A—1

低ＮＯｘ化のための短縮予混合火炎バーナの研究

山田　秀志　（航空宇宙技術研究所）
林　　茂　（航空宇宙技術研究所）

1. まえがき

現在，再生サイクル式セラミックガスタービンや，日米欧の国際協力による高速推進用エンジンの研究開発が，工技院の大型プロジェクトとして行われている。これらのエンジンは，燃焼器入口空気温度が700℃以上と高く，また，出口ガス温度の要求も非常に高いため低ＮＯｘ化の燃焼技術が重要な研究課題となっている。

燃焼器入口空気温度の上昇により，従来の燃焼方式ではＮＯｘの排出は増加するが，低ＮＯｘ燃焼方式の一つである希薄予混合燃焼にとっては，燃焼安定範囲が拡大され，極めて都合のよい条件となっている。しかし，希薄になるほど，保炎性の低下，ＣＯ，未燃焼成分の排出が増加したりする。

本研究では，燃焼器入口空気温度が700℃以上と高い場合に，安定な保炎，すなわち当量比に余裕のある状態で，セラミック製のハニカムに保炎させた，準一次元的な予混合火炎の基礎燃焼器で，軸方向の火炎長さと燃焼の進捗状況から，燃焼反応の完了位置とＮＯｘの生成量を調べた。さらに，この結果をもとに燃焼領域全体に，早期に希釈空気を導入してＮＯｘの反応を押える研究に着手し，第一段階として短縮予混合火炎バーナを製作したので，燃焼排気特性について報告する。

2. 基礎燃焼器模型による排出評価試験

2. 1　実験装置

基礎模型の構成を図１に示す。燃焼用空気は予め電気ヒータ（72ｋＷ＋15ｋＷ）で最高1000℃まで加熱される。燃料供給部では，マスフローメータで計量された燃料の天然ガス（メタン98.5～98.9 Vol％以上，以下メタンガスと呼ぶ）が，２本のノズル（チタン酸アルミ製，外径１０内径５，φ１×２列８個の噴射孔）から，加熱された空気中に噴射される。燃料と空気は，４段のラインミキサーを備えた混合部で強制的に混合を促進させ，完全な混合気（均一温度，混合比）となってセラミックハニカムの保炎器に流入する。保炎器は，コージェライト製（開孔率75％）で，直径80㎜，長さ50㎜である。保炎器下流は長さ300㎜以上の炭化けい素製のダクトが取付けられている。さらに熱損失を抑えるため周りを断熱材で覆った。

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

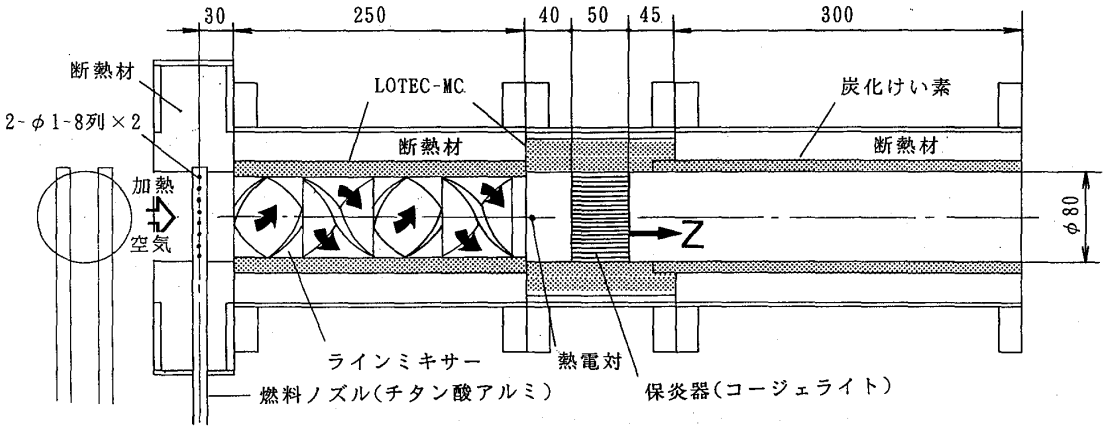


図 1　基礎燃焼器模型

2．2　実験方法

実験は，メタンの希薄予混合燃焼で，ＮＯｘの生成と未燃焼成分の消滅過程を調べ，最小燃焼領域長さ（滞留時間）とＮＯｘ排出のレベルを明らかにする。

燃焼器入口空気温度が高い条件での，混合気温度Ｔmix（℃），燃焼器断面平均流速Ｕ（m/s），当量比φをパラメータにして保炎器下流端からの軸方向距離Ｚ（mm）に対して燃焼ガスを採取した。燃焼ガスは，温水で冷却した外径８mmのサンプリングプローブ（φ１の試料採取孔）により，加熱導入管を通してガスタービン燃焼器内部ガス測定装置で連続測定した。実験条件を表１に示す。当量比は，火炎が保炎器に安定して付着し，混合部での自発点火の起こらない範囲に制限した。

表 1　実験条件

Ｔmix(℃)	Ｕ(m/s)	φ
700	15	0.50～0.60
800	15	0.45～0.60
900	10	0.40～0.50
	15	0.35～0.50

2．3　実験結果

2．3．1　燃料濃度分布

保炎器に供給されている燃料の濃度分布を知るため，非燃焼の状態でメタン濃度をＺ＝７mmの断面において10mm間隔の格子点でＦＩＤを用いて測定した。平均濃度に対して±２％の範囲内の分布であった。断面内は一様な分布として，燃焼時のガス分析は中心軸上での測定結果について述べる。

2．3．2　燃焼領域長さに対する排出指数

本実験の測定範囲内での未燃焼のＨＣの排出濃度は，Ｚ＝20mm以上で１ppm以下と低い値であった。

図２，図３（ａ）はそれぞれ流速Ｕ＝15m/sの場合の，保炎器からの距離Ｚに対す

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

るＮＯｘ排出指数ＥＩ（ＮＯｘ）（g NO_2／kg Fuel），ＣＯ排出濃度（ppm）の傾向を示した。図２は，Ｔmix＝700℃で当量比φをパラメータにして示したもので，Ｚを長くするに従いＮＯｘ排出指数は増加し，φ＝0.6，Ｚ＝300mmで８を超え，Ｚ＝50mmでも３に達する。ＣＯ排出濃度はＺ＝20mm付近で急激に減少するが，それ以後は，図中に示したそれぞれの平衡濃度の値に漸近している。排出レベルは当量比が大きいと高くなっている。未燃焼成分の減少の割合から，燃焼領域の長さは20～50mmで，この位置から希釈空気を導入することによって，燃焼ガス温度を下げＮＯｘの生成を停止させる。さらに，燃焼ガス温度によってはＣＯの反応も進行すると考えられる。

図３（ａ）は，φ＝0.5の場合に，混合気温度をパラメータにして示した。混合気温度が高いほどＮＯｘ，ＣＯの排出が高い値である。ＥＩ（ＮＯｘ）は、Ｔmix＝900℃で12にも達してしまう。図３（ｂ）にＺ＝50mmまでのＮＯｘ排出指数と燃焼効率η（％）を示した。混合気温度が低いほどＣＯの平衡濃度が小さいため，最終到達燃焼効率が高くなる。

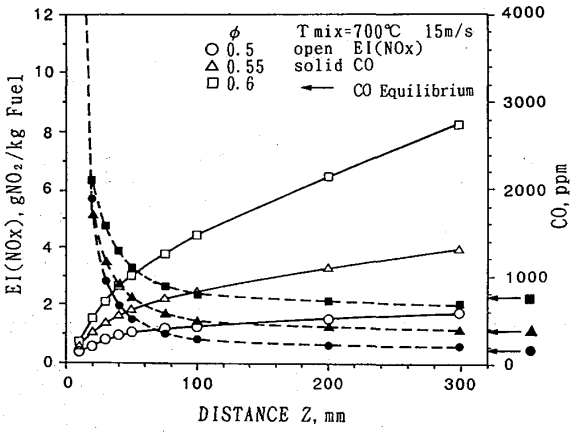


図２　軸方向の排出（φの影響）

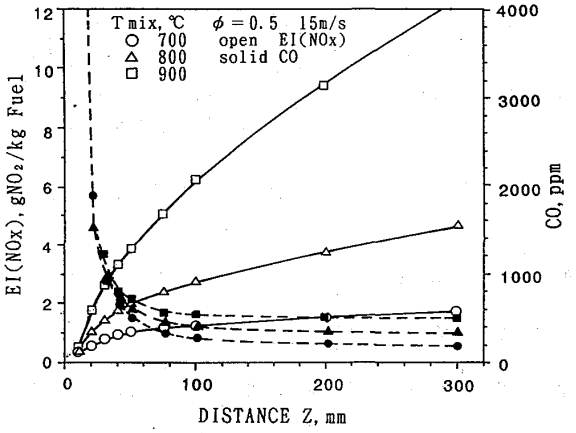


図３（ａ）軸方向の排出（Ｔmixの影響）

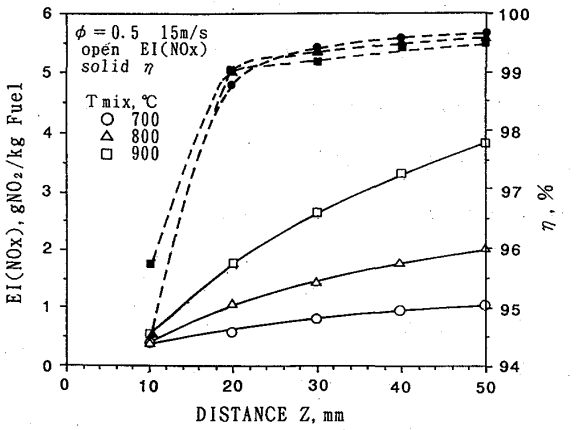


図３（ｂ）50mmまでのＮＯｘと効率

3．短縮予混合火炎バーナによる排出評価試験

3．1　実験装置および方法

基礎実験のデータをもとに短縮予混合火炎バーナを設計した。その概念図と保炎器の写真を図４に示す。外側の環状室に明けられた孔（φ4.5×24個）からの燃焼用空気と，燃料用の環状室に明けられた孔（φ1×24個）からのメタンガスは，衝突して混合気となり保炎器に供給される。保炎器は反応焼結窒化けい素製で厚さ５mm，保炎面φ80の中に37本の希釈空気供給管の貫通部と，その周りに混合気供給孔φ２×399

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

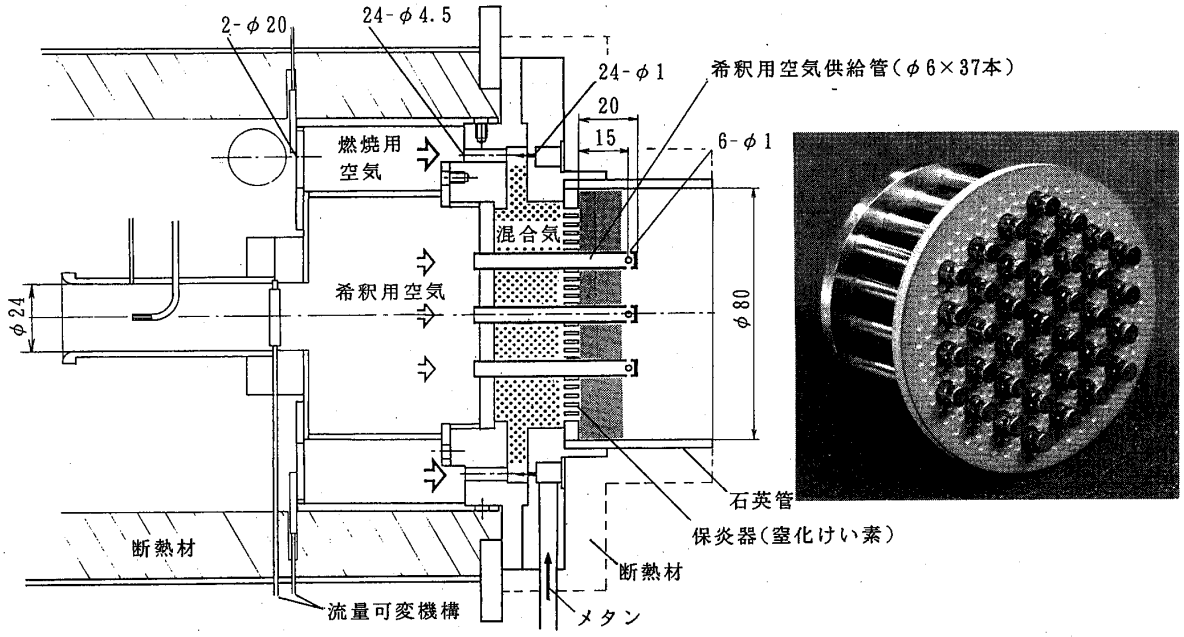


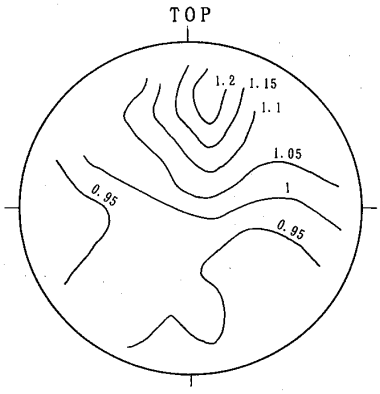
図 4　短縮予混合バーナと保炎器

個（開孔率25%）が明いている。希釈空気供給管は外径6mm（t＝0.5）のインコネルの金属管で末端が閉じて半径方向にφ1×6個の孔が明いている。本実験での希釈空気孔の設定位置は保炎器から15mmで燃焼器内への突出長さは20mmである。ここから燃焼領域の中に希釈空気が供給される。燃焼筒は内径80mm，長さ150mmの石英管で周りへの熱損失を抑えるために，セラミックファイバーで断熱をしている。燃焼用と希釈用の空気は可変機構により分配比が変えられる構造になっている。全体の空気量に対する燃焼用空気の割合をR_pで表わす。実験は燃焼器入口空気温度（Tin）を700，800，900℃，流速（U）は10，15 m/s，当量比の増加は，希釈空気供給管の温度が1100℃を越えない範囲とした。

3．2　実験結果

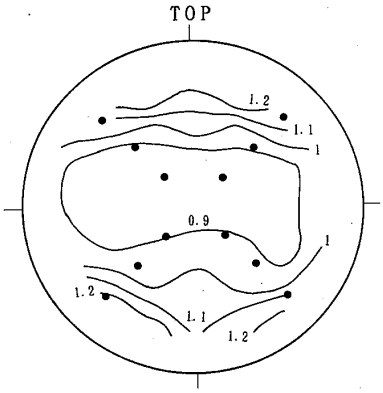
3．2．1　当量比分布

燃焼用空気と燃料の混合状態を知るため，非燃焼で希釈用空気の流入を止めた状態で，保炎器から10mmの断面（希釈空気供給管の間で88点）においてメタン濃度を測定した。図5（a）は平均濃



（非燃焼，希釈空気無し）

図5（a）濃度分布



（800℃，15m/s，φ＝0.2）

図5（b）当量比分布

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

度で無次元化した値で分布を示す。上方の位置に高い領域が存在する。これは，燃料は下方から環状室に供給されているため，環状室内の静圧が上方にいくほど高くなり，燃料の供給が多くなったと推定される。　図５（ｂ）は，燃焼時に保炎器から70mmの断面で10mm間隔の格子点でガス分析を行い当量比分布を測定し，平均当量比で無次元化した値で示した。非燃焼時に比べ希釈用空気が導入されてはいるが，上下に高く中央に低い分布となった。希釈用空気がベルマウスを通過後十分に広がらず，空気の流入速度の影響が出たと考えられる。

このように分布をもった断面で，排気性能を評価するために試料ガスの採取は，図５（ｂ）のなかの●の点から試料採取できる，十字型の１２点集合ガス採取プローブで行い，代表当量比をガス分析値から算出した当量比ϕ_cで表わす。

３．２．２　軸方向におけるＮＯｘの生成

図６は，Ｔin＝700℃，Ｕ＝15m/sで燃焼器の軸方向でのＮＯｘの生成状況を示した。ϕ_c＝0.249でのＮＯｘの排出指数は0.62で，この時の燃焼用混合気の当量比は0.51に相当する。基礎実験のϕ＝0.5，Ｚ＝20～30mmでの排出指数は0.57～0.82であることから，短縮予混合火炎バーナで希釈空気を導入したことによって，ＮＯｘの反応が停止する温度まで燃焼ガス温度が低下してＮＯｘの排出が凍結されたと考えられる。

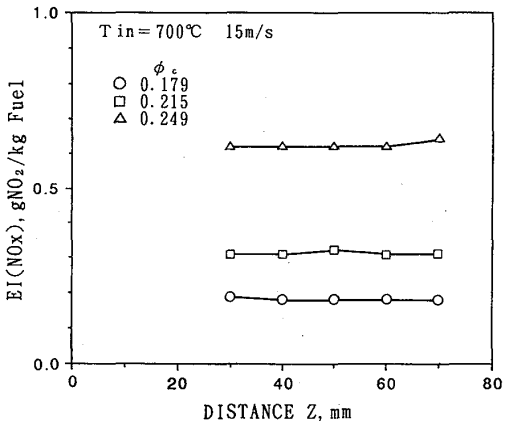


図６　軸方向におけるＮＯｘの生成

３．２．３　混合気濃度の影響

燃焼器長さを70mmとして，この位置での特性について比較する。図７は，Ｔin=700℃における当量比ϕ_cに対するＮＯｘ排出指数，ＣＯ濃度，燃焼効率を示した。燃焼用空気割合R_p＝0.48でＵ＝10m/sと15m/sを比較すると滞留時間の影響が出て流速の遅い方が高いＮＯｘ，低いＣＯの排出となっている。さらに，15m/sでR_p＝0.48から0.6に増やことによって，ϕ_c＝0.25でＥＩ（ＮＯｘ）を0.64から0.24に抑えることができる。燃焼領域の

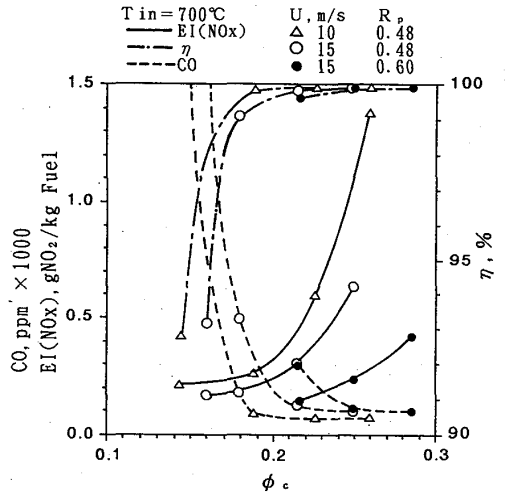


図７　燃焼用空気割合の影響（700℃）

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

当量比が希薄側に移行したためにＮＯｘの排出が減少したと考えられる。ＣＯの排出は適切な当量比ϕ_cでR_pを変えることによって許容限界内に抑えることができ，燃焼効率もR_pの割合を変えることによって改善が可能である。また，希釈空気供給管の温度も低くなった。

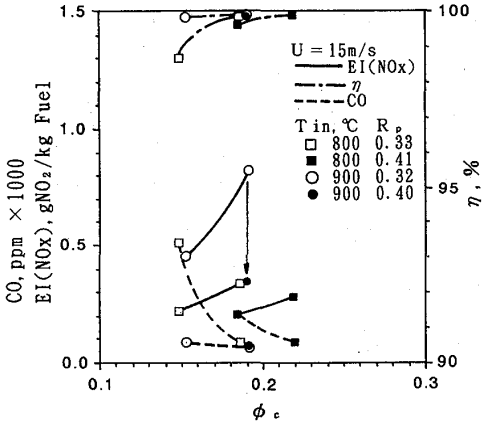


図８燃焼用空気割合の影響（800,900℃）

図８にＴin＝800,900℃の結果を示す。R_pを0.3から0.4のとき，800℃はϕ_c＝0.185でEI(NOx)は0.34から0.21，900℃はϕ_c＝0.190でEI(NOx)は0.82から0.35に減少し効率の低下も見られない。なお，希釈空気供給管の温度上昇により当量比が小さい範囲にとどまったが，希釈空気供給管をセラミックに換え当量比範囲を拡大する予定である。

4. まとめ

Ⅰ．燃焼器入口空気温度が700，800，900℃の条件で，準一次元的な予混合火炎の基礎燃焼器を用いて，火炎長さと未燃焼成分の消滅過程さらにＮＯｘの生成を調べた。

○ 20～50mmの燃焼領域長さで燃焼反応は完了し，この位置で希釈空気を導入することによってＮＯｘの排出を抑制できると予測した。

Ⅱ．燃焼領域全体に希釈空気を供給できる短縮予混合火炎バーナを製作し，燃焼領域の混合気濃度をコントロールすることによりＮＯｘ，ＣＯの排出を抑制した。

○ 燃焼効率の低下を招くことなしに，燃焼器入口空気温度 700～900℃，出口ガス温度約1300℃が得られる条件でＮＯｘの排出指数を0.5以下にできた。

さらに，出口ガス温度が高い条件，並びに，実圧での試験を予定している。

5. 参考文献

１）ガスタービンの高効率小型化に関する調査報告書，機械技術研究所，航空宇宙技術研究所，昭和63年3月

２）超音速輸送機用推進システムの研究開発，ＧＴＳＪ　20-77(1992)

３）ガスタービン排ガス対策技術，ＧＴＳＪ　16-64(1989)

４）山田，林，他，ガスタービン用低公害触媒燃焼に関する研究，環境保全研究成果集，昭和63年度版(1989)

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

A—2

自動車用100kWCGTにおける低公害燃焼器の開発　第1報

佐々木　正史[1]、熊倉　弘隆[1]、鈴木　大志[1]
杉山　勝彦[2]、大久保　陽一郎[2]（(財)日本自動車研究所）

1．まえがき

自動車分野においても石油資源の効率的活用と地球環境への適合が求められている今日、多様な石油製品を燃料として利用でき、低公害性に優れ、かつセラミック適用による熱効率の向上が図れるセラミックガスタービンは、次世代の自動車用エンジンとして期待が寄せられている。1990年度より通商産業省の支援の下に石油産業活性化センターが自動車用セラミックガスタービン（CGT）開発プロジェクトを推進している。日本自動車研究所（JARI）は石油グループと共にこのCGTプロジェクトに参画し、CGTエンジンの開発を進めている。CGTエンジンの構成を図1に示す。出力100kW、1軸再生式でタービン入口温度1350℃、目標機関効率は40％である。目標排気性能は当面国内ガソリン乗用車の排気規制値（10・15モード）を後処理システム無しでクリアすることとした。従って燃焼器はCGTエンジンの排気性能を直接支配することになる。

CGTは部分負荷燃費を維持するために高効率の熱交換器（リジェネレータ）を備え、燃焼器入口空気温度Tinが900～1000℃と著しく高くなる。これによりThermal-NOxの生成が促進されるため、NOxを抑制することが最も重要な課題となる。佐々木ら[1]は異なる3種の低NOx燃焼方式を比較検討し、予蒸発予混合希薄燃焼方式がガソリン乗用車規制を満足する実用燃焼器として有望であることを示した。

CGT開発プロジェクトでは当面のエンジン用燃焼器として本方式を採用し、設計・試作を終了、一部評価試験に着手している。　本報では従来の文献やデータに基づいてCGT用セラミック燃焼器を設計した過程、結果について述べると共に入口空気温度Tin＝773Kレベルの排気性能評価試験結果を報告する。

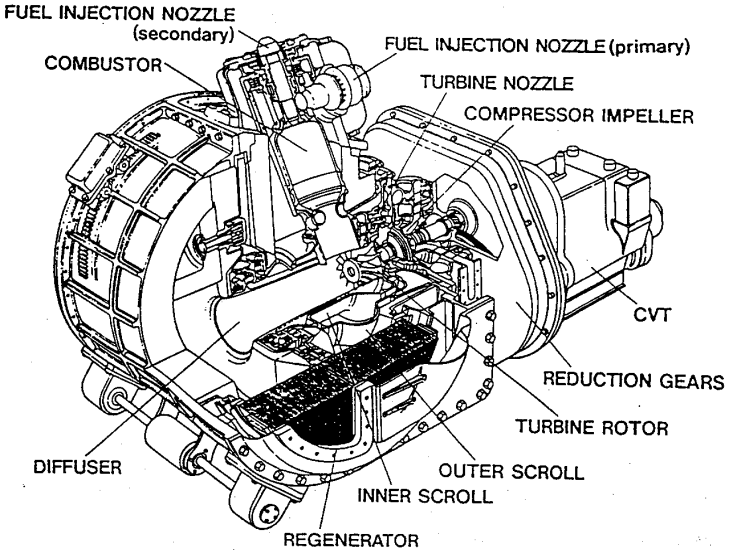


図1　100kW CGTエンジン

(1) 日産自動車㈱　(2) ㈱豊田中央研究所

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

2．　設計

2．1　予蒸発予混合希薄燃焼器の技術課題及び対応策

図2に本燃焼器の概略構成図を示す。

図中に示した燃料噴射弁、予蒸発予混合部、主（希薄）燃焼部、希釈混合部、可変機構の各項目とセラミック部品についてそれぞれの技術課題及び目標値を表1にまとめた。燃焼器の設計に於てはこれらの課題を認識し検討を進める必要があり、表1右欄に本燃焼器の第1次設計において採用した対応案を示す。

以下の節において、この対応策の代表的なものに関し設計内容を述べる。

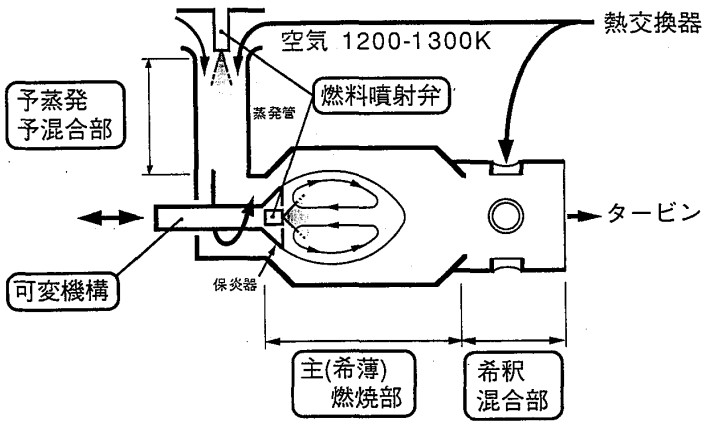


図2　予蒸発予混合希薄燃焼器の概略構成図

2．2　予蒸発管

噴射弁は予蒸発部用と拡散燃焼用の2個によるステージングで、必要とされる広いターンダウン比(45)に対応する。この際少なくともエンジンの中低負荷域は、予蒸発予混合希薄燃焼単独でカバーすることを前提とした。

予蒸発管形状を決定するために、燃料粒径、スワール数、管径、管長をパラメータとして、エンジンの全運転条件に於て自己着火条件、燃料滴の壁面付着条件、蒸発完了条件をまずシミュレーションにより算出した。着火遅れの算出には、Wolferの式を用いた。この結果を図3に示す。図よりエンジンの各負荷域において、「燃料蒸発が終了」し、しかも「自己着火」しない予蒸発管長が存在することがわかる（ex.d=30mm:10%負荷で60～160mm）。この領域を把握して実機の管径を決定する必要がある。管径d=30mmの条件では、全負荷域で前述の2つの条件を満足する管長が存在する(90～120mm)。しかし管径d=40mmにおいては、この2つの条件を満足する領域は80mm付近にごくわずかな幅が存在するだけである。また50%負荷域以上で燃料滴の壁面付着の発生が予想されるため、予蒸発部用燃料噴射弁の最大流量をこれ以下に抑える必要がある。

表1　予蒸発予混合希薄燃焼器の技術課題及び対応策

部位	技術課題	目標値	1次設計における対応
燃料噴射弁	・高ターンダウン比化 ・微粒化促進 ・耐熱性向上	・45 ・60μm (90%粒径) ・燃焼器入口温度1323K	・ステージング（噴射弁2個） ・燃圧高圧化、ｴｱｱｼｽﾄ最適化 ・ｱｼｽﾄｴｱによる冷却最適化
予蒸発予混合部	・蒸発混合促進 ・自己着火、逆火の抑止	・90%以上 ・完全抑止	・ｽﾜｰﾗ、ﾙｰﾊﾞｰによる乱流混合促進 ・蒸発管長さの最適設計
希薄燃焼部	・希薄安定性確保 ・低NOx、低CO燃焼 ・負荷率向上	・全運転域安定 ・国内規制達成 ・車載可能	・保炎用スワールの最適化 ・PPL燃焼、トーチの廃止 ・循環域制御
希釈混合部	・温度分布均一化	・±50K以内	・貫通力制御
可変機構	・希薄燃焼部における空気過剰率(λ)制御の信頼性確保	・全運転域で安定燃焼確保、国内規制達成	・予蒸発部空気導入面積制御
セラミック部品	・信頼性、耐久性の確保	・要求寿命10年	・プルアップ機構、応力解析による寿命予測

また予蒸発管入口部にルーバーを取付け乱流混合を促進することで約50%の蒸発距離短縮効果が有るものと見積もられる[1]。このルーバーの採用により上述のシミュレーションによって得られた管長の短縮が期待できる。これらの検討で得た結果から、噴射弁、予

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

蒸発管の仕様を決定した。

予蒸発管のレイアウトは、燃焼器全長に対するエンジンからの制限を満たすため、また複雑なスワーラを必要としないこと、噴射弁については2個とも従来型のものが使用できることなどから、希薄燃焼器軸に対して接線的に配置することとした。

2．3　希薄燃焼部

保炎用スワールとして、第1次設計では従来実績値からスワール数＝約1．0を狙い充分な規模の保炎（再循環）領域を確保する。

前述のようにエンジンの中低負荷域でプライマリー噴射弁から燃料を噴射し純粋な予混合希薄燃焼を行なう。それ以上の負荷領域では保炎器内のセカンダリー噴射弁からも燃料を噴射し予混合と拡散の混合型燃焼を行なう。中低負荷域の予混合希薄燃焼域においては、空気負荷率は250kg／m³sMPa[1]として必要燃焼器容積を算出する。また拡散燃焼時にも燃焼器入口温度が高いことから充分な希薄化が可能である。

また循環域の軸方向長さ制御及び希釈空気の循環域巻き込みによる吹き消え防止のために、希薄燃焼部出口に絞り（ゾーンセパレータ）を装着できる構造とする。

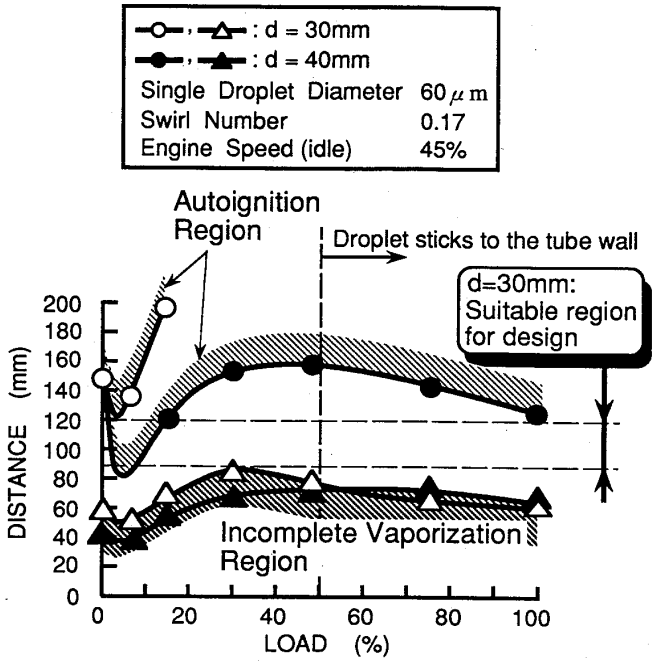


図3　予蒸発管形状検討

表2　各部設計仕様

予蒸発予混合部	予蒸発管長		52mm（スワーラ後直管部）
	予蒸発管径		φ34
	乱流混合促進		スワーラ＋ルーバー
	スワール数		0．17
	噴射弁	燃料粒径	60μm以下(90%体積割合)
		噴霧角	60度
	保炎用ｽﾜｰﾙ		予蒸発管の接線配置
希薄燃焼部	空気負荷率		250kg/m3sMPa
	軸方向長さ		150mm
	希薄燃焼管径		φ100
	保炎部ｽﾜｰﾙ数		1．0
	循環域制御法		ゾーンセパレータ装着
可変機構部	制御方式		予蒸発管部開口面積制御
	ﾚｲｱｳﾄ		保炎器の軸方向移動で面積可変
ｾﾗﾐｯｸ部品	低応力設計		2次空気孔廃止
			部品分割による応力緩和
			軸対称部品の多用

2．4　可変機構部

主燃焼域の混合比（空気比）はエンジンの総空燃比変化によらず、充分低NOxかつ充分火炎安定な範囲に維持しなければならない。そのために主燃焼域と希釈域の空気配分率を可変にする構造が不可欠となる。可変機構を取り付ける部位については、予蒸発部開口面積制御[2]、希釈孔開口面積制御、またはその2つの組合せ[3]、の3つの方法が考えられ，それらの利害得失について文献[4]に検討されている。本第1次設計においては可変機構が低温部に配され、信頼性の確保が比較的容易であるという優位性を重視して予蒸発部開口面積制御を採用することとした。開口面積の可変は、保炎器の軸方向移動で行う。この方式では圧力損失率が部分負荷時において定格運転時より高くなるが、最大でも6％以下とすることが可能であることがわかった。

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

2．5　セラミック部品

セラミックにより燃焼器部品を設計する上で、以下の点に関し検討を実施した。

(1)熱応力は空気導入孔周りに集中して発生する。そこで特に温度の高い希薄燃焼部においては2次空気孔を一切廃する。

(2)高温部品には、製作が容易で、かつ解析の容易な軸対称形状をできる限り採用する。

(3)セラミックのような脆性材料の場合、組み付け時のアライメントミスや熱変形により発生する機械的応力は、直ちに破壊をもたらす恐れがある。また高温部から低温部にまたがる部品には熱応力が発生する。そこで燃焼器を軸方向にいくつかの部品に分割し、それらを弾性支持することで、この機械的応力及び熱応力を避ける。第1次設計では、燃焼器全体を希釈ライナ部から燃焼器キャップ側に引き寄せて支持する「プルアップ構造」を採用した。

セラミック部品の熱解析及び応力解析結果については次節に述べる。

以上のような検討により設計を行った。燃焼器の第1次設計結果を表2及び図4に示す。

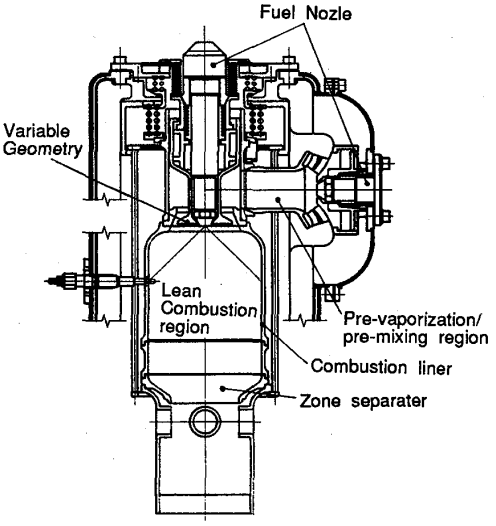


図4　第1次設計結果

3．セラミック部品設計及び製作

3．1　セラミック部品設計

燃焼器の中でも特に高温にさらされる主燃焼部及び希釈混合部について非定常熱応力解析、寿命予測を行なって問題の有無を確認した。

3．1．1　寿命予測（信頼性解析）方法

適用候補セラミック材料の強度低下は静疲労メカニズムによるものとした。CGTエンジンの要求寿命（10万km走行、1万回起動停止）及び応力解析結果から代表応力σ^*（ここでは最大応力とした）と代表応力σ^*に換算した有効時間t^*を算出して、破壊確率を計算する（目標値：10^{-5}以下）。また解析部品の非定常熱応力の変動周期は10～100秒のオーダーであるため、いわゆるサイクリック疲労の強度低下に及ぼす影響は無視できるものと仮定した。

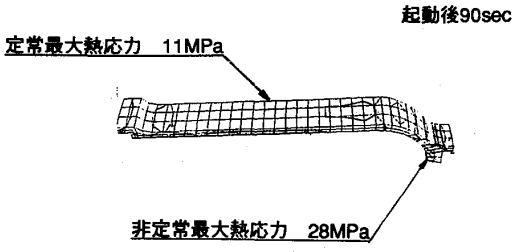


図5　希薄燃焼ライナの非定常熱応力分布

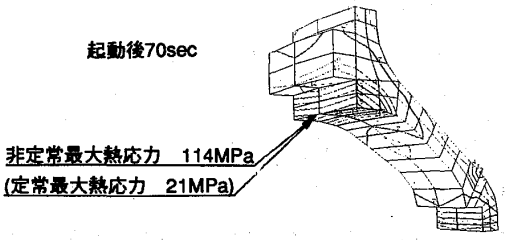


図6　ゾーンセパレータの非定常熱応力分布

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

3．1．2　解析結果

最大非定常熱応力発生時の応力分布及び定常応力値の計算例を図5、6に示す。

これより、瞬時破壊を起こすほど高い応力を発生する部品のないことが確認された。また寿命予測結果も上述の要求寿命時の破壊確率目標を十分に満足する。しかし循環域長制御用のゾーンセパレータについては100％負荷時に約1800℃の高温になることが熱伝導計算より明らかになり、冷却対策の必要性が判明した。

この冷却対策として、図7に示す冷却用カバーを持った循環域制御部及び希釈混合部のレイアウトを考えた。本レイアウト用の部品と図4の希釈ライナ双方を製作し、今後実験により効果を確認する予定である。

3．2　セラミック部品の製作

製作したセラミック部品を図8に示す。予蒸発部のスワーラは、複雑形状となるため16分割し射出成形法により製作した（図9参照）。

4．　燃料噴射弁、燃料供給系の開発

4．1　要求仕様

燃料噴射弁については、表2における予蒸発用（プライマリ）噴射弁仕様に加え、拡散燃焼用（セカンダリ）噴射弁に要求される項目を表3に示す。

燃料供給系については、1個の燃料ポンプに2個の調量器を取り付けた構成とし、燃料調量は電磁（PWM）方式とする。

4．2　燃料噴射弁の第1次設計

5タイプの気流噴射弁構造を検討したが、そのうち実際に製作した3タイプについて説明する。

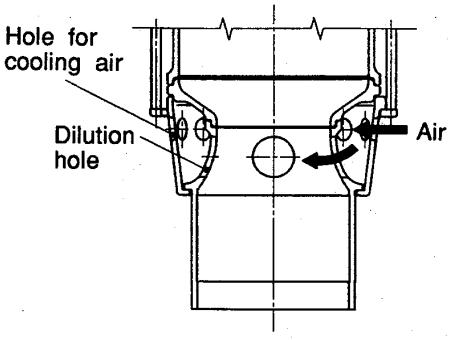


図7　ゾーンセパレータの熱対策設計

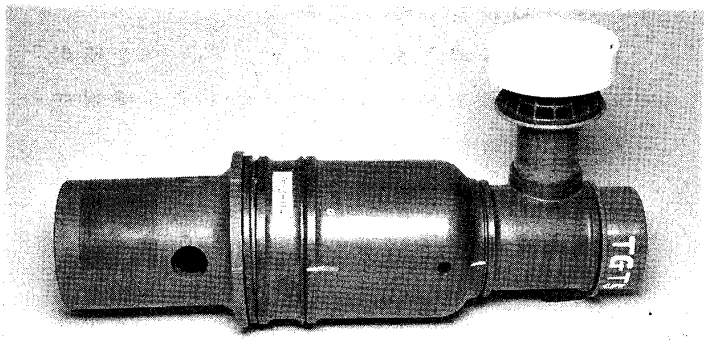


図8　燃焼器サブアッセンブリ

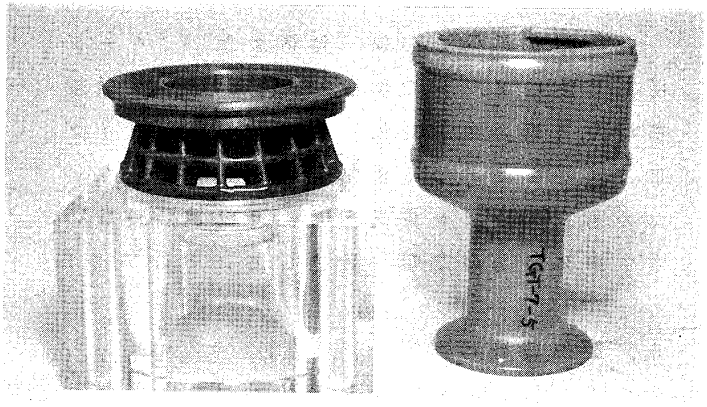


図9　予蒸発部スワーラ及び保炎器

表3　燃料噴射弁要求仕様

仕様項目	内容	
使用燃料	主に灯油（JIS1号）	
使用燃料温度	−20℃〜60℃	
使用燃料流量	プライマリー噴射弁	0.2〜3.0g/s（最大噴射圧力60気圧以下）
	セカンダリー噴射弁	0.4〜6.0g/s（最大噴射圧力60気圧以下）
噴霧粒径	プライマリー噴射弁	60μm（90%体積割合の粒径）
	セカンダリー噴射弁	100μm（90%体積割合の粒径）
噴霧角	プライマリー噴射弁	60°
	セカンダリー噴射弁	90°

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

噴射弁タイプⅠ（図１０参照）

単孔渦巻噴射弁の燃料噴孔と同軸に空気噴孔を設けた外部混合型噴射弁。

噴射弁タイプⅡ

軸中央部に設けた空気通路内面にｽﾘｯﾄから燃料を薄膜状に供給し内側と外側の空気流で微粒化。

噴射弁タイプⅢ

環状空気通路内で直角方向に数個　の噴孔から燃料を供給し、さらに噴射弁中　央部からも空気供給し微粒化。

４．３　微粒化評価実験結果

図１１に外観写真を示す。プライマリ噴射弁の評価結果を図１２に、セカンダリ噴射弁の評価結果を図１３に示す。

プライマリ噴射弁では、タイプⅠとⅡが設計仕様の微粒化用空気流量条件で要求性能を満足する。

セカンダリ噴射弁では、タイプⅠとⅡが空気量を５g/s以下にすることで要求仕様を満足できる。

４．４　燃料噴射弁の第２次設計

各種調整部分を溶接一体構造とし、パージ用空気接続ポートを増設したエンジン実験用噴射弁（第２次設計品）を製作した。タイプⅢは性能を満足する構造寸法が見いだせないため第２次設計を見送った。今後燃焼実験の中で第２段階の選定を実施していく。

５．燃焼器流れ解析

５．１　流れ実験による形状検討

燃焼実験を開始する前に、アクリル製可視化ライナを用いた等温流での流れ評価を実施した。

アルミトレーサによる流れの可視化写真撮影、CO_2による希薄燃焼部の流れ評価、タフトによる流れの可視化実験を実施した。

図１４に保炎器を最も突き出した時の循環域をアルミトレーサで観察した結果とタフトを用い観察した結果とを示す。

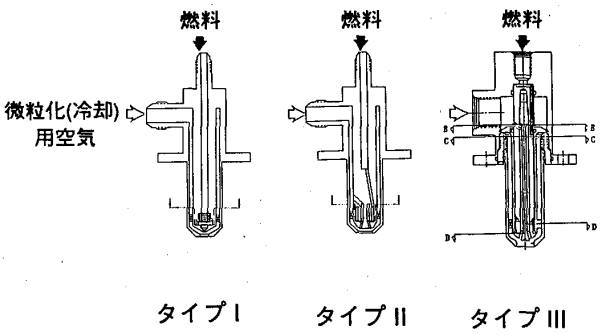


図１０　燃料噴射弁構造案

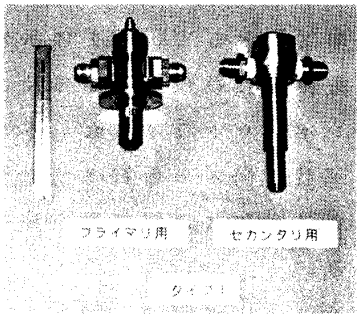


図１１　噴射弁（第１次設計）の外観写真

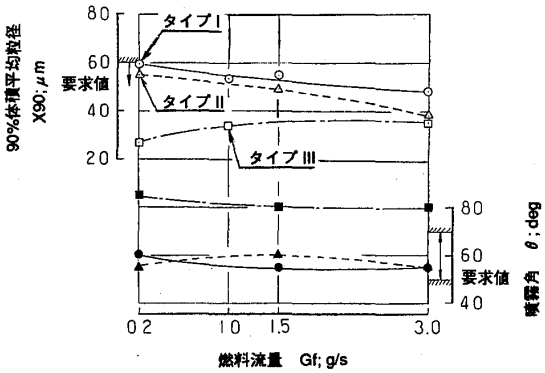


図１２　プライマリー噴射弁（第１次設計）の評価結果

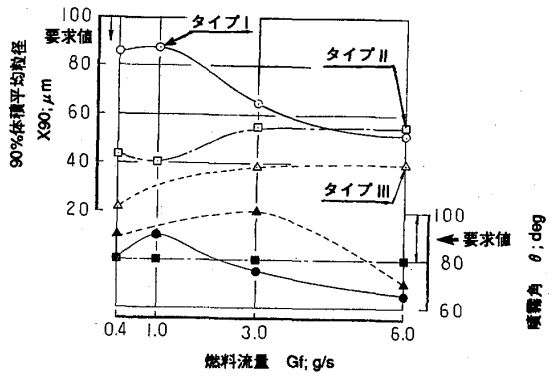


図１３　セカンダリー噴射弁（第１次設計）の評価結果

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

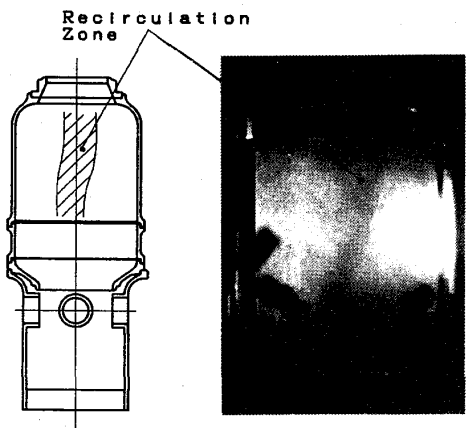
前述の3種類の実験結果から以下の問題点が明らかになった。

①アイドル及び低負荷条件で保炎器後流の循環域が著しく小さくなり保炎能力に問題がでる可能性が高い。

②保炎器を用いた可変機構の全開時に予蒸発部設計流量の50％程度しか空気が流れない。

①の対策案として、スワーラ付き保炎器と、保炎器は固定し予蒸発管入口部に絞りを設ける方式（入口絞り）の2案を考え、アルミトレーサとタフトによる可視化実験で評価した。2案とも効果が見られたが、エンジンの広い負荷範囲でほぼ均一な保炎用スワールが確保しやすい「入口絞り」方式を今後燃焼実験で効果を確認していく予定である。

保炎器形状の最適化による②の対策を試みた。保炎器の燃焼器ｷｬｯﾌﾟ側の膨らみと予蒸発管との干渉部除去で約3割の流量増が図れ、30％負荷までの予混合燃焼単独ﾓｰﾄﾞの目処を得た。



タフトでの計測結果　　アルミトレーサによる可視化

図14　タフト、アルミトレーサによる可視化試験結果

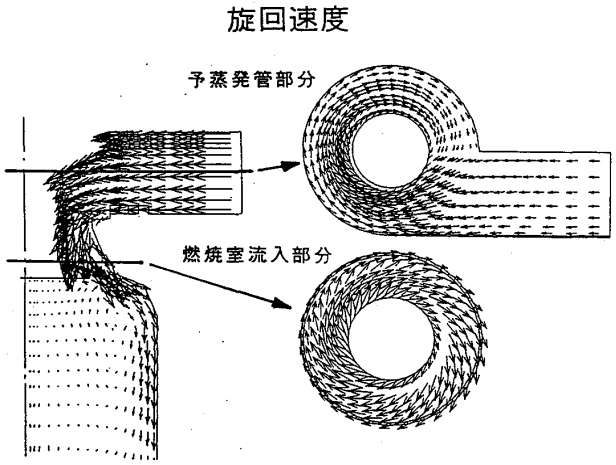


図15　流れ解析　計算結果

5．2　流れ解析

燃焼器内の流れや燃焼状態を把握するのに実験だけでは限界が有る。そこで数値モデルによる解析を進めていくこととした。

図15にCGT定格条件下の計算結果（ただし非燃焼場）を示す。この結果から、設計時に懸念した1方向流入プリチャンバーによる旋回流の偏りが発生していることが確認された。今後燃焼実験において、この偏りの影響を検討していく。

6．着火性能試験

着火性能試験結果を図16に示す。実験は、噴射弁位置を3種類変えて実施した。但しこのとき噴射弁の移動に伴って保炎器（希薄燃焼部への空気流量制御部）の位置も変化する。この実験において、目標値（空気流量80g/sで着火）はこの保炎器位置を最も閉めた位置に選ぶことで達成できた。今後プラグ位置を変え、さらに着火性能の最適化を図っていく考えである。

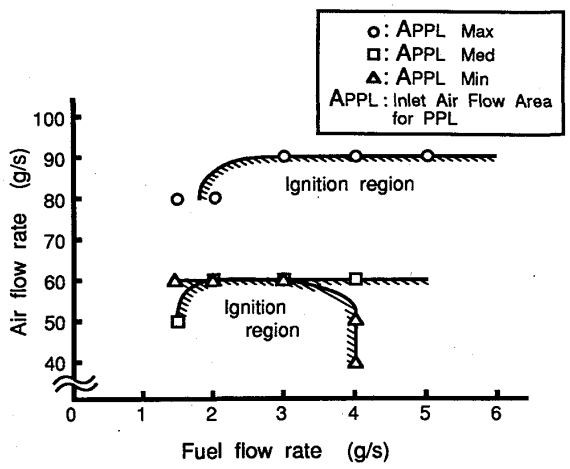


図16　着火性能試験結果

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

7．定常予蒸発予混合希薄燃焼実験

図１７に実験装置の概略図を示す。入口空気加熱用の燃焼器は、排気性能を正しく評価する上で好ましくない点が多い。そこで本装置では高温空気(1200K)を得るために熱交換器と電気加熱器(250kW)の２段加熱方式を採用している。

燃焼器入口温度７７３Ｋの実験結果を図１８、１９に示す。予混合燃焼ではセラミックの赤熱のみが目立ち火炎自体はほとんど見えない（図１８）。実験時、保炎器の位置が逆火特性及び保炎特性に大きな影響を与えた。保炎器先端が燃焼器端と一致する位置では、予蒸発部空気比λP=約1.7(A/Ftotal=120)で逆火し予蒸発管内に火炎が入った。しかし図１９に示す保炎器を更に3.5mm上流に引き上げた条件では、λp＜１の領域でも逆火無しで燃焼可能であった。この設定でのＮＯｘ排出量は、λＰ＝２(A/Ftotal=140)の点で完全予蒸発予混合のデータ[1]に比べ約１．５倍の値であり、定常データではあるが実用燃焼器としてほぼ満足すべき値が得られた。今後さらに温度、圧力条件を変えた実験を行い第１次設計の性能を確認するとともに、各部の改良を実施していく予定である。

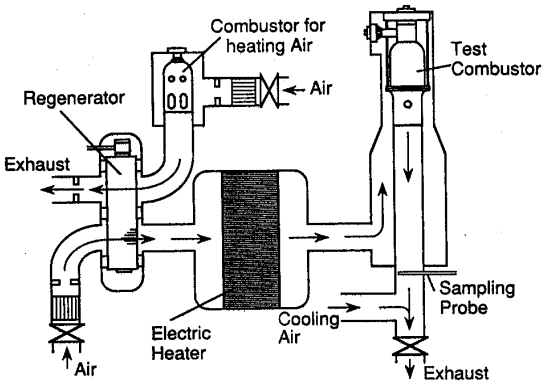
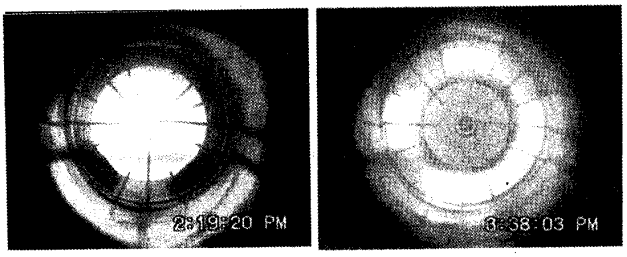


図１７　予蒸発予混合希薄燃焼器実験装置概略図



拡散燃焼時　　予蒸発予混合希薄燃焼時

図１８　火炎写真（燃焼器出口側より撮影）

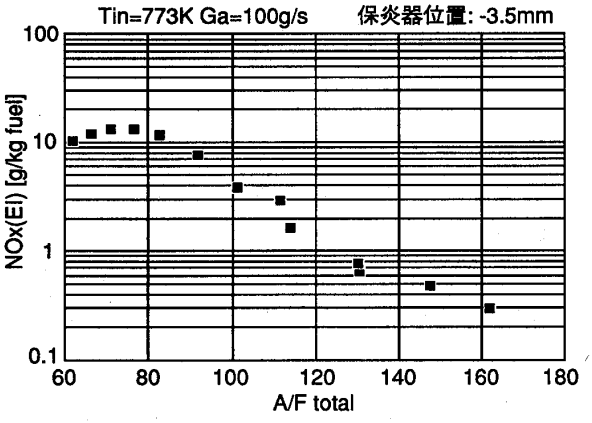


図１９　排気性能

8．まとめ

(1)自動車用１００ｋＷＣＧＴの低公害燃焼器設計を実施した。燃焼方式は予蒸発予混合希薄燃焼方式を選択し、燃焼設計、材料設計、システム設計（ﾚｲｱｳﾄ、制御性）を行った。

(2)燃焼器入口温度７７３Ｋの実験を実施し、ほぼ満足すべき低ＮＯｘ性能が得られた。

(3)今後更に定常排気性能の向上を図るとともに、自動車用として過渡排気性能の評価、向上を図る。

参考文献

[1]　M.Sasaki,H.Kumakura,D.Suzuki,　ASME　91-GT-369

[2]　I.Holzapfel,F.J.Meyer,　ASME　78-GT-155

[3]　W.Cornelius,et al.　SAE820175

[4]　H.Kumakura,M.Sasaki,D.Suzuki,　ASME　92-GT-109

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

A—3

液体燃料の予混合気濃度測定法の研究

*林　誠司　　（日本自動車研究所）
吉田　祐作　　（日本自動車研究所）

1　まえがき

自動車用セラミックガスタービンに用いられる予蒸発予混合希薄燃焼器の特徴は希薄域で均一予混合気を燃焼させ低NO_x化を図ることである。したがって、その排気特性は、燃焼領域に流入する予混合気の蒸発・混合の割合によって影響を受ける。また、自動車用エンジンとして限られたスペースで急速に蒸発・混合させるためには、予蒸発管内の燃料の蒸発・混合の過程を調べ、混合促進の影響因子を明らかにする必要がある。そのために混合気の濃度を精度良く測定することが必要になる。

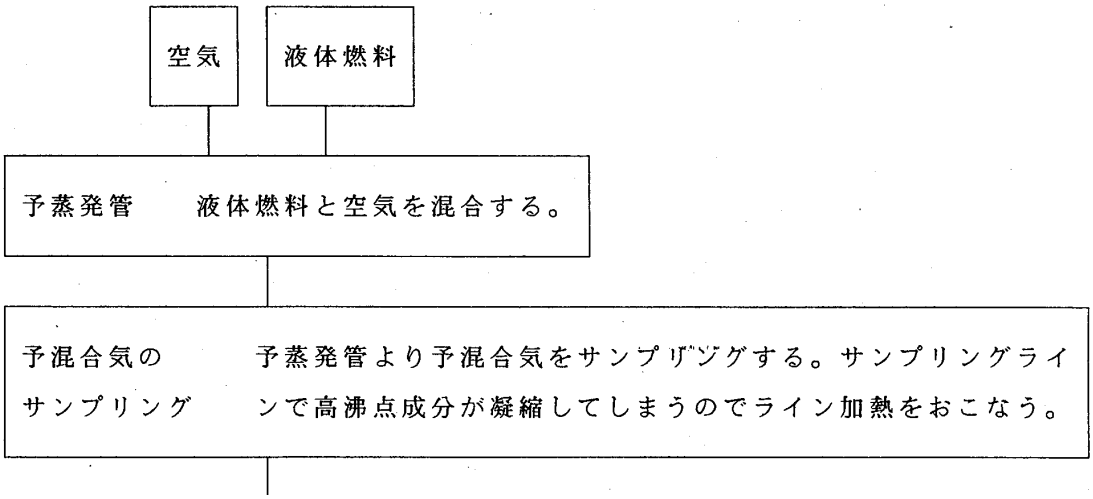
混合気濃度の測定は、燃料の濃度を直接測定できれば最も簡単であるが、軽油のような高沸点成分を含んだ高濃度のガスの場合には、サンプルラインや分析計の検出器の内部で混合気が凝縮し、測定精度の低下やラインの詰まりなどの問題が起こる。

そこで、軽油等の液体燃料の混合気をまず触媒で反応させてCO、CO_2、O_2等の生成ガスに変換し、これらの生成ガス濃度をガスクロマトグラフで測定し、その濃度より混合気の濃度（空気過剰率）を簡易的に測定する方法を開発した。本測定法はO_2濃度から空気過剰率を算出する方法を採用しており、測定は空気過剰率＞１の希薄混合気を対象とした。本測定法により、測定誤差５％以下の精度を得ることができた。

2　測定法の概略

2.1　基本システム

この測定法のフローを以下に示す。



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

酸化触媒	サンプリングガスの凝縮による精度の低下を防止するため、サンプリング直後の予混合気を触媒で反応させて、高沸点成分を除去したガスに変換する。
生成ガス	触媒で生成されるガスは、CO_2、O_2、H_2O等である。
除湿	ガスクロマトグラフの検出部に水分が入らないように除湿する。
ガスクロマトグラフ	O_2濃度を測定する。
λ算出	O_2濃度より、空気過剰率λを算出する。

2.2 混合気濃度（空気過剰率）の算出方法

軽油、ガソリン等の石油燃料はC_XH_Yと表すと、Y／X≒2であり、燃焼効率をα（$0 \leqq \alpha \leqq 1$）、空気過剰率をλとすると、

$$CH_2 + \frac{2+\alpha}{2}O_2 + \frac{2+\alpha}{2}(\lambda-1)O_2 + \frac{2+\alpha}{2}\lambda m N_2$$

$$\longrightarrow \alpha CO_2 + (1-\alpha)CO + H_2O + \frac{2+\alpha}{2}(\lambda-1)O_2 + \frac{2+\alpha}{2}\lambda m N_2$$

ただし、mは空気中のN_2、O_2のモル比で

$(N_2)_{mol} / (O_2)_{mol} \fallingdotseq 3.764$である

ガスクロマトグラフでは除湿して（H_2Oを除去して）測定するので〔O_2〕は、

$$[O_2] = \frac{\lambda-1}{\lambda + \lambda m - \frac{\alpha}{2+\alpha}}$$

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

$\alpha = 1$ とすると、空気過剰率 λ は、

$$\lambda = \frac{[O_2] - 3}{3\ (1+m)\ [O_2] - 3} = \frac{[O_2] - 3}{14.292\ [O_2] - 3}$$

以上のように、O_2濃度より空気過剰率 λ が求まる。

3　測定方法および測定条件

3.1　測定方法

測定装置の概略を図1に示す。それぞれの要素は、2.1の基本システムにしたがって構成される。

予混合気はダイヤフラムポンプで吸引され、任意に温度調節が可能な触媒加熱炉で加熱された酸化触媒反応器で生成ガスに変換される。ウォータトラップ、シリカゲルで除湿された生成ガスは、バイパスを通って放出される。分析時には切替えバルブによって、その一部がガスクロマトグラフに導入される。また、高沸点成分の凝縮を防ぐためにサンプリングガスはヒータで加熱される。高濃度の予混合気が流入したときは、空気でラインをパージする。

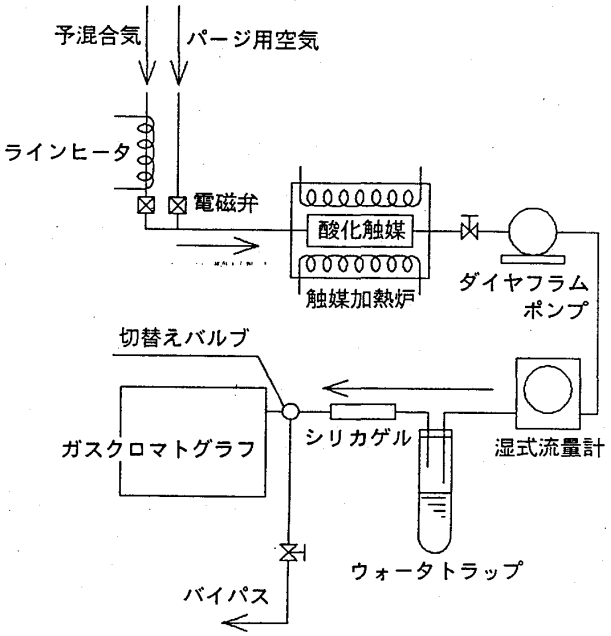


図1　測定装置概略図

3.2　測定条件

ガスクロマトグラフのカラムや充填剤の選定、オーブン温度、キャリアガス流量と測定時間等の測定条件を調べると共に、酸化触媒の生成ガスから空気過剰率を求める本測定法の妥当性を確認するため、サンプリングラインで凝縮の

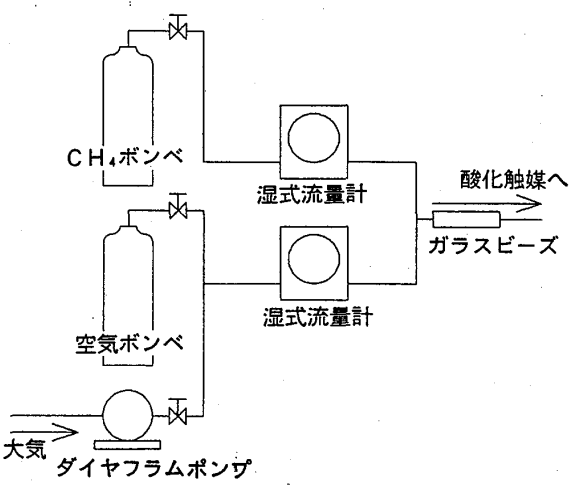


図2　メタン混合気供給部

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

おそれのないメタンガスを燃料として実験をおこなった。メタン混合気供給部を図2に示す。ガラスビーズで混合された混合気は図1の酸化触媒に導入される。この場合、混合気は加圧されているのでダイヤフラムポンプは不要である。触媒反応容器は内径 15mm 、長さ 190mmである。触媒としては、Pd系の自動車用酸化触媒を用いた。CO、CO_2、O_2のクロマトグラムの分離状態から、λの算出にはO_2濃度を用いることにした。また、O_2の分離状態からキャリアガスはArを用いることにした。

触媒加熱温度が酸化反応の完結に影響するため、触媒加熱炉温度を変化させ、O_2濃度から算出したλの変化を示したものが図3である。メタンのλ算出には、Y／X＝4として求めた次の式より求めた。

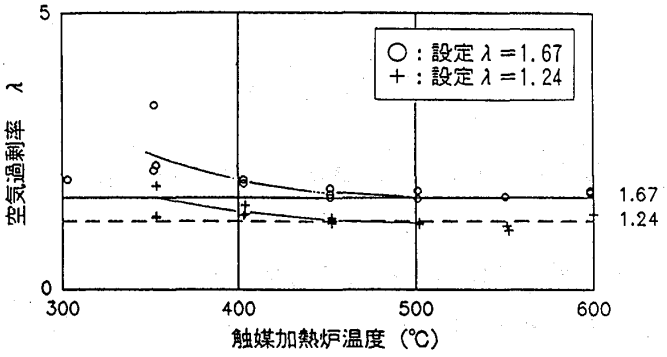


図3　触媒加熱炉温度とλの変化（メタン）

表1　測定条件

項　目	仕　様
酸化触媒	自動車用酸化触媒
触媒加熱炉温度	600℃
ガスクロマトグラフ	TCD
カラム内径、長さ	φ3mm × 2m
カラム充填剤	ﾓﾚｷｭﾗｰｼｰﾌﾞ 5A
オーブン温度	35℃
キャリアガス	Ar
キャリアガス流量	約 30mℓ／min

$$\lambda = \frac{[O_2]-2}{2(1+m)[O_2]-2} = \frac{[O_2]-2}{9.528[O_2]-2}$$

流量から求めた設定λと測定λは、触媒加熱炉温度が 500℃～ 600℃で良く一致することから、触媒加熱炉温度を 600℃とすることにした。1サンプルの測定時間は、およそ15分である。

触媒、ガスクロマトグラフの条件をまとめると、表1のようになる。

4　測定精度の検討

メタンの予混合気を用いた実験によって、表1に示す測定条件が選定できたので軽油の均一予混合気を生成し、図1に示す測定装置を用いて濃度を測定し、本測定法の妥当性と測定精度の検討をおこなった。軽油の予混合気の生成は 700℃の予熱空気中

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

に燃料噴射弁（デラバン製圧力噴射弁）で軽油を噴射し、蒸発混合をおこなう予蒸発管[1]を用いた。予蒸発管は内径46mm、長さ206mmである。λの設定は空気流量を30g/s 一定とし、燃料流量をそれぞれ変化させておこなった。予混合気のサンプリングは図4に示すように予蒸発管出口から 950mmの位置において外径 3mm内径2mmのステンレス管に直径1mmの孔を10個あけた長さ 100mmの多孔プローブを用いた。サンプリング部から酸化触媒までのライン温度は280℃に保持し、サンプリング流量は 1.5 ℓ/minに設定した。

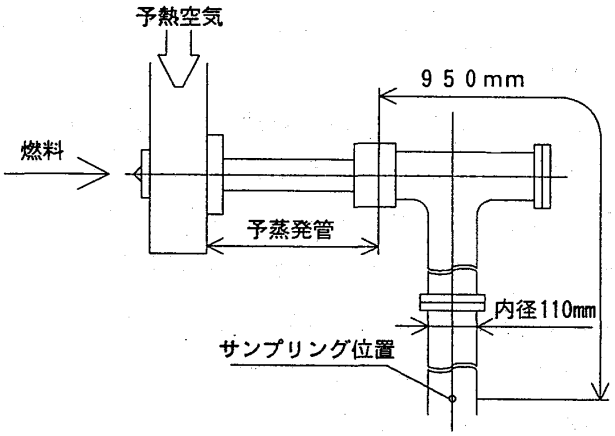


図4　軽油予混合気サンプリング位置

触媒加熱炉温度とλの関係を図5に示す。メタンと同様に 500℃以上ならば安定して精度の良い測定ができることがわかった。触媒加熱炉温度を 600℃とし、λを変化させた場合の設定λ、測定λ、誤差を表2に示す。設定λに対する測定λの誤差は最大 2.4%である。また、図1に示すバイパスガスをＣＶＳバックでサンプリングして、自動車用排気ガス分析計でＣＯ、CO_2、O_2を測定し、O_2濃度から求めたλとＣＯ、CO_2から求めたλ、およびガスクロマトグラフによる測定λを図6に示した。自動車用排気ガス分析計と、ガスクロマトグラフで測定したλとはほぼ一致した。ここで、排ガス分析ＡはO_2濃度より求めたλ、ＢはＣＯ、CO_2より求めたλである。

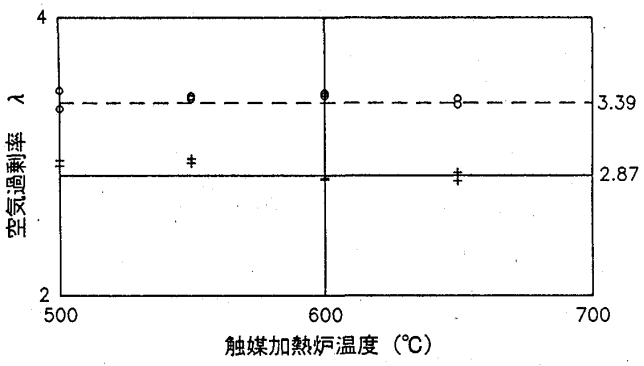


図5　触媒加熱炉温度とλの変化（軽油）

表2　測定結果（軽油）

触媒加熱温度 ℃	設定λ	測定λ	誤差 %
600	3.90	3.88	-0.513
600	3.93	3.89	-1.018
600	2.89	2.90	0.346
600	2.93	2.86	-2.389
600	2.65	2.71	2.264
600	2.67	2.70	1.124

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

本測定法により、測定誤差が最大５％以内の精度で予混合気濃度を測定することができた。

また、本実験で用いた軽油のＨ／Ｃ比は 1.9であったが、λの算出式ではＨ／Ｃ比を 2.0としたものであり、その差は誤差要因となる。誤差レベルを文献[2]から求めると、 0.9%の誤差を含むことになり、任意のＨ／Ｃ比に対するλの測定は今後の検討課題である。

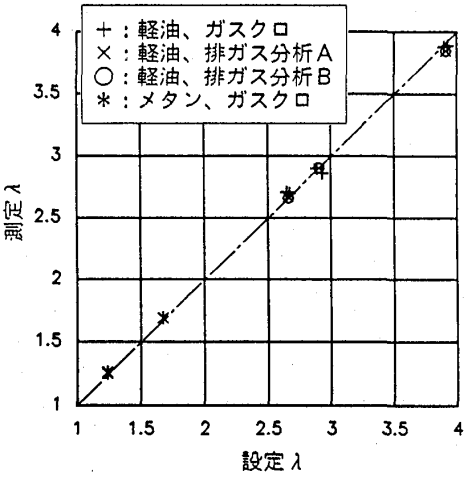


図６　測定結果

5　まとめ

予蒸発予混合希薄燃焼器の予蒸発管内における燃料の蒸発・混合の過程を調べるため、予混合気濃度の測定法を開発した。以下の事項に留意すれば、精度の良い測定ができることがわかった。

１）対象とする混合気は、空気過剰率＞１の希薄混合気である。
２）酸化触媒として、自動車用酸化触媒を用いることができる。
３）触媒加熱炉温度は、 500℃～ 600℃に保持する必要がある。
４）サンプリング部から酸化触媒までは高沸点成分を含む予混合気の凝縮を防止するため、軽油の場合は 280℃以上にラインを加熱する必要がある。
５）本研究では、簡便のためにλの算出にあたってＨ／Ｃ比＝２としたが、Ｈ／Ｃ比＝1.9 程度の軽油を燃料として用いた場合、良い精度が得られることがわかった。

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

参考文献

（１）吉田、予蒸発予混合燃焼に関する基礎燃焼特性、ガスタービン仙台地区講演会講演論文集、 P139-142 、(1990)
（２）細井、排気組成から得られる情報（空気過剰率、重量排出率及び燃料消費率の算出）、日本自動車研究所　研究資料第１号、(1991)

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

A—4

メタンを燃料とするＲＡＭ燃焼器の性能

－拡散燃焼と予混合燃焼の比較－

*鈴木　和雄、　下平　一雄　　（航技研）

１．はじめに

現在、Ｍ＝５での超音速飛行を可能にするエンジンの研究開発が国のプロジェクトとして行われている。ここでは、Ｍ＝３からＭ＝５までの飛行時に作動するＲＡＭ燃焼器について、２次元的な模型を用いて実験した燃焼性能を報告する。このＲＡＭ燃焼器の代表的作動条件を表１に示す。従来の技術や知識では解決できない主要な問題点は、第１に、入口空気温度600Ｋで断面風速100m/sで安定に保炎し、十分な燃焼効率を得ること、第２に、入口空気温度1273Ｋでの耐熱性とＮＯｘの低減である。本研究では、将来的に冷却構造やＮＯｘの低減を視野にいれながら、第一の要求であるＭ＝３での保炎性能と燃焼効率について、特に燃料の供給法に注目して実験した。

表１　ＲＡＭ燃焼器の代表作動条件

機速	燃焼器流入空気		当量比	問題点
	平均風速 m/S	温　度 K		
Ｍ＝３	１００	６００	０．３	・保炎性能 ・燃焼効率
Ｍ＝５	３５	１２７３	０．５	・耐熱性 ・低ＮＯｘ

２．実験装置および計測法

図１に実験装置の概観を、図２に供試部の断面と計測位置を示す。空気温度は上流に設置された熱交換器にて上昇させ、排ガス成分には影響しない。供試断面は矩形で、横100mm、縦150mmである。２次元的な模型にて基本的な性能を測定する。壁を過度に冷却すると風洞内に急激な温度勾配が形成され、燃焼性能が大きく影響されるので、それを避けるためステンレス鋼板で内張りをした厚さ50mmのセラミック壁を採用し無冷却とした。火炎の形成を観察できるように石英ガラスの窓を取り付け、火炎の安定性などを観察する。燃料は、空気との混合の程度と広がりを変えるため、予混合方式では保炎器の

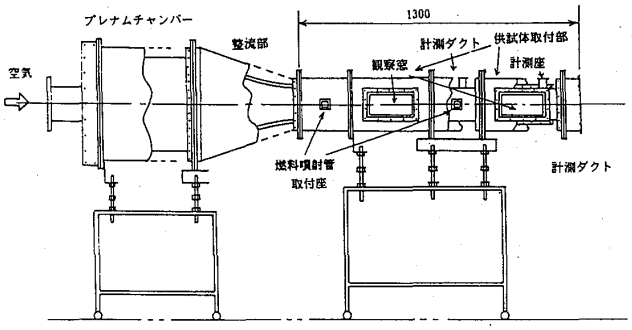


図１　実験装置

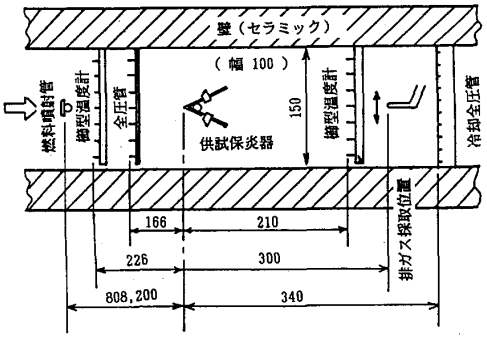


図２　供試部と計測位置

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

上流808mmと200mmの位置、拡散方式では保炎器内部と後縁とで噴射される。

温度分布は櫛型熱電対プローブ、全圧分布は多点全圧管、排ガス分布は採取プローブを出口でトラバースし、分析をMEXA-8120DSにより行った。

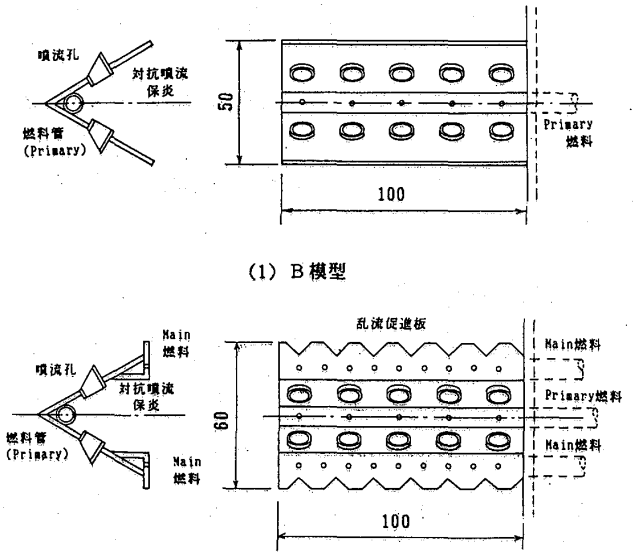


図3　保炎器供試模型

3. 供試模型

供試模型のB構造とD構造を、図3に示す。基本的な構造は、Vガッターであるが、高速気流中では単純Vガッターでは十分な保炎性能や高い燃焼効率が期待できない。また、後述の結果でも分かるように、保炎器の後流から横方向に離れると燃焼の十分な進行が期待できない。そのため、保炎器の内部と近傍の燃焼領域で可能な限り完全な燃焼を行うことを目的に、構造を設計した。このためには、安定な流れを強制的に作り出す必要がある。このような流れには、対抗噴流や旋回流などが従来から採用されているが、ここでは空気孔のみによる比較的簡単な構造で形成できる対抗噴流を採用した。噴流案内筒で上下から噴流をVガッター内部に導入し衝突させ、その衝突領域に燃料ガスを噴射し、空気と燃料との混合を促進し、保炎を図る。

D構造では、保炎については同様の考え方に基づいているが、M＝5の条件で厳しい問題となる耐熱性を向上させるため、板内部に通した多数の孔に低温の燃料ガスを導き、壁を冷却して、後縁から噴き出す構造を想定する。当面は燃焼性能に注目しているため、図のように後縁位置で燃料を供給して、試験する。また、後縁に切り欠き板を取り付け、強い乱れを発生して混合を促進し、燃焼効率を高める。

4. 実験結果および考察

(1) 保炎性能

M＝3条件での主な課題の一つは、高速気流中での安定な保炎と確実な着火である。ここでの着火は電気火花を使用し、Primary燃料を出すことで行った。入口空気温度は600Kと400Kの2条件で着火試験をしたが、600Kでは60m/sで確実に着火するが、400Kでは20m/sで着火するが、確実性や再現性がない。両模型とも保炎を、大きさ、配置を同じくした噴流孔による対抗噴流で行うため、B模型の保炎性能は模型DのPrimaryのみを使用した場合とほぼ同じとなる。図4は、M＝3での条件で、D模型による着火性能を

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

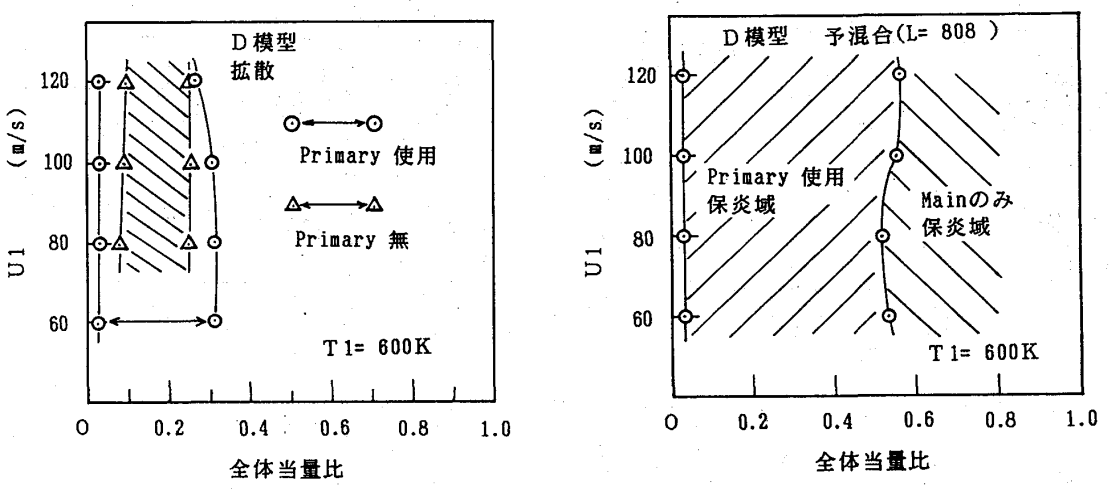


図4 保炎範囲

燃料供給法を拡散方式と予混合方式とで比較したものである。D模型の燃料供給法は、Primaryで0.03に設定し、残りは全てMainから供給する。平均断面風速については、120 m/sまで試験をしたが、観察窓からの火炎の様子では十分な安定性を保っている。Primary噴射と対抗噴流による保炎法を用いれば、lean側はほとんど問題なく保炎される。Rich側は、拡散の場合、全体当量比で0.3程度となると局所当量比が1.5程度の過濃になり吹き消える。この事情はPrimaryの使用の有無に基本的には関係ないが、保炎域での流れが異なるので多少の差はできる。このことは、図6の局所当量比の結果から推察される。予混合方式では、当量比0.9までの保炎を確認したが、保炎器の後流の局所当量比と全体当量比の差が0.1程度しかないため、見掛け上はRich側の保炎範囲は広くなる。Primary噴射を止め、後縁からのMain噴射のみの場合、lean側の保炎性能が悪くなり、安定燃焼にはPrimary噴射と対抗噴流の保炎法が有効であることがわかった。観測窓からの観察では、Primary 火炎を無くすと火炎の位置が移動し全体的に不安定が確認された。

(2) 燃焼効率

燃焼効率を求めるには、温度上昇からと排ガスの濃度から算定する方法がある。ここでは、両方とも計測しているが、効率の数値は排ガスの濃度分布から算定する。図5は全体当量比と燃焼による温度上昇を示す。温度上昇値は、断面にわたり平均して求めた。ここでは、3方式の燃料供給法について比較した。保炎器から808mm上流に燃料を噴射して、十分な混合が確保される場合、200mm上流に燃料を噴射して、混合気を集中的に保炎器に衝突させる場合、そしてPrimary噴射のみのいわゆる拡散方式の3ケー

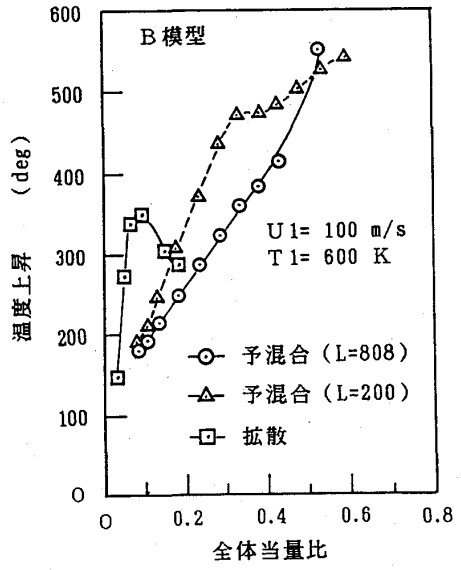


図5 温度上昇

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

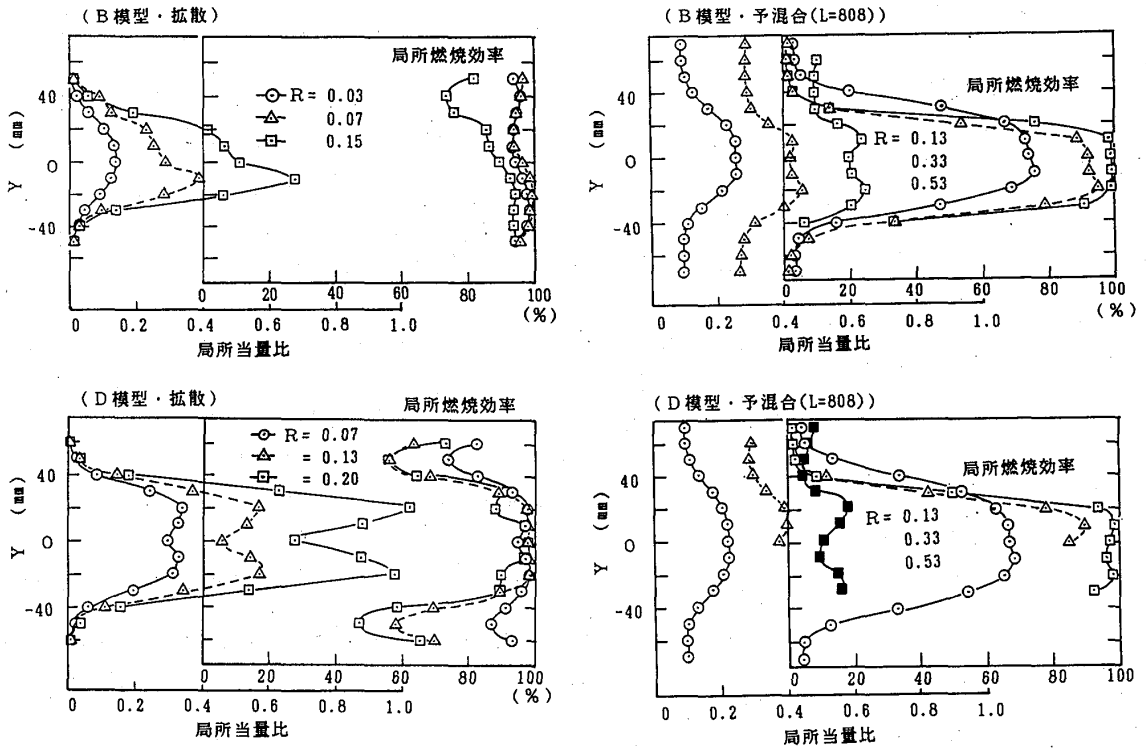


図６　当量比分布と燃焼効率分布

スである。この結果によると、拡散方式がもっとも燃焼効率がよい。ある温度上昇を得るのに、最も小さい当量比でよいのは拡散方式である。予混合が最も進むL=808 の場合が最も燃焼効率が悪い。十分上流から燃料を供給し混合すると、不可避的に燃焼領域を通らない燃料が存在するが、これを下流で燃焼できるほど火炎は広がらない。これを調べるために、ガス採取プローブをトラバースすることにより、ＴＨＣ、ＣＯ、ＣＯ2、ＮＯＸ、Ｏ2 濃度の空間分布を求め、局所的に燃焼がどう進行しているかを調べた。図６に局所当量比と局所燃焼効率を示す。各位置で測定したＴＨＣ等の濃度から算定した。局所当量比を拡散と予混合とで比べると、前者では保炎器の幅の範囲に燃料は集中し、その外側には、ほとんど拡散しない。　後者では、全体的に均一混合が進み、一様な当量比にPrimary 燃料による当量比分布が重なった分布となる。局所燃焼効率は、拡散方式ではどの場所でも十分高くなるが、予混合方式では、保炎器の幅の範囲でのみ効率は高いが、その域外ではほとんど燃えていない。つまり下流では、火炎が流れの直角方向に伝わっていない。そのためそこを流れる予混合気は燃焼せず、ＴＨＣのまま流出して、燃焼効率を低下させる。

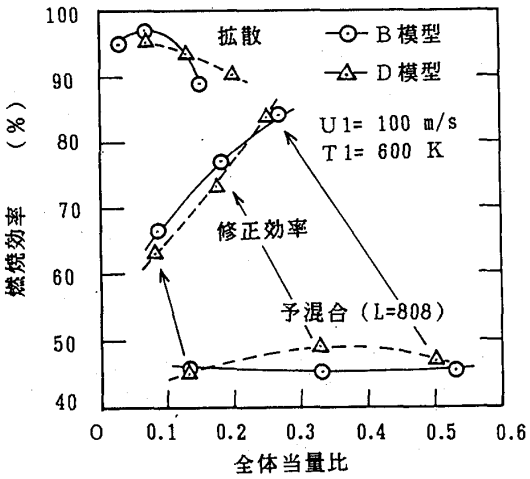


図７　燃焼効率

Ｂ模型とＤ模型の差異は、後流の燃焼領域の広がりである。Ｄ模型の乱流促進板により、

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

両側の後縁で空気とMain燃料との混合が進み、広い燃焼域が確保されている。これによる最も大きな効果は、燃焼負荷を大きくでき、B模型より全体当量比が大きな条件でも十分高い燃焼効率を維持できる。

予混合方式で注目すべき特徴は、保炎器の後流の局所燃焼効率が全体当量比に影響されることである。特に、Leanの場合に燃焼効率が低下する。

図7に、局所燃焼効率と局所当量比を積分して全体の燃焼効率を求めた結果を示す。当然のことながら、予混合ではその値は低くなる。ここでの修正効率とは、予混合方式において、保炎器の後流域のみでの燃焼効率を算定したもので、保炎器の中心より±30mmの範囲のみを積分した効率である。

(3) 排ガス成分

図8に、THC、CO、CO2、NOX、O2の濃度分布を拡散方式と予混合方式とで比較する。前者では、当量比、CO2、NOX、O2の分布がよく一致している。局所当量比の高い位置で燃焼し、そこでCO2、NOXが多く排出され、酸素も多く消費されている。保炎器から横方向に離れると酸素濃度は、ほぼ空気中の濃度となるので、2段、3段と保炎器を流れ方向にずらして配置する場合、下流に位置した保炎器に流入する空気の酸素濃度は減少しないと考えられる。THC、COの分布は前述の3成分と異なり、ピークの位置がずれている。燃焼の不完全な場所を示している。予混合の場合では、燃料の分散が拡散の場合より広がり、それに伴って各成分の分布が広がっているので、燃焼域は広がっていると考えられる。

図9に全体当量比を変えた時のNOX濃度分布を示す。左図は濃度(ppm)で、右図は燃料1kgを消費したときのNOXの排出量(g)を、各位置でのガス

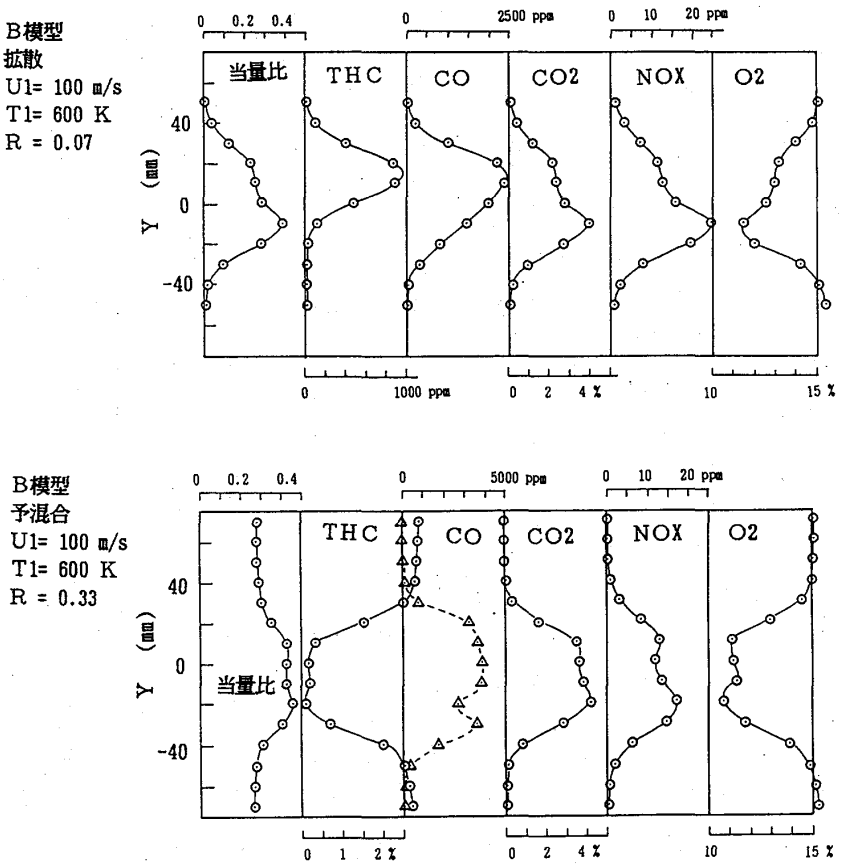


図8 排ガス成分の分布

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

組成から計算したものである。いわば局所的な Emission Index である。全体当量比を増すと、前者は分布全体で増加するが。後者で整理すると、拡散方式の場合には、燃焼効率の高い当量比＝0.07で高くなる。予混合方式の場合では、この値は当量比を変えてもほぼ1で同程度である。

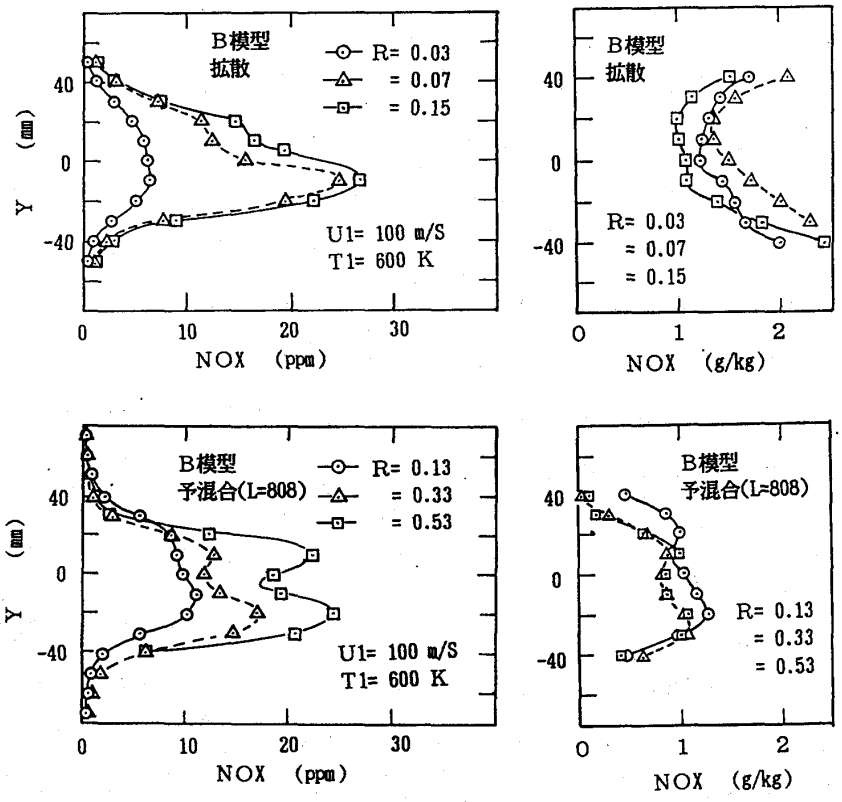


図９　ＮＯＸの濃度分布（当量比の影響）

(4) 全圧損失

Ｂ模型、Ｄ模型そしてＢ模型を前後に２段に配置したＢ-２模型について、その全圧損失と断面平均風速の関係を図１０に示す。全体当量比=0.1の燃焼時に測定したものである。全圧損失は、ほぼ速度の２乗に比例している。注目すべき点は、Ｄ模型の全圧損失が、Blockage比が近いＢ模型よりも、２倍近いBlockage比になるＢ-２模型に近い数値となることである。したがって、複数段の保炎器を配置する場合、前後にずらすことにより、Blockage比が大きくなっても、損失は低く抑えることができる。また、Blockage比が同じでも、個々の構造により全圧損失特性は大きく異なる。一般的には、燃焼負荷、保炎性能、燃焼効率を高めるのに必要な乱れを強く発生させれば、必然的に全圧損失も増加する。　図１１に、前述の３模型についての全圧分布を示す。Ｂ-２模型の分布はほぼ上下対称で、実効的な流速が増加するにもかかわらず、下流の保炎器の損失がそれほど増加していない。

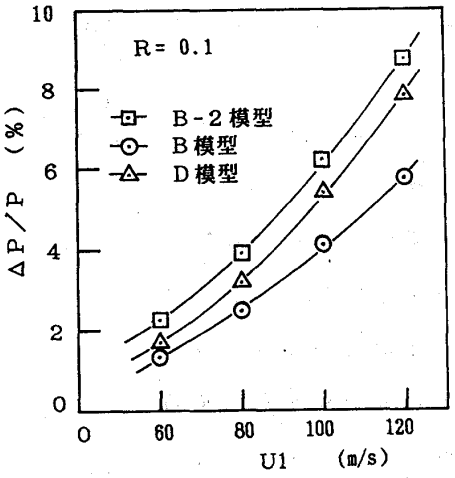


図１０　全圧損失

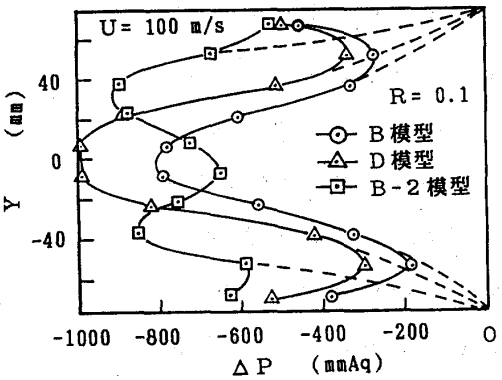


図１１　全圧損失分布

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

5．結論

燃料の供給方法に主に注目して改良Ｖガッター構造の燃焼性能を実験的に求めた結果、以下の結論に達した。

(1) Ｖガッターの内部やその近傍で燃料を供給する拡散燃焼の場合で、対抗噴流など保炎機構を付加すれば、高速気流中での保炎、燃焼効率で十分な性能を発揮できる。

(2) 予混合方式では、上流で混合した燃料がすべて保炎器の燃焼域を通過することはないため、燃焼効率を下げる。温度600Ｋの高速気流中では、流れの直角方向への火炎の伝搬はほとんど期待できず、燃焼領域を通過しない燃料は未燃焼のまま流出する。

(3) 単純Ｖガッターでは、後流の燃焼域のみでは、そこでの空気負荷が小さすぎて局所的に燃料過濃となりやすく、全体当量比を大きくできない。作動範囲を広げるためには、噴流孔など付加して強制的な流れによる空気負荷の増加が必要である。

(4) 全圧損失で注目すべき点は、Blockage比が２倍になる保炎器の２段配置でも、全圧損失は１段に比べ1.5倍程度であり、前後にずらすことで十分低い値に抑えられる。

6．あとがき

本研究は、通産省工業技術院によるプロジェクト『超音速輸送機用推進システムの研究開発』の一環として行われた。

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

A—5

ＡＴＲエンジン燃焼器の基礎研究

＊柏木　武，大北　洋治，小幡　正一（石川島播磨重工業）
棚次　亘弘，成尾　芳博（宇宙科学研究所）

１．まえがき

スペースプレーン用推進システムとして、種々な空気吸込式エンジンが提案されているが、その内有力な候補の一つであるエアターボラムジェット（ＡＴＲ）の開発研究が、宇宙科学研究所と石川島播磨重工業との共同研究で進められている[1]。このＡＴＲエンジンは、燃料に液体水素を用いたエキスパンダーサイクルでターボ機械を作動させており、燃焼室に設けた熱交換器によって水素を加熱しタービンに供給している。タービンから排気された水素は、燃焼室内でファンによって大気から吸い込まれた空気と燃焼し、ノズルから大気に噴出して推力を得る。図１に試作したＡＴＲエンジンの断面図を示す。

この主要構成要素であるＡＴＲ燃焼器の保炎方式を研究開発するに当り、類似の保炎形態を有するジェットエンジンのアフタバーナ保炎方式を理解し、これに対比させＡＴＲ保炎方式の特徴を解明することは重要である。アフタバーナ保炎方式は、周知の通りタービン排気流とファン空気流の中に燃料噴射器から航空用液体燃料であるＪＰ４を垂直に噴霧し、微粒化させ気流と混合させた後、その下流にある保炎器（ガッタ）で着火・保炎をさせる方法が一般的である[2]。一方、水素燃料はＪＰ４と比べて、燃焼速度は約７．５倍、発熱量は約２．７倍となり、このことからＡＴＲ燃焼器は、アフタバーナに対し燃焼負荷率を高くでき、燃焼器体積を小さくできるが、その基本形態や特徴は必ずしも明らかになっていない。

ここでは、アフタバーナ保炎方式と同様なガッタ保炎方式およびミキサと保炎器を一体化したミキサ保炎方式を取り上げ、その特徴を理解するために地上静止条件で基礎試験を実施したので、その結果について報告する。

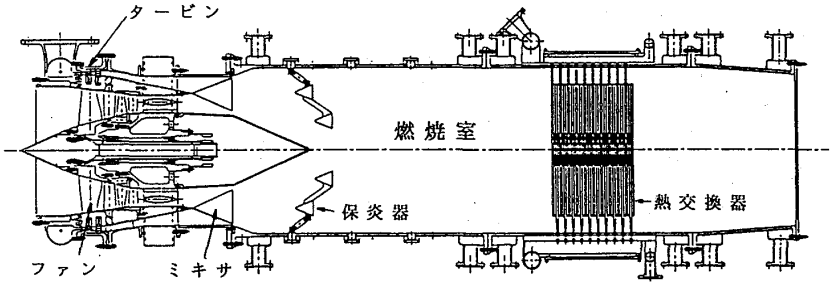


図１　ＡＴＲエンジン断面図[1]

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

2．試験装置および方法

使用した試験装置を図２に示す。燃焼室は円筒（８０ｍｍφ）のものと矩形断面（１３２×１３２ｍｍ）のものを用い、これらに水素と空気を供給する左側の部分は共通とした。この燃焼室は、ＡＴＲエンジンの１／５スケールの構造に近いもので図３に示すようにファンから供給される空気は、過給器を用いて中央部から、またタービンから排出される水素燃料は、水素カードルを用いて周辺部から燃焼室に供給される。着火は、電気火花式点火方式の水素／酸素トーチを用いた。矩形断面の燃焼室の側面は、火炎観察ができるように石英ガラスが埋め込まれている。

試験方法は、空気流量を設定した後、当量比がφ＝１になる様に水素を流し、着火、保炎させた。実験条件を表１に示す。各ケースとも空気流量を３段階変化させた。ただし当量比はφ＝１に設定したが、設定誤差により実際はφ＝０．８４から１．２１の範囲となった。定常燃焼に達した後、各熱・流体諸量の計測を行った。定常燃焼時間は、円筒燃焼室では平均１５秒、矩形燃焼室では１５秒から７９秒とした。図４に円筒燃焼室の計測配置図を示す。火炎温度計測は、燃焼室出口に設置した光ファイバ温度計および壁面静圧分布計測から求めた。また、着火・保炎後水素燃料を絞り、希薄側の吹消え当量比の計測も行った。図５に矩形燃焼室の計測配置図を示す。紫外線

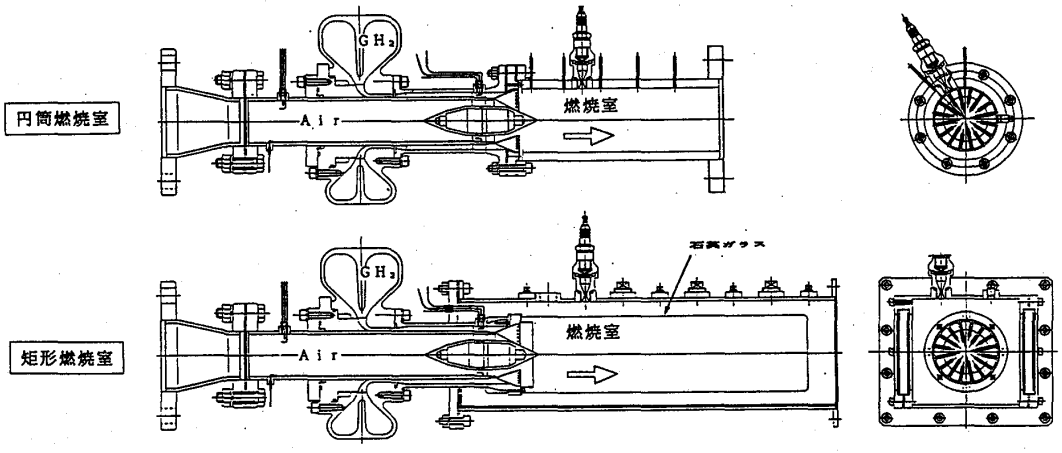


図２　試験装置

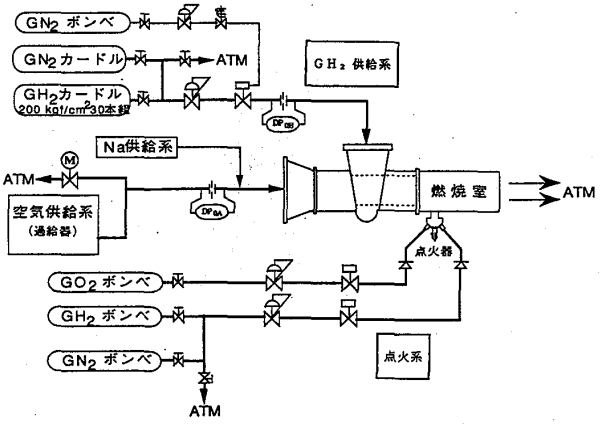


図３　試験フロー図

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

表１　試験条件

	ガッタ保炎方式				ミキサ保炎方式			
ミキサ形態	タイプⅠ	タイプⅠ	タイプⅡ	タイプⅡ	タイプⅢ	タイプⅣa	タイプⅣb	タイプⅤ
保炎器形態	タイプⅠ	タイプⅡ	タイプⅠ	タイプⅡ	な　し	な　し	な　し	な　し
供給空気　全温（Ta）K 全圧（Pa）MPa 流量（Wa）Kg/s	302～330 0.157～0.276 0.282～0.616							
ミキサ出口流速（Va）m／s	88～137		122～181		122～169	91～106	71～90	63～96
供給水素　全温（Th）K 全圧（Ph）MPa 流量（Wh）Kg/s	293～329 0.108～0.229 0.008～0.018							
ミキサ出口流速（Vh）m／s	136～247		66～151		155～333	364～479	322～534	272～554
φ	0.84～1.21							

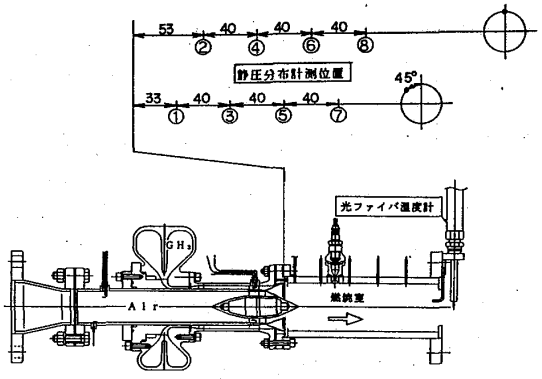


図４　円筒燃焼室計測配置図

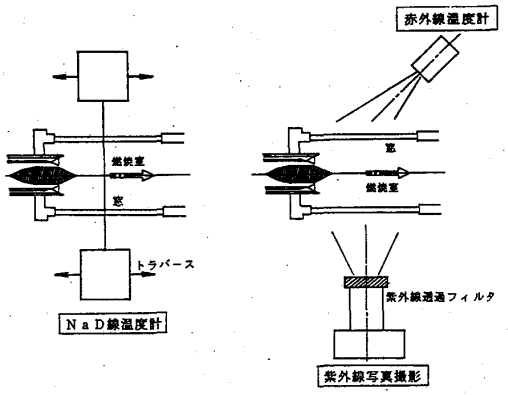


図５　矩形燃焼室計測配置図

写真撮影による火炎の保炎器付着状況および火炎の挙動観察、赤外線温度計による保炎器壁温分布計測およびＮａＤ線温度計による燃焼室内温度分布計測を行った。

３．保炎方式の特徴比較試験

３．１　供試保炎方式

図６にガッタ保炎方式、図７にミキサ保炎方式を示す。ガッタ保炎方式は、ミキサ：タイプⅠ、Ⅱおよび保炎器：タイプⅠ、Ⅱの組合せの４形態とした。ミキサ：タイプⅠは、水素側と空気側の静圧が一定となるような面積とし、タイプⅡは、水素側と空気側の面積を等しくしたものでローブの数は１６とした。保炎器：タイプⅠは、２重リング状ガッタで、タイプⅡは、レグを有するガッタとした。なお、ガッタのブロッケージ比（ガッタ投影面積／通路断面積の比）は、従来のアフタバーナに採用されている値に近い約４０％とした。ミキサ保炎方式は、ミキサ：タイプⅢ、Ⅳ$_a$の２形態とした。ミキサ：タイプⅢは、水素側の通路にふたをし、φ２の孔を１５０ケあけ、タイプⅣ$_a$は、ミキサ：タイプⅠの水素通路側にふたをし、φ１．４の孔を１６０ケあけ、両方とも空気流に水素を直角に噴出することにより水素と空気の混合を促進さ

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

せるとともに保炎も同時に行う方式とした。

3．2　試験結果

1）円筒燃焼室壁面静圧分布　図8にガッタ保炎方式の代表としてミキサ：タイプⅠ、保炎器：タイプⅡ、ミキサ保炎方式の代表としてミキサ：タイプⅥ$_a$の壁面静圧分布計測結果を示す。横軸は、軸方向距離をダクト径で無次元化してある。ガッタ保炎方式では、ガッタ直後の無次元距離が0．2近傍で急激な静圧低下が見られ、その後は徐々に低下していく傾向となっている。ミキサ保炎方式は、無次元距離が0～0．4の間の静圧計測ができなかったため、その範囲の傾向は見れないが、0．4以降は徐々に静圧低下が見られた。

2）火炎温度分布　図8の壁面静圧分布計測値から火炎温度分布を計算した結果を図9に示す。また、図9にはNaD線温度計から求めた温度分布も重ねて示す。両方の火炎温度分布は、試験条件が少し異なっているにもかかわらず、両保炎方式とも傾向は良い一致を示している。すなわち、ガッタ保炎方式は、ガッタ直後に急激な火炎温度上昇が確認され、図10に示した紫外線火炎写真に見られる様にがっちり保炎し

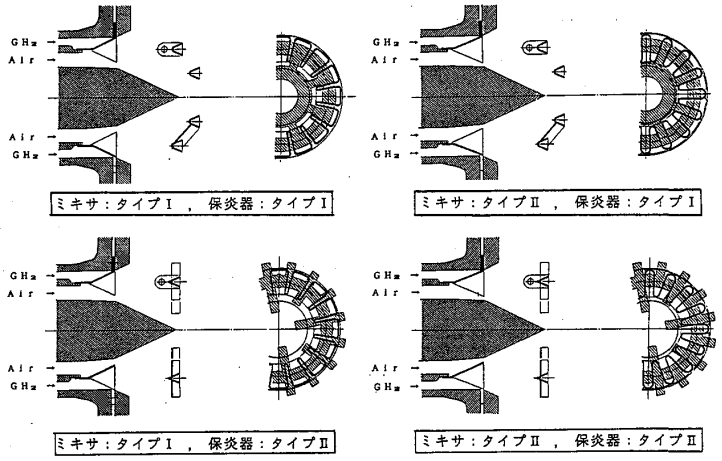


図6　ガッタ保炎方式

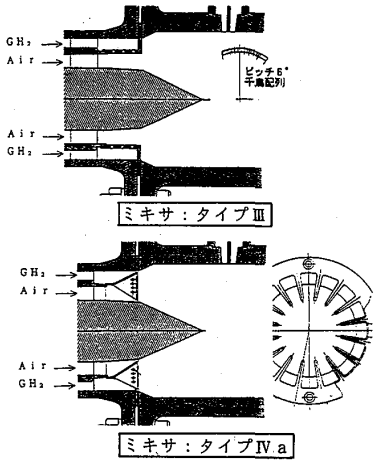


図7　ミキサ保炎方式

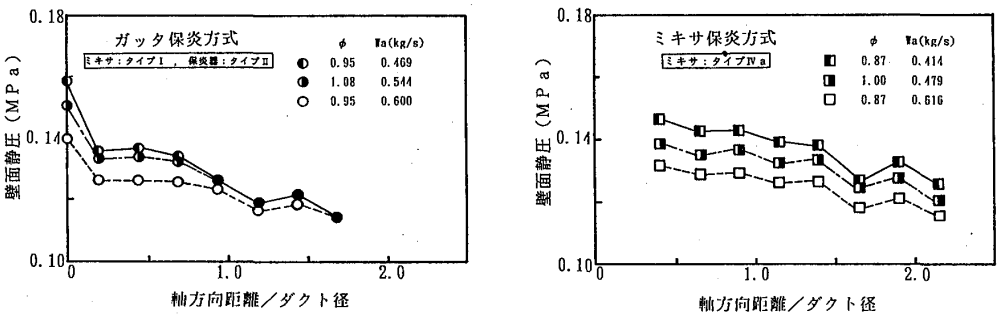


図8　円筒燃焼室壁面静圧分布

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

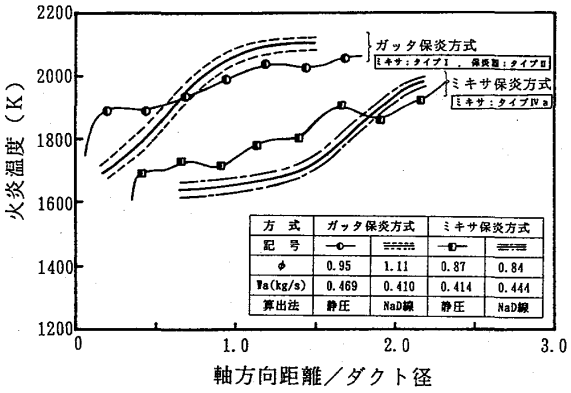


図９　火炎温度分布

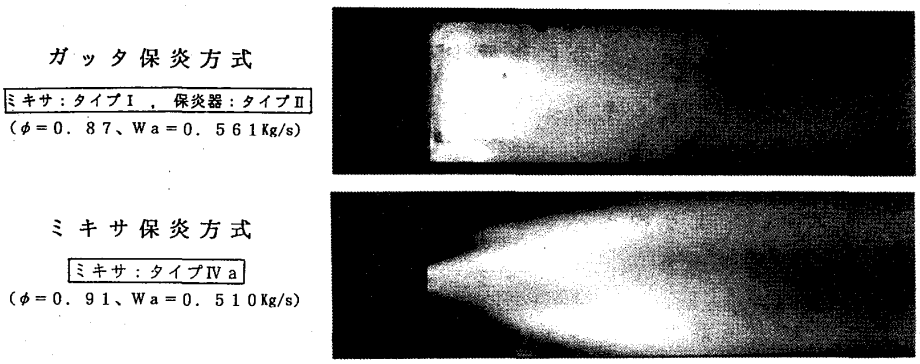


図１０　紫外線火炎写真

ていることがわかった。一方、ミキサ保炎方式は、ミキサ直後から少しはなれた位置（軸方向距離／ダクト径の比＝０．３程度）から火炎温度が上昇する傾向が見られた。これは、図１０の紫外線火炎写真に見られる様に、ミキサに保炎されておらず、リフトした火炎になっているためと思われる。ただし、アフタバーナの場合は、火炎がリフトすると振動燃焼を発生することが知られているが、今回の試験ではそのような現象は見られなかった。これは、アフタバーナでは燃料が蒸発しながら燃焼するため、火炎がリフトすると不連続な燃焼となり振動を発生しやすくなるのに対し、水素火炎では蒸発過程がないため、火炎がリフトした場合でも安定な燃焼となっているものと考えられる。

また、赤外線放射温度計で計測した保炎器壁温は、ガッタ保炎方式の場合約９００℃程度となり、ミキサ保炎方式の場合は火炎がリフトしているため約６００℃以下程度となった。

４．ミキサ保炎方式の改良試験

３項の試験結果から、ミキサ保炎方式は火炎がリフトし、そのためガッタ保炎方式と比べて火炎温度の上昇模様が下流側へずれていることがわかった。この原因として、水素と空気の混合に影響するそれぞれの質量流量比（$\rho_h V_h / \rho_a V_a$の比）が小さいため、混合に時間を要するためと考えられた。

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

4．1　ミキサ保炎方式の改良

ＡＴＲ燃焼器は、水素と空気を効率よく混合することが重要で、水素と空気の混合促進を狙った改良ミキサ保炎方式を２形態（ミキサ：タイプⅣ$_b$ およびタイプＶ）を考案した。ミキサ：タイプⅣ$_b$（φ１．４の孔１６０ケ、ローブの数１６）は、図１１に示すようにミキサ：タイプⅣ$_a$ を全体的に大きくしたもので、水素を空気流の全面に分布させることによりタイプⅣ$_a$ と比べて水素と空気の混合促進を狙っている。ミキサ：タイプＶ（φ１．４の孔１６８ケ、ローブ数１２）は、図１１に示すように、水素通路にガス溜を作りタイプⅣ$_b$ より水素の噴出をより均一にすることを狙ったものである。なお、水素と空気の混合に影響するそれぞれの質量流量比（ρｈＶｈ／ρａＶａの比）は、改良したミキサ：タイプⅣ$_b$、Ｖの方が３項のガッタ保炎方式（ミキサ：タイプⅠ、保炎器：タイプⅡ）より約２．６倍、３項のミキサ保炎方式（ミキサ：タイプⅣ$_a$）より約１．３倍となった。

4．2　改良試験結果

図１２にＮａＤ線火炎温度計測結果、図１３に紫外線火炎写真、表２に円筒燃焼室改良試験結果を示す［各図表には比較のために３項のガッタ保炎方式（ミキサ：タイプⅠ、保炎器：タイプⅡ）、ミキサ保炎方式（ミキサ：タイプⅣ$_a$）の結果も示す］。

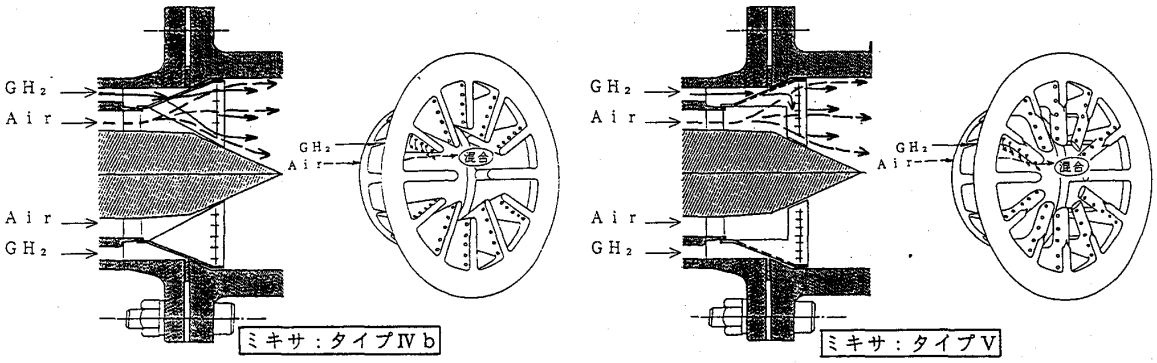


図１１　改良ミキサ保炎方式

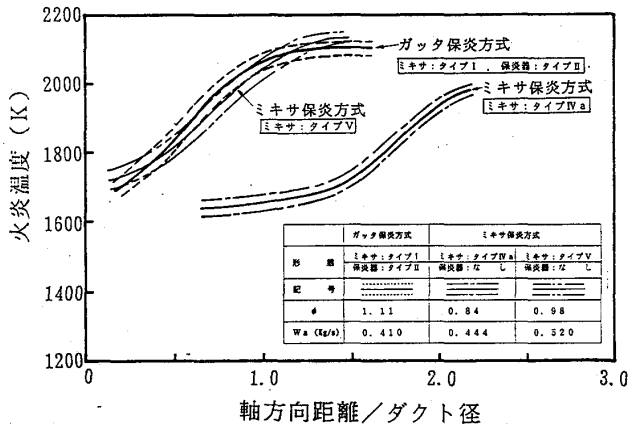


図１２　ＮａＤ線火炎温度計測結果

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

1）火炎温度分布　円筒燃焼室においてダクト出口部（保炎器より約270㎜下流）のダクト内壁から約20㎜内側における火炎温度は、表2に示すように3項のガッタ保炎方式およびミキサ保炎方式に比べて改良ミキサ保炎方式（ミキサ：タイプⅣ$_b$、Ⅴ）の方が高くなった。特に、ミキサ：タイプⅤはミキサ：タイプⅣ$_a$と比べて約350℃上昇した。これは狙いどおり、水素と空気の運動量比が大きくなったため水素と空気の混合促進が燃焼性能に効果的に働いたものと考えられた。また、矩形燃焼室においてＮａＤ線温度計により計測した火炎温度分布

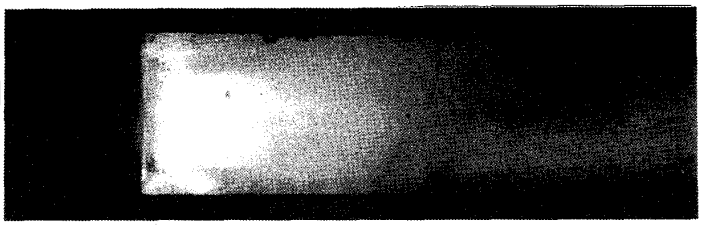
表2　円筒燃焼室改良試験結果

	ガッタ保炎方式	ミキサ保炎方式	ミキサ保炎方式	ミキサ保炎方式
ミキサ形態	タイプⅠ	タイプⅣa	タイプⅣb	タイプⅤ
保炎器形態	タイプⅡ	なし	なし	なし
光ファイバ火炎温度（ダクト出口約20㎜内側）	約1800K	約1750K	約1950K	約2100K
希薄側吹消え当量比	約0.24～0.08	約0.26～0.10	約0.11～0.07	約0.12～0.07
保炎器壁温	約900℃	約600℃以下	約700℃	約900℃
$\rho_h V_h/\rho_a V_a$	0.11～0.14	0.22～0.27	0.29～0.34	0.29～0.33

ガッタ保炎方式

ミキサ：タイプⅠ，保炎器：タイプⅡ

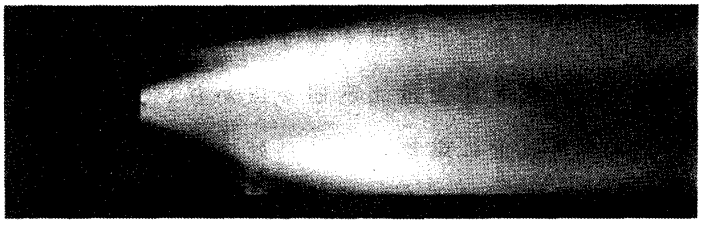
（ϕ＝0.87、Wa＝0.561Kg/s）



ミキサ保炎方式

ミキサ：タイプⅣa

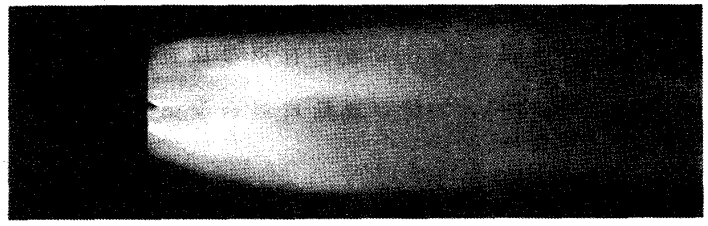
（ϕ＝0.91、Wa＝0.510Kg/s）



ミキサ保炎方式

ミキサ：タイプⅣb

（ϕ＝1.01、Wa＝0.500Kg/s）



ミキサ保炎方式

ミキサ：タイプⅤ

（ϕ＝0.95、Wa＝0.499Kg/s）

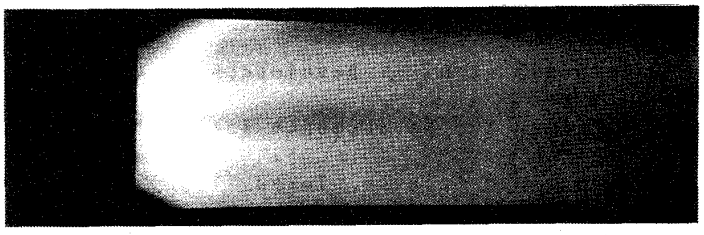


図13　紫外線火炎写真

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

（ミキサ：タイプＶ）は、図１２に示すように図９に示したミキサ保炎方式の火炎温度の上昇模様が下流側へずれる現象はなく、火炎温度が最大値になる軸方向距離／ダクト径の比は約１．４（図９においてガッタ保炎方式は約１．３、ミキサ保炎方式は約２．０）となり、ガッタ保炎方式とほぼ同程度となった。これは、図１３の紫外線火炎写真に見られるように、ミキサ：タイプＶはガッタ保炎方式同様にミキサ全面にがっちり保炎され、ミキサ：タイプⅣ$_a$の様な火炎のリフトが起こらなかったことによるものと考えられた。

２）希薄側吹消え当量比　表２に示すように、希薄側吹消えにも混合促進の効果が現われ、改良ミキサ保炎方式は３項の結果と比べて保炎可能当量比範囲が広がっていることがわかった。

３）保炎器壁温　赤外線温度計で計測した保炎器壁温は、３項のガッタ保炎方式の場合火炎がリフトしているため壁温が約６００℃以下程度となったのに対し、混合促進を狙った改良ミキサ保炎方式は、３項のガッタ保炎方式同様約９００℃程度高くなった。このことから、改良ミキサ保炎方式は、ガッタ保炎方式同様実用設計において保炎器の冷却を考慮する必要があった。

５．まとめ

水素を燃料とするＡＴＲ燃焼器の保炎方式の特徴を解明するために、ガッタ保炎方式とミキサ保炎方式について基礎試験を実施した結果、以下のことがわかった。

（１）混合促進を狙った改良ミキサ保炎方式は、火炎のリフトがなくなり、火炎温度が高くなり、保炎可能当量比範囲が広がり、火炎の乱れも小さく、ガッタ保炎方式同様あるいはそれ以上に燃焼性能が良好である。

（２）改良ミキサ保炎方式は、ガッタ保炎方式同様に保炎器の壁温が高くなり、耐熱性を考慮する必要はあるが、ＡＴＲエンジン燃焼器への採用が十分可能で、燃焼室の短縮化を実現化することもでき、有望な保炎方式である。

（３）今後、ＡＴＲエンジン運転に混合促進を狙った改良ミキサ保炎方式を適用し、燃焼性能を調査する必要がある。

参考文献

１）N.Tanatsugu, et al. : Development Study on Air Turbo-Ramjet Engine for Space Plane, The Seventeenth International Symposium on Space Technology and Science, Tokyo, 1990.

