

特集：発電装置のパワーエレクトロニクス

50kW 級マイクロガスタービン用インバータ

鎌仲 吉秀^{*1}

KAMANAKA Yoshihide

キーワード：系統連系用インバータ、マイクロガスタービン

1. はじめに

パワーエレクトロニクス技術の適用拡大とともに、各種の分散型電源系統連系用電力変換装置の実用化が進められている。本稿では、(株)トヨタタービンアンドシステムが製品化している50kW 級マイクロガスタービンについて、マイクロガスタービンシステムの紹介と内蔵している系統連系用電力変換装置（以下インバータ）の紹介、さらには適用事例について紹介する。

2. 50kW 級マイクロガスタービンのシステム

50kW 級マイクロガスタービンを核としたマイクロガスタービンコージェネシステムは、タービンの動力によって発電するだけでなく、発電時の排熱を回収して冷暖房や給湯に利用する総合効率の高いエネルギーシステムであり、ホテル、病院、店舗などの熱需要（給湯、冷暖房など）が多い施設に最適なシステムである。

2.1 特長

(1) コンパクトシステムで省スペースを実現

パッケージがコンパクトであるのに加えて、冷却塔などの冷却水設備を必要としないため、省スペースでの設置が可能である。

(2) 電力+温水の高い実利用率

マイクロガスタービンコージェネシステムは、回収した排熱を熱利用が容易な温水にできるため、電力+温水の実利用率が高く、大量の熱需要に対応できる。

(3) 低振動・低騒音

マイクロガスタービンは回転機関のため振動がほとんどなく、発生音は高周波が主体のため遮音対策が容易である。

(4) NO_x、ばいじんを大幅に低減

マイクロガスタービンのNO_x排出濃度は極めて低く、ばいじん量はディーゼルエンジンの1/10以下であり、環境性に優れている。

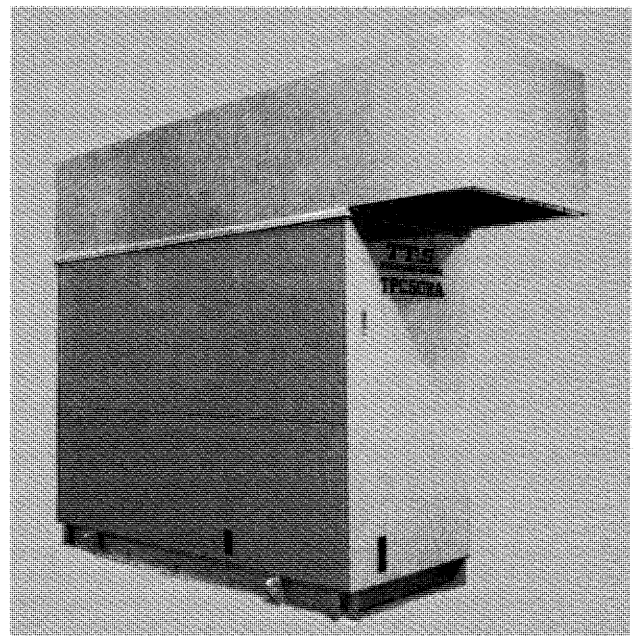


図1 50kW 級コージェネレーションパッケージ

2.2 マイクロガスタービンのシステム外観と仕様

(1) システム外観

50kW 級コージェネレーションパッケージの外観例を図1に示す。

(2) システムの仕様

50kW 級マイクロガスタービンの標準仕様例を表1に示す。

3. マイクロガスタービン用インバータ

3.1 マイクロガスタービン用インバータの特長

50kW 級マイクロガスタービンシステムはインバータにより、商用系統との連系を行っている。マイクロガスタービンの高速発電機の出力を一度直流に変換した後、商用周波数の交流出力に変換して商用系統に出力する構成であり、以下の特長を備えている。

(1) 小形軽量

連系トランスを削除し、小形軽量を実現した。

(2) 系統連系保護機能を内蔵

標準で系統連系保護機能を内蔵している。

原稿受付 2006年9月10日

*1 (株)明電舎 装置事業部 技術開発部
〒410-8588 沼津市東間門字上中溝515

表1 50kW 級マイクロガスタービン標準仕様例

項 目		仕 様	
燃料種別		都市ガス13A	LPG
定格出力 (15℃)		51kW	
電圧		200/210/220V	
周波数		50/60Hz	
ガスタービン	形式	再生サイクル軸式ガスタービン	
	燃焼方式	予混合燃焼	
	定格軸出力	57kW (15℃)	
	回転速度	80,000min ⁻¹	
	燃料消費量	17.3Nm ³ /h	7.9Nm ³ /h
	排気ガス温度	271℃	
	排気ガス流量	1,388Nm ³ /h	
	NOx 値 (O ₂ 16%)	15ppm	25ppm
発電機	形式	インバータ付 永久磁石 同期型	
	容量	55kVA	
	力率	0.95 (遅れ)	
	相数	3 相	
	回転速度	80,000min ⁻¹	
	絶縁種別	H 種	
エンクロージャ	形式	防音構造 鋼板製	
	防音性能	70dB (A) 以下 (地上1.2m, 機側 (中央部) 1m, 4ヶ所の平均値)	
外形寸法 (屋内, 屋外型共通)		W2100 × L1000 × H1850~2105	
運転 (搬入) 質量 (屋内, 屋外型共通)		1900kg	

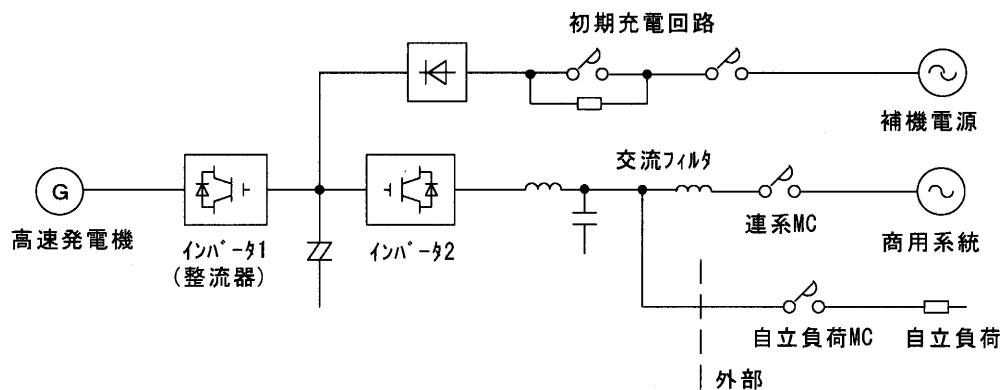


図2 インバータの構成概要

(3) モータリング機能

通常の系統連系用インバータにはない機能であるが、マイクロガスタービンのスタート時に、タービンを着火させるために商用系統(補機電源)から電力を得てインバータで高速発電機を起動用モータとして駆動する(モータリング)機能を備えている。

(4) 自立運転機能

運転モードを切換えて、商用系統から切り離れた状態で負荷に電力を供給する自立運転を行う機能を備えている。

3.2 インバータの構成概要

インバータの構成概要を図2に示す。モータリングを行うインバータ1(高速発電機の運転時は整流器として動作)及び系統連系もしくは自立運転を行うインバータ2, 交流フィルタ, 初期充電回路, およびMC(電磁接触器)等で構成されている。

3.3 インバータの外観と仕様

3.3.1 インバータの外観

50kW 級マイクロガスタービン用インバータの外観を図3に示す。前面には入出力端子台, 信号コネクタ, 操

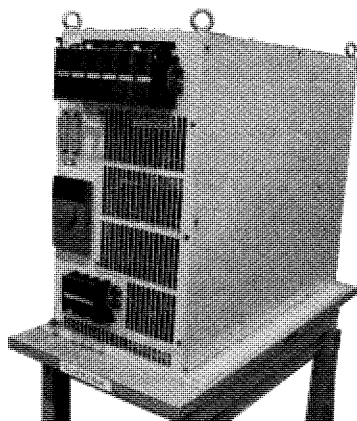


図3 インバータ外観

表2 インバータ標準仕様例

項目	仕様
定格出力	51kW
定格の種類	A 0 種 (100%…連続)
定格入力電圧	440 V
定格入力周波数	2667Hz
入力相数	三相 3 線
定格出力電圧	200/210/220 V
定格出力電流	147.2/140.2/133.8 A
定格出力周波数	50/60Hz
出力相数	三相 3 線
定電力制御精度	± 2 % 以内 (定格出力に対して)
出力電流歪率	総合 5 %, 各次 3 % 以下
出力力率	遅れ 0.98~1.0 (定格出力時)
連系保護機能	OV, UV, OF, UF, 直流流出 単独運転検出機能 (受動, 能動)

作パネルが設けられている。操作パネルはインバータの初期調整用である。

3.3.2 インバータの仕様

インバータの標準仕様例を表2に示す。(系統連系時)

3.4 インバータの運転操作

インバータはマイクロガスタービンシステムのコントローラからの制御信号により運転・停止を行うため、基

本的にはインバータ側で操作することはない。

標準的な入出力信号を表3に示す。その他 RS485通信により、各種計測データ、故障コードなどをコントローラに送信している。

3.4.1 運転モード

インバータの運転モードには、モータリング運転、系統連系運転、自立運転の3種類がある。

(1) モータリング運転

マイクロガスタービンを起動、着火させるための運転モードである。

同期発電機を駆動するタービンを起動するためにインバータ1出力を同期発電機に投入し起動モータとして運転する。

商用系統が受電していて、初期充電が完了している状態でコントローラからのスタート信号を受信するとモータリングを開始する。スタート信号が切れることでモータリングを停止する。

(2) 系統連系運転

通常発電している時の運転モードである。

商用系統が受電していて正常な状態(電圧および周波数)であり、かつ高速発電機が運転してインバータの入力直流電圧が確立している状態で、コントローラからインバータ出力許可信号を受信すると系統連系運転を開始し、インバータ出力電力指令に応じた電力を商用系統に出力する。インバータ出力許可信号が切れると系統連系運転を停止する。

連系保護機能はこの運転モードの時に有効となる。

(3) 自立運転

商用系統から切り離された負荷に給電する運転モードである。インバータ外部回路の構成により商用系統が停電した場合に必要な負荷に給電することができる。高速発電機が運転してインバータの入力直流電圧が確立している状態で、自立運転設定信号がオンの場合、上位よりインバータ出力許可信号を受信すると自立運転を開始する。

自立運転の場合は定電圧運転となる。インバータ出力許可信号が切れると自立運転を停止する。

表3 入出力信号

入力信号	出力信号
DI: スタート信号	DO: インバータ異常信号
DI: インバータ出力許可信号	DO: 系統異常信号
DI: リセット信号	DO: 連系 MC 補助接点
DI: 自立運転設定信号	DO: 自立負荷 MC 投入信号 (自立負荷 MC へ)
DI: 自立負荷 MC 補助接点信号 (自立負荷 MC より)	DO: 直流電圧
AI: インバータ出力電力指令	AO: 交流電力

表4 系統連系保護機能

	動作値		動作時間		備考
	初期整定値	整定範囲	初期整定値	整定範囲	
交流過電圧 (OVR)	113%	105~120%	2 秒	0.5~2 秒	三相各相検出
交流不足電圧 (UVR)	80%	80~95%	2 秒	0.5~2 秒	三相各相検出
周波数上昇 (OFR)	101%	100.5~103%	2 秒	0.5~2 秒	一相検出
周波数低下 (UFR)	99%	97~99.5%	2 秒	0.5~2 秒	一相検出
受動的単独運転検出 (df/dt)	0.4%	—	0.5秒	0.5~2 秒	一相検出
能動的単独運転検出 (無効電力変動)	0.5%	—	0.5~1 秒	—	一相検出
直流流出	1 %	0.5~3 %	0.5秒	0.5~2 秒	三相各相検出

3.5 系統連系保護機能

標準装備している系統連系用保護装置の内容を表4に示す。単独運転検出機能は、受動方式は周波数変化率検出方式を採用し、能動方式には無効電流変動方式を採用している。能動方式では系統連系運転中に、インバータの出力無効電力を一定周期で変動させている。通常連系時は系統側のバックパワーが強いため電圧・周波数ともにほとんど変化しないが、単独運転状態となったときには出力周波数変動として現れるので、この周波数変動を検出してインバータを停止、解列している。

3.6 インバータ動作波形

以下に系統連系モード時におけるインバータ運転時の波形の例をいくつか紹介する。

(1) 系統連系後の発電出力スタート時波形

図4に、系統連系後の発電電力出力を0→50kWまで上昇させた時の波形例を示す。

コントローラからの出力電力指令によりソフトに出力を上昇させている。

(2) 50kW出力時の電圧電流波形

図5に50kW出力時の電圧電流波形例を示す。出力電流は瞬時波形電流制御を行っているため歪みの少ない正弦波状の電流波形となっている。

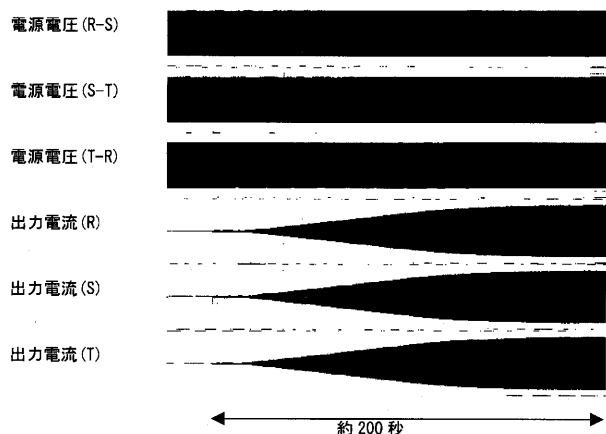


図4 発電出力スタート時波形例

(3) 瞬時電圧低下時波形

瞬時電圧低下を模擬するため、電源電圧を100%→70%→100%と変化した時の出力波形例を図6に示す。インバータの出力は50kWである。この例では電源としてシステム交流電源を使用しており、電源電圧が短時間の間70%に低下しても停止することなく運転を継続している。ただし、実際の電源系統の瞬時電圧低下の様相はさまざまであるので、確実に運転を継続することができるとはいえない。

(4) 単独運転時波形

電源系統が停電した場合にはインバータは単独運転状

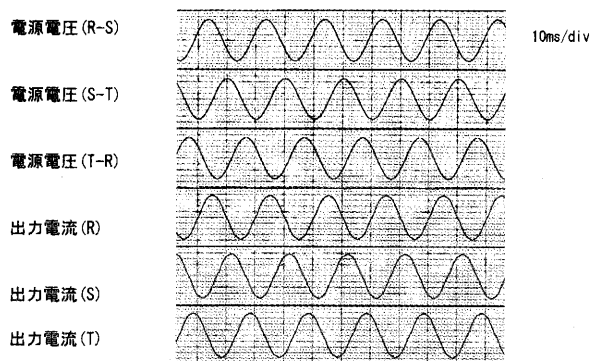


図5 電圧電流波形例

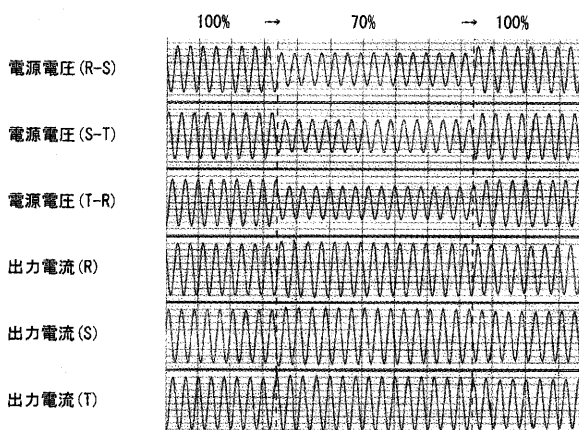


図6 瞬時電圧低下時の波形例

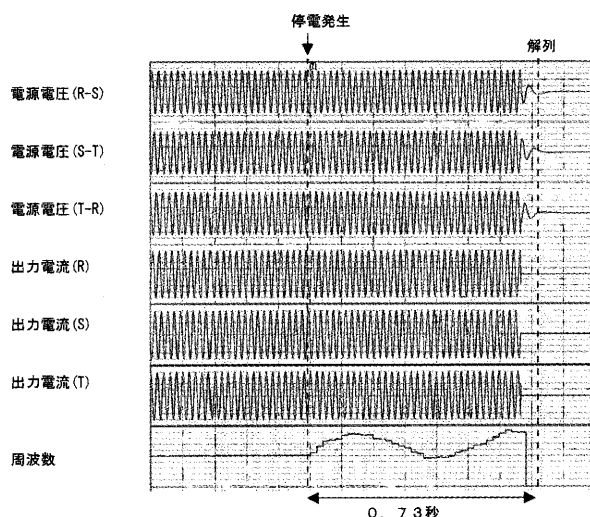


図7 単独運転時波形例

態となるが、通常は電圧が低下したことを検出しインバータは停止する。しかしインバータの出力電力と電源系統に残っている負荷とが丁度バランスするような状態にあると、電圧が低下しない状況が発生する。そのような場合には3. 5項で述べた2種類の単独運転検出（受動方式、能動方式）が有効である。

図7に単独運転時の波形例を示す。電源系統停電発生と同時に単独運転に移行するが、インバータ出力電力と負荷電力がバランスしているため、電圧が低下せず単独運転状態が継続する。ただし、能動方式の単独運転検出

により、周波数変化が発生しているので、この周波数変動を検出することで0.73秒後に単独運転検出（能動方式）が動作しインバータは停止、解列している。

4. システム適用事例

以下に50kW マイクロガスタービンによる適用事例をいくつか紹介する。

4.1 老人ホームへの適用事例

図8に老人ホームへの適用事例を示す。発電の他に排熱回収による温水を利用した事例である。

4.2 工場への適用事例

図9に工場への適用事例を示す。発電の他に排熱を工場の空調に適用した事例である。

5. おわりに

マイクロガスタービンのように高速（高周波）発電機を用いた分散型電源は商用系統と直接接続することができないため、パワーエレクトロニクス技術を応用した系統連系インバータが必要不可欠であり、分散型電源のさらなる普及拡大にパワーエレクトロニクス技術が一層の貢献をすることを期待したい。

最後に各種資料を提供してくださった関係各位に感謝を申し上げる次第である。

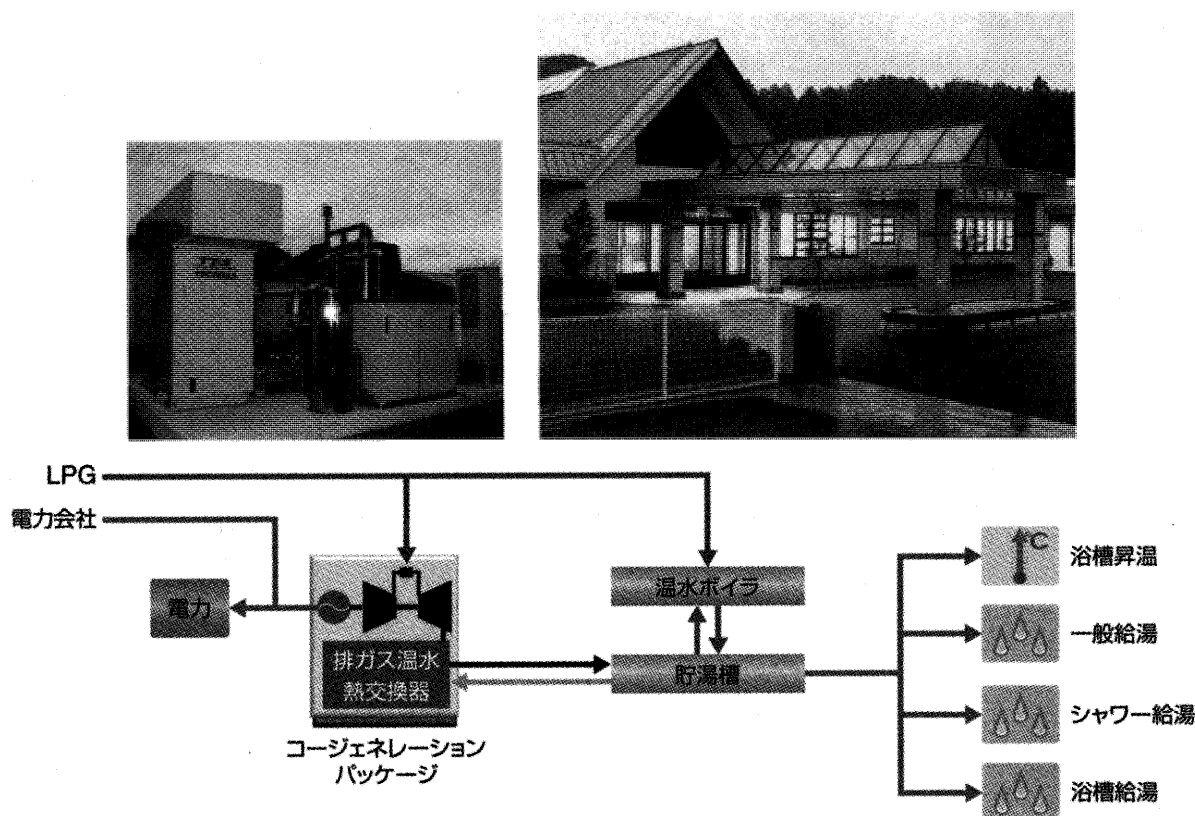


図8 老人ホームへの適用事例

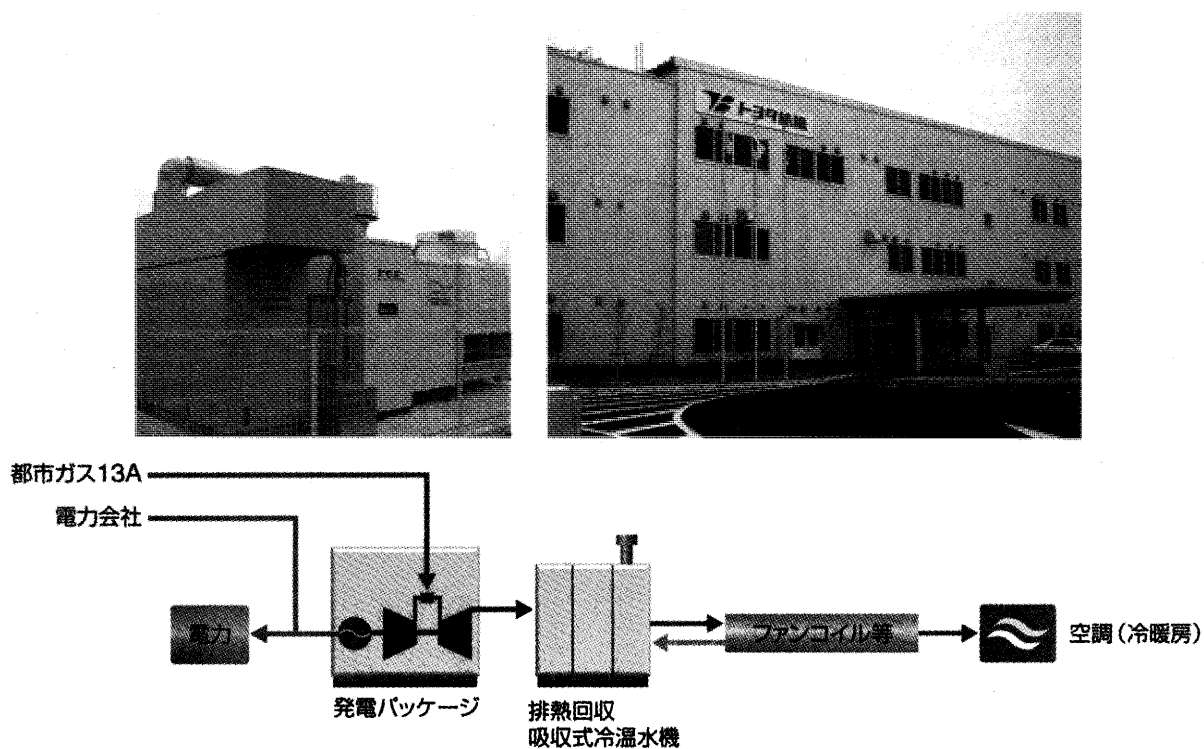


図9 工場への適用事例

参考文献

- (1) ㈱トヨタタービンアンドシステム, マイクロガスタービンコージェネレーションシステム (50kW 級) カタログ, (2003年9月)
- (2) ㈱トヨタタービンアンドシステム, マイクロガスタービンコージェネレーションシステムご採用事例 (2006年5月)
- (3) 新エネルギー・産業技術総合開発機構, 系統連系円滑化実証試験調査-シミュレーションによる実証試験-, (平成15年3月)

特集：発電装置のパワーエレクトロニクス

マイクロコージェネレーションユニットの系統連系技術

新荻 義久^{*1}

SHINOGI Yoshihisa

小谷 善明^{*1}

KOTANI Yoshiaki

中田 泰弘^{*1}

NAKADA Yasuhiro

キーワード：エンジン、コージェネレーション、発電機、インバータユニット

1. まえがき

コージェネレーションユニットは、電力会社の電力線と接続し（以下系統連系）、電力会社の電気と、コージェネレーションユニットからの電気の両方が電気負荷に供給される。そのために、家庭の配電線の電力品質を損なわず、家庭内の電気負荷設備や内外の配電設備、人身の安全を守る必要がある。

これに対し、資源エネルギー庁から示された「系統連系技術要件ガイドライン」（以下ガイドライン）には、停電の検出方法、太陽光発電・風力発電などの分散型電源の事故や電力線側事故を検知するための手段など、分散型電源と系統を連系するために必要な技術要件が記載されている⁽¹⁾。

ホンダは2003年3月よりガイドラインに適合したマイクロコージェネレーションユニット（以下MCHP1.0）を販売した。系統連系インバータ、ガスエンジン、発電機、熱交換器等が収められたMCHP1.0の外観を図1に示す。

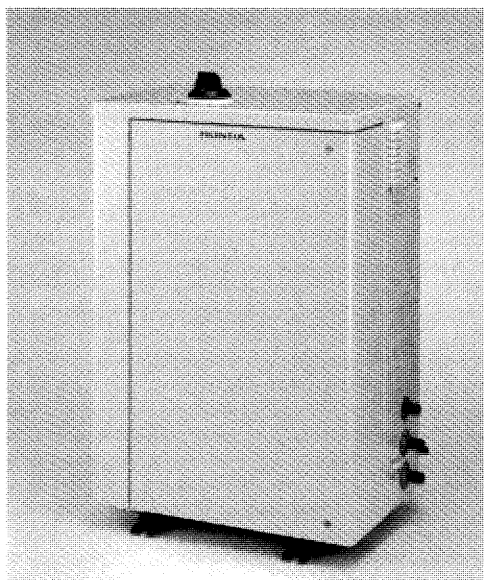


図1 MCHP1.0

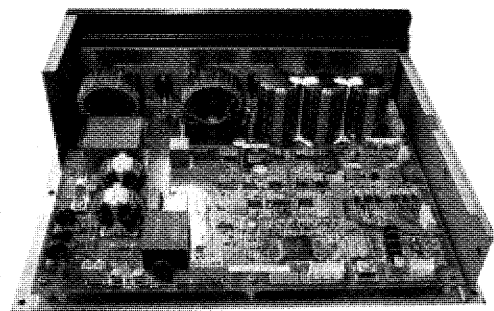


図2 系統連系インバータ

MCHP1.0に搭載した系統連系インバータ（図2）の開発にあたり、

- (1) 2方式による停電検出機能をもつことなど、上記「ガイドライン」に適合すること
- (2) 一般家庭用の電源装置として、家電製品に対して優れた品質の電力を供給すること
- (3) 高効率であること
- (4) MCHP1.0本体と一体であること

を目標においた。

本報では、上記(1)の停電検出機能と、(2)の電力品質について紹介する。

2. 主要諸元と特徴

系統連系インバータユニットは、32ビットマイコンを採用し、電力会社から供給される系統側電力の監視部と、発電機から出力される電力を高品質な電力に変換するインバータ制御部で構成される。本ユニットの諸元を表1に、ブロック図を図3に示す。

定格周波数は50Hz/60Hzの自動切換えとし、保護機能として、内部回路の過電圧および過電流などの監視を行うとともに、系統側電力の異常監視を行っている。系統側電力はMCHP1.0が設置される地域により、電圧波形に多少の変化がある。また系統電源自体も瞬時停電や瞬時電圧低下、位相の急変等が発生する。このようにさまざまな電源環境の差に対しても、インバータユニットは適切に系統側電力の監視をすることが求められる。これに対応するため、7種類の保護機能のしきい値を5段階に設定可能とした。設定する手段としてもパソコンで

原稿受付 2006年9月13日

*1 (株)本田技術研究所 汎用開発センター
〒351-0024 埼玉県朝霞市泉水3-15-1

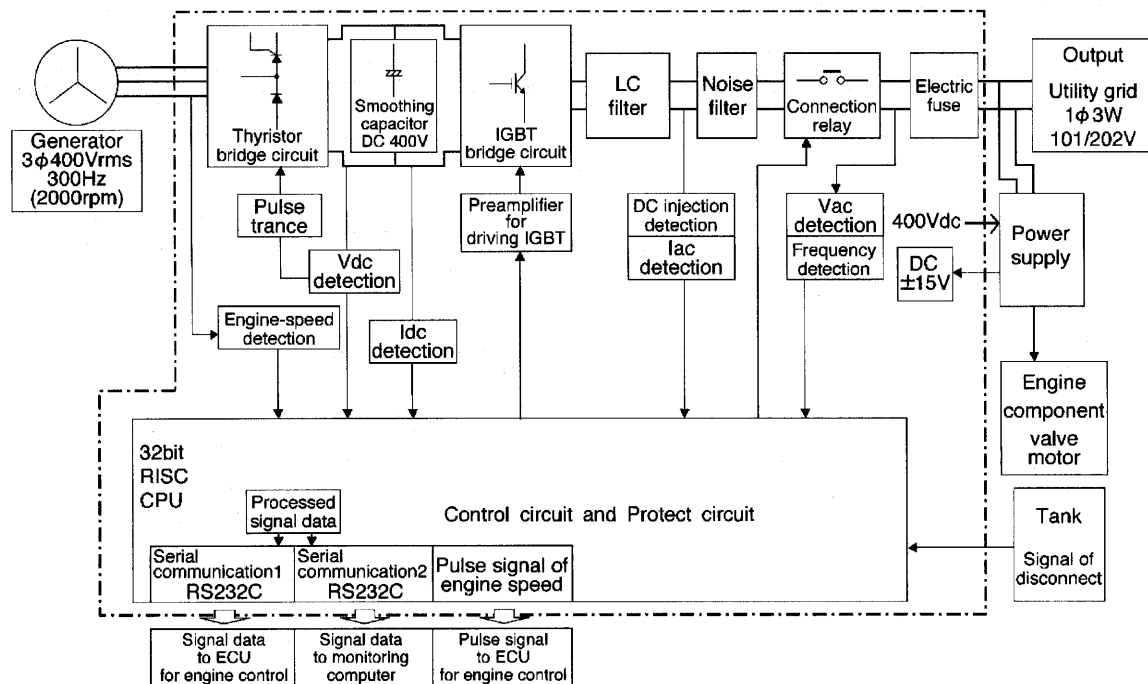


図3 システムブロック図

表1 主要諸元

Type of inverter	Self-exciting and voltage type power current control system
Type of switch control	PWM
Type of insulation	Non-insulating non-transformer type
Rated capacity	1.0kW
Type of interconnection	Single-phase three-line
Rated voltage	AC 202V (AC101V two-phase)
Rated frequency	50/60Hz
Output power factor	Over 0.95
Total output current distortion	Under 5 %
Type of electric power controlling system	Regulating output electric power
Protective measures	Over voltage protection
	Under voltage protection
	Over frequency protection
	Under frequency protection
	DC injection protection
Type of anti-islanding protection	Passive: Detecting saltatorial drift of voltage phase
	Active: Phase shifting system
Type of Restraining power output	Effective power controlling system

の専用通信ソフトを同時開発し、地域性に対応可能としている。

3. コンポーネント技術

3.1 単独運転の検出

コージェネレーションユニットの発電装置の故障や、系統側電力の異常を検出した場合、発電装置を停止させるとともに連系を速やかに遮断することが系統連系のボ

イントである。このため漏電、過電流などによる発電装置内部の故障の有無を監視するだけでなく、配電線の電圧や周波数の異常を検出する必要がある。

系統側異常の場合には、自律的に発電装置を停止させるとともに、連系を速やかに遮断したのち、系統側が正常に復帰するまで決して連系運転してはならない。

配電線が作業停電、事故、その他、何等かの要因で主系統から切り離されたとき、系統連系インバータの電気出力と配電線負荷の消費電力が釣り合っていると、系統連系インバータが配電線負荷を背負い、配電線に充電した状態で運転を継続してしまう。この現象を単独運転という。この状態では、配電線の電圧、周波数がほとんど変化しないので、通常の保護リレーでは単独運転を検出することができない。

単独運転は配電線作業者に危険を及ぼすだけでなく、主系統との再閉路時に単独運転中の線路と主系統の電圧位相差による大きな過電流を発生するなど、配電線機器や負荷機器に対して悪影響を与える。このため、配電線が主系統から切り離された際に自律的に発電装置を停止する能力を持つ必要がある。

3.1.1 受動検出方式

受動方式は単独運転状態における発電量と負荷量の揺らぎによる線路電圧の周波数、位相、または高調波電圧等の微小な変動を検出する方式である。この方式は検出速度が早い、発電量と負荷量が完全に平衡している場合などには検出感度が低下する。本系統連系インバータで採用した、電圧位相跳躍検出（周波数変化率検出）方式の検出原理について述べる。

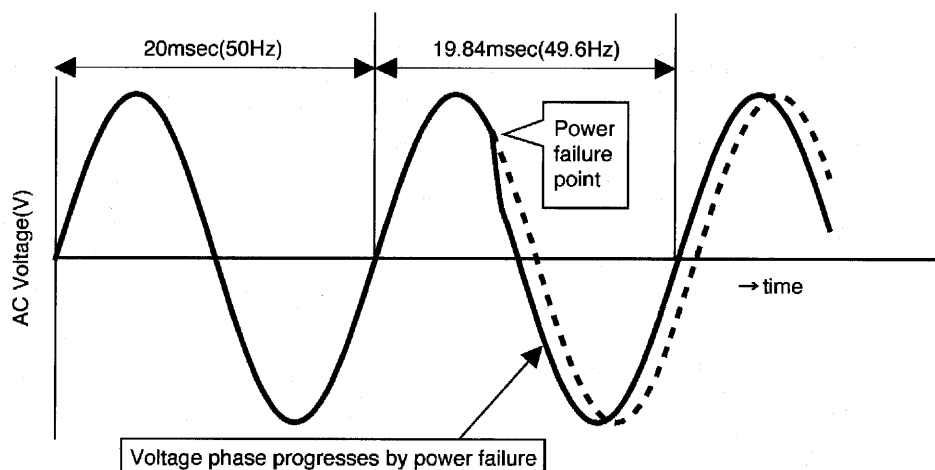


図4 単独運転受動検出方式

家庭内の電気負荷状態はさまざまに変化するが、無効電力を必要とする負荷が接続された状態（力率≠1）では、電圧周波数は系統の周波数（50/60Hz）と一致して安定している。停電が発生すると、系統連系インバータからは一定電力の交流電流を出力するため、力率≠1の電気負荷接続時は、負荷の無効電力に見合った値で電圧位相が進んだり遅れたりする。この時、停電発生前と停電発生後の電圧周波数は、停電点を境に大きく変化する（図4）。この現象に着目し、電圧周波数の変化が0.8%以上となった時を停電発生とみなし、出力を停止する。（しきい値は、0.2%～1.0%の5段階で設定変更可能となっている）

本方式においては、配電線に接続された大容量の電気負荷のON/OFF時などのノイズ等の影響で周波数変化が発生し、意図しない受動検知が動作する場合が想定される。そこで、受動検知した場合は、即時に系統連系リレーをOFFせず、インバータの半導体を5秒間OFF（ゲートブロック動作）する。停電が実際に発生していれば、この後、交流電圧不足保護（UVR）が動作し系統連系リレーをOFFする。停電ではなかった場合には5秒経過した後、自動的に再連系する。

3.1.2 能動検出方式

単独運転受動方式の原理について述べたが、本方式では、理論的に停電の検知不可能な状態がある。

家庭内の電気負荷が≒1kWかつ力率=1の負荷が接続された状態では、電圧の変化や位相跳躍による周波数の変化は発生せず、検出不可能となる。この状態を補うため能動検出方式機能を有している。

能動方式は発電装置出力の電圧、周波数または位相を微小変動させ、単独運転状態における発電量と負荷量の平衡状態を崩すように積極的に働きかける方式である。単独運転時には発電装置出力のみが配電線に供給されるため、変動の影響が顕著にあらわれる。このことを利用して、平衡状態が崩れた際に発生する電圧異常または、周波数異常を停電発生とみなし、出力を停止する。従っ

て、能動方式は発電量と負荷量が完全に平衡している場合にも有効である。

以下、本系統連系インバータで採用した能動方式の概要について述べる。検出方式は、位相シフト検出方式を採用している。

図5に示すように、ある一定サイクル毎に系統連系インバータの出力する電流と電圧の位相を故意に 0° と 3° （遅れ側）で交互に変動させる。通常時は、位相差は 3° となるが停電時に力率1の負荷が接続されていると、系統連系インバータの出力電流波形と出力電圧波形の位相が一致するため、 3° 変位させても位相差は存在せず 0° となる。本検出方式では、位相差が 3° 未満となった場合、停電と判断する。

能動機能動作時は、ゲートブロック及び連系リレーがOFFとなり、復電後にある一定時間電圧、周波数が正常範囲内であることを確認した後、再度連系動作を行う。この時の一定時間とは、ガイドラインで120秒～300秒の間とされており、本システムでは5段階で設定可能である。

3.2 電力品質

電力品質に関するポイントは、

- (1) 発電装置からの無効電力を極力おさえ、配電線への電圧変動を引き起こさない。
- (2) 高調波電流を抑制し、他の電気機器あるいは配電設備に悪影響を与えない。
- (3) 電圧障害を発生させない。

が挙げられる。ここでは、高調波電流の抑制手法に関して述べる。

3.2.1 高調波電流

MCHP1.0の電源ユニットや補機類、制御機器類は、発電側である系統連系インバータからみると、家庭の電気機器と同様な電気負荷になりうる。系統連系インバータからの出力が電源ユニット及び補機類等の負荷を経由した場合、MCHP1.0からの出力は力率が低下し、電流の歪が発生する。これを避けるために、電源ユニットの

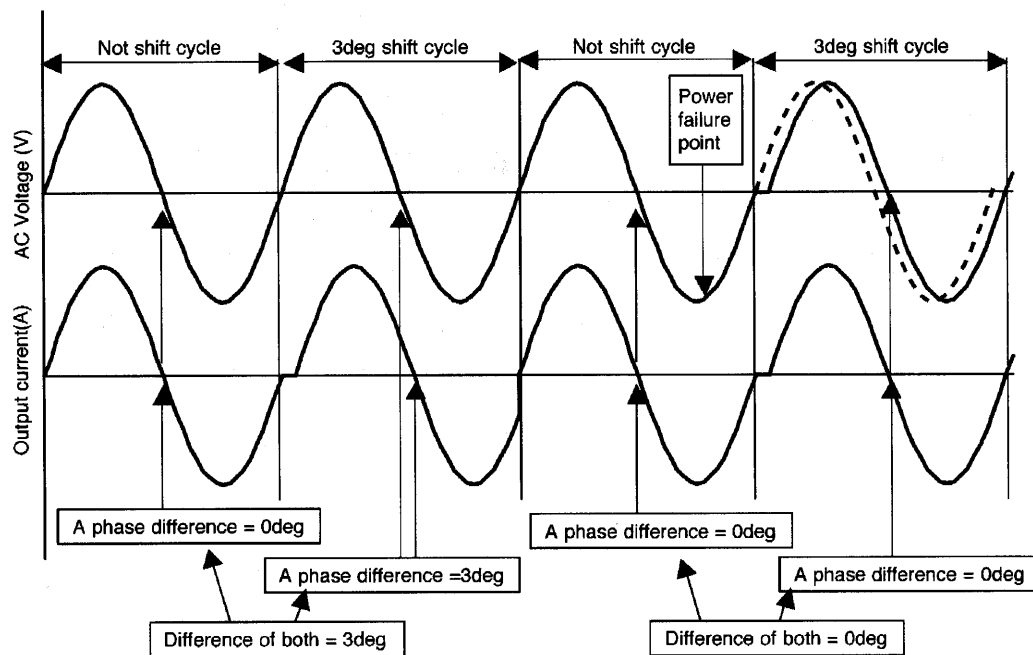


図5 単独運転能動検出方式

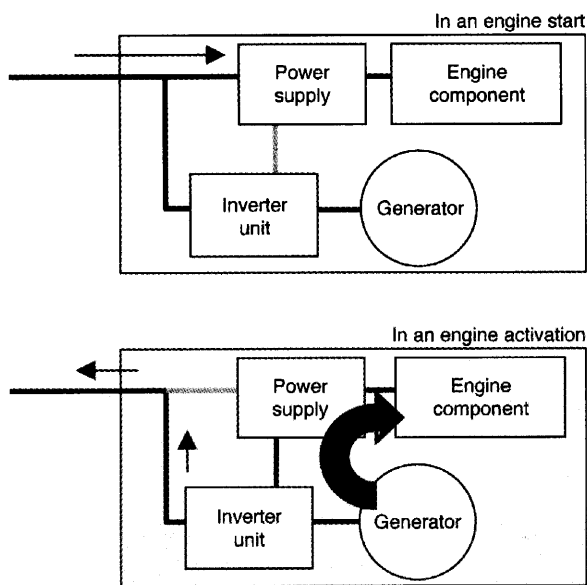


図6 高調波電流抑制手法

入力を商用電力に加え、インバータ内部でのDC変換後からも取り入れ、2系統入力電源とした。図6に示すように、起動時には系統側電力を消費し、MCHP1.0の発電中は電源ユニット及び補機類を発電機からのDC電源のみで動作させる。DC/AC変換後のインバータ出口の良質な電力は、電源ユニット及び補機類を経由しないで、そのまま系統側の配電線に送り出している。

