先進材料利用ガスジェネレータ技術開発の現状

特別講演

弘松幹雄（株式会社先進材料利用ガスジェネレータ研究所）

1．はじめに

発電用、産業用、船舶推進用および航空用として広く利用されているガスタービンの更なる需要の拡大のためには、低燃費化、小型・軽量化、環境適合化が不可欠である。これらの実現には、コアあるいはガスジェネレータと呼ばれる部分の高温・高圧・高速化が必須で、従来の金属材料の限界を越える高強度で耐熱性に優れた複合材を中心とする先進材料の適用が必要である。

こうしたニーズ応えて、我が国で先進材料を利用した革新的ガスジェネレータの基礎技術を確立するために、基盤技術研究促進センターと民間１４社の出資により、株式会社先進材料利用ガスジェネレータ研究所(AMG)が設立された。この会社における試験研究には出資会社であるガスタービンエンジンメーカを始め各種材料の会社や機械部品メーカよりの研究者・技術者が参加し、互いに刺激し協力し合って共通の目標に向かって成果をあげつつある。ここでは、ＡＭＧ社の概要と試験研究の現状を紹介し、将来のガスジェネレータ技術の一つの方向を示してみたい。

2．先進材料利用ガスジェネレータ（ＡＭＧ）試験研究プロジェクトの概要

ＡＭＧプロジェクトでは、試験研究を開始した1993年時点の技術レベルのガスタービンと比較して、燃料消費率20%低減、重量50%軽減および窒素酸化物の排出量70%削減を目標として、ガスジェネレータの要素と主要部位に研究開発テーマを設定した。先進材料関連での本プロジェクトの研究範囲を図１に示したが、特徴的なことはガスジェネレータの概念設計により主要部位の設計要求特性を決めるところから、各部位の構造設計、複合材料設計、繊維配向設計の技術を確立すると共に、それに対応した複合材料部品の成形・加工技術を確立し、エンジン部品としての評価試験まで行なうことである。

3．ＡＭＧにおける試験研究の現状

3．1　革新ガスジェネレータの概念研究

革新ガスジェネレータの主要要素と部品に対する要求仕様を設定し、研究開発の進展をモニターするために先進材料を各所に適用したガスジェネレータの概念研究を実施している。現在想定している目標は、タービンノズル、タービンブレード及びディスクまたはブリスクに繊維強化セラミックス(CMC)を導入してタービン入口温度1873Ｋで無冷却、圧縮機ロータに繊維強化金属(MMC)を用いて、チップ周速を６５０ｍ／ｓに上げ、圧縮機の段当たり圧力比を大幅に向上させることなどで、表１に革新ガスジェネレータの全体仕様を示す。この結果として得られた概念図および候補材料を図２に、また主要要素の目標仕様を表２に示す。

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

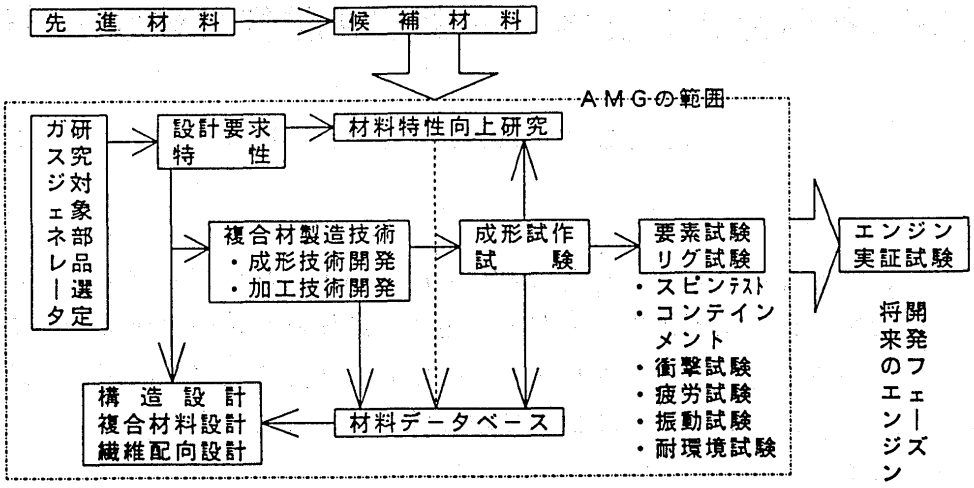


図1　AMGの試験研究範囲

表1　革新ガスジェネレータ全体仕様

空気流量	39.2kg／s
圧縮機出口温度	957K
圧力比	21.5
タービン入口温度	1873K

表2　主要要素の目標仕様

要素	目標仕様
圧縮機	・ロータチップ周速　650m／s ・段当たり温度上昇　65K ・ポリトロピック効率　88% ・アクティブストール制御による作動範囲拡大
燃焼器	・NOx排出量　70%低減
タービン	・入口温度　1873K ・無冷却 ・ロータチップ周速　570m／s ・空力負荷係数　2.0以上 ・効率　91%以上
機械要素	・軸受　dN値　3～4百万（mm・rpm） ・軸受・シール使用温度　573～673K ・ファスナ　複合材化で重量50%削減

革新ガスジェネレータを適用する事例として、航空用にはバイパス比10のターボファン・エンジンと25の超高バイパス比アドバンスド・ダクテッド・ファン・エンジンについてスタディをして、燃料消費率が20～23%改善されることを確認し、発電用ガスタービンへの適用では熱効率が25%向上すると共に、単位空気流量当たりの出力である比出力が飛躍的に増加して、ガスタービンの小型化、占有面積の削減、軽量化の実現など多大な効果があることが分かった。

3．2　革新ガスジェネレータ要素の研究

（1）高速高負荷圧縮機の試験研究

21世紀初頭において競争力を持つ圧縮機として表2に示す目標仕様を達成するべく、まず数値流体力学(CFD)により、圧縮機翼型および通路形状の改善で衝撃波の効果的低減方法を検討して、圧縮機の設計を行なった。その結果デュアル・オブリーク翼と呼ぶ新翼型が提案され、その効果の確認とCFD解析との比較のために単段圧縮機試験を実施するため部品の製作まで進んでいる。

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

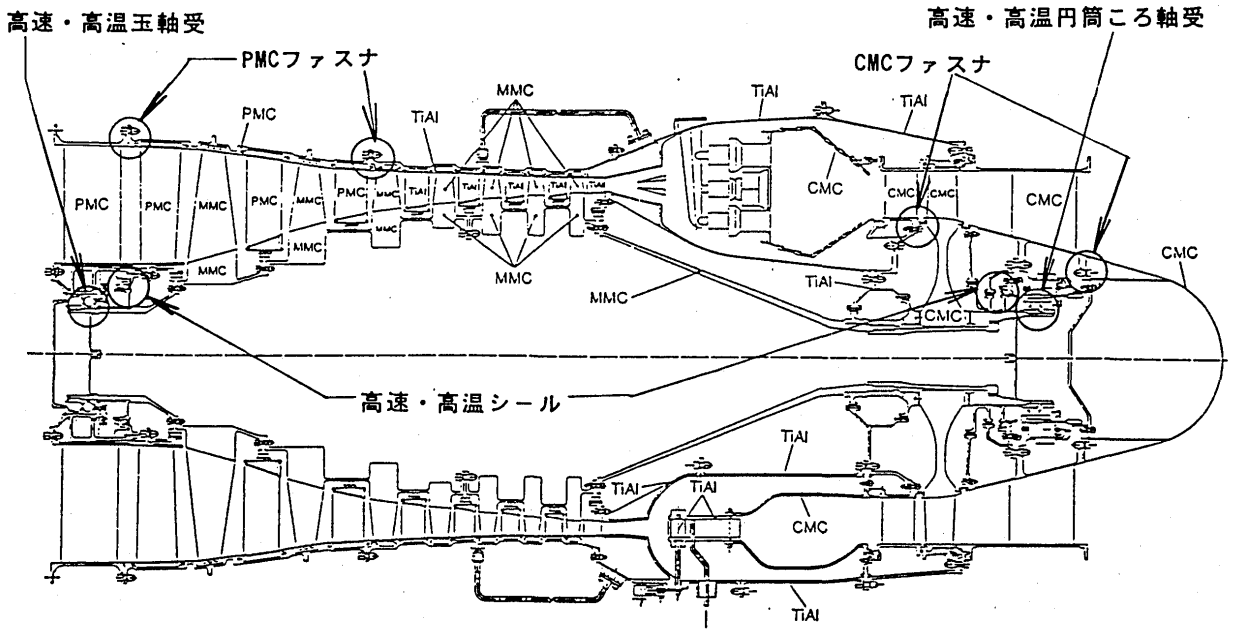


図２　革新ガスジェネレータ概念図と候補材料

高速・高負荷圧縮機の安定作動領域を低流量側に拡大する制御技術の導入により、ガスジェネレータの低燃費化を図りつつ安全性も向上させるためにアクティブストール制御の試験研究を行なっている。制御方式として可変静翼方式、ブリード方式、チップジェット方式などの安定性解析を進めて、ストール発生機構の理解からＡＭＧ独自な方式として図３に示すような「ハブストール方式」制御（特許出願済み）を考案して予備試験を実施し、可能性の確認を行なった。この方式は低空気流量の際にハブ側に設置したフラップを広げることで、ハブ付近に制御可能な失速領域を形成し、翼端の流速を十分な速度に維持してローテイティングストールの発生を遅らせようとするものである。

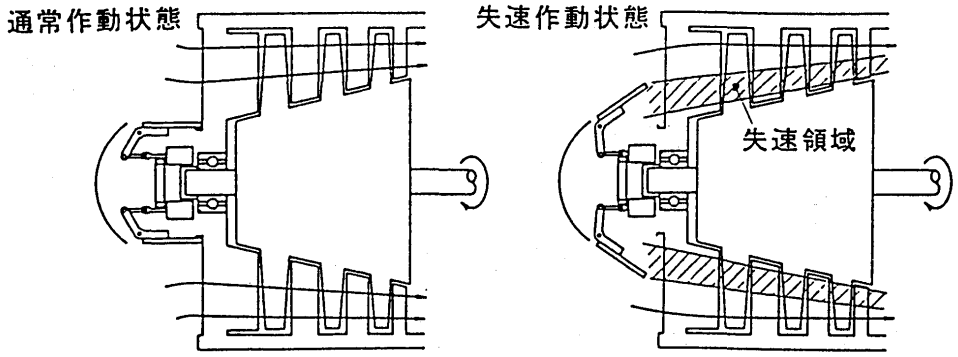


図３　ハブストール方式によるアクティブストール制御概念図

（２）低ＮＯｘ燃焼器の試験研究

ガスタービンの熱効率向上のためにはタービン入口温度と全体圧力比の上昇を組合わせて実施する必要があるため、燃焼器入口温度はますます上昇する傾向にある。窒素酸化物ＮＯxの排出量は燃焼器入口温度に対応して増加する性質があるため、従来型燃焼器に比べ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

て大幅な低減技術が必要である。このためＡＭＧでは稀薄予混合予蒸発燃焼器(LPP)としてマルチプル燃料噴射弁方式とスワール燃焼方式の２種類（図４）について試験研究を行なっている。

これまでにマルチプル燃料噴射弁方式用燃料噴射弁の諸形態について非燃焼試験により燃料／空気の混合特性と燃料噴霧微粒化の最適化を図り、ほぼ完全予混合に近い特性を実現出来ている。またこの燃料噴射弁の単体燃焼試験により、燃焼効率とＮＯｘ低減率とを両立した排ガス特性を持つことが確認できた。

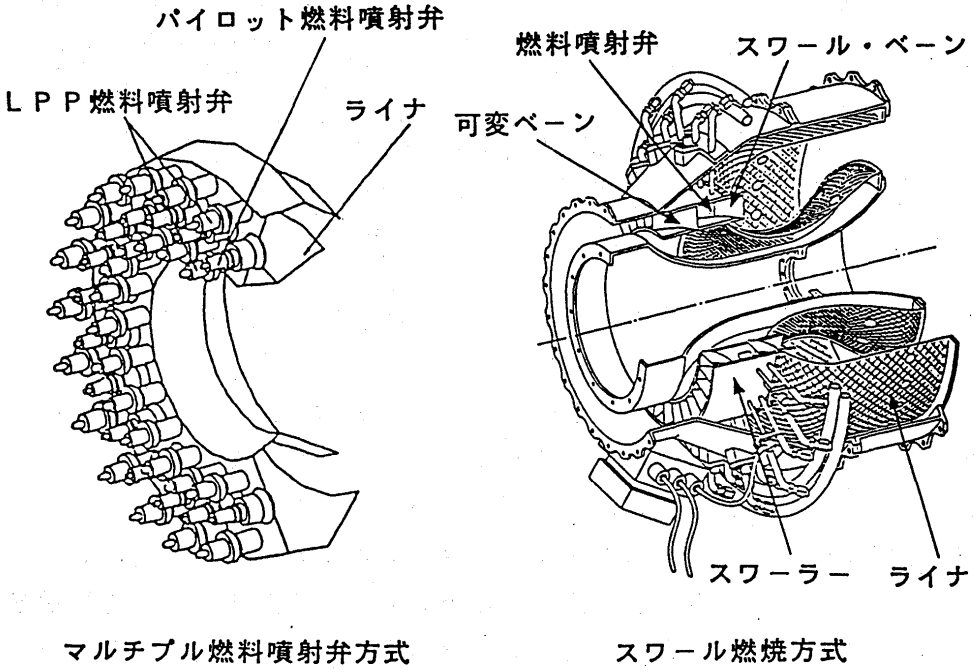


図４　２種類の稀薄予混合予蒸発燃焼器

（３）高温高負荷タービンの試験研究

革新ガスジェネレータに要求される軽量化の実現のためには、高負荷高効率タービンが必要で、これを実現するための空力設計技術の試験研究を実施している。

負荷係数2．0のタービンについて反動度を変化した場合の損失予測と２次元翼列試験との比較により、予測解析手法の改良や反動度の最適化のための知見を得ている。また、翼型損失低減のために、翼後縁からの空気吹き出し（図５）など、翼背側での衝撃波と境界層の干渉を抑制することを目的に翼列基礎試験を実施した。

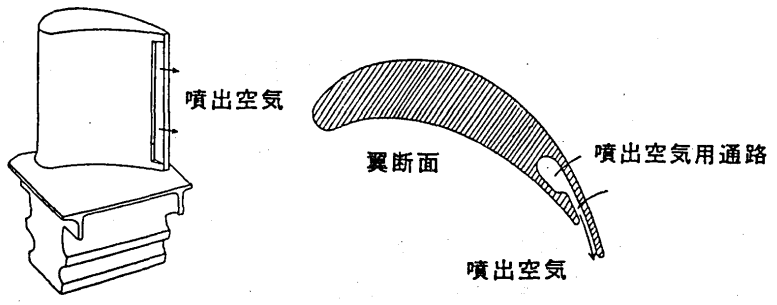


図５　後縁空気噴出機構付きタービン翼

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．3　耐熱樹脂複合材部品の試作研究

圧縮機の静翼、ダクト、ファスナなど、静止部品の軽量化のために、軽量複合材料の適用をはかる研究で、適用範囲を広げるため耐熱温度580Kを目標として、耐熱樹脂複合材の成型技術ならびに複合材構造設計技術の確立を進めている。候補材料としては炭素繊維強化の熱硬化性樹脂(PMR15)と熱可塑性ポリイミド樹脂を選定した。

静翼については翼の両端にシュラウドを持つ固定翼と、翼の両端に軸を持つ可動翼(Variable Stator Vane)についての開発を進め、空力荷重による変形と強度解析から、繊維配向や複合材料構造設計を実施して形状を決め、成型試作を実施した。

ダクトについては円筒形または半割り形について荷重条件から繊維配向と積層構成を決定し、第1次、第2次試作を実施して成型方法の課題解決と成型精度の向上を図っている。

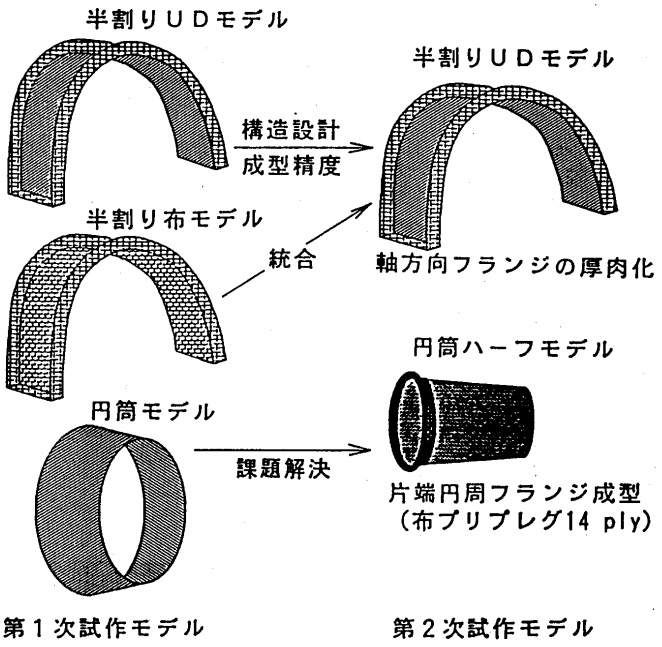


図６　複合材ダクトの試作

3．4　金属基複合材部品の試作研究

圧縮機のディスク、ブレードおよびリングロータへの金属基複合材(MMC:Metal Matrix Composite)の適用のため、チタン基複合材の構造設計技術と成型技術確立のための試作研究を実施している。ディスクにＭＭＣを適用することにより図７に示すように、チタン合金の限界を越える強度での設計が可能となる。

構造設計として強度解析のほかブレードの固有振動解析やロータの熱応力解析などにより繊維配向や構造の最適化を進めている。

成型は同心円状または渦巻き状に巻いたＳｉＣ繊維とTi合金箔からなるプリフォームをホットプレスまたはＨＩＰする方法、ＳｉＣ繊維のシートとTi合金箔を交互に積層してＨＩＰをかける方法などの試行をしている。

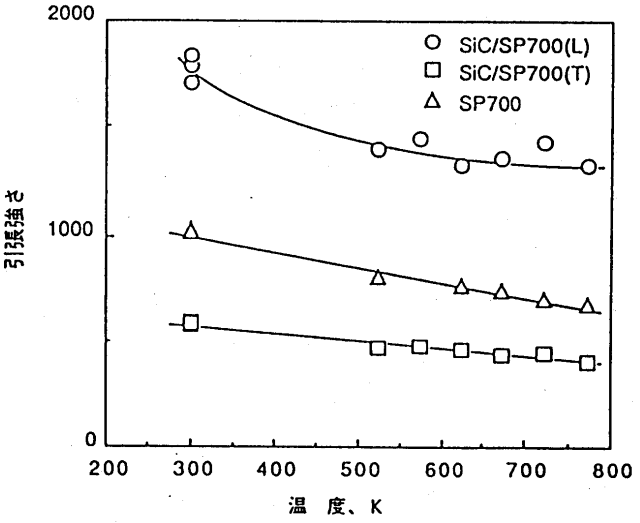


図７　チタン基複合材の高温強度特性
(繊維体積含有率：Vf=25%)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．5　セラミック複合材部品の試作研究

セラミック複合材(CMC:Ceramic Matrix Composites）は耐熱性のある軽量構造材料であり、1670～1870K（1400～1600℃）に耐える無冷却ホットセクション部品実現のため設計、製造技術を得るべく試作研究を実施している。強化繊維にはSi-Ti-C-O系長繊維（チラノ繊維）と炭化ケイ素ウィスカー、マトリックスには炭化ケイ素、窒化ケイ素および結晶化ガラスを選定した。

セラミック複合材は熱伝導率と熱膨脹率が金属材料に比べて大幅に低いため、使用環境温度が急激に変化した際に材料内部に生じる温度勾配のための高い熱応力を低減することや従来の金属材料部品との締結部の応力低減のための構造などで設計技術開発が重要である。また3次元織物構造や繊維配向の最適化設計についても解析的に取り組んで成型試作のための形状や指針を出している。

（1）燃焼器ライナ

燃焼器の温度はガスタービンの定常運転状態においても、空気入口・燃焼ゾーン・燃焼ガス出口と大きな分布をしている。このため金属部材との接合部の熱膨脹差による熱応力を緩和するための方法を検討し、新しい構造が提案されている。

燃焼器ライナは円筒形を基本とした形状であるため、効率の良い製法としてフィラメントワインディング法によるプリフォーム成型を、またより高品質な成型法としてプリプレグ積層法を採用し、複合化処理は前駆体ポリマー含浸・転化(PIP:Polymer Impregnation and Pyrolysis)とHIP により最大外径約500 ｍｍのものの試作を行った。使用した強化繊維はSi-Ti-C-O系繊維でマトリックスは炭化ケイ素および結晶化ガラス系である。

（2）タービン静翼

複雑な形状をした静翼を効率良く製作するために図8に示すように、ウィスカーと粉末窒化ケイ素のスラリーを鋳込み成型し焼結する方法を研究している。

焼結助剤の開発により試験片で表3の強度を実現し、また静翼内のウィスカー配向状態の制御が可能であることを確認した。これまでに静翼の両端にシュラウドを持つ一体型と翼部とシュラウドを分けた分割型ノズルベーンの試作を行った。

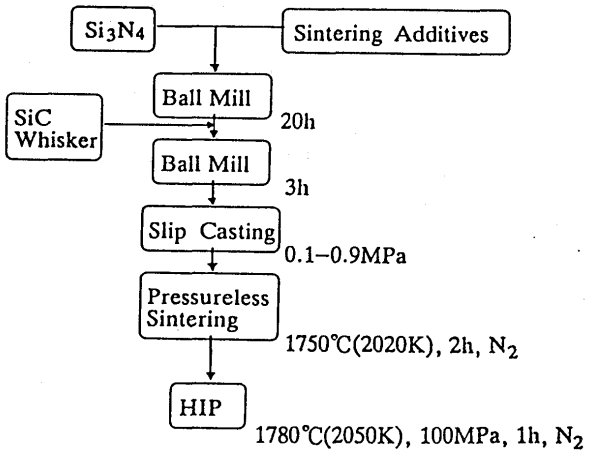


図8　ＣＭＣ静翼の製造工程

（3）タービンブリスク

ＡＭＧでは最大出力時のタービン入口温度1873K（1600℃）、アイドル運転時で873K（600℃）のガスタービンを想定し、この間を5秒で変化する非定常状態が起こると仮定して熱応力解析を実施してタービン動翼の繊維配向や翼型の適正化を検討した。解析結果では厚型中実翼の熱応力は回転による遠心応力の約1．4倍に達し、それは翼に1～3箇所の円孔を設け

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ることにより30~35%低減され、さらに中空等壁厚型とすることにより60~65%低減する。

ブリスク(Blade and Disk)は図９に示すように長繊維を３次元織物とし、化学気相含浸(CVI:Chemical Vapor Impregnation)と前駆体ポリマー含浸・転化法を組み合わせて固化し、試験片の試作・評価を行った。その結果を図10に示すが、ＣＶＩとＰＩＰの組み合わせによる特性の改善が見られている。

種々の繊維配向のディスクを試作し、回転試験により破壊状況を評価し改善を進めている。成型固化したディスク外周にブレードを形成する機械加工も試行して良い見通しを得た。

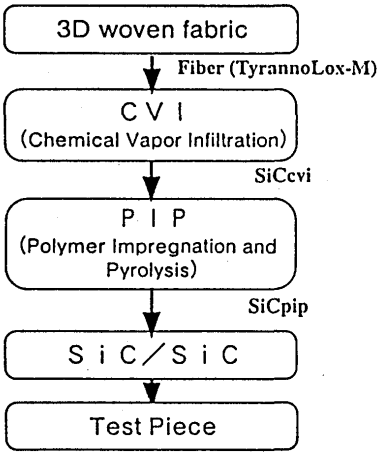
（４）ファスナ

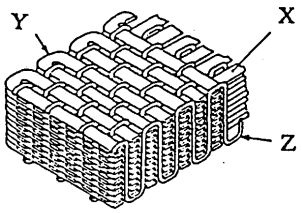
ＣＭＣファスナはチラノ繊維強化の結晶化ガラスマトリックスで、構造解析により繊維配向の最適化を検討しつつ成型技術の改良を行っている。製法はプリプレグ積層とホットプレスによるブロックから機械加工でブランクを切り出し、ねじ研削をする方法である。これまでの試作試験で表４に示すようにボルトの強度は繊維配向の改善により次第に増加して来ており、ナットは従来の金属材料によるものの約３倍の強度対重量の値が出ている。

表３　窒化ケイ素複合材の機械的特性
（20wt% SiC ウィスカー含有）

Sintering additives (wt%)	Flexural strength 298K,air(MPa)	Flexural strength 1673K,N_2(MPa)	Fracture toughness * 298K,air(MPa·$m^{1/2}$)
Y_2O_3 :10.0 Al_2O_3 : 6.3 ZrO_2 : 0	826.0	179.9	5.28
Y_2O_3 : 7.5 Al_2O_3 : 5.0 ZrO_2 : 0	842.0	239.3	8.26
Y_2O_3 : 5.0 Al_2O_3 : 3.8 ZrO_2 : 5.0	1113.9	404.0	9.26

*Indentation Microfracture method





Schematic View of Orthogonal 3D woven Fabric

Fiber Distribution of the Test Pieces

(X : Y : Z) =
A (1 : 1 : 0.21)
B (1 : 0.6 : 0.14)
C (1 : 0.3 : 0.13)

図９　ＣＭＣブリスク製造工程

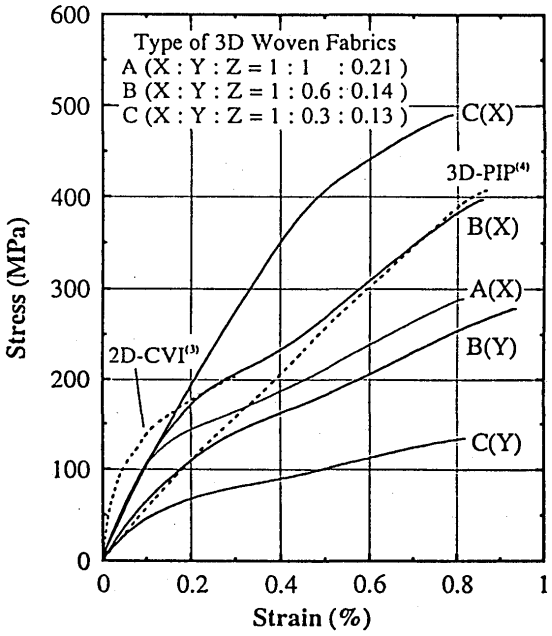


図10　３次元チラノ繊維強化ＳｉＣ複合材のＳ－Ｓ曲線

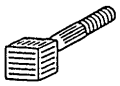
３．６　高速高温機械要素および制御計測システムの研究

革新ガスジェネレータ実現のためには、これまでに述べた主要部品への先進材料適

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

用による、高温化・高速化と共に、エンジンの機械要素および制御・計測システムの開発が必要である。ここでは当社で取組んでいる項目を簡単に紹介する。

表４　ＣＭＣファスナの強度

Blank: Layup Type	Construction	Tensile Strength (MPa)	
		Room Temp.	1000℃ in Ar
Bolt 	[0/45/90/-45]	206	206
	[60･0･-60]	220	---
Nut 	[0/90] Hight 8mm	623	334
	12mm	719	---
	16mm	1084	---
	[0/45/90/-45] 8mm	497	318

（１）転がり軸受の研究

革新ガスジェネレータを構成するための最も基本的機械要素であり、ころ軸受および玉軸受について表２の仕様で開発している。

（２）シールの研究

ガスジェネレータ用メインャフトシールのしゅう動材料とシール機構の両面から、滑り速度２００m／ｓ、圧力差1．5ＭＰａを目指して開発をしている。

（３）革新制御システムの研究

現在のガスタービン制御システムは、燃料・潤滑油・電力などをギヤボックスにより駆動されるポンプおよび発電機により構成されている。これに替わって、エンジン回転軸にジェネレータを直結し、その電力で各種ポンプ、アクチュエータ、バルブ等を駆動してギヤボックスレス・システムを実現しようとする研究で、小型・高効率電動モータにより燃料ポンプを駆動するシステムの実現に取組んでいる。

（４）先進計測技術の研究

近年ガスタービン制御の高度化により電線重量の増大と電磁障害などの問題が発生し、光技術によるセンサや通信システムの確立が期待されている。この様なニーズに応えるため光ファイバセンサによる圧力、温度センサの研究、ファラデー効果を利用した磁束探知光センサによる電流および位置センサの研究を行っている。

４．おわりに

３年間の試験研究活動の結果、ＡＭＧプロジェクトは材料、機械要素、部品などの専門家とガスタービン・エンジンの技術者とを当初の期待以上に緊密に結び付けて、成果をあげつつある。研究成果の一つの尺度である研究発表は海外発表７件を含めて合計56件となり、この間の特許出願件数は43件で、海外出願も６件程となった。そして、成果が研究者にも、関係者にも実際に見えるようになるに従って、さらに試験研究が活発になってきている。

試験研究の途上にはまだ多くの課題があり、今後困難に遭遇することもあるであろうが、ＡＭＧプロジェクトにより近い将来、ガスタービンのために軽量・低燃費化のための技術を提供することができるものと期待している。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

新たな乱流予混合燃焼モデルの提案とその評価

A—1

○稲毛　真一 (日立、電開本)、小林　成嘉 (日立、電開本)

1．はじめに

近年、予混合燃焼の解明が精力的になされており、実験、理論的解明に加えて新たな評価技術として数値シミュレーションが期待されている。特に、ガスタービン燃焼器の開発のように高温、高圧条件下の燃焼現象を評価するのに有効と考える。層流、乱流予混合燃焼を数値シミュレーションにより高精度に予測するためには、各流れ場において適切な燃焼反応モデルが必要となる。しかし、燃焼は支配因子が非常に多く、気体燃焼に限っても当量比、乱流強度、予混合気温度、燃焼器内圧力さらには火炎伸長に基づく消炎効果等が挙げられる。しかし、上記因子を適切に考慮した乱流燃焼モデルは未だ無い。本報は、層流及び乱流場の両者に適用でき、さらに上記因子を考慮した新たな予混合燃焼モデルを提案し、さらにモデルを保炎器廻りの予混合火炎の評価に適用し、その妥当性を検証した。

2．新たな予混合燃焼モデルの導出

詳細は参考文献に譲る[1][2]が、以下にモデル導出過程の概略を示す。

2.1　基本モデルの導出　　まず、新たな層流予混合燃焼モデルを導出する。その際、以下の仮定を設ける。(1)定常、一次元層流火炎を考える。(2)輻射熱伝達を無視する。(3)ディフォ、ソレ効果を無視する。(4)ルイス数を１とする。(5)圧力勾配による拡散を無視する。(6)定圧比熱は、全化学種において同一値とする。(7) 気体は理想気体とする。まず、一次元火炎帯内の反応進行度分布を以下の関数で近似する。

$$c=\frac{1}{2}\left(1+\tanh\left(\frac{2x}{\delta}\right)\right) \qquad \cdots\cdots(1)$$

ここに、δは層流火炎帯の厚みである。反応進行度分布が与えられると、火炎帯内の温度及び化学種の分布は一義的に決定される。式(1)より、温度、燃料及び酸素の分布を求め、それらを反応速度として以下のアレニウス型モデルに代入する。

$$\varpi=\frac{M_{Fu}}{f}\left(\frac{\rho Y_{Fu}}{M_{Fu}}\right)\left(\frac{\rho Y_O}{M_O}\right)\exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \qquad \cdots\cdots(2)$$

ここに、α：頻度因子、E：活性化エネルギー、R：気体定数、M：燃料及び酸素の分子量である。上式に式(1)を考慮して、区間$(-\infty,\infty)$でxに関する積分を行うと層流燃焼速度を計算できる。

$$\rho_u Su=\int_{-\infty}^{\infty}\varpi dx \qquad \cdots\cdots(3)$$

$$=\tilde{\varpi}\delta \qquad \cdots\cdots(4)$$

ここに、$\tilde{\varpi}$は火炎帯中の平均の反応速度、ρ_u：未燃焼気体の密度であり、

$$\tilde{\varpi}=\frac{\alpha\rho_u{}^2}{2M_{Fu}}\left\{(1-f)\frac{1}{\tau^2}\left(\frac{T_b}{E_0}\right)^2+\left(1-\frac{f}{f_{st}}\right)\frac{1}{\tau}\left(\frac{T_u}{E_0}\right)\right\}\exp\left(-\frac{E_0}{T_b}\right) \qquad \cdots\cdots(5)$$

ここに、$E_0=E/R$、τ：発熱パラメータ、T_b：断熱火炎温度、T_u：未燃焼気体温度、fst：当量比1.0の燃料質量分率である。また、火炎帯中の反応進行度の輸送式中の各項のバランスより以下の層流燃焼速

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

度と火炎帯の厚みの関係式を得る(1)。

$$S_u = \frac{4\lambda_i}{C_p \rho_u \delta} \quad \cdots\cdots (6)$$

ここに、添字iは未燃焼予混合気温度と断熱火炎温度の平均温度での値を示す。式(4)、(6)より層流燃焼速度Su及び火炎帯の厚みδを求めることができる。メタン-空気予混合気の層流燃焼速度の理論値とAndrewsらの測定値(3)との比較を図1に示す。なお、各当量比に対する断熱火炎温度は熱平衡計算により求めた。図より、層流燃焼速度の理論式は実験値を良く再現することがわかる。また、メタン-空気の層流予混合火炎帯中の物理量分布をDixon-Lewisらの実験(4)と比較した結果を図2に示す。なお、当量比は0.5、予混合気体温度は100(℃)である。図より、理論値と実験値とは実験値のバラツキ範囲内で一致していることがわかる。以上より、式(1)は火炎帯中の反応進行度分布を良好に近似できることがわかる。上記のように式(1)で十分近似できるとすると、それを厳密解と見なして式(1)に代入し、式(6)を用いて整理すると以下の新たな燃焼反応速度モデルを得る。

$$\varpi = 8\rho_u \frac{Su}{\delta} c^2 (1-c) \quad \cdots\cdots (7)$$

これは、式(2)のアレニウス型モデルに比べ単純な関数形である。さらに、式(7)中には反応進行度cのみがパラメータとして含まれ、座標値やcの勾配等の座標系や次元に由来する量は含まれない。それ故、導出時には一次元火炎の仮定を考えたが、式(7)をそのまま二次元、三次元燃焼場にも拡張して良いと考える。以下の議論では、燃焼反応速度モデルとして式(7)を用いる。次に、式(7)を基に乱流予混合燃焼モデルを導出する。層流火炎同様に一様等方乱流場中を伝播する進行方向に対する火炎帯中の時間平均反応進行度Cを以下のように近似する。

$$C = \frac{1}{2}\left(1 + \tanh\left(\frac{2x}{\delta_t}\right)\right) \quad \cdots\cdots (8)$$

ここに、δ_tは乱流火炎帯の厚みである。すると、上記の層流燃焼場と同様の議論ができて乱流燃焼反応モデルは以下の式で与えることができる。

$$\varpi_t = 8\rho_u \frac{S_t}{\delta_t} C^2 (1-C) \quad \cdots\cdots (9)$$

また、層流燃焼反応速度において$c=C+c'$（c'は反応進行度の乱れ成分）とおくと、乱流燃焼反応モデルとして、以下の式を得る。

$$\varpi_t = 8\rho_u \frac{Su}{\delta} \left\{C^2(1-C) + (1-3C)\widetilde{c'^2} - \widetilde{c'^3}\right\} \quad \cdots\cdots (10)$$

ここで、乱流燃焼速度及び乱流火炎帯の厚みとは、式(6)と同様な以下の関係で結ばれる。

$$S_t = \frac{4(\lambda_i + \lambda_t)}{C_p \rho_u \delta_t} \quad \cdots\cdots (11)$$

式(9)と(10)の比較及び、強い乱流場におけるダムケラーの乱流燃焼速度評価式$S_t = u'$を用いることにより、上式は最終的に以下のように与えることができる。

$$\varpi_t = \left\{8\rho_u \frac{Su}{\delta} + \frac{40}{3}\rho_u \frac{\varepsilon}{k}\right\} C^2 (1-C) \quad \cdots\cdots (12)$$

式(12)で中括弧の第一項はしわ状火炎で、第二項は分散型火炎で支配的になると考える。実際、第一

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

項と第二項の比は、乱流火炎がしわ状火炎となるか、分散型火炎となるかを表わす無次元数であるコバッツネー数と類似の無次元数となる。当量比1.0では、第一項は常温、大気圧条件下で10^3のオーダーであるのに対し、第二項は通常の乱流計算の範囲内では10程度のオーダーであり、希薄燃料予混合気体でない限り、第一項で充分乱流火炎を記述できる(予混合気温度が高い場合は、希薄燃料予混合気体でも充分第に項より大きくなる)。第一項には陽に乱流の影響が含まれていないが、乱流の効果は反応進行度の輸送式中の乱流拡散係数により考慮される。これより、第一項で与えられる燃焼モデルは、層流～乱流燃焼に適用でき、かつ時間平均モデル、LES及び直接計算等の総ての乱流モデルと併用して用いることができることがわかる。また、式(9)、(12)より第1項が卓越する場合、$(Su/\delta)=(St/\delta_t)$を得ることができる。

2.2　火炎伸長による消炎効果の評価　　火炎伸長の効果を評価するために、対向した二つのノズルから互いに同流速で予混合気体を供給する対向層流予混合火炎を考える。対向予混合火炎は火炎伸長がある場合の典型的な燃焼場である。対向流における流れ場をポテンシャル流れとみなすと、淀み点を通過する流れ方向に対する反応進行度の輸送式は次のように与えられる。

$$-gx\frac{dc}{dx}=D\frac{d^2c}{dx^2}+\frac{\varpi}{\rho} \qquad \cdots\cdots(13)$$

ここに、g：速度勾配である。式(13)をノズル～淀み点間の区間で積分する。但し、ρは火炎帯内で一定とする。

$$-\int_{-L}^{0}gx\frac{dc}{dx}dx=D\int_{-L}^{0}\frac{d^2c}{dx^2}dx+Su \qquad \cdots\cdots(14)$$

ここに、L：ノズルの位置、0：淀み点の位置、Suは火炎伸長が有る場合の層流燃焼速度である。境界条件を考えて、上節同様に対向予混合火炎の反応進高度分布に対しても式(1)の近似関数を適用すると、次式を得る。

$$Su=-\frac{g\delta}{4}\ln(1-c_1) \qquad \cdots\cdots(15)$$

ここに、c_1：淀み点における反応進行度の値、δ：火炎伸長がある場合の火炎帯の厚みである。上式は変形して以下のようにも書ける。

$$\frac{1}{Ka}=-\frac{1}{4}\ln(1-c_1) \qquad \cdots\cdots(16)$$

ここに、$Ka(=g\delta/Su)$はカーロビッツ数であり、火炎伸長の強さを表わす無次元数である。また、対向予混合火炎の層流燃焼速度は、式(7)の反応速度を用いて以下のようにも書ける。

$$Su=\frac{\delta}{\delta_0}Su_0{c_1}^2 \qquad \cdots\cdots(17)$$

ここに、添字0は火炎伸長が無い場合の物理量を表わす。式(16)、(17)より、最終的に淀み点の反応進行度の値c_1とカーロビッツ数の関係として次式を得る。

$$\frac{1}{Ka}=-\frac{1}{4{c_1}^2}\ln(1-c_1) \qquad \cdots\cdots(18)$$

式(18)より得られる関係を図3に示す。これは、良く知られたフェンドル曲線のUpper Branchに相当する。図より、$1/Ka_0$を小さく(火炎伸長を大きく)すると、淀み点での反応進行度が徐々に1より小さくなり、不完全燃焼になる。やがて、$c_1=0.7$になると解が存在できず、消炎に至ることがわかる。式(17)よ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

り、予混合燃焼モデルに火炎伸長による消炎効果を考慮して、以下のモデルを得ることができる。

$$\omega = \begin{cases} 8\rho_u \dfrac{Su}{\delta} I_0^2 c^2 (1-c) & (I > 0.7) \\ 0 & (I \leqq 0.7) \end{cases} \quad \cdots\cdots (19)$$

ここに、Iは以下の超越方程式の解として得られる。

$$\frac{1}{Ka} = -\frac{1}{4I^2}\ln(1-I) \quad \cdots\cdots (20)$$

ここに、g：燃焼場の各位置における速度勾配である。乱流燃焼場においても前節より、式(19)をそのまま、乱流燃焼モデルとして適用して良い。式(19)と前節で導出した$(Su/\delta)=(St/\delta_t)$の関係より、評価した一様等方性乱流中の乱流燃焼速度の計算値とAbdel-Gayedらによる実験値[5]との比較を図4に示す。条件は、当量比0.8、温度50(℃)のプロパン-空気予混合気を対象とした。図中、横軸は乱れ速度の変動強度を、縦軸には乱流燃焼速度を示す。図より、計算値と実験とは比較的良い一致を示すことがわかる。特に、乱れの増大と共に強くなる火炎伸長により、乱流燃焼速度がu'=5(m/s)程度で最大となった後、徐々に減少し、やがて消炎に至る過程が再現できている。以上より、本モデルにおいては圧力、予混合気温度の影響は、層流燃焼速度及び火炎帯の厚みへの依存性を通して考慮される。そこで、次に層流燃焼速度の圧力、予混合気温度依存性について検討する。

2.3 予混合気温度及び燃焼器内圧力の影響の評価　まず、層流燃焼速度に対する予混合気温度の影響を評価する。式(3)より、本モデルによる層流燃焼速度には密度の依存性がなく、温度の影響は専ら発熱パラメータτを通じて与えられる。発熱パラメータは断熱火炎温度と予混合気温度により決定される。断熱火炎温度は熱平衡計算により求めた。各予混合気温度の発熱パラメータを用いて計算した理論層流燃焼速度をAndrewsらが整理した測定値との比較を図5に示す。図より、理論値は測定値の誤差範囲内で測定値と一致することがわかる。測定値の層流燃焼速度は予混合気温度の2.0～2.1乗に比例するが、本モデルでは2.06乗であり、測定値と良い一致を示す。これより、式(3)は予混合気体温度の影響を正しく反映できる層流燃焼速度の式と考える。次に、層流燃焼速度に対する燃焼器内圧力の影響を評価する。断熱火炎温度への圧力依存性はほとんどない。さらに、式(3)には密度依存性がないため、圧力の影響は評価できない。そこで、層流燃焼速度への圧力効果を従来の考え方同様に以下の式で与えることにする。

$$Su(P) = Su\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\alpha} \quad \cdots\cdots (21)$$

ここで、圧力の指数αは当量比1.0に対してはAndrewsによりおおよそ$\alpha=-0.5$と見積もられている。本研究では希薄メタン予混合気に対しては指数αを当量比Φの関数として以下の様に見積もった。

$$\alpha = -\left(2.26 - 3.439\phi + 1.686\phi^2\right) \quad \cdots\cdots (22)$$

式(21)、(22)より導出した圧力及び当量比をパラメータとした層流燃焼速度とEgolfpoulosの測定値[6]との比較を図6に示す。図より、本モデルは比較的良く測定値を再現できることがわかる。

3．解析モデルの保炎器廻りの予混合火炎への適用

3.1 解析対象　保炎器及び高温既燃焼気体により安定化された予混合火炎を対象とする。本研究で対象とした小林らによる実験体系[7]を図7に示す。上部入口からは300(℃)、当量比0.6のプロパン、空

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

気予混合気体が流速20(m/s)で供給される。上部入口下流側には保炎器が設置され、保炎器下流に形成される循環流により火炎は安定化される。さらに、下部入口からは当量比0.6のプロパン、空気予混合気の既燃焼気体が流速52(m/s)で供給される。気体温度は1250(℃)である。高温既燃焼気体によっても保炎器下流側に形成される予混合火炎は安定化される。化学反応は一段総括反応を仮定した。また、メッシュ数は$x \times y \times z = 60 \times 100 \times 10 = 60000$である。

3.2 解析方法　燃焼器内の燃焼は、流速が音速を越えないことから密度の温度依存性を考慮すれば、非圧縮性(音速無限大)の近似が成立する。基礎式は、質量、運動量、反応進行度に関する各保存式を用いた。温度及び各化学種の質量分率は、反応進行度及び予混合気の当量比から一義的に決定される。基礎式の離散化には差分法を用いた。運動量の移流項には、2次精度の中心差分法を、他の方程式の移流項にはドナセル差分を用いた。また、乱流モデルにはLESを用いた。さらに、乱流燃焼モデルとして著者が提案したHTAモデルを用いた。燃焼速度Su及びδの評価には、前章で求めた理論式を用いた。

上記の基礎式に対する境界条件は以下のように与えた。解析体系出口では全ての物理量に対し境界に垂直な勾配をゼロとする。入口では、予混合気の流速、温度及び当量比はそれぞれ解析体系に示した固定値を与える。壁面では流速及び乱流量に壁法則を適用し、温度及び反応進行度は壁に垂直な勾配をゼロとする。また、z方向には周期境界条件を適用した。解析アルゴリズムはSMAC(Simplified Marker And Cell)法であり、圧力に関するポアッソン方程式の解法にはICCG(Incomplete Cholesky Conjugate Gradient)法を用いた。また各基礎式の時間積分には2次精度のAdams-Bashforth法を用いた。

3.3 解析結果及びその検討　上記の条件を用いた解析結果を以下に示す。燃焼器内の平均温度分布を図7に示す。図より、高温既燃焼気体がパイロット火炎としての役割を果たすとともに、保炎器背面に形成される循環流が高温の既燃気体を保炎器背面に引き戻し、未燃焼気体を再着火することにより火炎を安定化している機構がわかる。図で、セパレータ直後に予混合気体-既燃焼気体間の速度差に基づく強いせん断層が形成されるために、火炎伸長効果による消炎が起こる。既燃焼気体から予混合気への火炎伝搬は速度勾配が緩和されるセパレータ下流位置にて行われる。セパレータから下流側　の位置における断面内の温度分布を図8に示す。図で、実験はz=0付近で低温領域が見られる。これは、上記のように火炎伸長による消炎による。解析結果は実験のこのような傾向を良く再現する。以上により、本モデルの有効性が検証できたものと考える。

4. まとめ

層流～乱流の予混合燃焼場に適用できる新たな燃焼モデルを導出した。提案モデルには、火炎伸長乃効果、予混合気温度及び圧力の影響が適切に考慮されている。本モデルを小林らにより測定された高温既燃焼気体と保炎器により安定化された乱流予混合火炎の解析に適用した結果、実験を良く再現することがわかった。

参考文献

(1) 稲毛、大塚、機論、61-586, B, (1995-6), 324
(2) 稲毛、大塚、第27回乱流シンポ講演論文集、1995-7、243.
(3) Andrews, G.E., and Bradley, D., Combustion & Flame. 19(1972), 133.
(4) Dixon-Lewis, G.E., Williams, F.A, 11th Symp. (Int.) on Combstion, The Comb. Inst.(1967), 951.
(5) Abdel-Gayed, R.G. et al. 20th Symp.(Int.) on Combstion, The Comb. Inst.(1984), 505.
(6) Egolfpoulos,F.N.et al., Combust.Flame,76(1989),377
(7) 第22回ガスタービン定期講演会講演論文集、(1994-5), 41.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

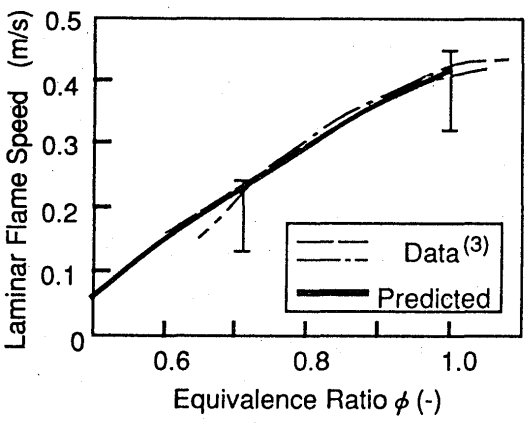


図1　層流燃焼速度の比較

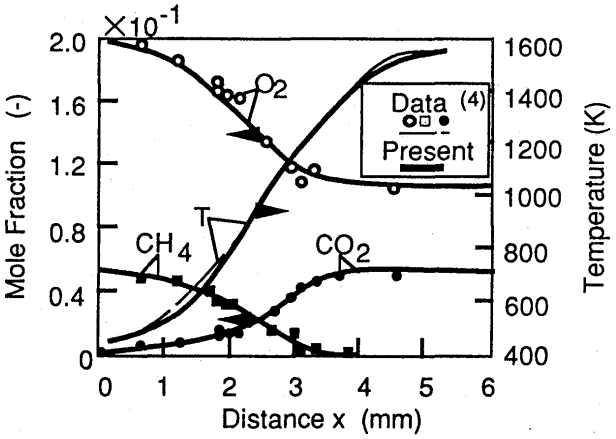


図2　物理量分布の比較

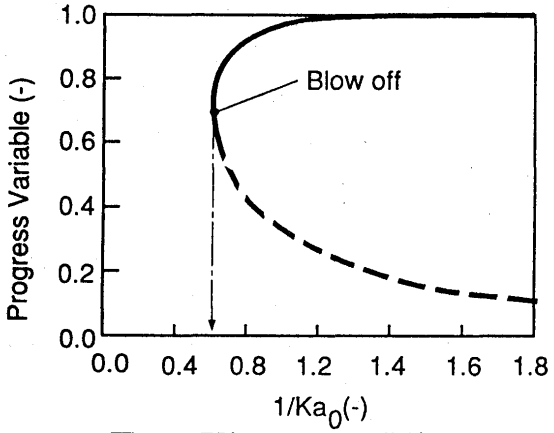


図3　理論フェンドル曲線

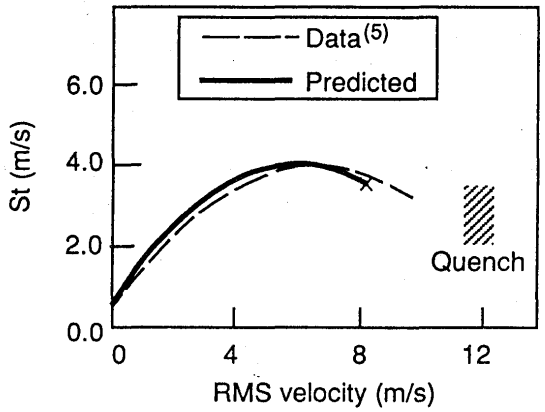


図4　乱流燃焼速度の比較

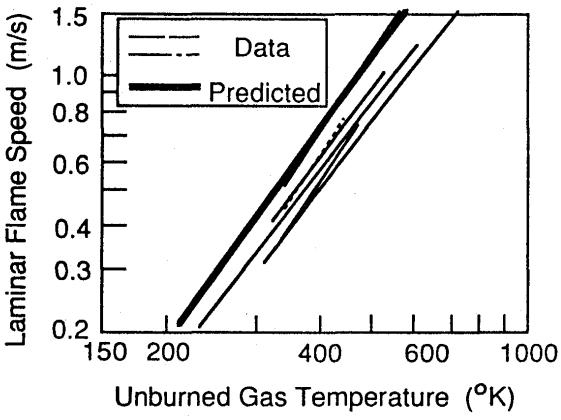


図5　層流燃焼速度の温度依存性

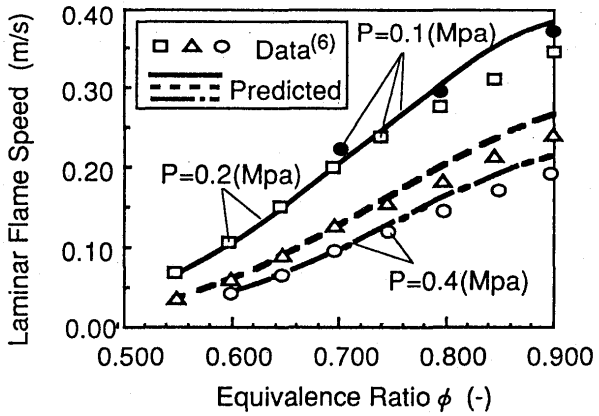


図6　層流燃焼速度の圧力依存性

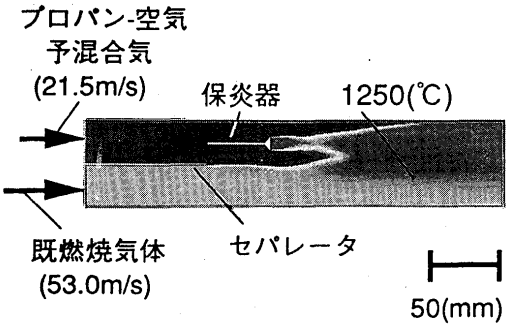


図7　解析体系及び温度分布
（小林らによる）

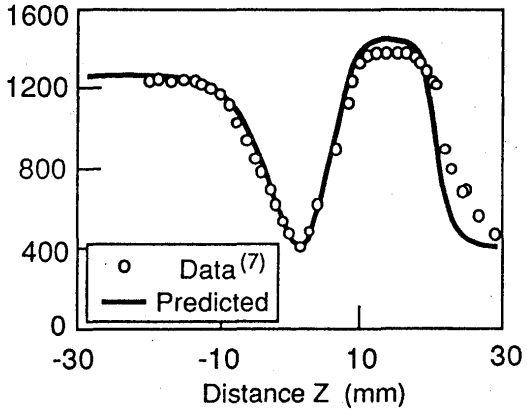


図8　温度分布の比較

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

航空エンジン用アフタバーナの研究

A—2

柏木　武　＊小出　芳夫　新保　浩二（石川島播磨重工業）

1．緒言

航空エンジンのアフタバーナは、現在、超音速機においては必須のものであり、離陸時及び超音速時の一時的な推力増加のために使用される。特に戦闘機用エンジンにおいては、急上昇、急加速、急旋回といった戦闘能力の観点から不可欠な要素である。欧米各国においては各種アフタバーナが実用化されており、我が国においても 1966 年に戦後初の国産ターボジェットであるＪ３にアフタバーナを取り付けた地上試験[1)]、中等練習機用に開発されたＦ３エンジンにアフタバーナを取り付けた地上試験[2)]、超音速機研究開発用エンジンにおける地上試験[3)]、が実施され、アフタバーナの実用化を目標に設計データと know-how の蓄積を進めている。

本稿では、アフタバーナの燃焼効率を把握する簡易解析手法を開発し、実験結果との比較を行ったので報告する。

2．アフタバーナの基本原理[4)]と性能課題

アフタバーナ付きターボファンエンジンの断面図の一例を図１に示す。アフタバーナは、ジェットエンジンの基本構成要素であるファン、圧縮機、燃焼器、タービンの後流に配置されている。アフタバーナの主要な構成要素を模式化したものを図２に示す。アフタバーナは、前方からのタービン排気流であるコア流（約１１００Ｋ）とファン流（約４５０Ｋ）に燃料噴射器から燃料を噴出し、コア流とファン流の混合を促進させるミキサ部を通ってフレームホルダに流入する燃料と空気の混合ガスに、点火栓を用いて着火、保炎させ、高温（２０００～２２００Ｋ）の燃焼ガスとして排気ノズルから噴出させることにより推力を

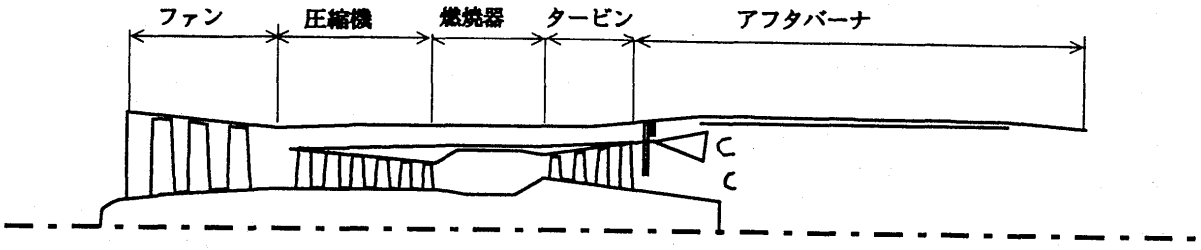


図１　アフタバーナ付ターボファンエンジンの例

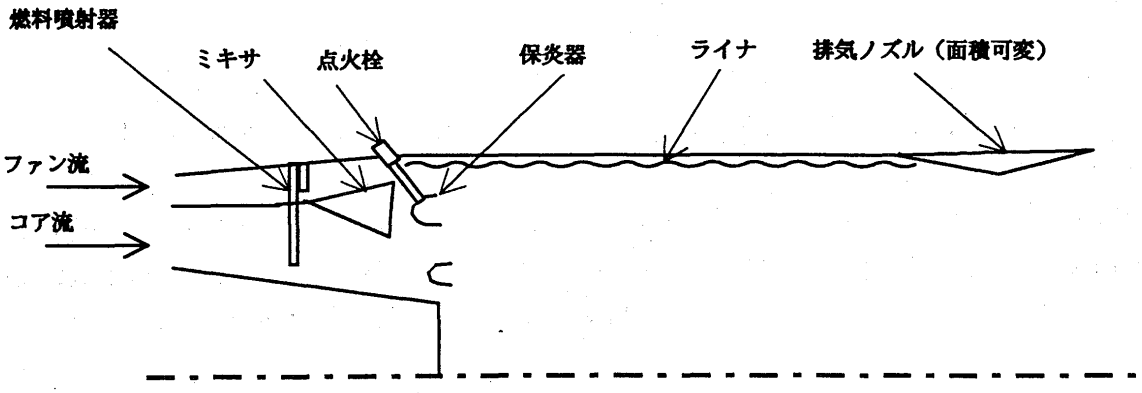


図２　アフタバーナ模式図

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

アフタバーナ非作動時に対して１．５～１．６倍程度に増加させるものである。通常アフタバーナはエンジン作動点（基本構成要素の作動点）が定格推力に達した後、それ以上の推力が必要な場合に用いられるが、アフタバーナ燃料投入後はエンジン作動点を一定に保つよう排気ノズルの面積を広き側に制御し、推力増加は排気温度の上昇に伴う出口速度の増加によって得られる。

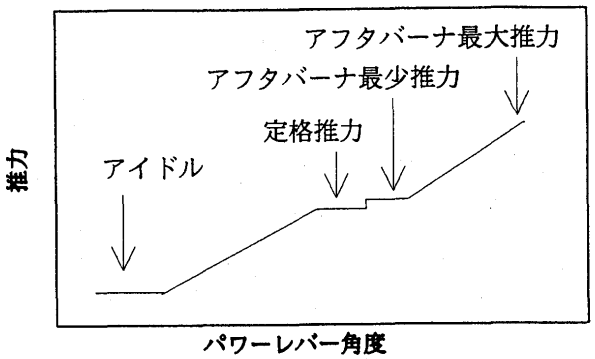


図３　アフタバーナ作動時の推力変化

アフタバーナの後流には温度の制限を受ける部分がないので、原理的には燃焼ガスに温度制限はない。このため、アフタバーナはタービンからのコア流、及び、ファン空気に含まれる残り酸素を完全に消費するように最大投入燃料が決められるため主燃焼器を含めた等量比（以下「全体等量比」という。）は０．９程度まで達する。一方、図３に示すとおりアフタバーナ作動時の推力変化は最小推力から最大推力まで連続的に行わせる必要から、主燃焼器の燃料を除いた等量比（以下「アフタバーナ等量比」という。）の範囲は０．０５～０．７５程度と広く、この範囲における燃焼安定性と高い燃焼効率が要求される。

一般に燃焼反応は、等量比の低いところでは低く、等量比を上げていくと、自らの発熱によって反応が加速されるため燃焼効率が上昇する。しかしながら、さらに燃料を投入して等量比を高めていくと残り酸素量が減少し逆に燃焼効率が下がってくる。アフタバーナにおいては、最小負荷時（着火時）から最大負荷時まで高い燃焼効率を維持させるように、複数（３から７）の燃料系統を配置しているが、燃料系統の切り替えによる燃焼効率の変化の例を図４に示す。最小負荷時には１系統のみ作動させて局所的に燃料の濃い領域を作るよう燃料を分布させて燃焼効率を高め、また最大負荷時にはすべての燃料系統を作動させてアフタバーナ内での均一な燃料の分布を作ることにより酸素量減少による燃焼効率低下を防ぐ工夫をしていることがわかる。

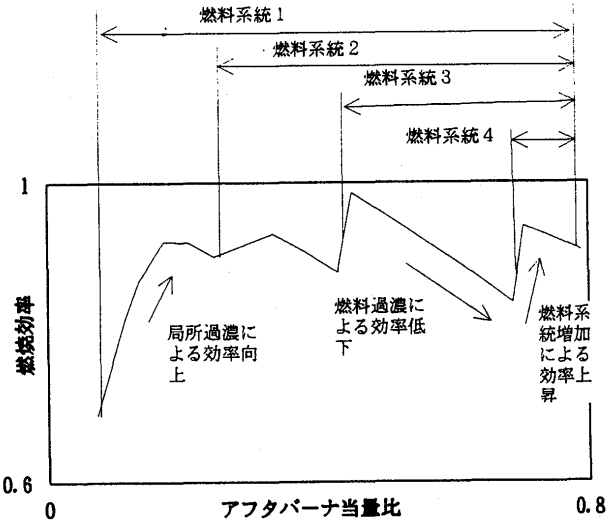


図４　アフタバーナ燃焼効率特性例

このようにアフタバーナの燃焼効率は最小負荷時から最大負荷まで燃料の分布に大きく依存するため、開発に当たっては燃料分布の予測技術、及び、燃料分布に対する燃焼効率の予測技術が重要な技術課題の一つとなる。

燃料分布の予測手法に関しては、ミキサ内の流れのような３次元的な流れのなかでの噴出燃料の挙動を把握することを目的として、燃料粒子のモデル化を行い、未知の係数にたいして基礎試験により値を求めるという方法で、図５に示すように３次元流れ解析場における予測手法の開発を行った[5) 6)]。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

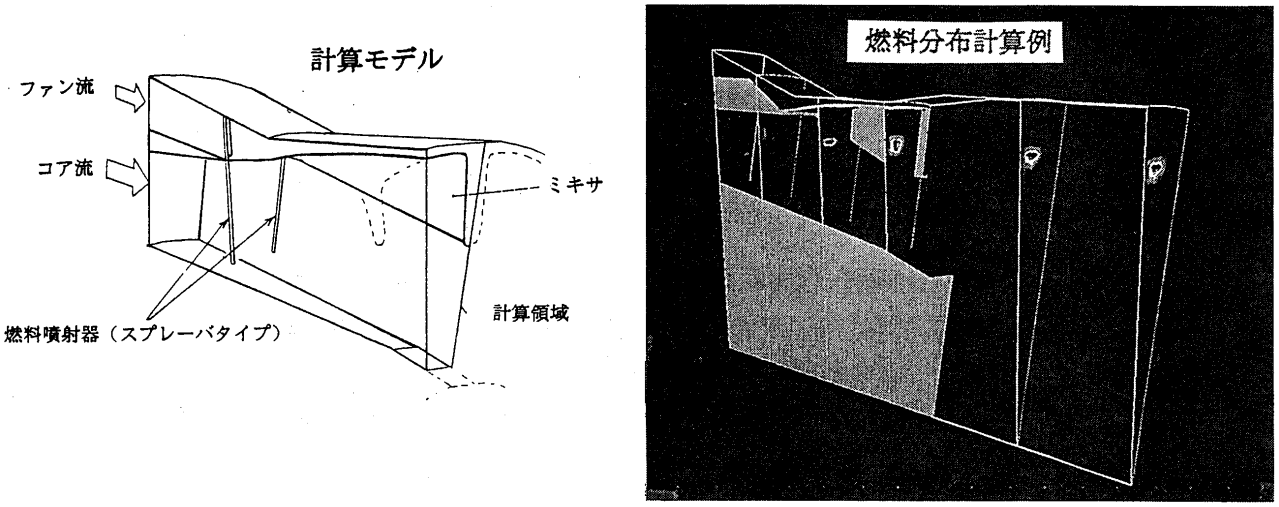


図５　３次元流れ解析による燃料分布予測解析例

さらに、３次元燃焼解析を実施しているが、３次元燃焼解析の計算コスト、計算時間は膨大になることから、開発段階における形態の絞り込みに繰り返し利用できる簡便で精度の高い燃焼解析手法の開発が求められている。本報では、上記の現象を考慮してアフタバーナの燃焼効率を計算できるような手法を開発することを目標とし、まず第一ステップとして簡単なモデル計算を実施し、モデル計算による燃焼効率予測手法の目処を得ることとした。

３．燃焼流れのモデル化

図２に示すようなアフタバーナダクト内の流れは保炎器部で再循環領域が存在するがそれ以外ではほぼ一様に後部に流れることから、図６にような解析モデルを作成し、ガスはｘ方向に均一に流れると仮定する。コア流、ファン流に対して半径方向に各々３分割し、分割した面積割合に応じて質量流量を配分する。ただし、燃料分布の影響を模擬するためコア側ファン側各々に配置した３つのセルの面積は各燃料噴射器の燃料分布範囲に応じた面積配分で振り分け、この中には燃料が流れ込まない領域も含んでいる。

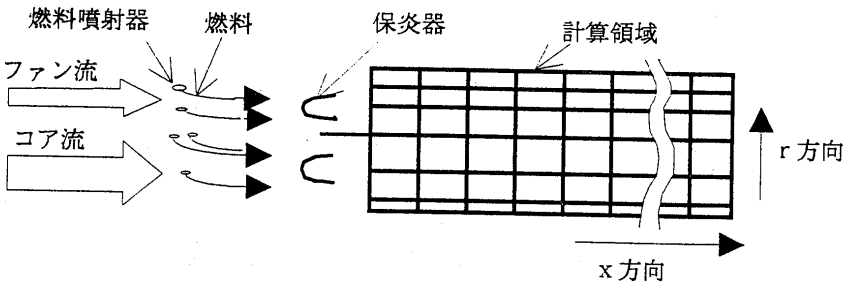


図６　燃焼の簡易モデル

流れがｘ方向のみ流れるという仮定からエンタルピの式は次の様になる。

$$\rho u \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r k_1 \frac{\partial h}{\partial r}\right) + H_u R_f \qquad (1)$$

燃料の反応速度R_fはアレニウスの式に従うものとし

$$R_f = z \rho^2 m_f m_{o2} EXP\left(-\frac{E}{RT}\right) \qquad (2)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

とした。同様に各ガス濃度の方程式は次式で表される。

$$\rho u \frac{\partial m_j}{\partial x} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r k_1 \frac{\partial m_j}{\partial r}\right) + R_j \qquad (3)$$

なお、乱流拡散係数k_1は本モデルでは実験定数として取り扱うこととした。

ただし　ρ：密度　kg/m³　u：流速 m/s　h：エンタルピ J/kg　r：半径位置 m
x：軸方向位置　H_u：燃料の低発熱量 J/kg　R_f：燃料の反応速度　kg/m³/s
m_f：燃料の質量割合　kg/kg　m_{O2}：酸素の質量割合 kg/kg　z：係数
E／R：活性化エネルギ／気体定数 K　T：温度 K　Rj：各ガス成分の生成速度 kg/m³/s
添字 j：ガス成分（O_2、未燃燃料、燃焼燃料）

保炎器部での反応量は実際には保炎器形状、雰囲気（圧力、温度、流速）と投入燃料流量により影響を受けるが、アフタバーナ入口状態量は飛行条件が同じであればアフタバーナのレーティングに関わらずほとんど変化しないことから、ここでは保炎器の通路に対する投影面積であるブロッケージ比（br）と投入燃料に比例すると仮定し、実験定数k_2を用いて以下の式で表されるものとした。

$$\text{初期反応量}\quad \Delta m_f = k_2 * br * m_f \qquad (4)$$

上記式および状態方程式を用い、（1）、（3）式はセルで積分したうえで、差分法を用いて計算を実施した。実験係数k_1及びk_2はアフタバーナの燃焼効率が予め確認されている実機エンジンの燃焼効率と計算結果の燃焼効率が合うように合わせ込みを実施して決定した。

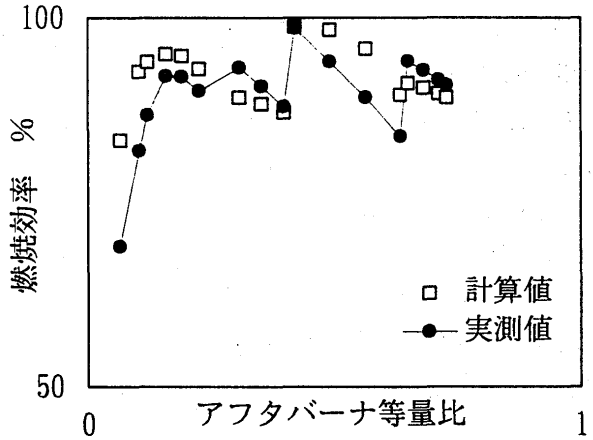


図7　計算値と実測値の比較

4．合わせ込み結果

図7にアフタバーナ出口における、燃焼効率の実測値と計算値の合わせ込み結果を示す。簡単なモデルであるが、各燃料系統からの燃料噴出時の燃焼効率の変化や燃料過濃時の燃焼効率低下傾向が捉えられており、本モデルが燃焼効率予測評価に有効である考えられたので、要素試験による検証を試みた。

5．要素試験による検証

（1）試験装置

上記燃焼解析の確認および解析に必要なデータ取得を目的としてセクタ型燃焼器を製作し、実機を想定した圧力、温度、空気流速及び空燃比の状態でのシステム試験を実施した。試験装置を図8に示す。実機を想定してコアガス系統、ファン空気系統、ミキサ、保炎器を装着し、さらに燃料は、着火

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

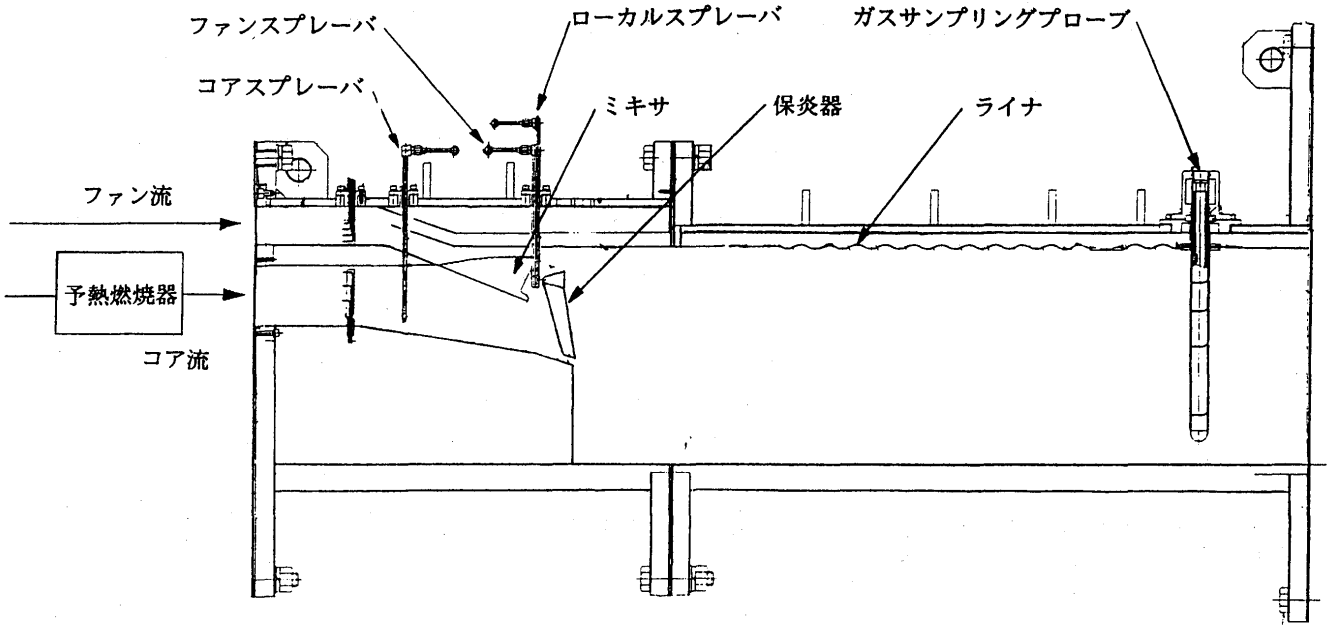


図８　アフタバーナ要素試験装置

用のローカルスプレーバ、コアスプレーバ、ファンスプレーバの３系統を用いた。また、コア側入口ガス温度まで温度を上昇させるために予熱燃焼器を設置した。燃焼器出口には多点式のガスサンプリングプローブを取り付け、燃焼ガスのガス分析により半径方向等量比分布、燃焼効率分布の算出を行った。アフタバーナ入口温度はコア側７７０～１１７０K、ファン側４５０K、アフタバーナ等量比０～０．６の範囲の条件、圧力、流量は、実機を想定した条件で試験を実施した。

（２）結果

図９に各作動条件における全体当量比の計測結果とモデルによる計算値の比較を示す。また、図１０に３系統すべてを用いた燃焼状態における、全体当量比および燃焼効率の計測結果と、モデルによる計算結果の比較を示す。各条件において半径方向の外周側、中心側で計算値と計測値に差があるものの、傾向は一致することが確認された。図１１には、３系統すべてを用いた燃焼状態に対し、入口条件、燃料流量を変化させた場合の半径方向平均燃焼効率の計算値、計測値の比較を示すが、両者は±５％程度の誤差内で一致することが確認された。

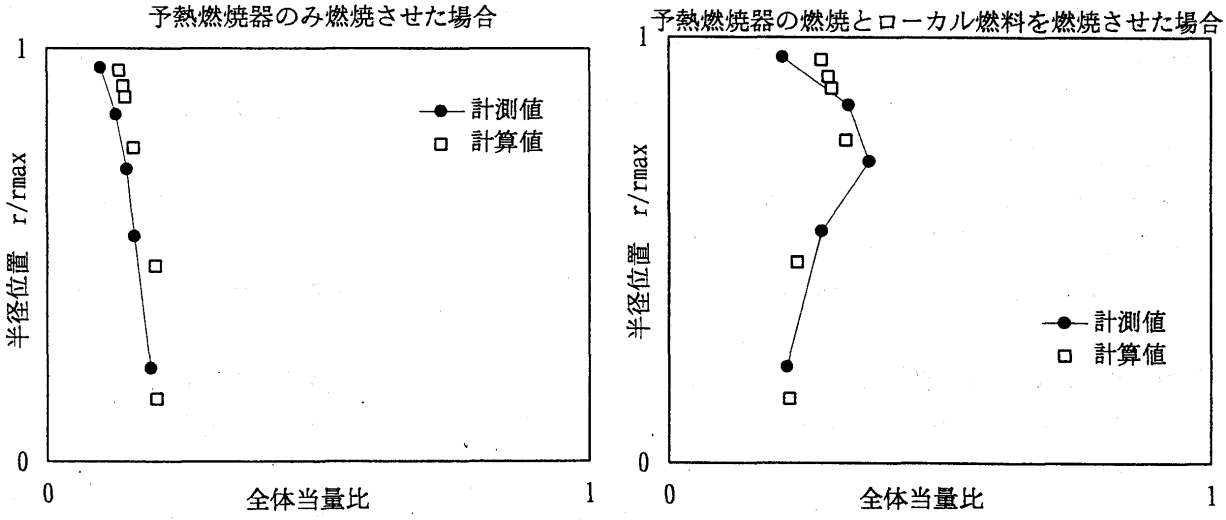


図9　　各条件における当量比の計測値と計算値の比較

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

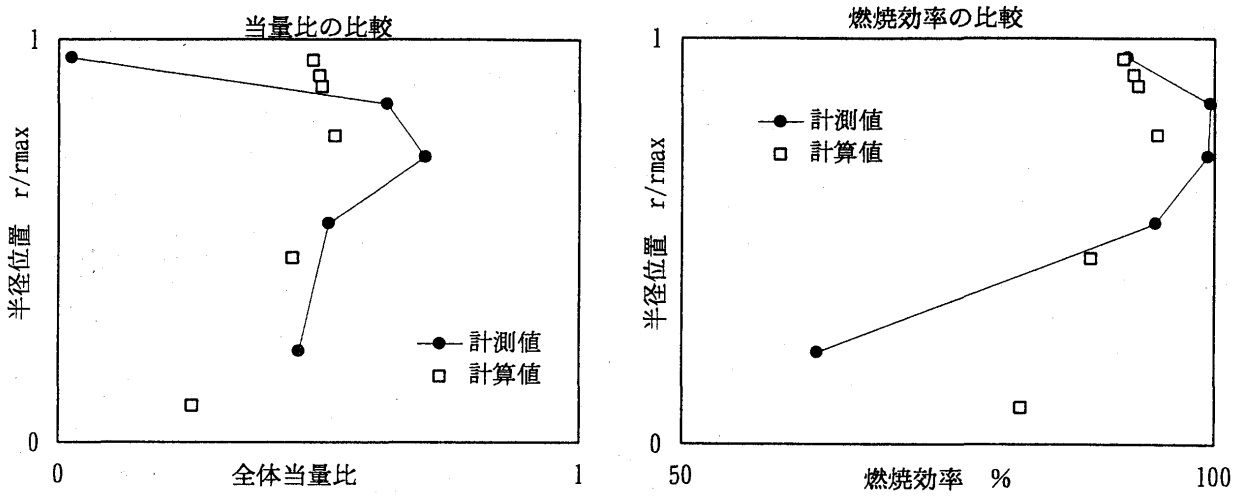


図10　当量比分布および燃焼効率分布の計測値と計算値の比較（予熱燃焼器、ローカル、コア、ファンの燃料系統を燃焼させた場合）

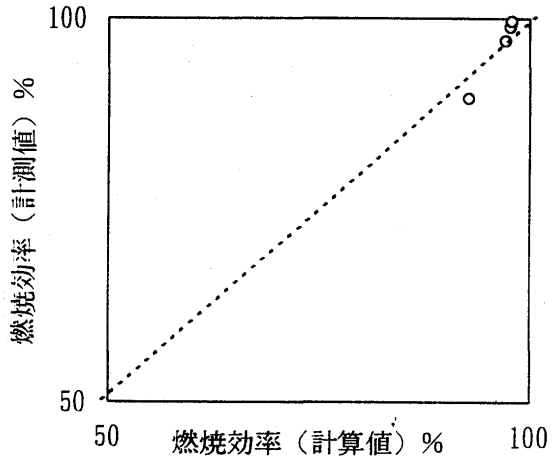


図１１　半径方向平均燃焼効率の比較

6．まとめと今後の課題

（1）簡易モデルによる燃焼効率予測法に対する目処が得られた。

（2）今後モデルの改善を図り燃焼効率予測精度を向上していくとともに、引き続き３次元の燃焼解析を進めていく。

参考文献

1）船木功水、杉山洋吉、神津正男：アフタバーナの研究　防衛庁技術研究本部技報　技－６３６、技－６３７、技－６３８、１９７５年

2）鈴木、貝原、佐久間、柏木、中野、仲田、高速気流中におけるブラフボディ保炎器の燃焼性能（第３報）、第３１回航空原動機に関する講演会（１９９１）

3）Kashikawa.I.,et al., “Research on a High Thrust-to-Weight Ratio Small Turbofan Engine”,AIAA-95-2749

4）佐藤幸徳、柏木武：最近のジェットエンジン、アフタバーナ技術、航空技術（１９８５、3,4,5,6月）

5）柏木武、小出芳夫、今井究：高速気流中における燃料分布解析　第２３回ガスタービン定期講演会（１９９５．５）

6）柏木武、小出芳夫、新保浩二：高速気流中における燃料分布混合解析　第４回微粒化シンポジウム　（１９９５．12）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

A—3

超音速輸送機用ターボジェットエンジンの低ＮＯｘ燃焼器の研究（高圧燃焼試験結果）

*木下康裕（川崎重工業明石技研）
北嶋潤一（川崎重工業明石技研）
小田剛生（川崎重工業明石技研）

１．はじめに

航空用ジェットエンジンの排気ガスに関する国際的な規制は、現在ＩＣＡＯ(International Civil Aviation Organization 、国際民間航空機構）の定める規制が代表的であり、ＬＴＯ(landing and takeoff)サイクル即ち離着陸の際に排出されるＮＯｘ、ＣＯ、ＨＣとスモークが規制の対象となっている。しかし今後の見通しとしては、高空大気環境保全の観点から、高空飛行時についても排出規制が定められるものと考えられる。特に成層圏オゾン層を長時間飛行する超音速輸送機の場合、ＮＯｘのオゾン層破壊が重大な問題とされており、その排出に対する厳しい規制値が将来設けられるものと考えられる。従って、低公害燃焼技術の開発が超音速輸送機実現のキーポイントと言っても過言ではなく、現在欧米では積極的な低ＮＯｘ燃焼器の研究開発がなされている。

一方、わが国の通商産業省が進める大型プロジェクト「超音速輸送機用推進システムの研究開発」においても、飛行マッハ３クラスのターボジェットエンジンに採用する低公害燃焼技術（低ＮＯｘ燃焼技術）の確立が重要課題として位置づけられており、英国ロールスロイス社がＪＰ燃料を、また当社がメタン燃料を用いた低公害燃焼器の研究を担当し、目標達成のために相互に技術情報を交換しながら研究開発を進めている。

２．低公害燃焼器の研究の目標値と本研究の経過

目標エンジンの飛行マッハ数３巡航時の燃焼器作動条件は、入口空気温度が1008Ｋ、出口温度が1810Ｋと現用エンジンと比較して非常に高くなっている。この条件でのＮＯｘ排出値を現状技術から予測すると、排出指数としてEI (NOx) = 50 g/kg fuel 程度と考えられる[(1)]。本プロジェクトのＮＯｘの目標を図１に示すが、「飛行マッハ数3巡航時においてＮＯｘを現状技術レベル（無対策時）の1/10以下に低減させること」であり、具体的にはEI(NOx) = 5 g/kg fuel 以下とすることである。これはＮＡＳＡにおけるＨＳＣＴプログラムの低減目標値と同じであり、ＨＹＰＲの本ターゲットは極めて挑戦的な値である。

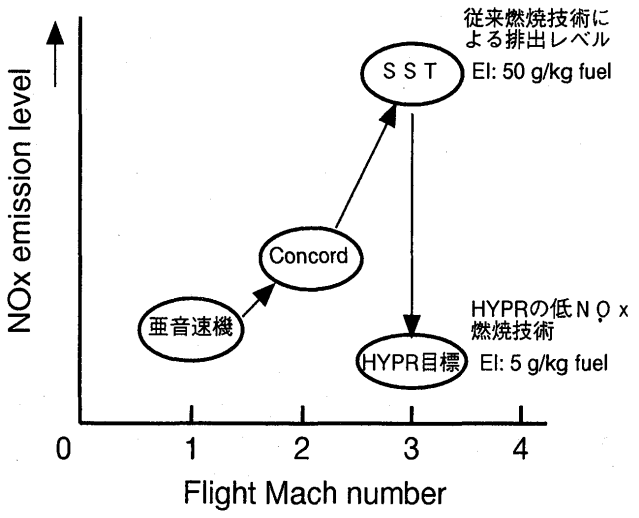


図１　本プロジェクトのＮＯｘ目標値

本研究においては、第１フェーズにおいて上記目標値を達成するためにユニークな形状をした予混合管式噴流旋回

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

型燃焼器を提案し、中圧燃焼試験を実施して予混合部の最適な形状や配置を実験的に調べ、その基礎燃焼特性を明らかにした[2]。第２フェーズでは、実機条件におけるＮＯｘの排出を中心とする燃焼特性の把握や低ＮＯｘの実証のため、改良型燃焼器の試作による高圧燃焼試験を計画し実施した。本報ではその試験結果について報告する。

３．供試燃焼器と試験方法

高圧燃焼試験に供するモデル燃焼器は予混合管式噴流旋回型（PJSC）と呼ぶ、直径150mm、長さ300mmのシングルキャン燃焼器で、ステンレス製円筒の内側にイリジウム合金製のインシュレーションライナ（内筒）を接合した燃焼器ライナと、ライナドーム部に取り付けた予混合燃料ノズルから構成される。予混合燃料ノズルは、独立した予混合管６本を適当な角度および径で同心円上に配置した構造をしている。予混合管内部には燃料インジェクタが取り付けられ、インジェクタ形状、混合距離を最適化することにより良好な予混合気を形成させることができるとともに、スワーラを用いていないため逆火の発生を最小限に抑えることができる。今回は４種類の燃料インジェクタを試作し燃焼試験に供した。そして６本の予混合管から噴出する予混合気の噴流は、一次燃焼領域において衝突し大きな循環流を形成するため、安定した保炎、燃焼を行わせることができる。図２に本供試燃焼器の概略を示す。また、表１および図３に予混合管内の燃料インジェクタの概略を示す。

燃焼試験には当社の高圧空気源設備を使用したが、本設備はガスタービンの排熱を利用する熱交換器と電気ヒータを併用することにより燃焼用空気を最高800℃程度に昇温してテストリグに

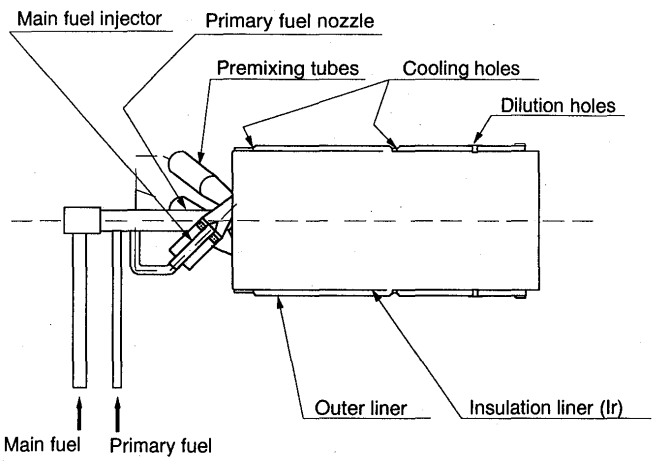


図２　予混合管式噴流旋回型燃焼器

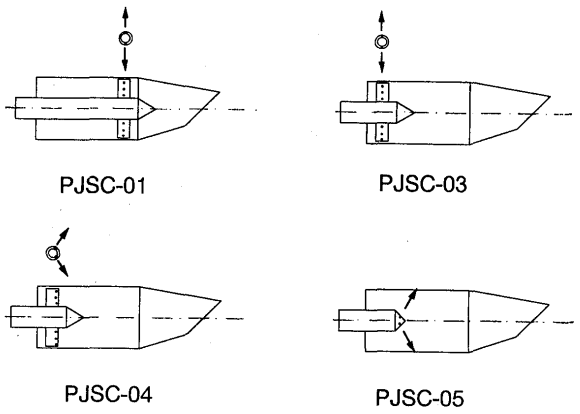


図３　供試燃料インジェクタ

表１ 燃料インジェクタの概略

型　式	インジェクタ形　状	噴射孔口径 mm	噴孔角 °	噴射位置
PJSC-01	分散型	60-φ1.6, 120-φ1.2	180	下流
PJSC-03	分散型	60-φ1.6, 120-φ1.2	180	上流
PJSC-04	分散型	60-φ1.6, 120-φ1.2	120	上流
PJSC-05	多孔型	48-φ2	90	上流

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

供給することができる。

燃焼器出口に９孔式の水冷ガスサンプルプローブおよびＲタイプの白金熱電対を取り付け、燃焼ガス組成分析や燃焼器出口温度の計測を行った。燃焼ガスは個々のサンプル孔から独立して採取した後で集合し、連続式排ガス分析計に導いて窒素酸化物（ＮＯｘ）、一酸化炭素（ＣＯ）、未燃炭化水素（ＴＨＣ）、二酸化炭素（CO_2）および酸素（O_2）の５成分を計測した。そして、この排ガス分析結果から排出指数や燃焼効率の算出を行った。試験は燃焼器入口条件を所定の値に設定した後、空燃比を変化させて上述した性能を計測した。表２に高圧燃焼試験における試験条件を示す。

表 2　高温燃焼試験条件

項　　目	内　　容
燃焼器入口全圧　P_3 bar	8.3，4，2
燃焼器入口全温　T_3 K	1008，800，600
ライナ断面平均流速　U_3 m/s	25，30
空　燃　比　AFR	40 ～ 80 ～ 400(1)

注1 プライマリ燃料のみの場合
注2 下線は設計条件

４．試験結果および考察

（１）ＮＯｘの排出値と燃焼効率

図４から図７に４種類の燃料インジェクタのＮＯｘ排出と燃焼効率の特性について示す。いずれのインジェクタも空燃比がAFR=40～60程度まで燃焼効率はη_b=99.5%以上を、そしてAFR=70程度まではη_b=99%以上を示した。また、それ以上の空燃比ではプライマリ燃料を利用することでAFR=400程度までη_b=９９%の燃焼効率を示し、広い空燃比範囲で高い燃焼効率が得られ、高速飛行時における燃焼効率および安定燃焼範囲は全く問題のないことがわかった。

次にＮＯｘの排出に着目すると、空燃比の増加にともなってＮＯｘの排出濃度が急激に低下する傾向はいずれの場合も同じであるが、排出値そのものは燃料インジェクタによりかなり異なることがわかった。まず、図４と図５はPJSC-01とPJSC-03の結果を示しており、分散型の燃料インジェクタで燃料

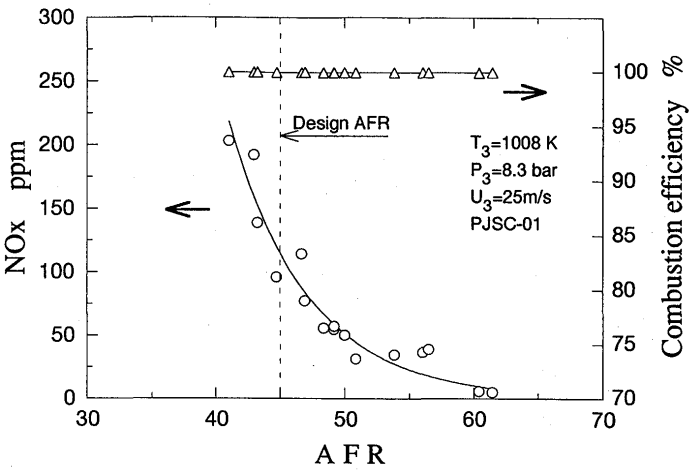


図４ 空燃比とＮＯｘの排出および燃焼効率の関係
(PJSC-01, P_3=8.3 bar, T_3=1008 K)

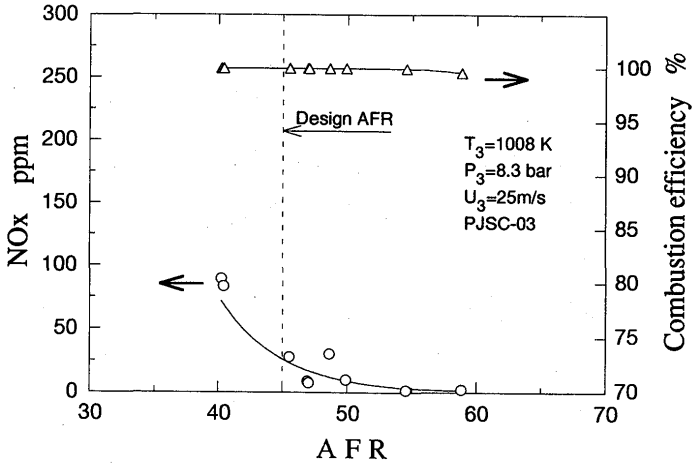


図５ 空燃比とＮＯｘの排出および燃焼効率の関係
(PJSC-03, P_3=8.3 bar, T_3=1008 K)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の下流噴射と上流噴射の違い、すなわち予混合距離の影響を示したものである。下流噴射のPJSC-01は、設計当量比であるAFR=45の条件で約110ppmのＮＯｘ濃度を示すのに対し、上流噴射のPJSC-03は同条件において30ppm程度と約３分の１の非常に低いＮＯｘ値を示した。混合距離の増加による予混合性能の向上が大きく影響したものと考えられる。

次に、同じ分散型の上流噴射であるが噴射角度の違いの影響を表したのが図５と図６である。PJSC-03の燃料噴射孔の開き角は180°で、すなわち空気の流れに直交して燃料を噴射するのに対し、PJSC-04は開き角は120°と小さく若干空気の流れ方向に角度を持って燃料を噴射するタイプである。AFR=45の設計条件では両燃料インジェクタとも30ppm程度の低いＮＯｘ値を示し、噴射角の違いがＮＯｘの排出に及ぼす影響は見られなかった。しかし空燃比を小さくするとその影響が見られるようになり、AFR=40の時にはPJSC-03のＮＯｘ値は90ppmであるのに対し、PJSC-04では130ppmと大きな値を示している。

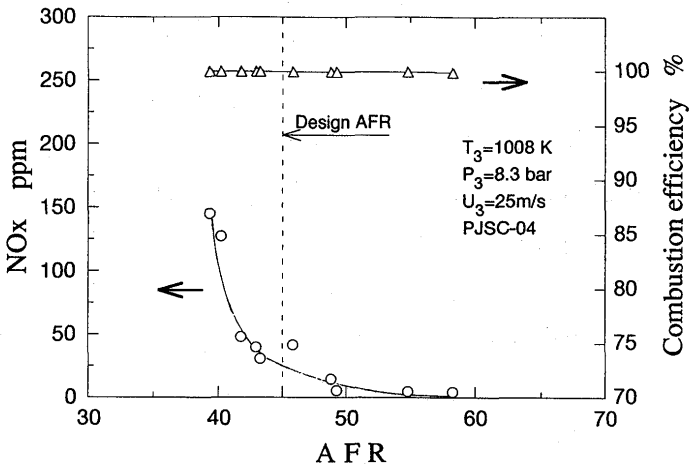


図６ 空燃比とＮＯｘの排出および燃焼効率の関係
(PJSC-04, P_3=8.3 bar, T_3=1008 K)

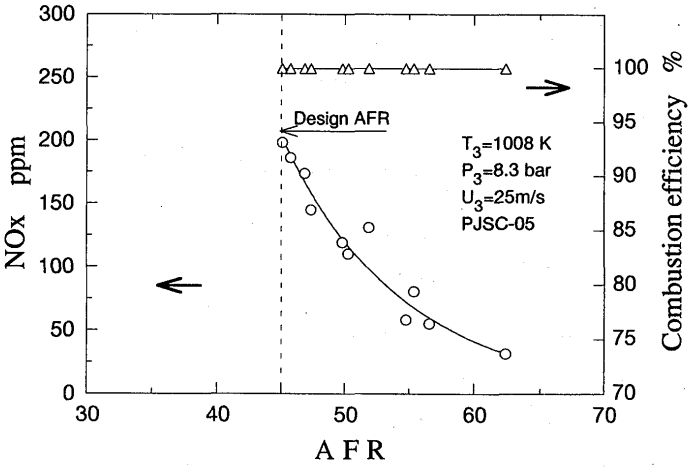


図７ 空燃比とＮＯｘの排出および燃焼効率の関係
(PJSC-05, P_3=8.3 bar, T_3=1008 K)

分散型と多孔型の燃料インジェクタの影響を表しているのが、図５と図７である。設計当量比であるAFR=45の条件において、分散型のPJSC-03ではＮＯｘ濃度が30ppm程度であるのに対し、多孔型のSPM-01では200ppmの高いＮＯｘ濃度を示した。さらに多孔型の燃料インジェクタは、試験を行った全空燃比範囲でかなり高いＮＯｘ濃度を示していることがわかる。分散型と多孔型の燃料インジェクタ単体の混合試験をフェーズ１の研究で実施し、分散型の方が良好な混合性能を示す結果が得られているが、その混合特性の違いが今回のＮＯｘの排出に表れているものと思われる。

（２）PJSC-03の詳細燃焼性能

ＮＯｘの排出特性で良好な性能を示したPJSC-03 燃料インジェクタについて、その燃焼性

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

能の詳細を以下に示す。

i．PJSC-03のＮＯｘ排出特性

ライナ断面平均流速をパラメータとしたときのＮＯｘの排出指数と燃焼効率を図８に示す。ライナ断面平均流速を設計点のU_3=25m/sから30m/sに速くしても燃焼効率は変わらず、空燃比がAFR=55程度までη_b=99.5％以上を示し、要求値を満足した。一方ＮＯｘの排出指数は、設計空燃比であるAFR=45においては、U_3=25m/sの時はEI(NOx)=2 g/kg fuelの小さな値を示した。U_3=30m/sではさらに減少しEI(NOx) = 1 g/kg fuelが得られ、ＮＯｘも目標値を十分に満足することがわかった。ライナ断面平均流速を増加した時のＮＯｘの排出指数は、燃焼器内部における燃焼ガスの滞留時間の減少以上に低下しており、予混合管中における混合性能が一層向上したものと考えられる。

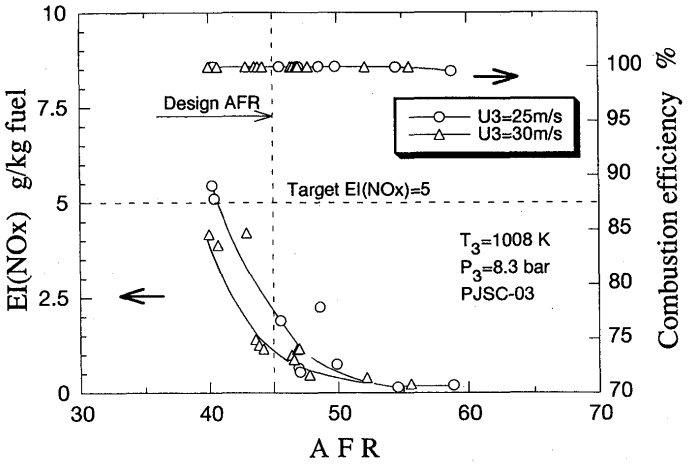


図８ 空燃比とＮＯｘ排出指数および燃焼効率の関係
(PJSC-03, P_3=8.3 bar, T_3=1008 K)