２）佐藤、柏木：最近のジェットエンジン、アフタバーナ技術
；航空技術，3,4,5,6 月号，1985.

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

A—6

燃料噴出型保炎器周りの流れに関する数値模擬

＊山本　武（航空宇宙技術研究所）
黒沢要治（航空宇宙技術研究所）
田丸　卓（航空宇宙技術研究所）

1．まえがき

航技研では、現在、宇宙往還機の研究を行っている。そのエンジンとして、機速がM＜３ではターボジェット、M＝３～６ではラムジェット、M＝６以上ではスクラムジェットおよびロケットを用いることが考えられている[1)]。第二段目の亜音速ラムジェットエンジンでは、燃料として後段のスクラムやロケットと燃料タンクなどを共用することを考え、水素が使用される。

これまでのラムジェット燃焼器の研究では、従来のアフターバーナ技術やブラフボディの保炎技術を生かすため、ガッタタイプの保炎機構を採用し、環状モデル[2)]や２次元化部分モデルにより研究を進めてきた。しかし、ラム燃焼器内はきわめて高温、高負荷であるため、実験的な方法は各部圧力の測定、ガス分析などに限られ、詳しい現象把握が困難であり、またその全ての作動条件を現有実験設備で実現することは不可能である。そこで、現象を把握するために、最近急速に発展したスーパーコンピュータを駆使して数値的に性能を予測することを考え、計算コードを開発してきた。

ガスタービン燃焼器などの比較的低流速である燃焼器内流れの数値模擬の多くは、Patankar[3)]により開発されたSIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations)系の解法を用いている。この解法は、非圧縮性流れや亜音速流れの計算に適し、数値的にも極めて安定である。管内流や噴流などの数値模擬に用いられて実験結果と良く一致する結果が得られており、信頼性が得られる解法であると言える。ガスタービン燃焼器内流れについても、いくつかの計算例[4),5),6)]があり、Shyyら[5)]は計算によって得られた温度分布が実験結果とよく一致したと報告している。また、Rizkら[6)]は、計算結果を利用して半経験式の定数を決定し、CO，NOx，UHC（未燃炭化水素），すす，燃焼器出口温度不均一率，空燃比の希薄吹き消え限界を予測することに成功している。本研究では、SIMPLE法に改良を加え、収束性を高めた SIMPLER (SIMPLE-Revised)法[3)]を用いた。

燃焼器内の数値模擬で用いられている乱流モデルの多くは、標準型（高レイノルズ数型）k－εモデルを用いている。このモデルでは、壁面境界条件として壁関数を用いるため境界層内の計算は行われない。本計算では壁付近で剝離なども取り扱えるよ

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

うに、低レイノルズ数型k－ε２方程式モデルを用いた。燃焼反応の計算には、渦消散モデル[7]を用いた。これは、燃料として反応速度が非常に大きい水素を用いるため、乱流混合が対象モデルの律速条件であると考えられるためである。

現段階では、計算時間短縮のために２次元で定式化した。計算によって得られた火炎形状や圧力損失などは、ほぼ実験結果と一致し、計算コードが流れや燃焼をほぼ模擬できることが分かった。また、条件によっては流れは非定常となり、燃焼状態が大きく変化することが分かった。

２．対象モデルと基礎方程式

２．１　実験モデルと計算モデル

現在考えられているラム燃焼器用保炎器は、５角形断面を有し、燃料は内部を流れながら保炎器を冷却した後、下流端面に設けられた多孔ノズルより噴出される[2]。全体性能を調べるための円形ダクト（φ155）内に配置された環状モデル、保炎器周りの観察や詳細な計測のための矩形ダクト（50×50×272）内に流れと直角に配置された２次元化部分モデル（図１）の２つを用いて、実験は行われている。計算対象は、詳細な内部計測データを得られる後者の２次元モデルとした。

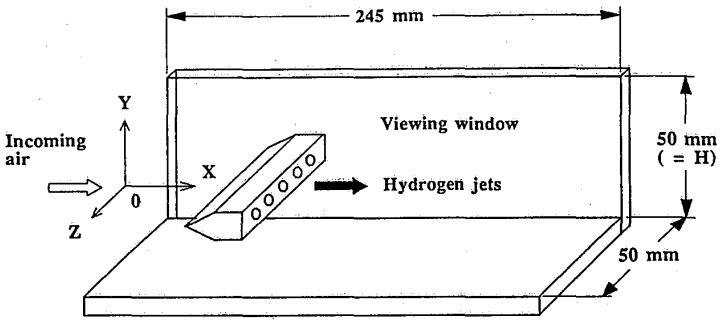


図１　２次元化実験モデル

２．２　仮定と計算モデル

実験モデルは直径1.6mmの燃料噴射口をピッチ4mmで配置しているが、計算は２次元で行うために計算モデルの噴射口を幅0.5mm の２次元スリットとした。そのようにして、全体の当量比と燃料噴出速度を実験と合わせた。

前述のように、ガスタービン燃焼器内の数値模擬では、乱流エネルギkと乱れの消散率εの輸送式を解くk－ε２方程式モデルが主流である。このモデル以外にも、応力方程式モデルなどがあるが、まだ未完成であり、大幅な計算量増加に見合った改善は期待できない。LES(Large Eddy Simulation)、DNS(Direct Numerical Simulation)は、計算機負荷があまりにも高く、本計算モデルのような燃焼を伴う複雑かつ高速の流れ場に用いるには実用的ではない。よって、計算時間、精度の点で、k－εモデルが最も実用的であり、そのため多くの数値模擬に用いられている。k－εモデルは、標準型（高レイノルズ数型）と低レイノルズ数型に分けられる。前者は境界条件とし

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

て壁から1つ目のコントロールボリュームに壁関数を適用しなければならないが、後者は壁の影響を壁からの距離を用いて与えるので特別な取扱いを必要としない。また、後者では壁まで解くために、壁付近で多くの格子を必要とすることから前者に比べて大きな計算機容量が必要であるが、剝離などを取り扱うことができる。ガスタービン燃焼器の数値模擬では、計算時間、計算機容量節約のために高レイノルズ数型モデルのみが用いられているが、今回の計算では2次元であり、将来的には高速かつ大容量の計算機を用いることできると考えられので、低レイノルズ数型を選択した。いくつかの低レイノルズ数型が提案されているが、比較的新しく理論がはっきりしている、また計算量が比較的少ない明・笠木[8]のモデルを採用した。入口における乱流エネルギkおよび乱れの消散率εは、速度の乱れ成分u'を入口流速Uの5%、混合長L_mをダクト高さHの1.5%と仮定して、$k=3(u')^2/2$, $\varepsilon=(C\mu)^{3/4}\times(k)^{3/2}/L_m$により与えた。$C\mu$はk、εから渦粘性係数を求めるための定義式中に現れる経験定数であり0.09である。このu'、L_mの値は、経験的に決めたものではあるが、それぞれの値を 50～200%の範囲で変えて計算した結果に大きな差は生じなかった。

燃焼反応の計算には、燃焼器の数値模擬に多く用いられている渦消散モデル[7]を用いた。本計算では燃料が水素であることから、化学反応速度は乱流による混合速度に比べて十分大きいと考えられ、混合が本対象モデルの律速条件であると見なせる。渦消散モデルは、燃料を含む渦と酸素を含む渦が消散し、分子スケールで混合する速度によって、燃焼速度が決定されるとするモデルである。局所時間平均燃料濃度$\overline{C_f}$が低いとき、燃料を含む渦の消散が燃焼の律速となり、燃焼速度は$R_{f1}=A\overline{C_f}(\varepsilon/k)$（A：火炎の構造と燃料と酸素の反応速度に依存する定数）である。逆に、$\overline{C_f}$が高く、局所時間平均酸素濃度$\overline{C_{O2}}$が低いとき、酸素を含む渦の消散が律速となり、燃焼速度は$R_{f2}=A(\overline{C_{O2}}/r_f)(\varepsilon/k)$（$r_f$：1kgの燃料を燃やすために必要な化学量論的な酸素量）である。また、予混合火炎に近いときは、燃料と酸素が同じ渦の中に存在し、それらの渦は高温燃焼生成物を含む渦によって引き離されている。このときも、燃焼速度は上述の機構によって表現できる局所的な火炎の広がりによって決定される。しかし、局所時間平均生成物濃度$\overline{C_p}$が低いとき、高温渦の消散が燃焼の律速となり、燃焼速度は$R_{f3}=A\cdot B(\overline{C_p}/(1+r_f))(\varepsilon/k)$（B：定数）である。渦消散モデルは、局所的な燃焼速度をR_{f1}～R_{f3}の最小値で与えるものである。なお、今回の計算では、輻射による熱移動および浮力の効果は無視した。

境界条件としては、保炎器表面、ダクト内壁面上では、ノンスリップ（速度0）、断熱条件を与えた。

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

2．3　計算条件

計算条件は実験条件に合わせて表1のように与えた。噴射口における燃料温度は、実験では計測が困難であるため、燃料配管内での測定値を用いた。なお、圧力損失による検証のために、U=80m/s，φ=0（非燃焼）での計算も行った。

表1 計算条件

入口	温度	600K
	圧力	x方向の圧力勾配が0
	質量流量	大気圧、流速40m/sに相当する流量（以下、U=40m/sと呼ぶ）
出口	圧力	大気圧（101.3[KPa]）
燃料	温度	306K
	当量比	φ= 0～1.0
	質量流量	当量比より計算

2．4　計算格子

本計算に用いた計算格子を図2に示す。格子点数は14，196点である。本計算

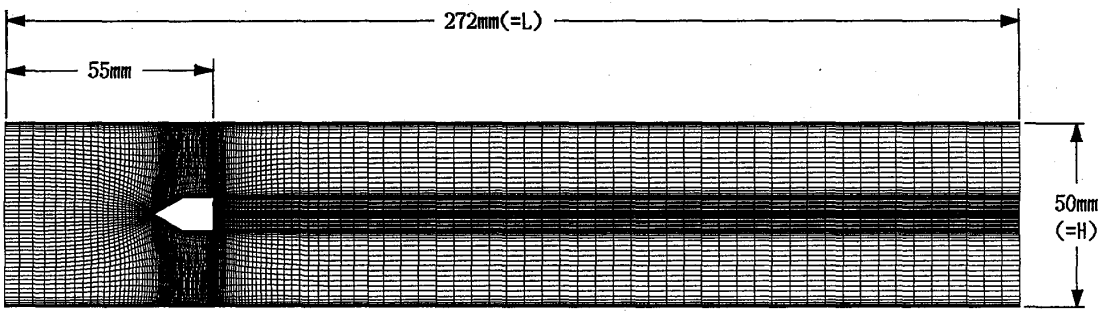


図2 計算格子

コードでは、一般曲線座標（物理空間）から直交直線座標（計算空間）への座標変換を用いた。この方法をとると、境界に合わせて格子をとることができ、計算モデル形状の変更を行っても簡単な計算コードの変更で済むなどの利点があるが、計算量が増え、座標変換に伴う誤差が生じるので計算格子の作成に注意を払う必要があるなどの不利な点もある。計算格子を滑らかにとるために、計算領域を保炎器の上方、下方、後方の3つに分割した。上方の計算格子を壁付近で直交するように手を加えながら、ラプラス方程式を解いて生成し、これと中心軸で対称となるように下方の格子を与えた。後方の格子は、これらを直交直線格子でつないで作成した。格子点数はより多くとることが望ましいが、3次元に拡張することを考慮すると、現在使用している計算機の記憶容量ではこの程度の点数が上限である。

2．5　基礎式

燃焼を含むため圧縮性を考慮して、連続の式、運動方程式、エネルギ式、k，εの輸送式、成分の輸送式を解かなければならない。また、非定常な流れが発生することが考えられ、また、将来的には着火・吹き消えなどの予測にも使えるように、非定常

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

項をも含めた。これらの式は、密度ρ、一般変数φ、拡散係数Γ、ソース項Sを用いて、次式のようにまとめることができる。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)+\frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right)+S(x,\ y) \qquad (1)$$

2．6　解法

SIMPLE法は、Patanker[1)]によって開発された解法で、運動方程式を解いて得られた速度場が連続の式を満足するように圧力、速度を補正していく方法である。本計算コードは、SIMPLE法の改良型である SIMPLER法を採用し、コントロールボリューム界面の流束の評価にべき乗法、ソース項には２次の中心差分を用いている。計算は、初期条件を流速、圧力、温度一様の場として開始した。ただし、境界ではその条件を与え、計算の安定のために燃料噴出量は与えた当量比に達するまで直線的に増加させた。また、計算時間短縮のために、ある程度流れが形成されるまでは、時間ステップを大きくとり、時間ステップあたりの収束計算を10回程度で切り上げた。

3．計算結果

図３、４はそれぞれφ=0.2、φ=0.4 のときの断面速度分布・流線、温度分布を示している。

φ=0.2では、上下非対称、非定常となっている。保炎器上下の端より交互に渦の放出が起こり、燃料噴流は運動量が小さいために曲げられている。そして、燃料は空気と間欠的に混合するため、燃焼も間欠的に起こっている。

φ=0.4では流れは上下対称、定常となっている。保炎器後方に噴流をはさんで両側に安定した循環流が形成されている。噴流は運動量が大きくなったために、保炎器後方流れを２分し、非定常な現象を抑制したと考えられる。噴流が周りの流れを引き込んでいるため、高温部は少しく

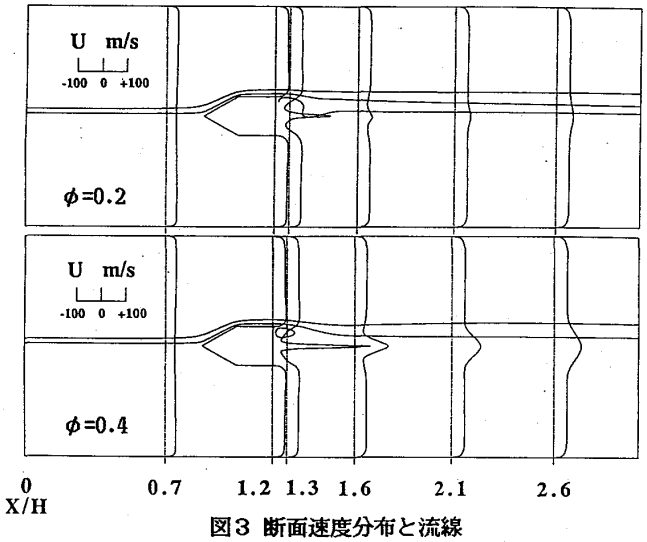


図３ 断面速度分布と流線

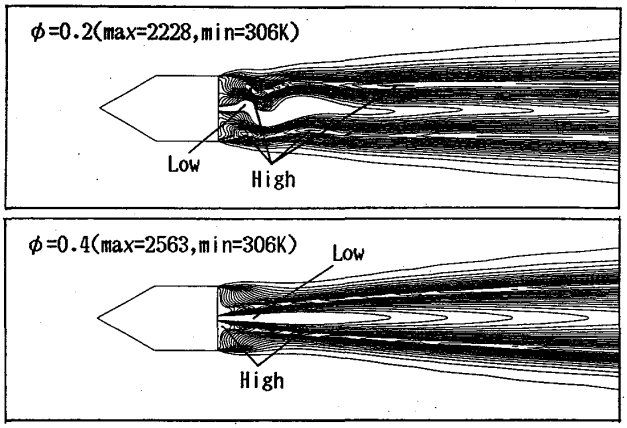


図４ 温度分布

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

びれた形となっている。また、循環流と噴流の間でも流れの向きは循環流から噴流へとなり、燃料は乱流拡散のみによって循環流に入っている。$\phi \geqq 0.4$ では流れの構造に変化は見られなかったが、ϕ が大きくなるほど循環流から噴流への流速が大きくなるので、循環流に入る燃料は減少する。

4. 実験結果との比較

4.1 圧力損失

燃焼器の性能を示す重要なファクタの一つに、全圧損失 Δp を入口全圧で割った値、すなわち全圧損失率 σ がある。

数値模擬では、$\phi=0$（非燃焼）において、U=40m/sで $\sigma=0.19\%$、U=80m/sで $\sigma=0.58\%$ であった。Δp をブラフボディの抵抗による損失、ダクト壁面における摩擦損失で近似する。すなわち

$$\Delta p=\left[C_D\frac{h}{H}+\frac{2Lf}{H}\right]\cdot\frac{1}{2}\rho U^2 \qquad (2)$$

ここで、C_D はダクト内に置かれたブラフボディの抵抗係数であり、ブロッケイジ比を b (=8.8/50)とおくと、自由流中での抵抗係数 C_{Df} と

$$C_{Df}=C_D(1-0.596\cdot b\cdot C_D) \qquad (3)$$

という関係がある[9]。実験より正三角柱では $C_{Df}=1.30$[9]であり、関係式より $C_D=1.55$ である。h は保炎器の幅8.8mm、L はダクト長さ272mm、f は抵抗係数で滑らかな面については0.005である。以上より、U=40m/sでは $\sigma=0.15\%$、U=80m/sでは $\sigma=0.59\%$ である。ただし、ρ は入口静圧が大気圧に近いものとして計算した。数値模擬により得られた値は、経験的に求めたこれらの値とほぼ一致していることから、非燃焼においてはほぼ妥当な圧力損失を予測できることが分かった。

部分モデルによる実験では、出口全圧の計測を行っていないため、計算と実験の全圧損失を比較することはできない。しかし、どちらも出口静圧は大気圧に近いので、入口全圧を比較することによって、圧力損失予測の可能性を検証することができると考えた。図5に、U=40m/s で当量比を変化させたときの入口全圧と大気圧との差の計算値と実験値の比較を示す。図より、$\phi=0$（非燃焼）のとき、計算値と実験値はほぼ一致しているが、$\phi=0.2$ では両者には約220 Paの隔たりがあることが分かる。

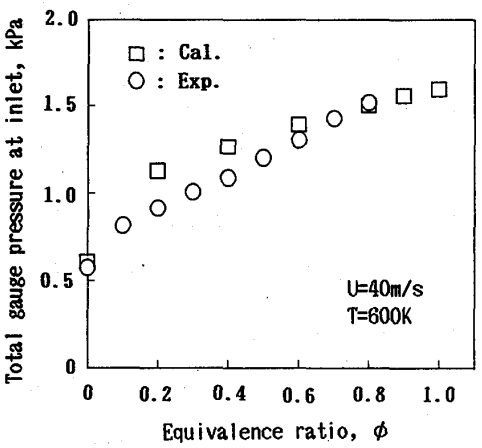


図5 入口全圧

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

4．2　火炎構造

図6、7はそれぞれ、φ=0.2、0.4における実験モデルの火炎写真、シャドウグラフである。計算では、φ=0.2で流れは非定常となっている。実験では、循環流内の火炎は暗くほとんど無色であったので、非定常であるか否かを判断することはできなかった。

実験では、φ=0.4のとき、φ=0.2ではみられない火炎のくびれが観察された。計算でもこの流れの変化を捕らえている。

φ≧0.4において、計算結果では、流れの向きが循環流から噴流へとなるために、循環流には乱流拡散のみによって燃料は供給され、循環領域に入ってすぐに燃焼している。一方、実験では弱いながら循環領域全体に火炎が見られた。これは、計算では混合すれば即燃焼すると仮定しているのに対して、実験モデルでは保炎器への熱損失により循環領域内が比較的低温となっているために着火遅れが生じているためであると考えられる。

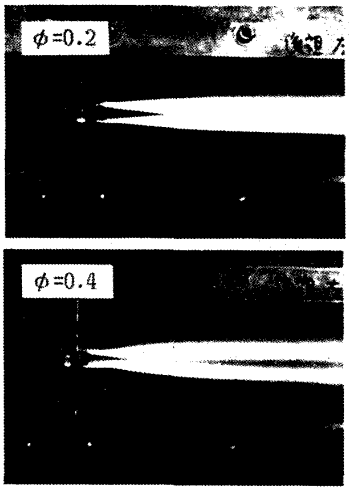


図6 火炎写真

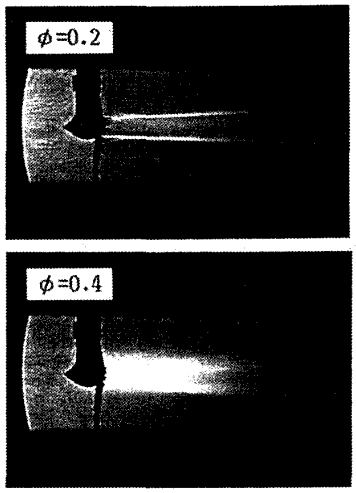


図7 シャドウグラフ

図4と図6を見ると、φ=0.4のとき、計算では高温部は保炎器下流端面に付着しているが、実験では火炎は保炎器から離れていることが分かる。これは、計算ではエネルギ式の壁面境界条件を断熱とし、反応速度を乱流混合のみで評価しているのに対して、実験モデルでは熱伝達があり、壁面近くで火炎がクエンチされていることによると考えられる。これらの問題を解決するためには、燃焼モデルを、例えばアレニウスの反応速度式を付加するなど、温度の影響を考慮できるように改良し、保炎器壁面での伝熱モデルを加えることが必要となる。

4．3　燃料の広がり

図8に、U=40m/s，φ=0.2における位置 X/H=2.1（保炎器下流端面より44mm下流）、X/H=4.4（同じく 164mm）でのダクト断面内当量比分布の計算値およびガス分析による測定値を示す。X/H=2.1の断

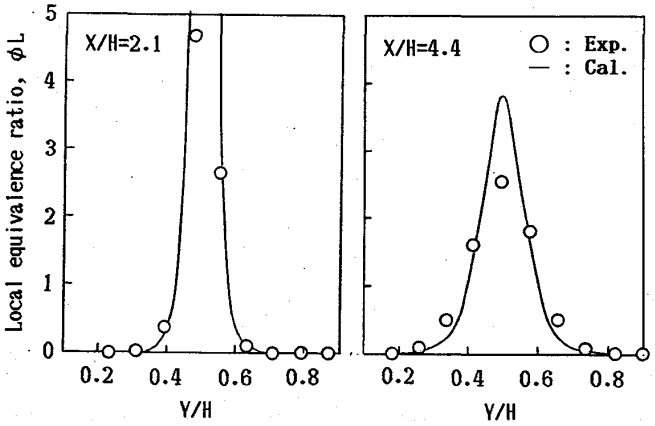


図8 局所当量比 φL

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

面では計算値はピークが高く幅が狭くなっていて、実験に比べ燃料の広がりが小さいことが分かる。これは、計算モデルが完全な２次元であるのに対して、実験モデルでは側壁の影響などにより３次元流れとなり、混合が促進されたためと考えられる。

５．結論

計算と実験から得られた火炎形状、圧力損失、燃料の広がりを比較し、計算コードが流れや燃焼状態をほぼ模擬できることが分かった。しかし、循環領域内での燃焼や、壁面への熱損失による火炎のクエンチを模擬できるように、壁面における伝熱モデルおよび温度の影響を考慮した燃焼モデルなどを加えるなど、まだ改良すべき点は多い。

なお、当所熱流体力学部田村敦宏室長、宇宙グループ江口邦久リーダに計算コード開発や計算と実験の比較において御助言いただいたこと、また熱流体力学部斉藤隆主任研究官にガス分析データを御提供いただいたことを付記して謝意を表す。

参考文献

1) 升谷ほか２名：単段宇宙往還機の推進系、第３０回宇宙科学技術連合会、1986-10

2) 斉藤ほか４名：亜音速ラムエンジン用保炎器の水素燃料噴出法と燃焼特性、日本機会学会第６８期通常総会講演会講演論文集(Vol.B)、1991-3,4、東京

3) Patankar,S.V. : Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, 1980.

4) 藤：ガスタービン燃焼器の流動／燃焼のＣＦＤによる可視化、可視化情報、Vol.10、No.38、1990-7

5) Shyy,W. and Braaten,M.E., A Numerical Study of Flow in Gas-Turbine Combusteor, AIAA Paper 87-2132

6) Rizk,N.K. and Mongia,H.C., A 3-D Analysis of Gas Turbine Combustor, AIAA Paper 89-2888, July 1989

7) Magnussen,B.F. and Hjertager B.H. : On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion, 16th Symposium (International) on Combustion, pp 719-729, The Combustion Institute, 1977

8) 明・笠木：日本機会学会論文集（Ｂ編）、54巻507号、1988-11

9) McCroskey,W.J., Spalart,Ph., Laub,G.H. Maisel,M.D. and Maskew,B. : Airloads on Bluff Bodies, with Application to the Rotor-Induced Downloads on Tilt-Rotor Aircraft, NASA-TM-84401, September 1983

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

A—7

新潟・ソーラーガスタービンのコージェネレーションについて

浜　　篤　　（㈱新潟鉄工所）

はじめに

近年、コージェネレーションシステム（以下「ＣＧＳ」という）が、新たなエネルギーの利用形態として全国的に導入が進められてきている。

このＣＧＳは、省エネルギー化、エネルギーの分散化等に有効で、資源の少ない日本のエネルギー政策からも望ましいシステムであると考えられる。また、省エネルギーに関連し、エネルギーの利用効率を上げ、エネルギーの消費量を抑制することにより二酸化窒素（ＮＯｘ）、二酸化炭素（CO_2）の排出を抑えることが可能となり、環境に対しても有効であると言える。

当社は昭和53年よりソーラー社と提携し、国内外の非常用、常用に多数の納入実績を積み重ねてきたが、平成２年４月にキリンビール㈱京都工場殿向に本格的ガスタービンのＣＧＳを受注した後、現在迄に１２件１６台の新潟・ソーラーガスタービンのＣＧＳを受注し、内１３台が順調に稼働中で３台が建設中である。

以下にその納入事例を基にして、システムの構成、特徴、用途、効率、環境に対する対応等について記述する。

1.　システムの構成

ガスタービンＣＧＳの構成機器および用途を分類すると、下記となっている。

１－１　構　　成

(1)　ガスタービン

型　　式　：　産業用単純開放サイクル１軸型

名　　称　：　ソーラー社製セントール型

構　　造　：　圧縮機　：軸流11段、又は12段

燃焼器　：アニュラー型（環状型）

タービン：軸流３段

回 転 数　：　14950rpm

軸　　受　：　平軸受

起動方式　：　ＡＣ油圧モータ

(2)　減　速　機

型　　式　：　遊星歯車

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

(3) 発　電　機

型　　式　：　三相交流同期発電機

電　　圧　：　3300～6600V

(4) 排熱ボイラ

型　　式　：　自然循環式又は、強制循環式水管ボイラ

(5) 追焚装置

型　　式　：　ダクトバーナ

(6) ガス昇圧装置（ガス燃料の場合）

型　　式　：　水冷式スクリュー型

(7) 液体燃料昇圧装置

型　　式　：　ギアポンプ式

(8) ＮＯｘ低減水噴射用純水装置

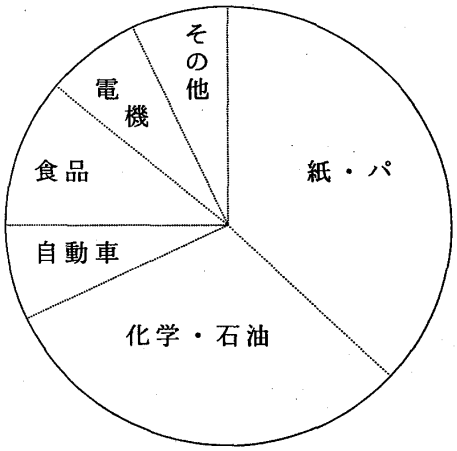
型　　式　：　混床式イオン交換樹脂法又は、逆浸透膜法

１－２　用　途

現在までの燃料、出力範囲、蒸気圧力、用途別等の受注実績を分類すると表－１の通りである。

表－１　用途別実績表

使用燃料		出力範囲　（kW）			追焚システム		蒸気圧力（kg／cm²）		
ガス	液体	～3300	～4000	～5000	有	無	～10	10～30	30以上
８０％	２０％	２０％	７０％	１０％	４５％	５５％	７％	６８％	２５％



以上からわかるように、ガス燃料を使用したガスタービンが多く採用されており、追焚きシステムも半数近くが採用し、ガスタービンコージェネが、蒸気が主体となっていることを示している。

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

また、業種別では、蒸気を多量に消費する製紙、化学プラント業界で、全体の約７割を占めている。

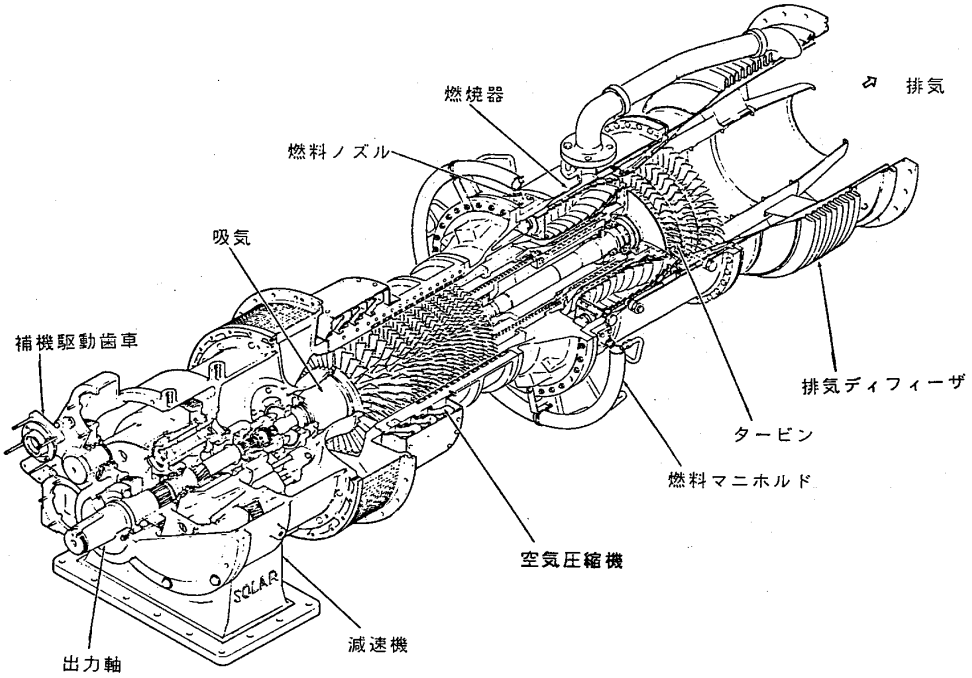
蒸気圧力としては、10～30kg／㎠が主体であるが、40kg／㎠以上でスーパヒートするものもあり、これはスチームタービン発電機、スチームコンプレッサに利用され、既設発電所のリパワリングシステムとして稼働中のものもある。

2. システムの特徴

(1) 高い信頼性

ＣＧＳの要である原動機の信頼性は最も重要であるが、米国ソーラー社製ガスタービンは、世界中、とくにオイルアンドガス分野で数多くの実績をもっている純産業用セントール型ガスタービンである。

ソーラー社のガスタービンは、セントール形（3000～4800kW級）の他に、サターン形（1000kW級）、マーズ形（9000kW級）を生産しており、現在までの納入台数は約7300台に達し、その約80％が常用に使用されており、高信頼性および部品の耐用時間については、高く評価されている代表例として、セントール型ガスタービンの断面図を図－１に示す。



図－１　セントール型ガスタービン機関図

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

(2) 低公害性

大気汚染に関する環境規制が強化されつつあるなかで、ＮＯｘに対する対策として低ＮＯｘノズルをガスタービンに採用し、純水を噴射することによりＮＯｘ値は、基準値以下を達成している。また、供給する純水は、イオン交換樹脂法又は逆浸透膜法を採用することにより水質を一定に管理している。

(3) 高効率

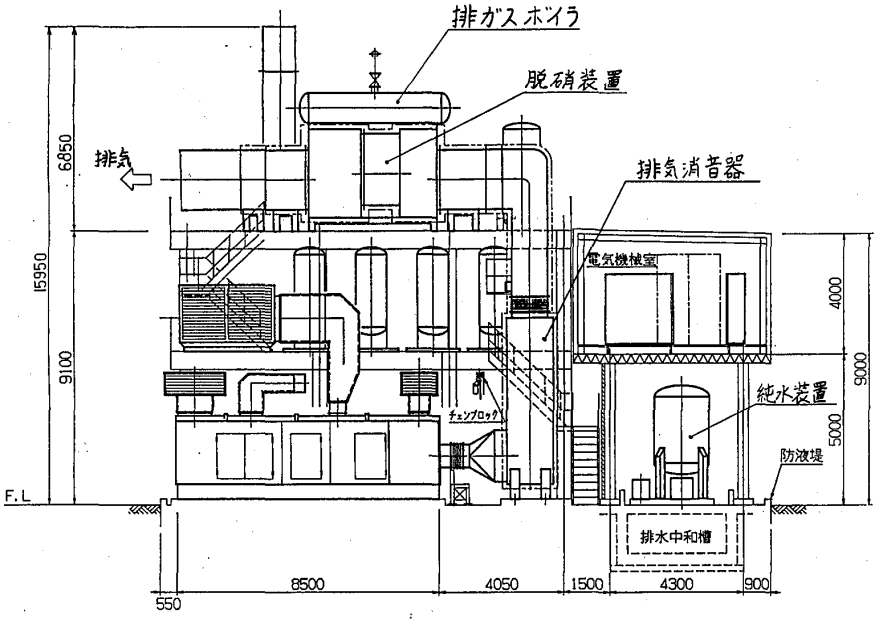
ガスタービンの排気ガスを、排熱ボイラにより蒸気を回収し、総合熱効率は、75～80％を達成し、追焚きシステムでは、80％以上を達成している。

(4) 省スペース

ガスタービンのコージェネレーションは都市部に設置されることが多く、省スペース化を図ることが課題となっている。

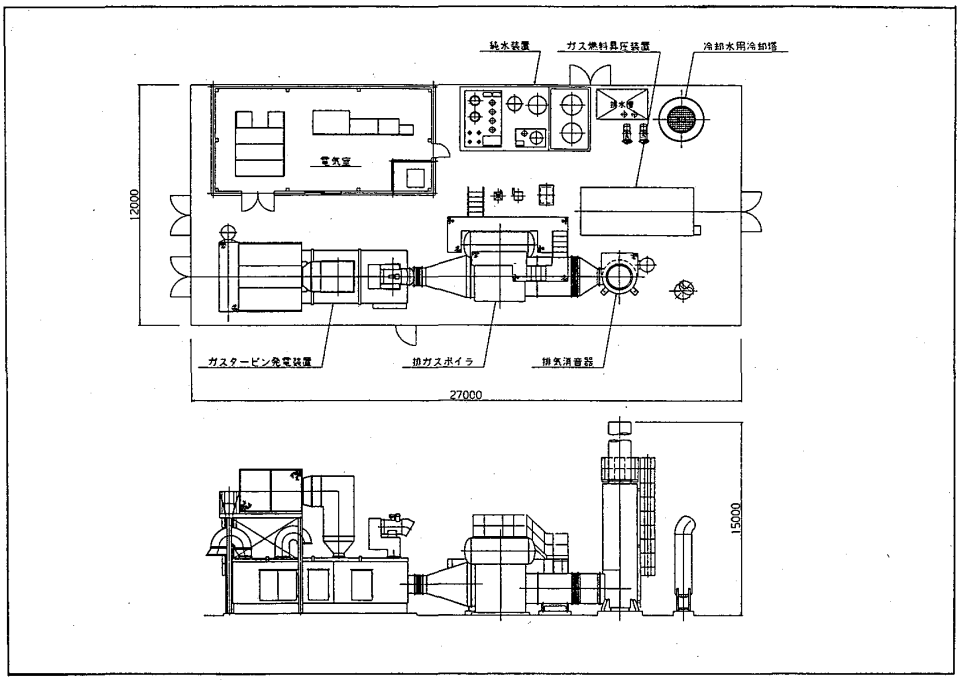
当社が納入したコージェネシステムも設置スペースが狭く、ｋＷ当たりの面積は0.06～0.10㎡／kWとなっている。

某化学工場へ納入したコージェネシステムは、4000kW×２台でＮＯｘ規制が厳しいため、脱硝装置付となっており又、追焚バーナー、排ガスボイラー等も装置された比較的複雑なプラントであるが、構造を三重構造にして省スペースを図っており、ｋＷ当たりの面積は 0.037㎡／kWである。これの配置図を下記に示す。

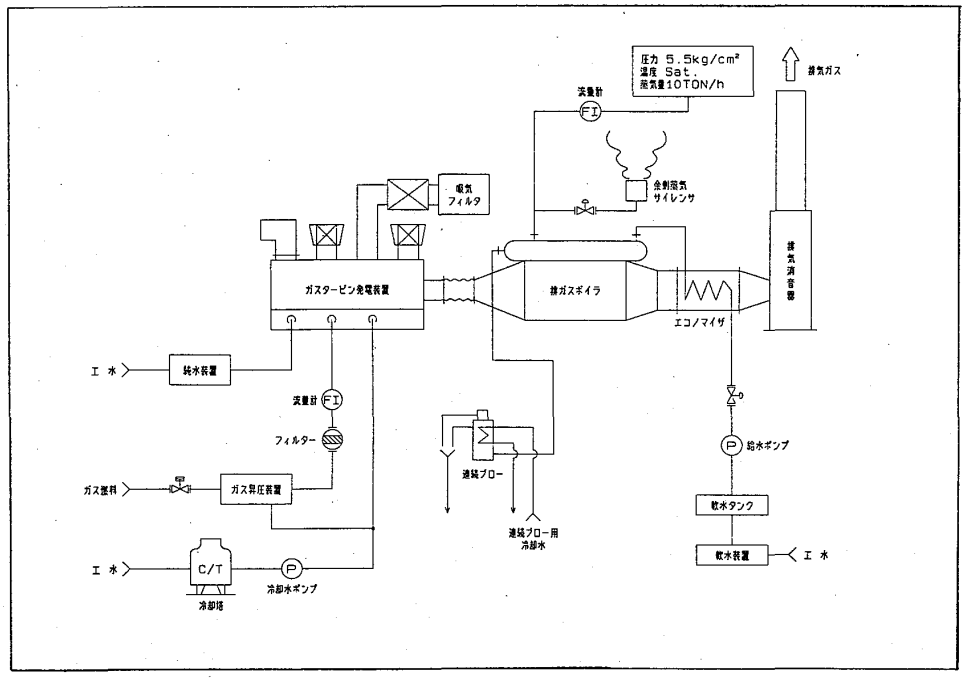


(5) 標準的なシステムの例として、図－２に設置配置図、図－３にシステムフロー図を示す。

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



図－2　設　備　配　置　図



図－3　システムフロー図

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

3. 環　境

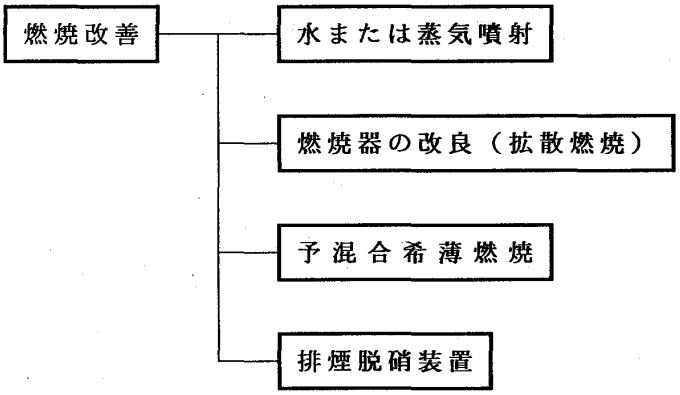
原動機から発生する大気汚染物質としては、窒素酸化物（ＮＯｘ）、二酸化炭素（CO_2）、硫黄酸化物（SO_2)、ばいじん等がある。

3－1　ＮＯｘ

ＮＯｘは、燃料中の窒素の酸化により発生するものと、燃料中に空気中の窒素分（Ｎ）が高温化で酸化されて発生するものとに考えられる。

このうち、前者は、天然ガス（都市ガス）といった窒素分の少ない燃料を使用することにより低減が可能となるが、後者は、燃焼系の改善により低減することが必要となる。

この燃焼系の改善として表－２に示す方法が挙げられる。



表－２　燃焼系の改善方法

ソーラー社は、早くから低ＮＯｘガスタービンの開発を進め、現在は燃焼器、燃料噴射弁の改良および水噴射方式の採用により、ＮＯｘ値は天然ガス（都市ガス）の場合、100ppm（O_2 ＝０％）以下を完全に達成している。

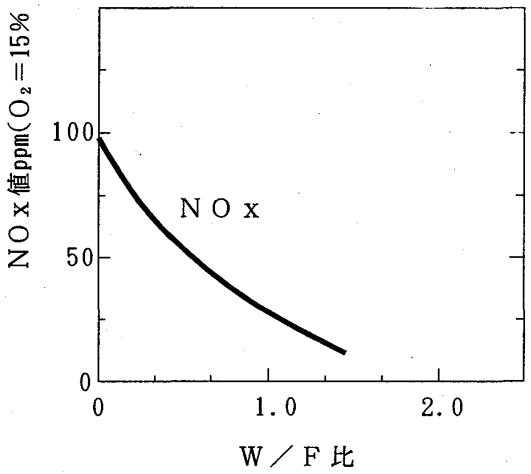
これは平成４年度４月１日以降に東京都、大阪府で適用されているＮＯｘ指導基準値（新設）をクリアするものである。また、将来の技術として、水噴射方式によらない予混合希薄燃焼方式の研究開発を進めており、近い将来は供給できる態勢を整えている。

本方式は、水噴射を行わない方式であり、CO_2 の発生を抑えることができ、耐久性もそこなわずに低ＮＯｘ化が図れる。

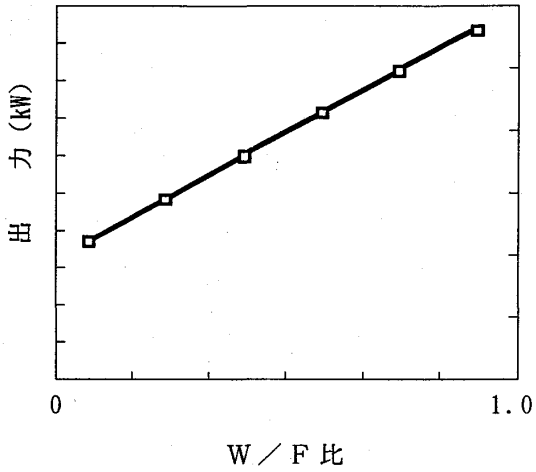
図－４～６に水噴射によるＮＯｘ値の変化および出力の変化を示す。

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

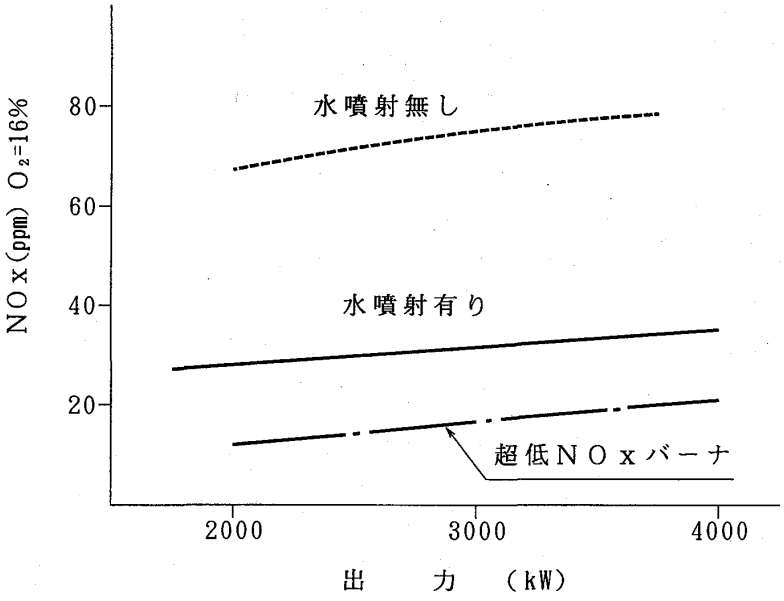
図－４水噴射によるＮＯｘ低減率



図－５水噴射による出力の変化



図－６　ＮＯｘ値



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

3－2　二酸化炭素（CO_2）

最近、大気中の二酸化炭素（CO_2)による温暖化が問題となっているが、これは、化石燃料の消費によるCO_2の増大が大きく関係するため、排出量をおさえるか（燃料の使用量を削減する）、CO_2の発生の少ない燃料へ転換する（天然ガス）ことが考えられる。

つまり、エネルギーを有効に利用することにより、燃料の使用量を減らすことができ、それがCO_2の発生を抑えることになる。また、合わせて天然ガスを使用する場合は、より多くのCO_2の発生をより小さく抑えることができる。

この点で、ガスコージェネレーションシステムは、非常に有効であると考えられる、都市部のＣＧＳには、天然ガスを燃料とすることが多い。

表－３に発熱量 10000kcal当たりの燃料別CO_2放出量を示す。

表－３　発熱量 10000kcal当たりの燃料別CO_2発生量

燃　料	発　生　量（kg）
石　炭	3.66
石　油	2.95
ＬＮＧ	2.11

おわりに

ＣＧＳの導入は、エネルギー利用効率の向上、環境面からのＮＯｘ、CO_2等の発生を抑制し低公害化に大きく貢献できるシステムとして評価できるものである。

今後も、高効率、低公害化、高経済性を目ざしてＣＧＳの導入は推進されるものと思われる。

―以　上―

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

A—8

航空転用型ガスタービンによるコージェネレーションプラント

*宇　治　茂　一　　（石川島播磨重工業（株））
荻　原　重　雄　　（石川島播磨重工業（株））

1.　はじめに

航空転用型ガスタービンは、高温、高圧仕様のため単体熱効率が高く、軽量コンパクトであることから、一般のコージェネレーションおよび都市部の分散型発電設備として着目されている。弊社で取り扱う航空転用型ガスタービンは表１の通りであるが、特に、４０ＭＷ級のＬＭ６０００は発電端効率４０％（ＩＳＯ、ＬＨＶ基準）を達成しており、世界最高の効率を有するものである。高効率であること、信頼性が高いこと、軽量コンパクトであること等から、欧米で分散型発電設備として採用されており、国内でも、都市部の地下設置型コージェネレーション／コンバインドプラント、輸送が限定される内陸部における一般産業向けコージェネレーションとして実績を作りつつある。一方、１０ＭＷ以下の小型航空転用型ガスタービンでは、一般産業用コージェネレーションの他、都市部の大型ビル用非常用兼用コージェネレーション、地域冷暖房センター用コージェネレーション等への適用が進められている。

表１　ＩＨＩ航空転用型ガスタービン

モデル	エンジン製造者	出力（発電機端）	熱効率（発電機端）	排熱ボイラ蒸発量（例）	販売台数（ｺｰｼﾞｪﾈ）
LM6000	GE-IHI	41,500kW	40.6%	37t/h(65k-411°C) 9.7t/h(11k-飽和) 6.4t/h(1k-飽和)	1
IM5000 (STIG)	GE-IHI	34,700kW (50,900kW)	37.0% (43.5%)	38.7t/h(58k-335°C) 17.1t/h(19k-266°C) 4t/h(2.5k-138°C)	14 (9)
LM2500 (STIG)	GE	21,560kW (25,400kW)	36.0% (37.9%)	29t/h(30k-350°C)	6 (2)
LM1600	GE-IHI	12,820kW	36.7%	25t/h(8k-飽和)	1
IM610	ALLISON	5,330kW	31.8%	13t/h(8k-飽和)	2 (2)
IM400	ALLISON	3,610kW	28.3%	11t/h(8k-飽和)	59 (7)
IM150	TURBOMECA	1,100kW	25.6%	3t/h(8k-飽和)	8 (8)

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

2.　１ＭＷガスタービンコージェネレーションの改良及び運転実績

ＩＭ１５０コージェネレーションプラントの開発及び改良は、ターボメカ社による航空用ＭＡＫＩＬＡ（図１）の産業用への改造と、日本の法律規制に対応するための改良、すなわち、水噴射の導入による排気ガス中のＮＯｘ低減と、プラント動特性の改良からなる。

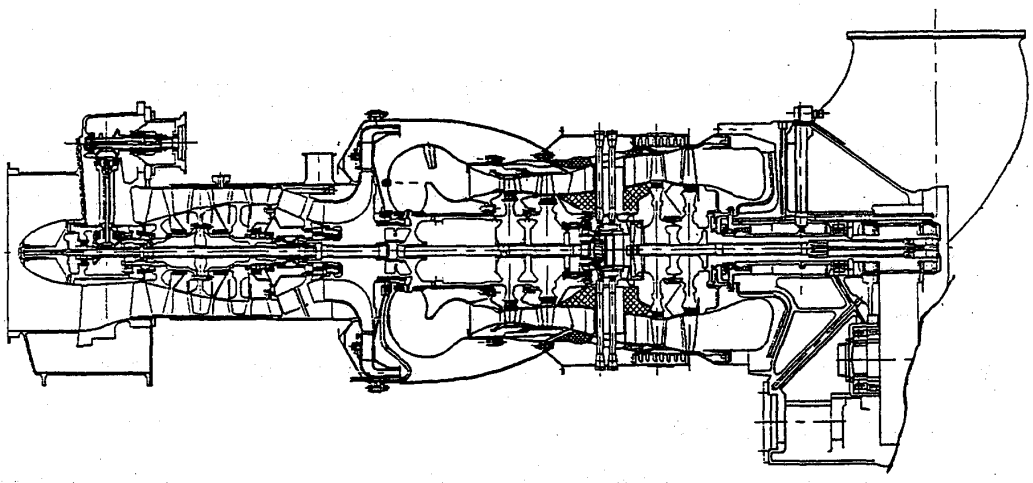


図１　ＭＡＫＩＬＡ ガスタービン

１９８９年にテストプラントがつくられ、性能計測、排気ガス成分計測、耐久性確認試験が行われた。プラントは、電力１，１００ｋＷ、蒸気３ｔ／ｈを発生し、発電機端効率２５．６％、排熱回収効率５０．５％と高効率であることが証明された。また、排気ガス中のＮＯｘは、水噴射の実施により１００ｐｐｍ（０％O_2）以下とすることができることが確認された。

性能、排気ガス性能確認試験の後、引き続き耐久性確認試験が実施され、二回の解放点検と、１０，０００ｈｒを越える運転実績により耐久性、信頼性のあることが確認された。

また、プラント特性を改良する常用・非常用兼用機として運用可能なデュアルフーエル型ＩＭ１５０が実運転に入っている。デュアルフューエル型とする場合の燃焼器内の構成を図２に示す。

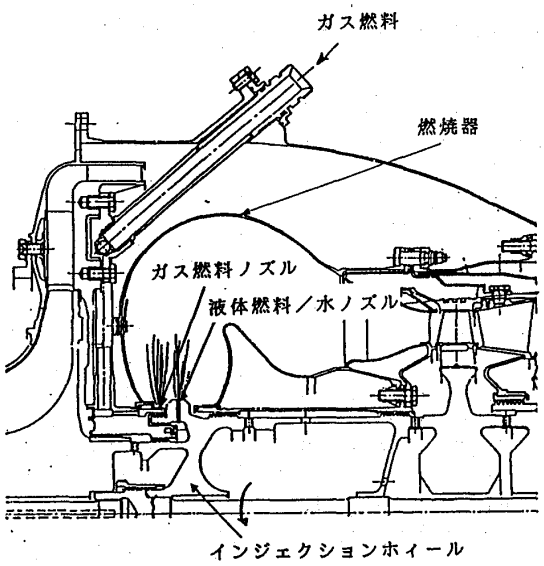


図２　ＭＡＫＩＬＡ 燃焼器

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

3.　４ＭＷガスタービンのＬＰＧ適用と運転実績

ＩＭ４００ガスタービン発電装置は、米国ＡＬＬＩＳＯＮ社の開発による航空機用ターボプロップエンジン（Ｔ５６）を産業用に転用した５０１－ＫＢ５（図３）を用いたものである。

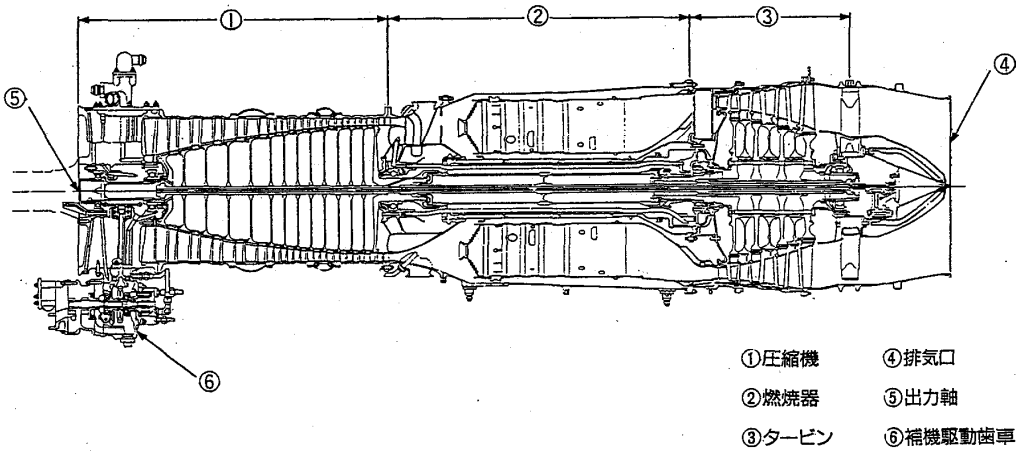


図３　５０１－ＫＢ５ ガスタービン

このＩＭ４００を用いてプロパンを燃料とするガスタービンコージェネレーションプラントが、１９８８年６月に、春日製紙工業株式会社（富士市）に設置された。

５０１－ＫＢ５ガスタービンは、３，７００ｋＷの発電機を駆動すると同時にその高温排ガスを排熱ボイラに送る。排熱ボイラにはダクトバーナが設置されており、使用圧力６ｋｇ／ｃｍ$_2$Ｇの飽和蒸気２７ｔ／ｈを発生することができる。また、ガスタービンと排熱ボイラを接続するダクトにはバイパス煙突が設置されており、ダンパー切り換えによりガスタービン排ガスを大気へ放出することができるようになっている。

プラント運転のための燃料であるＬＰＧは、各々５０ｔｏｎの容量を持つ２基のタンクに貯蔵される。ＬＰＧはポンプにより蒸発器に送られ、排熱ボイラから供給される飽和蒸気により蒸発、加熱され、プロパンガスとなってプラントのヤードに送られる。プロパンガスは各々の用途に対して圧力調整され、(1) ガスタービン用燃料、(2) 追焚装置（ダクト・バーナ）用燃料、(3) ＮＯｘ低減蒸気噴射ボイラ用燃料として各々のセクションに送られる。プラントのシステムフローを図４に示す。

このプラントは既に運用開始後４年を経過し、本年、一回目のオーバーホールが計画されている。

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

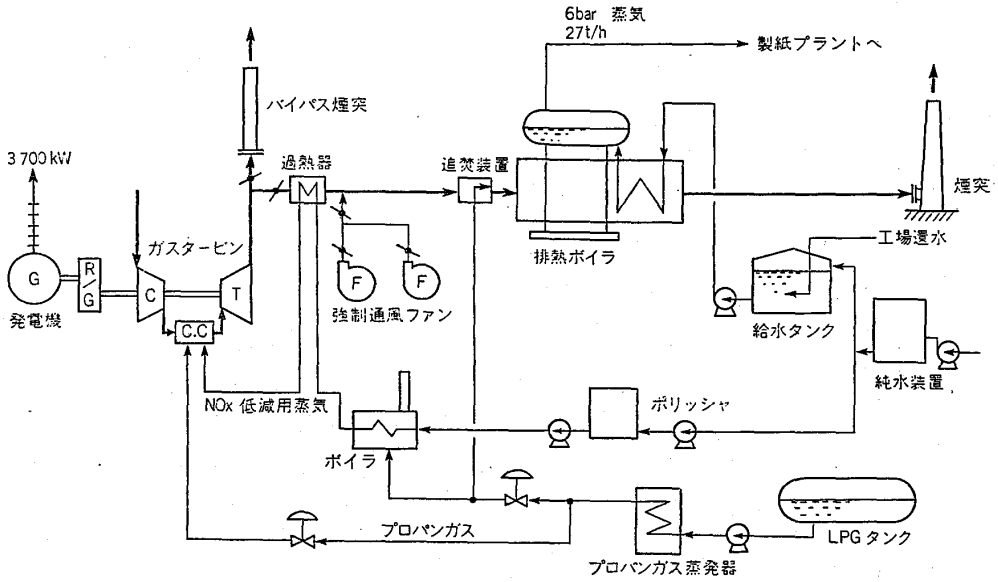
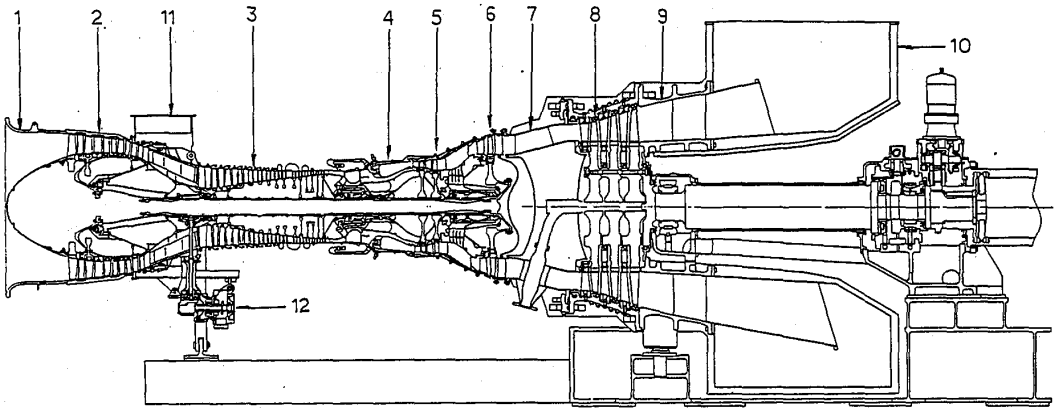


図４　ＩＭ４００ コージェネレーションのシステムフロー

４．　３５ＭＷガスタービンコージェネレーションの蒸気噴射対応のための改造

ＩＭ５０００ガスタービン（図５）においては、高圧蒸気を燃焼器及び圧縮機出口（ＣＤＰ）へ、低圧蒸気をガス発生機の低圧タービン入り口へ、計３カ所（図６）から蒸気噴射する方法を採用している。

蒸気噴射量は最大、高圧系３６，３００ｋｇ／ｈ、低圧系３２，７００ｋｇ／ｈで計画されているが、圧縮機のストール等を避けるため各運転条件における圧縮機出口圧力により制御される。



1. ガス発生機 ベルマウス
2. ガス発生機 低圧圧縮機（LPC）
3. ガス発生機 高圧圧縮機（HPC）
4. ガス発生機 燃焼器
5. ガス発生機 高圧タービン（HPC）
6. ガス発生機 低圧タービン（LPC）
7. 出力タービン 入口ケーシング
8. 出力タービン 翼部ケーシング
9. 出力タービン 出口ケーシング
10. 出力タービン 排気室
11. ガス発生機 抽気空気コレクタ
12. ガス発生機 補機駆動ギヤボックス

図５　ＩＭ５０００ ガスタービン

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

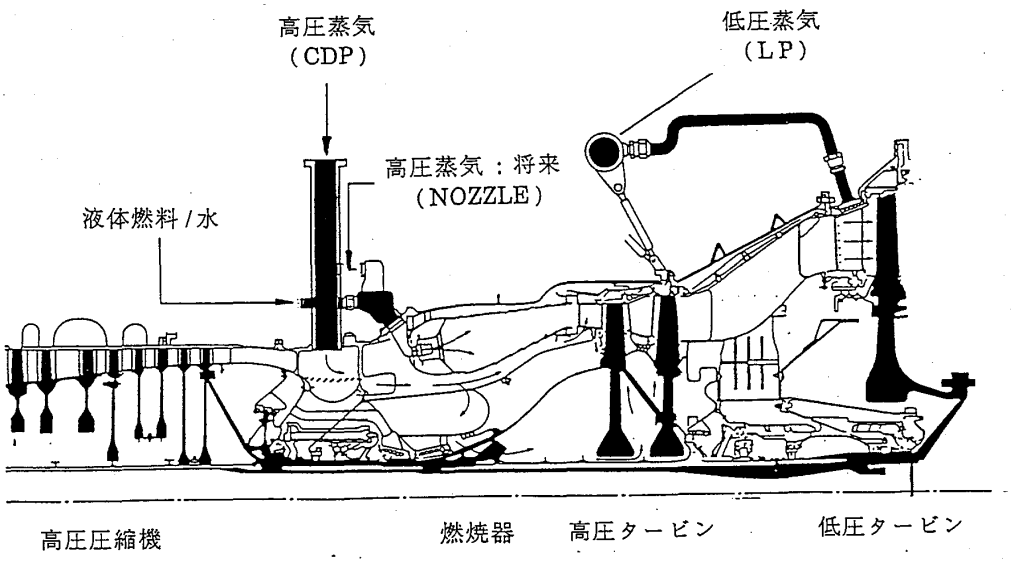


図６　ガス発生機の蒸気噴射部

ガス発生機は多量の蒸気噴射に対応するため、各蒸気噴射部分にマニホールド類を追加し、ガス通路への噴射孔を設けたほか、空力性能を維持するために、高圧タービン１段ノズル面積を６．５％増加し、かつ１段動翼の取付角度を３度回転させている。蒸気噴射の採用に伴い、出力タービンの入口圧力及びガス流量は共に約３０％増加し、翼列に対する負荷はオリジナルの設計点より約４３％増加する。

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

A−9

長崎オランダ村ハウステンボス コージェネレーション設備

※種市　幸男（株式会社　日本設計）
佐々　維典（川崎重工業株式会社）
立川　忠可（川崎重工業株式会社）

1．はじめに

ハウステンボスは「自然の息づかいを肌で感じることのできる、新しい住空間の創造」を開発コンセプトに、オランダが４００年にわたり培ってきたエコロジカルな国づくりの智恵と哲学に学んだ、ウォーターフロントリゾートです。

風光明媚な大村湾に面した１５２万平方メートルの敷地に、運河を街づくりに活かし、美術館、博物館、スポーツ施設、アメニティー施設、国際的な店舗やレストラン、ホテル、別荘のある「新しい街」です。ハウステンボスとは、オランダ語で「森の家」という意味です。

2．コージェネレーションの導入

人間を取り巻く環境の本質は、時代とともに大きく変わってきました。原始の時代、人間は自然の懐に抱かれ、自然の摂理に従って生きており人間の力が環境を変えるほど大きなものでわありませんでした。その後、産業の発展とともに、人間の技術力が地球という環境に大きな影響を及ぼすほど肥大した時代になりました。

そうした今、環境という視点から、地球と人間の営みを見つめ、自然環境と人間社会が調和した「環境デザイン」を考える時代が始まっています。

「環境デザイン」を実現するために、第一に外部環境・内部環境・エネルギー・情報などの側面からソフトウェアとして”環境”を追求をすること。第二に高度な設備技術を総合化・統合化したハードウェアで、こうしたソフトウェアの実現を図っていくことです。

ハウステンボスでは「自然環境と人間社会の共生」「エコノミーとエコロジー」をキーワードに

（1）１次エネルギーの有効利用

（2）電力エネルギーの平準化

（3）商用電源停電時の非常、保安電源の確保

を目的に、天然ガス（当面はＳＮＧ：代替天然ガス）を主燃料とした、コージェネレーションを導入しました。

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

３．設備概要

コージェネレーションはガスタービン発電装置と排ガスボーラーの組み合わせによるシステムで、都市ガスを主燃料として発電すると同時に、その排熱を利用して高圧蒸気（9Kg／㎡G）作り、地域熱供給会社に熱源として供給します。発電電力は、電力会社と常時系統連系を運転を行い、ハウステンボス内の施設に電力を供給します。また商用電源の停電時には防災・保安負荷等に電力を供給します。

（1）機器仕様

□ガスタービン発電装置（3台）

ガスタービン	形　　式	MIA-13形　単純開放サイクル１軸式
	始動装置	電気式
	定格出力	2,095ps(外気15℃) ﾀｰﾋﾞﾝ軸 22,000rpm　減速機出力軸1,800rpm
	燃　　料	都市ガス・灯油(ﾃﾞｭｱﾙﾌｪｰﾙ 方式)
発　電　機	形　　式	横軸保護形回転界磁形同期発電機
	電気方式	３相３線　6,600V　60Hz
	定格出力	1,800KVA（遅れ力率0.8）　連続定格

□排熱ボイラー（3缶）

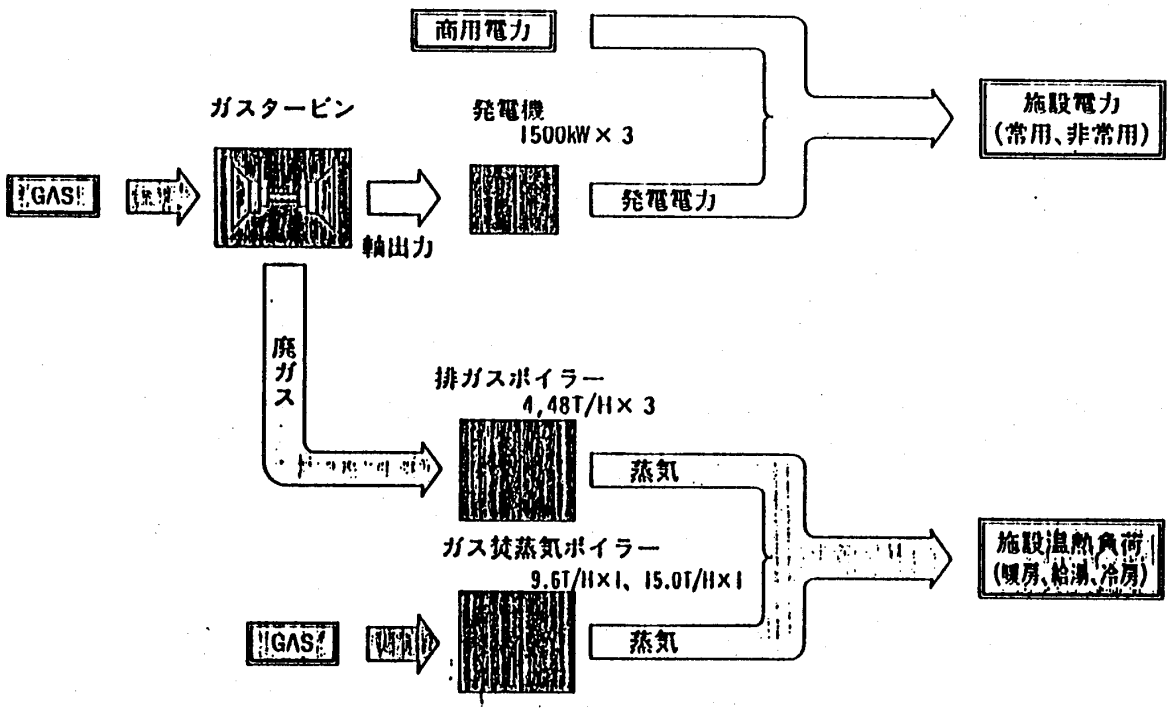
排熱ボイラー	形　　式	水管式　電熱面積　70.0㎡
	蒸発量	4,480kg/H(外気15℃ 1,440KW時)
	圧　　力	11/16kg/㎠（常用／最高）
	給水温度	80℃（ｴｺﾉﾏｲｻﾞ入口）
	ｴｺﾉﾏｲｻﾞ	一回流直交形　電熱面積　18.5㎡

□ガス圧縮機（3台）

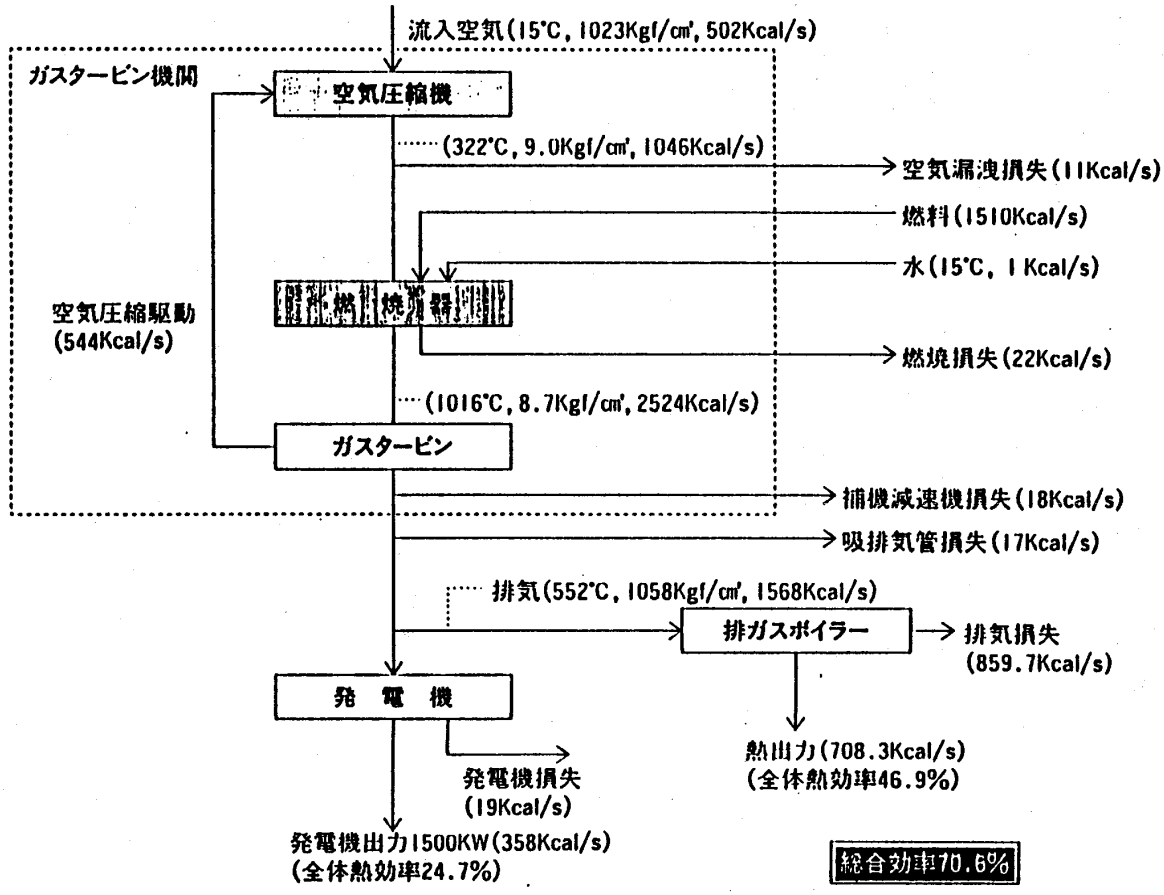
ガス圧縮機	形　　式	電動機駆動スクリュー式
	吐出量	580N㎥/H
	吐出圧力	14.0g/㎠
	電動機	440V 70KW

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

(2) システムフロー



(3) ヒートバランス



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

4．運転・管理

コージェネレーションの始動、停止操作は原則として現場盤にて手動操作でおこないます。運転としては

（1）熱回収を主体とした運転

（2）商用電源との連系運転

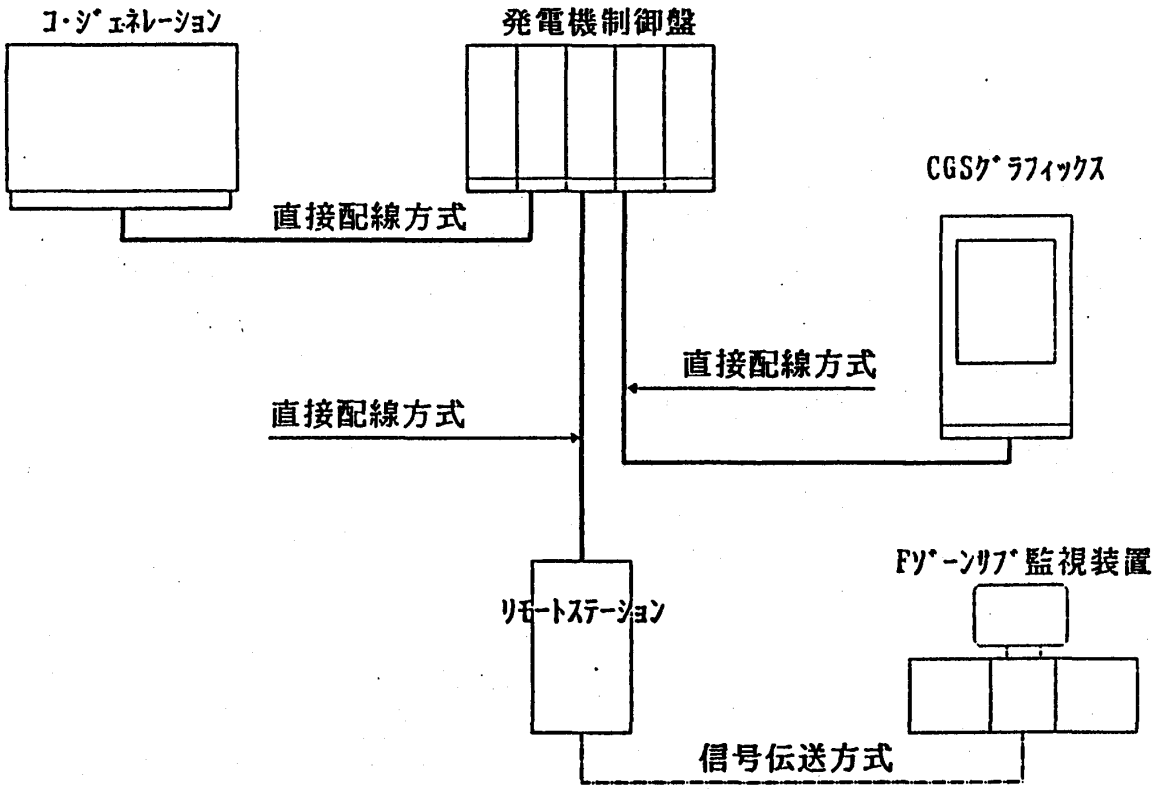
（3）商用電源停電時の保安、防災電源としての運転

を条件として運転・管理します。

4－1　運転制御システム

発電所内に設置した発電機制御盤と、統括監視室に設置したコージェネレーショングラフィック盤、Fゾーン監視装置CRT，統括監視装置CRTによって運転・管理をおこないます。

グラフィック盤の情報と監視装置CRTの情報は互いにバックアップの関係にあります。その情報はそれぞれ直接配線方式と信号伝送方式により構築しています。



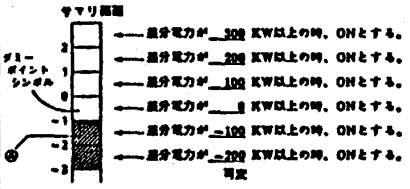
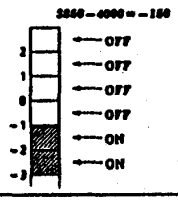
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

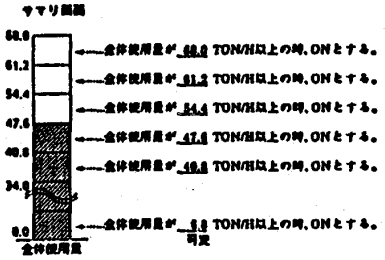
4－2　熱回収運転

周辺温度、発電機負荷率等により運転条件は変わるが、原則として熱回収比が、損益分岐点超える領域で運転します。この場合の回収比は、コージェネレーションの出力制御（ダンパー開度制御ではない）よる調整方式です。

日々の電力・熱の需要を想定し、運転制御していくのは、中々難しいものが有り当面は電力・熱・機器能力の３面を比較しながら、ＣＲＴに表示される最適運転状態のガイダンスに従って運転します。

運転制御システムが適切に設定されたシステムでは、熱主電従でも電主熱従制御でも大差のない結果を得ると思われるが、実際には一年間のトレンドデータ分析を行った上で、自動制御システムを構築する予定です。

実行条件	入　力	設定項目	処理内容	出　力	備　考
実行周期毎	HTB使用電力 CGS総給電電力	範囲設定×13	1.電力 HTB使用電力とCGS総給電電力の差分電力を求め、その差分電力をサマリ画面にバーグラフで表示する為に、ダミーポイントをON/OFFをせます。又、下図の㋐のダミーポイントがONになった時、警報ポイントにALMを出力します。*1 [差分電力]=[CGS総給電電力]−[HTB使用電力]  例）HTB使用電力：4000KW，CGS総給電電力：3850KWの場合 3850−4000＝−150  	差分電力 バーグラフ用ダミーポイント×13 警報ポイント*2	*1 ㋐のポイントがOFFとなった時、NMLを出力します。 *2 6ラインAOPポイント

実行条件	入　力	設定項目	処理内容	出　力	備　考
実行周期毎	蒸気全体使用量 蒸気CGS生産量	範囲設定×10	2.蒸気 蒸気の全体使用量とCGS生産量について、サマリ画面にバーグラフで表示する為に、ダミーポイントをON/OFFをせます。  ※ CGS生産量も同様に処理を行います。	バーグラフ用ダミーポイント×10	

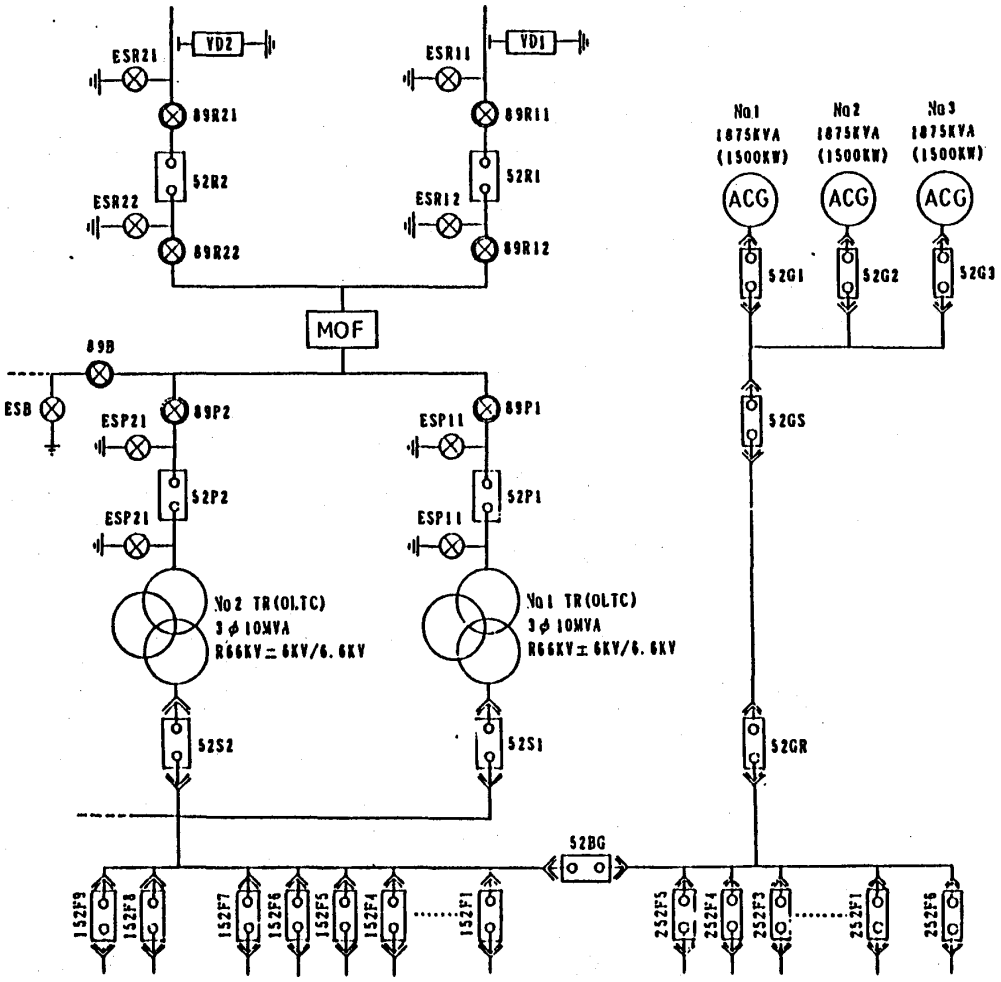
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

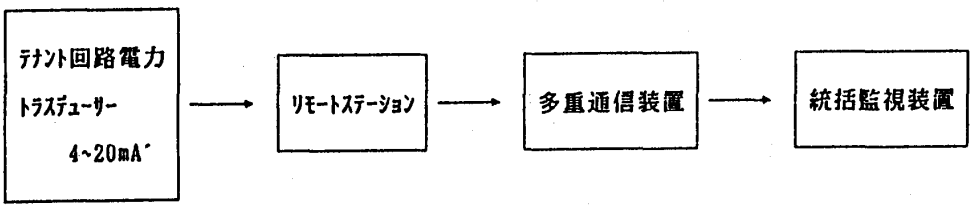
4－3　商用電源との連系運転

コージェネレーションを、商用電力と連系する為に、商用電力の供給信頼性・電力品質に維持管理等に悪影響及ぼさないこと、電力供給施設および他の需要家施設の安全確保と設備保全の維持等に留意し逆潮流なしの連系運転制御をおこなっています。

コージェネレーションで発電された電力は、ハウステンボス内直営施設で自家消費を前提として使用しています。この為、特定施設（下水処理場、熱供給会社）に対しては、商用系と発電機系の間に逆電力継電器を挿入して制御しています。

また、ハウステンボス内のテナントに対しては、発電電力が直営施設の使用電力以下になるように、発電電力の運転制御をしバランス上「商用電力はテナントへ・発電電力は直営施設へ」の大小判定による制御をおこなっています。



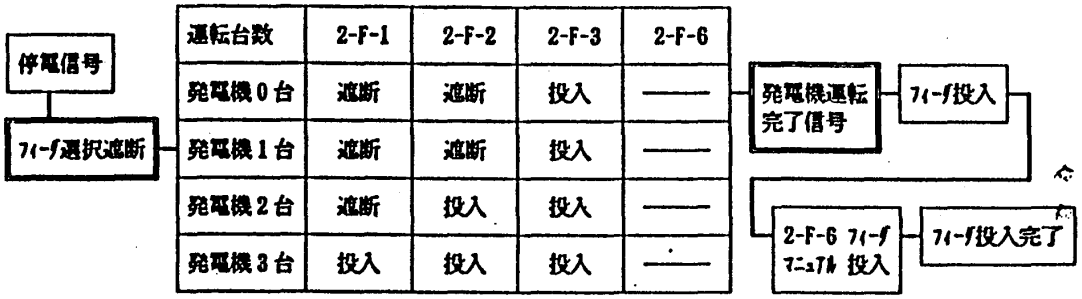


Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

4－4　商用電源停電時の保安、防災電源としての運転

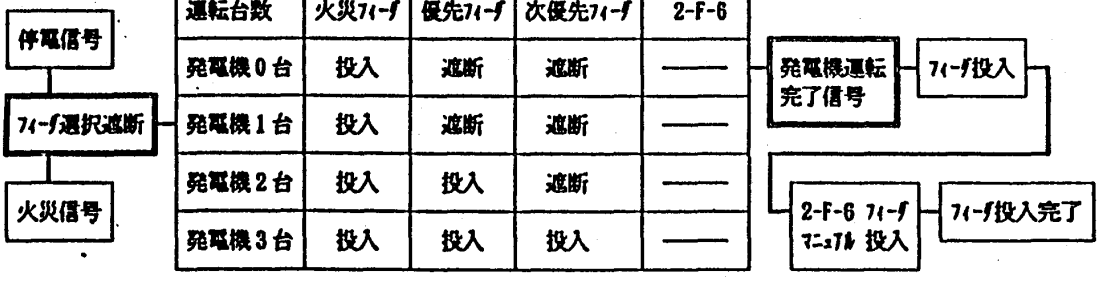
商用電源停電時には、一般停電と火災発生の条件および発電機の運転台数により高圧フィーダ単位に優先順位をきめて負荷投入をおこないます。

発電機の運転台数による発電機フィーダの選択遮断、投入



運転台数	2-F-1	2-F-2	2-F-3	2-F-6
発電機０台	遮断	遮断	投入	——
発電機１台	遮断	遮断	投入	——
発電機２台	遮断	投入	投入	——
発電機３台	投入	投入	投入	——

発電機の運転台数による発電機フィーダの選択遮断、投入



運転台数	火災フィーダ	優先フィーダ	次優先フィーダ	2-F-6
発電機０台	投入	遮断	遮断	——
発電機１台	投入	遮断	遮断	——
発電機２台	投入	投入	遮断	——
発電機３台	投入	投入	投入	——

5．まとめ

ハウステンボスに於いては、２期、３期工事の計画があり、コージェネレーション設備の増設計画もあります、今後運転実績の調査・解析をおこない、より効率的な運転・管理する為の資料を作成する予定です。

今後の課題として分散電源としてのコージェネレーション設備が

（1）　地球環境に与える影響

（2）　コージェネレーションの総合効率を高めるシステム

が研究開発が必要だとおもわれます。

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

A—10

ガスタービンコンバインドサイクルの運用実績と今後の課題について

＊六山亮昌（三菱重工業株式会社）

1．はじめに

わが国に於けるコンバインドサイクル発電設備の歴史は比較的浅く，1号機は1968年製紙会社にて運開した。32.9MW（G/T16.5MW，S/T16.4MW）排気再熱式コンバインドサイクル（c/c）である。その後いくつかのc/c発電所が建設されたが，中でも1980年代前半に相継いで建設された事業用1000MW級c/cプラントは従来火力発電所の熱効率を一挙に10%近く（相対値）上昇させたセンセーショナルなものであった。現在，さらに効率上昇のために最新鋭の高温ガスタービンを用いた大型c/c発電所の建設および計画が進められており今後5年間で容量にて8000MW以上の事業用c/cが運開される見込みである。本講演会では当社が納入したc/c発電設備の運用実績および，これらを踏まえた，運用上の今後の課題について紹介する。

2．c/cプラント運用実績（当社納入機）（表－1）

1970年以前に運開したc/cプラントは，まだガスタービンのタービン入口温度が800℃級であり，これに伴ないガスタービン排ガス温度も低かったため，排気再熱型のボイラを使用せざるを得ず，c/cプラント導入による経済メリットも比較的小さかった。このため，使用燃料もコークス炉ガス，重油といった低価格燃料が使用されていたが，コークス炉ガスといった特殊燃料に関連した不適合も経験しており，現在はc/cプラン

表－1　当社納入C/Cプラント運転実績

納入先	運開年	G/T出力 (MW)	S/T出力 (MW)	C/C出力 (MW)	G/T燃料	総運転時間	備　考
製紙会社	1968	16.5×1	16.4×1	32.9	重　油	82500hr にて休止	排気再燃多軸
電力会社	1970	34×1	195×1	225	コークス炉ガス	51300hr にて休止	排気再燃多軸
電力会社	1984～85	118.3×6	190.1×2	1090	LNG	61500hr	排熱回収多軸
米国Utility	1987	101.4×3	141×1	440	天然ガス／軽油	39000hr	排熱回収多軸 (G/Tのみ納入)
製鉄会社	1987	(一軸　145×1)		145	高炉ガス	29300hr	排熱回収一軸
製鉄会社	1991	(一軸　16.2×1)		16.2	高炉ガス	4204hr	排熱回収一軸
インドUtility	1989	111.19×4	109.3×2	663	天然ガス／ナフサ	1400hr	排熱回収多軸
タイUtility	1990	121.1×2	121.9×1	360	天然ガス／軽油	500hr	排熱回収多軸
インドネシアUtility	1992	113.8×9	184.6×3	1578	天然ガス／軽油	—	排熱回収多軸
米国Utility	1991	101.4×2	108.29	300	天然ガス／軽油	—	排熱回収多軸 (G/Tのみ納入)
米国Utility	1991	101.4×2	108.29	300	天然ガス／軽油	—	排熱回収多軸 (G/Tのみ納入)
米国Utility	1992	163.3×4	246.8	900	天然ガス／軽油	—	排熱回収多軸 (G/Tのみ納入)
英国Utility	1992	146.7×8	283×2	1725	天然ガス／ナフサ	—	排熱回収多軸
電力会社	1994～95	(一軸　217.5×4)		870	LNG	—	排熱回収一軸
電力会社	1995	139×3	253	670	LNG	—	排熱回収多軸

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

トとしての運用はしていない。

一方，ガスタービンの高温化，大容量化によってc/cプラントの高効率化・大容量化が可能になり，1984年に運開した事業用1090MWc/cプラントでは燃料にLNGを用い，国内発電所最高熱効率44.2％（高位発熱量基準）を達成し，従来火力の熱効率を一挨に10％（相対値）近く上回る革命的なものであった。一方，当時実績面でガスタービンの導入に対し疑問視される面もあったが，このプラントは運開以来事故停止率０％という高い信頼性を示しており，本プラントにより以降の事業用c/cプラントの基盤ができたと言える。また本プラントには世界で初めて予混合式燃焼器を実機プラントに適用し，水，蒸気噴射なしのDRY状態にてG/T出口NOx値60ppm台を達成している。ガスタービンの定検は毎年実施しているが，これ迄，60000時間にも及ぶ運転実績の中で高温部品に代表される交換部品寿命も計画寿命をほぼ満足することが確認されている。

1987年に製鉄会社に納入したc/cプラントは蒸気タービンとガスタービンが軸で直結された一軸型であり，燃料は製鉄所の副生ガスである高炉ガスを使用している。本プラントは前述の1090MWc/cと同型式のガスタービン（タービン入口温度1150℃級）を導入しておりプラント製鉄所副生ガスを燃料としたガスタービンc/cプラントとしては世界最高の送電端熱効率46％（低位発熱量基準）を達成した。プラントの起動は既設CDQボイラからの蒸気を使用して主機である蒸気タービンにより行ない起動のための専用設備をなくし，省スペース化を図っている。定検は年１回実施しており，必要部品を適宜交換することにより，これ迄事故停止はなく現在も順調に稼動中である。

海外に於てもc/cプラントの建設が最近急に増えているが，当社もインド，タイ，インドネシアにc/cプラントを納入している。これらのプラントでは建設工期の短いガスタービンをシンプルサイクルで先ず運開させ，ポトミングプラントができた時点でc/cに移行するケースが多く，最初のシンプルサイクル（S/C）運転のためにガスタービン排気にバイパスタックを設け，ダンパにてc/c，s/c間の切替を可能としている。これらのプラントはまだ長いものでも14000時間程度の運転実績しかないが，ガスタービンの点検は，燃焼器点検，タービン点検，全体点検という区分に分け，それぞれ，ガスタービン起動回数，ピークロード運転時間等を考慮した等価運転時間にて，点検インターバルを規定している。

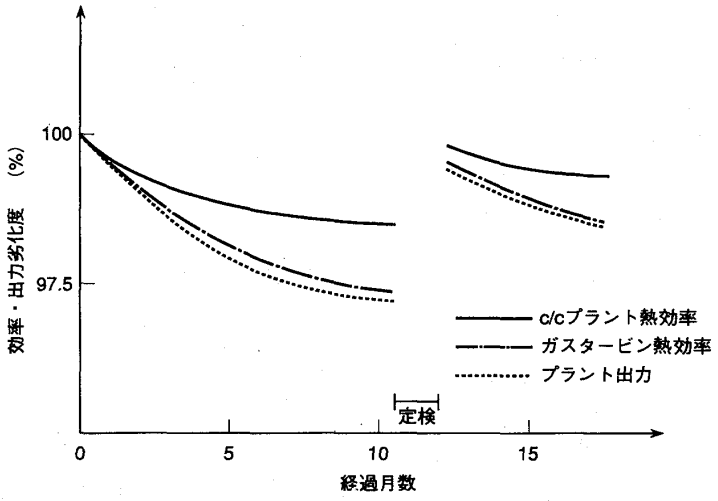
米国では新規原子力発電プラントの建設が中止されている影響で，各州の電力不足は深刻であり，建設期間の短いガスタービンc/cプラントの建設が急激に伸びている。米国のいくつかのc/cプラントに対し，当社はガスタービンエンジンのみ支給しているが，NOxをはじめとする環境に対する規制は厳しく，又，性能保証の他に有効稼働率に対する保証を要求される例も増えており，実績，信頼性が特に要求される。米国内に於てもc/cプラントの信頼性は既にかなり高く評価されている模様である。

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

3．今後の検討課題

(1) c/cプラントの効率劣化

図－1に多軸型c/cプラントに於ける運転時間に対する性能劣化の傾向を示すが，約1年間の運転にて約3％プラント出力が低下し，プラント効率が約1.5％低下した例がある。この性能劣化の評価については各プラントの周囲の環境や吸気フィルタの選定状態によって異るため注意を要するが，劣化の主因は圧縮機の効率および風量低下であることが要素効率の分析により判明している。プラント効率がガスタービンの効率劣化ほど落ちていないのはガスタービンの効率劣化に伴い排ガス温度が上昇し，ボイラにおける蒸気発生量増加の効果があるためであろう。この性能劣化の防止策としてはc/cプラント設置場所の大気状況に応じた吸気フィルタの選定および運用段階における圧縮機洗浄が考えられる。



図－1　多軸型c/cプラントにおける性能劣化

(イ) 吸気フィルタの選定

吸気フィルタの選定にあたっては先ずc/cプラント設置場所の大気状態を知る必要があるが，選定フィルタの取替頻度まで正確に知るためには選定候補フィルタの性能確認試験を長期にわたってc/cプラント設置場所で実施することが必要となる。性能劣化の防止のためには補集効率の高いフィルタが望ましいが大気粉塵の多い雰囲気ではフィルタが詰まり易く，フィルタの多段化，フィルタ面積の拡大が要求される。しかしながら配置上の制限もあるためフィルタの差圧をモニタしながら，定期的にフィルタエレメントを交換して運用していくのが現実的な方法であろう。

(ロ) 圧縮機洗浄

従来より圧縮機の洗浄方法としては次の2種類がある。

乾式洗浄	圧縮機吸気よりナッツシェル，米等の微粒体を投入	負荷運転中の洗浄が可能
湿式洗浄	圧縮機吸気より洗浄水をスプレー	コールドウォッシュ（スピン運転時） ホットウォッシュ（負荷運転時）

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

この中の乾式洗浄についてはタービン空冷翼の冷却穴に詰まり冷却性能を損なう危険性があったため適用にあたっては十分注意を要する。

一方，乾式洗浄についてはガスタービン停止後スピン運転時（定格速度の約20%回転数）に行なうコールドウォッシュおよび負荷運転中に行なうホットウォッシュがあるが，ホットウォッシュにつては圧縮機後方段翼に対しては洗浄効果が低く，小型ガスタービンにおいては，逆にホットウォッシュにより効率が低下した例がある。これはホットウォッシュにより取れた前方段の汚れが後方段に再付着したものと推定される。コールドウォッシュについてはその洗浄効果については実機にて確認されているが，ガスタービンを停止しエンジンが冷えるのを待つ必要があり連続運転機に対しては運用面で大きな制約を受けることになる。

今後の課題としていそがれるのは洗浄効果の高いホットウォッシュの手法の確立である。

(2) ガスタービン高温化に対するプラントの信頼性

現在計画中の大型c/cプラントの多くは，タービン入口温度1350℃級のガスタービンが導入される予定であり，これまでの国内大型c/cプラントの実績タービン入口温度を一挙に200℃近く上回ることになる。これに対し，各高温部品は要素試験，実負荷試験等によりその性能・信頼性は実証されている。

一方，ガスタービンの高温化に伴い，ガスタービンの排気NOx値は一般に増加する傾向にあるがこれに対応するため予混合式燃焼器をさらに改良した低NOx燃焼器を開発し，従来レベルのNOx値よりも低いNOx値を達成することに成功している。

これら新設計部品が実機において，長期の運転実績が出るまでにはまだしばらくの時間を要すが，これは1980年代前半に事業用として初めて大型c/cプラントを導入した時期と似ており，初期運用段階における運転調整と万全なる点検体制によりこれ迄のc/cプラントと同様に高い信頼性を確保できることであろう。

(3) 一軸型c/c，多軸型c/cの選定

わが国のc/c軸型はガスタービンと蒸気タービンが軸で直結された一軸型と別軸となっている多軸型に2分されているがそれぞれ下記の長所短所があり，c/cの運用計画に応じて判定が異るため今後もどちらか一方の型式に限定することは難しいであろう。

(イ) 配置上は一軸c/cの方がシンプルにまとまる。蒸気条件が合えば蒸気タービンにより起動も可能であり，起動装置を省略出来る。但し，蒸気タービン

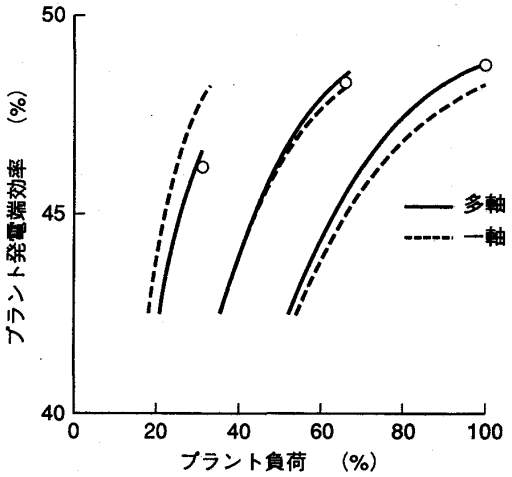
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

の台数が増えるため全体配置スペースはやや一軸型の方が大きくなる。

(ロ) プラント熱効率は高負荷域では多軸c/cの方が高い。

(ハ) 起動時間は多軸c/cの方が，蒸気タービン起動・併入操作時間分だけ一軸c/cより長くなる。

(ニ) 一軸ではガスタービン点検時に，蒸気タービンも停止する必要あるが多軸c/cでは蒸気タービンの連続運転可能



図－2 実運用プラント発電端効率比較
多軸 － 一軸

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

A−11

コンバインドサイクルプラントの特徴と試運転実績

*小松　秀明　（日立　日立工場）
斉藤　　誠　（中国電力）
新屋　健剛　（九州電力）

1．まえがき

近年の電力需要の増大と世界規模での環境問題並びにエネルギー資源の節約の観点から、高効率発電プラントのニーズが高まっている。LNG(液化天然ガス)を燃料としたコンバインドサイクル発電プラントは、熱効率が高いこと、運用性が優れていること、環境汚染が少ないこと等の理由により、今後の国内における電源のにない手として重要な位置を占めるようになってきた。

高効率大容量ガスタービンを用いたコンバインドサイクル発電設備としては、中国電力(株)柳井発電所1-1号系列(350MW)が平成２年11月に、九州電力(株)新大分発電所１号系列(690MW)が平成３年７月に完成し、[1)2)] 現在営業運転に入っており順調な運転を続けている。さらに、柳井発電所1-2号系列(350MW)についても、平成４年12月の営業運転を目指して、現在試運転を実施中である。両プラントとも、特に発電端熱効率は約44%と計画値に対して２%(相対値)以上の高い数値を記録した。

両プラントは、ガスタービンに新しく開発した低NOx燃焼器[3)] を採用し、全負荷に渡ってNOx排出濃度を低減し環境保全を十分に配慮したこと、制御装置には階層分散型ディジタル制御システムを適用したコンバインドサイクル用制御装置を開発し、運用面での改善を図ったこと等多くの特徴を有している。

本報では、特に運用性を重視して計画された両プラントの主な特徴と、これまでの運転実績について報告する。

2．コンバインドサイクル発電プラントの特徴

2．1　プラント概要

両プラントは、1100℃級大容量ガスタービンを有する一軸方式の排熱回収型コンバインドサイクル発電設備であり、１系列は６ユニットから構成される（柳井発電所は1-1系列３ユニットのみ稼働中）。図１に１ユニット当りのシステム構成を示す。また、両プラントの主要設備仕様を表１に、プラント性能計画値を表２に示す。

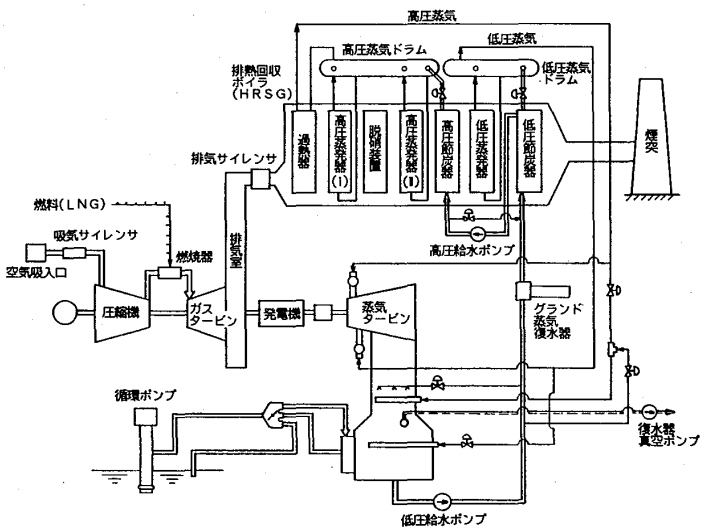


図１　コンバインドサイクル発電設備の構成
（１ユニット当り）

一軸型によるプラント構成では、部分負荷において運転台数の切り替えを行うことにより、プラントの定格負荷と同等の高い熱効率が維持できること、起動停止特性及び負荷変動に対する追従性に優れ、毎日起動停止運用(以下、DSS運用と称す)に適していること、定検軸が他軸の運転に影響しない等の保守性に優れていることなどの特徴があげられる。

プラントの配置はCADシステムで設計し、プラントの運転と保守を便利にするために、コン

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

パクトで経済的な合理的配置の２階建て方式とした。また、隣接するユニットが運転中でも、分解点検ができるスペースを確保している。以下に、コンバインドサイクル発電プラントの主要機器の概要について述べる。

表１　一軸型コンバインドサイクル発電プラントの主要設備仕様

プラント名	柳井発電所１－１号系列	新大分発電所１号系列
コンバインド発電プラント		
プラント型式	一軸型排熱回収方式	一軸型排熱回収方式
出力	350MW (125MW×3軸、気温5℃)	690MW (115MW×6軸、気温7℃)
使用燃料	ＬＮＧ	ＬＮＧ
ガスタービン		
型式	開放サイクル一軸型	開放サイクル一軸型
出力	82.8MW×3台(気温5℃)	76.3MW×6台(気温7℃)
タービン入口温度	1104℃	1085℃
圧縮比	11.5	11.5
燃焼器	マルチノズル型(10缶×3台)	マルチノズル型(10缶×6台)
排熱回収ボイラ		
型式	排熱回収自然循環型	排熱回収自然循環型
蒸発量	高圧130.4t/h 低圧28.4t/h	高圧120.2t/h 低圧27.0t/h
排煙脱硝装置		
型式	乾式アンモニア接触還元法	乾式アンモニア接触還元法
出口 NOx濃度	12.5ppm($O_2$16%換算値)	12.5ppm($O_2$16%換算値)
蒸気タービン		
型式	非再熱混圧型	非再熱混圧型
出力	42.2MW×3台(気温5℃)	38.7MW×6台(気温7℃)
入口圧力	高圧5.6MPa 低圧0.5MPa	高圧5.6MPa 低圧0.5MPa
入口温度	高圧481℃　低圧162℃	高圧477℃　低圧159℃
発電機		
型式	横置円筒回転界磁型	横置円筒回転界磁型
容量	139MVA×3台(力率0.9)	128MVA×6台(力率0.9)

表２　プラント性能(計画値)

プラント		柳井発電所１－１号系列		新大分発電所１号系列		備考
大気温度		5℃	20℃	7℃	15℃	
出力(１軸当り)	kW	125,000	116,760	115,000	111,440	
ガスタービン出力	kW	82,780	75,560	76,300	73,040	
蒸気タービン出力	kW	42,220	41,200	38,700	38,400	
プラント効率(HHV)	%	42.96	43.32	42.70	43.04	
高圧蒸気流量	kg/hr	130,400	127,000	120,200	118,500	ＳＴ入口
高圧蒸気圧力	ata	75.9	56.6	57.7	57.0	ＳＴ入口
高圧蒸気温度	℃	481	487	477	486	ＳＴ入口
低圧蒸気流量	kg/hr	28,400	26,400	27,000	26,000	ＳＴ入口
低圧蒸気圧力	ata	6.6	6.4	6.1	6.0	ＳＴ入口
低圧蒸気温度	℃	161.8	160.6	158.7	158.1	飽和
ＧＴ入口ガス温度	℃	1,104	1,104	1,085	1,085	
ＧＴ出口ガス温度	℃	536	544	529	533	
HRSG出口ガス温度	℃	112	109	112	110	
NOx(Vol Dry)						
ガスタービン出口	ppm	≦62.5	≦62.5	≦62.5	≦62.5	
脱硝装置出口	ppm	≦12.5	≦12.5	≦12.5	≦12.5	
NOx排出量(6軸当り)	Nm^3/hr	≦80	≦80	≦77	≦77	
脱硝効率	%	80	80	80	80	
復水器真空度	mmHg	722	722	722	722	
冷却水流量	$\times10^3$ m^3/hr	79.2	79.2	75.8	75.8	

２．２　ガスタービン

ガスタービンには、環境保全対策から新しく開発した乾式の低NOx燃焼器を採用し、全負荷帯においてガスタービン出口のNOx濃度を16%O_2ベースで62.5ppm以下とした。

この低NOx燃焼器は、図２に示すように２段燃焼のマルチノズル方式を用いており、１台のガスタービンに10個の燃焼器を有している。第１段は、16個の燃料ノズル(F1)により燃焼の安定な拡散燃焼方式とし、副室内の１次燃焼域で安定な燃焼炎を保持する機能を持っている。第２段目にNOx低減効果の大きい予混合方式を採用し、各々の燃焼器に設けた32個の燃料ノズル(F2)とス

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

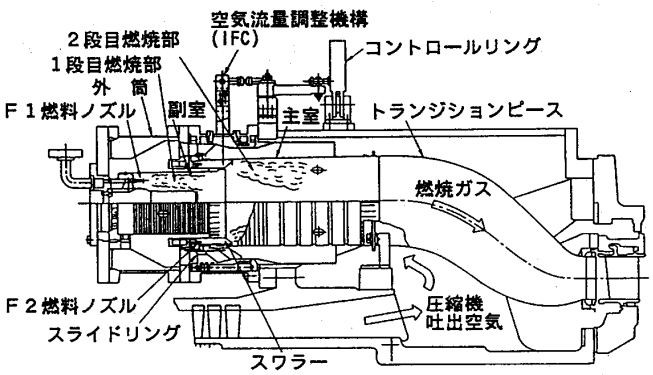


図２　低ＮＯ×燃焼器

ワラーにより、燃料と空気を予混合させ、主室内の２次燃焼域でNOx発生の少ない予混合燃焼が行われる。ガスタービンの負荷に応じて燃料と空気の比率を最適にするため、スワラーへの空気取入口の開度をInternal Flow Controller(IFC)のスライドリングにより変えることによって、スワラーに入る空気量を調整している。

２．３　排熱回収ボイラ（Heat Recovery Steam Generator、HRSG）

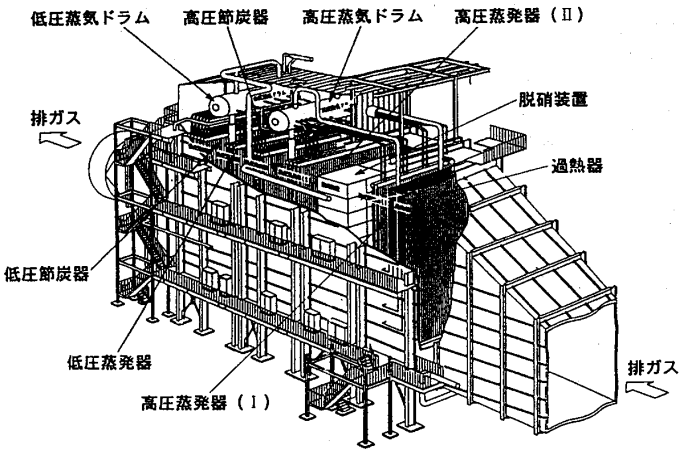


図３　排熱回収ボイラ

図３にHRSGの構成を示す。HRSGは２重圧方式を採用することにより、ガスタービンの排気ガスの低温域での熱回収を良くし、HRSG出口で排ガス温度が110℃になるまで有効に熱回収を行っている。また、HRSGの製作には大型モジュール工法を採用し、現地での溶接作業と輸送部品数の低減、工場からの発送管理の簡素化により、据付工期の短縮と工事の合理化を図るともに、HRSGの信頼性を向上させることができた。