また、本手法を採用したことにより、商用電力側で瞬断等が発生した場合でも、エンジンが始動されていれば、制御電源が確保される利点も有する。

2系統入力とした場合と電源、補機類を経由する1系統とした場合の比較を行なった。その結果、図7に示す

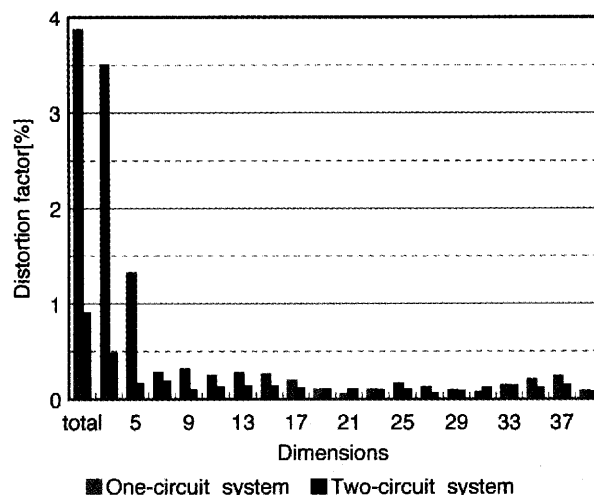


図7 高調波測定結果

ように1系統のみでの高調波総合ひずみ率3.86%に対し、2系統とした本手法では0.89%に改善されている。

4. コージェネレーションユニットへの適用

MCHP1.0の設置イメージを図8に示す。

システムは屋外に設置され、MCHP1.0により発電された電力は、分電盤を経由して家庭内の電気製品に消費される。また電気と同時に作られた熱は、排熱利用給湯暖房ユニットの貯湯槽で温水として蓄えられた後、給湯をはじめ、床暖房や浴室暖房乾燥機等に有効利用される。

電気出力は一般家庭に適した毎時1kWとし、図9に示すように系統連系インバータの効率を91%に高めた。さらに、MCHP1.0本体と系統連系インバータを一体型としたことで、発電機からの高電圧配線を系統連系イン

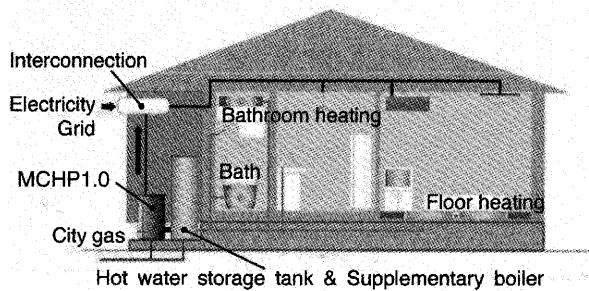


図8 設置イメージ

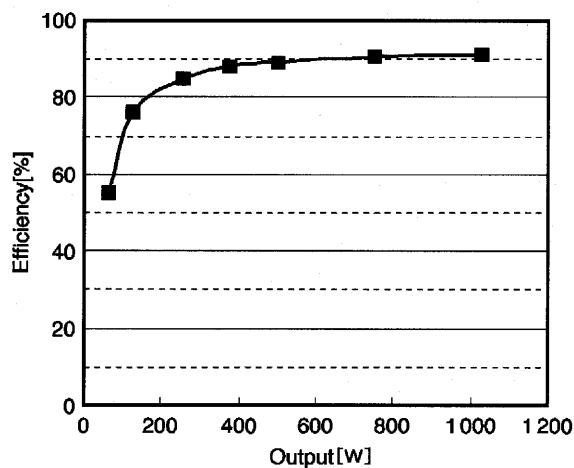


図9 インバータ効率

バータに最短で接続したことにより、電力損失を最小限とし、発電効率 20% を達成した。熱出力とあわせた総合効率を 85% まで高め、家庭での一次エネルギーの消費量を抑えた。

5. まとめ

「系統連系技術要件ガイドライン」に適合した、系統連系正弦波インバータを商品化した。

- (1) 「ガスエンジンコージェネシステム用系統連系保護装置等の試験方法」の技術基準をすべて満足した。
- (2) 高調波電流を抑制する技術手法として電源ユニットの入力を2系統とすることにより、電流ひずみ率 0.89% を達成し、高品質の電力を家庭用電気負荷に供給することを可能とした。

MCHP1.0はこれらの技術を基にフィールド試験、モニタ試験を通じ一般家庭に設置され、系統連系の実績を築き、家庭用コージェネレーションユニットの普及に大きな役割を果たした。

参考文献

- (1) 電気基準調査委員会：分散型電源系統連系技術指針，JEAG 9701 (1993)

特集：発電装置のパワーエレクトロニクス

100kW 級マイクロガスタービン用パワーコンディショナ

片岡 匡史*¹
KATAOKA Tadashi坂田 滋*¹
SAKATA Shigeru小澤 孝英*²
OZAWA Takahide木下 昇*²
KINOSHITA Noboru

キーワード：Microturbine, Power conditioning system, Inverter, Utility, Grid tie, Stand-alone

1. はじめに

高速永久磁石発電機直結式のマイクロガスタービンの軸回転数は毎分数万回転に達し、発電機の出力周波数は1kHzを超える。発電機の高周波交流出力は整流器で直流電力に変換された後、逆変換装置（インバータ）により常用の周波数、電圧に再変換される。この電力変換装置は系統連系に必要な保護装置と一体になっており、一般にパワーコンディショナ（PCS：Power Conditioning System）と呼ばれる。

筆者らは、Elliott Energy Systems 社の定格発電出力80kW ないし95kW のマイクロガスタービンを国内市場で販売するにあたり、パワーコンディショナを自社開発し、マイクロガスタービンコジェネレーションパッケージの構成部品として製品化した。分散型電源を系統に連系する際に要求される電力品質や系統連系保護装置の規格が各国で異なるため、海外メーカー製のパワーコンディショナが国内の要求仕様を満足しなかったこと、将来にわたって連系保護機能の技術変化に対応する必要があることから、自社での開発を選択した。

開発したパワーコンディショナの定格出力は100KVA、定格電圧は400V/440V、電力変換効率は約95%である。受動型、能動型各単独運転検出機能などの系統連系保護機能を有するほか、自立運転機能、バッテリースタート機能、遠隔監視通信機能などを備えている。製品化にあたっては、「小型太陽電池発電システム」の試験方法を参考にして、定常特性、保護機能、単独運転検出、過渡応答特性などの各種試験を行った。電力会社による審査、立会試験等により本製品が分散型電源の要求仕様を満足するものであることが確認された。本稿では、当パワーコンディショナの構成と機能、検証試験の方法と結果、応用例を紹介する。

2. マイクロガスタービンコジェネレーションパッケージ制御系の構成

マイクロガスタービンコジェネレーションパッケージ

原稿受付 2006年9月15日

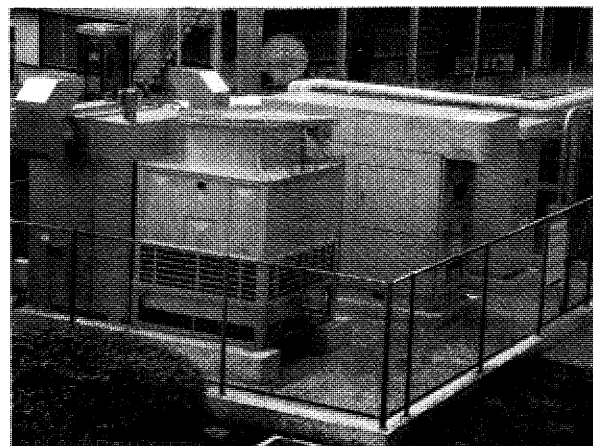
*1 (株)荏原製作所 マイクロガスタービン技術室
〒299-0296 袖ヶ浦市中袖20-1*3 (株)荏原電産 開発センター
〒251-8521 藤沢市本藤沢4-1-1

図1 マイクロガスタービンコジェネレーションパッケージ

表1 主要諸元

ガスタービン形式	再生サイクル1軸式
発電機	永久磁石発電機
最高回転数	68000rpm
定格発電出力	95KW
発電効率	26～28%
排熱回収効率	45～50%
NO _x 値 (16%O ₂)	20～30ppm
騒音値	68dB (A) 以下
寸法	1150×2680×3450
質量	約3000kg

の外観を図1に、代表仕様を表1に示す。パッケージにはマイクロガスタービン、パワーコンディショナ、燃料ガス圧縮機、排熱回収装置が内蔵される。パッケージ本体とは別に共通制御盤があり、最大5台までのマイクロガスタービンパッケージが接続でき、必要に応じて変圧器を内蔵する。図1は排熱回収装置に別置きの排ガス直接投入吸収式冷温水機を用いた例であり、写真左手前側から順に冷温水機と冷却塔、マイクロガスタービンパッケージ、共通制御盤が配置されている。

代表的な装置構成例を図2に示す。系統側から受配電盤、共通制御盤、マイクロガスタービンの順で接続される。6600Vの系統電圧を200Vに降圧して配電するのが一般的であるので、この場合には共通制御盤に変圧器を設

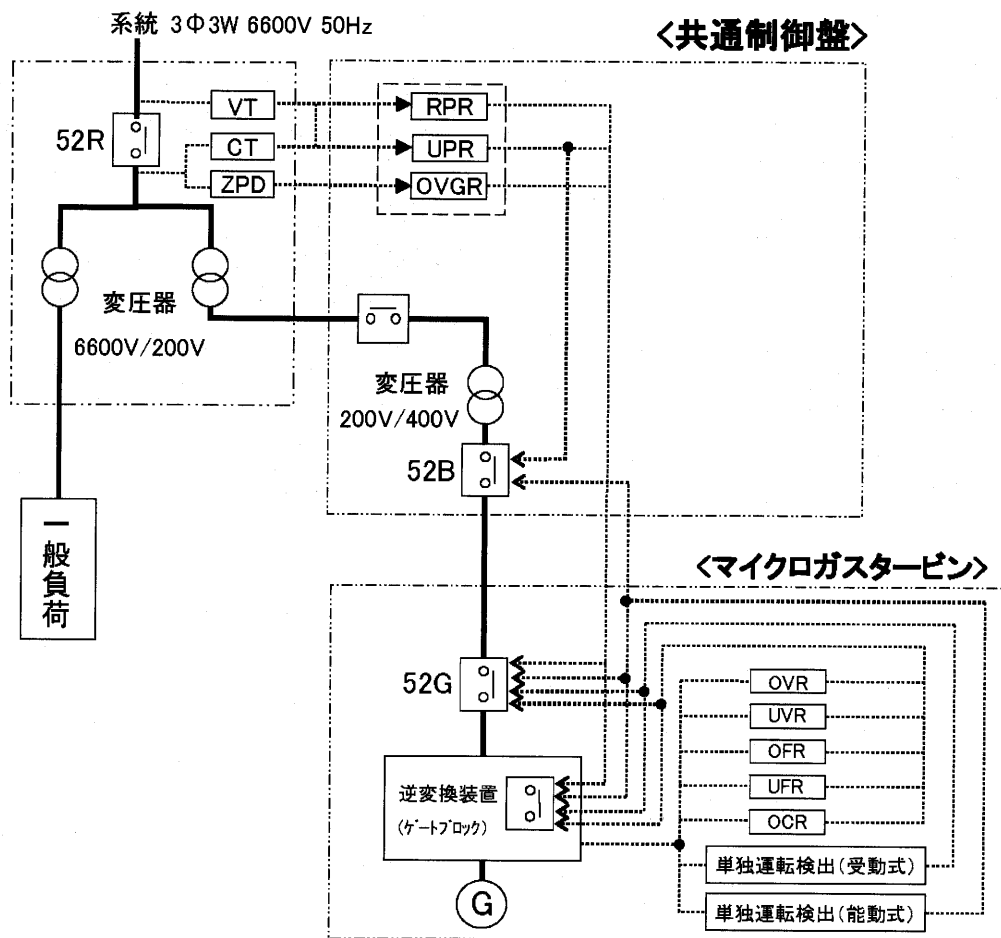


図2 装置構成例

けてパワーコンディショナの出力を400Vから200Vに降圧して接続する。系統連系保護装置のうち、逆電力継電器 (RPR)、不足電力継電器 (UPR)、地絡過電圧継電器 (OVGR) の検出器は受電点に設置し、継電器は受配電盤もしくは共通制御盤内に設置する。その他の過電圧 (OVR)、不足電圧 (UVR)、周波数低下 (UFR)、周波数上昇 (OFR) の各継電器の機能、受動式及び能動式単独運転検出機能はパワーコンディショナに内蔵される。解列箇所は52Bと52Gの二つの遮断器を備えるが、変圧器を介して連系する場合には逆変換装置のゲートブロック機能も解列箇所とみなされるため、通常は52Gと逆変換装置のゲートブロックの2箇所としている。なお、受電点に設置するRPR、UPR、OVGRの各継電器は、発電設備容量や契約電力などの条件によって省略される場合がある。

共通制御盤とマイクロガスタービン、パワーコンディショナはそれぞれマイクロプロセッサ搭載の制御装置を持ち、RS485通信バスと接点入出力で接続されている。共通制御盤の制御装置は受電電力を常時監視し、最低受電電力を確保して逆潮流しないよう発電電力制御を行う。また受電電力が設定値を超えた場合に設備を自動起動するピークカット運転や、定時起動、定時停止などのスケジュール運転管理、複数台運転の場合の台数制御、外部装置との信号入出力、遠隔監視装置との通信を行う。ガ

スタービン制御装置はガスタービンの起動停止、回転数制御、排気ガス温度制御、運転状態の監視と異常時の緊急停止などの制御を行う。マイクロガスタービンは発電負荷に関わらず、回転数を一定に保つように制御される。停電による解列などで、負荷が急変し回転数が制限値を超える場合には、燃料供給を遮断してガスタービンを停止させる。また吸気温度が上昇してガスタービンの排気ガス温度が上限値を超える場合には、発電出力を下げるようパワーコンディショナに指示し、排気ガス温度を制限内に保つように制御する。パワーコンディショナは、共通制御盤及びガスタービン制御装置の指令に従い、系統連系及び自立運転での発電制御を行う。

3. パワーコンディショナの構成と機能

3.1 パワーコンディショナの構成

パワーコンディショナの基本仕様を表2に、外観を図3、回路構成を図4に示す。

マイクロガスタービン発電機の高周波数出力は高速整流器で直流に変換され、パワーブースタで所定の電圧に昇圧してインバータに入力される。インバータは複数のIGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) で構成されており、PWM (Pulse Width Modulation) 制御により、直流を50HZ または60HZ の交流出力に変換する。変換した

表2 パワーコンディショナの基本仕様

出力容量	100kVA
定格電圧	400 V / 440 V
定格周波数	50Hz / 60Hz
相数	3 相 3 線
変換方式	電流制御型 PWM (系統連系時) 電圧制御型 PWM (自立運転時)
高調波流出電流	総合電流歪率 5 %以下 各次調波 (40次まで) 3 %以下
出力力率	0.95以上 (力率設定1.0の場合)
連系保護装置	OVR, UVR, OFR, UFR, OCR
単独運転検出	受動式 (電圧位相跳躍方式) 能動式 (周波数シフト方式)

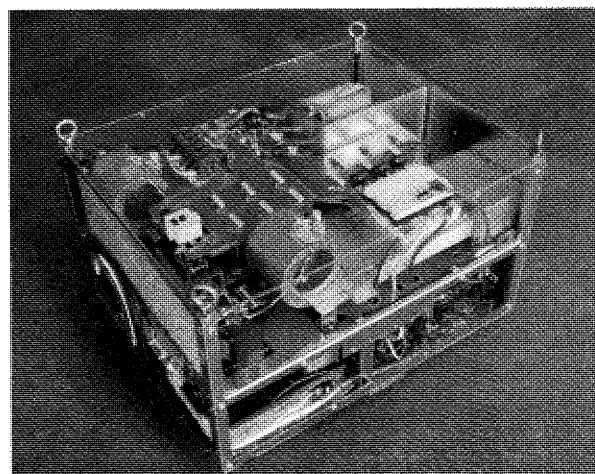


図3 パワーコンディショナ

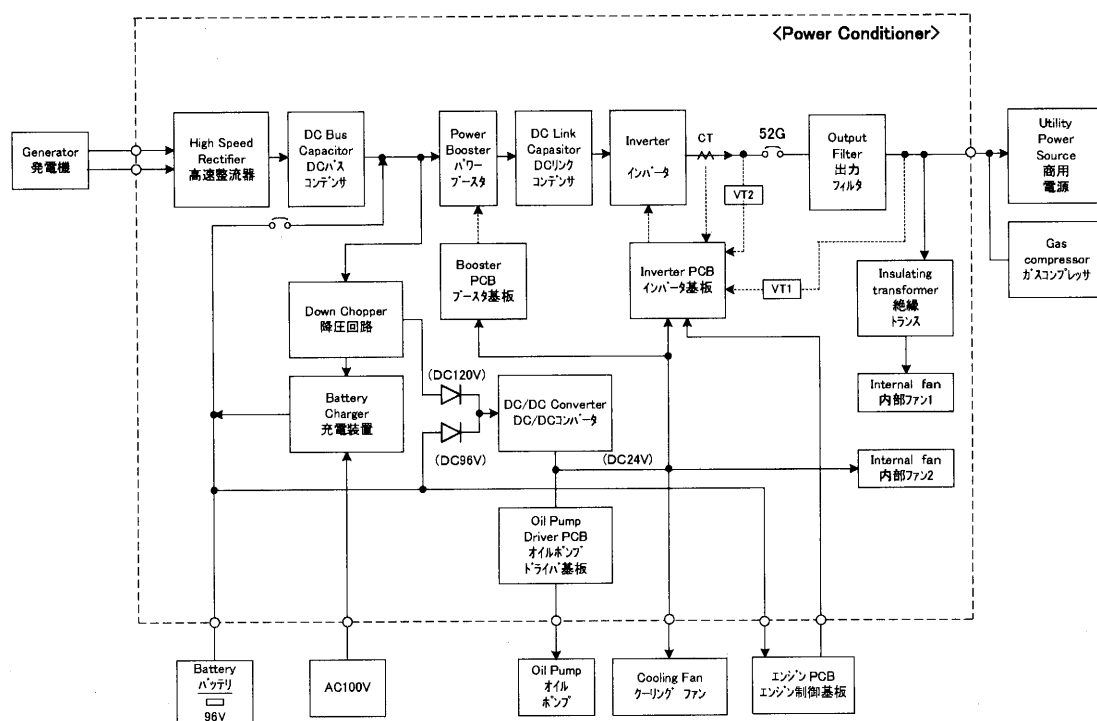


図4 パワーコンディショナの回路構成

交流波形には高調波成分が多く含まれているので、出力段に備えられているフィルターにより高調波成分を除去する。

パワーコンディショナ及びマイクロガスタービンの制御電源、補機電源およびガスタービンの起動に必要な電力はDC96Vバッテリーから供給される。エンジン制御基板とインバータ制御基板には、直接バッテリーから電源が供給されている。ブースタ制御基板、オイルポンプ、内部ファン、クーリングファン等にはDC/DCコンバータで降圧してDC24Vを供給している。マイクロガスタービン発電開始後は、高速整流器で変換した直流電力を降圧してDC/DCコンバータへ供給するとともに、充電装置にも供給しバッテリーを充電する。バッテリー充電装置は、外部から供給されるAC100V電源と直流電

源からのどちらからでも充電が行えるようになっている。

マイクロガスタービンの軸受の潤滑及び発電機の冷却に潤滑油を使用している。この潤滑油はDCブラシレスモータ駆動のポンプによって圧送されており、パワーコンディショナに内蔵されたドライバーにより回転数制御され、油量が調整されている。

3.2 パワーコンディショナの機能

3.2.1 発電制御

系統連系時には、系統電圧及びインバータ出力電圧をセンサ(VT)で検知し、さらに出力電流を電流センサ(CT)で検知して、インバータの出力電流位相が系統電圧と同相すなわち力率が1になるように制御し、系統と

同期を取りながら系統電圧とインバータ出力電圧との位相差を調整することにより電力量と潮流方向を制御する、いわゆる電流制御型 PWM インバータとして動作している。

自立運転時には、電圧と周波数が決められた値（例えば、400V、50HZ）で、負荷に応じた電力（電流）を供給することが要求される。インバータ出力電圧をセンサで検知して、負荷の投入、遮断などによって負荷容量が変化しても電圧と周波数が常に一定の値を保つように電流出力を制御する、いわゆる電圧制御型 PWM インバータとして動作する。

3.2.2 系統連系

パワーコンディショナの連系シーケンスを図5に示す。

外部連系保護継電器、連系保護機能、単独運転検出機能、インバータ保護機能が正常な状態で運転指令が入力されると、ゲートブロックを解除しインバータ出力を開始する。系統電圧（VT1）とインバータ出力電圧（VT2）

の電圧差が $\pm 10\%$ 以内、位相差が $\pm 10^\circ$ 以内の同期条件が成立し2秒以上継続した後に開閉器52Gを閉じて並列し、連系を開始する。但し、連系保護機能が作動して解列し再び系統が復電した場合には、一定時間（300秒）は並列しないようになっている。

連系開始後は、系統電圧及び周波数に追従しながら、発電指令電力値を出力するように制御が行われる。この際に、パワーコンディショナからの出力電力が急激に変動すると系統に動揺を与える可能性があるため、出力電力を所定の割合で増加させる機能（ソフトスタート機能）と、減少させる機能（ソフトストップ機能）を有し、系統への影響を抑えている。また、パワーコンディショナからの出力電力が増加すると系統電圧が上昇する場合があるので、系統電圧が所定値以上にならないように出力電力を自動的に制限する機能（系統電圧上昇抑制機能）を有している。

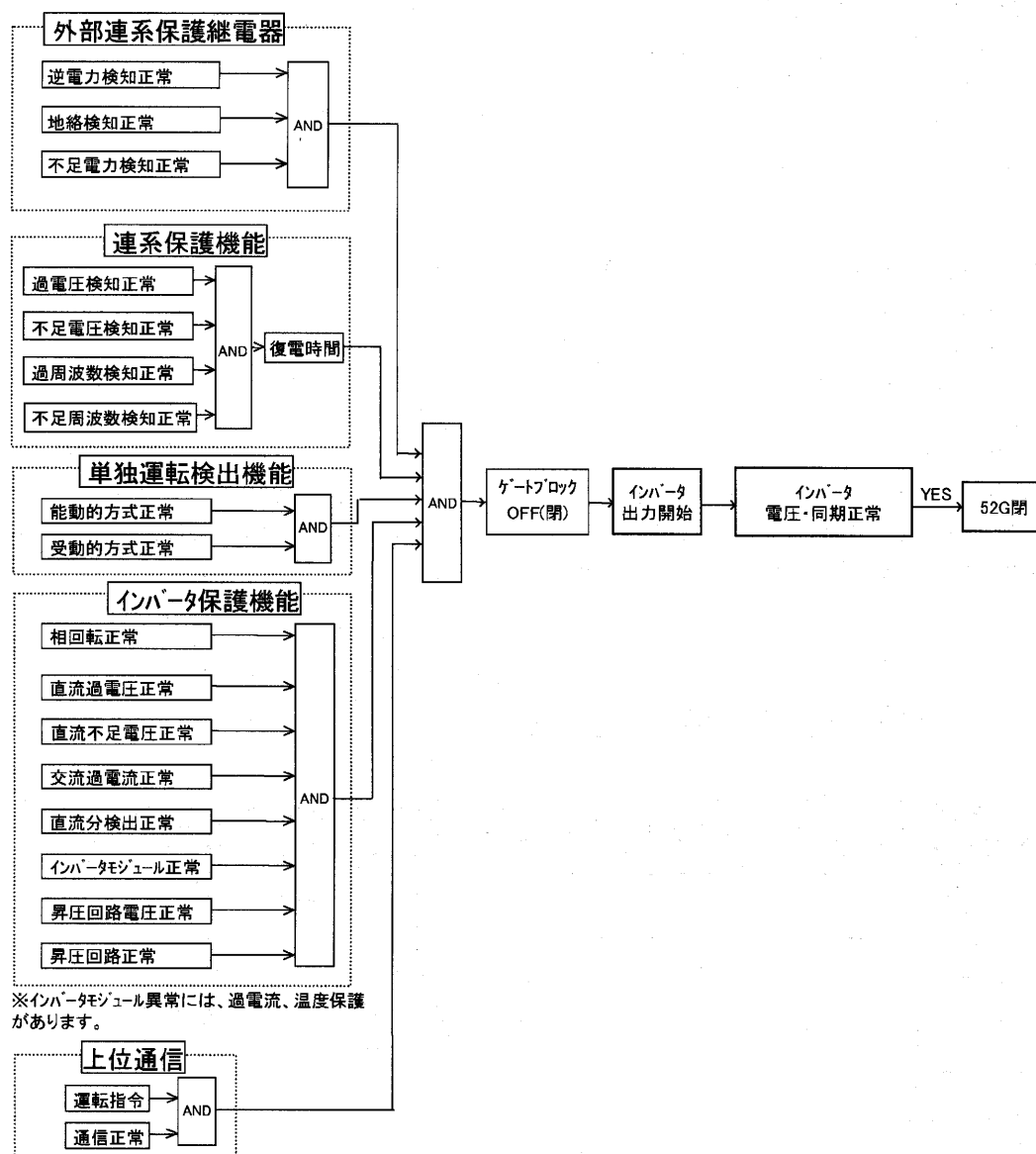


図5 連系シーケンス

連系中に保護機能が動作すると、ゲートブロックが作動、インバータ出力を停止し開閉器52Gを開いて、系統と解列する。

3.2.3 保護機能

パワーコンディショナは過電圧検出、不足電圧検出、過周波数検出、不足周波数検出、過電流検出、受動式単独運転検出及び能動式単独運転検出などの連系保護機能及び直流過電圧、直流不足電圧、直流分検出、インバータモジュール異常、昇圧回路異常などの保護機能を備えている。これらの保護機能には独立した継電器を用いておらず、回路の電圧及び電流あるいは機器の温度を検出し、制御装置で判定している。各保護機能を以下で説明する。

1) 過電圧検出 (OVR)、不足電圧検出 (UVR)

出力電圧が異常に上昇した場合、または異常に低下した場合に、これを検出して解列する。

2) 過周波数検出 (OFR)、不足周波数検出 (UFR)

出力周波数が異常に上昇した場合、または異常に低下した場合に、これを検出して解列する。

3) 過電流検出 (OCR)

出力電流が定格値以上になった場合、これを検出して解列する。

4) 受動式単独運転検出

受動式単独運転検出には電圧位相跳躍検出方式を採用している。連系時は力率が1になるように制御しているが、単独運転に移行すると系統に無効電力を供給しなければならないため電圧位相が急変する。これを検出して解列する機能である。

5) 能動式単独運転検出

能動式単独運転検出には周波数シフト方式を採用している。出力周波数を規則的に変動させ、電圧の応答により単独運転を検出し解列する。通常時は出力周波数の変

動は系統に吸収され検出されないが、単独運転に移行すると変動分が検出される。

6) 直流分検出

パワーコンディショナの交流出力に直流成分が混入し系統へ流出することを防止する機能。直流電流成分が定格交流電流の1%を超えた場合、これを検出して解列する。

7) 直流過電圧検出、直流不足電圧検出

インバータに入力される直流電圧が適正な電圧範囲を逸脱し過電圧または不足電圧を検出した場合、発電を停止してインバータを保護する機能である。

8) インバータモジュール保護

インバータに使用している IGBT モジュールの過電流、過昇温を検出した場合、発電を停止してインバータを保護する機能である。

9) 昇圧回路保護

パワーブーストに使用している IGBT モジュールの過電流、過昇温を検出した場合、発電を停止してパワーブースト回路を保護する機能である。

10) センサ故障検出

センサ故障時の誤作動、誤検出を防止するため、電流、電圧の検出は2重化しており、センサの測定値に相違が生じた場合には発電を停止する。

4. 系統連系保護機能試験結果

4.1 試験方法

パワーコンディショナの保護機能及び性能を検証するため、マイクロガスタービン、系統を模擬する電源装置(模擬系統)と負荷抵抗器、パワーメータ及び波形記録装置などの測定機器を用いて試験を行った。試験装置の構成を図6に示す。試験装置の構成、試験手順、評価基準については(財)日本電気用品試験所作成の「小型太陽電池発電システム系統連系保護装置等の試験方法」を参考にして定めた。試験項目を以下に示す。

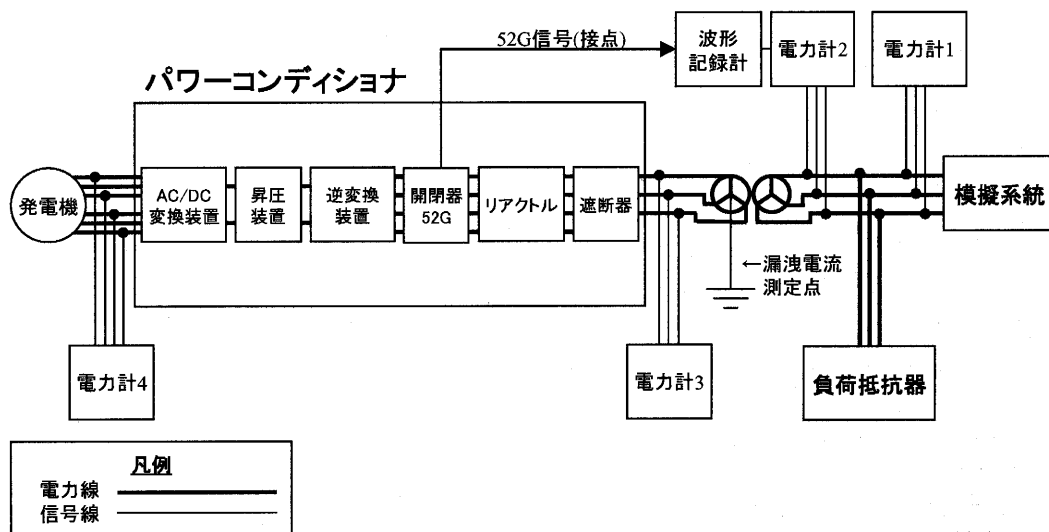


図6 試験機器構成

- 1) 絶縁性能
- 2) 定常特性
- 3) 保護機能
- 4) 単独運転検出
- 5) 過渡応答特性
- 6) 外部入出力

4.2 定常特性試験

パワーコンディショナは系統の電圧、周波数の変動に対し追従する機能を有している。本試験では模擬系統の電圧、周波数を変動させ、発電出力の追従性の確認及びその際の高調波歪率、力率が判定基準内にあることを確認した。その他に定格運転時の高調波歪率、力率、漏洩電流などの測定、電圧上昇抑制機能、ソフトスタート機能、ソフトストップ機能を確認した。試験項目を以下に示す。

- 1) 交流電圧追従性
- 2) 交流周波数追従性
- 3) 運転力率
- 4) 出力高調波電流
- 5) 漏洩電流
- 6) 電圧上昇抑制
- 7) ソフトスタート機能
- 8) ソフトストップ機能
- 9) 効率

表 3 に出力電圧 400V、周波数 50Hz、電流出力 115A の

場合の定常特性試験結果を示す。高調波電流歪率 (THD: Total Harmonic Distribution) は約 2.5%, 運転力率 (PF: Power Factor) は 0.99 以上など、全ての特性が判定基準を満足している。またパワーコンディショナの効率は、クーリングファンなどの補機動力を含み、約 95% が得られた。出力電圧 440V、周波数 60Hz の場合も同様の結果が得られた。

4.3 保護機能試験

本試験では模擬系統を用いて系統の過電圧や不足周波数等の系統異常条件を擬似的に作り、異常発生から解列までの時間および電圧、周波数の値を測定した。試験項目を以下に示す。

- 1) 過電圧検出
- 2) 不足電圧検出
- 3) 過周波数検出
- 4) 不足周波数検出

表 4 に出力電圧 400V、周波数 50Hz、電流出力 115A の場合の試験結果を示す。各検出機能とも、判定基準内に作動することが確認された。

4.4 単独運転検出試験

本試験では系統停電を擬似的に発生させ、単独運転を検出し 52G を開き解列するまでの時間を測定した。この際、確認対象以外の保護機能は作動しないようにして試

表 3 定常特性試験結果 (定格電圧: 400V / 定格電流: 115A / 定格周波数: 50Hz)

項目	整定値:	基準判定値:	測定値:
交流電圧追従	上限整定値: 440V (定格電圧 + 10%) 下限整定値: 360V (定格電圧 - 10%)	THD 5 % 以下	0.7 ~ 2.7 %
		各次調波 3 % 以下	0.5 ~ 1.9 %
		PF 0.95 以上	0.992 ~ 0.996
周波数追従	上限整定値: 50.5Hz (定格周波数 + 1%) 下限整定値: 49.5Hz (定格周波数 - 1%)	THD 5 % 以下	0.4 ~ 2.1 %
		各次調波 3 % 以下	0.4 ~ 1.5 %
		PF 0.95 以上	0.993 ~ 0.996
運転力率	力率: 1.0	連系 0.95 以上	0.990 ~ 0.999
		自立	0.990 ~ 0.999
出力高調波電流		THD (連系) 5 % 以下	0.88 ~ 2.53 %
		THD (自立)	1.47 ~ 3.70 %
		各次調波 3 % 以下	0.40 ~ 1.98 %
漏洩電流 (mA)		漏洩電流 30mA 以下	0 ~ 10mA
電圧上昇抑制		電圧上昇抑制 460V 以内 (定格電圧 115% 以内)	正常動作
ソフトスタート機能		電流変動レベル 172A 以下 (定格電流 150% 以下)	正常動作
		電流変動時間 0.5sec 以下	
ソフトストップ機能		電流変動レベル 172A 以下 (定格電流 150% 以下)	正常動作
		電流変動時間 0.5sec 以下	
効率 (%)			94.6 ~ 96.4 %

表 4 系統保護機能試験結果 (定格電圧: 400V / 定格電流: 115A / 定格周波数: 50Hz)

項 目	整定値	基準判定値	作動値
過電圧 (OVR)	電圧整定値 460V (定格値 + 15%)	450.8~469.2V (整定値 $\pm 2\%$)	459.6~464.0V
	動作時間整定値 0.5sec	0.4~0.6sec (整定値 ± 0.1 sec)	0.471~0.560sec
不足電圧 (UVR)	電圧整定値 340V (定格値 - 15%)	333.2~346.8V (整定値 $\pm 2\%$)	337.6~339.8V
	動作時間整定値 0.5sec	0.4~0.6sec (整定値 ± 0.1 sec)	0.471~0.562sec
過周波数 (OFR)	周波数整定値 51Hz (定格値 + 1Hz)	50.9~51.1Hz (整定値 ± 0.1 Hz)	51.00~51.10Hz
	動作時間整定値 0.5sec	0.4~0.6sec (整定値 ± 0.1 sec)	0.426~0.513sec
不足周波数 (UFR)	周波数整定値 49Hz (定格値 - 1Hz)	48.9~49.1Hz (整定値 ± 0.1 Hz)	48.90~49.08Hz
	動作時間整定値 0.5sec	0.4~0.6sec (整定値 ± 0.1 sec)	0.426~0.509sec

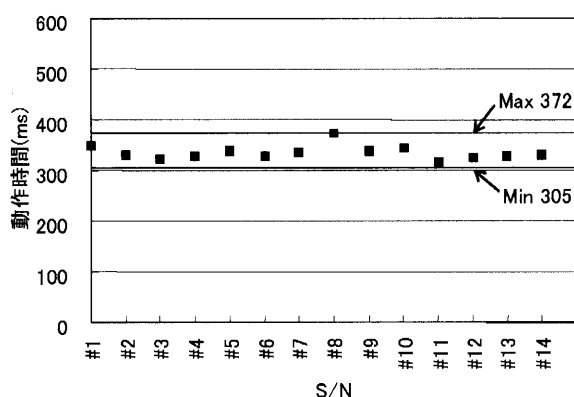


図 7 受動式単独運転検出試験結果

験を行った。

1) 受動式単独運転検出

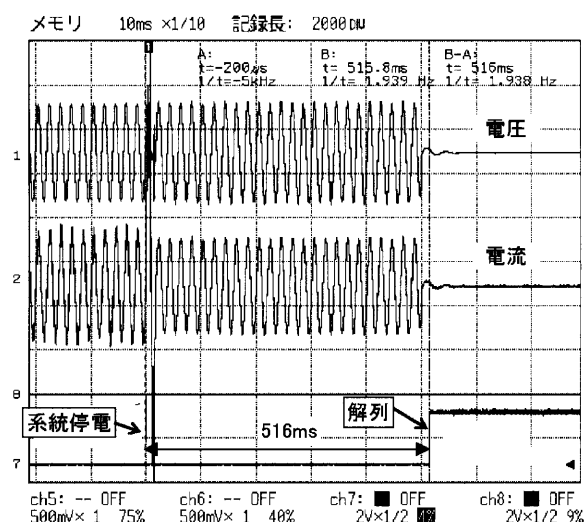
受動式単独運転検出は停電が発生してから0.3秒以上、0.5秒以内に動作することが求められる。図7に出力電圧400V、周波数50Hzの場合の試験結果を示す。0.305秒から0.372秒の間に単独運転検出が動作することが確認できた。

2) 能動式単独運転検出

能動式単独運転検出は停電が発生してから0.5秒以上、1.0秒以内に動作することが求められる。出力電圧400V、周波数60Hzでの能動式単独運転検出時の電圧、電流波形の例を図8に示す。系統停電後もしばらく発電を継続するが、約0.52秒後に解列している。図9に動作時間の測定結果を示す。0.506秒から0.589秒の間に単独運転検出が動作することが確認できた。

4.5 過渡応答特性試験

本試験では系統を過渡的に変化させた場合に出力電流



試験条件 400V/60Hz 3相 3線式

図 8 能動式単独運転検出時の電圧、電流波形

が過度に変動しないことを確認した。試験項目を以下に示す。

- 1) 系統電圧急変
- 2) 系統電圧位相急変
- 3) 系統電圧不平衡急変

試験結果の一例として、電圧400V、周波数50Hz、電流出力115Aにおいて、系統電圧の位相を -10° 変化させた時の測定結果を図10に示す。この際、電流の変動が定格の150% (172A) 以下で、電流変動時間が0.5秒以下であることが要求される。測定波形から、電流歪は定格電流以下であり変動時間も1サイクル以内に収まっていることが分かる。

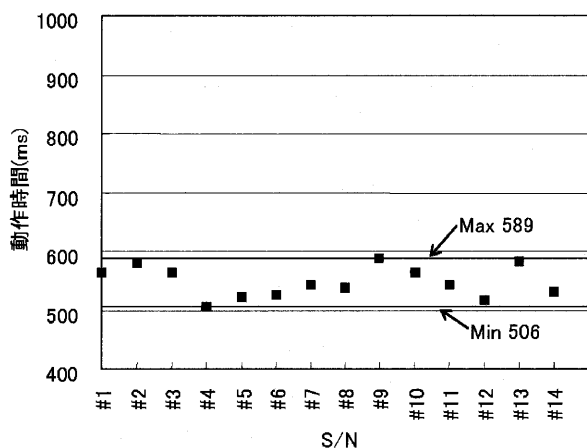


図9 能動式単独運転検出試験結果

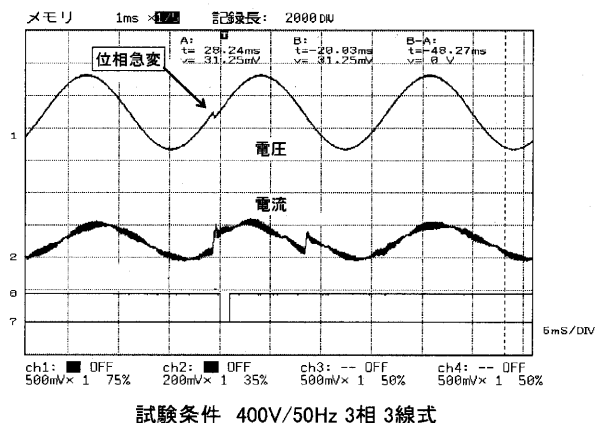


図10 システム電圧位相急変時の電圧、電流波形

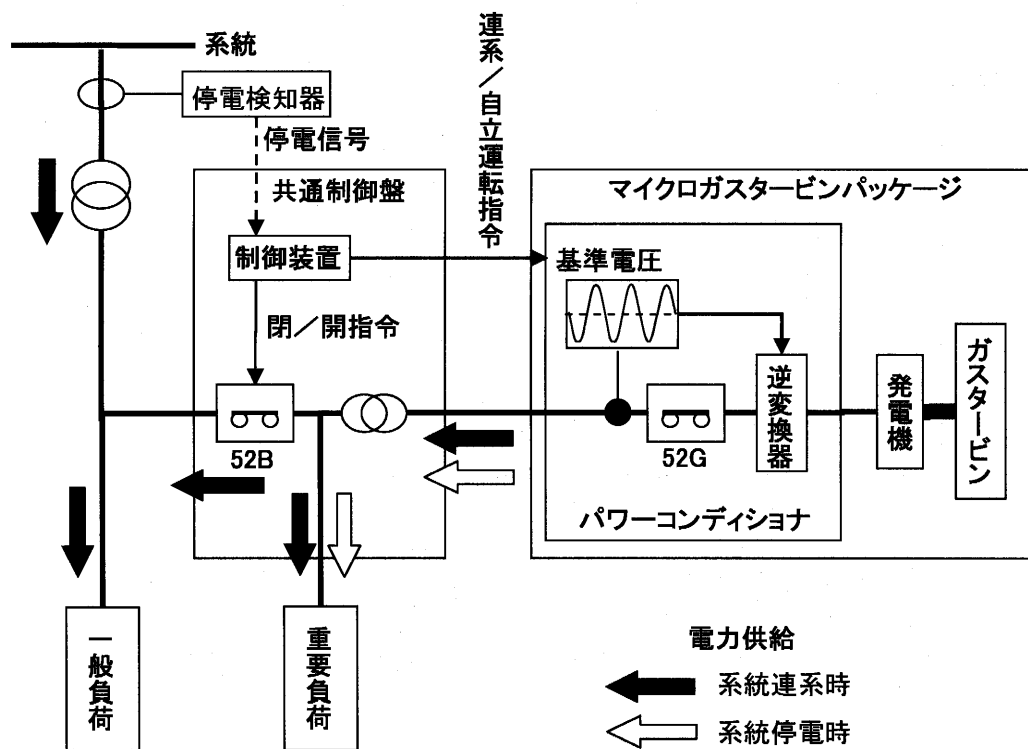


図11 保安用電源構成

5. 応用例

5.1 保安用・防災用電源としての利用例

マイクロガスタービンは冷却水を必要とせず、軽量で地震などの振動にもよく耐えることができるので、非常用電源としての用途が期待されている。平成18年3月の消防庁告示「自家発電設備の基準」の改正で、マイクロガスタービンのように停電から発電開始まで40秒を超える発電装置であっても、蓄電池設備などとの組み合わせにより所定の条件を満たせば非常電源として認められるようになった。通常時は系統連系でコジェネレーション装置として運用し、停電時には自立運転で保安用、防災用電源として利用するのが、地震や水害などの災害に強

