認し、保守管理を行い、安定な運用を継続している。

今年予定している点検においてはトランジションピースまでの燃焼器点検を実施する。

表4に今年1月までの運用実績を示す。発電時間; 22680時間、発電日数; 842日、起動回数; 493回、発電端運用平均熱効率; 42.4%、1日の平均発電時間; 20.2時間、起動信頼性; 99%以上である。首都圏の電鉄負荷事情から1号機と同様、毎早朝4~5時起動、深夜24時停止する運用を行っている。

図7に低NO_x燃焼器の構造を示す。

1段目燃焼部は拡散F1燃料ノズルと副室で構成され、

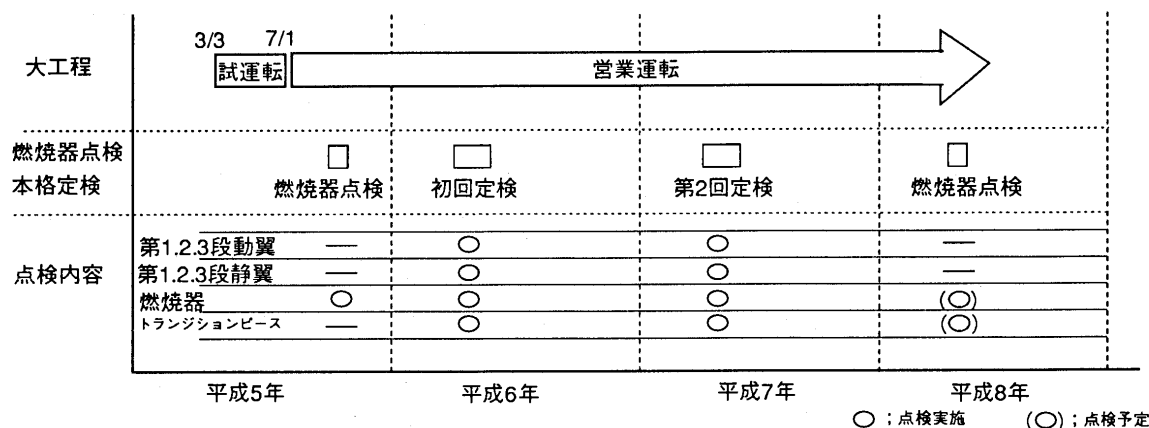
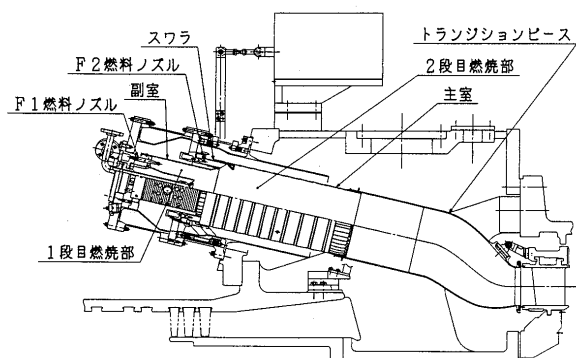


図6 運用実績工程と点検内容

図7 低NO_x燃焼器構造

2段目燃焼部は高負荷時に低NO_x化を行なう予混合F2燃料ノズルと主室で構成される低NO_x燃焼器である。

2.2.2 2号機の保守管理

表5に高温部品の点検内容と結果を示す。

毎日の起動/負荷運用/停止を行う観点から営業運転開

表4 2号機の運転実績

1993年7月～1996年1月	
項 目	実績値
暦日期間	945日 22680時間
発電日数	842日
発電時間	16973時間
発電電力量	
発電端	2643700MWh
送電端	2554017MWh
運用平均熱効率	
発電端	42.4%
送電端	41.0%
1日平均発電時間	20.2時間
平均負荷率	87.9%
1日平均利用率	73.8%
定期点検回数	2回
起動回数	493回
起動信頼性	99%以上

表5 点検、定検時の高温部品の状況

	平成5年	平成6年	平成7年	平成8年
工 程	3/3 7/1 試運転 燃焼器点検 営業運転	初回定検	第2回定検	(燃焼器点検)
第1段静翼	——	軽微なクラックであり 継続使用	予備品と計画交換	——
第2段静翼	——	軽微なクラックであり 継続使用	軽微なクラックであり 継続使用	——
第3段静翼	——	継続使用	軽微なクラックであり 継続使用	——
燃焼器 ライナ 副室 主室 スワラ	異常なし、継続使用	保守計画により交換	保守計画により交換	(点検)
トランジ ションピース	内面観察異常なし	異常なし、継続使用	溶接補修後、継続使用	(点検)

始後3ヶ月にて燃焼器回り(低NO_x燃焼器主室まで)の点検を実施した。トランジションピースは内面観察でセラミックコーティング剥離、変形、亀裂のなきことを確認し、その後、2回の本格定検を行った。第1段静翼については予備品1セットを準備し、2回定検以降は定検で補修し、交互に使用する保守管理を行っている。

燃焼器ライナは予備品1セットを持ち保守管理を行い、トランジションピースについては補修必要品対応として予備品をもち保守管理を行っている。

おわりに

東日本旅客鉄道川崎発電所の1号機は国内初の排熱回収式コンバインドサイクルプラントであり、営業運転開始から今日まで15回の定検実績を持ち、この間、計画的

な保守管理によって、高い信頼性と稼働率を維持している。電力量増大に対応するために建設された2号機はコンパクト化を図り、発電所内の敷地を有効に活用したコンバインドプラントであり、環境対策として低NO_x燃焼器を装備したガスタービンを採用している。

第2回定検までにおいて、高温部品及び燃焼器ライナ等は正常であることを確認した。

1,2号機とも首都圏の電鉄運転用電力供給に対応すべく毎早朝起動、深夜停止の運用を行っている。

参考文献

- (1) 藤沢, 国広, 日本ガスタービンセミナー第17回資料, 1989.1 p. 59
- (2) 遠藤, 小松, 国広, 栗林, 火力原子力発電, Vol. 44, No. 8, p. 24

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

ガスタービンコージェネレーション設備の 運転実績と信頼性評価

西口 公一*1

NISHIGUCHI Koichi

1. はじめに

1986年に最初のガスタービンコージェネレーション設備を当社の千里エネルギーセンターに導入してからほぼ10年が経過し、当社管内で稼動しているコージェネ用ガスタービンは64台(1995年9月末)を数えるに至っている。その内、最大運転時間のガスタービンでは64000時間の運転実績が得られており、2回目のオーバーホールを迎えようとしている。

設置されたガスタービンの発電出力範囲は1000kW～7100kWとなっており、形式も航空転用型、産業型の両方式と外国製及び国産のどちらもあり、多様な構成となっている。

故障形態も、最初の頃はNO_x制御用水噴射による高温部品の損傷が多かったのに対し、運転時間が長くなるにつれて、劣化や寿命による新しい故障の発生などへと変化している。

また、我々の信頼性向上に対する取組みも、当初は個別的な対応であったのが、設置台数が増え多くのデータが集まるにしたがい、統計的な解析による共通的な取組みを重視するようになってきた。更に、外国のガスタービンメーカーとの直接交渉やシステムの標準化の推進等により信頼性向上に対して着実に成果を挙げてきている。以下に、ここ3年間での運転実績と信頼性評価の現状について述べる。

2. コージェネレーション設備の設置状況

当社のガス供給エリア内におけるガス燃料燃コージェネレーション設備の設置台数は図1に示すような推移となっており、1995年9月末でのガスタービンの占める割合は、台数比で13% (64/480台) となっている。その内、当社がメンテナンス業務を請負っている物件は47台ある。

ガスタービンの形式や出力の構成は以下のようになっている。

1) 外国製ガスタービン

航空転用型 (2社)	17台	1100～4100kW
産業用 (2社)	10台	4000～7100kW

2) 国産ガスタービン

産業用 (2社)	20台	1000～2900kW
----------	-----	-------------

3. ガスタービンコージェネレーション設備の運転実績

3.1 ガスタービンの運転状況

ここでは1995年9月までのデータに基づき、当社がメンテナンス業務を請負っている47台のガスタービンについて説明する。

前で述べているように、当社管内で最初のガスタービンの運転が開始されてからほぼ10年が経過し、この内約半数のガスタービンが1回目のオーバーホールがすでに実

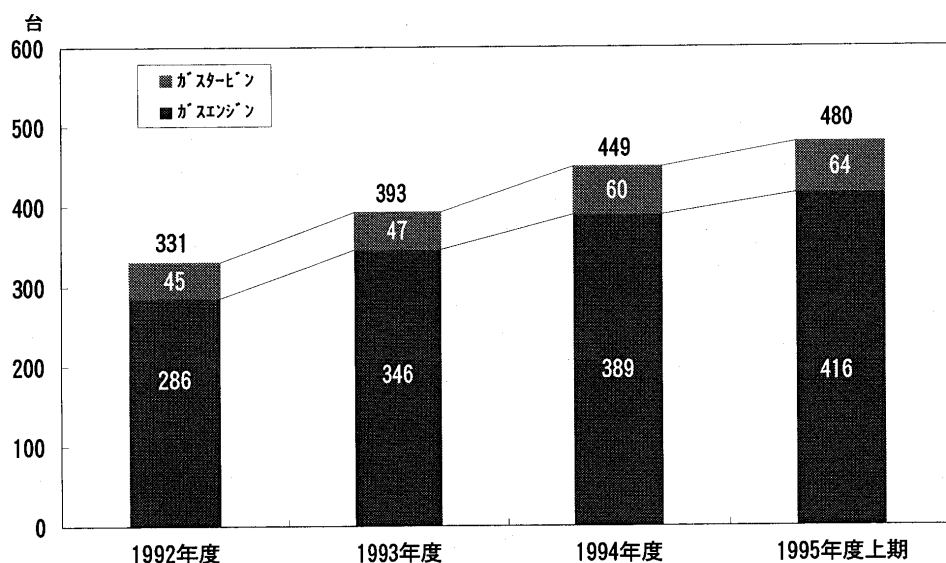


図1 コージェネレーション設備設置状況

原稿受付 1996年3月8日

*1 大阪ガス(株) 〒550 大阪府大阪市西区千代崎3-南2-37

施されており、1部のものでは2回目のオーバーホールを迎えようとしている。

最近のガスタービン年間平均稼動時間は業種別及び全平均で、次のとおりとなっている。

	1993年度	1994年度	1995年度(予測)
業務用設備:	4800	3470	4300時間
産業用設備:	6900	7000	7500時間
全設備平均:	6700	6500	7000時間

一方、当初から信頼性の評価基準として使用してきた稼動率は、過去5年間の推移が下記のような変化となっており、信頼性の評価に対する顕著な差が出にくくなっている。

	1991年度	1992年度	1993年度	1994年度	1995年度上期
稼動率	99.1%	99.6%	98.6%	99.4%	99.7%

ここで、稼動率の定義は下記のようにしている。

$$\text{稼動率} = \frac{\text{実稼動時間}}{\text{計画稼動時間}}$$

3.2 故障停止状況

我々が統計的手法により信頼性向上への取組みを開始したここ3年間の設置台数と故障停止件数の変化を図2に示す。ここで、故障停止件数には、雷等の偶発的事故やオペレーションミスによる停止も含んでいる。

この図から分かるように、故障停止件数は台数が増加しているにもかかわらず減少してきており、故障停止率(件/台・年)でみると2.92件/台・年から1.15件/台・年へと60%減となっている。このように全体的には、信頼性は順調に向上しており、我々の取組みの成果が上がっていると言える。

しかしながら、個々にはまだ課題があり、さらなる改

善への対応が必要であり、それについては次節で述べることとする。

4. ガスタービンの信頼性評価

4.1 信頼性評価基準

1992年度までは、3.1節で述べているように稼動率で信頼性を評価してきたが、1993年度からは、以下に示す別の評価指標も設けて統計的にデータを解析して、きめ細かい対策を打てるように変更した。

1) 故障停止回数

1年間の機種別停止回数及び1台当りの停止率などのデータにより評価している。

2) 平均故障停止間隔 (MTBF)

1年間のデータを1ヶ月毎に更新して、下記の式に基づき計算している。

$$\text{MTBF} = \frac{\text{機種毎の実稼動時間総計}}{\text{1年間の停止回数}}$$

3) 平均故障停止時間 (MTTR)

$$\text{MTTR} = \frac{\text{機種毎の故障停止時間総計}}{\text{1年間の停止回数}}$$

4.2 機種別信頼性評価

ここ3年間のガスタービンのMTBFの推移を図3に示す。全般的な傾向として、外国製産業型ガスタービンの信頼性が最も高く、続いて国内製産業型ガスタービン、外国製航空転用型ガスタービンの順となる傾向となっている。

このような傾向の主要因としては、下記にあげるような各タービンの特性によるものと考えている。

- 1) 外国製産業用ガスタービンの場合には、性能の設定に余裕があることから、周辺機器やシステムのトラブルが減ると信頼性がかかなり高くなる。
- 2) 国内製ガスタービンの場合には、定格性能の変更がほとんど行われず、メンテナンスインターバルも

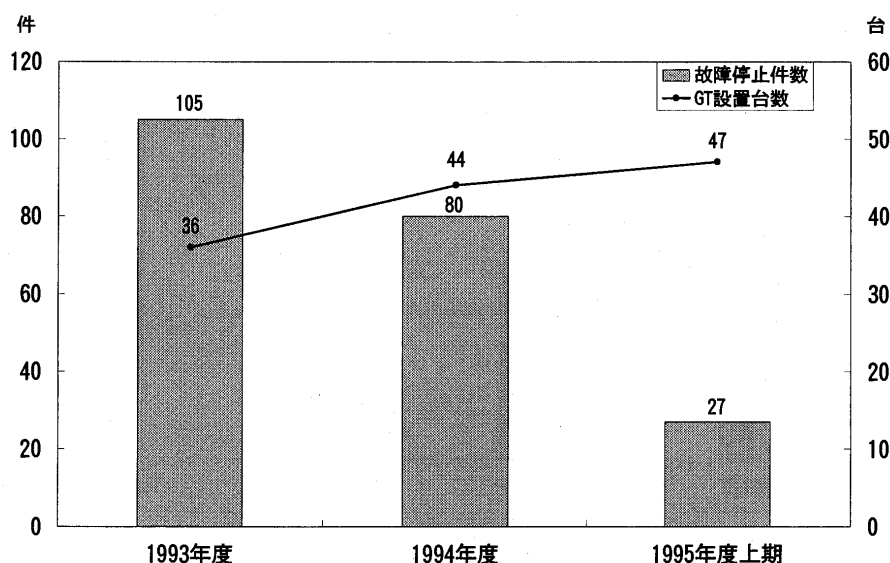


図2 設置台数と故障停止件数の推移

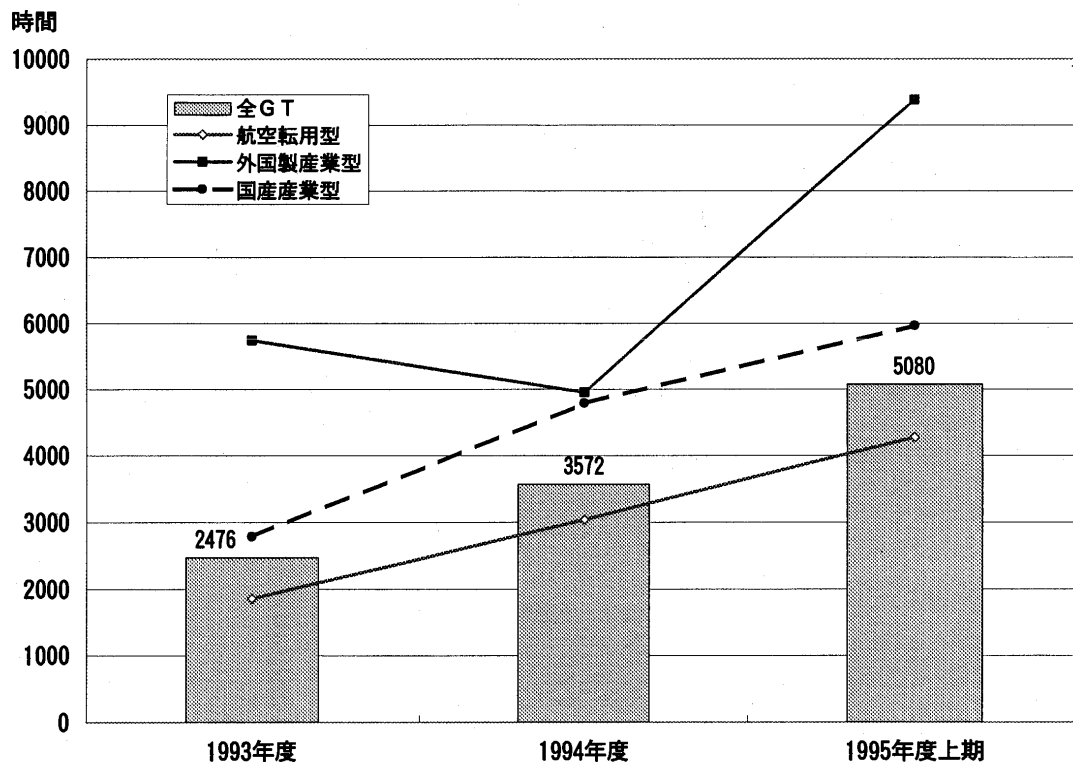


図3 ガスタービンのMTBF

外国製に比べ、半分に近い時間で手厚く行うなどの施策により平均的な信頼性が確保されている。

- 3) 航空転用型ガスタービンは、ジェットエンジンでの最新技術と実績に基づいて、定格性能の変更が繰り返され、その都度目一杯の性能に設定される。そのため、変更当初はトラブルが発生し、高温部品の改善が進むにしたがい減少するパターンの繰り返しとなり、信頼性が安定するまでに時間がかかる。

4.3 故障要因分析

4.3.1 部位別分析

コージェネレーション設備をガスタービン本体、本体・発電機制御、ボイラー・排ガス系、冷却系、受配電系、その他の6部位に分けて分析しており、1993、1994、1995年度上の推移とこの比率を図4に示す。

この特徴は下記の通りである。

- 1) ガスタービン本体及び制御に関連する故障は全体の約50%→70%と増加の傾向にある。

これは運転時間が長いものが多くなってきたことから、部品の劣化などによる故障が増大する傾向にあるためと考えられる。

- 2) 冷却系の故障が増える傾向にあり、客先での水質の違いによるシステムの差別化が必要となってきた。

- 3) その他の周辺機器及びシステムに起因するトラブルは減少する傾向にある。

これは、付属機器やシステムのトラブルは全てのガスタービンについて共通問題として取り上げ、一

齊に対策を打って解決を図ってきたためである。

特に、ガスタービン本体の改善については、標準仕様の変更はかなりの時間が必要であり、その促進のためには、タービンメーカーとの直接交渉による対策会議の実施が不可欠のものとなっている。

4.3.2 トラブル要因分析

要因として、設計、劣化・寿命、製作、施工、メンテナンス、運転・維持の6要素に分けて分析しており、1993、1994、1995年度上の推移とその比率を図5に示す。

- 1) 原因別での特徴は下記の通りである。

- (1) 三大要因は、設計上の問題、メンテナンス作業上の問題及び客先での運転管理上の問題であり、ほぼ60～70%を占めている。
- (2) 近年、劣化・寿命による故障が増加傾向にある。特に、電装品については寿命の設定がなされていないものが多く、故障して交換するというメンテナンス方式になっていることと設定環境を十分反映した耐久性のある選定がなされていなかったなどの問題があり、メーカーと共に見直しを実施している。
- (3) その他の項目は再現性のない故障であり、原因がつかめないものと、停電などの外乱によるもので、約20%ほどの割合となっている。

- 2) 今後の重点課題としては、下記取組みを優先して行う必要があると考えている。

- (1) 長時間運転での新たな現象（振動、変形等）に対するメンテナンス課題の追加・見直し。

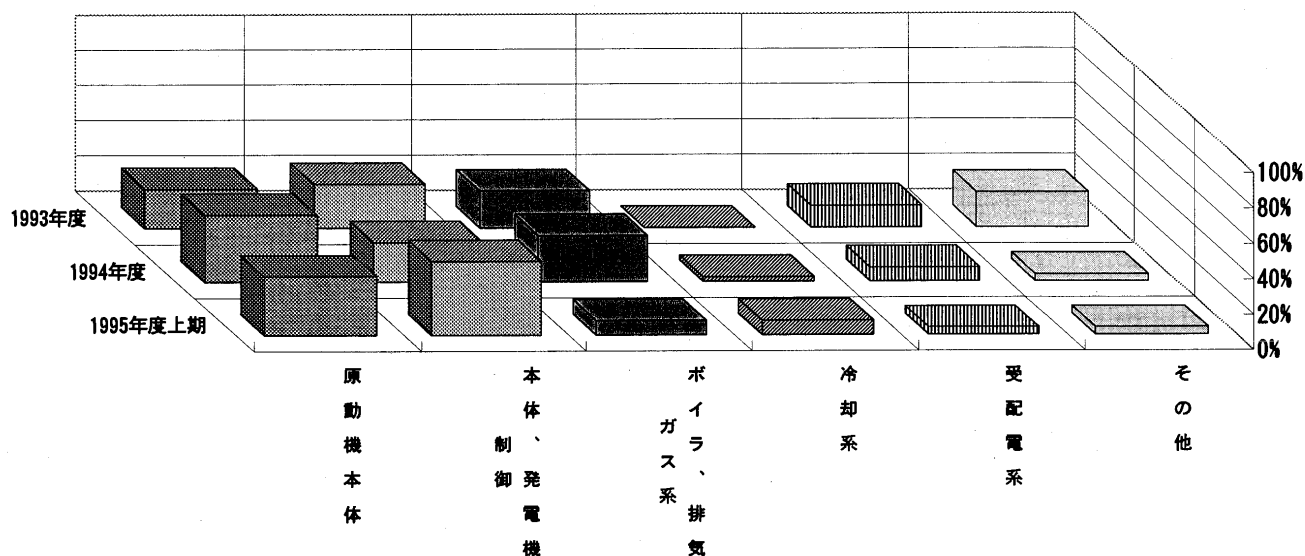


図4 故障部位別分析

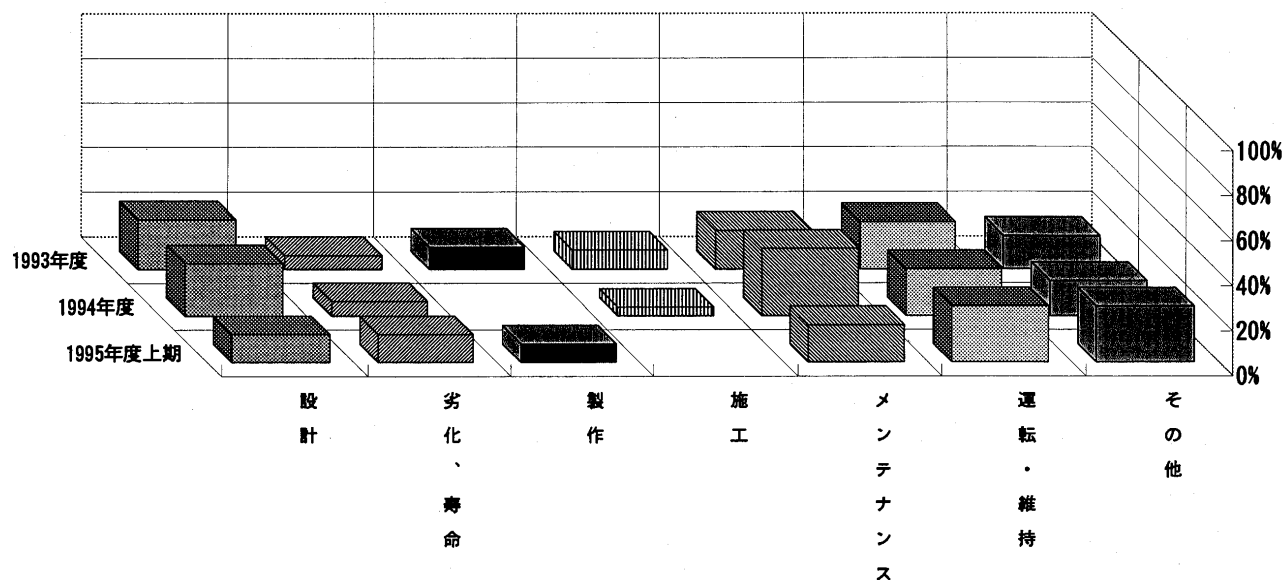


図5 故障要因別分析

- (2) 客先で十分な突発対応ができるような客先個別の特性を考慮した運転マニュアルの整備及び運転教育・指導の実施。
- (3) 設置環境を考慮した全部品の寿命・交換期間の設定。

5. おわりに

都市ガス焚ガスタービンコージェネレーションを最初に設置してから、最長のもので10年間の運転実績となっており、その過程でメーカーやパッケージャーと協力して改善策を実施して信頼性を向上させるとともに、それ

ぞれで予備機を常備することにより、トラブル発生時の緊急対応が速やかに行えるような体制を整え、停止時間を短くする努力を重ねてきた。

前述のように、信頼性はかなり向上してきているといえるが、長期運転による劣化等の新たな問題も生じてきており、別の角度からの検討が必要になってきている現状である。

改善に必要な費用と効果との協調をとりながら、お客様に満足いただけるコージェネレーションを目指してさらなる信頼性向上に向けて努力をしていきたいと考えている。

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

航空転用形ガスタービンの信頼性向上対策

鈴木 章夫*1
SUZUKI Akio

1. はじめに

航空機用エンジンを一部改造し、産業用の原動機として使用する航空転用形ガスタービンは、近年コージェネレーションなどの原動機としても使用され、その信頼性が確認されている。一昔前には、連続使用に対する不安から運転時間よりも、小形軽量であること、あるいは起動時間が短い等の過渡応答を重視し、非常用発電装置、艦艇用推進装置などの限られた分野にのみ使用されていたが、メーカーにおける運転実績に基づく設計上の改良、メンテナンス方法の改良などにより、連続使用に対する評価も上がりいわゆる常用設備にも組み込まれるまでに至っている。ここでは、これらの信頼性向上対策について改善事例を含め、主として、当社と長年協力関係にある GE 社の大形ガスタービンでの事例を紹介する。

2. 航空エンジンの転用について

2.1 母体となるエンジンの信頼性

航空エンジンより転用されるガスタービンの信頼性については、母体となる航空エンジンの運転実績および信頼性が重要なファクターとなる。GE の最新型ガスタービン LM 6000 の母体となった CF 6-80 C 2 は B-747, 767, A 300-600 等の大、中形民間航空機に多数使用され、次のような実績がある。

○稼働エンジン総計	1950 台
○飛行運転時間総計	22,000,000 時間
○総飛行回数	6,500,000 回
○離陸時信頼度	99.9%
○飛行中停止率	0.004 回/1000 時間

このような使用実績および信頼性の高いエンジンを選定し産業用に転用することがまず必要であるとともに、転用に際しては、過去の多数の転用形エンジンの経験を取り入れて転用時の設計変更を実施している。

2.2 転用時の De-rating

転用に際しては、航空用と産業用の運転モードの違いを考慮して、適切な定格運転条件を定めることが部品の信頼性を確保するのに重要である。通常、産業用エンジンの連続定格運転ガス温度は、航空用として最も負荷の

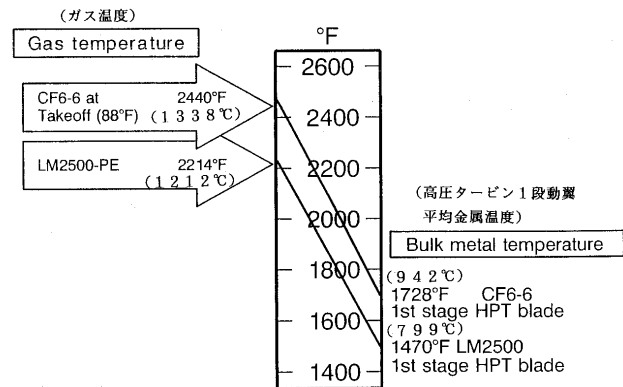


図1 CF 6-6/LM 2500 De-rating

高い take-off 時のガス温度より低い温度に設定され、エンジンの出力を下げて (De-rate) 使用する。

図1はCF 6-6 エンジンを産業用 LM 2500 ガスタービンへ転用した時の例である。この例ではタービン入口温度を 226° F (126° C) 下げることにより、高圧タービン動翼 (空冷翼) の表面金属温度を 258° F (143° C) 下げ、産業用としての耐久性を確保している。

2.3 初期不具合の改良

航空用と産業用の運転条件の違い、改造部品の不適合などにより発生する初期不具合を早期に改善し、早急に信頼性を向上させるために“Fleet Leader Program”なる初期の信頼性向上対策プログラムを実施している。これは、初期の何台かの納入エンジンを選定し、顧客の協力を得て次のようにフィールドでの運転状況を把握するものである。

- (1) on-line による運転データの入手、評価
- (2) 3 か月毎のエンジン外観部品点検
- (3) 12 か月毎の高温部内部点検
- (4) 24 か月毎のモジュール単位の分解点検

これらの点検結果により、初期エンジンの機能上、耐久性上の問題を把握し、設計改良を実施することにより信頼性の向上に努めている。LM 6000 の場合には、次のような初期改良を実施している。

- (1) 4 B スラスト軸受の耐久性向上 (図2)
 - (2) 高圧圧縮機1段動翼止め金具の強度改善
 - (3) 圧縮機フランジ冷却空気マニホールドの耐振性改善
 - (4) ガス燃料ノズルの耐熱強度改善 (図3)
 - (5) 可変静翼駆動油圧制御ユニットの作動不良の改善
- (1)は高圧圧縮機とタービンのローターにかかる軸方向

原稿受付 1996年4月1日

* 1 石川島播磨重工業㈱

〒100 東京都千代田区丸の内1-6-2 東京中央ビル

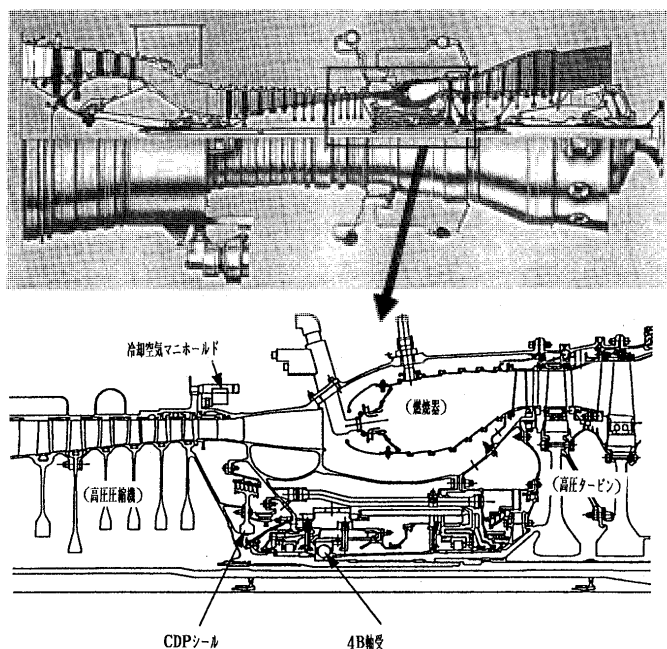


図2 LM 6000 断面図

スラスト荷重のバランスが予想と異なり、4B軸受の軸スラストが大き過ぎたため軸受の耐久性に問題があり、CDPシールのクリアランスを再設定しスラスト荷重を低減して解決した。

(2)、(3)および(5)は航空用エンジンで実績のある部品あるいは補機が使用条件の違いにより耐久性に問題があり、設計変更を実施した例であり、(4)は産業用に新たに導入した部品の耐久性が不足していたために設計改良した例である。

これら“Fleet Leader Program”による初期の信頼性向上プログラムの成果により、図4に示すようにLM 6000の商業運転開始後約2年半で、長年にわたり改良を重ねて信頼性には定評のあるLM 2500を上回る信頼性上の成果を得たとしている。

3. メンテナンスによる信頼性向上対策

航空転用形ガスタービンのメンテナンスには航空エンジンの特徴である on-wing maintenance の考え方が全面的に取り入れられ、エンジン据付状態でかなりの部品の点検、修理および交換が可能である。稼働率の向上も運用に対する信頼性の向上と考え、航空転用形ガスタービンのメンテナンス上の特徴と信頼性向上対策について紹介する。

3.1 ボアスコープによる内部点検

ケーシングに点検用の小穴を多数設けて(図5)ここからボアスコープを挿入し内部の部品を点検する。最近では解像力の高いビデオと組み合わせた装置も用いられ目視点検と同時に録画をしておけば、定期的にエンジンの内部の状態が比較でき、予防整備の観点から非常に有効である。図6にボアスコープによる高温部の写真を示す。

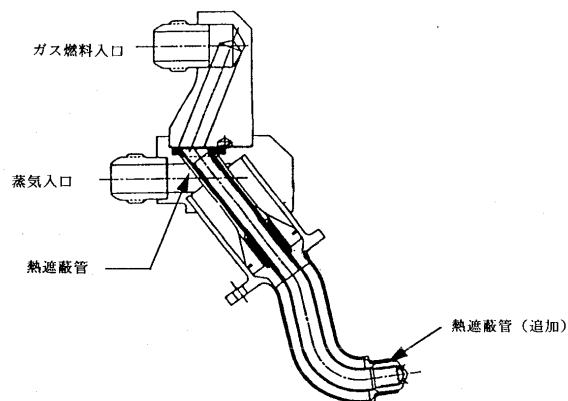


図3 LM 6000 ガス/蒸気燃料ノズル

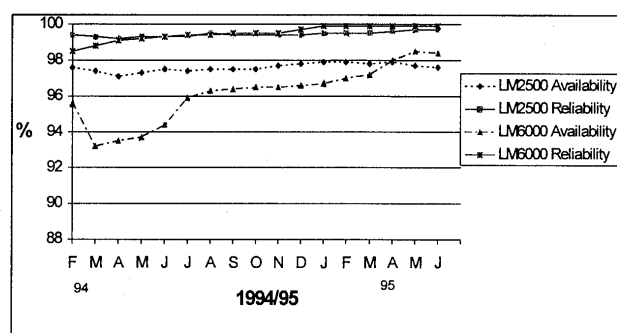


図4 LM 6000 と LM 2500 の信頼性

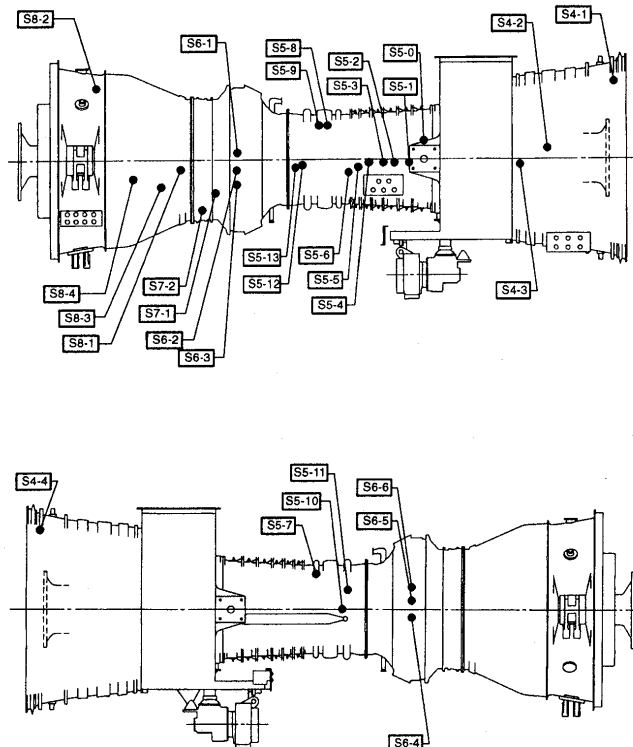


図5 LM 6000 のボアスコープ点検孔

3.2 オン・サイト メンテナンス

表1にGE製エンジンのメンテナンス作業の区分を示す。この中で、レベル3～5は工場での作業が前提となっ

4. プラント側の信頼性向上対策

航空転用形ガスタービンを使用して発電装置等のプラントをまとめる立場から、特徴的な信頼性向上対策を2〜3紹介する。

4.1 ガスタービン制御装置 (図7)

当社では、1988年自社製のガスタービン制御装置 CSI 7500を開発し大形の航空転用形ガスタービンに使用している。ガスタービン制御用として、3重冗長システムを採用し、3つのマイクロプロセッサにより、多数決の原理 (2 out of 3) により制御演算の信頼性を高くしている。故障したマイクロプロセッサによって、プラントを停止することなく、故障を修復できるので、プラントの稼働率を高くすることができる。また、この制御装置は平均故障間隔 (MTBF) 10,000時間以上が見込まれており、故障した部品を交換するために要する時間 (平均修理時間) は1時間以下で設計されている。

航空転用形ガスタービンの制御に使用される燃料制御弁、NO_x 制御用水噴射、蒸気噴射制御弁は開閉速度が0.2〜0.5 secの高速が要求され、これらの制御弁を制御するために20 msec以下の高速演算を満足する応答の速い制御装置である。

4.2 吸気スクリーン (図8)

航空エンジンでは重量軽減のため、圧縮機の動、静翼にチタン合金が用いられることが多い。一時期、チタン合金の亀裂伝播特性に起因すると思われる細かい異物による動翼の折損が発生したことがあり、以後吸気ベルマウスに装着されている金網に20メッシュ程度のナイロンスクリーンを装着している。これにより、異物による不具合は激減している。

4.3 メタルチップディテクター (金属粉探知器)

運転中、軸受の状態を監視し、異常を早期に発見するために潤滑油の排油ラインにメタルチップディテクターを装着して、金属粉を探知した時に警報を発するシステムを採用している。

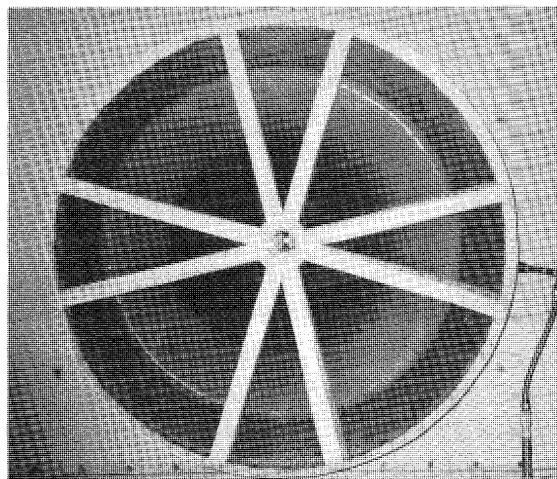


図8 吸気ナイロンスクリーン

5. おわりに

航空機用ジェットエンジンの大型化に伴い、産業用に使用される航空転用形ガスタービンの出力も増加しつつある。今後ますます発電用を中心とする産業用原動機としての比重が高まるものと予想される。軽量、小型、高効率などの特長を生かすと共に、さらなる信頼性の向上とメンテナンス方法の簡易化などが今後の課題である。

参考文献

- (1) Westerkamp D. F. Paper for POWER-GEN '95 "LM6000 Update Program"
- (2) Dadidson J. M. 他 GER-3694A "GE AERODERIVATIVE OPERATION AND MAINTENANCE CONSIDERATIONS"
- (3) 青木 他 石川島播磨技報 平成元年11月号 "蒸気噴射をともなう発電用ガスタービンの制御システム"

会費納入・自動振替のお願い

今年度会費 (正会員 5000 円 学生会員 2500 円) を未納の方は、至急事務局宛お送り下さいますようお願い申し上げます。又、以前よりお願い致しております「会費の自動振替制度」につき再度お願い申し上げます。未だ手続きをされていない方は、過日お送りしました振込依頼書にご記入の上、事務局宛お送り下さい。

4. プラント側の信頼性向上対策

航空転用形ガスタービンを使用して発電装置等のプラントをまとめる立場から、特徴的な信頼性向上対策を2〜3紹介する。

4.1 ガスタービン制御装置 (図7)

当社では、1988年自社製のガスタービン制御装置 CSI 7500 を開発し大形の航空転用形ガスタービンに使用している。ガスタービン制御用として、3重冗長システムを採用し、3つのマイクロプロセッサにより、多数決の原理 (2 out of 3) により制御演算の信頼性を高くしている。故障したマイクロプロセッサによって、プラントを停止することなく、故障を修復できるので、プラントの稼働率を高くすることができる。また、この制御装置は平均故障間隔 (MTBF) 10,000 時間以上が見込まれており、故障した部品を交換するために要する時間 (平均修理時間) は1時間以下で設計されている。

航空転用形ガスタービンの制御に使用される燃料制御弁、NO_x 制御用水噴射、蒸気噴射制御弁は開閉速度が0.2〜0.5 sec の高速が要求され、これらの制御弁を制御するために20 msec 以下の高速演算を満足する応答の速い制御装置である。

4.2 吸気スクリーン (図8)

航空エンジンでは重量軽減のため、圧縮機の動、静翼にチタン合金が用いられることが多い。一時期、チタン合金の亀裂伝播特性に起因すると思われる細かい異物による動翼の折損が発生したことがあり、以後吸気ベルマウスに装着されている金網に20メッシュ程度のナイロンスクリーンを装着している。これにより、異物による不具合は激減している。

4.3 メタルチップディテクター (金属粉探知器)

運転中、軸受の状態を監視し、異常を早期に発見するために潤滑油の排油ラインにメタルチップディテクターを装着して、金属粉を探知した時に警報を発するシステムを採用している。

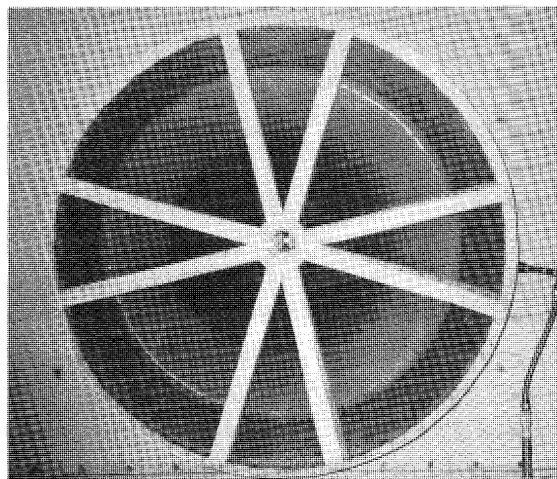


図8 吸気ナイロンスクリーン

5. おわりに

航空機用ジェットエンジンの大型化に伴い、産業用に使用される航空転用形ガスタービンの出力も増加しつつある。今後ますます発電用を中心とする産業用原動機としての比重が高まるものと予想される。軽量、小型、高効率などの特長を生かすと共に、さらなる信頼性の向上とメンテナンス方法の簡易化などが今後の課題である。

参考文献

- (1) Westerkamp D. F. Paper for POWER-GEN '95 "LM6000 Update Program"
- (2) Dadidson J. M. 他 GER-3694A "GE AERODERIVATIVE OPERATION AND MAINTENANCE CONSIDERATIONS"
- (3) 青木 他 石川島播磨技報 平成元年11月号 "蒸気噴射をともなう発電用ガスタービンの制御システム"

会費納入・自動振替のお願い

今年度会費 (正会員 5000 円 学生会員 2500 円) を未納の方は、至急事務局宛お送り下さいますようお願い申し上げます。又、以前よりお願い致しております「会費の自動振替制度」につき再度お願い申し上げます。未だ手続きをされていない方は、過日お送りしました振込依頼書にご記入の上、事務局宛お送り下さい。

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

小型ガスタービン (10,000 kW 以下) の 遠隔診断装置とその保守技術

廣瀬 昌敏*¹,
HIROSE Masatoshi佐藤 和憲*²
SATOO Kazunori

キーワード: 汎用 GT, 遠隔診断, モニタリング, コージェネ, 保守, ネットワーク

1. はじめに

当社が生産販売している重構造型小型ガスタービン (以下 GT) も今や非常用発電設置の原動機として多用されるだけでなく、トータルエネルギー効率面での改善にともない排熱利用型の常用発電設備であるコージェネレーション (以下コージェネ) の分野でも採算性の高い原動機として採用されはじめ今や当社製だけでも国内 100 物件の設置実績を数えるにいたっている。

今回紹介する内容は、このコージェネ設備の健全な状態を把握する一つの方法として、当社が採用している『公衆電話回線を用いた遠隔保守点検システム (非常用) と遠隔監視・診断システム (コージェネ)』の内、後者について、開発を必要とした種々の環境を含めながら説明するものである。

2. 遠隔監視・診断システム採用の背景

どんな設備も、保全のために設備を長時間停止し多くの人手と時間をかけて詳細な保守を行なえば、信頼性や予防保全の向上は、期待出来るが、経済的ではなく、稼働率をあげて採算性をあげなければならないコージェネ設備に於いては、逆行する。

又、万全の保守をつくしても、故障は発生するものであるが、だからと云って全くあきらめる必要はない。重大故障が発生する前に、出来るだけ軽微な故障で押さえるため、機能別の多種の保護装置がある如く、設備の体調を常に観察し、体調の変位を故障発生直前まであきらめずにとらえれば予防保全は可能であり、よしんば故障が発生しても、迅速/正確/確実な原因究明が可能となり、故障停止時間も最少限におさえる事が出来る。その上再現性のない誤動作についても迷宮入りとして片付ける事もなくなる。

以上の観点から、保全/保守をとりまく環境と必要性を以下に紹介する。

2.1 コージェネ用保守の環境

コージェネ設備ともなれば、ユーザー側のオペレーターも熟練者が多く、機器の異常の発見やその復旧作業

にも卓越した技量を示す場合が多いが最新の設備導入にともない保全部門の省力化が、当然推し進められた。その上装置の機能は高度化し、これを常に良好な状態に維持するには電氣的/機械的両面で専門的な技術/知識を必要とし、熟練者と云えども限度を超えており、メーカー側の支援が強く要請される事になるが、メーカー側も (ユーザー側の要請に答えるほど) 専門家を 24 時間常時待機体制をとるわけにはいかず必然的な解決策として、自動監視と自動診断を出来るだけ経済的にシステム化して、その情報をベースにユーザー側/メーカー側の英知を集約出来るコージェネ遠隔監視・診断システムの開発が必要となった。

2.2 ガスタービンの体調解析

一方コージェネレーション設備にとって最も重要なファクターは稼働率であるが、同時に稼働中の熱効率も、直接経済性に影響を及ぼす点で重要となる。この両者を共に高いレベルに保つためのメンテナンスプログラムには次の 3 項目が含まれていなければならない。

- ①エンジン制御装置及び付属機器の機能の継続。
- ②性能回復のための洗浄措置。
- ③高温部品の劣化把握。

また、予知・予防的メンテナンスを行う上で重要な項目としては、①運転状態の観察 (不具合予知)。②部品 (特に高温部) 寿命の管理 (不具合予防) が挙げられる。

その内運転状態を観察するものとしては、①振動、②排ガス温度、③燃料流量、④潤滑油清浄度⑤起動・停止時間、が以下の理由のもとに重要と思われるが、これ等は運転中のガスタービンの体調を端的に表わすが故に健康診断や故障解析には欠かせない要因ともなる。

(1) 振 動

軸受やロータ等回転体を主体とした、内部構成部品の機械的損傷が対象となる。

(2) 排ガス温度及び燃料流量

内部構成部品の性能劣化 (例えば、圧縮機翼の汚染やタービン翼の腐食等) のほか、吸排気系統を含めた全通路内の機器の性能劣化や損傷迄が判る。

(3) 潤滑油の清浄度

性状分析、金属粉の有無や量の確認により、軸受や歯車類の摩耗や損傷が判る。

(4) 起動・停止時間 (所要時間)

原稿受付 1996 年 3 月 4 日

*1 (株)カワサキ ガスタービントクノス

〒673 兵庫県明石市和坂 14-7 竹中ビル 3F

*2 川崎重工業(株)

ガスタービンの起動・停止時間は、制御系統や内部に異常がない限り、初期値よりあまり変化しない。スタータの機能性能の低下、エンジンまたは発電機内部の損傷やラビング、燃料制御系統の異常等の発見に役立つ。

2.3 電子技術の発展と問題点

電子技術の発達と信頼性の向上は、情報処理技術の応用を拡大化し、高精度で生産性の高い設備の開発をうながしながらその周辺装置である自動化装置や監視装置にも更新をもたらした。この生産性の高い設備は、当然工場等の生産レイアウト上貴重な存在となるため、故障による停止時には、生産に重大な影響を及ぼすことになる。一方、大幅な電子化によって、設備が故障停止する原因も複雑となり、特に再現性の無い場合も多く、原因の断定に困難をきわめ、不安を持ちながらの継続運転のケースも多々有り、故障が発生した前後数10秒間の各機能の動作を記録にとどめる事は、保全設計（信頼性、保全性の向上を目指した設計）上、不可欠の要素と考えられた。

3. 遠隔監視・診断システムの開発

紙面の都合により、非常用発電の遠隔保守点検システムは、別の機会に紹介するとして、ここでは、コージェネ用遠隔監視・診断システムについて紹介する。

3.1 開発の経緯

以上の環境を背景に歩調を合やす如く、GTの体調を適確に検出する振動計や排気温度計等の信頼性が向上し、又長年構築してきたトラブルシューティングの体系化も

進んで、“何を検出すれば故障診断が可能か”ということも明確になってきた。

この様な経緯を経て、1989年IBM 5550を使ったパソコンレベルでの通信を約1年実施、①データ点数の内容と選別 ②処理ソフトの試行と改良 ③データ解析等の基礎を固めた後に、1990年専用機“HOST SUN 4”による本格的な遠隔診断装置の運用に入り現在では①SAMBA（ワークステーションにパソコンをつなぎ、パソコンレベルでデータを処理するソフト）導入 ②RAS（電話回線を利用して、パソコンからワークステーションに侵入するソフト）の導入 ③MAIL（各データを電子メールで転送するソフト）の導入の段階にいたっている。その内容の一部を図1、2に示す。

3.2 システム構成

図1に遠隔監視・診断システムの全体構成を示す。システムは、コージェネからの計測データを処理するFCU（Field Control Unit）、ユーザ監視部のOPS（Operators Station）、遠隔診断モデム通信部、ホストコンピュータでの診断部に分けられる。それぞれの特長は次の通りである。

(1) FCU

コージェネ1台当り、1セット設置されており制御盤内に取付けられているものの、コージェネ制御系とは独立している。

診断用データ、運転監視用データは、ここで採取され、必要によりデータの一次加工を行ない、カレンダー・クロック処理を行なった後、自動ファイリングされる。つ

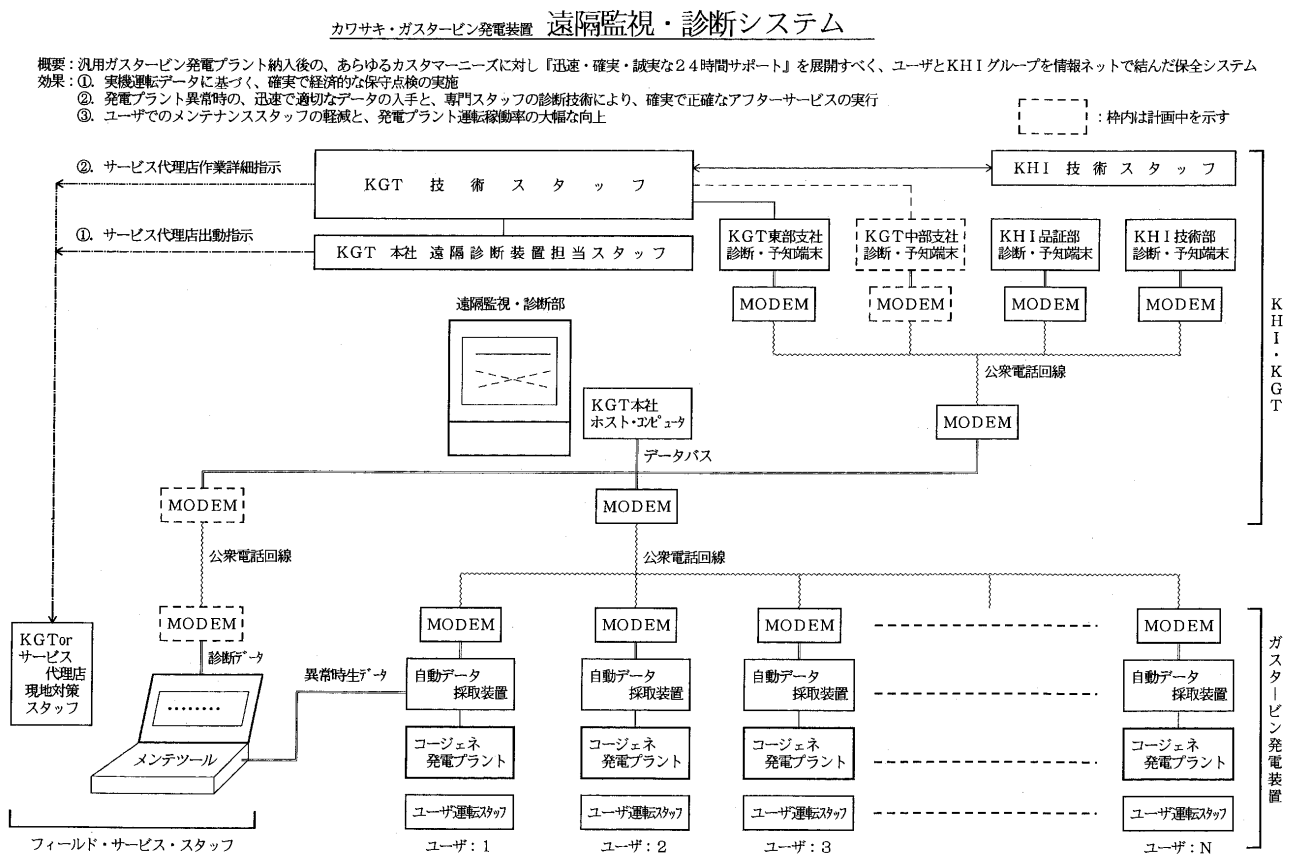


図1 ガスタービン コージェネレーション遠隔監視・診断システム構成

まり FCU はインテリジェントなターミナルとなっている。

(2) OPS

ユーザ側でのコージェネ監視部であり、1台の OPS で 4 台の FCU まで監視可能である。図 2 に OPS のシステム構成を示す。

OPS はコージェネ全体の監視、FCU からの計測データを、長期に亘ってファイル管理する機能をもつ。そしてデータファイルより、コージェネ用の保安日誌、起動・停止、累計データなどの運転記録、月報、電力四半期報、各種保守点検ごとのデータ処理を自動的にこなす。

ユーザ側での、巡回点検結果の登録、定期保全（定期検査）、予防保全（保守点検）の登録も行ない、必要により FCU 内部のデータ採取にも反映させている。

(3) 遠隔診断モデム通信部

OPS とホストコンピュータ間の通信は、通信プロトコルを独自に定め、次の特長を有する。

- ① 通信機器は、高速およびエラーフリー転送の MNP (Microcom Networking Protocol) モデムを採用している。OPS とホストコンピュータ間のデータにはフレームチェックコードを取り入れ、通信エラーに対するチェックを行なっている。
- ② データ通信は、1 日 1 回深夜電話料金帯における運転データ、計測データのバッチ転送の他に、故障発生直後に転送される故障時データがある。これらはいずれも自動転送される。

(4) ホストコンピュータによる診断部

メーカ側設置の診断用ホストコンピュータは、24 時間受信可能となっている。さらにホストコンピュータで受信したデータは、メーカ保守担当者自宅へも、モデム通信により転送可能とするなど、次の特長を有する。

- ① ホストコンピュータ側は、大代表専用電話回線による自動受信。
- ② 受信したデータは、ユーザごとに、運転・計測データと障害別データに分類しファイル。
- ③ データフォーマットは、フリーフォーマットで、客先別に管理。これにより、診断処理に合わせて、計測データの登録と変更が任意に可能。
- ④ コージェネの運転・計測データ、障害時データをグラフ処理、帳表処理、トレンド処理を行ない、予知保全、故障の解析ツールとして利用。
- ⑤ 故障診断、および予知診断アルゴリズムの確立されたものは、AI ツールを用いエキスパートシステムを構築。
- ⑥ 遠隔診断機能の追加によるサービスの拡張は
 - ・コージェネの健康診断
 - ・コージェネ運用のアドバイス
 - ・予知保全を目指したアフターサービス
 - ・故障発生時の原因究明の確実さと迅速な対応による、コージェネの故障停止時間の大幅な減少と、正確で確実な復旧作業。

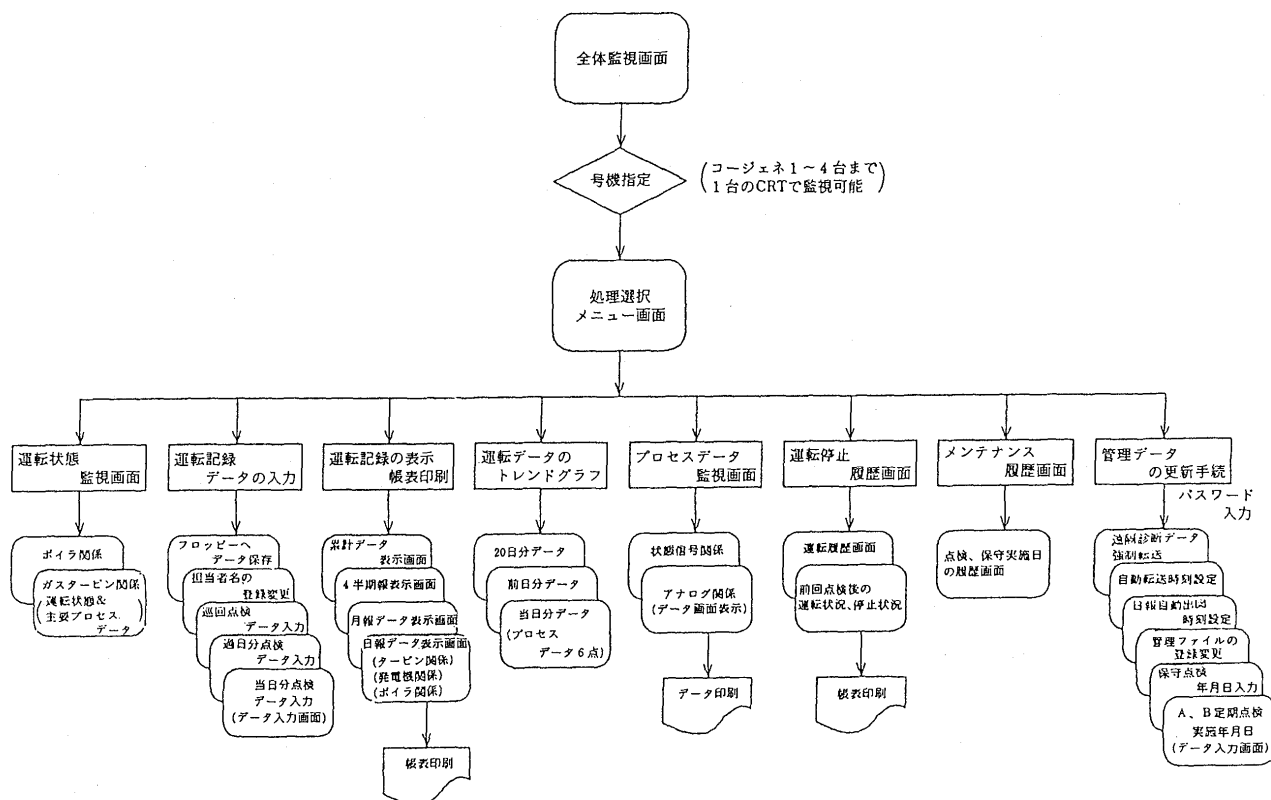


図 2 Operators Station ソフトウェア構成図

4. 運用事例 (効果)

いくら内容の充実した立派な診断装置を装備しても、問題は『①いかに運用するか。②データをいかに診断するか。』である。

事例1 (図3) は、運転中のGTおよび減速機の振動値が増加しているデータである。

本件振動値が3時間で1.3倍になった段階でCAUTIONとして、診断し、設備を停止。点検後、発電機直結側の軸受にスメアリング (微小焼付) が発生していることを発見し、重大故障を、未然にそれも非常に早い段階でとらえた事例である。

事例2 (図4) は、運転中GTがフレイムアウト (失火)

した時のデータであるが、このデータがあったからこそ、負荷が急激に減少した時、NO_x低減用の蒸気噴射量が同比率で減少せず、蒸気リッチが原因で失火したものと即座に判定出来た事例である。(このシステムは、NO_x値を検出して蒸気量を調整することにしてあったが、負荷の変動スピードに対してNO_xの変動を感知するスピードがまったく遅いところに原因があった。対策は、NO_x用蒸気量調整を、NO_x変動から負荷変動に連動する様システムを変更した。)この場合、図4の如く失火前後のデータ (機能の変動) がなかったら、多分原因究明に多大の時間と労力をついやしたものと推察する。

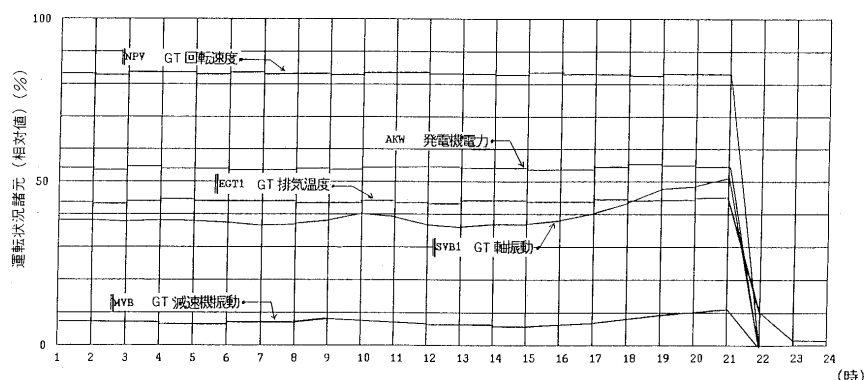


図3 〔事例1〕振動値トレンド異常記録

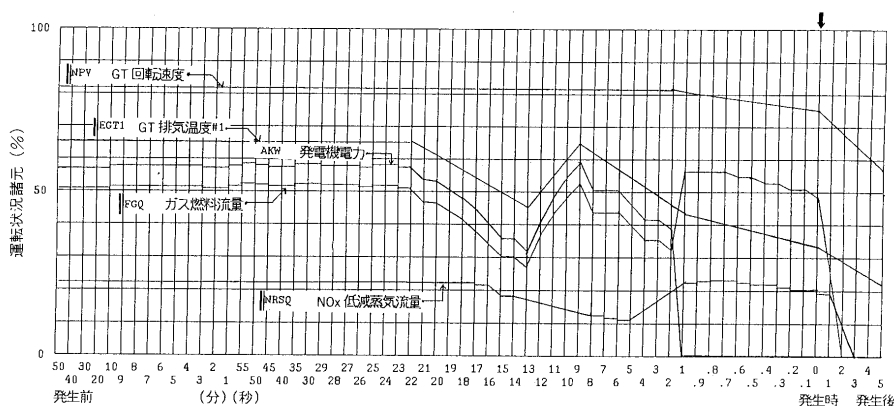


図4 〔事例2〕GT フレイムアウト発生前後の運転諸元の記録

5. まとめ

省エネは、国家事業であり、今後もコージェネの発展は期待出来るものであるが、ユーザー側/メーカー側それぞれ限られた員数で、タイムリーに情報分析する必要もあり、今回紹介した遠隔・監視・診断装置は、そのツールとしても力を入れて改良していく必要の有る分野である。このシステムは、しいては経済的な保全の面から省エネ/コージェネ発展の支援にもなるが故に、以下の項目を今後の改善課題としてとらえている。

- ① 多面にわたる診断要領の追加。
(潤滑油分析/音響計測等)
- ② 臨床データの蓄積と解析要領の改善。
- ③ 予防保全ソフトやトラブル処理ソフトと連動させた

自己診断機能ソフトのなお一層の改善。

④ 巡視点検のビデオ化と送信。

これらを早急に解決し、最終的には、輸出物件や国内外の代理店とも通信を結び、遠隔診断装置による24時間体制のKAWASAKI FAMILY GAS TURBINE SERVICE NETWORKを構築して、省エネに助力していきたいと考えている。

参考文献

- (1) 佐藤和憲: ガスタービンセミナー第18回資料集, (90.1)31
- (2) 佐藤和憲: システム監視装置の開発, 川崎重工技報105号, (90.4)42

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

ガスタービンの検査・修理技術 — 実態及び今後の動向 —

佐伯 博文^{*1}, 広田 法秀^{*1}

SAEKI Hirofumi HIROTA Norihide

高尾幸三郎^{*1}, 高橋 孝二^{*1}

TAKAO Kozaburo TAKAHASHI Koji

キーワード: 検査, 寿命評価, 補修, 高温部品, 超合金

Inspection, Life prediction, Refurbishment, Hot parts, Super Alloy

1. まえがき

省エネルギー化及び地球環境の問題への対応として、高効率コンバインド発電プラントが広く実用化されて来ている。コンバインド発電プラントの効率向上は、主機であるガスタービンの特性を生かして、高温・高性能化を図ることにより達成できる。そのため、ガスタービンのタービン入口温度は近年において図1のように上昇しており、既に1350℃クラス（静翼入口）まで実用化され、現在では更に1500℃クラス（静翼入口）のガスタービンの開発がなされている。

ガスタービンの高温化により高温部品は厳しい環境下で運用されているが、信頼性を維持するためにそのタービン入口温度に見合った新材料の開発や冷却法の改善等を逐次適用して来ている⁽¹⁾。今後、高温ガスタービンが高い信頼性を維持して運用して行くためには、保守点検技術確立する必要がある。

本文では特に、極めて苛酷な環境で使用される高温部品（燃焼器、タービン動静翼等）の定期点検時における検査及び補修技術と共に、定期点検時の合理化及び1500℃級ガスタービンに要求される検査技術の一端についても紹介する。

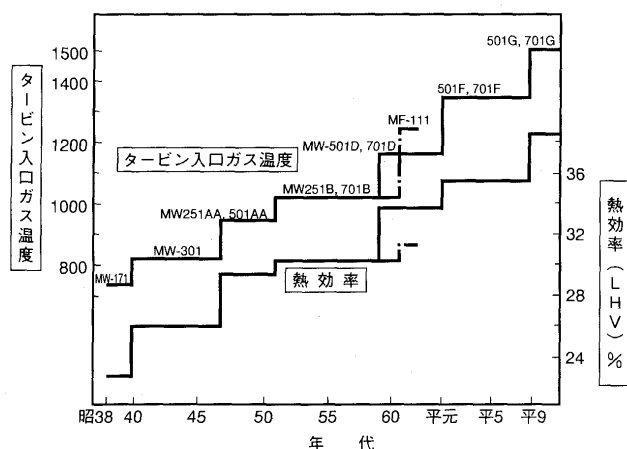


図1 ガスタービン高性能化の推移

原稿受付 1996年4月25日

*1 三菱重工業㈱高砂製作所

〒676 兵庫県高砂市荒井町新浜2-1-1

2. 定期点検時の高温部品評価プロセス

2.1 高温部品の劣化形態

高温部品は高温の燃焼ガスに直接曝されている為、長時間の運転の継続の過程で劣化し、寿命が消費される。その為、定期的に保守点検を実施し、非破壊/破壊検査により寿命消費の状態把握及び補修の必要性、予備品の保有等を計画的に管理し、運転の信頼性を高めることが肝要である。

ガスタービン高温部品の劣化形態は、次の様に分類される。

1) 高温条件下クリープによる劣化

高温条件下では、一定応力条件下において材質組織が時間と共に変化する。材料固有のクリープ破断時間に達すると破壊を生じる事になる。特にタービン動翼は高温燃焼ガス中で遠心力を受けているため、その寿命は主に遠心応力と翼材の断面平均メタル温度から求められるクリープ破断強度で評価される。これはクリープ寿命の消費として運転履歴からも管理されるが、タービン動翼が運転の経過と共に熱履歴を受ける中で、一定期間運転後のサンプリングによる実翼の破壊検査ならびに組織試験によってその材質劣化状況を判定し、信頼性維持が図られている。

2) 低サイクル疲労による劣化

材料に急激な熱負荷の増加・減少を加えると、熱疲労により表面に微細なクラックが発生し、クラックが進展する。特にタービン静翼は静止部品であるので、その受ける外力は主にガス流れによる曲げ応力となるが比較的小さい。それよりも翼材に発生したメタル温度差による熱応力が一般的には寿命評価で支配的となる。実際の運用上発生したクラックは、応力が緩和される事によって運転中はあまり進展せず、相当な範囲までの継続使用が許容されている。設計強度面からの評価とこれまでの多くの実績によって判定基準が確立されている。

3) 表面の酸化及び腐食による減肉

高温条件下では、材質のメタル温度は許容値以下であっても局所的にはその燃焼ガス側は高い温度となるため、長時間の運転の過程で表面の劣化減肉を生じる事が

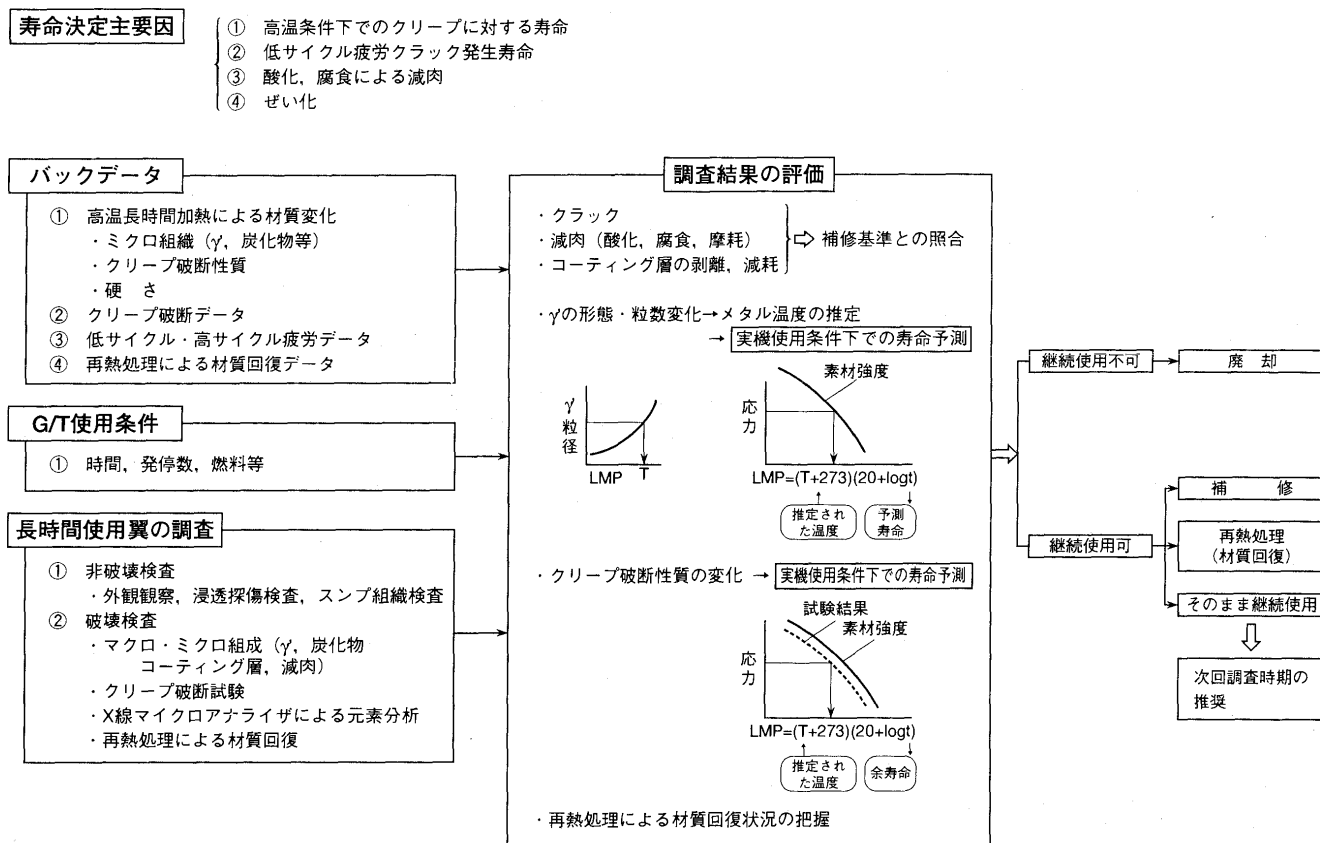


図2 タービン動翼の寿命評価プロセス

ある。また腐食成分を含む燃料を使用する場合には、母材の材質強度とは別に表層より腐食減肉が進行する。この場合にも、設計強度面からの評価とこれまでの多くの実績によって判定基準が確立されている。

