

マイクロガスタービンシステムの現状と課題

株式会社タクマ
マイクロタービン事業部
技術部長 井上梅夫

はじめに

1997年12月COP3京都会議で設定されたCO₂削減目標の具体化も長引く景気低迷の中、実施計画は先送りがちに推移してきたが、21世紀が目前に迫りくるなか政府は2001年の省庁改変を閣議決定し、また景気浮揚と新規産業の育成をめざし、大幅な規制緩和の推進に取り組くもうとい。また、政府は「長期エネルギー需給見通し」を改訂し、エネルギー需給の伸びを抑制的とともに原子力発電所の大幅な増設を見込んだが、「もんじゅ」に続きJCOによる重大事故の発生によって、その実効性が疑問視される中、新エネルギー（太陽光・地熱・風力、コージェネレーションなど）の導入普及に大きな期待がかけられている。また、産業の育成と競争力強化の観点からエネルギーコストの低減が強く求められているが、これまで規制に守られ国際的に単価が高いと批判してきた電力、ガスなどの公益事業を、もはや規制緩和の枠外に置く事は許されず、本年3月から大口電力に限って小売り自由化が導入されることとなった。

電気事業法、ガス事業法は昨年改定され、大口顧客に関して小売りの自由化、託送が認められたが料金設定などに依然問題が残されており、さらなる改訂・規制緩和が要望されている。（経団連・規制緩和要求アンケート調査など。）

本年7月の沖縄サミットを経て21世紀を迎えるとCO₂削減の目標達成年である2010年は間近に迫っていることが実感されるものとなるであろうが、西欧諸国と同様にコージェネレーションが現実的で効果的なCO₂削減技術として認識され設備の導入が大幅に増加し具体化されることを願っている。ところでなぜ、いま電力会社がマイクロコージェネに関心を持つのであろうか。

こうした背景のなか、家電品のように手軽に誰でも運転のでき分散設置が可能なマイクロガスタービンの開発が欧米で進み、商品化の段階まで来た。またマイクロガスタービン・コージェネレーションは、その小容量から民生用エネルギー源として最適サイズであり、販売価格目標を10万円/kW（エンジン価格\$500/kWベース）とし、これが達成できればNO_x、CO₂削減とエネルギーコストの低減を同時に達成する技術として、市場から爆発的な歓迎を受け普及に弾みがつき、民生部門の省エネルギーに有効性を發揮するものと期待される。

ただ現行の電気事業法は施行規則その他により10kW以上の発電機は発電所の設置と規定して専任技術者（ボイラ・タービン主任技術者と電気主任技術者。選任資格の要件有り。）による運用管理を求めており、電力会社との系統連携の個別協議、発電所運転開始に伴う使用開始届、保安規定の変更届出等を地元通産局に提出する事が必要である。このた

め主任技術者の数の確保、委託手数料の低減、手続きコストの削減、結果的には電力単価の低減の為にも、電気事業法その他の見直し、規制の緩和が期待されるところである。

1. マイクロガスタービンの特徴と用途

マイクロガスタービンも熱エネルギーを機械的エネルギーに変換する回転式の熱機関の一つで、自動車のエンジンと同様に吸引した大気を圧縮機で圧縮し、燃料を吹き込んで燃焼させ高温高圧ガスを生成し、これをタービンに導き膨張させ機械仕事を取り出す。タービンの機械仕事の一部は圧縮機の仕事に費やされるので残りが正味仕事となる。更にマイクロガスタービンでは軸効率の改善のため再生熱交換器を組み込み、これでタービンの高温排ガスから圧縮空気へ排熱を回収し燃料消費量を低減する。

また、一般的な定義はないが概ね「発電出力 150 kW迄の空気軸受、再生熱交換器、超高速発電機を備えた超小型ガスタービン」をマイクロガスタービンと言うことができ、回転速度は 6～10 万 r pm であるが、マイクロガスタービンロータは、圧縮機、タービン、超高速発電機が一軸上に一体化され唯一の回転体を構成しており、これを空気ベアリングで支持している。これによりタービンロータは非接触運転となるため振動もなく低騒音で、また管理の煩雑な潤滑油を必要としないため冷却水も必要とせず、メインテナンスフリーが得られる。

マイクロガスタービンへの吸入空気は高性能フィルターで除塵されたのち圧縮比 3～5 の単段の遠心圧縮機で圧縮され再生熱交換器を通過して 500～600 °C 程度に加熱され燃焼器に供給される。

燃焼器は缶型、アニュラー型の別があるが、いずれも燃焼の安定性と低 NO_x・低 CO を同時に達成するために概ねプレミックス・リーンバーン燃焼方式を採用している。また、タービンブレードは金属製で無冷却の单段遠心式ラジアルタービンである。このため、タービン入口温度は概ね 800～900 °C と低温であるが、再生ブレイトンサイクルの採用によって軸効率 25～30 % に改善されている。

また、超高速永久磁石発電機は 10 万 r pm 前後の速度で運転されるため、1 kHz 以上の高周波電力となる。このため、一旦整流器で直流変換し、その後再び PWM 方式のインバータで 50 / 60 Hz の商用周波数の電力に変換され系統に連系されることになる。

「表 1 マイクロガスタービン発電機の仕様比較」、「図 1 マイクロガスタービンとは」参照。

2. キャプストンマイクロタービン社

同社は、全く新しいコンセプトのもと新たに提案された超小型ガスタービンを開発するために 1988 年に設立されたハイテクベンチャー企業である。当初、NASA、フォード自動車、南カリフォルニアエジソン社、GRI、カリフォルニア大気資源局等の支援を受け自動車向けマイクロタービン発電機の開発に着手したが、10 年の歳月と約 200 億円の資金

を費やして28kWマイクロタービン発電機(MODEL 330)の商品化を完了した。また、2000年2月には、マイクロタービン発電機として初めてULマークを取得した。現在、従業員は約160名で半数は技術開発に従事している。

モデル330の構造と特徴

定格速度は96000 rpmであるが、マイクロガスタービンロータは、圧縮機、タービン、超高速発電機が一軸上に一体化され唯一の回転体を構成しており、これを空気ベアリングで支持されている。これためタービンロータは非接触運転とり振動もなく低騒音で、管理の煩雑な潤滑油を必要とせず、また冷却水も必要とせず、メインテナンスフリーである。再生熱交換器を回転ロータの外周部に配置しエンジンのコンパクト化を計ると共に、万一本体が破損した時にも防護の役割を果たす。

マイクロガスタービンへの吸入空気は高性能フィルターで除塵されたのち圧縮比3.5単段の遠心圧縮機で圧縮され再生熱交換器を通過して500°C程度に加熱され燃焼器に供給される。燃焼器はアニュラー型で燃焼の安定性と低NOx・低COを同時に達成するためにプレミックス・リーンバーン燃焼方式を採用している。また、タービンブレードは金属製で無冷却の単段遠心式ラジアルタービンである。このため、タービン入口温度は850°C以下と低温であるが、再生ブレイトンサイクルの採用によって概ね軸効率30%となる。

また、超高速永久磁石発電機は定格時には96000 rpmで運転されるため、1600Hzの高周波電力となる。このため、一旦整流器で直流変換し、その後再びPWM方式のインバータで50/60Hzの商用周波数の電力に変換され系統に連系されることになる。従ってマイクロタービン発電装置の有効電力は、電力変換ロス、ガス圧縮機などの内部負荷を差し引いた残りとなり、表1に示すように出力30kW、効率26%となる。

量産、低コスト化を指向するため既存の自動車用ターボチャージャの量産技術を応用し、且つ高効率、低エミッションを実現したキャプストンマイクロタービン発電機はわずか出力30kWであるが、既存のエンジン発電機にはない下記の特徴を有する。小形軽量でコンパクト。低いタービン入り口温度にも関わらず高効率、高信頼性、長寿命。

- (1) 環境負荷が小さい。プレミックスリーンバーン燃焼により超低NOx、低CO、低振動、低騒音。
- (2) 潤滑油や冷却水を必要としない。非接触空気ベアリングの採用により、メインテナンスフリー。
- (3) 単純な構造で部品点数が少なく量産向き。によりコストの低減が可能。
- (4) リモートモニタリング機能の標準装備。メンテナンスコストの低減。

また、主な用途として、(1)分散電源として、電力設備、遠隔地の施設、工事現場、油田、海洋施設。(2)移動電源、途上国などの電力設備の不備なところの電力電源。(3)コジェネレーション向け用途として、スーパーマーケット、店舗、事務所、病院、ホテル、工場、ガソリンスタンドなどの照明、空調電源。(4)防災非常用兼用可。無停電電源装置。

ハイブリッド自動車の動力源用途、などが数えられている。順調に普及し大量生産が可能となれば、実証済みのターボチャージャの量産技術も適用できるので、発電コストの大幅な低価格化が期待される。

「図2 Capstone MicroTurbine の特徴」、「図3 Capstone MicroTurbine の運転実績」を参照。表2にメインテナンス・スケジュールの例を示す。

表2 メンテナンスサービスの期間

項目	処置	期間
吸気フィルタ	交換	8,000hr
電装品用フィルタ	清掃	8,000hr
内蔵燃料フィルタ	点検	8,000hr
外部燃料フィルタ	交換	8,000hr
排気温度用熱電対	交換	16,000hr
点火プラグ	交換	16,000hr
燃料ガスノズル	交換	16,000hr
燃料ガス圧縮機	交換	8,000hr

運転評価試験

昨年7月に入荷を受け、所定の申請手続き、系統連携協議、据付け工事を完了した後、8月にマイクロタービン発電所として運転開始し、以後試験操業を続けてきた。

目的 国内市場への納入を目的に、市場ニーズに適合する仕様のマイクロタービン・コーディネレーションシステムの開発を進め、実際に系統連携協議をすすめマイクロタービン発電所として開設し、その中で申請手続き、性能、信頼性、環境性、経済性、メインテナンス性を確認することを目的としている。

期間 平成12年7月～平成12年9月

場所 (株) タクマ京都工場

この間に確認した、キャプストン・マイクロタービンの基本性能、運転性、メインテナンス性並びに総合効率は基本的に満足できるものである。

「図4 Capstone MicroTurbine Model330 の運転試験」、「図5 実証試験設備」、「図6 Capstone MicroTurbine の運転試験（出力性能）」、「図7 Capstone MicroTurbine の運転試験（NOx性能）」、「図8 Capstone MicroTurbine の起動停止特性」等を参照。

3. TCP30マイクロコーディネート・パッケージの開発

当社はボイラーメーカーとして約60年前に起業して以来、数多くの自家発電プラントの建設を手がけ、累計200箇所、1000MWの自家用発電プラントを建設してきた。また、ガスタービン・コーディネーション設備では、ABB ALSTOM POWERのパッケージャーとして長く活動してきたが、マイクロガスタービンについても早くからキャプストン・マイクロタービンに注目し、主として業務用、民生用分野へのマイクロタービン・コーディネーションシステムの適用を考え商品開発を進めてきたので現状を報

告してみる。

米国で開発競争の始まったマイクロガスタービンは、その性質上（軽量・静肅・可搬性・低公害性・保守適合性）、電力供給網が十分に発達していない地域や電源供給の不安定な地域の安定電源としての位置づけ、またコンピューターの世界で起こったダウンサイ징の流れとそれに伴う性能の急上昇、価格の大幅な低下現象と同様に分散化・ダウンサイジングを電力供給網の中に引き起こし、やがて電力コストの劇的な低下をもたらすであろうと期待されている。

こうした期待は、現在の火力・原子力発電所を中心とする大規模集中型発送電システムのもつ限界（環境性、立地難、長距離送電など）によって需要家端での電力効率38%、最新鋭火力発電所に置いても発電効率60%を越えられない中、マイクロガスタービン・コーディネーションによる分散発電システムを採用すれば、容易にエネルギー利用率70%以上を確保できることにある。

また、我が国のように電力網が発達しその供給が安定している国では、たかだか発電効率30%のマイクロガスタービンは発電利用だけでは全く普及の意味合いではなく、電気と熱を同時に利用できるマイクロコーディネーションとするからこそ意味があると言うことに注意しなければならない。

TCP30温水回収パッケージ

TCP30マイクロタービン・コーディネパッケージの開発に当たっては、温水回収パッケージから着手するものとして、騒音対策、200V系への接続、真空式熱交換器の採用による総合効率75%、メインテナンス性の確保を目標として開発を進め、ほぼ目標を達成し本年4月から販売に入っている。パッケージ性能の概要を表1に示す。

「図9 TCP30マイクロタービン・コーディネパッケージの開発（基本コンセプト）」、「図10 TCP30マイクロタービン・コーディネパッケージの開発（エネルギーバランス）」、「図11 TCP30温水回収パッケージ」、「図12 TCP30マイクロタービン・コーディネパッケージの開発（フロー図）」、「図13 TCP30マイクロタービン・コーディネパッケージの開発（電力の制御）」、「図14 TCP30マイクロタービン・コーディネパッケージのメリット試算」、「図15 TCP30マイクロタービン・コーディネパッケージのCO₂低減効果」参照。

また、日本市場に適合させる商品開発の課題として、(1) パッケージの騒音対策、(2) 200V系への接続と系統連系保護機能のパッケージ化、(3) 真空式排熱回収温水ヒータ、(4) 排熱回収貫流ボイラ、(5) 排ガス利用吸収冷温水、(6) 助燃付貫流ボイラ、(7) LPG、灯油焚きパッケージ、(8) UPS機能付きパッケージ、(9) リモートモニタリングシステムとメインテナネットワークの構築等、を揚げることが出来る。

「図16 TCP30商品化スケジュールと課題（蒸気回収パッケージシステム）」、「図17 TCP30商品化スケジュールと課題（リモートモニタリングシステム）」参照。
TCP30に続き、60kW機の開発も順次進める予定である。

4. 普及のための課題

メーカーによる開発課題の追求は当然のことであるが、真にマイクロタービンが社会に受け入れられ普及するためには法制度の規制緩和を求めたい。特に、(1)「ボイラータービン主任技術者の選任規定」、(2)「電気主任技術者の不選任並びに兼務に関する規定」、(3)「常時監視をしない発電所等の施設に関する規定」、(4)「系統連系技術要件ガイドライン」等の見直しを求め、安全性を担保した上でどのような方法が適当なのか研究を進めていただきたい。

5. 参考文献

- (1) 大地昭生：「マイクロガスタービンの開発と課題」火力原子力発電 2000年4月号
- (2) 三浦千太郎：「マイクロタービン」講演資料 2000年1月

各社マイクロタービン性能・仕様の比較

表1 マイクロタービン発電機の仕様比較

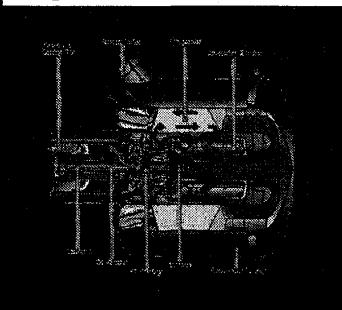
平成12年5月8日
マイクロタービン事業企画室
(笠木教授／東大から作成)

メーカー名	TAKUMA	Capstone	Allied Signal	NREC	Bowman	Volvo/ABB (Vattenfall)	トヨタタービン アンドシステム	日産自動車
システムの呼称	TCP 30 コージェネ パッケージ	Model 330	Turbogenerator	Power Works	TG45	試作機	TG051	Dynajet 2.6X
タービン形式	1軸再生式GT	1軸再生式GT	1軸再生式GT	2軸再生式GT	1軸再生式GT	1軸再生式GT	1軸単純解放式GT	1軸再生式GT
定格発電出力	26 kW	30 kW	75kW	70kW	45kW	38kW	50kW	2.6kW
発電効率(再生器有り)	23% (LHV)	26% (LHV)	28.5% (LHV)	33% (LHV)	22.5% (LHV)	28%	28%	8~10 %
発電効率(再生器無し)	14% (LHV)	17% (LHV)	-	-	13%	-	13.1% (LHV)	-
総合効率	73%	-	60~80%	88% (HHV)	75~85%	80%	-	-
排ガス温度	90°C	271°C	250°C	200°C	275°C	245°C	650°C	250°C
タービン回転数	96,000rpm	96,000rpm	65,000rpm	60,000rpm	99,750rpm	90,000rpm	80,000rpm	100,000rpm
タービン入口温度	840°C	840°C	930°C	870°C	-	910°C	-	850°C
タービン出口温度	593°C	593°C	650°C	-	680°C	625°C	-	690°C
圧縮機圧力比	3.5	3.5	3.7	3.3	4.3	4.1	4.6	2.8
軸受	空気軸受	空気軸受	空気軸受	油潤滑	油潤滑	-	-	軸がり軸受け
燃料種別	天然ガス, 灯油, 軽油	天然ガス, 灯油, 軽油	天然ガス, プロパン, ティーゼル燃料	天然ガス	天然ガス	A重油, 灯油, 都市ガス13A	天然ガス	灯油, 軽油
燃料消費率	低圧供給9.7Nm ³ /h (13A 天然ガス換算)	低圧供給9.7Nm ³ /h (13A 天然ガス換算)	22.2Nm ³ /h, 26.8J/h, 25.7J/h (13A 天然ガス換算)	18.4Nm ³ /h (13A 天然ガス換算)	17.3Nm ³ /h (13A 天然ガス換算)	11.7Nm ³ /h (13A 天然ガス換算)	38J/h, 41J/h, 33Nm ³ /h (13A 天然ガス換算)	4.5J/h
重量	950 k g (含変圧器・ Fang スコン・排熱回収ヒー タ, パッケージ換気扇, 温水循環ポンプ)	489 k g (13A 天然ガス換算)	1,540kg (含ガスコン)他	1,360kg	1,000kg	-	120 kg	62kg
パッケージ寸法 (mm ³)	790×1,900×1,750	714×1,345×1,899	2,334×1,219×2,163	890×1,420×2,260	800×2,000×2380	-	~500×400×800	782×424×440
騒音	65dB@1m	65dB@10m	65dB@10m	75dB@1m	70dB@3m	85dB@1m	85dB@7m	55dB@7m
NOx	9ppmv	9ppmv	25ppmv (保証値) 9ppmv (目標値)	9ppmv	-	1.4mg/MJ fuel	-	-
CO	9ppmv	9ppmv	-	25ppmv	-	8mg/MJ fuel	-	-
寿命	40,000hrs.	40,000hrs.	40,000hrs.	80,000hrs.	-	-	-	-
電気出力	200~240V, 50/60Hz (三相交流) (含セ変圧器)	400~480V, 50/60Hz (三相交流)	120~208V, etc. 50/60Hz (三相交流)	-	400V, 50/60Hz (三相交流)	400V, 50/60Hz (三相交流)	400V, 50/60Hz (三相交流)	100V, 50/60Hz
発電器形式	永久磁石式/インバータ 内蔵	永久磁石式/インバータ 内蔵	誘導発電機	永久磁石式	永久磁石式同期型	-	-	永久磁石式同期型

出典 資源環境対策 笠松



マイクロガスタービンとは

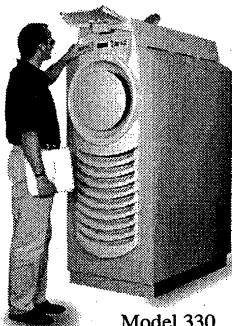


出力150kW以下で、
空気軸受、再生器、
逆変換装置、超高速発電機を備えた
超小型ガスタービン

TAKUMA CO., LTD.



Capstone MicroTurbine の特徴



性能

- ・出力 : 28kWnet
400~480V 50/60Hz
- ・効率 : 24.9%
- ・燃料 : 都市ガス、LPG、灯油

特徴

- ・空気軸受の採用
- ・超高速発電機(96000rpm)
- ・逆変換装置による系統接続
- ・超低NOx 9ppm(O₂=0%)以下
- ・超軽量 無振動 メンテフリー

TAKUMA CO., LTD.



Capstone MicroTurbine の 運転実績 (2000. 2)

最長運転時間 C型エンジン	>11,000hrs
点火回数 C型エンジン	>3,765hrs
総起動回数	>14,000cys
累積運転時間ベンチテスト	85,000hrs
フィールドテスト	200,000hrs
出荷エンジン	50,000hrs
合計	335,000hrs

TAKUMA CO., LTD.



Capstone MicroTurbine Model 330の運転試験

99/7 京都工場テクニカルセンター内で運転開始

目的 ○ 基本性能の確認

効率、出力、起動停止特性、系統連携保護特性
排熱特性(ガス量、NOx、CO)、騒音、振動特性

○ 信頼性、経済性の評価

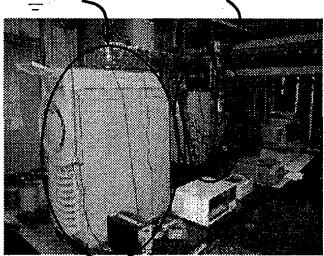
タービン、空気軸受、燃料、制御装置、季節変動特性
継続的な運用に伴う信頼性、メンテナンス性の確認
排熱回収装置の経済性、申請手続き、系統連携協議

TAKUMA CO., LTD.



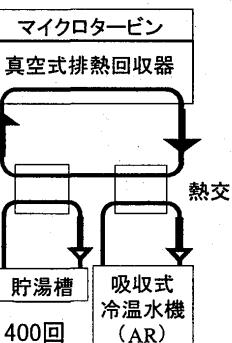
実証試験設備

マイクロタービン 排熱回収装置



運転時間 1,100 hrs、起動回数 400回

総発電量 : 24,000 kWh



京都工場フロー

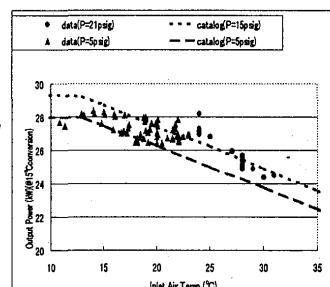
TAKUMA CO., LTD.



Capstone MicroTurbine Model 330の運転試験

◆ 運転条件

- ◆ 大気圧 100kPa
- ◆ 燃料 都市ガス13A
- ◆ 最大出力 28.3kW
- ◆ 回転数 96320rpm
- ◆ 排ガス温度 299C
- ◆ 酸素濃度 18.3%

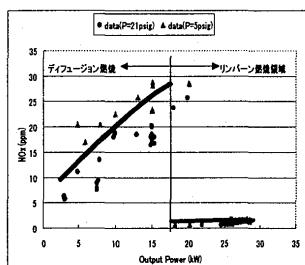


TAKUMA CO., LTD.

Capstone MicroTurbine Model 330の運転試験 超低NOX1. 1ppmを確認

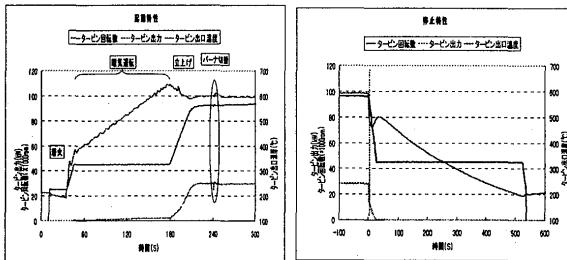
◆ 運転条件

- ◆ 気温 15C
- ◆ 大気圧 100kPa
- ◆ 燃料 都市ガス13A
- ◆ 最大出力 28. 3kW
- ◆ 回転数 96320rpm
- ◆ 排ガス温度 299C
- ◆ 酸素濃度 18. 3%



TAKUMA CO., LTD.

Capstone MicroTurbine の起動・停止特性



TAKUMA CO., LTD.

TCP30マイクロタービン・ コージェネパッケージの開発

基本コンセプト

- ◆ 総合熱効率75%以上の確保。
- ◆ 低圧200Vでの系統連携機能の保持。
- ◆ 都市ガス13Aほかの多種燃料に対応。
- ◆ 排熱バコチンによる圧力容器の適用外。
- ◆ リモートモニタリング機能の標準装備。
- ◆ 点検保守、多数設置の容易な機器配置。
- ◆ 騒音対策。

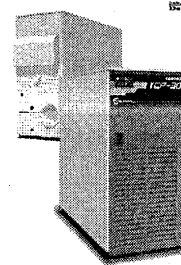
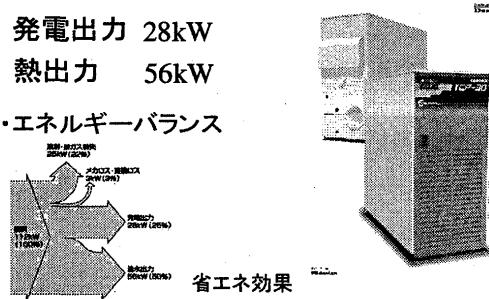
TAKUMA CO., LTD.

TCP30マイクロタービン・ コージェネパッケージの開発

発電出力 28kW

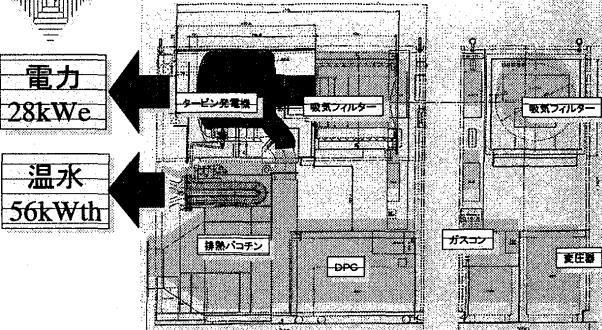
熱出力 56kW

・エネルギーバランス



TAKUMA CO., LTD.

TCP-30温水回収パッケージ

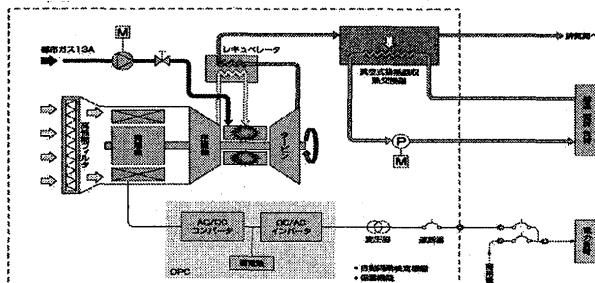


寸法:幅790×奥行1850×高さ1750(mm) 重量:1000kg

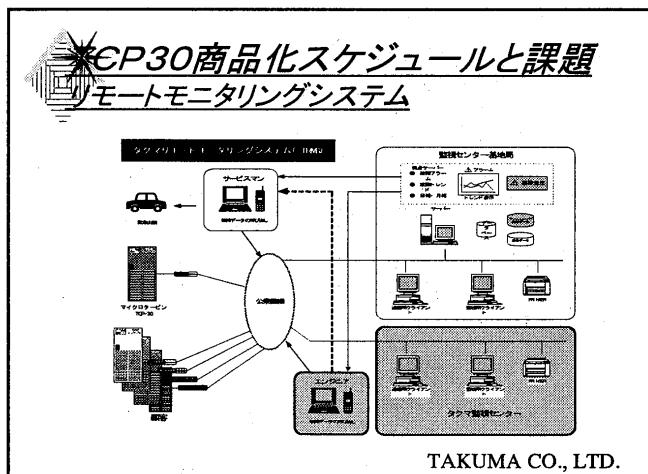
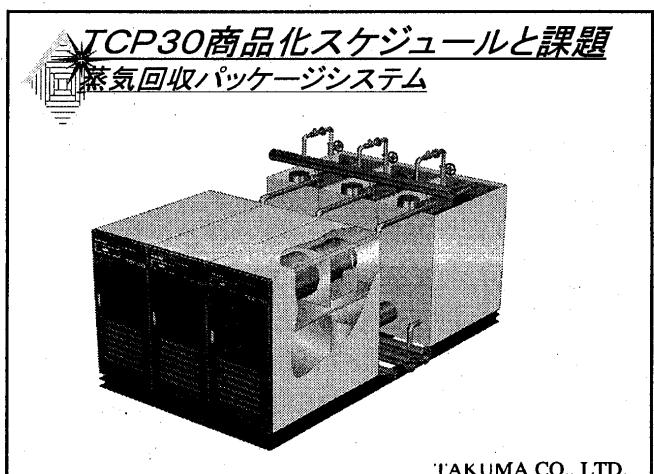
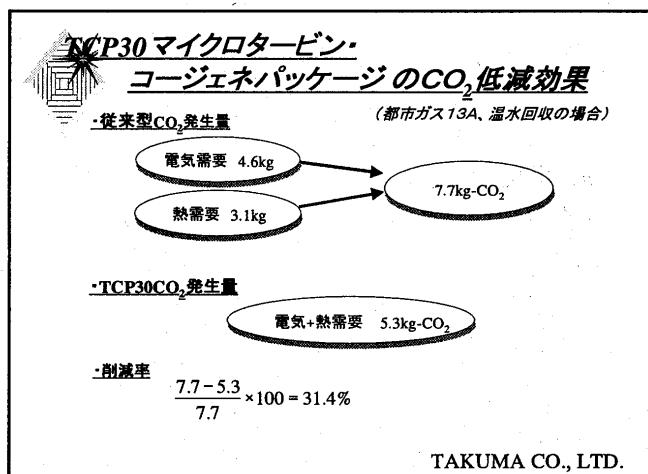
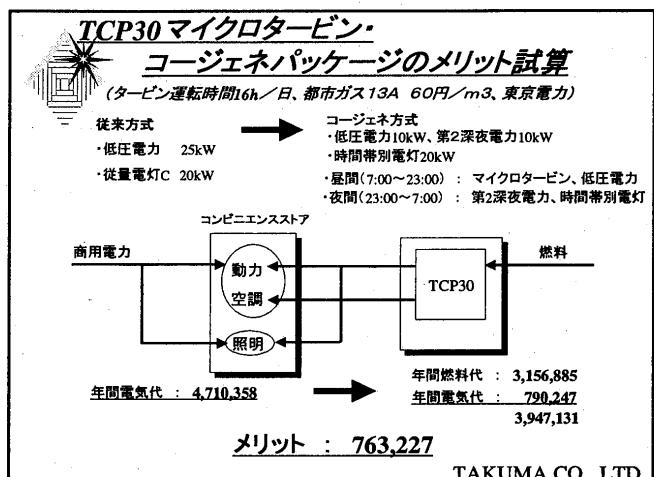
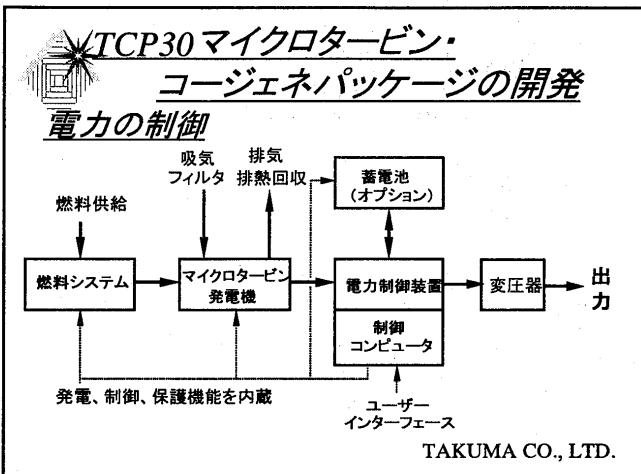
TAKUMA CO., LTD.

TCP30マイクロタービン・ コージェネパッケージの開発

TCP-30 システムフローシート (排熱を温水に利用)



TAKUMA CO., LTD.



超高負荷タービン翼列の翼型が及ぼす性能への影響(その1)

*三田慶一, 来摩智哉, 水上純一(法大院)
山本孝正, 白井弘(航技研), 水木新平, 辻田星歩(法大)

1. まえがき

ジェットエンジンの性能向上の一つとして, タービン翼の高負荷化がある。タービン翼を高負荷化することで, タービン段数および翼枚数を少なくすることができる。そのため, エンジン重量の軽減, 製作コストの低減, および取り扱いの簡素化が可能となり, 特に重量軽減を重視する航空機用エンジンではその寄与するところが大きい。

しかし, タービン翼の高負荷化に伴い翼列を流れる流れの転向角が増加し, 翼間流路内正圧面, 負圧面の圧力勾配が大きくなるため, 強い三次元流れが発生し, その結果性能が劣化する傾向がある。したがって, タービン翼の高負荷化を実用化するためには, 翼間内で発生するこの複雑な流れを制御していかに効率化を図るかが大きな課題である。本実験では, 超高負荷タービン翼の実用化に向けてより性能の高い翼形状を開発するため, 性能の劣化を引き起こす損失発生のメカニズムの解明を目的とする。

ここでは, 従来のタービン翼の転向角 $110[\text{deg}]$ に比べて, 格段に大きい $160[\text{deg}]$ の転向角を有する超高負荷タービン翼列を2種類試作した。二つの翼列は, 翼負圧面の長さが異なる。これらの翼列の内部, 上流および下流の流れを5孔ピトー管を用いて測定し, 翼形状の違いが二次流れと損失発生過程にどのような影響を与えるのかを調べた。

2. 実験装置

図1に本実験で用いた直線翼列風洞の概略図を示す。本風洞は, 大気開放型吹出風洞である。送風機より吹出された空気は, 金網, ベルマウスで整流されたのち, 供試翼列を通過して大気に開放される。

本風洞では, いわゆる二次元翼列風洞(アスペクト比通常3以上をとっている)と違って, 翼列エンドウォールとコーナーにおける渦などの三次元的な流れを調べるのが主目的であるため, 翼スパンを約100mmと小さくとり, 低アスペクト比翼列とした。

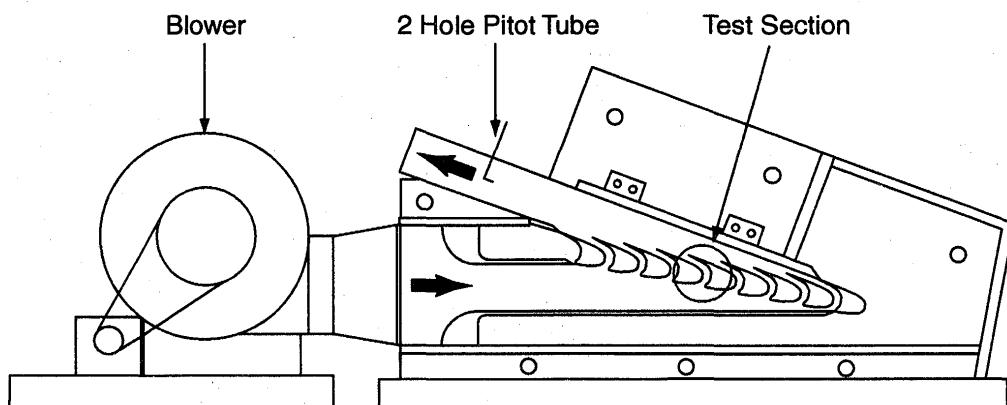


図1 直線翼列風洞概略図

図2および表1に供試翼の主な形状と仕様を示す。本実験で用いた供試翼は、極端な高負荷化を目的とした超高負荷タービン翼で、設計転向角160[deg]である。二つの供試翼は、以前製作した翼Type1₍₁₎と区別してType2と称し2種類製作した。Type2(Original;以下ORとする)にくらべType2(High Efficiency;HE)は、損失低減を目標にした翼であり、Type2(OR)の翼形を元に、数値解析法を用いて効率が高くなるように設計したものである。両者とも仕様は同じであるが、図に示すようにType2(HE)の方が負圧面の長さが短くなっている。

3. 実験方法

流速は翼列下流に設置した2孔ピトー管により40[m/s]に設定した。

図3に5孔ピトー管による測定断面を示す。測定はType2(OR)とType2(HE)とともに翼列の上流から下流までの8つの断面を行った。測定断面の位置は翼前縁からの軸方向距離zをCaxで無次元化した値z/Caxで表す。測定点は各断面とともに翼列方向(ピッチ方向)27点、翼列高さ方向(スパン方向)29点、合計783点とった。レイノルズ数は、設定流速とCaxを用いて定義すれば 1.8×10^5 となる。

4. 解析方法

全圧損失係数 C_{pt} を(1)式のように定義する。

$$C_{pt} = \frac{\overline{P_{t_{in}} - P_t}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_{m_{out}}}^2} \quad (1)$$

二次流れ運動エネルギー係数 C_{sk} を(2)式のように定義する。

$$C_{sk} = \left(\frac{\overline{V_s}}{\overline{V_{m_{out}}}} \right)^2 \quad (2)$$

なお本実験で二次流れベクトルは、各断面での質量流量平均流速ベクトルに直行する断面に投影したベクトルと定義する。

表1 供試翼列仕様

	Type2(OR)	Type2(HE)
翼枚数	N	8
軸方向弦長	Cax(mm)	68.5
翼ピッチ長さ	S(mm)	114.28
翼スパン長さ	H(mm)	100
ピッチ軸方向比	S/Cax	1.668
入口流入角	(deg from axial direction) α_{in} (degree)	-80
出口流出角	(deg from axial direction) α_{out} (degree)	80
転向角	(degree)	160

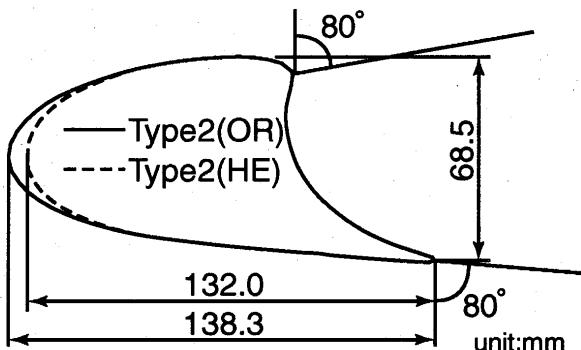


図2 供試翼幾何形状

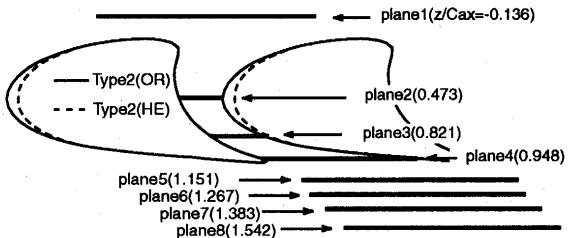


図3 測定断面の軸方向位置

$\overline{P_{t_{in}} - P_t}$: 翼列最上流断面の質量流量平均全圧

$\overline{V_{m_{out}}}$: 出口最下流断面の質量流量平均流速

V_s : 二次流れベクトルの大きさ

$\overline{V_{m_{out}}}$: 出口最下流断面の質量流量平均流速

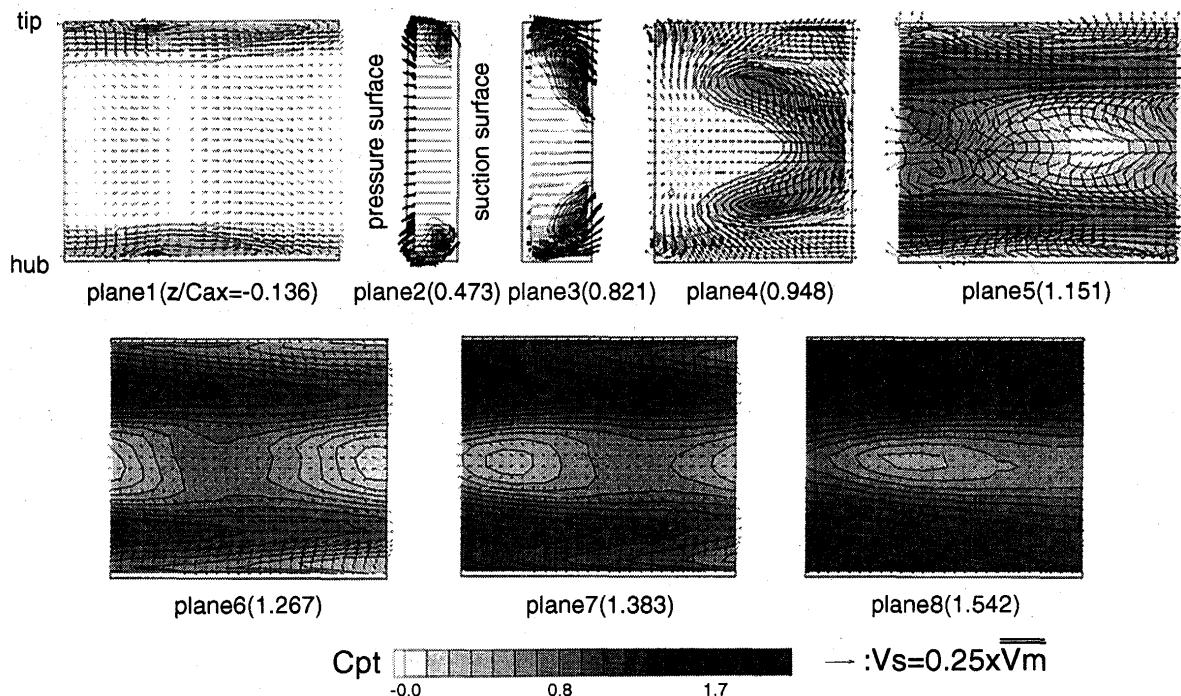


図4 Type2(OR)の各断面における全圧損失係数分布および二次流れベクトル

5. 実験結果

5. 1 Type2(OR) の測定結果

図4にType2(OR)の各断面における全圧損失係数分布を示す。断面1($z/Cax=-0.136$)では、エンドウォール上、特に翼前縁近傍で流れがよどみ、高い損失を示している。また、そのエンドウォール上では馬蹄形渦が発生しやすくなっている。翼列に入り断面2(0.473)になると流れは正圧面では減速、負圧面では加速され、その結果生ずる圧力勾配により圧力の高い正圧面側から低エネルギー流体(壁面境界層流体)が圧力の低い負圧面に移動する。断面3(0.821)では、その低エネルギー流体は正圧面側に巻き上げられつつミッドスパンに移動し始める。そのため断面4(0.948)では、二つの低エネルギー流体はかなりミッドスパン側に移動している。その中心は翼列流路のほぼ中央に位置している。翼列を出て断面5(1.151)でみられるように、低エネルギー流体は翼による制限をはなれ拡散し始める。ミッドスパン上の損失の低い領域は流れの主流部にあたる。しかし翼列下流(断面6(1.267)～断面8(1.542))では、翼列内で発生した強い二次流れ(流路渦)により流体のミキシングがおこり、それによる損失が発生し損失の高い領域が広がっていく。

5. 2 Type2(OR) と Type2(HE) の比較

図5にType2(OR)とType2(HE)の各断面における全圧損失分布および二次流れベクトル、図6に翼列入口断面1($z/Cax=-0.136$)での流速分布を示す。また、図6から得た無次元の入口境界層厚さ δ_{99}/H 、排除厚さ δ^*/H 、運動量厚さ δ^{**}/H を表2に示す。

翼列入口断面1(-0.136)では、両翼共にエンドウォール上に境界層が発達している。境界層の厚さはType2(HE)の方が厚い。表2の値は、tip側とhub側との平均値である。翼列に入り

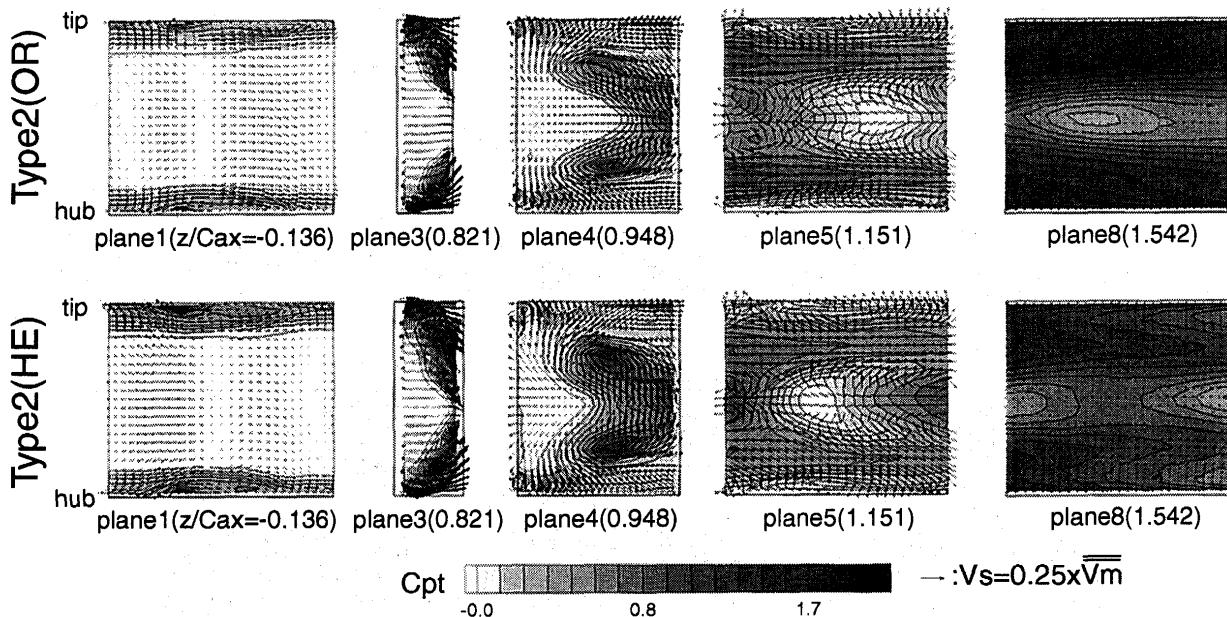


図5 各断面における全圧損失分布および二次流れベクトル

断面3(0.821)では、Type2(HE)の負圧面上の低エネルギー流体内でType2よりも高い損失がみられる。図7の断面3(0.821)の拡大図を見るとこの領域では、周りのベクトルとは反対向きの二次流れベクトルが発生し、流れは負圧面から剥離を起こしていると考えられる。Type2(HE)の場合、図8の断面3(0.821)静圧分布を見るとわかるように圧力勾配が強くこのため強い流路渦が発生し、翼負圧面から流れを剥離させている。Type2(HE)は効率を上げるためにType2(OR)よりも翼列内の圧力勾配が弱くなるように設計されていたが、予想に反して強くなっている。断面4(0.948)でも、Type2(HE)の方が損失は大きい。しかし、翼列を出て断面5(1.151)になるとType2(HE)の方が損失が低くなり、さらに断面8(1.542)になるとType2(HE)はType2(OR)にくらべ損失はかなり小さい。

図9に各断面での質量流量平均値の軸方向分布を示す。全圧損失係数分布(図9(a))を見ると、両翼共に翼入口から翼間にかけて損失は緩やかに増加していき、翼出口付近からは急激に損失が増加する。翼間では

表2 翼列入口境界層厚さ($z/Cax=-0.136$)

	TYPE2(OR)	TYPE2(HE)
δ_{99}/H	0.1545	0.1750
δ^*/H	0.0218	0.0273
δ^{**}/H	0.0170	0.0205

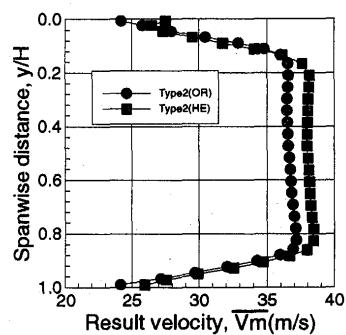


図6 翼列入口状態

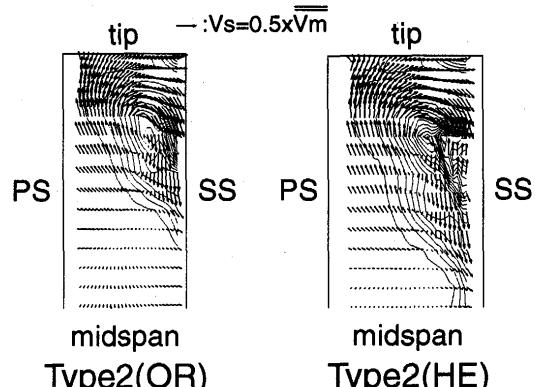


図7 断面3($z/Cax=0.821$)拡大図

Type2(OR)の方が損失が低いが、翼列下流になると逆にType2(HE)が損失が低い。流れ分布(図9(b))を見ると、翼間 $z/Cax < 0.5$ までの間で、Type2(HE)に強い減速領域が存在する。ヨー角分布(図9(c))を見ると、Type2(OR)が $157.47[\text{deg}]$ 、Type2(HE)が $156.01[\text{deg}]$ の転向角が得られている。両翼の全圧損失の違いは主に負圧面での流れの剥離や翼出口以降でのミキシングロスの発生過程の違いに起因すると考えられる。

6. 結論

- (1) Type2(HE)の方がType2(OR)よりも翼列内 $z/Cax < 0.5$ で①減速の度合いが強いこと、②翼間での二次流れが強いこと、のため負圧面上で剥離が生じ損失が高い。しかし、後縁直後ではほぼ損失は同じである。
- (2)一方、翼列下流では、Type2(HE)の方が損失の増加は緩やかで、 $z/Cax = 1.542$ で比較すれば損失が小さく効率が高くなっている。
- (3) Type2(OR)、Type2(HE)とともに翼列の転向角は、 $z/Cax = 1.542$ においてType2(OR)は $157.47[\text{deg}]$ 、Type2(HE)は $156.01[\text{deg}]$ であった。

参考文献

- (1) A.Yamamoto,T.Kuruma,J.Mizukami,Proceedings of the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-8, Vol. I, pp.335-340, 2000

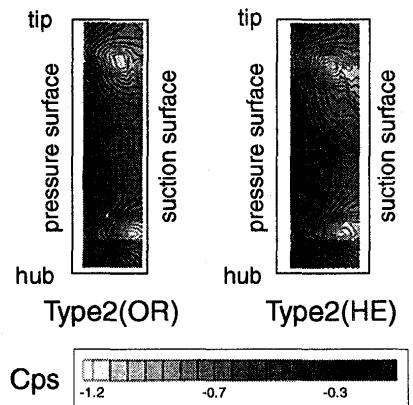


図8 断面3(0.821) 静圧分布

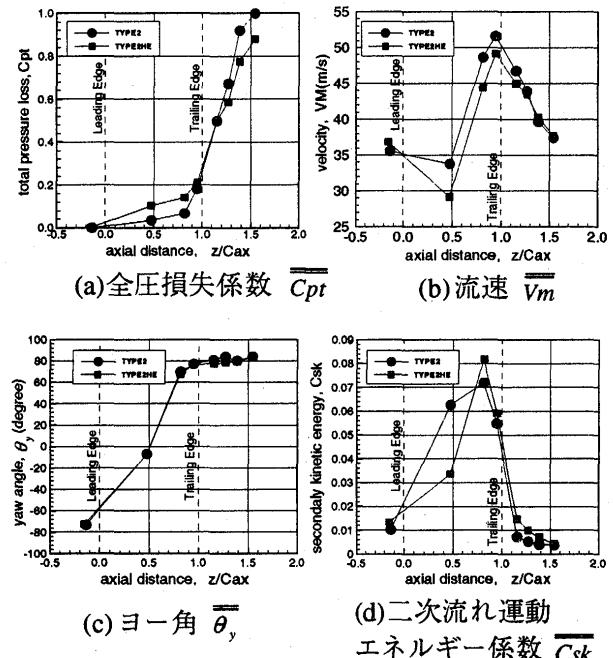


図9 各断面での質量流量平均値

遷音速翼列の翼間流路における衝撃波挙動の測定 (5枚組翼列の場合)

A-2

*國平敬之（東京都立科学技術大学大学院）

松下政裕（東京都立科学技術大学大学院）

白鳥敏正（東京都立科学技術大学）

桜井忠一（東京都立科学技術大学）

1.まえがき

遷・超音速領域で作動するファン、圧縮機翼列においては翼振動が存在しない場合でも、衝撃波・境界層干渉および、それに伴う境界層剥離の発生、渦放出などを原因として衝撃波振動が発生し得る。衝撃波振動現象を伴う空力弹性問題を考える上で衝撃波の挙動を明らかにしておく事は重要である。これまでにも衝撃波自励振動に関する研究はいくつかなされている。例えば内部流では Bogar⁽¹⁾による遷音速ディフューザー内の垂直衝撃波自励振動の実験研究、Yamamoto、Tanida⁽²⁾による矩形流路内遷音速中の単独翼における衝撃波自励振動の研究、Araki、Okamoto、Ohtomo⁽³⁾によるタービン翼列における衝撃波自励振動の研究等が行われている。実際のファン、圧縮機翼列においては、食い違い角を有する翼列で形成された翼間流路に衝撃波が発生することとなるが、このような衝撃波の自励振動の基礎的な研究は十分に行われてはいない。各翼列翼間に発生した衝撃波変動は各流路間で互いに干渉し、その挙動は複雑である。そこで翼列における衝撃波発生形態の一つとして翼間に衝撃波が発生している場合に注目し、3枚組翼列を用いて食い違い角30°の2次元翼列における翼間衝撃波について実験的研究を行ってきた⁽⁴⁾。しかし、3枚組翼で構成された翼列は隣接流路における流れの干渉を含む現象を考慮できる最低のものと考えられるが、隣接流路、上下壁からの影響を見るためにもより多くの翼で構成された翼列での検討が必要であろう。そこで今回、新たに5枚組翼列を用いて翼間衝撃波の挙動を実験的に調べ、3枚組翼列の場合の結果との比較を行った。

2.実験装置

本実験において用いた実験装置概略図をFig1に示す。実験に用いた風洞の測定部寸法は断面高さ150mm、測定部幅100mm、測定部長さ400mmである。測定部における流れの状態の設定は流入側全圧（集合胴全圧）と測定部後方チョークノズルストロート面積の調整によって行う。また、後方チョークノズルにより風洞後方の拡散筒からの乱れの測定部への伝播は抑止されている。なお、上下壁、側壁において境界層吸い込み等の配慮はなされていない。

供試翼列はFig.2に模式的に示されるように翼弦長 $c=56\text{mm}$ 、翼厚10%、翼幅99.6mmのステンレス製2次元対称円弧翼5枚で構成されており、各翼は一方の側壁より片持ち支持されている。翼の配置は食い違い角30度、ピッチ34.3mm（ピッチコード比0.61）である。また、上下壁による鏡像関係は直線翼列条件を満たしていないため、主に中央部の第2翼と第3翼、第4翼（第2流路、第3流路）に注目していく。衝撃波発生位置は翼前縁からの距離を翼弦長 $c=56\text{mm}$ で無次元化した X_s を用いる。

実験条件はチョーク状態の流入マッハ数 $M=0.58$ 、に対して背圧範囲 $P_b=0.646\sim0.80$ を行った。ここで P_b は翼列後方静圧（以下背圧）を翼列前方全圧（集合胴全圧）で無次元化したものである。なお、今回の5枚翼列の翼弦長 c を代表長さとしたレイノルズ数は $R_e=7.4\times10^5$ （3枚翼列では $R_e=1.1\times10^6$ ）である。

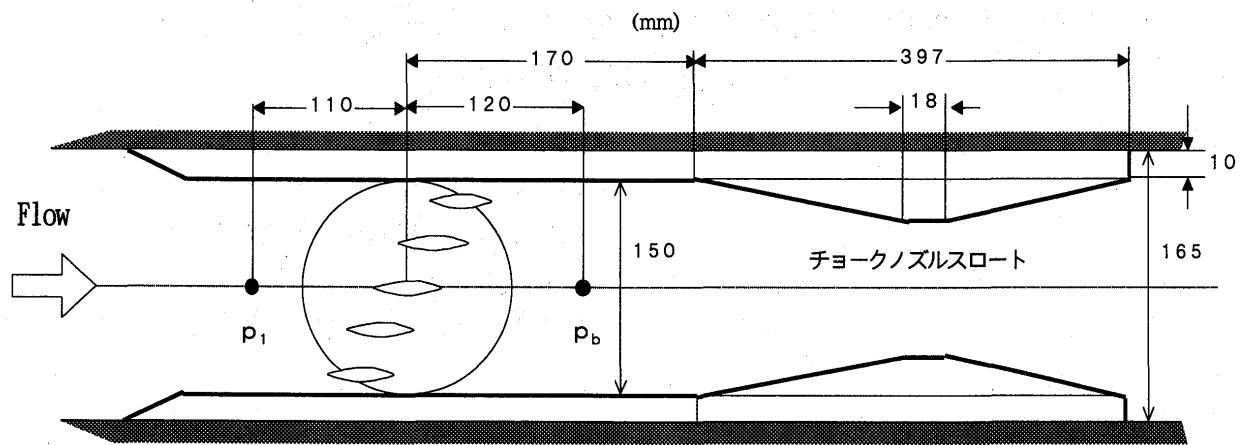


Fig.1 実験装置概略図

り、衝撃波前方の境界層は層流であるとみられる。流れ場全体の観察はシュリーレン可視化により行った。
次に、衝撃波変動を調べるために翼間衝撃波の流路方向位置変化の計測を高速ラインスキャンカメラ（DALSA 製 CL-C9-512M:512 素子）及びラインビデオ信号収集・処理コンピュータで構成された計測システム⁽⁵⁾を使用して行った。

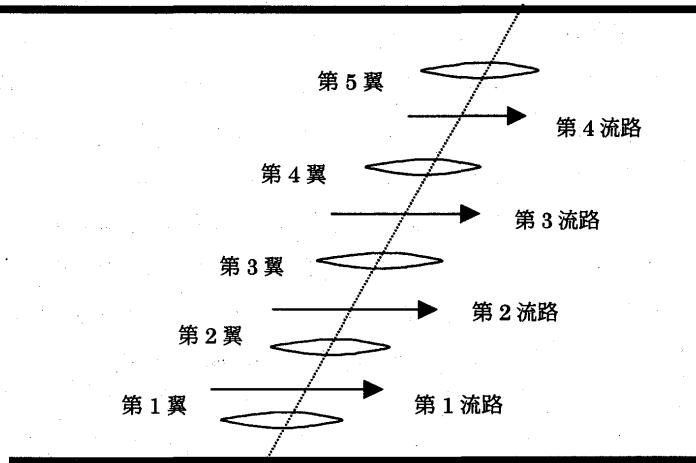


Fig.2 5枚翼列の各部名称

3.実験結果

はじめに背圧比による流れ場の変化を示す。シュリーレン写真各流路に発生する衝撃波の様子・振幅などの違いから背圧比に対して流れ場を、おおよそ分類し Fig.3 にその代表例を示した。Fig.3 の a~c は 5 枚翼列の場合、d~f は 3 枚翼列の場合である。5 枚翼列について

- (1) 各流路に衝撃波が発生し始める $P_b=0.72$ のとき、第 1 流路には第 1 翼の $X_s=1.03$ 近辺に、 $X_s=0.93 \sim 1.07$ の範囲で変動する垂直衝撃波が形成されている。第 2 流路では第 2 翼 $X_s=0.89$ 付近に $X_s=0.85 \sim 0.93$ を変動している垂直衝撃波が発生する。第 3 流路では第 3 翼中心部に $X_s=0.80 \sim 0.89$ で変動途中で消滅したり発生したりしている垂直衝撃波が観測されている。第 4 流路では衝撃波が発生、消滅しており、変動はない。
- (2) 入衝撃波が発生し始める $P_b=0.70$ のとき、第 1 流路には第 1 翼 $X_s=1.12$ 付近に、入衝撃波と垂直衝撃波との変化を繰り返し $X_s=1.07 \sim 1.16$ で変動している衝撃波が確認された。第 2 流路は第 2 翼 $X_s=1.01 \sim 1.07$ 位で明瞭な λ ・垂直衝撃波が発生している。第 3 流路では第 3 翼 $X_s=0.93 \sim 0.98$ で変動する弱い垂直衝撃波を確認している。この衝撃波は小刻みに振動している。第 4 流路には第 4 翼 $X_s=0.85 \sim 0.89$ で変動して消滅、発生する垂直衝撃波が発生している。

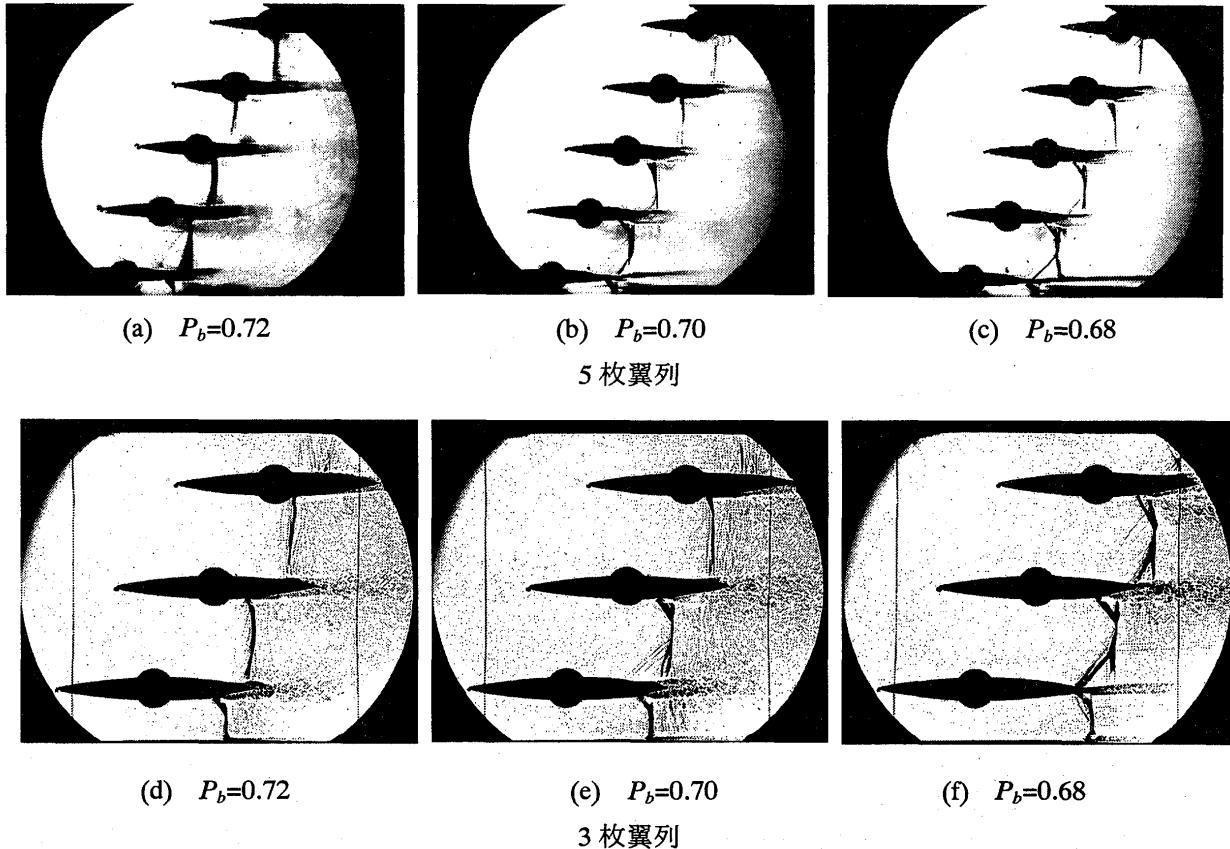


Fig3 流れ場の様子（瞬間シュリーレン写真）

(3) λ 衝撃波と離脱衝撃波とで変動している $P_b=0.68$ のとき、第1流路では第2翼の根元 $X_s=0.86$ 位の点から剥離し、第1翼後縁からは完全に離れた離脱衝撃波となり、第1翼 $X_s=1.01\sim1.19$ で激しく変動している。第2流路では第2翼 $X_s=1.19$ 付近で λ 衝撃波と離脱衝撃波の変化を繰り返している。第3流路では第3翼 $X_s=1.01$ 近くを垂直衝撃波、 λ 衝撃波、離脱衝撃波と交互に変化している。第4流路では第4翼 $X_s=0.98$ 付近で垂直衝撃波と λ 衝撃波に変動している。

以上のように、5枚翼列の場合も衝撃波発生位置は安定しておらず、3枚翼列の場合と同様に衝撃波振動現象が観察された。さらに5枚翼列においても各流路による衝撃波発生形態には第4流路に見られるように、なお違いが見られる。次にラインスキャンカメラを用いて各流路について衝撃波の位置計測を行った結果について述べる。Fig.4は、流路中央での衝撃波の翼弦方向位置を背圧に対して整理した結果を示したもので、ラインスキャンカメラで計測した平均衝撃波位置と変動範囲を示してある。衝撃波は背圧比 $P_b=0.70$ のとき第2流路の平均衝撃波位置は第1流路の平均衝撃波位置より、約 $0.02 x/c$ ほど前方（上流）に位置し、第3流路の平均衝撃波位置は約 $0.04 x/c$ 、第4流路では $0.19 x/c$ 前方に位置する。だが、背圧比が減少し $P_b=0.65$ のときには第2流路の平均衝撃波は第1流路のそれより約 $0.08 x/c$ 程度前方に位置し、第3流路の平均衝撃波位置も約 $0.19 x/c$ 、第4流路も $0.25 x/c$ の前方に存在した。つまり背圧比 P_b が減少するほど各流路間で平均衝撃波位置の差が生じてくる。また、平均衝撃波位置が流路下側の翼の後縁 ($X_s=1.0$) 位置となるのは第1流路、第2流路、第3流路、第4流路で各々 $P_b=0.71$ 、 $P_b=0.70$ 、 $P_b=0.69$ 、 $P_b=0.66$ となる。3枚翼列と5枚翼列との比較では、5枚翼列の第2流路と3枚翼列の上側流路の背圧比による衝撃波発生位置は、ほぼ同一であり、第3流路と下側流路についてもほぼ同

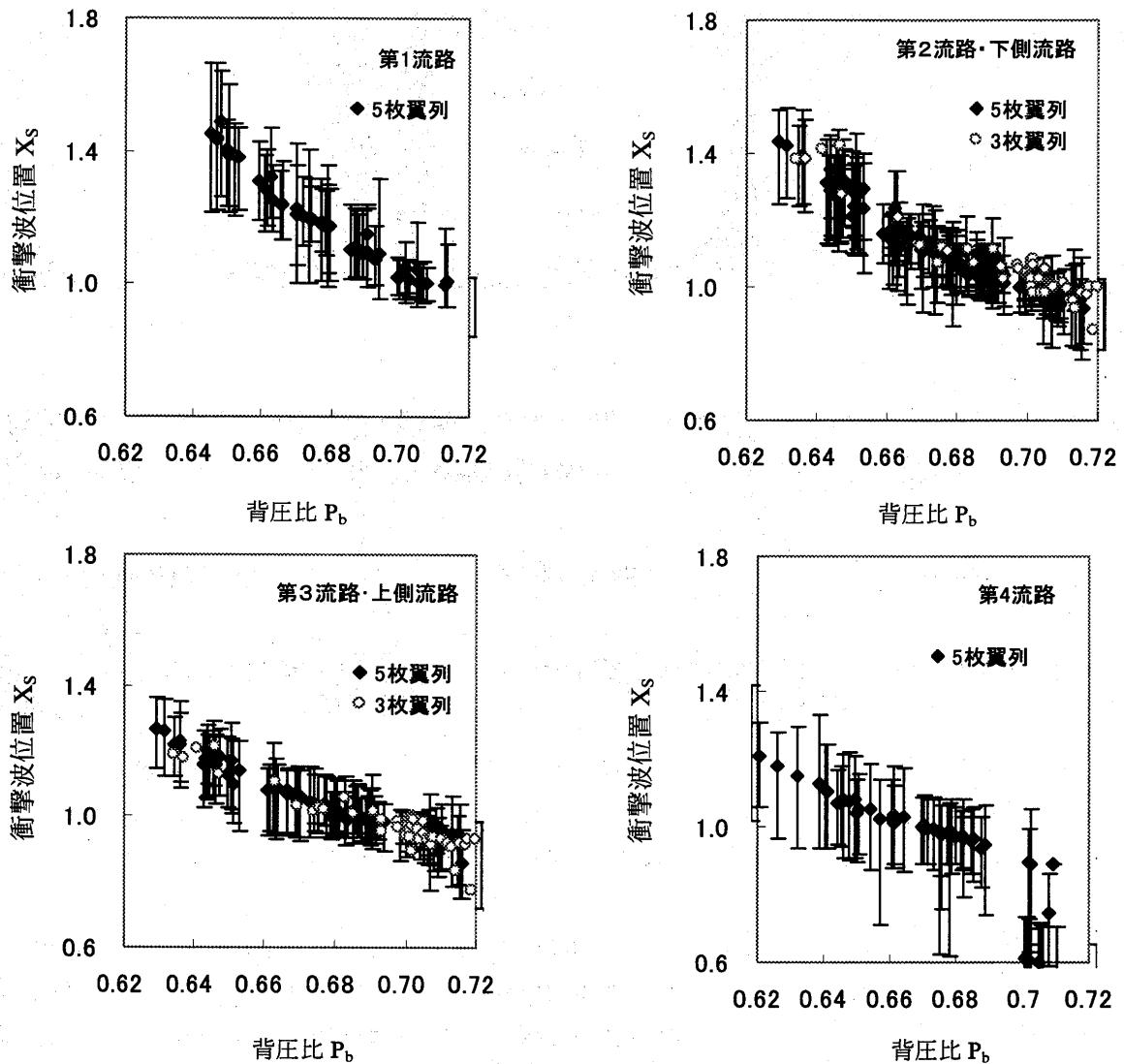


Fig.4 背圧比に対する衝撃波発生位置

一である。

次に衝撃波位置の変動を示す。Fig.5 は $P_b=0.68$ の時のラインスキャンカメラを用いて計測した衝撃波の時間的位置変動である。なお、2 台のラインスキャンカメラを用いて同時に 2 つの流路について計測している。この画像を見ると、第 2 流路と第 3 流路の衝撃波位置変動は位相がほぼ 180° ずれている。同様に、第 1 流路と第 2 流路、第 3 流路と第 4 流路のように隣あう流路での衝撃波位置変動についても位相がほぼ 180° ずれている。ここでは掲載されていないが、第 1 流路と第 3 流路は同位相で第 2 ・第 4 流路は同位相であることが確認できた。また 5 枚翼列での衝撃波位置振動波形の周期性は 3 枚翼列での衝撃波振動波形のそれに比べ明瞭である。

これらのラインスキャンカメラの画像から衝撃波位置抽出を行い、その結果について FFT 解析を行い振動衝撃波支配周波数を求めた。それらの周波数を平均衝撃波位置に対して整理した結果を Fig.6 に示す。

Fig.6 を見ると、平均衝撃波位置 X_s が 1.0 より小さい場合には周波数の分布にはらつきが見られ、 X_s が 1.0 以上になってくると周波数の分布は X_s によって決まってきていている。また、第 1 流路から第 3 流路までの結果の傾きはほぼ同じだが、第 4 流路だけは傾きがあまり見られなかった。5 枚翼列の第 2 流路

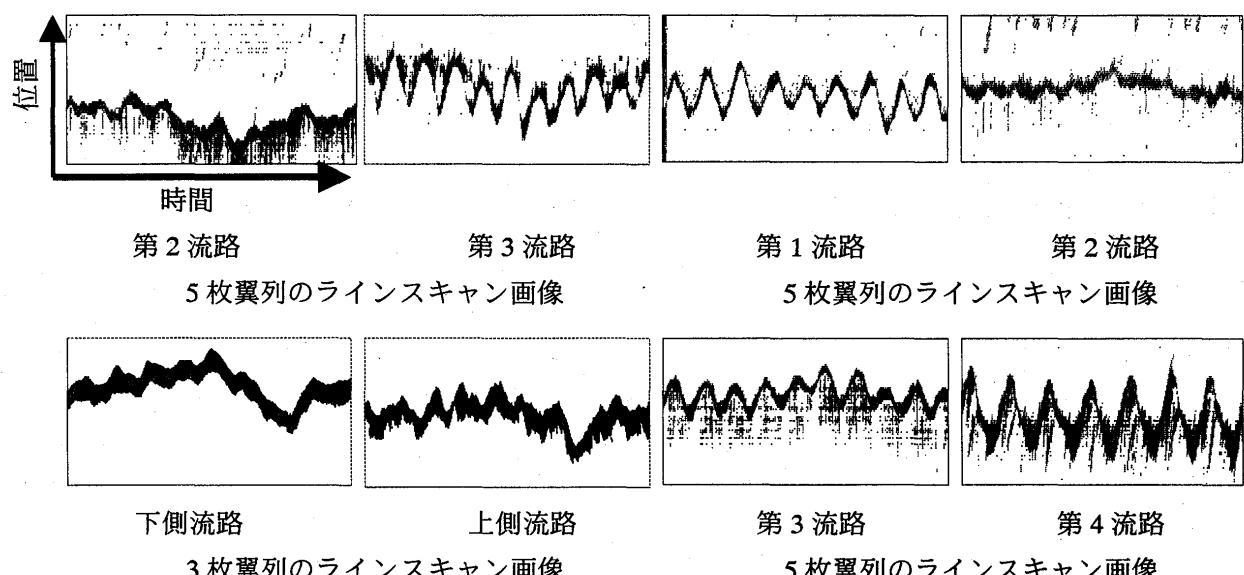


Fig.5 $P_b=0.68$ の時のラインスキャン画像

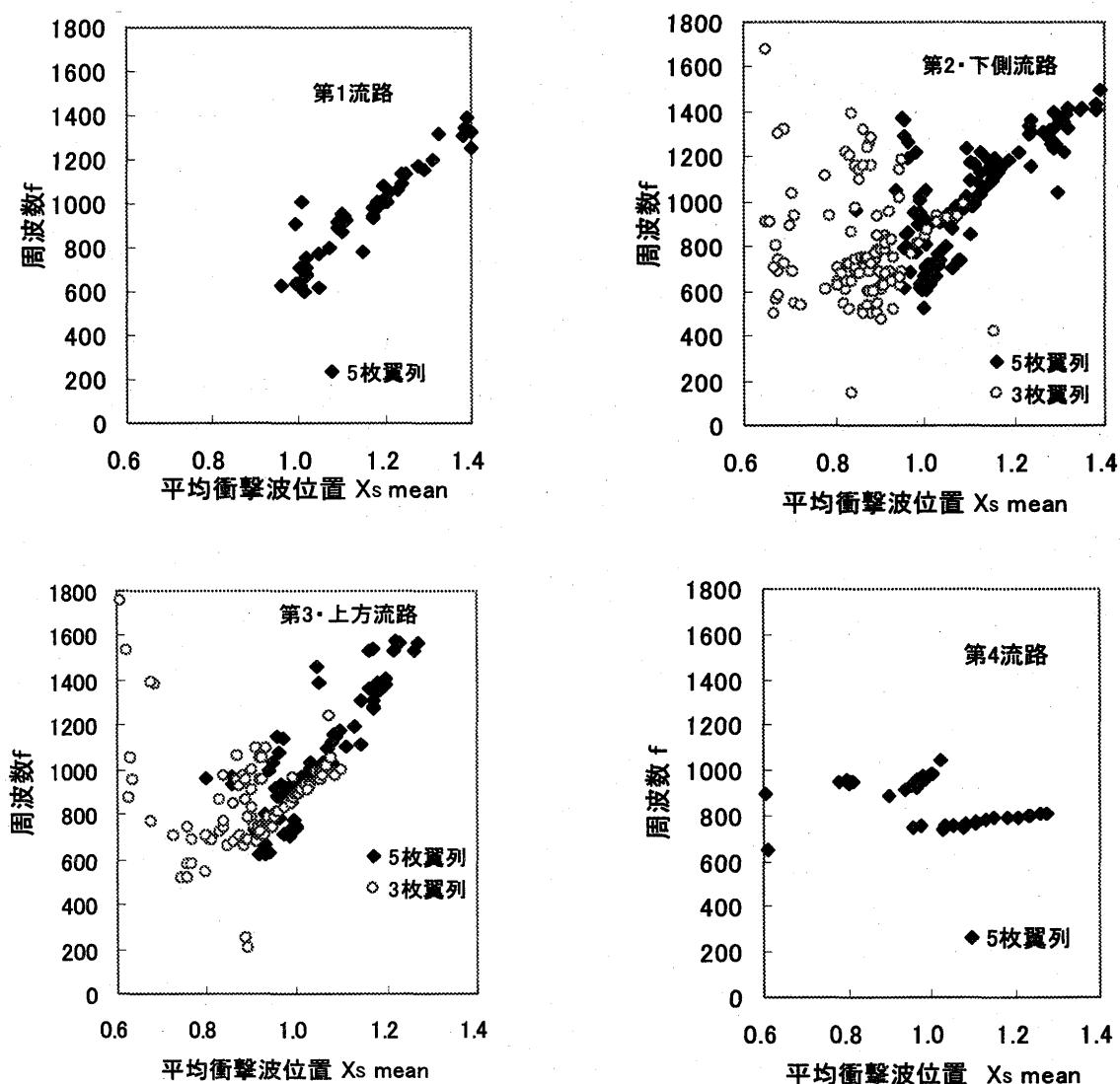


Fig.6 各流路の平均衝撃波位置に対する周波数

第3流路における結果と3枚翼列の上側流路と下側流路における結果を比較すると、ほぼ同一の傾向である。

4.結論

本実験では5枚組翼列で構成された近似的な二次元翼列を用いて翼間衝撃波の振動現象について衝撃波発生位置を中心に調べ、得られた結果についてこれまでの3枚翼列の場合の結果との比較を行った。その結果を以下に示す。

- (1) シュリーレン観測の結果、同一背圧比においては3枚翼列の上側流路と5枚翼列の第3流路、3枚翼列の下側流路と5枚翼列の第2流路の衝撃波発生位置はほぼ同じである。
- (2) 5枚翼列の衝撃波位置変動について各流路について調べたところ第1流路と第2流路の様に隣接する流路ではその位相差はほぼ逆位相であり、第1流路と第3流路及び第2流路と第4流路は同位相であった。
- (3) 衝撃波位置変動についてFFT解析を行った結果、平均衝撃波位置に対する周波数の変化を見たところ5枚翼列と3枚翼列ではほぼ同一であった。また、5枚翼列の第4流路の周波数変化を除けば、第1～第3流路での周波数変化はほぼ同一の傾向を示している。

参考文献

- (1) Bogar, T.J., "Structure of Self-Excited Oscillations in Transonic Diffuser Flows," AIAA J., Vol.24,1986,pp.54-61
- (2) Yamamoto, K., and Tanida, Y., "Self-Excited Oscillations in Transonic Flow Around an Airfoil in Two-dimensional Channel," Paper of Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, ASME89-GT-58,June,1989
- (3) Araki, T., Okamoto, Y. and Ohtomo, F., "Self-excited flow oscillation in the low pressure steam turbine cascade," Proceeding of the IUTAM Symposium,`Aeroelasticity in Turbomachines',1980
- (4) 松下、白鳥、桜井、「遷音速翼列間流路に生じる衝撃波変動に関する研究（翼間流れ場の計測）」、日本ガスターイン学会誌、Vol.27、1999、3,pp.40-45
- (5) 松下、白鳥、「ラインスキャンカメラによる衝撃波位置計測」、第25回可視化情報シンポジウム講演論文集、Vol.17 Supple.No.1,1997,pp.305-308

2次空気漏れ流れが翼列性能に及ぼす影響解析

A-3

*海野 大, 児玉 秀和 (石川島播磨重工業)

1. はじめに

民間ジェットエンジンの開発において燃費低減の要求は必要不可欠であり、そのためにもファンや圧縮機の高効率化は大きな技術課題である。ファンや圧縮機の効率を落とす原因にはさまざまなものがあるが、ハブ側やケーシング側にあるキャビティやプラットフォーム間からの主流の1%に満たない2次空気の漏れもそのひとつである。空力性能向上のためには、キャビティやプラットフォーム間の隙間を完璧にシールすればよいが、これはコスト上昇やディスク等の冷却不足などの問題を引き起こす。よって空力性能、コスト、冷却性能のトレードオフを行うためには、2次空気の漏れが空力性能に及ぼす影響を精度よく予測する解析技術が必要である。