く、設備効率の高いシステムとして注目されている。

図11に保安用・防災用電源の構成例を示す。通常時は、系統連系運転で重要負荷と一般負荷へ電力を供給する。停電発生時には、単独運転検出または停電検知器からの信号で系統側の継電器（52B）を開いて系統から解列し、重要負荷とマイクロガスタービンを系統から独立させる。その後、発電方式を自立運転に切換え重要負荷へ電力を供給する。重要負荷には蓄電池設備（UPS）が備えられており、マイクロガスタービンが発電を停止している間の給電を行う。系統が復電すると自立運転を停止し、系統側の継電器（52B）を閉じて重要負荷と系統を接続する。マイクロガスタービンは再連系禁止時間（300秒）

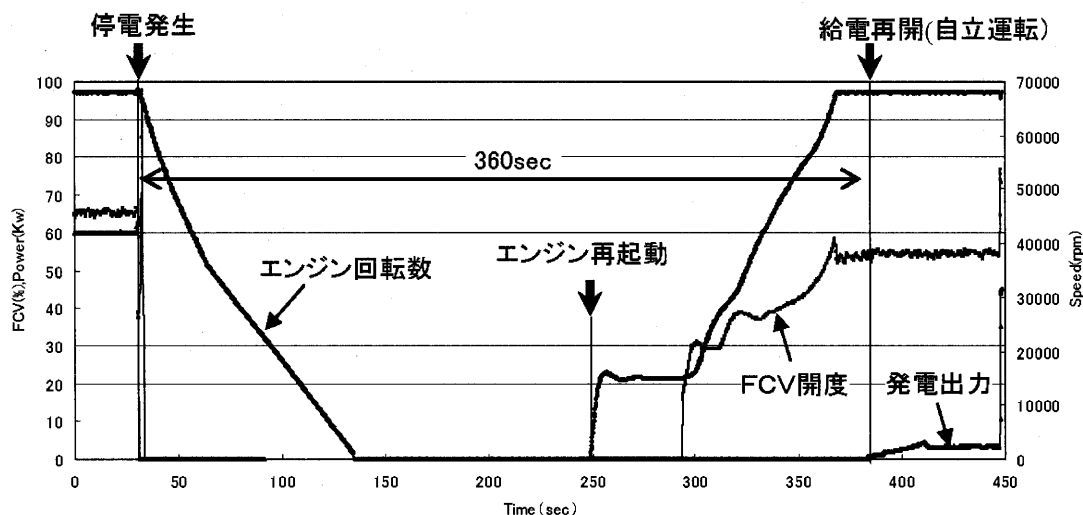


図12 停電発生から自立運転開始までの動き

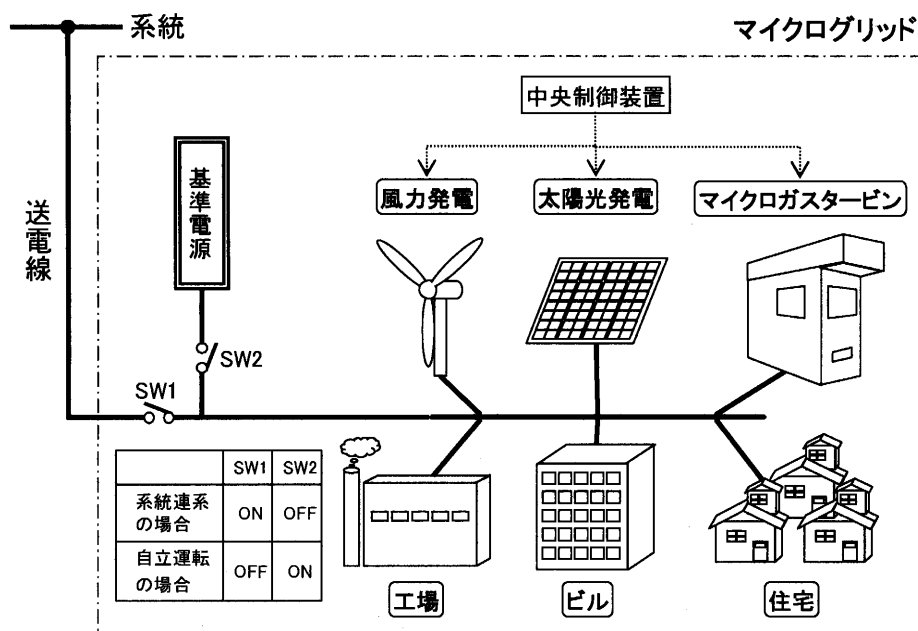


図13 マイクログリッドにおける利用例

が経過した後に、系統連系運転を再開する。図12に、停電発生から自立運転開始までの動作を示す。マイクロガスタービンは停電発生と同時に停止、一定時間において再起動し、自立運転で電力供給を開始する。停電発生から電圧確立までの所要時間は約360秒である。なお、停電時には燃料ガス圧縮機を駆動できないため、高圧ガスボンベから燃料を供給するか、別の非常電源から燃料ガス圧縮機へ電力を供給する。

5.2 マイクログリッドにおける利用例

マイクログリッドは、マイクロガスタービンや風力発電、太陽光発電などの複数の分散型電源と複数の需要家を含んだ系統の一部を独立した系統として運用する。マ

イクログリッド内の消費電力の変化に対応するよう、分散型電源の発電量を制御することにより、商用系統からの電力供給量を抑制し、商用系統が停電した場合でも電力を自給することができるようになる。

図13に示すように、マイクログリッド内の分散型電源は、系統もしくは系統に見立てた基準電源に対して系統連系運転を行ない、中央制御装置からの発電電力指令信号によりマイクログリッド内へ電力を供給する。マイクロガスタービンは単独または複数台を一つの単位として、中央制御室からの出力指令信号に従い電流制御による連系発電を行う。

マイクログリッドを商用系統と分離して運用する場合には、各分散型電源はマイクログリッド内の基準電源に

対して連系運転を行う。この際、基準電源の容量や分散型電源の応答性によっては、電圧や周波数の変動が大きくなることが予想され、商用系統並みの電力品質の確保が課題とされている。

その一つの解決方法として、複数のマイクロガスタービンが自立運転（電圧制御）で基準電源に同期し、外部から制御することなく自律的に負荷配分を行うとともに、基準電源が停止しても運転を継続できる機能を開発中である。

6. あとがき

本稿で紹介したマイクロガスタービン用パワーコンディショナの開発に際しては、東京電力㈱殿、東北電力㈱殿をはじめ、多くの方面からご指導ご助力を頂いた。ここに謝意を表したい。

分散型電源の電力品質と信頼性の向上、用途拡大のため、今後ともパワーコンディショナの技術向上に努めていきたい。

特集：発電装置のパワーエレクトロニクス

業務用マイクロガスエンジンコージェネレーションシステムの開発

高田 昌史^{*1}

TAKATA Masashi

キーワード：小型ガスエンジン、小規模分散型電源、系統連系インバータ、高効率、複数台設置、ロングメンテナンス、遠隔監視

1. はじめに

ガスエンジンコージェネレーションシステムの100kW以上の中大型クラスは、省エネルギーと経済性が認められ従来から普及が進んでいたが、小型クラスに於いてはインシヤルコストが割高になり普及が余り進まなかった。しかし、近年小型クラスも新技術の導入による低コストで高効率なシステムを開発したことにより、主に福祉施設、病院、飲食店、温浴施設、店舗、工場、ホテル等への導入が促進され、小規模分散型電源市場の拡大に寄与している。

当社は平成10年10月に、出力9.8kWの電源切替器による系統分離方式の業務用マイクロガスエンジンコージェネレーションシステム（以下マイクロガスエンジンコージェネ）を発売し、小規模分散型電源市場に参入したが、引き続き直接ユーザの分電盤に接続できるインバータによる系統連系方式のマイクロガスエンジンコージェネを開発した。このインバータ連系機の発売により、電源切替器の設置や接続負荷選定が不要となり小型コージェネの導入促進の課題であった電気工事費及び個別のエンジニアリングを削減することができた。系統連系仕様は单相9.8kWに引続き三相22kW、また平成14年12月には業務用で国内最小出力の5kWを順次発売し、業務用マイクロガスエンジンコージェネのラインナップ（Aシリーズ）が完成した。

引き続き、更なる高効率化を狙った「Bシリーズ」の開発に取り組み、平成16年4月から9.9kW、同年10月に22kWを出力アップした25kW、平成17年4月には5kWの高効率機をそれぞれ発売開始した。今回、この新規開発Bシリーズ3機種の高効率マイクロガスエンジンコージェネのパッケージ及びパワーエレクトロニクスを紹介する。

2. 市場動向

平成14年～15年に、系統連系方式の業務用マイクロガスエンジンコージェネのラインナップ完成及び他社の新規参入等によりマイクロガスエンジンコージェネ市場が活性化し拡大したことで、販売実績は平成18年8月で累

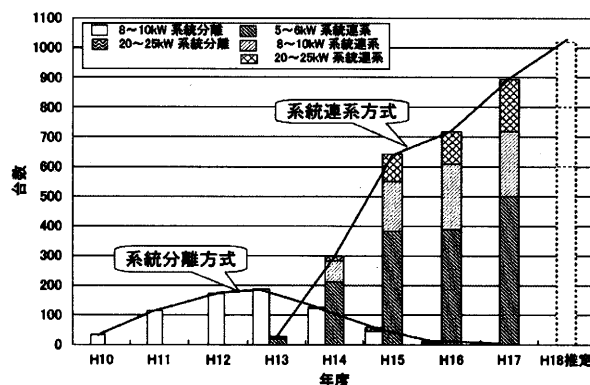


図1 年度別総需要（台数）

計3,600台を突破した。今後も引き続き拡販が期待できる。（図1に年度別総需要を示す）

市場拡大の主因は、インバータ連系仕様の開発により容易に系統連系ができる機能が充実したことと、高効率や低コスト化によるといえる。なお、市場導入初期は熱需要の大きい福祉施設や温浴施設等が導入の中心であったが、高効率化（発電効率の向上）の効果により熱需要が比較的少ない店舗や工場等へも導入が増加している。

特に、平成14～15年に5～6kW機を発売したことにより、導入台数が大きく伸びている。これはこのクラスが、飲食店の電気と熱の需要に合致しており、市場規模の大きい飲食店市場を掘り起こした結果といえる。

さらに、平成15年下期に出力10kW未満は、高い省エネルギー性が認められ、高効率ガスエンジン給湯器に対して創設された国からの補助金が受けられるようになった事が、導入促進の追い風になっている。

また、25kW機は小型コージェネとして最高の発電効率33.5%を達成し、100kWクラスと同等以上の発電効率を確保したことで、複数台設置により100kW以上の中形コージェネ市場にも省エネルギー性やCO₂削減のための最適な出力容量での導入が推進されている。

3. パッケージの概要

当社の高効率Bシリーズの業務用マイクロガスコージェネパッケージは、単相仕様の5kWと9.9kW及び三相仕様25kWの3機種であり、その外観を図2に、また

原稿受付 2006年9月11日

*1 ヤンマーエネルギーシステム(株)

〒531-0076 大阪市北区大淀中5-12-39

主要目を表1に示す。

高効率Bシリーズは、従来機より発電効率向上とともにロングメンテナンス化（10,000時間メンテ）、コンパクト化、省スペース化、省エンジニアリング、低コスト化を主眼として開発を推進した。特に5kW機は、都市部の狭い場所や軒先でも設置できるよう全高や奥行を最小とするとともに低運転音パッケージとした。

また、9.9kWと25kW機は、今年4月販売機から搭載インバータに自立運転機能を追装し、停電対応機（ブラックアウトスタート）をバリエーションに追加した。

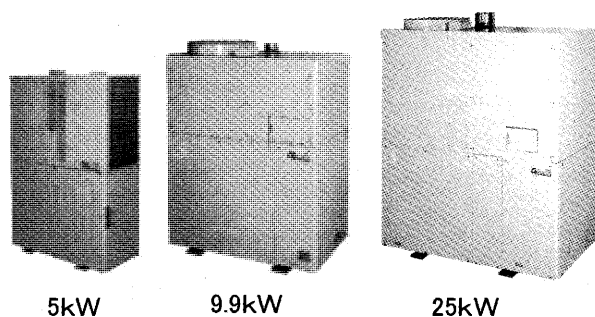


図2 パッケージの外観

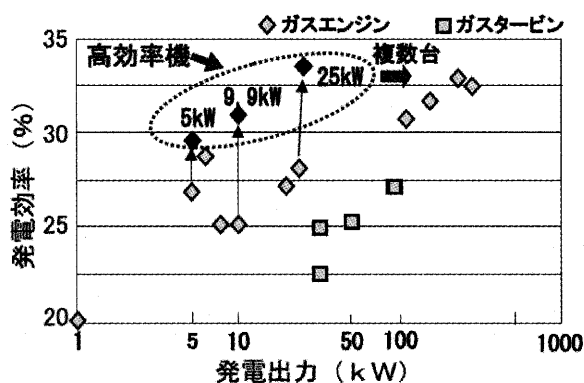


図3 発電効率

なお、発電効率は各機種ともにクラス最高であり（図3）、総合効率も85%レベルを確保している高効率でコンパクトなパッケージである。

4. マイクロコージェネのパワーエレクトロニクス

4.1 特長とシステム構成

本パッケージに搭載されているいくつかのパワーエレクトロニクス技術のうち最も大きな機能部品となる系統連系用インバータは、太陽光発電用パワーコンディショナの技術をベースに小型エンジン発電機用としてインバータメーカーと共同開発したものである。インバータは発電容量に合わせて単相3線式と三相3線式の2種類を開発した。両インバータに共通する特長は以下の通りである。

- (1) エンジンパッケージ内への搭載
- (2) エンジンパッケージ側との通信による情報伝達
- (3) 出力電力は受電電力を監視し制御
- (4) 低コスト、省スペース、メンテナンスフリー
- (5) 自立運転出力可能（停電対応機のみ）

発電システムの構成としては図4及び5に示すような構成となり、また、搭載されるインバータとしては5kW機と25kW機は1台、9.9kWはインバータを2台並列接続し搭載している。特にインバータ2台搭載の9.9kWシステムは、インバータの直流側での制御干渉を避けるため発電機においても各々のインバータに接続される固定子巻線を絶縁し2系統化することでお互いのインバータが干渉することを防止している。

4.2 搭載インバータの仕様

逆潮流有りの太陽光発電システム（自然エネルギーを利用したシステム）とは異なり、逆潮流無しを基本とした本パッケージにおいては受電電力を常時監視し出力を調整する機能を搭載している。動作としては、顧客の使用電力が十分にある場合には、定格出力制御（出力電力一定制御）を行うが、顧客の使用電力が小さい場合には逆潮流が発生する可能性があるため順潮流電力が一定値

表1 高効率シリーズパッケージの主要目

機種名		CP5VB	CP10VB1	CP25VB1
出力	kW	5	9.9	25
周波数	Hz	50/60	50/60	50/60
相数・電圧	V	単相・100/200	単相・100/200	3相・200
効率	発電効率	%	29	31.5
	熱回収率	%	56	53.5
	総合効率	%	85	85
外形寸法	幅×奥行×高さ	mm	1100×500×1500	1470×800×1790
エンジン	—	4サイクルガスエンジン	4サイクルガスエンジン	4サイクルガスエンジン
発電機	—	高周波永久磁石式	高周波永久磁石式	高周波永久磁石式
連系インバータ	—	単相	単相	3相
運転音(4方向最大値)	dB(A)	51/m	54/m	62/m
質量(冷却水、潤滑油含む)	kg	410	790	1,225
メンテナンスインターバル	時間	10,000	10,000	10,000

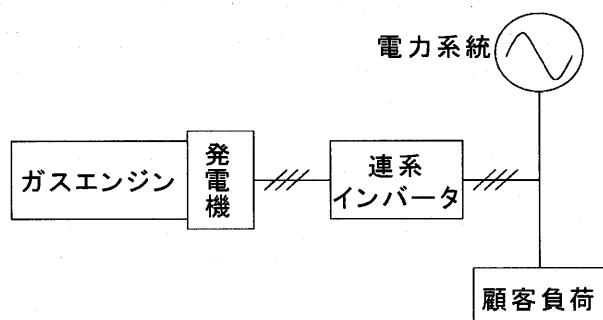


図4 5kW機、25kW機の発電システム構成図

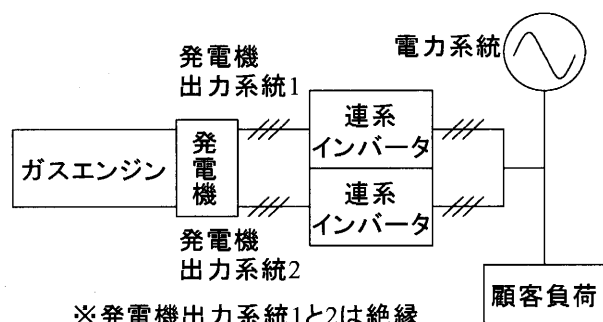


図5 9.9kW機の発電システム構成図

以上となる様に出力調整を行う（逆潮流防止制御）。その他、搭載連系インバータ仕様を以下紹介する。

4.2.1 単相連系インバータ

5kW機及び9.9kW機のパッケージに搭載している出力5kWの単相インバータの仕様を表2に示す。9.9kW機に2台搭載時は、定格容量を4.95kWにセットして合計9.9kWで使用する。

4.2.2 三相連系インバータ

25kW機のパッケージに搭載している出力25kWの三相インバータの仕様を表3に纏めた。25kWの発売時は、12.5kWインバータを2台搭載していたが、本年4月発売のマイナーチェンジ機からは、25kWガスエンジン発電機用に新規開発した連系インバータを搭載している。新規の三相インバータ開発コンセプトとしては、軽量・コンパクト、変換効率の向上、自立運転機能の充実、耐久・信頼性の確保等であるが、特に電力変換効率は95%以上を確保しており、高効率インバータである。

4.3 通信仕様

パッケージ内での本機とインバータとの通信にRS485を採用している。本機をマスター、インバータをスレーブとして、1:n（最大2台）の通信を行っている。通信仕様を表4に示す。

4.4 系統連系機能

4.4.1 系統連系ガイドライン

当社のマイクロガスエンジンコージェネは、国内市場

表2 単相連系インバータの仕様

項目	仕様
定格容量	5kW(4.95kW)
定格直流入力電圧	DC280V
出力相数/接続	単相2線式/単相3線
定格出力電圧	AC202V(AC101V:2相)
定格周波数	50Hzまたは60Hz
定格電流	25A(24.75A)
電力変換効率	93%以上(入出力定格時)
出力基本波力率	0.97以上(定格出力時)
電流歪率	総合5%以下、各次3%以下(入出力定格時)
変換方式	自励式電圧型電流制御方式
スイッチング方式	PWM方式
絶縁方式	非絶縁トランスレス方式
電力制御	逆潮流防止制御
補助制御	電圧上昇抑制制御、ソフトスタート
運転制御	自動起動、自動停止
連系保護機能	OVR、UVR、OFR、UFR、RPR、 単独運転検出機能(受動方式、能動方式)

表3 三相連系インバータの仕様

項目	仕様
定格容量	25kW
定格直流入力電圧	DC390V
出力相数	三相3線式
定格出力電圧	AC202V
定格周波数	50Hzまたは60Hz
定格電流	71.4A
電力変換効率	95%以上(入出力定格時)
出力基本波力率	0.97以上(定格出力時)
電流歪率	総合5%以下、各次3%以下(入出力定格時)
変換方式	自励式電圧型電流制御方式
スイッチング方式	PWM方式
絶縁方式	非絶縁トランスレス方式
電力制御	逆潮流防止制御、出力電力一定制御
補助制御	電圧上昇抑制制御、ソフトスタート
運転制御	自動起動、自動停止
連系保護機能	OVR、UVR、OFR、UFR、 単独運転検出機能(受動方式、能動方式)

表4 通信仕様

項目	仕様
インターフェース	RS485準拠
通信方式	無手順/半二重
同期方式	調歩同期
伝送速度	9600bps
データ形式 (1フレーム=11ビット)	スタートビット1 データビット7 偶パリティ ストップビット2

を対象に開発したものであり、系統連系については、品質確保の観点から平成16年10月に整備された「電力品質確保に係る系統連系技術要件ガイドライン」また、安全確保の観点からは「電気設備の技術基準の解釈」に記載されている関連条項に準拠している。

今後海外市場に展開するときには、国内の仕様をベースに、各国の電源事情に合わせて仕様や基準に準拠していく予定である。

4.4.2 保護協調

自家発電設備と商用電源を連系する場合は、系統連系ガイドラインによる各種の保護継電器が必要になるが、連系の区分や出力等により設置する保護装置が異なる。

表5 系統連系に必要な保護継電器

連系区分	受電方式		高圧		低圧	高圧		低圧
	逆潮流		なし		—	あり		—
	発電出力		10kW以上		10kW未満	10kW以上		10kW未満
	契約電力割合		5%以上	5%未満	—	5%以上	5%未満	—
保護継電器	地絡過電圧	OVGR	要	不要	—	要	不要	—
	不足電圧	UVR	連系インバータに内蔵			連系インバータに内蔵		
	過電圧	OVR	連系インバータに内蔵			連系インバータに内蔵		
	逆電力	RPR	連系インバータに内蔵(25kW機は外部設置)			不要		
	周波数低下	UFR	連系インバータに内蔵			連系インバータに内蔵		
	周波数上昇	OFR	連系インバータに内蔵			連系インバータに内蔵		
	不足電力	UPR	電力会社との協議による			不要		
	単独運転検出	能動	連系インバータに内蔵			連系インバータに内蔵		
		受動	連系インバータに内蔵			連系インバータに内蔵		

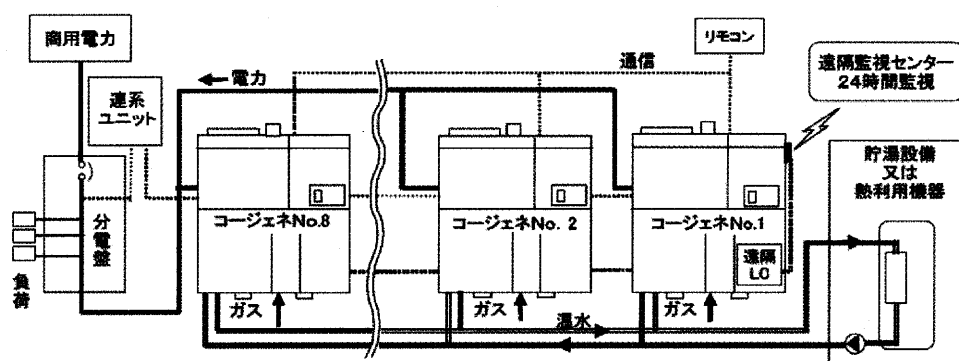


図6 複数台設置時のシステムフロー (25kW機)

表5に業務用ガスエンジンマイクロコージェネの必要な保護継電器を一覧表に纏めたが、大きくは受電方式（高圧、低圧）と発電機出力による区分となるが、保護継電器はインバータに内蔵しているものとパッケージ外部に設置して対応するものがある。

なお、外部設置の保護継電器類をその供給電源部と共に専用ボックスにまとめて屋外にも設置できるマイクロコージェネ用の「連系ユニット」を設定し、現地工事の簡便化に寄与している。この連系ユニット内は発電出力制御用の電力トランスデューサ（25kW機用）や受電電力計測ユニット等も設置できる。

4.4.3 系統連系保護装置等の認証制度について

財団法人電気安全環境研究所（以下「JET」）により、平成5年より太陽光発電システムの系統連系保護装置の認証制度が開始されているが、小型ガスエンジンコージェネレーションシステムを対象に、同等の「JET」認証制度が発足し、平成14年10月から認証申し込みの受付が開始された。この認証制度は、出力10kW未満の小出力発電設備が対象で、「ガスエンジンコージェネレーションパッケージ」と貯湯タンク部も含めた「ガスエンジンコージェネレーションシステム」の2種類がある。太陽光発電システムとガスエンジンシステムとの電気部分の最も大きな相違点は、ガスエンジンシステムではインバータの入力側が発電機になることである。この入力

側（発電機）に関する試験項目が追加され、ガスエンジンコージェネのJET認証試験は約50項目が定められている。当社の5kW機は認証制度発足とともに認証申し込みをし、認証第1号として登録された。また、その後のモデルチェンジ機では、パッケージとシステムの両方の認証に合格している。

5. 高機能化（運転制御）

5.1 複数台設置

当パッケージの複数台設置時のシステムフローを図6に纏めた。発電電力と温水は集合させて分電盤及び熱利用機器側に接続する。なお、商用電力との連系点には、連系インバータに内蔵できない連系保護機器類等をセットした連系ユニット（オプション品）を設置することにより、電気工事の簡便化が図れる。

5.2 台数運転制御

当制御システムは、8台（単相機は3台）まで並列運転ができるため、複数台設置により顧客の使用電力の変動に対して、出力制御と運転台数の制御で対応するので、大容量1台のコージェネ設置時よりも高効率な運転ができる。（図7参照）

リモコンで運転開始電力と停止電力を設定できるため、顧客の電力使用状態に応じ最も効率の良い運転状態を選択することが可能である。

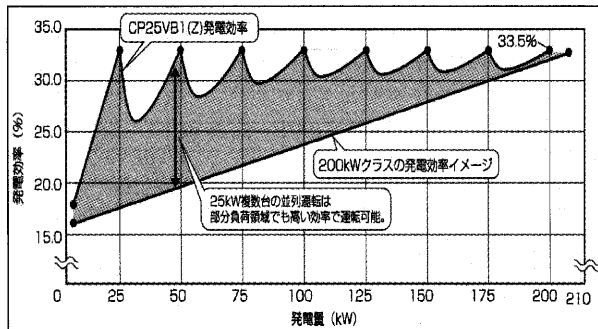


図7 複数台設置時の発電効率 (25kW 機：8 台)

また、複数台設置制御は、ローテーション運転機能を持っており、各号機の運転時間の差が100時間以内に平滑化され、製品寿命、点検時期のばらつきがなくなり、メンテナンス費を抑えることができる。なお、定期点検等にて1台が運転できない場合でも、他の号機は停止することなく運転ができる。

5.3 リモコン

リモコンは、簡易タイプの液晶リモコンと高機能タッチパネルタイプのシステムコントローラ（以下シスコ）の2種類を準備しており（図8、図9参照）以下に示す設定・制御ができる。

主な機能は、運転スケジュール、休日設定（液晶リモコン：1週間、シスコ：1年間）、運転開始電力及び停止電力等が設定でき、通常は発電電力等を表示する。

本機との通信にRS485を採用している。リモコンをマスター、本機をスレーブとして、1:n（シスコは最大8台、液晶リモコンは3台）の通信を行っている。リモコンは、全号機に対する指示データ（運転指令等）と返信号機の指定情報を送信し、指定された号機が運転情報（送電電力等）を返信する。また、接続された全号機の運転情報を確認することができる。

6. 高信頼性

6.1 ロングメンテナンス

全機種ともに、各部品の信頼性確認や従来機（Aシリーズ）での市場実績等により、メンテナンスインターバルを従来機の6,000時間から10,000時間に延長した。従って、パッケージ出荷時にエンジンオイルと冷却水は

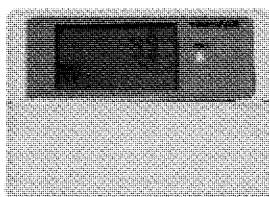


図8 液晶リモコン

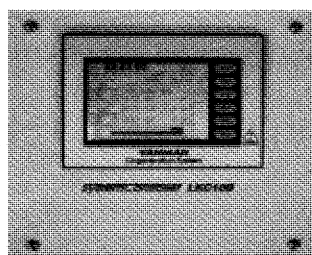


図9 システムコントローラ

10,000時間分の容量をいれている。

製品寿命については、基準は30,000時間又は10年であるが、年間運転時間が長い顧客に対しては、30,000時間到達時にメジャーメンテナンス（エンジンはトップオーバーホール）実施により、60,000時間までとしている。

6.2 遠隔監視付メンテナンス

遠隔監視付メンテナンス契約により、機器の状況を24時間365日監視し、異常時にメンテナンス担当者に携帯メール等で情報を送り対処することで、ユーザが安心して使用できる体制としている。また日常管理として、機器の運転状況を運転時間や発電電力量等の日報（月報）データ管理や、受電電力量、回収熱量、ガス消費量等のデータを遠隔監視により取り込むことにより、システムのエネルギー管理ができる。

図10に遠隔監視センターの概要を取り纏めたが、顧客先に設置した端末機（LC）に、ガスヒートポンプエアコン（GHP）も含め16台まで接続できる。センターとの通信には、DoPa無線ネットワークを使用している。またLCは外部に単独設置または本機制御部に内装できる。

7. おわりに

今後、益々重要になってくる環境保全への貢献や、エネルギー市場の自由化に向けて、マイクロガスエンジンコージェネは「必要な場所で必要な時間に必要だけ電気と熱を作る」総合効率80%以上を確保できるシステムとして、今後とも小規模分散型電源市場の拡大に寄与できると考えている。

その市場ニーズに対応すべく、引き続きマイクロガスエンジンコージェネの更なる高性能化、低コスト化に取り組む商品力向上に努めていきたい。その中でも、連系用インバータに代表されるパワーエレクトロニクスの技術開発は、必要不可欠である。

今後とも、エネルギーシステム商品として、省エネルギー性、環境性、経済性等を追求していき、地球環境保全への貢献を進めていく所存である。

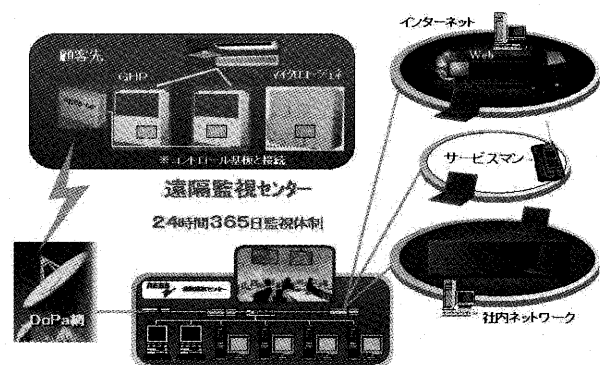


図10 遠隔監視（マイクロコージェネ、GHP）

特集：発電装置のパワーエレクトロニクス

太陽光発電，燃料電池発電とパワーエレクトロニクス

伊東 洋三*¹

ITO Yozo

篠原 裕文*²

SHINOHARA Hirofumi

キーワード：太陽光発電，燃料電池発電，インバータ，系統連系保護，高品質電源，マイクログリッド

1. 背景

現在普及が進んでいる分散型電源は、常時、電力系統の配電線に連系した状態で運転し、所内の電力負荷装置に電力を供給する機能と、電力系統から切り離して自立運転が可能な機能を有しているが、マイクロガスタービンとガスエンジンならびに燃料電池については電気だけでなく、熱も供給するコージェネレーションシステムとして利用されている。分散型電源として実用化されている装置の内、容量200kW程度以下のものの一般的な装置呼称と代表的な出力容量は下記の通りである。

- 1) 住宅用太陽光発電装置（容量5kW程度以下）
- 2) 家庭用燃料電池発電装置（容量1kW程度以下）
- 3) ガスエンジン発電装置（容量30kW程度以下）
- 4) 定置用燃料電池発電装置（容量100kWおよび200kW）
- 5) 小型風力発電装置（容量数100W程度以下）
- 6) マイクロ水力発電装置（容量100kW程度以下）
- 7) マイクロガスタービン発電装置（容量100kW程度以下）

分散型電源として、小型であることを指す装置呼称の付け方とその代表的な出力容量には、各装置においてそれぞれの特徴を生かした市場形成・設計・製造が行われていることが現れており興味深い。例えば「マイクロ」とは従来の主な適用先である航空機のジェットエンジンや水力発電機などより大幅に小さい容量での応用領域で新しい技術・市場形成を目ざしていることを特徴付け、また「住宅」とは狭小な日本の国内において国の指導のもと、個人住宅の屋根を主な設置場所と位置付けて展開されて来たことを物語り、さらに「家庭」とは新しい方式である固体高分子（ポリマー）型の燃料電池が、お湯と電力を住宅の住まい手の生活に密着して供給することによるエネルギー効率の高さ、環境性能を特長として導入を図っていることなどが考えられる。呼称の由来は別々であるが、その電力の出口には電力系統との接続の安全性

と電力品質を確保するインバータが使われるものが多い。

これらの内、1) 住宅用太陽光発電装置、2) 家庭用燃料電池発電装置は住宅に設置し、直流を交流に変換するパワーエレクトロニクスを応用したインバータ（パワーコンディショナーとも呼ばれる）を介して200/100V低圧配電線に接続して使う。3) ガスエンジン発電装置は住宅用の1kW級と200V/100V単相の10kW級および200V3相3線系統に連系される25kW級がある。4) 定置用燃料電池発電装置は病院、工場等の高圧需要家の構内に設置され、200Vもしくは400Vの3相3線系統に連系される。5) 小型風力発電装置は系統連系を行わずに屋外照明などの電源用として二次電池の充電を行うことが多い。6) マイクロ水力発電装置は誘導型発電機または同期発電機を使って直接に6,600V高圧電力配電線に接続し、インバータを持たない構成が多い。

本稿ではパワーエレクトロニクスを応用したインバータを持ち、低圧配電線に接続して使う、住宅用太陽光発電装置と家庭用燃料電池発電装置におけるインバータの構成と機能の基本的部分を概説するとともに、定置用燃料電池発電装置のアプリケーション事例および今後の分散型電源の応用例として、マイクログリッドシステムへの適用試験の事例について紹介し、分散型電源用パワーエレクトロニクス技術の概要を知る一助としたい。

2. 各電源におけるインバータの特長

図1に、インバータを有し、系統に連系する分散型電源と電力系統との接続を示す構成例を示す。図1においては、風力発電は500kW以上の大型のもので、イン

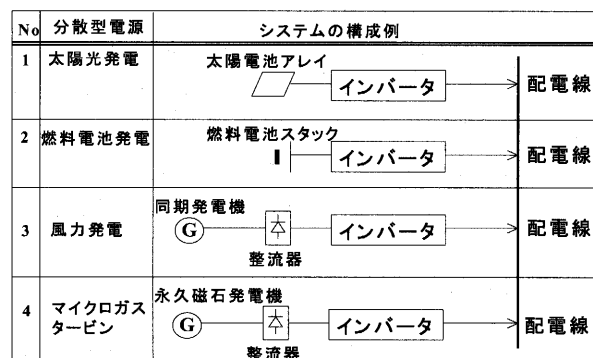


図1 分散型電源システムの構成例

原稿受付 2006年10月2日

* 1 東芝燃料電池システム(株) プラント技術担当
〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2-4

* 2 (株)東芝 産業社事業開発推進室

バータを介して系統連系する場合を示す。

太陽電池アレイ, 燃料電池スタックは出力が直流であり, インバータで交流に変換し, 負荷に電力を供給する。風力発電機, ガスエンジンおよびマイクロガスタービン発電機は出力が交流電力であり, これを整流器によって直流に直してから再度, インバータで交流に変換して使う。ここで交流から直流, さらに交流に変換しているのは, 風力発電機では風力エネルギーの風車への入力の変動すること, マイクロガスタービン発電装置では発電機回転速度が毎分数万回と高速であることにより, いずれも一度直流に変換する方が電力系統との連系が行い易いことによる。いずれの発電装置も最終的には直流をインバータによって交流に変換して電力系統に接続する。表1に, これら分散型電源の電源方式とインバータが持つ機能を示す。

表1 分散型電源の方式とインバータ機能

No	分散型電源	電源の方式	交直変換以外のインバータ機能
1	太陽光発電	単結晶, 多結晶, アモルファス, 化合物薄膜	自動起動停止, 最大電力追従, 連系点での交流電圧上昇抑制制御
2	燃料電池発電	燃酸型, 溶融炭酸塩型, ポリマー型	電池燃料制御との協調, UPS動作による停電補償
3	風力発電	誘導かご型, 誘導巻線型, 同期機, 永久磁石同期機	風速変動に伴う出力電力と電圧の変動を吸収。永久磁石超多極機ではギヤレス軸直結による損失・騒音低減。
4	マイクロガスタービン	高速回転の永久磁石発電機 6~10万回転 MIN ⁻¹	回転数による発電機出力の電圧変化を吸収, 定電力制御

分散型電源に使われるインバータは, 直流から交流への電力変換機能以外に, 発電装置それぞれの特性に応じて必要な制御機能を実現している。例えば太陽光発電では日射強度の変化に応じた太陽電池からの電圧・電流特性の変化に追従して太陽電池の最大電力を取り出す制御, 毎日の日の出, 日の入りに対応して自動起動・停止制御, 電力系統の異常時に自分でインバータを停止し, 電力系統から解列する系統連系保護機能を持つ。

家庭用燃料電池システム(図2, 図3)は, 固体高分子形の燃料電池本体, FPS(燃料処理系), インバータ, 制御装置, 複合熱交換器等を収納した燃料電池ユニットと, 貯湯槽を有する排熱利用ユニットから構成されており, 連続運転およびDSS(日々の起動停止運転)に対応可能で, 出力は210W~700Wで可変である。定格時の発電効率は都市ガス燃料で32.0%HHV(高位発熱量基準), LPG燃料においても30.0%HHVを確保している。熱利用とあわせた総合効率は, 都市ガス燃料の場合定格で71.0%HHV以上である。騒音は40dB(A)程度まで抑えて静粛性を保った。

また冷起動では1時間弱で発電状態に移行可能であり, 窒素パージを不要(窒素レス)とした起動停止が行え, 家庭での窒素ボンベ交換を不要とした。この家庭用燃料電池システムの中でインバータは, 都市ガス/LPGを燃料として電池本体が発電した直流を交流に変換している。

家庭用燃料電池用インバータの基本は, 太陽光用イン

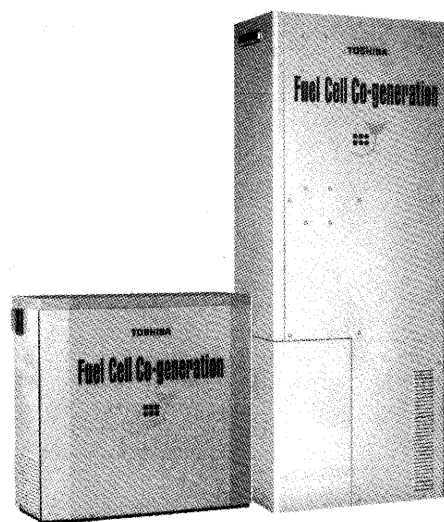


図2 家庭用燃料電池システムの外観
(左: 燃料電池ユニット, 右: 排熱利用ユニット)

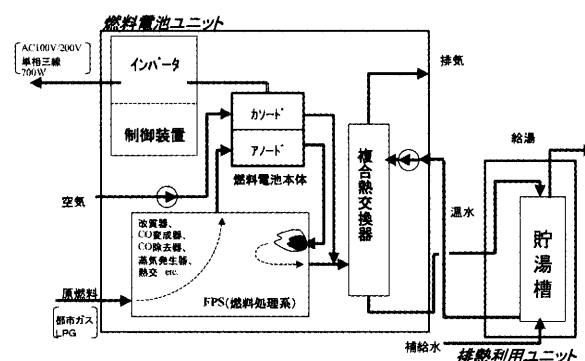


図3 家庭用燃料電池のシステム構成

バータと同じであるが, 燃料電池と太陽電池の出力電圧の違いにより直流昇圧回路が異なることと, 燃料電池本体の負荷急変を避けるために, インバータの出力変化を意図的に遅くしている点が相違点である。