２．４　排煙脱硝装置

排ガス中のNOxを除去し環境を保全するため、HRSGに効率80％の脱硝装置を設けることにより、煙突入口の排ガス中のNOx濃度を16％O_2ベースで12.5ppm以下を達成した。脱硝装置には板状触媒を使用し、排ガス温度が触媒の反応温度に適した350℃近傍となるHRSGの高圧蒸発器を分割して、その中間に設置している（図３参照）。

２．５　制御システム

本コンバインドサイクルプラントは、１グループが６ユニットで構成されていることから、構成機器が非常に多く、通常の運転操作システムでは操作が複雑となり、運転員の負担が大きくなる。そこで、プラント制御システムとして、コンバインドサイクル発電システム用に新しく開発した「階層分散型制御システム」を採用した。このシステムは、制御コンピュータとコントローラを統合したディジタル制御システムであるHIACS-3000システムを用いて、プラントレベル、グループレベル、ユニットレベルの各階層に分割して構築されている。図４に本制御システムの構成を示す。運転と監視は、すべて中央制御室のオペレータコンソールからCRTオペレーションで行われ、個々の弁やアクチュエータ等の操作はユニットコントロールパネルからのCRTオペレー

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

ションによって行われる。本プラントは全自動運転が可能で、中央給電指令所からの指令によって決定された各ユニットの運転スケジュールに従って、各ユニットの起動停止並びに指示された負荷での自動運転が行われる。

また、マン-マシンインターフェイスの向上のための最新の装置として、柳井発電所には110インチスクリーンを用いた高精細プロジェクターを採用した。

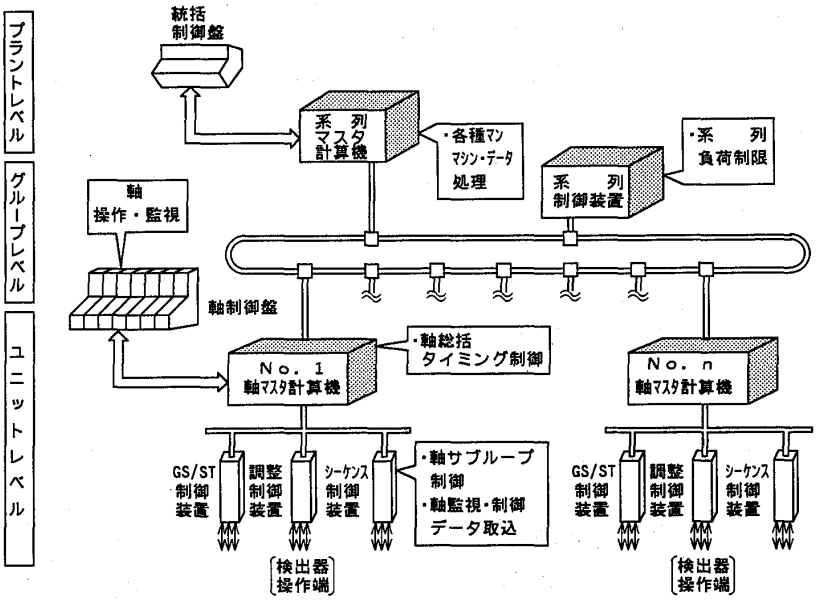


図4　制御系の構成

3．運転実績

3．1　発電端効率

1100℃級ガスタービンを採用した一軸型のコンバインドサイクル発電プラントは、プラントの定格負荷で約43%の計画熱効率を有している。計画熱効率に対する新大分発電所1号系列の熱効率試験結果を図5に示す。試験結果は定格負荷で約44%と、計画熱効率に対し約2%(相対値)以上高い熱効率が得られ、部分負荷も含めて良好な結果となっている。なお、この熱効率は商用運転開始から1年後に実施した定検後の性能試験（平成3年11月～平成4年7月）に基づくものである。柳井発電所1－1号系列についても熱効率は、定格負荷で約44%とほぼ同等の結果が得られている。

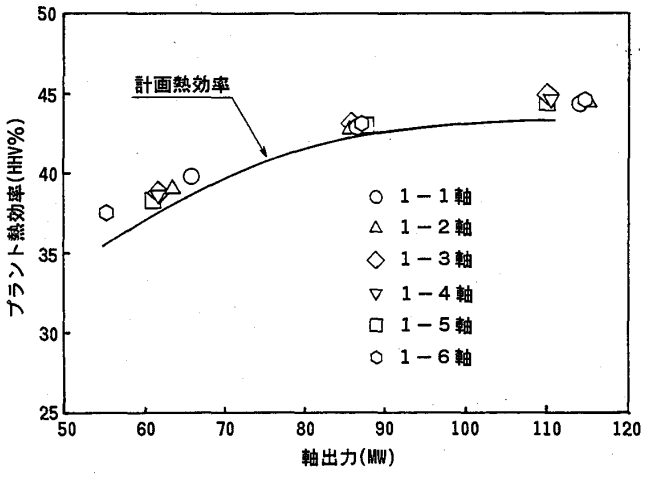


図5　熱効率実績（新大分発電所1号系列）

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

３．２　起動時間特性

起動時間の短縮は、DSS運用を主体とするコンバインドサイクル発電プラントにとって重要な課題であり、蒸気タービンやHRSGの熱応力をそれぞれの制限値以下に抑えた上で、出来るだけ短時間に起動する必要がある。柳井発電所1-1号系列の８時間停止後の起動時間特性(ホットスタート)を図６に示す。ガスタービン起動から定格負荷までの計画所要時間50分に対し、実績は48分であった。

新大分発電所１号系列の起動時間実績についても、ほぼ同等の結果を得ており、計画値を満足するものであった。

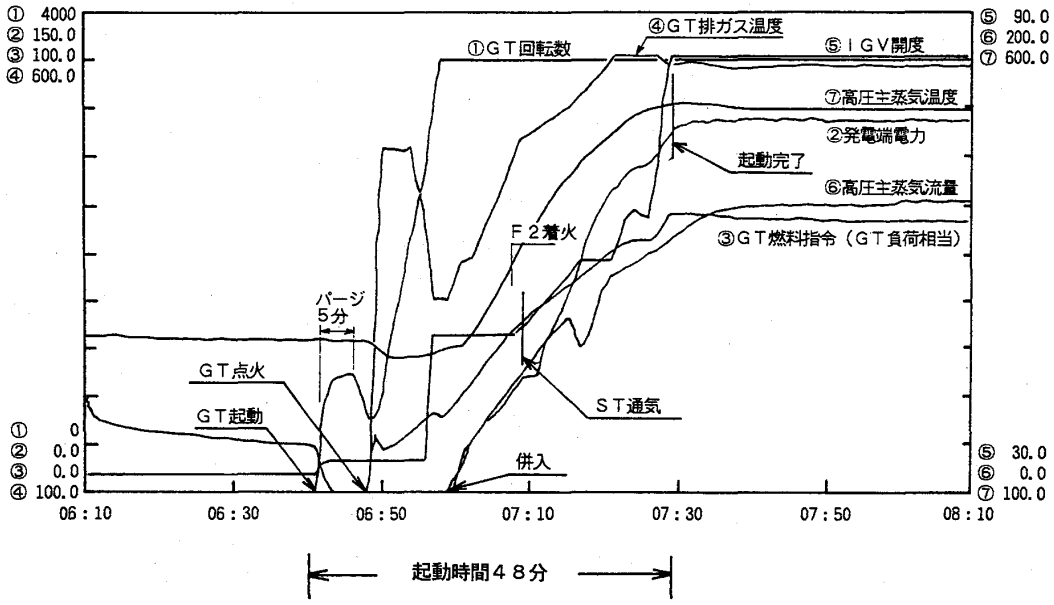


図６　起動時間特性（柳井発電所１－１号系列）

３．３　負荷変化特性

コンバインドサイクル発電プラントは、ガスタービンの負荷変化特性が良く、蒸気サイクル構成がシンプルであることから、各ユニットの負荷変化率をコンベンショナル火力に比べて高くとることが可能である。ユニットの負荷を変化させるとき、ガスタービンでは大きな負荷変化率で直ちに目標の負荷に変更することができる。一方、蒸気タービンでは、ガスタービンの排ガスからの熱回収により蒸気を発生するHRSGの応答の遅れから、負荷変化に遅れが生じる。このため、ガスタービンと蒸気タービンを合わせたユニットの負荷変化率にも遅れが生ずることになる。この遅れをなくすため、実際にガスタービンが必要とする負荷よりも大きい負荷増または負荷減の先行信号をガスタービンに与え、蒸気タービン負荷が必要負荷近くに至ったところで、ガスタービン負荷を必要負荷に戻す先行制御方式を採用した。柳井発電所1-1号系列の試験結果を図７及び表３に示す。本プラントの負荷変化率計画値である5%/minを満足するためには、ガスタービンを8.3%/minで負荷変化させる必要があるが、試験によりプラントの負荷変化率5%/minを問題

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

表３　負荷変化試験結果
（柳井発電所１－１号系列）

項　目	試　験　結　果
負荷変化幅	114MW～40MW～100MW （100%　～35%　～ 88%）
軸負荷変化率	５％／分
ＧＴ負荷変化率	８．３％／分
高圧ドラムレベル	NWL+ 7～-14mm、+17～-28mm
低圧ドラムレベル	NWL-10～-24mm、+ 4～-21mm

なく達成できることを確認した。また、高圧及び低圧ドラムレベルの変動についても、それぞれ＋17～－28mm、＋４～－21mm（40～100MW負荷上昇時）と小さく、ドラムレベル制御上問題のないことを確認した。

さらに、ユニット負荷変化率の目標値である6%/minを達成するため、ガスタービンを負荷変化率10%/minで運転し、蒸気タービンの熱応力等問題なく運転できることを確認した。

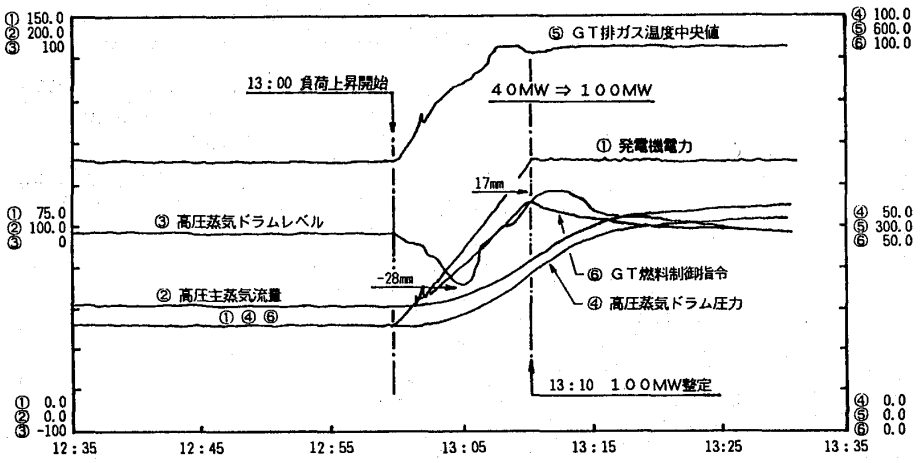


図７　負荷変化試験結果
（柳井発電所１－１号系列）

３．４　NOx特性

NOxの排出濃度特性については、ガスタービンの低NOx燃焼器及びHRSGに組み込まれた脱硝装置とも計画どおりの性能を得た。試運転では、排ガス中のNOx濃度を測定し、煙突入口のNOx濃度で9～11ppm（16%O₂換算）であり、計画値の12.5ppm以下を十分満足する結果となっている。

３．５　系列総合試験

新大分発電所１号系列では、６ユニットを組み合わせた系列総合試験として、順次起動試験、同時起動試験、FCB試験、LNG基地ランバック試験等種々の試験を実施した。ここでは、６軸順次起動試験及び４軸同時起動試験について述べる。

(1)　６軸順次起動試験

各軸とも起動モードは８時間停止後のホットスタートモードであり、復水器真空保持状態から試験を開始した。図８に試験結果を示す。各軸の起動間隔は６分とし、1-1軸から順に起動した。系列として起動が完了するまでに要した時間は78分であり、計画値の90分を十分満足した。

また、系列Nox排出量は45Nm³/hであり、計画値の77Nm³/hを満足した。

(2)　４軸同時起動試験

試験軸は1-1、1-2、1-4、1-6軸の４軸であり、その他の軸は負荷運転中である。試験時の各軸の起動モードは、1-1軸がウォームモード、1-2、1-4、1-6の各軸はホットスタートモードであり、各軸とも復水器真空保持状態から試験を実施した。試験結果を図９に示す。起動時の系列NOx排出量は34Nm³/hであり、計画値である77Nm³/hを満足した。

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

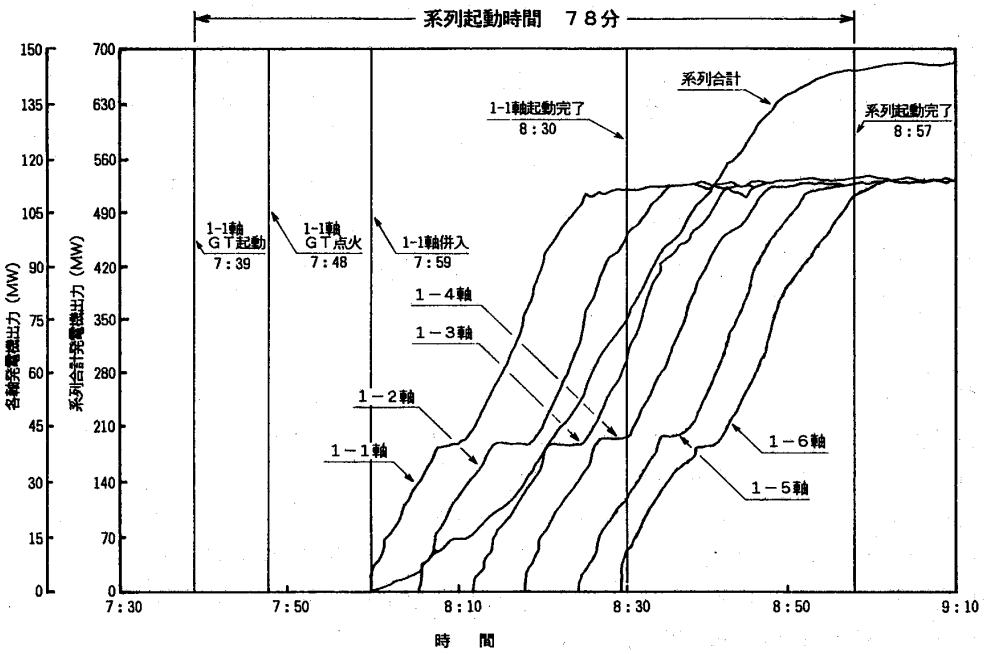


図８　６軸順次起動試験結果（新大分発電所１号系列）

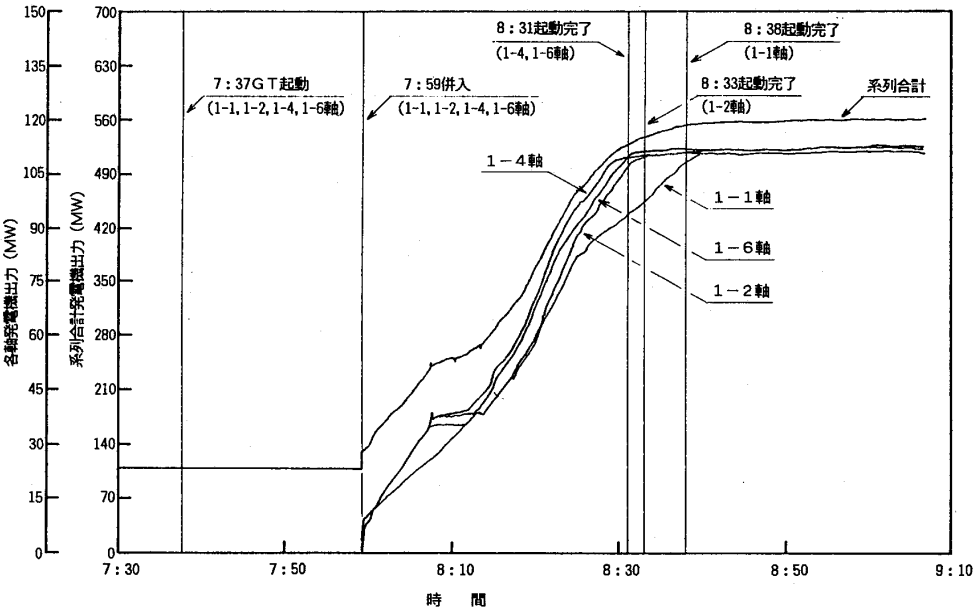


図９　４軸同時起動試験結果（新大分発電所１号系列）

４．あとがき

コンバインドサイクル発電プラントは、クリーンな燃料であるLNGを主燃料とすること、またその高い熱効率及び優れた運用性等の理由により、需要が急速に高まっている。本報告で紹介した中国電力(株)柳井発電所1-1号系列及び九州電力(株)新大分発電所１号系列の各コンバインドサイクル発電設備は、新しく開発した乾式２段燃焼型低NOx燃焼器、HRSGに組み込んだ排煙脱硝装置、及びコンバインドサイクル用階層分離型全ディジタル制御装置の採用に加えて、多くの運転面での改善により、高効率でクリーンな運転しやすいコンバインドサイクルプラントとすることができた。

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

両プラントとも計画性能と予想運転特性を十分満足することができ、柳井発電所1-1号系列は1990年11月に、新大分発電所１号系列は1991年７月に全ユニットが商用運転に入り、現在まで順調に運転されている。また、柳井発電所1-2号系列は1992年12月の商用運転を目指して、現在試運転を実施中である。

今後は、更に多くのコンバインドサイクルプラントが建設されると予想されており、これまでに蓄積した実プラントでの豊富な経験をもとに、環境保全を考慮し、更に高効率で運用性に優れたプラントとするため、高温ガスタービン、再熱サイクルの採用等社会のニーズに応えたプラントの実現が必要である。

参考文献

1) Shirakura, S.,et al, "Construction of A 700MW Combined Cycle Plant for Yanai Power Station No.1", ASME Paper No.90-GT-371(1990).

2) Katayama, S.,et al, "Construction of A 690MW Combined Cycle Power Generating Plant for Shin-Oita Station No.1 Group", ASME Book No.100302(1990).

3) Kuroda, M.,et al, "Development of Dry Two-Stage Low-NOx Combustor for a Gas Turbine", ASME Paper No.87-GT-64(1987).

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

A−12

二酸化炭素回収型 高効率コンバインドサイクルの研究

＊高谷　拓也　（徳島大学大学院）
竹矢　一雄　（徳島大学）

1．緒言

大気中の炭酸ガス濃度の増加による地球温暖化に対するさまざまな対策案が考えられているが、炭素を含む化石燃料を使用する熱機関において、炭酸ガスの生成は避けられない現象である。そこで、酸化剤として純酸素、また燃料として天然ガスを用いることにより燃焼生成物を炭酸ガスと水蒸気のみにすることができるので、作動流体に炭酸ガスと水蒸気を用いた内部燃焼を伴うセミクローズド・サイクルのシステムを考えてみた。このシステムでは、排気ガス中の水蒸気を冷却して復水することで、炭酸ガスの回収を容易に行うことができる。また、副次的ではあるが燃焼雰囲気に窒素を含まないため窒素酸化物が全く生成されないという利点も持っている。

本サイクルは、基本的なシステムとしてトッピングサイクルに単純ガスタービンサイクル、ボトミングサイクルに排熱回収ボイラー・蒸気タービンを用いた複合サイクルを考えている。また、蒸気タービンを抽気復水式、あるいは背圧タービンとし、蒸気の一部または全量を燃焼器に注入させるＳＴＩＧ方式と圧縮機入口の圧力を上げることによりシステム全体の圧力レベルを高くした場合について、現在の最新鋭の複合サイクル発電システムとの性能比較及びコスト評価を行いこのシステムの可能性の検討を試みた。

2．サイクルの概要説明

本システムの基本的なサイクル構成を図１に示す。通常のオープンサイクル・ガスタービンを使用した複合サイクルとの相違は、ガスタービン部がセミクローズド・サイクルになっている点である。クローズド・サイクルに近いが、内部燃焼式の燃焼器を持っているので燃焼生成ガスは、タービン主流に混合される。主流ガスも燃焼生成ガスもともに成分は、炭酸ガスと水蒸気の混合ガスであり、冷却して水分を分離するだけで、燃焼時に新たに生成された炭酸ガスを確実に分離捕捉することができる。

作動流体の主成分である水蒸気と炭酸ガスの混合比Ｘをモル比によって次のように表す。

$$X = [H_2O]\ \mathrm{mol} / [CO_2]\ \mathrm{mol}$$

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

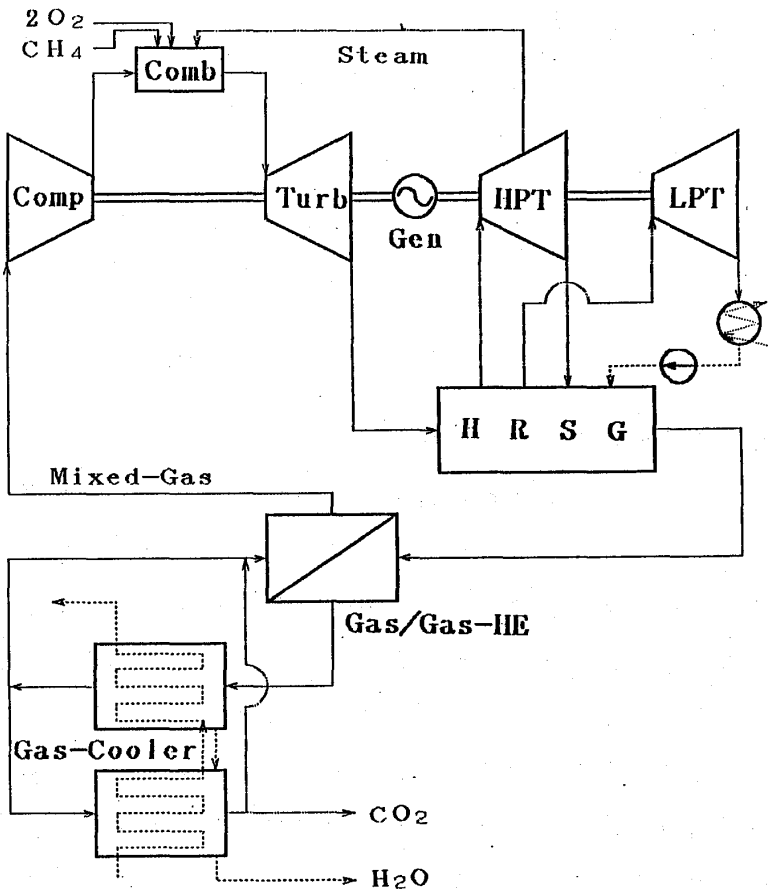


図１　ＣＯ2／Ｈ2Ｏセミクローズド・サイクル系統線図

この混合比Ｘの値は、ＨＲＳＧ下流に設置されるガス冷却器出口温度を一定に制御することで、選択された値を保持することが可能であり、必要に応じてガス冷却器出口温度制御を混合比Ｘの調整に利用することで、部分負荷性能の改善の可能性も有している。

ガスタービンとしては、現用の最新鋭機と同等の性能レベルを採用する。また、このサイクルでは、蒸気タービンを抽気式または背圧タービンとして燃焼器へ蒸気を注入するＳＴＩＧ方式と圧縮機入口の圧力を調節してシステム全体の圧力レベルを高くしたシステムを考えている。

このサイクル計算における設定条件を下記に示す。

タービン入口温度	１３５０℃
同上等価サイクル温度	１１５０℃
圧縮機　ポリトロピック効率	０．９２
タービン断熱効率	０．９１
燃焼器　圧力損失	０．０３
ＨＲＳＧ圧力損失	０．０４

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

蒸気条件	高圧系	８０ａｔａ×５３８℃
	低圧系	６ａｔａ×２８０℃
圧縮機入口条件	相対湿度	９０％
ＨＲＳＧ排気温度		（圧縮機入口温度）＋２０℃

３．複合サイクルの性能評価

ガスタービン単体及び複合サイクルのサイクル計算による結果（比出力）を、次のような条件によって整理を行った。

（ａ）　圧縮機　入口重量流量　基準

（ｂ）　圧縮機　入口容積流量　基準

（ｃ）　圧縮機　入口マッハ数　基準

（ｄ）　タービン排気容積流量　基準

（ｅ）　タービン排気マッハ数　基準

（ａ）の条件で整理した結果を図２に示す。この結果にみられるように圧力比は高いほど、また混合比Ｘが大きくなり水蒸気の割合が大きいほど比出力が増加していることが分かる。複合サイクルにおいてもこの傾向に変わりはない。圧力レベルの変化に対しては、その増加に対して比出力が減少する傾向を示す。また、注入蒸気量の変化に対しては、その増加にともない比出力が増加する傾向にある。しかし、水蒸気量の増加は、水蒸気の比重が小さいために容積流量の増加を意味し、より大きな圧縮機及びタービンが必要とされる。そこで、機械の物理的寸法を固定する場合には、容積流量基準で考える方が合理的である。

（ｂ），（ｃ）の条件で整理した結果を図３に示す。ここでは、（ａ）とは反対に混合比Ｘの減少すなわち水蒸気分の減少にともない比出力が増加する傾向がみられる。これは、作動ガスの組成の変化による比重の増加が比出力に影響しているためである。注入蒸気量の変化に対しては、この結果においてもその増加にともない比出力が増加している。しかし、圧力レベルの変化に対しては、（ａ）の条件により整理したものと異なり、その上昇に比例して作動ガスの重量が増加するために著しい出力増加がみられる。

つぎに、（ｄ），（ｅ）の条件で整理した結果を図４に示す。この結果から混合比Ｘ、また圧力レベルによる比出力の増加幅は小さくなっているがその傾向は図３に示されている結果と同様である。この結果で注目されるのは、注入蒸気量の比出力に与える変化である。燃焼器へ蒸気を注入するＳＴＩＧ方式が、通常のオープン・サイク

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

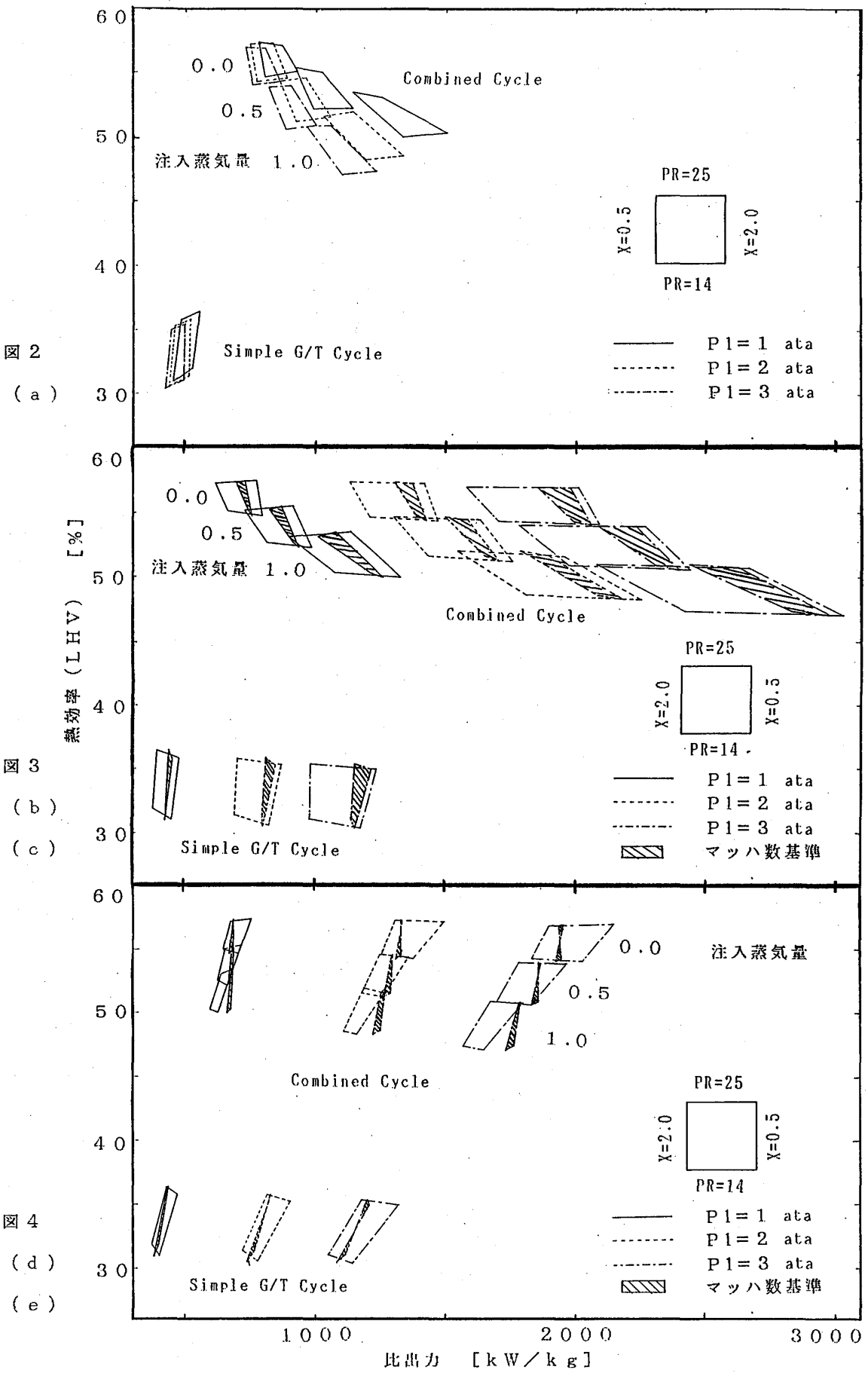


図２～４　熱効率と比出力の関係　（a～e）

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

ル・ガスタービンにおいては、効率の若干の低下を伴うが大幅な出力増加が得られる優位性をもっているの対して本サイクルではこの結果から分かるようにその優位性がみられず、注入蒸気量の増加に対して比出力・熱効率が減少する傾向を示す。そのために、蒸気注入のＳＴＩＧ方式にするよりも複合サイクルのほうが効果的であることがわかる。流体力学的な相似性を考えたマッハ数基準による整理では、混合比Ｘに対する変化はわずかになり、圧力レベルの変化に対しては、（ｄ）の場合と同様である。また、注入蒸気量の変化に対しては、（ｄ）と同じようにその増加につれて比出力が減少するが、水蒸気の割合の増加にともない音速が速くなり、容積流量基準のものより作動流体の速度を速くすることができるためにその減少幅は小さくなっている。

４．圧力レベルの変化による翼強度と経済性評価

圧力レベルの変化によって構成部品にさまざまな影響が考えられるが、ここでは、タービン及び圧縮機の翼の強度に対しての影響を重点的に考慮することにする。

圧力レベルが高くなるにつれてガス力が大きくなり、翼にかかる曲げ応力とそれに比例する振動応力が大きくなる。この応力の増大に対し、翼の流体力学的特性を同一に保つため、幾何学的な形状は相似とし、翼弦長のみを大きくとること、すなわちアスペクト比を小さくすることで対処することにする。したがって、平均直径、翼高さ、翼の周速はすべて同一となる。

コスト評価の手順

基準点：圧力比２０　混合比１．０　圧縮機入口圧力１．０

ガスタービンの無次元本体コストαは、

$$\text{Aspect Ratio} \propto (\text{Pressure Level})^{-0.5}$$

$$\text{Weight} \propto (\text{Aspect Ratio})^{-1}$$

$$\text{Power} \propto (\text{Pressure Level})$$

$$\therefore \ \text{Cost G/T} \propto (\text{Weight})^{0.8} / (\text{Power})$$

$$\therefore \ \alpha = (\text{Cost G/T}) / (\text{Cost G/T})_o$$

コストの配分を次のように設定する。

	Ｇ／Ｔ単体	複合サイクル
Ｇ／Ｔ　本体コスト 周辺設備	０．６×α ０．４	０．６×α ０．４
ＨＲＳＧ・Ｓ／Ｔ	－	２．０
Total Cost (C)	０．６×α＋０．４	０．６×α＋２．４

これより、流動コスト／固定コスト＝３／１として、無次元発電コストは

$$\therefore \ \text{Cost}^* = \{3 / (\eta / \eta_o) + (C / C_o)\} / 4$$

表１　コスト評価の手順

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

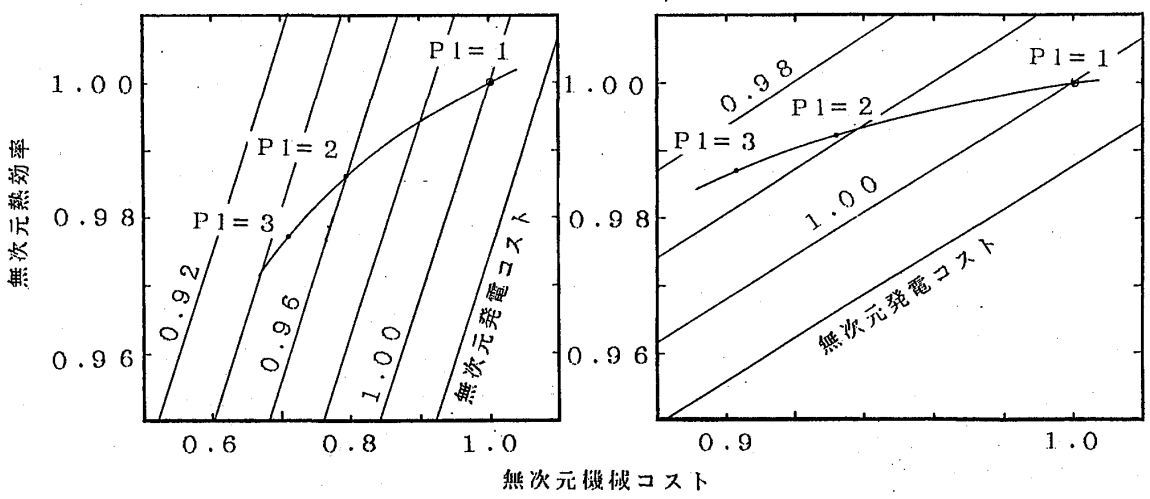


図５　無次元発電コストによる経済性の評価

〔ガスタービン単体（左）と複合サイクル（右）〕

圧力レベルの上昇とともに翼弦長が増加するので、機械の全長もほぼそれに比例して大きくなり、結果的に機械の重量が増加し、コストは増大するが、圧力レベルの上昇は、それにほぼ比例して大幅な出力の増加が得られるので、ｋＷ単価はかなり低減する。反面、圧力レベルの上昇は、圧縮機入口温度の上昇を伴い、その結果カルノー効率が低下することからも熱効率の若干の低下は避け難い。そのため、比出力と固定コスト、熱効率と流動コストの相関を考え、それらをまとめた発電コストによって経済性の評価を行う必要があり、表１にコスト評価の手順を示す。その結果をガスタービン単体と複合サイクル（注入蒸気量が０のとき）において圧縮機入口圧力１．０のときを基準にして無次元化した発電コストを図５に示す。この結果からみられるように、圧力レベルの上昇は、経済性をよくする方向に働いていることが分かる。ガスタービン単体では、圧力レベルが２倍になると発電コストは約４％、３倍になると約５．５％減少する。複合サイクルでは、圧力レベルを２倍にすると発電コストは、約１％減少し、３倍にすると約１．５％減少する。複合サイクルにおいては、ボトミングサイクル側のＨＲＳＧ・蒸気タービンのコストは圧力レベルの変化に影響を受けることがないので、サイクル全体としては発電コストの減少幅がガスタービン単体よりも小さく抑えられている。

これまでの結果をもとに現用の６０Ｈｚ地域用のユニット型複合サイクル発電と本システムの性能比較を図６に示す。ＬＮＧを使用する複合サイクル発電において、１１００～１１５０℃級では、出力１２５～１４５ＭＷ，熱効率（ＬＨＶ）４７～４８％であり、１３００～１３５０℃級では、出力２２０～２３０ＭＷ，熱効率（ＬＨＶ）５２．５～５３％を示すのに対して、本システムを用いると圧縮機入口圧力を

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

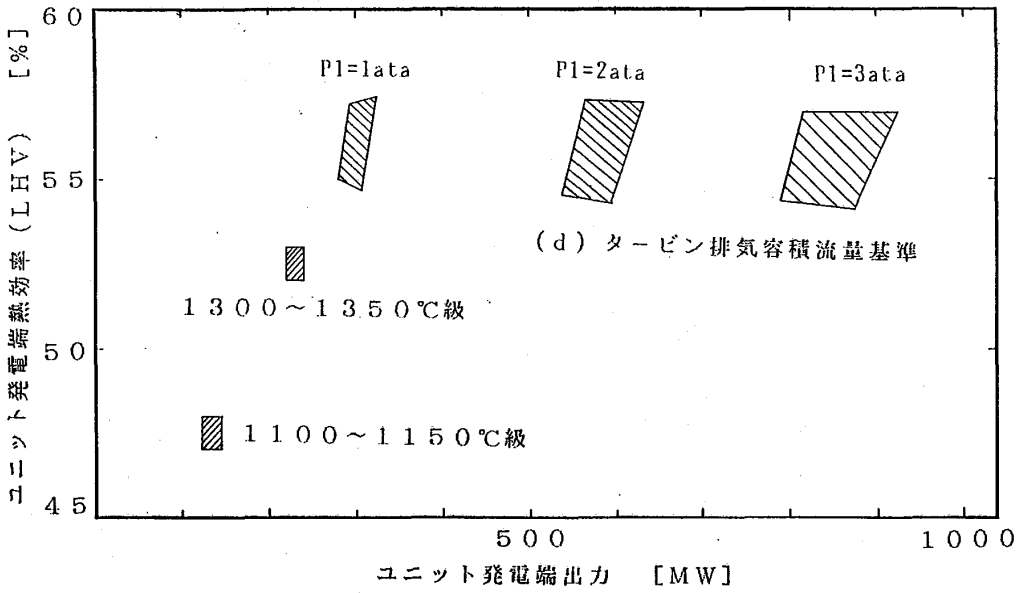


図６　大型複合サイクル発電ユニット　性能比較

３倍にすると、圧力比とＣＯ2／Ｈ2Ｏの混合比によって出力８００～９００ＭＷ，熱効率（ＬＨＶ）５４～５７％を示し、大幅な出力と熱効率の増加が得られる。

５．結言

炭酸ガスと水蒸気の混合ガスを作動流体とし、内部燃焼をもつセミクローズド・サイクルの性能を蒸気注入、圧力レベルの変化による影響を含めて検討した。

蒸気注入は、タービン部の物理的寸法が固定されている場合には、容積の増加を伴うために効果が得られず、複合サイクルの方が性能が良いことが分かった。また、圧力レベルを高くすることは、翼強度を上げるなどの変更が必要になるが、経済性を評価した結果から有益であることがわかった。

これからの地球の環境問題を考えた場合に炭酸ガスの経済的な分離が必要となる可能性が大きく、発電性能を犠牲にせず、分離する方法として、有効な一手段と考える。

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

B−1

断面変形を伴って振動する三次元翼列翼に働く非定常空気力（理論）

*小 林 孝 雄　（東　芝）
高 田 浩 之　（東海大学）

1．まえがき

軸流圧縮機や軸流タービンの三次元翼列翼が流体中で振動するとき，翼に働く非定常空気力の特性あるいはそのフラッタ特性を調べる上で，定常流れ場の三次元性，翼列配置や振動モードの三次元性などの効果は重大である．また，翼列翼が三次元的に振動するとき，その振動は同時に翼断面の変形を伴っているのが普通であり，我々は既に二次元解析によって，その断面変形成分がフラッタ特性の決定に重要な役割を果たしていることを明らかにした[1]．しかしながら，一般にフラッタ研究において，実際に流れ場の三次元性や翼の三次元振動モードを考慮した例は僅かである[2],[3]．

本研究は，任意の翼断面形状をもち，任意の翼列配置を有する三次元の環状動翼列が一様流中で固有振動モードで微少振動する場合に，それに働く非定常空気力の特性を明らかにしようとするもので，本報告では主にその解析方法，境界条件等について述べる．ただし，流れは非粘性，非圧縮，渦なしとし，速度ポテンシャルを導入する．数値計算においては，翼の振動に伴って微少変動（調和振動）する移動格子系を用い，既報[4]において明確となった，計算精度上の困難の原因である定常速度ポテンシャルの二階微分を回避し，非定常計算の精度向上を図った．

2．移動格子系における支配方程式

対象翼列としては、角速度Ωで回転する環状動翼列を考え（図１），その翼列翼は根元固定の振動解析によって得られる振動モードに従って，断面変形を伴う微小な振幅の調和振動（角振動数ω）を行うものとする．絶対流れを非圧縮ポテンシャル流れとすれば，翼と共に角速度Ωで回転する相対座標系（x, y, z）における支配方程式は，速度ポテンシャルをϕとするとき，ラプラスの方程式 $\nabla^2_{xyz}\phi=0$ である．絶対速度$\boldsymbol{v}$ と相対速度$\boldsymbol{w}$ との関係は次の通りである．

$$\boldsymbol{v}=\boldsymbol{w}+\boldsymbol{\Omega}\times\boldsymbol{r}=\boldsymbol{w}+\boldsymbol{u}=\nabla\phi \qquad (1)$$

ここで，$\boldsymbol{r}$ は位置ベクトル，$\boldsymbol{u}$ は周速である．

空間を格子に分割し，その格子も翼の振動に伴って，微小な振幅の調和振動を行うものとする．一方，各格子点と共に移動する座標系（X, Y, Z）を考え，それを計算空間とする．計算空間上の各格子点座標を物理空間（相対座標系）における振動の平均位置座標と一致させると，（x, y, z）座標と（X, Y, Z）座標の関係は，

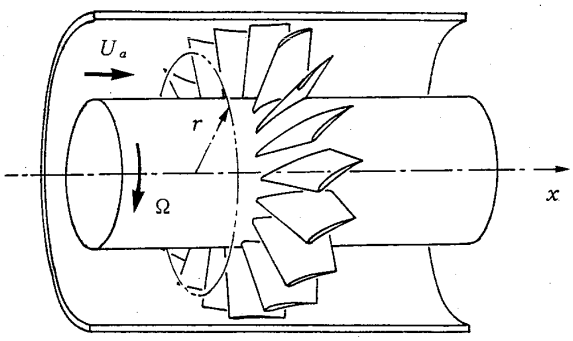


図１　解析対象

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

格子点の振動振幅の各方向成分を$\zeta_X, \zeta_Y, \zeta_Z$ として，

$$x=X+\zeta_X e^{i\omega t}, \quad y=Y+\zeta_Y e^{i\omega t}, \quad z=Z+\zeta_Z e^{i\omega t} \tag{2}$$

となる．物理空間と計算空間のそれぞれにおける物理量の微分を関係ずけるヤコビアンマトリックス$[J]$は，式（2）を用いると共に２次の微小量を省略することにより次のように表される．

$$[J]=[E]-[\zeta_{j,i}] \tag{3}$$

ここで，$[E]$は単位マトリックス，$\zeta_{j,i}$はマトリックスi 行j 列要素を表すと共に，i, j は座標成分を表し，$(X_1, X_2, X_3)=(X, Y, Z)$，$(\ )_{,i}=\partial(\ )/\partial X_i$ とする．

各格子点の振動振幅ζ_i は，

$$\nabla^2\zeta_i=0 \qquad (i=1,2,3) \tag{4}$$

を満たすようにとるものとすれば，式(3)を用いて変換することにより，計算空間における速度ポテンシャルϕの支配方程式は総和規約（Einsteinの規約）を用いて次のように書ける．

$$\nabla^2\phi-2(\phi_{,j}\zeta_{j,i})_{,i}=0 \qquad (i, j=1,2,3) \tag{5}$$

ここで，速度ポテンシャルϕを定常成分$\overline{\phi}$ と微小な非定常成分$\phi' e^{i\omega t}$ の和と考えると，$\overline{\phi}$ ，ϕ' の支配方程式はそれぞれ，二次の微小量を省略して，

$$\nabla^2\overline{\phi}=0 \tag{6}$$

$$\nabla^2\phi'=2(\overline{\phi}_{,j}\zeta_{j,i})_{,i} \tag{7}$$

となる．さらに，非定常成分の式(7)の絶対速度$\overline{\phi}_{,j}$ を相対速度$\overline{w}_j$ を用いて式(1)で表すと式(7)は，

$$\nabla^2\phi'''=2(\overline{w}_j\zeta_{j,i})_{,i} \tag{8}$$

となる．なお，ここでは新たに$\phi'''=\phi'-\zeta_i\overline{u}_i$と置いた．$\overline{u}_i$ は周速である．ϕ' と区別するためϕ''' を拡張ポテンシャルと呼ぶこととする

運動方程式から得られる，回転座標系からみたベルヌーイの式を計算空間に変換し，諸量を定常成分と非定常成分の和と考え，二次の微小量を省略すると，定常および非定常のベルヌーイの式は，それぞれ，

$$\overline{p}/\rho+\overline{\phi}^2_{,i}/2-\overline{\phi}_{,i}\overline{u}_i=\mathrm{const.} \tag{9}$$

$$p'/\rho+i\omega(\phi'''-\overline{w}_i\zeta_i)+\overline{w}_i(\phi'''_{,i}-\overline{w}_j\zeta_{j,i})-u'_i(2\overline{w}_i+\overline{u}_i)=0 \tag{10}$$

となる．ここで，ρは密度，$\overline{p}$ は定常圧力，p' は非定常圧力である．また，u'_i は周速の微小変動分であり，格子が微小振動することによって生ずる，振動の平均位置の周速$\overline{u}_i$ からのずれである．この式から翼面上の定常および非定常圧力を求めることができる．

３．有限要素法

支配方程式の離散化には有限要素法を用い，直交デカルト座標系(X, Y, Z) で表される形で取り扱う．ここでは，非定常計算を例にとって示すと，式(8)に重み付き残差法を適用し，部分積分によって次式を得る．

$$\int_V W_{,i}\phi'''_{,i}dV=2\int_V W_{,i}\overline{w}_j\zeta_{j,i}dV+\int_S W\left(\frac{\partial\phi'''}{\partial n}-2\overline{w}_i\frac{\partial\zeta_i}{\partial n}\right)dS \tag{11}$$

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

ここで，V は解析領域，S は領域境界を表し，W は重み関数である．これにより，計算精度上の困難の原因である定常速度ポテンシャル$\overline{\phi}$ の二階微分の存在を回避できる．

離散化によって現れる大規模連立一次方程式の解法としては，共役勾配法を用いる．非定常計算の場合，全体マトリックスはエルミートマトリックスとなるため，実対称マトリックスへの変換は容易であり，これによって，非定常計算にも定常計算の場合と同様に共役勾配法を用いることができる．

4．計算方法および境界条件

4．1 計算格子

計算領域を図２に示す．翼後流面$CFMJ$は定常解析において繰り返し計算によって得られ，計算領域の一つの境界になっている．計算格子の生成には数値写像を用いる．まず，適当に選んだ回転面上に，翼前縁付近の形状に適するよう二次元Ｃ型格子を作成し，次いで翼スパン方向に各対応点を結んで三次元格子を生成する．計算対象とした動翼列のスパン中央断面の二次元格子の例を図３に示す．下流境界は流出角が大きい場合にも適するよう食違格子とする．なお，翼列後縁より下流部分の格子は定常流の繰り返し計算において新しい後流面が得られる都度修正される．

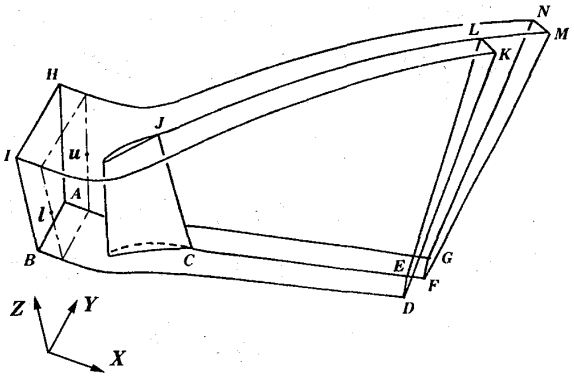


図２　計算領域

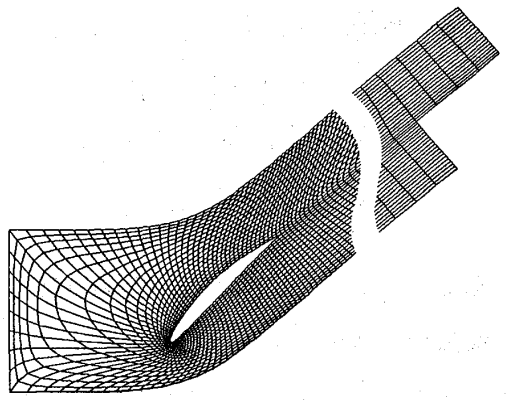


図３　計算格子（スパン中央断面，NACA65-(CA21.2)10，ξ=44.6°，σ=0.98）

4．2 定常計算

ここでは，速度ポテンシャルϕの定常成分$\overline{\phi}$ を求め，定常流速度を得ること，および後流面を決定することを目的としており，その結果はそのまま非定常計算において用いられる．

三次元翼では一般に翼スパン方向に非一様な負荷（循環）分布が存在するため，後縁から流れ方向に軸をもつ渦が放出される．つまり，後流面両側の対応点の速度は絶対値は等しいが，方向は異なり（図４），実質流れの方向はその両速度のベクトル平均の方向である．従って，後流面を決定する方法としては，近似後流面両側の速度の平均方向に格子線を

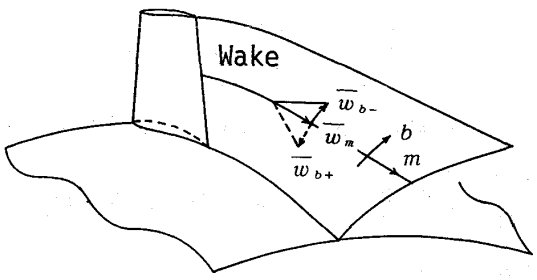


図４　後流面上速度

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

逐次修正していくものとする．つまり，後流面上においては流線と一致する格子線が得られる．そしてこの後流面上流線を含む回転面内に新しい格子点がくるよう，そのr およびθ座標を修正する．

境界条件としては，まず上流境界$ABIH$ はx 一定の面とし，そこでの絶対流入速度は周方向に一様で，かつ半径方向速度成分をもたないものとする．絶対流れの渦なしの条件から，周方向絶対速度はΓ_u/r （Γ_u ：定数），軸方向絶対速度は一様である．

下流境界は翼から十分下流に設定することとし，二重円筒内の軸対称流れであって，そこでは単純半径平衡の次式が成り立つものと仮定する．

$$\frac{\partial(\overline{v}_x)^2}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial(r\overline{v}_\theta)^2}{\partial r}=\frac{2}{\rho}\frac{\partial\overline{p}_0}{\partial r} \tag{12}$$

ここで，$\overline{v}_x$，$\overline{v}_\theta$ はそれぞれ軸方向，周方向絶対速度，$\overline{p}_0$ は全圧，ρは密度である．軸対称の仮定から周方向絶対速度$\overline{v}_\theta$ は，後流面両側のポテンシャル・ジャンプ$\Delta\overline{\phi}$ を用いて，

$$\overline{v}_\theta=\frac{\Gamma_u}{r}-\frac{N}{2\pi r}\Delta\overline{\phi} \tag{13}$$

と表せる．ここでN は翼枚数である．よって，(12)式を積分することにより軸方向絶対速度$\overline{v}_x$ を得る．その際，積分定数は流量の連続条件から決定する．また全圧$\overline{p}_0$ は翼後縁からの後流面上流線をたどることによって決定する．

つぎに周期境界では，その対応点の$\overline{\phi}$ をそれぞれ$\overline{\phi}_u$，$\overline{\phi}_l$ とし，上流境界対応点の$\overline{\phi}$ をそれぞれ$\overline{\phi}_A$，$\overline{\phi}_B$ とすると，

$$\overline{\phi}_u-\overline{\phi}_l=\overline{\phi}_A-\overline{\phi}_B \tag{14}$$

$$\frac{\partial\overline{\phi}_u}{\partial n}+\frac{\partial\overline{\phi}_l}{\partial n}=0 \tag{15}$$

となる．ここで，n は外向き法線方向である．

後流面はポテンシャル不連続面であり，その両側対応点の$\overline{\phi}$ をそれぞれ$\overline{\phi}_+$，$\overline{\phi}_-$ とすると，翼後縁のポテンシャル・ジャンプ$\Delta\overline{\phi}_{TE}$ は後流面上を流されるから，前述のようにした求められた流線に沿って，

$$\overline{\phi}_+-\overline{\phi}_-=\Delta\overline{\phi}_{TE} \tag{16}$$

である．ここで翼後縁でのポテンシャル・ジャンプはクッタの条件から得られる．また後流面を横切る流れはないから，次式が成り立つ．

$$\frac{\partial\overline{\phi}_+}{\partial n}=\frac{\partial\overline{\phi}_-}{\partial n}=0 \tag{17}$$

なお，後流面の後者の条件は，後流面を得るための繰り返し計算においては

$\dfrac{\partial\overline{\phi}_+}{\partial n}+\dfrac{\partial\overline{\phi}_-}{\partial n}=0$ という条件に置き換え，前述したように式(17)が成り立つよう逐次後流面を修正していく．

翼面上の境界条件は相対流れの不浸透の条件から，

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

$$\frac{\partial \overline{\phi}}{\partial n} = \boldsymbol{n} \cdot (\Omega \times \boldsymbol{r}) \tag{18}$$

となる．ここで，$\boldsymbol{n}$ は解析領域からの外向き単位法線ベクトルである．ケーシングおよびハブにおいては，絶対流れの不浸透の条件から，$\partial \overline{\phi} / \partial n = 0$ となる．

4．3 変位分布計算

拡張ポテンシャルϕ''' の支配方程式(8)の右辺に現れる各格子点の変位（振動振幅）ζ_i（$i=1,2,3$）の分布は，先に仮定したように$\nabla^2 \zeta_i = 0$ を解くことにより求める．その境界条件としては，まず翼面上の値は翼の振動モードにより決まる変位に固定し，周期境界，上流境界，下流境界，ハブでは変位を零とする．後流面$CELJ$ での変位は，翼後縁および下流境界ELにおいてそれぞれの変位と滑らかにつながるように決定する．これは，式(8)に現れる変位の一階微分の急激な変化を回避し，ϕ''' の変化を滑らかにしようとするもので，翼後縁においては特に重要である．ケーシング面においては，翼端断面の変位を境界条件として$\nabla^2 \zeta_i = 0$ を二次元で解いた結果をそこでの境界値として固定する．

4．4 非定常計算

上記の定常計算結果および変位分布を用いて非定常計算を行う．得られた拡張ポテンシャルϕ''' から翼面上の非定常圧力は式(10)により求まる．これによって，非定常空気力やそれが翼になす仕事（非定常仕事）が計算でき，フラッタ特性を調べることができる．

非定常計算の境界条件は次のようになる．

4．4．1 翼面

翼が振動している場合にも周囲の流れは翼面を過ぎることはない．この条件を翼表面の境界条件とする．つまり，計算空間においては反変速度の翼面法線方向成分は零である．この反変速度を速度ポテンシャルで表し，さらに定常成分と非定常成分に分けると，非定常計算の翼面境界条件として次式が得られる．

$$\frac{\partial \phi'''}{\partial n} - \overline{w}_i \frac{\partial \zeta_i}{\partial n} = n_i (i \omega \zeta_i + \zeta_{i,j} \overline{w}_j - 2u'_i) \tag{19}$$

ここで，n_i は外向き法線の方向余弦である．

4．4．2 周期境界

翼列中の各翼の振動の翼間位相差をβ（背側翼位相進み正）とするとき，境界$AGNH$，$BDKI$ は位相差βを有する周期境界である．従って各対応点のϕ''' をϕ'''_u（背側周期境界），ϕ'''_l（腹側周期境界）とすると，

$$\phi'''_u = \phi'''_l e^{i\beta} \tag{20}$$

さらに，法線方向速度の連続の条件から次式が得られる．

$$\left(\frac{\partial \phi'''}{\partial n} - \overline{w}_i \frac{\partial \zeta_i}{\partial n} \right)_u + \left(\frac{\partial \phi'''}{\partial n} - \overline{w}_i \frac{\partial \zeta_i}{\partial n} \right)_l e^{i\beta} = 0 \tag{21}$$

4．4．3 後流面

後流面$CELJ$ 上では，その両側対応点で非定常圧力が等しい．従って，これより，後流面

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

両側対応点のϕ'''をϕ'''_+（背側後流面），ϕ'''_-（腹側後流面）とすると，その差$\Delta\phi'''$は次式のように表される．$\Delta\overline{w}_i$は後流面両側対応点の定常相対速度成分の差である．なお，ここでは後流面内の流線に垂直方向の不連続定常速度$\overline{w}_{b\pm}$は，後流面内流れ方向の定常速度$\overline{w}_m$に比べて十分小さいとした．

$$\Delta\phi'''=\phi'''_+-\phi'''_-=[\Delta\phi'''_{TE}-(\zeta_i\Delta\overline{w}_i)_{TE}]\,exp\left(-i\omega\int\frac{1}{\overline{w}_m}dm\right)+\zeta_i\Delta\overline{w}_i \qquad (22)$$

ここで積分は後流面上の定常相対流線に沿って行う．$\Delta\phi'''_{TE}$はその流線の始点となる翼後縁におけるポテンシャルジャンプであり，それは，非定常的にも後縁両側に圧力差がないという非定常のクッタの条件を用いて決定する．

また，後流面上法線方向速度の連続より次式を得る．

$$\left(\frac{\partial\phi'''}{\partial n}-\overline{w}_i\frac{\partial\zeta_i}{\partial n}\right)_+ + \left(\frac{\partial\phi'''}{\partial n}-\overline{w}_i\frac{\partial\zeta_i}{\partial n}\right)_- =(\overline{w}_j\zeta_{i,j}n_i)_+ + (\overline{w}_j\zeta_{i,j}n_i)_- \qquad (23)$$

4．4．4 ハブおよびケーシング

翼面と同様にハブおよびケーシング上においては，その法線方向速度成分は零である．すなわち，ここでの境界条件は式(19)と同様である．ただし，ハブにおいてはその格子点の変動ζ_iはないから式(19)の右辺は零である．

$$\frac{\partial\phi'''}{\partial n}-\overline{w}_i\frac{\partial\zeta_i}{\partial n}=0 \qquad (24)$$

4．4．5 上流境界

物理空間円筒座標(x,θ,r)で考えて，上流境界$ABIH$ではϕ'は円周方向に1ピッチ間で位相がβだけ進むような周期関数であり，x方向には上流に向かって指数関数的に減衰する．

$$\phi'=\sum_{m,n}e^{\alpha(n)x}e^{i\nu(m)\theta}\{C_{1(n)}J_{\nu(m)}(\alpha(n)r)+C_{2(n)}Y_{\nu(m)}(\alpha(n)r)\} \qquad (25)$$

ここで，J_ν，Y_νはそれぞれ第1種，第2種ベッセル関数である．また，$\nu(m)=(\beta+2\pi m)/\theta_s$で$m$は整数，$\theta_s$は翼列ピッチであり，翼枚数を$N$とすれば翼列ピッチは$\theta_s=2\pi/N$である．振動の翼間位相差$\beta$のとりうる値は，$\beta=2\pi l/N$，$(l=0,1,2,\cdots,N-1)$である．$\alpha(n)$はハブおよびケーシングにおける不浸透の条件から得られる行列の固有値として求まる．$C_{1(n)}$，$C_{2(n)}$は未知定数である．この式を用いてϕ'と$\partial\phi'/\partial n$の関係式を，$C_{1(n)}$，$C_{2(n)}$を消去して導き，それを上流境界における境界条件とする．

4．4．6 下流境界

下流境界を翼列から十分下流にとることにすれば，下流境界付近でのϕ'は後流面上を運ばれてくるポテンシャルジャンプにより誘起される成分ϕ'_Wが支配的である．このことは，2次元の解析[4]によって確かめられている．3次元の場合もϕ'_Wのみに基ずいて下流境界条件を設定する．

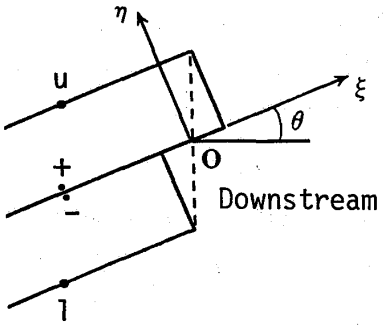


図5　下流境界付近各半径断面

3次元の場合，ねじれた後流面上のポテンシャルジ

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

ャンプを双極子で置き換えてグリーン関数解を求め，これを用いてϕ'_W の3次元分布を計算することで，厳密な境界条件を与えることは不可能ではないはずであるが，一般に非常に複雑な計算となると予想され，あまり実際的ではない．従って，ここでは各半径断面上のϕ'_W は，その断面上のポテンシャルジャンプ$\Delta\phi'$ のみによって，2次元的に決まるという近似を持ち込むことにする．すなわち，ξ方向（下流境界付近の要素における主流方向）にϕ'_W が波長λ（$=2\pi\overline{u}_W/\omega$，$\overline{u}_W$：O点における流れ方向定常速度）で周期的に変動していることを用い，次の第3種境界条件を与える．

$$\frac{\partial\phi'_W}{\partial\xi}=-i\frac{2\pi}{\lambda}\phi'_W \tag{26}$$

また，$\eta=0$ の境界$EFML$ でも同じ近似に基ずいて$\partial\phi'_W/\partial\eta$ を計算し，それをやはり第3種境界条件として与える．下流境界を翼列から十分下流にとることで，以上の近似の非定常力への影響は実際上ほとんどないものと考えられる．

5．非定常空気力

非定常空気力が翼振動の一周期の間に翼になす仕事（非定常全体仕事）がフラッタ特性を決定する．すなわち，$W=\int_S\pi(\zeta_i n_i)p'\,dS$ とすると，その虚数部$Im(W)$ がその仕事に相当する．ここでの計算では翼の振動変位$\zeta_i e^{i\omega t}$ を時間変動の位相の基準と考えることとし，ζ_i を実数としている．ただし，n_i は翼面上の内向き（解析領域からみて外向き）法線の方向余弦であり，積分は翼面全体S 上で行う．同様に，各半径位置における単位翼スパン当たりの非定常局所仕事は，$w=\int_s\pi(\zeta_i n_i)p'\,ds$ とすると，その虚数部$Im(w)$ である．ここで積分は各半径位置翼断面周囲に沿って行う．なお，W およびw を翼面最大振幅点における最大変位$|\zeta|_{max}$ を用いて正規化し，非定常全体仕事係数C_W および非定常局所仕事係数C_w を次のように定義する．U_a は流入絶対速度である．

$$C_W=W\Big/\left(\frac{\pi}{2}\rho U_a^2|\zeta|_{max}^2 H\right) \tag{27}$$

$$C_w=w\Big/\left(\frac{\pi}{2}\rho U_a^2|\zeta|_{max}^2\right) \tag{28}$$

ただし，H は翼スパン長さである．

6．計算モデル

計算例の対象としては，翼厚10%のNACA65系圧縮機翼を備えたある低速軸流圧縮機の動翼列（翼枚数36）を採用する．翼列諸元を表1に示す．翼列外径は 0.5m ，同内径は 0.32m で回転数は 3000rpm 一定である．この圧縮機は軸方向一様流入のとき，軸流速度U_a=40 m/s がほぼ設計点に相当し，U_a=32 m/s が

表 1　翼列諸元

（ NACA65系圧縮機翼，翼厚10%，翼高さ90mm ）

Section	Solidity σ	Stagger angle ξ	Camber angle φ	Chord length c
Tip	0.69	53.6°	17.6°	30.0mm
Mean	0.98	44.6°	21.2°	35.0mm
Root	1.43	27.2°	35.1°	40.0mm

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

ほぼ失速限界である．

現在のところ，定常計算を完了している．流入速度U_a が 40 m/s および 32 m/s の場合の相対流入角β_1，相対流出角β_2，翼まわりの循環Γ，下流軸流速度$\overline{w}_x$ の半径方向分布を図6に示す．設計点のU_a=40 m/s では負荷は翼幅方向に一様であるが，U_a=32 m/s では非一様負荷分布を呈している．

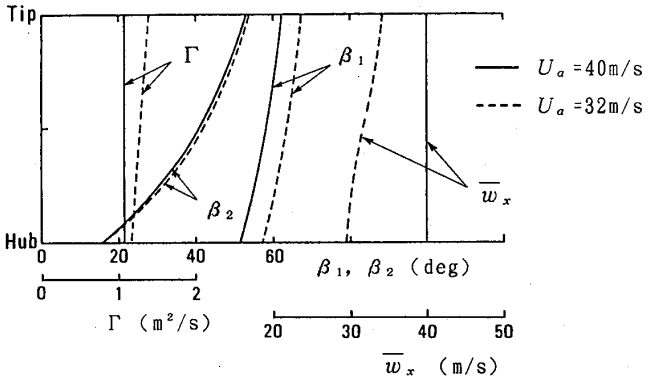


図6　定常流れ特性の半径方向分布

また，翼の振動特性を求めた．翼厚が翼高さ（翼スパン）や翼弦長に比べて小さいことを考慮し，厚肉シェルの理論を用いて翼列翼の根元固定で振動解析を行った．離散化には有限要素法を用いたが，得られた固有振動数と振動モード（1次から10次まで）については，既報[1]を参照されたい．ただし，遠心力の影響は無視している．

非定常計算については，本論文と同じ考え方に基ずく二次元計算は終了しており，上記の翼列の三次元振動モードにおける翼端断面変位に着目した二次元計算[1]によって，断面変形成分がフラッタ特性の決定に重要な役割を果たしていることを明らかにした．この二次元計算結果を考慮しつつ，完全三次元の計算を実施する予定である．

7．むすび

本報においては，断面変形を伴って一様流中で微小振動する翼列翼に働く非定常空気力の計算法の三次元動翼列への拡張を行った．これによれば，定常計算においては三次元定常後流面の正確な評価を行うことができ，非定常計算においてはフラッタ特性を支配する各種パラメータ，すなわち，定常循環，迎え角，食違角，弦節比，そり角，翼型等の任意の翼スパン方向の分布を考慮に入れることが可能であり，またそれと同時に，断面変形を伴う振動モードを取り扱うことができる．

さきに，二次元計算の結果，断面変形成分がフラッタ特性の決定に重要な役割を果たしていることが明らかになったが，三次元計算においては，翼スパン方向の断面変形の様相の違いと非定常局所仕事の翼スパン方向分布との対応が着目すべき点の一つである．さらに，それが非定常全体仕事あるいは三次元翼のフラッタ特性とどのようにかかわりあっているかが注目すべき点である．

文献

(1) 小林，中山，高田，第20回ガスタービン定期講演会講演論文集(1992),237.

(2) 今成，梶，機論，53-496,B(1987),3586.

(3) 利光，難波，機論，58-545,B(1992),145.

(4) 小林，高田，機論，55-509,B(1989),135.

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

B—2

失速迎角近辺における動的剥離特性（後流剪断層の変動）

*平野孝典　（拓殖大学）
藤本一郎　（拓殖大学）
石井　進　（日本大学）

1．はじめに

ガスタービンや送風機等の始動時や高負荷時には、翼の相対迎角は比較的大きくなり、失速に至る場合もある。このような観点からも、比較的高迎角領域でねじり振動する翼周りの流れ現象を把握することや失速迎角近辺におけるフラッタ特性を解明することは工学上非常に重要である。このような失速を呈する翼周りの流れ現象には、ヘリコプタのローターに生ずるダイナミックストール（動的失速）現象がよく知られているが、これとは別の非定常失速現象が著者らにより報告されている。[1)~7)]これは、静的失速迎角近辺において翼をねじり振動させる場合、翼周りの流れが前縁剥離状態を呈している場合に翼振動数を増加させると突然部分剥離状態へ移行し、逆に翼周りの流れが部分剥離状態を呈している場合に翼振動数を減少させると前縁剥離状態へ突然移行する現象（動的剥離現象）であり、ダイナミックストール現象とは異なるものである。この現象移行は翼のねじり振動数に依存しており、振動数の増加時及び減少時で現象移行の振動数が異なる動的なヒステリシス現象を呈する。また迎角と振動数に応じて翼周りの流れ場は4つの領域に区分されることも明らかにされている。[4),5)]しかしながら、この動的ヒステリシス現象を呈する双安定領域境界において、翼周りの流れが前縁剥離状態から部分剥離状態へ、あるいは部分剥離状態から前縁剥離状態へ突然移行するメカニズムについての詳細な解明は為されていない。この動的剥離現象を解明する為に、著者らは条件付データ収録処理システムを開発し、翼周りの流れ状態が突然移行する瞬間の振動翼面上非定常圧力を測定した。[6),7)]その結果、前縁剥離状態から部分剥離状態への移行は最小迎角からの頭上げ過程で為されること、及び部分剥離状態から前縁剥離状態への移行は最大迎角からの頭下げ過程において為されることが明らかにされた。

ねじり振動する翼周りの流れ場の移行過程を更に詳細に解明し全体像を把握するために、今回条件付データ収録システムを用いたホットワイヤによる翼周りの後流剪断層の計測を行った。本報では、非定常圧力及び後流剪断層の計測結果から、ねじり振動翼周りの流れの動的剥離現象について解析を試みる。

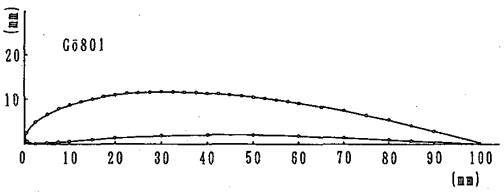


図1　供試翼

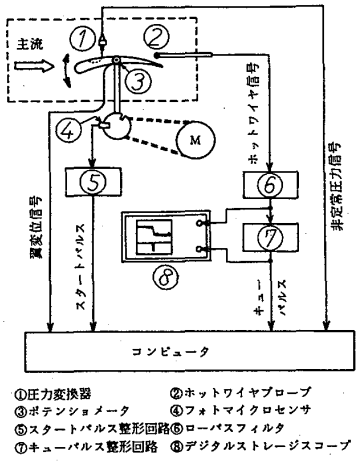


図2　動的剥離計測システム

2．実験装置及び方法

本研究では、供試翼として図1に示すGö801形翼（翼弦長c=100mm，翼幅180mm，アルミニウム製二次元翼）を用いた。翼背面上31個、腹面上14個の圧力孔を有する。実験は失速迎角近辺で翼弦中心（50％弦長点）まわりに$\alpha=\alpha_0+\alpha_1\sin\omega t$（$\alpha_0$:平均迎角，$\alpha_1$:振動片角振幅，$\omega$:円振動数）のねじり振動を与えて行う。翼周りの流れが前縁剥離状態から部分剥離状態へ、逆に部分剥離から前縁剥離状態へ移行する瞬間の翼面上圧力を計測する場合は図2に示すように条件抽出信号として翼背面側90％位置に設置したホットワイヤ出力電圧を用い、後流剪断層を計測する場合は翼弦10％位置の翼背面側圧力孔

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

の圧力を条件抽出信号として用いた。後流剪断層を計測する場合の座標系を図3に示す。実験は無次元翼弦位置x/c=0.2, 0.3,・・・1.0の各位置においてホットワイヤをy方向に最小1mm間隔でトラバースし、各測定点における出力電圧を測定した。これら圧力及びホットワイヤのデータは、条件付データ収録システム[6]を用いてコンピュータに取り込まれるが、両データ共に、図5に示す双安定領域については30周期分のデータを、また双安定領域境界で流れ現象が移行する場合については連続20周期のデータサンプリングを5回繰り返し信号強化を施した。実験条件は、レイノルズ数Re(=Uc/ν, U:主流速, ν:動粘度)=1.0×10⁵、α_1=3°、翼振動1周期あたりのサンプリングデータ数は64とした。尚、翼加振機構、動的剥離計測システム、条件付データ収録処理システム等の詳細については文献[6][7]を参照されたい。

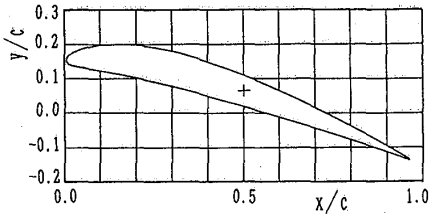
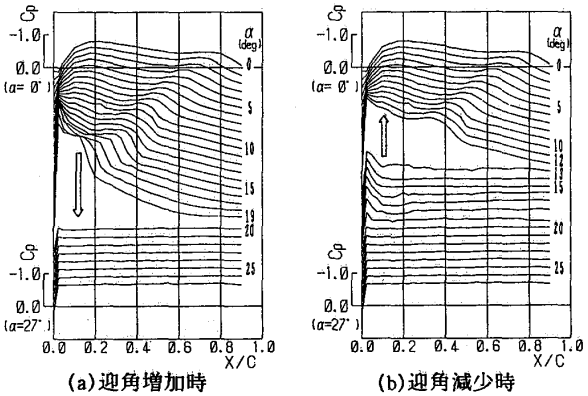


図3　後流剥離計測座標



(a)迎角増加時　(b)迎角減少時
図4　翼背面定常圧力分布

3. 結果及び考察

図4に定常圧力分布を示す。迎角増加時にはα=19.5°で部分剥離から前縁剥離状態へ移行するが、迎角減少時にはα=12.5°で前縁剥離から部分剥離状態へ移行しており、迎角変化に伴う静的ヒステリシス現象が認められる。この失速迎角近辺で翼をねじり振動させた場合の翼周りの流れ状態の区分（双安定領域境界）を図5に示す。図中破線は静的モーメント係数Cm(=m/ρU²c², m:単位スパン当りモーメント, ρ:空気密度)を示しており、迎角増減時の静的なヒステリシス現象の存在が確認できる。図中○印は平均迎角を固定し無次元振動数k(=cω/U)を増加させていく過程で翼周りの流れが前縁剥離状態から部分剥離状態へ移行するkの境界を、●印はkを減少させていく過程で部分剥離状態から前縁剥離状態へ移行するkの境界を示している。この両境界に挟まれた領域は双安定領域で、翼周りの流れは前縁剥離状態又は部分剥離状態のどちらか一方で安定になる。この双安定領域内及び双安定領域境界において、ねじり振動翼周りの非定常圧力と後流剪断層を計測した。以下に結果を示す。

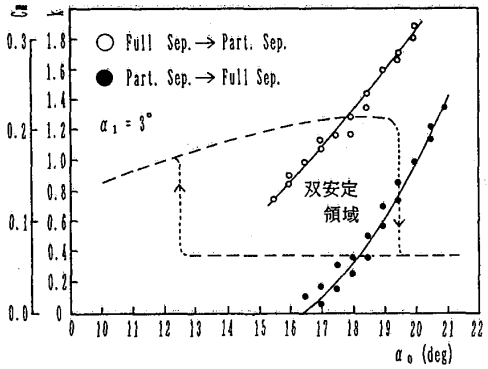


図5　動的剥離様式の領域区分

3-1 前縁剥離状態から部分剥離状態への移行（α_0=16°）

平均迎角をα_0=16°に設定し、図5の双安定領域内において翼周りの流れが前縁剥離状態にあるk=0.25, 0.46, 0.69及び双安定領域境界（図5中○印）において翼周りの流れが前縁剥離状態から部分剥離状態へ移行するk=0.75の翼背面非定常圧力分布及び後流剪断層の計測結果を以下に示す。

3-1-1 非定常圧力分布

双安定領域内で翼周りの流れが前縁剥離状態にある場合、非定常圧力分布をみると大きな圧力変動が顕著である領域（圧力変動領域）が認められる。図6に圧力変動領域のkによ

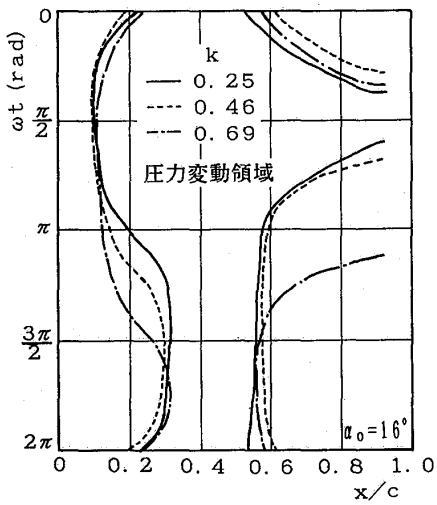


図6　双安定領域内圧力変動領域

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

る違いを示す。縦軸は周期ωt、横軸は無次元翼弦位置x/cを示す。k=0.25の場合、平均迎角(ωt=0)ではx/c=0.2から0.52の範囲が圧力変動領域で、最大迎角(ωt=π/2)になるとその範囲はx/c=0.1から後縁にまで及ぶ。その後頭下げ過程に入ると圧力変動領域は狭まり始め、最小迎角(ωt=3π/2)でほぼx/c=0.3から0.55にまで狭まる。kが大きくなると圧力変動領域の翼弦方向範囲及び時間的割合は特にωt=3π/4から3π/2の間で大きくなる傾向があることがわかる。

図7に双安定領域境界において翼周りの流れが前縁剥離状態から部分剥離状態へ移行する連続4周期分の翼背面非定常圧力分布を示す。縦軸は圧力係数Cp(=2(p-p₀)/ρU², p:翼面上圧力, p₀:一様流静圧)、横軸はx/cを示し、ωt=0〜2πをπ/64毎にずらせてある。1周期目の(a)図では、圧力変動領域の圧力変動は双安定領域内のkの低い場合に比べて更に大きくなっており、その範囲も一周期に亘り翼前縁付近から翼後縁にまで及んでいる。また、翼前縁付近の負圧が若干高くなると共に頭上げ過程においてなだらかな傾斜を持つ圧力分布を呈する様子が見られる。(b)図の2周期目になると更に変動は大きくなることが認められる。この場合最小迎角(ωt=3π/2)からの頭上げ過程で前縁の負圧は益々大きくなり、x/c=0.1〜0.3の範囲において鮮明ではないが負圧台地ができ剥離泡が形成され始めているのが認められる。(c)図の3周期目に入り、平均迎角(ωt=0)から更に頭上げが進むと、前縁付近にはっきりと剥離泡の特徴が見られるようになるが、翼弦中心付近の圧力変動は依然大きく、また翼後縁側は圧力一定でまだ付着には至っていない。最大迎角(ωt=π/2)から頭下げ過程に入ると前縁付近の負圧は徐々に回復し、剥離泡の存在も明確になるが後縁側は依然として圧力一定の剥離状態を示している。ωt=π以降では、ほぼx/c全領域に亘り(d)図の4周期目と同様の圧力分布形状を呈し、部分剥離状態への移行が完了している。

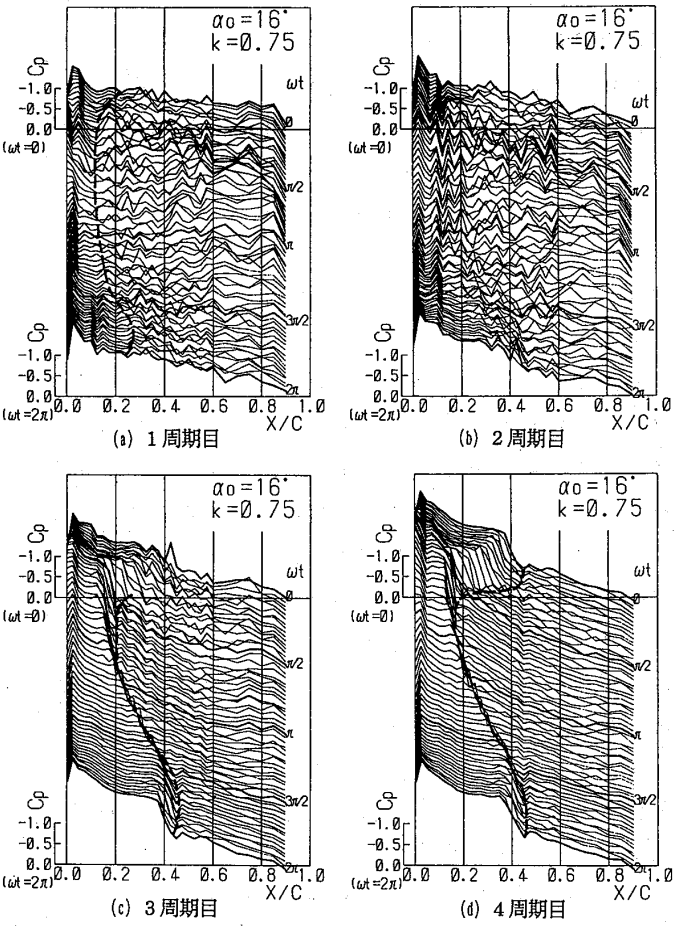


図7　翼振動連続4周期分の翼背面非定常圧力分布
(前縁剥離状態から部分剥離状態への移行)

以上のことから、翼周りの流れ場の前縁剥離から部分剥離状態への移行は、主として最小迎角から最大迎角までの頭上げ過程で為されること、状態移行は翼前縁側から始まり翼後縁側に進行すること、及び状態移行前の大きな圧力変動が特徴的であることが確認された。この大きな圧力変動は、完全に再付着する前の後流剪断層が乱流であることやそれが翼振動に伴って変動することに起因するものと考えられる。

3-1-2 後流剪断層

振動翼周りの後流剪断層の瞬時位置は、コンピュータに取り込んだホットワイヤ出力電圧をXYプロッタに出力し、その信号波形の急激な変化点より求めた。一例として図8に双安定領域内(前縁剥離状態)のk=0.46、x/c=0.3でのホットワイヤ出力波形を各y/cについて示す。縦軸はホットワイヤの出力電圧、横軸は周期ωtで、図中○印は出力電圧の変化点、すなわち後流剪断層の瞬時位置を

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

示す。例えば図中➡で示したy/c=0.23では、ほぼωt=0からπの間剥離域内にあることになる。このようにして求めた翼振動一周期中の後流剪断層の瞬時位置を、例として翼弦位置x/c=0.4、0.8について、双安定領域内での3種類の無次元振動数(k=0.25,0.46,0.69)について図9に示す。この図から、同じkの場合は翼後縁側程、また同じ翼弦位置の場合はkが高いほど後流剪断層の変動幅が大きくなることがわかる。そしてkが高くなるほど後流剪断層の翼変位に対する位相遅れが大きくなる傾向が認められる。図10にはこれらの無次元振動数における後流剪断層の最大変動幅（最高及び最低位置）を示す。この図から、kが高くなる程後流剪断層の上限位置は高くなる（翼表面から離れる）と同時に僅かではあるが下限は翼表面に接近する傾向にあることがわかる。図11は後流剪断層の翼変位に対する位相遅れを示すが、翼後縁側程またkが高い程後流剪断層位相遅れが大きくなることが確認できる。すなわち前項の非定常圧力分布の結果において、kが高くなる程圧力変動領域が拡大すると共に変動が大きくなるのは、kの増加に伴い後流剪断層の下限が翼表面に僅かながら接近すると同時に翼変位に対する位相遅れが大きくなり、結果的に翼表面への接近傾向がより強まるためであると考えられる。

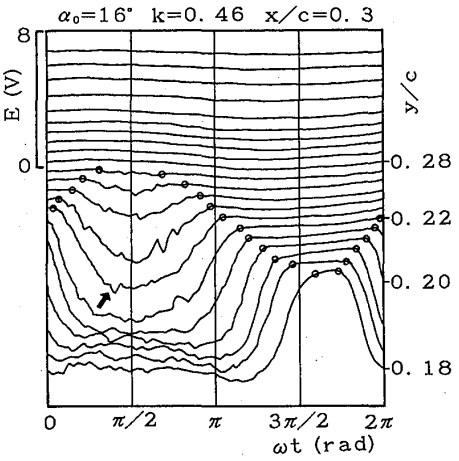


図8　ホットワイヤ出力波形

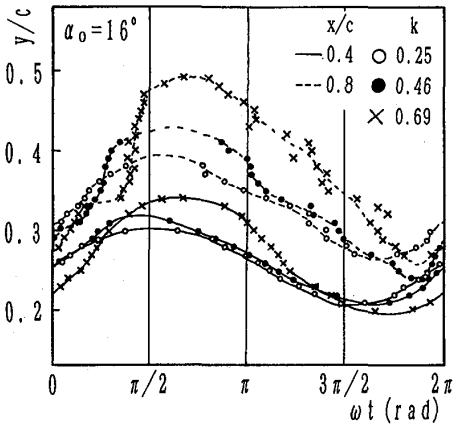


図9　後流剪断層の変動

次にk=0.75の場合の前縁剥離から部分剥離への現象移行時の結果について述べる。図12に連続5周期分のホットワイヤ出力波形を、また図13に後流剪断層の瞬時位置を、例としてx/c=0.4及びx/c=0.8について示す。横軸のωt=0,2π,･･･は各々図7の1周期目、2周期目･･･のωt=0に対応し、また図13の破線は翼面位置を示している。これらの図から後流剪断層についても翼背面非定常圧力分布と同様に2周期目(ωt=2π～4π)の後半から3周期目にかけて前縁剥離から部分剥離状態へ移行する様子が観察できる。図12において翼面に近いy/c位置に着目すると、x/c=0.4では3周期目のほぼ最大迎角（図の横軸でωt=4π+π/2）以降でほぼ完全に部分剥離状態に於ける波形になっているが、x/c=0.8では完全に部分剥離状態の波形になるのは3周期目の迎角減少時の平均迎角(ωt=5π)以降であり、翼後縁側ほど流れ状態の移行完了が遅れることが明かである。この結果は図7で示した翼背面非定常圧力分布の結果と一致するものである。図14に連続4周期分の後流剪断層瞬時位置をπ/4毎に示す。1周期目についてみると、頭上げ過程における平均迎角(ωt=0)では、翼前縁からx/c=0.4付近まで後流剪断層はかなり翼面に近い位置に在るが、最大迎角(ωt=π/2)までの頭上げ過程及び頭下げ過程

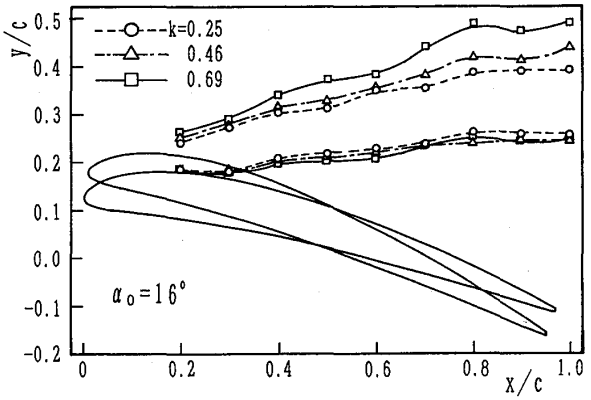


図10　後流剪断層の変動範囲

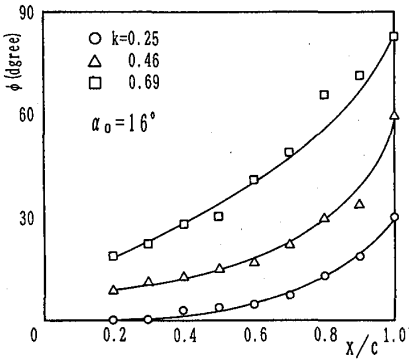


図11　後流剪断層の位相特性

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

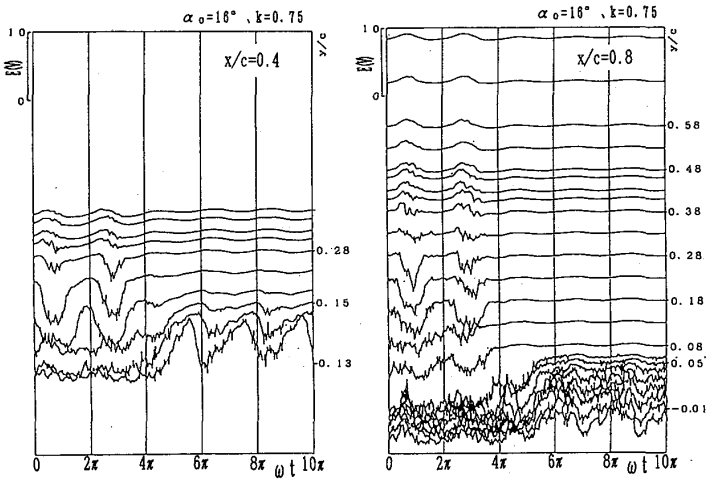


図12　翼振動連続５周期分のホットワイヤ出力波形
（前縁剥離状態から部分剥離状態への移行）

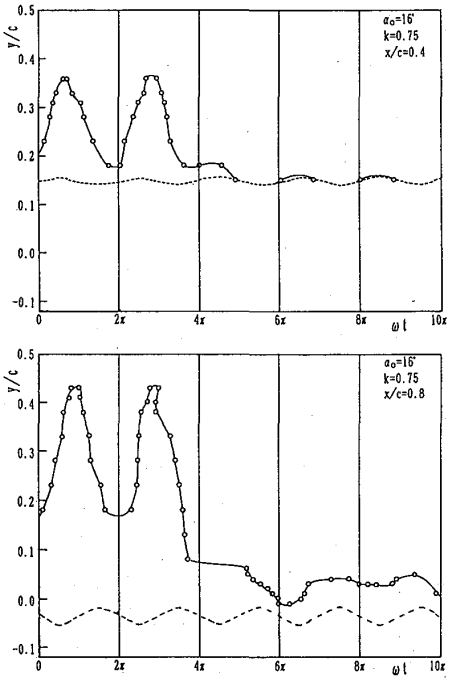


図13　後流剪断層の変動

の平均迎角（ωt=π）までの間翼変位に対する大きな位相遅れにより翼表面から離れる。その後翼前縁側から翼表面に近づき始め、最小迎角(ωt=3π/2)からの頭上げ過程で翼前縁側の翼面への接近の程度が更に強くなると共に全体的に翼表面へ接近してくる。この翼表面への接近により負圧が増すものと考えられる。２周期目の最小迎角(ωt=3π/2)までは１周期目とほぼ同様の挙動を示すが、その後の迎角増加過程で翼前縁側の付着傾向が強まり、３周期目の最大迎角時(ωt=π/2)には前縁側でほぼ部分剥離状態への移行が完了しωt=5π/4以降では全体として部分剥離状態への移行が完了している。

以上翼背面非定常圧力分布及び後流剪断層の計測結果から、前縁剥離から部分剥離状態への移行については、前縁剥離状態で無次元振動数が増すと翼振動に伴う後流剪断層の変動幅が大きくなり下限が翼表面に僅かではあるが接近すること、更に後流剪断層の翼変位に対する位相遅れが大きくなることにより、特に翼前縁側において翼表面への接近が一層強まることから再付着し易くなることがわかった。また、前縁剥離から部分剥離状態への移行は、翼の最小迎角から最大迎角までの頭上げ過程において翼前縁側から為されることが確認された。更に非定常圧力分布において観察された大きな圧力変動が翼表面に接近した後流剪断層によるものであることが明らかにされた。

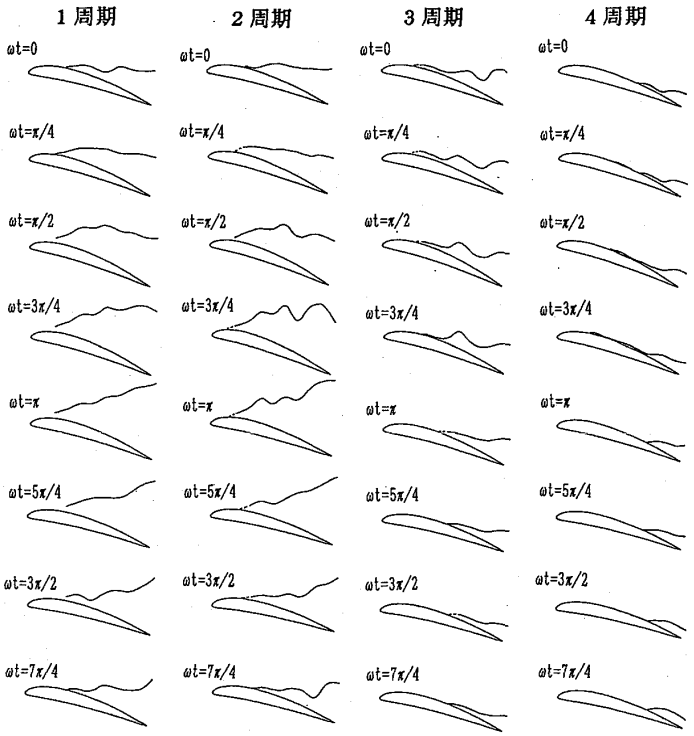


図14　前縁剥離状態から部分剥離状態への後流剪断層の推移

3-2 部分剥離から前縁剥離への状態移行（α_0=18°）

平均迎角をα_0=18°に設定し、図５の双安定領域境界（●印）において、無次元振動数k を下げていく過程で、翼周りの流れが部分剥離から前縁剥離へ状態移行するk=0.3の場合の、翼背面非定常圧力分布及び後流剪断層の計測結

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

果を以下に示す。

3-2-1 非定常圧力分布

双安定領域内で翼周りの流れが部分剥離状態にある場合、kを減少させていくと前縁剥離泡再付着点の翼変位に対する位相遅れが減少し最小迎角時($\omega t=3\pi/2$)に最下流位置に達すること、及び後縁剥離点の最上流側位置が翼前縁側に上がると共に一周期中に後縁剥離状態が存在する時間的割合が増すことから、後縁剥離領域が拡大していることがわかっている。[7] 図15に、翼周りの流れが部分剥離状態から前縁剥離状態へ移行する連続4周期分の翼背面非定常圧力分布を示す。図中の破線は前縁剥離泡の再付着点及び後縁剥離点を示す。1周期目(a)図の圧力分布を見ると、頭下げ過程での剥離泡再付着点下流の圧力変動が顕著であり、最小迎角($\omega t=3\pi/2$)近辺で前縁剥離泡再付着点と後縁剥離点がかなり接近している。(b)図に示す2周期目に入ると、頭下げ過程の平均迎角($\omega t=\pi$)近辺で前縁付近の負圧が小さくなり始め、剥離泡の再付着点も急激に翼後縁側に伸びはっきりしなくなり前縁剥離泡の形成が不確実になると同時に、後縁剥離境界と融合し、前縁剥離状態へ移行する。この時融合領域から翼後縁にかけて圧力変動はかなり大きく、(c)図に示す3周期目の頭上げ過程まで残る。

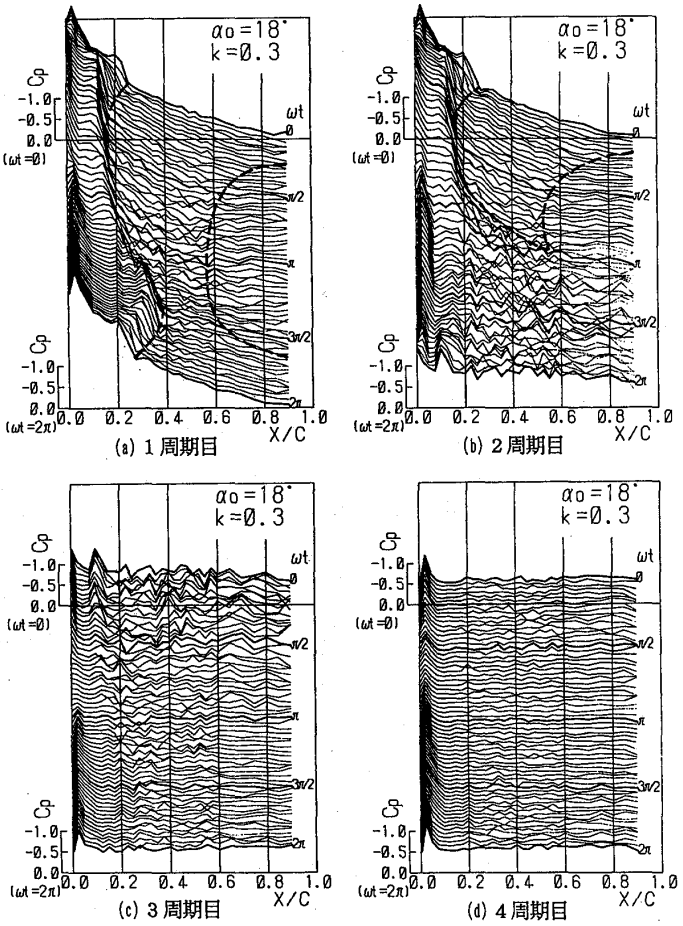


図15 翼振動連続4周期分の翼背面非定常圧力分布
(部分剥離状態から前縁剥離状態への移行)

以上、翼周りの流れ場の部分剥離から前縁剥離への状態移行に関しては、主として翼振動中の最大迎角から最小迎角までの頭下げ過程において、前縁剥離泡が崩壊し再付着できなくなると同時に後縁剥離と融合することにより、剥離領域が翼背面全体に急速に広がり前縁剥離状態に至ることがわかった。

3-2-2 後流剪断層

図16にk=0.3とした場合の部分剥離状態から前縁剥離状態への移行時における連続5周期分のホットワイヤ出力波形を、また図17に後流剪断層の瞬時位置を、例としてx/c=0.4及びx/c=0.8について示す。横軸$\omega t=0$が図15の1周期目の$\omega t=0$に対応する。これらの図から2周期目の頭下げ過程の平均迎角($\omega t=2\pi+\pi/2$)近辺からの頭下げ過程で前縁剥離状態への移行が始まることがわかる。図16に

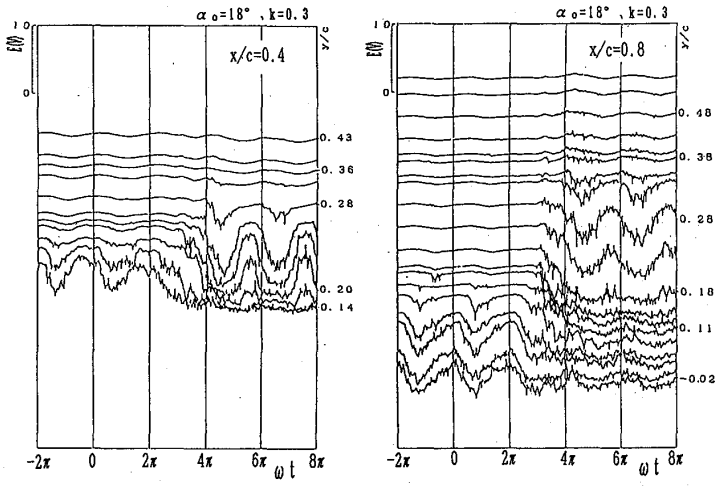


図16 翼振動連続5周期分のホットワイヤ出力波形
(部分剥離状態から前縁剥離状態への移行)

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

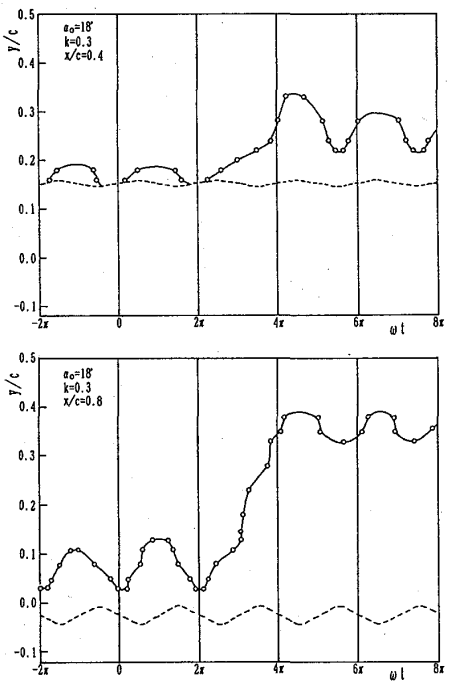


図17　後流剪断層の変動

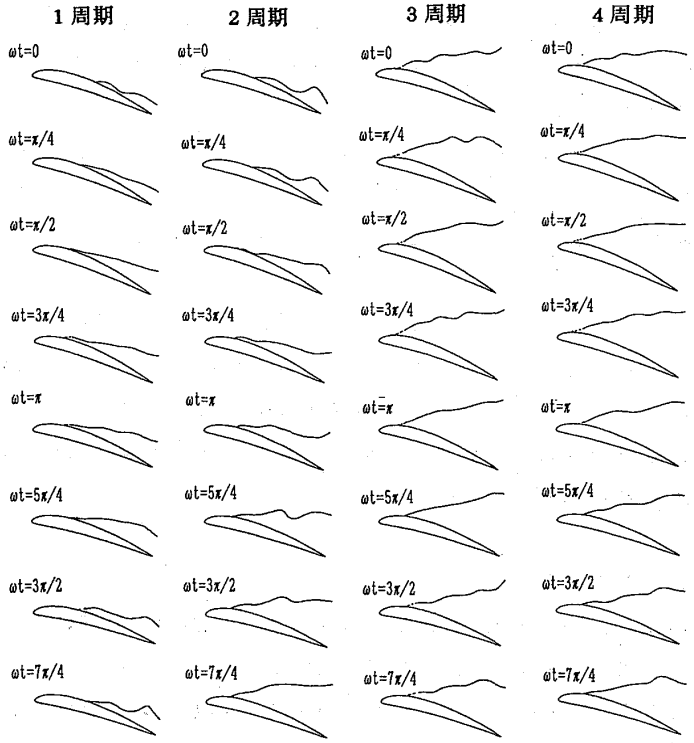


図18　部分剥離状態から前縁剥離状態への後流剪断層の推移

おいて翼面に近いy/c位置の波形に注目すると、前縁剥離状態への移行が始まる2周期目の頭下げ過程の平均迎角直後でほぼ前縁剥離状態の波形となっており、現象移行は極めて短時間内に終わることがわかる。また、x/c=0.4及びx/c=0.8の両翼弦位置においてもほぼ同時に起こっている。すなわち部分剥離から前縁剥離状態への移行は前縁剥離から部分剥離状態への移行現象のように翼前縁側から後縁側へ進行するものではなく、翼弦方向にほぼ同時に生ずるものであるといえる。また3周期目の最高迎角($\omega t=4\pi+\pi/2$)近辺まで波形に乱れが観察されることから、図15の翼背面非定常圧力分布で観察された前縁剥離状態への移行後の圧力分布の乱れはこの後流剪断層の乱れに起因するものと考えられる。次に図18に連続4周期分の後流剪断層の推移を$\pi/4$毎に示す。1周期目では頭上げ過程で翼上流側へ、頭下げ過程で下流側へ後縁剥離点が移動する様子が観察できる。2周期目の頭下げ過程の平均迎角($\omega t=\pi$)付近までは1周期目とほぼ同じ変動を呈する。更に頭下げ過程が進み$\omega t=5\pi/4$になると後流剪断層は1周期目の$\omega t=5\pi/4$に比べ翼前縁側及び後縁側共に翼表面から遠方まで広がっており前縁剥離状態への移行が進んでいる。最小迎角時($\omega t=3\pi/2$)にはほぼ3周期目の後流剪断層位置に一致しておりほぼ前縁剥離状態への移行が完了している。

以上のことから、部分剥離状態から前縁剥離状態への移行は頭下げ過程の平均迎角近辺において前縁剥離泡の崩壊と同時に後縁剥離と融合することにより、翼弦方向にほぼ同時にまた極めて短時間で完了することが明らかになった。また前縁剥離状態へ移行後の圧力変動は翼周りの流れ（後流剪断層）が完全に前縁剥離状態に達する以前の変動によるものであることも明らかになった。

4．むすび

失速迎角近辺でねじり振動する翼の動的剥離特性を解析した。即ち、無次元振動数を増加させる場合に翼周りの流れが前縁剥離状態から部分剥離状態へ、逆に無次元振動数を減少させる場合に部分剥離状態から前縁剥離状態へ移行する双安定領域境界において、条件付データ収録システムを用いた翼背面非定常圧力及び後流剪断層の計測を行い、移行現象を解析した。その結果以下の結論が得られた。

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

1．条件付データ収録システムを用いてねじり振動する翼周りの流れが前縁剥離から部分剥離状態へ、また逆に部分剥離状態から前縁剥離状態へ移行する瞬間の後流剪断層の推移を精度良く捉えることができた。

2．双安定領域境界における前縁剥離状態から部分剥離状態への移行は、翼の最小迎角から最大迎角までの頭上げ過程において為される。この場合翼前縁側の剥離泡がまず形成され、その後翼前縁側から後縁側に向かって部分剥離状態への移行が進行する。この流れ現象移行の要因は、後流剪断層の解析結果から、無次元振動数増加による後流剪断層の翼変位に対する位相遅れが増大するとともに変動幅が増大することにより乱流剪断層の翼表面への接近の度合いが強まることにある。

3．双安定領域境界における部分剥離状態から前縁剥離状態への移行は、頭下げ過程における平均迎角付近から最小迎角までの頭下げ過程において為される。この場合、前縁剥離泡再付着点と後縁剥離点が融合するとほぼ同時に、剥離領域は急速に翼前縁側まで広がり極めて短時間で前縁剥離状態に移行する。

5．参考文献

1)藤本，ほか２名，"部分はく離をともなう振動翼の動的空力特性（ねじり軸位置が翼弦中心の場合"，機論（Ｂ編），47巻418号（昭56-6），PP.915-923.

2)藤本，ほか３名，"はく離を伴うねじり振動翼の非定常空力特性（第１報，バブルを伴う場合）"，機論（Ｂ編），50巻460号（昭59-12），PP.2862-2869.

3)藤本，ほか３名，"はく離を伴うねじり振動翼の非定常空力特性（第２報，前縁はく離を呈する場合）"，機論（Ｂ編），50巻460号（昭59-12），PP.2870-2878.

4)藤本，ほか３名，"はく離を伴うねじり振動翼の非定常空力特性（第３報，失速迎え角近辺における特性）"，機論（Ｂ編），50巻460号（昭59-12），PP.2879-2887.

5)石井，ほか２名，"ねじり振動する急激失速翼の失速迎え角近辺における非定常空力特性（第１報，動的はく離特性とはく離形態に対応する領域について）"，機論（Ｂ編），51巻465号（昭60-5），PP.1400-1408.

6)平野・藤本，"流れの動的はく離現象把握のための条件付データ集録システムの開発および計測例"，ターボ機械，20巻6号（平4-6），PP.37-45.

7)藤本，ほか３名，"失速迎角近辺における動的剥離特性"，ガスタービン秋季講演会（札幌）講演論文集（平3-8），PP.35-42.