ＮＯｘの排出指数を火炎温度で整理したのが図９である。火炎温度は予混合気の実効空燃比に対する断熱火炎温度に燃焼効率を考慮して算出した値である。ＮＯｘは火炎温度T_fに対し指数的に増加するが、T_f=1900Kあたりを境としてＮＯｘの排出に及ぼす火炎温度の影響の程度が変化することもわかる。また図中には参考としてGeneral Electric社のLeonardら[3]が行った予混合燃焼器のＮＯｘの排出値を点線で記載しているが、この結果と比較しても今回試作した予混合燃料ノズルは良好な予混性能を示し、本予混合管式噴流旋回型燃焼器は非常に良好なＮＯｘの排出性能を示すことが明らかとなった。

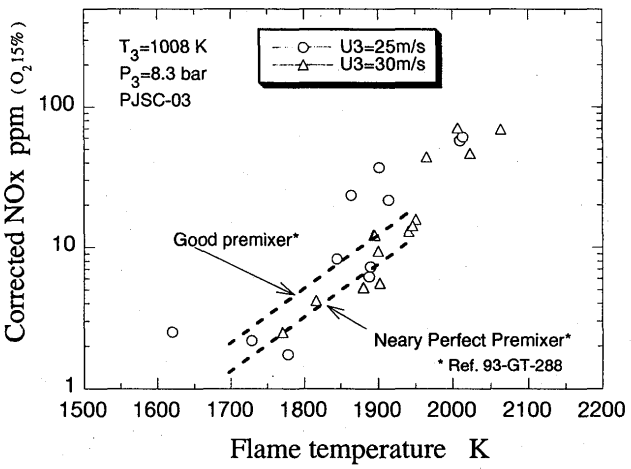


図９ 火炎温度とＮＯｘ排出値（15％O_2換算）の関係 (PJSC-03, P_3=8.3 bar, T_3=1008 K)

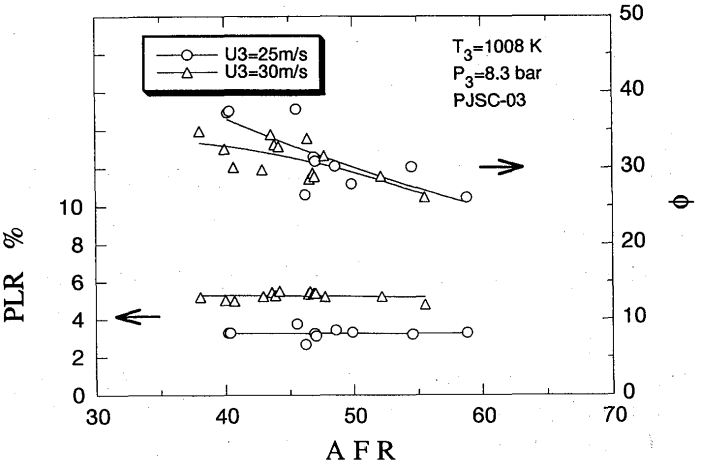


図10 空燃比と全圧損失率および全圧損失係数の関係
(PJSC-03, P_3=8.3 bar, T_3=1008 K)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ii．PJSC-03の圧力損失

ライナ断面平均流速と燃焼器の全圧損失率PLR及び全圧損失係数ϕの関係を表したのが図10である。低ＮＯｘ燃焼器には、ディフューザの全圧損失率1.5%を含めて５％以下とすることが求められている。本燃焼器は、設計点であるU_3=25m/sでAFR=45においてほぼ設計どおりの全圧損失率（PLR=3.5%）を示し、要求値を満足した。一方、全圧損失係数は空燃比の増減にともない若干変化するが、設計空燃比付近ではいずれの流速時もだいたいϕ=30程度の値が得られ、これもほぼ設計どおりであることが確認された。

５．まとめ

ＨＹＰＲプロジェクトで飛行マッハ数３クラスのターボジェットに採用するメタン燃料を用いた低公害燃焼器の研究を実施している。予混合管式噴流旋回型燃焼器を用いて高圧燃焼試験を実施し以下の結論が得られた。

(1) 混合特性の異なる４種類の燃料インジェクタについて燃焼効率とＮＯｘの排出を調べた。その結果、いずれの燃料インジェクタも広い空燃比範囲で高い燃焼効率が得られ、高速飛行時における燃焼効率および安定燃焼範囲は全く問題のないことを明らかにした。さらにＮＯｘの排出に関しては、分散型で混合距離の長いPJSC-03およびPJSC-04の燃料インジェクタが目標値EI(NOx)= 5 g/kg fuel以下を達成した。

(3) ＮＯｘは火炎温度に対し指数的に増加するが、火炎温度が1900Kあたりを境としてＮＯｘに及ぼす火炎温度の影響の程度が変化することがわかった。そして、本燃焼器は非常に良好な予混合気を形成し、優れたＮＯｘの排出性能を示すことを明らかにした。

(2) 最も良好なＮＯｘ排出特性を示したPJSC-03について、詳細な燃焼試験を実施した。その結果設計点において、ＮＯｘの排出指数がEI(NOx)= 2 g/kg fuelを、全圧損失率がPLR=3.5%を達成し、ともに要求値を満足することを示した。

本研究においては今後、第３フェーズでセクタ燃焼器を設計・製作し、実機条件で目標のＮＯｘ値をクリアするとともに、部分負荷時においても良好な燃焼性能を示すことを実証する予定である。

最後に、本研究は通商産業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、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）からの委託を受けて実施したものである。ここに関係各位に深く感謝致します。

参考文献

(1)林ほか：第34回航空原動機・宇宙推進講演会講演集、1994、p158
(2)木下ほか：第35回航空原動機・宇宙推進講演会講演集、1995、p88
(3)Leonard, G. et al, ASME 93-GT-288, 1993

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

A—4

水素予混合燃焼に関する研究—混合気形成とNOx排出量—

坂東賢一　（（株）　リケン）
＊ 松浦義範　（武蔵工業大学院）
今川智之　（富士ゼロックス　（株））
荒木達雄　（武蔵工業大学　工学部）

1. はじめに

水素は一酸化炭素、二酸化炭素、炭化水素などの有害物質を排出しないことから、将来の燃料として注目されている。しかし、水素も空気で燃焼させると、空気中の窒素を起源とするサーマルNOxの排出が問題となる。 NOxを減らす方法として予混合燃焼法があり、天然ガスの燃焼に最近多く用いられるようになった。また最近予混合燃焼では、燃焼ガスと空気の混合の程度が、 NOxの排出量に大きな影響を持っていることが注目されている。そこで本研究では水素を燃料として予混合させ、その混合の程度と NOx の排出量の関係を求め、高温の燃焼を行った場合、どの程度まで NOxの排出量が減らせるかを実験的に求めることを試みた。

2. 実験装置

2. 1.予混合燃焼器実験系統図

予混合燃焼器実験装置の系統図を図１に示す。水素はカードルからレギュレータにより０.５ Mpaまで減圧され、保炎ノズル用水素と予混合燃焼用水素の２系統に分割し、それぞれ水素流量計と流量調整バルブを介し燃焼器に供給される。水素流量計は、マスフローメータを使用した。空気はインバータにより制御された高圧ブロワより、サージタンクと空気流量計を経て燃焼器に供給される。空気流量計には、オリフィスとマノメータを使用した。そして空気流量はオリフィス入口温度と圧力を測定し、オリフィスの検定値を元に算出した。 NOx 排出量の測定は、燃焼器上流に配置したプローブにより、 NOx を採取しそれを光学発光式 NOx 計を用いた。プローブは、燃焼器出口直径方向に５ mm 間隔でスリットを切り、平均的に燃焼ガスを採取できるようにした。

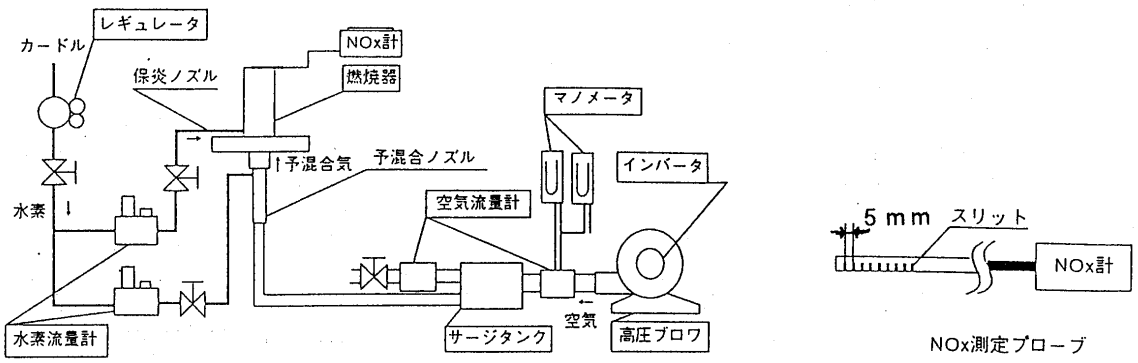


図１　実験系統図

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2. 2.供試燃焼器

この燃焼器では十分な保炎をするために、円錐型の保炎器を取り付けた。燃焼器を図２、保炎器を図３に示す。この燃焼器は、点火時にノズルより保炎器を介し空気を導入し、保炎ノズルより水素を導入し拡散火炎を形成させた。そして予混合ノズル内に水素を吹き込み混合気を形成し、保炎器を介し燃焼器内に導入した。予混合火炎が安定したところで保炎ノズルの水素を切り、予混合燃焼させた。

2. 3.予混合ノズル

このノズルの構造は内径１４mmの円筒形状で、予混合気を得るために直径１４mmの空気流路内に図４に示す水素噴射パイプを導入し、パイプ側面の噴孔より水素を噴射した。予混合ノズルを図５に示す。ノズルより空気を導入し、途中水素噴射パイプ挿入口を６カ所５０mm間隔に設けた。また、水素噴射パイプを噴孔直径３.０mm・２.５mm・２.０mmそれぞれ１噴孔と、噴孔直径１.９mmを３噴孔の４種類を用意した。この内１噴孔３.０mmと３噴孔１.９mmは、ほぼ開口面積が等しくなるようにした。そして１噴孔のパイプには水素噴射角度を変えられるように０°から１８０°まで１５°刻みにマーキングを施した。ここで得られた予混合気は、保炎器を介し燃焼器に導入される。

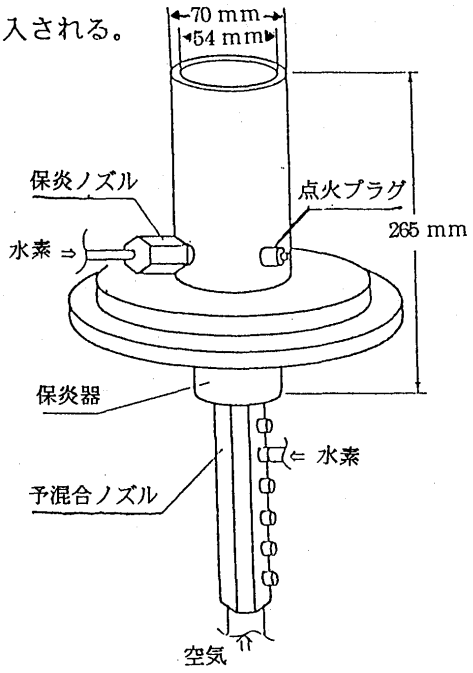


図２　予混合燃焼器

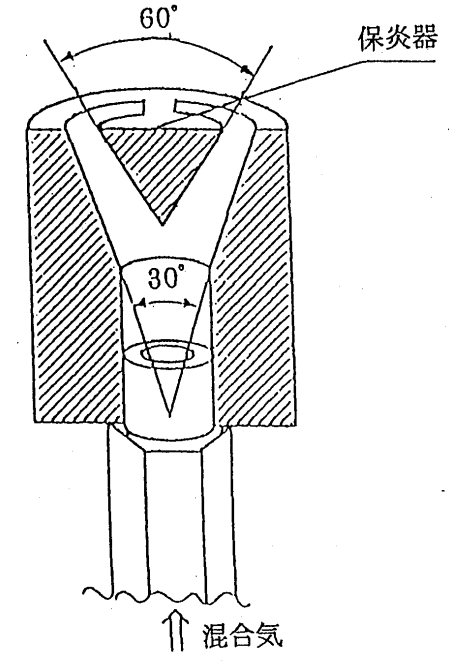


図３　保炎器と予混合気供給ノズル

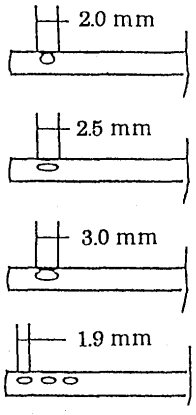


図４水素噴射パイプ

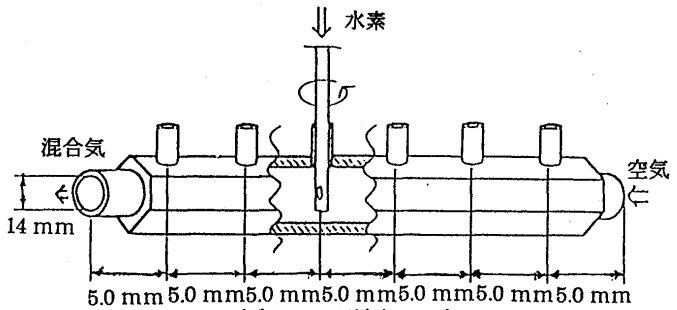


図５　予混合ノズル

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3 実験結果及び考察

3.1. 予混合距離の効果混合距離とNOx排出量との関係を調べるために、図5に示す予混合ノズルにおいて、水素噴射パイプを予混合ノズル先端より５０mmの位置から３００ mm まで６点距離を変化させ、NOx排出量を測定した。入口空気温度を２５℃としたときの当量比と理論断熱火炎温度関係を図６に示す。当量比０.５３で理論断熱火炎温度は１３７９℃である。また、水素は１噴孔の水素噴射パイプを用い空気の流れ方向に噴射した。水素噴出孔の方向と流れの関係を結果を図７に示す。測定結果を図８に示す。縦軸にNOx排出量、横軸に当量比をとった。混合距離が長くなるに従いNOx排出量は減少している。特に、５０mmと１００mmでは、NOx排出量は著しく減少し、混合距離２５０mmと３００mmでは、NOx排出量はほとんど変わらず一定値に近づいた。

3.2. 水素噴孔数の効果

水素の予混合ノズル内における拡散と水素噴孔数の関係を調べるために、１噴孔の水素噴射パイプと３噴孔のパイプを用意し、混合距離５０mm・１５０mm・３００mmにおいて実験し比較した。縦軸にNOx排出量、横軸に当量比をとり各距離・各噴孔での実験結果を図９に示す。図９より混合距離５０mmでは、水素噴孔が１噴孔より３噴孔の方がNOx排出量が少ないが、混合距離１５０mm・３００mmにおいて、３噴孔より１噴孔の方が共にNOx排出量が減少した。特に１５０mmと３００mmでは、当量比０.３５付近より１噴孔と３噴孔の差が大きくなり、NOx排出量が最も少なかったのは、１噴孔で混合距離３００mmで当量比０.５の場合で１２ｐｐｍであった。３噴孔の場合も１噴孔の時と同様に、混合距離が長くなるとNOx排出量が減少するが、１噴孔ほど減少が大きくなかった。

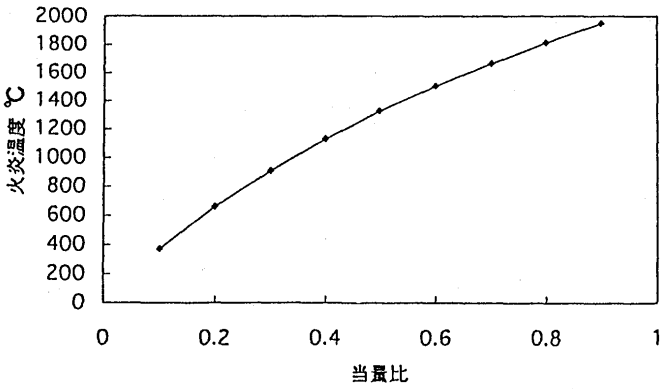


図６　当量比と理論断熱火炎温度の関係

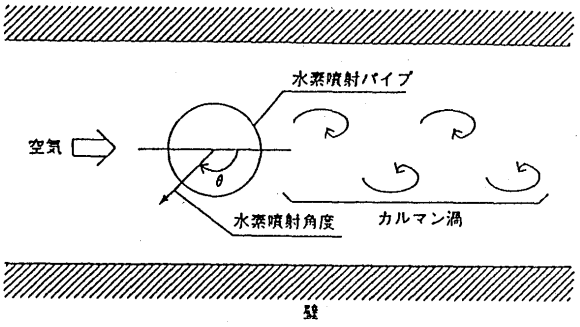


図７　水素噴出孔の方向と流れの関係

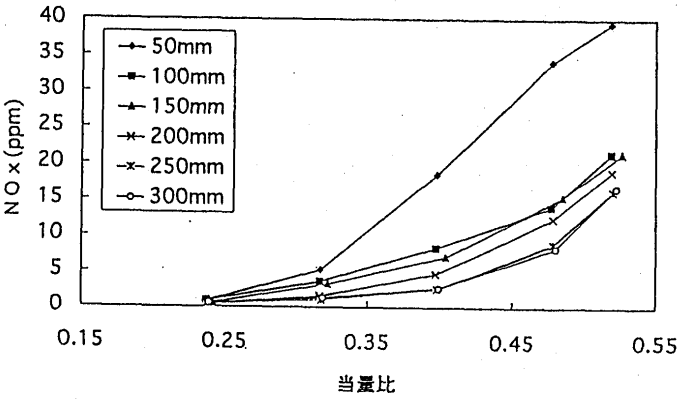


図８　混合距離、当量比とNOx排出量の関係

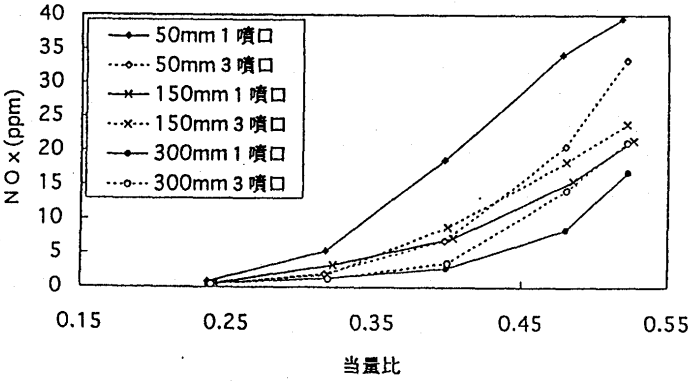


図９　噴孔数とNOx排出量の関係

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

混合距離５０mmでは、距離による水素の拡散は十分ではなく、そのため空気との接触面積の広い３噴孔の NOx 排出量が低くなったと考えられる。また、混合距離が長くなると、距離による水素の拡散の影響が大きくなり、一様に拡散する１噴孔がNOx排出量において少ない値を示したと考えられる。

3.3　水素噴孔からの流速の効果

水素噴射流速と NOx 排出量の関係を調べるため、水素噴射孔の直径を 3.0 mm・2.5 mm・2.0 mmの３種類に考えて計測した。面積比は３６：２５：１６であり、混合距離は各々５０mm・１５０mm・３００mmで測定した。 結果を図１０・図１１・図１２に示す。縦軸はNOx排出量、横軸に当量比である。

図１０・図１１に示す混合距離５０mm・１５０mmでは、噴孔直径が小さくなり水素の噴射流速が大きくなるほど NOx 排出量が減少した。しかし、図１２の混合距離３００mmの場合は、逆に直径 3.0 mmでの水素噴射流速が小さい場合に NOx 排出量が最も少なくなった。混合距離３００mmでは混合距離５０mm・１５０mmの場合に比べ、 NOx 排出量の差があまり大きくないことから、水素噴孔直径よりも予混合距離による影響が大きいと考えられる。

3.4　水素噴射角度の効果

空気流に対する水素噴射角度と NOx 排出量の関係を求めるため、水素噴射パイプを空気の流れ方向を変えて実験した。図７に示すごとく下流方向を０° とし時計回りに１５° ずつ１８０° まで、予混合距離５０mm・１５０mm・３００mmに変えて計測した。結果を図１３・図１４・図１５に示す。図１３に示す混合距離５０mmでは、水素噴射角度のNOx排出量に対する影響が強く、特に水素噴射角度４５° から７

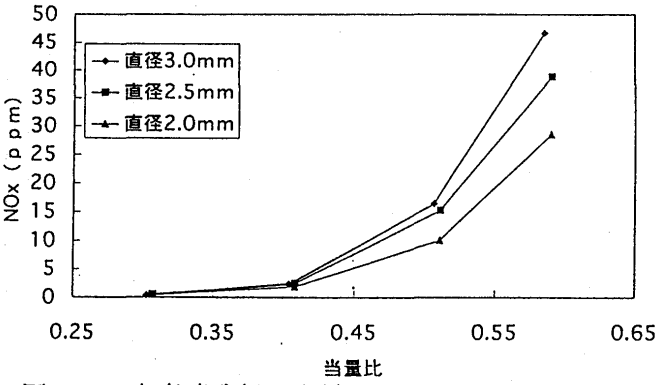


図１０　水素噴孔径、当量比とNOx排出量の関係
（混合距離５０mm）

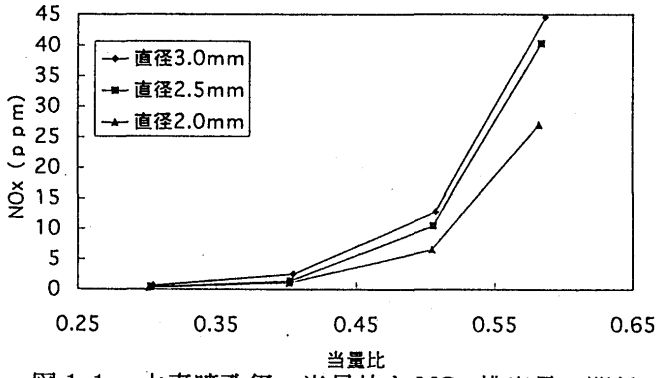


図１１　水素噴孔径、当量比とNOx排出量の関係
（混合距離１５０mm）

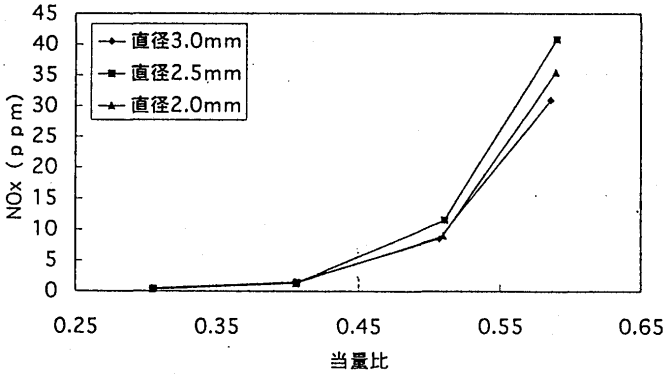


図１２　水素噴孔径、当量比とNOx排出量の関係
（混合距離３００mm）

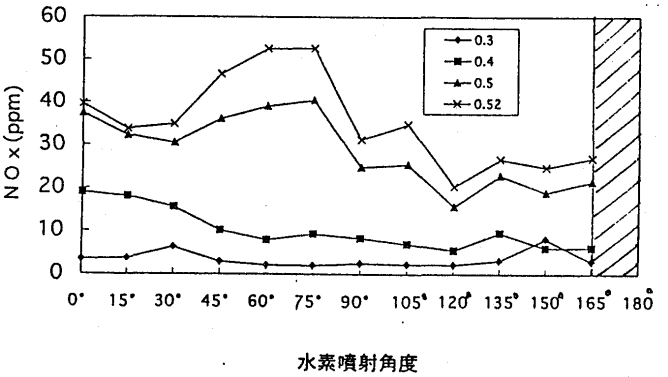


図１３　水素噴射角度、当量比とNOx排出量の関係
（混合距離５０mm）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

５°の範囲でNOx排出量が多く、当量比０．５２で５０ｐｐｍを超え、また水素噴射角度１２０°では、NOx排出量が最も少なく２０ｐｐｍとなった。水素噴射角度０°では、当量比０.５２において、０°では４０ｐｐｍとなる。図１３における斜線部は、燃焼振動が激しく計測不可能であった領域を示す。

図１４に示す混合距離１５０mmにおける実験結果を示す。混合距離５０mmより全体的にNOx排出量は減少しているが、依然として水素噴射角度の影響を受けており、NOx排出量の増減は混合距離５０mmとは違う傾向を見せている。NOx排出量が最も多かったところは水素噴射角度１３５°で当量比０.５２で３５ｐｐm、最も少なかったのは１６５°で当量比０.５２で１６.５ｐｐｍであった。また、水素噴射角度０°で当量比０.５２では２０.３ｐｐｍである。

図１５に混合距離３００mmにおける実験結果を示す。NOx排出量は前述の５０mm・１５０mmと比較すると全体的に減少しており、また水素噴射角度の影響をほとんど受けていない。

当量比が大きい場合、円柱状の噴射パイプの周方向の噴射位置によって、NOxの排出量が大きく変わっている。この原因としては、噴射位置によって対流拡散の強さが変わるのか、円柱まわり非定常渦に巻き込まれる量が変わるのかが考えられる。

混合状態が良好なほどNOx排出量が減少すると仮定すると、予混合ノズル内での水素噴射角度が混合に大きな影響を与えていると言える。

3.5　予混合ノズル出口流速の効果

水素と空気の供給量を変えて予混合ノズル出口流速を変化させて実験を行った。この場合、燃焼器内の平均流速も比例して変化している。上記の実験での流速６４m/sでのNOx排出量に対する相対的なNOx

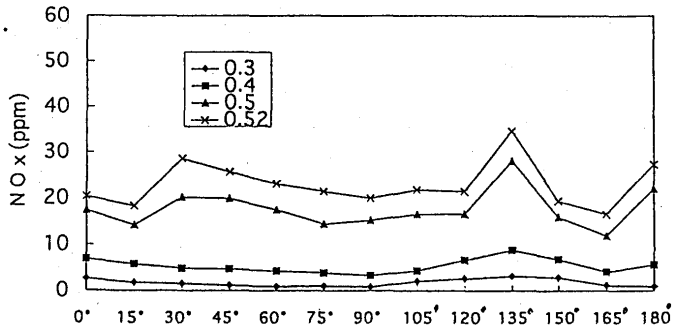


図１４　水素噴射角度、当量比とNOx排出量の関係（混合距離１５０mm）

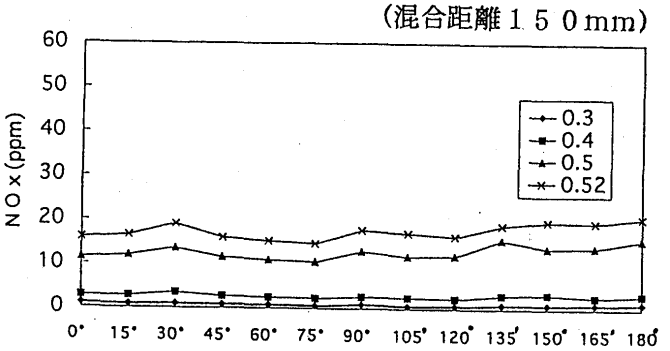


図１５　水素噴射角度、当量比とNOx排出量の関係（混合距離３００mm）

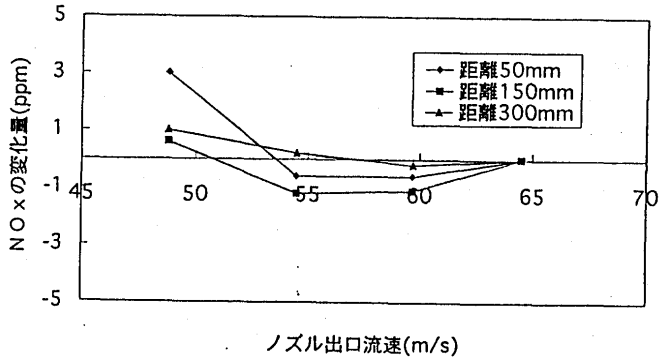


図１６　予混合ノズル出口流速とNOx排出量の関係

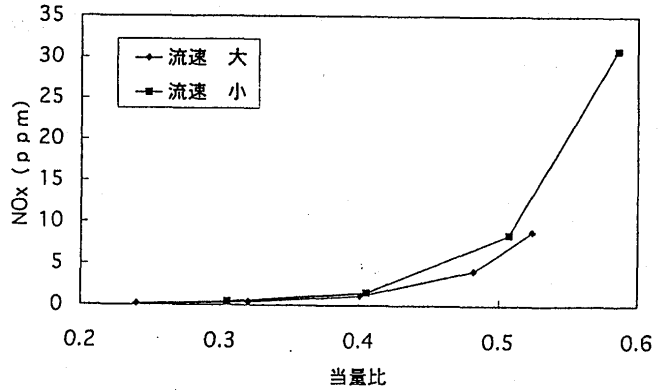


図１７　予混合ノズル出口流速の対比とNOx排出量の関係（混合距離３００mm）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

量を縦軸にとり、予混合ノズル出口の流速を横軸にとり、混合距離５０mm・１５０mm・３００mm、水素噴射角度0°、当量比を0.5とした場合の実験結果を図１６にしめす。混合距離５０mm・１５０mm・３００mm共に流速の変化によりNOx量が変化している。予混合ノズル内の流速の変化により燃料と空気の混合状態が変わると共に、燃焼器内の平均流速の変化により滞留時間も変化するので、図１６はこれらの効果が重ね合わさった結果と考えられる。

当量比を0.５２以上にすると火炎が燃焼器の出口下流にまで伸びたので、予混合ノズル出口の平均流速すなわち燃焼器内の平均流速を下げ、燃焼器内に火炎がおさまるようにして当量比0.５８まで実験した。その結果を図１７に示す。参考のため前述の予混合ノズルの平均流速が大きい場合の結果を図中に示してある。平均流速が減少すると、燃焼ガスの燃焼器内の滞留時間が長くなるため、同じ当量比でNOxが増加している。

4. まとめ

(1)水素と空気の混合距離が長くなるほどNOx排出量が減少し、供試燃焼器では混合距離が２５０mm以上で排出量は一定となった。これは燃焼器の長さとほぼ同じ距離であった。

(2)当量比0.５８（理論断熱火炎温度＝１４７４℃）では混合距離３００mm、水素噴射角度７５°、予混合ノズル出口流速６４m/s（燃焼器内平均流速５０m/s）でNOx排出量は最低となり２５.９ppm（残存酸素量１６%換算１４.７ppm）となった。これらはこの燃焼温度で保炎器を用いた水素空気予混合燃焼で得られるNOx値限界値と考えられる。

(3)水素噴射孔が１噴孔と３噴孔の場合を比較すると、混合距離が短い場合は３噴孔の方が、混合距離が長い場合は１噴孔の方がNOxの排出量は少ない。また同一の噴射孔では、噴孔径が小さいほどNOx排出量は少ない。水素の空気の流れ方向に対する角度は、NOxの排出量に大きな影響を持つ。

(4)水素の空気流れに対する円柱ノズルよりの噴射方法とNOxの排出量の関係は複雑であり、本実験だけでは現象を十分に把握できなかった。混合気の濃度が一様であるのが良いのか、混合気の濃度に周期的な濃淡があるのが良いのかを知るには、さらに詳細な実験と数値解析が必要である。

参考文献

水谷幸夫　燃焼工学　1977

高城敏美　他　燃焼の設計ー理論と実際　1990　日本機械学会

森川正治　他　第31回燃焼シンポジウム講演論文集　1993　p 340

Jeffery A.et al,ASME paper 92-GT-120　1992

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

水素－酸素－水蒸気量論比混合気の燃焼速度　A—5

*壹岐典彦　濱純　古谷博秀　高橋三餘(機械技術研究所)

1まえがき

水素－酸素燃焼を利用して水のみを排出する、無排気無公害の作動媒体循環型タービンシステムが将来の発電システムとして検討されている[1]。これを構築するための燃焼技術には、大量の不活性ガスまたは水蒸気の作動媒体中に水素と酸素を理論比率で供給し、できるだけ短い期間で燃焼させて、一様な燃焼ガス温度場を形成する必要がある。しかし、これらの基盤となる水素燃焼特性のデータは酸化剤として空気を使用するものが多く、酸素を酸化剤とし、量論比一定条件の下での水素－酸素－不活性ガスまたは水蒸気の混合気のデータは少なく、特に水素－酸素－水蒸気系のデータは数少ない[2][3]。そこで、本研究では、水素－酸素－水蒸気の量論比混合気の燃焼速度を大気圧下でバーナ法で測定し、混合気初期温度および水素・酸素濃度に対する影響を調べ、水素－酸素－アルゴン混合気の場合と比較したので報告する。

2．実験装置

燃焼速度の測定に用いた装置の概略を図１に示す。本装置では蒸気発生器と蒸気過熱器により過熱蒸気を作り、水素ガスとともにバーナに供給する。バーナ内で水素と水蒸気がまず混合された後、酸素ガスを混入して混合気を形成する。この混合気は図２のように整流用の泡状金属板、ノズルを経て均一な流れにされ、バーナ出口で、図３のように円錐型の火炎を形成する。この火炎像をHe-Neレーザによる透過光照明によりスクリーンに映し、この円錐の頂角を測定する角度法を用いて、燃焼速度を測定した。ここで各供給ガスは加熱前にマスフローコントローラを用いて質量流量を計測・制御した。水蒸気の流量測定については、小流量の水蒸気の流量を測定することが難しいので、蒸気発生器に供給する水の流量を容積法で測定することで、発生した水蒸気の質量流量を算出した。したがって、水蒸気がもし飽和蒸気温度であれば同じ質量流量であっても蒸気の結露により体積流量すなわちバーナ出口での流速が変化するので、蒸気過熱器以後の流路をヒーターと保温材で保温・温度調節して結露を防止した。また、混合気の温度変化によっても体積流量は変化するので、バーナ燃焼の前後に混合気温度を測定するとともに、燃焼中もバーナ出口部分の温度を監視し、測定し

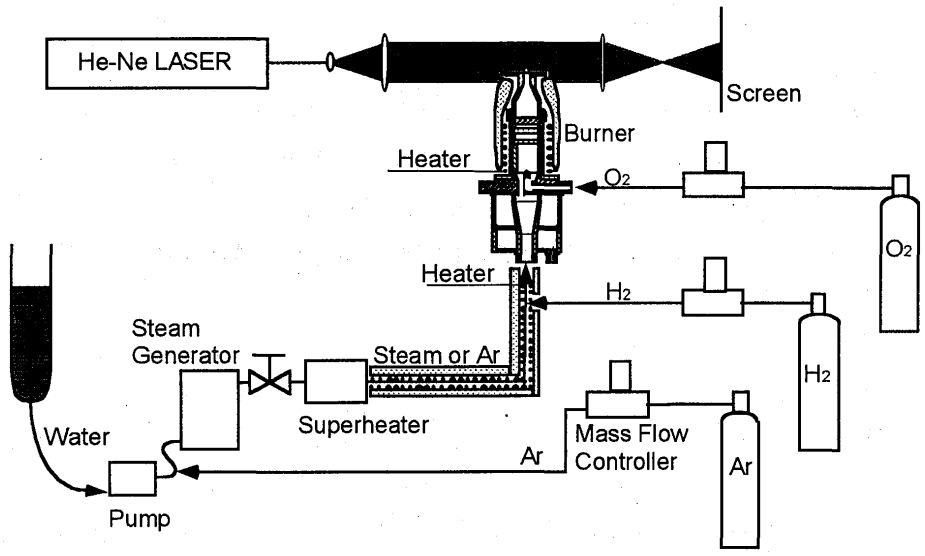


図１　実験装置概要

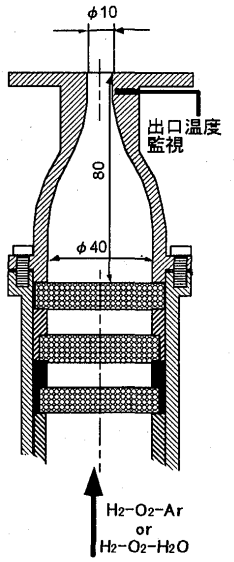


図２　バーナ構造

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

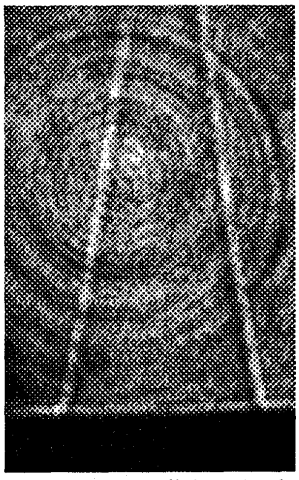


図３　水素－酸素－水蒸気予混合火炎
水素 20% 酸素 10% 水蒸気 70%
未燃混合気温度256℃

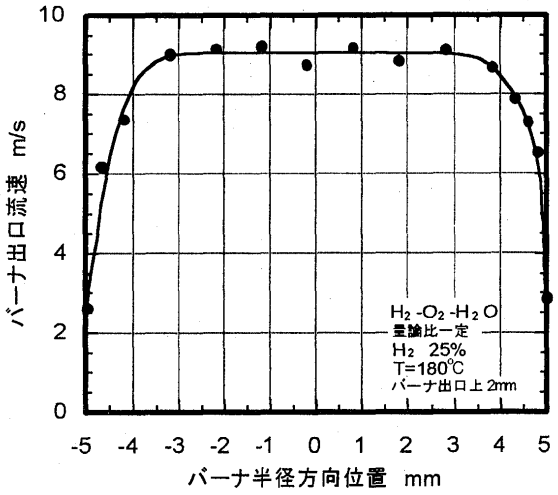
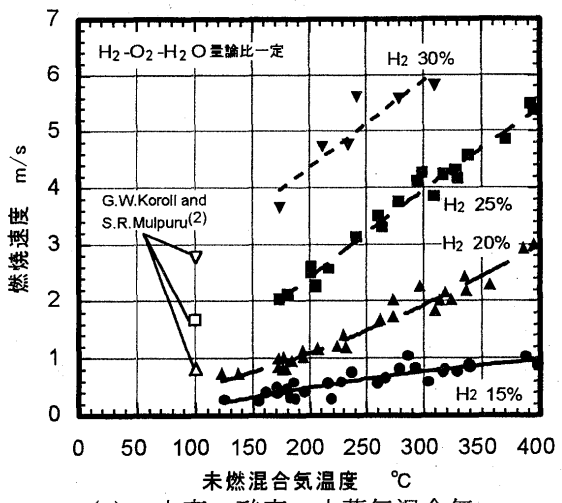
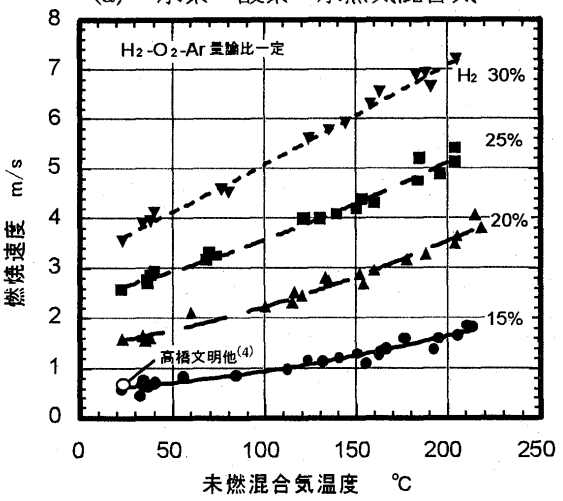


図４　燃焼時のバーナ出口の混合気流速分布



(a)　水素－酸素－水蒸気混合気



(b)　水素－酸素－アルゴン混合気

図５　各混合気の燃焼速度

た未燃混合気温度により出口流速を補正した。また、水素－酸素－水蒸気混合気の燃焼速度と比較するため、蒸気発生器の入口よりアルゴンガスを供給して、水素－酸素－アルゴン混合気についても実験を行った。

この角度法を用いた燃焼速度測定の場合にはバーナ出口での予混合気の流速が既知でなければならないが、質量流量から求められるのはバーナ出口断面の平均流速である。そこで、非燃焼状態ではピトー管を用い、また燃焼状態ではレーザードップラー流速計を用いて測定を行い、バーナ出口の速度分布を求め、均一速度領域の存在と範囲をまず確認した。図４に燃焼中の速度分布の一例を示す。次にこの均一速度領域内の流速をレーザードップラー流速計で各混合気条件について測定して混合気の質量流量に対する相関を求めておき、燃焼速度測定の際にはこの相関を用いて質量流量から出口流速を求めた。

３．測定結果と考察

測定した燃焼速度について、図５ (a) に水素－酸素－水蒸気の場合、(b) に水素－酸素－アルゴンの場合を示し、図６に両混合気を比較して示す。(a) (b) ともに未燃混合気温度と水素濃度が高いほど燃焼速度が大きくなる傾向を示している。しかし、水蒸気の方がアルゴンよりも比熱が大きいため、同一の混合気温度および水素濃度では水蒸気の方がアルゴンの場合よりも火炎温度が低くなるため、燃焼速度が小さい。特に水素濃度が 25% より低い場合には燃焼速度はアルゴンのとき

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の半分以下となる。本測定結果をKorollら[2]のデータや高橋ら[4]のデータから内捜して得た値と比較すると、ほぼ同程度の結果となっている。また、(a)の水蒸気の方が(b)のアルゴンよりもデータのばらつきが大きい。これは、火炎頂角測定と流速測定が同一の瞬間ではなかったため、予混合気流量の時間的な変動が測定データのばらつきに反映されるためで、水蒸気の流速の安定が悪いことが原因である。

本寸法のバーナ法での燃焼速度の計測において、水素－酸素－水蒸気混合気の場合には、動粘性係数が大きいため今回の測定では燃焼速度が6m/s程度の条件でもバーナ出口で臨界レイノルズ数以下の流速であり、バーナ出口での層流を保持できた。しかし、水素－酸素－アルゴン混合気では動粘性係数が小さいため、燃焼速度が1.5m/s程度の条件でも臨界レイノルズ数以上の流速となった。したがって、水素－酸素－アルゴン混合気の燃焼速度について、水素濃度が15%より高い場合のデータには乱れの影響が含まれることが予想される。ただし、混合気の質量流量が同じ場合には、未燃混合気温度が高いほどレイノルズ数は小さくなっており、未燃混合気温度が100℃以上ではレイノルズ数5000以下であり乱れは強くないので、層流燃焼速度との差は小さいと思われる。乱れの影響を防ぐにはバーナ出口径を小さくする必要がある。

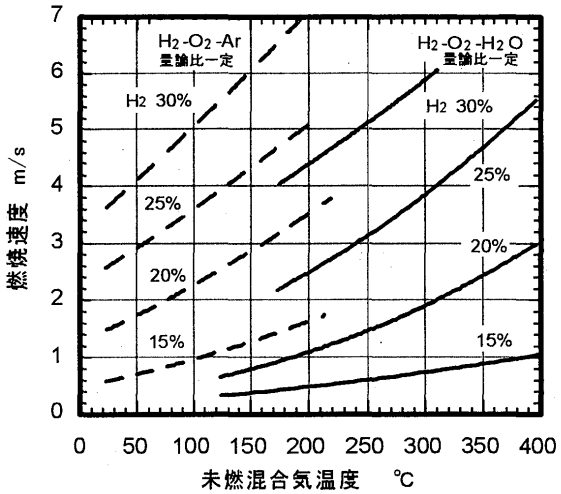


図6　水素－酸素－水蒸気混合気と水素－酸素－アルゴン混合気の燃焼速度の比較

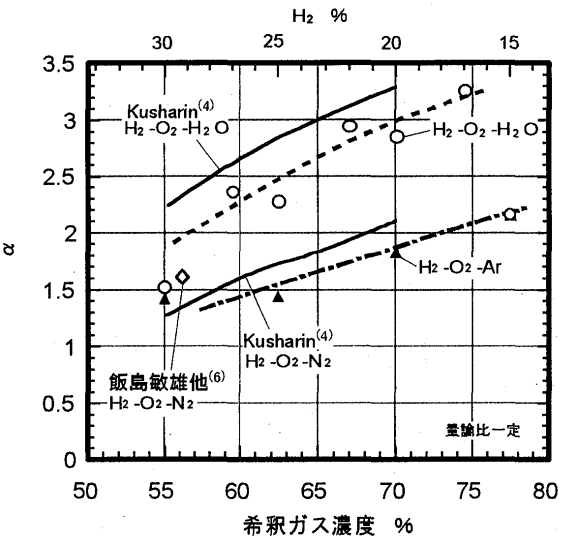


図7　温度依存性指数の変化

圧力一定の条件下において、温度T (K) での燃焼速度Suを、ある基準温度T_0 (K) での燃焼速度をS_{u_0}に対し、近似的に$S_u = S_{u_0} (T/T_0)^{\alpha}$で表示し[5][6]、本測定データから温度依存性指数αを求めてみた。その結果を図7に示す。水素－酸素－水蒸気混合気の場合には測定データのばらつきが大きい水素濃度が15%および30%の2条件を除くと、水素濃度が高いほどαが小さくなる傾向がある。つまり水素－酸素混合気を希釈する水蒸気の濃度が高いほどαが大きく、未燃混合気温度の上昇率に対する燃焼速度の増加率が大きい。Kusharinら[3]は球形容器法を用いて0.2～0.8MPa、初期混合気温度100～200℃で測定しているが、本測定結果は温度、圧力範囲は異なるものの、希釈ガス濃度に対し彼らと同様なαの変化を示す。また、水素－酸素－アルゴン混合気の場合には、水蒸気の場合より、温度依存性指数αが小さく、この値は飯島ら[6]やKusharinらの窒素のデータよりも小さい。したがって、希薄混合気の燃焼速度の未燃混合気温度依存性は、水蒸気、窒素、アルゴンの順に大きく、希釈剤濃度が高いほど大きい。つまり、希釈ガスを水蒸気とした場合は、窒素やアルゴンを希釈ガスとしたときに比べて、混合気の予熱による層流燃焼速度の増加が、特に水素濃度が低い場合に大きいことがわかる。

前述の式を用いて各未燃混合気温度Tでの燃焼速度を内捜して求め、希釈ガス濃度に対して整理した結果を図8に示す。希釈ガス濃度が60～75%の範囲で、(a)の水蒸気の場合には水蒸気濃度の増大とともに燃焼速度の低下の割合は小さくなるが、(b)のアルゴンの場合には燃焼速度が直線的

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

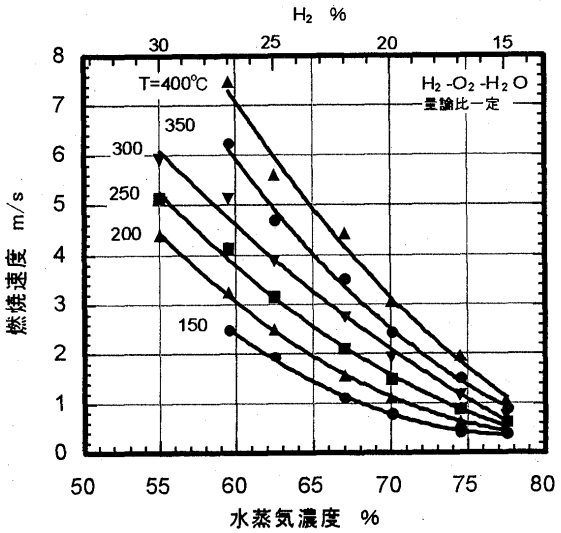
に低下する。Koroll ら[2][7]は、水素－酸素量論比混合気において希釈ガスモル分率 χ のときの混合気の燃焼速度 Su を、$Su\ (\alpha_o/\alpha)^{1/2} = Su_o\ (1-\chi/\chi_L)$ … (1) で予測している。ここで α は熱拡散係数を、Su_o と α_o は希釈しないとき（$\chi=0$）の燃焼速度と熱拡散係数を、χ_L は可燃限界の希釈ガスモル分率を示す。式 (1) によれば $Su\ (\alpha_o/\alpha)^{1/2}$ は希釈ガス濃度に対し直線的に減少することになる。この熱理論に基づく燃焼速度の見積もりを本測定データについても適用し、$Su\ (\alpha_o/\alpha)^{1/2}$ を計算したところ、水素－酸素－アルゴン混合気の場合は希釈ガス濃度に対して直線的に減少したが、水素－酸素－水蒸気の場合には図９のように希釈ガス濃度の増加と $Su\ (\alpha_o/\alpha)^{1/2}$ の減少は線形でないことがわかった。Koroll らも未燃混合気温度100℃の水蒸気混合気の場合に水素過濃側で実験データが式 (1) から大きくずれることを示しているが、今回は未燃混合気温度が200℃以上で水素希薄側の場合でも式 (1) から実験データがはずれることが確認された。したがって、水蒸気希釈の場合には今回の単純な方法では燃焼速度を見積もれないので、今後シミュレーションを行う必要がある。

４．まとめ

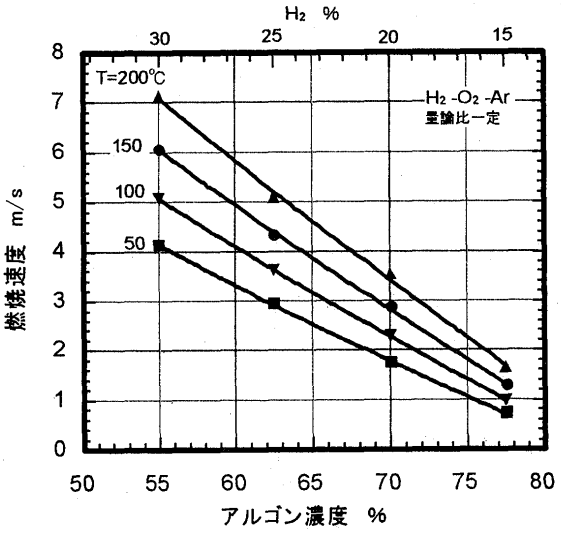
水素－酸素－水蒸気および水素－酸素－アルゴンの量論比混合気の燃焼速度をバーナ法を用いて測定し、水蒸気混合気の方がアルゴン混合気よりも燃焼速度が小さく、希薄側で半分以下となること、水蒸気の場合にはアルゴンよりも未燃混合気温度上昇による燃焼速度の増加割合が大きいことがわかった。

参考文献

(1) 例えば，山下巌：日本ガスタービン学会誌，22-86：9-16 (1994)
(2) Koroll, G.W. and Mulpuru, S.R.: 21st Symp. (Int.) on Combustion, 1811-1819 (1986)
(3) Kusharin, A.E., Popov, O.E. and Agafonov, G.L.: Proc. of 19th Int. Symp. Shock Waves, 2: 143-148 (1995)
(4) 高橋文明他：第１８回燃焼シンポジウム，70-72 (1980)
(5) Milton, B.E. and Keck, J.C.: Combust. Flame, 58: 13-22 (1984)
(6) 飯島敏雄，竹野忠夫：第２１回燃焼シンポジウム，143-145 (1983)
(7) Korolll, G.W., Kumar, R.K. and Bowles, E.M.: Combust. Flame,94: 330-340 (1993)



(a) 水素－酸素－水蒸気混合気



(b) 水素－酸素－アルゴン混合気

図８　希釈ガス濃度の影響

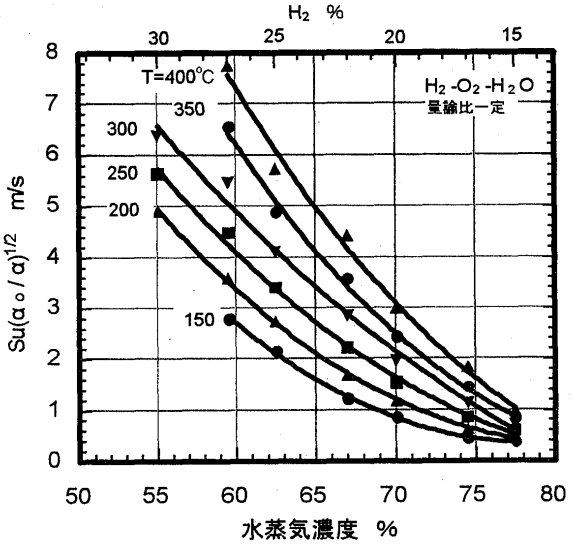


図９　熱拡散を考慮した燃焼速度

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ＣＡＲＳによる乱流予混合火炎の瞬時温度測定　A—6

＊小野田昭博、小杉伸一郎（東芝）
川口靖夫（機械技研）

１．まえがき

近年、地球環境保全という社会的必要性のもとに、ガスタービンの窒素酸化物（ＮＯx）低減が強く望まれている。ＮＯxを低減するためにはガスタービン燃焼器内部の燃焼ガス温度分布を把握し、局所的な高温部を抑制する必要がある。しかし、燃焼器内部は高温、乱流状態であるため、従来から用いられている熱電対法では計測の限界がある。そのため、筆者らは非接触で計測する方法としてＣＡＲＳ計測法に取り組んでいる。ＣＡＲＳ（Coherent Anti-Stokes Raman Spectroscopy）は通常のラマン分光法に比べ信号光への変換効率がはるかに高く、しかも信号光がレーザと同様のコヒーレントであるため、燃焼ガスのような希薄な状態においても分子のエネルギーを非接触で測定できる利点を有している。

今回はガスタービン燃焼器適用への基盤技術の確立として、過去に種々の測定実績のある標準予混合バーナの火炎温度を測定対象とした。ＣＡＲＳスペクトルは温度に対して複雑に変化するため、乱流火炎のような温度変化の大きい場合に複数のレーザショットによる信号の重ね合わせを行うと誤差を生じることが指摘されている[1]。そこで、本報ではＣＡＲＳ測定のＳ／Ｎ比を向上させ、レーザパルス１ショットによるＣＡＲＳスペクトルを計測し、バーナの温度乱れに関する統計量を得ることを試みた。あわせて１ショットＣＡＲＳスペクトルをもとにＣＡＲＳによる温度測定に伴う誤差について検討を行ったので報告する。

２．実験装置と実験方法

図１にＣＡＲＳ実験装置の概念図を示す。装置の構成は大きく分けて光源、ＣＡＲＳ光学系、分光器および測定対象である標準予混合バーナからなる。

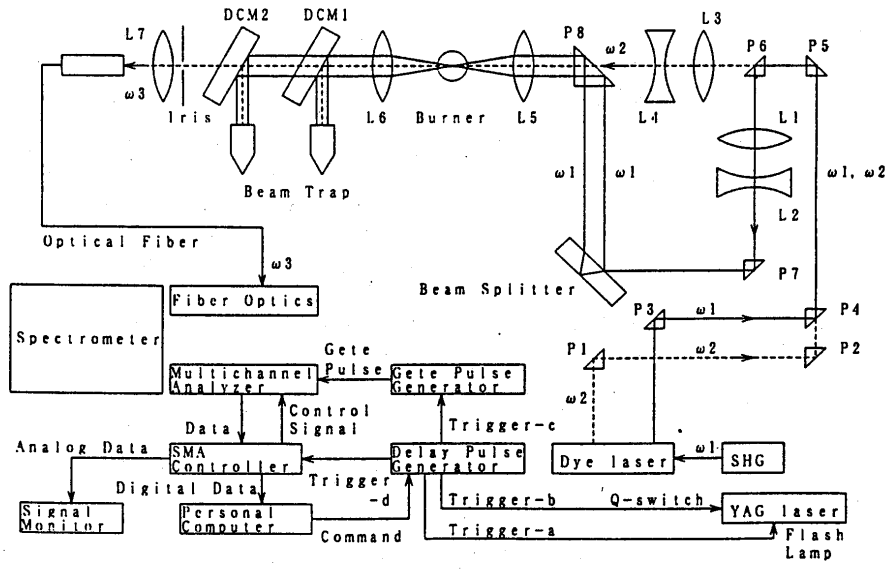


図１　ＣＡＲＳ実験装置の概念図

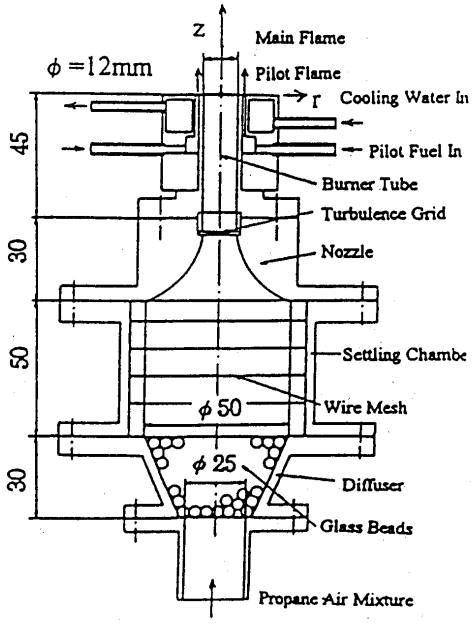


図２　標準予混合バーナ

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

2．1　光源

ＣＡＲＳの励起光源としてＹＡＧレーザと色素レーザを用いた。ＹＡＧレーザからのレーザ光をポンピング光（ω1）、物質のラマンシフト周波数（ωr）分だけ長波長側に色素レーザを調整してプローブ光（ω2）を発生させる。色素レーザは色素の調合に留意して、目的の波長で強い出力が得られるように調整した。

2．2　ＣＡＲＳ光学系

光学系の配置は高い空間分解能を得るため Folded Box CARSとした。測定位置までの焦点距離は 200mmである。個々の光学系機器はＣＡＲＳ出力が最大となるように調整を行った。

表１　レーザと分光システムの仕様

Pump Beam (ω1)	Source	YAG Second Harmonics
	Wave Length	532nm
	Band Width(FWHM)	0.5cm-1
	Pulse Energy	135mJ
Probe Beam (ω2)	Source	R610,R640 Mixed Dye Broad Band Emission
	Wave Length	607nm
	Band Width(FWHM)	5.1nm
	Pulse Energy	37mJ
Spectrometer System	Spectrometer	f=800mm,Double
	Detector	Diode Array, 512pixel/12.5mm
	Image Intensifier	Double MCP
	Dispersion	0.379cm-1/pixel
Phase Matching		Folded BOXCARS Alignument
Signal Acquisition		Multiplexed(Broad band)CARS

2．3　分光器

ＣＡＲＳ信号の S/N比を改善することを目的に分光器の入口スリット幅を0.20mmとした。これにより、スペクトルの微細構造は不明瞭になったが、S/N比の改善には十分な効果があった。表１にレーザと分光システムの仕様を示す。

2．4　標準予混合バーナ[2]

図２に実験に用いた標準予混合バーナを示す。主燃料はプロパンであり、実験条件は当量比0.73、バーナ出口混合気流速4.64m/sである。このとき、混合気のバーナ入口温度288Kに対して計算された断熱火炎温度は1905Kであった。測定位置はバーナ出口から下流、Z=60mmの断面として、中心軸から半径方向に4ヶ所とした。

2．5　実験方法

実験は各測定位置に対してレーザ1ショットごとのＣＡＲＳスペクトルを1000個記録して個々に解析した。温度算出は、ＣＡＲＳスペクトルが存在する波数区間において実験スペクトルと理論スペクトルとの差を計算し、これが最小となる条件から求めた（ Full Fitting 法）。

3．実験結果

図３に各計測位置から得られたＣＡＲＳスペクトルの例を示す。縦軸は最大強度で規格化した散乱強度、横軸はラマンシフト波数を示しており、図中の数値は Full Fitting 法より算出した温度、実線は算出した温度における理論スペクトルを示す。r=0 mm（バーナ中心軸）におけるＣＡＲＳスペクトルではスペクトルのバンド幅は狭く、凹凸のスペクトル構造が現れていないことから高温条件における振動回転構造が現れていないと考えられ、燃焼ガス温度が低いことが分かる。r=3 mm におけるＣＡＲＳスペクトルではバンド幅の広いスペクトルも現れてきている。r=7 mm におけるＣＡＲＳスペクトルではさらにバンド幅が広がり、2300cm^{-1} - 2320cm^{-1} の波数領域に振動回転構造が現れているとともに 2295cm^{-1} 付近に新たなピーク（ホットバンド）が現れている。このことからr=7 mm の燃焼ガスは高温であることが分かる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

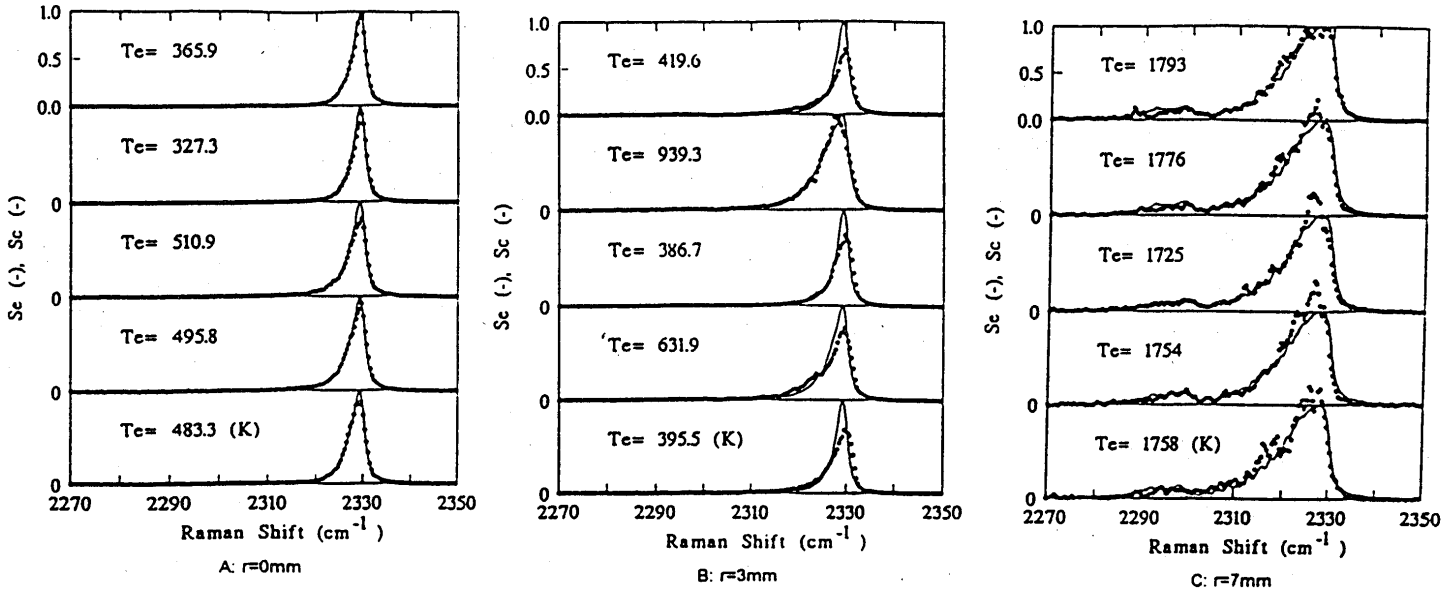


図３　観測されたＣＡＲＳスペクトルの例

図４に熱電対により計測した温度とＣＡＲＳスペクトルから算出した温度の比較を示す。図の縦軸は温度を横軸はバーナ中心軸からの距離を示している。熱電対による測定結果は浅沼[3]吉田[4]が細線熱電対を用いた結果で図中では破線と実線で示している。ＣＡＲＳスペクトルから算出した温度は丸印で示しており、1000個のＣＡＲＳスペクトルから個々に温度を計算し、これらを平均したものである。平均温度分布を比較すると定性的傾向は一致しているが、バーナ中心近傍では熱電対より低い温度を示している。ＣＡＲＳによる測定では 1ショットによる計測を行っているため、時間的分解能は十分であるが、空間的分解能は無限小でない。そのため、測定体積の中に低温の燃焼ガスが含まれる場合、低温ガスからの散乱は強いため、バイアスが生じ、ＣＡＲＳによる温度は測定体積の平均温度より低くなる可能性がある。

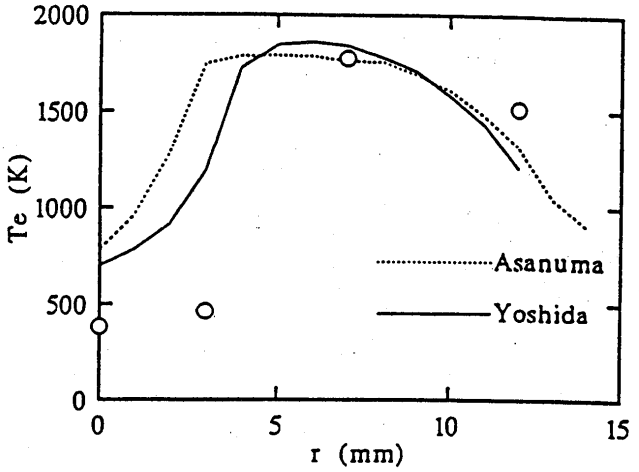


図４　平均温度分布の比較（○ＣＡＲＳ　－熱電対）

一方、バーナの中心近傍では未燃の燃焼ガスを含んでいるため、熱電対の表面にコーティングを施していない場合には熱電対の触媒作用により表面反応が生じ、高い熱電対指示温度を示すことになる。また、高温領域からの熱電対へのガス輻射も熱電対指示温度の上昇の要因の一つとなり得る。

図５に各測定位置における温度変動のヒストグラムを示す。横軸は温度、縦軸は各区分におけるデータ個数に対する割合を示している。また、図中には各測定位置における平均温度と標準偏差を示してある。r=0 mm のバーナ中心部分は未燃ガスが大部分であるため、低い温度で温度変動が小さくなっていると考えられる。r=3 mm の位置では未燃ガスと燃焼ガスが混在している位置であると考えられる。そのため、平均温度としてはr=0mmと比較して 150 K 程度であるが、温度の偏差が大きく 1000 K 近くの温度もしばしば現れている。r=7 mm の位置では高温で温度変動が小さくなっている。この位置では燃焼ガスが大部分を占めていることが伺える。r=12 mm の位置では火炎の外縁位置に対応しており、燃焼ガスが周辺の空気を巻き込む領域と考えられる。そのため、温度の偏差が再び大きくなる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

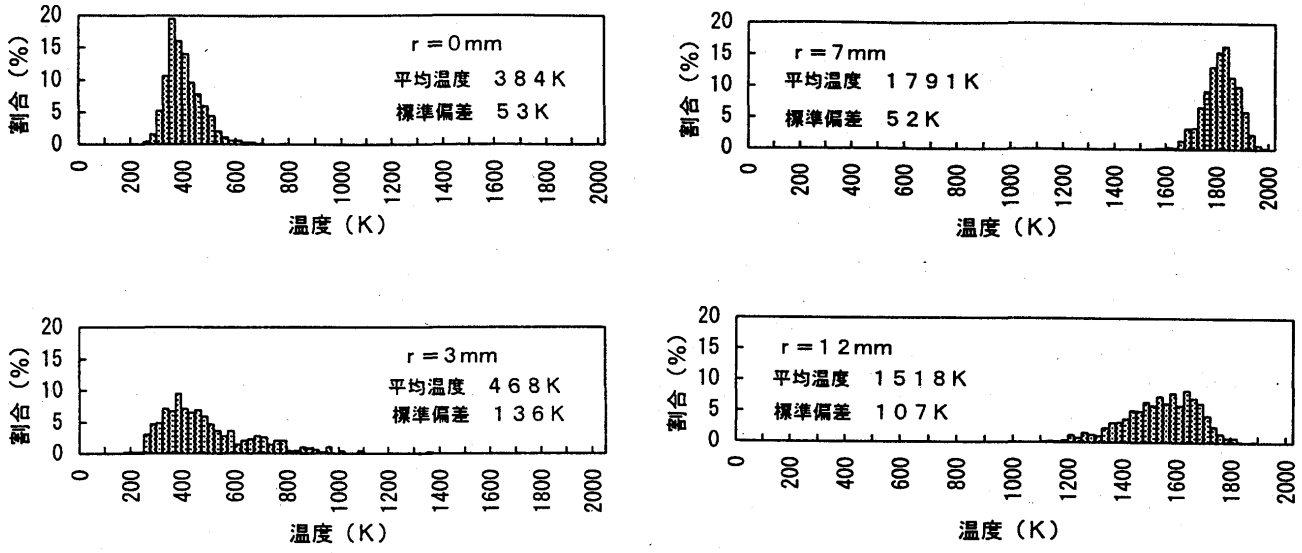


図５　温度変動のヒストグラム

図６に全測定位置における Full Fitting 法より算出した温度と、その温度に対する理論スペクトルとＣＡＲＳスペクトルとの差の関係を示す。ここで、図に示したデータは各測定位置より無作為に選んでいる。縦軸は理論スペクトルとの差、横軸は算出された温度を示す。温度の低いところでは差は小さいが、温度が高くなるのにつれて差が大きくなっている。この理由として、高温領域におけるＣＡＲＳスペクトルの散乱強度は弱くなる。そのため、ＣＡＲＳスペクトルに対するノイズの影響が大きくなり、スペクトル構造が不明瞭になりやすいこと、高温領域のＣＡＲＳスペクトルはバンド幅が広がり、それにともない、理論スペクトルと比較する波数範囲が増加しているためと考えられる。

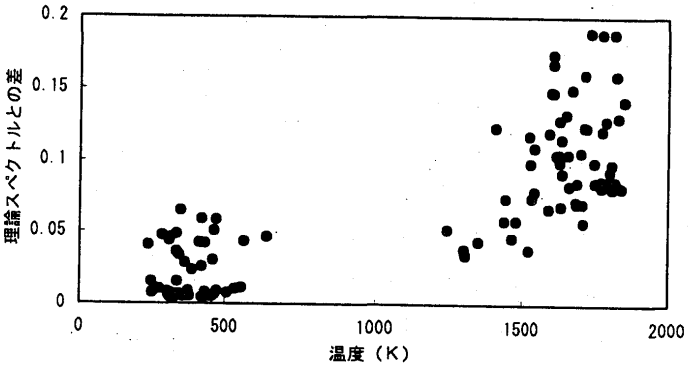


図６　理論スペクトルとの差

図７に r=7 mm の位置におけるＣＡＲＳスペクトルを50回積算し温度を計算した結果と、１ショットごとに温度を計算し50個ずつ平均した結果の比較を示す。縦軸は温度、横軸は無次元時間を示している。１ショットごとに温度を計算し平均した温度に比べ、ＣＡＲＳスペクトルを積算した温度の方が低い値を示す結果であった。散乱強度の異なるＣＡＲＳスペクトルを積算し、積算回数で平均化を行った場合、散乱強度の大きいＣＡＲＳスペクトルが支配的になる。低いガス温度の散乱は強いため、温度変動がある計測点でＣＡＲＳスペクトルを積算し、平均温度を計算した場合、温度変動の低温側の影響が大きくなり、低い平均温度を示すことになる。今回、比較的温度変動の小さい位置で比較を行ったが、温度変動の小さいところでも平均温度における差が生じている。このようにＣＡＲＳスペクトルを積算し平均温度を計算した場合、低い平均温度を示すことが明らかとなった。

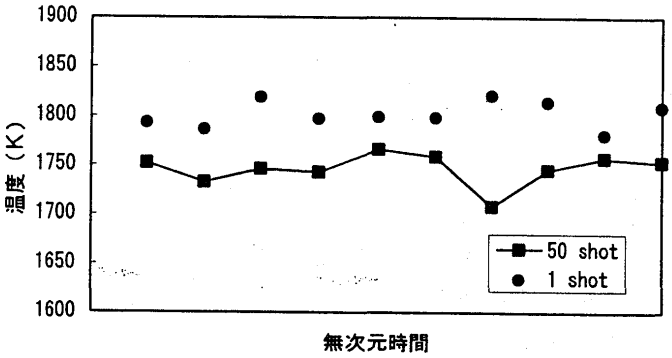


図７　50shotと1shotの平均温度の比較

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．まとめ

ＣＡＲＳによる乱流予混合火炎の瞬時温度測定を目標に実験を行い以下のことが分かった。

（１）パルスレーザ1ショットより取得したＣＡＲＳスペクトルは理論スペクトルと比較可能なS/N比であった。

（２）測定した平均温度は熱電対による結果と比べ、全体的によく対応しているが、バーナ中心部において、やや低い値を示す。このことはＣＡＲＳの測定体積の影響と、熱電対表面の触媒反応や輻射の影響によることが考えられる。

（３）1ショットによるＣＡＲＳスペクトルと理論スペクトルの差は、温度が高くなるのにつれて大きくなる傾向にある。

（４）温度変動のある位置で、積算したＣＡＲＳスペクトルより計算した平均温度は、1ショットから計算し、平均した温度に比べ低い値を示すことが明らかとなった。

今回のＣＡＲＳによる瞬時温度測定の技術を基盤とし、今後、ガスタービン燃焼器内部の燃焼ガス温度計測に適用して行く予定である。

参考文献

1) Kawaguti, K., Onoda, A. and Kosugi, S., Proc ASME Forum on Measurment Tech. in Multiphase Flows, San Francisco, (1995), HTD1-1

2)吉田、日本機械学会編、燃焼のレーザ計測とモデリング、丸善、(1987), 351

3)浅沼、同上、357

4)吉田、同上、359

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

石炭ガス化複合発電の技術展望

A—7

*内田聡、太田一広、古屋孝明、小森豊明
三菱重工業（株）　原動機事業本部　原動機技術センター

1．はじめに

石炭ガス化複合発電（IGCC：Integrated coal Gasification Combined Cycle)は埋蔵量が豊富な石炭を燃料として、ガスタービンとの複合発電により高い発電効率と灰のスラグ処理等の高い環境性能を有する２１世紀の火力発電の中核として世界各国で開発が推進されている。

国内では通産省資源エネルギー庁、新エネルギー産業技術総合開発機構（NEDO）の委託事業として、石炭ガス化複合発電技術研究組合（IGC 組合）によって２００T／日噴流床石炭ガス化発電パイロットプラント運転研究が常磐共同火力（株）勿来発電所構内で、平成８年２月１１日まで実施されIGCC 実用化のための各種貴重な運転データを取得する事が出来た。

このパイロットプラントは発電効率の最も高い空気吹きガス化炉と乾式ガス精製装置で組み合わされている。運転研究では当初ガス化炉内に灰付着などの課題があったが、それらの課題を全て解決して平成７年３月には７８９時間の石炭専焼連続運転に成功した。

本論文では世界のIGCC プラントの開発状況、２００T／日石炭ガス化パイロットの概要並びにこれらの成果を元にした実証機の計画概要について述べる。

2．IGCC プラントの開発状況

米国では１９８４年から８９年に亘りクールウォータープロジェクトとして、酸素吹きテキサコ炉と湿式脱硫装置と１１００℃級のガスタービンを組み合わせた発電出力１２０MWの実証プラントの運転が行われた。また１９８４年からダウのSyngas プロジェクトとして１６０MWの自家発プラントが２２００時間以上（９４年１２月現在）運転されている。近年では米国ではフロリダのTAMPA 電力で発電出力３２０MWのIGCC プラントが建設中で１９９６年より試運転開始の計画である。このプラントはテキサコ炉と湿式ガス精製を既設油焚きMS7001F ガスタービンに組み合わせ、ＤＯＥから約５０%の資金援助を受け建設されている。またWabash River Coal Gasification Repowering Project は発電出力３０２MWでダウ炉と湿式ガス精製とMS7001F の組み合わせで、既設発電所の蒸気タービンを使用し、やはり約５０%ほどＤＯＥより資金援助を受け建設中である。これらのプロジェクトはいずれもIGCC 実証機の位置づけであるが、既設のインフラストラクチャーを使用することで総建設費を抑制すると共に、既設火力に比べ環境特性の向上と発電効率の向上する事でインセンティブを与えている。

一方ヨーロッパではオランダ電力庁の資金でブフナムプロジェクトが９４年度より運転中である。これはShell 炉と湿式ガス精製並びにV94.2 ガスタービンとの組み合わせで、ＮＧをバックアップ燃料として有している。当初はガスタービンの燃焼振動が問題であったが、現在は４０%から９５%負荷で順調に運転を行っている。またスペインのPuertollano ではＥＣ等（日本の銀行団からも資金が流れている）から７０%の援助を受け、Prenflo 炉を使用した発電端で３３５MWの実証機が建設中ある。

クールウオータープロジェクトとダウSyngas プロジェクトを除き、いずれもここ数年内で運開する最新鋭の石炭ガス化複合発電で、欧米の石炭ガス化に掛ける意気込みが感じられると共に、欧米の補助金の使い方に感心するところである。

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

３．２００Ｔ／日石炭ガス化パイロットプラント

本パイロットプラントはIGCCの技術開発のため、NEDOから委託を受けてIGC組合が昭和６３年１月に建設を着手して平成３年２月に完成した。このパイロットプラントは前述した欧米で開発が進められている化学用の酸素吹き石炭ガス化炉と湿式ガス精製を組み合わせたシステムではなく、送電端プラント効率が高く、発電用に最適な乾式石炭供給空気吹き二段噴流床石炭ガス化炉と乾式ガス精製装置を組み合わせた先駆的なシステムを採用している。（図１）これらの各構成機器は全て国産技術でガス化炉は三菱重工業、ガス精製装置は石川島播磨重工と川崎重工業、ガスタービンは日立製作所が製作を担当し、ガスタービン実圧燃焼試験は日立、東芝、三菱がそれぞれ試験を行った。またバイパス試験装置として電力会社の研究として２０Ｔ／日級の固定床ガス精製装置と４Ｔ／日級の移動床ガス精製装置が技術改善のため三菱と川重により製作され試験を行った。

ガス化炉の試験結果は計画性能を満足し、ガスタービンとの抽気連携運転状態での動特性試験では１０％／分の負荷変化まで実証できた。スラッギングもガス化炉改造により完全に改善され長期連続試験（７８９時間）の成果と併せ、実証機の設計のためのデータを取得ができた。（図２、表１）また灰はスラグとして回収され未然カーボンを含まず数ｍｍ程度に粉砕され、ガラス質で覆われた完全に非水溶出性であることが確認された。

ガス精製装置のうち三菱重工が担当した２０Ｔ／日固定床ガス精製装置は一ヶ月連続運転をガス化炉と併せて行っただけでなく、初期性能も計画を遥かに超える数値が得られ、（図３）また加圧下での石膏回収試験の成功などコンパクトで高性能かつ石炭ガス化複合発電に適した乾式ガス精製装置の各種データが得られた。

石炭ガス化ガスのようにカロリーの低いＢＦＧ焚きガスタービンの実績のある弊社のガスタービン燃焼器は部分負荷でも安定した燃焼と低ＮＯＸが得られるように、燃焼器に空気バイパス弁を有していることが特徴である。この特徴を生かしパイロットプラントで実圧実寸燃焼試験を行った結果1/4負荷以上でアンモニアからのＮＯＸ転換率４０％以下を達成できた。

４．２０００Ｔ／日級実証機

当社は２００Ｔ／日パイロットプラントの成果を元に、空気吹き（酸素富化）二段噴流床石炭ガス化炉とセラミックフィルターと固定床脱硫装置と１３００℃級のガスタービンと組み合わせたIGCC実証機の計画を行った。（表３、図４、５、６）この実証機の主な特徴は以下の通りである。

①　各主機の仕様をプラント全体の観点から見直しを行い、プラント全体で最適化を行った。

②　システムのシンプル化を図り、経済性と信頼性を追求した。

③　硫黄回収は石膏回収型として、硫黄需給状況を反映し、かつ危険物としての取り扱いを避けた。

パイロットプラントに比べ系統が大きく簡素化された点は、ガス精製が固定床を選定したことと、それに伴いパイロットプラントで設置されていたＥＰが不要になったこと、また起動方法の適正化により起動用空気圧縮機が不要になった点と、起動時ガスの処理をガスタービン燃焼器で行うことで大型の起動用ガス処理炉が不要となった点である。送電端効率は44%(HHV)で、従来型最新鋭火力より約10%効率が高い。また灰処理は完全スラグ化で灰捨て場の容積が半分で済むだけでなく、非溶出性のため取り扱いが容易となる。

５．まとめ

２００Ｔ／日パイロットプラントの成功により、IGCCは実証機を建設する段階となった。今後は早期に実証機の建設が実現され、更に商用機に繋がり、IGCCが２１世紀の中核電源設備になる事を願うものである。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

参考文献
（１）金子祥三他、空気吹き二段噴流床石炭ガス化炉の開発、
三菱重工業技報　Vol.33　No1　(1996-1)　P.10
（２）世良俊邦他、石炭ガス化用固定床式ガス精製装置の開発、
三菱重工業技報　Vol.33　No1　(1996-1)　P.10
（３）L.O.M.Koenders,P.L.Zuideveld　The Shell Coal Gasification Process
石炭ガス化ミニシンポジウム　P.24
（４）花井義春　２００Ｔ／日噴流床石炭ガス化発電パイロットプラントの概要
日本エネルギー学会誌　第７４巻第８号(1995-8)　P.699

項目	単位	計画値	実績値
炭種		モーラ炭	モーラ炭
生成ガス発熱量	kcal/Nm3	1020	1000から1100
冷ガス効率	%	68以上	66～74
炭素転換率	%	98以上	99.8～99.9.
チャーリサイクル	%	100	100
入口全硫黄量（固定床）	ppm	1510	500～700
出口全硫黄量（固定床）	ppm	100	20～80
入口煤塵濃度（固定床）	mg/Nm3	3000	132～390
出口煤塵濃度（固定床）	mg/Nm3	10	1以下
NOX転換率（当社燃焼器）	%	40以下	38以下

表１　２００Ｔ／日石炭ガス化パイロットプラントの性能

	単位	５０Ｈｚ地区		６０Ｈｚ地区	
ガスタービン		701F	701DA	501F	501DA
ガス化炉		空気吹き２段噴流床方式（酸素富化）			
脱塵装置		セラミックフィルター			
脱硫方式		酸化鉄ハニカム固定床石膏回収方式			
石炭処理量		2400	1600	1700	1300
発電端出力		400	263	275	215
送電端出力		368	242	255	198
送電端効率（HHV）		44	43	44	43
SOX/NOX		20/20	20/20	20/20	20/20
煤塵		1	1	1	1
排水		一般排水処理で対応可能			
灰		スラグによる回収			

表２　実証機基本仕様

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

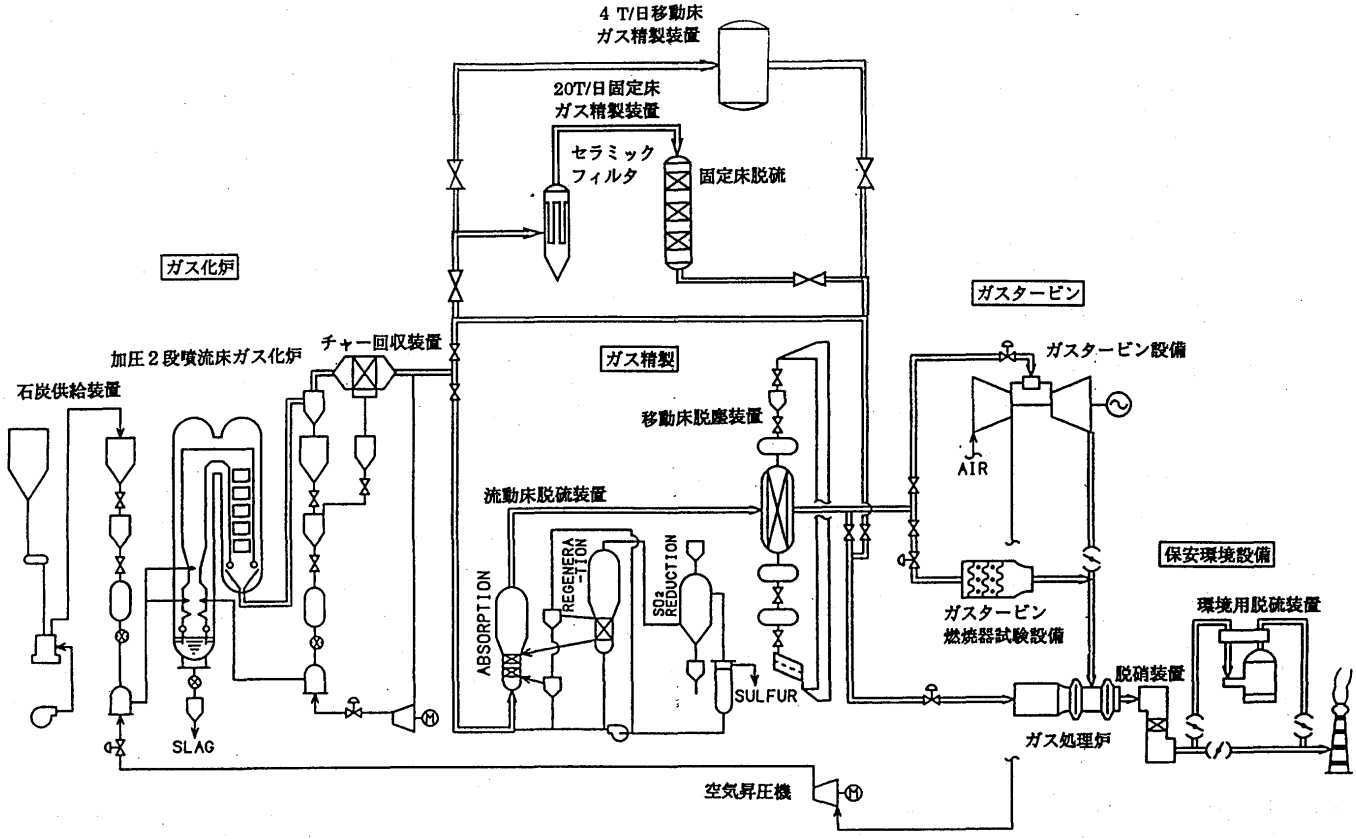


図１　２００Ｔ／日石炭ガス化パイロットプラント系統図

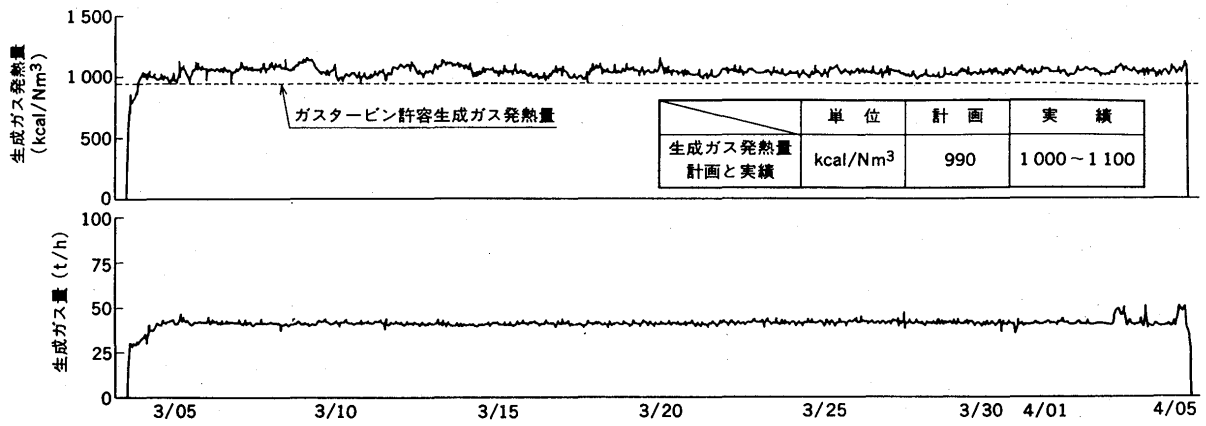


図２　石炭ガス化炉の長期連続運転実績データ

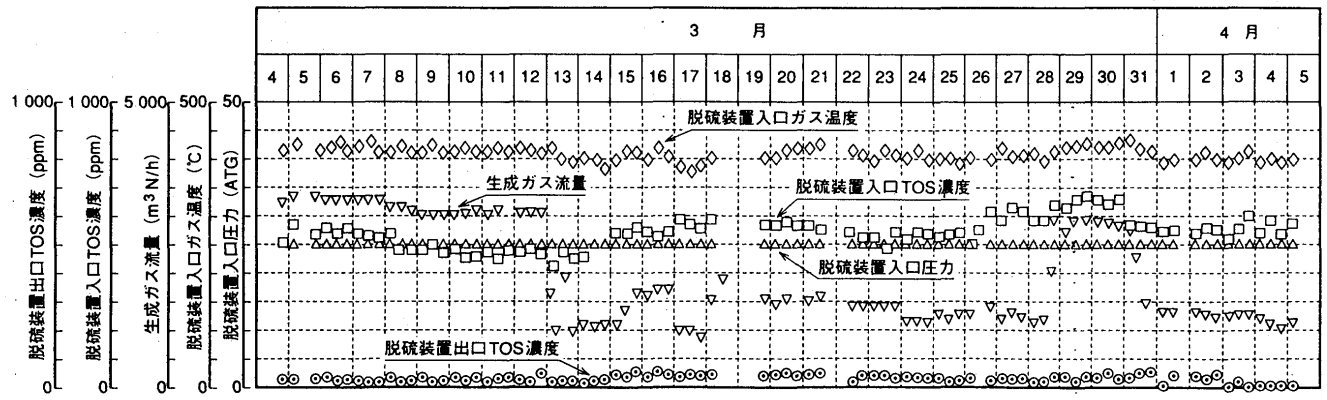


図３　固定床脱硫装置の長期連続運転実績データ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

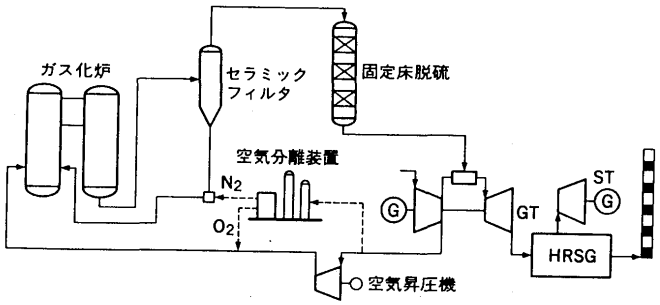


図４　IGCC 実証機概略系統図

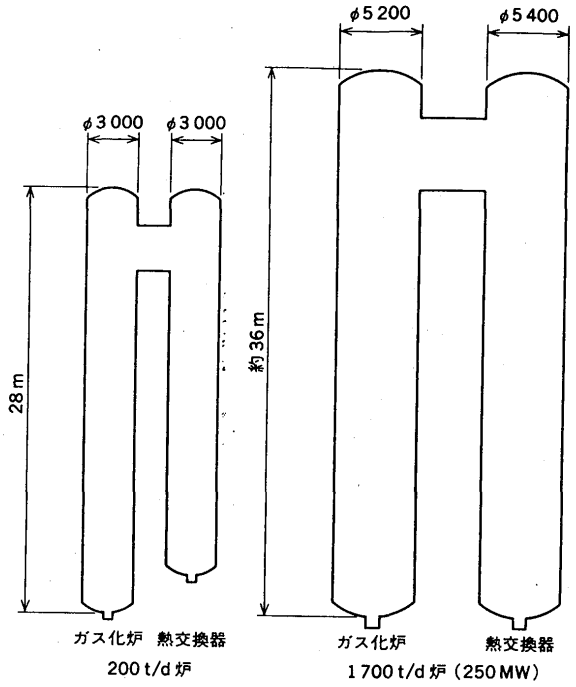


図５　実証炉の寸法比較

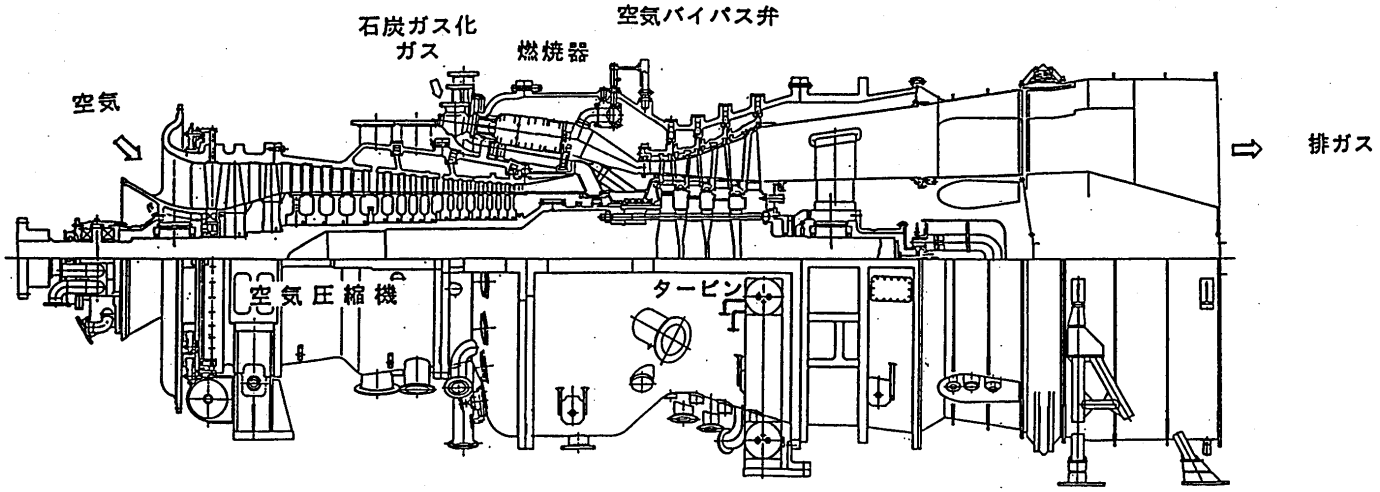


図６　石炭ガス化ガス焚き MW701DA ガスタービン組立断面図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の開発

A—8

＊山田　正彦（（株）東芝　重電技術研究所）
小野田昭博（（株）東芝　重電技術研究所）
芳根　俊行（（株）東芝　重電技術研究所）

1．まえがき

燃料多様化の一環として、高効率で環境保全性に優れた石炭利用発電技術である噴流床石炭ガス化発電プラントが注目されている。石炭ガス化複合発電技術研究（ＩＧＣ）組合は、新エネルギー・産業技術総合開発機構（ＮＥＤＯ）の委託を受けて　噴流床石炭ガス化発電プラント開発を進めており、当社はＩＧＣ組合より石炭ガス化ガスを燃料とするガスタービン燃焼器の開発を委託された。本論文はＩＧＣ組合の勿来事業所のパイロットプラントで実施された実条件燃焼試験の結果を中心に石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の開発に関して述べる。

2．技術課題

空気吹き噴流床石炭ガス化炉から得られる代表的な燃料性状を表１に示す。燃料発熱量は約1000 kcal/m^{3}Nと低いため燃焼しにくく、低負荷で燃焼安定性に問題があることが予想される。また、断熱火炎温度が低いため、必要な燃焼器出口温度を得るための当量比が高くなり、冷却に用いることができる空気量が高カロリー燃料に比較して少なくなる。更に乾式のガス精製装置を採用しているため、燃料中にアンモニアを含み、これがフュエルＮＯｘを発生させる。そこで以下の３点が石炭ガス化ガス用燃焼器の開発の主な技術課題といえる。

（1）低負荷でも安定燃焼ができること
（2）少ない冷却空気で効果の高い冷却性能を得ること
（3）フュエルＮＯｘを抑制すること

これらの技術課題に関して開発を進め、平成７年６月に最終検証試験を実施した。

表１　石炭ガス化ガス燃料性状例

CO	23.08 %
H2	8.16 %
CO2	4.78 %
H2O	3 %
N2	60.68 %
CH4	2718 ppm
NH3	269 ppm
HHV	972 kcal/m^{3}N
LHV	931 kcal/m^{3}N

3．試験装置

図１にＩＧＣ組合の勿来事業所のパイロットプラントの中の燃焼器試験設備の系統図を示す。試験条件として、燃焼器出口温度1300℃の多缶型のガスタービンにおける燃焼器の１缶分について実条件の試験が実施できる。

図２には、テストスタンドの断面図を示す。燃焼器には、燃焼用空気と、石炭ガス化ガス、着火から燃料切替まで用いる軽油、軽油を噴霧するための噴霧空気、軽油から発生するサーマルＮＯｘを低減するための純水が供給されている。燃焼器出口にはパターンファクタを測定するための３５本の熱電対と全圧静圧プローブ、燃焼ガスをサンプルする水冷の高温プローブが取り付けられている。燃焼ガスはO_2、CO_2、ＣＯ、ＵＨＣ、ＮＯｘが連続分析される。　計測された燃焼ガスは模擬静翼を通り排気減温器で温度を低下させて排気される。

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．供試体

図３に今回の燃焼試験に用いた燃焼器ライナの写真を示す。フュエルＮＯｘ低減のためにリッチリーン燃焼法を採用しており、一次燃焼域では、空気の不足した燃焼でアンモニアを分解し、２次燃焼空気孔のある絞り部で仕切られた二次燃焼域で未燃分を完全に燃焼させる。一次燃焼域は空気の供給を少なくするために単位面積当たりの冷却空気の少ない積層冷却構造を採用している。積層冷却構造は、冷却空気が二重壁の外壁から流入し、内壁外側に衝突しインピンジメント冷却をしてから燃焼器内に斜めに吐き出され、内面をフィルム冷却する。また、ライナとトランジションピース内