3. インバータ回路の基本仕様と回路構成

3.1 インバータによる電力変換

インバータは, 直流電圧, 電流を50Hzまたは60Hzの交流電圧, 電流に変換する電力変換装置である。直流から正・負の両方向に変化する交流を作るには, 4つのスイッチを組み合わせ, 入り切りのタイミングを調節すればよい。交流1サイクルに1回の入り切りの切り換えを行う時にインバータの出力電圧波形は四角形を連ねた矩形波状になる。図4に, 矩形波電圧を出力するインバータ回路の原理図を示す。

3.2 インバータ主回路

図5に交流単相2線式のインバータ主回路図を示す。実際の回路では直流電源として太陽電池や燃料電池が接

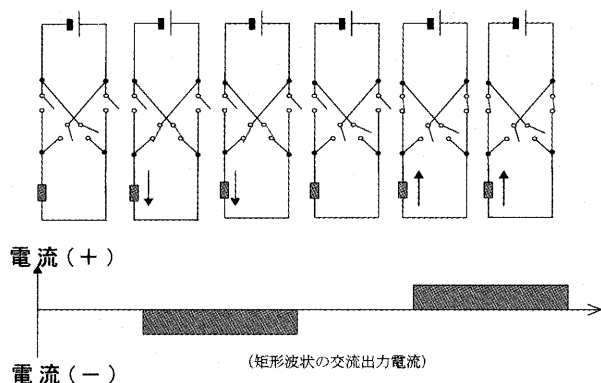


図4 インバータの直流・交流変換の原理

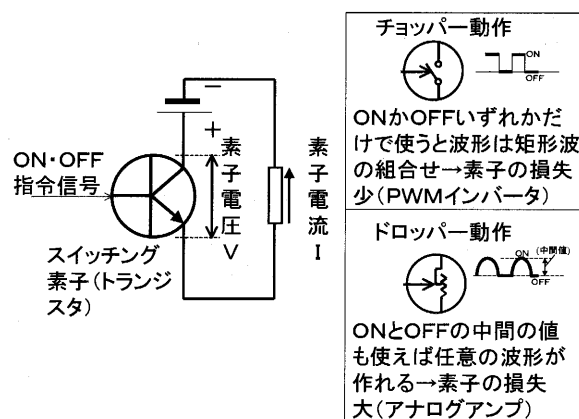


図6 スイッチング素子の動作区分

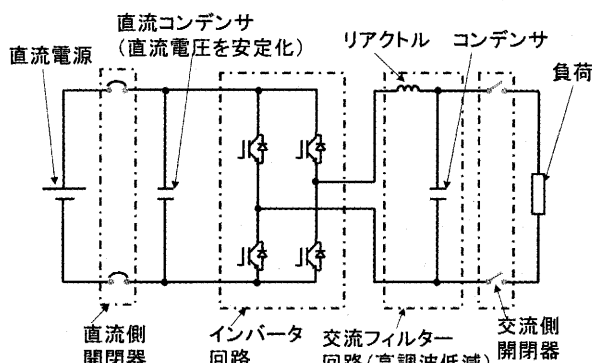


図5 単相インバータ主回路

続され、負荷の所に電力系統が接続される。

3.3 系統連系用インバータとスイッチング制御

電力系統に矩形波電圧を接続して同期運転を行うと、電力系統の正弦波状の電圧波形とインバータの矩形波電圧波形との差によって不要な高調波電流が系統とインバータの間に流れる。高調波電流が電力系統に流出すると、情報通信装置への雑音障害や、負荷機器および電力機器の誤動作などの影響が出るので好ましくない。そこでリアクトルとコンデンサを組み合わせた高調波フィルタを使い高調波電流をバイパスさせて許容値以下に減らす。図2で説明した1サイクルに1回の矩形波状の電圧では、高調波を除去するための高調波フィルタ回路のリアクトルとコンデンサの容量が大きくなり経済性、機器寸法、質量の上で実用的でない。そこで実際の系統連系のインバータは出力電圧の波形を、交流配電線系統の正弦波波形に合わせて作り、インバータの電圧波形から電力系統の電圧波形を差し引いた差分の波形が正弦波状になるようにしてインバータから正弦波電流を出力する。トランジスタはONかOFFかの2つの状態以外に、ONとOFFの中間の状態をとって可変抵抗器のように動作することが可能である。この動作をドロップ動作と呼ぶが、トランジスタの導通損失が大きく、一般の電力用途のインバータには不向きである。ドロップ動作に対して、トランジスタがONとOFFの2つの値以外

はとらない制御方式をチョッパ動作と呼ぶ。図6にスイッチング素子の動作の区分を示す。

3.4 インバータの損失と設計上のバランス

スイッチング素子がONとOFFの2値だけをとるように制御する場合でも、スイッチング素子に流れる電流がONからOFF、およびOFFからONに変わる過渡時には電流の減衰と電圧の上昇またはその逆があり、そこでスイッチング損失が発生する。図7にスイッチング素子の電流をOFFからON、ONからOFFに変える時に発生するスイッチング損失の模式図とインバータ効率、高調波低減の相互の関係を示す。

低損失のスイッチング素子とは、1回の電流スイッチングに要する時間が短い高速スイッチング特性を持ち、かつ素子がONとなって内部に電流が流れている状態での素子自身の内部抵抗が小さいものである。高速スイッチングが可能な素子であっても、1秒間あたりのスイッチング回数すなわちスイッチング周波数が高いと素子内部での発熱が大きくなり、冷却の設計上の制限を生じる。また、スイッチング周波数を高く出来れば、高調波電流歪み率が高調波ガイドラインで求められる値以下の良好な電力品質を、高調波フィルタの定数を大きくす

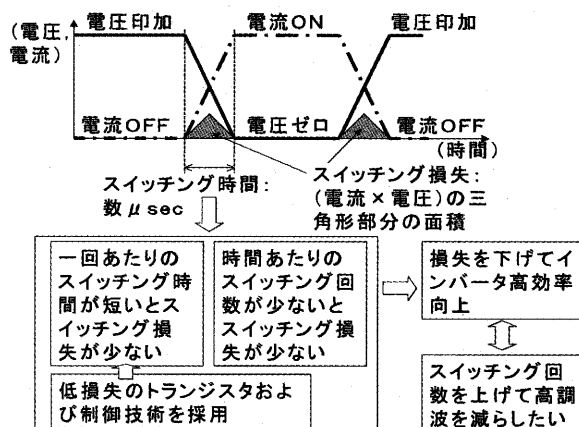


図7 スイッチング損失と効率、高調波の関係

ることなく得ることが出来、インバータ装置のフィルタに関わる部品コストを抑えることが出来る。

3.5 PWM スwitchング

交流1サイクルの時間に1回の入り切りでなく、トランジスタが許容できるスイッチング損失以下となる範囲のできるだけ多い回数で入り切りを行って電圧パルスの列を発生し、各電圧パルスの時間幅を調節することによって、チョッパ動作によりながら、高調波フィルタ容量を少なくし、インバータの出力電流波形を正弦波に近づけることが可能である。PWM (Pulse Width Modulation: パルス幅変調制御方式) はこのために多く使われる制御方法である。図8に、PWMの原理模式図を示す。出力したい基準電流波形に、比較のための三角波を重ね、基準電流波形と三角波が交わる点で電圧パルス幅を決める。出力容量数kWのインバータでは周波数が17kHzから20kHz程度のPWM三角波を使った高速スイッチングを行い、効率的に高調波を減らし、トランジスタの発熱を冷却ファンが不要な範囲に抑えている。

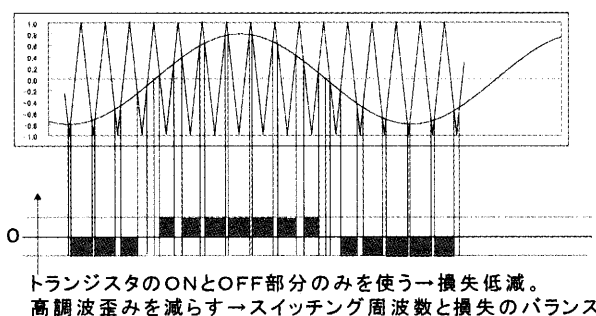


図8 PWM スwitchングの模式図

高速に電流の入り切りが可能な電力用トランジスタとして、現在最も多く使われるのがIGBT (ゲート絶縁型バイポーラトランジスタ) である。IGBTは従来のトランジスタに比べて電流ON・OFF指令を与えるゲート回路の消費電流が小さく、かつ高速スイッチング時のスイッチング損失が少ない。IGBT以外には、スイッチング損失がIGBTより大きい、導通損失が小さいMOSFET (金属酸化膜半導体型電界効果トランジスタ) が用いられる。インバータの損失はスイッチング素子以外に、交流フィルタのリアクトル、コンデンサなどでも発生し、インバータを高効率化するためには交流リアクトルの改良が重要である。最近の住宅用太陽光発電用インバータの変換効率、容量3.3kWで最高95.5%のものが作られている。

4. 系統連系保護

4.1 分散型電源用インバータの保護要素

低圧配電線に連系する太陽光ならびに燃料電池用インバータは、インバータおよび直流電源で異常が起きた時に事故の波及を防ぎ、安全に停止するように、過電流・

過電圧・温度上昇・地絡などの検出、保護回路を持つ。これら以外に、停電など、連系する電力系統が通常の状態に無いことを検知した場合にインバータを電力系統から切り離す系統連系保護回路を有している。系統連系保護回路については経済産業省「電気設備の技術基準の解釈」に定められている。

4.2 単独運転防止保護

特に、電力系統が作業または雷害などによって停電した時に、分散型電源が配電線に接続したまま発電を続けることは、配電線に電圧が発生して危険である。このためにインバータが系統連系動作中に自走運転を続ける時には、出力電圧と周波数の異常検出回路とともに、インバータ自身の制御動作によってこれを検出し停止するための単独運転防止機能として受動式と能動式の2種類の方式を有している。今後、さらに多数台のインバータが系統に連系した状態でも単独運転を防ぐことが出来るように技術検証が進められている。

5. 燃料電池発電装置アプリケーション

定置用燃料電池発電システムは、家庭用で使用している固体高分子形燃料電池よりも、動作温度の高いりん酸形燃料電池を使用しているため、コージェネレーションシステムとしての適用がベースとなるが、さらに燃料電池の特徴を活かした多様な適用形態が実施されてきた。それらの中で、インバータの機能を活用した高品質・高信頼性電力供給システムと燃料電池4台によるマイクログリッド自立並列運転結果について紹介する。

5.1 高品質・高信頼性電力供給システム

1) 系統連系/自立運転切替えシステム

燃料電池は通常コージェネレーションシステムとして系統連系運転を行なっているが、系統に停電が発生した時に自動で自立運転に切替え、重要負荷への電力供給を図るものである。

通常は変換装置内蔵のブレーカが機械式であるため、切替えには停電検出時間も含めて1～2秒程度時間がかかるが、サイリスタスイッチを使用することにより1/2サイクル以内の瞬断切替えが可能となる。本切替えシ

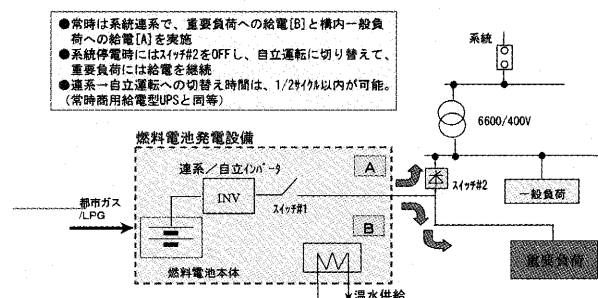


図9 系統連系/自立運転切替システム

ステムの構成例を図 9 に示す。

2) 無停電電源装置 (UPS) 融合システム

従来、重要負荷への安定電源確保のためには UPS（無停電電源装置）と長時間の電力供給用の非常用発電機を組合せた電源供給システムが用いられてきた。これと同等に機能し、かつランニングコストが従来の UPS に比べ有利な電源供給システムとして開発されたものである。そのシステム構成を図10に示す。200kW りん酸形燃料電池のインバータの代わりに、DC/DC コンバータを組み込み、燃料電池を直流出力型に改造し、その直流出力を200kVA の汎用 UPS の直流部分に接続したものである。これにより UPS 内のインバータにより直流電力を交流電力へ変換し独立負荷へ供給すると同時に、交流／直流変換装置（整流器）を逆動作させることにより（双方向インバータ）、余剰直流電力を交流電力変換し系統へ連系運転させている。さらにインバータ故障時のバックアップとして高速スイッチ（サイリスタ）による電力系統の直接受電機能や、都市ガス等の主燃料が絶たれた場合の予備燃料への自動切換え機能の併用により電源信頼性を極めて高いレベルとすることができる。その結果、長時間運転特性に優れる燃料電池は常用のコージェネレーションシステムを基本とした運転を継続しつつ、UPS と蓄電池を組み合わせた高信頼電源システムの機能を同時に実現することができ、高効率で経済的かつ環境に優しい高信頼電源システムを実現できる。

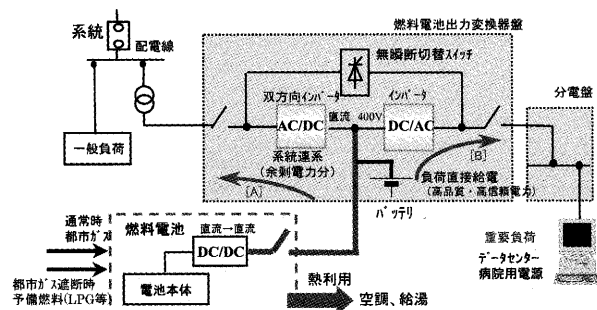


図10. 無停電電源装置 (UPS) 融合システム

5.2 マイクログリッド自立並列運転システム^{(1),(2)}

2005年3月25日から9月25日までの半年間に渡って開催された愛知万博において、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（略称：NEDO）のプロジェクトである「2005年日本国際博覧会・中部臨空都市における新エネルギー等地域集中実証研究」の一環として、会期終了後に、マイクログリッド受電点を系統から切り離した自立運転の実証試験が行われた。これは、NEDOから委託を受けた9事業者（中部電力(株)、トヨタ自動車(株)、(株)NTTファシリティーズ、日本ガイシ(株)、三菱重工業(株)、京セラ(株)、日本環境技研(株)、愛知県、(財)2005年日本国際博覧会協会）が共同で行ったもので、マイクログリッドを構成する電源は各種燃料電池とNaS電池およ

び太陽電池であり、全てインバータにより系統連系しており、回転機が含まれていない。従来の新エネルギー電源設備は系統電源またはマイクログリッド中の回転機電源にシステムの周波数を決めてもらい、これに同期して運転するのが前提となっており、本システムも万博会期中は電力系統に連系した形で運用している。しかしながら、自立運転時には新エネルギー電源設備が自身で周波数を決定し、瞬時の需給バランスを確保する必要がある。

一方、停電補償などのシステムではインバータより負荷に供給している例がある。しかし、これはインバータが1台（制御装置の共有により等価的に1台とみなせる場合も含む）の場合か、ごく限定された構成であり、本システムのように複数かつ異種の独立したインバータにより構築されたマイクログリッドの自立運転の実現例は見当たらない。

すなわち、系統電源または回転機に依存せず、複数のインバータにより系統周波数と電圧を決めつつ、負荷の変化に合わせて需給調整を行うことが大きな課題の一つである。本システムでは新エネルギー電源設備のうち、負荷の変化に追従可能な固体酸形燃料電池（PAFC）を電圧制御モードで運転し、システムの電圧・周波数を決定すると同時に需給調整を行うこととし、その他の新エネルギー電源設備は指令値に従って一定出力で運転する（即ち系統連系時と同じ）方針とした。

1) システムの構成

マイクログリッドのシステム構成を図11に示す。発電システムは、(株)NTTファシリティーズの発注により東芝燃料電池システム(株)が納入した4台の200kWりん酸形燃料電池(PAFC)の他、溶融炭酸塩形燃料電池(MCFC)、固体電解質形燃料電池(SOFC)、太陽光発電装置(PV)、NaS電池が設置されている。一方負荷としては、長久手日本館および新エネ発電設備の補機類が主なものである。また自立運転試験時に、各PAFCの運転状態を管理するサイトコントローラが設置されている。前述のように自立運転検証試験では、4台のPAFCが並列運転を行い、マイクログリッドの電圧基準となり、他の発電装置はPAFCがつくる系統へ連系する形とした。

2) 試験結果

図12にPAFC 4 台による自立並列運転時の出力バランス試験結果を示す。負荷分担制御が働いて、4 台運転時のPAFC の出力は安定している。図13にその他の発電設備が連系した状態での出力バランス試験結果を示す。図13の状態では昼間の380kW 程度の負荷に対して、PAFC が約300kW, MCFC が50kW, SOFC が15kW, NaS 電池が20kW の電力を供給している。なおこの間、常時20kW 程度の負荷変動があったが、PAFC が追従して出力を変動させ、安定した運転を継続することに成功した。

本自立運転検証試験は9月30日から20日間に渡り実施

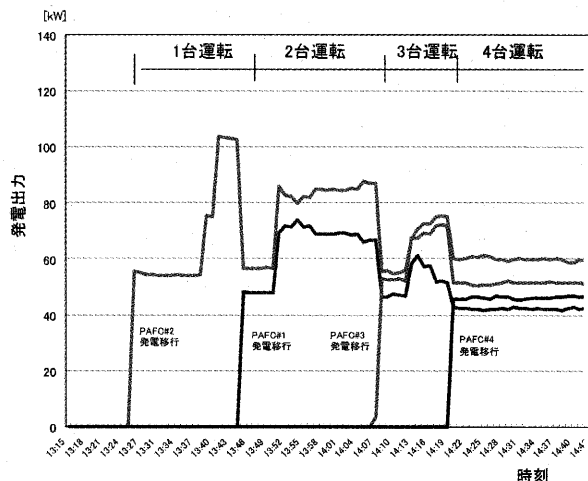


図12 PAFC4台による自立並列運転試験結果
(出展：東芝レビュー2006年2月号)

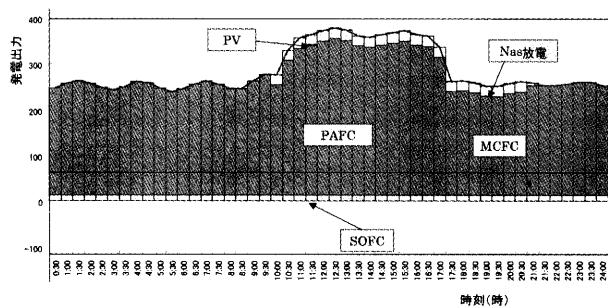


図13 マイクログリッド内発電設備の発電電力実績
(出展：東芝レビュー2006年2月号)

され、インバータ発電設備だけによる長期間のマイクログリッド自立運転に成功した。本試験の成果によって今後の実用化へ向けて貴重なデータが得られた。なおマイクログリッド実証試験設備については、全て愛知万博会場から中部国際空港に隣接したあいち臨空新エネルギー研究発電所（愛知県常滑市）へ移設され、系統連系しながら地域需要家へ電力を供給する計画である。

6. おわりに

以上述べたように、分散型電源用インバータはパワーエレクトロニクス技術を使って、出力に含まれる高調波を減らすなど電力品質を向上し、系統連系の安全性を確保しながら変換効率の向上、小型化を図るとともに、電圧瞬時低下（瞬低）防止装置や非電化地域への新エネルギー導入などの可能性を広げるマイクログリッドシステムのような新しいアプリケーションにも利用されるなど、今後のさらなる普及拡大を目標としている。このために、配電線に多数のインバータが連系された状態での単独運転防止保護が確実に行われることを確認する必要がある、これはパワーエレクトロニクス技術を用いた分散型電源全体の、共通の技術課題である。

参考文献

- (1) 角田他, 「複数のインバータで構成されるマイクログリッドの自立運転の検討」, 電気学会電力技術／電力系統技術研究会資料, PE-05-114/PSE-05-121 (2005-9)
- (2) 根本, 「「愛・地球博」で実証展示する新エネルギーシステム」,

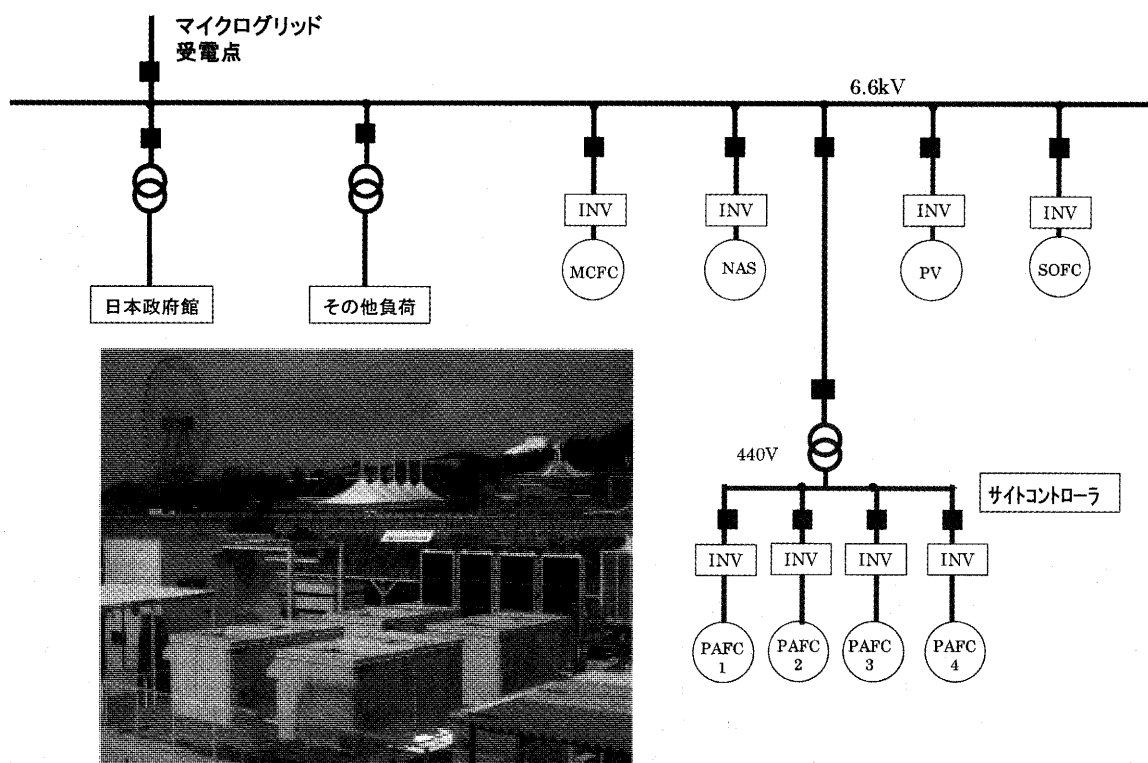


図11 マイクログリッドのシステム構成図と PAFC4台の外観

直接加熱型高温触媒燃焼器の開発

(第2報 高温化アプローチおよびモデル燃焼器による燃焼性能試験)

Development of High-Temperature Catalytic Combustor with Starting Burner (Part2: Approach for High Temperature Limit and Performance Test of Developed Combustor)

吉田 祐作*¹
YOSHIDA Yusaku

井口 真人*²
IGUCHI Mabito

松本 和久*³
MATSUMOTO Kazuhisa

武田 道夫*⁴
TAKEDA Michio

キーワード: 触媒燃焼, ガスタービン, 燃焼器, 触媒, 低温始動, 排出特性, 低 NOx 高温燃焼
Catalytic Combustion, Gas Turbine, Combustor, Catalyst, Cold Start, Emission,
Catalytically Stabilized Thermal Combustion

Abstract

A high temperature-low NOx combustor is required for high efficiency gas turbines to restrain a global warming by means of reducing energy consumption. In realizing both of high temperature and low NOx combustion, CST (catalytically stabilized thermal) combustion is considered to be the most promising in the low pollution combustion. In this study, previously reported new concept of the catalytic combustor with starting burner is combined with CST combustion to achieve the high temperature of the burned gas over the heat resisting temperature of the catalyst. The developed catalytic combustor have unique structure with the cooling system of the heated catalyst by flowing the low temperature mixture to the catalyst. In the 1st report, the proposed combustion system description and optimized mixture formation were illustrated. This paper describes the emission characteristics of the developed combustor and the validation of the combustor structure composed of ceramic components and catalysts with the result of the high temperature combustion test of 100hrs.

1. まえがき

ガスタービンの高効率化のためにはタービン入口温度の高温化が不可欠であり, 高温化に際して NOx 低減が課題である。これまでに各種の低 NOx 触媒燃焼方式が開発されているが, 触媒の耐熱性の観点から, 多くの場合, 燃焼ガス温度は1000℃程度に抑えられている。一方, 近年ではさらに高温化を図るために, 触媒の耐熱温度以上の高温燃焼ガスを生成する方式が試みられている。たとえば, 過濃触媒燃焼後流に希薄混合気を供給する二段燃焼方式⁽¹⁾, パイロット触媒燃焼に希薄火炎燃焼を組み合わせるパイロット燃焼方式⁽²⁾, 部分触媒燃焼とその後流気相域で火炎燃焼させる触媒支援燃焼方式⁽³⁾などである。

本研究は, 小型燃焼器を対象として既報⁽⁴⁾で提案した直接加熱型触媒燃焼器システムを基本に触媒支援燃焼方式を取入れ, 燃焼ガス温度1300℃程度の高温条件におい

て低 NOx を達成することを目的としている。本燃焼器の特徴は, 触媒が活性化しない冷態始動時においては蒸発管部分で環状の拡散火炎を形成し, 暖機後の定常時には通常の触媒燃焼を行うことである。高温化に際しては, 始動時における拡散火炎の予混合化に伴う逆火発生および定常時における触媒の焼損と燃焼器部品の耐熱性が主要課題である。前報⁽⁵⁾では燃焼器システムの特徴と要件, 混合気形成と燃焼器構造の最適化について報告した。

本報では高温化のための構造検討, モデル燃焼器による燃焼性能試験, 100時間燃焼試験によるセラミック燃焼器構造の健全性評価について示す。

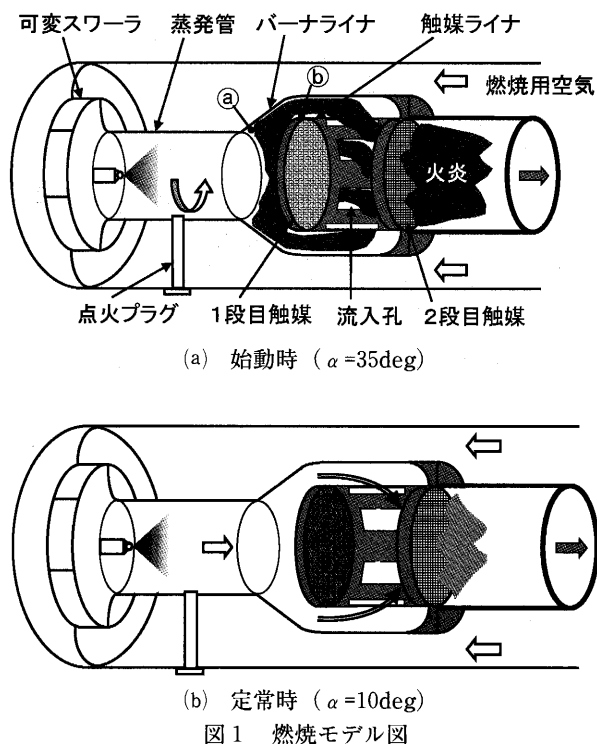
2. 燃焼モデル

始動時および定常時の燃焼状態をモデル化したものが図1である。始動時には噴射燃料を点火プラグで着火し, 図1(a)で示すように拡大管部分の③で保炎された環状の拡散火炎を形成する。定常時には図1(b)で示すように1段目触媒によってある程度反応が進み, 2段目触媒で主要な燃焼が行われ, 後流の気相域で青色炎を形成し反応が完結する。ここで, 2段目触媒は流入

原稿受付 2005年10月17日

校閲完了 2006年10月4日

- *1 日本自動車研究所
〒305-0822 茨城県つくば市荻間2530
- *2 太平洋セメント
- *3 三井造船
- *4 日本カーボン

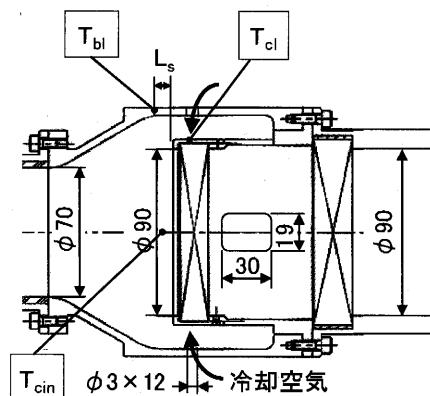


孔から流入する混合気によって部分的に冷却され耐熱温度以下に保持される。また、始動時および定常時に対応する条件は、可変スワラの旋回角 (α) と微粒化用空気流量を変化させることにより設定する。

3. 高温化アプローチ

3.1 始動時における高温化

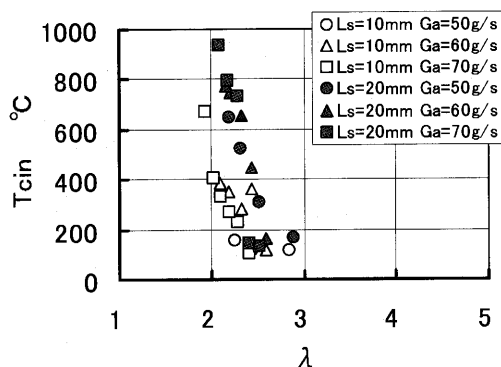
始動時には環状の拡散火炎を形成させるが、燃料流量を増加させ燃焼温度が高温化するにしがたい燃焼用空気が予熱され、さらにバーナライナ壁温度の上昇により蒸発管温度も高くなり、蒸発管内で予混合化が進むようになる。そして、図1(a)に示す①あるいは②の壁温度がある限界温度を超えると逆火が発生する。そのため、高温化にあたっては逆火防止策が必要である。そこで、前報で選定した燃焼器構造をベースにした実験用燃焼器を試作し逆火発生状況を調べ、対応策を検討した。逆火の発生はケーシングおよび蒸発管上部に設けた石英製観測窓によって確認した。図2にバーナライナと触媒ライナ部の主要構造を示す。流入孔形状は19mm × 30mmの角形流入孔を採用した。図中には逆火対応策である冷却空気の導入方法も示す。温度計測はバーナライナ壁 (T_{bl})、触媒ライナ壁 (T_{cl})、1段目触媒入口中央5mm上流部 (T_{cin}) の部位について、 $\phi 1$ のシース型K熱電対を用いて行った。なお、高温限界試験のため、1段目および2段目触媒には触媒担持なしのチタン酸アルミニウムハニカム体を用いた。また、バーナライナの直管部の長さ (L_s) は流速分布に大きく影響することが前報で明らかとなり、最適化構造の検討では始動時における1段目触媒の急速加熱を目的として1段目触媒中央部に逆



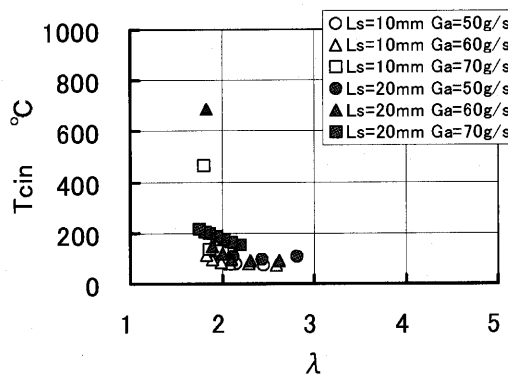
流域を形成する $L_s = 20\text{mm}$ を選定した。その影響を調べるために $L_s = 10, 20\text{mm}$ の2種類を準備した。燃料は灯油を用い、燃焼用空気流量 (G_a) は50~70g/s、微粒化用空気流量 (G_{aa}) は1g/sとした。燃焼用空気は常温、燃焼器圧力は常圧である。

$L_s = 10, 20\text{mm}$ について、燃焼用空気流量を一定とし、燃料流量を増加させて空気過剰率 (λ) を低下させた場合の各部温度の変化を図3に示す。 T_{cl} がおよそ1250℃で逆火が発生し限界温度と考えられる。このときの λ は2程度である。 T_{bl} は燃焼用空気冷却される結果、 T_{cl} より低くなる。 $L_s = 20\text{mm}$ の場合、 T_{bl} 、 T_{cl} とも10mmの場合より高くなるが、距離が長くなる分より発達した拡散火炎が計測位置に到達するものと思われる。 $L_s = 20\text{mm}$ の場合、 T_{cin} の温度上昇は10mmの場合より速く暖機が速やかである。これは、20mmの場合には1段目触媒中央部に逆流域が存在することによると考える。 λ が2の場合、断熱燃焼ガス温度 (計算値) は約1300℃である。

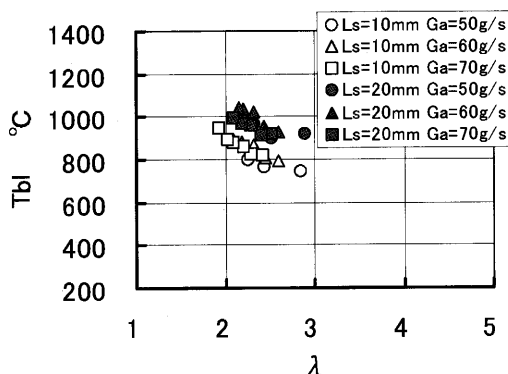
T_{cl} の高温化が逆火の主因と考え、図2で示すようにこの部分に冷却空気を導入して逆火を抑止し、さらに燃焼ガス温度の高温化を試みた。冷却空気の導入はバーナライナに直径3mmの孔を同一周円上に等間隔で12個 (バーナライナと触媒ライナ間の流路断面積の2%相当) および8個 (1.3%相当) をあけて行った。12個の場合の結果を図4に示す。図(a)より、 T_{cin} は冷却空気導入により著しく低下している。これは冷却空気の流入により燃焼ガスの実質的な旋回強度が低下し、触媒中央部の循環流が消失したことによるとと思われる。図(b)より、冷却空気の通過によってバーナライナが冷却され T_{bl} は低下した。これにより、接続する蒸発管も冷却され温度が低下し蒸発管内での予混合化の程度がある程度抑止されたと思われる。図(c)で明らかなように $\lambda = 1.7$ まで空気過剰率が拡大された。この場合、断熱燃焼ガス温度は1460℃に対応し、触媒の耐熱性が確保できればかなりの高温化が可能であるといえる。冷却孔が8個の場合は λ が2程度で逆火が起り冷却効果があらわれなかった。これは、冷却孔の間隔が大きく冷却空気を導入しても



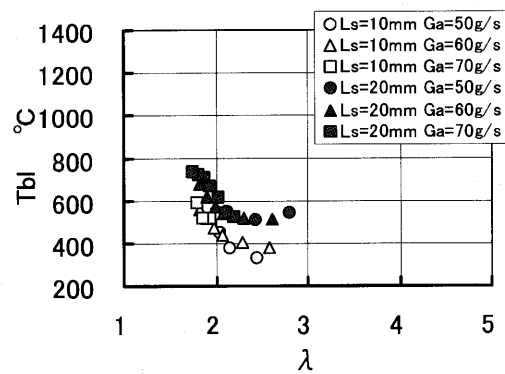
(a) 1 段目触媒入口ガス温度



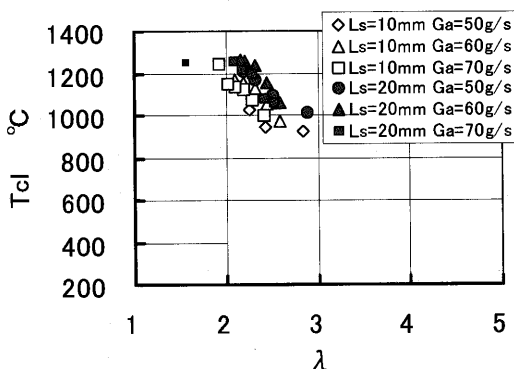
(a) 1 段目触媒入口ガス温度



(b) バーナライナ壁温度

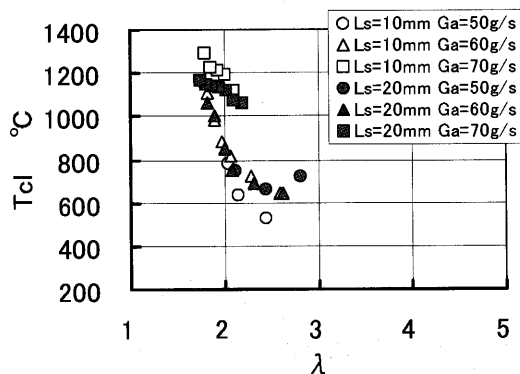


(b) バーナライナ壁温度



(c) 触媒ライナ壁温度

図3 温度特性 (冷却空気なし)



(c) 触媒ライナ壁温度

図4 温度特性 (冷却空気あり, $\phi 3 \times 12$)

T_d が低下しにくい部分があり、冷却が不十分であったことによると思われる。

3.2 定常時における高温化

定常時における高温化を左右する要因は触媒と燃焼器部品の耐熱性である。従来の触媒燃焼では均一性の高い混合気を供給し触媒内での局所的な高温部の形成を防止することにより触媒の耐熱性を保持し、触媒の耐熱温度と同程度の高温燃焼を行っている。したがって、燃焼ガス温度の上限はおおよそ1000℃に制約される。

本研究では、均一性の高い混合気を形成し、図1(b)に示すように混合気の一部を1段目触媒に供給して触媒燃焼させ、残りの混合気を流入孔から供給することにより2段目触媒を積極的に冷却する方法を採用し、反応を後流にシフトさせている。これにより、2段目触媒内で反応が完結せずに後流での青色炎によって完全燃焼し触媒支援燃焼が実現され、触媒の耐熱温度以上の高温燃焼ガスの生成が可能となる。今回の実験では、混合気の流路面積割合は1段目触媒が65%、流入孔が35%である。さらに、冷却空気の導入により流入孔から流入する混合気

の濃度は若干希薄化される結果、反応を後流にシフトする効果が付加される。高温化の結果については排出特性のなかで示す。また、定常時における高温化試験では1段目、2段目とも触媒を担持させたが、 T_{in} は逆火要因となることから計測していない。温度計測の結果、 T_{bl} は混合気温度と同程度であり、 T_{cl} は T_{bl} より100~200℃高い温度であった。逆火発生時には T_{cl} が1250℃程度まで上昇し、断熱燃焼ガス温度は約1400℃であった。燃焼器部品の耐熱性はセラミック部品を採用することにより確保する。

3.3 触媒の耐熱性検討

高温化に際して、燃焼器システムの構造改善に加え触媒単体の耐熱性向上も望まれる。

本研究で使用した触媒構成は前報で述べたように、1段目触媒はPd/改質アルミナ/コーディエライト、2段目触媒はPd/改質アルミナ/チタン酸アルミニウムである。図1の燃焼モデルからわかるように高温化にあたっては2段目触媒の耐熱性が重要である。1段目触媒は従来より耐熱1000℃用として使用されているものを用いた。2段目触媒はPd系を用いているので触媒自身の耐熱性はおよそ1000℃である。しかし、触媒担体としてチタン酸アルミニウムのハニカム体を用いているので耐熱1300℃以上が可能であり、なおかつ加熱冷却時の熱膨張ヒステリシスがほぼ同一であるため耐熱衝撃性に優れている。そのため、高温の燃焼ガスによって触媒の一部が1000℃以上に加熱された場合でも、その部位のPdはシントリングを起こすがハニカム担体の構造健全性は確保される。また、後述の燃焼状態から推測されるように、2段目触媒は流入する燃焼ガスによって加熱される部位が始動時と定常時ではおおむね反転する。そのため、始動時において流入孔から流入する拡散火炎によって一部のPdがシントリングを起こした場合でも定常時の燃焼状態には大きく影響しないと考えている。

今後の課題として、触媒単体の耐熱性向上があげられる。耐熱1300℃が可能な触媒としてヘキサアルミネート触媒が開発されている。ヘキサアルミネートそのものをハニカム構造に焼成してガスタービン燃焼器に適用した例⁶⁾があるが、熱膨張率が大きいためにクラック発生の問題が生じ実用化には至っていない。しかし、ヘキサアルミネート触媒をSiC担体にコーティングすることによって耐熱1300℃を達成した例⁷⁾や本研究で使用しているものと同様のチタン酸アルミニウムハニカムにアルミナをウオッシュコートし、その表面にヘキサアルミネートをコーティングし、1200℃で焼成した後、十分な活性と耐熱1200℃を達成した例⁸⁾が報告されている。今後、これらの高温用触媒を使用することにより、燃焼器システムの信頼性はさらに改善される。

表1 開発目標

燃料	灯油
燃焼器出口温度	1200~1350℃
NO _x	20ppm(O ₂ =0%)以下
CO, HC	5ppm(O ₂ =0%)以下
セラミック燃焼器構造の健全性	100時間燃焼試験で実証

4. 燃焼性能試験

表1に示す開発目標を設定し、高温化を図ったモデル燃焼器を試作し、排出特性および100時間燃焼試験によるセラミック部品構造健全性の評価を行った。

4.1 燃焼器構造

試作したモデル燃焼器の構造および燃焼試験装置の外観をそれぞれ図5、6に示し、モデル燃焼器の主要諸元を表2に示す。図5に示すように、⑤バーナライナ、⑪触媒ライナ、⑥エクステンションライナのような高温部分にはセラミック部品を用いている。これらのセラミック部品はボルトを用いて締結することができず、そのため各セラミック部品を順次嵌めあわせて組み付け、それらの全体を⑦ホルダによって抱え込む構造を採用している。締め付け強さは④スプリング(セラミックス製)によって調整する。⑦ホルダには冷却空気の流路を確保するためのスリット状の長孔がつけられている。また、異常燃焼の有無は観察窓によって確認した。