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

B—3

振動する遷音速翼列の非定常空力特性と衝撃波挙動

* 白鳥敏正　(都立科学技術大学)
Y. NOGUCHI　(Univ. of Salford)
桜井忠一　(都立科学技術大学)

1．まえがき

航空用ガスタービンエンジン用軸流圧縮機、ファンは、エンジンの高性能化の要求にともない、高速作動の方向へと発展し、現在では、一部の動翼、ファンについては、遷音速域で作動させるまでになってきている。これにともない、軸流圧縮機、ファンの基本的構成要素である翼列に関して、遷音速域での定常、非定常空力特性に研究の方向が向けられてきている[(1)、(2)、(3)]。

さて遷音速域では、翼列前方あるいは、翼間流路で超音速域、衝撃波が生じ、流れはチョークする。このうち衝撃波は、大きな損失を生じさせる事から、通常、翼列の設計点ではこれが発生しないように翼型、翼列配置などが決められる。ところが作動点がこの設計点からはずれた場合、衝撃波がたやすく発生し、これが大きな損失を産み出し、さらに時には、これが変動する事によって翼に大きな変動力を作用させる、いわゆるショックフラッタが発生する可能性があると考えられている。

以上の点から、二次元遷音速翼列の非定常空力特性と衝撃波挙動との関連を、数値シミュレーションによって調べる事とした。本論文では、ピッチング振動する翼列の二三の場合についての結果を述べる。

2．解析モデル

基礎方程式としては、一般座標系（ξ、η）において薄層近似をほどこした二次元時間平均ナビエーストークス方程式（レイノルズ方程式）を用いた。乱流モデルには単純な代数モデルであるBaldwin-Lomax モデルを用い、翼前縁から１％以降を強制的に乱流とした。数値解法としては、空間微分に対して中心差分、時間微分に対して予測子修正子の二段階陽的差分解法を用いている。また計算の安定化のためにJameson型の二次、四次の人工拡散項を原著者らの値より若干弱くして付加している。

計算は翼間二流路について行うとし、一流路あたりの格子点数は流れ方向に163 点翼間方向に40点である。使用した格子形状を図１に示す。なお翼面上最小格子幅は翼弦長の1/1000程度となっている。翼は振動軸回りに正弦波状ピッチング振動するものとし、これは翼面と共に動く移動格子によって表現している。境界条件について、翼面境界ではNon-slip条件を、周期境界では周期条件を、流入境界では流入角、等エン

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

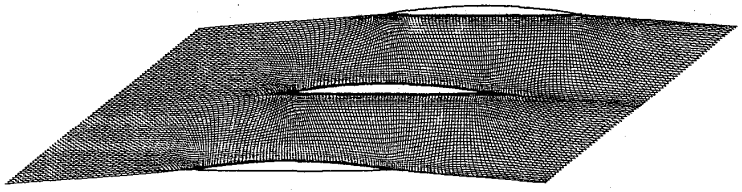


図１　計算格子

トロピ条件、定常エネルギ関係式を与え、流出境界では静圧値を、その他内点からの外挿値を用いている。なお今回、振動翼列の計算においても流入、流出境界条件は静止翼列と同一の条件を用いている。

以上の方法により、以下のような諸元を持つ二次元翼列の場合について計算を行った。なお現時点で、比較検討のための適当な実験データが入手出来ないため、以下の諸元は公表されている遷音速翼列諸元等を参考にして、任意に決めたものである。

二重円弧翼型（最大翼厚比：5 %、反り角：9.12°）

翼の入口角：54.56°、　出口角：45.44°

食い違い角：$\gamma = 50°$、　ピッチ／コード比：0.65

レイノルズ数は$Re = 10^6$とし、流れ場を決めるパラメータとして、流出静圧P_{s2}を用い、これを変化させて計算を行った。なお以降の圧力値はすべて流入全圧P_{T1}で無次元化されたものである。

翼の振動条件としては、ピッチング振動の振幅$\theta_0 = 1°$、振動数$f = 200Hz$（代表速度$V = 340m/s$，代表長さ$L = 0.1m$とした時、無次元振動数$K = 0.3696$に相当）、ピッチング振動軸位置x_p＝翼弦方向50%点、隣接翼との位相差$\phi = 180°$とした。

３．解析結果

定常空力特性

はじめに、取扱っている翼列の特性を明確にしておくために、静止翼列の場合について入射角、流出静圧をパラメータとして計算を行った。

図２に、流出静圧P_{s2}の変化に対する流入マッハ数M_1、転向角$\Delta\beta$、全圧損失$\omega = (P_{T1} - P_{T2}) / (P_{T1} - P_{s1})$そして圧力比$R = P_{s2} / P_{s1}$の値を示す。まず、流れがチョークした時の流入マッハ数は入射角$i = 0°$、$2°$、$4°$（流入角$\beta_1 = 54.56°$、$56.56°$、$58.56°$）で各々、0.801、0.984、1.084となる。転向角は流出静圧を下げると次第に小さくなってゆく。全圧損失は、チョーク開始する手前から次第に増加して行くが、これは後掲の図３に見られるように翼面上衝撃波および境界層剥離の発生に伴う損失増加である。また$i = 2°$の場合が全般的に小さな値となっている。圧力比は衝撃波による圧力上昇分と境界層との干渉による後縁剥離による圧力回復不足との兼ね合いでピーク値を持ち、$i = 4°$の場合が最も高負荷であるが、損失も大きい。

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

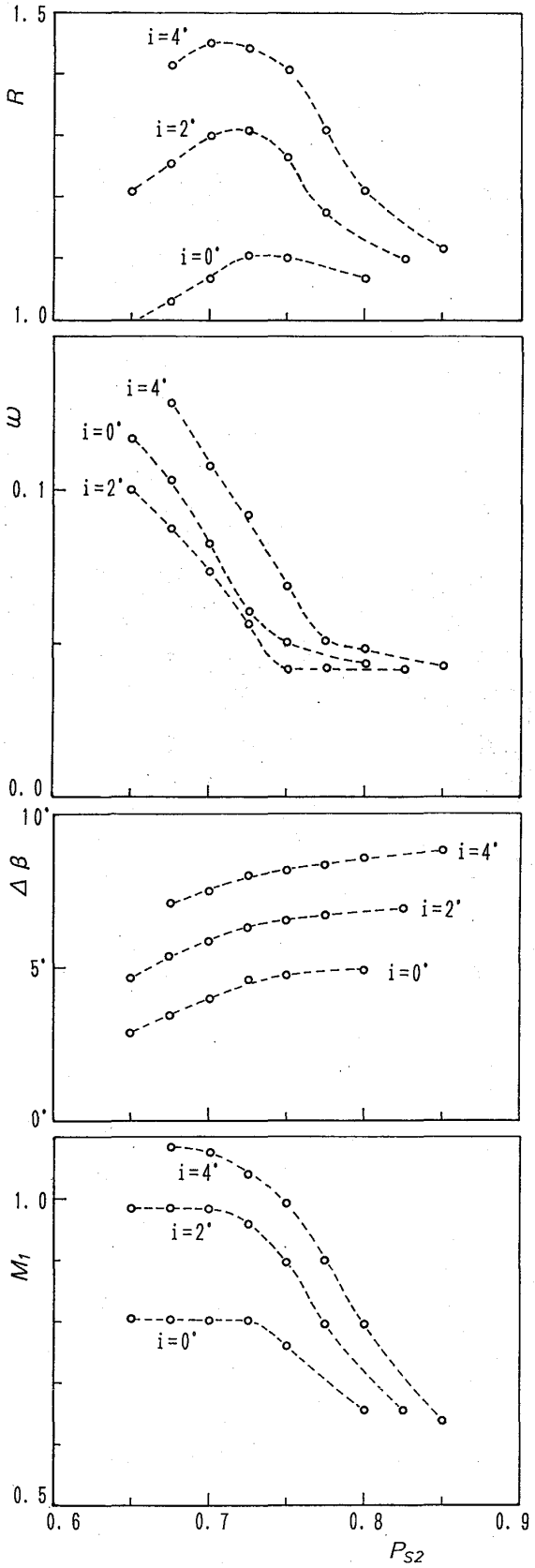


図２　静止翼列の空力特性
（流入マッハ数M_1、　転向角Δβ、
全圧損失ω、　圧力比R　）

流れ場全体の全般的傾向を見るために、各入射角での特徴的な場合、すなわち（A）流れ場は亜音速で衝撃波がまったく発生していない場合、（B）衝撃波が翼面上に発生し始めた場合、（C）強い衝撃波が翼面上に存在している場合についての等マッハ数分布を図３に示す。このうち強い衝撃波の形成されている（C）の場合について見ると、i＝0°では、翼間に一本の垂直衝撃波が発生する。i＝2°では、翼上面と翼間に二本の衝撃波が発生、i＝4°では強い弓状衝撃波、強い翼間衝撃波が発生し、大きな剥離が衝撃波後方に生じている。

以上の結果は定性的には、遷音速翼列の特性として妥当なものと考えられる。したがって、非定常計算においても、本計算での解法で定性的には妥当な結果を得ることが出来るものと判断して、以下のピッチング振動翼列の計算を行う事とし、中庸の負荷となっているi＝2°で衝撃波の存在するP_{s2}＝0.675、0.725の場合を取りあげて調べる事とした。

非定常空力特性

まず翼のピッチング振動一周期に対する流れ場全体の変化を図４に示した等マッハ数分布図によりP_{s2}＝0.675の場合について見る。また参考のために静止翼列でピッチング角0°、1°に相当する場合を図５に示す。中央翼翼面上衝撃波に注目してみる。平均入射角i＝2°となっているωt＝0°では、上面側に明瞭な衝撃波とその後方に不明瞭な衝撃波が、下面側に明瞭な翼間衝撃波が存在

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

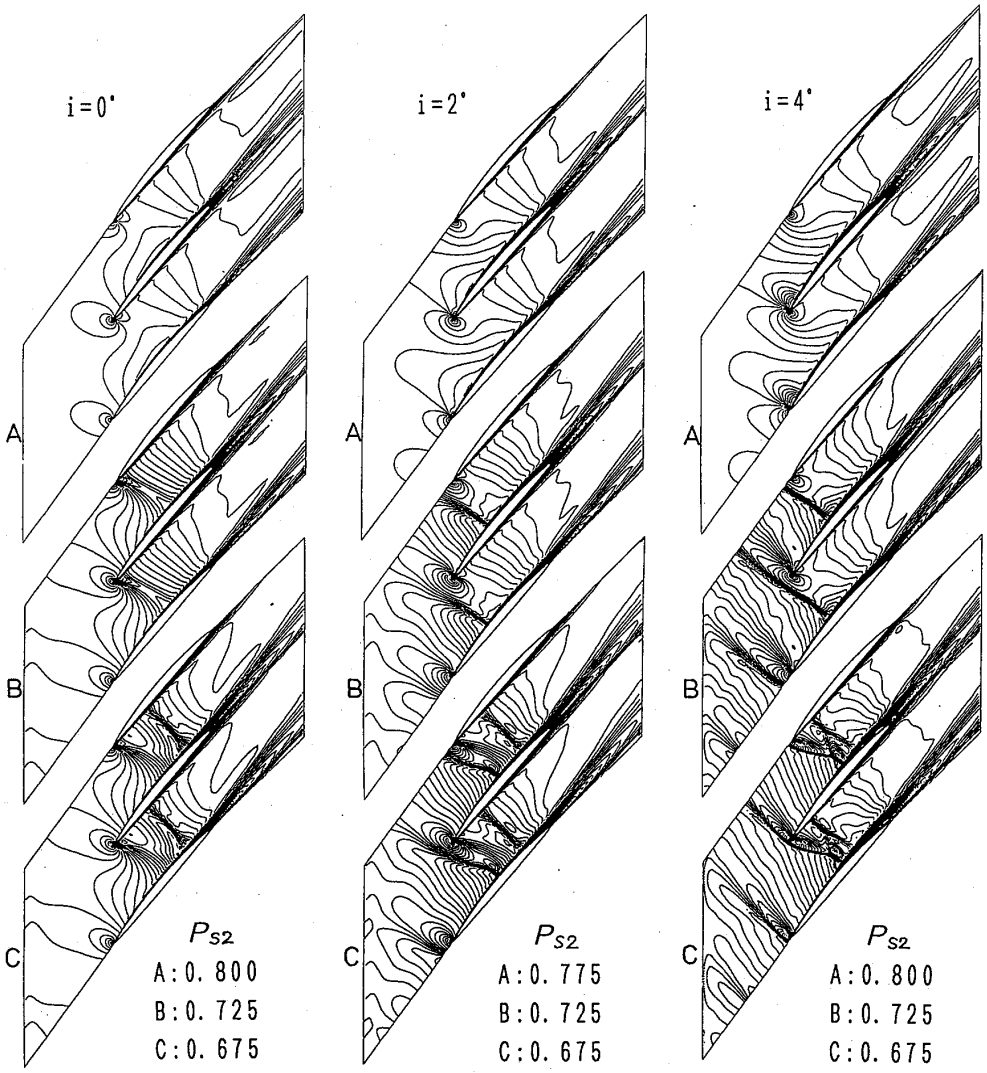


図３　静止翼列の等マッハ数分布

する。ωｔ＝ 0°→ 90°で上面後方の弱い衝撃波は次第に明瞭なものとなり、一方下面側の翼間衝撃波は次第に弱くなり消滅して行く。ωｔ＝ 120°→ 150°では下面側には翼間衝撃波は存在しないが、ωｔ＝ 180°で不明瞭な翼間衝撃波が形成されようとしている。逆位相で振動させているため、これ以降は上面下面が入れ替わった変化を呈する。ωｔ＝ 0°、90°の場合を静止翼列の結果と比べてみると、ωｔ＝ 0°では上面側後方の衝撃波は形成されつつある状態で不明瞭であったが、静止翼列の結果では明瞭な翼間衝撃波が形成されている。またωｔ＝90°についても、下面側に不明瞭ながら存在する衝撃波は静止翼列ではまったく見られない。

翼振動に伴う翼面上衝撃波挙動（発生、移動そして消滅など）の周期的変化を図６に示す。ここで衝撃波位置は翼面上では特定出来ないので、境界層外となる所（翼よりη方向に11格子離れた所）での圧力よりｄＰ／ｄξ最大となる点として求めた。すでに見たようにP_{s2}＝ 0.675の場合には、上面側に二本の衝撃波、下面側に一本の衝

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

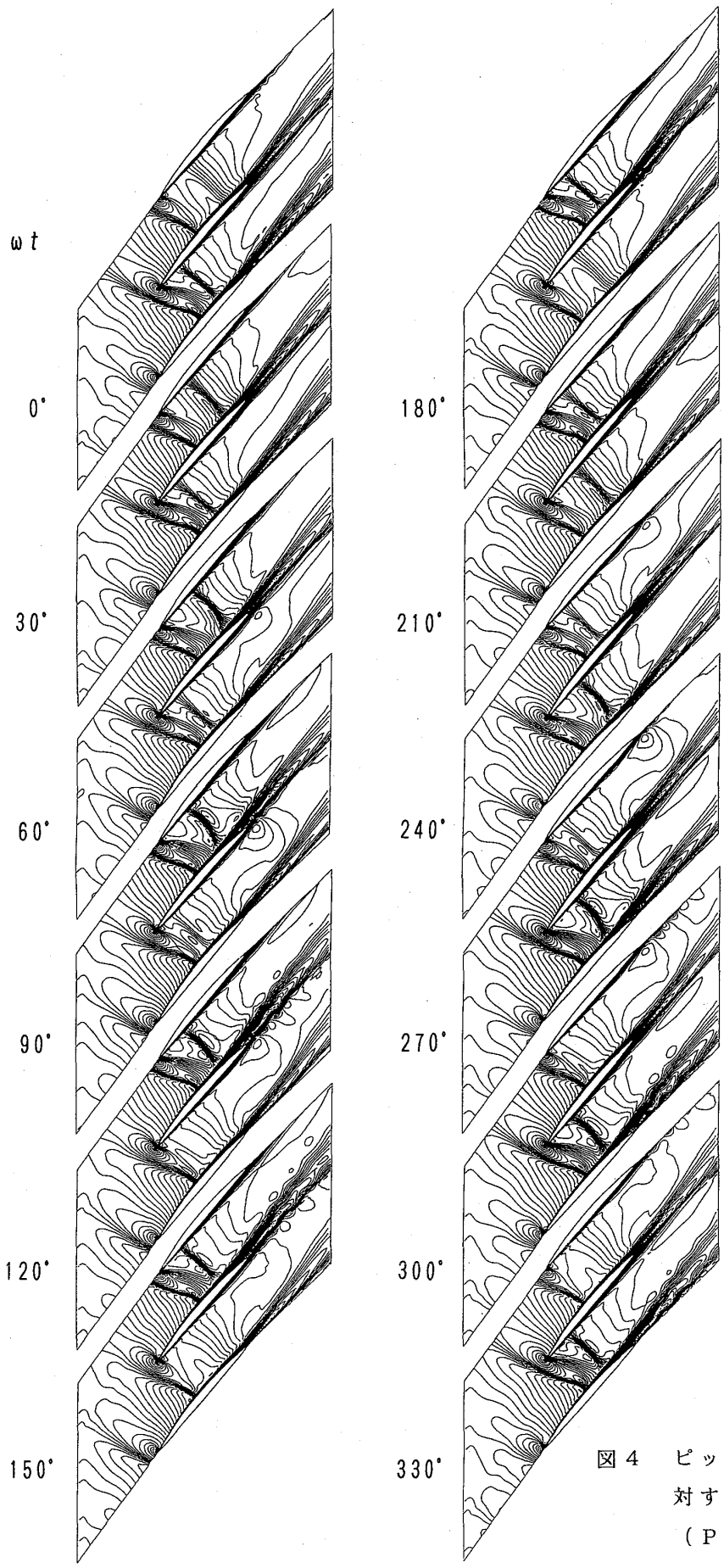


図４　ピッチング振動一周期に対する等マッハ数分布（P_{s2}＝ 0.675）

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

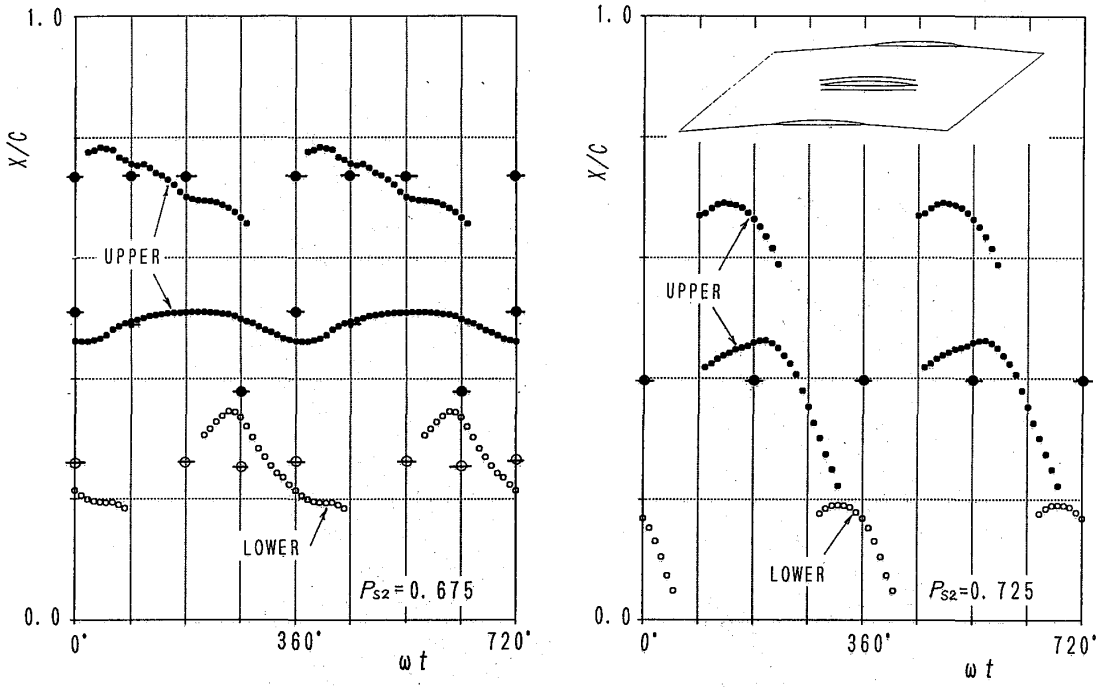


図６　翼振動に伴う翼面上衝撃波挙動

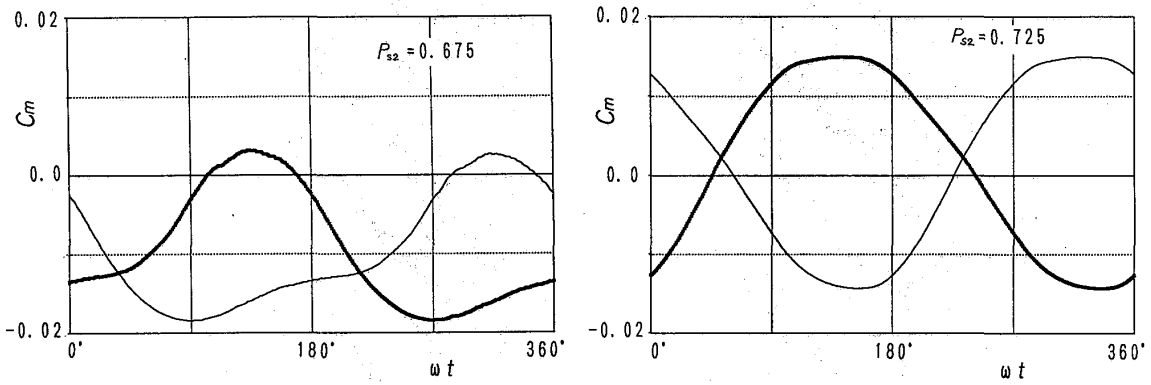


図７　振動軸回りのモーメントの周期的変化

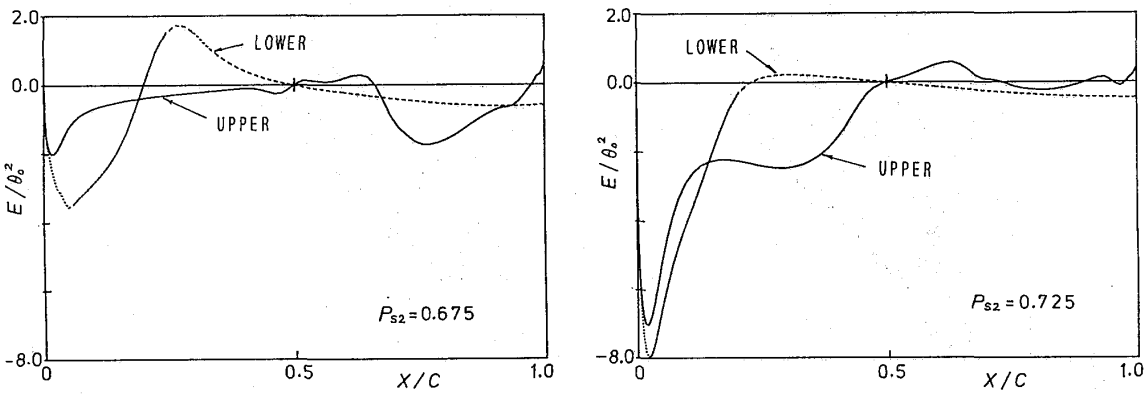


図８　翼振動による空気力仕事分布

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

撃波が形成されるが、上面側前方の衝撃波は常に存在し続け、翼振動に伴いその位置を変える。上面側後方の衝撃波はωt＝20°付近から形成され、前縁方向に移動して行き、ωt＝270°付近で消滅する。一方、下面側のそれはωt＝210°付近で発生し、いったんやや後方に下がり、ωt＝270°→80°で前方へと移動し消滅する。これらの位置と発生、消滅は静止翼列の相当する場合とは一致せず、静止翼列の結果からは予想しにくいものである。P_{s2}＝0.725の場合には、上面側衝撃波がωt＝90°付近で二本ほぼ同時に発生し、同様の動きを示し、後方の衝撃波が先に消滅する。下面側のそれはωt＝280°→50°の範囲で形成される。

振動軸回りのモーメントの周期的変化を図７に示す。P_{s2}＝0.675の場合、静止翼列での定常値（0°：Cm=-0.0135，1°：=0.0052，-1°：=-0.0198）と比較しつつ見ると、ωt＝90°ではまだCm最大とならず、約45°程遅れて最大となる。Cm最小値は、定常値とほぼ同一である。波形的には正弦波状からはずれ、また翼振動に対して遅れとなっている。P_{s2}＝0.725の場合、静止翼列の中立位置でのCm値（0.0052）と振動翼列のωt＝0°、180°での値とは大きく異なっている。これは、翼面上衝撃波の発生状況が静止翼列と振動翼列で異なる事から理解される。このケースでは、流れ場がクリティカルで、わずかな迎角変化、圧力伝播遅れなどで、流れ場全体が影響を受けるためであろう。

最後にフラッタとの関連で重要な指標となる翼に対する空気力仕事Eの翼面分布を図８に示す。P_{s2}＝0.675の場合、空気力仕事が正となる所は、下面側の衝撃波後方から振動軸手前までと上面側の第一と第二衝撃波にはさまれた所であり、またP_{s2}＝0.725の場合も下面側衝撃波後方から振動軸までの間と上面側の振動軸から第二衝撃波までの間となっている。翼全体での空気力仕事を求めてみると各々E_{TOTAL}/θ_0^2＝-1.005、-2.190と負であるので、これらの振動条件では翼は空力安定である。

４．むすび

ピッチング振動する遷音速翼列の非定常空力特性と衝撃波の挙動に関して、代表的な場合について粘性流数値解析により調べた。非定常特性は静止翼列に対する定常特性からは予想しにくいものである事が示された。今回は、計算時間との兼ね合いもあり、定性的な側面を調べる事に主眼を置き、計算負荷の少ない解法、簡単な乱流モデル、最小限の格子数などを用いたが、今後、より衝撃波解像度の良い解法、より適切な乱流モデルの採用、格子数の増加を行い、さらに翼列諸元、条件についても、計算結果の検証を考慮し、定常流実験結果が存在し、計算結果との比較検討のなされている場合[4]を取り上げて調べる事を予定している。

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

参考文献

（１）T. Shiratori, Y.Tanida, "Aerodynamic Characteristics of an Airfoil Oscillating in Transonic Flow between Parallel Walls", Proc. of the 1983 TOKYO International Gas Turbine Congress,1984.

（２）Bolcs,A. Schlafli,D. "Experimental Investigation of the Time-Dependant Flow in a Vibrating Annular Cascade Operating in the Transonic Flow Regime", Proc. of The 4th International Symposium of Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers,1988.

（３）鹿野、名村、「二次元振動翼列の非粘性流れ解析」、機論、Ｂ編、vol.57 No.541 pp.3044-3049 1991

（４）田村、福田、菊地、「二次元翼列の流れ」、第３回ＣＦＤワークショップ成果報告集、900-16、日本機械学会、1990.

田村編、「ガスタービンに関連する数値解析上の諸問題」、日本ガスタービン学会調査研究委成果報告書、1992、２．

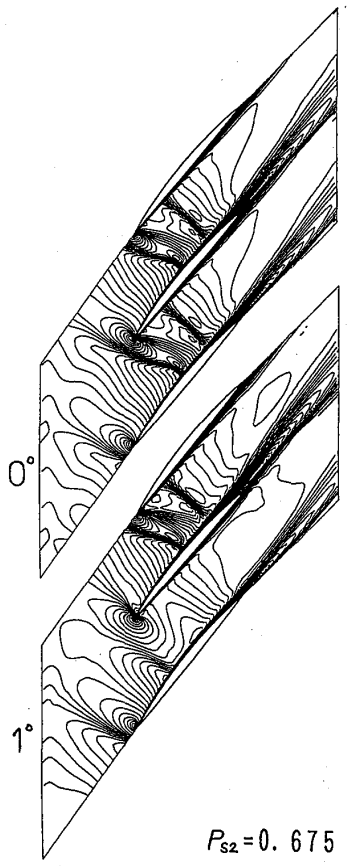


図５　静止翼列の等マッハ数分布（ 0°、 1° ）

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

B—4

後流の影響を受ける非定常平板境界層に関する研究
（特にレイノルズ数の効果について）

船崎健一（岩手大工）　山下嘉宏（岩手大院）　山脇栄道（ＩＨＩ）

1　緒　言

著者らは先に，ターボ機械内での後流と翼との干渉による翼面境界層の遷移促進現象を，回転円柱を用いたシミュレーション実験により詳細に観測し、主流乱れが小さい場合の時間平均間欠度による境界層強制遷移モデルを提唱した[1 2 3]。しかし，そこでは，モデルを実際の設計に応用するのに必要な議論が十分はできなかった．また，先の実験では，レイノルズ数を一定にした計測を行っていたが，航空エンジンの高圧タービンから低圧タービンにかけてのレイノルズ数の変化はかなり大きく，後流による強制遷移現象のレイノルズ数効果についても検討する必要があった．特に低圧タービンでは一般に高圧タービン部と比してレイノルズ数が低く，高空での飛行状態ではその傾向が顕著になり、層流剥離など、いわゆる低レイノルズ効果が現れるが，このような剥離を含む境界層に対して後流がどのような作用を及ぼすかについても，多くの関心が寄せられている[4]．

本研究は，上記のような観点から，まず，遷移モデルの設計への応用に関するいくつかの検討を行う．特に，強制遷移現象に深く係わる後流内乱れ度分布についてのモデル式を提示し，それを用いて後流持続時間を推定する方法について議論する．さらに，先に行った後流と平板境界層との干渉に関する実験を，主流レイノルズ数を変化させた場合の時間平均熱伝達分布の計測を行い，遷移モデルによる評価結果と比較する．

主な記号

$h(x)$	:	熱伝達率（$= \dot{q}/(T_W(x) - T_\infty)$）	L	:	平板長さ
n	:	円柱回転数	n_c	:	円柱本数
Re	:	レイノルズ数（$= U_\infty L/\nu$）	$Re_{\theta TW}$	:	運動量厚さによる遷移レイノルズ数
S	:	ストローハル数（$= L/(U_\infty \tau)$）	$St(x)$	:	スタントン数（$= \dot{q}/Cp_\infty U_\infty (T_W - T_\infty)$）
Tu	:	乱れ度	U_∞	:	主流速度
x_{TW}	:	強制遷移開始点	$\gamma(x)$	:	間欠度
τ	:	後流通過周期（$= 60/nn_c$）	τ_W	:	後流持続時間
$\bar{\tau}_W$	:	無次元後流通過時間（$= \tau_W U_\infty / L$）			

2　後流による強制遷移の評価法

2.1　境界層の強制遷移モデル（主流乱れが小さい場合）

先に行った実験結果に基づき船崎らが提示した境界層強制遷移モデルは次式で表される[2]．

$$\gamma(x) = \min[1, \Gamma(x)] \tag{1}$$

$$\Gamma(x) = \left(\frac{1}{\beta_E} - \frac{1}{\beta_F}\right)\frac{x - x_{TW}}{L}\frac{L}{U_\infty \tau} + \frac{\tau_W(x)}{\tau}, \quad x \geq x_{TW}$$

$$\Gamma(x) = \frac{\tau_W}{\tau}, \quad x \leq x_{TW}$$

ここで，$\beta_E = 0.55$，$\beta_F = 1.0$．また式(1)中の $L/U_\infty \tau$（$= S$）は非定常流に関する無次元数（ストローハル数）である．先の熱線流速計による計測結果によれば[3]，強制遷移開始点 x_{TW} は後流特性（即ち円柱径）に若干依存するが，平均しておおよそ運動量厚さに基づくレイノルズ数 $Re_{\theta TW}$ で約190であった．この値から遷移開始点を算出することは可能だが，より精度の高い予測を行うためには，後流特性の相違を考慮した強制遷移開始点についての関係式が必要となる．著者らは後流持続時間 τ_{TW} に着目し，これと強制遷移開始点との相関を，計測値およびAbu-Ghannam, Shawの自然遷移に関する相関式[5]を基に以下のように導いた（図１）．

$$Re_{\theta TW} = 163 + \exp(4.83 - 30.8\bar{\tau}_W) \tag{2}$$

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

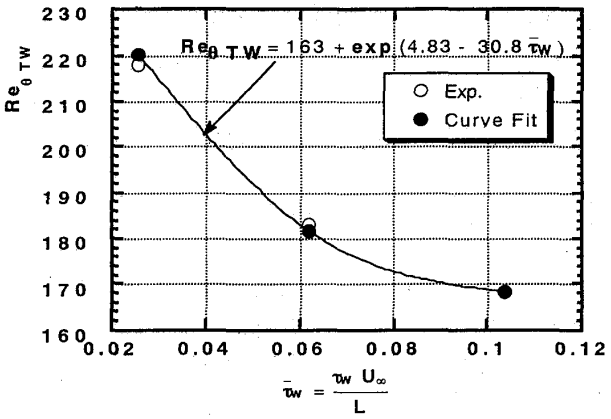


図1　後流による強制遷移開始点と後流持続時間との相関

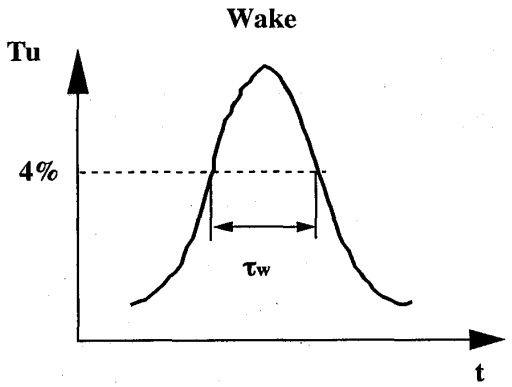


図2　後流持続時間の定義

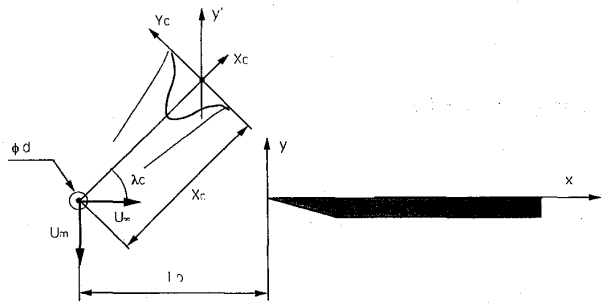


図3　回転する円柱からの後流と静止座標系との関係図

ここで，$Re_{\theta TW}$ は遷移開始点 x_{TW} での運動量厚さに基づくレイノルズ数，$\bar{\tau}_W$ は無次元後流通過時間である．式(2)より，強制遷移開始点を推定する．なお，後流持続時間については以下で示すように，後流内の乱れ度分布で4%以上の乱れ度が持続する時間を後流持続時間と定義する（図2）．

2.2　後流モデル

後流持続時間の定義から明らかなように，後流による境界層の強制遷移を予測するためには，後流内乱れ度分布の計測値または適当な後流モデルが必要となるが，実際には計測は困難であり，後流モデルによる評価法を検討すべきであろう．本研究で用いている円柱の後流モデルについては，速度分布に関する次式がよく知られている[6]（図3参照）．

$$\frac{W_g}{W_1} = \exp(-0.693\,Y_c^2/b_{1/2}^2) \qquad (3)$$

ここで，$b_{1/2}$ は後流半値幅で，Pfeilらの研究[7]より次式が与えられている（C_d：抗力係数）．

$$b_{1/2} = C\sqrt{X_c C_d d}\ ,\ C = 0.308\ \ (X_c/d \le 100) \qquad (4)$$

この式はReichardt[8]と係数 C が異なるが（＝0.5），著者らの実験でも，式(4)のほうが，円柱からの距離が大きくない場合に計測結果とよく一致する．一方，後流内乱れ度分布に関しては，著者らの実験，また他のいくつかの研究で[9][10]，速度分布と同様にGauss分布に似た分布になることが示されているが，半値幅 $\bar{b}_{1/2}$ は速度分布の半値幅 $b_{1/2}$ よりも大きく，約1.4倍になっている．これを考慮し，背景となる主流乱れを Tu_b と表すと，後流内乱れ度分布は次式で与えられる．

$$\frac{Tu - Tu_b}{Tu_{max} - Tu_b} = \exp(-0.693\,Y_c^2/\bar{b}_{1/2}^2) = \exp(-0.354\,Y_c^2/b_{1/2}^2) \qquad (5)$$

強制遷移問題では，物体表面上での後流の持続時間が重要である．そこで，式(5)を時間に関する表現に書き直す．まず，後流と平板とのなす角度 λ_c を考慮し，時間に関する半値幅 $\tau_{1/2}$ を求める．

$$\tau_{1/2} = \frac{b_{1/2}}{U_m \cos(\lambda_c)}\ ,\quad \lambda_c = \tan^{-1}(U_m/U_\infty) \qquad (6)$$

式(5)(6)から結局次の式を得る．

$$\frac{Tu - Tu_b}{Tu_{max} - Tu_b} = \exp\left(-0.354\left(\frac{y'}{U_m \tau_{1/2}}\right)^2\right) \equiv \exp\left(-0.354\left(\frac{t}{\tau_{1/2}}\right)^2\right) \qquad (7)$$

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

式(7)の表現は，主流乱れが小さい場合には有効だが，主流乱れが大きい場合には不都合が生ずる．そこで，式(7)を次のように変形する．

$$Tu = \max[Tu_b\ ,\ Tu_{\max}\exp(-0.345(\frac{t}{\tau_{1/2}})^2] \qquad (8)$$

式(7)または式(8)による乱れ度分布の半値幅 $\tau_{1/2}$ の評価が妥当であるかを調べるため，平板前縁近傍での後流内乱れ度分布の計測値 [2,11]（主流乱れ 0.6%）と式(7)および式(8)による評価値をそれぞれ比較する．なお，式(7)(8)による評価には $Tu_{\max}$ が必要であるが，これには計測値をそのまま用いている．図4～6にその結果を示す．3つの円柱径（2㎜，5㎜，10㎜）いずれの場合についても計測された分布と式(7)および式(8)による評価値とはよく一致しているが，特に式(8)による評価値と実験値との対応が良好である．よって，以下では式(8)を後流内乱れ度分布のモデル式とする．

2.3 後流持続時間

前節の結果を用いて，後流持続時間 τ_W を推定する．まず，後流持続時間の定義を検討する．

先に行われた実験では [3]，伝熱試験で得られた強制遷移終了点と，時間的に連続する境界層アンサンブル平均乱れ度4%以上の領域が合体する位置とがほぼ一致することが確認されている．これに加えて，

(1)強制遷移モデルでの乱流領域移動速度 $U_F = \beta_F U_\infty = 1.0U_\infty$ の関係から，乱流領域前縁部は後流自身または後流直下に発生した乱流スポットであると推定されること．

(2)後流内の乱れ度分布は，壁に接近してもその分布形状等には大きな変化は生じないこと．

という観測結果がある．以上の結果から，本研究では，後流内で4%の乱れ度が持続する時間を後流持続時間と定義する．

この定義および式(8)に基づき，後流持続時間は次式で算出される．

$$\tau_W = 3.36\tau_{1/2}\sqrt{-\ln(\frac{4}{Tu_{\max}})} \qquad (9)$$

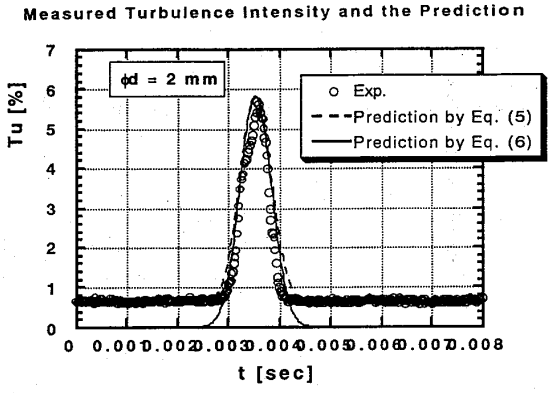


図4　後流内乱れ度分布の計測値とモデル式との比較（d＝2㎜）

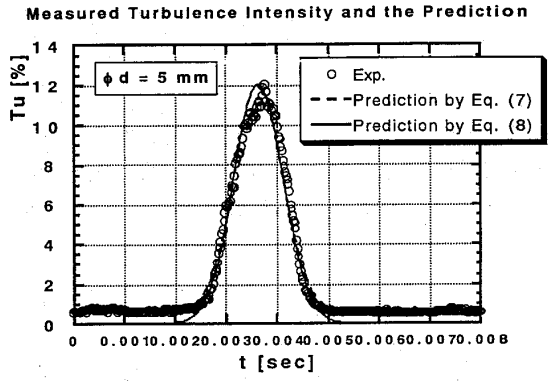


図5　後流内乱れ度分布の計測値とモデル式との比較（d＝5㎜）

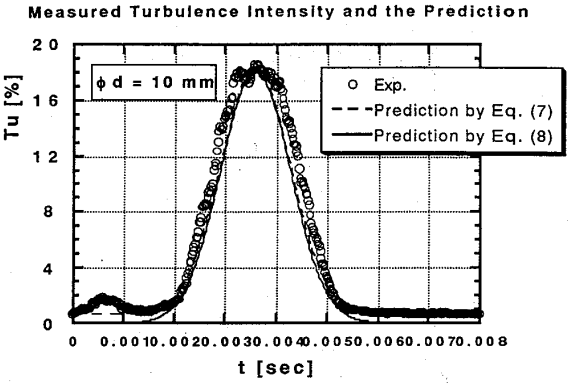


図6　後流内乱れ度分布の計測値とモデル式との比較（d＝10㎜）

この式による評価結果，伝熱試験の結果から推定したモデル値および境界層計測の結果より得たそれぞれの値を表1に示す（C_d =1）．円柱径2㎜の結果に幾分の相違が見られるが，3種類のほぼ独立して決定された後流持続時間がかなり近い値になっていることは注目すべきであろう．この結果から，後流持続時間 τ_W として後流内で4%以上の乱れ度が持続する時間を用いることの妥当性をある程度示しているものと考える．

以上のように，式(9)による評価法は後流持続時間を推定するのに有効ではあるが，実際には後流内乱れ度の最大値 $Tu_{\max}$ が既知でなければならない．しかし，現時点で乱れ度に関する式(3)のような相関式が知見できないため，今後計測等により求める必要がある．また，主流乱れが4%を上回る場合には，後流効果と主流乱れ効果がどのように作用を及ぼし合うか，また，後流内の乱流特性（乱れの長さスケールなど）がどのような役割を果たすかなど，重要な問題がま

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

表1　後流持続時間の比較

d(mm)	Model	Measured	Eq.(9)
2	0.15	0.48	0.85
5	1.77	2.14	2.07
10	3.40	3.96	3.47

だ残されている．そこで，主流乱れを変化させた場合の実験を行い，後流モデル式の改良と現象のより深い解明を進める予定である．

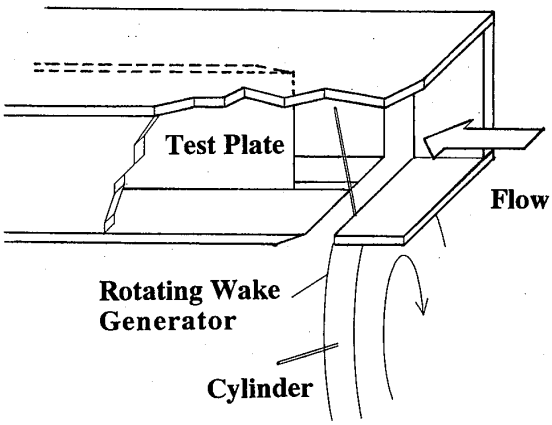
3 実 験

3.1 実験装置

実験装置の概観および供試部を図7に示す。ノズル出口に取り付けられたダクトのほぼ中央に熱伝達計測用平板（長さ L ＝1m）を設置する．この平板の両面には，熱流束一定条件を得るための加熱用ステンレス箔を貼りつけ，K熱電対を3mmの穴を通して箔の裏面に付ける．箔の表面には90μmの厚みのScotchテープを貼り，加熱時のしわの発生を抑制している．電極部は表面の平坦度を極力保つように十分に注意して取り付けられている．

平板の上流には，後流発生器を設置している．これは，回転円盤（φ400mm）の外周上に最高6本まで円柱（長さ150mm）が取り付けられる構造になっている．使用する円柱径は2mm，5mmおよび10mmである．円柱は流れに直交して回転し，その際円柱の下流に発生する後流が平板表面に達し，境界層に影響を与える（図3参照）．

計測では，定常，非定常ともに，温度分布がほぼ変化しない状態に達した後パソコン制御の温度スキャナーで温度分布を10回計測，その平均値を算出する．このとき，ステンレス箔のしわ発生を避けるため，表面温度50℃以下に保つ一方で，計測の精度の観点から表面温度と主流温度との差を十分に確保する必要がある．本実験では，最低でも5℃以上の温度差が得られる主流温度で計測を行った．また，流れ方向への温度変化の幅は最大6℃程度である．なお，計測の不確かさは，スタントン数については約±9％である[11]．主流速度は，ブロアー入口のバルブで調整する．



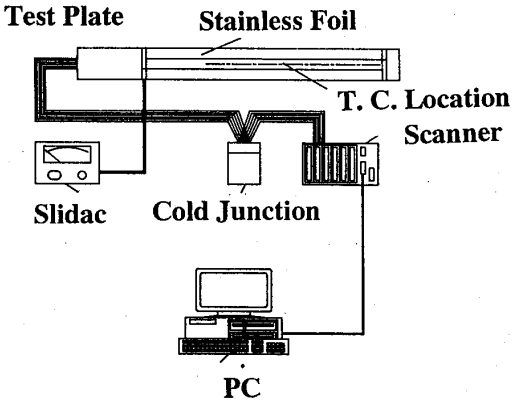


図7　実験装置概要
（上：後流発生器と平板　下：熱伝達特性計測用平板）

3.2 遷移モデルよる評価値との比較

円柱本数を3本に固定し，主流速度を20，30および40m/s（Re = 1.3×10^5，2.0×10^5，2.7×10^5），円柱回転数を900，1260および1500rpmとそれぞれ変化させ，時間平均熱伝達率 h を計測した．また，定常流で得られた層流，乱流境界層での熱伝達率，スタントン数をそれぞれ（h_L，h_T）（St_L，St_T）とし，遷移開始点 x_{TW} を式(2)から，後流持続時間 τ_W を式(8)から算出して，式(1)による間欠度 $\gamma(x)$ を求めた後，後流の影響を受ける平板表面の時間平均熱伝達率 $h(x)$，スタントン数 $St(x)$ を次式で推定する．

$$h(x) = (1 - \gamma(x))\,h_L(x) + \gamma(x)\,h_T(x) \qquad (10)$$

$$St(x) = (1 - \gamma(x))\,St_L(x) + \gamma(x)\,St_T(x) \qquad (11)$$

計測結果および式(10)による評価結果を図8～10に示す．これらの図から，後流周波数の低い場合の一部分を除き，式(10)による評価値は実験値によく一致することが確認された．このことは，式(2)による強制遷移開始点の推定および式(9)による後流持続時間の推定がほぼ妥当なものであることを示している．

図11には，強制遷移点の効果を見るため，式(2)により推定した強制遷移点（$Re_{\theta TW}$ ＝226）および一定値（$Re_{\theta TW}$ ＝190）を用いた場合の熱伝達率の評価結果を比較する．両者の差は大きくはないが，式(2)を用いた方がより実験値に近いことがわかる．また，図12には，円柱径を変えた場合（φd=10mm）の実験と評価値との結果を示す．この場合も両者の値はよく一致している．

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

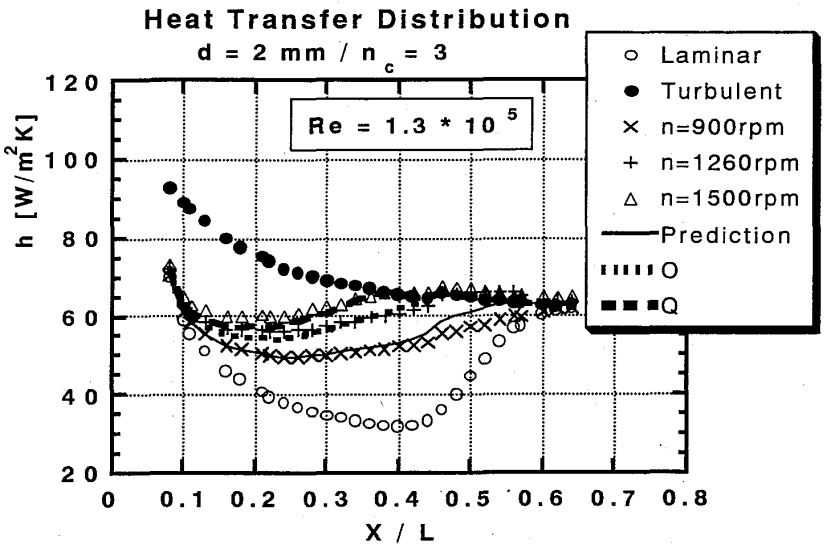


図8　後流影響下の平板境界層の熱伝達特性（Re=1.3*10^5）

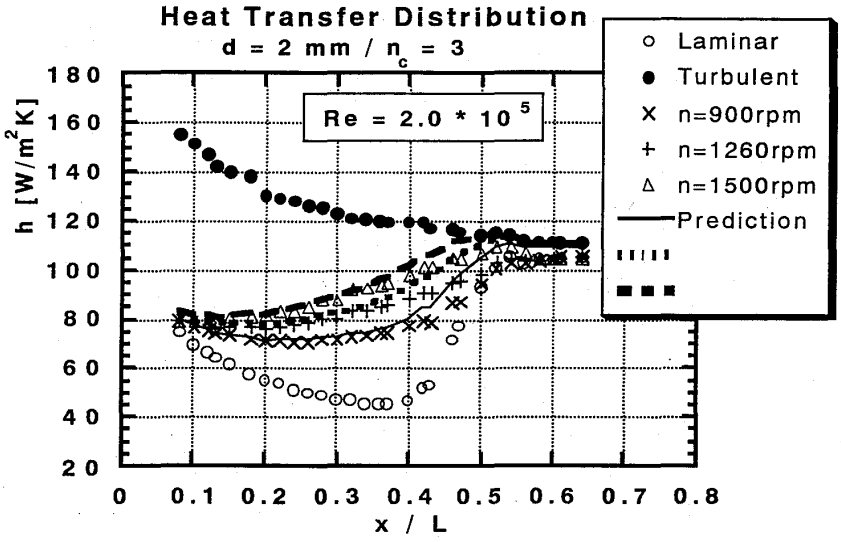


図9　後流影響下の平板境界層の熱伝達特性（Re=2.0*10^5）

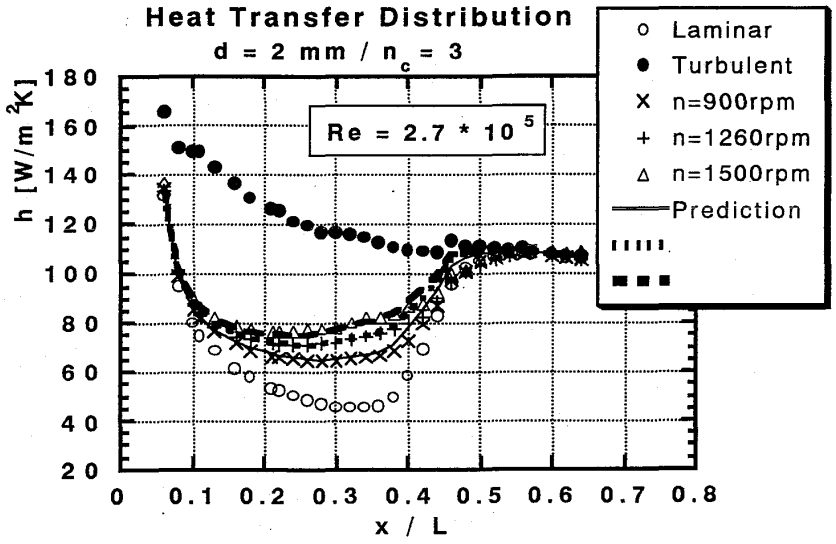


図10　後流影響下の平板境界層の熱伝達特性（Re=2.7*10^5）

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

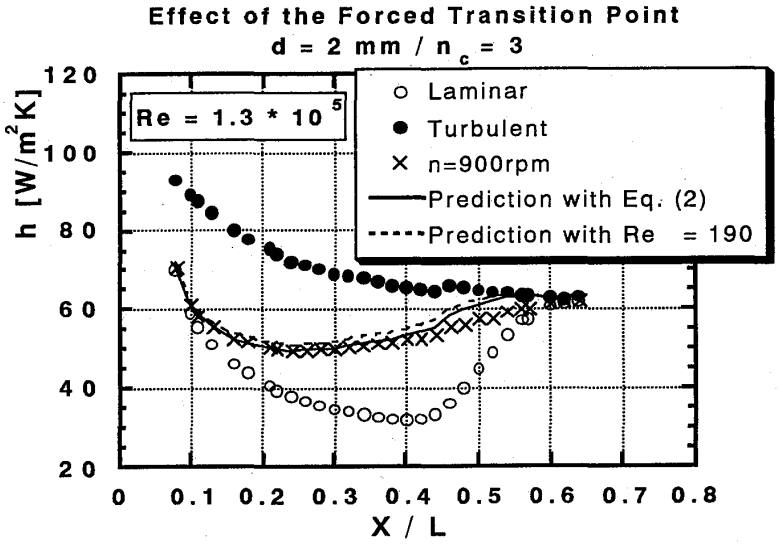


図11　後流による強制遷移開始位置の効果

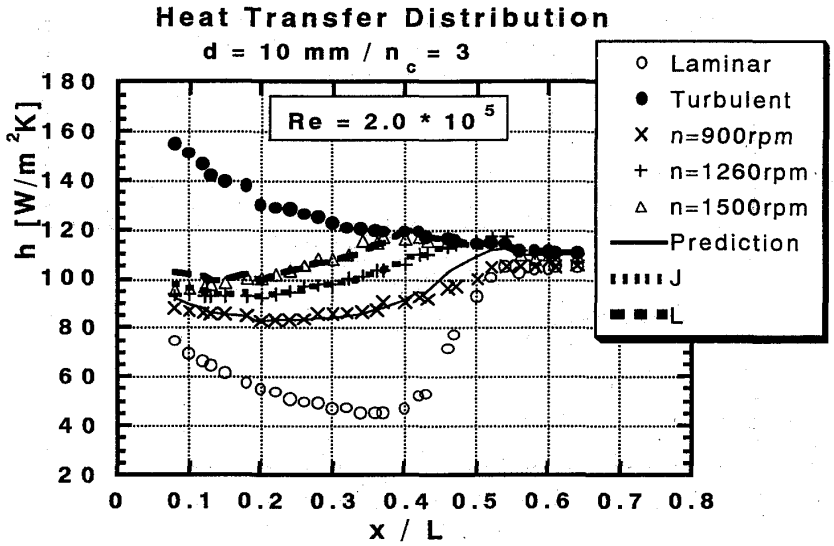


図12　後流影響下の平板境界層の熱伝達特性（d=10mm）

3.3　レイノルズ数の効果

3.2節での考察ではレイノルズ数とともにストローハル数 S も変化するため，レイノルズ数そのものの効果は見れない．そこで，ストローハル数を一定に保つように円柱回転数を変化させ，そのときの時間平均熱伝達率を計測する．ここで式(1)の間欠度を次のように書き換える．

$$\gamma(x) = \left(\frac{1}{\beta_E} - \frac{1}{\beta_P}\right)\frac{x - x_{TW}}{L}S + \frac{S}{S_W} \qquad (12)$$

図13には，ストローハル数1.8における，各レイノルズ数でのスタントン数分布を示す．非定常熱伝達に関する式(12)が正当であれば，レイノルズ数を変化させた場合でもそれぞれのスタントン数分布は，後流持続時間項の効果（式(12)第2項）を除けば，ほぼ一致することが期待される．実際には，この項の存在，計測の不確かさの他，レイノルズ数の変化が定常流の遷移に影響し，これが時間平均熱伝達（スタントン数）にも若干影響するため，これらは必ずしも一致はしない．また，遷移開始点や後流持続時間がレイノルズ数の影響を受けるため，結果として図13に示されるように，スタントン数の分布には多少のばらつきが生じている．しかし，全体としてはそれぞれの分布は一致する傾向にある．また，式(11)による評価値ともかなり一致している．即ち，スタントン数で考えた場合には，後流影響下の平板境界層の時間平均熱伝達特性は，ストローハル数に主として支配され，レイノルズ数は二次的な効果を持つにとどまることが推論される．

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

3.4 翼問題への応用

今までの議論を実機で使用される翼の表面熱伝達特性の予測に応用した．対象とした翼は，Blairら[12]が用いた動翼で，回転状態での翼表面の時間平均スタントン数分布が測定されている．この分布と上で検討されてきた手法による評価結果の比較を図14に示す．なお，図中には，この翼の平均径断面形状と同一の断面を有する2次元翼列試験の結果も併せて示されている．比較の結果，後流の影響を受ける動翼表面の熱伝達特性について，本論文で示した方法でかなり計測値に近い評価結果が得られることがわかった．ただし，本手法には，翼問題へ応用する前にさらに検討しておくべき課題が多く残されており（例えば，表面速度が一定でない場合の取扱い方，など），そのため，ここでの評価にはいくつかの推定値が用いてられている．ただ，このことを考慮しても，本手法は翼問題に対しても十分に有効であると判断される．

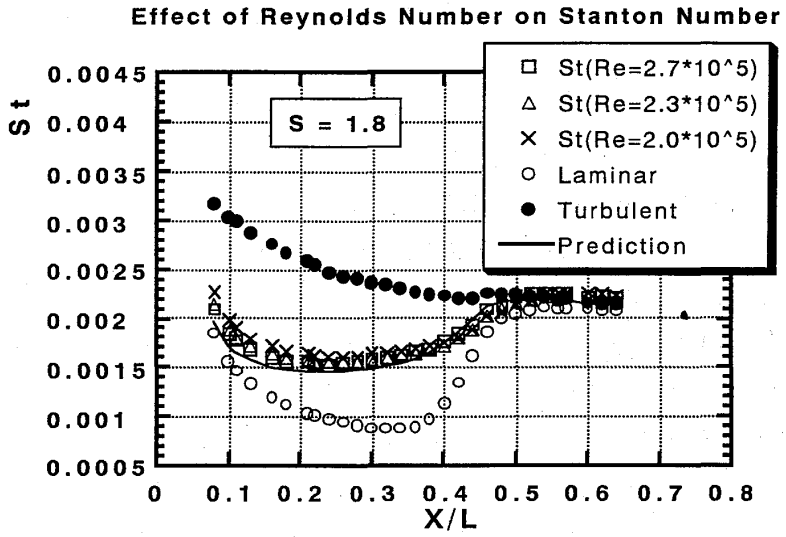


図13　スタントン数分布へのレイノルズ数の効果
（ストローハル数一定＝1.8）

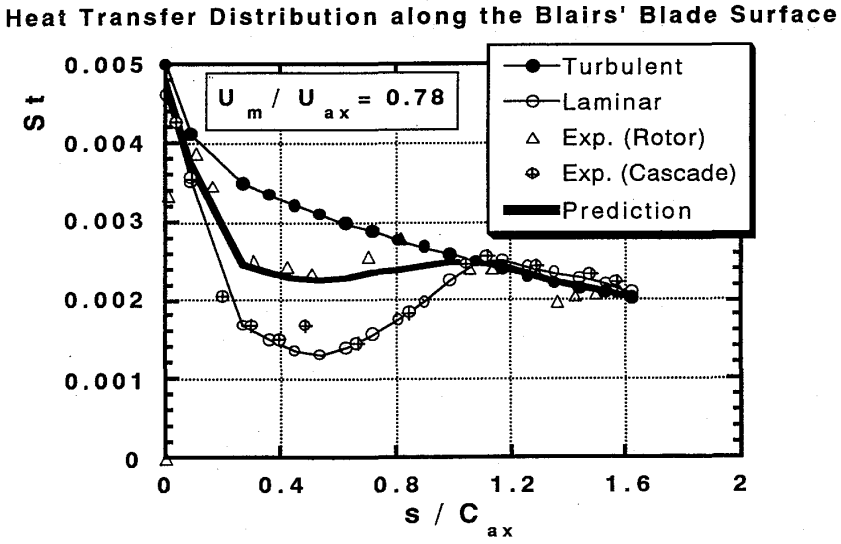


図14　翼問題への応用（後流影響下の翼まわり熱伝達の評価）

4 結 論

本研究では，著者らが提示した主流乱れが小さい場合の境界層強制遷移モデルについて，これを設計に応用するためのいくつかの考察を行った．また，主流レイノルズ数を変化させた場合の時間平均熱伝達特性を計測し，遷移モデルを用いた評価結果との比較を行った．ここで得られた結果，知見等をまとめると以下のようになる．

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

(1) 後流による境界層強制遷移開始点と後流持続時間との相関式を示した.

(2) 後流内主流乱れ分布にGauss分布を想定し，その半値幅として速度分布の場合の1.4倍の値を用いることで，実験結果をかなり一致することを確認した.

(3) 後流内乱れ度分布の4％以上の乱れ度が持続する時間を後流持続時間と定義した．この定義による後流持続時間は，前報で得られた結果に近い．また，時間平均熱伝達特性について，この定義を用いた評価結果と今回の実験結果とがよく一致することを確認した.

(4) ストローハル数を一定に保ちながらレイノルズ数を変化させた場合，得られた熱伝達特性をスタントン数で表示すると，それらの分布形状には大きな違いは見られず，また遷移モデルによる評価値に近くなることが確認され，レイノルズ数の効果は，圧力勾配のない平板境界層では副次的な効果のみを持つと推測された.

(5) 本研究で示した手法を翼問題に適用し，その結果概ね妥当な結果が得られた.

参 考 文 献

1. 船崎，目黒，山脇，機論，58-549，B(1992)，1401
2. 船崎，目黒，山脇，機論，58-550，B(1992)，1761
3. 船崎，目黒，山脇，山下，第20回ガスタービン定期講演会講演論文集，245
4. Mayle, R.E., ASME Paper 91-GT-261
5. Abu-Ghannam, B.J., and Shaw, R., J. Mech. Eng. Science, Vol.22, 1980, 213
6. 生井，井上，粘性流体の力学，理工学社，224
7. Pfeil, H., and Eifler, J., Forsch. Ing. - Wes., Band 41, 1975, 137
8. Reichardt, H., VDI-Forschung. 414, 1942
9. Dullenkopf, K., Schulz, A., and Witting, S., ASME Paper 90-GT-121, 1990
10. O'Brien, J.E., and Capp, S.P., J.Turbomachinery, Vol.111, 475
11. 目黒，岩手大学大学院工学研究科修士論文（平成3年度），1992
12. Blair, M., Dring, R. P., and Joslyn, H. D., ASME Paper 88-GT-125

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

B—5

強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究

第3報　乱れ度可変風洞の改良とその特性

阿部裕幸（機械技研）
*筒井康賢（機械技研）
吉識晴夫（東大生研）

1．はじめに

通商産業省工業技術院のムーンライト計画の一貫として開発が行われているセラミックガスタービンの基本設計[1][2][3]からタービンブレードのレイノルズ数を概算すると5×10^4程度の極めて小さな値になる[4]．このようなレイノルズ数が小さい領域での，乱れが強い場合のタービン翼列特性を求めることを目的に，まず単独翼の特性の研究から開始した．

研究の初期の段階では風洞の測定部上流に網やパンチングメタル等を設置して，流れに乱れを与えた[5]が，希望する値に乱れ度を調整することができないこと，また同じ網を用いても，風速により乱れ度が変化するなど実験条件の設定が難しかった．このため，乱れ度を連続的に変化させることができる風洞を開発し[6]，速度分布と乱れ度分布をより一様にするように改良したので報告する．

2．記号

B：風洞測定部の幅，500mm
C：供試翼の翼弦長，150mm
H：風洞測定部の高さ，1000mm
Re：レイノルズ数　$U\cdot C/\nu$
R：速度の自己相関関数

$$R(\tau)=\frac{\overline{u(t)u(t-\tau)}}{\overline{u(t)u(t)}}$$

TI：主流の乱れ度　u^2/U_m
u：主流の時間変動成分　m/s
U：主流の時間平均速度　m/s
U_m：主流の断面平均速度　m/s
U_j：パイプからの噴流速度　m/s
U_f：パイプ設置面の主流平均速度　m/s
x：翼取付位置を原点とする風洞中心の流れ方向の位置　mm
y：風洞断面の水平方向の位置　mm
z：風洞断面の鉛直方向の位置　mm
ν：流体の動粘性係数　m^2/s

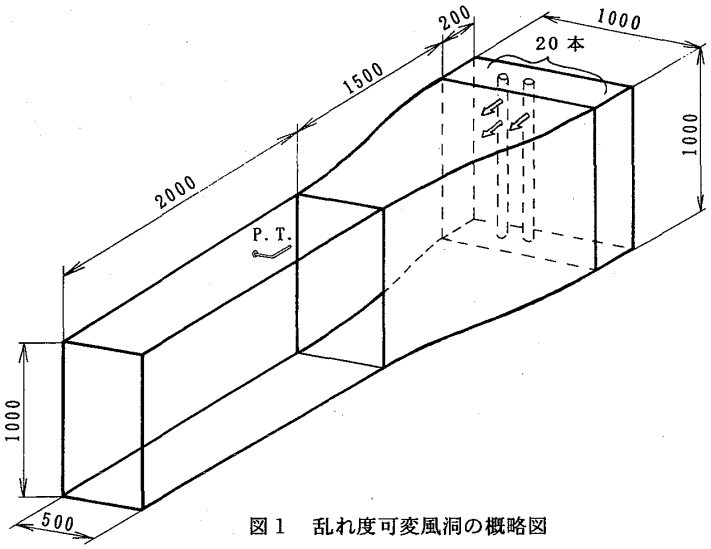


図1　乱れ度可変風洞の概略図

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

3．改良の経過

この乱れ度可変風洞は，図１に示すように絞り部の上流に２０本のパイプを設置し，それぞれのパイプに２００mm間隔で５個のφ２mmの孔を開け，それからの噴流の速度U_jを変化させることにより，乱れ度を変化させている．レイノルズ数Reは，特性試験を行う試験翼の弦長Cを代表長さに，ピトー静圧管で計測した風洞速度を代表速度にして求めた．以下のような経過で速度と乱れ度の分布が一様になるように改良した．

（１）外形１２mm，内径１０mm，鉛直方向設置，片側吹込み

手作業でφ２mmの孔は開けた外径１２mm，内径１０mmパイプを鉛直方向に絞り部に設置した場合の，$Re=5\times10^4$，$U_i/U_f=50$の時の翼取付位置（１／４弦長点）を含む断面での速度分布と乱れ度の分布を図２(a)に示す．

（２）外形１２mm，内径１０mm，鉛直方向設置，片側吹込み

図２(a)の速度と乱れ度の分布が一様でないのは穴の径と方向が一様でないためと考えて，加工業者で孔加工を行ったものである．速度分布と乱れ度分布は図２(b)のように，下の風洞壁近くで，速度と乱れ度は一様性が悪くなっている．この原因の究明には時間がかかったが，風洞内に入り，タフトで流れを見たところ，図３(a)のように逆流が発生していることが分かった．逆流の原因は，下側から圧縮空気を吹き込んでいるが，肉厚１mmの管壁では，管内流れの上方向の速度成分を吸収できず，図３(b)のように，噴流が

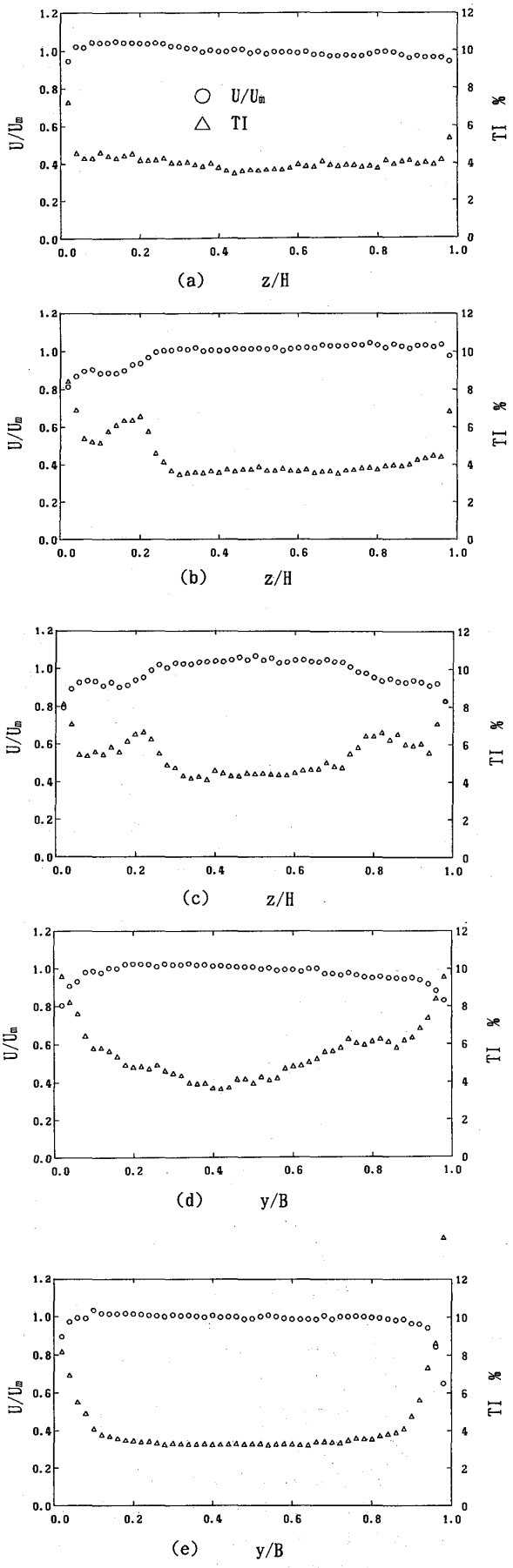


図２　速度と乱れ度の分布

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

上方向に傾くためと考えられる．上端部では，管内の流速が小さくなり，噴流が水平方向に吹き出すため，逆流が発生しないと考えられる．同一形状と思っていた(１)では，加工時のバリが管内部に残っており，バリが流れのガイドになり，噴流が水平方向に吹き出す助けをしていたようである．バリを取り除いた後では，(２)と同様な分布になった．

(３)外形１２mm，内径１０mm，鉛直方向設置，両側吹込み

管内の流速を小さくするために，両管端から吹き込むように改良した結果が図２(c)である．上下の風洞壁近くに一様でない部分ができている．

(４)外形１２mm，内径１０mm，水平方向設置，両側吹込み

風洞の縮流部は水平方向に絞っているので，それによる一様化の効果を期待して水平方向にパイプを設置したときの分布を図２(d)に示す．

(５)外形１４mm，内径１０mm，水平方向設置，両側吹込み

いずれも，十分に速度と乱れ度を一様化する効果がなかったので，パイプの肉厚が２mmとなるように外径を１４mmに変更した場合の速度と乱れ度の分布を図２(e)に示す．

４．風洞の特性

(１)風洞の主流速度と乱れ度の一様性

$Re=20x10^4$，$U_i/U_f=20$の場合の速度分布を図４(a)に，乱れ度分布を図４(b)に示している．断面中央部分は十分に一様に

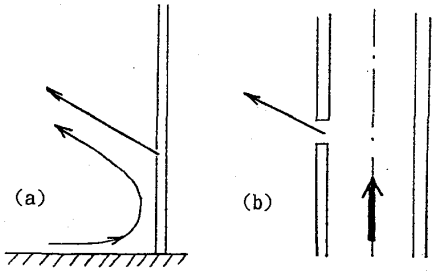
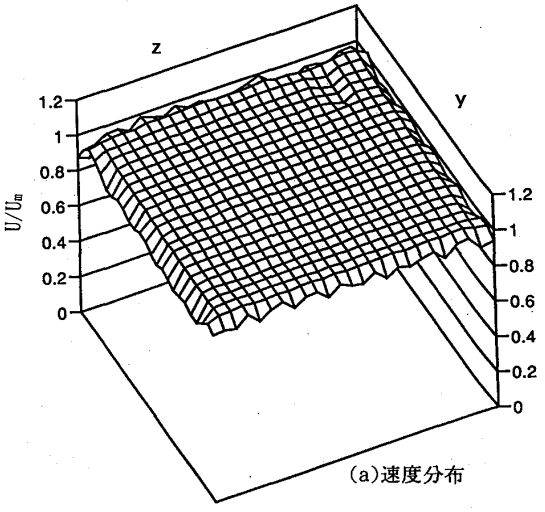
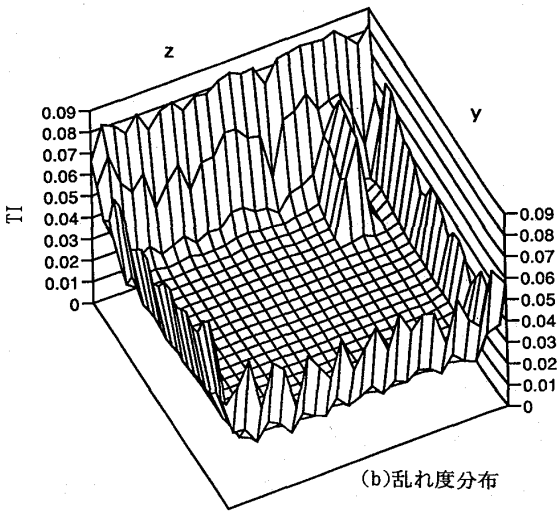


図３　逆流の発生と原因



(a)速度分布



(b)乱れ度分布

図４　断面内の速度・乱れ度分布($Re=20x10^4$, $U_j/U_f=20$)

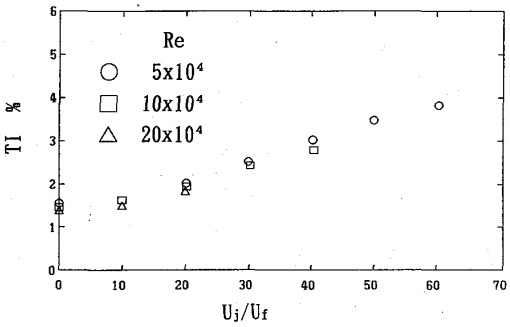


図５　Uj/Ufによる乱れ度の変化

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

なっている．図４(a)のへこみと図４(b)のでっぱり部分は，風洞速度計測用のピトー管の後流である．

（２）U_j/U_fと乱れ度の関係

U_j/U_fを変えたときの乱れ度の変化を図５に示す．レイノルズ数によらず，U_j/U_fにより乱れ度がほぼ決まることが分かる．これにより本研究の必要な乱れ度可変風洞が実現できた．レイノルズ数が高くなると大きな乱れ度が得られていないが，噴流の発生用に用いた圧縮の流量の限界により，大きなU_j/U_fが得られないためである．

（３）乱れ度の流れ方向変化

風洞断面中央の流れ方向の乱れ度分布を計測した結果を図６に示す．弦長の２倍前方から，２倍後方までに約２０％減少しており，弦長当たり約５％減少していることがわかる．

（４）自己相関関数

これまでの乱れ度の計測は，熱線風速計のＲＭＳ計を用いたが，自己相関関数と次のパワースペクトルの算出には，カットオフ周波数で－３dB，その２倍の周波数で－４８dBの減衰特性を持つローパスフィルタのカットオフ周波数を１０kHzに設定し，５０nsのサンプリング間隔で１２bits，４kワードのデータを取得して処理した．図７(a)には，$Re=5\times10^4$，U_j/U_f=0,20,30,40,50,60の場合，図７(b)には，U_j/U_f=20，$Re=5,10,20\times10^4$の場合の自己相関関数を示す．

（５）パワースペクトル

図８に$Re=5\times10^4$，U_j/U_f=20場合のパワー

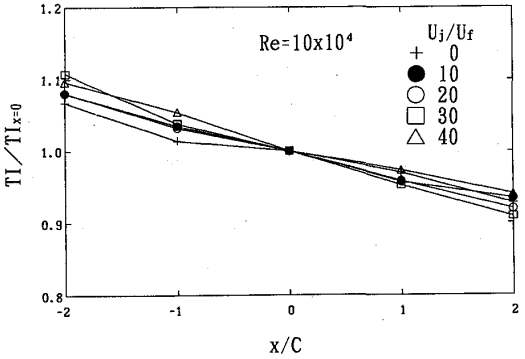
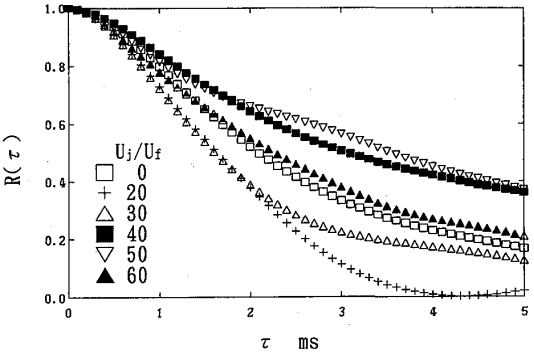
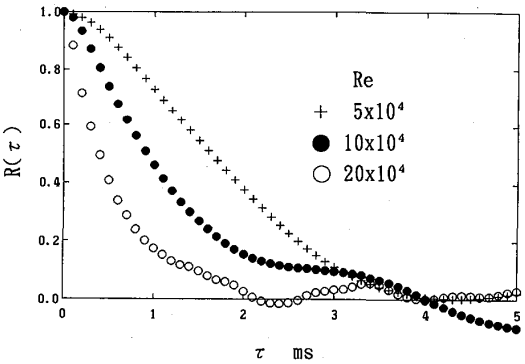


図６　乱れ度の流れ方向変化



(a) $Re=5\times10^4$



(b) U_j/U_f=20

図７　変動速度の自己相関関数

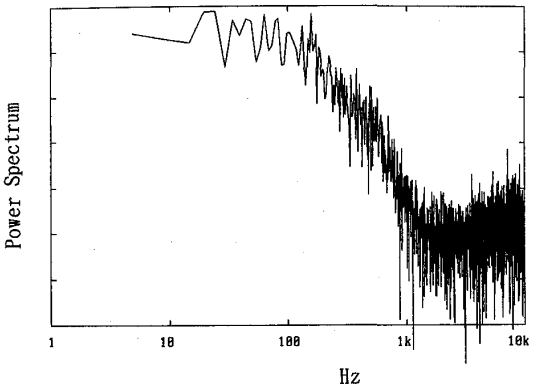


図８　変動速度のパワースペクトル

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

スペクトルを示す.

5. まとめ

低レイノルズ数領域での，乱れが強い場合の翼，翼列特性を求める実験を行うために，乱れ度を連続可変に設定できる風洞を改良を行い，速度と乱れ度を断面内で一様な風洞特性を達成することができた．これにより，翼型特性の実験を行う環境が整備できた.

終わりに，本研究を行うにあたり御協力いただいた元神奈川工科大学岡村成浩君，金田努君，筑波大学大学院村田耕史君，神奈川工科大学石川一君に感謝します。

参考文献

(1)倉田公雄，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，
日本ガスタービン学会誌17-67(1989)，pp.5-12
(2)星野明史，コージェネレーション用再生二軸式セラミックガスタービン，
日本ガスタービン学会誌17-67(1989)，pp.13-20
(3)浜田義次，可搬式発電用再生二軸式セラミックガスタービン，
日本ガスタービン学会誌17-67(1989)，pp.21-30
(4)筒井康賢・阿部裕幸，高温化によるタービンのレイノルズ数の低下の影響について，
機械技術研究所研究発表会研究発表概要集(1991-5)，p.20
(5)阿部裕幸・筒井康賢・吉識晴夫，強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究，
ガスタービン秋季講演会講演論文集(1990-11)，pp.29-34
(6)阿部裕幸・筒井康賢・吉識晴夫，強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究-第2報，
ガスタービン秋季講演会講演論文集(1991-8)，pp.17-23

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

B—6

強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究

第4報　乱れ度可変風洞を用いた実験

＊阿　部　裕　幸　（機械技研）
筒　井　康　賢　（機械技研）
吉　識　晴　夫　（東大生研）

1．はじめに

低レイノルズ数領域における翼型特性の研究は、ＲＰＶや風車関連の研究として多くなっているが[1]、乱れとの関連を明らかにした研究は少ない。風洞実験において風洞固有の乱れを十分考慮する必要性を述べた論文[2]があるが、乱れに関してはさらに詳しい考察が必要であると思われる。

筆者らは、単独翼の空力特性を調べるために乱流格子を用いた風洞実験[3]を行ったが、今回は主流の乱れを可変に制御できる風洞[4][5]を用いて実験を行ったので、その結果について報告する。

2．記号

u :主流の時間的速度変動成分　m/s

U :主流の時間的平均速度　m/s

C :供試翼の翼弦長　=150mm

x :翼弦長Cで無次元化した前縁から翼弦方向の位置

ρ :流体の密度　kg/m^3

ν :流体の動粘性係数　m^2/s

Re:レイノルズ数　$U \cdot C/\nu$

TI:主流の乱れ度　u^2/U

α :翼の迎え角　°

P_0:大気圧　Pa

P :翼面上の静圧　Pa

L :翼に働く揚力　N/m

D :翼に働く抗力　N/m

C_P:圧力係数　$P-P_0/(2\rho U^2)$

C_L:揚力係数　$L/(2\rho U^2 C)$

C_D:抗力係数　$D/(2\rho U^2 C)$

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

3．実験装置および方法

3．1 実験装置

実験に用いた風洞測定部の概略図を図1に示す。風洞は開放式であり、測定部の断面は1000mm×500mmである。供試翼は、弦長150mm、翼幅500mmの２次元翼で、測定部入り口から800mmの位置で水平方向に取り付けた。翼型は、迎え角4°で揚力係数1、最大厚み比15%の仕様で機械技術研究所が風車用に開発した翼型MEL001を用いた。翼は軸に取付けたステッピングモータによって回転し、ロータリエンコーダで常に取付角を検出しながら翼の迎角を設定した。主流の乱れは、翼前縁から上流2300mmの位置に設置した主流乱れ可変制御装置で与えた。

翼面静圧分布は、翼面に設けた46個の静圧孔から48個の切替孔を持つスキャニバルブを用いて測定した。乱れ度は、Ｉ型熱線プローブを測定部入り口から800mm、下面から100mm上方の位置に固定して測定した。主流の速度は、直径6mmのピトー管を測定部入り口から520mm、上面から200mm、側面から145mmの位置に固定して測定した。

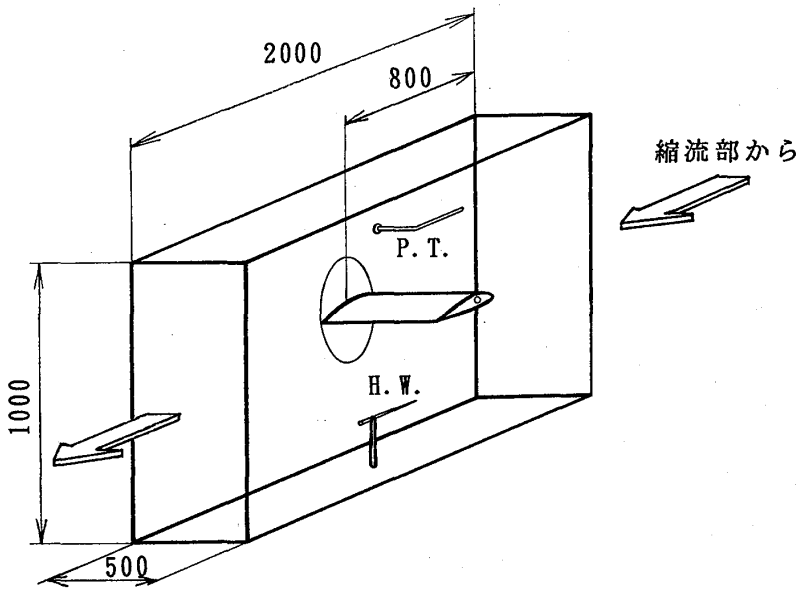


図１ 風洞測定部の概略図

3．2 実験条件

実験条件は、レイノルズ数Reを0.5×10^5、1.0×10^5、2.0×10^5の３通りとした。主流の乱れ度TIは翼の迎え角αが0°の状態で調整し、約0.4%から6.0%の範囲で行った。翼の迎え角αは、0°から20°、20°から-20°、-20°から0°へと2°おきに一回りするように設定した。揚力と抗力は翼面静圧分布より求めた。

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

4．実験結果と考察

4．1 乱れ度による揚力係数の変化

図2に、各レイノルズ数Reごとに主流の乱れ度TIを変えたときの翼の迎角αに対する揚力係数C_Lの変化を示す。図中の破線はポテンシャル流計算によるC_Lの変化である。

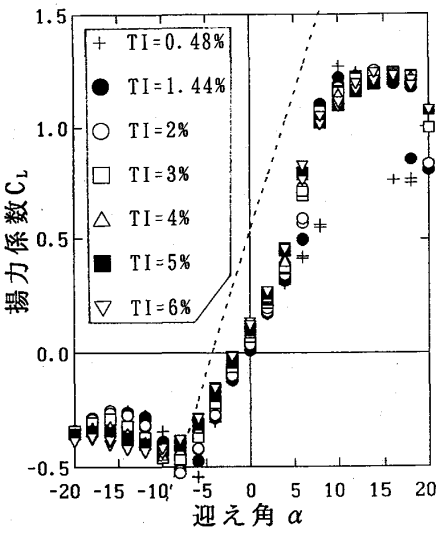
図2(a)のレイノルズ数Re=0.5×10^5の場合、迎え角α=-8°～10°の範囲で乱れが強くなるほど実験値がポテンシャル流の揚力係数C_Lの値に近づく。しかし、乱れが弱いほど迎え角α=4°～10°で揚力傾斜$dC_L/d\alpha$の変化が見られる。また、その変化する迎え角αは乱れが弱いほど大きい。乱れ度TI=0.48%の迎え角α=14°～20°では失速状態となり、迎え角αを増大した場合、減少した場合に揚力係数C_Lが変わるヒステリシスも見られる。

図2(b)のレイノルズ数Re=1.0×10^5の場合にも同様な傾向を示す。しかし、Re=0.5×10^5の場合に比べて弱い乱れで、よりポテンシャル流に近づいている。また、迎え角α=16°～20°で揚力係数C_Lが急激に変化するが、揚力係数C_Lのヒステリシスは見られない。

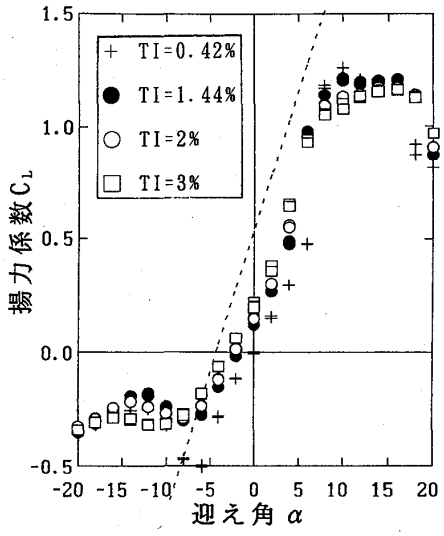
図2(c)のRe=2.0×10^5の場合には、乱れ度TI=2%の迎え角α=-8°～6°では、揚力係数C_Lがポテンシャル流にほぼ一致している。乱れ度TI=0.37%の迎え角α=2°～4°では、揚力傾斜$dC_L/d\alpha$がわずかに変化している。

4．2 乱れ度による揚抗比の変化

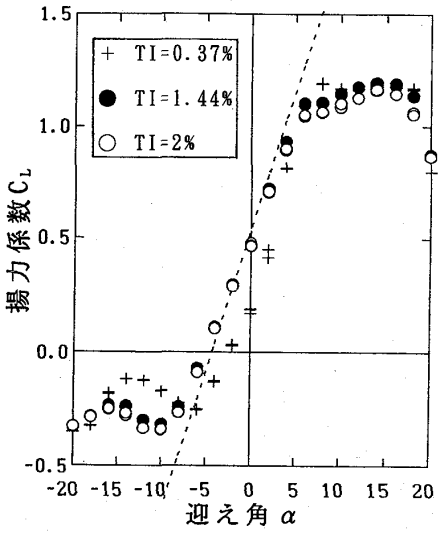
図3に、各レイノルズ数Reごとに主流の乱れ度TIを変えたときの翼の迎角αに対する揚抗比C_L/C_Dの変化を示す。この場合の抗力係数C_Dは翼面静圧分布のみから求めたものであり摩擦抗力は含んでいない。



（a） レイノルズ数Re=0.5×10^5



（b） レイノルズ数Re=1.0×10^5



（c） レイノルズ数Re=2.0×10^5

図2 揚力係数C_L

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

図3(a)のレイノルズ数Re=0.5×10⁵の場合、迎え角α=4°～8°と16°付近では、乱れ度TIにより揚力係数C_Lの差が強く表れている。特に、迎え角α=8°において乱れ度TI=2～6%は0.48%に対して揚抗比C_L/C_Dが約4倍になっている。

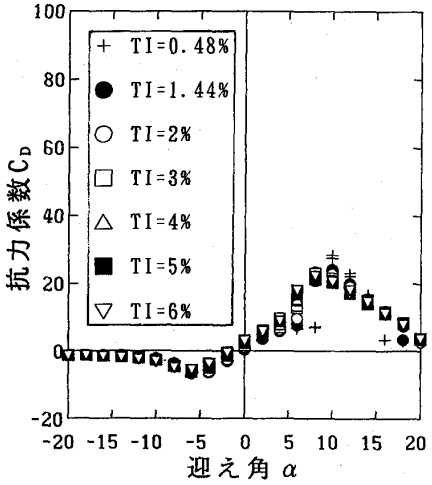
図3(b)のレイノルズ数Re=1.0×10⁵の場合にも同様な傾向が見られ、迎え角α=-4°～10°の範囲で乱れが強いほど揚抗比C_L/C_Dが大きい。特に、迎え角α=6°において乱れ度TI=3%は0.42%に対して揚抗比C_L/C_Dが約6倍になっている。

図3(c)のレイノルズ数Re=2.0×10⁵の場合にも、迎え角α=-4°～6°の範囲で乱れ度TI=0.37%に比べて2%の揚抗比C_L/C_Dが大きいが、この範囲の揚力係数C_Lの差に比べて著しく大きく、主流に強い乱れを与えることで抗力係数C_Dが減少していることがわかる。

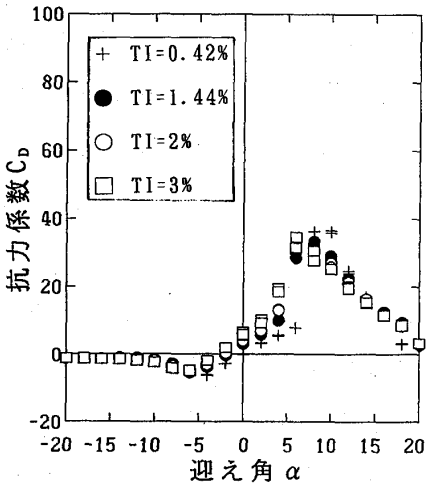
4.3 乱れ度による翼面圧力分布の変化

図4は、レイノルズ数Re=0.5×10⁵の場合において、迎え角αを0°から20°に増加したときに揚力傾斜dC_L/αが変化する迎え角α=8°、10°と16°、18°での翼面上の圧力係数C_Pの分布を示す。図中の破線はポテンシャル流計算による圧力係数C_Pの分布である。

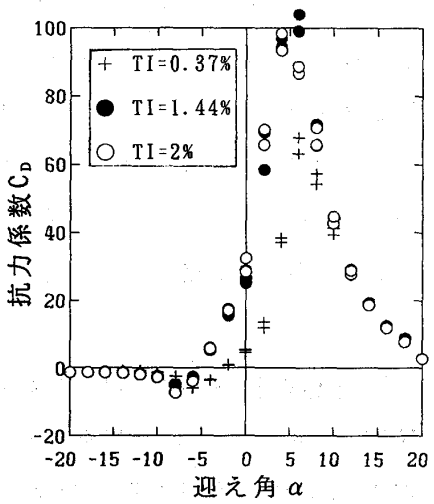
迎え角α=8°では乱れ度TI=0.48%の場合に、翼弦長Cで無次元化した前縁から翼弦方向の位置x=35%付近の背側で剥離し、後縁まで到っていることがわかる。他の強い乱れを与えた場合には背側の前縁付近(?)とx=60%付近で剥離泡が形成されているように見える。迎え角α=10°では乱れ度TI=0.48%の場合に背側x=60%付近で剥離泡が形成されるが、全体の圧力分



(a) レイノルズ数Re=0.5×10⁵



(b) レイノルズ数Re=1.0×10⁵



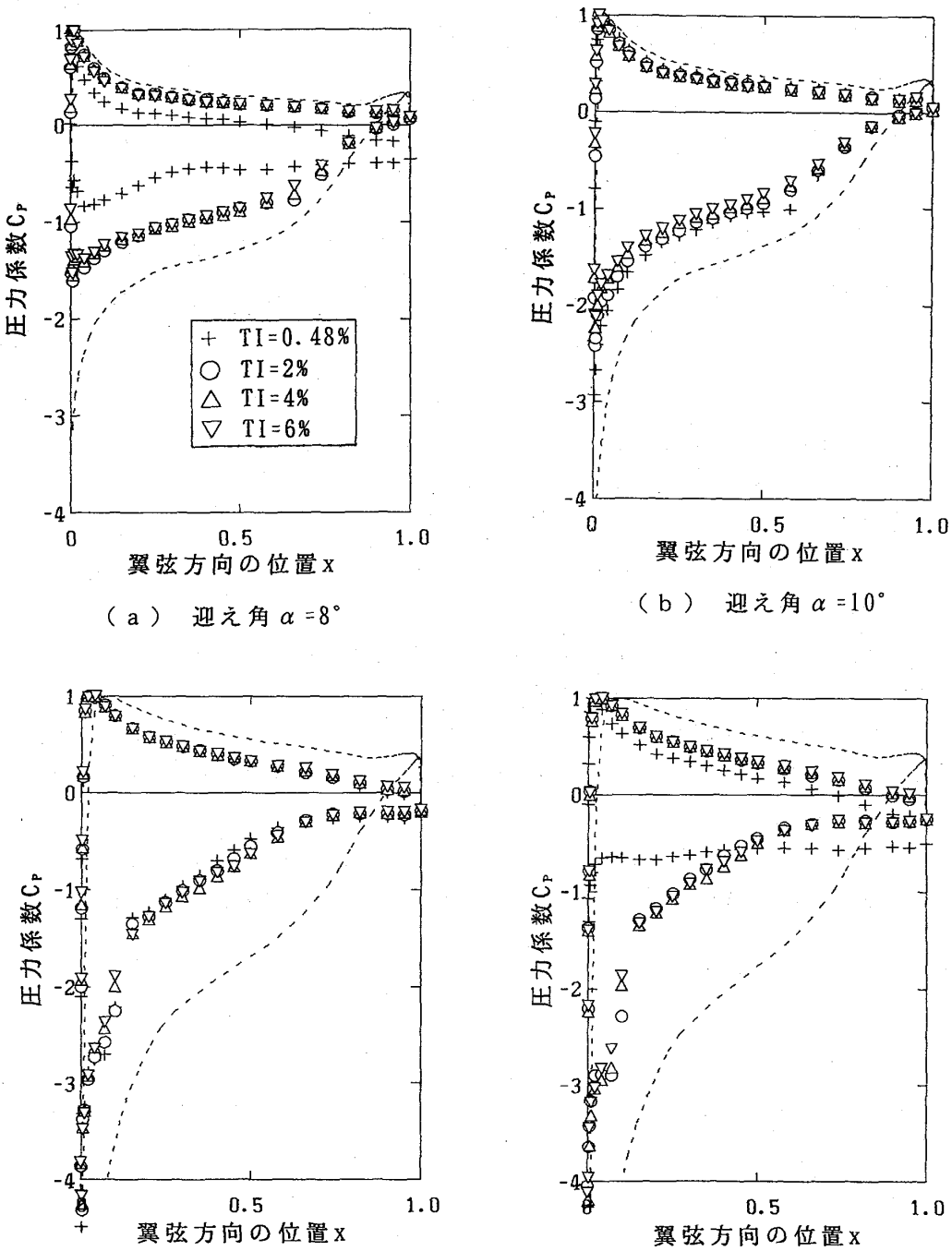
(c) レイノルズ数Re=2.0×10⁵

図3 抗力係数C_D

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

布は他の強い乱れを与えた場合とほぼ同じである。

迎え角α=16°での分布の様子は乱れの強さに依らず、背側x=75%付近から剥離してる。迎え角α=18°になると、乱れ度TI=0.48%の場合、背側で前縁から剥離し失速状態である。しかし、他の強い乱れを与えた場合、背側の前縁付近に剥離泡(?)ができ、x=65%付近から後縁まで剥離しているが、全体には到っていない。



（a） 迎え角α=8°

（b） 迎え角α=10°

（c） 迎え角α=16°

（d） 迎え角α=18°

図4 圧力係数C_P

レイノルズ数Re=0.5×10⁵

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

5．まとめ

低レイノルズ数領域において主流に強い乱れを与えた場合の単独翼の空力特性を調べる風洞実験を行った結果、次のことがわかった。

(1)迎え角αに対する揚力係数C_Lの分布は、迎え角α=-8°～10°の範囲において主流の乱れ度TIの増加に伴い翼の背側に形成される剥離が起こりにくくなることで、ポテンシャル流の分布に近づく傾向がある。しかし、レイノルズ数Re=0.5×10^5の場合は、Re=2.0×10^5に比べて強い乱れが必要である。

(2)迎え角α=2°～10°で見られる揚力傾斜$dC_L/d\alpha$の変化は、乱れ度TIが弱いほど、レイノルズ数Reが小さいほど大きく、大きい迎え角αでその変化は起きる。

終わりに、本研究を行うにあたり御協力いただいた元神奈川工科大学岡村成浩君、金田努君、筑波大学大学院村田耕史君、神奈川工科大学石川一君に感謝します。

参考文献

(1)T.J.Mueller(Ed.), Low Reynolds Number Aerodynamics, Lecture Notes in Engineering, Vol.54 (1989), Springer-Verlag.

(2)T.J.,Mueller, L.J.,Pohlen, P.E.,Conigliaro, B.J.,Jansen,Jr.,The Influence of Free-Stream Disturbances on Low Reynolds Number Airfoil Experiments, Experiments in Fluids 1 (1983), p.3, Springer-Verlag.

(3)阿部裕幸・筒井康賢・吉識晴夫：強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究、ガスタービン秋季講演会論文集(1990-11)、pp.29-34

(4)阿部裕幸・筒井康賢・吉識晴夫：強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究－第2報－主流乱れを可変制御できる風洞の試作、ガスタービン秋季講演会論文集(1991-8)、pp.17-23

(5)阿部裕幸・筒井康賢・吉識晴夫：強い主流乱れの中に置かれた翼特性の研究－第3報－乱れ度可変風洞の改良とその特性、ガスタービン秋季講演会論文集(1992-11)

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

B—7

高温ガスタービン用セラミック燃焼器の研究開発
（第４報　1500℃級燃焼器の実圧燃焼試験結果）

＊百合　功（電力中央研究所）　久松　暢（電力中央研究所）
森　則之（電力中央研究所）　渡辺和徳（電力中央研究所）

1．緒　言

石炭ガス化複合発電は熱効率および環境保全性に優れ、次世代の火力発電の主力として期待されている。この複合発電プラントの熱効率向上には、ガスタービンの高温・高性能化が重要であり、耐熱性に優れたセラミックスをガスタービン高温機器に適用できれば、ガスタービンの高温化と冷却空気量の低減化が同時に達成され、プラントの熱効率を大幅に向上させることができる。

そこで筆者らは、セラミックガスタービンの開発を進めており、これまでに㈱日立製作所と共同で、石炭ガス化複合発電用1300℃、20ＭＷ級セラミック燃焼器の開発を行った。第１報～第３報では、この1300℃級セラミック燃焼器の構造設計および実圧下での強度信頼性、燃焼性能について検討し、燃料の急速遮断を含む高圧燃焼条件下においてもセラミックスの健全性を確保し得ること、また、高負荷安定燃焼および出口ガス温度分布の均一化が可能であることなどを示した[(1)(2)(3)]。

今後は、プラントの熱効率向上をより一層進めるためにも、タービン入口温度の高温化を目指したセラミック燃焼器の開発が必要である。燃焼器の高温化に際しては、燃焼器への供給空気量が相対的に減少するため、より少ない空気量で安定な燃焼を実現させることが重要な課題となる。

一方、燃焼器へのセラミックスの適用においては、冷却空気量の低減化によって空気配分設計の自由度が増加するとともに、壁面温度は1000℃以上に上昇し燃焼反応が促進されるため、燃焼の安定化が期待でき、高温化を進めるうえで有効と考えられる。

このため本研究では、新たに石炭ガス化複合発電用1500℃、20ＭＷ級セラミック燃焼器を設計・製作し、実圧燃焼試験を実施した。本報告は、その試験結果について述べたものである。

2．セラミック燃焼器

本燃焼器の設計は、前報の1300℃級セラミック燃焼器の設計を基に行った[(1)(2)(3)(4)]。

空気配分設計では、燃料中のNH_3に起因するフュエルNO_xの低減化を図るためリッチ・リーン燃焼法を採用し、一次燃焼領域での空気比は前報と同様に、0.7 以下となるように設定した。本燃焼器が対象とする燃料を用いた場合、1300℃級燃焼器の

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

出口空気比は約2.1であるのに対し、1500℃級燃焼器の出口空気比は約1.4に低下する。そのため、両者の燃料供給量を一定にした場合、1500℃級燃焼器に供給する空気量は1300℃級燃焼器に比べて約70％に減少する。そこで本燃焼器では保炎性能や燃焼安定性に直接影響しない希釈空気孔を廃止することにより、供給空気量の減少に対処した。

燃焼器の壁面構造は前報と同様、図1に示すように、金属壁の内面をセラミック繊維で、さらにその内面をセラミックタイルで内張りした構造であり、セラミックスと金属の複合構造化、セラミックスの分割化などの構造設計概念[5][6]を取り入れている。内筒部セラミックタイルは、周方向および軸方向にそれぞれ8分割されており、タイルコーナー部に燃焼空気孔を位置させた。燃焼空気孔部には金属製のフローガイドが設置され、燃焼空気とセラミックタイルの接触による熱応力の発生を防止している。また、全空気量の約3％に相当するシール空気を金属壁よりセラミック繊維層に投入し、高温ガスの繊維層への進入を防止するとともに、繊維層の遮熱性能の向上を図っている。また、セラミックタイルを固定するためのセラミックボルトに生じる熱応力を低減化するため、ボルト・ナット固定部を断熱材で覆うとともに、固定部を保護するため、その外側に金属製筒を設置した。

燃焼器内筒部の寸法は内径160 mm、長さ 500mmである。尾筒部は長さ約360 mm、出口は円弧形状である。タイル、繊維、金属壁の厚さはそれぞれ5mm、16mm、2mmであり、タイルおよびボルト・ナットには窒化珪素（Si_3N_4）、繊維にはアルミナ（Al_2O_3）繊維、金属壁には SUS材を使用した。

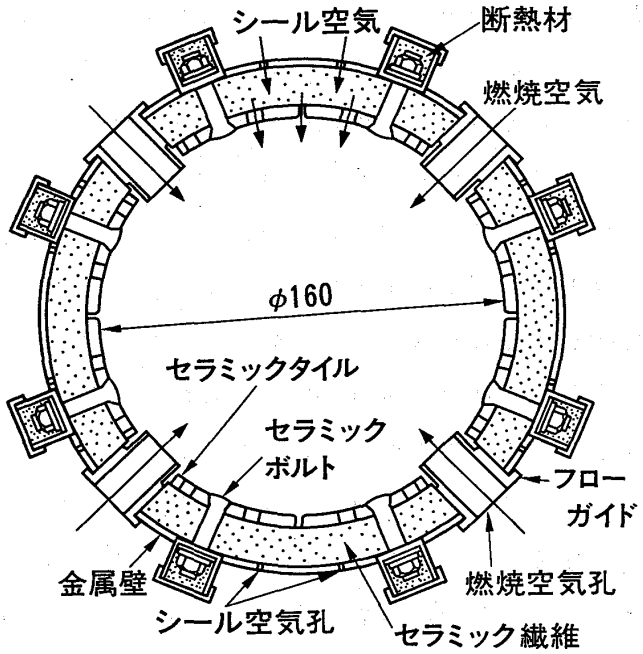


図1　燃焼器の断面構造

3．試験設備と試験方法

3－1 試験設備

燃焼試験には図2に示す試験設備[7]を使用した。この設備では、プロパンガスを改質することにより、石炭ガス化燃料とほぼ同一組成の低カロリーガス燃料を得ることができる。改質ガス燃料はCO/H_2モル比、発熱量、NH_3濃度、温度などが調整された後、燃焼器に供給される。また、コンプレッサーで加圧された燃焼用空気は所定の温度に加熱され、燃焼器に供給される。燃焼器で発生した燃焼ガスは減温器を経て大気中に放出されるが、減温器の後流にある圧力調整弁により、燃焼器内圧を調整

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

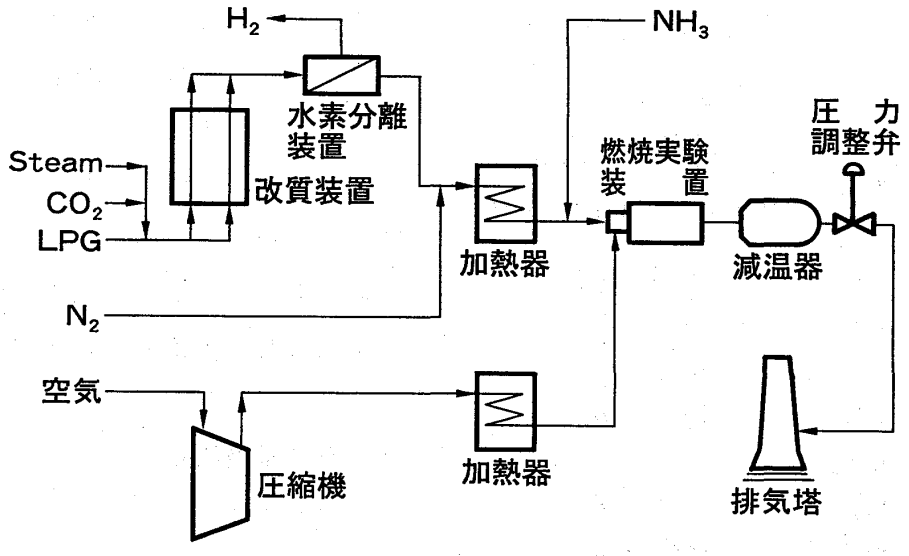


図２　試験設備の系統概略図

することができる。

図３に燃焼器試験装置の断面を示す。燃焼器出口に設けられた耐火キャスター製計測ダクトには、Ｒ型熱電対を用いた高温ガス温度計（測定点数：25点）が挿入されており、燃焼器出口ガス温度分布を測定することができる。また、ガス温度計の後流には排ガスサンプリングプローブおよび全圧プローブが挿入されており、燃焼排ガス中のＣＯ，CO_2，O_2，NO_x，ＴＨＣと燃焼器出口圧力が測定される。

燃焼器各部の温度を把握するため、セラミックタイルにＲ型シース熱電対、金属壁にＫ型シース熱電対を取り付けた。

３－２ 試験条件と試験方法

試験では、燃料の発熱量を1000 kcal／Nm^3（ＨＨＶ）、ＣＯ／H_2モル比を３，燃料および空気温度を400 ℃とし、圧力および燃焼負荷率などが燃焼特性に与える影響を検討した。表１に燃料および燃焼空気の基本条件を示す。

セラミックスの健全性を把握するため、試験は開放点検（目視点検）を行いながら実施した。また、定格条件相当（1500℃、15 ata）

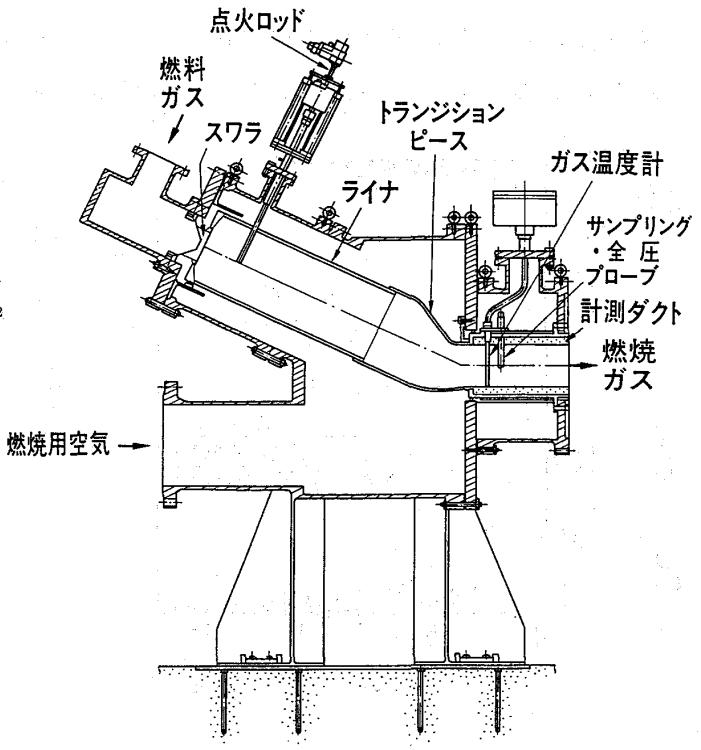


図３　燃焼器試験装置

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

表 1　燃料および燃焼空気基本条件

項目		条件
燃料	発熱量	1000 kcal/Nm³ (HHV) 931 kcal/Nm³ (LHV)
	燃料組成 H_2	6.9 vol%
	燃料組成 CO	18.3 〃
	燃料組成 N_2	56.2 〃
	燃料組成 CO_2	13.0 〃
	燃料組成 CH_4	2.5 〃
	燃料組成 H_2O	3.0 〃
	燃料組成 NH_3	1000 ppm-vol
	CO/H_2	3（CH_4はCOに加算）
	温度	400℃
空気温度		400℃

から燃料を急速遮断することにより、セラミックスに対して最も厳しい非定常熱応力が発生すると思われるガスタービン緊急停止時を模擬したトリップ試験も実施した。累積試験時間は約10時間であり、そのうち定格条件相当での試験時間は累積約4時間である。

4．燃焼試験結果

4－1 燃焼特性

(1) 燃焼効率

図4は燃焼器出口ガス温度を1500℃とし、燃焼負荷率一定（3×10^7kcal/m³・h・ata）で燃焼器内圧力を変化させた場合の圧力と燃焼効率の関係を示したものである。なお、図中には前報の1300℃級燃焼器の試験結果についても併せて示した。高圧条件下では、前報同様、燃焼効率ほぼ100 %の安定燃焼が可能となっている。低圧条件下でも燃焼効率99.9%以上の燃焼が可能となっているが、前報に比べると燃焼効率はやや低下している。

図5は、低圧条件下（燃焼器内圧力4ata）におけるセラミックスの軸方向温度分布を示したものである。一次燃焼領域での燃焼状態を前報とほぼ等しくなるように設計

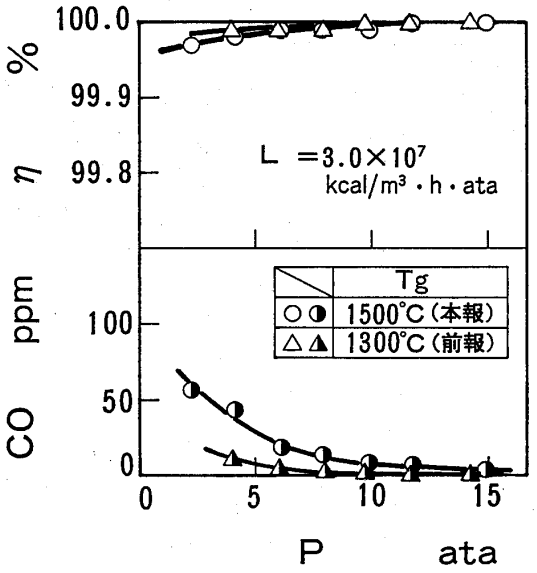


図4　燃焼効率におよぼす圧力の影響

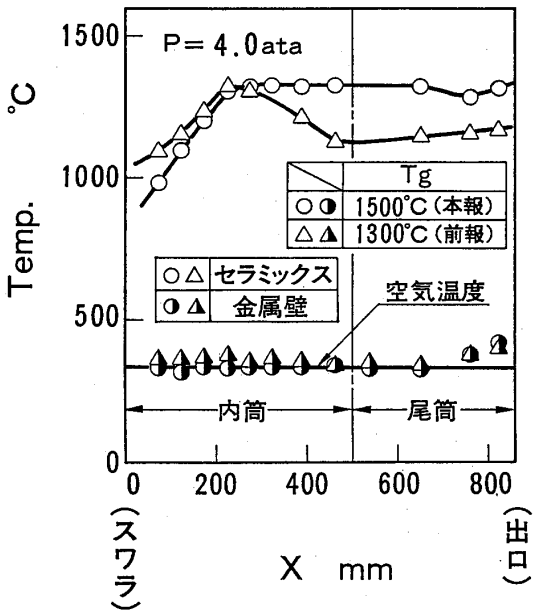


図5　燃焼器軸方向の壁面温度分布（低圧条件）

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

したにもかかわらず、スワラ近傍でのセラミックス温度は約100 ℃低下している。このことから低圧側で前報に比べ燃焼効率が低下したのは、保炎性能に影響するスワラ近傍での空気比が前報に比べ若干低下したためと考えられる。

これに対し、定格条件相当におけるセラミックスの軸方向温度分布を図9に示すが、スワラ近傍でのセラミックス温度は、1000℃以上の高温となっており、安定した保炎が行なわれていることを示唆している。

(2) NO_x排出特性

図6は定格条件相当において燃料中のNH_3濃度を変化させた場合のNO_x排出濃度と燃料中NH_3からNO_xへの転換率(以下NO_x転換率またはC.R.と表す)の変化を示したものである。NO_x排出濃度はNH_3濃度の増加とともに増大するが、NO_x転換率はNH_3濃度の増加にともなって減少している。また、燃料中にNH_3が含まれてない場合の排出NO_xはサーマルNO_xであるが、サーマルNO_x排出濃度は23ppm(O_2濃度16%換算値7ppm)と低いことがわかる。図では、前報にならって、このサーマルNO_x排出濃度を無視してNO_x転換率を算出した。

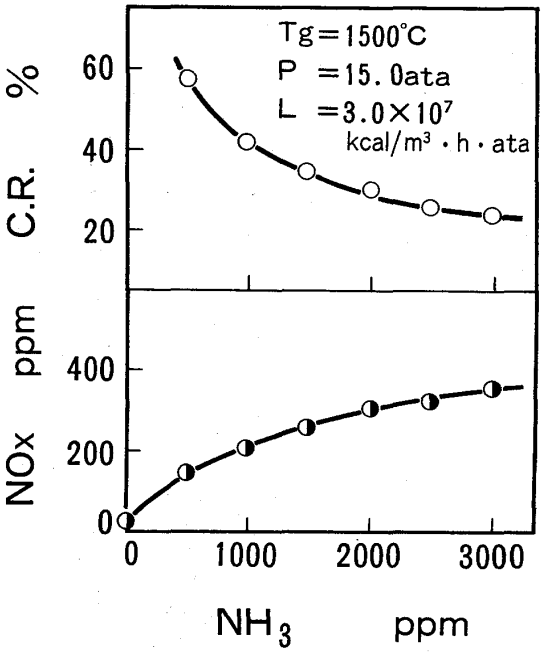


図6 NOx排出特性におよぼす燃料中NH_3濃度の影響

NH_3濃度1000ppmの場合、NO_x転換率42%であるが、サーマルNO_x排出濃度を分離した場合は、NO_x転換率が37%となる。一方、前報の1300℃級燃焼器ではサーマルNO_x排出濃度を分離した場合は、NO_x転換率は36%であり、本燃焼器では前報と同程度の低NO_x燃焼が可能となっている。これは、一次燃焼領域での空気比をほぼ等しくしたためであり、図9に示したセラミックスの軸方向温度分布において、スワラ近傍でのセラミックス温度が前報とほぼ等しくなっいる状況からも理解できる。

次に、燃料中のNH_3濃度を1000ppmとし、燃焼負荷率、燃焼器内圧がNO_x排出特性におよぼす影響を検討した。図7は燃焼器出口ガス温度を1500℃とし、燃焼負荷率一定で燃焼器内圧力を変化させた場合のNO_x排出濃度、およびNO_x転換率を示したものである。前報同様、2ata以上では、NO_x転換率は圧力の上昇と共に次第に減少する傾向が見られる。また、燃焼負荷率が低下すると、NO_x転換率はさらに低下している。

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

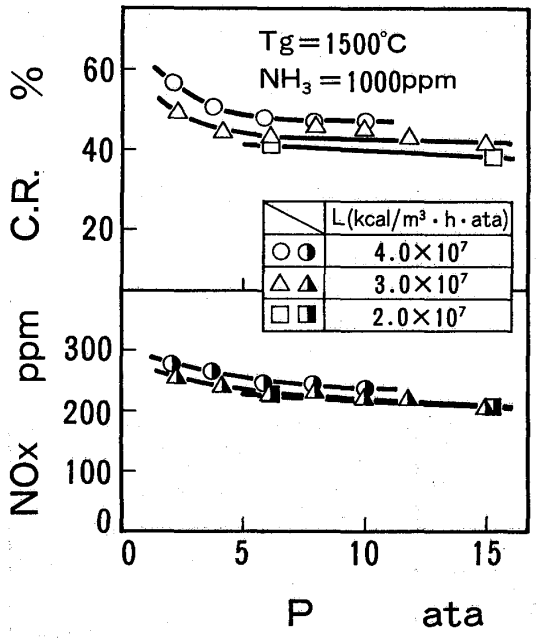


図7　NOx排出特性におよぼす圧力の影響

(3) 燃焼器出口ガス温度分布

燃焼器出口ガス温度分布の一例として図8に定格条件相当におけるガス温度分布を示す。最高ガス温度は出口中央部にあり、出口ガス温度分布はほぼ左右対称となっている。また、定格条件相当におけるパターンファクターは前報の1300℃級燃焼器（パターンファクター 6.5%）に比べて高いが、10%以下に抑えられている。このようにセラミック燃焼器では、壁面の冷却・シール空気量が減少することによって、壁面温度が1000℃以上の高温になるため、燃焼器出口ガス温度分布の均一化が図れるものと思われる。前報の1300℃級燃焼器に比べパターンファクターが増加したのは、本燃焼器では希釈空気など、出口ガス温度分布を均一にするための空気を投入していないためと考えられる。

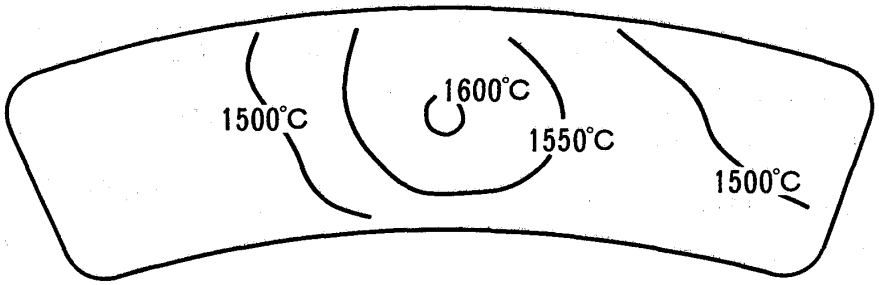


図8　燃焼器出口ガス温度分布（定格条件相当，パターンファクター9.4%）

4－2 燃焼器壁面温度

図9は定格条件相当における燃焼器軸方向の壁面温度分布を示したものである。なお、図中には前報の1300℃級燃焼器の定格条件相当における試験結果についても併せて示した。スワラ近傍では一次燃焼領域での空気比を低く抑えているためセラミックス温度は約1100℃程度であるが、内筒部中央では最高温度約1400℃に達している。その後セラミックス温度は、前報の1300℃級燃焼器では内筒部出口までなだらかに低下しているが、本燃焼器では燃焼器出口までほとんど低下せず、約1400℃で一定である。これは本燃焼器の場合、内筒部後流側では希釈空気などの空気の流入がないためと考えられる。このようにセラミックスの軸方向温度分布が均一になることは、セラミックスに発生する熱応力が低減化されるため、強度信頼性の観点からは有効であると考

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

えられる。また、セラミックスの最高温度が前報同様、約1400℃に維持されているのは石炭ガス化燃料の最高火炎温度が1690℃と低いためと考えられる。

また、本燃焼器では供給する空気量が1300℃級燃焼器の場合の約70％に減少したので、シール空気の絶対量も同時に減少したが、金属壁温度は全て入口空気温度にほぼ等しく、本燃焼器の遮熱・シール構造は極めて有効に機能していることがわかる。

4－3 トリップ試験とセラミック部品の状況

図10は定格条件相当において燃料遮断を行ったトリップ試験時のトレンドである。トリップ時のガス温度降下率は実測値で最大 430℃/secである。また、セラミックス軸方向温度分布において最高温度を示したセラミックスの温度降下率は実測値で約30℃/secである。熱電対の時定数等を考慮すると、実際にはこれよりさらに大きな温度降下率であったと考えられる。

しかし、試験後、セラミック部品の目視検査を行ったが、割れなど損傷はみられなかった。

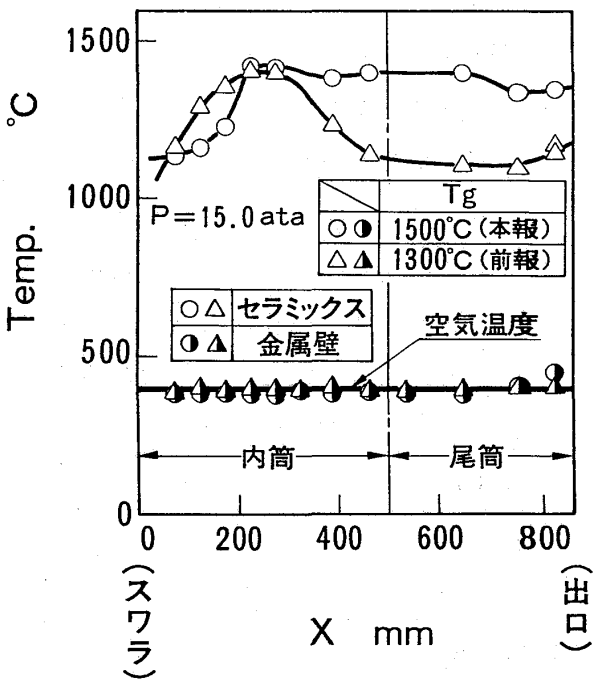


図9　燃焼器軸方向の壁面温度分布（定格条件相当）

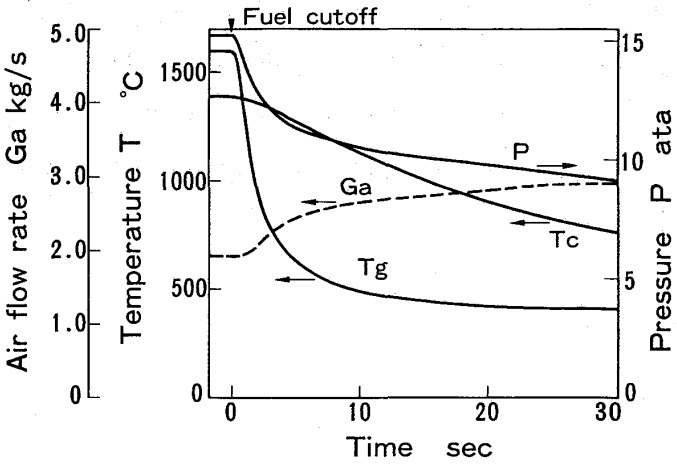


図１０　トリップ試験の状況

5．結　言

本報告では、1500℃級セラミック燃焼器を設計・製作し、実圧燃焼試験より、燃焼特性と強度信頼性を検討した。その結果、以下の事柄が明らかとなった。

(1)　圧力の上昇に伴って燃焼効率は上昇し、高圧では燃焼効率ほぼ100 ％の安定燃焼が可能である。

(2)　燃料中NH_3濃度を 1000ppmとした場合、定格条件相当ではNO_x転換率約40％

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

の低ＮＯx 燃焼が可能である。

(3) 出口ガス温度分布の不均一率（パターンファクター）は、前報の1300℃級燃焼器に比べて高いが、定格条件相当で１０％以下に抑えられた。

(4) 高温化にともないシール空気の絶対量が減少するが、金属壁温度はほぼ入口空気温度に等しく、本燃焼器の遮熱・シール構造は優れた性能を有している。

(5) セラミックスの最高温度は1300℃級燃焼器の場合と同様、約1400℃に維持された。また、最も厳しい非定常熱応力が発生すると思われるトリップ試験においても、セラミックスに損傷は認められず、セラミックスの健全性を確保できることが確認できた。今後は、セラミックスの長期信頼性について検討を行う必要がある。

（参考文献）

(1)阿部・ほか５名，第17回ガスタービン定期講演会講演論文集，(1989)，129.

(2)久松・ほか５名，第17回ガスタービン定期講演会講演論文集，(1989)，135.

(3)久松・ほか５名，第19回ガスタービン定期講演会講演論文集，(1991)，113.

(4)久松・ほか９名，電力中央研究所報告，W88038(1989).

(5)宮田・ほか５名，機論，54-505(1988)，1700.

(6)久松・ほか５名，機論，57-535，B (1991)，819.

(7)佐藤・ほか８名，電力中央研究所報告，W87019(1987).