2.2 高温部品の寿命診断手法

高温部品の寿命の消費は、運転される負荷の条件、使用される燃料の性状、起動回数等が相互に影響し、複雑な様相を呈している。従って、寿命診断の検査方法は各社の経験を加味して決めており、本書ではその一端を紹介する。

1) タービン動翼の寿命診断の検査

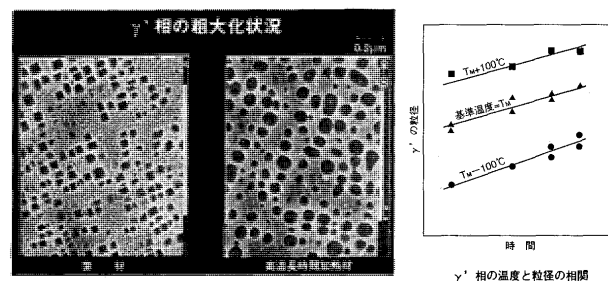
タービン動翼の寿命診断プロセスを図2に示す。

タービン動翼は高温ガス雰囲気中で一定の遠心応力を受けており、その寿命は主として動翼断面に作用する遠心応力と翼材料固有の温度特性から決まるクリープ破断寿命で評価する。

動翼の材料は主としてクリープ破断寿命の優れる Ni 基超合金が採用されている。

Ni 基超合金の主流は析出硬化型合金であり、析出硬化は金属間化合物、特に γ' 相 $\{Ni_3(Al, Ti)\}$ によるものである。この γ' 相は長時間加熱される事により凝集粗大化を起し、加熱時間と γ' 粒径成長速度の間には図3に示すように相関が認められている。

この特性を利用し、定期点検時タービン動翼の γ' 相粒径を測定すれば、粒径とその動翼の運転時間の関係から、

図3 Ni基超合金の γ' 相の長時間加熱による粒径の粗大化挙動

動翼のメタル温度が推定できる。

又、タービン動翼からテストピースを採取し、クリープ破断テストを実施すれば、クリープ強度の劣化状況を把握する事ができ、このクリープ強度の劣化状況と上記の γ' 相粒径より推定したメタル温度を利用すれば、動翼の作用応力は設計値として既値であるので寿命判断を行なう事ができる。

2) タービン静翼の寿命診断

タービン静翼は起動/発停及び負荷運転中の熱応力が発生し、これらの熱応力でクラックが発生することがある。

クラック等が発生した場合にはタービン静翼は溶接及びロー付等で補修し使用する。使用に伴う材料劣化で補修が困難になり、補修による継続使用が経済的でなく

なった時点が寿命となる。

静翼の材料は、主として耐食性、溶接性の優れる Co 基超合金が採用されている。Co 基超合金には、動翼の主流材である Ni 基超合金における γ' 相のような金属間化合物の析出硬化はないが、Co 基超合金中の析出物である炭化物も図 4 に示すように長時間加熱により粗大化する特性があり、その加熱時間と炭化物の成長速度の間には相関が認められている。この特性を利用し、定期点検時静翼の炭化物の形状を測定すれば、炭化物形状とその静翼の運転時間の関係から、静翼のメタル温度が推定できる。但し、静翼の炭化物の体積率は動翼材の γ' 相の体積率と比較して非常に小さく、静翼の推定温度の精度は動翼の場合よりも悪くなる。このメタル温度推定により、計画と比べて異常高温となっていないかを判断する事ができ、又、静翼からテストピースを採取し、高温強度試験を実施すれば、その静翼の機械的材質の劣化程度を把握する事ができる。静翼の場合には、上述のデータから総合的に寿命診断を行なう必要がある。

3) 燃焼器内筒/尾筒

燃焼器内筒/尾筒は、タービン静翼と同様に最も高温の燃焼ガスに曝されており劣化形態は静翼と同様である。従って、寿命に対する考え方及び余寿命診断の検査方法も同様となる。

2.3 定期検査時の非破壊検査について

1) 一般的な検査項目

定検時の検査項目としては、目視検査に加えて製品毎に重要性を考慮し、各種非破壊検査を実施している。

例)

タービン動翼: 目視検査 (VT)

蛍光浸透探傷検査 (FPT)

過電流探傷検査 (ECT)

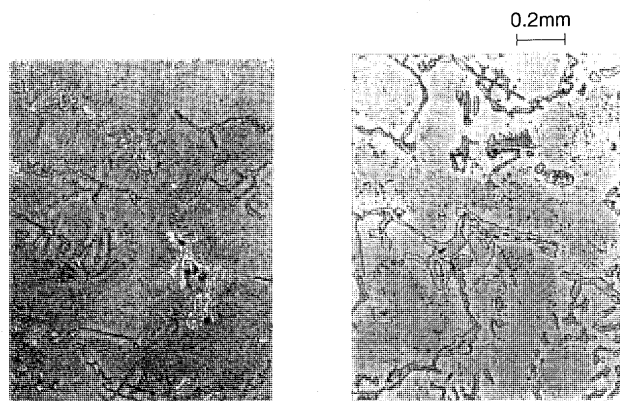
冷却空気の流れ計測

遮熱コーティング膜厚計測

ロータ関係: 目視検査 (VT)

磁粉探傷検査 (MT)

超音波探傷検査 (UT)



素 材

高温長時間加熱材

図 4 Co 基超合金の炭化物の長時間加熱による形状変化

燃 焼 器 関 係: 目視検査 (VT)

浸透探傷検査 (PT)

減肉計測

タービン動翼の様に回転体でかつ高温部品については PT よりも欠陥検出性に優れている FPT を適用し、またスケール等で表面欠陥を塞いでいるおそれがある場合は、ECT を適用し動翼の健全性を確認している。

ロータ関係では、ロータが一体の鍛造品でなく焼嵌やボルト組立品と成っている為、それに対応した検査として UT 検査を部分的に適用している。本検査は一般定検で実施していく内容ではなく、精密点検工事の一貫として実施されている。

タービン静翼は最先端冷却技術を取り入れており、多数の冷却穴を有している。長時間使用過程で、これらの冷却穴が閉塞し、冷却性能が低下することがある為、定期点検時に真空超音波洗浄及び冷却空気流量テストを実施し、冷却特性をチェックする事が重要である。

2) 定期点検時検査の合理化

ガスタービンの定期点検では、前項までに述べた如く、その度毎に多種多様の非破壊検査及び破壊検査が実施される。これらのデータは経年的に整理される必要があるが、データが膨大で、整理する為には多大な時間を要する。そこで、定期点検時の検査結果をデータバンク化する為に、デジタルカメラを用い製品のクラック、減肉等

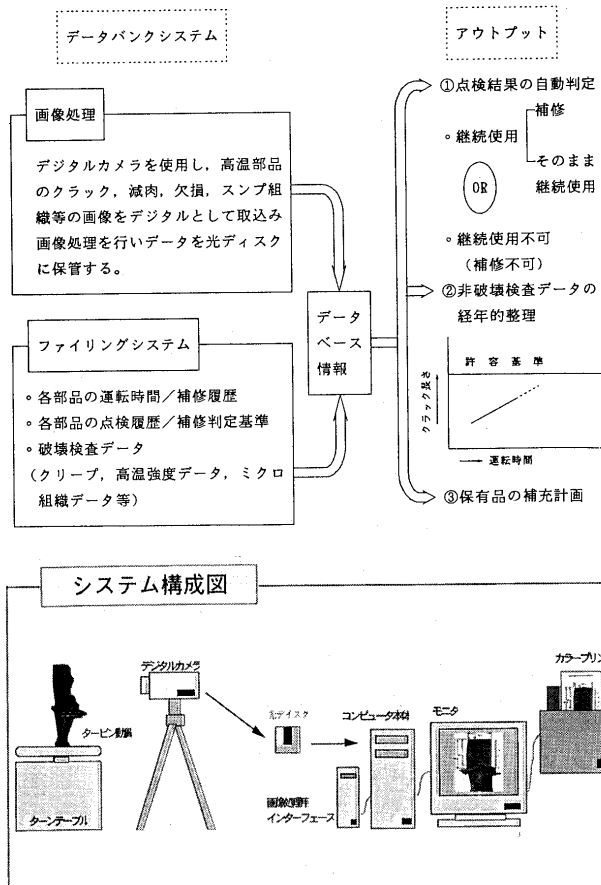


図 5 非破壊/破壊検査のデータバンクシステム

を画像として取込み、2.2項で述べた高温部品寿命診断と合わせて光ディスクに保管する定期検査の合理化システムの適用が望まれる。

3. ガスタービン翼の補修

近年、従来は補修不可能と診断され廃却とされたような翼についても補修ニーズが高まり、それに対応して、種々の補修プロセスが検討・開発されている。以下にその一例を紹介する。

3.1 重損傷静翼の補修

重損傷（クラック大等）静翼の場合、溶接補修を実施すると、その入熱の為大きな歪みが発生し形状的に復旧が困難な事から、補修不可、即ち、廃却とされてきた。この状況を打破するために種々の検討の結果、クラック内酸化スケール除去後、ロー付け補修するというプロセスが確立され実用されている（本技術は、元来、航空機エンジンの補修技術として施行されてきたものを産業用ガスタービンに転用したものである）。図6にロー付け補修後の静翼サンプルを示す。

3.2 動翼の補修

従来、Ti, Al含有量の多いNi基合金等では、溶接を施行するとそのHAZ部に高温割れが発生することから、溶接補修不可能とされてきたが、近年の低電流特性の良い溶接電源の開発、並びに延性に優れた補修専用溶接棒の開発により、この高温割れを最小限に抑えられるようになった。但し、重要度に応じてHIP（高温等方圧プレス）にて微細な高温割れの消失処理が施行される。図7に

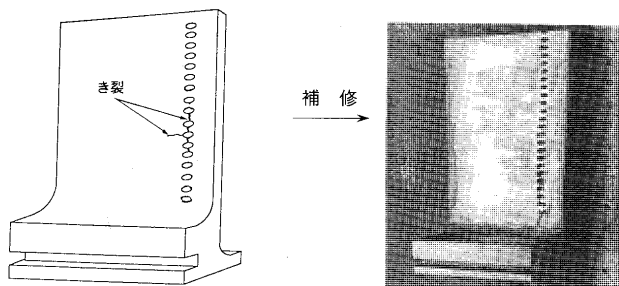


図6 補修部品の外観状況



図7 Ni基超合金溶接補修部のミクロ組織

動翼用Ni基超合金に溶接補修を行なった部位のミクロ組織を示す。

3.3 補修部品の検査法

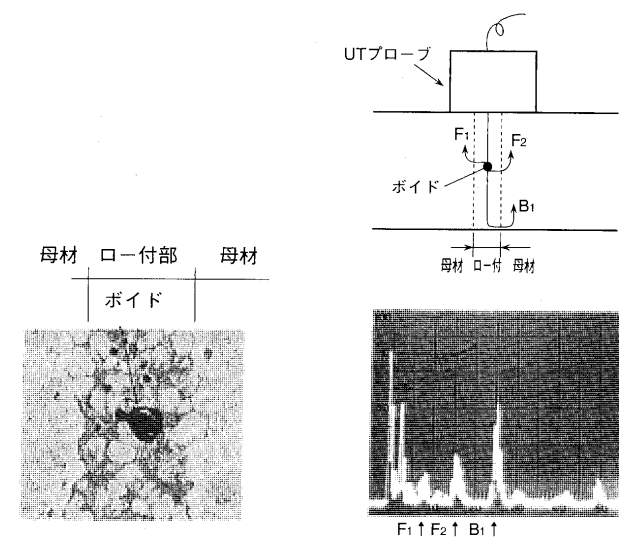
補修部品は設計寿命に到達するまで繰り返し補修される為、その健全性を確認することはガスタービンの保守点検上重要となっている。

補修部品の健全性を確認する為には、新製部品に適用している検査と同等の検査が必要となる。

1) ロー付け部の検査

ロー付け補修はクラック内にローを浸透させ接合する手法であり、ロー付け部を評価する必要がある。

一般には、FPTとRTを用いて表面及び内部欠陥を検出しているが、内部亀裂やロー付けの密着性は確認出来ない為、ロー付けの健全性を評価する手法として図8に示すようなUTの適用が必要となる。



ロー付部の欠陥（ボイド）例

図8 ロー付部の UT による検査

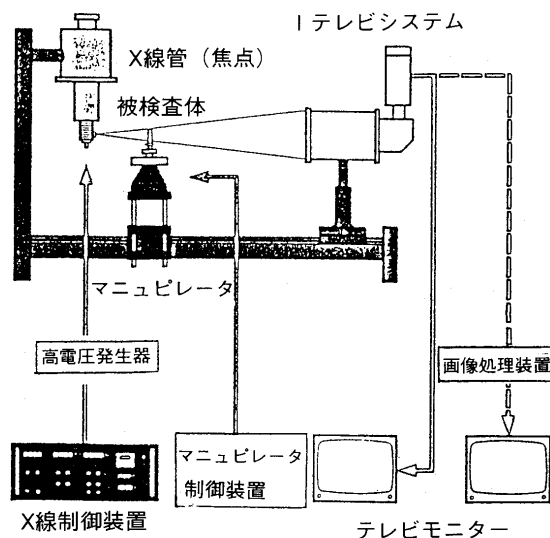


図9 マイクロフォーカス X 線検査システム

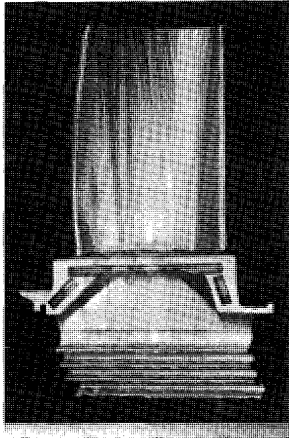
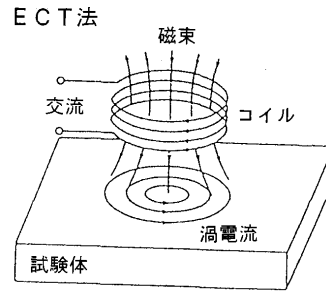
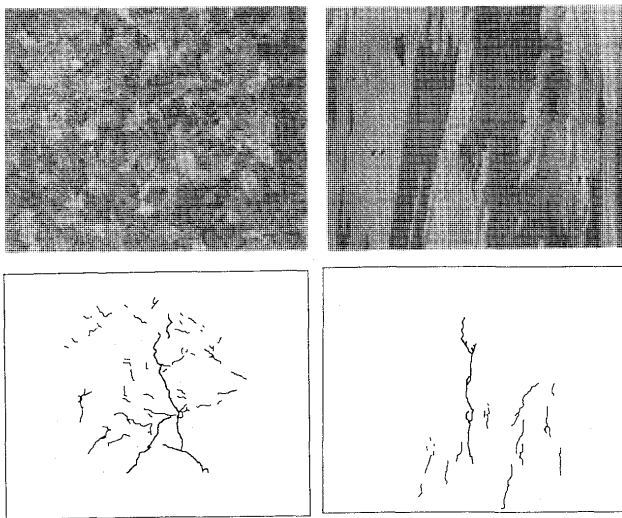


図10 発電用ガスタービンの一方向凝固翼



導電体表面に交流磁界を与えると、電磁誘導作用によって、その磁界変化を打ち消す方向に磁界を生じるような渦電流が導電体内部へ発生する。導電体表面にTBCのような渦電流を発生しない物質（非導電体）が存在すると、その膜厚分渦電流の強さが変化する（リフトオフ）。この変化を計測することによって膜厚を計測する。

図12 ECT(渦電流)法の原理



普通鑄造材 一方向凝固剤
図11 2軸応力下での熱疲労き裂の発生状況

2) 動翼溶接部の検査

動翼溶接部は熱影響部に微細な亀裂が発生する恐れがある。そこで、従来のFPTに加え表層部の検査としてECTの適用が有効である。

また、近年すこしづつ出力の大きなマイクロフォーカスX線検査装置が開発されつつある為、今後大型ガスタービンへの適用が可能となる。図9にマイクロフォーカスX線検査システムを示す。

4. 1500℃級高温ガスタービンに要求される技術

今後のガスタービン高温化技術として重要な役割を果たすものは、一方向凝固翼/単結晶翼による高クリープ強度化及び遮熱コーティング(TBC)である。これら高温化技術に要求される項目を以下に述べる。

4.1 一方向凝固翼/単結晶翼

一方向凝固翼は既に1250℃級/1350℃級ガスタービンで実用中であり、その表面マクロ組織の例を図10に示す。

一方向凝固翼/単結晶翼では、その機械的特性及び物性に異方性があり、翼の振動特性、強度特性にも異方性がある。図11は、一方向凝固翼と普通鑄造翼の2軸応力熱疲労試験でのき裂発生状況を示したものであるが、一方向凝固翼ではき裂の発生方向に顕著な異方性が現れている事がわかる⁽²⁾。一方向凝固翼/単結晶翼を実用化してゆくにあたり、寿命評価においても異方性を考慮したデータの蓄積が重要となる。

4.2 遮熱コーティング(TBC)

TBCは、熱伝導率が耐熱金属の1/10程度のZrO₂系セラミックを0.3mm程度翼表面にコーティングする事により、翼メタル温度を50℃以上低下させる事ができ、今後の高温ガスタービンには不可欠技術でありその高い信頼性が要求される。

最近のガスタービンではタービン翼にTBCが標準コーティングとしてプラズマ溶射施工され、その効果を発揮しているが、更にTBCの信頼性を向上させる為に、近年EB-PVD(電子ビーム物理蒸着)法により施工する事で、TBCの剝離寿命の向上を推進中である。

今後TBCを信頼性高く適用してゆくためには、検査精度の高い膜厚及び欠陥の検査手法の開発が望まれる。

1) 使用翼のTBC膜厚測定技術の実用化

平面に施工されたTBCの膜厚計測は、図12に示すECT法(渦電流法)で実用化されているが、複雑な実機形状及び運転翼の表面粗度、付着物、アンダコートの酸化等の影響を考慮した特殊ECT手法の開発が必要となる。

2) TBC内部欠陥(剝離)検査の実用化

TBC表面クラックは特殊PT法で検査が可能であるが、トップコートとアンダコートとの層間剝離の有無がTBCの信頼性向上に大きく影響する為、この検査手法の確立が必要である。

参考文献

- (1) 塚越ほか、日本ガスタービンセミナー第22回資料集、(1994-1)
- (2) 佐近、日本機械学会第73期通常総会講演会資料集(V)、(1996-4)

特集・ガスタービンの信頼性向上に向けて

ガスタービン高温部品の余寿命診断技術

吉岡 洋明^{*1}, 近藤 卓久^{*1}
YOSHIOKA Yomei KONDO Takuhisa

1. まえがき

コンバインドサイクル発電は、優れた起動特性と高い熱効率を有している。また、最近では、長時間の運転実績も得られたことから、急速に建設が進みつつある。この発電システムを支えるガスタービンは、過酷な環境と運用条件を余儀なくされている。高温部品の劣化損傷は比較的運転の初期から生じており、このため、ガスタービンの信頼性を確保する上において、最適な保守管理がきわめて重要である。また、近年、特にメンテナンスコストの低減という観点から、定検間隔あるいは部品寿命の延伸が強く求められており、これに答える技術として余寿命診断技術の開発への要求は強くなっている⁽¹⁾。

ここでは、ガスタービンの実機における劣化・損傷および保守管理方法の特徴を述べるとともに、寿命診断技術の考え方、施策および現在検討されている評価技術について実施例等を含め解説する。

2. ガスタービン高温部品の損傷形態

ガスタービンの高温部品である燃焼器ライナ、トランジションピース、静翼、動翼の劣化・損傷の特徴をまとめ図1に示す。燃焼器ライナの場合、燃焼空気孔カラー溶接部のき裂、ライナ取付部あるいは嵌合部の磨耗等が認められているが、本体の曝されている温度は比較的低く、嵌合部等、冷却が不足する部位を除いては材料劣化は顕著でない。

トランジションピースは、燃焼器ライナで発生させた燃焼ガスをタービン部に導くもので、冷却構造を採りにくいことから温度は高く、材料劣化やクリープ変形が一部の材料系を用いた部品に対して顕著に生じている。取付部や嵌合部等の磨耗、内面に施した遮熱コーティング(TBC)の剥離等も認められている。

静翼は、特に初段において熱疲労によるき裂が認められている。このき裂は補修後も生じており、運転と共に補修量は増す傾向が認められる。き裂は2・3段と燃焼ガス温度が低くなるにつれて少なくなるが、両段落はケーシング側でのみ固定された片持梁構造であることから、一部の材料系を用いた部品においてガス後流側へのクリープ変形が認められている。

動翼は、冷却構造を採用していることから内部の材料劣化は顕著でないが、表層部では劣化が生じている。また、表層部に施されたコーティング層には、熱疲労によるき裂も生じている。基材ではき裂はほとんど認められていないが、熱疲労あるいは遠心応力等によるクリープ損傷や疲労損傷は運転と共に累積しているものと考えられる。

以上、部品毎にその寿命因子となりうる代表的な損傷事例について述べた。き裂あるいは磨耗等の損傷は点検時に補修基準に則り補修されており、また、使用材料の改善等により、その機種の成熟と共に軽減されている。このように寿命評価手法としては、使用材料・環境・条

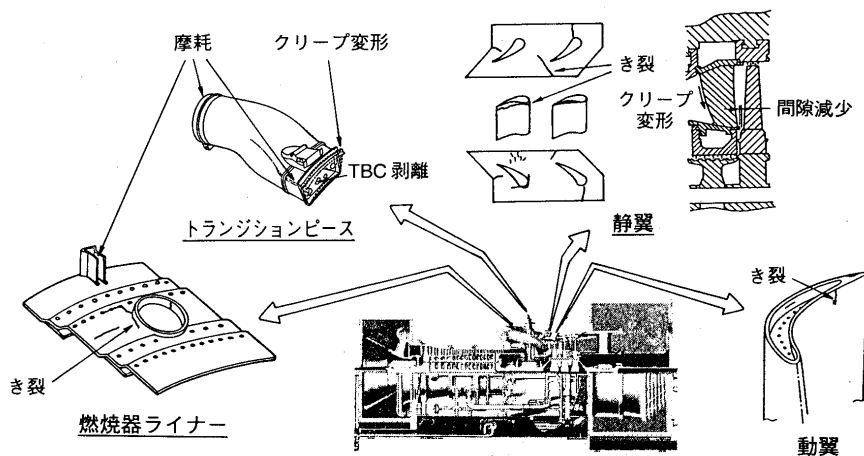


図1 ガスタービン高温部品の主な劣化・損傷形態

原稿受付 1996年4月19日

*1 榎東芝 〒230 神奈川県横浜市鶴見区末広町2-4

件のみならず、保守管理のなされかたも考慮に入れた開発が必要である。

3. ガスタービンの保守管理方法

ガスタービンの高温部品は、Ni 基あるいは Co 基の超合金を用いている⁽²⁾にも関わらず2章に述べたとおり種々の形態の劣化・損傷が認められている。このため蒸気タービンとは違った保守・管理がなされている。ガスタービンの保守の特徴を蒸気タービンと比較し表1に示す。部品寿命が短い、超合金という新しい材料が用いられており新合金が開発されれば逐次材料変更がなされる、定検間隔が短いということだけでなく、欠陥を許容して用いていることが大きく異なる点である。また、補修に専用の設備が必要とされる点も異なる点として挙げられる。

図2は寿命の概念と保守管理の事例を静翼を例にして示している。高温部品の点検間隔あるいは寿命は、クリープ寿命、摩耗、酸化といった使用時間で管理されるものと、疲労寿命のように起動回数で管理されるものがある。運用形態によりそのいずれかあるいはその両効果を合わせた等価運転時間で推奨点検間隔および寿命の管理値の設定がなされている。補修は、この推奨点検間隔毎に補修判定基準に則り行われている。初段静翼の場合、判定基準以下のき裂は残して運転に供されることから、使用時間と共にその補修量は増す傾向も認められ、補修コストが部品価格に対しある比率に達した時点で廃却となる。この点検あるいは部品交換計画は同様の運転形態をとるガスタービンの先行機での実績をもとに設定されている。しかし、寿命診断技術にもとづき部品の劣化・損傷状況を正確に把握し、信頼性を確保しつつ、推奨点検間隔、補修判定基準、点検検査項目の最適化あるいは個別管理を実施しコスト削減を図ることが、近年、その補修コストに対する認識が高まるにつれ、また、交換時期に近づ

表1 ガスタービン高温部品の保守の特徴

	ガスタービン	蒸気タービン
主要部品の寿命	5～12年(短寿命)	15～20年(長寿命)
材料/技術	新しい材料(超合金)	過去の実績の延長
補修の基本	欠陥許容	完全補修
定検(本格)間隔	2年	4年
補修設備	補修専用設備が必要	製造設備が使用可

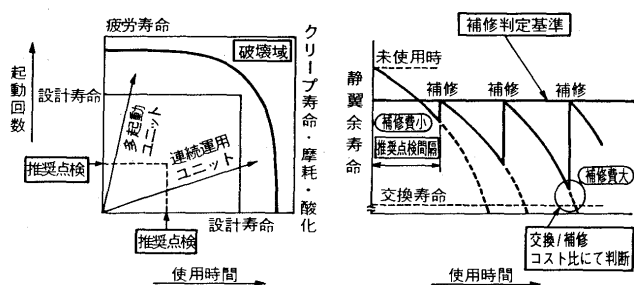


図2 ガスタービン高温部品の寿命の概念と補修の事例

いたユニットが近年増えるにつれ、強く求められるようになってきている⁽¹⁾。

4. ガスタービン高温部品の寿命診断技術の考え方と求められる技術

ガスタービンは、その保守管理方法から伺えるとおおり、極力マージンを落しかつ fail safe 的な考えを導入した寿命設定が求められる。この場合、高い推定精度の診断技術が要求されることから、対象となる部材に関し、まず実機部位の劣化調査を行い実際に生じる劣化・損傷の実体を明らかにするとともに、寿命診断の基盤となる論理的な解析方法の確立とそれに必要なデータベースの構築を図る必要がある⁽³⁾。

以下に、寿命診断技術に求められる考え方とそれに必要な技術を、具体的な研究事例をもとに解説する。

4.1 寿命診断のコンセプト

ガスタービンのように、部品寿命が短く、かつ高い予測精度が要求され、加えてより優れた材料が開発されるたび材料変更がなされる部品に対し、普遍的に適用可能な診断手法を開発することは困難である。これを解決するためには以下に示す寿命診断のコンセプトが必要と考える⁽⁴⁾。

一つは、実機部品の劣化・損傷形態を正確に把握し寿命の定義付けをし、それを単一手法により診断し、複数の手法の並列あるいは直列的判定による誤差の増幅を避ける。

次に、それでも生じる誤差に対して、定検毎に劣化・損傷を定量的に評価・予測し、次の定検時に予測と現実の照合を行い予測法の補正を行う。このようにして定検毎にその予測精度の順次向上を図り、精度の高い次いで最終寿命の予測を行う。

この考え方のもとに寿命診断を行う限りにおいて部品毎の劣化・損傷のメカニズムが変わらない限り、材料・構造が変更となっても若干の基礎試験を行うだけで対応が可能となる。

4.2 寿命診断技術

前節に示したコンセプトのもとに診断技術を大きく3つの診断技術に分類し、各々の技術について具体例をもとに以下に述べる。

(1) 材料劣化診断技術

ガスタービンの高温部品は運転中に材料の劣化を正確に把握し、部材の寿命を支配する因子の特定と、現状のまま使用するかあるいは補修、再生、廃却かの判定および余寿命の予測するにおいて最も必要な技術と考えられる。この材料劣化診断技術としては、組織変化を定量的に評価し、設計基準にもとづき寿命の判定のできる温度、強度、クリープ破断時間にする技術が有効である。ここでは、組織と強度を結びつけるモデルを構築し、設計基準に則って判定できる値に変換する技術が求められる。

まず、メタル温度の推定に関しては、各材料の析出挙

動に着目しその成長速度式から推定する方法が検討されている^{(5),(6),(7)}。図3に動翼材であるIN 738 LC 材について行った検討例を示す⁵⁾。この材料は析出強化型合金であり γ' 相 $[\text{Ni}_3(\text{Al}, \text{Ti})]$ を主強化相としている。マトリックスに対して整合に析出するこの相は、体積拡散律速に従い、Lifshitz-Slyozov-Wagner の式で表せることが知られている^{(8),(9)}。ここでは、本材料の使用用途および寿命を考慮し、溶体化時効後の挙動を、24,000 h までの時効試験材を用いて検討を行い、下記成長速度式を求めると共に、メタル温度推定に用いた場合優れた推定精度が得られることを実機に適用した結果も含めて検証している⁽⁵⁾。

$$\bar{d}^3 - \bar{d}_0^3 = \frac{64\gamma_e C_e V_m^2}{9kT} D \cdot t, \quad D = D_0 \exp\left(-\frac{Q_d}{kT}\right)$$

$\bar{d}$: γ' 相の平均粒径, $\bar{d}_0$: 未時効材の γ' 相平均粒径,
 γ_e : マトリックスと γ' 相の界面エネルギー, V_m : γ' 相の容積, D : γ 中の γ' 相溶質元素の拡散係数, t : 時効時間 T : 時効温度, C_e : マトリックスと γ' 相溶質元素との平衡濃度

この他、燃焼器ライナおよびトランジションピース材 Hastelloy X においては粒内析出物の析出量、トランジションピース材 Nimonic 263 においては γ' 相の粒径あるいは η 相 (Ni_3Ti) の析出間隔⁽¹⁰⁾、静翼では炭化物が温度を推定する組織パラメータとして検討されている^{(7),(11)}。

組織から材料特性を推定する手法としては、材料毎に使用温度域における強化機構を解明し、粒界あるいは粒内の析出物との相関を数式化する検討が行われている。図4に動翼材 IN 738 LC の主強化相である γ' 相の析出密度と常温の引張強さあるいは硬さとの相関を示す。常温における強化機構は Orowan の by-pass モデルで説明でき、粒内析出した粒子の粒子間距離の逆数に比例する評価式が得られる⁽¹²⁾。この関係は、他の合金の異なる析出相についても、その形態が同じの場合、その実機使用温度領域において成立することが確認されている⁽¹³⁾。また、クリープ特性に関しては、粒内析出に加えて粒界析出の寄与も考慮した強化機構の解明とそれにもとづく数式化の検討が行われている。図5は Hastelloy X の粒界および粒内析出物とクリープ強度との相関を示している。ここでは固溶強化と粒界析出強化の2つの強化機構で支配されていることを見出し、以下に示すクリープ速度評価式を提案している⁽¹⁴⁾。

$$\dot{\epsilon}_m = [B_0^* + A_1^*(1-\rho)(V - V_0)^2 \exp(-Q_a/kT)] \sigma^n \exp(-Q_c/kT)$$

A_1^* , B_0^* : 材料定数, Q_c , Q_a : 活性化エネルギー, σ : 応力, k : ボルツマン定数, T : 温度, ρ : 析出物の粒界被覆率, V , V_0 : 粒内析出物の体積率

また、 γ' 相析出強化型 Ni 基合金においては γ' 相に集積した転位ループの上昇運動が律速するモデル⁽¹⁵⁾ から

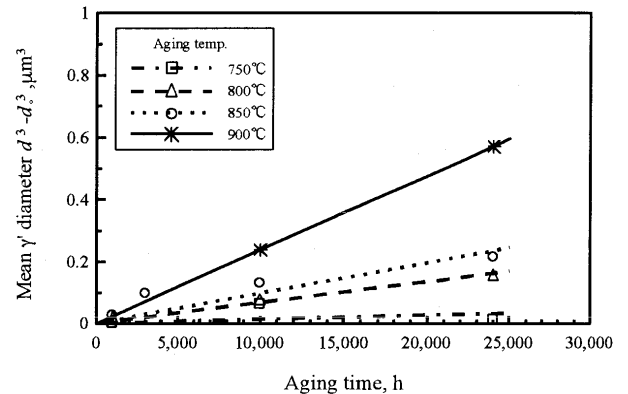


図3 IN 738 LC の γ' 相の成長挙動

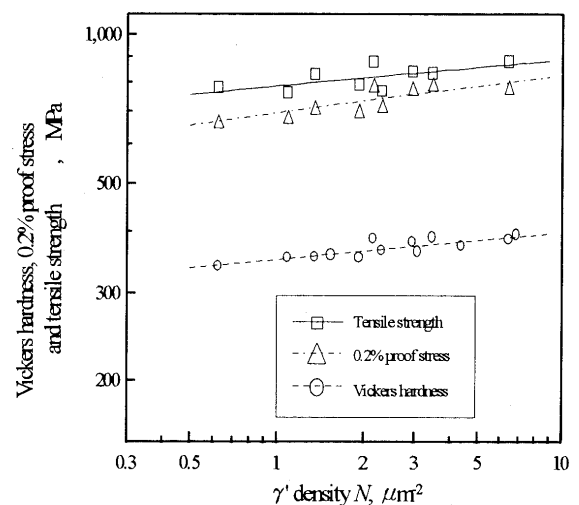


図4 動翼材 IN 738 LC の γ' 相と常温の機械的性質との相関

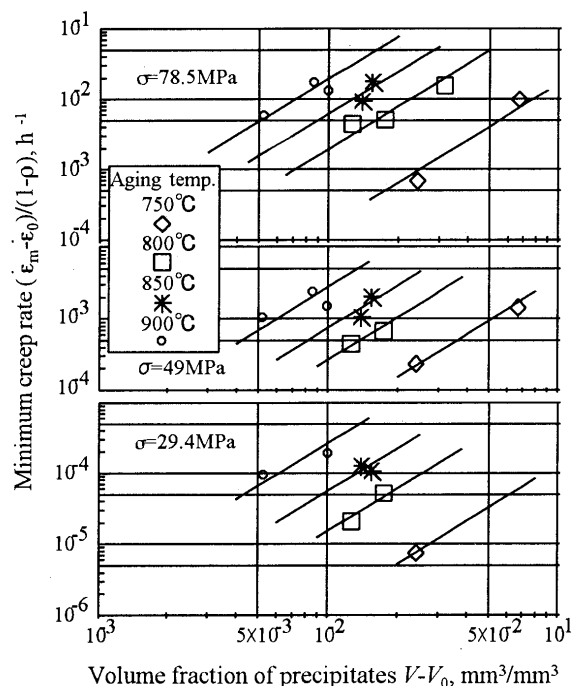


図5 Hastelloy X 材の析出物クリープ特性との相関

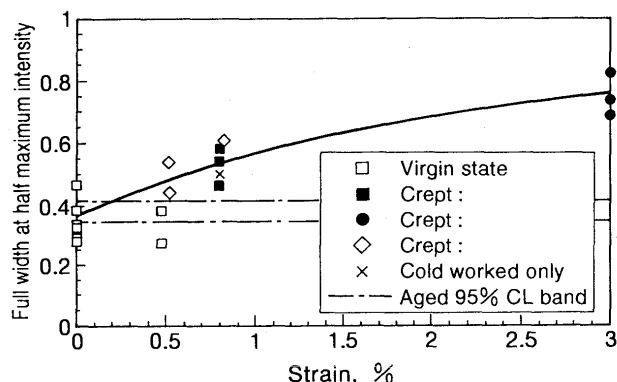


図6 Nimonic 115 の (331) 回折ピークの X 線半価幅

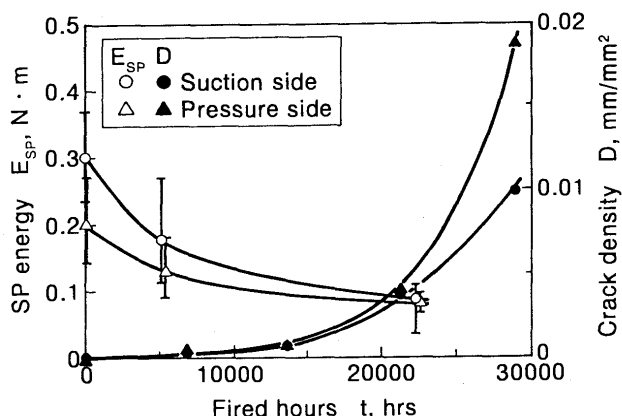


図7 SP エネルギーとクラック密度の関係

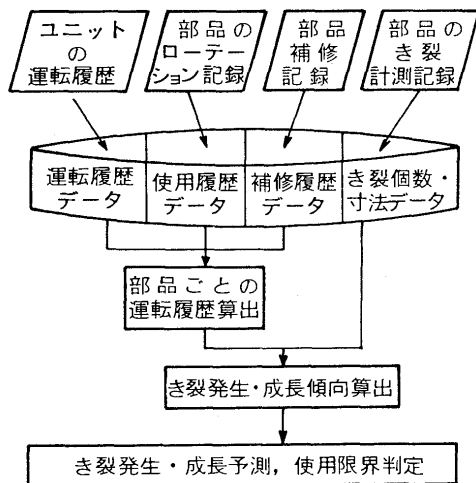


図8 部品寿命傾向解析システム

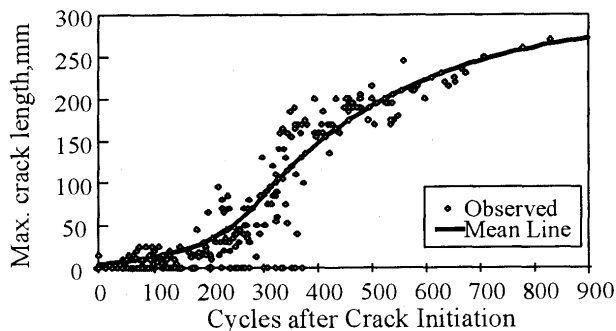


図9 初段静翼におけるき裂の傾向解析例

下記式が提案されている⁽¹⁶⁾。

$$\dot{\epsilon}_m = \left(\frac{2\pi}{G^3 kT} \right) D_0 \left(\frac{\lambda^2}{d} \right) \exp \left(- \frac{(Q - \beta \ln \sigma)}{kT} \right)$$

λ : 粒子間距離, β : 活性化体積, Q : 活性化エネルギー, G : せん断係数

組織変化を用いた評価手法他では、クリープ損傷を求める手法として X 線回折が報告されている。特定回折ピークの半価幅から求める方法が検討されており、図6に示すように Nimonic 115 においてそのクリープひずみ量との間に良い相関が認められている⁽¹⁷⁾。機械試験を用いる方法としては、実機より試験片を採取し、クリープあるいは疲労試験を行うことによる直接的な評価に加えて^{(17),(18)}、表層部の材料劣化を評価する方法としてスモールパンチ (SP) 法を用いた診断の検討も行われている⁽¹⁹⁾。図7に静翼表面の SP 破壊エネルギーの運転時間に伴う変化をき裂密度の変化と併せて評価した例を示す⁽²⁰⁾。10 mm 角で厚さ 0.5 mm の薄片試験片を一定負荷速度で硬球を押し当ててその荷重・変位曲線から破壊エネルギーを求めるもので、表面の劣化挙動を評価する上において有効な手法と考えられる。

(2) 部品損傷診断技術

部品損傷診断技術は、き裂・変形・摩耗といった外的損傷量の変化傾向を傾向解析を用いて特定する技術^{(21),(22)}である。損傷部位の特定および同一運転モードで使用されるガスタービン部品のき裂進展、変形、摩耗の予測を行うことが可能である。

この診断技術のシステムの一例を図8に示す。また、図9に静翼フィレット部の最大き裂の進展データからき裂の初生時を基準に整理し求めた損傷評価マスターカーブ⁽²¹⁾を、また、図10に、表層部の最大き裂長さから求めたき裂深さと破損寿命比のマスターカーブ⁽²⁰⁾を示す。このカーブから定検時のき裂情報をもとに部位毎の損傷予測が検討されている⁽²¹⁾。

本診断技術は、実機の定検時に得られる膨大なデータを解析することが可能であり、これをベースにして定検

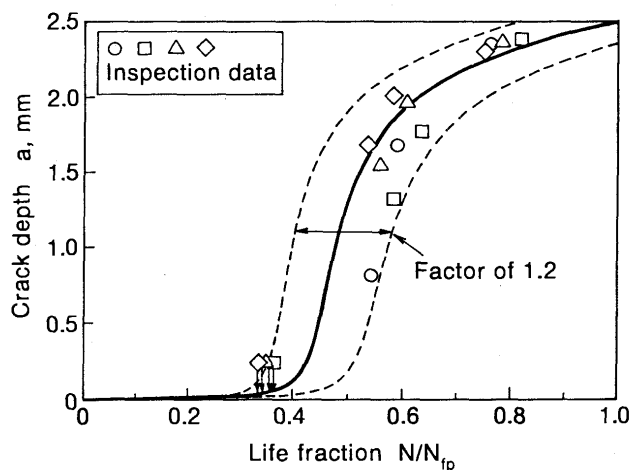


図10 定検データとき裂成長推定曲線との相関

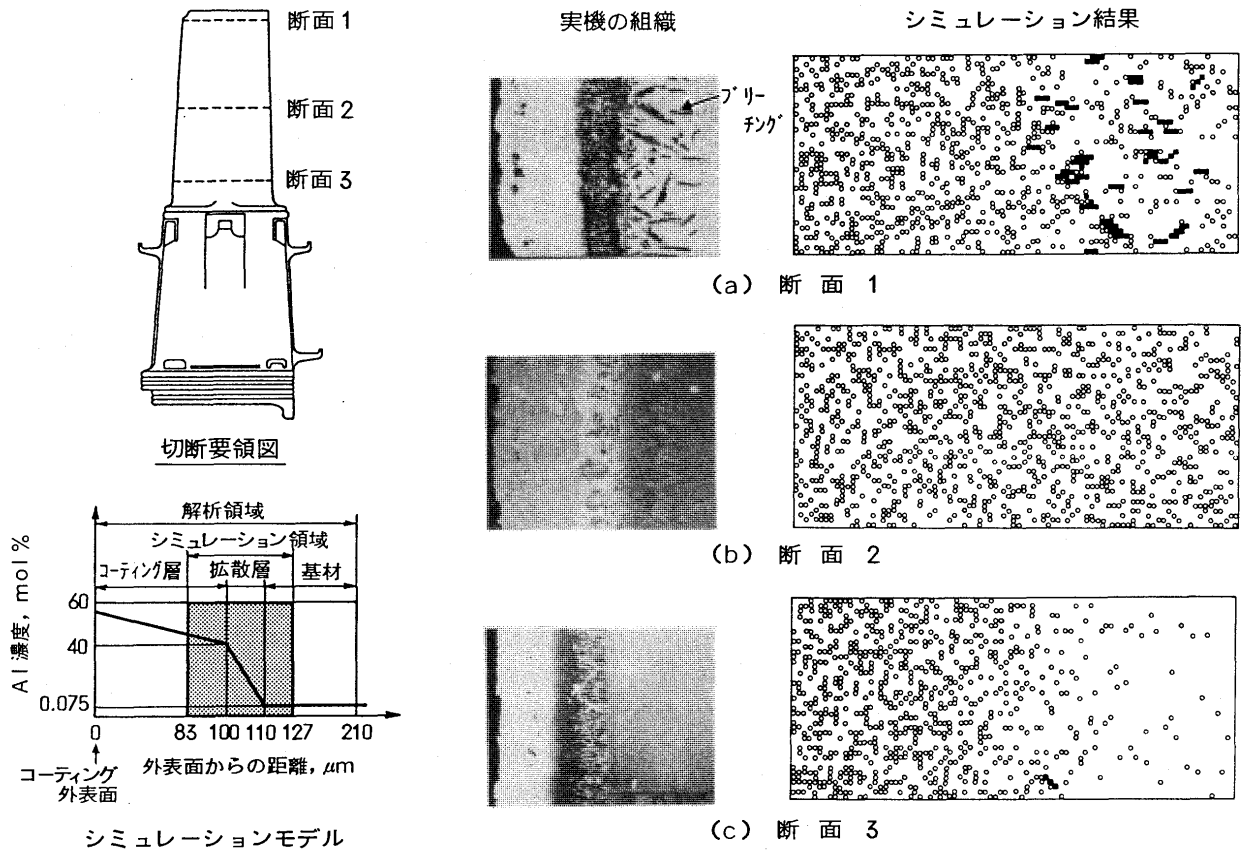


図11 シミュレーション解析技術を用いた初段動翼のコーティング層の劣化予測例

時の検査項目の削減、補修間隔の延長、補修基準の緩和、補修量の低減、あるいは部品寿命の延伸の検討が可能となる。

(3) シミュレーション解析技術

非破壊的には計測困難な現象あるいは異なる運転モードを用いた場合に生ずる現象を予測する技術としてシミュレーション解析技術が必要である。図11は、動翼コーティングの劣化挙動に対しモンテカルロシミュレーションを用いた例である⁽²¹⁾。ここでは、ある温度条件下で発生する劣化相（ブリーチングと銘々）の形成挙動に着目し、物理モデルを構築しその形態をシミュレーションする技術を開発している。この技術は、実機で生じる複雑な劣化挙動を逆問題解析するのに有効であるだけでなく、ある特定部位の表面温度を組織から推定し、ブリーチング層深さを個々に推定し動翼の個別管理に結びつける技術として活用することも検討されている。

また、異なるモードで運転した場合の静翼のき裂の発生と進展挙動を予測する手法の検討も行われている。ここでは静翼材のき裂の発生および進展挙動が組織に依存性する事を見出し、特定部位の微細き裂が合体しながら進展する挙動をその分布系でシミュレーションしている⁽²³⁾。

5. あとがき

ガスタービン高温部品の余寿命診断技術について最近の開発動向を紹介した。ガスタービンのこの分野の研究は、機器の高温化の動きが目覚ましいこともあってまだ緒に就いたばかりであり、未だ現象解析の域を出ていないものと考えられる。現行の先行機の実績をもとにした一律管理から、より小単位の個別管理にもとづくきめ細かな保守管理がコンバインドサイクル発電の経済性の評価と相まって強く求められてきている。このため、実機の現象を正確に捉え余寿命評価に結びつけることのできる非破壊計測技術も範疇に入れた余寿命診断技術の開発の重要性は今後益々高まるものと考ええる。

参考文献

- (1) 初芝信次, 第18回GTSJガスタービンセミナー資料集(1990), p. 65
- (2) P. W. Schilke, A. M. Beltran, A. D. Foster and J. J. Pepe: GE Reference Library GER-3569 C (1992), p. 1
- (3) 大谷隆一, 日本機械学会論文集(A) vol. 1565 (1993), p. 2019
- (4) 吉岡洋明, 平成7年度火原協発電大会(1995), p. 134
- (5) 吉岡洋明, 岡部永年, 斉藤大蔵, 藤山一成, 岡村隆成, 材料, 45 (1996), p. 101

- (6) 金谷章宏, 渡辺肇, 中村重義, 今野晋也, 学振 123 委研究報告, **36** (1995), p. 403
- (7) 佐伯博文, ガスタービンセミナー第 24 回 (1996), p. 19
- (8) I. M. Lifshitz and V. V. Slyozov, J. Phys. Chem. Solids, 19 (1961), p. 35
- (9) C. Wagner, Zeitschrift Für Elektrochemie, 65 (1961), p. 581
- (10) 斉藤大蔵, 吉岡洋明, 藤山一成, 岡部永年, 学振 123 委研究報告, **36** (1995), p. 131
- (11) 柴田強, 中村重義, 福井寛, 佐藤実, 小林雄一, 松崎裕之, 学振 123 委研究報告, vol. 36 (1995), p. 403
- (12) 吉岡洋明, 岡部永年, 斉藤大蔵, 藤山一成, 学振 123 委研究報告, vol. 33 (1992), p. 207
- (13) 吉岡洋明, 斉藤大蔵, 藤山一成, 岡部永年, 中村新一, 鉄と鋼 vol. 79 (1993), p. 77
- (14) 吉岡洋明, 斉藤大蔵, 藤山一成, 岡部永年, 鉄と鋼 vol. 80 (1994), p. 55
- (15) G. S. Ansell and J. Weertman, Trans. Metall. Soc. AIME, 215 (1959), 838
- (16) 岡部永年, 吉岡洋明, 斉藤大蔵, 藤山一成, 日本ガスタービン学会誌 vol. 22 (1994), p. 63
- (17) M. I. Wood, D. Raynor, Material Aging and Component Life Extension (1995), p. 821
- (18) R. Castillo, A. K. Koul, Conf. Proce. of Life Assessment & Repair Technology for Combustion Turbine Hot Section Components, EPRI GS-7031 (1990), p. 19
- (19) 杉田雄二, 伊藤明洋, 桜井茂雄, 磯部展宏, 亀田純, 学振 123 委研究報告, **36** (1995), p. 457
- (20) N. Isobe, S. Sakurai, M. Kunihiro, IGTC 95 (1995), pp. III-1
- (21) 藤山一成, 村上格, 吉岡洋明, 岡部永年, GTSJ 22 (1994), p. 76
- (22) H. L. Bernstein, Conf. Proceedings on Life Assessment & Repair Technology for Combustion Turbine Hot Section Components, EPRI GS-7031 (1990), pp. 111
- (23) 吉岡洋明, 村上格, 斉藤大蔵, 藤山一成, 岡部永年, 材料, **43** (1994), p. 47

エンジンの制御 (1)

杉山 七契*¹

SUGIYAMA Nanahisa

キーワード: FADEC, ジェットエンジン, ガスタービン, 制御, 動特性
Jet Engine, Gas Turbine, Control, Dynamics

1. はじめに

初期のエンジンの制御は燃料制御のみの単純なものであったが、エンジンの性能向上およびミッションの多様化のため、制御変数（操作変数）の数は年々増加しており、商用エンジン、軍用エンジンともに10変数を越す様になった(図1)。例えば、V2500エンジンでは、燃料流量、可変静翼角度、各種ブリード、タービנקリアランス制御、スタータ、スラストリバーサ、等12の制御変数がある。これらの制御の内、幾つかの主要な制御は同時に行われ、多変数制御系を構成する。必然的に制御への要求は厳しくなり、高度な計算能力を有する制御システムの必要性が高まってきている。

このような背景を踏まえて、本講義では、2. でエンジン制御の基礎となるエンジンの動特性について、3. で種々のエンジン制御要目について、4. でエンジン制御器（ハードウェア）について、5. でエンジン制御に関する最近の話題について解説する。なお、筆者の浅学のため、航空用ガスタービンエンジンの制御に記述が偏ってしまうが、産業用ガスタービン、車両用ガスタービンの制御と共通する話題も少なくないと考えている。

2. エンジンの動特性

2.1 エンジンの動的過程

制御対象であるエンジンの動的挙動は、

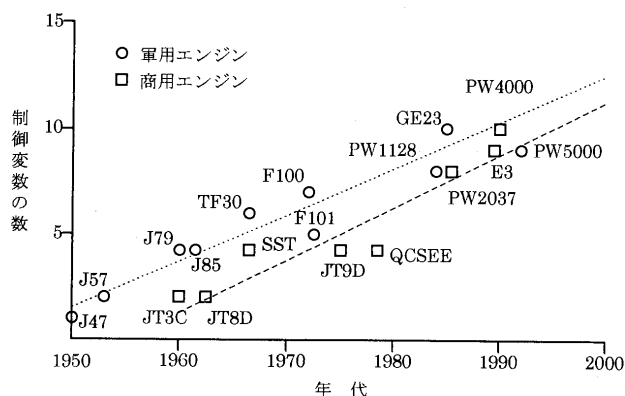


図1 制御変数の数の変遷⁽¹⁾

原稿受付 1996年3月28日

*1 航空宇宙技術研究所 〒182 東京都調布市深大寺東町7-44-1

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (2.1)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (2.2)$$

で表わせる。ここで $\mathbf{x}$, $\mathbf{u}$, $\mathbf{y}$ をそれぞれ状態変数, 制御変数, 観測変数と呼び、一般に多次元ベクトルである。また、式(2.1)は状態方程式と呼ばれ、非線形連立微分方程式であり、式(2.2)は観測方程式と呼ばれ、非線形連立代数方程式である。式(2.1)(2.2)をエンジンの数学的モデルと呼ぶ。ガスタービンエンジンの場合、数学的モデルの作成法にもよるが、上記の各変数は、

状態変数 $\mathbf{x}$: ロータ回転速度 N 等、

制御変数 $\mathbf{u}$: 燃料流量 W_f , 可変静翼角度 ξ 等、

観測変数 $\mathbf{y}$: 推力 F , ガス流量 G 等、

である。エンジン各部の温度 T , 圧力 P は、数学的モデルのとり方で状態変数あるいは観測変数になる。

エンジンの動的挙動に影響を及ぼすプロセスとして、

- ・ロータのダイナミクス ($\tau = 0.5 - 1.0$),
- ・作動流体のダイナミクス ($\tau = 0.001 - 0.01$),
- ・熱容量, 熱伝達のダイナミクス ($\tau = 0.5 - 1.5$),
- ・燃焼のダイナミクス ($\tau = 0.01 - 0.05$),

等がある。 τ はそのプロセスの代表時定数を表わしている⁽²⁾。これらのプロセスは、近似的には全て式(2.1)の微分方程式の形で表現される。実際には、これらの全てを考慮する必要はなく、支配的なプロセスのみを用いて数学的モデルを構成することになる。

最も代表的な数学的モデルは、コンポーネント・レベル・モデルと呼ばれるもので、エンジンの要素特性と空力的熱力的関係式によって構成される。ガスタービンには極めて多くのタイプがあるが、そのどれもが比較的少数の基本的要素、つまり、

- (1)圧縮機: ファン, 低圧・高圧圧縮機,
- (2)タービン: 低圧・高圧タービン,
- (3)燃焼器: 主燃焼器, アフターバーナ,
- (4)ノズル: メイン・バイパスノズル
- (5)インテーク: 空気取入口,
- (6)ダクト: バイパスダクト等,
- (7)ブリード: 冷却空気, キャビン空気ブリード等,
- (8)ボリューム: 要素間容積,
- (9)ロータ: 低圧・高圧ロータ,

等で構成されている。これらの基本的要素のそれぞれに数学的モデルを作成し、実機エンジンの構成に従ってそれらを結合することにより、エンジン全体の数学的モデルが完成する。(1)~(7)の要素は入出力関係が時間に依存しない静的要素としてモデル化され、要素マップに基づく代数方程式がその中心である。(8)~(9)の要素は動的要素で、要素間容積における連続、エネルギー、モーメント保存の微分方程式、およびロータ系の運動方程式がその中心である。エンジン全体としては1次元集中定数系としてモデル化され、非線形連立微分方程式および非線形連立代数方程式を解くことに帰着し、簡単な解析的関数としては表現されないが、式(2.1) (2.2)の形になる。

(1)~(9)の要素の数学的モデルも仮定の割合により色々なレベルのモデルが存在する。まず、静的要素では、

(a)要素特性/ガス特性の表現法: 定数モデル, 近似モデル,

ル, 詳細多次元モデル,

(b)要素特性/ガス特性の与え方: 理論式, 近似式, 実験式, データテーブル,

(c)要素特性/ガス特性の計算法: 数式演算, 線形内挿, 高次内挿,

の組み合わせで、単純モデルから詳細モデルまで種々のモデルが可能である。実際に採用されることが多いのは、(詳細多次元モデル)+(データテーブル)+(線形内挿)の組み合わせであろう。次に、動的要素では、

(d)ロータ・モデル,

(e)ロータ+連続・モデル,

(f)ロータ+連続+エネルギー・モデル,

(g)ロータ+連続+モーメント・モデル,

(h)ロータ+連続+エネルギー+モーメント・モデル, 等があるが、モデル(d)でも実用上は十分である。計算技術上はモデル(f)が反復計算を含まず便利である。計算機の性能は飛躍的に向上しており、(a)~(h)の中で最も詳細なモデルを採用しても問題はない。

ここで、図2に示すような1軸ターボジェットエンジンを対象とした数学的モデルを考えてみる。図3は得られた数学的モデルの計算フローチャートであり、この図に沿って以下説明をする。

まず、動的要素はロータ (Rotor) と3つの要素間容積 (Volume-3, -4, -5) である。ロータの運動方程式は、

$$I \frac{d\omega}{dt} = Q_t - Q_c = Q \quad (2.3)$$

ここで、 I : ロータ極慣性モーメント, ω : 回転角速度, Q : ロータ余剰トルク ($Q = Q_t - Q_c$), Q_t : タービン発生トルク, Q_c : 圧縮機駆動トルク。通常、回転角速度 ω [rad/s] の代わりに回転速度 N [rpm] を用いる、つまり、 $\omega = (2\pi/60)N$ であるから、

$$I \frac{2\pi}{60} \frac{dN}{dt} = Q_t - Q_c = Q \quad (2.4)$$

Q_t および Q_c はタービンおよび圧縮機前後のエンタルピー, ガス流量を用いて、

$$\begin{aligned} Q_t &= G_t (h_4 - h_5) / \omega = G_t (h_4 - h_5) / (2\pi/60) N \\ Q_c &= G_c (h_3 - h_1) / \omega = G_c (h_3 - h_1) / (2\pi/60) N \end{aligned} \quad (2.5)$$

であり、式(2.4)は、

$$\frac{dN}{dt} = \frac{G_t (h_4 - h_5) - G_c (h_3 - h_1)}{(2\pi/60)^2 I N} \quad (2.6)$$

と表わせる。

要素間容積のモデルとして連続モデルを採用すると、質量保存則により要素間容積に蓄積されるガスの質量 (Stored Mass) m は、

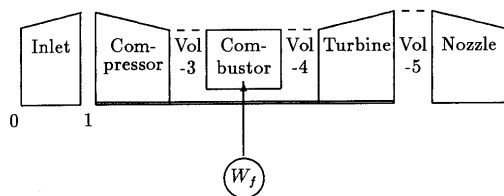


図2 1軸ターボジェットエンジン構成図

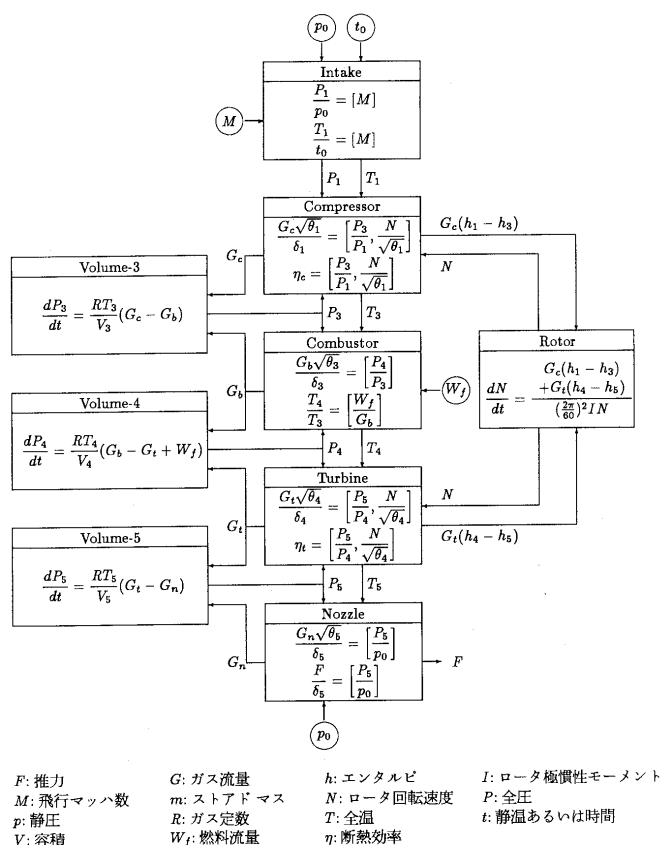


図3 1軸ターボジェットエンジン計算フローチャート

$$\frac{dm}{dt} = G_{in} - G_{out} \quad (2.7)$$

となる。ここで、 G_{in} および G_{out} は要素間容積に流入および流出するガス質量流量である。容積 V の容積中の温度 T 、圧力 P は一様であると仮定すると、ガスの状態方程式から、 $P = mRT/V$ であるから、式 (2.7) は、

$$\frac{dP}{dt} = \frac{RT}{V} (G_{in} - G_{out}) \quad (2.8)$$

となる。

次に、静的要素は空気取入口 (Intake)、圧縮機 (Compressor)、燃焼器 (Combustor)、タービン (Turbine)、ノズル (Nozzle) である。

空気取入口の圧力比 P_1/p_0 、温度比 T_1/t_0 は飛行マッハ数 M の関数として理論式あるいは実験式で定められる。圧縮機およびタービンは類似しており、修正流量 $G\sqrt{\theta}/\delta$ および断熱効率 η が圧力比 P_3/P_1 あるいは P_5/P_4 、修正回転数 $N\sqrt{\theta}$ の関数として定められる。燃焼器の通過空気流量 $G_b\sqrt{\theta_3}/\delta_3$ および温度比 T_4/T_3 は圧力損失 P_4/P_3 および燃空比 W_f/G_b の関数として定められる。ノズルの修正流量 $G_n\sqrt{\theta_5}/\delta_5$ および修正推力 F/δ_5 はノズル圧力比 P_5/p_0 の関数として定められる。

上記の各エンジン要素の数学的モデルをエンジン構成に従って相互に結合すると図3の様な計算フローチャートが得られる。制御変数として燃料流量 W_f 、環境変数として大気圧力 p_0 、大気温度 t_0 、飛行マッハ数 M を指定し、計算を開始すると、しばらく後には、それに応じた定常作動点に落ち着く。そこで、例えば W_f を増加させたとすると、次の定常点に向けて過渡的な挙動を模擬しつつ、エンジン変数は変化していくことになる。図3の各方程式は式(2.1)(2.2)で表現される連立微分方程式、連立代数方程式にほかならない。

2.2 エンジンの動特性

エンジンの制御問題を取り扱う場合、エンジンのダイナミクス (動特性) を伝達関数の形で表現する必要がある。伝達関数はエンジンの各変数の時間応答特性を明確にする。エンジンのダイナミクスは非線形性を有しており、線形表現である伝達関数をもとめるには、線形化を行わなければならない。以下に1軸ターボジェットエンジン (図2) について、その伝達関数を導出する。

簡単のため、1軸ターボジェットエンジンのダイナミクスを支配するのはロータのダイナミクスのみと仮定し、要素間容積のダイナミクスを無視する。式

(2.8) (あるいは図3中 Volume-3, -4, -5) による圧力 P の応答速度は、式 (2.6) (あるいは図3中 Rotor) によるロータ回転速度 N の応答速度の10倍以上速いため、制御問題を取り扱う時には妥当な仮定である。この仮定は式 (2.8) が、

$$\frac{RT}{V} (G_{in} - G_{out}) = 0 \quad (2.9)$$

つまり、常に $G_{in} = G_{out}$ であることを要求している。図3を参照すると、これは、

$$G_c = G_b = G_t = W_f = G_n = W_f \quad (2.10)$$

を意味し、エンジン要素を通してガス流量が一致しているという条件である。これを流量バランスの条件と呼ぶ。また、この時、各エンジン要素の圧力比を乗じたものは、

$$\frac{P_1}{p_0} \cdot \frac{P_3}{P_1} \cdot \frac{P_4}{P_3} \cdot \frac{P_5}{P_4} \cdot \frac{p_0}{P_5} = 1 \quad (2.11)$$

となる。これを圧力バランスの条件と呼ぶ。ロータのダイナミクスのみを考慮するという仮定では、過渡時においても常に流量バランスと圧力バランスがとれている。

さて、式 (2.1) (2.2) で表される系において、状態変数 $\mathbf{x}$ と制御変数 $\mathbf{u}$ を指定すれば、全ての変数は求まる。ここで考えている1軸ターボジェットエンジンの場合、状態変数はロータ回転速度 N 、制御変数は燃料流量 W_f である。従って、式 (2.4) 右辺のロータ余剰トルク Q は、

$$Q = Q(N, W_f) \quad (2.12)$$

と書け、 N と W_f の非線形関数として求まる。ここで、 N 、 W_f を定常部分 $\bar{N}$ 、 $\bar{W}_f$ と変動部分 ΔN 、 ΔW_f に分離し、

$$N = \bar{N} + \Delta N \quad (2.13)$$

$$W_f = \bar{W}_f + \Delta W_f \quad (2.14)$$

とする。式 (2.4) にこれを代入し、 Q を $(\bar{N}, \bar{W}_f)$ で Taylor 展開すると、

$$I \frac{2\pi}{60} \left(\frac{d\bar{N}}{dt} + \frac{d\Delta N}{dt} \right) = Q(\bar{N}, \bar{W}_f) + \frac{\partial Q}{\partial N} \Delta N + \frac{\partial Q}{\partial W_f} \Delta W_f + \dots \quad (2.15)$$

となる。ここで、当然、 $d\bar{N}/dt = 0$ 、 $Q(\bar{N}, \bar{W}_f) = 0$ であり、2次以上の微小項を無視すると、

$$I \frac{2\pi}{60} \frac{d\Delta N}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial N} \Delta N + \frac{\partial Q}{\partial W_f} \Delta W_f \quad (2.16)$$

ラプラス変換をして整理すると、

$$G_N(s) = \frac{\Delta N(s)}{\Delta W_f(s)} = \frac{K_N}{T_{ES} s + 1} \quad (2.17)$$

ここで、 s はラプラス演算子、

$$K_N = -\left(\frac{\partial Q}{\partial W_f} \right), \quad T_E = -\frac{I(2\pi/60)}{(\partial Q / \partial N)} \quad (2.18)$$

である。 $G_N(s)$ は燃料流量 W_f に対するロータ回転速度 N の伝達関数である。 K_N , T_E をそれぞれエンジンゲイン, エンジン時定数と呼ぶ。式 (2.18) における偏微分項はエンジン作動点を指定すると定数として求められる。式 (2.17) に示す様に $G_N(s)$ は一次遅れ系となっている。

次に一般の変数 (状態変数でも制御変数でもない) の伝達関数について考える。例えば, エンジン推力 F は, 式 (2.12) と同様に, N と W_f の非線形関数,

$$F = F(N, W_f) \quad (2.19)$$

と書ける。上記と同様に, F を定常部分 $\bar{F}$ と変動部分 ΔF に分離し, 式 (2.19) を Taylor 展開し, 2 次以上の微小項を無視すると,

$$\Delta F = \frac{\partial F}{\partial N} \Delta N + \frac{\partial F}{\partial W_f} \Delta W_f \quad (2.20)$$

となる。ラプラス変換をし, 式 (2.17) (2.18) を代入して整理すると,

$$G_F(s) = \frac{\Delta F(s)}{\Delta W_f(s)} = K_F \frac{aT_E s + 1}{T_E s + 1} \quad (2.21)$$

ここで,

$$K_F = \left(\frac{\partial F}{\partial W_f} \right) - \frac{(\frac{\partial F}{\partial N})(\frac{\partial Q}{\partial W_f})}{(\frac{\partial Q}{\partial N})} \quad (2.22)$$

$$a = \left\{ 1 - \frac{(\frac{\partial F}{\partial N})(\frac{\partial Q}{\partial W_f})}{(\frac{\partial F}{\partial W_f})(\frac{\partial Q}{\partial N})} \right\}^{-1} \quad (2.23)$$

である。 $G_F(s)$ は燃料流量 W_f に対するエンジン推力 F の伝達関数である。 T_E は式 (2.18) のエンジン時定数である。式 (2.21) に示す様に $G_F(s)$ は一次進み遅れ系となっている。

エンジン各部の温度, 圧力 (T_3 , T_4 , P_3 , P_4 等) の燃料流量に対する伝達関数は同様の手順で求められ, 式 (2.21) ~ (2.23) において F を T_3 , T_4 , P_3 , P_4 等と置き換えたものであり, いずれも一次進み遅れ系となる。

一次進み遅れ系のステップ応答特性, 周波数応答特性の特徴は図 4 の様にまとめられる。一次進み遅れ系を,

$$G(s) = \frac{aTs + 1}{Ts + 1} \quad (2.24)$$

と置く。ここで, T を遅れ時定数, aT を進み時定数と呼ぶ。

* 式 (2.24) のステップ応答を $g(t)$ とすると, ラプラス変換初期値定理より,

$$\lim_{t \rightarrow 0+} g(t) = \lim_{s \rightarrow \infty} s \cdot G(s) \frac{1}{s} = \lim_{s \rightarrow \infty} \frac{aTs + 1}{Ts + 1} = a$$

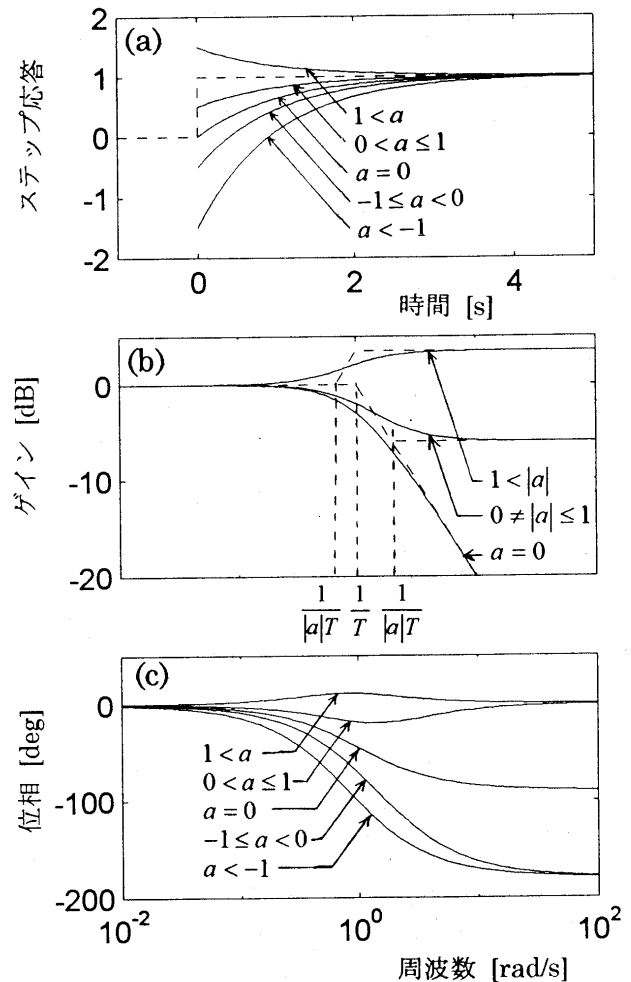


図 4 一次進み遅れ系のステップ応答, 周波数応答特性の特徴

まず, ステップ応答の時間変化を考える (図 4(a) 参照)。式 (2.24) の a の値は入力ステップ変化した時の出力の初期ジャンプ値となっている*。従って, $1 < a$ の時, ステップ応答は a だけ初期ジャンプでオーバーシュートをし, その後 Exponential カーブで減少し, 最終値に至る。 $0 < a \leq 1$ の時, ステップ応答は a だけ初期ジャンプをし, その後 Exponential カーブで増加し最終値に至る。 $a = 0$ は一次遅れ系 (式 (2.17)) にほかならず, ステップ応答は Exponential カーブで最終値に至る。 $a < 0$ の時, ステップ応答は a だけ初期ジャンプするが, これは逆応答 (最終値とは逆方向へ行く) となっている。その後は Exponential カーブで増加し最終値に至る。