4.2 燃焼状態

燃焼器後流から観察した代表的な燃焼状態を図7に示す。図(a)のように始動時においては、触媒ライナの流入孔から流入する環状の拡散火炎によって触媒が加熱され、触媒によって反応が一部促進されつつ触媒後流にまで拡散火炎が伸びる。図(b)のように定常時においては、1段目触媒後流の反応ガス中に流入孔からの混合気が入る結果、それらが混合して冷却された反応ガスが触媒を通過し2段目触媒を部分的に冷却する。その結果、反応が抑制され触媒支援燃焼によって青色炎が後流に伸びる。2段目触媒の高温部分は、始動時および定常時ではおおむね反転するといえる。

4.3 排出特性

始動時の燃焼試験では常温空気を供給し、定常時の燃焼試験では165kW電気ヒータによって燃焼用空気を加熱し所要の温度に設定した。また、比較のために触媒および触媒ライナを取り外して噴霧燃焼の試験も行った。排気ガスのサンプリングは燃焼器出口後方350mmおよび1500mmの位置で水冷多孔サンプリングプローブを用いて行い、排出ガスの評価は1500mm位置のサンプリングガスについて自動車用排ガス分析計を用いて行った。

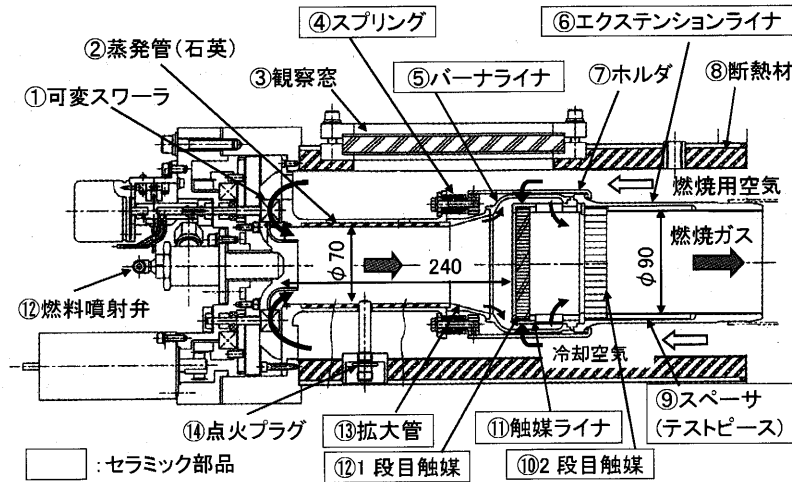


図5 モデル燃焼器の構造

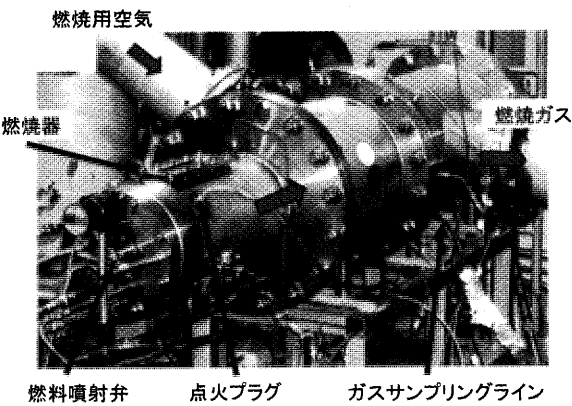


図6 燃焼試験装置の外観

表3 試験条件

燃焼用空気流量 (Ga)	30~70g/s
燃焼用空気温度 (Ta)	常温, 300~500℃
燃料流量 (Gf)	4g/sMAX
微粒化用空気流量 (Gaa)	1~2g/s
燃焼器圧力 (Pa)	0.1MPa
燃料	灯油

表2 燃焼器の主要諸元

燃焼器形式	逆流缶形
燃焼方式	触媒支援燃焼方式
可変スワール旋回角	始動時: 35deg 定常時: 10deg
燃料噴射弁	エアアシスト式
噴霧角	60deg
微粒化用空気流量	始動時: 1g/s 定常時: 2g/s
1 段目触媒	Pd/改質アルミナ/コーディエライト, 200 セル/in ² , φ 200 × t12, Pd:5-7g/L
2 段目触媒	Pd/改質アルミナ/チタン酸アルミニウム, 200 セル/in ² , φ 100 × t20, Pd:5-7g/L

主な試験条件を表3に示す。

定常時の条件で、Gaを変化させた場合のNO_x排出特性を図8に示す。NO_x排出特性はGaによらずほぼ同様の傾向を示す。断熱燃焼ガス温度が1300℃においてNO_xは7~10ppm (O₂=0%)となり、開発目標である

20ppm (O₂=0%) 以下を達成することができた。また、燃焼ガス温度を低下させた場合には反応が後流にシフトし、触媒の赤熱は持続するが触媒後流での青色炎が観察されず、COやHCの未燃分が急増した。その時NO_xはステップ状に増加し、さらに温度を低下させると破線で表わす曲線上をたどって低下した。この破線の領域は未燃分が急増する低温度域であるので使用には適さない。この破線領域のNO_x増加要因は明確ではないが、HCとCOがCLD-NO_x計に干渉することが報告⁽³⁾されており、その影響によると思われる。

始動時と定常時の排出特性を比較したものが図9である。Gaは70g/sで一定である。なお、図中の噴霧燃焼は図5で示す燃焼器において1段目と2段目触媒および触媒ライナを取り外し、さらにバーナライナの冷却空気孔をふさぎ、エアアシスト式噴射弁を用いて噴霧燃焼を行った場合の結果である。従来燃焼器の燃焼条件を想定し比較のために示す。図(a)に示すように、定常時のNO_xは従来の触媒燃焼と同等の低濃度レベルである。始動時においては環状の拡散火炎が2段目触媒による表面反応の影響を受け、噴霧燃焼の1/2レベルまで低下することがわかった。なお、始動時の燃焼条件は、触媒保護のため、図7(a)で観察されるようにR熱電対による燃焼ガス温度の計測値が1050℃に達した時を上限としたため高温側のデータが限定されている。図(b), (c)より、定常燃焼時には断熱燃焼ガス温度が上昇し、青色炎

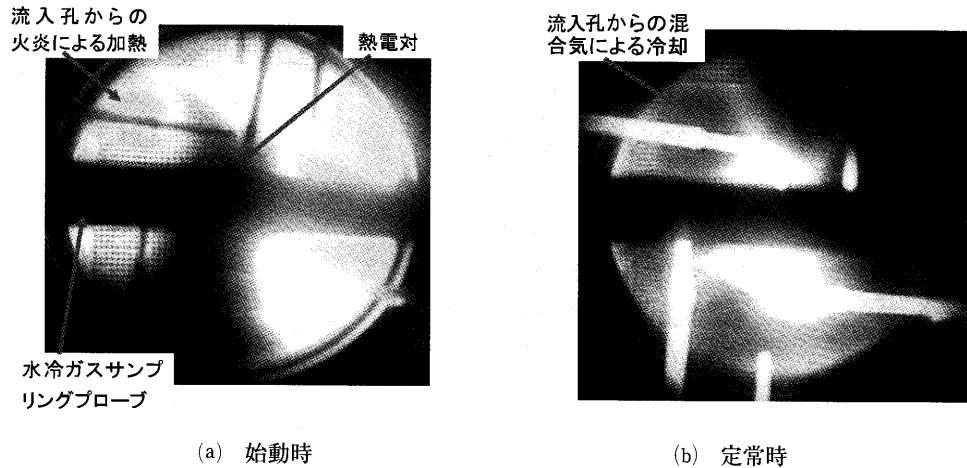


図7 燃焼状態 (後流より)

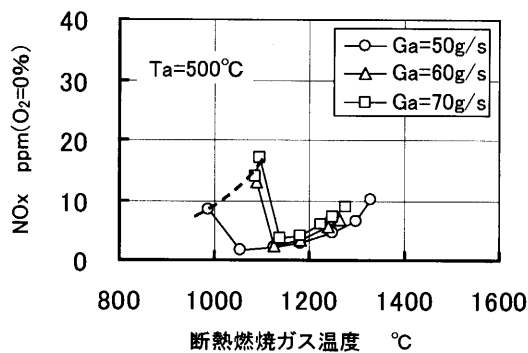
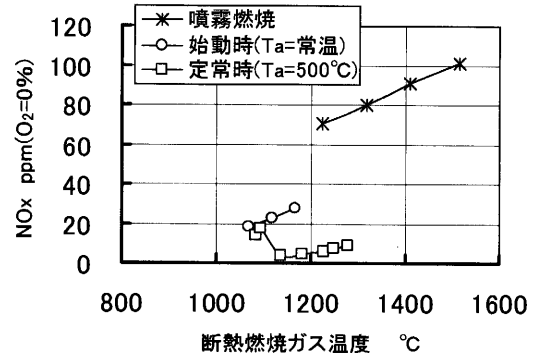
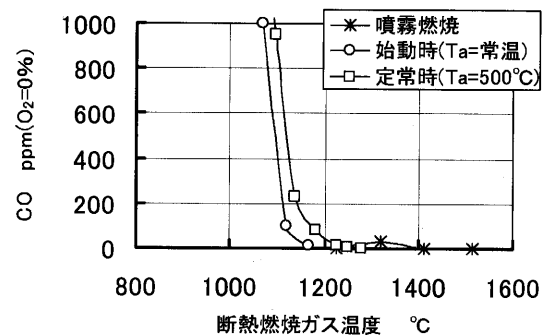


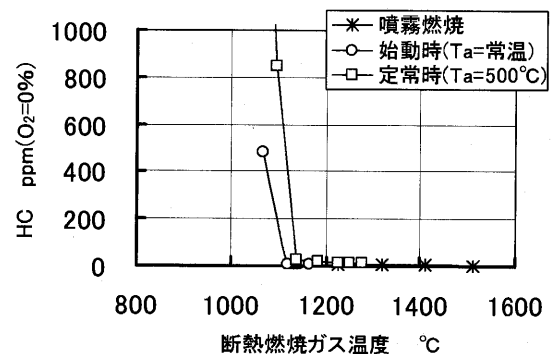
図8 NOx 排出特性 (定常時)



(a) NOx



(b) CO



(c) HC

図9 排出特性の比較

が形成される触媒支援燃焼領域ではCO, HCの未燃分はほとんど排出されず, 1200~1300°Cの温度域ではCOが0 ppm ($O_2=0\%$), HCが0~3 ppm ($O_2=0\%$)となり開発目標とする5 ppm ($O_2=0\%$)以下を達成した。始動時においては断熱燃焼ガス温度の上昇により2段階触媒の加熱が促進されると未燃分は低下した。

4.4 100時間燃焼試験

触媒およびセラミック部品の構造健全性を評価するために100時間の燃焼試験を行った。試験目的は触媒支援燃焼による高温定常燃焼時における構造健全性を見極めることに絞っており, 今回の試験では始動時の健全性評価は行っていない。

試験条件は $G_a=60\text{g/s}$, $G_{aa}=1.5\text{g/s}$, $T_a=500^\circ\text{C}$, P_a =常圧, 断熱燃焼ガス温度1220~1280°Cである。試験は電気ヒータによって燃焼用空気を加熱し, T_a が500°Cに一定となった後燃料を供給して燃焼条件を設定し, 燃焼状態が一定になった後開始した。試験時間は一日10時間をベースとし, 初日と最終日は5時間試験を行い, 合計11日間の試験を行った。

試験に供試したモデル燃焼器の外観および主要燃焼器部品をそれぞれ図10, 11に示す。燃焼状態は図12に示すように後流に青色炎を形成する触媒支援燃焼である。

100時間試験における排出ガスの経過を図13に示す。 NO_x は2～5 ppm ($\text{O}_2=0\%$) で推移している。 CO は各試験日の開始時に若干多くなるがほとんど5 ppm ($\text{O}_2=0\%$) 以下である。 HC は排出されない。また、セラミック構造の燃焼器にも不具合はなく構造の健全性は確認された。

100時間試験後、1段目触媒の外観は変化がなく、2段目触媒に若干の酸化状況が確認された。2段目触媒の外観を図14に示す。同図より、2段目触媒の上流面中央部にやや白色を示す部分が観察される。下流面では、中央部に白色の部分が観察されPdの酸化が一部生じてい

る。しかし、排出特性には特に変化が見られず触媒の性能は保持されていることが確認できた。なお、写真中に四角の白枠が見られるが成形上接合した部分である。

セラミック部品は Y_2O_3 と Yb_2O_3 を3 mass-%添加したSiC ウィスカー強化サイアロン複合材を用いて成形した。燃焼試験中に最も高温となると想定される図5の⑨スベサ部に円筒状のテストピースを取り付けセラミック部品の耐酸化性を調べた。同テストピースの試験後のカット状況を図15に示し、高温強度試験結果を図16に示す。図16より、100時間試験および高温空気雰囲気での酸化試験結果から曲げ強度は十分確保できることがわかった。

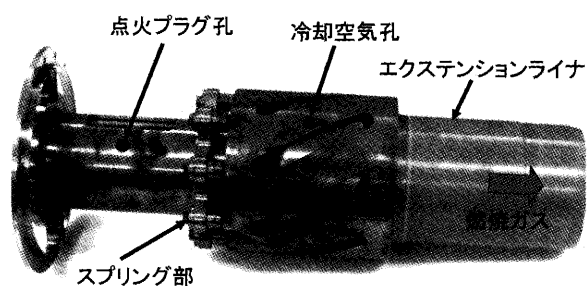


図10 モデル燃焼器の外観 (試験後)

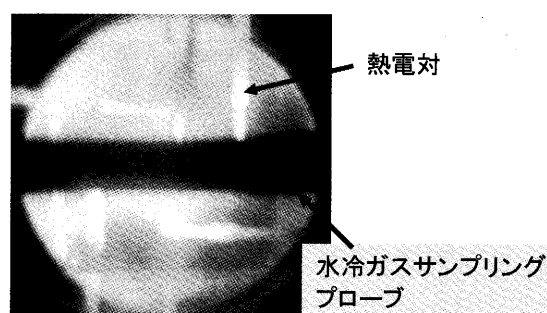


図12 燃焼状態 (100時間試験)

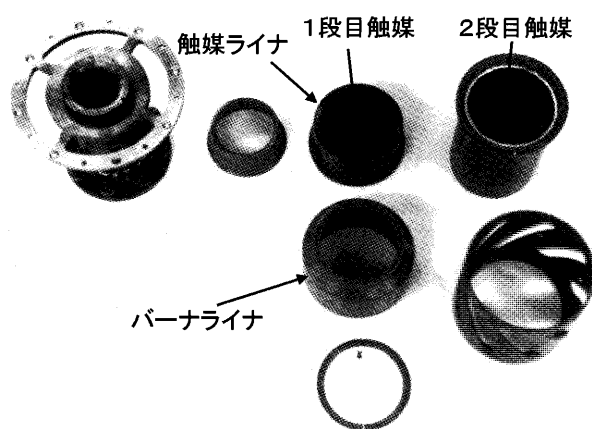
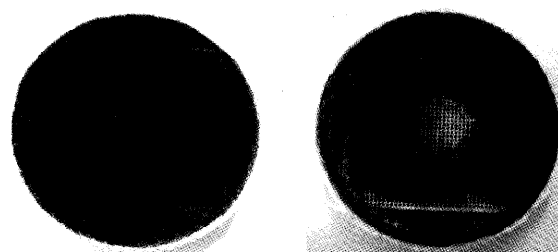


図11 燃焼器部品



(a) 上流面 (b) 下流面

図14 2段目触媒 (試験後)

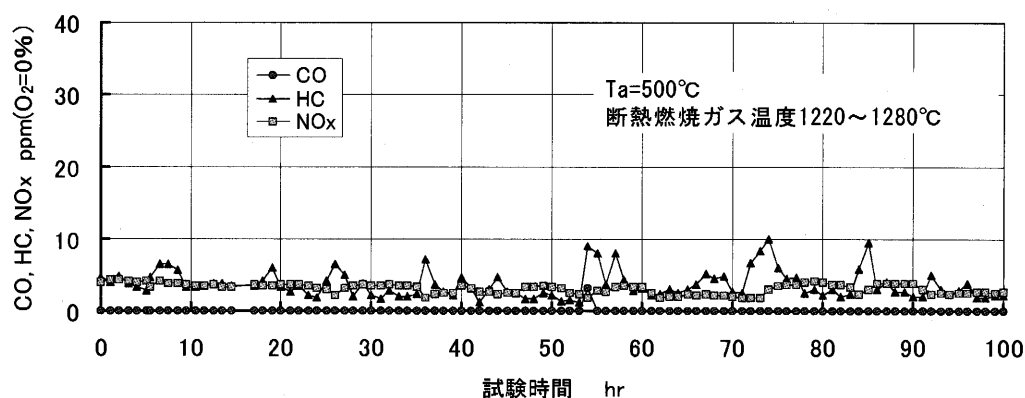


図13 排出特性 (100時間試験)



図15 スペーサ (試験後の強度試験片)

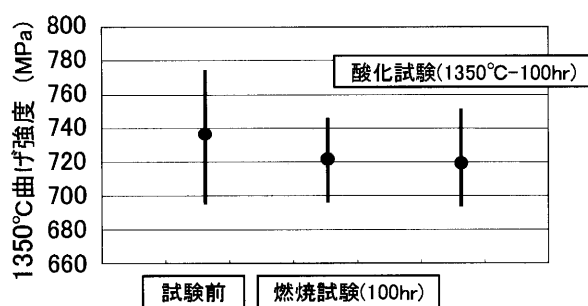


図16 セラミックの強度試験結果

5. まとめ

直接加熱型高温触媒燃焼器の開発を行い、以下の結果を得た。

- (1) 燃焼器出口温度 (断熱燃焼ガス温度) 1200~1300℃において、NO_x レベルは 5~10ppm (O₂=0%), CO および HC レベルは 0~3 ppm (O₂=0%) であり、開発目標である NO_x が 20ppm (O₂=0%) 以下、CO および HC が 5 ppm (O₂=0%) 以下を実証した。

- (2) 100時間の定常燃焼試験により、燃焼器出口温度 1220~1280℃において触媒の活性が劣化せず、なおかつセラミック部品の構造健全性が保持されていることを確認した。

- (3) 本文中で述べたような耐熱性のさらに高い触媒を使用することにより、触媒燃焼器の信頼性はさらに向上すると思われる。

実用化に際しては、実圧条件での検討がさらに必要である。本研究で開発した触媒燃焼器はガスタービンを念頭においたものであるが、燃料電池にも応用が可能である。

なお、本研究は経済産業省資源エネルギー庁の補助金を得て、(財)石油産業活性化センターが実施している技術開発事業の一環として行われたものである。

参考文献

- (1) Kenneth O. Smith, et al, ASME TURBO EXPO 2003, GT-2003-38129, (2003).
- (2) Hasan Karim, et al, ASME TURBO EXPO 2002, GT-2002-30083, (2002).
- (3) A. Schlegel, et al, 25th Symposium on Combustion, (1994), 1019-1026.
- (4) 吉田祐作, 他: 日本ガスタービン学会誌, Vol.27 No.6, (1999-11), 439-444.
- (5) 吉田祐作: 日本ガスタービン学会誌, Vol.34 No.3, (2006-5), 218-225.
- (6) H. Sadamori, et al, Proceeding of the 1995 YOKOHAMA International Gas Turbine Congress, Vol. I, (1995), 247-250.
- (7) Hiroshi Inoue, et al, J of Am Ceram. Soc. 80 [3], (1997), 584-588.
- (8) Ryuji Kikuchi, et al, Applied Catalysis A:General 218 (1-2), Sept. 25, (2001), 101-111.

遺伝的アルゴリズムによる 複合型インピンジメント冷却構造の最適化

GA-Based Optimization of an Integrated Impingement Cooling Structure

船崎 健一*¹

FUNAZAKI Ken-ichi

山田 和豊*¹

YAMADA Kazutoyo

佐藤 浩平*²

SATO Kohei

Abstract

This paper deals with numerical optimization of an impingement cooling structure equipped with pin-fin cooling. The optimization method is developed based on Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA). The entire process of the optimization, which consists of CFD analysis using a commercial code and grid generation is fully automated taking advantage of UNIX shellsript. In this study, three combinations of objective functions are adopted in order to elucidate whether any meaningful difference in the optimized configuration of the cooling system may appear among the three different combinations of the objective functions.

Key words : Numerical Optimization, Genetic Algorithm, CFD, Gas Turbine, Cooling Structure

1. 緒 言

ガスタービン単体やコンバインドサイクルの比出力や熱効率の向上を求めて、ガスタービンの TIT (Turbine Inlet Temperature) は上昇の一途を辿り、現在は1700℃級 TIT を実現するための研究開発が盛んに行われている。このような超高温環境下で作動するタービンの開発には、より少ない冷却空気量で効果的な冷却が可能な冷却構造の実装が重要であるが、そのような構造の一つとして、トランスピレーション (Transpiration: 浸み出し) 冷却法が再脚光を浴びている。以前から有望視されていたトランスピレーション冷却翼が今日まで実現しなかった理由としては、内部冷却構造を有する翼を多孔質材料で成型することの製造上の困難さ、高温環境下での酸化や圧縮機からの空気に含まれる塵埃による目詰まりの問題など、多くの技術的課題が未解決のままであることが挙げられる。加えて、フィルム冷却技術や TBC 技術の進歩により、トランスピレーション冷却の必要性が薄らいでいたことも理由として考えられる。しかし、TIT1700℃級のガスタービン実現には、1500℃級 TIT を実現した冷却技術の改良程度では対応は困難であり、トランスピレーション冷却またはそれに近い形態の革新的高効率冷却技術の開発が強く求められている。

著者らや Nakamata らは、トランスピレーションに

近い形態の冷却構造として、インピンジメント冷却にピンフィン冷却を組み合わせた複合型インピンジメント冷却構造を提案し、冷却構造内部での詳細な伝熱特性の計測⁽¹⁾や数値実験⁽²⁾、また、ピン配置や孔配置を適宜変化させた冷却構造モデルの高温風洞試験^{(3),(4)}を行っている。しかし、従来のように冷却構造を経験や直観に基づき変更しその性能を実験や CFD で評価する手法では、高効率な冷却構造を得ることは困難であり、いわゆる最適化手法の導入が、設計手法としての導入は現時点では容易ではないが、将来的に最も有効な方策の一つであると考えられる。

最適化手法に関しては現在までに様々な手法が提案されているが⁽⁵⁾、著者らは進化的探索法の一つである遺伝的アルゴリズム (GA) に着目し、単一目的 GA (SOGA) による複合型インピンジメント冷却構造の最適化を試みた⁽⁶⁾。そこで導入された目的関数は、平均熱伝達率と伝熱面積の積と圧力損失との比で定義したものである。この最適化の結果、ピン高さが探索範囲上限近傍、ピン直径が探索範囲下限近傍という構造が最適と判定された。この構造ではターゲット面が最大化されることから、用いた SOGA はインピンジメント冷却の効果を最大化し、かつ圧力損失を最小化する構造を探索したことを示している⁽⁴⁾。しかし、この研究では探索範囲や用いた関数の適正さの検討が課題とされており、加えて、最適化をより多角的に行うためにも、多目的遺伝的アルゴリズム (MOGA) 導入の必要性も示された。実際、船崎ら⁽⁷⁾は MOGA への拡張を試みているが、手法としての完成度が低く、得られた最適解も整合性のあるものではなかった。

原稿受付 2006年6月14日

校閲完了 2006年10月10日

* 1 岩手大学工学部機械工学科

〒020-8551 盛岡市上田4丁目3-5

* 2 ソニー宮城

以上より、本研究では、著者らが開発した MOGA による最適化手法⁽⁸⁾を元に、複合型インピンジメント冷却構造の最適化を試みた。今回の報告では特に最適化に用いた二つの目的関数の組み合わせが「最適解」にどのように影響するかを調査した。なお、本研究では、先に行った実験⁽⁹⁾との比較を考慮して、その実験での諸条件を基にして流動条件等を設定している。

2. 最適化

2.1 問題の設定

図 1 に本研究で扱う複合型インピンジメント冷却構造を、図 2 には流れ場の対称性を仮定して得た冷却構造の最小単位を示す。図 2 に示す構造を今回の最適化の対象とする。最適化の際の形状パラメータは、アスペクト比 $AR(=L_1/L_2)$ 、ただし $L_1L_2=5 \times 10^{-3}[\text{m}^2]$ 、インピンジメント孔、流出孔及びピンの半径 R_i , R_D , R_p 、ピン高さ H_p である。流れに関するパラメータは冷却空気量である。

形状パラメータの内各半径 R_i , R_D , R_p は完全には独立ではなく、アスペクト比の大きさや計算格子の作成方法により取り得る上限が変化する。対象となる冷却構造内の流れ場解析には、図 3 に示すようにマルチブロック化された計算格子を用いる。このとき、インピンジメント孔及び流出孔を含むブロック断面形状をそれぞれ R_i+3 [mm], R_D+3 [mm] を一辺とする正方形とし、ピンを含むブロックの長方形断面に関しては、縦、横の一辺の長さの下限を R_p+3 [mm], $2(R_p+6)$ [mm] とすることにより、それぞれの半径の最大値が次のように計算される。

$$\begin{aligned} R_{\max} &= (L_2 - 6) / 2 & \text{for } AR \geq 2 \\ R_{\max} &= (L_1 / 2 - 6) / 2 & \text{for } AR < 2 \end{aligned} \quad (1)$$

2.2 最適化手法

2.2.1 染色体 (Chromosome)

染色体には様々な機能を有する遺伝情報 (遺伝子) が配列しており、生物のいわば「設計図」となっている。GA による最適化では、各種パラメータの値を遺伝子として染色体 (chromosome) 内にはめ込む。一般には、パラメータの探索範囲を予め設定しその範囲の値をバイナリとしてはめ込む方式と、範囲を特定しない方式 (実数型) とがあるが、本研究では前者のバイナリ方式を採用する。あるパラメータ x_i の探索範囲の上限値, 下限値をそれぞれ $x_{i,\max}$, $x_{i,\min}$ とし、当該パラメータに割り振るビットサイズを n とすると、探索の解像度 Δx_i は $(x_{i,\max} - x_{i,\min}) / (2^n - 1)$ となる。これを用いて、最適解探索時のパラメータ $\tilde{x}_i$ は、次式で与えられる。

$$\tilde{x}_i = x_{i,\min} + \Delta x_i \sum_{k=1}^n a_{ik} \cdot 2^{k-1} \quad (2)$$

となる。ここで、 a_{ik} はパラメータ x_i に関するバイナリの k ビット目の数字である。

2.2.2 MOGA による最適化

遺伝情報としての冷却構造パラメータを含む染色体

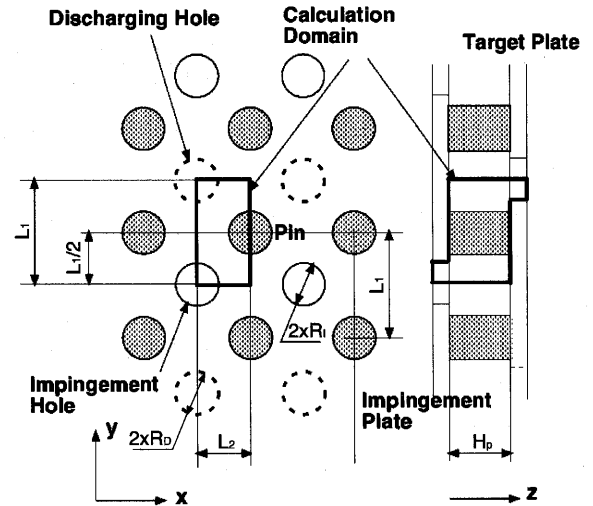


Fig.1 Schematic of an integrated impingement cooling system

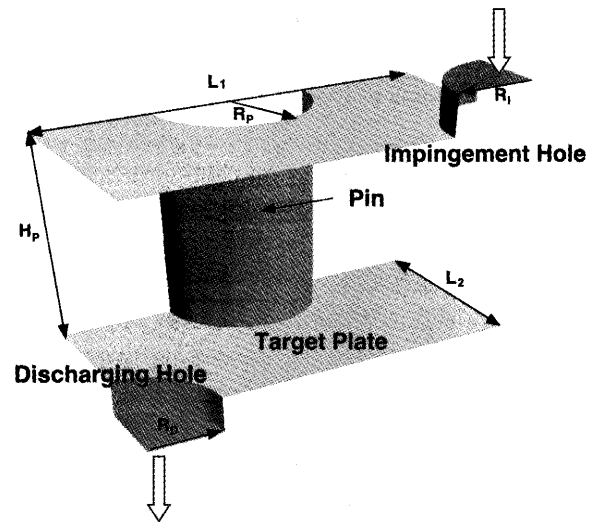


Fig.2 Minimum unit of the cooling system to be optimized

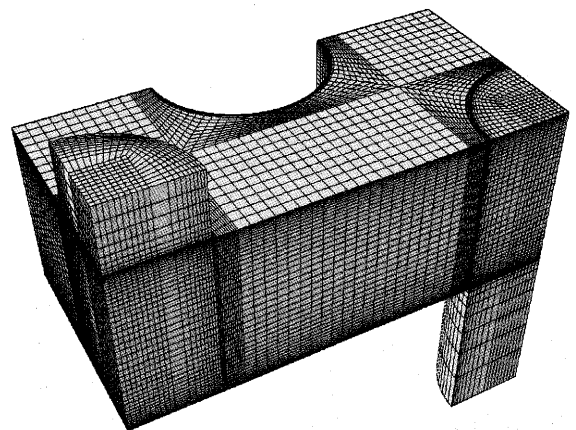


Fig.3 Grid system for CFD analysis inside the cooling system

(またはそれを有する個体) を元に、進化的手法である MOGA を用いて、二つの目的関数に対する最適化の流れを図 4 に示す。詳しくは前報⁽⁷⁾を参照されたい。

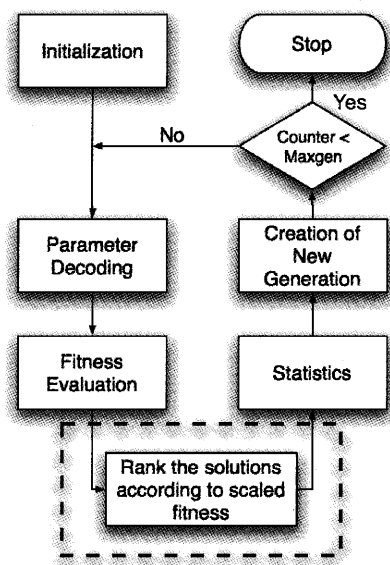


Fig.4 Flowchart for MOGA-based optimization

2.3 目的関数

本研究では、二つの目的関数を設定して、これらの最小化問題として最適な冷却構造の探索を行った。目的関数として用いたものは次の4種類である。

伝熱特性関数 : $F_1 = 1/(h_{ave}A)$ [K/W]

圧力損失 : $F_2 = \Delta P = (p_{in} - p_d) + \rho U_{in}^2/2$ [Pa]

冷却空気流量 : $F_3 = \dot{m}$ [kg/s]

熱伝達の均一性 : $F_4 = \psi = \frac{1}{A_t} \sum_i (h_{ti} - h_{t,ave})^2$

ここで、 h_{ave} : 平均熱伝達率[W/m²K], A : 全伝熱面積[m²], p_{in} : インピンジメント孔入口での静圧[Pa], p_d : 流出孔出口での静圧[Pa], U_{in} : インピンジメント孔入口での平均流速[m/s], h_{ti} : ターゲット板上の各計算要素上での平均熱伝達率[W/m²K], $h_{t,ave}$: ターゲット板上での平均熱伝達率[W/m²K], A_t : ターゲット板上の伝熱面積[m²]. 以上の4つの目的関数の中で、伝熱特性関数は最も重要な関数であり、これと残りの3種類から1つの関数を選ぶことで、合計3種類の目的関数の組を得た。

2.4 熱流体解析

4種類の目的関数値(即ち適合度)は、汎用コードCFX4.4(ANSYS)によって算出された。

本研究では、緒言で述べたように、先に行った実験⁹⁾での諸条件を基にして流動条件等を設定している。従って、流れ場は定常非圧縮性を仮定した。作動流体は空気とし、インピンジメント孔入口温度を参照温度として空気の熱物性値を算出した。使用した汎用コードの予測性能に関する議論(格子依存性、対称境界・乱流モデルの効果、など)は工藤¹¹⁾によって詳細に行われており、その一部は既報⁹⁾で紹介されている。汎用コードによる数値解と実験値との比較に関しては、ピン高さを変化させ

た場合についてのみではあるが、レイノルズ数の効果も含めハミドン¹²⁾によって調査されている。その結果より、使用した汎用コードは、定量的な差異はあるものの、実験で確認されたピン高さの変化に伴う平均熱伝達率の変化の傾向をほぼ予測できることを確認している。

乱流モデルはSST (Shear-Stress Transport) モデルである。熱伝達率の算出には、次式を用いた。

$$h = - \left(\lambda_{air} + \frac{c_{air} \rho_{air} v_t}{Pr_t} \right) \frac{dT}{dn} / (T_m - T_w) \quad (3)$$

ここで λ_{air} , c_{air} , ρ_{air} , v_t , Pr_t はそれぞれ、空気の熱伝導率、比熱、密度、渦粘性、乱流プラントル数、 dT/dn は壁面での温度勾配、 T_m , T_w はインピンジメント孔入口温度及び壁表面温度である。

格子点数の選定 CFDを用いた熱流体解析を伴う最適化問題において最も留意すべき事項は、熱流体解析に要する計算時間の短縮と解析の精度である。これらは解析に用いる格子点数にかなり依存し、互いに相反する傾向にある。従って、冷却構造の最適化を行う前に、計算格子の「最適化」を実施する必要がある。後述するように、本研究では、図3に示す格子系での格子点数を変化させながら、熱伝達率の分布及び平均値に関して実験との比較を行い、コストパフォーマンスの高い格子点数を選定した。ここでの計算条件は、表1に示す通りである。これらの数字は、先に行った研究²⁾での基本形状データ及び流動条件での値に相当する(この場合のインピンジメント孔直径に基づくレイノルズ数は10000である)。また、インピンジメント孔入口温度 T_{in} は323[K]とし、壁表面温度 T_w は303[K]とした。計算格子点数はおよそ10万点である。

Table 1 Test configuration and condition for determination of appropriate grid point number

AR	R_f [mm]	R_D [mm]	R_P [mm]	H_p [mm]	$\dot{m}$ [kg/s]
2.0	20	20	20	40	0.0015

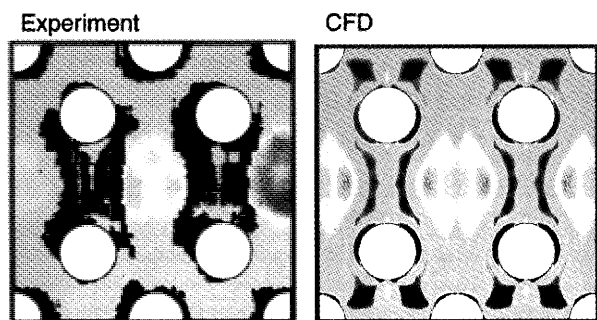
図5では、ターゲット板及びピン表面での熱伝達率分布に関して、CFDによる計算結果と対応する実験結果⁹⁾との比較を行っている。図6には、格子点数を変化させたときのターゲット板及びピン表面の平均熱伝達率の予測値の変化を示す。ここで、それぞれの表面で実験的に得られた平均熱伝達率の値を図中の矢印で示す。熱伝達率分布に関しては、CFDで得られた固体壁表面上はく離線近傍での熱伝達率の値が、実験と比較して低くなる傾向を確認している。この現象は以前の研究^{2),11)}でも報告されているが、実際の現象が非定常的であること、計算が対称性を仮定した最小冷却構造ユニットで行われているが、実際の流れ場では対称性が必ずしも成立していないこと、などが原因であると考えている。剥離線近傍での違いを除けば、熱伝達率分布の全般的な傾向は捉えてい

る。平均熱伝達率に関しては、格子点数が多いほど実験との一致が良い、との傾向は必ずしも得られていない。実験値との差異は、調べた格子点数の範囲で最大でも8%程度に留まっている。計算負荷及びここで確認した計算精度を総合的に判断して、格子点数を8万点とした。

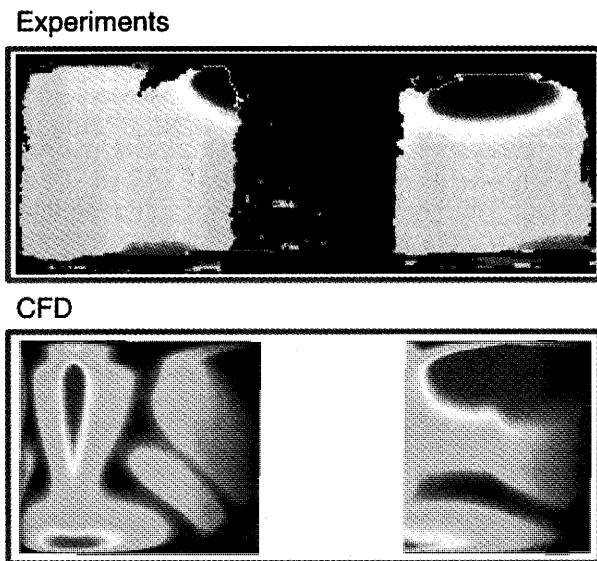
3. 最適化

3.1 染色体構造の決定

表2に、3種類の目的関数の組 (OFs) に対する最適化に用いたパラメータの探索範囲とエンコード時のビットサイズを示す。なお、OFsによってアスペクト比、ピン高さでの探索範囲やビットサイズが異なっているが、こ



(a) on Target Plate



(b) on Pin

Fig.5 Local heat transfer coefficients on the surfaces of target plate (a) and pins (b)

れは、問題の特性や先行して行われた探索での経験を元に、探索範囲の絞り込みや解像度を変更したためである。

以下、簡単のため、 (F_1, F_2) 、 (F_1, F_3) 及び (F_1, F_4) の組での探索を、それぞれ case 1, case 2及び case 3と呼ぶ。

3.2 最適解

3.2.1 Case 1

図7には、伝熱特性関数と圧力損失の最小化を目標として探索された全ての染色体 (個体) を示す。また、図7からパレート最適解を抜き出したものを図8に示す。ここで、パレート最適とは、ある目的関数に基づく適合度の最大化が、他の目的関数に基づく適合度の低下なしに行えない状態を指す。このパレート最適解の集団 (パレートフロント) から、目的関数空間で原点からのユークリッド距離 (Euclidean Distance) が最小と見なせる3個体をそれぞれ B1, B2及び B3と名付け、図8中で明記する。これらの3点の選び方は厳密なものではないが、パレートフロントの横軸及び縦軸方向への漸近線を直線近似したもの (図中の破線) の交点近傍から選んでいる。また、同じ冷却流量で行われた実験データも併記する (Ex と表す)。なお、実験での冷却構造のパラメータは表1に示す通りである。表3には、B1, B2, B3及び Ex のパラメータの比較を示す。

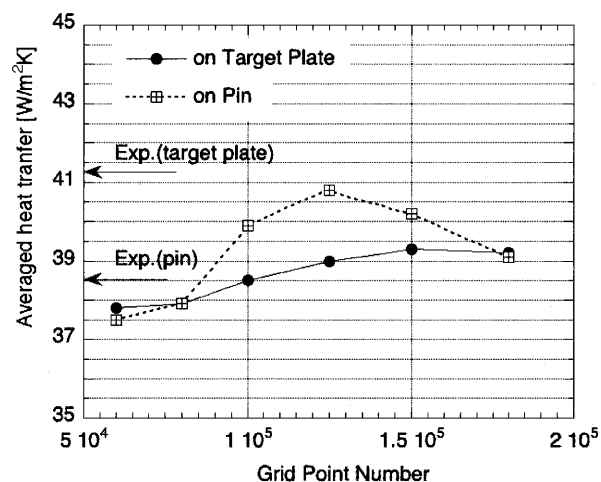


Fig.6 Variations of averaged heat transfer coefficients with grid point number

Table 2 Range of parameters and bit number

OFs	AR [-]	H_p [mm]	R_T [mm]	R_D [mm]	R_P [mm]	$\dot{m}$ [kg/s]
F_1, F_2	1.5~3.5	40~80	10~22	10~22	10~22	0.00155
	4bit	4bit	2bit	2bit	2bit	
F_1, F_3	1.5~2.5	20~70	10~22	10~22	10~22	0.00115~0.00155
	2bit	3bit	2bit	2bit	2bit	
F_1, F_4	2.0~3.0	20~50	10~22	10~22	10~22	0.00155
	4bit	4bit	2bit	2bit	2bit	

図8及び表3から、圧力損失を目的関数の一つとする case 1での探索では、伝熱面積の拡大と流体抵抗低減を達成するためピン高さが大きいものを選び出されている。また、3つの最適解はほぼ同様の冷却構造を有しており、このことは、最適なものとして探索された冷却構造がある程度のロバスト性を有していることを示す。なお、偶然であると思われるが、実験に用いた基本構造はほぼパレート最適解となっている。この結果及び表2、表3の各種パラメータの組み合わせの比較から、設計者の経験等に基づき創り出された冷却構造と類似の構造を、本研究で用いた遺伝的アルゴリズムにより探索しうる可能性を確認できた。