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

B−8

水噴霧衝突噴流を伴うしみ出し冷却に関する研究

＊吉　川　進　三　　同志社大学工学部
千　田　　衛　　同志社大学工学部
杉　山　貴　之　　川崎重工業（株）

1．緒　　言

しみ出し冷却は高温気流にさらされる物体の最も有効な冷却方法の一つである．冷却剤として水のような液体を使用すると，空気のような気体に比べて，潜熱のために冷却効果の著しい向上が期待される[1]．しかし，液体を冷却剤に使用するのは，冷却されるべき物体が水平に置かれた平板で，その平板の上面側が高温気流にさらされる場合以外は困難である．この障害を取り除く方法の一つとして，適当な量の水を霧化し，これを高温気流にさらされる面（以後これを表面と呼ぶ）の反対側の面（以後これを裏面と呼ぶ）に吹き付けて，多孔質板内にしみ込ませる方法が考えられる．著者らはこの考えによって，水を空気との相対速度で霧化し，この水と空気の二相噴流を伝熱板裏面に衝突させるしみ出し冷却実験をおこない，その結果を報告した[2]．その後更に条件を拡大して実験を続けると同時に，簡単な解析も行ったのでそれらの結果について報告する．

2．記　　号

b：定数，（式（3，4）参照）
Dx：代表長さ
F：しみ出し比（質量流量比）
h_D：物質移動係数
L：蒸発の潜熱
P：圧力
q：熱流束
Re：レイノルズ数
St_0：しみ出しのない場合のスタントン数
t：多孔質板厚さ
V：多孔質板内の冷却剤速度
x：主流方向座標
z：スパン方向座標
δ：多孔質板の有効孔径
λ：空気の熱伝導率
C：定圧比熱
G：質量流束
h：蒸発面深さ，（図5参照）
K：多孔質板の熱伝導率
M：分子量
Pr：プラントル数
R：ガス定数
St：スタントン数
T：温度
U：速度
W：水蒸気の質量濃度
y：表面に垂直方向座標
α：熱伝達率
η：しみ出し冷却効率
ν：空気の動粘度

ガスタービン秋季講演会（長崎）

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

ρ：密度　　ϕ：空隙率

添え字

a：空気　　B：多孔質板裏面

E：蒸発面　　S：冷却剤

V：水蒸気　　W，w：冷却水，多孔質板表面

＋，－：境界へ，境界から（図５参照）　　0：主流

1：領域Ⅰ（図５参照）　　2：領域Ⅱ（図５参照）

3．実　　験

実験装置の概略を図１に示す．空気圧縮機②から供給された冷却用空気は浮遊式流量計④によって流量を調節され，ノズル⑥に向かう．一方，貯水タンク⑧に貯えられた蒸留水は浮遊式微小流量計⑦によって流量を調節されてノズル⑥に向かう．

ノズルは内径 2.0 mm の円管内に，内径 0.7 mm 外径 1.1 mm の円管を同心に置き，その細管内に蒸留水を，外管内に空気を供給し，それら管出口における相対速度によって水を霧化する．供試伝熱板は寸法 200×100×20 mm^3 の青銅製焼結金属で，この伝熱板裏面上方にノズルが 50 mm のピッチで流れ方向に各４本づつ２列，計８本設置されている．

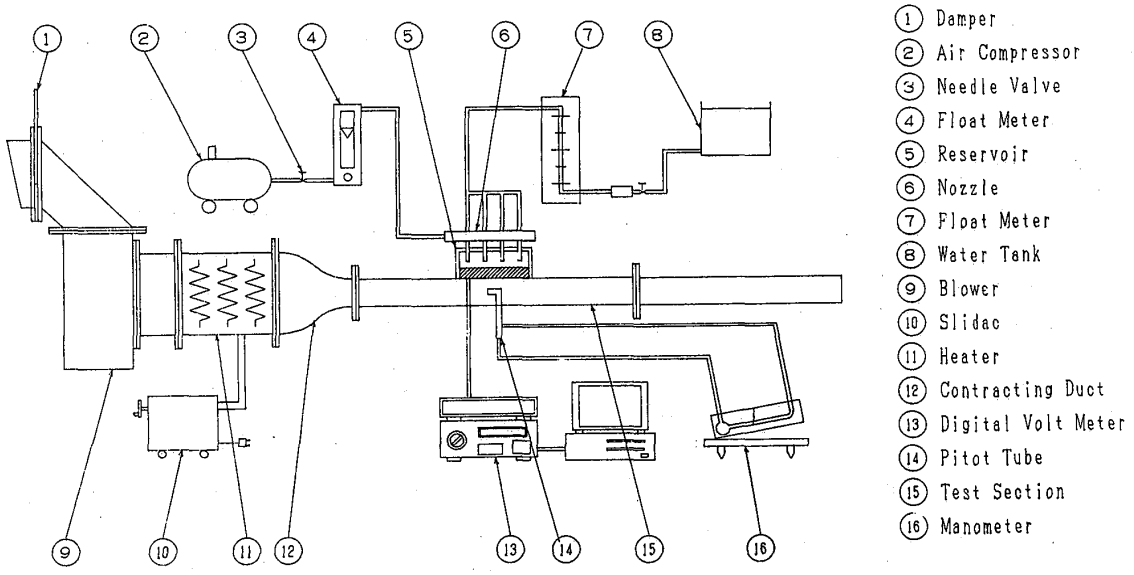


図１　実　験　装　置　概　略

送風機⑨からの主流空気は弁①とピトー管⑭によって流量を，電気炉⑪で温度を所定の値に調節されたのち，テストセクション⑮に入る．多孔質板の表面温度はϕ0.1 mm のＴ型熱電対で測定した．実験条件としては，主流速度 U_0=5～20 m/s，主流温度 T_0=150～300 ℃，冷却水流量 Gw=0～1.6×10^{-3} kg/(m^2・s)，冷却空気流量 Ga=0

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

～5.70×10^{-2} kg/(m^2・s) を選び，伝熱板裏面とノズル間距離は衝突面上の熱伝達率が良好であるとされている，ノズル管内径（=2.0 mm）で無次元化した距離を6とした[3]．実験に先立って，表面上の境界層内速度分布を測定し，乱流境界層となっていることを確かめた．

温度T_0の気流にさらされている多孔質板に温度T_sの冷却剤を供給し，その結果，表面温度がT_wとなった場合，しみ出し冷却効率ηは次のように定義される．

$$\eta=(T_0-T_w)/(T_0-T_s) \qquad (1)$$

冷却水と冷却空気の温度に差がある場合にはT_sとしてそれらの平均値を用いた．多孔質板表面上の中心線に沿って流れ方向に座標x，表面から下向きにy，流れと直角方向にzを取った．

図2に冷却水流量 G_w=0.8×10^{-3}kg/(m^2・s) 一定とし，冷却空気流量Gaを種々に変化させた場合の中心線上のしみ出し冷却効率分布を示す．上流でしみ出した冷却剤による冷却効果の重ね合わせと表面の熱伝達率の減少のために，下流ほど冷却効率は増加する傾向にあるが，供試板の熱伝導率が良好なために，その変化は僅かである．したがって，以後，簡単のためにy方向のみの一次元問題として取り扱い，冷却効率も表面の平均温度で定義し，$\overline{\eta}$で表す．

図3および図4に平均冷却効率におよぼす主流速度および主流温度の影響を示す．図3から主流速度の増加とともに冷却効率は減少することがわかる．これは主流速度の増加とともにしみ出し比が減少し，さらに表面上の熱伝達率が増加するためである．図4から主流温度の上昇とともに冷却効率は冷却空気が少ない場合は減少するが，冷却空気の増加とともに反対に増加する傾向にある．これは吹き出し空気量が増加すると表面温度は主流温度の影響を受けにくいことを表している．

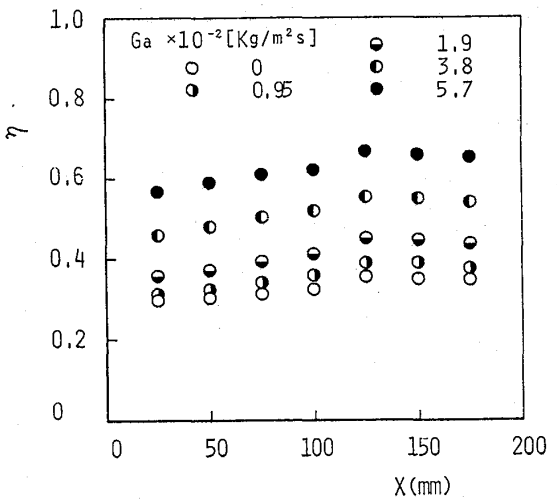


図2　しみ出し冷却効率の流れ方向分布
（U_0=10m/s，T_0=200℃，G_w=0.8×10^{-3}kg/m^{2}s）

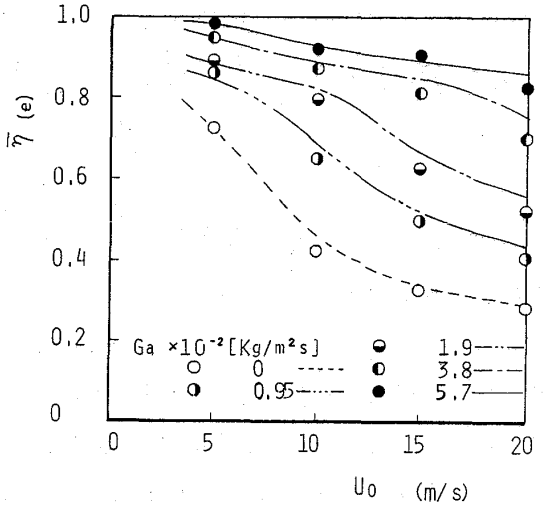


図3　平均しみ出し冷却効率におよぼす主流速度の影響
（T_0=200℃，G_w=0.8×10^{-3}kg/m^{2}s）

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

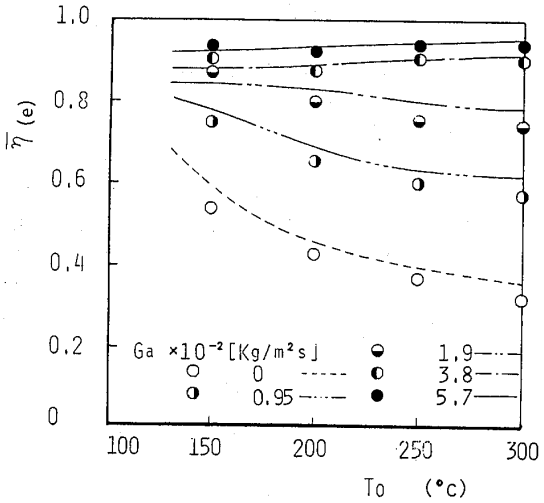


図4　平均しみ出し冷却効率におよぼす主流温度の影響
(U_0=10m/s, G_w=0.8×10⁻³kg/m²s)

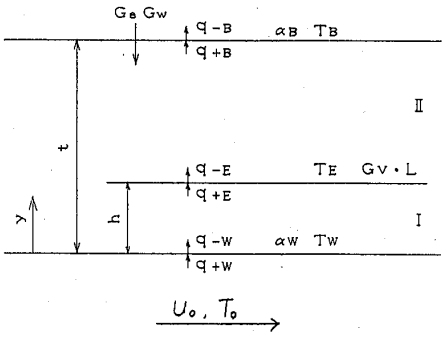


図5　一次元しみ出し冷却モデル

4．解　　析

図5に示すように，厚さtの多孔質板が速度U_0，温度T_0の主流に平行に置かれている場合を考える．多孔質板表面からhの面で冷却水が全て蒸発すると仮定する．多孔質板の内部の熱平衡を考えると次式を得る．

$$d^2T/dy^2=-b_i(dT/dy) \qquad i=1 \text{ or } 2 \qquad (2)$$

領域Ⅰにおいては多孔質板内が乾燥状態であるので

$$b_1=(GaCa+GvCv)/K_1 \qquad (3)$$

領域Ⅱにおいては多孔質板内は湿潤状態であるので，

$$b_2=(GaCa+GwCw)/K_2 \qquad (4)$$

K_1，K_2は熱伝導率で測定によってそれぞれ 6.43 及び 10.99 W/(m•K) と決定された．主流から多孔質板表面への伝達熱量q_{+w}は次式で求められる．

$$q_{+w}=\alpha_w(T_0-T_w) \qquad (5)$$

ここにα_wは表面上の熱伝達率であり，冷却水流量は僅かであるが空気の吹き出しによる影響は無視できないと思われるので，次式によって求めた[4]．

$$St=F/\{\exp(F/St_0)-1\}$$

$$\alpha_w=St\cdot Re\cdot Pr\cdot\lambda/Dx \qquad (6)$$

Stは吹き出しのある場合のスタントン数，St_0は吹き出しのない場合のスタントン数で，St_0は次式で与えられる．

$$St_0=0.00296Re^{-0.2}Pr^{-1/3} \qquad (7)$$

Dxは境界層の起点から多孔質板中央までの距離をとった．

次に示す3つの場合に分けて考える．

［1］<u>冷却水供給量Gwが蒸発量Gvより大きい場合</u>

冷却水の一部は蒸発することなく，液相のまま表面上を流れ去り，h=0 となる．

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

式（2）を積分すると各境界における熱流束は次のように求められる．

$$q_{-w}=\{(GaCa+GwCw)\cdot(T_w-T_B)\exp(b_2 t)\}/\{\exp(b_2 t)-1\}$$

$$q_{+B}=q_{-w}/\exp(b_2 t)$$

$$q_{-B}=\alpha_B(T_B-T_s)$$

y=0 で蒸発すると考えるので境界条件は次のようになる．

$$q_{+w}=GvL+q_{-w} \qquad (y=0) \qquad (8)$$

$$q_{+B}=q_{-B} \qquad (y=t) \qquad (9)$$

蒸発量G_vは次のようにして求める．

$$Gv=h_D\rho(W_w-W_0)$$

ここに，h_Dは物質拡散係数，W_wは表面上における水蒸気の質量濃度，W_0は大気中の水蒸気の質量濃度である．ルイス数を１と仮定すると，h_Dは次式で表せるので，

$$h_D=\alpha_w/(Cv\rho)$$

$$G_v=\alpha_w(W_w-W_0)/Cv \qquad (10)$$

水蒸気は完全気体であるとすると，表面上における水蒸気の質量濃度W_wは

$$W_w=(Mw/Ma)P_w/\{P-(1-Mw/Ma)P_w\} \qquad (11)$$

$$P_w=f(T_w) \qquad \text{（菅原式）}^{(5)} \qquad (12)$$

式（8）～（12）から未知数G_v，W_w，P_w，T_wおよびT_Bを求めることができる．

［2］<u>供給水流量G_wが全て衝突以前に蒸発し裏面温度が100℃以上となる場合</u>

式（2）を積分し，各境界における熱流束を求めると次式が得られる．

$$q_{-w}=(GaCa+GwCv)(T_w-T_B)\exp(b_1 t)/\{\exp(b_1 t)-1\}$$

$$q_{+B}=q_{-w}/\exp(b_1 t)$$

$$q_{-B}=\alpha_B(T_B-T_s)$$

境界条件は y=20 mm で蒸発するとすると，次のようになる．

$$q_{+w}=q_{-w} \qquad [y=0] \qquad (13)$$

$$q_{+B}=q_{-B}+GwL \qquad [y=t] \qquad (14)$$

式（13）および（14）より，未知数T_wおよびT_Bを求めることができる．

［3］<u>多孔質板内で蒸発がおこる場合</u>

簡単のため，図５に示すように多孔質板内の領域Ⅱでは液相であった水がy=hの面で蒸発して領域Ⅰでは気相であるとする．式（2）を積分し各境界における熱流束を求めると，次式を得る．

$$q_{-w}=(GaCa+GwCv)(T_w-T_E)\exp(b_1 h)/\{\exp(b_1 h)-1\}$$

$$q_{+E}=q_{-w}/\exp(b_1 h)$$

$$q_{-E}=(GaCa+GwCw)(T_E-T_B)\exp\{b_2(t-h)\}/[\exp\{b_2(t-h)\}-1]$$

$$q_{+B}=q_{-E}/\exp\{b_2(t-h)\}$$

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

$$q_{-B}=\alpha_B(T_B-T_S)$$

それぞれの境界面の熱流束の平衡から，境界条件は次のようになる．

$$q_{+W}=q_{-W} \qquad [y=0] \qquad (15)$$

$$q_{+E}=G_W L+q_{-E} \qquad [y=h] \qquad (16)$$

$$q_{+B}=q_{-B} \qquad [y=t] \qquad (17)$$

多孔質板内を内径δの細管群と見なした場合の蒸発面と表面間の管摩擦による圧力損失は次のようになる．

$$P_E-P_W=\overline{\rho}(64\overline{\nu})/(V\delta)\cdot(h/\delta)\cdot(V^2/2) \qquad (18)$$

$$P_E=P_{Ev}+P_{Ea} \qquad (19)$$

$$P_{Ev}=f(T_E) \qquad (20)$$

$$P_{Ea}=G_a R_a P_{Ev}/(G_W R_v) \qquad (21)$$

$$V=(G_W+G_a)/(\overline{\rho}\phi) \qquad (22)$$

ここで，P_E，P_{Ea}およびP_{Ev}はそれぞれ蒸発面($y=h$)における全圧，空気分圧および水蒸気分圧，$\overline{\rho}$および$\overline{\nu}$は空気と水蒸気の密度および動粘性係数の平均値，Vは多孔質板内の冷却剤速度，δは多孔質板内の有効孔直径，RaおよびRvは空気および水蒸気のガス定数，ϕは空隙率である．9個の未知数P_W，T_W，T_E，T_B，h，P_E，P_{Ev}，P_{Ea}およびVを式(12)，(15)，(16)，(17)，(18)，(19)，(20)，(21)および(22)から求めることができる．

図3および図4中に示した曲線は計算結果を示す．実験結果と計算結果の一致はおおむね良好である．本研究で行った全ての実験結果とそれに対応する計算結果の比較を図6に示す．最大および平均誤差はそれぞれ13.4%および3.2%である．

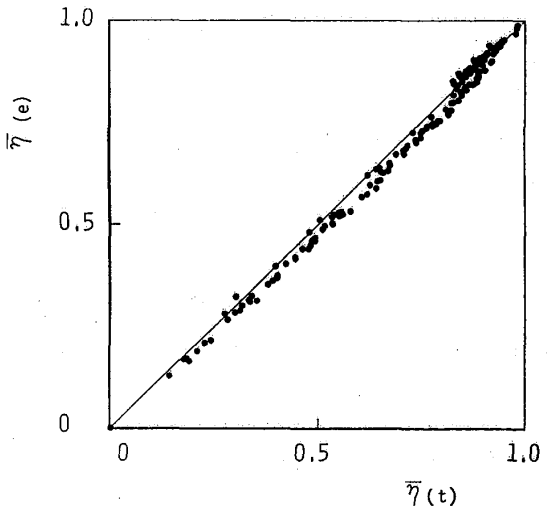


図6　平均しみ出し冷却効率の実験結果と計算結果の比較

本研究で扱った気・液二相噴流の場合，最も良好な冷却状態は供給冷却水の全てが伝熱板表面で乾き飽和蒸気になった状態であると思われる．この状態を計算によって

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

求めた結果を４種類の供給空気量Ｇａに対して，図７（ａ）～（ｄ）に，横軸に主流温度T_0をとり，パラメータに主流速度U_0を選んで，縦軸にその状態で冷却水が全て飽和蒸気になる最適供給水量をとって示す．主流速度および主流温度の増加と共に，最適供給水量は増加することがわかる．また，供給空気量の増加とともに最適供給水量は減少し，特に，主流速度の減少とともにその傾向は著しくなることがわかる．

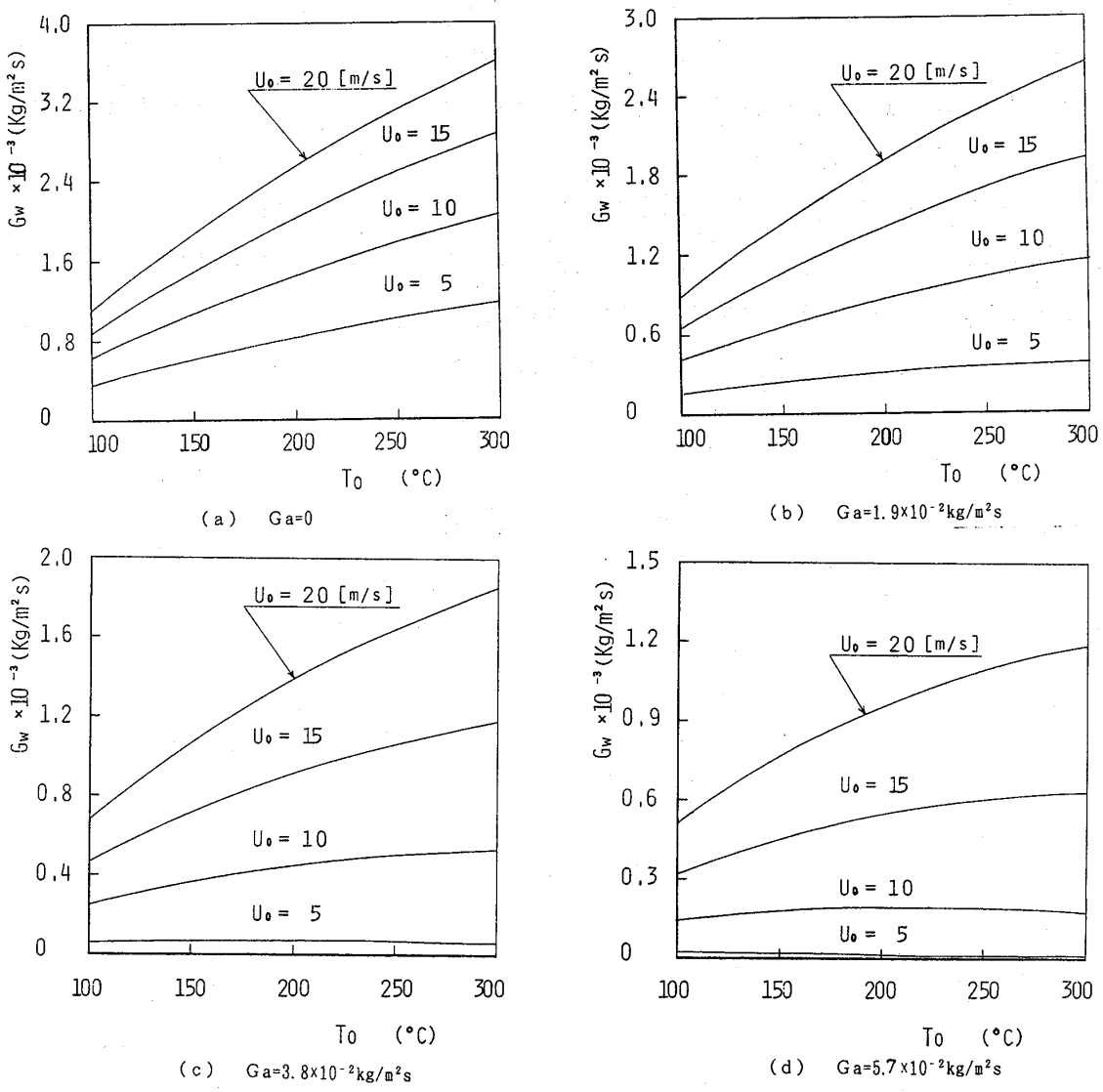


図７　最適供給水量におよぼす諸因子の影響

５．結　　論

冷却水を冷却空気によって霧化し気液二相噴流を高温にさらされる多孔質板の裏面に衝突させるしみ出し冷却の実験および計算をおこない次のことを知り得た．

（１）主流速度の増加とともにしみ出し冷却効率は減少する．

（２）主流温度の上昇とともにしみ出し冷却効率は冷却空気量の少ない場合は減少するが，冷却空気量の大きい場合は反対に増加する傾向がある．

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

（3）一次元の簡単なモデルによる計算結果は実験結果にほぼ一致する.

（4）冷却水の全てが伝熱板表面で飽和蒸気となる最適冷却水量は主流速度および主流温度の増加とともに増加する. 冷却空気量の増加とともに最適供給水量は減少し, 特に, 主流速度の減少とともにその傾向は著しくなる.

本研究費の一部は1990年度同志社大学学術奨励研究費によったことを付記し, 感謝の意を表す.

文　　献

（1）S. Kikkawa, K. Sakaguchi and T. Nakata ; Proc. 9th Int. Heat Trans. Conf. (1990), 19-EN-14, 193

（2）吉川, 千田, 坂口, 柏原 ; 機論B57巻535号, (1991-3), 1114.

（3）P. Hrycak ; Int. J. Heat Mass Trans. vol. 25, No. 9, (1983-9), 1857.

（4）甲藤 ; 伝熱概論, (1985), 254, 養賢堂.

（5）菅原 ; 工業熱力学, (1967), 141, 岩波書店.

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

B−9

アドバンスト空冷動翼の冷却性能試験

福山　佳孝　（東芝総研）　　＊大友　文雄　（東芝総研）
松浦　麻子　（東芝総研）
青木　久彦　（東北電力）　　門脇　真　（東北電力）

1．はじめに

コンバインドサイクル熱効率５０％（ＨＨＶ）以上を目標とする高温・高効率型ガスタービンでは，高い冷却性能を持つガスタービン冷却翼の開発が重要である．第１段静翼に高圧過熱蒸気による回収型冷却構造を，第１段動翼に新素材（単結晶：ＳＣ，一方向凝固：ＤＳ）を用いた対流冷却強化型空冷リターンフロー構造を採用した１５００℃級ガスタービンを提案し，開発を進めている[(1),(2)]．開発中のコンバインドサイクル発電システムの概要を図１に示す．ガスタービン第１段静翼の冷却には排熱回収ボイラで発生する高圧過熱蒸気の一部を用い，冷却後は高圧蒸気タービン入口へ戻すことにより，蒸気サイクルで熱を回収する．従来の空気冷却静翼のような空気吹出しによる主流ガス温度低下がなく，冷却空気使用による損失が減るので効率及び比出力を増加することができる．また１段動翼入口温度を一定とした場合は燃焼器出口温度を低くし，Ｎｏｘを低減することができる．一方，ガスタービン第１段動翼には，圧縮機吐出空気の一部を抽気，中間冷却して供給することで冷却空気量低減を図る．より少ない冷却空気流量で効率良く冷却するため，複雑な翼内部構造による対流冷却の強化と，多列空気膜冷却法を併用したアドバンスト冷却翼を適用する．

本稿では，上記冷却翼の内空冷動翼に関して，２次元モデル翼列による冷却性能試験を実機と同レベルの温度条件で実施し，その有効性を確認したので報告する．試験パラメータは翼列出口マッハ数，レイノルズ数，翼列入口温度，冷却空気流量比等である．

2．空冷動翼内部構造と冷却性能

設計した翼内部構造を図２に示す．リターンフロー型の冷却要素を基本とし，翼内部の強制対流冷却効果を増強するため，角度付きタービュレンスプロモータ，高速で空気を流す細孔，インピンジメント冷却法を適用，これに多列の空気膜冷却法を併

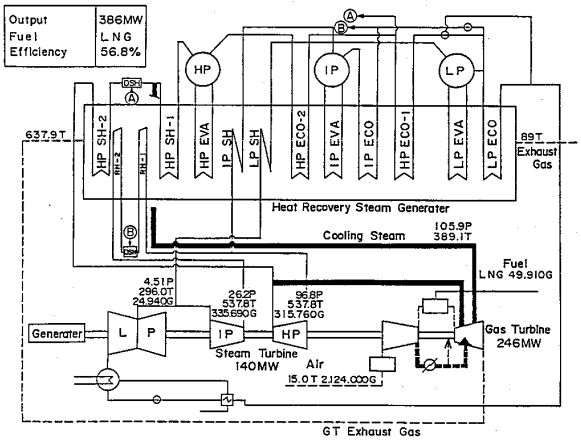


図１　コンバインドサイクル発電システム

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

用した内部構造である．冷却空気は翼根元で３方向に分けて供給され，第１はインピンジメント冷却法による翼前縁部の対流冷却，第２は５パス４リターン流路による翼中央部の対流冷却，第３は３パス２リターン流路と細孔流路による翼後縁部の対流冷却を行なう．空気膜冷却は，翼前縁から４列（千鳥配列），翼背・腹側から各２列のフィルム吹出しを行なう．また温度条件が厳しい翼高さ中央部分を重点的に冷却するため，フィルム孔ピッチを翼高さ方向に変化させた．

翼の冷却設計では，冷却要素を分割したフローネットワークを作成，これに翼メタルの熱伝導要素モデルを組込み，翼内部の流量配分と翼メタル温度を同時に算出した．尚，精密鋳造過程で，中子補強のため発生する通過孔等も含めて冷却設計を行なった．翼外面境界条件は翼間流れ解析（ＤＥＮＴＯＮ法）と境界層計算（改造ＳＴＡＮ５）によって得た．図３は主流ガス相対全温１３５０℃の実機条件で翼面平均温度から求めた冷却効率ηｍ（＝（Ｔｇ－Ｔｍｏ）／（Ｔｇ－Ｔｃ））特性であり，高い冷却性能が予測される．

設計点では冷却空気供給温度３８６℃で冷却空気流量比（冷却空気流量／主流ガス流量）４．０％を使用し，翼面平均冷却効率はηｍ＝０．５７を予定する．設計点の翼メタルおよび翼面に形成される空気膜温度分布予測値を図４に示す．図の縦軸は翼メタル体積平均温度による無次元温度，横軸は翼面に沿った無次元長さであり，翼スパン方向に変化する温度範囲をそれぞれハ

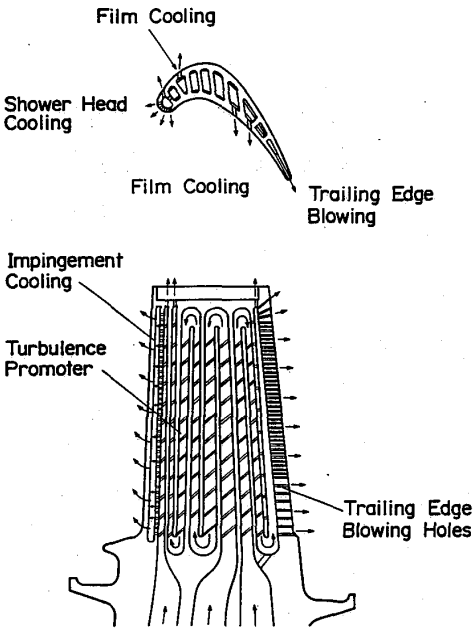


図２　空冷動翼内部構造

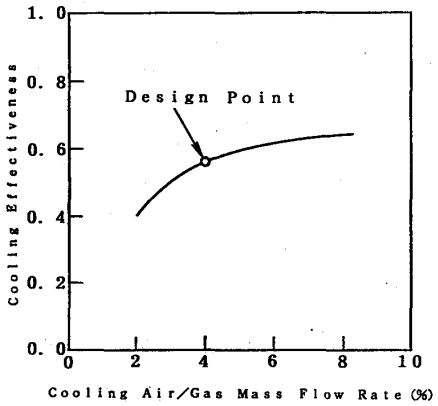


図３　翼面平均冷却効率予測値

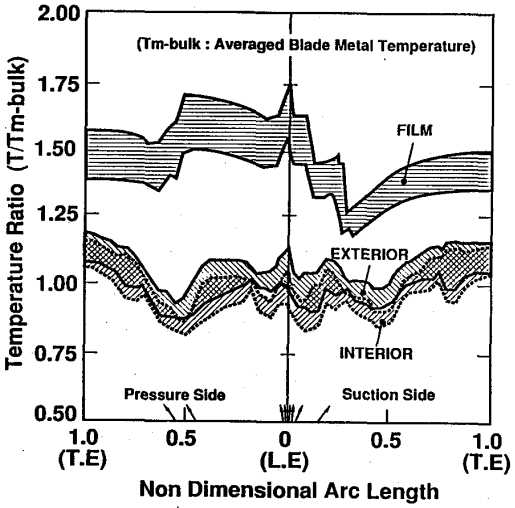


図４　翼周り温度分布予測値

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

ッチングで示した．翼メタル温度は翼前縁と後縁で若干高く予測されるが全般にほぼ一様な分布を示す．

3．冷却性能試験装置

空冷動翼の冷却性能を評価し，解析との比較をするため，２次元翼列モデルを製作し，高温風洞試験装置にて冷却性能試験を行なった．

高温風洞試験装置の構造を図５に示す．本装置は，２・３次元翼列モデルによる冷却性能試験装置であり，一筒の燃焼器，トランジションピース，翼列試験部，減温器から成る高温高圧定常試験風洞である[3]．風洞入口には２個の流量調節弁，風洞出口には３個の圧力調整弁を設け，広範囲でマッハ数，レイノルズ数を変化できる試験装置になっている．

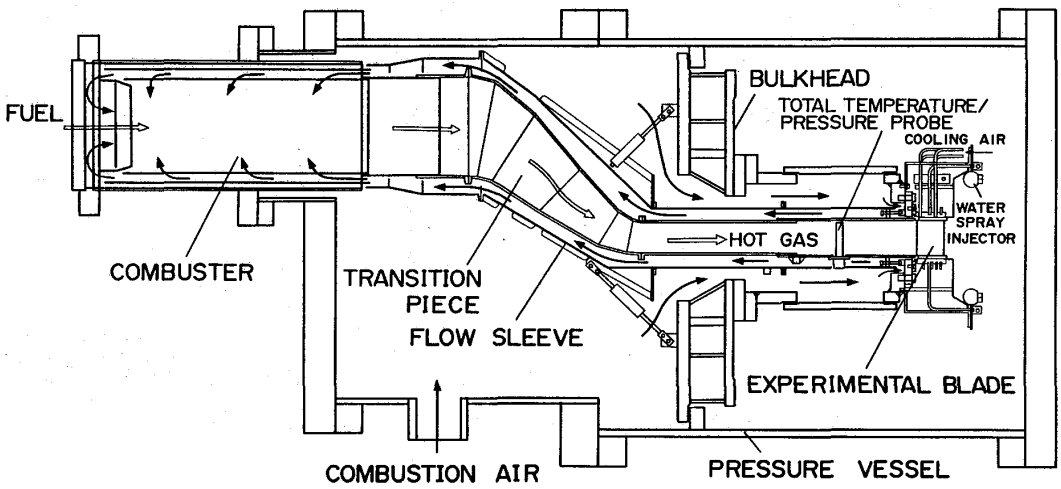


図５　高温風洞試験装置

２次元翼列試験部の構成を図６に示す．翼列は４枚の翼モデルで構成し，中央の２枚が温度・圧力を計測する試験翼，外側の２枚が主流ガス通路を形成する壁翼モデルであり，この翼列モデルは風洞中央部の圧力隔壁に取付けられる．冷却翼および翼列モデルの外観を図７，８に示す．翼モデルは多数の計測線（圧力導管や熱電対）取り出しがあるため，実機と異なり翼の両側にシュラウドを設けた．翼列上流には主流ガス状態量を計測するため全圧・全温・静圧プローブを２本挿入した．主流ガス温度が１０００℃を越える温度場では周囲壁へ熱放射損失の影響が大きいため，放射シールド付き計測プローブ[4]を使用した．これにより，計測値と燃空比から算出した主流ガス温度の比較では，全試験温度範囲で±３０℃内の良好な一致がみられる．データ計測は，翼モデル，燃焼器を中心に３２０点の温度（Ｂ，Ｒ，Ｋ型熱電対）をデータロガ（ＴＲ２７３１）で，８０点の圧力計測を圧力変換器（ＺＯＣ１６）で行なった．

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

流量計測は燃料（灯油）および燃焼空気流量をタービン流量計（ＺＨＭ０３，ＦＴ４８）で，冷却用空気はコーナータップ型オリフィス式流量計で行った．データ収録，処理はデスクトップ計算機を用いて自動化を図った．計測の不確かさは立田ら[5]に示す程度（測定項目の相対不確かさは４．５％以内）である．

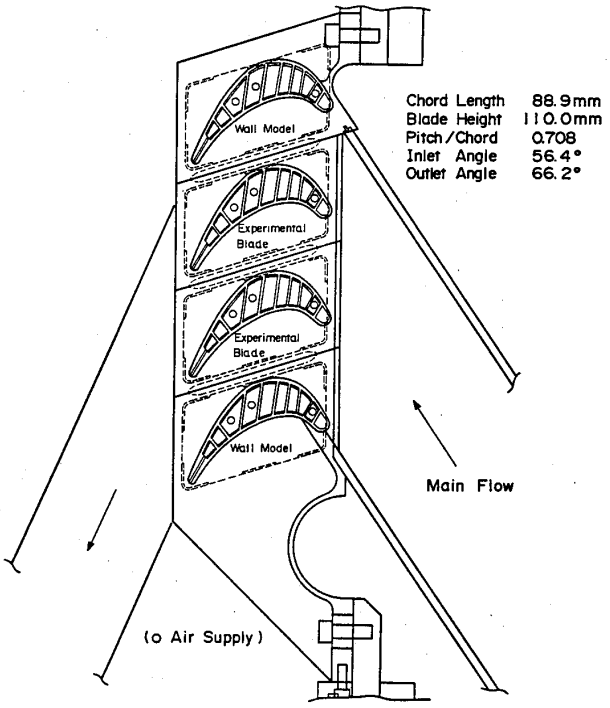


図６　２次元翼列試験部構成

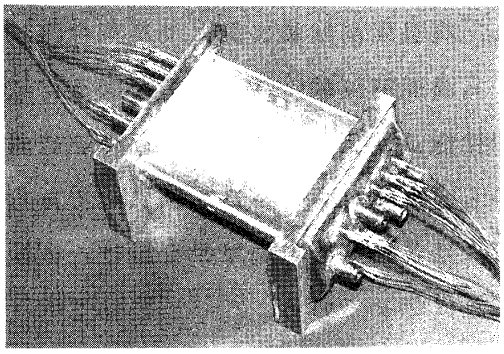


図７　２次元冷却翼モデル外観

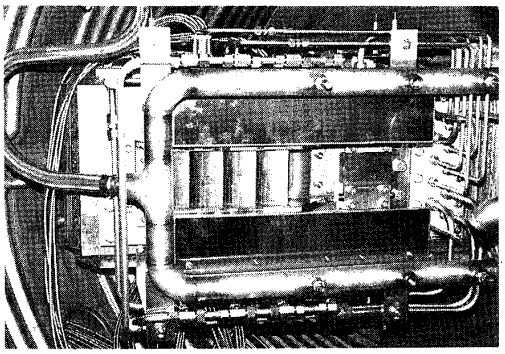


図８　２次元翼列モデル外観

４．試験結果および考察

試験は翼列入口平均ガス温度を６６１℃～１３２５℃に，翼列出口レイノルズ数を０．３７～１．１×１０^{6}に，翼列出口マッハ数を０．４０～０．８１に設定し，翼に供給する冷却空気流量をパラメータとして実施した．翼面の冷却効率ηｍは計測した温度を使用し次式で定義する．

$$\eta m = \frac{Tg - Tmo}{Tg - Tc} \quad (1)$$

Ｔｇ　：主流ガス平均温度
Ｔｍｏ：翼メタル表面温度
Ｔｃ　：冷却空気供給温度

４．１　試験結果と予測値との比較

試験翼の翼面静圧分布と２次元解析結果は良好な一致を示した（図９）．また，主流ガス温度１２６５℃，マッハ数０．８１，レイノルズ数０．４８×１０^{6}，冷却空気流量比（冷却空気流量／主流ガス流量：以下冷却流量比）４．１％での試験と設計

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

解析結果の翼面冷却性能比較（図１０：縦軸は翼面局所冷却効率，横軸は無次元翼面長さ）では，設計解析に用いた翼外面熱伝達率分布予測値の違いと思われる一部を除き，ほぼ全般に渡り良好な一致を示した．図１１の翼面平均冷却効率特性の比較（横軸が冷却空気流量比，縦軸は翼面平均温度より求めた平均冷却効率）においても，両者良好な一致を示しており，設計解析結果の妥当性が確認された．

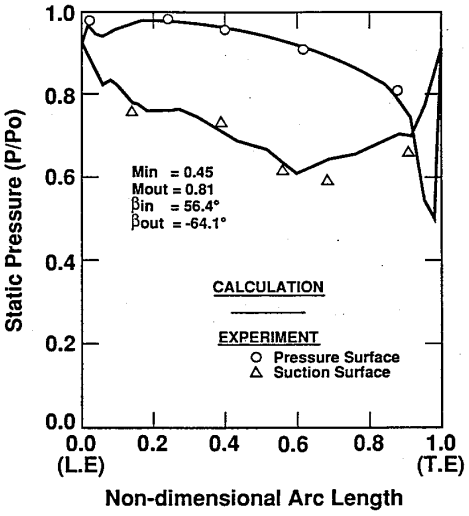


図９　翼面静圧分布比較

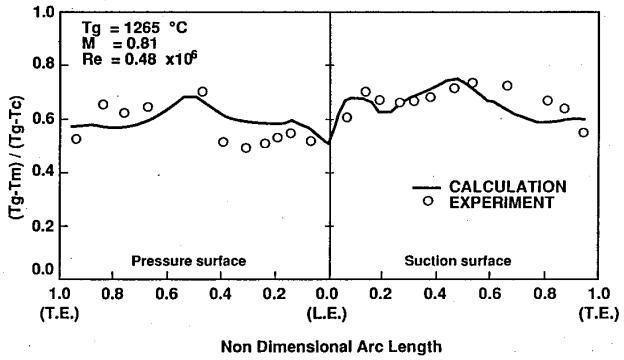


図１０　翼面冷却効率分布比較

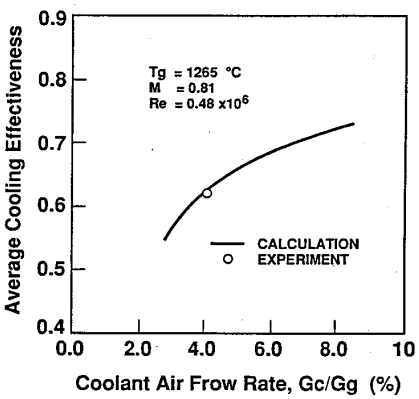


図１１　翼面平均冷却効率特性比較

４．２　冷却空気流量比変化の影響

主流ガス温度７５４～７６７℃，翼列出口マッハ数０．８０，翼列出口レイノルズ数０．６４～０．６６×１０^{6} に設定，冷却流量比を変化させたときの翼面冷却性能を図１２，１３－（Ａ）に示す．平均冷却効率は冷却流量比が主流の３～８％の範囲では冷却流量比の増加と共に上昇し，全般に渡り η ｍ＝０．６３～０．７０と高い値を示す．冷却効率分布は翼背側全域と腹側の無次元翼面長さ０．５～０．８以上で，η ｍｏ＝０．７前後の高い冷却性能を示すが，翼前・後縁と翼腹側の前縁近傍では η ｍｏ＝０．５～０．６程度と若干低くなっている．また，冷却流量比の増減により冷却効率分布は異なるが，分布形状は相似である．

４．３　マッハ数変化の影響

主流ガス温度６９８～７６７℃，レイノルズ数０．５８～０．６６×１０^{6} に設定，

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

マッハ数を変化させたとき（M＝0．4，0．6，0．8）の翼面冷却性能比較を図12，13－（B）に示す．マッハ数の低下と共に平均冷却効率は若干低下する．これは冷却効率分布図からわかるように，翼背側の冷却性能の変化に起因する．翼面背側の冷却効率がマッハ数により変化する原因として，背側では静圧分布が強い事から，冷却空気流量配分と膜冷却効果の変化が考えられる．特に膜冷却では質量流量比が一定（翼面からの冷却空気吹出量が同じ）であっても，冷却側と主流側の運動量比の変化により，膜冷却効率が変化する．設計解析から得られた翼背側冷却空気吹出し位置の質量流量比m（$=\rho_c u_c/\rho_g u_g$）と運動量比I（$=\rho_c u_c^2/\rho_g u_g^2$）のマッハ数による変化を以下に示す．

（翼背側）

M＝0．4　：　m＝1．84，　I＝1．25

M＝0．6　：　m＝1．70，　I＝0．95

M＝0．8　：　m＝1．75，　I＝0．96

冷却空気吹出し噴流（c）と翼面（g）の曲率半径比R（＝Rc／Rg）は運動量比Iと等価であり，翼背側の凸部ではRc＜Rgなる条件（I＜1）で，冷却空気吹出噴流が翼面から離れることなく膜冷却効果が持続すると言われる[6]（翼腹側の凹部では逆）．ここに示されるようにマッハ数の低い領域では運動量比Iが1より大きくなり，このことが翼背側冷却性能低下の一要因と推測される．

4．4　レイノルズ数変化の影響

主流ガス温度661～767℃，マッハ数0．80に設定，レイノルズ数を変化させたとき（Re＝0．65～1．1×10^6）の翼面冷却性能比較を図12，13－（C）に示す．冷却性能はレイノルズ数増加に伴い，翼背側・腹側共全体に渡り低下する．但し，冷却性能変化の分布形状は相似である．これはレイノルズ数増加により翼面熱伝達率が一様に高くなるためであり，前記m，Iは殆ど変化しないから膜冷却効率の変化によるものではないと考えられる．前縁に膜冷却を使用した本翼では，レイノルズ数変化による翼面背側の冷却効率分布型の変化は見られなかった．

4．5　主流ガス温度変化の影響

主流条件Re＝0．48～0．65×10^6，M＝0．80～0．81に設定，主流ガス平均温度を764℃～1265℃で変化させたときの翼面冷却性能比較を図12，13－（D）に示す．冷却効率分布は翼背側でほぼ同値であるのに対し，翼腹側では主流ガス温度の高い方が全体的に低下しており，この分，平均冷却効率も主流ガス温度の高い方が若干低下している．これは主流ガスの物性値（温度が高い方が熱伝導率で30％高い）の相違，翼メタルの物性値の相違，空気膜冷却効果の相違が相乗して影響していると推測される．設計解析から得られた翼背側と腹側の冷却空気吹出

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

し位置質量流量比mと運動量比Ｉの主流ガス温度による変化を下記に示す．

（翼背側）

Ｔｇ＝　７６４℃　：　ｍ＝１．７５　，　Ｉ＝０．９６

Ｔｇ＝１２６５℃　：　ｍ＝１．５８　，　Ｉ＝０．６０

（翼腹側）

Ｔｇ＝　７６４℃　：　ｍ＝０．９３　，　Ｉ＝０．４４

Ｔｇ＝１２６５℃　：　ｍ＝１．１９　，　Ｉ＝０．３２

ここに示されるように翼背側では主流ガス温度の違いによる運動量比Ｉの比較（$I_{764} > I_{1265}$）から主流ガス温度の高い方が膜冷却効果は大きくなると推測される．しかし，物性値の影響による冷却効果低減で相殺するためか，実際の冷却性能に大きな変化はみられない．これに対し，翼腹側では，運動量比Ｉの差が小さいため膜冷却効果の違いが現れず，物性値の違いだけが影響しているとも推測される．

５．結論

１５００℃級ガスタービン用空冷動翼の２次元翼列モデルによる冷却性能試験を実施し，高い冷却性能が得られることを確認した．解析結果との一致も良好であった．また，レイノルズ数等試験パラメータおよび空気膜冷却効果の翼面冷却効率分布への影響について知見を得た．

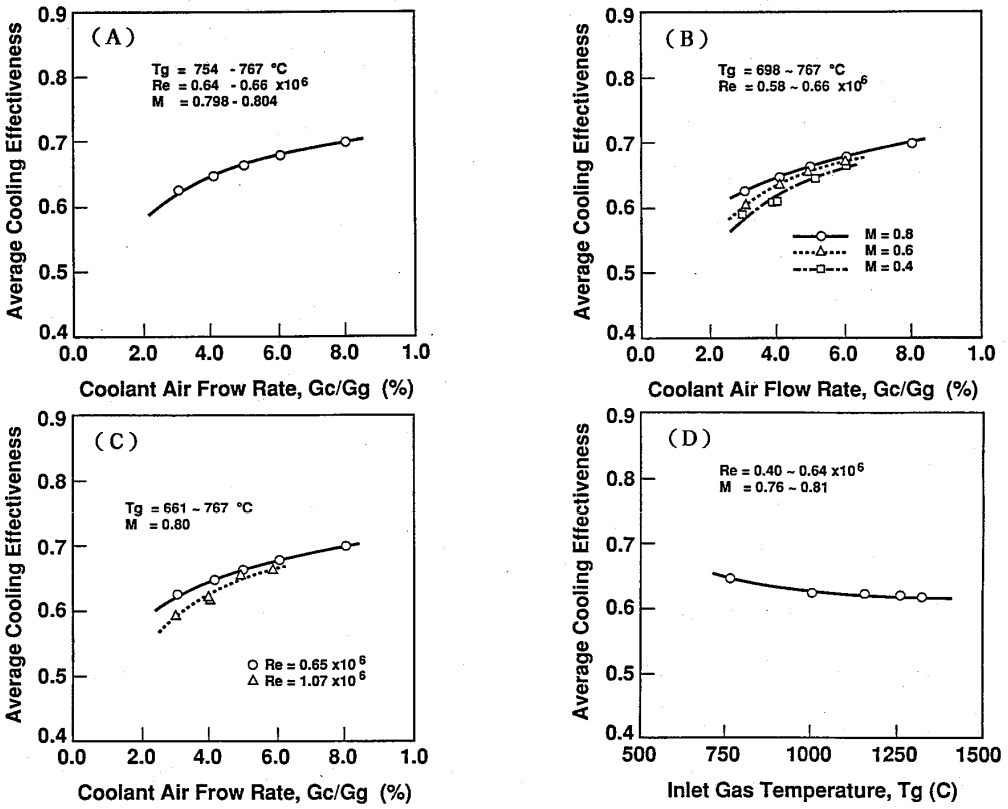


図１２　翼面平均冷却効率特性（試験パラメータ変化の影響）

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

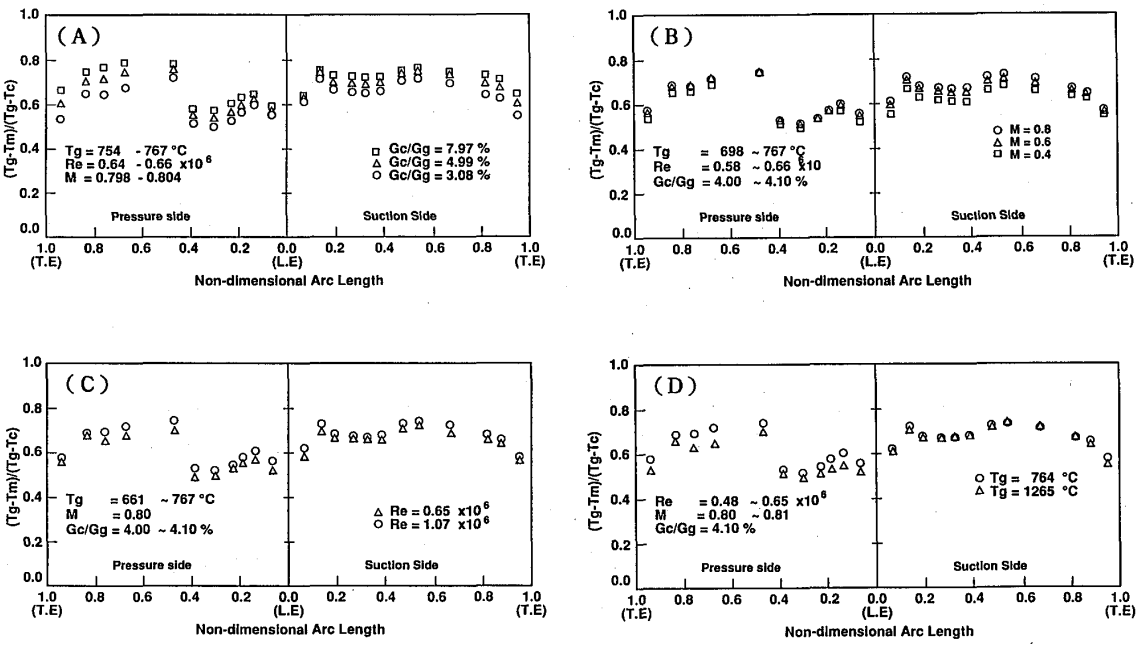


図１３　翼面冷却効率分布（試験パラメータ変化の影響）

６．おわりに

本冷却翼では翼寿命に対する信頼性を向上するため一方向凝固材（ＤＳ），さらに単結晶材（ＳＣ）を使用した精密鋳造翼の製作に着手しており，図１４に本報の冷却構造の５０ＭＷ級空冷試作動翼を示す[7]．

尚，本研究は東北電力㈱との共同研究である『高効率ガスタービンの開発研究』の一環として実施したものであり関係各位に謝意を表する．

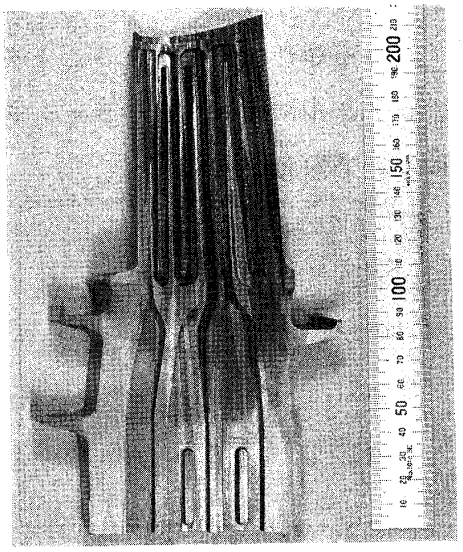


図１４　試作中の実機冷却翼（ＤＳ材）

参考文献

(1)松崎，下村，福山，荒木，石井，山本，渋谷，奥原，ASME Paper92-GT-240，1992.

(2)福山，大友，松浦，天笠，松崎，日本機械学会70期全国大会，No. 1909，1992.

(3)天笠，大友，福山，松浦，荒木，日本機械学会69期通常総会，No. 920-17B，1991.

(4)松浦，福山，荒木，日本ガスタービン学会89年金沢地区講演会A-9，1989.

(5)立田，福山，大友，松田，日本機械学会68期全国大会，No. 900-59C，1722，1990.

(6)S. Ito，R. J. Goldstein，E. R. G. Eckert，J. Eng. Power，Trans. ASME，100，1978.

(7)天笠，下村，山本，山本，宮崎，日本鉄鋼協会講演論文集(材料とプロセス)，Bol. 5，No. 6，P1873，1992.

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

B−10

冷却翼設計用熱流動ネットワーク解析コードの開発と検証

※川池　和彦　（日立）　　安斉　俊一　（日立）
竹原　勲　（日立）　　Theodros Belas（Stuttgart Univ.）

1．緒　言

エネルギー資源の有効利用と地域環境保全の見地から、ガスタービンを主機とするコンバインドサイクルプラントの一層の高温高効率化が要求されている。タービン入口温度の上昇に対しては、高温化によるサイクル効率の向上を損なわないよう、極力少ない冷却空気量で効果的にタービン翼を冷却する高度冷却技術が重要である。

このためには、高性能の伝熱促進技術やフィルム冷却技術と、その冷却要素技術を冷却翼として最適設計する冷却翼設計ＣＡＥシステムが基礎技術として必須となる。冷却設計の基本となる冷却翼の内部流動に関しては、複雑な冷却翼内を流れる乱れの大きな場での壁面熱伝達率と、冷却空気の出入間の圧力差で流れる冷却空気量の予測精度が重要である。内部流動の解析には、３次元乱流解析コードを用いた例[(1)]も見られるが、翼冷却構造の最適化に用いる場合その汎用性に劣るため、圧力損失や熱伝達率に実験式を用いた一次元熱流動ネットワーク解析に頼っているのが現状である。

しかし、公表文献[(2)~(4)]を見る限り、意外にも汎用性のある解析法は少ない。本報では、冷却翼設計ＣＡＥシステムの一環として、有限要素法アルゴリズムを用いた一次元熱流動解析コードを開発し、その解析精度を検証するため、実際の冷却翼を用い基本となる流量特性を測定し、解析結果と比較検討した。

2．解　析

冷却翼の最適設計は、目標の翼メタル温度または翼の強度，寿命を達成するためにガスタービン性能が低下しないよう冷却空気消費量の少ない構造を決定することにあり、図１に示す手順で繰り返し設計を行い求められる。一次元熱流動解析は翼内部の熱伝達境界条件と冷却空気量を求める目的で使用し、例えば図２のリターンフロー型冷却流路の場合は、流路を図３の様な要素にモデル化する。この場合、各要素の圧力損失特性と熱伝達率特性は既知とする。ネットワークの要素は、回転角速度ωで中心軸の回りを回転しているものとする（図４、５）。

節点ｉｊの間圧力（相対全圧）損失ΔP_{ij}は、摩擦損失ΔP_f，加熱による加速損失ΔP_aと回転によるポンピングによる昇圧ΔP_cの和として式（１）～（４）で表される。[(5)]

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

$$\Delta p_f = p_j - p_i = \Delta p_f + \Delta p_a + \Delta p_c \qquad (1)$$

$$\Delta p_f = -\frac{1}{2} C_f \rho v^2 \qquad (2)$$

$$\Delta p_a = \frac{\gamma}{2} M^2 \frac{\Delta T_{rt}}{T_{rt}} p \qquad (3)$$

$$\Delta p_c = \rho r \omega^2 \Delta r_{ji} \qquad (4)$$

ここに　C_f：圧力損失係数，　ρ：密度，　v：流速

M：マッハ数，　T_{rt}：相対全温，　P：相対全圧

γ：比熱比，　r：半径位置，　A：流路断面積

要素に流れ込む流量Gと圧力の関係は、$G = \rho A V$　と式（2）より

$$\begin{bmatrix} \beta & -\beta \\ -\beta & \beta \end{bmatrix}^e \begin{Bmatrix} p_i \\ p_j \end{Bmatrix}^e = \begin{Bmatrix} G_i \\ G_j \end{Bmatrix}^e + \beta \begin{Bmatrix} \Delta p_a + \Delta p_c \\ -\Delta p_a - \Delta p_c \end{Bmatrix}^e \qquad (5)$$

ここに　$\beta = \dfrac{2A}{C_f N}$

となる。要素のエネルギー式に関しては、回転場で熱の流入Qを考慮すると、

$$\begin{bmatrix} G & -G \\ -G & G \end{bmatrix}^e \begin{Bmatrix} h_{ri} \\ h_{rj} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q \\ -Q \end{Bmatrix} \qquad (6) \qquad h_{ri} = c_p T_i + \frac{1}{2} V^2 - \frac{1}{2} (r_i \omega)^2 \qquad (7)$$

が成立する。　ここで　h_r：ロータルピー，　C_p：比熱

翼のメタルと遮熱コーティング層を通して、ガス側から冷媒側へ流入する熱量は、一次元熱伝導理論から式（8）のように求められる。

$$Q = (T_g - T_c) \Big/ \left\{ \frac{1}{\alpha_g S_g} + \frac{1}{\alpha_c S_c} + \frac{2t_m}{\lambda_m (S_g + S_c)} + \frac{t_t}{\lambda_t S_g} \right\} \qquad (8)$$

ここで　T_g，T_c：各々ガス側回復温度，冷媒相対全温

α_g，α_c：各々ガス側と冷媒側の熱伝達率

S_g，S_c：各々ガス側と冷媒側の要素の表面積

t_m，t_t：翼のメタルおよび遮熱コーティングの厚さ

λ_m，λ_t：翼のメタルおよび遮熱コーティングの熱伝導率

式（5），（6）より要素の節点間の相対全圧とロータルピーの関係式は

$$\begin{bmatrix} \beta & 0 & -\beta & 0 \\ 0 & G & 0 & -G \\ -\beta & 0 & \beta & 0 \\ 0 & -G & 0 & G \end{bmatrix}^e \begin{Bmatrix} p_i \\ h_{ri} \\ p_j \\ h_{rj} \end{Bmatrix}^e = \begin{Bmatrix} G_i \\ 0 \\ G_j \\ 0 \end{Bmatrix}^e + \begin{Bmatrix} \beta(\Delta p_a + \Delta p_c) \\ Q \\ -\beta(\Delta p_a + \Delta p_c) \\ -Q \end{Bmatrix}^e \qquad (9)$$

となる。この関係式を有限要素法のアルゴリズムに従って全要素について重ね合わせ全体の圧力・エネルギー式を構成し、節点での流量の保存式　$\sum_e G_i = \sum_e G_j = 0$　とフローネットワークの入口・出口での境界条件を考慮して、全体方程式を解く。方程式は非線型であるのでNewton-Raphson法を用いて収束するまで繰り返し計算を行い、その結果として冷媒側の温度，圧力，熱伝達率，流量が得られる。また本解析では、要素間の熱伝導がないという仮定の下に、翼のメタル温度も求まるが、詳しくは、本解析で得られた冷媒側の熱伝達境界条件を用いて、有限要素法による熱伝導解析で翼の温度分布を求める。

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

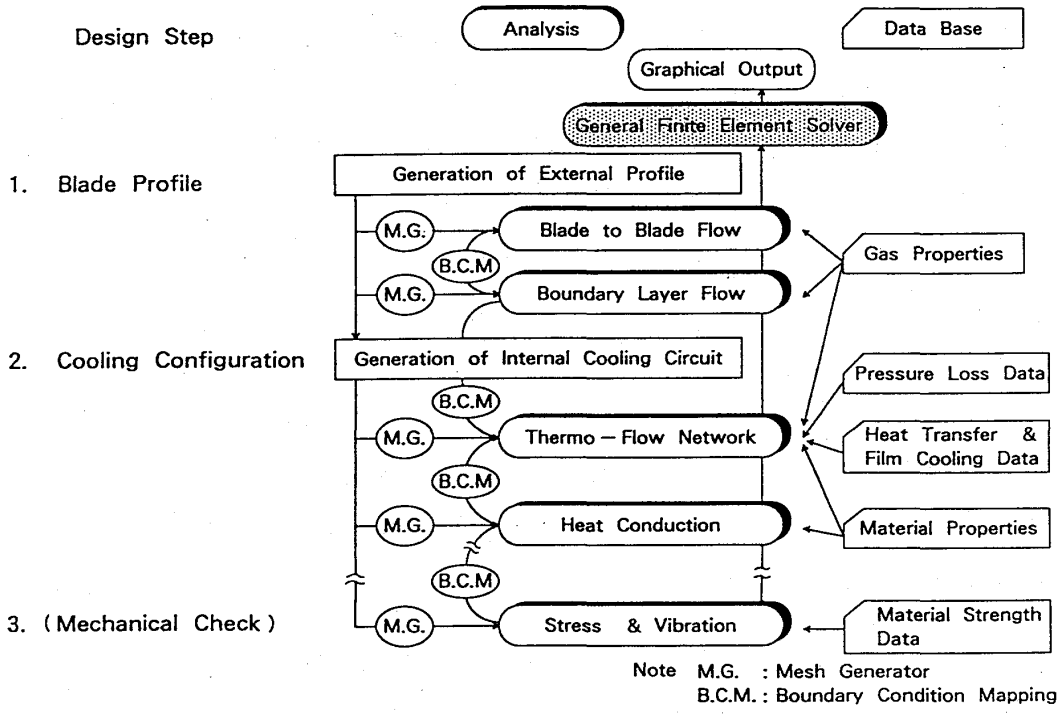


図 1　冷却翼の設計手順と解析コードおよびデータベース

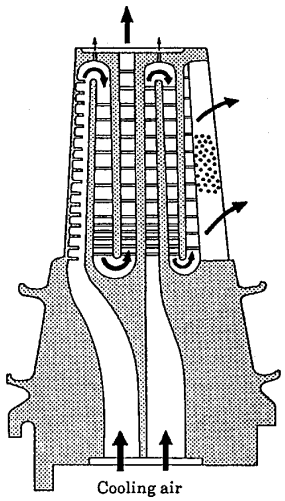


図 2　リターンフロー型動翼の流路

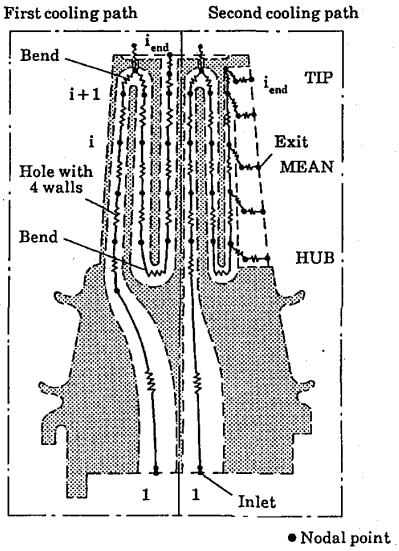


図 3　冷却流路のフローネットワーク

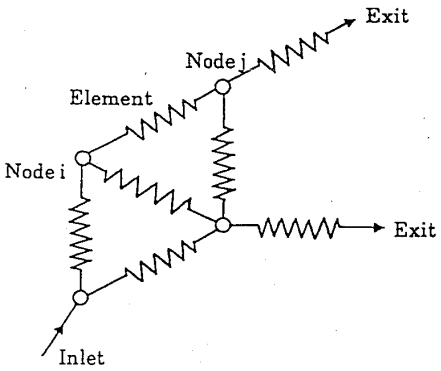


図 4　ネットワークのメッシュ分割

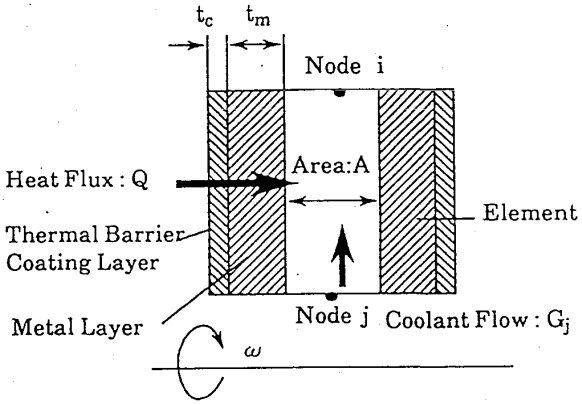


図 5　流路要素

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

本解析は、各要素の圧力損失係数C_fと内部熱伝達率α_cの特性が既知である必要があり一般には、表１の文献等にあるように実験的に求められたデータベースに基づいている。逆に要素分割の時には、冷却流路を流路の特徴を表す流路モデルに分割することになる。タービン冷却翼としてよく用いられる流路モデルは、インピンジメント，タービュレンスプロモータ付流路，１８０°曲がり部，ピンフィン，フィルム流路などである。なお、本解析コードは、翼形状と冷却孔生成プログラムと完全に一体化して使用できるようになっており、冷却方式とその主要パラメータを入力すれば、図６に示すようフローネットワークを自動的にメッシュ分割することができる。図６（ａ）は、静翼のインピンジ冷却，後縁ピンフィン冷却，フィルム冷却を組合せた冷却方式，（ｂ）は動翼の３パスリターンフロー冷却流路と後縁ピンフィン冷却の冷却方式の要素分割例を示す。

表１　流体要素モデルとその特性式の参考文献

No.	流体要素モデル	備　　考	参考文献
1	入口部	――――	例えば（６）
2	急縮小	――――	例えば（６）
3	急拡大	――――	例えば（６）
4	オリフィス	――――	例えば（６）
5	曲がり部	緩やかな曲がりと急な曲がり部とは区別が必要	（６），（７）
6	出口部	出口条件が静圧で与えられている場合は、式（２）でＣｆ＝１．０となる	――
7	平滑ダクト	表面粗さの影響はムーディ線図を用いる	例えば（６）
8	乱流促進リブ付ダクト	乱流リブの形状によって、その特性が異なることに注意が必要	(8),(9),(10)
9	ピンフィン流路	ピンフィン部は流路面積が一定でないので、列毎に計算する必要がある	(11)
10	インピンジメント流路	熱伝達率の予測にはクロスフローの影響を考慮する	(12)
11	フィルム冷却孔流路	――――	(13)
12	分　岐	――――	例えば（６）

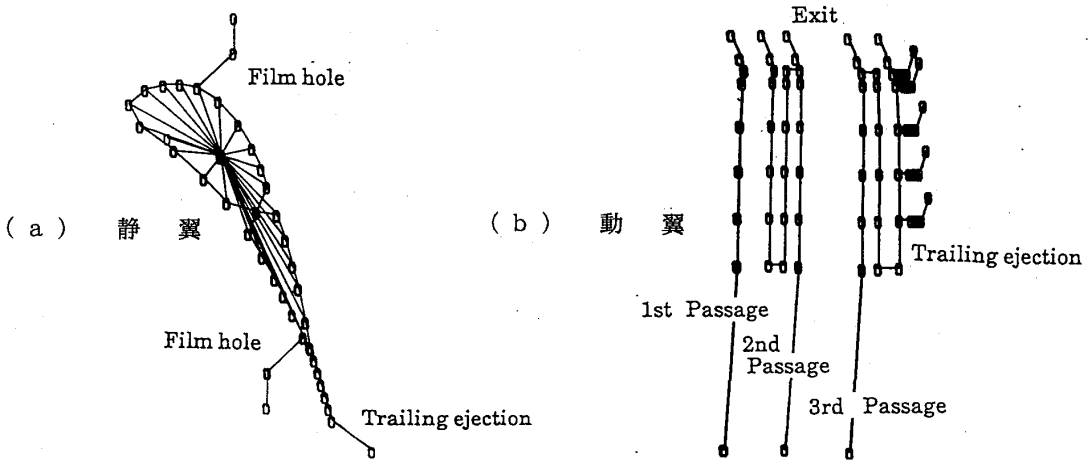


図６　　冷却翼フローネットワークのメッシュ分割例

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

3．実験

冷却翼の設計では、前述のように複雑な流路を乱流状態で流れる冷却空気の流量の予測が重要で実際の冷却翼を用いてベンチ試験により流量特性を実測した。

3．1 実験方法

供試翼は日立H25型ガスタービン[14]の第1段動翼で、図1の断面図に示すように、冷却流路は前と後の2つのリターンフローパスを有し、冷却空気はダブテイル入口部より流入し、前側流路は2回リターン後チップより排出され、後側流路は2回リターンしてから後縁のピンフィン流路より排出される。流路の内面には、伝熱を促進するタービュレンスプロモータを翼面の熱負荷に応じ選択的に設けてある。

実験は、供試翼をベンチに設置し、空気源より空気を供給し入口圧力に対する流量を測定した。流量はオリフィスと差圧計により測定した。供試翼流路内の静圧分布は、流路に計46本の静圧タップを設けスキャニバルブを用いて測定した。本試験では常温の冷却空気を用いているので前章の解析では翼面を通しての熱伝達がない場合に相当する。なお、流量測定の誤差は分析の結果±2％以内と考えられる。

3．2 実験結果および解析結果の比較

図9は、供試翼の冷却空気出口圧力に対する入口供給圧力の圧力比をパラメータとする流量特性を示し、流量には入口全温度と入口全圧力で補正した修正流量を用いた。

第1段動翼の使用条件は、圧力比で1．5～2．0の範囲にあり、この範囲での流量の実験値と解析値の誤差は±3％程度である。

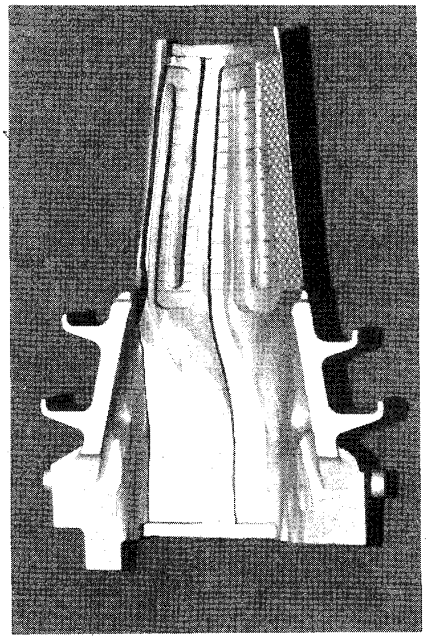


図7　供試冷却翼

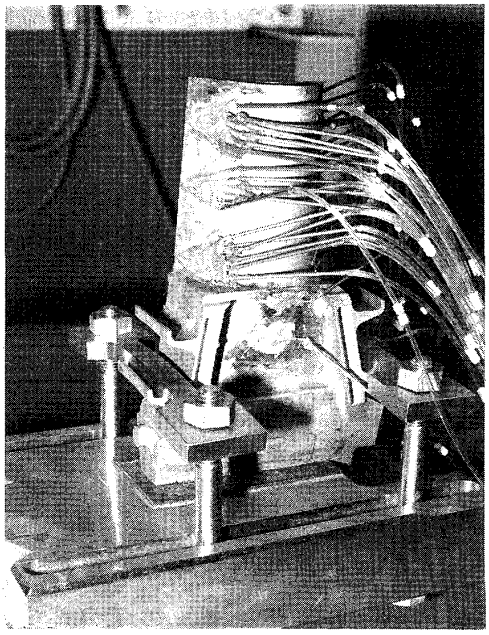


図8　実験の状況

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

図１０（ａ）、（ｂ）は各々前側流路と後側流路の流路内の静圧分布を示す。前側流路、後側流路共、急な曲がり部やピンフィン部で解析と実験値との差が大きい。これは解析が一次元流として扱っているのに対し、実際の流れは三次元的であるため静圧も同一流路断面で大きく変化しているためと考えられる。とくに曲がり部では偏流が生じ易いし、ピンフィン部では、流路面積の一次元的解析における定義と、実際に流れている方向の流路面積と異なること、ピンフィン部は狭いため測定点の位置が平均点な流れの位置からずれているなどによるものと考えられる。後側流路の冷却空気入口近傍で圧力が下がっている理由は、後側流路の入口部に流量調整用のオリフィスを設けてあるためである。

なお、流路の面積は、流量や静圧分布に直接影響を及ぼすので実験終了後、翼をワイヤカットで切断し、ＣＡＤにより求めた流路面積と実際の面積との差が無視できる程度に小さいことを確認している。

３．３　考察

前述のように、本解析の精度は流路パスのモデル化とそのモデル要素における圧力損失データベースの一般性に依存している。そこで、使用したモデル要素の圧力損失係数に誤差があった場合の流量に及ぼす感度を検討した。図１１（ａ）、（ｂ）は各々前側流路と後側流路に関して設計点圧力比において、各流路モデルの圧力損失係数に±１０％の差があった場合の、流量の変動を相対値で表した。

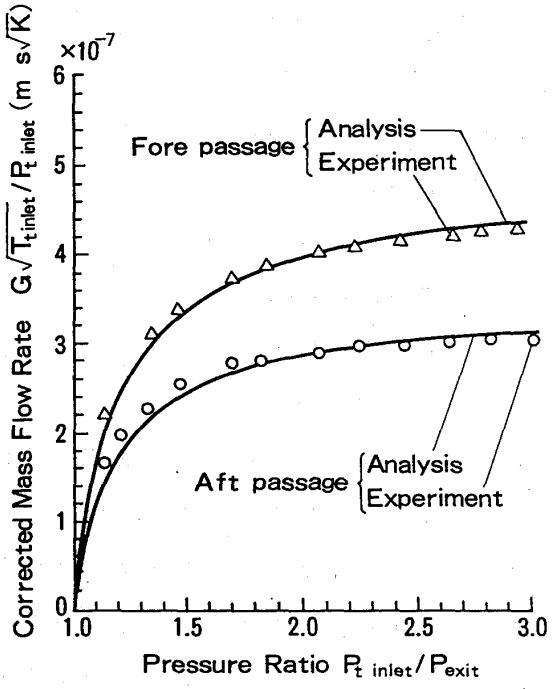
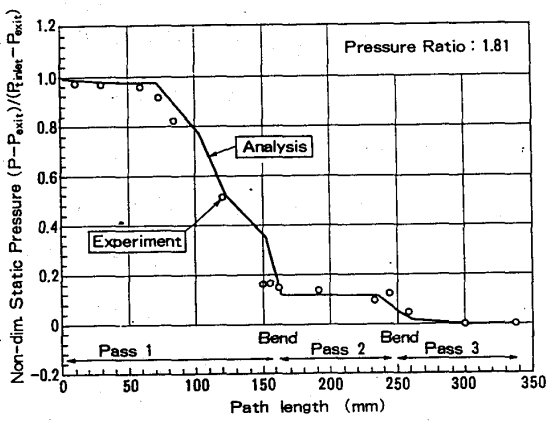
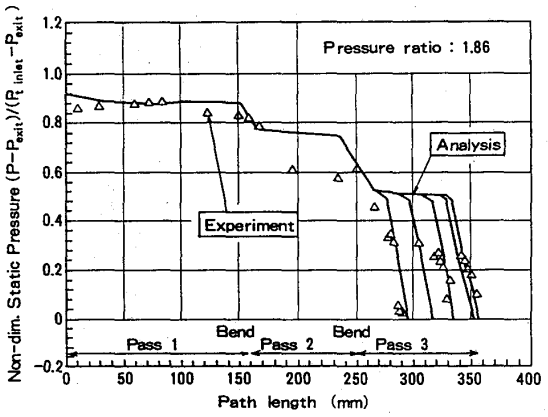


図９　冷却翼の流量特性



（ａ）前側流路



（ｂ）後側流路

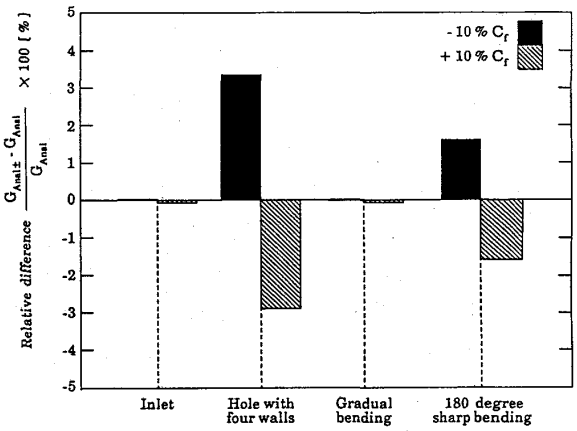
図１０　冷却流路内の圧力分布

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

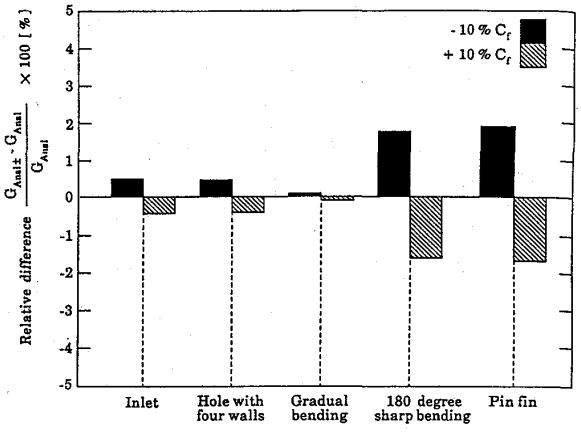
当然予想されるように、圧力損失の大きな部分の影響が大きく、前側流路ではタービュレンスプロモータ付流路とリターン部の曲がり部、後側流路では、曲がり部とピンフィン部が相当する。したがって、これらの部分では実際の冷却翼の構造に近い要素モデルでのデータベースが望しい。

流量の予測精度に関しては、インピンジメント冷却とフィルム冷却を用いた静翼に関しても、主流を流した状態で実験を行なっており、流量予測精度が±５％以内であることを確認している（紙面の都合で当日発表）。

なお、流量の予測精度が冷媒側の熱伝達率の予測に及ぼす影響は、熱伝達率がレイノルズ数の０．８乗に比例する場合は、流量精度±５％の時、熱伝達率は相対的に±４％の影響を受ける。これは翼メタル温度に換算して±１０℃以内の影響度で実用上許容できる。



（ａ）前側流路



（ｂ）後側流路

図１１　流量特性の感度解析

４．結　言

冷却翼設計の基本となる内部流解析コードとして、有限要素法アルゴリズムを用した汎用一次元熱流動ネットワーク解析コードを作成し、その精度を実際の冷却動翼を使用した静止試験により検証した。

（１）　流れの分岐、回転の影響、熱伝達を考慮し、冷却翼形状生成コードとリンクした一次元熱流動解析コードを開発した。

（２）　本解析コードの解析精度は、流路要素のデータベースの精度に依存するが、リターンフロー型動翼の冷却流路に適用した場合、常温流動試験の流量特性に対しては±３％以内である。

（３）　リターンフロ型動翼の流量予測に関する感度解析を行ない、圧力損失係数の変動が流量に及ぼす影響を把握した。

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

参考文献

(1) Taylor, C, Xia, J. Y., Medwell, J. O. and Morris, W.D, Numerical Simulation of Three Dimensional Turbulent Flow and Heat Transfer within a Multi-Ribbed Cylindrical Duct, ASME 91-GT-8, 1991

(2) Koshel, W. W. and Tietz, Th. A., Numerical Modeling of Gas Turbine Blade Cooling, Proc. of Yokohama International. Gas Turbine Congress., Vol. 2 pp. 215-222, 91-Yokohama-IGTC-31, 1991

(3) Kumar, G. N., Roelke, R. J. and Meitner P. L., A Generalized One Dimentional Computer Code for Turbomachinery Cooling Passage Flow Calculations, AIAA-89-2574, 1989

(4) Jen, H. F. and Sobanik, J. B., Cooling Air Flow Characteristics in Gas Turbine Components, ASME Paper, 81-GT-76, 1981

(5) von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series Vol. 2, Film Cooling and Turbine Blade Heat Trasnsfer, 1982-2

(6) 日本機械学会編，管路の流体抵抗

(7) Metzger, D. E., Plevich, C. W. and Fan, C. S., Pressure Loss Through Sharp 180 Degree Turns in Smooth Rectangular Channels, Trans. of ASME, J. of Gas Turbine and Power, Vol. 106, pp. 677-671,1984

(8) Han, J. C., Glicksman, L. R. and Rohsenow, W. M., An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib Roughened Surfaces, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 21, pp. 1143-1156, 1989

(9) 安斉，川池，松崎，竹原，乱流促進リブの形状が伝熱・流動特性に及ぼす効果，日本ガスタービン学会誌，19-75, pp. 65-73, 1991

(10) Shizuya, M., Kawaike, K., Experimental Investigation of Blade Internal Cooling Methods Using Ribs and Fins, Proc. of Tokyo IGTC, Vol. 3, pp. 159 -166, 87-Tokyo-IGTC-65, 1987

(11) VanFossen, G.T., Transfer Coefficients for Staggered Arrays of Short Pin Fins, Trans. of ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 700-706, 1982

(12) Kercher, D. M. and Tabakoff W., Heat Transfer by a Flat Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air, Trans. ASME, J. of Engineering for Power, Vol. 92, pp. 73-82, 1970

(13) Goldstein, R. J. and Haji-Shekh, A., A Prediction of Film Cooling Effectiveness, Japan Society of Mechanical Engineers, Semi-Int. Symp., Tokyo, pp. 213-218, 1967

(14) Urushidani, H., Sasada, T., Wada, M. and Kawaike, K., Development of a New 25MW High Efficiency Heavy-Duty Gas Turbine H-25, ASME Paper, 91-GT-72, 1990

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

B−11

傾斜組成遮熱コーティングの熱伝導シミュレーション

＊岡村　隆成　（東　芝）
小林　隆裕　（東　芝）
伊藤　義康　（東　芝）
高橋　雅士　（東　芝）

1．はじめに

セラミックと金属の複数の組成が連続的に変化する傾斜機能材料を遮熱コーティングとしてガスタービンの高温部品に適用するための研究，開発が進められている[1][2]。又、原子力発電の分野においても、熱応力緩和を目的とした傾斜機能材料の適用の可能性について、検討，評価が行われている[3],[4]。傾斜組成コーティングを開発する上で、設計段階での材料の選択や組合せ方，コーティング創製時の残留応力の発生，それに運転状態での遮熱特性や熱応力の発生等を十分に把握しておかなければならない。そのためには、傾斜組成化した材料の熱伝導率や線膨脹係数そしてヤング率等精度の高い物性値が必要である。従来は物性値を種々の複合則に従って、マクロに求めて解析を行っていたが、ここに、コーティング層内にセラミックと金属組成を分散配列するモデル化を行い、個々の組成の物性値を直接使ったシミュレーション解析法を示す。この方法は傾斜組成コーティングの熱伝導，熱応力解析そして強度解析の広い範囲で適用が可能である。本報では、その内、特に熱伝導解析に注目し、タービン翼を対象として熱伝導特性の解析とその特性の形態を調べる。

2．熱伝導率の複合則

図１にIN738LC の基材上に部分安定化ジルコニア（8Y-PSZ）とCoNiCrAlY を低圧プラズマ溶射によって創製した傾斜組成コーティングの光学顕微鏡写真を示す。溶射に特有な層状構造と傾斜組成化がみられ、僅かに気孔も認められる。この様にコーティング層は複雑な様相を呈しており、熱伝導率を精度よく推定することは困難に思われるが、まず、従来使用されている複合材料の複合則について概観する。

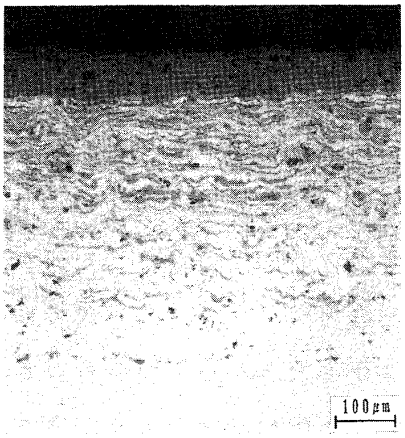


図１　傾斜組成コーティングの光学顕微鏡写真

複合則は種々提案されているが、球状の分散粒子がマトリックス中に一様に分散した状態で、分散粒子相互間で干渉がない条件の下で、Maxwell の式は

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

$$k_c = k_m \left[\frac{k_d + 2k_m - 2V_d (k_m - k_d)}{k_d + 2k_m + V_d (k_m - k_d)} \right] \quad (1)$$

で与えられる[5]。但し、k_c，k_m 及び k_d はそれぞれ複合材料，マトリックス及び分散粒子の熱伝導率であり、V_d は分散粒子の体積分率である。この式は第一近似として、$V_d < 0.35$ 程度までの範囲で使用できるとしている。

この式をセラミックと金属の複合材料に適用してみる。セラミックと金属の熱伝導率を k_1，k_2 とすると、一般に、$k_1 < k_2$ であり、金属（k_2）がマトリックスのときは、次式となる。

$$k_c = k_2 \left[\frac{k_1 + 2k_2 - 2(1 - V_2)(k_2 - k_1)}{k_1 + 2k_2 + (1 - V_2)(k_2 - k_1)} \right] \quad (2)$$

セラミック（k_1）がマトリックスのときは、次の式が得られる。

$$k_c = k_1 \left[\frac{k_2 + 2k_1 - 2V_2 (k_1 - k_2)}{k_2 + 2k_1 + V_2 (k_1 - k_2)} \right] \quad (3)$$

但し、V_2 は金属の体積分率である。

次に、複合材料の組成が分散粒子とマトリックスの構成ではなく、二つの組成が層状に並んだ状態で、層状が熱の伝導方向と平行な場合［並列タイプ］の熱伝導率は

$$k_c = k_2 V_2 + k_1 (1 - V_2) \quad (4)$$

であり、一方、層状が熱の伝導方向と直角の場合［直列タイプ］は次式となる。

$$\frac{1}{k_c} = \frac{V_2}{k_2} + \frac{(1 - V_2)}{k_1} \quad (5)$$

（4）式は熱伝導率の上限を与え、（5）式は下限を与えている。セラミックの熱伝導率を $k_1 = 1.7$ W／m℃，金属のそれを $k_2 = 17$ W／m℃（$k_2 / k_1 = 10$）とすると、（2）式～（5）式で与える熱伝導率は図2のようになる。並列タイプの（4）式と直列タイプの（5）式では、熱伝導率の見積りに大きな違いがみられる。Maxwell の式で、分散粒子／マトリックスがセラミック／金属の場合の（2）式は並列タイプの（4）式に近く、これと逆の組合せでは、（3）式

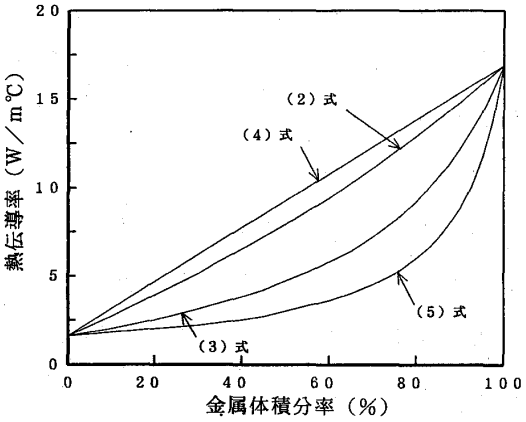


図2　複合則による熱伝導率

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

は直列タイプの（５）式に近い特性を示している。この様に複合材料ではセラミックリッチと金属リッチの領域で特性が異なることを示している。但し、組成の割合が均衡する領域の特性については、複合則では表現できていない。

３．モデリング及び解析法

傾斜組成コーティングの熱伝導特性は領域によってタイプが異なり、更に、中間部の熱伝導率を推定することが難しいため、複合則を使った解析は、解析精度の低下が懸念される。そこで、熱伝導率を複合則によらないで、それぞれの組成の物性値を直接使用する解析法を以下に提示する。傾斜組成コーティングは図３で示すように、高温ガス側でセラミック組成が１００％で、基材に近づくに従ってその割合が減少し、代わりに金属が増加して、組成の構成割合が連続的に変化し、基材面では金属組成が１００％になる。傾斜組成の変化率は予め決められているが、コーティング厚さ方向と垂直の面方向には、個々の組成はランダムに分布していると考え、計算領域の分割要素に組成をランダムに分散配列する傾斜組成コーティングのモデル化を行った。解析の流れを図４に示す。組成の分散配列には各要素で乱数を発生させ、ランダム化させることによって行った。コーティングの組成として二成分のみに限らず、更に複合化しても、組成の構成割合と乱数の発生範囲を対応させることにより、解析は容易に行うことができる。

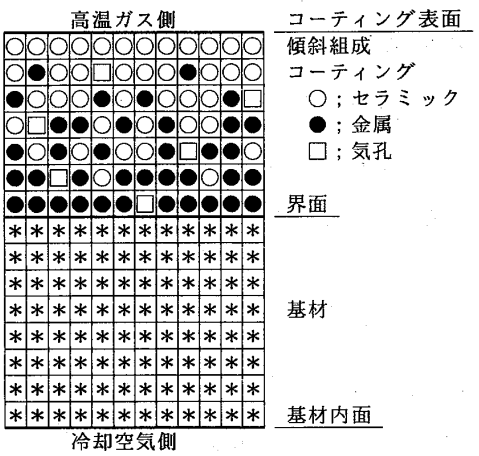


図３　傾斜組成コーティングの解析モデル

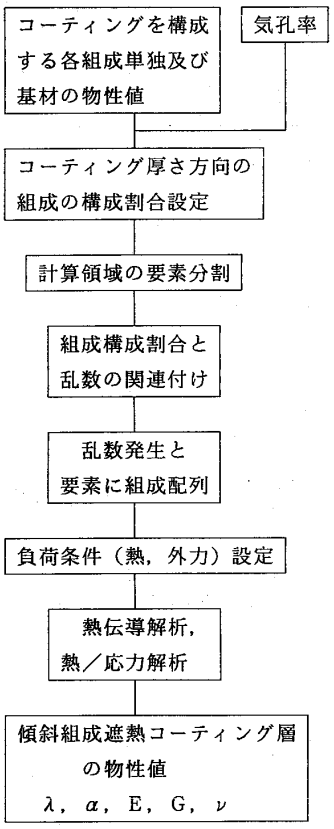


図４　傾斜組成遮熱コーティング解析の流れ図

４．熱伝導解析

図４の流れ図に従って傾斜組成コーティングの２次元定常熱伝導解析を汎用解析プログラムNASTRAN を用いて行う。コーティングの組成としては、8Y-PSZとNiCrAlY を

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

選定し、両者の組成はコーティング厚さ方向に直線的に変化するものとした。基材は超耐熱合金を選定する。コーティング厚さは０．６５ｍｍ、基材の厚さは２ｍｍとした。負荷条件として高温ガス側，冷却空気側の温度，熱伝達率を１３００℃～１５００℃級ガスタービンのタービン冷却翼を想定して設定した（表１）。コーティング組成個々の熱伝導率は文献（６）を参考にし、基材も含め、図５に示すように温度の関数として与えた。コーティング層に気孔が含まれる場合の計算では、この部分を断熱部として取り扱ってもよいが、気孔内に燃焼ガスが満たされているとして、燃焼ガスの熱伝導率を０．０８Ｗ／ｍ℃一定値として採用した。計算領域の要素分割数は図６に示すようにｘ軸方向にコーティング層は２６，基材は４の計３０分割である。コーティング層の要素サイズは２５μｍ（ｘ軸方向）×１００μｍ（ｙ軸方向）としている。計算領域の両端面は断熱としている。ｙ軸方向の分割数は解析精度に影響すると

表１　コーティング組成及び負荷条件

（ａ）組成		
・コーティング	セラミック	部分安定化ジルコニア
	金属	ＮｉＣｒＡｌＹ
・基材	超耐熱合金	Ｎｉ（orＣｏ）基合金
（ｂ）負荷条件		
	温度（℃）	熱伝達率（Ｗ／ｍ℃）
・高温ガス側	１５００	２５００
・冷却空気側	５００	３０００

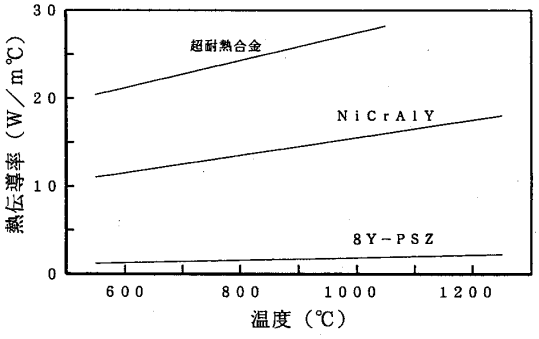


図５　熱伝導率の温度依存

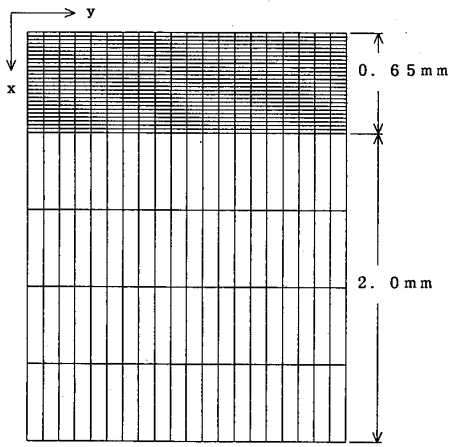


図６　計算領域の要素分割

コーティング厚さ位置 (mm)	8Y-PSZ (%)	NiCrAlY (%)
0～0.05	100	0
0.05～0.10	100	0
0.10～0.15	90	10
0.15～0.20	80	20
0.20～0.25	70	30
0.25～0.30	60	40
0.30～0.35	50	50
0.35～0.40	40	60
0.40～0.45	30	70
0.45～0.50	20	80
0.50～0.55	10	90
0.55～0.60	0	100
0.60～0.65	0	100

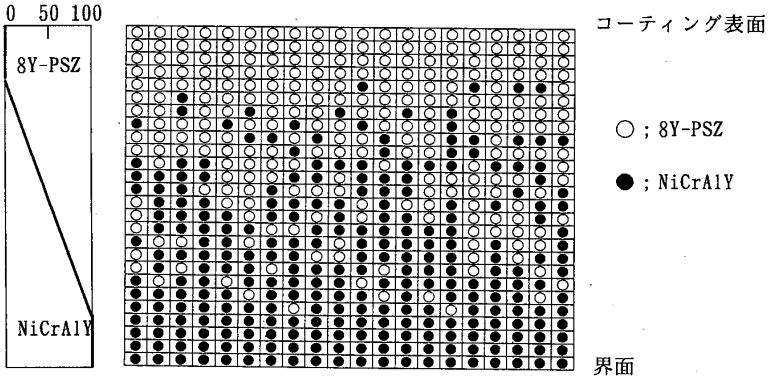


図７　コーティング層の組成構成割合と組成配列の一例

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

思われるので、分割数は５，１０及び２０の３ケースを準備した。それぞれのケースで、計算は全て異なる乱数発生の条件下で５回×３ケース、計１５回行った。コーティング層の組成構成割合とこれに従って求めた組成配列の一例を図７に示す。

５．解析結果

図７の組成配列に基ずくコーティング層温度分布を計算結果の一例として、図８に示す。コーティング層の厚さ方向に大きな温度勾配があるが、面方向にも分布が見られる。これは熱伝導率が一桁違う二つの組成がランダムに配列されているために生じたものである。分割要素のサイズが２５μｍ×１００μｍと溶射材料が溶着したときのサイズとほぼ同じ程度であることから、実際の溶射コーティング層の温度分布にも単に厚さ方向のみでなく、面方向にも分布があることを示唆している。

（１）要素分割数の影響

熱伝導解析精度に対する要素分割数の影響を調べたのが図９である。代表部位の温度としてコーティング表面，界面および基材内面の３カ所とそれに熱量について、ｙ軸方向の全格子点の平均値として与えている。組成の計算要素への配列は乱数による確率的な操作によっているので、ｙ軸方向の分割数が十分に大きければ、組成の構成割合の設定と実際の配列は一致してくるが、分割数が少ないと両者にずれが生じて、計算毎のばらつきが出てくる。要素分割数５，１０では、温度及び熱量は多少のばらつきを示しているが、分割数が２０になると、温度は±２℃、熱量は±０．５％の範囲内にあり、ほぼ一定値に収束してくる。従って、分割数を２０程度取れば、組成の配列はほぼ設定通りになり、計算は１度だけで十分な精度が得られることが判ったので、以降は、分割数２０の場合の計算結果で議論を進める。

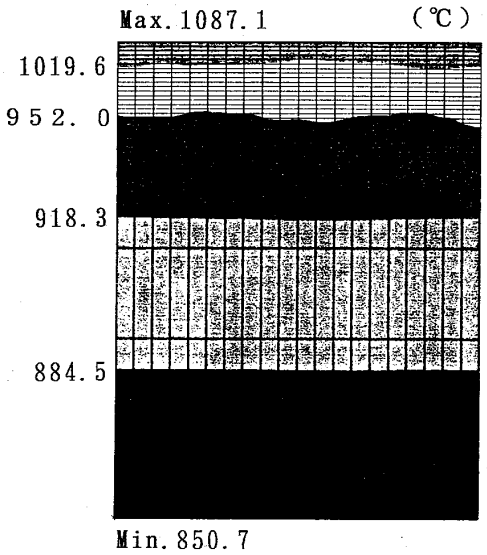


図８　温度分布計算結果

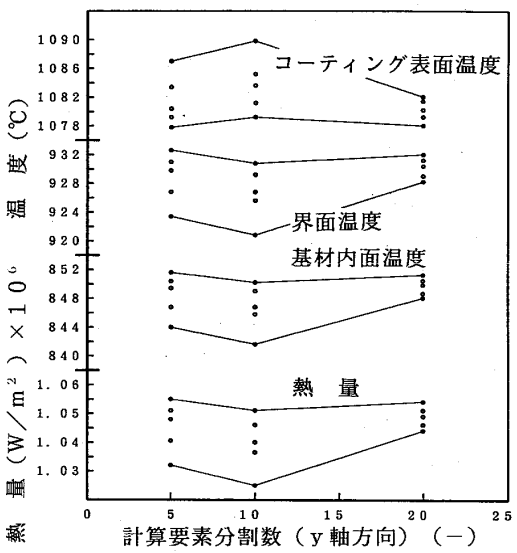


図９　熱伝導解析精度に対する要素分割数の影響

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

（２）熱伝導特性

コーティング断面内の温度分布を図１０に示す。界面の温度をみると、（４）式を使った結果が最も高く、続いて本解析の順で、（５）式の計算が最も低くい。（４），（５）式での温度差は２７℃あり、基材の温度レベルでのクリープラプチャー強度を考えると、この差は無視できる程小さくはない。

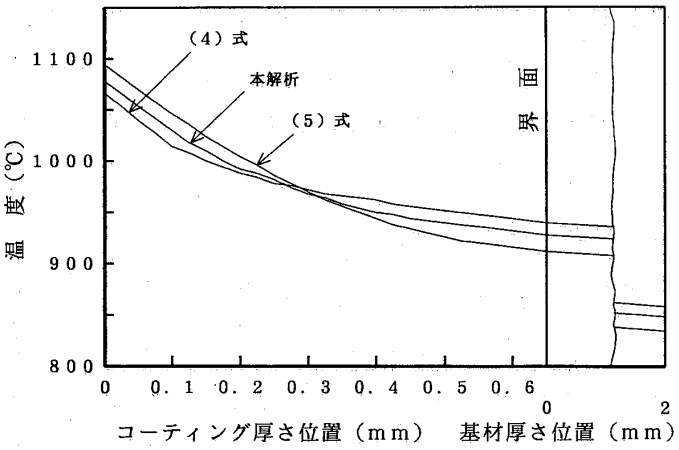


図１０　コーティング断面内の温度分布

コーティング層内の厚さ方向の熱伝導率をこの温度分布と熱量から次式によって求める。

$$\lambda_{x\sim x+\Delta x} = q \times \Delta x / (T_x - T_{x+\Delta x}) \qquad (6)$$

但し、ｑは熱量で、これは熱伝達の式から求められる。Δｘは厚さ方向の要素幅，T_x はｘ位置での温度，$T_{x+\Delta x}$はｘ＋Δｘでの温度で、ｑ及びＴは面方向全格子点の平均値を取る。コーティング層内の熱伝導率を図１１に示す。熱伝導率はそれぞれの計算でふれが見られるが、Maxwell が与えた（２），（３）式で挟まれた領域にほぼ分布している。しかしながら、ふれが大きいために２．項で示した分散粒子とマトリックスの組合せによる高温ガス側と基材側領域での熱伝導特性の違いは余り明瞭にはみられない。等価熱伝導率は次式で与えられる。

$$\lambda_{eff} = q \times d / (T_s - T_b) \qquad (7)$$

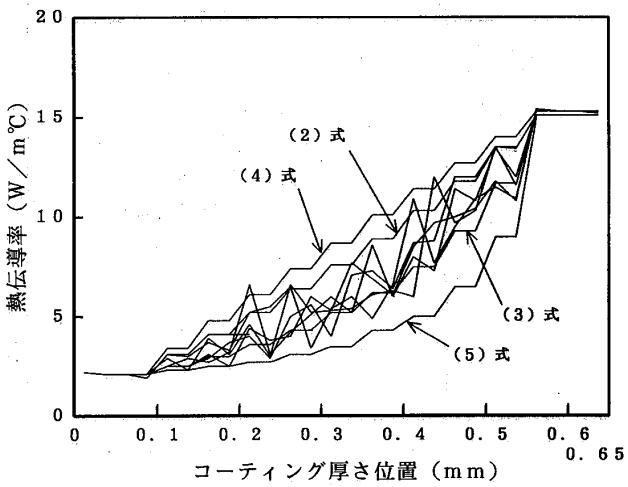


図１１　傾斜組成コーティング層内の熱伝導率分布

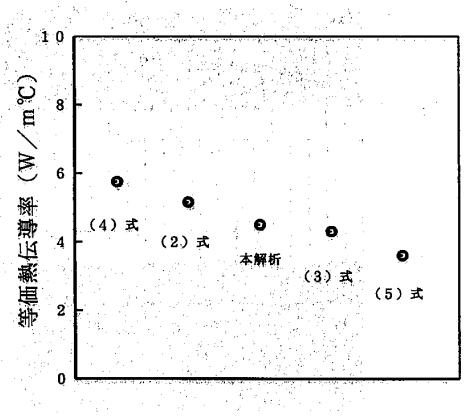


図１２　等価熱伝導率

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

但し、dはコーティング厚さ，T_s はコーティング表面温度，T_b は界面温度である。コーティング層内の熱伝導率にはふれがあるが、等価熱伝導率は５回の計算値で±０．２％と非常に小さい範囲に治まっており、コーティング層内の熱伝導率のふれはマクロな熱伝導特性には殆ど影響していない。本解析による値は図１２に示すように（２式と（３）式から求めた値の中間にあり、やや（３）式に近い結果を与えている。

（３）気孔率の影響

気孔の影響をみるために、図７の組成配列の下で、気孔率＋１０％としてコーティング層全体に気孔をランダムに配列し、上記と同じ負荷条件で計算を行った（図１３）。気孔率を与えない場合の等価熱伝導率は４．５５Ｗ／ｍ℃であるが、＋１０％では３．６０Ｗ／ｍ℃（Ｌ／Ｓ＝１／１）と８０％に減少する。同じ気孔率でも気孔が連続し、その長さや配列方向が熱伝導特性に大きく影響していることがわかる。気孔の配列が単独あるいは熱の伝導方向と平行の場合には特性は殆ど変わらないが、気孔の配列が直角の場合はコーティング層内の温度差は拡大し、熱量は減少する。

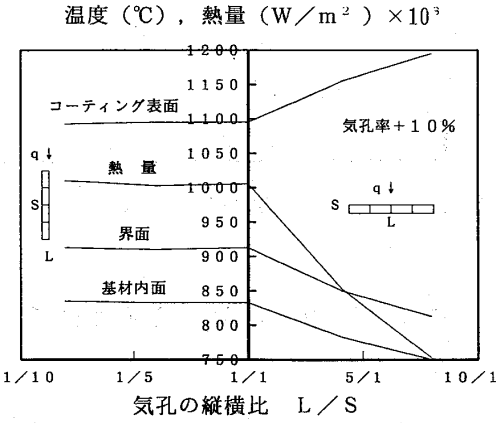


図１３　気孔による熱伝導特性への影響

６．複合材料の熱伝導特性に関する考察

傾斜組成コーティングの熱伝導特性は、セラミックがマトリックスの高温ガス側の領域では直列タイプであり、一方、金属がマトリックスの基材側の領域では並列タイプと予想していたが、図１１で示したように、コーティング層内の熱伝導率にふれがみられ、特性の違いが明確には現れなかった。そこで、複合材料の熱伝導特性をもう少し詳細に調べるために、組成の構成割合が一定の複合材料について、各々の組成をランダムに分散配列する上記の解析法を使って計算を行った。計算領域の分割数は１０（厚さ方向）×２０（面方向），要素サイズは同じく２５μｍ×１００μｍ，負荷条件は任意に取ればよいが、表１の条件を使用した。

（７）式に基ずく等価熱伝導率の計算結果を図１４に示す。金属の体積分率が０％～７０％の範囲で、熱伝導率は（３）式と極めてよく一致している。体積分率が７０％を越えると計算点は（２）式側に移行し始め、それ以上になるとほぼ（２）式と（３）式に挟まれた範囲にあり、９０％～１００％の範囲でほぼ（２）式側に沿った特性を示している。このことから、７０％～９０％の範囲が二つの特性の間を移行する遷移領域とみなすことができる。次に、複合材料内部の熱伝導率を（６）式に基ず

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

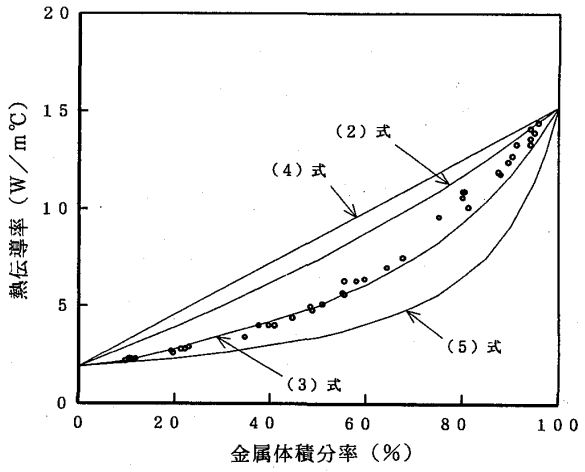


図１４　複合材料の等価熱伝導率

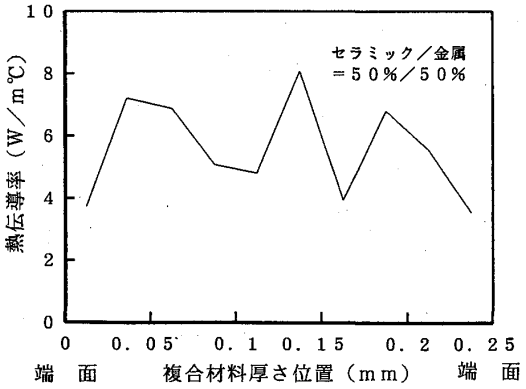


図１５　複合材料内部の熱伝導率

いてセラミック／金属が５０％／５０％の構成割合の場合について求めた結果を図１５に示す。内部の熱伝導率は傾斜組成コーティングの場合と同じ様に大きなふれがみられるが、等価熱伝導率には影響していないことが判った。

７．まとめ

傾斜組成遮熱コーティングの熱伝導シミュレーション解析を行い、次の知見を得た。

（１）本解析法は傾斜組成化した複合材料の熱伝導特性解析に有効であり、等価熱伝導率及び内部の熱伝導率分布を求めることができる。

（２）傾斜組成コーティングの熱伝導率はMaxwell の与える複合則（２）式と（３）式の間にあり、（３）式に近い値を取る。

（３）セラミック／金属の複合材料の熱伝導特性において、並列タイプと直列タイプの二つの特性とこれらの特性の間を移行する遷移領域が認められた。

参考文献

(1) M.Taki, Y.Fujisawa, Y.Sofue and T.Yosida, 91-YOKOHAMA-IGTC-42(1991), Ⅱ-305 310.

(2) 恒川，原田，奥宮，新美，日本金属学会誌，54-11(1990), 1256-1260.

(3) Y.Itoh, H.Kasiwaya, Journal of the Ceramic Society of Japan, 100-4(1992)別刷り

(4) 伊藤，高橋，安達，機械の研究，44-8(1992), 59-64.

(5) 林　編集，複合材料工学，(1977), 44-48.

(6) 加藤，橋田，高橋，機論，57-542.A(1991), 2427-2431.