Shabbir 等[1]は遷音速動翼に対し、圧縮機上流ハブからの漏れ空気が圧縮機性能に及ぼす影響を試験および数値流体解析を用いて調べ、漏れ空気によって圧力比と流量の特性が変ることを示した。更に漏れ空気がなくてもキャビティの存在によって圧力比と流量の特性が変わることを示した。

Shabbir 等や今成等[2]は通常の H 型格子による翼間解析手法において漏れ流れの影響を翼間解析に取り込んだ。しかし漏れ流れ速度を周方向に均一に与えるなどの実際に起きている現象とは異なる境界条件を用いている。そこで本研究では溝や隙間などをキャビティとしてモデル化し、キャビティを含めた数値流体解析を行うことによって漏れ流れの不均一性が解析の結果として得られるようにしたので報告する。

2. 解析方法

支配方程式は三次元レイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式とした。対流項は MUSCL 内挿により高次精度化し[3], Roe の近似リーマン解法とし、粘性項は中心差分とし、時間方向は陰解法の LU-SGS 法とし[4]、定常解析のため、局所時間刻み法を用いた。また乱流粘性係数は Spalart-Almaras による 1 方程式乱流モデル[5]を用いて評価した。

本研究の対象は2次空気の漏れ、そして主流の巻込みが混在する流れ場である。このような複雑な流れ場を精度よく捕らえるために構造格子によるマルチブロック法を用い、2次空気の吹き出し部も解析領域に含めた解析を行った。各ブロックの接続性等を考慮し、翼間は H 型格子とした。主流部とキャビティ部の接続部は流れの変化が激しいため、接続部の格子は一致させることで精度向上を図った。

入口境界条件として、全温、全圧、流れ角を与え、出口境界条件として静圧分布を与えた。翼面やハブおよびケーシング壁面では滑りなし条件とした。2次空気の吹き出し部は全温、流れ角を与え、静圧を計算領域より外挿し、与えられた流量になるように全圧を調整した。チップクリアランスはクリアランスなしの格子を用い、クリアランスに相当する位置の背側と腹側の格子点が重なっていると仮定し、周期境界条件を適用した[6]。

3. 遷音速動翼試験結果との比較

Shabbir 等が試験に用いた遷音速動翼 (ROTOR35) は圧力比 1.82、流量 20.19kg/sec の設計点を持つ。試験は元々、数値流体解析コード検証のワークショップに使うデータ収得を目的とし、動翼のみで行われている。試験ではハブ側の圧力分布に大きなうねりを生じていたが、ワークショップで示された計算にはこのうねりを再現できるものがなかった[7]。Shabbir 等は図 1 に示される動翼上流側センターボディと動翼ディスクの間の 0.75mm の隙間からセンターbody 内キャビティの空気が主流側に漏れることがハブ側の圧力分布に大きなうねりを生じさせる原因だと考え、キャビティの存在そして漏れ流れの影響を調査する試験を行った。Nominal Gap, Leakage, Reduced Gap と呼ばれる 3 つの形態で試験が行われており、Nominal Gap は動翼上流側センターボディ内の閉じだキャビティが動翼ディスクとの隙間を通してつながっている形態であり、Leakage はその Nominal Gap の構造で内部からセンターボディ内キャビティに空気を送り込む形態、そして Reduced Gap は隙間をバルサで塞ぐことにより、わずかな隙間部分だけを残した形態である。

図 2 は Shabbir 等が行った試験に対する本数値流体解析のモデルを表す。Nominal Gap および Leakage の形態におけるセンターボディ内ギャップは動翼ディスクとの隙間を下方に長く延長したキャビティで模擬している。本解析では更に隙間の全くない Normal モデルを加えた 4 形態について解析を行い、試験結果と比較した。図 3 に各モデルのキャビティ近傍の格子を示す。

解析は動翼の流入相対マッハ数がハブからチップまで超音速の 100%回転と、ハブで亜音速、チップで超音速である 80%回転の 2 つの作動条件について行った。

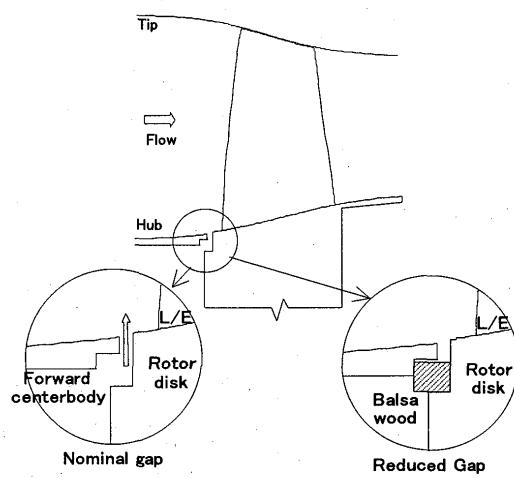


図 1 : 試験形態

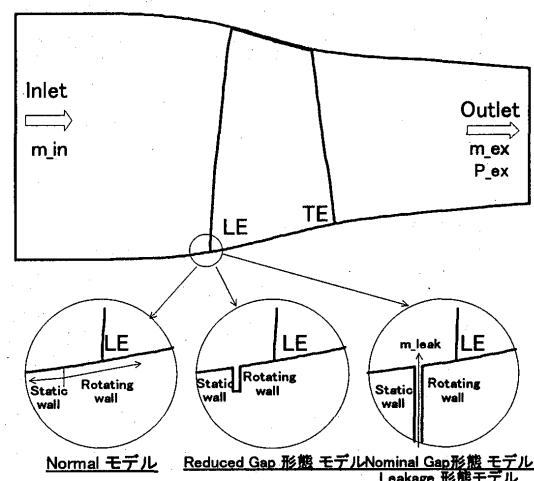


図 2 : 解析モデル

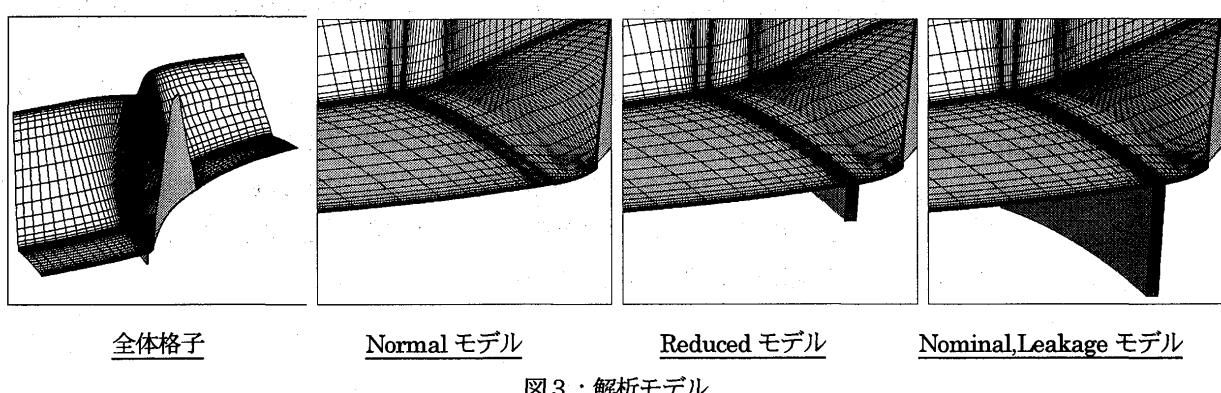


図 3 : 解析モデル

図4は100%回転での同じ流量あたりでの解析結果の全圧半径方向分布を試験結果[1]と比較したものである。Nominal GapとLeakageの形態については解析結果でもハブ側にうねりが現れているが、Reduced Gap形態での解析結果は試験結果のような大きなうねりではなく、Normal形態に近い分布になっている。このことからReduced Gap形態の試験では隙間をバルサで完全に塞ぐことができずにセンターbody内キャビティと主流の間に隙間が残っていたことも考えられる。それぞれの形態の解析結果は試験結果に比べてハブ側で高目、チップ側で低目の分布となっている。出口境界における半径方向の静圧分布は周方向速度による遠心力と静圧勾配による力がつり合うように与えたが、試験における実際の半径方向の静圧分布とは異なっていたことが原因とも考えられる。各形態毎に圧力比が半径方向全体的に異なっているが、これは解析においても同様にとらえられている。またその形態毎の差も概ね試験結果と合っている。

図5は100%回転での流量-圧力比の関係を試験結果と比較したものである。解析結果の全圧を半径方向に積分して得られる圧力比はNominal Gapの形態では試験結果よりやや大きいがReduced GapとLeakageの形態では試験結果と概ね一致している。

図6は主流と隙間の接しているハブ面での半径方向速度を動翼ディスクの周速との比で表したものである。Reduced Gapモデル、Nominal Gapモデルのように下部からキャビティ内への2次空気の流入がない場合でも動翼先端の背側でキャビティ内から主流に空気が漏れ、そして腹側では主流側からキャビティ内に空気が巻込まれるというリサーチュレーションが形成されていることがわかる。Reduced Gapモデルでは主流空気流量に対して0.037%の流量が主流に漏れ出て0.037%の流量がキャビティ内に巻込まれ、動翼の上流と下流では主流空気流量が変わらない流れになっている。一方でNominal Gapモデルでも同様に0.057%の流量が漏れ、そして0.057%の流量が巻込まれている。Leakageモデルのような付加的な2次空気による漏れでなくても、局所的な漏れと巻込みによるリサーチュレーションを起こすことで、図4および図5に示されるような動翼圧力比の違いを生じてしまうことがわかる。またその影響の度合いはキャビティの大きさに関係している

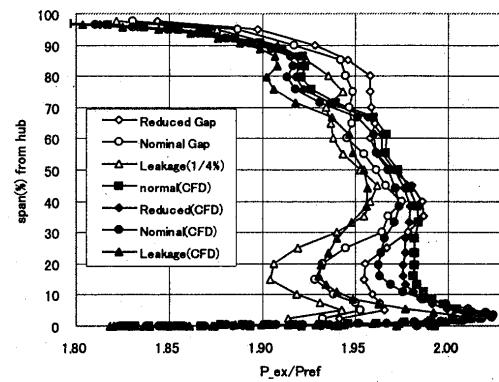


図4：100%回転における全圧分布

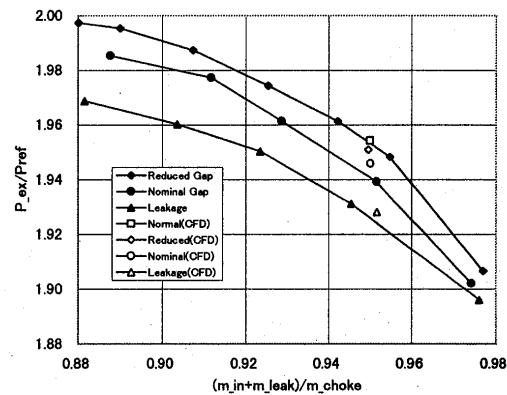


図5：流量-圧力比分布

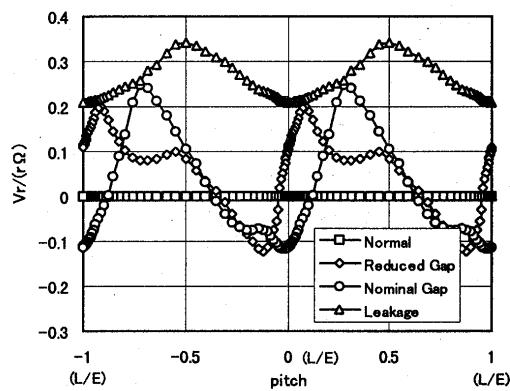


図6：溝での漏れ流れの半径方向速度分布

こともわかる。

図7は80%回転での流量-圧力比の関係を試験結果と比較したものである。同じ流量におけるReduced Gap, Nominal GapおよびLeakageの各形態間の圧力比の差は解析結果と試験結果とで概ねあっていることがわかる。解析結果の圧力比が試験結果よりも高目に予測されているのは80%回転での翼のアンツイスト角およびチップクリアランス高さが不明なために100%回転の値を使って解析したためと思われる。特にアンツイスト角は本動翼のようなアスペクト比の場合には80%と100%回転では1度程度違うことが一般的で、性能予測に大きな影響を与えていていることが考えられる。

4. プラットフォーム間の隙間からの漏れ流れの影響

ファンや圧縮機の動翼設計においては動翼上流にある周方向隙間からの漏れの他にプラットフォームの隙間からの漏れ空気を考慮しなければならない。ここではそれぞれの漏れ空気の影響の違いを検討する。図8は動翼上流側の周方向隙間から漏れ空気がある場合の解析モデル(以下モデルBと呼ぶ)を示し、図9はプラットフォームの隙間から漏れ空気がある場合の解析モデル(以下モデルCと呼ぶ)を示す。解析は基準となる性能からの変化を調べるために、漏れ流れが全くない場合の翼間解析(以下モデルAと呼ぶ)も行った。解析に用いた動翼は流入相対マッハ数がハブで亜音速、チップで超音速である典型的なファンである。図10は解析に用いた格子を示す。モデルCにおいても動翼の静圧上昇により動翼の後側から主流側の空気が巻き込まれ、前側から主流に漏れ出るリサーキュレーションが許されるよう隙間の下方にキャビティを構成した。なおモデルB,C共にキャビティ下方から一定量の2次空気を送り込んでいる。

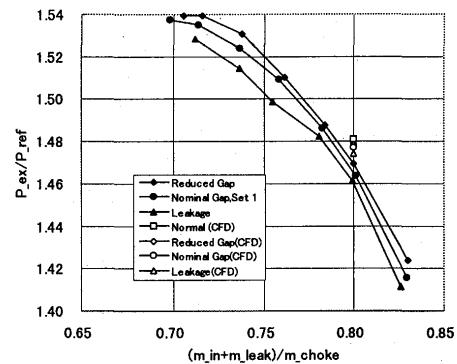


図7：80%回転での流量-圧力比分布

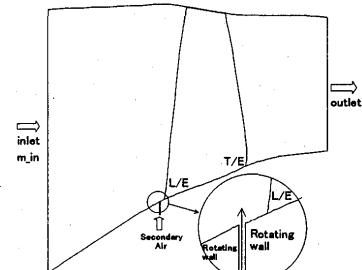


図8：モデルBの解析モデル

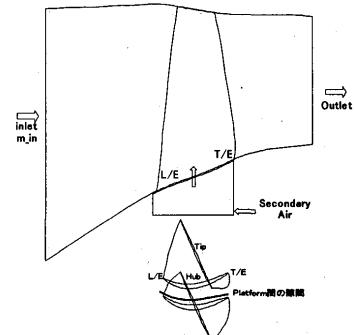


図9：モデルCの解析モデル

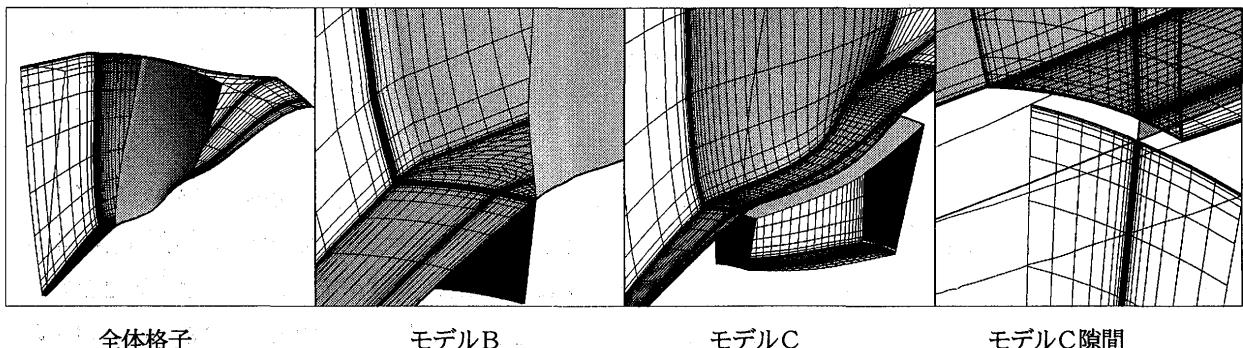


図10：解析格子

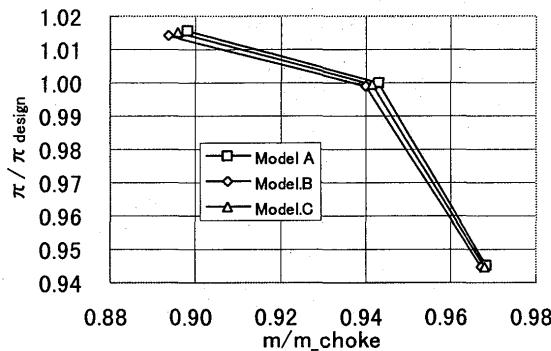


図 11 流量ー圧力比分布

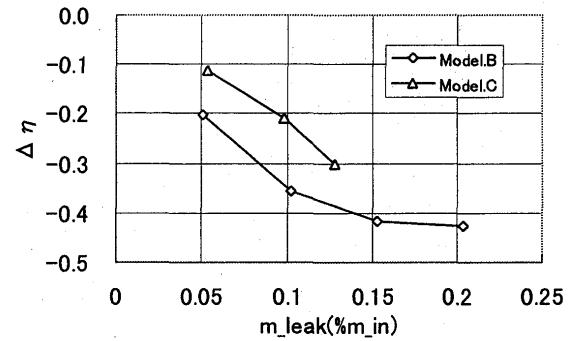


図 12 : 漏れ空気量と効率劣化

図 11 は隙間を通過する漏れ空気量(隙間と主流が接する面での積分値)を入口流量の 0.1%とした場合の流量ー圧力比の関係である。前章の解析と同様に漏れ空気があることで流量、圧力比共に小さくなるがプラットフォームの隙間からの漏れの方が影響が小さいことがわかる。本解析条件ではモデルB,C共に主流側からキャビティ内への巻込みはなかった。

図 12 は隙間を通過する漏れ空気量による効率劣化度を示したものである。ここで効率劣化度とは背圧条件が全て同じ場合の解析結果についてモデル A の効率との差を探ったものであり、効率の算出には入口、出口で流量平均した全圧、全温を用いた。同じ漏れ空気量でもモデル B はモデル C よりも大きく効率を劣化させていることがわかる。

図 13,14 は背圧条件が全て同じ場合の解析結果の圧力比、効率についてモデル A との差を半径方向に表したものである。モデル B では半径方向全体的に翼素性能が変わっている。モデル C

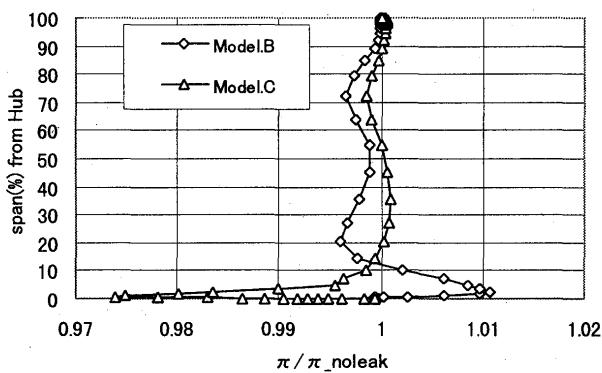


図 13 : 漏れ空気が圧力比へ及ぼす影響

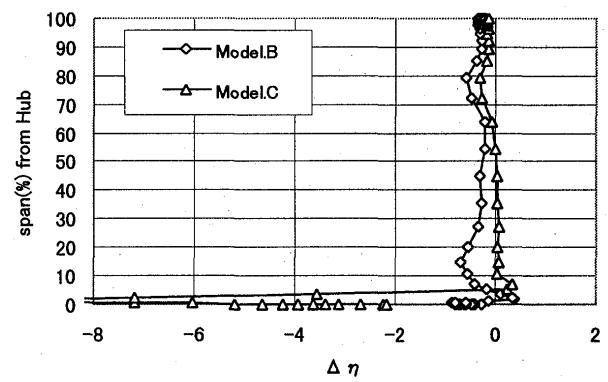


図 14 : 漏れ空気が効率に及ぼす影響

では 10~60%半径位置での翼素性能の変化は小さいが、チップ側では影響が現れていることがわかる。

漏れ空気の影響を考察するために Shabbir 等[1]と同様に漏れ流れの流線を可視化したものを図 15,16 に示す。図 15 に示すようにモデルBでは周方向隙間から出た漏れ空気が翼の背側のコーナーで渦巻いて流れ、後縁近くでチップ側に巻き上げられているのに対し、モデル C ではプラットフォームの隙間からの漏れ空気はハブ側通路を主流に沿って流れていることがわかる。このことからモデル B では漏れ空気によるブロックエージが比較的大きなものになって動翼全体に及ぼす影響が大きくなっているのに対し、モデル C における漏れ空気はハブ近傍のみの局所的なブ

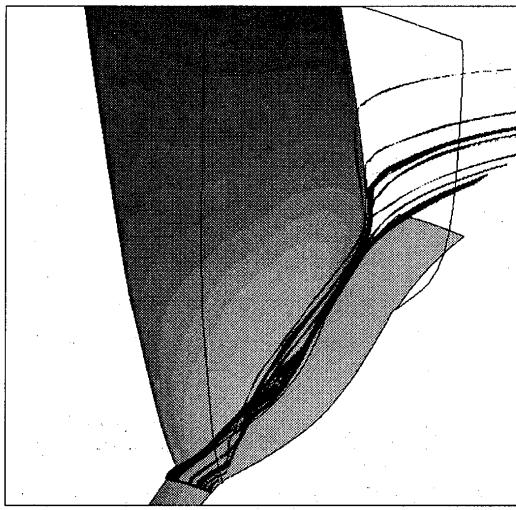


図 15：モデル B での漏れ空気の流線

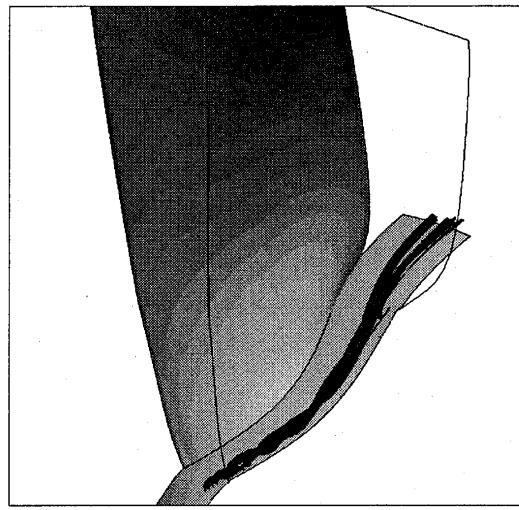


図 16：モデル C での漏れ空気の流線

ロッケージとなり、全体に及ぼす影響が小さいと考えられる。

5. 結論

遷音速動翼における漏れ空気の影響を調べるためにキャビティまで考慮したモデルで数値流体解析を行って試験結果と比較した結果、動翼に与える影響を概ねとらえていることがわかった。また動翼上流の周方向隙間からの漏れ空気は比較的大きなブロックージを形成し、動翼全体に与える影響が大きいのに対し、プラットフォームの隙間からの漏れ空気によるブロックージは小さく全体に及ぼす影響も小さいことがわかった。

参考文献

- [1] A.Shabbir,M.L.Celestina,J.J.Adamczyk, and A.J.Strazisar, "The effect of hub leakage flow on two high speed axial flow compressor rotors", ASME Paper No.97-GT-346, 1997
- [2] 今成 邦之, 児玉 秀和, "主流／2次空気流れ干渉による翼列性能劣化に関するスタディ", 第 12 回 ガスターイン秋季講演会 講演論文集, pp.115-120
- [3] 大山 聖, 大林 茂, 中橋 和博, 中村 孝 "3 次元翼の空力最適化", NAL SP-34, pp.107-112
- [4] William J.Coirier, "High Speed Corner and Gap-Seal Computations Using an LU-SGS Scheme", AIAA-89-2669, 1989
- [5] P.R.Spalart,S.R.Allmaras, "A one-equation turbulence transport model for high Reynolds number wall-bounded flows", AIAA paper 91-0610, 1991
- [6] D.E.Van Zante,A.J.Strazisar,J.R.Wood,M.D.Hathway,T.H.Okiishi, "Recommendations for Achieving Accurate Numerical Simulation of Tip Clearance Flows in Transonic Compressor Rotors", ASME Paper No.99-GT-390, 1999
- [7] J.D. Denton, "Lessons Learned from Rotor37", presented at the Third International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows(ISAIF), Beijing, China, September 1-6, 1996

高圧圧縮機初段(IGV/1RB/1SV)の3次元非定常段解析

A-4

* 大庭芳則 児玉秀和 (石川島播磨重工業)

野崎理 西澤敏雄 菊地一雄 (航空宇宙技術研究所)

1. はじめに

航空エンジン用ガスタービンの要素である圧縮機は多段の静翼列と動翼列から構成されており、圧縮機内翼列には動静翼列間のポテンシャル干渉が存在し、かつ前段側の後流による乱れが流入する複雑な流れ場となっている。このような流れ場を理解し、圧縮機の性能向上の知見を適確に得るためにには、多段翼列の動静翼列間干渉を含んだ非定常多段翼列解析（以下、非定常段解析）が必要となるが、計算記憶容量、計算時間共に従来の計算機の能力を大きく超えた計算となる。Nozaki 等は航空宇宙技術研究所で開発された NWT(Numerical Wind Tunnel)を用いた並列計算による翼列の流れ解析コードを開発することで非定常段解析を可能とし、NASA の遷音速単段圧縮機に適用して、設計作動条件における動静翼列間干渉の影響を調べた^[1]。Nozaki 等のその結果によると、非定常段解析によって得られた単段圧縮機出口の全圧分布、マッハ数分布は計測結果と良く一致しており、非定常段解析により設計作動条件における圧縮機内部の流れ場を精度良く予測できることが示された。

本研究では、7段の遷音速高圧圧縮機の入口案内静翼列（以下 IGV）、1段動翼列（以下 1RB）と1段静翼列（以下 1SV）により構成される初段部分について設計点外の作動条件で非定常段解析を行い、予測精度を評価したので報告する。

2. 解析方法

本研究では支配方程式に3次元非定常ナビエ・ストークス方程式を用いた。数値計算法には有限差分法を使用して方程式を離散化した。時間積分に陰解法を用いることで大きな CFL 数での計算を可能としている。対流項の空間離散化には空間 3 次精度風上差分に Chakravarthy-Osher の minmod 関数を導入することで TVD スキーム化している^[2]。拡散項には空間 2 次中心差分を用いた。計算の安定性を向上させることと時間積分における線形化の際の誤差を減少させることを目的として、各時間ステップにおいて 4 回の Newton sub-iteration を導入した^[3]。乱流モデルとして Baldwin-Lomax モデル（以下、B-L モデル）を用いて乱流粘性を求めた^[4]。二方程式モデルによる結果との比較も合わせて行った。

並列計算アルゴリズムを導入するため、多段圧縮機の計算領域をそれぞれ单一の翼列流路毎に分けた。分割された各計算領域はそれぞれ異なる要素計算機に割り当てられ計算が実行され、各ステップ毎に計算領域境界における計算情報が隣り合う計算領域との間で交換される。

3. 計算格子

各翼列流路には H 型構造格子を用いた。それぞれの格子が周方向に積み重ねられて翼列が構成され、さらに各翼列が軸方向に並べられて全体の計算領域が構成される。上流と下流の翼列間の接合境界においては、計算精度を維持するために軸方向格子を 1 格子分だけ重複させ、更に、上流と下流の翼列間で流れの情報を交換する際のスパン方向補間操作を除去するためにスパン方向格子位置

を上流と下流の翼列で一致させた。流入境界面と流出境界面での数値的な反射を減少させるために上流と下流の計算領域を軸方向に十分広げた。また、壁面での格子幅は $y+$ が 30 程度 (B-L モデルの場合) になるように設定されている。

4. 境界条件

流入境界面の入口境界条件として全温、全圧、流れ角を固定し、流出境界面の出口境界条件として静圧分布を与えて固定した。翼側面及びハブ面とケーシング面の壁面には滑りなし及び断熱壁面の条件を与えた。

5. 結果

図 1 に 7 段遷音速高圧圧縮機を示す。この圧縮機は設計点の作動条件において圧力比 14.2 を達成するように設計されており、圧縮機の設計及び試験は石川島播磨重工業（株）で行われた。

本研究で解析対象となっている高圧圧縮機の初段部分は 48 枚の IGV、28 枚の 1RB、60 枚の 1SV からなる。ここでは全周の 1/4 である IGV 12 枚、1RB 7 枚、1SV 15 枚の計算領域を扱い、円周方向の両端の境界面に周期境界条件を与えた（図 2 参照）。これにより 34 の計算領域に対して 34 台の要素計算機を用いた並列計算となった。計算格子点数は各翼列流路において流れ方向に 119 点、ピッチ方向に 61 点、スパン方向に 71 点を配置しており、全計算領域の総格子点数は 1,753 万点に達する（図 3 参照）。計算は設計回転数の 90% で行い、出口境界における静圧は計測結果との比較のため設計流量の 57% を達成するように与えた。この条件では翼面上で境界層剥離が発生することが予想される。

図 4 は計算によって得られた 50% スパン位置における瞬時でのエントロピー分布を示す。この図において等エントロピー線が集中する領域は各翼列において翼の前縁付近から境界層剥離によって発生する間欠的な渦流れに対応している。IGV の負圧面において前縁からほぼ間欠的な剥離渦が発生していることが観測される。1RB の負圧面においても前縁から小さい剥離領域が発生しているが、この剥離領域はほぼ定常に存在している。一方、1SV の場合には、剥離は正圧面の前縁から発生しており、やはり間欠的に剥離領域が成長しているのが観測される。

図 5 は解析によって得られた各翼列間での壁面静圧上昇係数を測定値と比較したものである。ここで、壁面静圧上昇係数の算出においては図中の A 点で計測されたそれぞれの翼列の静圧上昇によって無次元化が施されている。図 5(a)及び図 5(b)から IGV と 1RB においては解析による静圧上昇は測定結果と比較的よく一致していることが判る。なお図 5(a)において静圧上昇係数が負の値を示しているのは IGV 間で流れが加速されているためである。一方、図 5(c)に示されるように解析は 1SV 間の静圧上昇を大幅に過小予測している。

1RB、1SV の前縁位置と後縁位置において、周方向及び時間方向に平均した非定常段解析結果の相対流れ角と設計の相対流れ角との差を図 6 に示す。1RB 前縁位置では、ほぼ全スパンで正の値を取っており、80% スパン位置で最大 10° 程度大きくなっている（図 6 (a) 参照）。一方、1RB 後縁ではほとんどのスパン位置で $\pm 3^\circ$ 以下となっており設計に近い流れ角になっている。（図 6 (b) 参照）。一方、1SV では全スパン位置において設計値よりも前縁で 10° 程度小さい値を示し、後縁ではハブから 80% スパン位置まで設計値より 6° 程度大きくなっている（図 6 (c)、(d) 参照）。

図 7 に示された非定常段解析結果の 1SV 周りの流れを見ると、前縁から正圧面側に大きな剥離を生じているのが判る。この剥離の存在によって見かけ上翼厚が大きく反り角の小さい翼が形成

され、結果的に転向角が小さく十分な静圧上昇が得られなかつたと考えられる。従つて 1SV 前後の壁面静圧上昇係数が試験に比べて過小に予測されているのは、1SV 前縁から起きている正圧面側の剥離を実際より過大に予測している為と考えられる。それにはいくつかの要因が考えられる。ひとつは非定常段解析における 1SV 入口流れ角が迎え角として小さ過ぎること、そして非定常段解析において剥離の発生が迎え角の変動に対して敏感であること、更に用いている乱流モデルの特性により過大な剥離を予測してしまうこと等である。最初の要因は IGV、1RB の性能予測の積み重ねとして起きていることなので、上流から個別に試験結果との詳細な比較によって検討していく必要があるが、今回は比較的簡単に検討できる後のふたつの要因について調べた。

非定常段解析において剥離の発生が迎え角の変動に対して敏感である場合、実際より過大な剥離を起こす可能性がある。そこで時間平均的に同等な迎え角を持った定常入口流れによって解析を行い、流れにどのような変化が現れるかを調べた。非定常段解析で得られた 1SV 入口流れを時間的にそしてさらに周方向にも平均し、これを 1SV 単翼列の入口流れとして定常解析を行つた。定常解析では、時間積分に Euler 陰解法を使用し、更に局所時間刻みを導入しているところが非定常解析と異なる。図 7 にこの定常解析結果の速度ベクトル分布図を非定常段解析結果（瞬間値）と比較している。50%スパン及び 80%スパン位置においても、前縁から正圧面の剥離が生じていることは定常入口流れにした場合も非定常段解析の結果と同様であり、その剥離の規模も概ね同じと言える。1SV 前後の壁面静圧上昇係数についても非定常段解析結果とほぼ同じ値が得られている。このことから解析における非定常性は、剥離の過大評価に対して影響は小さいと考えられる。

次に、非定常段解析で使つてゐる B-L モデルが過大な剥離を予測することに影響しているかどうかを調べる。このために低レイノルズ数型 $k - \epsilon$ 乱流モデルである Lam-Bremhorst モデル(以下 L-B モデル)に置き換えた解析を行い、剥離の状況に違いが生じるどうかを見た。ここで、L-B モデルに用いた計算格子は、壁面での格子幅が y^+ が 1 以下になるように格子線を配置した。また、 $k - \epsilon$ 方程式の境界条件には入口境界条件として主流の 1 % の乱れを一様に与え、1SV 出口流出面では k 、 ϵ 共に外挿条件を与えた。壁面では k をゼロ、 ϵ は壁面垂直方向の勾配をゼロにした。上記の検討から剥離の予測に対して非定常性の影響は小さいと思われる所以、ここでは定常解析によって両乱流モデルの違いを調べた。図 8 に L-B モデルを用いた解析結果の 50%スパン位置における速度ベクトル分布図を示す。図 7 の B-L モデルを用いた解析結果とほぼ同様の剥離を生じており、B-L モデル特有の問題では無いようである。図 9 は L-B モデルを用いた解析結果について、1SV 下流 10%軸コード長位置の軸方向に垂直な面で全圧の分布を見た図であるが、チップ側に B-L モデルによる解析では見られなかった大きな 2 次流れ渦領域が現れていることが特徴的である。この大きな 2 次流れ渦の存在のために 1SV 前後の壁面静圧上昇係数は B-L モデルによる解析より更に小さい値が得られた。

6. 結論

- (1) 7 段遷音速高圧圧縮機の初段部分 (IGV/1RB/1SV) について設計点外での作動条件で非定常段解析を行つた。
- (2) IGV、1RB については試験結果と比較的良く一致した壁面静圧上昇が得られ概ね妥当な予測が行われていると考えられるが、1SV については壁面静圧上昇が過小に予測されており、大きく異なつた流れを予測していると考えられる。

(3) これは 1SV 入口流れが迎え角として過小に予測されていることが原因の可能性が強く、今後検討していく必要がある。

参考文献

- [1] Nozaki, O., et al, "Three-Dimensional Viscous Analysis of Rotor-Stator Interaction in a Transonic Compressor", AIAA 99-0239, 1999.
- [2] Chakravarthy,S.,R., Osher,S., "A New Class of High Accuracy TVD for Hyperbolic Conservation Laws", AIAA-85-0363, 1985
- [3] Matsuo, Y., "Computations of Three-Dimensional Viscous Flows in Turbomachinery Cascades", AIAA-91-2237, 1991
- [4] Baldwin,B., Lomax,H., "Thin-Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows", AIAA-78-0257
- [5] Lam,C.K.G. and Bremhorst,K.A., "Modified Form of $k-\epsilon$ Model for Predicting Wall Turbulence", ASME, J. of Fluids Engineering, Vol.103, pp.456-460, 1981

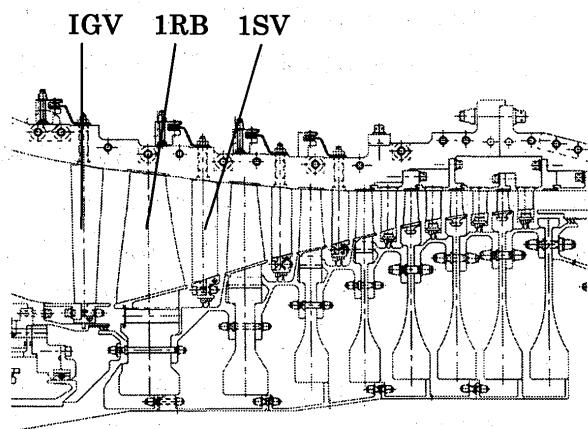


図1 7段遷音速圧縮機断面図

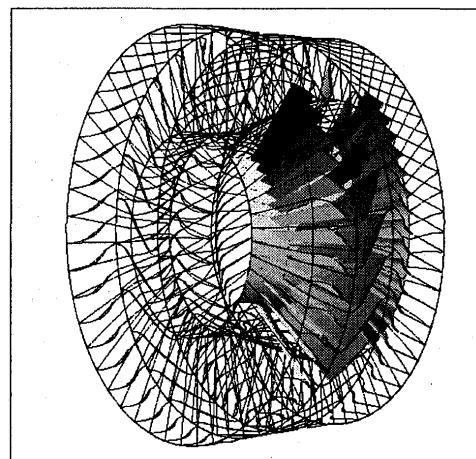


図2 圧縮機初段 (IGV/1RB/1SV)

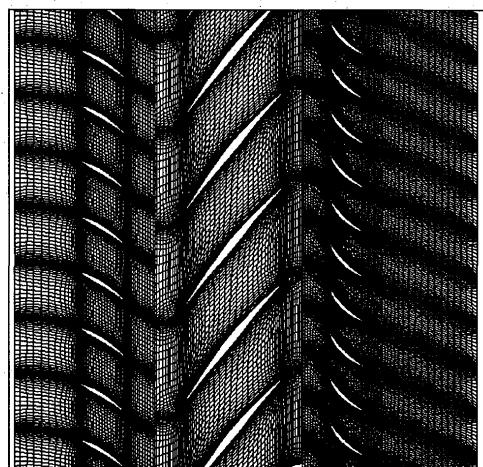


図3 計算格子 (50%スパン位置)

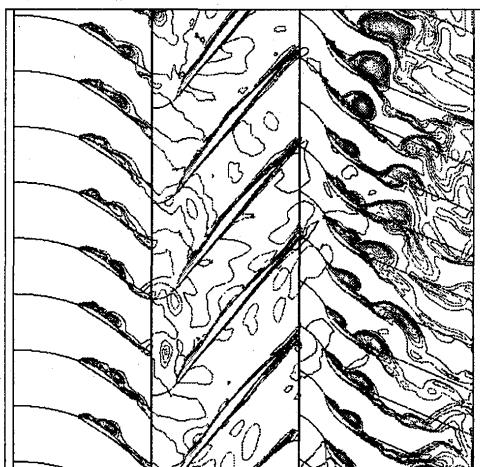
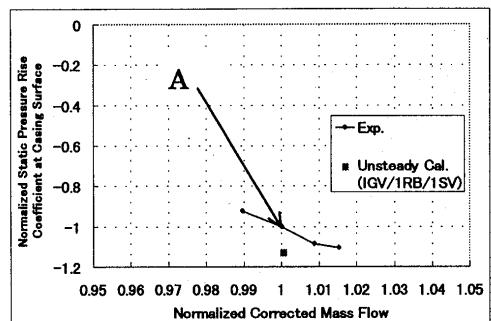
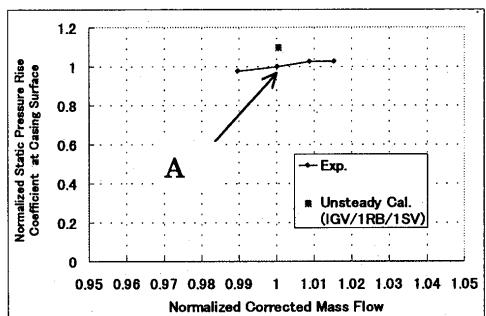


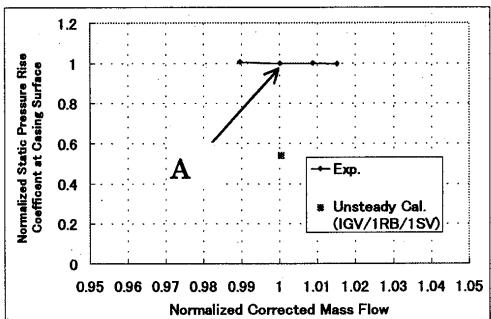
図4 等エントロピー分布図
(瞬時場、50%スパン位置)



(a) IGV

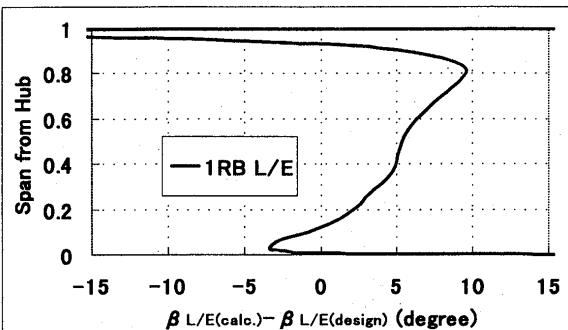


(b) 1RB

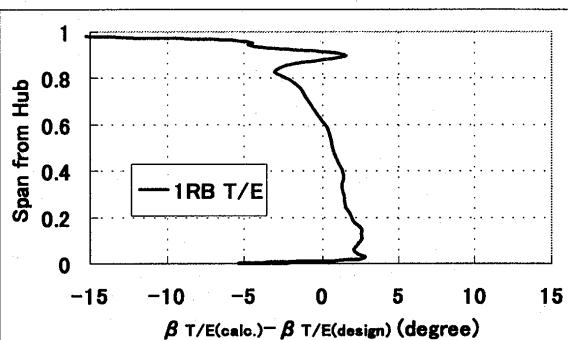


(c) 1SV

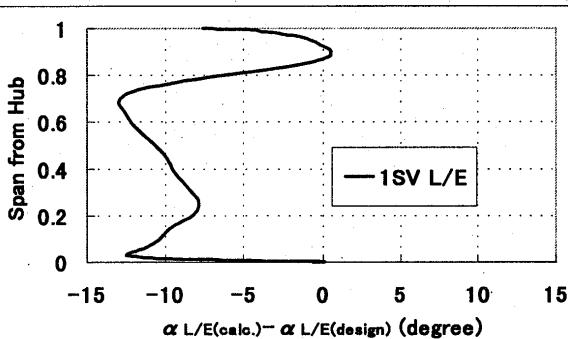
図 5 ケーシング壁面静圧上昇係数



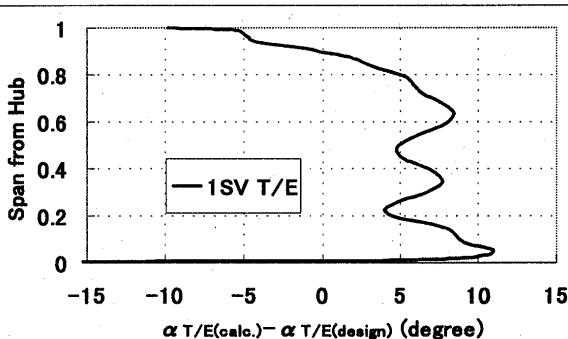
(a) 1RB L/E 位置 (相対流れ角)



(b) 1RB T/E 位置 (相対流れ角)



(c) 1SV L/E 位置 (絶対流れ角)



(d) 1SV T/E 位置 (絶対流れ角)

図 6 流れ角度の差
(非定常段解析流れ角度—設計流れ角度)

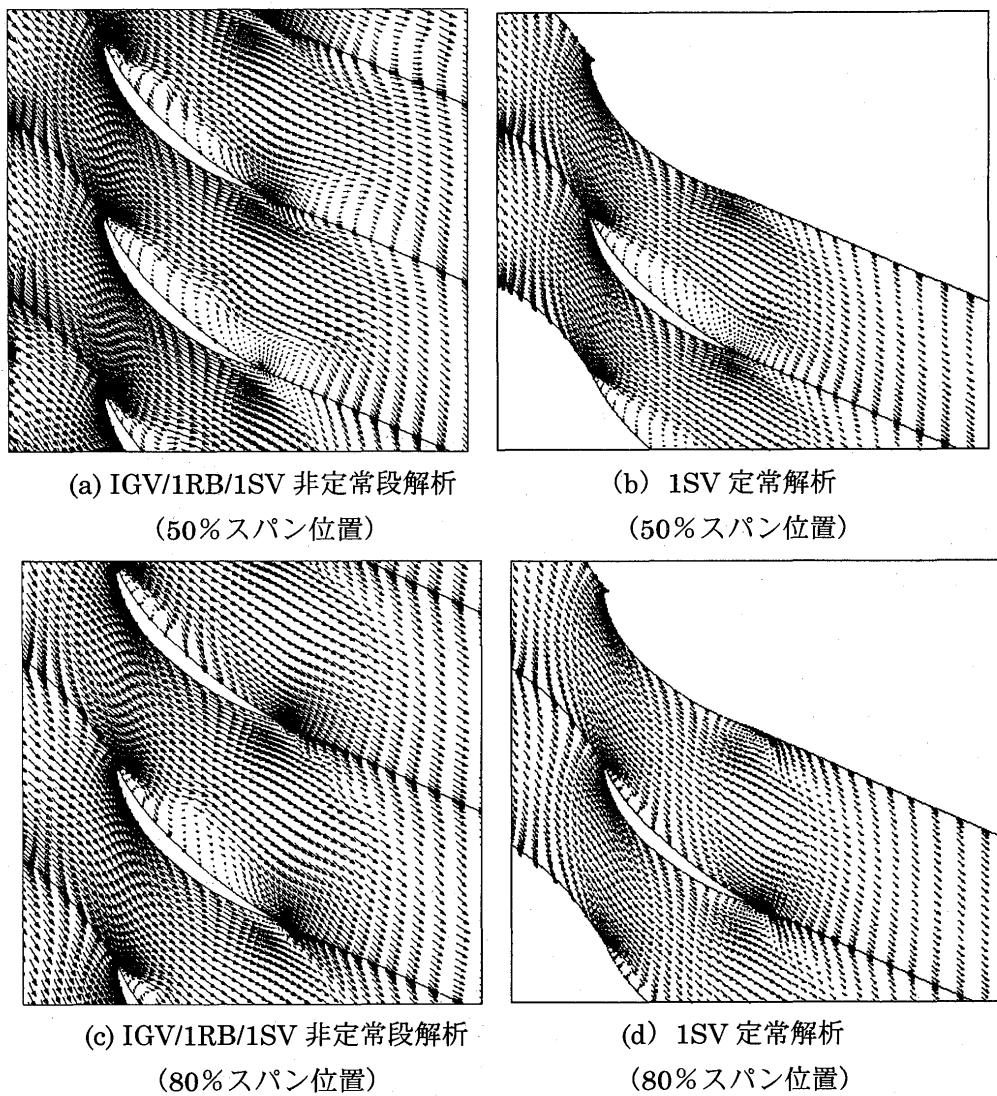
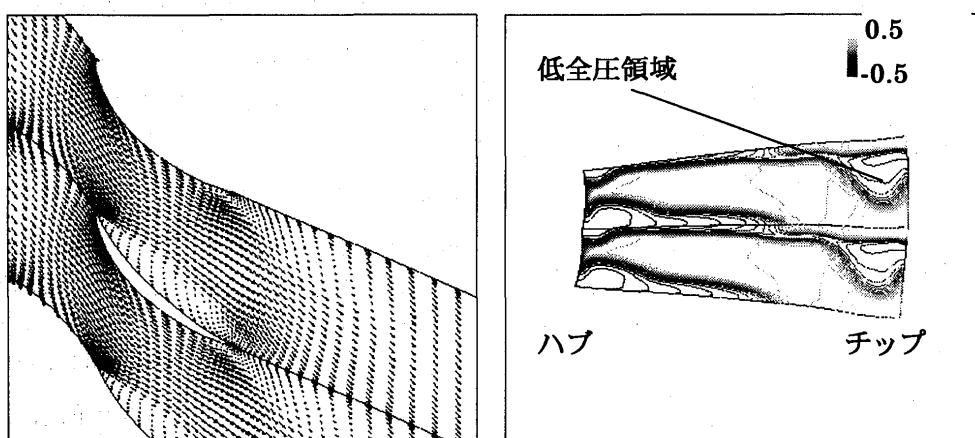


図 7 1SV 速度ベクトル分布図 (B-L モデル)



*小山裕靖((株)トヨタ自動車)

町田保男(東京大学工学部)

梶昭次郎(東京大学工学部)

1. はじめに

動静翼列干渉については流れ場を解析しその干渉による損失をできる限り小さいものにするための研究が進められているが、その干渉状況を変化させる方法の一つとして翼列クロッキングという方法が注目されている。

クロッキングの大きな利点としては構造重量を変化させずに性能の変化が見込める点にある。多段のターボ機械を組立てるにあたりその動翼どうし静翼どうしの位相関係は必ず存在するため、少なくとも効率の悪い部分を避けるという観点から考えても必要な内容といえる。ただしその流路形状や翼枚数等の変化により現象が非常に複雑になることや結果として得られる変化の規模が未知数であることから、実際のガスタービンにおける実用の技術としては未発達である。しかし今後のターボ機械の最適設計のパラメータとしても、クロッキングについての基礎的な知見を得ることは不可欠であると考えられる。

2. クロッキングについて

ターボ機械が多段となると動翼及び静翼どうして上流側と下流側の翼の週方向への位相関係が生じ、そのそれぞれの間で取り付けの位相が一つのパラメータとなる。クロッキングとはそのそれぞれの位相関係について翼をずらすことによって変化させることである。概念図を Fig. 1 に示す。上流と下流で翼枚数を同じとするとすべての翼で同様に流れ場がずれ現象の確認がしやすい利点がある。

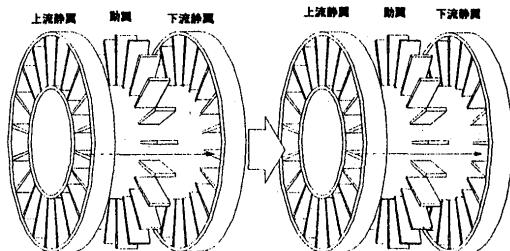


Fig. 1: 静翼クロッキング

ずらした結果下流の翼列に入る流れ場も変化する。今までの研究では上流から流れる後流が下流の翼に衝突する時に効率等の特性が良くなることが確認されている。¹⁾⁻³⁾また、局所的に見た場合翼のスパン方向位置によりクロッキングの効果に違いが出ることについて確認されている⁴⁾が、その理由について明確にされていない。

本研究ではクロッキングについて実験により上記の現象が現れる理由を調べることにする。クロッキングの基礎的な知見を得るために翼枚数は動静翼々で揃えた。実験では流路断面内の分布を調べることにより全体特性の変化を局所的な変化の組み合わせとして流路全体に渡るクロッキングの細かな効果を探し出し、有用な指針を見出すことを目的としている。ただ現象自体は変化の小さいものであるため正確に捉えることと、何をもってクロッキングを評価するかについても留意しなくてはならない。

3. 軸流圧縮試験機

本研究にあたり、「クロッキング」を目的とした多段軸流圧縮機の設計・製作を新たに行った。軸流圧縮機の主要諸元を Table 1 に示す。圧縮試験機全体図を Fig. 2 に示す。これ以降本文では方向についてここで示した表記(周・半径・軸方向)を用いる。各方向について矢印の方向を正の方向としている。ま

た計測点について本文中に登場する○で囲まれた数字(①等)はこの図中で示された位置での計測を意味する。テストセクションは流路が外径 500mm・内径 300mm で下流まで一定になっている。クロッキングによる基礎的な現象の変化を調べることを目的にしている。

回転数	3820 [rpm]
流路	外径 500 [mm]
	内径 300 [mm]
流量	7.89 [kg/s]
軸流速度	50 [m/s]
圧力比 (3段)	1.061
翼枚数	
動翼	32
静翼	38

Table 1: 軸流圧縮機主要諸元

よって翼枚数(動翼 32 枚, IGV・静翼 38 枚)も含めストラット間の流路の形状は一定にしている。計測装置は番号で示された計測断面内はケーシング側から流路全体について駆動することが可能になっており、上流から下流まで 8 断面でについて測定が可能である。その他③・⑤の断面ではローターの内側からプローブを出し駆動することが可能になっている。

下流には還流式のダクトを動かし流路断面積を変えて流量を調節する部分を取りつけてある。

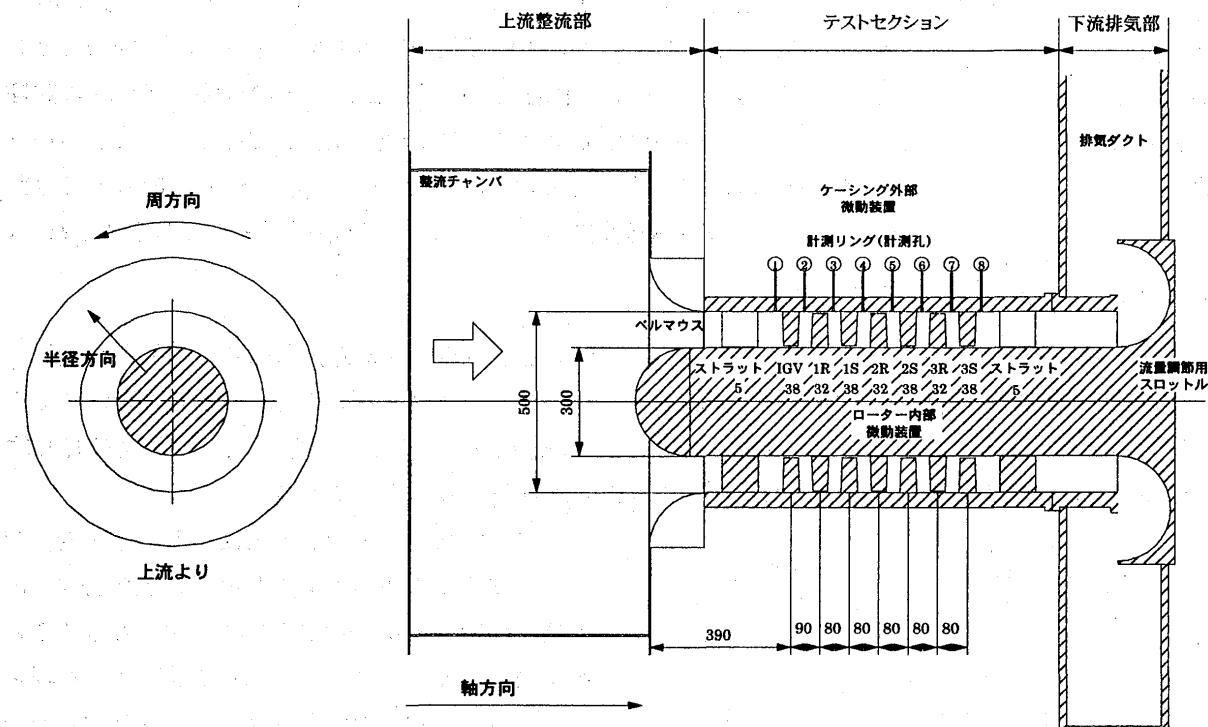


Fig. 2: 軸流圧縮機全体図

4. クロッキングによる流量変化について

クロッキングの効果により特性に影響を及ぼすほどの流量変化がある場合、クロッキングの評価の段階で考慮に入れなくてはならない要素となる。ここでは流量の変化についてクロッキングの及ぼす寄与の規模を見ることにした。

Fig. 3 に各クロッキング位置での流量について調べた結果を示す。ここで用いている流量係数はストラットの下流で計測した流速分布から算出した平均流速を用いたものである。流量係数にして 0.001 程度の変化に収まっている。これは測定によるばらつきだと考えている。また仮にこの微小変化をクロッキングによる変化として考えたとして、この変化を図の右側の特性曲線上に乗せて考えると圧力比に対して 10^{-5} のオーダーの変化になる。この圧力比の変化を対大気圧と考えても数 [Pa] の変化でしかないためキャリブレーション時に確かめられた誤差程度の変化であるため、ここでは無視して良いものと考

えることにする。このたびの実験においてその効果は無視できる規模となったが、この効果については大きく出る場合も考えられる。クロッキングを行なうにあたり常にその流量については気をつけておくことが望ましいと思われる。

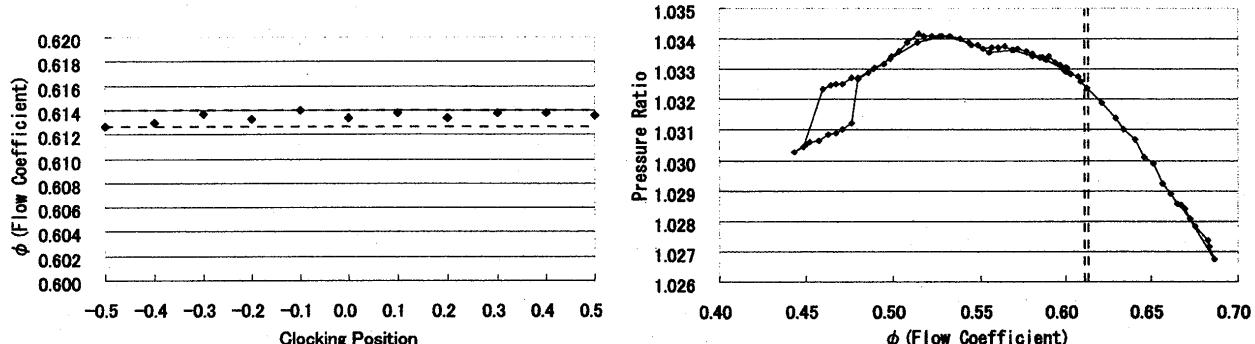


Fig. 3: クロッキングによる圧力比変化

5. 動翼通過後の円柱後流と静翼の干渉

目的と計測方法

前章まででも何度も述べてきた通り、クロッキングによる変化は大変小さなものと言われている。本研究においても例外ではないと考えられる。静翼によるクロッキングの効果を調べるために基礎的な干渉の知見と、変化の規模の確認を行うことを主な目的にして実験を行った。

実験状況を Fig. 4 に示す。1 段の翼列(1R・1S)の上流に円柱を流路全体にわたり挿入し、下流の静翼との干渉を調べる。圧縮機は 15°Cで定格回転数(3820[rpm])という条件になるように温度による修正回転数に合わせ、負荷についても設計点近傍($\phi = \text{約 } 0.625$)に合うように調節した。全圧と流速の測定を行うため、測定には 3 孔ピト一管を用いた。また円柱はその下流静翼との干渉を変化させることを目的に周方向にトラバースさせた。圧縮機の流路鉛直上向きの位置を 0 として円柱の移動量が静翼の 1 ピッチ($360^\circ/38$)に対して $\pm 0.1 + 1/8 + 1/2$ ピッチとなる 3 つのパラメータについて計測を行った。

断面内圧力比等高線について

測定断面③・④についての圧力比等高線を Fig. 5 に示す。圧力比は各点の全圧値を入口全圧で割ったものである。Fig. 5 では動翼列通過後の円柱後流が真中あたりに現れている低圧部として捕らえられている。円柱を移動することにより低圧部も周方向に移動しているのも確認できている。これらの図から円柱後流と静翼の重なる状況を把握することができる。

1S 下流周方向圧力比分布について

其々の円柱位置 3箇所について、周方向への 1S 下流での圧力比分布を重ねたグラフを Fig. 6 に示す。左上のグラフは半径方向すなわち静翼の半径方向に各周方向位置について平均した値である。グラフの中で 3 つの円柱位置パラメータについて共通の位置(+0.2 近傍)に見られる大きな落ち込みは 1S の後流の影響である。其々円柱後流の影響と見られる落ち込みは移動しているのが確認できる。1S による大きな落ち込み以外の部分では特に周方向位置 0.5 付近の領域での 3 つのパラメータによる変化が大きい。

一方 1S 後流の流れこむ大きな落ち込みの部分では比較的各パラメータ間での違いの大きさが小さい。残りの 3 つの図は各静翼半径方向位置での周方向への圧力比の分布である。半径方向について 3 箇所での値を見ている。ここでも上で述べたような傾向は見られた上で、Hub に近づくにつれて円柱位置パラメータの変化による違いの大きさが小さくなっている。

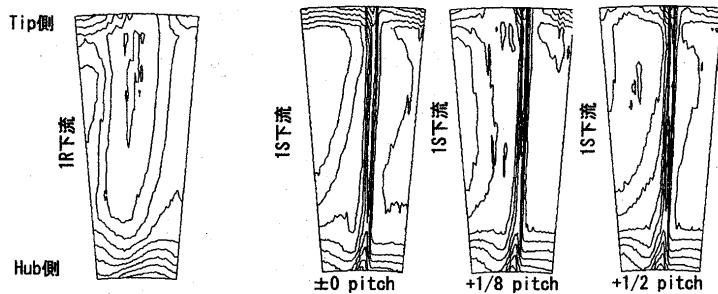


Fig. 5: 壓力比等高線

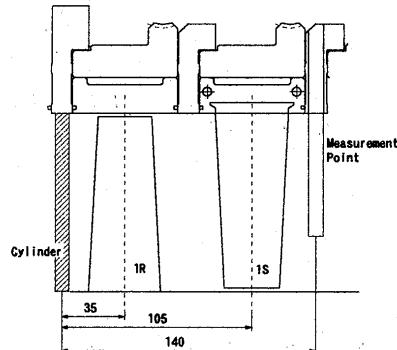


Fig. 4: 実験状況

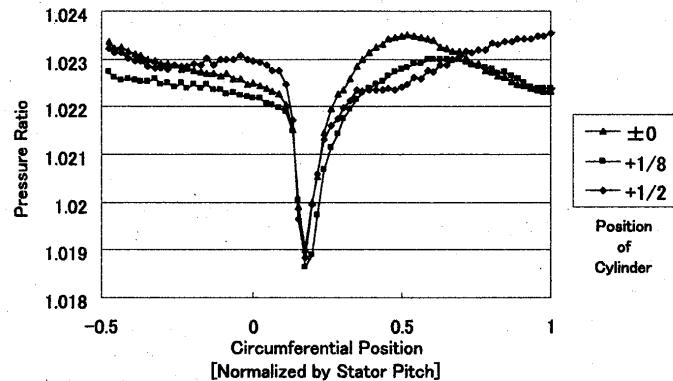


Fig. 6: 周方向圧力比分布

6. 静翼クロッキングによる特性変化

実験目的と方法

前章で得た知見を元に、静翼どうしのクロッキングによる干渉の変化の圧縮機特性変化に及ぼす影響について解析を行なう。多段のターボマシンの上流静翼から発せられる後流が動翼通過後にどのように変形して下流静翼に流入するのかを把握した上で、流路の各部について流入条件の違いなどがクロッキングによってどのように変化するのかを捉えることを目的としている。

翼は 2 段(1R・1S・2R・2S)取りつけて実験を行う。今回は 1S を周方向に移動させることで 2S との間でクロッキングをしたものとする。圧縮機は 15°C で定格回転数(3820[rpm])という条件になるように温度による修正回転数に合わせ、負荷については実験により変化させた。

流れ角分布について

流れ場のパラメータのひとつとしてここでは流れ角についてみることにする。ここで流れ角の定義は上流から見て右側を正として軸に対して流れの傾きを示したものである。

動翼通過前後の流れ角について Fig. 7 に示す。Tip, Mean, Hub について翼の正圧面側負圧面側のそれぞれを通過した部分の流れ角の違いがはっきりと現れている。2S 下流ではその鋭い変化がならされて規模は 1°~2°となっている、圧力比等高線と比較してみてみると 1S 後流の流入しているあたりで値が小さくなり、ここでは下流静翼に対して迎え角を大きくする傾向が出ている。

圧力比等高線について

Fig. 8 に 2S 上流・下流における圧力比等高線を示す。左側の 4 つが⑤、右側の 4 つが⑥での分布である。また 4 つに付いては左から-1/4・±0・+1/4・+2/4 のクロッキング位置での分布である。1S 後流による低圧部が 1 ピッチ分の中に 1 箇所ずつ見られる。

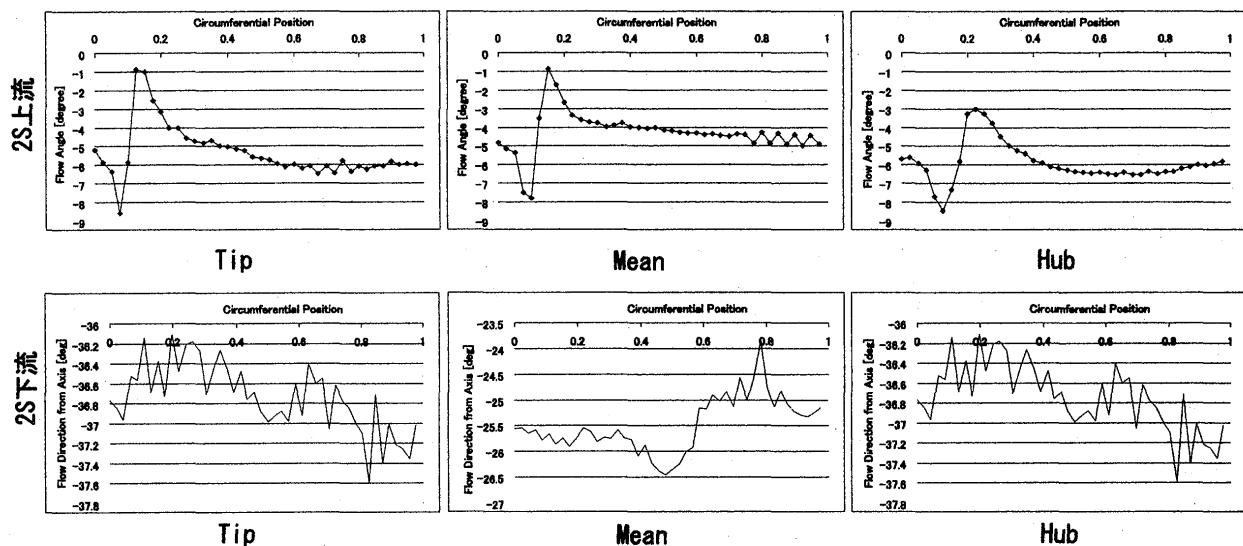


Fig. 7:流れ角分布

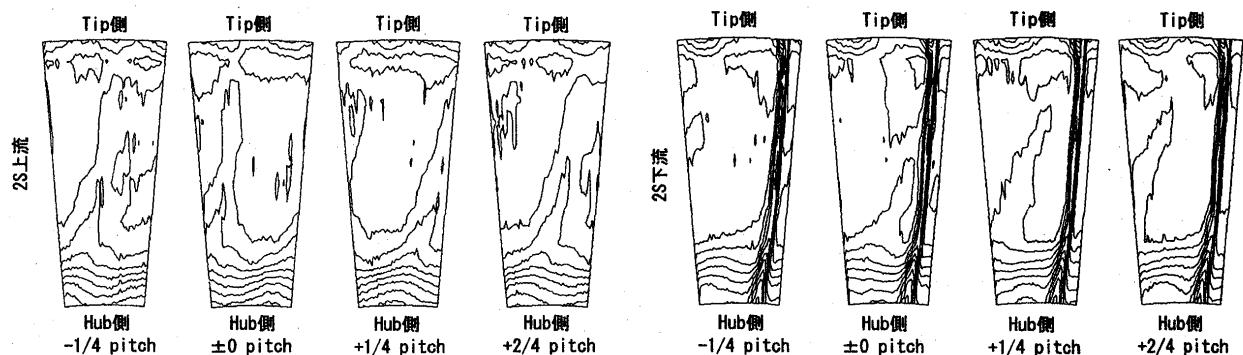


Fig. 8:圧力比等高線

2S 前後の全圧損失について

2S の前後での全圧損失率の 1S クロッキングによる変化について調べてみた。Fig. 9 に各負荷条件毎のクロッキングによる 1 流路全体の全圧損失率の変化を示す。ここでの全圧損失率は損失を入り口動圧で無次元化したものである。まず全ての負荷条件について共通して見られる傾向は、クロッキング位置 ± 0 で損失率が小さくなっていることである。 $\phi=0.591$ については比較的大きくその傾向が出ている。

ここまで得られた知見から 1S の後流が 2S にぶつかることで流れ場のエネルギー欠損部がキャンセルされる効果のみを考えるとすると、Fig. 8 に見られるように 1S 後流が斜めになっているためどのクロッキング位置においても 2S の半径方向のどこかでぶつかるため、その影響だけでは変化がはっきり現れないことが考えられる。

次に Fig. 10 に翼半径方向位置を 4 つに分けその領域内での全圧損失率平均のクロッキングによる変化について示す。値は各半径方向位置毎の全圧損失率をそれぞれの位置での平均値で割ったものである。図中の矢印は半径方向の平均領域を指し、その下の数字はその半径方向位置で下流静翼に後流が流れ込むクロッキングパラメータをさしている。後流が下流静翼にぶつかる場所については損失が小さくなる傾向にある。ただ半径方向位置によりその影響による変化の大きい部分と小さい部分があると見られる。それにより必ずしも後流が下流静翼にぶつかる場所が一番損失が小さくなってはいない。

ここまで得られたデータから「上流静翼の後流と下流静翼とがぶつかる場合でも、下流静翼から発せられる後流に影響がほとんどない」ということが特性変化の大きな原因となっているものと思われるが、クロッキングの効果はそれのみで決まるものでないと考えられる。

Fig. 8 で示した流入角の変化に注目すると 2S 下流における 1S 後流部の約 1~2°の変化は下流静翼に對して迎え角を上げる方向で働いている。その結果速度の遅く圧力の低い部分が迎え角を変えた状態で流れ込むことで、損失の上で見かけ上変化していない様に見えているのではないかと考えられる。

クロッキングの効果は上流の後流部が下流の翼に当たることで欠損として現れなくなる効果が性能の変化に大きく影響すると見られるが、特に上流の後流が下流の翼の Mean 位置に流れ込むときに、見かけ上良くなるような形で現れている。後流が傾いている効果からクロッキングでその流れ込む半径方向位置は変化する。これは位置により効果の規模が違い、全体の損失としては変化しているように見える。

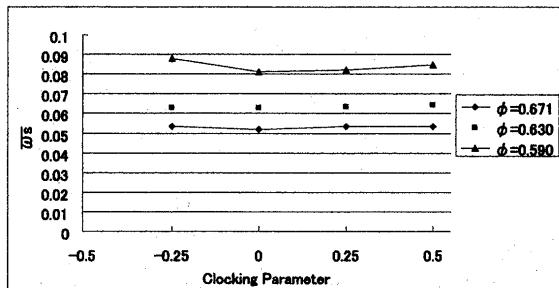


Fig. 9: クロッキングによる全圧損失率の変化

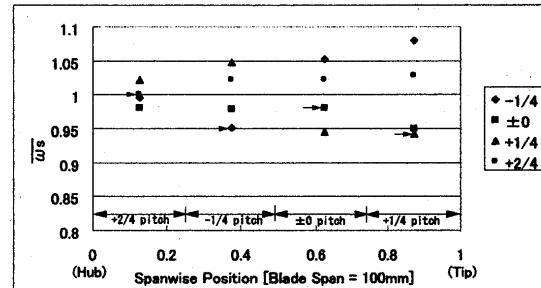


Fig. 10: クロッキングによる全圧損失率平均の半径方向位置による違い

7. 結論

本研究では軸流圧縮試験機を用い、実験装置の設計製作を通じクロッキングによる変化の規模を把握しその影響をとらえるに至った。

静翼のクロッキングは作動状態により 2S での全圧損失率について 0.7% の違いを生む。上流で発生した後流は動翼通過後に 1~2° の流れ角の違いと圧力欠損を持って 2S に流れ込む。またこのように下流静翼に流れ込む後流がそれぞれの影響によりその効果を与えることで全体として効果がほとんど無いように見られる場合がある。後流の流れ込む位置については下流静翼の正圧面側か負圧面側かによっても違いが生じるものと考えられる。

今後は変化の各要因の規模や上流翼の後流が下流翼の後流に対してほとんど影響しないメカニズムを詳しく調べることで詳細なクロッキングの効果と確固たる指針が見出せるものと思われる。

謝辞

本研究に際し、圧縮機の製作から運用にいたるまでの回転機械に対する知見とクロッキングの評価に対する適切なアドバイスをしていただいた(株)日立製作所の川池氏と岸部氏に深い感謝の意を表します。

参考文献

- 1) F. W. Huber, P. D. Johnson, O. P. Sharma, J. B. Staubach, S. W. Gaddis "Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils :Part1 -Experimental Investigation-" ASME 95-GT-27 Houston TX (1995)
- 2) F. W. Huber, P. D. Johnson, O. P. Sharma, J. B. Staubach, S. W. Gaddis "Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils :Part2 -Numerical Investigation-" ASME 95-GT-28 Houston TX (1995)
- 3) G. J. Walker, J. D. Hughes, I. Kohler, W. J. Solomon "THE INFLUENCE OF WAKE-WAKE INTERACTION ON LOSS FLUCTUATIONS OF A DOWNSTREAM AXIAL COMPRESSOR BLADE ROW" ASME 97-GT-469
- 4) Wendy S. Barankiewicz, Michael D. Hathaway "Effect of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor" ASME 97-GT-496 (1997)

*賀澤順一（東京大学大学院）

渡辺紀徳（東京大学）

1. 緒言

圧縮機翼列の作動範囲を制限するサージや旋回失速などの非定常流現象について、これを制御しようとする研究が近年盛んに行なわれ、不安定現象の発生を予知してこれを回避したり、あるいは能動制御により積極的に作動範囲を拡大する空力技術が、種々の成果を上げて來た⁽¹⁾。一方、翼の空力弹性的振動である翼列フラッターについても、能動制御の可能性が近年検討され始め、制御の可能性が理論的に示されて來ている⁽²⁾⁽³⁾。

これまでの翼列フラッターに対する能動制御の研究では、翼列まわりの非定常流れ場に音響擾乱を重畠することにより、フラッター発生時の擾乱伝播を制御して、フラッターを抑制する、という手法を探っている。他方、最近の構造材料技術では、電気信号等によって材料の形状や構造特性を制御する、いわゆるスマート構造の研究が進展し、例えば航空機主翼フラップの変形などに応用する試みが行なわれている。このようなスマート構造技術を応用して、圧縮機翼の構造特性を変化させ、翼列フラッターを制御する技術が可能になれば、信頼性の高い制御が実現できるものと期待される。

そこで、本研究では翼の構造特性を変化させることにより、翼列フラッターを抑制する技術の可能性を検討することを目的に、翼列流れの数値解析と翼の構造解析を組み合わせた、空力・構造連成数値解析手法を開発した。

2. 数値解析手法

流れ場と構造の計算は以下のようにして組み合わされている。

- ①流れ場計算により翼にかかる揚力を求める。
- ②求まった揚力を振動方程式に導入して翼の変位を求める。
- ③求まった翼の変位をもとに格子を移動させ、新たに流体解析を行う。

これで1タイムステップが終了する。計算の流れを図1に示す。

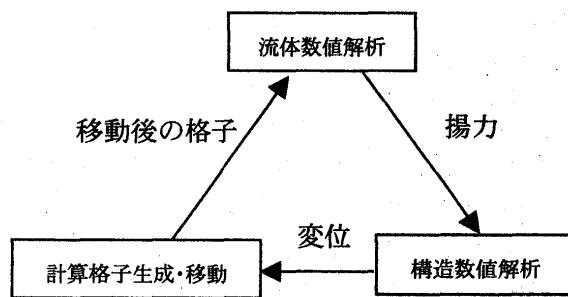


図1 計算の流れ

2-1.流れの数値解析

基礎方程式には2次元オイラー方程式を用いた。流束の評価にはHarten-Yeeの2次精度Upwind TVD法を用いている。したがって空間精度は大局的に2次精度となる。また、時間進行にはLU-ADI陰解法を用いており、時間精度も2次である。計算対象とする翼列にはFranssonらが提唱したStandard Configuration⁽⁴⁾のうち10th Standard Configurationを用いた。このConfigurationにおける翼列は食い違い角45°、ソリディティ1.0で、翼型はCambered NACA 0006である。翼列の概形および諸元を図2に示す。

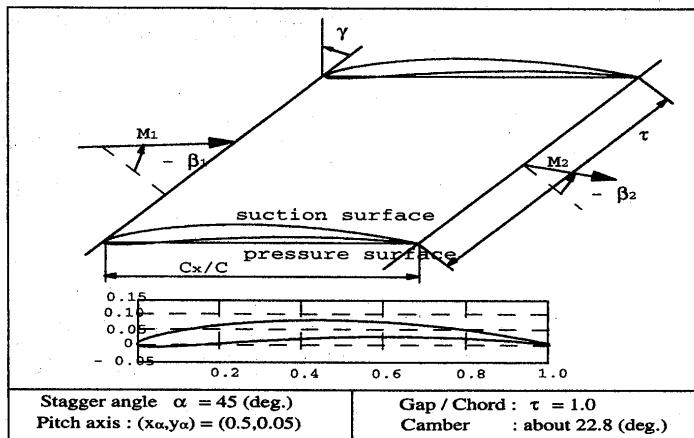


図 2 翼列の概形および諸元

計算格子は、十分な直交性を確保するために翼周りのみ O 型格子を用い、入口・出口には H 型格子を用いた H-O-H 型格子を作成した。計算格子を図 3 に示す。格子点数は H 型部が上・下流それぞれ 31×21 点、O 型部が 80×31 点である。

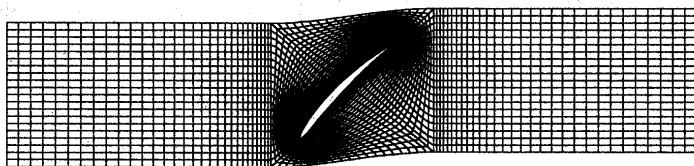


図 3 計算格子 (H-O-H 型格子)

境界条件として、入口境界では全圧および全温を一定とし、流入角を固定しており、出口境界では静圧一定とし、流出角を固定している。また、翼列方向の外側境界では周期境界条件を課した。

入口・出口境界における伝播波動に関しては準一次元無反射境界条件を採用した。翼面境界では滑り条件を与え、後縁において Kutta の条件を満たすようにしている。圧力は翼面に垂直な方向の運動方程式を解くことにより内点から外挿している。

2-2.構造数値解析

翼を剛体と仮定し、翼振動は前縁と後縁を結んだ直線に垂直な方向の並進振動のみを考え、ダンピングを含む、ばね-質量系としてモデル化した。翼の振動モデルを図 4 に示す。このとき、このモデルに対する翼の振動方程式は式(2.1)の様に表される。

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} + D \frac{dh}{dt} + Kh = L \quad (2.1)$$

(h:変位, M:翼質量, D:機械的減衰, K:ばね定数, L:揚力)