3.2.2 Case 2

図9に、伝熱特性関数と冷却空気流量の最小化を目的

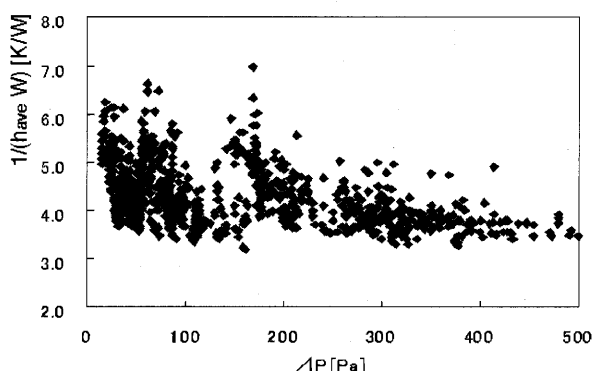


Fig.7 All population sought out using F1 and F2 (case 1)

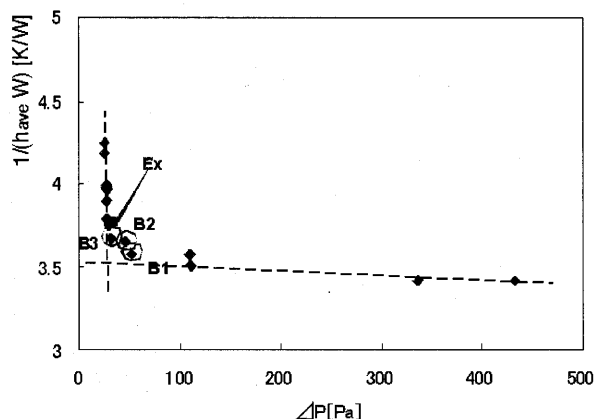


Fig.8 Pareto optimum solutions for case 1

Table 3 Parameters for Pareto optimums (case 1)

	AR	R_I	R_D	R_P	H_p	F_1	F_2
B1	2.17	21.0	17.3	21.0	48.0	3.58	52.4
B2	2.17	17.3	17.3	21.0	48.0	3.66	45.7
B3	2.17	21.0	21.0	21.0	48.0	3.67	32.6
Ex	2.00	20.0	20.0	20.0	40.0	3.77	36.0

として探索された全ての個体を示す。ここで、case 1や case 3と異なり、case 2では目的関数は結果ではなく条件となっている点に注意が必要である。今回の研究では、計算の安定性及び冷却空気流量の大幅削減を狙って上記のような取り扱いとしたが、今後より厳密に取り扱うためには、入口及び出口境界での圧力を指定し、冷却空気流量を算出するべきであり、そのような探索実施を予定している。

冷却空気流量に割り振ったビットサイズが2であったため、パレート最適解がはっきりとは現れないが、最も少ない冷却空気流量に対して伝熱特性関数を最小化する3個体をそれぞれ B1、B2及び B3とした。それらの冷却構造パラメータを表4に示す。冷却空気流量の減少とともに伝熱特性関数は劣化する傾向にあるが、冷却空気流量が25%削減された場合 ($m=0.00115$ [kg/s]) でも、削減しない場合に匹敵する伝熱特性値が得られることがわかる。冷却空気流量を最小化する case 2での最適冷却構造の探索の結果、冷却空気流量の減少を補うため、インピンジメント孔半径を小さくすることで噴出速度を確保し、かつ、流出孔半径を最小化することで、ターゲット板上の伝熱面積を確保しインピンジメント冷却の効果を最大化するような構造が得られていることが分かる。

3.2.3 Case 3

図10には、伝熱特性関数と熱伝達率の不均一性（分散）の最小化を目標として探索された全ての個体を示す。また、図10からパレート最適解の一部を抜き出したものを図11に示す。図11の中から両目的関数が最小値に近くなっている3個体を選び、B1、B2及び B3とした（表

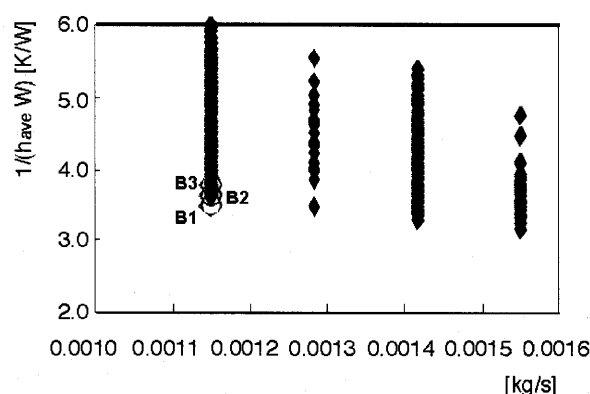


Fig.9 All population sought out using F1 and F3 (case 2)

Table 4 Parameters for Pareto optimums (case 2)

	AR	R_I	R_D	R_P	H_p	F_1	F_3
B1	2.5	13.1	10.0	19.4	34.3	3.63	0.00115
B2	2.5	13.1	10.0	19.4	41.4	3.64	0.00115
B3	2.5	13.1	13.1	19.4	34.3	3.66	0.00115

5)。図10から明確なパレート最適の解集合が得られていることが確認できる。このことは、むらのない熱伝達率分布と平均熱伝達率の向上とは相反する傾向にあることを意味している。表5を見ると、アスペクト比とインピンジメント孔半径を除き、パラメータがそれぞれ異なっており、パラメータ空間上の広範囲に、この場合の最適解が存在することを示唆している。

表6に、case 1～case 3までの合計9つの探索解のパラメータについて、それらの平均と標準偏差を示す。それ

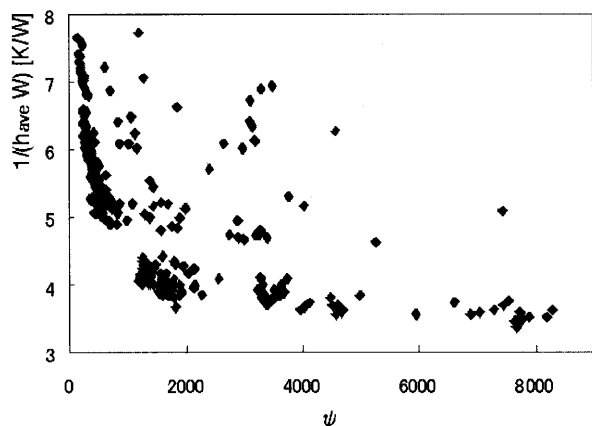


Fig. 10 All population sought out using F1 and F4 (case 3)

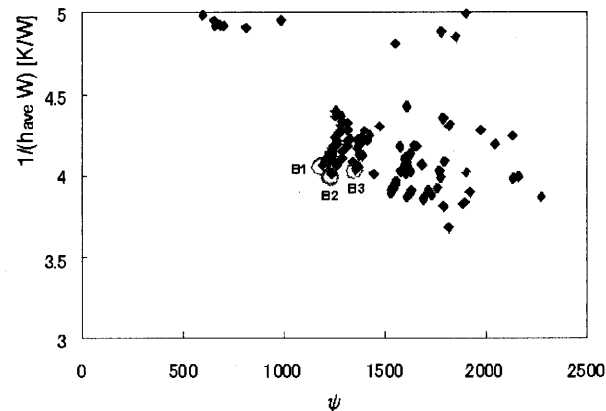


Fig. 11 Pareto optimum solutions for case 3

Table 5 Parameters for Pareto optimums (case 3)

	AR	R_l	R_D	R_P	H_P	F_1	F_4
B1	2.0	10.0	14.0	14.0	28.0	4.09	1210
B2	2.0	10.0	18.0	10.0	30.0	4.02	1230
B3	2.0	10.0	10.0	10.0	20.0	4.04	1350
Ex	2.0	20.0	20.0	20.0	40.0	3.77	—

Table 6 Parameters averaged among Pareto optimums

	AR	R_l	R_D	R_P	H_P
Average	2.223	14.289	14.522	17.244	36.889
Standard deviation	0.220	4.452	4.079	4.633	10.098

ぞれ異なる3つの条件で得られた解であり、その平均や標準偏差には本質的な意味は乏しいが、探索条件の違いにより探索解がどの程度ばらつくかを知ることができる。探索解の標準偏差はアスペクト比以外は平均値に対して30%前後と大きい。このことから、目的関数によってそれぞれ適した冷却構造が存在する、と結論づけられる。

3.3 議論

本研究では実験モデルをベースに冷却構造の最適化を試みたが、実機への適用の際には、対象となる実機条件での最適化が改めて必要となる。ただし、本研究で採用したレイノルズ数は実機に準じた値になっており、かつ、実機の冷却構造内の流れ場はただなか中～高亜音速流れであり、レイノルズ数が支配的であると見なせる¹⁰⁾。このことから、得られた最適解は、探索の条件が同等の場合には実機条件での最適解に十分近いものと考えられる。

4. 結 論

多目的遺伝的アルゴリズムによる複合型インピンジメント冷却構造に関する最適化を行った。目的関数として3種類の目的関数の組を用いて、目的関数の違いによる最適冷却構造の違いを調べた。探索範囲が異なるなど、3条件で得られた解の直接的な比較には注意を要するが、ここでの比較の結果、以下の様な知見を得た。

- (1) 圧力損失を目的関数とする case 1では伝熱面積の拡大と流体抵抗低減を達成するためピン高さが大きくなっている。3条件で得られた3つの最適解はほぼ同様の冷却構造を有しており、最適なものとして探索された冷却構造がある程度のロバスト性を有していることが示された。さらに、実験に用いた基本構造は、case1でのパレート最適解に属していることがわかった。
- (2) 冷却空気流量を最小化する case 2では、冷却空気流量の減少を補うため、インピンジメント孔半径を小さくし、噴出速度を確保し、かつ、流出孔半径を最小化することで、インピンジメント冷却の効果を最大化するような構造が得られている。
- (3) 熱伝達率の不均一性を最小化する case 3では、アスペクト比及びインピンジメント孔半径が最小となり、ピン半径も小さくなる方向で解が探索されている。

参考文献

- (1) Funazaki, K., Tarukawa, Y., Kudo, T., Matsuno, S., Imai, R. and Yamawaki, S., Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration for Ultra-High Temperature Turbine Blades : Experimental and Numerical Investigations, 2001, ASME Paper 2001-GT-148
- (2) 船崎健一, 工藤俊光, 八屋和規, 高温タービン用複合型インピンジ冷却構造の伝熱特性に関する数値シミュレーション(計算手法の実験的検証), 日本ガスタービン学会誌, Vol.31,

- 2003, pp.108-115
- (3) Yamawaki, S., Nakamata, C., Imai, R., Matsuno, S., Yoshida, T., Mimura, F., Kumada, M., 2003, "Cooling Performance of an Integrated Impingement and Pin Fin Cooling Configuration", ASME Paper GT2003-38215
- (4) Chiyuki Nakamata, Yoji Okita, Shinsuke Matsuno, Fujio Mimura, Masahiro Matsushita, Takashi Yamane, Yoshitaka Fukuyama, Toyoaki Yoshida, Spatial Arrangement Dependence Of Cooling Performance Of An Integrated Impingement And Pin Fin Cooling Configuration, ASME Paper GT2005-68348
- (5) 吉田紀彦, やわらかい情報処理－生物に学ぶ最適化手法－, サイエンス社, 2003
- (6) カルロスフェリーベ, フェレイラ, ファヴァレット, 船崎健一, 遺伝的アルゴリズムによる複合型インピンジメント冷却構造最適化の試み, 日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.5, 2004, pp.393-398
- (7) 船崎健一, カルロスフェリーベ・フェレイラ・ファヴァレット, ハミドン・ビンサーレ, 複合型インピンジメント冷却システム
- の多目的遺伝的アルゴリズムによる最適化, 第31回ガスタービン定期講演会(北見)講演論文集, 2003, pp.149-154
- (8) 船崎健一, 山田和豊, カルロスフェリーベ, フェレイラ, ファヴァレット, 田沼唯士, 多目的遺伝的アルゴリズムによる蒸気注入用スワローの最適設計, 日本ガスタービン学会誌, Vol.33, No.4, pp.343-351, 2005
- (9) Funazaki, K., Tarukawa, Y., Kudo, T., Matsuno, S., Imai, R. and Yamawaki, S., Heat Transfer Characteristics of an Integrated Cooling Configuration for Ultra-High Temperature Turbine Blades : Experimental and Numerical Investigations, 2001, ASME Paper 2001-GT-148
- (10) Kays, W.M. and Crawford, M.E., Convective Heat and Mass Transfer, 2nd ed., MacGraw-Hill, 1980, p.302
- (11) 工藤俊光, 複合型インピンジメント冷却構造の熱流体的特性に関する研究, 岩手大学大学院工学研究科修士論文, 2002
- (12) ハミドン・ビンサーレ, 超音速輸送機用エンジンタービン翼の複合型インピンジメント冷却構造に関する研究, 岩手大学大学院工学研究科修士論文, 2005

超小型ガスタービン用発電機の開発

Development of Micro Motor-Generators for a Ultra Micro Gas Turbine

内田 竜朗^{*1}

UCHIDA Tatsuro

長尾進一郎^{*1}

NAGAO Shinichiro

岡田 恭一^{*1}

OKADA Kyoichi

伊東 哲也^{*1}

ITO Tetsuya

石濱 正男^{*2}

ISHIHAMA Masao

Abstract

In order to examine feasibility of a ultra micro gas turbine, both electrostatic micro motor-generator and two types of electromagnetic micro motor-generators were studied experimentally. For the electrostatic micro motor-generator, the prototype of micro air turbines was designed and fabricated based on MEMS technology. This device ran stably up to 6000rev/min. At higher rotational speed, severe interaction between rotor and stator caused the test to be stopped. The mechanical loss by viscous drag in the rotor-stator gap was estimated analytically by examining realization of the electrostatic micro motor-generator. For the electromagnetic micro motor-generators, two different coil prototypes of $\Phi 8.8 \times 18.5 \text{ mm}$ size were designed and made based on conventional technique. The electrical loss caused by iron-loss of the generators were estimated. The electric outputs of 2.0W and 2.5W were obtained for a motor-generators operation at 50000rev/min.

Key words : Ultra Micro Gas Turbine, Power MEMS, Motor-Generator

1. はじめに

近年、携帯情報機器の高性能化や、二足歩行ロボットの實用化に伴って高パワー密度 (W/kg) でかつ高エネルギー密度 (Wh/kg) を有する高性能バッテリーの必要性が急速に高まっている。表1に現在製品化済みまたは製品化に向け開発が進められ、仕様が明らかな可搬電源の性能比較を示す。

リチウムイオン電池に代表される二次電池はパワー密度が大きいもののエネルギー密度が小さいため、携帯性に向くが長時間駆動できない難点がある。一方、DMFC (Direct Methanol Fuel Cells) や PEFC (Polymer Electrolyte Fuel Cells) に代表される携帯用燃料電池は、二次電池とは逆にエネルギー密度は大きいもののパワー密度が小さいため、二次電池と比較して長時間駆動できるが携帯性に向かないという特性を持つ。また、熱電変換、圧電素子、AGS (Automatic Generator System) などの発電原理を応用した携帯電源も一部の製品へ適用されているが、二次電池と同様の特性であるため、高性能

Table 1 可搬電源性能比較

	パワー密度 (W/kg)	エネルギー密度 (kWh/kg)
リチウムイオン電池	350	0.093
PC用DMFC	14	52
携帯用GT発電機	388	140

バッテリーが要求されるアプリケーションに適用できるとは言えない状況にある。

これに対し、高パワー密度、高エネルギー密度を両立するバッテリーとして超小型化した内燃原動機が有望視されている。ロータリーエンジン⁽¹⁾やスターリングエンジン⁽²⁾の研究もあるが、構造が単純で部品点数が少ない超小型ガスタービンが最も盛んに研究されている⁽³⁾⁻⁽⁵⁾。もし指先にタービンロータを載せる事が可能な程小さなガスタービン (フィンガートップガスタービン, 外径: 36mm, 長さ: 67mm, 乾燥重量: 100g, 出力: 数十W級) を実現できれば、リチウムイオン電池やDMFCの難点を克服した、真の高性能バッテリーが誕生することになる⁽⁶⁾。

本報告ではフィンガートップガスタービン⁽⁶⁾に搭載可能な超小型発電機の実現を目指して、シリコン加工法に

原稿受付 2006年7月7日

校閲完了 2006年10月23日

*1 (株)東芝

〒230-0045 神奈川県横浜市鶴見区末広町2-4

*2 神奈川工科大

よる電界式発電機ならびに従来加工法による磁界式発電機の検討を行ったので報告する。

2. 超小型発電機

一般に発電機は電界式と磁界式に分類される。電界式の発電機は現在までのところ実用例が殆んど無い。これは、大気中において mm オーダの電極隙間で得られる電界の最大エネルギー密度が 40J/m^3 程度であるのに対して、磁界の最大エネルギー密度が $9 \times 10^5\text{J/m}^3$ であるため、この寸法では電界式発電機に比べ磁界式発電機の方が出力的に有利だからである。しかし、電界式発電機は寸法の 2 乗に比例して働く電極間の静電力をエネルギー変換利用するので、この寸法を超えて小型化を図る場合には、寸法の 3 乗に比例する電磁力を利用して発電する原理の磁界式に比べ、逆に出力的に有利になるとされている⁽⁷⁾。そこで、図 1 に示すフィンガートップガスタービンに搭載予定の発電機サイズではどちらの方式が有効であるかを検討した。

図 1 に最終開発目標の 70cc クラスのフィンガートップガスタービン計画図を示す⁽⁶⁾。外径 $\Phi 36$ 、軸長 67mm のガスタービンで、発電機に対する目標仕様は、サイズ： $\Phi 8.8 \times 6.4\text{mm}$ 、回転数：50 万 rpm、出力：数十 W 以上である。

発電機の方式の違いによって予め予想される技術課題や難易度も異なることから以下のように加工方法と目的を設定した。

電界式：

実用例も少なく、チャレンジングであるが、寸法効果を期待できる電極サイズに微細加工する必要性から、シリコン加工法を選択する。

また電界式発電機から数十 W の出力を取り出すためには 100 万 rpm で高回転化させる必要がある^{(8),(9)}との報告もあるため、第一ステップとして回転体としての成立性評価を目的に、軸受とタービンから構成するエアータービン（以下 μAT ）の試作と回転試験を行う。

磁界式：

加工方法は確立された従来方法を選択する。仕様回転数での実用例は無いため、高速回転軸受の開発が必要であるが、出力評価を目的として、既存の軸受を利用

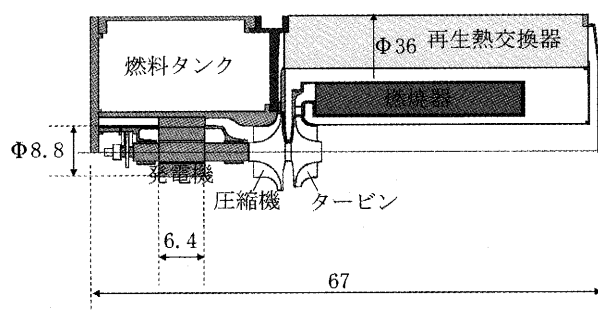


Fig.1 フィンガートップガスタービン計画図



Fig.2 ロータ直径 4 mm の試作タービン

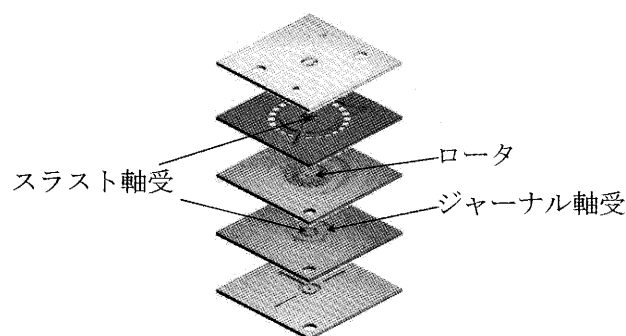


Fig.3 マイクロエアータービン

する。但し、目標サイズに小型化し、小型化した場合の損失評価と巻線仕様を変えた場合の出力評価を行う。

3. シリコン加工法による電界式発電機の検討

回転体としての成立性評価を目的に、直径 4 mm、翼高さ $200\mu\text{m}$ のロータ（図 2）を静圧空気軸受によって保持する、外形 $16\text{mm}\square$ の μAT をシリコン加工によって試作した（図 3）。

試作プロセスは、以下の通りである。まず、5 層表裏のシリコンウエハに熱酸化膜を形成し、レジストのパターニングを施した後、ボッシュ法に基づく DRIE (Deep Reactive Ion Etching) を必要回数繰り返して直接接合する。次に、ダイシングによってチップに分離する。

3.1 回転試験

試作した μAT チップを図 4 に示す装置へ据付け、スラスト軸受、ジャーナル軸受およびタービンへ圧縮窒素（結露防止のため）を供給して回転試験を行った。

回転試験では供給窒素の温度、圧力、およびロータ回転数を計測した。

供給流量 3.8 リットル毎分の条件の試験結果を図 5 に示す。

今回の試験では 6000rpm まで安定に回転することが確認できた。しかし、回転数を上昇させた場合、ロータとステータが接触して停止してしまうことが高速度カメラや試験後の分解観察から分かった。安定な高速回転ができなかった原因として、以下の 3 点が推測される。第一には、回転数に対する静圧空気軸受への供給流量が不

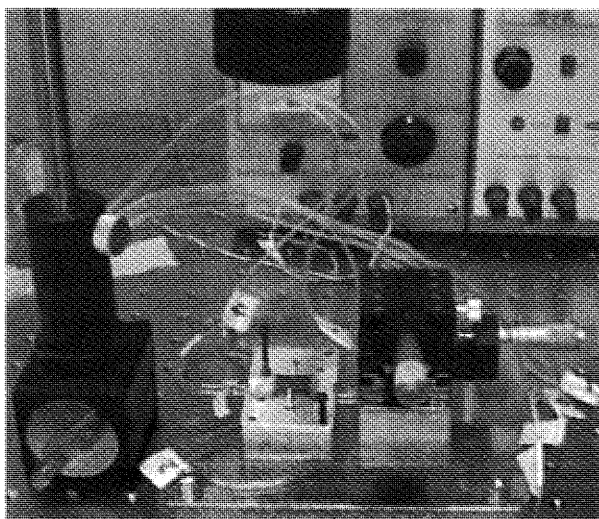


Fig.4 μAT 回転試験装置

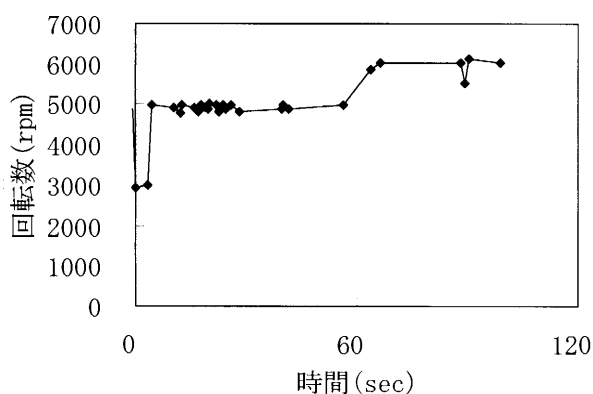


Fig.5 回転試験結果

適切であり、軸受負荷容量が十分でなかった可能性がある。第二には5層のシリコンウエハ接合部が局部的に剝離し、隙間から供給窒素がリークした可能性がある。また、第三にはロータとステータの間に生ずる粘性抵抗による、粘性損失が過大なため高速回転に至らなかった可能性がある。

第一の可能性については第二の可能性の供給窒素リークに起因して軸受への供給流量が十分にならなかった可能性がある。これらを解決するためにはμATチップ試作精度の向上と再試作および評価が必要である。

予測した第三の可能性については、以下、回転円板流れとしてモデル化して粘性損失を評価する。

3.2 粘性損失評価

図6, 7に示すようにシリコン加工による静電モータを回転円板隙間流れのクエット流に簡略化して粘性抵抗の見積りを行った。

せん断応力, トルク, 粘性仕事は下式で表される。

$$\tau_{\theta} = \mu \frac{\partial V_{\theta}}{\partial Z} = \mu \frac{\Delta V_{\theta}}{\Delta Z} = \mu \frac{\Omega r}{g_m}$$

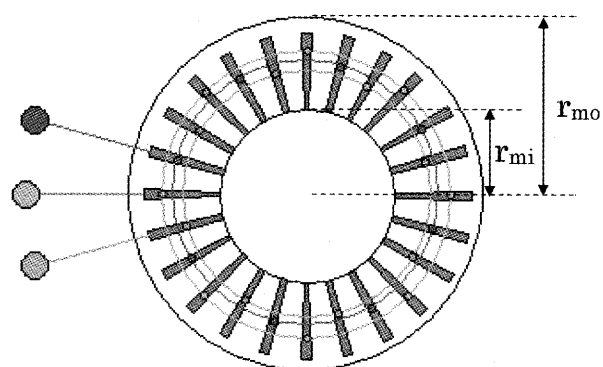


Fig.6 ステータ電極平面図

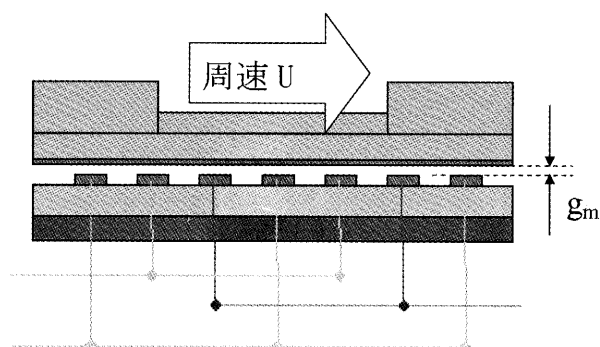


Fig.7 モータ断面図

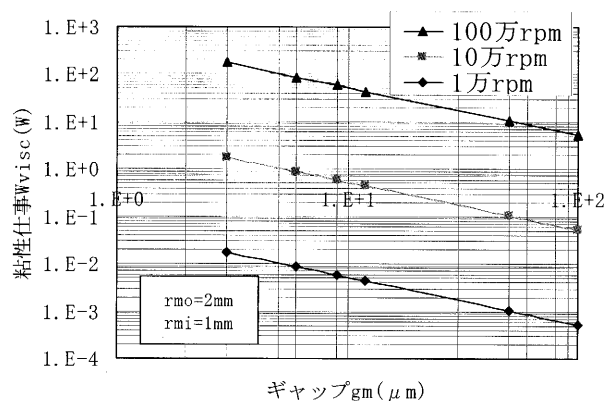


Fig.8 回転円板の粘性抵抗

$$T = \int_{r_{mi}}^{r_{mo}} \tau_{\theta} 2\pi r^2 dr = \mu \frac{\pi \Omega}{2 g_m} (r_{mo}^4 - r_{mi}^4)$$

$$W_{visc} = T \Omega = \mu \frac{\pi \Omega^2}{2 g_m} (r_{mo}^4 - r_{mi}^4)$$

ただし, τ_{θ} :せん断応力 (Pa)

μ :粘性係数 (Pa·s)

Ω :回転数 (rpm)

g_m :モータギャップ (m)

r_{mo} :電極外半径 (m)

r_{mi} :電極内半径 (m)

電極内外半径をそれぞれ, 1 mm, 2 mm とし, 粘性係数 (室温27℃) を 2.2×10^{-5} (Pa sec) とし粘性仕事を求めた。図8に回転数をパラメータにした粘性仕事と

モータギャップの関係を示す。

図8より、例えばモータギャップ=3 μm 、回転数=1万rpmの条件では0.02Wの粘性仕事が発生することが分かる。尚、回転数の上昇あるいはモータギャップの減少に伴って粘性仕事はさらに増大し、数十Wの出力取出しが可能とされる回転数=100万rpmオーダーでは、モータギャップ=3 μm とした場合に粘性仕事が約170Wにも達する事が分かる。

以上に述べたように、シリコン加工による電界式超小型発電機を実現するためには加工のさらなる高精度化や超高速で安定に回転が可能な軸受の開発が必要であり、さらに大幅に粘性抵抗を軽減する必要があることが明らかとなった。但し、この方式による発電機は実現した場合、小型軽量化、大量生産性、コストなどへのインパクトが極めて高いため、今後、これらの課題の克服を目指して研究を進めて行く必要がある。

4. 従来加工による磁界式発電機の試作検討

ここでは、近い将来に実現できる可能性が高い従来加工方法による磁界式超小型発電機について検討した。試作した磁界式発電機の仕様を表2に示す。2つの異なる巻線仕様の磁界式発電機を評価し、それぞれの特性把握と出力向上に係わる課題抽出を行った。また、ヨーク材

Table.2 試作発電機主要緒元

項目	仕様A	仕様B
サイズ(mm)	外径： $\Phi 8$ 軸長：18.5	
発電機方式	コアレス、3相交流発電機	
界磁方式	永久磁石(NdFeB)、2極着磁	
巻線方式	3相スター結線	
軸受方式	ボールベアリング	
巻線仕様	$\Phi 0.07 \times 180$ ターン $\times 3$ コイル	$\Phi 0.1 \times 95$ ターン $\times 3$ コイル
逆起電力定数 mV $\cdot$ sec/rad	3.75	1.98

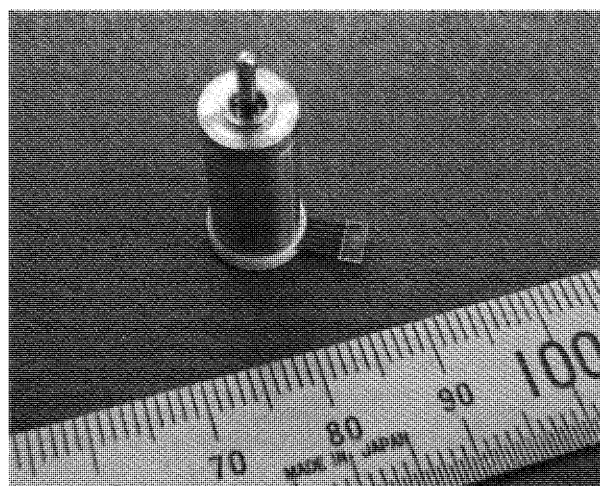


Fig.9 発電機外観写真

質の違いによる高周波鉄損評価を行った。

尚、試作した発電機は図9、10に示すように高周波鉄損を低減するため、コイルの中にステータコアの無いコアレスタイプにて構成した。

4.1 発電試験

試作した発電機を図11に示すように研削加工機用エアタービン（最高回転数14万rpm、最大出力14W）にカップリングして回転試験を実施した。

巻線仕様をかえた仕様Aの試験結果を図12、13に、巻線仕様Bの試験結果を図14、15に示す。

図12、14は無負荷時の3相巻線中U相に発生する誘起電圧を、図13、15は1相の巻線抵抗と等しい抵抗を3本スター結線した負荷を接続し、発電電力を負荷全体（抵抗3本）で消費される電力として求めた。

回転数50000rpmの条件下、仕様Aで約2W、仕様Bで約2.5Wの発電機出力が得られることを確認した。

4.2 損失評価（ヨーク鉄損）

磁界式発電機の場合、電界式発電機で問題となる粘性損失に加えて電機的に発生する損失が問題となる。尚、磁界式発電機では、電界式ほどモータギャップを狭くする必要がないため、粘性損失による機械的損失は小さい。

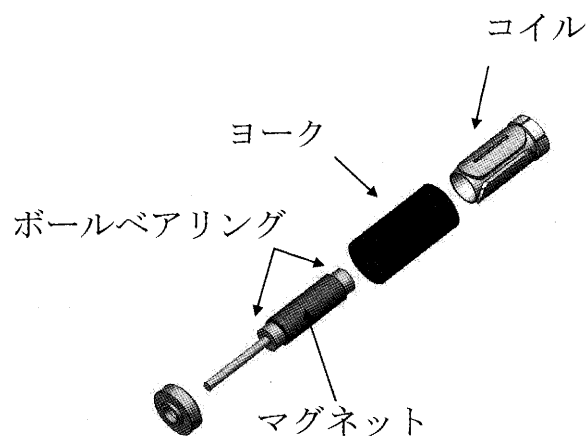


Fig.10 分解斜視図

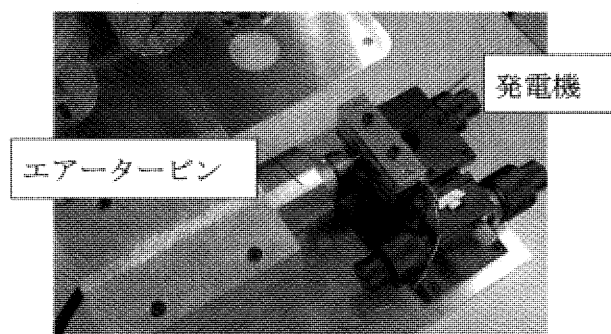


Fig.11 発電試験装置

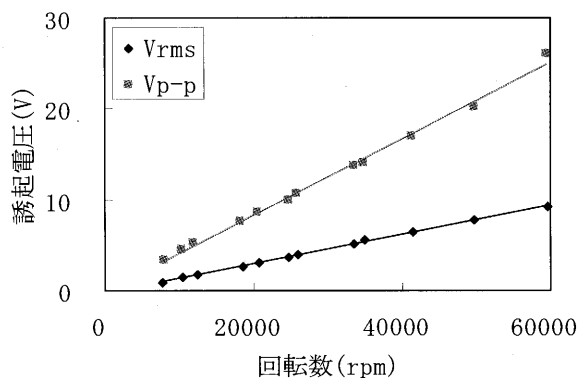


Fig. 12 仕様A 無負荷発電特性

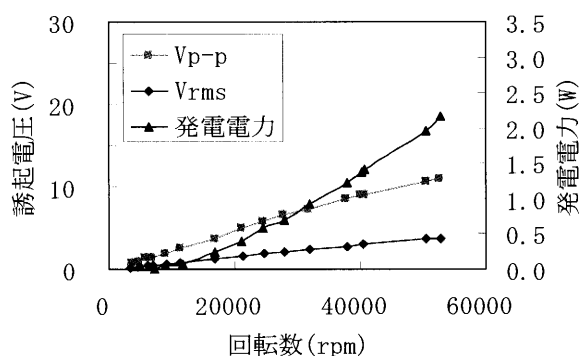


Fig. 13 仕様A 20Ω負荷発電特性

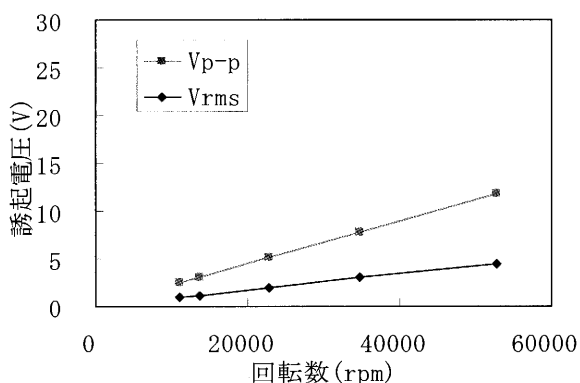


Fig. 14 仕様B 無負荷発電特性

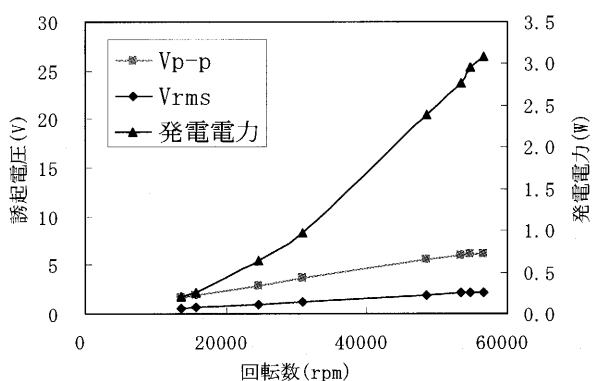


Fig. 15 仕様B 4.9Ω負荷発電特性

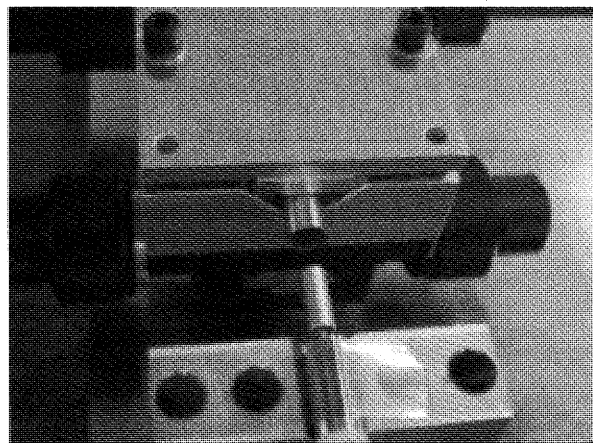


Fig. 16 鉄損試験装置

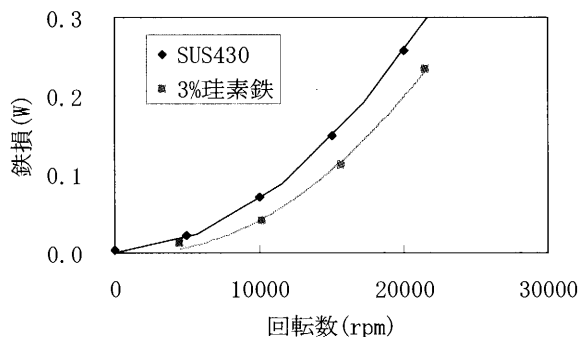


Fig. 17 鉄損試験結果

一方、高速回転した場合にヨークに高い周波数の磁束が通ることによって発生する電氣的損失は損失の支配因子になる可能性が高い。一般にヨーク中で発生する電氣的損失の内の鉄損はヒステリシス損と渦電流損からなり、単位重量当たりの鉄損： P_c は下式で表されることが知られている¹⁰⁾。

$$P_c = P_h + P_e = \sigma_h f B_m^{1.6 \sim 2} + \sigma_e t^2 f^2 B_m^2$$

P_c : 鉄損[W/kg] P_h : ヒステリシス損[W/kg]

P_e : 渦電流損[W/kg] σ_h : 定数

f : 周波数[Hz] B_m : 磁束密度[Wb/m²]

σ_e : 定数 t : ヨーク厚[mm]

渦電流損は周波数の2乗に比例するため、高速回転時に鉄損の値が大きくなる。一方、材料によって磁束密度が異なるため、その選定によって損失の大きさを小さくすることも可能である。このため図16に示すようにマグネットをモータで回転させ、ヨーク中にマグネットを入れた場合と入れない場合のモータ負荷（電流値より換算）の変化からヨークでの鉄損を求めた。

ヨーク材料を SUS430 または 3%珪素鉄とした場合の試験結果を図17に示す。

材料を 3%珪素鉄とした場合の鉄損は、回転数によらず SUS430 の値よりも低くなることがわかる。

以上、材料の最適選定や発電機構造の変更によって損

失低減が可能であることを明らかにした。

5. まとめ

フィンガートップガスタービンに搭載可能な超小型発電機器の実現を目指して、電界式発電機および磁界式発電機の検討を行った。

電界式発電機に関しては、まず回転体としての成立性評価を目的にシリコン加工法によってエアータービンを試作して回転試験を行い、6000rpmまで安定回転できる事を確認した。フィンガートップガスタービン実現のためには更なる高回転化が必要になるが、それには加工精度のより一層の向上と粘性損失の大幅低減が課題であることを明らかにした。

磁界式発電機については出力評価を目的に、従来加工法によって外形 $\Phi 8 \times L 18.5\text{mm}$ の発電機を試作して回転試験を行った。巻線仕様を $\Phi 0.1 \times 95$ ターン $\times 3$ コイルとした発電機を50000rpmで回転した時に、2.5Wの発電出力を得た。また、ヨーク材料として3%珪素鉄を選定することで鉄損を低減できる事を示した。これらの試験結果を用いて仕様回転数50万rpmでの発電出力を見積もると、41Wの出力が得られる可能性があることから高回転・高出力仕様のフィンガートップガスタービン用超小型発電機器の実現可能性を見出した。

謝 辞

本研究を進めるにあたり東京大学吉識名誉教授、東京大学長島教授に種々のご助言を頂いた。また、エアータービン試作に関し、研究開発センタ関村主任研究員から有益な助言を頂いた。ここに記して深謝する。

本研究は一部を平成15年度NEDO国際共同研究提案公募事業（発電技術）『超小型ガスタービン実用化先導研究』の一環として東京大学からの請負で行った。

参考文献

- (1) Fernandez-Pello, et al., "MEMS Rotary Engine Power System," Proc. Int. Workshop on Power MEMS 2002
- (2) Fukui, T., et al., "Study on High Specific Power Micro-Stirling Engine," JSME Int. J., Ser. B, 42, (1999)
- (3) A. H. Epstein, et al., "Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines", AIAA 97-1773
- (4) Eito Matsuo, Haruo Yoshiki, Toshio Nagashima, and Chisachi Kato, "Development of Ultra Micro Gas Turbines" Power MEMS 2002
- (5) Kousuke Isomura, et al., "Component Development of Micromachined Gas Turbine Generators," Proc. Int. Workshop on Power MEMS 2002
- (6) 東京大学, "超小型ガスタービン実用化先導研究成果報告書", 新エネルギー・産業技術総合開発機構, (2003)
- (7) 静電気学会, "静電気ハンドブック", 1989
- (8) Frechette, L.G., "Development of a Microfabricated Silicon Motor-Driven Compression System.", Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, August 2000.
- (9) 源田敬史, 田中秀治, 江刺正喜, "エレクトレットを用いた高出力静電モータ・発電機の設計", IEEJ Trans. SM, vol.123, No.9, 2003
- (10) 電気学会, "電気工学ハンドブック", 1987

Effect of Primary Equivalence Ratio on Reducing both Fuel-NO_x and Thermal-NO_x Emissions of Gas Turbine Combustor for Oxygen-blown IGCC with Hot/Dry Syngas Cleanup

HASEGAWA Takeharu*

ABSTRACT

In order to improve the thermal efficiency of the oxygen-blown IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle) and to meet stricter environmental restrictions among cost-effective options, a hot/dry synthetic gas cleanup is one of the most hopeful choices. The flame temperature of medium-Btu gasified fuel used in this system is high so that NO_x formation by nitrogen fixation results to increase significantly. Additionally, the gasified fuel contains fuel nitrogen, as ammonia, and it produces nitrogen oxides, the fuel NO_x, in the case of employing the hot/dry synthetic gas cleanup. Low NO_x combustion technology to reduce both fuel-NO_x and thermal-NO_x emissions has been required to protect the environment and ensure low cost operations for all kinds of oxygen-blown IGCC. In this paper, we have investigated effects of the two-stage combustion for reducing both fuel-NO_x and thermal-NO_x emissions, and clarified the conditions for practical application. And also we tested a combustor, examined the effects of two-staged combustion with direct injection of nitrogen produced from air separation unit, and showed the engineering guidelines for the low-NO_x combustor design of oxygen-blown gasified, medium-Btu fuels.