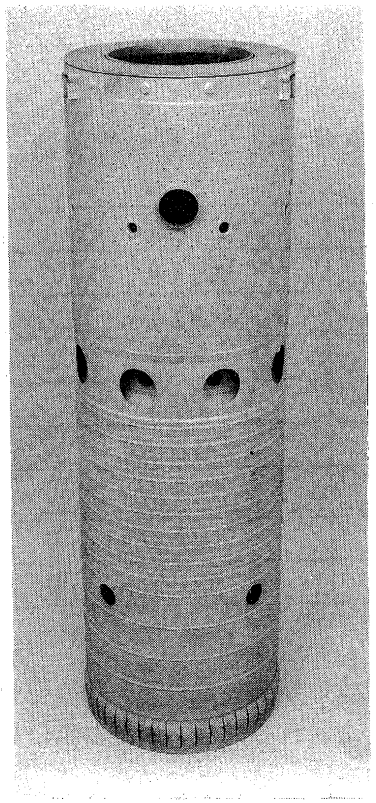


図３　供試燃焼器ライナ

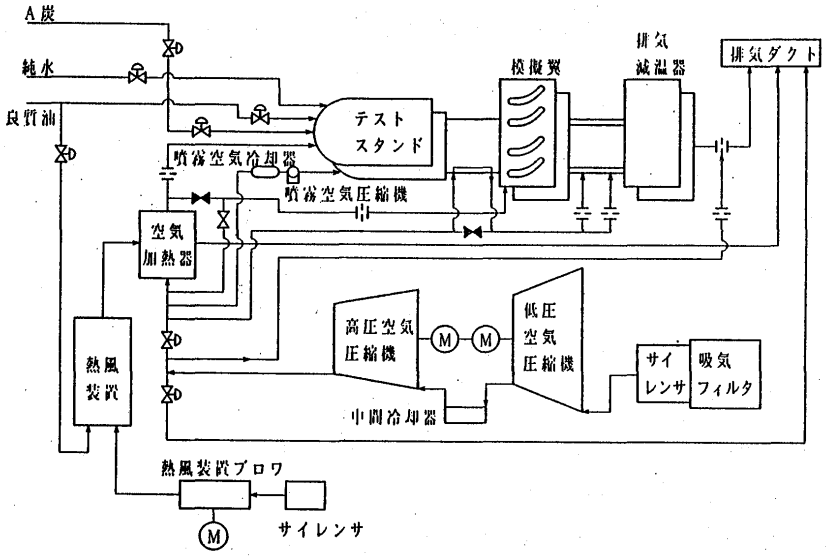


図１　試験装置系統図

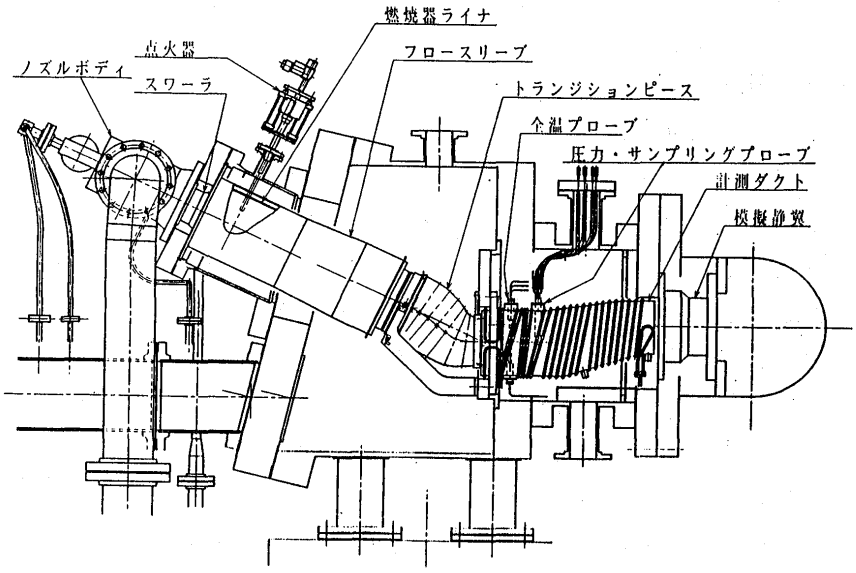


図２　テストスタンド断面図

面にはセラミックの溶射による遮熱コーティングが施されており、メタル温度の上昇を防いでいる。燃料ノズルは、低負荷での燃焼安定性を高めるために、空気と燃料の混合しやすい交互スワーラを採用している。また、ノズル中心には着火燃料用の空気噴霧式の軽油ノズルがある。また、軽油専焼時や切替前パージの時など、ガス燃料が流れていない時に、比較的大きな開口面積をもつガスノズル孔の内外に圧力差が無いため、燃焼器内の流動の影響でガスノズル孔を通して高温の燃焼ガスが循環することが考えられる。これを防止するためにガスノズル孔を覆うような空気流を作るような構造となっている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5．試験結果

a．燃焼安定性

図４に無負荷条件から切替負荷までの軽油燃焼、燃料切替中、切替負荷から定格点までの石炭ガス燃焼のＣＯとＵＨＣの排出特性を示す。全ての条件で、非常に低いレベルであるのが示され、燃焼安定性に全く問題ないことが示されている。

石炭ガス化ガスの燃焼安定性に最も影響を受けるのは燃焼切替と吹き消えと予想される。燃料切替に関しては、機器のコールドとホットの状態で切替を確認し、ホット状態では試験装置の許容する最短時間でガスへの切替と軽油への切替を安定して実施することができた。吹き消えに関しては、図５に示すように、運転上最も低い燃空比である負荷遮断時に設定される無負荷状態よりも約９分の１の燃空比でも燃焼していることが確認され、運用上で充分なマージンがあると判断される。

b．ライナメタル温度特性

図６に負荷に対するライナメタル温度分布を示す。全ての負荷で目標温度を下回っているのがわかる。通常の燃焼器開発手法のように、この試験結果を設計に反映させて冷却空気配分を最適化することで温度分布を平準化して更に温度を下げることが可能になる。

c．ＮＯｘ排出特性

図７に負荷に対するＮＯｘ排出特性を示す。この試験での燃料中のアンモニア濃度は約1300ppmであった。燃料中アンモニアのうちＮＯｘに転換した割合を計算したＮＯｘ転換率を縦軸に、負荷を横軸に示す。

ＮＯｘ排出特性は、燃料中アンモニア濃度に依存するため、同じアンモニア濃度で評価する必要がある。ＮＯｘ濃度は燃料中アンモニア濃度が高いほど高いが、ＮＯｘ転換率は逆に低くなる傾向がある。図８に(財)電力中央研究所と当社の共同研究で得られた燃料中アンモニア濃度とＮＯｘ濃度・ＮＯｘ転換率の関係[1)]を示す。この試験では、

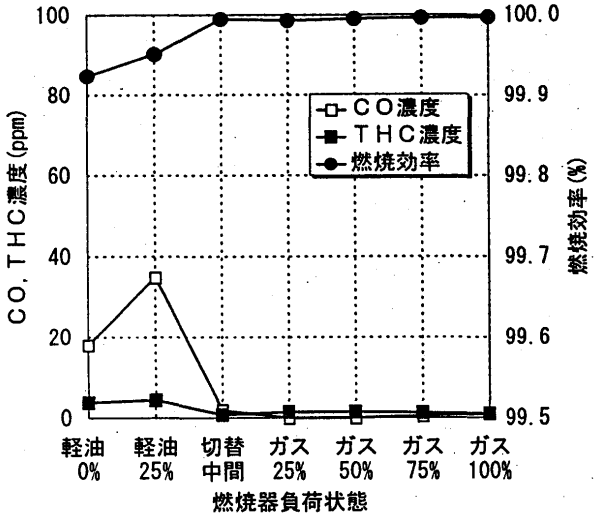


図４　燃焼効率

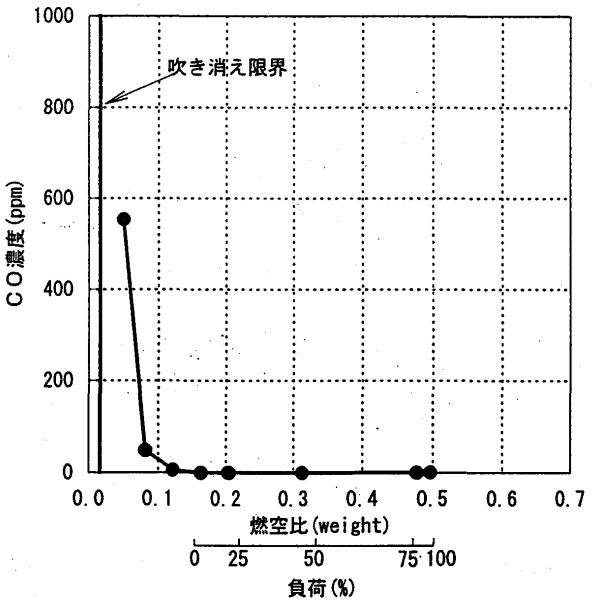


図５　吹き消え限界

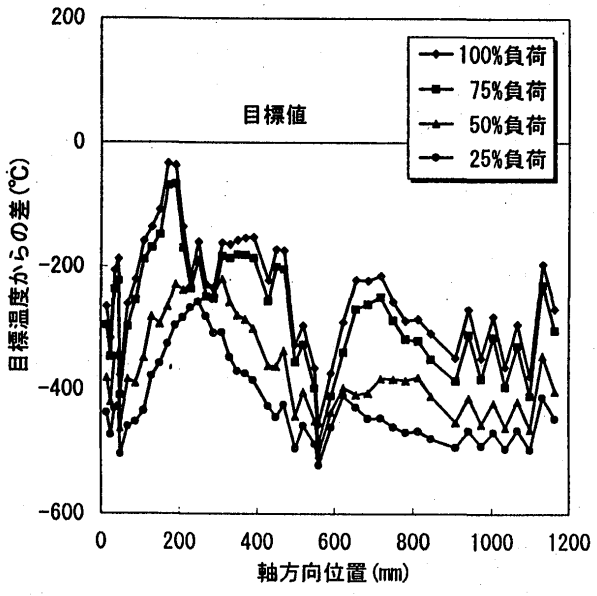


図６　ライナメタル温度分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

石炭ガス化ガスの模擬ガスにアンモニアを注入したもので、任意のアンモニア濃度の条件設定が可能である。これを用いて燃料中アンモニア濃度1000ppmに換算した結果を図９に示す。同じグラフに、比較のために通常型燃焼器の同じアンモニア濃度のときのＮＯｘ排出特性[1)]を示す。ＮＯｘ排出量が通常型の約半分になっているのがわかる。

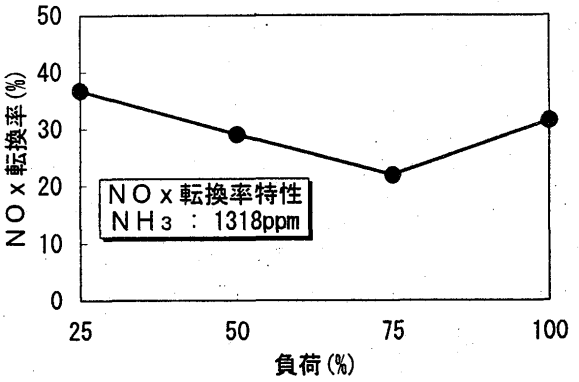


図７　ＮＯｘ排出特性(実ＮＨ３)

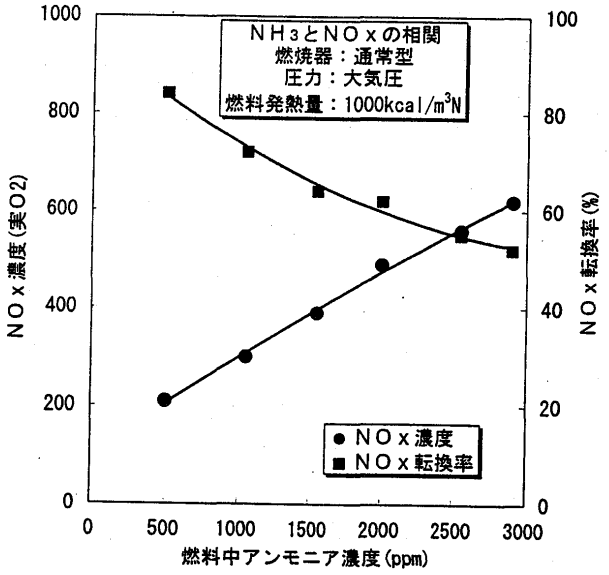


図８　ＮＨ３－ＮＯｘ特性[1)]

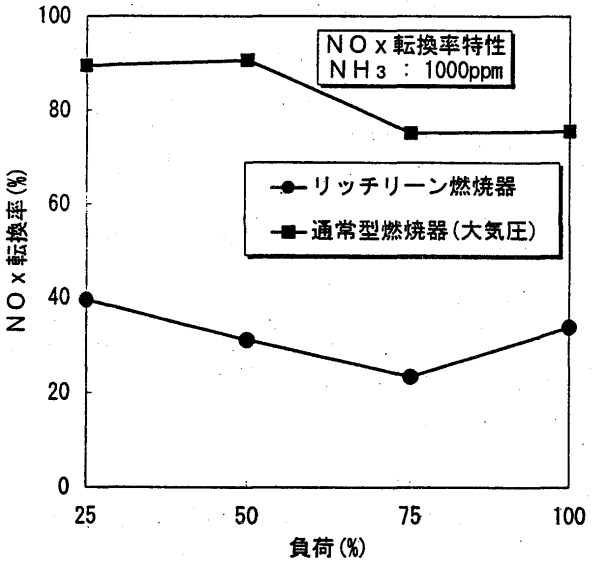


図９　ＮＯｘ排出特性(ＮＨ３1000ppm換算)

６．まとめ

空気吹き噴流床石炭ガス化ガスを用いて実条件燃焼試験を実施して次のことが明らかとなった。

(1) 切替負荷を含む負荷範囲で安定した燃焼が確認され、吹き消え燃空比は無負荷の９分の１以下と充分なマージンが得られた。

(2) 積層冷却構造を採用することで空気の制限された一次燃焼領域でも効果的な冷却が達成され、目標値以下のライナメタル温度となった。

(3) ＮＯｘ転換率は定格点で35%以下と、ＮＯｘ抑制対策のない燃焼器のほぼ半分まで低減された。

(4) 空気吹き噴流床石炭ガス化ガス用ガスタービン燃焼器の開発を行い、総合的に仕様を満たす性能が得られた。

本研究は、石炭ガス化複合発電技術研究組合が、新エネルギー・産業技術総合開発機構の委託を受けて実施した「噴流床石炭ガス化発電プラント開発」の中で、「実証機用大型ガスタービン燃焼器の研究」について実施したものである。また、一部に(財)電力中央研究所と当社の共同研究のデータを用いた。関係各位に深く感謝の意を表する。

参考文献

１）佐藤、阿部、芳根、山田、他４名：石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の低ＮＯｘ燃焼法に関する研究、第16回ガスタービン定期講演会講演論文集('88-6)、pp9-22

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

石炭ガス化中カロリー燃料の燃焼特性

A—9

＊長谷川武治、佐藤幹夫（(財)電力中央研究所）

1．まえがき

石炭は世界中に広く分布し埋蔵量も豊富であることから、将来にわたって重要なエネルギー資源として位置づけられている。しかしながら、石炭は石油や天然ガスと比較して硫黄分、窒素分、灰分などを多く含み、単位発熱量あたりのCO_2発生量も多いことから、高効率で環境保全性に優れた利用が不可欠である。このような観点から、石炭を利用した次世代火力発電方式として石炭ガス化複合発電(IGCC)の研究開発が国内外で進められている[1]。

わが国では、国家プロジェクトとして200トン/日パイロットプラントによる空気吹き噴流床石炭ガス化複合発電の研究開発が、また、海外では酸素吹き石炭ガス化複合発電の開発も進められている[2]。石炭ガス化燃料の発熱量は、ガス化炉でのガス化剤の種類によって異なり、ガス化剤が空気の場合は約4MJ/m^{3}の低カロリー燃料、ガス化剤が酸素の場合は9～12MJ/m^{3}の中カロリー燃料となる。また、ガス化炉で石炭中の窒素化合物から生成されたNH_3は、ガス精製を乾式で行う場合には除去されずガスタービンに供給され、燃焼過程でフュエルNOxの生成源となる。

著者らはこれまでに、空気吹き噴流床石炭ガス化低カロリー燃料の燃焼特性の検討[3]やNOx生成特性とその抑制法について燃焼実験と反応動力学解析などによる検討[4]～[6]を行い、IGCC用1300℃級および1500℃級ガスタービン低NOx燃焼器の開発[7]～[11]を進めてきた。一方、酸素吹き中カロリー燃料を対象としたガスタービン燃焼器に関する研究としては、酸素吹きガス化燃料に酸素製造プラントからのN_2を混合させたり[12]、CO_2や水蒸気で希釈する[13]ことにより発熱量を低下させた場合の研究などがある。しかしながら、NH_3を含む石炭ガス化中カロリー燃料をそのまま用いるガスタービン燃焼技術に関する研究はほとんどなされていない。

本論文は、石炭ガス化中カロリー燃料を用いる1500℃級ガスタービン燃焼技術を開発する第一段階として、NOx生成特性におよぼす発熱量の影響や、燃料中のCO/H_2モル比およびCH_4濃度の影響について、小型拡散バーナを用いた燃焼実験により検討したものである。

2．実験装置および方法

2.1　実験装置および方法

本研究に用いた実験装置の系統概略を図1に示す。燃焼空気は空気圧縮機より供給され、空気加熱器により所定の温度まで加熱された後、燃焼器入口の燃料噴射弁周囲に設けられた一次空気旋回器(スワラー)から燃焼器に供給される一次空気と、火炉側壁から導入される二次空気とに分けられて、それぞれ流量制御弁により所定の流量に調整され燃焼器に供給される。燃料については、ボンベにて供給され、所定の発熱量となるようにN_2で希釈

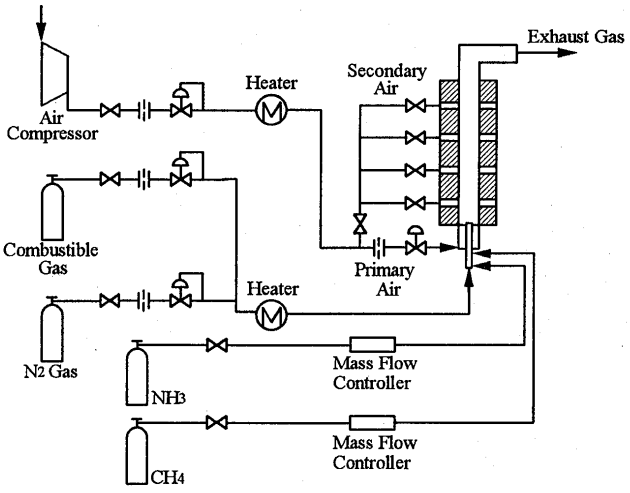


Fig.1　Schematic diagram of experimental apparatus

第24回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

され、電気式加熱器により所定の温度まで加熱され燃料噴射弁に供給される。また、微量成分であるNH_3、CH_4についてはサーマルマスフローコントローラにて流量制御された後に、燃料噴射弁前で供試燃料と予混合される。

図2に燃焼器本体の概略を示す。燃焼器は内径90mm、長さ1000mmの円筒型の燃焼室、一次空気導入部および燃料噴射弁から成り立っている。燃焼室の側壁には二段燃焼を模擬するため、流れ方向に沿って4カ所の二次空気孔が設けられており、本実験では、燃焼室内径をDとしたとき燃料噴射弁先端から距離 3×Dの位置の二次空気孔を採用している。二次空気孔は火炉内導入部の直径が13mmであり、一断面について円周方向に12カ所設けられている。

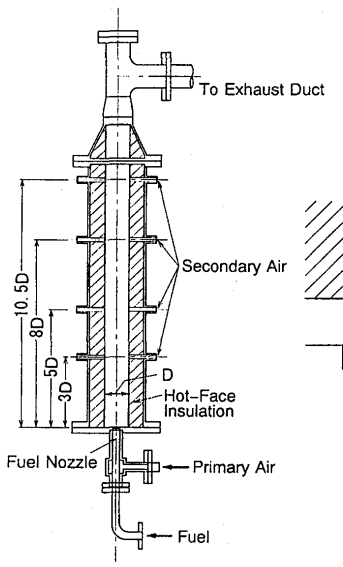


Fig.2 Schematic diagram of combustion apparatus

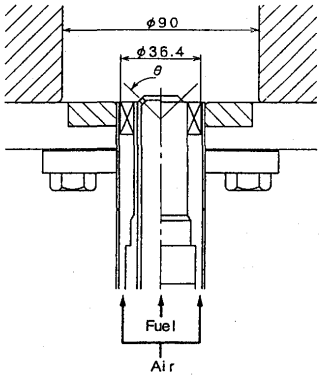


Fig.3 Sectional view of fuel nozzle and primary air swirler

図3は供試バーナの断面を示す。燃料噴射弁には直径1.5mmの噴射孔が12ヶ、吹き出し角度θ=90°で設けられている。一次空気旋回器は内径24.0mm、外径36.4mmであり、旋回角度45°の案内羽根が12枚設置されており、スワラー数としては0.84となる。燃焼器出口ガスは水冷プローブによりサンプリングされ、CO、CO_2については非分散赤外線吸収法により、NOx、O_2、THCはそれぞれ化学発光法、磁気圧力法、水素炎イオン検出法により濃度が測定される。

2.2 供試燃料

表1に酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料の組成の一例を示す。石炭ガス化燃料はCOとH_2を主要可燃性成分とし、その組成はガス化剤、ガス化炉型式および石炭種などにより影響される。さらに、微量のNH_3やCH_4を含む。

Table 1 Standard composition of the oxygen-blown, coal gasified fuel

Composition	CO	65 %
	H_2	30 %
	CH_4	10ppm～1 %
	NH_3	100～1500ppm
	Others	CO_2, H_2O, N_2
CO/H_2 mole ratio		2.2
HHV		12.0MJ/m³

一般に、発熱量が高いほど燃焼安定性には有利であるが、火炎温度の上昇によるサーマルNOxの増大が懸念される。そのため、酸素吹き石炭ガス化複合発電では、酸素製造プラントから生成されるN_2を利用することにより、動力を回収してプラント効率の向上を図るとともに、火炎温度を低下させてNOx排出量を低減させることも行われている。本論文では、燃料発熱量を3.0～12.6MJ/m³、CO/H_2モル比を0.43、1.00、2.33とし、また、微量成分であるNH_3やCH_4の影響についても検討を行っている。

3．実験結果および考察

3.1 理論火炎温度

図4は当量比と理論断熱火炎温度の関係を燃料発熱量をパラメータとして示す。計算条件としては、燃料中CO/H_2モル比を2.33、燃料と空気の予熱温度をそれぞれ360、370℃とし、発熱量は

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

N_2の希釈量により調整している。比較のために、CH_4の場合についても併せて示している。石炭ガス化燃料の場合は、燃料発熱量の上昇に伴って理論断熱火炎温度は上昇する。すなわち、最高火炎温度は、燃料発熱量が4.2MJ/m³の場合1780℃であるのに対し、12.6MJ/m³では2250℃に達する。また、発熱量が8.4MJ/m³以上では、すべての当量比においてCH_4の理論断熱火炎温度を上回る。

さらに、燃料発熱量が高くなるに伴い、最高火炎温度を示す当量比が上昇することが示される。これは、理論断熱火炎温度が上昇するほど熱解離の影響が大きくなることによる。

石炭ガス化燃料中の主要可燃性成分はCOとH_2であるが、COとH_2の含有量はガス化方式により変化する。図5は、燃料発熱量が11.4MJ/m³で一定とした場合の、当量比と理論断熱火炎温度の関係をCO/H_2モル比をパラメータとして示す。図5より理論断熱火炎温度はCO/H_2モル比に影響されないことがわかる。

3.2 非二段燃焼時のNOx生成特性

フュエルNOx生成を抑制する燃焼技術として一次燃焼領域を燃料過濃条件とし、二次燃焼領域で未燃分の完全燃焼を図る二段燃焼法が知られている。二段燃焼時のNOx生成特性性を検討するのに先立ち、非二段燃焼時について検討した。

図6はNH_3とCH_4を含まない条件下での、当量比とサーマルNOxの関係を燃料発熱量をパラメータとして示す。燃焼用空気はスワラーを通して供給する一次空気のみとしている。実験では、燃焼用空気予熱温度を370℃、燃料予熱温度を360℃一定とし、当量比については燃料流量を一定として空気量を調整している。図6において、サーマルNOx生成濃度は燃料発熱量の増大に伴い増加することがわかる。燃料発熱量が4.2MJ/m³の場合には、当量比が0.1～3.0の領域でNOx生成濃度が 3 ppm以下であるのに対して、発熱量が11.4MJ/m³の場合には最大で約70ppm生成している。

図7は図6の条件にNH_3を1000ppm加えた場合の、当量比と燃料中のNH_3からNOxへの転換率の

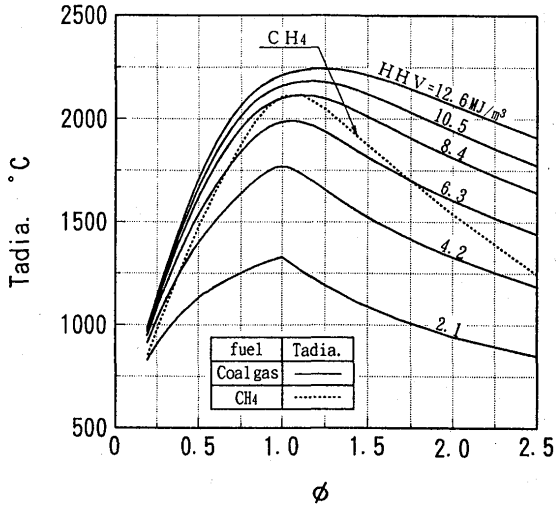


Fig.4 Relationship between equivalence ratio and adiabatic temperature when coal gas and CH4 burn.

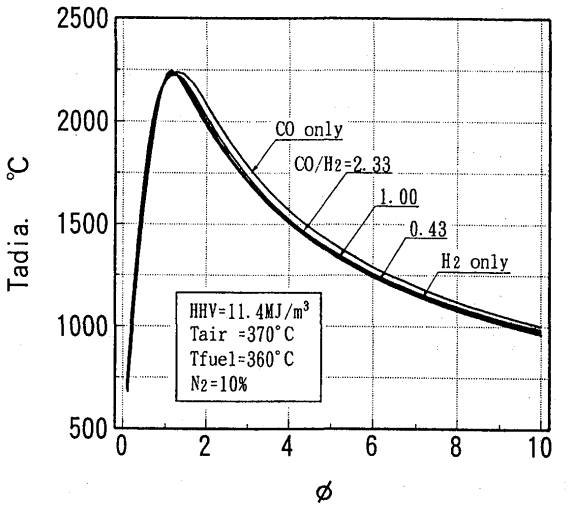


Fig.5 Effects of fuel components on adiabatic temperature.

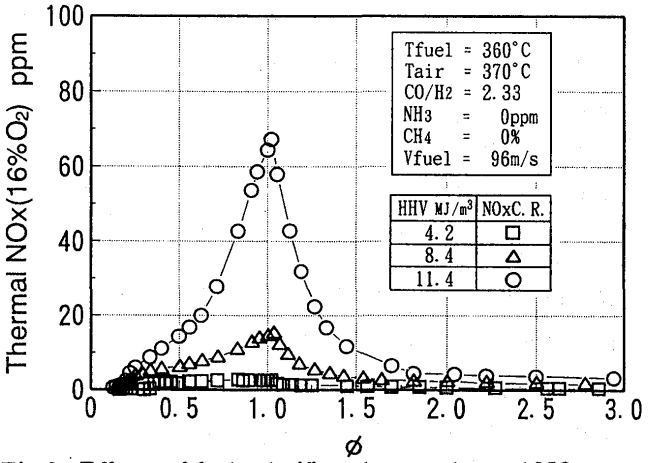


Fig.6 Effects of fuel calorific value on thermal NOx emission characteristics.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

関係を、燃料発熱量をパラメータとして示す。各当量比における転換率は、NH_3の供給を止めた状態でサーマルNOxを測定した後に、NH_3供給時のNOx濃度を測定し、その差をフュエルNOx濃度とする方法で行った。当量比が1以下の燃料希薄条件では、発熱量が高いほど転換率が低くなる傾向を示し、特に、発熱量が11.4MJ/m³の場合は4.2MJ/m³の場合と比較して約20%低い転換率を示している。しかし、当量比が1以上の燃料過濃条件では、発熱量が低い場合の方が転換率は低くなる傾向を示している。

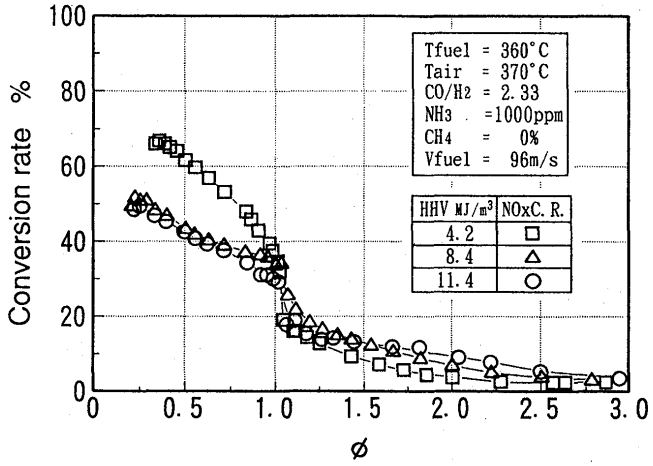


Fig.7 Effects of fuel calorific value on conversion rate from NH3 in coal gasified fuel to NOx.

図8は燃料発熱量と転換率の関係をCO/H_2モル比をパラメータとして示す。燃料発熱量を変化させるときはN_2の希釈量を調整している。フュエルNOx生成特性に及ぼす燃料発熱量の影響については、CH_4あるいはH_2を不活性ガスで希釈するほど、燃料中NH_3からNOxへの転換率が増大するとのFenimoreら[15]の報告がある。図8においても発熱量の低下に伴い転換率が増加する傾向が見られる。ただし、転換率の値はCO/H_2モル比によって異なる発熱量範囲が存在する。すなわち、発熱量が4～8MJ/m³の間ではCO/H_2モル比が高い方が転換率は高くなり、8MJ/m³以上ではCO/H_2モル比の影響はあまり見られない。

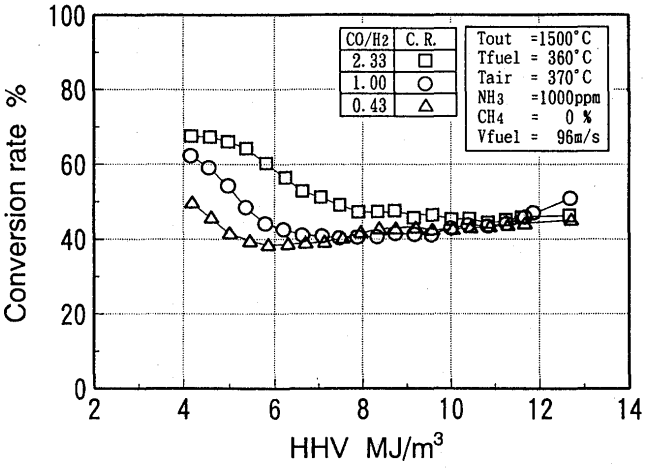


Fig.8 Relationship between fuel calorific value and conversion rate from NH3 in coal gasified fuel to NOx.

3.3 二段燃焼時の燃焼特性

図9は総当量比φtを0.6一定とし、一次燃焼領域の当量比φpを変化させたときのサーマルNOx生成濃度を燃料発熱量をパラメータとして示す。非二段燃焼時について示した図6と同様の傾向が得られているが、発熱量が11.4MJ/m³については二段燃焼を行うことにより、サーマルNOxの最大濃度は70ppmから50ppmに低下している。発熱量が高いほど二段燃焼によるサーマルNOx生成抑制効果が大きいことが示される。

図10は図9の条件に対して、燃料中にNH_3を1000ppm添加した場合のφpと転換率の関

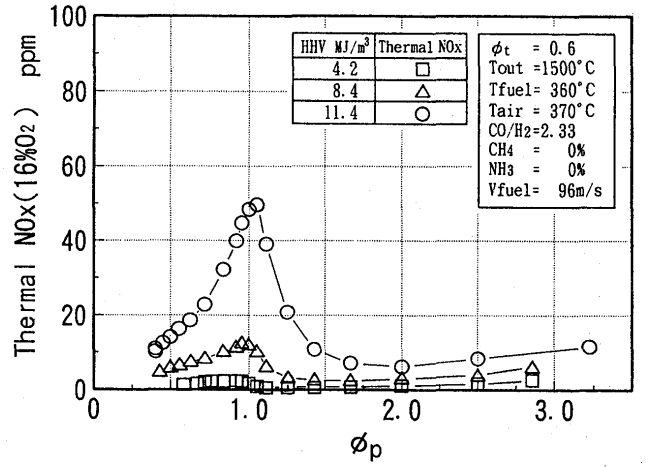


Fig.9 Effects of fuel calorific value on thermal NOx emission characteristics in two stage combustion.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

係を示す。一次燃焼領域が燃料過濃となるφpが１以上では、φpの増加に伴い、いずれの発熱量の場合にも転換率は急激に低下している。図7の非二段燃焼時の場合、φtが１以上における転換率は燃料発熱量の影響をあまり受けないが、二段燃焼時の場合はφpが１～2.5の範囲では、同一のφpに対して発熱量が高いほど転換率は高い値を示している。

図11は燃料発熱量を11.4MJ/m^3、CO/H_2モル比を2.33、燃料中NH_3濃度を1000ppmとした条件で、φtを0.6とする二段燃焼時のφpとNH_3からNOxへの転換率の関係を燃料中CH_4濃度をパラメータとして示す。転換率におよぼすCH_4濃度の影響はφpが1以下の空気過剰条件下で顕著であり、CH_4濃度が高いほど転換率は高くなる傾向を示している。また、φpが１以上の燃料過濃条件下においてもCH_4濃度が高いほど転換率が高くなるが、CH_4が含まれない場合はφpが大きくなるほど転換率は単調に低下するのに対し、CH_4が含まれる場合は転換率を最小とするφpが存在する。

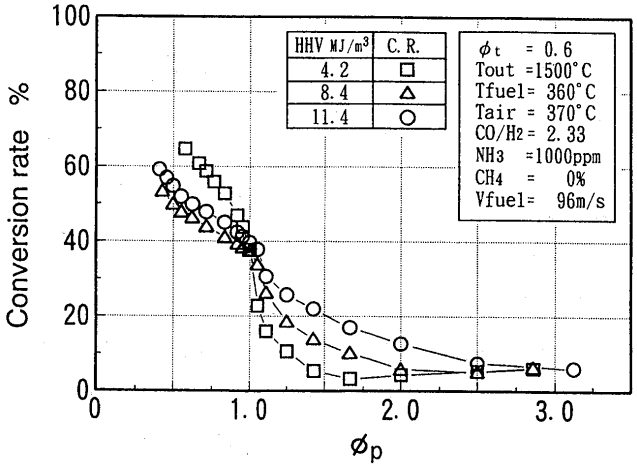


Fig.10 Effects of fuel valorific value on conversion rate from NH3 to NOx in two stage combustion.

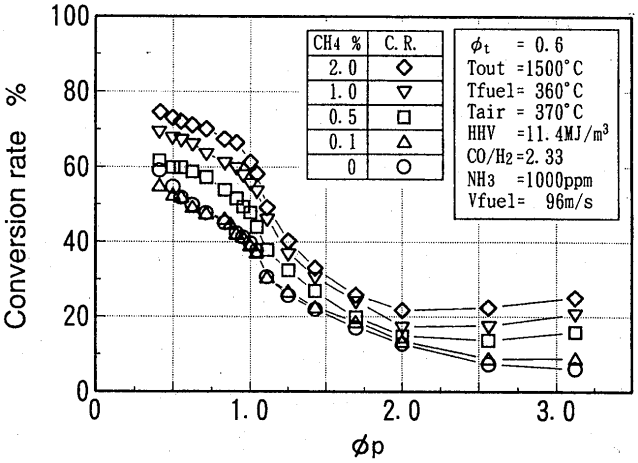


Fig.11 Effects of CH4 concentration on conversion rate from NH3 to NOx in two stage combustion.

４．あとがき

石炭ガス化中カロリー燃料の燃焼特性におよぼす燃料発熱量、燃料中CO/H_2モル比およびCH_4濃度の影響について検討し、以下の点を明らかにした。

1. 燃料発熱量の増加にともない最高火炎温度は急激に上昇し、サーマルNOxの生成量も増加する。二段燃焼法はサーマルNOxの抑制に有効であり、発熱量の高い燃料ほどサーマルNOxの抑制効果は大きい。

2. 燃料中のNH_3からNOxへの転換率は総当量比φtにより大きく影響され、φtが１以上の燃料過濃条件ではφtの増加に伴い転換率は急激に低下する。また、燃料発熱量は転換率に影響をおよぼし、φtが１以下の燃料希薄条件では、発熱量が高いほど転換率は低く、φtが１以上の燃料過濃条件では逆に発熱量が高いほど転換率は高くなる傾向を示す。

3. 二段燃焼法はフュエルNOxの低減に有効であり、一次当量比φpが１以上の燃料過濃条件では、φpの増加に伴い転換率は急激に低下する。さらに、φpが１～2.5の範囲では、燃料発熱量は転換率に大きく影響し、発熱量が高いほど転換率は高くなる傾向を示す。

4. 石炭ガス化低カロリー燃料と同様に、燃料中のCH_4濃度が高くなるほど転換率は上昇する。また、二段燃焼法を採用する場合、燃料中にCH_4を含む石炭ガス化燃料では転換率を最小とする一次当量比が存在する。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

謝辞

実験の実施にあたり、テクノサービスの馬場氏、垣内氏のご協力を得た。ここに記して感謝の意を表する。

参考文献

(1) 水谷, 火力原子力発電, **46**-10, Oct.(1995), 1198-1222
(2) 例えば, Regenbogen,R.W., Proc. the 12th Annual Int. Pittsburgh Coal Conf., Sep(1995),78.
(3) 佐藤・ほか2名, 燃料協会誌, **69**-10(1990), 952-959.
(4) 中田・佐藤, 日本ｴﾈﾙｷﾞｰ学会誌, **71**-1(1991), 34-41.
(5) 山内・ほか2名, 機論, **57**-535, B(1991), 811-818.
(6) 中田・ほか2名, 機論, **59**-564, B(1993), 2568-2575.
(7) 佐藤・ほか3名, 機論, **56**-530, B(1990), 3147-3154.
(8) 佐藤・ほか4名, 機論, **56**-532, B(1990), 3903-3909.
(9) 佐藤・ほか5名, 機論, **57**-535, B(1991), 803-810.
(10) 中田・ほか4名, 機論, **58**-553, B(1992), 2890-2897.
(11) Nakata,T. et al., *ASME paper,* 94-*GT*-218(1994).
(12) Zon,G.D., Coal gasification for electricity generation, Demkolec report(Netherlands).
(13) Cook,C.S. et al., *ASME paper,* 94-*GT*-366(1994).
(14) 高城・ほか3名, 機論, **44**-388(1978), 4282-4291.
(15) Fenimore,C.P. et al., *Proc. 16th Sympo. (Int.) on Comb.* /The Comb. Institute. (1977),1065-1071.
(16) Martin,F.J. and Dederick,P.K., *Proc.16th Sympo. (Int.) on Comb.*/The Comb. Institute.(1977),191-198.
(17) Heap,M.P. et al., Proc. 16th Sympo. (Int.) on Comb. /The Comb. Institute. (1977),535-545.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

石炭ガス化実証プラント用燃焼器の実圧燃焼特性 A—10

＊小泉　浩美（日立、電開本）　和田　克夫（日立、日立）
前沢　一弘（日立、日立）　岩井　一躬（日立エンジニアリングサービス）

1.まえがき

石油あるいは天然ガスに比べて資源が豊富である石炭は、これからのエネルギー源の中心になるものと考えられている。石炭を空気酸化によってガス化し、そこで得られた石炭ガスを燃料として発電する石炭ガス化複合発電プラントは、21世紀の火力発電システムとして注目されており、このような背景のもとに新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託により石炭ガス化複合発電研究組合（IGC）において、パイロットプラントの建設と運転研究および実証プラント用実圧・実寸燃焼器の開発が行われてきた。

実証プラント用燃焼器は、発熱量 3.9MJ/Nm^3(930kcal/Nm^3)の低カロリーガスを燃料とし、ガスタービン出力 125Mw、燃焼器出口ガス温度 1300℃を想定して開発された。本燃焼器の開発経緯は、平成元年度に（財）電力中央研究所横須賀研究所にてプロパン改質ガスによる大気圧燃焼試験により燃焼器の基本性能を確認後、勿来パイロットプラントにおいて平成6年および7年に実ガスによる単缶燃焼器実圧性能試験を行った。本報では、それらの主な結果について報告する。

2.試験設備および方法

2.1 燃焼器試験設備

図1に燃焼器試験設備の系統概略図を示す。本試験設備は主に、ガス化炉設備、ガス精製設備、実圧・実寸燃焼器試験設備、保安環境設備で構成される。燃料となる石炭はガス化炉においてガス化され、生成されたガス中のイオウやダスト等の不純物は、ガス精製設備において除去される。

一方、燃焼に必要な空気は、空気圧縮機により圧縮された後、空気加熱器によって所定の温度に昇温され、燃焼器に供給される。燃焼器試験設備から排出される燃焼ガスは、保安環境設備の脱硝装置を経て、大気に放出される。

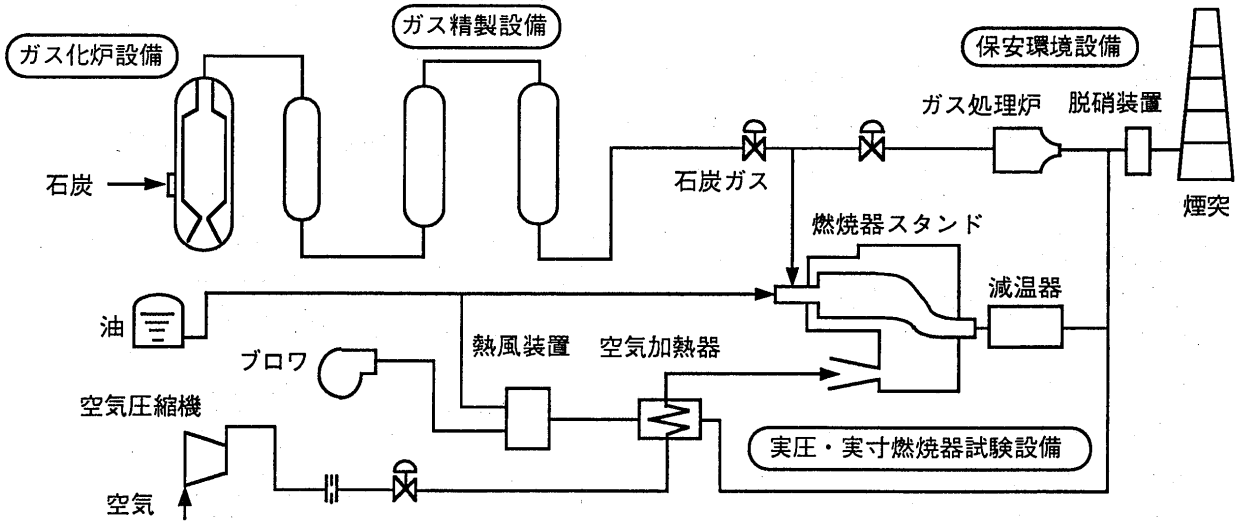


図1　試験設備の系統概略図

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図２に燃焼器テストスタンドの構造を示す。本装置は燃焼器１缶分の試験装置であり、尾筒の後流には計測ダクトが設置してある。この計測ダクトにおいて燃焼器の排ガス性能、燃焼器出口ガス温度分布、燃焼器圧力等を計測した。尚、図には示さなかったが、計測ダクトの下流には静翼が設置してあり、実機ガスタービンの作動条件を模擬することができる。

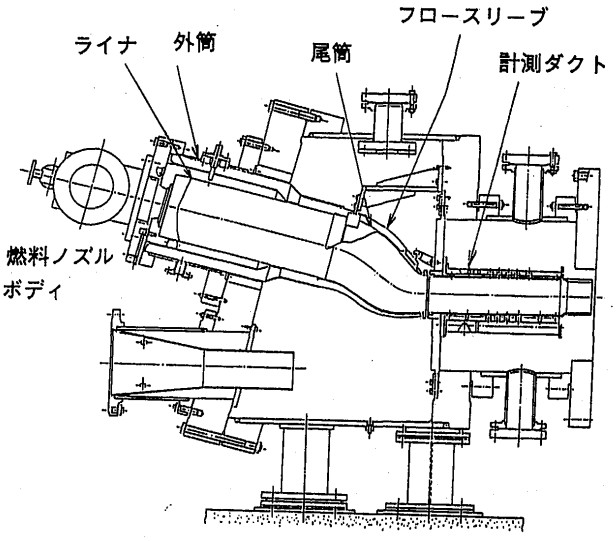


図２　燃焼器テストスタンド

2.2 石炭ガス性状と燃焼器開発課題

表１に、本試験に供給された石炭ガスの性状および燃焼器の基本設計に用いた石炭ガスの計画値を示す。石炭ガス中に含まれる主要可燃成分は、水素(H_2)、一酸化炭素(CO)、メタン(CH_4)であり、それらの占める割合は全体の約30%程度である。したがって残りの70%は不活性ガスであり、ガスの発熱量は3.9MJ/Nm^{3}の低カロリーガスとなる。この値は天然ガスの発熱量の約10分の１に相当し、低カロリーガスに対応した安定燃焼技術が重要な開発課題の一つとなる。

また、勿来パイロットプラントはガス精製設備に乾式タイプを採用しており、石炭ガス中のアンモニア(NH_3)を完全には除去できない。このNH_3はフューエルNO_Xの発生源となるため、その低減がもう一つの重要な技術課題となっている。

さらには、低カロリーガスであるために高カロリーガス焚燃焼器に比べて燃焼器に供給される空気量が少なくなることなどから、本燃焼器は高カロリーガス焚燃焼器に比べて設計思想が大きく異なる。

したがって、燃焼器の主要開発課題は下記の内容が考えられる。

1)ガスタービン作動負荷範囲における
　燃焼の安定性
2)燃料中のNH_3によって生成される
　フューエルNO_Xの低減
3)少ない空気で効率良く冷却する
　燃焼器の冷却構造

表１　石炭ガスの性状

項　目		計画値	実ガス
石炭ガス組成	H_2 (%)	8.2	6.5～8.0
	CO (%)	23.0	16～23
	CH_4 (%)	0.3	0.2～2
	CO_2 (%)	5.0	6.0～8.0
	N_2 (%)	63.5	60～63
	NH_3 (ppm)	800	1200～2000
比重量 (kg/Nm^3)		1.2	1.2
発熱量 (MJ/Nm^3)		3.9	3.3～3.8
(kcal/Nm^3)		930	790～900
理論空気量 (Nm^3・A/Nm^3・F)		0.8	0.6～0.8

表２　燃焼器開発目標値（定格負荷条件）

項　目	目標値
燃焼効率 (CO排出量)	99.95% 以上 (125ppm 以下)
16%O_2 NOx排出量	100ppm 以下 (NH_3濃度:800ppm)
NOx転換率	75% 以下 (NH_3濃度:800ppm)
ライナメタル温度	850℃ 以下
トラバースナンバ	15% 以下
全圧損失率	3.5% 以下
燃焼振動	3.43 kPa 以下
	0.035kgf/cm2p-p以下

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表2にガスタービンの定格負荷条件における燃焼器の開発目標値を示す。燃焼安定性の評価基準となるCO排出濃度は125ppm以下、燃料中に含まれるNH_3がNO_Xに転換した割合を示すNO_X転換率は75%以下とした。また、信頼性の評価基準となるメタル温度は耐熱材料の特性を考慮し850℃以下とした。

λ：空気過剰率

	$\Sigma\lambda_1$	$\Sigma\lambda_2$	$\Sigma\lambda_3$
平成7年度 試験品	0.7 ～ 0.8	1.4 ～ 1.7	2.1
平成6年度 試験品	0.6 ～ 0.7	1.3 ～ 1.5	2.1

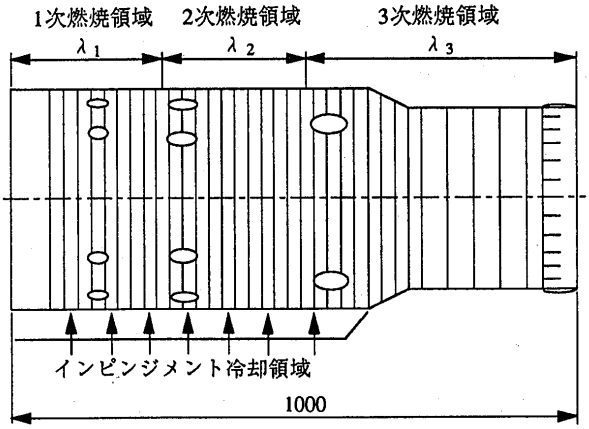


図3　燃焼器ライナの空気配分

2.3 燃焼器の構造

低カロリー石炭ガス燃焼においては、理論燃焼温度が1500℃以上となる領域が少ないことからサーマルNO_Xは、ほとんど排出されない。しかし燃料中にNH_3が含まれるためにフューエルNO_Xの排出量が多くなり、それをできるだけ抑制する空気配分が必要となる。図3にそれを示す。

燃焼器の空気配分は、燃焼器頭部（一次燃焼領域）を燃料過濃状態、燃焼器後部（三次燃焼領域）を燃料希薄状態となるよう設計した（リッチ・リーン二段燃焼）[1]。各燃焼領域の空気過剰率は図中に示す通りであるが、平成7年の試験に供試したライナの空気配分は前年度の試験結果を反映し、一次及び二次空気が10%増加し、希釈空気が10%減少している。また燃焼器の冷却構造は、ライナの内壁に沿ってフィルム状の膜を形成するフィルム冷却方式とライナの外側を衝突噴流で冷却するインピンジメント冷却方式を組み合わせた構造とした。

表3　試験条件

	1/4負荷	2/4負荷	3/4負荷	4/4負荷
空気流量(T/H)	58.0	51.7	49.8	57.6
空気温度(℃)	328	346	364	382
石炭ガス流量(T/H)	12.0	18.2	23.5	29.9
石炭ガス温度(℃)	235	276	300	357
燃 空 比(kg/kg)	0.207	0.352	0.471	0.519
燃焼器出口ガス温度（℃）	812	1063	1230	1300
燃焼器内圧力(MPa)	1.04	1.16	1.27	1.47

一方、燃料ノズルは、着火から1/4負荷まで作動する油ノズルと1/4負荷から4/4負荷まで使用するガスノズルから成っている。油燃料ノズルは軸中心部に、ガスノズルはその外周側にガスおよび空気の噴出孔を備えている。ガスノズルは、燃料と空気を互いに逆旋回させることによって燃料と空気の混合を促進させることを特徴としている[1)、2)、3)]。　平成7年度の試験に供試したノズル（ノズルⅡ）は、平成6年度の試験で生じた一部不安定燃焼域をなくすために、空気および石炭ガスの旋回流路の長さを従来型（ノズルⅠ）の約1.7倍とし、保炎のための旋回流を強化した。

2.4 試験条件

表3に試験条件を示す。表中には、石炭ガスの計画発熱量3.9MJ/Nm³に対する1/4負荷から4/4負荷までの実圧の試験条件を示した。ガスタービンのIGV（Inlet Guide Vane）制御を想定したため、負荷によって燃焼器に供給される空気流量が変化している。実機ではガスタービン負荷によって圧力比が変わり圧縮機吐出空気温度も変化するが、本試験では空気温度を定格負荷条件とした。但し、吹消え限界試験は、空気温度を280℃（無負荷相当の空気温度）に設定して実施した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3. 試験結果

3.1 CO排出特性

図4にガス燃焼時のCO排出特性を示す。いづれの燃料ノズルにおいても定格負荷から1/4負荷まで、燃焼器出口のCO排出は認められなかった。尚、そのときのHC排出も認められなかったことから、ガスタービンの作動負荷範囲内において完全燃焼し、100%の燃焼効率が得られている。

一方、ノズルⅡにおいて、ガス運転範囲外となるガスタービンの1/4負荷以下の条件（空気温度：280℃）では、燃空比が0.2以下になるとCO排出濃度が徐々に増加し始め、燃空比0.1以下で一旦減少したあと再度急激に増加する傾向となる。燃空比が0.2以下のガス運転範囲外でCO排出濃度が増加するのは、反応領域の温度が、COの反応が進みにくくなる900℃以下の温度条件になるためと考えられる。

また、出力14Mwのガスタービン燃焼器で実証された負荷遮断燃空比0.086に対して、本燃焼器の吹消え限界燃空比は0.0428であり、負荷遮断に充分耐えられることを確認した。

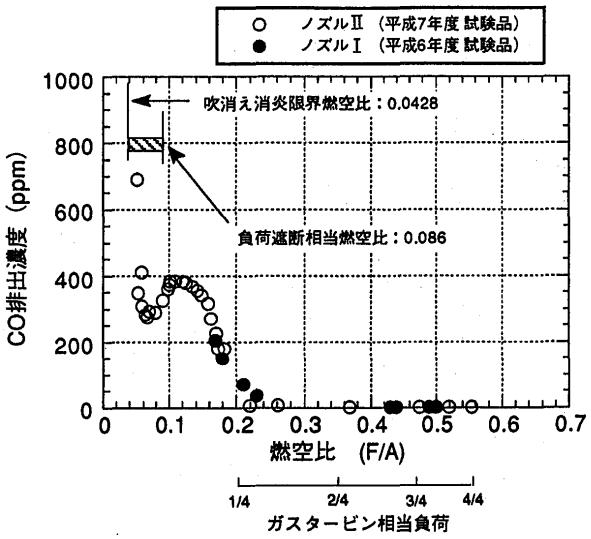


図4 CO排出特性

3.2 NOx特性

図5に16%O_2換算NOx排出特性を示す。

燃料中のNH_3濃度は、ノズルⅠが1500～2000ppm、ノズルⅡが1200～1300ppmであった。ノズルⅡに比べノズルⅠの方が全体的にNOx排出濃度が高くなっているが、これは燃料中のNH_3濃度の増加が起因しているものと考えられる。

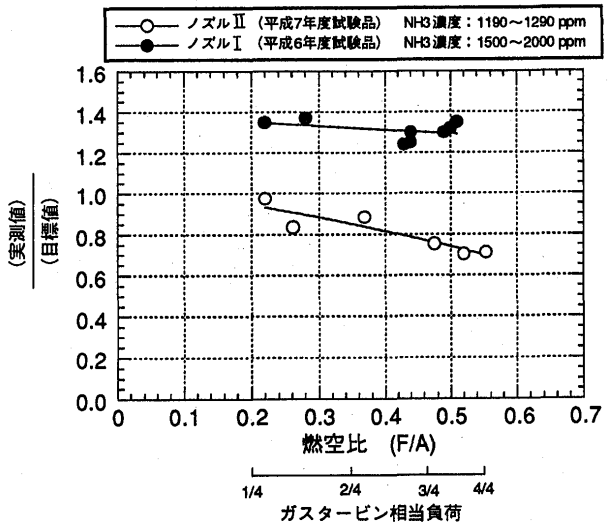


図5 16%O2換算NOx排出特性

図6にNOx転換率を示す。NOx転換率とは、燃料中に含まれるN分が燃焼排ガス中に全てNOxとして排出されたと仮定したときを100とし、それに対し燃焼ガス中から実測されたNOx量がどのくらいの割合になっているかを示したものである。

ノズルⅡでは負荷の上昇に伴って、転換率は減少する傾向にある。

一般に、本燃焼器のように石炭ガスを燃焼器頭部から全量供給するような構造とした場合、負荷の上昇に伴って一次燃焼領域が燃料過濃状態となるため、NH_3からNOxへ転換される割合が小さくなる。

ノズルⅠの燃焼状態は、酸化、還元、酸化という

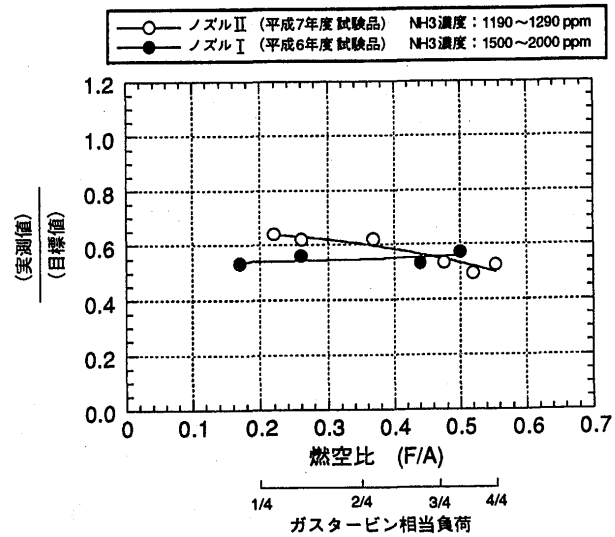


図6 NOx転換率

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ステップを踏まずほとんどが後流で酸化反応となった可能性が高く、負荷の上昇に対し転換率もやや上昇したものと考えられる。

ノズルⅡの定格負荷条件におけるNO_X転換率は37.2%であり、開発目標値 75%以下を充分に満足した。これを当初計画されたNH_3濃度800ppmで推定すると45ppm（16%O_2換算NO_X）となり、現在稼働中のLNG焚1300℃級ガスタービンと比較すると同レベルであり、低NO_X化を達成できたものと考える。

3.4 ライナメタル温度

図7に定格負荷条件におけるライナメタル温度を示す。酸化反応領域では高温域が存在しており、還元領域ではメタル温度が低下していることから、リッチ、リーン二段燃焼が行われているものと考えられる。また、ライナ全領域において開発目標値を満足し、良好な結果が得られた。

図8にノズルⅠとノズルⅡを比較した3/4負荷条件（前回試験の最大負荷条件）におけるライナメタル温度を示す。

いづれの結果も軸方向位置 0.4 より後流側でほぼ同じ温度分布を示しているが、燃焼器頭部での温度分布が大きく異なっている。ノズルⅡでは軸方向位置0.12付近に高温域が存在しているが、ノズルⅠでは軸方向位置 0.4 まで殆ど温度上昇がみられず、一次燃焼領域での酸化反応が促進されていないものと推測できる。

即ち、燃料ノズルの旋回流路の長さを約1.7倍長くして旋回流を強化したことと、一次燃焼領域の空気量を増やしたことによってライナ頭部で反応が促進されるようになった。

3.5 燃焼振動

図 9 に燃焼振動特性を示す。負荷が高くなるにつれて、燃焼振動のレベルは高くなる傾向にあるが、特にノズルⅠでは燃焼振動が単調に増加し、ノズルⅡではその増加率はかなり小さくなっている。燃料ノズルの旋回流を強化したことと、一次燃焼領域の空気量を増やしたことによって燃焼振動のレベルをかなり低減できたものと考えられる。

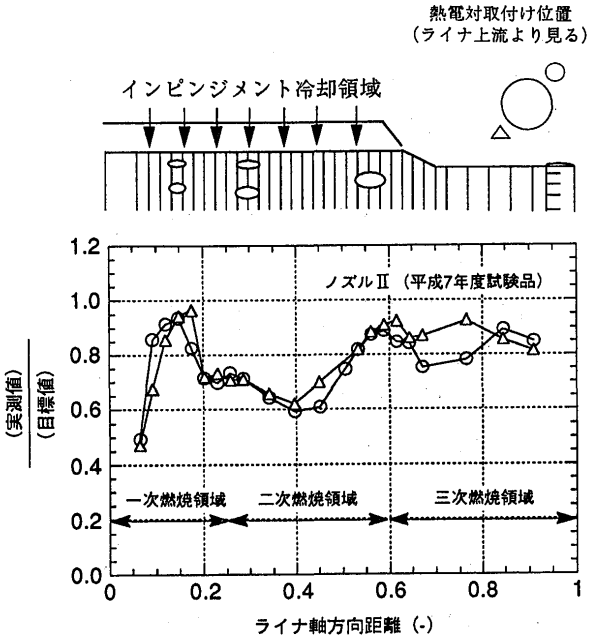


図7 ライナメタル温度特性（4/4負荷）

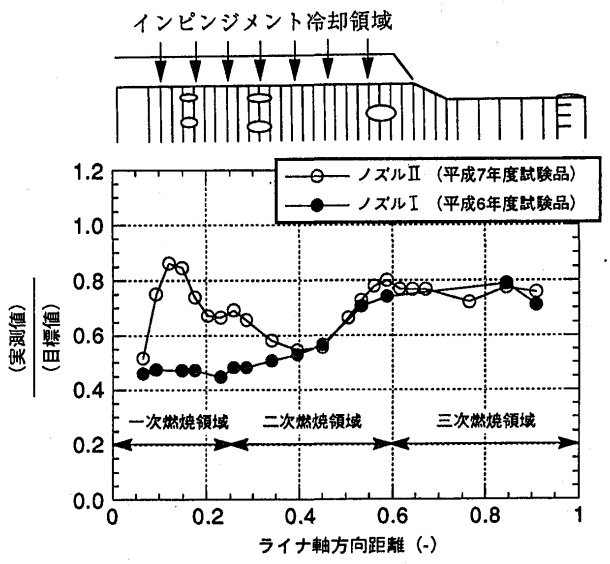


図8 ライナメタル温度（3/4負荷）

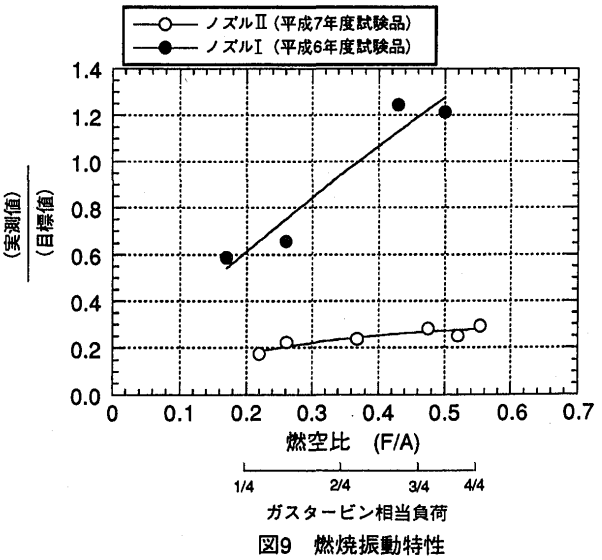


図9 燃焼振動特性

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4. まとめ

勿来パイロットプラントにおいて石炭ガス化実証プラント用燃焼器の性能試験を実施した。主な結果を以下に示す。

(1)ガスタービンの作動負荷範囲内において、100%の燃焼効率を得た。

(2)吹消え限界燃空比は 0.0428 であり、負荷遮断燃空比 0.086 に対して充分な裕度があることを確認した。

(3)定格負荷条件の NO_X 転換率は 37.2%であり、低 NO_X 化を達成した。

(4)定格負荷条件のライナメタル温度は、フィルム冷却とインピンジメント冷却を組み合わせた冷却構造を採用することにより、目標値を満足した。

(5)本試験により、実証プラント用燃焼器として適用できることを検証した。

謝辞

この研究は、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託を受け、石炭ガス化複合発電研究組合(IGC)によって行われたものであり、ここに関係者各位に深く感謝致します。

参考文献

1)K.Iwai、et.al.、“Full-Sale、Full-Pressure Test of a Combustor for Coal-Derived Air-Blown Gas Fuels” ASME Turbo Expo. 1996（発表予定）

2)K.Iwai、et.al.、“Development Test of an Industrial Gas Turbine Combustor for Air Blown Coal Gasified Fuel” Proc.18th International Congress on Combustion Engines（CIMAC）June 1989

3)小泉、岩井：石炭ガス化ガスタービン燃焼器の燃焼特性、昭和 62 年度日本機会学会日立地方講演会論文集（1987）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

石炭ガス化複合発電技術の実用化

A—11

＊玉　蟲　文　彦　石川島播磨重工業株式会社　電力事業部　開発部
阿　部　高　之　石川島播磨重工業株式会社　電力事業部　開発部

1．緒言

エネルギーの安定供給と地球環境保全という二つの要求が世界的にクローズアップされる中で，供給が安定している燃料を効率良く低公害で発電する技術の重要度が増している。

こうした状況において，埋蔵量が豊富である石炭を中心として，製油所における重質油残さ油やオリマルジョン™など多様な燃料を高効率でクリーンに発電できるガス化複合発電は次世代発電技術のホープとして世界的に開発が進められている。

石川島播磨重工業株式会社(IHI)においても長年にわたって石炭ガス化複合発電の実用化開発に携わってきている。以下に当社の開発状況を中心として，国内外の実用化状況を報告する。

2．国内外の実用化状況

表－1にガス化複合発電の代表的なプロジェクトの一覧表を示す。

表－1から分かるように海外では石炭ガス化複合発電は既に実用化の段階を迎えつつある。また，いろいろな形式のガス化炉が建設されている中で，世界で最初の実証試験が行われたクールウォータプロジェクトを含めTEXACO炉の数が多いことが分かる。

日本でも，ラボ規模の研究設備はガス化関係をはじめとして数多くあるが，石炭ガス化複合発電の開発を目的としたパイロット規模のプラントとしては石炭ガス化複合発電組合の200t/日噴流床石炭ガス化発電プラントが最も注目される。

1991年より常磐共同火力（株）勿来発電所で試験が開始され，1996年2 月に試験運転を終えた。ガス化炉は乾炭供給の噴流床式で酸化剤は空気である。このプラントでは石炭ガス化炉からガスタービンまでの，発電プラントを構成する各機器の試験研究が行われた。このプラントにおいて当社は乾式法としては世界最大規模の脱硫試験設備の建設を行った。

この試験研究は電力会社が参加した国家プロジェクトとして実施されており，このプラント研究成果をふまえた今後の動向が注目される。

表－1　ガス化複合発電の主要プロジェクト
Table-1 Main IGCC plant in the world

プロジェクト名称	国　名	炉 形 式	燃 料 量	発 電 量	運 転 開	目　的
クールウォータ	アメリカ	TEXACO	1000St/d	120MW	1984	実　証
200t/dﾊﾟｲﾛｯﾄﾌﾟﾗﾝﾄ	日　　本	電中研	200t/d	12.5MW	1991	ﾊﾟｲﾛｯﾄ
デムコレック	オランダ	Shell	2000t/d	280MW	1993	実証・商用
ワバシュリバー	アメリカ	Destec/Dow	2200t/d	262MW	1995	実　証
タンパ電力	アメリカ	TEXACO	1900St/d	260MW	1996	商　用
プエルトラーノ	スペイン	Prenflo	2640t/d	335MW	1996	実　証
*ISAB	イタリア	TEXACO	17000bbl/d	500MW	1999	商　用

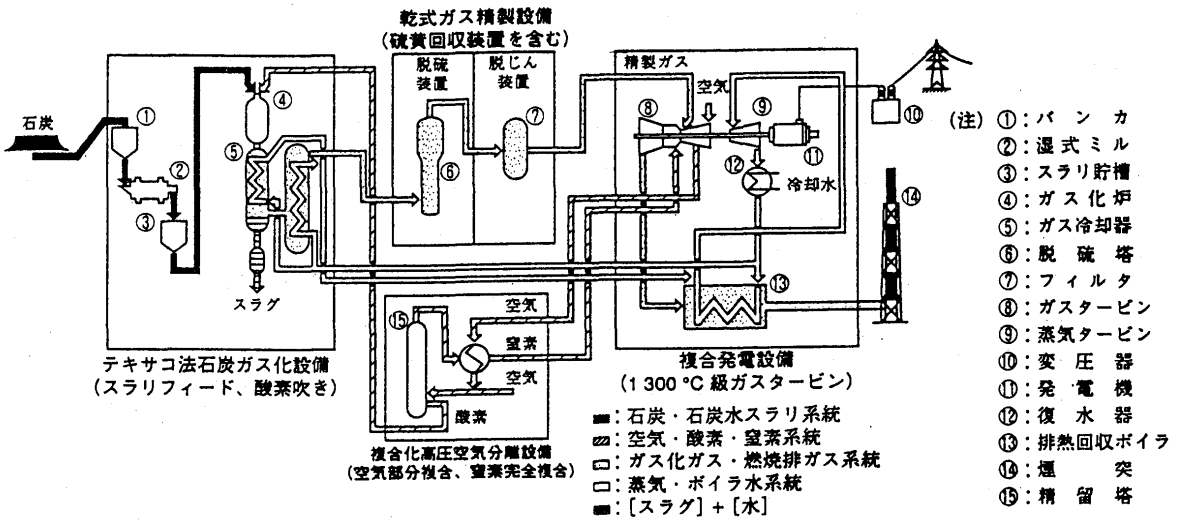
*印の燃料は重質油残さ油，それ以外は石炭

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

３．ＩＨＩが提案する石炭ガス化複合発電

石炭ガス化複合発電は構成機器の形式と組み合わせ方法により各種のシステムが考えられるが，当社は高効率をめざす図－１のシステムを提案している。



図－１　ＩＨＩが提案する石炭ガス化複合発電
Fig.-1　IGCC system

（１）ガス化炉

世界的に実績が多く，すでに実用機として使用されているTEXACO炉を採用している。

この炉は形状が極めてシンプルである。頂部に配置された一本のバーナから石炭と酸素が噴霧されて高温でガス化反応が起き，発生したガスと溶融したスラグは炉底から下向きに排出される。この炉ではスラグ出口部がガス化ガスにより常に高温に保たれるため，スラグの冷却固化によってスラグ出口部が詰るようなトラブルは起きない。

酸化剤に酸素を使用しているので空気の場合よりもガス化性能がよく，一段のガス化で投入した燃料のほぼ100%がガス化される。そのため，未燃チャーを回収しガス化炉へリサイクルする必要がない。また，発生したガスは空気を酸化剤とした場合に比べてカロリが高くガス容積が小さいので後流設備を小さくできる。発生したガスはガス化炉の下に設置される粗ガス冷却器で冷却されてガス精製設備へ送られ，スラグは同クーラ底部の水で冷却され外部へ排出される。

（２）ガス精製設備

ガス精製設備は，湿式脱硫装置，または乾式脱硫装置を採用している。

乾式脱硫装置は破砕鉄鉱石を脱硫剤とする流動層方式を採用し，連続かつ安定した高効率なガス処理が可能である。乾式脱硫塔の後流にはセラミック製フィルタによる乾式脱塵装置を設け，ここで石炭灰や脱硫剤の粉塵を除去する。

以上の設備により，ガスタービンの腐食や摩耗の原因となり，また環境汚染の原因ともなる硫黄分や煤塵を除去し，きれいなガスを複合発電設備へ供給する。

（３）空気分離設備

ガス化に使用する酸素は深冷空気分離法により製造される。

空気分離装置に供給する空気は，外気を圧縮した空気と，高圧のガスタービン抽気空気を複合して使用する。また，分離された窒素は全量をガスタービンへ還流し，ガスタービンの出力増加とＮＯｘの低減を図る。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

（4）複合発電設備

複合発電設備は主にガスタービン，排熱回収ボイラ，蒸気タービンにより構成される。ガスタービンは1300℃級を採用し効率向上を図っている。蒸気タービンは蒸気熱源として排熱回収ボイラだけでなく，粗ガス冷却器等のプロセスの熱源を効率よく利用している。

4．ＩＨＩにおける開発状況

当社における開発状況を表－２に示す。当社では石炭ガス化複合発電の核となるガス化技術と，ガス精製技術を中心に研究開発を進めてきた。

表－２　ＩＨＩにおける石炭ガス化複合発電技術の開発スケジュール
Table-2 IHI's development schedule

項目＼年度	'79	'80	'81	'82	'83	'84	'85	'86	'87	'88	'89	'90	'91	'92	'93	'94	'95
夕張40t/dｶﾞｽ化炉用高温乾式脱硫装置ﾊﾟｲﾛｯﾄﾌﾟﾗﾝﾄ	設計 建設				運転試験					200t/d支援研究							
200t/d噴流床石炭ｶﾞｽ化発電ﾊﾟｲﾛｯﾄﾌﾟﾗﾝﾄ乾式脱硫装置					ＦＳ			設計 製作 建設					運転試験				
ｸｰﾙｳｫｰﾀﾌﾟﾛｸﾞﾗﾑ 1000t/d120MW実証ﾌﾟﾗﾝﾄ	設計 製作 建設						実証運転										
石炭ｶﾞｽ化試験設備（ＣＧＴ）			設計 製作 建設										運転試験				
商用規模ﾌﾟﾗﾝﾄ											試設計				評価		

（1）ガス化技術

当社はアメリカで行われたクールウォータ石炭ガス化実証試験に参加し，石炭処理量が1000St/dのTEXACOガス化炉をはじめとする120MW複合発電システムの各種データを入手した。その結果，TEXACOガス化の優位性が確認されたので，同形式の石炭処理量6t/dパイロットプラント（Coal Gasification Test Facility: CGT）を当社相生工場に建設し，試験研究を継続中である。

（2）ガス精製技術

当社が高温乾式脱硫技術の開発に取り組んだのはガス化技術よりも早く，国家プロジェクトとして実施された（財）石炭技術研究所の40t/dガス化パイロットプラントの試験研究において高温乾式脱硫を担当した。また，石炭ガス化複合発電研究組合の200t/d噴流床石炭ガス化発電プラントの脱硫試験研究に協力している。

この他，前述の当社ＣＧＴにも各種ガス精製試験装置を設置して試験を継続中である。

（3）石炭ガス化複合発電の試設計

以上の試験成果をふまえて，石炭ガス化複合発電を実用化するための試設計を，東京電力（株）および複合発電設備を担当する（株）東芝との共同研究として1989年から実施した。その結果，後述するように既存の微粉炭焚き発電プラントに比べて発電効率を大幅に向上できることを確認した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5．試験研究成果

（1）ガス化試験

当社相生工場に石炭ガス化パイロットプラント（以下CGTと称す）を1987年に建設して以来，1996年3月末までに104回，約6329時間のガス化試験を実施している。表－3にCGTガス化炉の設備仕様を示す。これまでの主な研究成果は次のとおりである。

①多炭種の石炭ガス化

合計14炭種を安定してガス化できることを確認した。これらの結果から石炭性状とガス化性能の相関性を把握し，石炭分析値からガス化性能の予測が可能となった。

②ガス化条件の最適化による性能向上

石炭水スラリの予熱やバーナ噴霧条件の最適化によるガス化性能の向上，石炭の脱灰処理による効率向上など，実機の性能向上に寄与する試験を行った。

③良好なガス化性能

石炭中の炭素のガス化割合を示す炭素転換率と石炭の総発熱量と発生ガスの総発熱量の比である冷ガス効率がともに良好なガス化が可能であることがわかった。表－4に酸素吹きガス化における石炭のガス化ガス性状の一覧を示す。

④安定した連続運転

５００時間の連続運転が問題なく実施できることが確認され，TEXACO式ガス化炉の安定性・信頼性が実証された。

⑤運用性の向上

ガス化と炉の予熱を一つのバーナで行うことのできるコンビネーションバーナの開発や，混炭ガス化性能の確認などにより，運用性の向上を図った。

⑥新燃料のガス化

新燃料であるオリマルジョンを，設備をほとんど改造することなく良好にガス化できることを確認した。表－4にオリマルジョンのガス化ガス性状も併せて示す。

表－3　CGT ガス化炉設備仕様
Table-3 Specification of gasifier unit

ガス化炉型式	：	一段噴流式，TEXACO型
給炭方式	：	スラリー供給
酸化剤	：	酸素，または空気
石炭処理量	：	6t/d(酸素吹き)／4t/d(空気吹き)
ガス化圧力	：	2.0～2.9 MPa (20～30 Kg/cm²G)
ガス化温度	：	約1400℃
発生ガス冷却方式	：	粗ｶﾞｽｸｰﾗ式一基／水ｸｴﾝﾁ式一基

表－4　ガス化ガス性状一覧表（酸素吹き）
Table -4 Syngas composition (oxygen blown)

項目	種別	国内炭	米国炭	豪州炭A	豪州炭B	中国炭	ｵﾘﾏﾙｼﾞｮﾝ
炭素転換率	(%)	99.5	98.6	100	98.0	100	100
冷ガス効率	(〃)	70.9	75.5	74.3	69.9	72.2	
CO	(〃)	46.5	50.9	52.3	51.4	50.6	42.3～43.9
CO_2	(〃)	18.5	14.3	12.7	15.5	16.2	9.3～12.0
H_2	(〃)	33.9	34.1	33.2	31.0	32.4	43.9～45.4
CH_4	(〃)	0.01	0.09	0.05	0.01	0.01	0.06～0.56
H_2S	(〃)	0.13	0.19	0.16	0.20	0.26	0.66～0.93
ガス発熱量	MJ/m³N	10.29	10.77	10.92	10.46	10.50	11.22～11.68
	(kcal/m³N)	(2457)	(2573)	(2609)	(2498)	(2507)	(2680～2788)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

（２）乾式脱硫試験

脱硫試験についてはラボ規模から大型装置による試験まで実施してきている。

40t/dガス化パイロットプラント等の試験で得られた研究成果は次のとおりである。

①安定した脱硫性能

ガス化する石炭の含有硫黄分にもよるが，９０％から９７％の脱硫率が常に得られることが確認された。図－２に示すように装置出口の総硫黄（主にH2S とCOS ）濃度は入口濃度に関係なくほぼ50から200ppmであった。

表－５に粗製石炭ガスと精製ガスの代表的な組成を示す。

②安定した連続運転

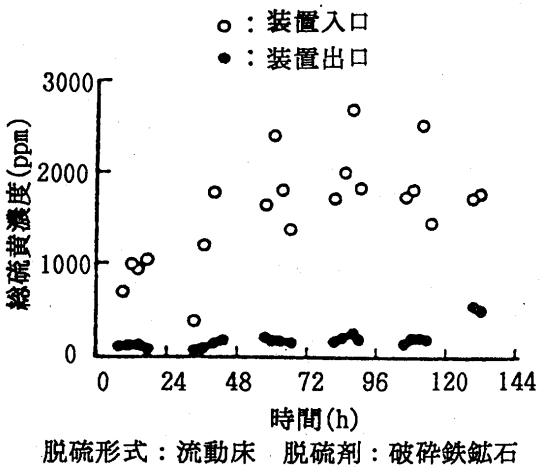
約３４５時間連続運転を実施した結果，その間の脱硫性能はほぼ一定していることが確認された。また，脱硫剤である鉄鉱石は，脱硫・再生の繰り返しによる強度低下もなく，長時間安定して運転できることが確認された。

③スケールアップ

脱硫塔をスケールアップしても，同程度の脱硫性能が得られることを確認した。

④材質および構造の耐久性

９ 年間の試験を実施した40t/dガス化パイロットプラントの解体研究の結果では，一部を除き当初設計した材質および構造で耐久性は十分であることが確認された。一部の特殊な運転状況下の装置については，材料のグレードアップおよび運転方法の改良が必要であることがわかった。



図－２　乾式脱硫装置の脱硫性能
Fig.-2 Hot desulfurization test result

表－５　粗製石炭ガスと精製ガスの代表的組成
Table-5 Composition of syngas

成分	脱硫塔入口（粗製石炭ガス）	脱硫塔出口（精製ガス）
H_2	13.27 %	12.21 %
CO	12.16 %	10.51 %
CH_4	3.35 %	3.28 %
CO_2	10.91 %	11.11 %
N_2	44.46 %	47.25 %
H_2O	14.5 %	13.7 %
H_2S	1433.59 ppm	80.03 ppm
COS	136.7 ppm	35.15 ppm
SO_2	1.88 ppm	0 ppm

注:石炭ガスは空気吹き流動層ガス化炉からのもの

（３）試設計

石炭ガス化複合発電システムの試設計は東京電力株式会社，株式会社東芝との共同研究として行われ，当社はガス化およびガス精製を，株式会社東芝は複合発電を担当した。

試設計のベースとして，ガス化方式にはTEXACO法一段加圧噴流方式，酸素ガス化を採用した。以下に試設計で得られた結果を示す。

①湿式ガス精製を採用した試設計

1991年度に第1 段階の試設計を実施し，ガス精製設備に湿式脱硫装置を用い，送電端出力360MW 規模の実証機において４０％強の送電端効率を得た。

②乾式ガス精製を採用した試設計

1992年度からは第2 段階として乾式ガス精製方式を採用した試設計を行い，送電端

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

効率43%以上を達成できることを確認した。

③石炭ガス化発電システムの負荷追従性の検討

湿式ガス精製の石炭ガス化発電システムについて負荷追従性を検討し，従来火力並の負荷変化率に対して，同等の負荷応答性があることが確認され，石炭ガス化複合発電が中間負荷運用火力電源としても十分使用に耐え得ることが確認された。

6．実用機の性能

以上の研究成果をふまえて，日本の電力をはじめとする各ユーザの要求に応じられる高効率，高環境適合性，高信頼性および高経済性を備えた石炭ガス化複合発電を，1990年代後半に建設が可能である状態になってきている。

前述の図－1に示したプラントの構成は，TEXACO法ガス化設備，高温乾式ガス精製設備，1300℃級大型ガスタービンを用いた複合発電設備，および，高圧用に設計された空気分離設備からなり，石炭供給量115t/hで送電端出力470MWが得られ，高位発熱量基準で43.5% 以上の送電端効率が得られる。

NOx対策としてはガスタービン入口のガス化ガスに窒素を注入することにより発生量を減らし，さらに環境基準が厳しい場合には排煙脱硝法を適用する。SOx対策としては当社が開発した流動床式の高温乾式脱硫装置により対処し，環境基準が厳しい場合にはさらに高性能脱硫剤を用いた脱硫装置を付加することも考えられる。また，煤塵対策としては高温乾式のフィルタで脱塵する。

7．結言

日本のエネルギー事情や環境規制から見て，石炭を燃料とする高効率発電である石炭ガス化複合発電の早期の実用化が望まれるところである。

本文中でも述べたようにTEXACO法ガス化システムによるガス化複合発電は，石炭以外にも製油所の残さ油や新燃料であるオリマルジョンなど多様な燃料に対応可能であり，海外ではすでに大型実用機の建設が進んでいる状況にある。当社も要求に応えて設計製作できる体制を整えており，早期の実用化を望むところである。

終わりに当社のガス化技術開発に多大なご指導とご協力をいただいている東京電力株式会社，関西電力株式会社，および共同で試設計を行った株式会社東芝に感謝の意を表する次第である。

参考文献

(1) 五嶋安生他　：石炭ガス化複合発電プラントの負荷追従性の検討　電気学科論文誌B 110巻10号 1990年10月　p790～796

(2) 矢野目銑三他：石炭ガス化技術の開発　石川島播磨技報31巻第5号 1991年9月　p309～314

(3) 小林繁鋪他　：オリマルジョン™ガス化試験結果 火原協関東支部研究発表会 1993年11月

(4) 杉谷恒雄　　：石炭の高温ガス化とガス化発電技術　1994年1月　p271～283

(5) 天池瑛他　　：石炭ガス化複合発電の実用化研究成果　石川島播磨技報第34巻第2号 1994年3月　p78～82

(6) 阿部高之　　：石炭ガス化複合発電実用化の現況 エネルギー(動力)222号 1994年5月 p39～45

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

B—1

非構造格子を用いた曲がり管内乱流熱伝達の数値解析

*大北洋治、児玉秀和、山脇栄道（石川島播磨重工業）
谷口伸行（東大）

1　はじめに

近年のガスタービンの高熱効率化の要求にともない、材料の寿命を損なうことなくその許容温度限界までサイクル温度を上昇させる傾向にある。こうして非常に高温化したタービンについて、内壁の対流冷却、外壁のフィルム冷却などの冷却技術が用いられている。しかし内部の冷却流路については、その複雑形状のため冷却設計が非常に難しい。こうした流路における伝熱機構を理解することは、翼のメタル温度を予測する上で最も重要であり、それがひいては材料の寿命とエンジン全空気流量の5～20%を占める2次冷却空気流量の双方を最適化することになる。

現在の冷却設計技術は実験的、経験的手法に重きを置いている(Han等, 1985)。しかし、こういった手法は特に実機の翼形状においてはコストが高く、時間もかかる。そういった状況を受け、流れや伝熱を正確にシミュレートでき、パラメトリックに様々な要因を解析できるCFD的手法が求められてきている。これについては、多くの研究がなされてきており(Abuaf等, 1992)、予測精度については設計に適用できるレベルに達しつつある。

一方、実際の冷却流路は図1に示すように何重もの曲がりを有する上、乱流促進体、ピン、フィルム冷却孔などの組合わさった非常に複雑な形状であり、解析する上ではその全ての要素を考慮する必要があり、さらにこうした解析を設計段階でルーチン作業として効率良く行えなければならない。

こうした経緯から本研究では、タービン冷却通路の流れ、伝熱解析を冷却設計の一環として行うためのCFDコードを開発した。本コードは、非構造格子法を用いて複雑形状における格子生成を簡便にし、また数値解法自体も計算負荷をなるべく軽くするよう簡単な方法を採用した点に特徴がある。コードの検証のため、単純な曲がり流路における解析を行い、実験データと比較した。また同時に、他のより高精度な解析手法の結果とも比較し本手法の妥当性を調べた。

記号

D	流路幅	Ro	外周の曲がり半径
Dh	流路断面水力直径	W_B	流路平均速度
Nu	ヌセルト数	W	流れ方向速度成分
Reh	代表Re数 $\left(\frac{W_B \times D_h}{\nu}\right)$	X, Y	流路断面内座標（図3参照）
Rc	平均曲がり半径	y^+	壁からの無次元距離
Ri	内周の曲がり半径	θ	曲がり角度(deg)　（図3参照）

2　手法

2.1　離散化

基礎式は定常3次元非圧縮レイノルズ平均Navier-Stokes方程式である。基礎式は非構造格子系にて有限体積法を用い離散化し、圧力を基礎変数とする半陰解法(SIMPLE METHOD)により解く(Patankar, 1980)。対流項は1次風上的に、拡散項は中心差分的に離散化した。乱流モデルは2方程式k－εモデ

第24回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ルを用い、壁近傍は、速度場についてはLaunder等(1974)の壁法則を、温度についてはKays等(1980)の壁法則をそれぞれ用いた。

圧力を基礎変数とする方法においては連続式にて速度と圧力を結合する際に、スタガード格子などの特殊な格子系を用いて振動解を防ぐのが一般的である(Patankar, 1980)。しかし非構造格子系でスタガード格子を用いると離散化が複雑になり(Baliga等, 1983)、プログラム内でより多くの幾何学的パラメタを計算、格納しておく必要が生じ、本研究の目的に合致しない。そこで、本コードでは全ての物理量を単一の格子点にて定義する集中格子を採用し、その上で振動解を防ぐためにRhie等(1983)、Peric等(1988)の推奨する修正を行った。

格子の要素としては3次元では4面体を用いているが、離散化の過程を具体的に示す上で、便宜上2次元で3角形要素を用いた場合について説明する（図2）。まず各要素の端点を格子点とし、ここで物理量を定義する(cell-vertex法)。今、格子点Pに関連する全要素において、その重心点と各辺の中点を結ぶ破線で囲まれた検査体積（斜線部）を考え、この領域で方程式を積分する。その際、対流項はPrakash(1987)の風上法により、拡散項は要素内で線形分布を仮定し、検査体積の境界線の中点を積分点として出入りする対流拡散流束を積分する。また、生成項は各要素内で一定とし、検査体積全体で積分する。このようにして、非構造格子系において各格子点に関する離散式が導かれる。この手法は3次元に容易に拡張でき、またどのような形状の要素についても応用できる。

2.2　試験および比較解析例

検証を行うJohnson等(1985)の曲がり管の実験の概略を図3に示す。これは180度の曲がりを有する正方形断面の矩形管の流れで、Reh=56000である。また、曲がり開始点までの直線助走区間距離は30Dhである。助走区間を含めた全領域において、管壁全周から流体は等熱流束条件で加熱される。

次に、本コードとの比較を行う他コードの手法(Iacovides, 1995)について簡単に述べる。構造格子を用い、解法はSIMPLE法、2次精度のQUICKス

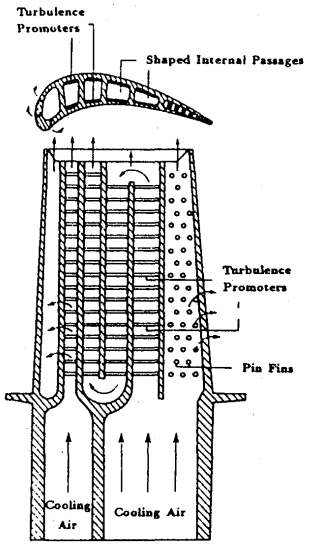


図1　タービン内冷却通路（Han等, 1985）

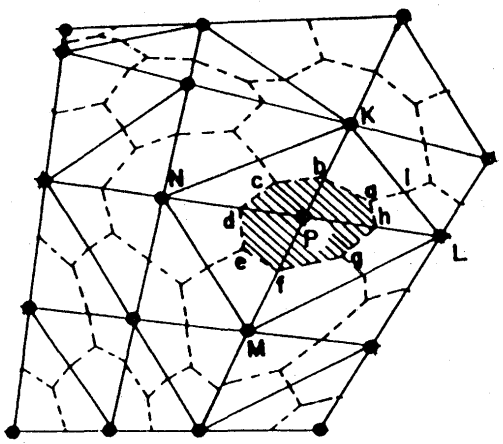


図2　非構造格子による離散化

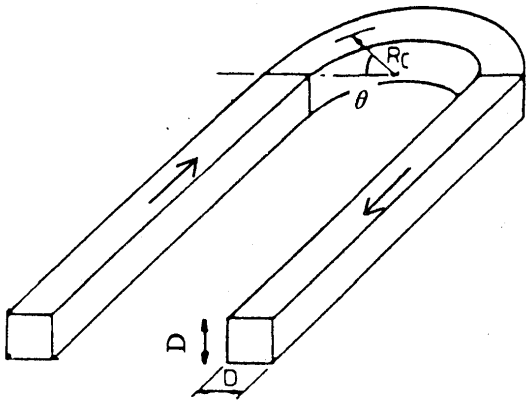


図3－1　曲がり管の形状

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

キームにて離散化されている。乱流モデルは代数応力モデルを用い、壁近傍ではVan Driestの混合長モデルを適用している。

2.3　境界条件

壁はすべりなし、熱流束一定とする。

入口境界は曲がり開始位置(θ=0)の2Dh上流とし、速度、乱流量(k, ε)、温度を与える。このうち速度と乱流量については、発達した直管の分布を与えた(Iacovides, 1995)。温度は本コードにより28Dhの距離の直管の計算を行い、発達した温度分布を求めた。この際、入口には一様な温度分布を与え、また速度場は全領域を発達した分布(Iacovides, 1995)で固定した。

出口は曲がり終了位置(θ=180)の3Dh下流とし、静圧を与え、normal方向の速度成分は連続の式から求め、その他の物理量は内点から外挿した。

また、計算は管の対称面を境に片側だけの領域を解き、対称面においてはすべり条件とした。

2.4　格子

冷却通路のような複雑な形状について構造格子を用いた場合(Abuaf, 1992)、格子生成に多大な時間と手間がかかる、形状を単純化しなければならないなどの問題がある。これに対し非構造格子を用いた場合は、自動的に格子生成が行えるほか、ほぼ完全に実際の形状をモデル化できる利点がある。

図4に、今回曲がり管について作成した格子を示す。格子点数は11590点である。また、壁からの第1格子点におけるy^+は50～100程度であり、壁法則を用いる上で適切な格子点配置となっている。

3　結果と考察

図5に135deg位置における2次流れベクトル図を、図6に曲がりの各位置における対称面上の流れ方向速度の分布を、計測値、及び他コードの結果と比較する。

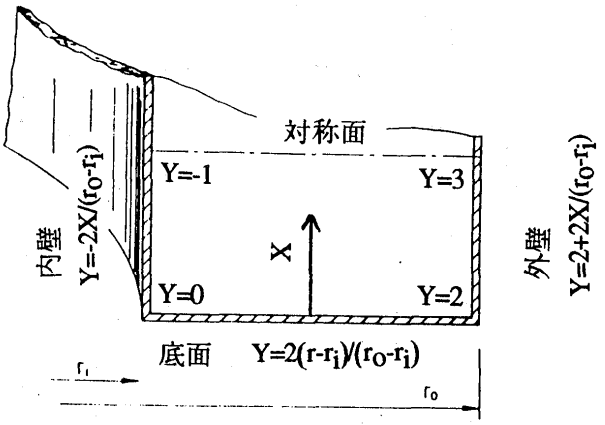


図3－2　曲がり管の形状（断面詳細）

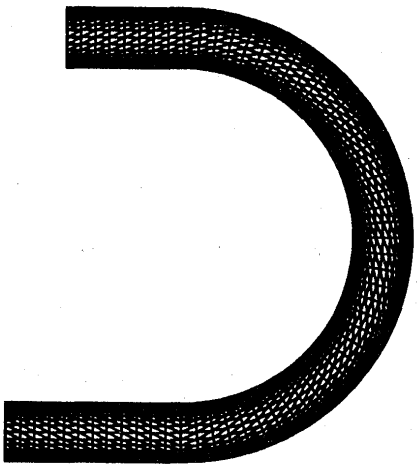


図4　計算格子

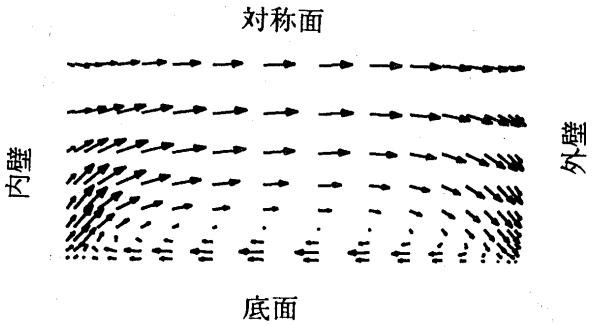


図5－1　θ=135における2次流れベクトル図
：本コードによる解析結果

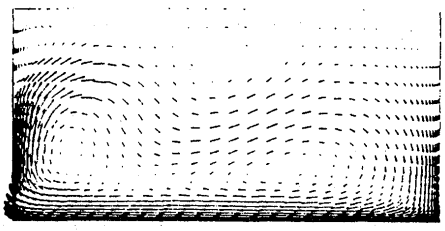


図5－2　θ=135における2次流れベクトル図
：他コードによる解析結果(Iacovides, 1995)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

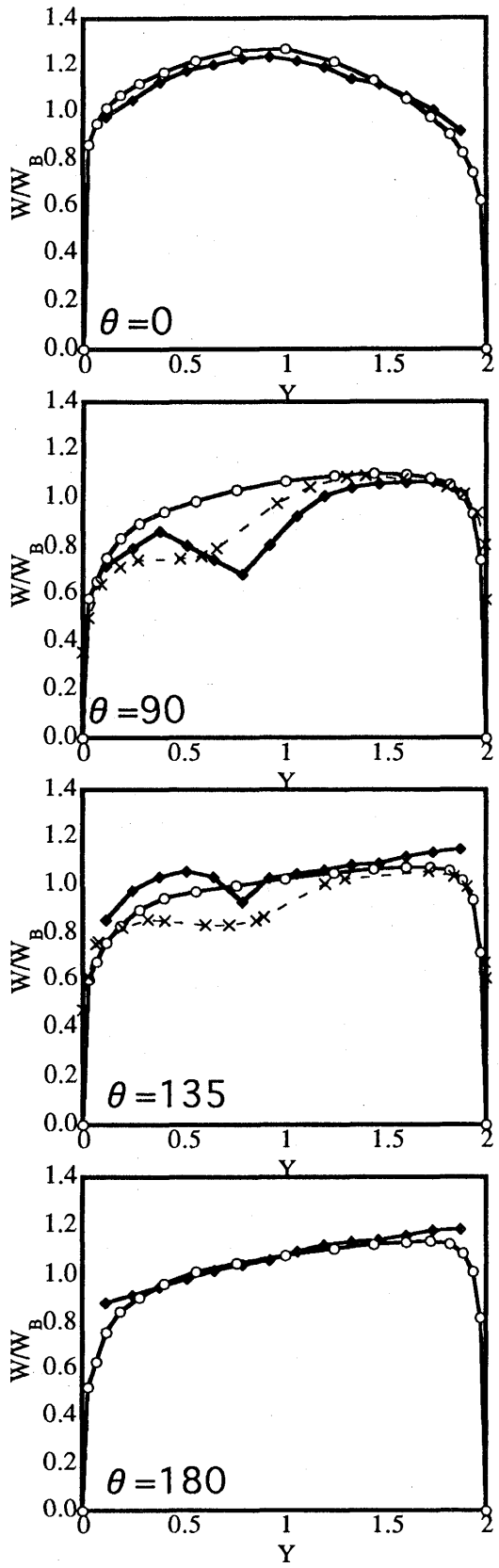


図6　対称面における流れ方向速度の分布

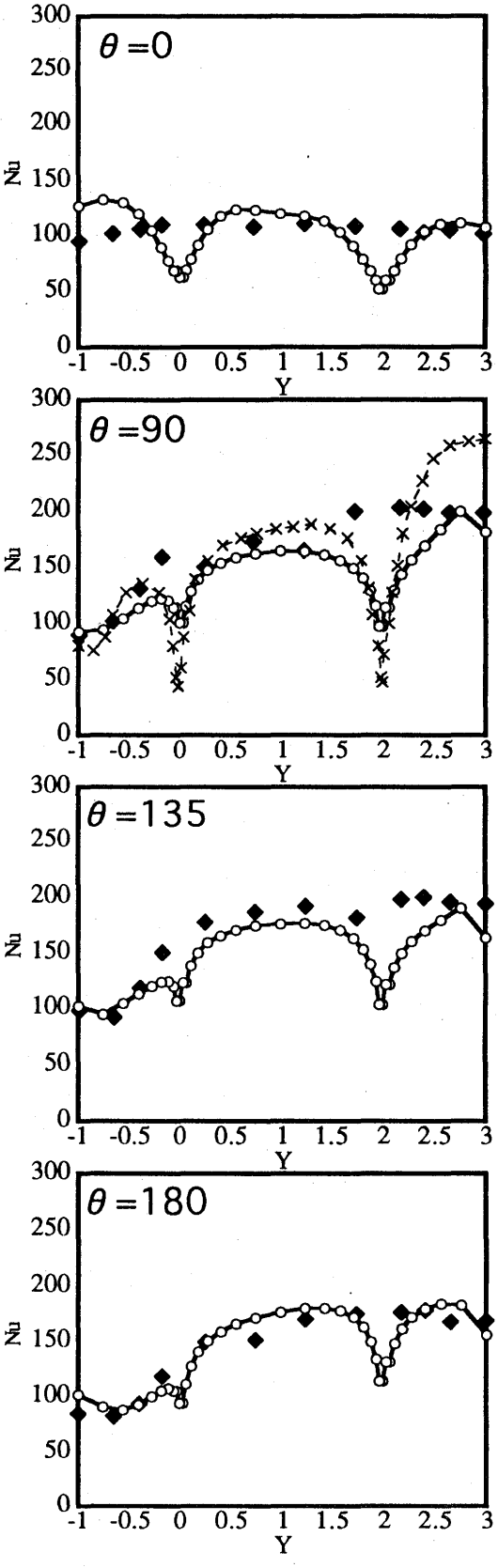
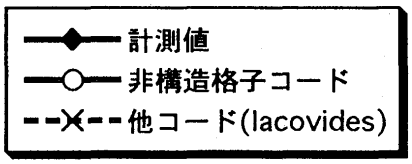
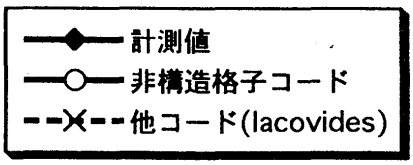


図7　壁面Nu数分布





Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図６に示されるように、入口(0deg)では内周側が加速され速度のピークが内側に移動するが、下流ではピークが外側に移行するといった、この流れの全般的特徴を定量的にも十分に予測できていることがわかる。この速度分布の変化は図５-１に示すような強い２次流れによると考えられる。また図６で、90～135deg位置においてはY=0.8付近に速度の欠損があることが計測で示されているが、本コードの結果では捉えられていない。一方他コードの結果では定性的にこの欠損を予測しえている。そこで図５にて双方の解析結果を比べると、他コードの解析では対称面付近にもう１つ別の逆周りの渦を捉えており、これが速度分布の欠損に影響していると推察できる。このように、本コードでは、支配的な２次流れは予測できるが、副次的な渦は捉えられないことがわかった。これは、離散化精度、乱流モデル、格子の細かさなどに原因があると考えられる。

次に、図７に底面壁、内周壁、外周壁の曲がりの各位置におけるNu数分布を計測及び他コードの結果と比較する。２次流れの影響で外周側で熱伝達率は大きく、内周側では小さいという全般的な傾向はあっている。また、90degの位置で他コードの結果と比べても遜色がなく、速度分布の比較で述べたような副次的な渦の予測能力に差異があっても、熱伝達率の精度としては同レベルであることがわかった。双方の解析とも、計測値の詳細な分布とは若干のずれが生じており、さらに予測精度を上げるには改良の余地がある。また、解析ではコーナー部で流れが澱むことにより熱伝達率が低下しており、実際も同じ現象が起きていると予想されるが、この位置での計測値がないため低下の度合については定量的に評価できない。全体として、支配的な２次流れとそれが熱伝達に及ぼす影響について十分にシミュレートされていると言える。

4　結論

（１）タービン内部の複雑な形状をした流路の熱伝達を予測するための非構造格子CFDコードを開発し、モデル的な曲がり管の実験データ、他の解析結果と比較、検証した。

（２）曲がり管内では非粘性的効果により生じる支配的２次流れの他にも、３次元的な粘性効果が派生的な渦を生み複雑な流れ場となる。本コードにより、曲がりによる局所的な加減速、支配的２次流れおよびそれに伴う熱伝達の変化を概ね正確に予測することができた。

（３）また、より洗練されたモデルを用い計算負荷も高いと考えられる他の計算コードの結果と比較したが、遜色のない結果を得られた。

（４）本研究の検証結果により、この非構造格子コードを実用的に冷却設計に適用できることが明らかになった。

5　参考文献

Abuaf, N., and Kercher, D.M., 1992, "Heat Transfer and Turbulence in a Turbulated Blade Cooling Circuit", ASME paper 92-GT-187

Baliga, B.R., and Patankar, S.V., 1983, "A Control Volume Finite-Element Method for Two-Dimensional Fluid Flow and Heat Transfer", Numerical Heat Transfer, Vol.6, pp.245-261

Han, J.C., Park, J.S., and Lei, C.K., 1985, "Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoters", Jounal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107, pp.628-635

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Iacovides, H., 1995, "Internal Convection Heat Transfer and Cooling, A Computational Approach", von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series 1995-05

Johnson, R.W., and Launder, B.E., 1985, "Local Heat Transfer Behavior in Turbulent Flow Around a 180 deg Bend of Square Cross Section", ASME paper 85-GT-68

Kays, W.M., and Crawford, M.E., 1980, "Convective Heat and Mass Transfer", McGraw-Hill, New York

Launder, B.E., and Spalding, D.B., 1974, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.3, pp.269-289

Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, Washington D.C.