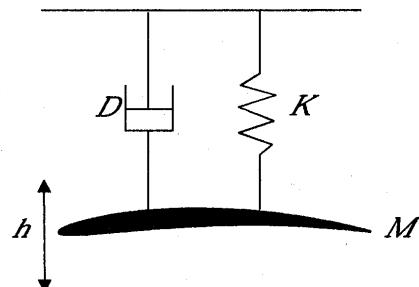


図 4 翼の振動モデル

流れの計算で翼にかかる空気力を求め、これを式(2.1)の右辺 L に入れることで、流れ計算と構造計算を組み合わせている。なお、式(2.1)は Runge-Kutta-Gill 法を用いて解いた。

3.流体数値解析の検証

上記の翼列について流れの数値解析を検証するために、定常流れと非定常流れに関する計算を行った。定常流れの計算は、亜音速流れと遷音速流れについて行なった。亜音速流れは入口全温 273(K)、全圧 101330(Pa)、マッハ数 0.7、流入角 55(deg) の条件で、遷音速流れは入口全温 273(K)、全圧 101330(Pa)、マッハ数 0.8、流入角 58(deg) の条件で計算した。

定常流れの計算結果のうち、翼面上のマッハ数分布を図 5 に示す。比較として、線形化したポテンシャル方程式を用いた USAB & VERDON⁽⁵⁾の計算結果を載せている。遷音速の場合の図 5(b)において、本解析結果は USAB らの結果と比べ、25% 翼弦付近に発生する衝撃波の捕獲が不鮮明であるが、これは USAB らの結果が線形解析によるものであるのに対し、本計算は、非線形解析であり、また、衝撃波捕獲のために格子を集中させる等の方策は、特に用いていないためと考えられる。この事を除けば両者の結果は良く一致している。

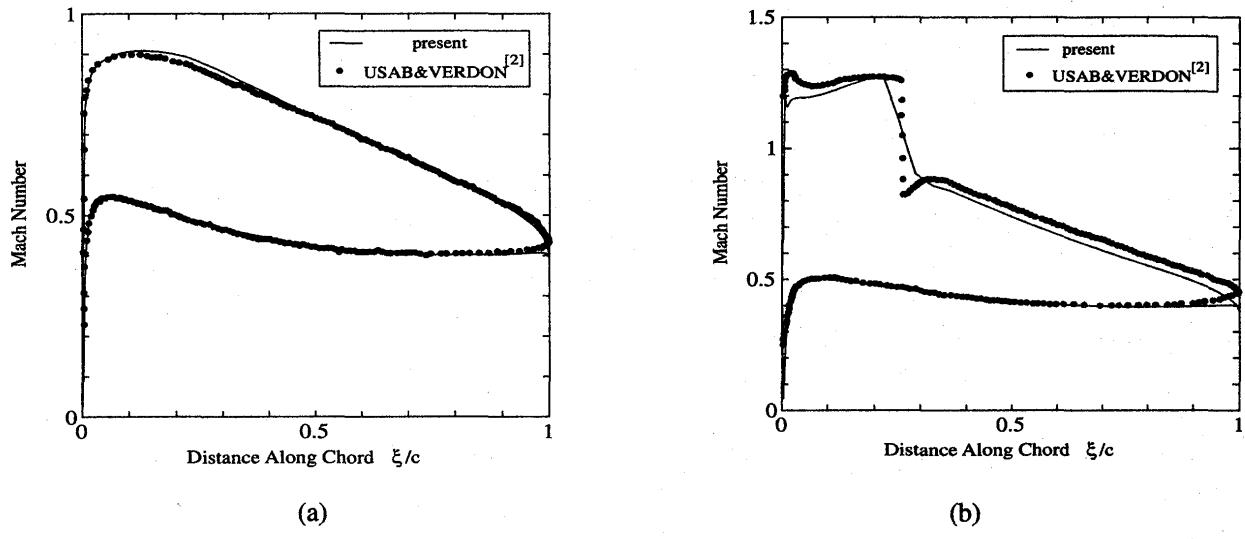


図 5 翼面上の定常マッハ数分布 (a) 亜音速 (b) 遷音速

非定常流れの計算は亜音速の条件についてのみ行っており、流れ場の条件は定常流れ計算の亜音速条件と同じである。振動に関するパラメーターは無次元振動数 1.0、翼間位相差 180(deg)とした。無次元振動数は $k=2\pi f \cdot C / U$ (f : 固有振動数、 C : 翼弦長、 U : 流入速度) で定義した。翼面上の無次元非定常圧力分布を算出した結果を図 6 に示す。これらのデータは計算結果にフーリエ変換を施し、翼振動の基本周波数成分のみを取り出したものである。real part は翼の振動速度に同期した成分、imaginary part は real part と 90° 位相のずれた成分である。比較は、線形化オイラー方程式を用いて数値解析した Hall & Laurence⁽⁶⁾ の結果と行っている。図から双方の結果はほぼ一致しているといえる。

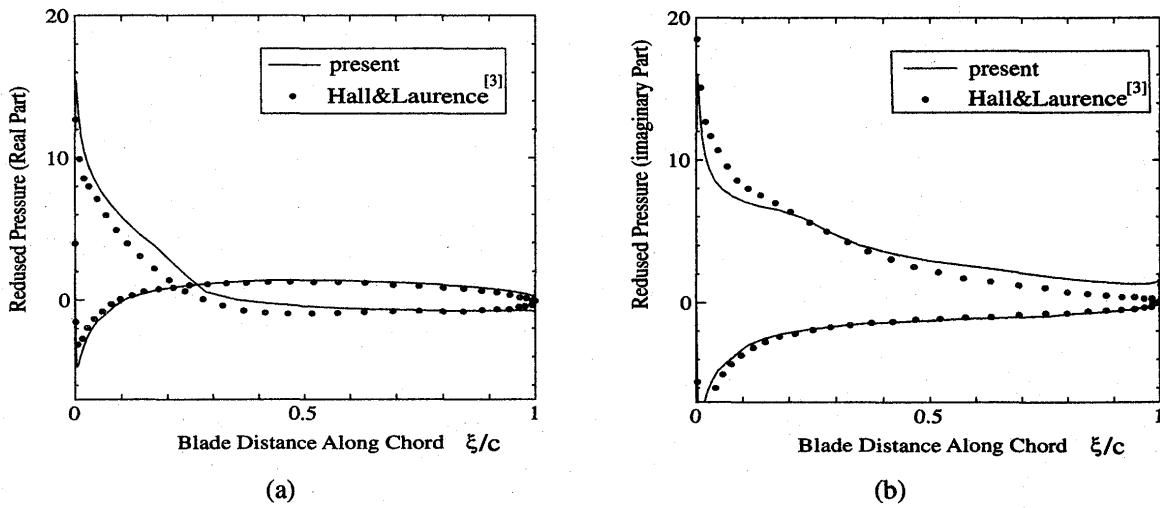


図 6 翼面上非定常圧力分布 (a) Real Part (b) Imaginary Part

4. 空力・構造連成解析

上述の 10th Standard Configuration を対象とし、亜音速流れの条件で連成数値解析を行なった。ここでは空力干渉のみを調べるために、翼の振動方程式(2.1)において $D=0$ とおき、構造ダンピングを無視して計算を行った。

4-1. 安定な振動に関する解析

初めに安定な振動の条件において計算を行った。1枚の翼を含む計算領域を1流路とし、図9のように重ねることで翼列を模擬した。ある翼を基準として下から1番翼、2番翼…と呼ぶことにする。本計算では1、2番翼を含む2流路のみで計算を行った。翼列方向の外側境界には周期境界条件を課している。したがってこの計算で存在しうる翼間位相差は、 0° と 180° のみである。一般に、N流路で計算を行つた場合、 $360^\circ/n$ ($n=1, 2, \dots, N$) の翼間位相差だけが存在できることになる。

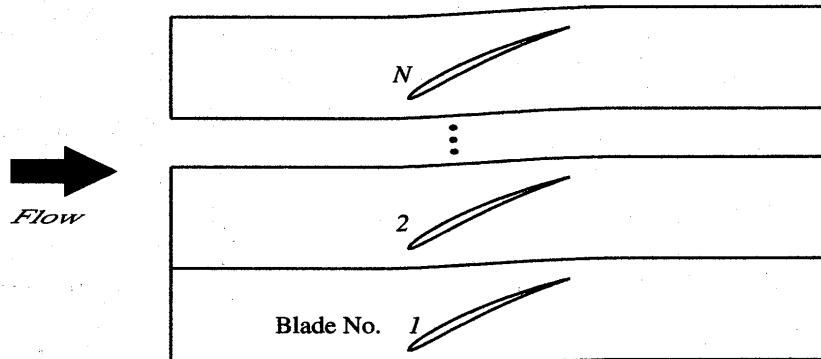


図9 翼の位置関係

1番翼に初期速度として $v_0 = A \times 2\pi f$ (A :最大振幅 ($=0.001\text{m}$))、 f :固有振動数 ($=200(\text{Hz})$) を与え、2番翼は静止状態として計算を行つた。2番翼の固有振動数も1番翼と同じく 200Hz とした。固有振動数 200Hz は、無次元振動数 0.567 に対応する。この時の計算結果のうち、翼の変位と非定常空気力の時間履歴を図10に示す。1番翼では変位に対して空気力の位相が -90° ずれており、このために振動が減衰していく。一方、2番翼は、1番翼の振動の影響で静止状態から振動を開始する。はじめのうち変位に対して空気力の位相が 90° ずれているために振幅が増大していくが、最終的には変位に対する位相差が -90° となり、2番翼の振動も減衰していく。本計算では翼の構造減衰なしで計算を行つてるので、1、2番翼の振動が減衰するのではなく空力減衰のためであり、静止状態であった2番翼が振動を始めるのは、1番翼の振動との空力的相互干渉のためである。以上により、空力減衰や翼間空力相互干渉といった、翼列振動問題において重要な現象を、本解析手法によって捉えられることがわかった。

4-2. 不安定な振動に関する解析

翼の固有振動数を 3Hz にして計算を行つた。この時、無次元振動数は 0.0085 になる。この無次元振動数において、翼振動が不安定となる条件を求めるため、影響係数法⁽⁷⁾を用いて安定解析を行つた。本計算では5枚の翼を配置した5流路での計算で、中央の翼1枚を振動させ、このとき振動翼および周囲の静止翼に誘起される非定常空気力の計算結果から影響係数を求めた。この影響係数を線形に重ねあわせる

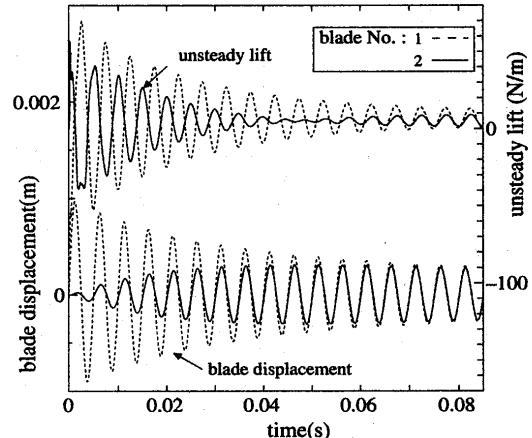


図10 翼振幅と非定常空気力の時間履歴
(2流路計算結果)

ことで、任意の翼間位相差について翼が受ける非定常空気力が算出される。翼列方向外側境界には周期境界条件を課している。このため実際には2枚おきに振動翼が存在する直線翼列となり、存在し得る翼間位相差が限られるが、振動翼から3枚離れた翼での空気力が無視しうるほどの大きさであったため、近似的に無限直線翼列の状態が模擬されていると見なし、計算を行なった。結果を図11に示す。縦軸は翼が1周期振動する間に流体から受ける仕事、横軸は翼間位相差である。翼の振動は仕事が正の時不安定であり、負の時は安定である。図11を見ると翼間位相差90°付近で仕事が正であるため、翼振動が不安定になることがわかる。

この計算と同じ条件で4流路における空力・構造連成解析を行なった。この時、存在しうる翼間位相差は-90°、0°、90°、180°の4通りである。1、3番翼に4-1の計算と同様に初期速度を与え、2、4番翼は静止状態から計算を始めた。計算結果のうち、翼の変位と非定常空気力の時間履歴を図12に示す。これを見ると1、3番翼の空気力の位相が変位と90°ずれていることがわかる。これは翼振幅が発散する様に働いているということであり、1、3番翼の変位を見ると4-1の計算結果(図10)とは異なりほとんど減衰せず、時間がたつとわずかずつではあるが発散している。したがって、翼振動は不安定な状態にあるといえる。この時の翼間位相差は90°であり、図11を参照すると、存在可能な翼間位相差の中で最も不安定なものが選択されていることが分かる。すなわち、一般に空力・構造連成解析の利点としてあげられる⁽⁸⁾ように、本解析手法も、不安定領域での計算において計算領域内で存在可能な翼間位相差のうち、最も危険なものを解の1つとして得ることが出来る。

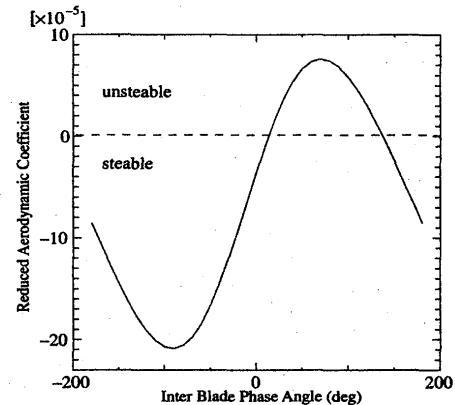


図11 影響係数法による安定解析結果

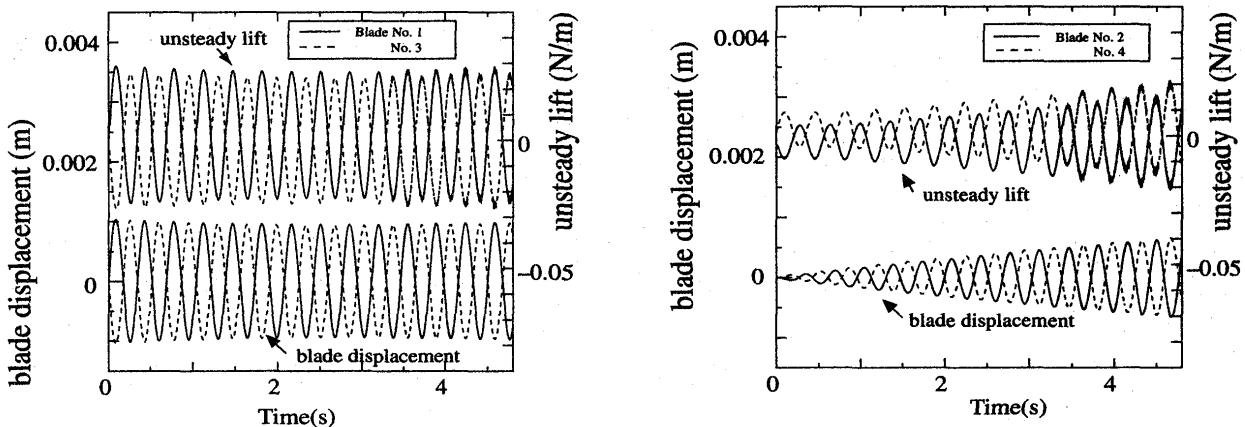


図12 不安定領域における翼の振幅と非定常空気力の時間履歴

4-3 振動制御に関する計算

4-1での計算条件において、2番翼の振幅が増大する辺りで1番翼の固有振動数を5%、すなわち10Hz增加させ、固有振動数を変化させることによる翼の振動制御が可能であるか調べた。計算条件はすべて4-1と同様で、1番翼の振動開始2周期後に固有振動数を変化させた。翼の変位と非定常空気力の時間履歴を図13に示す。図10と比較すると、非定常空気力の履歴が大きく異なっている。1番翼に関しては変位に対して空気力の位相が-90°ずれているために減衰力が働いているが、2番翼では変位と空気力の

周期にずれが生じており、これにより空気力の位相が -90° には変化せず、振動振幅が増加しにくくなっている。その結果、1、2番翼の振動の減衰が図10と比べて明らかに早くなっている。振動の減衰が早まるのは、1番翼の振動により誘起される非定常空気力と2番翼の振動周期がずれるために、空力相互干渉が弱くなり、1番翼に働く減衰力が4.1の結果と比較して大きくなることが、主な理由と思われる。以上から翼の固有振動数を変化させることにより、翼振動を制御することが可能である事がわかった。

5. 結言

翼の構造パラメータを変化させることで翼振動を能動的に制御する手法を企図し、流れの数値解析と構造数値解析を組み合わせた空力・構造連成解析手法を開発して、圧縮機翼列に関する計算を行なった。結論は以下のようにまとめられる。

[1]開発した空力・構造連成解析手法によって、従来の強制振動法では捉えられない空力減衰や翼間空力相互干渉を妥当に捉えることが出来る。

[2]本解析手法を用いて、翼列フラッタの不安定現象を、結果として捉えることが出来た。このとき、計算領域内で存在しうる翼間位相差のうち、最も危険なものが自然に選択された。

[3]翼の固有振動数を変化させることにより、翼振動の減衰を早めることができた。これによって、固有振動数の変化による翼振動制御の可能性が示された。

参考文献

- (1) 大田・加藤、「旋回失速流れとその制御 一軸流圧縮機における近年の成果一」、日本ガスタービン学会誌, Vol. 22, No. 88, 1995, pp.54-60.
- (2) 菊地・他 5名、「音波を利用した翼フラッタの抑制」、日本機械学会論文集, 61巻 592号, 1995, pp. 4366-4370.
- (3) Nagai, K. and Namba, M., "Effect of Acoustic Control on the Flutter Boundaries of Supersonic Cascade," Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, Fransson, T. H. ed., Kluwer Academic Publishers, 1998, pp.165-179.
- (4) Fransson, T.H. and Verdon, J.M., "Panel Discussion on Standard Configuration for Unsteady Flow Through Vibrating Axial-Flow Turbomachine – Cascades," Proc of the Sixth International Symposium: Unsteady Aerodynamics of Turbomachines and Propellers, Sept. 1991, pp.859-889.
- (5) W.J.USAB,JR. and J.M.VERDON, "Advances in the Numerical Analysis of Linearized Unsteady Cascade Flows", ASME paper 90-GT-11
- (6) K.C.Hall, C.B.Laurence, "Calculation of Three-Dimensional Unsteady Flows in Turbomachinery Using the Linearized Harmonic Euler Equations", Trans. of ASME, Journal of Turbomachinery, Vol.115, OCTOBER 1993.
- (7) 花村庸治、田中英穂、山口和夫 「振動翼列における非定常流体力測定に関する一実験法」 日本機械学会論文集（B編）45巻 398号, 1979, p.1399-1407
- (8) L.He, "INTEGRATION OF 2-D FLUID/STRUCTURE COUPLED SYSTEM FOR CALCULATIONS OF TURBOMACHINERY AERODYNAMIC/AEROERASTIC INSTABILITIES", International Journal of Computational Fluid Dynamics, Vol.3, 1994, pp.217-231

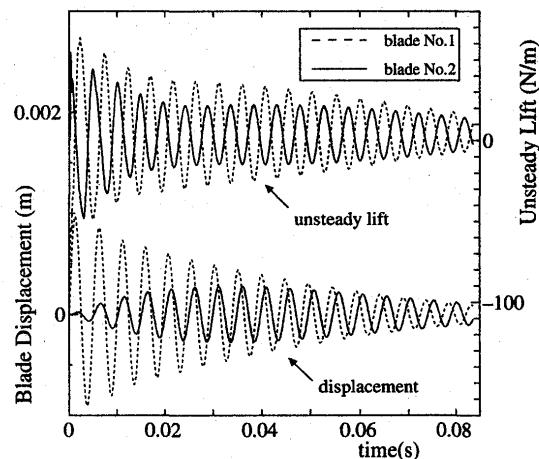


図 13 翼の振幅と非定常空気力の時間履歴
(2番翼の固有振動数を変化させた場合)

脈動流の分岐・合流の研究

(圧力波の位相差が大きい場合)

*後藤康祐, 牧野高太郎(都立科技大院), 千田章生(ユー・エス・イー)

田代伸一, 小西奎二(都立科技大)

1. はじめに

本報告は、ディーゼル機関とターボ過給機を組み合わせた脈動流れ系を評価、設計するための研究の一環として、特に、脈動流が合流する排気マニホールドの合流・分岐部が下流にどのような影響を与えるのかをより正確にかつ簡便に推定する手段の確立を目指したものである。脈動流れ系の数値シミュレーションでは、計算が簡便で、計算時間が短く必要な精度が十分に得られるという点で、1次元流れとして扱った特性曲線法が広く用いられている。ただし、分岐・合流部では当然ながら1次元性が崩れるので、境界条件を工夫して流線を上手に接合する必要がある。

特性曲線法の簡便さを損なわない境界条件として、合流部の上流の2つの流線と下流の1つの流線との接合を端部圧力が等しいとおく方法(等圧モデル)が一般に多用されている⁽¹⁾。しかし、定常流においてすら、合流・分岐部に生じる圧力損失係数が合流または分岐する流れの流量で大きく変わることが古くから知られており⁽²⁾、より正確な解析のためには、合流部の圧力損失を正当に計算過程に組み込むことが重要である。そこで著者らは、特性曲線法の簡便さを損なわずに出来るだけ実際に近い接合条件を得るために、定常流での実測の圧力損失係数を準定的に用い(損失モデル)、流速の予測において等圧モデルに対する優位性を示した⁽³⁾。ただし、合流前の2つの流れの圧力波形にあまり違いがないものを取り扱っており、さらに複雑な流れに対しても適用できるのか検証する必要がある。そこで本研究では、合流部で複雑な流れが形成され、特に計算において収束性の悪化する2つの流れの圧力波形の位相や振幅に大きな違いがある場合に着目し、実測結果と計算結果を比較検討した。

2. 実験

2. 1. 実験装置

図1に実験を行った管路系を示す。空気源(スクリュー圧縮機)からの流れはオリフィス流量計、整定タンクを経て2つの管路に分岐し、それぞれの流れにロータリーバルブで脈動を与えられる。ロータリーバルブは位相を変化させられる仕組みとなっており、ロータリーバルブから流れ出る様々な位相差の2つの脈動流が再び合流する。この合流部周辺が測定部となる。ロータリーバルブから直進する管をX管、迂回する管をY管と呼ぶ。どちらの管にも流量調整バルブがあり、また必要に応じて調整バルブの付近で切り離して大気開放できる。これはX管からY管へ、あるいはその逆の定常流を作るためであ

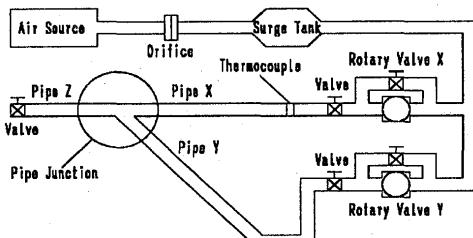


図1. 実験用管路系

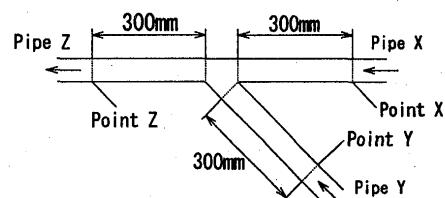


図2. 測定部

る。X管, Y管および合流部下流のZ管はすべて内径50mmの塩化ビニル管を用いている。図2は測定部である。図中のPoint X, Point Y, Point Zにおいて半導体圧力センサと定温度型熱線で圧力と流速を測定した。なお、熱線は管中心部に設置されているので測定される流速が断面平均流速とは異なる。したがって、定常流において熱線で得られる値と流量計から得られる断面平均流速とを比較し、3m/s以上であれば両者に比例関係があることが確認できたので非定常流においても、同一の補正を行なって、断面平均流速に換算した。後に示す実験の速度波形はこの換算後の値である。

2. 分岐・合流による圧力損失係数の決定（定常流）

3つの管路の流れの分岐、合流での圧縮性流れの方向には9つのパターンがありうるが、既報⁽³⁾と同様にエンジンの排気マニホールドについて重要な3つのパターンについて考えた（図3）。これらの場合についてX管、Y管の流量比を種々に変化させ、例えば、X管、Y管が合流してZ管に流れる場合（合流XY→Z）のXZ間の圧力損失係数 ζ_{xz} を次式で求めた。

$$\Delta p_{xz} = p_x - p_z = \zeta_{xz} \frac{\rho_z v_z^2}{2} \quad (1)$$

この結果を図4に示す。図中、白抜きの点が実測値で、黒丸がVogel⁽²⁾の結果である。実線、点線はそれぞれの値を2次関数で近似したもので、本実験装置では以下のようになる。

[X→Zの合流圧力損失係数]

$$\zeta_{xz} = -1.9523 \left(\frac{Q_x}{Q_z} \right)^2 + 1.4924 \left(\frac{Q_x}{Q_z} \right) + 0.7613 \quad (2)$$

ここで、 Q_x , Q_z はそれぞれX管、Z管の流量である。

[Y→Zの合流圧力損失係数]

$$\zeta_{yz} = -1.8661 \left(\frac{Q_y}{Q_z} \right)^2 + 2.3008 \left(\frac{Q_y}{Q_z} \right) - 0.1749 \quad (3)$$

他の2つのパターン（分岐X→YZ、分岐Y→XZ）についても圧力損失係数を実測し、後述する特性曲線法の境界条件として組み込んだ。

2. 3. 脈動流実験

ロータリーバルブの回転数を900, 1200, 1500rpm (15, 20, 25Hz) の3種に設定し、2つのロータリーバルブの位相差を0, 45, 90°の3種に設定して、測定点Point X, Point Yにおいて様々な形の波を作り出し、合流後のPoint Zの波形を調べた。このようにして、本研究の目的である大きな圧力差のある流れを合流させることができた。

ロータリーバルブは1回転で2度開口し、流れは2パルスの変動となるが、その2個の波形は必ずしもまったく同じというわけではないので、ロータリーバルブの1回転を脈動の1周期とみなす。また実

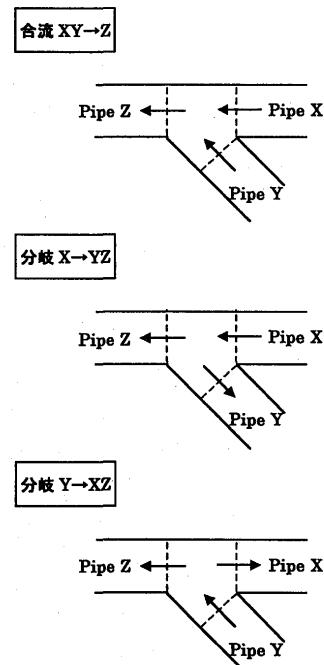


図3. 分岐・合流のパターン

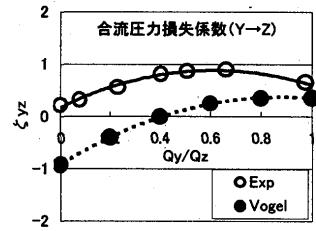
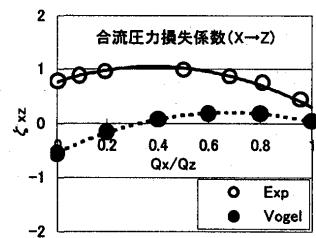


図4. 合流時の圧力損失係数
(パターン：合流XY→Z)

験は、代表速度を Point Z における 1 周期の平均流速、代表長さを管直径として、 $Re=$ 約 10^5 で行った。

3. 計算

3. 1. 基礎式

図 2 に示した合流（分岐）部の流れを 1 次元非定常流れとみなし、流れの粘性抵抗は管摩擦で考えることにし、管路断面積の変化が無いことを考慮すれば基礎方程式として以下の 3 式が成立する。

$$(連続の式) \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

$$(運動方程式) \quad \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -f \quad (5)$$

$$(エネルギー式) \quad \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = (\kappa - 1) \rho v f \quad (6)$$

ここで、 t は時間、 x は 1 次元座標で、X 管、Y 管では入り口側から合流部に向けて正方向、Z 管では合流部から出口に向けて正としている。 ρ 、 v 、 p はそれぞれ密度、流速、圧力で、 κ は比熱比、 a は音速である。管摩擦力 f は、管摩擦係数 λ と管直径 d を用いて次のように表した。

$$f = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2} \frac{v}{|v|} \quad (7)$$

これらより、3 本の管それぞれについて、Path line、Mach line I、Mach line II の 3 種の特性曲線の関係式が得られる。

Path line : $\delta x = v \delta t$,

$$\delta p - a^2 \delta \rho = (\kappa - 1) \rho v f \delta t \quad (8)$$

Mach line I : $\delta x = (v + a) \delta t$,

$$\delta p + \rho a \delta v = (\kappa - 1) \rho v f \delta t \quad (9)$$

Mach line II : $\delta x = (v - a) \delta t$,

$$\delta p - \rho a \delta v = (\kappa - 1) \rho v f \delta t \quad (10)$$

3. 2. 境界条件

X 管、Y 管の入り口（Point X, point Y）は実験で得られた圧力と速度の時系列データを周期的に与える。Z 管出口は大気開放条件である。3 本の合流する管端部では前述の分岐・合流のパターンに応じて存在する特性曲線の種類と数が不足するので、3 つの管端部の ρ 、 v 、 p （計 9 個）を確定するために本研究では管端部の圧力を前述のような損失を考慮して関係づけた。

例として、図 3 の [合流 XY→Z] のパターンについて示す（物理量の上線は全て無次元を表す）と、連続の式より、

$$\overline{A_X \rho_X v_X} + \overline{A_Y \rho_Y v_Y} = \overline{A_Z \rho_Z v_Z}$$

全エンタルピの保存から、

$$\overline{A_X \rho_X v_X} \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{\overline{p}_X}{\rho_X} + \frac{\overline{v}_X^2}{2} \right) + \overline{A_Y \rho_Y v_Y} \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{\overline{p}_Y}{\rho_Y} + \frac{\overline{v}_Y^2}{2} \right) = \overline{A_Z \rho_Z v_Z} \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{\overline{p}_Z}{\rho_Z} + \frac{\overline{v}_Z^2}{2} \right)$$

さらに、合流損失を考えて、

$$\frac{\overline{p}_X - \overline{p}_Z}{\zeta_{XZ}} = \frac{\overline{\rho}_Z \overline{v}_Z^2}{2} \quad \text{および}, \quad \frac{\overline{p}_Y - \overline{p}_Z}{\zeta_{YZ}} = \frac{\overline{\rho}_Z \overline{v}_Z^2}{2}$$

これらに X, Y 管の Mach line I と Path line の関係と Z 管の Mach line II の関係とを用いて 9 個の変数を決定した。なお、 $\bar{\zeta} = \kappa \zeta$ である。他の例として、図 3 の [分岐 Y → XZ] のパターンでは連続の式と 3 つの管端部での全エンタルピ保存を仮定し、

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\overline{p}_Y}{\overline{\rho}_Y} + \frac{\overline{v}_Y^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\overline{p}_X}{\overline{\rho}_X} + \frac{\overline{v}_X^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\overline{p}_Z}{\overline{\rho}_Z} + \frac{\overline{v}_Z^2}{2}$$

および、分岐損失、

$$\frac{\overline{p}_Y - \overline{p}_X}{\zeta_{YX}} = \frac{\overline{\rho}_Y \overline{v}_Y^2}{2} \quad \text{および}, \quad \frac{\overline{p}_Y - \overline{p}_Z}{\zeta_{YZ}} = \frac{\overline{\rho}_Y \overline{v}_Y^2}{2}$$

を考慮し、これらと X 管の Mach line I, Y 管の Mach line I と Path line, Z 管の Mach line II を用いる。

なお、空間刻みは実寸法で 5mm であり、X, Y 管は 60 分割、Z 管は 179 分割となる。計算の時間ステップは 1/340000 秒で行った。

4. 結果および考察

4. 1. 合流後の圧力、速度波形（計算と実測の比較）

図 5～図 7 に、代表例としてロータリーバルブ回転数 1200rpm のときの Point X, Y における圧力と流速の変動波形と、Point Z における実測結果と計算結果を示す。縦軸の圧力は大気圧で、流速は大気条件下の音速で無次元化してある。

図 5 はロータリーバルブの位相差 0° の場合で、X, Y の圧力波形は正弦波状に整っていてほぼ同一、速度波形は X がほぼ一定で、Y の方が若干振幅が高くなっている。合流後の Z について見ると、圧力波形に関しては実測と計算が非常に良く一致している。これに対して速度波形に関しては、計算が大きなスケールの変動を良く再現しているものの、平均流速は実測よりも若干高い。

図 6 はロータリーバルブの位相差 45° の場合である。この場合、圧力波形に関して X ではピークを 2 つ持つのに対し Y ではピークが 1 つであり、合流前の波形が全く異なり瞬間的な圧力差も大きくなっている。速度波形に関しても同様に、X, Y で波形が全く異なり位相は完全に逆になっている。このように、合流前の波形が全く異なり特に圧力差が大きいにも関わらず、Z における圧力波形は実測と計算が非常に良く一致している。速度波形に関しても、実測に見られる高周波の変動を除いては良く一致している。

図 7 はロータリーバルブの位相差 90° の場合である。X, Y における圧力波形は振幅が小さくほぼ一定であるが、瞬時値としては差が見られる。速度波形に関しては、振幅が同等で位相が逆転している。この場合も Z においてこれまでと同様に、圧力波形に関しては実測と計算の一一致は良い。速度波形に関しては、振幅が小さく実測と計算の両者の異同は鮮明ではないが、計算の平均流速が若干高い。

以上のように、合流前の圧力波形に圧力差が顕著な場合にも圧力波形に関しては実測と計算が微細な点まで非常に良く一致し、速度波形に関しては大きなスケールの変動が十分に再現できた。

4. 2. 本計算法の評価（流量の計算について）

下流に過給機等を想定すると、波形の予測と共に平均的な流量の予測についても重要になる。よって周期平均の質量流量について本計算法を評価する。

図 8～図 10 は、ロータリーバルブの各回転数と各位相差における質量流量比を示したもので、流量は

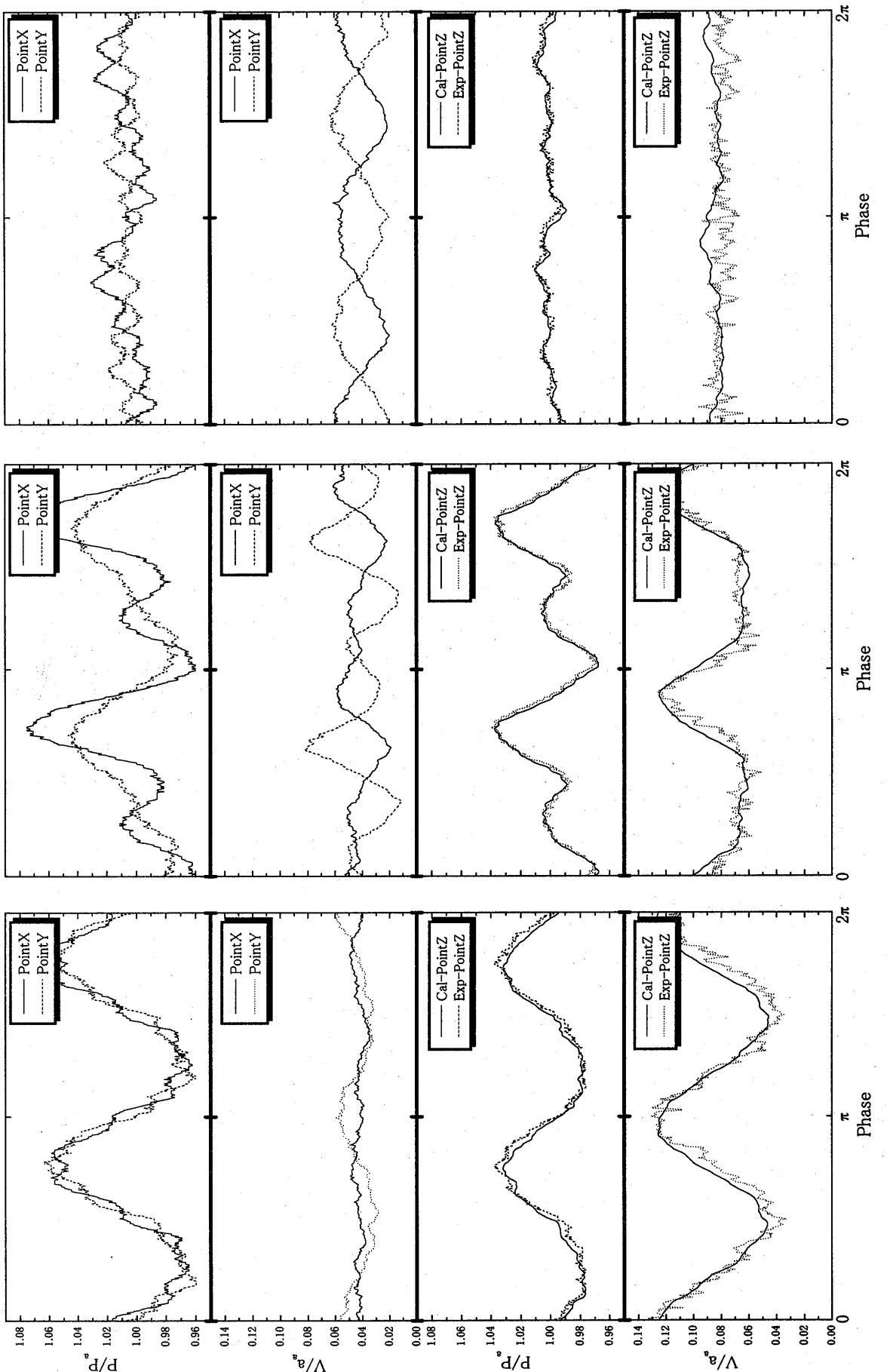


図5. 実験と計算の比較
(位相差 0° , 1200rpm)

図6. 実験と計算の比較
(位相差 45° , 1200rpm)

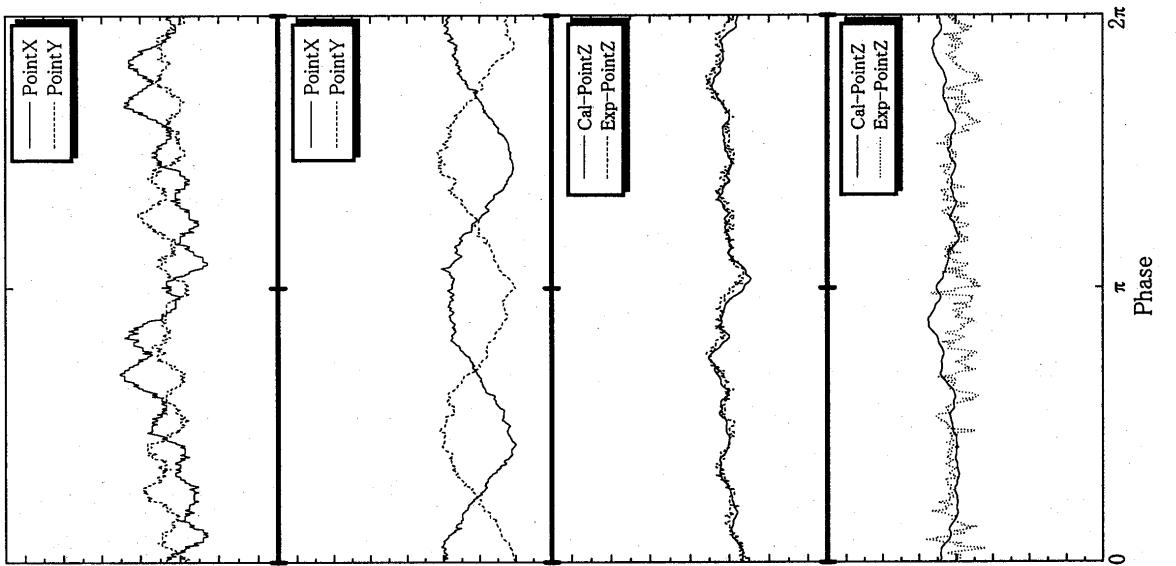


図7. 実験と計算の比較
(位相差 90° , 1200rpm)

全て1周期の積分値を取っている。斜線のグラフは、実測のX, Yを足し合わせたものとZとの流量比である。これを見ると、全ての場合においてXとYを足し合わせた流量の方が大きくなっている。黒色のグラフは、計算のX, Yを足し合わせたものとZとの流量比であり、全ての場合において1付近となっている。白色のグラフは、Zにおける計算と実測の流量比である。これは、全ての場合において斜線のグラフとほぼ同じ値になっている。

流量比は前述の通り1周期の積分値を用いているので、合流前のX, Yを足し合わせた流量と合流後のZにおける流量は等しくなるはずである。しかし、実測値の流量比についてはそのような値をとっておらず、常にZの流量が小さい。これは、流速の計測において、前述の通り定常流で管中心部において熱線の出力を上流の流量計で補正する方法を脈動流にも適用したため、合流前のX, Yに比べ合流後のZでは速度分布の偏りや渦の発生が原因で流速が十分に補正されず、Zにおける実測の流速が過小評価されているためと思われる。このことを踏まえると、Zにおける流量比の実測と計算のいずれは、斜線のグラフとほぼ同じ値となっていることからもZにおける流速の実測値が過小評価されているためと思われる。今後の対策として、Zの計測地点を合流部からもっと離さなければならないだろう。したがって質量流量に対する本計算法の結果は、X, Yの流量を足し合わせた流量と計算のZにおける流量がほぼ等しく、また圧力波形が非常に良く一致していることから、本計算は流れの挙動をよく捉え正確に流量の予測を行っていると言える。

5. 結論

合流前の2つの流れにおいて様々なパターンについて、特に圧力差が顕著な場合に、損失モデルを用いて特性曲線法計算を行い、以下の結果を得た。

- (1) 圧力波形に関しては実測値に非常に良く一致し、速度波形に関しても波形は再現できた。
- (2) 流量に関しては実測値が不確かなものであるため今後の課題が残ったが、本計算法の流量予測については妥当であると考えられる。

参考文献

- (1) Sekita, D., Yoshiki, H., Endoh, T., Takama, N., "Performance of Radial Exhaust Turbine Driven by Pulsating Flow", Proc. 87-TOKYO-IGTC, 1987
- (2) Vogel, G., Mitt. Hydr. Inst. T. H. Munchen, 1 (1926), (機械工学便覧 A-5 所収)
- (3) 田代, 柏原, 後藤, “脈動流の分岐・合流の研究(合流損失の実験と特性曲線法の境界条件の検討)”, 第27回ガスタービン定期講演会講演論文集, 1999.5

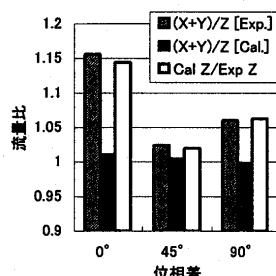


図8. 流量比 (900rpm)

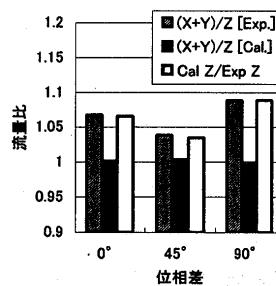


図9. 流量比 (1200rpm)

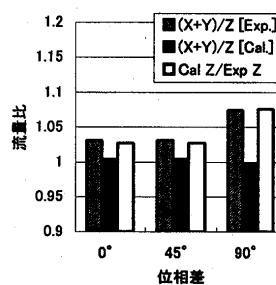


図10. 流量比 (1500rpm)

過給機タービン性能予測に与えるワインディッジ特性の影響

* 渡辺 勇 (都立科技大・院) 片桐 良一 (都立科技大・院)

小西 奎二 (都立科技大)

吉識 晴夫 (東京大学生産技術研究所)

田代 伸一 (都立科技大)

1. 緒論

ディーゼル機関は他の動力源よりも熱効率が高いため経済性に優れ、その結果相対的に二酸化炭素排出量抑制に対しても寄与できる。しかし、ディーゼル排気はガソリン機関に対して排出ガス中の規制物質の絶対量も多いため、その対策が急がれている。排気浄化の技術に関してはさまざまなものが工夫されているが、全体の技術を包含する形で基本的なものの一つに過給がある。すなわち、ディーゼル燃焼の根本的なマイナス要因に燃料と酸素の混合不足が挙げられ、これを解決する有効な手段は過給によりシリンダー内に多量の空気を送り込むことである。過給は一般に排気のエネルギーを有効利用した排気ターボ過給機が多用されているが、流体力学的にのみに結合された補機である過給機を通して最良の機関性能を得るために、機関と過給機の最適な適合が重要となる。したがって、そのためには排気脈動流れで駆動される過給機の性能を精確に把握することが不可欠である。

著者らはこれまでラジアル排気タービンの非定常流性能予測について、時間平均法および準定常法の成立度について調べており、準定常性能予測に関して、流量・出力とともにかなりの高精度で、非定常流下のタービン性能見積もりが可能なことを明らかにしている^{(1)~(3)}。しかし同方法を適用する場合、その基礎となる定常流性能曲線が重要な働きをし、脈動流れの振幅変化に対応した高膨張比までの広範囲な定常流性能曲線を得ること、およびタービンが空転状態で作動している低膨張比域であるワインディッジ点近傍の特性を明らかにすることが重要となる。しかしながら、これまでタービンのワインディッジ点付近での挙動は詳細に明らかにされておらず、特に出力に関しては実測も理論計算も困難なことからほとんど手が付けられてなく、それに起因する特性予測について誤差の検討もなされていない。このようなことを背景として、タービン性能予測に資する基礎資料を得るため、ワインディッジ状態および軸受け損失を実測しタービン特性予測に与える影響を考察した。

主な記号

T : 温度, P : 壓力, N : 回転速度, f : 脈動周波数, *: 修正状態, ₀₁: タービン入口, _a: 大気状態

$$\text{修正流量 } M^* = M \sqrt{T_{01}} / P_{01} \quad (1)$$

$$\text{修正出力 } L^* = L / P_{01} \sqrt{T_{01}} \quad (2)$$

$$\text{修正回転速度 } N^* = N / \sqrt{T_{01}} \quad (3)$$

$$\text{膨張比 } R = P_{01} / P_a \quad (4)$$

2. ウィンディッジ状態および軸受け損失

2.1 実験装置の全体構成

実験は空気源による一般的な排気タービン実験装置を用い、その概略の全体構成図を図1に示す。空気源は170kW、吐出圧力0.39MPa、最大流量0.7kg/s(313K)のパッケージ型ドライスクリュー式2段圧縮機を用いた。供試タービンは2種類使用し、1号機として動翼外形126mm、排気出口部直径112.6mm、圧力比2.5、回転速度80,000rpm(1023K)の軸方向二分割ベーンレス・ラジアル排気タービンである。

ビン、および 2 号機として動翼外形 140mm、出口部直径 113.3mm、圧力比 2.6、回転速度 46,000rpm(973K)の円周方向二分割ノズル付きラジアルタービンを用いた。いずれも過給機駆動用小型多気筒ディーゼル機関に対応した部分送入方式のものであり、これを全周送入運転した。

動力計との接続は、1号タービンでは遊星歯車式減速機の入力軸に過給機の軸受け部を介してタービンを結合した一体構造とし、この概略を図 2 に示す。これにより過給機付属の圧縮機の影響を受けず、またタービン回転慣性質量は実際の過給機駆動時と同程度に小さくすることが可能となり、非定常流特性の解析やタービン単体の特性を実機に近づけた状態と/or できる。減速機仕様は減速比 12 : 1、伝達能力 70kW、最大許容回転速度 45,000rpm である。また動力の吸収と計測は最大吸収馬力 55kW、最大駆動馬力 40kW の直流電気動力計と、タービンと動力計間に捩り軸方式のデジタルトルク検出器を挿入し併用することで出力測定の正確を期した。

2.2 ウィンディッジ点

ウィンディッジ点とはタービンが空転状態で作動している運転域を指し、流量特性に着目した流量ウィンディッジ点と、出力特性に着目した出力ウィンディッジ点に分けて考えることができる。

2.2.1 流量ウィンディッジ点 修正流量がゼロである流量ウィンディッジ点とは、タービンへの流入空気量がゼロであるが、渦巻室内に遠心力による二次流れが誘起されわずかな静圧上昇を示す点である。実際の計測は、タービン渦巻室入口を閉塞し、タービンを動力計により規定回転速度で駆動させそのときの渦巻室入口部における静圧上昇を求めて膨張比を算出する。

また、流量のウィンディッジ点は、 ω を角速度として流体の遠心力を考慮すれば次式で求められる。この値は実測値と比較的よく一致する。

$$\left(\frac{P_{01}}{P_a}\right)_{windage} = \left\{ 1 + \frac{\omega^2}{2C_P T_{in}} (r_1^2 - r_{out}^2) \left(\frac{P_{01}}{P_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5)$$

ここで P_{01} : 入口全圧、 P_a : 大気静圧、
 T_{in} : 入口温度、 r_1 : 動翼入口外半径、
 r_{out} : 動翼出口の代表半径

2.2.2 出力ウィンディッジ点 出力のウィンディッジ状態とは、タービンが作動ガスによって規定回転速度で動作しているが、内部動力としてのみエネルギーを消費し、未だタービンとして正の出力を発生していない、すなわち外部出力に達していない状態を表す。厳密には羽根車単体での特性とも考えられるが、軸受けとの分離が困難な上に、工業的には軸受け部を含めて考慮するのが重要と思われる所以、本実験では軸受けを含めたものとした。出力のウィンディッジはレシプロ機関のアイドリング時における摩擦馬力に相当するものと考えられる。この値はこれまで実験によって求めることが困難であった。出力ウィンディッジ

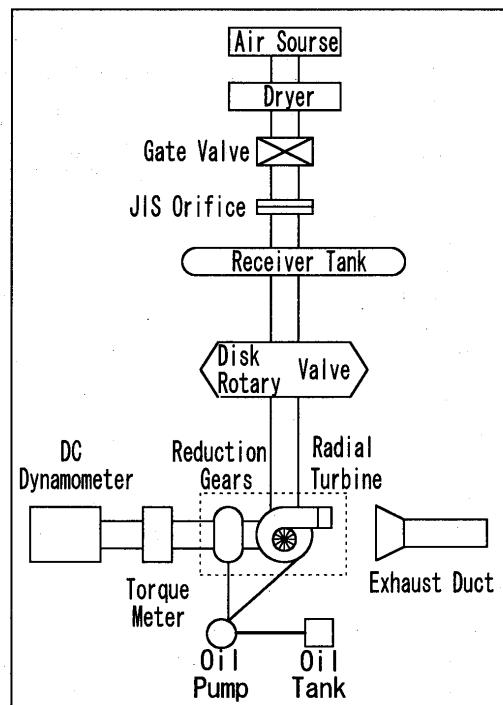


図 1 実験装置全体図

ジ状態が明らかにできなかった原因是、通常の圧縮機とタービンが一体構造をした過給機の構成では出力自体の計測が難しいのに加え、さらにアイドリングに近い低出力領域では、一般に行われている圧縮機の特性を利用した流量と温度上昇からタービン出力を評価するという手法がほとんど取れないからである。本研究で用いたワインディッジ点での出力計測は、過給機タービン部のみを独立して取り出し、直流電気動力計と捩り軸方式によるトルク検出器を併用して微少出力計測の精度を期して行った。具体的にはタービンへの流入作動ガス流量を絞った状態に保ち、動力計でタービンを規定回転速度で駆動運転し、その後作動ガス流量を順次増加させタービン出力が負から正に変わる点、すなわちタービンが自力運転を始めて動力計の入出力がゼロを示す点（タービン仕事=0）の圧力を計測し膨張比を得た。

2.3 軸受け損失

過給機タービンの全出力に占める軸受け損失の割合はかなり大きく、正確な出力特性を求める場合これを無視することはできない。一般的に軸受け損失は、潤滑油の油温上昇と油量から算出することが多い。しかし過給機に多用されている平軸受けから自由落下する条件での油温測定は、油滴と気泡の混在した流れで温度上昇も小さいためバラつきが多く問題となる。本研究での排油温度計測は、全温度プローブの考え方を取り入れた構造を採用し油だまりと熱電対本数を多くすることにより、また油量は天秤を用いた重量法によって軸受け損失評価の精度を期した。

その他一般的な測定項目は、タービントルク、回転速度、タービン入口・出口ガス温度、タービン入口全圧・壁面静圧、タービン出口静圧、オリフィス前圧・差圧、タービンおよび減速機の潤滑油量ならびに入口・出口の温度差などである。変動値としてはタービン入口部での全圧と静圧および出口静圧などである。温度の計測は、素線径 0.127mm の全温度プローブおよびシース径 1~4.8mm の各種熱電対を適宜用いた。

3. 結果および考察

3.1 軸受け損失

図3は2号機タービンの出力バランスを表す。軸受け損失は基本的に回転数に比例して増大し、全タービン出力に対して約 15%程度占める。ワインディッジ領域でタービン回転速度の高い領域では、流体から羽根車によって変換される動力に対して軸受け損失の割合は大きいため、軸

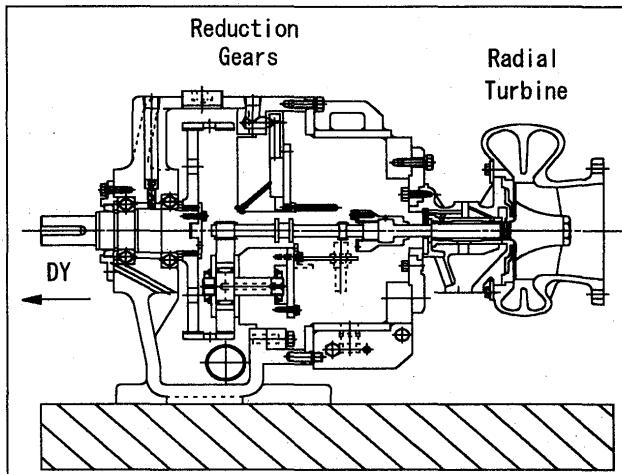


図2 減速機概略図

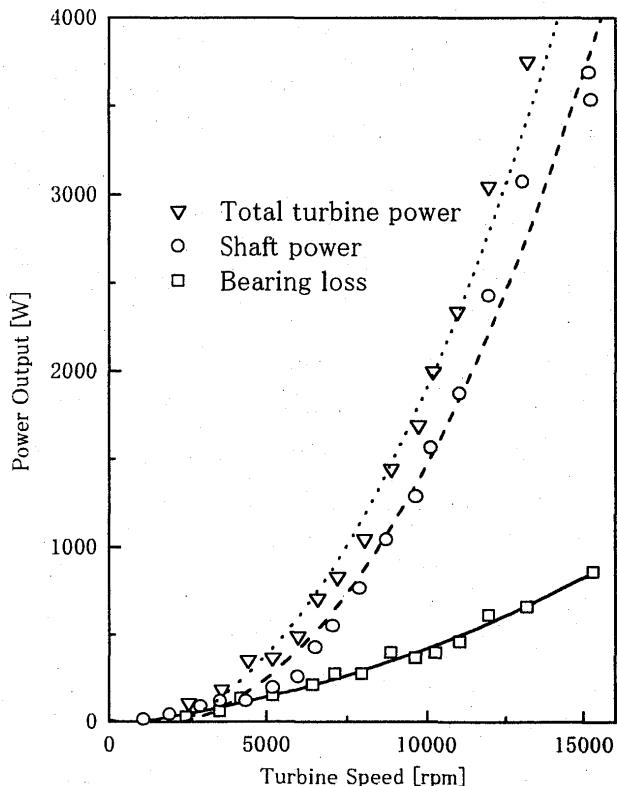


図3 タービン動力バランス

受け損失は無視できない。

3.2 ウィンディッジ特性

3.2.1 流量ウィンディッジ

図4は通常の修正流量と膨張比の関係を、修正回転速度をパラメータにとり特に低流量域に着目し、2台の供試タービンについて表したものである。修正回転速度は $N^*=600$ および800とした。両タービンともウィンディッジ点を与える膨張比は、計算値と実測値は良く一致している。この値は修正回転速度が増大するにつれて大きくなるが、出力のウィンディッジに比較してかなり小さな値をとる。準定常法による性能予測で、この点以下の修正流量をゼロに取るとわずかな予測誤差要因となる。

つぎにウィンディッジ点以下の低膨張比域のタービン挙動について考察する。修正流量を与える(1)式において、流体の持つ圧力と温度は常に正の値であるから、修正流量が負の値になるためには実際のタービン質量流量がマイナス、すなわち、渦巻室内で逆流を生じることが必要である。このような流れは、タービン入口を開塞するという流量ウィンディッジ状態ではあり得ず、また通常作動している過給機が遭遇する流れとも成り得ない。特殊な条件として、タービン入口を開塞しないで出口と共に開放した状態で羽根車を規定回転速度で駆動した場合、羽根車によるポンプ作用により、出口から入口に向かう逆流を生じる。しかしながら、この状態は仕事を発生する原動機としてではなく作業機である送風機の働きをしている状態であり、タービンとしてウィンディッジ点以下の挙動を表すことにはならない。

したがって、ウィンディッジ点以下の低膨張比域のタービン性能は、 $M^*=0$ の縦軸上を原点に向かって降下すると考えて良いと言える。

3.2.2 出力ウィンディッジ

図5は2台の供試タービンによる修正出力と膨張比の関係を図4と同様に低流量域に着目して表す。まず、タービンが自立運転を開始するために必要な流れは、大きな振幅を伴う必要はなく、またタービンの出力特性は定常・非定常流性および作動ガス温度などに影響しないと報告⁽³⁾されているため、定常流

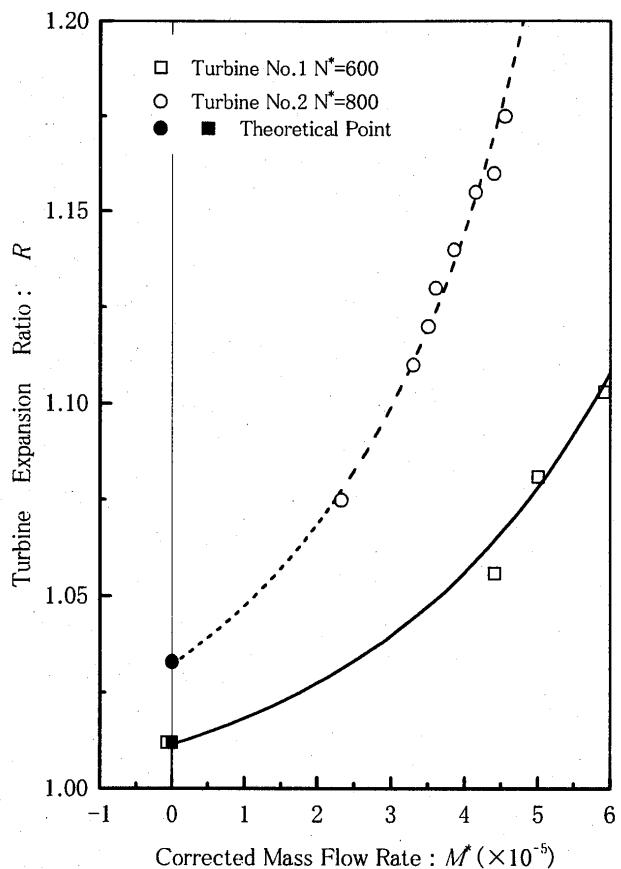


図4 ウィンディッジ流量特性

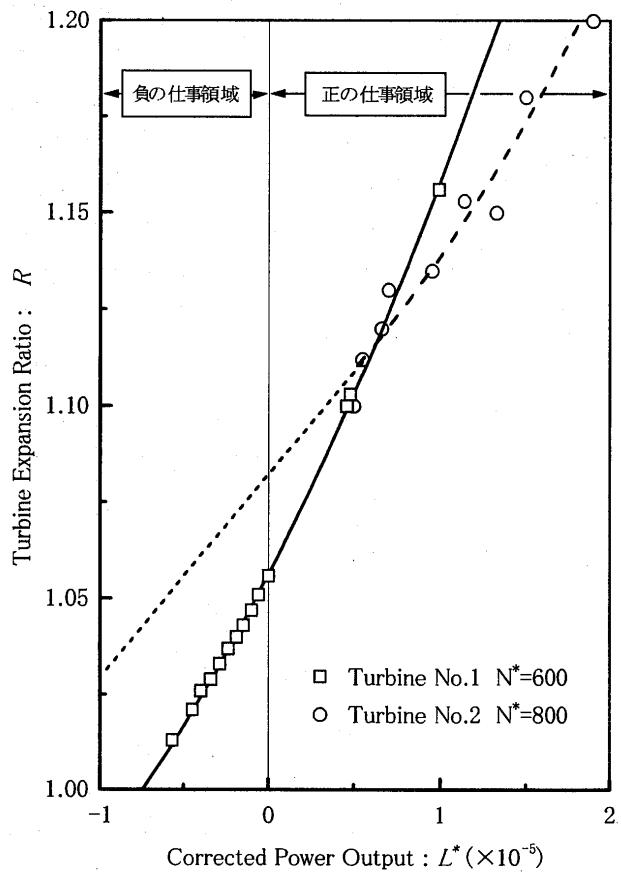


図5 ウィンディッジ出力特性

に近いもので十分である。

つぎに、出力のウインディッジ点を表す膨張比 $R_L=1.055$ は、流量のウインディッジ実測値 $R_M=1.012$ と比較してかなり大きな値を示している。一般のタービンと圧縮機が一体構造となった過給機の状態では簡便な計測によりウインディッジ点を正確に評価することは現在のところ難しく、また理論計算による方法も困難である。それゆえ比較的容易に実測、または遠心力を用いた計算により求められる流量のウインディッジ値を基準に、出力のウインディッジ概略値の推定を試みる。少ない台数による実験ではあるが、実測値のある1号機タービンを基に2号タービンの結果と併せて考える。出力・流量のウインディッジ点 $R_L=1.055$ および $R_M=1.012$ から少数点以下の値に着目すると、 $R_M/R_L=4.58$ が得られ、2号タービンでは同様に $R_M/R_L=2.5$ となる。したがって、出力のウインディッジ点を与える膨張比は流量のウインディッジ値のほぼ3~4倍として良いものと思われる。また、同図より低膨張比における出力特性は基本的に膨張比との線形関係が認められるため、膨張比が正でかつ出力が負を示す領域は、有効仕事を表す出力曲線を下方に外挿してもよいと思われる。さらに修正出力が負の領域である最小実測膨張比の値は、流量のウインディッジ点 $R_M=1.012$ とほぼ同一値をとっていることなどを参考にして、出力のウインディッジ点を予測すれば良いものと思われる。

3.3 準定常法に与えるウインディッジの影響

図6は、実機関からの排気脈動波形に模した流れに対して、準定常法によるタービン特性予測に与えるウインディッジ領域の影響について表したものである。準定常性能予測は、左図の入口全圧波形から瞬間膨張比が定まり、全圧波形曲線にしたがって右図の定常流性能曲線から瞬間タービン性能を求める。このため、図中で網掛けを施してある領域の取り扱いが予測精度に影響を与えることになる。流量特性予測では、図6の波形例において最低膨張比を与える全圧波形は流量ウインディッジ点より高いことから、ウインディッジ点以下の定常流性能は問題とならない。すなわち、ウインディッジ点以下の流量特性を全てゼロとおいても十分である。一般に超低膨張比を生じるような排気流れは、機関が低速で高負荷運転されている条件下であり、通常の機関使用状況では多くなく、さらに、ウインディッジ点自身の値も

小さいことから、流量予測に対するウインディッジ状態の影響は無視しても良いといえる。

つぎに出力のウインディッジ特性について考えると、これまで低出力域のタービン挙動が不明であったため、 R_L 点以下の流れでは瞬間出力値を全てゼロとおいた。しかしながら、出力のウインディッジ値は流量のそれに對してかなり高いことから、出力評価を全て

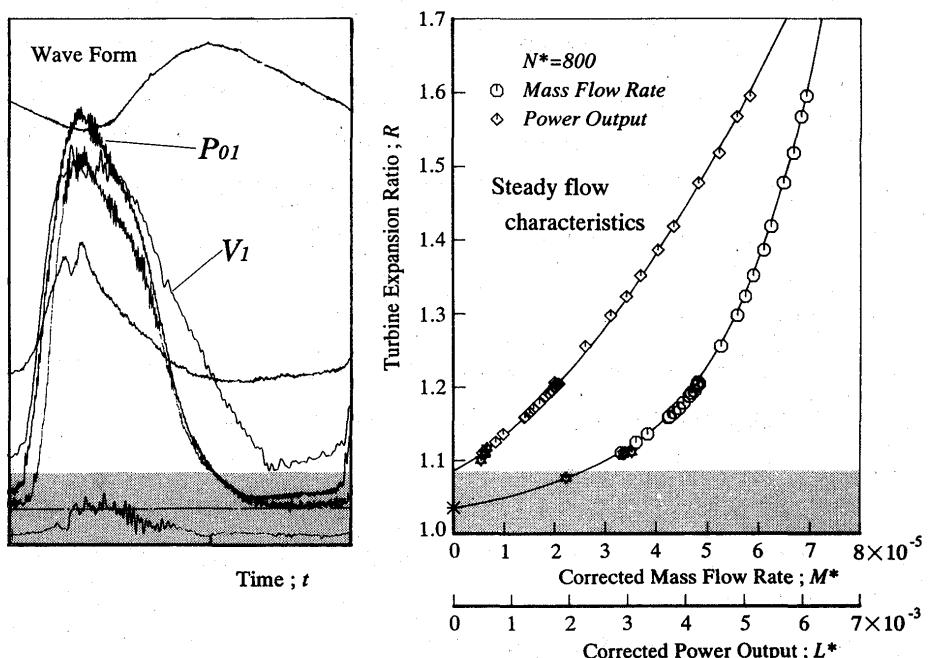


図6 準定常法によるウインディッジ点の影響

ゼロとすることは先の準定常性能予測における予測誤差の原因となる。図から出力ワインディッジ点以下のタービン性能は、膨張比が低下するに従って有効仕事を表す出力領域から、性能曲線を外挿した形で強い線形性を有して低下していく。膨張比がワインディッジ点以下の領域は、修正出力が負であり、羽根車は流体からエネルギーを受け取り動力を発生させているが、内部の回転を維持するためや軸受けなどにのみエネルギーを消費し、外部出力に至っていない領域である。したがって、ワインディッジ点以下の領域は、修正出力の負の領域もタービン仕事に加える必要がある。

図7は実測値に対する準定常法による出力および流量の予測割合 L_q^*/L_e^* , M_q^*/M_e^* を速度振幅比に対して表したものである。出力の実測値は、動力計で計測した値に軸受け損失を加味した時間平均値でありこれを評価の基準とした。全体の傾向として流量・出力予測値とともに速度振幅比が増加するにつれ予測精度は緩やかに低下し、流量予測誤差は5%以内であるが出力では最大で約15%に達している⁽¹⁾。この原因是、振幅変化の大きな非定常性の強い流れでは、図6で示したワインディッジ点以下の影響領域が長くなるため、出力のワインディッジ点以下の修正出力をゼロとしたためと思われる。したがって、修正出力の負の領域もタービンが発生している有効仕事をとして評価すれば、準定常法による出力予測値はワインディッジ以下を考慮しなかった予測値に比べて大きくなるため、予測精度は向上する。以上のことを総合すると、低出力領域での定常流性能曲線を正確に求めることは困難であるが、出力のワインディッジ点を含め修正出力が負の領域まで正しく評価することは、準定常法によるタービン性能予測の精度向上につながり重要である。

4. 結論

タービンの低流量・出力領域の挙動を詳細に調べた結果、以下の結論を得た。

- (1) 出力が負の領域を含めてワインディッジ特性を実測により明らかにした。
- (2) 出力のワインディッジ値はかなり大きい。準定常性能予測では、ワインディッジ点以下の出力を羽根車で変換される動力として加味して良く、予測精度は向上する。
- (3) 流量のワインディッジ点は小さく、準定常法での流量予測に与える影響は無視してよい。

参考文献

- 1) たとえば、小西・吉識、機論(B編), vol. 57-533, (1991-1), 94.
- 2) 小西・吉識、日本ガスタービン学会誌, Vol. 18-69, (1990-6), 41.
- 3) 小西・吉識、機論(B編), Vol. 65-635, (1999-7), 354. など。

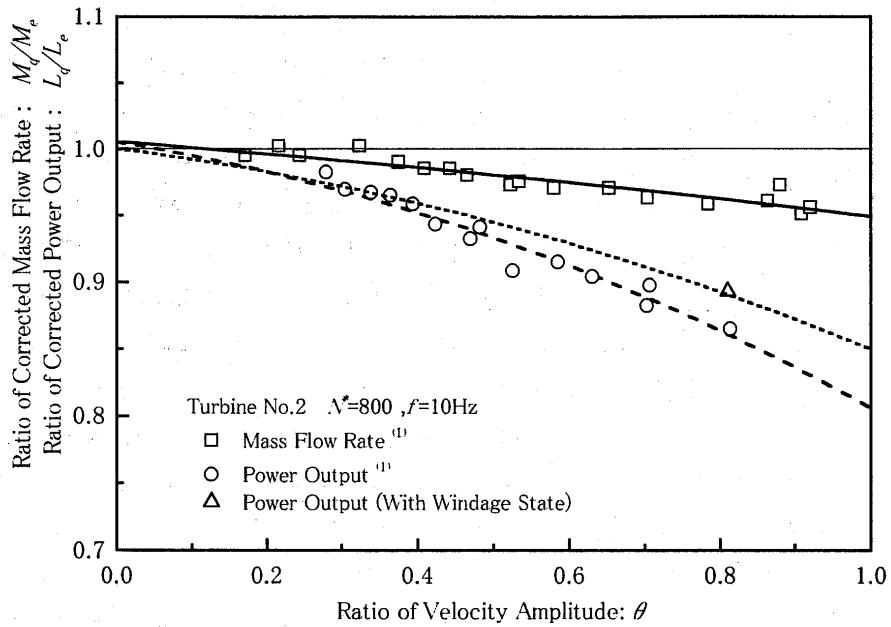


図7 準定常性能予測

周期的後流により誘発される乱流スポットの三次元構造に関する研究

A-9

船崎 健一 (岩手大工)

*小藪 栄太郎 (岩手大院)

高橋 潤 (岩手大院)

1 緒言

航空エンジンなどのターボ機械内での流れ場は、動・静翼列干渉等により複雑な非定常流になっている。特に上流側翼列から生じる周期的な後流は、下流側翼列の翼まわりの境界層に空力的、伝熱的影響を与える。そのため高性能、高信頼性のエンジン開発には、翼まわり流れの動的挙動の把握が重要である。

翼面境界層の遷移に関しては、これまでに枚挙にいとまがないほどの研究が行われてきている。それらの研究の中で乱流スポットの発生方法に着目すると、蒔田ら^{(1),(2),(3)}は、点源じょう乱を用いて発生したスポットの相互干渉および内部構造を、単独のスポットと融合したスポットとの詳細な比較などにより調べている。一方、Kitchaikarn, Hodsonら⁽⁴⁾は、境界層に移動円柱によるじょう乱を与えて、スポットの発生頻度などを調べており、そこで生じた乱流スポットの形状が従来型(本論文では、矢じり/Aarrowhead Type と呼ぶ)の矢じりが下流側に向かず、逆に矢じりが上流側に向く事(逆矢じり/Arrowhead pointing upstream Type)を報告している。このことは、吹き出しなどによる内部じょう乱、および移動円柱などによる外部じょう乱など、与えるじょう乱の種類によりスポットの形状が変化することが示唆される。

本研究では、外部擾乱に起因した乱流スポットの形状変化に着目し、移動円柱から生じる後流を外部擾乱として用いた場合に誘発する乱流スポットを、3本のプローブを用いた多点同時計測を行うことで、スポットの三次元的特徴である空間的・時間的成長、形状を熱線流速計による速度計測を通じて解明する。

2. 実験

2.1 実験装置

図1に実験装置の概要を示す。風洞は吹き出し型であり、供試平板を納めた供試ダクトがノズル先端に装着されている。供試平板の上流側には、上流側の周期的な後流を模擬するための後流発生器が設置されている。後流発生器は、直径400mmの円盤とその外周に取り付けられた円柱(直径:5mm, 長さ:250mm), 誘導モーターおよびモーターと直結の無段階変速器からなる。円柱列が入口流れを横切ることにより、周期的後流が発生する構造になっている。今回の試験では円柱本数を2本、回転数を1200rpmに限定し、デジタルタコメータで設定した。供試平板はアクリル製で先端部が楕円形(長軸:75mm, 短軸:15mm)である。図2にダクト上板を示す。計測座標は、x座標が楕円前縁先端から流れ方向に、y座標がx軸に対して垂直方向にそしてz軸は、主流から見たx軸に

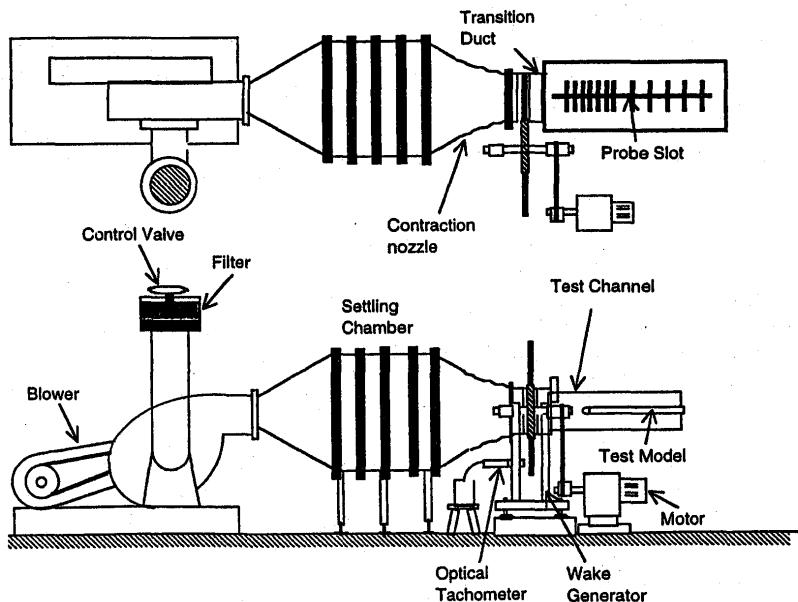


Fig.1 実験装置概要

対して左側を正と定義する。またスパン方向計測用に12カ所スロットを設け、 $z=85\sim85\text{mm}$ までの範囲で計測が可能である。

2.2 境界層計測

図3は、計測システムを示す。境界層の3チャンネル同時計測には、図4のアルミ製の自作のプローブサポートに、15mm間隔にフォーク状に設置したI型熱線プローブ(プローブ直径：4mm, センサ直径：5μ)を3本、定温度型熱線流速計(CTA), リニアライザユニット, A/D変換用のデジタイザおよびトリガー信号を発する光電式回転検出器を用いる。計測範囲は流れ方向(x)に7点、高さ方向(y)に20点の140点計測する。回転円盤の回転と同期したパルスをトリガ信号として熱線流速計からのリニアライズされたアナログ信号を、サンプリング周波数50KHzで、2048wordサンプリングする。このように取得された100個($k=1, 2, \dots, 100$)の流速の生データ u_{ki} をハードディスクに記録し、アンサンブル平均速度 \bar{u}_i およびアンサンブル平均乱れ度 $\bar{T}u_i$ を以下の式で算出した。

$$\bar{u}_i(x_{surf}, y, t) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N u_{ki}(x_{surf}, y, t)$$

$$\bar{T}u_i(x_{surf}, y, t) = \frac{\sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{k=1}^N (u_{ki}(x_{surf}, y, t) - \bar{u}_i(x_{surf}, y, t))^2}}{U_{ei}(x_{surf})}$$

ここでの U_{ei} は境界層外縁速度、および $i=1, 2, 3$ はプローブ番号を示す。プローブの発振、ノイズの影響は、1チャンネル定常流計測における流速の生データと比較することにより、影響がないことが確認されている。

3. 実験

3.1 実験条件

後流の影響を受ける非定常流れ場に関するパラメータは、入口速度に基づくレイノルズ数 Re_{in} と後流の影響を示すストローハル数(無次元周波数) S であり、以下の式で与えられる。

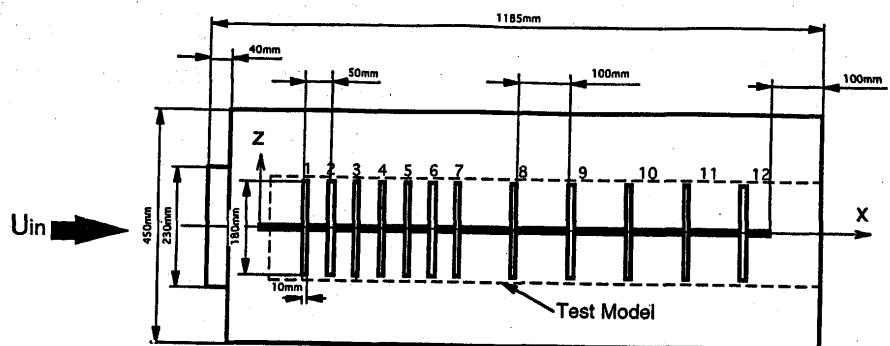


Fig. 2 供試天板

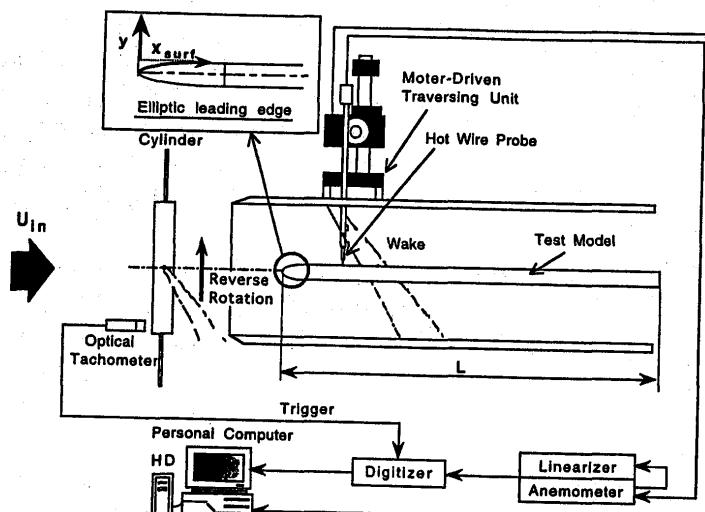


Fig. 3 供試体と計測システム

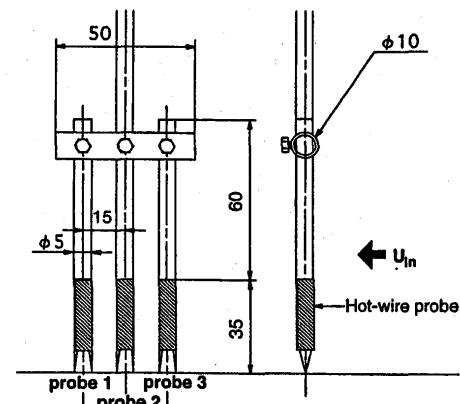


Fig. 4 3CH計測用プローブ

$$Re_{in} = \frac{U_{in} L}{\nu} \quad (3)$$

$$S = \frac{fL}{U_{in}} = \frac{n n_c}{60} \frac{L}{U_{in}} \quad (4)$$

ここで U_{in} :入口速度(20m/s), L :供試平板長さ(1.075m), f :後流通過周波数, n_c :円柱本数(2本), n :後流発生装置の回転数(1200rpm), ν :動粘性係数である。式(3), (4)より $Re_{in} \approx 1.43 \times 10^6$, そして $S=2.15$ となる。また主流の乱れ度はおよそ 0.8 % である。図2に示す後流発生装置の回転円盤の回転方向を、逆回転の方向(reverse rotation)と呼ぶ。これは圧縮機翼負圧面上での周期的後流と境界層との干渉現象を再現することに対応するものと考えられる。