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

B—12

速度分布がある場合の回転蓄熱式熱交換器の性能

*酒　井　逸　朗　　三菱自動車工業（株）
小　澤　理　夫　　日本ガイシ
土　方　邦　夫　　東京工業大学

1. まえがき

回転蓄熱式熱交換器（以下回転式熱交換器と略す）の熱交換性能の一般的なことについては，筆者は既報(1)で報告したとおりであるが，ここでは作動流体の速度分布が均一でない場合，熱交換性能はどのようになるかを明かにする目的で，この研究を行った。

速度分布が不均一ということは，回転している蓄熱体側からみれば作動流体の入口速度が時間の関数として取り扱えばよいことになる。具体的な解法としては，作動流体の熱容量が時間の関数になることから，NTUが時間の関数として摂動法を適用し，解をえた。

2. 記号

A　：伝熱面積 m^2
Cp：作動流体の比熱　kJ (kg·K)
C　：流体の熱容量流量　$\equiv Gc_p$　kW/K
C_M：蓄熱体の比熱　kJ/(kg·K)
G　：作動流体の流量　kg/s
h　：熱伝達率　$W/m^2 \cdot K$)
L　：蓄熱体の厚み　m
M　：蓄熱体の質量　kg
m　：分割数　$1/\Delta X$
N　：伝熱単位数（ＮＴＵ）
Θ　：蓄熱体温度　K
Θ_0　：蓄熱体初期温度　K
θ　：流体温度　K
θ_0　：流体入口温度　K
β　：作動流体の速度変動の係数
f(t)　：作動流体の速度変動の関数
η，ξ　：式（１１）参照
x, y　：式（１６）参照
x'　：位置の座標　m
t'　：時間　s

3. 解析

3.1 仮定

1）回転蓄熱体を通過する作動流体の速度分布は回転方向に分布しているものとする。

2）ハニカムコア内の作動流体の流れは十分発達した層流とし，熱熱伝達係数はRe数 に依存せず一定とする。

3）その他の仮定については既報に示したものと同一とする。

3.2 基礎方程式の導き方

作動流体と蓄熱体の間の伝熱に関する方程式は次のようになる。

$$MC_M \frac{\partial \Theta}{\partial t'} = Ah\,(\theta - \Theta) \tag{1}$$

$$CL \frac{\partial \theta}{\partial x'} = Ah\,(\Theta - \theta) \tag{2}$$

式（1）に式（2）を代入すると

$$\frac{MC_M}{Ah}\frac{\partial^2 \Theta}{\partial x \partial t'} + \frac{MC_M}{CL}\frac{\partial \Theta}{\partial t'} + \frac{\partial \Theta}{\partial x'} = 0 \tag{3}$$

式（3）の第1項の係数 $MC_M/Ah = T$ は時間の次元をもち

$$MC_M/Ah = T \tag{4}$$

とし，dt'=Tdt とすれば $\frac{dt'}{T} = dt$ となり，式（3）の変数 t' の無次元化を図ると次のようになる。

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

$$\frac{MC_M}{CL} = \frac{MC_M}{Ah} \cdot \frac{Ah}{CL} \tag{5}$$

作動流体の熱容量Cは作動流体の蓄熱体の流量Gと比熱Cpの積であることから，次式のように表される。

$$C = C_0 \{ 1 + \beta \cdot f(t) \} \tag{6}$$

ただし $|\beta \cdot f(t)| << 1$ (7)

とする。

式(4)，(6)の関係を式（5）に代入すると

$$\frac{MC_M}{Ah} \cdot \frac{Ah}{CL} \fallingdotseq T\frac{Ah}{C_0L} \cdot (1 - \beta \cdot f(t) + \beta^2 \cdot f^2(t)) = TN_0 (1 - \beta \cdot f(t) + \beta^2 \cdot f^2(t)) \tag{8}$$

ここで $N_0 = \frac{Ah}{C_0L}$ (9)

従って，以上の関係から式（3）は次のようになる。

$$\frac{\partial^2 \Theta}{\partial t \partial x'} + N_0 \left[1 - \beta \cdot f(t) + \beta^2 \cdot f^2(t)\right] \frac{\partial \Theta}{\partial t} + \frac{\partial \Theta}{\partial x'} = 0 \tag{10}$$

式（10）の解を求めるに当たり，摂動法を適用する。予想されるΘの解を式（11）のように想定する。

$$\Theta = \widehat{\Theta} + \beta\eta + \beta^2\xi \tag{11}$$

式（11）の関係を式（10）に適用すると

$$\frac{\partial^2(\widehat{\Theta} + \beta\eta + \beta^2\xi)}{\partial t \partial x'} + N_0 \left[1 - \beta \cdot f(t) + \beta^2 \cdot f^2(t)\right] \frac{\partial(\widehat{\Theta} + \beta\eta + \beta^2\xi)}{\partial t} + \frac{\partial(\widehat{\Theta} + \beta\eta + \beta^2\xi)}{\partial x'} = 0 \tag{12}$$

式（12）において，β^0，β^1，β^2を含む夫々の項について整理すると次のようになる。

$$(\beta^0) \qquad \frac{\partial^2 \widehat{\Theta}}{\partial t \partial x'} + N_0 \frac{\partial \widehat{\Theta}}{\partial t} + \frac{\partial \widehat{\Theta}}{\partial x'} = 0 \tag{13}$$

$$(\beta^1) \qquad \frac{\partial^2 \eta}{\partial t \partial x'} + N_0 \frac{\partial \eta}{\partial t} + \frac{\partial \eta}{\partial x'} = N_0 \cdot f(t) \frac{\partial \widehat{\Theta}}{\partial t} \tag{14}$$

$$(\beta^2) \qquad \frac{\partial^2 \xi}{\partial t \partial x'} + N_0 \frac{\partial \xi}{\partial t} + \frac{\partial \xi}{\partial x'} = N_0 \cdot f(t) \frac{\partial \eta}{\partial t} - N_0^2 \cdot f^2(t) \frac{\partial \Theta}{\partial t} \tag{15}$$

式（13）の解は既報(1)で示した C＝一定の場合に対応し，その解は求まっている。
式（14）の解は式（13）で，求まっている解を右辺に適用し，求めればよいことを示している。式（15）についても同様の取り扱いをすることにより，解は求まることになる。
一方，θについての解は次のようになる。θについても予想される解を次式にのように想定する。

$$\theta = \widehat{\theta} + \beta x + \beta^2 y \tag{16}$$

式（16）を式（2）に代入し無次元化すると，

$$\frac{\partial \theta}{\partial x'} = N(\Theta - \theta) = N_0 (1 - \beta \cdot f(t) + \beta^2 \cdot f^2(t) \cdot (\Theta - \theta) \tag{17}$$

と求まる。

4. 解法

式(13)，(14)，(15)および（17）を解くに当たって，既報(1)で示したように，$\frac{\partial}{\partial x'}$ を差分で近似し，連立常微分方程式化をすることによって解を求めることとする。式（13）の解は既報(1)で示してあるので，解のみを以下に示す。

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

$$\begin{bmatrix} \hat{\Theta}_0(t) \\ \hat{\Theta}_1(t) \\ \int \\ \hat{\Theta}_m(T) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_0 & 0 & \cdots & 0 \\ J_1 & F_1 & 0 \cdots & 0 \\ & \int & & \\ J_m & F_m & F_{m-1} \cdots & F_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\Theta}_{0,0} \\ \hat{\Theta}_{0,1} \\ \int \\ \hat{\Theta}_{0,m} \end{bmatrix} + \theta_{0,a} \begin{bmatrix} Q_0 \\ Q_1 \\ \int \\ Q_m \end{bmatrix} \tag{18}$$

ここで $F_{k\,(k=1\sim m)}$, $J_{k\,(k=0\sim m)}$, $Q_{k\,(k=0\sim m)}$ については既報(1)を参照されたい。

次に式（14）については

$$\frac{1}{\Delta x}\left(\frac{d\eta_{i+1}}{dt} - \frac{d\eta_i}{dt}\right) + \frac{N_0}{2}\left[\frac{d\eta_{i+1}}{dt} + \frac{d\eta_i}{dt}\right] + \frac{1}{\Delta x}(\eta_{i+1} - \eta_i) = \frac{N_0 \cdot f(t)}{2}\left[\frac{d\hat{\Theta}_{i+1}}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_i}{dt}\right] \tag{19}$$

上式を変形して

$$\left(1 + \frac{\Delta x N_0}{2}\right)\frac{d\eta_{i+1}}{dt} + \eta_{i+1} = \left(1 - \frac{\Delta x N_0}{2}\right)\frac{d\eta_i}{dt} + \eta_i + \frac{\Delta x N_0 \cdot f}{2}\left[\frac{d\hat{\Theta}_{i+1}}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_i}{dt}\right] \tag{20}$$

式（20）に含まれる分割数 $m\ (\equiv \frac{1}{\Delta x})$ を適当に選定すれば，

$$1 - \frac{\Delta x N_0}{2} = 0 \tag{21}$$

となり

$$2\frac{d\eta_{i+1}}{dt} + \eta_{i+1} = \eta_i + f(t)\left[\frac{d\hat{\Theta}_{i+1}}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_i}{dt}\right] \tag{22}$$

$i = -1$とすれば，上式は次のようになる。

$$2\frac{d\eta_0}{dt} + \eta_0 = \eta_{-1} + f(t)\left[\frac{d\hat{\Theta}_0}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_{-1}}{dt}\right] \tag{23}$$

式（22）において $\eta_{-1} = 0$, $\frac{d\hat{\Theta}_{-1}}{dt} = 0$ であるから

$$2\frac{d\eta_0}{dt} + \eta_0 = f\frac{d\hat{\Theta}_0}{dt} \tag{24}$$

と求まる。同様にη_1, $\eta_2 \cdots \eta_m$について示す。同様に ξ についても，式（14）に差分近似を適用し整理すると

$$\left.\begin{aligned} 2\frac{d\eta_1}{dt} + \eta_1 &= \eta_0 + f\cdot\left[\frac{d\hat{\Theta}_1}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_0}{dt}\right] \\ 2\frac{d\eta_2}{dt} + \eta_2 &= \eta_1 + f\cdot\left[\frac{d\hat{\Theta}_2}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_1}{dt}\right] \\ &\int \\ 2\frac{d\eta_m}{dt} + \eta_m &= \eta_{m-1} + f\cdot\left[\frac{d\hat{\Theta}_m}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_{m-1}}{dt}\right] \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

$$\left.\begin{aligned} 2\frac{d\xi_0}{dt} + \xi_0 &= f\frac{d\eta_0}{dt} - f^2\frac{d\hat{\Theta}_0}{dt} \\ 2\frac{d\xi_1}{dt} + \xi_1 &= \xi_0 + f\left[\frac{d\eta_1}{dt} + \frac{d\eta_0}{dt}\right] - f^2\left[\frac{d\hat{\Theta}_1}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_0}{dt}\right] \\ 2\frac{d\xi_1}{dt} + \xi_1 &= \xi_0 + f\left[\frac{d\eta_1}{dt} + \frac{d\eta_0}{dt}\right] - f^2\left[\frac{d\hat{\Theta}_1}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_0}{dt}\right] \\ &\int \\ 2\frac{d\xi_m}{dt} + \xi_m &= \xi_{m-1} + f\left[\frac{d\eta_m}{dt} + \frac{d\eta_{m-1}}{dt}\right] - f^2\left[\frac{d\hat{\Theta}_m}{dt} + \frac{d\hat{\Theta}_{m-1}}{dt}\right] \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

☆初期条件の検討

Θ_iに要求される初期条件はすべてΘ_iで満足するようにすれば，式（11）から

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

$$\left.\begin{array}{l}\hat{\Theta}_i(0)=\Theta_i(0)\\ \eta_i(0)=0\\ \xi_i(0)=0\end{array}\right\}\quad (i=0\sim m) \tag{27}$$

となる。

次に，θ_iについて解を求めると次のようになる。式（17）についても $\frac{\partial}{\partial x'}$を差分で近似し，$\frac{\Delta x N_0}{2}=1$ の条件で導くこと。

$$2\theta_{i+1}-(\beta\cdot f-\beta^2f^2)(\theta_{i+1}+\theta_i)=(1-\beta f+\beta^2f^2)(\Theta_{i+1}+\Theta_i) \tag{28}$$

上式のθ，Θにそれぞれ式（11）及び式（16）の関係を代入すると

$$2(\hat{\theta}_{i+1}+\beta x_{i+1}+\beta^2y_{i+1})-(\beta\cdot f-\beta^2f^2)\cdot\left[\hat{\theta}_{i+1}+\hat{\theta}_i+\beta(x_{i+1}+x_i)+\beta^2(y_{i+1}+y_i)\right]$$
$$=(1-\beta\cdot f+\beta^2f^2)\left[(\hat{\Theta}_{i+1}+\hat{\Theta}_i)+\beta(\eta_{i+1}+\eta_i)+\beta^2(\xi_{i+1}+\xi_i)\right] \tag{29}$$

上式においてβ^0，β^1，β^2について整理すると

$$[\beta^0]\quad 2\hat{\theta}_{i+1}=\hat{\Theta}_{i+1}+\hat{\Theta}_i \tag{30}$$

$$[\beta^1]\quad 2x_{i+1}=f(\hat{\theta}_{i+1}+\hat{\theta}_i-\hat{\Theta}_{i+1}-\hat{\Theta}_i)+(\eta_{i+1}+\eta_i) \tag{31}$$

$$[\beta^2]\quad 2y_{i+1}=-f^2(\hat{\theta}_{i+1}+\hat{\theta}_i-\hat{\Theta}_{i+1}-\hat{\Theta}_i)+f(x_{i+1}+x_i-\eta_{i+1}-\eta_i)+\xi_{i+1}+\xi_i \tag{32}$$

式 (30)，(31) および (32) から，それぞれ θ_{i+1}，x_{i+1}，y_{i+1} について求めると次のようになる。

$$\hat{\theta}_{i+1}=\frac{1}{2}(\hat{\Theta}_{i+1}+\hat{\Theta}_i) \tag{33}$$

$$x_{i+1}=\frac{-f}{4}[(\hat{\Theta}_{i+1}-\hat{\Theta}_{i-1})]+\frac{1}{2}(\eta_{i+1}+\eta_i) \tag{34}$$

$$y_{i+1}=\frac{f^2}{8}\left[\hat{\Theta}_{i+1}-\hat{\Theta}_i-\hat{\Theta}_{i-1}+\hat{\Theta}_{i-2}\right]-\frac{f}{4}(\eta_{i+1}-\eta_{i-1})+\frac{1}{2}(\xi_{i+1}+\xi_i) \tag{35}$$

次に$\hat{\theta}_i$，x_i および y_i についての初期値について考察する。$\hat{\theta}_i(0)$については式（33）から

$$\hat{\theta}_i(0)=\frac{1}{2}\left[\hat{\Theta}_i(0)+\hat{\Theta}_{i-2}(0)\right] \tag{36}$$

となり，$x_{i+1}(0)$については式（34）において $\eta_i(0)_{i=0\sim m}=0$ であるから

$$x_i(0)=-\frac{f}{4}\left[\hat{\Theta}_i(0)-\hat{\Theta}_{i-1}(0)\right] \tag{37}$$

同様に

$$y_i(0)=\frac{f^2}{8}\left[\hat{\Theta}_i(0)-\hat{\Theta}_{i-1}(0)-\hat{\Theta}_{i-2}(0)+\hat{\Theta}_{i-3}(0)\right] \tag{38}$$

と求まる。式 (25)，(26) に夫々示すように η_i および ξ_i についての解は解析解が複雑となるので，ここでは数値解を求めることとする。

$$\frac{d\eta_k}{dt}\fallingdotseq\frac{1}{\Delta t}(\eta_k(t+\Delta t)-\eta_k(t)) \tag{39}$$

と近似すれば η_k については式（25）から

$$2\frac{d\eta_k}{dt}+\eta_k=\eta_{k-1}+f\left[\frac{d\hat{\Theta}_k}{dt}+\frac{d\hat{\Theta}_{k-1}}{dt}\right]$$

上式に式（39）の関係を代入すると

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

$$\eta_k(t+\Delta t)=\left[\eta_{k-1}(t)-\eta_k(t)+f(t)\left\{\frac{d\widehat{\Theta}_k}{dt}+\frac{d\widehat{\Theta}_{k-1}}{dt}\right\}\right]\frac{\Delta t}{2}+\eta_k(t)$$

上式に文献(1)の式（7）の関係を代入すると

$$\eta_k(t+\Delta t)=\left[\eta_{k-1}(t)-\eta_k(t)+f(t)\left\{\widehat{\Theta}_{k-2}-\widehat{\Theta}_k\right\}\right]\frac{\Delta t}{2}+\eta_k(t) \tag{40}$$

$$\xi_k(t+\Delta t)=\left[\xi_{k-1}(t)-\xi_k(t)+f(t)\cdot\left\{\frac{d\eta_k}{dt}+\frac{d\eta_{k-1}}{dt}\right\}-f^2(t)\cdot\left\{\frac{d\widehat{\Theta}_k}{dt}+\frac{d\widehat{\Theta}_{k-1}}{dt}\right\}\right]\frac{\Delta t}{2}+\xi_k(t) \tag{41}$$

上式の $\frac{d\eta_k}{dt}$, $\frac{d\eta_{k-1}}{dt}$ については式（25）から

$$\frac{d\eta_k}{dt}=\frac{1}{2}\left[\eta_{k-1}-\eta_k+f(t)\cdot\left\{\frac{d\widehat{\Theta}_k}{dt}+\frac{d\widehat{\Theta}_{k-1}}{dt}\right\}\right] \tag{42}$$

上式の $\frac{d\widehat{\Theta}_k}{dt}$, $\frac{d\widehat{\Theta}_{k-1}}{dt}$ については，式（40）の場合と同様に文献(1)の式（7）の関係を代入すると

$$\frac{d\eta_k}{dt}=\frac{1}{2}\left[\eta_{k-1}-\eta_k+f(t)\,(\widehat{\Theta}_{k-2}-\widehat{\Theta}_k)\right]$$

上式を式（41）に代入すると

$$\xi_k(t+\Delta t)=\left[\xi_{k-1}-\xi_k+\frac{f}{2}\cdot(\eta_{k-2}-\eta_k)+\frac{f^2}{2}\cdot(\widehat{\Theta}_{k-3}-\widehat{\Theta}_{k-2}-\widehat{\Theta}_{k-1}+\widehat{\Theta}_k)\right]\frac{\Delta t}{2}+\xi_k(t) \tag{43}$$

と求まる。

従って文献(1)の 式（7），本文の (40) および(43)から$\Theta_k(t)$，式 (33)，(34)，(35) から $\theta_k(t)$ が求まったことになる。

5. 熱交換性能

ここでの熱交換性能の定義としては，定常状態における熱交換量をベースとして取り扱うこととする。式（16）から明らかなように，作動流体の出口温度 $\theta_m(t)$ は式 (34), (35) を代入することから，次式のように表される。なお，ここでは熱交換の取り扱いを簡素化するため，空気およびガス側の入口温度 $\theta_{0,a}$，$\theta_{0,g}$ は，それぞれ 0 および 1 degとする。

$$\begin{aligned}\theta_{m,a}&=\left[\hat{\theta}_m+\beta x_m+\beta^2 y_m\right]_a\\&=\frac{1}{2}(\widehat{\Theta}_m+\widehat{\Theta}_{m-1})_a+\beta\left[\frac{-f}{4}(\widehat{\Theta}_m-\widehat{\Theta}_{m-2})+\frac{1}{2}(\eta_m+\eta_{m-1})\right]_a\\&+\beta^2\left[\frac{-f^2}{8}\left\{\widehat{\Theta}_m-\widehat{\Theta}_{m-1}-\widehat{\Theta}_{m-2}+\widehat{\Theta}_{m-3}\right\}-\frac{f}{4}(\eta_m-\eta_{m-2})+\frac{1}{2}(\xi_m+\xi_{m-1})\right]_a\end{aligned} \tag{44}$$

一方，熱交換量 $Q_a(=Q_g)$ は，次のように定義される。

$$\begin{aligned}Q_a&=\frac{1}{T_{0,a}}\int_0^{T_{0,a}}C_a\theta_{m,a}(t)dt=\frac{C_{0,a}}{T_{0,a}}\int_0^{T_{0,a}}(1+\beta\cdot f(t))\,\theta_{m,a}(t)dt\\&\fallingdotseq\frac{C_{0,a}}{(n+1)}\sum_{i=0}^{n}(1+\beta\cdot f(t_i))\,\theta_{m,a}(t_i)\,\Delta t\end{aligned} \tag{45}$$

ここで $n\Delta t=T_{0,a}$ ：冷却サイクルの無次元時間，式（45）に式（44）を代入し，整理すると次式のようになる。

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

$$Q_a \Big/ \left(\frac{C_{0,a}}{n+1}\right) = a_0 + \beta(b_0 + b_1) + \beta^2(c_0 + c_1 + c_2) + \beta^3(d_0 + d_1 + d_2) \tag{46}$$

ここで

$$\left.\begin{aligned}
a_0 &= \frac{1}{2}\sum_{i=0}^{n}\left\{\hat{\Theta}_m + \hat{\Theta}_{m-1}\right\} \\
b_0 &= \frac{1}{4}\sum f\cdot(\hat{\Theta}_m + 2\hat{\Theta}_{m-1} + \hat{\Theta}_{m-2}) \\
b_1 &= \frac{1}{2}\sum (\eta_m + \eta_{m-1}) \\
c_0 &= -\frac{1}{8}\sum f^2\cdot(\hat{\Theta}_m + \hat{\Theta}_{m-1} - \hat{\Theta}_{m-2} - \hat{\Theta}_{m-3}) \\
c_1 &= \frac{1}{4}\sum f\cdot(\eta_m + 2\eta_{m-1} + \eta_{m-2}) \\
c_2 &= \frac{1}{2}(\xi_m + \xi_{m-1}) \\
d_0 &= \frac{1}{8}\sum f^3\cdot(\hat{\Theta}_m - \hat{\Theta}_{m-1} - \hat{\Theta}_{m-2} + \hat{\Theta}_{m-3}) \\
d_1 &= -\frac{1}{4}\sum f^2(\eta_m - \eta_{m-2}) \\
d_2 &= \frac{1}{2}\sum f\cdot(\xi_m + \xi_{m-1})
\end{aligned}\right\} \tag{47}$$

6. 作動流体の速度分布

作動流体の速度分布については，式（6）で示したように周方向に速度分布があることは回転する蓄熱コア側から見れば，時間の関数として，熱容量Cが変動すること同一である。式（6）について改めて説明すると，C_0 は平均速度に対応する熱容量であり，f(t) は，平均値回りの速度変動を表し，β はその強度を表現するものとする。

ここでは f(t) としては，次の代表的な変動パターンを想定し，これによって生ずる熱交換性能への影響について以下考察を進める。

$$\left.\begin{aligned}
&1)\ f_1(t) = \frac{t}{T_0} - \frac{1}{2} \\
&2)\ f_2(t) = \frac{1}{2} - \frac{t}{T_0} \\
&3)\ f_3(t) = \frac{1}{2}\sin\frac{2\pi}{T_0}t \\
&4)\ f_4(t) = \frac{1}{2}\cos\frac{2\pi}{T_0}t
\end{aligned}\right\}\ (0 \le t \le T_0) \tag{48}$$

ここで T_0 は加熱および冷却サイクルの時間を表すとする。

7. 計算結果および考察

7-1. 計算の条件

ここでは回転式熱交換器の代表的な運転例をとって，次に示す条件のもとで作動流体の速度変動の影響を検討することとする。

$NTU_a = NTU_g = 10$

空気入口温度　$\theta_{a,0} = 0℃$

ガス入口温度　$\theta_{g,0} = 1℃$

$(MC_M/Ah)_a = (MC_M/Ah)_g = T_0 = 1.5$

蓄熱コアの回転速度　20rpm

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

なお速度変動の発生は，空気，ガス側のそれぞれ単独にのみ存在するとした場合と，空気側とガス側の両方に同時に発生した場合について計算を行うこととする。

7-2. 計算結果および考察

理想的な場合には速度変動が0となることから，そのケースは $\beta=0$ に対応し，$\beta=0$ の場合と $\beta\neq 0$ の場合の熱交換性能の比較を速度分布が式（48）に示す $f_{i\,(i=1\sim4)}$ の場合について行う。

$T_{0,a}=T_{0,c}=1.5$ とするとき，時間の刻み $\Delta t=0.05$ として計算を行う。すなわち $n=30$ とする。

回転式熱交換器に流入する作動流体が一様な速度分布が理想的ケースとなるが，現実の場合にはケーシングの寸法その他から一様に流入することから外れ，どうしても速度分布が生ずることが考えられる。その場合，熱交換性能がどのように変わるかを明かにする目的で本研究を行ったのである。ここでは速度分布の形は式（48）に示したように4つのケースについて数値計算した。ここでいう速度分布とは回転式熱交換器の周方向の速度分布についてであって，回転しているコア側からみれば，流入してくる作動流体の速度が時間とともに変動しているのと同一のことである。

計算結果が理解しやすいように，速度変動がない場合，すなわち $\beta=0$ の場合の熱交換量を $Q_{a,0}$ とすると，それぞれの場合の $Q_a/Q_{a,0}$ の値として計算結果を表示すると表1のようになる。表中の A_0, A_1，A_2 は，次のように示される。式（46）から

$$\left.\begin{aligned} A_0&=(b_0+b_1)/a_0\\ A_1&=(c_0+c_1+c_2)/a_0\\ A_2&=(d_0+d_1+d_2)/a_0 \end{aligned}\right\} \tag{49}$$

$$Q_a/Q_{a,0}=1+\beta A_0+\beta^2A_1+\beta^3A_2 \tag{50}$$

表1　速度分布と熱交換性能の関係

ケース	速度変動のパターン*		$\beta=0.2$ の場合 $Q_a/Q_{a,0}$ の場合	A_0	A_1	A_2	$\Delta Q_a/Q_{a,0}=-0.5$ % に対応する β 値
	空気側	ガス側					
1	f_1	−	1.0018	.0091	−.0015	−.0009	−.52
2	−	f_1	.9947	−.0246	−.0084	.0	.17
3	f_1	f_1	.9965	−.0156	−.0099	.0001	.27
4	f_2	−	.9980	−.0091	−.0015	.0009	.50
5	−	f_2	1.0046	.0246	−.0084	0	−.19
6	f_2	f_2	1.0027	.0156	−.0099	.0001	−.27
7	f_3	−	.9985	−.0071	−.0010	.0001	.65
8	−	f_3	1.0005	.0049	−.0118	0	−.47
9	f_3	f_3	.9990	−.0022	−.0127	−.0004	.54
10	f_4	−	1.0004	.0024	−.0012	.0006	−1.11
11	−	f_4	.9976	−.0094	−.0125	0	.36
12	f_4	f_4	.9980	−.0070	−.0137	0	.40

＊注）　表中の速度変動のパターンで－は変動0，すなわち $\beta=0$ を示す。

式（50）から明らかなように理論的には，$Q_a/Q_{a,0}$ の値には極値が存在することがわかる。何れのケースも $[(Q_a/Q_{a,0})_{max}-1]\ll 1$ であり，実用上は誤差の範囲であり，物理的な極値を決める β 値は存在しないといえる。速度分布の関数 f_1 と f_2 の関係は $f_1(\beta)=f_2(-\beta)$ の関係にあり，表1の中の A_0，A_1，A_2 の値についてみるとケース1と4，2と5，3と6の関係はそれを満足していることがわかり，理論的な推論と一致しているといえる。念のため，ケース2と，ケース5の場合の $Q_a/Q_{a,0}$ の最大値について調べると，それぞれ $\beta=-.6.5$，6.5において $(Q_a/Q_{a,0})_{max}=1.018$ であり，この場合，最大値を有意差と判断するかの可否は微妙なと

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

ころである。作動流体の速度分布によって生ずる熱交換性能が劣化する程度が，速度分布のパターンとの関係を明かにするため，$\Delta Q_a/Q_{a,0}$ が0.5%劣化するのに対応する β 値を表中に示しておいた。

8. あとがき

回転式熱交換器の熱交換性能と通過する作動流体の速度分布がある場合の因果関係を明かにする目的で本解析を行ったが，次のことが明かになった。

(1) 速度分布が存在することは，ＮＴＵ値が定数の場合と異なり，ＮＴＵ値を時間の関数として取り扱うことにし，具体的な解法としては摂動法を用い，有効な解が得られた。

(2) 速度分布のパターンとしては３つの代表的なパターンを用意し，熱交換性能を求めた。その結果，ＮＴＵ値が１０の場合，速度変動率が１０～２０％の範囲においては，性能劣化は１％以下である。

(3) 熱交換性能の劣化と速度分布のパターンによる関係が明かになり，実用上，許容されるパターンも存在することが明かとなった。

文献

（１）酒井，松久，川崎，ガスタービン用回転蓄熱式熱交換器の動特性　機論 57-535B (1991)1187～1193.

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

C—1

タービン内再熱水素燃焼ガスタービンの研究（第1報）

＊森下輝夫　菅　進　平岡克英　井亀　優（船研）

1　まえがき

作動流体がタービン内で加熱されながら膨張するガスタービンを、著者らはタービン内再熱ガスタービンと名付けている。著者らは、図1に示すように、翼冷却に使用した水素を翼後縁から吹き出し、翼後流中で燃焼させて主流ガスを加熱することが可能であることを翼列実験により示した。1)　本報は、この翼列実験でえられた知見をもとに試作した、試験用タービン内再熱ガスタービンで水素燃焼による再熱実験を行い、この形式によるタービン内再熱の実現可能の見通しをえることができたので、その概略を報告するものである。

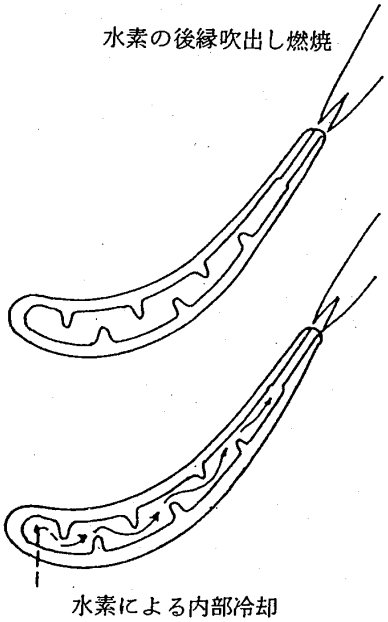


図1　後縁吹き出し再熱翼

タービン内再熱方式は多段再熱を可能にし、究極的には等温膨張タービンとしてエリクソンサイクルの膨張過程を実現できる。エリクソンサイクルは、言うまでもなくカルノーサイクルと同じ熱効率がえられる。

多段サイクルの一例として、図2に2段再熱サイクルを示す。作動流体はタービンの入口圧力P3から出口圧力P4まで膨張し、入口温度T3よりやや低いT4になる。再熱がない場合の出口温度はT4'になる。再熱により比出力が増大するとともに、再生サイクルやコンバインドサイクルを採用することにより、熱効率も著しく改善される。

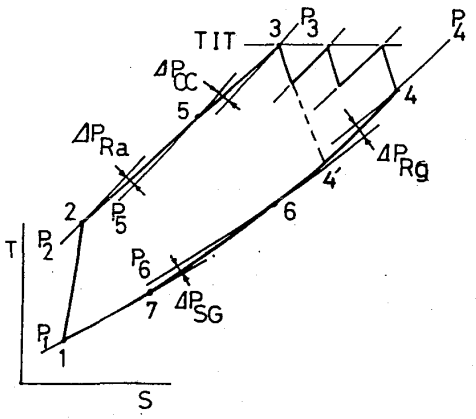
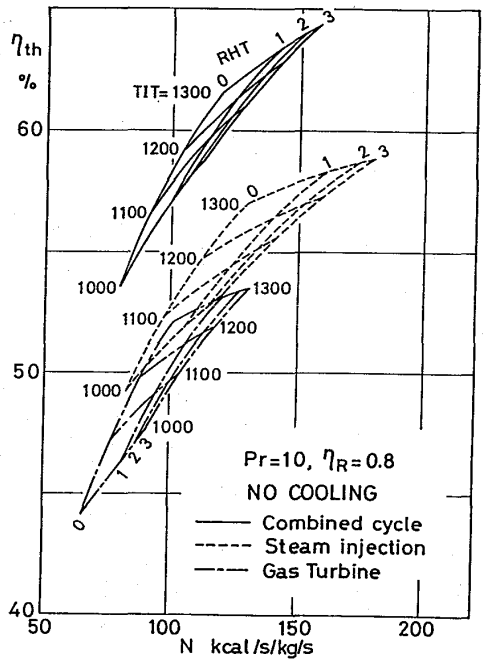


図2　多段再熱サイクル



ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

2　試験用再熱タービンの構造 2)

試験用タービンは、製作経費の制約と実験設備の能力とから単段にした。再熱用水素はノズル翼後縁から吹き出し、ノズル翼と動翼の間で燃焼させることにした。これは、水素を漏洩なしに動翼に導くことは技術的にかなり困難であることと、燃焼については、タービン内でもっとも流速の速いノズル翼後方で安定した燃焼が確認できれば、他の場所での燃焼は実現可能と判断したことによる。ノズル翼は設計と製作の容易さとから、流出角一定とし、翼高さ方向に等間隔に7個の1mmx3mmの矩形の後縁吹き出し孔を設けた。

吹き出された水素は、ノズル翼後方の強い旋回流のため、タービンの内径側に吹き寄せられ内壁を焼損するおそれがあるので、吹き出しは外周寄りの孔から

表1　試験用タービン設計要目

入口温度	900°C
動翼入口温度（平均）	960°C
入口圧力	2.0kg/cm2
出口温度（平均）	880°C
出口圧力	1.08kg/cm2
主ガス流量	2.6kg/s
水素流量	0.1%主ガス流量
回転速度	20,000rpm
出　力	550PS

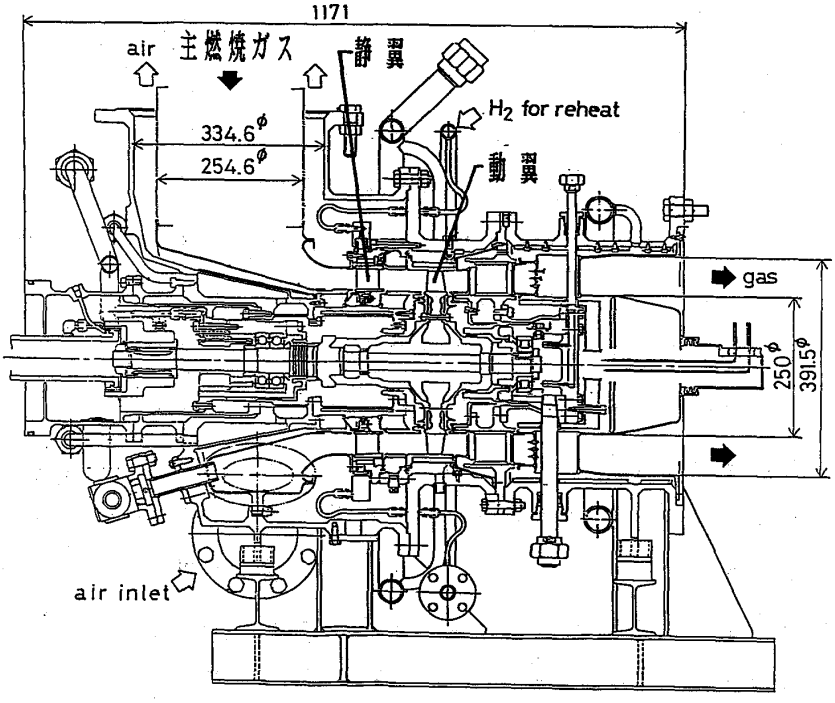


図3　試験用タービンの構造

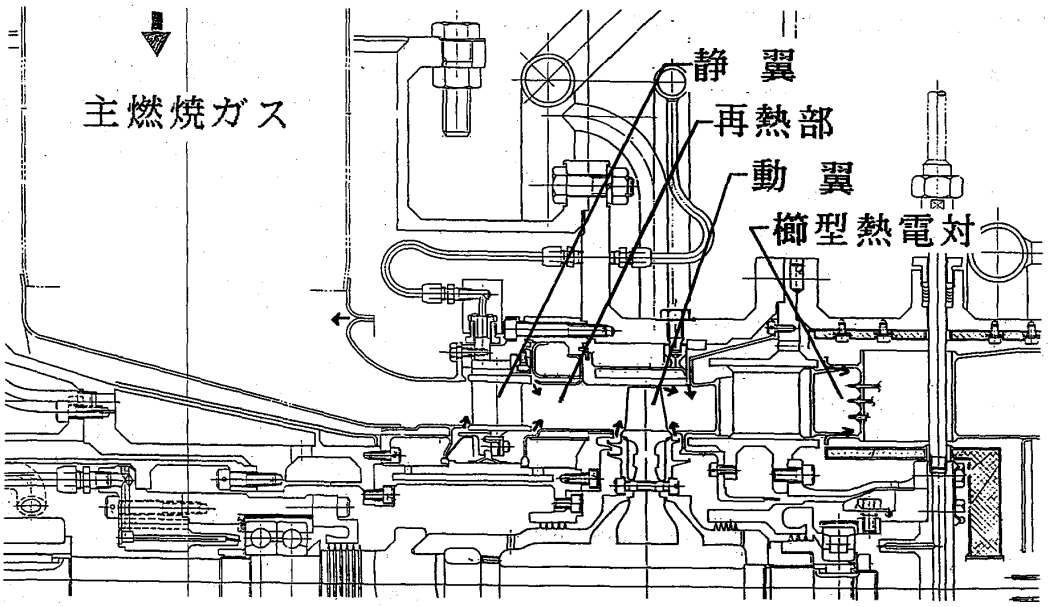


図4　高温ガス流路断面図

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

するのが適当であることが環状翼列実験の結果わかった。試験タービンに装着したノズル翼は、外周側の3孔を残しあとの孔は溶接で塞いである。

試験用タービンの基本設計要目を表1に示した。

試験に使用した試験用タービン本体の構造を図3に示す。ノズル翼は25枚、動翼とロータは一体型である。34枚の動翼には翼の中心線にそって6個の冷却孔がリム内側から翼の先端まで貫通して設けてある。高温ガス流路の構造を図4に示す。ノズル翼とロータ翼の間は再熱部で、本試験用タービンではここで水素の燃焼を完了するように軸方向距離を大きくしてある。流路壁面の矢印は冷却空気の吹き出しを示す。タービン入口のガス温度測定のため、タービン本体入口のほぼフランジ面の位置に流路断面の1/2半径の周上に等間隔に6本の3.2φシース熱電対を、出口温度測定のために、タービン出口近くの上下左右の支柱に各々櫛型に3本づつ計12本の1.5φシース熱電対を装着してある。

3　試験装置と試験方法

試験装置全体の流れを図5、全景を図6に示す。空気圧縮機から送られた空気は流量計を介してタービンに入り、内側の高温ケーシングを冷やしながら主燃焼器に送られる。灯油燃焼により加熱されたのち、高温ケーシングを通ってタービンに戻る。タービンをでた高温ガスは水噴射により温度を下げて消音器を経て屋外に放出する。タービンの冷却用空気は空気冷却器、流量計を介してタービンに送られる。ノズル翼は非再熱時には空冷しているので、再熱時に逆火が起こらないように、水素に切り替える前後に窒素ガスを流す。タービン直後のクランク状の排気管に設けた覗き窓から肉眼及びビデオカメラ（図7）で、ノズル翼から吹き出された水素の燃焼状況を観察・記録する。タービンの出力は高速電気動力計で吸収する。温度、圧力、トルク、回転数、振動値など約60点の計測値はパソコンで処理し、3～4秒の間

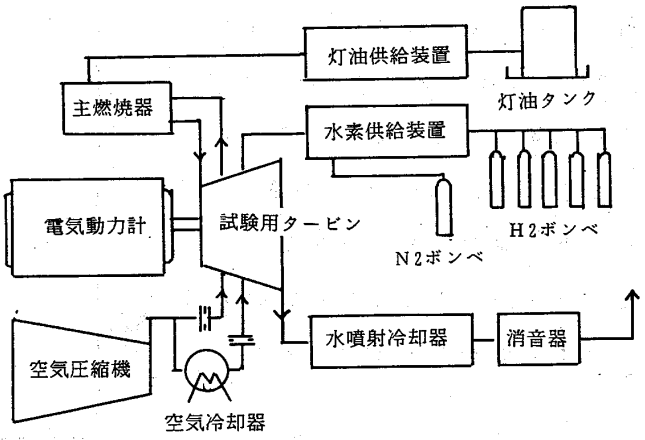


図5　実験装置の流れ図

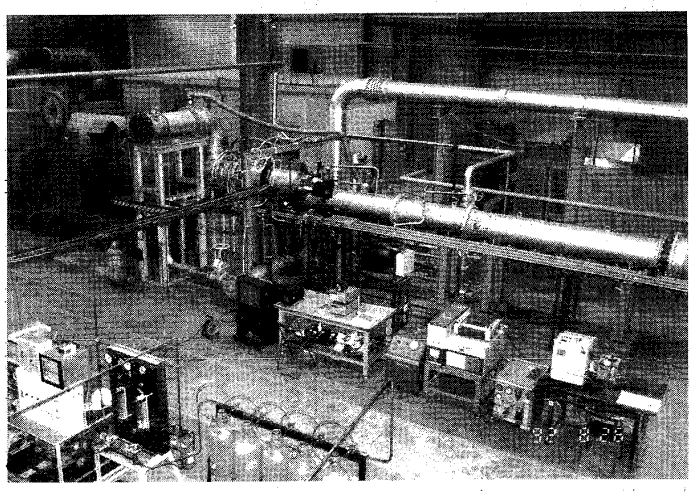


図6　実験装置の全景

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

隔でハードディスクに収納する。

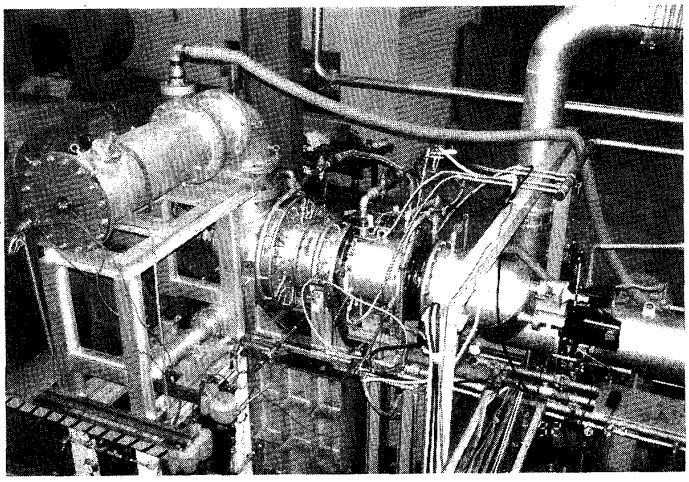


図7　主燃焼器とタービン本体

4　試験結果

図８は主流ガスのタービン入口温度（TIT）の分布を示す。主燃焼器の単体燃焼試験でえられた結果 3）と大きく異なり、場所による温度の差は100℃に達し、入口ガス温度の分布はよくない。今回の実験では、計測される6点のTITのいずれについても900℃を超さないようにした。翼列実験の結果によれば、主流ガスが900℃であれば吹き出された水素の安定燃焼は十分可能なはずであるが、このようにTITの分布が悪く、著しく低い温度の主流ガスがあると、低温のガスがあたるノズル翼の後流中では水素の安定燃焼に不安が生じる。

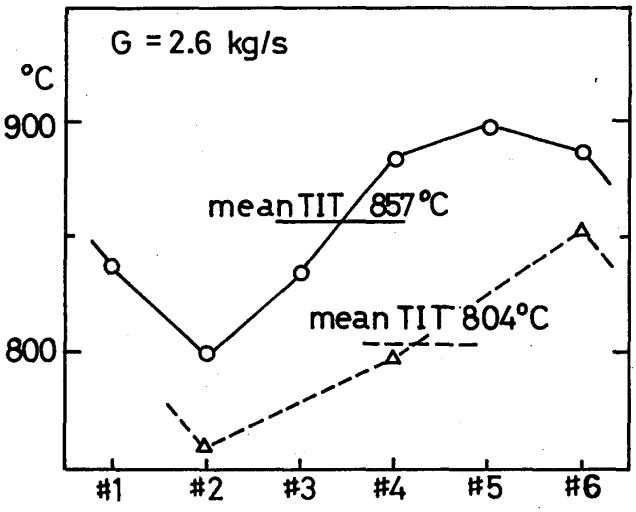


図8　タービン入口ガス温度分布

図９～１１は、再熱時と非再熱時におけるタービン出口ガス温度（TOT）を示す。上右下左はタービン出口側から上流を見たときの方向、内中外は支柱に取り付けた熱電対の内径側、中央、外径側を示す。図中、Gは主流ガス流量、Nはタービン回転数、%は吹き出し水素と主流ガス流量の重量比を表す。二点鎖線は各水素吹き出し量に対応したTOT12点の平均値を表す。TITの平均値が約800℃の場合、水素吹き出しによる主流ガス温度の上昇は、一部の場所を除いて、認められないかもしくはきわめて少ない。平均TITが860℃以上になると、すべて

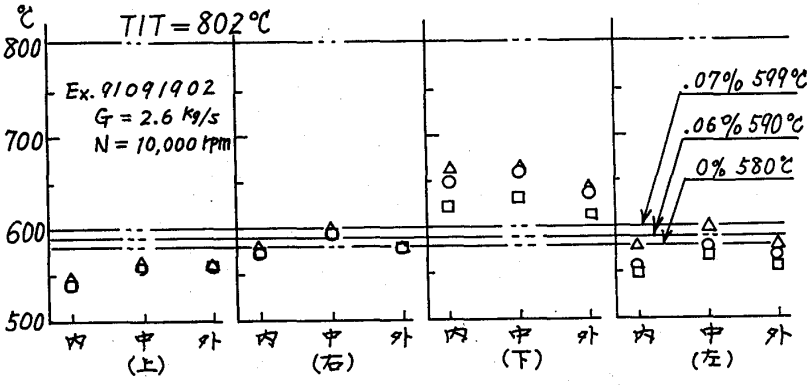


図9　タービン出口ガス温度分布

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

の場所で温度上昇が認められる。TOTの周方向の分布は非再熱時、再熱時ともあまり均一とはいえない。これはノズル翼直前の主ガス温度分布の不均一が残っているのと、冷却空気の流入の不均一とによると思われる。

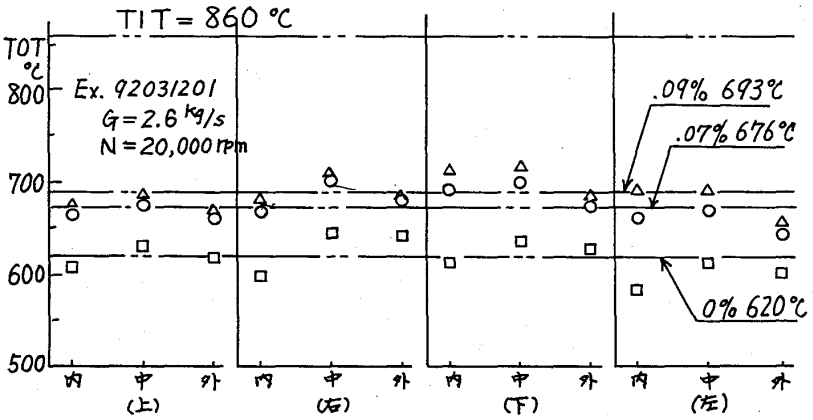


図10　タービン出口ガス温度分布

図１２は、停止中のタービン内部のビデオ撮影による写真で、動翼が見えている。図１３は、平均TITが800℃における水素燃焼の状況の写真で、燃焼が一部の翼の後流においてのみ行われている状況がわかる。図１４は、平均TITが860℃の場合で、ごく一部の翼を除いて大部分の翼の後流で燃焼が行われている様子がわかる。

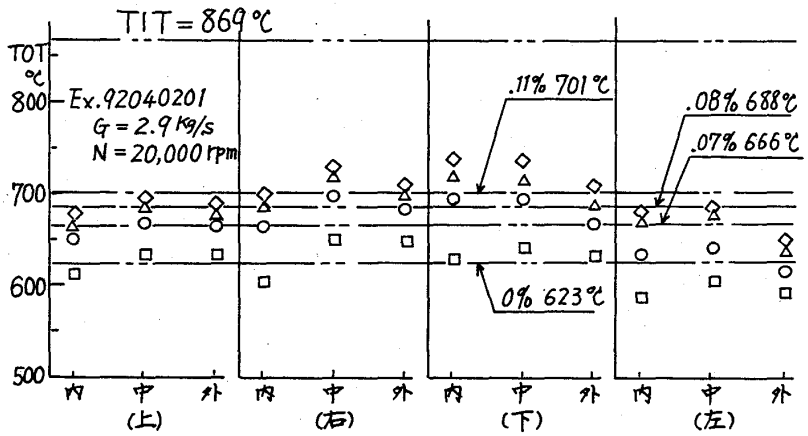


図11　タービン出口ガス温度分布

以上の結果から、水素の吹き出しに対応したTOTの上昇がえられないのは、TITの分布が悪いため、TITの上限を900℃に抑えるとこれよりはるかに低い温度の主流ガスも流れていて、ある温度以下の主流ガスがあたるノズル翼の後流中に吹き出された水素が着火できないためと想定される。

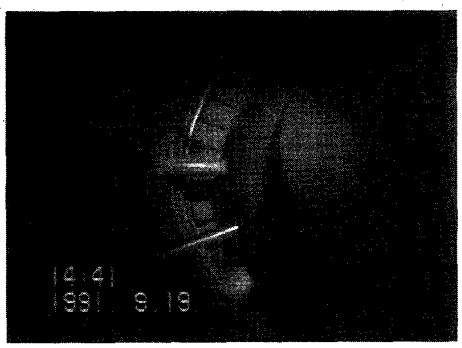


図12　停止中のタービン内部

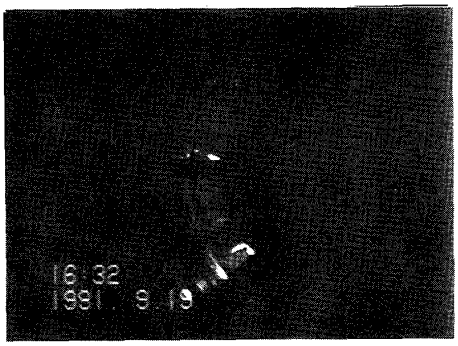


図13　水素の後縁吹き出し燃焼火炎

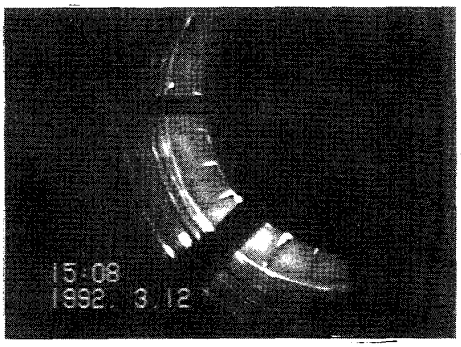
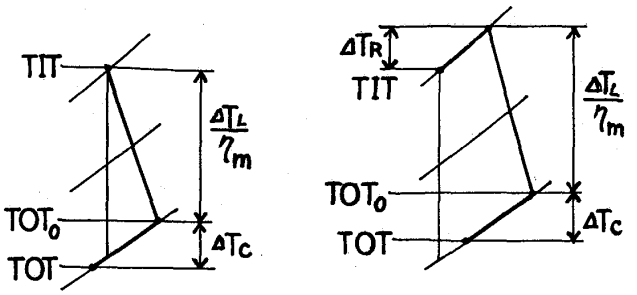


図14　水素の後縁吹き出し燃焼火炎

表２は、試験用タービンの水素再熱実験結果の一部について、試験条件、計測

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

結果ならびにヒートバランスの計算結果を示す。ヒートバランスは、タービン内でのガスの状態変化を図15のように仮定し、以下のようにして求めた。図および以下の式中の記号の意味は次のとおりである。



非再熱時　　再熱時

図15　タービン内のガスの状態変化

TIT:タービン入口温度,

TOT:タービン出口温度,

TOT0:冷却がなかったときのTOT,

Tc:冷却空気の入口温度

ΔTc:冷却による温度降下,

ΔTl:動力計の吸収動力に相当する温度降下,

ηm:機械効率,

ΔTr:再熱による温度上昇,

ΔTrth:再熱による理論温度上昇,

Hl:水素の発熱量,

Cp:ガス、冷却空気の比熱,

Gh:水素流量,

G0:主流ガス流量,

L:動力計の吸収動力,　η_{BH}:再熱用水素の燃焼効率

表2　試験用タービンによる再熱用水素の燃焼実験結果

実験番号		91091902		92031201			92040201			
主流空気流量	G0 (kg/s)	2.55		2.6			2.9			
再熱用水素流量	GH (g/s)	0	1.7	0	1.8	2.3	0	1.9	2.4	2.9
〃	GH (%)	0	.068	0	.069	.091	0	.065	.083	.102
ﾀｰﾋﾞﾝ入口温度	TIT (℃)	802	802	857	860	860	867	868	870	869
ﾛｰﾀｰ出口温度	TOT (℃)	581	590	620	674	691	624	668	687	696
ﾀｰﾋﾞﾝ入口圧力	kg/cm2	1.70		1.73			1.91			
回転速度	rpm	10,000		20,000			20,000			
出力	L (PS)	210	210	263	269	274	361	370	377	374
冷却空気温度	Tc1 (℃)	116	116	119	120	120	124	124	124	125
	Tc2 (℃)	35	34	37	38	38	41	40	41	42
全冷却空気流量	Gc (kg/s)	.662	.650	.670	.655	.654	.702	.689	.688	.688
冷却空気分温度降下	ΔTc	136	136	146	156	161	135	143	148	150
出力相当温度降下	ΔTl	53	53	65	67	69	80	82	84	83
機械効率	η_m	.62		.72			.74			
再熱による温度上昇										
理論温度上昇	ΔTrc	-	69	-	71	93	-	66	85	104
試験結果	ΔTrm	-	15	-	64	88	-	54	79	90
水素燃焼効率	η_{BH}	-	.22	-	.90	.95	-	.83	.93	.86

非再熱時　　TIT=TOT+ΔTc+(ΔTl/ηm)　∴　ηm=ΔTl/(TIT-TOT-ΔTc)

再熱時　　TIT=TOT+ΔTc+(ΔTl/ηm)-ΔTr　∴　ΔTr=TOT+ΔTc+(ΔTl/ηm)-TIT

水素燃焼による理論温度上昇　　ΔTrth=(Hl/Cp)(Gh/G0)

再熱用水素の燃焼効率　　η_{BH}=ΔTr/ΔTrth

上の式中、冷却による温度降下は、冷却空気の温度上昇と主流ガスの温度低下の熱バランスを考えて、以下のように求める。

$$\Sigma\,[\,Cp\cdot G\,(\,TOT-Tc\,)\,]\,c = [\,Cp\cdot G0(TOT0-TOT)\,]$$

$$\therefore\ \Delta Tc=TOT0-TOT=\Sigma\,[\,Cp\cdot G\,(\,TOT-Tc\,)\,]\,c/(Cp\cdot G0)$$

また、吸収動力相当の温度降下は次式で求める。

$$\Delta Tl=0.1757L/(Cp\cdot G0)$$

試験用タービンは安全のため大量の冷却空気を使用しているので、冷却による主ガ

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

スの温度降下が大きい。

再熱用水素の燃焼効率は、設計運転条件に近いTIT、G0ならびにGhでは、93～95％がえられているが、この値は、TITの分布をもう少し平滑化することでかなり改善できると思われる。

なお、本形式の再熱翼には船舶技術研究所所有の特許（特許第1599152号）があることを付記する。

5　まとめ

主燃焼器の出口温度分布の不良にもとづく課題は残っているが、試験用タービンによる水素吹き出し燃焼実験は第一段階としては成功し、本実験によりタービン内再熱水素燃焼ガスタービンの技術的実現可能性を示すことができたものと考える。

6　謝辞

試験タービンの製作等に際し多くの便宜を計って頂いた、（株）東芝京浜事業所新エネルギー開発部ガスタービン設計部の関係者の方々に厚くお礼申し上げます。

参考文献

1)Proc. 1983 Tokyo Int. Gas Turbine Cong., p.205.

2)第49回船舶技術研究所研究発表会講演集, 1987.8, p.160.

3)同上, p.164

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

C—2

水素吸蔵合金による超小型ガスタービン用燃料供給システムの作動特性

＊湯　浅　三　郎　（都立科技大）
後　藤　　登　（都立科技大）
西　田　幸　一　（都立科技大院）

1．はじめに

筆者らは、水素を現実のガスタービン燃料として実用化する一つの試みとして、高負荷燃焼器を具備した超小型水素ガスタービンシステムの開発を行い、高負荷燃焼器の燃焼特性やシステム全体の特性を調べてきた[(1)-(3)]。それらを通じて、水素ガスタービンを実用化する上では水素燃料の高密度貯蔵供給システムの開発が最も重要かつ早急な課題であり、特に水素を長期間保存したり比較的少量を長時間にわたって供給することが要求されるようなタイプのガスタービンには、水素化された吸蔵合金（金属水素化物）が水素の貯蔵供給源として適しているとの認識を持つに至った。

そこで筆者らは、水素吸蔵合金を用いた燃料供給システム開発の第一歩として、市販されている各種水素吸蔵合金の中から超小型水素ガスタービンの燃料供給源に適した吸蔵合金を選定し、その水素化物の水素放出特性を調べた[(4)]。今回は、その結果に基づいて水素吸蔵合金燃料供給システムを試作し、このシステムの水素吸蔵及び放出特性を調べるとともに、超小型水素ガスタービンに実際に接続して稼動試験を試みたので報告する。

2．水素吸蔵合金燃料供給システム

本水素供給システムに使用した水素吸蔵合金には、常温でのプラトー圧が高く等圧性の優れている$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$を用いた[(4)]。この合金の比重は 8.2、組成は質量パーセントでLa: 27.6%、Ce:51.8%、Pr:15.8%、Nd: 4.6%である[(5)]。また図1にこの合金の平衡圧力と温度の逆数との関係[(5)]を示すが、このグラフの勾配から求まる吸蔵及び放出過程の反応熱[(6)]はそれぞれ 13.14と 12.96 [kJ/gH_2]であり、ほぼ等しい。

図2に試作した水素吸蔵合金燃料供給システムの全体系統図を示す。このシステムは大別して、水素吸蔵合金タンク、加熱冷却水供給装置、水素吸蔵系と放出系、計測・制御システムとからなっている。図3に水素吸蔵合金タンクの詳細図を示す。水素吸蔵合金は熱媒体（水）との熱交換を促進するために7本のステンレスパイプ（内径 55 mm、肉厚 3 mm、長さ 665 mm）に分かれてタンク内に設置される構造になってい

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

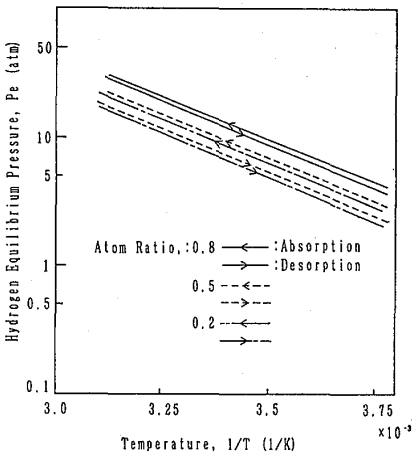


図1　平衡圧力の温度依存性 (5)

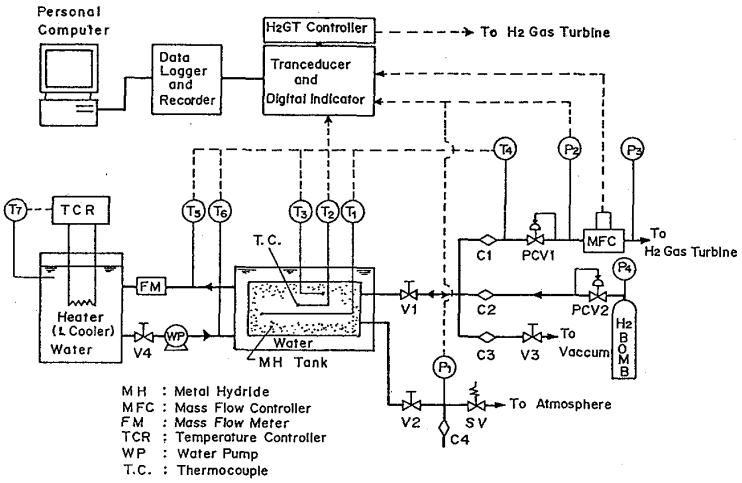


図2　水素吸蔵合金燃料供給系統図

る。それぞれのパイプの中央にはステンレス製の焼結金属フィルター（外径 10 mm、透過径：1 μ）が貫通しており、水素ガスはここを通って吸放出される。吸蔵・放出時の水素化された吸蔵合金温度を測定するために、中央のパイプに3本の熱電対を挿入した。それらの中心軸からの半径方向位置は同じ（半径 20 mm）であるが、軸方向位置は軸方向の温度の違いを見るために変えてある。このタンクの容積は、最大水素流量（0.4 g/s）で水素ガスタービンを約15分間運転できることを条件に、前報[4]の水素放出速度の測定結果を用いて決定した。このタンクの主な仕様は次の通りである。タンク内容積：17.77 ℓ、充塡吸蔵合金質量：61.67 kg（充塡率：42.5 %）、有効水素吸蔵量：8400 ℓ、最大水素放出流量：0.5 g/s、供給水素圧力：0.6 MPa以上。吸発熱反応を起こす水素化物との熱交換システムに関しては、実用的な水素吸蔵合金燃料供給システムではガスタービンの排気ガスを高温熱源に利用した熱交換システムを構築すべきであるが、本研究では基礎的なデータを得ることを第一の目的にしているため、熱媒体の温度制御が容易な外部電気加熱冷却水方式を用いることにした。本装置では水温と水量はそれぞれ 10～80 °C と 0～12 ℓ/s の範囲で変えられる。一方、水素放出時の水素供給圧力（P2）は圧力調整器（PCV1）で調整し、水素流量そのものは質量流量コントローラ（MFC）で制御・計測できるようになっている。

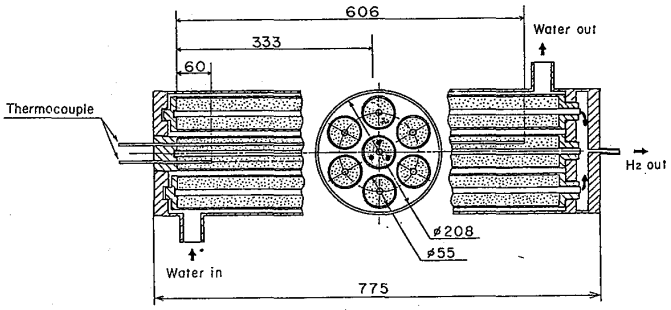


図3　水素吸蔵合金タンク

3. 実験結果と考察

3. 1　吸蔵特性

水素吸蔵の特性は吸蔵時の雰囲気温度と圧力がパラメータとなると予想されたが、

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

今回は、すべて同一の条件下、すなわち、水素ボンベから水素吸蔵合金タンクに供給する水素圧は 1.15 MPa、冷却水温は 18 ℃、水量 12 ℓ/min で実験を行い、金属水素化物中の水素濃度にして約0.3～0.7（合金元素に対する水素の原子比）の範囲で水素を吸蔵させた。吸蔵させる水素ガスには、市販の高圧ボンベ水素ガス（純度：99.99%以上。露点：-60 ℃以下。含有他ガス濃度： O_2<3 ppm、N_2<80 ppm、CO<1 ppm、CO_2<1 ppm、HC<1 ppm）を用いた。また水素吸蔵合金は予め活性化処理済みのものを使用した。

図４に吸蔵時の諸量の時間変化の代表的な例を示す。図４（ａ）は供給水素ボンベ圧（Ｐ4）の水素吸蔵合金タンクへの供給開始時からの変化を示したもので、供給開始直後の急激な圧力低下を過ぎればほぼ一定の割合でボンベ圧は減少している。このことは吸蔵合金の水素吸蔵速度はほぼ一定であり、このデータの場合には 1.2×10^{-6} [gH_2/(gMetal・s)]

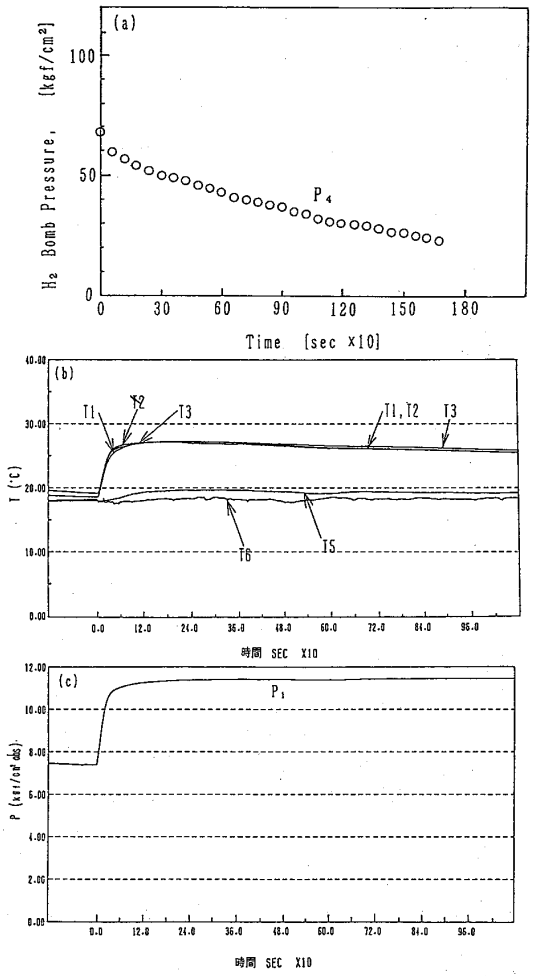


図４　水素吸蔵過程における燃料供給系の温度・圧力・水素流量の時間変化

であった。この値は、同程度の雰囲気温度・圧力条件下の水素放出速度に比べて一桁から二桁少なくなっている[4]。一方、水素吸蔵合金タンク内の３箇所の温度（Ｔ1、Ｔ2、Ｔ3）と圧力（Ｐ1）、冷却水の水温（Ｔ5、Ｔ6）の、吸蔵開始時からの時間変化を図４（ｂ）と（ｃ）に示す。これらの温度と圧力は、水素の吸蔵開始と同時に１分程度の間急激に上昇するが、その後は全てが時間に対してほぼ定常的に推移することがわかった。またタンク内の長さ方向の温度差は常に１℃以下であり、軸方向には殆ど温度分布はないと言える。合金タンクに流入する水温に比べて流出する水温は常時 1.5～2 ℃程高く、かなり大きな発熱反応が起こっていることを示している。この実験例の場合には吸蔵時間は約３０分であった。以上述べた特性の傾向及び値は、今回行った実験の範囲内では殆ど変わらないことが確認された。

ところで図４に示した時間履歴より、水素化に伴う $MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ の発熱量や水素化物の熱伝導率を推量することができる。これらを見積るに当たっては、＊水素化物と熱媒体との熱交換は時間に対して定常的に行われる。＊水素吸蔵合金タンクから周囲雰囲気への熱損失は無視できる。＊水素化物はステンレスパイプ内部に均一に分

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

布し、水素との発熱反応は空間的に一様に起こる。＊軸方向の温度変化は無視できる。＊ステンレスの熱伝導率は水素化物の値に比べて十分に大きい（後述の結果参照）。＊ステンレスパイプ中央の焼結金属フィルターでの熱の授受はなく、パイプの外表面の温度は水素吸蔵合金タンクに流入出する平均水温に保たれている。これらの仮定をすることによって吸蔵反応の発熱量 q_{reac} と水素化物の熱伝導率 k は以下の式で見積ることができる。

$$q_{reac} = C_{H_2O}\ \dot{m}_{H_2O}\ (T_6 - T_5)/\dot{m}_{H_2} \qquad [J/gH_2] \qquad ①$$

$$k = \frac{q_{reac}\ \dot{m}_{H_2}\left(2 r_e^2 \ln\frac{r_c}{r_0} + r_0^2 - r_c^2\right)}{4\ V_{MH}\ (T_c - T_0)} \qquad [J/(cm\cdot s\cdot k)] \qquad ②$$

ここで CH_2O は水の比熱 [J/(g·s)]、$\dot{m}H_2O$ は水流量 [g/s]、T5はタンク流入水温 [°C]、T6はタンク流出水温 [°C]、$\dot{m}H_2$は吸蔵水素流量 [g/s]である。またr0はステンレスパイプ内半径(mm)、rcは熱電対挿入位置半径(mm)、reはフィルター半径(mm)、VMHはステンレスパイプ内容積合計(cm^3)、T0はステンレスパイプ外表面温度(°C)、Tcは熱電対温度(°C)である。図５に吸蔵回数に対する水素化反応の発熱量と熱伝導率の変化を示す。いずれの量も吸蔵回数に対する変化は誤差のオーダーと同程度であり、回数によってはこれらの量は大きくは変化しないと言える。発熱量の値は図１の平衡圧力から求めた値と同程度である。一方熱伝導率の値は、代表的なステンレスの熱伝導率 16.3×10^{-2} [J/(cm·s·k)][7]に比べて一桁小さくなっており、熱伝導率を見積るに当たっての仮定は、ステンレスパイプの肉厚が薄いことと相まって妥当であることがわかる。この値そのものはこれまでに報告されている他の水素吸蔵合金のTiFeや$LaNi_5$と同じオーダーである[6]。

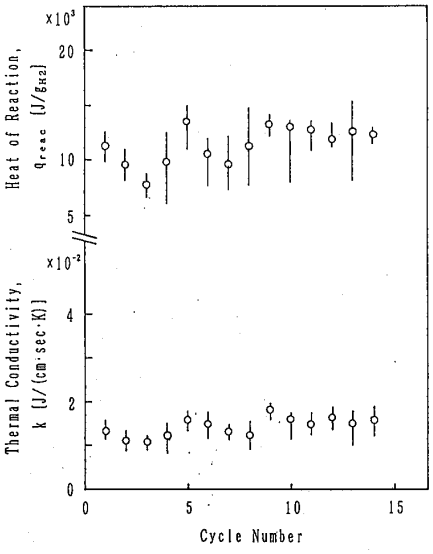


図５ 吸蔵回数に対する水素吸蔵合金の水素化反応熱と水素化物の熱伝導率の変化

３．２　放出特性

今回の実験では、水素吸蔵合金タンクに流入する水温と流量とをそれぞれ30 °Cと12 ℓ/minに一定に保った状態で、一定流量の水素（50～300 Nℓ/min）を放出して水素吸蔵合金タンク内の温度・圧力の時間変化を調べた。

図６に、放出水素流量が最も多い 300 Nℓ/minのときの水素吸蔵合金タンク内の諸量の時間変化の例を示す。この場合には時刻０秒で水素の放出を開始し、約１分かけて最大流量にした後、その後約５分間にわたって水素を一定割合で放出し続けているが、その間に水素化物内の温度（Ｔ１、Ｔ２、Ｔ３）はほぼ時間に比例して低下し、これに

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

ともなってタンクの圧力（P1）も低下しているのがわかる。このことは、放出に伴う吸熱量の方が高温の熱媒体との熱交換による加熱量よりも大きいことを示している。ところが放出される水素ガスの温度（T4）そのものは水素化物の温度ほど低くはなく、流出水温（T5）に近い値を取ることから、ステンレスパイプを出た後でタンク外壁との熱交換によって温度上昇が起こることを示唆している。また約6分後に放出を停止すると直ちに温度と圧力は上昇しはじめている。このことは、水素そのものは水素化物の形でまだ十分に貯蔵されていることを示しており、タンク圧の低下は、水素化物の温度低下に伴って水素化物そのものからの水素の放出速度が水素吸蔵合金タンクから流出する水素流量より少なくなった結果、生じたものである。当然ながら放出水素流量が少ないときには温度や圧力の低下割合は小さかった。

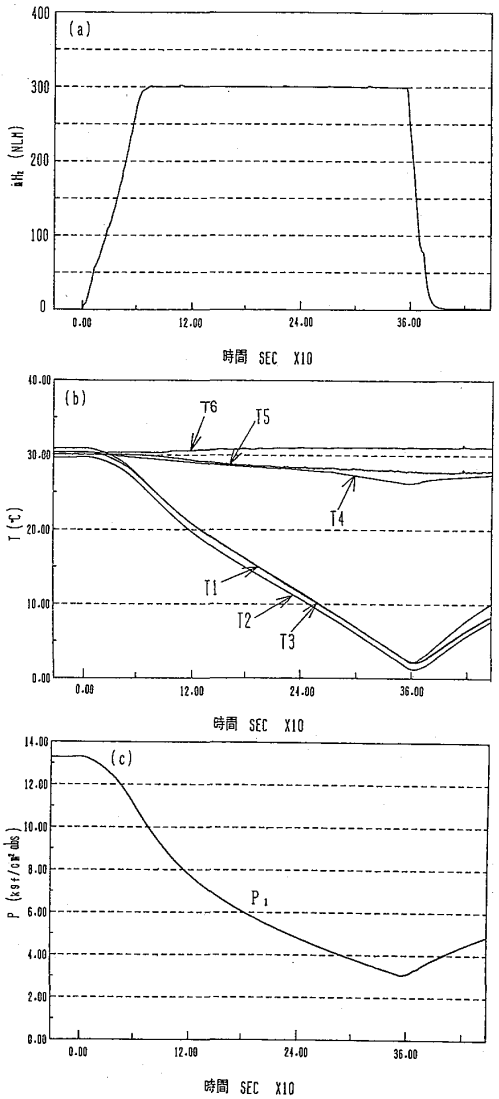


図6　水素放出過程における燃料供給系の温度・圧力・水素流量の時間変化

そこでこれらの温度履歴等のデータを用いて、熱媒体から水素化物全体に対して単位時間当りに加えられた熱量（QH_2O [J/s]）、水素放出に伴う全水素化物の単位時間当りの反応熱量（Qreac [J/s]）、水素化物の温度降下速度から見積った水素化物全体から単位時間に流出した熱量（Qdec [J/s]）を推量した。図7と8にそれらの関係を示す。図7より、水素化物の温度低下は明らかに｜Qreac｜がQH_2Oを上回った結果起こっていることがわかる。これらの熱量差は図8からわかるように放出水素流量を増すにつれて増加している。従って水素放出時の水素吸蔵合金タンク内の温度・圧力を一定に保つためには水素流量に応じてQH_2Oを増大してQreacと等しくなるようにする、すなわち加熱水量を増やすか水温を上昇させれば良いことになる。この供給熱量が十分に大きければ、超小型水素ガスタービンの最高回転数を達成するのに必要な 0.45 g/s（300 Nℓ/min）程度の大流量の水素を放出するときでも、吸蔵合金タンク内の圧力低下を招く事なく供給システムを作動できることを示唆している。

ところで水素吸蔵合金供給タンクを設計するためには、水素化物の熱伝導率に加え

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

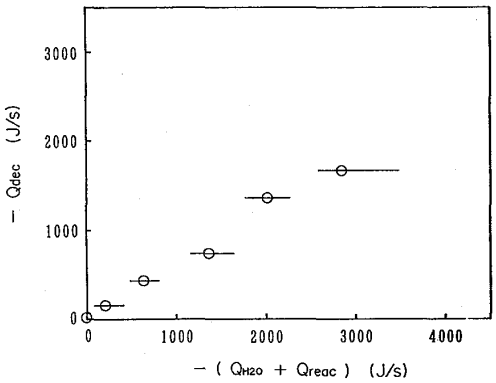


図7　水素放出過程における流出熱量Qdecと反応熱量Qreac、加熱熱量QH_2Oとの関係

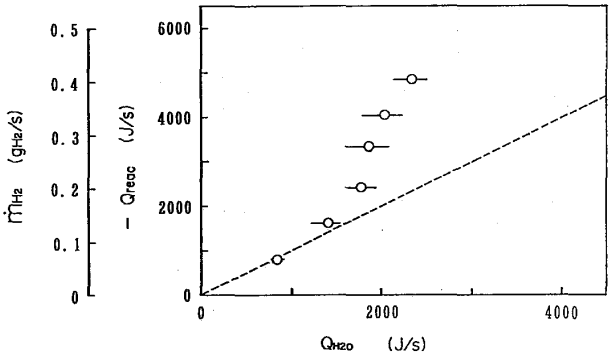


図8　水素放出過程における反応熱量Qreacと加熱熱量QH_2Oとの関係

てその温度伝導率や、熱媒体との効率的な熱交換が行える適切な水素化物層の厚さを知ることが重要である。$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$の水素化物の温度伝導率は、3．1で求めた熱伝導率と、ステンレスパイプ内部に均一に合金が充填されていると仮定した場合の合金の密度（3.49 [g/cm³]）及びノイマン－コップの法則[8]が成り立つとして算出した合金の比熱(0.361[J/(g･k)])を用いて推定できる。その値は 1.19×10^{-2} [cm²/s] となった。この値はステンレスの約 1/4 であり、石英ガラスと同程度である[7]。さらにこの値を基にステンレスパイプ内部の水素化物の温度伝導の特性時間を求めてみると約 7.6×10^{2} [s]となる。これは 61.67 [kg] の$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$ の水素化物から 0.5 [g/s]の水素を放出する時の反応特性時間 0.41 [s]（水素放出速度には 0.2×10^{-4} [gH_2/(gmetal･s)] をもちいた[5]。）に比べて極めて大きく、本システムでは反応に比べて温度分布の移動が律速過程となっていることがわかる。従って水素放出の際には、大きな温度勾配がステンレスパイプ内の水素化物層内部に現れ、これにともなって外壁に近いほど放出反応が進行し、放出速度の空間分布が生じていると考えられる。この様な温度分布の不均一は水素吸蔵合金の放出効率や耐久性の点から好ましくない。そこで適切な水素化物層の厚さを見積ることが重要となるが、これについては現在検討中であり今後の課題としたい。

3．3　超小型水素ガスタービン稼動試験

3．2で示したように熱媒体の温度さえ上げれば、超小型水素ガスタービンの運転に必要な流量の水素を本水素吸蔵合金燃料供給システムから供給できることがわかった。そこでこの供給システムに超小型水素ガスタービンを実際に接続し、定格の約８０％回転数において稼動確認試験を行った。この試験ではガスタービンのスタートからしばらくは加熱水を循環させずに合金タンク内の空間に貯えられた 30 ℃ の水の熱容量のみで水素化物を加熱し、ある時刻で高温（60～70 ℃）の加熱水を供給し、過渡変動の影響も調べた。

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

図８に運転試験時の水素吸蔵合金タンク内の温度（Ｔ1、Ｔ2、Ｔ3）や圧力（Ｐ1）、供給水素流量（mH_2）及び超小型水素ガスタービンの燃焼器入口圧力（Ｐcc）を示す。燃焼器着火と同時に水素吸蔵合金タンク内の温度と圧力は低下し始めた。自立運転達成（約１００秒）を経て、約２６０秒までは水素吸蔵合金タンク内空間の水を加熱源にしているが、供給水素流量調整の失敗（約１７０秒付近のピーク）を除けば、水素吸蔵合金タンクの温度・圧力の急速な低下にもかかわらずほぼ一定の水素流量を保持できている。２５６秒後に約７０度の加熱水（Ｔ6）を循環開始し、水素吸蔵合金タンク内空間に高温水が流入して水温が上昇し始めるとほぼ同時に水素吸蔵合金タンク内の温度・圧力の減少が止まり、逆に上昇し始めているのがわかる。このことは３．２で述べた本供給システムの場合は熱拡散が律速過程であることを支持する結果である。また図９（ｃ）に示されているように、吸蔵合金タンク圧と燃焼器の圧力差がこの運転中におよそ１０～５気圧も変化しているにもかかわらず、水素流量はほぼ一定に保つことが出来た。これらのことは加熱水の温度制御によって比較的簡単に吸蔵合金タンク内の温度・圧力が制御でき、しかもそれらの変動が本供給システムの場合には水素流量に影響しないことが確認された。言い替えれば、水素吸蔵合金を用いた燃料供給システムから供給される水素によって水素ガスタービンを運転する上での本質的な問題点はないことが実証されたと言える。

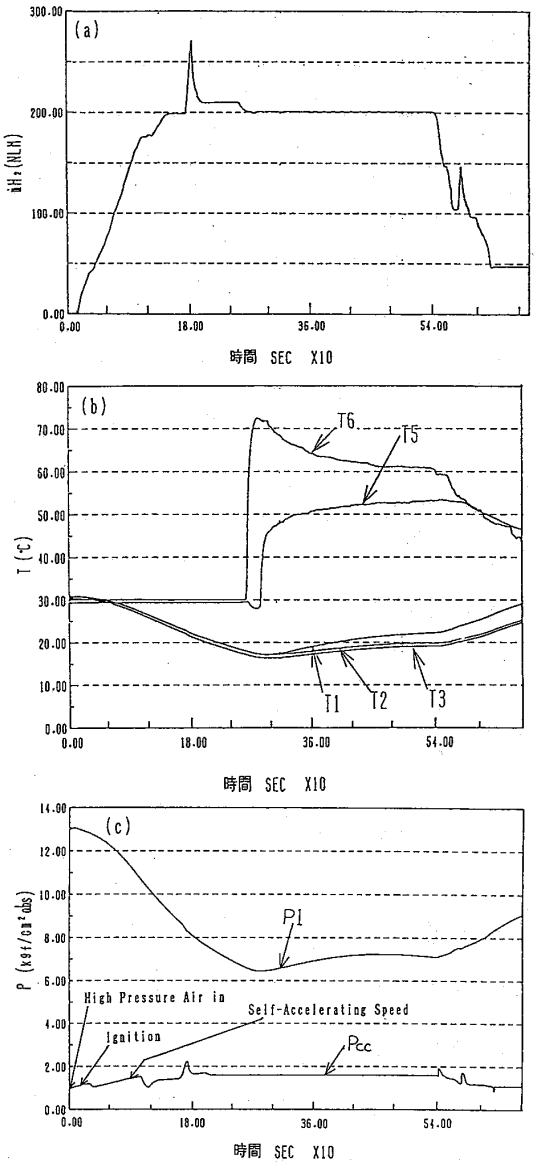


図９　超小型水素ガスタービン運転時における燃料供給系等の温度・圧力・水素流量の時間変化

５．まとめ

水素吸蔵合金（$MmNi_{4.15}Fe_{0.85}$）を用いた超小型水素ガスタービン用燃料供給システムを製作し、このシステムの水素吸蔵及び放出特性を調べる実験を行うとともに、超小型水素ガスタービンに実際に接続してその運転試験を実施した。その結果、以下

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

のことが明らかになった。

(1) 水素吸蔵合金タンクの温度と圧力をそれぞれ 20 °Cと10気圧程度に保つことによって、容易かつ比較的短時間に水素を吸蔵させることができる。この過程で測定された温度を用いれば、水素吸蔵合金の水素化反応熱量と水素化物の熱伝導率を推測することができる。

(2) 水素放出過程では、水素化反応に比べて水素化物内の熱の拡散が律速過程であり、本水素供給システムでは加熱水の温度を 30～70 °Cの範囲で調整することによって水素吸蔵合金タンク内の温度・圧力を制御できる。この供給システムによって最大 0.5 g/s の水素を放出することができた。

(3) 本水素供給システムから供給された水素燃料を用いて超小型水素ガスタービンの運転を行い、定常的な稼働を確認するとともに水素ガスタービンを運転する上では本質的な問題点はないことを実証した。

本研究を遂行するに当たって平成２～４年度の東京都特定学術研究費の補助を受け、また実験に際しては本学学生小柳　裕、繁田政治両君の協力を得た。ここに記して謝意を表します。

参考文献

(1) 湯浅三郎他５名、日本ガスタービン学会誌、15-59(1987)、122.

(2) 湯浅三郎他６名、東京都立科学技術大学研究報告、5(1991)、131.

(3) 湯浅三郎・後藤登、日本機械学会誌、58-551(1992)、248.

(4) 湯浅三郎・後藤登、日本ガスタービン学会誌、20-78(1992)、16.

(5) 日本重化学工業社資料、ハイドマック、(1987)

(6) 大角泰章、金属水素化物－その物性と応用－、(1986)、化学工業社.

(7) 西川兼康・藤田恭伸、伝熱学、(1989)、理工学社.

(8) 玉虫文一他編集、理化学辞典、(1978)、岩波書店.

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

C−3

等温圧縮過程を利用した高効率ガスタービンの応用

西　亮　（宮崎大・工）

1。まえがき

ブレイトンサイクルの断熱圧縮及び断熱膨張を等温過程で置き換えたエリクソンサイクルに理想的な熱交換器を用いると、熱効率がカルノーサイクルと同じ理想サイクルとなり、スターリングサイクルと共に最高効率が得られる。これらの3種の理想サイクルの内、最も圧力の低いのがエリクソンサイクルで、そのため実現が最も容易でしかも軽量なエンジンが製作できる利点がある。[1] 然るに歴史的には、等温過程が困難視され、エリクソンサイクルは現在に至るまで実現のための努力が払われた形跡がみられない。圧縮と膨張の両過程とも等温変化に置き換えるのが困難な場合、いづれか一方を置き換えることも考えられる。これによって現在の高温高圧で高効率を追求する方向と併せて低温低圧でしかも高効率を達成できる努力が重要である。　この一例として、水力空気圧縮機（Hydraulic Air Compressor: HAC）をガスタービンの圧縮機として用いる場合を考える。これは下降水流中に気泡を吸い込み、静水圧によって圧縮するもので、大量の水の中で気泡が比較的長時間かけて圧縮されるので、発熱することなく等温的に圧縮される。これはまた水の位置エネルギーを空気圧に変換する一種のエネルギー変換機であり、非常に興味深い装置である。この圧縮機を用いると、等温圧縮によって本質的に高効率が達成できる可能性がある。しかしこれにはHAC自身が高効率であることと、効率のよい熱交換器との組合せが必要となる。HACは可動部がなく、しかもきわめて単純な構造であるので、空気流入部を工夫することで高い効率が得られる。しかし高温で高効率の熱交換器はあまり利用されていない。

一方圧縮空気貯蔵ガスタービン発電装置（CAES）がドイツとアメリカで建設され、このうちアメリカアラバマ州の装置には熱交換器が採用されている。[2][3]低温で貯蔵された圧縮空気を予熱するこの熱交換器は、いま考えているガスタービンシステムにも採用できるので、同じ熱交換器を用いて性能計算を試みる。　HACは自然の水流を利用する場合と、ポンプを用いて循環流によって駆動する場合とが考えられる。これらを用いたガスタービンの性能と通常のガスタービンの性能を比較し、さらにHACを用いたガスタービンシステムを水力発電に利用する例について検討する。

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

2。HAC の性能

HAC は図１に示す構造の可動部の無い圧縮機である。与えられたヘッドによって生じる下降水流で気泡を下部のタンクに流入し、この部分で気液を分離する。戻り流路は抵抗を減らすために流速を遅くし、この部分のヘッドによって空気を圧縮する。

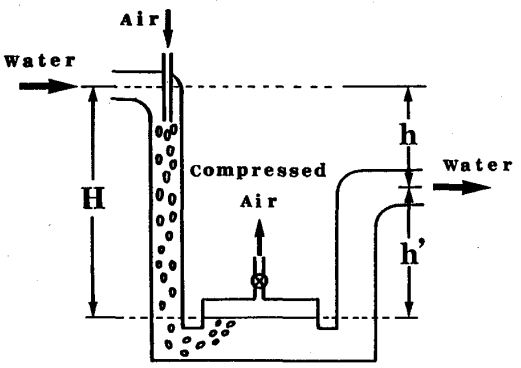


図１。水力空気圧縮機 HACの模式図

この装置は歴史的に約１００年前に、北米やカナダ、ヨーロッパで鉱山用の圧縮機として広く用いられていた。その後長く忘れられていたが、１９７０年代に再び注目され、簡単なクーラーとして用いるための研究がなされた。その際、多くの利用方法が考えられたが、いずれも実用にはなっていない。[4]

実際に製作された大型の HACの性能は文献(5) に詳細に記載されている。[5] これらの中には等温圧縮効率が 80 % 以上のものも多数あるが、最も詳しく、しかも実験の信頼性があるものは、１９０６年に Michigan 州 Victoria に建設されたもので、この性能は文献(6) にも引用されている。[6] ここでは HACの例としてこの性能をそのまま利用する（ただし文献(6) では、断熱膨張の効率として定義しているが、ここでは等温圧縮効率に直している）。各部の寸法及び性能を表１に示している。ここに HACの効率は式(1)で与えている。

$$\eta_{HAC} = \frac{\text{空気の等温圧縮仕事}}{\text{水の位置エネルギー}} = \frac{M_a R T_a \ln(p_2/p_1)}{M_w g h} \qquad (1)$$

ここにM_a,M_w:空気と水の質量流量、R:気体定数、T_a: 空気の温度、p_2/p_1:圧力比、g:重力の加速度、h:水の落差である。

現在の技術を用いて同じ程度の HACを建設した場合、これより高い効率が期待できるが、ここではこの値で計算する。また HACの性能は一般に圧力によって異なるが、詳細な研究結果が無いので、ここでは与えられた性能は条件が変わっても変わらないと仮定している。HAC の研究は当研究室で現在行っている。

表１。仮定した HACの性能

Diameter of Down-Pipe	D=1.52 m
Length of Down-Pipe	H=102.3 m
Lengh of Up-Pipe	h'=80.8 m
Available Head	h=21.5 m=H-h'
Air Mass Flow	M_a=5.43 kg/s
Water Mass Flow	M_w=6119 kg/s
Comp. Air Temp.	T_a=293 K(20 C)
Water Temp.	T_w=283 K(10 C)
Pressure of Comp. Air	p=882.6 kPa abs.
Isothermal Efficiency	η_{HAC}=0.767

3。HAC を用いたガスタービンシステム（ HAC-GT ）

熱交換器を持つ HAC-GT システムを模式

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

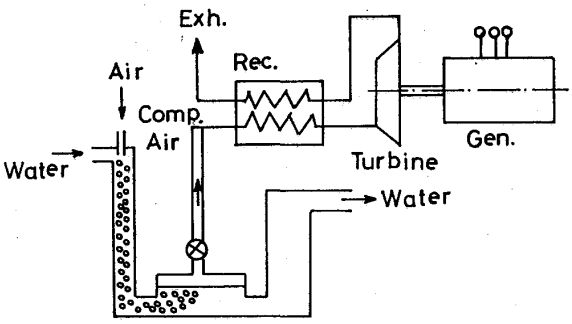


図２。HAC-GTシステムの模式図

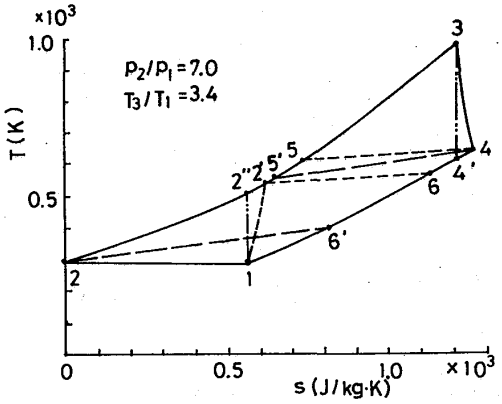


図３。HAC-GTとCNV-GTのT-s 線図

的に図２に示している。また通常の再熱式ガスタービン（ CNV-GT ）の T-s線図との比較を図３に示している。HAC を用いることによって図中の 1-2'-2-1 の面積に相当する出力が増加する。また排気温度は T_6 から $T_{6'}$ に低下する。

上述のようにHAC は自然の水流で駆動される場合と、ポンプを用いる場合（ Pumped -HAC-GT: P-HAC-GT ）が考えられる。前者では空気圧縮にエネルギーを必要としないので高い効率が得られるが、後者では等温圧縮のメリットとポンプ動力が余分に必要となるデメリットが加算され、必ずしも高効率とはならない。

前者に対する効率は、次のように考えられる。

$$\eta_\alpha = GT/Q \qquad (2)$$

$$\eta_\beta = (GT-\eta_{tot}*HP)/Q \qquad (3)$$

$$\eta_\gamma = GT/(HP+Q) \qquad (4)$$

ここに GT ：タービン出力(kW)、Q ：燃料の発熱量(kW)、η_{tot} ：水力発電の総合効率（ = 0.90と仮定）、HP ： 水の位置エネルギーである。

式(2) は、水の位置エネルギーは無料で与えられると考えた場合である。式(3) は既設の水力発電所を改良するような場合で、水力発電の出力は当然得られると考え、それ以外に燃料を加えた分で出力の増加分を割って燃料に対する出力の割合を見たものである。この効率が悪いとこのシステムの性能的なメリットは少ない。式(4) は、加えた全エネルギーに対する出力の割合で、通常の効率に相当する。

HAC-GTを用いて水力発電に代わる発電所を作ると（既設の発電所を改良する場合も含めて）、燃料を加えた分だけ出力が増加するので出力当りの建設費を低減できる。揚水発電の場合にも同様に考えられる。水力発電に比して増加した出力を出力増加率 σ で与える。

４。HAC-GTの性能推定

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

表２。アラバマCAESの熱交換器性能

Gas Side Inlet Temp.	T_{GI}=643 K(370°C)
Gas Side Outlet Temp.	T_{GO}=403 K(130°C)
Air Side Inlet Temp.	T_{AI}=310 K(37°C)
Air Side Outlet Temp.	T_{AO}=570 K(297°C)
Recuperator Efficiency	
$\eta_R=(T_{AO}-T_{AI})/(T_{GI}-T_{AI})=0.781$	

表３。仮定した HAC-GT 各部の性能

Atmospheric Pressure	P_0=101.3 kPa
Atmospheric Temp.	T_0=288 K(15 C)
Comp. Eff. (CNV-GT)	η_c=0.85
Turbine Efficiency	η_T=0.90
Burner Efficiency	η_B=0.98
Recuperator Eff.	η_R=0.75
Mechanical Eff.	η_M=0.98
Generatoe Eff.	η_G=0.975
Turbine Inlet Temp.	T_{max}=973 K(700 C)
Pressure Losses	
Recuperator Gas Side	δ_G=0.03
Recuperator Air Side	δ_A=0.025
Burner	δ_B=0.02
Mass Flow Ratio	
Burner	G_B=0.98
Turbine Inlet	G_T=0.98

表１の HAC 性能から、M_w=6119 kg/s の水流が与えられる場合、これを用いてHAC-GTを稼働させたときの性能を求める。表１での落差は h=21.5 m と与えられているが、HAC-GTの性能推定には圧力比を変化させてその最適値を求めるので、落差を変化させるが、HAC の効率は変わらないものと考える。しかし実際には落差と効率は関係があり、この点に関する考察は今後の課題である。

使用するコンポーネントの性能は以下のものを仮定する。まず上述のアラバマCAESの熱交換器の仕様を表２に示している。この場合、ガスの高温側入口温度はT_{GI}=643 K(370°C)と低い値であり、この制限内で使用するものとする。

次にガスタービン各部の仕様及び性能を表３に与えている。表中で熱交換器の効率はη_R=0.75と与えている。

式（１）から式（３）で与えられる効率を図４に示している。仮定した熱交換器の条件から、タービン入口温度は高く取ることが出来ない。ここでは T_{max}=973 K(700 °C), 873 K(600°C), 773 K(500°C)の場合について示している。横軸は圧力比である。次に出力増加率σ、比出力 P_s 及び熱交換器入口と出口のガス温度T_{GI},T_{GO} を図５に

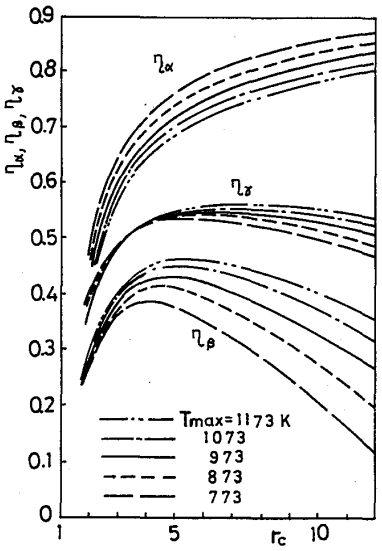


図４。HAC-GTの効率

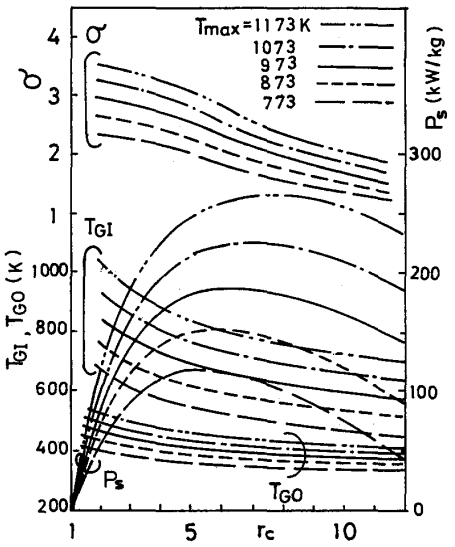


図５。出力増加率、比出力及び熱交換器温度

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

示している。ここに P_s は次式で定義したものである。

$$P_s = (GT-\eta_{tot}*HP)/M_s \qquad (5)$$

最高温度がきわめて低く、従って冷却タービン翼など高度の技術や材料を必要としないが、極めて高い効率が得られることが分かる。η_β と η_γ で最高効率点を示す圧力比が異なるが、いずれも再生式ガスタービンの特徴として比較的低い圧力比で最高効率が得られる。

一方図5から、T_{max}=973 K(700°C) の場合で T_{G1}=643 K(370°C) に対する圧力比は r_c=7であり、これに対する効率は η_β=0.40, η_γ=0.54となる。また σ=2.1 すなわち水力発電の出力の約2倍の出力が得られることになる。

出力増加率に重点をおき、σを大きくするには、圧力比を小さくすればよく、例えば T_{max}=873 K(600°C), r_c=4.5を採用すると、η_β=0.41, η_γ=0.53, T_{G1}=633 K(360°C)となり、σ=2.4が得られる。一方排ガス温度 T_{G0}は極めて低くなり、T_{G0}=393 K(120°C)程度となる。

将来の努力目標として、773 K(500°C)程度の高温で使用できる高効率の熱交換器が開発されれば、HAC-GTの性能はさらに著しく改善される。T_{max}=1073 K(800°C), 1173 K(900°C) の例を図4及び図5中に示している。これらの場合、$\eta_{\beta max}$=0.45, 0.46(r_c=5), $\eta_{\gamma max}$=0.55,0.56(r_c=7) となり、T_{G1}=773 K(500°C), 783 K(510°C)となる。

5。P-HAC-GTと CNV-GT 性能の比較

P-HAC-GTは上述のように HACの等温圧縮の利点を持つが、圧縮機を駆動する代わりにポンプを駆動して HACを作動させるので、ポンプ効率と HAC効率の積が CNV-GT の圧縮機効率に対応することになり、等温圧縮の利点が削減される。CNV-GTの性能を図6に、また圧縮機以外は同じ性能を持つ P-HAC-GT の性能を図7に示している。さらに図8にはこれらのシステムの T_{G1}及び T_{G0}を示している。CNV-GTは η_c=0.85と与えているが、P-HAC-GTで η_{HAC}=0.767, η_p=0.85 と与えると、同じ最高温度では前者の方が効率が高くなる。将来の研究によって、η_{HAC} 及び η_p の性能が向上した場合のP-HAC-GTの性能を図7中に示している。T_{max}=973 K(700°C) で T_{G1}=643 K(370°C) の条件で、$\eta_{HAC}=\eta_p$=0.85, r_c=6-7に対して η_{th}=0.30 程度が可能となるであろう。

6。HAC-GTの水力発電への応用

以上のように、HAC を用いたガスタービンシステムは、水力発電への応用が極めて有利であることが分かる。高落差で少流量の場合には、HAC を直列に多段にして用い、

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

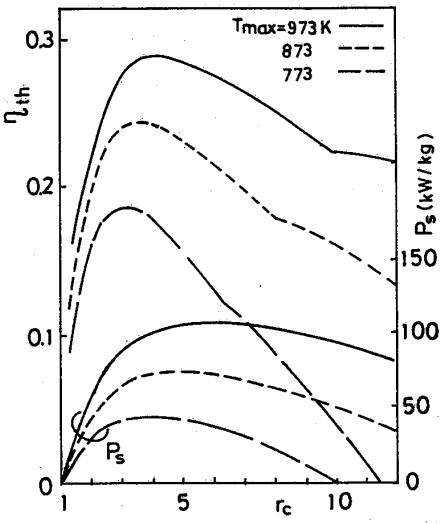


図６。CNV-GTの性能

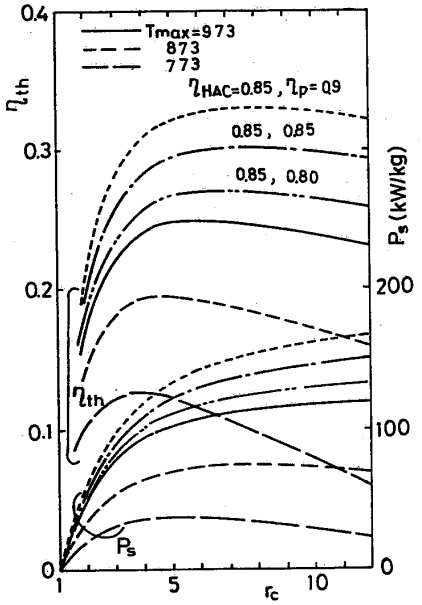


図７。P-HAC-GTの性能

低落差で大流量の場合には、並列に使用すればよい。

図５から r_c が小さいほど σ が大きくなるので、水力発電への応用例として、$r_c=5$, $T_{GI}=643$ K(370°C)の点を選ぶと、$T_{max}=913$ K(640°C), $P_s=190$ kW/kg, $\sigma=2.4$, $\eta=0.42$, $\eta=0.54$となる。表１で与えた HAC性能は、$r_c=8.71$ で h=21.5 m であるので、$r_c=5$に対する落差はヘッド比 h/H=21.5/102.3=0.21が変わらないものと仮定すると、

$$h' = H-h = 40.5 \text{ m} \qquad (6)$$

$$h/H = 0.21 \qquad (7)$$

より、H=51.3 m, h=10.8 m となる。すなわち約 11 mの落差で水量約 6.1 ton/sの水流があれば、水力発電のみの出力 $P_{hydro}=594$ kW に対して、HAC-GT の出力は２。４倍の $P_{HAC-GT}=1425$ kWが得られることになる。この場合 η_{HAC}は変わらないものと仮定しているが、一般に圧力比が減少すると HACの効率は増加するものと考えられるの

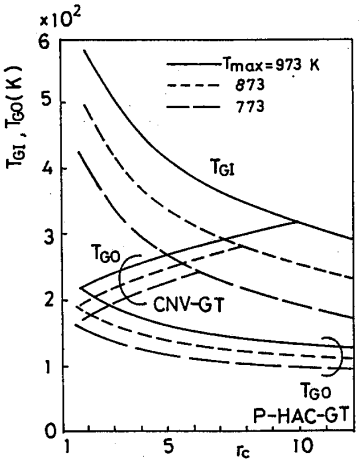


図８。CNV-GTとP-HAC-GT各部の温度

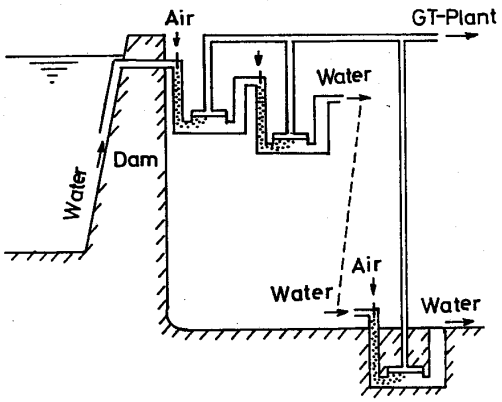


図９。HAC-GTの水力発電への応用

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

で、この計算では総合的な効率を低く見積っていることになる。 既設の水力発電で、同じ水量でしかも h=110 mの落差がある場合 P_{hydro}=5.9 MWの出力となるが、これに直列に１０段 HACを適用して HAC-GT システムを導入すると、P_{HAC-GT}=14.2 MW の出力の発電所に改良できる。この場合の配置を模式的に図９に示している。また現在利用されていない h=11 m 程度の極めて低い落差で大量の水量があれば、HAC-GTシステムを応用した高効率の発電所を建設することが出来る。前者の改良には燃料の運搬に対する立地条件が重要な要件となるが、後者の場合は立地が容易な場合が多いと考えられる。

７。むすび

空気の等温圧縮が可能な HACを圧縮機とするガスタービンシステムは、熱交換器を併用することで、高効率を達成できる。今世紀初めに建設された HACの性能を例に HAC-GT 性能を推定した。この際に用いた熱交換器はアラバマ州に建設された CAES プラントに使用されたものである。この結果、次の事柄が明かとなった。

（１）水流の落差を利用して HACを駆動し、HAC-GTシステムを考えると、非常に高い効率が得られ、しかも水の位置エネルギーの２～３倍の出力が得られる。

（２）ポンプを用いて HACを駆動する P-HAC-GT システムは、ポンプの効率が加算されるので、大きな性能の改善は期待できない。

（３）HAC-GTを水力発電に応用すると、大きな落差の場合には直列に多段に、また、小さな落差で大流量には、並列に組み合わせて用いることができ、何れの場合にも高効率が達成できる。

なお今後 HACの研究が進み、種々の条件に対する性能の推定が可能となれば、HAC-GTの詳細な計算が可能となる。また、さらに高性能なシステムを開発するには、高温で高効率な熱交換器の開発が欠かせない要件である。

文献

(1) 佐藤　豪；ガスタービンサイクル論、山海堂、1972.

(2) Middle South Service INC.; Preliminary Design Study of Compressed Air Energy Storage in a Salt Dome, EPRI EM-2210, 1982.

(3) Stambler I.; Alabama Electric Going Ahead with 110 MW Air Energy Storage Plant, Gas Turbine World, 1988, 30.

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

(4) Norton J.R.; A New Use for an Old Concept, Water Power and Dam Construction, 1981, 33.

(5) Schulze L.E.; Hydraulic Air Compressors, U.S. Dept. of the Interior, Information Circular 7863, 1952, 1.

(6) Rice W.; Performance of Hydraulic Gas Compressors, J. Fluid Eng., Trans. ASME 98-4, 1976, 645.

(7) 西、村田、松田；ＨＡＣ(Hydraulic Air Compressor)の基礎的研究、宮崎大学工学部研究報告、37, 1991, 221.

(8) 西、増田、宮城、松田；気液二層下降流による空気圧縮の研究、日本機会学会第６９期通常総会講演会講演論文集、Vol.B, 1992, 22.

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

C—4

カーボン／カーボン複合材の回転強度試験（第一報）

※小河昭紀　（航空宇宙技術研究所）
橋本良作　（　〃　）
松末勝利　（　〃　）

1．はじめに

ＳＳＴ／ＨＳＴ（極超音速機）や宇宙往還機の開発には1500℃以上の高温に耐える材料の開発がキーテクノロジーとされる。従来の金属系耐熱材料に代り、セラミック系複合材料等の新素材の開発研究が進められている。そのなかで、カーボン／カーボン複合材料(以降Ｃ／Ｃ材と略記する。)は、軽量で、2000℃以上の高温強度が高く、熱膨張係数が低い事から超耐熱複合材料として注目されている。しかし、この材料には現在、構造強度上の適用技術と耐酸化性改善の面で研究すべき点が多い。構造強度に関して、素材レベルでは各種Ｃ／Ｃ材の引張及び曲げ強度試験が報告されている[1)2)]。更に、Ｃ／Ｃ材の一体ロータの試作研究も発表されている[3)]。ここでは、Ｃ／Ｃ材の回転強度／２軸応力強度特性及び、Ｃ／Ｃ材の回転要素への適用性を研究する目的で、３種類の積層（0/90、0/±45/90及びﾌｨﾗﾒﾝﾄ・ﾜｲﾝﾃﾞｨﾝｸﾞ）Ｃ／Ｃ材のディスク模型による回転強度試験を行った。FEM構造解析とあわせ,積層による回転強度および破壊様式上の相違について報告する。

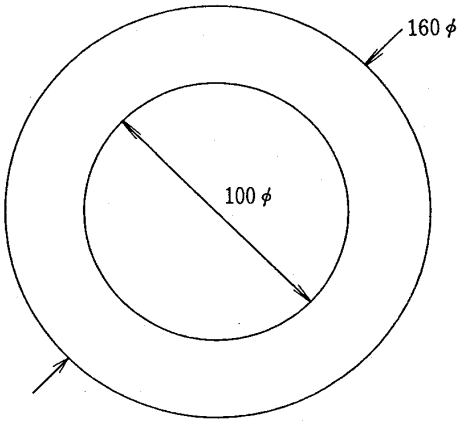


図1.C/C材discモデル

2．試験ディスク模型

回転強度試験に供したＣ／Ｃ材ディスクモデルの寸法を図１に示す。半径方向に繊維が無い周巻（ﾌｨﾗﾒﾝﾄ・ﾜｲﾝﾃﾞｨﾝｸﾞ:以降FWと略記)モデルもあるため,半径方向応力σ_rの影響の少ない低内外径比の形状とした。板厚はモデルにより異なる。表1に示す様に、この試験では３種類の積層モデルＣ／Ｃデ

表１．Ｃ／Ｃ材ディスク・モデル材料仕様

N	モデル	積層パターン	Vf (%)	板厚 (mm)	比重
1	0/90	$((0/90)_4)_s$	58	3.2	1.66
2	0/45/90	$((0/45/90/-45)_2 0)_s$	59	3.4	1.66
3	FW	ﾌｨﾗﾒﾝﾄ・ﾜｲﾝﾃﾞｨﾝｸﾞ	60	3.9	1.65

強化繊維　：高弾性炭素繊維（ﾍﾞｽﾌｧｲﾄ UM46:旧HMS46）
樹脂　　：フェノール樹脂
　　ピッチ含浸
焼成温度　：1000℃　緻密化：1000℃　熱処理：2200℃

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

ィスクを製作した。一方向プリプレグを16枚直交積層した0/90モデル、更に45度方向にも繊維補強した0/45/90モデル及び周巻(FW)モデルである。各ディスクモデルは強化繊維として高弾性炭素繊維{ﾍﾞｽﾌｧｲﾄ UM46;弾性率(El)=460GPa}を使用している。この繊維は旧HMS46と同一品である。繊維含有体積比(V_f)は約60%になる。ﾏﾄﾘｯｸｽ樹脂はフェノール樹脂、緻密化はピッチ含浸で行っている。C／C化の各過程温度を同表下に記載する。FWモデルの板厚は製作上の便宜のため3.9mmにした。なを、FWモデルは機械加工を加えていない。試験片枚数は各モデルについて2枚である。

3．試験装置及び試験方法

回転強度試験はエーアータービン駆動（最大回転数100,000rpm)のスピンテスターを使用して実施した。試験ディスクを試験片取り付け治具に載せ、上下を軸受で支持し（図2参照）、筐体上部のエアータービンに連結する。試験体内径部と取り付け治具間はフリーで半径方向の拘束は無い状態である。空気抵抗を減らすため内部を減圧（10^{-2} Torr)した後、ｺﾝﾌﾟﾚｻｰからの圧縮空気によりｴｱｰﾀｰﾋﾞﾝ駆動で徐々に回転数を上げながらバーストまで試験を行った。試験は室温で実施した。従来の金属材料と異なりC／C材は比重1.7以下の軽量でバースト時の衝撃が少なく認知出来ないことから、上部観察窓からの視野観察によりバーストを識別した。このため、バースト回転数の測定精度は±1,000rpm程度である。

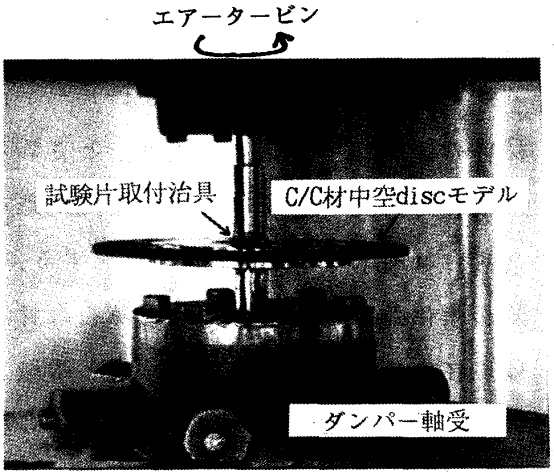


図2.C/C材discモデル取付状態

4．回転試験結果

各モデルの回転破壊状態を写真図3．(a)～(c)に示す。27,000rpmで破壊した0/90モデルは4分割破壊で破片の内径部は繊維方向に45度の線と交差する箇所になる。これから、破壊は最初にせん断応力τ_{xy}（X、Y軸を直交繊維方向にとる）がC／C材のせん断強度に達して繊維に垂直方向にせん断破壊、分離{図3．(A)上部}した後、同図下部の45度破面の破壊が生じたと思われる。43,500rpmで破壊した0/45/90モデルの破損状況を同図(b)に示す。0/90モデルと異なり、多数の剥離破片を発生した。剥離面に±45度積層が現れていた。試験前にディスク表面に繊維軸に対して±45度方向に付した白線マークで破面の角度の評価をした結果では、0/90モデルではマーカーが殆ど消失し破壊がマーカに沿って生じた事を示した。一方、0/45/90モデルでは破片にマーカが認められ、破面角度は45度方向に限定されていない。0/90モデルと0/45/90

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

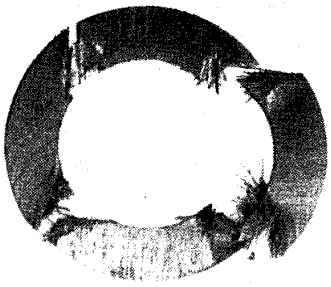


図3(a).0/90モデル回転破壊
(27,000rpm)

図3(b).0/45/90モデル回転破壊
(43,500rpm)

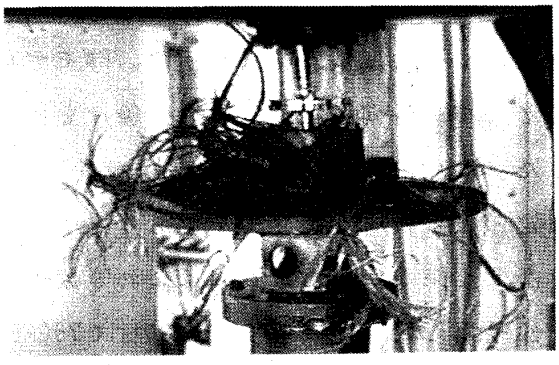


図3(c).FWモデル破壊状態
(62,000rpm)

モデルを比較すると±45度層の付加により回転数で1.61倍,回転強度では2.6倍の増加が得られた。FWモデルは62,000rpmに至るも破壊せず、検査のため回転数を下げる過程でバーストした。その破損の様子は図3(C)に示す様に細かなストランド（繊維束）片となり取り付け治具下や筐体内部に飛び散っていた。取り付け治具はアンバランス荷重により変形破損した。他のFWモデルは回転数を増加する過程（45,000rpm)で同様な状態で破壊した。いずれに於ても取り付け治具の破壊が生じたことからFWモデルの直接の破壊はFWディスクが取り付け治具から（σ_rのため内部に周方向亀裂を生じて複数のリングに分離する[4]等の原因により）離れて駆動シャフト周りで振れ回り、大きなｱﾝﾊﾞﾗﾝｽ荷重を発生して曲げ等で生じたものと考えられる。

表2．C／C材ディスクの破壊回転数

モデル名	破壊回転数（rpm）		
	第1回	第2回	平均
0/90	27,000	27,000	27,000
0/45/90	47,000	43,500	45,000
FW	62,000	45,000	53,500

表2に各モデルの破壊回転数を示す。

表3．C／C材ディスク・モデルの機械的特性

モデル名	E_l (GPa)	E_t (GPa)	G_{lt} (GPa)	ν	引張強度 (MPa)
0/90	127 (134)	127 (134)	(36)	0.0 (0.2)	738
0/45/90	89 (120)	89 (120)	(46)	0.26 (0.29)	425
FW	242	(50)	(27)	0.36	(ﾀﾌﾞ剥離)

[註]　クーポン型試験片による引張強度試験結果
(...)...他文献／積層理論からの計算値

5．異方性弾性解析

C／C材回転強度試験結果を解析するため、FEM(有限要素法)による遠心応力解析を実施した。C／C材は強い異方性を示すため、異方性弾性解析を行った。計算に使用した各モデルの機械的特性を表2に示す（下線の数値を計算に使用）。各数値は同一材料によるクーポン型

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

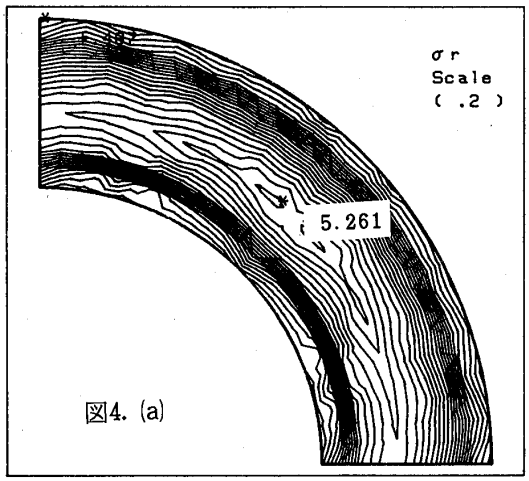


図4. (a)

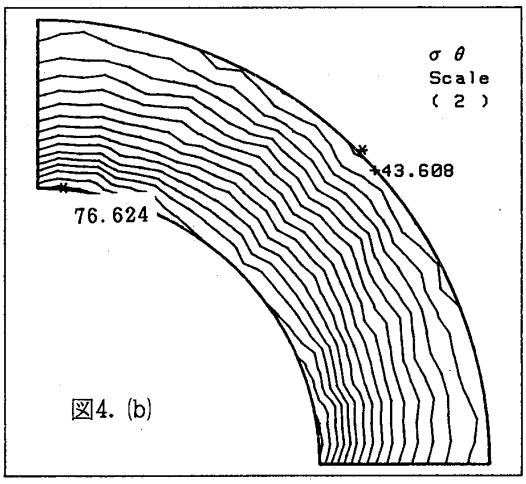


図4. (b)

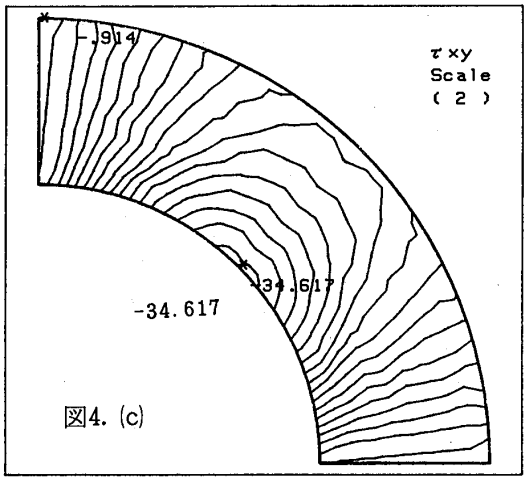


図4. (c)

図4．0/90モデルの回転応力分布（27,000rpm）

試験片引張強度試験結果を示す。FWモデル用として一方向積層材(UD)の試験片を使用した。表中の(...)の数値は他文献からの推定値又は積層理論評価値であり、本実験で計測出来なかった定数にはこれ等数値を一部使用した。引張強度は0/90材で700MPa以上あるため、（0/90材の2倍の有効繊維量を有する）UD材では掴み部のタブ接着剥離を生じて強度計測は出来なかった。図4．(a)～(c)に0/90モデルの27,000rpmにおけるσ_r, $\sigma\theta$及びτ_{xy}のコンター図を示す。σ_rの最大は45度の内部に5MPa程度になり、強度上無視できる。$\sigma\theta$は内径部で77MPa,外径部で44MPaであるが強度の1/10程度である。τ_{xy}は45度内径で最大35MPaを示す。C／C材のせん断強度は低く、30MPa程度と推定される事から[5]、破壊はせん断応力τ_{xy}により生じたと推論される。その場合のC／C 0/90積層材のせん断強度は35MPaになる。破面は起点から 0度又は90度方向に進み、観察結果と一致する。

破壊回転数47,000rpmでの0/45/90モデルの計算結果を図5．(a)(b)に示す。材料力学的には等方性材料に近くなりσ_r, $\sigma\theta$変化はθ方向に均一化している。$\sigma\theta$の最大値は230MPaと強度の1/3程度に近付いているが、引張破壊を生じる程に至っていない。τ_{xy}は110MPaになり、0/90材のせん断破壊強度を越えている。このため0/90層及び45/-45層は各々内径部でせん断破壊を生じている。しかし、各層の破壊箇所は45度づつがずれているため、破面の伝播が阻止されている状況が想定される。45度離れた亀裂間に層間せん断による層間剥離が進展して全体破壊に至ると推定される。実験に於ても多数の剥離片が観察された。層間剥離の進展に要する仕事量が0/45/90モデルの回

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

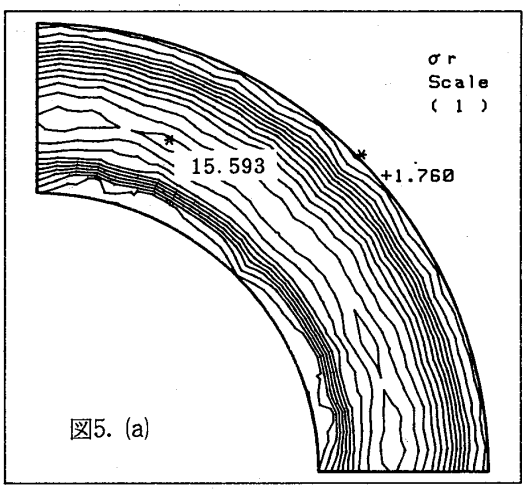


図5. (a)

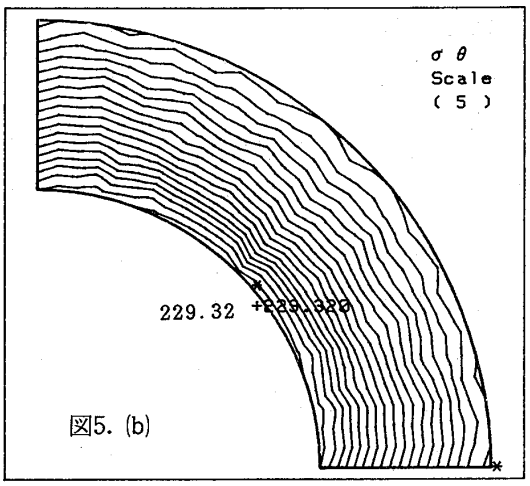


図5. (b)

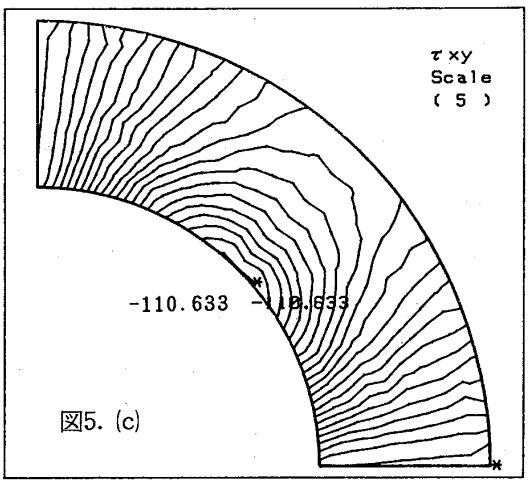


図5. (c)

図５．0/45/90モデルの回転応力分布（47,000rpm）

転強度の著しい増加をもたらした事になる。

FWモデルについて図６に62,000rpm時の結果を示す。このモデルは周巻構造のためσθに極めて強く、最大σθは400MPaに達するが引張破壊までかなり余裕がある。また繊維に働くせん断力も表面でゼロになり、せん断破壊は生じない。しかし、σ_rは最大で20MPa以上になり半径方向に繊維補強の無いFWモデルでは周方向割れによる複数リングへの分離が生じる可能性が充分ある。σ_rの符号は正のためリング間を拘束できず、分離して取り付け治具から離れアンバランスによる破壊が発生したものと思われる。

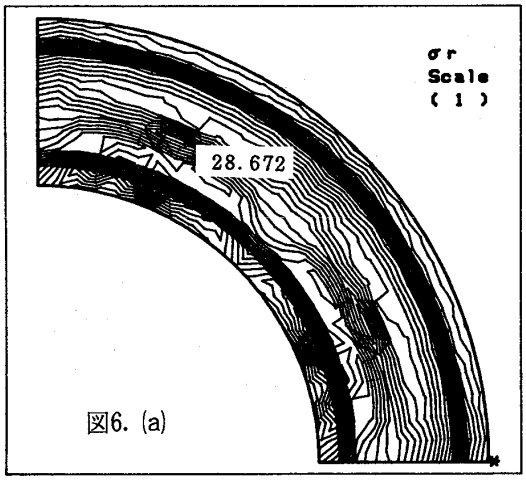


図6. (a)