Peric, M., Kessler, R., and Scheuerer, G., 1988, "Comparison of Finite-Volume Numerical Methods with Staggered and Colocated Grids", Computers & Fluids, Vol.16, No.44, pp.389-403

Prakash, C., 1987, "Examination of the Upwind (Donor-Cell) Formulation in Control Volume Finite-Element Meethods for Fluid Flow and Heat Transfer", Numerical Heat Transfer, Vol.11, pp.401-416

Rhie, C.M., and Chow, W.L., 1983, "Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation", AIAA Journal, Vol.21, No.11, pp.1525-1532

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

B—2

排気ノズル性能に及ぼす外部流れの影響に関する研究（続報）

＊山本政彦、徳永幸二、柏木武、山根善行、海野大（石川島播磨重工業）

1．はじめに

航空機用エンジンの構成要素に対する要求項目としては圧縮機のポリトロープ効率や燃焼器の燃焼効率等のそれぞれの要素性能の向上とともに、飛行するために不可欠な軽量化が挙げられる。排気ノズル要素の場合も、推力性能（推力効率）の向上、可変機構、冷却構造を含めたシステム重量の軽量化が重要となるが、さらに加えて、機体後部となるノズル外側部分で発生する外部抵抗の低減が重要な要求性能となる。つまり、次式（1）であらわされるネット推重比の全飛行範囲における最大化が図 1に示すように航空機用エンジンの排気ノズル要素の設計目標となる。

$$\text{ネット推重比} = \frac{\text{グロス推力} - \text{外部抵抗}}{\text{システム重量}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (1)$$

通常、推力性能の向上や外部抵抗の低減は、ノズルフラップが比較的長い場合に効果が得られる。しかし、それは排気ノズルシステム重量の増大を招くことになる。一方、近年、図 2に示すように排気ノズルに要求される機能の数は急激に増加しており、可変機構装備のため排気ノズルシステムのエンジン全体に占める重量割合は増加する傾向にある。これらのことからもわかるように、排気ノズル設計に際しては、搭載される機体の使用ミッションを考慮して、排気ノズルの内部、外部の性能とシステム重量を最適化することが重要な課題となる。従来、この設計を行う場合には、外部形状までを正確に再現した排気ノズル模型を数種類製作し、遷音速および超音速風洞における風洞試験により、各飛行マッハ数に対する内部、外部の性能を取得して、形状の最適化を行う必要があった。しかし、近年のコンピュータの発達により、小型のEWS レベルでもこの排気ノズルの性能最適化設計がＣＦＤにより可能となってきた。そこで、本研究は第１報[1]において、外部流れが存在する場合に排気ノズルの内部性能（グロス推力およびグロス推力偏向性能）にどのような影響を与えるかについて、ＣＦＤにより影響を把握した。その結果、特に遷音速飛行時のグロス推力偏向性能が外部流れにより低下することを明らかにした。本続報においては、NASA の風洞試験結果[2][3]を検証データとして排気ノズルの外部抵抗が飛行マッハ数によりどのように変化するかについて、ＣＦＤにより検討する。

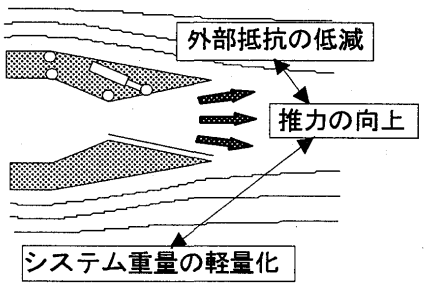


図1　排気ノズル設計目標

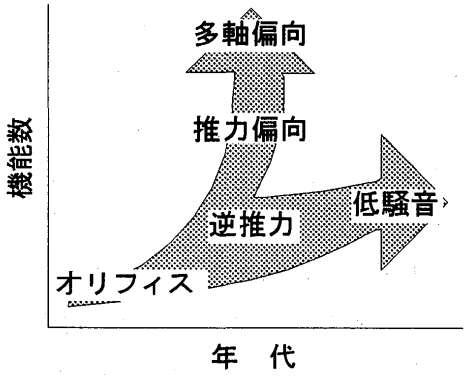


図2　排気ノズル機能数の増加

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

２．超音速機用エンジンの外部抵抗

図 3に超音速機が飛行する際の各飛行マッハ数におけるエンジンのグロス推力と機体およびエンジンが発生する外部抵抗の関係[4]について示す。図から超音速飛行時にはエンジンの発生したグロス推力の８０％以上を機体やエンジンの外部抵抗により消費していることがわかる。また、特に遷音速飛行時にはエンジンにおける外部抵抗の増大により、この例では有効推力がほとんど無くなっている。この遷音速飛行時の抵抗内訳を図 4に示す。遷音速飛行時にエンジンが発生する抵抗のうち約５０％は空気吸い込み式エンジンの場合に必ず発生するラム抵抗である。また、インテーク抵抗は、超音速巡航条件を設計点としたインテークをオフデザイン条件で使用した場合に発生する抵抗で、インテーク外部へのスピレージやバイパス流量の発生によるものである[5]。ノズル抵抗は、ノズル外部流れが遷音速程度になると、ノズル外部の下流へ向かって細くなる部分（ボートテール部）において低圧な部分が発生するために生じる抵抗[5]で、ボートテール抵抗と呼ばれる。ボートテール抵抗は、図 5に示すように遷音速時に最大値を示し、ボートテール部の角度θが大きいほど増大する。超音速機に装備される可変コンバージェントダイバージェントノズル（以下可変ＣＤノズル）は、図 6に示すように、ノズル圧力比（以下、ＮＰＲ）の低い遷音速飛行時には推力効率を向上させるためにダイバージェントフラップ（以下、Ｄフラップ）を閉じて使用するため、必然的にボートテール角度が大きくなる。このため可変ＣＤノズルの場合、遷音速時に外部抵抗が増大する。

３．ノズル形状および計算条件

ノズル外部抵抗をＣＦＤで算出する際の検証データとして、この種の実験としては非常にデータが豊富である NASA Langley Research

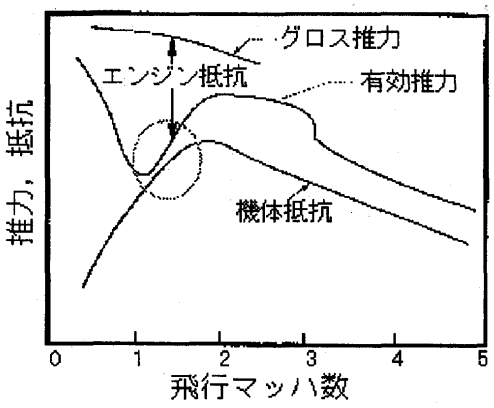


図3　超音速機の推力と抵抗の関係[4]

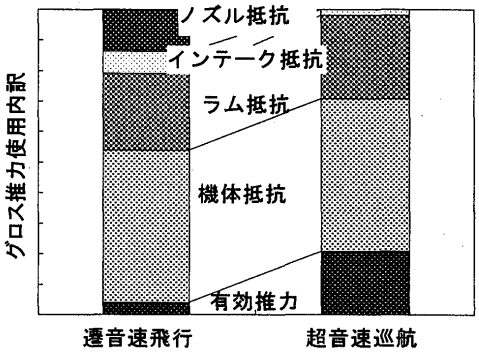


図4　抵抗内訳

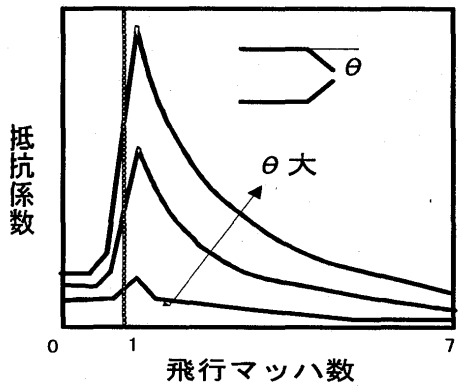


図5　ボートテール抵抗の特性

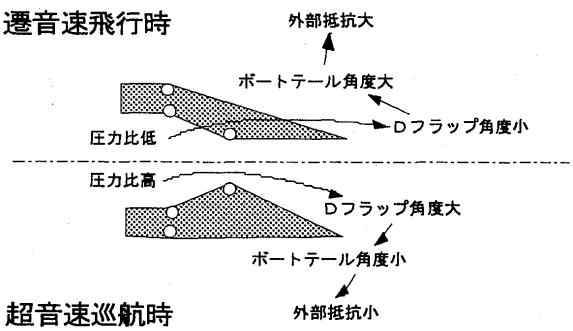


図6　可変ＣＤノズルの抵抗

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Center の２Ｄノズル模型[2][3]による実験結果を使用する。図 7にそのノズル模型の形状を示す。このノズル模型の設計ＮＰＲは 4.25 である。NASA の実験はＮＰＲ、飛行マッハ数（以下M_∞）をあらゆる組み合わせについて行っているが、計算ケースを絞り込むために、一般的な超音速機エンジン用排気ノズルの作動条件について計算する。今回計算に使用した超音速エンジンのフライトエンベロープを図 8に示す。図から、外部抵抗を計算するＮＰＲおよび飛行マッハ数を表 1に示す３ケースとした。

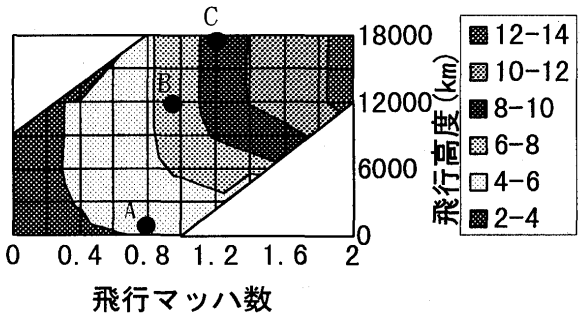


図8　超音速機のＮＰＲ変化

４．排気ノズル性能計算結果

計算には３次元ＮＳ解析コードを使用した。図 9に計算格子（約４０万点 = 83×69×68）を示す。乱流モデルについては壁面の影響がある部分では Boldwin-Lomax を使用した。以下、それぞれのケースについて計算結果および検証データとの比較を示す。

（１）Case A (NPR=4.0,M_∞=0.80)

図 10に Case A におけるノズル内部・外部のマッハ数等高線分布を示す。Case A の場合、ノズル外部流れのボートテール部におけるはく離は見られない。図 11に、ノズル内部の壁面静圧分布をノズル入口の全圧 p_{tj} で無次元化して示す。図中の実線が計算結果、○が NASA の実験結果であり、両者は定量的に良く一致している。Case A の場合、設計ＮＰＲより若干ＮＰＲは低い条件であるが、ノズル内部に目だった

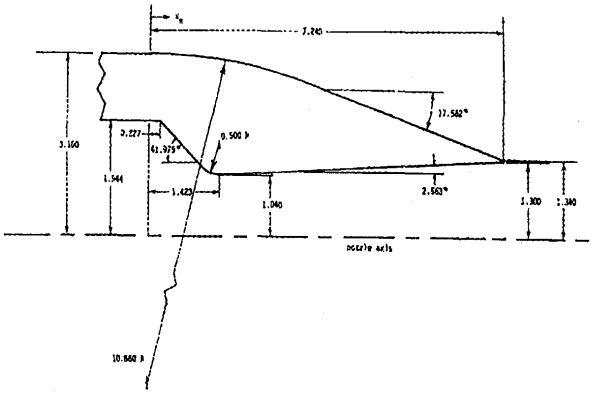


図7　ノズル形状[2][3]

表1　計算条件

Case	ＮＰＲ	M_∞
Case A	4.0	0.80
Case B	7.0	0.94
Case C	9.8	1.20

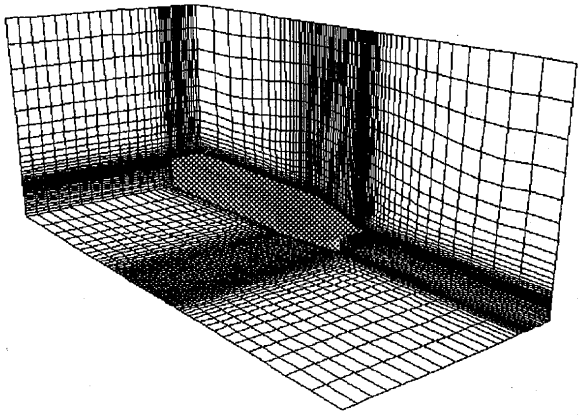


図9　計算格子

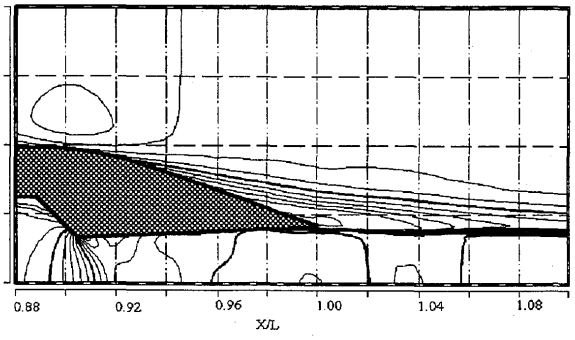


図10　マッハ数等高線分布（ Case A ）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

過膨張は見られない。次に、ノズル外部の壁面静圧分布について、図 12に壁面静圧係数Ｃｐの形で示す。壁面静圧係数Ｃｐの定義は次式（２）の通り。

$$Cp = \frac{Ps - Ps\infty}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

ここで、　Ps　：ノズル外部面各点の静圧

Ps_∞　：大気圧

ρ　：外部流れの密度

V　：外部流れの流速

マッハ数の等高線分布でも分かるように、飛行マッハ数は 0.8 であるが、排気ノズル外部のボートテール部において流れが過膨張し、局所的に超音速の領域が形成されている。そのため、図 12のＣｐ分布を見ると、x/L=0.9 付近に大気圧よりも低い領域が形成されており、この部分でボートテール抵抗が発生することがわかる。実験結果に対して、ＣＦＤの計算結果は若干膨張が足りない結果となった。このため、計算結果の方が外部抵抗が小さく算出されることになるが全体的に静圧分布は良く一致している。

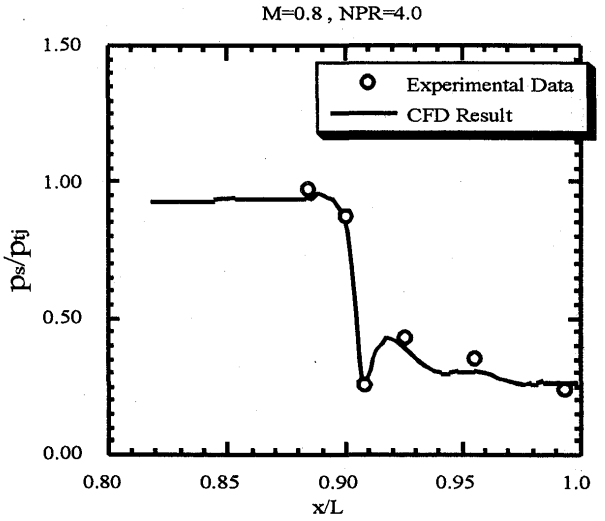


図11　ノズル内壁面静圧分布（Case A）

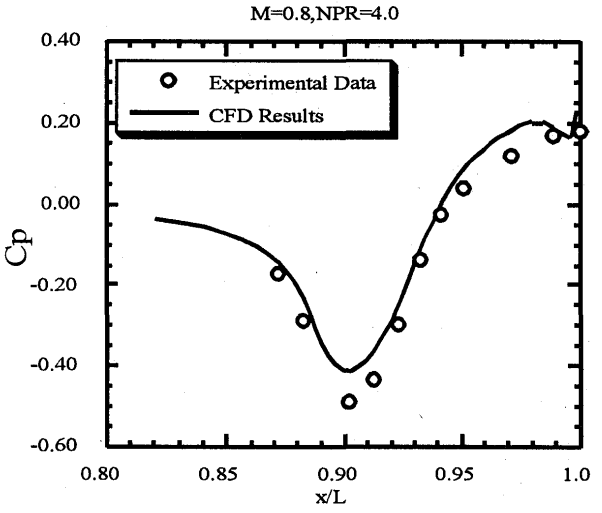


図12　ノズル外壁面静圧分布（Case A）

（２）Case B (NPR=7.0,M_∞=0.94)

次に Case B の計算結果について、まず、ノズル内部・外部のマッハ数等高線分布を図 13 に示す。図から、Case A の場合と異なりノズル外部流れがボートテール部において大規模なはく離を生じていることがわかる。ノズル外面の壁面静圧分布を見ると、ボートテール部開始点における急激な過膨張により x/L=0.9 付近において Case A と同様に低圧の部分が発生しているが、衝撃波の発生により圧力回復を起こす過程で、負の圧力勾配によりノズル外壁面上の流れがはく離を起こしているものと思われる。Case B におけるノズル内壁面静圧分布の計算結果（図 15）は、Case A と同様に実験結果と良い一致を示している。しかし、図 17 に示すノズル外壁面静圧分布の計算結果は、はく離点の位置、はく離後の圧力回復過程が実験と一致せず、外部抵抗が正確に計算できていない。

（３）Case C (NPR=9.8,M_∞=1.20)

図 14, 16, 18 にそれぞれ Case C のノズル内部・外部のマッハ数等高線分布、ノズル内壁面静圧分布、ノズル外壁面静圧分布を示す。Case C の場合にも、Case B で見られた大規模なはく離が見られるが、ノズル内部および外部の壁面静圧分布の計算結果は実験結果と良く一致している。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

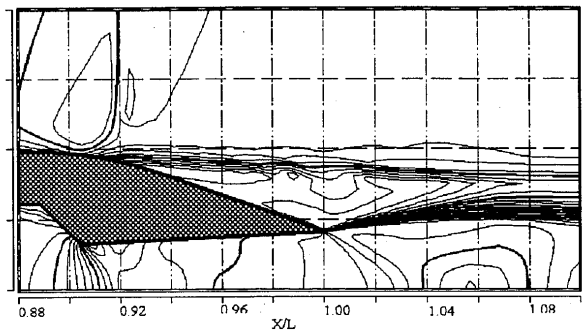


図13　マッハ数等高線分布（ Case B ）

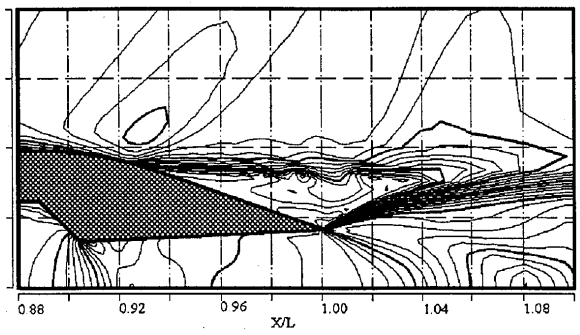


図14　マッハ数等高線分布（ Case C ）

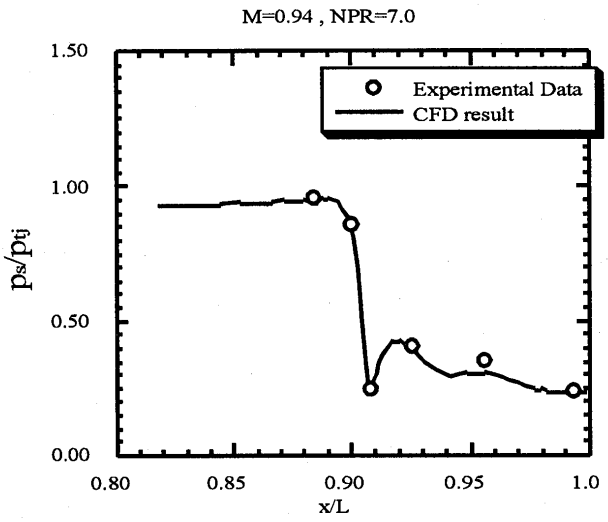


図15　ノズル内壁面静圧分布（Case B）

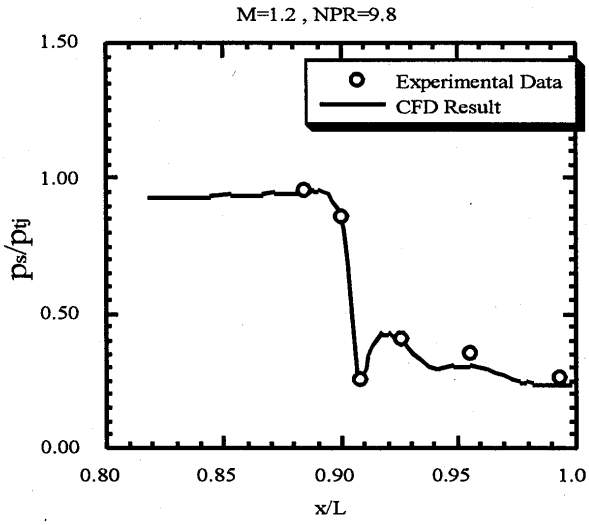


図 16　ノズル内壁面静圧分布（Case C）

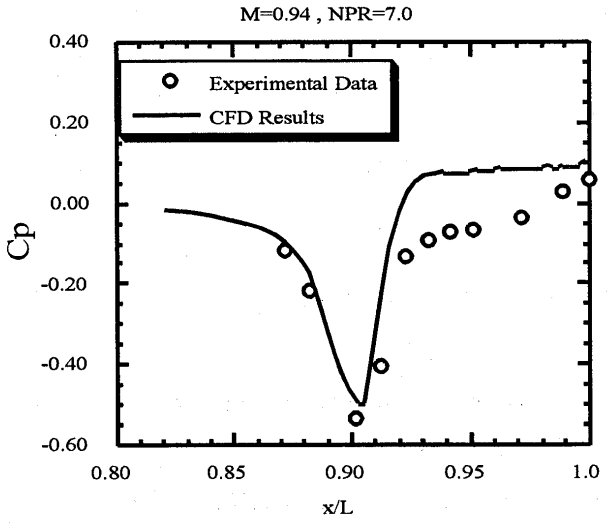


図17　ノズル外壁面静圧分布（Case B）

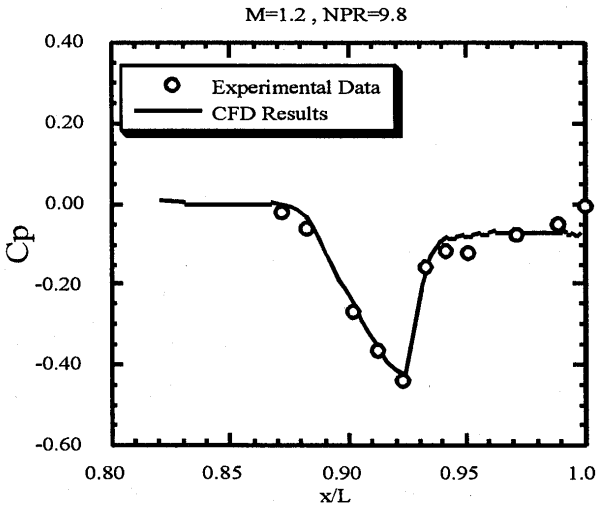


図 18　ノズル外壁面静圧分布（Case C）

（4）外部抵抗係数の算出

図 19に計算結果および実験結果のノズル外壁面静圧分布から算出した、ノズル外部における

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

抵抗係数についてまとめて示す。図から、Case A および Case C に関しては実験結果と計算結果が良い一致を示しているが、実験では比較的大きい抵抗係数を示した Case B が、はく離衝撃波による急激な圧力回復により、計算ではほとんど外部抵抗が発生しない結果となった。今後はこの遷音速領域のボートテール部における３次元はく離を再現できる乱流モデルの改良が課題となる。

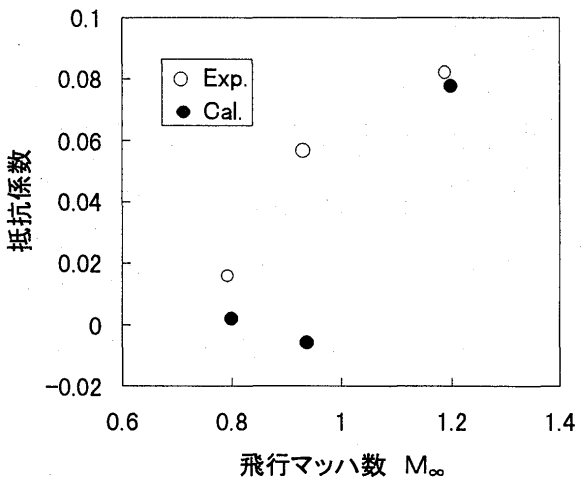


図19　飛行マッハ数と抵抗係数の関係

５．まとめおよび今後の課題

① 超音速機はエンジン搭載による外部抵抗により、エンジンのグロス推力を消費するため、特に遷音速飛行時に、有効な推力を確保することが困難である。

② 遷音速飛行時にエンジンの外部抵抗を発生させる要因として、排気ノズルのボートテール抵抗があり、可変ＣＤノズルの場合にはその構造上必ず発生するため、その見積りが設計上重要となる。

③ 排気ノズルのボートテール抵抗を見積るため、ＣＦＤによる排気ノズル内外の流れに関する計算を実施した。その結果、マッハ 0.8 および 1.2 では、外部抵抗を良く再現するものの、マッハ 1.0 のごく近傍では、従来の乱流モデルでは、はく離を十分再現することが出来なかったため、外部抵抗が小さく計算された。今後は、乱流モデルの改良を行い、推力偏向性能等についても検討する予定である。

６．謝辞

本研究において、計算の一部は航空宇宙技術研究所との共同研究「高速航空技術の研究」として、ＮＷＴシステムを利用して行った。関係各位には心から感謝の意を表する。

参考文献

(1) 山本，徳永，柏木，山根，安藤，排気ノズル性能に及ぼす外部流れの影響に関する研究，第 36 回航空原動機・宇宙推進講演会講演集，p. 237, 1996

(2) William,B.ComptonIII;Abdol-Hamid,Khaled,S., Navier-Stokes Simulation of Nozzle-Afterbody Flows with Jets at Off-Design Conditions,AIAA-91-3207-CP,1991

(3) William,B.ComptonIII,James,L.Thomas,William,K.Abeyounis,Mary,L.Mason,Navier-Stokes Solutions of Three-Dimensional Afterbody Flows,NASA-TM-4111,1989

(4) Dusa,D.J.,Evaluation of Turbojet Exhaust System from Scale Model Test Data,ISABE93-7109,p.1115,1993

(5) 山本，徳永，渡辺，柏木，佐々木，超音速輸送機用多機能排気ノズルシステムの研究，第５回ラム／スクラムジェットシンポジウム講演論文集，p. 176, 1995

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ガスタービンの空力設計とＣＦＤ

B—3

青木素直（三菱重工業）
＊伊藤栄作（三菱重工業）

１．まえがき

ガスタービンの空力設計では、流れの数値シミュレーション技術、即ち、ＣＦＤコードを駆使した翼設計が行われている。翼設計に用いられるＣＦＤコードの中で、翼間流れ解析プログラムは最も使用頻度が高い。このため、翼間流れ解析プログラムには、計算時間が短いこと、いかなる翼型及び翼列作動条件に対しても適用可能であること、計算精度が高いことなどが要求される。これらの要求を満足するものとして、従来より３次元非粘性流解析コードが使用されてきたが、最近ではスーパーコンピュータを用いて粘性流解析コードも頻繁に実設計で使用されている。また、これらのＣＦＤコードは、単翼列のみならず多段流れを取り扱えるように拡張され、冷却空気の混入も考慮可能となっている。さらに非定常流解析コードの開発も進んでいる。一方、翼周り以外の流れ、例えばデイスク内のシール空気流れの挙動なども、非構造格子を用いた３次元粘性流解析により取り扱われるようになってきた。

本論文では、これら各種ＣＦＤコードのガスタービン設計への適用例と今後の課題について述べる。

２．ＣＦＤを用いたタービン設計の概要

タービン設計手順は、次の５段階に分けられる。（図１）

①タービン流路形状及び各段速度三角形設計
②翼型空力設計
③内部冷却構造設計
④翼振動構造設計
⑤設計された翼データに基づくタービン性能計算

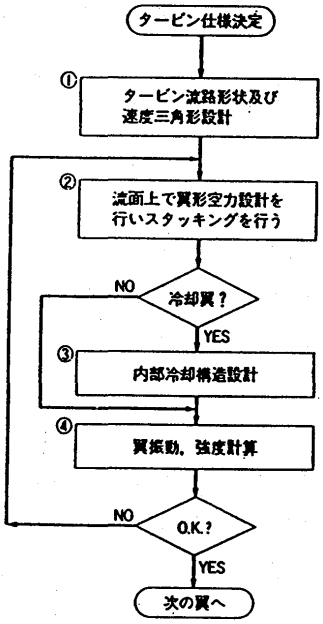


図１　タービン設計手順

これらの設計に用いられるデータのやりとりは全て自動化され、ＣＡＥシステムとしてまとめられている。上記の設計手順の中で最適化のために最も複雑な調整作業を必要とするのは、②から④までの翼型設計である。各種ＣＦＤコードは、②で繰り返し使用されるが、空力設計のみならず③及び④の冷却、構造強度、振動等、他の重要な設計項目の境界条件を与えるものとして、不可欠となっている。また、②においては、以前は翼形状パラメタを用いた損失モデルによってタービン性能が計算されていたが、近年ＣＦＤ、特に３次元粘性流解析コードが頻繁に用いられるようになった。以下に、空力設計を幾つかのステップに分類し、翼の空力設計及びロータデイスク系のシール空気流れへのＣＦＤコードの適用例について述べる。

３．準３次元翼設計

従来、翼間流れ解析には、非粘性流解析プログラムが使用されてきた。非粘性流解析では基本的

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

に翼損失の評価はできず翼面のマッハ数分布の良し悪しが、設計の判断基準であり、全圧損失の定量的評価は、設計者の経験により推定するか、または、翼列試験により確認する必要があった。しかし近年、実用性の高い粘性流解析プログラムが開発され、その予測精度の向上により翼列性能の定量的評価が可能となりつつある。

一例として、図２に、典型的なガスタービン翼に準３次元粘性流解析プログラムを適用するための解析格子を示す。解析手法は、タービン翼列の１ピッチ間の領域を多数の要素に切り、その各要素内で保存系で書かれ且つ粘性項を含めた運動量方程式と連続の式と、エネルギー保存式を解くものである。また、乱流の効果を表現するため、ボールドウイン・ロマックスによる二層混合長モデルを用い、乱流渦粘性係数を求めている。また、ｋ－εモデルも最近では良く用いられている。

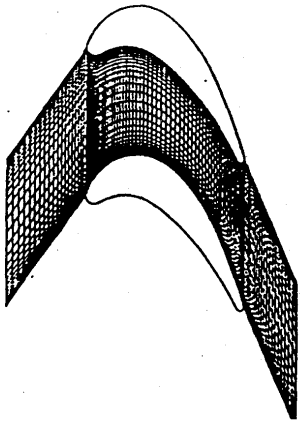


図２　準３次元粘性流解析格子

粘性効果を精度良く予測するためには、翼面境界層内に数点の計算格子を入れる必要がある。実際の設計では計算時間を短く保ちつつ、精度良い解を得るように翼面付近で格子を密に、翼間中央付近では粗くする必要があるが、その格子間隔の比が大きすぎると、数値誤差の影響が無視出来なくなる。従って、様々の計算格子点数及び計算格子間隔の比が、解に与える影響を充分調べた上で、実設計に使用されている。図３には、解析コードの検証例として、インシデンス角に対する全圧損失係数の変化の粘性流解析による予測値と実験値との比較を示す。

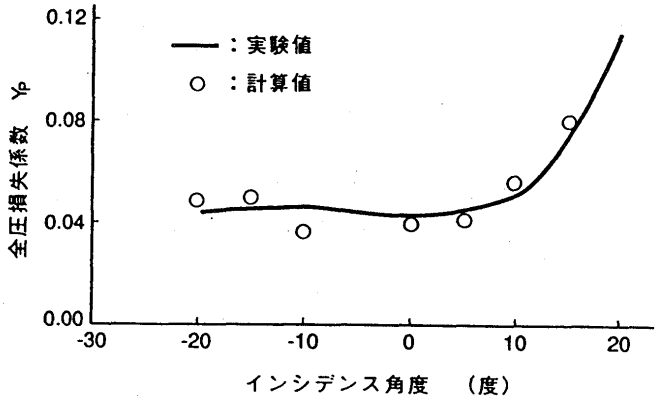


図３　全圧損失値のインシデンス特性

４．３次元設計

上記準３次元翼設計で設計された翼型を半径方向にスタッキングして３次元翼を設計する。上下の端壁形状やスタッキングラインの選択によって、翼間流れ場が大きく変化する場合や、最終段動翼のように長翼の半径方向の流れが無視出来ないときは、３次元流れ解析を行い、必要があれば準３次元設計まで立ち返らければならない。

これまで、３次元粘性流解析プログラムの検証のために、数多くの環状翼列試験やタービン試験のデータが解析結果と比較されてきた。その一例を図４～７に示す。このように

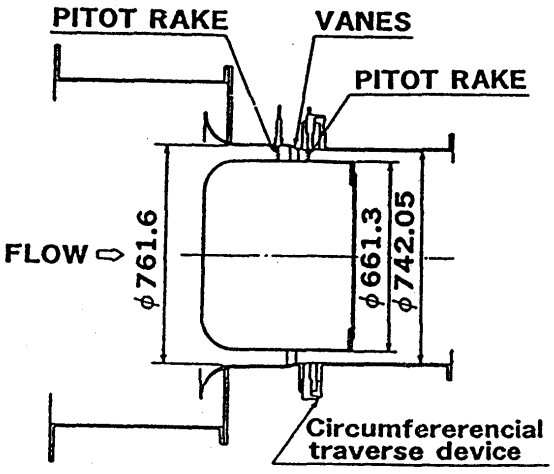


図４　環状翼列試験装置

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

翼面マッハ数、タービン流量、全圧損失分布等かなりの精度で予測できることが報告されており、未だ遷移点の取り扱いや剥離流の予測精度向上など改良点が多いものの、スーパーコンピュータを多用することにより、かなり実設計に適用されている。

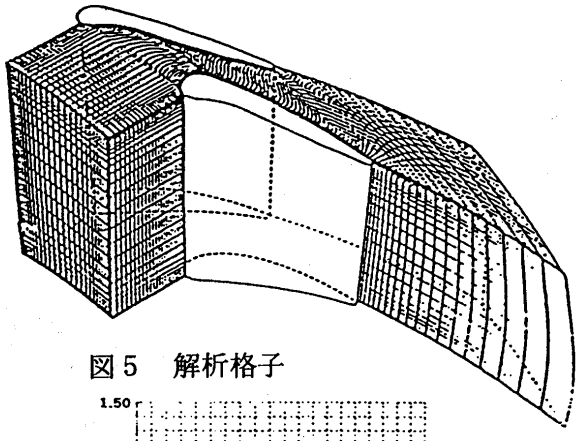


図５　解析格子

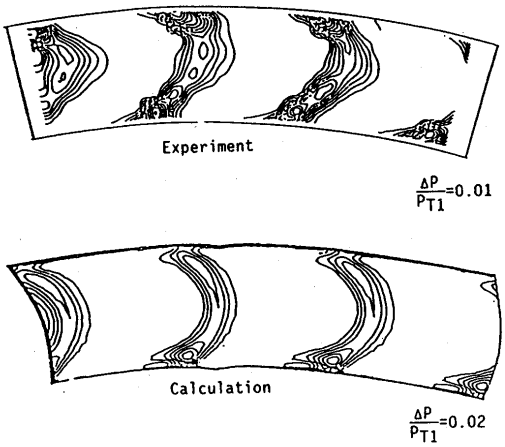


図６　翼列出口全圧分布の比較

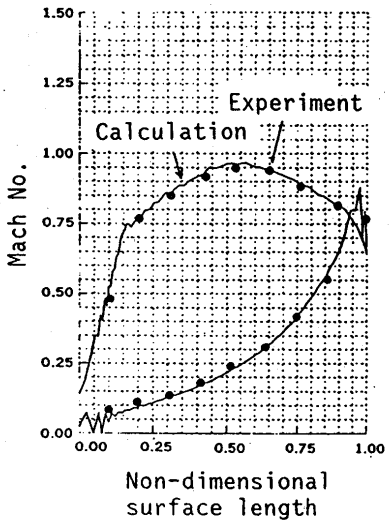


図７　翼面速度分布の比較

５．多段空力設計

各翼の翼型設計が終了すると、前置翼列からの流入角の確認、即ちマッチングの確認を行う為に多段流れ解析が行われる。計算時間の制限から非粘性多段流れ解析が多用されるが、粘性多段流れ解析も使用されるようになった。図８に解析格子を示す。

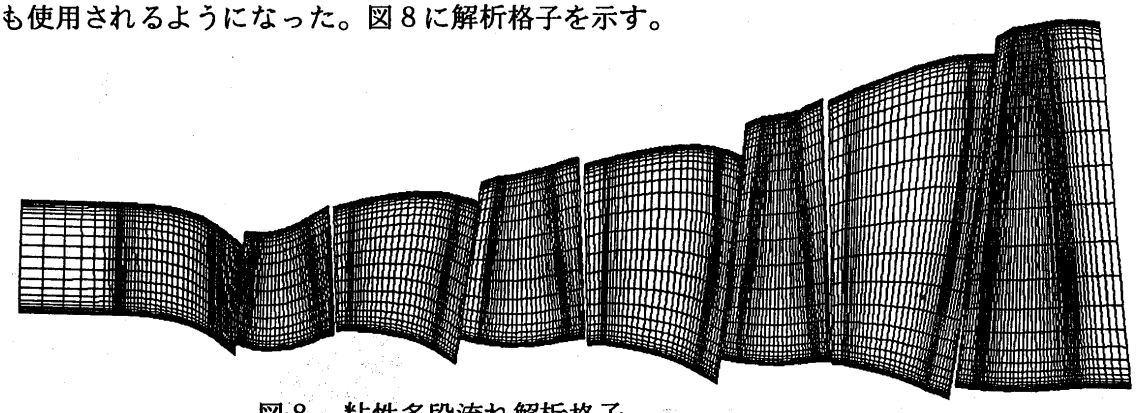


図８　粘性多段流れ解析格子

６．冷却空気を考慮した多段空力設計

前項まで、翼列の入口と出口で流量が保存される場合、即ち、冷却空気の混入が内場合の解析法について述べてきた。ところが、実際のガスタービンではますます高温化が進みつつあり、タービン翼列のフィルム冷却が多用されているため、その冷却空気の翼列流れへの吹き出しの効果、及び、上流で吹き出された冷却空気の後方段への影響を考慮する必要がある。そこで、冷却空気を考慮可

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

能な多段流れ解析プログラムが開発された。本解析法では、翼面に設けられた多数のフィルム冷却孔において指定された冷却空気の吹き出し温度・圧力・角度と、各タイムステップで出力される翼面局所静圧により、流量及びエネルギーの保存則を用いて冷却空気の混入が考慮される。図９に解析格子を、図１０に冷却空気を考慮した場合の翼面全温分布を示すが、これから明らかなように冷却空気の影響が非常に大きいことが判る。

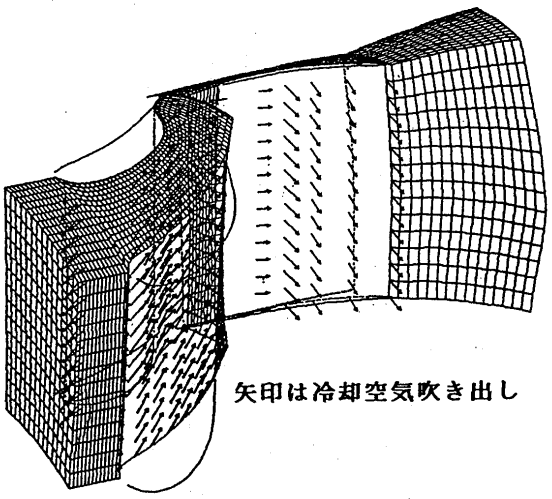


図９　冷却空気を考慮した流れ解析

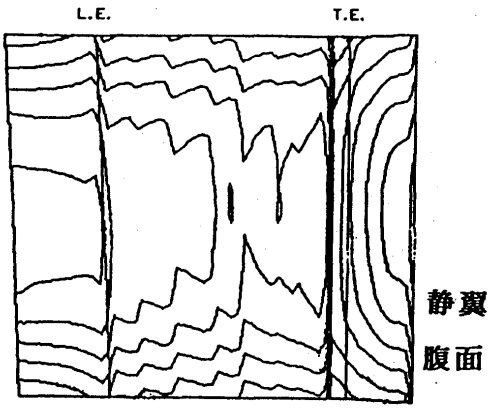


図１０　冷却空気を考慮した場合の翼面全温分布

７．非定常翼列空力設計

一般に翼型設計は、上述のように定常流れ場において実施されるが、実際の流れは非定常であり後縁からの非定常渦放出、隣接する翼列どうしのポテンシャル干渉、後流・衝撃波の後方段への影響等の現象が良く知られている。空力性能上考慮すべき点は、これらによる翼面境界層の遷移点の移動や翼列へのインシデンス角の変化等があり、翼の信頼性の点からは翼面静圧変化による励振力や、空力ダンピングが負になることによるフラッタ現象等がある。

解析は、単翼列または多段翼列での非定常解析が行われる。図１１に多段粘性流非定常解析を、図１２には粘性流解析によるフラッタ予測例を示す。

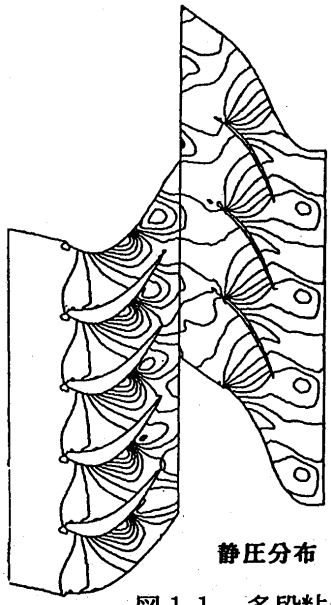


図１１　多段粘性流非定常解析

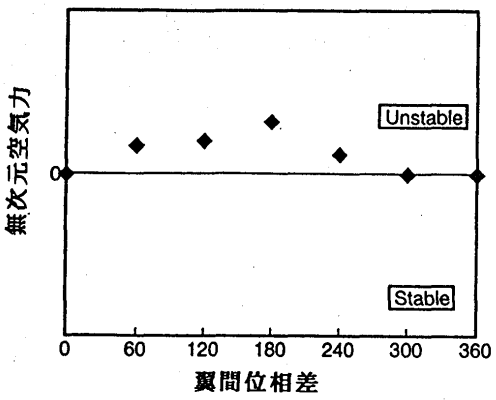




図１２　粘性流解析によるフラッタ解析

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

8．非構造格子を用いた３次元粘性流解析

高温ガスタービンの性能向上のポイントは、シール・漏れ空気量の低減である。このためには、タービンのロータデイスク系の複雑な流れを解析する必要がある。従来この種の解析は簡便なフローネットワーク計算に頼っていたが、非構造格子を用いた３次元粘性流解析コードが設計に用いられるようになってきた。乱流モデルとしてｋ－εモデルを使用しており、翼表面へのアプローチをスムーズにするために低レイノルズ数モデルを採用している。連続の式、３つの運動方程式、エネルギー方程式にｋ－εモデルの２方程式を加えた７つの基礎方程式は、有限体積法により離散化され、それぞれの４面体のコントロールボリュームに対して各変数が蓄えられる。

本コードの適用例として、図１３に産業用ガスタービンのロータデイスク系の形状を、図１４にこれに対応する解析格子を示す。非構造格子を用いることにより、このような複雑な形状に対して流れを解析することが可能となる。図１５に速度ベクトルを、図１６にガス温度分布を示す。従来の方法では、予測出来なかった旋回流れ、よどみ点、剥離流、主流流れとの混合等を予測可能となった。この種のコードは、上述の非定常解析コードと共に、複雑な実機ガスタービン流れを模擬出来るシミュレーターとしての役割を果たすものとして期待されている。

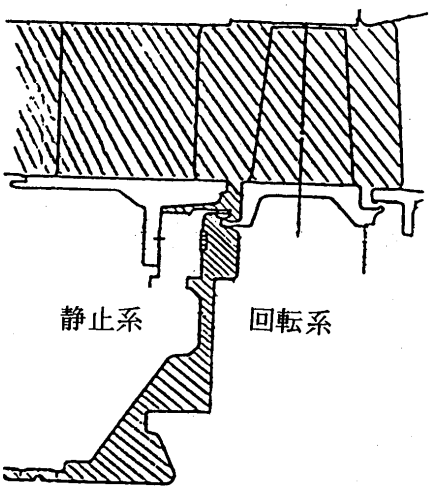


図１３　産業用ガスタービンのデイスクキャビテイー

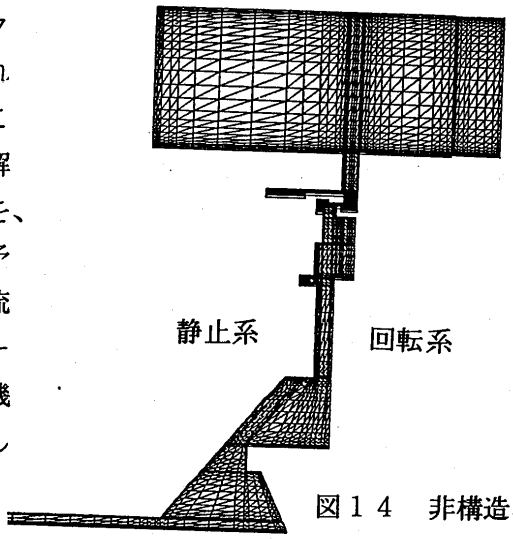


図１４　非構造格子

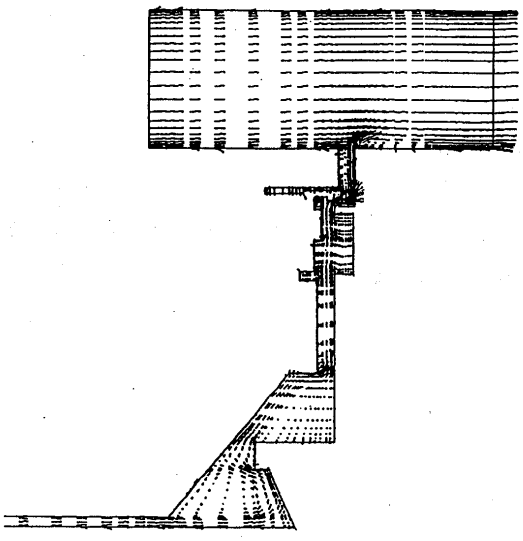


図１５　デイスクキャビテイー内の速度ベクトル

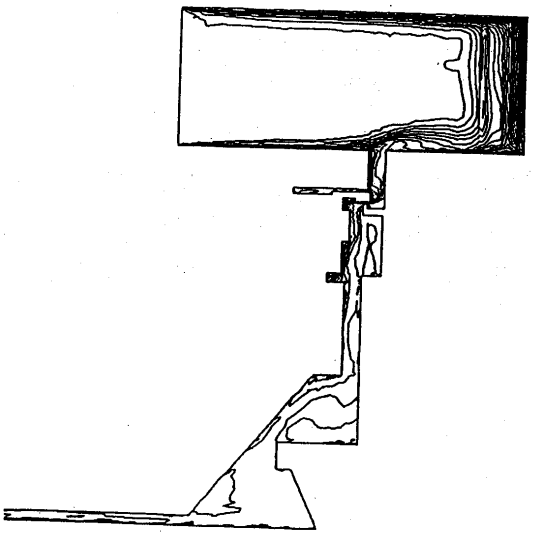


図１６　デイスクキャビテイー内のガス温度分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

９．ＣＦＤコードの今後の課題

上述のようにＣＦＤコードが取り扱える範囲は急速に広がってきたが、ここで実設計で使用するための問題点をまとめておく。

まず、第一に計算時間の問題である。例えば、３次元粘性流解析コードを計算するためには、数十万点の解析格子を用いた場合、スーパーコンピュータでも数時間を要するため繰り返し使用することは困難であり、非粘性流解析と準３次元粘性流解析をルーチンプログラムとしてうまく利用することが大切である。

また、精度に関しては、プログラムの高度化とともに、より高精度な実験データにより検証することが必要となってくる。実設計で参照するパラメタ、例えば流速分布や流量特性、境界層の性状、等を項目毎に検証していくことが必要と思われる。そして、実験データと比較した結果、予測精度が不十分と判断された場合には、解法の本質的な問題か、それとも解析格子や乱流モデルの問題か等を判断する必要がある。特に乱流モデルが問題となる場合は、圧力勾配の正負等の適用範囲を明確にして、乱流モデル自体の高度化が必要か、現状の乱流モデルの修正を行うべきかを見極める必要がある。実設計の点からいえば、やみくもに乱流モデルを高級化するよりも、現状の乱流モデルの適用可能範囲を明確化して修正していく方が良いと思われる。

１０．あとがき

タービン空力設計の中で、ＣＦＤコードは繰り返し用いられており、使用されるコードも短時間で解が得られる非粘性流解析コードのみならず、より正確に流れ場を把握できる粘性流解析コードが主流となってきた。さらに、冷却空気の混入を考慮可能な多段流れ解析や、非定常流れ解析、非構造格子を用いた３次元粘性流解析も多用されるようになってきており、これらを有効活用することによって複雑な実機タービン流れを模擬出来るシミュレーターとしての役割が期待される。

参考文献

(1)T.SATO, S.AOKI AND H.MORI, ASME PAPER NO.85-JPGC-GT-11.
(2)DENTON, J, D, ASME PAPER NO.82-GT-239
(3)T.SATO, S.AOKI AND T.NAGAYAMA, TRANSACTIONS OF ASME VOL.108, NO.2, OCT.1986 NO.86-GT-57
(4)T.SATO, S.AOKI AND T.NAGAYAMA, TRANSACTIONS OF ASME VOL.108, NO.2, OCT.1986 NO.86-GT-58
(5)DAWES, W.N, ASME PAPER NO.88-GT-70
(6)伊藤、森、青木、第１９回ガスタービン定期講演会論文集
(7)W.N.DAWES, A.J.WHITE, ASME PAPER NO.93-GT-250
(8)T.EGUCHI, A.WIEDERMANN, BOOK OF ABSTRACTS, THE 7TH INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON UNSTEADY AERODYNAMICS AND AEROELASTICITY OF TURBOMACHINES

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ターボ機械設計への非線形最適化手法の適用

B—4

—第3報　任意形状翼の設計—

*堀端 康善 ((株) 東芝　研究開発センター)
中田 裕二 ((株) 東芝　研究開発センター)
新関 良樹 ((株) 東芝　重電技術研究所)
小林　正 ((株) 東芝　重電技術研究所)

1　はじめに

従来，軸流圧縮機の翼列には系統的な実験データに基づく設計方法が利用できる NACA 65 翼型や二重円弧(DCA) 翼型などの系列化された翼型が広く用いられてきた．これらの翼型は限定された条件では優れた性能が得られるが，たとえば，NACA 65 系列の翼型では流入マッハ数が0.7 を超えると急激に性能が悪化するなどの限界があることが知られている．この問題を解決するため，個々の使用条件に適合するように生成した，いわばカスタムメードの翼型を用いるのが有効である．

筆者らは，ターボ機械設計への非線形最適化手法の適用を検討してきた [1, 2]．そして，カスタムメードの翼型を生成するため，非線形最適化手法を利用して多重円弧翼型の最適化を試み，既に報告した [2]．非線形最適化手法として降下法を採用し，ナビエ・ストークス方程式に基づく流れの数値シミュレーションと形状修正の繰り返しによって最適化した．多重円弧翼型自体は新しいものではなく，形状も簡単であるが，上述の系列翼型に比べて形状の自由度は大きい．

本論文では，さらに自由度を上げて，任意形状の翼型の中から個々の使用条件に最適な翼型を捜す方法を開発する．流れの数値シミュレーションのプログラムと非線形最適化手法を利用する．非線形最適化手法としては，逐次2 次計画法を使う．その際，陰関数定理を利用してCPU 時間を短縮する．

2　翼型の定義法

翼型は複数個のデータ点をスプライン補間することにより決める．そして，各データ点を法線方向に移動さして翼形状を変えてゆく．したがって，各データ点の法線方向の移動距離が設計変数 $\mathbf{x}_D$ になる．移動さすデータ点の個数を n_D とする．

3　逐次2 次計画法

逐次2 次計画法では，設計変数 $\bar{\mathbf{x}}_D$ から探索ベクトル $\mathbf{p}$ の方向に目的関数 $F(\mathbf{x}_D)$ の値が最大になるように探索する．設計変数 $\mathbf{x}_D = \bar{\mathbf{x}}_D + \alpha\mathbf{p}$ に対する目的関数を次のように近似する．

$$F(\mathbf{x}_D) \approx F(\bar{\mathbf{x}}_D) + \alpha\mathbf{g}^T\mathbf{p} + \frac{1}{2}\alpha^2\mathbf{p}^T\mathbf{H}\mathbf{p}$$

ここで，$\mathbf{g}$ は，$\mathbf{x}_D = \bar{\mathbf{x}}_D$ における，目的関数の設計変数についての勾配である．また $\mathbf{H}$ はHessian 行列．この目的関数を最大する α を探索し，設計変数を更新する．同様の探索を繰り返す．

以上のように，最適化のための探索をするたびに目的関数の値と，設計変数についての勾配が必要になる．勾配を求めるには設計変数の数だけ流れの数値シミュレーションを実行せねばならず，大量のCPU 時間を要する．そのため，本論文では陰関数定理を利用してより少ない計算量で勾配を求める．類似の勾配計算法は既に1 次元ダクト内の圧縮性流れ [3] や，単独翼の周りの2 次元非圧縮性流れ [4] について行われているが，翼列周りの圧縮性流れについては未だ報告されていない．

第2 4 回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4　目的関数の勾配

目的関数は設計変数の関数で，その勾配 $\mathbf{g}$ は

$$\mathbf{g} = \nabla_D F(\mathbf{x}_D)$$

となる．

一方，目的関数を，流れの数値シミュレーションで得られた格子座標 $\mathbf{x}_g$ とその格子点で定義された流体変数 $\mathbf{x}_f$ の関数とみなすことができる．すると，$\mathbf{g}$ のi成分を次のように表現できる．

$$\begin{aligned} g_i &= \frac{\partial F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_g)}{\partial x_D^i} \\ &= \sum_j \frac{\partial F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_g)}{\partial x_g^j} \frac{\partial x_g^j}{\partial x_D^i} + \sum_j \frac{\partial F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_g)}{\partial x_f^j} \frac{\partial x_f^j}{\partial x_D^i} \\ &= h_i + (\nabla_f F)^T \mathbf{b}_i \end{aligned}$$

ここで

$$h_i = \sum_j \frac{\partial F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_g)}{\partial x_g^j} \frac{\partial x_g^j}{\partial x_D^i}, \quad \nabla_f F = \nabla_f F(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_g), \quad \mathbf{b}_i = \frac{\partial \mathbf{x}_f}{\partial x_D^i}$$

5　目的関数の勾配の計算

5.1　$\nabla_f F$ と $\mathbf{h}$ の計算

格子座標を変化させず，流体変数に擾乱を与えて目的関数を計算し直すことによって，$\nabla_f F$ を計算する．

流体変数は変化させず，設計変数に一つづつ擾乱を与えて新格子を生成する．そして，そのたびに目的関数を計算し直すことによって $\mathbf{h}$ を求める．

5.2　陰関数定理を使っての $\mathbf{b}_i$ の計算

格子座標と流体変数は，各格子点上でナビエ・ストークス方程式を差分化してできた残差方程式を満足する．残差は流体変数と同じ n_f 次元ベクトルで $\mathbf{R}(\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_g) = \mathbf{0}$ となる．

n_f 次元ベクトルである，$\mathbf{b}_i$ を，陰関数定理を使って残差ベクトルから求める．設計変数 $\mathbf{x}_D$ を変化させて $\mathbf{x}_D + \Delta\mathbf{x}_D$ としたとき流体変数 $\mathbf{x}_f$ と格子座標 $\mathbf{x}_g$ がそれぞれ $\mathbf{x}_f + \Delta\mathbf{x}_f$，$\mathbf{x}_g + \Delta\mathbf{x}_g$ になったとすると，新しい流体変数と格子座標は残差方程式を満足しなければならない．すなわち，$\mathbf{R}(\mathbf{x}_f + \Delta\mathbf{x}_f, \mathbf{x}_g + \Delta\mathbf{x}_g) = \mathbf{0}$ となる．このことを利用すると，次式を得る．

$$\sum_k \frac{\partial \mathbf{R}}{\partial x_f^k} \frac{\partial x_f^k}{\partial x_D^i} + \sum_k \frac{\partial \mathbf{R}}{\partial x_g^k} \frac{\partial x_g^k}{\partial x_D^i} = \mathbf{J}_f \mathbf{b}_i + \mathbf{d}_i = \mathbf{0} \tag{1}$$

を得る．ここで

$$\mathbf{J}_f = \begin{pmatrix} \frac{\partial R_1}{\partial x_f^1} & \frac{\partial R_1}{\partial x_f^2} & \cdots & \frac{\partial R_1}{\partial x_f^{n_f}} \\ \frac{\partial R_2}{\partial x_f^1} & \frac{\partial R_2}{\partial x_f^2} & \cdots & \frac{\partial R_2}{\partial x_f^{n_f}} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial R_{n_f}}{\partial x_f^1} & \frac{\partial R_{n_f}}{\partial x_f^2} & \cdots & \frac{\partial R_{n_f}}{\partial x_f^{n_f}} \end{pmatrix} \tag{2}$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$\mathbf{d}_i = \sum_k \frac{\partial \mathbf{R}}{\partial x_g^k} \frac{\partial x_g^k}{\partial x_D^i}$$

$\mathbf{J}_f$ は残差の流体変数についての $n_f \times n_f$ のヤコビアン行列である．$\mathbf{d}_i$ は n_f 次元ベクトルである．

式(1)を $\mathbf{b}_i$ について解くのは，ナビエ・ストークス方程式を解くのと等価である．結果を次のように表現できる．

$$\mathbf{b}_i = -\mathbf{J}_f^{-1}\mathbf{d}_i$$

これを使うと，$\mathbf{g}$ のi成分は次のように書き直せる．

$$g_i = h_i - \mathbf{d}_i^T(\mathbf{J}_f^{-1})^T \nabla_f F \tag{3}$$

さらに，$\mathbf{d}_i$ を使って

$$\mathbf{J}_D = (\,\mathbf{d}_1 \quad \mathbf{d}_2 \quad \ldots \quad \mathbf{d}_{n_D}\,)$$

により行列 $\mathbf{J}_D$ を定義すると，式(3)を次のようにベクトル表示できる．

$$\mathbf{g} = \nabla_D F(\mathbf{x}_D) = \mathbf{h} - \mathbf{J}_D^T(\mathbf{J}_f^{-1})^T \nabla_f F \tag{4}$$

式(4)の右辺の $(\mathbf{J}_f^{-1})^T \nabla_f F$ は連立1次方程式

$$\mathbf{J}_f^T \mathbf{x} = \nabla_f F$$

を解いて計算する [5]．この方程式を解くには，ナビエ・ストークス方程式を解いて流れの数値シミュレーションをするのと同水準の計算量が必要である．

5.3 $\mathbf{J}_f$ と $\mathbf{J}_D$ の計算

流体変数の境界条件を破らないようにして流体変数に擾乱を与え，残差を計算し直すことによって $\mathbf{J}_f$ を計算する．ある格子点での残差 R_i はその格子点及びそれに隣接する格子点で定義された流体変数のみの関数になる．したがって，式(2)からわかるように $\mathbf{J}_f$ のそれらの流体変数に相当する要素のみが非零になる．

設計変数に一つづつ擾乱を与えて新格子を生成する．そして，残差を計算し直してその変化から $\mathbf{J}_D$ を計算する．流体変数は固定しておく．$\mathbf{J}_D$ は $n_f \times n_D$ 行列である．

6 試計算例

6.1 勾配計算法の検証

上記勾配計算法を検証するために，軸流圧縮機の静翼を対象として，損失が小さくなる方向に形状修正を行った．翼の初期形状をNACA 65とし，これを元にして変形してゆく．図1に示すように，全部で20個のデータ点(●，○)をスプライン補間して翼型を決める．そして，その内の10個のデータ点(●)を法線方向へ移動して翼型を変形する．この法線方向への移動距離を設計変数とする．流入マッハ数は約0.75．格子は 21×59 のH型格子を使う．初期形状について，陰関数定理を利用して得られた，目的関数の設計変数についての勾配は，図2のようになった．流れの数値シミュレーションを繰り返し実行して直接求めた勾配との誤差も一緒に図示してある．第7, 10番目の成分の誤差が最も大きく，約4.4%であるが，他の成分はすべて2 %以内に収まっている．本最適化手法では，探索の繰り返しによって最適形状に漸近してゆくため，1回の探索での勾配計算の誤差がこの程度であれば，実用には全く問題にならないと考えられる．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

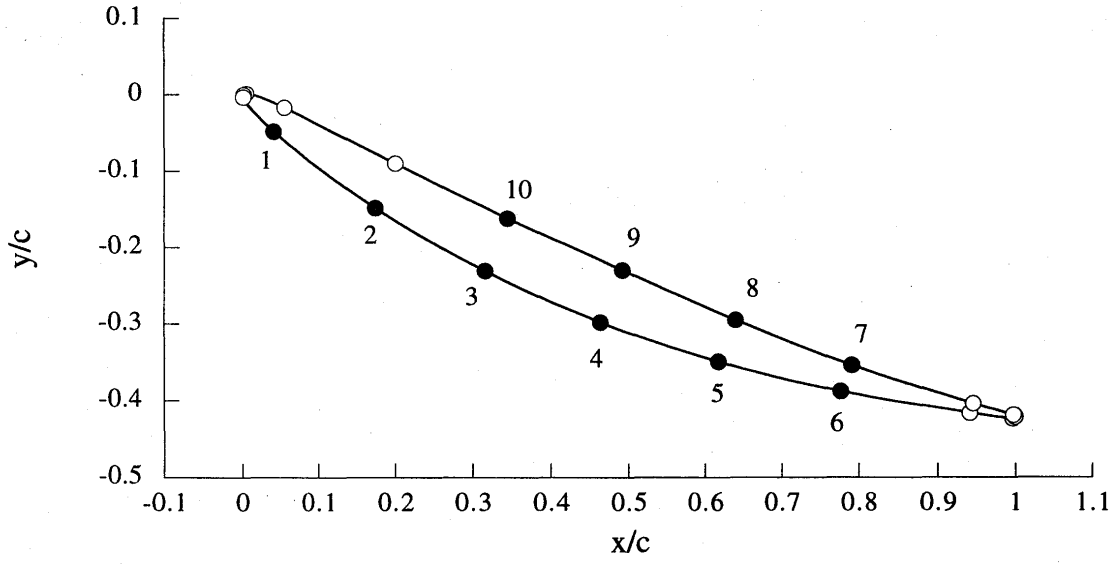


図 1: スプライン補間による翼型の定義. ●は変動データ点(10個), ○は固定データ点(10個).

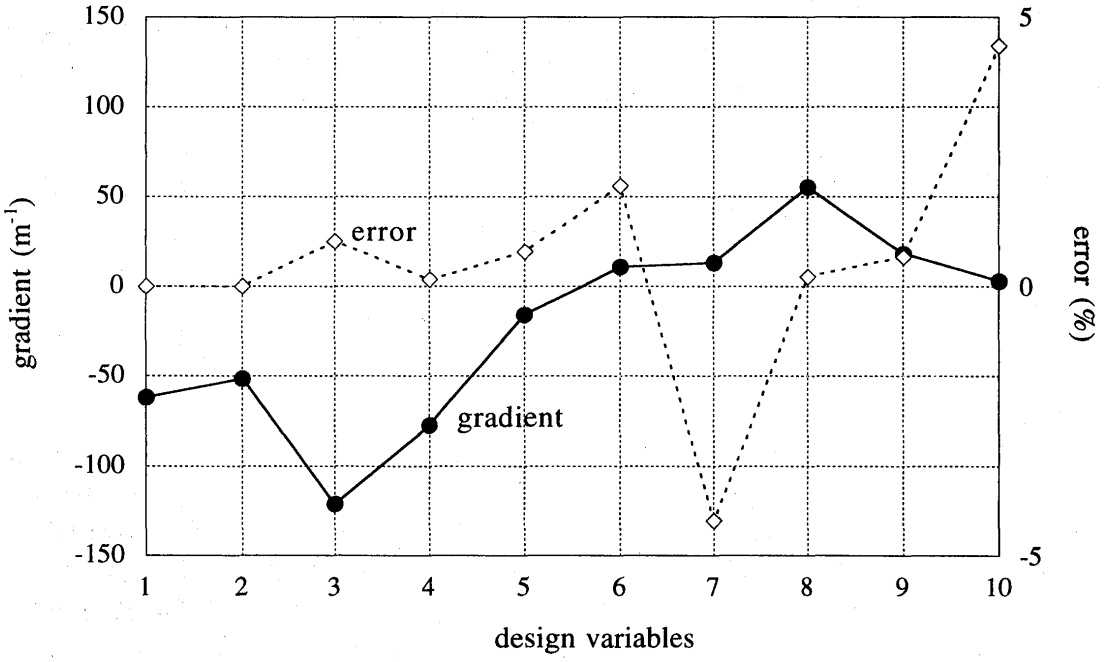


図 2: 陰関数定理を利用して計算した勾配とその誤差

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

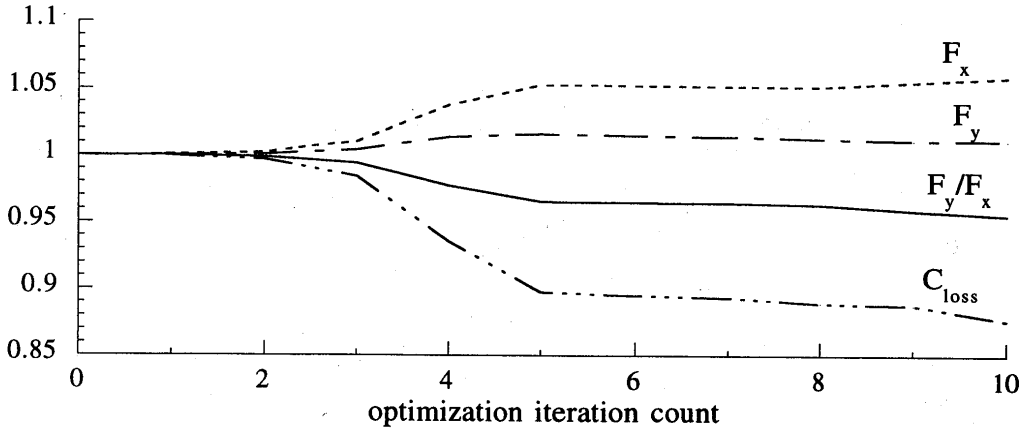


図 3: 全圧損失係数(C_{loss})，流体力の x 成分(F_x)，y 成分(F_y)，その比(F_y/F_x)の探索履歴

6.2 翼の変形

図 3は，前節と同様に，損失が小さくなる方向に形状修正していったときの，全圧損失係数，流体力の x 成分，y 成分，その比の履歴を示す．10回の探索で全圧損失係数は約12 %減少した．図 4は翼の初期形状と5回目,10回目の探索で得られた形状を示す．

7 おわりに

個々の使用条件に最適な任意形状の翼型を探索する方法を開発した．逐次2次計画法を利用し，目的関数を最適化するよう設計変数を変えてゆく．目的関数の勾配を陰関数定理を利用して計算することにより，流れ場の数値シミュレーション1回分程度の計算量で勾配が求まるようになった．軸流圧縮機の静翼について得られた勾配を，流れ場の数値シミュレーションから直接得られた勾配と比較した結果，良好な一致がみられた．また，損失を減らすように形状修正したいったところ，全圧損失係数が10回の探索で約12 %減少した．

今後，本論分の最適化法を実際の翼型設計に適用するにあたっては，転向角，翼厚みなどの制約条件の与え方についての検討が必要である．

参考文献

[1] 小林 正，新関 良樹，奥野 研一，ターボ機械設計への非線形最適化手法の適用 —第1報 軸流圧縮機の通路部設計—，第10回ガスタービン秋季講演会講演論文集，121-126, 1995.

[2] 新関 良樹，福山 佳孝，岡 明男，ターボ機械設計への非線形最適化手法の適用 —第2報 多重円弧翼型の設計—，第10回ガスタービン秋季講演会講演論文集，127-132, 1995.

[3] Frank, P. D. and Shubin, G. R., A Comparison of Optimization-Based Approaches for a Model Computational Aerodynamics Design Problem, *J. Comput. Phys.*, **98**, 74-89, 1992.

[4] Dixon, A. E. and Fletcher, C. A. J., Optimization Applied to Aerofoil Design, *Proc. of 5th Int. Symp. Comput. Fluid Dynamics*, 161-165, 1993.

[5] 堀端 康善，逐次2次計画法による翼型最適設計 —目的関数の勾配の計算法について—，第9回数値流体力学シンポジウム講演論文集，53-54, 1995.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

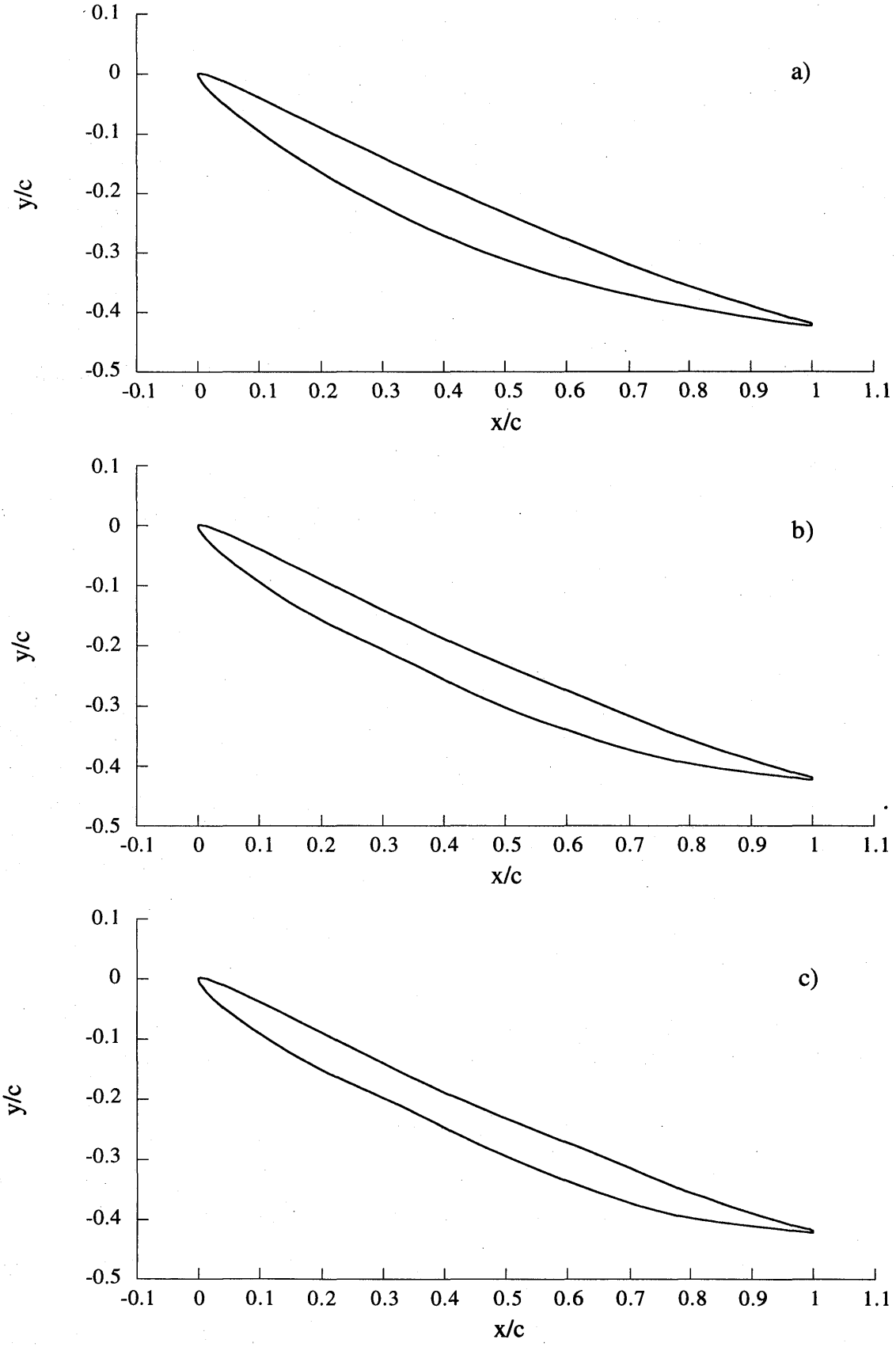


図 4: 翼型. a)NACA 65, b)5回目の探索で得られた翼型, c)10回目の探索で得られた翼型.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

軸流圧縮機の旋回失速予測

B—5

福冨　清*　（石川島播磨重工業（株））
児玉　秀和　（石川島播磨重工業（株））

1．まえがき

ガスタービンエンジンにおける軸流圧縮機の開発を成功させるためには、空力性能が高いことは言うまでもなく、低コスト、より軽量の設計が望まれる。すなわち、高負荷高効率化をめざすことになり、流入マッハ数がより高くなること、段あたりの仕事が増すことが予想され、それにともない安定作動範囲（サージマージン）の確保への努力がより必要不可欠なものになってくる。軸流圧縮機の不安定作動はサージングと旋回失速（ローテーティングストール）の2種類に大別できるが、サージング直前には必ず旋回失速が発生している[1][2]とする見解もあり、安定作動範囲を予測するためには旋回失速発生の予測が重要になると思われる。

本研究では高速の軸流多段圧縮機の旋回失速発生を予測するために、2次元の流れ場における微小擾乱の安定性解析理論にもとづき、段（翼列）単位で旋回失速発生を解析できるプログラムを作成した。低速ならびに高速圧縮機の試験データによる検証計算を実施し、旋回失速の発生点（不安定作動点）、旋回失速セル数、セル速度を試験データと比較しながら予測ツールとしての評価を行ったので報告する。

2．解析モデル

旋回失速発生現象の解析のためのモデル化を実施するうえで、参考となる考察が試験データに基づきいくつか報告されている。

Dayは調査した多くの試験から、旋回失速の発端を2つの形態、波長が翼ピッチより十分長い擾乱（いわゆる、modal perturbation）の形態と、波長が翼ピッチと同程度の擾乱（short lengthscale disturbance）の形態がある[1]と結論づけている。modal perturbationは2次元性を保持したまま大した変遷もなく旋回失速セルへ成長する。一方、short lengthの場合、強い3次元性を有して擾乱が発生し、発達した2次元的な旋回失速セルへと成長する。従って、旋回失速の発生現象を解析する場合2次元的モデル化でも大半は取り扱え、Longleyはこの解析手法に妥当性、利便性があるとしている[3]。また、Copenhaverらは失速状態にある多段圧縮機試験の調査から、旋回失速が全スパンストールに発達しても軸方向全段に波及しているとは限らない[4]ことを明らかにし、旋回失速発生の解析モデル化に対する注意点を述べている。

流れ場のモデル化と仮定

本研究で用いた軸流圧縮機の流れ場のモデルを図1に示す。軸流圧縮機に対して、図中に記述した（x，θ）座標系を適用し、2次元の上流ダクト、圧縮機、下流ダクトの一連の圧縮系を考える。これは、ボス比が十分大きいとして取り扱うことを意味する。また、圧縮機も翼列および上流、下流の流れからなるが、それらもダクトと考えることが

第24回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5，(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

できるから、軸流圧縮機全体では上流ダクト－翼列－下流ダクトが連続するモデルと考えることができる。

翼列は図2で示すようなスタガー角度ζの1次元平板流路とし、全圧損失および偏向はすべてL/Eで発生すると仮定するセミ－アクチュエータディスクでモデル化した。これは翼間流体慣性が旋回失速の旋回速度に強く影響するとした高田らの解析結果[5]を反映したためである。

また、ダクトおよび翼列内とも断熱、非粘性流れを仮定するが、粘性効果については翼列L/Eで発生する圧力損失として考慮される。

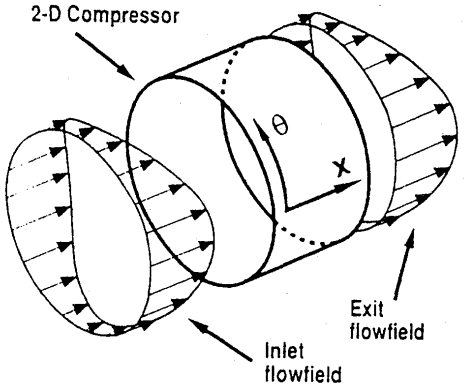


図1　圧縮機の2次元モデル

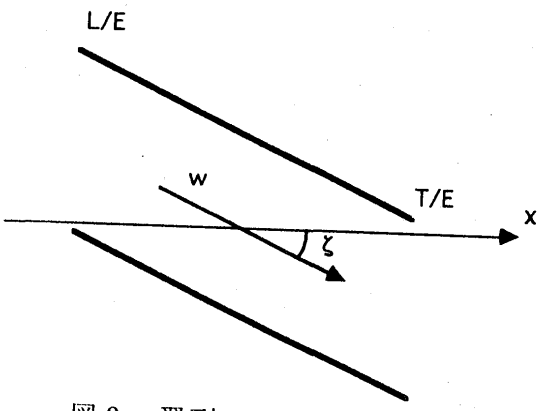


図2　翼列のモデル化

微小擾乱

定常量に対し十分小さい擾乱を考えた場合、物理量の瞬時値は定常量の周りに擾乱のある摂動展開で表せ、線型化を考慮して1次近似まで採ると

$$\tilde{x} = x+\delta x \qquad (1)$$

を得る。ここでxは任意の物理量の瞬時値、xは定常値、δxは擾乱を表す。

各保存則に流れ場のモデルおよび仮定を考慮した後、式(1)を代入し定常量に比べ擾乱の2次近似は十分小さいため無視できるとすれば、擾乱に対する支配方程式が得られる。これらの式より幾らかの算術的手順を経ると、静圧擾乱δpに関する線形の波動方程式[6]を得ることができる。

この方程式は、時間t、複素周波数ω、周方向のモード（波数）をnとすると、

$$\delta p = \sum_n P_n(x)e^{i(n\theta+\omega t)} \qquad (2)$$

の形の解を有することがわかる。波動方程式は各波数について独立に解くことができるから、式(2)を波動方程式に代入すれば$P_n(x)$の2階の常微分方程式を得る。これを解くと擾乱δpについて2つの積分定数を含んだ形

$$\frac{\delta p}{p} = \sum_n \left[\left\{\frac{\omega r}{a}+r\alpha M_x+nM_\theta\right\}C_n^1 e^{i\Phi}+\left\{\frac{\omega r}{a}+r\beta M_x+nM_\theta\right\}C_n^2 e^{i\Psi}\right] \qquad (3)$$

$$\Phi = \omega t+n\theta+\alpha x,\ \Psi = \omega t+n\theta+\beta x$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

が導ける。ここで、M_xとM_θはそれぞれマッハ数のx方向とθ方向成分を意味し、αとβはM_xとM_θおよびω、nからきまる定数であり、C^i_nは積分定数である。他の物理量の擾乱についても上記と同様に解の形を得ることができ、ダクト、翼列それぞれの流れ場でこれらの擾乱の解を求めることができる。

ところで、式(3)で代表される擾乱の解には擾乱の周波数ω、定常量（流れを決定するパラメータ）および4つの積分定数（翼列では1次元で渦度が無いので3つ）が含まれるが、積分定数は擾乱の上流あるいは下流への伝播を決定し、それぞれ圧力擾乱の伝播（上流および下流）、渦擾乱の伝播、エントロピー擾乱の伝播を意味することになる。

圧縮機系全体を考えたとき、

L/E部

i）質量保存

ii）相対全温保存

iii）圧力損失条件

T/E部

i）質量保存

ii）相対全温保存

iii）相対全圧保存

iv）流出角条件

の条件でダクトと翼列の流れ場を接続すれば、積分定数を未知変数とする連立方程式が得られる。ただし、翼列の圧力損失と流出角（デビェーション）は流入角と流入マッハ数により変化するものとし、流入角の変化に対しては境界層の影響により時間遅れをともなうとする、Emmonsらが旋回失速領域の移動を予測するために導入したモデル[7]を用いた。

この連立方程式に対し、

「圧縮機入口には擾乱源は無いものとし、圧力擾乱は上流へ向かって減衰する」

「圧縮機出口では圧力擾乱、渦擾乱、エントロピー擾乱が下流へ向かって伝播するが、圧力擾乱が上流へ向かって伝播することはない」

とする境界条件を考えれば、これを満足する（現象に固有な）ωを得ることができる。このとき、擾乱δxは

$$\delta x = Xe^{i\omega t} = Xe^{i\{Re(\omega)+Im(\omega)\}t} = Xe^{-Im(\omega)t}e^{iRe(\omega)t} \qquad (3)$$

となるから、ωの実部Re(ω)が擾乱の周波数、虚部Im(ω)がDampingを表す。つまり、ωの虚部が負のとき擾乱δxの振幅は時間とともに大きくなり、系は擾乱に対し不安定となり旋回失速に発達すると考え、実部が失速の旋回速度に相当すると考える。また、正の場合は時間とともに小さくなるからその系は擾乱に対し安定であり、旋回失速は発生しないと考える。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．結果と考察

3.1　定常性能

定常性能に対して、低速、高速圧縮機とも設計点で計測されている翼素性能トラバースデータから設計点性能（設計作動点）を詳細に求め、設計点外作動点は解析ツールにより圧力損失モデルとデビエーションモデルを利用し計算した。ただし、計測されている出口全圧や壁圧を再現するように圧力損失モデルとデビエーションモデルには修正を加えた。

3.2　旋回失速予測結果

（1）低速単段圧縮機

図3において低速単段圧縮機の性能曲線を示す。試験による計測点（白丸）と解析ツールによる計算結果（黒丸と実線）を比較した。圧力比を流量に対しプロットしているが、流量、圧力比とも設計点を基準とし無次元化してある。解析ツールによる正常性能計算結果は試験結果をほぼ再現していることがわかる。設計点における平均流入マッハ数は動翼で0.21、静翼は0.15であった。

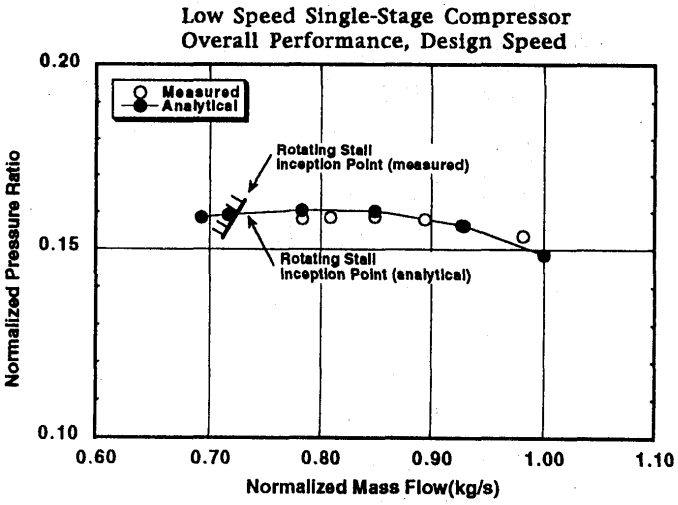


図3　低速単段圧縮機作動点

旋回失速発生の解析は図中黒丸で示した作動点で平均径位置において実施した。高次の波数では正のDamping（周波数ωの虚部）の解のみ存在し、波数1の擾乱で負のDampingの解を持つことがわかった。その結果をDampingを流量に対しプロットし図4に示した。た。

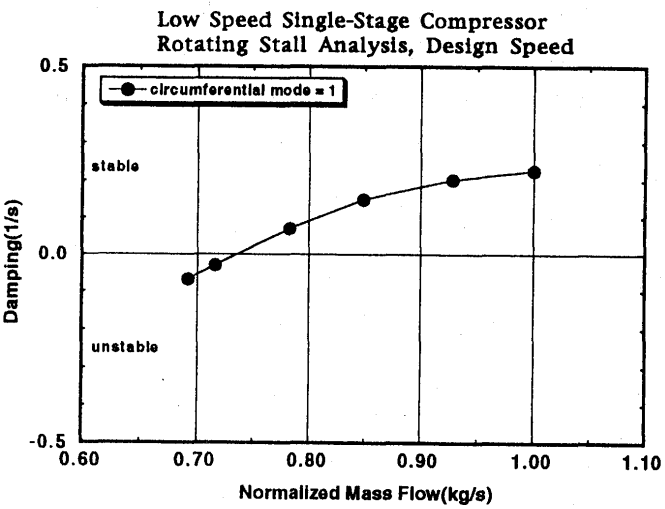


図4　低速単段圧縮機
擾乱のDamping解析結果

波数1の擾乱は流量w=0.72でDampingが負を示し不安定となり、旋回失速が発生する流量と予測される。従って、この圧縮機における旋回失速の発生予測流量は試験で計測された旋回失速が発生した流量とほぼ一致した。

さらに、解析による予測された波数をセル数、周波数を旋回速度（動翼回転数の割合）として、表1に試験結果と比較した。セル数、旋回速度ともよく一致し、単段低速圧縮機の旋回失速

表1　低速単段圧縮機の旋回失速
試験結果と解析結果の比較

	セル数（波数）	セル速度（周波数）/動翼回転数
試験結果	1	0.6
本解析結果	1	0.597

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

発生予測に対し本計算プログラムが有効であることが確認された。

（2）高速圧縮機

IHIの開発した軸流多段圧縮機で、試験により中間段以後で旋回失速の発生が確認されている例があり、その段に対し解析を実施した。

図5に圧縮機全段の性能曲線を示す。解析ツールによる定常性能計算結果は試験結果と良く一致していることがわかる。解析対象である中間段動翼の平均流入マッハ数はで0.89であった。

低速圧縮機の場合と同様に、黒丸で示す作動点で平均径位置における旋回失速発生の解析を実施した。負のDampingの解は波数2においてのみ得られ、その結果を図6に示した。旋回失速発生が予測される流量は、試験で得られた旋回失速が発生した流量とほぼ一致していることがわかる。

一方、表2からわかるように、試験結果はセル数が2、旋回速度は0.5であったが、解析の旋回速度はやや大きい値を示した。

遷音速翼列では亜音速翼列に比べチップ側衝撃波による圧力損失が支配的となり、圧力損失の各半径における特性が大きく異なる。これに関連し、旋回失速の発生予測に対するせん断流の影響を検討したTakataとNagashimaによれば、旋回速度予測にはせん断流れと圧力損失特性の半径分布が影響を与える[8]と述べている。このことを考慮すると、旋回速度の予測精度をより向上させるためには、圧力損失の半径方向分布を考慮した流れ場のモデル化、必然的に3次元的モデル化が必要であると思われる。

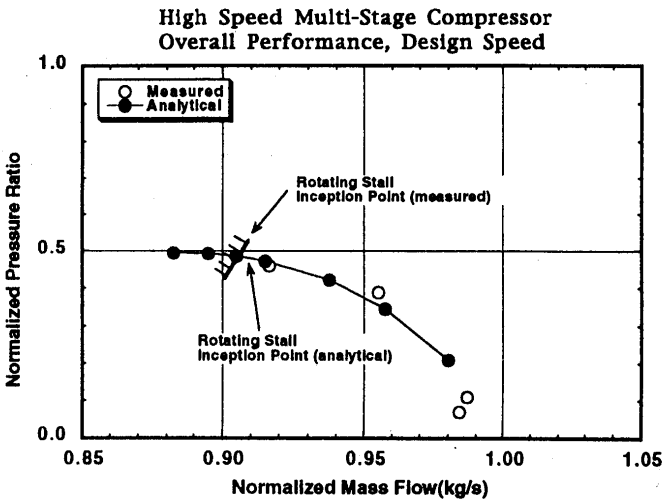


図5　高速多段圧縮機作動点

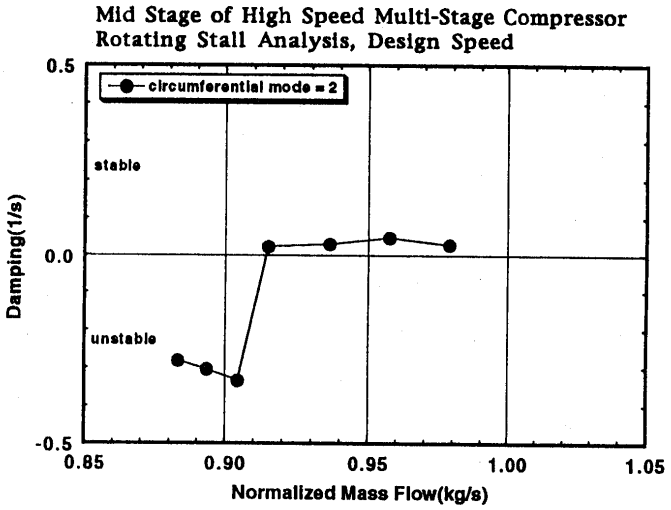


図6　高速圧縮機中間段
擾乱のDamping解析結果

表2　高速多段圧縮機中間段の旋回失速
試験結果と解析結果の比較

	セル数（波数）	セル速度（周波数）/動翼回転数
試験結果	2	0.5
本解析結果	2	0.658

以上発生点および失速セルの比較から、本解析法により高速軸流圧縮機の旋回失速発生を概略予測できることが確認できた。DayとFreeman[9]による試験やEscuretと

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Garnier [10] による比較的高速の多段圧縮機における旋回失速の発生調査でも、旋回失速は局所的に発生し、その後圧縮機のある領域に波及していくことが示唆されている。これは、多段圧縮機の旋回失速発生予測においても全段で同時に旋回失速が発生すると仮定したBonnareの解析方法 [6] よりも、本研究のように特定の段で発生すると仮定する手法の方が妥当であることを裏付けていると考えられる。今後この点について調査を進めていく。

4. まとめ

翼列にセミーアクチュエータモデルを適用した微小擾乱安定性解析理論による高速軸流圧縮機の旋回失速発生を予測するプログラムを作成した。低速単段圧縮機および高速多段圧縮機に対して旋回失速発生予測の解析を実施し、発生点、セル数、セル速度を試験データと比較した結果、低速、高速とも良い一致が得られ、本解析手法は旋回失速発生の予測が可能であることがわかった。

謝辞

低速単段圧縮機の試験は早稲田大学で実施されたものであり、設計点トラバースデータおよび旋回失速データを提供していただいた早稲田大学工学部機械工学科、大田英輔教授、加藤大助手に深く感謝いたします。

文　献

(1) Day, I. J., "Review of Stall, Surge And Active Control in Axial Compressors.", 1993, ISABE93-7011.

(2) Wilson, A. G., Freeman, C., "Stall Inception And Development in An Axial Flow Aeroengine", 1993, ASME 93-GT-2.

(3) Longley, J. P., "A Review of Non-Steady Flow Models for Compressor Stability.", 1993, ASME 93-GT-17.

(4) Copenhaver, W., O'Kishi, T., "Rotating Stall Performance And Recoverability of A High-Speed 10-Stage Axial-Flow Compressor.", 1989, AIAA 89-2684.

(5) 高田, 岡崎, "多段軸流圧縮機の旋回失速, 第1報, 第2報.", 1960, 機論26巻171号.

(6) Bonnaure, L. P., "Modelling High Speed Multistage Compressor Stability.", 1991, MS thesis at MIT.

(7) Emmons, H. W., Pearson, C. E., Grant, H. P., "Compressor Surge and Stall Propagation.", 1955, Transaction of ASME vol77.

(8) Day, I. J., Freeman, C., "The Unstable Behavior of Low And High Speed Compressors.", 1993, ASME 93-GT-26.