次に, 周波数応答のゲイン特性を考える (図 4(b) 参照)。 $1 < |a|$ の時, 進み時定数の逆数 $1/|a|T$ を第 1 折点周波数, 遅れ時定数の逆数 $1/T$ を第 2 折点周波数とし, 高周波領域でゲインが増加する特性 (進みが強い系) を持っている。これに対して, $0 < |a| \leq 1$ の時, 遅れ時定数の逆数 $1/T$ を第 1 折点周波数, 進み時定数の逆数 $1/|a|T$ を第 2 折点周波数とし, 高周波領域でゲインが

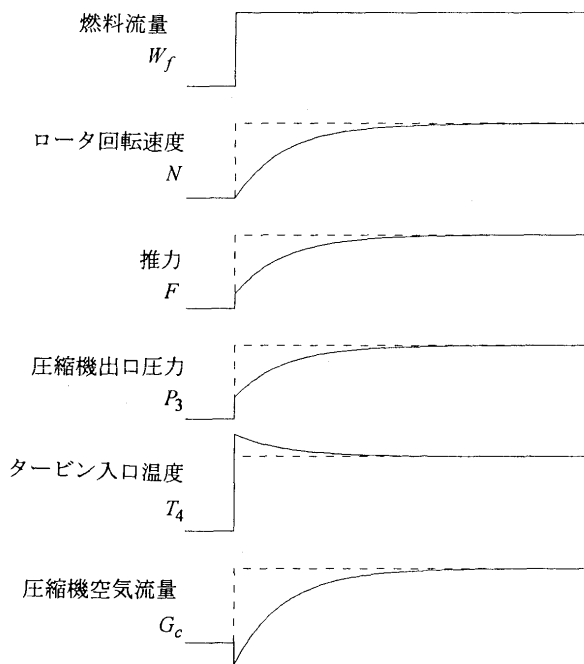


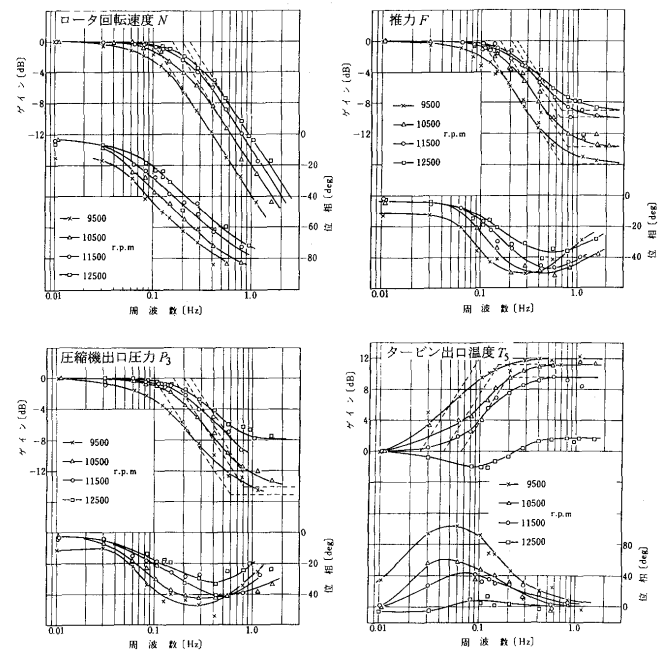
図5 代表的変数のステップ応答 (1軸ターボジェット)

減少する特性 (遅れが強い系) を持っている。 $a=0$ は、一次遅れ系であり、遅れ時定数の逆数 $1/T$ を折点周波数とし、高周波領域でゲインが 20 db/デカードで減衰する特性を持っている。

周波数応答の位相特性を考える (図4(c)参照)。 $1 < a$ の時、位相進みの系となり、進み時定数の逆数 $1/aT$ と遅れ時定数の逆数 $1/T$ の中間の周波数で、位相進みが最大となる。 $1 < a$ の時は全て位相遅れ系となり、 a の値が小さい程、位相遅れは大きい。 $a=0$ は、一次遅れ系であり、遅れ時定数の逆数 $1/T$ (折点周波数) で位相遅れは 45° であり、低周波領域で 0° 、高周波領域で 90° に漸近する。(補足: ここで $a \geq 0$ とし、 $+a$ および $-a$ の系を考える。この両者のゲイン特性は同一となるが、位相特性は $-a$ の系のほうが遅れる。伝達関数が複素領域右半面にゼロ点を持たない系を最小位相系 (Minimum Phase) と呼ぶが、 $+a$ の系が最小位相系となる)。

1軸ターボジェットエンジンの場合、回転速度 N の伝達関数は $a=0$ であり、推力 F 、圧力 P_3 、 P_4 等大半の変数の伝達関数は $0 < a < 1$ である。特殊な応答をするのは、燃焼器より後段の温度 T_4 、 T_5 ($1 < a$) でオーバーシュートをし、また、圧縮機空気流量 G_c ($-1 < a < 0$) は逆応答をする (図5参照)。図6に回転速度 N 、推力 F 、圧縮機出口圧力 P_3 、タービン出口温度 T_5 の周波数応答特性の実測例を示す。上に述べた特徴が明確に読み取れる。エンジン回転速度により応答特性が異なるのは、エンジンの非線形性のためである。ジェットエンジンでは、設計回転速度 (設計出力値) 付近で、エンジン時定数 T_E は最小、折点周波数 $1/T_E$ は最大になる。言い換えると、応答性は最も速くなる。

燃焼器より後段の温度のオーバーシュート、圧縮機空

図6 周波数応答⁽³⁾ (1軸ターボジェット実測値)

気流量の逆応答は次の様に説明される。燃料がステップ状に増加した時、ロータは急には増速されず、圧縮機の空気流量も急には増えない。従って、空気量の増加なしに燃料だけ増やしたのであるから、まずタービン入口温度上昇がある。次に、タービンのパワー上昇により、ロータは次第に増速し、それに伴い圧縮機の空気流量も増え、温度は次第に下がっていくため、全体としてはオーバーシュート応答をする。一方、燃料をステップ状に増加した瞬間に、タービン入口温度が上昇するため、タービンがチョークしていると通過ガス流量は減少する。これにより、圧縮機は圧力比が上昇し、空気流量は減少する。ロータが増速をはじめると、それに伴い圧縮機の空気流量も増えていき、全体としては逆応答をする。

2.3 エンジンのシステム行列

状態変数や制御変数の多い場合、2.2の手法は多次元に拡張することができる。式(2.1)(2.2)において $\mathbf{x} = \bar{\mathbf{x}} + \Delta \mathbf{x}$, $\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \Delta \mathbf{u}$, $\mathbf{y} = \bar{\mathbf{y}} + \Delta \mathbf{y}$ のように定常部分と変動部分に分離し、Taylor展開すると、

$$\dot{\bar{\mathbf{x}}} + \Delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\bar{\mathbf{x}}, \bar{\mathbf{u}}) + \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} \Delta \mathbf{x} + \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}} \Delta \mathbf{u} + \dots \quad (2.25)$$

$$\bar{\mathbf{y}} + \Delta \mathbf{y} = \mathbf{g}(\bar{\mathbf{x}}, \bar{\mathbf{u}}) + \frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{x}} \Delta \mathbf{x} + \frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{u}} \Delta \mathbf{u} + \dots \quad (2.26)$$

となる。定常部分について、当然、 $\dot{\bar{\mathbf{x}}} = 0$, $\mathbf{f}(\bar{\mathbf{x}}, \bar{\mathbf{u}}) = 0$, $\bar{\mathbf{y}} = \mathbf{g}(\bar{\mathbf{x}}, \bar{\mathbf{u}})$ であり、2次以上の微小項を無視すると (以下、変動部分の Δ 記号は省略する)、

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (2.27)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \quad (2.28)$$

と書き表され、 $\mathbf{A}$, $\mathbf{B}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{D}$ をそれぞれ状態推移行列、

制御行列, 観測行列, 直達行列, また, これらをまとめてシステム行列と呼ぶ。\$A, B, C, D\$ は次の様に Jacobian 行列で定義される。

$$A = \left(\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} \right), \quad B = \left(\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}} \right), \quad C = \left(\frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{x}} \right), \quad D = \left(\frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{u}} \right) \quad (2.29)$$

ここで, \$\mathbf{f}, \mathbf{g}\$ は式 (2.1) (2.2) の右辺の関数である。出力 \$\mathbf{y}\$ の入力 \$\mathbf{u}\$ に対する伝達関数行列 \$G(s)\$ は,

$$G(s) = C(sI - A)^{-1}B + D \quad (2.30)$$

で求められる。ただし, \$I\$ は単位行列。システムのダイナミックスを支配するのは, 状態推移行列 \$A\$ で, \$A\$ の固有値の逆数はモード時定数である。

前節で導出した 1 軸ターボジェットエンジンの場合, 式 (2.16) が状態方程式, 式 (2.20) が観測方程式であり, 状態変数は \$N\$, 制御変数は \$W_f\$ であり, 観測変数を \$N, F\$ とすると (観測変数は任意に指定できる),

$$\mathbf{x} = (N), \quad \mathbf{u} = (W_f), \quad \mathbf{y} = \begin{pmatrix} N \\ F \end{pmatrix} \quad (2.31)$$

と置き, 式 (2.16) (2.20) を参照して, 式 (2.29) より,

$$A = \left(\frac{60}{2\pi I} \frac{\partial Q}{\partial N} \right), \quad B = \left(\frac{60}{2\pi I} \frac{\partial Q}{\partial W_f} \right), \\ C = \begin{pmatrix} 1 \\ \frac{\partial F}{\partial N} \end{pmatrix}, \quad D = \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{\partial F}{\partial W_f} \end{pmatrix} \quad (2.32)$$

となる。これを式 (2.30) に代入して,

$$\begin{pmatrix} G_N(s) \\ G_F(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ \frac{\partial F}{\partial N} \end{pmatrix} \frac{\frac{60}{2\pi I} \frac{\partial Q}{\partial W_f}}{s - \frac{60}{2\pi I} \frac{\partial Q}{\partial N}} + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{\partial F}{\partial W_f} \end{pmatrix} \quad (2.33)$$

となり, これは式 (2.17) (2.21) の結果と等価である。

次に, 図 7 に示す 2 軸ターボファンエンジンを考えてみよう。数学的モデルとしては, 最も簡単なロータ・モデルとする。状態方程式は,

$$I_h \frac{2\pi}{60} \frac{dN_h}{dt} = Q_h \quad (2.34)$$

$$I_l \frac{2\pi}{60} \frac{dN_l}{dt} = Q_l \quad (2.35)$$

であり, 状態変数, 制御変数, 観測変数は,

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} N_h \\ N_l \end{pmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{pmatrix} W_f \\ \xi \end{pmatrix}, \quad \mathbf{y} = \begin{pmatrix} N_h \\ N_l \\ P_3 \\ F \end{pmatrix} \quad (2.36)$$

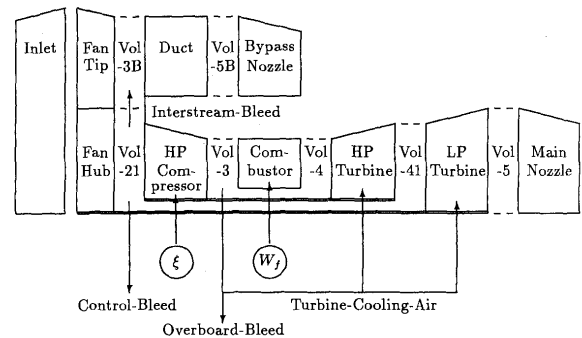


図7 2軸ターボファンエンジン構成図

である (観測変数は任意に指定できる)。ここで, \$F\$: エンジン正味推力, \$I_h, I_l\$: 高圧, 低圧ロータ極慣性モーメント, \$N_h, N_l\$: 高圧, 低圧ロータ回転速度, \$P_3\$: 圧縮機出口圧力, \$Q_h, Q_l\$: 高圧, 低圧ロータ余剰トルク, \$\xi\$: 可変静翼角度。2.2 で述べた様に \$Q_h, Q_l, P_3, F\$ は状態変数と制御変数の関数で, \$Q_h = Q_h(N_h, N_l, W_f, \xi)\$, \$Q_l = Q_l(N_h, N_l, W_f, \xi)\$, \$P_3 = P_3(N_h, N_l, W_f, \xi)\$, \$F = F(N_h, N_l, W_f, \xi)\$ と表わせるから, 式 (2.29) より,

$$\left. \begin{aligned} A &= \left(\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} \right) = \begin{pmatrix} (\partial Q_h / \partial N_h) & (\partial Q_h / \partial N_l) \\ (\partial Q_l / \partial N_h) & (\partial Q_l / \partial N_l) \end{pmatrix} \\ B &= \left(\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}} \right) = \begin{pmatrix} (\partial Q_h / \partial W_f) & (\partial Q_h / \partial \xi) \\ (\partial Q_l / \partial W_f) & (\partial Q_l / \partial \xi) \end{pmatrix} \\ C &= \left(\frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{x}} \right) = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ (\partial P_3 / \partial N_h) & (\partial P_3 / \partial N_l) \\ (\partial F / \partial N_h) & (\partial F / \partial N_l) \end{pmatrix} \\ D &= \left(\frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{u}} \right) = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ (\partial P_3 / \partial W_f) & (\partial P_3 / \partial \xi) \\ (\partial F / \partial W_f) & (\partial F / \partial \xi) \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (2.37)$$

ただし, \$Q_h = Q_h / (2\pi I_h / 60)\$, \$Q_l = Q_l / (2\pi I_l / 60)\$。ここにあらわれる偏微分項はエンジン作動点を指定すれば定数として求められ, これを式 (2.30) に代入して伝達関数が求まる。燃料流量 \$W_f\$ に対する観測変数の伝達関数 \$G(s)\$ は,

$$G(s) = \frac{K(T_3 s + 1)(T_4 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)} \quad (2.38)$$

の形となり, 2 次進み遅れ系となる。ここで, 2 つの遅れ時定数 \$T_1, T_2\$ は式 (2.37) の状態推移行列 \$A\$ の固有値の逆数である。全ての観測変数の伝達関数において分母は式 (2.38) と共通であるが, 分子のパラメータ \$K, T_3, T_4\$ は異なってくる。

2 軸ターボファンエンジンの観測変数の伝達関数は 2 次進み遅れ系であるが, 1 次進み遅れ系で近似することもできる。この場合, 各種変数のステップ応答は, 2.2 で述べた 1 軸エンジンの場合と類似した形をとる (図 5 参

照)。まず、燃料流量 W_f のステップ変化に対して、低圧、高圧ロータ回転速度 N_l , N_h は初期ジャンプ無しに Exponential に近いカーブで最終値に向かう。次に、エンジン推力 F は僅かに初期ジャンプをして、Exponential に近いカーブで最終値に向かう。この初期ジャンプ量は 1 軸エンジンの場合に比べ、非常に小さい。2 軸ファンエンジンの推力の大半はバイパス側で発生され、バイパス側推力はほぼ低圧ロータ回転速度 N_l (初期ジャンプ無し) と同じステップ応答をするからである。コア側の各種変数 (圧力、温度、空気流量、等) のステップ応答は 1 軸エンジンの応答と類似した特徴をもっている。

さて、2 軸ターボファンエンジンの数学的モデルとして、より複雑な、ロータ+連続+エネルギー・モデルを採用した場合を考えてみよう⁽⁴⁾。システム行列の次元は、 $A=(16 \times 16)$, $B=(16 \times 3)$, $C=(4 \times 16)$, $D=(4 \times 3)$ となる。任意のエンジン作動点において、システム行列を数値的に求め (最近のシミュレーション言語にはシステム行列を導出するツールが備わっている), 式(2.30)に代入すれば、伝達関数行列が求まる。図 8 は周波数応答の計算例および実測値であり、両者はよく一致している。より簡略なロータ・モデルを採用した場合でも、制御問題を取り扱う上で重要となる低周波数領域では、ほぼ同じ結果が得られる。

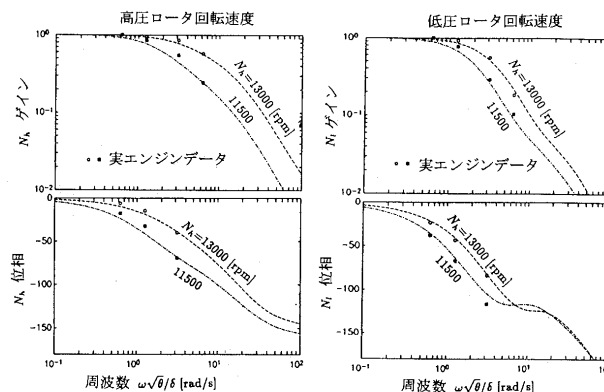


図 8 周波数応答⁽⁴⁾ (2 軸ターボファン)

参考文献

- (1) Merrill, W., Journal of Guidance, Vol.7, No.6, (1984) p.652-661
- (2) Bird, J. W., ASME paper 94-GT-317 (1994)
- (3) 西尾健二, 航技研報告 NAL TR-238 (1971)
- (4) Sugiyama, N., Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol.17, No.6, (1994) p.1320/1326

ハイブリッドロータ式セラミックタービンの研究開発

Development of Ceramic Turbine with Inserted Ceramic Blades

三上 隆男^{*1},

MIKAMI Takao

田中 真也^{*1}

TANAKA Shinya

岡村 淳輔^{*1},

OKAMURA Junsuke

田頭浩一郎^{*1}

TAGASHIRA Koichiro

西 正輝^{*1}

NISHI Masateru

Abstract

The CGT301 ceramic gas turbine is being developed under a contract from NEDO as a part of the New Sunshine Program of MITI. CGT301 is a recuperated, single-shaft, ceramic gas turbine. The turbine is a two-stage axial flow type. The main effort has been on the development of the turbine which consists of metallic disks and inserted ceramic blades ("hybrid rotor"). Prior to engine tests, component tests were performed on the hybrid rotor to prove the validity of the design concepts and their mechanical integrity. The engine equipped with the hybrid rotor was tested and evaluated. As a result, the target operation time of a total of 20 hours at a TIT of 1,200°C was achieved. This paper summarizes the development of the hybrid rotor of the CGT301.

1. はじめに

ガスタービンは多種燃料への適合性、低公害等優れた特徴を有しているが、小型エンジンにおいては熱効率が低いために普及が遅れている。ガスタービンの熱効率向上にはタービン入口温度: TIT の高温化がとくに有効であるが、金属材料では大幅な高温化は見込めない。この問題を解決するための最も有効な方法はセラミック材料を適用することである。ガスタービンはディーゼルエンジン、ガスエンジン等に比較して NO_x, CO₂ 等の排出量が極めて少なく、地球環境保全という観点からも期待が

大きい。このような背景のもと、通商産業省工業技術院のムーンライト計画（現ニューサンシャイン計画）の一環として「セラミックガスタービンの研究開発」が1988年から開始され、300 kW 級のセラミックガスタービンにおいて、TIT: 1350°C、熱効率42%以上を目標に開発が進められている。石川島播磨重工業(株)は日本碍子(株)、日本特殊陶業(株)と共に「コージェネレーション用再生1

表1 CGT 301 の主要目

項 目	諸元 及び 目標	中間目標
機 関 形 式	再生開放一軸式	——
タービン入口温度 (°C)	1350	1200
機 関 熱 効 率 (%)	42	(30)
最 大 出 力 (kW)	300	——
タービン	形 式	2 段 軸 流 式
	効 率 (%)	87.5
燃 焼 器	形 式	単 筒 缶 型
	燃 焼 効 率 (%)	99
	圧力損失	3
	NO _x 排出量 (ppm)	35
熱 交 換 器	形 式	伝 熱 式
	温 度 効 率 (%)	84.5
	空気側圧損 (%)	1.5
圧 縮 機	ガス側圧損 (%)	3
	形 式	軸 流 + 遠 心 式
	圧 力 比	7.3
	効 率 (%)	81.5
		79

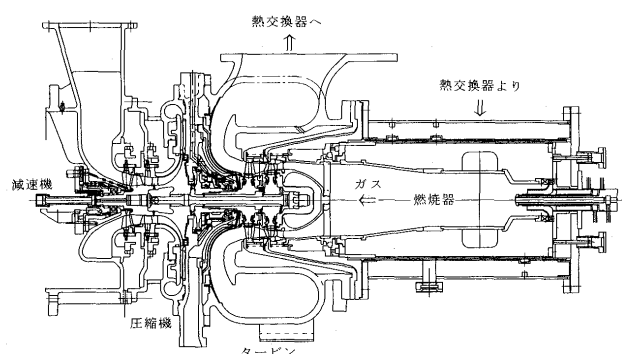


図1 CGT 301 の断面 (主要部)

原稿受付 1995年12月12日

* 1 石川島播磨重工業(株) 〒135 東京都江東区豊洲 3-1-15

軸式セラミックガスタービン(略称 CGT 301)の研究開発を担当している^{(1)~(5)}。図1にCGT 301の断面図を、表1に主要目を示す。

CGT 301はタービン動翼を軸流式とし、かつセラミック動翼を金属ディスクに植込む方式(ハイブリッドロータ方式)を採用しているが、この度、中間評価の目標である TIT 1200°Cでの累積運転時間 20 時間以上を達成した。本稿では、このハイブリッドロータ式タービンの開発の概要について報告する。

2. ハイブリッドロータ式(植込み式)構造の特徴

軸流タービンの構造としては、ハイブリッドロータ形と一体形の2種類がある。図2にハイブリッドロータ形と一体形の比較を示す。セラミック部品を小形化すること、将来の大形エンジンへの適用等を考慮してCGT 301はハイブリッドロータ形を採用した。小形化することによりセラミック部品の有効体積が小さくなり高信頼性を実現しうる。

3. 植込部形状の最適化

セラミックスは塑性変形しないため、局所的なピーク応力が許容値を越えると破壊に到るものと考えられる。そのため、動翼の植込部の形状は応力集中係数: $\alpha (= \sigma_{\text{peak}} / \sigma_{\text{ave.}})$ をできるだけ小さくし、ピーク応力を許容値以

下にする必要がある。

植込部形状の最適化のため、FEMによる2次元接触応力解析を行った。その概要を以下に述べる。

3.1 基本形状

植込み部の形状は種々考えられるが、代表的な形状であるダブテイル形とクリスマスツリー形の両方について解析を行った。後者の場合、形状公差等を考慮すると、最悪の場合、応力集中係数が基準状態(初期すきまなし)に比べて1.7倍になり、実用的でないことが明らかになった。

図3にダブテイル形の場合について、形状公差が応力集中係数に及ぼす影響を示す。最悪の場合でも応力集中係数は基準状態の1.12倍程度であり、ダブテイル形を採用することとした。

3.2 応力集中係数に影響を及ぼすパラメータのスタディ

タービン動翼植込部がディスクと理想的に接触している場合、応力集中係数に関与するパラメータを図4に示す。

これらのパラメータを詳細に検討し、現在、CGT 301に適用されている最適化形状を得た。特に、 θ 、 ρ_1/b 、 b/m を適切な値に選ぶことが重要であるが、一つのパラメータを変えると、それに付随して他のパラメータも変化することが多く、各パラメータ単独で α に及ぼす影響

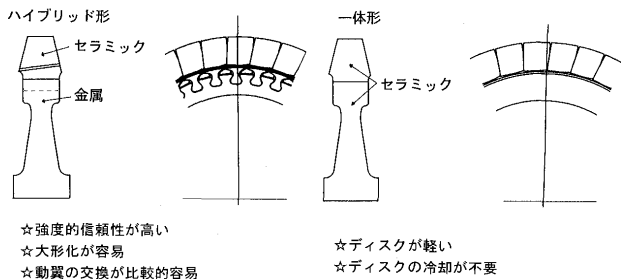


図2 ハイブリッドロータ形と一体ロータ形の比較

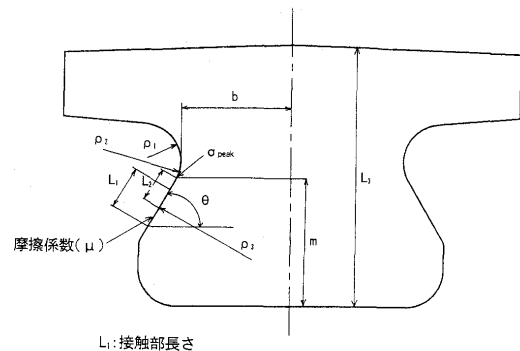


図4 応力集中係数に関与するパラメータ

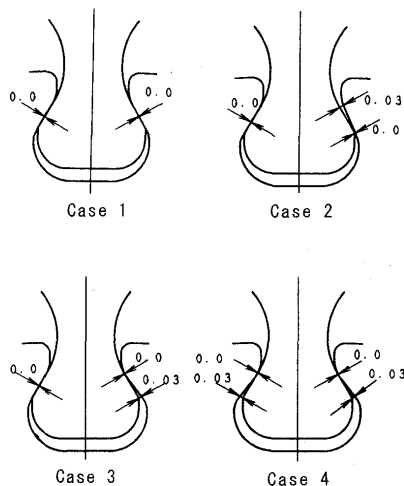


図3 ダブテイル部の形状公差と応力集中係数

条件	初期すきま	応力集中係数: α^*
Case 1	0.0 (左右)	1.0 (基準値)
Case 2	0.0 (左) 0.0 ~ 0.03 (右)	0.99
Case 3	0.0 (左) 0.03 ~ 0.0 (右)	1.03
Case 4	0.03 ~ 0.0 (左右)	1.12

を評価することは困難である。図5に解析例を示す。セラミック動翼と金属ディスク間の摩擦係数: μ の影響については4ケース (0.0, 0.15, 0.3, 0.5) の解析を行った。その結果、図6に示すように代表的な断面: A, B, Cの中で最もピーク応力の高い断面: A (危険断面) ではほとんど μ の影響を受けないことがわかった。

ただし、断面: B, C では摩擦係数が高いほど応力は高くなった。

4. ディスク等金属部品の設計

CGT 301 のタービン部の構造を図7に示す。セラミック動翼を支える金属ディスク及び動翼の抜け止板は高速で回転し、しかも高温に晒されるため強度的に厳しい状態にある。抜け止板はディスクの負担を軽減するためにボルトレスでディスクに固定する方式とした。ディスクおよび抜け止板の形状は3次元FEM解析により最適化を行った。ディスクの溝形状は前項の2次元解析で得られた最適形状を採用した。

5. 緩衝材の選定

セラミック動翼及び金属ディスクの形状並びに加工精度等に起因するダブテイル部での片当りを防止するため、セラミック動翼とディスクの間に金属製の緩衝材を挿入した。Pt, Co, Ni等の候補材について引張り試験 (常温, 高温), スピンテスト等の評価試験を行い、Ni基合金

箔 (厚さ: 0.10~0.15 mm) を選定した^{(6),(7)}。現在、今後のTITの高温化に対処するため、他の候補材料についても研究を行っている。

図8に引張り試験の状況を示す。セラミック製のダブテイルモデルに歪みゲージを貼り、引張りの軸力を付加し、左右の応力の違い (応力不均一率) から緩衝効果を評価した。図9に緩衝材の厚さと応力不均一率との関係を示す。厚さが50 μm 以上であれば十分な緩衝効果を有していることがわかる。図10にスピンテストの状況を示す。ディスクにセラミック動翼 (2枚) を装着し、テレメータシステムにより高速回転中のディスク表面の応力を計

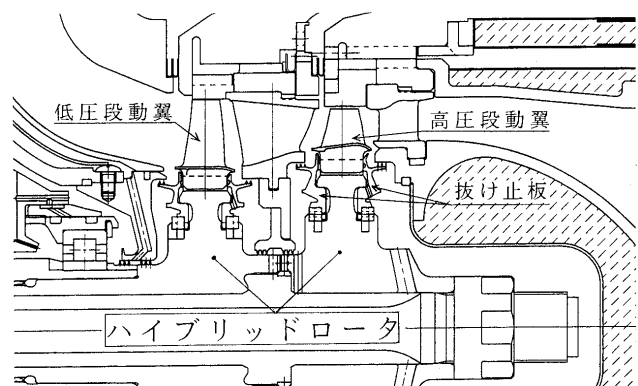


図7 CGT 301 のタービン部の構造

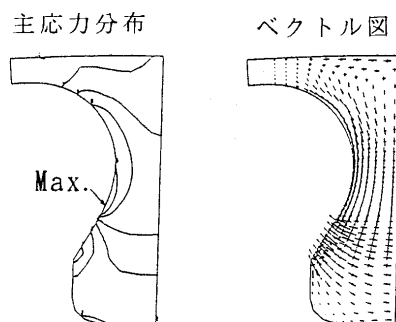


図5 応力解析結果 (最適形状)

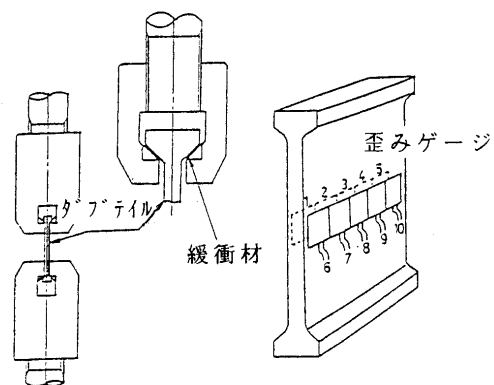


図8 引張り試験による緩衝材の評価

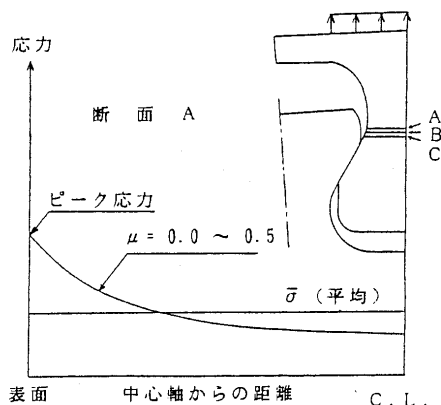


図6 危険断面のピーク応力と摩擦係数の関係

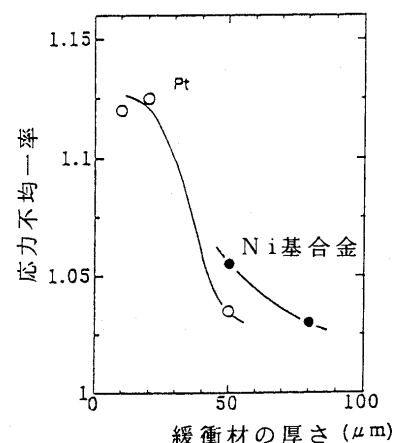


図9 緩衝材の厚さと応力不均一率の関係

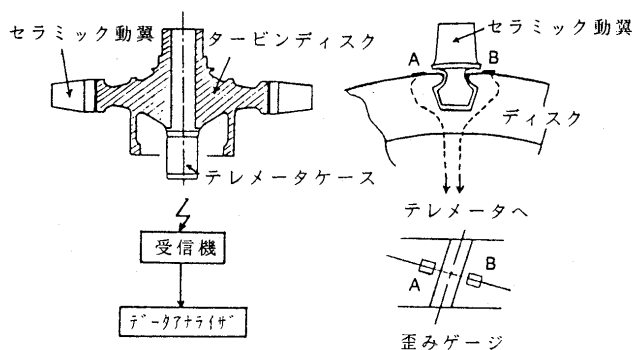


図10 スピンテストによる緩衝材の評価

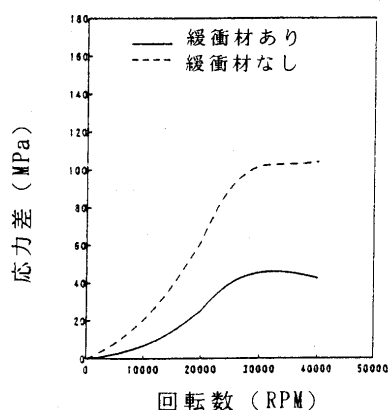


図11 テレメータによる応力測定結果の一例

測した。図11に試験結果の一例を示すが、緩衝材(Pt箔)の挿入によりA点とB点の応力差、言い換えれば片当たりが大幅に減少していることがわかる。

6. 強度評価

6.1 セラミック動翼の設計

動翼は以下のようにダブテイル部を最適形状に保ったまま翼面、プラットフォーム形状を段階的に変え、各段階で詳細な構造解析(主に応力解析)を行った。

Step 1…2次元翼(プラットフォーム: 平面)

Step 2…3次元翼(プラットフォーム: 傾斜平面)

Step 3…3次元翼(プラットフォーム: 曲面, スカート付き)

これらの動翼の遠心応力解析は、オフセット量(翼面の積重線とダブテイル中心線との距離)を種々変えて行い、最大応力をできる限り低減させた。図12に現在CGT 301に使用されている高圧段動翼の応力解析結果を示す。定常及び非定常熱応力についても詳細な解析を行い、動翼の実働運転状態における応力を求めて当社で開発した設計基準⁽⁶⁾により評価した。適用した設計基準は、セラミックスの強度を確率変数として取り扱い、部材全体の破壊確率をある許容値以内におさめることにより強度を保証するものである。

具体的には、動翼の許容応力は次式を満足するように設定されている。

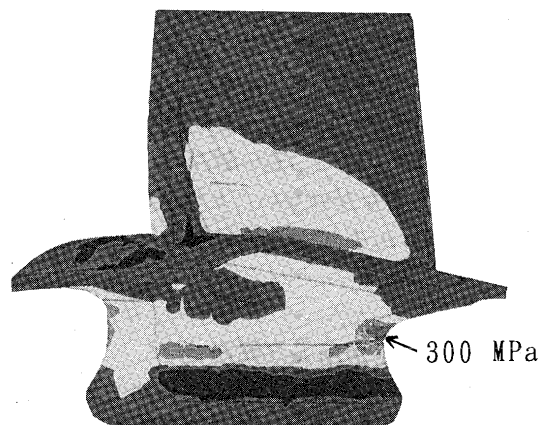


図12 高圧段動翼の応力解析結果

$$\sigma_{\max} \leq S_u(\text{or } S_t) / (K_0 K_1 \beta \gamma)$$

ただし、 β 、 γ は応力分布により決まる設計係数であり、 S_u 、 S_t はそれぞれ、動翼材料の設計最小強度及び設計時間最小強度である。 K_1 は安全率であり、 K_0 は基本設計係数である。

CGT 301の場合、時間依存型破壊の防止を保証するためには、現状の材料強度レベルで、 $t=20$ 時間、 $K_0=1.3$ 、 $K_1=1.2$ とすれば、 $\sigma_{\max} \leq 400$ MPaとなり、図12の300 MPaはこれを満足している。

セラミックスは材料減衰が小さいため、動翼が流体力により励振されて共振すると致命的な損傷を起こす可能性がある。運転範囲内における共振の有無を確認するため、振動解析を行った。

図13に解析値と実測値(インパルス法)の比較及び振動モード(ホログラフィ法)を示す。

この結果、定格回転数で1次曲げモードと回転12次との共振の可能性があることがわかった。高次の共振であり、励振力は小さいと考えられるが、今後のTIT及び出力の上昇に伴う材料強度の低下、励振力の増加等を考慮して、摩擦型ダンパを動翼に装着することも検討している。

6.2 要素試験

高圧段動翼は日本特殊陶業(株)、低圧段動翼は日本碍子(株)にて120%~143%オーバースピードのコールドスピニング試験を実施した。

コールドスピンテストによるブルーフ試験を経た動翼についてホットスピンテストによる評価を行った。試験は2枚または4枚翼で定格回転数の110%まで行った。Step 1の2次元翼で、FODが原因と思われる損傷が一例あった他はすべて健全であった。

Step 3の高圧段動翼については、2枚または4枚翼を装備し、TIT 1200°C、定格回転数で累積22時間、発停回数30回の試験を行い、目標の信頼性(TIT 1200°Cで20時間以上)を確認した。

低圧段動翼については、全翼装備で、TIT 1200°C、定

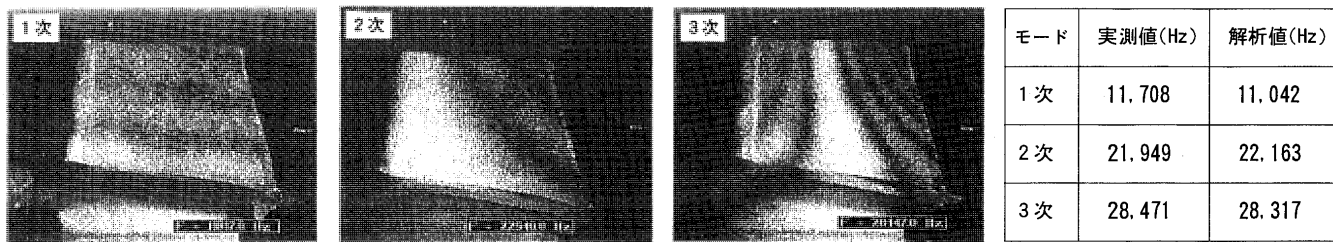


図13 高圧段動翼の固有振動数（実測値と解析値）

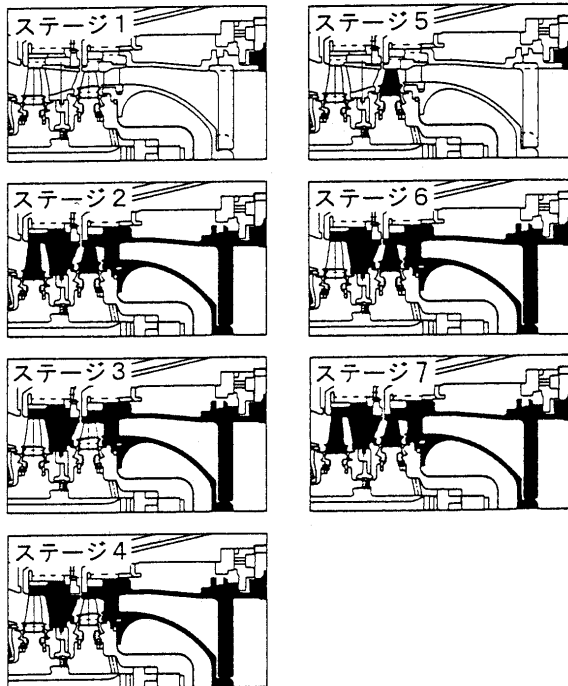


図14 各ステージでの組み込みセラミック部品

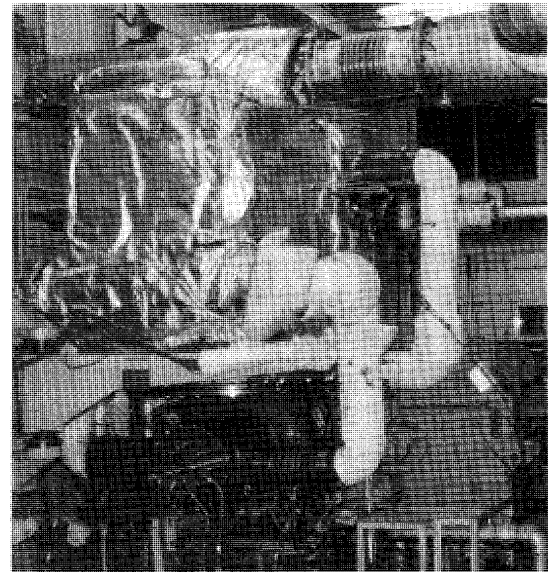


図15 CGT 301 の外観（熱交換器付き）

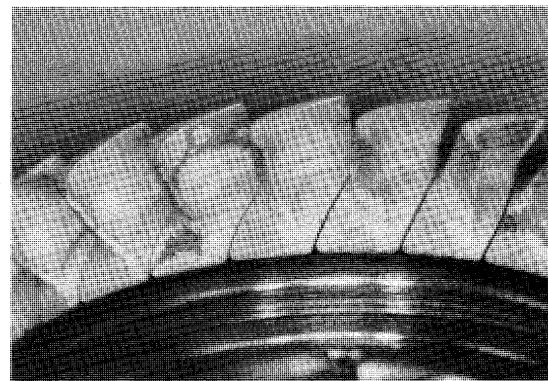


図16 高圧段動翼（7時間連続試験後）

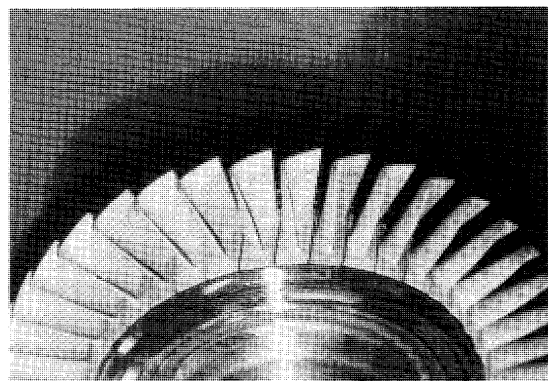


図17 低圧段動翼（1時間連続試験後）

格回転数で1.5時間の試験を行い、信頼性を確認した。これらの試験を通して、動翼のディスクへの固着現象や緩衝材の厚さ変化等に関して様々な知見が得られた。

固着とは、試験後の分解時に動翼がディスクの溝にスティックしている現象を言う。シャットダウン条件を種々変えて、ディスクや動翼の残留応力分布を測定したところ、シャットダウンの条件によっては100 MPaを越える場合があった。

この残留応力は一種の焼きばめ応力と考えられる。これまでの試験で固着に起因する損傷は起きていない。

緩衝材の厚さは時間経過及び繰り返し発停とともに徐々に減少していくが、次第に飽和していく傾向が確認されている。

6.3 エンジン試験

図14に示すように、試験は7段階に分け、セラミック部品を順次組み込んで健全性を評価した。本図で黒塗り部分はセラミック部品を示す。ステージ6においてTIT 1200°Cで分オーダーの試験を実施した後、20時間を越える長時間信頼性の実証試験を実施した。さらに、

表2 CGT 301 の累積運転時間

	全セラミック (ステージ7)	低圧段が金属 (ステージ6)	合 計 (温度範囲別)
1200~1250℃	1時間 0分	29時間47分	30時間47分
1150~1200℃	2分	5時間29分	5時間31分
1100~1150℃	20分	12時間47分	13時間 7分
1000~1100℃	2分	16時間14分	16時間16分
800~1000℃	32分	28時間 0分	28時間32分
合 計 (ステージ別)	1時間56分	92時間17分	94時間13分 (総 合 計)

低圧段動翼もセラミックとし、全セラミック部品を搭載した評価試験(ステージ7)を実施した。これまでの累積運転時間を表2に示す。累積運転時間にはTIT 1200℃で7時間以上の連続運転が2回含まれる。図15に熱交換器搭載状態のCGT 301の外観を示す。図16に7時間の連続運転を行った後の高圧段動翼の状況を示す。酸化により白色化しているが、全翼とも損傷はなく健全である。図17に全セラミック部品を搭載して1時間の連続運転を行った後の低圧段動翼の状況を示す。高圧段に比べて温度が低いため酸化は見られない。全翼とも何ら損傷はなく健全である。

7. 今後の課題

今後TITがさらに150℃上昇することに伴い、セラミック部品の高温強度のみならずセラミックと金属との締結部の信頼性の確保がより一層重要となる。とくに、ハイブリッドロータにおいては緩衝材の耐久性・耐熱性等の向上が不可欠である。また、これまでハイブリッドロータの構造信頼性の確立に重点を置き、ラビングが起きないように回転部と静止部間のクリアランスを設計値より十分広く設定して試験を行ってきた。このため、エン

ジン性能が目標値より低く、今後は性能向上の研究により重点を置いて開発を進める必要がある。

8. おわりに

1988年からハイブリッドロータの開発を進めてきたが、数々の技術課題を乗り越え、世界で初めてTIT 1200℃レベルで累積運転時間20時間以上を達成することができた。今後は、さらに運転実績を積んで、TIT 1350℃のパイロットCGTに向けてさらに信頼性を向上させるとともに性能向上を目指す所存である。

本研究は、通商産業省工業技術院ニューサンシャイン計画の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構(略称: NEDO)殿の委託研究に基づき実施したものである。

関係各位に感謝いたします。

参考文献

- (1) M. Saito et al.: Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT301), ASME 93-GT-49
- (2) M. Sakakida et al.: 300kW Class Ceramic Gas Turbine Development (CGT301), ASME 94-GT-125
- (3) M. Tatsuzawa et al.: Development of 300kW-class Ceramic Gas Turbine (CGT301) Engine System, ASME 95-GT-201
- (4) 田中, 佐々: 300 kW 産業用セラミックガスタービン-CGT 301・コージェネレーション用再生式1軸セラミックガスタービン, 日本ガスタービン学会誌 22-87 1994
- (5) M. Tatsuzawa et al.: Development of 300kW-class Ceramic Gas Turbine (CGT301), 1995 Yokohama IGTC-124
- (6) K. Tagashira et al.: Applications of Ceramics to Gas Turbine Blades, CIMAC 95-G01
- (7) K. Tagashira et al.: Evaluation of Reliability of Inserted Ceramic Blades by Hot-spin Testing, 1995 Yokohama IGTC-68
- (8) A. Suzuki, J. Hamanaka: Design Guide for Fine Ceramic Components, Ishikawajima-Harima Engineering Review, 33 [2] 143-147 (1993)

1900°Cレベル高温燃焼ガス計測用 イリジウム多点熱電対温度計

Design and Evaluation of a Multi-point Iridium Thermocouple Rake to Measure High Temperature Combustion Gas over 1900°C

田丸 卓^{*1}, 下平 一雄^{*1}
TAMARU Takashi SHIMODAIRA Kazuo
黒澤 要治^{*1},
KUROSAWA Youji

Abstract

For very high gas temperature measurement encountered in recent gas turbine research and development procedure, optical instrumentation have often difficulties in installation of the optical windows and in the evaluation of the values due to the sophisticated diagnostics. Therefore, to measure combustion gas temperature higher than 1900K, a practical multipoint Iridium-Rhodium thermocouple rake was designed and evaluated. The seven-point rake with triple radiation shields was tested in combustion gases between 1000K and 2200K. Measured temperature agreed well to the deduced temperature derived from adiabatic flame temperature compensated with combustion efficiencies and heat loss due to the coolant. Possible causes of the error and the reliability were discussed. The rake probe designed proved that no compensation is necessary for practical use if it allows the error of 5% in maximum.

1. まえがき

ガスタービンに対する燃料消費率低減, すなわちサイクル効率向上の要求からタービン入口ガス温度レベルは上昇の一途をたどっている。最近, 燃焼器出口平均温度が 2000 K に達するガスタービンやラムジェットエンジンの研究・開発も行われており^{(1),(2)}, その際の温度分布を考えると 2200 K (1900°C) レベルの温度測定が必要である。

従来用いられている白金系の高温用 JIS-B タイプ熱電対では 1900 K が使用の限界である。それ以上の高温ガス温度計測用として実験室用にはレーザーを利用した種々の光学温度測定法が研究されている。しかし, 実用ガスタービンの研究開発模型においては一般に光学計測に必要な光学窓が設けにくい。また多くの光学温度測定は値の信頼性判定に高度の専門的知識を要すること, 装置が非常に高価であることなどの欠点がある。

そこで実用性を重視して高温用熱電対として知られるイリジウム (Iridium)・ロジウム (Rhodium) 熱電対⁽³⁾ (以降, IR 熱電対と略) を多点計測温度計として設計製作し, 実用化試験を行った。

温度計製作にあたっては, その感温部, あるいは素線の支持材料に適当な耐熱材料がなく, 冷却をほどこすと

主要使用記号

h : 対流熱伝達率 [$W/(m^2 \cdot K)$]
 h_u : 燃料発熱量 [MJ/kg]
 k : 熱伝導率 [$W/(m \cdot K)$]
 L : ステイ (支持体) 長さ [=0.085 m]
 m : 質量流量 [kg/s]
 r : 中心からの半径方向距離, またはステイの水力相当半径 [m]
 Q : 熱量 [W]
 R : 供試燃焼筒半径 [=0.0776 m]
 T : 温度 [K]
 U_r : 燃焼器直前代表断面平均風速 [m/s]
 x : 壁からの位置 [m]
 η : 燃焼効率
 θ : 無次元温度
 ϕ : 当量比
 (添字)
 01 : 燃焼器入口全温
 a : 空気
 c : 冷却
 f : 燃料
 j : ステイ先端
 t : 主流
 x : 壁からの位置
 w : 燃焼筒壁面の値

原稿受付 1996 年 1 月 18 日

* 1 航空宇宙技術研究所 〒182 東京都調布市深大寺東町 7-44-1

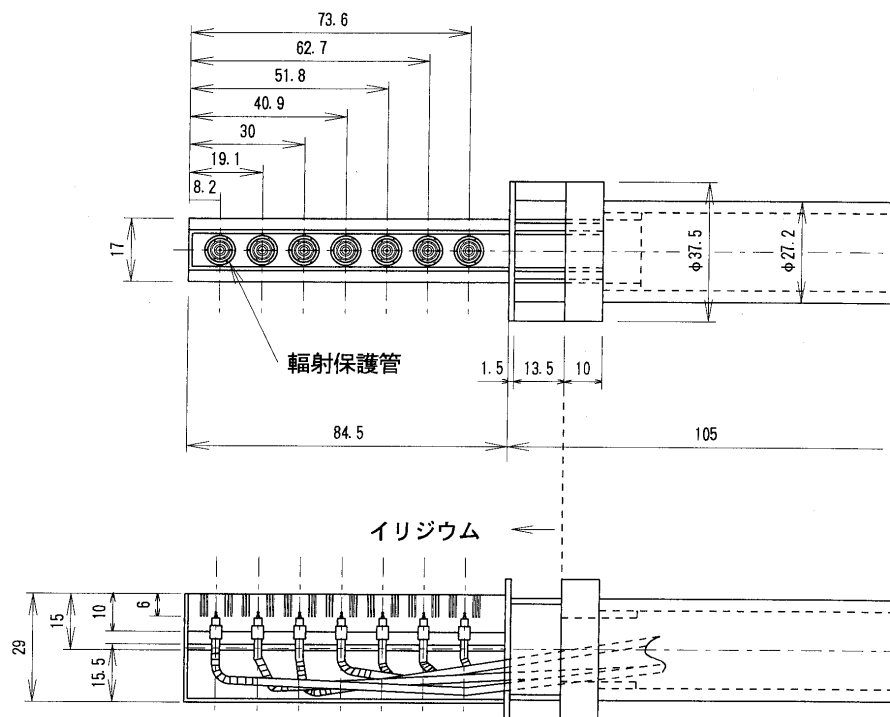


図1 供試温度計詳細寸法・構造

測定値の信頼性を損うおそれがあったため、イリジウム自体を無冷却で支持体（ステイ）として用いた。従来イリジウムは加工性に難があるため一対で単点計測に用いられた例がみられる⁽⁴⁾が多点計測が必要なガスタービンの燃焼器出口ガス温度計測などでの実用例は見あたらない。ここでは筆者らの熱電対温度計の設計研究⁽⁵⁾に従い、高温ガスタービン燃焼器の研究に適した実用性の高い多点温度計を製作し評価した。

2. 供試温度計

熱電対 IR 40 は一方の素線がイリジウム 60%とロジウム 40%の合金、他方が 100%イリジウムで構成されている。イリジウムおよびロジウムの融点はそれぞれ 2726 および 2233 K である。イリジウムの結晶構造は金、白金およびロジウムなどと同じ面心立方格子であるが、それらの金属の展延性の良さと対照的にイリジウムは脆く、常温での加工性は極めて悪い⁽⁸⁾。

ガスタービンのタービン入口ガス温度の計測においては多点計測が要求される。また計測条件上は空力的誤差は少なく、ふく射と伝導に対処した構造が期待される^{(9),(10)}。ちなみにイリジウムの表面ふく射率は温度上昇と共に増加するが 2200 K のとき 0.2 である⁽⁷⁾。また、イリジウムとロジウムの熱伝導率は白金の 72 W/(m・K) に対しそれぞれ 147 W/(m・K) と 150 W/(m・K)⁽⁶⁾ と極めて大きい。

従来、複雑な形状への加工が不可能であった IR 熱電対も最近の加工技術の発達により多点温度計形状への設計要求に応じられる加工が可能となった。そこで以前の

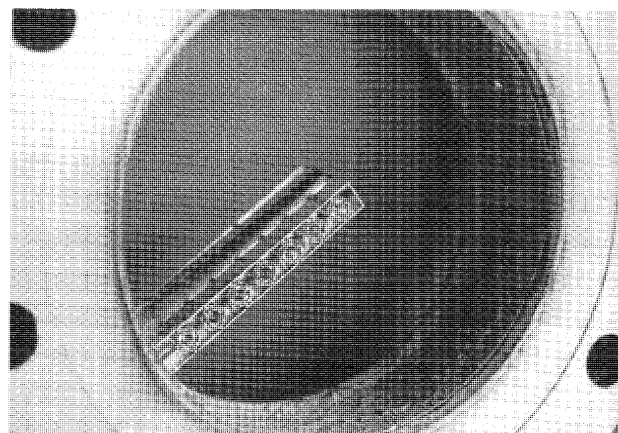


図2 フランジに取付けたイリジウム・ロジウム多点温度計

研究⁽⁵⁾に従いガスタービン出口ガス温度計測に適した空力抵抗の少ない形態の 7 点式くし（櫛）形温度計を試作した。図 1 にその寸法形状を示す。熱電対は素線径 0.5 mm で、感温部付近は耐熱性と電気絶縁性に優れたベリリア碍子で保持した。感温部の周囲には主軸方向 6 mm、厚み 0.3 mm のイリジウム板による 3 重のふく射保護覆いを設けた。温度計の支持構造から燃焼筒への熱伝導およびふく射損失を最小とするため、取付けフランジ内面は厚み 25 mm の断熱材（ファイバーキャスト #700）で 42 mm の長さを内張りした。以前の研究⁽⁵⁾よりすぐ近傍側面はふく射への影響が極めて大きいことがわかっている。板金構造の温度計根元部にも断熱材を充填した。そのフランジに取付けた温度計外観を図 2 に示す。

3. 試験装置と方法

高温燃焼ガスの流れ中での使用を考え図3に示す燃焼装置を用いた。この燃焼器は8本の空気噴流と共にその噴射筒先端から噴出させる水素燃料を直径155 mmの燃焼筒内に吹込むもので、計測部位での当量比と燃焼効率が断面上ほぼ均質であることから被測定ガス温度は均質と考えられる。この特性詳細については既報⁽¹⁾に記している。空気室(図3の最大径の部分)内部の燃焼筒は空冷、外部出口側の燃焼筒は水冷している。空冷筒と水冷筒の長さはそれぞれ450 mmと420 mmである。空冷筒での冷媒空気の温度上昇より求めた冷却能力を図4に示す。また冷却水の温度上昇は流入空気全温 $T_{01} = 1200$

K, 代表断面風速 $Ur = 80$ m/s, 当量比 $\phi = 1$ の条件で19°C程度で、その結果94 kWの熱量が取り去られている(表1)。

燃焼器出口側から見た供試温度形の空気噴射管などに対する相対取付け状況を図5に示す。同図右は出口周方向の温度分布変化を確認するため温度計の取付け角度を変えたときの空気噴孔に対する相対位置を示す。半径方向燃焼ガス組成分布を計測するための分析ガス採取プローブは温度計前の流れを乱さぬよう約30 mm後方に温度計と垂直の向きに設置した。燃焼器直前の供試空気条件は温度が1000または1200 K, 風速 Ur が80または40 m/sである。

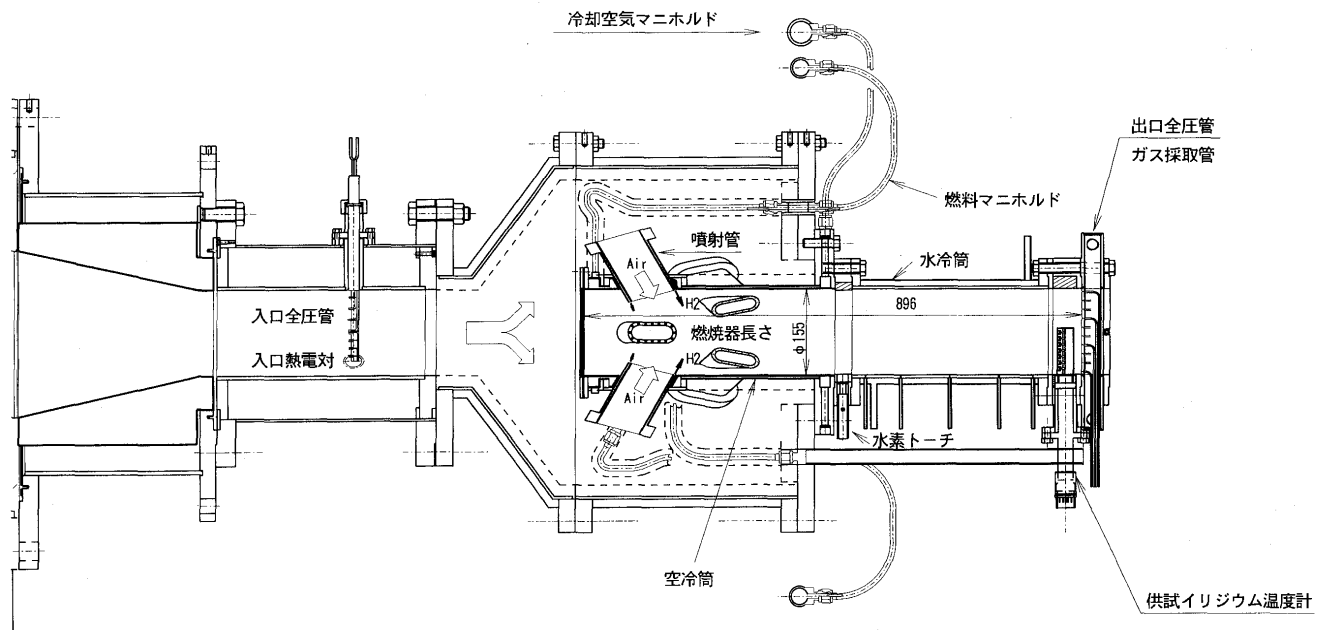


図3 高温ガス発生用燃焼器と供試温度計取付部

表1 燃焼筒冷却による熱損失

媒質	冷却量 kg/s	平均温度上昇 K	熱量 kW
空気	0.2755	252	71.51
水	1.19	19	94.46
(合計)			166.0

(RUN: J5R12080-10/300)

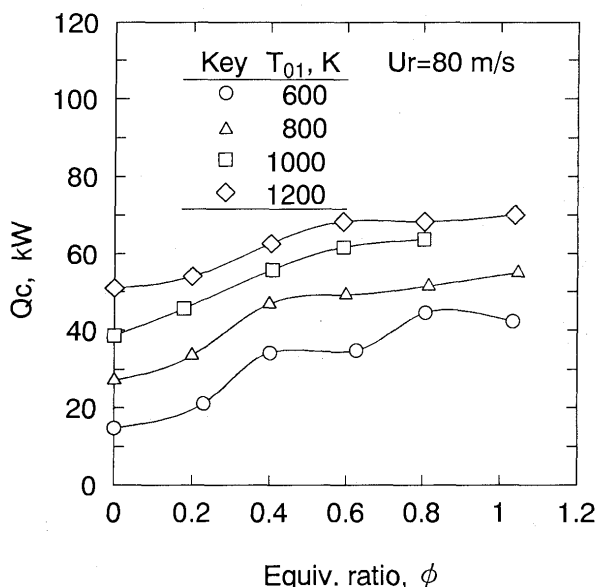


図4 燃焼条件による筒冷却量

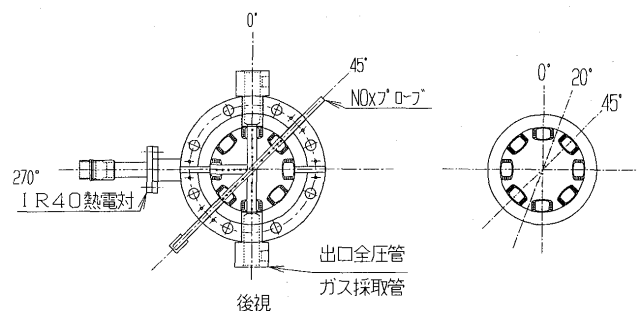


図5 燃焼筒出口の温度計取付相対位置

4. 試験結果と検討

入口空気温度が 1000 K のとき供試燃焼器出口における局所当量比の分布は図 6 のようである。ちなみに当量比 0.8, 0.6 および 0.4 での断面全体平均燃焼効率 η は、それぞれ 95, 99 および 100% である。同様に半径方向温度分布は図 7 のようである。温度とガス組成分布の計測周方向位置は異なるがともに同心円上で均一と仮定して、局所当量比に対する温度を補間してみると図 8 に示した実験点のようになる。

更に入口空気温度を上昇させた $T_{01} = 1200$ K の場合、半径方向温度分布は図 9 に示すように比較的平坦となる⁽¹⁾。一方、混合気濃度を上昇させた場合、燃焼効率 η は図 10 のように当量比 0.6 以上で徐々に低下し、量論比では 90% 程度になっている。この傾向は燃焼器への流入空気温度の如何によらない。

燃焼器出口ガス温度分布はほぼ均一とみて各当量比における温度計 7 点の計測値の算術平均値を入口空気温度

1000 と 1200 K の場合について示すとそれぞれ図 11 と図 12 のようになる。記号を区別した Angle とは温度計

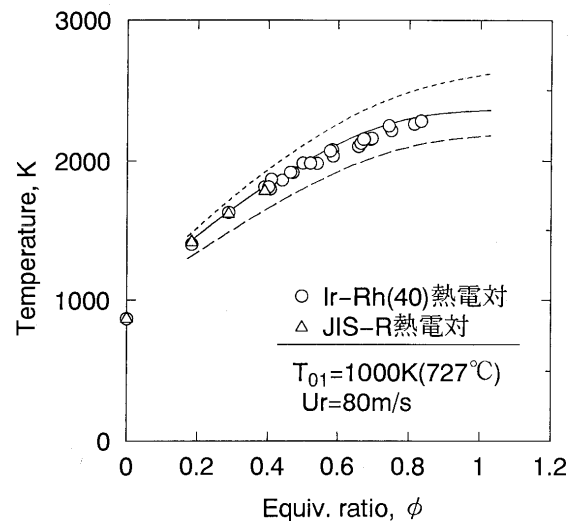


図 8 局所当量比に対する実測温度

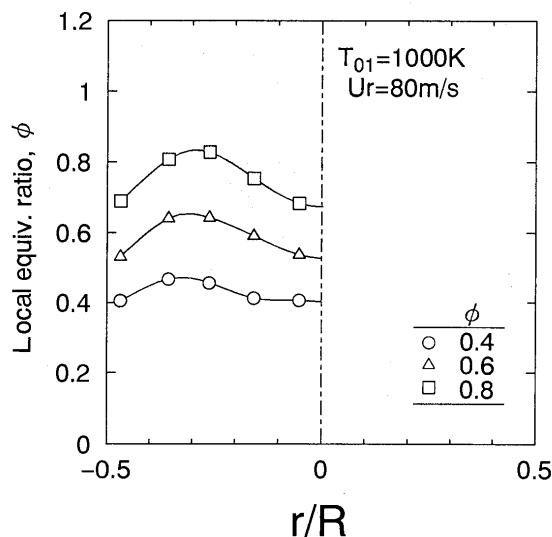


図 6 燃焼筒半径方向当量比分布

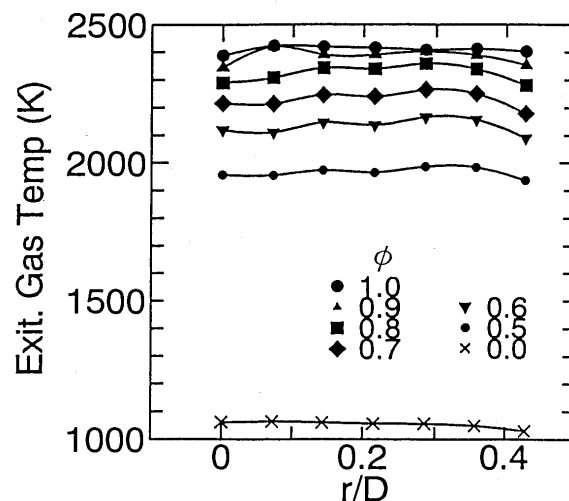


図 9 各平均当量比に対する半径方向温度

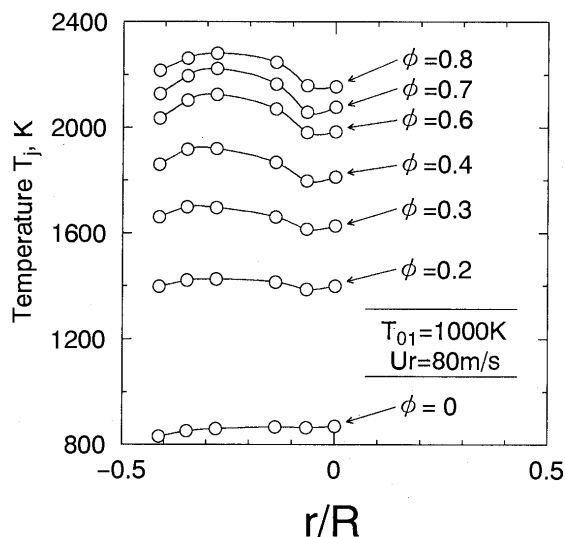


図 7 当量比毎の半径方向温度分布

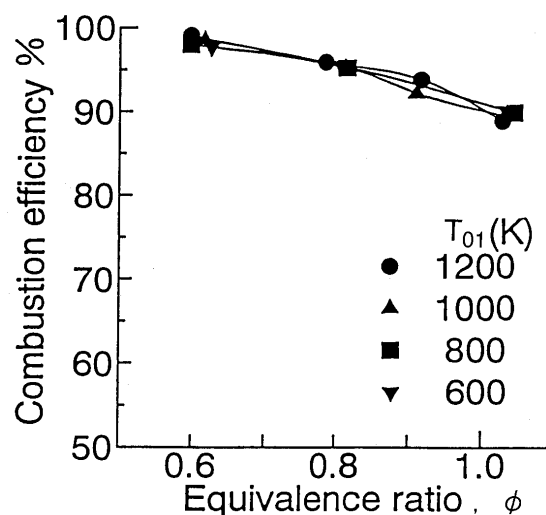


図 10 供試燃焼器の燃焼効率特性

の周方向設置位置を変えた場合（図5参照）の角度を示す。実験点のバラツキからみて周方向の取付け位置の差異はガス分析値の場合⁽¹¹⁾は同様に比較的少ない。

両図で点線は同条件の断熱火炎温度⁽¹²⁾を示す。実線はそれに図5に示す燃焼効率低下の効果を勘案し、図4に例示した燃焼筒冷却空気を取り去る熱量を差引いた温度上昇である。

すなわち、燃料燃焼による発熱が温度上昇と冷却損失に費やされたとすると

$$\eta m_f h_u = c_{pg} \Delta T (m_a + m_f) + Q_c \quad (1)$$

ここで m_a と m_f は空気と燃料の質量流量、 h_u と c_{pg} は燃料の発熱量 (120 MJ/kg) と混合ガスの平均定圧比熱、 Q_c は燃焼筒の冷却空気によって除去される熱量である。これより完全燃焼断熱条件での温度上昇を ΔT_i としたとき、それらの条件下での平均定圧比熱はほぼ等しいとみなせることから

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_i} = \eta - \frac{Q_c}{m_f \cdot h_u} \quad (2)$$

これより求めた ΔT に入口空気温度値を加えたものが図11と12の実線である。ややバラツキはあるもののこの実線は比較的よく実験点の傾向を示している。それらの実験点の下側に引いた破線は Q_c に燃焼器下流部の冷却水の除去熱をも加味したときの値である。図9の半径方向温度分布から判断してこの水冷ダクト部の熱吸収は計測値に大きな影響を与えていない。

風速 40 m/s の場合はやや指示値が小さい値となる傾向にある。これは既刊文献⁽⁵⁾で検討したように素線径を代表長さとするレイノルズ数 Re_d が小さくなり、対流熱伝達に較べてふく射や熱伝導損失の影響が大きくなるためと考えられる。ちなみに入口温度 1200 K、風速 40 m/

s、量論比燃焼の時の Re_d は 75 である。

燃焼ガス温度はその局所当量比に影響されることを考えると、平均値をとった図11と12に較べて図8の場合が各計測点の局所温度を表現していると考えられる。図8で実験点の実線からのへだたりは +50 K, -100 K 以内である。すなわち実線が正しい値とすると測定値は 5% 以内の誤差と考えられる。

次にイリジウムは極めて熱伝導率が良好なことから温度計設計上考慮すべき熱電対素線を支えるイリジウム製ステイ（支持体）の温度分布を検討する。供試 IR 熱電対自体は、7 計測点のうち最も壁面に近いものでも挿入深さが素線直径の 20 倍以上あるため、素線自体での熱伝導の影響は無視できると考えられる。ステイ板材は、厚み 1.5 mm、巾 10 mm、長さ 85 mm であるので表面熱伝達と母材の熱伝導を考慮する上で水力相当半径 $r = 2.6$ mm の棒材とみなし、半径方向各位置での温度を求めてみる。

壁から x の距離での温度 T_x は、無次元温度値

$$\theta_x = \frac{T_t - T_x}{T_t - T_w}, \quad \theta_j = \frac{T_t - T_j}{T_t - T_w} \quad (3)$$

を採用すると

$$\theta_x = \frac{\cosh\{m(L-x)\} - \frac{mr}{2}\theta_j \sinh(mx)}{\cosh(mL)} \quad (4)$$

ここで、 $m = (2h/kr)^{0.5}$ である。先端温度 T_j は上式で $x = L$ として

$$\theta_j = \left\{ \cosh(mL) + \frac{mr}{2} \sinh(mL) \right\}^{-1} \quad (5)$$

より求められる。上式ではステイの熱伝導断面積が熱電対の 76 倍であるため対流、および熱伝導の影響に比し、ふく射の寄与は微小と考えふく射項を無視した。境界条

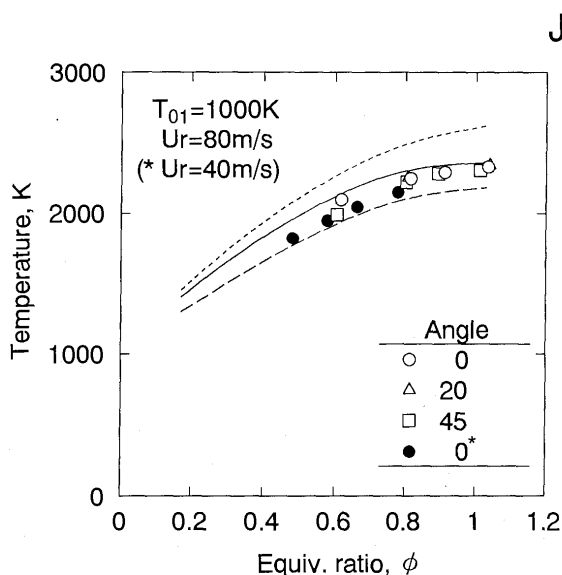


図11 平均当量比に対する7点実測平均温度
($T_{01} = 1000$ K)

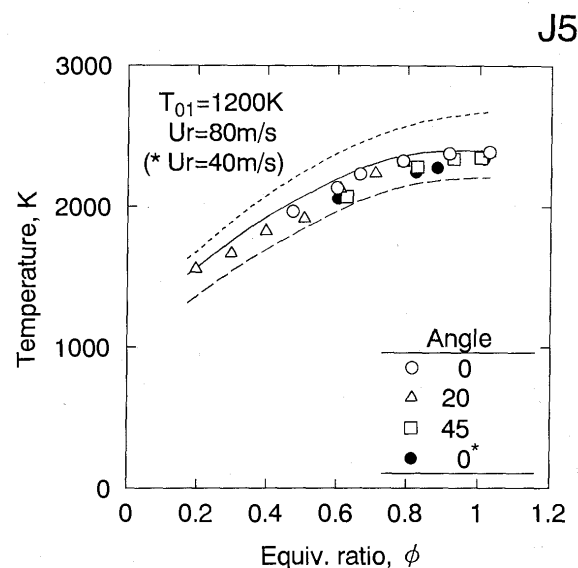


図12 平均当量比に対する7点実測平均温度
($T_{01} = 1200$ K)

件としてステイ根元では燃焼筒壁温度，先端ではステイ軸方向熱伝導が対流熱伝達に等しいとした。なお，ステイへの熱伝達率は

$$Nu = 0.44 Re_d^{0.50} \quad (6)^{(14)}$$

より求めた。

ガス温度 2200 K, $T_w = 373$ K, ガス流速 150 m/s ($Ur = 80$ m/s 相当) としたときのステイ温度軸方向分布は図 13 のようである。この結果，壁近傍，特に壁より 30 mm 付近以内の計測点は，ステイの温度が壁への熱伝導のため低下することに留意する必要があることがわかった。今回の供試温度計ではステイと熱電対感温部との間に 3 重のふく射保護管があるためふく射損失上は影響が無視できる範囲であった。

なお，今回の計測は限界を見極める意味もあって最後には 2400 K を越える温度領域まで使用してみた。長時間の暴露ではなかったが結果的にイリジウム部分の減損がみられた。イリジウム金属の特性として，Crookes⁽¹³⁾によると 1270 K 以上になると揮発性酸化物 IrO_3 が形成され，1573 K の空気中実験で 22 時間で 7.3% の質量減少があったという。しかし更に高温では逆反応が始まるので酸化が起こりにくいともいわれる。今後，より長い時間の使用にあたっては検討を要する課題である。

5. 結 論

最近の高温化しているガスタービン開発に必要な高温ガス温度を計測するため，熱電対自体としては電気炉などで較正され，特性が知られているイリジウム・ロジウム熱電対を実用的 7 点式温度計として設計製作し，高温燃焼ガス流れの中で試験した。その結果をつぎにまとめる。

- ・水素燃焼器出口で 2200 K レベルのガス温度を当量比分布，熱損失，燃焼効率などから判断して適確な温度として実測できた。
- ・完全燃焼，断熱を仮定した燃焼ガス温度から燃焼効率と強制冷却による温度降下を差引いた値と測定ガス温度は 5% 以内の誤差で一致した。
- ・熱電対素線をイリジウム支持体で担持する設計では，その支持体が熱伝導によって温度低下することに注意する必要がある。

以上の結果，設計製作したイリジウム・ロジウム多点熱電対温度計は使用が長時間におよばない試験研究の場合などで，2200 K 程度までの温度計測に十分実用可能なことを明らかにした。

本研究の一部は通産省工業技術院の産業科学技術研究開発制度による「超音速輸送機用推進システムの研究開発」の一環として行った。

参考文献

- (1) 山下 巖: 水素・酸素燃焼タービン開発の背景と可能性, 日本ガス

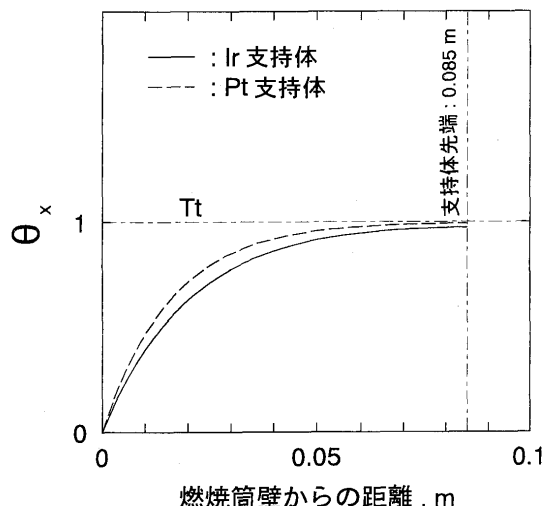


図 13 ステイの半径方向温度分布

タービン学会誌 22-86 (1994) pp. 9-16

- (2) 村島完治: 超音速輸送機用推進システム研究開発プロジェクトの現状と展望, 日本航空宇宙学会誌, 42 巻 481 号 (1994/2) pp. 67-77
- (3) Caldwell, F. R.: Thermocouple Materials, Temperature, Its Measurement and Control in Science and Industry, Vol. III, Part 2, Reinhold, N. Y., 1962, pp. 81-134
- (4) Glawe, G. E., Simmons, F. S. and Stickney, T. M.: Radiation and Recovery Corrections and Time Constants of Several Chromel-Alumel Thermocouple Probes in High-Temperature, High-Velocity Gas Streams, NACA TN3766 (1956/10) pp. 1-25
- (5) 田丸, 下平: ふく射と熱伝導の影響を受けるガスタービン燃焼器試験用ガス温度測定プローブの評価, 航技研報告 TR-938 (1987/7) 1-22, または田丸, 下平, 久山: ガスタービン燃焼器試験用ガス測定プローブの熱伝導とふく射誤差評価, 日本ガスタービン学会誌, 15 巻 57 号 (1987/6) pp. 81-89
- (6) 田中貴金属工業(株)編: 貴金属のおはなし, (株)日本規格協会発行 (1989/5)
- (7) 伝熱工学資料, 改 4, 日本機械学会 (1991) p. 184
- (8) Heckers, S. S., Rohr, D. L. & Stein, D. F.: Brittle Fracture in Iridium, Metallurgical Trans A, Vol.9A (1978/4) 481-488
- (9) 田丸 卓: ガスタービン燃焼器開発における計測法, セラミックガスタービン技術開発研究会第 3 回講演会資料集 (I) (1993/10) pp. 1-27
- (10) 田丸 卓: 航技研におけるガスタービンおよびジェットエンジン燃焼器研究開発, 航技研資料 TM-676 (1995/1)
- (11) 下平一雄, 他 4 名: 水素燃料保炎型ラム燃焼器の高温燃焼特性, ガスタービン秋季講演会講演論文集 (1994)
- (12) Wear, J. D., et al.: Combustion Gas Properties, III-Hydrogen Gas Fuel and Dry Air, NASA TP2477 (1985)
- (13) 岡田, 後藤: 白金と工業的利用, 産業図書(株)出版 (1956) (原典; Crookes, W.: Pro. Roy. Soc., (A) V. 86 (1912) 461)
- (14) Moffat, R. J.: Gas Temperature Measurement. Temperature, Its Measurement and Control in Science and Industry, Vol. III, Part 2, Reinhold, N. Y. (1962) pp. 553-571

自動車用 100 kW 級セラミックガスタービン燃焼器の特性

その 1: 予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の火炎観察と火炎安定範囲の評価

Characteristics of 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine Combustor Part 1: Flame Observation and Evaluation of Flame Stability Range on Lean Premixed-Prevaporization Combustion and Spray Combustion

大久保陽一郎^{*1},
OHKUBO Yoichiro

井戸田芳典^{*1}
IDOTA Yoshinori

Abstract

A lean premixed-prevaporization combustor (LPP combustor) for a 100kW automotive ceramic gas turbine has been developed to meet Japanese 10-15 mode emission standards for gasoline engine passenger cars without using an aftertreatment system. For practical use of a LPP combustor, the flashback and the flame instability in the LPP combustion must be prevented. Flame stability in LPP combustor was evaluated in the inlet air temperature range from 873K to 1173K, the air pressure range from 0.1MPa to 0.25MPa, the air velocity range from 5m/s to 30m/s and the atomizing air range from 1.5g/s to 4g/s. The flashback into the prevaporization-premixing fuel-air preparation space occurs at an equivalence ratio of about 0.5 for kerosene. The flashback is affected by three dimensional distribution of the fuel concentration and the air velocity. The lean blowout limit for the LPP combustion exists at average gas temperature of about 1500K. The condition to obtain the LPP flame stability range between flashback limits and lean blowout limits extends into more lean condition as the inlet air temperature or the air pressure increases.