NOMENCLATURE

- C.R. : conversion rate from ammonia to NO_x %
 D : inner diameter of the combustor mm
 HHV : higher heating value of the fuel MJ/m³
 LHV : lower heating value of the fuel MJ/m³
 I_c : combustion intensity in the combustor W/(m³·Pa)
 N₂/Fuel : nitrogen over fuel supply ratio kg/kg
 N₂total : total supply rate of nitrogen kg/s
 N₂(BY) : flow rate of bypassing nitrogen premixed with the combustion air kg/s
 NO_x(16%O₂) : NO_x emissions corrected at 16% oxygen in the exhaust gas ppm
 NO_xth : thermal NO_x emissions ppm
 P : pressure inside the combustor MPa
 T_{air} : air inlet temperature K
 T_{ex} : average temperature of combustor exhaust gas K
 T_{fuel} : fuel inlet temperature K
 T_{N₂} : nitrogen inlet temperature K
 U_r : mean velocity of cross-sectional flow of air (at 0°C basis) m/s
 θ : angle of fuel injection nozzle degree
 φ_{ex} : average equivalence ratio of the combustor
 φ_p : equivalence ratio in the primary combustion zone

ΔP/q : total pressure loss coefficient (characteristics section is combustor-exit)

INTRODUCTION

IGCC is considered one of the most important systems for future coal utilization technology in power generation systems, and is being promoted throughout the world. In Japan, the government and electric power companies undertook experimental research at a 200ton/day pilot plant project (Ichikawa, 1996) from 1986 to 1996. The Central Research Institute of Electric Power Industry (CRIEPI) developed an air-blown pressurized two-stage entrained-flow coal gasifier (Kurimura, 1995), a hot/dry synthetic gas cleanup system (Nakayama, 1990), 150MW, 1573K-class (Nakata, 1993) and 1773K (1500°C)-class gas turbine combustor technologies for low-Btu fuel (Hasegawa, 1998a). Of late, the government and electric power companies are promoting a demonstration IGCC project.

Other developments concerning the IGCC system and gas turbine combustor using the oxygen-blown gasified coal fuel include: The Cool Water coal gasification project (Savelli, 1985), the flagship demonstration plant of IGCC; the Shell process (SGCP) (Bush, 1991) in Buggenum as the first commercial plant, which started test operation in 1994 with commercial operation from 1998; the Wabash River coal gasification repowering plant (Roll, 1995) in the United States, in operation since 1995; the Texaco process at the Tampa power station (Jenkins, 1995), in commercial operation since 1996; a HYCOL gasification process for the purpose of hydrogen production, which was developed in

* この論文は2003年に開催された IGTC で発表されたものの中で特に IGTC 論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

* Central Research Institute of Electric Power Industry, Energy Engineering Research Laboratory
 2-6-1 Nagasaka, Yokosuka-shi, Kanagawa 240-0196

Japan (Ueda, 1995); and IGFC (Integrated coal gasification fuel cell combined cycle) pilot plant which consists of gasifier, fuel cell generating unit and gas turbine, in test operation from 2002 by Electric Power Development Co., Ltd. in Japan. Furthermore, the diversification of fuels used for the electric power industry, such as biomass, poor quality coal and residual oil, are also the most significant issues for gas turbine development in IGCC: The development of biomass-fueled gasification received considerable attention in the United States in the early 1980s (Kelleher, 1985) and the prospects for commercialization technology appear considerably improved at present (Consonni, 1997); Our research institute has started researching into the gasification technology of orimulsionTM (emulsion of Orinoco tar) fuel (Ashizawa, 1996). All of the systems, which used oxygen as an oxidizer, were assumed to adopt the wet type synthetic gas cleanup system. Moreover, in almost all systems, premixing the surplus nitrogen, produced from the oxygen production unit, with a gasified fuel, increases gas turbine output and suppresses NO_x emissions. From the viewpoint of both high operating costs and initial costs of removing the NO_x in exhaust gas derived from the gas turbine system, the electric power industry aims for low-NO_x combustion technology that promises higher thermal efficiency and environmentally-sound options.

With respect to the research into low-NO_x combustion technology using medium-Btu gaseous fuel, other studies include: White et al. (1983) studied on the rich-lean combustor for low and medium-Btu gaseous fuels; Döbbeling et al. (1994) studied on low NO_x combustion technology which quickly mixed fuel with air using the ABB double cone burner (called EV burner); Döbbeling et al. (1996) studied on the premixed combustion characteristics of medium-Btu gaseous fuel in a fundamental small burner for low NO_x emissions, because the burning velocity of medium-Btu fuel was about 6 times greater than conventional natural gas, a premixed combustion for low NO_x emissions was so far difficult to adopt; Cook et al. (1994) studied on the effective method of returning nitrogen to the cycle, where nitrogen is injected from the head end of the combustor for NO_x control; Zanello and Tasselli (1996) studied on the effects of steam content in the medium-Btu gaseous fuel on combustion characteristics; Hasegawa et al. studied on low-NO_x combustion technology using surplus nitrogen injected from the burner (1998b, 1999a) and with lean combustion of instantaneous mixing (2003). Furthermore, we have been developing the low-NO_x combustion technology for reducing both fuel-NO_x and thermal-NO_x emissions, in the case of employing the hot/dry synthetic gas cleanup to oxygen-blown IGCC (2002).

This paper will show the effectiveness of the two-stage combustion with surplus nitrogen direct injection from the burner and also the influences of the fuel composition, velocity of combustion gas and pressure inside a combustor on the NO_x emission characteristics.

DESCRIPTION OF THE OXYGEN-BLOWN IGCC SYSTEM

Characteristics of the Oxygen-Blown IGCC System

In the oxygen-blown IGCC system, large quantity of nitrogen is produced in the air separation unit. In almost all of the systems, gasified coal fuels, premixed with the rest of the nitrogen, a part of which is used to feed coal into the gasifier, etc., are injected into the combustor to increase electric power and to decrease thermal-NO_x emissions from the gas turbine. In this paper, we will develop a combustor for oxygen-blown type gasification system with a hot/dry synthetic gas cleanup facility, in which coal is fed into the gasifier as a water-coal slurry or with some nitrogen as a pulverized powder, and the rest of the nitrogen is directly injected into the gas turbine combustor. The development of the combustor is intended for 1773K (1500°C)-class gas turbines, in which gasified fuels contain ammonia not removed in the hot/dry gas cleanup. Furthermore, it is necessary to return a large quantity of nitrogen produced from the air-separation unit (as much as the fuel flow rate) to the cycle from the standpoint of recovering power for oxygen production. Basically, the flow rate of the surplus nitrogen produced in the air-separation unit is almost proportional to the fuel flow rate at any gas turbine load, and all surplus nitrogen should be effectively injected into a gas turbine combustor prior to a turbine.

Characteristics of Oxygen-Blown Gasified Fuel

The typical compositions of medium-Btu gasified fuels produced in oxygen-blown gasifiers are shown in Table 1 (Hasegawa, 2003). Each gasified fuel contains carbon monoxide (CO) and hydrogen (H₂) as the main combustible components, a small fraction of methane (CH₄) and so on. Fuel calorific values vary widely (5–13MJ/m³), from about one-eighth to one-third of natural gas, with raw materials and gasifier types. For example, a gasified fuel derived from biomass contains 30–40% steam in the fuel.

In the case of gasified coal fuel, the theoretical adiabatic flame temperature rises as the fuel calorific value increases. Fuel calorific values of 4.2MJ/m³ and 12.7MJ/m³ produce maximum flame temperatures of 2,050K and 2,530K respectively. When the fuel calorific value is 8.4MJ/m³ or higher, the maximum flame temperature of the medium-Btu fuel without nitrogen is about 400K higher than that of the nitrogen blended fuel (Hasegawa, 2003). That is, the flame temperature of medium-Btu gasified fuel, produced in an oxygen-blown gasifier, is higher than that of high-calorie gases such as natural gas which consists mainly of methane, while the medium-Btu fuel has a calorific value as low as one fifth of methane. Thermal-NO_x emissions are expected to increase more when burning medium-Btu fuel than burning high-calorie gas of natural gas. We intend to inject surplus nitrogen directly into higher temperature regions from the burner and to decrease thermal-NO_x emissions produced from these regions effectively.

Furthermore, gasified fuels contain ammonia when the

hot/dry synthetic gas cleanup is employed. Development of low NO_x combustion technology is necessary in order to reduce fuel-NO_x emissions originating from ammonia in the fuel at the same time as reducing thermal-NO_x emissions.

DESIGN OF THE COMBUSTOR

Problems of the Medium-Btu Fueled Combustor

From the characteristic of medium-Btu, gasified fuel as mentioned above, it could be said that the design of a gas turbine combustor, utilizing nitrogen supply into a combustor, should consider the following issues for an oxygen-blown IGCC with the hot/dry synthetic gas cleanup:

- (1) Low NO_x-emission technology: Thermal-NO_x production from nitrogen fixation using nitrogen injection into the combustor, and fuel-NO_x emissions originating from ammonia using a two-stage combustion must be simultaneously restrained.
- (2) Higher thermal efficiency: Nitrogen injection must be tailored so as to decrease the power to compress nitrogen, which is returned into the gas turbine in order to recover a part of the power used for the air-separation unit.

Test Device and Methods for Basic Studies

Figure 1 shows an outline of the combustor and the tested burner. The combustor consists of a cylinder-style combustion chamber with an inner diameter, 'D', of 90mm and a length of 1,000mm, and a primary air swirler and a fuel injection nozzle. The combustion chamber is lined with heat insulating material and the casing is cooled with water. There are four sections for secondary air on the sidewalls of the combustion chamber along the direction of flow, to simulate two-stage combustion. Secondary air inlets at a distance from the edge of the fuel injection nozzle of $3 \times 'D'$ are used. The diameter of the secondary air inlets is 13mm, and altogether twelve inlets are positioned on the perimeter of each cross-section. The tested burner consists of a fuel injection nozzle and a primary air swirler. There are twelve injection inlets with a diameter of 1.5mm on the fuel

injection nozzle with an injection angle, θ , of 90-degree. The primary air swirler has an inner diameter of 24.0mm, an outer diameter of 36.4mm, and twelve vanes with a swirl angle of 45-degree.

An air compressor supplies the air used for combustion. After the flow of the compressed air is adjusted to the required amount by the orifice meter and flow control valve, the air is heated to the prescribed temperature by an air heater, then blown into the combustor. Primary air is injected into the combustor through a primary air swirler positioned around the fuel injection nozzle, and secondary air is input through air holes in the sidewalls of the combustor.

CO and H₂, which are the main combustible components of the fuel, are mixed in the prescribed proportions and filled into a cylinder to be used. The combustible components are diluted with N₂ to create the required calorific value, heated to the prescribed temperature by an electric heater, and fed through the fuel injection nozzle. The small amounts of NH₃ and CH₄ are controlled by a thermal mass flow controller, and premixed with the fuel before reaching the fuel injection nozzle.

In this study, sample gases were extracted from the exit

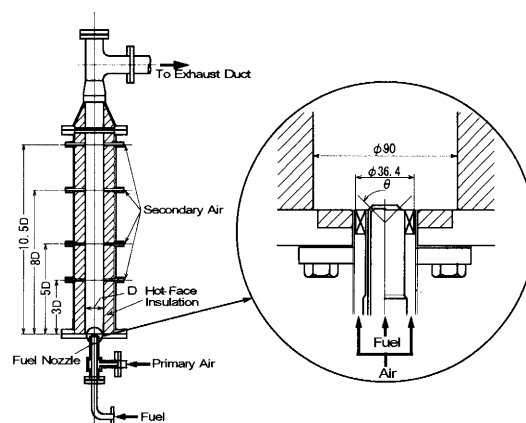


Fig.1 Combustor and diffusion burner of basic experimental device

Table 1 Typical compositions derived from the oxygen-blown gasifiers

Fuel	Coal				Biomass	Heavy residue	Orimulsion™
Gasifier type	Fixed	Entrained			Entrained	Entrained	Entrained
Fuel feed	Dry	Dry					
Developer	BGL	Shell	HYCOL	Slurry Texaco		Texaco	CRIEPI
Composition							
CO	56.4%	65.2-69.5%	63.3%	40.9%	21.9-23.1%	51.7%	43.5%
H ₂	25.6%	28.8-31.0%	26.3%	29.9%	12.5-22.4%	43.1%	42.2%
CH ₄	6.6%	0.01-0.03%	0.3%	0.1%	2.2%	0.2%	0.4%
CO ₂	2.8%	1.0- 2.8%	6.1%	9.5%	20.7-18.6%	3.2%	11.8%
H ₂ O	-(a)	(Dry base)	0.4%	12.3%	40.9-31.5%	(Dry base)	(Dry base)
NH ₃	-(a)	100-600ppm	unknown	unknown	0-200ppm	-(a)	unknown
H ₂ S + COS	20ppm	0.14- 1.1%	unknown	unknown	0.285-1.132%	1.6%	1.35%
Others (N ₂)	8.6%	-(a)	8.6%	7.3%	1.800-1.048%	0.2%	0.75%
CO/H ₂ mole ratio	2.2	2.1- 2.4	2.4	1.4	1.0-1.8	1.2	1.0
HHV [MJ/m ³]	13.0	12.2-12.5	11.5	9.0	5.2-6.6	12.1	11.0

(a): an omission

of the combustor through a water-cooled stainless steel probe and continuously introduced into an emissions console, which measured CO and CO₂ by infrared analysis, NO_x by chemiluminescence analysis, O₂ by paramagnetic analysis, and hydrocarbons by flame ionization detector.

Reduction of NO_x Emissions with Nitrogen Injection

To suppress thermal NO_x production originating from nitrogen fixation, we designed the burner with nitrogen injection, based on combustion tests previously conducted using a small diffusion burner (Hasegawa, 1999b). Figure 2 presents an example of the test results using a small diffusion burner, under atmospheric pressure conditions, which indicates the influence of the primary-equivalence ratio, ϕ_p , on thermal-NO_x emission characteristics in two-stage combustion for comparing three cases: 1) a fuel calorific value of 12.7MJ/m³(HHV), without nitrogen injection; 2) a fuel calorific value of 12.7MJ/m³, where nitrogen is blended with the primary combustion air injected from the burner; 3) a fuel blended with nitrogen of the same quantity as case 2), or low-Btu fuel of 5.1MJ/m³. In the tests, the fuel did not contain NH₃ and CH₄. The CO/H₂ molar ratio in the fuel was set to 2.33, the combustor exhaust gas temperature, T_{ex} , was set to 1773K, and the fuel injection velocity was set at a constant value of 77m/s. The cross-sectional flow velocity of total air was 0.53m/s at the temperature of 273K basis in the case 2). From figure 2, we notice that nitrogen supply, which is blended with fuel or primary air, drastically decreases thermal-NO_x emissions, and also NO_x emissions decreases with rises in ϕ_p in the case of using the two-stage combustion. That is, thermal-NO_x emissions decrease significantly by setting a fuel-rich condition when ϕ_p is 1.3 or higher in the case of nitrogen premixed with fuel, and by setting ϕ_p at 1.6 or higher in the case of nitrogen premixed with primary air.

With regard to fuel-NO_x emissions on the other hand, figure 3 indicates the effects of nitrogen injection conditions on the conversion rate of NH₃ in the fuel to NO_x, C.R., which is calculated from the following equation, in the same test conditions of Fig. 2 expect for fuel including NH₃.

$$C.R. = \frac{([NO_x] - [NO_{x_{th}}]) \times (\text{volume flow rate of exhaust})}{[NH_3] \times (\text{volume flow rate of fuel})} \dots (1)$$

Where $[NH_3]$ designates ammonia concentration in fuel.

To obtain the conversion rate of NH₃ to NO_x, C.R., the concentration of thermal-NO_x, $[NO_{x_{th}}]$, was first measured after stopping the supply of NH₃, then the concentration of total NO_x, $[NO_x]$, was measured while NH₃ was supplied, and finally fuel-NO_x was calculated by deducting the concentration of thermal-NO_x from that of total NO_x. In tests investigating fuel-NO_x emissions, 1000ppm of NH₃ is contained in the medium-Btu fuel. In the case of a fuel blended with nitrogen, fuel was diluted, or fuel calorific value decreased to 5.1MJ/m³ and NH₃ concentration in the fuel decreased to 400ppm. From figure 3, whether with or without nitrogen supplied, the staged combustion method

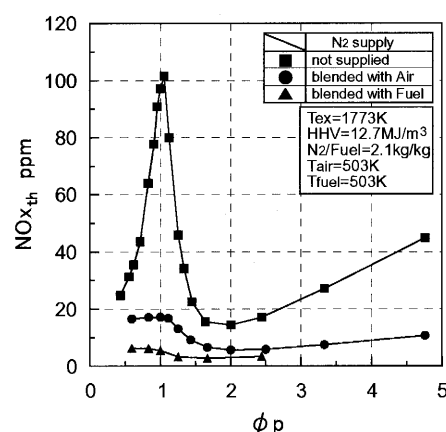


Fig.2 Effect of nitrogen injection on thermal-NO_x emission characteristics in two-stage combustion, using a small diffusion burner

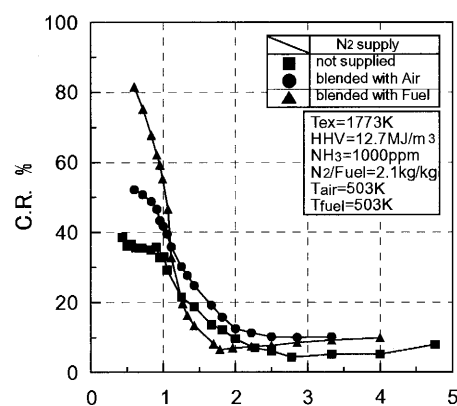


Fig.3 Effect of nitrogen injection on the conversion rate of ammonia to NO_x in two-stage combustion, using a small diffusion burner

effectively decreased the fuel-NO_x emissions, or C.R. drastically decreased as the primary equivalence ratio, ϕ_p , become higher than 1.0, which is a stoichiometric condition, and shows the minimum value at the appropriate ϕ_p . Those optimum ϕ_p become lower when the medium-Btu fuel was blended with nitrogen, while the optimum ϕ_p was not influenced in the case of nitrogen blended with the primary combustion air injected from the burner, and C.R. showed a tendency to become a little higher than in the other two cases. Furthermore, under lean-lean combustion conditions with a lower ϕ_p than 1.0, in the case of nitrogen premixed with medium-Btu fuel, C.R. becomes higher than in the case of nitrogen premixed with the primary combustion air.

From the above, it was shown that the supply method of nitrogen premixed with medium-Btu fuel possibly decreases total emissions of thermal-NO_x and fuel-NO_x, but careful attention must be paid to the homogeneity of mixture of fuel and nitrogen, or thermal-NO_x emissions will increase. In the case of nitrogen premixed with the primary combustion air, the power to compress nitrogen is lower than in the case of nitrogen premixed with fuel or the thermal efficiency of the plant increases, while total NO_x

emissions grow slightly higher. That is, it is necessary to blend nitrogen with medium-Btu fuel in the combustor, in which the lowest power to compress nitrogen is needed for nitrogen supply into the gas turbine, and not to collide the medium-Btu fuel with combustion air directly.

Effect of the CH₄ Concentration in the Fuel

It is well known that the fuel-NO_x production mechanisms of hydrocarbon fuels such as CH₄ and non-hydrocarbon fuels such as CO and H₂, due to reaction with nitrogenous compounds in the fuel, are different (Fenimore, 1976). Gasified coal fuel consists of CO and H₂ as main combustible components, but also contains thousands of ppm or a small percentage of CH₄. We therefore investigated the effects of CH₄ in the fuel on the production characteristics of fuel-NO_x caused by NH₃ in the fuel.

Figure 4 shows the relationship between the primary equivalence ratio, ϕ_p , in two-stage combustion, and the conversion rate of NH₃ in the fuel to NO_x with a concentration of CH₄ as a parameter. In the tests, the average temperature of combustor exhaust gas, T_{ex} , is set to 1773K and fuel calorific value is 11.4MJ/m³, for fuel containing 1000ppm of NH₃, CO and H₂ of 2.33 CO/H₂ molar

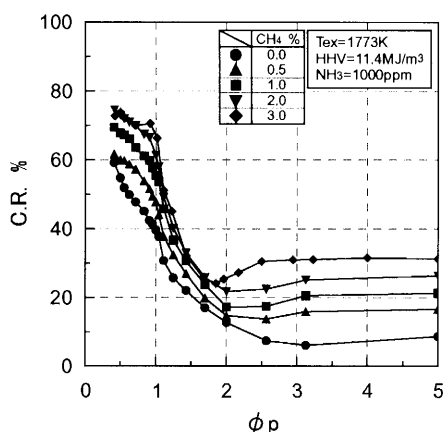
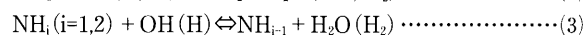
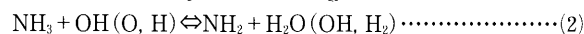


Fig. 4 Effect of CH₄ concentration in fuel on the conversion rate of NH₃ in fuel to NO_x in two-stage combustion, using a small diffusion burner

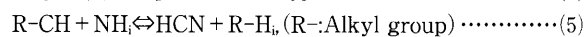
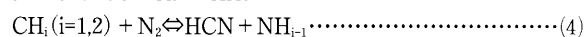
ratio, and a small percentage of CH₄.

When the equivalence ratio of the primary zone, ϕ_p , is less than 1, the NH₃ to NO_x conversion rate, C.R., increases in direct proportion to the concentration of CH₄ in the fuel; and when ϕ_p is more than 1, under fuel-rich conditions in the primary combustion zone and CH₄-free fuel, C.R. decreases as ϕ_p increases and shows a minimum at around 3 of ϕ_p . In the case of fuel containing CH₄, an optimum ϕ_p , at which C.R. drops to a minimum, is varied by adjusting the concentration of CH₄. That is, the optimum ϕ_p increases as the concentration of CH₄ decreases. For example, the optimum primary-equivalence ratio in the combustor have to be adjusted at 1.6-2.4, in the case where the simulated gasified fuel used in tests of the designed combustor contains around 3.0% CH₄.

The effects of the CH₄ concentration on the fuel-NO_x produced by NH₃ in gasified coal fuel was studied using the elementary reaction kinetics (Hasegawa, 1999b). The nitrogen of NH₃ in the fuel has weaker bonding power than N₂. In the combustion process, NH₃ reacted with the OH, O, and H radicals and then easily decomposed into the intermediate NH_i by the following reactions.



When hydrocarbon is not contained in the fuel, NH₃ is converted into N₂ by reacting with NO in the fuel-rich region. If fuel contains CH₄, HCN is produced by reactions 4 and 5 in the fuel-rich region and the HCN is oxidized to NO in the fuel-lean zone.



With the rise in CH₄ concentration in gasified coal fuel, the HCN increases, and NO_x emissions originated from HCN in the fuel-lean secondary combustion zone increase.

Characteristics of Tested Combustor

Figure 5 illustrates the configuration and its functions of a designed, medium-Btu fueled 1573K (1300°C)-class gas turbine combustor based on the above considerations. The main design concepts for the tested combustor in the

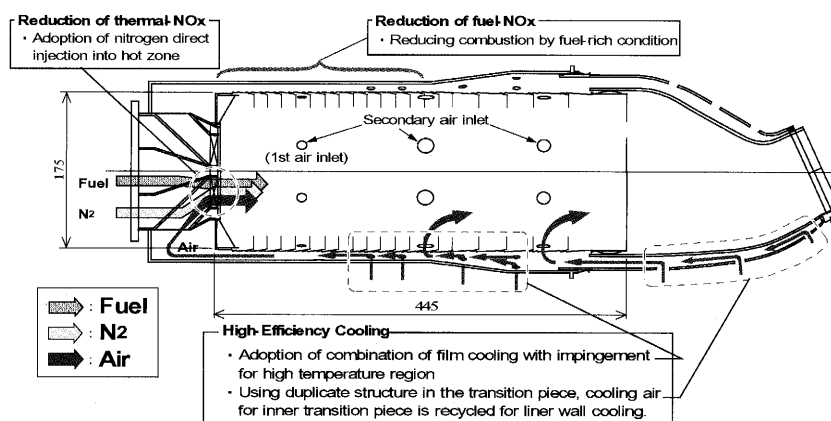


Fig. 5 Design concepts of a medium-Btu fueled gas turbine combustor

present study were to secure stable combustion of medium-Btu fuel with nitrogen injection in a wide range of turn-down operations, and low NOx combustion for reducing fuel-NOx and thermal-NOx emissions. In order to reduce thermal NOx emissions, we installed nitrogen injection nozzles in the burner. In order to reduce the fuel-NOx emissions, we adopted the two-stage combustion, in which a fuel-rich combustion was carried out in the primary zone maintaining the equivalence ratio of 0.56 at exit of the combustor. The overall length of the combustion liner is 445mm and the inside diameter is 175mm. And the designed combustor has another following characteristics.

(1) Tested burner

A tested burner used for this study was constructed for low thermal NOx emissions of medium-Btu fuel in the case where IGCC adopted a wet-type synthetic gas cleanup (Hasegawa, 1999a). We arranged the nitrogen injection intakes in the burner for low thermal-NOx emissions. Nitrogen injected directly into a combustor has the effect of decreasing power to compress nitrogen more than the each case of nitrogen premixed with fuel or air evenly. From system analysis, it was clarified that the thermal efficiency of the plant improved by 0.3 percent (absolute), compared with a case where nitrogen was premixed with gasified coal fuel before injection into the combustor. It is possible to control the mixing of fuel, air, and nitrogen positively by way of nitrogen being injected separately into the combustor. The fuel, the combustion air, and the nitrogen from the burner are separately injected into the combustor through a swirler, (which has a 30-degree swirl angle and a 15-degree introverted angle), to collide medium-Btu fuel with air in an atmosphere where nitrogen is superior in amount to both fuel and air.

(2) Combustion liner

In order to decrease fuel-NOx emissions, we adopted fuel-rich combustion in the primary zone. This technique caused a decrease in flame temperature in the primary combustion zone, which produced thermal-NOx from nitrogen fixation. Thermal-NOx production near the burner was controlled just as in the case of fuel blended with nitrogen. Also, fuel-NOx emissions simultaneously decreased by using fuel-rich combustion, based on the results of combustion tests using a small diffusion burner. In the tests, we examined the effects of the primary equivalence ratio on the fuel-NOx emissions. Combustion liners had three sections for secondary air inlets along the direction of flow and altogether eight inlets were positioned on the perimeter of each cross-section. The combustion liner was divided four zones, axial distance of each was equal, and the equivalence ratios in the primary combustion zone from the edge of the burner to second air inlet section, ϕ_p , were set to 1.35 (type-1 combustor) and 1.60 (type-2 combustor) of each combustion liner, respectively. Type-2 combustor had

no first inlets of the secondary air, so that ϕ_p was set to around 1.6, in particular.

The designed combustor was given another nitrogen injection function, in which nitrogen was by-passed to premix with the air derived from the compressor, and a stable flame can be maintained in a wide range of turn-down operations. Also, because the nitrogen dilution in the fuel-rich region affected the deoxidization characteristics of NH_3 , the nitrogen bypassing technique was expected to improve fuel-NOx reduction in the cases of higher concentration of NH_3 . For cooling of the overall combustion liner wall, the film-cooling method was used. For the secondary-air inlet section where temperatures were expected to be especially high, the dual-cooling structure was employed, in which the cooling air was impinged from the air flow guide sleeve to the combustion liner.

(3) Transition piece

In order to compensate for a declined cooling-air ratio associated with a surplus nitrogen injection into a gas turbine combustor, the tested combustor is equipped with a dual-wall structure transition piece so that the cooling air in the transition piece can be recycled to cool down the combustor liner wall. The cooling air, flowing into the transition piece from the exterior wall, cools the interior wall through an impingement and convection method, and moves to the combustor liner on the upstream side.

Table 2 shows the composition of the supplied fuel in this paper and the typical commercial gasified fuel. As for tests, the higher heating value (HHV) of the supplied fuel was set at $8.8\text{MJ}/\text{m}^3$, and a $(\text{CO} + \text{CH}_4)/\text{H}_2$ molar ratio at 1.2. The flow

Table 2 Comparison compositions of supplied fuel in tests and typical case of commercial gasified fuel

	supplied fuel in tests		commercial gasified fuel
Composition	CO	31.4%	40.9%
	H_2	28.6%	29.9%
	CH_4	3.0%	0.1%
	CO_2	32.0%	9.5%
	H_2O	0.0%	12.3%
	N_2	5.0%	7.3%
	NH_3	2100ppm	500ppm
HHV		$8.8\text{MJ}/\text{m}^3$	$9.0\text{MJ}/\text{m}^3$
LHV		$8.1\text{MJ}/\text{m}^3$	$8.2\text{MJ}/\text{m}^3$

Table 3 Standard test conditions

T_{air}	:	603K
T_{fuel}	:	583K
T_{N_2}	:	333K
N_2/Fuel	:	0.70kg/kg
T_{ex}	:	1673K
ϕ_{ex}	:	0.56
P	:	1.2MPa
I_c	:	$3.9 \times 10^2 \text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa})$
Ur	:	5.6m/s
$\Delta P/q$	:	1.64×10^2

rate of surplus nitrogen produced from the air-separation unit was 0.9~1.2 times the fuel flow in the actual process. Since the density of the supplied fuel in tests was higher than that of the gasified coal fuel, and since the temperature of supplied nitrogen was lower in test conditions than in the actual operations, we also investigated combustor performance in the case of a 0.7kg/kg N₂/Fuel ratio, where the firing temperature of the burner exit corresponded actual operation. Rated load conditions in the combustion tests are summarized in Table 3. The combustor-exhaust gas temperature was 1673K and the combustion intensity in the combustor at the design point was $3.9 \times 10^2 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa})$.

TEST FACILITIES AND TEST METHOD

Test Facilities

The schematic diagram of the test facilities is shown in figure 6. The raw fuel obtained by mixing CO₂ and steam with gaseous propane was decomposed to CO and H₂ inside the fuel reforming device. A hydrogen separation membrane was used to adjust the CO/H₂ molar ratio. N₂ was added to adjust the fuel calorific value to the prescribed calorie, and then coal-derived simulated gases were produced.

This facility had another nitrogen supply line, by which nitrogen was directly injected into the combustor. Air

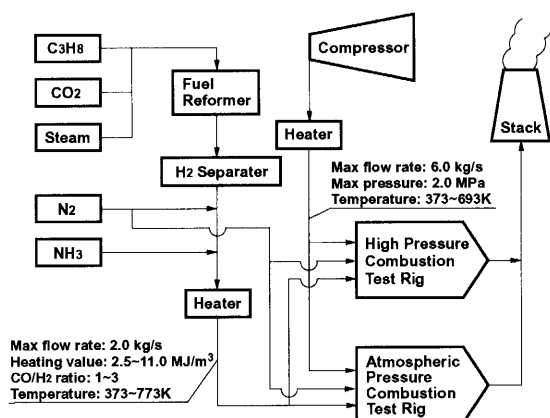


Fig. 6 Schematic diagram and specifications of experimental facility

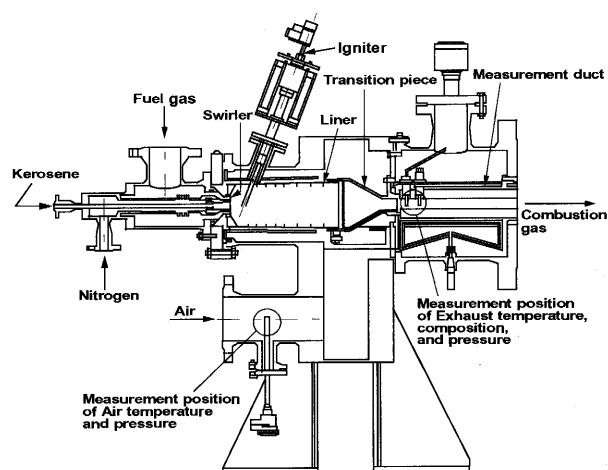


Fig. 7 Combustion test rig

provided to the combustor was pressurized to 2.0MPa by using a four-stage centrifugal compressor. Both fuel and air were supplied to the gas turbine combustor after being heated separately with a preheater to the prescribed temperature.

The combustion test facility had two test rigs, each of which was capable of performing full-scale atmospheric pressure combustion tests of a single-can for a "several"-hundreds MW-class, multican-type combustor as well as half-scale high-pressure combustion tests, or full-scale high-pressure tests for around a 100MW-class, multican-type combustor. Figure 7 shows a cross-sectional view of the combustor test rig under pressurized conditions. After passing through the transition piece, the exhaust gas from the combustor was introduced into the measuring section where gas components and temperatures were measured. The components of the combustion gases were analyzed by an automatic gas analyzer. After that, the gas temperature was lowered through a quenching pot, using a water spray injection system.

Combustion tests were conducted on a full-scale, single-can combustor for a 100MW-class gas turbine under high-pressurized conditions.

Measurement System

Exhaust gases were sampled from the exit of the combustor through water-cooled stainless steel probes located on the centerline of a height-wise cross section of the measuring duct. The sample lines of exhaust gases were thermally insulated with heat tape to maintain the sampling system above the dew point of the exhaust gas. The exhaust gases were sampled at an area averaged points in the tail duct exit face and continuously introduced into an emission console which measured CO, CO₂, NO, NO_x, O₂, and hydrocarbons by the same methods as the test device for basic studies using the small diffusion burner. The medium-Btu simulated fuels were sampled from the fuel gas supply line at the inlet of combustor, and constituents of CO, H₂, CH₄, H₂O, CO₂ and N₂ were determined by gas chromatography. Heating values of the simulated gaseous fuels were monitored by a calorimeter and calculated from analytical data of gas components obtained from gas chromatography.

The temperatures of the combustor liner walls were measured by 40 sheathed type-K thermocouples with a diameter of 1mm attached to the liner wall with a stainless foil welding. The temperature distributions of the combustor exhaust gases were measured with an array of three pyrometers, each of which consisted of five type-R thermocouples.

TEST RESULTS AND DISCUSSION

NO_x Emission Characteristics

We carried out researches into the effects of the primary equivalence ratio, combustor exit temperature, sectional flow velocity, nitrogen bypassing method, and combustion

pressure on NOx emission characteristics.

Figure 8 shows the relationship between the average temperature of combustor-exhaust gas, T_{ex} , and the conversion rates of fuel-NOx originating from NH_3 in the fuel and thermal-NOx emissions, and when: air flow rate was set and maintained at 2.1kg/s, the nitrogen flow rate of N_2 /Fuel was 0.7kg/kg, the pressure inside a combustor was at a slightly less 1.2MPa than that of the practical rated operation, and NH_3 and CH_4 concentration in the fuel were 2100ppm and 3.0% respectively. In the tests, all of the nitrogen was injected from the burner. As the average temperature of combustor-exhaust gas, which was equivalent to the gas turbine load condition, was varied, the fuel flow rate was changed to maintain the air flow rate at a constant value of 2.1kg/s and the flow ratio of nitrogen injection over fuel (N_2 /Fuel) at constant. In the case of type-1 combustor ($\phi_p=1.35$), as the average temperature of combustor-exhaust gas was raised to 1173K, which corresponds to 25% of the gas turbine load, or higher, the conversion rate of NH_3 in the fuel to NOx, C.R., showed a tendency to decrease gradually, while thermal-NOx emissions were reduced as low as 6ppm (corrected at 16% O_2). In the case of type-2 combustor ($\phi_p=1.60$), the conversion rate was declined around 10% absolutely compared with the case of type-1

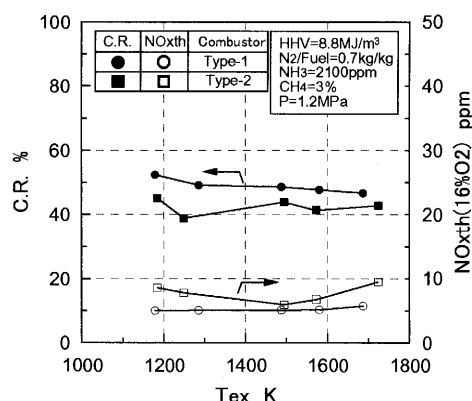


Fig.8 Effect of combustor-exhaust gas temperature on NOx emission characteristics in the case of nitrogen injection

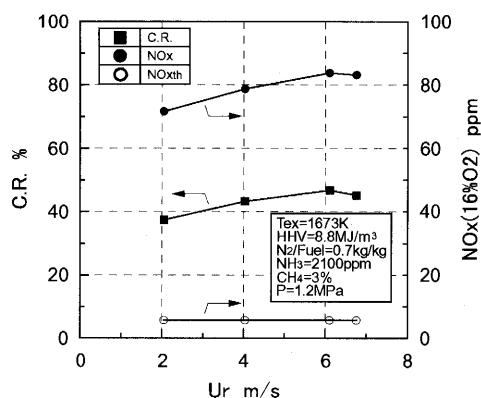


Fig.9 Effect of sectional flow velocity of air in the combustor on NOx emission characteristics in the case of nitrogen injection

combustor. On the other hand, thermal-NOx emissions were raised slightly compared with the case of type-1 combustor. At each case, nitrogen injection decreased the local high-temperature regions and thermal-NOx emissions decreased. And also, with the rise in the primary equivalence ratio, ϕ_p , from the 1.35 (type-1 combustor) to 1.60 (type-2), C.R. was decreased to around 40% in the case where the fuel contained NH_3 around 2100ppm. If the medium-Btu fuel was mixed with the nitrogen produced from air separation unit, the fuel calorific value was decreased to around 5MJ/m³ and NH_3 concentration to around 1100ppm, they were same levels in the cases of low calorific fuels (Hasegawa, 1998a). That is to say, in case of medium-Btu fuel, the conversion rates could be decreased as low as that of low-Btu fuel. Furthermore, CO emissions were reduced as low as 20ppm at any gas turbine load, or combustion efficiency was kept higher than 99.9%.

Figure 9 shows the effect of the cross-sectional velocity of air, U_r , on the NOx emission characteristics at the rated temperature of 1673K, in the case of type-1 combustor. In the tests, the nitrogen flow rate of N_2 /Fuel was set at 0.7kg/kg, the pressure inside a combustor was at 1.2MPa, and NH_3 and CH_4 concentration in the fuel were 2100ppm and 3.0% respectively, just as in the case of Fig.8. All of the nitrogen was injected from the burner. With the rise in U_r , thermal-NOx emissions have hardly changed, while the conversion rate of NH_3 to fuel-NOx showed a tendency to increase. That is, the residence time of the combustion gas in the combustor declined with the rise in U_r , but thermal-NOx emissions was not changed and maintained low level of 10ppm (corrected at 16% O_2) or below. On the other hand, reduction of NH_3 into N_2 in the primary combustion zone was declined and fuel-NOx emissions increased. If the residence time in the reduction combustion zone could be increased, the fuel-NOx emissions will be restrained more, while the thermal NOx emissions maintain 10ppm or below.

Nitrogen supply positions affected temperature distribution, thermal-NOx, and fuel-NOx production in the combustor. We observed NOx emission characteristics when a part of the nitrogen was injected into the combustor through the burner and the rest was bypassed to premix with the combustion air, which was injected from the burner-air nozzles and secondary combustion air holes. Figure 10 shows the relationship between the ratio of bypassing nitrogen flow rate over total nitrogen supply, $N_2(BY)/N_{2total}$, and both the conversion rate of NH_3 to NOx, C.R., and thermal-NOx emissions, in the each combustor. In the tests, the average temperature of combustor-exhaust gas was maintained at 1673K and another conditions were just as same as in the case of Fig.8. At each combustor, the conversion rate slightly decreased with the rise in the $N_2(BY)/N_{2total}$ ratio, while thermal-NOx emissions gradually increased. Since the conversion rate declined with the rise in NH_3 concentration (Hasegawa, 1999b), the nitrogen bypassing method is expected to be effective in the

case of gasified fuel contained higher concentrations of NH_3 .