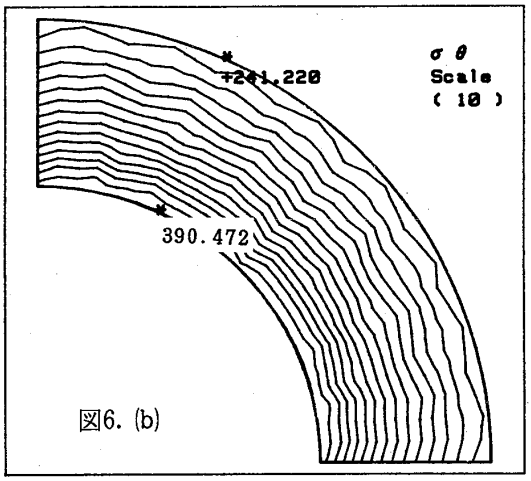


図6. (b)

図６．FWモデルの回転応力分布（62,000rpm）

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

6．結論

3種類の積層C／C材ディスクの回転強度試験を実施して以下の結論を得た。

(1) 0/90モデルはせん断により破壊する。せん断破壊強度は約35MPaである。

(2) 0/45/90モデルは最初にせん断により0/90及び45/-45層に破壊が生じ、その後、層間せん断破壊の進行により最終的にバースト破壊する。0/90モデルに対して±45度層の付加により回転数で1.61倍，回転強度では2.6倍の増加が得られた。

(3) FWモデルはσ_rにより、複数のリングに分離して、アンバランスにより破壊を発生したものと思われる。

7．参考文献

1) 小河，他3名；日本ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ学会誌、VOL.19 NO.75, PP247-253 (1991)

2) L. Manocha et al.: Carbon, Vol.26, pp255-257 (1988)

3) 新島、他3名：第20回ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ定期講演会、日本ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ学会、PP161-165 (1992)

4) 小河、他3名：第34回材料研究連合講演会、日本材料学会、PP91-92 (1990)

5) 白鳥、他2名：機械学会論文集、Vol.43, NO.371, PP2473-2483 (1978)

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

C—5

窒化ケイ素タービン翼のFOD損傷評価

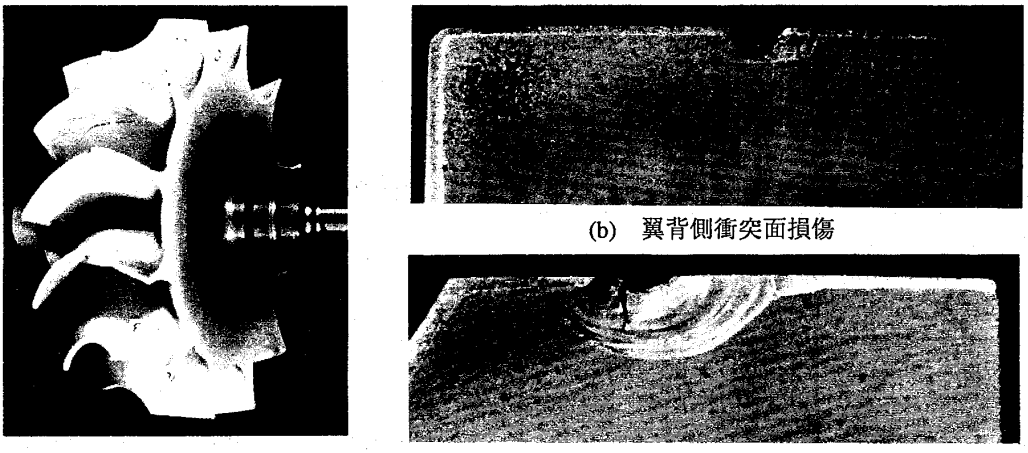
＊田北　勝彦（三菱重工）　　小林　芳人（三菱自工）
紀　　博徳（三菱重工）　　小澤　理夫（日本ガイシ）

1．緒　言

セラミックガスタービンを実用化するための重要な課題のひとつとして、種々の微粒子が高速でセラミックブレードに衝突することによって生じる衝撃損傷問題がある[1]。このような損傷はFOD(Foreign Object Damage)と呼ばれており、当社においてこれまでに実施したラジアルタービンロータのホットガススピンテストでもFODと思われる損傷を経験している。FODは、特徴的な損傷形態であるコーンき裂を生じる「Local Impact Damage」と言われる局部衝撃損傷と、「Structural Impact Damage」と言われる構造的衝撃損傷に分類されており種々の検討が行なわれているが[2][3]、実機翼に微粒子が衝突した際の応答は複雑であり、損傷の基礎となる応力の発生・伝播挙動についても必ずしも明確になっていない。本報ではホットガススピンテストロータの損傷例を紹介すると共に、セラミックタービン翼のFODに対する設計評価法を確立する一環として、窒化ケイ素製のセラミック平板モデルに剛球を衝突させた際の衝撃応答を解析し、特に衝突点近傍での衝突直後の応力発生挙動について検討を加えた。

2．ホットガススピンテストロータの損傷例

ホットガススピンテスト中に生じた窒化ケイ素製ラジアルタービン翼先端損傷の一例を図1に示す。スピンテストは入口ガス温度1300℃、翼先端周速700m/sの条件で



(a)　ロータ外観

(b)　翼背側衝突面損傷

(c)　翼腹側衝突背面損傷

図1　ホットガススピンテストロータの損傷例

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

行なわれたものであり、テスト終了後の調査によって12翼のうち半数の6翼について翼先端の損傷が明らかになった。図1(b)の背側損傷部には微小な凹みが多くみられ、(c)の腹側には貝殻模様を呈したはく離損傷を生じていた。化学分析の結果、翼先端背側よりFeが検出されており、スピンテスト装置に用いている汎用の空気源よりスケール粉が混入し、その中の大きなものが衝突することによって生じたFODと考えられる。なお、他の例ではロータ背板より上部の翼が全て飛散したものがあり、これについては2次破壊との区別が難しいが、局部衝撃損傷と構造的衝撃損傷の両面から衝撃負荷時の応答挙動を明確にする必要があるものと考えられる。

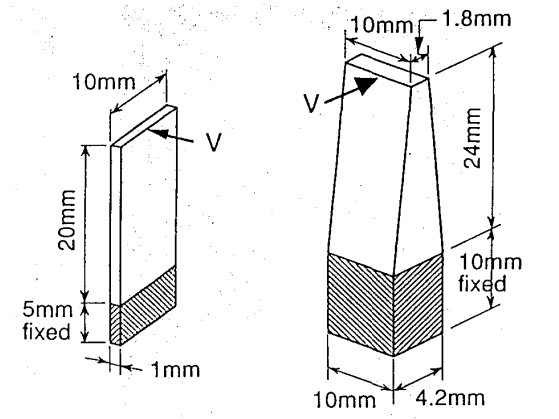
3．解析方法

衝撃負荷時の応力を求めるには応力波の伝播挙動を解析する必要があり、一般的な部材に対しては従来の解析的手法では計算不可能であったが、最近になって衝撃解析用の数値計算コードが開発され、設計段階での衝撃応力評価が可能になった。本研究では、有限要素法による三次元解析コード「DYNA-3D」を使用し、要素分割やデータ処理用のプリ・ポストプロセッサが整備されているバージョンを用いた。また、使用した計算システムには、自動コマ撮り機能を有するビデオ録画装置も付属しており、アニメーションにより全体挙動を把握する事が可能であり、データ処理の効率向上により設計評価への適用が容易になっている。

解析対象は、表1，図1に示すようなセラミックス平板及びテーパ付き平板モデルであり、これを衝突のTargetとした。衝突物(Projectile)は直径1mmの鋼球であり、解析の際には等価な質量を有する立方体でモデル化した。三次元解析モデルには8節点6面体要素を用いており、要素分割図を図5，6に示す。

表1　解析条件

		平板モデル	テーパ付平板モデル
平板	ヤング率　GPa	260	310
	ポアソン比	0.26	0.27
	密度　g/cc	3.5	3.5
	節点数	1188	3183
粒子	密度　g/cc	7.85	7.85
	衝突速度　m/s	300	300



(a)　平板モデル　　(b)　テーパー付き平板モデル

図2　解析モデル

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

材料は窒化ケイ素(Si_3N_4)であり、解析では弾性体を仮定した。衝突速度(V)は300m／secを主とし、セラミックス平板に鋼球を剛体衝突させた。衝突点はいずれのモデルについても先端部より0.5mmの位置とした。

4．平板モデルの解析

予備解析として、均一厚さの平板モデルの衝突解析を実施した。板先端のZ方向変位を図3に、把み部近傍の応力変化(応力時刻歴図)を図4に示す。応力波形は激しく振動しており、従来研究されている梁の衝撃曲げ解析結果[4]に一致する傾向を示している。また、DYNA-3D解析による一次の振動モードの周期は、片持ち梁の固有振動数より得られる値にほゞ一致(≒300μsec)しており、さらに把み部近傍での応力のピーク値は、一次の振動モードの場合の2倍程度の値となっており、これも従来の研究結果[4]に一致している。以上のように、DYNA-3D解析コードによると妥当な衝撃応答が得られることが明らかになった。図5には軸方向の各位置における応力(σ_y)のピーク値の分布を示す。把み部近傍に大きな応力が生じており、このような厚さが均一な平板試験片は粒子衝突試験には適当でないことが分かる。

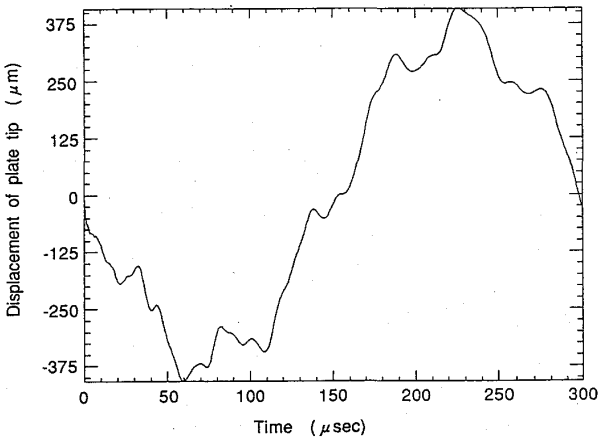


図3　板先端のZ方向変位

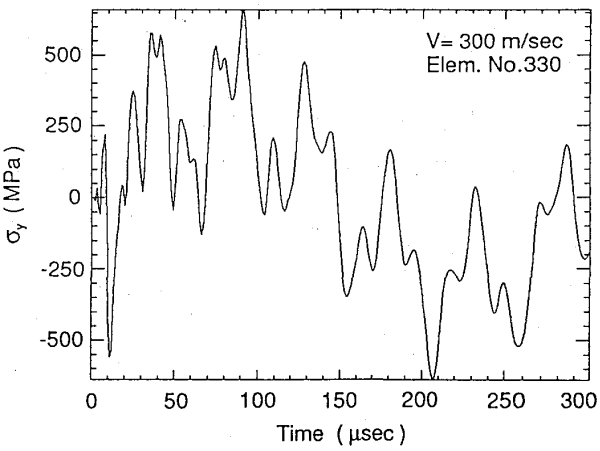


図4　把み部の応力変位

5．テーパ付き平板モデルの解析

微粒子を衝突させた際の衝撃応答は時間依存の挙動であるので複雑であり、データ解析についても工夫が必要となる。本解析では次のような手順で解析した。

①カラーコンター図により全体挙動を把握し、解析対象位置を選定する。この

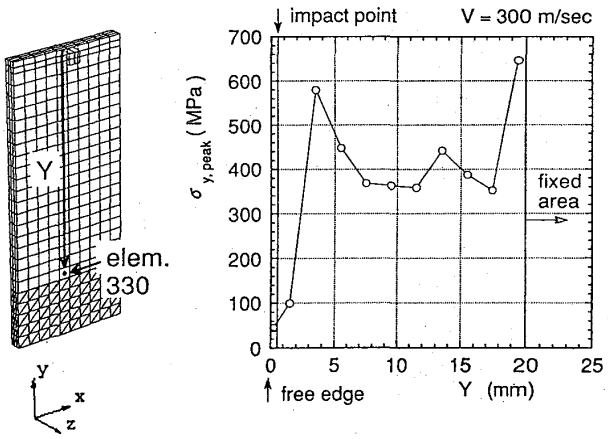


図5　σ_yピーク値のY方向分布

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

際、ビデオによるアニメーション映像が有効である。

②各位置において時刻歴図を作成し、高応力位置を把握。高応力位置の正確な特定には時刻歴図が必要である。

③高応力位置において応力がピークを示す時刻を決定。

④以上により、位置・時刻の両者を考慮したピーク応力値が算出される。

テーパ付き平板モデルの応力分布図を図6に示す。衝突直後には、衝突側表面では半円リング状に高応力域が広がり、衝突の反対側表面では衝突点の反対側に高応力域が出現する。このような高応力域の分布は均一厚さの平板モデルでも確認している。

衝突点近傍の代表位置における応力時刻歴図を図7に示す。衝突点直下（要素No.2200）には、局部衝撃損傷の原因と考えられる過大な圧縮応力が発生している。衝突点の周囲(要素No.2024,2212)では、応力の最大値は衝突直後の0.3μsec辺りに発生し、反対面(要素No.2285)では、0.4μsec辺りで最大となっている。このような衝突点近傍に生じる衝撃曲げ応力は局部的な構造的衝撃損傷の原因となるものである。この場合、最大主応力は、衝突面側では衝突点より半径方向に向かい、衝突反対面ではX方向となっている。

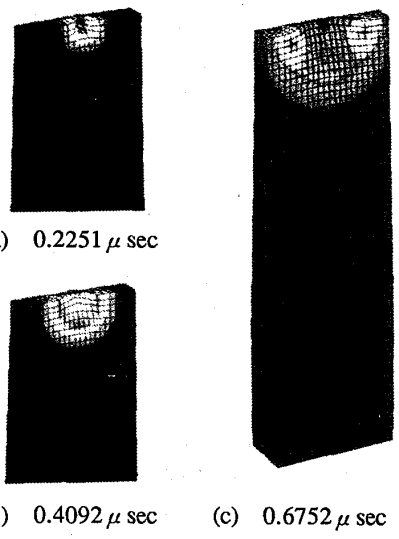
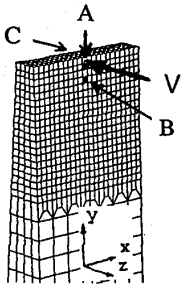


図6　衝突時の応力分布変化



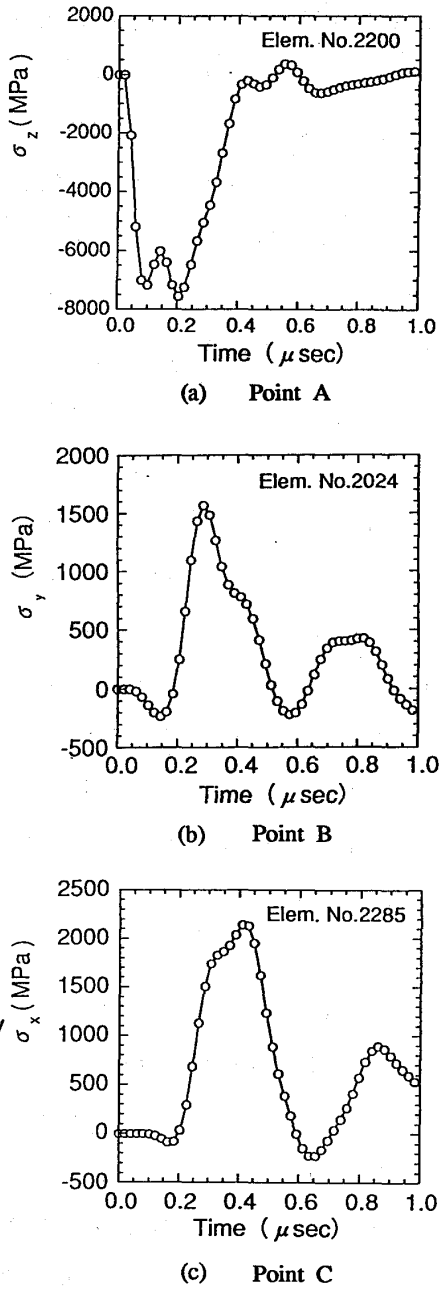


図7　衝突近傍での応力—時間の関係

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

図7のような応力時刻歴図からピーク値(最大主応力表示)を求めて、図8にプロットした。ピーク値を示す時刻は位置により異なる。発生応力は先端部で大きく衝突点より離れるに従って急速に減少する。衝突速度が300m/secの場合、最大応力は、衝突側表面では1600MPa、衝突の反対側表面では2153MPaとなった。このような発生応力は衝突速度(V)に比例することも確認している。

衝撃曲げ応力の発生については断面応力分布をチェックしておくことも重要であり、衝突後、0.2865μsec経過した後の衝突点近傍の場合を図9に示す。衝突点から離れた位置では線形分布を示すが、衝突点近傍では図のように表面で応力が急増しており、応力値の精度向上に向けてさらに細かく要素分割する必要がある。なお、衝突点近傍にピーク応力が生じた時点では離れた位置には応力波が伝播していないことことから、詳細解析に際しては衝突点近傍のみを取り出してモデル化すればよい事が明かになった。

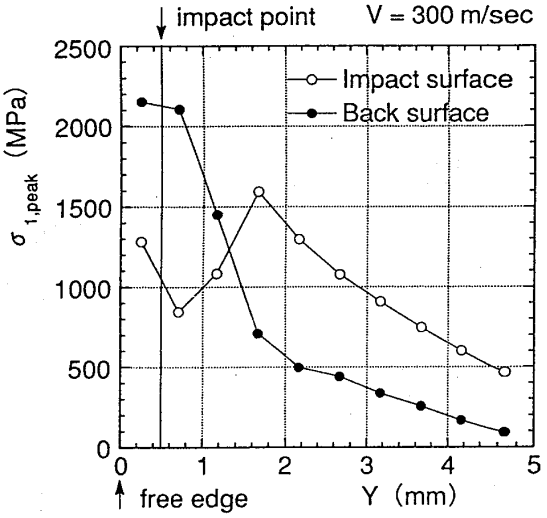


図8　最大主応力ピーク値のy方向分布

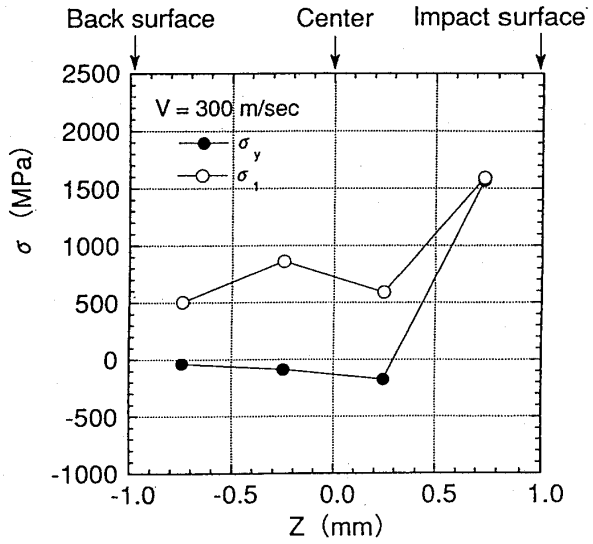


図9　衝突点近傍の板厚方向応力分布

5．結　言

窒化ケイ素タービン翼の開発に際して重要な粒子衝突による衝撃損傷の評価法を確立する一環として、鋼球をセラミックス平板に衝突させた際の衝撃応答を有限要素法解析コード「DYNA-3D」により解析し、従来検討例の無かった衝突点近傍における衝突直後の局部的な衝撃曲げ応力の発生挙動を明らかにした。更に詳細分割による局部解析及び実翼条件での解析を実施中であり、別途実験との対応評価を進め、種々の破壊モードを考慮したセラミックス衝撃損傷の評価法を確立していく予定である。

参考文献

(1) J.Song et al.,ASME Paper 91-GT-115,(1991).

(2) H.Tsuruta et al., J. Am. Ceram. Soc.,73(1990), p.1714.

(3) 寺前・浜田，機講論，910-49(1991-8), p.54.

(4) 茶谷，機械の研究，41-9(1989), p.1045.

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

C—6

セラミックスラジアルタービンロータの寿命評価

小　林　芳　人　　（三菱自動車工業(株)）
松　尾　栄　人　　（三菱重工業(株)）
*西　村　宣　彦　　（三菱重工業(株)）
稲　垣　登　治　　（三菱重工業(株)）
小　澤　理　夫　　（日本ガイシ(株)）

1．緒　言

エネルギー、地球環境問題から、エネルギー関連機器においてはより一層の効率向上が望まれており、高温機器においては高効率化のために益々の高温化が図られている。しかし、金属材料においては高温強度向上はほぼその限界に達しつつあり、より機器の高温化のために、高温部材のセラミックス化が注目されている。

これらの背景から、近年の高温構造用セラミックスの高温強度および信頼性向上はめざましい進歩をとげ、短時間の特性は実用化域に達している。しかし、ガスタービン等の実機へこれらの材料を適用するためには、温度、応力が変動し、雰囲気が異なる実機条件化での耐久性が要求されるが、構造用セラミックスの開発テンポが早く、時間、費用がかかるこれらの試験が十分に行なわれているとは言えない[1)]。

そこで著者等は、自動車用セラミックスガスタービンの実用化を目的として、ラジアルタービンを窒化硅素セラミックスで試作し、高温高回転の実機環境を模擬した運転条件でのホットガススピン試験を行なうとともに、その寿命評価試験を実施している[2)]。本報では、本試験中に受けるタービンロータ各部の損傷度合いを素材の高温疲労データと微視組織の変化とから評価検討した結果について報告する。

2．供試材及び研究方法

2．1　供試材

高温用窒化硅素は、焼結助材の改良、原料粉末の品質向上、製造プロセスの高度化により高強度化が図られているが、本研究においてラジアルタービンロータとして試作した材料は、日本ガイシ（株）にて高温高強度材料として開発されたＳＮ８８で、１４００℃での曲げ強さが700MPaを越える高温高強度材料である[3)]。表-１およびに図-１に、それぞれロータ材料特性および供試材の引張りクリープ破断特性を示す。

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

表－1　ロータ材料特性

Material code No.		SN-88
Density	g/cc	3.5
Flexural Strength(4-point)		
(RT)	MPa	790
(1000℃)	MPa	770
(1200℃)	MPa	770
(1400℃)	MPa	760
Young's Modulus(RT)	GPa	300
Poisson's Ratio(RT)		0.26
Fracture Toughness,K_{1c}	$MN/m^{3/2}$	7
Thermal Expansion Coefficient		
(40-1000℃)	$\times 10^{-6}$/℃	3.4
Oxidation Resistance		
(1000℃,1000h)	mg/cm^2	0.1
(1200℃,1000h)	mg/cm^2	0.3
(1400℃,1000h)	mg/cm^2	0.5

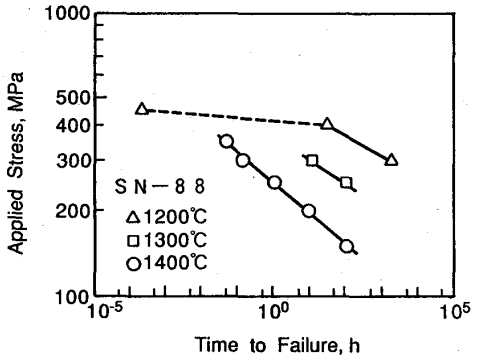


図-1　供試材の引張りクリープ破断特性

2．2　高温加熱試験

後述するホットガススピン試験を行なった供試ロータと同じ原料を用いて試作した曲げ試験片の大気中高温加熱試験および曲げ試験を行なった。なお、試験温度は１４００℃で最長１００ｈまでの応力無負荷加熱試験と１４００℃で４００MPaの応力を４点曲げ試験方法によって負荷したクリープ試験を実施し、これらの試験を中途止めした試験片の常温曲げ試験を行なうとともに微視組織調査を行ない、高温保持による強度劣化挙動を把握した。

2．3　ホットガススピン試験

本試験に用いたホットガススピン試験機はタービン入口温度１４５０℃までのホットガススピン試験が行なえ、高温部分は耐熱鋼製の２重構造となっており、外側部分を空冷している[4)]。

本供試ロータのホットガススピン試験は、ロータ温度が最も高くなる無負荷運転で実施し、常温からタービン入口温度１４１０℃、チップ周速７００ｍ／ｓまで順次温度、周速を上げ、達した時点で１．０２ｈ保持することによって行ない、その後試験を中止して、試験後のロータの損傷調査を行なった。

3．研究結果及び考察

3．1　素材の高温保持による組織変化

図-2に高温保持後の供試材の常温曲げ強さを示す。高温で保持したことによって供試材の曲げ強さは低下しており、さらに応力負荷によって強度低下は加速されていた。

図-3に高温保持材の曲げ試験後の破面の走査型電子顕微鏡組織を示す。製造ままの常温即時曲げ試験片の破壊は粗大なポアを起点としていたが、高温加熱

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

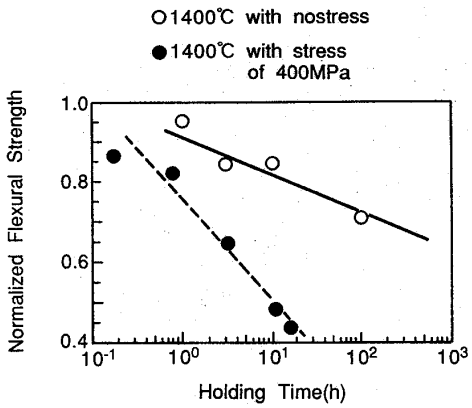


図-2　高温保持後の供試材の常温曲げ強さ

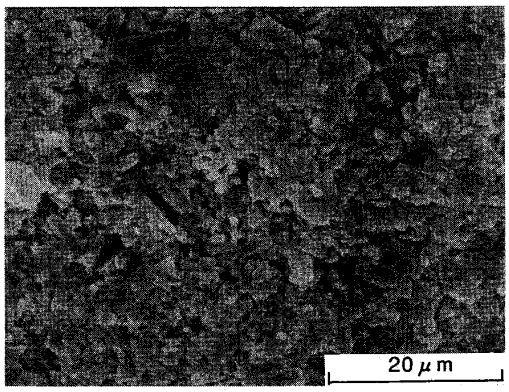


図-3　高温保持材の曲げ試験後の破面の走査型電子顕微鏡組織

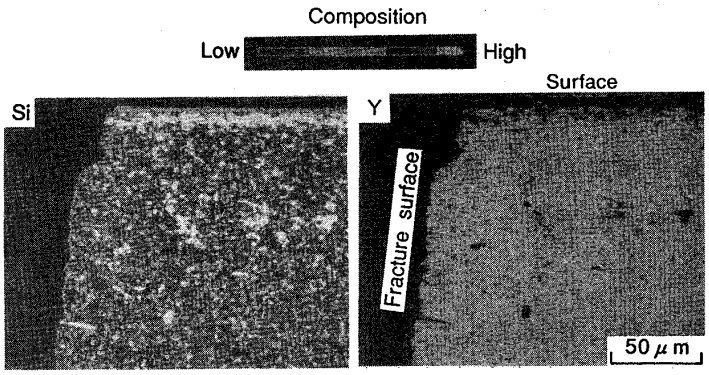


図-4　高温保持材の表面近傍の断面のＳｉ及びＹの分布状況

試験片は無負荷及び負荷試験片ともに起点部に粗大なポア等の欠陥は存在せず、半円状の平坦なミラー状領域を起点として破壊が進展していた。さらに、起点部は表面が酸化皮膜によって覆われて平坦化した粒界破面を呈していた。

そこで、高温保持後の曲げ試験片を、その軸方向に沿って起点部を横断するように切断し、その断面においてＥＰＭＡによって元素濃度分布を調査した。

１４００℃にて１００ｈ無負荷加熱した供試材の表面近傍のSiおよびYの分布状況を図-４に示す。最外表面近傍にSiの富化域とこれに対応するYの欠乏域が認められ、Ｙの欠乏域の深さは破壊の起点となったミラー状領域の深さとほぼ対応していた。表面からのＸ線回折試験の結果、この表面変質層は、高温で加熱されたことによって生成した$Y_2Si_2O_7$型酸化皮膜であり、その回折Ｘ線強度は加熱時間が長いほど強かった[5)]。

また、図-５に同じ供試材の表面近傍の断面の透過型電子顕微鏡組織を示す。表面からかなりの深さまで、粒界相が欠乏することによって生成した微小なポアが認められた。このポアは製造ままに材には認められず、また、加熱時間が長い供試材ほど深くなっていたことから、加熱によって徐々に進展したものと考えられ

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

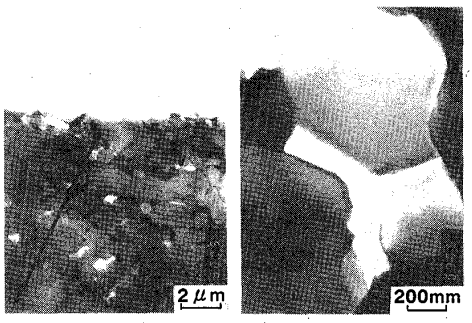


図-5　高温保持材の表面近傍の断面の透過型電子顕微鏡組織

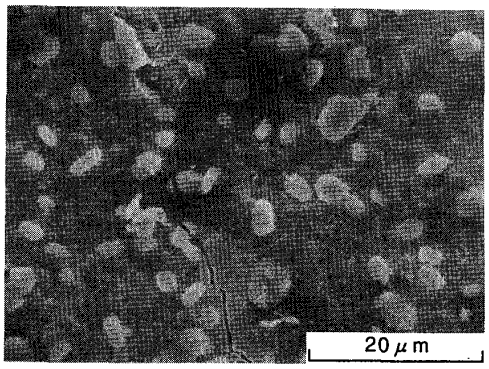


図-6　曲げクリープ破断材の表面の走査型電子顕微鏡組織

た。また、この微小なポアの生成領域の深さは、図-4に示したY欠乏相の深さと対応しており、EPMAによって確認された表面変質層は粒界相中のY酸化物助剤の欠乏によって生じたと考えられたが、これらの表面近傍の組織変化挙動に及ぼす応力の影響は認められなかった。

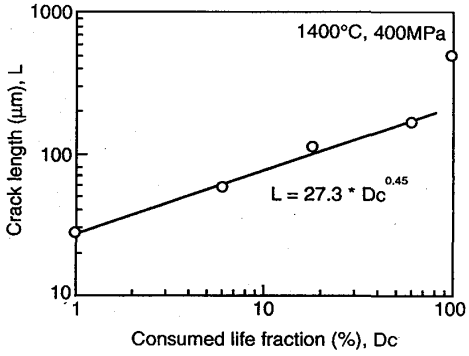


図-7　起点部の表面き裂長さと寿命消費率との関係

そこで、曲げクリープ中断材（応力負荷加熱材）と無負荷加熱材の表面を走査型電子顕微鏡によって観察した。図-6にクリープ破断材の表面の走査型電子顕微鏡組織を示すが、クリープ破断材および中途止め材の引張り側表面には、複数のき裂が認められた。一方、無負荷加熱材の表面にはこのようなき裂は全く認められなかった。さらに、応力負荷試験片の室温強制破面に認められる起点部の表面長さを走査型電子顕微鏡組織から求め、これをき裂長さとして寿命消費率に対してプロットして図-7に示す。なお、寿命消費率は破断時間に対する負荷時間の割合として求めた。寿命消費に伴ってき裂長さは長くなっていた。

以上の結果から、高温保持による本供試材の強度低下は、加熱中に表面近傍の粒界相に存在する助剤が表面酸化皮膜形成のために欠乏して微小なポアが生成し、これが進展することに起因して生じると考えられた。さらに、応力を負荷すると、これらの微小なポアが連結して微小なき裂が生成し、さらにき裂が進展する、金属材料における粒界型応力腐食割れ[6)]に類似した機構によって徐々にき裂が進展して、強度低下が加速されるものと考えられた。

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

3．2　理論解析による寿命評価

図-8に供試ロータのホットガススピン試験結果を示す。供試ロータは常温からタービン入口温度1410℃、チップ周速700m／sまで順次温度、周速が上昇され、その後試験を中断された。

図-9にタービン入口温度1400℃、チップ周速700m／s、無負荷運転時の温度、応力分布計算結果を示す。ロータの最大応力はタービン翼の付根部で発生し、応力355MPa、温度約1250℃と見積られた。一方、水掻き部温度が約1370℃と非常に高く、また、応力も250MPaと比較的高くなっている。そこでロータ付根部及び水掻き部の理論解析による損傷評価を行なった。

金属材料のクリープ損傷評価においては、一般にLarson－Millerパラメータ、Manson－Hafferd パラメータ等の温度、時間パラメータを用いて、異なる温度、応力のクリープ破断データを元に、実機の損傷評価が行なわれる[7]。さらに、脆性材料で生じる応力支配型のクリープ損傷に対しては、下式に示す破断時間に対する累積損傷則（Robinson則）によって累積損傷量D_cが見積られる。

$$D_c = \sum_i \frac{t_i}{t_{ri}}$$

ここで、t_i は温度T_i 、応力s_i における保持時間、t_{ci} はこの条件における破断時間である。

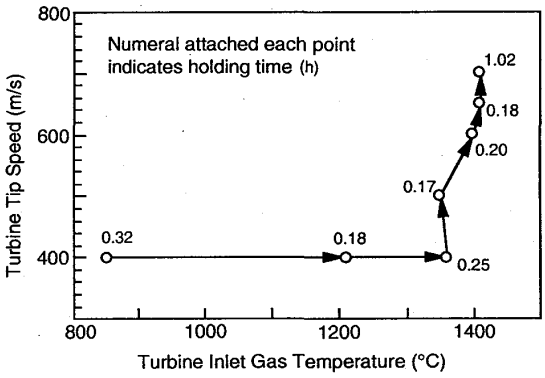


図-8　供試ロータのホットガススピン試験結果

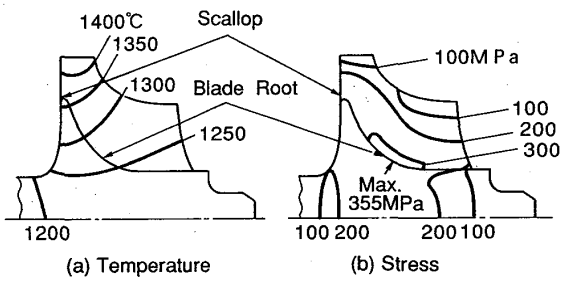


図-9　無負荷運転時のロータの温度，応力分布計算結果（タービン入口温度1400℃，チップ周速700m／s）

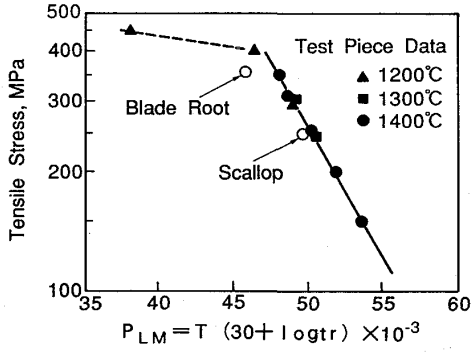


図-10　素材の引張りクリープ破断結果のLarson-MillerパラメータP LMプロット

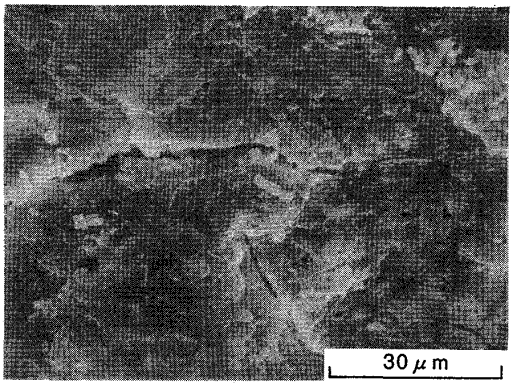


図-11　ホットガススピン試験後のロータの表面の走査型電子顕微鏡組織

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

図-１０に素材の引張りクリープ破断結果のLarson-MillerパラメータP_{LM}プロットを示す。Larson-Millerパラメータ定数Ｃは、異なる温度の素材の引張りクリープ破断結果を整理したときに最もデータのばらつきが小さくなるＣ＝30に設定した。図中にはホットガススピン試験における翼付根部（符号Ｂ）と水掻き部（符号Ｓ）のタービン入口温度１４１０℃、チップ周速７００ｍ／ｓにおけるデータを併示したが、水掻き部のデータ点が素材のクリープ破断試験データに近くなっており、最も損傷が蓄積されていることを示している。図-８に示した試験履歴から、供試ロータの翼付根部と水掻き部に蓄積されたクリープ損傷を図－１０に示した素材の引張りクリープ破断特性から累積損傷則にもとづいて評価すると、それぞれ６．５％及び５４．３％と見積られた。

３．３　スピンテスト後のロータの組織調査

そこで、供試ロータを切断し、翼付根部から水掻き部に至る表面組織調査を行なった。図－11にホットガススピン試験後のロータの表面の走査型電子顕微鏡組織を示す。翼付根部をはじめとする他の位置にはき裂は認められなかったが、水掻き部のみに複数の微小き裂が認められ、最大のき裂長さは約１２０μｍであった。従って理論解析において推定されたように、供試ロータにおいて最も損傷を受けた位置は、水掻き部であることが組織調査によっても示唆された。また、Ｘ線回折測定において水掻き部のみにβ-Si_3N_4以外に$Y_2Si_2O_7$型酸化皮膜の回折ピークは認められ、この領域が他に比べて高温加熱による表面酸化が生じていることが確認された。

そこで、図-７に示した曲げクリープ試験片のき裂長さと寿命消費率との関係を用いて水掻き部の寿命消費率を推定すると２７％と推定された。なお、このデータは応力４００MPaの曲げ試験において得られたものであり、さらに信頼性を高めるためには、き裂長さと寿命消費率との関係に対する異なる試験データの集積と損傷力学などの微視力学[8)]を用いた理論的な考察を今後行なっていく必要がある。

４．結　言

自動車用セラミックスガスタービンの開発の一環としてホットガススピン試験中に受けるセラミックスタービンロータ各部の損傷度合いを素材の高温疲労データと微視組織の変化とから評価検討した結果の概要は以下のとおりである。

１）試作ロータ材と同種の材料の高温加熱試験及びその組織解析によって、高温損傷挙動を把握した。

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

2）ホットガススピン試験による実ロータの損傷の蓄積を、素材の材料データを用いて累積損傷則にもとづいて評価した結果、ロータの水掻き部が最も損傷度が高いと評価され、ホットガススピン試験後のロータの組織調査の結果、累積損傷則によって最も蓄積損傷が高いと推定された水掻き部のみに高温損傷による微小な表面き裂が認められた。

3）以上の結果から、本研究において用いた寿命評価法がセラミックタービンロータの寿命評価法として有効であることが明らかになった。

参考文献

1）小林芳人、日本機会学会（No.890-22）講習会教材（1989、東京）p101

2）Kobayashi Y., et al., SAE paper 910401(1991)

3）Watanabe K., et al., ICTC,92-GT-295(1992),Cologne

4）Kobayashi Y., et al., SAE paper 910410(1991)

5）Nishimura N., et al., 4th Int. Symp.Ceram.Mat.Conp. Eng.,(1991) Göteborg, p1139

6）例えば、小若正倫著「金属の腐食損傷と防食技術」（1983）アグネ、東京

7）例えば、平修二編「金属材料の高温強度」（1968）養賢堂、東京

8）Mater. Sci. Eng. Vol.94(1987) P9

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

C—7

セラミックガスタービン部品の１４００℃評価

＊比叡　　淳　　（トヨタ自動車㈱）

１．はじめに

エネルギ問題が大きく取り上げられている中で、セラミック材料採用によるガスタービンの高温化開発が広く行われている[1)2)3)4)]。トヨタ自動車でも乗用車用ガスタービンの実用化をねらいとして、二軸式ガスタービンの高温部部品のセラミック化に取り組んでいる。前回の報告[3)]では１０００℃～１２００℃でのホットガス評価で充分な強度のセラミック部品が得られていることを示した。本報では、信頼性解析を活用したホイール設計法と実験データに基づく設計基準とを比較検討する。また最終目標の１４００℃を狙って全面的に改定されたセラミック部品とそのホットガス評価結果について述べる。図１に示す対象部品はガスジェネレータ部の内、ラジアル型のタービンホイール、プレート、スクロール、ノズル、タービンシュラウドおよびガスシール用のピストンリング数点であり、材料は全て窒化珪素である。

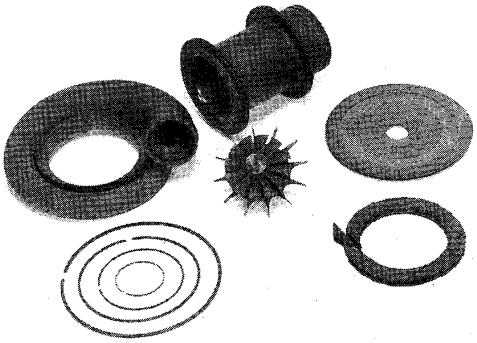


図１　セラミックガスタービン部品

２．タービンホイールの強度設計

セラミックタービンホイールの設計にはＦＥＭによる応力計算とワイブル分布に基づく信頼性解析[5)]を活用する。また、独自に開発した破壊瞬間写真技術により破壊起点を明確に捕らえ、破壊部位と破壊応力との対応を明らかにして設計データベースとした[6)7)]。破壊瞬間写真の撮影には図２のスピンテスタと破壊瞬間写真装置を用いた。撮影時ホイールはスピンテスタの真空槽にセットされ破壊するまで増速される。ホイールは破壊時にフラクトエミッション[8)]により発光する。その光をフォトマルで捉えホイールの破壊を検出し、フラッシュが光り撮影が終了する。この方法では破壊と同時の発光現象で破壊を検出するため破壊から撮影終了までの時間遅れが７．５μsと極めて短い。そのため

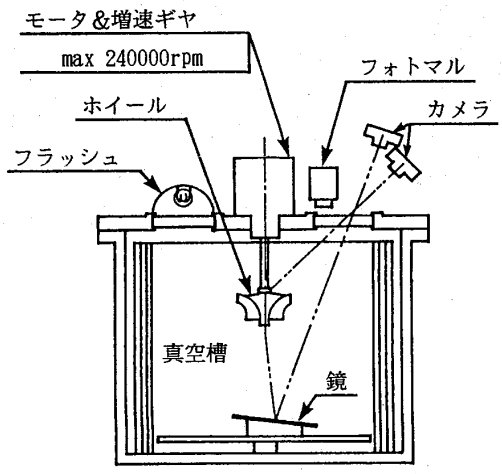


図２　破壊瞬間写真撮影システム

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

写真はホイール破面の拡がりがほとんど無く破壊起点が明瞭な状態を捉えたものとなる。また、ホイールの正面や背面を含め全3方向よりの同時撮影が可能で破壊起点を確実に捉えることができる。

ホイール各部位の破壊応力の把握には図3に示す2種類のホイールを用いた。モデルⅡはモデルⅠと同一粗形材であり機械加工によりタービン入口部を除去したものである。表1にモデルホイールの材料特性をしめす。図4は両モデルホイールのＦＥＭ結果であり、表2は信頼性解析による推定破壊回転数と推定破壊起点である。破壊起点はホイールを背面（Ａ部）、中央翼根元（Ｂ部）、出口翼根元（Ｃ部）の3部位に分けて捉え最大破壊確率を示す要素を含む部位とした。

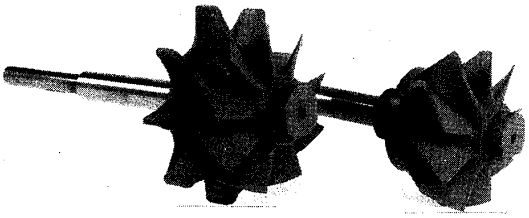


図3　モデルホイール

表1　材料特性

4点曲げ強度	680MPa(常温)
密度	3.2g/cm³
ヤング率	294GPa
ポアソン比	0.28
ワイブル係数	15

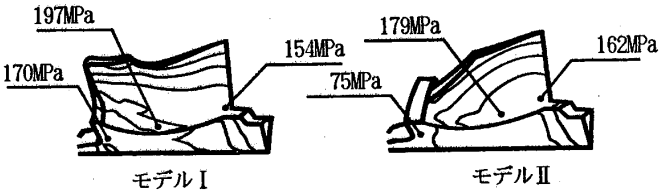
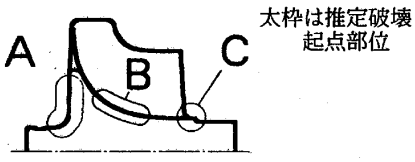
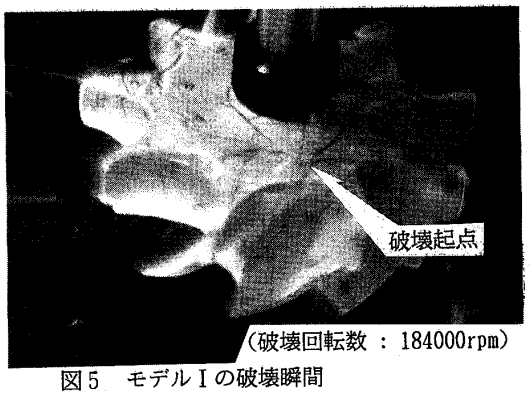


図4　ＦＥＭ解析結果（回転数：133000rpm）

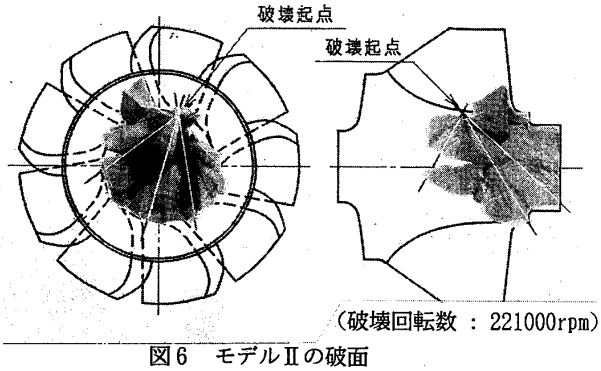
表2　信頼性解析結果

		モデルⅠ	モデルⅡ
平均破壊回転数		199000rpm	216000
破壊起点		Ｂ部	Ｂ部
部位内の最大破壊確率要素の値	Ａ部	0.03%	0.00
	Ｂ部	0.17	1.38
	Ｃ部	0.04	1.09





（破壊回転数：184000rpm）
図5　モデルⅠの破壊瞬間



（破壊回転数：221000rpm）
図6　モデルⅡの破面

図5はモデルⅠの破壊瞬間写真である。Ａ部よりの破壊を読み取ることができる。また図6はモデルⅡの破面観察結果で破壊起点はＢ部である。それぞれの平均破壊回転数は194000rpmと205000rpmであった。図7はモデルⅠの試験結果をワイブルプロットしたものであるがワイブル係数以外、計算と実験の結果はほぼ一致

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

している。また表２で予想したモデルⅡの破壊回転数も１００００rpm 大きい程度で良い値となっている。しかし破壊起点部位はモデルＩがＡ部であるのに対しＢ部が予想されていた。一方モデルホイールＩ、Ⅱの破壊試験より得られたホイール各部位の破壊応力を部位Ａ基準で示すと図８の比率になる。任意のホイールについて、ＦＥＭ応力値と図８の応力比より破壊部位を予測し、使用材料強度より破壊回転数を予測できる。図９は材料や形状が異なる７種のホイールについて、上記方法を適用して破壊回転数を予測し、実験結果と比較したものである。異なる部位より破壊するそれぞれのホイールに対し良い一致が得られている。これよりホイールの破壊応力値が部位により異なっていることがわかる。ホイール各部位を同強度とみなす信頼性解析への展開が望まれる。

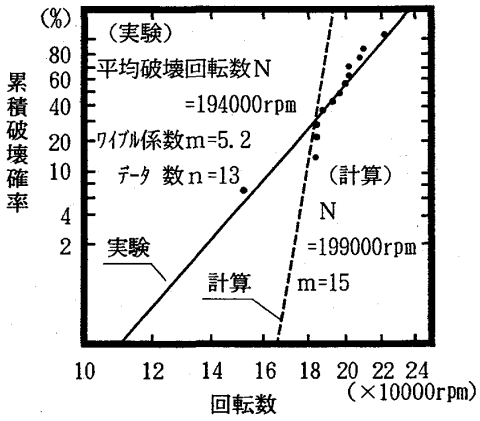


図７　モデルＩの破壊確率

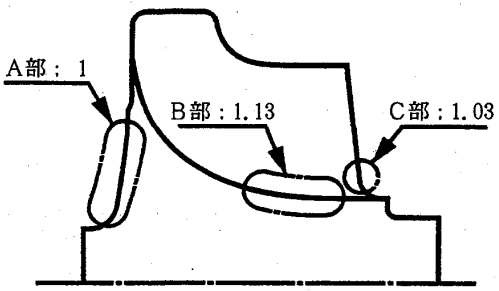


図８　破壊応力の比率

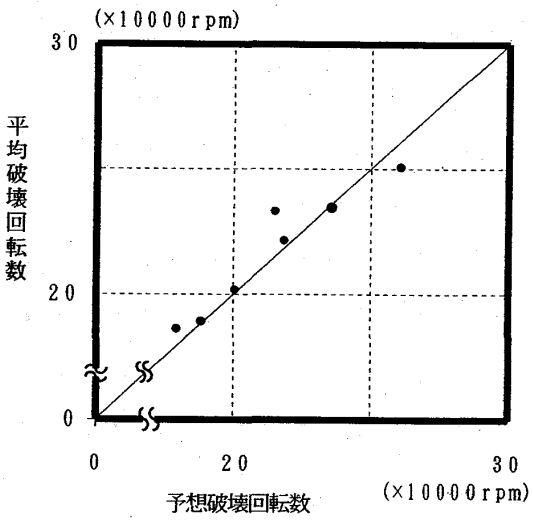


図９　予想破壊回転数と平均破壊回転数

３．セラミックタービンホイールとホットガススピンテスト

図１０に開発中のセラミックタービンホイールを示す。外径は１３２mmで翼枚数が１２の半径流型タービンである。材料特性を表３に示す。セラミックホイールとメタル軸は図１１に示すロー材を介した焼きばめで結合されており、耐熱性

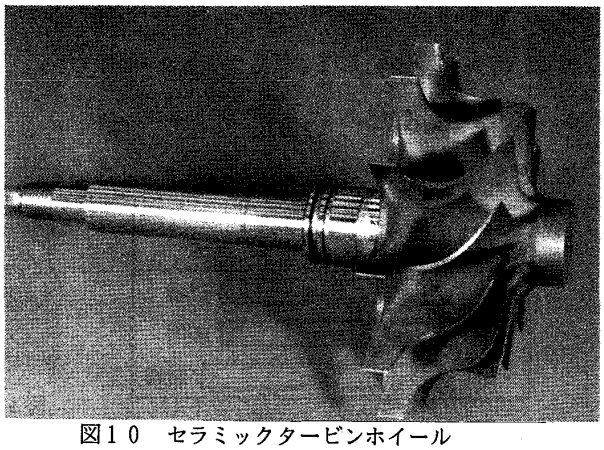


図１０　セラミックタービンホイール

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

は７００℃以上が保証できる[9]。図１２にＦＥＭ解析結果を示す。実験データベースより推定される常温での破壊回転数は１１３０００rpm で、破壊起点は出口翼根元（Ｃ部）である。信頼性解析の結果では破壊回転数は１０３５００rpm で破壊起点は中央翼根元（Ｂ部）である。背面（Ａ）部は１４００℃運転時の熱応力を考慮しテーパ形状として回転応力を小さくした。

表３　材料特性

4点曲げ強度 (MPa)	常温	615
	1000℃	566
	1200℃	485
	1370℃	494
密度 (g/cm³)		3.4
ヤング率 (GPa)		309
ポアソン比		0.28

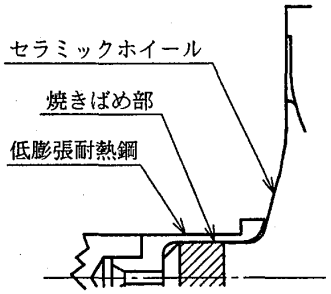


図１１　セラミックスとメタルの結合構造

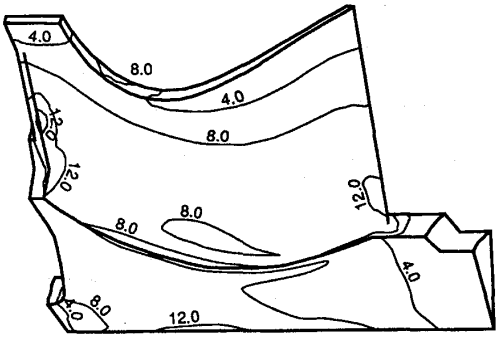


図１２　ＦＥＭ解析結果（周速：500m/s）

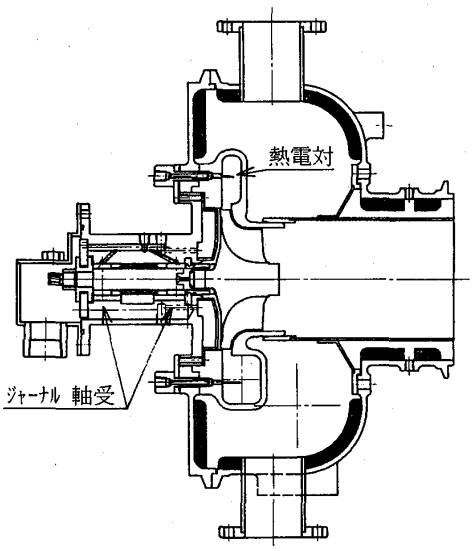


図１３　ホットガススピンテストリグ

図１３にタービンホイールのホットガススピンテストリグを示す。軸受は従来の経験を基に設計したフローティングブッシュのジャーナル軸受で、ホイールを破壊できる超高速回転が可能である。燃焼ガスはスクロールによりタービンホイールに導かれ、ノズルベーンは用いていない。スクロールには耐熱鋼を用い、周囲に冷却空気を流して高温ガスに耐えられるようにした。燃焼ガスの温度はリグの入口とスクロール内円周方向６ヶ所に白金－ロジュウム熱電対を設けて測定し、スクロール内温度の平均をガス温度とした。試験の最高温度であるガス温度が１４００℃の時、スクロールの外表面は１０９０℃である。タービンホイール背面のバックプレートの温度も１０００℃に近く、メタルで

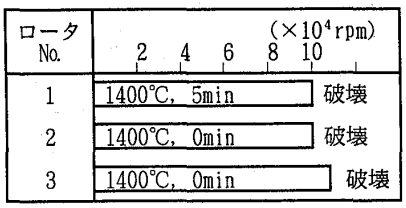
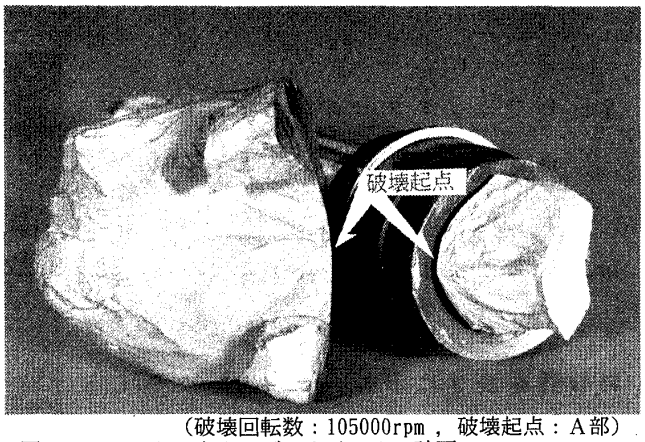


図１４　タービンロータのホットガス評価結果



（破壊回転数：105000rpm，破壊起点：Ａ部）

図１５　セラミックタービンホイールの破面

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

はかなり厳しい条件になっている。

試験は以下の要領で行なう。バーナ着火後ガス温度とタービン回転数を上げ、第一の条件１４００℃・８００００rpm で５分保持し、その後１００００rpm 刻みの５分保持で回転を上げる。

図１４にこれまでの試験結果を示す。平均破壊回転数は１０３０００rpm である。図１５に示す破片は破壊回転数が１０５０００rpm のものであり、破面観察より破壊起点はロータ背面のテーパ部であると推定される。スピンテストでの平均破壊回転数における破壊起点部の遠心応力は図１２をベースに２０６MPa となる。一方、前述の破壊応力解析より材料強度に対する背面の破壊応力値は３１１MPa となるので、この両者の差１０５MPa が熱応力分に当ると考えられる。

４．セラミック静止部品とホットガス評価

図１６に示す静止部品のホットガステストリグでセラミック部品の組付け状態を示す。全てのセラミック部品は積み重ねられ最下部のバネで押しつけられ固定される。バネの押し付け力はガスタービンエンジンの振動やガス圧を考慮して決めた。バネの位置はなるべく低温部に設け、バネの異常な高温化に対しても簡単に冷却で対応できる構造とした。部品の位置決め嵌合部には、セラミック同志ではインロー方式を採用し、セラミックとメタル間には図１７に示す凹凸を使った方式を用いた。最も高温になり、エンジンの起動時や加速時に急激な温度変化にさらされるノズルベーンは熱応力が緩和されやすいブレード１枚ごとの分割構造とした。

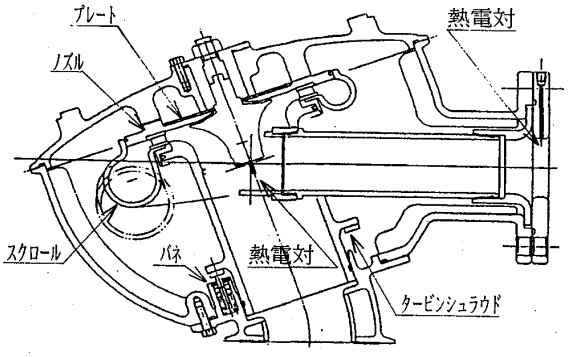


図１６　静止部品ホットガステストリグ

ガスのシーリングにはセラミックピストンリングを用いている。セラミックスのスクロールは図１８のように渦巻き部分と出口ダクトと嵌合するフランジ部が別体で焼成され、その後接合してつくられている。

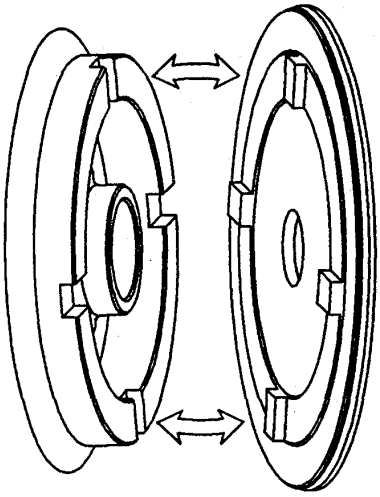


図１７　凹凸の嵌め合い構造

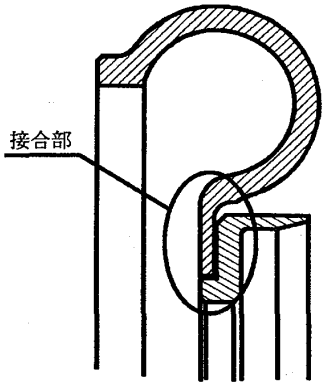


図１８　スクロールの接合構造

静止部品のホットガス評価には図１６に示したリグを用

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

いた。燃焼ガスはスクロールに導かれノズルを通って出口ダクトより排出される。ガス温度の設定はリグ入口に設けられた白金ーロジュウム熱電対により行なう。本来タービンホイールのある場所には流れのガイドとして整流コーンを設けている。整流コーンの先端部には熱電対がありガス温度を測定する。リグ入口フランジ部で１４００℃に設定したとき整流コーンの先では１３３４℃になり、約６０℃の温度降下がある。また、セラミック部品と外側のメタルハウジングとの間の空間の温度は１０７８℃でありエンジン作動状態の熱交換機出口の推定温度９００℃に比べ高い値となっている。これはセラミック部品全体を押し付け固定しているバネには厳しい条件である。

試験は１０００℃より１００℃刻みに5分ずつ保持し、１４００℃まで上昇させ行なう。図１９はガス流量１４５g/sec で１４００℃・７０分保持した結果である。中央部に溶損したインコロイ９０７の整流コーンが見られる。セラミック表面に溶損したインコロイ９０７が付着しているがセラミック部品に割れや欠けまた酸化も見られず、構造や材質に大きな問題は無いことが判った。ただ、１４００℃まで温度を上げて行く過程ではセラミック部品全体を押し付けて固定するバネが熱によりへたり、ノズルのセグメントが一部外れる不具合も出ており、部品の支持構造に改良すべき点がある。

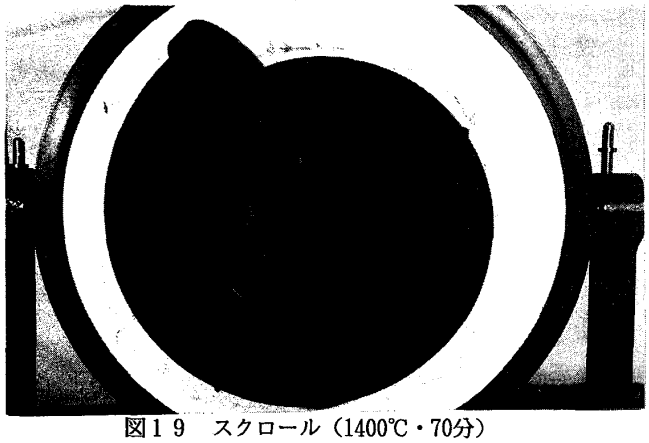


図１９　スクロール（1400℃・70分）

５．まとめ

１）セラミックタービンホイールの強度設計について数値解析手法と実験データベースに基づく手法を比較検討した。現状では実験データベースに基づく手法の方が強度予測精度が高く実用的である。

２）タービンホイールは二軸式ＧＴの定格である周速約５００m/s を充分に保証できる強度と耐熱性があり、１４００℃における破壊回転数は７００m/s に達した。

３）静止部品は１４００℃ホットガス評価において、部品本体の材料面および構造面で問題はないが、全体の支持構造にはまだまだ改良すべき点の多いことが明らかになった。

最後に本研究を進めるに当たり部品の試作および材料の面で協力頂いた京セラ㈱に

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

感謝致します。

参考文献

1) M.Stute, H.Burger, M.Grigu, E.Holder, K.D.Morgenthaler, F.Neubrand, M.Radloff :ASME 90-GT-97 (1990)

2) G.L.Boyd, J.R.Kidwell, D.M.Kreiner:Proceedings of the 24th Automotive Technology Development Contractors' Coordination Meeting (1990)

3) 新エネルギー・産業技術総合開発機構：第四回 CGT合同成果発表会講演要旨集（ｺｼﾞｪﾈﾚｰｼｮﾝ 用及び可搬式ｾﾗﾐｯｸｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ）(1992)

4) 石油活性化センター：第四回 CGT合同成果発表会講演要旨集（自動車用ｾﾗﾐｯｸｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ)(1992)

5) 徳永純一郎，早川悌二：圧力技術　第２６巻第２号　(1987)

6) S.Sasaki, W.Akai, M.Hiei, H.Okano:91-YOKOHAMA-IGTC-61(1991)

7) 比叡淳，神谷信雄：セラミックデータブック(1992)

8) 榎本祐嗣：応用物理　第６０巻第７号　(1991)

9) T.Sakamoto, H.Horinouchi, T.Maeda : ASME 89-GT-302(1989)

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

C—8

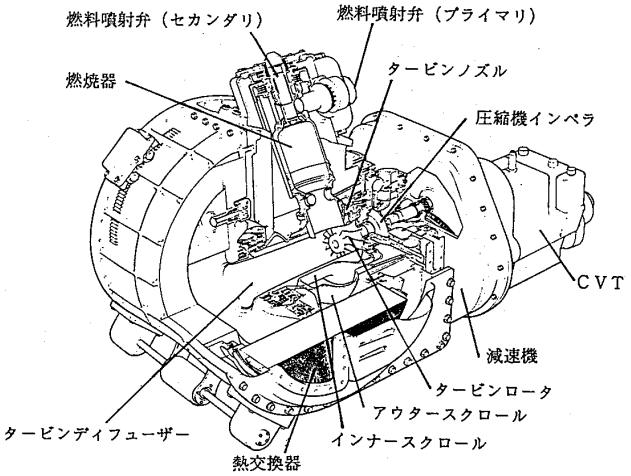
自動車用１００ｋＷ　ＣＧＴのタービンコンポーネントの開発

中沢則雄[1]　稲葉志津雄[1]　（日本自動車研究所）
和泉隆夫[2]　宗清正幸[2]　（日本自動車研究所）
佐々木祥二[3]　藤森功吉[3]　（日本自動車研究所）

１．まえがき

（財）石油産業活性化センターは通産省資源エネルギ庁からの補助事業である「自動車用１００ｋＷセラミックガスタービン（ＣＧＴ）の開発」プロジェクトを進めている。本開発事業は１９９０年にスタートした期間７年間のプロジェクトであり，多種燃料性，排気特性に優れ，熱効率４０％以上の自動車用の１００ｋＷＣＧＴを設計，試作し，台上運転にてその優れたポテンシャルを実証することを開発目標としている。開発対象ＣＧＴエンジンの構造は遠心圧縮機，ラジアルタービン，缶型燃焼器，回転蓄熱式熱交換器（２個）で構成する１軸式であり，定格点の圧力比は５，タービン入口最高温度は１３５０℃である（図—１）[1)]。

本論文は上記プロジェクトに於ける，１９９１年度迄に実施したラジアルタービンコンポーネントの空力と全体構造設計，主要構成部品の設計と試作および試験評価結果を述べる[2),3)]。



図—１　１００ｋＷ　ＣＧＴ

表—１　タービンの基本仕様

回転数　（rpm）（%）	110,000 (100)	88,000 (80)
タービン入口流量（kg/s）	0.421	0.257
入口圧力（ata）	4.87	3.01
入口温度（℃）	1350	1350
圧力比	4.25	2.75
効率（%）	87.5	87
圧力損失（%）（タービン出口 — 熱交換器入口）	3.6	1.6

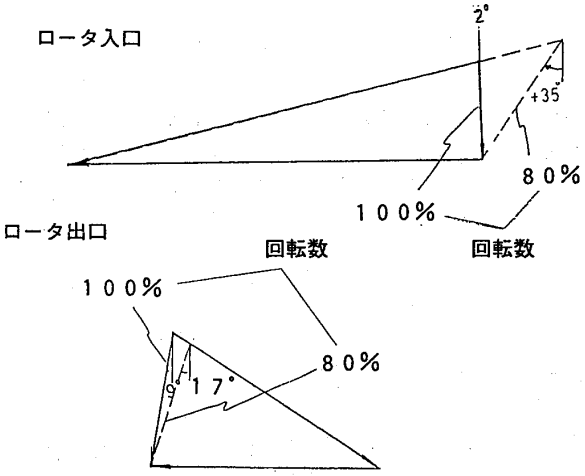
２．空力設計と基本構造設計

タービンの基本設計仕様を設定するに当たり重視した点は，従来の金属製タービンの設計の考え方以上に部品をより小型化しシンプルな形状として応力解析の精度を上げ製作の容易化を図る事である。そのためにローターは空力上可能な限り小径化して周辺の静止構造部全体を軸対称性を保ちながら小さくまとめることとした。又，ローターで考慮すべき点は異物衝突に対して強い基本形状とする事である。以上の考え方に立ってタービンは圧縮機とのバランスを図りながら，比速度を高目に設定する基本設計仕様とした。表—１に定格設計点と部分負荷の代表点である８０％回転数の設計パラメータと目標効率を示す。自動車用であるので部分負荷での効率確保も重要な開発目標とする。

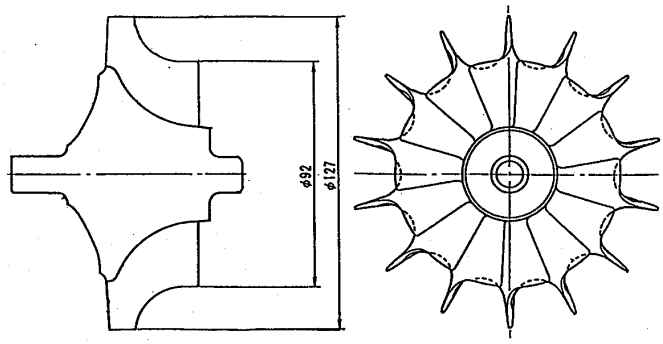
図—２～４にローターとノズルの基本形状と速度３角形を示す。ローターについては翼間流れの３次元解析により，翼面でのスムーズな速度変化と一様な仕事分布が得られ，翼出口部分でも流れの変化が小さく均一な分布となる翼形状，枚数，翼厚分布を検討した。後述する３次元応力解析とのトレード・オフを図り最終的には翼枚数を１４枚とし形状を決定した。図—２にローターの形状を，図—５に定格点の１００％回転数での３次元流れ解析結果を示す。ノズル翼についても要求される流量特性を満足させることと，流れ解析による最適化を検討して枚数を２１枚として翼型を決定した（図４）。

（１）三菱自動車工業（株）　，（２）日産自動車（株）　，（３）トヨタ自動車（株）

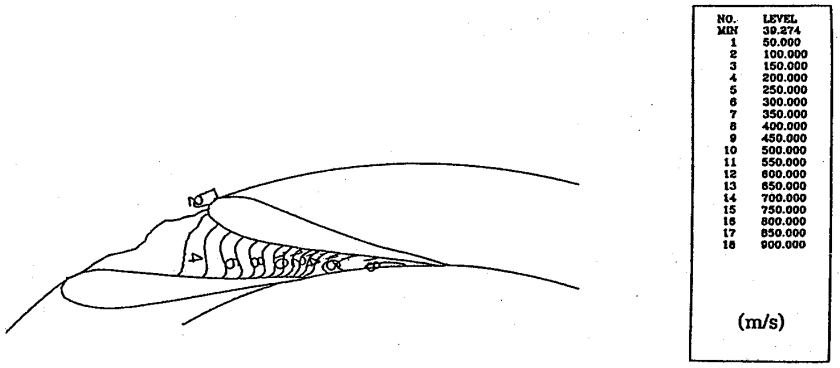
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



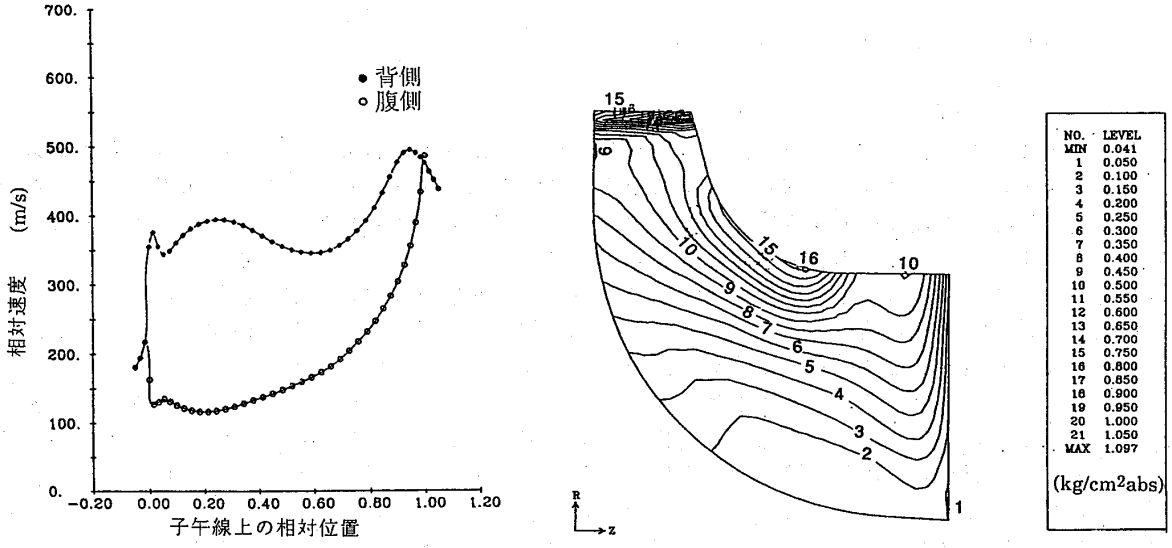
図—2　タービンロータの速度三角形



図—3　タービンロータの形状



図—4　タービンノズルの翼間速度分布



ハブ，シュラウド中央部の翼面相対速度分布　　翼面負荷分布

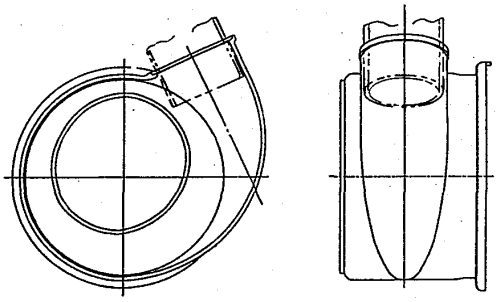
図—5　タービンローターの3次元流れ解析結果

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

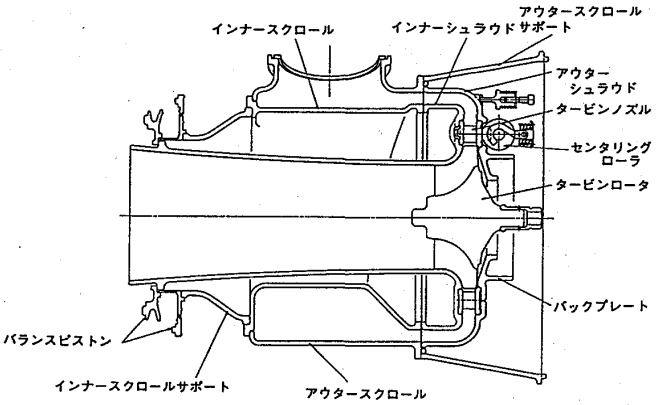
燃焼器出口からタービンノズル入口間は，タービンスクロール部と軸流から半径方向に流れを転向する部分からなる。スクロール部は多少空力的なデメリットがあっても複雑形状は避け，一方ノズルの直ぐ上流の流れの転向部は軸対称とすることとし，応力評価と製作の容易化を図った。図—6にスクロールを，図—7に全体構造を示す。なおスクロールのガス流入部は局所的な応力集中が発生し易すい部分であるので，スクロール入口端でのフープ熱応力レベルを下げることを狙いに，燃焼器の出口部を下流側へ差し込みオーバーラップさせた。

ローター出口部から熱交換器入口部迄は，構造上可能な範囲内で軸流ディフューザ部での滑らかな減速を図り，又，ディフューザ出口部からは熱交換器入口への均一なしかも損失の少ない流れを得る必要があり，別途ハウジングの設計で最適化を図っている。

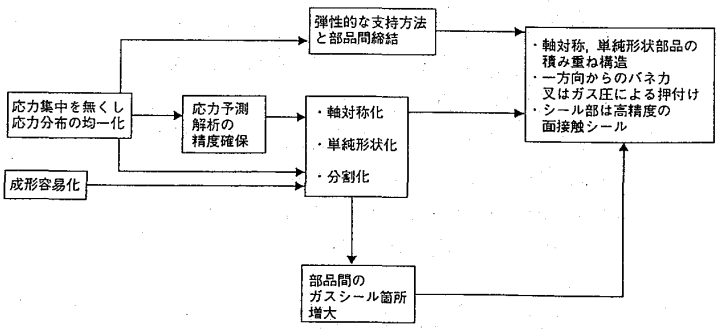
セラミック静止構造部の設計上，従来の小型ガスタービンの金属製構造と考え方を異にしなければならない点は，金属材のような局部的塑性変形等による応力緩和性がないので，3次元的な応力集中をなくし成形性を重視する事である。図—8に設計の考え方を示す。図—7の構造図に示す積み重ね構造は，スクロールとインナーとアウタースークロールサポート系とインナーシュラウド，ノズル，ローラー系の2系列からなり，バネ力と圧力差により荷重を発生する2個のバランスピストンによって別々に弾性的な押付け力を受ける。スクロールは成形性を考慮して半径方向に2分割した。シール機能として最も重要な部分はタービン上流部と下流部の最大圧力差が加わる箇所を何処に設定するかであり，インナーシュラウドとバランスピストンの間の本構造の最小径の部分とした。静止部として重要な機能はローターとインナージュラウドとの芯出しである。金属製タービン構造が一般に採用している部品間の熱膨張を許容し芯出しする，ラジアルキー機構をセラミック材構造にも適用できる。但し，低温部の金属製軸受ハウジングと高温セラミック材部間の熱変形差は大きく，ラジアルキー部の摺動抵抗力によるセラミック材部への集中荷重を避ける目的で，転がり接触で遊動可能なローラーを周方向に3個使用している。芯出しに関与する部品はローラー，ノズル，インナーシュラウドの最小限の部品点数とし，集積公差を減らしている。なおノズルは6個のセグメントに分割した。一体ノズルリングは成形が困難になる上，軸方向に押さえる荷重が理想的に軸対称にならず，局所荷重を受けた場合に過大応力が発生するので本設計構造には採用していない。又，セグメントノズルは，起動と停止時に両側板の半径方向の温度差に起因するフープ応力と変形により生ずる翼部の応力を軽減する。



図—6　タービンスクロールの形状



図—7　タービン部全体構造



図—8　セラミック静止構造部分の設計の考え方

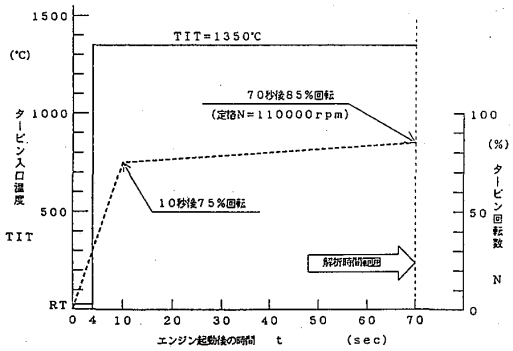
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.

3．強度信頼性設計

3．1　設計条件と材料

乗用車の最も厳しい使用条件を想定し，定格の連続運転３００ｈｒおよび10,000回の冷態時からのエンジン起動に対して，破損確率を10^{-5}を満足することを最終目標とした。なおエンジンの停止時は熱交換器の蓄熱があるため急激なガス温度降下なく，強度的に激しい条件とはならないと考えているが，熱交換器の特性と停止条件次第で決まる要素でもあり今後の検討課題とする。ローターは連続定格と冷態起動の両条件が強度信頼性を左右し，静止構造部品は冷態起動条件が支配的であり，夫々の設計検討条件とした。冷態起動条件として設定したタービン入口温度と回転数のパターンを図―９に示す。

各構成部品に使用した材料は現状では最も高い高温強度と靭性の得られる窒化珪素材とし，その材料名を表―２に示す。ローター材の特性を表―３に示す。



図―９　エンジン冷態起動モード

表―２　各セラミック部品の材料及び成形法

部品名	材料名	成形法
ローター	SN-90	射出成形翼部とラバープレスのハブ部を接合
	EC-152	射出成形翼部とラバープレスのハブ部を接合
	SN-252	スリップキャスト
ノズル	SN-88	射出成形
インナーシュラウド	SN-88	ラバープレス
アウターシュラウド	SN-88	ラバープレス
インナースクロール	SN-252	スリップキャスト
アウタースクロール	SN-252	スリップキャスト
バックプレート	EC-152	ラバープレス
インナースクロールサポート	EC-152	ラバープレス
アウタースクロールサポート	SN-252	スリップキャスト
ローラー	SN-84	ラバープレス
プッシャー	SN-84	ラバープレス

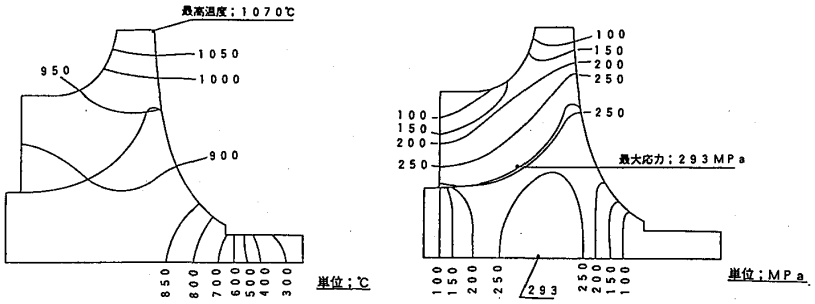
表―３　ロータ材の特性

特性		単位	現用材	最終目標材
密度		Mg/m³	3．4	←
縦弾性係数		GPa	290	←
ポアソン比		—	0．26	←
熱膨張率		X10⁻⁶/K	3．3	←
熱伝導率		W/(m・K)	30	←
比熱		J/(g・K)	1．1	←
静疲労平均強度 (RT～1200℃)	1 h	MPa	635	910
	300 h		600	860
静疲労指数 * (RT ～1200℃)		—	100	100
ワイブル係数		—	20	20

3.2　ロータの設計

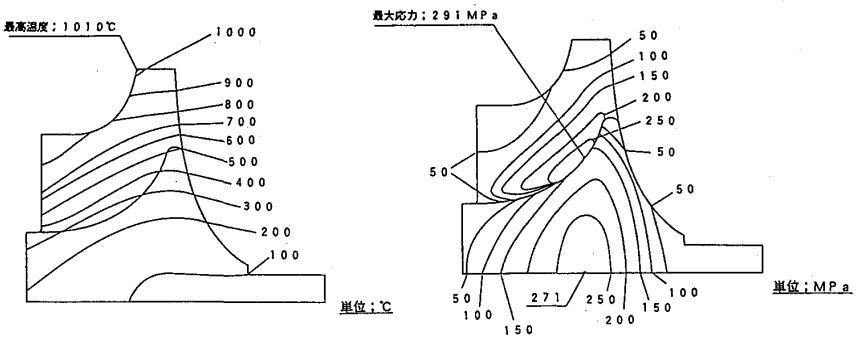
定格条件の温度分布と応力分布を図―１０に示す。最高温度は翼外径チップの1070℃であるが，最大応力が発生する翼根元およびハブ中心部の温度は８５０～９００℃である。最大応力は遠心応力が主体で２９３MPaであるが，高応力範囲の広いハブ中心が寿命を支配している。一方冷態起動時の最大応力は起動後２５秒に翼根元に，４０秒後にハブ中心に発生する。起動後２５秒での温度と応力分布を図―１１に示す。

信頼性解析の結果，現用材の静疲労寿命強度での定格３００ｈｒ連続運転での破損確率は１／８０である。最終的な10^{-5}破損確率を満足させるためには３００ｈｒ静疲労平均強度は８６０MPaレベルが必要であり，今後の材料強度向上の目標値とする（表―３）。



温度分布　　応力分布

図―１０　ロータの温分布と応力分布（定格）



温度分布　　応力分布

図―１１　ロータの温度分布と応力分布（起動２５秒後）

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

3.3　静止構造部品の設計

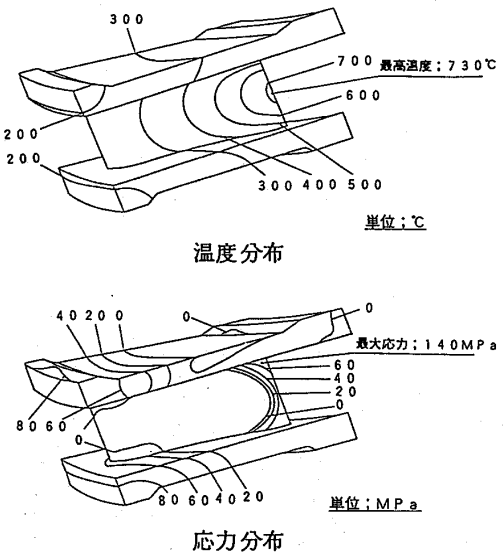
各部品夫々について冷態起動時に発生する非定常熱応力を解析評価し，又，成形上の要件を反映し詳細形状や板厚を決定した。発生する最大応力は10,000回冷態起動と１０$^{-5}$破損確率を満足する許容応力レベル以下とすることができた。以下に主要な部品の解析結果を示す。

・ノズル----セグメント型より厳しい条件の一体型で評価し，起動後１０秒にノズル後縁の側板寄りに最大１４０MPa発生する（図１２）。

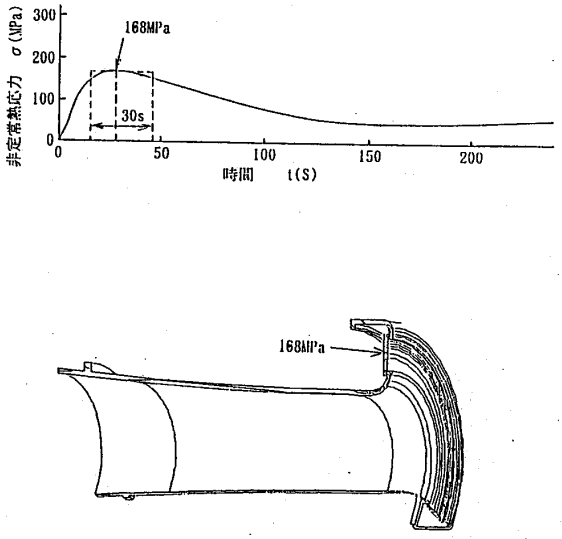
・インナーシュラウド---起動後２８秒に最大応力１６８MPaがノズル受け面に発生する（図１３）。定格の定格条件での発生応力は５０MPaとなる。

・アウタースクロール---起動後１００秒に燃焼器差し込み先端の燃焼ガスによる温度急変部に最大応力２０９MPaが発生する。（図―１４）

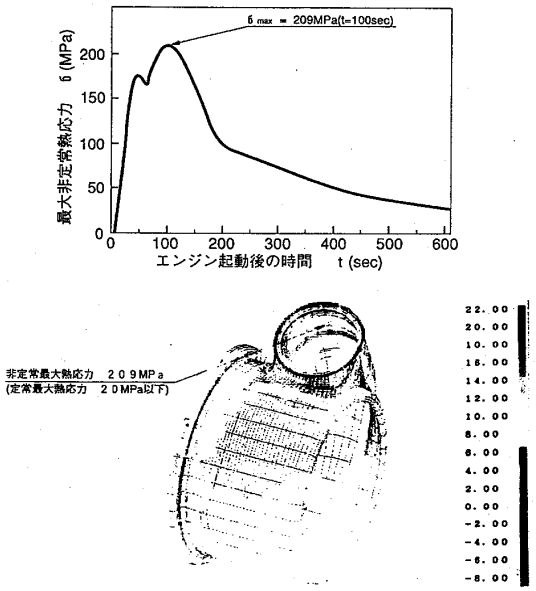
・インナースクロール----起動後８０秒にフランジ外周部に最大応力１０６MPaが発生する（図１５）。定格の定常条件での発生応力は１０MPa以下となる。



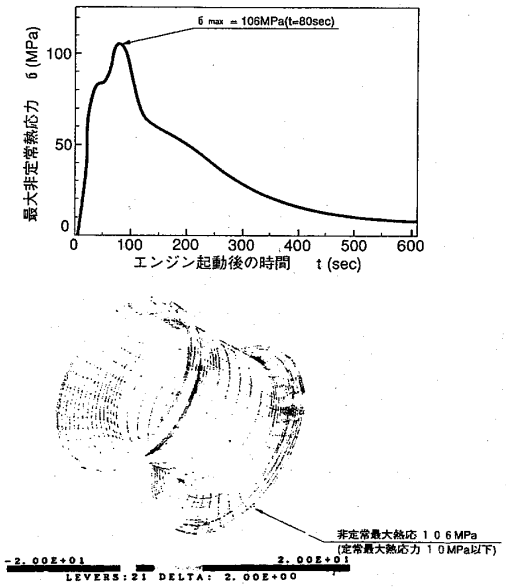
図―１２　ノズルの温度分布と応力分布



図―１３　インナーシュラウドの起動時応力分布



図―１４　アウタースクロールの起動時応力分布



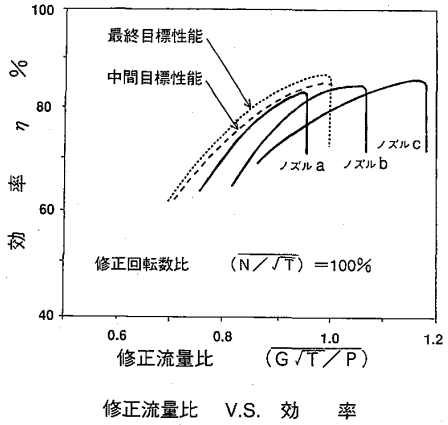
図―１５　インナースクロールの起動時応力分布

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

4．空力性能評価試験

空力形状を評価するため，金属製のローターとノズルを使って，低温の空気による空力相似条件でセラミック部品の試作に先行して性能評価した。ノズルは基準設計仕様に対して取付角とスロート面積を上下に振った計３種類を試験し，ローターとの最適組合せを求めた。スクロール等の通路部も全て金属製とした。

図１６に定格の修正回転数での修正流量に対する効率の試験結果を示す。効率は中間目標値に達しているが，大流量側程ピーク効率が高く，又，基準ノズルでの流量特性は大流量側にシフトしている。ローターの反動度とノズルスロート面積等の最適化を更に進めていく。

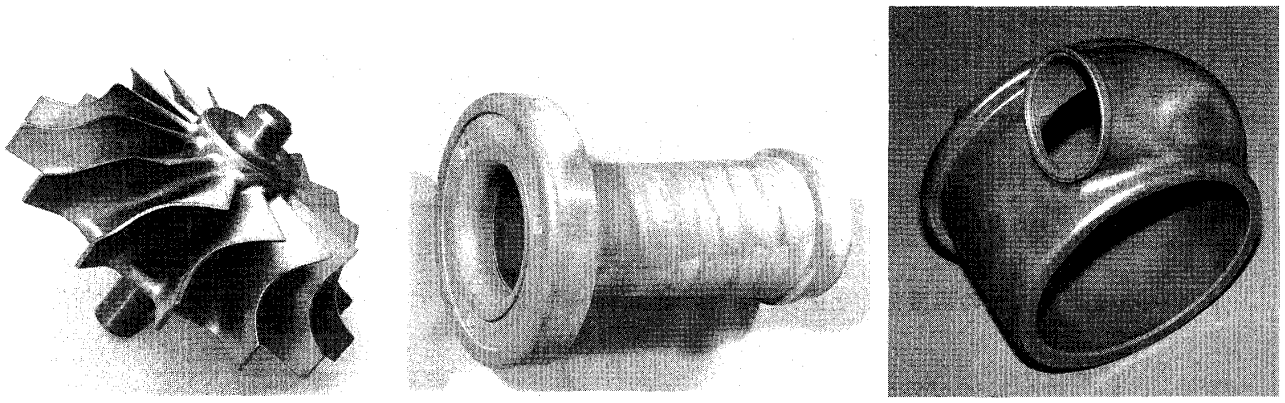


図―１６ 低温空力性能試験結果

5．セラミック部品の試作と試験評価

5.1 試作

各部品の成形法を表 に示す。ローターは３種類の材料で製作し，夫々製法が異なることもあり翼の後縁の形状や一部の翼厚分布は提案を受け変更している。ローター，インナーシュラウド，アウタースクロールを図―１７に示す。



ロータ　　インナーシュラウド　　アウタースクロール

図―１７ 試作したセラミック部品

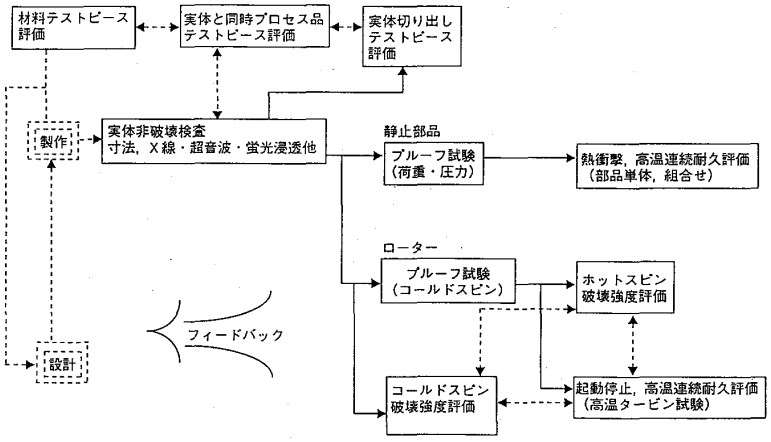
5.2 強度信頼性評価試験

ローターおよび静止部品の強度信頼性評価のフローチャートを図―１８に示す。各部品が図示の評価スラップの全てを実施する必要はなく，部品の使用目的や形態によって変えられる。実体と同時プロセス品のテストピース評価は製造プロセスの確認が目的であり実体部品を破壊しないで得られる傍証となるが，静止部品の場合は実体の不要部分を切り取って評価することも可能である。実体切り出しテストピース評価は，製造プロセスと材料のスペック設定と実体内部の強度のバラツキを評価するもので試作当初あるいは抜き取りで実施する。

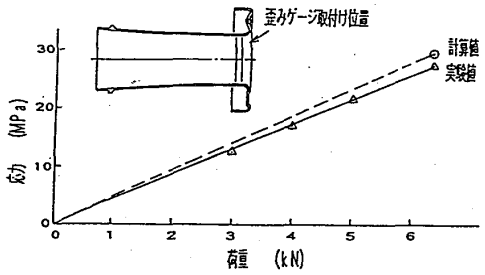
静止部品の中で特に大型殻構造部品については，焼成時の残留応力，局部的な材料強度不足等が懸念されるため，エンジン運転時の最大応力発生部や部品全体の健全性を評価する必要があり，荷重又は圧力を負荷するプルーフ試験を実施する。図―１９にインナーシュラウドの評価例を示す。

静止部品は冷態起動時の熱衝撃と高温保持条件での連続耐久性を評価する。ノズルは単体で高温ガスと常温の空気をステップ状に交互に流すサイクル耐久を実施している。又，静止構造部品全体を組み立てた条件で高温ガスを流し，熱衝撃と連続耐久性を評価する静止部組合せ試験装置での評価を進めている（図―２０）。

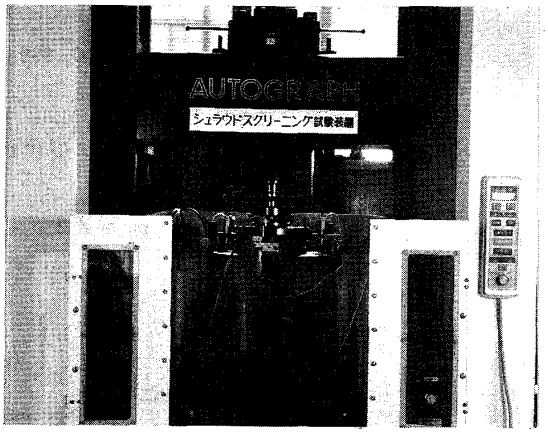
Download service for the GTSJ via 216.73.216.204, 2025/07/04.



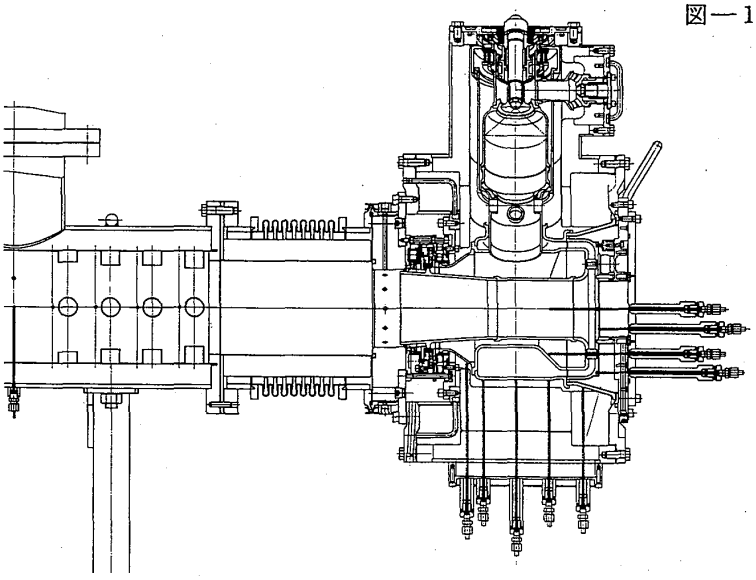
図—１８　セラミック部品強度信頼性評価のフローチャート



シュラウドの応力測定結果



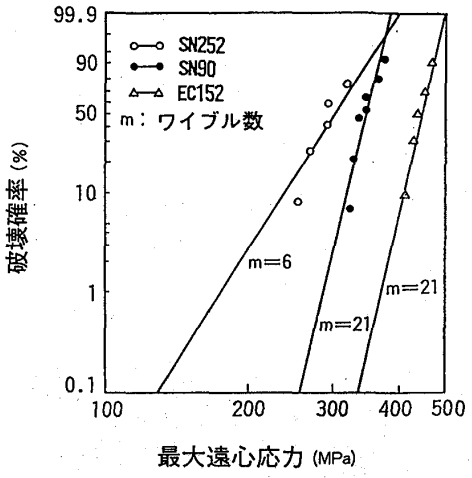
図—１９　プルーフ試験中のインナーシュラウドと評価結果



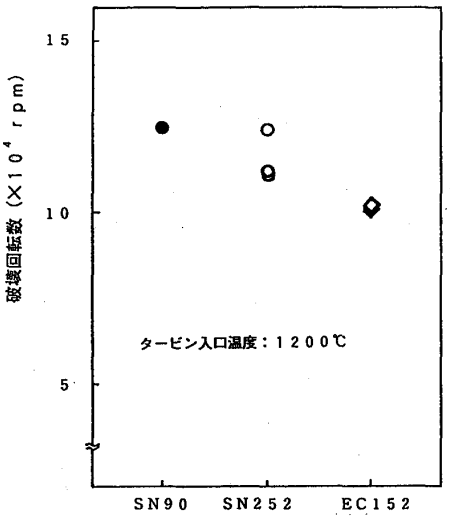
図—２０　静止部品組合せ試験装置と静止部品のサブアッセンブリー

ローターの実体の強度信頼性評価は，コールドスピンとホットスピンでの破壊試験により短時間の常温と高温での強度レベルとバラツキを求め，切り出し試験片との対応も検討し材料や製造プロセス，更には設計と解析手法にもフィードバックする。図—２１はコールドスピンとホットスピンの破壊試験結果を３材料について整理したものであり夫々の材料の特徴が表われているが，両データ間，又，実体切り出しテストピースデータとの相関等まだデータ数も少ないことから不明確な点があり今後の検討課題である。しかしながらタービン入口ガス温度１２００℃レベルで124,700rpmの周速８３０ｍ／ｓが得られている[4)]。ローターの起動停止および連続耐久試験による寿命評価は，ノズルと組合せた高温タービン試験装置（図—２２）により評価することとし，試験を開始している。

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

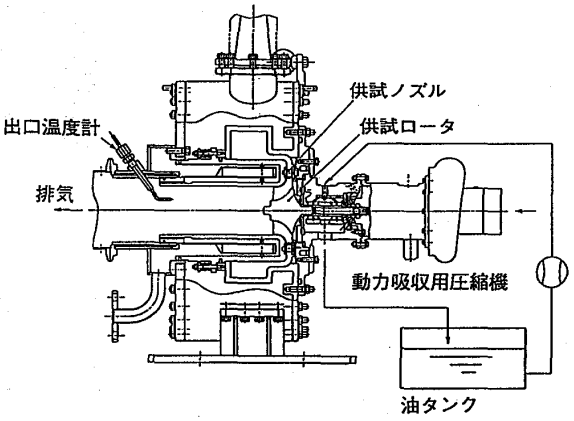


コールドスピンテスト結果のワイブルプロット



ホットスピンテスト結果

図―２１　コールド，ホットスピンテスト結果



図―２２　高温タービン試験装置

6．まとめ

（1）出力１００ｋＷの自動車用１軸式ＣＧＴ基本仕様に基づき，ラジアルタービンコンポーネントの空力設計，基本構造設計および各部品の詳細設計を実施した。設計に当たってはセラミック材特有の問題点（脆性，製作面の難度）を重視するとともに，強度信頼性設計ツールにより寿命予測評価した。

（2）空力性能については金属製モデルで試験評価し，中間目標効率レベルが得られた。

（3）タービンロータと静止構造部品を試作し，単体および組合せての強度信頼性の評価を実施している。ローターのホットスピン破壊試験の最高実績はタービン入口温度１２００℃でチップ周速８３０ｍ／ｓ（定格の１１３％）が得られた。

（4）今後は更に空力性能の向上とセラミック部品の試作・試験評価を重ね強度信頼性の向上を図る。

参考文献

1）T. Itoh, H. Kimura, Status of the Automotive Ceramic Gas Turbine Development Program, ASME Paper 92-GT-2, 1992-6.