1. はじめに

自動車用 100 kW セラミックガスタービン (CGT) では燃費を低減するために回転蓄熱式熱交換器で排熱を回収する構成であり、燃焼器入口の空気温度 (T_{in}) が約 1000 K 以上の高温になる。この高温空気を利用した予蒸発予混合燃焼器を開発することで、排気触媒等の後処理装置なしでガソリン乗用車の排気規制値をクリアすることを目指している。

ところで、自動車用エンジンとしては冷間時においても確実な着火始動を保证する必要がある。そこで、空気温度が低い場合には微細な燃料噴霧に点火して、噴霧燃焼で速やかにエンジンを始動させる。その後、エンジンが暖機して空気温度が上昇したところで噴霧燃焼から予蒸発予混合燃焼に移行させる燃焼器構成にしている。このとき、空気温度の上昇により予蒸発予混合燃焼あるいは噴霧燃焼の吹き消え限界はより希薄な燃空比になることが予想される。一方、予蒸発予混合燃焼では逆火の

ために火炎安定範囲が比較的狭くなり、実用化が困難であると言われている。しかし、予蒸発予混合燃焼あるいは噴霧燃焼において、1000 K 程度までの高温空気条件下で吹き消えや逆火の特性が十分に調べられていない。本研究では、CGT 燃焼器として開発してきた予蒸発予混合燃焼器 (PPL-1) で灯油を燃焼させた場合にその火炎を可視化観察した。さらに、予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の火炎安定範囲を空気温度、圧力、流速あるいは燃料噴射弁の微粒化用空気流量を変化させて調べた結果を報告する。

2. 試験装置

2.1 予蒸発予混合燃焼器の構成

CGT 燃焼器として第 1 次設計された予蒸発予混合燃焼器 (PPL-1)⁽¹⁾ を図 1 に示す。この燃焼器の燃料供給系⁽²⁾ は、燃料を燃焼室内に直接噴射するセカンダリ噴射弁と予蒸発管内に噴射するプライマリ噴射弁で構成されている。着火始動と加速等の高負荷運転等にセカンダリ噴射弁を、アイドリングから 30% 程度の低負荷運転時にプライマリ噴射弁を使用し、低エミッション燃焼を目指す。つまり、プライマリ噴射弁は予蒸発管に燃料噴霧を

原稿受付 1996 年 2 月 9 日

* 1 (株)日本自動車研究所, 現 (株)豊田中央研究所
〒480-11 愛知県愛知郡長久手町長湫横道 41-1

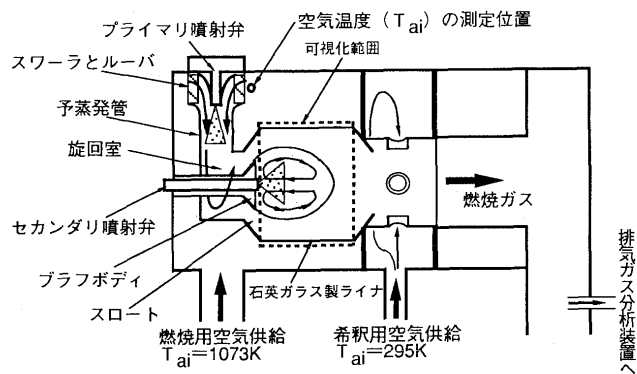


図1 予蒸発予混合燃焼器の燃焼観察用試験装置

供給して予蒸発予混合燃焼させるための燃料噴射弁で、燃料流量 (G_f) が 0.2 g/s から 3 g/s の範囲、ザウタ平均粒径 (SMD) が $30\text{ }\mu\text{m}$ 以下になるように開発した。セカンダリ噴射弁は燃焼室入口にあるブラフボディ内に装着して噴霧燃焼させるための燃料噴射弁で、燃料流量が 0.4 g/s から 6 g/s の範囲、SMD が $60\text{ }\mu\text{m}$ 以下である。両噴射弁は単噴孔のエアアシスト型渦巻噴射弁で、微粒化用空気を燃焼用空気とは独立に一定量 (例えば 2 g/s) 噴射して微粒化を確保するものである。

プライマリ噴射弁で噴射された燃料噴霧は、予蒸発管内の高温高速旋回気流の中で予蒸発予混合しながら旋回室内に側方から導入される。予蒸発予混合気はブラフボディ周囲に位置する旋回室内を通過して、旋回室出口に設けた環状のスロートから燃焼室 (内径 $\phi 100\text{ mm}$) に旋回流となって流入する。燃焼室内ではブラフボディの後流渦と旋回流で火炎が保持される。なお、燃焼室入口の流入スワール数が 1 になるように設計した。燃焼室後方の希釈室 (内径 $\phi 80\text{ mm}$) では燃焼ガス温度を平均 1623 K 以下に低下させるとともに温度分布を均一にするように對抗する 4ヶ所から希釈用空気を導入する。

2.2 燃焼観察用燃焼器の構造

予蒸発予混合燃焼器内に形成する火炎を観察するために、図1に示す燃焼観察用試験装置を製作した。この装置では燃焼室内の平均燃空比を正確に決めるため、燃焼用空気と希釈用空気をそれぞれ個別に計量して燃焼器に供給した。燃焼用空気流量 (G_{ai}) は、工場空気源の空気をマスフローメータで計測した。燃焼器入口で設定の温度まで電気加熱器で加熱された燃焼用空気は、予蒸発管を通過して燃焼室に導入する。一方、希釈用空気は工場空気源の空気を計量した後に燃焼室後部の希釈室に直接導入する。また、プライマリ噴射弁とセカンダリ噴射弁の微粒化用空気 (G_{aj} , G_{as}) は室温の空気をそれぞれ独立にマスフローコントローラで調量して供給した。燃料噴射弁の微粒化性能は微粒化用空気流量により決まるため、それぞれ一定でかつ同量の空気流量で以下の実験を実施した。この試験装置では、PPL-1 燃焼器の燃焼室を炭化珪素製ライナの代わりに透明な石英ガラス製ライナにし

た。燃焼器外筒容器には対向する 2ヶ所の位置に石英ガラス製の観察窓を設けて、燃焼室内の火炎を目視観察した。燃焼試験の手順は、着火始動後、燃焼器入口の空気流量、空気温度、圧力および微粒化用空気の各条件を設定する。燃料流量を所定の流量に設定して、噴霧燃焼あるいは予蒸発予混合燃焼を観察する。ここでは、燃料として灯油 (JIS 1 号) を使用した。

3. 火炎観察結果

3.1 噴霧燃焼 (Spray Combustion)

セカンダリ噴射弁から噴射した燃料噴霧により燃焼室の中央領域に形成される火炎は、気流スワールが比較的強いために軸対称の釣鐘形状になる。燃焼室内の平均燃空比 (F/A)_p が小さい条件 (大気圧燃焼時に 0.02 以下) では輝度の高い青白色であり、火炎基部がセカンダリ噴射弁先端の噴孔周囲の平面に付着している。(F/A)_p がさらに大きくなるにつれて火炎は黄色から輝度の高い黄白色に変化する。噴射燃料流量が増加するにつれて噴霧全体が輝炎に囲まれて火炎径が太くなって下流に伸びる (図2(a)写真中の白い領域が火炎発光) と共に、火炎基部が噴射弁先端の噴孔口からブラフボディの端面に移行する。さらに燃料流量が増加すると、ブラフボディ端面上にススが付着するようになる。一方、(F/A)_p の値が小さくなる (希薄になる) につれてブラフボディ端面の近傍に形成される青炎が小さくなり、セカンダリ噴射弁先端面に接していた火炎基部がなくなり、5 mm から 10 mm 程度離れた浮き上がり火炎となる。この状態の火炎は、燃料流量と空気流量が変動しなければ浮き上がり火炎として定在するが、火炎として不安定であり、供給系の変動で少し希薄になると吹き消える。

3.2 予蒸発予混合燃焼

(Lean Premixed-Prevaporization Combustion: 略して LPP Combustion)

プライマリ噴射弁から噴射した燃料噴霧の予蒸発予混合気により燃焼室内に形成される火炎は、対向する燃焼室壁が透けて見えるほど輝度の低い希薄な青色であり、噴霧燃焼の火炎に比較して対照的である。(F/A)_p が大きくなるにつれて、火炎はブラフボディに近く、燃焼室壁面に沿った円環状領域に輝度の高い青炎 (図2(b)中の白い領域が火炎) を形成する。さらに、(F/A)_p が 0.02 程度 (当量比 0.3) になると燃焼室の一方所 (予蒸発管の導入方向) に輝度の高い青白色の領域が形成されて、燃料濃度あるいは温度分布に円周方向の不均一があることがわかる。(F/A)_p が 0.034 程度 (当量比 0.5) になると、燃焼室上流の予蒸発予混合通路に火炎が逆火する様子が観察できる。一方、(F/A)_p の値が小さくなるにつれて、青炎がブラフボディから徐々に離れて形成されて、より希薄な火炎が燃焼室の後半領域に形成される。吹き消え限界では青炎が不安定になって、突然吹き抜けて消える。

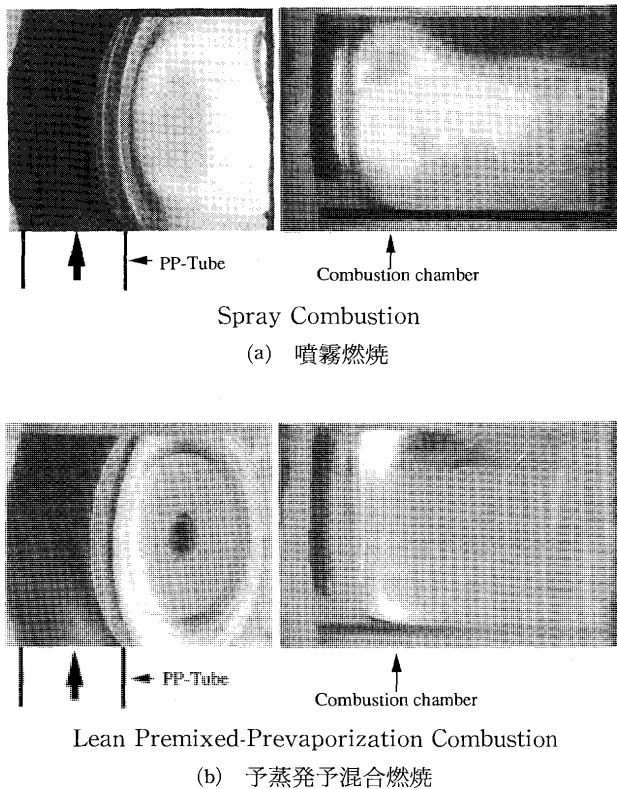


図2 予蒸発予混合燃焼器内の火炎観察

4. 火炎安定範囲

燃焼器入口の空気流量、温度、圧力、微粒化用空気流量と燃料流量の各条件を所定の値に設定して、噴霧燃焼の希薄吹き消え限界、噴霧燃焼のスス付着限界、予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界および予蒸発予混合燃焼の逆火限界を調べた。希薄吹き消え限界を調べる方法は、以下の手順で実施した。一定の入口空気条件にした後、火炎が安定に保持される燃料流量から 0.05 g/s 減少させる。5 分から 10 分程の間、火炎が安定であればさらに 0.05 g/s 減少させて、吹き消えた燃料流量を希薄吹き消え限界とした。噴霧燃焼のスス付着限界については、燃料流量を 0.05 g/s 毎増加させて 5 分程燃焼させた時に、ブラフボディ端面上にすすが付着しているかどうかを目視で判断した。予蒸発予混合燃焼の逆火限界については、同様に燃料流量を 0.05 g/s 増加させて 5 分程燃焼させて、ブラフボディ周囲のスロート部から上流の予蒸発予混合通路に火炎が逆火したかどうかを目視で判断した。

以下では、燃焼室内径 ($d = \phi 100 \text{ mm}$) を代表寸法にする平均空気流速 U_a 、燃焼器入口空気温度 T_{ai} 、空気圧力 P_{ai} および微粒化用空気流量 G_{aa} が火炎安定限界に及ぼす影響を比較した。なお、平均空気流速 U_a は燃焼器入口の空気条件から式(1)で、燃焼室内平均燃空比 $(F/A)_p$ は式(2)で算出し、データを整理した。

$$U_a = \frac{4 \cdot R_g \cdot T_{ai} \cdot (G_{ai} + G_{aj} + G_{as})}{\pi \cdot P_{ai} \cdot d^2} \dots\dots\dots(1)$$

$$(F/A)_p = G_f / (G_{ai} + G_{aj} + G_{as}) \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 G_{ai} ：燃焼用空気流量

G_{aa} ：全微粒化用空気流量 ($= G_{aj} + G_{as}$)

G_{aj} , G_{as} ：プライマリおよびプライマリ噴射弁の微粒化用空気流量

T_{ai} ：燃焼器入口空気温度

P_{ai} ：空気圧力、 R_g ：空気的气体定数、

U_a ：燃焼室内代表平均空気流速

4.1 燃焼室内代表平均空気流速の影響

予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の吹き消え限界は、図3に示すように、燃焼室内代表平均流速の増加につれて希薄側に拡大する。しかし、流速が 10 m/s 以上では $(F/A)_p$ がほぼ一定値に近づく。圧力が 0.11 MPa と 0.17 MPa を比較してわかるように、圧力上昇につれて吹き消え限界は希薄側に拡大している。逆火についても圧力上昇とともに希薄側に移行して、逆火しやすくなる。

4.2 燃焼器入口空気圧力の影響

予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界と逆火限界、および噴霧燃焼の希薄吹き消え限界とすす付着限界は、図4に示すように、空気圧力の増加につれてほぼ直線的に $(F/A)_p$ の小さな値になり、火炎安定範囲は希薄側にシフトしている。

4.3 燃焼器入口空気温度の影響

予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の希薄吹き消え限界は、図5に示すように、空気温度の上昇につれて直線的に

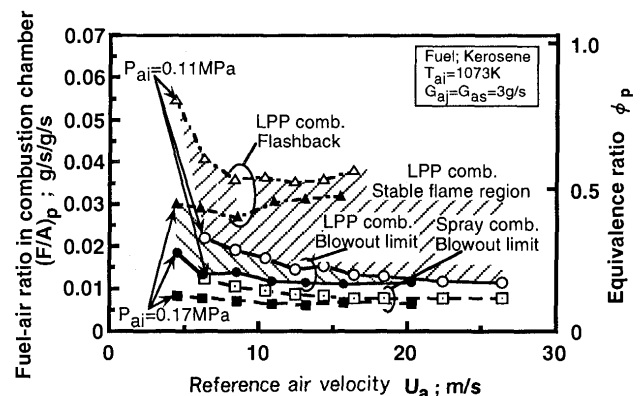


図3 代表平均流速に対する火炎安定範囲

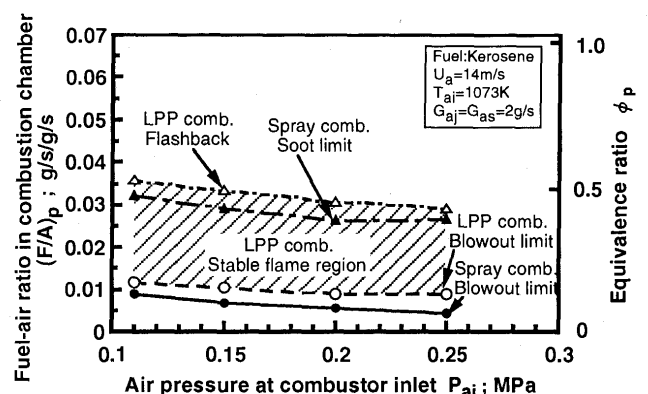


図4 空気圧力に対する火炎安定範囲

$(F/A)_p$ が小さな値になり、火炎安定範囲は拡大する。予蒸発予混合燃焼の吹き消え限界は平均の燃焼ガス温度で整理するとほぼ 1500 K 一定となる。一方、噴霧燃焼のすす付着限界は温度依存性が少ない。また、予蒸発予混合燃焼では空気温度の上昇で若干逆火し易くなるが今回の結果ではそれほど大きく影響しない。

4.4 微粒化用空気流量の影響

予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界と逆火限界および噴霧燃焼のすす付着限界は、図 6 に示すように、微粒化用空気流量の上昇につれて直線的に $(F/A)_p$ の大きな値になる。なお、図中の横軸 G_{aa} はプライマリ噴射弁とセカンダリ噴射弁の微粒化用空気流量 (G_{aj} , G_{as}) を合算したもので、ここでは微粒化性能を同等にするために G_{aj} と G_{as} を同量に設定して試験した。一方、噴霧燃焼の吹き消え限界は微粒化用空気流量の依存性が少ない。 G_{aa} (供給温度 25°C) の増加につれて噴霧粒径が小さくなる効果と平均空気温度が低下する効果がある。噴霧燃焼では両者が重なり合い、結果として G_{aa} の増加に対してほぼ一定の $(F/A)_p$ で吹き消える。予蒸発予混合燃焼では G_{aa} の増加で温度が低下する効果が表われた結果であると考えられる。

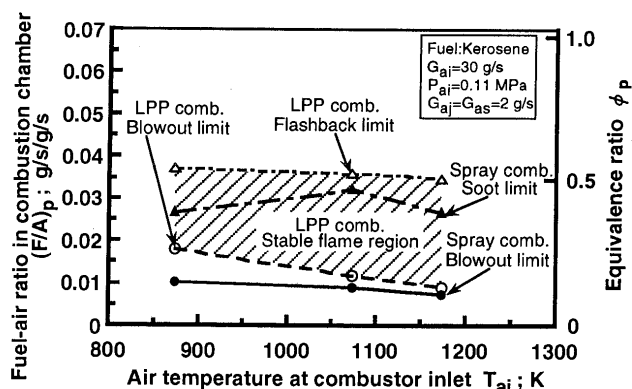


図 5 空気温度に対する火炎安定範囲

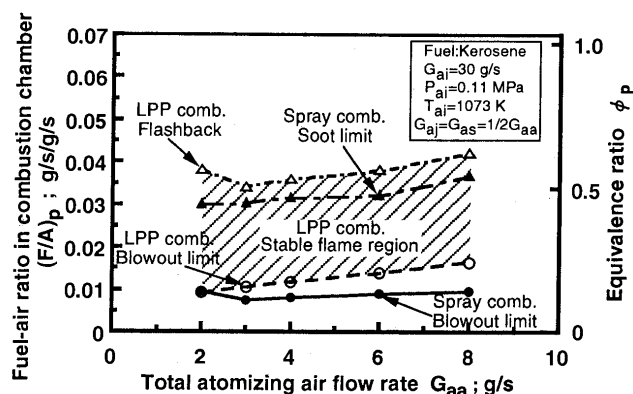


図 6 微粒化用空気流量に対する火炎安定範囲

5. 考察

5.1 逆火限界

予蒸発予混合燃焼では、大気圧下で燃空比が 0.034 程度 (当量比で 0.5) より大きくなると予蒸発通路内に火炎が逆火する。この予蒸発予混合燃焼の逆火限界は、今回の燃焼試験範囲 (空気温度 900 K から 1200 K) では空気温度にそれほど影響されないという結果であった。ところで、PPL-1 燃焼器では予蒸発管が旋回室 (予蒸発通路) の接線方向から接続される構造である。このため、前報⁽²⁾で報告したように、旋回室の壁面近傍に燃料噴霧が集中し易くなっている。壁面近傍は燃料濃度が高くなることと流速が遅いことが重なるために、この壁面近傍の領域から予蒸発予混合空間である旋回室内に逆火するものと推定している。したがって、このような予蒸発予混合の逆火は流速や燃空比に大きく影響され、燃焼器構造に由来する固有のものであると考えられる。

ところで、上記の結果は、ほぼ定常条件における結果であり、エンジンの過渡運転のような非定常の条件では必ずしも同じではないであろう。そのため、CGT 燃焼器としてはこれらの定常の結果から余裕をみて、逆火限界より少し希薄な条件 (例えば当量比 0.4 以下) で予蒸発予混合燃焼をさせるように設計するのも一つの方法である。しかし、実際上は当量比 0.5 程度でも逆火しない予蒸発予混合燃焼器構造を採用する必要がある。燃焼室入口のスロット部から少量の空気を導入すると逆火し難くなることもあり、逆火抑止の改良検討をさらに進めている。

5.2 希薄吹き消え限界

予蒸発予混合燃焼の火炎は、希薄な条件、つまり燃空比の減少につれて火炎が長くなり、燃空比がある値より小さくなると青炎の先端部分が燃焼室後方の希釈室まで延びるとともに不安定な振動状態で吹き消える。予蒸発予混合燃焼では空気温度の上昇につれてより小さな燃空比まで火炎が安定する。この限界は燃焼室内の平均燃焼ガス温度で整理すれば大気圧下の場合にほぼ 1500 K 一定となり、圧力の上昇とともに平均ガス温度が低下して、0.25 MPa では約 1400 K 一定になる。一方、噴霧燃焼の火炎は空気温度の上昇にはほとんど影響されなかった。この火炎はブラフボディ後流の領域内にあり、燃料噴射弁の先端面に付着していた火炎基部が燃空比の減少とともに浮き上がり、なんらかの変動で突然吹き消える。このように、噴霧燃焼と予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え状況は異なる。噴霧燃焼では希薄吹き消え限界とすす付着限界、予蒸発予混合燃焼では希薄吹き消え限界と逆火限界により燃焼させることが可能な燃空比の範囲が決まる。今回の結果から、噴霧燃焼の希薄吹き消え限界の方が予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界よりも燃焼室内の平均燃空比ではより希薄側にあり、噴霧燃焼の火炎安定範囲が見かけ上広がる。したがって、希薄な燃空比条件の運転が要求される自動車用エンジンとしては火炎

安定の点では噴霧燃焼の方が適すると言える。

ところが、予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界が燃焼ガス温度でほぼ 1500 K (大気圧下) で発生するために、空気温度が 1200 K 程度以上になれば燃焼室内平均燃空比 (当量比) をさらに小さく (希薄条件に) しても火炎が安定であると予想される。このため、CGT 燃焼器としては火炎安定の面から空気温度が 1200 K 以上では燃焼室内平均燃空比が相当に希薄な条件 (0.03 以下 0.01 程度) で予蒸発予混合燃焼させることが可能になると考えられる。ただし、平均燃空比を 0.03 以下のできるだけ希薄な条件に設定するためには、燃焼用空気と希釈用空気との分配比を 4:6 程度以上にすることが必要である。しかし、PPL-1 燃焼器の構造では分配比が 3:7 程度でも圧損が比較的大きい (最大で 6% 程度) ため、燃焼用空気の分配を大きくしても燃焼器の圧損が増加しないような構造を採用する必要がある。一方、空気温度が 1200 K 未満では噴霧燃焼との複合燃焼方式にするのか、燃焼用空気を可変にして過度に希薄になりすぎないように最適な燃空比で予蒸発予混合燃焼させるのかを排気特性も考慮して検討する必要がある。

6. まとめ

自動車用 100 kWCGT で開発している予蒸発予混合燃焼器 (PPL-1) を対象に、燃焼室を石英ガラス製ライナにして燃焼室内に形成される予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の火炎を可視化観察するとともに、空気温度、圧力、流速あるいは微粒化用空気流量が火炎安定性に及ぼす影響を調べた。その結果、以下のことがわかった。

(1) 燃焼室軸上に設置した燃料噴射弁から灯油噴霧を噴射して燃焼させた場合には、燃焼室の中央領域に軸対称な釣鐘状の輝炎または青炎が形成される。一方、予蒸発予混合通路で灯油噴霧を蒸発・混合させてプラフボディ周囲の環状通路から予混合気を燃焼室に供給した予蒸発予混合燃焼の場合には、輝度の低い青炎が燃焼室内壁に沿って円環状に形成される。

(2) 予蒸発予混合燃焼の火炎は、燃焼室内平均燃空比が減少するにつれて火炎が長くなり、ある値より小さくなると青炎部分が燃焼室後方の希釈室に達するとともに振動的に吹き消える。この予蒸発予混合燃焼の希薄吹き

消え限界は、燃焼器入口空気温度が 900 K から 1200 K に上昇しても燃焼室内の平均ガス温度がほぼ 1500 K (大気圧下の場合) 一定であった。一方、噴霧燃焼の火炎は燃料噴射弁の先端面に付着していた火炎基部が燃空比の減少とともに浮き上がり、火炎が突然吹き消える。予蒸発予混合燃焼よりも噴霧燃焼の方が、燃焼室内平均燃空比で整理したときにより希薄条件まで火炎が安定である。

(3) 予蒸発予混合燃焼では、大気圧下の条件で燃焼室内平均燃空比が 0.034 (当量比 0.5) 程度以上になると予蒸発予混合通路内に火炎が逆火する。この逆火限界は、今回の燃焼試験範囲 (空気温度が 900 K から 1200 K) では空気温度にそれほど影響されなかったが、流速や圧力には影響された。一方、噴霧燃焼の場合には燃空比の高い側 (当量比 0.5 程度) で燃焼室に面するプラフボディ端面上にススが付着する限界がある。これはセカンダリ噴射弁から噴射された噴霧が蒸発・燃焼しきれずに巻き上げられて端面上に付着するものと考えられる。

(4) 予蒸発予混合燃焼において希薄吹き消え限界と逆火限界で囲まれる火炎安定範囲は、噴霧燃焼における希薄吹き消え限界とスス付着限界で囲まれる範囲に比較して狭い。PPL-1 燃焼器では空気温度の作動条件に対応して燃焼用空気と希釈用空気を最適に設計する必要がある。例えば、空気温度が 1200 K 以上では吹き消え限界が比較的希薄側に拡大するため、燃焼室内平均燃空比を希薄な条件 (当量比 0.4 以下) で予蒸発予混合燃焼させるのが良く、1200 K 未満では火炎安定範囲が十分ではないため燃焼器構造の改良が今後必要である。

7. あとがき

本研究は通商産業省の補助金を得て、(財)石油産業活性化センターが実施している自動車用セラミックガスタービン開発研究事業の一環として行なったものである。

参考文献

- (1) M. Sasaki, H. Kumakura, D. Suzuki and Y. Ohkubo, ASME paper 93-GT-63, 1993
- (2) Y. Ohkubo, Y. Idota and Y. Nomura, AMSE paper 94-GT-401, 1994

自動車用 100 kW 級セラミックガスタービン燃焼器の特性

その 2: 予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の NO_x 排出特性Characteristics of 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine Combustor
Part 2: NO_x Emission Characteristics of Lean Premixed-Prevaporization Combustion and Spray Combustion大久保陽一郎^{*1},
OHKUBO Yoichiro井戸田芳典^{*1}
IDOTA Yoshinori

Abstract

A lean premixed-prevaporization combustor (LPP combustor) for a 100kW automotive ceramic gas turbine has been developed to meet the Japanese 10-15 mode emission standards for gasoline engine passenger cars without using an aftertreatment system. The NO_x, CO and HC emission characteristics measured with a combustor test rig were evaluated for kerosene in the inlet air temperature, the air pressure, the air velocity and the atomizing air. The NO_x emission indices for the LPP combustion increase in an exponential function as the inlet air temperature and the fuel-air ratio in the combustion chamber increases. The NO_x emission indices increase in a linear function as the air velocity increases. The NO_x emission indices increase as the air pressure increases, but the increase tendency changes at about 0.25 MPa. The change in NO_x emission indices with pressure rise corresponds to those of the Sauter mean diameter and the non-evaporated mass fraction of fuel spray. The CO emission indices for the LPP combustion remain almost constant when the fuel-air ratios is about 0.02 or over. The reduced NO_x, CO and HC from the LPP combustor can meet the target of emission levels at fuel-air ratios from 0.03 to 0.01.

1. はじめに

自動車用 100 kW 級セラミックガスタービン (CGT) では燃費を低減するために回転蓄熱式熱交換器で排熱を回収する構成であり、燃焼器入口空気温度 (T_{ai}) が 1000 K 程度以上の高温になる。この高温空気を利用した予蒸発予混合燃焼器を開発することで排気触媒等の後処理装置なしでガソリン乗用車の排気規制値をクリアすることを目指している⁽¹⁾。

ところで、予蒸発予混合燃焼器で低 NO_x 燃焼を実現するためには、燃焼室内の燃焼ガス温度を均一にするとともに希薄な条件で燃焼させる必要がある。温度の均一化には液体燃料の蒸発割合や濃度分布が大きく影響する。そこで先ず、CGT 用燃焼器として 1 次設計した PPL-1 燃焼器を対象に灯油噴霧の蒸発率を評価した結果、空気温度が 1173 K の条件では予蒸発通路出口すなわち燃焼室入口部で噴霧の蒸発がほぼ完了 (99%程度) していることを報告した⁽²⁾。次に、燃焼器に供給される空気は燃焼

用空気と希釈用空気最適に分配される必要があり、燃焼室の燃空比をどの範囲に設計するかで排気エミッション特性や火炎安定性が大きく変化する。前報⁽³⁾では火炎安定性について報告した。本論文では、燃焼室内の平均燃空比 ($(F/A)_p$) に対して NO_x, CO および HC の排出特性を把握し、最適な燃空比に燃焼を制御するための設計指針を得ることが目的である。すなわち、CGT 燃焼器として開発してきた PPL-1 燃焼器で灯油を予蒸発予混合燃焼させた場合の排気エミッション特性について、空気温度 (900 K~1200 K 程度)、圧力 (0.1 MPa~0.25 MPa)、流速 (5 m/s~30 m/s 程度) あるいは燃料噴射弁の微粒化用空気 (1.5 g/s~4 g/s) の影響を噴霧燃焼との比較で調べた。

2. 排気エミッションの評価試験

本報では、前報⁽³⁾と同一の燃焼試験装置で PPL-1 燃焼器の排気特性を評価した。排ガスは、燃焼器出口径の約 15 倍下流の位置でサンプリングして排気成分を分析した。以下の本文では、燃焼室内径 (ϕ 100 mm) を代表寸法にする平均空気流速 U_a 、燃焼器入口空気温度 T_{ai} 、入口空気圧力 P_{ai} および微粒化用空気流量 (G_{aj} , G_{as}) の

原稿受付 1996 年 2 月 9 日

* 1 財団法人自動車研究所, 現 豊田中央研究所
〒480-11 愛知県愛知郡長久手町長湫横道 41-1

影響を比較した。なお、各成分の排出指数は式(1)から、また、 U_a と燃焼室内平均燃空比 $(F/A)_p$ は前報⁽³⁾と同様に算出した。

$$EI_{ex} = \frac{M_{ex} \cdot (G_f + G_{ai} + G_{ad} + G_{aj} + G_{as})}{29 \cdot G_f} \cdot C_{ex} \cdot 10^{-3} \quad \dots\dots(1)$$

ここで、 G_{aj} 、 G_{as} ：プライマリ噴射弁およびセカンダリ噴射弁の微粒化用空気流量

G_{aa} ：全微粒化用空気流量 ($= G_{aj} + G_{as}$)

G_{ad} ：希釈用空気流量

G_{ai} ：燃焼用空気流量

P_{ai} ：燃焼器入口圧力

T_{ai} ：燃焼器入口空気温度

C_{ex} ：各排気成分濃度 (ppm)

EI_{ex} ：各排気成分の排出指数 (g/kg-fuel)

M_{ex} ：各排気成分の分子量

3. 試験結果

3.1 NO_x, CO および HC の排出特性

空気温度 (1073 K)、圧力 (0.11 MPa)、流速および微粒化用空気流量 ($G_{aj} = G_{as} = 3 \text{ g/s}$) を一定値にして NO_x, CO および HC の排気特性を測定した。

(1) NO_x 排出特性 (図1)

予蒸発予混合燃焼では $(F/A)_p$ の上昇につれて指数関数的に NO_x 排出指数が増加する。この NO_x 排出指数は $(F/A)_p$ で整理すると良く現象を理解できる。つまり、 $(F/A)_p$ は燃料の発熱割合に比例して燃焼温度を表示するためにサーマル NO_x の排出傾向を示すことになる。一方、噴霧燃焼では $(F/A)_p$ が 0.015 程度で NO_x 排出傾向が変化し、0.015 以上では燃空比の依存性が少ない。今回の試験範囲では予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数は噴霧燃焼の場合に比較してほぼ 1 桁程度低い値を示している。

(2) CO 排出特性 (図2)

予蒸発予混合燃焼では $(F/A)_p$ が 0.02 程度まではほぼ指数関数的に減少するが、0.02 以上では CO 排出指数がほぼ一定値になる。この CO 特性は予蒸発予混合燃焼器に特異的な特性で、予蒸発予混合燃焼火炎が燃焼室の壁面に沿って形成されることに起因していると考えられる。すなわち、 $(F/A)_p$ が 0.01 から 0.02 程度まで増加するにつれて予混合火炎の長さが短くなるのに対し、それ以上では火炎が燃焼室内入口の壁面近傍領域に限定されるため壁面で燃焼反応が凍結すると推定される。噴霧燃焼では、火炎が燃焼室内の中央領域に形成されるため、 $(F/A)_p$ の増加につれて壁面等で制約されることなく火炎が拡大する。その結果、 $(F/A)_p$ の増加に対してはほぼ指数関数的に減少すると考えられる。今回の試験範囲では予蒸発予混合燃焼の CO 排出指数は噴霧燃焼の場合よりも低い値を示している。

(3) HC 排出特性 (図3)

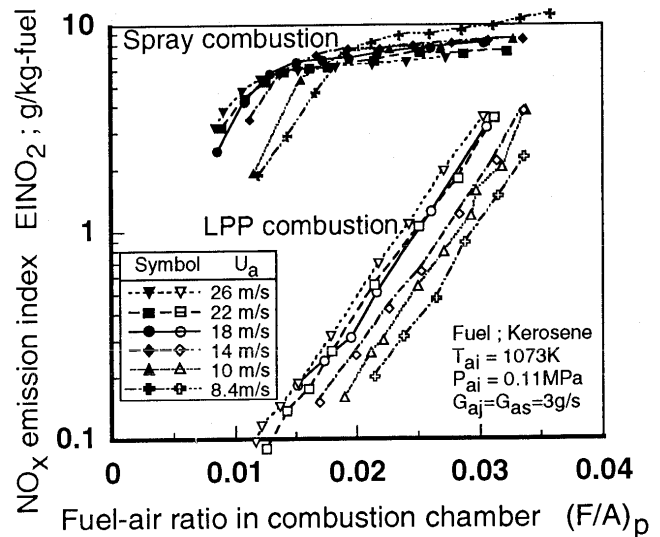


図1 NO_x 排出特性 (U_a の影響)

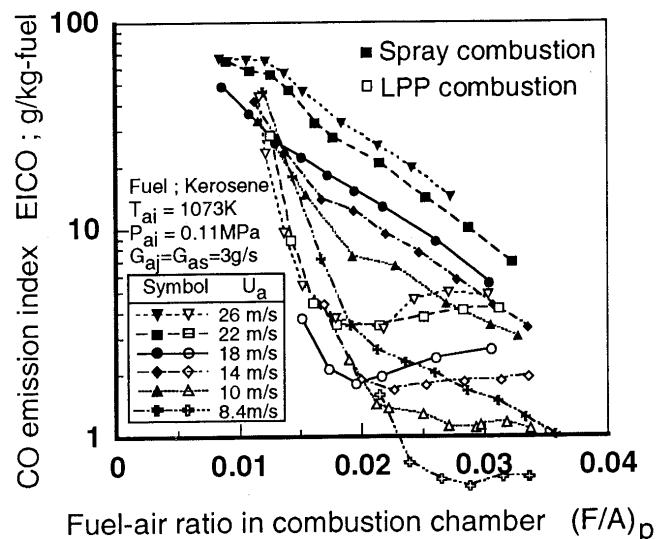


図2 CO 排出特性 (U_a の影響)

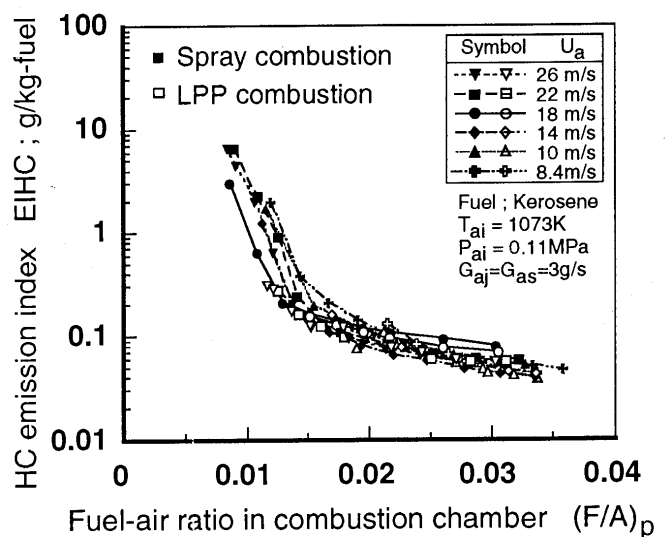


図3 HC 排出特性 (U_a の影響)

予蒸発予混合燃焼および噴霧燃焼はほぼ同等の HC 排出レベルにある。 $(F/A)_p$ が 0.015 程度まではほぼ指数関数的に減少するが、0.015 以上では HC 排出指数が $(F/A)_p$ にそれほど依存しなくなる。

(4) NO_x に対する CO 排出特性 (図 4)

目標の排気レベル ($NO_x \leq 3 \text{ g/kg-fuel}$, $CO \leq 26 \text{ g/kg-fuel}$) に対し、噴霧燃焼は高い値を示すが、予蒸発予混合燃焼は十分に低い値である。なお、予蒸発予混合燃焼の場合には、NO_x に対する CO 排出の依存性が弱いからほとんどないのに比較して、噴霧燃焼では両者の相関が強いという特徴がある。

3.2 温度、圧力、流速および微粒化用空気流量の NO_x 排出指数への影響

空気温度、圧力、代表平均流速と微粒化用空気流量を個別に変化させて NO_x 排出に及ぼすそれぞれの影響を調べた。

(1) 燃焼室内代表平均空気流速の影響

T_{ai} を 1073 K, P_{ai} を 0.11 MPa および G_{aj} と G_{as} を 3 g/s の一定に設定して、燃焼用空気流量 G_{ai} の値を変化させて NO_x 排出に及ぼす空気流速 U_a の影響を調べた。その結果を図 1 に示した。流速に対する予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出特性を図 5 に整理した。予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数は $(F/A)_p$ が大きいほど高い値を示す。さらに、 U_a に正比例して増加する。 U_a が、例えば 14 m/s では予蒸発通路を通過する噴霧混合気の平均通過時間は約 2 msec あるが、28 m/s に増速すると 1 msec に短縮する。つまり、流速の増加とともに噴霧の蒸発混合の時間が短くなることにより予蒸発燃料濃度の混合割合が低下する影響が顕著に表われると考えられる。

(2) 燃焼器入口空気圧力の影響

U_a を 14 m/s, T_{ai} を 1073 K および G_{aj} と G_{as} を 2 g/s の一定に設定して NO_x 排出に及ぼす圧力 P_{ai} の影響を調べた結果を図 6 に示した。前項で説明したように NO_x 排出特性が代表平均速度 U_a に依存するため、ここでは U_a を一定にして測定した。予蒸発予混合燃焼では、 $(F/A)_p$ に対する NO_x 排出の傾向は圧力の上昇に対しほぼ同様な傾向を示し、NO_x 排出指数の値が高くなる。噴霧燃焼では、0.11 MPa のときに $(F/A)_p$ が 0.015 以上ではほぼ一定の NO_x 排出指数であるが、0.25 MPa では $(F/A)_p$ が 0.01 以上の範囲で一旦減少して再びやや増加する傾向を示す。このように、噴霧燃焼では燃空比に対する NO_x 排出指数の傾向は圧力の上昇とともに少し変化する。この特性は、スス生成と輻射熱損失による温度低下で説明できる従来の知見⁽⁴⁾ とほぼ同様な特性であると考えられる。圧力 P_{ai} に対する予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出特性を図 7 に整理した。圧力の上昇とともに予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数は上昇するが、0.25 MPa 程度にピークを示す。一般的に、NO_x 排出は P_{ai}^m に比例すると言われているが、今回の評価結果では単純に圧力上昇に比例しない。なお、0.1 MPa から 0.2

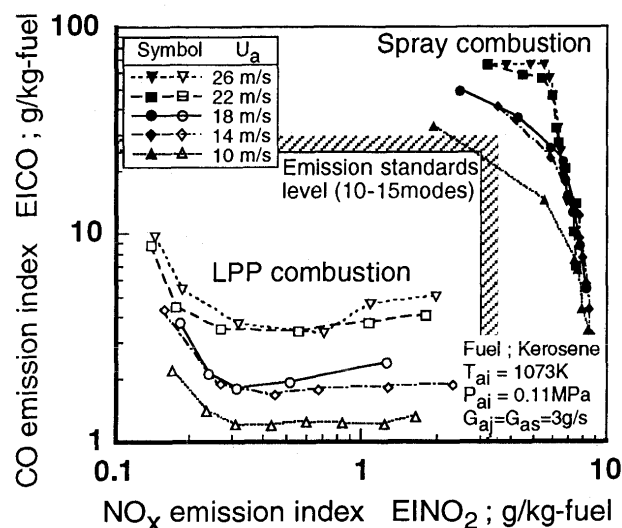


図 4 NO_x に対する CO 排出指数 (U_a の影響)

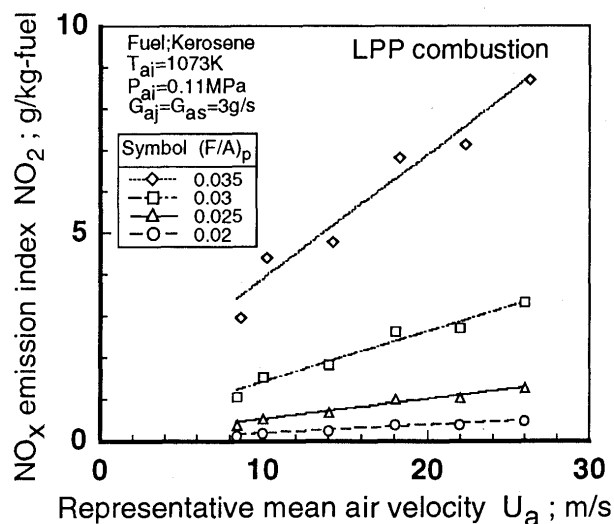


図 5 U_a に対する NO_x 排出指数

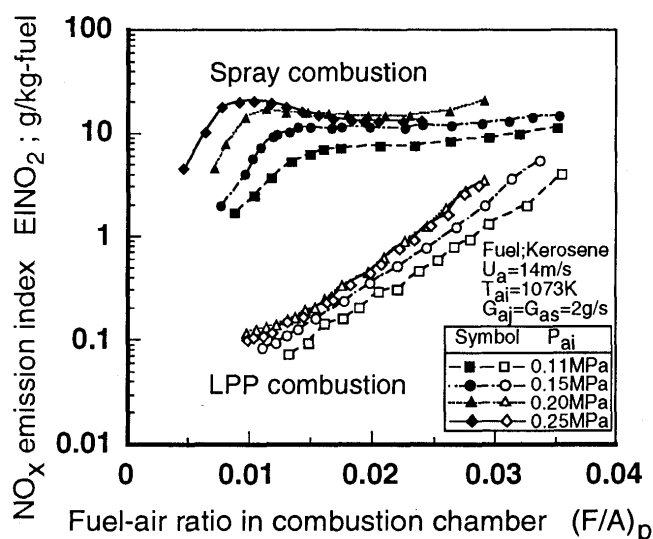


図 6 NO_x 排出特性 (P_{ai} の影響)

MPa までの NO_x 排出指数は $(F/A)_p$ が 0.015 から 0.035 の範囲に対して m が 1.4 から 1.6 の範囲にあり、指数 m がほぼ 1.5 で表示できる。

(3) 燃焼器入口空気温度の影響

P_{ai} を 0.11 MPa, G_{ai} を 30 g/s および G_{aj} と G_{as} を 2 g/s の一定に設定して NO_x 排出に及ぼす空気温度 T_{ai} の影響を調べた結果を図 8 に比較した。ここでは燃焼室内の平均燃空比 $(F/A)_p$ が一定になることを優先させたために、代表平均流速 U_a ではなく空気の重量流量 G_{ai} を一定にした。予蒸発予混合燃焼も噴霧燃焼も、 $(F/A)_p$ に対する NO_x 排出の傾向は温度上昇に対してほとんど変化せず、 NO_x 排出指数の値が高くなるだけである。空気温度に対する予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出特性を図 9 に整理した。空気温度の上昇につれて、予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数は指数関数で増加する。

(4) 微粒化用空気流量の影響

T_{ai} を 1073 K, G_{ai} を 30 g/s の一定に設定して NO_x 排出に及ぼす燃料噴射弁の微粒化用空気流量 G_{aa} (供給空気温度 25°C) の影響を調べた結果を図 10 に比較した。なお、CGT 燃焼器では空気温度が高い (例えば 1000 K 以上) ために燃料噴射弁の冷却をする必要がある。このために、燃料噴射の有無に関わらず一定の微粒化用空気を噴射して、冷却する構成にしている。ここでは微粒化性能を一定にする観点からもプライマリ噴射弁とセカンダリ噴射弁の各微粒化用空気を同じ流量に設定した。予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の NO_x 排出指数は G_{aa} の増加につれて $(F/A)_p$ に対する傾向は変化せず、全体的にその値が減少して図上で右下方に平行移動する。

G_{aa} に対する予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出特性を図 11 に整理した。予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数は

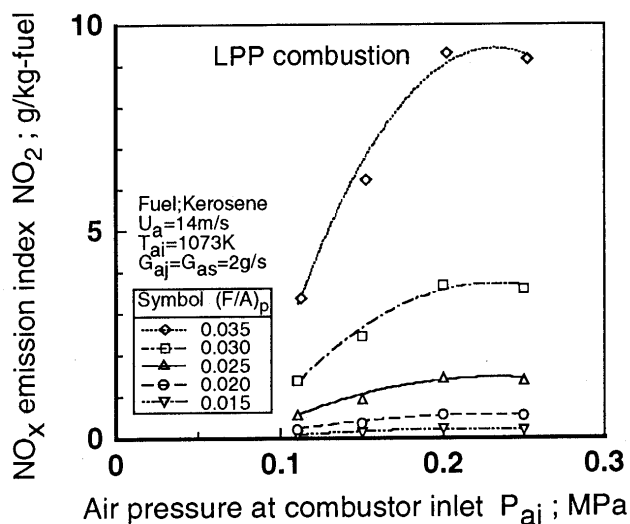


図 7 P_{ai} に対する NO_x 排出指数

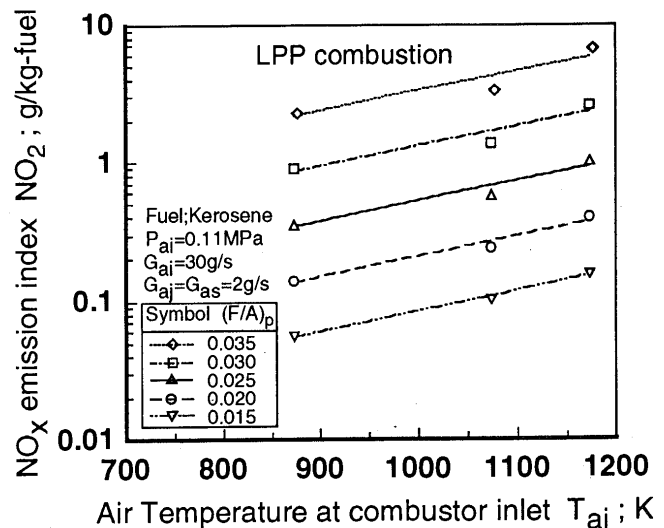


図 9 T_{ai} に対する NO_x 排出指数

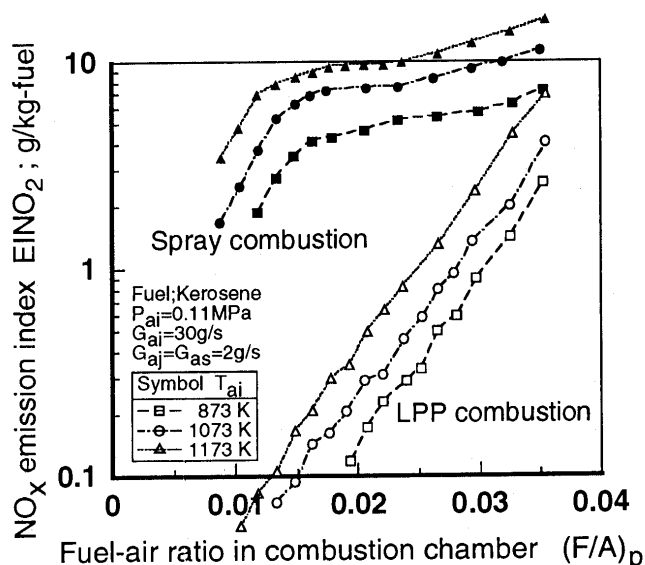


図 8 NO_x 排出特性 (T_{ai} の影響)

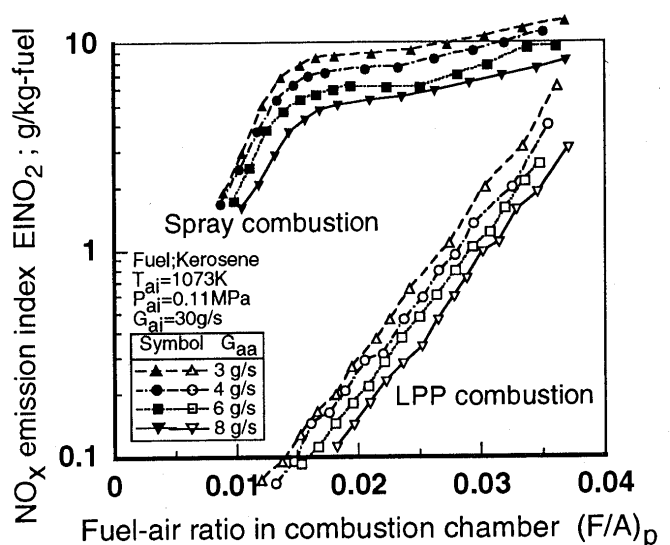


図 10 NO_x 排出特性 (G_{aa} の影響)

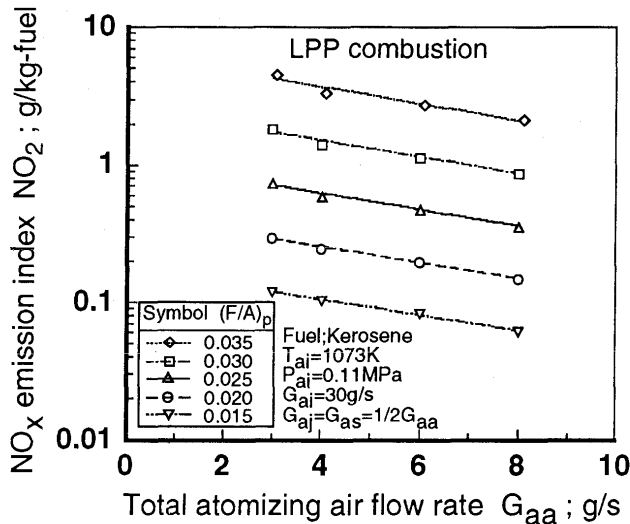


図 11 G_{aa} に対する NO_x 排出指数

G_{aa} の増加につれて指数関数で減少する。この特性の主な原因は、噴射した G_{aa} (300 K 程度の空気) により燃焼ガス温度が低下する効果である。

3.3 NO_x 排出指数の実験式

予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数 $EINO_2$ は、図 5, 7, 9, 11 に示したように、 U_a , P_{ai} , T_{ai} , $(F/A)_p$ および G_{aa} に対して式(2)の関係式にまとめることができる。

$$EINO_2 = C \cdot P_{ai}^{1.5} \cdot U_a \cdot \exp \{0.003 \cdot T_{ai} + 4600 \cdot (F/A)_p - 0.15 \cdot G_{aa}\} \quad \cdots (2)$$

ただし、 $0.1 \text{ MPa} \leq P_{ai} \leq 0.2 \text{ MPa}$, $8 \text{ m/s} \leq U_a \leq 26 \text{ m/s}$, $873 \text{ K} \leq T_{ai} \leq 1173 \text{ K}$, $0.01 \leq (F/A)_p \leq 0.04$ および $3 \leq G_{aa} \leq 8$ の範囲で、ほぼ $C \approx 0.0012$ となる。

4. 考察

燃焼室入口の空気流量条件を一定にして圧力のみを 0.1 MPa から上昇させた場合に、0.2 MPa から 0.25 MPa 程度で予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数の増加傾向が一旦頭打ちになる今回の結果は、従来から理解されている NO_x 排出傾向⁽⁵⁾ と異なる結果である。ところで、前報⁽⁶⁾ では PPL-1 燃焼器を構成しているエアアシスト型渦巻噴射弁と予蒸発管の組合せで、予蒸発管内における灯油噴霧の蒸発特性を評価した。その結果の一例を図 12 に示す。この図からわかるように、圧力上昇とともに灯油噴霧のザウタ平均粒径 (SMD) と噴霧未蒸発率 (NMF) が大きく変化する。圧力が 0.25 MPa 程度で SMD が約 $40 \mu\text{m}$ に、NMF が約 18% となり最大値を示す。この特性は、高温高速空気流中の気流微粒化の影響である。つまり、圧力が 0.1 MPa から 0.25 MPa に上昇すると SMD が約 1.5 倍、NMF が約 3 倍大きくなるために、蒸発混合割合が低下する。その結果、一定の燃空比に設定してあるにもかかわらず予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数は急激に増加すると考えられる。しかし、

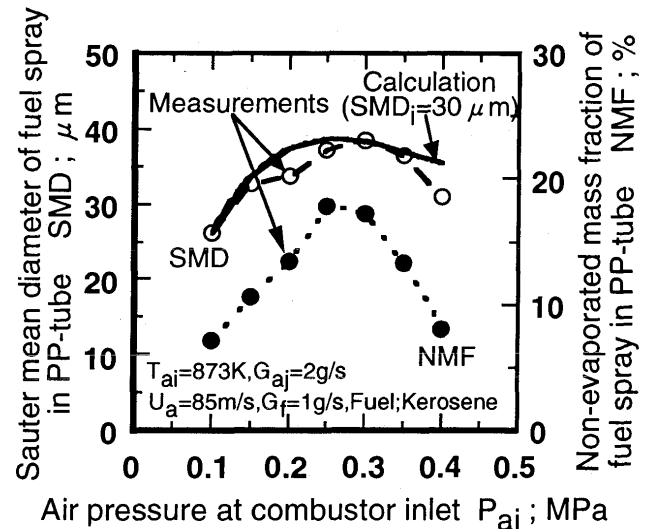


図 12 予蒸発管内の灯油噴霧の粒径 (SMD) と未蒸発率 (NMF)

0.25 MPa 程度以上になるとザウタ平均粒径も減少傾向に転じるため蒸発混合が促進されて NO_x 排出指数の増加傾向が頭打ちになるものと理解できる。

5. まとめ

自動車用 100 kW 級セラミックガスタービンで研究開発している予蒸発予混合燃焼器 (PPL-1) を対象に、燃焼器入口空気温度、圧力、代表平均流速および燃料噴射弁の微粒化用空気が排気特性に及ぼす影響を評価した。

(1) 予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数は、式(2)の実験式にまとめることができる。ただし、圧力が 0.25 MPa 程度で NO_x 排出指数の増加傾向が頭打ちになり、これは従来の圧力上昇に対する NO_x 増加の傾向と異なる結果である。これは、予蒸発管内に噴射された噴霧粒径が大きくなり、あるいは噴霧蒸発が抑制されるが、さらに圧力が上昇すると微粒化と蒸発が促進されるために、 NO_x 排出傾向が変化することに原因がある。一方、噴霧燃焼の NO_x 排出指数はある燃空比以上ではほぼ一定か、あるいは一旦減少する傾向を示す。今回の試験条件では予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出指数は噴霧燃焼に比較して一桁程度低い値となり、予蒸発予混合燃焼は十分に低 NO_x である。

(2) 予蒸発予混合燃焼の CO 排出指数は燃焼室内平均燃空比が 0.02 程度以下では燃空比の増加に対し指数関数で減少する傾向を示し、燃空比 0.02 以上ではほぼ一定の値となる。この CO 排出特性は特有な特性で、予蒸発予混合燃焼の火炎形成にその原因があると考えられる。

一方、噴霧燃焼の CO 排出指数は燃空比の増加に対しほぼ指数関数で減少する。

なお、予蒸発予混合燃焼の CO 排出指数は噴霧燃焼に比較して低い値である。

(3) 燃空比の増加に対する HC 排出指数は予蒸発予

混合燃焼と噴霧燃焼ではほぼ同等である。

6. あとがき

以上のように、噴霧燃焼の火炎安定範囲は比較的広い燃空比範囲になるが、 NO_x や CO 排出指数が高い。一方、予蒸発予混合燃焼では NO_x や CO 排出指数が噴霧燃焼より一桁程度低くなるが、火炎安定範囲が比較的狭い。十分な火炎安定性と低エミッション性を両立できる燃焼器とするために現在さらに改良中である。

なお、本研究は通商産業省の補助金を得て、財石油産業活性化センターが実施している自動車用セラミックガスタービン開発研究事業の一環として行ったものである。

参考文献

- (1) H. Kumakura, M. Sasaki, D. Suzuki and H. Ichikawa, ASME paper 94-GT-33, 1994
- (2) Y. Ohkubo, Y. Idota and Y. Nomura, AMSE paper 94-GT-401, 1994
- (3) 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 24, No. 93, 1996, pp. 73-77
- (4) 大久保陽一郎, 野村佳洋, 井戸田芳典, 郡司善壽, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 20, No. 77, 1992, pp. 60-67
- (5) A. H. Lefebvre, "Gas Turbine Combustion", 1983
- (6) Y. Ohkubo, Y. Idota and Y. Nomura, RAN95 (Int. Sympo. on Advanced Energy Conversion System and Related Technologies at NAGOYA Univ.), No. 2-B-9, 1995, pp. 369-378

自動車用 100 kW CGT のタービンロータの開発

Development of the Turbine Rotor for the 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine

中沢 則雄^{*1},
NAKAZAWA Norio荻田 浩司^{*1},
OGITA Hiroshi高橋 政行^{*1},
TAKAHASHI Masayuki吉沢 孝昭^{*1},
YOSIZAWA Takaaki森 真治^{*1},
MORI Shinzi

Abstract

The development of 100kW ceramic gas turbine components has entered the final stage of the seven-year project and is making satisfactory progress toward the goals. We have attained the interim targets of the aerodynamic performances and have been carrying out tests to improve efficiency further. As for ceramic parts, we have changed the material of the turbine rotor to a new one that is excellent in long-sustained and high-temperature strength properties, and have confirmed the strength at high temperature through hot-spin tests. After evaluating blade-vibration stress through analyses and experiments, we completed an endurance evaluation at 1,200°C TIT (1,473K) and a rated speed of 100,000rpm. We are now carrying out endurance tests at 1,350°C (1,623K) TIT. In a full-assembly test, together with other components, we confirmed that the turbine rotor caused no functional problem in tests performed at 1,200°C TIT level, up to the rated speed (100,000rpm).