(9) Escuret, J. F., Garnier, V., "Stall Inception Measurements in A High-speed Multi-stage Compressor.", 1995, ASME 95-GT-174.

(10) Takata, H., Nagashima, T., "Rotating Stall in Three-Dimensional Blade Rows Subjected to Spanwise Shear Flow.", ISABE 85-7088.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

B—6

遷音速圧縮機動翼列の失速点近傍における流れ場の数値解析

＊正木　大作（川崎重工業株式会社）
梶　昭次郎（東京大学工学部）

1．序論

ファン・圧縮機は，ジェットエンジンの圧力比と流量を支配し，よってその性能に絶対的な影響を及ぼす。従って，高効率のファン・圧縮機の開発はジェットエンジンの性能向上にとって最も重要である。現在設計される典型的なファン・圧縮機動翼列内の流れは，tip で超音速，hub で亜音速の遷音速状態となっており，且つ最近の傾向として，wide chord fan に代表されるような，low aspect ratio の翼型が用いられるため，極めて３次元性が強くなっている。この結果高速・高負荷の動翼列内流れは，３次元構造の衝撃波，衝撃波と境界層の干渉，さらに tip clearance flow の存在等の複雑さを伴う。中でも，tip clearance flow はファン・圧縮機効率に特に大きな影響を及ぼすことが知られている。またファン・圧縮機にとって，安定な作動特性は効率と並んで重要であり，運転作動線が十分なサージマージンを持つことが必要である。失速線付近で起きるファン・圧縮機の空力的不安定現象としては，サージ (surge) 及びこれに先行すると云われる旋回失速 (rotating stall) がある。エンジン作動中にこれらの現象が起きてしまうと，非定常な空力的振動が励起され，ファン・圧縮機動翼に構造的な損傷を与えかねず，またいったん旋回失速やサージに突入してしまうと，エンジンを停止して再始動しない限りこれらの現象から回復できない場合が多い。このファン・圧縮機の空力的安定性の問題に対しても，前述の諸現象，特に tip clearance flow が支配的な影響を及ぼすと云うことは定性的に良く知られている。実験計測によって、ごくわずかの tip clearance の増加が，サージマージンの大幅な減少をもたらすことが示されているからである。従って，現代のファン・圧縮機内の流れ場の詳細を知ることは，効率及び安定性の両面から重要である。

しかし，この流れ場を従来的な手法である理論解析や実験で検証することは，様々な制約から，現時点では不可能である。一方，近年発達してきた数値流体力学 (CFD) はこれら２つの手段に対する有効な代替・補足手段を提供できるようになってきた。

本研究では未だ詳細な計測結果が得られていない遷音速圧縮機の流れ場を CFD を用いて数値解析し，旋回失速やサージといった空力的不安定現象の発生機構を究明することを試み，定常流れが破綻に至る過程を定性的に明らかにしたのでここに報告する。

2．数値解析手法

支配方程式は、x 軸回りに角速度 Ω で回転するデカルト座標系で表された3次元 Reynolds-averaged Navier-Stokes 方程式を保存型で表したものである。

$$\frac{\partial \hat{Q}}{\partial t}+\frac{\partial \hat{E}}{\partial \xi}+\frac{\partial \hat{F}}{\partial \eta}+\frac{\partial \hat{G}}{\partial \zeta}=\frac{\partial \hat{E}_v}{\partial \xi}+\frac{\partial \hat{F}_v}{\partial \eta}+\frac{\partial \hat{G}_v}{\partial \zeta}+\hat{T} \tag{1}$$

ここで、ξ 方向を例に取ると，

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$\hat{Q}=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho\\ \rho u\\ \rho v\\ \rho w\\ e\end{bmatrix}\quad \hat{E}=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho U\\ \rho uU+\xi_x p\\ \rho vU+\xi_y p\\ \rho wU+\xi_z p\\ (e+p)U-\xi_t p\end{bmatrix}\quad \hat{E}_v=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}0\\ \xi_x\tau_{xx}+\xi_y\tau_{xy}+\xi_z\tau_{xz}\\ \xi_x\tau_{yx}+\xi_y\tau_{yy}+\xi_z\tau_{yz}\\ \xi_x\tau_{zx}+\xi_y\tau_{zy}+\xi_z\tau_{zz}\\ \xi_x\beta_x+\xi_y\beta_y+\xi_z\beta_z\end{bmatrix}\quad \hat{T}=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}0\\ 0\\ \Omega\rho w\\ -\Omega\rho v\\ 0\end{bmatrix} \tag{2}$$

Reynolds 応力項に関しては Boussinesq 近似が成り立つとしており、渦粘性係数と乱流熱伝導係数は次のように置き換えられる。

$$\mu\rightarrow\mu_l+\mu_t$$
$$\frac{\mu}{Pr}\rightarrow\frac{\mu_l}{Pr_l}+\frac{\mu_t}{Pr_t} \tag{3}$$

また乱流モデルとしては2層代数モデルである Baldwin-Lomax model[1] の改良型[2]を用いている。

解析手法は，翼列 1 ピッチ毎の周期性を仮定し，時間進行法で定常解に達するまで解き進める。この計算法では、周方向に伝播する不安定といったものは解明できない。しかし，翼列全周を非定常解析することは，現時点での技術的制約を超えているであろう。一方，翼列 1 ピッチの定常計算でも失速線までは計算できる妥当性を持つと思われ，これにより tip clearance 内の流れの構造やその変化の過程を失速点近傍で高精度に捉えることができれば，そこから生じるはずの不安定現象に寄与する要因ないしは環境といったものを解明する手がかりが得られるはずである。また，どちらかといえば，旋回失速やサージに突入してしまった後の流れ場よりは，そのような空力的不安定現象の起きる原因や，その発生過程の究明に対する方が工学的な要請は強いであろうから，定常流れ側からアプローチするのは理性的である。scheme としては Harten-Yee の non-MUSCL 型 implicit upwind TVD scheme[3] を用い，Roe の近似 Riemann solver の適用に厳密さを期し，また保存則を満たすように細心の注意を払って有限体積的に離散化している[4]。左辺には LCI-full matrix operator を用いて時間 2 次精度で計算している。時間刻みは global time step sequencing を用いた。また粘性項は中心差分を用いて近似した。境界条件は慣例的な取り扱いとなっている。初期値は inlet hub の一様流から impulsive start している。

3．解析結果と考察

解析対象である高負荷遷音速圧縮機動翼列の主要諸元を表－1に示す。流入 Mach 数は hub で 0.8, tip で 1.3 の典型的な遷音速翼型である。計算格子を図 1 に示す。解析的に作成した[5]，155×31 × 31 の周期的 C 型格子である。

本研究では，design speed line に沿った流れ場の変遷の様子を解析した (0.5% tip clearance)。計算は異なる 4 つの流量において行われた。計算による圧縮機作動曲線図(図 2)にこれを要約しておく。

図 3, 7, 11, 15 に異なる作動点での clearance gap 内の flow pattern を (相対 Mach 数等高線)，図 4, 8, 12, 16 に particle trace による tip clearance flow の挙動を示す。図 3, 4 は choke 状態，図 7, 8 は medium 状態 (と名付けることにする)，図 11, 12 は near-stall 状態，図 15, 16 は "surge" 状態を表す。図 15, 16 は定常解が得られなかった最も低い圧力比の流れ場である。なお本解析では世界的な基準である，平均 2 乗残差の初期残差からの 4 桁以上の落ちをもって，定常解に収束したものとみなしている。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

表－1　遷音速圧縮機主要諸元（設計点）

動翼枚数	24
回転数	49000r.p.m
空気流量	2.54kg/s
圧力比	1.7

まず，背圧が低いときは翼間垂直衝撃波が pressure side に立つ位置から tip leakage vortex が発生し，背圧が高くなると翼間垂直衝撃波が前方に移動して前縁離脱衝撃波と一体化し，それに伴い leakage vortex の発生も翼前縁から leading edge vortex として発生する様子を鮮明に捉えている。leakage vortex と衝撃波の干渉は極めて非線形なものになっている。特に注目すべきは，衝撃波と leakage vortex の干渉の結果生じる high blockage core（模式図図 5,9,13,17参照）が，背圧を上げていくと，翼間垂直衝撃波とそれによって生ずる tip leakage vortex の動きにつれて，単に翼列の前方に出てくるだけではなく，隣接翼の前縁の方に近づいていくことである。そして，leading edge vortex が隣接翼の tip の leading edge にほぼ当たる頃になると，そこから出る隣接翼の leading edge vortex は非定常性を強める。この数値計算上の非定常性の発現を，実機の旋回失速やサージの発生と断定的に結びつけることはできない。しかし，解析手法や境界条件は普遍的と考えられるものを全ての作動点で等しく用いており，また図 6,10,14,18 に示すそれぞれの場合の収束履歴を見ると，図 18 の場合のみ定常流れ場が存在するのが困難なのは明瞭である。全ての場合で同じ time step を用いているにも拘わらず，図 18 のみ残差が振動して収束しない。この振動の発生地点は tip の leading edge 付近である。よって少なくとも high blockage core が tip の leading edge にぶつかるようになると流れの非定常性が強まる傾向があると云える。Euler 計算の結果等と比較すると，前縁離脱衝撃波の離脱距離がさほど大きくない段階で定常解が得られなくなるのは意外である。

このことから，tip clearance がサージマージンに影響を及ぼす理由が推測できる。すなわち tip clearance を増やすと，leading edge vortex が円錐形に噴き出す角度とその頂角が大きく増大し，結果 high blockage core も大きく増大，よってそれが隣接翼の tip の leading edge にぶつかるのも極めて早くなり，非定常性の開始も早まる。また図.9,15 の示す意味は大きい。遷音速翼列の失速点近傍では，回転方向に先導する翼は後続する翼の影響はほとんど受けないが，逆に後続する翼は先導する翼の影響を leading edge vortex を通じて常に受けることを意味する。これは旋回失速の伝播方向を考えるとき，示唆に富んでいる。もし何らかの理由で 1 つの翼の leading edge vortex が前方に動いて，隣接翼の tip の leading edge にかかったとき，その翼の leading edge vortex も前方に動き，次々と伝播する可能性もある。計算結果として得られた圧縮機作動曲線図（図 2）は，一般的な圧縮機の作動特性を定性的に良く再現できている。

4．結論

これまで得られている知見を以下にまとめる。

・tip 付近の流れ場においては，衝撃波と tip leakage（leading edge）vortex の干渉が効率・安定性の両面に支配的な影響を及ぼす。

・shock pattern は leakage vortex との干渉により極めて非線形な振る舞いを示す。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

・一方，その leakage vortex の発生は，遷音速翼列では衝撃波の位置に支配されている。
・また，衝撃波と tip leakage vortex の干渉により，亜音速翼列にはない high blockage の核となる領域 (high blockage core) が存在し，そこでの流れは極めて歪んでいる。
・背圧を上げるにつれ，翼間垂直衝撃波は前方に移動して前縁離脱衝撃波となり，tip leakage vortex は leading edge vortex となる。それに伴って上述の high blockage core は，単に翼列前方に出て来て，さらに隣接翼の leading edge に近づいていく。
・それによって隣接翼の tip 付近の流入角が増大して失速しやすくなるだけではなく，tip の leading edge から出る vortex を非定常にする。
・遷音速翼列の失速点付近では，回転方向に先導する翼は後続の翼の影響は受けない。逆に後続する翼は先導する翼の影響を，leading edge vortex を通じて受ける。これは，翼 tip 付近では後続する翼が先導する翼の発生させる乱れた後流の中に leading edge から大迎角で突入するのに等しい。これが遷音速ファン・圧縮機の tip stall を引き起こし，サージに繋がると思われる。
・もし何らかの理由で 1 つの翼の leading edge vortex が前方に動いて，隣接翼の tip の leading edge にかかったとき，その翼の leading edge vortex も前方に動き，次々と伝播し得る。よって失速も伝播する可能性がある。
・tip leakage flow そのものよりは leading edge vortex の噴き出す角度の方が，翼列の安定性にとってより重要である。

なお，tip clearance 高さを変えた解析を行うことによって，本研究で得られた推論を確認する結果が得られており，続報でこれについて報告する予定である。

参考文献

[1]Baldwin, B. and Lomax, H., AIAA Paper 78-257(1978)

[2]Chima, R. V., Giel, P. W. and Boyle, R. J., AIAA Paper 93-0093(1993)

[3]Yee, H. C., Klopfer, G. H. and Montagne, J. -L., J. Comp. Phys., **8 8**(1990), pp. 31-61

[4]正木　大作, 博士論文(1995)

[5]Steger, J. L. and Sorenson, R. L., J. Comp. Phys., **3 3**(1979), pp. 405-410

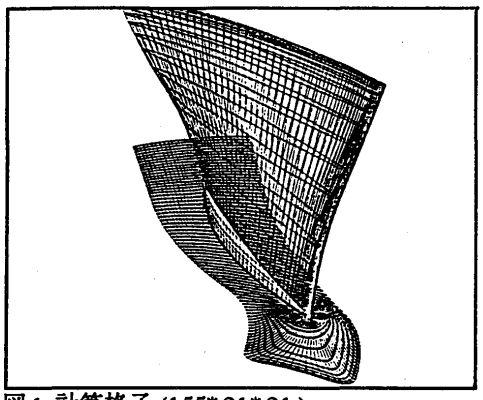


図 1 計算格子 (155*31*31)

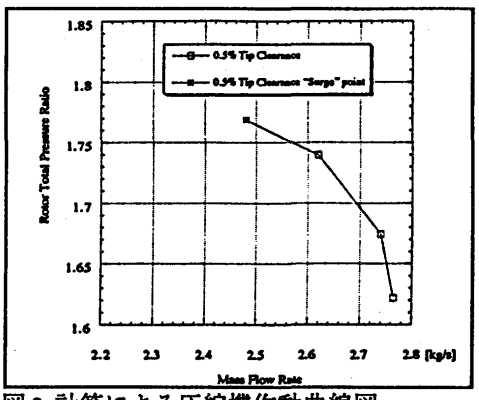


図 2 計算による圧縮機作動曲線図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

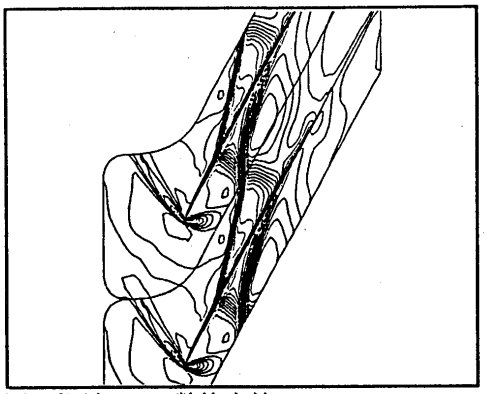


図 3 相対 Mach 数等高線 (Choke point)

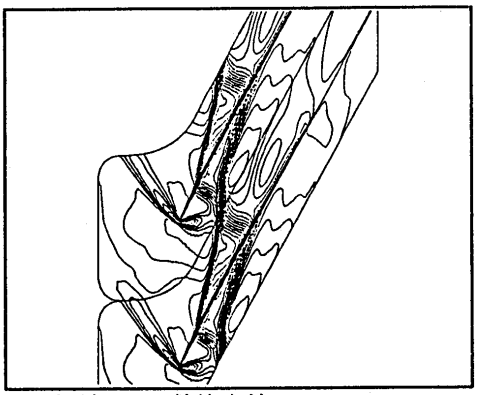


図 7 相対 Mach 数等高線 (Medium condition)

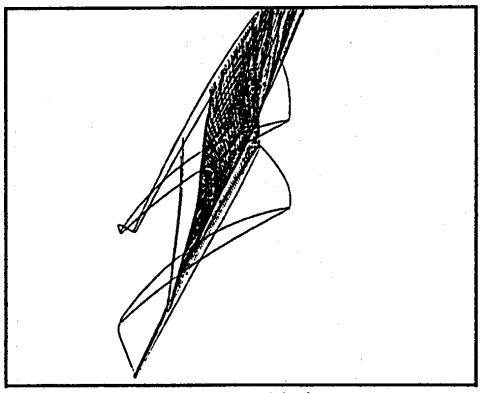


図 4 tip leakage vortex の挙動 (Choke point)

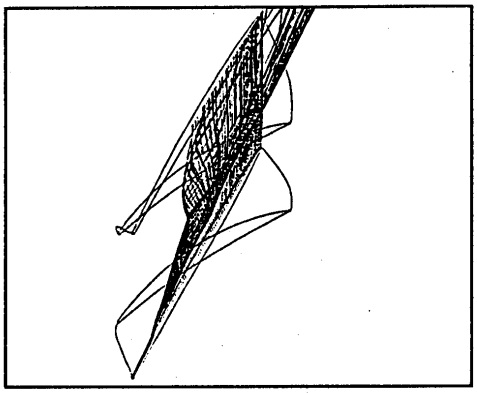


図 8 tip leakage vortex の挙動 (Medium condition)

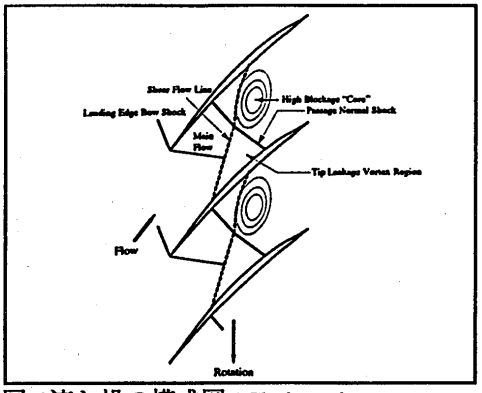


図 5 流れ場の模式図 (Choke point)

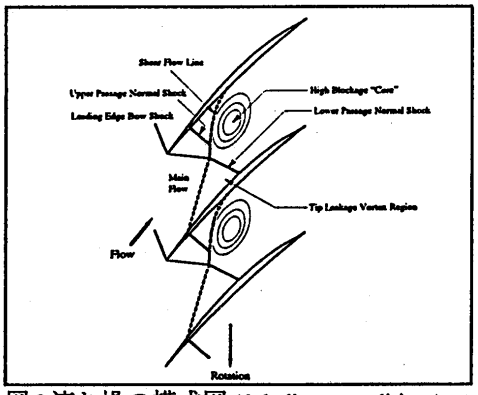


図 9 流れ場の模式図 (Medium condition)

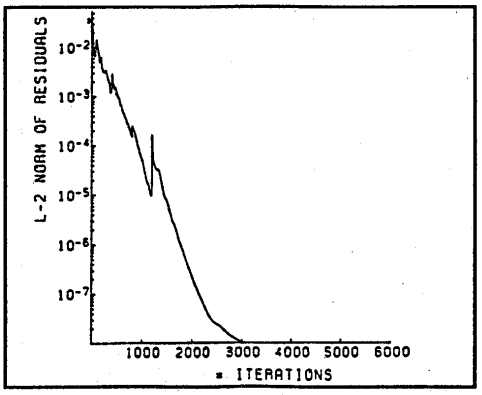


図 6 収束履歴 (Choke point)

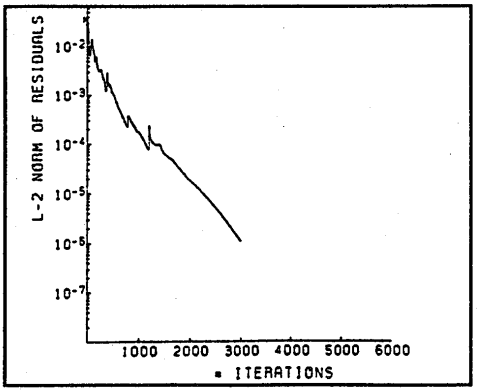


図 10 収束履歴 (Medium condition)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

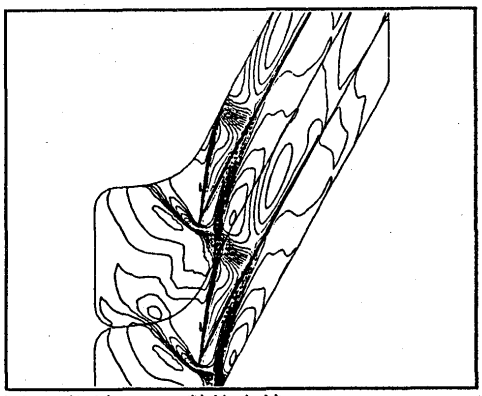


図 11 相対 Mach 数等高線 (Near-Stall point)

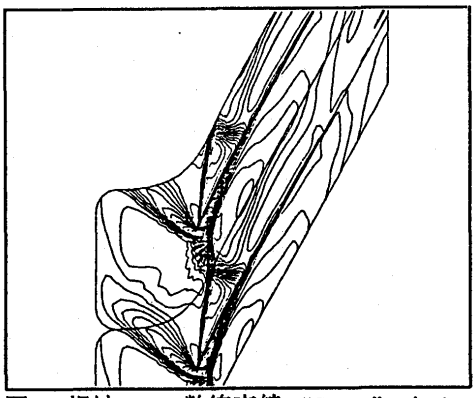


図 15 相対 Mach 数等高線 ("Surge" point)

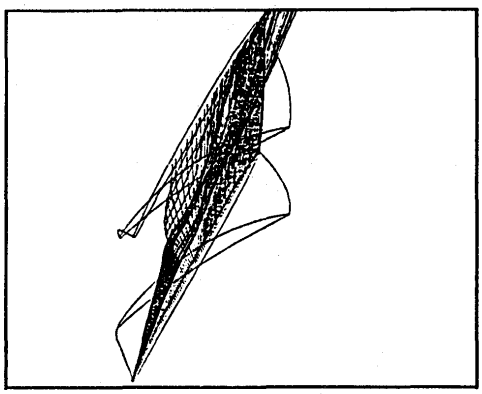


図 12 tip leakage vortex の挙動 (Near-Stall point)

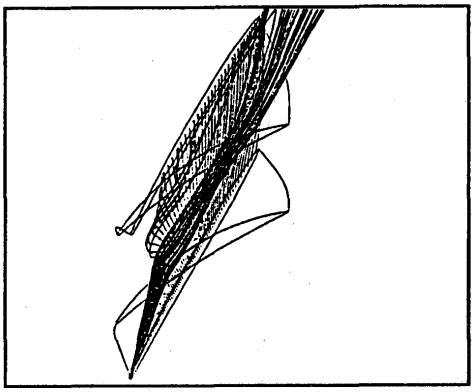


図 16 tip leakage vortex の挙動 ("Surge" point)

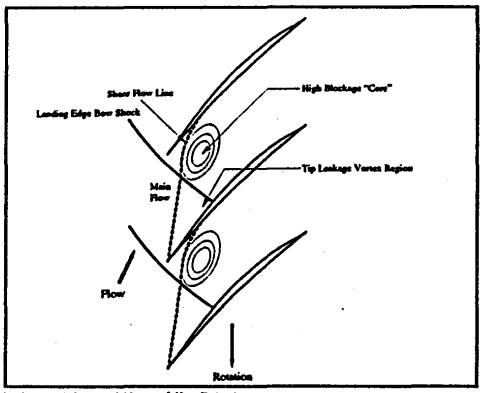


図 13 流れ場の模式図 (Near-Stall point)

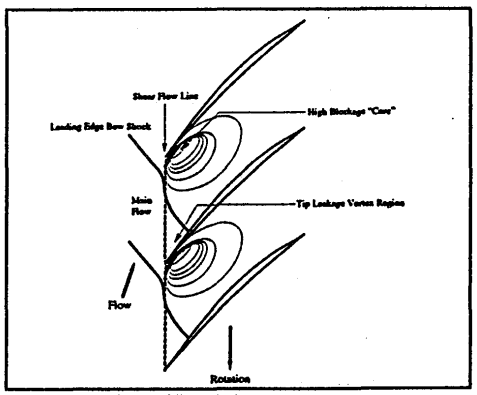


図 17 流れ場の模式図 ("Surge" point)

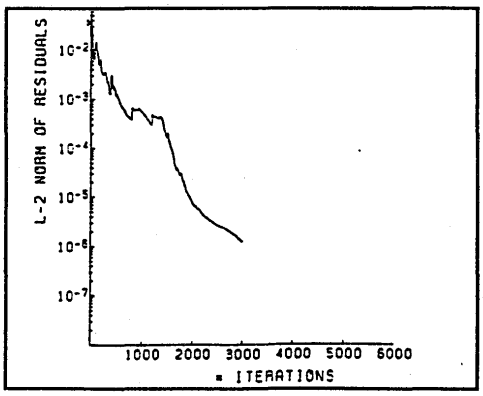


図 14 収束履歴 (Near-Stall point)

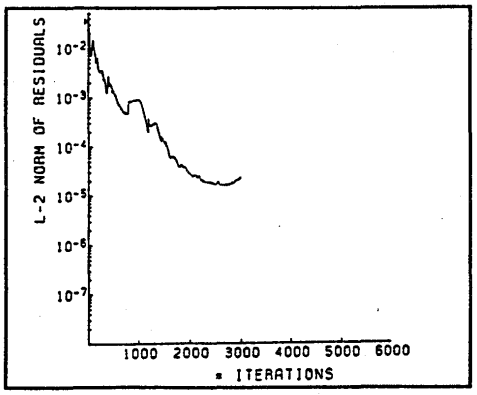


図 18 収束履歴 ("Surge" point)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

セラミックガスタービンのＦＯＤ試験

B—7

＊吉田博夫（機械技研）、大橋一生（ヤンマーディーゼル）
島森　融、原　康（日本特殊陶業）、吉田　真（京セラ）

１．はじめに

省エネルギー技術開発の一環として、高効率セラミックガスタービンの研究開発が進められている（通商産業省ニューサンシャインプロジェクト）。[1)]

セラミックタービンの研究開発において、燃焼生成物、断熱材の破片あるいは加工屑などの異物の衝撃による損傷（ＦＯＤ）の例が何件か報告されている。[2)] 良く知られているように、セラミックは耐熱性に優れている反面衝撃力に弱いので、これまでの金属タービンではそれほど問題とはならなかった上記のような異物粒子の衝突によって致命的な破損を被る場合のあることが十分予測される。そのため、耐衝撃に対する十分な安全性を確保する必要が急務となっている。このような背景から、本研究ではセラミック要素部品の安全設計の確立を目指して、窒化けい素セラミックの室温ならびに高温応力負荷下における粒子衝撃試験を行っている。[3)] 窒化けい素は現在開発中の３００ｋｗ級コジェネレーション用ガスタービンの候補材料である。

２．実験方法

実験装置全体の概略をFig. 1に示す。

２．１．発射装置　　発射装置は電熱型銃（Electrothermal Gun）と呼ばれるものを使用した。発射原理は数ミリ幅のアルミホイルにパルス電流を流し、ホイルを加熱溶発させ発生する高温金属プラズマ圧によって粒子を駆動するものである。排出ガスが極めて少ないという特徴を有し、試験環境を乱すことが少なくかつ装置が小型にできるという利点がある。発射速度範囲は２００～１、０００ｍｓ$^{-1}$の範囲である。現在考えられているタービンの周速は最高でおおよそ８００ｍｓ$^{-1}$程度と考えられているので、本発射装置によって全速度範囲にわたる粒子衝突試験が可能となる。銃口径は４ｍｍである。

２．２．衝突粒子　　粒子の形状は直径１ｍｍ、重さ４ｍｇである。速度を直接かつ確実に計測することを目的にサマリウム・コバルト（Sm_2Co_{17}）磁性体粒子を使用した。磁石（衝突粒子）がコイルの中心を通過する際、コイルには誘導電流が流れる。この誘導電流を粒子軌道上の２ヶ所で計測し速度を算出した。本磁性材料はセラミックに比べてビッカース硬さが約半分である。この硬さの組み合わせの場合、セラミック試験片は衝撃に対して弾性的にふるまう傾向があると言われている。[4)] 衝突粒子はそのままでは小さすぎて加速発射する事ができない。そこでサボと呼ばれる小さなピストン状の治具に載せて、共に加速し、銃口部に取り付けられた分離部で粒子とサボを分離し、粒子だけを試験片に衝突させる。使用したサボ重量は８０～１６０ｍｇである。発射速度は、印加電圧あるいはサボ重量を調整して制御される。

２．３．衝撃試験材料　　現在開発中のタービンの候補材料である窒化けい素（Si_3N_4）を、試験片ならびに実機タービン翼の形で使用した。また、一部円盤形試験片も使用した。

２．４．実験条件　　衝突試験温度は室温ならびに１，３６０°Ｃ（衝突点）とした。雰囲気は１Ｔｏｒｒ以下の空気とした。今回の実験で作用させた引っ張り荷重は６４ＭＰａ（３００ｋｇｆ）である。

２．５．実験手順　　①適当な重量のサボを選びその中央にくぼみを作り、粒子を載せる。パウダーを装填することもできる。②粒子を搭載したサボをＥＴガン銃尾に装填する。③放電部にアルミホイ

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ルを着装し、銃を組立て電極を電源に接続する。④サボ分離部、速度計測系などを取り付ける。⑤試験片などを所定の場所に設置する。加熱する場合は、⑥試験室をロータリーポンプで排気しながら加熱を始める。昇温速度は１１°Ｃ／分とした。従って、１３５０°Ｃまで加熱するのに２時間以上必要である。⑦所定の温度に達した後、所定の引っ張り荷重を負荷する。⑧⑦の後約３分以内に粒子が発射される。⑨発射後、加熱を停止するとともに、荷重をゼロにし、自然冷却させる。

試験装置の詳細については文献３）を参照されたい。

３．実験結果

３．１．高温・引っ張り条件下での粒子衝撃試験　　高温・引っ張り荷重下での粒子衝撃結果と室温でのそれとをTable-１に比較した。試験片把持部は上下ともユニバーサルジョイントを介して引っ張り荷重が加えられるようになってはいるが、どの程度単純引っ張り状態が実現されているかはまだ確認していない。また、高温時の温度勾配による熱応力の効果などを考え合わせると、応力状態は必ずしも単純引っ張り状態ではない可能性があるので、今後検討しなければならない。ただし、温度分布が試験片長手方向に、Table-1に示す温度差で１次元的に分布するとした有限要素法解析の結果では主応力に換算して最大約１４ＭＰａの熱応力の発生が見込まれている。[5] 温度分布が１次元的ではなく、炉壁に設けられた直径１ｃｍの粒子入射窓（円形）の影響を受けた場合の熱応力については現在解析中であるが、高々３０ＭＰａ程度以下ではないかと推測されている。

このような状況をふまえた上で考察を進める。表に示した４つの結果の内最初の２例は、仮に単純引っ張り状態にはないとしても、同じような応力状態のもとでの粒子衝撃であったと仮定して良いであろう。従って、この２例から破損に対する臨界衝突速度が４００～７６０ｍｓ$^{-1}$の範囲にあるであろうとの結論が得られる。一方、室温においては外部から引っ張り荷重が負荷されている状況においても、破損の臨界速度は７７０ｍｓ$^{-1}$以上となっている。これらの結果は、外部から加えられる荷重の形態が同じであっても、温度条件の違いによって衝撃強度が著しく異なる場合があることを示している。

３．２．室温・円盤型試験片に対する粒子衝撃試験　　厚さ１～２ｍｍの円盤形試験片に粒子を衝突させ、衝突面とは反対の面にラジアルき裂を含め何らかの破損が認められる場合の臨界速度を材料の曲げ強度σの５／６乗と厚さtの５／３乗の積の関数として描いた図がFig.2である。図中黒く塗りつぶした記号は、破損の認められた場合、白抜きの記号は破損の認められなかった場合を示す。破損限界を表す相関直線として：V=0.85$\sigma^{5/6}\ t^{5/3}$を得た。[6] この式のσは材料の曲げ強さを意味している。また、この臨界速度についての関数依存性は円盤の中央に集中荷重が静的に加えられた時に発生する最大引っ張り応力と、粒子衝突によって発生する衝撃荷重を与える関係式とに基づいて導かれた。[7] 今後、どの程度の速度範囲ならびに厚さの範囲に対してまで上記の関数関係が妥当であるか今後検討する必要があるものの、現在開発中のタービンに関する諸元の範囲ではかなり有効であると思われる。

上記の臨界速度を与える式の比例定数は本来衝突粒子や試験片物性知が決まれば計算でき、今回の速度範囲に対してその計算値は０．１１～０．１２の程度となった。実験的に得られた０．８５との差は動的荷重負荷と静的荷重負荷との差に起因する可能性もある。もしそうだとすると、動的に荷重を加えた場合の方がき裂が発生しにくいことになり、そのメカニズムの解明が今後の課題となる。

４．まとめ

初めて高温・引っ張り荷重下での粒子衝撃試験を行い、同一の外力負荷形態においても温度条件によっては著しく耐衝撃強度が異なる場合があり得ることを示した。また、背面き裂発生に関して提案された一つの臨界速度関係式を土台にして、静的荷重負荷と動的荷重負荷との差を考察する糸口を得

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

た。今後、さらに実験結果を蓄積し、定量的検討を深めたい。

5．参考文献

1) 筒井、他、小特集「小型ｾﾗﾐｯｸｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ」、日本ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ学会誌、Vol.22、No.87(1994).

2) J.Song, et al. *ASME* paper 91-GT-115(1991).

3) H.Yoshida, et al. *ASME* paper 95-GT-93(1995).

4) Y.Akimune, et al. *J. Am.Ceram.Soc.*, Vol.30(1995),1000.

5) 私信（YDE,大橋）.

6) Y.Hara, et al., *ASME* paper to appeare(1996).

7) H.Tsuruta, et al., *J.Am.Ceram.Soc.*, Vol.76,No.6(1990),1714.

Table-1

衝突速度[ms^{-1}]	温度[° C]	引っ張り応力[MPa]	備　考
763	1,435（上） 1,365（中） 1,429（下）	64	全破損
403	1,435（上） 1,365（中） 1,430（下）	64	破損無し
775	室温	64	破損無し
648	室温	0	破損無し

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

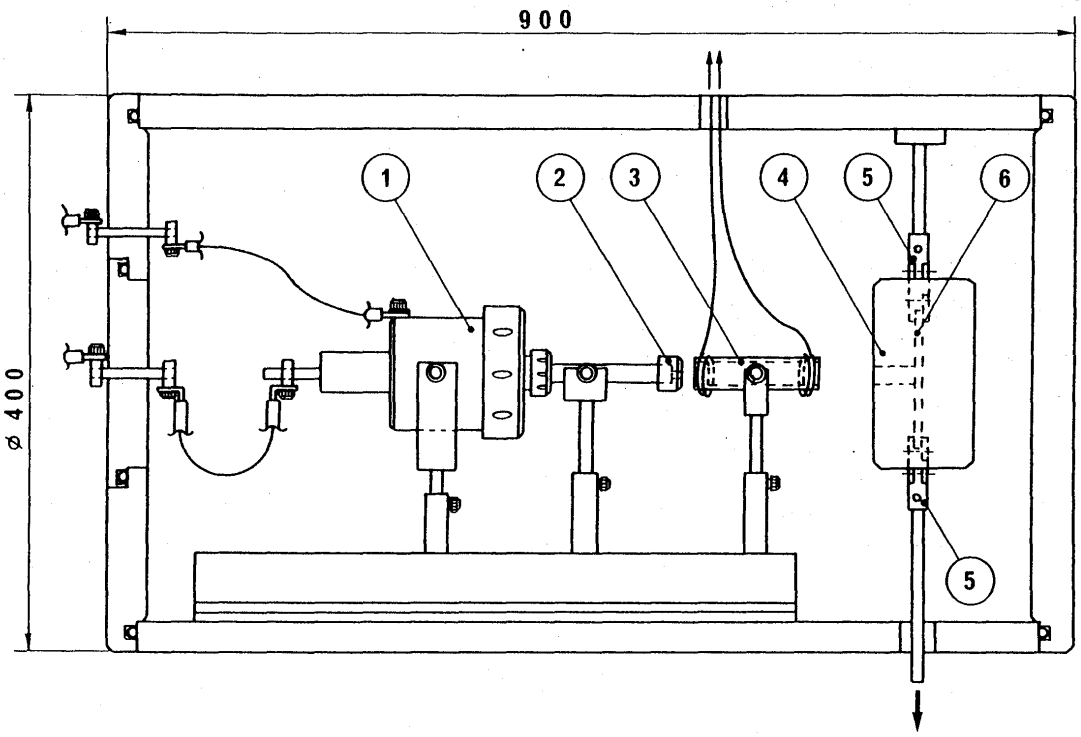


Fig.1 Experimental setup. 1:ET gun, 2:Sabot stopper, 3:Velocity detector(induction coils), 4:Furnace, 5: Universal joints, 6:Ceramic specimen (unit mm).

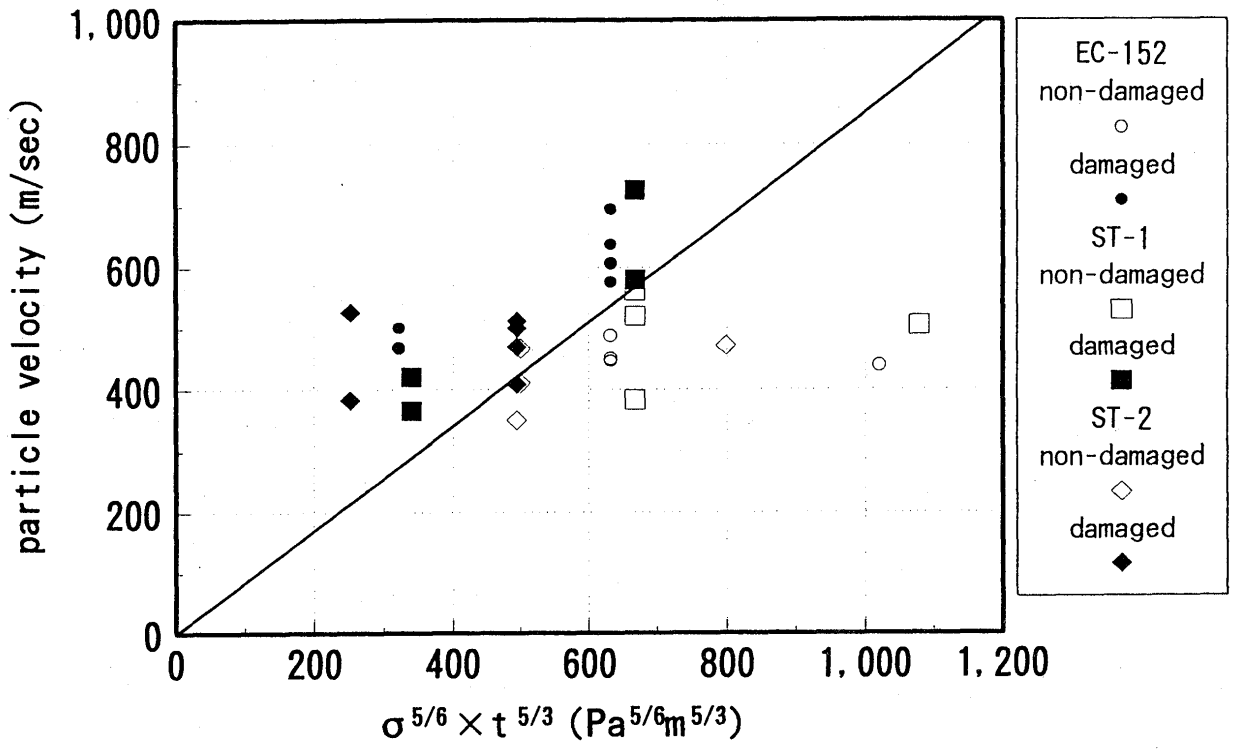


Fig.2 Critical velocity as a function of $\sigma^{5/6}t^{5/3}$.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

セラミックス基複合材料の ガスタービンへの適用に関する一考察

B—8

＊岡村隆成，土方常夫，網治　登，伊藤洋茂（東芝），大熊英夫（ＪＦＣＣ）

１．はじめに

発電用ガスタービンは、燃焼器やタービン動静翼等の高温部に冷却技術と超耐熱合金の採用によって高温化が進み、高効率化が図られてきた。高温化と共に冷却空気流量が増加すると、プラント性能は鈍化するため、冷却の高度化と材料の高温強度の改善が課題として研究開発が進められている。一方、セラミックスは高温材料として、冷却空気流量の低減によるガスタービン性能の向上や環境保全の面から期待されており、ＳｉＣやSi_3N_4のようなモノリシック材による高温部品への適用に関する開発を行ってきた[1]。これら部品について高温環境下での試験による健全性の評価を行ってきたが、実使用条件での長期的な検証はまだ実施するまでには至っていない。モノリシック材は高温強度に優れているものの、ＦＯＤ等によるぜい性破壊を来す難点があるため、運転信頼性の面で課題を抱えている。

このような状況にあって、損傷許容性が期待されるセラミックス基長繊維複合材料（Ceramic Matrix Composite；ＣＭＣ）の開発や製造技術の研究を進めている[2][3]。現在、ＣＭＣの特性発現や損傷挙動に関する研究が行われており、一部に、部品適用化の研究も見られるようになって来た[4]。ここに、ＣＭＣ材のガスタービンへの適用に当たって、要求される材料特性や構造設計の面から考察を試みた。

２．ガスタービンへのＣＭＣ適用

ガスタービンへのセラミックス適用の目的は、冷却空気流量低減や圧損低減による熱効率向上と燃焼局所高温域の低減による低ＮＯx化である。ガスタービンのサイクル性能の基準温度である初段

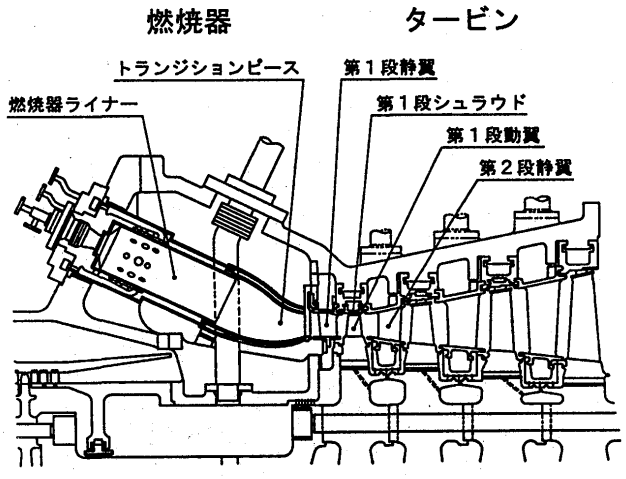
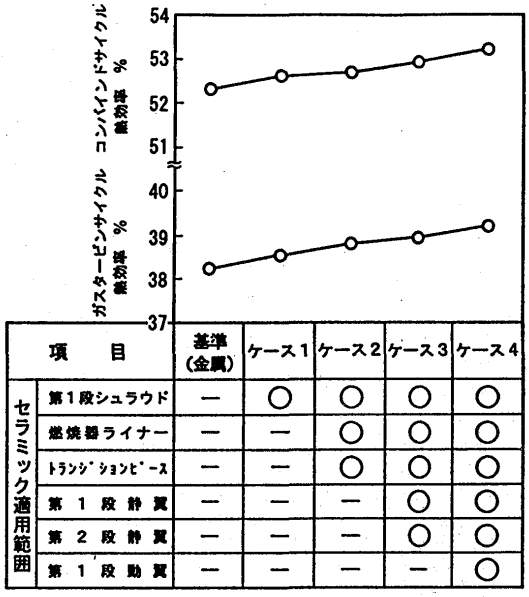


図１　ガスタービン高温部の燃焼器，タービン組立断面図



	項　目	基準（金属）	ケース１	ケース２	ケース３	ケース４
セラミック適用範囲	第１段シュラウド	—	○	○	○	○
	燃焼器ライナー	—	—	○	○	○
	トランジションピース	—	—	○	○	○
	第１段静翼	—	—	—	○	○
	第２段静翼	—	—	—	○	○
	第１段動翼	—	—	—	—	○

図２　セラミックス適用範囲とガスタービン，コンバインドサイクル熱効率

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

動翼入口温度を固定して考えると、動翼や第２段静翼以降そしてシュラウドセグメントへのセラミックス適用は熱効率向上に寄与し、初段静翼や燃焼器への適用は低ＮＯx化に寄与している。セラミックスの適用は、使用環境からまずは静止部品から、シュラウドセグメント，燃焼器，タービン静翼そしてタービン動翼の順が妥当と考える。ガスタービン高温部の燃焼器，タービンの組立断面図を図１に示す。図２に1500℃級ガスタービンのセラミックスの適用範囲とガスタービンおよびコンバインドサイクル（Ｃ/Ｃ）の熱効率の改善を示す。

３．ＣＭＣに要求される特性

ＣＭＣの基本構成はセラミックスの長繊維とマトリックスから成り、使用される繊維やマトリックス材料の種類，繊維間へのマトリックス含浸のための反応焼結法、ＣＶＩ法、プリカーサー法等の製造方法そして繊維の配向や製織方法等によって多岐に渡っている。現在、ＣＭＣ材は特性発現のためのメカニズムや損傷挙動に関する研究段階にある。ＣＭＣの期待される材料特性を引き出すには、繊維，マトリックス界面制御が極めて重要である。界面の制御方法が異なる４種類の試験片を製作して３点曲げ試験を実施した。試験片は繊維がハイニカロン（日本カーボン製）でＢＮコー

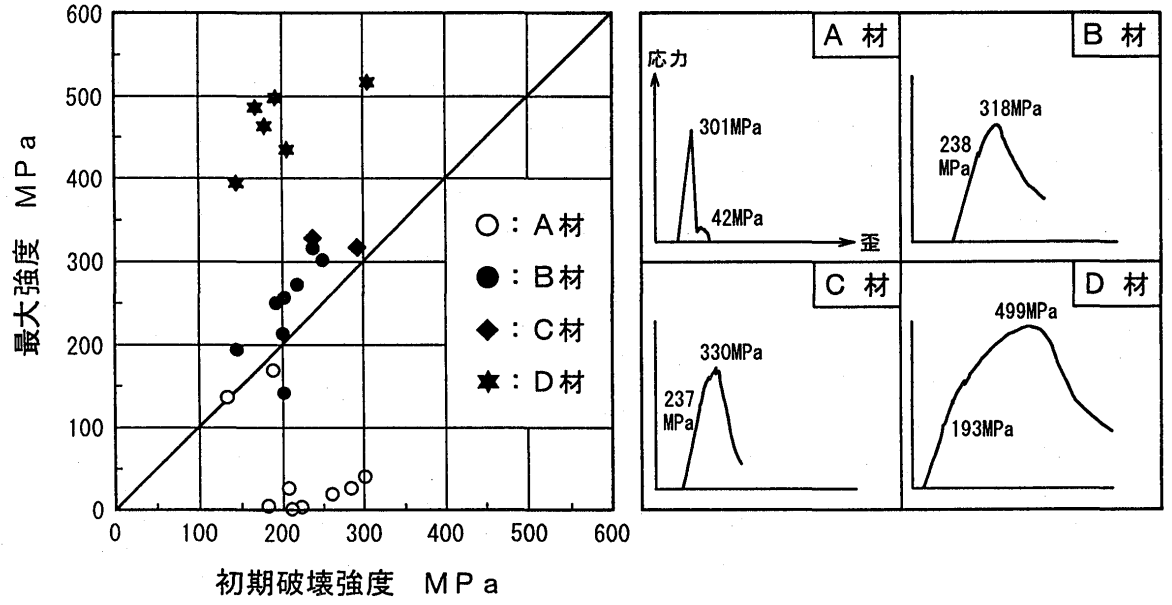
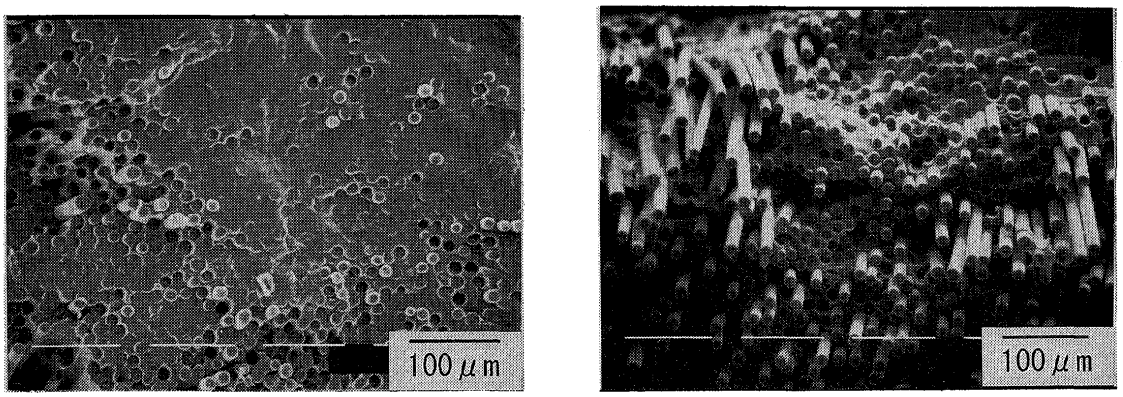


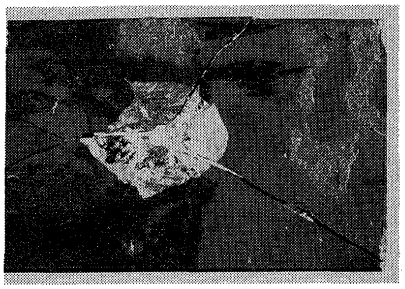
図３　４種類の試験片による３点曲げ試験結果



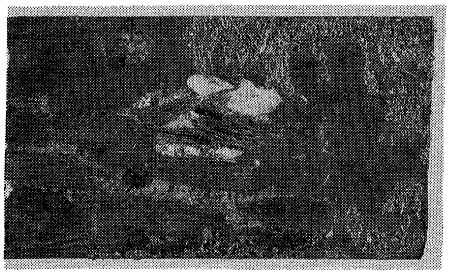
Ａ材　　Ｄ材

図４　３点曲げ試験に供された試験片破面のＳＥＭ観察

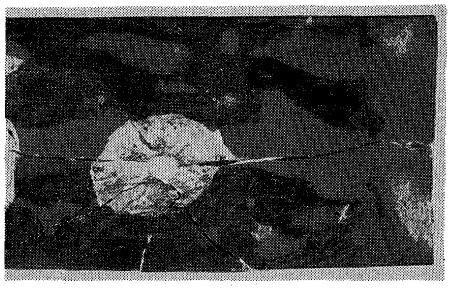
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



鋼球径φ1.58　衝突速度 113m/s

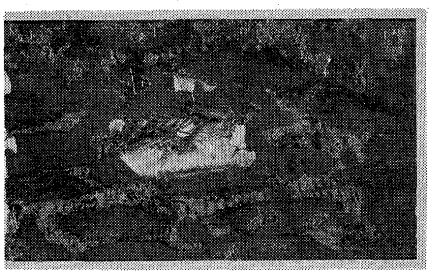


113m/s



160m/s

A材



160m/s

B材

図５　ＣＭＣのＦＯＤ試験による損傷状況

トが施され、反応焼結法によって製作されている。試験の結果を図３に示す。材料の強度特性として初期破壊強度とその後の最大強度で整理しており、各試験片の代表的な応力ー変位線図も示した。Ａ材は初期破壊強度は200ー300ＭＰa程度で最大強度は極めて低く、破壊じん性は低くモノリシック材に近い特性を示している。Ｂ，Ｃ材は初期破壊強度はＡ材と同程度で、最大強度は初期破壊強度よりも高く、破壊じん性の向上がみられる。Ｄ材は初期破壊強度はＢ，Ｃ材と同レベルで最大強度が高く、そして破壊抵抗が極めて高い特性を示しており、ＣＭＣとして期待される破壊じん性の大幅な改善が図られている。図４に強度特性が大きく異なるＡ材とＤ材のＳＥＭ観察による破面の状態を示す。Ａ材では繊維とマトリックスがほぼ同一面で破断しており、一方、Ｄ材の破面では繊維の引き抜けがみられ、繊維とマトリックス界面のすべりによって破壊じん性が向上していることを示している。ＦＯＤ特性もセラミックスにとって重要な特性であり、上記４種類と同じ試験片で実施したＦＯＤ試験結果の一例として、Ａ材とＢ材の小球衝突による損傷状態を図５に示す。Ａ材はモノリシック材と同様、衝突速度に関わらず、貫通孔と放射状のき裂が発生している。Ｂ材では低い衝突速度で、鋼球が衝突した面の一部が欠損するだけで、速度が高くなると貫通孔のみでき裂の発生は見られず、ＦＯＤ特性の改善が見られた。このように繊維とマトリックス間の界面制御によって望ましい強度特性を持つことが可能になった。

応力ー変位特性やＦＯＤ特性で期待できる特性が得られるようになり、これら特性の一層の改善を含め、今後、クリープ破断強度，低サイクル・高サイクル疲労強度，耐酸化性，耐摩耗性等の実使用に必要な材料特性を評価する段階に入って来た。

４．構造設計からのアプローチ

現在、長繊維/マトリックス構造のミクロな応力解析手法やモデリングについての研究が盛んに行われている状況であり、材料の強度評価法や設計法はまだ整備されていない。しかしながら、ＣＭ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Cは異方性の高い材料で、かつ、繊維の配向や製織法によって形状成形にも制限を受けるため、部品開発には、「構造設計」側が材料特性を充分に把握して、「材料設計」や「製造技術」の分野と並行して進めることが重要と考える。

CMC部品に機械的あるいは熱的負荷が作用した場合に、応力状態は極めて複雑な三次元分布を示すことは容易に想像される。ミクロ解析は繊維とマトリックスで構成される内部の応力状態を調べたり、マクロ解析の異方性物性値を予測するため重要である。設計に際しては、応力解析レベルとしてミクロ解析は行わず、材料の強度評価と解析レベルを一致させる必要性からマクロ解析が妥当と考えられる。異方性材料のマクロ解析にも段階があり、ここでは、3方向の物性値を計測から得られた値を使って解析するレベルで検討を進める。ここに、シュラウドセグメントと燃焼器を例に取って述べる。CMC材で製作したシュラウドセグメントの全体構造を図6に示す。この部品は金属保持部に組み込むためのフックを有し、円周方向には冷却空気をシールするためにセグメント同志が嵌合する構造が取られている。繊維は平織の積層構造でステッチングされており、反応焼結法によって製作して機械加工で仕上げている。高温風洞で平均ガス温度1400℃の定格および全負荷トリップの試験を実施した。シュラウドセグメントの表面温度は1200℃の高温状態で、冷却空気流量は金属製の50%の計画値に対して35%程度まで低減できることを確認した。冷却空気流量を低減する際、高温ガスがシュラウドセグメント内部に

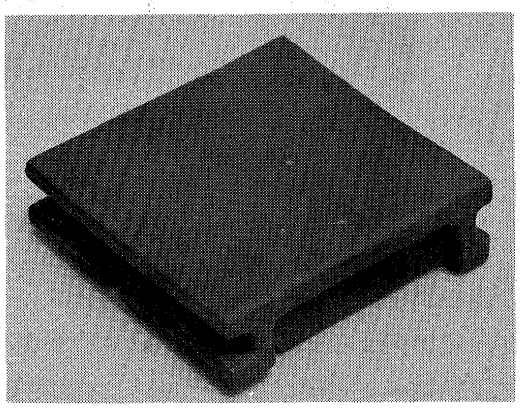


図6　シュラウドセグメント全体構造
（高温風洞試験終了後）

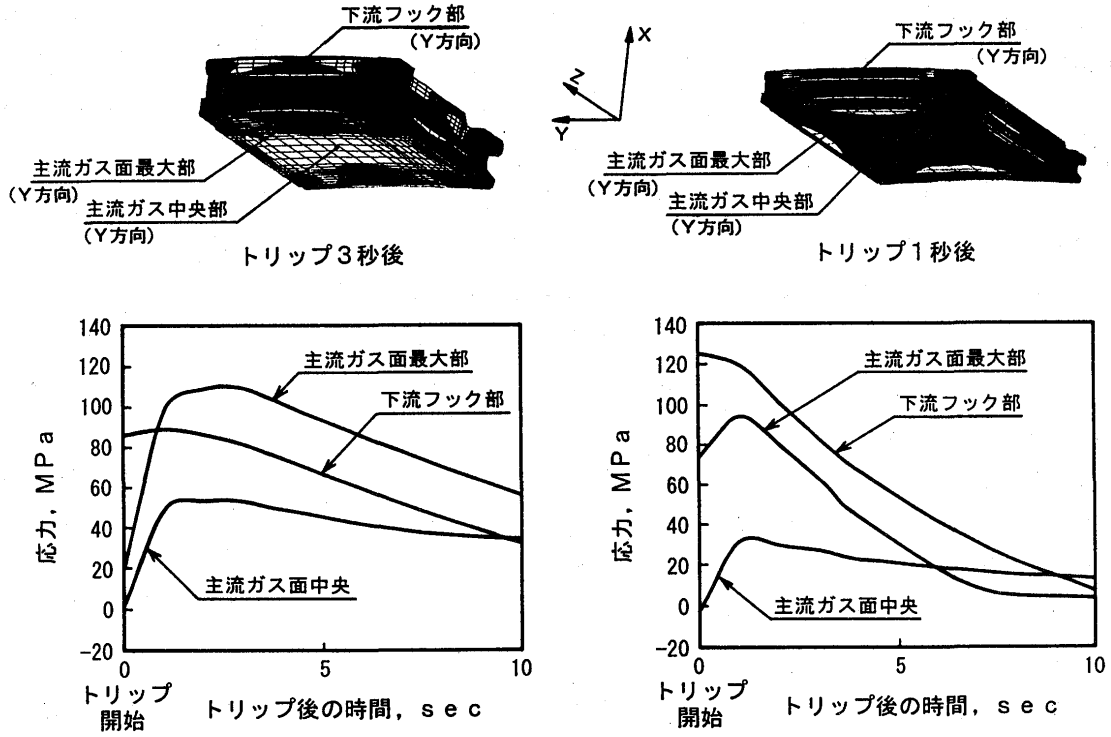


図7　シュラウドセグメントの形状と熱応力の関係

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

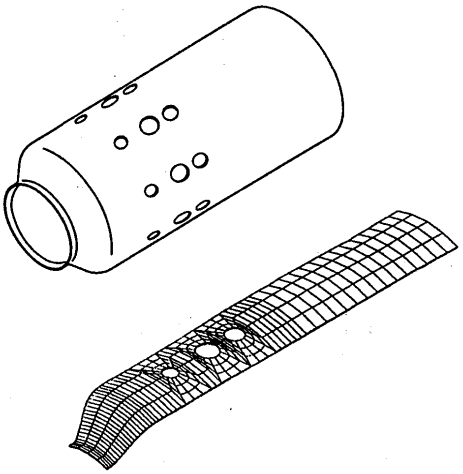


図８　燃焼器ライナーとメッシュ図

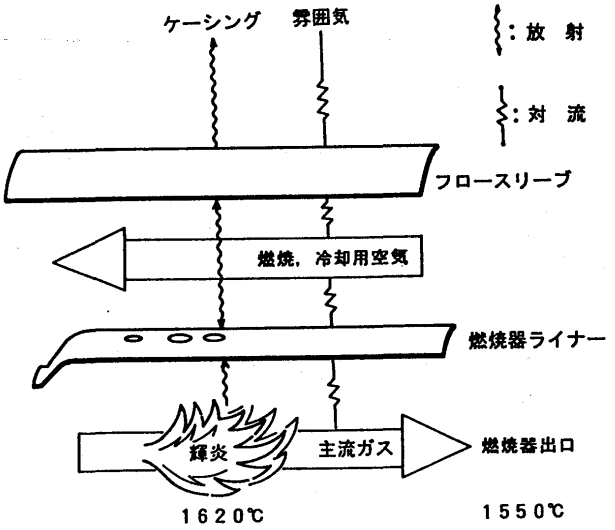


図９　解析モデル

逆流して金属保持部の温度上昇を起こさないことが条件となっている。

次に、部品形状が熱応力の発生に与える影響について検討した結果を述べる。上記シュラウドセグメント形状を基にして、外形寸法は同じで厚さを50％に薄くした場合の２種類について、定常とトリップ時の非定常の熱応力解析を同じ境界条件で実施した。代表的な部位の解析結果を図７に示す。オリジナル形状では定常応力は低いが非定常で高くなる。50％厚さ形状ではこの逆の傾向にあり、また、金属と接触する部位の定常応力が高くなっており、断熱構造の必要性がうかがわれる。

次の例として燃焼器ライナーについて述べる。材料の耐熱温度からの制限や定常および非定常状態を通じて発生する熱応力の最適化を検討する。燃焼器ライナー形状とメッシュ図を図８に、解析モデルを図９に示す。頭部に燃料噴射弁用の穴があり、円周部には燃料の予混合管用の穴が設けられている。ライナー外側には燃焼用空気が頭部に向かって流れており、この外面の空気流れの状態、即ち、熱伝達率を変化させた場合の熱応力解析を行う。この場合、放射の影響も考慮に入れる。熱伝達率は空気流れのない断熱の状態から金属製と同等の強制冷却を行った状態までの範囲で解析を行った。解析の結果を図１０に示す。強制冷却を行わない熱伝達率０W/m^2Kで定常熱応力は低く、熱伝達率が増加するに連れて高くなる。これの応力はクリープ破断強度に対応した応力である。一方、非定常熱応力のピーク値は、定常時とは逆に熱伝達率０W/m^2Kで最も高く、熱伝達率が高くなるに連れて減少する。これの応力は低サイクル疲労強度に対応した応力である。ガスタービンの運転時間と起動回数やトリップ回数の運転パターンが決まると各応力状態での負荷時間が算出される。このような条件から、空気側熱伝達率の値に従ったクリープおよび低サイクル疲労損傷を求めることができると、燃焼器ライナーの損傷が最小となる熱伝達率を決めることができる。この解析から定常と非定常熱応力が同レベルの強制冷却がほとんど行わない熱伝達率の範囲が最適条件と言える。また、ＣＭＣ内に存在する未反応の固溶Ｓｉの溶解温度から材料の上限温度は1400℃程度であり、この上限温度を満足するように冷却を行う。このようにセラミックスに軽い冷却を施す、いわゆる「弱冷却法」が今後のセラミックスの適用化に必要な考え方と思われる。この場合、過大な熱応力の発生を抑えた均一な冷却が前提である。その他に、定格運転時およびトリップ時に燃焼器の内外圧力差によって発生する応力の評価も行なう。

クリープ破断や熱サイクル疲労に対する設計応力基準はＣＭＣの強度特性を充分に把握した上で

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

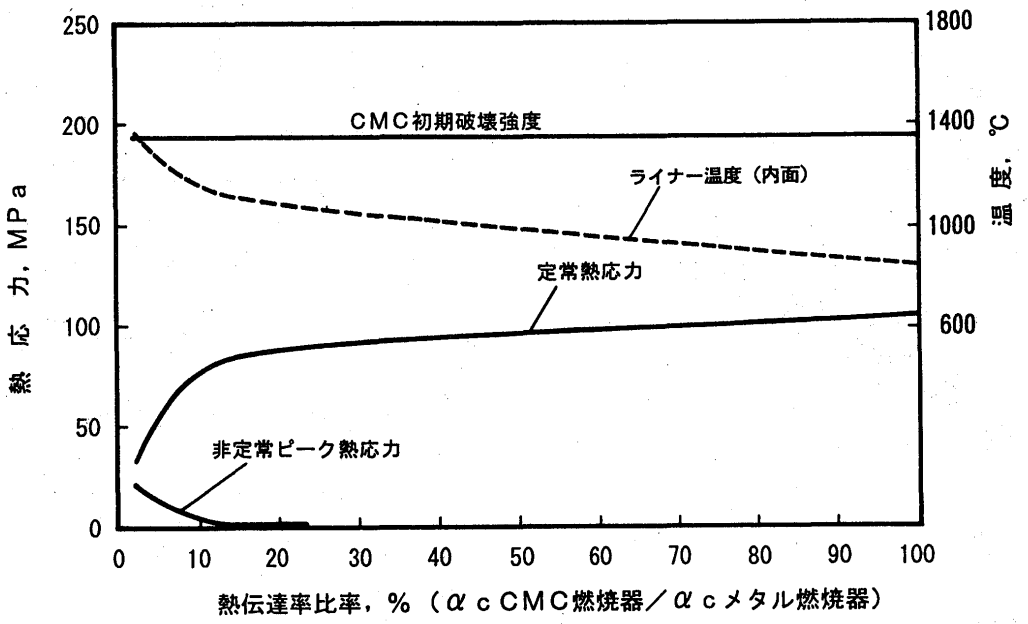


図１０　燃焼器ライナーの熱応力解析結果

決めることになるが、一次設計の段階としては、応力値は初期破壊強度以下であることを目安として、これに安全係数を考慮した設計が妥当と思われる。ある応力負荷状態で局所的に初期破壊強度を越える部位で、微少き裂の発生と進展によって高損傷許容性が発揮されることが期待される。一般に、ＣＭＣの初期破壊強度はＳｉＣやSi_3N_4等のモノリシック材の破壊強度に比べてかなり低いレベルにあるため、高応力状態に長時間晒される部品には不向きとも言える。また、金属とセラミックスあるいはセラミックス同志の接触部や嵌合部はモノリシック材で過去に多くの損傷の経験をしており、接触応力の発生を抑えるような緩衝構造の採用を念頭に置いた設計上の配慮が望まれる。

５．まとめ

以上、ＣＭＣのガスタービンへの適用に向けて、材料への要求特性や構造設計からのアプローチについて述べた。ＣＭＣ材の研究は緒に付いたばかりであり、今後、材料の特性改善や製造技術、そして材料の特性評価や強度評価技術について研究開発が進められるものと思われる。本論がＣＭＣの適用に関して何らかの参考になれば幸いである。

参考文献

(1) T. Hijikata, A. Koga and K. Asakuma, Reliability of Ceramic Stator Blade Tested in Hot Wind Tunnel, 95-YOKOHAMA-IGTC-79(1995).

(2) T. Kameda, S. Suyama, Y. Hayakawa, N. Amiji, M. Umezawa and H. Ichikawa, Development of Ceramic Matrix Composites, p. 252-257 in Proc. 4th Japan International SAMPE Symp., Vol. 1(1995).

(3) A. Sayano, C. Sutoh, M. Asayama, M. Ikeda, N. Amiji and H. Ichikawa, Application Study of Ceramic Matrix Composites for Hot Parts, p. 258-263 in Proc. 4th Japan International SAMPE Symp., Vol. 1(1995).

(4) G. S. Corman, J. T. Heinen and R. H. Goetze, Ceramic Composites for Industrial Gas Turbine Engine Applications: DOE CFCC Phase 1 Evaluations, ASME paper, 95-GT-387(1995).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

タービン翼列の非定常損失に関する研究（直線翼列を用いた実験的研究）

B—9

○船崎健一　（岩手大学工学部）
佐々木啓徳（岩手大学大学院（現、雪印乳業））
田沼唯士　（（株）東芝　重電技術研究所）

1　緒　言

航空エンジンや発電用ガスタービンなどのターボ機械内の流れ場は、さまざまな要因により複雑な非定常流であり、翼列はその非定常性の影響を強く受ける事が知られている。特に、上流側翼列からの後流を含む流れ場を下流側翼列が通過する際の非定常現象、いわゆる後流干渉では、後流通過により翼面境界層の遷移が誘起され、熱伝達が促進される、などの現象が発生する。そのため、数多くの研究者により後流干渉問題が取り上げられ、様々な形で研究が行われてきた。例えば、Joslynら[1]は動翼列下流の流れ場が上流の静翼列の後流の影響を強く受けることを明らかにした。また、Gallus及び彼のグループは、1-1/2段のタービン段での非定常の流れ場を、LDVや3線熱線プローブ等により精力的に計測している（その詳細な報告は、別の研究者による重要な知見と共に、Gallus[2]によって示されている）。同様の計測は、山本及び彼のグループ[3][4]によっても行われており、流れ場の非定常性における上流側翼列からの二次流れの効果などを明らかにしている。これらの詳細な計測にもかかわらず、非定常流中に置かれた翼列の損失に関しては、十分な知見が得られたとは言えない。

Denton[5]は、翼列の損失発生機構を詳述したが、非定常損失に関しては後流速度欠損の減衰に起因する損失に言及している程度である。非定常翼列損失を、定常流での損失との対比で、翼列が非定常流中にある場合に付加的に発生した損失と定義すると、その発生機構には次の三つが考えられる。

（1）上流側から周期的に通過する後流等の影響により、翼面境界層の遷移が促進されることによる摩擦損失（friction loss）の増加（Mayle[6]）

（2）翼後流、上流側からの後流などの速度欠損部と主流との混合により発生する損失の変化

（3）周期的後流の通過に伴う翼列へのインシデンス変化による損失の変化

これらを個別に調べた研究はいくつか報告されている（Hodson[7]、船崎ら[8]、Ladwig、Fottner[9]）が、実際の翼列ではこれらの因子が同時発生し干渉しあっている。従って、個々の効果のみに着目した研究の積み重ねだけでは、設計に有用な非定常損失評価法を得ることは困難である。

以上のような背景から、著者らは、「非定常流中の翼列に発生する翼列損失の評価法確立にあたっては、翼列損失に関する実験データと個々の損失発生要因から推測値との比較検討を行うことが必要である」、との認識に達し、総合的な研究プロジェクトを開始した。本論文では、その第一段として実施した翼列損失に関する試験について、試験方法、得られたデータとその分析結果を報告する。

2　実　験

2.1　実験装置

図1に実験装置の概観を示す。供試風洞は、ディフューザ部、整流部、絞りノズル部で構成されている。絞りノズルの寸法は、入口断面1000×1000[mm]、出口断面250×350[mm]、長さ800[mm]である。絞りノズル出口には接続ダクトが装着され、所定の流路断面形状（高さ125[mm]、幅266.2[mm]）になるように流路を更に絞っている。図2に供試ダクト及び供試翼列を示す。供試ダクトは、接続ダクト出口面に取り付けられている。供試ダクトには、ターボ機械内の周期的後流をシミュレートするために、回転円盤（外径400[mm]）に取り付けられた円柱（直径5[mm]、長さ250[mm]）が通過できるようなスロットを設けられている。上端壁には幅10[mm]の計測用のスロット（S0～S3の4ヶ所）も設けている。各スロットは、翼列前縁線から翼列軸方向に $x/C_x=-0.3$ 、$x/C_x=0.15$ 、$x/C_x=0.5$ 、$x/C_x=1.0$ の位置に設けてある（x：翼列前縁線から翼列軸方向への距離、C_x：翼軸弦長）。スロットからの漏れを防止するために、計測対象外のスロットは中実プラグで塞ぎ、熱線プローブや5孔ピトー管で計測を行うスロットは、プローブ等が挿入・移動可能で、かつ漏れを最小限に留める工夫を行ったプラグで塞ぐ。また、供試ダクトには、熱線の較正及び5孔ヨーメータの角度補正用のスロッ

第24回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5，(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

トやピトー管の挿入部もある。

供試翼列は典型的な高圧タービン動翼の断面形状を有する５枚の翼から構成されている。翼高さは130[mm]、翼ピッチは80[mm]である。供試翼列は供試ダクトの下端壁（真鍮製）に固定される。このとき、供試ダクト上端壁と翼端との隙間を、翼断面形状に成形したパッキンで完全に塞いでいる。翼列下流には、流出角調整のための側板が取り付けられている。

後流発生装置は後流発生用円柱、回転円盤、フレーム、無段変速器付きモータから構成される。後流発生装置は、円柱中心軸が供試翼列Blade　2の前縁上流になるよう設置する。その場合の微調整は、フレームの脚に付けているアジャスタ及びベアリングの位置の微調整により行う。また、後流発生装置の動作時の振動やズレを防ぐために、フレームをワイヤを用いアンカーボルトに固定している。なお、供試ダクト上端壁には円柱先端から発生する渦の影響を抑えるため、円柱先端を通過させるための溝が設けられている。回転円盤の回転数は、接触式回転計で計測する。円盤表面には反射板が取り付けられており、光学式回転計の光源からの光の反射をデータ取得のトリガ信号としている。

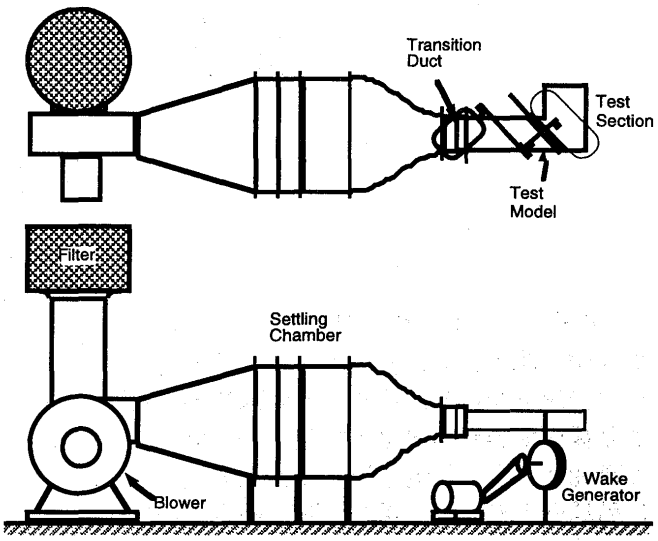


図１　実験装置概観

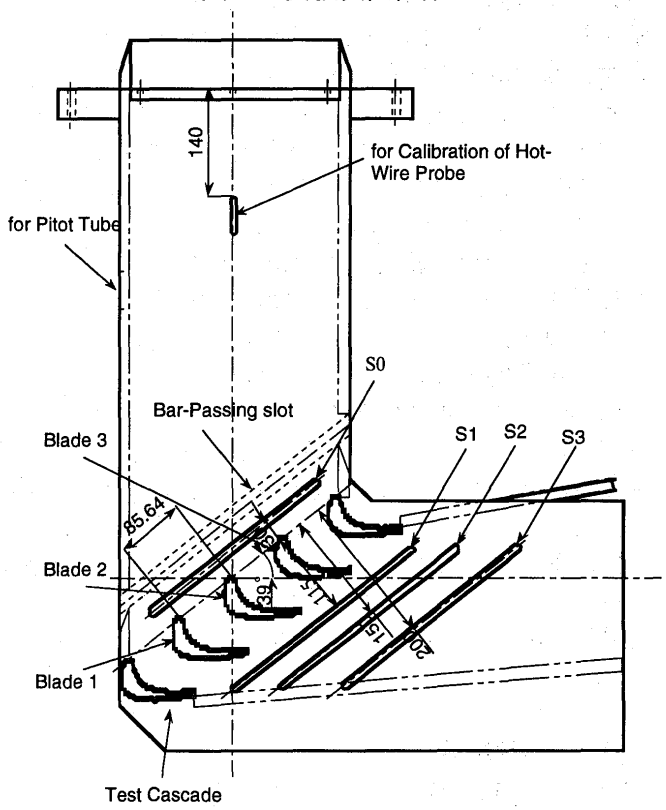


図2　供試ダクト及び供試翼列

2.2　計測方法

2.2.1　熱線流速計　後流発生器及びタービン翼列下流での非定常速度分布するため、熱線流速計を用いた。使用した熱線プローブはI型プローブである。流れ場は三次元流れであり、三線または傾斜型プローブを用いるべきところではあるが、機器の制約の都合で、二次元流れとしての計測を行った。計測方法は、Fujita, Kovasznay (10)の方法に準じた。即ち、所定の方向（設計流出角の方向）からI型プローブを±45°ずつ回転させ、それぞれの設定位置で速度データを取得し、それらを合わせることにより結果としてX型と同等の計測を行う、というものである。この方法ではプローブ位置が+45°と−45°でのデータに同時性がないため、厳密にはX型プローブと同じ計測は不可能であるが、後述する位相平均化された速度データに関しては、データ取得トリガがどのデータでも共通である（時間原点がどのデータでも同一である）ことから、通常X型プローブに対して用いられる次式で速度成分U_x、U_yの算出が可能である（$\alpha = 45°$）(11)。

$$\tilde{U}_x(t_j) = \frac{\left(\tilde{e}_1(t_j) + \tilde{e}_2(t_j)\right)}{2\left(\cos^2\alpha + k^2\sin^2\alpha\right)^{0.5}} \quad (1)$$

$$\tilde{U}_y(t_j) = \frac{\left(\tilde{e}_2(t_j) - \tilde{e}_1(t_j)\right)}{2A\tan\alpha\left(\cos^2\alpha + k^2\sin^2\alpha\right)^{0.5}} \quad (2)$$

$$A = \frac{\cos^2\alpha\left(1-k^2\right)}{\cos^2\alpha\left(1-k^2\right)+k^2} \quad (3)$$

$$\tilde{U}(t_j) = \sqrt{\tilde{U}_x(t_j)^2 + \tilde{U}_y(t_j)^2} \quad (4)$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

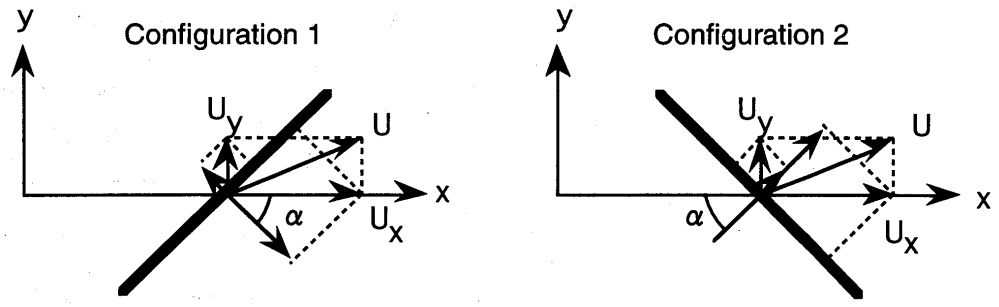


図3　熱線プローブの配置図と速度成分

ここで、$j=1,....,2048$、~は100個の時系列データから算出された位相平均されたデータを表し、$\tilde{e}_1$、$\tilde{e}_2$はconfiguration 1及び2の時の熱線出力から求めた速度を表す（A/D変換済み、サンプリング周波数は50KHz）。定数kは実験的に決定する。乱流統計量に関しては、データに同時性がないので式(1)、(2)を用いることはできないので、便宜的に式(1)、(2)に熱線からの生データを代入して、~非定常速度~$U(t_j)$を算出し、これと位相平均速度$\tilde{U}(t_j)$を用いて、次のように乱れ度$\tilde{T}u(t_j)$を定義する。

$$\tilde{T}u(t_j)=\frac{1}{n-1}\sum_{k=1}^{n}\sqrt{\left(\tilde{U}(t_j)-U(t_j)\right)^2}\ ,\qquad n=100 \quad (5)$$

熱線プローブのトラバースには、翼高さ方向及び回転に関して2軸トラバース装置を使用し、計測スロット方向に関しては、正確に位置決めしたレール上をトラバース装置全体を移動する方法を用いた。

2.2.2　5孔ヨーメータ　　時間平均的な流れ場の計測方法として、従来型の5孔ヨーメータによる計測を行った（計測方法の詳細は松原(12)またはFunazaki et al.(13)を参照のこと）。各孔上での圧力は、十分な時間経過後差圧変換器で計測し、そのデータを較正データを元に時間平均的な全圧及び速度ベクトルに算出した。ヨーメータの移動は、3軸トラバース装置を使用した。

全圧損失係数分布$\zeta(x,y)$は、後流を伴う場合にも適用できるように、次式で算出する。

$$\zeta(x,y)=\frac{\overline{P}_{01}(y)-P_{02}(x,y)}{1/2\rho U_1^2} \qquad (6)$$

ここで、$\overline{P}_{01}(y)$は翼列直前のスロットS_0で計測した全圧分布を各翼高さでピッチ方向に平均した値、$P_{02}(x,y)$は翼列下流で計測した全圧、U_1は翼列入口での流速である。

2.3　試験条件

表1には、使用した翼列の諸元値とそれの元になっている実機の諸元値を示す。ここで、レイノルズ数Re、後流通過周期に関するストローハル数Stは、それぞれ次式で与えられる。

$$Re=\frac{U_1C_x}{\nu} \qquad (7) \qquad St=\frac{fC_x}{U_1}=\frac{C_x}{U_1}\frac{nn_v}{60} \qquad (8)$$

レイノルズ数、ストローハル数とも、実機での値よりも小さい値になっているが、翼列内ので発生する非定常現象が十分にシミュレート可能と考える。なお、後流発生器からの円柱後流の幅（半値幅）と後流通過周期との比は約8%であり、実機レベル（約16%[14]）の半分程度である。また、今回の試験では、主流乱れは0.5%である。

3　実験結果

3.1　翼面圧力分布

本研究で使用した供試翼列には圧力計測孔が設けられていないので、翼面圧力分布を数値計算で求めた。計算に使用したコードはポテンシャル流解析コードで、既存の実験データとの比較によりそ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の計算精度が確認されている(15)。図4に計算結果を示す。ここで、$C_p = 2(P_{01} - p)/\rho U_{avg}^2$ （U_{avg}：ベクトル平均速度）である。

表1　翼列の各諸元値及び流れの条件

	Actual Unit	Test Model
Number of Nozzle Vanes n_v	40	6 (cylinder)
Rotational Speed n [rpm]	15000	1200
Blade Height H [m]	30	130
Blade Chord C_x [m]	0.025	0.1
Inlet Velocity U_1 [m/s]	300	35
Reynolds Number Re	6.5×10^5	2.3×10^5
Strouhal Number St	0.83	0.34

3.2　翼列入口での全圧分布

図5に、周期的後流が存在しない場合及び存在する場合での翼列位置口面（S_0）でのピッチ方向平均全圧分布を示す（ピトー完全圧との差による全圧損失係数として表示）。なお、以下で用いる座標系は、Blade 2の前縁を原点として、x軸は翼列軸方向、y軸は翼ピッチ方向（Blade 2からBlade 3の方向を正とする）、z軸は翼高さ方向にとった。図5から、翼先端部での損失が大きいことがわかる。これは、後流発生器の円柱を通過させるためのスロットによる境界層除去効果で、翼根元部での境界層が十分薄くなっている一方、翼先端部では、ノズル出口からの境界層が発達しながら供試翼列に到達したためである。

周期的後流を伴う場合の翼列上流での全圧は、後流通過によりその値が全般的に低下しているが、翼先端側の境界層の影響で、翼先端側での全圧の低下は、翼中央高さ以下での全圧の低下と比べかなり小さくなっている。また、翼高さ方向に損失が一様でなく$z/H \cong 0.2$近辺にピークが存在するのは、円柱の先端渦等の影響が完全には除去できなかったためと思われる。

3.3　翼列下流での時間平均全圧損失

図6に円柱後流が存在しない場合及び存在する場合の翼列下流Slot 1での全圧損失分布を示す。この場合の全圧損失分布を比較すると、両者の形状損失の部分には大きな違いは見られず、二次流れ損失に若干の差異が確認できる程度である。ただし、翼後流の外側の部分では、円柱後流が存在する場合の方が高めの値を示してる。これを詳細に検討するため、両者の差分データを図7に示す（「後流あり」－「後流なし」）。この図から、(1) 僅かながら形状損失は減少している、(2) 翼後流の背面側に損失の比較的大きな領域が現れている、(3) 翼端部に局部的な損失のピークが現れている、などの変化が読みとれる。平板境界層に関する船崎らの研究では、移動円柱からの周期的後流の通過により、境界層のエネルギー散逸厚さ（摩擦損失の大きさに対応する）は増加することが確認されており、(1)で確認された形状損失の低下はこれと矛盾する。この原因を考察するため、流れの可視化（油膜法）を行った（図8）。この可視化の結果から、剥離泡を表す翼背側に発生した油膜の堆積部が、円柱後流通過の影響で減少していることがわかる。従って、形状損失の減少は、層流剥離の直後で乱流に遷移していた境界層が、周期的後流の通過により遷移状態になり、顕著な剥離に至らることなく

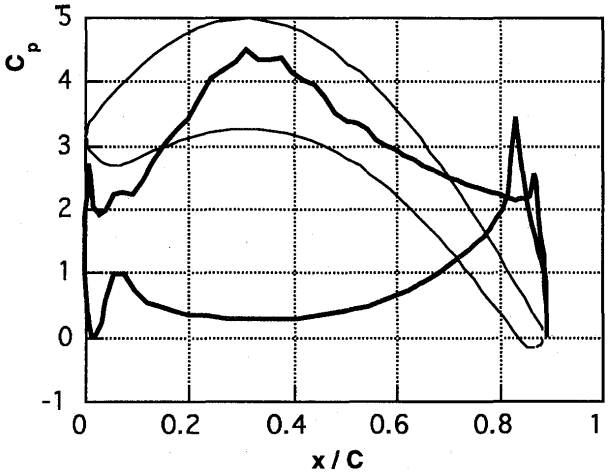


図4　翼面上圧力分布

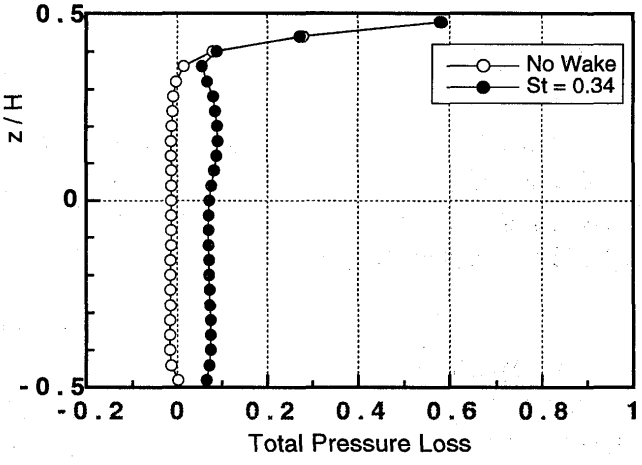


図5　翼列上流全圧損失分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

比較的緩やかに乱流へ遷移したことが原因と考えられる。(2)の高損失域の出現は、negative jetにより円柱後流が背面側に集積したためと思われる。(3)の現象の原因については、翼列二次流れと円柱後流との干渉効果と思われるが、詳細は不明であり今後明らかにしたい。

また、slot 2及びslot 3での全圧損失分布の結果を見ると、円柱後流が存在する場合の高損失部の減衰が大きいことが確認された。今回の実験データだけで断定することはできないが、移動円柱からの周期的後流が、減衰しながら翼間流路を通過して下流側に流れていく過程で、その乱流拡散効果により翼列後流の減衰を促進している可能性がある。

3.4 翼列下流での非定常速度及び乱れ度

図9、10に、Slot 1の翼高さ中央部において熱線プローブで計測した非定常速度及びヨー角の時間的変化をそれぞれ示す。円柱後流の通過により速度は変化するが、その挙動は翼背面側と腹面側とで異なり、翼後流の背面側では増速後に減速、翼後流の腹面側では減速後に増速という変化になっている（図9）。これは、翼列損失のところで述べたnegative jetの効果が翼後流のところでも明瞭に現れたことを示す。図10のヨー角の時間的変化では、翼後流の外側で、円柱後流通過により転向角が増加する方向にヨー角の変化が生じている。特に、翼背面側でその傾向が強く、逆に、翼腹面側では、円柱後流通過に伴うヨー角の変化は少ない。このヨー角の時間的変化も、negative jetの効果である

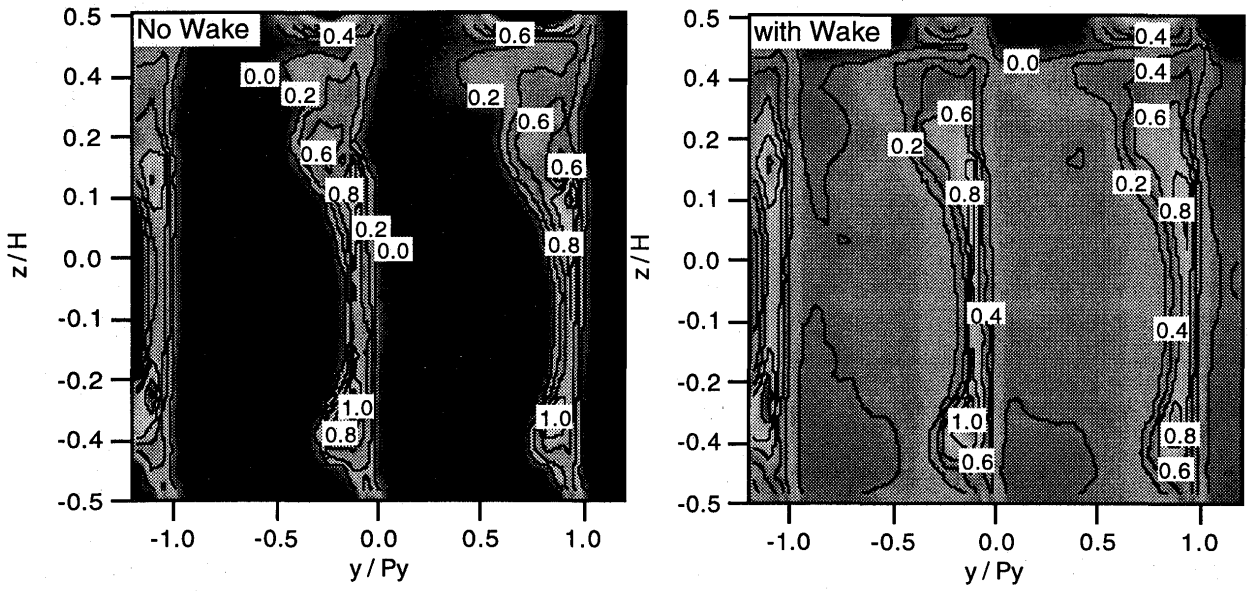


図6 Slot 1での全圧損失係数分布（左：後流なし、右：後流あり）

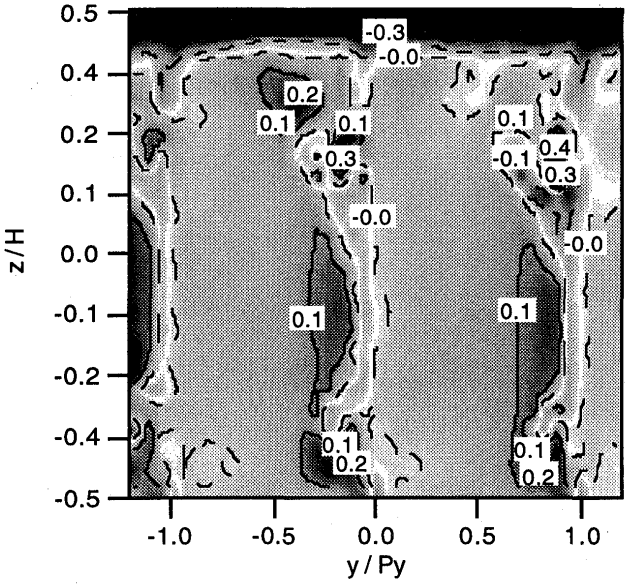


図7 全圧損失の変化

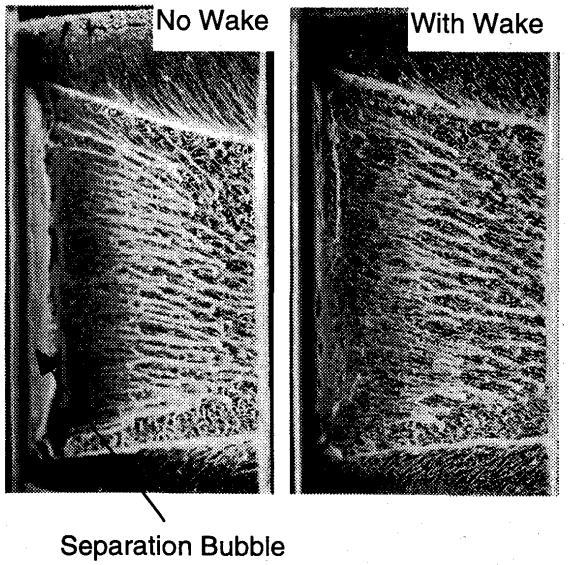


図8 翼背面剥離泡に与える円柱後流の影響

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

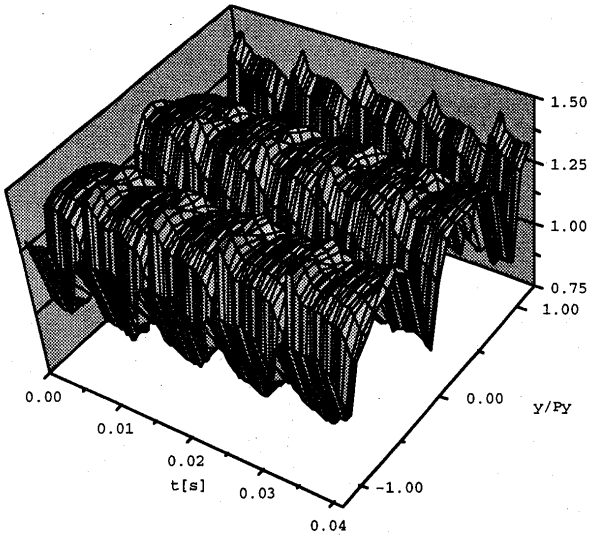


図9　Slot 1における速度の時間的変化

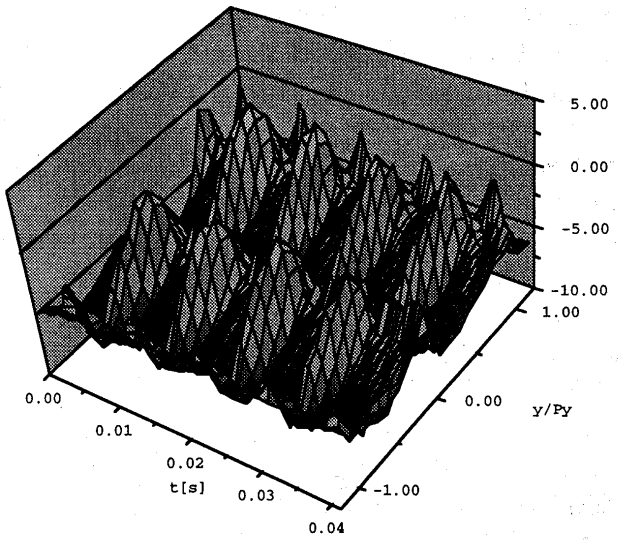


図10　Slot 1におけるヨー角の時間的変化

と考えられる。ヨー角の円柱後流通過による変動は、対象とした翼列だけでなく下流側翼列のインシデンスの変化を生ずることから、非定常損失の評価において十分考慮すべき事項であるが、その変動が翼列を通過することで、空間的非一様性が増加する、ということは重要な発見であり、今後さらに詳細に検討する必要がある。

4　結　論

本研究では、流れの非定常性が翼列損失に与える影響を実験的に解明するため、後流発生器からの周期的後流の影響を受けるタービン動翼列下流における詳細な流れ場計測を実施した。その結果、

(1)　5孔ヨーメータによる時間平均的な全圧損失分布の計測結果から、形状損失が僅かながら減少し、また翼背面側に損失の高い部分は集積する傾向にあることがわかった。

(2)　非定常速度、乱れ度、ヨー角の時間的変動を各スロットで熱線プローブで計測した。その結果、円柱後流内でのnegative　jetの働きで翼背面側、腹面側での速度変動、ヨー角変動などの状況が大きくことなることを確認した。

本研究の実施には、本学卒業生中安久志君、工作センターの協力を得た。ここに感謝の意を表す。

参考文献

(1) Joslyn, H.D., et al., Journal of Engineering for Power, Vol. 103, 1983, 322
(2) Gallus, H.E.,Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines, 1991, 464
(3) Yamamoto, A., et al., ASME Paper 93-GT-404, 1993
(4) Yamamoto, A., et al., Proc. Unsteady aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, 1994, 675
(5) Denton, J.D., Journal of Turbomachinery, Vol. 115, 1993, 621
(6) Mayle, R.E., ASME Paper 91-GT-261, 1991
(7) Hodson, H.P., Journal of Turbomachinery, Vol. 112, 1990, 619
(8) 船崎ら、日本機械学会論文集、59-563、1993、2150
(9) Ladwig, M. and Fottner, L., ASME Paper 93-GT-394, 1993
(10) Fujita, H. and Kovasznay, S.L.G., The Review of Science Intruments, Vol. 39, 1351
(11) 蒔田、流れの計測、Vol. 12、No. 16、1995、3
(12) 松原、岩手大学大学院修士論文、1993
(13) Funazaki, K., et al., Proc. of JSME-ASME International Conference on Power Engineering - 93 (ICOPE-93)、Vol. 2、1993、355
(14) Dring, H.D., et al., NASA CR 179469, 1988
(15) 船崎、ガスタービン学会誌、19-74、1991、21

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

タービン冷却空気の挙動に及ぼす翼列干渉の影響　B—10

＊富永 純一（早稲田大学大学院）　河水 基伸（早稲田大学理工学部）
山本 孝正（航空宇宙技術研究所）　臼井 弘　（航空宇宙技術研究所）
大田 英輔（早稲田大学理工学部）

1．まえがき

ガスタービンの効率向上を目指して，タービン入口温度の高温化が図られている．この高温化に伴い，タービン翼は冷却をする必要がある．いわゆる，フィルム冷却翼の場合には，冷却空気を翼面から吹き出させており，翼を効率良く冷却するためには，翼面を巧く冷却空気で覆う必要がある．タービン内の流れは動静翼干渉などにより非定常かつ三次元的な複雑な流れ[1][2]をしており，翼冷却にもこうした流れを考慮する必要がある．しかし，非定常三次元流れが冷却空気の挙動に及ぼす影響や，吹き出された冷却空気が主流と混合することによる翼列の空力性能の変化などについてはほとんど調べられていない．最近の研究では，フィルム冷却空気による翼列の流れや全圧損失への影響についての実験研究[3]-[5]や，フィルム冷却を含めた第１段タービン動翼列内の流れを模擬した計算[6]などがある．