4. 実験結果

4. 1 スパン方向多点同時計測

図5は非定常流中で、図3のプローブをスパン方向に15mm間隔で移動した場合の各計測位置($x^* = x_{surf}/L = 0.153$, $-45\text{mm} < z < 45\text{mm}$)における各プローブ間の時間平均速度分布の比較を表す。3チャンネル同時計測を行った30mmの範囲では、それぞれの計測値はほぼ一致した値を示した。またプローブをスパン方向に移動した場合、各プローブ間で計測された時間平均の速度分布は、スパン方向に同様の傾向を示していることがわかり、非定常流中での2次元性はある程度保証されていると考えられる。

4. 2 流れ方向多点同時計測

図6は流れ方向での多点同時時間平均速度分布の比較を示す。各計測位置で、3チャンネル同時計測を行った30mm範囲内、および7カ所での流れ方向によるプローブ間による差異もみられなく、ここでも非定常流中での2次元性はある程度保証されていると考えられる。

図7は供試平板近傍($y=0.2\text{mm}$)における流速の生波形をプローブ1, プローブ2, プローブ3についてそれぞれ示し、乱流スポットの前縁と後縁の軌跡も図中に示す。後流は平板上を下流側へ移動する事により減衰するが、乱流スポットが境界層の発達と共に成長し、乱流スポットによる速度変動の継続時間が増加するので、前縁と後縁の軌跡間隔が各プローブ共に増加することがわかる。

図8は乱流スポットの時空間図を示す。前縁と後縁の速度変動の継続時間と供試平板前縁からの距離との相関から、乱流スポットの発生開始地点を予測した。その結果、乱流スポットの発生開始地点はそれぞれ供試平板前縁から $x^* = 0.038$ ($x=41.0\text{mm}$:プローブ1), $x^* = 0.033$ ($x=35.5\text{mm}$:プローブ2), $x^* = 0.057$ ($x=62.0\text{mm}$:プローブ3) である。

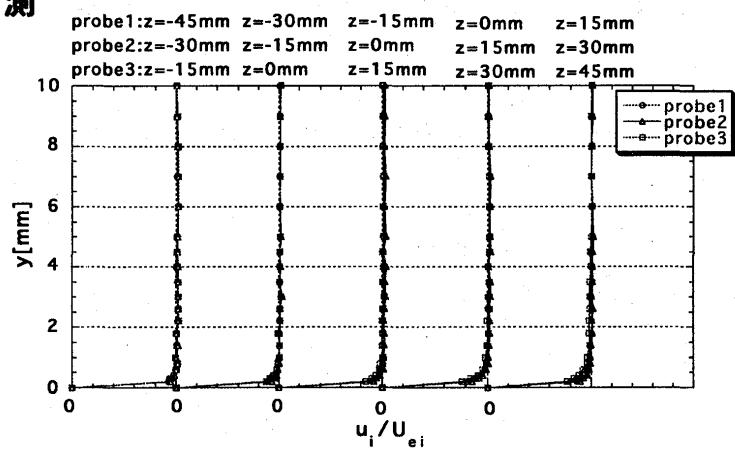


Fig. 5 時間平均速度分布(スパン方向)
($x=160\text{mm}, -45\text{mm} < z < 45\text{mm}$)

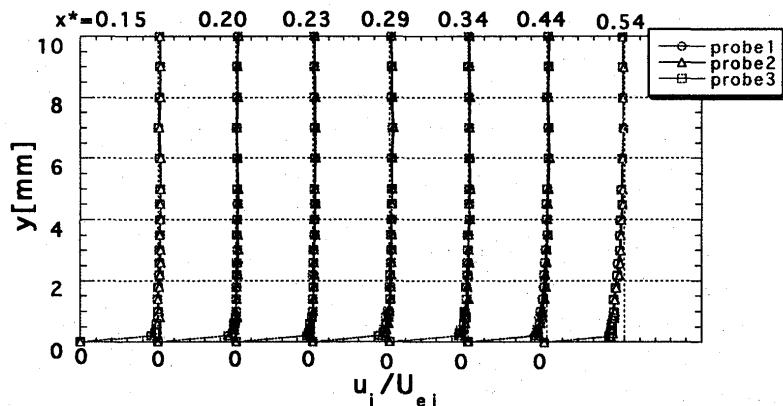


Fig. 6 時間平均速度分布(流れ方向)
($-15\text{mm} < z < 15\text{mm}$)

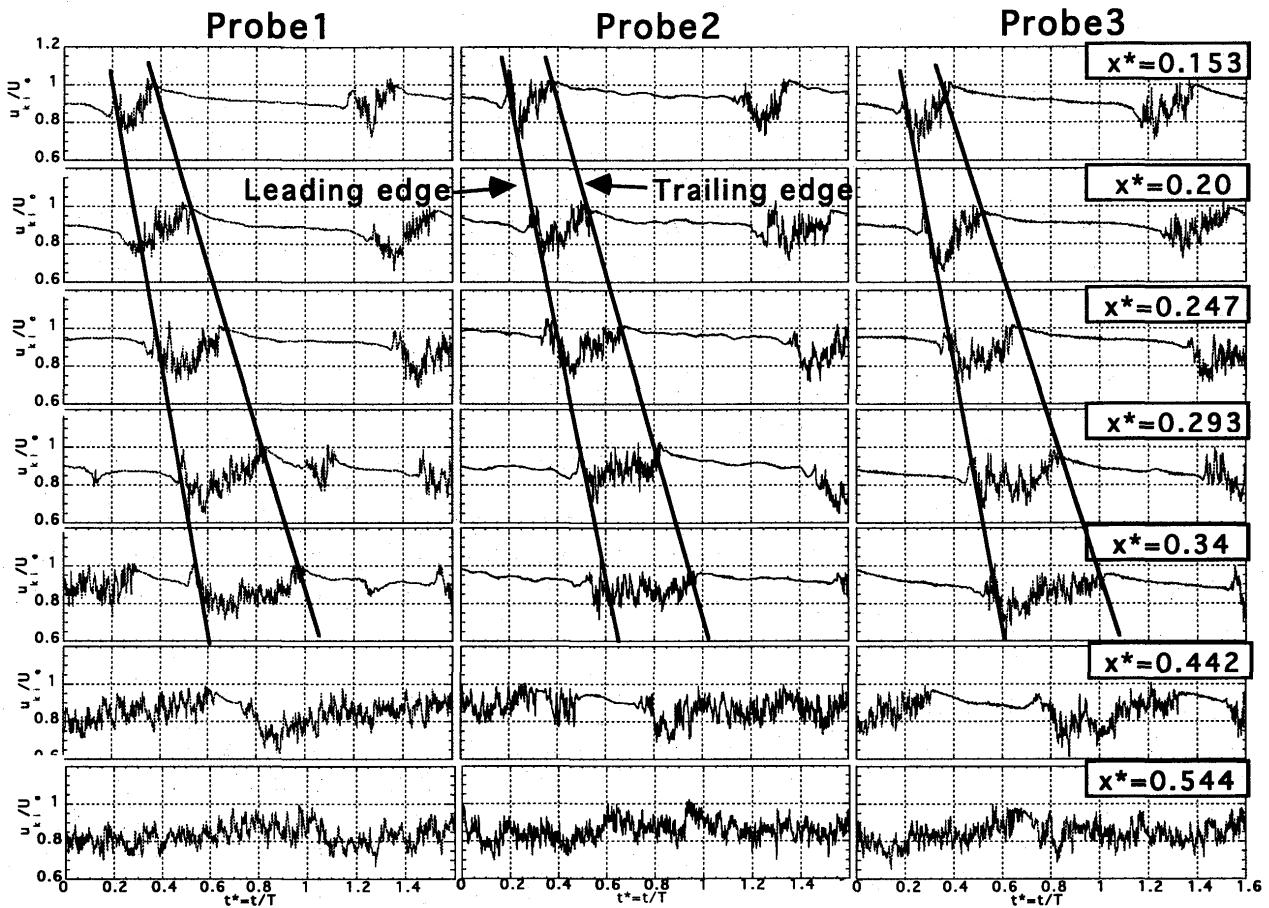


Fig. 7 生波形($y=0.2\text{mm}$ /左:プローブ1, 中央:プローブ2, 右:プローブ3)

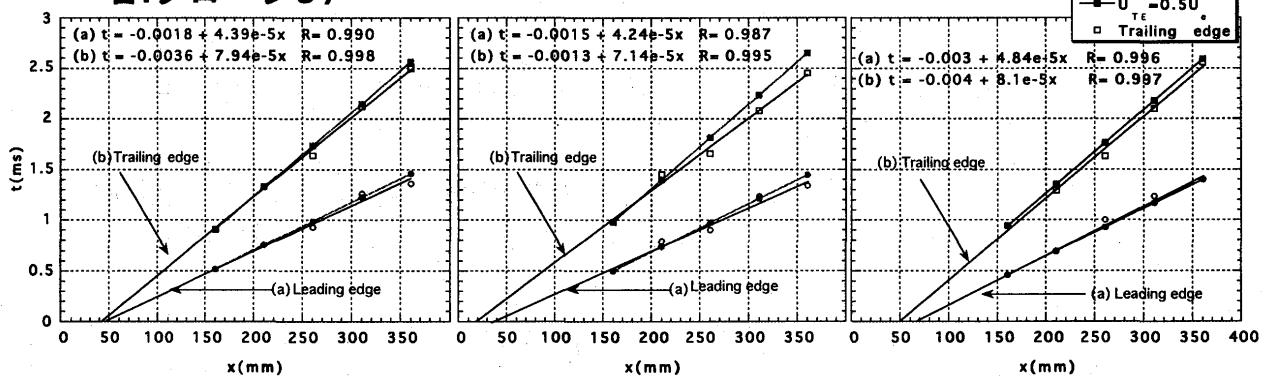


Fig. 8 乱流スポットの時空間図
(左:プローブ1, 中央:プローブ2, 右:プローブ3)

ロープ3)の付近で発生しており、ほぼ橿円前縁の先端部分で発生すると考えられる。また、図中の U_{LE} , U_{TE} は乱流スポットの前縁と後縁の移動速度 U_{LE} ($= 88\% U_e$) および U_{TE} ($= 50\% U_e$) の推定値を示している⁽⁵⁾。ここで比較により移動円柱により発生した乱流スポットの移動速度は、前縁が主流速度の 88%, 後縁が 50% 程度の速度で移動しているのがわかり、既存の結果と一致している。

図9は、各プローブでスパン方向($z = -15, 0, 15\text{mm}$)を同時計測した場合におけるアンサンブル平均速度変動成分を示す。これにより各計測点での瞬間の速度変動を捉え、後流通過による瞬間の加速・減速を把握できる。アンサンブル平均とした速度変動成分 u'_i は、次式で表される。

$$u'_i(x_{surf}, y; t) = \tilde{u}_i(x_{surf}, y; t) - \frac{1}{T} \int_0^T \tilde{u}_i(x_{surf}, y; t) dt \quad (5)$$

ここで T は後流通過周期である。各プローブ共に、後流通過により速度変動成分が、減速流から加速流へと変化することが捉えられている。特に、壁面近傍では、円柱後流により誘発された乱流スポットが生じている。アンサンブル平均では、同時計測をしている範囲内で乱流スポットのおおよその構造を示す指標と考えられるが、得られる構造は時間的に出現の頻度が高い現象が重なった形として現れるので、乱流スポットの詳細な構造までは捉えきれない。そこで、流速の生波形による変動成分から詳細な構造を考察する。後流通過に伴い、負の速度成分から正の速度成分に変化していることがわかる。この後流通過に伴う速度変化は、negative-jetの効果であると考えられる。その速度変動のあとに続く大きな速度変動の領域が乱流スポットに起因するものである。 $y = 0.2\text{mm}$ における後流通過後の速度変動の開始時間をプローブ間のスパン方向で比較すると、乱流スポット前縁部を捉えた信号(矢印A)の時間差、後縁部分が通過することにより速度変動が減衰し始める時間(矢印B)に大きな違いが見られない。このことは、図10で示す矢じり(Arrowhead)Typeの乱流スポットが発生しているならば、スポットが通過する際に、プローブの違いによる信号の遅れが検出されるが、図9のデータは明確な変化がないため、矢じり形状を支持するまでには至らない。また、スパン方向の成長に関しては、 $x^* = 0.15$ ($x = 160\text{ mm}$)での乱流スポットの成長開始点からの広がり角が $\alpha = 11.3^\circ$ であるため、乱流スポットの幅は約 50 mm に成長する。図4で示される3ch計測用のプローブ間隔が 30 mm のため、乱流スポットの形状の一部しかプローブが捉えておらず、単独スポットの全体像は捉えきれていない。一方、緒言で述べた逆矢じり(Arrowhead pointing upstream)Typeのような乱流スポットが発生しているならば、前縁部通過に関しては各プローブがスポット内に存在しており図9から信号を同時に捉えている。しかし後縁部通過に関しては、プローブ間による信号の遅れが明確に検出されていないために逆矢じり Type の形状も支持するまでには至らない。今回は現象を

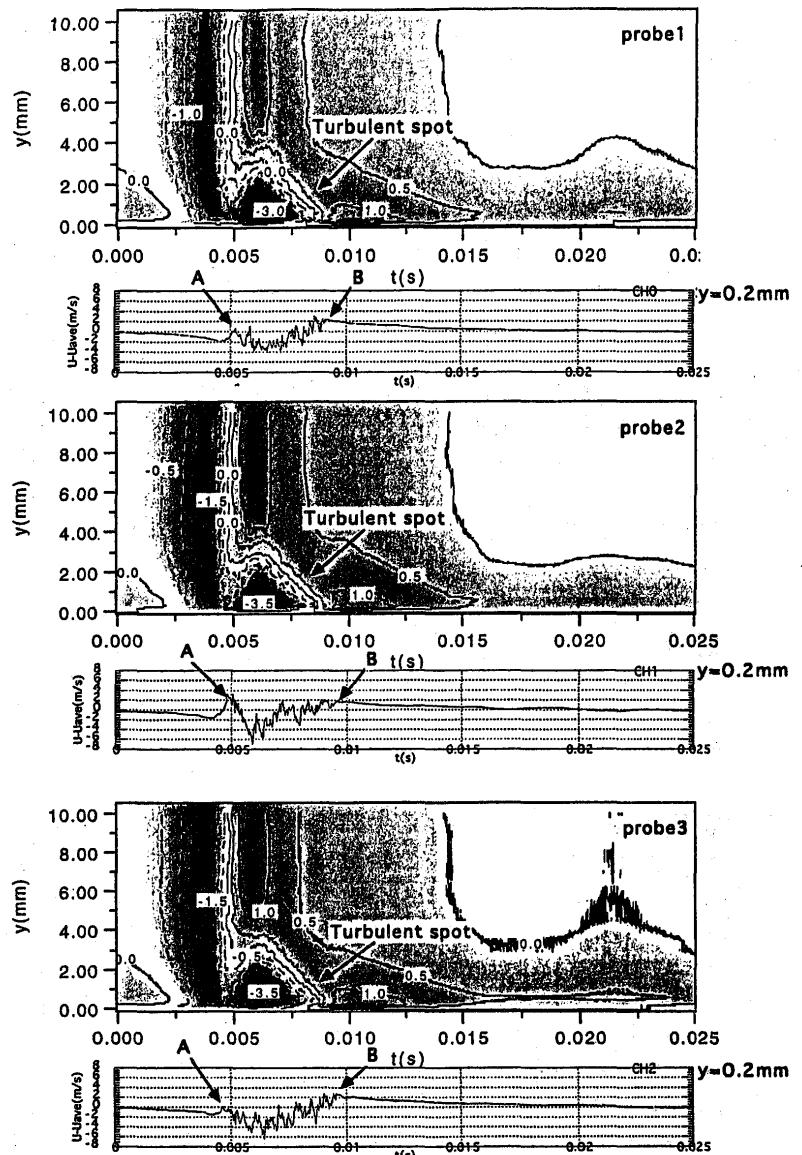


Fig.9 アンサンブル平均および生波形の変動速度成分($x^* = 0.153$ /上:プローブ1, 中:プローブ2, 下:プローブ3)

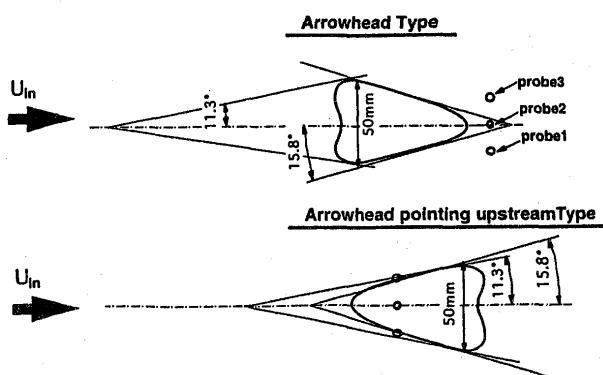


Fig.10 乱流スポット
(上:矢じり/Arrowhead Type, 下:逆矢じり Arrowhead pointing upstream/Type)

単純化するため、3ch計測用のプローブは単独スポットのみを捉えているとしたが、計測点で融合スポットがすでに生じている可能性が十分あるために、さらに上流側での多点同時計測の必要性が望まれる。

5. 結言

本研究では3本の熱線プローブを用いた多点同時計測を行うことで捉えられる信号の違いから乱流スポットの三次元構造を解明しようと試みた。以下に得られた知見を示す。

(1) 流速のスパン方向および流れ方向計測により、非定常流中における2次元性はある程度保証された。

(2) 移動円柱により発生した乱流スポットの移動速度は、前縁が主流速度の88%，後縁が50%程度の速度で移動することを実験値と理論値を比較することで確認した。

(3) 供試平板の壁面近傍を計測した場合、乱流スポットを各プローブ間で捉えたが、乱流スポットが移動することによるプローブ間での明確な信号の遅れを検出することはできなかった。そのため、矢じりTypeおよび逆矢じりTypeの形状および乱流スポットの空間的構造などを把握するまでには至らなかつた。単独および融合した乱流スポットの全体像または下流での相互干渉を把握するには、より多くのプローブを用いた多点同時計測が強く望まれる。

謝辞

実験遂行に当たっては齊藤二三技術専門職員のご協力を得た。また、本研究で使用した装置の製作に当たっては、工作センター佐々木圭一技術専門職員にご助力を得た。合わせてここに感謝の意を表す。

参考文献

- (1) 蒔田、西沢、スパン方向に配列された二つの乱流斑点の相互干渉、日本機械学会論文集B編, 64-627,(1998),pp.156-163
- (2) 蒔田、西沢、乱流斑点の相互干渉がその成長に及ぼす影響、日本機械学会論文集B編, 65-630, (1998),pp.163-170
- (3) 蒔田、西沢、乱流斑点間の相互干渉による内部構造の変化、日本機械学会論文集B編, 65-632, (1998),pp.105-112
- (4) Kittchaikarn,C., Ireland,P.T., Zhong, S., Hodson,H.P., "AN INVESTIGATION ON THE ONSET OF WAKE-INDUCED TRANSITION AND TURBULENT SPOT PRODUCTION RATE USING THERMOCHROMIC LIQUID CRYSTALS", ASME Paper, 99-GT-126, 1999
- (5) Hermann Schlichting, "Boundary-Layer Theory" pp.454-456
- (6) 船崎、小藪、周期的後流と翼面境界層との干渉現象に関する研究、日本ガスタービン学会誌, Vol.26, No.101, 1998, pp.88-94

タービン静翼通路面の熱伝達率解析予測

A-10

* 佐伯祐志, 古閑昭紀((株)東芝 電力・産業システム技術開発センター)
佐々木隆((株)東芝 京浜事業所), 岡村隆成(八戸工業大学工学部)

1. はじめに

コンバインドサイクル発電が注目されている現在においては、その主要構成機器であるガスタービンの高性能化が重要な課題となっている。とりわけタービン入口温度の高温化によるガスタービンの熱効率向上は、最も重要度の高い技術課題である。このため、高い冷却性能を有するガスタービン静翼や動翼を開発する必要が生じ、そのための設計データとして特に実機形状翼面の熱伝達率分布を詳しく知ることが重要となってきている。

翼面の熱伝達率分布を知る方法としては、風洞試験を行なって計測する方法と解析計算により求める方法がある。試験により求める方法は確実であり、さまざまな計測技術を用いて詳細な面計測を行なうことにより、多くの情報を得ることができる。例えば、感温液晶を用いた計測法を使用してガスタービン静翼翼面の詳細な面計測を行なった例^{(1), (2)}等が報告されている。しかし、一般的に試験を行なうにはコストや時間がかかり、パラメータスタディを全て試験で行なうことは非常に困難である。これに対して解析計算は比較的容易に行なえるため、最近では盛んに行なわれるようになってきた。熱伝達率の計算精度を上げるために、低レイノルズ数k-εモデルを用いて壁面近傍の流れを詳細に計算することも行なわれるようになってきた。ガスタービン静翼表面の熱伝達率を低レイノルズ数k-εモデルを用いて解析した例では、文献⁽³⁾等がある。しかし、解析による方法ではその精度が問題となる。特に、2次流れなどの複雑な流れが起こるような3次元翼列流れでは、精度良く解析を行なう事は難しく、今だ十分な予測値が得られているとは言い難い。

そこで我々は、3次元の実機形状をしたタービン静翼の外面及びエンドウォール上の熱伝達率分布予測値を解析にて精度良く求める事を目標として研究を行なった。本報告では、2次元及び3次元の静翼翼列についての解析結果と感温液晶を用いて詳細に計測した試験結果との比較を行ない、解析が妥当であるか検討する。

2. 2次元解析

2-1. 計算メッシュ

3次元解析に先立ち、まず2次元解析を行なう事によりメッシュ及び解析法の妥当性を評価する。計算空間は、準2次元翼列空間（薄い厚みのある3次元直線翼の空間）で、格子は非構造格子（テトラメッシュ）を採用した。翼壁面はプリズム（角柱状）メッシュを44層積層して、特に境界層内の計算を詳しく行なっている。翼壁面上の第一層目の高さは、無次元翼高さ：y+=1の高さとしており、それを1.1倍で層高さを拡大している。プリズムメッシュ部分は、y+=600程度の高さ範囲をカバーしている。ここで、無次元壁面高さ：y+は以下の式で表される無次元数である。

$$y^+ = \frac{yv^*}{\nu}$$
$$v^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$$

y : 壁面高さ、 v^* : 摩擦速度、 ν : 流体動粘度、 τ_0 : 壁面せん断応力、 ρ : 流体密度

解析する静翼のコード長は 210mm、ピッチは 195.8mm (3D 翼の翼中央高さ部分のピッチ) であり、1 ピッチ分を計算するものとした。計算空間の翼列部入口長さは翼コード長の半分強の長さとし、翼列出口部長さは、伴流部分の流れが出口境界面に影響しないように、コード長の 2 倍強の長さを確保した。また、テトラメッシュがスムーズに切れるように、出口部の形状を工夫し、鋭角部分ができないようにした。全体で 151,393 要素、70,559 接点となっている。計算メッシュ図を図 1 に示す。

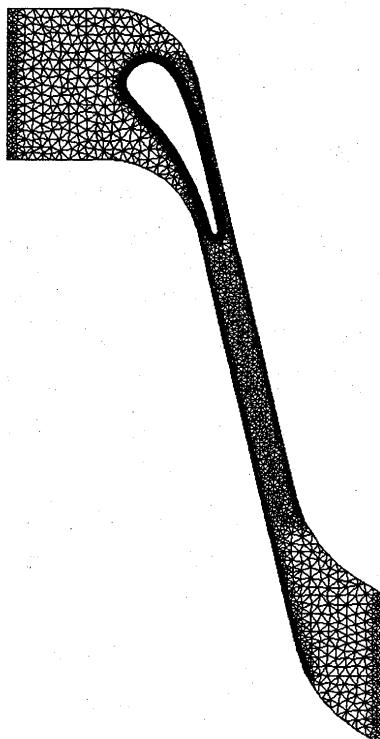


図1 2次元翼計算メッシュ図

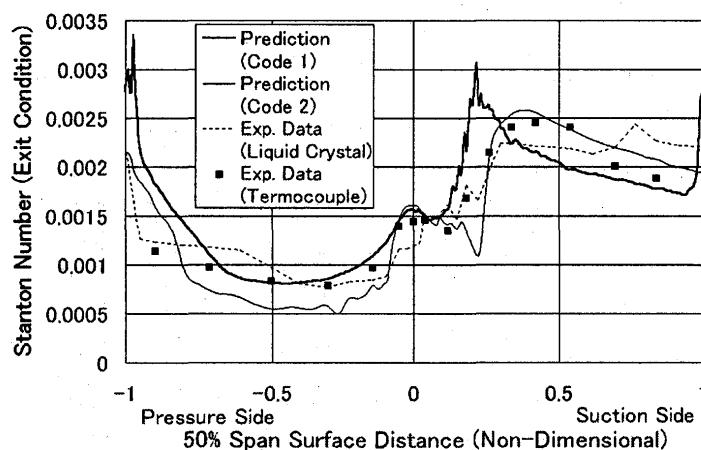


図2 2次元解析結果及び試験結果との比較

2-2. 計算結果

商用熱流体解析ソフト STAR-CD を用いて計算を行なった。定常乱流非圧縮粘性計算を行ない、解法は SIMPLE 法、乱流モデルは $k - \epsilon$ モデル、壁面近傍流れの取り扱いでは、低レイノルズ数型モデルを採用した。計算には中心差分を使用した。計算条件は、試験^{(1),(2)}での条件である値と同様に設定して、その試験結果との比較を行なえるようにした。計算条件を表 1 に示す。

表 1: 計算条件

翼列入口マッハ数	翼列入口乱れ度	翼列出口マッハ数	翼列出口レイノルズ数
0.06	2.1%	0.3	1.6×10^6

静翼表面熱伝達率分布の計算結果及び試験との比較を、図 2 に示す。図の横軸は、翼表面の無次元距離（前縁からの距離）であり、縦軸には、翼表面熱伝達率を翼出口条件基準のスタントン数と

して表している。実太線のコード 1 による予測値が今回の計算結果であり、破線及び黒四角が静翼表面熱伝達率計測試験の結果である。それぞれ感温液晶による面計測結果と熱電対による計測結果を表している。これらの試験結果は、翼 50%スパン位置での値である。また、参考のために、2 次元境界層解析コード⁽⁴⁾による予測値（コード 2 と称する）も示してある。この結果より、試験結果と今回の予測値はある程度一致していることが確かめられた。特に、翼前縁から腹側にかけてはほとんど一致しており、妥当な予測値が得られていることがわかる。背側の遷移域の位置及び遷移後の分布に多少違いがあるが、傾向は良く捉えられており、今後解析法の検討を進めることにより良い一致が得られるものと考えられる。翼後縁部分についても、傾向は捉えられており、解析法の検討を進めることで対処可能と考えられる。

よって、本解析により妥当な予測値が得られることが確認された。

3. 3 次元解析

3-1. 計算メッシュ

2 次元解析にて妥当な予測値が得られることが確認できたため、同様の解析法にて 3 次元翼列解析を実施し、2 次流れの影響やエンドウォールの流れなどの挙動を詳細に把握することを目指した。

計算空間は 3 次元翼列 1 ピッチ分の空間で、格子は 2 次元解析と同様に非構造格子（テトラメッシュ）を採用した。翼壁面及び上下のエンドウォールにはプリズム（角柱状）メッシュは 19 層積層して、特に境界層内の計算を詳しく行なっている。壁面上の第一層目の高さは、無次元翼高さ： $y+=1$ の高さとしており、それを 1.3 倍で層高さを拡大している。プリズムメッシュ部分は、 $y+=460$ 程度の高さ範囲をカバーしている。解析空間の長さ等は、全て 2 次元解析と同じとし、それを 3 次元に拡張したものである。なお、外輪側（上）エンドウォールはメリディアンコントロール形状を持っている。翼高さは入口側 205mm、出口側 171mm である。全体で 964,664 要素、441,061 接点となっている。計算メッシュ図を図 3 に示す。

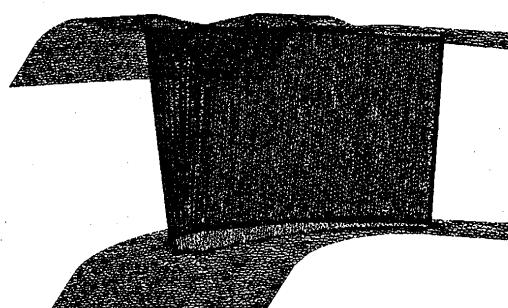


図3 3次元翼計算メッシュ図

す。

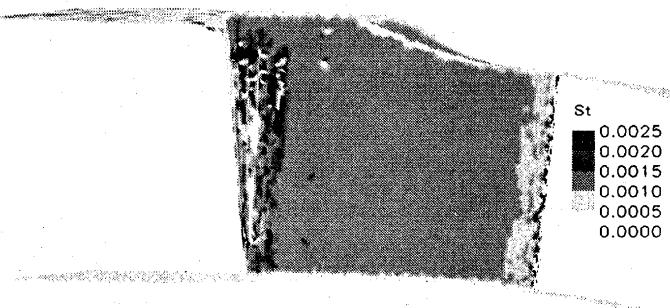


図4 3次元翼計算結果(出口基準スタントン数分布)

翼腹側

3-2. 計算結果

2 次元解析と同じ解析方法及び同じ解析条件にて計算を行なった。表面熱伝達率分布（スタントン数：St 分布）の計算結果を図 4、図 5 に示す。また、比較のため文献⁽²⁾記載の感温液晶による計測試験結果を図 6 に示す。これらより、翼前縁部分での熱伝達率の上昇、翼背側での遷移域の発生等の大まかな特徴は捉えられている事がわかる。しかしながら、図 6 の試験結果の翼背側の表面位

置 0.4 付近にあるような上下エンドウォール付近での急上昇などの特徴は捉えられておらず、十分な結果が得られるには至っていない。よって、今後研究を進めて改良を行なう等の検討が必要である。上下のエンドウォールについてもまだ十分な結果が得られていないので、今後解析を進めて検討を行なう予定である。

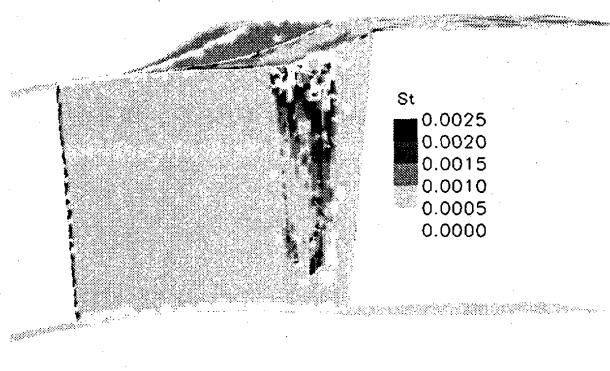


図5 3次元翼計算結果(出口基準スタントン数分布)
翼背側

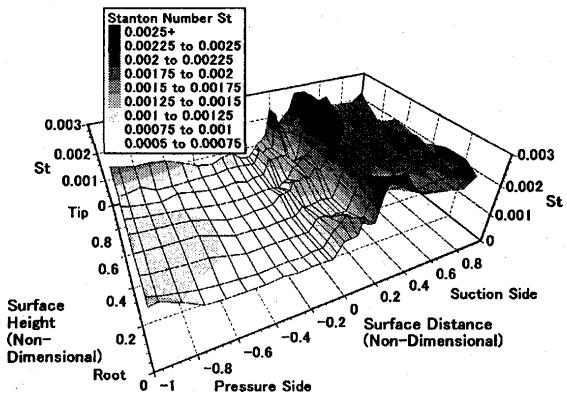


図6 感温液晶による計測結果⁽²⁾
(出口基準スタントン数)

4.まとめ

- 本研究では、ガスタービン静翼翼面の全面熱伝達率分布予測値を求め、以下の結論を得た。
1. 非構造格子で壁面にプリズムメッシュを張った2次元の解析では、試験結果と良い一致が得られ、妥当な解析であることがわかった。
 2. 3次元解析では、まだ解析が十分では無いため今後の研究が必要であるが、翼面の熱伝達率分布の大まかな特徴は捉えられた。
 3. 今後研究を進めることによって、細部の特徴を捉える予定である。

5.謝辞

本研究は「二酸化炭素回収対応クローズド型高効率ガスタービン技術第Ⅰ期研究開発タービン翼冷却技術の開発」の一環で、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）殿及び（財）電力中央研究所殿の委託を受けて実施したものであり、ここに関係者各位に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 佐伯祐志ほか, 日本ガスタービン学会誌, Vol.27, No.4, 1999, pp.20-25.
- (2) Saeki, H. et al., International Gas Turbine Congress 1999 Kobe, 1999, pp.607-613.
- (3) Boyle, R. J. et al., J. of Turbomachinery, Vol. 119, April 1997, pp.270-283.
- (4) ビスワスほか, ASME Paper 93-GT-73, 1993

*小金沢知己 井上洋

小林成嘉 渡辺泰行（日立）

1. 緒 言

燃焼ガス温度の高温化によるガスタービンの熱効率向上は、燃焼器ライナ等の高温部品の冷却性能向上と同時に、高温化による NO_x の増加要因を抑制するために、予混合燃焼への空気供給量増加が必要とされている。そのため、冷却に関しては、燃焼に直接寄与しない空気を使用するフィルム冷却から対流冷却へと変わりつつある。対流冷却では流速の増加が冷却性能を向上させるが、システム効率低下につながる圧力損失も増加するため、低圧力損失でフィルム冷却に代わる冷却性能を有する対流冷却技術が望まれる。そこで、本報告では、冷却空気の主流方向に回転軸を持つ“縦渦”による攪拌効果を期待した冷却性能向上策⁽¹⁾と、さらに一般的に伝熱性能向上のために採用される乱流促進体とを組み合わせた冷却構造についても検討した。

図 1-1 に示すように、冷却空気流中に仰角 γ を持った縦渦発生器を設置すると、流れ方向に回転軸を持つ縦渦が発生して流路内を大きく攪拌するため、ライナ壁面との間の熱伝達促進に寄与すると考えられる。また、従来タイプの乱流促進体が、伝熱面表面に形成される境界層の攪拌に特化することで伝熱を促進していることから、縦渦発生器による冷媒の大きな攪拌と組み合わせることで、両者の相乗効果により一層の冷却促進効果が得られると考えた。そこで、縦渦発生器の形状およびその配置、乱流促進体ピッチの組み合わせを変えた伝熱試験体を作成し、平均熱伝達率と圧力損失を測定して、縦渦発生器の冷却促進効果について検討した。

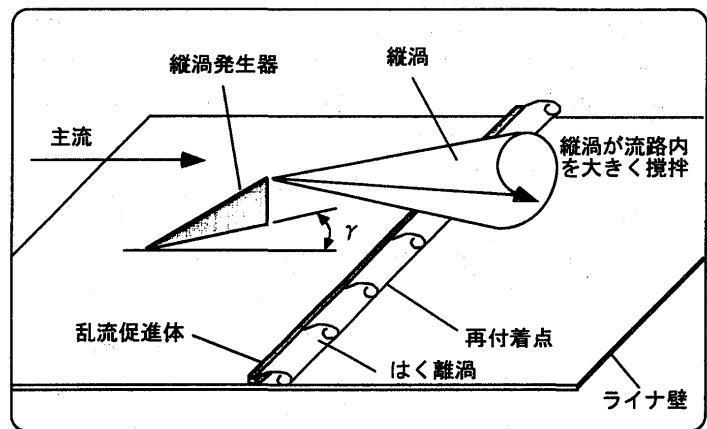


図 1-1 縦渦発生器と乱流促進体の伝熱促進概念

2. 試験装置および試験方法

2.1 伝熱試験装置

図 2-1 に伝熱試験装置の概略を示す。圧縮機からの空気を、冷却側、加熱側の 2 系統に分け、所定の流量に調節し、冷却側空気は常温のまま、加熱側空気は 250°Cまで電気ヒータで加熱してそれぞれ試験装置に供給した。試験流路入口部の流速分布と乱れ分布を一様にするため、入口ダクトは試験流路部の 3 倍の流路面積とし、また、試験流路部の入口に穴径 $\phi 5$, 穴ピッチ 6mm, 開口率 40% の多孔板を設置した。試験流路部は冷却側、加熱側とも幅 100mm, 高さ 30mm で、流れ方向は同一の平行流となっている。冷却側、加熱側流路の間に厚さ 10mm の伝熱面試験片を取り付けた。試験片の厚さは、試験片の剛性、縦渦発生器の取り付け代、および流路へ組み込む際のシール構造などの点から、実際のライナよりも数倍厚くしたため、試験片内部での熱伝導が大きく、局所的な熱伝達率分布は把握しにくくなるが、今回は平均熱伝達率を中心とした評価を行ったため大きな問題とはならないと考えた。

試験流路部の壁面静圧は、図中の P1~P12 までの 12 点で、P5 を基準圧力とした差圧として測定した。基準となる P5 の絶対圧力は、大気圧との差圧測定から計測した。流れ方向の圧力測定位置は、試験片の入口、出口に相当し、その間の距離は 380mm である。幅方向については、流路中央とその左右 25mm の位置で測定し、幅方向 3 点の平均値で圧力を評価した。

また、試験流路部における冷却側、加熱側空気の温度測定は、図中の 4 点 (Ta1, Ta2, Tg1, Tg2) で、直径 $\phi 1.0$ の K 型シーズ熱電対により行った。流れ方向の温度測定位置は圧力測定位置の 20mm 下流、幅方向、高さ方向位置は流路中央である。冷却側、加熱側の空気温度および物性値は、これら上流、下流の平均温度で代表させた。

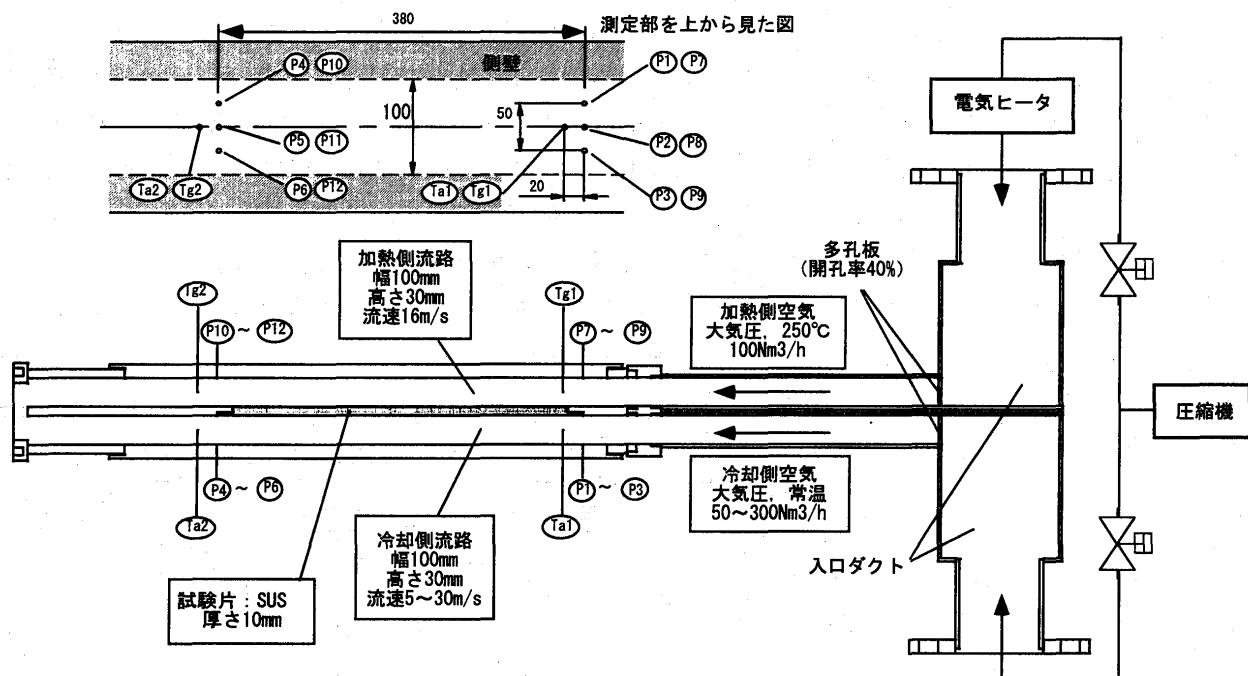


図 2-1 伝熱試験装置および圧力・温度測定位置

2.2 供試試験片

図 2-2 に供試試験片の詳細を示す。試験片は、流れ方向に 350mm、幅 100mm、厚さ 10mm のステンレス製の板で、冷却側表面に直径 $\phi 6$ 、深さ 6mm の穴を開け、右下図のような三角板形状の縦渦発生器を差し込み、接着剤により固定した。乱流促進体は、 $\phi 1.6$ mm、長さ 99mm の丸棒で、図中の点線は基準ピッチを示し、試験ではこの基準ピッチおよび倍のピッチで丸棒を設置した。今回は、伝熱性能に大きく影響しそうなパラメータとして、乱流促進体の有無および取り付けピッチ、縦渦発生器の形状、幅方向ピッチ、仰角を取り上げて試験した。

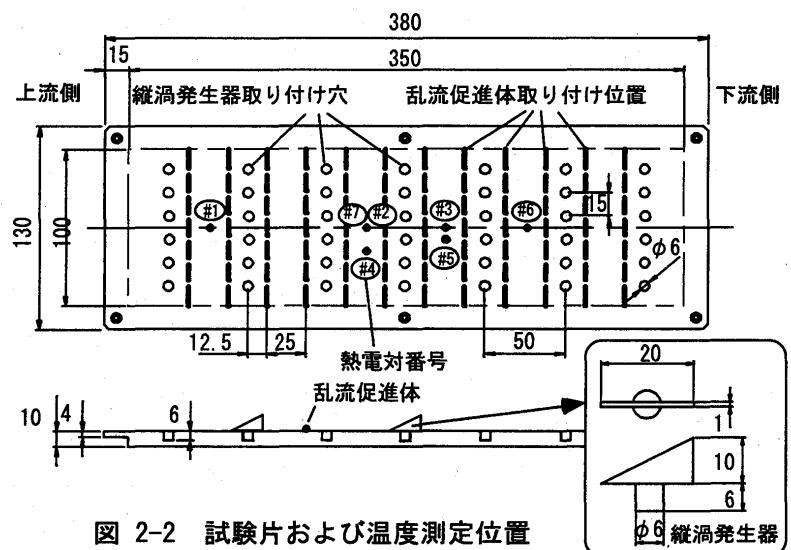


図 2-2 試験片および温度測定位置

試験片各部の温度は、図中●印で示した#1～#7の位置に直径 $\phi 1.0$ のK型シーズ熱電対を埋め込んで測定した。流れ方向での温度測定位置は、いずれも隣接する縦渦発生器取り付け穴間の中央とした。幅方向位置は、#1～#3, #6, #7は流路中央、#4は流路中央から縦渦発生器1ピッチ、#5は半ピッチずれた位置である。厚さ方向の温度測定位置は、#1～#6までは試験片冷却側表面から深さ1mmの位置、#7のみは加熱側表面から深さ1mmの位置である。試験片面内の測定位置によって温度が異なると予想されるが、今回は伝熱促進構造の性能を平均熱伝達率で評価することにしたため、冷却側温度は#1～#6の平均値で、加熱側温度は試験片中央の#7の温度で評価した。

2.3 試験条件および評価方法

試験条件は表2-1のとおりであり、加熱側の条件は一定とし、冷却側の流量(u_a)を変化させることで、流速に対する熱伝達率(α_a)および圧力損失(ΔP_a)の影響を調べた。設備の空気供給流量仕様から、流速は実機の冷却側流速とほぼ同等、冷却空気流路の等価直径を代表寸法(D)とするRe数は1/5までの範囲で試験を行った。

伝熱性能および圧力損失の評価は、Re数に対するNu数および管摩擦係数fで評価した。

$$Re = \frac{u_a D}{\nu_a} \quad \cdots (2-1)$$

$$Nu = \frac{\alpha_a D}{\lambda_a} = \frac{D}{\lambda_a} \frac{q_a}{\Delta T_a} = \frac{D}{\lambda_a} \frac{\lambda_m (T_{mg} - T_{ma}) / \Delta z_m}{T_a - T_{ma}} \quad \cdots (2-2)$$

$$f = \frac{\Delta P_a}{\frac{1}{2} \rho_a u_a^2 L} \quad \cdots (2-3)$$

表2-1 流量条件

冷却側(温度:常温)			加熱側(温度:250°C)		
流量 (Nm ³ /h)	流速 (m/s)	Re	流量 (Nm ³ /h)	流速 (m/s)	Re
50	5	1.5×10^4	100	16	2.1×10^4
100	10	3.1×10^4	100	16	2.1×10^4
150	15	4.6×10^4	100	16	2.1×10^4
200	20	6.1×10^4	100	16	2.1×10^4
250	25	7.7×10^4	100	16	2.1×10^4
300	30	9.7×10^4	100	16	2.1×10^4

ここで、添字aは冷却側、gは加熱側、mは試験片を表す。式(2-2)で、熱流束(q_a)は、試験片の加熱側温度(T_{mg} :#7)と冷却側温度(T_{ma} :#1～#6の平均値)の温度差、および温度測定点の厚さ方向距離: $\Delta z_m=8\text{mm}$ と、 T_{mg} と T_{ma} の平均値を使用した試験片の熱伝導率(λ_m)から求めた。また、式(2-3)で、圧力損失 ΔP_a は、(P1～P3の平均値) - (P4～P6の平均値)とした。流路長さLは、流路上流、下流の圧力測定孔間の距離 $L=0.38(\text{m})$ を用いた。冷却空気の物性値は、測定したP5の絶対圧力と冷却空気の温度(Ta1とTa2の平均値)から求めた。

3. 試験結果および考察

3.1 縦渦発生器と乱流促進体の組み合わせによる伝熱促進効果

縦渦発生器、乱流促進体それぞれ単独と、それらを組み合わせた場合の伝熱促進効果について、図3-1, 3-2に試験結果を示す。縦渦発生器は長さ20mm、高さ10mm、仰角 $\gamma=15^\circ$ 、幅方向ピッチ15mm、流れ方向ピッチ100mmで設置した。図3-1の横軸はRe数、縦軸はNu数で、図中の実線は、平滑円管内の乱流伝熱特性を表すDittus-Boelterの式である。図3-2の横軸はRe数、縦軸は管摩擦係数fで、図中の実線はBlasiusの式である。

今回の試験における平板のデータ(○)は、Nu数はRe数が大きくなるにつれてDittus-Boelterの式に一致しており、熱流束を試験片厚さ方向の温度勾配から求める方法は、熱伝達率評価を行う上で問題ないと考えられる。一方、管摩擦係数fはBlasiusの式よりも1.3倍程度大きな値とな

っているが、これは円管と長方形流路の流路形状の差、および壁面粗さの影響があると考える。そこでこの後の検討では、今回の平板のデータを基準に伝熱促進構造の効果を評価することにする。

縦渦発生器がない場合(白抜きの記号)は、平板(○)と比較し、乱流促進体あり(△)の場合、熱伝達率は約1.4倍、圧力損失は約2.0倍大きくなる。これに対して乱流促進体のピッチが半分(□)の場合、Nu数の増加が小さいのに比べ、管摩擦係数fの増加は約1.2倍と大きい。したがって、乱流促進体の数だけを増やしても伝熱促進効果は頭打ちで、圧力損失の増大を考えれば逆効果となることが分かった。一方、平板(○)に対して、縦渦発生器あり(●)は、Nu数については乱流促進体を設置した場合と同等の1.4倍の効果があり、管摩擦係数fの増加は1.5倍と乱流促進体を設置した場合よりも小さい。縦渦発生器と乱流促進体の併用(▲)の場合、さらにNuが1.4倍大きくなり、両者の組み合わせによる相乗効果が見られる。しかし、このとき管摩擦係数fも1.6倍増加しており、伝熱と圧力損失の間にはトレードオフの関係がある。両者の組み合わせでは、乱流促進体のピッチを半分(■)にしても、Nu数の改善効果は約1.1倍とさほど大きくなく、管摩擦係数fも同様に1.1倍増加し、全体的に大きな変化は見られない。以上の結果から、縦渦発生器と乱流促進体を組み合わせた場合(▲)、平板に対してNu数が1.9倍、管摩擦係数fが2.4倍増加することが分かった。そこで、次節で伝熱と圧力損失のトレードオフ関係を考察し、ライナ冷却に適用する場合の評価方法について述べる。

3.2 伝熱と圧力損失のトレードオフ関係の評価指標

伝熱促進と圧力損失の間にはトレードオフの関係があることから、実機へ伝熱促進構造を採用する場合、制限された圧力損失条件内で熱伝達率向上を図るために、熱伝達率と圧力損失の関係を明らかにしておくことが必要である。

熱伝達率は、伝熱促進によってDittus-Boelterの定数部分のみが変わると仮定すれば、流速とは次式のような関係になる。

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{\lambda}{D} C_1 Re^{0.8} Pr^{0.4} = \frac{\lambda}{D} C_1 \frac{u^{0.8} D^{0.8}}{\nu^{0.8}} Pr^{0.4} = C_1 \frac{\lambda Pr^{0.4}}{\nu^{0.8} D^{0.2}} u^{0.8} \quad \dots (3-1)$$

ここで、C1は伝熱促進効果を含んだ比例係数である。

また、圧力損失も伝熱の場合と同様に考え、伝熱促進構造の採用は管摩擦係数fに関するBlasiusの式の定数部分のみが変わるとすれば、圧力損失は流速との関係で次のように表される。

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{L}{D} f \rho u^2 = \frac{1}{2} \frac{L}{D} C_2 Re^{-0.25} \rho u^2 = \frac{1}{2} \frac{L}{D} C_2 \frac{u^{-0.25} D^{-0.25}}{\nu^{-0.25}} \rho u^2 = C_2 \frac{L \rho}{2 \nu^{-0.25} D^{1.25}} u^{1.75} \quad \dots (3-2)$$

ここで、C2は伝熱促進構造による圧力損失増加分を含んだ比例係数である。

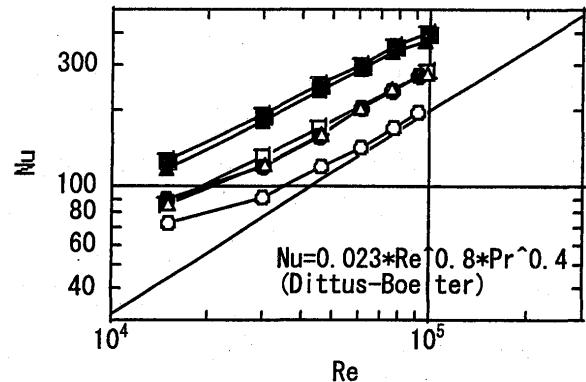


図 3-1 伝熱特性

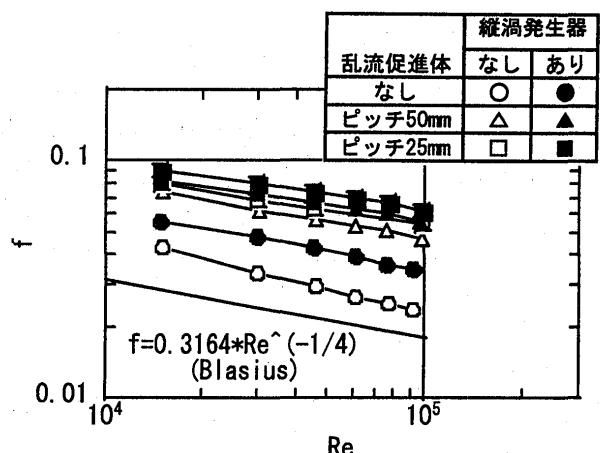


図 3-2 圧力損失特性

式(3-1), (3-2)から u を消去すれば、熱伝達率と圧力損失とは式(3-3)のような関係になる。

$$\alpha = \frac{C_1}{C_2^{16/35}} \cdot \frac{2^{16/35} \lambda \Pr^{2/5} D^{13/35}}{\nu^{32/35} L^{16/35} \rho^{16/35}} \Delta P^{16/35} \quad \dots \quad (3-3)$$

したがって、熱伝達率は圧力損失の $16/35$ 乗に比例する。このときの比例係数 $C_3 = C_1 / C_2^{16/35}$ について、平板の場合を基準として各伝熱促進構造間で比較すれば、同じ圧力損失に対して熱伝達率が何倍向上するかが分かる。ここで比例定数 C_1, C_2 には実際の値の代わりに、平板のデータ（図 3-1 の○）に対する伝熱性能向上および圧力損失増加の倍率を用いることにすれば、 C_3 は平板に対する熱伝達率向上の評価指標となる。以降の検討では、この指標で伝熱性能を評価することにする。

図 3-3 は前節の結果を、横軸に測定された圧力損失、縦軸に熱伝達率を取って書き直したものであり、どの伝熱促進構造についても熱伝達率は圧力損失の約 $16/35$ 乗にほぼ比例していることがわかる。表 3-1 は、 $Re = 9.7 \times 10^4$ の条件における各伝熱促進構造の C_1, C_2, C_3 の値を示したものである。乱流促進体単独の場合、平板（○）と比較し、乱流促進体を設置した時の C_3 は最大でも 1.05 であり、伝熱促進効果は小さい。一方、縦渦発生器を採用した場合には、評価指標 C_3 は 1.17~1.34 となり、どの伝熱促進構造についても、圧力損失の増加よりも伝熱性能の向上分が大きくなっている。また、縦渦発生器と乱流促進体とを組み合わせた時の C_3 は、縦渦発生器単独の C_3 と比べ、 $1.17 \rightarrow 1.30, 1.34$ と大きくなっている。両者の相乗効果があることも明らかとなった。ただし、乱流促進体の設置間隔を密にしても C_3 の値はほとんど増加しておらず、大きな効果は無いと言える。

3.3 縦渦発生器形状の影響

以上の検討で、縦渦発生器と乱流促進体の相乗効果、および伝熱性能向上の評価指標を明らかにすることことができた。そこで、次に縦渦発生器の形状による伝熱性能向上効果について、表 3-2 の左端に示すように縦渦発生器の高さおよび長さを変えた 4 種の形状について検討した。縦渦発生器および乱流促進体の設置条件は表の下に記したとおりである。表 3-2 に前節と同様に $C_1 \sim C_3$ の測定結果を示した。伝熱特性に対する縦渦発生器形状の影響はほとんど見られず、圧力損失については縦渦発生器の表面積が大きいほど増加傾向にある。

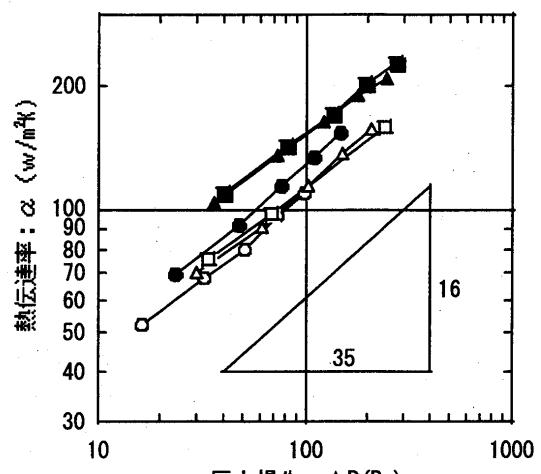


図 3-3 圧力損失と熱伝達率の関係

表 3-1 縦渦発生器および乱流促進体の効果

縦渦発生器	乱流促進体	記号	伝熱性能向上係数 C_1	圧力損失増加係数 C_2	評価指標 C_3
なし	なし	○	1.00	1.00	1.00
	ピッチ 50mm	△	1.43	1.98	1.05
	ピッチ 25mm	□	1.46	2.29	1.00
あり	なし	●	1.40	1.49	1.17
	ピッチ 50mm	▲	1.92	2.37	1.30
	ピッチ 25mm	■	2.09	2.62	1.34

表 3-2 縦渦発生器形状の影響

寸法 高さ × 長さ	記号	伝熱性能向上係数 C_1	圧力損失増加係数 C_2	評価指標 C_3
5 × 20	○	1.84	2.17	1.29
10 × 20	△	1.92	2.37	1.30
15 × 20	□	1.84	2.65	1.18
10 × 30	▽	1.80	2.54	1.18

縦渦発生器は仰角 15° 流れ方向ピッチ 100mm × 2 列、幅方向ピッチ 15mm × 6 列
乱流促進体はピッチ 50mm × 6 列

3.4 縦渦発生器ピッチの影響

次に、縦渦発生器のピッチの影響を、流路幅方向のピッチを変えた試験により検討した。図3-4に、縦渦発生器の寸法は 10×20 、配置は3.3節と同様とした時の、幅ピッチに対するC1～C3の結果を示す。ピッチが20mmから30mmの間ではピッチが小さいほど伝熱特性が良く、圧力損失も若干大きくなる傾向が見られる。これは縦渦発生器の配置がまばらになると間をすり抜ける空気が増加して、縦渦の効果が及ばない領域ができるためと考える。一方、ピッチを20mmよりも小さくし15mmにすると、圧力損失の低減に比べ、Nu数の低下が大きくなる。縦渦発生器の配置が近すぎると、効果的な大きさの縦渦の発生が妨げられるのではないかと考えている。

3.5 縦渦発生器仰角の影響

最後に、縦渦発生器の仰角の影響を調べるために、仰角を変えて試験した。縦渦発生器の幅方向ピッチは20mmで、それ以外の条件は前節と同じである。図3-5に仰角(γ)に対するC1～C3の結果を示す。図の結果からは、伝熱特性に対する仰角の影響は小さいようである。実験を実施していないため明確ではないが、 $\gamma=0^\circ$ では多分C1=1程度であろうことを考えると、 $\gamma=0^\circ \sim 10^\circ$ の狭い範囲でC1が γ とともに急激に大きくなり、それ以降、仰角が大きくなてもC1はほとんど変わらないと考えられる。一方、圧力損失は仰角が大きいほど増加傾向にある。仰角が大きい方が、縦渦が強くなるが、それに加えてはく離渦が発生することも考えられるので、仰角には最適値が存在するを考える。今回の結果からはその最適値は $\gamma=15^\circ \sim 20^\circ$ であるといえるが、図3-5の評価指標の結果からは角度による顕著な性能の違いは見られない。最適仰角と思われる $\gamma=15 \sim 20^\circ$ のとき、平板と比較してNu数は2.1～2.2倍、評価指標は1.4倍である。

4. 結 言

ガスタービン用燃焼器ライナのフィルム冷却空気流量を節減するため、対流冷却促進法として縦渦発生器の適用を検討した。大気圧伝熱試験により縦渦発生器の冷却促進効果を確認し、以下の結果を得た。

- (1)縦渦発生器を乱流促進体と組み合わせた構造は、Nu数が平板の2.1倍、乱流促進体単体の1.4倍となり、圧力損失を考慮した評価指標の検討からも平板および乱流促進体の1.4倍となり、伝熱促進効果が大きいことを確認した。
- (2)縦渦発生器構造のパラメータ試験により、試験条件範囲内では、縦渦発生器の高さ5～10mm、仰角 $\gamma=15 \sim 20^\circ$ 、幅方向ピッチ20mmの組み合わせが、伝熱性能的に良いことが分かった。

5. 参考文献 (1)田中ほか：渦発生体による平行平板強制対流の伝熱促進；

第35回日本伝熱シンポジウム講演論文集；(1998)；P245～246

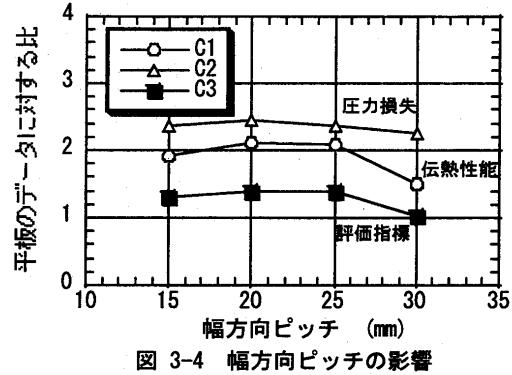


図3-4 幅方向ピッチの影響

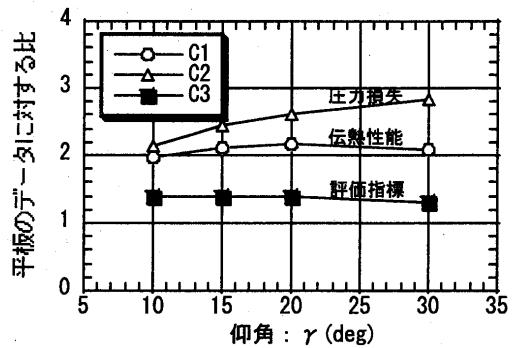


図3-5 仰角の影響

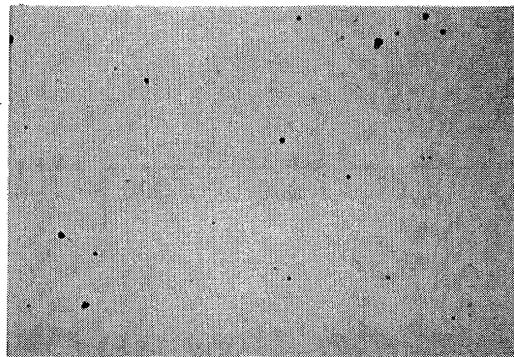
*藤沢良昭、吉田豊明（航技研）
高橋雅士（株東芝）、岡村隆成（八戸工大）

1. まえがき

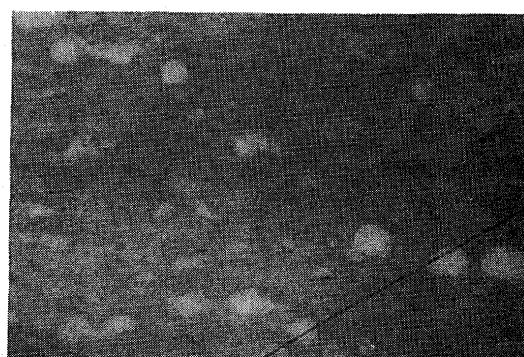
著者らは、超高温タービン翼の内部構成材料として Ni/Cu 系の傾斜機能材料を研究開発している。前年の講演会において、開発状況と初期の高温強度、熱物性値の評価を報告した¹⁾。今回は、その後進めた断面組織観察、熱拡散率の異方性、Ni と Cu の成分比率の違いが熱伝導率に及ぼす影響などについて報告する。

2. 断面組織観察

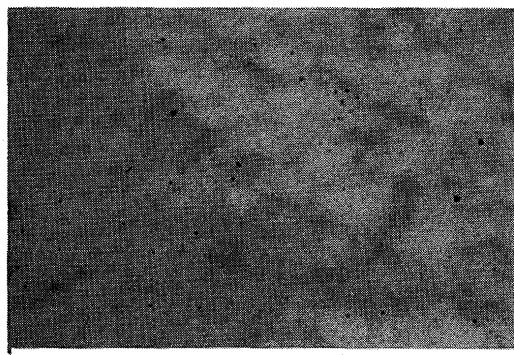
対象の傾斜機能材料は Ni:100%、Ni80Cu20、Ni60Cu40、Ni40Cu60、Ni20Cu80（各層 0.1mm）、および Cu:100%（1.0mm）という成分比率からなる 6 層をタービン翼へ適用する初期の形態としている。製作にはプラズマスプレー法を用いた。組織観察、熱物性値測定のために、同じ製作法で直径 10mm、厚さ 3mm 程度のコイン状の試験片を各層単独で製作した。図 1 に光学顕微鏡による組織観察結果を 4 種の試験片について示す。いずれの場合も比較的緻密な組織となっているが、若干の気孔が認められる（図 a, c, d における黒い斑点）。Ni/Cu 混合体皮膜では Ni と Cu の境界がはっきりしないという特徴が観察される。



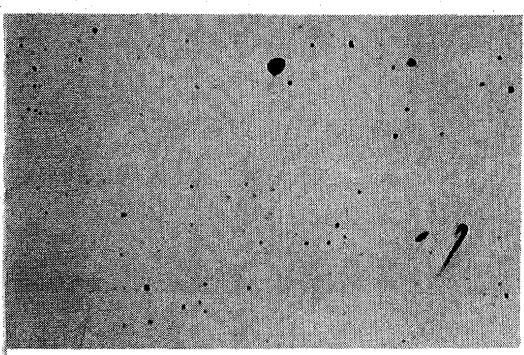
(a) Cu (0%) / Ni (100%) 皮膜



(b) Cu (20%) / Ni (80%) 皮膜



(c) Cu (80%) / Ni (20%) 皮膜

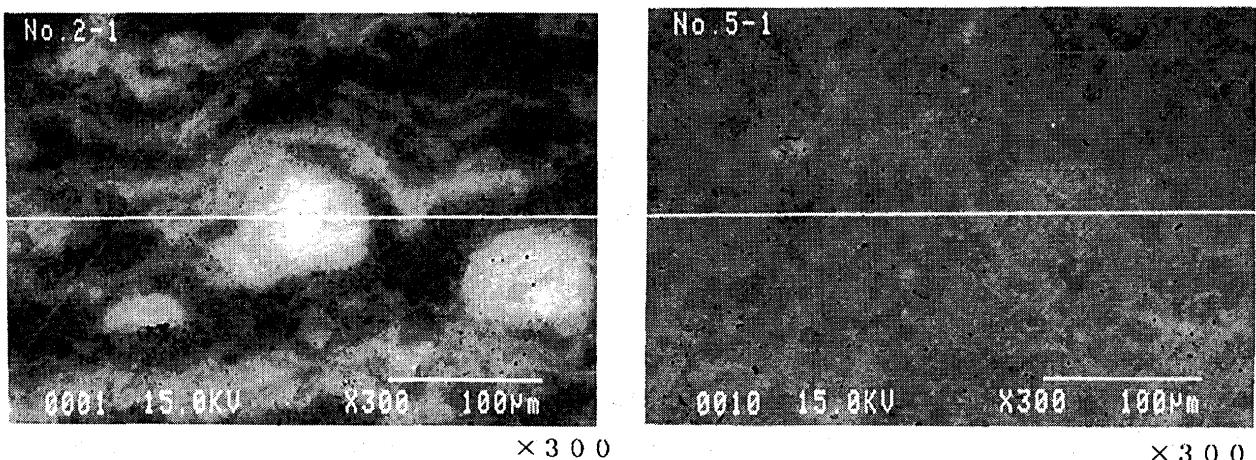


(d) Cu (100%) / Ni (0%) 皮膜

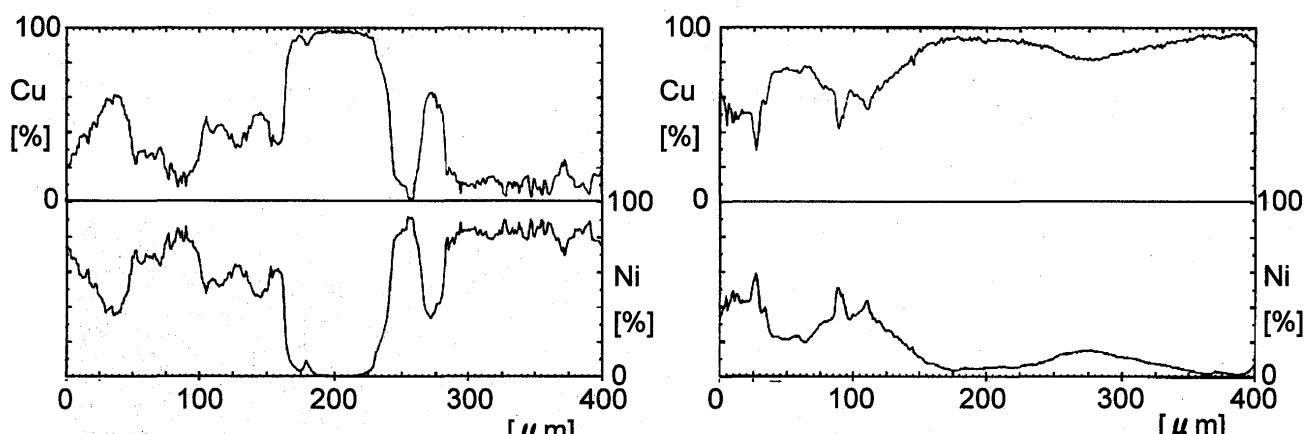
図 1 Ni/Cu 皮膜の断面組織観察結果

× 100

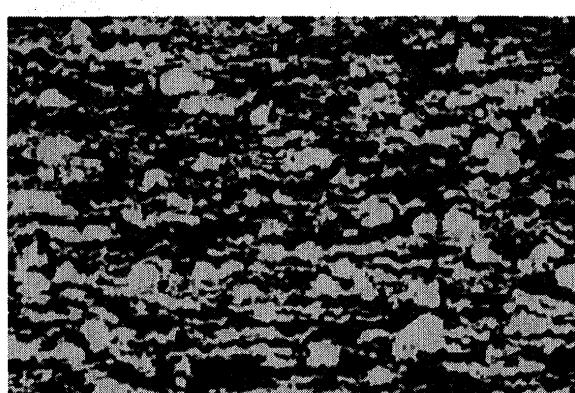
Cu₂₀Ni₈₀、Cu₈₀Ni₂₀の試験片について、EPMAによる組成分析を行った結果を図2示す。
[Cu₂₀Ni₈₀] (図A) 2次電子画像(図a)において白目、黒目はそれぞれCu系、Ni系である。面分析(図c)ではCu30%で2値化(明色Cu系、暗色Ni系)を施しているので中間的な濃度は現れていない。これらの分析から、Ni系マトリクス中に扁平状または粒状のCu系材料が分散



(a) 2次電子像とEPMA線分析測定部位

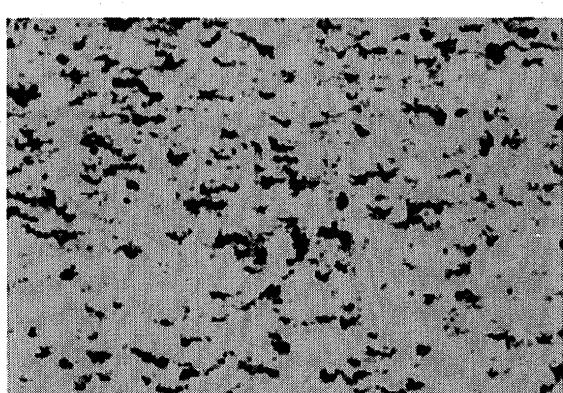


(b) EPMA線分析結果(Cu, Ni)



(c) EPMA面分析結果(Cu, Ni)

(A) Cu (20%) / Ni (80%)



(B) Cu (80%) / Ni (20%)

図2 皮膜表面分析結果

した構造であるが、Ni系とCu系の境界がくっきりとしているわけではなく、両者を含む反応相が存在しているのがわかる。製作、熱物性値測定の際の加熱時に拡散が起こったためと考えられる。

[Cu80Ni20] (図B) この場合はCu系マトリックス(白目)の中にNi系材料(黒目)が分散した組織となっている。全体にCu系が優勢であり、Ni単相を示す部分がなく、広い範囲でNiとCuの両方を含む反応相が存在していることがわかる。EPMA面分析(図c)はCu70%で2価化(明色Cu系、暗色Ni系)したものであり、Ni系材料が扁平状、粒状に分散している。

4種類の試験片について、AnalySIS(ドイツアナリシス社製)により画像解析を行った。光学顕微鏡による断面組織写真(図1)より気孔率、EPMA面分析画像(図2c)から成分比率、平均粒子径、アスペクト比(粒子の縦横比)を求めた。結果を表1に示す。

表1 Ni/Cu皮膜の画像解析結果

成分比率	Cu比率%	Ni比率%	気孔率%	平均粒子径(μm)	アスペクト比
Cu 0 Ni 100	0	100	1.2		
Cu 20 Ni 80	38.5	61.3	0.2	68(Cu系)	10.2(Cu系)
Cu 80 Ni 20	82.4	16.8	0.8	54(Ni系)	7.6(Ni系)
Cu 100 Ni 0	100	0	2.4		

これらの結果、Cuの成分比率はプロセス制御上の設定値よりも大きくなっていること、平均粒径は原料粉末粒径より若干大きくなり、粒子は平均して扁平状になっていることがわかった。これはプラズマジェット中の飛行時や基材へ衝突時に粒子が一部合体し、潰れたためと考えられる。

3. 熱拡散率の異方性

プラズマスプレー法により製作したNi/Cu系の混合体は扁平状、粒状の粒子が分散し、わずかに気孔を有する構造となっている。先に、皮膜に平行に試験片を切り出して皮膜垂直方向の熱物性値を測定した(レーザフラッシュ法、前報参照)。その後、所定の成分比率を有する皮膜を、各々単独で厚く製作し、皮膜に垂直な方向に切り出して、皮膜に平行な水平方向の熱物性値を測定している。

図3に熱拡散率の測定結果を示す。上半の図はCu100%、下半の図はその他5種類の成分比率の結果である。同一成分比率では試験片を2個(A,B)用意した。実線と点線は水平方向、破線と一点鎖線は垂直方向の値である。Cu100%の値(上半図)は他の成分比率(下半図)と比べ格段に値が大きく、各温度においてデータのバラツキが最大5%弱認められる。試験片A,Bの違いがあり、水平と垂直の違いは、この違いを超越するような有意な差異はない。文献による純銅の値は、1.17(室温)から0.838(927°C)まで単調に減少する²⁾。ミクロ構造の相違、実験時の系統的な誤差の考察など、なお追求すべき課題がある。

下半図より、他の成分比率について明らかな点は次のようである。各成分比率ごとに値は異なり、固有の温度依存性を示す。各成分比率について、一例を除き、バラツキが最大15%程度あり、Cu100%と同様に、水平と垂直の明確な差異は認められない。全体に、Cuの成分比率が0%(Ni100%)から20%までは値が下降し、40%までは鍋底状に推移し、その後Cu成分の増加につれて急激に値が高くなる。文献2)による純ニッケルの値を比較のため挿入した。Ni100%の傾向はこれと定性的に一致しているが、極小位置にズレがあり、絶対値は最大20%の差異がある。

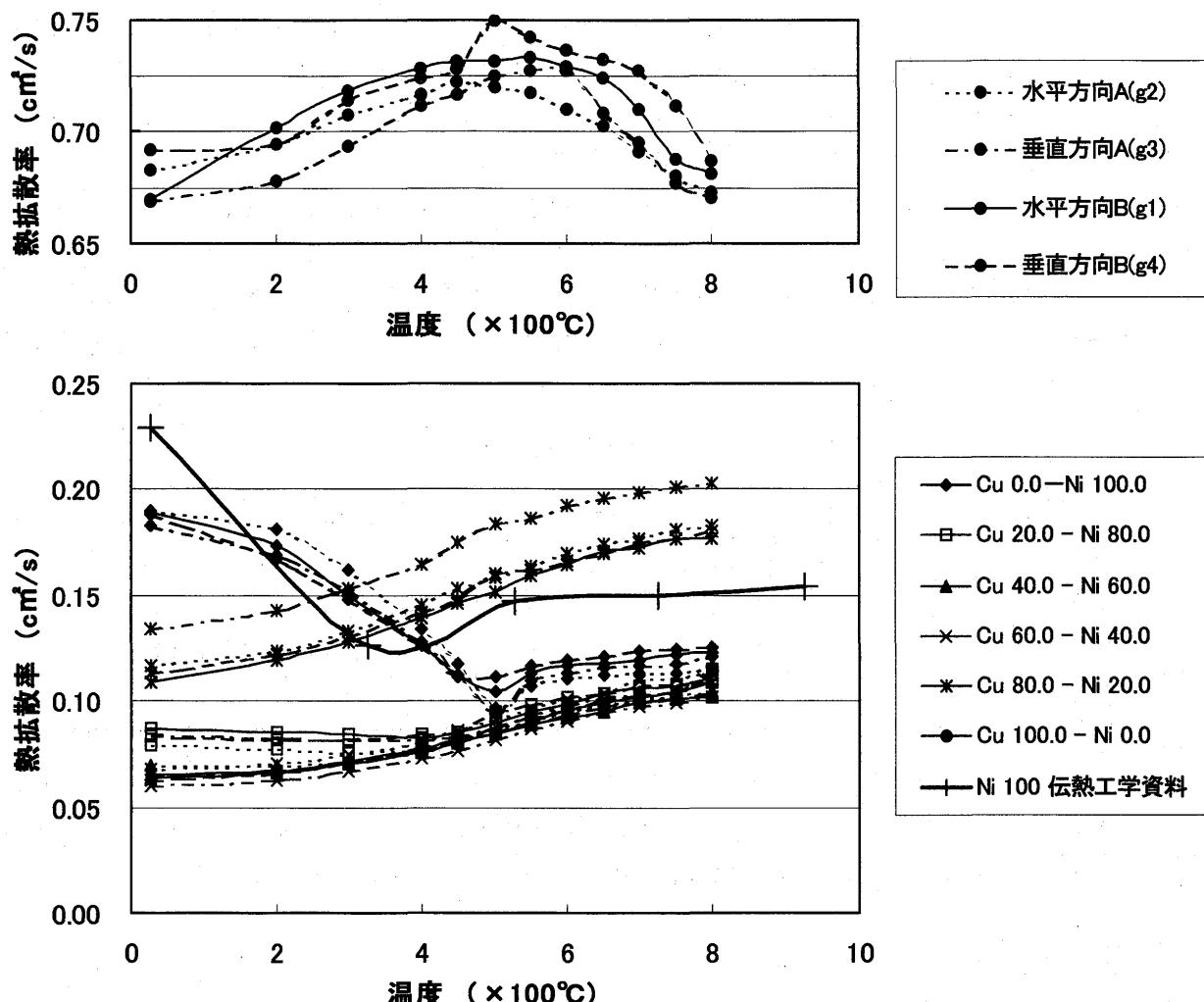


図3 Ni/Cu FGMの熱拡散率（異方性）

4. NiとCuの成分比率が熱伝導率に及ぼす影響

本研究の対象とするNi100%, Cu100%およびこれらの混合体の比熱、密度は、成分比率が異なつてもその差は小さい。従って、熱拡散率と熱伝導率の定性的傾向は同じである（前報図8、文献2参照）。図4にNi100%の熱伝導率、図5に各成分比率、温度に対する熱伝導率の値を示す。

Cu100%の熱伝導率はきわめて高いが、Niがわずか10%程度混在するだけで値はNi100%のレベルまで急下降する。さらに著しい特徴は、NiとCuの成分比率が同レベルである中間域で、熱伝導率は低い方のNiの値よりもさらに低い値となっていることである。第2章図1b,c、図2で明らかにしたように、NiとCuの混合体では反応相が存在し、熱伝導率はこれらにかなり支配されているものと考えられる。ちなみに、NiとCuの混合体は全率固溶であり、いずれも正方晶である。また、Ni/Cu合金の熱伝導率（室温、W/m/K）の例としては次のようなものがある（文献2）。キュプロニッケル (Cu67-Ni31-Fe1-Mn1) : 21、モネルメタル (Ni67.5-Cu30-1.5Fe-1Mn) : 21.7。

Ni100%では純ニッケルの文献値に比べ、レベル、傾向は類似であるが、定量的に有意な差がある。気孔の有無、ミクロ組織の相違、測定誤差など諸因子による影響をなお追求する必要がある。

5. 二成分系材料の熱伝導解析（粒子アスペクト比の違いによる特性）

これまでの観察、実測による結果と比較検証するため、反応相がなく、NiとCuのみからなる

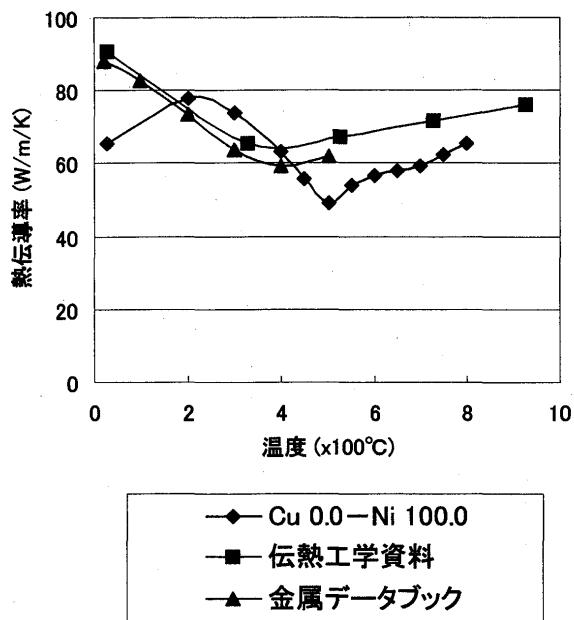


図4 Ni (100%) の熱伝導率

混合体の熱伝導解析を行い、個々の成分比率における平均熱伝導率を求めた。解析に用いたコードは汎用有限要素法プログラム "MARC"である。図6に要素配備の概要を示す。全体を直方体モデルとし、要素も直方体（要素数：20x20x20 個、

節点数：9261 点）とした。各要素のアスペクト比は"正方形断面の辺／高さ"で定義したので、アスペクト比が大きいほど被膜に平行な方向に扁平、小さいほど垂直方向に扁平となる。Ni、Cu の混合配置はランダムである。図aはCu40%の場合のCu要素のみの配置状況であり、図b,cはCu50Ni50の成分比率について、それぞれのアスペクト比におけるCuとNiの配備状況である。ブロック全体の上下面で対流熱伝達、側方4面は断熱として三次元熱伝導解析を行った。適用した境界条件は次のとおりである。

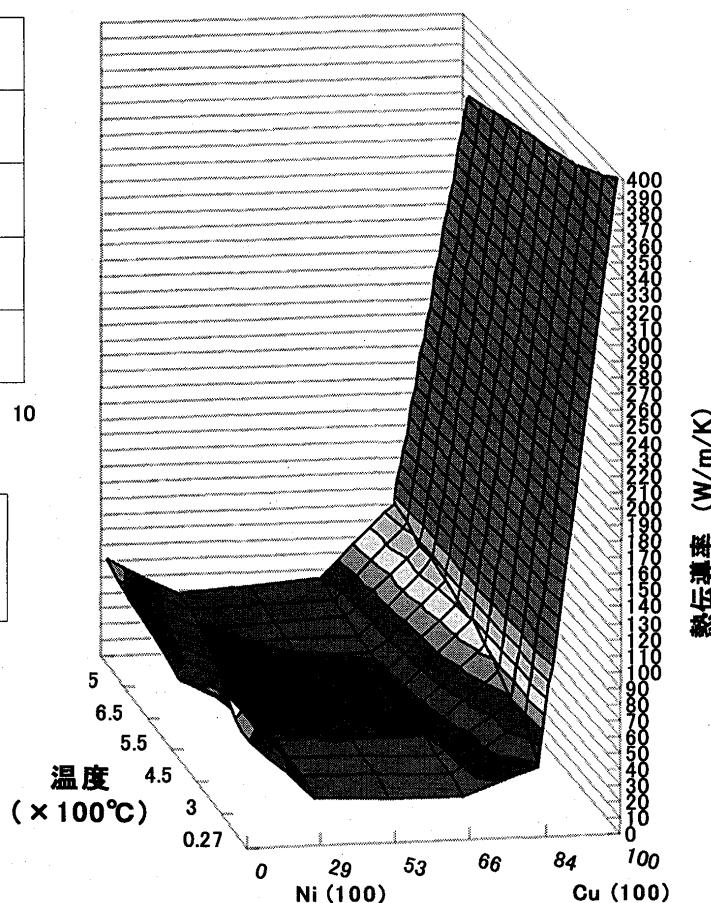


図5 Ni/Cu FGM の熱伝導率

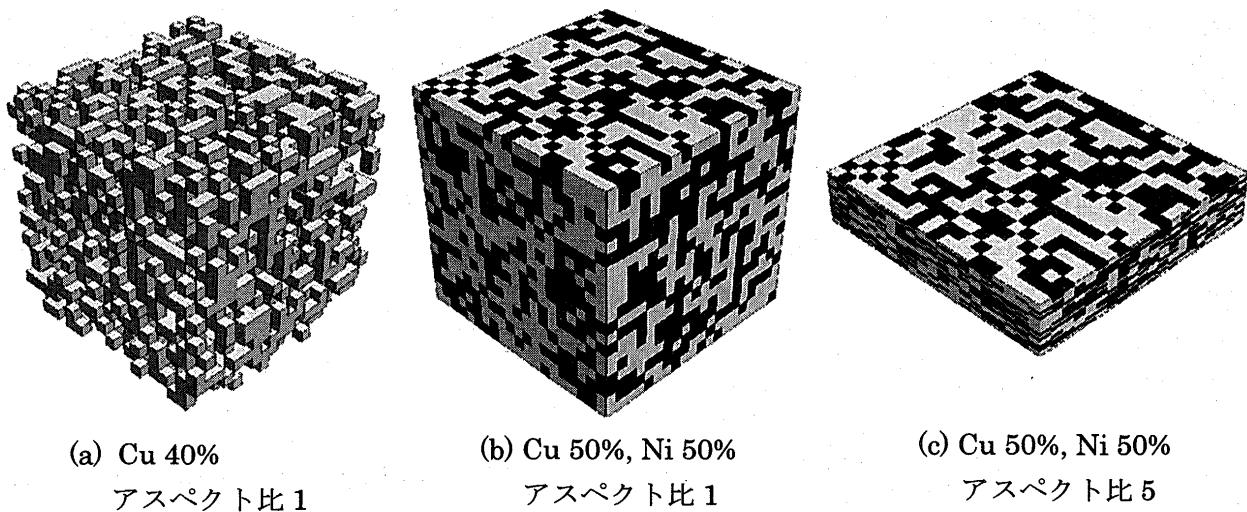


図6 Ni/Cu 混合体熱伝導解析の要素配備概念図

熱伝達率: $1000 \text{ W/m}^2/\text{K}$ 、Cu,Ni の熱伝導率: それぞれ 500°C 付近における値 $341, 62.5 \text{ W/m}/\text{K}$ 、上下面雰囲気温度: $50^\circ\text{C}, -50^\circ\text{C}$ (析落ちを抑制するため)。結果としての平均熱伝導率は “上下方向の平均熱流束×ブロック高さ / (上面メタル温度一底面メタル温度)” で求めた。

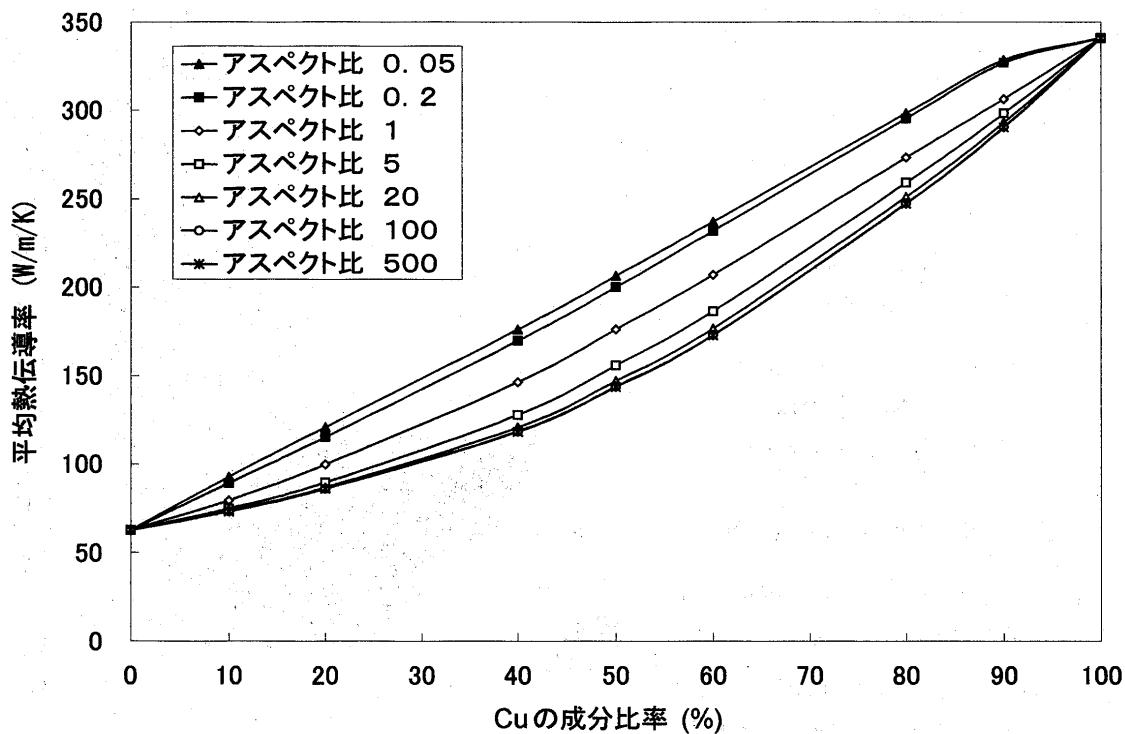


図 7 Ni/Cu 混合体熱伝導解析結果（平均熱伝導率）

図 7 に結果を示す。Ni/Cu 二成分混合体の平均熱伝導率は両者の相加平均(体積、密度 [Ni:8.90, Cu:8.88]、原子量 [Ni:58.70, Cu:63.55]) にはならない。アスペクト比が大きい(皮膜に平行に扁平)ほど低熱伝導率の Ni 側の影響は強いが、限界がある。影響の度合は両者の成分比率が対等な領域ほど大きい。一方アスペクト比が小さいと逆に Cu 側に影響されるがその度合はかなり弱い。

6. あとがき

本研究で得られた知見は次のとおりである。(1) Ni/Cu 系混合体の組織観察により、成分比率の低い方の材料系は扁平状、粒状に分散しているが、Cu の成分比率が大きいほど両者の反応相が多く存在する。(2) 热物性値は被膜に水平、垂直な方向に対し互いに明らかな差異は認められなかつた。(3) Ni/Cu 系混合体において、热物性値(特に熱拡散率、熱伝導率)は温度に対して一定の変化傾向があり、無視できないが、成分比率による影響はきわめて大きく、特異な変化を示す。これは反応生成物の熱伝導率が両者よりも低いことが関与している。(4) 分散粒子が皮膜に平行な方向に扁平であるほど熱伝導率は両者の相加平均よりも低い値を示すが、限界がある。両者が単相で混在することで熱伝導率が低下する傾向は実測値と定性的に一致するが、熱伝導率低下の支配的要因は反応相の存在である。今後、さらなる課題の研究を進めたい。

7. 参考文献

- (1) 藤沢, 吉田, 瀧, 高橋, 岡村, 日本ガスティービン学会 第 27 回定期講演会 講論集, (1999.5), 93.
- (2) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 改訂第 4 版, 丸善 (1986.10).