1. まえがき

高効率、低公害性、多種燃料適用性の面で優れた特性を持つ「自動車用 100 kW セラミックガスタービン (CGT)」の開発が 1990 年より通産省資源エネルギー庁のプロジェクトとして、石油、自動車、セラミック等の関連産業の協力のもとに(財)石油産業活性化センター (PEC) を中心に進められている。

CGT の要素のなかでもタービン部品は高温ガスにさらされるため、セラミック材料を適用しているが、強度信頼性を確保した上で、目標空力性能を達成する必要がある、最も重要な要素の一つである。図 1 にタービン要素の全体構造を示す。現在、タービン入口ガス温度 (TIT): 1200°C での評価を終了し、最終目標である TIT: 1350°C での評価を実施中である。本稿では、これらのタービン要素の中のタービンロータの開発状況について報告する。

2. タービン基本設計仕様^{(1),(4)}

タービン空力性能については、セラミック材料特性に適合する強度信頼性とのトレードオフを図りながら、流

れ解析、性能解析による翼形状の最適化を進めてきた。空力性能の評価にあたっては温度計測上の精度を保持するため、空力的相似条件を同一とした低温での性能試験を同一翼形状の金属製部品を用い実施した。

基本設計仕様である第 1 次設計に対し、特に低圧力比での効率向上のため、反動度の増大および流速分布の改良を加え、中間目標性能を達成した。セラミックロータ、ノズルでの性能評価も試作後引き続き実施し、金属製部品の性能と同等であることを確認した。

一方、当初設定したロータ用材料の長時間高温強度目標値の確保が困難な状況となり、定格回転数を 110,000

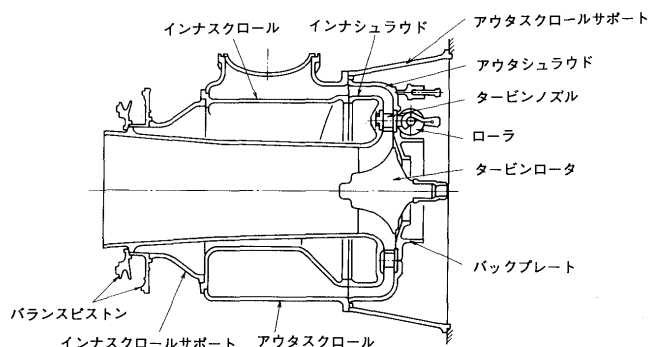


図1 タービン要素全体構造

原稿受付 1996 年 2 月 2 日

* 1 (財)日本自動車研究所 (JARI)・三菱自動車工業(株)
〒146 東京都大田区下丸子 4-21-1

rpm から 100,000 rpm へ見直した。更に、セラミック材料強度の不確定要素を考慮し、遠心応力を同一回転数で 8~10% 低減させ強度確保を優先する仕様として、翼枚数を 14 から 12 に、入口外径を直径 (ϕ) 127 から 122 mm に低減したタイプを設計、試作した。

それぞれのタービン仕様を表 1 に、ロータ、ノズルの主要諸元を図 2 に示す。現在、最終目標に向け、さらに効率向上を狙い、設計と実験を実施中である。現在までにセラミック材料で製作し、実験評価したロータ (図 3) についての開発状況を述べる。

表 1 タービン定格点仕様

	第 1 次設計	最終設計
回転数 (rpm)	110,000	100,000
ガス流量 (kg/s)	0.421	0.449
入口圧力 (kg/cm ²)	4.87	4.78
入口ガス温度 (°C)	1350	1350
膨張比	4.25	4.13

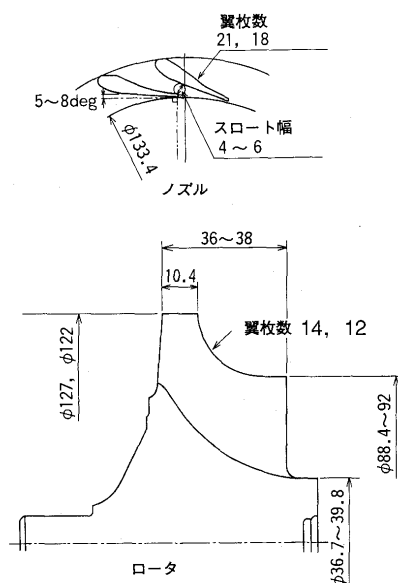
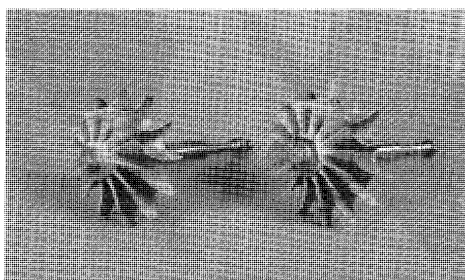


図 2 タービンロータ、ノズル主要諸元 (mm)



入口外径 122mm 翼枚数 12 入口外径 122mm 翼枚数 14

図 3 ロータ外観

3. ロータ材料^{(1),(4)}

ロータの強度と信頼性の設計目標は、定格連続運転 300 hr と冷態起動 (部材温度が常温状態からの着火始動) 10,000 回の条件で破壊確率 10^{-5} である。それぞれの運転条件での応力レベルを、開発当初得られていた材料データをベースに設定し、周速、翼枚数、ハブ形状等の基本仕様を決定した。図 4 に代表的な材料の強度データを示す。当初実施していた曲げ試験 (JIS R 1601, 1604) での、荷重の付加速度の大きい短時間強度 (即時破壊強度) データから、時間強度目標値を予測し設計に採用した。しかし、当時のデータは曲げ試験片の表面の最大応力部での、1200~1400°C の条件で発生する塑性歪にともなう応力緩和を考慮せず、見かけ上高く評価していた。更に即時破壊と静疲労との強度差が、後述するホットスピンテストとその後の材料試験のデータから明らかとなり、応力レベル低減のため定格回転数を 110,000 から 100,000 rpm に変更し、周速を低下させることとした。

本プロジェクトの開始当初での限られた材料データから、設計目標値を決めたが、そのデータの意味するところを十分に解釈出来ていなかったところに問題があった。その後の材料試験によって再評価した温度に対する即時破壊強度データと 300 hr 静疲労強度データを図 4 に示す。SN 91 については 900°C、SN 88 M については

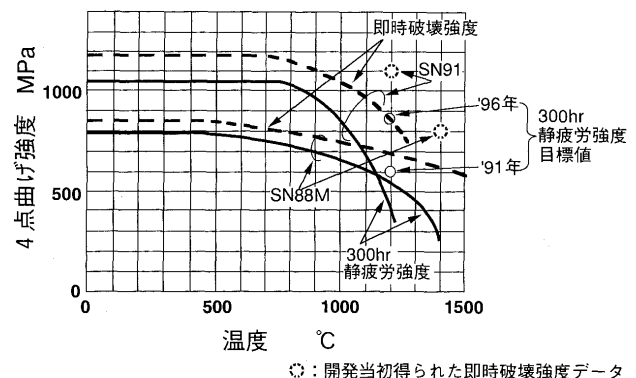


図 4 SN 88 M, SN 91 材料 (NGK 製) 強度特性

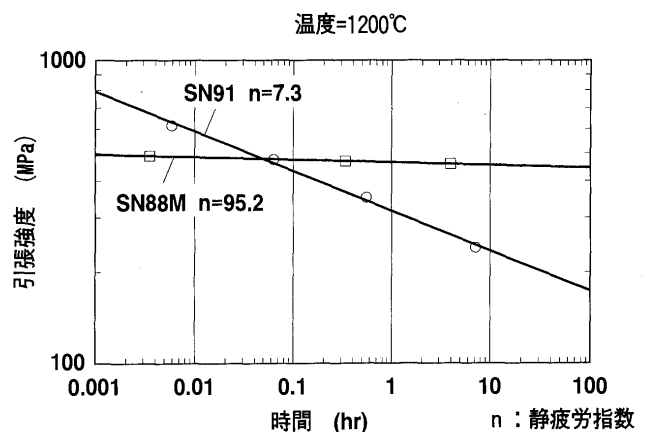


図 5 SN 88 M, SN 91 の引張試験での静疲労特性

1200°C 近辺から急激な強度低下があり、材料の破壊形態が変わっていることが推測された。

高温側での曲げ試験は上述のように、問題点があるので、外径 6 mm の試験片による引張り試験で評価することとし、1200°C に於ける試験結果を図 5 に示す。SN 88 M は時間に対する強度低下は小さく、いわゆる Slow Crack Growth による破壊形態である。図 4, 5 の曲げ試験と引張り試験は、微小欠陥を起点とする脆性破壊特有の試験片の有効体積と強度との関係を用いて修正を加えれば一致する。一方 SN 91 については時間に対する強度低下が曲げ試験のデータよりも更に大きく、高温長時間強度は応力の分布と負荷条件により、変動が大きいことが明白となった。ロータ材料として当初 SN 88 系はその製作上の技術的な困難度から採用を見合わせ、コールドスピントで比較的高い値が得られた SN 91 を採用したが、TIT: 1200°C での評価試験の後半から、材料を SN 88 M に切り換えた。

高温側での急激な強度低下のメカニズムについては、それぞれの材料について大気中での高温暴露試験を行い調査した結果、材料組織の粒界の助剤成分の材料表面への移動と酸化により、粒界に微小な空洞が生じていることが確認された。このような空洞は応力が付加されている状態で拡大し互いに連結して亀裂が生成し、その亀裂は除々に進展し破壊に到ることとなり、暴露されている雰囲気と付加されている応力の条件に左右されるため、強度のばらつきが大きいと考えられる。従って上述の現象が生じる温度以上での高応力下で使用することは避けるべきである。

4. ロータの遠心強度設計と評価^{(1),(2),(4),(6)}

SN 88 M の材料での定格 100,000 rpm, TIT: 1350°C の第 1 次設計ロータの応力分布と温度分布の解析結果を図 6, 7 に示す。比較的高膨張比、高周速タービンであるのでロータ内の最高温度は約 1100°C であり、高応力領域も 1000°C 以下である。図 4 の SN 88 M の強度特性からワイブル係数 $m=15$ として求めた単位体積当たりの即時破壊の破壊確率分布を図 8 に示す。ロータのハブ中心部および翼背側の中央部根元付近に破壊確率のピークが存在し、材料欠陥の排除に注力すべき領域である。なお、ロータの信頼性解析は CARES⁽⁵⁾ をベースとし改良した解析コードにより実施している。

ロータの評価手法としては、ロータから切り出したテストピースの強度試験、コールドスピント、ホットスピント、耐久試験を順次実施している。それ等の評価結果を材料と製造技術にフィードバックし、設計・解析手法を見直し、TIT: 1200°C から TIT: 1350°C へと 2 段階に分けて開発を進めた。

TIT: 1200°C でのホットスピントに於ける各種材料製 (SN 90, 91, 88 M/NGK, SN 252, SN 253/京セラ, EC 152, 155/NTK) の第 1 次設計ロータの破壊回転

数を図 9 に示す。ホットスピントは燃焼ガスを供試ロータに流し圧縮機で負荷を吸収しながら階段状に定めた条件で回転数を上昇させ、破壊回転数を求める実験であるが、ロータ上流にノズル翼がなく、スクロール状のガス通路から、充分増速されないガスがロータに流入するため、相対全温がエンジン条件より高い。

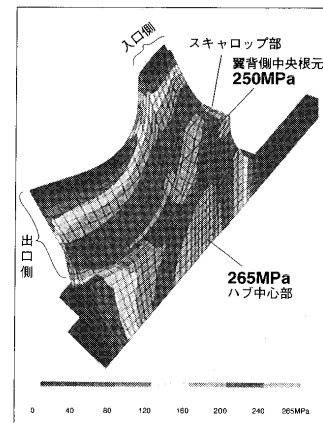


図 6 ロータ遠心応力分布
(SN 88 M 製第 1 次設計ロータ, 100,000 rpm)

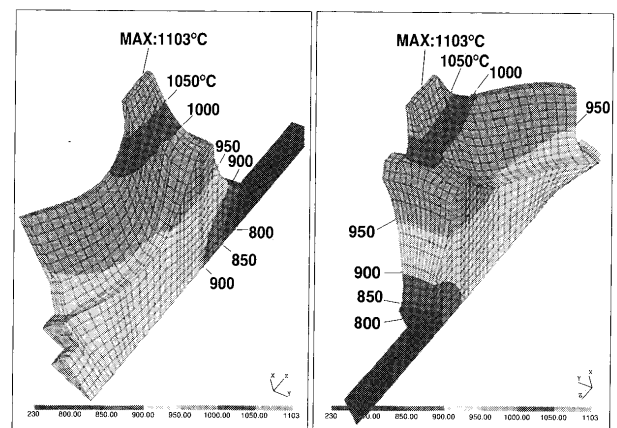


図 7 ロータ温度分布 (SN 88 M 製第 1 次設計ロータ, TIT: 1350°C, 100,000 rpm 定格条件)

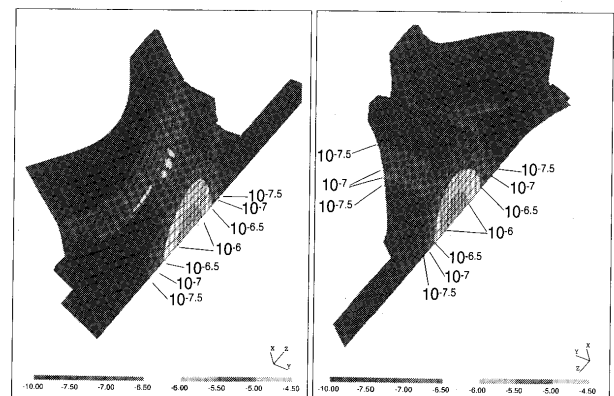


図 8 ロータ破壊確率分布 (SN 88 M 製第 1 次設計ロータ, TIT: 1350°C, 100,000 rpm 定格条件)

従って 1200°C ホットスピントストでは図 10 の解析結果に示すように、ロータの高応力領域の材料温度は TIT: 1350°C 定格条件レベル以上に高い。従って、ホットスピントストは TIT で 150°C 以上高い過剰条件での過回転の破壊試験であり、材料の高温側での強度バラツキと作

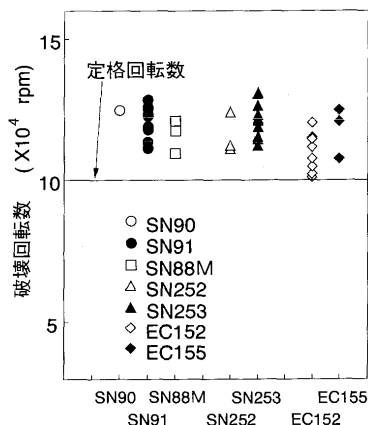


図 9 ホットスピントスト結果 (TIT: 1200°C)

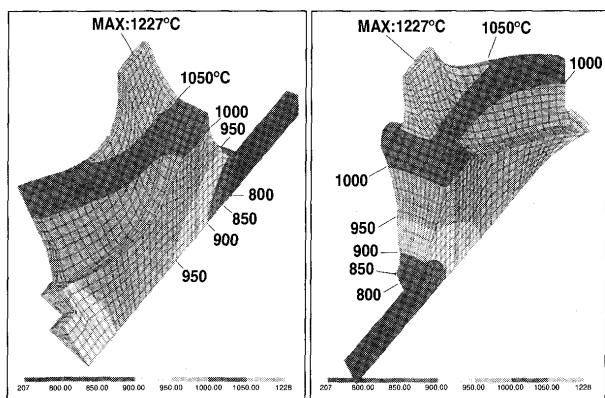


図 10 ロータ温度分布 (SN 88 M 製第 1 次設計ロータ, TIT: 1200°C, 100,000 rpm, ホットスピントスト条件)

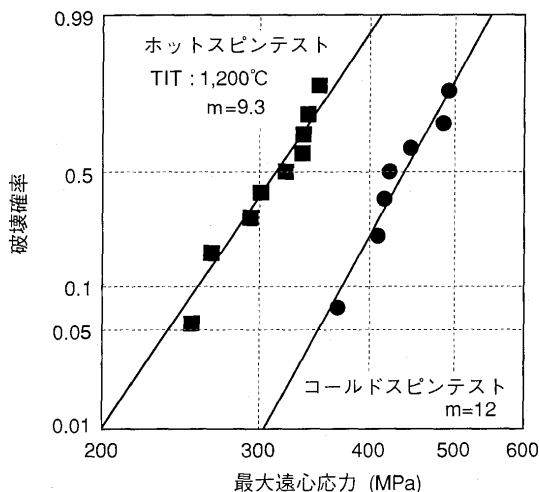


図 11 SN 91 製第 1 次設計ロータ実体強度 (m: ワイブル係数)

動温度変動幅に対する余裕を見た評価である。図 9 の TIT: 1200°C の各種材料での破壊回転数は一部を除いて、ほぼ同等の強度レベルとバラツキを示している。

SN 91 のコールドスピントストとホットスピントストの結果のワイブルプロットを図 11 に示す。“常温”から“高温”への低下率が当初示された曲げ試験データよりも大きく、又バラツキが増大しており、前述したように材料強度試験データを見直した。SN 91 は 900°C 以上で強度低下率が増大し、時間依存度も高くそれ等が製造上の問題というよりも、材料本来の特性に起因することが明らかとなり、ロータ材料を SN 88 M に変更することとした。

TIT: 1350°C の各種材料製 (SN 88 M/NGK, SN 253, SN 281/京セラ, EC 157/NTK) のロータのホットスピントストの結果を図 12 に示す。ロータの仕様は第 1 次設計の入口径 127 mm の 14 枚翼のタイプと低速心応力化と後述する翼振動強度向上対策を盛り込んで、それぞれの材料に対応した新設計のロータ (122 mm, 12 枚翼と 127 mm, 12 枚翼) である。ホットスピントスト装置もガス温度、回転数とも限界に近づいており、試験途中で中断するケースも発生した。テストデータ数が多く、比較的高い強度を示している SN 88 M のロータのワイブルプロットを SN 91 と対比して図 13 に示す。SN 88 M の TIT: 1200°C と 1350°C のデータはほぼ同一母集団として評価でき、材料強度データが示すように温度による低下がない。一方、2 種のタイプの設計応力レベルの異なるロータのデータも同一母集団として評価でき、製造面でもより安定した材料であることを示している。また SN 88 M のデータは約 2 年間で製造した全ロータの試験をまとめたものであり、ロータの製造実績が増すに従って破壊回転数は上昇しており、最近では周速 900 m/s 付近まで達している。その結果、全体としてのばらつきは大きく評価されることになり、ワイブル係数 $m=11$ となっている。これは製造技術の向上を示すものであり、製造プロセスが確立されたあかつきには、 $m=15\sim20$ となりうることを期待できる。

SN 91 および SN 88 ロータともホットスピントストに引続き耐久試験を図 14 の試験装置にタービンノズルとともに組み込み実施している。この試験装置は供試するノズルとロータを除いて高温構造部分を耐熱合金で構成し、空冷により TIT: 1350°C の連続運転に耐える構造としている。それぞれのロータの図 4 の材料特性から解析した寿命予測値とホットスピントストおよび耐久試験の実績を図 15, 16 に示す。寿命予測値は実績データよりも低めの傾向を示しているが、SN 91 ロータは TIT: 1350°C および 1200°C においても長時間運転には採用困難である。一方、SN 88 M ロータについては、バラツキの下限側のロータをコールドスピンまたは、ホットスピンによりふるい分けの保証試験を適用することにより、TIT: 1350°C での 100 hr レベルの耐久性は確保出来る

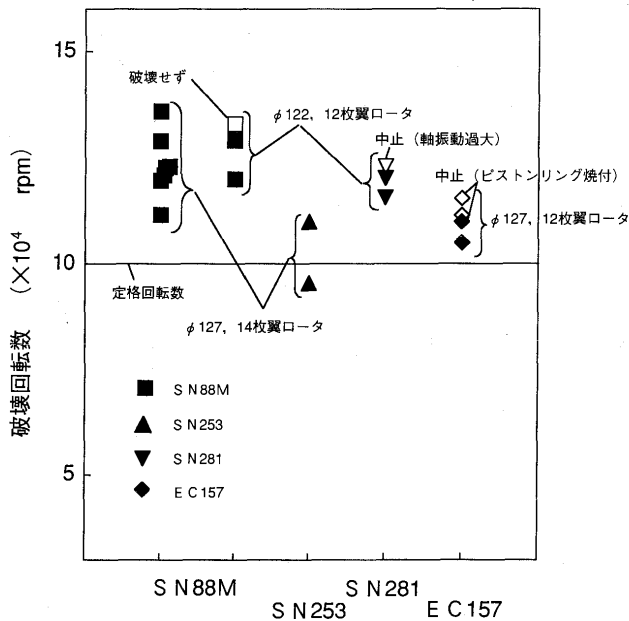


図12 ホットスピントテスト結果 (TIT: 1350°C)

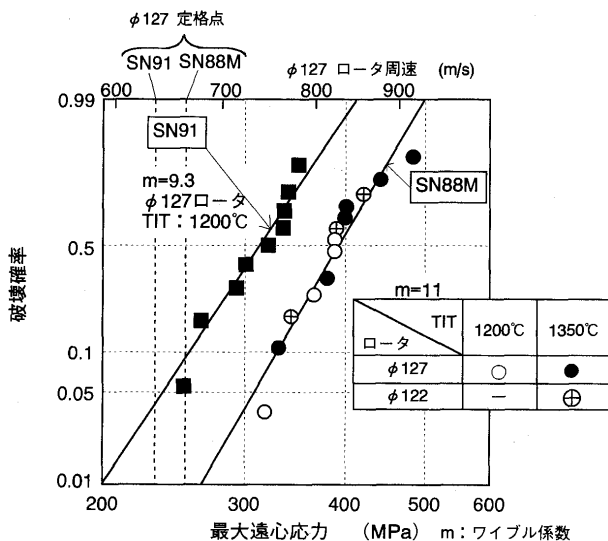


図13 ホットスピントテスト結果のワイブルプロット

ものと考えられる。

SN 91とSN 88 Mを耐熱合金のクリープ・ラプチャー強度を評価するラーソン・ミラーパラメータ (P_{LM})で整理すると図17となる。Slow Crack Growthによる破壊形態とより高温長時間でのクリープによる破壊形態の2つの領域が明確に存在する。高温の長時間側は、前述のように材料組織の変質が進行し、特にSN 91は、低い P_{LM} パラメータ値でその傾向が急激に現れ、バラツキも大きい。SN 91ロータは高温で比較的応力レベルの高いスキヤロップ部が破壊の原因となっている可能性が大きい。SN 88 Mロータは、応力と P_{LM} パラメータともに適正な余裕を持っている。

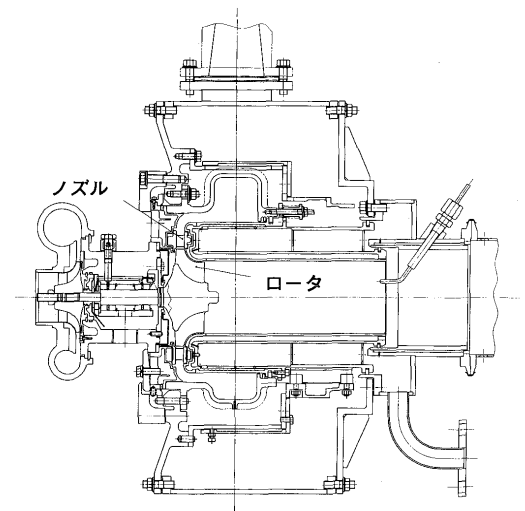


図14 高温タービン試験装置

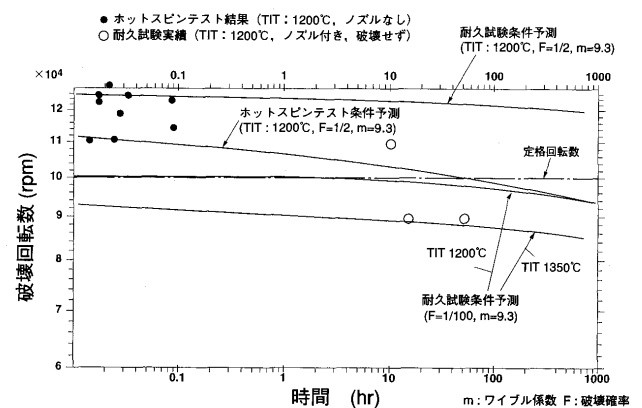


図15 SN 91 製第1次設計ロータ寿命予測と試験実績

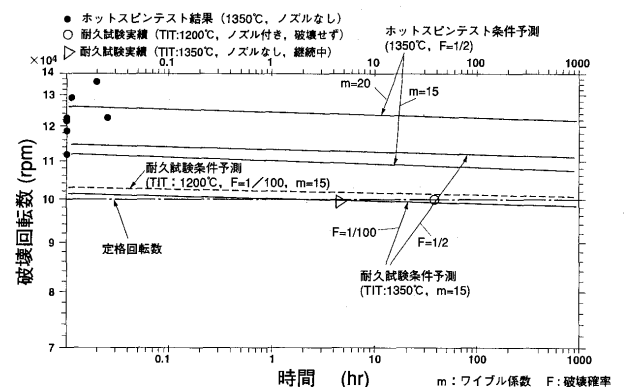


図16 SN 88 M 製第1次設計ロータ寿命予測と試験実績

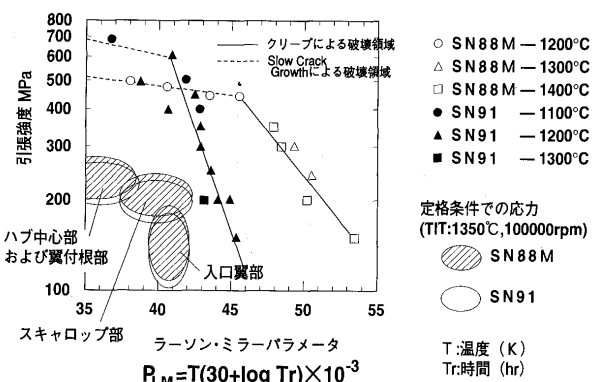


図17 SN 88 M, SN 91 のクリープラプチャー強度特性

5. ロータの翼振動強度^{(3),(4),(6)}

ロータの開発は、先ず金属製のロータを使用し低温空気による空力性能実験データを評価し翼形状を決定する。引続きセラミックロータを製作し空力性能を再確認し、強度の実験評価に進める手順を取っている。セラミックロータの空力性能を確認する低温空気での空力相似条件の低速高負荷運転時にロータが破損した。その後の調査検討の結果、破損の原因はノズルウェークと共振する2次モードの翼振動応力と判明した。図18に翼の共振範囲

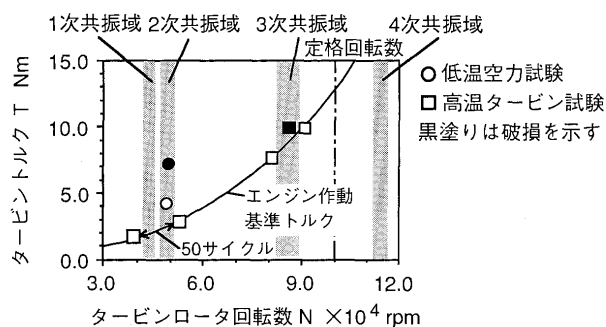


図18 ロータ翼振動による破損状況
(SN 91 製第1次設計ロータ)

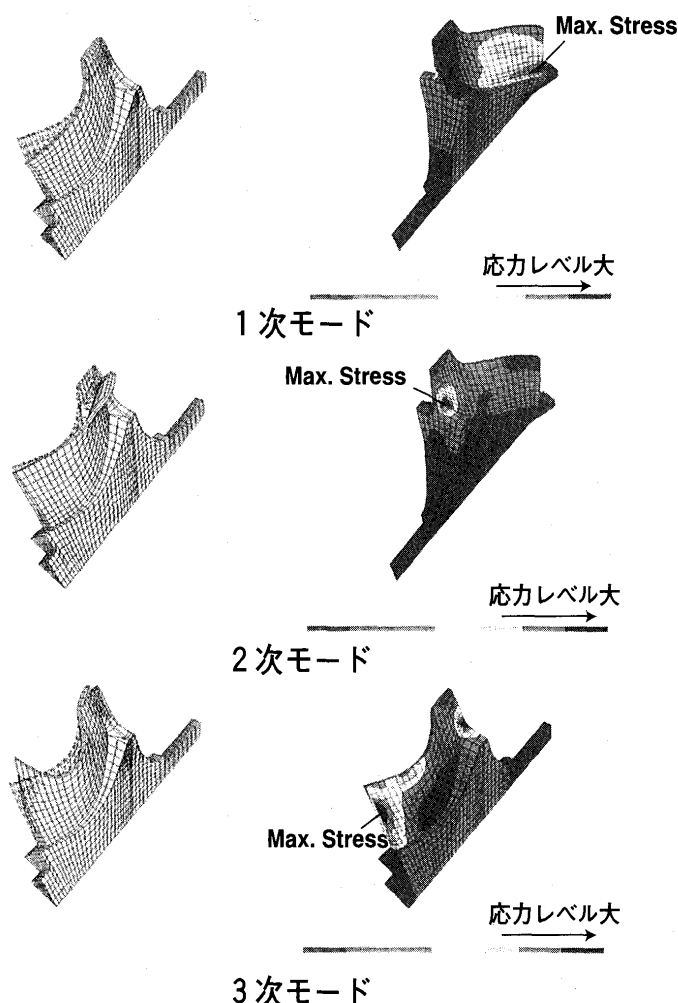


図19 ロータ翼振動モードおよび翼振動応力分布

とタービン負荷との関係を示す。2次モードの共振点でエンジンでの作動タービントルクの3倍程度で破損しており、エンジン負荷相当に下げれば破損しない。しかしながら、高温のタービンの耐久試験で3次モードでも破損し、更に解析と実験による検討を実施した。エンジンの作動範囲に存在する1次、2次、3次モードの振動のパターンと応力分布を図19に示す。主原因は、セラミック材料の振動ダンピング特性が金属に比べ小さいものと推定され、図20に示す装置により計測した。耐熱金属材料に比べ、セラミック材料の内部摩擦は大幅に小さく、例えばSN 91は金属材料の約10%、SN 88 Mは約30%であった。一方、繰り返し疲労特性を計測した結果は図21に示すように、データ点数は少ないが、SN 88 Mは振動強度面でもSN 91より優れていることが明らかとなった。

翼振動強度のクライテリアを明確にするため、第1次設計の金属製ロータを使って共振点振動応力を、最大応力点近傍に貼った歪ゲージとFMテレメータにより計測した。低温空気を流し、翼面への負荷条件に対する振動応力の挙動を求め、ノズルウェークに起因する空力励振力レベルと空力的要素も含めた総合的なダンピング特性を把握した。図22に計測システムを示す。図23はタービンの負荷に対する応力計測値と、振動応力分布解析(図19)から得られる計測点と最大点の応力値相関を使って計測応力値から推算した最大応力を示す。タービン負荷に対して空力励振力は比例して増大し、振動応力に対す

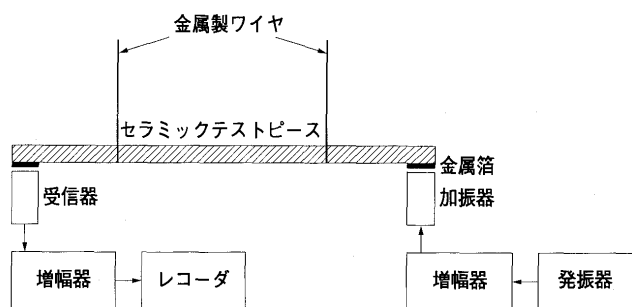


図20 内部摩擦計測法

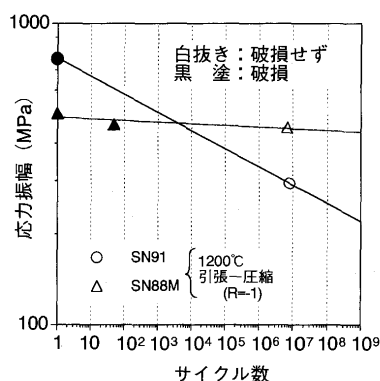


図21 SN 88 M, SN 91 の繰返し疲労強度特性

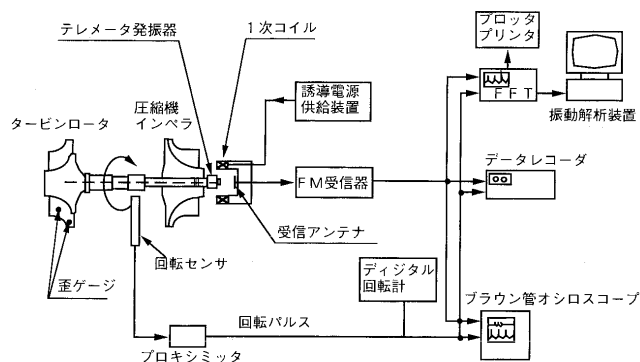


図22 ロータ翼振動応力計測システム

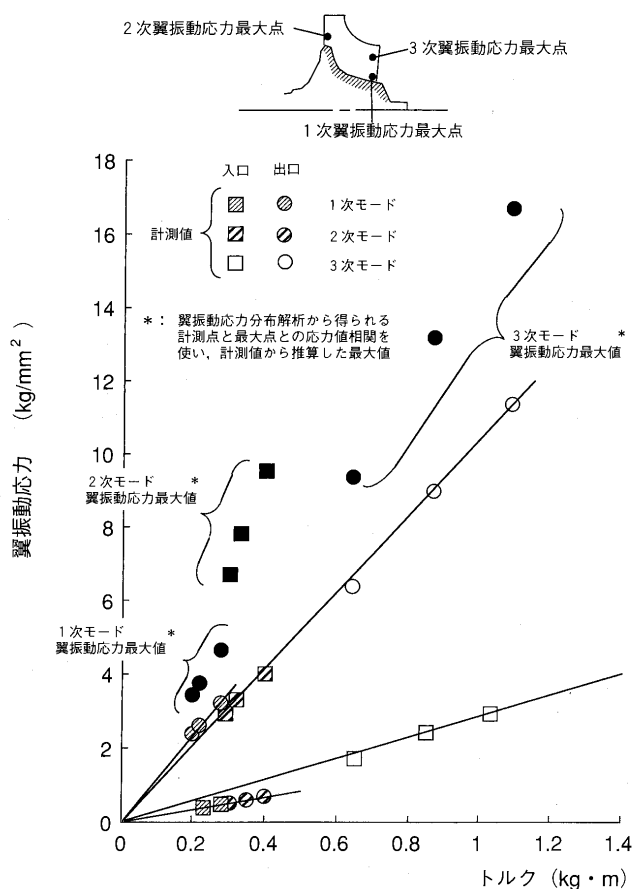


図23 ロータ翼振動応力計測結果

る感度は1次、3次モードでは同等で、2次モードでは、1次、3次モードより約40%高い。

セラミックロータ翼の振動応力解析に、上記手法で計測し得られたセラミック材料のダンピング特性と、空力励振力を適用し振動応力を求め、遠心応力、材料の静疲労と繰返し疲労の強度から破壊確率あるいは安全率を算出、実際の破壊条件と対比してクライテリアを求めた。内部摩擦の大きいSN 88 Mへの材料変更と、翼厚分布の見直しによる対応により、1次と2次モードでの破壊の確率は充分下げ得る見通しとなったが、3次モードは、空力励振力が大きく、また遠心応力レベルも高いため、

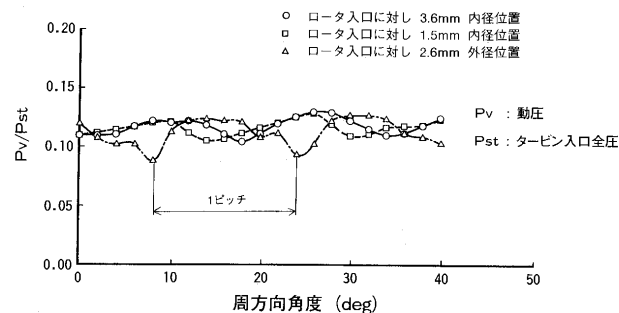


図24 ノズル出口周方向動圧分布（スパン中央部）

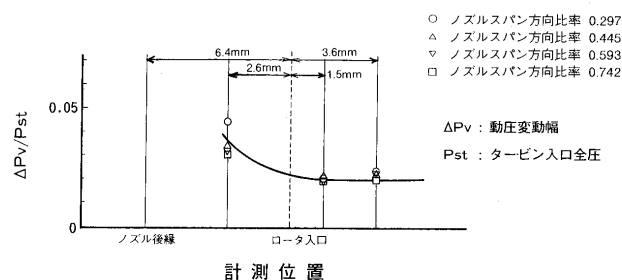


図25 ノズルウェークの半径方向減衰特性

共振点をエンジンの作動範囲外とすることとした。従ってノズル翼枚数を21→18に変更するとともに3次モードの振動数のレベルを上げることとした。なおノズルウェークのパターンと大きさをスケールアップしたノズルモデル部品を使ってピトー管により計測し、流れ方向の長さに対するウェークの減衰度を求めた。結果を図24に示す。図25に示すように、現在のノズル後縁からロータ入口迄の距離でノズルウェークは充分減衰している結果が得られた。

6. まとめ

(1) ロータ材料の長時間強度の問題から、定格回転数を110,000から100,000 rpmとした。TIT: 1200°Cの実験評価時点でロータ材料を高温側で安定した長時間強度が得られる材料に変更した。TIT: 1350°Cでのホットスピンテストからエンジンに供試できる耐久性と信頼性が見通しが得られ、現在 TIT: 1350°C の耐久試験を実施している。

(2) ロータ翼のノズルウェークとの共振による翼破損が発生した。セラミック材料のダンピング特性が金属より大幅に小さいことが主原因であるが、材料特性の把握、振動応力の計測等により解析手法とクライテリアを見直した。3次モードの共振点は使用域から外し1次、2次モードに対しては、振動応力を許容値以内に抑える設計とした。

(3) エンジン構造と同一基本構造を持ちロータ、ノズルを含む全構成要素を組み込んだ総合組合せ試験装置で、TIT: 1200°C 100,000 rpm迄の実験に供試しており、順次1350°Cの実験に移行する計画である。

謝辞

本研究開発の実施にあたり、御指導と御協力を頂いたPEC ならび JARI の関係各位、および本タービンロータの試験にあたって御協力を頂いた三菱重工(株)長崎研究所のターボ機械研究室他の関係各位に対し、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) Nakazawa, N. et al. "The Turbine Components Development for the 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine", ASME Paper 93-GT-64
- (2) Watanabe, M. and Ogita, H., "Evaluation of Ceramic Rotor Strength by Cold and Hot Spin Tests", ASME Paper 94-GT

-460

- (3) Nishiyama, T. et al. "Status of the Automotive Ceramic Gas Turbine Development Program-Year Four Progress", ASME Paper 95-GT-447
- (4) Nakazawa, N. et al. "Development of Turbine Components for the 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine", Proceedings of the 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress, 95-YOKOHAMA-IGTC-63
- (5) Nemeth, N., Mandersheid, J. and Gyekenyesi, J., "Ceramics Analysis and Reliability Evaluation of Structure (CARES)", NASA Technical Paper 2916, 1989
- (6) 西山, 他: 自動車用セラミックガスタービンの研究開発 (第3報) 日本ガスタービン学会誌, Vol. 23, No. 89, Jun. 1995

▶ 入会者名簿 ◀

正会員

福 富	清 (石川島播磨)	松 濱	正 昭 (超音速輸送機用推進システム)
半 田	統 敏 (石油産業化学センタ)	市 川	善 浩 (川崎重工業)
稲 葉	誠 二 (日本自動車研究所)	中 村	和 人 (A-B-B)
奥 野	研 一 (東 芝)	腰 前	昌 俊 (川崎重工業)
小 原	一 郎 (三菱重工業)	羽 田	野 量 久 (神鋼電機)
山 本	隆 夫 (富士電機)	山 形	通 史 (富士電機)
有 田	耕 二 郎 (三井造船)	中 島	隆 (石川島播磨)
古 山	幹 雄 (千葉大学)	長 井	桂 (東京電力)
水 野	賢 一 (日本特殊陶業)	高 橋	安 朗 (海上自衛隊)
安 田	俊 彦 (日立造船)	廣 瀬	栄 一 (森田技術)
飯 尾	光 (日産自動車)	鳥 谷	初 (日立製作所)
小 梶	彰 (京 セ ラ)	梶	正 己 (京 セ ラ)
佐 川	孝 俊 (アルファ)	小 野	孝 (京 セ ラ)
福 田	嘉 男 (日立製作所)	鈴 木	健 介 (東 芝)
東	昌 彦 (京 セ ラ)	池 田	忠 司 (富士電機)

矢 作	正 博 (東京ガス)	佐 野	壽 彦 (日産自動車)
小 里	泰 章 (岐阜大学)	Frederic	MIROUDO (スネクマ)
加 藤	尚 純 (日産自動車)	浅 野	好 昭 (東邦ガス)
鈴 木	隆 善 (空 岩 機器)		

学生会員から正会員へ

富 永	純 一 (早 大)	山 田	直 樹 (神 戸 大)
田 口	英 俊 (石川島播磨)	謝 花	賢 (メイテック)

学生会員

鄭	恵 勇 (神戸商船大)	柳 井	恭 子 (神戸商船大)
高 村	倫 太 郎 (慶 大)	土 屋	粒 二 (慶 大)

賛助会員

石川島汎用機サービス(株)

謝辞

本研究開発の実施にあたり、御指導と御協力を頂いたPEC ならび JARI の関係各位、および本タービンロータの試験にあたって御協力を頂いた三菱重工(株)長崎研究所のターボ機械研究室他の関係各位に対し、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) Nakazawa, N. et al. "The Turbine Components Development for the 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine", ASME Paper 93-GT-64
- (2) Watanabe, M. and Ogita, H., "Evaluation of Ceramic Rotor Strength by Cold and Hot Spin Tests", ASME Paper 94-GT

-460

- (3) Nishiyama, T. et al. "Status of the Automotive Ceramic Gas Turbine Development Program-Year Four Progress", ASME Paper 95-GT-447
- (4) Nakazawa, N. et al. "Development of Turbine Components for the 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine", Proceedings of the 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress, 95-YOKOHAMA-IGTC-63
- (5) Nemeth, N., Mandersheid, J. and Gyekenyesi, J., "Ceramics Analysis and Reliability Evaluation of Structure (CARES)", NASA Technical Paper 2916, 1989
- (6) 西山, 他: 自動車用セラミックガスタービンの研究開発 (第3報) 日本ガスタービン学会誌, Vol. 23, No. 89, Jun. 1995

▶ 入会者名簿 ◀

正会員

福 富	清 (石川島播磨)	松 濱	正 昭 (超音速輸送機用推進システム)
半 田	統 敏 (石油化学センタ二)	市 川	善 浩 (川崎重工業)
稲 葉	誠 二 (日本自動車研究所)	中 村	和 人 (A-B-B)
奥 野	研 一 (東 芝)	腰 前	昌 俊 (川崎重工業)
小 原	一 郎 (三菱重工業)	羽 田	野 量 久 (神鋼電機)
山 本	隆 夫 (富士電機)	山 形	通 史 (富士電機)
有 田	耕 二 郎 (三井造船)	中 島	隆 (石川島播磨)
古 山	幹 雄 (千葉大学)	長 井	桂 (東京電力)
水 野	賢 一 (日本特殊陶業)	高 橋	安 朗 (海上自衛隊)
安 田	俊 彦 (日立造船)	廣 瀬	栄 一 (森田技術)
飯 尾	光 (日産自動車)	鳥 谷	初 (日立製作所)
小 梶	彰 (京 セ ラ)	梶	正 己 (京 セ ラ)
佐 川	孝 俊 (アルファ)	小 野	孝 (京 セ ラ)
福 田	嘉 男 (日立製作所)	鈴 木	健 介 (東 芝)
東	昌 彦 (京 セ ラ)	池 田	忠 司 (富士電機)

矢 作	正 博 (東京ガス)	佐 野	壽 彦 (日産自動車)
小 里	泰 章 (岐阜大学)	Frederic	MIROUDO (スネクマ)
加 藤	尚 純 (日産自動車)	浅 野	好 昭 (東邦ガス)
鈴 木	隆 善 (空 岩 機器)		

学生会員から正会員へ

富 永	純 一 (早 大)	山 田	直 樹 (神 戸 大)
田 口	英 俊 (石川島播磨)	謝 花	賢 (メイテック)

学生会員

鄭	惠 勇 (神戸商船大)	柳 井	恭 子 (神戸商船大)
高 村	倫 太 郎 (慶 大)	土 屋	粒 二 (慶 大)

賛助会員

石川島汎用機サービス(株)

CFD による過給機用タービンスクロールの内部流れ解析

Application of CFD to Turbine Scroll for Turbochargers

峯岸 裕明^{*1}, 松下 博美^{*1}
 MINEGISHI Hiroaki MATSUSHITA Hiromi
 榊田 勝^{*1}, 磯島 好彦^{*1}
 SAKAKIDA Masaru ISOJIMA Yoshihiko
 石田 士朗^{*1}, 高田 謙一^{*1}
 ISHIDA Shiro TAKADA Kenichi

Abstract

For the purpose of improving the turbine performance and reducing the development period of the turbines, we tried the compressible turbulent flow analysis of the vaneless scrolls for radial turbines and mixed-flow turbines. We analyzed the single-entry and twin-entry scrolls of the radial turbines and the twin-entry scroll of the mixed-flow turbine and carried out the flow measurements of the mixed-flow turbine scroll. We applied "PHOENICS" code to these analyses. It became possible to analyze the complicated 3-dimensional flow passage of turbine scroll and to realize the flow pattern inside the scroll.

1. まえがき

小型過給機には、構造が簡単であり、小型軽量のベーンレス型のラジアルタービンまたは斜流タービンが数多く適用されている。この形式のタービンはノズル羽根を有しないために、エンジンからの排気はスクロール内で増速され直接タービン動翼に流入する。そのため、スクロール内部の流れはタービン性能に大きく影響し、ガスの動翼への流入状態を決定するスクロール形状は極めて重要である。従来、スクロールは簡単な流れモデルを基に面積分布等を定められることが多かったが、スクロールは複雑な3次元形状をしており、内部の流れは3次元性、圧縮性、粘性等の影響が大きく、流れは非常に複雑である。このスクロール内部の流速、圧力分布等を3次元的にとらえることはスクロールの最適形状を決めるために極めて重要である。近年、スクロール内の流れを数値解析する試みが行われるようになってきたが⁽¹⁾⁽²⁾、実機に使われる複雑な断面形状をもつスクロールについては実験的な研究が不可欠であった⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾。しかしながら、スクロール形状をきめるパラメータは数多くあり、これらの性能への影響を全て実験的に検証していくためには膨大な時間とコストがかかる。そこで、小型過給機用タービンの性能向上を目的とし、また、開発のスピードアップとコスト低減を図るためスクロール内部流れのシミュレーション技術を構築するための3次元数値解析に取り

組んできた。本論文は、当社において行われてきた一連のタービンスクロールの数値解析と一部の実験結果について述べる。

2. タービンスクロール内部流れの数値解析

2.1 ラジアルタービン用シングルフロー形スクロール

小型車両用エンジンに搭載される過給機タービンには、エンジンからの排気が1つのガス流路に導かれタービン動翼に流入する、いわゆるシングルフロー形のスクロールが使われる例が多い。著者らは、汎用プログラムPHOENICSを用いシングルフロー形スクロールの内部流れの数値解析を試みた⁽⁶⁾。3次元の複雑な形状を表現するために半径方向25×軸方向17×周方向32の計13600点の格子点で形状を定義した。スクロール巻き終りからスクロール入口部分へ循環してくる流れ（再循環流れ）を含めて解析できるように、PHOENICSに機能を追加して解析を行った。流れは圧縮性を考慮した。

表1に解析時のメッシュ入口・出口の境界条件を示す。さらに、図1(a)にメッシュ図を、図1(b)に解析結果の一例としてスクロール内部の速度ベクトル図を示す。矢印の方向と大きさが流れの方向と速度の大きさを表す。スクロール入口から速度が加速しベーンレスノズル出口で最大流速となっているのがわかる。

2.2 ラジアルタービン用ツインフロー形スクロール

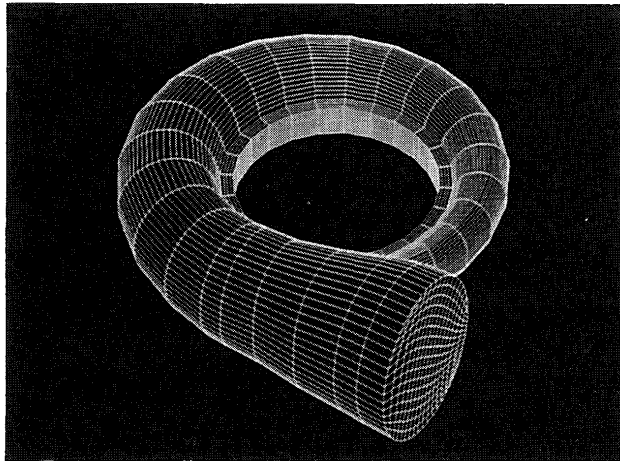
エンジンの排気の有している脈動圧力を有効に利用し、また、エンジンシリンダ間の排気干渉を避けるために、トラック用ディーゼルエンジンをはじめとしてこれらに

原稿受付 1996年2月20日

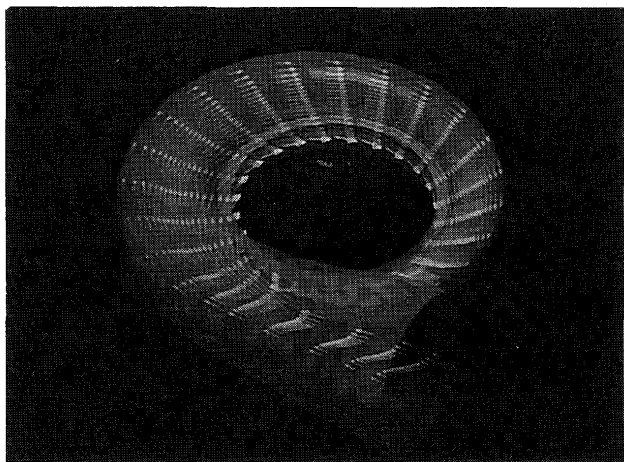
*1 石川島播磨重工業(株) 〒135 東京都江東区豊洲3-1-15

表1 ラジアルタービン用シングルフロー形スクロール
解析の境界条件

項目	単位	数値
入口流速	m/s	148.2
入口圧力	kg/cm ²	3.21
入口全温	K	1173
出口静圧	kg/cm ²	1.07



(a) メッシュ図

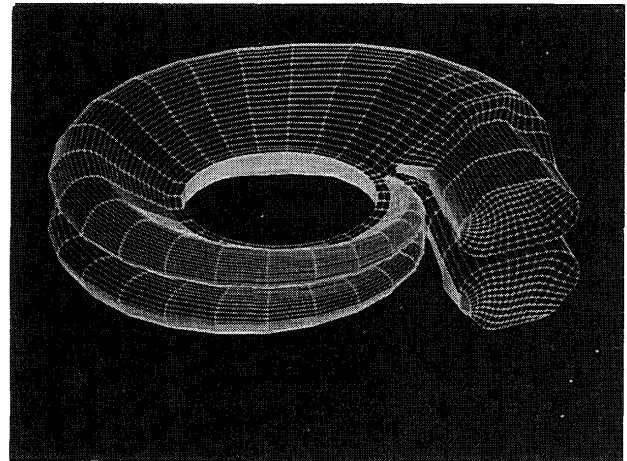


(b) 速度ベクトル図

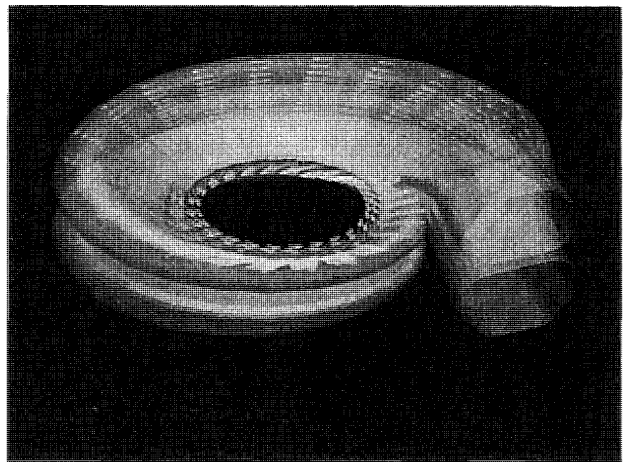
図1 ラジアルタービン用シングルフロー形スクロール

表2 ラジアルタービン用ツインフロー形スクロール
解析の境界条件 (均一流入の場合)

項目	単位	数値
入口流速	m/s	151.0
入口圧力	kg/cm ²	2.15
入口全温	K	873
出口静圧	kg/cm ²	1.08



(a) メッシュ図



(b) 速度ベクトル図

図2 ラジアルタービン用ツインフロー形スクロール

適用される過給機のタービンには、シリンダからの排気を2つのガス流路に分けて導くいわゆるツインフロー形スクロールが使われる。シングルフロー形に適用したコードを用い、圧縮性としスクロール内壁では摩擦力も考慮した。スクロール入口では一様に流入してくるものとし、スクロール舌部では先と同様に再循環流れを解析できるように機能を追加した⁽⁷⁾。ツインフロー形スクロールの場合エンジンの各シリンダからの排気は2つの流路に分けられ、各流路均等に流れる場合、片方のみ流れる場合、そしてその中間の流れが存在するため、各々の流れについての解析を行った。これは、本来非定常な現象であるスクロール内の流れを定常解析でとらえるた

めに、時刻と共にツインフロー形の2つの入口流量が変化することをシミュレートしたものである。形状は半径方向27×軸方向22×周方向33の計19602の格子点で定義した。

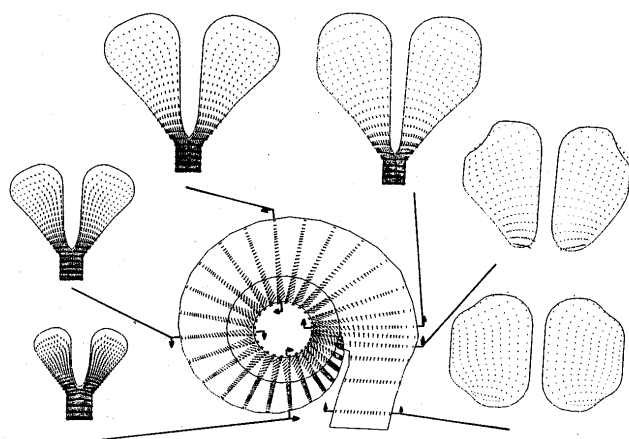
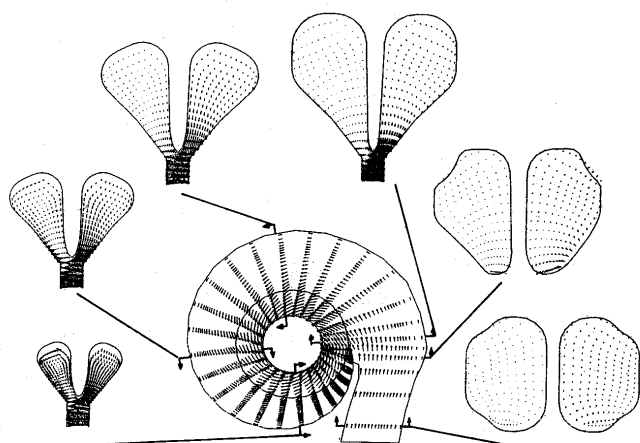
表2に均等に流入した場合の境界条件を示す。さらに、図2(a)にメッシュ図を、図2(b)に解析結果の一例として各流路に均等に流入した場合のスクロール内部の速度ベクトルの全体図を示す。また、表3に片方からのみ流入した場合の解析の境界条件を示す。流入していない流路の入口境界は流路壁面と同じ壁とみなしている。さらに、図3に均等に流入した場合の各段面における速度ベクトルを、図4に片方からのみ流入した場合の各断面におけ

表3 ラジアルタービン用ツインフロー形スクロール
解析の境界条件 (部分流入の場合)

項目	単位	数値
入口流速	m/s	151.0
入口圧力	kg/cm ²	2.15
入口全温	K	873
出口静圧	kg/cm ²	1.08

表4 斜流タービン用ツインフロー形スクロール
解析の境界条件

項目	単位	数値
入口流速	m/s	70.9
入口圧力	kg/cm ²	1.34
入口全温	K	773
出口静圧	kg/cm ²	0.74

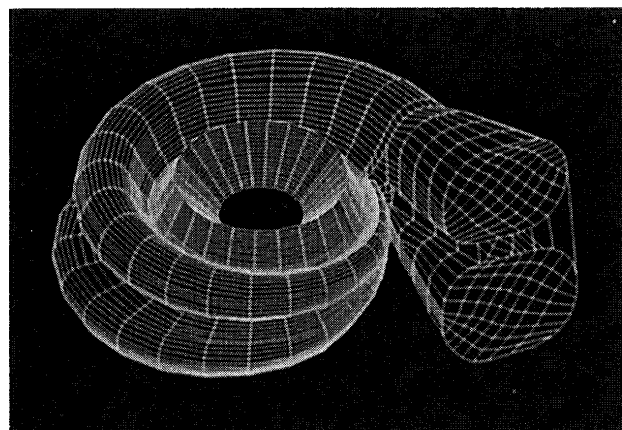
図3 ラジアルタービン用ツインフロー形スクロール
(均一流入の場合の各断面の速度ベクトル図)図4 ラジアルタービン用ツインフロー形スクロール
(部分流入の場合の各断面の速度ベクトル図)

る速度ベクトルを示す。

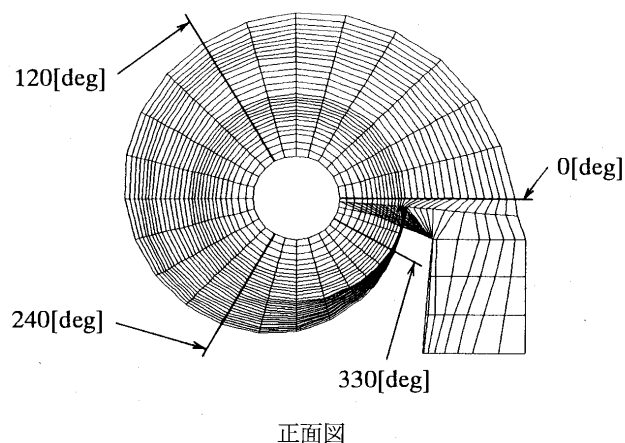
これらの解析からはスクロールの周方向の流速は外側が遅く、内側が早くなっており、自由渦流れの速度分布に近く、両方の流路に均一に流入する場合は、ツインフローの2つの流路でほぼ均等な流れが保たれていることが分かる。一方、部分流入の場合（図4では右側の流路に排気が入力している）は、排気が入力している流路としていない流路が合流するベーンレス部分で流れの偏りが見られる。

2.3 斜流タービン用ツインフロー形スクロール

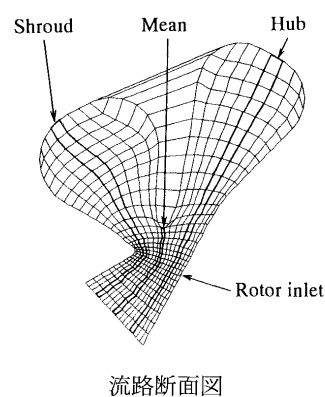
斜流タービンは高比速度でしかも翼形状を適切にすることにより最高効率点をタービンの速度比の小さいとこ



(a) メッシュ図 (全体)



正面図



流路断面図

(b) メッシュ図 (各断面)

図5 斜流タービン用ツイン形スクロールのメッシュ図

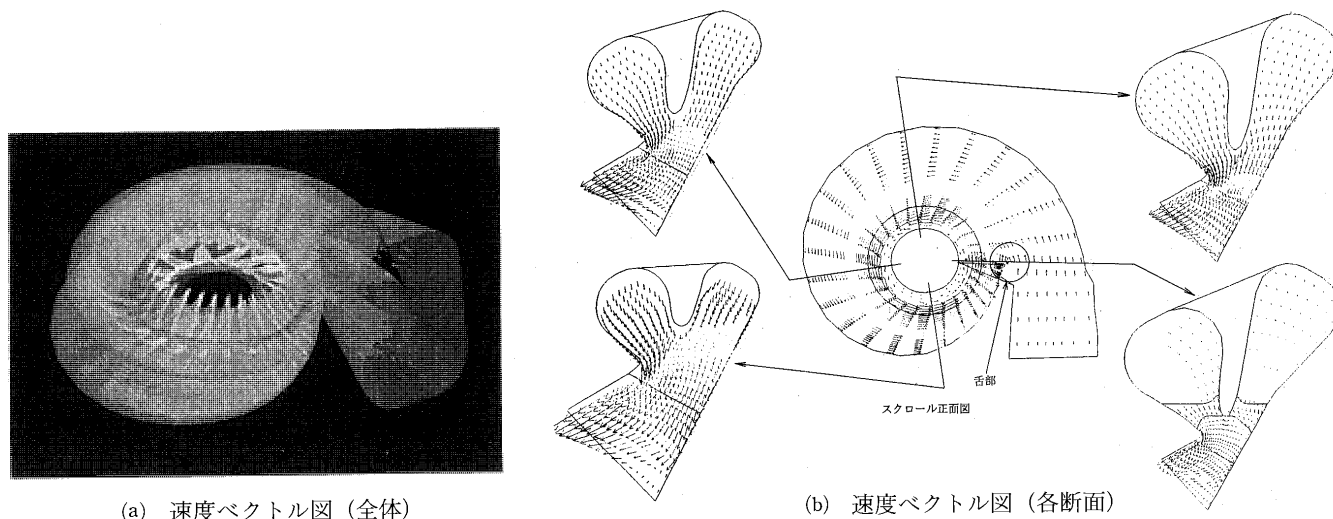


図6 斜流タービン用ツインフロー形スクロールの速度ベクトル図

ろに設定でき、小外径で低慣性モーメントのタービンを構成することができるため、最近盛んに研究開発が行われている。この斜流タービンにもシングルフロー形スクロール、また、ツインフロー形スクロールが適用されるが、ここでは斜流タービン用ツインフロー形スクロールの数値解析について述べる。ラジアル形タービン用ツインフロー形スクロールは、ツインフローの各々の断面形状は等しかったが、今回解析の一例として用いた斜流タービン用ツインフロー形スクロールの場合は各々、異なった断面形状を有していることが特徴である。形状は半径方向 $34 \times$ 軸方向 $18 \times$ 周方向 32 の計 19584 の格子点で定義した。

表4に解析時のメッシュ入口・出口の境界条件を示す。図5(a)にメッシュ全体図を図5(b)に断面と正面からのメッシュ図を示す。さらに、図6(a)に解析結果の一例として各入口の流入条件を同一とした場合の速度ベクトル図を、図6(b)に各断面の速度ベクトル図の一例を示す。

また、解析より求まる速度ベクトルを図7に示すように、 r (半径) 方向、 z (軸) 方向、 θ (回転方向) の速度成分、 V_r 、 V_z 、 V_θ に分離した。この r 、 z 方向の速度成分の合成が子午面方向速度となり、これに θ 方向を合成したものが絶対速度となる。この絶対速度と子午面方向速度のなす角度が流れ角度となる。

図8(a)(b)(c)には、タービン動翼入口部分相当位置での動翼入口幅方向における流れの絶対速度、子午面方向速度、流れ角度の分布を示す。図中の $0, 120, 240, 330$ (deg) の角度は図5の正面図に示す角度に対応している。

図9(a)(b)(c)には、周方向の分布を示す。図中の hub, mean, shroud の位置は図5の流路断面図に対応し、それぞれのタービン動翼入口での速度分布を示している。本解析の場合、再循環を考慮している。このため、解析当初解の収束性が悪く、タービン動翼入口より下流のメッシュ形状を見直すことで、このような解を得ることが可

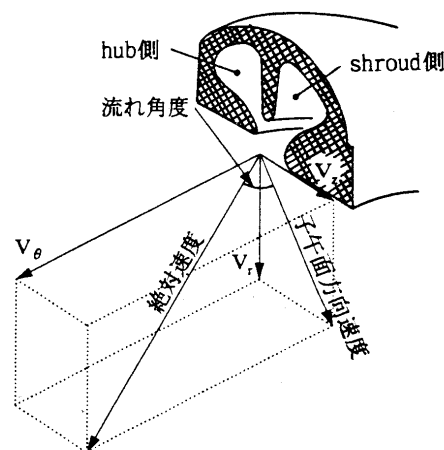
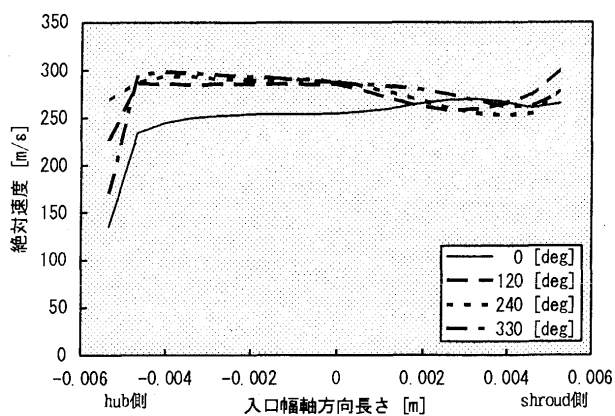


図7 速度ベクトルの説明

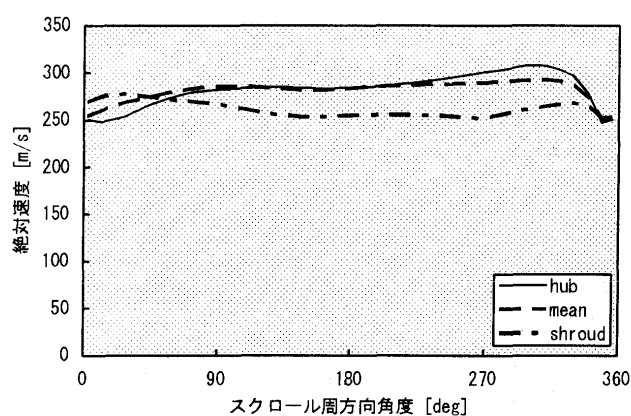
能となった。

図8の場合、絶対速度は入口幅方向に対して壁近傍を除いてあまり大きく変化しない。これに対して、子午面方向速度と流れ角度は hub 側と shroud 側で大きく異なり、hub 側では shroud 側と比較して子午面方向速度が小さく、流れ角度が大きくなっている。このため解析では、子午面方向速度が小さい分 hub 側の流量が少ない結果が得られ、hub 側の流量が 0.04786 [kg/s] に対して shroud 側では 0.05458 [kg/s] となった。両方の A/R、出口流路幅が同じであることを考えると、両方の流路形状の違いがこの現象を生んでいると考えられる。

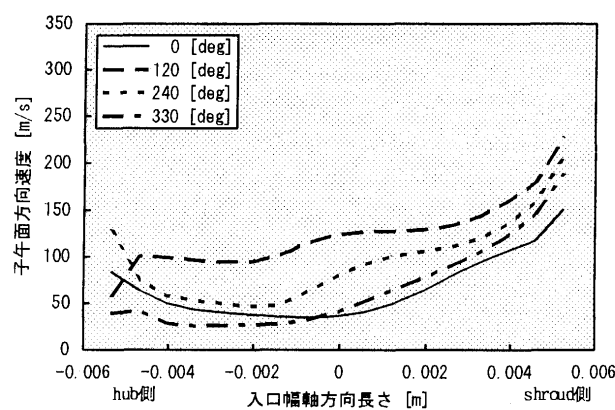
図9の場合、絶対速度は図8と同様に円周方向に対して大きく変化しない。しかし、子午面方向速度は舌部 (0 (deg)) を通過後急激に増加し、その後スクロール巻きおわりに向かって徐々に減少する傾向を示し、それとともに流れ角度は大きくなる傾向を示している。これはスクロール円周方向の A/R 分布の影響により、流れ角度が変化していることが原因と考えられる。



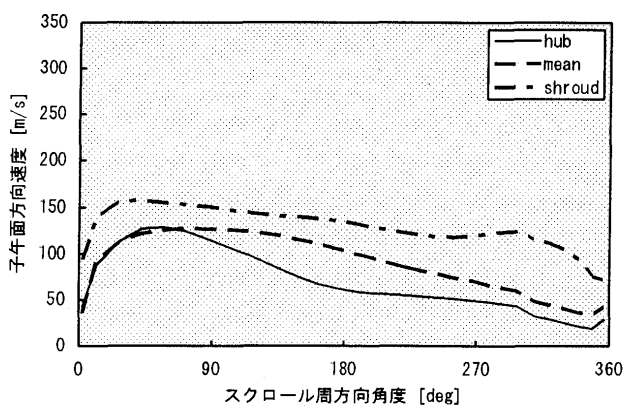
(a) 絶対速度の分布



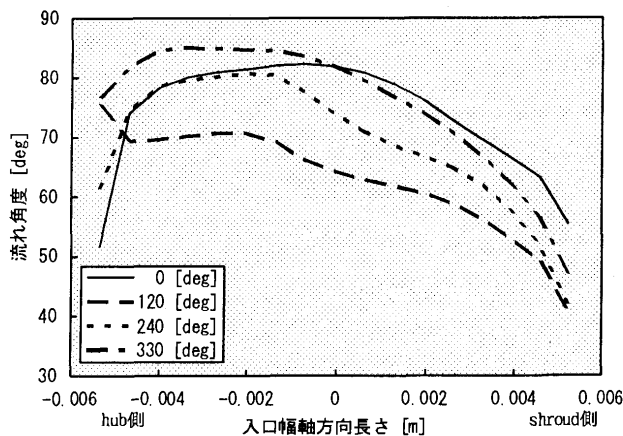
(a) 絶対速度の分布



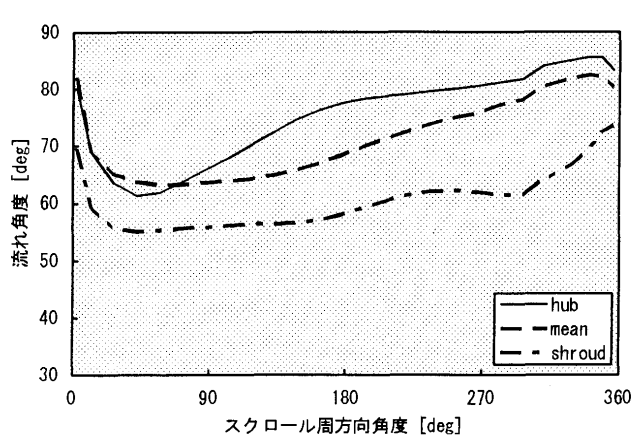
(b) 子午面方向速度の分布



(b) 子午面方向速度の分布



(c) 絶対流入角の分布



(c) 絶対流入角の分布

図8 入口幅方向の速度及び流れ角分布

図9 周方向の速度及び流れ角分布

3. 実験結果

斜流タービン用ツインフロー形スクロールについて、タービン動翼入口部での流れの計測を行い、解析結果の妥当性についての検証を試みた。流れ計測装置の概略図を図10に示す。流れ計測では、実際のタービンロータの代わりに羽根を持たないダミーロータを設け、それにヨーメータを設置し、計測を実施した。

計測、解析のそれぞれの条件を表5に示す。

ただし、解析の場合はメッシュ入口・出口の境界条件である。計測の場合はスクロール入口・出口に設けられている計測管によって、計測した値である。解析・計測間では、圧力比を同じ値とするように解析・計測条件を定めた。計測はタービン動翼入口部で流れ角度の計測を実施した。図11に計測位置でのガスの流れ角分布について、解析結果と計測結果の比較を示す。舌部近傍(周方向: 0°)を除いて解析結果と計測結果は同様の傾向を示していることがわかった。

4. まとめ

ペーンレス型ラジアルタービンと斜流タービンのスクロールの性能向上および開発のスピードアップを目的として内部流れを数値解析することを試みた。ラジアル型タービン用シングルフロー形・ツインフロー形、斜流タービン用ツインフロー形について解析を行い、斜流タービン用ツインフロー形スクロールについて実験結果の一例を示した。本解析によって複雑な3次元形状を有するタービンスクロールの内部流れの数値解析の目途がついた。今後、さらに、この解析の推進を行い、また、流れの検証を実施してタービンスクロールの数値シミュレーション技術を構築していく。

参考文献

- (1) A. Hamed and E. Baskharone, "Analysis of the Three-Dimensional Flow in a Turbine Scroll," ASME Journal of Fluids Engineering, Sept. 1980, Vol. 102, pp. 297-301
- (2) N. Lymberopoulos, N. C. Baines and N. Watson, "Flow in Single and Twin Entry Radial Turbine Volute," ASME Paper No. 88-GT-59, 1988
- (3) W. Tabakoff, Y. Sheoran and K. Kroll, "Flow Measurements in a Turbine Scroll," ASME Journal of Fluids Engineering, Sept. 1980, Vol. 102, pp. 291-296
- (4) J. H. Yeo and N. C. Baines, "Laser Velocity Measurements in a Twin-Entry Vaneless Radial Turbocharger Turbine," JSME International Journal, Series B, Vol. 37, No. 4, 1994
- (5) M. Sakakida, K. Kurata, N. Misaki, K. Funayama and M.