本報告では前報[7]に引き続き，翼列の前縁より吹き出される冷却用二次空気の翼間での挙動をさらに詳しく調べた結果について述べる．方法は前報と同様，翼前縁から主流と温度の異なる二次空気を吹き出し，その温度分布を微細熱電対温度計で翼列前後および翼間で詳細に計測した．また，翼列の内部流動や損失形成過程を調べるために，５孔ピトー管を用いて流速および全圧損失を翼列前後で詳細に計測した．特に供試翼列への上流の翼による影響を模擬するため，上流にもう一つ翼列を設置した．そして上流の翼列との相対位置を数種類変えて実験を行い，タービン冷却空気の挙動に及ぼす上流の翼列で発生する後流や二次流れによる影響を調べた．

2．実験方法と解析方法

実験には低速の直線翼列風洞[7]を使用した．本研究では，図１に示すように二つの翼列を配置しており，上流の翼列は静翼を，下流の供試翼列は動翼を模擬している．今回の場合は両翼列のピッチは等しく，ともに６枚ずつ配置した．また，上流の静翼列を図１に示す初期相対位置からピッチ方向に$\frac{1}{8}$ピッチずつ移動させることにより，両翼列の相対位置を８通りに変化させて計測を行った．

供試翼の冷却空気は，サージタンクで脈動を押さえた後，供試翼へ供給する直前のチャンバー内に送る．実機の場合では冷却空気は主流よりも温度が低いが，本研究では逆にして実験を行った．即ち，上記のチャンバーでおよそ50℃に加熱した後に吹き出し翼に供給した．吹き出し翼は下流の翼列の内，中央の翼２枚とし，その翼の前縁に吹き出し孔としてスリット（幅

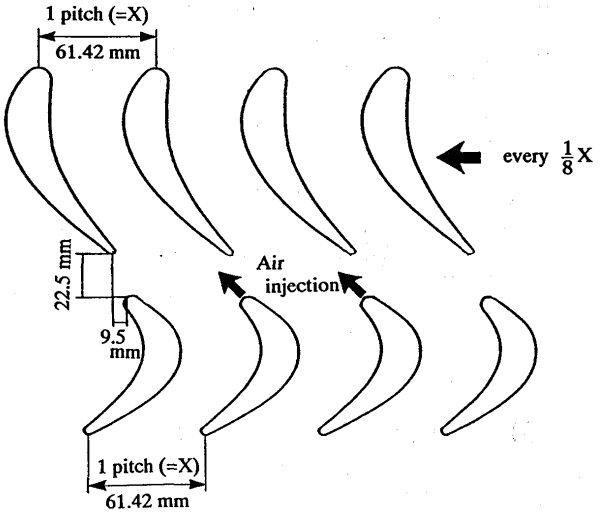


図１　翼列配置図（x=1/8X）

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

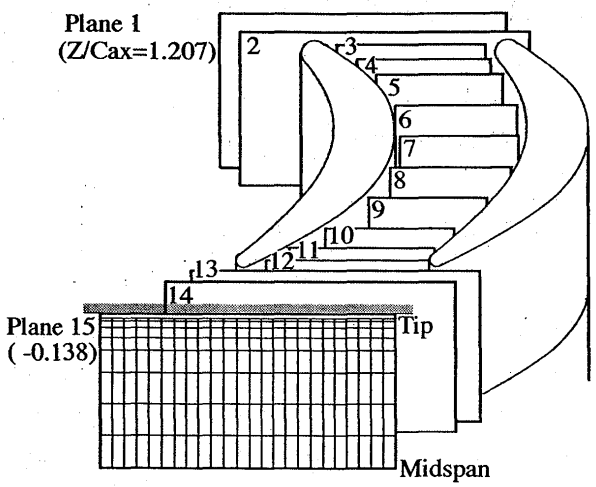


図２　計測断面

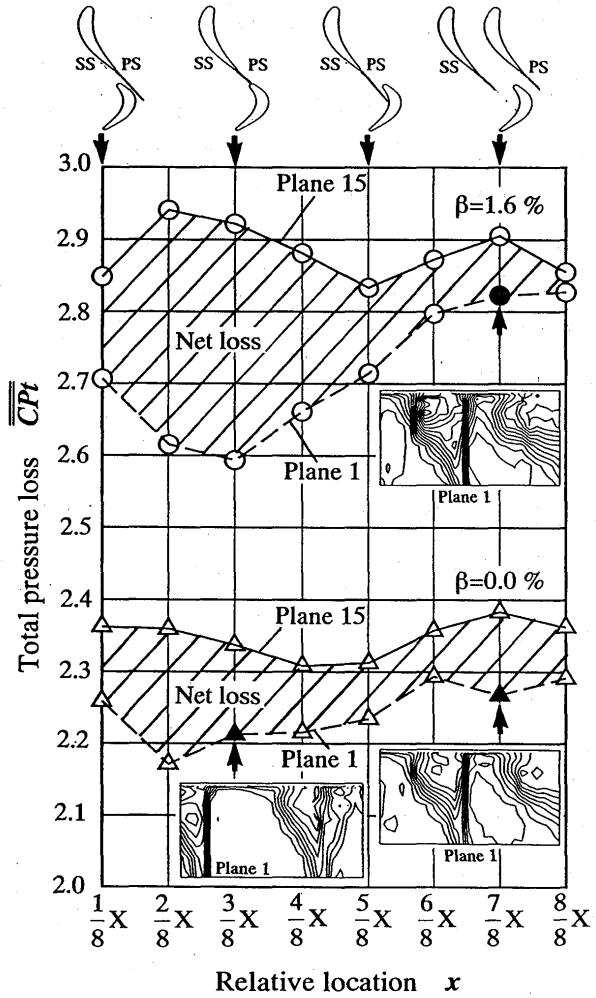


図３　翼列前後における損失の相対位置による影響

0.5 mm）を翼表面に対して 90° の角度であけた．吹き出し空気量は浮子式流量計により計測し，主流の流量に対し重量流量比で 1.6%とした．主流の流速は，翼列下流に設置したプラントル型ピトー管により 32 m/s に設定した．

温度計測は，図２に示す翼列内および翼列前後の計１５の断面で計測した．翼列内では，翼面より約 1 mm の近傍まで計測した．得られた温度データ T は以下のように無次元化して表示する．

$$T^* = (T - T_0)/(T_{ch} - T_0)$$

なお，T_{ch} はチャンバ内での二次空気の温度，T_0 は主流の温度を示す．

また，流速，全圧損失は，図２に示す１５断面の内，翼列前の断面１，翼列後の断面１３，１４，１５の４断面でのみ計測した．本報での全圧損失は以下のように無次元化して表示する．

$$CPt = (Pref - Po)/0.5\rho \overline{\overline{V_{12}}}^2$$

ここで，Pref は今回は大気圧とし，$\overline{\overline{V_{12}}}$ は断面１２での断面平均流速（ただし８種類の相対位置全ての平均）とした．

３．結果と考察

３．１　上下流翼の相対位置の違い及び吹出しの有無による損失の変化

図３に翼列前後断面で得られる損失の相対位置による変化を示す．まず図中の β=0.0%における結果についてみる：翼列入口の断面１(Z/Cax=-0.138)における $\frac{3}{8}X$ と $\frac{7}{8}X$ の場合の全圧損失分布図を比較すれば，上流翼の相対位置が変わることによってウェークが移動し，かつその形状が変化していることがわかる．このように，翼列入口での損失は，翼列干渉による影響を受けて変化している．吹出しがある場合(β=1.6%)も同様である．この場合，相対位置が $\frac{7}{8}X$ では，損失がチップ近傍で吹き出しが無い場合よりも広がっていることが，全圧損失分布図からわかる．これより，翼列入口での全圧損失には，吹き出し空気と相対位置の両方が影響していることがわかる．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

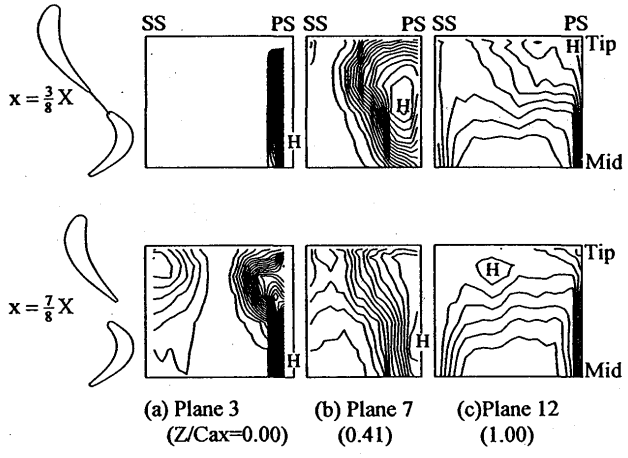


図４　翼列間における温度分布

翼列出口の断面１５(Z/Cax=1.207)での損失は，吹き出しのある場合と無い場合ともに，相対位置が$\frac{5}{8}$Xで小さく，$\frac{7}{8}$Xで大きくなる傾向がある．この相対位置が$\frac{5}{8}$Xのときには，供試翼前縁部に上流の翼列の正圧面側の流れ（主流域）が来ており，また，$\frac{7}{8}$Xでは負圧面側の流れが来ている．上流翼のウェーク部が翼前縁に位置する$\frac{2}{8}$X～$\frac{3}{8}$Xの場合の損失は特に大きい．このときの斜線部で示す翼列の正味損失（翼列流路内で発生する損失）も大きく，吹き出し空気による影響により，著しく増加することがわかる．

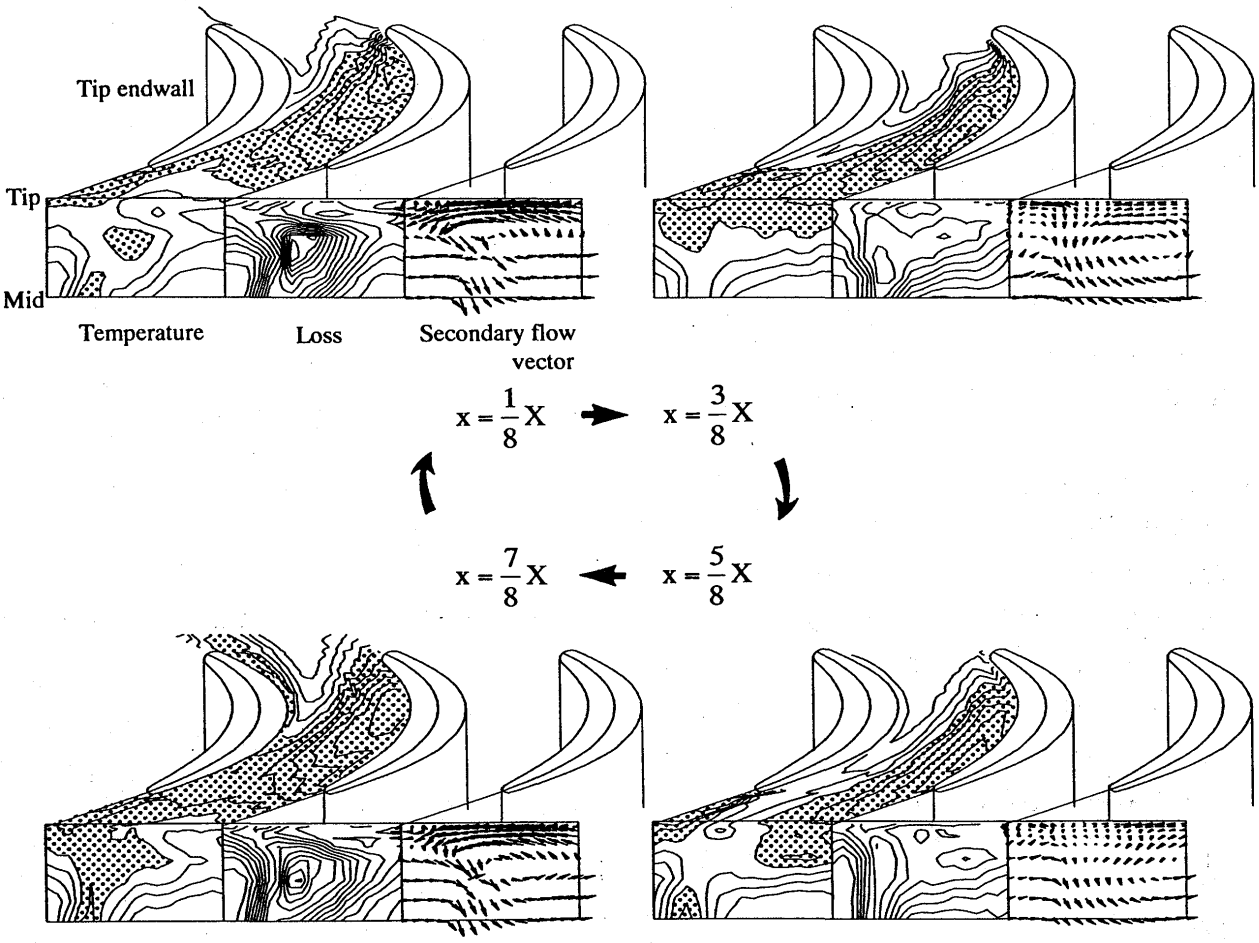


図５　チップ壁面近傍の温度分布と翼列出口における温度分布，損失分布および二次流れベクトル図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

３．２　相対位置による冷却空気の挙動の変化

図４(a, b, c)に吹出しがある場合の断面３(Z/Cax=0.000)，７(0.414)，および１２(1.000) における温度分布を示す．相対位置は断面１５で得た損失が極大となる$\frac{3}{8}$Xと$\frac{7}{8}$Xの場合のみを示す．供試翼の前縁に当たる断面３についてみると相対位置が$\frac{3}{8}$Xの場合では，高温度領域が翼正圧面に沿ってスパン方向に一様に分布している．すなわち，吹き出し空気のほとんどが翼正圧面側に流れていることがわかる．　一方，相対位置が$\frac{7}{8}$Xの場合では，翼負圧面にも温度分布がみられ，吹き出し空気の一部が翼負圧面側にも流れている様子がわかる．これは，翼列どうしの位置関係からみて，上流の翼列によって生ずる渦流れと下流の供試翼前縁とが強く干渉することによるものであると推察する．高温度領域の中心部（H）は，下流に進むにつれて徐々にチップ側へと移動している．相対位置が$\frac{3}{8}$Xの場合は，この高温度領域は翼列出口の断面１２でもチップ壁と正圧面のコーナーにまだ留まっているが，相対位置が$\frac{7}{8}$Xの場合は，チップ壁面上を通って負圧面側へと向かっている．

図５に，供試翼列出口の断面１５(1.207)およびチップ壁面近傍での温度分布，また，５孔ピトー管により計測した断面１５における全圧損失分布と二次流れベクトルを立体的に示す．相対位置は$\frac{1}{8}$X，$\frac{3}{8}$X，$\frac{5}{8}$Xおよび$\frac{7}{8}$Xの場合を示しており，温度分布，損失分布が周期的に変化する様子がわかる．温度分布をみると，翼前縁部からの吹き出し空気が下流に進むにつれて，チップ壁面を通って負圧面側へと移動している様子がわかる．この吹き出し空気の移動は，二次流れベクトル図によって示される翼間で生ずる流路渦によるものである．また，全圧損失分布は温度分布と良く似た形状をしている．言い換えれば，翼間での吹き出し空気の移動の様子と低エネルギー流体の移動の様子とは類似していると考えられる．すなわち，相対位置が$\frac{7}{8}$Xの場合では，二次流れベクトル図でわかるように流路渦が強くなっており，吹き出し空気はこの強い流路渦によって，図４でもみた通り，チップ壁面に沿って負圧面側へ急激に移動させられる．相対位置が$\frac{3}{8}$Xの場合では，上流の翼列によって引き起こされた負圧面側に向かう壁面流れが供試翼列間に流入することによって，下流翼の流路渦が弱められ，その結果，吹き出し空気による高い温度領域(H)はチップ壁面近傍に留まる．

図６に翼負圧面，チップ壁面および翼正圧面近傍の温度分布を示す．翼正圧面のx = $\frac{3}{8}$Xと$\frac{7}{8}$Xの２つの温度分布をみると，矢印にて記す通り，吹き出し空気は翼列内前半部チップ近傍ではチップ側へと向かっていることがわかる．この移動は，翼列内前半部壁面近傍で生ずる剥離による二次流れによりものである．翼列内後半部ではチップ壁面上を隣翼の負圧面上へ，さらにその負圧面上をミッドスパン方向へと移動する．これより，正圧面上での冷却空気は必ずしも二次元的（壁面にほぼ平行）に移動するとは限らない．翼正圧面の吹き出し空気は両翼の相対位置が変わると，その移動方向も変化することがわかる．一方，負圧面上の温度分布は，$\frac{7}{8}$Xと$\frac{3}{8}$Xとでは異なっている．たとえば，$\frac{7}{8}$Xでは翼前縁で既に吹き出し空気が

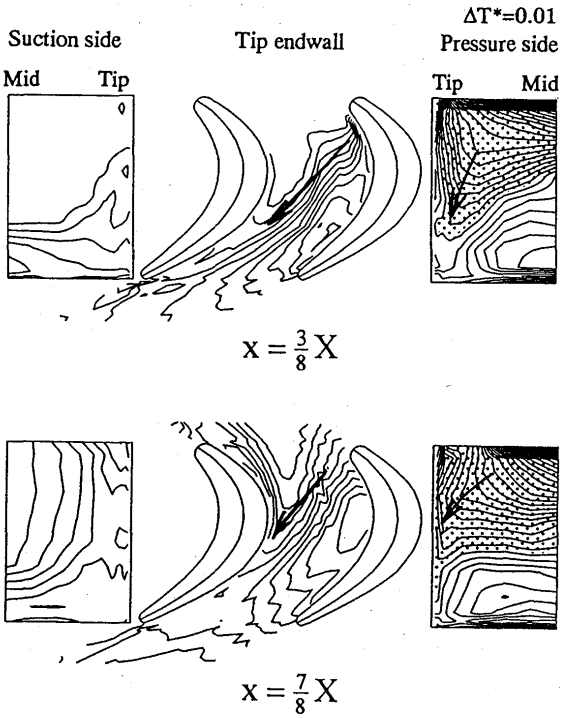


図６　翼面近傍とチップ壁面近傍の温度分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

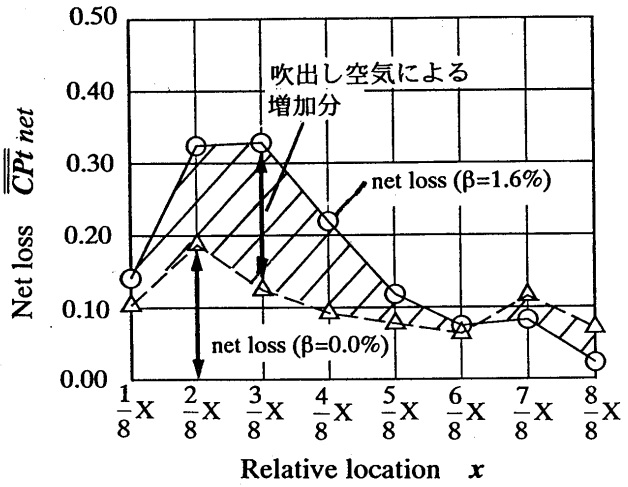


図７　吹き出しによる正味損失への影響

正圧面側のみでなく負圧面側にも流れている．このように前縁吹出し冷却空気に及ぼす両翼の相対位置の影響は大きい．$\frac{7}{8}$Xの相対位置では，吹き出し空気がチップ壁面を通って隣翼の負圧面上に移動し，そこで前縁から流れてきた吹き出し空気と合体することにより，翼負圧面を冷却すると考えられる．

３．３　吹き出し空気による全圧損失への影響

図７に吹き出し空気がある場合とない場合の正味損失の相対位置による変化を示す．吹き出し空気がない場合(β＝0.0%)の正味損失は，相対位置が$\frac{2}{8}$Xの場合で最大となり，$\frac{6}{8}$Xの場合に最小となる．$\frac{2}{8}$X，すなわち上流翼列のウェーク部が翼前縁に位置する場合で正味損失は最大となり，$\frac{6}{8}$X，すなわち主流部が位置する場合で最小となる．

吹き出し空気がある場合(β＝1.6%)では，正味損失は$\frac{3}{8}$Xで最大となり，$\frac{8}{8}$Xで最小となっており，吹き出しのない場合と同様の傾向を示している．

吹き出し空気のある場合と無い場合の正味損失の差を斜線で示す．この差は吹き出し空気による正味損失の増減分を表す．前縁からの吹き出しのある翼列の正味損失は，上流翼と下流翼との相対位置や上流翼列からの流れと吹き出し空気との衝突および混合などによって変化する．たとえば吹き出し空気に起因する損失分は，相対位置が$\frac{3}{8}$Xのときに最大となっている．すなわち，この場合は吹き出し空気が上流翼からのウェーク部と衝突する場合にあたり，このとき吹き出しによる損失分は最大となる．

４．結論

前縁から冷却空気の吹き出しがある翼列流路内の温度，流速および損失分布の計測を行い，以下の結果を得た．

１）前縁から吹き出された冷却空気は，翼列内の三次元流れや上流翼列の流れと干渉することにより影響され，そのため翼列内では複雑な移動，温度拡散を示す．

２）正圧面上の冷却空気は，翼列内の二次流れの影響を受けて隣翼の負圧面上へ移動するので，翼正圧面だけでなく，チップ壁面や隣翼の負圧面も冷却する効果がある．

３）損失への両翼の相対位置による影響に関しては，上流の翼列のウェークが下流の翼列の前縁に位置する場合に下流翼列の正味損失は大きくなる．吹き出し空気がある場合には，このウェークと吹き出し空気が衝突することによって，さらに損失は著しく増加する．

参考文献

(1) Yamamoto, A., et. al., ASME 93-GT-404, (1993).
(2) Yamamoto, A., et. al., Trans. of ASME J. of Turbomachinery, Vol. 117, pp. 553-561, (1995).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

(3) 山本, 機論, No.51-463, p. 829, (1984).
(4) 山本, 臼井, 機論, No.51-463, p. 839, (1984).
(5) Yamamoto, A., Kondo, Y., and Murao, R., Trans. of ASME J. of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 375-383, (1991).
(6) Dorney, D. J., and Davis, J., J. of Propulsion and Power, Vol. 9, No. 3, pp. 329-336, (1993).
(7) 富永, その他, 第 10 回ガスタービン秋季講演会講演論文集（新潟）, pp. 145-150, (1995).

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

冷却タービン翼前縁部の複数集中熱源の逆解析

Inverse Analysis of Concentrated Heat Sources in the Leading Region of a Cooled Turbine Blade

＊ 橋本孝明、井上祥史、小西浩（愛知技術短期大学）
Takaaki HASHIMOTO, Shoushi INOUE, Yutaka KONISHI
(AICHI COLLEGE OF TECHNOLOGY)

１．まえがき

タービン翼への流入ガス温度をあげるための有力な手段として、冷却タービン翼が開発され、それによって、タービン入口温度の上昇が実現でき、タービンの熱効率が向上してきた。ところが、翼表面の温度は、タービン翼の材料の融点内はもちろん実用上の許容範囲内に収まるように設計されているはずなのに、前縁部を中心に翼が溶解したり破損することが、時として起こることがある。この原因として、一時的、局所的に融点を越えるような高温部ができたり、あるいは、たとえ融点を越えない温度としても、表面温度が不均一であったり、翼内の不適切な温度分布による温度勾配があったりして、長時間にわたる熱応力がかかって材料強度の低下を引き起こすことなどが考えられる。

著者らは、タービン翼の周囲高温ガスの状況と翼材質の特性さらに翼の形状などに応じて、翼表面の温度と温度勾配をあらかじめ設計に組み込むことができれば、タービン入口温度のさらなる上昇に寄与できるものと考えて研究を進めている。これまでに、実際のタービン翼を模した領域を設定して、境界積分法による逆解析を行い、内部にある２個の熱源の強さと位置を推定し、良好な結果を得ている[1)]。燃焼ガスによって熱的に最も厳しい状況にさらされるのは、冷却タービン翼の前縁付近と考えられるので、本論文は、リターンフロー形蒸気冷却翼[2)]に設けられたたくさんの冷却孔のうち、前縁部に配置された２つの冷却孔を対象とし、冷却孔を通る冷却蒸気を集中熱源とみなして、逆解析を試み、考察した結果である。

２．理論

２次元領域内のm 個の点に集中熱源がある場合の定常熱伝導問題は、

$$\nabla^2\theta = -\sum_{k=1}^{m}\frac{Q_k}{\lambda}\delta(x-x_k)\delta(y-y_k) \qquad (1)$$

のPoisson方程式で表される。ここで、θ は温度、λ は熱伝導率、Q_k は熱の発生率、δ はデルタ関数、x とy は座標である。

領域をΩ その境界をΓ とし、$\theta_{,n}$ と$\psi_{,n}$ をそれぞれθ とψ の、外向きを正とする境界における法線n 方向の勾配とすると、Greenの第２定理から、

$$\int_{\Omega}(\psi\nabla^2\theta-\theta\nabla^2\psi)\,d\Omega = \int_{\Gamma}(\psi\theta_{,n}-\psi_{,n}\theta)\,d\Gamma \qquad (2)$$

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

が成立するので、Laplace方程式

$$\nabla^2\psi = 0 \qquad (3)$$

を満足する適当な調和関数ψ があると、(1)式、(2)式、(3)式から、

$$-\int_\Omega \psi \sum_{k=1}^{m} \frac{Q_k}{\lambda} \delta(x-x_k)\delta(y-y_k)\,d\Omega = \int_\Gamma (\psi\theta_{,n} - \psi_{,n}\theta)\,d\Gamma \qquad (4)$$

が求まる。熱源の強さとして$f_k = -\frac{Q_k}{\lambda}$ とおき、デルタ関数の性質を利用すると、次のような境界積分法の基礎式(5)式が求まる。

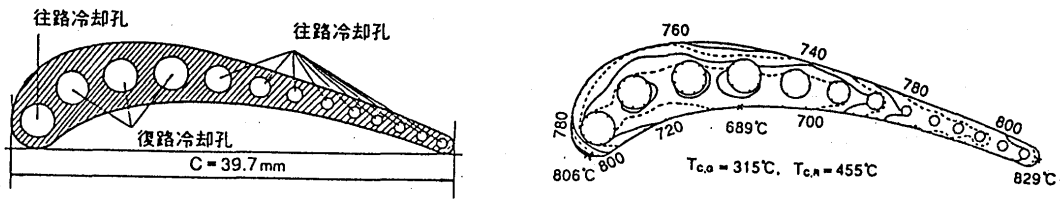
$$\sum_{k=1}^{m} \psi(x_k, y_k) f_k = \int_\Gamma (\psi\theta_{,n} - \psi_{,n}\theta)\,d\Gamma \qquad (5)$$

本論文でいう逆解析とは、境界Γ 上で２重の境界条件、温度θ と温度勾配$\theta_{,n}$ を与えて、熱源の強さと位置とを求めるものである。調和関数と２重境界条件を与えると、(5)式右辺は既知となって、熱源がm 個あると、未知数は左辺のf_k、x_k、y_k（$k=1\sim m$） の$3m$ 個であるから、未知数と同数の互いに独立な調和関数を選んで、連立方程式を作って解くことになる。

３．計算例と２重境界条件

境界積分法を利用した逆解析の手法を、実用的な冷却タービン翼の定常熱伝導問題へ応用する形態としては、（１）境界上とその近傍の温度は測定によってわかる（したがって温度勾配が計算できる）が、直接測定が不可能である領域内の熱源の情報を知りたい場合、（２）あらかじめ望ましい（もしくは避けたい）温度分布がわかっていて、領域内に熱源を適切に配置することによって実現しようとする場合、などが考えられる。

計算例として、後者の（２）に近い立場で、実用性評価のために翼中央断面における温度分布の解析結果が示されている、実機冷却翼として計画された、冷却媒体が蒸気のリターンフロー型冷却タービン翼[2]をとりあげる。このタービン翼の中央断面形状と温度分布の解析値を第１図に示す。タービン翼周囲の燃焼ガスの温度は1200℃であり、200℃の蒸気が冷却媒体として導入されている。翼表面の温度差は最高140℃である。冷却孔は13個あるが、前縁から数えて２、３、４番目の３個が冷却媒体の復路でそれ以外の10個は往路である。



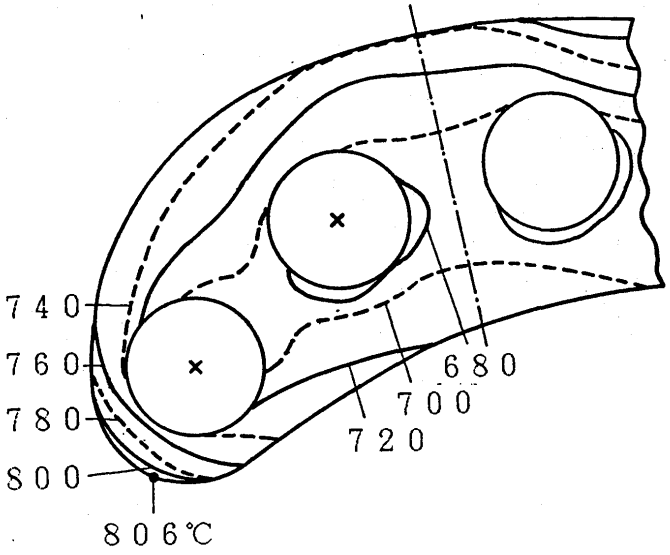
（ａ） 中央断面図　　（ｂ） 温度分布解析値

第１図　冷却翼

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

解析は、翼断面全体でなく、往路と復路の冷却孔をひとつずつ含み、２番目と３番目の冷却孔のほぼ中間を第２図に示すように分割した前縁部に限定した。翼前縁部の温度分布が厳しく、その付近の冷却孔位置と熱源の強さの決定が重要課題と考えられることと、現在までのわれわれの研究で、集中熱源２個までの逆解析で良好な結果が得られているからである。実際の冷却孔は有限直径であるが、解析ではこれを無限小の集中熱源と扱う。

逆解析を実行するために、翼表面上での２重境界条件を作成しなければならない。測定系では限られた測定点しか得られないこと、設計系においても矛盾なく詳細に２重境界条件を与えることは難しいことを想定し、第２図の境界上で３６点を選んだ。境界上の温度は、翼表面の温度分布から内挿して求めた。境界上の温度勾配は、翼の内部領域の等温線の上に内点を追加して取り、われわれが開発した簡易プログラムによって計算して求めた。



第２図　冷却翼の前縁部

４．計算結果と考察

２.理論で述べたように、熱源を２個とすると未知数は６個となるので、６個の調和関数として、$\psi = 1$ 、$\psi = x$ 、$\psi = y$ 、$\psi = x^2 - y^2$ 、$\psi = xy$ 、$\psi = x^3 - 3xy^2$ を選んだ。したがって、これらの調和関数を(5)式に代入して求めた次の６個の式

$$f_1 + f_2 = \int_\Gamma \theta_{,n}\, d\Gamma \tag{6}$$

$$x_1 f_1 + x_2 f_2 = \int_\Gamma (x\theta_{,n} - x_{,n}\theta)\, d\Gamma \tag{7}$$

$$y_1 f_1 + y_2 f_2 = \int_\Gamma (y\theta_{,n} - y_{,n}\theta)\, d\Gamma \tag{8}$$

$$(x_1^2 - y_1^2) f_1 + (x_2^2 - y_2^2) f_2 = \int_\Gamma \{(x^2 - y^2)\theta_{,n} - 2(x x_{,n} - y y_{,n})\theta\} d\Gamma \tag{9}$$

$$x_1 y_1 f_1 + x_2 y_2 f_2 = \int_\Gamma \{xy\theta_{,n} - (y x_{,n} + x y_{,n})\theta\} d\Gamma \tag{10}$$

$$(x_1^3 - 3x_1 y_1^2) f_1 + (x_2^3 - 3x_2 y_2^2) f_2 = \int_\Gamma \{(x^3 - 3xy^2)\theta_{,n} - 3(x^2 x_{,n} - x_{,n} y^2 - 2y y_{,n})\theta\} d\Gamma \tag{11}$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

が、未知数６個を求めるための方程式系となる。境界積分はGaussの数値積分公式によった。

以前の解析例[1)]と同じく、残差を最小にする手法による解析結果を第１表に示す。前縁に近い位置の熱源は吸熱、後の位置の熱源は発熱となった。熱源の強さは直接比較するデータがないため、熱伝導のPoisson方程式の順解析をして、温度分布を求めて調べる必要があるかもしれない。熱源の位置は、一方は翼領域にあるものの、他方は領域外となった。領域内の熱源は、冷却孔の中心に近い。このような結果となったのは、以前の解析例[1)]と異なり、翼表面の温度が一様でないため、境界上の温度と温度勾配の精度が解により微妙に影響しているのではないかと考えられる。したがって、限られたデータを利用して、熱伝導問題の境界積分法による逆解析を行う場合、（１）精度の良い２重境界条件を作成するための精度の良い内挿法と外挿法、と（２）誤差の少ない非線形の多元連立方程式の解法が必要となる。また、（３）調和関数の選択についてもより詳細な検討を要すかもしれない。さらに、逆解析から得た熱源の強さと位置を使って、まず順解析を行い、その順解析の結果から逆解析のための修正された２重境界条件を作れば、熱源の位置と強さの推定の改善が可能ではないかとも考えており、この面についても研究をすすめるつもりである。

第１表　　計算結果

Calculated Heat Source	Center of Circular
f_1　-614.4 ($K \cdot m^{-2}$)	―――
X_1　1.9 (mm)	2.3 (mm)
Y_1　2.0 (mm)	2.5 (mm)
f_2　68.9 ($K \cdot m^{-2}$)	―――
X_2　8.1 (mm)	5.3 (mm)
Y_2　4.4 (mm)	5.7 (mm)

なお、市販の解析ソフトEQUATRAN-Mを使用して、同じ６元の連立方程式を解くことを試みたがうまくいかなかった。

また、熱源の強さが同じ場合には、(6)式から(11)式を変形して簡単化することにより、熱源の位置の座標x_1（またはx_2）の４次式となるので、EQUATRAN-Mで解を求めたところ、x_1が1.3(mm)でx_2が2.2(mm)となった。第１表に示してある、冷却孔の中心よりかなり前方という結果である。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

５．むすび

翼表面で温度と温度勾配を与え、翼内の冷却空気を集中吸熱源とみなして、２次元冷却タービン翼の前縁部の２個の熱源の強さと位置を、境界積分法によって推定することを試みた。逆解析に使用した２重境界条件は文献記載の温度分布から作成したデータであるが、参考文献の熱源位置とは違った、物理的に構成不能の位置に熱源が配置されるという結果が一部得られた。２重境界条件を作成するための精度の良い内挿法と外挿法、誤差の少ない非線形の多元連立方程式の解法、調和関数の選択、について詳細な検討をすすめ、実用問題に応用可能とすべく研究中である。

６．参考文献

１）井上祥史、橋本孝明：境界積分法による冷却タービン翼の複数熱源の逆解析、流体熱工学研究、30(1995)、pp.103-109.

２）小幡正一：新媒体冷却方式によるガスタービン翼の冷却、日本ガスタービン学会誌、20(1993)、pp.41-48.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

携帯用ガスタービン発電機の開発

C—1

*日産自動車（株）　飯尾　雅俊
〃　　高村　東作

1. はじめに

自動車用ガスタービン及びターボチャージャの技術を活用し、携帯用ガスタービン発電機、商品名Ｄｙｎａｊｅｔ２．６（型式NMGT：Ｎｉｓｓａｎｎ Ｍｉｃｒｏ Ｇａｓ Ｔｕｒｂｉｎｅ Ｇｅｎｅｒａｔｏｒ）を開発した。

夜間の工事現場等あるいは、災害現場にて発電機を用いる場合、信頼性が高く、運搬しやすく、しかも低騒音な発電機が求められる。しかしながら、現在一般に用いられているレシプロエンジンを用いた発電機では、２～３ｋＷの発電機であっても、人手だけでは持ち運べないほど大きく、重い。そこで、小型で高出力を得られるガスタービンの特長を生かし、これに直結した高速発電機を組み合わせれば、小型・軽量の発電機が実現でき、さらに、レシプロエンジンに比べて大きな排熱を、有効に利用することにより、例えば、排気の熱を外部に設けた熱交換器により回収することで、温風を出しながら電力も利用できるヒータや、温水を沸かして利用できる温水シャワーといった、これまでのレシプロエンジンを用いた発電機には無かった用途を、生み出す可能性があると考え、ガスタービンを用いた発電機の開発を行った。

ここでは、Ｄｙｎａｊｅｔ２．６の概要を述べると共に、これの主要部品であり、従来品に対して大幅に軽量化を実現した熱交換器について述べる。

2. Ｄｙｎａｊｅｔ２．６の概要

製品化したＤｙｎａｊｅｔ２．６の外観を写真１に、諸元及び特性を表１に示す。表１にある諸元は、基本仕様であるNMGT-2．６Ｘと、低温始動性を向上させた仕様のNMGT-2．６ＤＸの２つのモデルについて示してある。

Ｄｙｎａｊｅｔ２．６は、１軸再生式ガスタービンエンジンを用い、これに高速発電機を直結している。このエンジンの概略を、図１に示す。

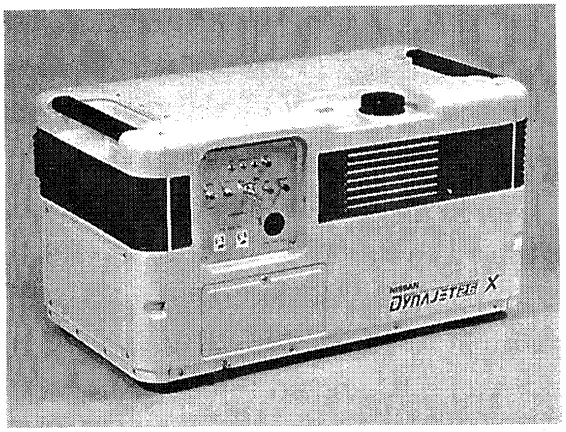


写真1. Ｄｙｎａｊｅｔ２．６の外観

表1.　Ｄｙｎａｊｅｔ２．６の諸元及び特性

型式	NMGT-2.6X	NMGT-2.6DX
エンジン	一軸再生式ガスタービン	
発電機形式	永久磁石式同期型	
定格回転数	100,000rpm	
定格出力	100V	110V
定格出力	2.6ｋＶＡ	
周波数	50/60Ｈｚ両用	
使用燃料	灯油もしくは軽油	
燃料消費率	定格出力で4.5ﾘｯﾄﾙ/時間以下	
使用温度条件	－５～＋３０℃	－２５～＋５０℃
騒音レベル	機側７ｍ位置で５５ｄＢ（Ａ）以下	
寸法（長×幅×高）	782mm×424mm×440mm	815mm×424mm×440mm
乾燥重量	62kg	65kg

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

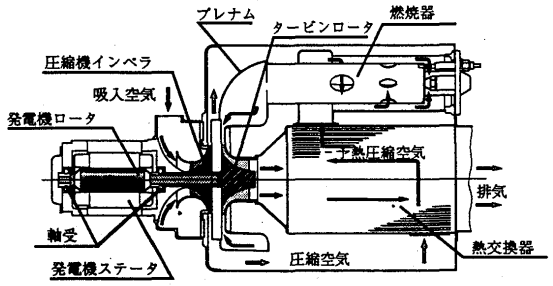


図1. Dynajet2. 6用ガスタービンの構成

タービンロータと圧縮機インペラを背面合わせとし、同軸上に発電機を取り付けることにより、シンプルな構成を実現すると共に、エンジンの高温部分から発電機を分離している。燃焼器、タービン、熱交換器の高温部品をチャンバーに格納し、このチャンバー内を、圧縮機を出た圧縮空気で満たすことにより、高温部品からエンジン外部への伝熱量を低減している。発電機は、永久磁石式同期発電機を採用し、始動時のスタータモータを兼ねている。

このガスタービンと高速発電機を用いることにより、Dynajet2. 6は、表2に示すように、従来のレシプロエンジンを用いた発電機と比較して、小型・軽量・低騒音・高電気品質を実現することができた。 さらに、Dynajet2. 6の発生する音は、高周波音が主であるため、遮音が容易であり、加えて殆ど振動が無いため、同等の騒音レベルを持つレシプロエンジンと比較して、車両等への搭載により適している。

使用燃料は、ガソリンに比べて取り扱いが容易な軽油または灯油を用いることができ、安価な灯油を用いれば、レシプロエンジンを用いた発電機と同等のランニングコストで発電できる。

これは、小型で高温度効率の熱交換器を搭載し、排熱を回収して燃費を改善したことで実現されている。また、熱交換器により、燃焼器に流入する空気を余熱するため、燃焼効率を改善し、排気中のTHC, CO等の成分を低く保つことができている。

以下に、このサイクル上重要な部品であり、多くの課題を解決して実現したDynajet2. 6用熱交換器の開発について述べる。

表2. レシプロエンジン発電機との比較

	Dynajet2.6	レシプロエンジン発電機（低騒音型）
重量	1/2	1
体積	1/2	1
騒音レベル	55 dB (A)	55 ～ 60 dB (A)
使用燃料	軽油もしくは灯油	ガソリンまたは軽油
付加耐力	定格出力の 2/3	定格出力の 1/3

3. 熱交換器の開発

Dynajet2. 6の小型・軽量の特長を実現するため、熱交換器は、小型・軽量、しかも低コストで量産可能であることを目標として開発した。開発した熱交換器を、写真2に示す。

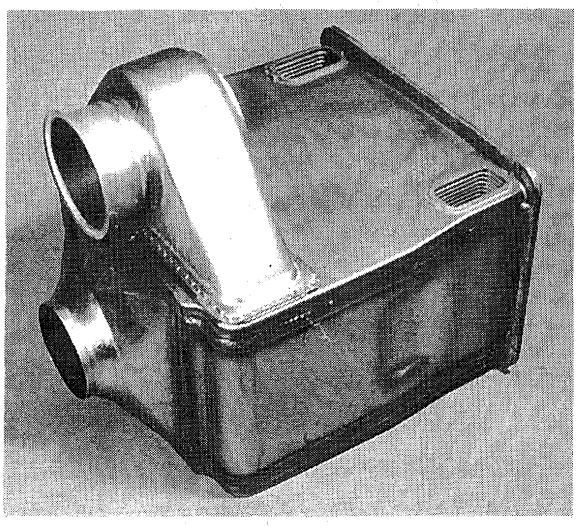


写真2. 熱交換器外観

3-1 熱交換器の課題

本熱交換器を、Dynajet2. 6用として十分に小型・軽量とするため、開発の目標は、空気側温度効率78%以上を得られる最小寸法で、重量5 kgとした。この目標を達成するため、写真3で分かるように空気層44層、ガス層43層の多層構造を採ることにより、伝熱面積を大きくとり、図2に示すように低温空気と高温ガスが対向流となる構造とした。

さらに、軽量化と低コスト化のために、開発課題は、熱交換器に適した材料の開発と、量産に適した熱交換器構造の採用の2つに絞られた。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

伝熱面積の大きな熱交換器を軽量にするには、従来のオイルクーラ等で用いられていない100 μmの薄板材を、採用する必要があった。この材料は、熱交換器の使用環境下で十分な耐酸化性を有しているのに加え、熱交換器を低コストで製作するため、安価なものでなければならない。よって、高価な耐熱鋼でなく、安価なステンレス材で耐酸化特性に優れた材料が必要であった。加えて、本熱交換器では、加工コストを抑えるため、主要な部品をプレス成形で製作し、一度にろう付けするという工法を採用しているため、ステンレス材料には、耐酸化特性だけでなく、プレス成形性、ろう付け性に優れている必要がある。

このような、要求特性に適合するステンレス材料は、一般に熱交換器に用いられている材料には無かったため、専用の材料を開発することが課題となった。

また、小型・軽量の熱交換器とするためには、各空気層とガス層のシールをサイドバーで行うプレートフィン構造を採るのが有利である。そのため、開発当初は、このサイドバーを用いた構造の熱交換器を採用した。しかし、この構造は、品質を安定に保つことが難しく、組立コストが高いため、この構造で量産するのは困難であると判断した。

このため、本熱交換器を、サイドバーを用いたプレートフィン構造に近い形状を持ちながら、量産に適した工法で低コストで、安定した品質で製作できる構造とすることが、課題となった。

このため、オイルクーラで確立されている小型熱交換器の量産技術を、薄板、多層構造の本熱交換器に応用することとした。この結果、本熱交換器では、2枚の板をろう付け前にかしめることで、シール面を形成する工法や、ろう材を予めステンレス板の両面にクラッドした材料を用いる等の、オイルクーラで用いられている工法を採用し、これに合った熱交換器構造とした。

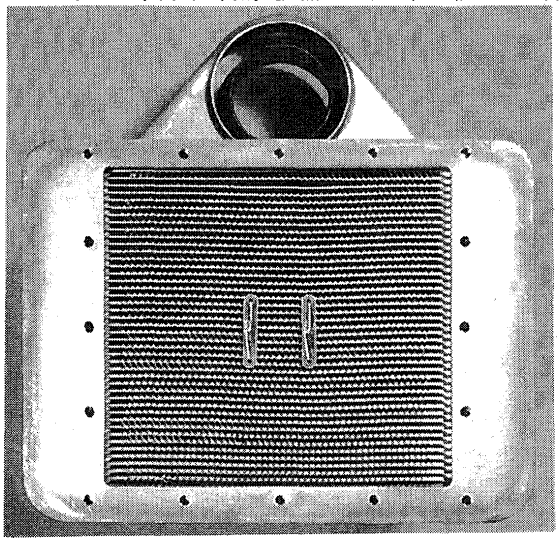


写真3. Dynajet2. 6用熱交換器（ガス出口）

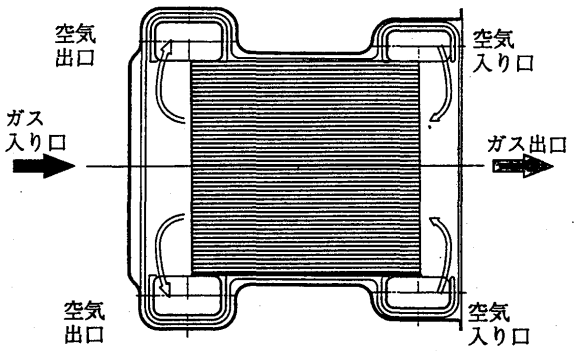


図2. 熱交換器の低温空気側流路形状

3-2 材料開発

既に述べたように、Dynajet2. 6を軽量にするため、熱交換器を軽量にする必要があった。そのため、熱交換器のコア重量を、5kg以下にすることが、開発の目標となった。

しかし、一般にオイルクーラ等で用いられている0.3 mm程度のステンレス板で、熱交換器を構成と、この目標重量を達成できないため、図3に示すようにチューブプレート板厚100 μm、フィン板厚40 μmという非常に薄いステンレス板で熱交換器を構成する必要が生じた。

空気層とガス層の気密を守るプレートは、タービンから出た高温の燃焼ガス中で、十分な耐酸化特性を有し、高圧の空気圧及び、発電機の起動停止に伴う繰り返しの熱負荷に耐える強度を有しなければならない。

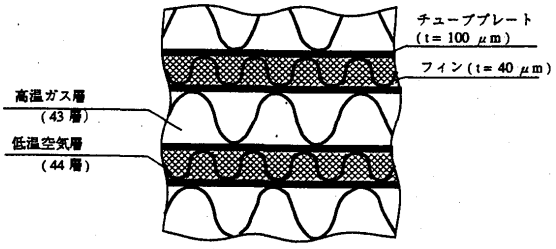


図3. チューブ断面図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

Ｄｙｎａｊｅｔ２．６の定格運転でのタービン出口温度は７００℃以下であるため、ＳＵＳ３０４及びＳＵＳ４３０であっても、素材の状態では、十分な耐酸化性を有している。しかし、本熱交換器は、チューブプレート板厚 100 μm、フィン板厚40 μmの薄板に圧延し、その後ろう付け工程で、１１００℃を越える温度に加熱されるため、材料の耐酸化性は、素材の状態よりも低下してしまう。

例えば、写真4は、ＳＵＳ４３０をろう付け後、運転条件下で酸化試験を行ったものの断面であるが、粒界腐食していることが判る。これは、ろう付けの際の加熱により、粒界腐食鋭敏化したことが原因であると考えられる 。

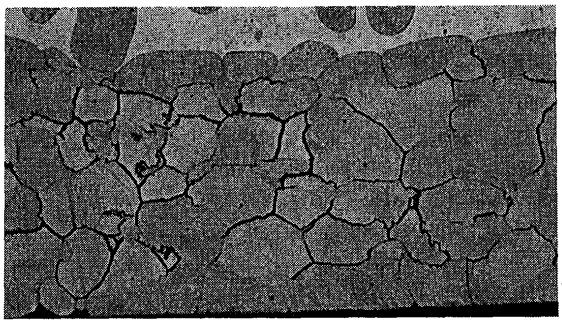


写真4.. ＳＵＳ４３０の酸化試験結果

写真5は、ＳＵＳ３０４をろう付け後、運転条件下で酸化試験を行った断面を示したものである。この写真では、板材表面において、ろう材が粒界に溶け込み、このろう材が酸化しているのが判る。ろう材の溶けとけ込み量は、表面から数十μm程度の範囲であるにで、板厚が厚ければ酸化されない部分が残るが、100 μmの板厚では、板厚全体にろう材が溶け込み、酸化する。そのため、材料が、運転中の熱応力で割れる原因となる。

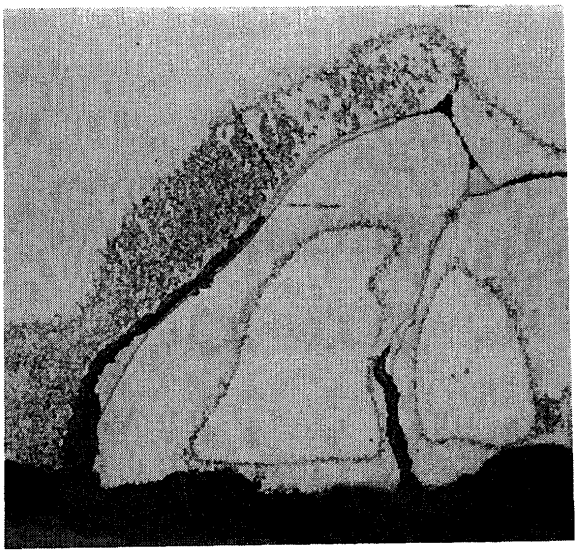


写真5. ＳＵＳ３０４の酸化試験結果

これらのことから、一般に流通しているＳＵＳ４３０やＳＵＳ３０４等の採用を断念し、必要な特性を有するステンレス材料を新たに開発することとした。

表3. 新材料 Ａｌｌｏｙ Ｂの化学成分例

(mass%)

Ｃ	Ｓｉ	Ｍｎ	Ｎｉ	Ｃｒ	Ｍｏ	Ｎｂ	Ｎ
0.006	0.03	0.17	0.17	18.88	0.79	0.37	0.010

必要な特性は、上記ＳＵＳ３０４と同等の価格で、プレス加工及び、ろう付け後の耐酸化特性に優れ、熱交換器の部品形状を成形できるプレス加工性に優れた材料である。

ステンレス材料を開発する上で、先ずオーステナイト系ステンレスにするか、フェライト系ステンレスにするかを選択することになる。Ｄｙｎａｊｅｔ２．６は起動・停止の繰り返しが多く、これにより熱交換器は、加熱と冷却を繰り返し受ける。オーステナイト系ステンレス材は、繰り返し加熱条件で酸化スケールが剥離し、100 μmの薄いプレート材では、この酸化スケールの剥離が強度低下の原因となるため、酸化スケールの剥離の心配の少ないフェライト系ステンレス材を用いることにした。

次に、フェライト系ステンレス材であるＳＵＳ４３０の試験の結果発生した粒界腐食を防ぐため、ろう付けの際に粒界腐食鋭敏化を低減するように、安定化成分となるTiを含む材料Alloy Ａを採用し、このAlloy Ａを用いて実際に熱交換器を試作した。しかし、Alloy Ａは、耐酸化特性及びプレス成形性については十分であったが、ろう付け性がＳＵＳ４３０に比べて劣り、試作した熱交換器にろう付け不良が発生した。この原因は、ろう付けの際に、酸化し易いＴｉがステンレス材表面に酸化膜を形成し、この酸化膜のために、ろう材の流れが悪化したと思われる。よって、Alloy Ａは、Ｔｉを含む限り、ろう付け性を改善することはできないと判断し、Ｔｉを含まずに、Ｔｉと同じように、ステンレス材料の粒界腐食鋭敏化を低減する成分を付加したステンレス材料を開発することにした。

そこで、Ｔｉと同様に安定化成分であるＮｂを含有し、その上でプレス成形性等が最もよくなるように、成分調整を行い、表3に示す材料成分の新材料Alloy Ｂを開発した。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

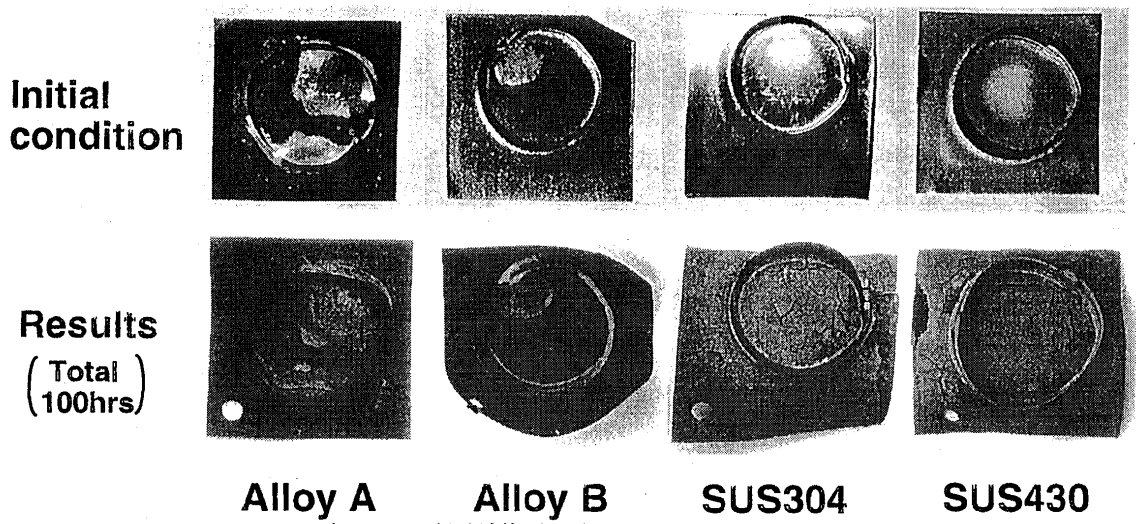


写真6. ろう付け試験（上段）
及び同じ試験片の耐酸化試験（下段）

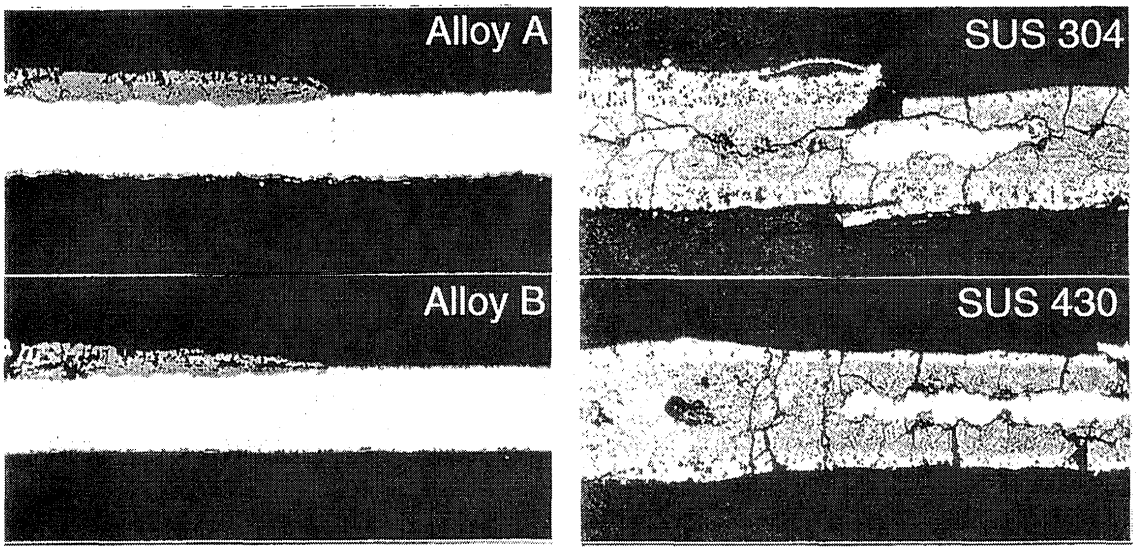


写真7. 耐酸化試験後の断面

これらAlloy AとAlloy Bの材料試験の一例を写真6及び、写真7に示す。写真6の上段は、ろう付け性を評価するため、各材料にろう箔と鉄片を乗せて、ろう付け温度に加熱したもので、Alloy Aは、ろうの流れが悪く板表面にろう材が残るが、Alloy Bは、他のステンレスと同等のろう付け性を持つことが確認できる。

写真6の下段及び写真7は、板厚100μmの材料をろう付け性試験後、繰り返し酸化試験（900°C×3時間、空冷10分、総計100時間）を実施した結果を示している。この結果から、SUS304、SUS430に比較して、Alloy A、Alloy B共に耐酸化性が優れていることが確認できる。さらに、加工性試験等によりAlloy Bが良好なプレス成形性を有していることが確認できたため、本熱交換器用の材料として最適であると判断した。

さらに、実際の熱交換器を試作することで、実物でのプレス成形性と、ろう付け品質の安定度を確認し、量産に適用可能であると判断した。、

その後、このAlloy Bを採用した熱交換器を、実機の運転及び、熱交換器専用の試験装置における運転条件を模擬した試験で評価した。その結果、Alloy Bは、本熱交換器の使用条件下において、粒界腐食を生じず、十分な耐酸化性を有していることが確認できた。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3-3　量産に適した工法及び構造の採用

既に述べたように、本熱交換器は、オイルクーラの量産技術を採り入れることで、低コストで、安定した品質で量産できるようにした。以下に、採用した2つの量産工法について説明する。

1つは、空気側のフィンを間に挟んだ2枚のステンレス板の全周をかしめることにより、図4に示すようなチューブに形成する方法であり、これにより、空気側1層を一つの部品として扱えるため、組立が容易になり、さらに、かしめ部分でろう付け面の隙間を、小さく管理できるため、この部分でのろう付けの品質を安定に保てる。

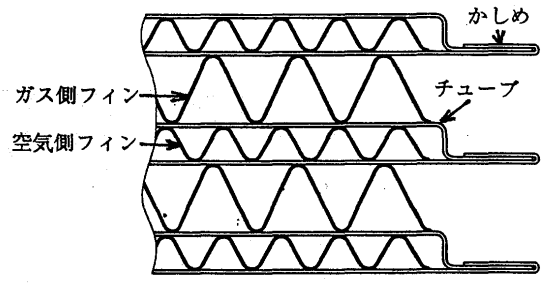


図4．かしめ構造

次に、ろう材の取り付けについて述べる。薄いろう箔を、多くのシール面に取り付ける時間を省くため、本熱交換器では、ステンレス材の両面にろう材を圧延したクラッド材を用いている。

しかし、クラッド材を用いることで、ろう付け面でない部分にもろう材があるため、ろう材の流れが良好でないと、不必要な部分にろう材が残留し、流路の閉塞等の問題を生じる。そのため、材料のろう付け特性は、より良好である必要があるが、Ａｌｌｏｙ　Bは、十分なろう付け特性を有している。

次に、構造に関しては、圧力損失を低減するため、以下の工夫をしている。

図2は、空気層の流路を示しているが、空気の出入り口をチューブの4隅で、ガス側フィンの外側となる位置に設けた。これにより、空気層の外側を流れる流速が大きい燃焼ガスが、空気の出入口によって、流路が狭められることなく流れるため、ガス側の圧力損失を低減できている。

次に、高圧空気層と低圧ガス層の流路断面積比を１：２とすることにより、空気層とガス層の総圧力損失と温度効率のバランスが、エンジンサイクル上最適になるようにしている。

表4．熱交換器性能

空気側	入口温度	503 °K
	入口圧力	280 kPa
	温度効率	80 %
	圧力損失率	2.4 %
ガス側	入口温度	963 °K
	圧力損失率	4.0 %

このような形状の工夫の結果、表4に示すように、温度効率を含めて目標性能を達成し、小型、軽量の熱交換器を実現できた。

4．まとめ

1軸再生式ガスタービンを用いたＤｙｎａｊｅｔ２．６は、携帯用ガスタービン発電機であり、従来のレシプロエンジンを用いた発電機と比較し、小型・軽量・低騒音・高電気品質を実現している。

さらに、車載や排熱の有効利用により、これまでに無かった利用の仕方や、商品を生み出すことができる。

Ｄｙｎａｊｅｔ２．６用熱交換器として、レキュペレータを開発した。これは、対向流・多層構造・薄板構造により小型・軽量・高温度効率を実現している。さらに、ろう付け後も十分な耐食性を有し、しかもプレス成形性に優れたステンレス材料を、材料メーカと共同開発し、この熱交換器に採用した。

5．謝辞

本熱交換器の開発には、東京ラヂエーター製造（株）並びに日本冶金工業（株）の多くの方々に、多大なるご協力をいただきました。ここで、改めて感謝いたします。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

C—2

３００KW級セラミックガスタービン（ＣＧＴ３０１）の開発 —ハイブリッドロータのガスタービンへの適用技術—

＊龍澤　正、田頭浩一郎、田岡智毅、崎田武史（石川島播磨重工業）

１．緒言

ガスタービンの熱効率の向上にはタービン入口温度（ＴＩＴ）の上昇が有効であるが、小型のガスタービンでは大型のガスタービンやジェットエンジンで採用されている冷却翼の採用が困難であるため、材料の耐久性の制約からＴＩＴの上昇には限りがある。このため、高温強度に優れるセラミック材料を適用していくことが、これらの問題を解決するための最も有効な方法の一つである。

このような背景のもとで、通商産業省工業技術院のムーンライト計画（現サンシャイン計画）の一環として「セラミックガスタービンの研究開発」が新エネルギー・産業技術総合開発機構の指導のもとに開始され、ＴＩＴ：1350℃、熱効率４２％以上を目標に３００KW級のセラミックガスタービンの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一軸式セラミックガスタービン」（ＣＧＴ 301）の研究開発を担当している。

ＣＧＴ 301 はタービンに軸流式、かつセラミック動翼を金属ディスクに植え込むハイブリッドロータ方式を採用している。現在までに、ＴＩＴ 1200℃での累積運転時間 30 時間を達成し、さらにエンジン性能の向上、ならびにＴＩＴ 1350℃での信頼性確保のためにハイブリッドロータの研究開発を進めている。本稿では研究開発の中で得られたハイブリッドロータのガスタービンへの適用技術について報告する。

2. ＣＧＴ 301 の基本構造

セラミック部品の適用箇所はタービンの動／静翼、ノーズコーン、燃焼器ライナー等である。セラミック部品の大型化には高度な成形技術を必要とし、また大型化に伴い体積効果により平均強度が低下する。そこでＣＧＴ 301 においては、大型複雑形状部品であるスクロールを排し部品を小型化するとともに、不均一な熱変形を防止するために軸対称構造を基本思想とした。そのため、一般的なレイアウトとは異なり、燃焼器を圧縮機と反対側の軸端にタービンと同軸上に配置する構造を採用している。タービンをセラミックス化するには、セラミックス製ブリスク構造の一体型とセラミック翼を金属ディスクに植え込むハイブリッドロータ方式の２方式があり、前者はターボチャージャー等で実績があるものの、現在の技術レベルでは外形φ 200ｍｍ以上の大型化は困難である。これに対しハイブリッドロータ方式では個々のセラミック翼を小さくでき、将来の大型エンジンへの適用も可能であることからＣＧＴ３

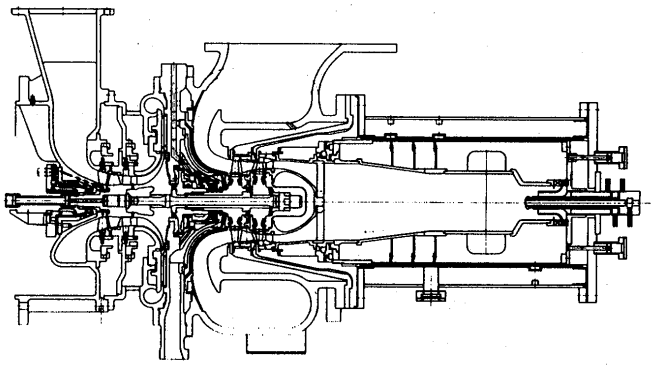


図１　ＣＧＴの断面図

項目		諸元 及び 目標（パイロットCGT）	中間目標（基本型CGT）
機関形式		再生開放一軸式	←
タービン入口温度（℃）		1350	1200
機関効率（%）		42	（30）
最大出力（KW）		300	←
タービン	形式	2段軸流式	←
	効率（%）	87.5	83
燃焼器	形式	単筒缶型	←
	燃焼効率（%）	99	99
	圧力損失（%）	3	3
	NOx排出量(ppm)	35	70
熱交換器	形式	伝熱式	←
	温度効率（%）	84.5	84
	空気側圧損（%）	1.5	1.5
	ガス側圧損（%）	3	3
圧縮機	形式	軸流＋遠心式	←
	圧力比	7.3	←
	効率（%）	81.5	79

表１　ＣＧＴの主要目

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

０１ではハイブリッドロータ方式を採用した。また、同様な理由からタービン静翼は単独翼を円周上に配置する組立セグメント方式とした。図１にＣＧＴ 301の断面図を、表１に最終目標のパイロットＣＧＴと中間目標の基本型ＣＧＴの主要目を示す。（1）～（4）

3. ハイブリッドロータ適用上の開発課題

３．１信頼性の確保

ハイブリッドロータの信頼性確保のためにはセラミックスの材料強度のみならず、セラミックスと金属の締結技術の確立が重要となる。セラミックス動翼と金属の締結方法としては従来より様々な方式が検討されてきたが、いずれも以下のような問題を考慮して開発が行われている。

・セラミックスは塑性変形を殆どしないため、局所的に高い応力が発生すると、その部分を起点にクラックが発生する。

・部品間の接触部で不均一な当たりをすると応力集中しやすく、前述の理由からクラックを生じやすい。

・セラミックスは難削材のため、複雑形状の加工は困難である。

ＣＧＴ３０１おいても以上の問題点を考慮して締結部の構造を検討した。

３．１．１動翼締結方式の最適化

翼の植込み方式としてはクリスマスツリー式、ダブテイル式、ピンジョイント式等、種々の方式があるが前述の理由からＣＧＴ３０１ではダブテイル式を採用することとした。また、応力集中に関するパラメータについてパラメータスタディを実施し、形状の最適化を行った。

３．１．２動翼緩衝材の材質、厚さの選定

よく検討されてきた方式として比較的単純な動翼取付部の形状でセラミック動翼と金属製のディスクの間に薄板等の緩衝材を挿入する方式（5）（6）がある。この方式はセラミック動翼と金属ディスク間の微少な形状差を緩衝材が吸収するため、緩衝材にある程度の柔軟性が要求される。しかし、その反面、高温での変形、クリープ、対磨耗性等、耐久性を有することも要求される。そのため両者の影響を考慮した材料、厚さの選定が必要となる。

３．２性能の確保

３．２．１　チップクリアランスの適正化

動翼のチップクリアランスがタービン性能に及ぼす影響は大きく、特にＣＧＴ 301のように小型のカスタービンにおいてはチップクリアランスを小さく押さえなければならない。図２に基本型ＣＧＴの高圧段タービンのタービン性能に及ぼすチップクリアランスの影響を検討した結果の一例を示す。図中にその他のタービンの研究結果を併せて示した。横軸はチップクリアランスの大きさδを翼高さＢＨで除したδ／ＢＨを、縦軸はδ／ＢＨ が1.1%の時の効率を1.0とした効率比を示した。δ／BHが1%から3%に増大すると効率比が約４％低下していることがわかる。この結果からも、動翼のチップクリアランスがタービン性能に及ぼす影響が大きいことがわかる。しかし、チップクリアランスの低減はタービン性能向上に有効であるが、セラミック動翼の接触によるエンジン損傷の危険は増大することとなる。一方、ハイブリッドロータでは、前述の緩衝材が塑性変形すると翼が外形側に移動し、チップクリアランスが変化するため、初期クリアランスの設定に十分に配慮しなければならない。同様な理由から緩衝材の選定に際しても留意する必要がある。

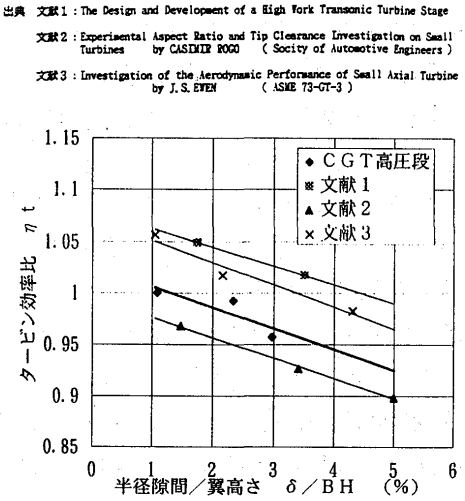


図２　高圧段タービンのタービン性能に及ぼすチップクリアランスの影響

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

３．２．２プラットホーム下部のシール

ハイブリッドロータでは図３に示すように、プラットホームと金属ディスク間に隙間が生じる。これはタービンの性能低下をもたらす。このために隙間を埋め、シール効果を目的に動翼シールの開発が必要となった。動翼シールは、その機能を満足すると共に耐熱性、軽量性が要求される。

４．研究内容

４．１信頼性の確保

４．１．１植込部形状の最適化

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。植込部の基本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型とクリスマスツリー型の両方について解析を行い、片当たりに対する応力集中係数の変化を比較評価した。図４にそれぞれの場合の形状公差が応力集中係数に及ぼす影響を示す。理想的に接触した場合の応力集中係数を基準に片当たりをした場合の応力集中係数を評価した。クリスマスツリー型では応力集中係数が理想の状態に比べ1.7倍に増加し、ダブテイル型の場合は1.12倍であったため、ダブテイル型を採用することとした。

ダブテイル形状は応力集中に関与するパラメータ（図５）についてパラメータスタディーを行い、最適形状を決定した。図６にパラメータスタディーを行ったダブテイル形状と応力集中係数の一例を示す。最終的に植込部の応力集中係数はDesign3でα＝2.0となった。

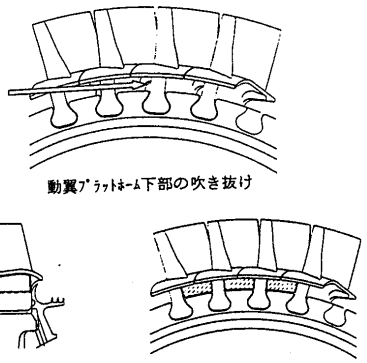


図３　シールの概念図

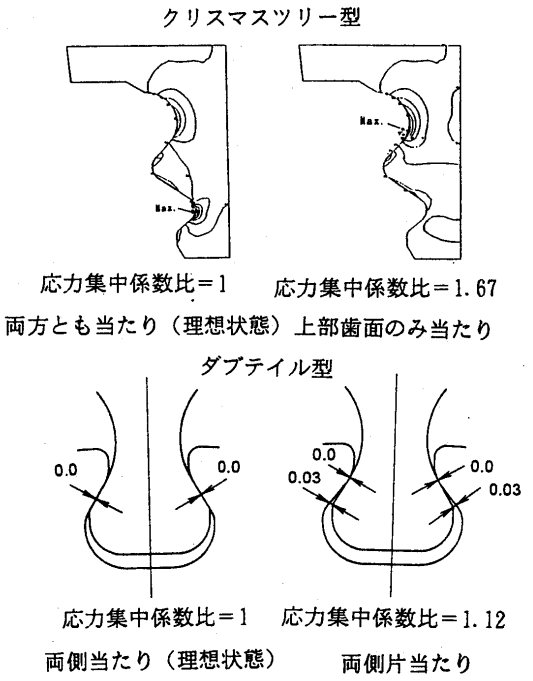


図４　植込み部の形状公差と応力集中係数

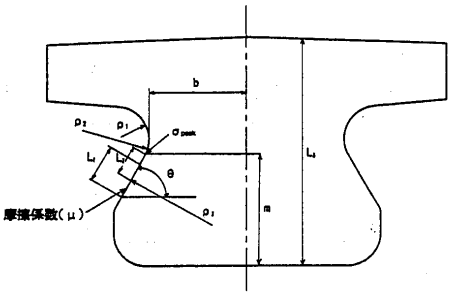


図５　応力集中係数に関与するパラメータ

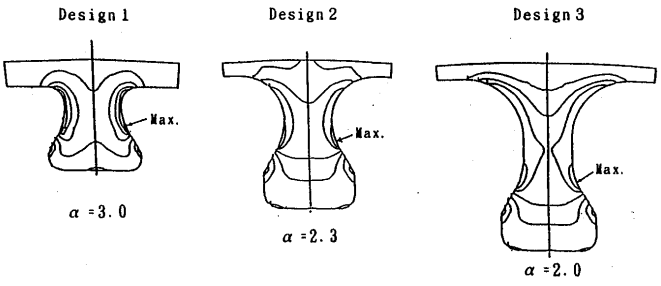


図６　ダブテイル形状と応力集中係数

４．１．２動翼緩衝材の材料選定

Ｐｔ、Ｎｉ、Ｃｏ等の候補材料について、植込み部を模擬した高温・常温の引張り試験、スピンテスト等を行って材質、厚さ等の検討を行った。

セラミックス製のダブテイルモデルに歪みゲージを張り、引張り試験機により軸力を付加し、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７に引っ張り試験の状況を示す。図８に

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

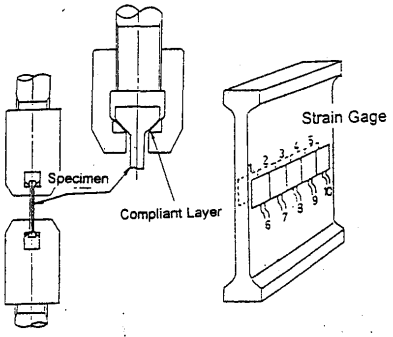


図７　引張り試験による緩衝材の評価

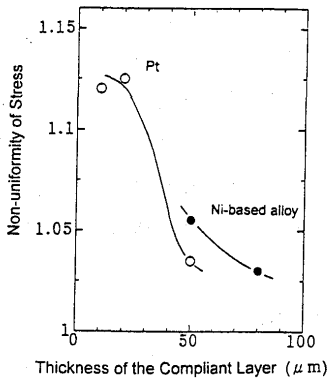


図８　緩衝材の厚さと応力不均一率

緩衝材の厚さと応力不均一率の関係を示す。この結果から同じ厚さでＰｔの方がＮｉより緩衝効果を有していることがわかる。また、緩衝材の厚さが厚くなるにつれて緩衝効果が増大する傾向にあることがわかる。

同様なセラミックス製ダブテイルモデルを用いて緩衝効果について破壊試験による比較評価を行った。図９に破壊応力を示す。緩衝材がない場合の破壊応力を１として他の材質の値を表した。Ｎｉ緩衝材は緩衝材がない場合に比べ破壊応力が約２５％上昇し、緩衝効果が最もあることがわかる。

緩衝材は緩衝効果に重点を置いた選定を行い、高温回転試験装置によりＴＩＴ１２００℃、５６０００ｒｐｍの条件で強度評価した。その結果、基本型ＣＧＴでは厚さ１５０μｍのＮｉ緩衝材を使用している。

パイロットＣＧＴでは動翼締結部の温度はさらに高温になることが予想され、また、設計時間中のタービンチップクリアランスを把握するためにも緩衝材のクリープ変形挙動を調べる必要がある。いくつかの材質の緩衝材をダブテイルモデルに装着しクリープ変形挙動を調べた結果の一例を図１０に示す。試験温度は、大気中で締結部の温度が800℃になるように制御され、緩衝材には定格回転数相当の一定荷重が負荷されている。これらの結果より、緩衝材のクリープ変形挙動が明確になると共に、基本型ＣＧＴで使用しているＮｉ系の緩衝材に比べＣｏ系が緩衝材に適していることがわかった。

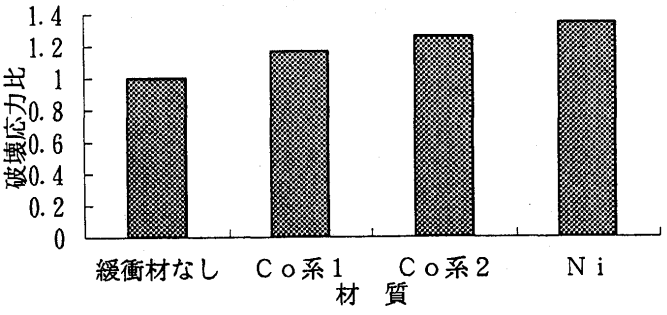


図９　破壊試験による緩衝効果の比較

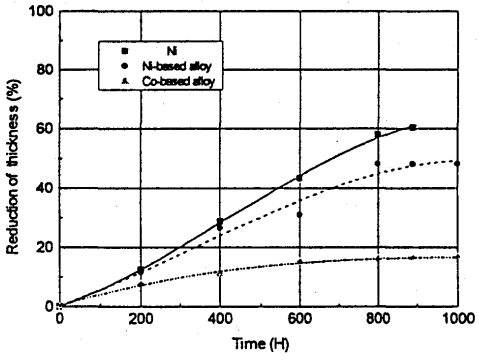


図１０　緩衝材のクリープ特性

４．１．３セラミック動翼の信頼性の向上

パイロットＣＧＴへの高温化に向けて、セラミック動翼の強度ならびに植込み部構造の評価を高温回転試験装置により行った。供試動翼は、パイロットＣＧＴ用材料（ＳＴ－１）で製作されており、予め日本特殊陶業（株）により定格回転数の１４０％回転数で常温回転試験が行われている。緩衝材は現在基本型ＣＧＴにて使用している物を使用した。

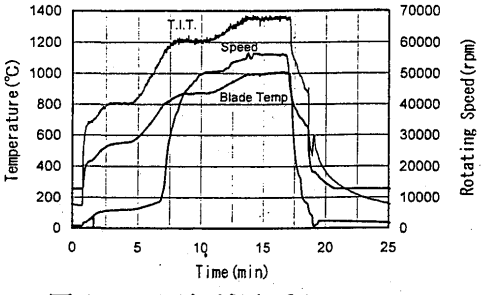


図１１　回転試験パターンの一例

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

試験パターンを図１１に示す。図中の曲線は、それぞれ回転数、タービン入口ガス温度及びトレーリングエッジ側プラットホーム近傍の動翼背側温度を示している。試験後の点検では、動翼に損傷はなくＴＩＴ１３５０℃、定格回転数の条件で即時破壊しないことを確認できた。試験後の動翼を図１２に示す。

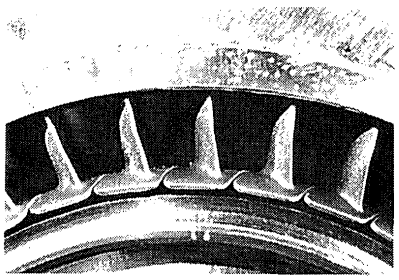


図１２　高温回転試験後の様子

４．２性能向上

４．２．１タービンチップクリアランスの低減

ハイブリッドロータでは、タービンの初期クリアランスの設定に、ディスク、動翼等の変形に加え、緩衝材の変形量も考慮する必要がある。そこで、基本型ＣＧＴ運転状態における緩衝材の変形量の評価を高温回転試験装置により行った。エンジンを模擬した30回の発・停止、累積２２時間の試験におけるロータ外形寸法の変化および緩衝材の厚さ変化を図１３に示した。初期に0.15ｍｍの厚さの緩衝材は１回の発・停止で７μｍの永久変形がみられ、７サイクルで最大30μｍの変形をしていることがわかった。緩衝材の初期変形量は大きいが発・停止回数の増加に伴いほぼ一定となる結果が得られている。

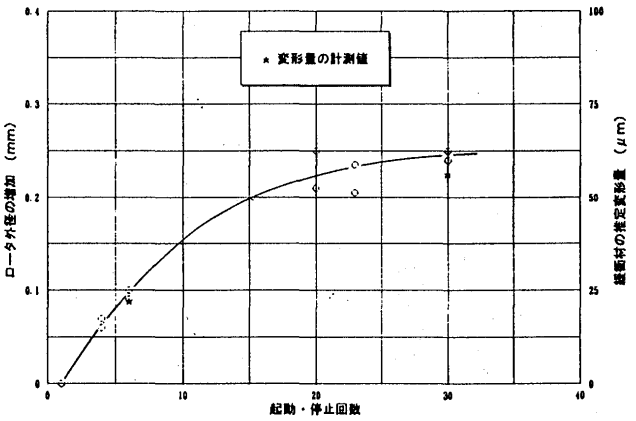


図１３　発・停止回数が緩衝材の変形に及ぼす影響

４．２．２動翼シールの開発

動翼シールは、その機能を満足すると共に耐熱性、軽量性が要求される。そのため軽量、耐熱性の面からセラミック系繊維を動翼プラットホーム下部形状に成形し製作を行った。（図１４）動翼シールをハイブリッドロータに適用して、要素試験装置にてその健全性の検証を行った。初めに110％の過回転・常温スピンテストを行い、次にＴＩＴ1200℃にて100％回転数、５サイクルの発・停止試験を行った。試験後にセラミック動翼、及び動翼シールに何ら損傷のないことを確認した。試験後の動翼シールを図１５に示す。開発した動翼シールをエンジンに組み込んでタービン性能の向上を図った。

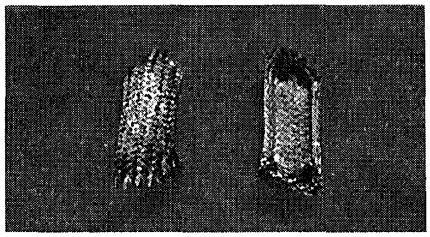


図１４　動翼シールの外観

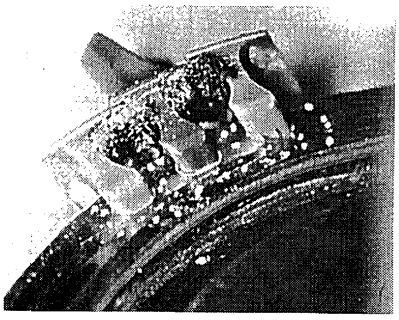


図１５　試験後の動翼シール

５．エンジンへの適用

ハイブリッドロータの信頼性の確認、ならびにエンジンの性能向上をはかるため、研究で得られた成果を反映して基本型ＣＧＴにて評価を行った。試験は６段階に分け実施したが、この中でチップクリアランスの低減、シールダンパーの適用を行うことにより性能向上をはかった。エンジン試験のステップを表２に示す。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

これらの試験より、基本型ＣＧＴの熱効率は、13.7%から26.4%と大幅な向上がみられた。また、ＴＩＴ 1200℃での累積運転時間も３０時間を達成し、ハイブリットロータの健全性が確認された。図１６に熱交換器搭載状態のＣＧＴ301の外観を示す。図１７に基本型ＣＧＴの累積運転時間ならびに発・停止回数を、表３にエンジン性能向上前後の基本型ＣＧＴの性能の比較を示す。

表２　エンジン試験のステップ

研究ステップ	実施項目、主たる狙い等
①	高性能圧縮機の適用 2次空気量の低減
②	2次空気量の一層の低減
③	熱交改造の影響把握
④	改良型高温静止部の適用
⑤	チップクリアランスの低減
⑥	シールダンパの適用

表３　基本型ＣＧＴの性能

	性能向上前	性能向上後
ＴＩＴ	1153℃	1222℃
軸端出力	89kW	196kW
熱効率	13.7%	26.4%

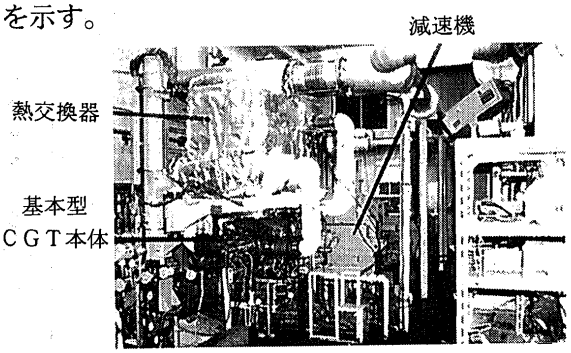


図１６　ＣＧＴ３０１の外観

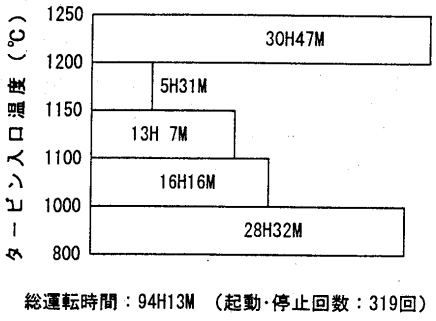


図１７　基本型ＣＧＴの累積運転時間

６．今後の課題

ＴＩＴ 1350℃パイロットＣＧＴに向けて、さらにＴＩＴが150℃上昇するため、セラミック部品の高温強度のみならずセラミックスと金属との締結部の信頼性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と共に、動翼チップクリアランス設定の高精度化が、エンジンの信頼性及び性能向上においてポイントとなる。

７．おわりに

セラミックガスタービンの研究開発も９年目を迎え、現在までＴＩＴ 1200℃レベルでの累計運転時間３０時間を達成し、性能向上についても一定の成果を得た。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、性能の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 他:「Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine(CGT301)」,ASME 93-GT-49

(2) M.Sakakida 他：「300kW Class Ceramic Gas Turbine Development(CGT301)」,ASME 94-GT-125

(3) M.Tatsuzawa 他：「Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine(CGT301) Engine System」,ASME 95-GT-201

(4) 田中、佐々:「３００ｋW産業用セラミックガスタービン－ＣＧＴ３０１・コージェネレーション用１軸式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) Paul F.Norton 他:「Ceramic Stationary Gas Turbine Development Program Design and Life Assessment of Ceramic Components」,ASME 95-GT-383

(6) M.W.Rettler 他:「Ceramic Gas Turbine Technology Development」,ASME 95-GT-207

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

300kW級セラミックガスタービン(CGT302)の研究開発(第3報)

C—3

*市川善浩、巽　哲男、竹原勇志、小林寛武、奥戸　淳（川崎重工）

1.緒言

小型・軽量、低公害、燃料多様化などの多くの優れた特性をもつガスタービンの高温部に、セラミック部材を用いることにより、これまで熱効率が低かった小型ガスタービンの性能を格段に向上させる研究開発が、通産省工業技術院のニューサンシャイン計画の一環として行われている。川崎重工業(株)はこの計画のの中で「コージェネレーション用再生式2軸セラミックガスタービン(CGT302)」の開発を担当している。CGT302の開発は、平成6年度に中間評価を終え、現在最終目標であるパイロット型CGTの研究開発に向けて実施されている。

本報では、CGT302の研究開発の中から予混合希薄低NOx燃焼器の開発について取り上げ、その成果を報告する。

2.CGT302の概要

CGT302は、最終目標であるTIT=1350℃にて熱効率42%を実現するため、セラミック部材を高温部に適用し、再生サイクルを採用している。表2.1および図2.1にCGT302の主要諸元および組立断面図を示す。CGT302の特徴としては、ロータのチップ周速を高くとることによる翼面負荷の低減、金属製熱交換器の採用、セラミック繊維による締結一体化構造、セラミックバネを用いた弾性支持構造等が挙げられる。（なお、ロータのチップ周速については、現在周速を573m/sから480m/s程度に落とす設計変更を行っている。）

表2.1　CGT302の主要諸元（達成目標）

項目 (使用セラミック材)	単位	基本型CGT (SN-252)	パイロットCGT (SN-281)
タービン入口温度	℃	1,200	1,350
熱効率	%	30	42
最大出力	kW	140	300
空気流量	kg/s	0.68	0.89
圧力比	—	5.9	8.0
GGタービン回転数	rpm	68,400	76,000
PTタービン回転数	rpm	51,300	57,000
コンプレッサ型式	—	単段遠心式	
コンプレッサ効率	%	79	82
GGタービン型式	—	単段軸流式	
GGタービン効率	%	79	84
PTタービン型式	—	単段軸流式	
PTタービン効率	%	82	88
タービン総合効率	%	82.2	85.5
燃焼器形式	—	単筒缶式	
熱交換器形式	—	伝熱プレートフィン式	
熱交換器温度効率	%	78	82

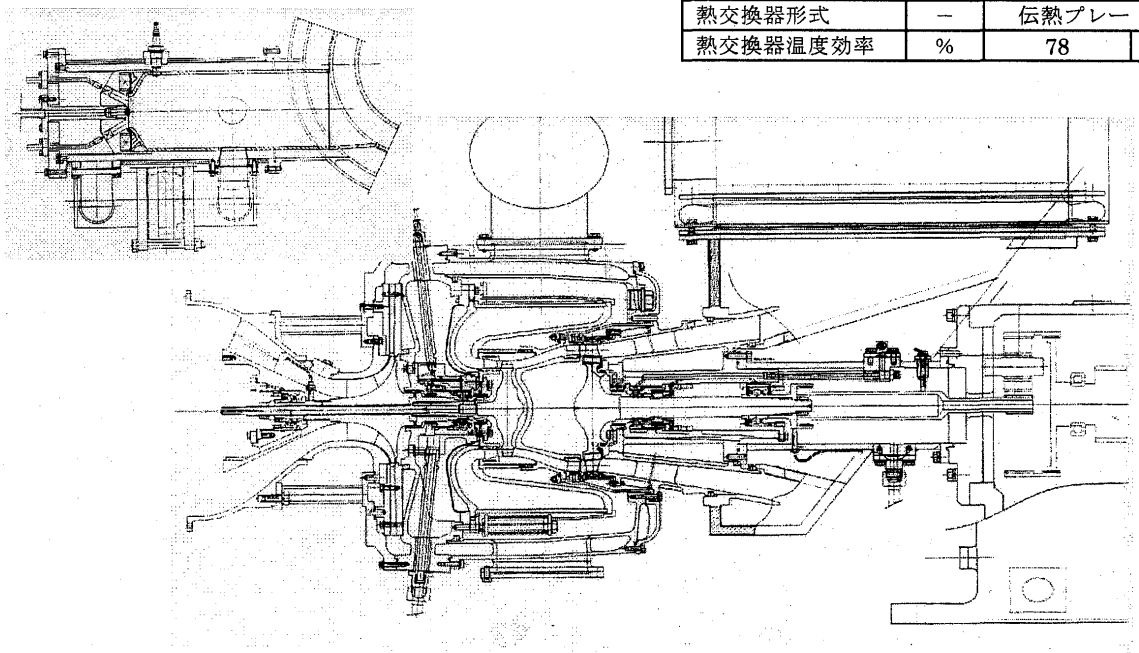


図2.1　CGT302組立断面図

第24回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.予混合希薄低 NOx 燃焼器の開発

3.1 予混合燃焼器の構造

CGT302 では、環境適応性の要求から NOx 排出を、大気汚染防止法で定められた 70ppm（O_2=16%換算）以下にするため、予混合希薄燃焼方式を採用している。予混合燃焼器の主要諸元を表 3.1 に示す。

表 3.1　予混合燃焼器の主要諸元

	基本型 CGT	ﾊﾟｲﾛｯﾄCGT
燃焼器入口圧力　MPa	0.58	0.79
燃焼器入口温度　℃	678	717
タービン入口温度　℃	1200	1350
燃焼効率　%	＞99	＞99
NOx排出　ppm(O_2=16%)	＜70	＜70

一般に予混合希薄燃焼では低NOxと完全燃焼が両立する範囲は狭く、かつ逆火の危険性もあるため、燃焼領域での空燃比を常に適切に保つ必要がある。CGT302 の燃焼器では、図 3.1 に示すようなバイパスラインを設けて流量調節用バルブにより燃焼領域に流入する空気量を制御している。流量調整用バルブの開閉により、スワーラから流入する燃焼用空気の割合を変化させて、燃焼器全体での空燃比が大きく変化する場合でも燃焼領域の空燃比の変化を小さく抑え、広範囲で予混合希薄燃焼による低 NOx 運転を可能としている。

CGT302 の燃焼器のライナは窒化ケイ素製のセラミックで無冷却構造である。また、金属製のケーシングとの熱伸びの差を吸収するために、セラミックバネによる弾性支持構造としている。

燃料の供給は、スワーラ下流中央部のパイロットノズルとスワーラの上流から噴射する 12 本のメインノズルの２種類により行われる。パイロットノズルから噴射される燃料は、拡散火炎を形成し、起動時および燃焼の安定のために用いられ、メインノズルから噴射される燃料は、予混合希薄火炎を形成し、NOx 排出の低減のために用いられる。

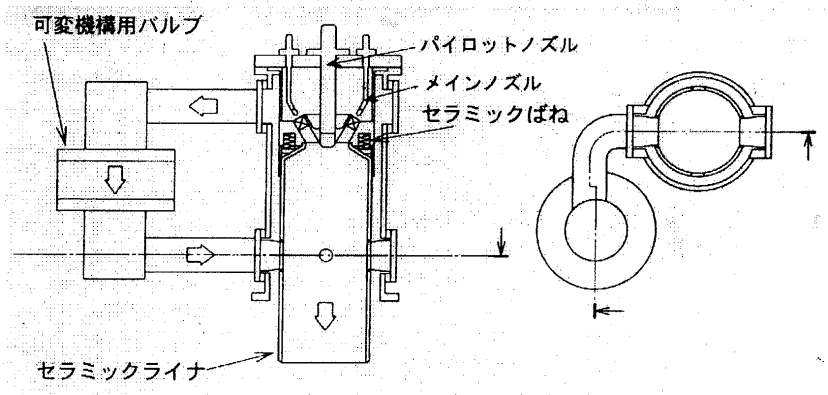


図 3.1　バイパス 1 本式予混合燃焼器

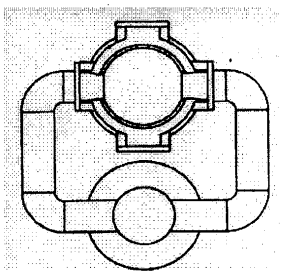


図 3.2　バイパス 2 本式

3.2 要素燃焼試験

中間評価では図 3.2 に示すようなバイパス 2 本式燃焼器に入口径 60mm のセラミックライナを組み合わせたものを用いた要素燃焼試験での評価が行われたが、バイパス管の過熱防止のためバイパス 1 本式燃焼器を新たに改良設計をした。また、さらに全圧損失率を小さくかつ NOx 排出を低減するため、ライナ入口径を 66mm に拡大し、それに合わせてスワーラの開口面積も大きくした。

図 3.3 に示す要素試験装置にてバイパス 1 本式燃焼器の中圧燃焼試験を行った。試験結果を図 3.4 および図 3.5 に示す。試験条件は、燃焼器入口圧力 0.3MPa、燃焼器入口温度 400℃である。空気流量は、定格条件での空気流速と等しくなるように設定している。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

NOx 排出の結果としては、中圧条件でそれまで約 10ppm (O_2=16%換算) であったものが 8.6ppm (同) まで改善された。これをパイロット条件に換算すると 50.2ppm (同) になり、目標値 70ppm (中圧条件での換算値は 12ppm) を十分クリアしている。また、全圧損失率 (目標 3%) も 4.2% と改良前の 6%弱に比べ改善された。