*小河昭紀・橋本良作・周 風華（航空宇宙技術研究所）

1. はじめに

ジェットエンジンに代表されるガスタービンエンジンは高速回転する多数の動翼により気体を圧縮・膨張させて仕事を取り出している。回転動翼は空力的効率の点から常に気体速度に適した角度に調整される必要があるが、構造上の困難から定格運転時の角度に固定されざるを得ない。もし、運転状態に応じて動翼が自動的に角度調整できる smart 性能を有すれば、ガスタービンの空力的効率の改善をもたらす革新的技術となり得る。

運転状態を規定する重要なパラメータとして回転数がある。回転数が増加すると動翼に掛かる遠心力が増加し翼内の引っ張り応力が増加する。当然、気体速度・圧力・温度も増加し固定動翼では定格までの遷移状態に空力適合しない。そこで、遠心力と動翼ねじり角度に力学的連成を持たせれば、期待される smart 機能を実現できる可能性がある。良く知られた事であるが、ある積層状態の複合材は軸力とねじりが連成する機能を発揮する。

しかし、実際の運転状態でどれくらいのねじれが発生するのか、検討した発表は無い。

本研究では、実際の形状に近いモデルと運転状態で、複合材翼の遠心力連成ねじり変形の評価を有限要素法（FEM）構造解析で行った結果を発表する。更に、温度の影響についても検討した。

2. 機能性動翼モデル

曲げを無視すると、ブレードに作用する面内力（遠心力）及びねじり合力と対応する変形はマトリックス表記で、以下の（1）式で示される。各サフィックス p と t はそれぞれ面内力及びねじり成分を示す。

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{N}_p \\ \mathbf{M}_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{pp} & \mathbf{K}_{pt} \\ \mathbf{K}_{tp}^T & \mathbf{K}_{tt} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{a}}_p \\ \ddot{\mathbf{a}}_t \end{Bmatrix} \quad \dots \quad (1)$$

サブマトリックス \mathbf{K}_{pt} は面内力とねじりの連成マトリックスを示す。均質材料や対称積層複合材では連成マトリックスはゼロとなり面内力とねじりは独立である。しかし、通常使用されない積層として非対称積層を考えると \mathbf{K}_{pt} はゼロとはならない。ここでは、遠心力によるブレード連成ねじり変形を利用して、回転速度（流体速度）の変化に応じた翼角度になるスマート構造を検討するため、以下の計算モデルを使用して有限要素法解析を行う。計算対象のブレードは Fig. 1 (a) に示す Fan ブレードである。これを、最初に Fig. 1 (b) の 320x128x6mm の簡略平板モデル（Model 1）で FEM 解析した。次いで、Fig. 1 (c) のひねり無し翼型模型（Model 2）で計算した。そのサイズは $d1=9.6\text{mm}$, $d2=4.8\text{mm}$, $L=320\text{mm}$, $B=128\text{mm}$ である。80x32 平面要素分割を Fig. 2 (a) に示す。各要素剛性は古典積層理論により計算した。適用 FRP 複合材として、強化繊維トレカ T800, レジンは PMR-15 の複合材を想定する。T800/PMR-15 のプリプレグ（UD）特性を表 1 に示す。熱膨張係数は温度の影響を調べるために使用した。このプリプレグを $(45)_{20}/(-45)_{20}$ {Fig. 2 (b) 参照} で積層する。FEM 境界条件としてブレード・ルートは固定支持とした。平板モデル（Model 1）の場合について定格回転数 10,000 回転(rpm)でのねじり変形状態を Fig. 3 に示す。遠心力により反時計方向に最大で 9.34mm

ねじれ変形が端面に生じている。これによりブレード端面が角度換算で8.4度回転する事を示す。この回転角度は流体力学的効率に有意な制御範囲にあると考えられる。強度面から古典積層論上の応力は十分許容応力範囲にある。次に、実際翼に近い翼型モデル(Model 2)の連成ねじり解析を行う。この場合、翼厚さが先端(Tip)に向けて薄くなる形状変化を複合材製作上の便宜から考えて、反対称境界面は下面(pressure surface)から一定(本報では3.2mm)に取っており、反対称積層のプリプレグ数は殆どの場所で等しくならない。この状況をFig. 4に示した。このために、ねじりのみならず少しの曲げも遠心力と連成して生じる。この翼型モデル変形についてFEM解析した結果をFig. 5に示す。この場合の遠心力連成のねじり変形の結果としてブレード端面で6.8度の回転が発生する。

3. 温度の影響

エンジン内の流入空気温度増加に伴う、連成ねじりへの影響を調査した。解析対象のFRP複合材プリプレグの熱膨張係数は表1の実験値を使用した。平板モデル(Model 1)が静止状態で温度が60k(ケルビン)増加した場合の、熱変形をFig. 6(a)に示す。遠心力と同様に連成ねじり変形成分が発生する。そのねじり変形量は4.5度で遠心力の半分程度の量で同方向に生じる。回転数の増加は空気圧力の増加とそれに伴う空気温度の上昇をもたらす事から、遠心力と温度増加に起因するねじり変形は合算される結果となる。これは、回転数10,000rpm 温度増加60度の定格運転では、ファン先端は静止状態に比較して12.9度回転する結果になる(Fig. 6(b))。同様の計算を(Model 2)の翼型モデルについて行うと、連成ねじりは温度のみでは4.6度、遠心力+温度上昇では11.7度のねじりによる回転がファン先端に於いて発生する。そのねじり変形状態をFig. 7(a)/(b)に示す。実際の翼形状に近いモデルでも有効制御範囲のねじりが発生する事が示された。実際の翼ではねじりの入った形状であるが、この場合でも同様な連成ねじりが期待できると考えられる。

4. 積層角度の影響

前述の構造解析に於いて、反対称積層角度を45度に固定して行った。ここでは、更に、積層角度の変化に対して、遠心力及び温度変化の連成ねじり変形傾向をしらべる。解析モデルとして(Model 1)形状を想定し、積層角度を変えたモデルの10,000rpm回転速度、及び60k 温度上昇の場合の最大ねじり変形値を構造解析で評価した結果をFig. 8に示す^[2]。板が温度荷重を受けると[45/-45]積層方式で最大ねじり変形を生じるが、遠心力が作用する場合は、[30/-30]積層板が最大ねじり変形を発生することが示される。

5. 結論

ガスタービンエンジンのファン及び、圧縮器動翼を非対称積層複合材で製作する事により、回転数に応じた翼ねじり回転を起こさせ、空力的効率をあげる角度調整機能を持たせる事は可能であり、また、圧力上昇に伴う空気温度の効果も有効に使用できる。

6. 参考文献

- 1)角田、下河、濱口他；航空宇宙技術研究所報告、TR-1254, (1994)
- 2)周、小河、橋本；機械学会2000年度年次大会、(2000.8;発表予定)

Table 1 Mechanical Parameters of T800/PMR-15 Prepreg^[1]

E_L (GPa)	E_T (GPa)	G_{LT} (GPa)	ν_{LT}	ρ (Kg/m ³)	α_{LL} (K ⁻¹)	α_{TT} (K ⁻¹)
160	8.7	4.83	0.31	1360	-0.88x10 ⁻⁶	37.4x10 ⁻⁶

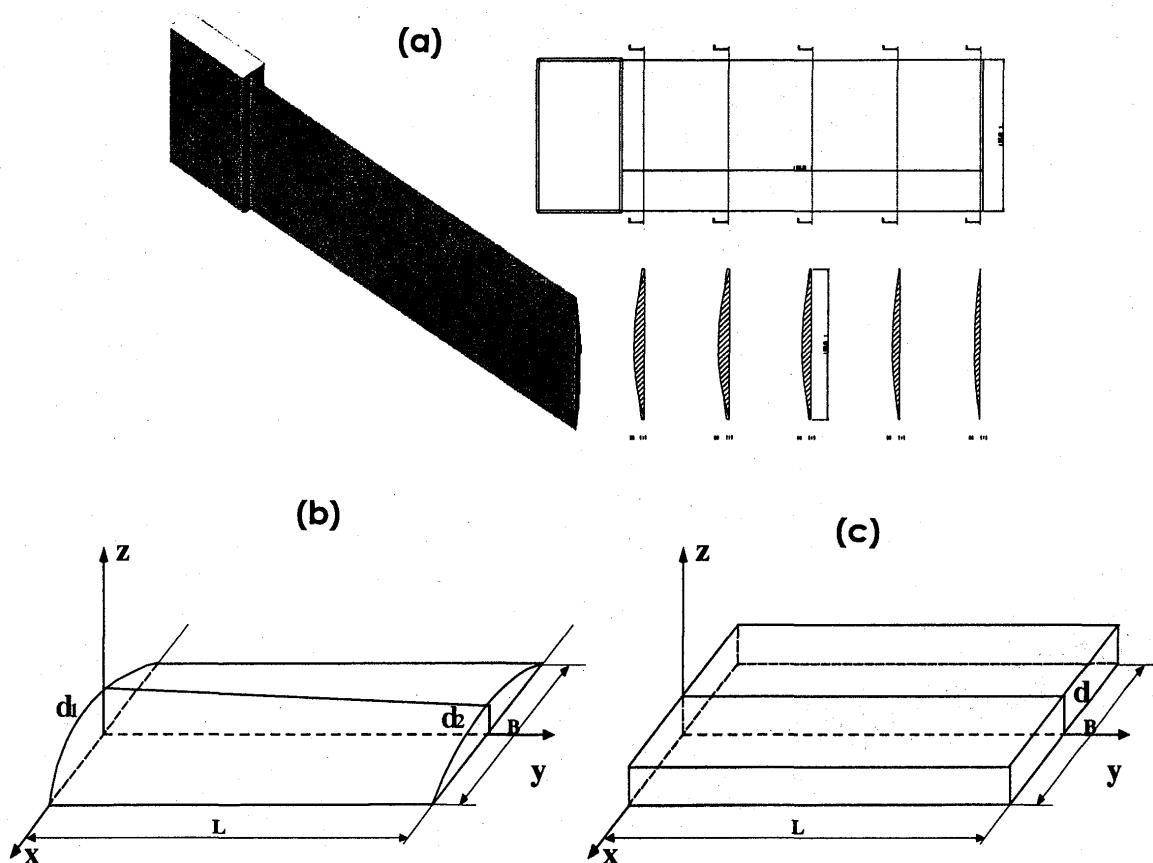


Fig. 1 An actual fan blade and FEM analytical models: (a). Actual fan blade; (b). Model 1/ rectangular section blade (320x128x6); (c). Model 2/ variable section blade (L=320mm, B=128mm, $d_1=9.6\text{mm}$, $d_2=4.8\text{mm}$)

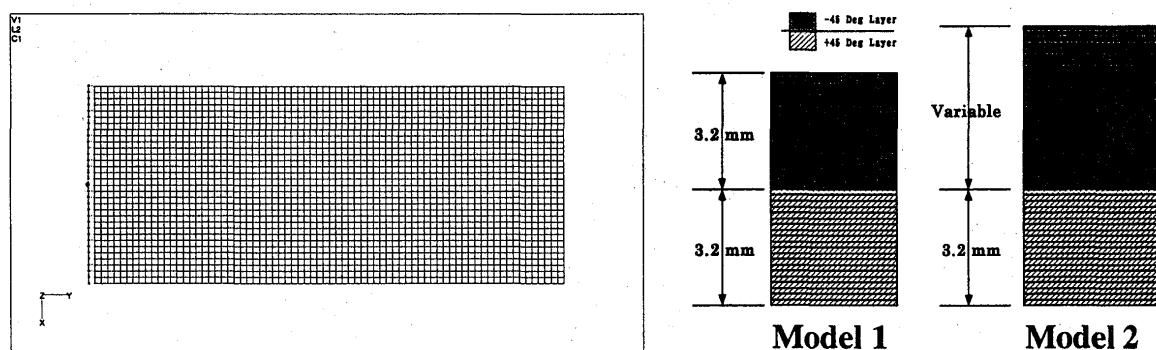


Fig. 2 (a) FEM mesh

Fig.2 (b) Planar Laminate Elements

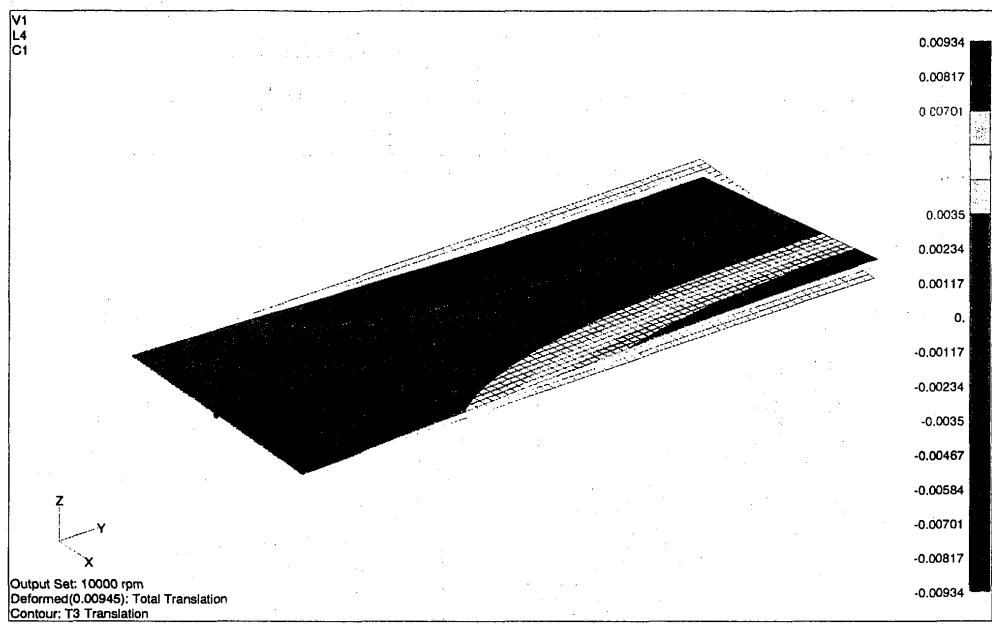


Fig. 3 Deformation of rectangular blade (Model 1) under 10,000 rpm

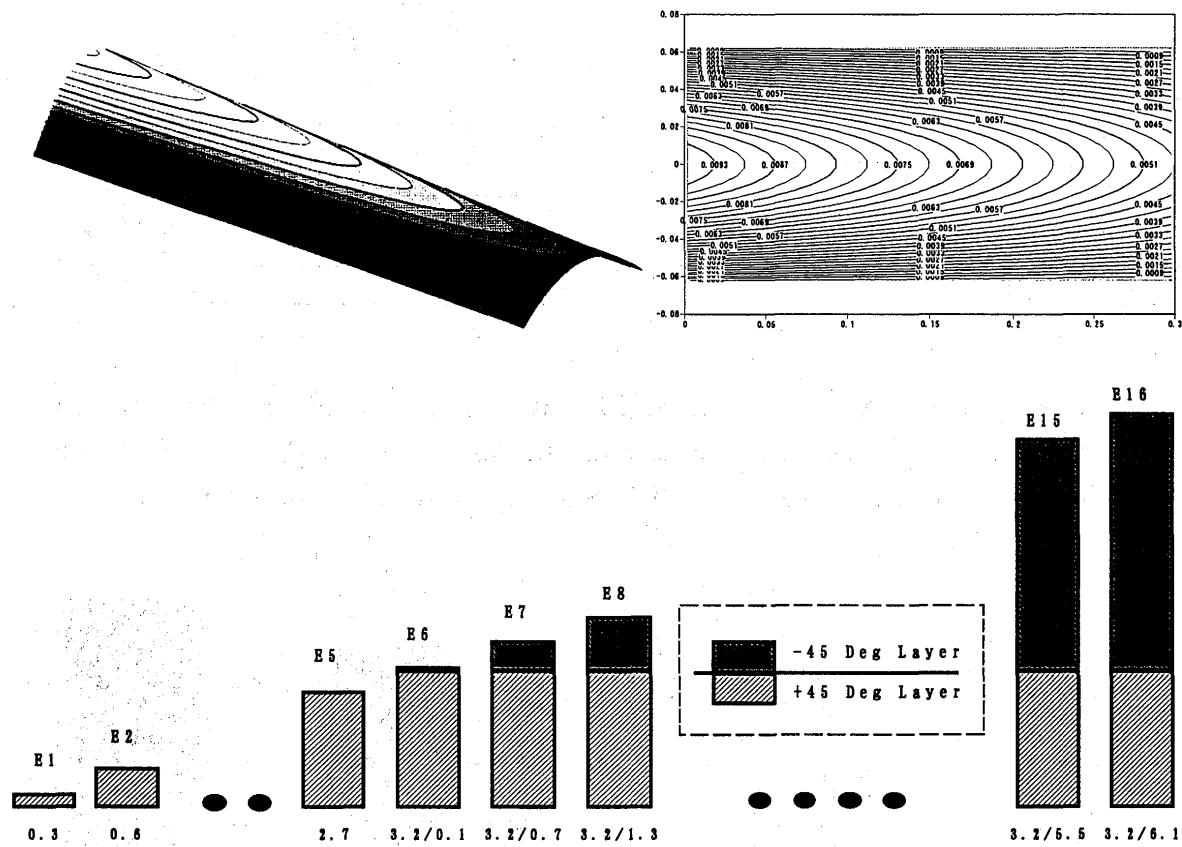


Fig. 4 Thickness variation of Model 2 blade and FEM element types

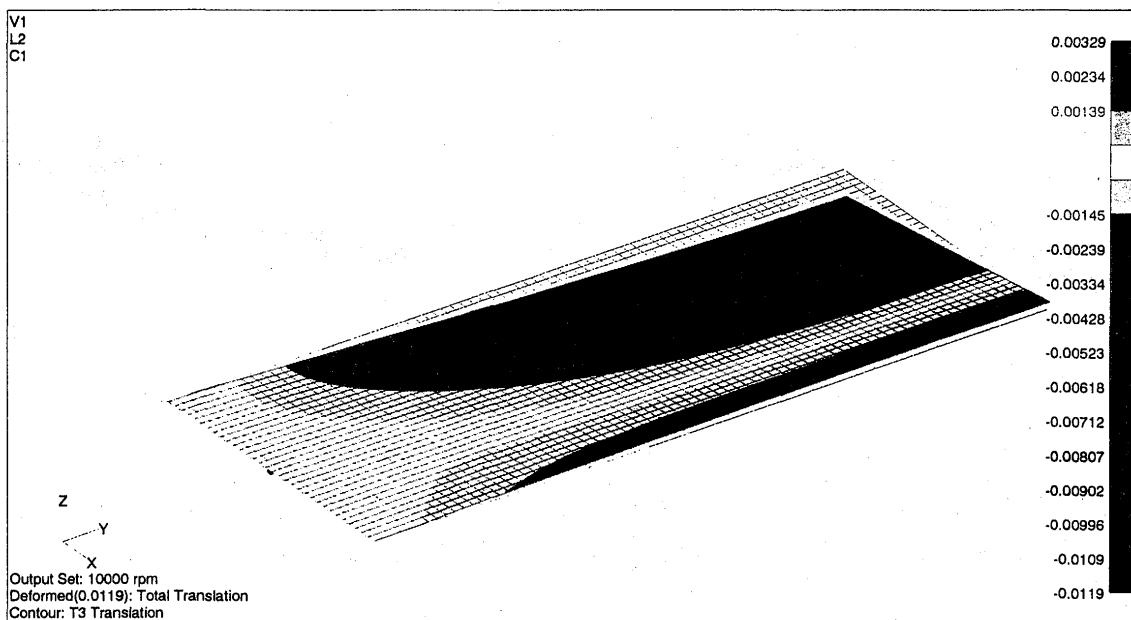


Fig. 5 Deformation of variable section blade (Model 2) under 10,000 rpm

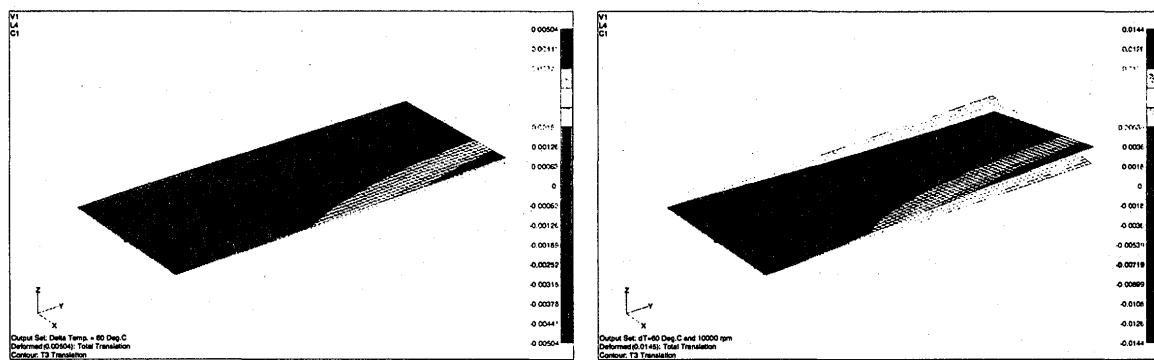


Fig. 6 Deformation of rectangular blade (Model 1) at (a) 60K temperature rise, and (b) 10,000 rpm rotation + 60K temperature rise

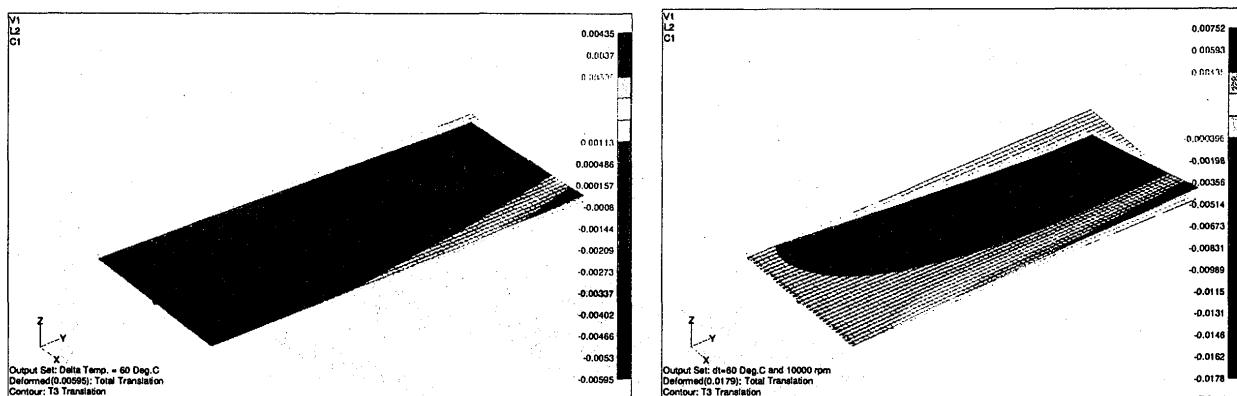


Fig. 7 Deformation of variable section blade (Model 2) at (a) 60K temperature rise, and (b) 10,000 rpm rotation + 60K temperature rise

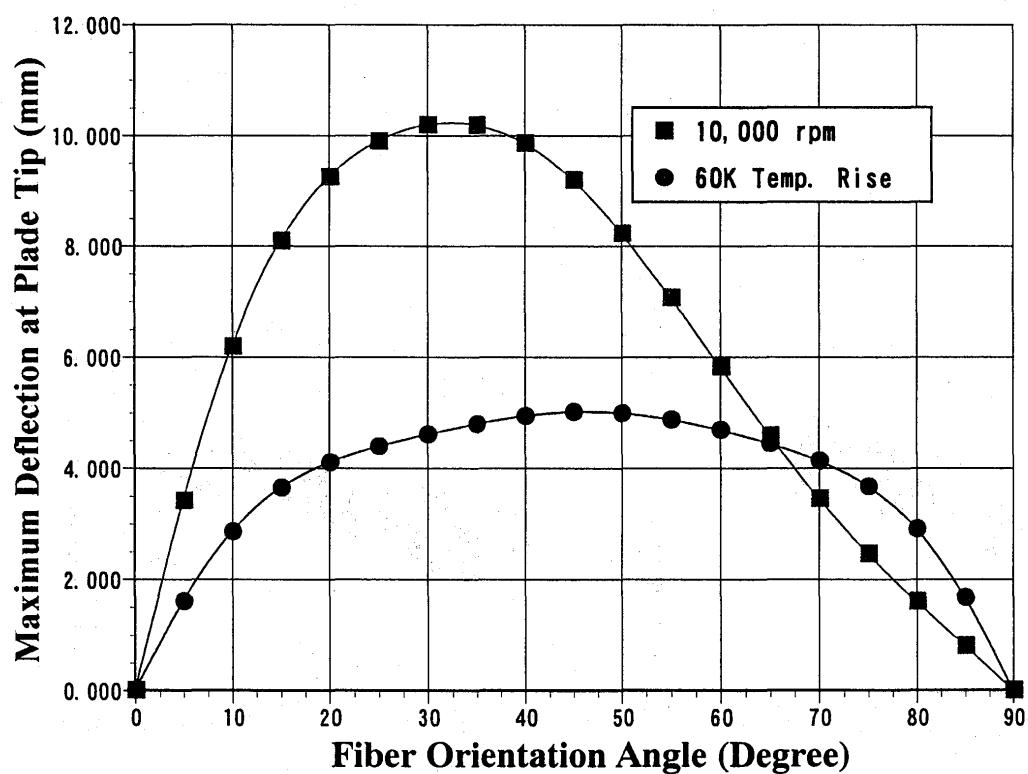


Fig.8 The Maximum coupled-deflection of [- θ / θ] Angle Ply Laminate Plates (Model 1)

過濃予混合火炎を用いた超小型水素ガスタービン用 燃焼器に関する研究 —火炎安定限界とインジェクタ形状の検討—

B-1

*皆川和大 朝日雅博 天日洋二 (都立科技大院)
湯浅三郎 (都立科技大)

1. はじめに

著者らは、水素を燃料にしたガスタービン実用化のための基礎研究の一環として、超小型水素ガスタービンの開発研究を行っている。これまでに、旋回予混合気流れ場に形成される再循環領域を利用した希薄予混合型の試験燃焼器をいくつか製作して、予混合気の旋回強度が火炎安定範囲に与える影響や NO_x 排出特性等を調べるとともに^{(1),(2)}、最終的にこれらの結果を基にした希薄予混合実機燃焼器を製作し、超小型水素ガスタービンに搭載して運転試験を行った^{(3),(4)}。この実機燃焼器は、燃焼負荷率が $2.3 \times 10^3 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$ 、NO_x 排出濃度が 1 ppm 以下 (EI 値では 0.14 g NO_x/kg fuel 以下) で高負荷・超低 NO_x な高い性能を備えていたが、燃焼器が安定に作動する当量比範囲が 0.3~0.4 と狭かった。ガスタービンシステムにおける熱利用効率の観点から考えれば、タービン入口温度を高くしてサイクル温度比を大きくし、ガスタービンの比出力を大きくすることが望ましい。しかしこの燃焼器では、当量比を高くすると燃焼器内に形成される予混合火炎が高周波振動燃焼へと遷移したのち逆火を生じる問題があり、タービン入口温度を高める目的でこれ以上当量比を高くすることが困難であった。一方でこの目的のために拡散火炎を用いた場合には、NO_x 排出の面で好ましくない⁽⁵⁾。燃焼器の当量比をさらに高くするためには、従来の拡散燃焼や希薄予混合燃焼に代わる新しい燃焼方式の適用が必要と考えられた。そこで、過濃な水素／空気予混合火炎を燃焼器内で 2 段燃焼させる方式を考えた。一般に、過濃予混合火炎は希薄予混合火炎に比して安定であり、1 次燃焼領域と 2 次燃焼領域とを燃焼器内での熱発生率が局所的に集中しないように配すれば、振動燃焼を生じることなく当量比を高められる可能性がある。また水素／空気火炎の場合には prompt NO が生成しないため、燃料が過濃な 1 次燃焼領域において NO の生成を低く抑え、かつ 2 次燃焼領域で比較的低い温度で希薄燃焼できれば、十分な低 NO_x 性も期待できる。

本研究では、この考えに基づいた超小型水素ガスタービン用の新しい予混合燃焼器を開発する第 1 段階として、数値計算により過濃水素／空気予混合気を燃焼器内で 2 段燃焼させた場合の燃焼ガス温度と NO_x 濃度とを予測し、燃焼器の最適な当量比条件を検討した。また、インジェクタを設計する基礎データを得る目的で、同軸空気流中における過濃水素／空気予混合火炎の安定限界等を調べ、この結果を参考にして超小型ガスタービン用のインジェクタ形状を検討した。

2. 燃焼器当量比条件の検討

2-1 計算方法

図 1 に 2 段燃焼のモデルを示す。本計算では、燃焼器内の 1 次燃焼領域と 2 次燃焼領域とをそれぞれ化学反応の特性時間のみで決定される場、いわゆる Stirred Reactor と仮定した。本 2 段

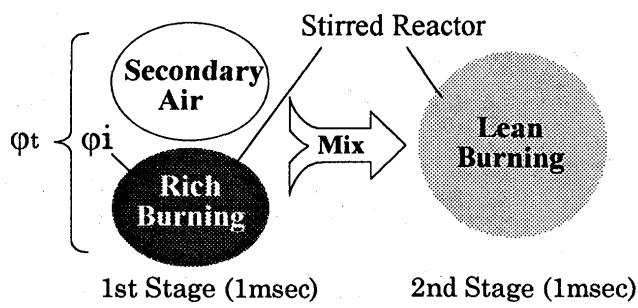


図 1 2 段燃焼モデル

燃焼モデルでは、まず当量比 ϕ_i の過濃予混合気が1次燃焼領域において完全混合燃焼し、未燃の燃料成分を含んだ燃焼ガスが、燃焼器の全体当量比 ϕ_t と ϕ_i とで決まる希釈空気と反応することなく断熱的に瞬時に予混合し、2次燃焼領域でもう一度完全混合燃焼するものとした。1次燃焼領域及び2次燃焼領域ではともに熱損失はないものとし、各領域でのガスの滞在時間は、筆者らの水素ガスタービン燃焼器を参考にしてそれぞれ1msecとした。計算ソフトには汎用化学反応計算プログラム CHEMKIN III[®]を用いた。反応機構には GRI Mech 3.0[®]を用い、H₂、H、O₂、O、OH、H₂O、HO₂、H₂O₂、HNO、N₂、N、NO、NO₂、N₂O の14種の成分と正・逆45組の素反応を考慮した。本計算モデルにおいては NO₂の生成が微量(0.5ppm以下)であったため、NOxとしてはNOのみで評価することとした。

2-2 計算結果

図2に2段燃焼時の各燃焼領域における(a)NO濃度、(b)燃焼ガス温度それぞれの時間変化を、1次燃焼領域における当量比 ϕ_i をパラメータとして示す。本図における2段燃焼時の燃焼器全体当量比 ϕ_t はすべて0.6にしてある。比較のために、2段燃焼せずに当量比0.6のままで希薄燃焼をさせた場合(以後、単純希薄燃焼と呼ぶ。)もあわせて示した。1次燃焼領域において、反応開始後温度は急激に立ち上がり、その後は緩やかに上昇する。NO濃度はこの温度変化にほぼ追随して変化しており、その絶対値は当量比が高いほど顕著に低くなっている。 $\phi_i=2.0$ の場合には、当量比0.6の単純希薄燃焼と比較して温度が高いにもかかわらずNO濃度は低くなっている。これは、過濃側においては酸素濃度の低下によってNOの生成反応が低く抑えられることを示している。2次燃焼領域では希釈空気の導入によって、 $\phi_i=4.0$ を除いて1次燃焼領域より低い温度となり、2次燃焼開始直後は若干急な温度上昇が見られるものの大きく変化することなく、 ϕ_i の違いによらずおおよそ同じ温度で推移している。この時のNO濃度は希釈空気によって全体的に低くなり、 $\phi_i=1.2$ 、1.4の条件では2次燃焼領域においてはほとんどNOは生成されず、ほぼ一定の濃度が維持されるのに対して、1次燃焼領域でのNO濃度が低い $\phi_i=2.0$ や4.0の条件では、2次燃焼領域においてNO濃度がさらに増加し、 ϕ_i が過濃であるほどその増分が大きい。しかしこれらの条件では2msecの時点(以後、燃焼器出口と呼ぶ。)において、当量比0.6の単純希薄燃焼よりもNO濃度は低くなっている。

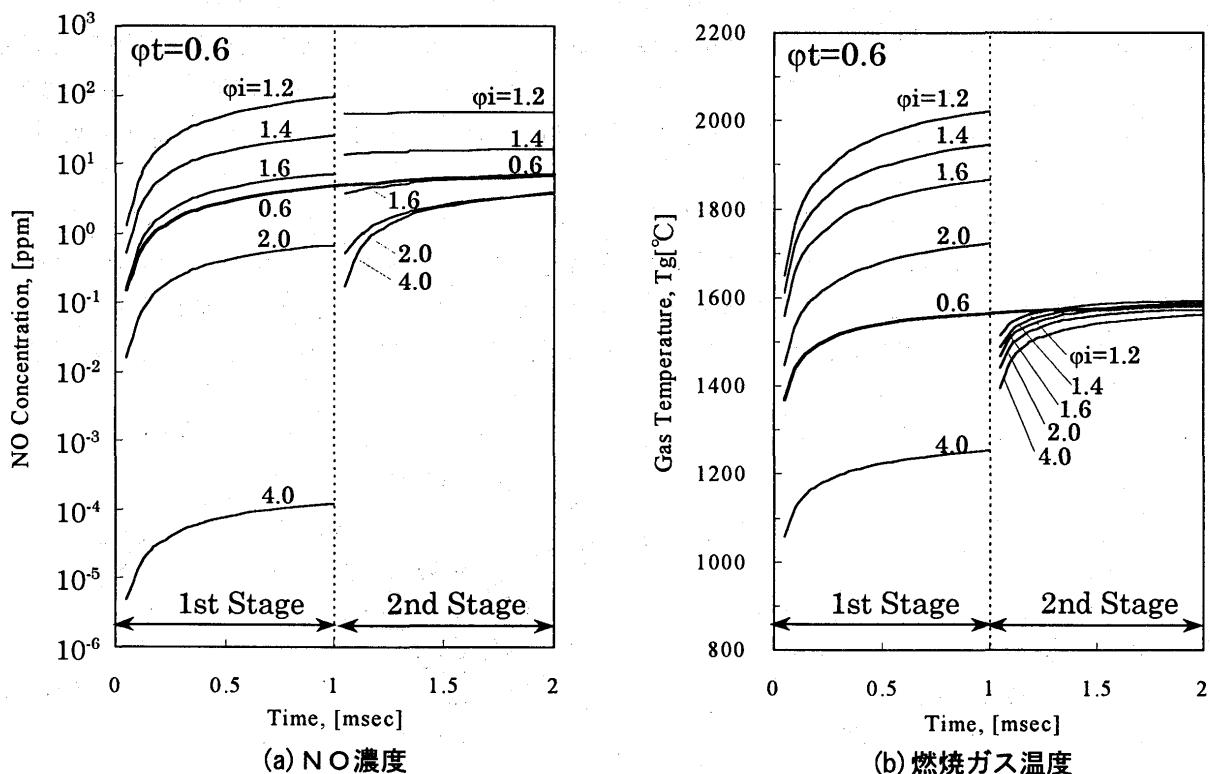


図2 2段燃焼時のNO濃度、温度の時間変化(初期温度350K、霧団気圧力2atm)

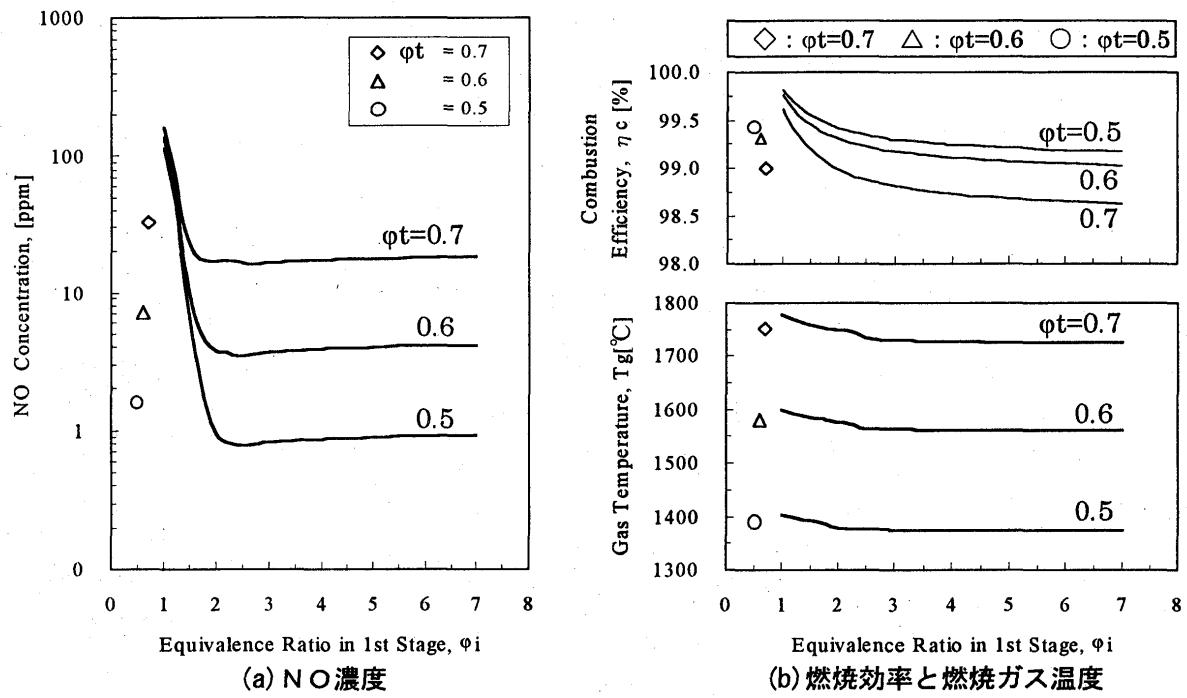


図3 2段燃焼後の燃焼器出口におけるNO濃度、燃焼効率及び燃焼ガス温度の変化（初期温度350K、雰囲気圧力2atm）

図3に ϕ_i に対する(a)NO濃度、及び(b)未燃H₂濃度から算出した燃焼効率と燃焼ガス温度の燃焼器出口における変化を、燃焼器の全体当量比 ϕ_t をパラメータとして示す。図中に白抜きで示した記号は、 ϕ_t の条件で単純希薄燃焼させた時の燃焼器出口における値を示している。NO濃度は ϕ_i が1から2にかけて急激に減少し、 ϕ_i が約2以上ではほぼ一定の値になっている。全体当量比によってNO濃度の絶対値は変化するものの、この傾向は同じである。 ϕ_i が約2以上でのNO濃度は、同じ ϕ_t での単純希薄燃焼の場合よりも低くなっている。水素／空気予混合火炎の場合でも2段燃焼法が低NO_x化に有効であることを示している。全体当量比ごとに詳しく見れば、単純希薄燃焼と同じNO濃度を示す過濃側の当量比条件は、 $\phi_t=0.5$ のとき $\phi_i=1.7$ 、 $\phi_t=0.6$ のとき $\phi_i=1.6$ 、 $\phi_t=0.7$ のとき $\phi_i=1.4$ であり、この ϕ_i よりも過濃条件で1次燃焼させれば、単純希薄燃焼よりも低いNO濃度が得られることがわかった。一方、(b)に示した温度をみると、大きさは変化しないものの ϕ_i が大きくなるのに伴い温度は低くなっている。これは ϕ_i を過度に大きくした2段燃焼の場合には、単純希薄燃焼よりも全体として緩慢に反応が進行するためと考えられる。実際、 ϕ_i の増加に伴い燃焼器出口における燃焼ガス中に占める未燃のH₂濃度が高くなっている。図に示したように、燃焼器に投入したH₂量に対する燃焼器出口における未燃H₂量で定義した燃焼効率は低下している。各 ϕ_t での単純希薄燃焼時の値と比較すると、これらと同じ温度、燃焼効率が得られる ϕ_i はおよそ2で、 ϕ_t によらずほぼ一定である。燃焼器出口で得られる温度と燃焼効率の面では、 ϕ_i を2より希薄側で1次燃焼させることで、同じ ϕ_t における単純希薄燃焼よりも良好な結果が得られることがわかった。したがって本計算モデルにおいては、1次領域において当量比を2より少し低めで燃焼させれば、同じ全体当量比で単純希薄燃焼させるよりも2段燃焼させた方がNOの生成が低く抑えられ、かつ燃焼ガス温度も燃焼効率も高くなることが明らかとなった。

3. 同軸空気流中における過濃水素／空気予混合火炎の安定限界

「2. 燃焼器当量比条件の検討」で用いた計算モデルは、希釈空気の混合時間を0と仮定しており、この計算モデルを実際の燃焼器内に適用する場合には、希釈空気と1次燃焼した燃焼ガスとを極めて急速に混合する必要がある。これを達成する方法としてはいくつか考えられるが、本研究では2次燃焼領域

での混合に旋回流を用いることにした。この方法は極めて強い乱流場が得られるだけでなく、内筒に複雑な希釈空気孔を設ける必要がないなどのメリットがある。この場合、過濃予混合気を供給するインジェクタには、燃焼器内の複雑な流れ場の中でも安定に過濃予混合火炎を形成できることが要求される。そこで、具体的なインジェクタを設計するための基礎データを得る目的で、過濃水素／空気予混合噴流火炎の安定限界に及ぼす同軸空気流の影響を調べた。

3-1 実験装置

図4に、実験に使用した燃焼器の概略を示す。燃焼器は、周囲空気流を形成する空気ノズルとその中心軸上に取り付けられたインジェクタから成っている。インジェクタは内径が4mm、肉厚が0.5mmの円管で、長さは管内流れが完全に発達した乱流となるように内径の50倍以上となるようにとした。本燃焼器では、周囲空気流の旋回の強さR(燃焼器に流入する周囲空気の全流量に対する接線方向に流入する流量の比で定義した)を任意に変化させることができる⁽⁸⁾。実験は大気圧下にて行い、周囲空気の流速および旋回強さが過濃予混合火炎の安定限界と火炎長さ(OHの発光域の長さで定義した)とに及ぼす影響について、予混合気の当量比を約0.5~8まで変化させて調べた。

3-2 実験結果

① 火炎安定限界

図5に同軸空気流中における水素／空気予混合火炎の安定限界を示す。(本実験範囲内での逆火限界は、最大層流燃焼速度を与える当量比1付近においても U_j が約7m/sであり、図中には示していない。)混合気の噴出流速 U_j を大きくしていった場合に、混合気の当量比が可燃範囲内の場合には、過濃条件であっても浮き上がり火炎は形成されず、ある U_j で火炎は吹き飛んだ。周囲空気流のありなしにかかわらず、予混合気の当量比の増加に伴って吹き飛びが起る U_j は大きくなつた。周囲空気流速 U_a が大きくなると、同じ当量比で比較した場合には吹き飛び流速が大きくなり、安定限界が広くなつた。これは、周囲空気流がリム後流における混合気の希釈や混合気濃度の分布などに何らかの影響を及ぼしたためと考えられる。この原因についての詳細は現時点では不明であるが、周囲空気流が存在する場合でも当量比に対する吹き飛び限界の変化の様子は、バーナリムに保炎された一般的な予混合火炎の振る舞いと同じあり、同軸空気流中の予混合噴流火炎基部の安定機構が、リム後流における予混合気の燃焼速度

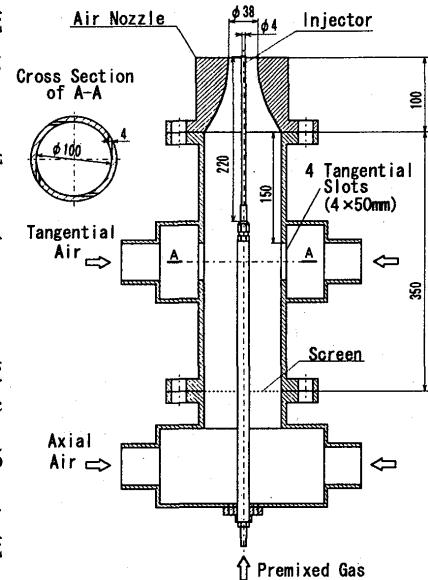


図4 燃焼器概略

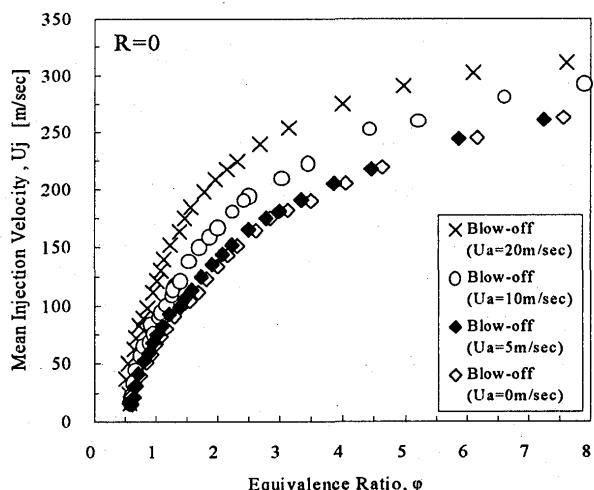


図5 水素／空気予混合火炎の安定限界
(周囲空気流速の影響)

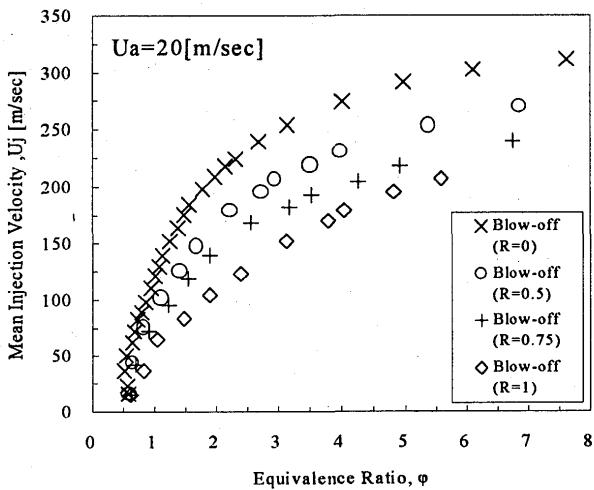


図6 水素／空気予混合火炎の安定限界
(旋回の影響)

と流速とが釣り合うとする境界速度勾配理論⁽⁹⁾で基本的には説明できることを推測される。図6に同軸空気流に与える旋回強さRを変化させた場合の安定限界の変化を示す。これらの実験はすべて、同軸空気の平均流速 $U_a = 20 \text{ m/s}$ 一定の条件で行った。周囲空気に旋回をかけた場合であっても、当量比の増加に伴って吹き飛び流速が大きくなる傾向は同じであった。旋回強さが $R=0.5, 0.75$ と大きくなるのに伴って、同じ当量比に対する吹き飛び流速は小さくなつた。これらは周囲空気の平均流速条件が同じであつても、旋回の効果によって中心部での軸方向流速が小さくなることによる影響と推測される。さらに $R=1.0$ の場合には中心軸上に逆流領域が形成され、周囲空気流がない場合よりも安定限界は狭くなつた。

②火炎の長さ

図7に周囲空気による火炎長さの変化を示す。内炎の長さは噴出流速 U_j の増加とともに単調に増加し周囲空気流の影響を全く受けないものに対し、その安定性は周囲空気流により影響を受けることがわかつた。周囲空気流がない場合 ($U_a=0$) は、 U_j が 25 m/s から 50 m/s にかけて火炎は層流火炎から乱流火炎へと遷移し、外炎長さは不連続的に短くなつてこれ以上 U_j が大きくなつてもほとんど変化しなかつた。このことは過濃予混合火炎の外炎長さの振る舞いが、一般的な噴流拡散火炎⁽¹⁰⁾のそれと同じであることを示唆している。同軸空気流中では、乱流火炎の場合には $U_a=0$ に比して外炎長さは長くなり、 U_j の増加に伴つて緩やかに減少した。周囲空気に旋回を与えると、旋回の強い乱れによって火炎面における輸送係数が著しく増大し、旋回強さの増加に伴つて外炎長さは短くなつた。

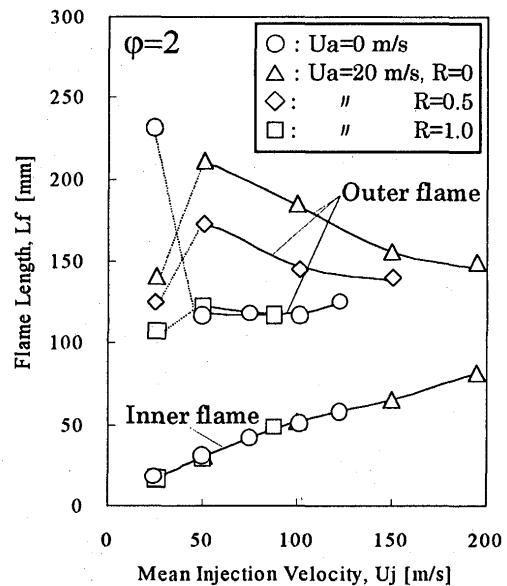


図7 周囲空気流による火炎長さの変化

4. 超小型水素ガスタービン用インジェクタ形状の検討

円管単一インジェクタを用いて周囲空気流の影響を調べた結果、旋回を与えた同軸空気流は外炎長さを短くするものの、リム付着火炎の安定を悪くする効果があることが明らかになった。また、計算から予測された1次領域における最適当量比の約2における火炎長さは、図7に示したように本実験の旋回強さでは比較的長かつた。より火炎を短くして燃焼器の高負荷化を図るためにより強い旋回の適用が考えられるが、火炎安定限界はさらに狭くなることが予想される。したがつて旋回流れ場において予混合火炎が安定でかつ火炎長さを短くできるような、円管単一形状に代わるインジェクタ形状を検討する必要があると考えられた。そこで、図8に示した旋回噴出型インジェクタで過濃予混合火炎を形成させることを予備実験的に試みた。このインジェクタは拡散火炎型燃焼器に用いていたもの⁽⁵⁾であり、噴出口の総面積は本実験でのインジェクタとおおよそ等しい。このインジェクタを図4に示した燃焼器内に装着し、旋回を与えた同軸空気流中での安定限界を測

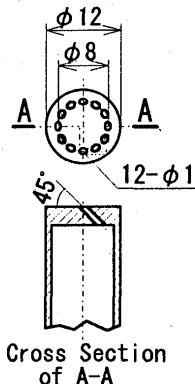


図8 旋回噴出型インジェクタ

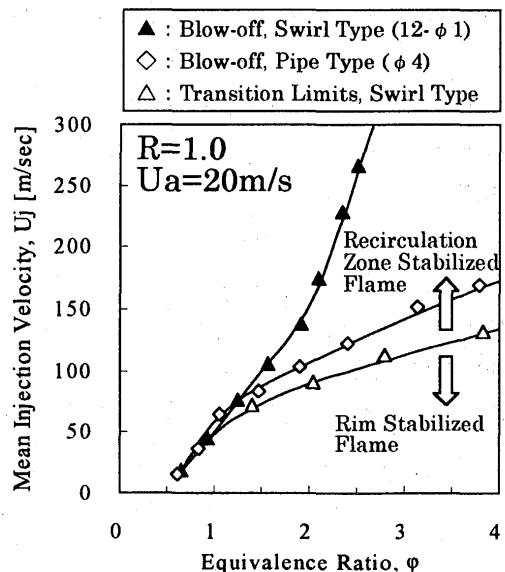


図9 旋回噴出型インジェクタの安定限界

定した。図9にその結果を示す。このインジェクタでは12個の予混合火炎と、インジェクタ中心軸上に個々の噴流によって誘起される循環領域とが形成された。U_jを大きくした場合には、インジェクタ外側のリムに火炎は付着しなくなるものの中心軸上の循環領域によって火炎は安定に保持されて、旋回流れ場における過濃領域の吹き飛び限界が円管インジェクタよりも広がることがわかった。火炎長さは、噴出口が小さくなつたことで円管単一インジェクタに比べて十分短くなつた。したがつて超小型水素ガスターピン用には、この火炎安定化方式を基にした形状のインジェクタが有効であるとの見通しを立てることができた。

5. まとめ

- * 1次領域、2次領域を完全混合燃焼で模擬した2段燃焼モデルでは、1次領域における当量比を2より少し希薄側に設定すれば、同じ燃焼器全体当量比で2段燃焼させない単純希薄燃焼に比べて、燃焼器出口におけるNO排出濃度、燃焼ガス温度、燃焼効率の性能が良くなる。
- * 同軸空気流中の単一円管バーナリムに形成される過濃水素／空気予混合火炎は、本実験範囲内においては同軸空気流の存在により吹き飛び限界が広がるが、同軸空気流に旋回を与えた場合には吹き飛び限界は狭くなつた。
- * 同軸空気流中に形成された過濃水素／空気予混合火炎の内炎長さは、周囲空気流の影響を全く受けず予混合気噴出流速の増加に伴い長くなつた。一方、旋回空気流中では外炎長さが短くなつた。
- * 旋回噴出型インジェクタでは、個々の噴流に誘起された循環領域の形成により、単一円管バーナよりも旋回流れ場における安定限界が広くなつた。

今後は、実機流量を考慮した具体的なインジェクタを製作し、試験燃焼器を用いての安定限界測定や、燃焼器内温度分布から2段燃焼の状態を把握するとともにNO_x排出特性等を調べて行く予定である。

謝辞 本研究を遂行するにあたつて科学研究費（平成10～年度、基盤研究(B)）、ならびに東京都特定学術研究費（平成9、10～11年度）の補助を得た。ここに記して感謝の意を表します。

<参考文献>

- (1)湯浅三郎、西田幸一、繁田政治、皆川和大、日本機械学会論文集（B編），61-588, 3075-3081, 1995.
- (2)Yuasa, S., Shigeta, M., Minakawa, K. and Nishida, K., Proceedings of the 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress, vol. II (1995), 3075-3081, 1995.
- (3)Minakawa, K., Miyajima, T. and Yuasa, S., AIAA 97-3388, 1997.
- (4)Minakawa, K., Akizuki, W., Goto, N. and Yuasa, S., XIV ISABE, IS-7010, 1999.
- (5)湯浅三郎、後藤登、日本機械学会論文集（B編），58-551, 2288-2295, 1992.
- (6)Kee, R.J., Rupley, M., Meeks, E., and Miller, J.A., Sandia National Laboratories Report No.SAND96-8216 UC-405
- (7)C. T. Bowman, et al., http://euler.me.berkeley.edu/gri_mech/
- (8)Yuasa, S., Combustion and Flame, Vol. 66, 181-192, 1986.
- (9)辻廣、「燃焼現象論」，機械の研究，第29卷，第8号，1977。
- (10)H. C. Hottel and W. R. Hawthorne, Third Symposium on Combustion and Flame and Explosion Phenomena, 254-266, 1949.

広作動域低 NO_x ガスタービン燃焼器の特性

B-2

下平 一雄, 黒澤 要治, 鈴木 和雄 (航技研)

*若林 努, 守家 浩二 (大阪ガス㈱)

1. はじめに

ガスタービン燃焼器からの NO_x 排出の低減は、環境保全の面から重要かつ緊急の課題である。この有効な方法の一つとして希薄予混合燃焼法があるが、この方法を単純に採用した燃焼器では、広い作動範囲で使用する時に問題がある。低負荷時つまり燃料を絞る時に混合気が希薄になり過ぎて燃焼効率が低下し、さらには保炎ができなくなる。実際の運用上でも、航空用ガスタービンに限らずコジェネレーション発電用ガスタービン等にも負荷変動への対応が要求されている。

希薄予混合燃焼法を採用した場合の負荷変動対策として、保炎性能の確保を目的とした小さい拡散燃焼火炎を別途形成したり、また可変機構を取り付けて燃焼領域への空気量を制御したりするなど、負荷を変えても保炎と低 NO_x 性が両立できるような混合気を燃焼領域に常に供給できるようにした方法がある。しかし、前者では、燃料系統を複数独立に持たなければならないことと、さらに定負荷時にプライマリ火炎を消す場合には、その制御も必要になる。後者では、燃焼器の構造が複雑になり、可動部分の耐久性の問題と急速な負荷変動には対応できないなどの問題がある。

そこで、燃料供給が 1 系統にもかかわらず、定格負荷時には低 NO_x を目的とした希薄予混合燃焼方式となり、低負荷時には保炎を重視した拡散燃焼に自動的に切り替わる新しい燃料供給構造を考案し、これまでに燃料としてメタンガスを用いた大気開放燃焼試験を行った⁽¹⁾。ここでは、この結果をもとに設計した燃焼器の加圧下での燃焼試験および流れシミュレーションを行ったので、その特徴と特性を報告する。

2. 供試燃焼器

2.1 燃料供給原理⁽²⁾

本研究において考案した燃料供給原理の概念図を図1に示す。基本的な構造は、希薄予混合気を作る外環部(メイン側)と保炎を重視した内管部(プライマリ側)の2つから成り、燃料供給は1ラインである。燃料ノズルの噴射孔(A孔)と同じ位置に外環部に燃料を通す孔(B孔)が設けてあり、この2連の孔を通って外環部に燃料が供給される。この間のスリットには内管部へ供給されるプライマリ空気の一部が流れようになるため、このスリット流を貫きB孔に流入した分の燃料が外環部へ到達し、希薄予混合で燃焼することになる。

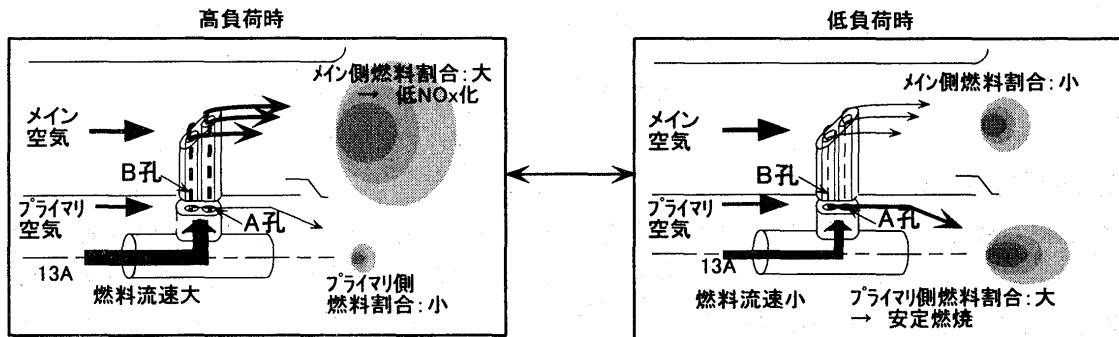


図1 燃料供給原理の概念図

B孔に流入できない分は、内管部に運ばれて保炎に用いられる。

高負荷時には燃料ジェットが強いため、A孔を出た燃料は大部分B孔を通り外環部に供給され、希薄予混合で燃焼する割合が増加し低NO_x化が可能となる。低負荷時にはスリット流を貫流してB孔に入るのに十分な運動量が燃焼ジェットにないため、内管部に燃料が流れて保炎力が増し燃焼効率向上に貢献する。

高負荷・低負荷間の移行は、単に燃料流量に応じた分配が自動的に起こるため、負荷追随性能は非常に良好になると考えている。

2.2 燃料供給部の構造

燃料供給部の構造を拡大したものを図2に示す。外環部への空気供給は多く、スワラーによる旋回流や十分な長さの混合空間で混合が十分に達成されてから燃焼器内に供給され、当量比が0.7～0.8程度の予混合気で燃焼するように設計されている。一方、内管部への空気は少なく、燃料流量が小さくても火炎が形成されるように設計され、通常はこの管の内部にて火炎が形成される。燃料ノズルは、プライマリ噴射とメイン噴射の独立した2供給系統を持たせている。本研究の目的では、燃料1系統のみで2系統を有するノズルと同等の特性を持つことを確認することであるが、比較のためにプライマリ噴射を併用した実験も行うために2系統の噴孔を設けた。

本燃焼器では図2のように、スリット隙間を1.0mm、A孔をφ1.4mm、B孔をφ1.6mmとし、軸方向にこれを2セットもった燃料供給構造物を周状に8カ所配置した。

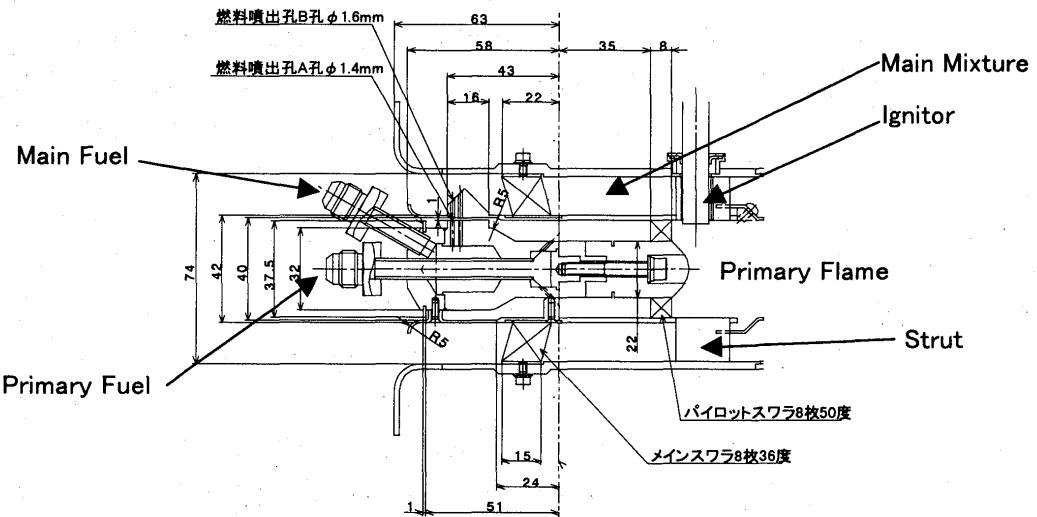


図2 燃料供給部

2.3 供試燃焼器の構造

供試燃焼器の構造を図3に示す。缶型燃焼器で長さ約350mm、直径約140mmであり、燃焼器ライナーの下流には長さ約240mmの尾筒が付く。燃焼器上流は助走空間を十分に確保し、実機のガスタービンの流入空気速度分布に近くなるように設計した。燃焼器ライナーには、全面に斜孔を分布させ、外周空気流路側にリング上の突起を配置して冷却効果を高めた冷却構造を採用した。また燃焼器ライナーの遮熱性を向上させるために、燃焼器ライナーにヒートシールドを取り付けた。

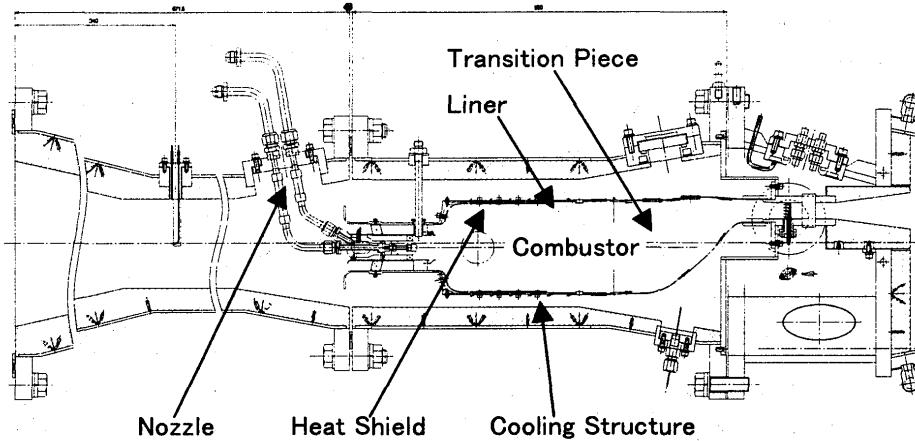


図3 供試燃焼器

3. 試験装置・条件と計測項目

試験装置全体の系統を図4に示す。空気は圧縮機にて供給し、電気加熱により所要の流入空気温度(約350°C)に設定し、燃焼器断面流速が約24m/sとなるように供給空気量を調整した。燃料はメタンガスを使用しボンベを束ねたカーボルにより供給され、実験に必要な圧力にまで減圧した。燃料ノズルには室温にて供給し、メインとプライマリへの噴射流量はそれぞれの燃圧で調節した。燃焼試験は0.8MPaまでの数点の圧力で行った。

主な計測項目は、燃焼排ガスおよびメイン燃料供給部の混合気のガス分析である。燃焼排ガス分析は、高さ方向に7点のφ1.0mmの採取口から等量を採取して混合する構造のガス採取プローブを、尾筒出口部から下流側約1mの位置に取り付け、加熱導管にてガス分析計に導き、NOx・O2・CO・CO2・THCの5成分を分析した。燃焼効率は実測された排気ガス組成から計算した。また、図1で示したような燃料分配が実際に行われているかどうかを評価するために、メイン燃料供給部の混合気のガス分析を行った。図2に示すメイン流路中にあるストラットと呼ばれる6個の構造物のうち、点火栓を内挿する以外の5個の構造物にφ1.3mmの採取口をそれぞれ設けた。平均的な濃度を計測するために、それぞれの採取口はTip側とHub側に分散させて配置した。採取した混合気を加熱導管にてガス分析計に導き、THC・O2の2成分を分析した。

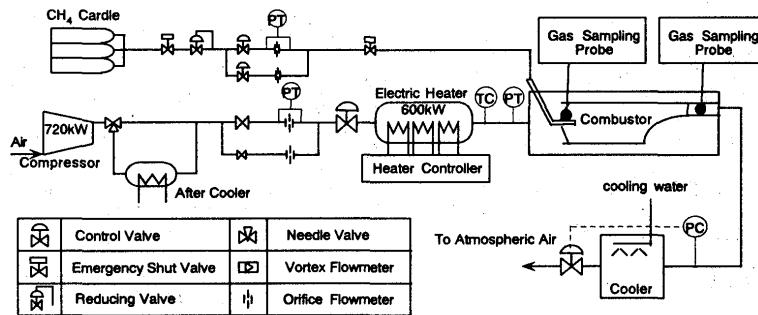


図4 実験装置系統

4. 実験結果

4.1 プライマリへの燃料分配割合

燃焼排ガス当量比とメイン燃料供給部混合気の当量比から、プライマリ側へ分配された燃料割合を算出した。その結果を図5に示す。この時の燃料供給はプライマリ側を遮断し、メイン側のみで行ったものである。実験条件は、圧力0.8MPa、燃焼器入口空気温度350°C、燃焼器断面流速24m/sである。

図1のような燃料分配がおこった場合には、低負荷になればなるほどプライマリ側の燃料供給割合が増加する。本燃焼器での計測結果から、当量比0.25以下の範囲で、この傾向を確認することができた。しかし、当量比0.25以上ではこのような傾向を確認できなかった。これは、高負荷時に噴出される燃料流量とB孔とのバランスが最適化されておらず、プライマリ側に燃料があふれ出たためではないかと推測される。燃料分配機構のさらなる最適化が必要と言える。

4.2 NO_x 排出

図5と同条件の排出NO_x(酸素0%換算)の当量比依存性を図6に示す。実際の負荷域である当量比0.18~0.32あたりでNO_x50ppm以下を確認した。ただし、高負荷時にややNO_xが増加している傾向がある。これは4.1で説明したように、

高負荷時に噴出される燃料流量とB孔とのバランスが最適化されておらず、プライマリ側に燃料があふれ出たことが原因と考えられる。燃料分配機構のさらなる最適化が必要と言える。

4.3 燃焼効率

図5と同条件の燃焼効率の当量比依存性を図6に示す。当量比0.31以上では燃焼効率ほぼ100%である。また当量比0.17以下の領域では、図1に示す効果で、当初意図したようにプライマリ側に分配される燃料割合が増加し、燃焼効率が回復していることがわかる。ただし、当量比0.17~0.30の範囲での燃焼効率の低下が大きいことがわかる。この原因解析については5で行う。