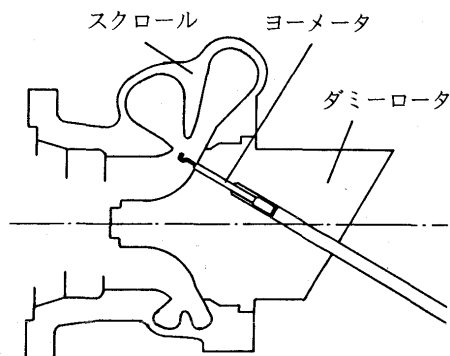


図10 流れ角度計測装置

表5 斜流タービン用ツインフロー形スクロール
解析・計測の境界条件の比較

項目	単位	解析	計測
入口全圧	kg/cm ²	1.366	1.387
出口静圧	kg/cm ²	1.018	1.022
流量パラメータ	kg/s / K/kg/m ²	2.08×10^{-4}	2.38×10^{-4}
圧力比		1.34	1.36

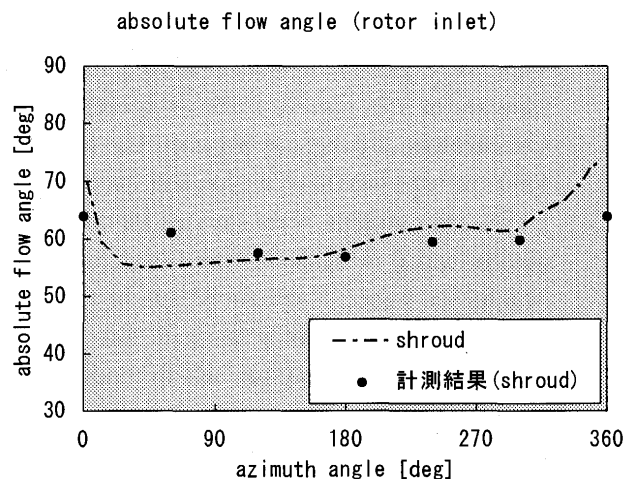


図11 流れ角度の計測装置

- Yumoto, "Development of small, high specific speed radial-turbines for automotive turbochargers," Turbocharging and Turbochargers, I Mech E, 1986
- (6) 中塚正人, 作田卓司, 高橋佳裕, 大槻靖, "汎用熱・流体プログラム PHOENICS を中心とした総合的数値実験システムの構築," 石川島播磨技報, 第30巻, 第2号, 1990
 - (7) 中塚正人, 布川勇, 伊地知伸彰, 高橋佳裕, 大槻靖, 石田士朗, "汎用熱・流体コード: PHOENICS の実用化," 石川島播磨技報, 第31巻, 第4号, 1991

タービン翼前縁膜冷却に及ぼす 主流乱れ及び周期的後流の効果に関する研究 (熱伝達分布及び熱負荷分布について)

Effects of Free-Stream Turbulence and Periodic Wake Passing on the Leading Edge Film Cooling of Turbine Blades (Heat Transfer and Heat Load Distributions)

船崎 健一*¹, 山脇 栄道*²
FUNAZAKI Ken-ichi YAMAWAKI Shigemichi
横田 雅樹*³
YOKOTA Masaki

Abstract

Detailed studies are conducted on heat transfer distribution around the leading edge of a blunt test model with discrete cooling holes, where the model is subjected to periodically incoming wakes as well as free-stream turbulence with various levels of intensity. The cooling holes have a configuration similar to those of typical turbine blades except for the spanwise inclination angle. A spoke-wheel type wake generator is used in this study. In addition, three types of turbulence grids are used to elevate the free-stream turbulence intensity. Heat transfer measurements are executed for several temperature differences between the free-stream and the secondary air to determine film-affected heat transfer distributions around the test model. We adopt three blowing ratios of the secondary air to the mainstream. For each of the blowing ratios, the heat transfer distribution is obtained under the influence of periodic wake passage as well as free-stream turbulence. Heat transfer near the stagnation region is enhanced due to the wakes and free-stream turbulence, while the effect of the injected secondary air is minimal. Downstream the cooling holes, heat transfer is greatly affected by the injected secondary air, which tends to follow the correlation for turbulent boundary layer.

1. 緒 言

航空エンジンをはじめとするガスタービンの高効率化、高出力化に伴い、タービン入口温度はタービン材の許容温度をはるかに超え、今後さらに上昇する傾向にある。このため、タービン翼冷却技術の開発、改良は従来以上に重要な課題となっている。膜冷却は、タービン翼表面にあけた冷却孔から主流よりも低い温度の空気を噴出することにより、翼表面の熱負荷を低減させる方法であり、タービン冷却翼に多用されている。膜冷却では、噴出した冷却空気と主流空気との混合過程を伴うため、冷却孔の大きさや配置、また冷却空気の吹き出し量が冷却性能上重要な要因となる。また、主流乱れや上流側翼列からの周期的後流など、冷却空気と主流空気との混合を促進するこれらの要因も冷却性能に無視できない効果を持つと考えられ、膜冷却の適正化、効率化のためには、主流

乱れや周期的後流の効果を定量的に把握する必要がある。このような観点から、著者らは、実機状態のシミュレートが可能な実験装置を用い、主流乱れ及び周期的後流が膜冷却効率に与える影響を調べた。その結果、主流乱れ及び周期的後流は、比較的低い吹き出し比の場合に翼前縁のよどみ点に近い冷却孔からの冷却空気の膜冷却効率を大きく低下させることが明らかになった。この研究は、実機状態における翼面上局所冷却空気温度を予測する上で重要な研究であるが、タービン翼の冷却設計に必要な表面熱負荷を評価するには、冷却空気を噴出した状態での表面熱伝達率分布を把握しておく必要がある。

本研究では、冷却タービン翼の前縁を模擬したモデル翼（半円筒の前縁と平板からなる鈍頭供試体）を用い、膜冷却を行っているタービン翼前縁部での熱負荷分布に与える主流乱れ及び周期的後流の効果の解明を目的とする。

原稿受付 1996年3月27日

*1 岩手大学工学部 〒020 岩手県盛岡市上田4丁目3-5

*2 石川島播磨重工業(株)

*3 岩手大学大学院、現 三菱重工業(株)

2. 膜冷却時の熱伝達及び熱負荷

2.1 熱伝達

膜冷却を行っている場合の熱流束 q_f を記述する場合、熱駆動源となる温度差の定義の違いにより、次の二つの方法が一般的に用いられる。

$$q_f = h_f (T_w - T_{ad}) \quad (1)$$

$$q_f = h (T_w - T_\infty) \quad (2)$$

ここで、 h_f は表面温度 T_w と断熱膜温度 T_{ad} (冷却空気と主流空気とが断熱的に混合した場合に得られる温度) との差を代表温度差とした場合の熱伝達率、 h は表面温度 T_w と主流空気温度との差を代表温度差とした場合の熱伝達率である。 h は冷却空気と主流空気との混合過程の影響および冷却空気温度の効果を含むが、 h_f は、断熱膜温度の導入により冷却空気温度効果が除去されているため、噴出した冷却空気による熱伝達への影響を理解するには h_f を用いる方が好ましい。そこで、今回の研究では、 h_f を計測することとする。この場合、前報で求めた膜冷却効率に関するデータがそのまま使えるので、熱負荷を評価する上でも都合がよい。

温度場の線形性を仮定すると、 h は次のように与えることができる。

$$\begin{aligned} h &= h(\theta) = h(0) + \frac{h(1) - h(0)}{1 - 0} \theta \\ &= h(0) + \{h(1) - h(0)\} \theta \\ &= h(0) \left\{ 1 + \frac{h(1) - h(0)}{h(0)} \theta \right\} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\theta = (T_2 - T_\infty) / (T_w - T_\infty) \quad (4)$$

ここで、 $h(\theta) = 0$ の場合を考える。これは断熱壁条件に対応し、噴出した冷却空気と主流空気とは断熱状態で混合する。従って、この場合の無次元温度 $\theta (= \theta_f)$ は、膜冷却効率 η_f の逆数に等しくなる。

$$\theta_f = \frac{T_2 - T_\infty}{T_{ad} - T_\infty} = \frac{1}{\eta_f}$$

式(3)、(5)より、 $\eta_f = \{h(0) - h(1)\} / h(0)$ となり、これを式(3)へ代入することにより、

$$\begin{aligned} h(\theta) &= h(0) \left\{ 1 - \frac{T_{ad} - T_\infty}{T_2 - T_\infty} \frac{T_2 - T_\infty}{T_w - T_\infty} \right\} \\ &= h(0) \left\{ \frac{T_w - T_\infty - T_{ad} + T_\infty}{T_w - T_\infty} \right\} \\ &= h(0) \frac{T_w - T_{ad}}{T_w - T_\infty} \end{aligned}$$

$$\therefore h(\theta) (T_w - T_\infty) = h(0) (T_w - T_{ad}) = q_f \quad (6)$$

$$\therefore h_f = h(0) \quad (7)$$

式(7)から、冷却空気と主流空気との温度差がない状態で式(2)に基づいた熱伝達率 h を計測することで、式(1)で定義される膜冷却時の熱伝達率 h_f を得ることができる。

2.2 熱負荷

膜冷却を行うことにより、翼表面に対する熱負荷がどの程度軽減されるかを、膜冷却を行わない場合の熱負荷

との比で検討する。

膜冷却を行わない場合の熱流束 q_0 を次のように表す。

$$q_0 = h_0 (T_w - T_\infty) \quad (8)$$

翼表面温度 T_w が膜冷却の有無によらず一定であるとする。このとき、熱負荷の比をとると、

$$\begin{aligned} \frac{q_f}{q_0} &= \frac{h_f}{h_0} \frac{T_w - T_{ad}}{T_w - T_\infty} \\ &= \frac{h_f}{h_0} \left(1 + \frac{T_\infty - T_{ad}}{T_2 - T_\infty} \frac{T_2 - T_\infty}{T_w - T_\infty} \right) \\ &= \frac{h_f}{h_0} \left(1 - \frac{T_{ad} - T_\infty}{T_2 - T_\infty} \frac{T_2 - T_\infty}{T_w - T_\infty} \right) \\ &= \frac{h_f}{h_0} \left(1 - \frac{\eta_f}{\phi} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

ここで、 $\phi = (T_w - T_\infty) / (T_2 - T_\infty)$ は冷却効率と呼ばれ、無次元翼表面温度に相当する。なお、式(9)は、同じ翼表面温度を得るのに内部冷却側で必要とされる熱流束の比、とも考えることができる。

3. 実験方法

3.1 実験装置

図1に実験装置概観を示す。なお、実験装置の詳細は既報⁽³⁾に譲る。主流側空気はブローアから整流部、ノズルを経て供試部に送られる。後流発生器は、直径 400 mm の円盤外周に長さ 250 mm 直径 5 mm の円柱を取り付け、円盤を変速機付きの誘導モータで回転させる構造になっている。ノズルには接続用ダクトが取り付けられ、そこに設けられたスロットを後流発生器の円柱が通過することにより周期的後流が発生する。また、乱流格子

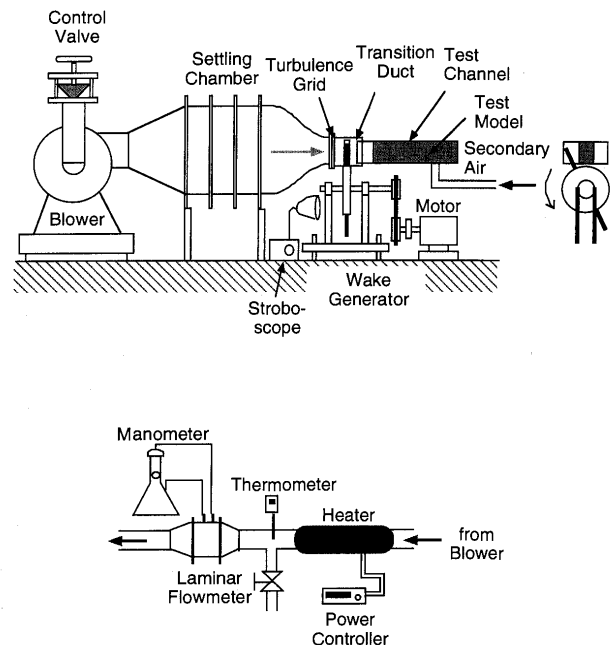


図1 実験装置概観

(上) 供試風洞 (下) 二次空気系

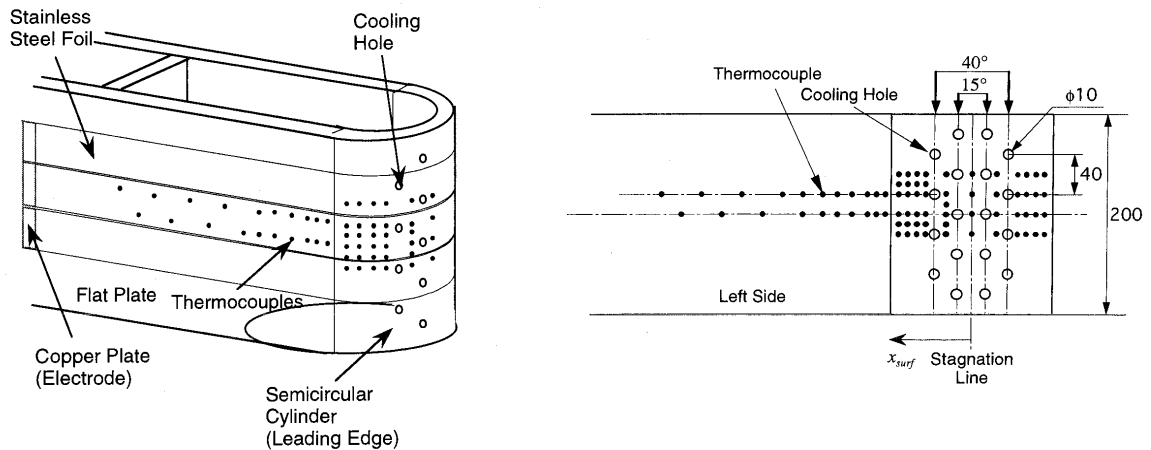


図2 モデル翼

(左) モデル翼外観形状 (右) 冷却孔位置及び熱電対位置 (展開図)

ノズル出口に装着することにより主流乱れを受動的に制御する。使用する乱流格子は3種類である二次空気は別の小型プロアで供給される。二次空気は途中加熱部で昇温された後、層流流量計を経て、モデル翼内に送られる。

図2にはモデル翼を示す。このモデル翼はアクリル製で、タービン翼の前縁部を模擬した形状になっており、外側は直径100 mmの半円筒部と長さ800 mmの2枚の平板部から構成されている。モデル翼前縁部には中心軸から $\pm 15^\circ$ および $\pm 40^\circ$ の位置に直径10 mm、ピッチ40 mmの冷却孔があげられている。なお、以後前者の冷却孔列を第一列、後者を第二列と呼ぶこととする。冷却孔の軸と翼表面とのなす角度は 90° である。実際のタービン翼ではこの角度は 30° 付近の値をとり、冷却空気は主流に対し斜めに噴出されることが多いが、今回は周期的後流効果の理解という観点から簡単な冷却構造を採用している。冷却空気はモデル翼内部の貯気部に入った後、整流されビニルチューブで冷却孔まで導かれる。ビニルチューブには周囲への熱損失を防ぐため断熱材がまかれている。モデル翼内部からの加熱を避けるため、モデル翼に内部換気用の穴を、計測に支障をきたさない位置に設け、内部温度の上昇を抑制している。モデル翼表面には、熱流束一定の条件を得るためのヒータとして、数枚の短冊状のステンレス箔が貼付されている。これらは電極に接続され直列回路を構成し、その両端にスライダックで調整された電圧を掛け、電気的に加熱する。なお、各ステンレス箔にあげられている冷却孔の数は同じで、各ステンレス箔の抵抗値を等しく保っている。円筒前縁部および流れ方向に向かって左側平板のステンレス箔の下には、温度計測用の熱電対の温接点合計74個埋設されている。これによりモデル翼スパン中央部付近の冷却孔下流での箔表面温度を計測する。また主流空気温度および二次空気温度は、前縁よどみ線上下端壁近くおよびビニルチューブ内に設置した熱電対で計測する。

3.2 実験方法

全ての実験は主流速度20 m/s、供試部入口速度 U_∞ 、モデル翼前縁直径 D に基づくレイノルズ数 Re_D は 1.41×10^4 である。後流発生器の回転数 n は900, 1260および1500 rpmの三種類、使用した円柱本数 n_c は3本である。このときの後流通過周波数を

$$S = \frac{nm_c}{60} D/U_\infty \quad (10)$$

定義される無次元数(ストローハル数) S で表すと、それぞれ0.22, 0.31および0.37である。

二次空気の流量は、平均吹き出し比(質量流量比) B で表される。

$$B = \rho_2 U_2 / \rho_\infty U_\infty \quad (11)$$

ここで、 $\rho_2 U_2$ は冷却孔からの平均質量流量、 ρ_∞ は主流空気の密度である。この吹き出し比は冷却空気量に関する平均的な指標であるが、局所的な吹き出し比は第一列、第二列の冷却孔によって異なる。

3.3 熱伝達率

本研究では、前述のように式(7)に基づいて熱伝達率を求める。しかし、実験装置の関係で、二次空気の温度を主流温度と等しくすることができなかった(押し込み式のプロアを用いているが、二次空気の方が流量が少ないため)。そこで、無次元温度差 θ を変化させ、式(3)の線形の関係式から $h(0)$ を外挿により求める。熱伝達率は、次式で定義されるヌセルト数または Stanton 数として表される。即ち、熱伝達率を λ 、局所レイノルズ数を $Re_x (= x_{surf} U(x_{surf})/\nu)$ として、

$$Nu_D = h(\theta) D / \lambda \quad (12)$$

$$Nu_{D,f} = h_f D / \lambda \quad (13)$$

$$St_f = Nu_{D,f} / Re_x Pr \quad (14)$$

ステンレス箔にあげた冷却孔の存在による熱流束の不

均一性の効果について考える。冷却孔付近では、箔の抵抗値が増加し、局所的な熱流束の不均一性が生ずるため、熱伝達率の評価が困難になる。このため、何らかの補正が必要となる。本研究では、箔に冷却孔をあけない状態と冷却孔をあけた状態で計測したスパン方向平均熱伝達率を比較し、熱伝達率に関する補正係数を次のように求めた。

$$k = \frac{\sqrt{Re_{Df}}}{\sqrt{Re_D}} \frac{Q}{Q_f} \frac{A_f}{A} \frac{\Delta T_f}{\Delta T} \quad (15)$$

ここで、 Q は損失分を除いた供給電力、 A はステンレス箔表面積、 $\Delta T = T_w - T_\infty$ であり、添字 f は冷却孔をあけた場合を示す。図3には、補正係数を求めるために計測された熱伝達率分布を示す。この場合、二次空気の吹き出しは行っていない。はじめに、ステンレス箔に冷却孔をあけない状態で熱伝達率を計測し (No Holes のデータ)、次に冷却孔をあけ、空力的な影響を除くため冷却孔をテープで塞いだ状態で熱伝達率を計測した (With Holes)。また、参考のため、冷却孔を全くあけていないモデル翼を用いて計測した熱伝達率分布⁽⁹⁾を併記している。供試体と同じでないことや冷却孔が存在することが影響して、以前取得したデータと、特に剝離点、再付着点の位置が変化しているが、全般的には、補正後のデータは以前のデータに近い値を示している。よって、これ以後示すデータは、ここで得られた補正係数による補正を行うものとする。

3.4 不確かさ解析

表面熱伝達率の不確かさに寄与する要因としては、a) 表面からの輻射、モデル内の熱伝導による熱損失 b) 熱電対の取り付け誤差 c) モデル裏面からの加熱 d) 冷却孔内面からの加熱 e) ステンレス箔内の熱伝導 f) 線形性の仮定、補正係数導入に伴う不確かさ、などを挙げることができる。a)、b)の要因については以前の研究で検討を行っており、約 $\pm 5\%$ の不確かさをもたらす。c) については、前述のモデル内部用の換気口の存在によりほぼ無視できる。d) については、冷却孔内面からの流入熱量の推定と簡単な熱バランス計算から、冷却孔付近(孔

周辺 $\pm d$ の範囲)の温度が約 2°C 上昇することが計算され、不確かさは約 $\pm 7\%$ と評価された。e) の効果については、表面温度の不均一性の影響により、定量的評価は容易ではないが、箔表面から対流で主流側に移動する熱量と温度勾配による箔内の移動熱量の比から、十分無視できるものと判断した。なお、同様の判断が Ou, Han⁽⁴⁾により示されている。f) の効果は、主に補正係数を割り出す際の参照データの精度に依存するが、以前の計測結果⁽⁹⁾を参考に約 $\pm 4\%$ と推定した。

以上の結果をまとめると、熱伝達率の計測結果に含まれる不確かさは、冷却孔近傍を除いた部分では約 $\pm 6.4\%$ 、冷却孔近傍は約 $\pm 9.5\%$ と評価された。

3.5 計測結果

図4に、二次空気温度と主流空気温度との温度差を変化させ、それが熱伝達率 $h(\theta)$ に与える影響を示す (No Grid/No Wake)。温度差が増加すると、熱伝達率が低下する状況が明確に現れている。このような計測を、平均吹き出し比やストローハル数等を変化させて繰り返し、各計測位置における無次元温度差 θ と熱伝達率 $h(\theta)$ との関係を得る。ここで、式(5)から、 $h(\theta) = 0$ を与える θ として、前報で計測した膜冷却効率の逆数を用いることとする。図5には、モデル翼前縁部での計測結果を示す。

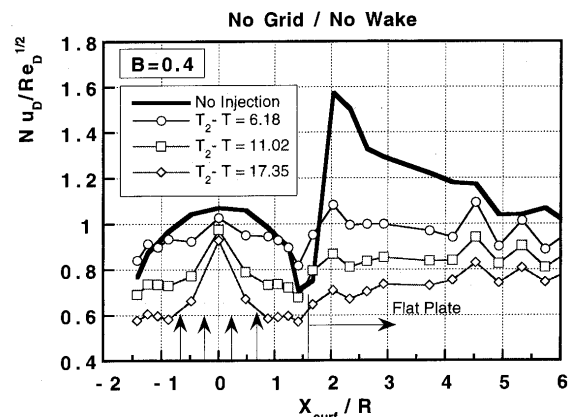


図4 二次空気と主流空気の温度差の変化が熱伝達特性に与える影響

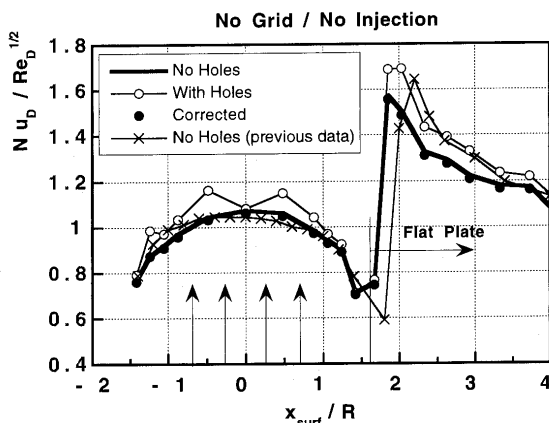


図3 補正係数を求めるための熱伝達特性

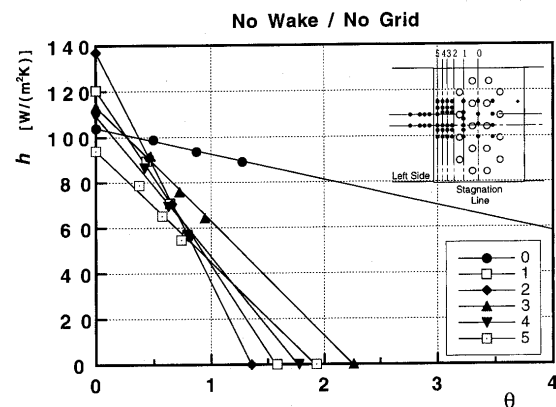


図5 熱伝達率の無次元温度差に対する線形性の検討および外挿による $h(0)$ の推定

今回の実験で得られたスパン方向平均熱伝達率は、式(3)で示した線形関係をほぼ満足しているとともに、前報で得た膜冷却効率のデータとも整合性を有している。よって、図5の様に得た熱伝達率を外挿することにより、 $h(0) = h_f$ を求めることとする。

図6, 7は、 $S = 0.0$ と $S = 0.37$ における、乱流格子を装着しない場合(主流乱れは約0.8%)のスパン方向平均熱伝達特性に対する平均吹き出し比の影響を示している。なお、周期的後流の効果はストローハル数 S の増加と共に顕著になるので、以下の記述では $S = 0.37$ の結果のみ示す。熱伝達特性は、二列目の冷却孔のすぐ下流で極大値(極大値A)に達した後急激に減少し、その後再び剥離渦の再付着点で極大値(極大値B)を示す。なお、 $x_{surf}/R = 3.5$ 以降の熱伝達特性は、スパン方向の熱電対の数が少ないためデータのばらつきが大きい。平均吹き出し比を増加すると、平均熱伝達特性の極大値Aは増加し、それに続く極小値も増加する。このため、特に $B = 1.2$ の場合の熱伝達特性は、極大値Aから下流側にほぼ単調に減少している。また、よどみ点での熱伝達特性に及ぼす二次空気の影響は小さく、二次空気吹き出しのな

い場合の熱伝達特性⁽³⁾とほぼ等しい値を示している。周期的後流は、よどみ点近傍($x_{surf}/R = 0$)および第一列の冷却孔近傍での熱伝達特性を増加させ、また再付着点近傍の熱伝達特性を若干低下させる。また、周期的後流を付加することで、吹き出し比による熱伝達の差異は減少傾向を示す。

図8, 9には、乱流格子(Grid 2)を装着した場合のスパン方向平均熱伝達特性分布を示す。この場合の主流乱れ度は、既報⁽²⁾で示したように約2.2%である。データのばらつきがやや大きいのが、主流乱れの増加とともによどみ点近傍での熱伝達が増進され、周期的後流が加わることでさらに熱伝達が向上している傾向が確認できる。主流乱れや周期的後流により、再付着点での極大値Bの存在は、次第に不明瞭になり、全体として単調減少の傾向を示すようになる。

図10~13には、モデル翼表面上4点において計測された周期的後流通過による熱伝達の変化 $Nu_{S=0.37}/Nu_{S=0.0}$ を示す。よどみ点 $x_{surf}/R = 0.0$ では、周期的後流は熱伝達をかなり促進しており、吹き出し比によるばらつきは見られるものの、主流乱れが増加するにつれ周期的後流

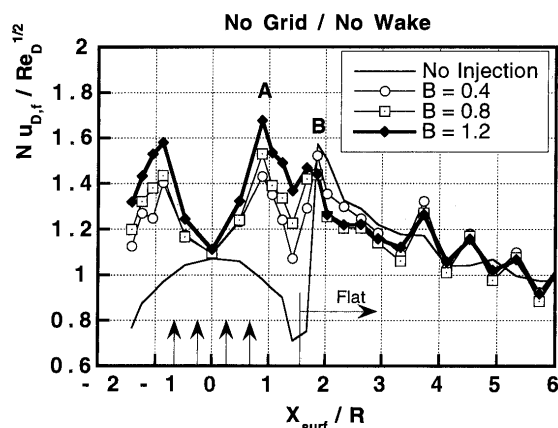


図6 熱伝達特性に及ぼす平均吹き出し比の効果 (No Grid/No Wake)

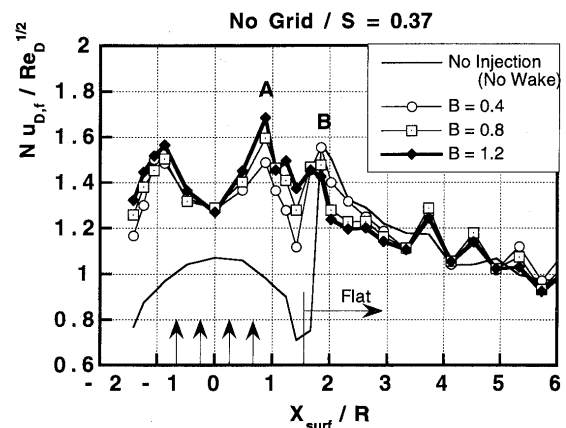


図7 熱伝達特性に及ぼす平均吹き出し比の効果 (No Grid/ $S = 0.37$)

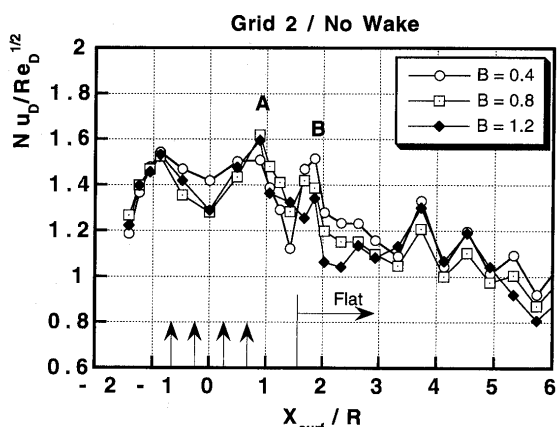


図8 熱伝達特性に及ぼす平均吹き出し比の効果 (Grid 2/No Wake)

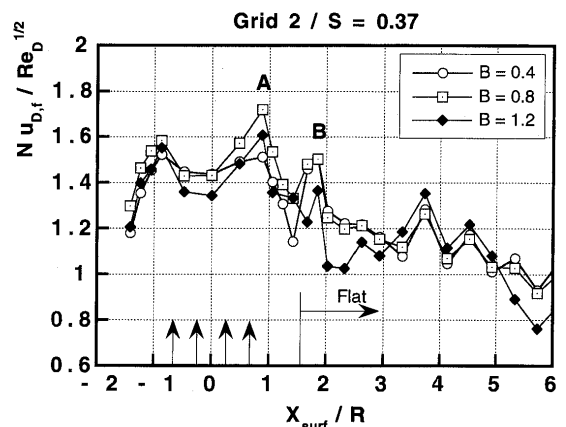


図9 熱伝達特性に及ぼす平均吹き出し比の効果 (Grid 2/ $S = 0.37$)

の効果は次第に低減していく。二列目直下での極大値 A を示す $x_{surf}/R = 0.88$ では、周期的後流の効果はわずかに熱伝達を促進する程度であり、主流乱れによる差異は大きくはない。また吹き出し比では熱伝達促進効果はほぼ消滅している。以降の点 (図 12, 13) においては周期的後流の効果は大きくは現れない。また、わずかではあるが、周期的後流により熱伝達が低下する場合も発生している。

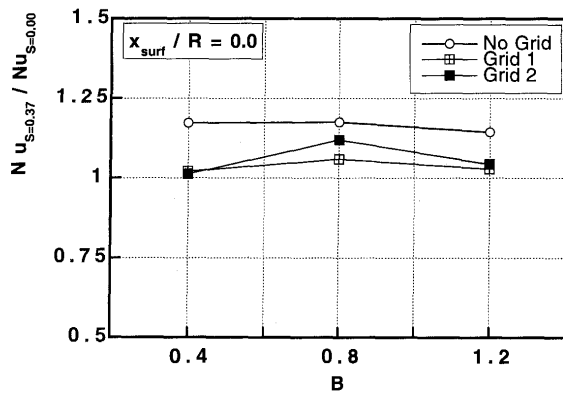


図 10 熱伝達特性に及ぼす周期的後流の効果 ($x_{surf}/R = 0.0$)

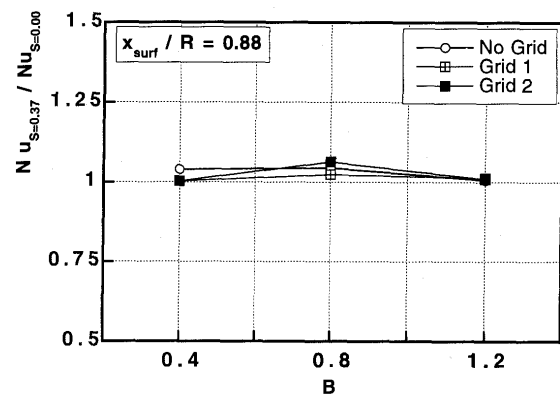


図 11 熱伝達特性に及ぼす周期的後流の効果 ($x_{surf}/R = 0.88$)

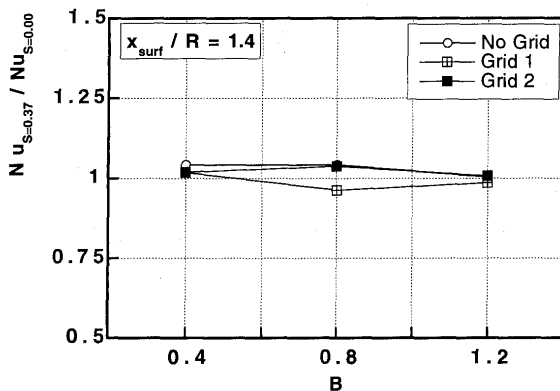


図 12 熱伝達特性に及ぼす周期的後流の効果 ($x_{surf}/R = 1.4$)

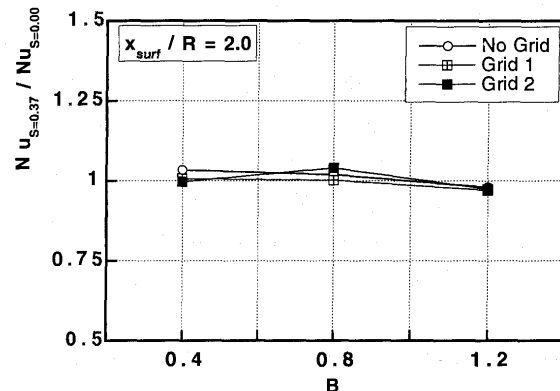


図 13 熱伝達特性に及ぼす周期的後流の効果 ($x_{surf}/R = 2.0$)

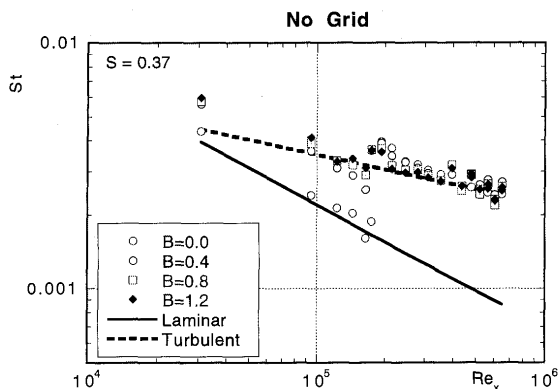


図 14 スタントン数分布に対する吹き出し比の効果 (No Grid/ $S = 0.37$)

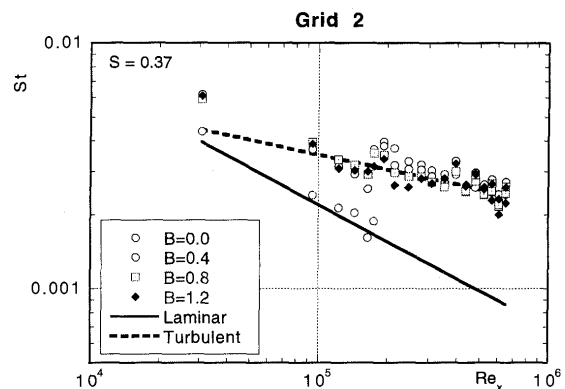


図 15 スタントン数分布に対する吹き出し比の効果 (Grid 2/ $S = 0.37$)

大小や周期的後流の有無に関係なく、吹き出し比が大きくなるにつれて、再付着点での極大値は次第に周囲のデータの中に埋没し、モデルよどみ点近傍を除き、スタント数分布全体は乱流境界層の式で与えられる結果に近くなっている。

図 16 には、熱負荷比分布 (式(9)) に与える吹き出しの影響を示す (冷却効率 $\phi = 0.6$)。平均吹き出し比が低いほど熱負荷比が低減し、 $B = 0.4$ の場合には第二列の冷却孔下流では負の値が現れている。熱負荷が負の値を示すのは、冷却孔直後の高い膜冷却効率により、冷却効率から推定した表面温度 T_w よりも膜冷却空気の温度が低くなる状態が存在する (熱流の方向が逆転する) ためである。ここでの評価では表面温度 T_w を固定しているが、実際には表面温度は一定ではないので、定量的な評価の精度には問題はあるが、定性的には、膜冷却を行うことで、図 16 で示された結果と同様の熱負荷低減効果が得られるものと判断される。また平均吹き出し比が大きくなると、熱負荷低減という観点からは、膜冷却が有効でない領域も存在することがわかる。

5. 結 論

周期的後流と主流乱れが存在する流れ場において、膜冷却を伴うタービン翼前縁での熱伝達特性及び熱負荷の評価を行った結果、以下の点が明らかになった。

- (1) 翼前縁のよどみ点近傍 (膜冷却が施されていない場合) での熱伝達率は、膜冷却の影響は小さく、前報⁽³⁾の研究成果をもとに評価できる。
- (2) 冷却孔下流での熱伝達率は、平均吹き出し比が高い場合乱流境界層に対する評価式で評価が可能である。平均吹き出し比が低い場合、層流境界層に対する評価式に似た振る舞いを示すが、値そのものは乱流境界層に近い。
- (3) 前縁での膜冷却は、全般的に熱負荷の低減に有効であり、特に、平均吹き出し比が小さい場合には熱負荷が負になる場合も生ずる。

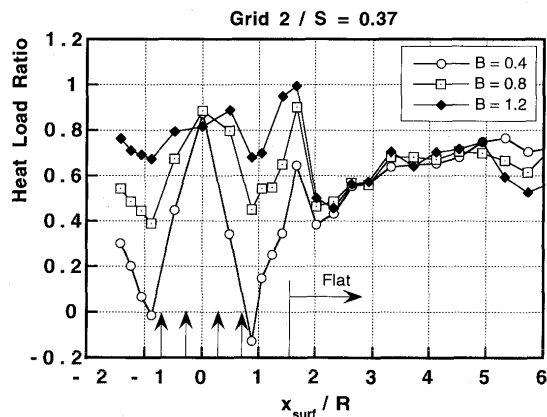


図 16 熱負荷比分布に対する吹き出し比の効果 (Grid 2/S = 0.37)

- (4) 平均吹き出し比が大きい場合には、膜冷却が有効でなくなる領域も存在するが (再付着点付近)、その範囲は限定されている。
- (5) 膜冷却は、翼前縁下流においても有効性を維持している。
- (6) よどみ点では膜冷却による熱負荷低減効果は小さい。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、岩手大学渡邊喬教授からご指導を賜った。また、本論文を作成するにあたり岩手大学院生小藪栄太郎君の協力を得た。ここに記し、謝意を表す。

参考文献

- (1) 吉田, 日本ガスタービン学会誌, 20-80 (1993), 4
- (2) Funazaki, K., Yokota, M. and Yamazaki, S., ASME Paper 95-GT-183
- (3) 船崎, 山下, 山脇, 機論, 60-576 B (1994), 267-274
- (4) Ou, S., Han, J.C., Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 114, 1992, 724
- (5) Funazaki, K., ASME Paper 94-GT-25, 1994

慶應義塾大学におけるガスタービン関連研究

川口 修^{*1},
KAWAGUCHI Osamu

益田 重明^{*1}
MASUDA Shigeaki

小尾晋之介^{*1}
OBI Shinnosuke

1. はじめに

慶應義塾大学理工学部は、東急東横線の日吉駅から徒歩で約10分の丘の上にあり、東海道新幹線で東京から初めて潜るトンネルの真上にある。この丘は矢上台と呼ばれるために、我々は慶應義塾矢上台キャンパスと呼んでおり、約230名の教員のもとに学部と大学院を合わせて約4600名の学生が教育を受け、研究に励んでいる。

従来、理工学部には機械工学科、電気工学科、応用化学科、計測工学科、管理工学科、数理科学科、物理学科、化学科の8学科で構成されていたが、平成8年4月からはシステムデザイン工学科、情報工学科、電子工学科、物理情報工学科の4学科が新たに生まれ、電気工学科、計測工学科の2学科が現在の在籍学生の卒業とともに解消することとなる。

機械工学科には、熱・燃焼工学、流体工学、制御工学、機械力学、生産加工学、材料工学、材料力学、生体工学等の分野に48名の教員が在籍し、学部3、4年の学生約590名、大学院修士学生約250名、博士課程学生40名の教育と研究に携わっている。

さて、機械工学科において、ガスタービンに関連する研究を行っている教員は、連続燃焼機器における燃焼安定性や燃焼排気の問題、廃棄物の燃焼の研究を行っている川口教授、燃焼に関する基礎研究を行っている溝本教授、植田助教授、松尾助手、環境問題やエネルギー輸送機器に関連する乱流問題を扱っている益田教授、小尾助教授、先端材料の熱物性、エネルギー関連流体の輸送物性、熱物性の測定技術の開発等の研究を行っている長島教授、長坂助教授などがいる。機械工学の集大成でもあるガスタービンは、機械工学のすべての分野に関連しており、全教員が関係しているとも言えるが、紙数が限られていることでもあり、ここでは川口研究室、益田・小尾研究室について紹介する。

2. 燃焼機器の燃焼問題に関連する研究

川口研究室は、学部学生8名、大学院修士課程学生7

名、博士課程学生1名に研究生1名を加えた計17名の学生が在籍する研究室で、ガスタービン、工業炉、ボイラ、廃棄物焼却炉等における燃焼に関する問題を比較的基礎的な立場から扱っている。以下に現在行っている研究テーマについて簡単に紹介する。

- 1) ガスタービン燃焼器の燃焼安定性と排気 希薄予混合型燃焼器において最も問題なのは燃焼の安定性であり、低 NO_x と燃焼安定性を如何に両立させるかが重要な鍵である。そこで小形モデル燃焼器を使用して燃焼安定性や排気特性と作動条件の関係を調べている。
- 2) 並行する燃焼ガスによる希薄混合気の燃焼 希薄予混合型燃焼器において使われる、パイロット燃焼器による希薄混合気の安定化法に関して、燃焼ガスと混合気を並行流で2次元的に混合させて、希薄混合気の着火、燃焼の条件を調べ、詳細な測定によって火炎構造を調べている。
- 3) 保炎器による乱流希薄混合気流中の火炎の保持 混合気流の乱流特性と保炎器に保持された火炎の構造の関係を、LDVによる流速の測定、ガス採取によるガス濃度分布の測定、熱電対による温度の測定、レーザトモグラフィによる火炎形状の変化の観察等で調べている。写真1は、高速度ビデオにより得られた安定限界近傍の火炎のレーザトモグラフィで、この様な画像からフラクタル解析を行い、近寄り流れの乱流特性と吹き消え時の火炎の性質を調べている。
- 4) 気流中の懸垂液滴の蒸発速度 噴霧の燃焼の基礎研究として、気流中の液滴の蒸発速度と乱れの特性の関係、気流中の蒸気濃度と液滴蒸発速度の関係について調べ、それらが強い影響を与えていることを定量的に明らかにしている。
- 5) 高温気流中の噴霧の蒸発速度の定量化 高温気流中に噴射弁から噴かれた噴霧とその蒸気を、気液同時吸引法による直接採取で分別、定量化し、流れにそった噴霧の蒸発速度を単位体積中の液体の質量の変化速度等で定義し、空間液滴密度、気流温度等との関係を調べている。
- 6) プラスチックペレットの燃焼 プラスチック類の廃棄物燃焼の基礎データを得ることを目的として、小形の高温炉内にポリエチレンのペレットを設置して、熱分解速度、着火遅れ、燃焼時間等の特性と炉内温度、気流酸

原稿受付 1996年4月1日

*1 慶應義塾大学理工学部機械工学科

〒223 神奈川県横浜市港北区日吉3-14-1

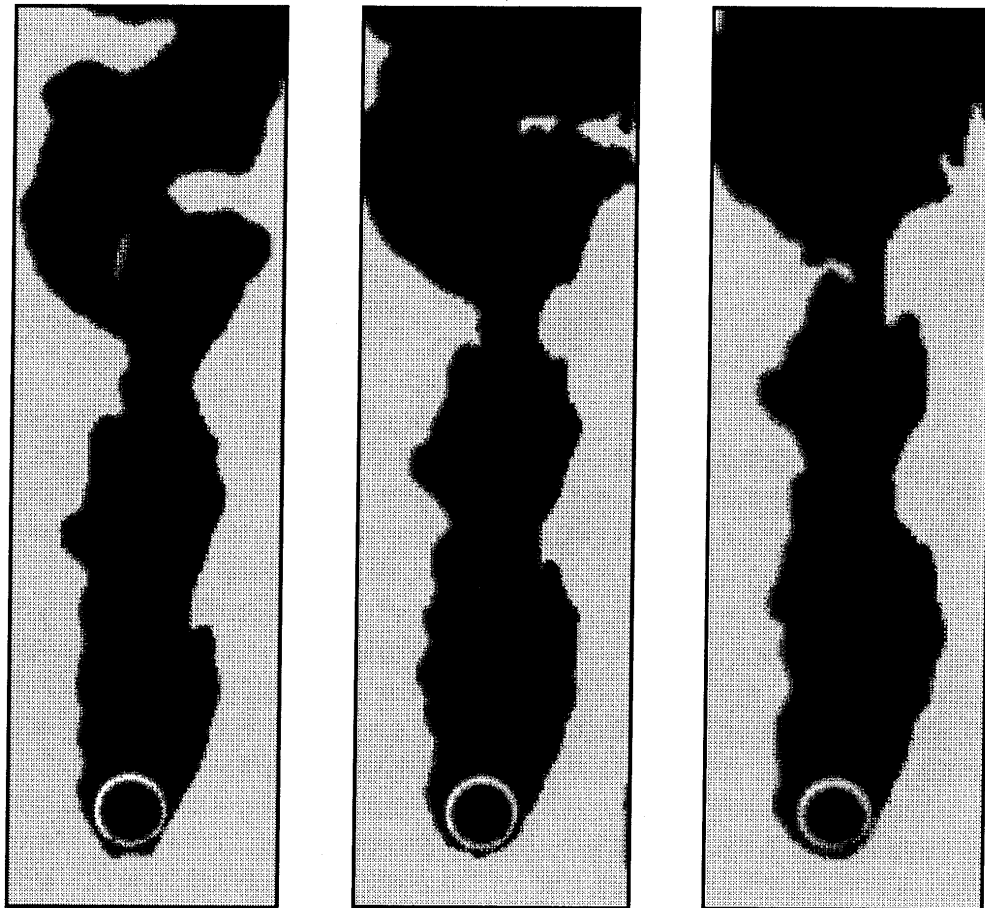


写真1 円柱型保炎器 ($\phi 10$) に保持された希薄予混合火炎の連続レーザ・トモグラフィー
(流速 2.5 m/s, 当量比 0.50, 画像の時間間隔 2.5 ms)

素濃度等の関係を調べている。

以上のテーマでお判りのように、すべてが実験的な解析を主体としており、また、燃焼機器における燃焼問題に直接関係したものである。

3. 流体機器に関連する乱流現象に関する研究

益田・小尾研究室では、学部学生 11 名、大学院修士課程 18 名 (平成 7 年度) の構成で、工学的な立場から乱流現象の解明および制御に関する研究を中心に活動している。研究テーマを大きく分類すると、境界層遷移の詳細に関するもの、境界層はく離の制御に関するもの、乱流モデル改良のためのデータベース蓄積に関するものなどで、それぞれについて実験と数値シミュレーションの両方からのアプローチを試みている。以下に具体的な研究について説明する。

1) コリオリ力場の境界層遷移に関する研究 タービン翼のように回転運動する壁面上に境界層が発達する場合、コリオリ力の作用によって境界層の乱流遷移の様子が通常の平板境界層と著しく異なる。研究室では、ターンテーブルにとりつけられた小型風洞全体を回転させ、熱線風速計による速度場の計測とビデオ撮影による流れの可視化を組み合わせ、遷移の様子を調べている。

2) 主流からの外乱を受ける境界層の遷移 境界層の乱流遷移のきっかけがどこから境界層内部に侵入してくるかによって遷移の過程に違いが生じる。ここでは、熱線風速計で乱流スポットの発達を調べる際に、平板から離れた主流中に人工的に外乱を与え、外乱信号と同期させたサンプリングを行うことで、乱れの代表的な発達・成長のパターンを明らかにする。

3) 周期的外乱による乱流境界層はく離の制御 流れのはく離抑制方法として、境界層の吸い込みや接線方向への吹き出しが有効なことは知られているが、本研究では主流と直角方向に周期的に吹き出し・吸い込みをあたえ、その振幅と周波数を変化させてはく離抑制の効果を調べている。二次元非対称ディフューザで、LDV による測定とレイノルズ応力方程式モデルを使った数値解析を組み合わせ、周期変動と乱れエネルギーの生成および輸送機構の詳細を調べている。

4) 周期的外乱の成長・減衰に及ぼす圧力勾配の影響 はく離抑制の目的で加えられた外乱が、どのような形で発達していくかを調べるために、画像処理流速計 (PIV, PTV) を用いて渦構造の成長過程を調べている。同等の条件で数値解析も行い、相補的に流れ場の情報を集めている。

5) 壁面せん断応力のレーザ計測法に関する研究 非接触かつキャリブレーション不要の壁面せん断応力測定技術は、複雑な流れ場の詳細を調べるのに欠かせない。ここではLDVの送光部光学系に変更を加えたレーザ・グラディエント・メータを開発し、様々な流れ場への適用を試みている。写真2のように壁面から放射状に広がるようにレーザ光の干渉縞を設け、そこを通過するトレーサ粒子の散乱光から瞬時の壁面速度勾配を求める。

6) ホットフィルムによる壁面せん断応力測定法の研究 壁面せん断応力の手軽な計測法として接着型ホットフィルムが用いられているが、壁面材質や空間解像度の変化が結果に及ぼす影響について不明な部分が多い。特に、速度変動が大きな場合に計測誤差が大きくなることが指摘されているが、実験と数値シミュレーションの両方からこれを改善する方法を考察する。

7) 乱流混合層における乱流統計量の計測 乱流現象の基本を定量的に評価するためには乱れの輸送方程式の各項を実験的に求める必要があることから、自由せん断乱流の最も基本的な二次元混合層をとりあげ、熱線風速計を用いて乱流エネルギーの消散率を直接計測できる風洞を設計・製作し、データベース蓄積のための実験を行っている。

8) 回転円板上に発達する境界層 数千rpmで回転するディスクに発達する境界層の乱流構造と、周方向に発達するセル構造について、熱線風速計による計測と、乱流モデルを用いた数値解析、およびLESによってアプローチを試みている。

9) 画像処理壁面温度センサの開発 運動する物体表面の温度分布を計測する場合、形状が複雑になればなるほど多くの測定点が必要になるが、これを面的な情報として処理できれば、作業能率は大幅に向上する。本研究では感温液晶プレートを回転円盤に接着し、場の回転が壁

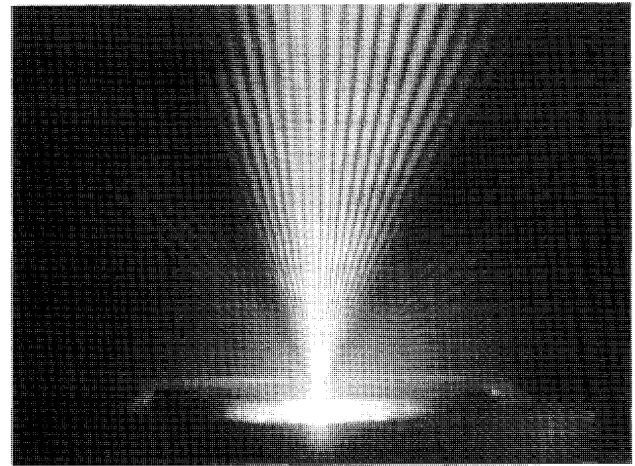


写真2 壁面速度勾配測定のためのレーザ・グラディエント・メータ干渉縞

面の熱伝達率に及ぼす影響を調べるためのシステム構築の基礎データを集積している。

以上紹介したのは研究テーマの一部だが、いずれも実験と数値解析のコンビネーションを意識したアプローチをとることによって双方の長所・短所を生かした研究を目指している。

4. おわりに

冒頭で述べたように、平成8年度の学科再編成によって機械工学科もスリム化をはかることになる。教育カリキュラムは機械工学の基礎を習得するだけでなく、自ら問題を発掘していく能力育成のための工夫をしている。新しい機械工学科の卒業生を社会に送り出すまで4年、彼らの評価が定まるにはさらに時間がかかることになるが、新しいガスタービン研究者の卵と思い、大事に育てていきたいと思う。

ドライ低 NO_x 燃焼器搭載型 M1A-13D ガスタービン梶田 眞市*1
KAJITA Shinichiキーワード: NO_x, 希薄予混合燃焼, マルチバーナ, ガスタービン, コージェネレーション
Low-NO_x, Lean Pre-mixed Combustion, Multi-burner, Gas Turbine, Co-generation

1. はじめに

環境保全に対する社会的関心が高まっている昨今、コージェネレーション用原動機として用いられるガスタービンにおいては、窒素酸化物 (NO_x) 排出量の低減と、それに要する費用の軽減が重要課題となっている。

川崎重工業(株)は東京ガス(株)、大阪ガス(株)、東邦ガス(株)のガス3社と共同で、水や蒸気噴射を用いない、いわゆるドライで低 NO_x 化が可能なマルチバーナ方式の燃焼器を搭載した M1A-13D ガスタービンを開発し、GP1500D コージェネレーションシステムに組み込んで販売を開始した。

以下に開発したマルチバーナ方式低 NO_x 燃焼器の特長と M1A-13D ガスタービンの主要目を紹介する。

2. マルチバーナ方式低 NO_x 燃焼器の特長

図1にマルチバーナ方式低 NO_x 燃焼器の構造を示す。この燃焼器の特長は以下の通りである。

- (1) 8本の希薄予混合メインバーナと4本の追い焚きバーナを組み合わせることで、75 ppm (O₂ = 0%換算値) 以下の低 NO_x 運転が可能である。
- (2) エンジン出力に応じてバーナの作動本数を変えることで、広い範囲で低 NO_x 運転が可能である。
- (3) 従来型の燃焼器と取り付けの互換性を有している。

3. M1A-13D ガスタービンの主要目

M1A-13D ガスタービンの主要目を表1に、外観を図2に示す。ベースエンジンはカワサキ M1A-13A で、燃焼器ならびにスクロール部分を変更することで M1A-13D となる。

4. おわりに

M1A-13D ガスタービンを駆動源とする GP1500D コージェネレーションシステムは、本年3月より国内において3台が営業運転に入っている。また、本年9月には40 ppm 以下の低 NO_x 運転が可能なニューバージョンの開発が完了する予定である。

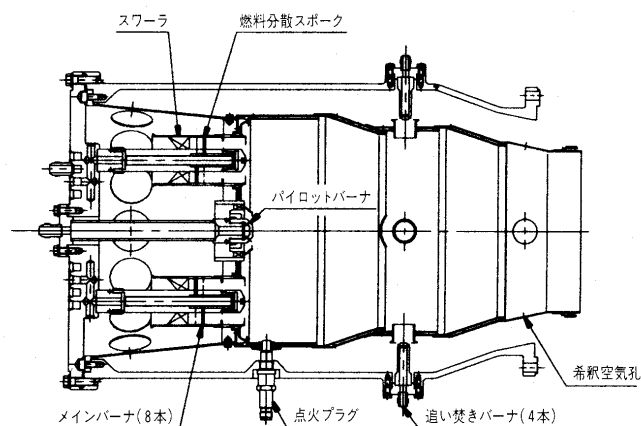


図1 マルチバーナ方式燃焼器の構造

表1 M1A-13D ガスタービンの主要目

エンジン形式		単純開放1軸式
構造	圧縮機	2段遠心式
	燃焼器	
性能	タービン	マルチバーナ式缶型 3段軸流式
性能	定格出力 (kW)	1,570
	空気流量 (kg/s)	8.1
	圧力比	9.4
	タービン入口温度 (K)	1,263
	排気温度 (K)	793
	NO _x 値 (ppm, O ₂ =0%)	75以下 (75~100%負荷)

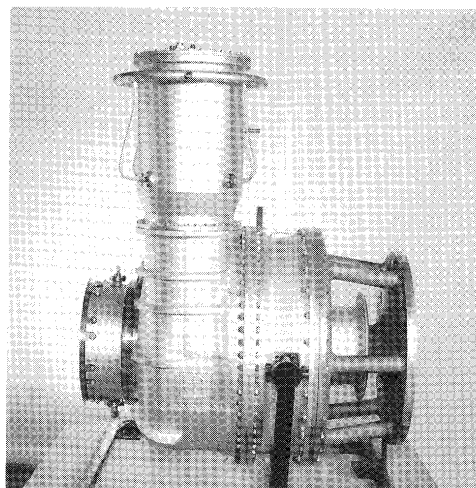


図2 M1A-13D ガスタービン

原稿受付 1996年3月4日

*1 川崎重工業(株) 〒673 兵庫県明石市川崎町1-1

三井 8 MW 級 SB 30 E 型ガスタービン

北島 秀昭*¹
KITAJIMA Hideaki

1. はじめに

近年のエネルギーの有効活用および環境汚染の観点から、ガスタービンを主機としたコージェネレーション、コンバインドプラントは脚光をあびている。

一方、石油製品の需要は軽質化の傾向にあり、今後余剰となってくる減圧軽油や分解軽油を有効利用可能な低 NO_x 型高効率ガスタービンのニーズが予想される。そこで、石油産業活性化センターの補助金を受け 8 MW 級ガスタービンを開発した。

以下、本ガスタービンの概要と運転実績を紹介する。

2. SB 30 E の特徴

本ガスタービン発電設備の主要目を表 1 に、組立断面図を図 1 に示す。

(1) 設計思想

本機は、基本的には三井 SB シリーズガスタービンの信頼性に対する技術に加え、最新のタービン入口温度高温化に対する技術を適用した機関である。

発電設備は、発電機と補機装置類を同一台板上に配置することにより省スペース化を図っている。

(2) NO_x 対策および熱電可変

燃焼方式は拡散燃焼で、低 NO_x 対策としては蒸気(水)噴射方式を採用している。蒸気/燃料比で 3 までの蒸気噴射が可能で、一層の NO_x の低減、夏場の出力アップが可能である。

(3) 部分負荷時の総合効率向上

圧縮機は前側から 5 段まで可変静翼方式を採用している。このため、部分負荷時において静翼角度を絞る空気流量を減らし排ガス温度を高く保持することにより、排熱回収システムを含めた総合熱効率を改善することができる。

3. 運転実績

本ガスタービンは、工場試運転で特殊計測を行いながら性能・機械的信頼性を確認した後、1993 年 12 月から現地に連続運転を行っており、1996 年 3 月末現在の累積運転時間は約 18,000 時間に至っている。今後更に連続運転を行い、高温部品の寿命等を含めた機械的信頼性を実

証する。

なお、本ガスタービンは副生油等の特殊燃料を主対象として販売活動を行う予定である。

表 1 ガスタービン発電設備主要目

性能	発電端出力	8, 240 kW
	発電端熱効率	29.3 %
	排ガス温度	512 °C
	排ガス流量	33.7 kg/s
構造	形式	単純開放一軸型
	回転数	11,360 rpm
	圧力比	12.5
	圧縮機	軸流式 15 段 前置～4 段静翼可変
	燃焼器	単缶逆流式 バーナ本数 3 本
	タービン	軸流式 3 段 1, 2 段動静翼空冷

性能は蒸気噴射時 (NO_x = 70 ppm) の値を示す。

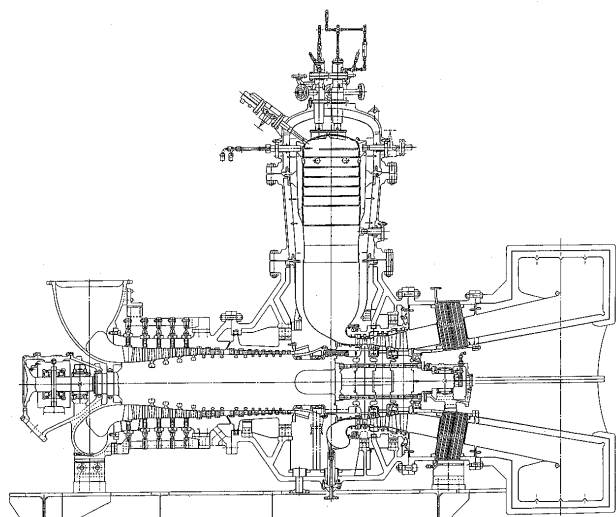


図 1 SB 30 E ガスタービン組立断面図

原稿受付 1996 年 4 月 15 日

* 1 三井造船(株) 玉野事業所 〒706 岡山県玉野市玉 3-1-1

渡部一郎先生を偲ぶ

水町 長生*¹

MIZUMACHI Nagao

日本ガスタービン会議元会長、名誉会員渡部一郎先生には、ご病氣療養中の所、平成8年1月4日享年87才をもって逝去されました。まことに痛惜の念に堪えません。

先生は福島県でお生まれになり、旧制第一高等学校を経て、昭和6年3月東京帝国大学工学部機械工学科をご卒業になりました。引き続き大学院で研究の後、昭和9年4月東大航空研究所研究嘱託として、発動機部で研究に従事され、昭和11年8月東京帝国大学助教授に任ぜられ、航空研究所所員に補せられました。航空研究所では、戦時中の研究は機密保持のため、公表されない成果が多く、先生の研究の全般を知ることは大変困難であります。主として気化器および過給機の研究に従事されました。また高空性能実験室で、発動機の実機実験を行い、発動機の高空性能の修正推定法を確認されました。具体的成果としては、昭和13年5月、11,651,011 kmの世界並びに国際周回飛行新記録の樹立に成功した航研長距離機の気化器の研究を担当されました。また高々度発動機用高圧力比過給機の研究に従事され、昭和18年9月、陸軍より研究を委託された高々度用試験飛行機の最高々度9200 mの試験飛行の成功に貢献されました。

昭和20年8月終戦となり、連合軍総司令部の命令により、わが国の航空機に関する一切の活動が禁止され、航空研究所は廃止され解散しました。

その後先生は、昭和21年7月慶応義塾大学教授として赴任されました。昭和22年8月工学博士の学位を授与され、以後昭和49年3月まで、27年8ヶ月にわたり、工学部機械工学科において、学部と大学院の充実に尽力されました。昭和35年からは塾常任理事として、学内行政に関与され、とくに武蔵小金井の校舎から、日吉への工学部の移転のため、格別のご尽力をされたと聞いております。

昭和49年3月教授ご退任後慶応義塾大学名誉教授の称号を授与され、引き続き青山学院大学教授、昭和52年4月から関東学院大学教授、更に昭和59年からは関東学院大学工学総合研究所顧問として、それぞれ教育と研究の指導に当られました。

航空研究所における先生の研究は、航空用ガソリン機関に関するものでしたが、戦後将来の熱原動機としてのガスタービンの重要性を認められ、慶応義塾大学におい

て、直ちにガスタービンの研究に着手され、生涯ガスタービンの研究に全精力を傾倒されました。ラジアルガスタービンに関する研究の他、多くのガスタービンに関する研究成果を発表されると共に、多くのガスタービン研究者及び技術者を教育されたご功績は誠に大きいものがあります。

先生は戦後間もなく、産学協同による工学研究の必要性を認め、その実践に努められると共に、また学術の国際交流に特に熱心に盡力されました。

昭和44年6月米国のASME、GTDのTom Sawyer氏等が来日され、ASMEと日本機械学会の共催による国際ガスタービン会議を東京で開催したいとの申入れが日本機械学会にありました。渡部先生を始め、わが国のガスタービン関係者で相談の結果、これを受入れることになり、昭和46年(1971年)10月、東京の科学技術館でわが国最初のガスタービン国際会議が開催されました。Tokyo Joint International Gas Turbine Conference and Products Showであります。この国際会議は渡部先生を組織委員長として運営され、予想以上の成功を収めることができました。この成功により、わが国にもガスタービンに関する情報を交換し、また国際会議等を開催する団体が必要であるとの要望が強く、昭和47年6月日本ガスタービン会議が設立され、初代会長に渡部先生が推挙されました。先生には、設立早々の基礎固めのため、格別の御盡力を賜りました。その後昭和51年5月組織が変更され、社団法人日本ガスタービン学会となり、現在に至っております。学会はその後順調に発展し、1971年の国際会議を含め、合計6回の国際会議が開催され、また多くの事業を行い、学会がガスタービン工学及びガスタービン工業に果たした役割は誠に大きいものがあります。その間先生は監事および評議員として、学会の発展に大きく貢献されました。先生は日本ガスタービン学会の生みの親と申し上げることができます。

先生の永年にわたるご功績により、昭和48年11月藍綬褒章を、また昭和58年4月勲三等旭日中綬章を授与されておられます。

先生の日本ガスタービン学会およびガスタービンの発達に対するご功績は誠に顕著なものがあります。先生のご功績を偲び、謹んで先生のご冥福をお祈り申し上げます。

原稿受付 1996年4月10日

* 1 東京大学名誉教授、日本ガスタービン会議元会長
〒249 神奈川県逗子市沼間3-23-27

1995 年ガスタービン及び過給機生産統計

ガスタービン統計作成委員会

I. 生産統計の概要

1. 統計作成委員会の活動について

(1) 1995 年のガスタービン及び過給機を生産統計に関し、統計資料の収集及び集計を行い、統計を作成し本号に掲載した。この統計は英文誌 Bulletin of GTSJ, 1997 にも掲載する予定である。

2. 1995 年ガスタービン生産統計

2.1 陸船用ガスタービン

(1) 総台数は前年に比べ各容量区分とも減ったために 11%の減少であったが、出力は大型機の平均単機出力が 26%増加しているため全出力として 5%増加した。

小型 (735 kW 以下) は台数が 7%減少し、出力も 14%減少した。

中型 (736~22,064 kW) は台数が 15%減少し、出力も 20%減少した。

大型 (22,065 kW 以上) は台数が 13%減少し、出力は 10%増加した。

(2) 用途別にみると、台数では 74%が非常用発電用で、出力では 73%をベースロード発電用が占めている。さらに大型のピークロード発電用を加えると、非常用を除く発電用が出力で 90%に達した。

非常用は前年に比べ台数及び出力で変化はないが、小型、中型で比べると台数で 13%小型が減少し 19%中型が増加、出力では、15%小型が減少し、7%中型が増加となっており、中型の中での小型機種が増加が目立つ。

(3) 燃料の種類別生産台数では、ガス燃料の比率は前年に比べ中型の減少により半減した。このうち天然ガスが大幅に台数を減らし、都市ガスにおいても減少傾向となった。又、液化天然ガス、メタノール(ガス)、プロセスガス、プロパンガスがなくなり新たに石炭(ガス化)ガスが加わった。一方、出力では大型の増加により、全体としてガス燃料の比率が 5.5 ポイント増加し、一昨年来を上回る 89%となった。中でも大型液化天然ガスが増加した。液体燃料の生産台数は、軽油が小型で、重油が中型で増加したが、灯油が小型で減少した。

燃料種別の生産台数比率を多い順に並べると、小型では重油 1 種・灯油・軽油が 61・27・12%となり、中型では重油 1 種・軽油・灯油が 59・15・12%、大型では天然

ガス・液化天然ガス・石油プラントオフガスが 46・42・8%の割合となった。

一方、出力比率では、小型では重油 1 種・灯油・軽油が 69・20・11%、中型では重油 1 種・軽油・天然ガスが 33・25・16%、大型では液化天然ガス・天然ガス・石油プラントオフガスがそれぞれ 52・46・1%の割合となった。

(4) 納入地域別では、国内向けは台数で前年とほとんど同数の 390 台で、若干小型が減少した分、中型が増加し、中部地区での大型の増加も加わって、出力は前年比 10%増の 2,106 MW を記録した。

特に大型は今回中部地区に集中し、前年と比べ台数で 2 台、出力で 25%の増加となった。中型は前年と比べ台数では 14 台の増加であったが出力では 22%の減少で、中国、九州地区を除き、艦艇用を含めて全般的な出力の減少が大きかった。小型は台数 17 台の減少、出力で 14%減少と、共に前年よりの減少が目立った。

輸出は総台数の 7.4%、全出力で 46%を占めたが、総台数は、前年台数と比較して 62%の減少、全出力は前年並の 1,793 MW であった。

仕向先別では、アジアが台数で 3 年連続してトップを続け、出力では 87%を占めた。又、中南米、オセアニア、欧州向けの回復とは対照的に、中東向けが実績無しとなった。

(5) 被駆動機械別ではこれまでと同様に、発電機用がほとんどを占め 97%であった。推進用及び水ポンプ用は前年と比べ台数、出力とも半減となった。

(6) 表 5 に示す出力区分では、昨年と同様、台数の多い順で 736~4,412 kW, 368~735 kW, 147~367 kW と変わっていない。出力の多い順では 44,130 kW 以上のトップは変わらないが、2 番目は 22,065~44,129 kW が 1/3 と減少したため前年とは変わり 736~4,412 kW のクラスとなった。

(7) 発電用ガスタービンの台数と出力を前年と比較すると、事業用では国内が増加 (9 台/1,253 MW → 11 台/1,584 MW) した。自家用では国内は台数では減少したが、出力では増加 (344 台/376 MW → 334 台/411 MW)、輸出は台数、出力共減少 (61 台/95 MW → 15 台/75 MW) した。総計では台数が減少 (434 台 → 377 台) したにも関わらず、国内事業用大型の増加により出力合計は増加している (3,448 MW → 3,787 MW)。

原稿受付 1996 年 5 月 20 日

2.2 航空用ガスタービン

- (1) ターボジェット/ターボファン・エンジンは、前年に比べて合計台数で 40%, 合計推力で 32% 減少した。台数の減少はターゲット・ドローン用の小推力エンジン TJM 3, T-4 中等練習機用の中推力エンジン F-3, F-15 戦闘機用の大推力エンジン F 100 の全てに及んでおり、来年も同じような傾向になると思われる。
- (2) ターボシャフト/ターボプロップ・エンジンは、台数で 7%, 合計出力で 20% それぞれ増加した。補助機関駆動用エンジンは、台数・出力共に減少したが、今回新しく、防衛庁の小型観測偵察ヘリコプター用エンジン (735 kW 以下) が 95 年に 9 台納入されたことと、固定翼機用の大出力エンジンであるターボプロップ T 56 (P-3 C 対潜哨戒機用) の台数が昨年よりも 6 台増加したことが、全体の台数・出力の増加に寄与している。
- (3) 5カ国共同開発エンジンである V 2500 ターボファン・エンジンのファン部 (日本担当部分) は、86 台生産され、1988 年の生産開始以来の累計は 577 台になり、95 年には V 2525-D 5 が JAS の MD-90 に搭載された。なお、V 2500 はエンジン組立ではないため、生産統計には加えていない。

3. 1995 年過給機生産統計

- (1) 生産されている型式数は前年よりも 5 型式増加し 124 型式であった。
- (2) コンプレッサ翼車外径 100 mm 以下の過給機の実産台数は前年比約 11% 増加した。
- (3) コンプレッサ翼車外径 101 mm 以上の過給機の実産台数は前年比約 18% 減少した。

生産統計作成委員会

- 委員長 射延 功 (川崎重工業)
- 委 員 高間 信行 (東京大学生産技術研究所)
- 白井 俊一 (NKK)
- 江田 武司 (川崎重工業)
- 清野 隆正 (日立製作所)
- 塚原 章友 (三菱重工業)
- 長妻 宏 (東芝)
- 西原 昭義 (ヤンマーディーゼル)
- 榎 純一 (石川島播磨重工業)
- 秋田 隆 (石川島播磨重工業)
- 上村 正平 (新潟鉄工所)
- 菱川 明 (三菱重工業)