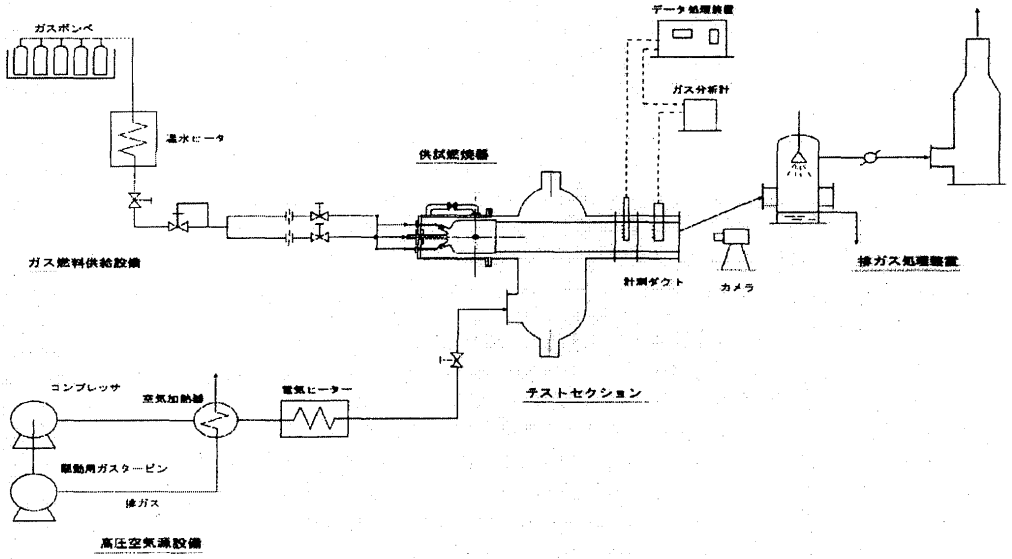


図 3.3　要素試験装置

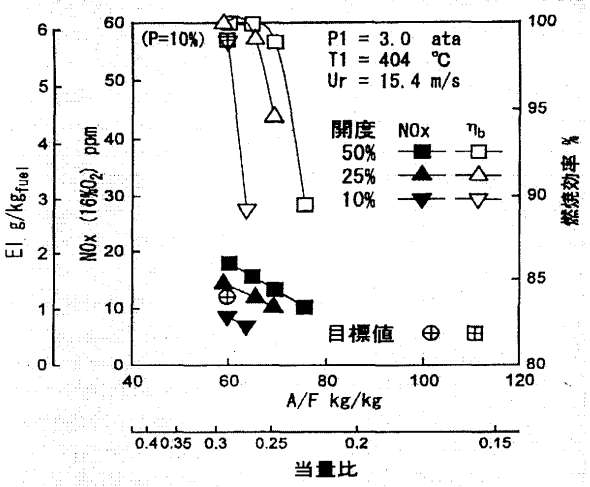


図 3.4　AFR に対する NOx 特性

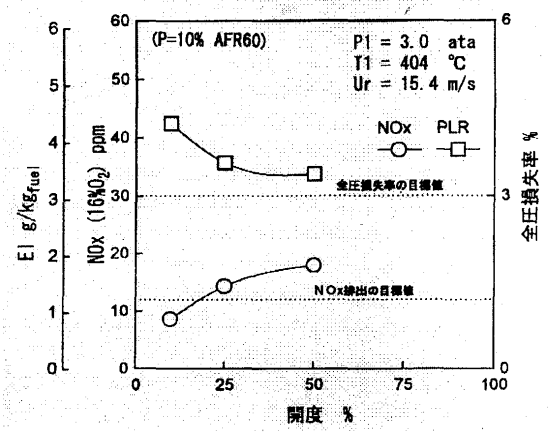


図 3.5　バルブ開度に対する NOx 特性

3.3 実機搭載試験

バイパス 1 本式予混合燃焼器を実機に搭載し (図 3.6 参照)、基本型 CGT の定格条件付近での予混合燃焼試験を実施した。試験は、拡散モードにて設定切換回転数まで回転を上げた後、予混合モードに切り換え、モード切換から TIT=1200℃の定格条件まで順次 NOx 計測をするという要領で行った。

この試験において、最終的に、TIT=1200℃においてバイパスバルブの開度を 10%、パイロット

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

燃料比（総燃料に対するパイロット燃料の割合：P）を10%まで絞ると、NOx排出は目標である70ppmの半分以下の31.8ppm（O_2=16%換算）を達成できた。試験結果を図3.7に示す。この時の熱効率は、若干の燃焼器圧損の増大のため、これまでの最高の33.1%には及ばないものの31.6%を達成し、目標の30%は十分クリアしている。出力も同じく目標の140kWを大幅に上回ることができた。

また、さらにパイロット燃料を遮断する（P=0%）ことにより、NOxを大幅に下げることが可能であったが、吹き消えその他の不安定現象が生じる可能性もあり、これが実用となるかどうかは将来の課題である。

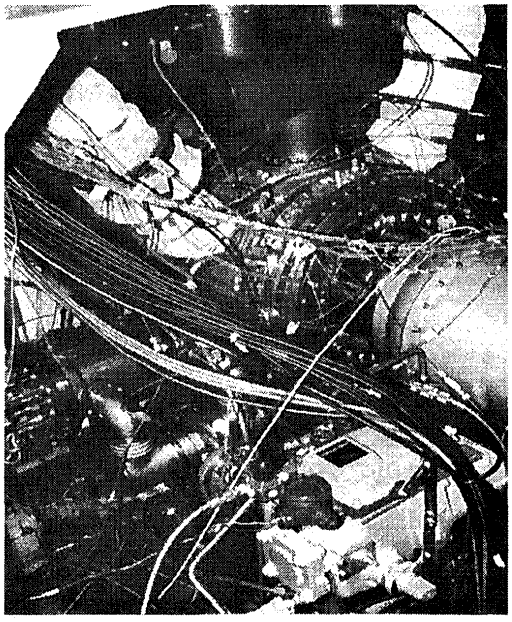


図3.6　実機搭載外観写真

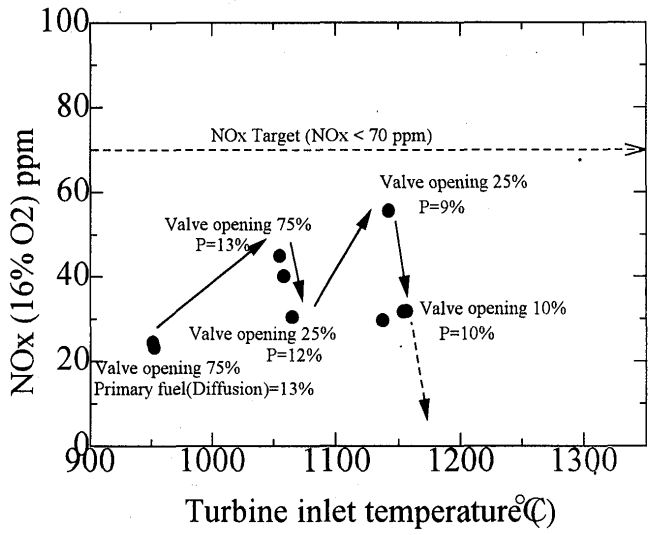


図3.7　実機搭載試験結果

4.まとめ

CGT302は予混合希薄低NOx燃焼試験について、バイパス1本式燃焼器を用いて要素中圧試験および実機搭載試験を行った。要素中圧試験では、燃焼器入口温度400℃、燃焼器入口圧力0.3MPaでNOx排出が実圧換算で50.2ppm（O_2=16%換算）と目標70ppmをクリアした。全圧損失率は4.2%と目標3%をクリアするには至らなかったが、NOx排出、全圧損失率とも改良前のバイパス2本式燃焼器に比べ改善された。実機搭載試験では基本型CGT定格条件（TIT=1200℃、圧力比5.9）で31.8ppm（同）と基本型CGTの目標値を大幅に上回ることができた。さらに、この時の熱効率は31.6%、出力は165.5kWと基本型CGTの目標に対して十分な成果が得られた。また、NOx排出31.8ppmが達成できたのは、本エンジンがセラミックライナを採用しているため壁面冷却をする必要が無く、そのためライナ内の最高燃焼温度をメタルライナよりも低く抑えることができたためといえる。

5.結言

エンジン開発の近況については、これまでTIT=1200℃における運転安定性を実証し、熱効率も33.1%とこのクラスでは世界最高の性能が得られている。現在、最終目標であるパイロット型CGT

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

（TIT=1350℃、熱効率 42%）に向けて、さらに高い TIT レベルでの運転実証等の研究開発を進めている。今後の開発にあたって様々な困難が予想されるが、我々の更なる鋭意努力は勿論のこと、関係各位のなお一層のご支援をお願いする次第である。

なお、本研究は通産省工業技術院の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（NEDO）から委託を受けて実施しているものである。

参考文献

1)A.Watanabe,T.Tatsumi,K.Tanimura,I.Takehara,T.Fujii,1994,"Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT302)",ASME94-GT-19

2)K.Nishio,J.Fujioka,T.Tatsumi,I.Takehara,1995,"Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT302)",ASME95-GT-264

3)渡辺、巽、谷村、竹原、藤井，1993，"300kW 級セラミックガスタービン(CGT302)の研究開発"，日本機械学会，No.930-75-117

4)巽、射延、竹原，1994，"コージェネレーション用 300kW 級再生式 2 軸セラミックガスタービン CGT302"，ガスタービン秋期講演会（松江）講演論文集，pp63-70

5)巽、竹原、市川、藤下，1995，"300kW 級セラミックガスタービン(CGT302)の研究開発(第 2 報)"，ガスタービン秋期講演会（新潟）講演論文集，pp191-196

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ラインイメージセンサによる翼間衝撃波の測定

C—4

*山田盛志、岩崎裕介（都立科技大院）
白鳥敏正、桜井忠一（都立科技大）

1．はじめに

近年の高性能化の要求に従い、ジェットエンジン用圧縮機、ファンは衝撃波を伴う遷音速、超音速域で作動するようになってきている。このような高速流領域、特に遷音速域では流れ場がクリティカルなため、わずかな流れ場の乱れや流入流出状態の変化、翼列翼のわずかな変形等が衝撃波発生および境界層との干渉状況ひいては流れ場全体を大きく変え、翼などの空力特性に大きな影響を与える。これらは現在も数値解析的にも予測の難しい問題となっている。したがって翼列等における衝撃波を伴う現象を調べるためには、まず衝撃波の挙動を直接測定することが重要となってくる。

ところで変動する衝撃波を直接計測する方法として、従来、光学的可視化法と高速度カメラによる記録という方法が用いられてきたが、多量の画像情報より必要な定量的データを抽出する際に多大な労力を必要とするため、定性的解析に使用される事が多かった。

そこでこのような問題点を克服し、必要な定量的データを得るために、高速度カメラに代わるものとしてイメージセンサを用いる方法が考えられた[(1),(2)]。さらに最近、小林らは環状翼列間流れ可視化用シュリーレン装置とスキップ走査可能なＣＣＤカメラから成る衝撃波挙動解析システムを開発し、超音速翼列フラッタの研究に有効であることを示している[(3)]。また、藤本らは二次元振動翼列における衝撃波変動をシュリーレン装置と高速ビデオカメラを組合わせ、翼振動に同期した変動成分を求める方式を発表している[(4)]。

さて測定しようとする対象により、イメージセンサとして受光部が面状のエリアセンサと線状のラインセンサのいずれを選択するかが重要となるが、言うまでもなく一般的にエリアセンサは流れ場の全体を記録するのに適しているが、高速性に限界が有り、一方ラインセンサは一直線上の画像しか記録できないが、高速性に優れている。

本研究では、数百Hz近くで変動する衝撃波挙動を定量的に測定することを目的として、必要な画像部分のみを高速で収集・デジタル記録できるラインセンサを用いた計測システムを構築し、二次元翼列間流路に発生する衝撃波挙動の測定を行った。以下、計測システムの概要と計測結果例等について報告する。

2．計測システム

吹き出し式遷音速風洞の測定部に２次元円弧翼（翼弦長75mm、翼幅100mm、翼厚10%）をピッチ46mmで３枚配置し、翼間に発生する衝撃波挙動を調べる事とした。図１に測定部および可視化装置の概略を示す。翼面上に発生する衝撃波の流路方向位置の測定にはシュリーレン光学系、ラインイメージセンサ（画素数２５６）、Ａ／Ｄ変換器、パーソナルコンピュータ等で構成された衝撃波位置計測システムを用いた。図２にその概略を示す。ま

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ずシュリーレン像のA-A'間の光量分布はラインイメージセンサによってアナログ電圧値分布に変換される。このアナログ電圧値分布の様子はオシロスコープによって常に観察され、図3のように衝撃波像が電圧値の谷部として表現される。この電圧値はパーソナルコンピュータ上のデータ収集ソフトウェアによって高速A／D変換され12bitの分解能をもつデジタル電圧値データとしてメモリに一時記憶される。その後データはソフトウェアによってラインイメージセンサのA-A'間走査時間間隔ごとに並べられ、電圧値の大きさ（つまり光量の強さ）によって擬似カラー化されて画面表示される。これにより衝撃波によって光量が著しく弱くなる部分は画面に明瞭に表示され、衝撃波の位置の時間履歴が読み取れる。

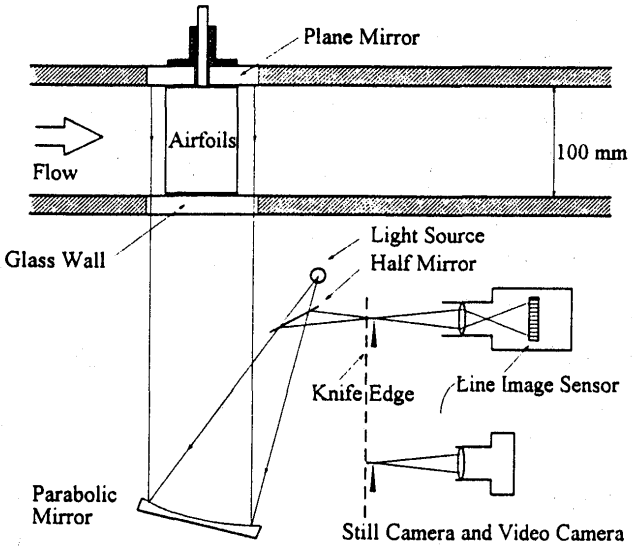


図１　測定部および可視化装置

この衝撃波位置計測システムはラインイメージセンサおよびA／D変換器のサンプリング周波数が高い程、計測時間の分解能が上がり高周波数で振動する衝撃波を捉えることができる。しかしながら１回の測定データ数はメモリ容量によって制限されるため、長い計測時間を必要とする場合（衝撃波が比較的長時間に渡って非定常な位置変動をする場合等）は大容量メモリが必要となる。例えば衝撃波が１kHzで変動する現象について計

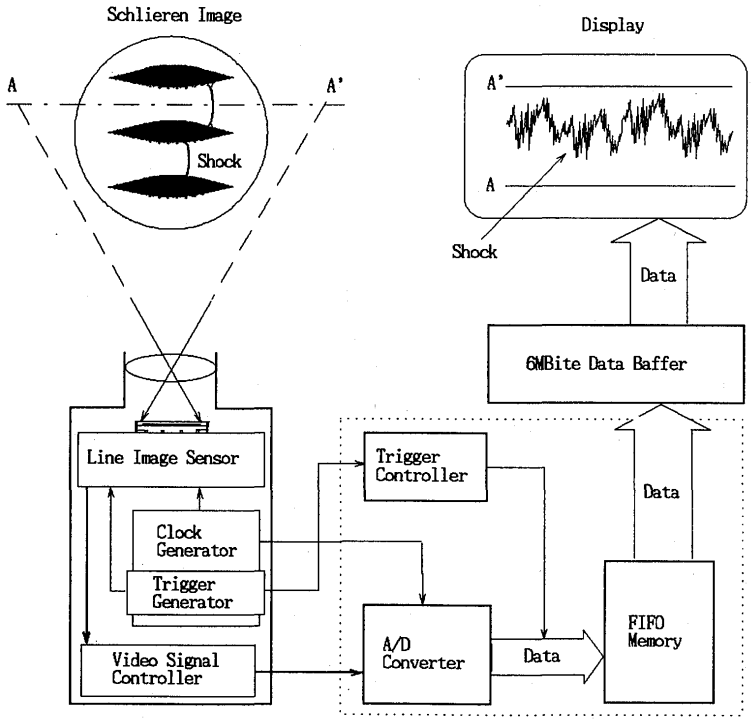


図２　衝撃波位置計測システム

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

測する場合、現象の最高周波数あたり10点以上サンプルするとすれば、走査周波数は10kHz以上（すなわち１走査時間100μs以下）、サンプリング周波数は(256＋α)×10kHz以上必要となる。今回の場合はサンプリング周波数2.875MHz、１走査時間104μs、使用メモリ６ＭＢで計測時間は約1.04ｓとなり、一回の計測で約10000本の光量分布が計測される。

また衝撃波の位置を特定するためには、可視化において適当な光量を選ぶ必要があり、可視化法自体もシャドウグラフ気味の方が適していると思われる。光量が少ないと光量の強弱があまり目立たなくなり12bitの分解能が活かしきれず弱い衝撃波の特定は難しくなる。

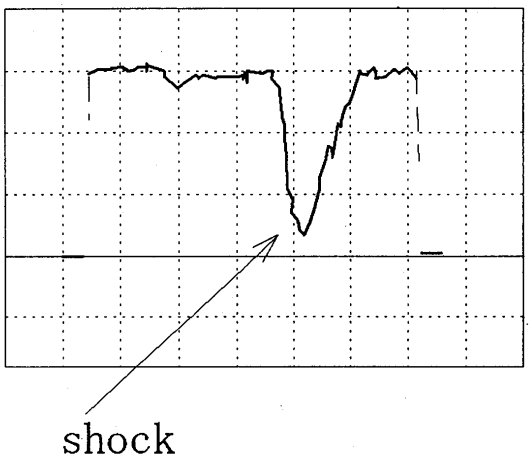


図３　ラインイメージセンサによる電圧値分布例

３．測定結果

上記の計測システムを用いて、３枚の二次元円弧翼で構成された翼列の翼間衝撃波の位置変動を測定した。なお翼前縁から２mmの所にトリッピングワイヤを取り付けてある。図４－１，図４－２はそれぞれ食い違い角が０°と３０°における翼間衝撃波の様子を捉えたシュリーレン写真である。図４－１において翼間上流路、下流路ともに衝撃波が激しく振動しているため、像が不明瞭となっている様子が分かる。一方、図４－２では衝撃波は比較的安定した位置を維持している。

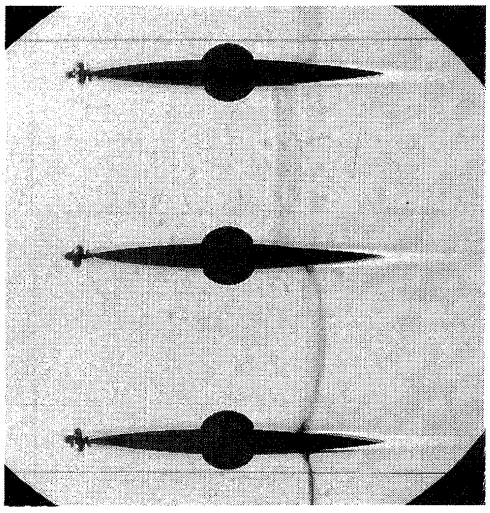


図４－１　M_{in}＝0.605, P_b＝0.710
食違い角０°

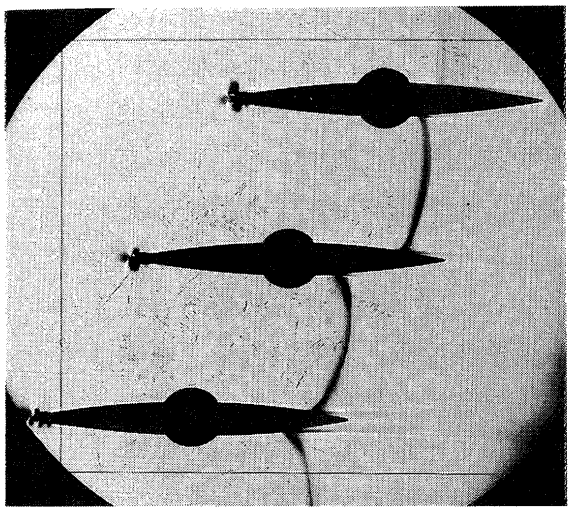


図４－２　M_{in}＝0.615,　P_b＝0.705
食違い角３０°

図４　翼間衝撃波のシュリーレン写真

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

次にシュリーレン像中の衝撃波を含む流路中央の流れ方向の光量分布をラインイメージセンサによって計測し、擬似カラー画像した例を図５に示す。縦軸には計測位置（翼弦方向位置）を、横軸には測定開始からの経過時間を取っている。衝撃波の部分は極端に光量が低くなっているため明瞭に他と区別され、非定常に変動している様子が読みとれる。

さらに衝撃波の振動周波数や振幅を定量的に求めるためには、衝撃波の位置のみを抽出する必要がある。図５において縦軸１ライン（１走査分）の光量の最低値を各経過時刻にわたって求め、改めてこの最低値の位置の時間履歴を図６（上段）に表示する。図６の中段は上段に比べて振動が小さくなった場合の、下段は安定した位置を維持している場合の衝撃波位置の時間履歴である。衝撃波が測定範囲内に１つしか存在しない場合にはこのような簡単な最低値判定によって衝撃波の位置のみを抽出することが可能である。しかし複数の衝撃波が混在する場合はある基準光量以下（例えば最大光量の２０％以下）となる光量の谷部を衝撃波位置とする方法や、衝撃波の急激に光量が減少する特徴を利用して光量の低下率がある基準より上回る部分を衝撃波位置とする方法など、衝撃波の位置判定は光量の大小の谷部をどれだけ衝撃波として認めるかによって左右される。

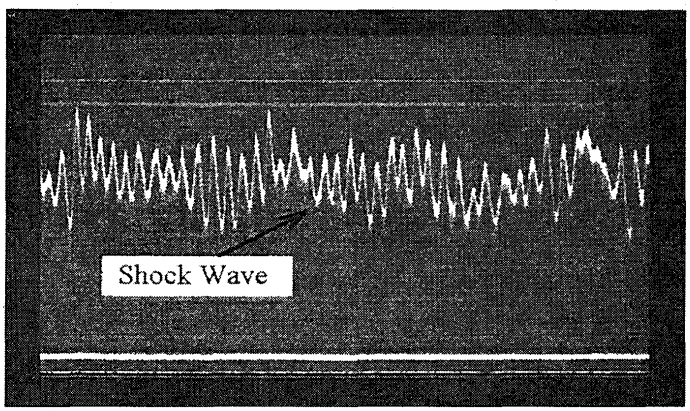


図５　流路方向光量分布の時間履歴

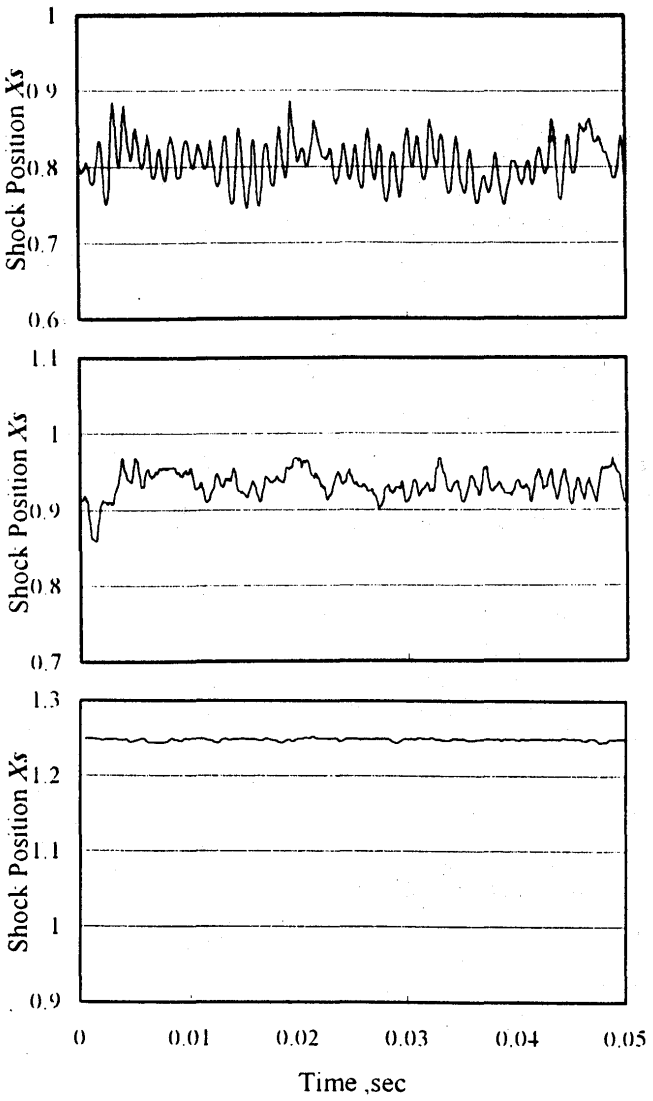


図６　抽出された衝撃波位置の時間履歴

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

シュリーレン写真より求めた衝撃波の位置とラインイメージセンサを用いた衝撃波位置計測システムによって計測された衝撃波平均位置との比較を図７に示す。なおシュリーレン写真からの衝撃波位置は、写真をスキャナでパーソナルコンピュータに取り込み、画像処理ソフトウェアによって求めた。図７からラインイメージセンサによる衝撃波位置の計測が妥当なものであることが分かる。衝撃波位置計測に限定すればラインイメージセンサによる計測の方がデータを定量的に扱える点、時間分解能、データ全体の容量が映像に比べて小さくて済む事、データの処理が容易な点などで優れている。

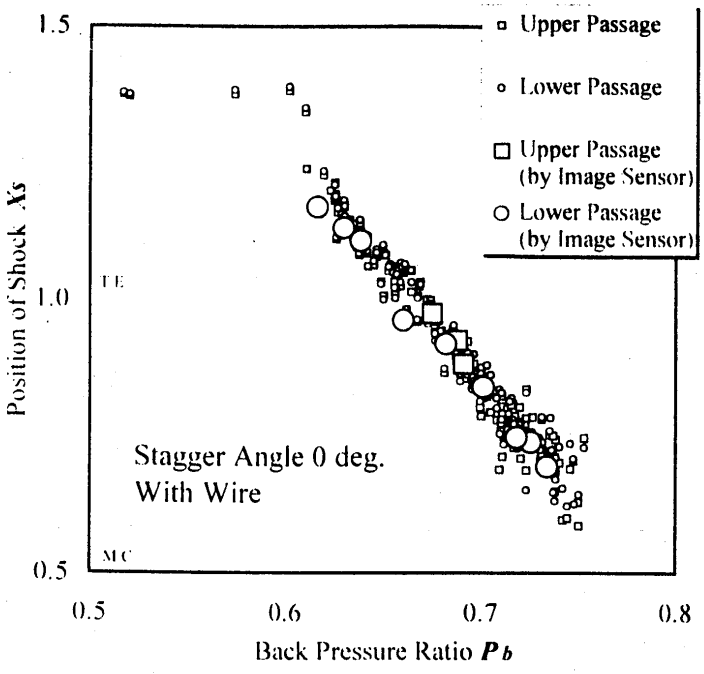


図７　ラインイメージセンサによる衝撃波位置

抽出された衝撃波位置のデータに高速フーリエ変換（ＦＦＴ）を施すと衝撃波の振動周波数が求まる。図８－１は図４－１に図８－２は図４－２にそれぞれ対応した衝撃波振動の周波数分布である。図８－１では激しく変動する衝撃波に対応し、0.5～0.9kHzの範囲で比較的大きな振幅の分布がみられる。一方図８－２ではあまり変動のない安定した衝撃波に対応し、まとまった振幅の分布はみられない。なお、いずれの結果においても存在する低周波成分は、比較的ゆっくりとした風洞運転状態の変化、上流、下流からの乱れなどに依るものである。

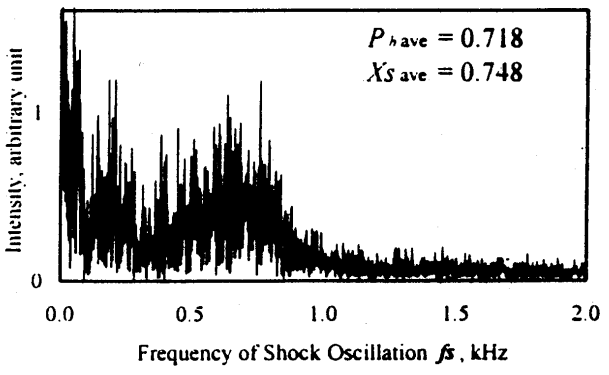


図８－１　衝撃波振動の周波数分布

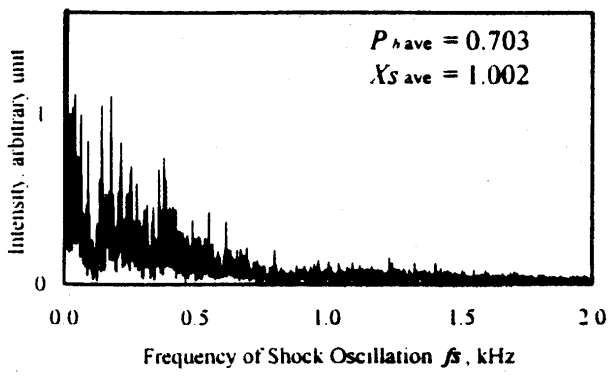


図８－２　衝撃波振動の周波数分布

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．まとめ

激しく変動する衝撃波挙動を定量的に測定する目的で、ラインイメージセンサを用いた計測システムを構築し、二次元翼列間流路に発生する衝撃波挙動の測定を行った。計測システムについてまとめると以下のようになる。

（1）ラインイメージセンサを用いた衝撃波位置計測システムによって、変動する衝撃波挙動を数百Hzまで測定できた。

（2）単一の衝撃波の場合、衝撃波位置の定量的特定（抽出）は簡単なソフトウェアによって可能であった。一方、複数の衝撃波が混在する場合の定量的特定は工夫を必要とする。なお衝撃波位置の特定が容易になるように（A／D変換の分解能を最大限に活かして）適当な光量を選び、光学的可視化法も衝撃波が目立つように調整をする必要がある。

（3）今回の測定例のように限定された範囲の測定では、ラインイメージセンサの画素数（位置分解能）は２５６で十分滑らかな衝撃波変動波形が得られたが、より周波数分布の高精度化および測定範囲の拡大を図るためには画素数を大きくする必要がある。

以上の結果を踏まえて、現在、翼間流路二ヶ所で同時計測ができる二個のイメージセンサを用いた計測システムを検討中である。これにより、衝撃波の流れ方向の位置変化だけでなく、ある程度の角度変化の測定も可能とし、さらに他の測定データ（翼に作用する揚力、モーメント、圧力など）との同時計測を可能にしたいと考えている。

参考文献

(1) 白鳥、「イメージセンサーによる流れ場の解析」、新版流れの可視化ハンドブック、朝倉書店、pp. 414-415, 1986.

(2) Yamamoto,K. and Tanida,Y.,"Self-Excited Oscillation of Shock Waves on an Airfoil in Two-dimensional Transonic Channel Flow,"Proceeding of 4th Symposium on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers, pp.769-783, 1987.

(3) 生沼、磯山、小林、「衝撃波の翼列振動時の挙動とその作用の研究」、ガスタービン秋季講演会講演論文集、pp. 229-236, 1994.

(4) 平野、藤本、田中、石井、「遷音速翼列に生じる衝撃波の振動特性」、ガスタービン秋季講演会講演論文集、pp. 237-242, 1994.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

感温液晶を用いたタービン翼冷却流路内熱伝達率計測法に関する研究

C—5

船崎　健一　(岩手大学　工学部)
＊石澤　浩平　(岩手大学　大学院)
山脇　栄道　(石川島播磨重工業)

1.緒言

タービン入口温度は，ジェットエンジン，及びガスタービン用ガスジェネレータ等の高性能化に伴い上昇する一方である．それに伴って，タービン翼の内部冷却に関する研究が従来以上に重要視されている．本研究は，感温液晶を用いてタービン翼冷却流路内の熱伝達率測定を行うことを最終的な目的とし，2種類の試験モデルを用いて計測技術の確立に努めた．

感温液晶による温度分布の可視化は，温度分布の直接視認が可能であり，また瞬時に表面温度の情報が得られることから，全体的な温度分布の把握，及び非定常計測に有効な方法であると言える．しかし，そこには「色」という計測者の主観が介在するために，温度分布の可視化だけでは定量的な計測法とは言えない．従って，主観を排除した定量的計測法の開発，及び実用化が求められており，その結果，功刀ら[1]の行った狭帯域フィルタ法等の定量化手法が提案されている．

本研究では，定量化の手法としてそれぞれの「色」が持つ固有の指数(明度，彩度，及び色相)のうち，色相に注目する事によって「色」の分布を決定し，校正試験の結果を基に温度分布の計測を行っている．

2.校正試験

図1に校正試験装置の概略を示す．校正試験装置は10㎜厚のアクリル樹脂板の表面にステンレス箔を貼り，黒色塗料，感温液晶(共に日本カプセルプロダクツ製)の順に塗布している．

ステンレス箔は，計測範囲は台形状になっており，両端に取り付けてある電極部に電圧を掛けるこ校正試験装置の概略とによって，長手方向に温度勾配を生じさせる．更に，中心線に沿って埋め込まれた熱電対によって，試験表面温度を計測し，感温液晶から観察できる「色」と「温度」との関連付けを行った．

感温液晶は，温度による分子間配列の移動による選択的散乱の結果として，温度変化に応じて表示する「色」を変化させ，等温度領域は等色領域として観察される．ここで，問題となるのは感温液晶はそれ自身が発色するのではないために，光源，及び背景色の影響が大きいという点である．従って，本研究では熱輻射量をカットしたハロゲンランプを光源に，背景色に黒色塗料を使用している．

感温液晶は，本来透明であり，そして温度上昇に伴い赤色，緑色，及び青色を順に表示する．また，およそ0.01㎜の厚さの感温液晶塗膜において，この反応のために数ミリ秒しか必要としないことが解っている[2]．この時間遅れは，本研究での熱の過渡現象との比較においては無視できる程度である．

本研究において使用した感温液晶の発色範囲は27.3℃から30.1℃であり，本研究では校正試験の結果より，29.5±0.042℃で発色する「緑」(色相が256階調中96.5，彩度及び明度が100階調中100)に着目した．

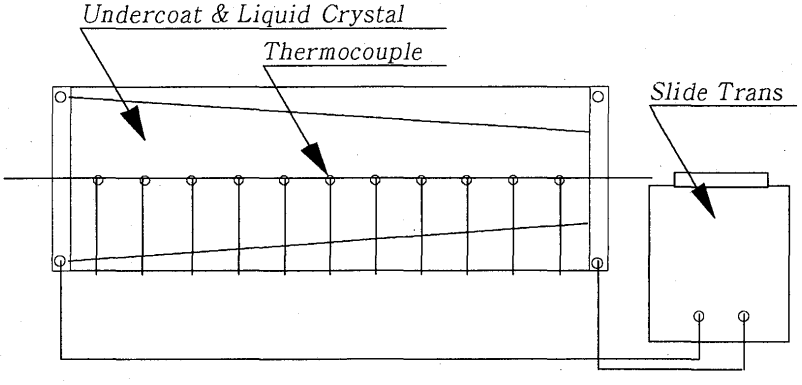


Fig.1 校正試験装置の概略

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3.試験装置

図2に試験装置全体の概略を示す．可変抵抗器によって任意に調節可能なヒーターによって加熱された主流はブロアから整流部，ノズル，及びオリフィス流量計を経て，供試部へ送られる．ここで，主流の流量，及び温度が安定するまでは三叉式のボールバルブによって，供試部から迂回させている．そして主流は，図3(a)，(b)に概略を示す供試体を通過する．供試体は共にアクリル樹脂製で50㎜×50㎜の矩形断面の流路を持ち，(a)の内部表面は平滑面，(b)の内部表面には乱流促進体が取り付けられている．この内部表面に塗られた黒色塗料層上に，感温液晶を塗布し温度分布を観察している．

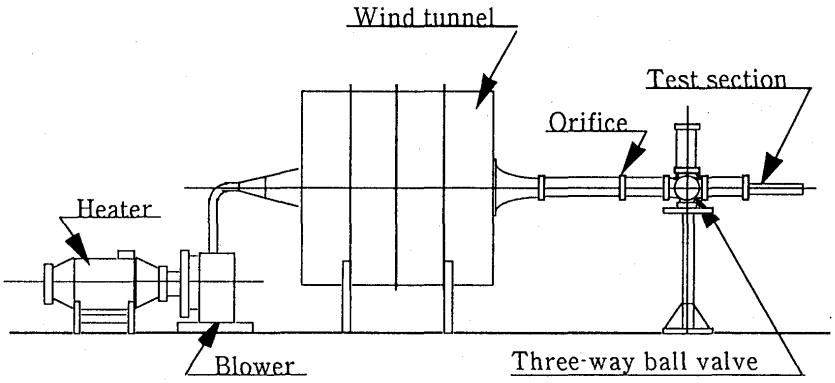


Fig.2 試験装置全体の概略

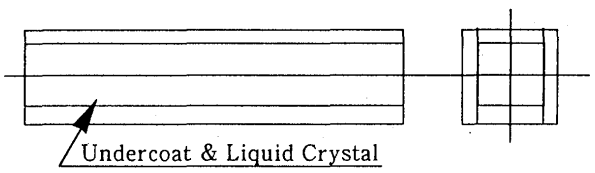
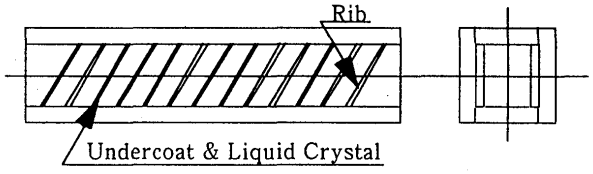


Fig.3(a) 供試体の概略(平滑面)



(b) 供試体の概略(リブ付)

4.画像処理手法

本研究では，感温液晶によって与えられた供試体の非定常表面温度の情報は，デジタルビデオカメラ，及びパーソナルコンピュータを基にした画像処理システムで処理を行った．3CCDデジタルビデオカメラで記録した供試体の表面温度の情報は，パーソナルコンピュータに入力され，HSL画像に変換した後に色相の階調を基に等高線を引き，等温度分布線を決定する．

ここで，「色」の指数(色相，彩度及び明度)について簡単に述べる．「色」というものを分類する際に，良く用いられているのが「色立体」と呼ばれるものである．この「色立体」は円筒座標系上において，周方向に色相，半径方向に彩度，そして垂直方向に明度を取ったものである．前述した「緑」の各指数は，今回使用している処理系の仕様，及び試験条件から決定された数値であって絶対的な数値ではない．従って，処理系が異なる場合，または新たな試験条件で試験を行う場合には新たに校正試験を行い，これらの指数を求める必要がある．

5.計測方法

本研究では，主流温度T_g，及び供試体の初期温度T_iを測定し，供試体表面温度T_sの時間的変化から熱伝達率hを確定している．局所的な熱伝達率の測定は，ボールバルブを切り替え，試験表面を瞬時に主流に晒し，感温液晶表面に示される供試体表面温度の応答を計測することによって行う．供試体が初期状態において一様温度T_iにあり，供試体表面において熱伝導が1次元で行われるとすると，表面温度の時間的変化は次式で支配される．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$\frac{T_s - T_i}{T_g - T_i} = 1 - \exp\frac{h^2 t}{\sqrt{rck}}\,\mathrm{erfc}\frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{rck}} \quad (1)$$

但し，ρ:密度
c:比熱
λ:熱伝導率
k:熱拡散係数　$k = \lambda / c\ \rho$
h:熱伝達率

表面温度が感温液晶塗膜によって示された参照温度まで到達するのに要した時間を測定することによって，熱伝達率を確定することができる．このことから，ある瞬間の等温度分布線は，即ち等熱伝達率線であると言える．

しかしながら，実際の試験表面の温度変化は滑らかに上昇していき，正確なステップ変化を与えることは不可能である．そこで，表面温度は時間関数であることから，Duhamelの定理の使用によって近似することが可能であり，実際の変化は一連のステップを用いることで表すことが出来る．

6.結果，及び考察

今回の実験結果から得られた等熱伝達率線を図4(a)，(b)に示す．図4(a)は$Re = 9.1 \times 10^4$における平滑面流路供試体での等熱伝達率線を示し，同様に図4(b)は$Re = 9.7 \times 10^4$における乱流促進体付供試体での場合である．図中の数値は，等熱伝達率線上の熱伝達率である．

本実験結果の特徴として，平滑面流路の場合は計測面の上下両端において熱伝達率が低いこと，乱流促進体付の場合には下端での乱流促進体直後において熱伝達率が高いことが挙げられる．まず，平滑面流路の場合には流路断面が矩形であるために，流路の隅，即ち計測面の上下両端において流速が低下し，熱伝達率が低くなっているものと思われる．次に，乱流促進体付の場合には乱流促進体によって剥離した主流が再付着する乱流促進体直後の地点において熱伝達率が高くなっており，下端側への偏りは，乱流促進体の角度により生ずる圧力勾配によって，主流が下端側に曲げられる傾向にあることに起因すると思われる．今回の計測法の有効性を，平面流路供試体での結果と従来の研究結果との比較により検証する．管内での十分に発達した領域における乱流熱伝達率は，次に示すKaysの式[3]によって支配される．

$$Nu = 0.022\,Re^{0.8} Pr^{0.5} \quad (2)$$

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (3)$$

但し，Nu:ヌセルト数
Pr:プラントル数　$Pr = \mu\, C_p / \lambda$
μ:粘性係数
Cp:比熱
D:流路等価直径(=50㎜)

更に，今回用いた試験装置では，主流が供試体に流入する際に供試体の入口の影響によって，入り口付近では境界層が十分に発達していないために，熱伝達率が増加する傾向にある．Kaysの式より求められる熱伝達率は，境界層が十分に発達した状態での値であるので，比較を行うためには，入口の影響を考慮に入れる必要がある．この入口の影響による熱伝達率の増加傾向は，経験的に次式によって与えられる[4].

$$\bar{h} = \bar{h}_\infty \left(1 + k\frac{D}{x}\right) \quad (4)$$

但し，$\bar{h}$:入口の影響を受ける領域における熱伝達率
$\bar{h}_\infty$:十分に発達した領域における熱伝達率
k:入口形状係数(=0.7)
x:入口からの距離

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

実験結果，及び入口の影響を考慮した熱伝達率の傾向を図5に示す．

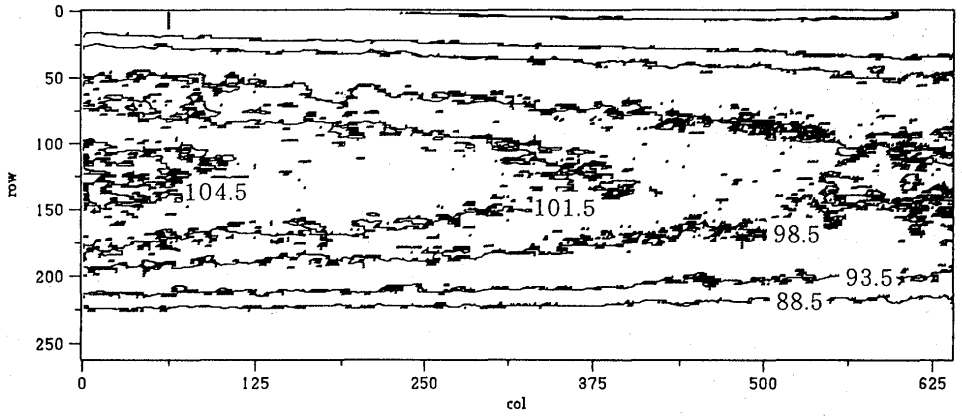


Fig.4(a) 等熱伝達線(平滑面)

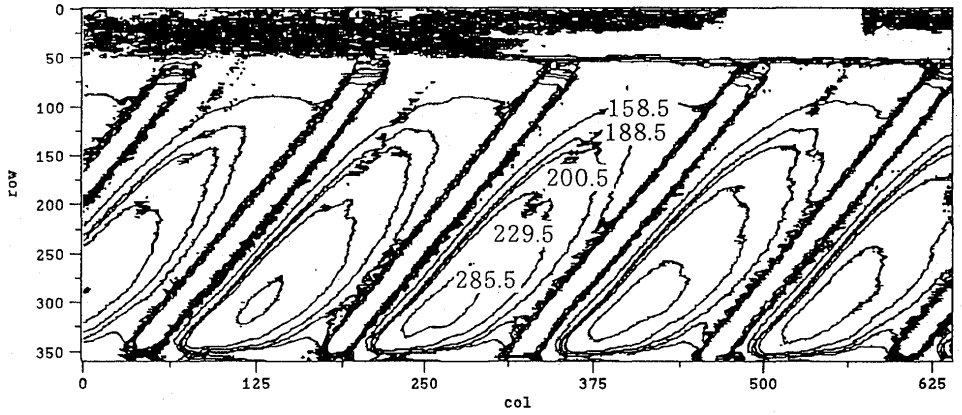


Fig.4(b) 等熱伝達線(リブ付)

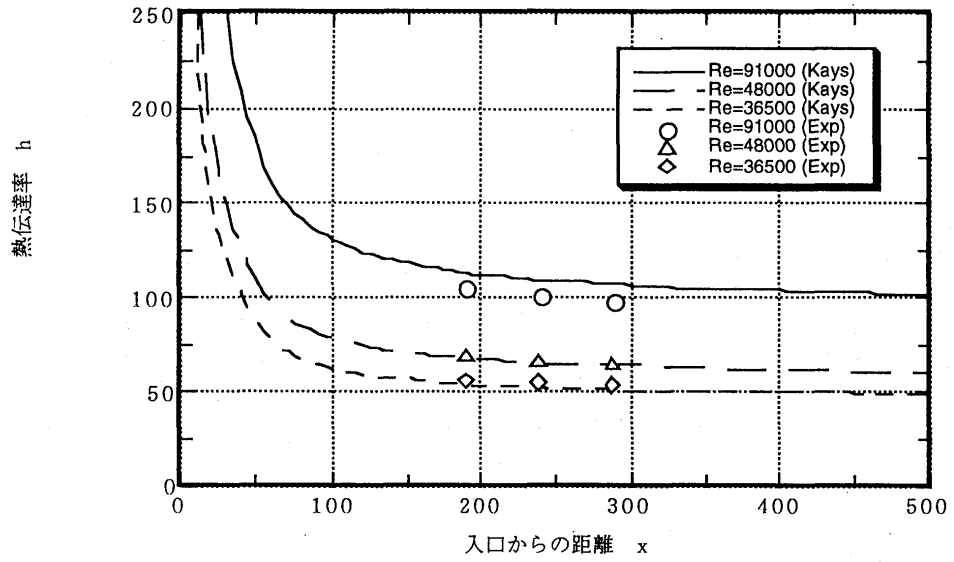


Fig.5 入口部の影響

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

7.結言

本研究では，感温液晶法と画像処理によって，計測者の主観を排除した温度分布の定量的な測定法，及び発展型として非定常熱伝達測定法の開発に着手した．以下に本研究で，得られた知見を示す．

(1)既存の結果との比較から，今回開発した感温液晶法は，十分な精度の熱伝達率測定が可能であると思われる．
(2)本測定法で重要な鍵となるのが感温液晶塗膜の質である．

試験表面が平滑面であれば，シルクスクリーン法が適していると思われる．今回のような乱流促進体付の供試体のようにシルクスクリーン法が使用できない場合には，スプレーガン等の吹付塗装法で行う他無いが，この場合均一な厚さの塗膜を得るには熟達した技量が必要となる．
(3)測定時に重要な点として，周辺の環境に注意を払う事，撮影条件を一定に保つ事等が挙げられる．

理想的な環境としては，温度一定に保った暗室のような場所で測定を行うのが望ましい．また，撮影条件としては照明の熱影響，及び反射光の影響に対して，照明の位置，角度，距離，及び撮影時間について考慮が必要である．

参考文献

[1]功刀・上田・秋野,機論,53-485,B,(昭62),241
[2]Douglas.N.Barlow and Yong.W.Kim,ASME PP,95-GT-14,(1995)
[3]日本機械学会,伝熱工学資料,(昭和61),56
[4]Fredrick C.Yeh and Francis S.Stepka,NASA Technical PP,2232,(1984),14
[5]柴又，岩手大卒論,(平成3),31
[6]岩沢・松原,岩手大卒論,(平成3),47

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

スプリット型熱薄膜流速計による圧縮機動翼の非定常流れ計測

C—6

＊市田一将（早大院）
小栗　晋，田島嗣久，加藤　大，大田英輔（早　大）

1．はじめに

軸流圧縮機内部の流れ場は，翼列間の干渉，遠心力の作用，翼先端漏れ流れ，端壁境界層と翼列との干渉などにより複雑な非定常三次元乱流場を呈する．さらに失速運転域では種々スケールの非定常失速渦の存在により，流れ場の様相は一層複雑となる．CFD技術が翼列非定常流れ現象の理解へ応用されつつある現在，この複雑な非定常流れを計測する技術を改善・開発することが重要と考えられる．

本研究では，流れの性質に適した流速計を選択・試作して圧縮機動翼の非定常流れ計測を行い，上記課題に関連した考察を行う．スプリット型熱薄膜を用いた二線式X型三次元流速プローブを試作し，正常運転時の動翼列出口断面速度分布や二次流れ，ブジネ近似による乱流粘性を計測する．また失速運転では単線式スプリット型熱薄膜プローブを用い，失速セル内での逆流を伴う流れを計測する．

2．スプリット型熱薄膜流速計の特性および測定方程式

2．1　単線式スプリット型プローブ　直径200[mm]の石英ファイバに二枚のニッケルフィルムを蒸着し，2[mm]の石英コーティングを施した有効長1.25[mm]のセンサ（DANTEC, 55R57）であり，両フィルムの出力差や和の組み合せから二次元流速を算出する．プローブの外観を図1(a)に示す．失速計測では，図1(b)に示すようにセンサ軸が圧縮機の軸一周（x-θ）面に直交し，この面内の流速を一点計測に近い状態で捉える．このプローブの基本特性を調べ，以下のように測定方程式系を構成した．

スプリットフィルム1，2のブリッジ出力電圧E_1, E_2 [V]は，測定部での質量流束ρU [kg/m^{2}s]，センサに対するピッチ角α[deg]とヨー角β [deg]に依存する．ヨー角に対する依存性については次節で述べることとし，ここではβ=0[deg]の二次元流れを考える．両電圧を組み合せた関数σおよびδを定義する．

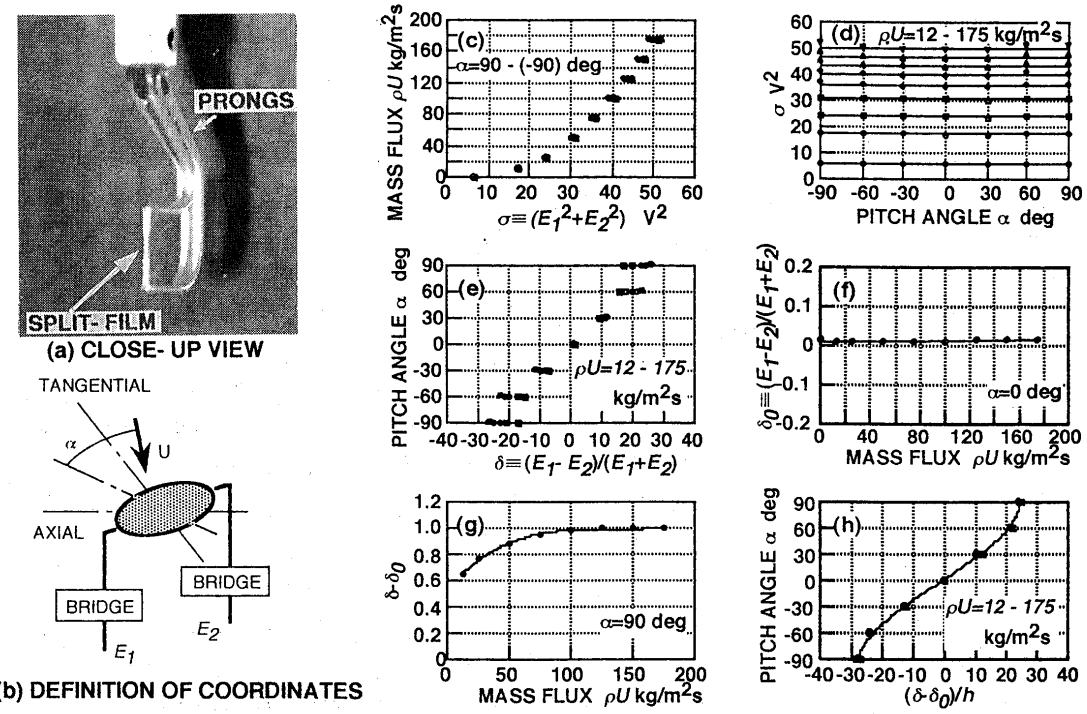


FIG.1 STRUCTURE AND CHARACTERISTICS OF SPLIT-TYPE HOT-FILM PROBE

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

$$\sigma(\rho U,\alpha) \equiv E_1{}^2 + E_2{}^2, \tag{1}$$

$$\delta(\rho U,\alpha) \equiv (E_1 - E_2)/(E_1 + E_2). \tag{2}$$

ピッチ角αをパラメータとしたσとρUの関係を図1(c)に示す．σはαに殆ど依存しないが，両フィルム間のギャップ部（スプリット部）での表面温度がフィルム表面温度と異なることなどに起因して，αの検定範囲内で同一のρUに対し4[%]程度変化する（図1(d)）．α=90[deg]でのσの値との比を表す関数，

$$k(\alpha) \equiv \sigma(\rho U, \alpha)/\sigma(\rho U, \alpha = 90), \tag{3}$$

を実験的に求めて補正し，σとρUの関係を次の３次多項式により近似する．

$$\rho U = \sum_{n=0}^{3} C_{un}[\sigma(\rho U, \alpha)/k(\alpha)]^n. \tag{4}$$

一方，δはピッチ角αに強く依存するが，図1(e)に見られるように，ρUにも若干依存する．二つの流束補正関数δ_0とhを定義し，その特性（図1(f),(g)）を多項式で近似する．

$$\delta_0(\rho U) \equiv \delta(\rho U, \alpha = 0) = C_{\delta 0} + C_{\delta 1} \cdot \rho U, \tag{5}$$

$$h(\rho U) \equiv [\delta(\rho U, \alpha{=}90) - \delta_0]/[\delta(\rho U_{max}, \alpha{=}90) - \delta_0] = \sum_{n=0}^{3} C_{hn}(\rho U)^n. \tag{6}$$

これらを用いてδを補正すると，ρUに依存しないピッチ角αとの関係が図1(h)に示すように得られる．この関係も３次の多項式で近似することができる．

$$\alpha = \sum_{n=0}^{3} C_{\alpha n}[(\delta - \delta_0)/h]^n. \tag{7}$$

以上の多項近似式の各係数は，検定を行い最小自乗法により求める．式(3)-(7)を繰返し計算で解き，ブリッジ出力電圧E_1, E_2 から収束解αとρUを求める．

２．２　二線式Ｘ型三次元プローブ　図2(a)にスプリット熱薄膜を用いた試作三次元プローブの外観を示す．シングルセンサとスプリットセンサをＸ型に交差させたもので，両センサで形成される面内での流れ角に加え，スプリットセンサによりこの面への流れ角も感知する．通常の三線式熱線に比べ，幾何形状が単純なため測定方程式を構成しやすいこと，ファイバフィルムで構成されているため堅牢かつ耐劣化性に優れていることが利点として考えられる．熱的な干渉を避けるために，両センサ間隔は2[mm]設けている．図2(b)には座標系を示すが，スプリットフィルム１，２およびシングルフィルムのブリッジ電圧E_1,E_2 ,E_3 はρU, αおよびβの関数となる．測定方程式系を以下のように構成する．

E_3 の質量流束ρUに対する特性は図2(c)のようになり，以下のように多項式近似する．

$$\rho U = \sum_{n=0}^{3} C_{sn} E_3^n. \tag{8}$$

次に両センサのヨー角特性を考える．スプリットについて種々のピッチ角α（±40[deg]）に対してβ

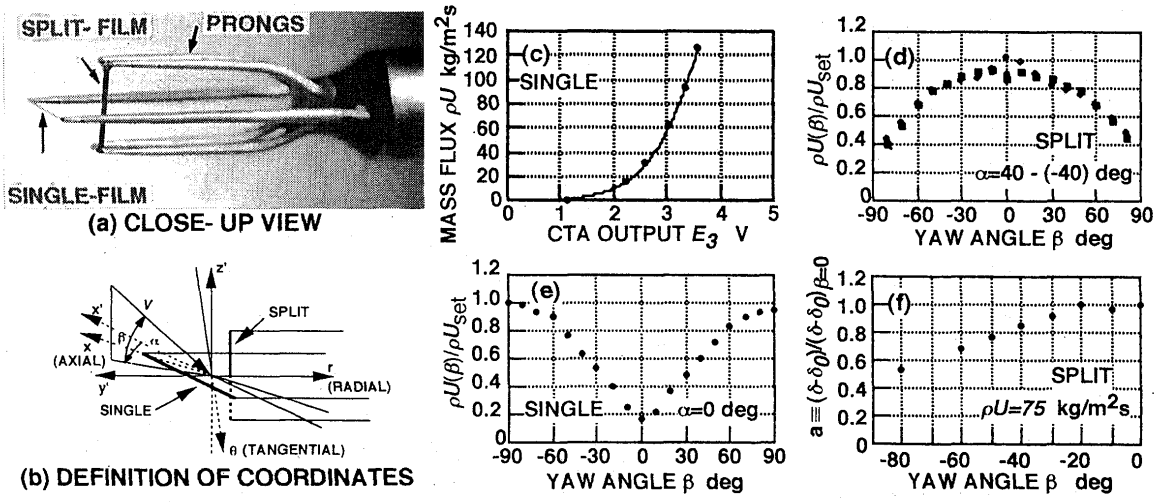


FIG.2 STRUCTURE AND CHARACTERISTICS OF X/SPLIT COMPOSITE PROBE FOR THREE-DIMENSIONAL FLOW MEASUREMENT

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

を-80[deg]から80[deg]まで変化させ，E_1,E_2 から式(4)を用いて有効質量流束ρUeを求め，設定質量流束との比をとると，図2(d)に示す特性が得られる．これを次のように近似する．

$$\rho U_e = m\ \rho U \cos(K \cdot \beta). \tag{9}$$

一方シングルについてもβを-80[deg]から80[deg]まで変化させて得られるE_3 から式(8)を用いてρUeを求め，設定質量流束との比をとると，図2(e)に示す特性が得られる．これを次のように近似する．

$$\rho U_e = \rho U\left[\sin^2\beta + \cos^2\beta\left(\sin^2\alpha + {k_y}^2\cos^2\alpha\right)\right]^{1/2}. \tag{10}$$

m, K, k_y は検定により定める．さらにスプリットセンサのδ のヨー角への依存性を図2(f)に示すが，ヨー角の絶対値の増加に伴い，δの感度は低下することがわかる．この特性を近似し，

$$a(\beta) \equiv \frac{\delta(\rho U,\ \alpha = 40,\ \beta) - \delta_0}{\delta(\rho U,\ \alpha = 40,\ \beta = 0) - \delta_0} = \cos^2\beta + {k_m}^2\sin^2\beta, \tag{11}$$

式(7)にさらにヨー角補正を施した次式を，ピッチ角αの算出に用いる．

$$\alpha = \sum_{n=0}^{3} C_{\alpha n}\left[(\delta - \delta_0)/(h \cdot a)\right]^n. \tag{12}$$

以上の式(4)-(6)，式(8)-(12)を用いて，E_1,E_2,E_3から繰返し計算によりρU，αおよびβを求める．なお，低マッハ数域での計測の為，気流の密度変化は無視できると仮定し，実験時の機入口での密度を入口温度と入口圧力の計測とから求めて用い，流速を算出する．

3．供試軸流圧縮機および実験方法

3．1　単段圧縮機試験装置　　チップ径360[mm]で，翼列系は動翼37枚，静翼62枚で構成される．直流電動機により増速機を介して6000[rpm]で駆動され，下流吐出管路途中に設けたバタフライ型調節弁により負荷を設定する．この系のいわゆるB値は約0.7であり，低流量域では旋回失速が発生する．

3．2　実験方法　　正常運転点（動翼入口流量係数ϕ=0.46）では，動翼前方で二次元X型プローブを，動翼後方で試作三次元プローブをそれぞれケーシングから半径方向に25点トラバースする．各スパンでのプローブ出力は，供試体に設置した光学センサからの動翼回転パルス信号をトリガとしてトランジェントレコーダ（LeCroy6810）に200[kHz]で採取し，コンピュータ（HP9000/382）に転送し解析する．深い失速運転点（ϕ=0.22）では，動翼前方で単線式スプリットプローブにより計測する．

4．正常運転時の動翼列後方流れ場

4．1　データ処理法　　試作プローブのブリッジ電圧から算出した流速を，動翼相対速度Wへ座標変換し，動翼に相対的な位相固定平均の変動流$\widetilde{W}$と乱れ度$\widetilde{Tu(W)}$を以下のように求める．

$$\widetilde{W}_i = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} W_{i,j}\ ;\ \widetilde{W}_i = \left(\widetilde{W_{xi}},\ \widetilde{W_{\theta i}},\ \widetilde{W_{ri}}\right) \tag{13}$$

$$\widetilde{Tu(W)}_i = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N}\left[\left(W_{xi,j} - \widetilde{W_{xi}}\right)^2 + \left(W_{\theta i,j} - \widetilde{W_{\theta i}}\right)^2 + \left(W_{ri,j} - \widetilde{W_{ri}}\right)^2\right]}\Big/\overline{W} \tag{14}$$

$$\overline{W} = \frac{1}{M}\sum_{i=1}^{M}\widetilde{W}_i\ . \tag{15}$$

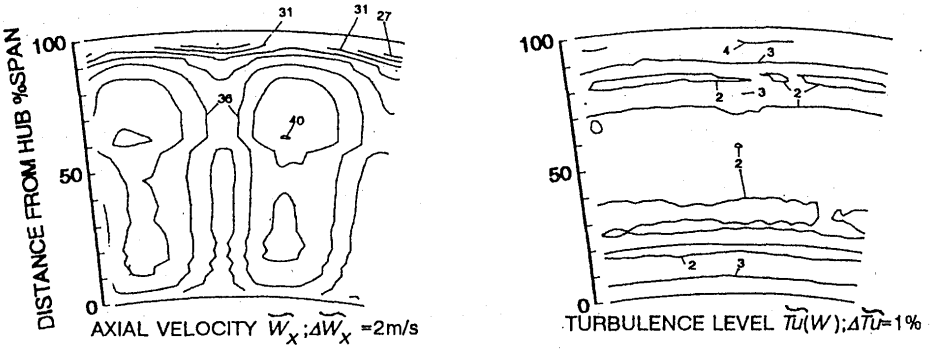
$\overline{W}$は翼間平均相対流速である．添え字x, θ, r は各々圧縮機軸方向，周方向，半径方向を意味する．添え字i(=1,..,M)は１標本内での時刻を表し，j(=1,..,N)は取得した標本の番号を表す．M=300（動翼5翼間），平均化回数N=128とした．レイノルズ応力は以下により求める．$\widetilde{Wx'W\theta'}$について記せば，

$$\widetilde{W_x'W_{\theta i}'} = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} W_{xi,j}\,W_{\theta i,j} - \widetilde{W_{xi}}\,\widetilde{W_{\theta i}} \tag{16}$$

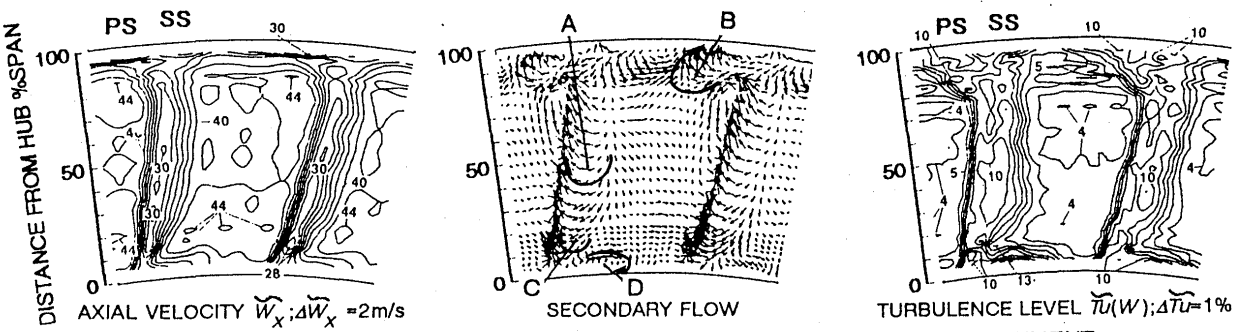
二次流れ$\widetilde{W}_s$については，Poensgen[1]の方法に従い，主流を各スパンでの流量平均速度ベクトル$\overline{Wp}$,

$$\overline{Wp} = \frac{1}{M}\left(\sum_{i=1}^{M}\widetilde{W_{xi}}\cdot\widetilde{W_i}\right)\Big/\overline{W_x} \tag{17}$$

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) 15% ROTOR CHORD AHEAD OF ROTOR LEADING EDGE; 2-D MEASUREMENT.



(b) 15% ROTOR CHORD BEHIND ROTOR TRAILING EDGE; 3-D MEASUREMENT.

FIG.3 FLOW VELOCITY AND TURBULENCE DISTRIBUTION AHEAD OF AND BEHIND ROTOR; 5000rpm, ϕ = 0.46. ENSEMBLE AVERAGED FOR 128 PASSINGS OF A ROTOR BLADE.

で定義し，各点での逸脱成分を$\overline{Wp}$に垂直な面へ投影した二次元ベクトルとして，

$$\widetilde{W}_{si} = \left(-\widetilde{W}_x \sin\beta_p + \widetilde{W}_\theta \cos\beta_p \,,\; -\widetilde{W}_x \sin\gamma_p \cos\beta_p - \widetilde{W}_\theta \sin\gamma_p \sin\beta_p + \widetilde{W}_r\right)_i \tag{18}$$

により抽出する．ここでβ_p，γ_pは主流ベクトル$\overline{Wp}$の相対流れヨー角，ピッチ角である．

4．2　翼間流れ場の様相　図3(a)には動翼前方断面の流れ分布を示す．動翼が上流に形成するポテンシャル場により，軸流速度はほぼ全スパンで周方向に10%程度変動する．ハブに比しチップの方が境界層が厚い．乱れ度は周方向に一様で，主流部では2%以下，境界層内部で3-4%となっている．

動翼後方での軸流速度，二次流れ，乱れ度を図3(b)に示す．軸流速度から，翼ウェークの負圧面側が圧力面側に比して厚く，せん断域の勾配が緩いことがわかる．端壁境界層はチップ側で発達し，ハブ側では抑制されている．ハブ側の通路収縮による増速作用がその一因と思われる．ウェーク内部では，半径方向の静圧勾配と遠心力との不均衡による半径外向き流れが存在し，主流域からウェーク内へ流れが巻き込んでいる（A）．ウェーク内の乱れ度は，負圧側せん断域で10%程度に増加している．

チップ近傍では，翼ウェーク圧力面側に時計周りの渦（B）が見られる．スタガ角が大きくソリディティも大きいことから，先行する動翼先端からの漏れ渦であると考えられる．この渦は，後続翼ウェーク内の流体を巻き込んで干渉している．この領域での乱れ度は10%程度にまで達している．

ハブ近傍では翼負圧面コーナーの流路渦（C）によりハブ近傍の流体がウェークに取り込まれている．ハブ極近傍に弱い渦（D）も形成されている．乱れ度はウェーク負圧面側で最大13%程度である．

4．3　ブジネ近似に基づく渦粘度の評価　多段圧縮機の軸対称流線解析では，半径方向混合現象をブジネ近似による渦粘性係数を用いた乱流拡散項としてモデル化する方法がとられている．流れの軸方向変化が小さいとし，端壁で作用する乱流応力$\tau_{r\theta}$とτ_{xr}を平均流の歪み速度と渦粘度μ_tにより

$$\tau_{r\theta} = \mu_t\left(\frac{\partial\overline{W_\theta}}{\partial r} - \frac{\overline{W_\theta}}{r}\right),\quad \tau_{xr} = \mu_t\left(\frac{\partial\overline{W_x}}{\partial r}\right) \tag{19}$$

と近似的に表して運動方程式に組み込み，μ_tをスパン方向に一定として解析している[2]．

筆者らを含むグループは，実際に計測した歪み速度とレイノルズ応力の相関を調べ，得られた渦粘

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

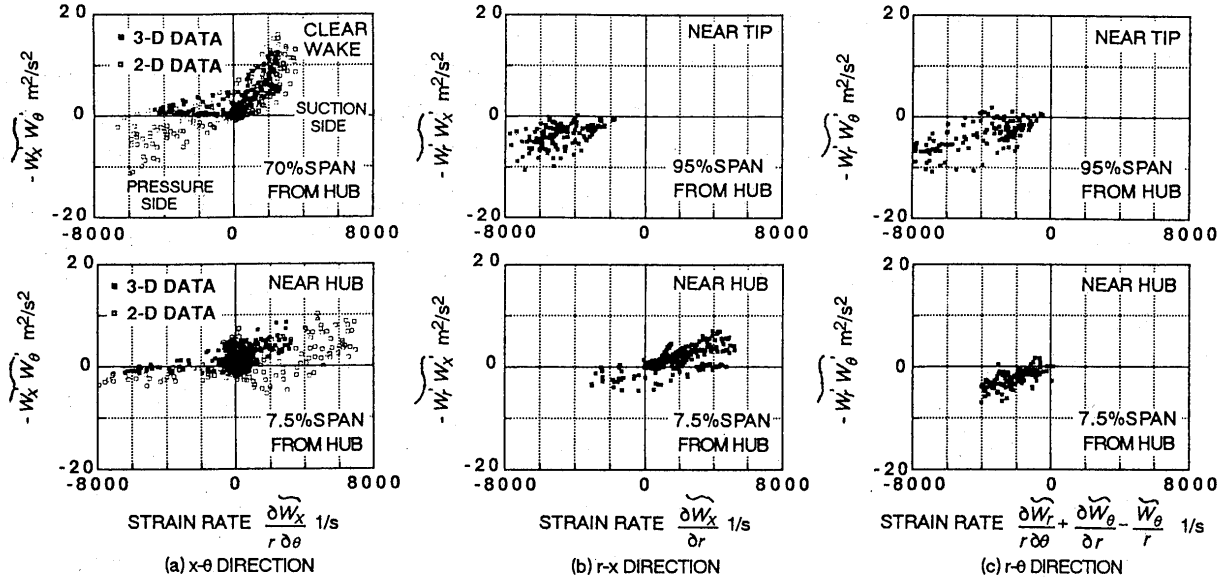


FIG.4 CORRELATION OF REYNOLDS STRESS AND STRAIN RATE OF MEAN FLOW AT ROTOR EXIT; ϕ = 0.46. (2-D MEASUREMENT 6000rpm, 3-D MEASUREMENT 5000 rpm).

度を流線解析に適用して，優れた性能予測が得られることを確認している[3]．ここでは二線式３次元プローブによる渦粘性係数の結果について述べる．

平均流の軸方向勾配を無視すると，ブジネ近似によるレイノルズ応力と歪み速度との関係は

$$-\widetilde{W'_\theta W'_x} = \nu_t\left(\frac{1}{r}\frac{\partial \widetilde{W}_x}{\partial \theta} + \frac{\partial \widetilde{W}_\theta}{\partial x}\right) \cong \nu_t\left(\frac{1}{r}\frac{\partial \widetilde{W}_x}{\partial \theta}\right) \quad (20)$$

$$-\widetilde{W'_r W'_x} = \nu_t\left(\frac{\partial \widetilde{W}_r}{\partial x} + \frac{\partial \widetilde{W}_x}{\partial r}\right) \cong \nu_t\left(\frac{\partial \widetilde{W}_x}{\partial r}\right) \quad (21)$$

$$-\widetilde{W'_r W'_\theta} = \nu_t\left(\frac{\partial \widetilde{W}_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial \widetilde{W}_r}{\partial \theta} - \frac{\widetilde{W}_\theta}{r}\right) \quad (22)$$

となる．ここでν_tは渦動粘度である．式(20)-(21)の最右辺を差分近似で求め，左辺との相関を見る．

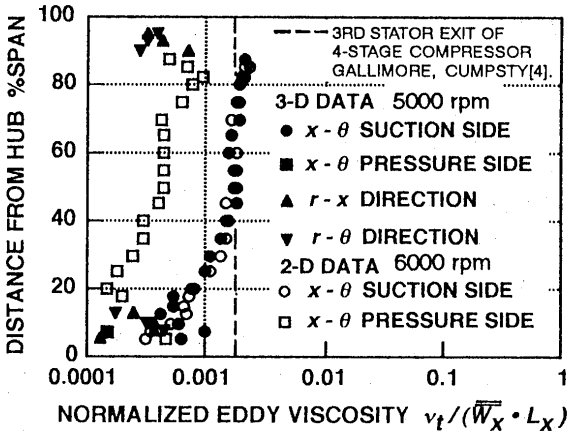


FIG.5 SPANWISE DISTRIBUTION OF EDDY VISCOSITY AT ROTOR EXIT; ϕ = 0.46.

図4(a)に示すx-θ方向では，主に翼ウェークせん断域での相関が現れ，正の歪み速度はウェーク負圧面側に，負の領域は正圧面側に対応する．端壁境界層外の70%スパンでは，負圧面せん断域に直線的相関が現れ，傾きが式(20)から渦動粘度となる．正圧面側せん断域のレイノルズ応力は，二次元Ｘ型プローブの計測結果では僅かに見られるが，試作プローブでは検出されない．薄いせん断域での流れの高周波変動に追随できないことや試作プローブのセンサ間隔が大きいことが理由と思われる．ハブ近傍では，ウェーク正圧面側に直線的相関が現れるが負圧面側ではコーナでの渦によりばらつく．チップでは漏れ流れなどにより相関は明確ではない．

図4(b),(c)には両端壁近傍でのr-x，r-θ方向の相関を示す．端壁境界層内部であるため，半径方向の流れの勾配により，歪み速度は一方の符号側へ偏る．ばらつきは大きいものの，この相関を式(21)，(22)により原点を通過する直線で表し，平均的な渦動粘度を求める．

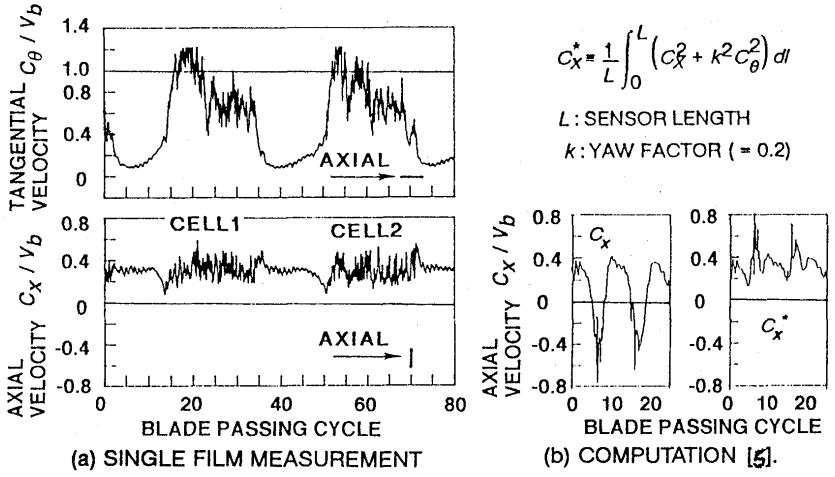
求めた渦動粘度の半径方向分布を図5に示す．Lxは段軸方向長さ，$\overline{Wx}$は通路断面平均軸流速である．x-θ方向ではウェーク負圧面側の渦動粘度が正圧面側に比し大きい．負圧面側の渦動粘度は，二次元，三次元計測で一致する．両端壁近傍ともに，x-r，r-θ方向の相関による渦動粘度は互いに近く，ハブ側ではx-θ方向の値とも近い．両端壁でのx-r，r-θ方向の渦動粘度は主流部のウェーク負圧面側でのx-θ方向の渦動粘度と比べるとかなり小さいが，二次元計測によるウェーク正圧面側でのx-θ方向の渦動粘度の値とは近い．図中に併記した４段機の計測値[4]とは，オーダー的に比較的対応している．

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

5．逆流を伴う深い旋回失速流れの計測

この圧縮機では，低流量域で発達した失速セルが二つ形成され，絶対系で動翼速度の53%程度で動翼回転方向に旋回する(5)．図6(a)には，通常の単線プローブを動翼前方チップ近傍で周方向，軸方向に垂直に向けて計測した結果を示す．セルの到達と共に周速度は急激に増加し，動翼速度を上回るレベルに達している．軸流速度は非失速状態から一旦落ち込んだ後急激に増加し，非失速レベル付近でバースト的に変動する．一方，図6(b)左に示す数値シミュレーション(5)では，セルの通過に伴い，1点での軸流速度は大きく負に転じている．熱線はセンサ区間の熱損失の積分量を感知していることから，数値計算結果からセンサ長相当区間Lの有効冷却速度(6)を積分し熱線出力C_x^*を模擬すると，図6(b) 右の波形が得られ，単線計測結果と類似する．実験機でも逆流が生じていることが推察できる．

そこで，前述した単線式スプリットプローブによる測定方法を考案し，動翼前方の同一観測点で流れを計測すると，図７に示すような軸，周方向速度の時刻歴が得られる．周方向速度は非失速域で多少存在するが，セルの到達により急激に上昇し，動翼速度を上回るレベルに達する．対応する軸流速度は負に転じており，セル内部で正流から強い逆流への変化が生じていることが確認された．



(a) SINGLE FILM MEASUREMENT　　(b) COMPUTATION [5].

FIG.6 TIME TRACE OF FLOW VELOCITY AHEAD OF ROTOR NEAR TIP DURING DEEP ROTATING STALL; ϕ=0.22.

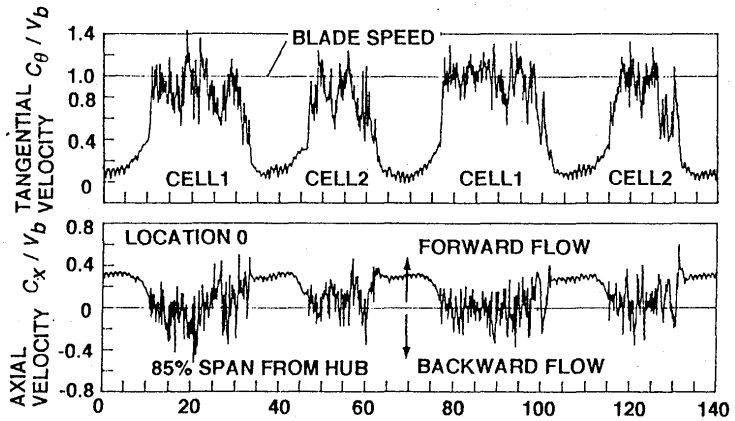


FIG.7 TIME TRACE OF FLOW VELOCITY MEASURED BY SPLIT-FILM PROBE AHEAD OF ROTOR DURING DEEP STALL .ϕ=0.22, 6000rpm.

6．まとめ

（1）試作三次元プローブによる動翼列出口での計測より，ウェーク内部の半径外向き流れやチップ近傍の漏れ渦，ハブでの流路渦が確認でき，これらの領域で乱れ度が高いことがわかった．

（2）翼ウェーク域，端壁境界層域で平均流の歪み速度とレイノルズ応力との間に相関を調べ，ブジネ近似による渦粘度の評価を行った．ウェーク内では負圧面側せん断層での渦粘度が正圧面側に比して大きく，端壁での渦粘度は特にハブ側で軸，周，半径方向で互いに比較的近い値をとる．

（3）単線式スプリットプローブによる動翼前方での計測より，深い失速セルの強い逆流を確認した．

参考文献

[1] Poensgen, C.A, Ph.D. Dissertation, (1991), RWTH Aachen. [2] Gallimore, S. J., J. Turbomachinery, Trans. ASME, Vol.108-3, (1986), pp.10-16. [3] Kobayashi, K. et al, 1995 YIGTC, Vol.II, (1995), pp.193-200. [4] Gallimore, S. J., Cumpsty, N. A., J. Turbomachinery, Trans.ASME, Vol.108-3, (1986), pp.2-9. [5] Kato, D. et al, 1995 YIGTC, Vol.II, (1995), pp.173-180. [6] Jorgensen, F., DISA Information, Vol.11, (1971), pp.31.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

回転式トラバース装置を用いた翼列特性の計測 C—7
（計測装置の概要及び計測例）

*立石　純一郎（拓殖大学大学院）
平野　孝典　（拓殖大学）
藤本　一郎　（　〃　）

1．はじめに

近年、ジェットエンジンやガスタービン等のターボ機械では、性能向上の強い要求から翼列翼の作動する流れ場は、遷音速、超音速となる場合がある。遷、超音速領域で作動する翼列では、亜音速領域では生じない翼面上での衝撃波の発生、あるいは隣接翼で発生する衝撃波の反射が生ずる場合がある。更にこのような翼間に発生する衝撃波が振動する場合には、翼面に急激な圧力変動を起こす。従ってこれらの現象を正確に把握することは大変重要である。しかし、翼列において衝撃波の諸問題を解決する実験データは、実験装置及び測定方法の困難さにより、圧縮性の影響の強い翼列については、非常に少ないのが現状である[1]。

本研究で使用する遷音速風洞は、密閉式回流型風洞である。そのため、測定部内に通常のトラバース装置を設置することは大変困難である。そこで、今回二次元遷音速圧縮機翼列の特性を調べるために、藤本の考案による回転式トラバース装置[2]を設置して計測を行った。本装置は、風洞測定部側壁に設置するもので、複数の偏心した円盤で構成されている。円盤を回転させることより直径324mmの円内範囲がトラバース可能である。今回は、本トラバース装置に５孔プローブをセットし遷音速圧縮機翼列の全圧損失を計測した一例について報告する。

2．回転式トラバース装置概要

2．1　回転式トラバース装置

図1(a)に回転式トラバース装置を示す。本装置は、取付けフランジ(φ540mm)、大円盤(φ442mm)、中円盤(φ252mm)、小円盤(φ80mm)からなり、風洞測定部に取り付けられる。大円盤、中円盤をそれぞれ回転させることにより、直径324mmの円内範囲の任意の点にトラバース可能である。測定位置は、小円盤の中心となっており、小円盤の回転により５孔プローブのピッチ角を変化させる。小円盤、中円盤には、アクリル製観測窓が設置されており、これにより、測定位置付近の観測が可能となっている。図1(b)に示す計測点座標(x,y)と、大円盤及び中円盤の回転角度α,βの関係は、以下のように与えられる。

$$x=r\cos\alpha+r\cos(\alpha+\beta)\quad,\quad y=r\sin\alpha+r\sin(\alpha+\beta)\qquad\cdots(1)$$

又は、

$$\alpha=\cos^{-1}\left(\frac{x}{Ar}\right)-\theta_0\quad,\quad \beta=\cos^{-1}\frac{\left(\frac{x}{r}\right)^2+\left(\frac{y}{r}\right)^2-2}{2}\qquad\cdots(2)$$

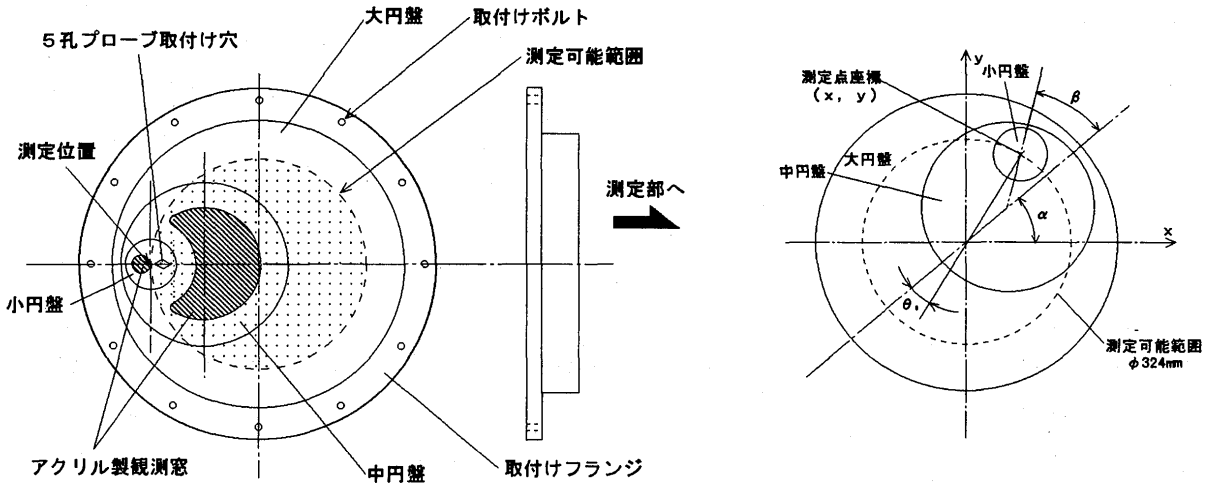
ここで、

r:大円盤と中円盤の中心間距離(r=81)，$A=\sqrt{(1+\cos\beta)^2+\sin^2\beta}$，$\theta_0=\tan^{-1}\frac{\sin\beta}{1+\cos\beta}$

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図2に示すように、各円盤はボールベアリング、ミニチュアカムフォロア及びクロスローラリング等で支持されている。



(a) (b)

図1 回転式トラバース装置

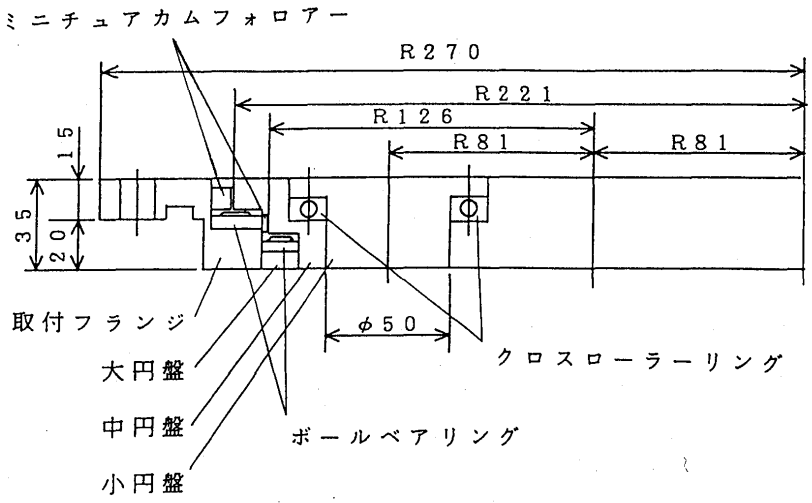


図2 回転式トラバース装置断面図

2．2　回転式トラバース装置回転誤差

大円盤と中円盤の回転角度α, βの回転誤差dα, dβに対する設定座標(x, y)の誤差εは、以下の様に与えられる。

つまり, $\varepsilon^2=dx^2+dy^2$ とすると、dαとdβが同符号の場合幾何学的条件より、測定点と大円盤中心点との距離が、最大値をとるときに、ε^2は最大値をとることが予想される。

一例としてdα=dβとすると、(1)式から誤差εは

$$\varepsilon^2=r^2\cdot(5+4\cos\beta)\cdot d\alpha^2 \qquad \cdots(3)$$

となり、αに関係なくβ=0°のとき最大値、β=180°のとき最小値となることがわかる。図3に、回転誤差dαに対する誤差εを、β=0°, 90°, 180°の場合について示す。図中β=0°(○印)及びβ=180°(□印)で挟まれた領域が誤差を表している。例えば|dα|=0.1°のときの最大誤差は0.4

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

24mm、｜dα｜=0.2°における最大誤差は0.848mmである。

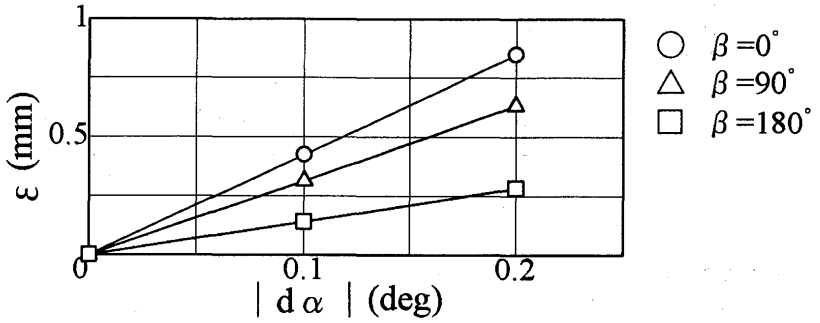


図3　回転誤差

3．実験装置及び方法

3．1　実験装置

本研究では、供試翼として二重円弧翼（図4）を使用し、圧縮機直線翼列（図5）を構成した。使用した遷音速風洞は密閉式回流型風洞で、作動流体は空気である（図6）。測定部における主流マッハ数は、0～1．2の範囲で設定可能となっている。

図7に5孔プローブを示す。測定部は直径2．8mmであり、先端部は45°の傾きを有する円錐台形状となっている。先端部中心に全圧孔（0番）、斜面上に90°間隔で直径0．4mmの圧力孔（1～4番）が設けられている。支持部は超音速領域でできるだけ影響を小さくするために、ひし型形状とした。5孔プローブを、その先端部がトラバース装置の小円盤中心に位置するよう設置し、ピッチ角を変化させることによって風洞測定部内の局所的な圧力を測定することができる。

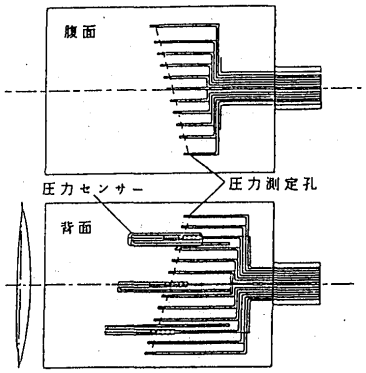


図4 二重円弧翼

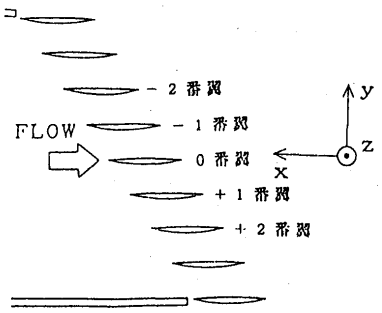
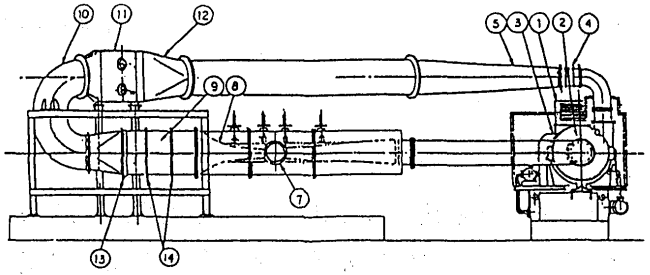


図5 翼列構成図



①電動機　②遠心ブロワ　③増速機　④ベローズ
⑤拡散胴　⑥流体継手　⑦測定部　⑧可変ノズル
⑨整流胴　⑩コーナーダクト　⑪熱交換器
⑫異形拡散胴　⑬整流格子　⑭整流金網

図6 高速風洞

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

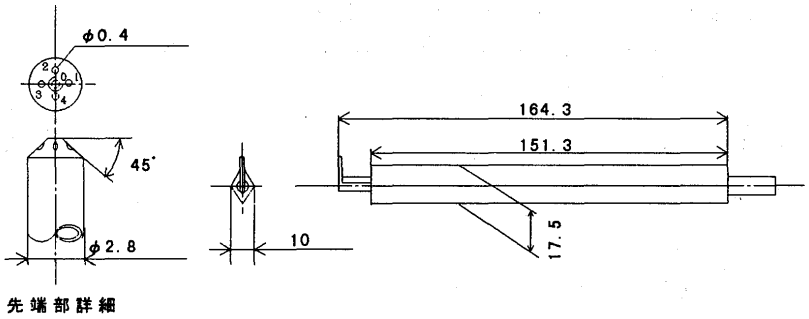


図7 ５孔プローブ

３．２　実験方法

５孔プローブの角度特性を調べるために、翼列のない測定部に取り付けられた回転式トラバース装置の小円盤に５孔プローブを取り付け、マッハ数及びピッチ角を変化させて、各圧力孔の圧力を計測した。

次に、翼列条件を示す。翼列は食い違い角３０°、迎え角５°、インシデンス０°、翼間ピッチ４０mmの遷音速圧縮機翼列である。今回は、翼列下流における全圧損失を計測した。図８に測定位置を示す。測定は、翼の後縁から半翼弦長下流位置を、ピッチ2mm、4mmで翼列に沿って平行移動させた。全圧は、流れの方向に５孔プローブの向きを合わせて測定した。図9に圧力測定手順を示す。圧力データは、スキャニングバルブ－圧力変換器－増幅器を経て、データ処理装置に取り込まれる。

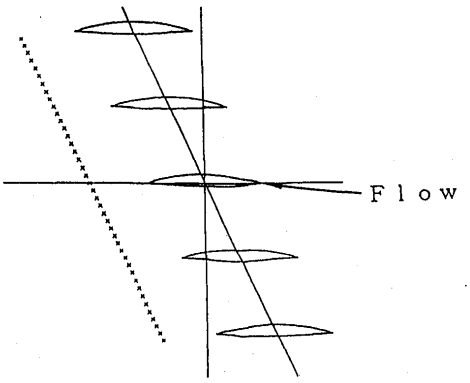


図8 測定位置

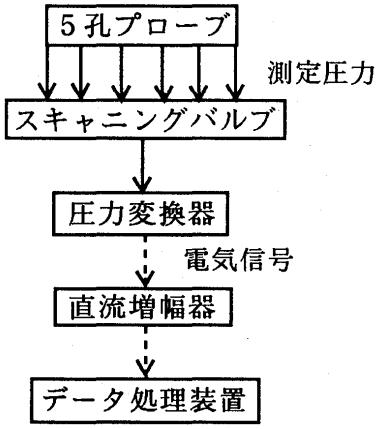


図9 圧力測定手順

４．結果及び考察

４．１　５孔プローブ角度特性

５孔プローブの角度特性を圧力係数Ｃｐで表したものを図10に示す。本研究は二次元の流れ場計測であるのでピッチ方向のみについて示す。図の横軸はピッチ角θ(deg)、縦軸は圧力係数Ｃｐを表す。図中の各記号は、○：０番圧力孔、■：２番圧力孔、□：４番圧力孔を表す。すべてのマッハ数に関して、θ＝０°に対し左右対称となっている。また、マッハ数の変化にあまり関係なく本プローブは、ほぼ同じ角度特性を表しているのがわかる。特に、θ＝0°付近の0番圧力孔のＣｐでは、θ＝±5°以内でほぼ一定となる角度特性を表すことがわかる。

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

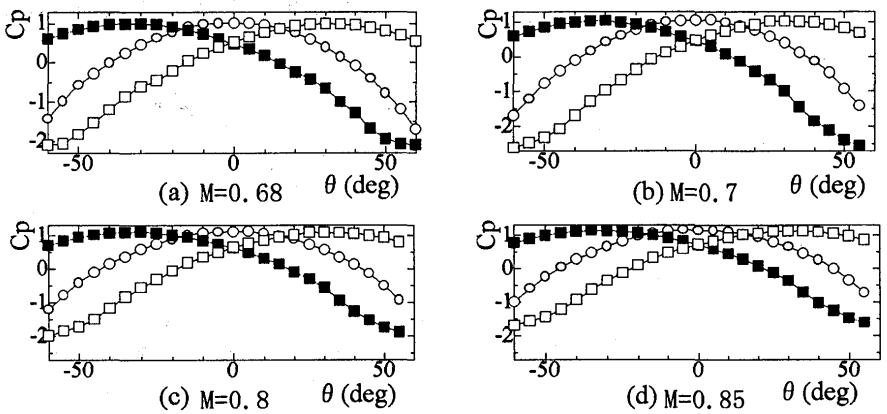


図10 5孔プローブ角度特性

4．2 翼列下流の全圧分布

-2番翼～+2番翼の翼列下流の全圧分布を図11に示す。縦軸は電圧(V)を表しており、横軸は測定番号を表している。測定番号11,21,31近辺は翼の後方に当たっており、その近くでは、全圧が低くなり、損失が大きくなっている。また、各翼後方の全圧損失の大きさが一様となっておらず、今回の翼列構成の均一性（一様性）に若干の疑問が残る結果となった。

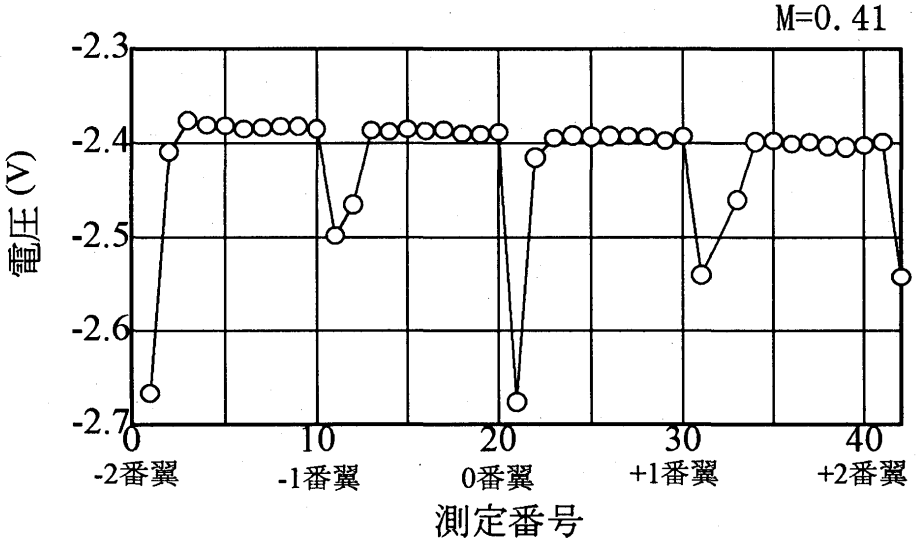


図11 全圧分布

4．3 翼列の全圧損失

翼列下流の全圧損失を全圧損失係数ζで表したものを0番翼と-1番翼の1ピッチ間について図12に示す。縦軸は全圧損失係数ζ、横軸は、測定番号を表す。(a)、(c)は4mmピッチ、(b)は2mmピッチで測定した。