5. 流れシミュレーションによる解析

本燃焼器の燃料供給部の流れを把握し、実験結果の解析を行うために、燃料供給部の非燃焼時の流動・混合計算を実施した。計算には乱流(標準k-εモデル)および圧縮性を考慮した。

高負荷時(当量比0.35)の濃度分布パターンを図7(左図)に示す。この図から、プライマリスリット流を貫いた燃料がメイン側に分散していることがわかる。ただし、メイン側外周部へ燃料が多く分布しており、燃料濃

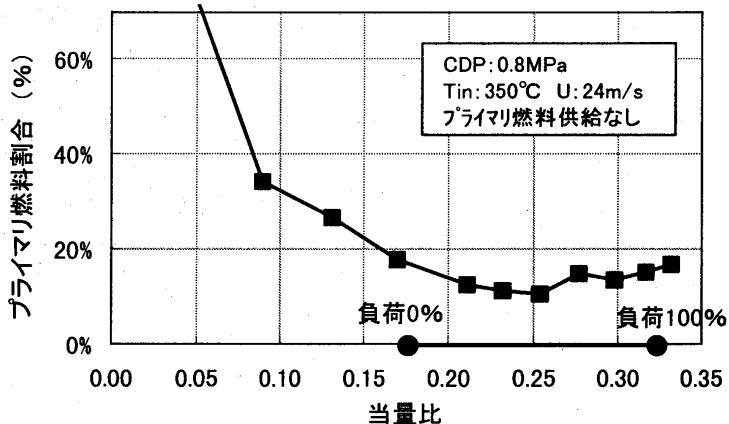


図5 プライマリ燃料割合の当量比依存性

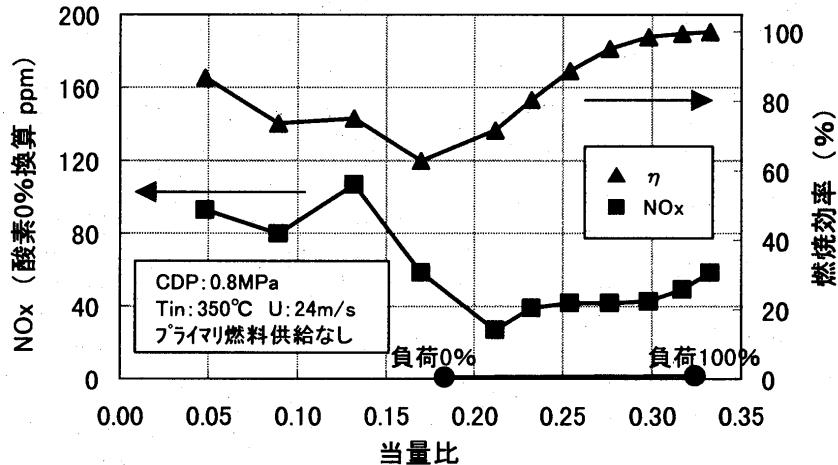


図6 NO_x・燃焼効率の当量比依存性図

度分布があまり均一化されていないことがわかる。本構造を最適化し燃料濃度分布を均一化することでさらに NO_x を低減できる可能性があると考えている。

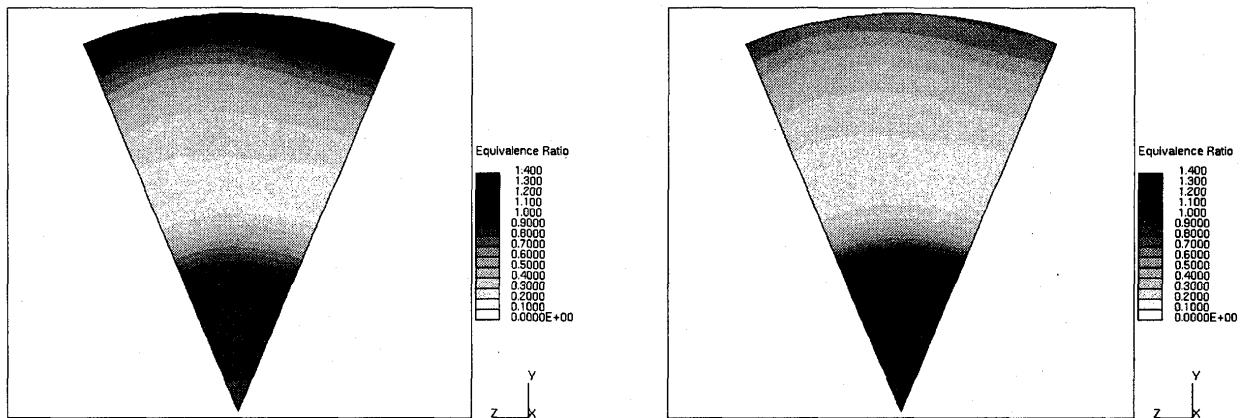


図7 流れシミュレーションによる燃料濃度分布パターン
(左図は当量比 0.35、右図は当量比 0.27)

低負荷時(当量比 0.27)の濃度分布パターンを図7(右図)に示す。この図から、燃料にプライマリストリット流を貫くのに十分な運動量がなく、燃料がプライマリ側に分散していることがわかる。火炎はこのプライマリ近辺で形成することとなる。しかし、外周部にまだ燃料が多く分布しているため、この外周部の燃料が完全に燃焼することができず、このことが低負荷時の燃焼効率低下の原因の1つであると考えられる。よって、低負荷時に外周部には燃料を分布させずより中心側へ分布させることで、燃焼効率を向上できる可能性があると考えている。

6. まとめ

メイン噴射だけの1系統のみによる燃料供給で、高負荷時での低 NO_x を目的にした希薄予混合燃焼と低負荷時での保炎を重視した拡散燃焼に自動的に切り替わる構造を試作し、加圧下の燃焼試験で意図していた特性を確認することができた。この燃料供給構造を用いることで、燃焼の複数制御機構や可変機構なしで低 NO_x 化が可能となり、イニシャルコスト削減や負荷遮断時の吹き消え防止にも貢献できると考えている。

さらに、試作燃焼器の燃料供給部の流動・混合を解析するために流れシミュレーションを実施し、今後の改良の方向性を検討した。

参考文献

- (1) 下平 一雄 他 ; 第 13 回ガスタービン秋季講演会, 89-93, 1998.
- (2) 特願平 10-168909

多成分燃料の火炎温度によるNOx評価法の検討

B-3

(要素試験による石炭ガス化中カロリー燃料組成の評価)

*林 明典 小泉 浩美 小林 成嘉 (日立)
長谷川 武治 久松 暢 香月 靖生 (電研)

1. 緒言

石炭ガス化複合発電システム (IGCC : Integrated coal Gasification Combined Cycle) は、資源が豊富な石炭を燃料とした高効率発電が可能であることから、21世紀の火力発電システムとして期待されている。しかし、石炭ガス化発電プラントでは、炭種やガス化のプロセスの違いによって得られるガスの組成が大きく変化し、ガスタービンを用いた発電システムでは、そのガス組成に適合した燃焼器の開発が必要となる。近年、欧米にて主流となる酸素酸化方式の石炭ガス化複合発電プラントが注目され、この酸素酸化方式ガス化炉から供給される一酸化炭素、及び水素を主成分とする中カロリーガスは火炎温度が高いことから、酸素製造装置で分離された余剰窒素を有効利用したサーマルNOx低減燃焼技術が検討されている^{2,3)}。

酸素酸化方式のガス化発電プラントにおいても、原料となる炭種やガス化炉の酸素濃度等によってガスタービンに供給される燃料成分が大きく変化することから、燃焼器開発では燃料組成が異なる場合にもNOx排出濃度を評価可能な手法の確立が必要とされている。また、一酸化炭素の配分が多い中カロリーガスを大量に用いた燃焼試験では、実機と同一組成の燃料入手が困難であり、燃料組成の異なる模擬燃料によるNOx排出特性評価となる場合が多く、上述のようなNOx排出濃度評価手法の早期確立が求められている。

本研究では石炭ガス化中カロリーガスを対象に、窒素噴射時の実機NOx排出濃度を評価するために、火炎温度をベースとしたNOx排出濃度の評価手法を提案し、ガス組成の異なる燃料を用いた燃焼試験により、その手法の適応限界と課題について検討した。

2. NOx排出濃度に及ぼす燃料ガス組成の影響

表1に、酸素酸化方式のガス化炉より生成される実機ガス²⁾、実機ガスを模擬した燃焼試験用の燃料改質ガス（試験用ガス）⁴⁾、及び天然ガス（LNG）の主成分となるメタンについてその代表的な組成と燃料性状を示す。実機ガスは、一酸化炭素、及び水素が主成分の燃料組成であり、発熱量は天然ガスの約3分の1程度である。

近年、発電プラントに対する環境規制の強化により、燃料組成によるNOx排出量変化の正確な評価が必要となり、模擬燃料による実機NOx排出濃度の評価についても精度を向上しなければならない。一般的に燃料組成が異なることによるNOx生成量への影響としては、以下のような要因が考えられる。

表1 燃料性状の比較（代表例）

燃料種類	実機 ガス ²⁾	試験用 ガス ⁴⁾	メタン (LNG)
燃料組成	H ₂ (%)	30.0	28.6
	CO (%)	60.0	31.4
	CH ₄ (%)	0.0	3.0
	CO ₂ (%)	0.0	32.0
	N ₂ (%)	10.0	5.0
発熱量 LHV (MJ/Nm ³)	12	8.1	36
火炎温度 Φ=1 (°C)	2300	1900	2100

・燃料組成による燃焼場の火炎温度、及びガス温度分布の変化（燃料組成と燃焼器構造の問題）

・燃料組成によるNO_x生成に寄与する素反応過程の変化（燃料組成固有の問題）

本研究では、燃料組成を変えた模擬ガス燃料を用いた燃焼試験により、これらの要因について検討すると同時に、火炎温度をベースにした窒素噴射時の実機NO_x排出濃度評価手法について、適応限界と課題を検討した。

3. 試験装置および試験方法

3.1 燃焼試験装置

本試験で使用した燃焼器の構成、試験装置の系統、及び計測システムの概略を図1に示す⁵⁾。

燃料成分となる一酸化炭素、水素、メタン、二酸化炭素、及び窒素は、単一成分ガスボンベからミキサへ供給され、混合された後、燃料ノズルより燃焼室へ噴射される。各々のガス流量は個別に流量制御されるため、準備されたガス成分については任意の組成配分燃料としてバーナへ供給することが可能である。

圧縮機より供給される燃焼用の空気は、配管途中の加熱用ヒータにより、最大350°Cまで昇温され、燃料ノズル、及び各燃焼領域（A1～

A3）に分配される。空気供給系から燃焼器に供給されたA2及びA3の空気は、フロースリーブを通過しライナをインピングメント冷却した後、各燃焼用空気孔、及びフィルム冷却孔から燃焼室に流入する。

燃焼器出口では、固定位置で常時ガス濃度（CO, THC, NO_x, CO₂, O₂）を分析し、燃焼器後部に設けた2次元トラバース装置により、燃焼室内部の詳細なガス濃度分布と燃焼ガス温度分布の計測が可能となっている。なお、同図にトラバースによる燃焼ガス温度、NO_x濃度分布の計測範囲を斜線部で示した。

3.2 燃焼器構造

図2に本試験で用いた燃焼器の断面図を示す。燃焼器は、ライナと燃料ノズルで構成され、ライナの軸方向に3列の燃焼空気孔が設けられている。燃料ノズルには燃料、空気、及び窒素用のスワラが設けられ、各々の供給ガスは旋回流として燃焼室に吐出される。

燃料ノズルスワラの噴出孔形状、及び配置を図3に示す。燃料ノズルのスワラは、内周スワラ（外径Φ52）と外周スワラ（外径Φ74）に分かれ、外周スワラには窒素の噴出孔が配置され、火炎を窒素噴流が囲み、火炎温度の低下による低NO_x化を狙っている。

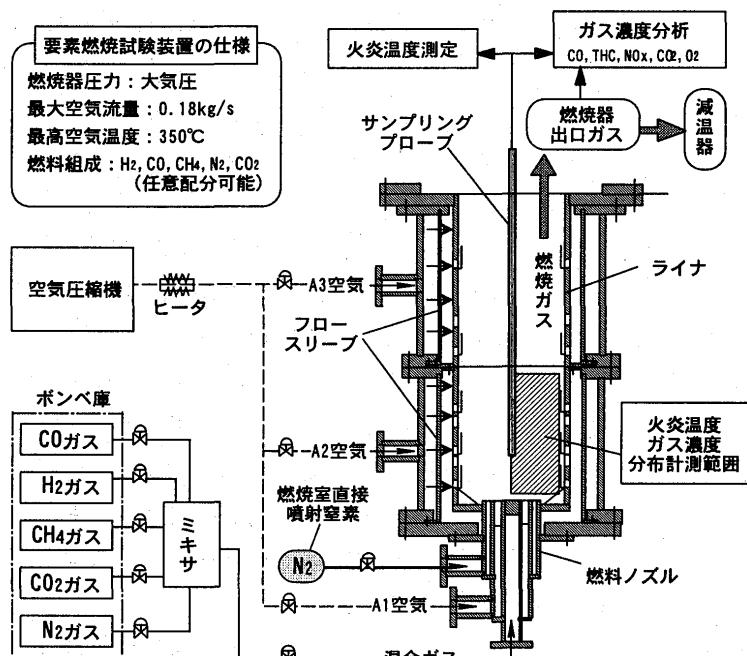


図1 燃焼試験装置

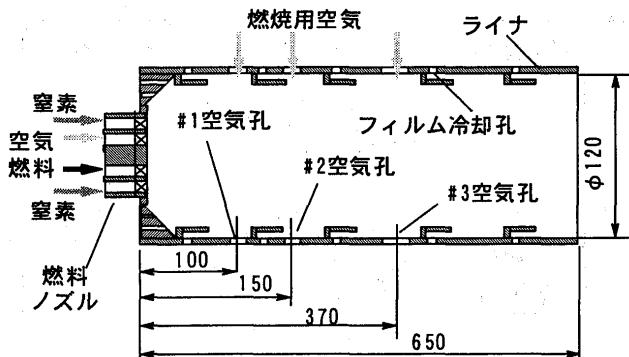


図2 燃焼器（ライナ）構造

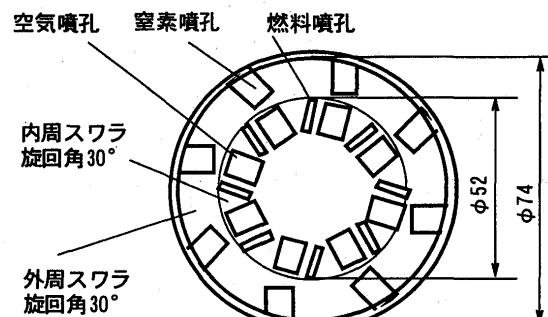


図3 スワラ（燃料ノズル）構造

3.3 燃焼試験

表1に試験条件（空気温度、燃料組成、窒素噴射流量等）を示す。試験は同表に示す実機想定ガス（CASE-A）と4種類の試験用模擬ガス（CASE-B～CASE-E）の燃料組成（計5種類）について実施した。実機ガスを想定したCASE-Aの燃料組成は、一酸化炭素、及び水素含有量が燃料の80%以上を占めている。一方、燃料改質（試験用）ガスを想定したCASE-BからCASE-Eでは、実機燃料に比べ一酸化炭素の含有量が少なく、その分、二酸化炭素の含有量が多く、燃料密度も高くなっている。CASE-Bは試験用模擬ガスの

ベース組成であり、CASE-CからCASE-Eの組成は、燃料発熱量の違いによる実機燃料ガスのNO_x排出濃度を評価する目的で、CASE-Bの組成からメタン比率を増やし、その分メタン以外の組成をメタン増加比率で減少させている。ここで、試験用模擬ガスのメタン比率が7.8%のCASE-Cは、その燃料発熱量が実機想定ガス（CASE-A）の燃料発熱量と同程度となる。

燃焼試験は空気流量、空気温度、ならびに燃焼器出口ガス温度（1100℃）を一定として実施し、燃料組成、及び窒素噴射量とNO_x排出特性の関係について検討した。なお、窒素噴射量は、燃料に対する窒素の質量流量比（N₂/F）が0.0～1.5の範囲で変化させた。

4. 試験結果および結果の検討

4.1 NO_x排出特性の比較検討

図5に燃料発熱量を横軸に、窒素を噴射しない場合のCASE-AからCASE-EのNO_x排出濃度測定結果を示す。実機想定ガスのCASE-Aに比べCASE-CからCASE-Eの試験用模擬ガスは、燃料発熱量が同等以上のケースでもNO_x排出濃度は極めて低い。この結果から、燃料組成が大きく異

表1 試験条件

ケース	CASE-A	CASE-B	CASE-C	CASE-D	CASE-E
想定ガス	実機	試験用			
空気	流量(kg/s)	0.11			
気	温度(℃)	300			
燃料組成	H ₂ (%)	24.1	22.0	20.9	19.7
	CO (%)	60.1	42.3	40.1	38.0
	CH ₄ (%)	0.2	2.8	7.8	12.8
	CO ₂ (%)	1.9	32.9	31.2	29.5
	N ₂ (%)	13.7	0.0	0.0	0.0
	発熱量LHV (MJ/Nm ³)	10.2	8.7	10.1	11.5
密度 (kg/Nm ³)	12.9	12.9	12.9	12.9	12.9
	0.983	1.214	1.188	1.163	1.137
窒素噴射量 N ₂ /F (kg/kg)	0.0～1.5				
燃焼器出口平均温度 (℃)	1100				

なる場合、燃料発熱量と NO_x 排出量の間には相関がなく、実機と組成の異なる試験用模擬ガスの NO_x 排出濃度から、燃料発熱量補正によって実機 NO_x 排出濃度を推定することは困難であることがわかった。

図 6 に CASE-A から CASE-D の窒素噴射量 (N₂/F) を変化させた場合の NO_x 排出濃度測定結果を示す。図から試験用模擬ガスの窒素噴射による NO_x 低減特性は、メタン含有量が増加するほど実機想定ガスの特性に近づく傾向にあるが、実機想定ガスの NO_x 排出濃度とは大きく異なっている。そこで以下では、燃料組成の違いにより、燃焼場の燃焼ガス温度と NO_x 濃度との関係がどのように変化しているか、各々の分布の計測結果から検討した。

図 7 に窒素を噴射しない場合の実機想定ガス (CASE-A)、試験用模擬ガス (CASE-B) の燃焼ガス温度、NO_x 濃度分布の測定結果を示す。グラフの横軸は燃焼器中心軸からの半径方向距離、縦軸は燃料ノズル端面からの燃焼器軸方向距離を表しており、ガス温度、NO_x 濃度分布の測定結果について濃淡で等温、等濃度分布を表している。図中の矢印は、燃料ノズルと燃焼用空気孔から流入する燃料、及び空気の噴出方向を示している。

燃焼ガス温度分布の測定結果から、実機想定ガス (CASE-A) ではノズル近傍の燃焼温度が 2000°Cまで上昇し、これに対し基準試験用模擬ガス (CASE-B) ではその最高温度が 1700°C程度であり、燃料組成によって燃焼ガスの最高温度が大きく異なっている。また、CASE-A では第 2 燃焼用空気孔の流入空気により燃焼反応が抑制され、その下流部では燃焼ガス温度が急激に低下しているが、CASE-B の場合には第 2 燃焼用空気孔近傍、及びその下流での燃焼ガス温度の低下は小さく、第 2 燃焼用空気孔の流入空気によっても反応は継続していると考えられる。これは、燃焼器出口ガス温度を一定した場合、CASE-B は CASE-A に比べ当量比が高く、反応終了までにより多くの空気を必要とするためである。

図 7 の NO_x 濃度分布の測定結果から、CASE-A では軸方向 150mm の燃焼器中心軸近傍で最も濃度が高く、250ppm まで達しているのに対し、CASE-B は測定範囲全体で NO_x 濃度が低く、最高でも 20ppm 程度となっている。一般的にサーマル NO_x については、火炎温度が 1600°C以上で生成されるとの報告があり⁶⁾、CASE-A は CASE-B に比べ燃焼ガス温度 1600°C以上の領域が広く、両者の NO_x 濃度分布の相違は、この火炎温度分布の相違を顕著に表わしている。ただし、CASE-

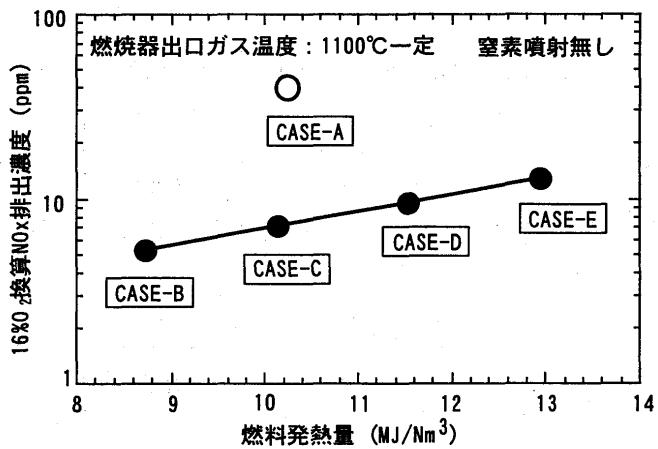


図 5 燃料発熱量と NO_x 排出濃度の関係

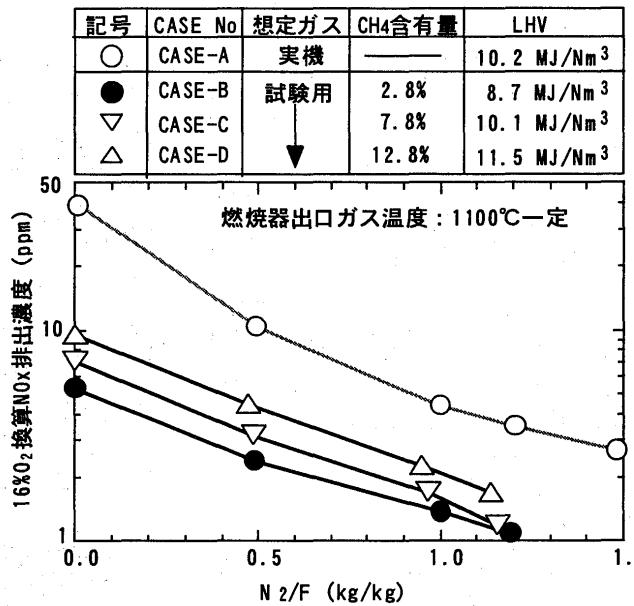


図 6 窒素噴射による NO_x 排出特性

A の測定結果に見られるように、燃焼ガスの高温領域と NOx 高濃度領域とは一致していない。これは NOx の生成は比較的反応時間が長いため、NOx 高濃度領域は高温ガス領域よりある程度時間を経過した下流部に位置し、循環流により滞留時間が長くなることと燃焼用空気孔からの流入空気による希釈がないため、燃焼器中心軸近傍に位置すると考えられる。

以上の CASE-A と CASE-B の燃焼試験結果から、実機想定ガスと試験用模擬ガスの NOx 排出特性は異なり、その違いには燃焼器内部における 1600°C 以上の高温燃焼ガス領域の相違が大きく影響していることがわかった。

4.2 火炎温度による NOx 排出量の評価

CASE-A と CASE-B による燃焼温度、及び NOx 濃度分布測定結果（図 7）から、両者の燃焼ガス温度分布（パターン）の違いではなく、1600°C 以上の高温燃焼ガス温度領域の差が NOx 生成に大きく関与していることがわかった。そこで、燃料組成による火炎温度の違いから NOx 排出量を推定する方法として、火炎温度の代表的な値として、燃焼場の局所最高火炎温度、即ち量論混合比（当量比 $\phi = 1$ ）における火炎温度に着目することを提案し、NOx 排出量の試験結果について再度検討した。なお、窒素噴射による NOx 低減は、噴射窒素が燃料と完全に混合し、火炎温度が低下したことによるものと考えた。

図 8 に量論混合比における理論火炎温度と NOx 排出濃度の関係について、これまでの試験データを整理しなおした結果を示す。CASE-A から CASE-E の試験データは、窒素を N₂/F で 0.0~1.5 の範囲で供給したときのものであり、量論混合比における理論火炎温度は、上述のとおり空気と燃料、及び噴射窒素が当量比 1 で混合した時の最高火炎温度を表わしている。最高火炎温度による NOx 変化率（変化指數）は全ての燃料組成で同程度であり、窒素噴射による NOx 低減効果は、燃料の最高火炎温度の低減によるものであることがわかった。CASE-A の実機想定ガスと CASE-B の試験用模擬ガスの結果を比較すると、同じ量論混合比の火炎温度で比較しても、CASE-B は CASE-A に比べ NOx 排出濃度が少ない。CASE-B より発熱量が高い試験用模擬ガス（CASE-C~CASE-E）の場合、窒素噴射の有無に関わらず量論混合比における火炎温度が同じ時は、発熱量が高い程、NOx 排出濃度が増加することがわかった。ただし量論混合比における火炎温度が 1800°C 以下の場合、CASE-C、及び CASE-D は燃焼効率が低下し、このため同じ火炎温度においても NOx 排出濃度が、CASE-B に比べ少ないと考えられる。

CASE-A から CASE-D の結果をまとめると、組成が異なる燃料の NOx 排出濃度は、窒素噴射を考慮した理論最高火炎温度により、ある程度の整理が可能であることが分かった。また CASE-D

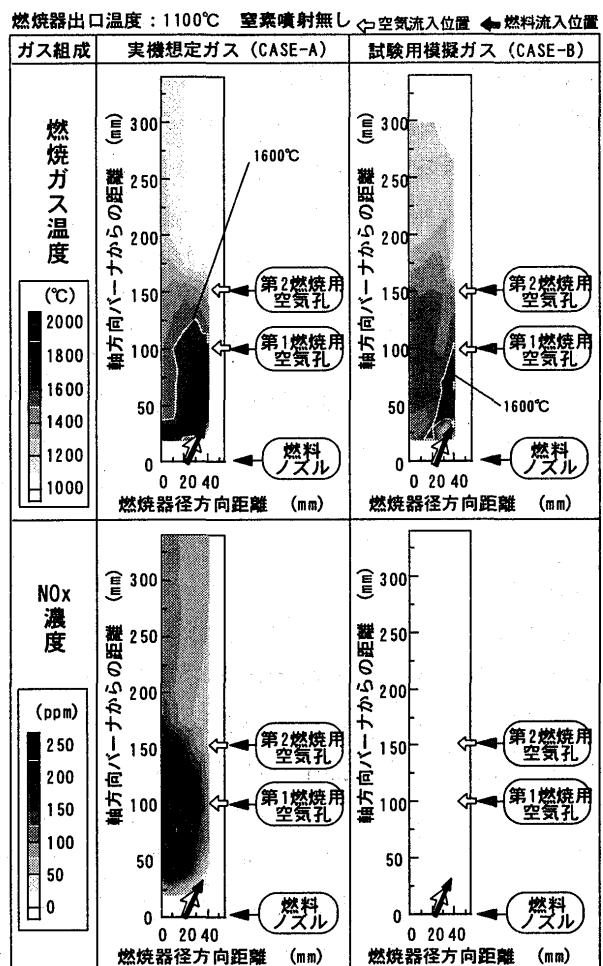


図 7 燃焼ガス温度、NOx 濃度の分布

の燃料組成までメタン含有量を増やせば、窒素噴射時における実機想定ガス（CASE-A）の最高火炎温度と NO_x 排出量の関係を最も近似できることがわかった。

しかし、本報告で着目した量論混合比の火炎温度による NO_x 排出評価はその特性を十分に予測できるが、更に評価精度を向上させるためには、高温領域の燃焼温度分布、NO_x の反応プロセス等を取り込んで検討する必要がある。

5. 結言

石炭ガス化中カロリーガス組成の実機想定ガス、及び燃料改質装置等から得られる試験用模擬ガスを用い、燃焼試験により燃料組成による NO_x 排出特性の違いについて検討し、以下のことが明らかとなった。

- (1) 試験用模擬ガスの燃料発熱量補正による実機想定ガスの NO_x 排出特性予測は困難であり、窒素噴射を考慮した理論最高火炎温度により、試験用模擬ガスと実機想定ガスの NO_x 排出特性を近似できることができた。
- (2) メタン含有量が 12.8%の試験用模擬ガスの場合、実機想定ガスの窒素噴射時 NO_x 排出濃度を最も近似できるが、全ての試験用模擬ガス組成に対し、実機 NO_x 排出濃度の予測精度を向上させるためには、燃料組成による高温領域の燃焼温度分布や、NO_x 反応プロセス等の相違を考慮する必要がある。

参考文献

- 1) 小泉ほか,石炭ガス化実証プラント用燃焼器の実圧燃焼特性,GT定期講演会講演論文集, (1996), PP.59-64.
- 2) Dobbeling,k.et al., "Low-Nox Premixed Combustion of MBtu Fuels Using the ABB Double Cone Burner", ASME, Jounal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.118,(1996),p.46.
- 3) R.A.Battistaa et.al., "Coal Gas Combustion Studies For IGCC Power Plants", 12th Confrence on Coal Gasification Power Plants(1993).
- 4) 長谷川ほか,石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の開発,GT秋季講演会講演論文集, (1998), PP.119-124.
- 5) 林ほか,石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の燃焼特性,GT 秋季講演会講演論文集, (1998), PP.125-130
- 6) 水谷, 燃焼工学 第2版, P.214 (1991), 森北出版

記号	CASE No	想定ガス	CH ₄ 含有量	N ₂ /F
	CASE-A	実機	—	0.0~1.5
●	CASE-B	試験用	2.8%	0.0~1.2
▽	CASE-C		7.8%	0.0~1.2
△	CASE-D		12.8%	0.0~1.2
■	CASE-E		17.8%	0.0

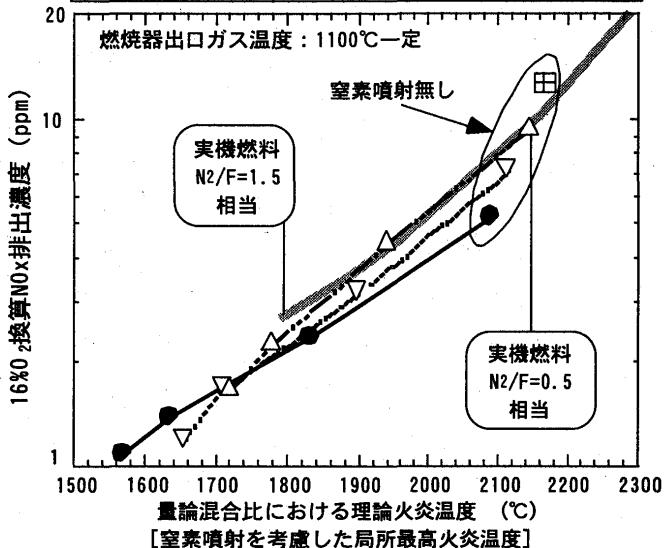


図 8 理論火炎温度と NO_x 排出濃度の関係

石炭ガス化中カロリー燃焼器の燃焼特性 (希薄拡散方式によるモデル燃焼試験結果)

B-4

*小泉 浩美 林 明典 小林 成嘉 (日立)
長谷川 武治 久松 暢 香月 靖生 (電中研)

1. 緒言

石炭ガス化複合発電プラント (IGCC : Integrated coal Gasification Combined Cycle) は、豊富な資源である石炭を利用した将来型の火力発電システムとして期待されている。国内では、空気酸化方式の石炭ガス化パイロットプラントの研究開発¹⁾を終了し、近年では、欧米で主として研究開発が進められている酸素酸化方式のIGCCプラント開発にも取り組み始めている。酸素酸化IGCCプラントでは、酸素製造過程で得られる余剰窒素の有効利用方法として、この窒素をガスタービンに供給し、出力の増加と同時にNOxも低減するシステムが検討されている。酸素酸化方式プラントの中カロリーガスを燃料としたガスタービン燃焼器では、プラント効率向上の観点から低圧力損失とする窒素供給構造の検討、及び窒素噴射による低NOx、安定燃焼技術の開発が必要となっている。中カロリーガスの燃焼特性については前報²⁾で報告したように、メタンガスよりも燃焼速度が速く、予混合燃焼方式による低NOx化は技術的に難しいと考えられ、拡散低NOx燃焼技術の開発が重要となる。そこで本研究では、窒素噴射による低NOx化と燃焼安定性を両立するための燃焼器構造として、希薄拡散燃焼と低負荷での窒素バイパス噴射を組み合せた方式を提案し、モデル燃焼器試験により検討した。

2. 試験装置および燃焼試験

2.1 試験装置

図1に、試験装置の概略図と計測システムを示す。中カロリーガスを模擬した燃料は、水素、一酸化炭素、メタン、炭酸ガスの各ポンベ、及び液化窒素タンクより試験装置上流のミキサーへそれぞれ供給され、ミキサー内で均一に混合された後、燃焼器に供給される。各系統には個別に流量調節弁ならびに流量計が設置され、各成分の流量調整により燃料組成を変更することができる。燃焼用空気は、電気ヒータで所定の温度に加熱された後、1次燃焼用から希釈用までを模擬したA1～A3系統に供給され、燃料ノズル、及びライナーを冷却した後、燃焼室内に供給される。A2およびA3系統のライナー冷却には、衝突噴流冷却とフィルム冷却とが組み合わされている。窒素の供給系統には、ミキサーへの系統の他に、燃焼部へ直接噴射する系統も設けら

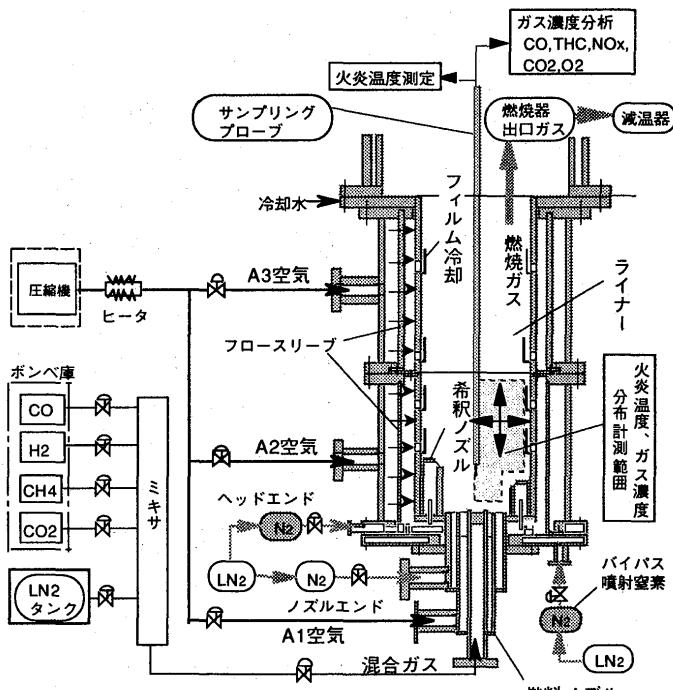


図1 モデル燃焼試験装置

れている。燃焼性能評価は、燃焼器出口でのガス濃度 (CO、THC、O2、CO2、NOx) 分析により行い、ガス温度低減によるNOx低減効果を確認するために、燃焼器後部の2次元トラバース装置によって燃焼器内部の詳細なガス濃度、温度計測を実施した。

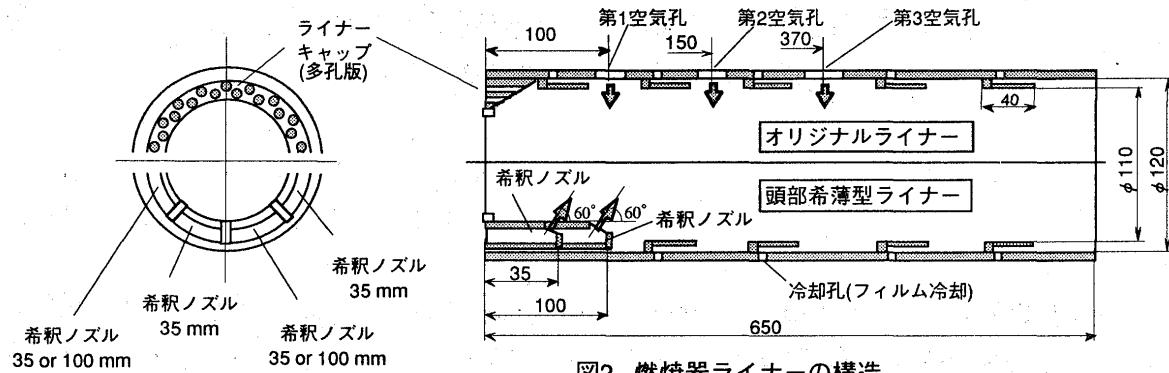


図2 燃焼器ライナーの構造

2.2 モデル燃焼器

1) 燃焼器ライナー構造

図2に、オリジナルライナーと希薄拡散燃焼用の頭部希薄型ライナーの断面及び側面図を示す。頭部希薄型ライナーには、オリジナルライナーで設けた3列の燃焼空気孔と多孔板ライナーキャップの代わりに、ライナーキャップ部に8本の希釈ノズルが周方向に等間隔で配列されている。オリジナル燃焼器では、第1空気孔までの累積空気配分が30%であるのに対し、希薄拡散型燃焼器では希釈ノズルの設置により同領域での累積空気配分を85%まで増加させている。希釈ノズルの長さについては35mm-8本と、35mm、100mmを交互にそれぞれ4本ずつ配置した2種類を試験に用いた。希釈ノズル出口の形状は、希釈空気が火炎基部を乱すことなく燃焼器中心部まで到達するように、中心軸に対して60°の傾きを設けてある。

2) 燃料ノズル構造

図3及び図4に、Type-I、IIの燃料ノズル出口部の形状を示す。図3のType-I燃料ノズルは、16枚の旋回ベーンで空気流路を構成し、その空気流路は30°の旋回角と図5に示すような燃焼器中心軸に対して30°の内向角が、また、各空気流路出口部の燃料噴孔には、空気旋回ベーンと同様に30°の旋回角と15°の外向角が設けられている。ノズル中心部には、高カロリーガスと中カロリーガスの燃料切替を模擬するためのパイロット燃料噴孔が備えてある。

図4のType-II燃料ノズルは、ノズル端面から窒素を火炎に直接噴射するノズルエンド窒素噴射方式であり、内周スワラーと外周スワラーより構成される。内周スワラーには、安定した火炎を形成するために燃料、空気流路が同一半径上に交互に配置されている。図5に、Type-I、IIの燃料ノズルと頭部希薄型ライナー、及び窒素噴射ノズルを組み合わせたときの燃焼器頭部の断面図を示す。希釈ノズルの入口には、燃料供給量の少ない低負荷条件において、窒素を燃焼に関与しない領域にバイパスし、スワラー近傍の保炎領域温度の低下を抑制するためのバイパス用窒素噴射ノズルが配置されている。

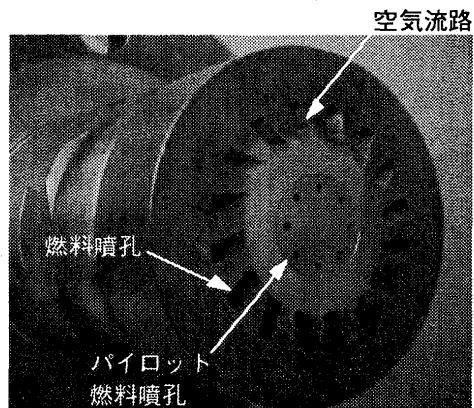


図3 Type-I 燃料ノズル

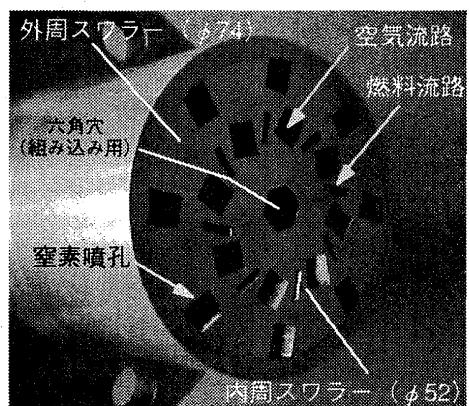


図4 Type-II 燃料ノズル

2.3 燃焼試験

表1に、燃焼試験を行ったモデル燃焼器のライナー、ノズル、及び窒素噴射方式の組み合わせを示す。CASE-A、Bの組み合わせは燃焼性能評価の基本となるオリジナル燃焼器であり、燃料ノズルタイプの違いで窒素噴射方式がヘッドエンド、ノズルエンドと異なっている。低NOx化を図った希薄拡散燃焼方式としては、CASE-C～Eのように頭部希薄型ライナーと燃料ノズルType-I、Type-IIの組み合わせについて試験した。なお、CASE-Cについては、窒素噴射方式としてヘッドエンド方式の他に、あらかじめ燃料中に窒素を混合するブレンド方式についても試験を実施し、窒素噴射方式によるNOx低減効果への影響について比較検討した。

表2に試験で使用した燃料の組成と試験条件を示す。試験には、実機想定ガスと、燃料組成が異なった場合の燃焼特性、特に、燃焼安定性について検討するための試験用模擬ガス³⁾の2種類を用いた。実機想定ガスは、主に燃焼器出口ガス温度を変化させた負荷変化時の燃焼性能評価に使用し、無負荷(燃焼器出口ガス温度650°C)条件に相当する低負荷での、燃料組成の違い、及び窒素噴射方式、噴射量による燃焼安定性評価試験には試験用模擬ガスを使用した。

3. 試験結果及び考察

3.1 NOx排出特性

CASE-A～Eのモデル燃焼器のNOx排出特性(窒素噴射なし)を図6に示す。希薄拡散燃焼方式によるNOx低減効果を見るために、Type-I燃料ノズルについて、ライナーの異なるモデル燃焼器CASE-AとCASE-Cの試験結果について比較検討する。燃焼器出口ガス温度1100°C条件での試験結果では、両者のNOx濃度は63ppm、33ppmであり、希薄拡散燃焼によりNOx排出量がほぼ半減している。また、同様にType-II燃料ノズル(CASE-BとCASE-D)について比較してみると、NOx濃度は45ppm、19ppmとやはり半分以下に減少している。以上の結果から、希薄拡散燃焼は燃料ノズル構造に関係なく低NOx化に効果があることが明らかとなった。次に、CASE-Dと

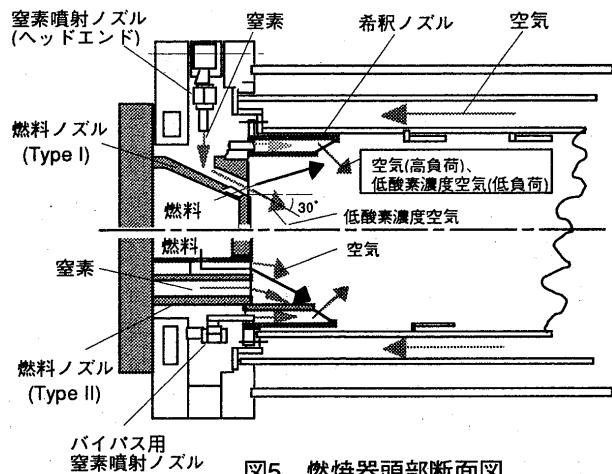


図5 燃焼器頭部断面図

表1 モデル燃焼器の構成

	CASE-A	CASE-B	CASE-C	CASE-D	CASE-E
ライナー	オリジナル	オリジナル	頭部希薄型 35mm-8本	頭部希薄型 35mm-8本	頭部希薄型 35mm-4本 100mm-4本
燃料ノズル	Type-I	Type-II	Type-I	Type-II	Type-II
窒素噴射 方式	ヘッドエンド	ノズルエンド	ヘッドエンド (ブレンド)	ノズルエンド	ノズルエンド

表2 燃料組成と試験条件

燃料組成		実機想定ガス	試験用 模擬ガス 3)
空 氣 條 件	空氣流量 (kg/s)	0.11	0.11
	空氣温度 (°C)	300	300
燃 料 條 件	燃料流量 (Nm ³ /h)	~ 40	~ 45
	H ₂ (%)	24.0	28.0
	CO (%)	60.0	32.0
	CH ₄ (%)	0.2	7.0
	CO ₂ (%)	2.0	33.0
	N ₂ (%)	13.8	0.0
燃料発熱量 (MJ/Nm)		10.3	8.7
窒 素 條 件	噴射窒素流量 (kg/s)	~ 0.03	~ 0.02
	窒素と燃料の質量流量比 N ₂ /Fuel (kg/kg)	0.0、1.2	0.6、0.9
試験ガス温度範囲 (°C)		650～1300	650

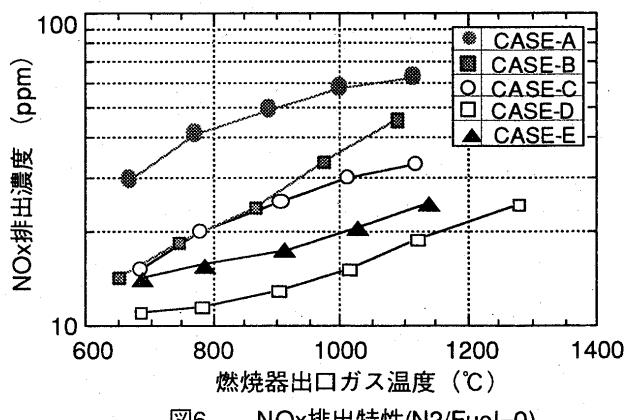


図6 NOx排出特性(N2/Fuel=0)

CASE-Eにおける希薄拡散燃焼部の空気供給構造の違いによるNOx低減効果への影響について検討する。試験結果より、CASE-DはCASE-EよりもNOx排出濃度が低く、35mm-8本の希釈ノズル構造で空気を供給した方がより低NOx化が図られている。この原因は、高温の火炎が形成されていると思われる35mm付近で、CASE-Eの長さ100mmの希釈ノズルが火炎温度低減に寄与していないためと考えられる。したがって、希薄拡散燃焼によるNOx低減効果を確かなものとするためには、高温の火炎を適切に温度低減できる空気供給構造とする必要がある。

希薄拡散燃焼による低NOx化が高温領域のガス温度低減効果によるものであることを確認するため、燃焼器内部の詳細なガス温度、NOx濃度計測を行った。図7にType-II燃料ノズルを用いたオリジナル(CASE-B)と希薄燃焼方式(CASE-D)の燃焼器内部のガス温度、NOx分布計測結果を示す。グラフの横軸は燃焼器中心からの径方向距離を示し、縦軸は燃料ノズル端面からの燃焼器軸方向距離を示している。オリジナル燃焼器の場合、NOxが生成すると言われている1600°C以上⁴⁾の温度領域が燃焼器頭部から軸方向150mmの範囲で存在し、それにほぼ対応した領域で高濃度NOxが計測されている。燃焼器出口のNOx濃度45ppmに対し、燃焼器頭部の高温領域でのNOx濃度は250ppmであり、この結果よりオリジナル燃焼器では軸方向距離150mmまでがNOxの生成領域であることがわかる。一方、希薄拡散燃焼方式の場合、温度分布測定結果から分かるように1600°C以上の温度領域は小さく、その結果、オリジナル燃焼器に見られたNOxの高濃度生成領域はほとんど計測されていない。以上の燃焼器内部の詳細なガス温度、NOx濃度計測結果から、特に1600°C以上の高温ガス領域の低減がNOx低減効果に大きく影響していることが確認できた。

図8に、窒素噴射(N2/Fuel=1.2)時のNOx排出特性を示す。Type-I燃料ノズルの場合、窒素を噴射しないときとは逆に、希薄拡散燃焼器(CASE-C)はオリジナル燃焼器(CASE-A)よりもNOx排出濃度が高い結果となっている。一方、Type-II燃料ノズルでは、オリジナル燃焼器よりも希薄拡散方式燃焼器の方がNOx排出濃度は低く、希薄燃焼の効果が現われている。窒素を利用した理想的なNOx低減方式と考えられる燃料中への窒素混合(ブレンド)について検討したCASE-Cのモデル燃焼器の場合、NOx排出濃度はどの試験結果よりも低く、このような大きなNOx低減効果は、窒素と燃料の予混合方式による均一な温度低減効果によるものと考えられる。

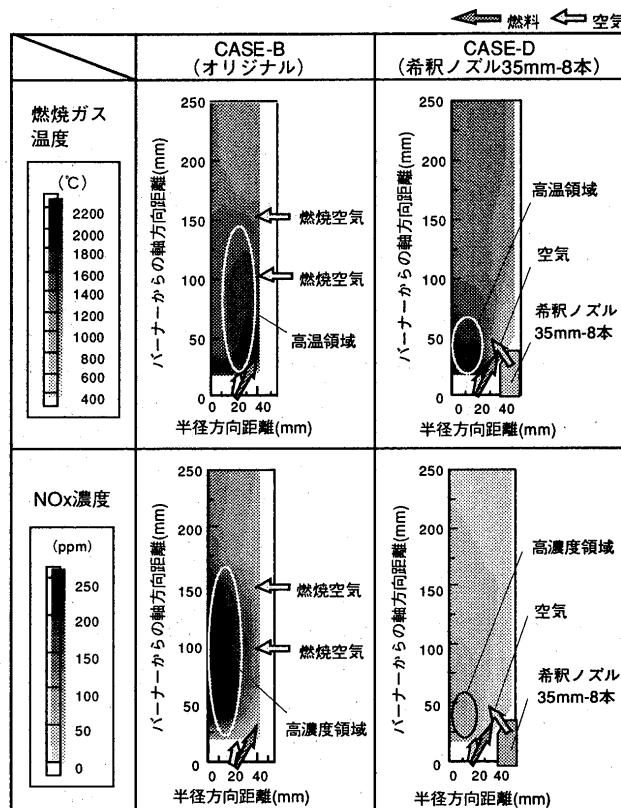


図7 空気配分による燃焼ガス温度、NOx濃度分布

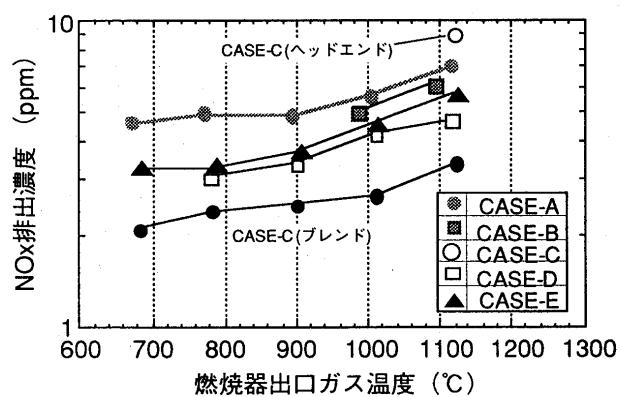


図8 窒素噴射によるNOx排出特性(N2/Fuel=1.2)

3.2 CO排出特性

図9に窒素噴射がない場合のType-II燃料ノズルを採用したモデル燃焼器のCO排出特性を示す。いずれの燃焼器も燃焼器出口ガス温度1000°C以下では、燃焼器出口ガス温度の低下とともにCO排出濃度が増加している。安定性が最も厳しくなる燃焼器出口ガス温度650°CでCO排出濃度を比較すると、オリジナル燃焼器(CASE-B)が170ppm、希薄燃焼方式のCASE-E、Dがそれぞれ400ppm、520ppmとなっている。また、CASE-Bのオリジナル燃焼器においてスワラーの空気配分を3倍まで増加させた場合(▼印)、CO排出濃度は約1000ppmとなり、オリジナル燃焼器でも希薄拡散燃焼とすることで低負荷での未燃分増加が問題となる。これは、高負荷条件で燃焼に関与していた空気が低負荷では過剰となり、ガス温度が低下することにより燃焼反応が抑制されるためと考えられる。

NOx発生原因の確認と同様に、CO発生原因について検討するため、燃焼器内部のガス温度、濃度分布計測を実施した。図10に燃焼器出口ガス温度650°C、窒素噴射なしの条件における燃焼ガス温度およびCO濃度分布(CASE-DおよびCASE-Eの比較)の測定結果を示す。CASE-DとCASE-Eの希釈ノズル構造の違いによる燃焼ガス温度分布を比較すると、CASE-E(35mm-4本、100mm-4本)は、CASE-D(35mm-8本)に比べ35mmから100mmの範囲での希釀ノズル近傍の火炎温度低下が緩和されている。CO濃度分布の測定結果についてはガス温度分布から予想されるように、CASE-Eでは燃焼器軸方向距離100mmより下流側の壁面近傍CO濃度がCASE-Dよりも低くなっている。また、両方のケースとも燃焼ガス温度800°C以下の下流領域では、CO濃度の減少は見られない。希釀ノズルから供給される空気は、燃焼器の中心軸に対して60°の角度で流入するため、燃焼器中心部の高温領域まで空気を貫通させることが難しく、低負荷条件では壁面近傍の比較的温度の低い燃焼ガス領域をさらに温度低下させてしまうため、未燃分の発生量が多くなっている。従って、希薄拡散方式燃焼器で未燃分の発生量を低減するためには、希薄燃焼用空気を燃焼器中心部まで供給できる構造に改良する必要がある。

3.3 窒素バイパス噴射によるCO排出特性

希薄拡散方式は、低負荷条件において窒素噴射なしでも未燃分が増大することから、窒素噴射時の未燃分増大を防止するため、窒素を一部燃焼領域下流へバイパスする構造について検討した。

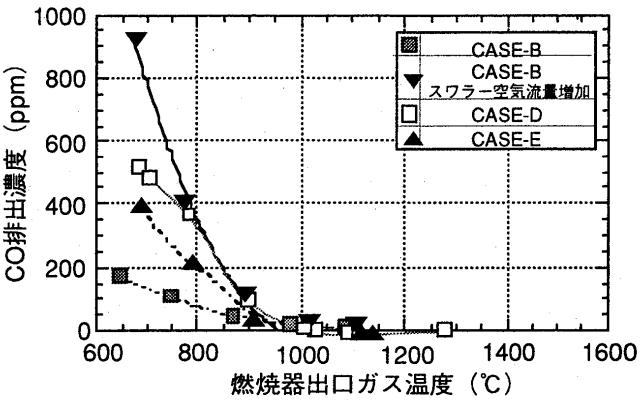


図9 燃焼器空気配分によるCO排出特性(N2/F=0)

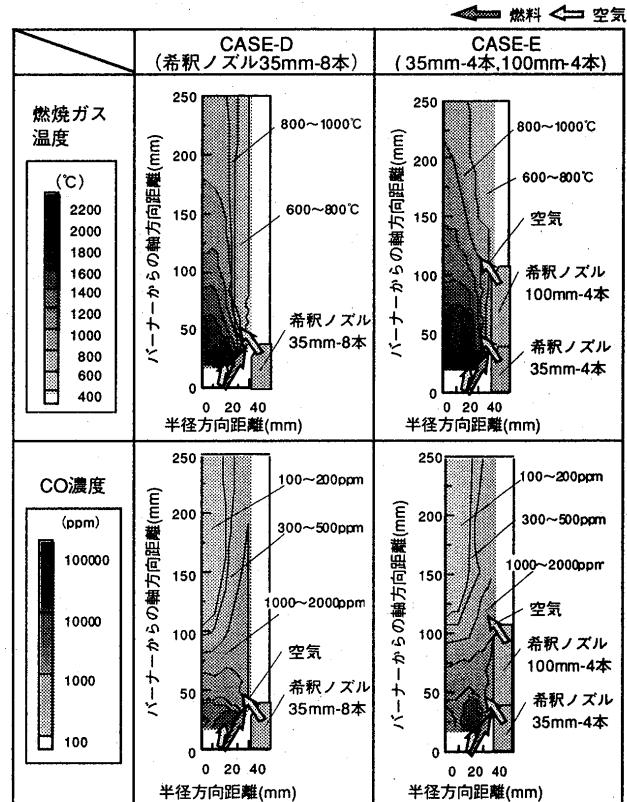


図10 希釀ノズルによる燃焼ガス温度、CO濃度分布

図11に、全窒素噴射量に対するバイパス窒素噴射量の質量流量比率によるCO排出濃度変化(CASE-E)を示す。窒素バイパス比率変化試験は燃焼安定性の確保が厳しくなるガスターイン無負荷相当条件(燃焼器出口ガス温度650°C)で実施した。燃料組成の影響についても検討するため、実機想定ガス、試験用模擬ガスの両方について、それぞれN₂/Fuelを1.2、0.6と0.9の条件で試験した。いずれの燃料組成においても、希釈ノズルからのバイパス窒素噴射量が増加するにつれて燃焼器出口のCO排出濃度は減少している。特に、火炎温度の低い試験用模擬ガスにおいて窒素バイパスの効果は顕著であり、全窒素量をノズルエンドから噴射するときに比べ、約半分をバイパスさせることでCO排出濃度を半分以下に低減できる。以上の結果から、窒素をバイパスすることによって低負荷でのCO排出濃度を抑制できることが明らかとなり、窒素バイパス構造と希薄燃焼用の空気供給構造を合わせて改良することが、燃焼安定性と低NO_x化を両立させる上でより一層効果的だと思われる。

4. 結言

希釈ノズルを採用した希薄拡散燃焼方式と窒素噴射構造を組み合せた燃焼器構造について、燃焼安定性と低NO_x化の両立性について燃焼試験により検討し、以下の結果が得られた。

- (1) 希薄拡散燃焼方式により、燃焼器頭部に発生する高温領域を削減することができ、高負荷でのNO_x排出濃度をオリジナル燃焼器の約半分に低減することができる。
- (2) 希薄拡散燃焼方式では低負荷でのCO排出濃度が増加するが、窒素を燃焼器下流にバイパスする構造との組み合せにより燃焼安定性を確保でき、低NO_x化と燃焼安定性を両立できる可能性が得られた。

5. 参考文献

- 1) 小泉ほか、石炭ガス化実証プラント用燃焼器の実圧燃焼特性、第24回ガスターイン定期講演会論文集、(1996)、PP59-64
- 2) 林ほか、石炭ガス化中カロリー燃料用ガスターイン燃焼器の燃焼特性、第13回ガスターイン秋季講演会論文集、(1998)、PP125-130
- 3) 長谷川ほか、Hycol炉による石炭ガス化中カロリー燃料の低NO_x燃焼技術の開発、日本機械学会関西支部第257回講演会講演論文集 (1999)
- 4) 技術資料、燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と制御法、日本機械学会 (1980)

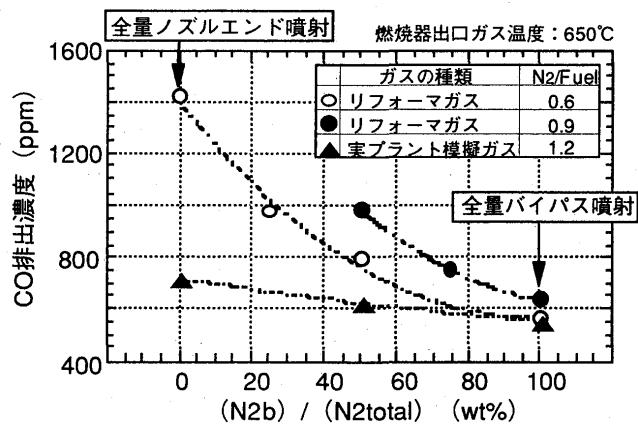


図11 窒素バイパス噴射によるCO排出特性(CASE-E)

石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の燃焼特性

(第2報 希薄燃焼によるNOx低減強化型燃焼器の高圧燃焼特性)

*長谷川武治, 久松 賀, 香月靖生 ((財)電力中央研究所)

小泉浩美, 林 明典, 小林成嘉 ((株)日立製作所))

1. 緒 言

石炭は、世界中に広く分布し、埋蔵量も豊富であり、長期的に安定供給が可能であることから、発電プラントにおける石炭利用の拡大を図る技術開発が国内外で進められている。なかでも、石炭ガス化複合発電(IGCC)は、幅広い炭種適合性があり、また、高効率で環境保全性に優れていることから21世紀の火力発電技術として期待され、わが国においては1986年から200t/日規模の空気吹き噴流床石炭ガス化複合発電パイロットプラントによる研究開発が国家プロジェクトとして進められてきた。一方、欧米では空気吹き石炭ガス化方式に加えて酸素吹き石炭ガス化複合発電が実証機による開発段階にある。

酸素吹き石炭ガス化複合発電では、ガス化炉から生成される中カロリー燃料の火炎温度が高く、サーマルNOxが高い濃度で排出するため⁽¹⁾⁽²⁾、ガス化剤である酸素の製造過程で生成される窒素(プラント余剰N₂)を燃料に予混合してNOx排出濃度の低減およびガスタービン出力の増大が図られている。本研究では、プラント余剰N₂を圧力の高い燃料に注入する代わりに燃焼器に直接に供給する方法を提案し、これにより送電端熱効率を約0.3%(絶対値)向上し、しかもNOx排出量を大幅に低減できることを明らかにしている。

本論文は、小型バーナ及びモデル燃焼器による燃焼実験結果⁽²⁾⁽³⁾に基づき、プラント余剰N₂をバーナから直接噴出させる低NOx燃焼法を採用する中カロリー燃料用1300°C級燃焼器⁽⁴⁾を設計、試作すると共に、Hycol炉⁽⁵⁾から生成される酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料を対象に、模擬ガス燃料を用いた燃焼実験により燃焼器性能を明らかにしたものである。

記号

HHV	:高位燃料発熱量 MJ/m ³
LHV	:低位燃料発熱量 MJ/m ³
I _c	:燃焼負荷率 W/(m ³ ·Pa)
NOx(16%O ₂)	:燃焼ガス中の酸素濃度を16%に換算したときのNOx排出濃度 ppm
O _{2ex}	:燃焼器出口ガス中の酸素濃度 %
P	:燃焼器内圧力 MPa
T _{air}	:空気温度 °C
T _{fuel}	:燃料温度 °C
T _{N₂}	:窒素温度 °C
T _{ex}	:燃焼器出口ガス温度 °C
ϕ _p	:一次燃焼領域の当量比(一次当量比)
γ	:燃料ガス密度 kg/m ³

2. 酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器

表1に酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料の代表的な組成例^{(4)(6)~(8)}を示す。ガス化剤に酸素を用いる石炭ガス化燃料は、一酸化炭素(CO)、水素(H₂)を主要可燃性成分とし、その他少量のメタン(CH₄)を含み、燃料組成の90%程度を可燃性成分が占める。このため、燃料発熱量は10~13MJ/m³と高く、空気吹き石炭ガス化燃料と比較して2~3倍程度の発熱量である。しかも、炭種やガス化方式により燃料ガス組成や発熱量が大幅に異なる特徴を有する。

また、石炭ガス化燃料では、燃料発熱量の上昇に伴い理論断熱火炎温度は大幅に上昇し⁽¹⁾、最高火炎温度は、燃料発熱量が4.2MJ/m³の場合1780°Cであるのに対し、12.7MJ/m³では2250°Cに達する。燃料発熱量が8.4MJ/m³以上では、すべての当量比でCH₄の理論断熱火炎温度を上回ることからサーマルNOxの生成量の増大が懸念される⁽¹⁾。一方で、酸素吹き石炭ガス化複合発電システムでは燃料の1.3倍(N₂/Fuel供給量比率=1.3kg/kg)程度の量の余剰N₂があり、一部を石炭搬送等

に利用した後、 $N_2/Fuel$ 供給量比率0.9~1.2kg/kg程度の N_2 が残り、これを燃焼器に供給することにより、 NO_x 排出量の低減を図ることが可能である。本研究では、プラントの余剰 N_2 を燃焼器に供給する場合、所内動力を低減し、しかもプラント熱効率に有利な窒素供給法による石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器を開発することを目的とし、サーマル NO_x 生成を抑制する低 NO_x 燃焼技術について検討した。

2・1 サーマル NO_x 生成を抑制する低 NO_x 燃焼技術

窒素を利用する低 NO_x 燃焼方式について検討するために、小型バーナを用いた燃焼実験を実施した。図1⁽²⁾は、燃焼器出口ガス温度を1300°Cで一定となるように燃焼器出口における当量比を設定し、一次燃焼領域の当量比 ϕ_p を変化させた場合のサーマル NO_x 排出濃度に及ぼす N_2 供給位置の影響を示す。中カロリー燃料をそのまま燃焼器に供給する場合に比べて、 N_2 を燃料または空気に予混合して燃焼器に供給することによりサーマル NO_x 生成量を大幅に低減でき、しかも、一次当量比 ϕ_p の上昇により NO_x をさらに低減できることがわかる。一方、図示しないが、CO排出特性については、 N_2 を空気に予混合して燃焼器に供給する方式が、 N_2 を燃料に予混合する場合に比べてCO排出濃度を大幅に抑制できる⁽²⁾。

小型バーナの実験結果に基づき、バーナに N_2 噴出ノズルを設けて、バーナ近傍で燃焼ガスを N_2 により急速に希釈し、ガス温度を低下させるモデル燃焼器を設計、試作し、燃焼実験により、燃焼器内ガス温度分布および NO_x 排出特性について検討した。図2、図3⁽³⁾は、燃焼器出口ガス温度を1100°Cで一定とする条件下で、それぞれ燃焼器内ガス温度分布および NO_x 生成分布に及ぼす N_2 噴射の影響を調べたものである。窒素をバーナから直接噴射することにより、局所的な高温領域が大幅に減少し、燃焼温度に強く依存して発生するサーマル NO_x の生成を抑制できることが分かる。

以上の検討結果を基に試作した中カロリー燃料用1300°C級燃焼器の特徴を図4に示す。本燃焼器は多缶型燃焼器一缶に相当し、ライナ全長は650mm、内径は230mmである。バーナでは、燃料ノズルと空気ノズルの外周に N_2 噴出ノズルを配置し、バーナ近傍で燃焼ガスを窒素により急速に希釈し、ガス温度を低下させると共に、部分負荷時には N_2 をバイパスし、燃焼用空気に混合して供給する構造とした。これにより、バーナ近傍の局所高温域を減少させ、サーマル NO_x の生成を抑制できると同時に、低負荷時には N_2 をバイパスして保炎性を確保

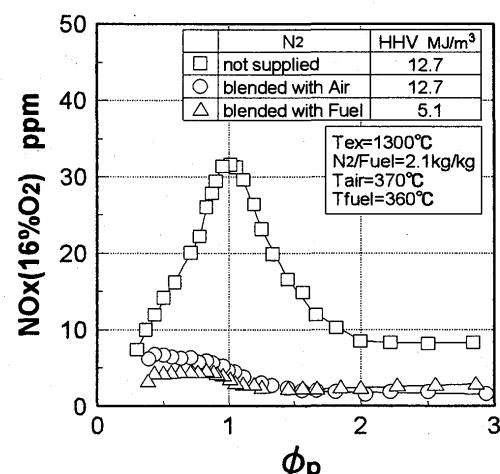


Fig.1 Effect of nitrogen injection on NO_x emission characteristics in two-staged combustion, using a small diffusion burner⁽²⁾.

Table 1 Typical compositions of the oxygen-blown coal gasified fuels

Gasifier type Fuel feed Developer	Fixed Dry BGL ⁽⁶⁾	Entrained		
		Dry Shell ⁽⁷⁾	Hycol ⁽⁴⁾	Slurry Texaco ⁽⁸⁾
Composition				
CO	56.4%	65.2~67.8%	63.3%	40.9%
H ₂	25.6%	28.8~31.0%	26.3%	29.9%
CH ₄	6.6%	0.01%	0.3%	0.1%
CO ₂	2.8%	1.0~2.8%	1.1%	9.5%
H ₂ O	-(a)	(Dry base)	0.4%	12.3%
NH ₃	-(a)	100~600ppm	unknown	unknown
H ₂ S+COS	20ppm	-(a)	unknown	unknown
Others(N_2 etc)	8.6%	-(a)	8.6%	7.3%
CO/H ₂ mole ratio	2.2	2.2~2.3	2.4	1.4
HHV[MJ/m ³]	13.0	12.2~12.3	11.5	9.0

-(a):Faulty description

できると考えられる。また、燃焼器設計は、部分負荷時における燃焼安定性を考慮して、定格時におけるバーナ近傍の当量比を1.2とし、燃料、空気及びN₂の噴出ノズルの旋回角を30°としている。本方式を採用することにより、N₂を燃料に予混合して燃焼器に供給する従来の方式に比べて、N₂の昇圧動力が低減できるため、プラント熱効率を0.3%程度向上できる。

さらに、N₂の供給に伴い空気比が低下するため、尾筒壁を二重構造として、尾筒の対流冷却に用いた冷却用空気を燃焼器壁面の冷却用および燃焼用空気として再利用する構造とした。また、高温になると予想される二次空気孔近傍には、燃焼器ライナ壁面に、フロースリーブから空気を吹きつける構造とし、冷却効率の向上を図った。

3. 実験設備及び実験方法

実験に用いた燃料は酸素吹き石炭ガス化炉で生成される燃料と同様な組成になるように、原料のプロパン(C₃H₈)を水蒸気改質して、水素分離膜とN₂添加により成分が調整される。燃焼器に供給する空気は、2.0 MPaまで昇圧された後、所定の圧力まで減圧して用いられる。燃料と空気は、それぞれ予熱器により所定の温度まで加熱され、燃焼器に供給される。また、本設備では燃焼器に直接供給するためにN₂の供給ラインが設けられている。

燃焼器実験では、高温の燃焼ガスは尾筒を通過した後、計測ダクトにてガス成分とガス

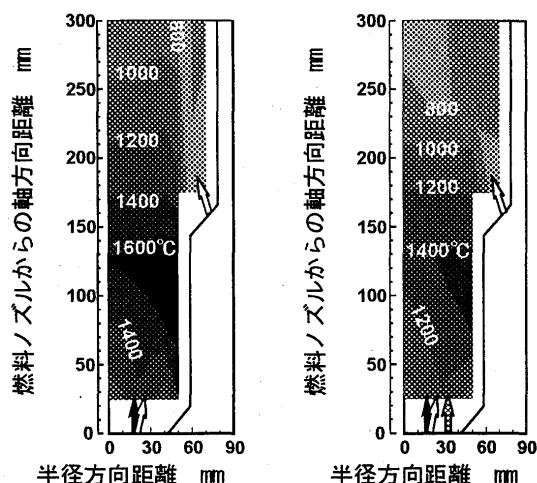


Fig.2 Effect of nitrogen injection on combustion gas temperature distribution, using a model combustor⁽³⁾.

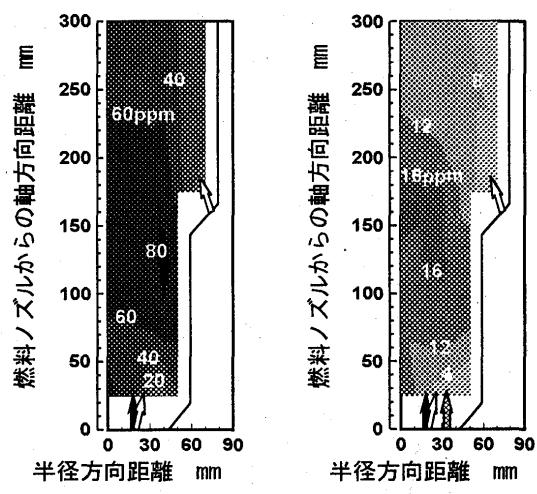


Fig.3 Effect of nitrogen injection on NO_x production distribution, using a model combustor⁽³⁾.

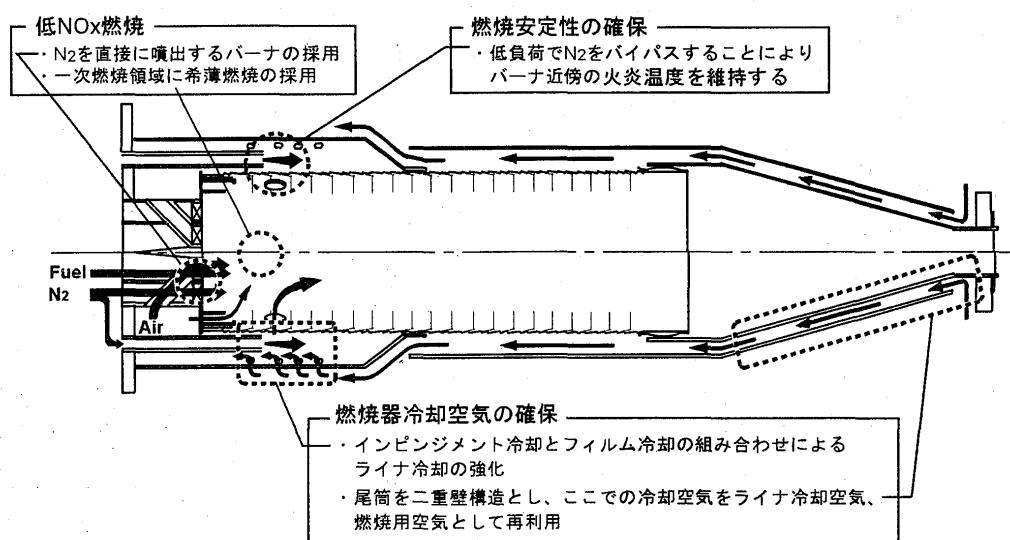


Fig.4 Tested 1300 °C -class combustor

温度が計測される。燃焼ガス成分は自動ガス分析計によって、NO、NO₂、CO、CO₂、O₂及びTHCの各成分が連続分析される。燃焼器出口ガス温度分布は、計測ダクトに挿入した3本(×5点=15点)のR型シーズ熱電対により計測される。さらに、燃焼器の外壁面には約40本のシーズ外径1mmのK型熱電対がステンレス箔により固定され、燃焼器壁面温度が計測される。

表2、表3は、それぞれ供試燃料と本論文で対象とする中カロリー燃料の組成の比較、および1300°C級燃焼器の定格相当での実験条件を示す。供試燃料は、実際のプラントのガス化燃料に比較して、メタンとCO₂を多く含み、発熱量が低く、また、N₂の供給温度は実プラントの場合(定格条件で200°C程度)よりも低いことから、火炎温度が低下すると考えられる。燃焼器の燃焼特性は、バーナ近傍の火炎温度に大きく影響されることから、供試燃料による燃焼器バーナ近傍の火炎温度を実機相当(Hycol炉方式)とするために、実験条件における燃焼器へのN₂/Fuel供給量比率(実機では、0.9kg/kg)を0.3kg/kgとして燃焼器性能を評価した。

4. 実験結果及び考察

試作した中カロリー燃料用燃焼器について、模擬ガス燃料を用いた高圧燃焼実験により壁面温度特性及び燃焼特性を把握し、酸素吹きIGCC用ガスタービン燃焼器としての性能を確認する。

4・1 燃焼器壁面温度特性

図5はガスタービン相当負荷を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。実験では燃焼器への供給空気量を2.5kg/s、N₂/Fuel供給量比率を0.6kg/kgで一定とする条件下で、燃料およびN₂流量を変化させることによりガスタービン相当負荷を変化させた。ガスタービン相当負荷の上昇に伴い燃焼器壁面温度は一様に上昇する傾向を示すが、壁面温度が最も厳しくなる定格相当条件においても、壁面温度は概ね材料の耐熱許容温度(850°C)以下に抑制することができた。

プラント余剰N₂の供給条件はプラントの運用ならびに運転条件によって変化するため、壁面温度特性に及ぼすN₂供給量の影響を検討した。図6は、燃焼器出口ガス温度を定格相当条件である1430

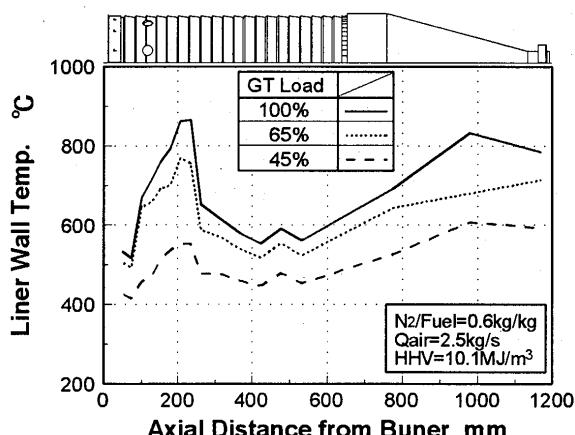


Fig.5 Combustor wall temperature distribution using the gas turbine load as a parameter.

Table 2 Composition of the test fuel and Hycol gas

	test fuel	Hycol gas
Composition	CO	30.4 %
	H ₂	27.5 %
	CH ₄	6.8 %
	CO ₂	35.3 %
	H ₂ O	-
	N ₂	0.0 %
HHV	10.1 MJ/m ³	11.5 MJ/m ³
LHV	9.2 MJ/m ³	10.9 MJ/m ³
γ	1.15 kg/m ³	0.95 kg/m ³

Table 3 Standard test condition

Tair	:	330 °C
Tfuel	:	310 °C
T _{N₂}	:	60 °C
N ₂ /Fuel supply ratio	:	0.30 kg/kg
T _{ex}	:	1430 °C
P	:	1.4 MPa
I _c	:	2.2x10 ² W/(m ³ .Pa)

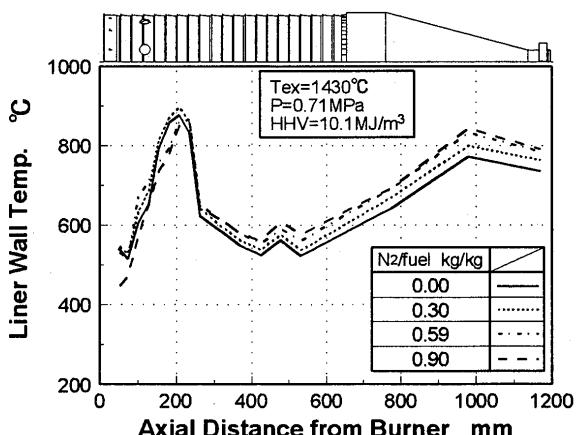


Fig.6 Effect of nitrogen injection flow rate from the burner on the combustor wall temperature distribution.