国産ガスタービン・過給機資料集

— 統計・生産実績・仕様諸元 —

[1994 年版] 頒布について

この資料集は、本会が毎年調査しております国産のガスタービン・過給機の実産統計資料を最近の 5 年間 (1989 年—1993 年) についてまとめたもので、近年の国産ガスタービン・過給機の実産の動向が豊富なデータと共に分かりやすく述べられています。ご入用の場合はハガキまたは FAX に名前、住所、電話番号、申し込み部数を記入の上、学会事務局までお申し込み下さい。

体 裁: A 4 版 175 ページ

内 容: 統計 (1969—1993 年)

生産実績 (1989—1993 年)

仕様諸元

発 行: 1994 年 12 月

頒布価格: 1 部 6,000 円 (送料は別途申し受けます)

(20 部以上一括申し込みの場合は、1 部 5,000 円、送料学会負担)

II. 統計

1. 最近5年間のガスタービン生産推移

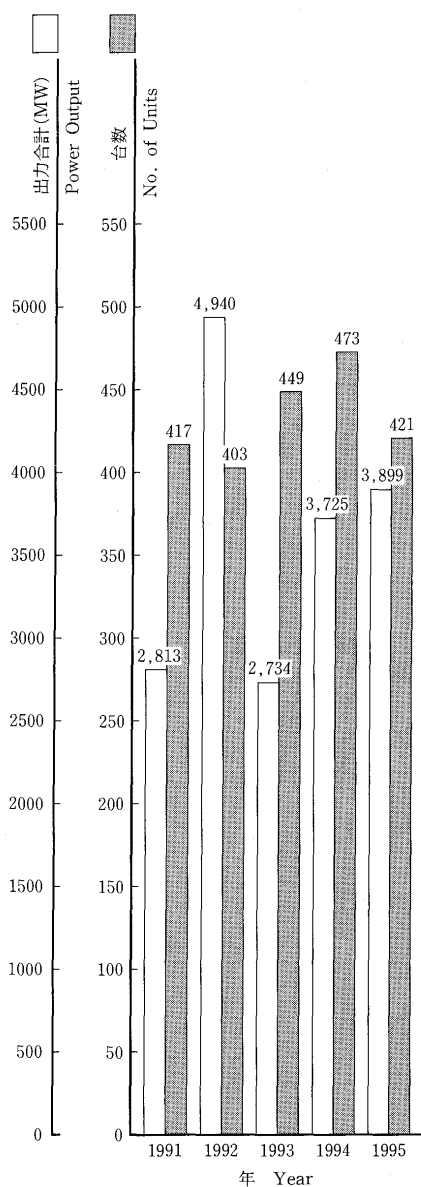


図1 陸船用ガスタービン

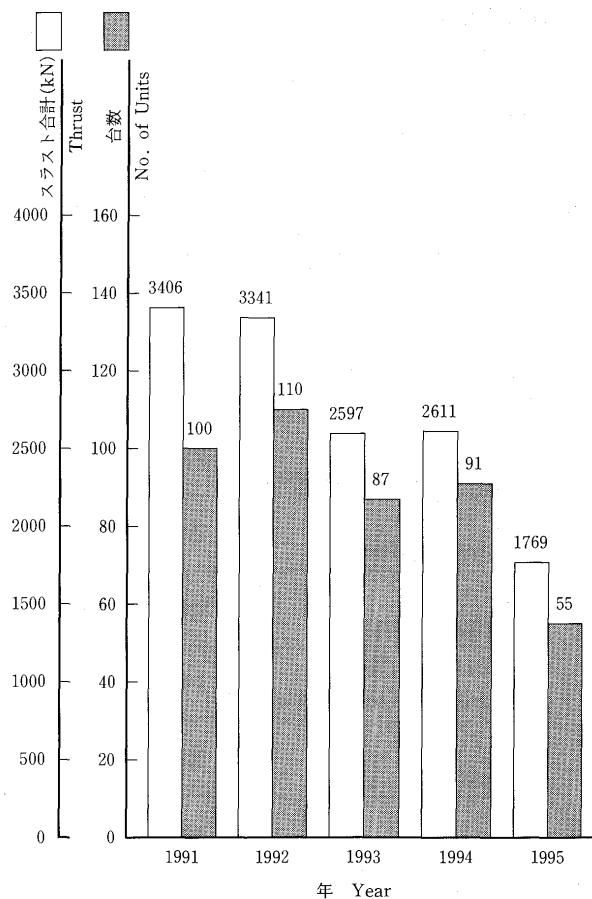


図2 ターボジェット/ターボファン・エンジン

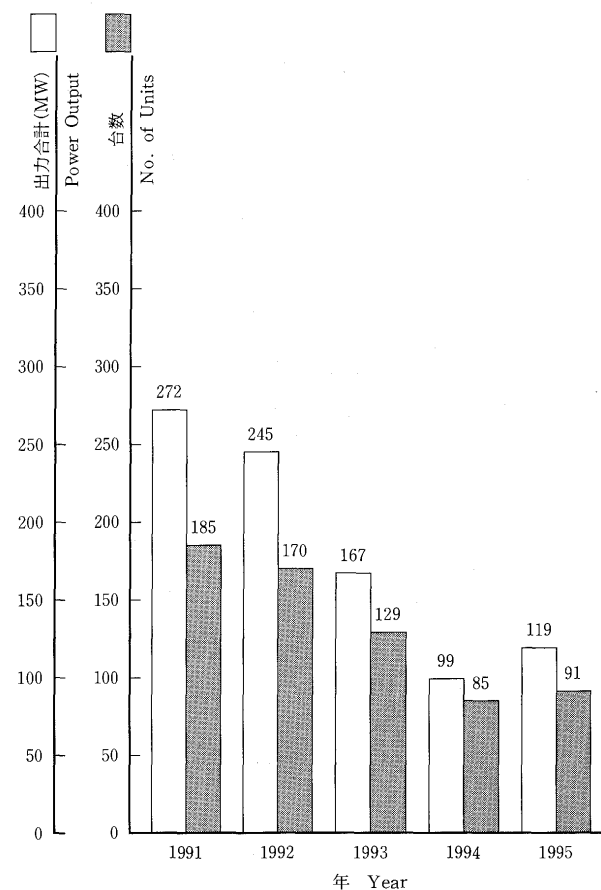


図3 ターボシャフト/ターボプロップ・エンジン

2. 陸船用ガスタービン

表1 1995 年用途別生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size		小型 Small Unit 0~735 kW		中型 Medium Unit 736~22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW~		全 出 力 Total	
用 途 Application	コード Code	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)
ベースロード発電用 Generator Drive for Base Load	BL	3	1,150	35	188,868	21	2,650,600	59	2,840,618
ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load	PL	0	0	0	0	5	676,670	5	676,670
非常用発電用 Generator Drive for Emergency	EM	188	69,397	125	200,638	0	0	313	270,035
商 船 用 Merchant Marine	M	0	0	0	0	0	0	0	0
艦 艇 用 Military Marine	MM	0	0	17	109,832	0	0	17	109,832
その他プロセス用 Miscellaneous Chemical Process	PR	0	0	0	0	0	0	0	0
実 験 用 Experiment	XP	0	0	0	0	0	0	0	0
そ の 他 Miscellaneous	MC	27	1,990	0	0	0	0	27	1,990
合 計 Total		218	72,537	177	499,338	26	3,327,270	421	3,899,145

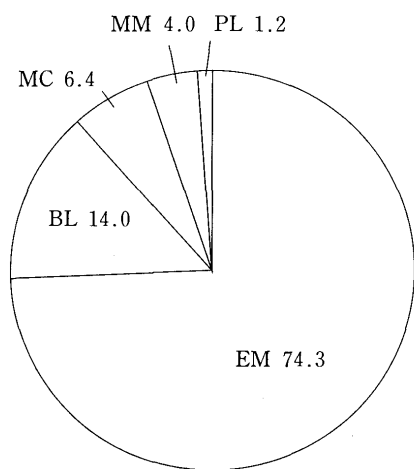


図4 1995 年用途別生産台数割合 (%)

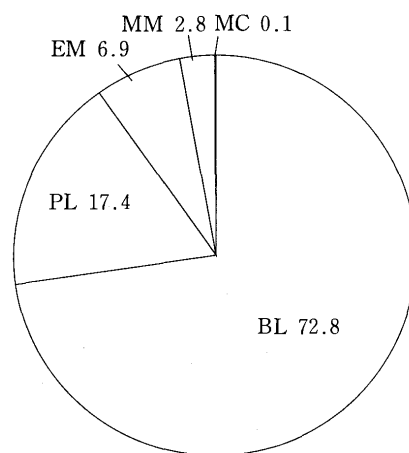


図5 1995 年用途別出力割合 (%)

表2 1995年燃料別生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size		小型 Small Unit 0~735kW		中型 Medium Unit 736~22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW~		全 出 力 Total	
燃 料 種 類 Kind of Fuel	コード Code	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)
ガス燃料 Gaseous Fuel	液化天然ガス Liquefied Natural Gas	LNG	0	0	0	11	1,736,200	11	1,736,200
	天然ガス Natural Gas	GNG	0	10	79,688	12	1,517,270	22	1,596,958
	石油プラントオフガス Plant Off Gas	GOG	0	0	0	2	50,000	2	50,000
	石炭 (ガス化) ガス Coal (Gasification) Gas	GCG	0	1	11,100	0	0	1	11,100
	都市ガス Town Gas	GTW	0	13	75,720	0	0	13	75,720
	小計 Sub Total		0	24	166,508	25	3,303,470	49	3,469,978
液体燃料 Liquid Fuel	灯 油 Kerosene	T	59	22	41,130	0	0	81	55,741
	軽 油 Gas Oil	K	26	27	126,182	1	23,800	54	157,853
	重油1種 Heavy Oil No. 1	H1	133	104	165,518	0	0	237	215,573
	小計 Sub Total		218	153	332,830	1	23,800	372	429,167
合 計 Total			218	177	499,338	26	3,327,270	421	3,899,145

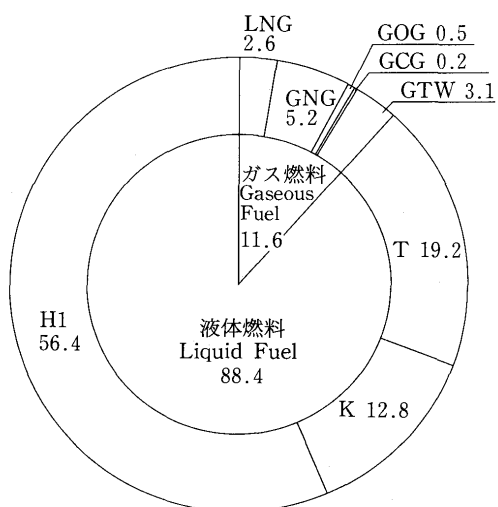


図6 1995年燃料別生産台数割合 (%)

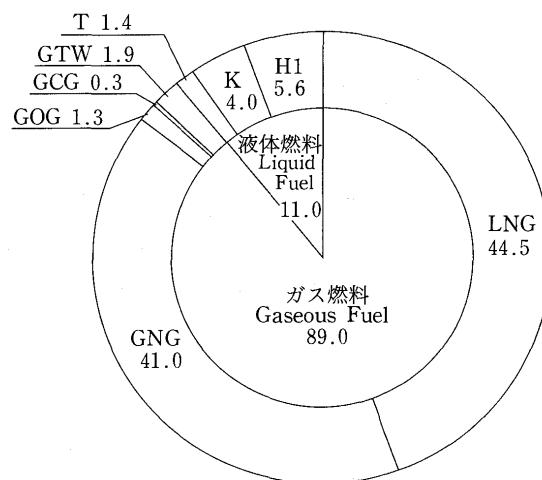


図7 1995年燃料別出力割合 (%)

表3 1995 年地域別納入台数及び出力 (kW)

区 分 Size 地 域 Location		小型 Small Unit 0~735 kW		中型 Medium Unit 736~22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW~		全 出 力 Total	
		台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)
国 内 向 け Domestic Use	北 海 道 Hokkaido	10	2,620	4	14,500	0	0	14	17,120
	東 北 Tohoku	23	8,322	10	19,680	0	0	33	28,002
	関 東 Kantoh	70	19,594	67	164,230	0	0	137	183,824
	中 部 Chuubu	46	15,278	16	27,558	12	1,622,800	74	1,665,636
	近 畿 Kinki	27	9,994	32	47,200	0	0	59	57,194
	中 国 Chuugoku	12	4,299	7	14,280	0	0	19	18,579
	四 国 Shikoku	2	1,200	1	800	0	0	3	2,000
	九 州 Kyuushuu	25	10,270	8	13,920	0	0	33	24,190
	沖 縄 Okinawa	1	160	1	800	0	0	2	960
	船用主機 Marine Propulsion	0	0	7	92,432	0	0	7	92,432
	船用補機 Marine Auxiliaries	0	0	9	16,200	0	0	9	16,200
	小 計 Sub Total	216	71,737	162	411,600	12	1,622,800	390	2,106,137
輸 出 向 け For Export	北 米 North America	0	0	0	0	0	0	0	0
	中 南 米 South and Central America	0	0	1	1,000	1	130,550	2	131,550
	ア ジ ア Asia	2	800	8	39,290	11	1,514,120	21	1,554,210
	大 洋 州 Oceania	0	0	0	0	2	59,800	2	59,800
	欧 州 Europe	0	0	6	47,448	0	0	6	47,448
	旧 ソ 連 Former Soviet Union	0	0	0	0	0	0	0	0
	中 東 Middle East	0	0	0	0	0	0	0	0
	アフリカ Africa	0	0	0	0	0	0	0	0
	未 定 Unknown	0	0	0	0	0	0	0	0
	小 計 Sub Total	2	800	15	87,738	14	1,704,470	31	1,793,008
合 計 Total		218	72,537	177	499,338	26	3,327,270	421	3,899,145

表 4 1995 年被駆動機械別生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size		小型 Small Unit 0～735 kW		中型 Medium Unit 736～22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW～		全 出 力 Total	
被 駆 動 機 械 Driven Machinery	コード Code	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)	台数 Units	出 力 Output(kW)
発 電 機 Electric Generator	G	213	70,604	170	406,906	26	3,327,270	409	3,804,780
推 進 機 Propeller	PRR	0	0	7	92,432	0	0	7	92,432
水 ポ ン プ Water Pump	W	5	1,933					5	1,933
空 気 圧 縮 機 Air Compressor	AC	0	0	0	0	0	0	0	0
合 計 Total		218	72,537	177	499,338	26	3,327,270	421	3,899,145

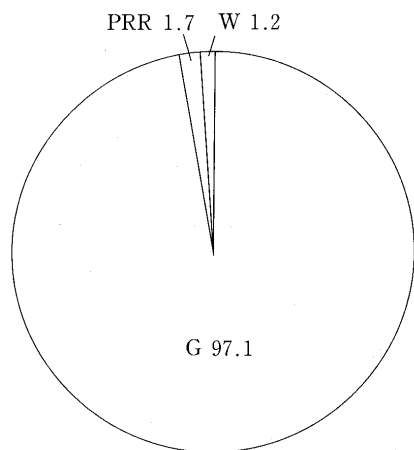


図 8 1995 年被駆動機械別生産台数割合 (%)

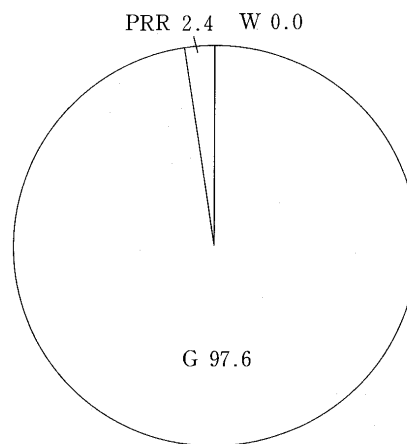


図 9 1995 年被駆動機械別出力割合 (%)

表 5 1995 年出力区分別生産台数及び出力 (kW)

出 力 区 分 (kW) Unit Output		台数 Units	出 力 Output (kW)
小 型 Small Units 0～735 kW	0～ 146	22	57
	147～ 367	96	22,098
	368～ 735	100	50,382
	小 計 Sub Total	218	72,537
中 型 Medium Units 736～22,064 kW	736～ 4,412	152	226,826
	4,413～10,296	9	45,130
	10,297～16,180	12	157,994
	16,181～22,064	4	69,388
	小 計 Sub Total	177	499,338
大 型 Large Units 22,065 kW～	22,065～44,129	4	109,800
	44,130～	22	3,217,470
	小 計 Sub Total	26	3,327,270
合 計 Total		421	3,899,145

表 6 1995 年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size			小型 Small Unit 0～735 kW		中型 Medium Unit 736～22,064 kW		大型 Large Unit 22,065 kW～		全出力 Total	
用 途 Application		コード Code	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)	台数 Units	出 力 Output (kW)
国内事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	1	11,100	10	1,572,800	11	1,583,900
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
Domestic/Public Use 小 計 Sub Total			0	0	1	11,100	10	1,572,800	11	1,583,900
国内自家用	ベースロード発電用	BL	1	150	24	97,430	2	50,000	27	147,580
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	186	68,597	121	194,438	0	0	307	263,035
Domestic/Private Use 小 計 Sub Total			187	68,747	145	291,868	2	50,000	334	410,615
国内合計 Domestic Use Total			187	68,747	146	302,968	12	1,622,800	345	1,994,515
輸出事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	5	72,850	7	968,000	12	1,040,850
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	5	676,670	5	676,670
	非 常 用 発 電 用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
For Export/Public Use 小 計 Sub Total			0	0	5	72,850	12	1,644,670	17	1,717,520
輸出自家用	ベースロード発電用	BL	2	1,000	5	7,488	2	59,800	9	68,288
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	2	800	4	6,200	0	0	6	7,000
For Export/Private Use 小 計 Sub Total			4	1,800	9	13,688	2	59,800	15	75,288
輸出合計 For Export Total			4	1,800	14	86,538	14	1,704,470	32	1,792,808
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	6	83,950	17	2,540,800	23	2,624,750
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	5	676,670	5	676,670
	非 常 用 発 電 用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
Public Use 合 計 Total			0	0	6	83,950	22	3,217,470	28	3,301,420
自家用	ベースロード発電用	BL	3	1,150	29	104,918	4	109,800	36	215,868
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非 常 用 発 電 用	EM	188	69,397	125	200,638	0	0	313	270,035
Private Use 合 計 Total			191	70,547	154	305,556	4	109,800	349	485,903
総 計 Grand Total			191	70,547	160	389,506	26	3,327,270	377	3,787,323

Note : Code Explanation BL : for Base Load PL : for Peak Load EM : for Emergency

3. 航空用ガスタービン

表7 1995年ターボジェット/ターボファン・エンジン
生産台数及びスラスト (kN)

生産台数 No. of Units	55*1	スラスト合計*2 Thrust (kN)	1,769
----------------------	------	-------------------------	-------

*1 V2500 ファン部 (86 台) は含まない。
Excluding 86 Units of V2500 Fan Modules

*2 海面上静止最大スラスト
Maximum Thrust at Sea Level Static Condition

表8 1995年ターボシャフト/ターボプロップ・エンジン
生産台数及び出力 (kW)

区 分 Size	0～735 kW		736 kW～		全出力(kW) Total Output	
用 途 Application	台数 Units	出 力*3 Output	台数 Units	出 力*3 Output	台数 Units	出 力*3 Output
固定翼機用 Fixed Wing Aircraft	0	0	14	45,564	14	45,564
ヘリコプタ用 Helicopter	9	5,958	52	66,291	61	72,249
補助機関駆動 Aux. Drive Units	16	701	0	0	16	701
合 計 Total	25	6,659	66	111,855	91	118,514

*3 海面上静止常用出力
Normal Output at Sea Level Static Condition

*6 圧縮機翼車外径 100 mm を越す分を示す。
The figure shows the total number of superchargers
over 100mm in impeller diameter.

4. 過給機

表9 1995年過給機生産台数及び型式数

区 分 Size		台 数 No. of Units	型 式 数 No. of Models
Class	圧縮機翼車外径 (mm) Outside Diameter of Compressor Impeller		
Class 1	0～ 100	1,933,818	64
Class 2	101～ 200	9,883	21
Class 3	201～ 300	722	13
Class 4	301～ 400	287	9
Class 5	401～ 500	73	1
Class 6	501～ 600	110	8
Class 7	601～ 700	111	5
Class 8	701～ 800	0	0
Class 9	801～ 900	78	3
Class 10	901～1,000	0	0
合 計 Total		11,264*5	60 *5
資料提供社数 No. of Companies which supplied Data		12	

*4 型式はいずれも排気タービン式である。
Every model is an exhaust turbine type supercharger.

*5 圧縮機翼車外径 100 mm を越す分を示す。
The figure shows total number of superchargers over 100mm in
impeller diameter.

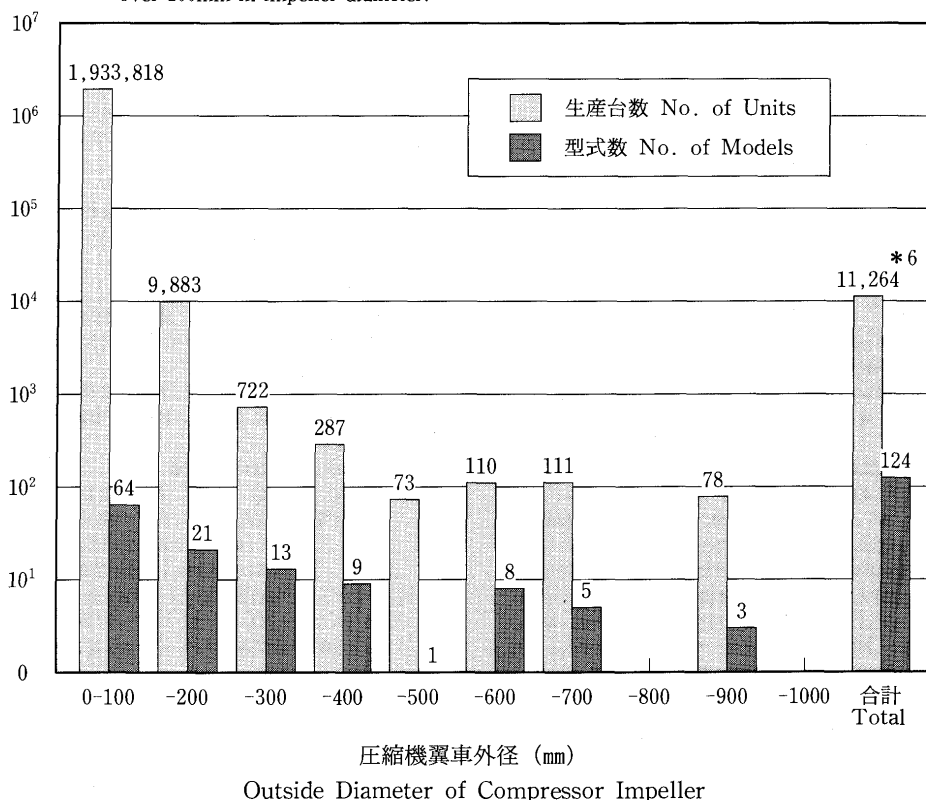


図10 1995年過給機生産台数及び型式数

(社)日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告

総務理事

本学会の評議員会および通常総会が、去る4月19日(金)に東京の機械振興会館において開催された。

第20期第2回評議員会は同会館6階会議室にて10時30分より開かれ、評議員の互選により川口修君が議長になり、議事が進められた。評議員会への出席者14名、委任状提出者39名で同会が成立することが宣言され、評議員1名の欠員補充が報告された後、第20期事業報告(案)、同期収支決算報告(案)につき審議が行われ、何れも承認された。なお、同案については安達勳、平山直道両監事による監査結果が書面により報告された。次いで、名誉会員推薦案を総会に諮ることが承認された。

第21期第1回評議員会は同日11時20分より同会場で開かれ、評議員の互選により大田英輔君が議長になり、議事が進められた。最初に、出席者23名、委任状提出者45名で評議員会が成立することが宣言され、以下の議案の審議が行われた。すなわち、第21期監事・評議員選挙結果に基づく第21期役員候補者、第21期事業計画、第21期予算などの諸案を総会に諮ることになった。

第21期通常総会は、同日13時より同会館の地下2階ホールで開催された。第20期葉山会長の開会挨拶の後、同君を総会議長に選出し、議事が進められた。同総会への出席者45名、委任状提出者742名(会員数1818名の1/5以上)で同総会の成立が宣言された後、以下の議案の審議が行われた。すなわち、第20期事業報告、同期収支決算報告につき、吉識晴夫総務(主担当)理事および本間友博総務(財務担当)理事による説明の後、安達勳、平山直道両監事による監査の結果、適正である旨が平山監事より報告され、それぞれ承認された。その後、名誉会員推薦につき葉山会長より提案があり、林貞助氏、辻高弘氏、三輪光砂氏、鳥崎忠雄氏を名誉会員とすることが承認された。ついで、第21期監事・評議員選挙結果の報告の後、第21期役員選出の件が別掲通り議決された。

第21期役員選出により会長に大槻幸雄君が選出されたので、葉山、大槻の旧新両会長より、退任、就任の挨拶がそれぞれ述べられた。以後、大槻第21期会長が議長に就き、以下の議事が進められた。まず、総会の成立につき再確認が行われ(出席者69名、委任状提出者742名)、第21期事業計画、同期予算に関し、吉識晴夫総務理事、斎藤正泰総務(財務担当)理事(いずれも第21期)より説明があり、別掲通り承認された。

引き続き、議事録署名者の件が諮られ、最後に第21期会長の大槻幸雄君より閉会の挨拶があり、総会を終了した。

総会に続いて名誉会員推薦状及び記念品贈呈式が行われ、欠席の林氏を除く3氏に第20期葉山会長より推薦状と記念品が贈呈された。これに応じて、辻高弘氏、三輪光砂氏及び鳥崎忠雄氏より挨拶が述べられた。なお、林貞助氏へは別途推薦状と記念品を送付することになった。

引き続き学会賞授与式が行われ、青木千明学会賞選考委員会委員長より別掲の論文賞(5件)、技術賞(3件)、奨励賞(3件)の選考経過の説明が行われた後、第20期葉山会長より受賞者に学会賞の授与が行われた。

第20期(平成7年度)事業報告

1. 役員等に関する事項

1.1 役員・評議員

理 事 会 長 葉山眞治
副会長 大槻幸雄
総務理事 吉識晴夫(主担当)、乾 泰二、酒井俊道、本間友博(財務)、山根隆一郎
企画理事 益田重明(主担当)、伊佐治強彦、伊藤高根、日浦治也、古瀬 裕、宮川建男
編集理事 菅 進(主担当)、佐々木正史、田丸 卓、長島利夫、永野 進、宮地敏雄、森 建二

監 事 安達 勳、平山直道

評議員 荒木 颯、伊藤源嗣、斎藤正泰、永盛和夫^{*}、宮下和也、佐古光穂、水谷幸夫、酒井善正、阪口哲也、星野昭史、山本 肇、筒井康賢、井上雅弘、難波昌伸、安藤常世、川口 修、長島 昭、大橋秀雄、坂田公夫、佐々木誠、吉田豊明、外山浩介、手島清美、平田 賢、藤江邦男、高原北雄、有賀一郎、大原久宣、村島完治、佐藤幹夫、佐野妙子、高田浩之、北川三郎、荒川忠一、梶昭次郎、永野三郎、伊藤文夫、池田 隆、岡村隆成、小林 正、安井 元、山田修義、一井博夫、大宮司久明、岩井益美、高村東作、藤川泰雄、倉田公雄、鳥崎忠雄、丹羽高尚、和田正倫、榎木康夫、大田原康彦、川池和彦、濱田邦雄、久野勝邦、神津正男、石井泰之助、高木俊幸、佐藤友彦、高橋 進、辻村玄隆、永井康男、長谷川清、浜田義次、秋葉雅史、大田英輔

^{*}) H 7.10.29 逝去

1.2 監事・評議員の選出

第20期監事・評議員の選出は定款第15条、第16条、細則第20条、第22条、第23条、第24条、第25条、第26条及び第27条により行われた。

2. 会務処理に関する各種会合

2.1 理事会

会長、副会長他18名(内、総務担当5名、企画担当6名、編集担当7名)、開催9回。

会議事項: 第20期総会報告、第20期評議員会報告、第20期事業実施に伴う業務、第20期事業報告案、同決算案、第21期総会議案、第21期評議員会議案、同事業計画案、同予算案等の審議、承認。

2.2 評議員会

評議員85名(含、役員候補者)、開催2回(内訳: 第20期第1回評議員会(出席者22名、委任状提出者51名; 平成7年4月21日)、第20期第2回評議員会(平成8年4月19日))

会議事項: 第20期役員案、第20期事業計画案、同予算案、第20期事業報告案、同決算案、名誉会員候補者等の審議、承認。

2.3 総会

正会員1,785名、開催1回(内訳: 第20期通常総会(出席者28名、委任状提出者621名(会員数1,785名の1/5以上); 平成7年4月21日))

会議事項: 第19期事業報告、同決算、名誉会員の推薦、第20期役員選出、第20期評議員・監事選挙報告、第20期事業計画、同予算等の審議、承認。

2.4 部門別理事、委員会

1) 総務

主担当理事 吉 識 晴 夫 他12名 開催8回

2) 企画

主担当理事 益 田 重 明 他17名 開催7回

3) 編集

主担当理事 菅 進 他16名 開催8回

2.5 学術講演会委員会

委員長 大 田 英 輔 他12名 開催5回

会議事項: 第23回定期講演会の実施、第10回秋季講演会の企画及び実施、第24回定期講演会並びに第11回秋季講演会の企画。

2.6 地方委員会

委員長 西 亮 他11名 開催2回

会議事項: 地方におけるフォーラム、見学会の企画と実施、地方行事に関する打ち合せ。

2.7 組織検討委員会

委員長 高 田 浩 之

会議事項: 学会の財政、活動方針など中期的基本計画に関する会長からの諮問の検討。

2.8 Bulletin編集委員会

委員長 田 丸 卓 他9名 開催7回

会議事項: "Bulletin of GTSJ 1996"の企画、編集、発行。編集基本方針と会員配付等の協議、検討。

2.9 会員委員会

委員長 能 瀬 弘 幸 他12名 開催3回

会議事項: 会員増強対策のためのデータベースの整備並びに会員勧誘の実施、入会案内の作成。

2.10 選挙管理委員会

委員長 仲 田 哲 朗 他5名 開催2回

会議事項: 第21期評議員・監事選挙の管理と実施。

2.11 学会賞審査委員会

委員長 青 木 千 明 他18名 開催3回

会議事項: 学会賞(論文賞、技術賞、奨励賞)受賞候補者の選考及び答申。

3. 調査研究事業

3.1 ガスタービン統計作成委員会

委員長 射 延 功 他12名 開催2回

会議事項: わが国ガスタービン及び過給機生産に関する統計資料の蒐集及び集計、その結果を学会誌とBulletinに掲載。また、1989年～1993年の5年間の生産統計と仕様を1994年版資料集として発行。

3.2 ガスタービン技術情報センター運営委員会

委員長 柏 原 康 成 他10名 開催4回

会議事項: 水素燃焼ガスタービンに関連した物性値の調査と活動方針についての検討。

3.3 調査研究委員会

委員長 吉 田 豊 明 他16名 開催3回

会議事項: ガスタービンの冷却技術に関する調査研究及び成果報告書発行準備。

3.4 臨時調査委員会

委員長 吉 識 晴 夫

会議事項: 阪神・淡路震災におけるガスタービン設備の作動状況及び被害状況の調査。

4. 集会事業

学術講演会2回, 見学会3回, フォーラム2回, ガスタービンセミナー1回, 教育シンポジウム1回, 特別講演会1回。

	名 称	講 師	年月日	場 所
1	第23回定期講演会	発表者24名	7. 6. 2	機 械 振 興 会 館
2	第1回フォーラム・見学会	菅井和夫 (テクノパーラ付 技術研究組合) 他3名	7. 6. 13	三井造船・千葉事業所
3	第1回見学会		7. 7. 14	石川島播磨重工業・瑞穂工場
4	教育シンポジウム	竹矢一雄 (元徳島大) 他3名	7. 7. 20 21	厚生年金勝田会館 日立製作所・日立工場/ 勝田工場
5	第10回秋季講演会 (新潟)	発表者39名	7. 9. 7 8	オークラホテル新潟 新潟鐵工所・新潟ガスタービン工場, 他
6	第2回フォーラム・見学会	萬代重実 (三菱重工) 赤松史光 (阪大) 一瀬祐一 (大阪ガス)	7. 11. 10	大 阪 大 学
7	第24回セミナー	吉職晴夫 (東大) 他7名	8. 1. 25 26	東 京 ガ ス
8	特別講演会	妹尾泰利 (三浦工業)	7. 4. 21	機 械 振 興 会 館

5. 国際会議

1995年国際ガスタービン会議横浜大会を幹事学会として開催し, 組織委員会の下で, 有賀一郎委員長以下の実行委員会 (委員40名) が講演会, 行事, 展示会等の準備及び運営の実務を行った。

	名 称		年月日	場 所
1	国際ガスタービン会議 横浜大会	論文数 149編 参加者 579名 展示会社 37社	7. 10. 22 - 27	パシフィコ横浜 富士電機ガスタービン研究所 東京電力・横浜発電所 日本自動車研究所 機械技術研究所

6. 出版事業

6.1 会 誌

本期発行した会誌は23巻89号 (1995-6), 23巻90号 (1995-9), 23巻91号 (1995-12), 23巻92号 (1996-3) で内容は下表の通りである。

(数字は頁数, カッコ内は編数)

	技 術	講 義	論 壇	資 料	随 筆	見 聞 記	研 究 所 報	新 製 品 介 紹	報 告	そ の 他	後 記	総 頁 数
23巻89号 小特集1)	30 (4)	75 (13)	9 (1)	2 (1)	3 (1)	2 (1)	8 (2)	4 (3)	6 (3)	4 (3)	4 (3)	143
23巻90号 (7)	51 (7)	8 (1)	30 (4)	2 (1)	17 (10)	2 (1)	2 (1)	5 (5)	1.5 (3)	5.5 (3)	4 (3)	128
23巻91号 特集2)	29 (4)	63 (9)	3 (1)	2 (1)	4 (2)	2 (1)	2 (1)	1 (1)	3.5 (4)	4.5 (4)	4 (3)	115
23巻92号	11 (2)	10 (1)	14 (2)	2 (1)	5.5 (3)	2 (1)	4 (1)	2.6 (6)	2.5 (3)	6 (3)	4 (3)	87

注 1) 小特集「環境対応燃焼技術」

2) 特集「最近のスーパーアロイにおけるプロセス・加工技術の進歩」

6.2 ガスタービン講演論文集

第23回定期講演会の講演論文集 (143頁) および第10回秋季講演会の講演論文集 (232頁) を発行した。

6.3 ガスタービンセミナー資料集

第24回ガスタービンセミナーのセミナー資料集 (91頁) を発行した。

6.4 Bulletin of GTSJ

海外関連機関に国内ガスタービンおよび過給機の情報, 並びに本学会と会員の活動状況を紹介する目的で「Bulletin of GTSJ 1996」を発行し, 海外へ配布するとともに, 全会員に配布した。

6.5 GTSJ ニュースレター

会員の間の情報交換を中心としたニュースレターを発行した。

7. 会員数の移動状況

摘 要	正 会 員	学 生 会 員	賛 助 会 員
本 期 末 会 員 数	1, 8 0 1	4 2	1 3 7
9 6 . 3 . 3 1 現 在			(192口)
前 期 末 会 員 数	1, 7 9 0	3 7	1 4 9
9 5 . 3 . 3 1 現 在			(207口)
差 引 増 減	1 1	5	△12 (△15口)

第20期 (平成7年度) 収支決算

1. 収支計算書総括表

自 平成7年4月 1日
至 平成8年3月31日

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
【収入の部】	円	円	円
基本財産運用収入	138,000	138,000	0
入 会 金 収 入	48,000	48,000	0
会 費 収 入	40,107,531	22,828,531	17,279,000
事 業 収 入	14,212,468	12,488,689	1,723,779
雑 収 入	1,544,680	1,250,568	294,112
繰 入 金 収 入	9,500,000	0	9,500,000
当期収入合計	65,550,679	36,753,788	28,796,891
前期繰越収支差額	40,432,219	35,439,668	4,992,551
収 入 合 計	105,982,898	72,193,456	33,789,442
【支出の部】			
出 版 事 業 費	11,592,855	8,559,762	3,033,093
集 会 事 業 費	4,153,818	4,153,818	0
調 査 研 究 事 業 費	111,350	111,350	0
表 彰 事 業 費	151,032	151,032	0
管 理 費	19,856,143	18,724,700	1,131,443
敷金・保証金支出	300,000	300,000	0
特定預金支出	4,000,000	4,000,000	0
国際会議分担金	17,279,000	0	17,279,000
当期支出合計	57,444,198	36,000,662	21,443,536
当期収支差額	8,106,481	753,126	7,353,355
次期繰越収支差額	48,538,700	36,192,794	12,345,906

2. 正味財産計算書総括表

平成7年4月1日から平成8年3月31日まで

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
【増加の部】	円	円	円
資 産 増 加 額	12,406,481	5,053,126	7,353,355
増加額合計	12,406,481	5,053,126	7,353,355
【減少の部】			
負 債 増 加 額	2,400,000	2,400,000	0
減少額合計	2,400,000	2,400,000	0
当期正味財産増加額	10,006,481	2,653,126	7,353,355
前期繰越正味財産額	61,178,485	49,185,934	11,992,551
期末正味財産合計額	71,184,966	51,839,060	19,345,906

3. 貸借対照表総括表

平成8年3月31日現在

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
【資産の部】	円	円	円
流 動 資 産	49,094,468	36,748,562	12,345,906
固 定 資 産			
基 本 財 産	6,014,266	6,014,266	0
その他の固定資産	30,032,000	23,032,000	7,000,000
固定資産合計	36,046,266	29,046,266	7,000,000
資 産 合 計	85,140,734	65,794,828	19,345,906
【負債の部】			
流 動 負 債	555,768	555,768	0
固 定 負 債	13,400,000	13,400,000	0
負 債 合 計	13,955,768	13,955,768	0
【正味財産の部】			
正 味 財 産	71,184,966	51,839,060	19,345,906
負債及び正味財産合計	85,140,734	65,794,828	19,345,906

4. 一般会計の部

事業計画書に記載された特定預金支出科目の「事務所移転準備金」は, 「事務所整備準備金」と名称変更した。

また, 事務所拡充のため, 東京都新宿区西新宿7丁目5番13号第3工新ビル301号室を平成8年4月20日より借入する契約を行った。

4.1 収支計算書

平成7年4月1日から平成8年3月31日まで

(単位: 円)

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
【収入の部】				
基本財産運用収入	[240,000]	[138,000]	[102,000]	
預 金 利 息	240,000	138,000	102,000	
入 会 金 収 入	[48,000]	[48,000]	[0]	
正 会 員 会 費	40,000	36,000	4,000	
学 生 会 員 会 費	5,000	7,000	△ 2,000	
賛 助 会 員 会 費	3,000	5,000	△ 2,000	
会 費 収 入	[23,175,000]	[22,828,531]	[346,469]	
正 学 生 会 員 会 費	8,750,000	9,109,220	△ 359,220	
学 生 会 員 会 費	75,000	36,250	38,750	
賛 助 会 員 会 費	14,350,000	13,683,061	666,939	
事 業 収 入	[11,340,000]	[12,488,689]	[△ 1,148,689]	
(集会事業)	(4,960,000)	(6,953,997)	(△ 1,993,997)	
定 期 講 演 会	900,000	914,500	△ 14,500	
見 学 会 技 術 懇 談 会	300,000	226,000	74,000	
シ ン ポ ジ ウ ム	150,000	0	150,000	
G T セ ミ ナ ー	2,200,000	3,549,000	△ 1,349,000	
秋 季 講 演 会	1,160,000	2,011,000	△ 851,000	
フ ォ ー ラ ム	250,000	253,497	△ 3,497	

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
(出版事業)	(6,380,000)	(5,534,692)	(845,308)	
会 誌 廣 告	3,560,000	3,001,691	558,309	
統 計 資 料 集 販 売	720,000	883,928	△ 163,928	
統 計 資 料 集 廣 告	2,100,000	1,649,073	450,927	
雑 収 入	[1,685,000]	[1,250,568]	[434,456]	
(受取利息)	(1,185,000)	(646,980)	(538,044)	
運用財産定期預金	1,000,000	465,058	534,942	
運用財産普通預金	10,000	4,422	5,602	
表彰事業基金定期預金	175,000	177,500	△ 2,500	
(雑収入)	(500,000)	(603,588)	(△ 103,588)	
雑 収 入	500,000	603,588	△ 103,588	
当期収入合計(A)	36,488,000	36,753,788	△ 265,784	
前期繰越収支差額	35,439,668	35,439,668	0	
収 入 合 計(B)	71,927,668	72,193,456	△ 265,784	
【支出の部】				
出 版 事 業 費	[9,439,000]	[8,559,762]	[879,238]	
(会議費)	(160,000)	(109,922)	(50,078)	
編 集 委 員 会	160,000	109,922	50,078	
(通信運搬費)	(899,000)	(825,164)	(73,836)	
会 誌 発 送 費	685,000	672,976	12,024	
統 計 資 料 集 発 送 費	72,000	14,270	57,730	
ニュースレター発送費	142,000	137,918	4,082	
(印刷製本費)	(7,860,000)	(7,066,780)	(793,220)	
会 誌	5,500,000	5,236,470	263,530	
学 会 廣 報 資 料	180,000	0	180,000	
ニュースレター	180,000	130,810	49,190	
統 計 資 料 集	2,000,000	1,699,500	300,500	
(原稿料)	(520,000)	(557,896)	(△ 37,896)	
会 誌	500,000	544,980	△ 44,980	
ニュースレター	20,000	12,916	7,084	
集 会 事 業 費	[5,397,000]	[4,153,818]	[1,243,182]	
(会議費)	(550,000)	(301,515)	(248,485)	
学 術 講 演 委 員 会	100,000	54,984	45,016	
企 画 委 員 会	170,000	102,312	67,688	
地 方 委 員 会	280,000	144,219	135,781	
(臨時雇賃金)	(44,000)	(12,000)	(32,000)	
定 期 講 演 会	10,000	12,000	△ 2,000	
秋 季 講 演 会	10,000	0	10,000	
G T セ ミ ナ ー	24,000	0	24,000	
(旅費交通費)	(190,000)	(79,120)	(110,880)	
G T セ ミ ナ ー	40,000	0	40,000	
特 別 講 演 会	50,000	45,800	4,200	
教育シンポジウム	100,000	33,320	66,680	
(通信運搬費)	(548,000)	(209,426)	(338,574)	
特 別 講 演 会	11,000	0	11,000	
見 学 会 技 術 懇 談 会	80,000	8,560	71,440	
シ ン ポ ジ ウ ム	33,000	0	33,000	
定 期 講 演 会	50,000	11,880	38,120	
G T セ ミ ナ ー	154,000	136,364	17,636	
秋 季 講 演 会	20,000	8,222	11,778	
フ ォ ー ラ ム	50,000	12,350	37,650	
教育シンポジウム	150,000	32,050	117,950	
(印刷製本費)	(1,332,000)	(1,113,945)	(218,055)	
定 期 講 演 会	400,000	282,220	117,780	
G T セ ミ ナ ー	190,000	214,240	△ 24,240	
秋 季 講 演 会	420,000	396,550	23,450	
特 別 講 演 会	20,000	0	20,000	
シ ン ポ ジ ウ ム	20,000	0	20,000	
見 学 会 技 術 懇 談 会	42,000	25,338	16,662	
フ ォ ー ラ ム	30,000	78,280	△ 48,280	
教育シンポジウム	210,000	117,317	92,683	
(賃借料)	(670,000)	(362,103)	(307,897)	
特 別 講 演 会	20,000	20,000	0	
シ ン ポ ジ ウ ム	40,000	0	40,000	
定 期 講 演 会	180,000	167,209	12,791	
G T セ ミ ナ ー	200,000	0	200,000	
秋 季 講 演 会	210,000	154,500	55,500	
教育シンポジウム	20,000	20,394	△ 394	
(諸謝金)	(693,000)	(395,899)	(297,101)	
特 別 講 演 会	30,000	11,111	18,889	
技 術 懇 談 会	118,000	33,333	84,667	
シ ン ポ ジ ウ ム	45,000	0	45,000	
G T セ ミ ナ ー	300,000	222,216	77,784	
定 期 講 演 会	25,000	11,111	13,889	
秋 季 講 演 会	25,000	34,797	△ 9,797	
フ ォ ー ラ ム	70,000	38,887	31,113	
教育シンポジウム	80,000	44,444	35,556	
(雑費)	(1,370,000)	(1,679,810)	(△ 309,810)	
特 別 講 演 会	10,000	0	10,000	
見 学 会 技 術 懇 談 会	60,000	20,537	39,463	
シ ン ポ ジ ウ ム	10,000	1,055	8,945	
定 期 講 演 会	320,000	276,783	43,217	
G T セ ミ ナ ー	100,000	110,991	△ 10,991	
秋 季 講 演 会	690,000	1,108,050	△ 418,050	
フ ォ ー ラ ム	70,000	81,950	△ 11,950	
教育シンポジウム	110,000	80,444	29,556	
調 査 研 究 事 業 費	[390,000]	[111,350]	[278,650]	
(会議費)	(220,000)	(101,400)	(118,600)	
生 産 統 計 委 員 会	40,000	8,000	32,000	
技 術 情 報 セ ン タ ー 委 員 会	30,000	37,260	△ 7,260	
調 査 研 究 委 員 会	150,000	56,140	93,860	
(通信運搬費)	(60,000)	(3,200)	(56,800)	
生 産 統 計 発 送 費	20,000	0	20,000	
技 術 情 報 セ ン タ ー 通 信 費	20,000	3,200	16,800	
調 査 研 究 通 信 費	20,000	0	20,000	
(雑費)	(110,000)	(6,750)	(103,250)	
生 産 統 計 関 係	10,000	6,750	3,250	
技 術 情 報 セ ン タ ー 関 係	50,000	0	50,000	
調 査 研 究 関 係	50,000	0	50,000	
表 彰 事 業 費	[160,000]	[151,032]	[8,968]	
委 員 会	50,000	151,032	△ 101,032	
通 信 運 搬 費	10,000	0	10,000	
雑 費	100,000	0	100,000	
管 理 費	[20,353,000]	[18,724,700]	[1,628,300]	
給 与	10,000,000	9,760,712	239,288	
手 務 委 託 費	111,000	102,600	8,400	
社 会 保 険 費	1,200,000	1,200,000	0	
理 事 会 費	800,000	812,311	△ 12,311	
評 議 員 会 費	500,000	297,440	202,560	
総 会 費	150,000	109,019	40,981	
	250,000	336,528	△ 86,528	

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
総 務 委 員 会 費	170,000	91,030	78,970	
組 織 委 員 会 費	30,000	0	30,000	
会 員 委 員 会 費	30,000	29,000	1,000	
遊 楽 管 理 委 員 会 費	30,000	6,000	24,000	
評 議 員 選 挙 費	420,000	455,513	△ 35,513	
交 通 費	350,000	183,560	166,440	
文 具 備 品 費	100,000	45,780	54,220	
図 書 費	10,000	0	10,000	
消 耗 品 費	5,000	0	5,000	
印 刷 費	1,800,000	1,161,351	638,649	
通 信 運 搬 費	350,000	109,885	240,115	
通 信 借 用 費	950,000	985,027	△ 35,027	
光 熱 水 料 費	2,400,000	2,576,000	△ 176,000	
諸 謝 金	170,000	158,878	11,122	
日 内 連 会 費	40,000	41,100	△ 1,100	
共 催 分 担 金	140,000	140,000	0	
日 本 工 学 会 会 費	10,000	0	10,000	
雑 費	37,000	36,400	600	
雑 金・保証金支出	300,000	86,566	213,434	
敷 金	[120,000]	[300,000]	[△ 180,000]	
特 定 預 金 支 出	[120,000]	[300,000]	[△ 180,000]	
退 職 給 与 引 当 預 金	[1,600,000]	[4,000,000]	[△ 2,400,000]	
退 職 給 与 引 当 預 金	800,000	2,400,000	△ 1,600,000	
事 務 所 整 備 費	800,000	1,600,000	△ 800,000	
当期支出合計(C)	37,459,000	36,000,662	1,458,338	
当期収支差額(A)-(C)	△ 971,000	753,126	△ 1,724,126	
次期繰越収支差額(B)-(C)	34,468,668	36,192,794	△ 1,724,126	

4.2 正味財産増減計算書

平成7年4月1日から平成8年3月31日まで

科 目	金 額	金 額
【増加の部】	円	円
資 産 増 加 額		
当 期 収 支 差 額	753,126	
敷 金・保証金増加額	300,000	
事務所整備準備金増加額	1,600,000	
退職給与引当預金増加額	2,400,000	
増加額合計	5,053,126	
【減少の部】		
負 債 増 加 額		
退職給与引当金繰入額	2,400,000	
減少額合計	2,400,000	
当期正味財産増加額		2,653,126
前期繰越正味財産額		49,185,934
期末正味財産合計額		51,839,060

4.3 貸借対照表

平成8年3月31日現在

科 目	金 額	金 額
【資産の部】	円	円
流動資産		
現金・預金	36,748,562	
流動資産合計	36,748,562	
固定資産		
基本財産		
基本財産当預金	6,014,266	
基本財産合計	6,014,266	
その他の固定資産		
敷 金	1,032,000	
退職給与引当預金	13,400,000	
表彰事業基金積立預金	7,000,000	
事務所整備準備金	1,600,000	
その他の固定資産合計	23,032,000	
固定資産合計	29,046,266	
資産合計		65,794,828
【負債の部】		
流動負債		
前 受 会 費	399,997	
その他預り金	121,750	
雇用保険預り金	34,021	
流動負債合計	555,768	
固定負債		
退職給与引当金	13,400,000	
固定負債合計	13,400,000	
負債合計		13,955,768
【正味財産の部】		
正 味 財 産		51,839,060
(うち基本金)		(6,014,266)
(うち当期正味財産増加額)		(2,653,126)
負債及び正味財産合計		65,794,828

4.4 会計方針

1. (1) 引当金の計上基準について

退職給与引当金……期末退職給与の要支給額に相当する金額を計上している。

(2) 資金の範囲について

資金の範囲には、現金預金、前受会費、預り金を含めることにしている。

なお、前期末及び当期末残高は、2.に記載する通りである。

2. 次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

(単位: 円)

科 目	前 期 末 残 高	当 期 末 残 高
現 金・預 金	35,868,950	36,748,562
前受会費及び預り金	429,282	555,768
次期繰越収支差額	35,439,668	36,192,794

5. 特別会計の部
5.1 収支計算書

平成7年4月1日から平成8年3月31日まで (単位: 円)				
科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備考
【収入の部】				
会 費 収 入	18,000,000	17,279,000	721,000	
(特別会費収入)	18,000,000	17,279,000	721,000	
特 別 賛 助 会 費	18,000,000	17,279,000	721,000	
出 版 事 業 収 入	1,250,000	1,723,779	△ 473,779	
ブ レ イ ン 告 白	950,000	1,078,279	△ 128,279	
ブ レ イ ン 販 売	300,000	585,500	△ 285,500	
英 文 論 文 掲 載 料	0	60,000	△ 60,000	
雑 収 入	376,000	294,112	81,888	
普 通 預 金 受 取 利 息	1,000	4,156	△ 3,156	
定 期 預 金 受 取 利 息	200,000	112,456	87,544	
国 際 交 流 基 金 受 取 利 息	175,000	177,500	△ 2,500	
繰 入 金 収 入	8,500,000	9,500,000	△ 1,000,000	
国 際 会 議 作 業 受 託 金	3,500,000	4,500,000	△ 1,000,000	
国 際 会 議 返 済 金	5,000,000	5,000,000	0	
当 期 収 入 合 計 (A)	28,126,000	28,796,891	△ 670,891	
前 期 繰 越 収 支 差 額	4,992,551	4,992,551	0	
収 入 合 計 (B)	33,118,551	33,789,442	△ 670,891	
【支出の部】				
出 版 事 業 費	3,040,000	3,033,093	6,907	
ブ レ イ ン 製 作 費	2,200,000	2,314,410	△ 114,410	
ブ レ イ ン 送 付 費	700,000	601,043	98,957	
ブ レ イ ン 原 稿 料	80,000	68,640	11,360	
ブ レ イ ン 編 集 委 員 会 費	60,000	49,000	11,000	
管 理 費	2,129,000	1,131,443	997,557	
給 与	1,000,000	989,225	10,775	
会 費	300,000	0	300,000	
通 信 費	350,000	0	350,000	
印 刷 費	179,000	59,070	119,930	
雑 費	300,000	83,148	216,852	
国 際 会 議 分 担 金	18,000,000	17,279,000	721,000	
(国際会議分担金)	18,000,000	17,279,000	721,000	
国 際 会 議 分 担 金	18,000,000	17,279,000	721,000	
当 期 支 出 合 計 (C)	23,169,000	21,443,536	1,725,464	
当 期 収 支 差 額 (A)-(C)	4,957,000	7,353,355	△ 2,396,355	
次 期 繰 越 収 支 差 額 (B)-(C)	9,949,551	12,345,906	△ 2,396,355	

2. 中期国債ファンド	野村證券 (注3)	48,611,581 円
中期国債ファンド	野村證券 (注4)	11,353,448 円
3. 振替預金	(注3)	91,500 円
4. 権利金	(注5)	1,032,000 円
5. 日本工学会年金	(注3)	1,500,000 円
計		85,140,734 円

【負債の部】

1. 預り金	555,768 円
2. 退職給与引当金	13,400,000 円
計	13,955,768 円

差引正味財産

71,184,966 円

(注1) 基本財産 (600 万円)

国際交流基金 (700 万円)

表彰事業基金 (700 万円)

(注2) 基本財産

(注3) 一般会計運用財産

退職給与引当金 (1340 万円)

(注4) 特別会計運用財産

(注5) 第3工新ビル 301 号室, 402 号室敷金

監 査 報 告

平成7年度 (第20期) 事業報告書, 収支計算書, 及び財産目録等について, 関係書類と共にその内容を監査した結果, 法令及び定款に照らして正当であることを認めます。

平成8年4月16日

監事 安 達 勤 印

監事 平 山 直 道 印

5.2 正味財産増減計算書

平成7年4月1日から平成8年3月31日まで			
科 目	金 額		円
【増加の部】	円	円	円
資 産 増 加 額			
当 期 収 支 差 額	7,353,355	7,353,355	
増 加 額 合 計			7,353,355
当 期 正 味 財 産 増 加 額			7,353,355
前 期 繰 越 正 味 財 産 額			11,992,551
期 末 正 味 財 産 合 計 額			19,345,906

5.3 貸借対照表

平成8年3月31日現在			
科 目	金 額		円
【資産の部】	円	円	円
流 動 資 産			
現 金 預 金	12,345,906		
流 動 資 産 合 計		12,345,906	
固 定 資 産			
そ の 他 の 固 定 資 産			
国 際 交 流 基 金 積 立 預 金	7,000,000		
そ の 他 の 固 定 資 産 合 計	7,000,000		
固 定 資 産 合 計		7,000,000	
資 産 合 計			19,345,906
【正味財産の部】			
正 味 財 産			19,345,906
(うち当期正味財産増加額)			(7,353,355)
負債及び正味財産合計			19,345,906

5.4 会計方針

1. 資金の範囲について

資金の範囲には, 現金, 預金, 預り金を含めることにしている。

なお, 前期末及び当期末残高は, 2. に記載する通りである。

2. 次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

(単位: 円)		
科 目	前 期 末 残 高	当 期 末 残 高
現 金 ・ 預 金	8,952,151	12,345,906
前 受 会 費 及 び 預 り 金	3,959,600	0
次 期 繰 越 収 支 差 額	4,992,551	12,345,906

6. 財産目録

平成8年3月31日現在

【資産の部】		
1. 銀行預金		
貸付信託	三井信託銀行新宿西口支店 (注1)	20,000,000 円
定期預金	三井信託銀行新宿西口支店 (注2)	14,266 円
普通預金	第一勧業銀行西新宿支店 (注3)	1,545,457 円
	第一勧業銀行西新宿支店 (注4)	992,458 円
	さくら銀行北新宿支店 (注3)	24 円

監 事			番号	氏 名	勤 務 先
(氏名: 五十音順, 敬称略)			47	斎藤 正泰	石川島播磨重工業(株)
番号	氏 名	勤 務 先	48	永野 進	石川島播磨重工業(株)
1	河田 修	(株)富士電機「スパ」研究所	49	宮下 和也	石川島播磨重工業(株)
2	谷田 好通	東海大学	50	中村 昌雄	石川島汎用機械(株)
3			51	綿貫 一男	石川島汎用機械(株)
評 議員			52	城 敏彦	大阪ガス(株)
(勤務先: 五十音順, 敬称略)			53	大槻 幸雄	川崎重工業(株)
番号	氏 名	勤 務 先	54	森 建二	川崎重工業(株)
1	船崎 健一	岩手大学	55	勝田 直	関西電力(株)
2	水谷 幸夫	大阪大学	56	荒川 光夫	君津共同火力(株)
3	三宅 裕	大阪大学	57	大原 久宜	中部電力(株)
4	関井 康賢	機械技術研究所	58	北川 三郎	東京ガス(株)
5	井上 雅弘	九州大学	59	宮川 雅男	東京ガス(株)
6	麗波 昌伸	九州大学	60	伊藤 文夫	東京電力(株)
7	安藤 常世	慶應義塾大学	61	古根 裕	東京電力(株)
8	川口 修	慶應義塾大学	62	飯田 義亮	(株)東芝
9	長島 昭	慶應義塾大学	63	池田 隆	(株)東芝
10	益田 宣明	慶應義塾大学	64	岡村 隆成	(株)東芝
11	大橋 秀雄	工学院大学	65	本間 友博	(株)東芝
12	小林 郁	航空宇宙技術研究所	66	前田 福夫	(株)東芝
13	坂田 公夫	航空宇宙技術研究所	67	安井 元	(株)東芝
14	佐々木 誠	航空宇宙技術研究所	68	一井 博夫	元・東芝「ソラ」(株)
15	田丸 卓	航空宇宙技術研究所	69	森田 聡	東北電力(株)
16	林 茂	航空宇宙技術研究所	70	佐々木正史	日産自動車(株)
17	吉田 豊明	航空宇宙技術研究所	71	藤川 泰雄	日産自動車(株)
18	平田 賢	芝浦工業大学	72	小林 哲也	日本航空(株)
19	高原 北雄	高麗総合研究所	73	荒川 忠男	(株)日立製作所
20	有賀 一郎	千葉工業大学	74	大田原晴彦	(株)日立製作所
21	村島 元治	超音速輸送機用推進システム 技術研究組合	75	川池 和彦	(株)日立製作所
22	佐藤 幹夫	電力中央研究所	76	西崎 康正	(株)日立製作所
23	新田 明人	電力中央研究所	77	伊佐治進彦	三井造船(株)
24	伊藤 高根	東海大学	78	石井孝之助	三井造船(株)
25	佐野 妙子	東海大学	79	高木 俊幸	三井造船(株)
26	高田 浩之	東海大学	80	青木 義直	三菱重工業(株)
27	山根隆一郎	東京工業大学	81	高橋 進	三菱重工業(株)
28	荒川 忠一	東京大学	82	辻村 玄隆	三菱重工業(株)
29	梶 昭次郎	東京大学	83	日浦 治也	三菱重工業(株)
30	長島 利夫	東京大学	84	野田貴太郎	(株)明電舎
31	永野 三郎	東京大学	85	飯田 義次	ヤンマーディーゼル(株)
32	荒山 廣治	東京大学	86		
33	吉岡 晴夫	東京大学	87		
34	宮地 敏雄	東京電機大学			
35	酒井 俊通	東京理科大学			
36	本阿弥英治	東京理科大学			
37	倉田 公雄	日本航空エンジン協会			
38	田辺 清	日本航空エンジン協会			
39	青木 千明	日本内燃機関連合会			
40	神津 正男	防衛大学校			
41	荒木 達雄	武蔵工業大学			
42	秋葉 雅史	横浜国立大学			
43	大田 英輔	早稲田大学			
44	荒木 誠	石川島播磨重工業(株)			
45	伊藤 勝嗣	石川島播磨重工業(株)			
46	宇治 茂一	石川島播磨重工業(株)			
査 点 者			1	廣安 博之	広島大学
番号	氏 名	勤 務 先	2	天野 晋輔	防衛庁技術研究本部
3	中神 靖雄	三菱重工業(株)			
投 票 総 数			8 6 1 票		
			評 議 員		
			監 事		
有 効 票			8 5 3	8 3 5	
無 効 票			8	1 6	
白 票			0	1 0	

第21期(平成8年度)役員および評議員

理事長 大槻幸雄
副会長 有賀一郎
総務理事 伊藤高根(主担当), 斎藤正泰(財務担当), 藤川泰雄,
本阿弥真治, 吉識晴夫
企画理事 益田重明(主担当), 岡村隆成, 坂田公夫, 新田明人, 宮川建男,
森 建二
編集理事 菅 進(主担当), 大田原康彦, 高木俊幸, 高橋 進, 中沢則雄,
長島利夫, 宮地敏雄
監 事 河田 修, 谷田好通
評議員 前記選挙結果のうち, 上記理事に就任した方を除く 67 名

第21期(平成8年度)事業計画

1. 概 要

前年度に引き続き, 学術講演会, 特別講演会, 技術懇談会, 見学会, セミナーなどを開催すると共に, 学会誌の定期的刊行並びに上記諸事業に関連した資料を刊行する。

また, わが国におけるガスタービン及び過給機の生産統計の作成, 並びにガスタービン及び過給機に関する特定課題の調査, 研究を行う。

上記の他に, 会員名簿の発行, 学会創立 25 周年記念誌作成の検討準備に着手する。また, 国際交流委員会を足させ, 外国との交流強化を図る。

2. 調査・研究事業

- (1) 平成 8 年におけるわが国のガスタービン及び過給機に関する統計資料を蒐集, 集計し, その結果を学会誌および Bulletin of GTSJ 等に掲載発表する。
(2) 調査・研究に関しては, ガスタービン及び過給機に関する特定課題として, ガスタービンの冷却技術に関する資料集の発行及び水素ガスタービンに関する物性値資料の収集を行う。

3. 出版事業

- (1) 定期刊行物
学会誌: 年 4 回刊行する。
(2) 不定期刊行物
講演論文集 : 講演会における講演論文集を刊行する。
セミナー資料集 : ガスタービンセミナーにおける資料集を刊行する。
GTSJ ニュースレター : 会員の間の情報交換を目的に, ニュースレターを刊行する。
Bulletin of GTSJ : 学会の活動状況を海外に紹介するための Bulletin を刊行する。
調査研究報告書 : ガスタービンの冷却技術に関する資料集を刊行する。
会員名簿 : 1996 年版会員名簿を発行する。

4. 集会事業

以下の集会を行う。

- | | (予定回数) | (予定開催年月日) |
|---------------|--------|------------------------|
| (1) 学術講演会 | 2 回 | 平成 8 年 5 月, 11 月 |
| (2) 特別講演会 | 1 回 | 〃 4 月 |
| (3) 見学会・技術懇談会 | 3 回 | 〃 6 月, 9 月, 平成 9 年 1 月 |
| (4) 教育シンポジウム | 1 回 | 〃 7 月 |
| (5) セミナー | 1 回 | 平成 9 年 1 月 |
| (6) シンポジウム | 1 回 | 〃 2 月 |

5. 委員会活動

以下の委員会を設け, 各事業の実施にあたる。

- (1) 総務委員会(常置)
(2) 企画委員会(常置)
(3) 編集委員会(常置)
(4) 学術講演会委員会(常置)
(5) 地方委員会(常置)
(6) ガスタービン統計作成委員会(常置)
(7) ガスタービン技術情報センター運営委員会(常置)
(8) 組織検討委員会
(9) Bulletin 編集委員会
(10) 会員委員会
(11) 選挙管理委員会
(12) 学会賞審査委員会
(13) 調査研究委員会
(14) 25 周年記念誌準備委員会
(15) 国際交流委員会

第21期(平成8年度)予算

1. 予算書総括表

自 平成 8 年 4 月 1 日
至 平成 9 年 3 月 31 日

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
(収入の部)	円	円	円
基本財産運用収入	120,000	120,000	0
入会金収入	50,000	50,000	0
会費収入	22,865,000	22,865,000	0
事業収入	13,310,000	12,220,000	1,090,000
補助金等収入	110,000	110,000	0
雑収入	2,061,000	1,780,000	281,000
繰入金収入	10,800,000	2,000,000	8,800,000
当期収入合計	49,316,000	39,145,000	10,171,000
前期繰越収支差額	48,538,700	36,192,794	12,345,906
収入合計	97,854,700	75,337,794	22,516,906
(支出の部)			
出版事業費	11,810,000	9,030,000	2,780,000
集会事業費	4,848,000	4,848,000	0
調査研究事業費	650,000	650,000	0
表彰事業費	110,000	110,000	0
国際交流事業費	500,000	0	500,000
管理費	24,741,000	23,041,000	1,700,000
繰入金支出	2,000,000	0	2,000,000
特定預金支出	5,200,000	2,200,000	3,000,000
当期支出合計	49,859,000	39,879,000	9,980,000
当期収支差額	△ 543,000	△ 734,000	191,000
次期繰越収支差額	47,995,700	35,458,794	12,536,906

2. 一般会計

2.1 収支予算書

平成 8 年 4 月 1 日から平成 9 年 3 月 31 日まで (単位: 円)

科 目	予 算 額	前年度予算額	増 減	備 考
【収入の部】				
基本財産運用収入	[120,000]	[240,000]	[△ 120,000]	
預金利息	120,000	240,000	△ 120,000	
入会金収入	[50,000]	[48,000]	[2,000]	
正会費	40,000	40,000	0	
学生会員費	7,000	5,000	2,000	
奨励会費	3,000	3,000	0	
会費収入	[22,865,000]	[23,175,000]	[△ 310,000]	
正会費	9,000,000	8,750,000	250,000	
学生会員費	75,000	75,000	0	
奨励会費	13,790,000	14,350,000	△ 560,000	
事業収入	[12,220,000]	[11,340,000]	[880,000]	
(集会事業)	(4,940,000)	(4,960,000)	(△ 20,000)	
定期講演会	900,000	900,000	0	
見学会技術懇談会	270,000	300,000	△ 30,000	
シンポジウム	150,000	150,000	0	
GTSJ セミナー	2,200,000	2,200,000	0	
秋季講演会	1,300,000	1,160,000	140,000	
フォーラム	120,000	250,000	△ 130,000	
(出版事業)	(7,280,000)	(6,380,000)	(△ 900,000)	
会誌広告	3,560,000	3,560,000	0	
統計資料集販売	0	720,000	△ 720,000	
統計資料集広告	0	2,100,000	△ 2,100,000	
名簿販売	1,750,000	0	1,750,000	
名簿広告	1,970,000	0	1,970,000	
補助金等収入	[110,000]	[0]	[110,000]	
補助金	110,000	0	110,000	
雑収入	[1,780,000]	[1,685,000]	[95,000]	
(受取利息)	(780,000)	(1,185,000)	(△ 405,000)	
運用財産定期預金	600,000	1,000,000	△ 400,000	
運用財産普通預金	5,000	10,000	△ 5,000	
表彰事業基金定期預金	175,000	175,000	0	
(雑収入)	(1,000,000)	(500,000)	(△ 500,000)	
雑収入	1,000,000	500,000	500,000	
繰入金収入	[2,000,000]	[0]	[2,000,000]	
繰入金	2,000,000	0	2,000,000	
当期収入合計(A)	39,145,000	36,488,000	2,657,000	
前期繰越収支差額	36,192,794	35,439,668	753,126	
収入合計(B)	75,337,794	71,927,668	3,410,126	
【支出の部】				
出版事業費	[9,030,000]	[9,439,000]	[△ 409,000]	
(会費)	(130,000)	(160,000)	(△ 30,000)	
編集委員会	130,000	160,000	△ 30,000	
(通信運搬費)	(1,140,000)	(899,000)	(△ 241,000)	
会誌発送費	650,000	685,000	△ 35,000	
統計資料集発送費	0	72,000	△ 72,000	
ニュースレター発送費	140,000	142,000	△ 2,000	
名簿発送費	350,000	0	350,000	
(印刷製本費)	(7,110,000)	(7,860,000)	(△ 750,000)	
会誌	5,780,000	5,500,000	280,000	
学会広報資料	180,000	180,000	0	
ニュースレター	150,000	180,000	△ 30,000	
統計資料集	0	2,000,000	△ 2,000,000	
名簿	1,000,000	0	1,000,000	
(原稿料)	(650,000)	(520,000)	(△ 130,000)	
会誌	630,000	500,000	130,000	
ニュースレター	20,000	20,000	0	
集会事業費	[4,848,000]	[5,397,000]	[△ 549,000]	
(会費)	(400,000)	(550,000)	(△ 150,000)	
学術講演会委員会	70,000	100,000	△ 30,000	