2）自動車用セラミックガスタービン技術開発報告書，（財）石油産業活性化センター，ＰＥＣ-91C01，１９９２-３．

3）第４回ＣＧＴ合同成果発表会講演要旨集（自動車用セラミックガスタービン），（財）石油産業活性化センター，１９９２-９．

4）荻田浩司，木村英知，自動車用１００ｋＷＣＧＴにおけるタービンロータの強度評価，日本機械学会第７０期全国大会講演会，１９９２-１０．

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

C—9

ガスタービン動翼コーティングの劣化シミュレーション

○ 村上　格　（東芝）
藤山　一成　（東芝）
吉岡　洋明　（東芝）
岡部　永年　（東芝）

1．緒言

コンバインドサイクルガスタービンの高温部品は、1000℃を越える高温ガスにさらされており、非常に過酷な環境下で使用されるため、極めて短時間のうちに補修・交換が必要となる。特に初段動翼には運転中に遠心力が作用するため、高度の信頼性が要求され、その健全性を評価し、寿命を予測することが大きな課題となってきている。

ガスタービン動翼には、耐食コーティングが施されているが、動翼の損傷を評価する場合、基材の劣化・損傷もさることながら、このコーティング層の劣化挙動を把握することが重要である。

今回、Ni基超合金にPt-Al耐高温酸化コーティングを施した動翼材を対象として、Al拡散過程の理論解析に基づいて、コーティング劣化相の生成をモンテカルロシミュレーションにより模擬する解析法を開発した。本報告ではこの解析法の概要と、実機の劣化現象の再現に適用した結果について述べる。

2．シミュレート対象部品とその劣化現象

本研究では、Ni基超合金Inconel 738LCにPt-Al拡散コーティングを施した初段動翼を対象として解析を行った。図1は、解析対象の初段動翼の概観図であるが、25000時間運転に供した材料を調査した結果、図1のA-A'断面に図2に示すような劣化相が見られた。図2で

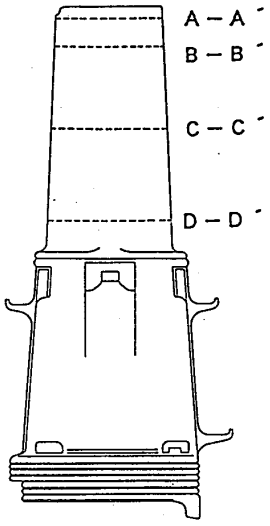


図1　ガスタービン初段動翼概観図

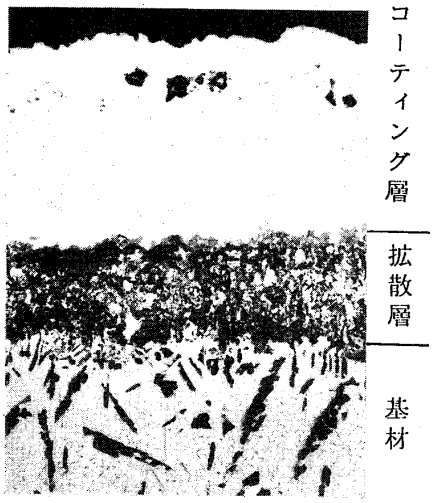


図2　A-A'断面の組織写真（25000h運転後）

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

はコーティング層と基材との間に拡散層が形成されており、基材中に板状の組織が観察されるが、この板状の析出物がブリーチングと呼ばれるAlリッチな劣化相である。ブリーチングは健全な基材と比較してもろく、強度も低いため、これが発生した領域は荷重分担の機能を失っており、ブリーチングの生成が動翼全体の劣化・損傷の進行に大きく影響する[2]。

図3には初段動翼の寿命消費形態のコンセプトを表すが、ブリーチングの生成によりコーティング層の寿命が消費され、ひいては動翼全体の劣化・損傷の進行を加速する過程を表している。[3], [4]

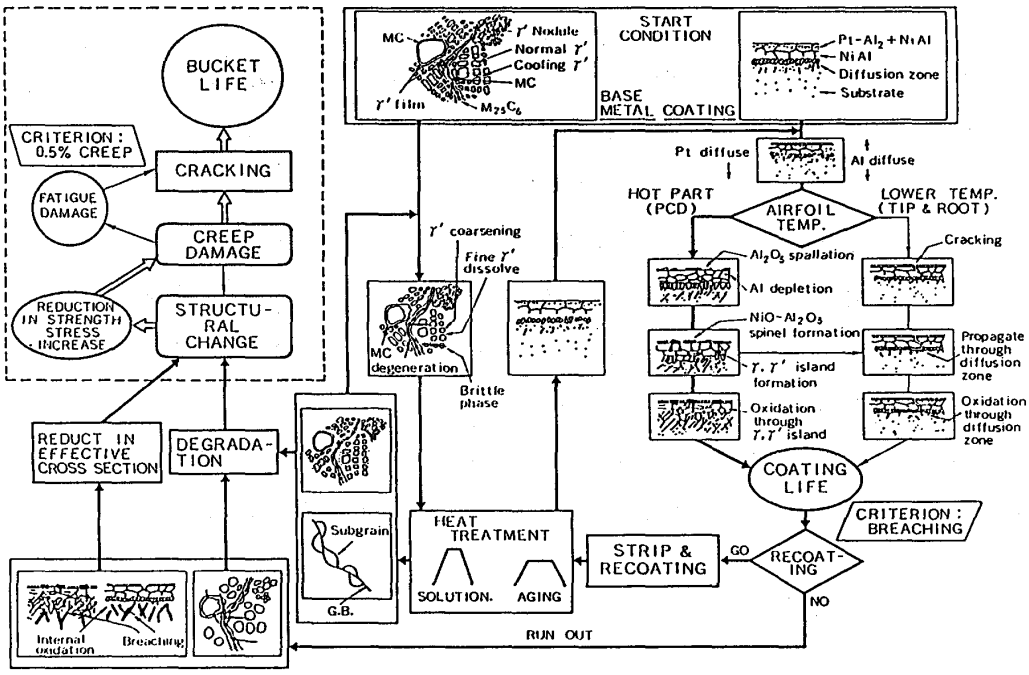


図3　初段動翼の寿命消費形態のコンセプト

動翼翼面の温度は、実機使用翼の劣化により推定できる。図4には実機使用翼背側の付着物の発色の分布を示しているが、このような調査結果から、動翼表面温度は、C-C'断面が最高温部で、続いてB-B'、A-A'、D－D' 断面の順に温度が高いとみられる。

実機のブリーチングはA-A'断面にのみ観察されており、複数の生成因子が複雑に干渉していると予想される。このため、本研究ではブリーチングの生成をモデル化し、シミュレーションを行うことによって、実機現象をを解明することとした。

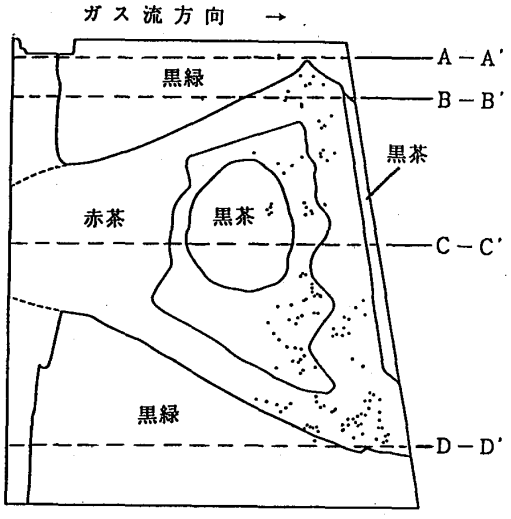


図4　初段動翼背側の付着色観察結果

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

3．ブリーチング生成のモデル化

ブリーチングはAlリッチな相であり、その主成分はAl_3Niと考えられている。従って、ブリーチングの生成は、合金中のNiとAlの相互拡散と金属間化合物の生成・分解に支配されている。

NiとAlは、コーティング層中では、NiAlの金属間化合物の形で、拡散層ではNi_3AlもしくはNiAlの形で存在している。運転時間とともにコーティング中のAlが母材側に拡散し、母材のNiが、コーティング層に拡散する。この拡散過程は、Al原子の拡散過程により律速されていると考えられ、その拡散速度は式(1)のFickの第2法則に従う。

$$\frac{\partial C_{Al}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left[\tilde{D}\frac{\partial C_{Al}}{\partial x}\right] \tag{1}$$

ただし、C_{Al} ：平均Al濃度、$\tilde{D}$ ：拡散係数、

t ：運転時間、 x ：表面からの距離

式(1)の拡散方程式を数値解析することにより、時刻tにおける表面からの距離xにおけるAlの平均濃度を求めることができる。数値解析にあたっては、x=210μmまでをモデル化し、初期の平均Al濃度分布を図5のように仮定した。また、境界条件は式(2)を採用した。

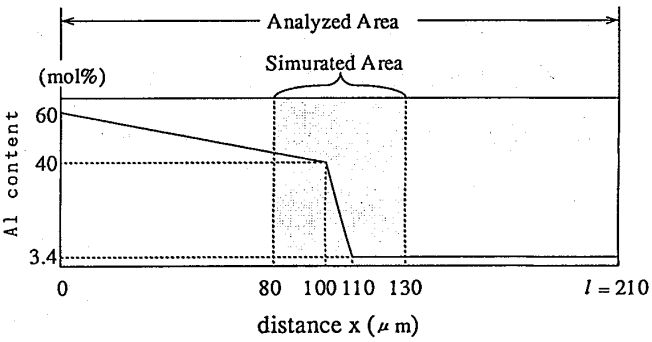


図5　初期Al濃度分布

$$\left.\frac{\partial C_{Al}}{\partial x}\right|_{x=0} = 0 \quad , \quad C_{Al}\Big|_{x=l} = 0.034 \tag{2}$$

式(1)中の拡散係数Dは、材質と使用温度の関数として与えられるが、Ni中にAlが拡散する場合の文献データから、

$$\tilde{D} = 1.0\times10^{4}\ \exp(-2.6\times10^{5}/RT)\ \ (m^2/s) \tag{3}$$

ただし、R ：ガス定数(J/mol/K)、T ：温度(K)

を採用した。

金属間化合物のエネルギバランスを考えると、ブリーチングの主成分であるAl_3Niが生成するためには、Alのmol濃度がNiのmol濃度を大きく上回る必要がある。実際の現象では、Alの拡散に伴い局所的にエネルギの高い領域が生じ、Al_3Niが生成されると考えられる。この挙動をシミュレートするため、図6に示すようなクラスタモデルを作

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

成した。ここでは1辺が5×10^{-7}mの矩形領域を1個のクラスタとして、X軸方向に88クラスタ、Y軸方向に40クラスタの大きさの領域をモデル化している。白ぬき丸で表されているAlクラスタの存在確率が平均Al濃度と等しくなるよう、乱数を発生させてランダムに配置している。また、拡散層と母材の境界も乱数を用いて決定している。

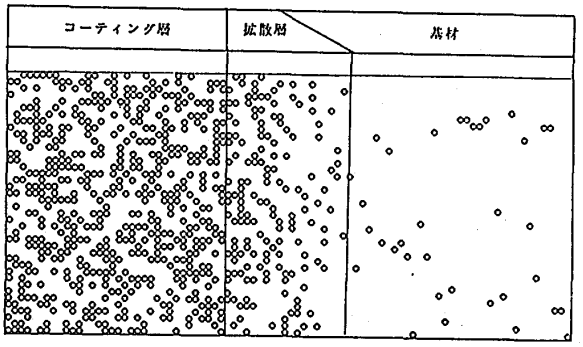


図6　クラスタモデル

AlとNiの相互拡散により、Alクラスタは、X軸に平行な方向またはX軸と45°方向の隣接エリアのNiクラスタと相互に置換する。この置換は、式(1)により得られた、Alの拡散量の積算値が一定値を越えた場合に行われるものとし、置換されるAlクラスタおよびNiクラスタは乱数により決定する。

ブリーチングの生成は、Alクラスタが拡散により局部的に集中した場合に、ある確率をもって、ブリーチングのクラスタに遷移するものとして、シミュレートした。この遷移確率には温度依存性を考慮している。また、いったん形成されたブリーチングは、相変化も拡散もしないものと仮定した。

4．シミュレーション結果

図7は、A-A'断面の最高温部におけるブリーチングの生成をシミュレートした結果である。動翼材の温度は翼表面から直線的に低下するものとし、表面温度 850℃、温度勾配 -9×10^{5}℃/mと仮定した。図7の横軸には時間を、縦軸には（ブリーチング密度）＝（生成したブリーチングの面積）／（シミュレートモデル中の基材の面積）をとって、ブリーチング発生の指標とした。シミュレーションを複数回繰り返した結果は良好な再現性を示し、ブリーチングの生成量は時間にほぼ比例することがわかった。Alの拡散にともない、Al濃度が平均化してAl拡散速度が低下するが、ブリーチングの生成によりAlの拡散の自由度が低下しAlの凝集効果が現れるため、この両者の効果がほぼ拮抗し時間に対する直線性を示すと考えられる。

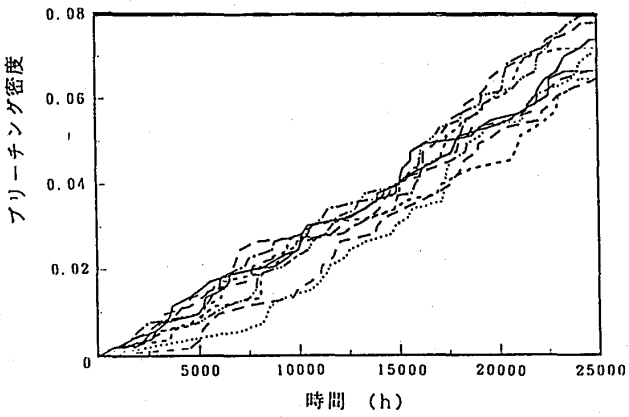


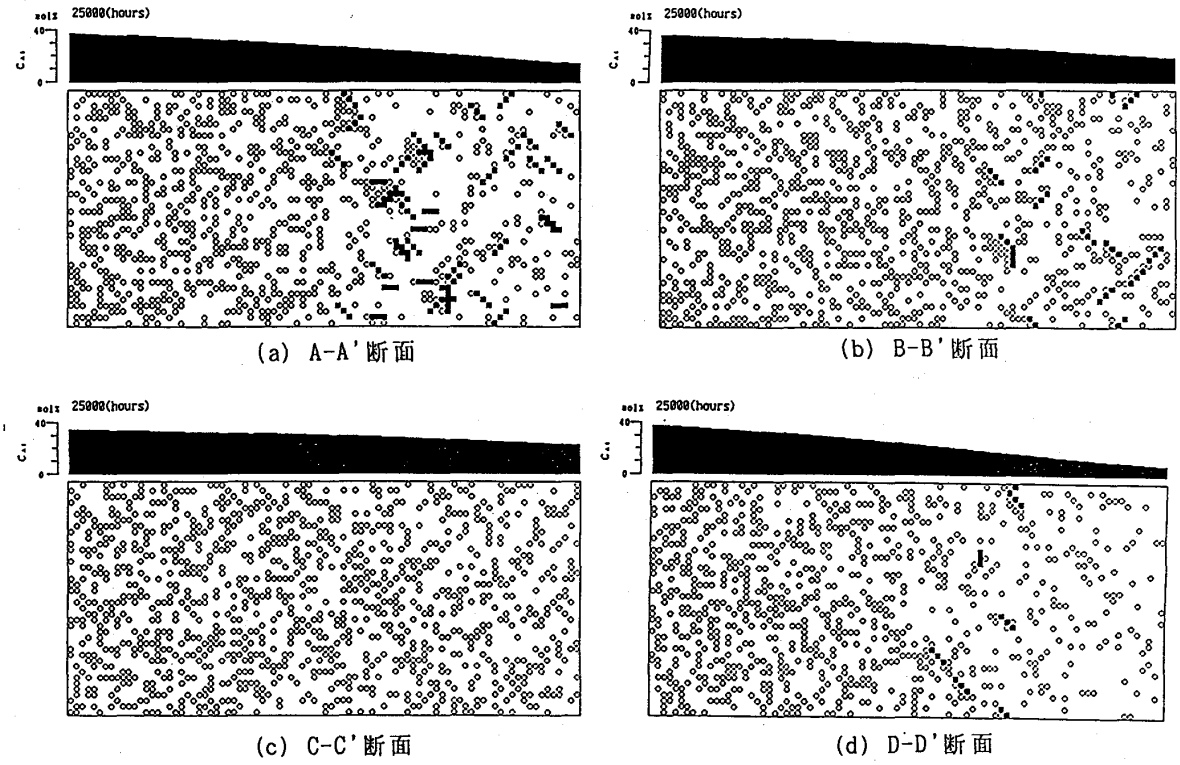
図7　シミュレーション結果
(表面温度850℃，温度勾配-9×10^{5}℃/m)

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

図８はA-A'～D－D'の各断面の最高温部における25000時間経過後のブリーチングの生成をシミュレートした結果の一例である。動翼材の温度分布は、表１のような表面温度および温度勾配の推定値を用いて決定した。

表１　初段動翼各断面の最高温部の推定温度

断面	A-A'	B-B'	C-C'	D-D'
表面温度(℃)	850	870	900	830
温度勾配(10⁵℃/m)	-9	-9	-9	-9



(a) A-A'断面　(b) B-B'断面

(c) C-C'断面　(d) D-D'断面

図８　シミュレーション画面例(t=25000h)

図中、白ぬき丸はAlクラスタを示し、黒四角はブリーチングクラスタを示す。また、図８にはシミュレーション画面とあわせて、平均Al濃度分布も示している。最も温度の高いC-C'断面(c)では、急速にAlが拡散し、25000時間後には基材の深部にまで拡散が進行していることがわかる。

ブリーチングは、実機で観察されたA-A'断面(a)に最も顕著に見られ、その分布は図２の実機分布をほぼ再現している。また、B-B'断面(b)、D-D'(d)断面にもブリーチングが見られるが、生成量は少なく、C-C'断面にはブリーチングが見られないことからも、シミュレーション結果はほぼ実機の現象を再現しているといえる。

実際の動翼には、前述の推定温度よりも、はるかに複雑な温度分布が存在していると考えられる。例えば、動翼の内面は空気により冷却されているため、実際には肉厚の厚いD-D'断面では、A-A'断面と比較し、より緩やかな温度勾配をもっていると予想される。また、コーティング層／基材間の熱伝導も未知の部分が多い。このため、ブ

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

リーチング生成の温度勾配依存性を解明することも重要な課題である。

図９は、温度勾配-9×10⁵℃/mの場合と、温度勾配がない場合につき、表面温度を変化させて25000時間経過後のブリーチング発生のシミュレートを行った結果である。

これによれば、温度勾配が0の場合、ブリーチング密度は750℃程度でピーク値をとるが、温度勾配が-9×10⁵℃/mの場合には850℃近傍にピーク値が見られる。このことは、ブリーチングの生成は、外表面からの距離約110μmの領域、すなわちブリーチングの発生する基材表層部の温度に、ほぼ依存することを示している。

また、図９で明らかなように、温度勾配-9×10⁵℃/mのシミュレーション結果は、温度勾配を0とした場合の約1.7倍のピーク値を示している。これは、各温度勾配条件でのブリーチング密度のピーク値の違いは、Al拡散速度の違いに依存しており、温度勾配が急であるほど、高いピーク値が得られるためとと考えられる。

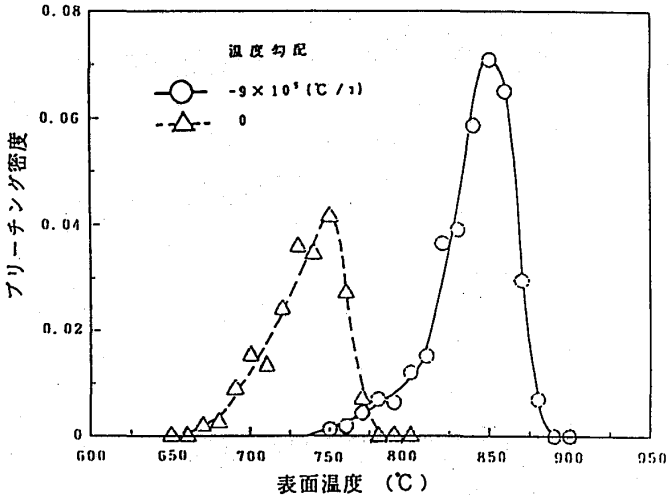


図９　ブリーチング生成の温度依存性

5．まとめと今後の課題

ガスタービン初段動翼Pt-Alコーティングの劣化につき、Al拡散過程の理論解析に基づいて、劣化相の生成をモンテカルロシミュレーションにより模擬する解析法を開発した。実機相当条件でシミュレートを行った結果、実機の劣化相分布をほぼ再現することができた。また、このモデルを用いて劣化相生成に対する表面温度および温度勾配の影響を明らかにした。

本モデルでは、実機温度分布、拡散係数の決定、劣化相生成ルール等に多くの仮定を設けており、今後さらにデータを蓄積して、より実機条件に近い物理モデルを構築していく予定である。

参考文献

[1] P.W.Schilke,et.al.,GE Turbine Reference Library,GER-3569A(1989)

[2] A.D.Foster,GE Turbine Reference Library,GER-3632(1990)

[3] Y.Yoshioka,et.al.,Proc.6th Int. Conf. of Materials,vol.2,pp.67(1991)

[4] 吉岡他,29回高温強度シンポジウム,pp.1(1991)

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

C—10

タービン段下流の非定常流れと乱れについて

山本孝正、臼井弘、三村富嗣雄（航空宇宙技術研究所）
西川博志、水木新平（法政大学）
小幡正一　（石川島播磨重工）

1．はじめに

ガスタービンエンジンの高性能化を達成するためには、タービン等ターボ機械内の流れのメカニズムを理解することが必須である。しかし、ターボ機械内の流れは回転翼列と静止翼列どうしの干渉等により元来、三次元かつ非定常な極めて複雑な流れを呈しており、そのメカニズムには未知のことが多い。著者らはこの複雑な流れを捉らえるべくすでに、直線翼列模型を用いた定常三次元流の詳細な研究[1)-5)]、翼スパン方向にひねりのない翼模型を埋め込んで製作した低速円環タービンによる定常、非定常三次元流の研究[6)-9)]を種々の観点から行ってきた。

本報告では、これらの流れが実用機ではどうなっているかを調べるために新たに製作した実タービン試験装置を用いて、タービン段下流の非定常流れとその乱れについて検討した結果について述べる。

2．試験装置と計測方法

2．1　実タービン試験装置

概略の構成及び寸法を図1に示す。作動空気はフィルター、送風機、ヒータ、セントリングチャンバー、縮流洞を経て、タービンに入る。タービンとして舶用の中型タ

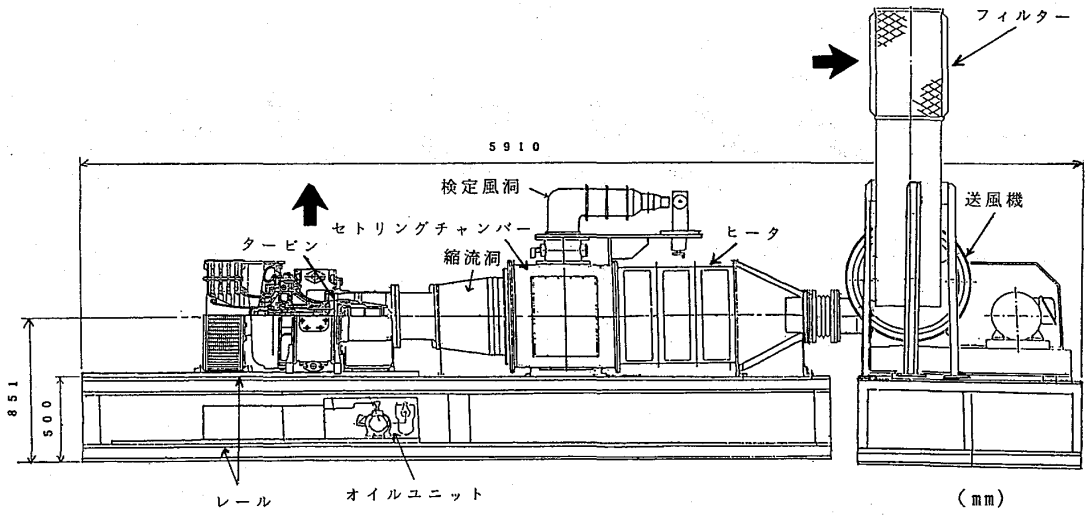


図1　実タービン試験装置

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

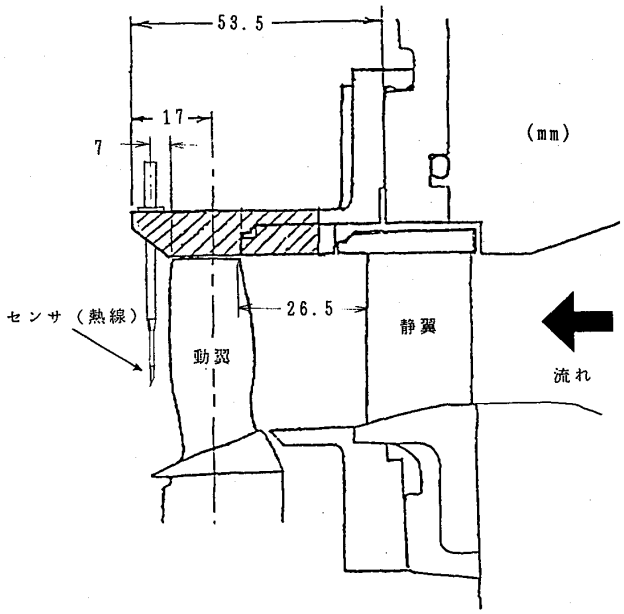


図２　タービン翼列部

表１　翼列部の主要仕様

	静　翼	動　翼
翼枚数	24	45
軸方向翼弦長(平均径)	22.5 mm	17.8 mm
翼スパン	入口 32.4 mm	入口 36.9 mm
	出口 36.0 mm	出口 41.9 mm
翼ピッチ (平均径)	22.6 mm	11.3 mm
アスペクト比(出口)	1.60	2.35
翼出口角	73°	66°
外径	241 mm	241 mm

ーボチャージャーの軸流タービンを用いた。タービンの出力はそのままターボチャージャー付随の半径流コンプレッサーに吸収される。定格の回転数は37200rpmであるが、本報の試験は定格回転数に比べ極く低い回転数（4017,8022rpm）で行った。又、タービンの作動空気と同一の条件で熱線等のプローブの検定が行えるよう、セントリングチャンバー上部には検定風洞を設けてある。図２にタービン翼列部の概観、表１にその主要仕様を示す。静翼及び動翼の転向角は次の図３からも推察されるように大きく、翼もかなりの高負荷翼となっている。

２．２　計測方法

図３は計測の方法を説明するための図である。動翼下流に設置したプローブ（単一傾斜型熱線流速計）からの高周波数の信号は、動翼の回転軸に取付けたエンコーダの

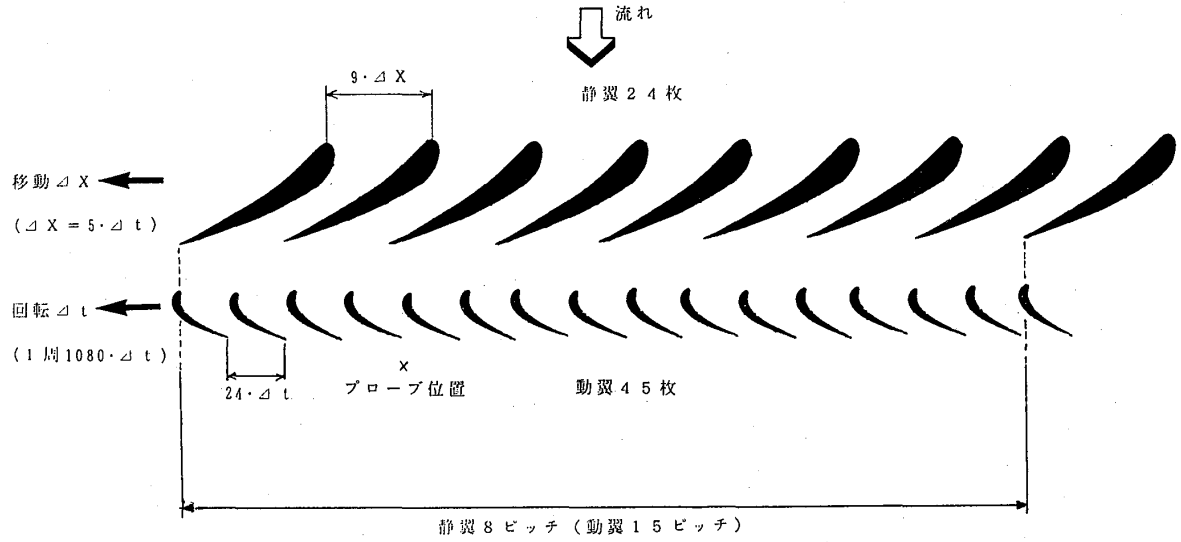


図３　静翼列および動翼列とプローブの位置関係

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

分周パルス出力に同期させて、超高速A／D変換器に取込んだ。この場合、静翼とプローブとの位置は固定されたままであるから、静翼の位置の変化による影響すなわち静翼と動翼との干渉による流れへの影響を捉らえるためには、さらに静翼を周方向に移動させて、同じ計測をくりかえす必要がある（詳細は文献［７］参照）。

図４は計測システムの構成を示す。本システムでの特徴は、熱線の経時変化を少なくするため、計測時間の可能な限りの短縮を主目標とし、全ての生の波形データを一度バッファに貯える構成とした。解析は試験後オフラインで行った。データ総数は１ケースあたり1500万個（３０ＭＢ）、計測時間はタービン回転数8022rpmの場合、１６分程度であった。

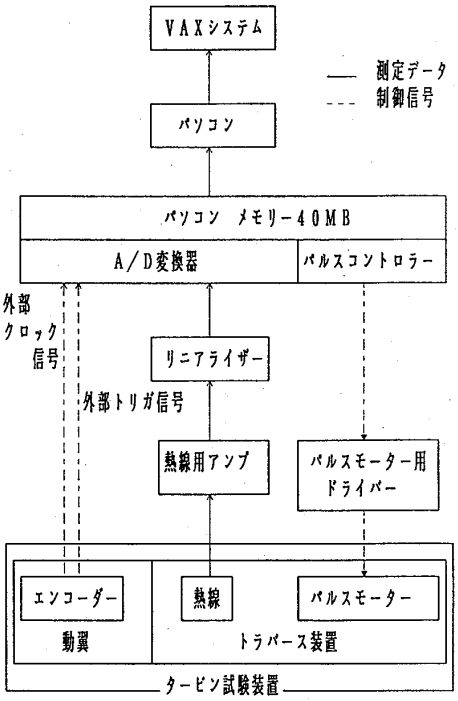


図４　計測システム

３．試験結果と考察

３．１　動翼下流の流れ

図５は回転数4017rpmの場合の動翼下流の２次流れ（計測断面内の平均流れ方向に直交する面への局所流れの投影ベクトル）及び等流速線図を示す。横軸は時間ｔで動翼の周方向距離も意味する。９個の各図は、動翼上流の静翼を静翼の１／９ピッチずつ周方向に移動（Ｘ＝１～９で示す）させた時の状況である。静翼のこの移動によって流れが影響を受けていることがわかる。また、いずれの図にも動翼の後縁に当たる線に沿って、外向き（ＴＩＰ向き）の強い２次流れが集っていることが示されている。図６は２次流れベクトルに沿う線をトレースしたもので、動翼のウェーク位置が浮び

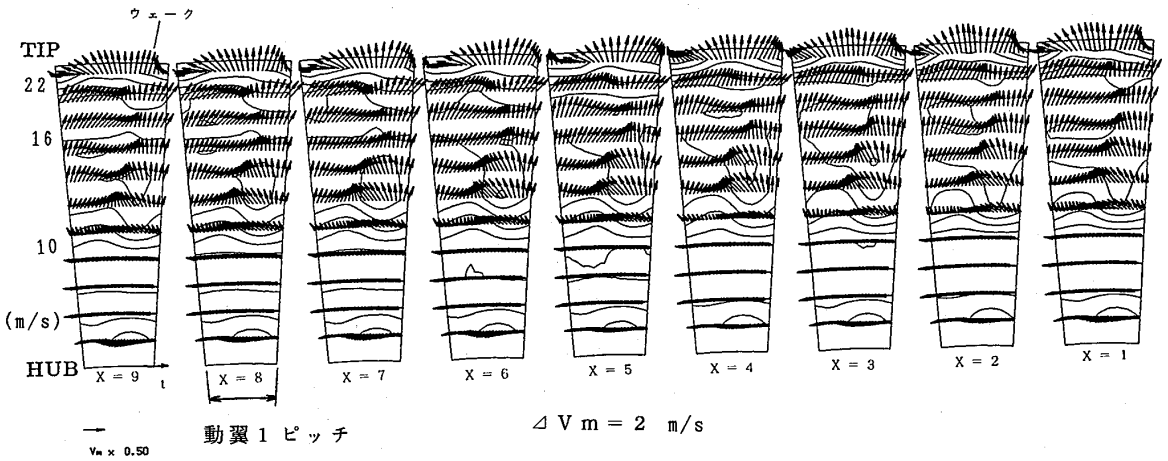


図５　動翼下流の２次流れと流速分布（4017rpm、絶対座標系）

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

上がっている。回転数を8022rpmに上げると、2次流れの模様及び流速分布は4017rpm時とは異なる。

以上は、絶対（静止）座標系で流れを見たものであるが、動翼の動きと共に移動する座標すなわち相対（回転）座標系で流れをみると、図7のようになって2次流れはかなり弱まった形となる。又、動翼の後縁に沿う低流速の領域が等流速線図の歪みとして現れている。この場合も上流の静翼列の位置の違いが各図に現れている。

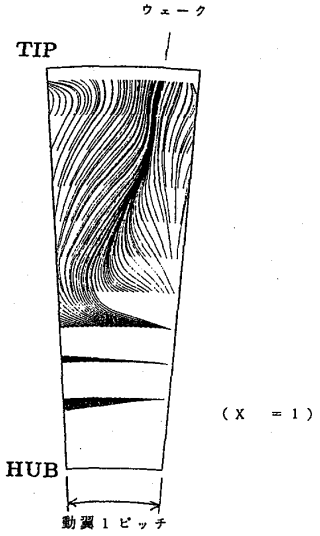


図6　2次流れのトレース

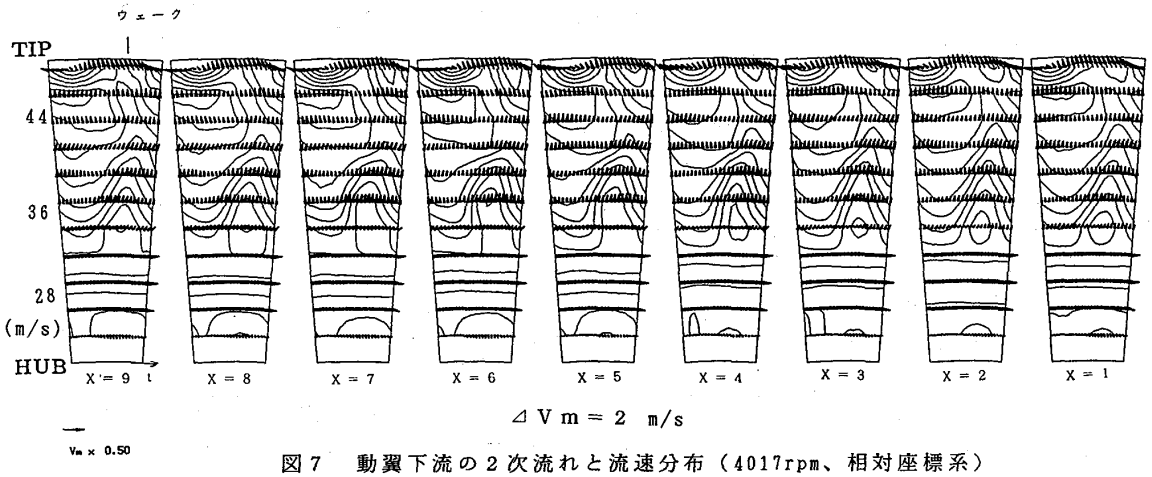


図7　動翼下流の2次流れと流速分布（4017rpm、相対座標系）

3．2　非定常流れの解析

さて、図5の各図から横軸tが同一である（同一時刻での）データを拾い集めて、横軸に静翼の移動量Xをとって示すと、図8のごとき時間変化する流れが得られる（解析方法の詳細は文献［7］参照）。又、図9はそれらの分布を平均（時間平均）したもので、同様に時間平均した2次流れベクトルと共に示したものである。図8の各図には、スパン中央付近の丸い小領域（回りに比べわずかに高速で動翼の主流部の1部）がみられるが、この小領域の移動からもわかるように、動翼が時間と共に図中を右から左へと（動翼の回転方向に一致して）移動していることがわかる。動翼の影響をより明瞭に示すために、図8の各図より 図9 を差引いて、いわゆる時間平均流れからの各時刻での流れのずれ分（変動成分）を抽出してみる。図10にその結果を示す。$C\tilde{V}m$ は流速の変動成分を平均流速で無次元化したものである。特に図10では、動翼のウェーク領域をより明瞭に示すため、変動成分の負の値（時間平均流速値よりも流速の低い領域）のみを示してある。静翼1ピッチ間を常に2個の動翼のウェ

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

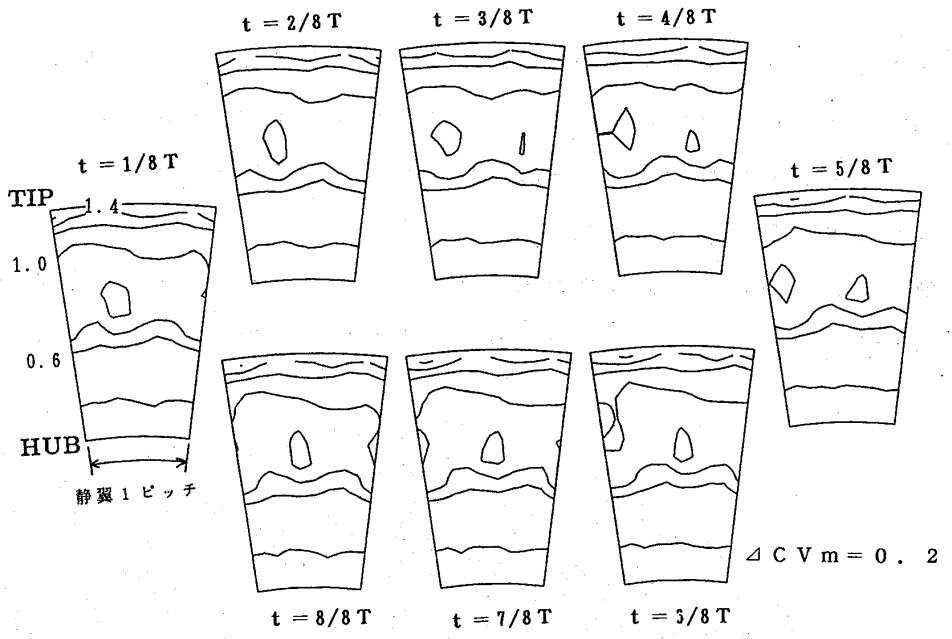


図８　動翼周期Ｔ内の非定常流速分布（4017rpm、絶対座標系）

ークが通過しているのがわかる。このようにして、高速で回転する動翼の下流でウェーク等の非定常変化が明確に捉らえられた。

図１１には、図３に示したような同一流れが繰り返す最小ピッチ区間、すなわち静翼８ピッチ（動翼１５ピッチ）間の流れを一度に示したもので、ある瞬間での動翼ウェークを示している。動翼の１５個のウェークが、静翼との干渉のため各周方向位置で形を変えて

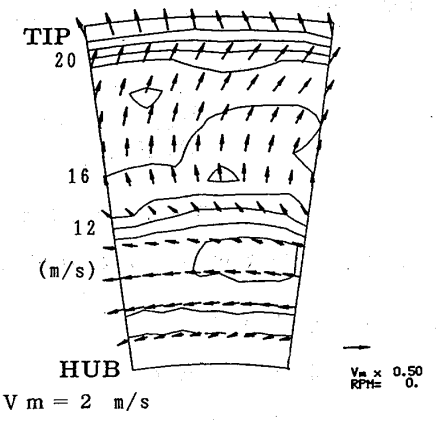


図９　時間平均した流速および２次流れ（4017rpm、絶対座標系）

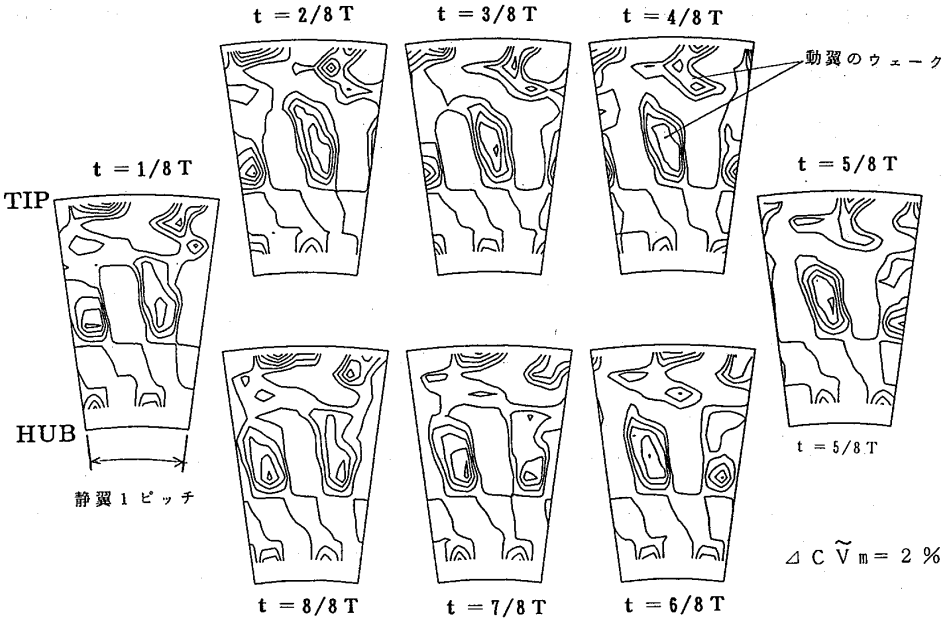


図１０　動翼のウエークの時間的変化（4017rpm、絶対座標系）

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

いることが理解される。なお、回転数を上げた8022rpmでは、動翼のウェークは4017rpm時のようにスパン方向に切れ切れではなく、ＨＵＢ近傍2/5スパンあたりからＴＩＰにまで、直線的につながった形状になる。又、ＨＵＢ側にはコーナ渦で生じたと思われる丸い低速域がいずれの回転数でもみられ、それらも時々刻々とＨＵＢ壁上を移動する。このように高速で回転する実タービンにおいても、両翼列の干渉は各翼列の流れのメカニズム、ひいては性能に少なからず影響をもつことが予測される。

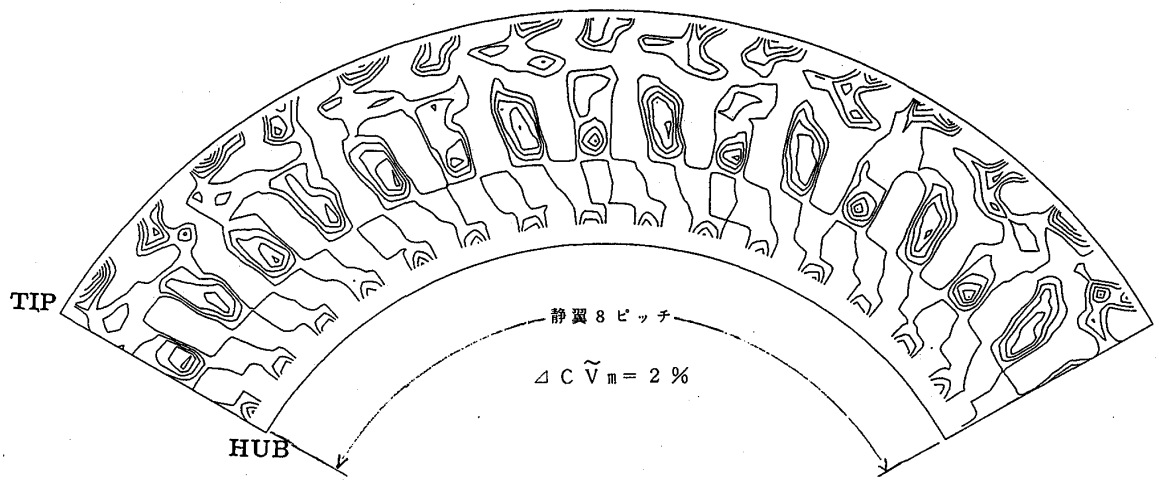


図１１　ある瞬間の動翼のウエークの形（4017rpm、絶対座標系）

３．３　動翼出口での乱れ成分について

流れの乱れ成分については、６個の乱流応力成分（u^2, v^2, w^2, uv, vw, wu）及び乱流強度Ｔｕ（$=(u^2+v^2+w^2)/3)^{1/2}$）を解析した。各応力成分の求め方は単一傾斜型熱線流速計を用いた九郎丸らの方法[10]、すなわち熱線の出力電圧の偏差分を用いて解析する方法を採用した。図１２及び図１３に8022rpmにおける乱流成分値、乱流強度のパターンをウェーク分布（$C\tilde{V}m$)と共に示す。各値は平均流速の２乗又は１乗で無次元化した。なお、図中のMINおよびMAXはパターン表示のカラーバーの値を示す。乱流応力成分（％）はw^2, u^2, v^2の順で小さくなり、uv, vw, wvはそれらに比べさらに小さい。これは回転数が低い4017rpmの場合も同様であった。しかし、回転数の減少と共に乱流応力成分は大きくなり、特に後者は急増大した。

図１３に8022rpmの場合の乱流強度Ｔｕを示した。本試験の結果ではＴｕは、ＴＩＰ側で平均流速の約３０％に達するほど大きく、ＨＵＢ側で小さかった。又、回転数が低くなるとＴＩＰ壁近傍でみられる乱流強度の最大値（％）も増大した。この乱れの動きの模様及びその動きの方向は当然の事ながら、動翼の回転方向と一致した動きをする。しかし、その変化の様子は非常に複雑であった。

４．おわりに

本報告での結果をまとめると、

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

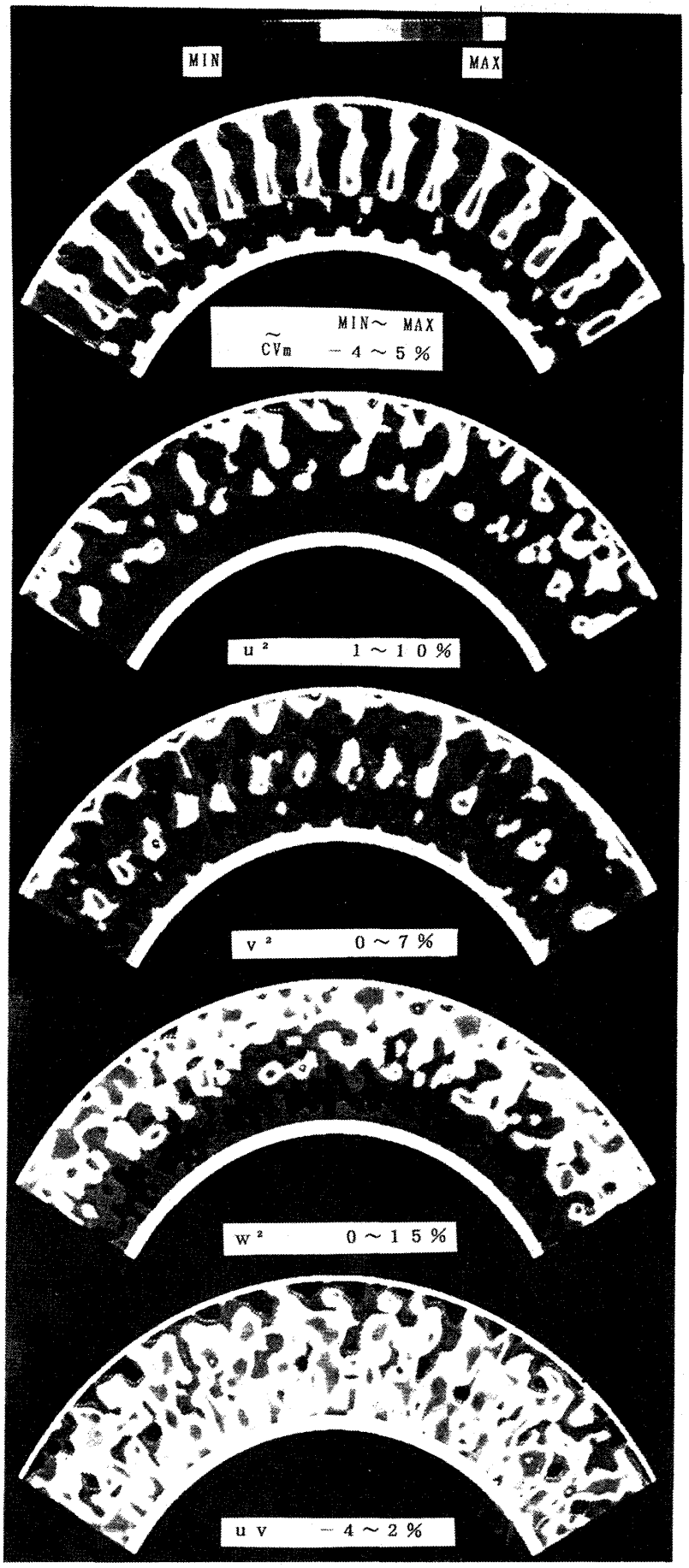


図１２　8022rpmでのタービン出口での流速の変動成分、乱流応力成分

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

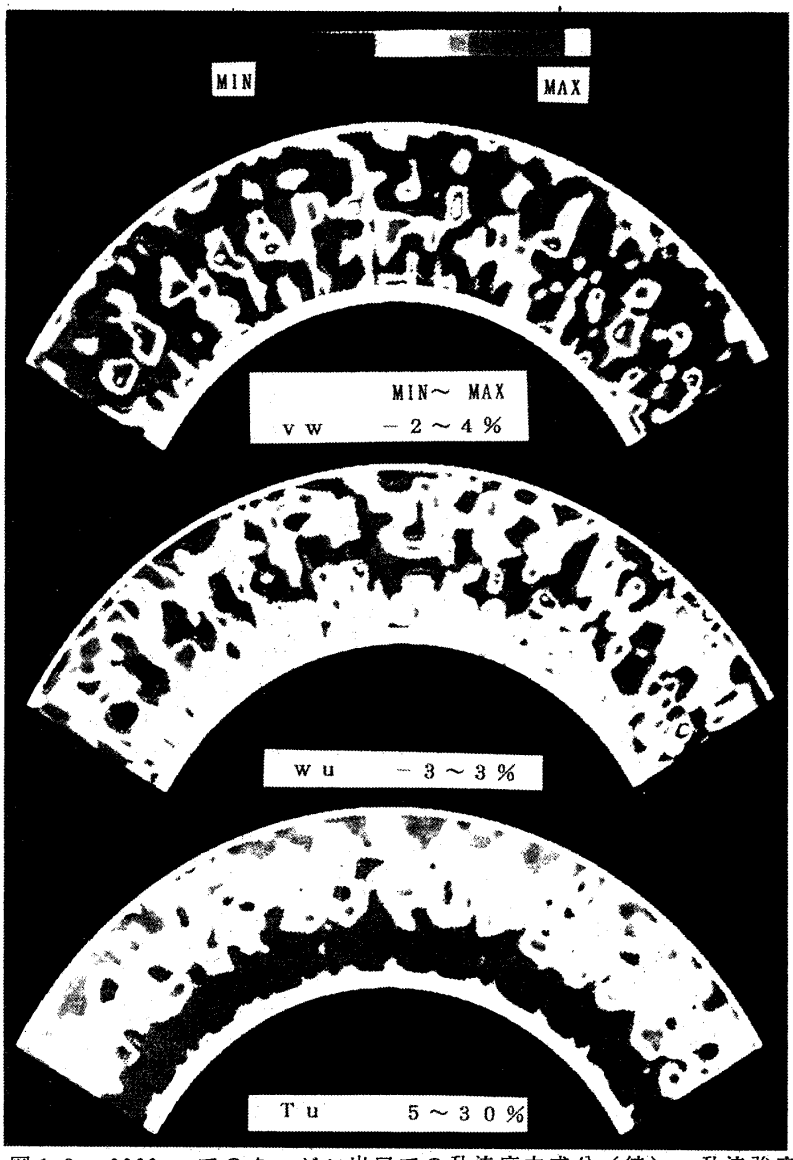


図１３　8022rpmでのタービン出口での乱流応力成分（続）、乱流強度

（１）実機タービンにおける動静翼の干渉等による非定常流れのメカニズムを調べるため、新たにタービン試験装置を製作し、高速回転動翼下流での非定常流れとその乱れ成分をごく短時間でとらえることに成功した。

（２）その初期の解析結果として、高速回転する実機タービン段下流での詳細な流れ、すなわち動翼ウェーク形状、その時間的空間的変化の様子、両翼列の干渉による影響等を明らかにでき、さらに乱れの分布と時間的変動を明らかにできる見通しを得た。

なお、本研究は通産省工業技術院の大型プロジェクト『超音速輸送機用推進システムの研究開発』の下で行っている『超高負荷タービンの研究』の一環として行ったものである。

文献

1) ASME J. of Turbomachinery, Vol.109, No.2, 1987, pp.186-200.　2) 同 , Vol.110, No.3, 1988, pp.329-338.　3) 同 , Vol.110, No.4, 1988, pp.486-496.　4) 同 , Vol.111, No.3, 1989, pp.264-275.　5) 同 , Vol.113, No.3, 1991, pp.375-385.　6) ASME 85-GT-217, 1985.　7) 可視化情報学会写真集, No.7, 1990, pp.30-35.　8) ガスタービン学会誌, Vol.19, No.74, 1991, pp.13-20.　9) 同 , 1991 IGTC Proc., Vol.2, 1991, pp.19-28.　10) 機械学会論文集(B), Vol.48, No.427, 1982, pp.408-417.

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

C—11

超高バイパス比ファンモデルの空力試験

*菅原　昇（航技研）　山本一臣（航技研）
野崎　理（航技研）　松田幸雄（航技研）
武田克巳（航技研）　斎藤喜夫（航技研）
遠藤征紀（航技研）　石田良一（ＩＨＩ）

１．まえがき

２１世紀の高亜音速航空機用エンジンの主力と目される超高バイパス比エンジンのファンは従来のターボ・ファンエンジンのファンと比較すると低圧力比および大流量であり，かつ可変ピッチ機構などが必要なため，実用化のためには，空力および構造の両面での技術的課題が多く残されている。このようなファンを開発するためには，従来のファン設計技術では限界があり，新たな設計方法および技術の開発が必要である。今回，革新航空技術の研究開発の一環として，スーパーコンピュータによる三次元流れの数値シュミレーションコードを開発し，その設計コードを用いてファンモデルを設計・製作した。本報告では，動翼および静翼の取付け角度を変えて行なった空力性能試験結果について述べる。

２．試験目的および試験条件

実験は当初設計された条件でのファンの空力特性を調べ，その検証を図ることであった。しかし表１に示したように，ファンは低圧力比，大流量で設計されており，低圧力比，大流量側で作動することは予想されたが，費用および期間の制約のため，動翼および静翼を除くファンの試験装置の内ケーシング，動・静翼ディスク，スピナー，軸，軸受等の主要な装置の製作，加工した以外は，スクロール，吐出弁，空気管，駆動装置等のその他の設備の大部分は別の実験目的で設置した既存の設備を活用した。したがって当試験のため何か特別な例えばエゼクター等の設備を有しているわけではないので当初から低圧力比，大流量側での実験の困難性が懸念されていた。残念ながら予想された懸念は的中し，吐出弁開度全開でも作動線が絞り側をとおるため，設計どおり取付けた状態の角度では，翼振動応力が大きく高速回転で許容限界値に近づくことがわかったので翼の安全を考えて高速での実験を断念した。したがって計算値と実験値とを直接検証するという当初の目的は失ったが，しかし今後の三次元数値シュミレーションによる設計手法の確立ため，実験データの蓄積は重要なので動翼の取付け角度を変えて行なうことと

表１　ファンモデルの主要設計要目

形式	軸流１段
流路形状	外径一定，動翼部は内径一定
修正回転速度	12732 rpm
修正空気流量	22.5 kg／s
圧力比	1.24
入口外径	450 mm
ボス比	0.5
翼枚数	動翼 16，静翼 40
翼の材質	動静翼ともCFRP

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

した。また今回三次元数値シュミレーションで設計されたのは動翼のみなので将来動翼と静翼とを一体で計算した場合の参考データを得るため，静翼の取付け角度を変えた実験を行ない，静翼の取付け角度の影響を調べた。

ファンの動翼は，設計どおりに取付けた状態の位置を食違い角（$\triangle\xi_R$）＝0°とし，基準の$\triangle\xi_R$＝0°から食違い角が大きくなる方を正（＋$\triangle\xi_R$）とし，食違い角が小さくなる方を負（－$\triangle\xi_R$）と定めた。静翼は前述したように三次元数値シュミレーションによる設計の参考にするため，最初に流線法で動翼と静翼とを設計したが，動翼は数値シュミレーションで設計された翼に置き換えたが，静翼はそのままなので静翼の取付け角度は流線法の設計で定めた角度（$\triangle\xi_s$=0°）に設定してある。静翼の場合も＋$\triangle\xi_s$，－$\triangle\xi_s$は動翼と同じ基準で定義した。　今回の実験では表２に示すような実験条件で試験を行なった。

表．２　試験条件

$\triangle\xi_R$	$\triangle\xi_S$	N/N*
0°	0°	0～80%
10°	0°	0～100%
10°	0°～10°	80%

３．ファンモデルおよび設計手法

ファンモデルはエンジン全体性能の検討結果に基づきバイパス比約２０を想定し，設計した（表１）。動翼および静翼は可変構造とし（動翼は半固定ピッチ，静翼は可変ピッチ），翼枚数は動翼が１６枚，静翼が４０枚である。また材料強度の面で問題があつたが，次世代の超高バイパス比ファンエンジンに使用されると予想される複合材のファンを考慮し，動翼および静翼の材質はいずれもＣＦＲＰとした。

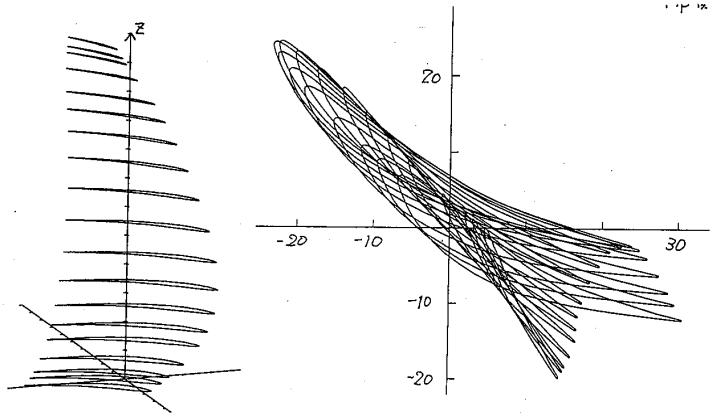


図１．チップ側からみた翼の二次元断面の変化

設計手法は野崎[(1),(2)]，山本[(3)]らの文献に記載されているが，簡単に述べると，まず最初に従来の翼列データを用いて，流線法で動翼および静翼を設計し，その動翼附近の翼列の流れを参考に，始めに予想される転向角，相対マッハ数をもとに適当な翼型を作り，三次元ナビェ・ストークス方程式による翼列流れ解析コード[(1),(4)]で解析しマッハ数分布，圧力分布，速度ベクトル，翼面やハブ面のオイルフローパターン，また翼の周りの流線を表示することにより剥離の様子を調べ，動翼の形状を修正する。この作業を繰り返して最適な翼形状を決定したものである。

試作されたファンモデルは（１）衝撃波の発生を防ぐため，前進角と後退角が付いている。（２）翼の根元をできるだけ厚くし，構造強度を高めている。（３）翼の前縁の丸みを増やし，作動範囲をひろげているなどの特長がある（図１）。

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

4．試験装置および計測方法

ファン試験機は，図2に示すように，ファン動翼前方にストラットがなく，前述の三次元数値シュミレーションで設計した動翼と流線法で設計した静翼（二重円弧翼型）とで構成されている。試験機の駆動は１６００ＫＷ動力計を用いた。

試験機の全体性能計測としては，ファン動翼はるか前方の流路内および静翼の翼弦長約3倍後方の流路内にそれぞれの半径方向の測定位置をずらした5点くしがたピトー管およびクロメル・アルメル熱電対温度計各2本を円周方向2箇所に振り分けて取付け，入口の全圧，静圧，全温および出口の全圧，全温を測定し，それぞれ各計測点の平均値を算出して入口流量，圧力比，断熱効率を求めた。また動翼前後の内部流れ計測のため，ファン動翼センターから67mm前方および83mm後方位置で5孔ピトー管によるスパン方向のトラバースを行なった。

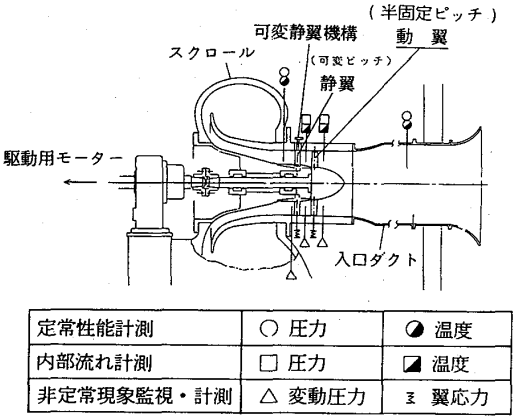


図2．試験装置および試験機内の計測点の配置

ファンの全体性能や内部流れの定常性能計測の他，特に動静翼の材質がＣＦＲＰであることを考慮して，サージ，旋回失速等の非定常現象に基因した翼破損を防止し，ファンの安全を図るため，流路内に多数の計測センサーを配置した。動翼の翼振動応力測定には光ファイバーを用いた光学的非接触計測法，静翼の翼振動応力測定には歪ゲージを用いた。また軸振動測定にはギャップセンサーを使用した。

5．試験結果

5．1　動翼の取付け角度の影響

図3は$\triangle\xi_S=0°$一定での$\xi_R=10°$の場合と$\triangle\xi_R=0°$の場合との全体性能の比較を表したものである。図中の各記号は各$\triangle\xi_R$での作動点を示し，＊印は$\triangle\xi_R=0°$および5°の計算値から外挿して求めた$\triangle\xi_R=10°$における設計回転速度での推定値であり，実際の計算値ではない。同じ回転速度で比較すると，図1から明らかなように10°の場合0°よりも翼が流れに対してねる（閉じ側）方向にあり，入口絞りとして働くため，0°よりも性能曲線が小流量側に移動していることがわかる。10°の場合翼応力も小さく設計回転速度まで幅広い作動範囲がとれた。しかし95%N*以上では回転速度に対する圧力および流量の伸びが小さく100%N*の推定値を満足するまでには至らなかった。この理由は後述の図7～9の静翼後の全圧の測定結果に示すように静翼とのマッチングが主な原因と思われる。この影響は効率にも現れており，80%N*をピークに急激に落ちている。また各回転速度でのサージ点の確認は翼材質の問題があり，翼の安全を考慮して行なわなかった。0°の場合は翼応力が大きいので，高速での作

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

動範囲がとれず，また効率も全体に低い。80%N*から上では翼応力の許容制限値を越えるため，実験できなかった。

ファン動翼前後（△ξ_R=10°と△ξ_S=0°との組合わせのみ）および静翼後の内部流れ状態（△ξ_R=10と△ξ_S=0°との組合わせ，および△ξ_R=0°と△ξ_S=0°との組合わせ）を調べた。図4～6は△ξ_R＝10°と△ξ_S＝0°との組合わせの場合における40～100%N*までの吐出弁の開き側の作動線上（吐出弁開度一定）でのピトートラバース計測結果を示したものである。尚，絶対値は△ξ_Rが異なるので直接比較できないが10°の評価の参考にするため，設計計算値（△ξ_R=0°）を記載した。

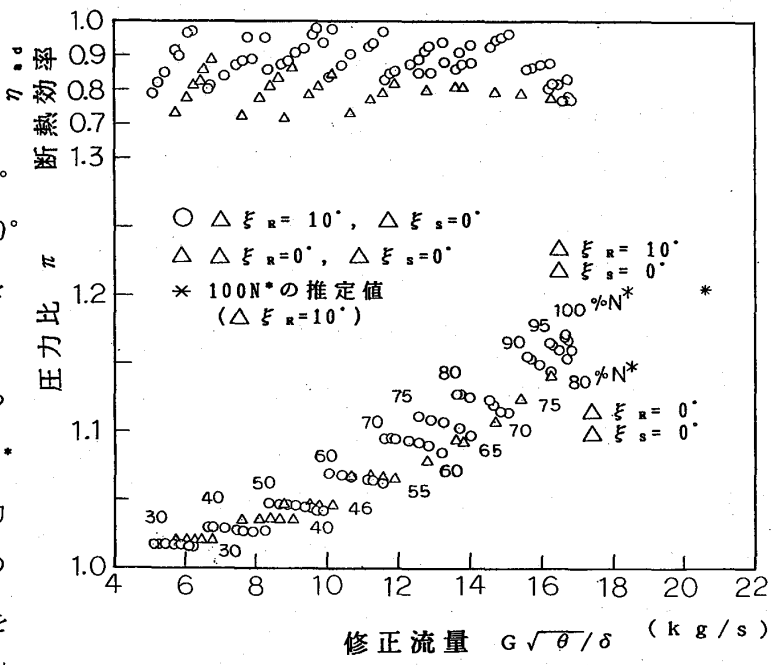


図3．全体性能

図4は動翼前の相対流入マッハ数および相対流入角の半径方向分布を示す。縦軸は各測定位置での流路幅比を表す。破線は設計値（△ξ_R=0°）を示している。相対流入マッハ数は1を越えていない。流入角は設計値とは多少ずれているが，いずれも分布の形は設計値とほとんど同じである。

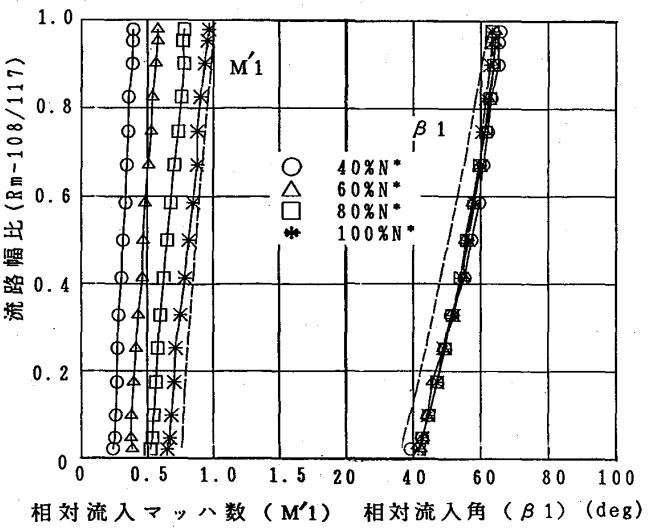


図4．動翼前の相対流入マッハ数および相対流入角の半径方向分布

図5はファン動翼後の全圧および相対流出角の半径方向分布を示す。どの回転速度においても圧力分布はミーン側で最大値になっており，実験値と設計値との分布の形はよく類似している。しかし100%N*のチップおよびハブ側では予想よりも圧力が低かった。この原因はＣＦＲＰ翼の構造的な問題特に曲げ応力が楽になるのでチップよりミーン側で多く仕事をさせるようにしたこと。翼端隙間を考慮して計算することができなかたったことおよびチップ側での計算格子の歪みが大きくなることで，チップ附近の翼形状を最適化できなかったこと。またハ

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

ブ側での剥離を十分消すだけの最適化ができていないことなどの理由であると思われる。相対流出角は実験条件（$\triangle\xi_R$）が違うので絶対値は異なるが，分布の形はほぼ合っている。

図６は動翼後の軸流速度および絶対流出角の半径方向分布を示す。全圧の場合と同様実験値と設計計算値とは分布の形は良く合っている。絶対流出角は分布の形状はほぼ類似しているが，絶対値は実験条件が違うので当然ながら異なっている。

図７は$\triangle\xi_R=10°$と$\triangle\xi_S=0°$との場合における図４～６と同じ作動線上での静翼後の全圧分布を示す。静翼は今回数値シュミレーションで

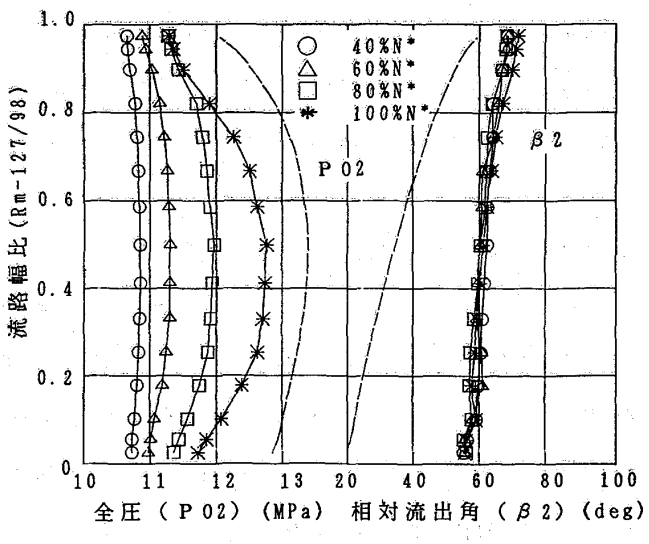


図５．動翼後の全圧および相対流出角の半径方向分布

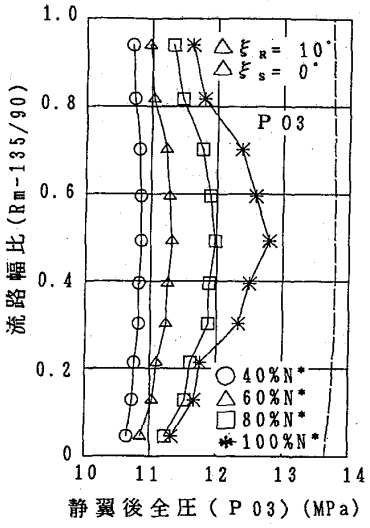


図７．静翼後全圧の半径方向分布

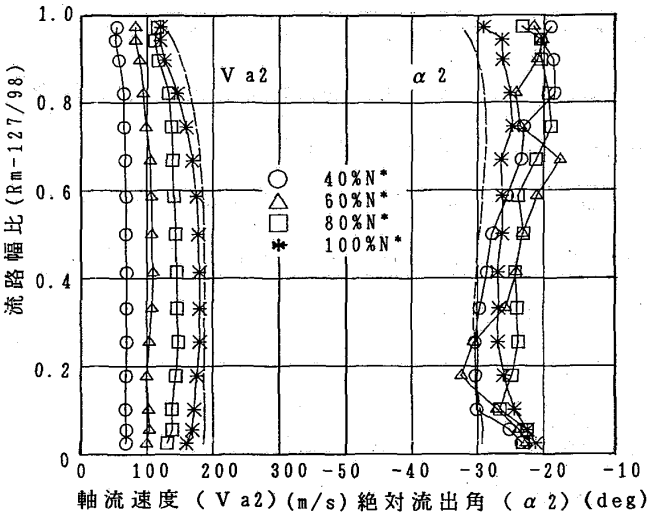


図６．動翼後の軸流速度および絶対流出角の半径方向分布

設計したわけではなく，数値シュミレーションの参考のために流線法で設計した動翼と一体で設計されたものである。したがって数値シュミレーションで設計された動翼とのマッチングが問題となる。破線の設計値は流線法で設計した値である。実験値と設計値との分布の形は合っていない。各回転速度ともハブ側およびチップ側（100%N*を除く）で圧力低下を起こしており，特に100%N*では著しかった。

次の図８，９は$\triangle\xi_S=0°$一定の場合における$\triangle\xi_R$の違いによる影響を調べたものである。$\triangle\xi_R=10°$の場合，95%N*以上ではハブ側から流路の30%までの範囲は90%N*の時より圧力が小さく失速状態にある。$\triangle\xi_R=10°$と$\triangle\xi_S=0°$との組合わせではマッ

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

チングが悪く，それが全体性能図（図３）での95%N*以上での性能悪化になって現れている。

△ξ_R=0°と△ξ_S=0°との組合わせの場合，80%N*までのデータしかなく，80%N*以上の高速回転では不明であるが，80%N*まではミーン側の圧力も高く，また半径方向の圧力分布も滑らかであるので静翼後の流れ状態は△ξ_R=10°と△ξ_S=0°組合わせの場合より良いようである。

５．２　静翼の取付け角度の影響

△ξ_R＝10°と△ξ_S＝０°との組合わせの場合，静翼とのマッチングが95%N*以上での性能悪化の主原因とわかったので，筆者らは△ξ_R＝10°一定して，静翼の食違い角を変えてファン空力性能への影響を及ぼす度合いを調べた。今回は翼の安全を考えて80%N*一定とし，△ξ_S＝０°～10°の範囲で実験を行なった。図10はその時の全体性能の変化を表している。△ξ_S＝０°に比較して△ξ_Sを変えた場合，圧力が高めに，また流量も多めに流れることがわかった。また効率も良くなっており性能が改善されている。

△ξ_S＝０°よりも△ξ_Sを変えたほうが動翼とのマッチングが良好なようである。

△ξ_Sを変えた場合，ファン動翼前では全圧は変わらなかったが，静圧や流入角に差異を生じたので速度にその違いがでた。

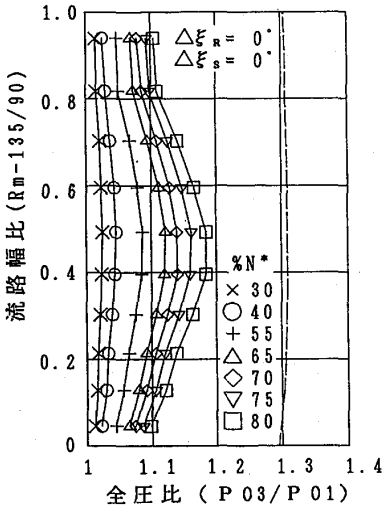


図８．静翼後全圧の半径方向分布(△ξ_S=0°)

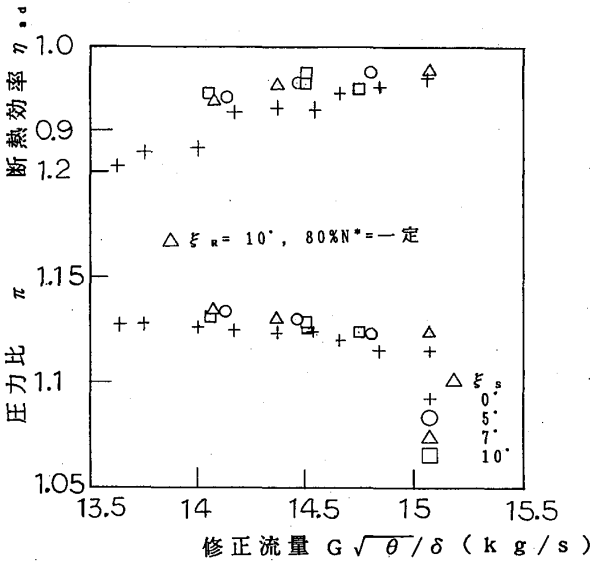


図１０．△ξ_Sを変えた時の全体性能

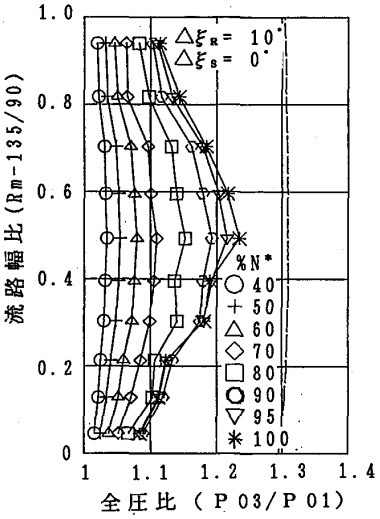


図９．静翼後全圧の半径方向分布(△ξ_R=10°)

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

図11は動翼後の全圧分布および絶対流出角の半径方向分布である。全圧は5°と7°および10°の違いによる影響は顕著にはでていないが，0°とは明らかに異なることがわかった。特に流路高さが20%以上では圧力が高くなっている。しかし逆に20%以下のハブ側では少し低くなっている。絶対流出角は半径方向全体にわたつて0°よりも角度が増えており，またほぼ5°，7°，10°の順になっていることがわかった。

図12は軸流速度および絶対速度周方向成分の分布を示す。チップ側は△ξ_sを変えても変わらなかった。しかしミーンからハブ側にかけてそれ影響が現れており，速度が明らかに変化している。また流出角の場合と同じく，5°から10°の順に変化の割合が大きいことがわかった。

図13は静翼後の出口全圧分布を表している。△ξ_sを変えた場合，0°の場合よりも明らかに半径方向全体で圧力が高くなっていることがわかり，それが図10の性能改善に現れている。5°と10°を比較した場合ミーンからハブ側にかけて10°の方が圧力が高かったが，しかし流路高さの80%以上のチップ側では5°の方がよいようである。

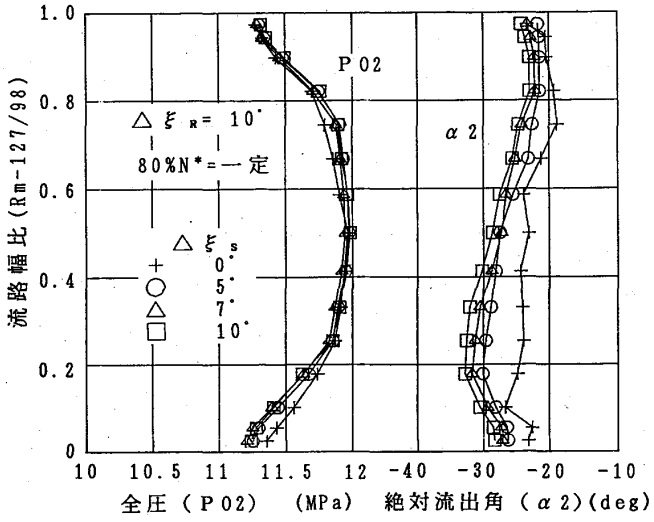


図１１．全圧および絶対流出角の半径方向分布（△ξ_s）

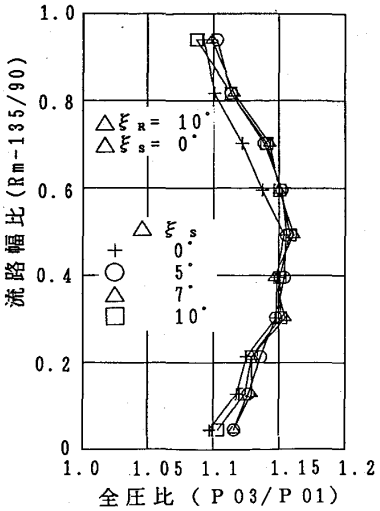


図１３．静翼後全圧の半径方向分布(△ξ_s)

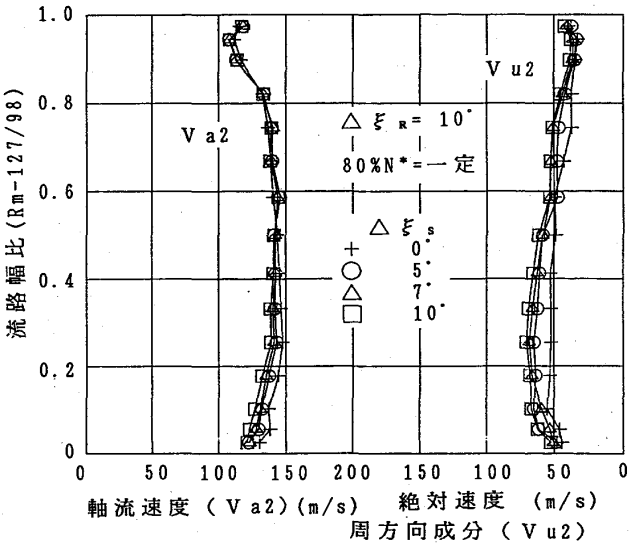


図１２．軸流速度および絶対速度周方向成分の半径方向分布（△ξ_s）

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

6．まとめ

設計計算値どおりに取付けた状態（$\triangle\xi_R=0°$）での試験は試験設備の関係で80%N*以上の高速試験は実施できなかったので，設計値と実験値との直接検証はできなかった。しかし今後の三次元数値シュミレーション設計技術確立のため，動翼の取付け角度を変えて（$\triangle\xi_R=10°$）設計回転速度までの試験を行なった。実験は設計条件と異なる角度で行なったことや吐出弁の絞り側でしか実験できないという計算に考慮していない悪条件で行なった影響もあって，空力性能の点では，必ずしも100%十分に達成されなかった。今後実験値と計算値との詳細な検証は今回の実験条件（$\triangle\xi_R=10°$）での解析計算結果を待たなければならないが，しかし一応実験によって例えば，（１）特にチップ側で予想していたよりも圧力が低かった。そのため翼端隙間を考慮した計算や計算格子の歪みの改善などをする必要がある。（２）静翼のミーンからハーブ側にかけて失速していた。性能改善のため，動翼と静翼とのマッチングが問題であると思われる。今後動翼と静翼とが一体で計算できる段解析の計算手法を用いる必要があるなど今後の数値解析を利用した設計手法改善の目安となる貴重な知見およびデータが得られた。また三次元的に複雑な形状をもち，しかも可変ピッチため，根元の径が細いＣＦＲＢ製翼の高速回転での安全性が確認された。

最後にこの実験を行なうために御協力をいただいた航技研およびＩＨＩ並びに石川島防音工業の方々にこころより感謝致します。

参考文献

（１）野崎，中橋，田村；”ナビェ・ストークス方程式による３次元翼列解析”，航技研特別資料ＳＰ－８

（２）野崎，斎藤他２名；”ナビェ・ストークス方程式による超高バイパスファンの設計”；航技研ＳＰ－９

（３）山本，斎藤；”三次元数値シュミレーションを利用したファンの空力設計”；日本ガスタービン学会誌，Vol.17 NO.65 JUN.1989

（４）Nakahashi, k., Nozaki, O., kikuchi, K. and Tamura, A., ” Navier-Stokes Computations of Tow- and Three-Dimensional Cascade Flow Fieids,” AIAA Paper 87-1315, 1987

（５）藤井，西脇他３名；”フロント・ファンの研究”；航技研報告ＴＲ－２６７

（６）菅原，斎藤，大山；”ファンエンジン用高圧圧縮機の研究（１２），空力試験機ＨＣ－０２０の可変静翼及び抽気試験”；航技研資料ＴＭ－５２６

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

C—12

過給機用遠心式羽根車の信頼性と性能向上について

今給黎孝一郎　（三菱重工業(株) 長崎造船所）
木村　昌敬　（三菱重工業(株) 長崎造船所）
白石　啓一　（三菱重工業(株) 長崎造船所）
松尾　栄人　（三菱重工業(株) 長崎研究所）
長田　文一　（三菱重工業(株) 長崎研究所）

1　はじめに

ディーゼル機関に燃焼用の空気を圧縮して送り込む排気ガスタービン過給機は，機関性能改善の重要な一翼を担っている。特に第１次オイルショック後の省エネルギのニーズに応え，過給機効率は７２％のレベルに達し，ディーゼル機関の熱効率５０％を越えるものも出現した。

一方，最近の機関の高出力化に伴って，機関の過給空気圧力，即ち過給機に要求される吐出空気の圧力は次第に高くなってきた。このため，過給機のコンプレッサは高圧力比高効率化が要求されるようになってきた。

ここでは，ＭＥＴ過給機のコンプレッサの性能と信頼性向上の変遷について紹介する。

2　ＭＥＴ過給機の概要

図．１にＭＥＴ過給機の断面を示す。単段の遠心コンプレッサと単段の軸流タービンがロータ軸の両端に配置されている。コンプレッサ羽根車は鍛造アルミ合金から削り出して製作されている。タービン翼は１３クロム系耐熱鋼が使用されている。タービン翼は冷却構造，ダンピングワイヤなしで十分な信頼性を確保している。

両翼車の間に軸受が配置され，潤滑油は外部から供給される。

ＭＥＴ過給機は 1300kW 以上の大型４サイクル，２サイクルディーゼル機関に適用され，舶用主機関，ディーゼル発電機関の過給用に搭載されている。

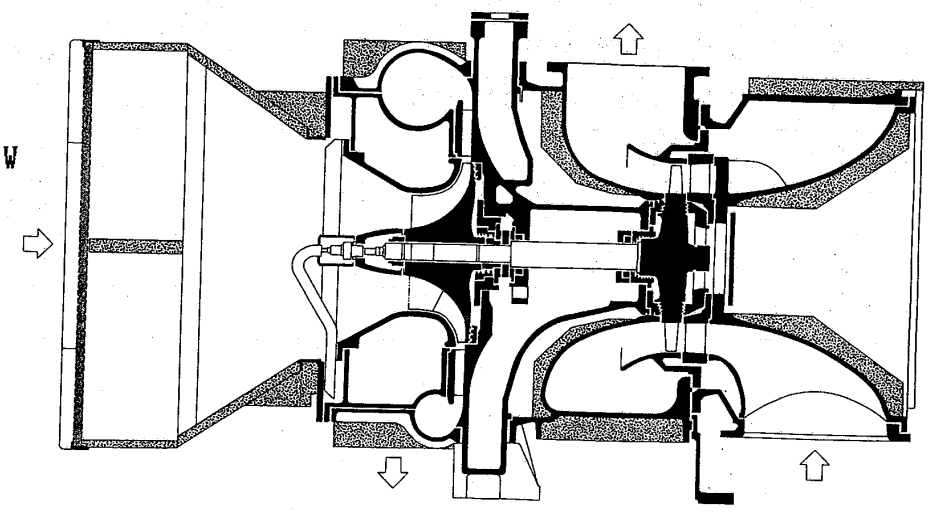


図1　MET-SD過給機断面図

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

3　ＭＥＴ過給機の主要目

表．１にＭＥＴ－ＳＤ過給機の主要目を示す。あらゆる機関出力に対応できるように，５型式の過給機でシリーズを組んでいる。

１型式で広い機関出力範囲に対応できるようコンプレッサ羽根車，ディフューザ，タービン翼，ノズルは数種類が準備され，最適な機関性能が得られるようにマッチングされる。

表．２にＭＥＴ６６ＳＤの空力的な諸元を示す。

表1　MET-SD過給機の主要目

型式 / 羽根車サイズ / 要目		MET33SD		MET42SD		MET53SD		MET66SD		MET83SD	
		2	3	2	3	2	3	2	3	2	3
最高許容回転数	rpm	28,000	26,400	22,700	21,400	18,400	17,300	14.800	13.900	11,600	11,000
連続最高許容ガス入口温度	°C	580									
短時間最高許容ガス入口温度	°C	610									
空気流量（圧力比 3.5）	m^3/s	3.1 ~ 6.0		4.7 ~ 9.5		7.5 ~ 15.0		12.0 ~ 23.5		18.8 ~ 37.5	
適合ディーゼル機関出力範囲（圧力比 3.0）	PS	1,800 ~ 3,900		2,800 ~ 6,200		4,400 ~ 9,800		6,800 ~ 15,200		11,000 ~ 24,500	
	kW	1,300 ~ 2,900		2,000 ~ 4,600		3,200 ~ 7,200		5,000 ~ 11,200		8,000 ~ 18,000	
重　量	kg	850		1,400		2,600		4,700		9,000	
全　長	mm	1,620		1,950		2,400		2,930		3,550	
全　幅	mm	890		1,150		1,450		1,800		2,300	
全　高	mm	840		1,030		1,305		1,625		2,060	
ガス入口ケーシング構造		一　重		一　重		二　重		二　重		二　重	

表．２　ＭＥＴ６６ＳＤ　翼車諸元

コンプレッサ最大流量（圧力比３．８）	２３	m^3/s
コンプレッサ羽根車外径	７３０	mm
コンプレッサ羽根車周速（最高回転数時）	５３１	m/s
コンプレッサ効率（圧力比3.5，ｻｰｼﾞﾏｰｼﾞﾝ15%）	８５	%
タービン入口許容温度	５８０	℃
タービン圧力比　（実機最高値）	３．６	
タービン翼根元径	４８６	mm
タービン翼高さ　（最長翼）	１１３	mm
タービン翼節弦比	１．４４	
タービン効率	８６	%

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

4　過給機開発の概要

ディーゼル機関の排気ガスのエネルギを利用して大気を圧縮し機関におくる。したがって，高い効率の過給機は少ない排気ガスのエネルギで済むため，機関の熱効率が向上するばかりでなく，機関の熱負荷が小さくなり機関の信頼性にも寄与する。

過給機の総合効率はコンプレッサ効率，タービン効率，機械効率の積で示される。過給機の性能向上はこれら各要素の効率を向上させることでなされてきた。図．2にＭＥＴ過給機の開発の歴史，図．3に過給機効率の向上の変遷を示している。近年になるほど過給機効率及びコンプレッサの最高圧力比は共に上昇している。オイルショック直後は圧力比の向上より効率の上昇に力点がおかれたが，最近では機関の高出力化に伴い，高圧力比化に力が注がれている。

図．4にＭＥＴ－ＳからＭＥＴ－ＳＤまでのコンプレッサ羽根車を示す。ＭＥＴ－Ｓ，ＳＢは羽根車入口の前翼部と羽根車部が別体になっているのに対し，ＭＥＴ－ＳＣでは機械加工技術の進歩による設計の自由度の増加によって，空力的に最適な翼形状が得られる前翼，羽根車一体形コンプレッサ羽根車を製作することができるようになった。

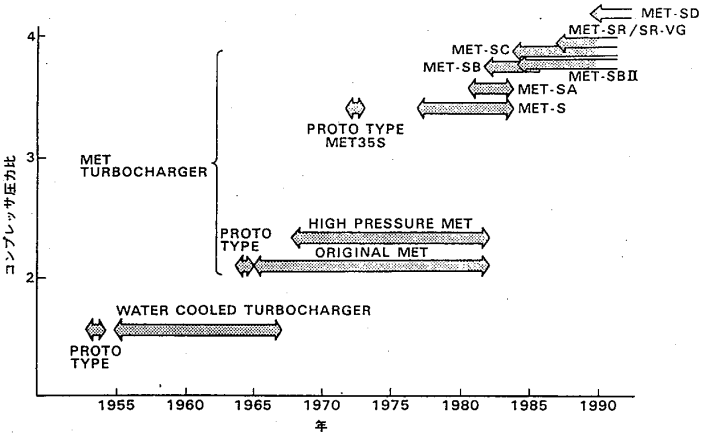


図2　MET過給機開発の歴史

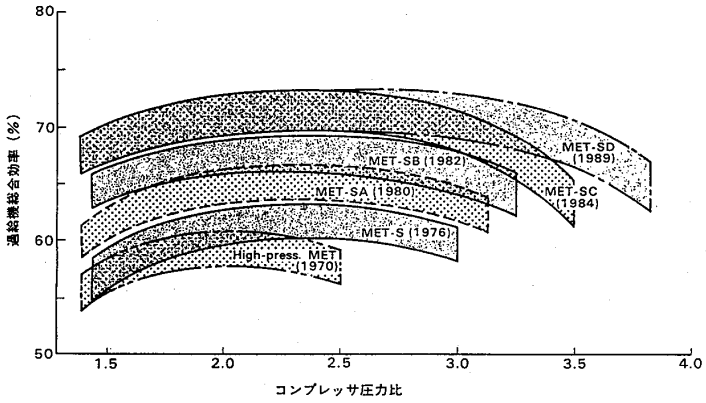
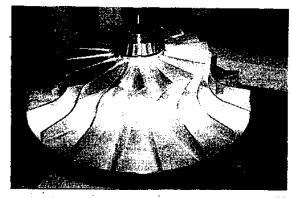
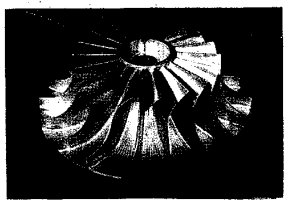


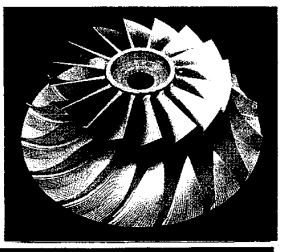
図3　MET過給機の効率の向上



ラジアルストレート形
(MET-S)



バックワード形
(MET-SB)



レイク角付バックワード形
前翼、インペラー体
３次元形状
(MET-SC)

レイク角付バックワード形
前翼、インペラー体
３次元形状
スプリッタ翼付
(MET-SD)

図4　コンプレッサ羽根車

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

5　コンプレッサ性能

5－1　過給機のコンプレッサの必要性能

過給機のコンプレッサ作動点は，機関負荷に応じた一定のシステム抵抗線上で決まる。従って，機関の低負荷から高負荷域（即ち，低圧力比約１．５からこう圧力比約３．５）まで高い性能が得られるように，コンプレッサは低圧力比域から高圧力比域まで十分な効率とシステム抵抗線に対する十分なサージマージンを確保する必要がある。こうしておくと，機関の急激な負荷変動や過大トルクでの運転，過給機の汚れなどによるサージング発生をふせぐことができる。

5－2　耐サージング性とコンプレッサ効率

図．４のコンプレッサ羽根車に示すとうり，初期のＭＥＴ－Ｓ形では羽根車出口が半径方向を向いたラジアルストレート形であったのに対し，ＭＥＴ－ＳＢ形羽根車から，羽根車出口の翼が反回転方向に傾いている。羽根車翼出口部が半径方向となす角度をバックワード角と呼び，ＭＥＴ－ＳＣ，ＳＤではＭＥＴ－ＳＢより大きな角度となっている。

図．５に，ＭＥＴ－Ｓ，ＳＢ，ＳＤのコンプレッサ特性を比較して，バックワード角とコンプレッサ特性の関係を示す。初期のものから最近のものまで，コンプレッサの最高効率は８５％が８６％に向上し，最高効率向上は緩慢であるが，作動点効率は，羽根車をラジアルストレート形からバックワード角を大きくしたことにより，約８０％前後から８６％に大幅に向上している。このように，コンプレッサ羽根車の開発は，翼形状を最適化することで信頼性を確保しながら高周速化によって圧力比を高め，バックワード角を大きくとることで実作動域のコンプレッサ効率を向上させてきたと言える。

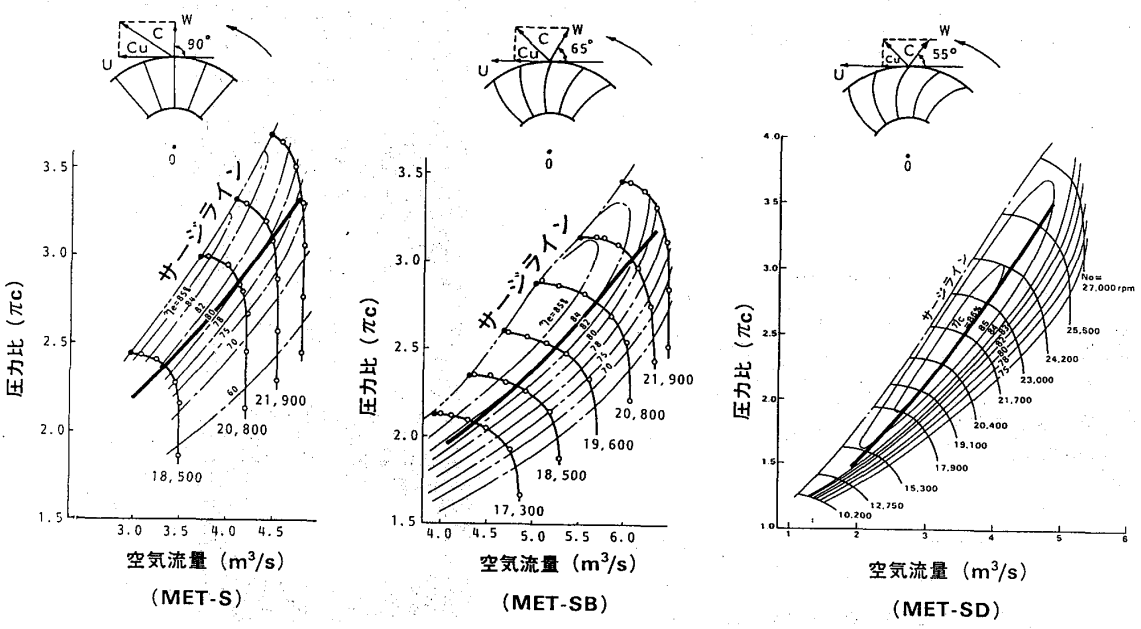


図5　バックワード角とコンプレッサ特性

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

5－3　コンプレッサの空力特性

図．6にMET－SBとMET－SDの羽根車翼間の速度分布を示す。MET－SDではMET－SBに比べ羽根車入口から出口まで滑らかな速度分布となっており，コンプレッサの効率が改善されている。

図．5に示すMET－S，SB，SDの各コンプレッサの最高効率と，サージマージン15％の作動点におけるコンプレッサ効率を読み取り比較したものを図．7に示す。MET－SDの羽根車はMET－S，SBに比べバックワード角が大きくなっていることから，コンプレッサ効率の高い領域はサージラインより大風量側にあり，実際の作動域において最高のコンプレッサ効率が得られる特性になっている。

更に，図．8にMET－SBとMET－SDのコンプレッサ特性の適用比較を示す。MET－SDは前述の作動点効率の向上の他に，特に低圧力比でのサージマージンが大きい特徴が示されている。

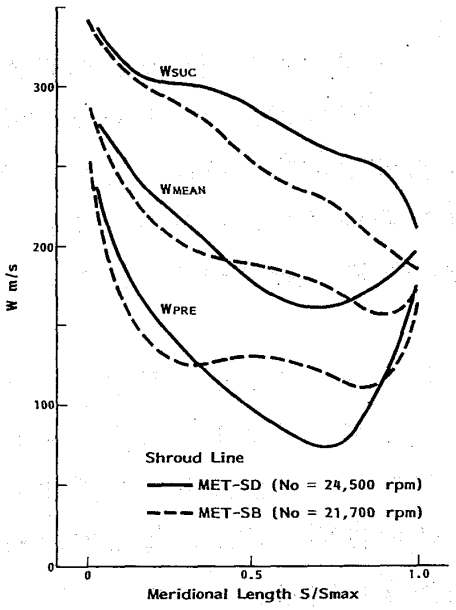


図6　MET-SBとSCの羽根車翼間速度分布

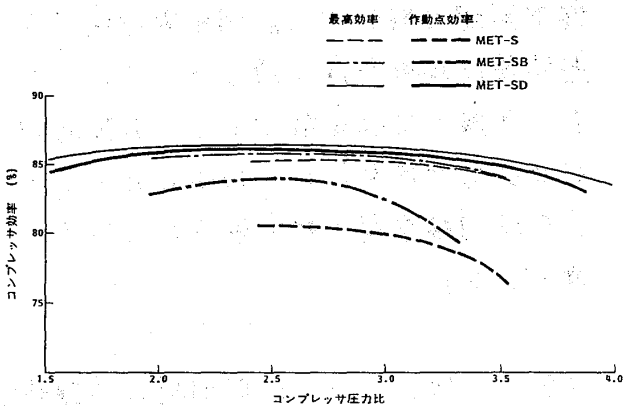
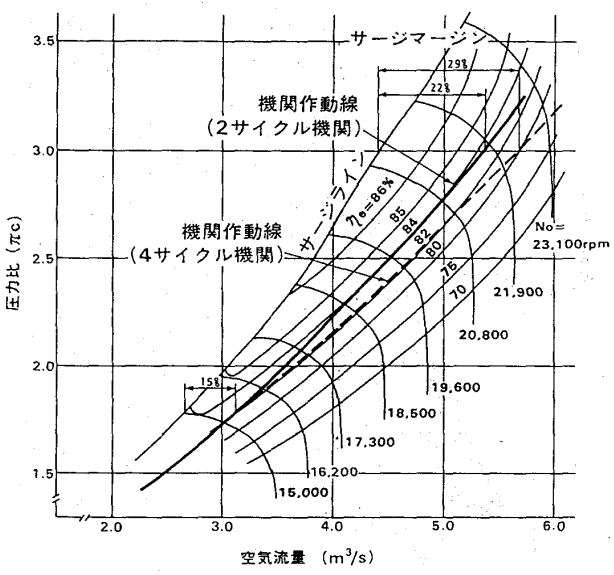
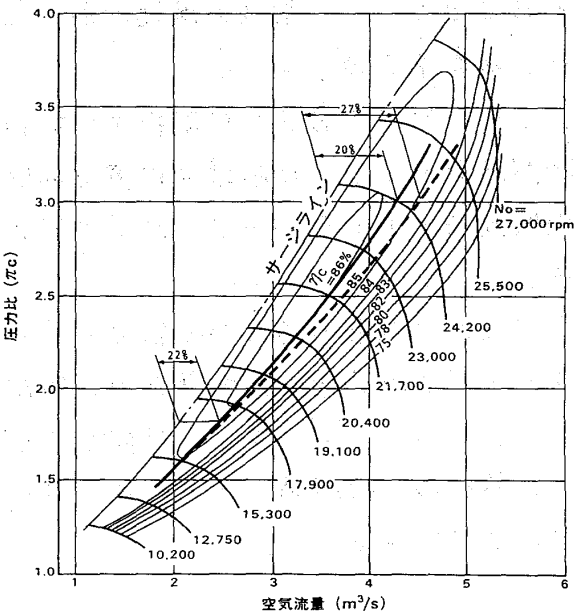


図7　コンプレッサ最高効率と作動点効率



MET-SBコンプレッサ特性



MET-SDコンプレッサ特性

図8　MET-SB，SDのコンプレッサ特性適用比較

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

6　コンプレッサ羽根車の信頼性

6－1　過給機コンプレッサの強度確保

過給機は機関の負荷に応じて回転数が変化するため，コンプレッサ羽根車の翼が共振する回転数での運転を避けることはできない。従って，コンプレッサ羽根車の設計では共振時の振動安全率が重要である。

6－2　コンプレッサ羽根車の振動強度

（1）　ＭＥＴ７１Ｓ形過給機での計測例

コンプレッサ羽根車の信頼性を検証するために，過給機開発時には運転中の過給機羽根車の振動強度を実測している。

ＭＥＴ７１Ｓ形過給機の開発時に計測した羽根車前翼の振動応力計測結果を図．９に示す。過給機最高許容回転数以下で７ハーモニクス以上で共振する回転数があり，振動応力は７ハーモニクス共振時に０．６１ｋｇ／ｍｍ^{2}であった。これは羽根車材の材料強度からみて十分安全な値である。

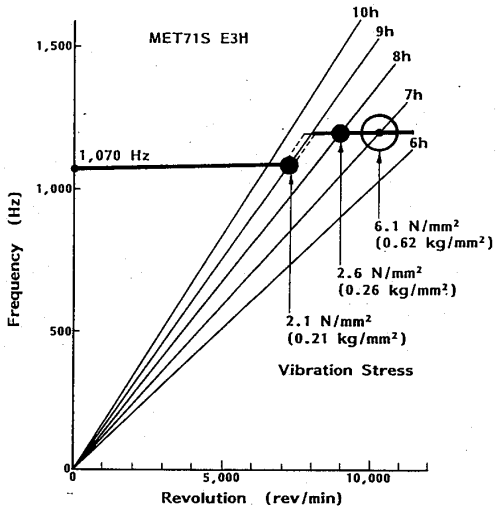


図9　MET71S羽根車前翼の振動応力計測結果

（2）　ＭＥＴ－ＳＣ形羽根車の振動強度

ＭＥＴ－ＳＣ形羽根車は前翼羽根車一体形であることから，羽根部の剛性は高くなっており，振動応力は小さい。

図．１０にＭＥＴ３３ＳＣ羽根車の振動応力計測結果を示す。羽根車入口翼根部は１次の振動モードで５ハーモニクスで最大となる。

羽根車出口部は羽根の高次の振動モードと，ディフューザ翼枚数次の回転数との共振が出てくる。従って，ディフューザ翼枚数を減らすと高次の羽根振動モードの共振点を減らすことができる。

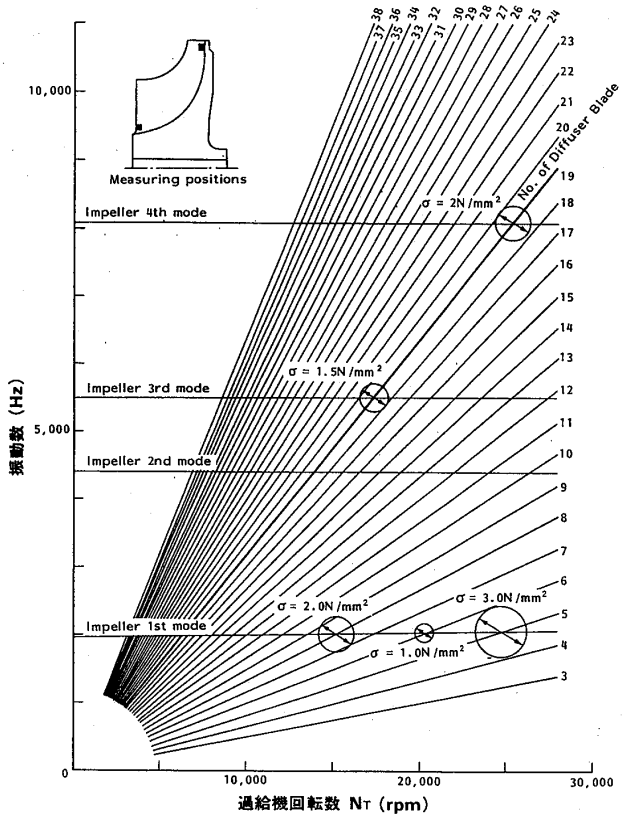


図10　MET33SC羽根車振動応力計測結果

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

7　今後の高圧力比化要求に対する対策

近年の機関の高出力化の傾向は今後も続き，過給機のコンプレッサはさらに高圧力比化が望まれると考えられる。ＭＥＴ過給機においては，バックワード角はＭＥＴ－ＳＣと同じのまま，スプリッタ翼を採用して翼枚数を増した羽根車を開発し，ＭＥＴ－ＳＤ型に適用した。これによって，連続使用圧力比３．８程度までの空力性能を有する羽根車を開発している。

一方，圧力比の上昇とともに羽根車翼の温度が上昇する。過給機の羽根車はアルミニウムで製作されることから，このような圧力比で連続使用することに対し，材料強度が低下することから，羽根車の設計上，強度確保が問題となる。

このため，羽根車ディスクの出口部背面に，エアクーラ出口の空気を当てて冷却する方法を検討し，テストした。この構造を図１１中に示す。図１１はこの冷却の有無による羽根車温度計測結果を示す。圧力比３．６において，羽根車冷却によって翼温度が約23℃低下している。これは，冷却無しのときの圧力比３．２の時の温度に相当する。

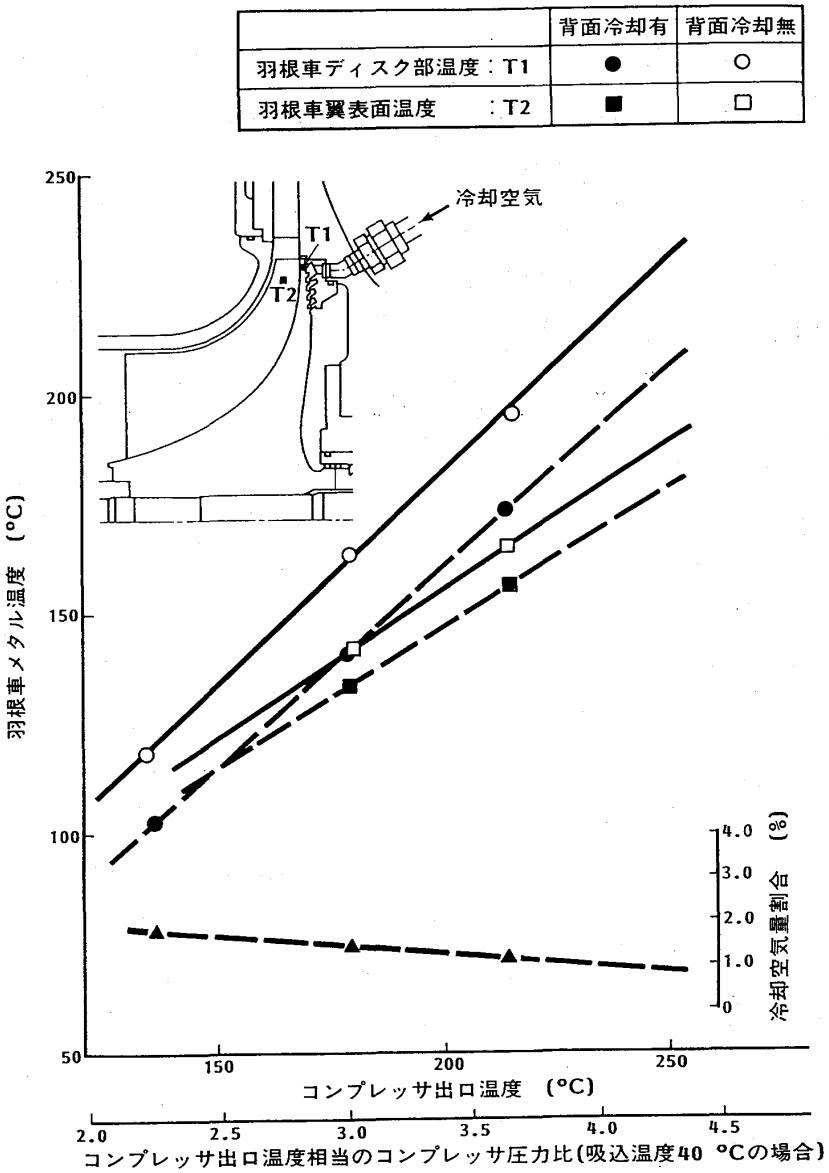


図11　羽根車背面冷却の有無による羽根車メタル温度変化計測結果

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

8　結言

ディーゼル機関の更なる高出力比進むと過給機には益々高い圧力比が要求される。この様な要求に対応するためには，効率向上の他に高圧力比，高回転での信頼性を得ることが重要である。このため，テスト結果を基に，振動応力の低減，材料強度確保についての１例を紹介した。特に過給機用羽根車の冷却は，現用のアルミニウム製羽根車を，信頼性を下げずに少しでも高い圧力比で使用できるようになるので，有効な手段と考えられる。

以上

（参考文献）

(1)　J. Nomura et. al. "DEVELOPMENT OF SUPER MET TURBOCHARGERS"
13TH CIMAC CONGRESS, Vienna, Austria, 1979.

(2) 野村 滋郎 他「ＭＥＴ－ＳＣ過給機の開発」
日本舶用機関学会 第36回(昭和60年春季)学術講演

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

C—13

ターボファンエンジンの始動特性
（第２報　圧縮機ストールについて）

※佐々木　誠，関根　静雄　（航空宇宙技術研究所）
柳　　良二，森田　光男　（　　同　上　　）

１．まえがき

航空用ガスタービンエンジンは始動が容易であることがその特徴の一つとされているが、高バイパス比のターボファンエンジンは、その高性能化に伴って低回転領域の圧縮機失速余裕が少なくなり、始動時間が長くなったり、運用によっては始動時にストールをまねくなどの始動特性に関する技術課題も生じている。航空宇宙技術研究所のＳＴＯＬ実験機「飛鳥」に搭載されたＦＪＲ７１０／６００Ｓエンジンにおいても、運用時に種々の始動不良事象を経験したが、その７０％以上は圧縮機ストールによる不完全始動であった。[1]　筆者らは、これらエンジン運用時の始動不良事象の原因究明とともに、ターボファンエンジンの一般的な始動特性の予測法の研究のため、ＦＪＲ７１０／６００Ｓエンジンを用いた一連の地上始動試験を行ってきた。前報において、始動過程における圧縮機、タービン等のエンジン要素の作動状態を分析するとともに、始動燃料スケジュール及びスタータ入口圧力が始動特性に及ぼす影響について報告した。[2]　本報では、始動試験時に経験した圧縮機ストールについて、その発生原因と特徴について報告する。

２．供試エンジン及び始動試験方法

供試エンジンＦＪＲ７１０／６００Ｓの断面図を図１に示す。本エンジンは、バイパス比６の２軸ターボファンエンジンであり、最大圧力比は 19、高圧タービン入口温度は 1523K、離陸推力は 4800kgf (47kN)である。高圧圧縮機は軸流12段で設計圧力比は12.4、入口案内翼（ＩＧＶ）から第４段静翼までは可変静翼（ＶＳＶ）となっている。[3]

地上での始動は一般のターボファンエンジンと同様、エアタービン式スタータ（ｴｱﾘｻｰﾁ社 ATS100-403F）に高圧空気を供給し、ギアボックスを介して高圧軸を駆動して行う。

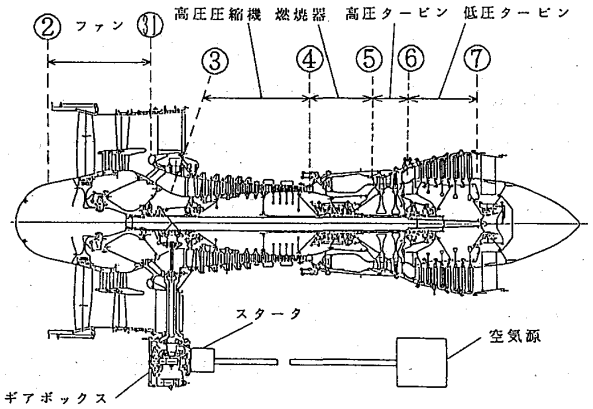


図１　ＦＪＲ７１０／６００Ｓエンジン

ガスタービン秋季講演会(長崎)

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

本エンジンには通常、機械油圧式の燃料制御装置が装着されているが、始動試験では本エンジン用に試作した地上試験用の簡易電子式燃料制御装置（ＦＡＤＥＣ）を用いた。[4] このＦＡＤＥＣはパソコンベースの演算制御部をもち、キー入力により任意の燃料スケジュール及び可変静翼スケジュールの設定が可能である。またポテンショ入力によりアイドル以下を含め任意のスロットル位置設定が可能である。ただし、始動過程（アイドル以下）においてはＶＳＶ角度は一定（Full Close, ξ_{IGV}＝48°）であり、これと連動する始動抽気弁（ＳＢＶ）は全開のままである。

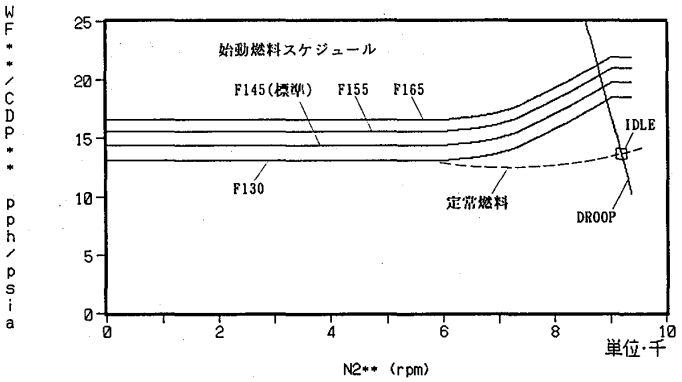


図２　始動燃料スケジュール

始動燃料スケジュールを図２に示す。燃料スケジュールはWF**/CDP**とN2**との関係で表わされる。ただし、WF：燃料流量、CDP：圧縮機出口静圧、N2：高圧軸回転数、**：圧縮機入口修正量を表す。図中、F145（WF**/CDP**min＝14.5pph/psia）が標準スケジュールである。始動手順としては、まず始動用空気をスタータに供給してモータリングにより高圧軸回転数を上げ、所定の回転数（25%N2≒3,500rpm）に達したところでスロットルをアイドル位置に進め始動燃料を供給する。４～５秒後に着火して排気温度（高圧タービン出口温度T6）が上昇するとともにタービントルクの発生によりN2が急上昇し、圧縮機出口静圧の上昇及び始動燃料スケジュールによる燃料流量の増加によりさらに加速し、やがてドループ制御に入ってアイドルに到達する。正常な始動では、エンジンは圧縮機ストールや排温超過に至ることなく、規定の時間（Time to Idle）以内にアイドルに達する。始動試験条件としては、燃料スケジュールを標準からRICH側及びLEAN側へ並行移動させた場合と始動空気圧（スタータ入口全圧PST）を標準よりも低くした場合の２種類について行った。

始動試験における計測項目を表１に示す。定常計測は、アイドル到達時のほか、アイドル到達後徐々にスロットルを下げて圧縮機ストールによる排温上昇が感知されるまでのエンジン定常釣合性能の計測を行った（図２の定常燃料ライン）。トランジェント計測は、0.1秒間隔でサンプリングし、温度計測についてはセンサ熱容量により、圧力計測については圧力変換器までの配管により応答遅れを生じるので、実物と同等のセンサ及び配管について、時定数を測定し計測データの補正を行った。ストール状況観察のための圧縮機壁面の変動圧力計測には、超小型圧力変換器（Kulite XCQ-062）を用い、図３に示す各断面に２ヵ所ずつ壁面に直接取付けた。なお、同じく圧縮機ス

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

トール観察のためストレンゲージによる静翼振動応力の計測も行ったが本報では省略する。

3．実験結果及び考察

3．1　圧縮機ストール発生条件

ここでは、本エンジンの始動試験時に経験したアイドル以下の回転数における次の３種の圧縮機ストールについて考察する。

a）始動燃料過多によるストール

標準始動空気圧（PST＝400kPa）で燃料スケジュールをLEAN側からRICH側に変えた場合のN2回転数の時間経過の例を図４（F130→F145→F155→F165）に示す。燃料がRICHな程、Time to Idle が短縮されるが、過多の場合は圧縮機ストールで始動不可となる。

b）始動空気圧不足によるストール

標準燃料スケジュール（F145）で始動空気圧（スタータ入口全圧）を減少させた場合のN2回転数の時間経過の例を図４（PST=400kPa→360kPa→300kPa）に示す。始動空気圧が低くなると加速トルク不足のため Time to Idle が長くなり、PST＝300kPaではストールのため、始動不可となった。

c）定常作動線下限のストール

アイドル状態からゆっくりスロットル位置を下げて燃料を減じ定常作動線に沿って回転を下げてゆくと、圧縮機ストールに入る。

表１　始動試験の計測項目

NO.	記号	計測項目	定常計測	非定常計測
1	P0	大気圧力	1	
2	T0	大気温度	1	
3	N1	低圧軸回転数	1	1
4	N2	高圧軸回転数	1	1
5	WF	燃料流量	1	1
6	CDP	圧縮機出口静圧	1	1
7	TLA	スロットル角度	1	1
8	VSV	ＶＳＶ角度	1	
9	FN	推力	1	
10	P2	ファン入口全圧	4×2=8	1
11	PS2	ファン入口静圧	4×2=8	1
12	P3	圧縮機入口全圧	5×1=5	1
13	PS3	圧縮機入口静圧	5×1=5	1
14	P31	ファン出口全圧	7×1=7	1
15	P4	圧縮機出口全圧	5×1=5	1
16	P6	高圧ﾀｰﾋﾞﾝ出口全圧	1	1
17	P7	低圧ﾀｰﾋﾞﾝ出口全圧	4×1=4	1
18	T2	ファン入口全温	4×2=8	1
19	T3	圧縮機入口全温	5×1=5	1
20	T31	ﾌｧﾝ静翼出口全温	7×1=7	1
21	T4	圧縮機出口全温	5×1=5	1
22	T6	高圧ﾀｰﾋﾞﾝ出口全温	6	2
23	T7	低圧ﾀｰﾋﾞﾝ出口全温	1	1
24	TF	燃料温度	1	1
25	PST	スタータ入口全圧		1
26	TST	スタータ入口全温		1
27	PW	圧縮機壁圧変動		5×2=10

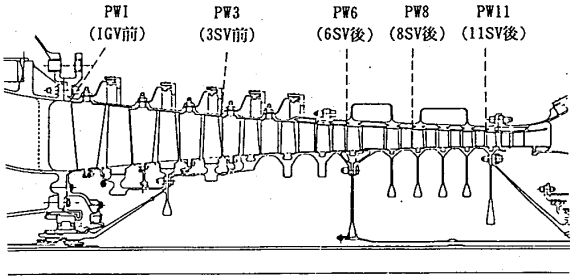


図３　圧縮機壁圧変動計測位置

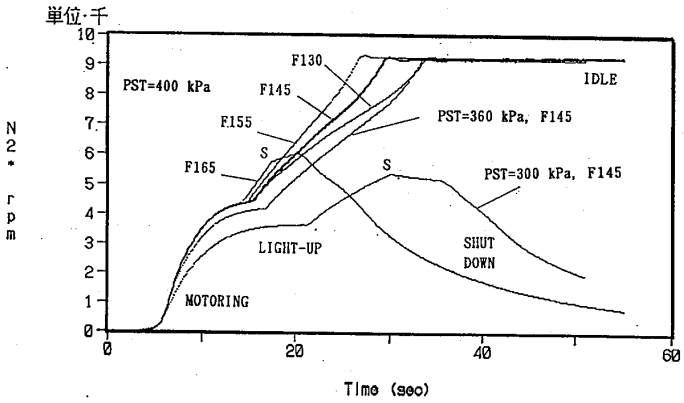


図４　燃料スケジュール及び始動空気圧による始動特性の変化とストール

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

３．２　圧縮機作動線

各ストール発生時の圧縮機作動線を標準始動の場合及び定常作動線と比較して図５に示す。図からわかるように、標準始動過程の作動線は定常作動線より開き側にある。これは、前報で考察したように、始動時には、N1回転数が定常時よりも低いこととともに、燃焼器及びタービン部の熱容量による熱損失のため、タービンスロート入口全温が定常時より低めとなり実流量が多くなるものと考えられる。燃料RICHの場合の圧縮機作動線は、タービン入口温度上昇による実流量減のため標準始動の場合より絞り側となる。また、標準燃料スケジュールでスタータ入口圧力が低過ぎる場合は、加速トルク不足のためＮ2上昇に時間がかかり、作動線が次第に定常作動線まで上昇してくるものと考えられる。

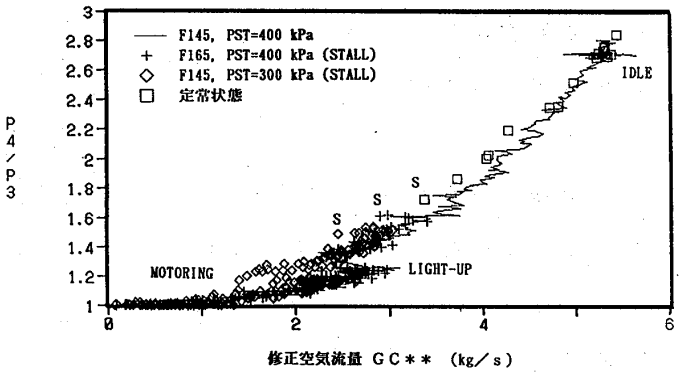


図５　圧縮機作動線

これら３種の原因によるストールは、エンジン号機により多少異なるが、N2＝38～48%（5400～6800rpm）で発生しており、本圧縮機の要素空力試験における旋回失速発生領域とほぼ対応している。[5]

３．３　圧縮機ストール時の壁面圧力変動

始動燃料過多による圧縮機ストール発生ケースについて、ストール発生時の圧縮機各段壁面圧力変動の測定例を図６に、そのＦＦＴ分析結果の例を図７に示す。この場合、ストール発生後の圧力変動の基本周波数は回転数の０．４１次となっており、圧縮機全段に影響する大規模な旋回失速と考えられる。図より６段及び８段には、その少し前から小振幅の圧力変動が表れている。その基本周波数は回転数の１．３６次であり、これは０．４５次×３セルの小規模な旋回失速と推定される。また、旋回失速が大形化した際に８段以降は変動圧力の平均レベルの低下が表れており、この旋回失速の大形化による圧縮機全体性能の低下が、いわゆるストールとして感知される。

図８は、始動空気圧不足での圧縮機ストール発生ケースの測定例である。始動燃料過多による旋回失速の場合とほぼ類似した結果となっている。この場合も圧縮機全段にストールの影響が及んだ時の基本周波数は回転数の０．４１次である。６段及び８段にはその前から多セルの旋回失速が発生していると推定される。

図９はスロットルをアイドルから徐々に下げて定常作動線下限で発生させた圧縮機ストールの例である。この場合も圧縮機全段に旋回失速の影響が及んだ時の基本周波数は回転数の０．４次であり、その直前の小規模な旋回失速は回転数の０．４５次と

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

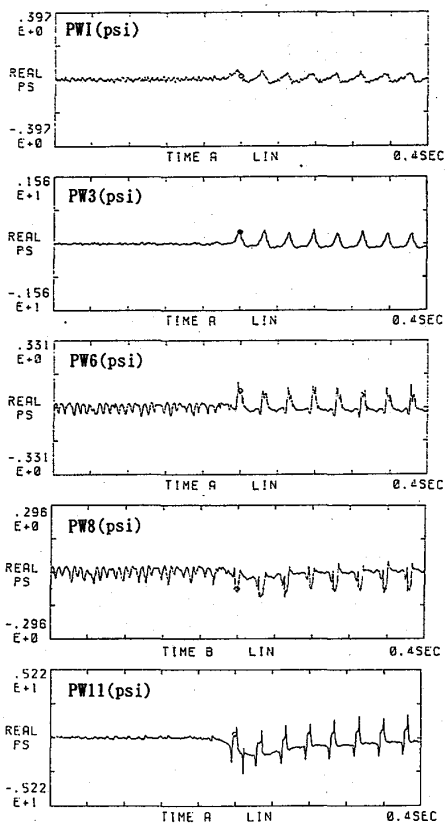


図６　燃料過多によるストールの壁圧変動計測例

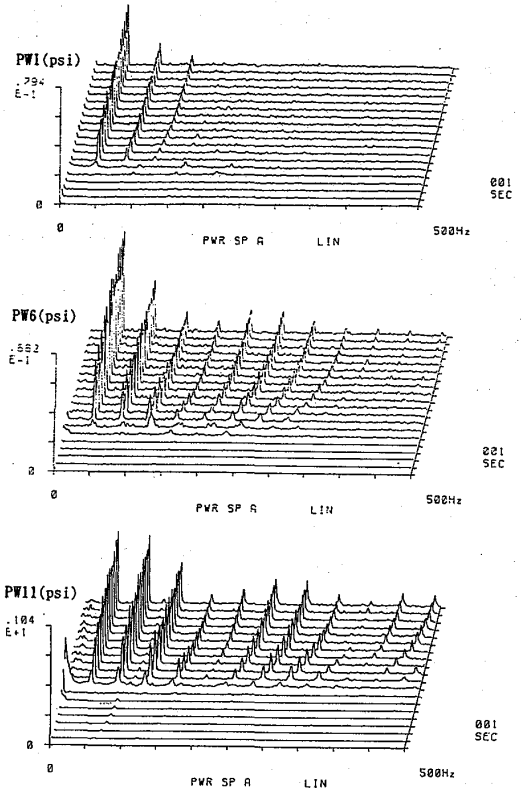


図７　燃料過多によるストールの壁圧変動のＦＦＴ解析

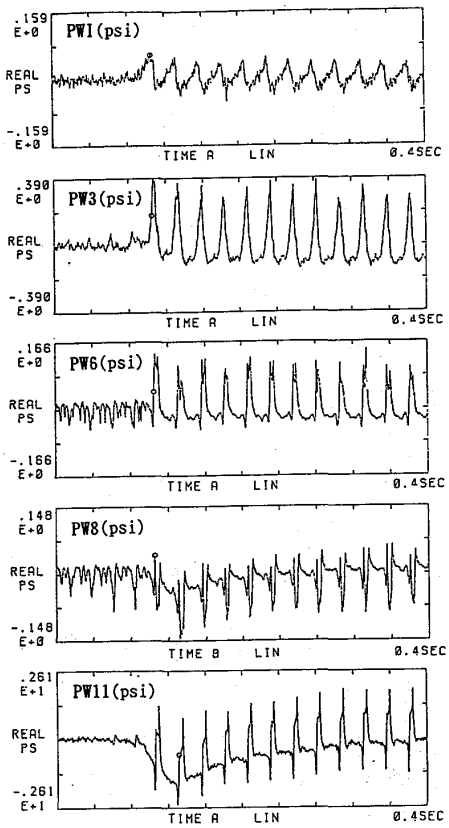


図８　始動空気圧不足によるストール例

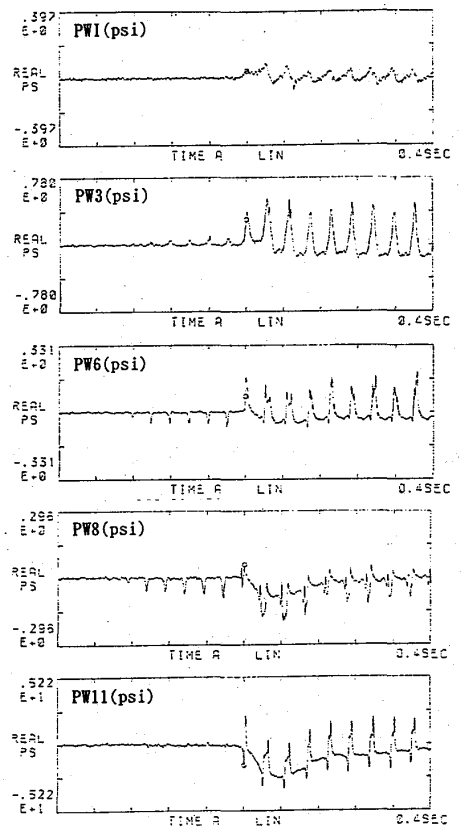


図９　定常作動線下限のストール例

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

なっている。なお、図１０は図９のケースで対角位置の８段壁圧変動を比較したもので、半周期位相がずれたほぼ同一の波形となっていることが分かる。

図１１は正常始動の場合の６段壁圧変動のＦＦＴ解析の例であり、小規模な旋回失速が発生しているが、大形化せずアイドルに到達している。

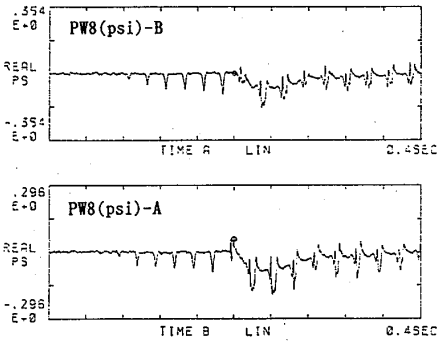


図１０　対角位置の壁圧変動

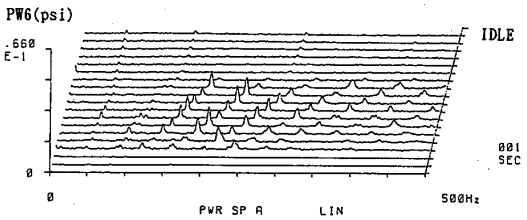


図１１　正常始動の場合の壁圧変動例（ＦＦＴ解析結果）

４．まとめ

ターボファンエンジンの始動特性の研究の一環として、ＦＪＲ７１０／６００Ｓエンジンの始動試験時に経験した圧縮機ストールについて、発生状況を分析し、その発生原因を考察した。

（１）始動燃料過多あるいは始動空気圧不足により発生する圧縮機ストールは、いずれも圧縮機作動線が旋回失速領域に入るために発生する同種のストールと考えられる。

（２）圧縮機中間段（６～９段）にまず小規模な旋回失速（回転数の約０．４５次×複数セル）が発生し、それが全段に影響する大規模な旋回失速（回転数の約０．４次×１セル）に変化すると、圧縮機性能の低下が顕著となりいわゆるストールとして感知される。

なお、このほかに燃料過剰による高回転（N2＝55～56％）でのストールや、始動抽気弁あるいはＶＳＶ角度不良によるストールなどを経験したが、本報では省略した。

本研究を行うに当たりご協力を得た石川島播磨重工業（株）の小林英夫、吉村伸二、清水真一、高橋信之、森田悌久の各氏に感謝致します。

参考文献

(1)鷺谷儀正ほか：FJR710/600Sエンジンの始動特性，石川島播磨技報，第29巻第2号(1989.3)，pp.76-82.
(2)佐々木誠，関根静雄，柳　良二，森田光男：ターボファンエンジンの始動特性，ガスタービン秋季講演会（札幌）論文集(1991.8)，pp.127-134.
(3)大山耕一，菅原　昇，斉藤喜夫，小林　紘，田村敦宏：ファンエンジン用高圧圧縮機の研究(4)空力試験機ＨＣ－２０の性能試験，航技研資料TM-506，(1983.5).
(4)柳　良二ほか：ファンジェットエンジン地上試験用ＦＡＤＥＣの試作，ガスタービン金沢地区講演会論文集(1989.10)，pp.161-168.
(5)菅原　昇，斉藤喜夫，大山耕一：ファンエンジン用高圧圧縮機の研究(7)空力試験機ＨＣ－２０の低速での抽気性能，航技研資料TM-509，(1983.5).

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

Ⓒ (社)日本ガスタービン学会 150 '92.10

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