°Cで一定とする条件下で、燃焼器へ噴出するN₂供給量を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。バーナから供給するN₂量を増加させることによりバーナ近傍の壁面温度がわずかに低下し、一方で、二次燃焼領域の壁面温度は上昇することがわかる。このことから、N₂をバーナから噴出させることにより、一次燃焼領域の燃焼ガス温度を低減していることが推察される。また、N₂/Fuel供給量比率が0.9kg/kgに上昇しても二次燃焼領域の壁面温度の上昇は100°C以内であり、いずれのN₂/Fuel供給量比率においても壁面温度は概ね材料の耐熱許容温度以下に抑制することができた。

4・2 燃焼特性

燃焼特性に及ぼす燃焼器出口ガス温度、N₂供給量、燃焼負荷率、燃焼器内圧力及びガスタービン負荷の影響について検討した。図7は、燃焼器出口ガス温度に対するNOx排出特性について、N₂/Fuel供給量比率をパラメータにして示す。いずれのN₂/Fuel供給量比率においても、燃焼器出口ガス温度の上昇に伴いNOx排出濃度は指数級数的に増加する傾向を示した。また、同じ燃焼器出口ガス温度で比較すると、NOx排出濃度はN₂/Fuel供給量比率の上昇に伴い低下する傾向を示した。

N₂供給量はプラントの運用ならびに運転条件によって変化するため、燃焼特性に及ぼす影響を検討した。図8は燃焼器出口ガス温度を1430°C、供給空気量を2.5kg/sで一定とする条件下で、N₂/Fuel供給量比率を変化させた場合のNOx、CO排出濃度を示す。N₂/Fuel供給量比率の上昇に伴いNOx排出濃度は低下し、一方で、CO排出濃度は増加する傾向を示した。これは、N₂供給量の増加に伴い一次燃焼領域のガス温度が低下すると共に、燃焼器出口ガス温度を1430°Cとする当量比が上昇するためと考えられる。

図9は、燃焼負荷率を変化させた場合の燃焼特性について、燃焼器出口ガス温度をパラメータにして示す。いずれのガス温度においても、燃焼負荷率の上昇に伴い燃焼ガスの燃焼器内滞留時間が低下し、NOx排出濃度は低下する傾向を示した。一方、CO排出濃度については、燃焼器出口ガス温度により異なる傾向を示し、出口ガス温度が900°C相当まで低下するとCO排出濃度は増大し、しかも燃焼負荷率の上昇に伴いCO排出濃度は急激に増加する傾向を示した。

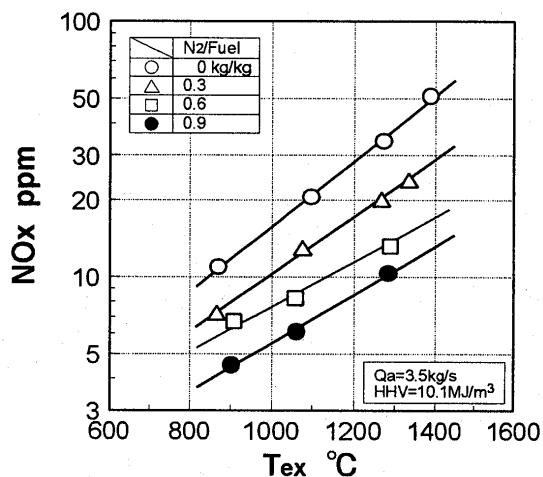


Fig.7 Effect of the combustor-outlet gas temperature on NOx emission characteristics.

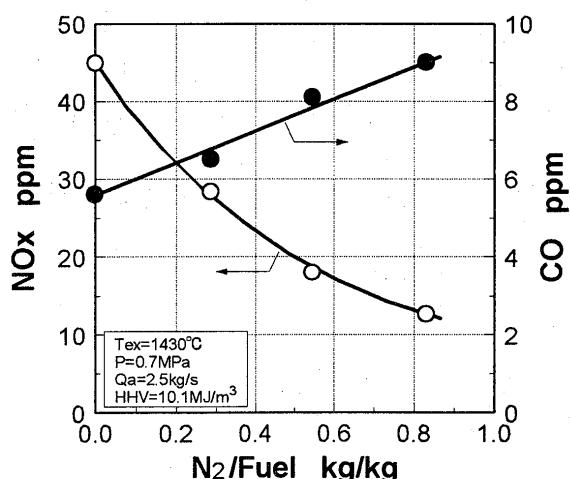


Fig.8 Effect of the nitrogen injection flow rate on combustion emission characteristics.

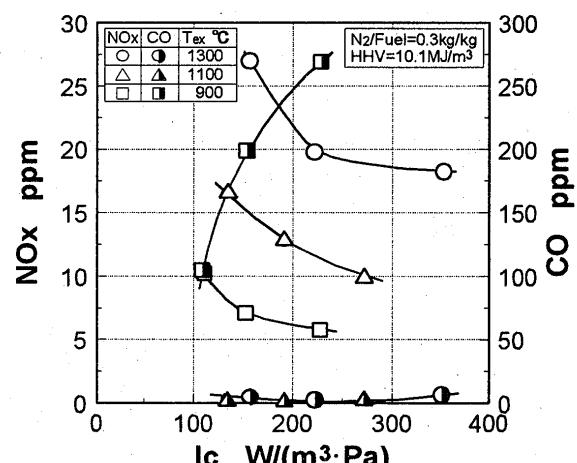


Fig.9 Effect of the combustion intensity on combustion emission characteristics.

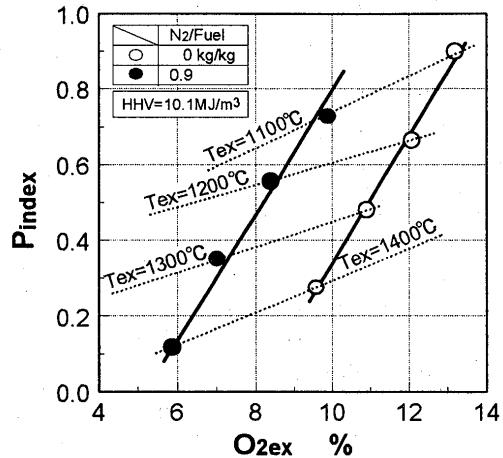


Fig.10 Pressure index of NOx emission.

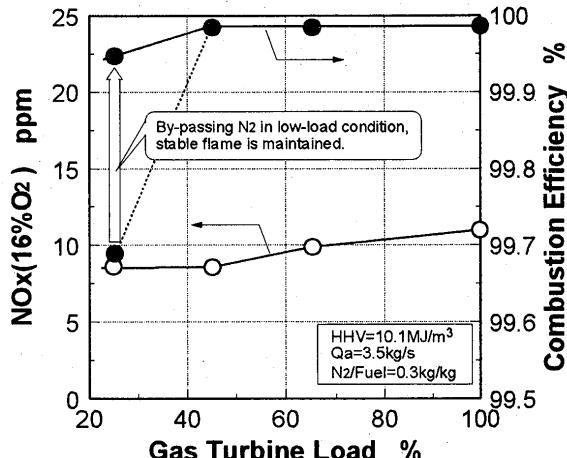


Fig.11 Effect of the gas turbine load on combustion emission characteristics.

燃焼器内圧力は、燃焼状態に影響を及ぼすことから、圧力がNOx排出特性に及ぼす影響について検討した。図10は、N₂を供給した場合(N₂/Fuel供給量比率=0.9kg/kg)および供給しない場合について、サーマルNOx排出量の圧力特性に及ぼす燃焼器出口ガス温度T_{ex}および燃焼排気ガス中の酸素濃度O_{2ex}の影響について示す。縦軸は、以下の式で示されるNOx排出濃度の圧力指数P_{index}

$$P_{\text{index}} = \frac{\ln([NOx]_2/[NOx]_1)}{\ln(P_2/P_1)} \quad [NOx]_i, P_i (i=1,2) : \text{各状態におけるNOx排出濃度、圧力}$$

を示す。いずれのN₂/Fuel供給量比率においても、NOx排出濃度の圧力指数は燃焼排気ガス中酸素濃度の増加に伴い上昇する傾向を示した。また、同じ燃焼器出口ガス温度で比較すると、N₂供給により、NOx排出濃度の圧力指数はほぼ一様に低下する傾向を示した。

図11は、N₂/Fuel供給量比率を0.3kg/kgで一定とした条件下で、ガスタービン運用条件における燃焼特性を示す。NOx排出濃度はガスタービン負荷の上昇に伴い緩やかに増加する傾向を示すものの、定格負荷相当条件においても11ppm(O₂濃度16%換算)以下に抑制できた。これは、N₂をバーナから供給することにより一次燃焼領域における局所高温領域を効果的に減少させ、NOx生成を抑制できたためと考えられる。一方、CO排出濃度については、ガスタービン低負荷でN₂をバイパスすることにより、低負荷条件での燃焼安定性を改善でき、石炭ガス化燃料の専焼となるガスタービン負荷約25%相当以上で、CO排出濃度は10ppm以下、燃焼効率はほぼ100%を確保した。

5. 結 言

小型バーナ及びモデル燃焼器を用いた燃焼実験結果をもとに、希薄燃焼とN₂供給を組み合わせた中カロリー燃料用燃焼器を設計、試作し、高圧燃焼実験により以下の知見を得た。

- (1) 試作燃焼器では、NOx排出濃度の圧力指数は、燃焼排気ガス中の酸素濃度の増加に伴い上昇する傾向を示す。また、同じ燃焼器出口ガス温度で比較すると、N₂供給によりNOx排出濃度の圧力指数はほぼ一様に低下する傾向を示す。
- (2) ガスタービン負荷約25%相当以上で、燃焼効率はほぼ100%を確保しつつ、NOx排出濃度を11ppm(O₂濃度16%換算)以下に抑制できる。

6. 文 献

- (1) 長谷川武治, 佐藤幹夫, 機論, 63-613-B(1997), 3123-3130.
- (2) 長谷川武治, 香月靖生, 久松賜, 佐藤幹夫, 第34回燃焼シンポジウム前刷集(1996), 597-599.
- (3) 林明典, 他6名, 第13回ガスタービン秋季講演会講演論文集,(1998-10), pp.125-130.
- (4) 長谷川武治, 他5名, (社)日本機械学会関西支部第257回講演会講演論文集,(1999-11), pp.9:25-26.
- (5) Ueda,T., et al., Proc. Int. Conf. Power Engineering-'95, pp.242-247.
- (6) Kalsall,G.J., Smith,M.A. and Cannon,M.F., Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power 116:559(1994).
- (7) W.V.Bush, D.C.Baker and P.J.A.Tijm, 1991, EPRI Interim Report No. GS-7397, Project 2695-1.
- (8) 長谷川武治, 他5名, (社)日本機械学会関西支部第257回講演会講演論文集,(1999-11), pp.9:23-24.

汚泥消化ガスを燃料とする低NO_x燃焼器の開発

B-6

*吉田 智昭 細井 潤 藤 秀実
小林 英夫 (石川島播磨重工業(株))
宮川 彰彦 ((財)エンジニアリング振興協会)

1. まえがき

近年、環境保全および石油燃料枯渇に伴う燃料多様化の立場から、ガスタービン燃焼器においてもバイオガス等の未利用燃料を代替燃料として用いることが有望視されてきている。具体的には、下水処理場等から汚泥消化ガス（以下消化ガス）が多量に発生しており、これまででは汚泥醸酵促進のための消化タンク加熱燃料としての利用例等があるもののガスタービン燃焼器用燃料としては利用されていなかった。この消化ガスの成分の大部分はメタンとCO₂であり、カロリーとしては都市ガスの約半分である。消化ガスの主成分がメタンであることから地球温暖化防止の可能性があり、また未利用燃料の有効活用ができるところから、ガスタービン燃焼器用燃料として利用できる燃焼技術を確立することは重要な課題と考えられ、消化ガスのような低カロリー燃料であっても近年の希薄燃焼技術の応用等により低NO_x特性を維持しつつ、十分活用できる可能性があり本課題に取り組んだ。

ガスタービンの技術はこれまで主に都市ガスのような高カロリー燃料を対象として低NO_x燃焼技術が取得されてきており、低カロリーな消化ガス燃料を対象とした低NO_x燃焼技術はなかった。この原因として低NO_x燃焼として有効な希薄燃焼方式では燃焼安定性が問題となるが、消化ガスを用いることにより余計に燃焼安定性が損なわれることが挙げられる。消化ガス用低NO_x燃焼器の開発には燃焼性能、特に燃焼安定性、燃焼効率への影響を実際のガスタービン燃焼器で調べる必要がある。

ここでは LNG 用に石川島播磨重工業(株)（以下 IHI）にて開発された IM270 低 NO_x燃焼器をベースとし、燃焼安定性を向上させ、消化ガスなどの低カロリーガスにも適用できる低NO_x燃焼器を試作し、この燃焼器を使用して、LNGにCO₂を注入した模擬消化ガスを作り、CO₂注入割合の燃焼性能への影響について調査したので報告する。

2. 消化ガスの性状と燃焼特性への影響

消化ガスの代表的な成分は表1に示す通りである。消化ガスは主成分のメタン中に、CO₂を多量に含むのが特徴である。図1に消化ガスの燃焼温度及び燃焼速度の計算例⁽¹⁾を示す。メタン燃料の燃焼と比較すると、燃焼温度が低下しこれに伴い燃焼速度も低下する。燃焼温度低下の原因是CO₂の比熱が大きいことなど考えられる⁽¹⁾。この結果から消化ガスの燃焼特性は、メタン燃料の燃焼特性と比較し、NO_xは低減する一方、燃焼効率の低下、燃焼安定性の低下が問題になると予想される。このためこれらの特性を考慮した燃焼器設計を行う必要がある。

表1 汚泥消化ガスの代表的な成分

CH ₄	CO ₂	H ₂	N ₂	H ₂ S
60～65%	33～35 %	0～2%	0～6%	0.01～0.02%

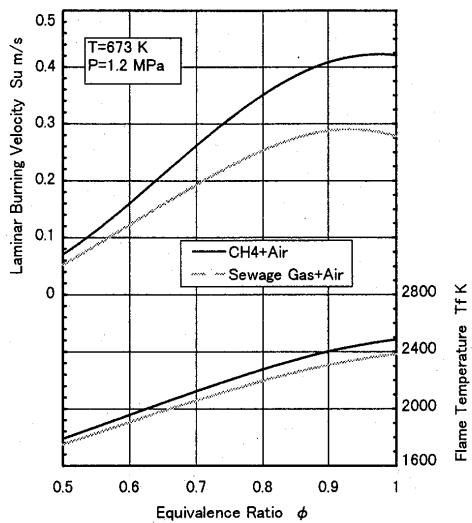


図1 汚泥消化ガスの燃焼温度
及び燃焼速度⁽¹⁾

3. 供試燃焼器及び試験装置

3. 1 供試燃焼器

消化ガスの特性を設計に考慮するため、IHIにて開発し、実用化しているIM270マルチプル燃料噴射弁型低NO_x燃焼器⁽²⁾をベースに、燃焼安定性を増すよう予混合管を改良した。図2にその燃焼器を示す。中央にパイロット噴射弁、及びパイロット火炎を形成するパイロットチャンバが設置されており、その周りに6本のメイン噴射弁と予混合管が配置され、予混合火炎を形成する。今回はオリジナルの燃焼器に対しこのメイン予混合管の先端にスワーラを設け、予混合火炎を広げ燃焼安定性を図っている。メイン噴射弁は負荷に応じて、燃料を供給する本数を2、4、6本と切替えて使用する。図3に燃料切替えを模式的に示す。消化ガスは設備的な理由により、この図でメイン噴射弁6本を使用する負荷範囲でメインのみに供給される。燃焼器下流にはタービン部に空気を導くスクロールを有している。

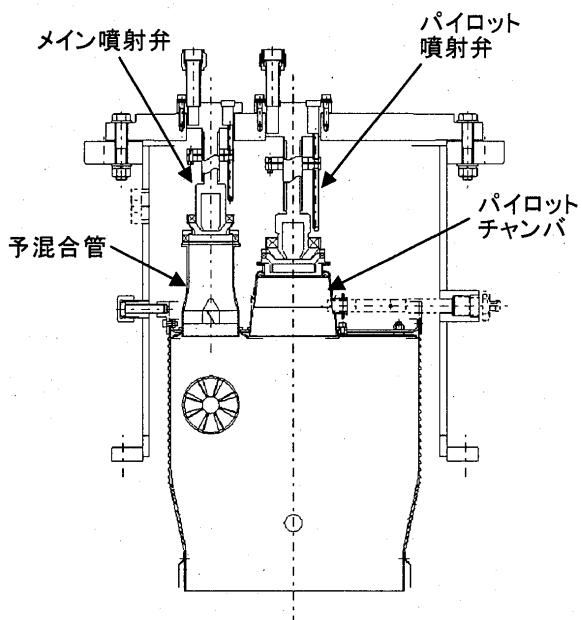


図2 供試燃焼器

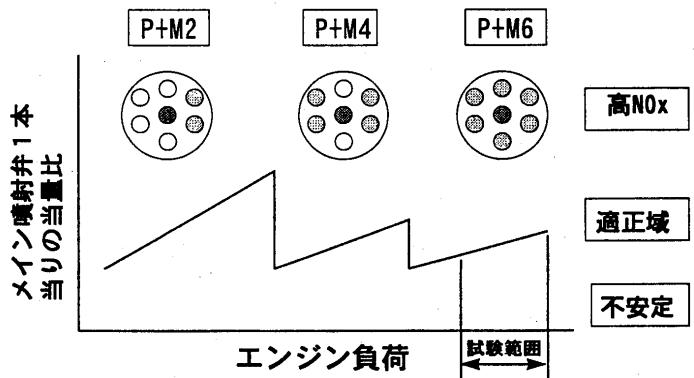


図3 燃料切替え模式図

3. 2 要素試験装置

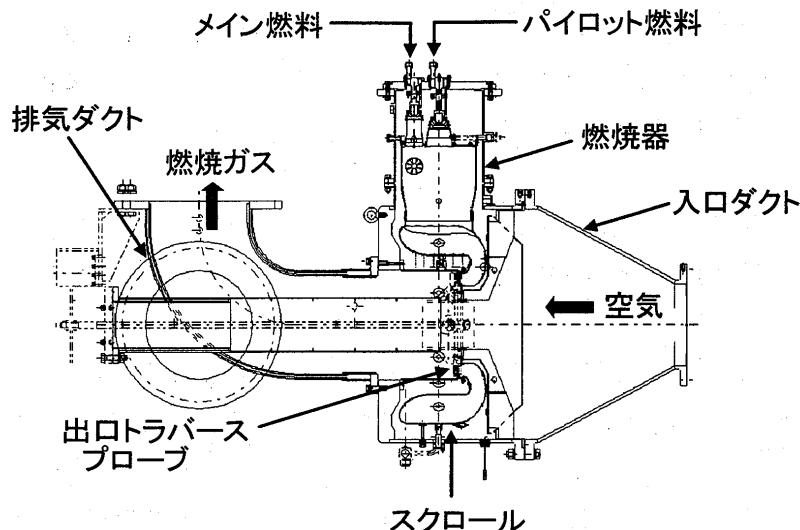


図4 試験装置

図4に要素試験に用いた試験装置を示す。空気流は入口ダクトを通り、スクロールケーシングに導かれる。空気の一部はスクロール冷却に使われ、残りはスクロール上方に据え付けられる燃焼器ケーシングに導かれる。消化ガスとの燃焼により生成された燃焼ガス流は、スクロールにはいり、スクロール冷却空気と混合しながら、タービン入口に導かれ、排気ダクトに流出される。図5に消化ガスを模擬する燃料供給装置を示す。CO₂はボンベから気化器を通り、流量調整弁、流量計、遮断弁を通り、混合器によりメイン噴射弁に供給されるLNGラインに注入される。

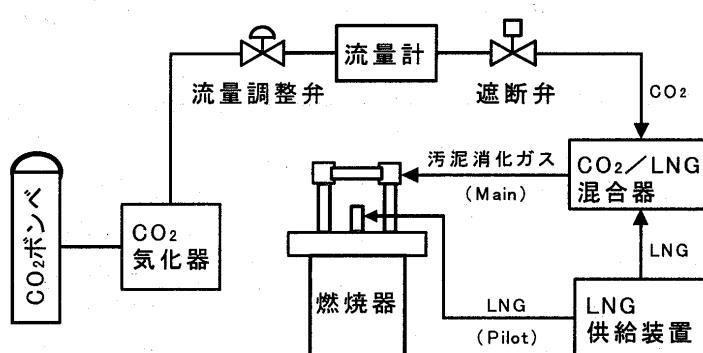


図5 模擬消化ガス供給装置

3. 3 スクロール出口計測部

スクロール出口部には排ガス及び全温を計測するためのトラバース装置がある。全温計測は半径方向5点の熱電対で行われる。

4. 燃焼試験

表2に試験条件を示す。燃焼試験は空気温度、圧力、流量及びLNG流量を所定の条件に設定し、LNGラインに注入するCO₂量を変えて行った。

表2 試験条件

燃焼器入口圧力	390 kPa
燃焼器入口温度	658 K

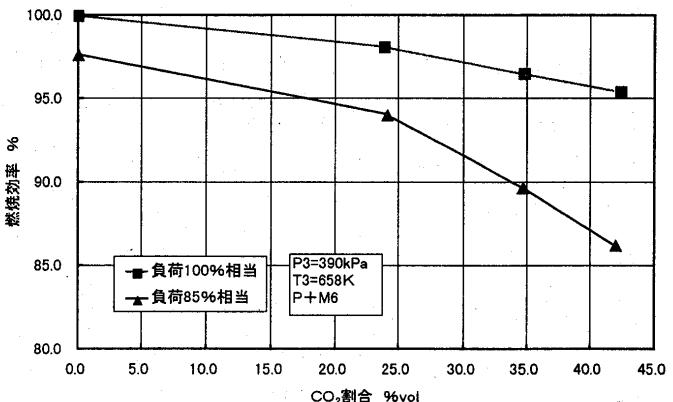


図6 CO₂注入割合の燃焼効率への影響

図6にはLNGに対するCO₂注入割合（体積割合）と燃焼効率の関係を示す。エンジン負荷100%相当の場合はCO₂割合0%（LNG燃焼に相当）と比較し、注入割合を増加させると徐々に燃焼効率は低下する。代表的な消化ガスの場合、CO₂割合は33～35%であり、その時燃焼効率は3～4%低下することになる。負荷85%相当になるとCO₂割合が33～35%では、0%時に比較し燃焼効率の落ち込みは大きく7～8%となる。

よって、消化ガスをガスタービン燃焼器用燃料として使用する場合、LNG等と比較して燃焼効率、燃焼安定性が低下すると予想され、燃焼安定性を向上させる燃焼器設計や不安定作動領域を避ける燃料切替えスケジュール設計等が必要となる。

燃焼効率が低下する原因としては、CO₂を注入することにより燃焼領域が希釈される（空燃比が大きくなる）効果と、図1に示されているように注入したCO₂の比熱が大きいことにより燃焼速度が低下する効果が考えられる。

上述の2つの効果が燃焼効率に与える影響を明確にするため、燃焼領域（パイロット及びメインを含めた）での当量比を空気配分を変えることによってCO₂を注入せずに変化させて試験を行い、CO₂を注入した場合と比較した。図7に燃焼領域当量比と燃焼効率の関係を、CO₂の注入有無の場合に分けて示す。ここで、燃焼領域当量比は負荷100%相当時の燃焼領域当量比で無次元化している。図7より、同じ当量比でもCO₂注入ありの方が、CO₂注入なしの場合より燃焼効率は低下し、CO₂注入量が増加するほどその傾向が大きくなることが分かる。この結果からはCO₂注入により燃焼効率を低下させる効果としては、希釈効果よりはCO₂の比熱が大きいことにより燃焼温度が低くなり、燃焼速度が低下したことが大きいといえる。

図8にはCO₂注入割合とNO_xとの関係を示す。CO₂割合の増加につれてNO_x排出量は低下し、CO₂割合が35%の時、CO₂割合0%時に対して1～2 ppm低下する。消化ガスを供給しているメイン噴射弁の燃焼ではもともとNO_xは低く、このため消化ガスを注入することによる、NO_x低減効果はそれほど現れていないが、NO_xが大量に発生するパイロット燃料噴射弁に消化ガスを供給するとNO_x低減効果はより大きいと考えられる。

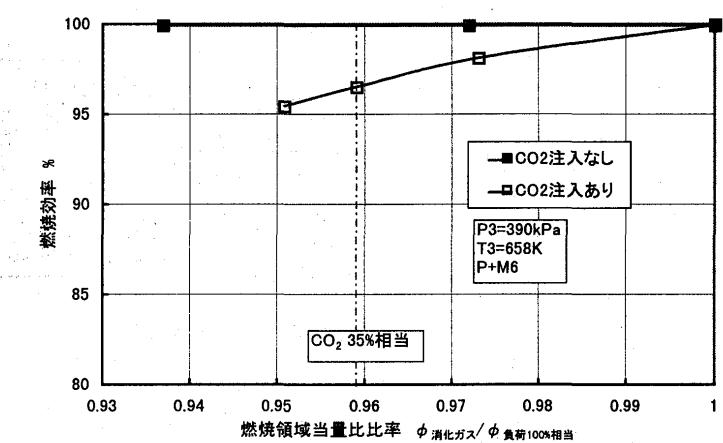


図7 燃焼領域当量比と燃焼効率の関係

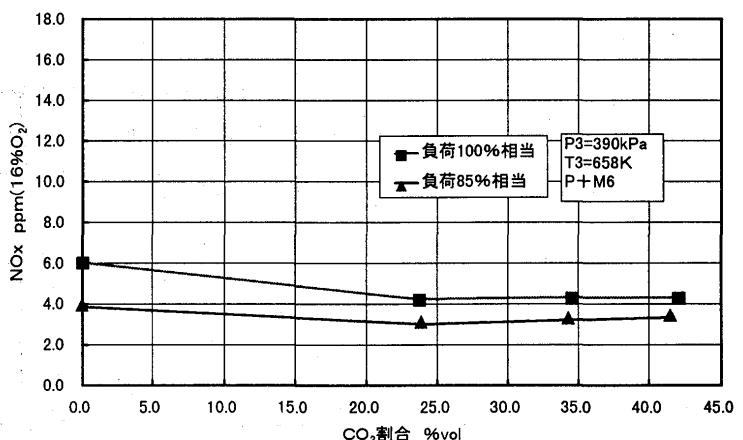


図8 CO₂注入割合のNO_xへの影響

上記のNO_x低減効果は、消化ガスをガスタービン燃焼器用燃料として使用する際、LNG等と比較しての利点として挙げられる。

図9には燃焼器出口半径方向温度分布を示す。CO₂割合が増加していくと温度が最大となる半径方向位置が外周側に寄ってくる傾向にある。今回の試験ではメイン噴射弁にのみCO₂を注入したため、メイン噴射弁下流にCO₂注入による燃焼効率低下の影響が強く現れ、パイロット下流とメイン下流の温度のバランスが変化したと思われる。これが燃焼器出口の温度分布を変化させる原因となっていると考えられる。

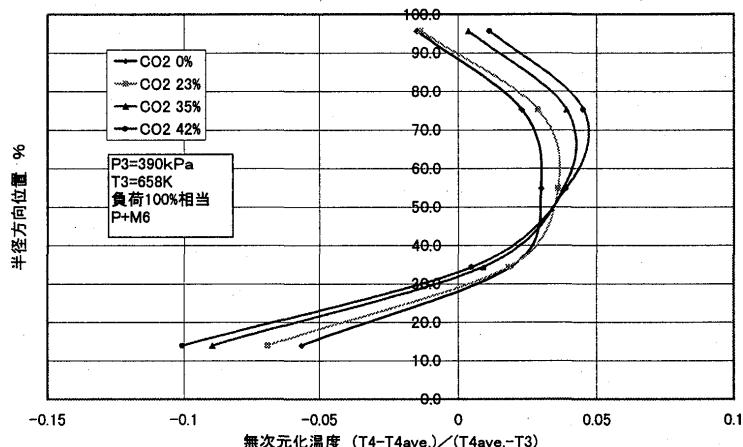


図9 燃焼器出口半径方向温度分布

5. 結論

IM270ガスタービン用燃焼器をベースとした、LNGにCO₂を注入した消化ガスを燃料として使用できる燃焼安定性を重視したマルチプル噴射弁型低NO_x燃焼器を試作し、CO₂注入割合の燃焼性能への影響を調べ、次のことが判った。

- (1) CO₂注入割合が増加するに伴い、燃焼効率は低下していく。
- (2) CO₂注入割合が増加するに伴い、NO_x排出量は低下していく。
- (3) CO₂注入により燃焼効率が低下する一因として、CO₂の比熱が大きいことにより燃焼温度、燃焼速度が低下することが挙げられる。
- (4) 消化ガスをガスタービン燃焼器用燃料として使用する場合の利点として、LNG等と比較してNO_x排出量が削減されることが挙げられる。一方燃焼効率、燃焼安定性の低下が予想され、燃焼安定性を向上させる燃焼器設計や不安定作動領域を避ける燃料切替えスケジュール設計等が必要となる。

以上により、消化ガスをガスタービン燃焼器用燃料として使用する場合の燃焼性能への影響、利点および課題が判明し、消化ガスをガスタービン燃焼器用燃料として使用できる目処が得られた。

謝辞

本研究は平成10年度新エネルギー・産業技術総合開発機構の即効型提案公募（プロジェクトID. 98K12-008-1）として行われた。本研究を実施するに当たり関係された各位に感謝いたします。

参考文献

- (1) 金 他、第27回ガスタービン定期講演会講演論文集、pp117-122,(1999)
- (2) 石川 他、第25回ガスタービン定期講演会講演論文集,pp129-133,(1997)

*江原 拓未(NEDO), 壱岐 典彦, 高橋 三餘, 濱 純(機械技術研究所)

1. まえがき

炭酸ガス回収対応循環型ガスタービンにおいては、高温化や不均一燃焼または不完全燃焼のために燃焼器出口で高濃度の一酸化炭素や水素等が存在する可能性があり、これらのガスがガスタービン通過時の急膨張により凍結して排出されることが懸念される。これら中間生成物の排出を抑えるためには、酸素供給量を増やして混合ガスの当量比を下げることにより酸化雰囲気中の燃焼を行うことが有効であるが、酸素製造動力の増大によるシステム効率低下を伴う。そこで、当量比や急膨張のパターンを変化させた場合の中間生成物の反応凍結について試算したので報告する。

2. 酸素製造動力のシステム効率への影響

天然ガス使用の火力発電所に付設して現在稼動している、冷熱利用による酸素分離プラントの製造能力と製造効率を表1に示す⁽¹⁾。現在、液体酸素とともに医療や半導体製造用いられる液体窒素や液体アルゴンの製造もあわせて行うようなプラントプロセスの最適化が行われている。ここで、炭酸ガス回収型ガスタービンが要求するような大量の酸素に対応する液体窒素などの需要増が見込まれない場合を想定し、現状のプラントをそのまま運転して酸素のみが利用されると仮定すると、酸素製造には通常の2倍から3倍のエネルギーが必要とな

表1 空気分離プラントの設備能力⁽¹⁾

設備能力(Nm^3/h)			LNG利用量 (t/h)	電力原単位 (kWh/Nm ³)	O ₂ 分離電力原 単位(kWh/Nm ³)
LN ₂	LO ₂	LA _r			
1	13500	6500	250	40	0.43
2	12300	6500	160	45	0.44
3	15000	5000	100	30	0.55
4	15000	6500	440	34	0.6
5	7500	7500	200	40	0.45
6	4000	3000	75	N/A	N/A
7	3500	3500	75	15	N/A

る。実際には、液体窒素の利用や酸素製造にプラントを最適化すること、さらには必要な酸素純度の見直しなどにより効率は改善されるが、電力原単位で 0.5 kWh/Nm³から 0.6 kWh/Nm³程度まで低下する可能性がある。なお、酸素製造に液体水素の冷熱を利用した場合、電力原単位は 0.3 kWh/Nm³程度が得られると

表2 酸素製造動力を考慮した場合のシステム効率

酸 素 製 造 動 力 (kWh/Nm ³)	酸素供給過剰割合%					
	0	2	4	6	8	10
	燃焼器内の当量比	1.00	0.97	0.95	0.92	0.90
システム効率 η %						
0.0	60.9	60.9	60.9	60.9	60.9	60.9
0.2	56.0	55.9	55.8	55.7	55.6	55.5
0.3	53.6	53.4	53.3	53.1	53.0	52.9
0.4	51.1	51.0	50.8	50.6	50.4	50.2
0.6	46.3	46.0	45.7	45.4	45.1	44.8
0.8	43.8	43.5	43.2	42.8	42.5	42.1
1.0	41.4	41.0	40.6	40.2	39.9	39.5
1.4	31.7	31.1	30.5	29.9	29.3	28.7

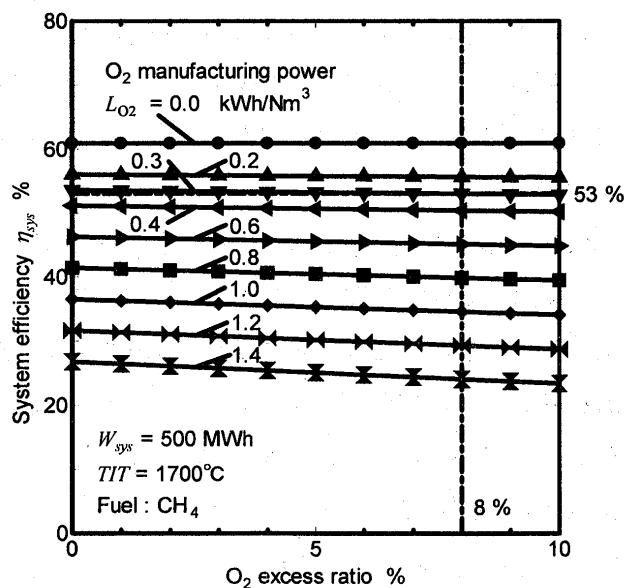


図1 酸素製造動力を含むシステム効率

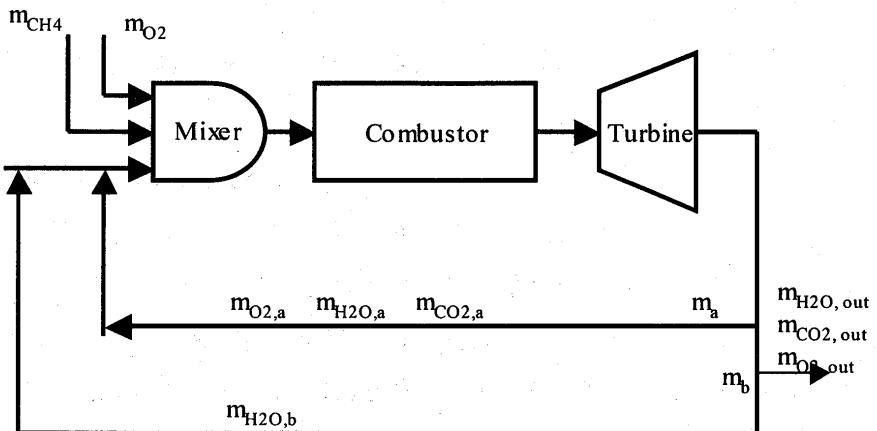


図2 計算モデル

されている⁽²⁾。

炭酸ガス回収型ガスタービンにおいては、燃焼をなるべく量論比付近の希薄側で制御することで酸素製造動力を減少させて高効率化を図ることが可能である。しかし、高温(約 2000 K)で高圧(約 5 MPa)の水蒸気雰囲気中における燃焼であることと、混合気の不均一などによる不完全燃焼による一酸化炭素排出の危険性もある。そこで、酸素濃度を 10%程度まで過濃側に変化させ、燃焼を酸化雰囲気中で行った場合のシステム効率と酸素製造動力の関係を解析した結果を表2に示す。ここでは、WE-NETにおいて提案されている 500MW 級の水素/酸素燃焼タービン⁽³⁾をメタン/酸素燃焼タイプに改造した場合を想定している。酸素製造の効率によってシステム全体の効率は大きく変化するが、HHV 換算の発電端効率は約 61%で、酸素供給過剰割合による変化は 1 %程度と小さい。

酸素供給過剰割合を変化させたときのシステム効率の変化を図1に示す。現状の酸素製造プラントをそのまま用いた場合でシステム効率 η_{sys} は約 51 %である。システム効率 $\eta_{sys} = 53\%$ を目標とした場合、プラントの最適化などによる 0.3kWh/Nm³ 程度までの酸素製造動力の低減と酸素過剩率を 8 %程度に抑える必要がある。

3. 一酸化炭素の反応凍結計算

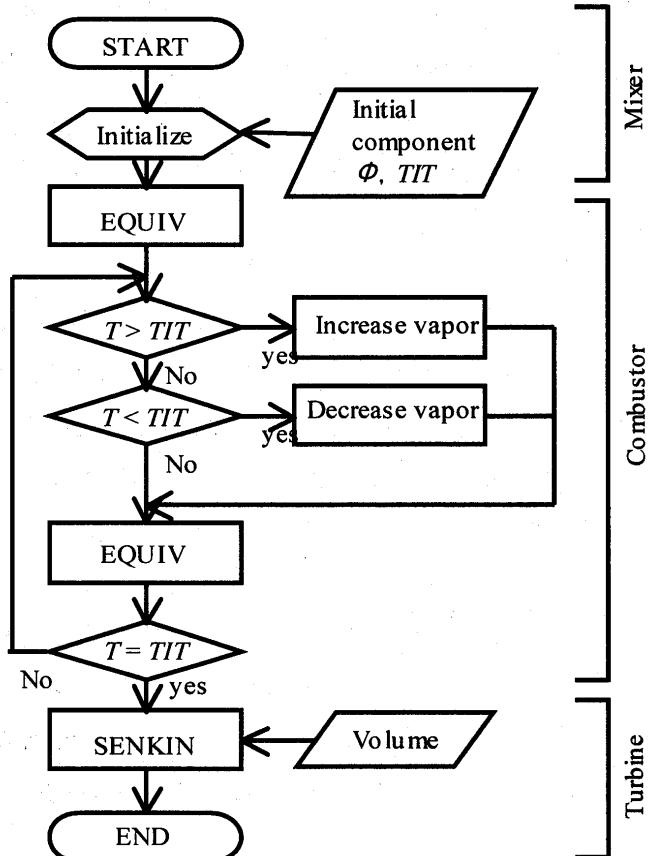


図3 フローチャート

上記のような、酸素製造動力のシステム効率への影響を踏まえて、酸素供給量を変化させた場合のタービン出口における一酸化炭素や水素等のガス組成への影響を調べた。

3.1 計算手法 計算コードには CHEMKIN-II を用い、

表3 タービン入り口におけるガス組成

ϕ	CH ₄	O ₂	CO ₂	H ₂ O
0.85	0.070	0.161	0.082	0.688
0.9	0.070	0.154	0.084	0.692
0.93	0.070	0.150	0.085	0.695
0.95	0.070	0.147	0.086	0.697
0.97	0.070	0.144	0.087	0.698
0.98	0.070	0.143	0.087	0.699
0.99	0.070	0.142	0.088	0.700
1.00	0.070	0.141	0.088	0.700
1.01	0.071	0.140	0.088	0.700

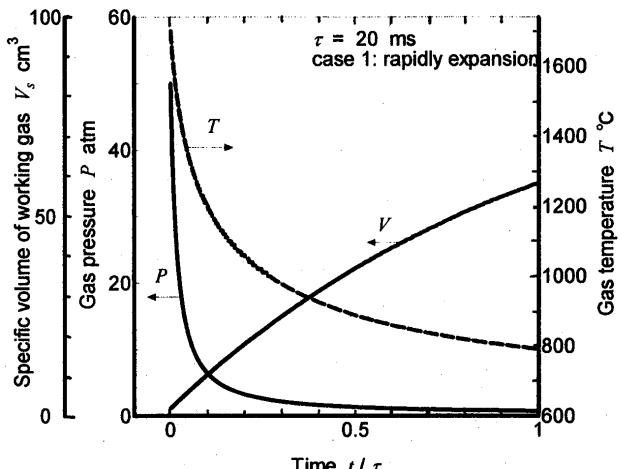


図5 急速膨張中のガス性状

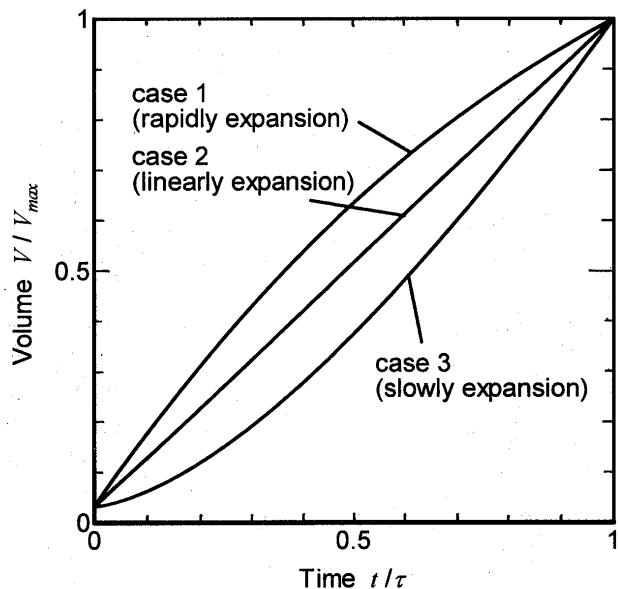


図4 膨張パターン

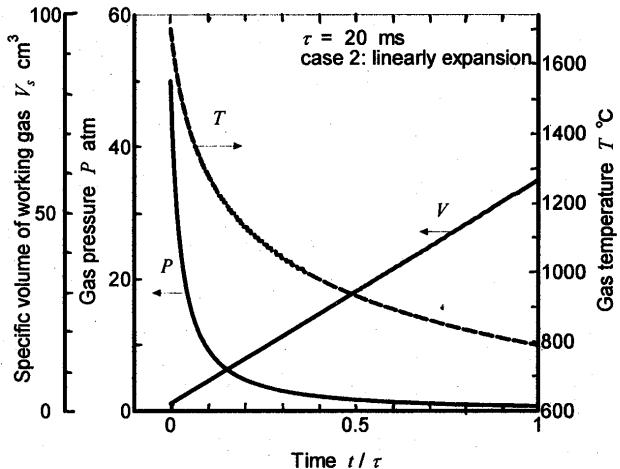


図6 直線的膨張中のガス性状

均一予混合気として計算を行った。計算モデルの概略を図2に示す。このモデルは循環炭酸ガス回収対応型ガスタービンサイクルを大幅に簡略化したものである。具体的には、循環ガスの組成、燃焼室入口温度、燃焼室入口圧力は採用が予定されているトッピング再生サイクルの数値シミュレーションより求めた。まず、混合器においてメタンと酸素の混合気に水蒸気を主体とした循環ガスを混合する。この混合気について EQUIV ルーチンを用いて平衡計算を行い、その後 SENKIN ルーチンを用いて膨張させながら反応計算を行った。

この計算のフローチャートを図3に示す。燃焼器入口におけるメタンと酸素のモル分率は、タービン入口温度

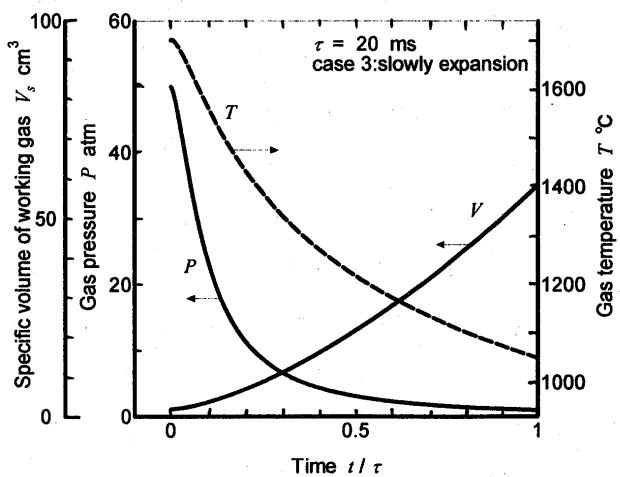


図7 緩慢膨張中のガス性状

TIT が 1973K で一定となるように水蒸気と二酸化炭素の量を調整した。タービン入口における当量比毎のガス組成は表3に示すとおりである。また、燃焼器入口圧力および温度は 5.0 MPa と 794 K とし、 ϕ が変化しても一定とした。燃焼器出口における組成は平衡計算により求めた。

タービン内における膨張プロセスの時間変化は、典型的な3つの膨張パターンを作成して利用した。タービン内での前半の膨張過程が急激で高温状態が短い急膨張(case 1: rapidly expansion)と、比体積が時間に比例して増加する直線的膨張(case 2: linearly expansion)および、タービン内での前半の膨張過程が緩やかで高温状態を維持できる緩慢膨張(case 3: slowly expansion)について、時間変化を図4にまとめて示す。実際のガスタービンにおける比体積変化は case2 の緩慢膨張に近い。タービン内の滞留時間 τ は高圧力比に伴う多段化を考慮して 20 ms とした。タービンを通過したガスは抽気後に再循環される。

3.2 計算結果 タービン入口からの経過時間 t による比体積 V_s 、ガス圧力 P およびガス温度 T について、急膨張と直線的膨張および緩慢膨張の場合をそれぞれ図5、図6および図7に示す。このときの当量比 ϕ はいずれも 1.0 である。タービン出口における圧力 TOP は 0.1 MPa でタービン入口温度は 1700°C とした。タービン出口温度 TOT は急膨張および直線的膨張のときは約 800°C で、緩慢膨張の場合には約 1050°C となった。

急膨張の場合について、当量比を ϕ を 0.85 から 1.0 まで変化させた場合の CO 濃度の時間変化を図8に示す。いずれの場合にも CO の濃度はタービン入口直後から一定となっており、酸化反応の凍結が起こっていることを示している。特に ϕ が 1.0 の場合では、CO 濃度は $t/\tau = 0.1$ すなわち $t = 2$ ms の時点の 400 ppm からタービン出口までほとんど減少しない。この時刻は ϕ の減少に伴って遅くなり、 $\phi = 0.95$ の場合では $t/\tau = 0.3$ で凍結が起り、そのときの CO 濃度は約 5 ppm である。 $\phi = 0.85$

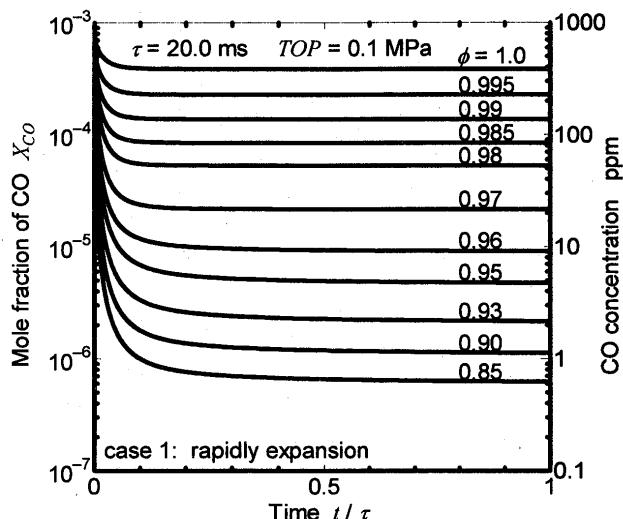


図8 急速膨張によるCO酸化反応の凍結

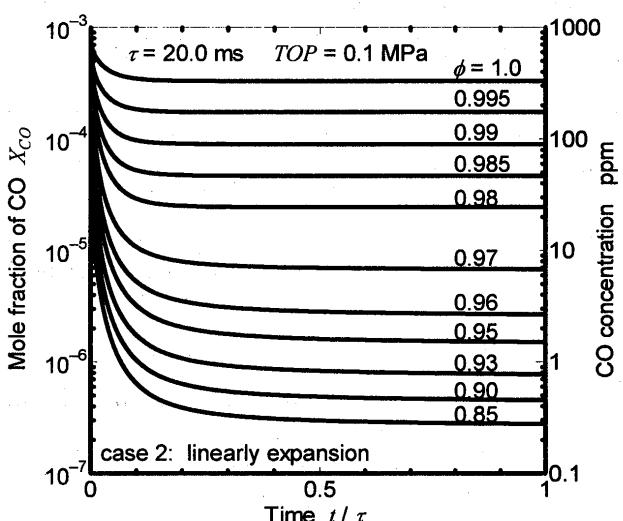


図9 直線的膨張によるCO酸化反応の凍結

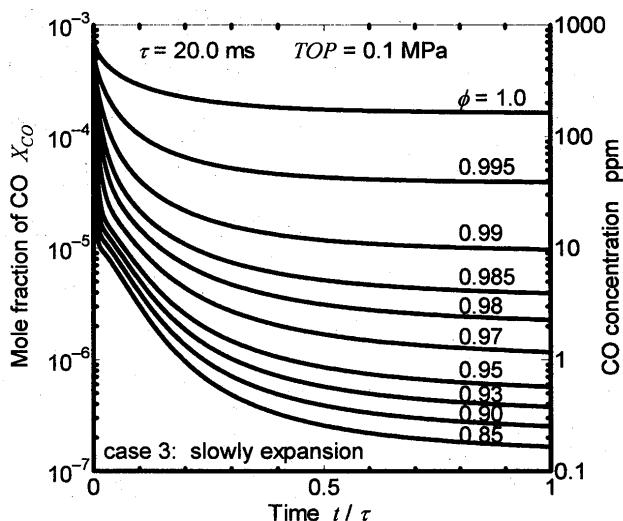


図10 緩慢膨張によるCO酸化反応の凍結

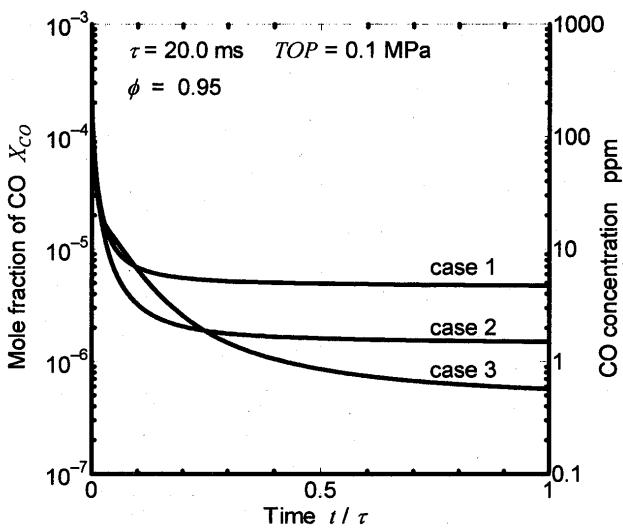


図11 膨張パターンの違いによるCO酸化反応凍結状況の変化

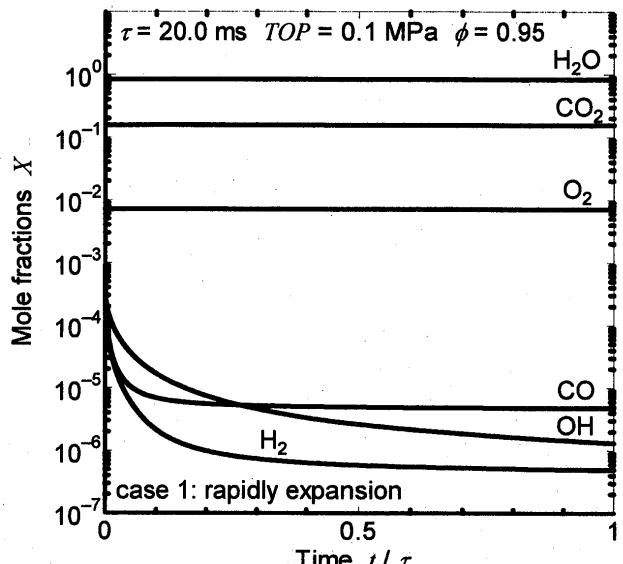


図13 急速膨張によるガス組成の変化

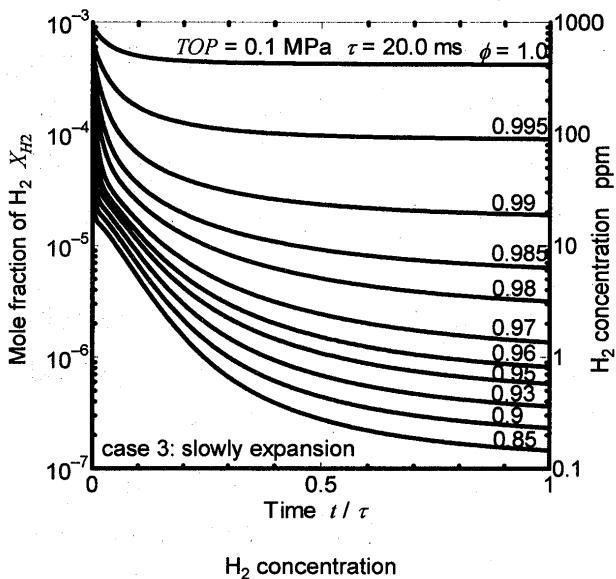


図12 緩慢膨張によるH₂濃度の時間変化

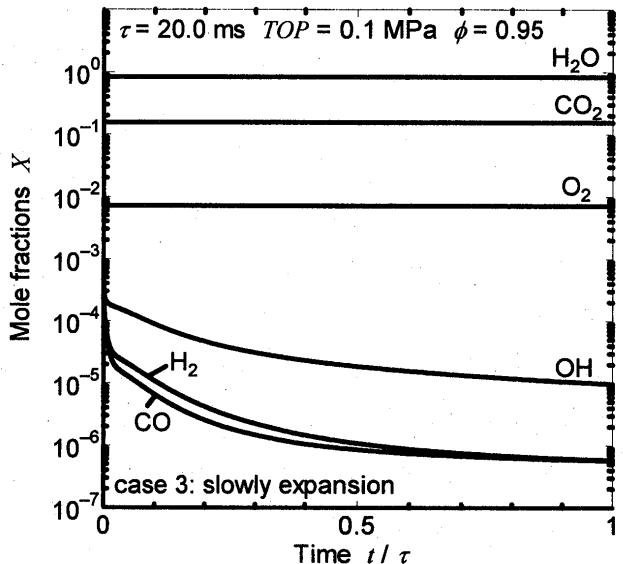


図14 緩慢膨張によるガス組成の変化

の場合でも $t/\tau = 0.4$ で反応が凍結している。

直線的膨張の場合についての CO 濃度の時間変化を図9に示す。タービン内の高温状態が長く維持されるため、図8の場合と比較して CO 濃度の凍結が遅くなっている。 $\phi = 0.95$ の場合では $t/\tau = 0.5$ で凍結が起り、そのときの CO 濃度は約 1.5 ppm である。

緩慢膨張の場合について、当量比 ϕ を変化させながら CO 濃度の時間変化を計算した結果を図10に示す。タービン内の高温状態はさらに長く維持されるため、図9の場合と比較しても CO 濃度の凍結が遅くなっている。 ϕ が

1.0 の場合、CO の酸化反応は $t/\tau = 0.4$ の時点の 180 ppm で凍結している。 $\phi = 0.95$ の場合ではタービン出口においても酸化過程は継続しているが、反応の大部分は $t/\tau = 0.5$ 以前で完了している。また、 $\phi = 0.99$ の場合でタービン出口における CO 濃度が 20 ppm で、 $\phi = 0.95$ の場合には 0.6 ppm まで減少する。これは、このタイプの膨張においてはタービン通過時に CO の酸化反応が十分進行することを示している。

当量比 $\phi = 0.95$ の場合について、膨張パターンを変化させたときの CO 濃度の時間変化をまとめた結果を図11

に示す。膨張が緩やかになるにしたがって CO 酸化反応の凍結の起こる時刻が遅くなり、タービン出口における CO 濃度もそれにしたがって低くなっている。

同様に、タービン内での水素濃度変化の計算結果を図 12 に示す。膨張のパターンは実際のガスタービン内に近い緩慢膨張のケースで計算した。これは図 11 に示したように、CO の酸化反応凍結の比較的起こりにくい条件である。全体的に排出される濃度は CO よりも多く、当量比が 1 に近づくにしたがってその差は大きくなるが、以下ではほとんど差はない。

燃焼器入口における等量比 $\phi = 0.95$ で急速膨張する場合のタービン出口におけるガス組成のうち、二酸化炭素、一酸化炭素、水素、酸素、OH および水蒸気についてまとめた結果を図 13 に示す。一酸化炭素と水素および OH はタービン入口から濃度が急激に減少する。一酸化炭素と水素は途中で反応が凍結して濃度減少が停止するが、OH の濃度は減少しつづける。

同様に、 $\phi = 0.95$ での緩慢膨張の場合のタービン出口におけるガス組成の時間変化を図 14 に示す。図 13 の場合と比較して一酸化炭素と水素の減少は長く続いている。酸化反応の凍結はおきにくいことがわかる。当量比を変化させながら同様の計算を行った場合のタービン出口におけるガス組成を整理した結果を表 4 に示す。ここで、0.1 ppm 以下の濃度については計算誤差以下としてゼロであらわしている。ガスのはほとんどは水蒸気と二酸化炭素であることがわかる。

以上の結果から、実際のタービンに近い膨張パターンの場合では ϕ を 0.95 以上とすることで CO 排出濃度は 10 ppm 以下になる。この値は建築基準法で定める排出基準に相当する。また、そのときには酸素製造動力を考慮した場合でも効率 55 % (HHV) を達成できる。さらに、より急速な膨張パターンを仮定したときを含め、H₂ や HC など他の中間生成物の排出量も無視できるレベルである。

4.まとめ

CO₂ 回収対応循環型ガスタービンにおける排出ガスについて、酸素製造動力がシステム効率に与える影響を見積もったまた、タービン内の急膨張による圧力および温度変化を考慮してシミュレーションを行い、特に有毒ガスである CO の反応凍結について予測した。

- 1) 酸素製造動力はシステム効率に直接影響する。たとえば、酸素製造に必要な動力が 0 から 0.4 kWh/Nm³ まで増加した場合、当量比が 1 のときのシステム効率は 61 % から 52 % に低下する。
- 2) 酸素供給過剰割合によるシステム効率の変化は 1 % 程度と比較的小さい。たとえば当量比が 1 のときと比較して酸素過剰率が 10 % の場合のシステム効率は 52 % から 51 % に低下する。
- 3) 均一燃焼を仮定した今回の試算では、実際のタービン内に近い膨張過程において $\phi = 0.95$ 程度のわずかな酸素過剰側にすれば、一酸化炭素の反応凍結については理論上無視できるレベルになることが予測できた。

文献

- (1) 水素利用国際クリーンエネルギー技術 (WE-NET) サブタスク 7 水素利用技術に関する調査・検討、平成 5 年度成果報告書, p246
- (2) 花田卓爾、"冷熱利用に関する調査研究", WE-NET 水素エネルギーシンポジウム講演予稿集, p.211-216, 1996.
- (3) Mori, H., Sugishita, H and Uematsu, K., "A Study of 50MW Hydrogen Combustion Turbines", proc. of 12th World Hydrogen Energy Conference, p.1505-1514, 1998.

PIV を用いた周期流れ計測の試み

B-8

*山本 武、吉田征二、黒澤要治、五味光男、鈴木和雄（航空宇宙技術研究所）

1. まえがき

ガスタービンには、大気環境保全の観点からNO_xやCO等の有害な排出物を低減することが強く望まれている。ガスタービンなどの燃焼におけるNO_x発生量の削減のためには、予混合希薄燃焼が効果的であるとされているが、この燃焼法を用いると振動燃焼等が発生しやすくなり、ガスタービンの運転や耐久性に悪影響を及ぼす。また、燃焼の不安定性に起因する燃焼効率の低下により、熱効率の低下、CO等の発生を引き起こすため、振動燃焼を抑制することが大きな課題となっている。燃焼器内の振動燃焼の制御には、その発生機構を解明することが重要であり、そのためには流れを非定常で把握することが必要である。一方、燃焼器の数値シミュレーションにおいて、定常計算結果と非定常計算結果の時間平均に差が生じることが分かっており、計算結果の検証のためには、非定常で計測されたデータが必要となっている。そこで、周期的な流れ場の位相を圧力波形から検出し、それに基づいてPIV (Particle Image Velocimetry) 装置にトリガーをかけ、複数周期から測定した各位相の速度場を集積することより、周期流れ全体を捉えることを考え、計測システムを開発した。知り得る限り、このような計測を行った例は見当たらない。最初の試みとして、周期流れの典型であるプラットボディ周り流れの計測を行い、計測システムの有効性を確認した。

2. 周期流れの計測原理

PIV はレーザーの発振周期及び画像取り込みの速度の制約により、振動燃焼場のような高速で変動する非定常流れを計測することは不可能である。ただし、その流れが周期的あるいは再現性が高い場合には、複数の周期について位相をずらして計測したいいくつかの速度場を集積することによって流れ全体を把握することは可能である。例えば、ヘリコプターのローター回転面近傍の流れはローターの動きに同調する周期性を持つため、ローター軸の回転位置を用いて PIV の計測時期を決めることが可能であり、実際に計測が行われている⁽¹⁾。しかし、流体力学的に生じる周期現象についてはその位相をとらえるのが困難であり、計測された例は見当たらない。

そこで、周期流れにより圧力変動が起こることに着目し、圧力計の信号によって PIV を制御することを考案した。得られた圧力波形を周波数分析し、その周波数のバンドパスフィルターを通して、図1のような流れの周期性の情報を持った波形が得られる。次式のように t_{delay} を変化させて PIV 計測を行い、各位相のデータを順に並べることにより、1 周期分の流れが把握可能である。

$$t_{\text{delay}} = \Delta t \times n \quad (n = 0 \sim n_{\max}) \quad (1)$$

ここで、 Δt は時間分解能、 n_{\max} は1周期の分割数であり、周期を t_{cycle} とすると

$$\Delta t = t_{\text{cycle}} / n_{\max} \quad (2)$$

という関係がある。

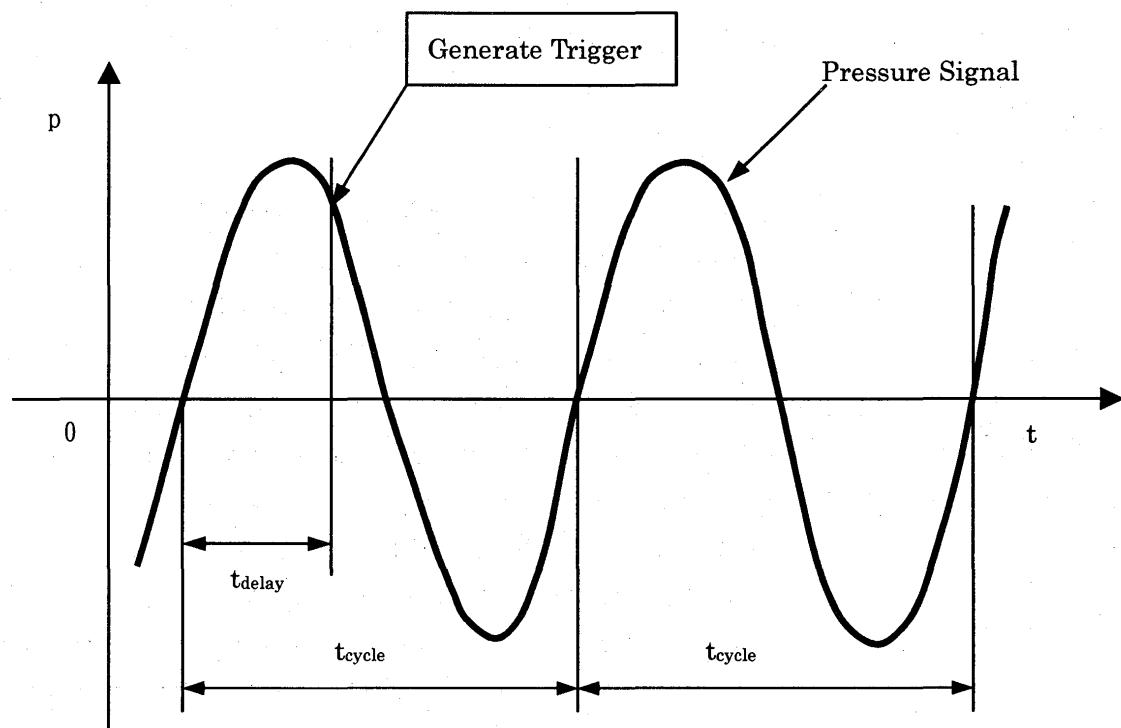


図1 トリガー信号生成

3. 実験装置

3. 1 実験モデル

図2に実験モデル及び計測装置の模式図を示す。50mm×50mm の正方形断面を持つダクト内に長さ方向と垂直に一辺 20mm の正三角形の二辺をなすV型のブラフボディが設置されている。ダクト出口は大気に開放されており、流入する空気の温度は約 300K、流速は 20m/sとした。ブラフボディの一辺の大きさに基づく Reynolds 数は 2.2×10^4 である。

3. 2 PIV 装置

PIV 装置の制御、計測及びデータ処理はコンピュータ上で動作するソフトウェア (TSI 社 INSIGHT-NT) により行われる。ダブルパルス Nd:YAG レーザー (NEWWAVE 社 MiniLase II-20) とクロスコリレーションカメラ (TSI 社 PIVCAM10-30 model 630046、有効ピクセル数 1000×1016) は、シンクロナイザー (TSI 社 LaserPulse model 610032) により同期される。2台のレーザーの発振間隔は装置の設定可能最小値である $5 \mu s$ とした。シードはリキッドガス社の MSF-30M (平均粒径 $2.7 \mu m$ 、見かけ比重 $0.45 g/cm^3$) を用い、乾燥空気と混合した後、ダクト上流の整流部前に注入した。

測定範囲は図3に示すように、ダクト対称面上の $x=0 \sim 40 mm$ 、 $y=-20 \sim +20 mm$ の領域とした。速度の導出のためのデータ処理を行う検査領域 (Interrogation window) は 32×32 ピクセルとした。し

たがって、速度ベクトルは 30×30 個得られ、その間隔は約 1.3mm である。

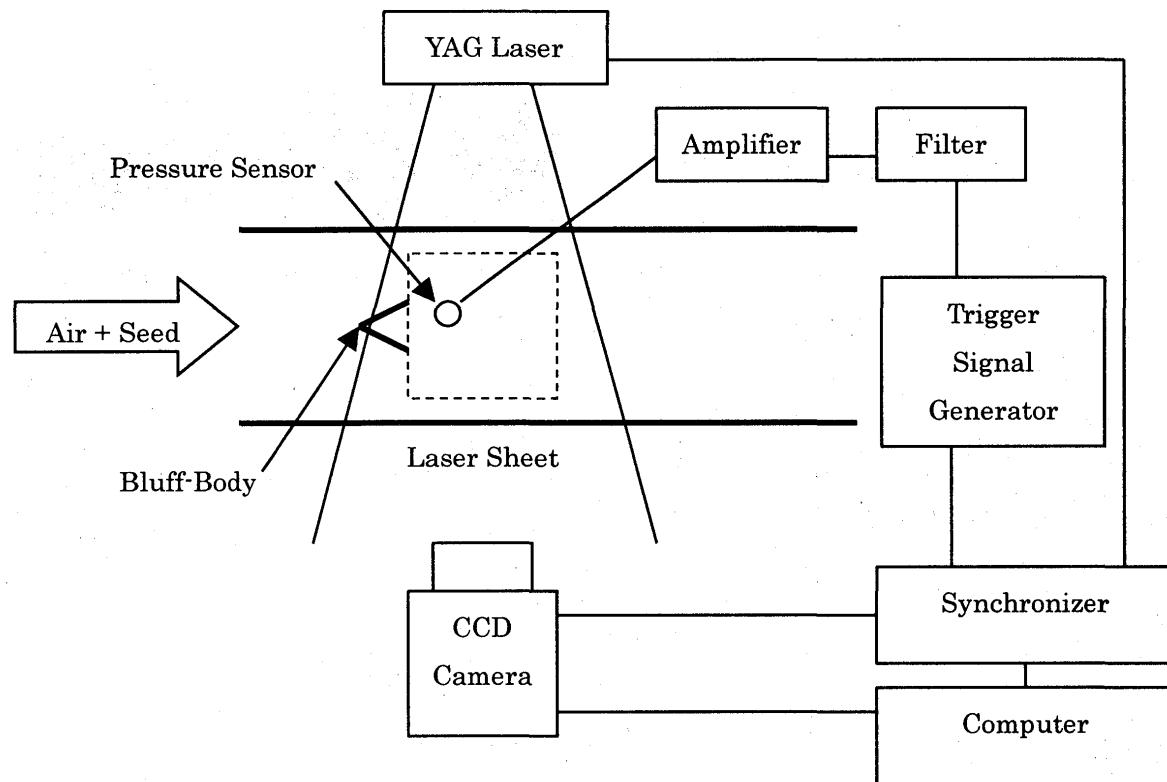


図2 計測装置

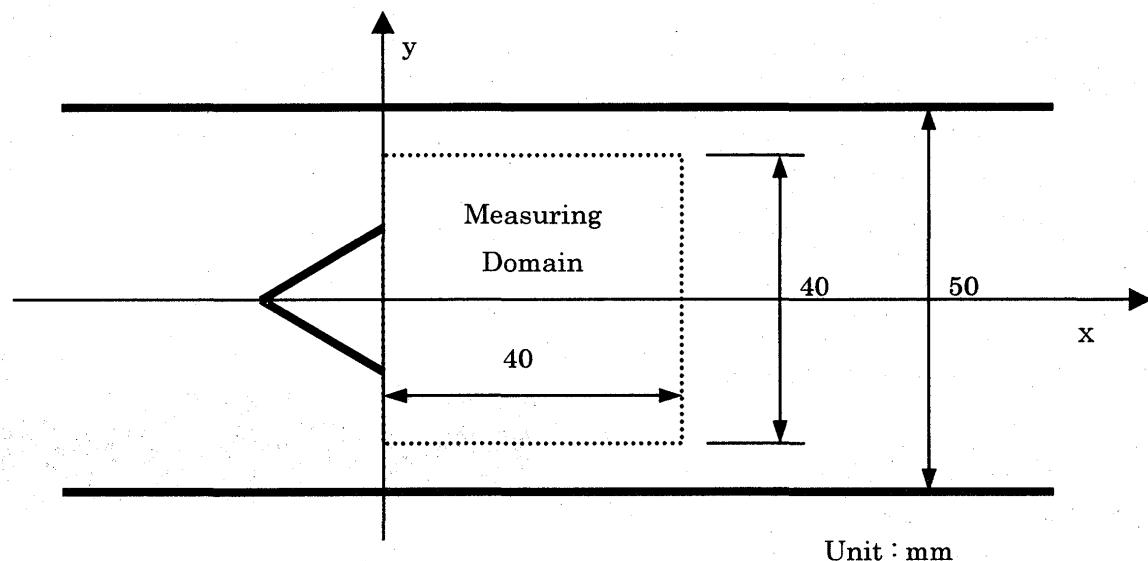


図3 計測範囲

3. 3 PIV 位同期システム

図2に示されているように、ブラフボディ後端近傍の側壁には、圧力センサーが取りつけられている。圧力センサーは KULITE 社の広温度型 (XTME-190、定格圧力 71kPa) を用いており、6kHz ま

での測定が可能である。センサーから得られた信号は DC アンプ (TEAC 社 SA-57) で増幅され、設定周波数帯を透過するフィルター (エヌエフ回路設計ブロック社 Multifunction Filter 3611) を通り、トリガー信号生成装置に導かれる。トリガー信号生成装置は、入力信号が負から正の値に変わる瞬間から指定する遅延時間 t_{delay} だけ経過した後にトリガー信号を生成する。ただし、レーザーの発振周波数を 15Hz 程度とするため、トリガーを出力して 70ms の間は次のトリガーを生成しないように制御されている。トリガー信号は PIV 装置に導かれ、設定した位相で計測が行われる。

4. 計測結果及び考察

図 4 は圧力センサーの出力を示している。横軸は時間 [ms]、縦軸は大気圧からの圧力の変動分 [kPa] である。圧力波形には、様々な周波数成分が存在するが、強い高周波数成分が含まれていることが明らかである。この波形を FFT 装置にかけ、周波数分析を行うと図 5 のような結果が得られた。横軸は周波数 [Hz]、縦軸はアンプからの出力をデシベルで表したものである。図より、100Hz、650Hz、980Hz 辺りにもピークが存在するが、最も高いのは 325Hz であることが分かる。

計測の対象としているのがブラフボディ周りの流れであるため、円柱周りに起こるカルマン渦のような流れが形成されていると考えられる。このような流れを取り扱う場合、次式で定義される Strouhal 数がよく用いられる。

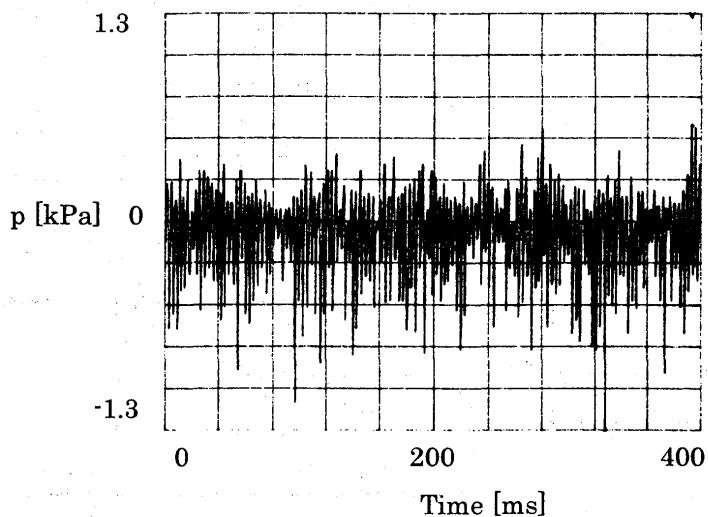


図 4 圧力波形

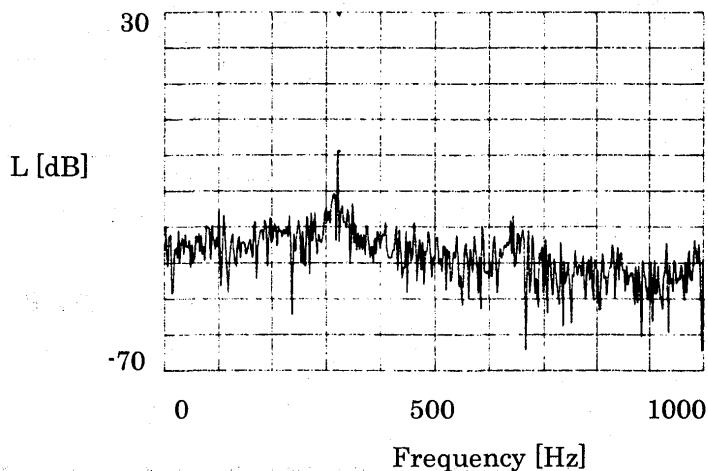


図 5 圧力波形の周波数分析結果

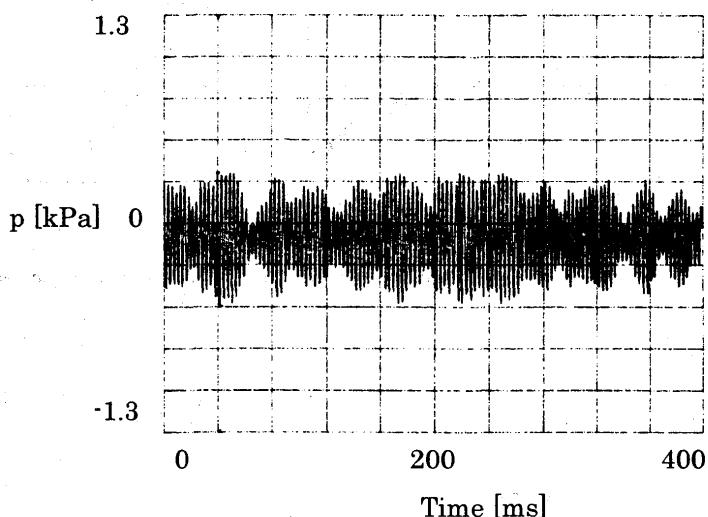


図 6 フィルター通過後の圧力波形

$$St = D f / U$$

D : 代表長さ

f : 振動数

U : 代表速度

Strouhal 数は Reynolds 数が $200 \sim 4 \times 10^5$ の範囲で、流速によらずほぼ一定の値 0.2 をとることが知られている。D をプラフボディの一辺の長さ 20mm、U をプロッケージを考慮して $20 \times 50 / 30 \approx 33\text{m/s}$ とすると f は約 330Hz となり、FFT 装置から得られた 325Hz に近い。そのため、この周波数に着目することとして、330Hz のバンドパスフィルターを選択した。したがって、流れの周期 t_{cycle} は 3.03 ms である。

図 6 にフィルター通過後の圧力波形を示す。振幅に変動があるもののトリガー信号生成には 0V を通過する時間のみが重要であるため、問題はないと考えられる。振幅の変動は、主流の脈動によるものと考えている。

本実験では、1 周期を位相で 30° おきに計測することとした。したがって、式(1)中の n_{max} は 12、 Δt は 0.253ms である。各位相について 10 回の計測を行い、平均することでサイクル変動を取り除いた。図 7 は以上のような手法により得られた周期流れの速度分布を 60° おきに示している。プラフボディの上下のエッジから一対の渦が放出され、流される様子が捉えられている。平均したデータ数が 10 と少ないにも関わらず、良好な結果が得られている。以上の結果により、開発した計測システムが十分な有効性を持つことが確認できた。

5.まとめ

圧力波形に基づいて PIV 装置を制御し、周期流れの速度分布を面で計測するシステムを開発した。最初の試みとして、周期流れの典型であるプラフボディ周りの流れに適用し、計測システムの有効性を確認した。今後はこの計測システムを振動燃焼場に適用し、その発生機構解明と抑制方法開発のために役立てていく。

参考文献

- (1) K. Saripalli, Application of Particle Imaging Velocimetry Techniques to Helicopter Rotor Flowfields at McDonnell Douglas Aerospace, 33rd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA-95-0017, 1995.
- (2) Guezet J., Gomi M., Shindo S., Suzuki K., Determination of Water Flow Velocity around Ram Flameholder by PIV, Journal of Visualization Society of Japan, Vol. 17, Suppl. No. 2, pp. 51-54, 1997.
- (3) Guezet J., Gomi M., Kurosawa Y., Suzuki K., PIV Measurement of High Speed Air Flow in the Wake of a Flameholder, Conference of Visualization Society of Japan, Mie, 1998.
- (4) Guezet J., Kurosawa Y., Gomi M., Suzuki K., PIV Measurements of Ram Flameholder Wake-Flow with Combustion, Proceedings of VSJ-SPIE98, Yokohama, 1998.