ここで、全圧損失係数は次式で定義される。

$$\zeta = \frac{P_t - P}{P_t - P_s}$$

P_t：翼列前方の全圧
P：翼列後方の全圧
P_s：翼列前方の静圧

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

全圧損失係数が大きくなる箇所は、翼の後方であり、本実験条件では、全圧損失係数の最大値は、ほぼ0.3であることがわかる。

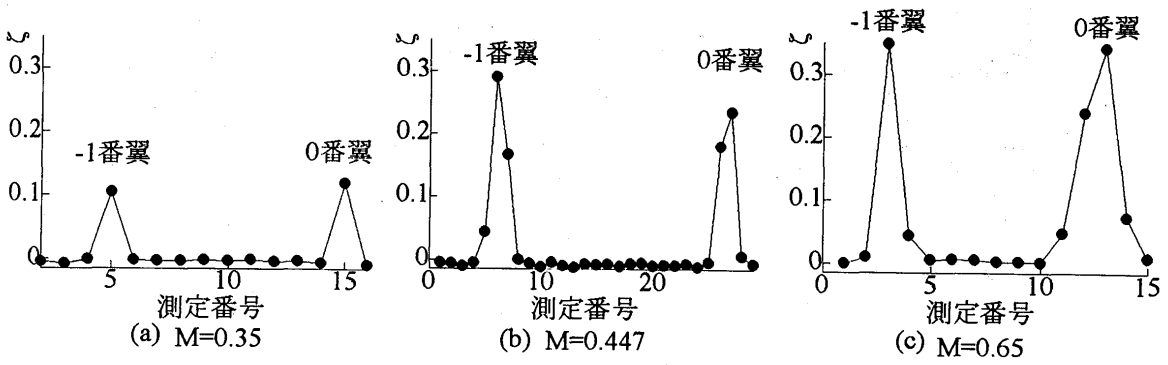


図12 全圧損失

5．結論

本研究では、製作した回転式トラバース装置の性能を確認するとともに、以下のような、5孔プローブの角度特性、及び遷音速圧縮機翼列の翼列特性が得られた。

(1) 回転式トラバース装置の計測範囲は、直径324mmであり、回転誤差±0.1°に対して設定位置誤差は最大±0.848mmであり、充分使用可能である。

(2) 5孔プローブの角度特性については、マッハ数の影響はそれ程顕著ではない。

(3) 翼列の全圧損失について、今回の流入マッハ数の範囲では、マッハ数が高くなると翼後方の全圧損失係数の値は大きくなることがわかった。

今後は、5孔プローブで測定された全ての圧力データから、速度を求める計算方法を確立することを試みる。

謝辞

本研究を遂行するにあたり、三井造船の高木俊幸氏、橋本雅方氏から数々の有益な助言を頂いた。又、5孔プローブの設計については東京大学の梶研究室の方々にご指導頂いた。ここに謝意を表する次第である。

参考文献

(1) 小林、”振動する遷音速環状翼列の非定常空力特性の研究”、日本機械学会論文集(B編) 829 52巻 474号(昭62-2) 713

(2) 藤本、平野、”回転式トラバース装置を用いた遷音速圧縮機翼列の定常特性の計測”、第9回翼列研究会講演予稿集、1996年

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

遠心ブロワの旋回失速騒音と羽根車後方流れ

C—8

*佐波 泰之 (早大院)
太田 有 (早 大)
田島 清瀬 (早 大)

1．緒 言

遠心ブロワの羽根車に発生する旋回失速に起因して，低周波数領域に顕著な離散周波数騒音が発生することが知られている[1]．この離散周波数成分（以下：旋回失速騒音）は著しく高い音圧レベル値を示し，低流量運転時におけるブロワ全体の騒音特性を支配する．このため，低流量域での運転が不可避とされている低圧・低比速度の遠心ブロワでは，深刻な公害問題を引き起こすことにもなりかねない．従来より，遠心ブロワの幾何形状や運転条件が旋回失速騒音に与える影響が調査され，改良形羽根車までが提案されているが[2],[3]，その定性的性格について必ずしも十分な資料が整っているとは言えない．さらに，旋回失速騒音の定量的予測・評価あるいは発生機構の解明に関しては，失速下での複雑な流れ状況や遠心機特有の非対称渦形室による失速セルの周方向伝播特性の変化などと密接に関連していると考えられるため，現在までにほとんど行われていないのが現状である．

本研究では，遠心ブロワの旋回失速騒音の定性的性質を詳細な実験により明らかにすると共に，発生機構や伝播特性について羽根車内部流れ場と関連させた系統的な調査により，適切な評価法・低減化法を提案することを最終的な目標としている．本報告では，ブロワ吸込口から系外へ放射される旋回失速騒音の音圧レベルが，ブロワ単体のみならず付属管路系（特に吐出管路系）の周波数特性によって減衰あるいは増幅される過程を示し，その特性を予測する物理モデルを提示した．これにより旋回失速騒音の評価および予測に関して伝播系の周波数特性が及ぼす影響を明確に示すと共に，伝播系の特性を考慮して騒音レベルを低減することが可能となる．また，旋回失速騒音の発生周波数が運転条件により変化するため，羽根車後方の流れ場を詳細に計測することにより失速セルの周方向旋回特性を調査し，発生騒音との関連について予備的な検討を行った．

2．実験装置および計測方法

供試ブロワは，定格回転数 3000[rpm]，定格流量 50[m³/min]，全圧上昇 300[mmAq]の低比速度（42.4[rpm,m³/s,m]）の遠心型であり，翼は NACA-65 形に製作上の厚み修正を加えた後向き羽根で，翼枚数は 12，羽根車外径は 460[mm]である．ブロワ本体は無響室内に設置され，室内の暗騒音レベルはブロワの旋回失速騒音のレベルと比較して十分に小さい．また，流量の設定には吐出管路（全長 8.22[m]）端に設置されたバタフライ弁を用いている．装置詳細は関連報告[4],[5]を参照されたい．

ブロワの外部騒音は，JIS 規格に準じて，吸込ベルマウスより 1[m]の地点にコンデンサマイク（B&K 社,4133 型）を設置し，音圧レベルの測定を行う．自己スペクトル密度の解析データは，128 回平均を使用する．また，羽根車吐出流速および吐出角度は，X形熱線流速計（DANTEC 社,55R52 型）を使用し，羽根車子午面内の 2 次元速度ベクトルの計測を行う．この際，別途設置したI形熱線流速計（DANTEC 社,55R01 型）の出力信号を基準として，失速セルの旋回と同期させた平均化処理を行う．出力データは CTA ブリッジ（DANTEC 社,56C17 型）を介し，リニアライザ（DANTEC 社,56N21 型）によって線形化された後，データレコーダに記録されコンピュータ処理される．本実験で用いた外部騒音および羽根車吐出速度ベクトルの計測系概略を図 1 中に示しておく．

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

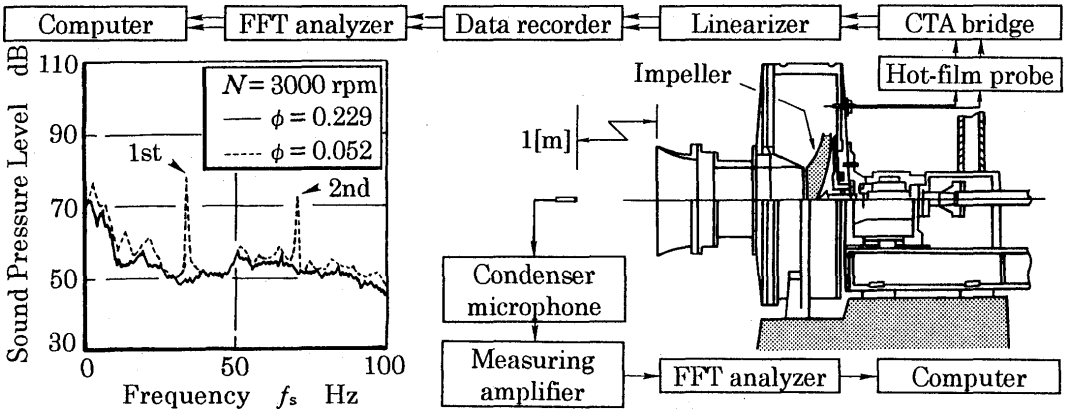


図1 供試ブロワの旋回失速騒音と騒音・流速測定系の概略

3．旋回失速騒音

3．1　旋回失速騒音の特性

供試ブロワ吸込口にで測定された騒音スペクトルの低周波数領域を図1中に示す．設計流量（流量係数 $\phi = 0.229$）運転時には広帯域成分のみが観察されるが，特性曲線の右上り領域（$\phi = 0.052$）では，羽根車内に発生した旋回失速に起因して顕著な離散周波数成分が2次の高調波まで認められる．これらは翼通過周波数成分と同程度あるいはそれ以上の音圧レベル値を示し，低流量運転時における騒音特性を支配するため，流量範囲が広範な産業用ブロワにおいては深刻な問題となる．

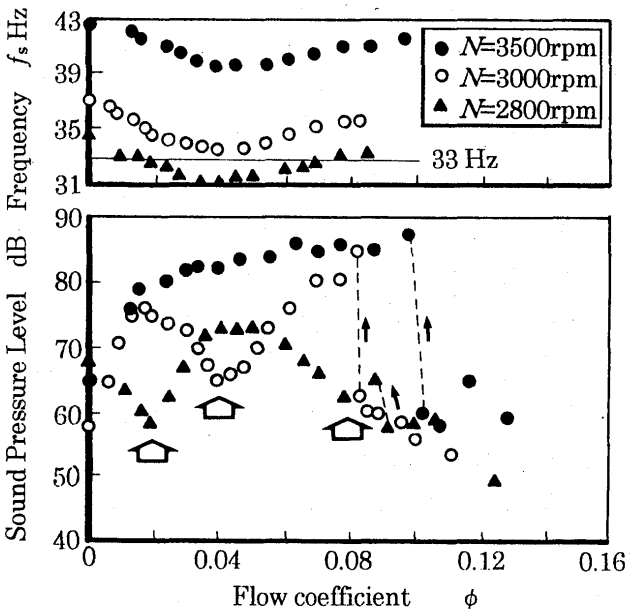


図2 旋回失速騒音の流量特性

羽根車内失速セルの発生および伝播状況を熱線流速計を用いて調査したところ，幾何形状や運転条件によらず常に失速セル数は1つであり，羽根車回転速度の65 [%]程度で同一方向に旋回している．この失速セルの旋回周期が旋回失速騒音の基本周波数と一致する．流量の低下に伴う旋回失速騒音の音圧レベルおよび発生周波数の変化を図2に示す．定格回転数 $N = 3000$[rpm]の場合，旋回失速の発生と共に音圧レベルは20[dB]以上も急激に増加する．その後，流量の低下と共に一度極小値，極大値をとった後，再び減少する傾向を示す．この流量特性はブロワ運転回転数によって大きく影響され，$N = 3500$[rpm]では単調減少，$N = 2800$[rpm]では二度極小値をとる複雑な変化を示す．

一方，旋回失速騒音の発生周波数は，従来より与えられている実験式[1] $f_s = 0.72n$（n：羽根車回転数[1/s]）近傍でわずかに変化し，一度極小値をとった後，再び増大する傾向を示す．これは，失速セルの旋回速度が運転点によって異なることを示すものであり，羽根車後方流れ場の計測からも確認される．旋回失速騒音レベルの極小値は，いずれも特定周波数（33[Hz]）の場合に限られている．

上述した旋回失速騒音レベルと発生周波数の関係を調査するために，流量係数を0.052一定に保った条件下で運転回転数を連続的に変化させて，一次・二次成分の軌跡を調査した結果を図4中に示す．この実験に際し，流量係数一定の運転条件下では，回転数の増大に対して，旋回失速騒音の発生周波

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

数が直線的に増加することを予め確認した．一次・二次成分の音圧レベルは，周波数の増大に対して複雑に変化し，しかも，一次と二次成分の減衰する周波数は極めてよく一致する．また，吐出管路長が L_0=8220[mm]の場合には，20 および 33[Hz]付近において，著しい減衰を示し，先に述べた特徴と一致する．しかし，吐出管路長を変化させることで，この特性は影響を受け，旋回失速騒音が伝播する過程において，管路系をも含めた系全体の周波数特性に強く支配されていることを示している．

3．2　旋回失速騒音の予測モデル

付属管路系をも含めたブロワ騒音特性は，従来より Moreland[6]，Yeow[7],[8] らによって予測されているが，いずれのモデルも本実験結果を正確に予測することは出来ないようである．ここで提案する音響モデルは，Yeow の考え方に準拠して各構成要素の音響インピーダンスを接続する集中定数モデルを基本とするが，代表寸法が旋回失速騒音の波長と比べて比較的大きいと考えられる吸込および吐出管路系には一次元の波動方程式を適用する複合モデルである．渦形室を容量要素，羽根車および口金隙間は慣性要素で近似する．本モデルの概略を図３に示しておく．

このモデルの特徴は，口金隙間を介して渦形室ー吸込管路間で構成される音響閉ループを導入した点であり，これが従来の騒音モデルと異なる．これは，吸込管路内圧力変動の計測結果より，口金隙間を伝播する際に特定周波数（33[Hz]）の圧力波のみが著しい減衰を示したことに基づいている．また，旋回失速騒音の音源特性を正確に見積もることは現状では困難であるため，従来の報告[1]に基づいて騒音強さが流速の６乗に比例する理想音源とし，羽根車出口近傍に位置すると仮定する．この理想音源は系内に質量を発生させず，変動圧力差のみを生じさせる Moreland[6]の音源モデルに準拠している．吸込および吐出管路端では開口端補正を考慮した放射インピーダンス Z_{RAD}[9]を導入する．

各構成要素の接続部分で圧力の平衡と体積流の連続性を考慮した複素条件式を決定し，吸込および吐出管路側へ放射される音響波に関する周波数特性を次式で計算する．

吐出管路側：$G_1 = 10\log(P_{1,out}/P_0)^2$ ，吸込管路側：$G_2 = 10\log(P_{2,out}/P_0)^2$

本モデルによって計算した吸込口での音圧レベルを図４中に太線で示す．音源レベルの定量的評価

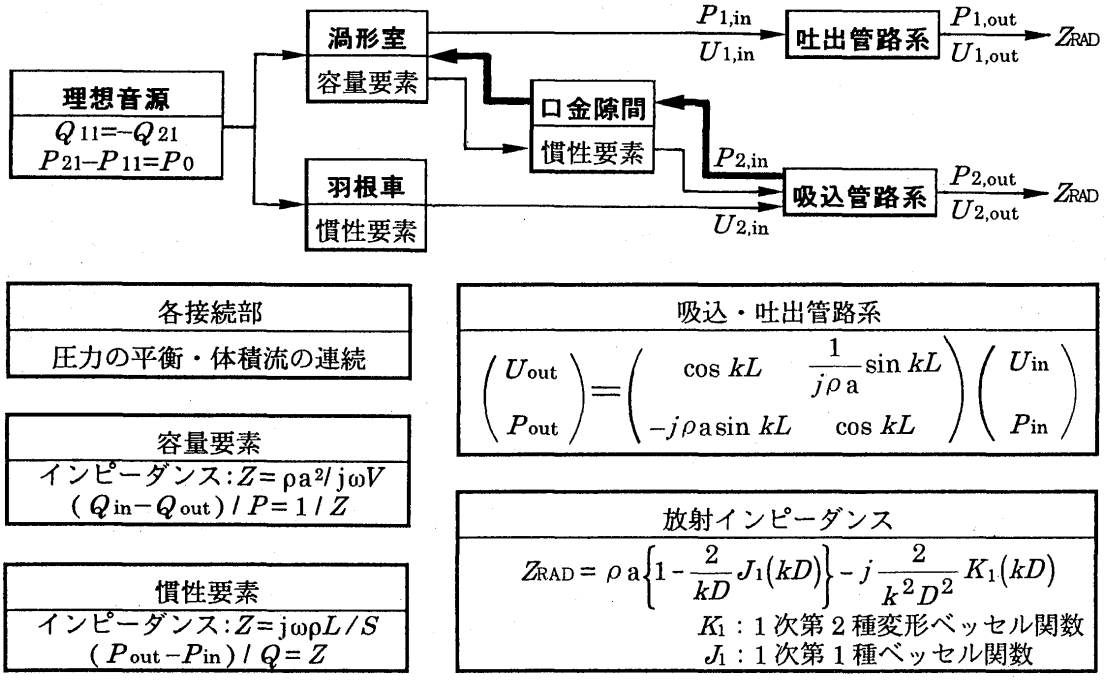


図３　伝播系の周波数特性を考慮した旋回失速騒音の予測モデル

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

が不可能であるため，音圧レベルの絶対的評価はできないが，定性的には実験結果と良く一致し，吐出管路長の違いによる騒音特性の変化も良く表現できる．前述した33[Hz]の減衰は，吐出管路内での共振現象による動吸収効果によって，音響エネルギが口金隙間を介して吐出管路側へ供給されるために起こる現象であり，吸込管路側へ伝播する音響波は著しく減衰する．一方，この33[Hz]の音響波は吐出管路側へは増幅されて伝播する．

このように，ブロワ系の周波数特性では口金隙間が重要な役割を果たし，旋回失速騒音を予測・評価するためには吸込および吐出管路をも含めた系全体の周波数特性を考慮する必要があることが明確となった．

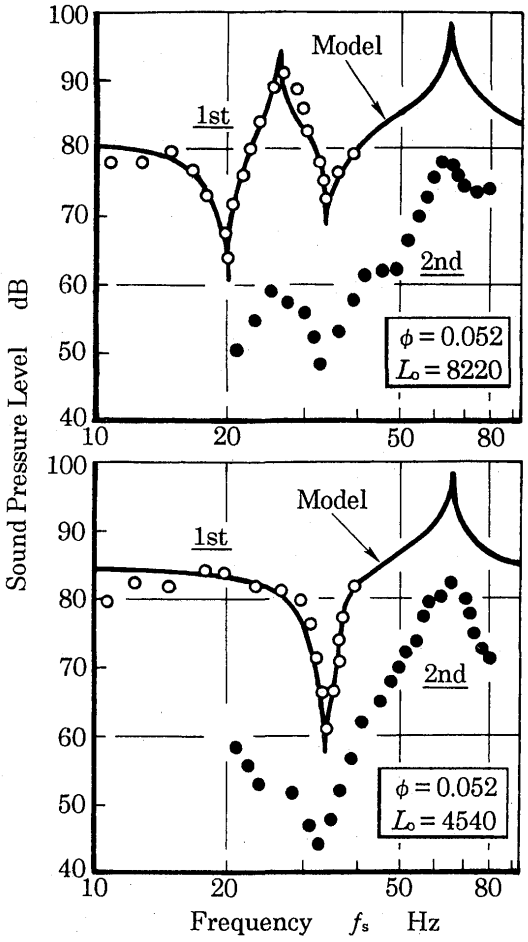


図4 旋回失速騒音の周波数軌跡 モデルによる計算値と測定値との比較

4．失速セルの周方向旋回特性に関する予備的検討

4．1 羽根車後方流れ場の計測・解析方法

旋回失速騒音の発生周波数を予測し，音圧レベルを定量的に評価するには，失速セルの羽根車周方向への伝播特性，ひいては失速運転下での羽根車内流れ構造を把握する必要がある．ここでは，まず羽根車出口近傍での流れ場を詳細に計測することで，失速セルの周方向伝播特性に関する予備的検討を行う．本実験で用いた計測・解析方法の概略を図5に示しておく．

(1) 失速セルの旋回速度は，各運転条件によって異なるために，I 形熱線プローブを基準位置（η =273.7[deg]）に固定し，各測定毎に得られた流速波形を周波数解析することにより旋回周期・速度を算出する．

(2) X 形プローブを羽根車周方向 10 ヶ所，軸方向 10 ヶ所の測定点に順次設置し，二次元吐出流速ベクトルを計測する．この際，(1)で得られた失速セルの旋回周期を用いて，各測定点でのデータに対して 32 回の平均化処理を施す．この平均化処理により，流速波形に包含される翼通過成分などの高周

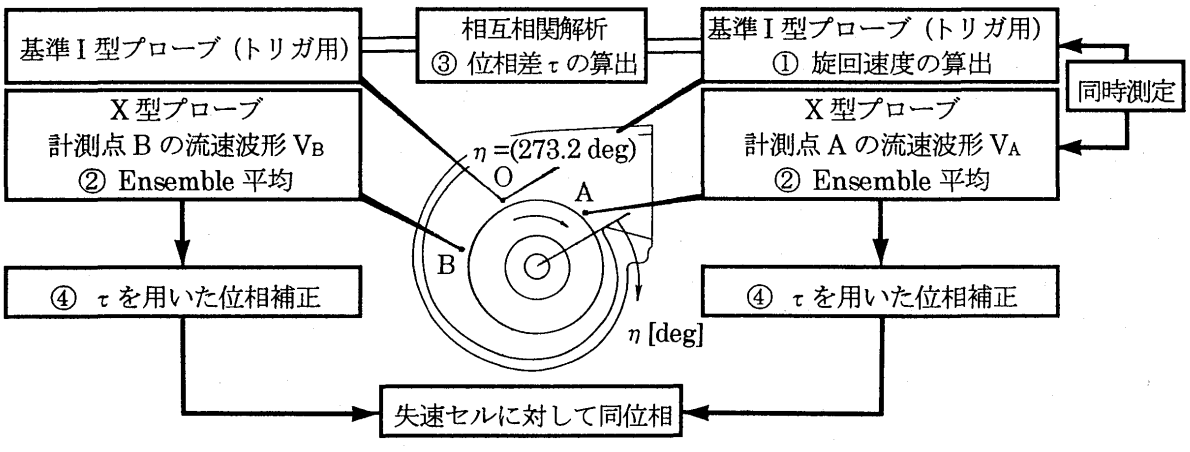


図5 羽根車後方流れ場の計測・解析方法

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

波成分を平滑化し，失速セルの特性を明確に表現することが可能となる．また，各々の計測に当たっては基準位置に設置したＩ形プローブの出力波形を同時にデータレコーダに記録しておく．

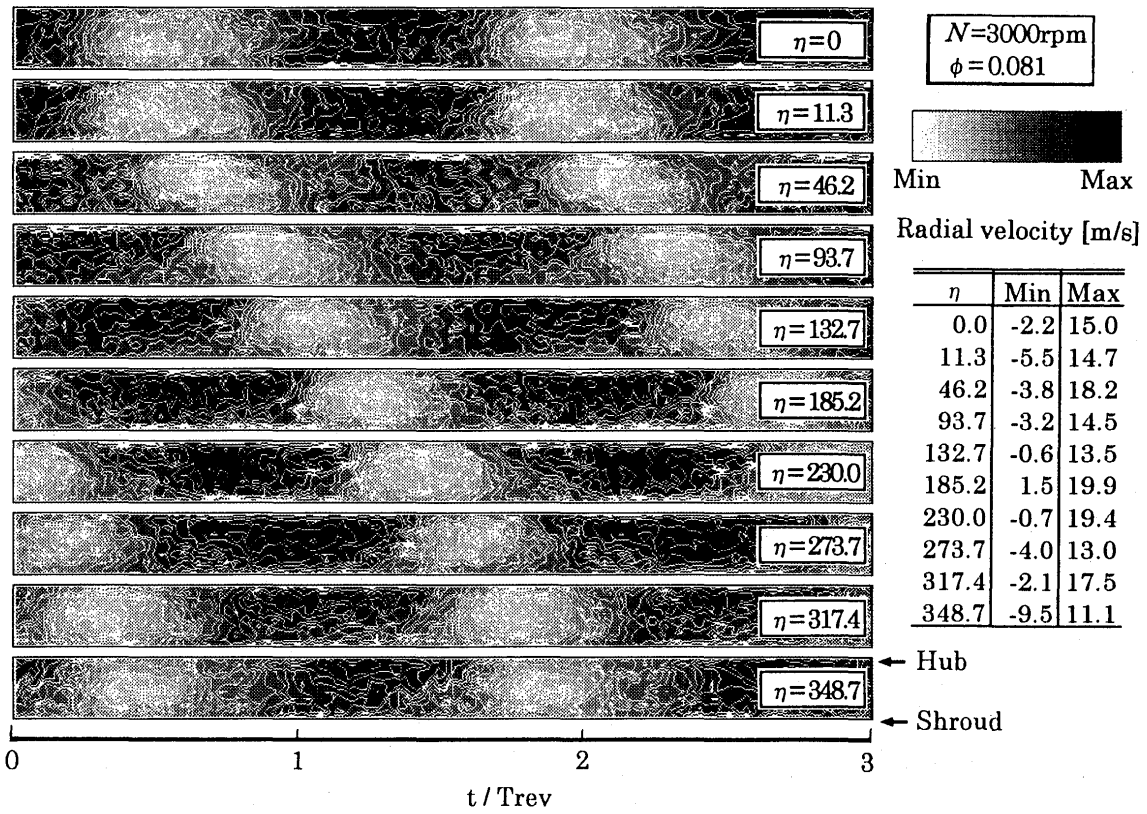
(3) 周方向 10 ヶ所，軸方向 10 ヶ所の測定の際に同時記録された基準Ｉ形プローブの出力波形に順次相互相関解析を実施し，失速セルの旋回に対する各測定位置での遅れ時間(位相差) τ を算出する．

(4) 各点で測定された速度波形に，(3)で得られた各位置での位相差 τ を考慮することにより，全測定点において失速セルの旋回に関して同時性を有するデータを得ることができる．なお，周方向 10 ヶ所，軸方向 10 ヶ所，計 100 ヶ所の測定点は，いずれも羽根車外周から半径方向 5[mm]の位置である．

４．２　失速セルの羽根車周方向旋回特性

前述した計測・解析方法によって得られた羽根車後方流れ場より，羽根車吐出流量は舌部近傍で最小，舌部から離れると共に増大する特性を示し，これは運転点の影響を受けない．この特性は，遠心機特有の非対称渦形室の影響を受け，舌部近傍で形成される流路ブロッケージに起因する圧力パターンに支配されているものと考えられるが，詳細な解明は次の段階の調査を待たねばならない．

失速セルの通過による低流速領域は，この羽根車周方向の流量特性に重畳する形で存在しているため，失速セルの周方向旋回特性に焦点を当て，これを明確な形で評価するために，羽根車周方向の各測定位置で計測された平均流速を基準として相対的に表現する試みを行った．このようにして得られた羽根車吐出流の半径方向等流速線図を図６に示しておく．図中の濃淡は各測定位置での相対流速を表わしているため，各測定位置間での絶対レベルを比較することは出来ないが，羽根車周方向の流量特性の影響を除去することで，失速セルの旋回特性を明確に記述することができる．η は舌部頂点を基準として時計回りに測定した角度[deg]，横軸は羽根車回転周期 T_{rev} を用いた無次元時間である．



η	Min	Max
0.0	-2.2	15.0
11.3	-5.5	14.7
46.2	-3.8	18.2
93.7	-3.2	14.5
132.7	-0.6	13.5
185.2	1.5	19.9
230.0	-0.7	19.4
273.7	-4.0	13.0
317.4	-2.1	17.5
348.7	-9.5	11.1

図６　失速運転下での羽根車吐出半径方向等流速線図および失速セルの伝播状況

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

この結果より，失速セルの周方向旋回特性について以下の知見が得られた．

(1) 失速セルは羽根車子午面内のハブ側を旋回し，シュラウド側には定常的な逆流域の発生が認められる．この失速セルの旋回周期は，流量の低下と共に一度極小値を示した後再び増大する傾向を示し，旋回失速に起因する離散周波数騒音の流量特性と一致する．

(2) 失速セルと考えられる相対的な低流速領域は，羽根車周方向に伸縮しながら旋回する．舌部近傍で最も周方向に拡大し，平均流速が最大となる舌部反対側において最小となる傾向を示す．

(3) 流量の低下に伴い，平均吐出流速に対して相対的な低流速域は次第に拡大する傾向を示す．

失速運転下での複雑な羽根車後方流れ場は，本実験で用いたデータ処理法の導入により，その特徴を明確に把握することが可能となる．本手法を用いて失速セルの旋回に及ぼす各運転条件下での流れ構造の影響を調査することで，旋回失速騒音との更なる関連性を検討することが今後の課題である．

5．結　論

遠心羽根車内の旋回失速に起因して低周波数領域で発生する顕著な離散周波数騒音の特性，および関連する失速運転下での羽根車後方流れ場について実験的検討を行った．

旋回失速騒音の発生周波数は回転数一定の条件下でも運転点の影響を受け，失速セルの旋回特性が各運転条件によって異なることを示した．また，特定周波数（33[Hz]）によって吸込側騒音レベルが著しく減衰する現象を見出し，これが付属管路系と渦形室の共振現象による動吸収効果によって，音響エネルギが口金隙間を介して吐出管路側へ供給されるためであることを示し，これを記述するブロワ系の音響モデルを提示した．このモデルは従来の集中定数モデルに，付属管路系内での波動方程式を適用した複合モデルであり，口金隙間を介して渦形室と吸込管路間に形成される音響閉ループを導入している点が特徴である．これにより，旋回失速騒音に与える伝播系の重要性を明確に示すと共に，伝播系の周波数特性を考慮することで騒音レベルの低減化が可能であることを指摘した．

一方，旋回失速騒音の発生周波数および流量特性を支配する失速セルの周方向伝播特性について，羽根車後方での流れ場を詳細に計測することで予備的検討を行った．独自の計測・解析方法を導入することで，吐出流速波形に重畳する形で存在する羽根車周方向の流量特性の影響を分離し，遠心機特有の非対称渦形室に起因すると考えられる複雑な周方向特性を明確に把握することが可能となった．

参考文献

(1) 鈴木，鵜飼，原田，“遠心送風機の低風量域の騒音特性（第1報，旋回失速に起因した低周波騒音）”，機論，**43**-372 (1977)，3020.

(2) 鈴木，鵜飼，日向，“遠心送風機の低風量域の騒音特性（第2報，旋回失速騒音におよぼす比速度および出口角の影響）”，機講論，**236** (1976), 41.

(3) 鈴木，鵜飼，原田，“遠心送風機の低風量域の騒音特性（第3報，旋回失速騒音の防止対策）”，機講論，(1982), 56.

(4) 太田，大田，田島，“遠心送風機における翼通過周波数騒音の特性と低減加法”，機論（B編），**54**-500 (1988), 890.

(5) 太田，大田，田島，“低比速度の遠心送風機における翼通過周波数騒音の予測”，機論（B編），**59**-561 (1993), 1618.

(6) Moreland, J. B., “Housing Effects on Centrifugal Blower Noise”, *J. Sound Vib.*, **36**-2 (1974), 191.

(7) Yeow, K. W., “Acoustic Modelling of Ducted Centrifugal Rotors :(1) The Experimental Acoustic Characteristics of Ducted Centrifugal Rotors”, *J. Sound Vib.*, **32**-1 (1974), 143.

(8) Yeow, K. W., “Acoustic Modelling of Ducted Centrifugal Rotors:(2) The Lumped Impedance Model”, *J. Sound Vib.*, **32**-2 (1974), 203.

(9) Morse, P. H., “Vibration and Sound”, McGraw-Hill, New York, (1948), 233.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

斜流ディフューザの内部流れに関する研究

C—9

（ ガイドフェンスの装着によるディフューザの内部流れと性能の改善 ）

＊ 東京理科大学 工学部 （院） 冨永 潤
東京理科大学 工学部 （院） 小西 隆哉
東京理科大学 工学部 酒井 俊道

1. 緒言

斜流型ターボ機械に使用されるベーンレスディフューザのうち最も単純な形状である円錐環状ディフューザにおいては、流れの旋回による遠心力の流路幅方向成分の影響を受けるために、ねじれ境界層の発達が半径流平行壁ディフューザに比べてハブ側で顕著である。この結果ハブ側で逆流が生ずる場合もあり、充分な圧力回復が得られない傾向にある。この点を改善する１つの方法として、ハブ側に背の低いガイドベーン（以下ガイドフェンスと呼ぶ）を装着することが提案され[(1)，(2)]、以下の様な報告がなされている。

- 入口流入角とガイドフェンス設定角が大きく異なるときはディフューザの性能は悪化するが、ガイドベーン付きディフューザに比べ入口流入角に鈍感で、広い流量範囲でベーンレスディフューザよりディフューザ性能が向上する。
- ガイドフェンスを装着した場合にも、ベーンレスディフューザ同様にハブ側では接線方向に対する流れ角が小さくなるが、ガイドフェンスの存在により逆流の発生が抑制されて全体としてディフューザ性能が向上する。
- ガイドフェンスを装着した場合には、局所的ではあるが、フェンス端からの剥離により凹壁側近傍に低エネルギ領域を形成する。

本研究ではこのような結果を受けて、ガイドフェンスの装着枚数をパラメータとし、それを装着したディフューザの内部流れと性能に関して研究を行った。その際、新たにディフューザの内部流れの可視化ための装置の開発も行った。その結果、ガイドフェンスの装着がディフューザの内部流れと装置全体の性能に与える効果が明らかになった。

2. 実験装置

図 1 に実験装置を示す。ディフューザは、入口中心直径 200 mm、外径 500 mm、流路幅 26 mm で、斜流角度 60° の２枚の円錐壁から構成される平行円錐形斜流ディフューザを使用した。また羽根車は、出口中心径 198 mm、出口幅 26 mm、出口斜流角度 60 度で、羽根角度は入口角 40 度、出口角 60 度であり、羽根枚数は 12 枚である。ガイドフェンスは 30° 対数螺旋状で、高さは流路幅の約 20%（5 mm）に設定し、ディフューザ入口平均径との半径比 1.05～2.00 の範囲に装着した。

流量はディフューザ出口に取り付けられたアキュムレートチャンバーに設けた多孔式ダンパで調節した。羽根車回転数は、毎分 1000 回転とした。静圧孔は、オリフィス前後、羽根車入口 2 箇所、ディフューザ入口（半径比 1.20）シュラウド各 2 箇所、ディフューザ出口（半径比 2.00）シュラウド各 2 箇所、計 10 箇所設定した。

測定は３孔コブラ形ピトー管と熱線流速計により行った。

３孔コブラ形ピトー管は、外径 ϕ=0.7 mm のステンレスチューブ３本を接着させたもので、先端部を油砥石で研磨加工したもである。これを使用し、半径方向に 10 箇所の測定点に対し流路幅方向にトラバースして測定を行った。ガイドフェンスを装着した場合に関しては、フェンス上及びフェンス間に計測ラインを 6 ないし 10 本設定し、フェンス 1 ピッチ間の計測を行った。

熱線流速計による測定は[(3)]、単一傾斜熱線プローブを使用した。そして、これをプローブ軸にパルスモータを直結してマイクロコンピュータの指示によりプローブ軸を回転させ、それぞれのプロ

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,（東京）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

ーブ回転角に対し熱線出力を抽出して A/D 変換し、各測定位置の出力の平均値及び標準偏差をマイクロコンピュータで実時間処理を行った。これを使用し、半径方向に 4 箇所の測定点に対し流路幅方向にトラバースして測定を行った。ガイドフェンスを装着した場合に関しては、フェンス上及びフェンス間に計測ラインを 4 本設定し、フェンス 1 ピッチ間の計測を行った。

可視化実験では、石鹸泡のトレーサの軌跡を観察することにより、実際の内部流れを調べた。図 2 に石鹸泡発生装置を示す。この装置の特徴としては、トレーサとして石鹸泡を使用するため、周囲の環境への影響が少ない、流れへの影響が少ないといった点が挙げられる。また比較的安定した石鹸泡の放出が出来、そのノズルは非常に小型で形態の自由度も高く、任意の場所に挿入できる。そして石鹸泡を 1 個ずつ発生させるため、追跡が容易である。この可視化結果は、8 mm ビデオカメラを使用し撮影を行った。そして、デジタルフィルターを利用したラプラシアンまたは Roberts のオペレータを使用した画像解析、鮮鋭化そして色の反転等の画像処理を行った。

3. 実験結果

3.1 圧力流量曲線図

図 3 は圧力流量曲線図で、ガイドフェンスなしと 5、11、17 枚装着した 4 種類のディフューザで比較したものである。流量係数 ϕ は、羽根車出口の子午線方向速度成分と羽根車周速度 u の比、また、圧力係数 ψ は、静圧力ヘッドと $1/2\,\rho u^2$ の比である。

ガイドフェンスなしのディフューザを使用した装置においては、ϕ=0.15 ～ 0.25 で曲線は右上がりになっており、特に ϕ=0.16 ～ 0.22 では羽根車における旋回失速が確認され、不安定な運転状態になっている。ϕ=0.28 付近で極値をとった後、流量係数の増加に伴い圧力係数は減少し、曲線は右下がりとなっている。

ガイドフェンスを装着したディフューザを使用した装置においては、全体的に流量係数の変化に

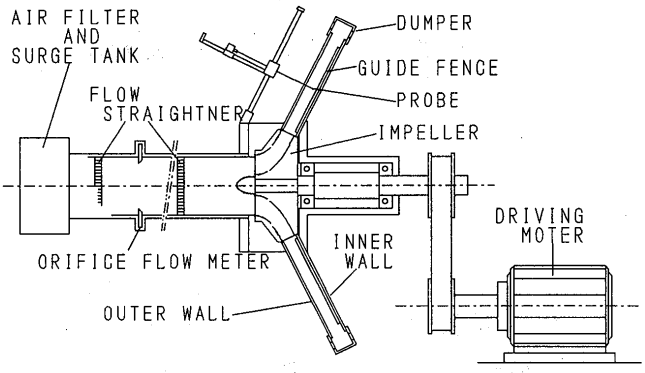


図 1　実験装置全体図

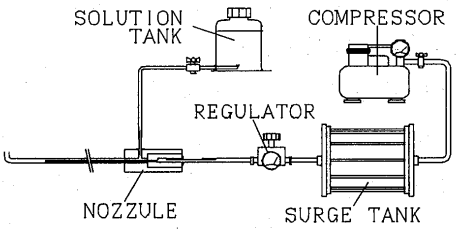


図 2　石鹸泡発生装置図

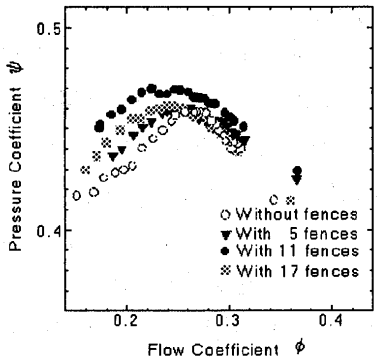


図 3　圧力-流量曲線図 （段性能）

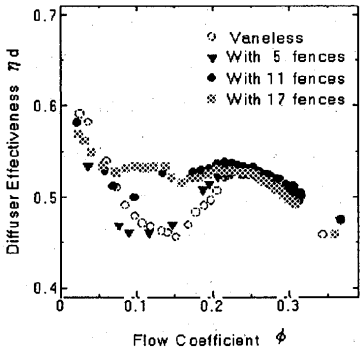


図 4　ディフューザ有効度-流量曲線図

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

伴う圧力係数の変動が小さく、曲線は緩やかになっている。またベーンレスディフューザの場合にはφ= 0.28 付近にあった圧力係数の極値は低流量側に移動し、曲線が右下がりとなっている安定した領域が広がっている。またこの領域においてはフェンスの枚数によって差はあるものの、ベーンレスディフューザに比べ圧力係数が高く装置全体での性能が向上している。特にガイドフェンスを 11 枚装着したものはその他のものに比べ全体的に圧力係数が高くなっている。

3.2 ディフューザ有効度-流量曲線図

図 4 は、ディフューザの有効度を流量に対して示したものである。ディフューザ有効度 η_d は

$$\eta_d = \frac{\overline{C_{ps}}}{C_{psth}}$$

で表される。ただし、

$$C_{ps} = \frac{p_s - \overline{p_{si}}}{1/2 \cdot \rho \overline{v_i^2}}$$

で、$\overline{C_{ps}}$ は静圧回復係数の面積平均値で、添え字の i はディフューザ入り口を示す。また C_{psth} は次式で示した理論静圧回復係数である。

$$C_{psth} = 1 - \frac{1}{AR^2}$$

ここで、AR はある半径比におけるディフューザ入口を基準とした断面積比である。

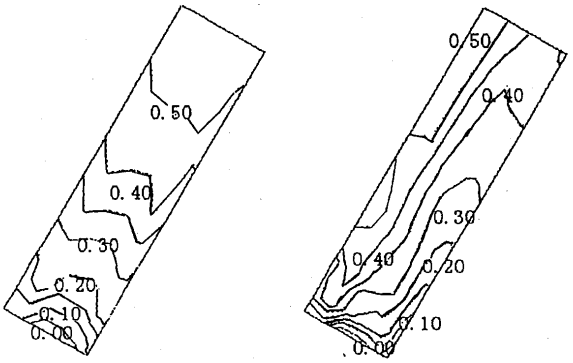
φ=0.14 ～ 0.24 では、ガイドフェンスなしとガイドフェンス 5 枚装着したディフューザの有効度が大きく減少し始めている。これは、ディフューザハブ側で流れ角の減少が大きくなり逆流が発生し、ディフューザ内で十分な圧力回復が得られなかったためである。しかしながら、ガイドフェンスを 11 と 17 枚装着したディフューザの有効度は、大きく低下してはいない。これは、装着したガイドフェンスにより逆流の発生が抑制されるためである。一方、φ=0.24 ～ 0.28 では、ガイドフェンスを 11 枚装着したディフューザの有効度が最も高くなっているものの、この 4 種類のディフューザの有効度に大きな差は見られない。φ=0.28 より大流量側ではガイドフェンスを 17 枚装着したディフューザの有効度が低くなっている。

以上より、低流量側においては装着するガイドフェンスの枚数を増やすことによりディフューザ有効度の低下を抑制することが可能だが、その一方で大流量側のディフューザ有効度の低下を招くことがわかった。

3.3 内部流れの計測結果

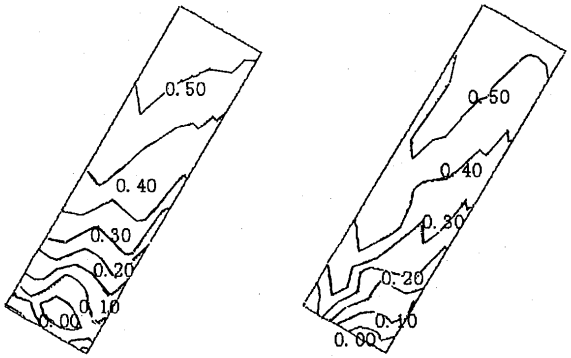
・子午断面における静圧力分布図

図 5 にガイドフェンスなし、図 6 はガイドフェンスを 11 枚装着した場合のガイドフェンス間中央のディフューザ内の子午断面の静圧上昇係数



φ=0.32　　φ=0.22

図 5　静圧上昇係数分布図
（ ガイドフェンスなし ）



φ=0.32　　φ=0.22

図 6　静圧上昇係数分布図
（ フェンス 11 枚装着 ）

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

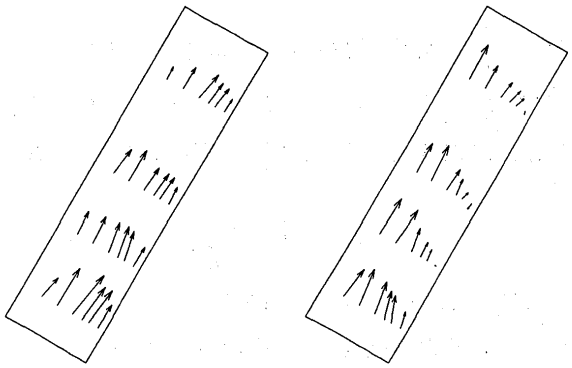
分布図を示す。静圧上昇係数は、その位置の静圧係数C_{ps}からディフューザ入口での静圧係数C_{ps}との差を示したものである。ガイドフェンスなしにおいては、ϕ=0.32 で流路幅方向にほぼ均一な圧力分布をもっているものの、流量の減少に伴い徐々にハブ側の圧力回復が遅れ始め、ϕ=0.22 ではハブ側に圧力の低い領域が大きく広がっているのが確認された。これは、流量が少なくなるにつれハブ側でねじれ境界層の発達が顕著となり、ハブ側で圧力回復が十分に行われなくなったためと考えられる。一方ガイドフェンスを 11 枚装着したディフューザにおいては、ϕ=0.32 ではハブ側の圧力回復が遅れていたが、ϕ=0.30 ～ϕ=0.24 の流量域では流量が減少していくにつれ全体的に下流に向かっての圧力回復が遅れてはいくものの、ハブ側にそれほど大きな圧力の低い領域は見られなかった。しかし、ϕ=0.22 では、ハブからガイドフェンス上端近傍にかけて圧力の低い領域がみられ、ϕ=0.20 ではハブから流路中間部まで広がっていた。これは、流れ角がガイドフェンス設定角と大きく異なる大流量域や低流量域では、流れがガイドフェンスに衝突し乗り越え、低エネルギ領域がハブ側に生じ、圧力回復が遅れてしまうが、設定角と流入角との差がそれ程ない流量域では、ハブ側でのねじれ境界層の発達がガイドフェンスによって抑制され、ハブ側での十分な圧力回復が行われるようになるためであると考えられる。

・子午断面における速度分布図

図 7 にガイドフェンスなし、図 8 はガイドフェンスを 11 枚装着した場合のガイドフェンス間中央のディフューザ内の速度分布図を示す。これは、単一傾斜型熱線流速計によって得られたものである。熱線による計測は逆流を伴う様な大きな乱れをもつ流量域では信頼性が欠けるので、比較的安定した流量域における結果をここに示す。ガイドフェンスなしにおいては、ϕ=0.30 では流路幅方向にほぼ均一な流速圧力分布をもっていたが、ϕ=0.26 ではハブ側の流速が減少しておりハブ、シュラウド間の速度分布に偏りが生じていた。一方、ガイドフェンスを装着したディフューザにおいては、ϕ=0.22 でもハブ、シュラウド間の速度分布に偏りが生じていなかった。これは、ガイドフェンスなしのディフューザでは、ハブ側で低エネルギとなり、下流に向かっての圧力勾配との釣り合いから流れ角が減少し、流れは接線方向に近くなるが、ガイドフェンスを装着したディフューザにおいては、ガイドフェンスによって流れが矯正されて、流れ角の減少が抑制されるためである。

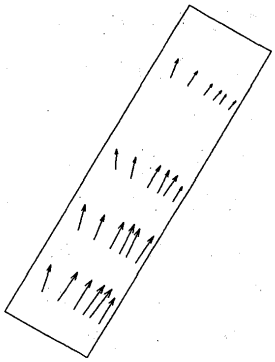
・円錐断面における速度分布図及び静圧力分布図

図 9 にガイドフェンスなしのディフューザの内壁面から 2 mm (ハブ側) と 15 mm の高さにおける円錐断面の速度分布図を示す。この測定は周方向には行っていないが、ディフューザの内部流れの軸対称性が保たれているものと仮定し、周方向に並べて表示してある。ガイドフェンスなしのディフューザ内においては、流路中央付近



ϕ=0.30　　ϕ=0.26

図 7　速度分布図　(ガイドフェンスなし)



ϕ=0.22

図 8　速度分布図 (フェンス 11 枚装着)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

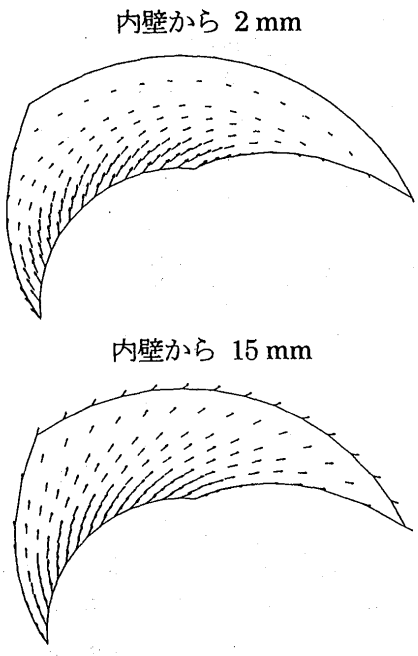


図 9　　円錐断面速度分布図
（ガイドフェンスなし、ϕ=0.24 ）

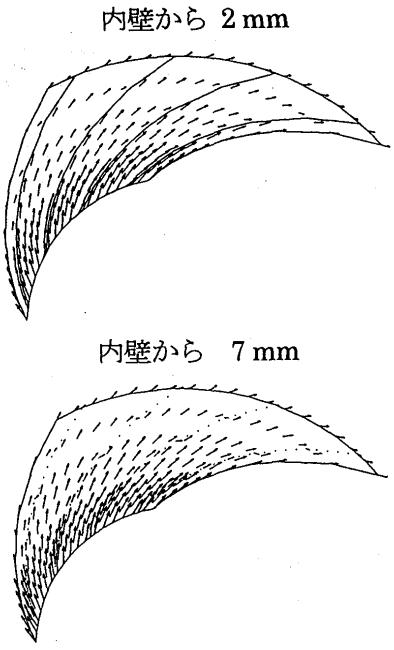


図 10　　円錐断面速度分布図
（ガイドフェンス 17 枚装着、ϕ=0.24 ）

からシュラウド側ではそれほど流れ角の減少は見られなかったが、流量が減少するにつれ半径比の大きな場所においてハブ側で流れ角が減少し、接線方向流れに近くなっていくのが確認された。これは、斜流型の羽根車出口でのハブ、シュラウド間の速度分布は、低流量域ではシュラウド側に、大流量域ではハブ側に偏る傾向があり[(4)]、ϕ=0.32 ～ϕ=0.28 においては半径比が大きくなってもハブ側での流れのエネルギが大きいためそれ程大きな流れ角の減少はないが、ϕ=0.26 以降流量が少なくなるとハブ側での流れのエネルギが小さいため、ハブ側でねじれ境界層の発達が顕著となり、半径方向の速度成分が減少してしまうためである。

図 10 にガイドフェンスを 11 枚装着したディフューザのハブ面から 7 mm (ガイドフェンス上端) の高さにおける速度分布図と図 11 にハブ面から 7mm の高さにおける圧力分布図を示す。ガイドフェンスを装着したディフューザ内において、ガイドフェンス上端では、ϕ=0.30 ～ϕ=0.28 においてガイドフェンスの凹側から凸側にかけて横切る流れが見られ、圧力回復の遅れた領域がガイドフェンス凸側に見られた。また、ϕ=0.24 ～=0.20 ではガイドフェンス上端を凸側から凹側に横切る流れが見られ、圧力回復の遅れた領域はガイドフェンス凹側に見られた。これは、低流量域では、流れがガイドフェンスの凸壁側から凹壁側へ、大流量では凸壁側から凹壁側へ乗り越え、流れがガイドフェンス上端で剥離して低エネルギ領域が形成されるためである。そしてこの傾向は、ガイドフェンスの枚数が多いものの時ほど顕著に現れていた。

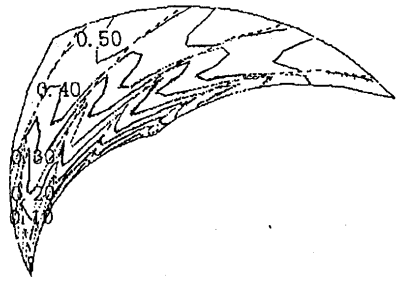
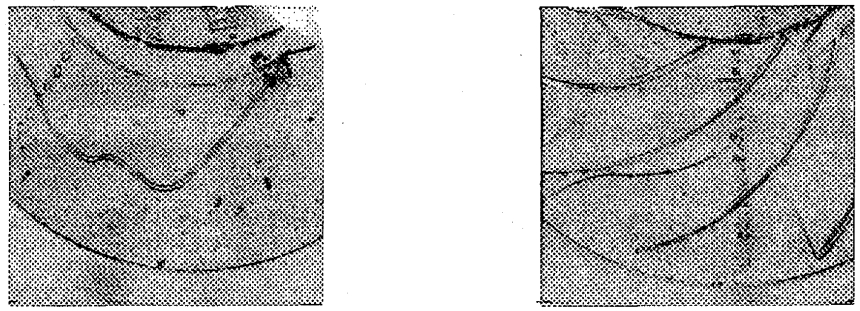


図 11　　円錐断面圧力分布図
（ガイドフェンス 17 枚装着、ϕ=0.24 ）

3.3　可視化結果

ϕ=0.22 のにおけるガイドフェンスなしのディフューザの内壁近傍流れの可視化結果を図 12 (a) に示す。ガイドフェンスなしのディフューザ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



(a) ガイドフェンスなし　　(b) ガイドフェンス 11 枚装着

図 12　ディフューザ内の可視化結果 (ϕ=0.22)

の内部流れにおいては、流量が減少するにつれ石鹸泡の流跡が不安定で不規則になり、その範囲も広がった。特に半径比 1.60 付近から大きく流れ角が減少しその後逆流となり、壁面から離れて跳ね上がるような運動をした軌跡が見られた。

次にガイドフェンスを 11 枚装着したディフューザの内部流れの可視化結果 (ϕ=0.22 の時の流れが矯正されている様子) を 図 11 (b) に示す。 ガイドフェンスを 11 枚装着したディフューザの内部流れにおいては、流量の減少による流跡の違いはそれほどなく、ガイドフェンスにほぼ沿った流れとなっていることが確認された。特にこの図はガイドフェンスの効果が現れているものである。ガイドフェンスなしのディフューザの場合と同様に半径比 1.60 付近から大きく流れ角が減少し始めるが、ガイドフェンス付近で流れが矯正されガイドフェンスに沿った流れとなっている。

4. 結言

以上の実験結果より次の結論を得た。

(1) ベーンレスディフューザにおいては、逆流が発生することによる流路のブロッケージが大きくなり、その結果流れはシュラウド側に偏りディフューザの有効流路断面積は減少しその効率は低下するが、ガイドフェンスを装着したディフューザにおいては、ディフューザ下流部のガイドフェンス内で低エネルギ流体が停滞するものの、ガイドフェンスが存在する為に逆流は生じず、流れのブロッケージは小さくなりディフーザ有効度は向上する。

(2) 流入角とガイドフェンス設定角の差が小さい流量域ではその装着枚数に比例して効果が得られるが、その差が大きくなるような流量域では、流れがガイドフェンスを乗り越えその上端で剥離し、圧力回復の遅れた領域を形成する為に生じる損失が大きくなる。従って、ガイドフェンスの効果と損失のバランスがとれる点が存在することになり、これはガイドフェンスの装着には適切な枚数が存在することを意味する。

(3) 石鹸泡をトレーサとした可視化により、ガイドフェンスなしのディフューザにおいては、低流量時の流れがハブ面がら剥離し逆流に至る様子を、ガイドフェンスを装着したディフューザにおいては、内部流れが矯正されている様子を視覚的に把握することが出来た。

5. 参考文献

(1) 新関良樹 他２名　斜流ディフューザに関する研究 」　GTSJ 22-86 (1994)

(2) Sakai.T., et.al,“ Experimental Study on Diffusers for Mixed-Flow Machines,” Trans. Trans. ASME, J. Eng. Power, Vol. 101-2, (1979).

(3) 九郎丸元雄 他４名　周期的多点抽出法による羽根車後方の三次元流れ場の計測 日本機械学会論文集 (B編) 48-427 (昭 57.3)

(4) 酒井俊道　斜流ブロア・圧縮機のベーンレスディフューザ 日本機械学会誌 90-820(昭 62.3)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

保炎器に保持された乱流希薄予混合火炎

C—10

＊土屋　粒二　　（慶大院）
佐久間　俊一　（慶大院）
川口　修　　（慶大理工）

1．　はじめに

燃焼器からの排気のNOx規制が厳しくなる中、対策として希薄予混合燃焼法が期待されているが、燃焼の安定性に対する配慮が常に問題となっており、希薄予混合気流中において火炎を安定させることは極めて重要な技術である。流れの中に円柱や円盤、円錐などの形状を持たせた非流線形物体である保炎器を置き、その後流によどみ領域或いは循環流を発生させて火炎を安定化させる方法が良く用いられる。燃焼器内で未燃予混合気が連続して燃焼するには、循環流と未燃予混合気との境界に存在するせん断層を通して熱および活性基が循環流から未燃予混合気に供給されなければならない。よって火炎の安定性を考える上で、循環流およびその後流の構造を明らかにすることは非常に重要である。また、従来の研究では、予混合気の乱流特性が火炎面に与える影響に着目したものが多く、火炎面の挙動が顕著に現れる再循環領域下流部の現象に注目している。そこで本研究では火炎付着点から再循環領域上流部の保炎器近傍に注目し、未燃予混合気の乱れが循環流の安定性に及ぼす影響と火炎面の挙動に対する影響を調べるため、保炎器近傍の流速、イオン電流の測定を行うとともにレーザトモグラフィによる火炎の瞬間断面映像を求め、フラクタル解析を行った。

2．　実験装置および実験方法

図１に実験装置の概略を示す。整流部を通った予混合気は、試験部入口に設置された乱流格子により乱れを与えられる。保炎器上流での乱流特性を図２に示す。試験部は一辺５０ｍｍの正方形断面を持ち、４壁面とも交換可能であり光学計測時は石英ガラスを用いた。保炎器は直径１０ｍｍの真鍮製の円柱（流路に対するブロッケージ比０．２）を使用し、壁孔に断熱材を介して固定している。

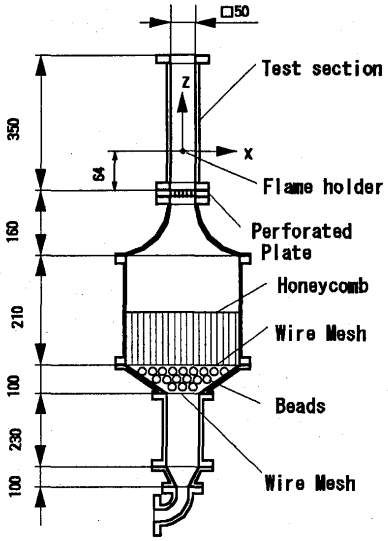


図１　実験装置

流速計測には、レーザドップラー流速計を用い、トレーサとしてＭｇＯ（平均粒径１μｍ）粒子を使用した。イオン電流計測のための静電探針は線径０．１ｍｍ、感応部長０．５ｍｍの白金単針を用い、補償電極を保炎器とし、探針電位を２０Ｖとした。レーザトモグラフィは図３に示すようにシリンドリカルレンズを用いてレーザ光を厚さ１００μｍのシート状にしたものを検査部に照射し、散乱粒子からの散乱光を画像検出することで流れ場を可視化する方法を用いた。Ar^{+}レーザ（出力２Ｗ）をＹ＝０の面に入射し、煙発生器よりプロピレングリコールの微細噴霧を試験部に混入した。プロピレングリコールは沸点が１８８．２°Ｃであるので既燃ガス中では気化するため散乱光が得られず、その明暗の境を火炎の輪郭と仮定した。画像記録には高速度ビデオカメラを用い、シャッター速度1／10000ｓ、400フレーム／秒に設定して撮影を行った。

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

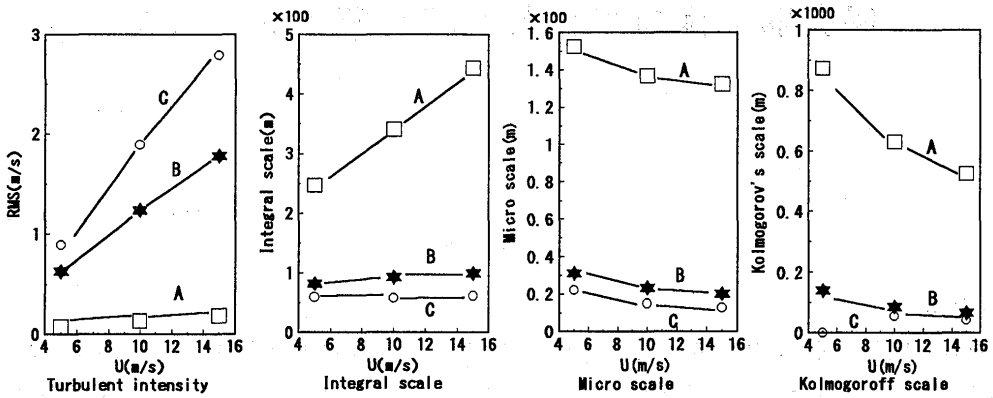


図２　乱流特性

表１　各条件共通の実験条件

測定方法	平均流速 U(m/s)	当量比 ϕ
ＬＤＶ	5	0.56, 0.63
静電探針	5	0.56
レーザ	2.5	0.50, 0.54
トモグラフィ	5	0.56, 0.63

表２　吹き消え直前の当量比

	U(m/s)	当量比 ϕ
条件Ａ	2.5	0.47
	5	0.50
条件Ｂ	2.5	0.49
	5	0.53
条件Ｃ	2.5	0.50
	5	0.5～0.56

３．　フラクタル特性[1]

乱流では大きな渦から小さな渦が形成されるカスケード機構が支配的であるとされており、この渦の構造を図形的に見た場合、フラクタル性が適用可能であると考えられ、実際にSreenivasan[2]などは物体の後流における乱流と非乱流の境界面がフラクタル性を持っており、その次元が２．３３～２．４０であることを明らかにしている。乱流予混合火炎の火炎面は、予混合気のもつ乱れと燃焼に伴う急激な温度上昇と体積変化によって生じるせん断層領域に生じる乱れとの相互作用によって複雑に変化しており、この火炎面を定量化する手段としてフラクタル次元を用いることで、予混合気の持つ乱れ強さや乱れスケール、混合気特性に伴う燃焼特性と火炎構造との関係を調べることが可能と考えられる。本研究では予混合気流の乱れ強さや当量比を変化させて、火炎の瞬間画像のフラクタル次元を用いて安定した状態の火炎と吹き消え直前の不安定な挙動を示す火炎との違いを調べた。フラクタル解析にはいくつかの方法があるが、本研究では画像の解析に多用されるボックス次元を用いて解析を行った。ボックス次元をD_2とすると、D_2は既燃ガスと未燃混合気との境界の複雑さを表すフラクタル次元であり、フラクタル性が等方的であれば

$$D_3 = D_2 + 1$$

が成立し、D_2を３次元空間に置かれた面の次元D_3に変えられる。

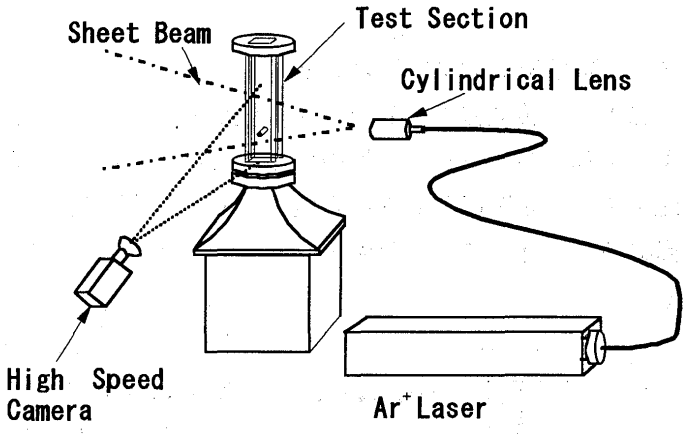


図３　レーザトモグラフィ

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4．　実験結果

4．1　吹き消え限界

本研究の目的は、希薄予混合火炎と予混合気流の乱れ特性との関係を調べるため、本実験装置での火炎の安定限界を求めた。その結果を図４に示す。図４より各条件における当量比の設定を表１、２のように行った。また、図５に各設定での火炎のシュリーレン写真を示す。条件Ａは、Ｚ軸に対し左右対称なコヒーレント構造の２次元渦が確認できるが、条件Ｂ・Ｃではこの様な２次元渦は見られずかなり複雑な構造の火炎であることがわかる。条件Ａにおける吹き消え直前の火炎は、コヒーレント渦の構造が後流で途切れ、それよりも後流への火炎伝播が不安定になっている様がわかる。

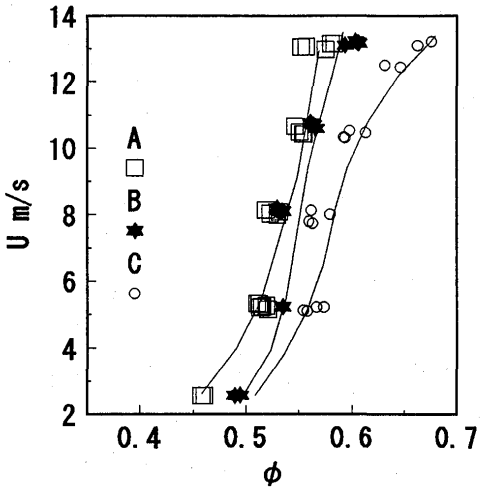


図４　吹き消え限界

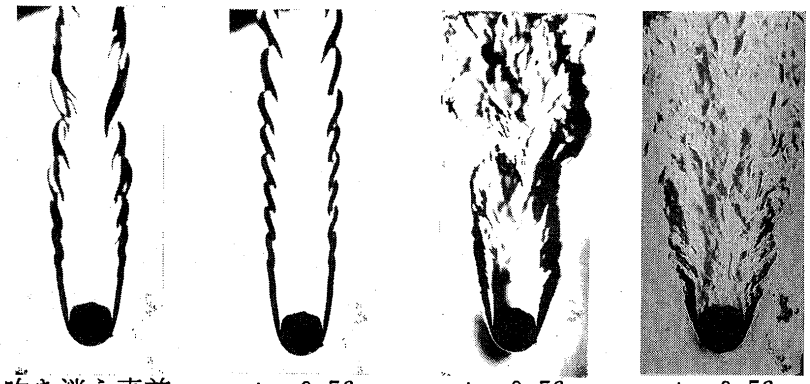


図５　シュリーレン写真

4．2　速度分布と絶対乱れ強さ

図６に各条件の速度分布、図７にその絶対乱れ強さの例を示す。条件Ａでは図６よりＸ＝５～７で流れの方向が逆転しており、時間平均的に再循環領域と未燃予混合気との境界があることがわかる。絶対乱れ強さの卓越した領域をせん断層と仮定すると、条件Ａは他の条件に比べせん断領域が薄い。また、後流に行くほどせん断層は厚くなり、当量比の増加によっても厚くなることを確認した。図７より逆流領域における絶対乱れ強さは条件Ａの場合、高さ方向に対しｕ’＝0.3～0.5ｍ／ｓと変化に乏しいのに対し、予混合気の乱れが増加すると下流に行くにつれ逆

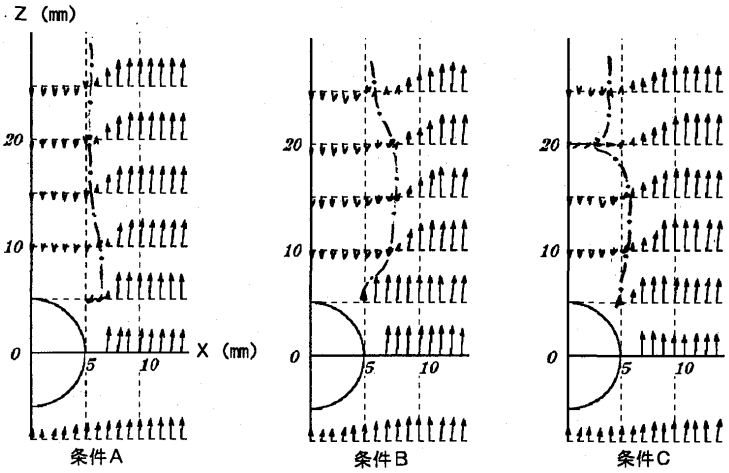


図６　断面平均流速分布　Ｕ＝5.0m/s、φ＝0.63

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

流領域の絶対乱れ強さは増加する傾向がある。特に条件Ｃは図６よりＺ＝２０でのＺ方向の速度成分が非常に小さくなっており、この地点近傍が再循環領域終端と考えられる。また条件Ａでは絶対乱れ強さのピーク値がはっきり現れているのに対し条件Ｂ・Ｃは、下流に行くほどピーク値が広がっており、予混合気の乱れの増加によりせん断層が見かけ上厚くなっている。これは再循環領域より後流で未燃混合気の乱れが影響し、火炎面が揺らいでいるためではないかと推定される。

以上のことから、主流の乱れが増加すると再循環領域終端は上流側に移り、その下流では主流の乱れが影響し、火炎面が不安定な挙動を示す。

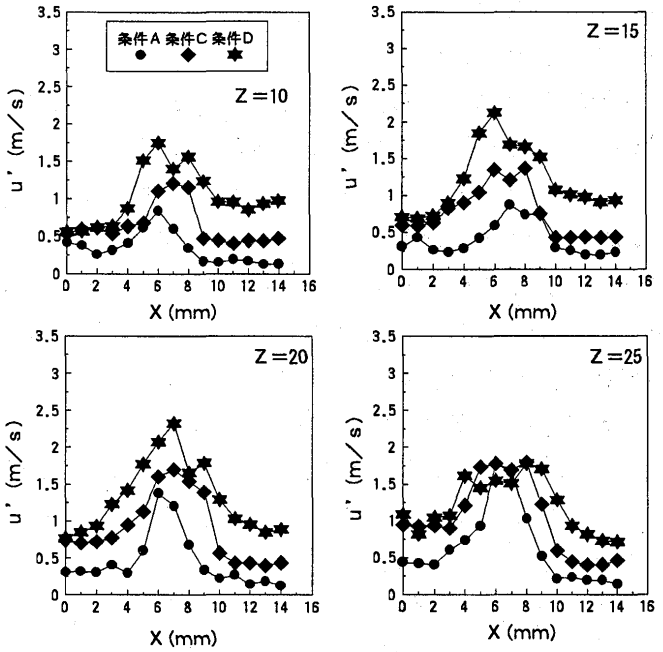


図７　絶対乱れ強さ　Ｕ＝5.0m/s、ϕ＝0.63

４．３　イオン電流の確率密度分布

図８に循環流が存在すると思われるＺ＝１０ｍｍにおける条件Ａ、Ｂ、Ｃのイオン電流の確率密度分布を示す。イオン電流値は、未燃混合気、既燃ガス、中間生成物の順に高くなり、電流値の分布から測定点での燃焼反応の進行具合を推測できる。条件Ａでは、再循環領域の中心部と火炎帯付近にのみイオン電流が検出された。条件Ｂは再循環領域から火炎帯付近にかけて幅広い分布をもち、イオン電流も高い。火炎帯の外側では、狭い分布になりイオン電流値も小さい。条件Ｃは再循環領域から未燃混合気に至るまで条件Ａよりも高いイオン電流値を示している。検出される電流値が０ｎＡ～５０ｎＡと幅広い。また、再循環領域中心部から未燃混合気に向かうにつれ、イオン電流の最大値がしだいに小さくなっている。以上の結果から条件Ａでは再循環領域に反応中の中間生成物は存在せず既燃ガスが多く存在しているのに対し、条件Ｃでは燃焼中間生成物が存在するとともに未燃混合気も混在し、既燃ガスと未燃混合気と燃焼中間生成物の３種が存在しているおり分散型の火炎ではないかと考えられる。条件Ｂは条件ＣよりイオンＣへの遷移的な火炎であると思われる。これより、乱れ強さの増加と再循環領域での未燃混合気と燃焼中間生成物の増加とは密接な関係があると推定される。

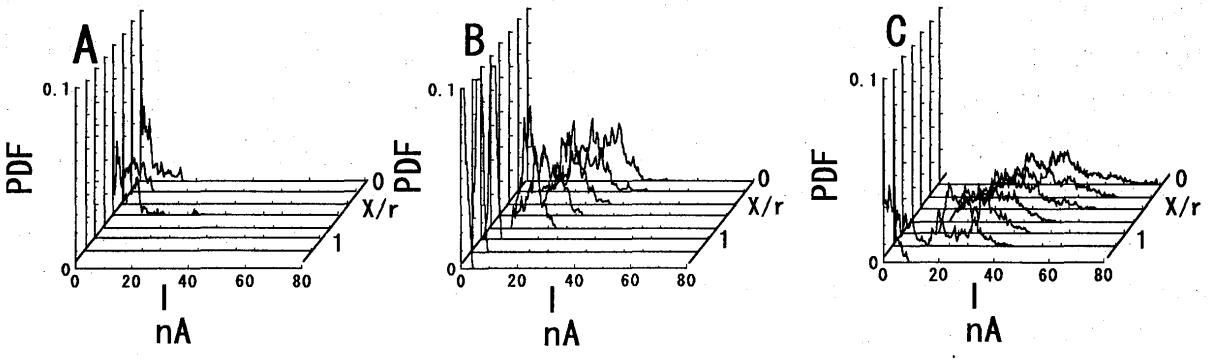


図８　イオン電流の確率密度分布　Ｚ＝１０、Ｕ＝5.0m/s、ϕ＝0.56

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

４．４　レーザ・トモグラフィ

混合気にトレーサとしてＭｇＯ粒子を添加したときのレーザシート光による直接写真を図９に示す。条件Ａでは、再循環領域がＺ軸に対して対称な形状となっている。図５のシュリーレン写真からわかるように、条件Ａのようなに左右対称の循環流をもつ火炎では、未燃混合気と既燃ガスとのせん断層にコヒーレント構造の渦が確認できる。それに対し条件Ｂ、Ｃでは、Ｚ軸に対称な再循環領域は見られない。条件Ｂでは、せん断層内に互い違いに並ぶ渦の列が形成されている。しかし、この循環渦はカルマン渦のように反対側のせん断層を巻き込むことによって左右交互に発生していないが、下流に向かうにつれ渦が成長する様子はカルマン渦の成長に類似している。また図５の絶対乱れ強さにも現れているように、条件Ａの火炎のせん断層厚さは高さ方向に対しほぼ一定なのに対し、条件Ｂではこの様な渦の発生、発達により見かけ上せん断層が厚くなっているのではないかと思われる。条件Ｃの場合は条件Ｂほど明確に渦の生成は確認できない。このことは、条件Ｂに比べ保炎器直後での渦の発生が頻繁になり、放出される渦の大きさが小さくなっていると考えられる。以上のことより乱れ強さの増加は左右対称な循環流を崩壊させると考えられる。



図９　ＭｇＯ流跡による火炎内挙動

また、図１０に混合気の絶対乱れ強さと火炎断面形状のフラクタル次元D_3の関係、図１１に火炎断面の様子を示す。乱れの小さい条件Ａの場合は未燃混合気と既燃ガスとの境界線を形成している左右対称なコヒーレント渦のために境界線は他の条件と比べて直線的であり、フラクタル次元は小さい。しかし、吹き消え近傍では、当量比の減少による火炎温度と燃焼速度の低下により、火炎伝播に必要なエネルギーと未燃混合気の供給量が釣り合わなくなり、局所的な火炎の吹き消えが起こりコヒーレント渦が不安定な挙動（矢印）をするため、未燃混合気が既燃ガス中に入り込み境界線が複雑になりフラクタル次元は大きくなると考えられる。条件Ｂは、互い違いに発生する渦に境界線が影響される。この渦の影響で画像処理する範囲中に存在する境界線の長さが増加するため、直線的である条件Ａの火炎よりもＣの火炎のフラクタル次元は大きくなると考えられる。よって当量比が高くなると火炎が安定性が増してフラクタル次元は小さくなり、吹き消え直前の不安定な火炎のフラクタル次元は大きくなることが言える。また図１０は全体的に右上がりとなっていることから乱れ強さの増加は火炎のフラクタル次元を増加させる。しかし、条件Ｃの場合は条件Ａ・Ｂとは異なり当量比とフラクタル次元との関係は明確ではなく、吹き消え近傍より当量比が高いほうが大きくなっている。これはイオン電流変動からもわかるように条件Ｃでは分散型の火炎と考えられ、既燃ガス中に未燃混合気塊（矢印）が巻き込まれることで、既燃ガスと未燃混合気との境界線が既燃ガス内にも存在して複雑になるためフラクタル

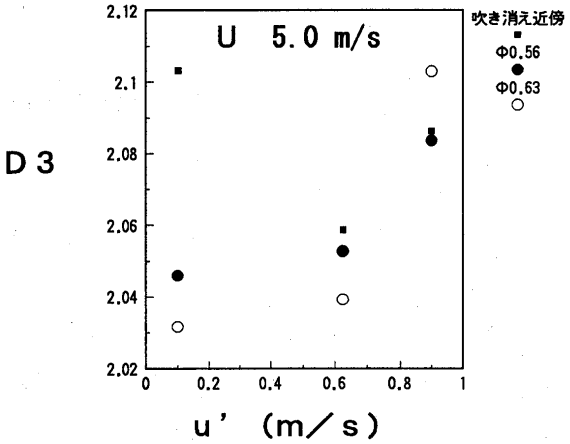
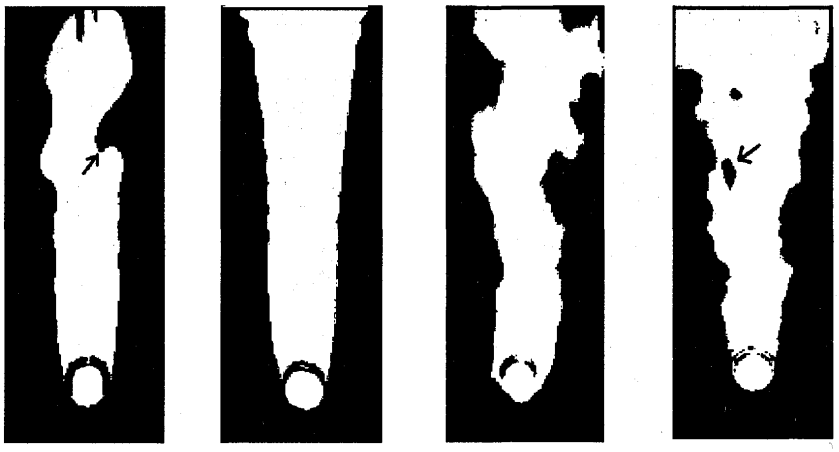


図10　乱れ強さとフラクタル次元

Download service for the GTSJ　via 216.73.216.204, 2025/07/04.

次元が大きくなるのではないかと考えられる。以上のことより、乱流希薄予混合火炎のフラクタル次元が増加する要因は、予混合気の乱れ強さの増加と局所的な吹き消えによる火炎の不安定性が挙げられる。



	条件A	条件B	条件C
吹き消え近傍	ϕ ＝0.63	ϕ ＝0.63	ϕ ＝0.63

図11　レーザトモグラフィによる火炎断面の様子

5．　まとめ

保炎器に保持された希薄予混合火炎について希薄可燃限界付近近傍での燃焼場の流速、イオン電流変動、レーザトモグラフィによる火炎の瞬間断面を解析することにより以下のことがわかった。

（1）主流の乱れが弱い場合には、既燃ガスで構成される左右対称な循環流が存在している。このとき既燃ガスと未燃混合気とのせん断層にはコヒーレント渦が発生する。また、乱れの増加によってこの循環流は保炎器から剥離するようになり、既燃ガス・未燃混合気・中間生成物が混在する火炎が形成される。主流の乱れが増加するほど渦は小さくなり、発生頻度が大きくなる。

（2）希薄予混合火炎のフラクタル次元は、予混合気の乱れの増加とともに増加する。また当量比が高くなり火炎が安定するとフラクタル次元は小さくなり、吹き消え限界近傍の不安定な火炎ではフラクタル次元は大きくなる。乱れが強くなり、分散型の火炎となると既燃ガス中に未燃混合気塊が巻き込まれ、既燃ガスと未燃混合気との境界線が複雑になりフラクタル次元は大きくなる。

希薄予混合火炎の安定性について、予混合気の乱れの増加により火炎面の挙動が不安定になることと当量比の減少により局所的な吹き消えが起こり火炎伝播が不安定になることがわかった。

参考文献

（1）H.-O.ﾊﾟｲﾄｹﾞﾝ/D.ｻﾞｳﾍﾟ編，「FRACTAL・IMAGE」，19-62

（2）Sheenivasan, K.R., and Menevean, C.,「The fractal facets of turbulence」J.Fluid Mech., 173, 357, (1986)

（3）山口，他３名，「円柱による保炎機構の解明」，機論，50-457（昭59-9），2238

（4）森，他２名，「円柱の伴流加熱等による対称渦の生成に関する基礎研究」，機論，49-444（1983），1782

（5）吉田，他３名，「乱流予混合火炎のフラクタル性」，燃焼の科学と技術，vol.2(1994), 39

（6）井田，他１名，「超高速度ビデオシステムによるラグランジュ的時系列乱流拡散火炎混合過程の実験的研究」，機論，61-589(1995-9), 3329

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

赤外線放射を利用した高温ガス／壁面温度同時測定に関する基礎研究

C—11

*田口英俊（日本工大［現 IHK］）
松木正勝（日本工大）
三村富嗣雄　吉田豊明（航技研）

1．まえがき

近年、ガスタービン機関における熱効率向上、比出力増大のためのタービン入口温度（ＴＩＴ）の高温化は著しく、最先端の大型実用エンジンにおいては航空用、産業用ともに1500℃レベルに達している。さらなる飛躍を目指した研究開発が、材料・加工技術、冷却技術を中心に、なお展開されるすう勢にある。高温実験、実証試験等においてガス温度、高温部材温度を測定することは必須条件であるが、熱電対に代表される直接接触計測法は、ガス温度1500℃以上の高温になると、次第に適用が困難になる。高温熱電対は、従来白金－ﾛｼﾞｳﾑ系が用いられてきたが、近年2000℃領域でも計測できるｲﾘｼﾞｳﾑ－ﾛｼﾞｳﾑ系のガス温度プローブが開発されたことは注目される[1)]。

赤外線放射（熱放射）を利用した非接触計測法は、このような高温域でも原理的に問題はなく、固体表面の温度計測に適用されてきた。また、特定の気体の赤外線放射／吸収波長に着目すれば、その成分が含まれるガスの温度が測定できることは理論的に知られ、CO_2に着目して、ジェットエンジン排気温度を測定した例が報告されている[2)]。

高温計測のこのような状況から、著者らは、赤外線分光エネルギー計を用い、熱放射の波長特性を知れば、高温ガス流とその背景にある高温壁面の温度が同時に、分離計測できる可能性のあることを思いついた。そこで、この計測法について実験検証を行い、有用性が確かめられれば、将来的には実用計測技術にまで発展させたいという展望のもとに実験研究に着手した。本報告は、基礎的な実験検証研究の概要である[3)]。

2．基礎理論

気体の熱放射特性については、O_2、N_2のように原子が単一で、構造が対称な場合、吸収／放射を行う波長域はほとんどないが、CO_2、H_2O、CO、NOのような他の大部分の種類では各物質に固有で、特定な波長において吸収／放射を選択的（離散的）に行う。この選択波長域における放射の強さは温度と濃度（分子の数）、放射率等に依存する。

一方、固体、液体の熱放射は波長的に連続であり、その強さは表面の温度、放射率等に依存する。

サーモグラフィ等赤外線温度計は、大気中に含まれるCO_2、H_2Oの吸収／放射波長帯を避けた領域（大気の窓といわれている）で赤外線を検知することにより固体、液体の表面温度を測定するものである。

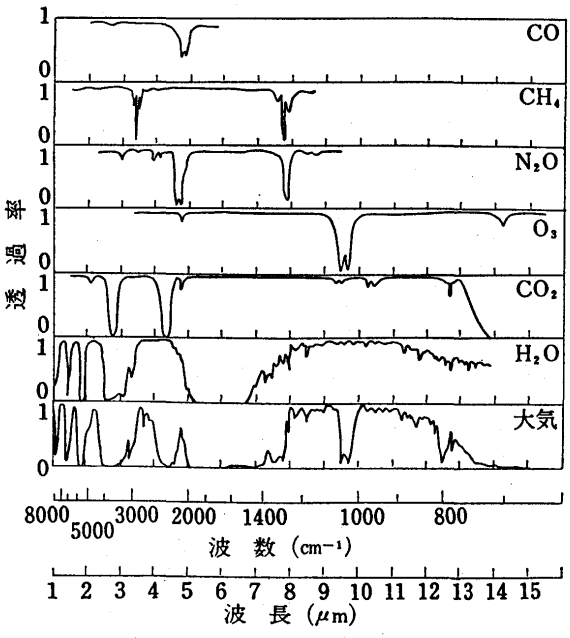


図１　大気の赤外線分光透過特性

第２４回ガスタービン定期講演会
講演論文集，1996.5,(東京)

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

図１に、大気の赤外線分光透過特性を示す[4]。炭化水素系燃料を用いた燃焼ガスには、かならずCO_2、H_2Oが含まれるが、近赤外線領域において、それらの吸収／放射が強い帯域が存在することが図から確認される。

これより、高温ガス流とその背後にある高温部材からの熱放射を赤外線分光エネルギー計で検知すれば、ガスに含まれる成分（ここではCO_2）の吸収／放射波長域における計測値からガスの温度が、大気の窓領域における計測値から壁面温度が原理的には算定できることになる。ただし、ガス中で着目する成分の濃度、その成分と壁面の放射率について考慮できるような対処法がないと定量的な評価はできない。

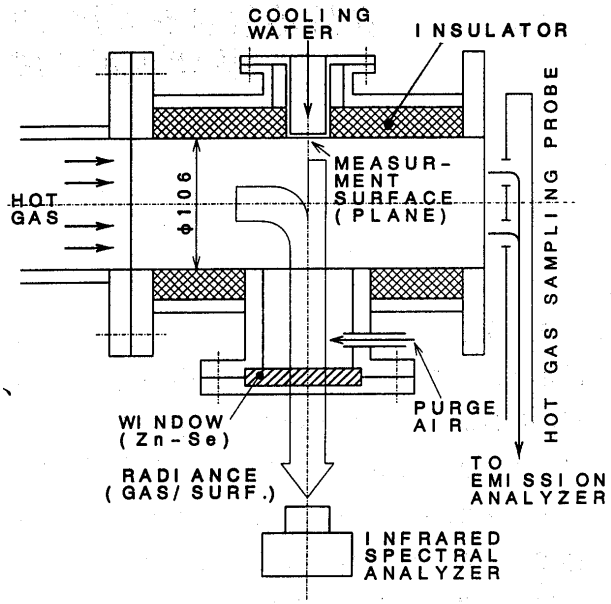


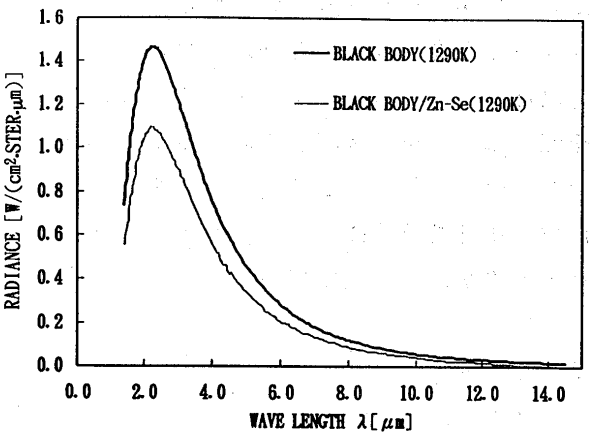
図２ 試験部構造と計測配備模式図

３．実験装置および方法

図２に上記理論の実証のために製作した試験部の構造と計測配備を模式的に示す。試験部を既存の超高温風洞（最高仕様：温度；1500℃、流量；0.7kg/s、圧力；0.7MPa）に接続し、上流のジェット燃料用缶型予熱／主燃焼器によって高温ガス流を供給できるようにした。図のように試験部の中央に赤外線観測用窓を設け、外部に赤外線分光エネルギー計（Minarad社製 SA200：温度範囲；300～1500℃、検出波長領域；1.4～14.5μm、視野角；１ﾐﾘﾗｼﾞｱﾝ）を配置した。赤外線透過窓材にはセレン化亜鉛(Zn-Se)を用いた。窓材を通して分光計が観測する光路の対向面には、先端面がガス流路内表面に接するような試験壁面用アタッチメント(供試体)を配備した。供試体はINCO600製であり、内部を水冷構造として先端面の温度をガス温度と別に設定できるようにした。先端面には参照温度測定用のＫ熱電対を２点埋め込んだ。分光計からこの先端面までの距離は560mmである。

図３に赤外線透過窓材(Zn-Se)の透過特性を示す。これは、実験と同じ距離関係で、供試体の位置に黒体炉（Barnes社製BB1500：最高温度1180℃、ｱﾊﾟｰﾁｬｰ：25mmφ）を置き、Zn-Seを光路中に設置した場合と何もないときの両方についてデータを採取したもので、(a)は放射強度（radiance）、

(a) 赤外線エネルギー



(b) 透過率

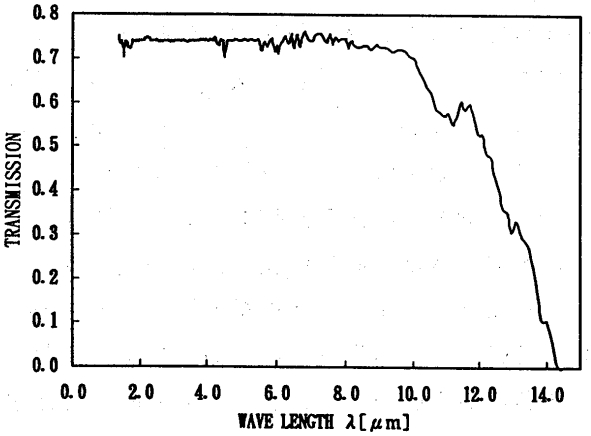


図３ 赤外線透過窓材(Zn-Se)の透過特性

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

(b)は(a)の結果から比をとったものである。これによれば、Zn-Seの赤外線透過率は波長10μm以下で約0.75の一定値である。この図は1290Kにおける結果であるが、600K以上でほとんど同じ特性を示すことを確認した。

試験部出口には、ガス分析用サンプリングプローブを設置し、すべての実験において分光計測定と同時に燃焼ガス中のCO_2、O_2、CO、HC 各成分の濃度を測定した（堀場製作所社製 MEXA-554GE）。

実験は、燃焼ガス温度(Tg)を約975、1075、1175、1300Kの4段階とし、各温度に対し供試体の温度(Ttp)を2ケース（無冷却、水冷）とり、合計8条件について行った。また、高温ガス実験と同じ距離関係(Zn-Seも設置)で供試体位置に黒体炉を配備した校正実験を行った。すなわち、高温ガス実験で実際に設定された温度(Tg、Ttpとも)に黒体炉温度を設定して、近似的に黒体放射のある場合のデータを採取した。

4．実験結果および考察

図4(a),(b)に代表的な結果を示す。これは実験条件においてガス温度が最も高い1300Kの場合であり、供試体壁面温度は995Kである。図(a)は分光計の出力電圧(放射強度に対応)であり、細い実線；Tg,Ttpにおける高温ガス実験、破線；Ttpにおける黒体炉実験、太い波線；Tgにおける黒体炉実験の値をそれぞれ示す。高温ガス実験では、黒体炉実験における周囲空気と異なり、高温ガス中の諸成分、主としてCO_2、H_2Oが多いため、これらにより熱放射が減衰される。また、供試体表面の放射率は後述(図6)のように0.7前後であるので、壁面からの放射強度は黒体放射に比べて低いが、反射率が0.3程度となることからガス流路周辺からの熱放射の影響も受ける。これらをすべて包括した結果が高温ガス実験のデータであり、黒体炉実験におけるデータに比べて検出波長域の全体で低くなっている。

図4(b)は高温ガス実験における検知放射強度と黒体炉実験2ケース(Tg、Ttp)の放射強度の比、すなわち分光放射率を算出したものである。これによれば、波長4.3μmにおいて高温ガスの放射率（太波線）がほゞ1を示している。

全実験データについて、同様に放射率を算出したところ、この波長において、同じ傾向を示した。図5はこの結果を抽出して表示したものであり、横軸はガス分析計により測定したCO_2濃度である。これより、ガス温度が高く、CO_2濃度が高いところ(4 Vol%以上)では、波長4.3μmにおいて、高温ガスの放射率が1、すなわち黒体放射が現れているとみなし得る。実際、この波長は、CO_2の赤外線吸収／放射波長帯に含まれている(図1参照)ので、上記の黒体放射はCO_2によるものと断定される。

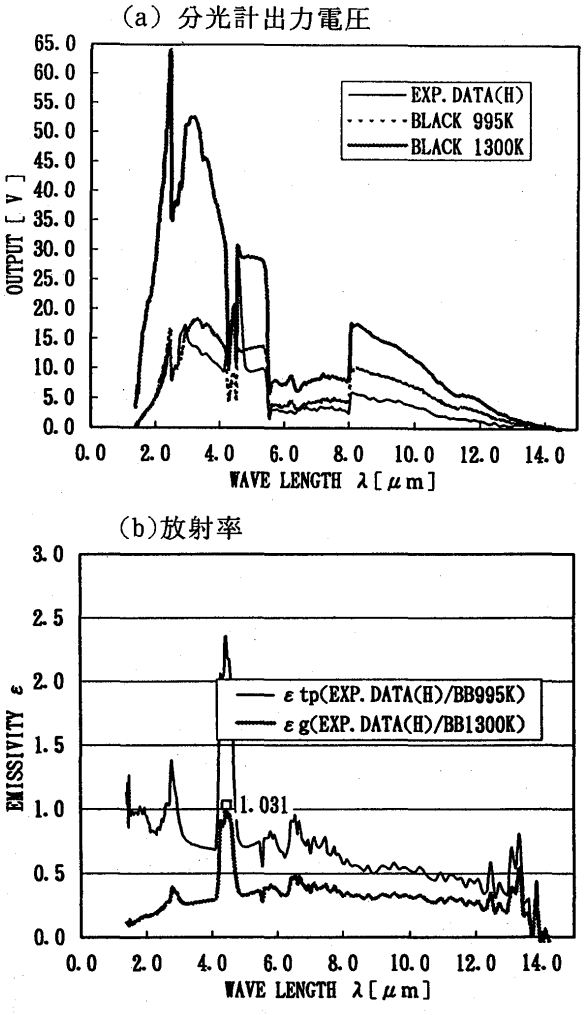


図4 実験結果（Ttp=995, Tg=1300[K])

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

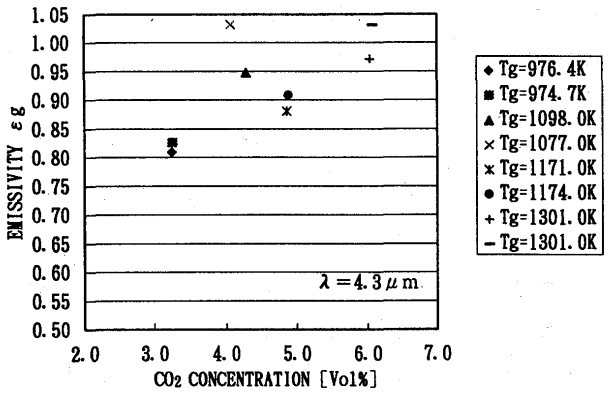


図５ 高温燃焼ガスの放射率

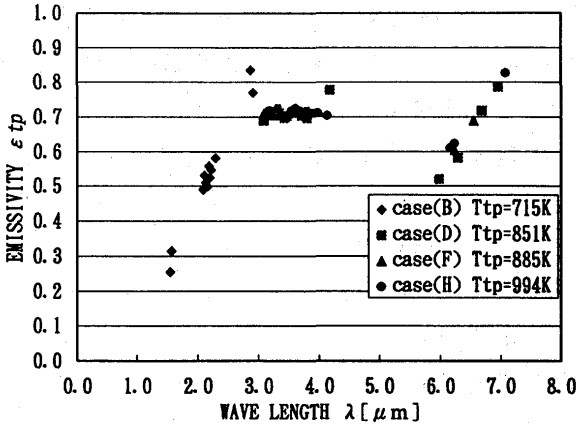


図６ 高温壁面(INCO600)の放射率

次に、算出された高温壁面の放射率（図４(b)中の細実線）と高温ガス実験で得られた放射強度を用いて、全波長にわたり、プランクの公式により壁面温度(Ttp')を求めた。この温度と熱電対で計測した壁面温度(Ttp)とを比較参照し、両者がほゞ等しくなり、かつ放射率が１以下の妥当な値を示す波長領域を調査した。図６はこの手続きを全実験データについて実施した結果である。これによれば、波長(μm)が2.0近傍、3.0～4.0領域において、波長、壁面温度によらず放射率が安定しており、その値もINCO600系の放射率として文献に記載されている値に近いので妥当である。さらに、これらの波長帯は大気の窓領域内であることが図１により確認できる。実験データを採取した経過をたどると、波長2.0μm近傍のそれらは比較的初期の実験で測定されたものであり、試験体表面の酸化がまだ進んでいない状態の放射率と推定され、他方のデータは酸化が進展した後の状態を示していると考えられる。これらの結果から、大気の窓領域内の特定な波長帯（INCO600では 3.0～4.0 μm）に着目し、その放射率が既知であれば、壁面温度が算定できることになる。

なお、本研究で用いた赤外分光エネルギー計の温度測定下限値は300℃であるため、ここでの議論が有効なのは対象温度が600K以上の場合である。低い温度領域では放射強度が４乗則で格段に小さくなるので、原理的には有効でも実際上の工学的な扱いはかなり困難になるものと思われる。

５．結論および今後の展望

赤外線分光エネルギー計を用い、高温ガス流とその背後にある高温壁面の温度を、同時に分離計測する方法について基礎的検証研究を行い、次のように有用な知見を得た。

イ．高温ガスについては、CO_2の吸収／放射帯である波長4.3μmにおいて黒体放射相当の放射強度が得られるので、これより温度が算定できる。ただし、それは光路中の平均値である。

ロ．高温壁面については、大気の窓領域内の特定波長(INCO600では3.0～4.0μm)における放射強度を用い、壁面の放射率が既知であれば、温度が算定できる。

今後、材質／放射率の異なる壁面、ガス流路の大きさ等による影響、超高温領域での有効性等をさらに検証し、測定手法を洗練して、実用測定技術へと発展させたい。

６．参考文献

１）田丸 卓、航技研資料 NAL TM-676, 1995.1.
２）山香英三、日本ガスタービン学会誌、5-19, PP22/30, 1977.
３）田口英俊、日本工業大学 修士論文、1996.3.
４）吉田豊明、温度測定法 第７章、養賢堂、1985.

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

編集・発行　©　(社)日本ガスタービン学会 220　1996.5

Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.