科 目	予 算 額	前年度予算額	増 減	備 考
企 画 委 員 会	130,000	170,000	△ 40,000	
地 方 委 員 会	200,000	280,000	△ 80,000	
(臨時雇賃金)	(64,000)	(44,000)	(20,000)	
定 期 講 演 会	20,000	10,000	10,000	
秋 季 講 演 会	20,000	10,000	10,000	
G T セ ミ ナ ー	24,000	24,000	0	
(旅費交通費)	(160,000)	(190,000)	(△ 30,000)	
G T セ ミ ナ ー	40,000	40,000	0	
特 別 講 演 会	20,000	50,000	△ 30,000	
教育シンポジウム	100,000	100,000	0	
(通信運搬費)	(344,000)	(548,000)	(△ 204,000)	
特 別 講 演 会	20,000	11,000	9,000	
見学会技術懇談会	30,000	80,000	△ 50,000	
シンポジウム	10,000	33,000	△ 23,000	
定 期 講 演 会	25,000	50,000	△ 25,000	
G T セ ミ ナ ー	154,000	154,000	0	
秋 季 講 演 会	40,000	20,000	20,000	
フ ォ ー ラ ム	15,000	50,000	△ 35,000	
教育シンポジウム	50,000	150,000	△ 100,000	
(印刷製本費)	(1,320,000)	(1,332,000)	(△ 12,000)	
定 期 講 演 会	400,000	400,000	0	
G T セ ミ ナ ー	220,000	190,000	30,000	
秋 季 講 演 会	400,000	420,000	△ 20,000	
特 別 講 演 会	40,000	20,000	20,000	
シンポジウム	40,000	20,000	20,000	
見学会技術懇談会	60,000	42,000	18,000	
フ ォ ー ラ ム	40,000	30,000	10,000	
教育シンポジウム	120,000	210,000	△ 90,000	
(賃借料)	(590,000)	(670,000)	(△ 80,000)	
特 別 講 演 会	40,000	20,000	20,000	
シンポジウム	40,000	40,000	0	
定 期 講 演 会	90,000	180,000	△ 90,000	
G T セ ミ ナ ー	200,000	200,000	0	
秋 季 講 演 会	200,000	210,000	△ 10,000	
教育シンポジウム	20,000	20,000	0	
(諸謝金)	(605,000)	(693,000)	(△ 88,000)	
特 別 講 演 会	40,000	30,000	10,000	
技術懇談会	90,000	118,000	△ 28,000	
シンポジウム	40,000	45,000	△ 5,000	
G T セ ミ ナ ー	270,000	300,000	△ 30,000	
定 期 講 演 会	25,000	25,000	0	
秋 季 講 演 会	40,000	25,000	15,000	
フ ォ ー ラ ム	40,000	70,000	△ 30,000	
教育シンポジウム	60,000	80,000	△ 20,000	
(雑費)	(1,365,000)	(1,370,000)	(△ 5,000)	
特 別 講 演 会	20,000	10,000	10,000	
見学会技術懇談会	50,000	60,000	△ 10,000	
シンポジウム	20,000	10,000	10,000	
定 期 講 演 会	450,000	320,000	130,000	
G T セ ミ ナ ー	100,000	100,000	0	
秋 季 講 演 会	600,000	690,000	△ 90,000	
フ ォ ー ラ ム	25,000	70,000	△ 45,000	
教育シンポジウム	100,000	110,000	△ 10,000	
調査研究事業費	(650,000)	(390,000)	(△ 260,000)	
(会議費)	(100,000)	(220,000)	(△ 120,000)	
生産統計委員会	40,000	40,000	0	
技術情報センター委員会	40,000	30,000	10,000	
調査研究委員会	20,000	150,000	△ 130,000	
(通信運搬費)	(100,000)	(60,000)	(△ 40,000)	
生産統計送達費	10,000	20,000	△ 10,000	
技術情報センター通信費	10,000	20,000	△ 10,000	
調査研究通信費	80,000	20,000	60,000	
(資料費)	(400,000)	(0)	(△ 400,000)	
調査研究資料費	400,000	0	400,000	
(雑費)	(50,000)	(110,000)	(△ 60,000)	
生産統計関係	10,000	10,000	0	
技術情報センター関係	20,000	50,000	△ 30,000	
調査研究関係	20,000	50,000	△ 30,000	
表彰事業費	(110,000)	(160,000)	(△ 50,000)	
委 員 会 費	0	50,000	△ 50,000	
通 信 運 搬 費	10,000	10,000	0	
雑 費	100,000	100,000	0	
管 理 費	(23,041,000)	(20,353,000)	(△ 2,688,000)	
給 手 当	10,650,000	10,000,000	650,000	
事務委託費	1,484,000	1,200,000	284,000	
社会保険費	950,000	800,000	150,000	
理事会費	400,000	500,000	△ 100,000	
評議員会費	150,000	150,000	0	
総 会 費	250,000	250,000	0	
総務委員会費	130,000	170,000	△ 40,000	
組織委員会費	30,000	30,000	0	
会員委員会費	40,000	30,000	10,000	
選挙管理委員会費	30,000	30,000	0	
評議員選挙費	420,000	420,000	0	
旅 費	350,000	350,000	0	
交 通 費	100,000	100,000	0	
什 器 備 品 費	400,000	10,000	390,000	
図 書 費	5,000	5,000	0	
消 耗 品 費	1,400,000	1,800,000	△ 400,000	
印 刷 費	250,000	350,000	△ 100,000	
通 信 運 搬 費	1,100,000	950,000	150,000	
事務所用借費	4,000,000	2,400,000	1,600,000	
光 熱 水 料 費	250,000	170,000	80,000	
諸 謝 金	45,000	40,000	5,000	
日 内 連 会 費	140,000	140,000	0	
共 催 分 担 金	10,000	10,000	0	
日 本 工 学 会 費	37,000	37,000	0	
雑 費	300,000	300,000	0	
敷金・保証金支出	(0)	(120,000)	(△ 120,000)	
敷 金	0	120,000	△ 120,000	
特定預金支出	(2,200,000)	(1,600,000)	(△ 600,000)	
退職給付引当預金	800,000	800,000	0	
表彰事業基金積立預金	1,000,000	0	1,000,000	
事務所整備準備金	400,000	800,000	△ 400,000	
当期支出合計(C)	39,879,000	37,459,000	2,420,000	
当期収支差額(A)-(C)	△ 734,000	△ 971,000	237,000	
次期繰越収支差額(B)-(C)	35,458,794	34,468,668	990,126	

3. 特別会計

3.1 収支予算書

平成8年4月1日から平成9年3月31日まで (単位:円)				
科 目	予 算 額	前年度予算額	増 減	備 考
【収入の部】				
会 費 収 入	(0)	(18,000,000)	(△ 18,000,000)	
(特別会費収入)	(0)	(18,000,000)	(△ 18,000,000)	
特 別 賛 助 会 費	(0)	(18,000,000)	(△ 18,000,000)	
出 版 事 業 収 入	(1,090,000)	(1,250,000)	(△ 160,000)	
プレティン広告	890,000	950,000	△ 60,000	
プレティン販売	200,000	300,000	△ 100,000	
雑 収 入	(281,000)	(376,000)	(△ 95,000)	
普通預金受取利息	1,000	1,000	0	
定期預金受取利息	140,000	200,000	△ 60,000	
国際交流基金受取利息	140,000	175,000	△ 35,000	
繰 入 金 収 入	(8,800,000)	(8,500,000)	(△ 300,000)	
国際会議作業受託金	0	3,500,000	△ 3,500,000	
国際会議返済金	0	5,000,000	△ 5,000,000	
国際会議受入金	8,800,000	0	8,800,000	
当期収入合計(A)	10,171,000	28,126,000	△ 17,955,000	
前期繰越収支差額	12,345,906	4,992,551	7,353,355	
収 入 合 計(B)	22,516,906	33,118,551	△ 10,601,645	
【支出の部】				
出 版 事 業 費	(2,780,000)	(3,040,000)	(△ 260,000)	
プレティン製作費	2,200,000	2,200,000	0	
プレティン発送費	420,000	700,000	△ 280,000	
プレティン原稿料	100,000	80,000	20,000	
プレティン編集委員会費	60,000	60,000	0	
管 理 費	(1,700,000)	(2,129,000)	(△ 429,000)	
給 手 当	850,000	1,000,000	△ 150,000	
会 議 費	300,000	300,000	0	
印 刷 費	150,000	350,000	△ 200,000	
通 信 費	100,000	179,000	△ 79,000	
雑 費	300,000	300,000	0	
国際会議分担金	(0)	(18,000,000)	(△ 18,000,000)	
(国際会議分担金)	(0)	(18,000,000)	(△ 18,000,000)	
国際会議分担金	(0)	(18,000,000)	(△ 18,000,000)	
国際交流事業費	(500,000)	(0)	(△ 500,000)	
国際交流会費	100,000	0	100,000	
雑 費	400,000	0	400,000	
特定預金支出	(3,000,000)	(0)	(△ 3,000,000)	
25周年記念準備金	1,000,000	0	1,000,000	
国際交流基金積立預金	2,000,000	0	2,000,000	
繰 入 金 支 出	(2,000,000)	(0)	(△ 2,000,000)	
一般会計繰入金	2,000,000	0	2,000,000	
当期支出合計(C)	9,980,000	23,169,000	△ 13,189,000	
当期収支差額(A)-(C)	191,000	4,957,000	△ 4,766,000	
次期繰越収支差額(B)-(C)	12,536,906	9,949,551	2,587,355	

日本ガスタービン学会賞（第8回）報告

平成7年度学会賞審査委員会委員長 青木 千明
AOKI Chiaki

日本ガスタービン学会賞は、本会創立10周年を記念して1982年に制定されて以来、2年毎に表彰を行っており、ガスタービン及び過給機に関する優れた論文と技術に対する論文賞及び技術賞、ならびに創立20周年を記念して設けられた奨励賞の3つの賞があり、今回は8回目になります。

論文賞は、1991年12月号から1995年9月号までの4年間の本会学会誌に掲載された技術論文48編（受賞ずみの3編を除く）、ならびに1995年国際ガスタービン会議横浜大会のオーガナイズドセッション、パネル討論及びテクニカルセッションの講演でProceedingsに公表された技術論文146編の合計194編が選考の対象でありました。

技術賞は推薦または申請による応募によります。

奨励賞は、論文賞と同じ対象の技術論文発表者のうち、

36才未満で中心的役割を果たした会員が対象となります。

昨年6月号の学会誌で募集会告を行い、編集委員会からは論文19件の推薦があり、論文賞2件の応募ならびに技術賞3件の応募がありました。

審査は、委員長を含め官学産の19名からなる審査委員会によって慎重かつ厳密・公正に行いました。

今回は、いずれも優れた候補が多く厳しい審査となりましたが、その結果、論文賞5件、技術賞3件、奨励賞3名を理事会に推薦して承認され、下記の通りの授賞が決定いたしました。

今後共、会員の皆様がさらに多くの優れた論文や技術を発表され、レベルの高い学会賞候補が数多く出てくることを望むと共に、わが国のガスタービン技術のますますの進歩・発展に貢献されることを期待いたします。

論文賞

Numerical and Experimental Study on Deep Stall Cell Behavior in Axial Compressor

早稲田大学 加藤 大
広瀬 栄一
市田 一将
大田 英輔
石川島播磨重工業(株) 千葉 薫

Proceedings of the 1995 Yokohama
International Gas Turbine Congress,
Vol. II-173 (IGTC-25) (1995年10月)

単段軸流圧縮機の深い旋回失速について、二次元圧縮性N-S数値シミュレーションと圧縮機実験を行い、この現象の理解に対する二次元数値解析の有効性と限界に関して考察した。計測結果について、計算結果を援用した分析を行うと共に、実際の失速セル三次元分布も示した。

数値計算では、動翼の運動と出口負荷とにより作動状態の定まる直線翼列系（動翼12枚/静翼20枚）において、負荷を増加し旋回失速を発生・発達させる。深い失速では、動翼列上流に発達する強制渦と下流翼列内に発達する循環流れとが均衡してセルを形成し、動翼速度の60%で動翼移動方向に伝播する。伝播速度は実験の53%

に近いこと、最小限動翼の3-4翼間に及ぶ逆流が生じ、周速度成分は動翼速度を上回る場合があることを示した。

スプリット型熱薄膜プローブにより深い失速流れの計測を行い、セル位相固定平均処理により動翼前・後方、静翼後方で圧縮機断面内失速セル構造を示した。動翼前方では、数値計算に見られる渦構造がチップ近傍に偏って明確に確認され、逆流速度や動翼速度以上の周速度成分が計算と同レベルで現れることも確認された。

この計算は低マッハ数の場合に対するものであるが実験と比較的よく一致し、高マッハ数での失速シミュレーションへの可能性と二次流れ乱れの不安定構造のモデル化の基礎が得られた。

日本ガスタービン学会賞（第8回）報告

平成7年度学会賞審査委員会委員長 青木 千明
AOKI Chiaki

日本ガスタービン学会賞は、本会創立10周年を記念して1982年に制定されて以来、2年毎に表彰を行っており、ガスタービン及び過給機に関する優れた論文と技術に対する論文賞及び技術賞、ならびに創立20周年を記念して設けられた奨励賞の3つの賞があり、今回は8回目になります。

論文賞は、1991年12月号から1995年9月号までの4年間の本会学会誌に掲載された技術論文48編（受賞ずみの3編を除く）、ならびに1995年国際ガスタービン会議横浜大会のオーガナイズドセッション、パネル討論及びテクニカルセッションの講演でProceedingsに公表された技術論文146編の合計194編が選考の対象でありました。

技術賞は推薦または申請による応募によります。

奨励賞は、論文賞と同じ対象の技術論文発表者のうち、

36才未満で中心的役割を果たした会員が対象となります。

昨年6月号の学会誌で募集会告を行い、編集委員会からは論文19件の推薦があり、論文賞2件の応募ならびに技術賞3件の応募がありました。

審査は、委員長を含め官学産の19名からなる審査委員会によって慎重かつ厳密・公正に行いました。

今回は、いずれも優れた候補が多く厳しい審査となりましたが、その結果、論文賞5件、技術賞3件、奨励賞3名を理事会に推薦して承認され、下記の通りの授賞が決定いたしました。

今後共、会員の皆様がさらに多くの優れた論文や技術を発表され、レベルの高い学会賞候補が数多く出てくることを望むと共に、わが国のガスタービン技術のますますの進歩・発展に貢献されることを期待いたします。

論文賞

Numerical and Experimental Study on Deep Stall Cell Behavior in Axial Compressor

早稲田大学 加藤 大
広瀬 栄一
市田 一将
大田 英輔
石川島播磨重工業(株) 千葉 薫

Proceedings of the 1995 Yokohama
International Gas Turbine Congress,
Vol. II-173 (IGTC-25) (1995年10月)

単段軸流圧縮機の深い旋回失速について、二次元圧縮性N-S数値シミュレーションと圧縮機実験を行い、この現象の理解に対する二次元数値解析の有効性と限界に関して考察した。計測結果について、計算結果を援用した分析を行うと共に、実際の失速セル三次元分布も示した。

数値計算では、動翼の運動と出口負荷とにより作動状態の定まる直線翼列系（動翼12枚/静翼20枚）において、負荷を増加し旋回失速を発生・発達させる。深い失速では、動翼列上流に発達する強制渦と下流翼列内に発達する循環流れとが均衡してセルを形成し、動翼速度の60%で動翼移動方向に伝播する。伝播速度は実験の53%

に近いこと、最小限動翼の3-4翼間に及ぶ逆流が生じ、周速度成分は動翼速度を上回る場合があることを示した。

スプリット型熱薄膜プローブにより深い失速流れの計測を行い、セル位相固定平均処理により動翼前・後方、静翼後方で圧縮機断面内失速セル構造を示した。動翼前方では、数値計算に見られる渦構造がチップ近傍に偏って明確に確認され、逆流速度や動翼速度以上の周速度成分が計算と同レベルで現れることも確認された。

この計算は低マッハ数の場合に対するものであるが実験と比較的よく一致し、高マッハ数での失速シミュレーションへの可能性と二次流れ乱れの不安定構造のモデル化の基礎が得られた。

論文賞

ガスタービン翼用耐熱超合金の疲労・クリープ寿命評価法とそれに基づく冷却翼の寿命評価の概念について

日立ニュークリアエンジニアリング(株)
(株)日立製作所

松 田 憲 昭
市 川 国 弘
福 田 嘉 男
吉 成 明
鳥 谷 初

日本ガスタービン学会誌 23-89 (1995年6月)

本論文では、ガスタービン動・静翼用耐熱鋳造超合金の疲労・クリープ相互作用 (FCI) 下において、引張保持よりも圧縮保持の方が寿命が短く、この現象がひずみ保持中に発生する平均応力に基づくものであるという実験事実から、低サイクル疲労 (LCF)、FCI 下の寿命評価法として、引張側全ひずみエネルギーと引張応力作用時間より得られる周波数修正全ひずみエネルギー則を提案した。

次に、実働条件下において冷却動・静翼に発生する温度及び応力-ひずみ挙動について、実験的、解析的に明かにし、翼の寿命評価技術として周波数修正全ひずみエネルギー則の適用性について示した。即ち、実働条件下において翼の外表面には圧縮熱応力、内表面には引張熱

応力が負荷される。この応力により定常状態においては外表面はクリープ損傷を受け、起動・停止に伴い疲労損傷を受ける。そのため、翼、特に翼外表面の寿命評価を行うには、疲労とクリープ（特に圧縮クリープ）が重畳した場合の寿命を考慮する必要がある。

そこで、提案した新しい FCI 寿命評価法を翼の寿命評価に適用する手法を示した。翼もしくは翼モデルを用いた非線形有限要素解析、簡易弾塑性解析により、プラント停止時の残留応力に基づく翼各部分の引張側全ひずみエネルギーと温度の関係を求め、翼材料の各温度における LCF、FCI 強度と比較することにより、冷却翼の寿命評価を実施することができる。

論文賞

Statistical Modelling of Droplet Behaviour for Spray Combustion

日立造船(株) 安 田 俊 彦
大阪大学 香 月 正 司
赤 松 史 光
水 谷 幸 夫

Proceedings of the 1995 Yokohama
International Gas Turbine Congress,
Vol. II-303 (IGTC-44)(1995年10月)

噴霧流の数値シミュレーションは、ガスタービン燃焼器を始めとする実用燃焼器の開発や特性把握のみならず、噴霧燃焼の理論的研究に対しても有効である。しかしながら噴霧が非常に複雑な特性を有するために、噴霧流の数値シミュレーションを現実的に行うためには、かなりの単純化や近似を導入した噴霧モデルや噴霧燃焼モデルが不可欠である。最近では、概して乱流場である燃焼器内の噴霧液滴の挙動追跡に対して、確率過程を導入するモデルが広く用いられているが、統計的に有効な結果を得るにはかなりの計算量が必要となる。

そこで本研究では、オイラー方程式で記述される気相の流動と、ラグランジェ方程式で記述される噴霧液滴の挙動を、二相間の運動量や熱、物質の交換量を通じて結び付ける PSI-Cell モデルを基本とするが、同時に、平均軌跡上の噴霧の速度変動と乱流拡散による噴霧の空間的広がりを確率密度分布を用いた統計的手法によって表現し、膨大な計算負荷を伴うことなく乱流場における噴霧特有の分布や乱流拡散の影響を表現できる新しい噴霧モデルを提案した。

論文賞

ガスタービン翼用耐熱超合金の疲労・クリープ寿命評価法とそれに基づく冷却翼の寿命評価の概念について

日立ニュークリアエンジニアリング(株)
(株)日立製作所

松 田 憲 昭
市 川 国 弘
福 田 嘉 男
吉 成 明
鳥 谷 初

日本ガスタービン学会誌 23-89 (1995年6月)

本論文では、ガスタービン動・静翼用耐熱鋳造超合金の疲労・クリープ相互作用 (FCI) 下において、引張保持よりも圧縮保持の方が寿命が短く、この現象がひずみ保持中に発生する平均応力に基づくものであるという実験事実から、低サイクル疲労 (LCF)、FCI 下の寿命評価法として、引張側全ひずみエネルギーと引張応力作用時間より得られる周波数修正全ひずみエネルギー則を提案した。

次に、実働条件下において冷却動・静翼に発生する温度及び応力-ひずみ挙動について、実験的、解析的に明かにし、翼の寿命評価技術として周波数修正全ひずみエネルギー則の適用性について示した。即ち、実働条件下において翼の外表面には圧縮熱応力、内表面には引張熱

応力が負荷される。この応力により定常状態においては外表面はクリープ損傷を受け、起動・停止に伴い疲労損傷を受ける。そのため、翼、特に翼外表面の寿命評価を行うには、疲労とクリープ（特に圧縮クリープ）が重畳した場合の寿命を考慮する必要がある。

そこで、提案した新しい FCI 寿命評価法を翼の寿命評価に適用する手法を示した。翼もしくは翼モデルを用いた非線形有限要素解析、簡易弾塑性解析により、プラント停止時の残留応力に基づく翼各部分の引張側全ひずみエネルギーと温度の関係を求め、翼材料の各温度における LCF、FCI 強度と比較することにより、冷却翼の寿命評価を実施することができる。

論文賞

Statistical Modelling of Droplet Behaviour for Spray Combustion

日立造船(株) 安 田 俊 彦
大阪大学 香 月 正 司
赤 松 史 光
水 谷 幸 夫

Proceedings of the 1995 Yokohama
International Gas Turbine Congress,
Vol. II-303 (IGTC-44)(1995年10月)

噴霧流の数値シミュレーションは、ガスタービン燃焼器を始めとする実用燃焼器の開発や特性把握のみならず、噴霧燃焼の理論的研究に対しても有効である。しかしながら噴霧が非常に複雑な特性を有するために、噴霧流の数値シミュレーションを現実的に行うためには、かなりの単純化や近似を導入した噴霧モデルや噴霧燃焼モデルが不可欠である。最近では、概して乱流場である燃焼器内の噴霧液滴の挙動追跡に対して、確率過程を導入するモデルが広く用いられているが、統計的に有効な結果を得るにはかなりの計算量が必要となる。

そこで本研究では、オイラー方程式で記述される気相の流動と、ラグランジェ方程式で記述される噴霧液滴の挙動を、二相間の運動量や熱、物質の交換量を通じて結び付ける PSI-Cell モデルを基本とするが、同時に、平均軌跡上の噴霧の速度変動と乱流拡散による噴霧の空間的広がりを確率密度分布を用いた統計的手法によって表現し、膨大な計算負荷を伴うことなく乱流場における噴霧特有の分布や乱流拡散の影響を表現できる新しい噴霧モデルを提案した。

論文賞

High Combustion Efficiency and NO_x Reduction by 2-Stage Combustion in Methane-Fueled Ram Combustor

航空宇宙技術研究所 鈴木 和 雄
下 平 一 雄
黒 沢 要 治

Proceedings of the 1995 Yokohama
International Gas Turbine Congress,
Vol. II-359 (IGTC-52) (1995年10月)

現在、日本ではマッハ数5までの超音速飛行を可能にするターボ・ラムコンバインドエンジンの研究開発が進んでいる。本論文は、このラムエンジンの燃焼器の高効率化と低 NO_x 化を同時に実現することを目的とする。ラム燃焼器に要求される作動条件は、飛行マッハ数3の条件では燃焼器に流入する風速が高くかつ空気温度が低いため、燃焼効率の向上が主な課題となる。これに対して、飛行マッハ数5の条件では、流入空気の流速は低くかつ温度が1230 K と高く、NO_x 低減が課題となる。

燃焼効率向上は、燃焼領域を長くして燃焼時間を十分にとれば可能である。しかし、燃焼領域を長くすると高温低速のマッハ数5の条件では高温領域での滞留時間

が長くなり、NO_x の増大を招くので、燃焼領域の短縮化が要求される。

本研究では、この相反する要求を満たすために、上流と下流に保炎器を2段に配置し、マッハ数3の条件では上流保炎器を主に作動させ、燃焼する時間を十分に確保して燃焼効率を向上させ、マッハ数5の条件では下流の保炎器から燃料を供給し、燃焼領域を短くして NO_x の発生を抑制する。これにより、広い作動範囲で高燃焼効率と低 NO_x を同時に実現できることを実験的に示した。また、1230 K の高温流入条件で、燃焼領域内の燃焼効率、NO_x 濃度、局所当量比、酸素消費量などの分布を実測することにより、上記方法の合理性を確認した。

論文賞

Stress Rupture Behavior of a Silicon Nitride under Combustion Gas Environment

京セラ(株) 梶 正 己
小 野 孝
東 昌 彦
小 梶 彰

Proceedings of the 1995 Yokohama
International Gas Turbine Congress,
Vol. III-21 (IGTC-59) (1995年10月)

ガスタービンの燃焼ガス中には、必然的に、或いは有効仕事増加のための水噴射による水分が含まれる。このような環境中の水分によりセラミックタービンに腐食が生じ、寿命が低下する可能性が考えられる。水を噴射した燃焼ガス中において、ガスタービン用窒化ケイ素材料の引張クリープ破断試験を行い、寿命に対する水分の影響及び破断のメカニズムについて調べた。

クリープ破断強さは、大気中の結果に比べて15%程度増加し、その増加量は若干ではあるが水の噴射量が多いほど大きかった。燃焼ガス中の酸素濃度が低いことを考慮すると、水分よりはむしろ酸素の方がクリープ変形を促進し、寿命を縮める要因になっているものと考えられる。

実験結果は、ラーソン・ミラーパラメータを用いた主クリープ破断曲線では、パラメータ60,000で交差する2本の直線で表された。1400°Cの試験片の破面は、明らかにクリープ損傷であった。一方、1200°C及び1300°Cでの破面は粗大粒を破壊源とする即時破壊形態であった。

高負荷時の即時破壊形態を示す原因として、弾性的な挙動を示す結晶粒とクリープ変形する母材との変位のミスマッチにより生ずる、結晶粒近傍の乱されたひずみ場が考えられる。このひずみ場をエシェルビーの等価介在物法によって求め、破壊源が粗大粒のときの破断寿命をエネルギーの不安定性から推定した。推定破断時間は、実験値と比較的良好一致を示した。

論文賞

High Combustion Efficiency and NO_x Reduction by 2-Stage Combustion in Methane-Fueled Ram Combustor

航空宇宙技術研究所 鈴木 和 雄
下 平 一 雄
黒 沢 要 治

Proceedings of the 1995 Yokohama
International Gas Turbine Congress,
Vol. II-359 (IGTC-52) (1995年10月)

現在、日本ではマッハ数5までの超音速飛行を可能にするターボ・ラムコンバインドエンジンの研究開発が進んでいる。本論文は、このラムエンジンの燃焼器の高効率化と低 NO_x 化を同時に実現することを目的とする。ラム燃焼器に要求される作動条件は、飛行マッハ数3の条件では燃焼器に流入する風速が高くかつ空気温度が低いため、燃焼効率の向上が主な課題となる。これに対して、飛行マッハ数5の条件では、流入空気の流速は低くかつ温度が1230 K と高く、NO_x 低減が課題となる。

燃焼効率向上は、燃焼領域を長くして燃焼時間を十分にとれば可能である。しかし、燃焼領域を長くすると高温低速のマッハ数5の条件では高温領域での滞留時間

が長くなり、NO_x の増大を招くので、燃焼領域の短縮化が要求される。

本研究では、この相反する要求を満たすために、上流と下流に保炎器を2段に配置し、マッハ数3の条件では上流保炎器を主に作動させ、燃焼する時間を十分に確保して燃焼効率を向上させ、マッハ数5の条件では下流の保炎器から燃料を供給し、燃焼領域を短くして NO_x の発生を抑制する。これにより、広い作動範囲で高燃焼効率と低 NO_x を同時に実現できることを実験的に示した。また、1230 K の高温流入条件で、燃焼領域内の燃焼効率、NO_x 濃度、局所当量比、酸素消費量などの分布を実測することにより、上記方法の合理性を確認した。

論文賞

Stress Rupture Behavior of a Silicon Nitride under Combustion Gas Environment

京セラ(株) 梶 正 己
小 野 孝
東 昌 彦
小 梶 彰

Proceedings of the 1995 Yokohama
International Gas Turbine Congress,
Vol. III-21 (IGTC-59) (1995年10月)

ガスタービンの燃焼ガス中には、必然的に、或いは有効仕事増加のための水噴射による水分が含まれる。このような環境中の水分によりセラミックタービンに腐食が生じ、寿命が低下する可能性が考えられる。水を噴射した燃焼ガス中において、ガスタービン用窒化ケイ素材料の引張クリープ破断試験を行い、寿命に対する水分の影響及び破断のメカニズムについて調べた。

クリープ破断強さは、大気中の結果に比べて15%程度増加し、その増加量は若干ではあるが水の噴射量が多いほど大きかった。燃焼ガス中の酸素濃度が低いことを考慮すると、水分よりはむしろ酸素の方がクリープ変形を促進し、寿命を縮める要因になっているものと考えられる。

実験結果は、ラーソン・ミラーパラメータを用いた主クリープ破断曲線では、パラメータ60,000で交差する2本の直線で表された。1400°Cの試験片の破面は、明らかにクリープ損傷であった。一方、1200°C及び1300°Cでの破面は粗大粒を破壊源とする即時破壊形態であった。

高負荷時の即時破壊形態を示す原因として、弾性的な挙動を示す結晶粒とクリープ変形する母材との変位のミスマッチにより生ずる、結晶粒近傍の乱されたひずみ場が考えられる。このひずみ場をエシェルビーの等価介在物法によって求め、破壊源が粗大粒のときの破断寿命をエネルギーの不安定性から推定した。推定破断時間は、実験値と比較的良好一致を示した。

技術賞

ターボファンエンジン V 2500 のファン・低圧圧縮機の技術開発及び実用化

(財)日本航空機エンジン協会
 元・(財)日本航空機エンジン協会、現・石川島播磨重工業(株)
 元・(財)日本航空機エンジン協会、現・川崎重工業(株)
 元・(財)日本航空機エンジン協会、現・三菱重工業(株)

田 辺 清
 伊 藤 源 嗣
 竹 生 健 二
 山 本 伸 一
 殿 村 兆 史

日本航空機エンジン協会は、推力3万ポンド級の民間航空機用ターボファンエンジン V 2500 の5か国国際共同開発事業に参加し、開発から実用化の達成まで大きな貢献を果たしている。主要担当部はファン及び低圧圧縮機であり、世界トップレベルの高効率・低騒音のファン及び低圧圧縮機を開発した。共同開発国の最先端の空力設計技術に独自の技術を加えて、基本・詳細設計及び各種の基礎試験・エンジン試験などを実施し、特に高効率ファン動翼・低圧圧縮機、低損失ファン出口案内翼、低圧圧縮機出口流路の最適形状化、担当部の低騒音化などにおいて先端技術を適用し、このクラスとしては高効率・低騒音で世界最高レベルのエンジンの実用化に大き

く寄与した。さらに、複合材製スピナーやチタンチューブの配管系統への適用及びチタン製複雑大型ケーシングの一体鋳造化などの製造技術の開発、ならびにレーザ利用の新しい翼振動計測法などの開発を行い、軽量化、低コスト化、開発の効率化等に貢献した。初期型の型式承認を1988年に米国連邦航空局から取得し、1989年のA 320-200型航空機による定期航空路線での初飛行以来、従来のエンジンと比べてきわめて高い信頼性を示している。現在までに300万時間以上の運航実績をあげ、今春からは日本エアシステム社でV 2500搭載のMD-90型航空機が国内で就航している。

技術賞

1500 kW 級ガスタービン用ドライ低 NO_x 燃焼器の開発

川崎重工業(株) 梶 田 眞 市
 木 村 武 清
 東京ガス(株) 矢 作 正 博
 大阪ガス(株) 田 振 晶
 東邦ガス(株) 浅 野 好 昭

ガスタービンのNO_x低減対策として、従来は燃焼器内部への水或いは蒸気噴射が用いられてきた。しかし、この方法は、水処理などに要する設備費や運転経費、メンテナンス費の増加、またシステムの熱効率の低下といった経済的損失を招き、システム導入効果を低減させた。

川崎重工業と東京ガス、大阪ガス、東邦ガスは共同で水や蒸気を用いないガス焼き用ドライ低 NO_x 燃焼器を開発し、1500 kW 級ガスタービンに適用して商品化に成功した。NO_x 排出量の保証値は、75 ppm (O₂=0%換算値)で、NO_x 保証運転範囲は75~100%負荷である。この保証値は、NO_x 規制値として世界的に定着しつつある87.5 ppm (O₂=0%換算値)を下回り、このクラスのガスタービンのNO_x保証値としては世界でトップクラスである。

本燃焼器は、マルチバーナ希薄予混合燃焼方式であり、これに高負荷条件で追焚き燃焼を併用している。燃焼器の頭部には、中心部にパイロットバーナがあり、その周囲に8本のメインバーナ（予混合バーナ）が配置されている。また、主燃焼領域の終端部には4本の追焚きバーナを配置している。予混合バーナについては、各種バーナ形状の混合試験と燃焼試験の結果より、NO_x 排出量と燃焼安定性の相関を調べ、本燃焼器システムに最適なメインバーナを選定した。追焚きバーナは、追焚き燃料の割合が全燃料流量の20%以下であればNO_xの増加が殆どないため、高負荷条件で用いることにより、低NO_xかつCOやTHCの未燃成分の排出が少い運転範囲を広げることができた。

このドライ低 NO_x 燃焼器を適用したガスタービンは、既に3台稼働しており順調に運転されている。

技術賞

ターボファンエンジン V 2500 のファン・低圧圧縮機の技術開発及び実用化

(財)日本航空機エンジン協会
 元・(財)日本航空機エンジン協会、現・石川島播磨重工業(株)
 元・(財)日本航空機エンジン協会、現・川崎重工業(株)
 元・(財)日本航空機エンジン協会、現・三菱重工業(株)

田 辺 清
 伊 藤 源 嗣
 竹 生 健 二
 山 本 伸 一
 殿 村 兆 史

日本航空機エンジン協会は、推力3万ポンド級の民間航空機用ターボファンエンジン V 2500 の5か国国際共同開発事業に参加し、開発から実用化の達成まで大きな貢献を果たしている。主要担当部はファン及び低圧圧縮機であり、世界トップレベルの高効率・低騒音のファン及び低圧圧縮機を開発した。共同開発国の最先端の空力設計技術に独自の技術を加えて、基本・詳細設計及び各種の基礎試験・エンジン試験などを実施し、特に高効率ファン動翼・低圧圧縮機、低損失ファン出口案内翼、低圧圧縮機出口流路の最適形状化、担当部の低騒音化などにおいて先端技術を適用し、このクラスとしては高効率・低騒音で世界最高レベルのエンジンの実用化に大き

く寄与した。さらに、複合材製スピナーやチタンチューブの配管系統への適用及びチタン製複雑大型ケーシングの一体鋳造化などの製造技術の開発、ならびにレーザ利用の新しい翼振動計測法などの開発を行い、軽量化、低コスト化、開発の効率化等に貢献した。初期型の型式承認を1988年に米国連邦航空局から取得し、1989年のA 320-200型航空機による定期航空路線での初飛行以来、従来のエンジンと比べてきわめて高い信頼性を示している。現在までに300万時間以上の運航実績をあげ、今春からは日本エアシステム社でV 2500搭載のMD-90型航空機が国内で就航している。

技術賞

1500 kW 級ガスタービン用ドライ低 NO_x 燃焼器の開発

川崎重工業(株) 梶 田 眞 市
 木 村 武 清
 東京ガス(株) 矢 作 正 博
 大阪ガス(株) 田 振 晶
 東邦ガス(株) 浅 野 好 昭

ガスタービンのNO_x低減対策として、従来は燃焼器内部への水或いは蒸気噴射が用いられてきた。しかし、この方法は、水処理などに要する設備費や運転経費、メンテナンス費の増加、またシステムの熱効率の低下といった経済的損失を招き、システム導入効果を低減させた。

川崎重工業と東京ガス、大阪ガス、東邦ガスは共同で水や蒸気を用いないガス焼き用ドライ低 NO_x 燃焼器を開発し、1500 kW 級ガスタービンに適用して商品化に成功した。NO_x 排出量の保証値は、75 ppm (O₂=0%換算値)で、NO_x 保証運転範囲は75~100%負荷である。この保証値は、NO_x 規制値として世界的に定着しつつある87.5 ppm (O₂=0%換算値)を下回り、このクラスのガスタービンのNO_x保証値としては世界でトップクラスである。

本燃焼器は、マルチバーナ希薄予混合燃焼方式であり、これに高負荷条件で追焚き燃焼を併用している。燃焼器の頭部には、中心部にパイロットバーナがあり、その周囲に8本のメインバーナ（予混合バーナ）が配置されている。また、主燃焼領域の終端部には4本の追焚きバーナを配置している。予混合バーナについては、各種バーナ形状の混合試験と燃焼試験の結果より、NO_x 排出量と燃焼安定性の相関を調べ、本燃焼器システムに最適なメインバーナを選定した。追焚きバーナは、追焚き燃料の割合が全燃料流量の20%以下であればNO_xの増加が殆どないため、高負荷条件で用いることにより、低NO_xかつCOやTHCの未燃成分の排出が少い運転範囲を広げることができた。

このドライ低 NO_x 燃焼器を適用したガスタービンは、既に3台稼働しており順調に運転されている。

技術賞

CFRP 製ターボチャージャーインペラーの開発

日産自動車(株)	半 田 浩 一
	加 藤 尚 純
	佐 野 寿 彦
(株)アルファ	佐 川 孝 俊
愛知機械工業(株)	飯 尾 光

ターボチャージャーの回転体慣性モーメントを低減し、ターボチャージャー搭載車の加速性能の向上を可能にする CFRP（カーボン繊維強化樹脂）製インペラーを開発した。

バックワードタイプのインペラーは、使用空気量幅の広い自動車用ガソリンエンジンに適している反面、複雑形状のため金型の製作が容易ではないことや、翼付け根部に大きな曲げ応力が発生するため、既存の材料では耐久信頼性の確保が困難であるなど、CFRP 化に際しては解決すべき課題が多かった。

材料・製造・品質管理にわたる次の4つの基礎技術開発によって、CFRP 製インペラーの市販車への採用が実現した。

(1) 耐熱性と機械的特性の両立を可能にしたスーパーエンジニアリングプラスチック系ポリマーアロイの開発

(2) カーボン繊維/樹脂界面の接着強度の増大を可能にしたカーボン繊維の表面処理技術の開発

(3) 連続成形を可能にした全自動金型の開発と CAE 解析技術の確立

(4) CFRP 製インペラーの非破壊検査技術及び耐久信頼性評価技術の確立

アルミニウム合金製インペラーの CFRP 化によって、インペラーの質量で 48%、回転体全体の慣性モーメントで 27% の低減を達成した。これにより、インターセプトタイムを約 15% 短縮することに成功した。

CFRP 製インペラーは、1994 年 9 月に一部改良を実施した「ローレル」車に世界で初めて採用され、以後「スカイライン」、「セドリック」、「グロリア」、「レパード」に順次採用された。

奨励賞

2次元超音速ジェットスクリーチ

元・東京大学大学院、現・三菱重工業(株) 須 田 広 志

日本ガスタービン学会誌 21-84(1994 年 3 月)

超音速ジェット流から発生する騒音の中には、離散的な周波数成分を持つスクリーチ音と呼ばれる騒音が発生する。このスクリーチ音は、ノズル出口とスクリーチ音源との間でフィードバックループが形成されているといわれているが、未だ詳細は明らかになっていない。そこで、矩形超音速ジェットを対象として流れ場を可視化することにより、ジェットの挙動及び音波の伝播の様子を捉える実験を行った。実験に使用したノズルは、スロート高さ 6 mm、幅 72 mm のノズルで、2次元性を高めるためにノズル下流にガラスの側壁を取り付けてある。可視化手法としては、数十 kHz の音波を可視化させるために、シュリーレン法を基に新たに音波同期シュリーレン法を開発した。これは、ノズル出口付近に設置したマ

イクロフォンでスクリーチ音を計測し、そのスクリーチ周波数に同期させてレーザ光をオンオフさせることにより、ある決められた位相のみ可視化する手法である。実験の結果、ジェット流の全圧と背圧の比である NPR を変化させていくと、ジェットが上下に振動する「非対称モード」と、ジェットの中央面に対して上下対称に振動する「対称モード」が存在することが判明し、それぞれのモードで音波の伝播の様子を可視化することができた。得られた映像から、音源はノズル出口から少し下流にいったところに存在することが明らかとなり、スクリーチ音の発生メカニズムを解明する手だてを得ることができた。

技術賞

CFRP 製ターボチャージャーインペラーの開発

日産自動車(株) 半 田 浩 一
加 藤 尚 純
佐 野 寿 彦
(株)アルファ 佐 川 孝 俊
愛知機械工業(株) 飯 尾 光

ターボチャージャーの回転体慣性モーメントを低減し、ターボチャージャー搭載車の加速性能の向上を可能にする CFRP（カーボン繊維強化樹脂）製インペラーを開発した。

バックワードタイプのインペラーは、使用空気量幅の広い自動車用ガソリンエンジンに適している反面、複雑形状のため金型の製作が容易ではないことや、翼付け根部に大きな曲げ応力が発生するため、既存の材料では耐久信頼性の確保が困難であるなど、CFRP 化に際しては解決すべき課題が多かった。

材料・製造・品質管理にわたる次の4つの基礎技術開発によって、CFRP 製インペラーの市販車への採用が実現した。

(1) 耐熱性と機械的特性の両立を可能にしたスーパーエンジニアリングプラスチック系ポリマーアロイの開発

(2) カーボン繊維/樹脂界面の接着強度の増大を可能にしたカーボン繊維の表面処理技術の開発

(3) 連続成形を可能にした全自動金型の開発と CAE 解析技術の確立

(4) CFRP 製インペラーの非破壊検査技術及び耐久信頼性評価技術の確立

アルミニウム合金製インペラーの CFRP 化によって、インペラーの質量で 48%、回転体全体の慣性モーメントで 27% の低減を達成した。これにより、インターセプトタイムを約 15% 短縮することに成功した。

CFRP 製インペラーは、1994 年 9 月に一部改良を実施した「ローレル」車に世界で初めて採用され、以後「スカイライン」、「セドリック」、「グロリア」、「レパード」に順次採用された。

奨励賞

2次元超音速ジェットスクリーチ

元・東京大学大学院、現・三菱重工業(株) 須 田 広 志

日本ガスタービン学会誌 21-84(1994 年 3 月)

超音速ジェット流から発生する騒音の中には、離散的な周波数成分を持つスクリーチ音と呼ばれる騒音が発生する。このスクリーチ音は、ノズル出口とスクリーチ音源との間でフィードバックループが形成されているといわれているが、未だ詳細は明らかになっていない。そこで、矩形超音速ジェットを対象として流れ場を可視化することにより、ジェットの挙動及び音波の伝播の様子を捉える実験を行った。実験に使用したノズルは、スロート高さ 6 mm、幅 72 mm のノズルで、2次元性を高めるためにノズル下流にガラスの側壁を取り付けてある。可視化手法としては、数十 kHz の音波を可視化させるために、シュリーレン法を基に新たに音波同期シュリーレン法を開発した。これは、ノズル出口付近に設置したマ

イクロフォンでスクリーチ音を計測し、そのスクリーチ周波数に同期させてレーザ光をオンオフさせることにより、ある決められた位相のみ可視化する手法である。実験の結果、ジェット流の全圧と背圧の比である NPR を変化させていくと、ジェットが上下に振動する「非対称モード」と、ジェットの中央面に対して上下対称に振動する「対称モード」が存在することが判明し、それぞれのモードで音波の伝播の様子を可視化することができた。得られた映像から、音源はノズル出口から少し下流にいったところに存在することが明らかとなり、スクリーチ音の発生メカニズムを解明する手だてを得ることができた。

奨励賞

希薄予混合型ガスタービン燃焼器に関する研究

(第1報) 作動条件と排気特性の関係⁽¹⁾(第2報) 火炎安定機構と排気特性⁽²⁾(第3報) 予混合気濃度の不均質性の影響⁽³⁾

元・慶応義塾大学大学院, 現・㈱トヨタ中央研究所 畔 上 修

日本ガスタービン学会誌 21-83(1993年12月)-(1), (2)
22-88(1995年3月)-(3)

希薄予混合燃焼法はNO_x低減に非常に有効であり、ガスタービン燃焼器においても希薄予混合燃焼法が様々な形で取り入れられている。しかし、従来の拡散燃焼法に比べ劣る点もあり、この燃焼法を実機に応用する際にはいくつかの問題点を考慮しなければならない。そこで、本研究においては、(1) 希薄予混合燃焼の火炎安定化、(2) 部分負荷時に対応するための作動範囲の拡大、(3) 予混合気濃度の不均質性の影響、などの問題点に着目して実験研究を行った。

まず単純化したモデル燃焼器を作製し、燃焼器形状及び作動条件が排気温度、排気組成などに及ぼす影響を明らかにした。

さらに、希薄予混合燃焼法におけるそれぞれの問題点

に対して、(1) 予混合型燃焼器における火炎の安定性は主流と循環流領域間での熱・物質の交換過程に支配され、その交換過程を定量的に捉えることにより燃焼器の作動条件とそれらとの相関を明らかにした。(2) 希薄火炎限界付近では、消炎や火炎伸張により局所的な火炎の吹き消えが生じるために不完全燃焼ガスの排出量が増加するので、不完全燃焼ガスの排出を防ぎさらに希薄可燃限界を拡大する手法を示し、ガスタービン燃焼器への応用について検討した。(3) 予混合燃焼法をガスタービン燃焼器に用いる場合に、逆火等を考慮すると、混合部の長さを十分に得ることができずに混合気の不均質が生じるため、混合気の不均質性を変化させた条件で濃度の定量化を行い、不均質性が燃焼器に与える影響を明らかにした。

奨励賞

非定常遷音速翼列流れの高解像差分スキーム

東北大学 山 本 悟

日本ガスタービン学会誌 22-86(1994年9月)

衝撃波のみならず強い渦が発生するような非定常遷音速翼列流れを精度良く数値解析することができる高解像差分スキームを開発した。現在、数多くの翼列流れが数値解析されており、実用上ではかなりの成果を上げている。しかし、今後研究開発が期待される遷音速以上で作動するような翼列の性能を精度良く評価するためには、克服すべき点が多い。衝撃波と境界層や後流の干渉による非定常翼列流れがその典型であり、コンプレッサー翼列のフラッター現象やタービン翼列の局所的空力加熱の原因となる。

本研究では、衝撃波と渦の干渉が非定常遷音速流れの本質的な流れ現象であるという点に着目し、衝撃波を数値的振動を起こさずに鮮明に捕獲し、かつ渦の解像度を

上げるため、空間方向最大5次精度のコンパクトMUSCL TVDスキームと時間方向最大2次精度の対角化近似因子化法を開発した。この方法を改良型流束分離法もしくはRoeタイプの流束差分法と組み合わせて、ガスタービン翼列を通る遷音速流れを数値解析した。その結果、周期的な渦が発生すると実験により報告されている流れ現象が、衝撃波と境界層そして後流との干渉により引き起こされていることを解明した。本数値解法は、計算アルゴリズムが既存の高解像差分スキームに比べきわめて単純であり、また既存の計算コードへの拡張性にも優れている。従って、今後の次世代ガスタービンの開発に少なからず寄与することが期待される。

奨励賞

希薄予混合型ガスタービン燃焼器に関する研究

(第1報) 作動条件と排気特性の関係⁽¹⁾(第2報) 火炎安定機構と排気特性⁽²⁾(第3報) 予混合気濃度の不均質性の影響⁽³⁾

元・慶応義塾大学大学院, 現・(株)トヨタ中央研究所 畔 上 修

日本ガスタービン学会誌 21-83(1993年12月)-(1), (2)
22-88(1995年3月)-(3)

希薄予混合燃焼法はNO_x低減に非常に有効であり、ガスタービン燃焼器においても希薄予混合燃焼法が様々な形で取り入れられている。しかし、従来の拡散燃焼法に比べ劣る点もあり、この燃焼法を実機に応用する際にはいくつかの問題点を考慮しなければならない。そこで、本研究においては、(1) 希薄予混合燃焼の火炎安定化、(2) 部分負荷時に対応するための作動範囲の拡大、(3) 予混合気濃度の不均質性の影響、などの問題点に着目して実験研究を行った。

まず単純化したモデル燃焼器を作製し、燃焼器形状及び作動条件が排気温度、排気組成などに及ぼす影響を明らかにした。

さらに、希薄予混合燃焼法におけるそれぞれの問題点

に対して、(1) 予混合型燃焼器における火炎の安定性は主流と循環流領域間での熱・物質の交換過程に支配され、その交換過程を定量的に捉えることにより燃焼器の作動条件とそれらとの相関を明らかにした。(2) 希薄火炎限界付近では、消炎や火炎伸張により局所的な火炎の吹き消えが生じるために不完全燃焼ガスの排出量が増加するので、不完全燃焼ガスの排出を防ぎさらに希薄可燃限界を拡大する手法を示し、ガスタービン燃焼器への応用について検討した。(3) 予混合燃焼法をガスタービン燃焼器に用いる場合に、逆火等を考慮すると、混合部の長さを十分に得ることができずに混合気の不均質が生じるため、混合気の不均質性を変化させた条件で濃度の定量化を行い、不均質性が燃焼器に与える影響を明らかにした。

奨励賞

非定常遷音速翼列流れの高解像差分スキーム

東北大学 山 本 悟

日本ガスタービン学会誌 22-86(1994年9月)

衝撃波のみならず強い渦が発生するような非定常遷音速翼列流れを精度良く数値解析することができる高解像差分スキームを開発した。現在、数多くの翼列流れが数値解析されており、実用上ではかなりの成果を上げている。しかし、今後研究開発が期待される遷音速以上で作動するような翼列の性能を精度良く評価するためには、克服すべき点が多い。衝撃波と境界層や後流の干渉による非定常翼列流れがその典型であり、コンプレッサー翼列のフラッター現象やタービン翼列の局所的空力加熱の原因となる。

本研究では、衝撃波と渦の干渉が非定常遷音速流れの本質的な流れ現象であるという点に着目し、衝撃波を数値的振動を起こさずに鮮明に捕獲し、かつ渦の解像度を

上げるため、空間方向最大5次精度のコンパクトMUSCL TVDスキームと時間方向最大2次精度の対角化近似因子化法を開発した。この方法を改良型流束分離法もしくはRoeタイプの流束差分法と組み合わせて、ガスタービン翼列を通る遷音速流れを数値解析した。その結果、周期的な渦が発生すると実験により報告されている流れ現象が、衝撃波と境界層そして後流との干渉により引き起こされていることを解明した。本数値解法は、計算アルゴリズムが既存の高解像差分スキームに比べきわめて単純であり、また既存の計算コードへの拡張性にも優れている。従って、今後の次世代ガスタービンの開発に少なからず寄与することが期待される。

第2回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

学生を対象とした表記シンポジウムを開催致します。
先端工学技術の結晶ともいべきガスタービンに直接触れ、その基礎知識について専門家の講演を聴く機会を持つことは、将来の科学技術を背負って立つ若者にとってかけがえのない体験となるに違いありません。会員・非会員を問わず積極的にご参加下さい。

日 時: 平成8年7月18日(木), 19日(金)
場 所: 川崎重工業(株)明石工場内研修センター (JR山陽線西明石駅下車)

プログラム:

- 第1日 10:00~10:15 Introduction
10:20~12:20 「概論」
竹矢一雄 (元徳島大学)
13:30~16:30 工場見学
17:00~19:00 懇親会
第2日 10:00~11:30 「ガスタービンと流体工学」
青木素直 (三菱重工)

12:30~14:00 「ガスタービンと伝熱工学」
手島清美 (三井造船)

14:15~15:45 「ガスタービンと燃焼工学」
北嶋潤一 (川崎重工)

16:00 閉 会

定 員: 50名 (超過の場合は抽選)
対 象: 理工系大学, 大学院, 高等専門学校, 工業高校在籍者

参 加 費: シンポジウム 無料 (昼食付き)
テキスト代 2000円 (学生会員は無料)
懇親会 3000円

申し込み: 1) 学校名・学部 (専攻)・学年, 2) 氏名,
3) 連絡先住所・Tel, Fax, 4) 懇親会参加の有無を明記し, 「教育シンポジウム」と題記の上, 往復はがき又はFAXにて学会事務局あてに6月21日(金)までにお送り下さい。

第11回ガスタービン秋季講演会・見学会 (宮崎)・講演論文募集のお知らせ

日本ガスタービン学会 (幹事団体) と日本機械学会の共催による第11回ガスタービン秋季講演会・見学会を下記のように開催します。講演の申込みをお願い致します。

開 催 日 1996年 (平成8年) 11月7日(木) (講演会)
8日(金) (見学会)

開催場所 宮崎市・宮崎厚生年金会館 (JR宮崎駅前)

講 演 会 特別講演, オーガナイズドセッション, 一般講演

日 時: 1996年11月7日(木) 9:00~17:00

会 場: 宮崎厚生年金会館

懇 談 会

日 時: 1996年11月7日(木) 18:00~20:00

会 場: 宮崎厚生年金会館

見 学 会 講演会参加登録者に限る。定員は, 45名程度, 先着順。

日 時: 1996年11月8日(木) 9:00~16:30

見学会: 宮崎シーガイア・エンジニアリングシステム (大規模波浪発生, ガスエンジンコジェネ, 高層建築能動制振, 電力集中管理等の各システム) および宮崎大学新キャンパス。

参加登録費および見学会参加費

講演会 共催学会正会員 9,000円, 学生会員 4,000円
会員外 12,000円 (講演論文集代金を含む)

見学会 7,000円 (含, 入場料, 昼食代)

※レディースプログラムについては, 周辺地ツアーを別途計画します (詳細は会誌9月号)。9月30日(月)までに予

約金5,000円を添えて, お申し込み下さい。現地で実費精算します。

《講演申込と原稿提出について》

講演申込締切 1996年7月19日(金), 早めにお申し込み下さい。

講演原稿締切 1996年9月20日(金)

募集論文 応募論文内容は最近の研究で未発表のものとします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限りません。秋季講演会ではスチューデントセッションを予定しません。

(1) 一般講演セッション

ガスタービンおよび過給機ならびにそれらの応用に関する理論や技術を扱ったもの。ガスタービン本体のみならず, 補機・付属品, ガスタービンを含むシステムおよびユーザーの使用実績等も歓迎します。

(2) オーガナイズドセッション

講演数の制約により, あるいは講演の内容により, 一般講演への変更をお願いする場合があります。

(a) 「小型ガスタービンの開発と利用技術 (機械駆動, 小型コジェネレーション等)」

(b) 「CFDを利用したガスタービンの機械設計 (機械力学・伝熱等を含む)」

講演者の資格 本会会員もしくは日本機械学会会員で, 1人1題目に限りません。

講演申込方法と採否の決定

巻末の申込書に必要事項を記入し, 日本ガスタービン

第2回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

学生を対象とした表記シンポジウムを開催致します。
先端工学技術の結晶ともいべきガスタービンに直接触れ、その基礎知識について専門家の講演を聴く機会を持つことは、将来の科学技術を背負って立つ若者にとってかけがえのない体験となるに違いありません。会員・非会員を問わず積極的にご参加下さい。

日 時: 平成8年7月18日(木), 19日(金)
場 所: 川崎重工業(株)明石工場内研修センター (JR山陽線西明石駅下車)

プログラム:

- 第1日 10:00~10:15 Introduction
10:20~12:20 「概論」
竹矢一雄 (元徳島大学)
13:30~16:30 工場見学
17:00~19:00 懇親会
第2日 10:00~11:30 「ガスタービンと流体工学」
青木素直 (三菱重工)

12:30~14:00 「ガスタービンと伝熱工学」
手島清美 (三井造船)

14:15~15:45 「ガスタービンと燃焼工学」
北嶋潤一 (川崎重工)

16:00 閉 会

定 員: 50名 (超過の場合は抽選)
対 象: 理工系大学, 大学院, 高等専門学校, 工業高校在籍者

参 加 費: シンポジウム 無料 (昼食付き)
テキスト代 2000円 (学生会員は無料)
懇親会 3000円

申 し 込 み: 1) 学校名・学部 (専攻)・学年, 2) 氏名, 3) 連絡先住所・Tel, Fax, 4) 懇親会参加の有無を明記し, 「教育シンポジウム」と題記の上, 往復はがき又はFAXにて学会事務局あてに6月21日(金)までにお送り下さい。

第11回ガスタービン秋季講演会・見学会 (宮崎)・講演論文募集のお知らせ

日本ガスタービン学会 (幹事団体) と日本機械学会の共催による第11回ガスタービン秋季講演会・見学会を下記のように開催します。講演の申込みをお願い致します。

開 催 日 1996年 (平成8年) 11月7日(木) (講演会)
8日(金) (見学会)

開催場所 宮崎市・宮崎厚生年金会館 (JR宮崎駅前)

講 演 会 特別講演, オーガナイズドセッション, 一般講演

日 時: 1996年11月7日(木) 9:00~17:00

会 場: 宮崎厚生年金会館

懇 談 会

日 時: 1996年11月7日(木) 18:00~20:00

会 場: 宮崎厚生年金会館

見 学 会 講演会参加登録者に限る。定員は, 45名程度, 先着順。

日 時: 1996年11月8日(木) 9:00~16:30

見学会: 宮崎シーガイア・エンジニアリングシステム (大規模波浪発生, ガスエンジンコジェネ, 高層建築能動制振, 電力集中管理等の各システム) および宮崎大学新キャンパス。

参加登録費および見学会参加費

講演会 共催学会正会員 9,000円, 学生会員 4,000円
会員外 12,000円 (講演論文集代金を含む)

見学会 7,000円 (含, 入場料, 昼食代)

※レディースプログラムについては, 周辺地ツアーを別途計画します (詳細は会誌9月号)。9月30日(月)までに予

約金5,000円を添えて, お申し込み下さい。現地で実費精算します。

《講演申込と原稿提出について》

講演申込締切 1996年7月19日(金), 早めにお申し込み下さい。

講演原稿締切 1996年9月20日(金)

募集論文 応募論文内容は最近の研究で未発表のものとします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限りません。秋季講演会ではスチューデントセッションを予定しません。

(1) 一般講演セッション

ガスタービンおよび過給機ならびにそれらの応用に関する理論や技術を扱ったもの。ガスタービン本体のみならず, 補機・付属品, ガスタービンを含むシステムおよびユーザーの使用実績等も歓迎します。

(2) オーガナイズドセッション

講演数の制約により, あるいは講演の内容により, 一般講演への変更をお願いする場合があります。

(a) 「小型ガスタービンの開発と利用技術 (機械駆動, 小型コジェネレーション等)」

(b) 「CFDを利用したガスタービンの機械設計 (機械力学・伝熱等を含む)」

講演者の資格 本会会員もしくは日本機械学会会員で, 1人1題目に限りません。

講演申込方法と採否の決定

巻末の申込書に必要事項を記入し, 日本ガスタービン

学会事務局に郵送してください。郵便未着（事故）の場合もありますので、送付されたことを電話・FAX 等でご連絡下さい。FAX で申込みを行った場合は、郵便でも申込書をお送り下さい。

なお、講演申込後の講演題目、講演者、連名者の変更は受け付けません。

講演発表の採否は両学会において決定し、8月10日頃までに結果をご連絡します。

講演原稿の提出

講演者は講演原稿を講演論文集原稿執筆要領に従って、A4用紙 44字×40行(1ページ)2～6ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙と共に期限までに提出して下さい。提出された原稿はそのままの寸法で印刷し、学術講演会講演論文集(A4版)を作成します。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は採否の連絡に同封してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

(1) 原稿執筆要領に記載の要件を満たす講演論文は、著者の希望により、講演会終了後に技術論文として受理され、校閲を経て日本ガスタービン学会誌に掲載されます。技術論文投稿を希望される場合は、講演論文原

稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し、さらに技術論文原稿表紙、論文コピー2部、英文アブストラクトを添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。

(2) 講演者が日本機械学会会員であり、同学会出版物(論文集および International Journal) への投稿を希望される場合は、日本機械学会の所定の手続きを経て投稿することになります。

《宿泊と航空便の予約について》

—第11回ガスタービン秋季講演会・見学会—

同時期に宮崎市にて大規模な行事が開催されるため混雑が予想されます。宿泊と航空便の予約を希望される方は、「ガスタービン秋季講演会（宮崎）」に参加する旨を告げて、下記旅行社に直接お申し込み下さい。

(1) 申込受付: 10月15日締切(早めにお申し込み下さい)

(2) 申 込 先: 東急観光(株)日本橋支店(担当)西並, 小堀
〒103 東京都中央区日本橋室町3-4-4 JPビルB1F
TEL 03-3242-1071 FAX 03-3242-1075

(3) 宿泊ホテル: 下記のホテルについて予約できます。

ホ テ ル 名	宿 泊 料 金	会場へのアクセス
宮交エアライン(ANA カウンタあり)	6,800 円	徒歩 15 分, バス 5 分
宮崎ワシントン	8,240 円	徒歩 20 分, タクシー 8 分
宮崎オリエンタル	5,900 円	徒歩 8 分
宮崎観光ホテル	西館 19,504 円, 東館 28,037 円	タクシー 10 分

※宿泊料金は1泊1室（サービス料・税込）の料金

(4) 航空便

- ※1 15名以上参加の場合の特別価格(便設定あり)の他、航空会社設定2ヶ月前予約割引も受け可。
- ※2 日本エアシステムについては、通常片道料金(27,050円)が21,810円。申込み1名より適用可能、他社便変更不可)。
- ※3 詳細については上記旅行社にお問い合わせ下さい。

《別途見学のご紹介》

—第11回ガスタービン秋季講演会・見学会—

日本鑄鍛鋼(株)(社長 丹羽高尚 元会長)より見学受入れの案内が参っております。宮崎よりの帰路に見学を希望される方は学会事務局まで申し込んで下さい。学会でとりまとめて見学手続きを致します。ただし、現地集合、現地解散とし、参加者各自で航空券等の手配をして下さい。

見 学 先: 日本鑄鍛鋼(株)戸畑工場

〒804 北九州市戸畑区中原先の浜 46,
TEL 093-884-0001

内 容: ローター軸, タービンケーシング, 水車ランナ, 他
日 時: 1996年11月8日(金)

集合: JR 戸畑駅 12時50分,

解散: JR 戸畑駅 16時40分

(ご参考) 宮崎よりの交通は下記ようになります。

宮崎空港	福岡空港	JR 博多	JR 戸畑	
9:50 → 10:35		11:23 → 12:14		↘
羽田空港		(特急にちりん 21)		見学
21:00 ← 19:40		17:58 ← 17:08		↙
		(特急にちりん 36)		

関西方面 (小倉駅より新幹線) ←

申 込: 9月30日(月)までに、学会あて氏名、勤続先、所属、連絡先等を FAX してください。

第 11 回ガスタービン秋季講演会（宮崎）講演申込み

講演題目:

講演題目: 一般講演・オーガナイズドセッション ()

著者氏名 (講演者に○印)	学 校 ・ 勤 務 先 (略 称)	所 属 学 会 (GTSJ・JSME・他)	会員資格 (正会員・学生会員)

連絡者氏名:

会員番号:

学校・勤務先:

所在地: 〒____

TEL ()

FAX ()

講演内容 (100～200 字)

講演申込期限は 1996 年 7 月 19 日です。早めにお申し込み下さい。

講演申込後の講演題目、著者氏名等の変更は受け付けませんのでご注意下さい。

編集 後記

・ガスタービン学会誌は本号からA4版として装いを新たにしました。新しい表紙はいかがでしょうか。表紙デザインの公募には2件の応募がありましたが、最終的にはニッセイエプロ㈱デザイナー君島知佐さんがまとめたA,B2案から、編集委員会と理事会の意見により斬新で柔軟性のありそうなB案を採用することにしたものです。表紙中央の写真については種々の意見がありましたが、今回は東大渡辺紀徳氏提供のCFDによる翼列流れを採用しました。写真とその説明が毎号の楽しみになって欲しいと思います。表紙の色は4年毎に変える予定です。

・A4版にあたって、本文のレイアウトについても検討を行いました。文字の大きさは従来と変わりませんが、図表は版が大きくなった分だけ見やすくなったのではないのでしょうか。会誌の表題部、脚注のスタイルについてもいろいろ検討はしましたが、会誌全体を記事毎に詳細に検討し、決定版を提供できるまでにはいたらず、今後1年をかけて改善を進めたいと考えます。

・本号の内容もA4版第1号にふさわしいものをと担当の森理事を中心に熱心な検討が行われ、ユーザーの経験を生かすという視点に立った特集「ガスタービンの信頼性向上にむけて」を企画しました。依頼論文が集まるとともに、これらの貴重な報告にもっとページ数をとれ

ばよかったと大いに反省しているところです。ガスタービンの使用分野が急速に拡大しつつある今日、ユーザーからの情報は今後ますます重要になると予想されます。第2弾,3弾の企画に反省を生かしたいと考えます。技術論文は7編掲載となり、あらたに講義「エンジンの制御」がはじまりました。その他の記事、学会からの報告・会告を含め、約130ページとなり、質量ともに充実した号になったことを確信しているところです。

・4月19日、第21期通常総会が開催され、大槻会長のもとに21期の役員体制がスタートしました。来年5月には本会の25周年を迎えようとしています。本会がますます発展することを願い、より魅力的な会誌の発行をめざして編集委員会もひきつづき努力したいと考えています。会員諸氏からの投稿、企画に対する提案、会誌への率直な批判をお願いいたします。(菅 進)

<表紙写真>

翼端間隙を有する高亜音速ファン流れの 数値解析結果

説明: 航空技研で設計されたファンの流れを翼端漏れ流れも含めて数値解析した結果。翼、ケーシングボスの表面と、ミッドスパン面における等密度面が表示されている。
(東大 渡辺紀徳)

だより

♣事務局 ☒ ♣

暑くもなく寒くもなく、今まで着ていた重いコートを脱ぎ捨てて身軽な装いで過すことが出来るし、花粉症とも別れることが出来るこの季節は、足どりもどことなく軽くなりがちです。一年中で一番良い季節なのではないのでしょうか。もっともこの文が皆様のお目に留まる頃は、小雨の続くうっとうしい季節になっているかもしれません……。

決算・予算と年度末もめまぐるしく送り(今回は特にパソコンソフトのトラブルがあり大騒ぎ)4月19日の21期通常総会を無事終えてさぞやここで一つ息つきが出来るといきや今年度は学術会議や文部省やらへの届出書類が何かと多く、その準備にまたもや追われる始末。いつになったらホッと出来るのでしょうか。

そのガタガタの最中に事務局にも会議室をとということでの同じビルの下の部屋(301号室)を借りることになりました。12坪余りの所ですが、今まで事務局に入りきれず預けていた書類や在庫の書籍類はもちろんのこと、

会議用のスペースも出来ましたので今まで委員会の度にあちこちの会社や研究所を転々としていた流浪の民から足を洗えそうです。

今年度は又、会員名簿を発行することになっております。この学会誌に調査用紙が綴じ込まれていますのでご記入の上、ご返送下さい。会員名簿はガスタービン学会の会員の方にのみお届けしているもので他の方は購入できませんことを申し添えておきます。

もう一つ、例の銀行自動引落しの件ですが、おかげ様で950名の方にご利用いただいています。といってもまだ全会員の半数ですが、これによって事務手数が軽減されますので尚一層のご協力をお願いいたします。未手続きの方は前号までの学会誌(今回は添付なし)に綴じ込みの振替依頼書にご記入の上、事務局へお送り下さい。

ペンキの臭いのする301号室より

[A]

編集 後記

・ガスタービン学会誌は本号からA4版として装いを新たにしました。新しい表紙はいかがでしょうか。表紙デザインの公募には2件の応募がありましたが、最終的にはニッセイエプロ㈱デザイナー君島知佐さんがまとめたA,B2案から、編集委員会と理事会の意見により斬新で柔軟性のありそうなB案を採用することにしたものです。表紙中央の写真については種々の意見がありましたが、今回は東大渡辺紀徳氏提供のCFDによる翼列流れを採用しました。写真とその説明が毎号の楽しみになって欲しいと思います。表紙の色は4年毎に変える予定です。

・A4版にあたって、本文のレイアウトについても検討を行いました。文字の大きさは従来と変わりませんが、図表は版が大きくなった分だけ見やすくなったのではないのでしょうか。会誌の表題部、脚注のスタイルについてもいろいろ検討はしましたが、会誌全体を記事毎に詳細に検討し、決定版を提供できるまでにはいたらず、今後1年をかけて改善を進めたいと考えます。

・本号の内容もA4版第1号にふさわしいものをと担当の森理事を中心に熱心な検討が行われ、ユーザーの経験を生かすという視点に立った特集「ガスタービンの信頼性向上にむけて」を企画しました。依頼論文が集まるとともに、これらの貴重な報告にもっとページ数をとれ

ばよかったと大いに反省しているところです。ガスタービンの使用分野が急速に拡大しつつある今日、ユーザーからの情報は今後ますます重要になると予想されます。第2弾,3弾の企画に反省を生かしたいと考えます。技術論文は7編掲載となり、あらたに講義「エンジンの制御」がはじまりました。その他の記事、学会からの報告・会告を含め、約130ページとなり、質量ともに充実した号になったことを確信しているところです。

・4月19日、第21期通常総会が開催され、大槻会長のもとに21期の役員体制がスタートしました。来年5月には本会の25周年を迎えようとしています。本会がますます発展することを願い、より魅力的な会誌の発行をめざして編集委員会もひきつづき努力したいと考えています。会員諸氏からの投稿、企画に対する提案、会誌への率直な批判をお願いいたします。(菅 進)

<表紙写真>

翼端間隙を有する高亜音速ファン流れの数値解析結果

説明: 航空技研で設計されたファンの流れを翼端漏れ流れも含めて数値解析した結果。翼、ケーシングボスの表面と、ミッドスパン面における等密度面が表示されている。(東大 渡辺紀徳)

だより

♣事務局 ☒ ♣

暑くもなく寒くもなく、今まで着ていた重いコートを脱ぎ捨てて身軽な装いで過ごすことが出来るし、花粉症とも別れることが出来るこの季節は、足どりもどことなく軽くなりがちです。一年中で一番良い季節なのではないのでしょうか。もっともこの文が皆様のお目に留まる頃は、小雨の続くうっとりしい季節になっているかもしれません……。

決算・予算と年度末もめまぐるしく送り(今回は特にパソコンソフトのトラブルがあり大騒ぎ)4月19日の21期通常総会を無事終えてさぞやここで一つ息つきが出来ると思いきや今年度は学術会議や文部省やらへの届出書類が何かと多く、その準備にまたもや追われる始末。いつになったらホッと出来るのでしょうか。

そのガタガタの最中に事務局にも会議室をとということでの同じビルの下の部屋(301号室)を借りることになりました。12坪余りの所ですが、今まで事務局に入りきれず預けていた書類や在庫の書籍類はもちろんのこと、

会議用のスペースも出来ましたので今まで委員会の度にあちこちの会社や研究所を転々としていた流浪の民から足を洗えそうです。

今年度は又、会員名簿を発行することになっております。この学会誌に調査用紙が綴じ込まれていますのでご記入の上、ご返送下さい。会員名簿はガスタービン学会の会員の方にのみお届けしているもので他の方は購入できませんことを申し添えておきます。

もう一つ、例の銀行自動引落しの件ですが、おかげ様で950名の方にご利用いただいています。といってもまだ全会員の半数ですが、これによって事務手数が軽減されますので尚一層のご協力をお願いいたします。未手続きの方は前号までの学会誌(今回は添付なし)に綴じ込みの振替依頼書にご記入の上、事務局へお送り下さい。

ペンキの臭いのする301号室より

[A]

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。

A. 投稿原稿 会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。

B. 依頼原稿 本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。

C. 学会原稿 学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。

2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。

4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。

5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。

6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。

7. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。

8. 著作者本人が自ら書いた記事・論文などの全文または一部を、本学会誌に掲載されたことを明記したうえで、転載、翻訳、翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製する形で全文を他の著作物に利用場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先

〒105 東京都港区西新橋1-17-5

Tel. 03-3508-9061 Fax. 03-3580-9217

ニッセイエブロー(株) 制作部編集室

ガスタービン学会誌担当 越司 昭

技術論文投稿規定

1996.2.8 改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。

1) 主たる著者は本学会会員であること。

2) 投稿原稿は邦文で書かれた著者の原著で、ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。

3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。

2. GTSJ Bulletin への英文技術論文の投稿に関しては、別に規定を定める。

3. 投稿原稿の規定頁数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増頁をすることができる。

4. 投稿者は原稿執筆要領に従って執筆し、正原稿1部、副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。

5. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。

6. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。

7. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。

8. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定 7. および8. を適用する。

複写をされる方に

本誌に掲載された著作物を複写する場合は、本会が複写権を委託している次の団体から許諾を受けて下さい。

学協会著作権協議会

〒107 東京都港区赤坂9-6-41 (株)日本工学会内

Tel. 03-3475-4621 Fax. 03-3403-1738

日本ガスタービン学会誌 Vol. 24 No. 93 1996. 6

発行日 1996年6月10日

発行所 社団法人 日本ガスタービン学会

編集者 菅 進

発行者 大槻幸雄

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル 402

Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387

郵便振替 00170-9-179578

印刷所 ニッセイエブロー(株)

〒105 東京都港区西新橋2-5-10

Tel. 03-3501-5151 Fax. 03-3501-5717

© 1996, (株)日本ガスタービン学会