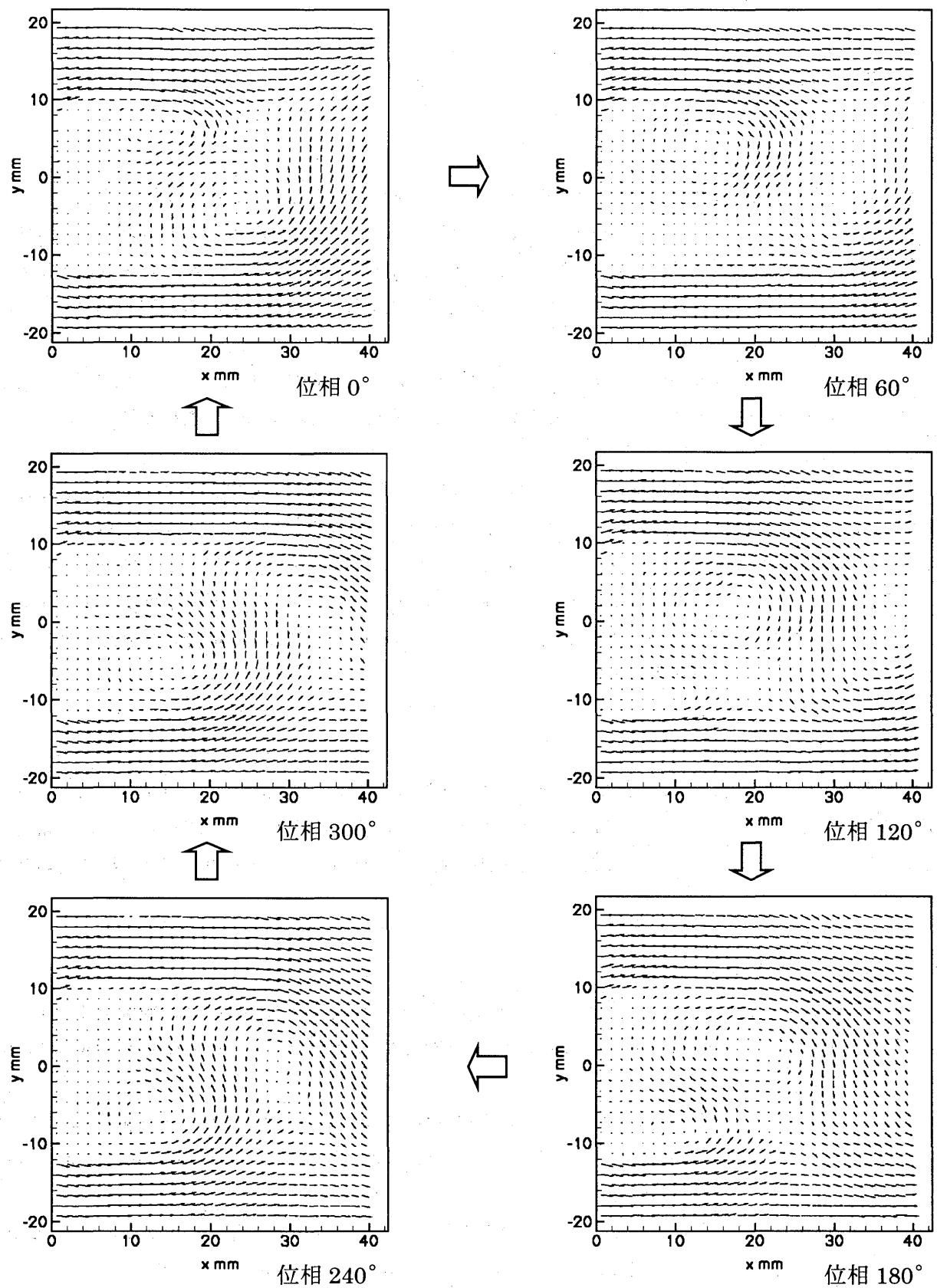


図7 計測結果

二酸化炭素を主作動流体とする

B-9

メタン燃料ガスタービンサイクルの検討

*横山知子 (都立科技大院)
湯浅三郎 (都立科技大)

1. はじめに

NO_x 、二酸化炭素などの発生による大気汚染及び地球温暖化といった環境問題への対応策、石油資源の枯渇による代替燃料の開発については、ガスタービンの分野においても当然のことながら研究が進められている。代替燃料としては水素が古くから注目され、最近では WE-NET プロジェクトで広範囲に研究されている。しかし燃料としての水素の製造や貯蔵には多くの問題が残されており、水素を利用した実用的な各種動力・発電システムの実現は比較的遠い将来という見方が支配的となっている。

NO_x と地球温暖化に対する他の理想的な取り組みとして、天然ガスの主成分であるメタンを燃料とし、二酸化炭素を主作動流体とするセミクローズドガスタービンシステムが提案されている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾。これは、空気を作動流体とする開放型のガスタービンシステムではないため、 NO_x は全く発生・排出しない。また燃焼生成物が CO_2 と H_2O のみであるため、冷却して H_2O を液化すれば CO_2 を直接回収することができる。しかも天然ガスを燃料とするため石油の代替燃料問題も当面はクリアできる。さらに必然的に配置される熱回収蒸気発生器はコンバインドサイクルとして高効率化に寄与することからも、このシステムは理想的なガスタービンシステムと言える。

しかしこのシステムは非常に複雑なばかりでなく、実用化に際しては幾つかの本質的な問題点が存在するようである。また概念は提案されているが、共有できる情報や基礎データが少なく、このシステムを具体的に検討するうえでの障壁となっている。そこで本研究では、二酸化炭素を主作動流体とするメタン燃焼ガスタービンシステムの問題点の提起と、その解決に向けての研究の第一段階として、最も単純で理想的なシステムを用いて熱サイクルの定式化を試み、幾つかのパラメータの影響について検討を加えた。

記号

T	: 温度
P	: 壓力
C_p	: 定圧比熱
γ	: 比熱比
$\varepsilon_b = (P_2 - P_3) / P_2$: 燃焼器圧力損失率
$\varepsilon_c = (P_4 - P_5) / P_4$: (排熱回収器+凝縮器) 圧力損失率
η_c	: 圧縮機効率
η_t	: タービン効率
η_b	: 燃焼効率
\dot{m}	: 質量流量

$H_i^N = \int_{T_0}^{T_N} C_{pi} dT + \Delta H_{f,i}^0$: i 成分の N の位置の温度でのエンタルピー
$\Delta H_{f,i}^0$: i 成分の基準温度 T_0 における標準生成エンタルピー
L_t	: タービン出力
$SL = L_t / \dot{m}_{\text{CO}_2\text{in}}$: 比出力
Q_{46}	: 回収熱量
$Q_r = Q_{46} / \dot{m}_{\text{CO}_2\text{in}}$: 比回収熱量
$\beta = \dot{m}_{\text{O}_2} / \dot{m}_{\text{CO}_2\text{in}}$: 二酸化炭素に対する酸素の質量流量割合

添え字

c	: 圧縮機あるいは凝縮器	1	: 圧機機入口
t	: タービン	2	: 燃焼器入口
i n	: 酸素及びメタン入口条件	3	: タービン入口
g	: 気体	4	: タービン出口
l	: 液体	5	: 排熱回収器出口
$\text{CO}_{2\text{in}}$: 圧縮機に流入する二酸化炭素	6	: 凝縮器出口
$\text{CO}_{2\text{out}}$: 系外に排出される二酸化炭素		
$\text{H}_2\text{O}_{\text{out}1}$: 凝縮器から排出される水(液体)		
$\text{H}_2\text{O}_{\text{out}2}$: 系外に排出される水蒸気		
$\text{H}_2\text{O}_{\text{in}}$: 圧縮機に流入する水蒸気		

2. 二酸化炭素を主作動流体とするメタン燃料ガスタービンシステムの概要

図1に CO_2 を主作動流体とする最も基本的なメタン燃焼ガスタービンシステムの概略図を示す。このシステムでは、メタンと酸素とが CO_2 中で理論量論比燃焼することが大前提である。燃焼ガスは排熱回収器と凝縮器を通過する間に外部水と熱交換を行い、蒸気タービン用の蒸気を発生するものとする。そして、 CO_2 ($\dot{m}_{\text{CO2in}} + \dot{m}_{\text{CO2out}}$) と凝縮器出口温度で決まる蒸気分圧をもつ水蒸気 ($\dot{m}_{\text{H2Oout2}} + \dot{m}_{\text{H2Oin}}$) とが凝縮器より流出する。また、凝縮器からは一部が水 (\dot{m}_{H2Oout1}) として排出される。凝縮器から出た CO_2 と $\text{H}_2\text{O(g)}$ は、一部を再循環流体 ($\dot{m}_{\text{CO2in}} + \dot{m}_{\text{H2Oin}}$) として圧縮機へ戻し、残り ($\dot{m}_{\text{CO2out}} + \dot{m}_{\text{H2Oout2}}$) は系外に排出される。このガスをさらに冷却すれば(図1では省略)、水が液化分離できて CO_2 を直接回収することができる。特に、圧縮機に入る CO_2 と $\text{H}_2\text{O(g)}$ の組成のモル数割合を1対2にすれば、燃焼生成ガスの組成のモル数割合と一致し、原理的にはこのシステム全体の循環流体の組成は変わらず、燃焼器を出た後は流量のみが増加することになる。⁽²⁾

このシステムは原理的には凝縮器出口温度 T_6 を制御するだけで、圧縮機に流入する流量、温度、圧力を制御でき負荷が変えられる。同時に、燃焼させるメタン/酸素の流量を一定に保つかどうかによってもタービンがする仕事や回収熱量も変化する。従って負荷の変化には、実際は T_6 、 $\dot{m}_{\text{O}_2}/\dot{m}_{\text{CH}_4}$ 、($\dot{m}_{\text{CO2out}} + \dot{m}_{\text{H2Oout2}}$)を同時に制御しなければならない。しかも開放型と違って閉鎖型であるため、それぞれの制御量の変動がシステム全体の圧力と温度の発散へと結びつく可能性があり、負荷変動に対応した過渡的問題を解決しておく必要がある。さらにこの閉鎖型システムで最も重大な問題の一つは、燃焼時に発生する解離成分ガスや未燃のメタン

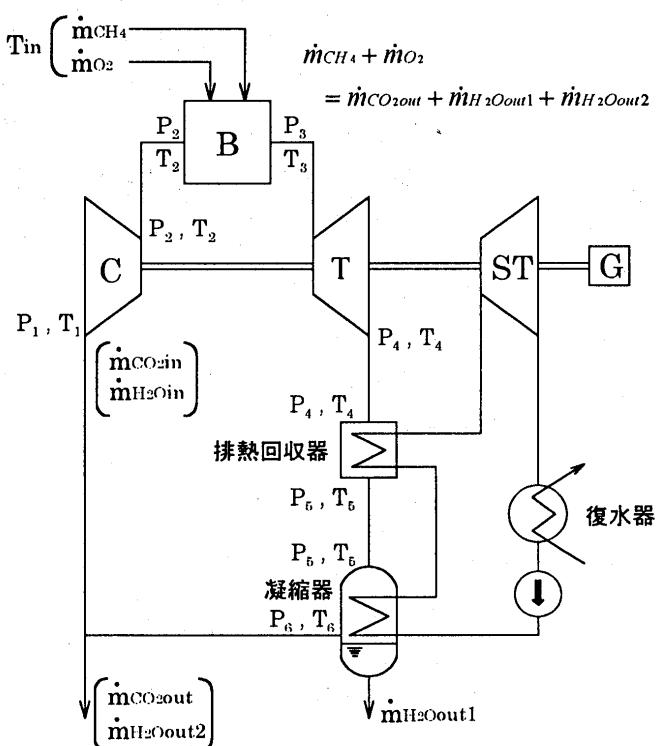


図1 二酸化炭素を主作動流体とする
セミクローズドメタン燃料ガスタービン系統図

燃料の存在である。これらは冷却によって除去することはできず、システム内を循環し、その濃度を増していくことが予想される。循環する解離成分や未燃燃料がシステムにどのような影響を与えるかは筆者らの知る限りでは全く報告がなされていない。本ガスタービンシステムを実際に構築するうえでこれは避けて通れない重大な問題であると言える。

本研究では、上記の2つの問題を解決することを最終的な目標にしている。その第一段階として、後述するように解離や未燃燃料は考慮せず、また水蒸気は全て凝縮器で液化するようなサイクルを考え、圧力比や温度比、酸素質量流量と二酸化炭素質量流量との比が比出力や回収熱量に与える影響を調べた。

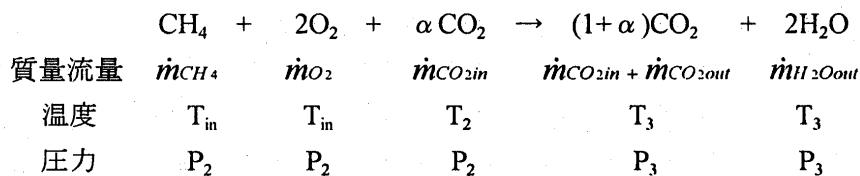
3. 二酸化炭素を主作動流体とするメタン燃料ガスタービンサイクル

3-1 仮定

- 燃焼生成物中の水蒸気は凝縮器で全て水となって系外に排出され、圧縮機を通過する主循環流体はCO₂のみとする。
- メタンと酸素は理論量論比（当量比 $\phi = 1$ ）で燃焼する。
- 燃焼生成物中の解離成分の濃度は無視する。
- 燃焼効率は100%とする。
- 作動流体の比熱や比熱比は、各過程における代表的な値で与え、温度に対する依存性は無視する。
- 蒸気タービンがする仕事は、回収熱量として評価する。

3-2 基礎関係式

圧縮機とタービンの過程は通常のガスタービンの過程と全く変わらず、教科書に載っている仮定や関係式がそのまま適用できる。燃焼過程では、以下の条件でCO₂中において酸素とメタンとが理論量論燃焼する。



従って、燃焼温度T₃は β に強く依存する。サイクル計算を行う上には、T₃と β (T₂, T_{in}, P₂)あるいは、 β とT₃(T₂, T_{in}, P₂)との関係を知っておく必要がある。本報告では、別途行った平衡計算⁽⁴⁾より、これらの関係を多項式近似で求めておき、燃焼条件に従って β とT₃とを算出した(平衡計算では当然解離成分が生ずるが、本報告では3-1で述べたようにこれらの存在は作動流体としては無視した)。

タービンを出た循環流体は、熱回収器と凝縮器において冷却水と熱交換をし、図2に示すように水とCO₂とに分離されるものとした。Q₄₆をこの過程で水蒸気として回収される熱量とする

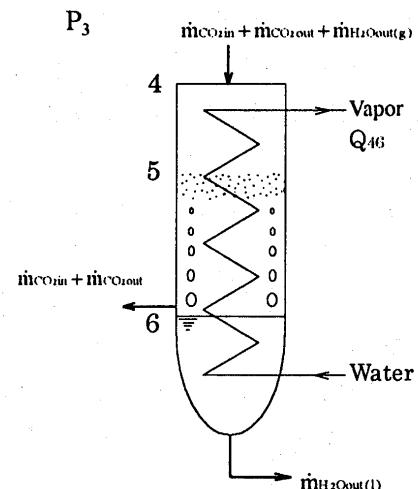


図2 凝縮器概要

と、以下の関係式が成り立つ。

$$(\dot{m}_{CO_{2in}} + \dot{m}_{CO_{2out}})H_{CO_2}^4 + \dot{m}_{H_2O(g)}H_{H_2O(g)}^4 = (\dot{m}_{CO_{2in}} + \dot{m}_{CO_{2out}})H_{CO_2}^6 + \dot{m}_{H_2Oout}H_{H_2O(l)}^6 + Q_{46} \quad \dots \textcircled{1}$$

$$\begin{aligned} & \therefore (\dot{m}_{CO_{2in}} + \dot{m}_{CO_{2out}})C_{pCO_2}(T_4 - T_0) + (\dot{m}_{CO_{2in}} + \dot{m}_{CO_{2out}})\Delta H_{f,CO_2}^0 \\ & \quad + \dot{m}_{H_2Oout}C_{pH_2O(g)}(T_4 - T_0) + \dot{m}_{H_2Oout}\Delta H_{f,H_2O(g)}^0 \quad \dots \textcircled{2} \\ & = (\dot{m}_{CO_{2in}} + \dot{m}_{CO_{2out}})C_{pCO_2}(T_6 - T_0) + (\dot{m}_{CO_{2in}} + \dot{m}_{CO_{2out}})\Delta H_{f,CO_2}^0 \\ & \quad + \dot{m}_{H_2Oout}C_{pH_2O(l)}(T_6 - T_0) + \dot{m}_{H_2Oout}\Delta H_{f,H_2O(l)}^0 + Q_{46} \end{aligned}$$

3-3. サイクル性能

3-2の関係式と以下の定数を用いて、ガスタービンの熱サイクルの検討をした。

$T_1 = 300$	[K]	$\Delta H_{f,H_2O(g)}^0 = -13420$	[kJ/kg]
$P_1 = 0.1$	[MPa]		
$T_{in} = 300$	[K]	$\Delta H_{f,H_2O(l)}^0 = -15860$	[kJ/kg]
$T_0 = 300$	[K]		
$C_{pCO_2} = 0.9417$	[kJ/(kg·K)]	$\eta_c = 0.85$	
$C_{p_t} = 1.276$	[kJ/(kg·K)]	$\eta_t = 0.85$	
$\gamma_c = 1.301$		$\eta_b = 1.0$	
$\gamma_t = 1.182$		$\epsilon_b = 0.03$	
$C_{pH_2O(g)} = 2.000$	[kJ/(kg·K)]	$\epsilon_c = 0.05$	
$C_{pH_2O(l)} = 4.179$	[kJ/(kg·K)]		

図3に圧力比とタービン入口温度をパラメータにして、 β と比出力との関係を示す。全体として、同じ圧力比であれば β が大きいほど温度は上昇するが、同じ T_3 を得るには圧力比が大きいほど β は少なくてよい。 T_3 が1300~2000 [K]の範囲では β は最大で0.23ぐらいであり、 $\dot{m}_{CO_{2in}}$ の2割強の酸素を供給する必要がある。この酸素濃度は空気中の酸素濃度に比べれば低いため、 T_3 も若干低くなっている。 T_3 が1300~1500 [K]程度の低温域においては、圧力比が10を越えればほぼ等しい比出力が得られ、それ以上圧力比を上げても効果は少ない。しかし、同じ圧力比であれば、 T_3 の高い方が明らかに比出力は大きくなる。また高温域においては、温度を上げても圧力比を上げても比出力を増加させる効果がある。また同じ比出力を得るのであれば、圧力比が高ければ β は小さくてよいが、圧力比が低いと β を大きくする必要がある。

図4に、圧力比と T_3 をパラメータにして、 β と回収熱量との関係を示す。全体的に見れば温度が高いほど回収熱量は多くなるが、圧力比が高くなるとかえって下がっている。この原因は、高い圧力比を得るためにタービンが圧縮機に多くの仕事を取られ、回収できる熱量が少なくなったためである。従って、 T_3 を高める必要がなければ、同じ回収熱量を得るために圧力比は低くてよい。圧力比が高いと、 β を増加させて T_3 を高める必要があり、効率的でない。

図3及び4と同じ関係を β と圧力比とをパラメータとし、 T_3 に対して示したのが図5及び6である。図5より、圧力比と T_3 をどのように高めても達成できない比出力の範囲があることがわかる。これに対して、図6に示すように回収熱量にはそのような限界はなく、 T_3 を高めるほど多くの熱

量を回収できることがわかる。

以上より、 T_3 を最近の高効率なガスタービンと同レベルの 1800 K 程度とすると β は 0.14 ~ 0.18 付近となる。高い比出力を得るためにには圧力比を大きく、高い比回収熱量を得るためにには圧力比を小さくしなければならない。この相反する傾向を検討するために、比出力と比回収熱量の和、すなわち総出力と圧力比との関係を調べた。ただし、熱回収時には必ず熱損失を伴うため、図 7 では比回収熱量の蒸気タービン出力への変換率が 20% として、図 8 では 60% として圧力比との関係を示す。交換率が 20% の場合には、圧力比 10 以上では圧力比の増加に伴う総出力の増減はどの T_3 範囲でも大きくはない。60% の場合にはどの T_3 においても圧力比 10 付近で総出力は最大値を持つ。しかしいずれの場合にも T_3 による影響は大きく、 T_3 が高いほど総出力が著しく増大することがわかる。

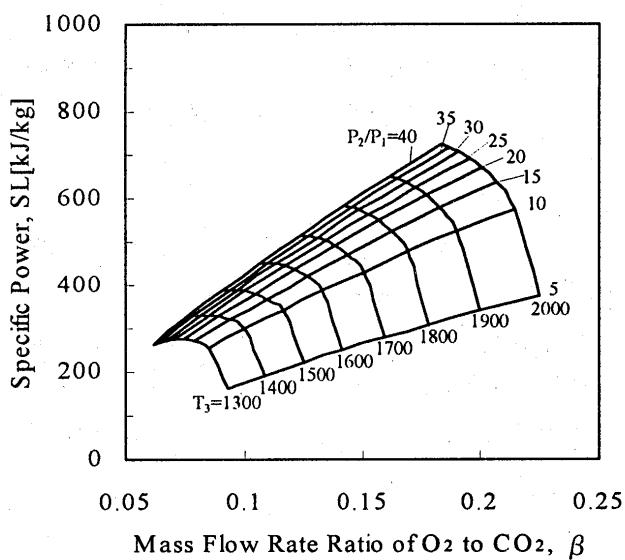


図3 比出力と酸素／二酸化炭素
質量流量比との関係

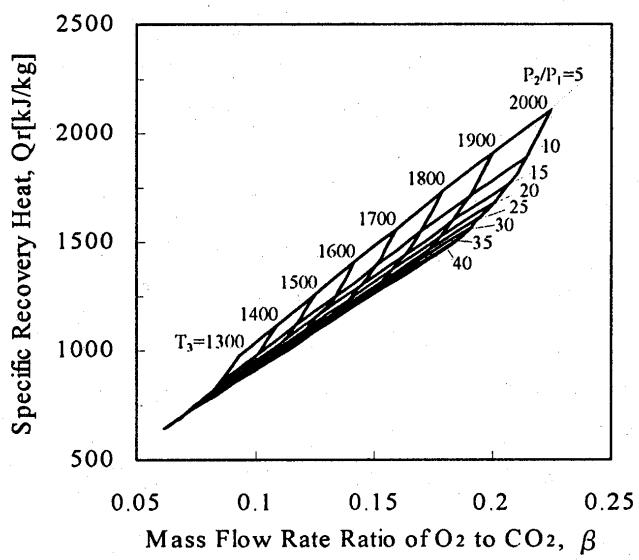


図4 比回収熱量と酸素/二酸化炭素
質量流量比の関係

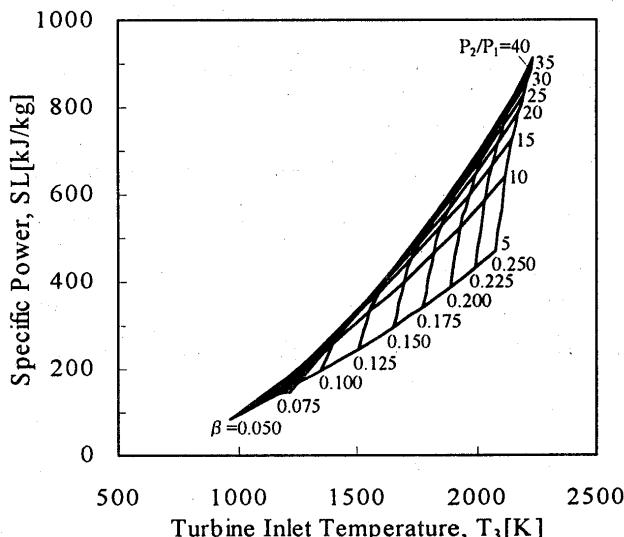


図5 比出力とタービン入口温度との関係

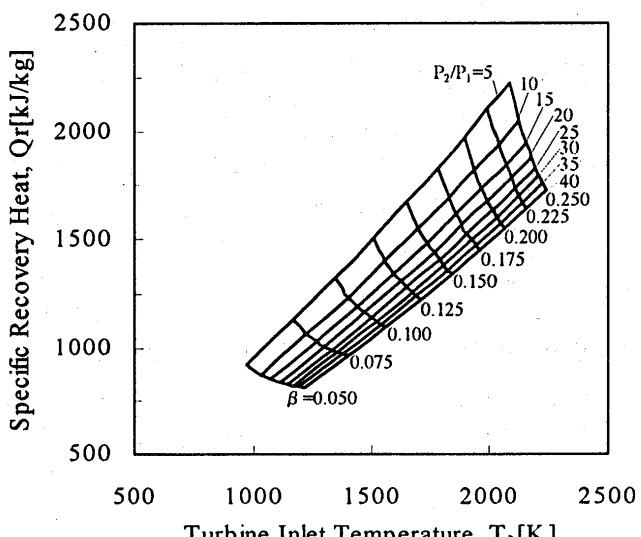


図6 比回収熱量とタービン入口温度との関係

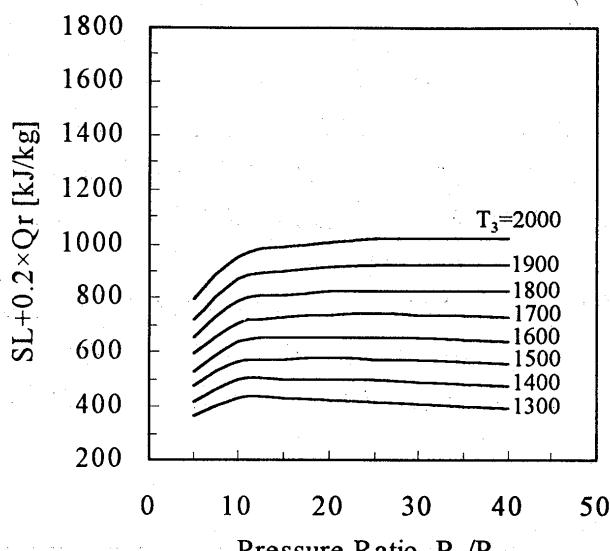


図7 ガスタービン総出力と圧力比との関係
(熱量交換率20%の場合)

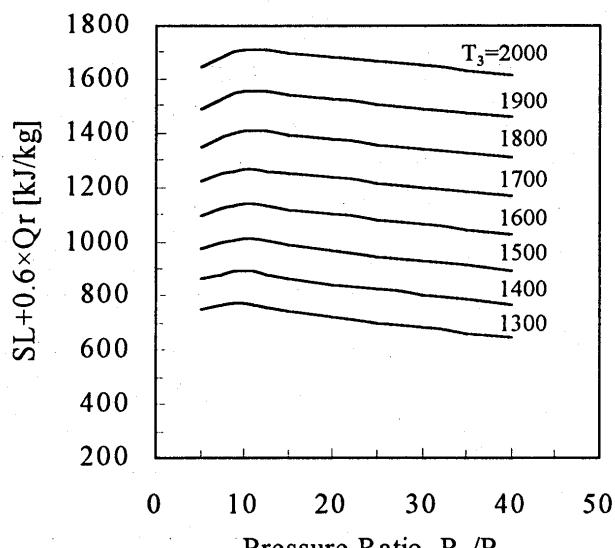


図8 ガスタービン総出力と圧力比との関係
(熱量交換率60%の場合)

4. まとめ

- ・ CO_2 を主作動流体とするセミクローズドガスタービンを実用化するには、負荷変動に対する過渡特性や解離および未燃燃料成分の循環による影響の解明が不可欠である。
- ・水蒸気が再循環流体に含まれない単純な CO_2 セミクローズドガスタービンシステムの熱サイクル計算を行った。それによって、二酸化炭素に対する酸素の質量流量比が0.10~0.23でタービン入口温度1300~2000[K]が達成できること、圧力比が約10以上では比出力や比回収熱量に及ぼす圧力比増加の効果は、タービン入口温度の上昇に比べて小さいことがわかった。

謝辞

本研究を遂行するにあたり、本学大学院生の皆川和大君、朝日雅博君、天日洋二君の協力を得た。ここに記して感謝の意を表します

参考文献

- (1)竹矢一雄, 「新型ガスタービンサイクルとシステム」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 20, No.79, pp. 126-130, 1992.
- (2)竹矢一雄, 「サイクル・システム技術」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25, No. 97, pp. 9-17, 1997.
- (3)幸田栄一, 「水素燃焼タービン発電システム」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 27, No. 4, pp. 3-6, 1999.
- (4)Gordon, S. and Mcbirde, B.: Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouguet Detonations, NASA SP-273, 1971.

サイクル解析用 GUI ソフトウェア開発と マイクロガスタービン概念設計

B-10

*福永 茂和 (東大学)
上地 英之 (東大院)
笠木 伸英 (東大工)

1. 緒言

近年、従来の原子力、火力などの大規模集中型発電システムに対し、小型分散型発電システムが注目されている。排熱の有効利用を考えると、熱の需用と近接した発電システムであることが望ましく、こうした分散型システムが既存大規模プラントからの送電網と系統化される姿が理想的と考える。このようなシステムとして究極的に想定されるのが、家庭や小規模店舗ごとのマイクロコージェネレーションシステムである⁽¹⁾。

小型分散型システムを担うコンポーネントとして期待されている熱機関はマイクロガスタービンである⁽²⁾⁽³⁾。現在商用化されている分散電源用のマイクロガスタービンの出力は、最小で30kW程度であり、家庭用や小規模店舗用を想定した場合、数kWクラスの高効率マイクロガスタービンの実現が望まれる。マイクロガスタービンの最大の市場優位性は、その価格の低さにあるが、小型化した際には、既存のガスエンジンや将来見込まれる燃料電池と比べて、熱効率の低下が問題となってくる。

本研究では、出力5kWのマイクロガスタービンの概念設計を行い、従来の30kW級のガスタービンとの比較を通じて、小型・高効率化への問題点を明らかにする。また、具体的な目標として、出力5kWで熱効率40%を達成するためのフィージビリティースタディーを行う。

2. 再生ガスタービンサイクル解析用 GUI ソフトウェア開発

ガスタービンの設計に際し、サイクル計算においては、様々な条件下での性能比較をすることが必要となってくる。そこで本研究では、数値解析ソフト MATLAB[®]を利用し、インタラクティブな操作性を有するガスタービンサイクル解析用 GUI ソフトウェア IGTCAP⁽⁴⁾を開発した。本計算では、図1に示す一軸再生サイクルを仮定し、サイクル計算方法は文献⁽⁵⁾によった。入力値は任意に設定できるが、本報では表1に示した値とし、燃料は天然ガスとする。入出力画面を図2に示す。初期パラメータを、スライダーバーで設定すると、圧力比-熱効率、圧力比-比出力、比出力-熱効率、エントロピ-エンタルピの各グラフがリアルタイムに表示される。また、熱効率、比出力の最大値、そのときの圧力比、ガスタービン各部の温度、圧力、コンプレッサおよびタービン仕事、タービン周速の概算値などが出力される。本ソフトにより、サイクル解析が容易になり、各パラメータの影響が視覚的に理解できるようになった。

3. サイクル解析による考察

本研究では、サイクル解析に当たり、セラミックタービンの採用を前提とした。異ら⁽⁶⁾により開発されたCGT302においては、タービン入口温度(TIT)を1350°Cで運転し、その際のタービン翼に生じる最大応力は、230MPa程度である⁽⁷⁾。5~10年後のセラミック技術で実用運転を考える場合には、TITを1200°C程度以下とすることが適当と思われる。

本報では、出力を30kWと5kWの二通りとし、それぞれのパラメータは、表1に示すとおりである。30kWのコンプレッサおよびタービンの断熱効率、機械効率については、Capstone社製品⁽⁸⁾から推測した。軸受けは、損失の少ない空

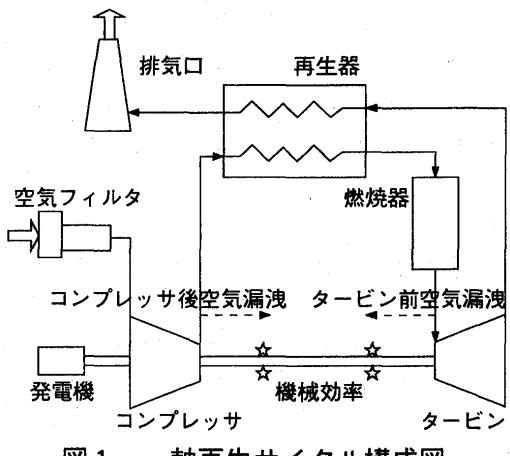


図1 一軸再生サイクル構成図

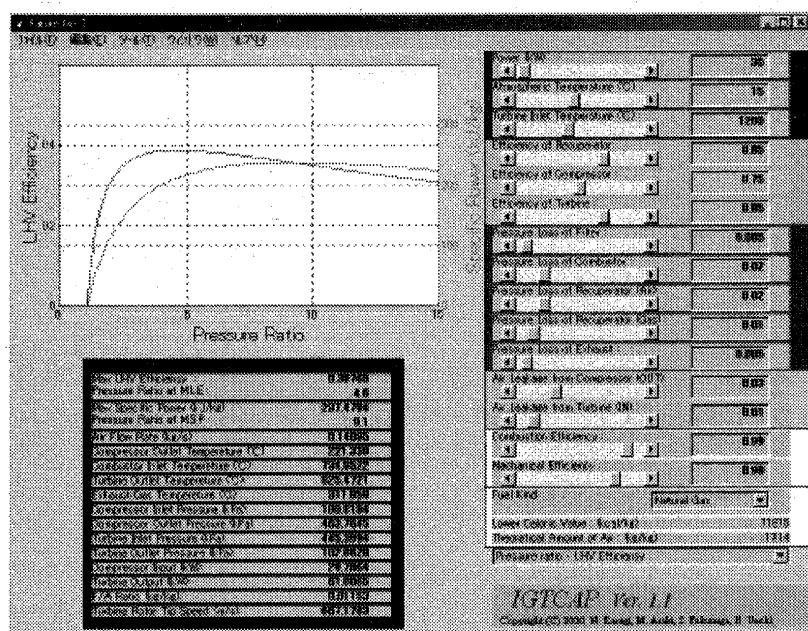


図2 IGT CAP入出力画面

気軸受けを考える。これにより、潤滑のための補機とメンテナンスを不要にすることができます。再生器の圧力損失については、CGT302を参考とした⁽⁹⁾。5kWのパラメータについては、小型化に伴う断熱効率、機械効率の低下を考慮した値とした。以下、図3～5は30kWの、図6は5kWの解析結果である。以下、サイクル解析に関する考察は、30kWの結果をもとにしているが、再生ガスタービンサイクル一般に当てはまる傾向と考えてよい。

図3に、3種のTITについて、圧力比に対する熱効率の変化を示す。再生器温度効率は0.85とした。熱機関一般に、サイクル最高温度が高いほど、効率は向上していくことは明らかであるが、それに伴い熱効率を最大とする圧力比が上昇していく。

図4は、2種のTITにおいて、各要素効率が相対値で1%改善されたときの、熱効率の絶対値の改善を表したものである。この図から低圧力比と高TIT化では、他の要素に比べ再生器温度効率の改善による熱効率の改善が大きいことが分かる。圧力比が低下することは、コンプレッサ出口の空気温度が低下し、タービン出口の空気温度が上昇することを意味する。そのため、再生器での熱授受量が増加し、相対的に再生器の役割が大きくなるためと考えられる。同様のことがTITの向上に関しても言える。TITが向上すると、圧縮後の空気温度からTITまでの温度上昇が大きくなり、再生器での熱授受量が増加するためである。セラミックタービンの採用を前提とした高効率マイクロガスタービンの開発には、再生器温度効率の改善が鍵と

項目	単位	値
出力	kW	30 5
タービン入口温度	°C	900-1500 ←
大気圧力	kPa	101.3223 ←
大気温度	°C	15 ←
コンプレッサ断熱効率	-	0.75 0.73
タービン断熱効率	-	0.85 0.80
再生器温度効率	-	0.85-0.95 ←
燃焼効率	-	0.99 ←
機械効率	-	0.98 0.96
フィルタ圧力損失	-	0.005 ←
再生器空気側圧力損失	-	0.02 ←
再生器ガス側圧力損失	-	0.01 ←
燃焼器内圧力損失	-	0.02 ←
排気圧力損失	-	0.005 ←
コンプレッサ後空気漏洩	-	0.03 ←
タービン前空気漏洩	-	0.01 ←

表1 出力別の初期設定値

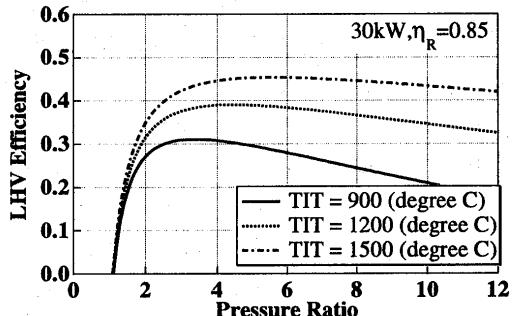


図3 TITが熱効率に及ぼす影響

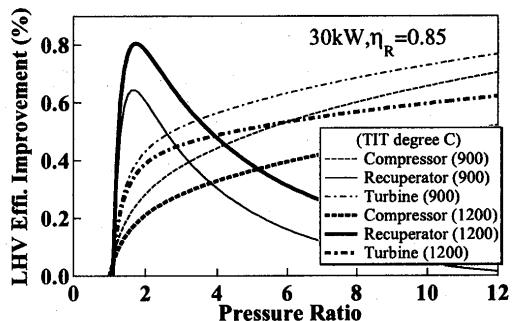


図4 各要素効率改善が熱効率に及ぼす影響

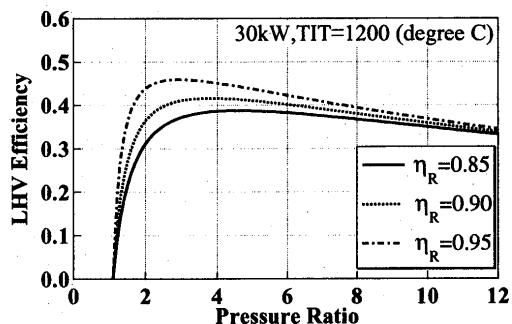


図5 温度効率が熱効率に及ぼす影響(30KW)

考えられる。

図5は、TITを1200°Cとし、再生器温度効率を0.85, 0.90, 0.95の3通りに変化させたものである。要素効率の向上が熱効率の向上に寄与するのはもちろんであるが、その際に熱効率を最大とする圧力比が低下している。最適圧力比の低下は、タービン強度条件の緩和、各機器の寿命信頼性の向上、燃料を昇圧するためのガスコンプレッサの動力低減など、恩恵が大きい。また、技術的に成熟した他の要素開発に比べ、再生器の開発余地は大きいと言える。今後、セラミックなどの材料開発や、伝熱最適設計を図っていく必要がある。

図6は、同様に5kWの条件で計算した結果である。また、表2に出力、再生器温度効率別にサイクル計算結果の主要パラメータを示す。30kWと比較すると小型化に伴って、コンプレッサおよびタービンの断熱効率の低下や機械効率の低下により、熱効率が低下するとともに、熱効率を最大とする圧力比が低下することが分かる。5kWで熱効率40%を達成するためには、セラミックタービンの採用によるTIT=1200°Cの達成と同時に、再生器温度効率0.95以上が必要になることが分かる。

4. 概念設計

3節より、再生器温度効率の重要性が示された。よって、出力別に再生器温度効率を0.85, 0.90, 0.95の3通りに変化させて概念設計を行った。

4.1 コンプレッサ、タービン概算設計

本報では、一段遠心式のコンプレッサ、タービンを採用することとした。コンプレッサ、タービンの一次元設計は、文献⁽⁵⁾によった。設計パラメータは、既存の製品を参考にした。

強度計算については、円周応力の直径面上の平均値を計算した⁽¹⁰⁾。図7は、羽根車の等価円板を示した図である。円板近似により平均半径が大きくなるため、実際に生じる応力よりも大きな応力値が計算される傾向にある。材質は、窒化ケイ素(Si_3N_4)とした。以下、図8～12における圧力比は、サイクルの熱効率を最大とする値(表2)を採用している。

図8は、再生器温度効率に対するタービン周速の変化である。図9は、円周応力の直径面上の平均値を縦軸にとったグラフであり、タービン周速、円周方向平均応力共に、小出力のガスタービンの方が小さいことが分かる。これは、前述のように、コンプレッサおよびタービンの断熱効率低下により、サイクルの熱効率を最大とする圧力比が低下することに起因すると考えられる。同様に、再生器温度効率の上昇に伴い、タービンの強度条件が緩和されていくことが分かる。これも、同様の理由によるものであると考えられる。以上より、ガスタービンの小型化に伴い、コンプレッサおよびタービンの断熱効率低下により熱効率は低下するが、材料強度的にはセラミックタービンの採用が容易になると考えられる。翼に対する強度条件をさらに軽減するためには、再生器温度効率を向上させることが必要である。

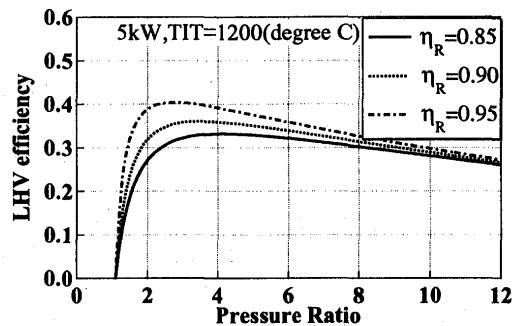


図6 温度効率が熱効率に及ぼす影響(5kW)

項目	単位	出力	$\eta_R=0.85$	$\eta_R=0.90$	$\eta_R=0.95$
圧力比		30kW	4.6	3.8	2.9
		5kW	4.1	3.5	2.8
空気流量	kg/s	30kW	0.141	0.152	0.179
		5kW	0.0298	0.0319	0.0365
熱効率		30kW	0.388	0.416	0.459
		5kW	0.331	0.360	0.404
タービン出口温度	°C	30kW	825	868	931
		5kW	872	906	955

表2 サイクル計算結果

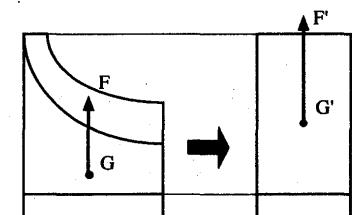


図7 円板近似模式図

4.2 高効率耐熱再生器の必要性

図10は、タービン出口温度を示したものである。小型化と再生器温度効率の上昇に伴い、タービン出口温度が上昇していくことが分かる。これは、タービン周速や円周方向応力の場合と同様に、圧力比の低下によるためと考えられる。圧力比の低下は、タービン膨張比の低下である。TITを1200°Cと一定としているため、タービン膨張比が低下すると、タービンでのエンタルピ落差が減少し、タービン出口温度が上昇する。

以上の考察から、小型化と再生器温度効率の向上は、タービン強度条件を緩和する方向に働く一方、タービン出口温度の上昇を招くことが分かる。現在の金属再生器の耐熱温度は、商用運転を考えた際には、800°C程度と言われており、900°C以上ではセラミック再生器が必須となる⁽¹¹⁾。表2から、5kWの場合には、再生器温度効率0.85に対してもタービン出口温度は、870°C程度であり、温度効率を0.95とすると、出口温度は960°C程度にも達する。高温度効率再生器を採用した数kWクラスのセラミックマイクロガスタービンでは、再生器の材料開発が重要と考えられる。

次に、金属再生器の採用を前提として、タービン出口温度を800°C程度と考える。表3に、再生器の材質別にサイクル計算結果および強度計算結果を示す。5kWで金属再生器を採用する場合、圧力比が6程度必要となる。このときの熱効率は、再生器温度効率を0.95としたとき、約36%であり、最大熱効率約40%より、4%程度低くなる。また、タービン周速は630m/s程度、円周方向平均応力は330MPa程度となり、熱効率を最大とする圧力比で計算した場合に比べ、タービン強度条件が厳しくなる。

前節で述べたように、近い将来のセラミック技術を考えた場合、TITを1200°Cとして、タービン周速を700m/s程度以下に、定格時の最大主応力を200MPa程度以下に抑える必要があると思われる。5kWでこの条件を満たしているのは、再生器温度効率0.95の場合だけであり、逆にこの条件の時にのみ、熱効率約40%に達するセラミックガスタービンが実現できると考えられる。

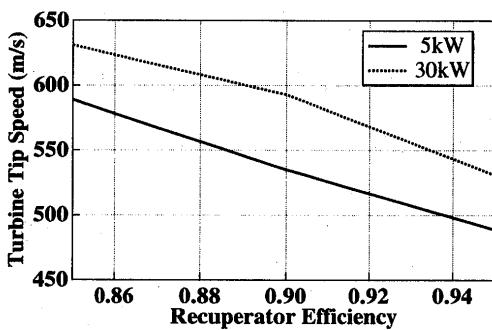


図8 温度効率に対するタービン周速

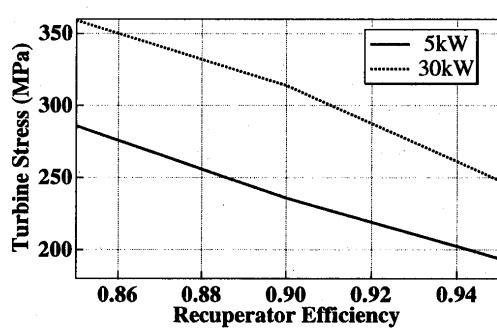


図9 温度効率に対する発生応力

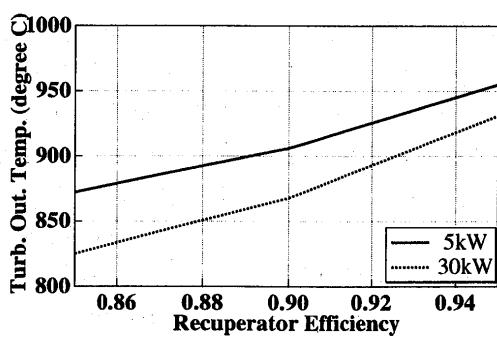


図10 温度効率に対するタービン出口温度

項目	単位	熱交換器	$\eta_{\text{r}}=0.85$	$\eta_{\text{r}}=0.90$	$\eta_{\text{r}}=0.95$
圧力比		ceramic	4.1	3.5	2.8
		metal		6.0	
熱効率		ceramic	0.331	0.360	0.404
		metal	0.321	0.339	0.358
タービン出口温度	°C	ceramic	872	906	955
		metal		795	
タービン周速	m/s	ceramic	589	535	489
		metal		625	
遠心方向応力	MPa	ceramic	286	236	194
		metal		331	

表3 再生器材料別計算結果(5kW)

4.3 再生器概算設計

再生器の設計計算にあたり、モデルを設定した。空気側、ガス側共に伝熱管として円管を仮定し、伝熱部は円周部全体とした。また、入口および出口損失や管入口の発達領域は無視した。管内の流れは層流とし、空気側、ガス側円管は互いに対向流として熱授受すると仮定した。

はじめに空気側、ガス側の管数、管径を与えて、所定の温度効率、圧力損失を満たすように、管長を求める。本計算モデルによると、入口断面積を無限大にすることにより圧力損失を無限小にすることが可能であるが、表1に示した圧力損失値を満たすように設定した。また、管数、管径には任意性があるので、30kWについては再生器の大きさを既存の製品と比較することにより、適当な管径を選んだ。5kWについては30kWと同じ管径を採用するものと仮定した。

図11に、本計算モデルを用いた出力別の再生器温度効率に対する再生器体積を示す。温度効率の上昇と共に、指数関数的に体積が増大していくことが分かる。ただし、5kWの場合を考えると、再生器温度効率を0.95としても体積は $8 \times 10^{-3} \text{m}^3$ 程度である。熱効率の向上を重視した設計を目指すのであれば、セラミックタービンの強度条件の緩和も含めて考えて、再生器温度効率を0.95程度とするべきである。

この時の課題は、前述したようにタービン出口温度の上昇に伴う耐熱再生器の開発である。設計圧力比を上昇させることタービン強度条件の悪化、機器の寿命信頼性低下、ガス昇圧器の動力増大につながるので、再生器の耐熱・耐久性を合わせて考え、最適な設計条件を探っていく必要がある。

4.4 燃焼器概算設計

燃焼器設計として、まず、サイクル計算より求まる空気の質量流量から、再生器空気側出口条件での体積流量を求める。次に、燃焼器入口の流速が15m/sになるように、燃焼器入口断面積を決定する。軸方向長さについては、既存の製品から推測した。本報では、アニュラー型燃焼器を採用した。

4.5 概念設計図

表4に、出力、再生器温度効率別に各要素の設計計算結果の代表値を示す。再生器温度効率の向上に伴い、各要素が相対的に大きくなっていることが分かる。その際、熱効率を最大とする圧力比が低下し、比出力も低下する。その結果、空気流量が増加する。

図12に温度効率0.95の再生器を採用した、熱効率40%を達成する、出力5kWのガスタービンの概念設計図を示す。全体の構造は、Capstone社製品⁽⁸⁾を参考とした。このような同軸上の構造をとることにより、コンパクトな設計が可能となり、高温部を中心に置いた設計のため、放熱ロスが低減されている。高温に曝されるタービン、タービン出口後の流路、再生器にセラミックなどの耐熱材料を用いる必要がある。熱膨張の違いのため、金属とセラミックの共存のためには、特別な支持機構を必要とす

項目	単位	出力	$\eta_R=0.85$	$\eta_R=0.90$	$\eta_R=0.95$
コンプレッサ 出口外径	mm	30kW	65.7	68.4	73.5
		5kW	48.9	50.4	53.7
タービン入口外径	mm	30kW	85.9	91.5	99.5
		5kW	59.5	62.1	67.9
燃焼器入口断面積	$\text{m}^2 \times 10^{-5}$	30kW	590	817	1350
		5kW	138	179	272
再生器体積	$\text{m}^3 \times 10^{-5}$	30kW	1400	2250	4660
		5kW	234	379	774

表4 設計計算結果

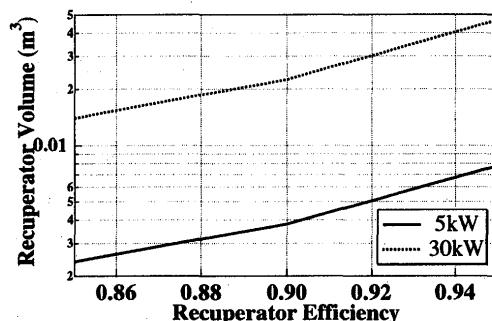


図11 再生器の温度効率と体積の関係

図12に温度効率0.95の再生器を採用した、熱効率40%を達成する、出力5kWのガスタービンの概念設計図を示す。全体の構造は、Capstone社製品⁽⁸⁾を参考とした。このような同軸上の構造をとることにより、コンパクトな設計が可能となり、高温部を中心に置いた設計のため、放熱ロスが低減されている。高温に曝されるタービン、タービン出口後の流路、再生器にセラミックなどの耐熱材料を用いる必要がある。熱膨張の違いのため、金属とセラミックの共存のためには、特別な支持機構を必要とす

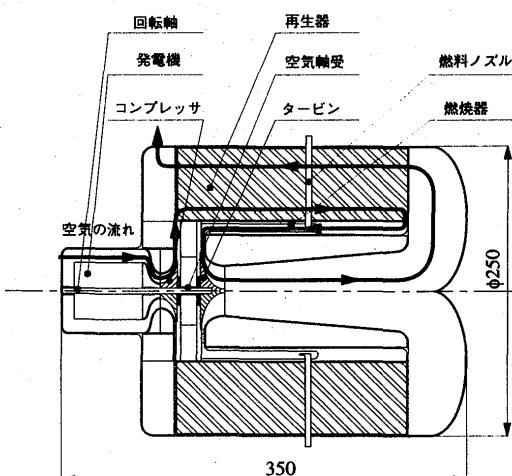


図12 5kW ガスタービン概念図

る。図12に示したマイクロガスタービンは、おおよそ40cm四方に収まる大きさであり、ケーシングを含めたオールセラミックガスタービンの開発が想定される。

5. 結言

本研究では、サイクル解析、概念設計に先立ちガスタービンサイクル解析用GUIソフトウェアを開発した。これにより、インタラクティブなサイクル解析が可能となった。本ソフトによる解析をもとにして、30kWと5kWガスタービンの概念設計を行った。本ソフトによる解析により、5kWで熱効率40%を達成するためには、TIT=1200°C以上と同時に、再生器温度効率0.95以上を達成する必要があることが分かった。サイクル解析の結果をもとに、概念設計を行った結果、5kWの場合は30kWの場合と比較して熱効率は下がるもの、タービン強度条件は緩和されることが明らかになった。また、再生器温度効率の向上もタービンの材料強度条件を緩和することが分かった。以上の結果より、TIT=1200°C、再生器温度効率0.95とすると、セラミックタービンの採用により、近い将来熱効率40%を実現することが可能になると考えられる。その大きさは、40cm四方に収まる程度になると見えられる。問題点は、タービン出口温度が950°C以上にも達することである。セラミックなどを用いた耐熱再生器の材料開発と、従来に比べて格段に高い温度効率を発揮するための最適伝熱設計が必要となる。タービンと再生器にセラミックを採用する必要性があるため、ケーシングを含めたオールセラミックガスタービンの開発が期待される。

謝辞

本研究の遂行にあたって、川崎重工業（株）巽哲男氏、藤井龍雄氏、竹原勇志氏には、熱心なご指導をいただいた。また、住友精密工業（株）江田隆志氏には、貴重なご意見をたまわった。本学大学院生福島直哉氏には再生器設計にご協力いただいた。本研究は、科学技術振興事業団戦略的基礎研究推進事業(CREST)の援助を受けて行われた。各位に深く感謝する。

参考文献

- (1)平田賢, 1999, コジェネレーション, エネルギーレビュー, 5, pp. 4-7.
- (2)笠木伸英, 1999, マイクロタービンの現状と課題, 資源環境対策, 35, 10, pp. 32-39.
- (3)笠木伸英, 2000, マイクロガスタービン・分散エネルギーシステム, エネルギー研究総合推進会議第7回講演会, 工業技術院筑波研究センター, pp. 2-13.
- (4)Kasagi, N., Araki, M., Fukunaga, S., & Uechi, H., 2000, Interactive Gas Turbine Cycle Analysis Program (IGTCAP) Ver. 1.1.
- (5)浜島操, 1973, ガスタービン - 理論と設計 -, コロナ社.
- (6)Tatsumi, T., Takehara, I., & Ichikawa, Y., 1999, Development Summary of The 300 kW Ceramic Gas Turbine CGT302, ASME paper, 99-GT-105.
- (7)Yoshida, M., Tanaka, K., Tsuruzono, S., & Tatsumi, T., 1999, Development of Silicon Nitride Components for Ceramic Gas Turbine Engine, 9th Cimtec-World Ceramic Congress Ceramics: Getting into the 2000's, Part-D pp. 253-264.
- (8)Craig, P., 1997, The Capstone Turbogenerator as an Alternative Power Source, SAE paper, 970292.
- (9)堀江哲次, 江田隆志, 1999, CGT302熱交換器開発, 日本ガスタービン学会誌, 27, 5, pp. 38-42.
- (10)牧博司, 松本利保, 1977, 半径流ガスタービンの設計, パワー社.
- (11)McDonald, F.C., 1996, Heat Recovery Exchanger Technology for Very Small Gas Turbines, International Journal of Turbo and Jet Engines, 13, pp. 239-261.

* 内田 誠之（三菱重工） 三宅 慶明（三菱重工）
 安田 正治（三菱重工） 島内 克幸（三菱重工）
 森下 進（三菱重工）

1. まえがき

我が国における民間航空用エンジンの分野では、海外メーカーの開発に一部参加の実例や、FJR710のような実験機用の開発はあるものの、エンジン全体の実用化に至るまでの自主開発は皆無であった。今回国内では初めての民間ヘリコプタ用ターボシャフトエンジンMG 5シリーズの自主開発と、運輸省型式承認の取得が行われ実運用が開始されたことは、我が国民間航空エンジン分野においては画期的なことであり、その意義は非常に大きなものがある。一般に航空エンジンの開発には非常に長期間が必要であり、本エンジンの場合も開発初期計画から実用化に至るまで約13年の歳月を要している。

ここでは、その間実施された主要技術内容について紹介するが、今回はエンジン全体と圧縮機、タービンを主体に主に性能関連について、技術動向、空力設計、試験結果等について述べる、エンジン全体開発におけるもう一つの重要な項目である構造・強度、サブシステム、更には型式承認の為の試験等については別の機会に譲る事とする。

2. 小型ターボシャフトエンジン技術動向とエンジン全体構想

2.1 技術動向

(1) 燃料消費率と出力重量比の動向

航空エンジンの計画の中で最も重点を置くのは、機体の直接運行費に係わるパラメータである燃料消費率と重量である。この内重量は、軽く出来ればその分燃料を余計に積めるという意味で燃料消費率と同等の比重を持っている事から、航空エンジンでは非常に重要な項目である。これらのパラメータ値はエンジン出力の大きさによって異なるため同一の出力クラスの中で比較検討し、目標を定める必要がある。当然の事ながら時代と共に技術は進歩しており、より高い目標を設定し、開発終了時点でも陳腐化しない配慮が必要となる。また余りにも高すぎる目標は、直接コストに跳ね返り、逆に商品化を損なう事にもなるため、性能とコストのバランス（コストパフォーマンス）への配慮、最適化が最も重要な項目となる。図1に燃料消費率、図2に出力・重量比の世界の動向を示す。

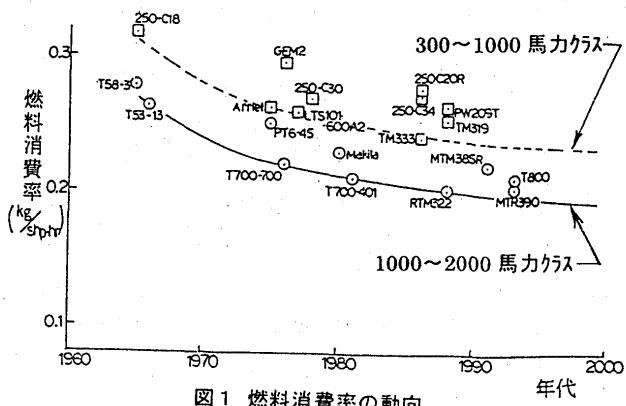


図1 燃料消費率の動向

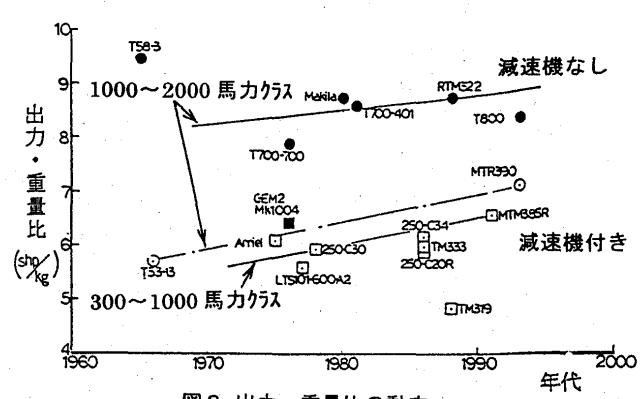


図2 出力・重量比の動向

(2) 圧縮機圧力比とタービン入り口温度の動向

エンジンの性能計画に際し、熱サイクル効率（＝燃料消費率）を支配するのは圧縮機圧力比とタ

一ビン入口温度であるため、これらの技術動向を良く吟味しどのレベルに目標を設定するかが重要なポイントとなる。ここでもそれぞれの目標が過度に高い場合には、圧縮機では構成段数を多くする、タービンではより高級な材料を必要とする等のコストへの影響が大きくなる要素を含んでいるため、前項と同様コストとのバランスが必要である。又エンジンサイズや形式によりその傾向が大きく異なることも考えておくべきである。図3に圧縮機圧力比、図4にタービン入口温度の世界の動向を示す。

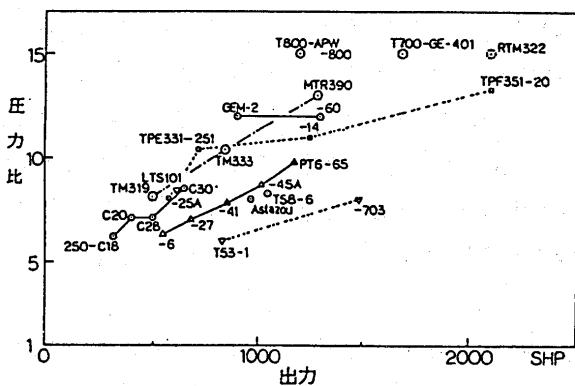


図3 圧縮機圧力比の動向

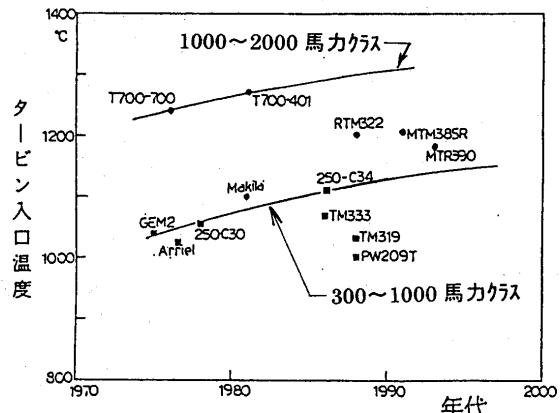


図4 タービン入口温度の動向

2.2 エンジン全体構想

(1) ヘリコプタとして必要なエンジンの構想

エンジンの構想を固めるに当たり、先ずヘリコプタとしてどのような特性が必要かを検討し、そこから抽出されるエンジンに対する要求項目を洗い出し、それらを総合的に満足させるエンジンの設計はどのようにすべきかという検討の流れ、コンセプトの最適化が必要になる。このコンセプト最適化検討の流れを示したものが表1である。

(2) エンジンのコストパフォーマンス

前述のとおりエンジンは燃料消費率や重量を極限まで小さくした場合、逆にコストは際限無く上昇してしまう。コスト・信頼性・整備性を支配する要因は回転体要素(圧縮機、タービン)の構成段数(これは全体の部品点数にも比例する)である。実用化までをねらった設計においては、コストを極力小さく押さえる事が欠かせない条件であり、性能・重量・基本寸法とコスト・信頼性・整備性のバランスを考慮して所謂コストパフォーマンスの優れたエンジンとすることが最も重要なポイントとなる。図5にコストの代表例としてのロータ段数と燃焼消費率の関係とコストパフォーマンスの考え方を示す。

表1 エンジンコンセプトの最適化検討

機体に必要な特性	エンジンへの要求	エンジン設計
飛行性能	高速性	小型 単段構成・部品点数最小
	高出力	高圧力比・高タービン入口温度
	高運動性	耐久性・イストラクション性 単段遠心圧縮機
	巡航性能	高応答性 可変入口案内翼
安全性	低燃費	低燃費 高効率性能・最適制御
	軽量	軽量 単段構成・部品点数最小
	低騒音	出力軸回転可変 FADECに可変機能
	耐環境性	高低温・着氷等 耐吸込み能力
高稼動性	高信頼性	エンジン信頼性 制御冗長化・部品点数最小
	高整備性	エンジン整備性 モジュール構造・構機配置
	使い易さ	グロース余裕 800~1200馬力レンジ 訓練機能 FADECにOEI訓練モード
経済性	低初期コスト	簡単な構造・部品点数最小
	低整備コスト	簡単な構造・長寿命設計

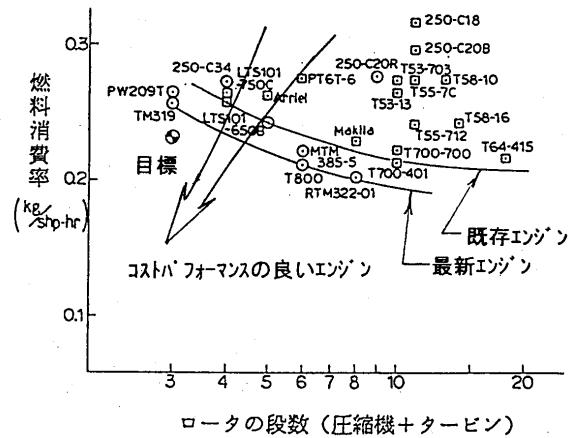


図5 ロータ段数に対する燃費率

(3) サイクルパラメトリックスタディーとエンジン設計点

エンジン全体性能（燃料消費率）・規模（基本寸法、重量）を支配するのは圧縮機圧力比とタービン入り口温度であり、これらをパラメータとしてエンジンの基本サイズ（比出力）と性能（燃料消費率）の最適点を選定する事で基本構想の根幹が出来あがる。この際に圧縮機、タービンの回転数や強度的成立性を考慮しながら、各要素の効率レベルを算定しつつエンジン設計点を決定する。また設計点の設定に当たっては、将来のパワーアップ余裕（グロースポтенシャル）を考慮しておく事も重要である。図6にサイクルパラメトリックスタディー結果を示す。

(4) エンジン全体構想の集約

以上のようなコストパフォーマンスの最適化を主体に検討した結果、エンジン全体基本構想としては、圧縮機として単段の高圧力比遠心圧縮機、燃焼器として環状逆流式燃焼器、高圧タービンとして空冷高負荷单段軸流タービン、出力タービンとして非空冷高負荷单段軸流タービンを採用する事とした。またエンジン出力としては800～900馬力、将来のグロースは1200馬力と設定した。その他の項目も含め全体構想設定結果を表2に示す。

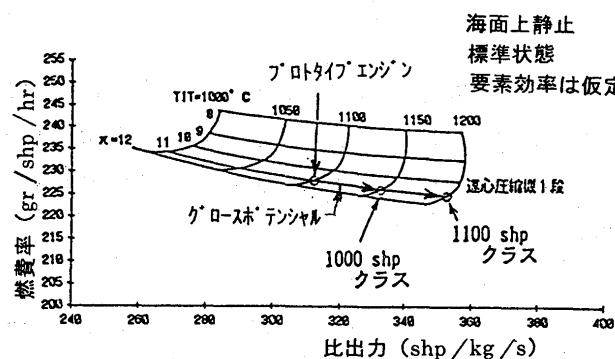


図6 サイクルパラメトリック・スタディー

表2 全体構想

エンジン	850馬力 グロース1200馬力	出力タービン	単段軸流式 回転可変、スムーキット式
圧縮機	単段遠心式 圧力比1.1	減速機	2段減速式 補機駆動系内蔵 滑油ポンプ、タク内蔵
燃焼器	可変入口案内翼付 環状逆流式 ノズル12個	制御	2重系F A D E C 手動バックワード機構付 BIT、訓練機能付ソフト
高圧タービン	単段空冷軸流式 TIT 1100°C グロース1250°C	その他	オイルサブ 2箇所 補機は前面配置

3. エンジン要素設計と性能

3.1.1 圧縮機空力設計と性能試験結果

(1) 圧縮機空力設計

ガスタービンエンジンにおいては、圧縮機の特性がエンジン全体の特性を支配すると言っても過言ではなく、圧縮機の空力設計はその意味でエンジン設計の中で最も重要な部分である。その遠心圧縮機の設計において圧力比を高くするには、インペラ周速を上げる事が基本であるが、この時当然ながら必要な寿命等強度要求を満足させる事が第一であるため、使用する材料を決めればおのずと限界が出てくる。一方圧力比を高くすることは、一般的に作動範囲（サージ余裕）を減少させ、効率も下がってくるというマイナスの効果もある。また高い効率を実現する方策の一つとして、インペラ相対流出角をバックワード側に取る事が一般的であるが、これは逆に圧力比を下げてしまう方向に働く為、更に周速を上げる必要が出てくる。従って材料強度と周速、バックワード角の間での最適化が要求される。又圧力比1.1ともなるとインペラ入口（インデューサ）ティップ側や、ディフューザ入り口でのマッハ数が大きく1を超えて、衝撃波による空力的損失も大きくなるため如何にそれを最小限に抑えるかが大きな設計的課題である。

これらを総合的に検討して先ず基本の速度三角形を決定し、更には近年著しい進歩を遂げたコンピュータによるCFD（計算空気力学）によりインペラ、ディフューザ翼内部の空気流れを計算、特に衝撃波の影響を最小に留めるような翼型を選定した。

(2) 圧縮機試験結果

圧縮機の単体特性の把握は、設計の確認の意味のみならず、その後のエンジン試験の解析ベースにも必要となるため必要不可欠のものである。図7の試験リグにより実施した性能試験結果を図8に示す。

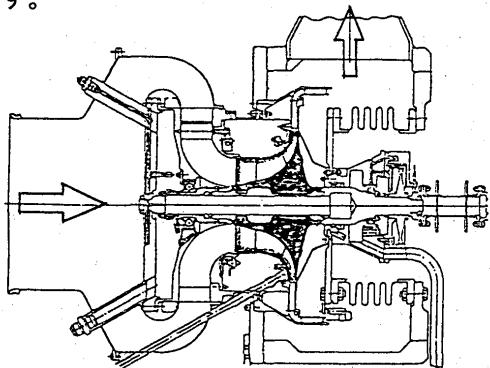


図7 圧縮機試験リグ

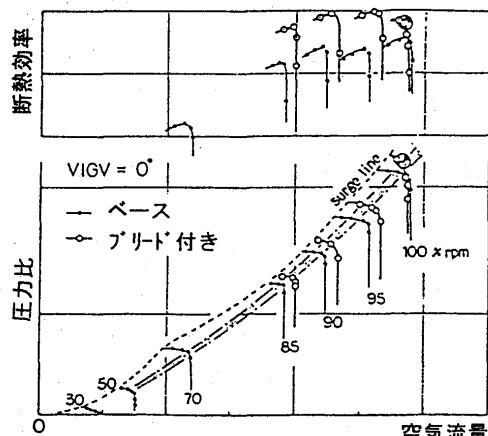


図8 圧縮機性能試験結果

3.2 燃焼器設計と試験結果

(1) 燃焼器設計

燃焼器の形式は、遠心圧縮機を採用した場合比較的直径を大きく出来ることから、環状逆流式を用いエンジン全長を抑える方式とする事が多く、本エンジンの場合もこの方式とした。基本形状は先ず、圧力比と燃焼負荷率の関係から必要なボリューム（内外形、全長）を定め、必要な空気孔、冷却孔等は数値シミュレーション、可視化モデル試験等により定めた。

(2) 燃焼器試験結果

燃焼器試験としては、低圧燃焼リグに実機供試体を取り付け、圧力損失、燃焼効率（図9）のデータを取得した。またタービンの寿命に大きな影響を与える出口温度分布（温度不均一率）については、エンジンとしての試験・計測結果として、図10の結果を得た。

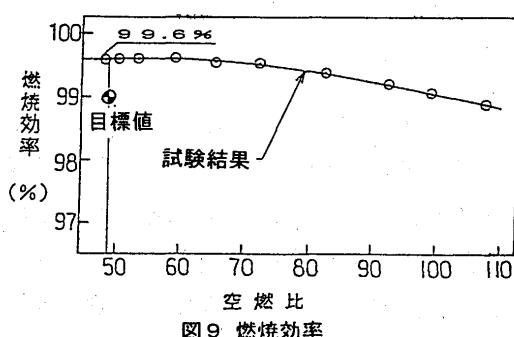


図9 燃焼効率

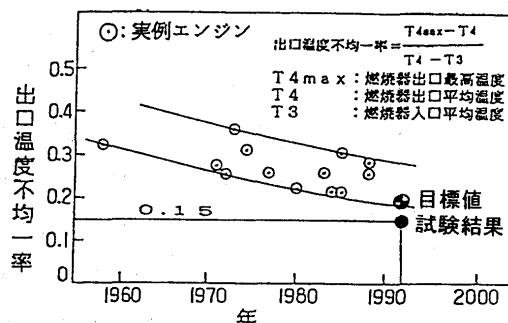


図10 燃焼機出口温度不均一率

3.3 タービン空力設計と性能試験結果

(1) タービン空力設計

本エンジンのタービンは高圧タービンと出力タービンからなるが、夫々膨張比3.55、2.8の単段高負荷遷音速軸流タービンである。夫々準3次元流れ解析から速度三角形を定め、翼型設計は粘性を含む翼間3次元流れ解析(CFD)により行った。特に高圧タービンは入口温度も高く、空冷とする必要があることから翼厚みも薄くするには限界があり、また高圧力故に翼高さも小さいため、アスペクト比の小さな翼とせざるを得ない。従って翼のプロファイル損失、二次流れ損失、チップクリアランス損失等の翼列損失が大きく効率低下の要因が多い事が推測されたため、平均径翼型の

2次元高速翼列試験、ノズル翼の環状翼列試験、段としての回転翼列試験を実施し大きな損失の発生しない事を確認した。

(2) 高圧タービン試験結果

静翼の環状翼列試験結果を図11に、又モデル回転翼列試験結果を図12に示す。静翼の全圧損失については、従来レベルに比べ約30%の低減効果が得られ、段性能も良好な結果であった。2次元高速翼列試験では、マッハ数0.7~1.3、入射角±10°の特性を把握し、作動域内で大幅な損失増加の無い事を確認している。

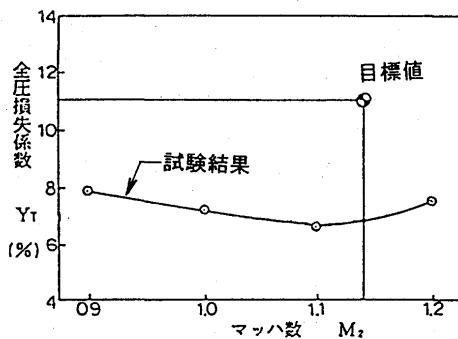


図11 環状翼列試験結果

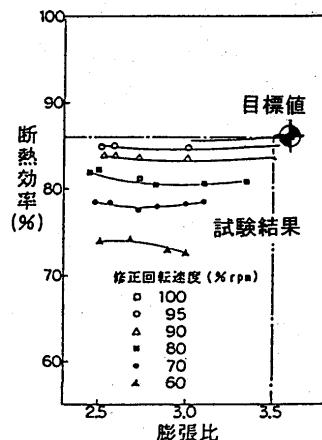


図12 回転翼列試験結果

4. エンジン全体設計と性能

4.1 エンジン全体構造と諸元

以上の要素設計、確認試験等の結果として固まったMG5エンジンプロトタイプの全体構造を図13、また最終的に型式証認を取得したMG5-100/-110エンジンの全体構造を図14に示す。

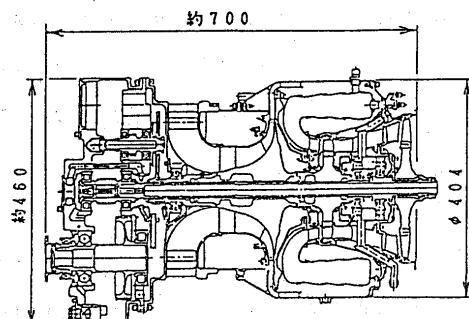


図13 プロトタイプエンジン全体構造

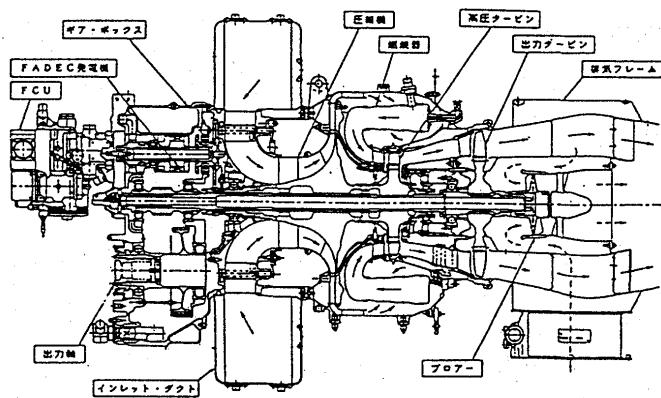


図14 MG5-110エンジン全体構造

4.2 プロトタイプエンジン性能試験結果

(1) 海面上静止状態性能試験

エンジンの基本性能は、出力と燃料消費率で代表される。図15に性能試験結果の例を示す。エンジン試験の結果にはこの他にタービン温度、回転数のマッチング、空気流量、等多数の項目があるが、十分な要素検討、要素試験の積み上げの結果ほぼ狙い通りの結果が得られた。

(2) 高空性能試験

航空エンジンは当然の事ながら高空状態で運用されるものであり、高度、マッハ数をパラメータとしたエンジンの性能把握は開発試験の一部として必須の項目であるが、残念ながら国内には高空試験装置(ATF)が無く、外国に依存する状態であった。そこで本エンジンでは、小規模ながら減圧槽、

吸気冷却装置、排気減圧装置、排気冷却機等を備え、高度 3 万フィートまでの試験が可能な我が国初の A T F を独自に設置し、高空状態での性能試験を実施した。図 16 に試験結果の 1 例を示す。

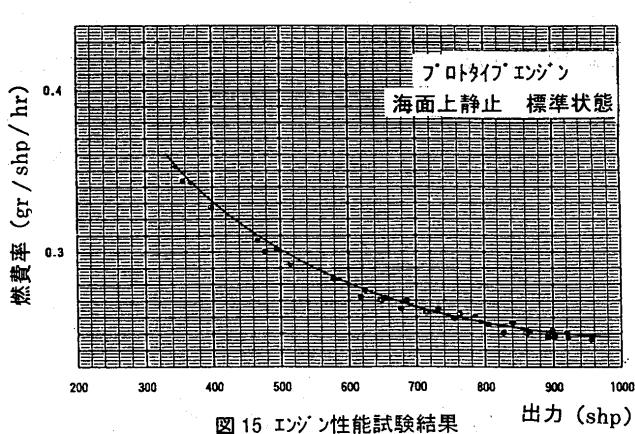


図 15 エンジン性能試験結果

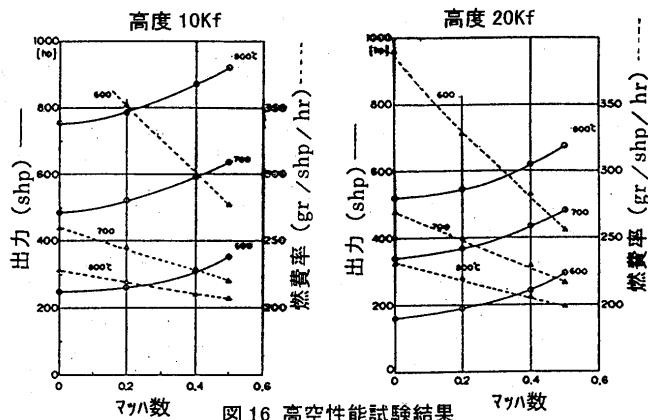


図 16 高空性能試験結果

5. 民間航空エンジン信頼性実証方法と型式承認

5.1 信頼性実証方法

我が国の航空法においては、民間航空エンジンの信頼性、安全性を保障するために耐空性審査要領（米国の FAR Part. 33 と同等）が定められており、そこに規定され該当する全ての項目について解析、試験等による実証が必要である。また部品レベルの製造、検査、組み立て等についても審査の結果その工法、工程が凍結され、エンジン全体としては、組みつけられる部品の製造番号、履歴、形態等が管理されて信頼性が保証される事になる。

5.2 型式承認

MG 5-100 エンジンでは、承認申請から約 2 年半の間でエンジン試作、試験、部品レベルでの試験等を経て平成 9 年 6 月 9 日付けで我が国初の民間航空エンジン型式承認書が発行され、MH 2000 型ヘリコプタに搭載され社内での運行に使用された。また出力向上型の MG 5-110 においては、同様の試験、審査を経て約 2 年後の平成 11 年 4 月 1 日付けで型式として承認され、MH 2000A 型純国産ヘリコプタとして同年 10 月から実運航が開始された。

6. 結論

航空エンジンの開発、実用化はただエンジンを作り運転し、空を飛んだだけでは済まされない。機械として安定して運転できることは最低条件であり、性能、機能等を含め安全に飛行可能な製品にするためには材料、強度、振動、熱、のような基礎技術の他、制御システム、潤滑油システム、燃料システム、二次空気システム等を含んだ総合システムとして完成しなければならない。またその奥には、圧縮機、タービン等の要素、部品レベルでの性能、機能、強度等の研究の積み重ねが必要であり、非常に広範囲で且つ奥の深い総合技術である。

ここで述べた内容はその内のほんの一部であり、又紙面の制約からその表面部分の一部のみを論ずるに留まったが、世界一の圧力比、世界最小の空冷タービン、国内初の高空試験、国内初の民間航空エンジン型式証明等々、パイオニア的技術内容であり、その意義は非常に大きな物であると考える。しかしながら我が国の航空エンジン技術は全体開発、実用化という意味ではまだまだ欧米に比べ大きな遅れをとっている、今後このような自主開発、実用化が進み少しでもそのギャップを縮めていく事を期待したい。本稿がその参考になれば幸いである。

編集・発行 © (社)日本ガスティング学会 180 2000.6