In the combustor tests, the maximum pressure was set to a slightly less of 1.2MPa than that of the practical operation at the equivalent, rated load conditions for restrictions of the fuel supply rate. So, we examined the effects of pressure inside a combustor on the NOx emission characteristics. Figure 11 shows the relationship between the pressure inside the combustor, and both the conversion rate and thermal-NOx emissions in the case of type-1 combustor. In the tests, all of the nitrogen was injected from the burner or bypassed into the combustion air, and the pressure inside a combustor was changed to maintain the residence time of the combustion gas in the combustor at constant. In the case of nitrogen injected directly from the burner, the conversion rate of NH_3 to NOx hardly changed with the rise in pressure from 0.4MPa to 1.2MPa, and the thermal-NOx emissions slightly increased. On the other hand, when the nitrogen bypassed into the combustion air, the flame temperature near the burner became higher than the case of nitrogen direct injection, thermal-NOx emissions increased twice that in the case of the nitrogen direct injection, while the conversion rate showed a tendency to decrease. The pressure indexes, P_{index} , which indicated the inclination of the logarithmic values of the thermal-NOx emissions against the pressure as shown by the following

equation, were around 0.2~0.3 in each case.

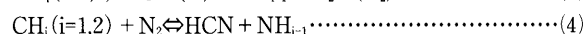
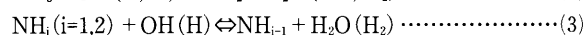
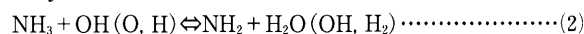
$$\frac{[\text{NOx}]_2}{[\text{NOx}]_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{P_{\text{index}}} \quad \text{.....(6)}$$

Where the subscripts 1 and 2 designate the emissions and the pressures in the combustor at the respective conditions.

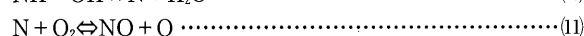
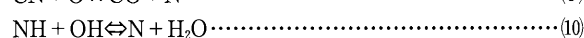
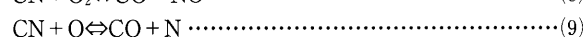
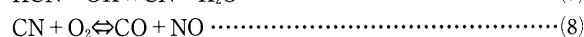
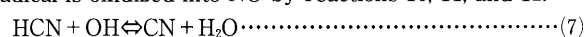
As an example of the effect that pressure exerts on the level of the thermal-NOx emissions from the nitrogen fixation in the gas turbine combustor using hydrocarbon fuels, it is known that the pressure to the power of 1.5 is nearly proportional to the speed at which the Zel'dovich NO is produced (i.e. $d[\text{NO}]/dt \propto P^{1.5}$) and that the NOx emission mole fraction varies with pressure to the 0.5 power. However, in the case of the medium-Btu fueled combustor with nitrogen injection, it is found that influence of the pressure on the thermal-NOx emissions showed the different tendency from that of the hydrocarbon fuel and lower dependence of the thermal-NOx emissions on pressure. That is because, the volume of the medium-Btu fuel was larger than that of hydrocarbon fuels, and so mixing characteristics was improved. Furthermore, since the fuel-rich combustion where produced Prompt NO was employed in the first combustion zone, thermal-NOx emissions showed a different tendency from the case of hydrocarbon fuels. So the thermal-NOx emissions showed the weaker dependence on pressure.

With respect of the difference in effects of pressure on the conversion rate, we estimated as follows:

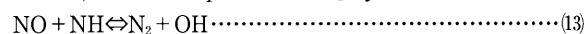
NH was produced by NH_3 decomposition reaction 2, 3, and by HCN formation reaction 4.



Some HCN is oxidized into NO by reactions 7 and 8, and the rest is decomposed into N radical by the reaction 9. NH radical is oxidized into NO by reactions 10, 11, and 12.



On the other hand, some NH radical produced by the reactions 2 and 3, 4 are reacted with Zel'dovich NO, Prompt NO and fuel-N oxidized NO, which produced by above reactions, and decomposed into N_2 by the reaction 13.



That is, it is surmised that the pressure inclination affected the thermal-NO and fuel-NO productions, and alternative decomposition reaction of intermediate NH radical with NO increased, so the conversion rate of NH_3 in fuel declined.

In the case of nitrogen direct injection, since the thermal-NOx production was as low as 5ppm, decomposition of fuel-NOx was not expected, or C.R. was hardly influenced by pressure increase.

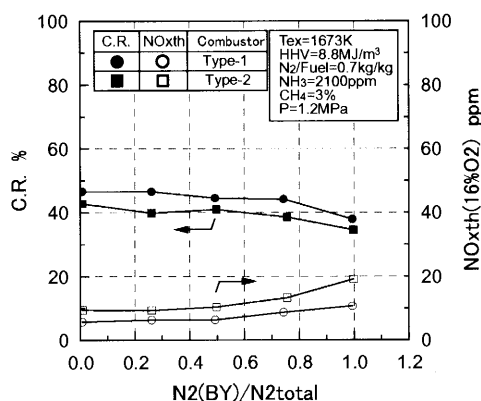


Fig.10 Effect of bypassing nitrogen flow rate, which premixed with combustion air on NOx emission characteristics

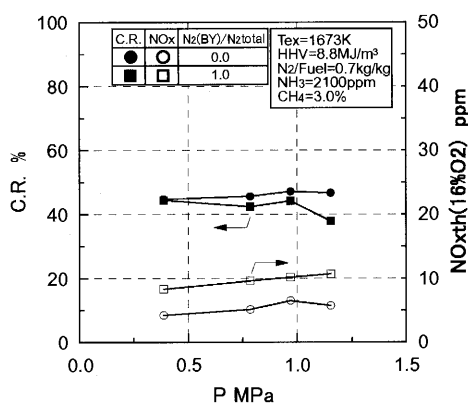


Fig.11 Effect of combustion pressure on NOx emission characteristics

CONCLUSIONS

With the preliminary combustion tests using a small diffusion burner and a combustor newly designed with a suitable nitrogen injection nozzle, we examined the effects of two-stage combustion and nitrogen injection on the NOx emission characteristics. Results are summarized as follows:

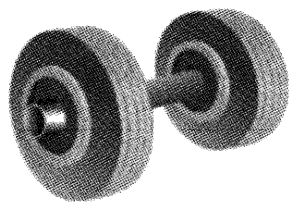
- (1) From the combustion tests of the medium-Btu fueled combustor, we clarified that the two-stage combustion with nitrogen direct injection into the combustor was effective in reductions of fuel-NOx and thermal-NOx emissions.
- (2) In the tested combustor, the conversion rate of NH₃ to NOx could be decreased to 40% and thermal-NOx emissions to 10ppm (corrected at 16% O₂) or less under gas turbine operational conditions of 25% load or higher for IGCC in the case where the gasified fuel contained 3% CH₄ and 2100ppm NH₃.
- (3) Elongation of the residence time of the combustion gas could decrease the fuel-NOx emissions more, while thermal-NOx emissions was hardly changed.
- (4) Nitrogen bypassing way decreases the conversion rate of NH₃ in the fuel, while thermal-NOx emissions increases. That is, in the case of higher NH₃ concentration, bypassing methods of all of nitrogen or some part of nitrogen are expected to be effective for reducing total NOx emissions.

ACKNOWLEDGEMENTS

The author wishes to express my appreciation to the many people who have contributed to this investigation. In testing this combustor, we received helpful support from Mr. Kawashima, K. and Kousaka, Y. (Central Research Institute of Electric Power Industry), Mr. Sezaki, H., Suzuki, M., and Terada, K. (Techno Service Corp.).

REFERENCES

- Ashizawa, M., Takahashi, T., Taki, M., Mori, K., Kanehira, S., and Takeno, K., 1996, "A Study on Orimulsion Gasification Technology," *Proc. 9th Int. Conference & Exhibition for the Power Generating Industries*, PennWell Corp. and PennEnergy, Inc., Houston, Vol.8, pp.235-243.
- Bush, W.V., Baker, D.C., and Tijm, P.J.A., 1991, "Shell Coal Gasification Plant (SCGP-1) Environmental Performance Results," EPRI Interim Report No. GS-7397, Project 2695-1.
- Consonni, S., Larson, E.D., and Berglin, N., 1997, "Black Liquor-Gasifier/Gas Turbine Cogeneration," *ASME Paper No.97-GT-273*.
- Cook, C.S., Corman, J.C., and Todd, D.M., 1994, "System Evaluation and LBtu Fuel Combustion Studies for IGCC Power Generation," *ASME Paper No.94-GT-366*.
- Döbbeling, K., Knöpfel, H.P., Polifke, W., Winkler, D., Steinbach, C., and Sattelmayer, T., 1994, "Low NOx Premixed Combustion of MBtu Fuels Using the ABB Double Cone Burner (EV burner)," *ASME Paper No.94-GT-394*.
- Döbbeling, K., Eroglu, A., Winkler, D., Sattelmayer, T., and Keppel, W., 1996, "Low NOx Premixed Combustion of MBtu Fuels in a Research Burner," *ASME Paper No.96-GT-126*.
- Fenimore, C.P., 1976, "Effects of Diluents and Mixing on Nitric Oxide from Fuel-Nitrogen Species in Diffusion Flames," *Proc. 16th Symp. (Int.) on Combustion*, The Combustion Institute, Pittsburgh, P.A., pp.1065-1071.
- Hasegawa, T., Sato, M., and Ninomiya, T., 1998a, "Effect of Pressure on Emission Characteristics in LBG-Fueled 1500°C-Class Gas Turbine," *Trans. ASME: J. Eng. Gas Turbines Power*, **120**, No.3, pp.481-487.
- Hasegawa, T., Hisamatsu, T., Katsuki, Y., Sato, M., Yamada, M., Onoda, A., and Utsunomiya, M., 1998b, "A Study of Low NOx Combustion on Medium-Btu Fueled 1300°C-class Gas Turbine Combustor in IGCC," *ASME Paper No.98-GT-331*.
- Hasegawa, T., Hisamatsu, T., Katsuki, Y., Sato, M., Iwai, Y., Onoda, A., and Utsunomiya, M., 1999a, "A Development of Low NOx Combustion in Medium-Btu Fueled 1300°C-Class Gas Turbine Combustor in IGCC," *Proc. Int. Gas Turbine Congress 1999 Kobe*, The Gas Turbine Society of Japan, Vol.2, pp.783-791.
- Hasegawa, T., Sato, M., and Nakata, T., 1999b, "A Study of Combustion Characteristics Gasified Coal Fuel," *Trans. ASME: J. Eng. Gas Turbines Power*, **123**, No.1, pp.22-32.
- Hasegawa, T. and Sato, M., 2002, "A Study of Medium-Btu Fueled Gas Turbine Combustion Technology for Reducing both Fuel-NOx and Thermal-NOx Emissions in Oxygen-blown IGCC," *ASME Paper No.2002-GT-30666*.
- Hasegawa, T., Hisamatsu, T., Katsuki, Y., Sato, M., Koizumi, H., Hayashi, A., and Kobayashi, N., 2003, "Development of Low NOx Combustion Technology in Medium-Btu Fueled 1300°C-Class Gas Turbine Combustor in IGCC," *Trans. ASME: J. Eng. Gas Turbines Power*, **125**, No.1, pp.1-10.
- Ichikawa, K., 1996, "R&D of an IGCC system by the 200T/D pilot plant at Nakoso," *8th DOE-METC/ANRE-NEDO Joint Technical Meeting on Surface Coal Gasification*.
- Jenkins, S.D., 1995, "Tampa Electric Company's Polk Power Station IGCC Project," *Proc. 12th. Annual Int. Pittsburgh Coal Conference*, University of Pittsburgh, Pittsburgh, p.79.
- Kelleher, E.G., 1985, "Gasification of Kraft Black Liquor and Use of the Products in Combined Cycle Cogeneration, Phase 2 Final Report," DOE/CS/40341-T5, prepared by Champion International Co. for U.S. Department of Energy, Washington, D.C.
- Kurimura, M., Hara, S., Inumaru, J., Ashizawa, M., Ichikawa, K., and Kajitani, S., 1995, "A Study of Gasification Reactivity of Air-Blown Entrained Flow Coal Gasifier," *Proc. 8th. Int. Conference on Coal Science*, Elsevier Science B.V., Amsterdam, Vol.1, pp.563-566.
- Nakata, T., Sato, M., Ninomiya, T., Yoshine, T., and Yamada, M., 1993, "Effect of Pressure on Combustion Characteristics in LBG-Fueled 1300°C-Class Gas Turbine," *ASME Paper No.93-GT-121*.
- Nakayama, T., Ito, S., Matsuda, H., Shirai, H., Kobayashi, M., Tanaka, T., and Ishikawa, H., 1990, "Development of Fixed-Bed Type Hot Gas Cleanup Technologies for Integrated Coal Gasification Combined Cycle Power Generation," Central Research Institute of Electric Power Industry Report No. EW89015.
- Roll, M. W., 1995, "The Construction, Startup and Operation of the Repowered Wabash River Coal Gasification Project," *Proc. 12th. Annual Int. Pittsburgh Coal Conference*, University of Pittsburgh, Pittsburgh, pp.72-77.
- Savelli, J.F., and Touchton, G.I., 1985, "Development of a Gas Turbine Combustion System for Medium-Btu Fuel," *ASME Paper No.85-GT-98*.
- Ueda, T., Kida, E., Nakaya, Z., Shikata, T., Koyama, S., and Takagi, M., 1995, "Design of the HYCOL Gasifier," *Proc. Int. Conference Power Engineering-95*, The Chinese Society of Power Engineering, Shanghai, pp.242-247.
- White, D.J., Kubasco, A.J., LeCren, R.T., and Notardonato, J.J., 1983, "Combustion Characteristics of Hydrogen-Carbon Monoxide Based Gaseous Fuels," *ASME Paper No.83-GT-142*.
- Zanella, P., and Tasselli, A., 1996, "Gas Turbine Firing Medium-Btu Gas from Gasification Plant," *ASME Paper No.96-GT-8*.



熱流体トレーニング (7)

刑部 真弘^{*1}

OSAKABE Masahiro

おだてるのが上手な人が多く、この熱流体トレーニングも7回目となってしまった。今回は本学会とも関連深いタービンの羽に働く力について考えてみる。

噴流を図1に示す曲がり板をもつ車に当てる場合を考える。曲がり板への入口噴流速度は c_1 (m/s)、蒸気流量を G (kg/s)、車は噴流を受け u (m/s) で移動しているとする。また、曲がり板に沿っての摩擦がない理想な場合を考える。この車に乗っている人から見た曲がり板入口相対速度は

$$w_1 = c_1 - u \quad (1)$$

この水平方向相対速度は、曲がり板の中央で0となり、曲がり板に対して水平方向の衝動力

$$F_1 = G(c_1 - u) \quad (2)$$

を与える。水平方向相対速度0となった噴流は、曲がり板に沿って摩擦による減速なしで流れ、相対速度

$$w_2 = -(c_1 - u) \quad (3)$$

で後方に打ち出される。このとき曲がり板は反動力

$$F_2 = G(c_1 - u) \quad (4)$$

を受ける。

この反動力というのが初学者には非常に理解し難いが、運動量0の流体をある運動量で打ち出すには力が必要なのである。例えば、消防士が放水ホースから運動量を持った水を放水するときには、後方へ大きな反動力を受ける。ピストルやバズーカ砲を撃つ時だってかなりの反動力がかかるのである。なお、曲がり板が平板だとすると衝動力しか利用できない。曲がり板は反動力も利用できるのでパワフルである。プールの中で早く歩こうとして、手のひらを曲げて水をかくのは反動力を利用しているのである。

さて、話を図1に戻して、噴流がこの車になす1秒間当たりの仕事は、

$$L = (F_1 + F_2)u = 2Gu(c_1 - u) \quad (5)$$

となる。仕事は力に移動距離をかけたもので定義される。また、噴流の持っていた運動エネルギーの何%が仕事に使われたかを表す効率

$$\eta = \frac{L}{\frac{1}{2}Gc_1^2} = 4\frac{u}{c_1} \left(1 - \frac{u}{c_1}\right) \quad (6)$$

図2に、式(6)による効率曲線を示す。速度比 u/c_1 が0.5のとき効率は最大値1をとることがわかる。すなわち、噴流絶対速度の半分の速度で、車を動かす場合が最も効率が高いことを示している。

なぜ速度比 u/c_1 が0.5のとき効率は最大になるのだろうか。これを考えるのに、曲がり板を出たところの噴流の絶対速度を考えてみる。曲がり板出口の噴流絶対速度 c_2 (m/s) は、式(3)で表される出口相対速度に車の移動速度を加えたものであるので、

$$c_2 = -(c_1 - 2u) \quad (7)$$

すなわち速度比 u/c_1 が0.5のとき、この噴流絶対速度は0となり、噴流の持つ運動エネルギーがすべて車の駆動に使われていることを示す。タービン翼は、この曲がり板を持つ車がローターに設置されたようなものであり、噴流速度とローターの回転周速度の間に、効率を最大とするような最適条件がある。今、あなたの家に電気を供給しているタービン発電機の翼も、やたらとブンブン回っているわけではないのである。

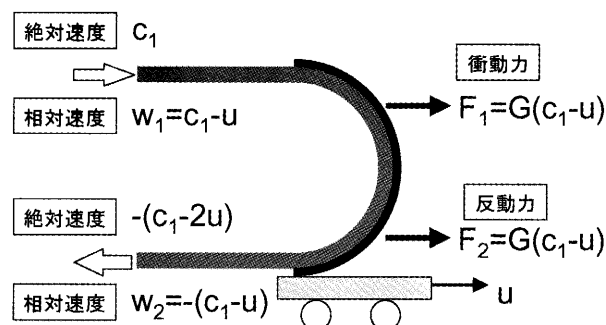


図1 曲がり板をもつ車に働く力

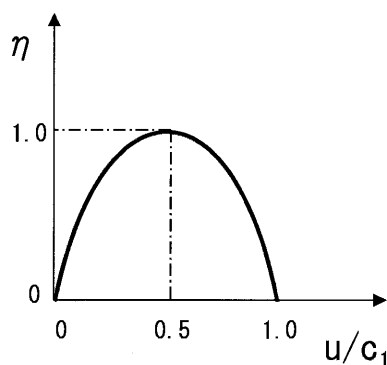


図2 曲がり板をもつ車の効率

原稿受付 2006年8月30日

*1 東京海洋大学海洋工学部 海洋電子機械工学科
〒135-8533 東京都江東区越中島2-1-6

参考文献

(1) 刑部真弘, ターボ動力工学, 海文堂, (2001)

首都大学東京 燃焼・推進研究室における研究紹介

湯浅 三郎*¹

YUASA Saburo

キーワード：UMGT, Hydrogen Gas Turbine, Hybrid Rocket Engine, Metal Combustion

1. はじめに

首都大学東京、この不思議な名称の大学は、2005年4月に、東京都立大学・東京都立科学技術大学・東京都立保健科学大学・東京都立短期大学の4つの大学が再編統合されてできた公立大学法人の大学である。昨今の国公立大学の急激な改編の例に漏れず、首都大学でも再編に伴って教育研究環境が大きく変化し、様々な問題が噴出している。例えば首都大学に再編されることが決まっただけのこの3年間で教員は、約200名が流出し約100名が流入して、総数が約800名から700名に減少した。また筆者の所属する部署は、東京都立科学技術大学 工学部 航空宇宙システム工学科から首都大学東京 システムデザイン学部 システムデザイン学科 航空宇宙システム工学コースになった。前者は受験生や企業の方々にも明確に教育・研究内容が分かる学科であったが、後者はどうか。さらに基本研究費の半減や教員のやる気を失わせるだけの評価制度など、枚挙に暇がない。

その中で教員は、首都大学と元の所属の大学とを兼担して教育・研究に当たっている。筆者の研究室（燃焼・推進工学）は、筆者（教授）と桜井（研究員：助手相当）、科技大の工学研究科博士後期課程学生2名・学部4年生4名と首都大学東京システムデザイン研究科博士前期課程学生6名とが構成メンバーであり（2006年9月現在）、燃焼現象の解明とそれを推進機関に応用することを研究対象として実験的研究を主体に以下を実施している。

○ガスタービン燃焼器とガスタービンシステム構築に係わる研究

○ハイブリッドロケットエンジンに関する研究

○金属燃焼など、様々な燃焼現象の解明とその応用に関する基礎的研究

以下それらについて簡単に紹介したい。

2. ガスタービン燃焼器等に係わる研究

本研究室では1985年ごろより超小型水素ガスタービン用拡散型燃焼器の研究を開始し、1987年に出力3kWクラスの超小型水素ガスタービンシステムの構築と運転に

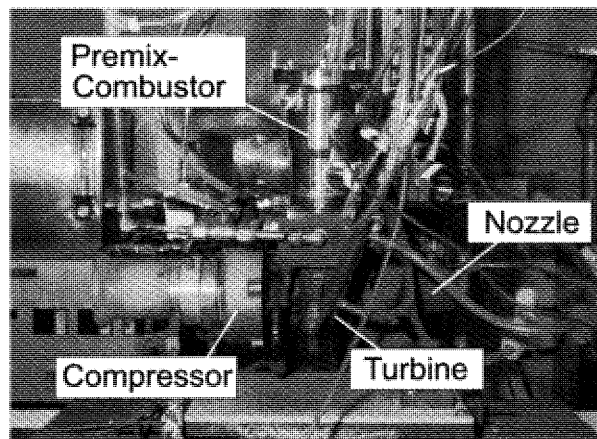


図1 希薄予混合燃焼器を備えた超小型水素ガスタービン

成功した⁽¹⁾（図1）。その後、水素吸蔵合金燃料供給システムを用いた超小型水素ガスタービンシステムの構築と運転⁽²⁾、希薄予混合型超小型水素燃焼器の試作研究と超小型水素ガスタービンシステムの構築と運転⁽³⁾、さらに一連の、高当量比低NO_xな超小型水素ガスタービン用燃焼器の研究を実施してきた⁽⁴⁾。超小型水素ガスタービンの研究は、水素燃料の将来性と小型分散発電の可能性に対応するため開始した。これまでに水素に関しては、安全に効率よく燃焼させる技術に対する知見はほぼ満足できるレベルまで得られたと自負しているが、その製造と貯蔵とが依然として水素化社会実現に向けて解決すべき最も高いハードルであることに変わりはない。一方、小型分散発電については、当時筆者が「一家に一台、超小型水素ガスタービン」と学会講演で締めくくっていたキャッチフレーズがやっと現実味を帯びてきたことに加えて、究極の小型分散発電とも言えるUMGT（Ultra Micro Gas Turbine）が提案され、注目を浴びている。

本研究室では現在、UMGTと小型分散発電に関連して、①UMGT用極超小型燃焼器の燃焼特性の解明と開発、②200W級ガスタービン用高負荷燃焼低NO_xプロパン燃焼器の研究を実施している。①：図2は、水素を燃料にしたUMGT用Flat-flame型試験燃焼器とSwirling-flame型試験燃焼器内の火炎写真である。ともに燃焼器内径が約10mm、高さが1mmで、設計点において何れも99.5%を超す燃焼効率と7700MW/(m³・MPa)の高負荷燃焼を達成している^{(5),(6)}。問題は超小型化すると一般的

原稿受付 2006年9月25日

*1 首都大学東京 システムデザイン学部
航空宇宙システム工学コース
〒191-0065 日野市旭が丘6-6

に熱損失割合が大きくなることであるが、これは、熱損失割合 HLR と燃焼器サイズ ℓ 及び燃焼負荷率 SHR との間に $HLR \sim 1/(\ell \cdot SHR)$ の関係が近似的に成り立つことから⁽⁵⁾、燃焼負荷率を高くすることで低減できることが分かってきた⁽⁶⁾。以上は水素の場合の結果であるが、水素であれば燃焼器の極超小型化も比較的容易である。しかし実現性や汎用性を考慮するとプロパン燃料が望ましい。そこでプロパンに対しても極超小型燃焼器の基礎的研究に着手し、これまでに Flat-flame 型燃焼器を用いて燃焼負荷率 $1000 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$ で安定な火炎を形成できるようになった。②：図3は、200W級ガスタービン用希薄予混合プロパン試験燃焼器と形成された代表的な火炎写真である⁽⁷⁾。この燃焼器は、部分予混合気パイロット火炎で主たる火炎の安定を図り、壁面からの2次予混合気火炎で未燃領域の形成を抑制する方式となっている。当量比0.5において、燃焼効率99.9%， NO_x 濃度14ppmを $450 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$ の高負荷燃焼状態で達成した。一般に小型化されると壁面付近での消炎の影響が相対的に大きくなり、高燃焼効率と低 NO_x との両立が難しい。そのような条件であっても十分な性能を達成できることを、この燃焼器は実証した一例である。その

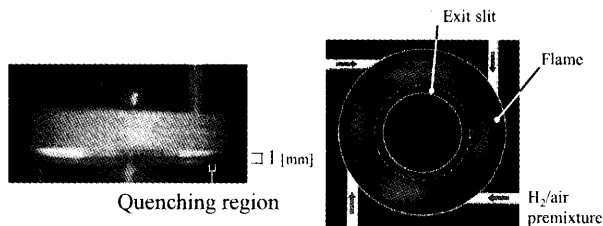


図2 UMGT用 Flat-flame 型燃焼器（側面）と Swirling-flame 型燃焼器（上面）の火炎写真：燃焼器内径10mm，高さ1mm，空気流量0.037g/s，全体当量比0.4（FF），0.6（SF）

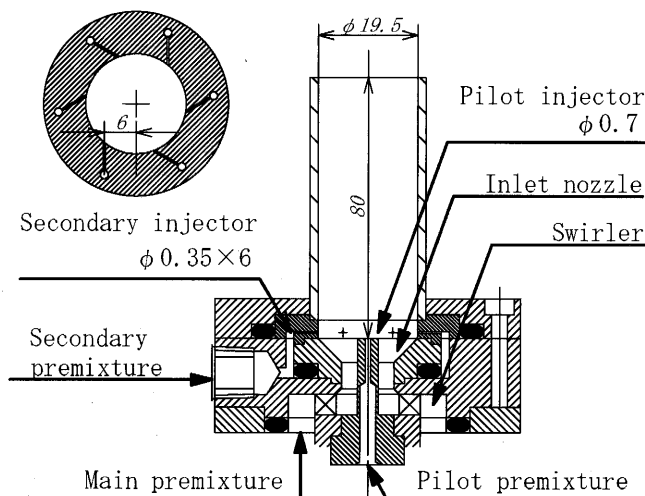


図3 200W級ガスタービン用希薄予混合プロパン試験燃焼器と火炎写真：全体空気流量0.75g/s，全体当量比0.5

他本研究室では、消化ガスの燃焼特性や直径0.1mm程度の噴射管上に形成される微細火炎の燃焼特性を調べる研究も行っている。これらはバイオ燃料や極小燃焼器の基礎的な燃焼特性を把握するためのもので、ガスタービン用途の拡大に繋げることを意図した研究である。

3. ハイブリッドロケットエンジンに関する研究

図4は、2001年3月に北海道の大樹町で、本研究室が日本で最初に打上げに成功した高性能ハイブリッドロケットの打上げ時の様子である。最大推力700N，最大比推力260sのロケットエンジンと全長1.8mの機体の開発をすべて我々の手でを行った⁽⁸⁾。ハイブリッドロケットは、燃料が固体で酸化剤が液体のロケットエンジンであ

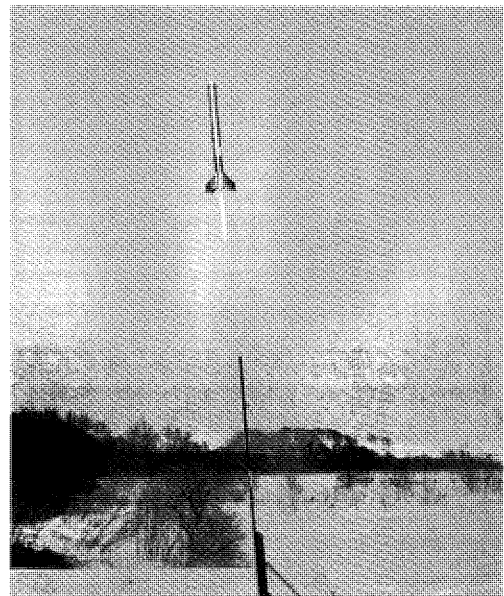


図4 酸化剤旋回流型ハイブリッドロケットの打上げ時の様子：2001年3月，北海道大樹町

$S.P. U_w$ [m/s]	10	15	20
$M.P. \phi_m$	0.43	0.42	0.41

$S.P.$: Secondary Premixture

$M.P.$: Main Premixture

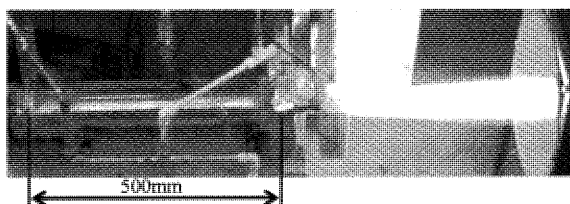


図5 推力1000N用液体酸素酸化用再生冷却ノズルを用いた酸化剤旋回流型ハイブリッドロケットエンジンの燃焼実験

り、推進剤の貯蔵・供給システムが簡単で理論性能も高く、コスト・環境・安全性に優れた理想的なロケットエンジンである。しかし通常の燃やし方では燃料後退速度が遅いため、理論上のロケットエンジン最高性能が容易には達成できなかったため実用化されずに来た。本研究室では、酸化剤流に旋回を与えることによって火炎から燃料への熱流束の増加と酸化剤／燃料の混合促進を図り、燃料後退速度を増加させて、図4のロケットの打上げに成功した。ただしこのロケットは実証デモ用であったため、酸化剤には気体酸素を使用した。次の段階として、酸化剤に長時間燃焼が可能な液体酸素を用い、小型の観測機器を打上げることができる実用的な小型の高度25～60km用ハイブリッドロケットを開発することを目指している。ところが旋回を与えた液体酸素を燃焼室に直接噴出すると、旋回が減衰しその効果が弱まることがわかった。そこで液体酸素をロケットノズルの冷却を兼ねてノズル部で予め気化させ、気化した酸素を用いてエンジンを稼働させることにした。現在は、推力1000N用の液体酸素酸化用再生冷却ノズルで気化させた酸素ガスによるエンジンの燃焼実験を実施し（図5）⁹⁾、液体酸素の気化特性の把握と再生冷却ノズルの熱解析結果との比較検討を行っている。液体酸素のガス化手法が確立できれば、酸化剤旋回流型エンジンの技術上の本質的問題点はなくなり、打上げ可能な高性能ハイブリッドロケットの実用化に近づく。

4. その他の燃焼研究

大学の研究は、直ちに社会に還元できるものはもちろんであるが、将来の芽となるような研究や学生諸君に夢を与えるような研究も実施しなければならないと常日頃考えている。「燃焼研究は地球を救う」とは少し大げさかもしれないが、地球温暖化等の環境問題の解決には燃焼現象の解明や燃焼技術の進歩は欠かせない。本研究室ではそれらに関連して、ゴミ焼却施設から排出される鉄と二酸化炭素とを反応させて、二酸化炭素を炭素として固定化する方法を調べており、反応生成物の Fe_3C の触媒作用が重要な役割を果たすことを見いだした。一方、宇宙に目を向ければ、火星などの大気のある惑星の探索に航空機の利用が考えられる。筆者は、火星探索にはその大気である二酸化炭素を酸化剤とし、二酸化炭素中で

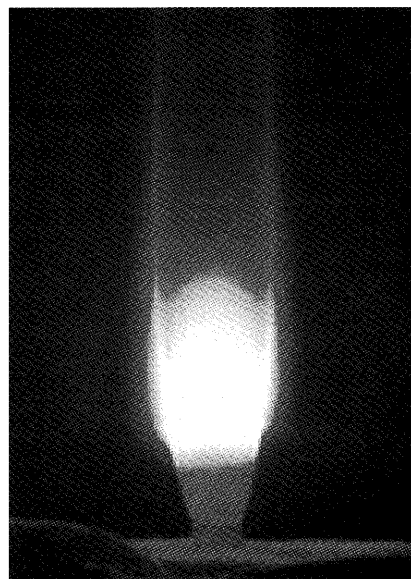


図6 二酸化炭素雰囲気中におけるMg蒸気噴流火炎：圧力35kPa、噴射管出口噴出速度62m/s

燃焼可能なMgやAlを燃料とするジェットエンジンを約20年ほど前に提案し、その燃焼器開発の基礎研究として、二酸化炭素中でこれらの金属の燃焼特性を調べてきた。その結果、例えばMgであれば、Mg表面が存在していると表面で二酸化炭素との反応が起こって炭素を含む保護的な反応膜が形成され、燃焼が阻害されることがわかった。その解決策の一つがMgを蒸気にして燃焼器内に噴出する方法であるが、図6は、火星大気の圧力を考慮した低圧下でのMg蒸気の噴流火炎である¹⁰⁾。金属燃焼についての一連の実験より、二酸化炭素中では多くの金属が実によく燃焼することがわかり、火炎温度も高いのには驚いた。火星のエンジンの燃料に金属を使う研究は、今ではアメリカやヨーロッパでもなされている。

5. 終わりに

こうして本研究室の研究内容を纏めてみると、多岐にわたっていると筆者自ら思う。大学教育の場においては、基礎的知識の習得や問題解決能力のトレーニングはもちろんであるが、その前提として学生諸君の勉学・研究意欲を高めることが必要である。筆者は、そのためには「おもしろい」研究や夢がある研究を実施したいと考えており、勢い様々な「初めて」の事象を研究テーマとすることが多くなる。加えて、エンジンの開発研究では燃焼研究が中心的課題の一つであり、その複雑な燃焼現象解明には多方面からの現象観察が欠かせない。幸い本研究室には種々の実験ができる設備があり、工夫さえすれば「初めて」のテーマに沿った実験ができるのも研究内容が多岐にわたる理由の一つである。本研究室で多様な経験をした学生諸君が、技術者あるいは研究者として将来のエンジン開発の一端を担ってくれるであろうことを期待したい。

参考文献

- (1) 湯浅三郎 他, 「水素を燃料にした超小型ガスタービンシステムの試作研究」, 日本ガスタービン学会誌, 15-59 (1987), pp.122-128.
- (2) Yuasa, S., et al., "Operating Characteristics of a Hydrogen Feed System Using Metal Hydride for a Hydrogen-Fueled Micro Gas Turbine," IGTC 1999 Kobe, Vol. II (1999), pp. 1063-1068.
- (3) Minakawa, K., et al., "Development of a Lean Premixed-Type Combustor with a Divergent Flameholder for a Hydrogen-Fueled Micro Gas Turbine," 14th ISABE 99-7010 (1999).
- (4) 皆川和大・湯浅三郎, 「二段燃焼型インジェクタを用いた超小型水素ガスタービン用試験燃焼器の燃焼特性に及ぼす二次空気噴流の影響」, 日本ガスタービン学会誌, 33-5 (2005), pp.60-67.
- (5) Yuasa, S., et al., "Specified Problems and Development of Prototypes of Ultra-micro Combustor," 17th ISABE 2005-1272 (2005).
- (6) 桜井毅司 他, 「UMGT 用極超小型燃焼器における燃焼負荷率が火炎安定性および熱損失に与える影響」, 第34回ガスタービン定期講演会 (弘前 2006).
- (7) 栗野領介 他, 「200W級ガスタービン用希薄予混合プロパン燃焼器の燃焼特性に及ぼす予混合気 2 次噴射の影響」, 第34回ガスタービン定期講演会 (弘前2006).
- (8) 湯浅三郎 他, 「大学における小型再使用打上げシステムの開発研究 その2: 酸化剤旋回型小型ハイブリッドロケットの開発と打上げ」, 日本航空宇宙学会誌, 53-616 (2005), pp.147-153.
- (9) 北川幸樹 他, 「高高度ロケット用の酸化剤旋回型ハイブリッドロケットエンジンの研究」, 第49回宇宙科学技術連合講演会, 2005-1G03 (2005), pp.401-405.
- (10) Yuasa, S., et al., "Combustion Characteristics of Mg Vapor Jet Flames in CO₂ Atmospheres," Proceedings of the Combustion Institute, Vol.31(2006) (in press).



○ 本会共催・協賛・行事 ○

主催学協会	会合名	開催日・会場		詳細問合せ先
日本機械学会	基礎教育講習会－エンジンにおける実験・計測の基礎と応用 (その14)	H18/11/27 日本機械学会 会議室	協賛	日本機械学会 事務局 URL: http://www.jsme.or.jp/kousyu2.htm
日本マリンエンジニアリング学会	講演会「船舶用冷凍空調設備の現状と展望」&見学会「四国ドック(株)・冷凍運搬船『STAR PRIMA (予定名)』」	H18/11/30 ウエルシティ高松・3階「琴平」	協賛	日本マリンエンジニアリング学会 URL: http://www.jime.jp
日本燃焼学会	第44回燃焼シンポジウム	H18/12/06-08 広島国際会議場	共催	第44回燃焼シンポジウム事務局 URL: http://www.combustionsociety.jp/sympo44
日本マリンエンジニアリング学会	技術者継続教育基礎コース講習会	H18/12/08-09, H19/01/26-27, H19/02/16-17 東京桜田ビル, 神戸大学深江キャンパス, 東京海洋大学越中島会館	協賛	日本マリンエンジニアリング学会 URL: http://www.jime.jp
日本機械学会 関西支部	第287回講習会 実務者のための熱流体計測 (計測機器のデモ付き)	H18/12/5-6 大阪科学技術センター 中ホール	協賛	日本機械学会関西支部 URL: http://www.kansai.jsme.or.jp/
日本機械学会 関西支部	第288回講習会 実務者のための騒音防止技術 (デモ展示付き)	H19/01/18-19 大阪科学技術センター 中ホール	協賛	日本機械学会関西支部 URL: http://www.kansai.jsme.or.jp/
日本航空宇宙学会	第47回航空原動機・宇宙推進講演会	H19/03/01-02 イーグレひめじ	共催	日本航空宇宙学会 URL: http://jsass.or.jp/propcom

第1回 ジェット推進・動力工学国際シンポジウム

水木 新平^{*1}

MIZUKI Shimpei

1st ISJPPE は Beihang Univ. (BUAA, 北京航空航天大学; Beihang は北航の意) と RWTH Aachen Univ. の共催で BUAA の National Key Lab. on Aero-engines である School of Jet Propulsion により組織され、9月18日から20日まで中国、Kunming (昆明) で開催された。Co-chairman は BUAA の Prof. Chen Maozhang および Aachen の Prof. Dieter Bohn である。また、Coordinating Chairman は School of Jet Propulsion の院長の Prof. Zhi Tao である。Advisory Committee には China Aviation Industry Corporation I, II, Shenyang Aero-Engine Research Institute, China Gas Turbine Establishment および Zhuzhou Aviation Powerplant Research Institute の代表者が加わっており、航空用ガスタービンエンジンに対する中国側の熱意の高さが伺える。Organizing Committee の内訳は中国7名、ドイツ1名、米国1名、英国1名で中国人あるいは中国出身者が中心である。Scientific Committee は中国11名、韓国2名、日本2名、米国4名、ドイツ2名、英国3名、ニュージーランド1名、中国と英国共同の1名で構成されており、筆者もこのメンバーとして参加した。会議の参加者は中国、韓国、日本、米国、ドイツ、英国、カナダ、チェコの計8カ国

から約150名であり、このうち多くは BUAA を中心とする大学院の学生であった。丁度、チェコの Prof. Dvorak も北京に来ておられ、急遽、この会議に参加された。開催場所は昆明の中心から少し離れた Healthcare Center であったが、正確には中国兵器工業集团公司の昆明療養院と北方凱瑞大酒店であり、宿泊設備、講演会場、レストランが完備されていた。また池、庭、バドミントン場、バスケットボール場、卓球場なども併設され、娯楽施設



写真1 講演会場



写真2 会議参加者

原稿受付 2006年10月23日

*1 法政大学 工学部

〒184-8584 東京都小金井市梶野町3-7-2

も整えられていた。写真1に講演会場と Organizing Committee Member の Prof. Ma, 写真2に会議参加者の記念写真を示す。

18日(月) 8 : 30 から Opening Ceremony があり, Opening Address を Prof. Zhi Tao が行い, 続いて Guest Speech として AVIC I and AVIC I Power Systems と題された中国の航空用ガスタービンエンジンを含む航空・宇宙関係の組織と活動の概要について Mr. Rui Yang (China Aviation Industry Corporation I) の講演があり, 続いて Dr. David Wisler (Sr. Vice President-ASME, Manager-GE Aviation) からの企業と大学の共同研究の観点からの講演があった。この後, 特別講演が2件あり, 午後は18:00まで4室で Session が行われた。

19日は8:30から12:00まで特別講演5件とその後, Session, 20日は8:30から特別講演4件があり, Closing Ceremony が行われて会議は終了した。

11件の特別講演の題目と講演者リストを以下に示す。

1. Some Studies around Turbomachinery in our Group ; Prof. Mao-zhang Chen (Beihan Univ.)
2. Hybrid System-A Promising Way Solving Future Energy Problems ; Prof. Dieter Bohn (Aachen Univ.)
3. Gas Turbine Engine Internal Air Systems ; Prof. Peter Childs (Sussex Univ.)
4. Mechanical Characterization and High Temperature Applications of Fiber Reinforced Ceramic Matrix Composites ; Prof. Chongdu Cho (Inha Univ.)
5. Unsteady Aerodynamic and Aero-mechanic Design Environment ; Prof. L. He (Durham Univ.)
6. High Speed Compressor Cascade Testing ; Prof. Wing F. Ng (Virginia Tech.)
7. Modeling Internal Air Systems in Gas Turbine Engines ; Prof. J. M. Owen (Bath Univ.)
8. LES of Film Cooling for Different Jet Fluids ; Prof. W. Schroeder (Aachen Univ.)
9. Enhancing the Effectiveness of Film Cooling ; Prof. Tom I-P. Shih (Iowa State Univ.)
10. Application of Numerical Optimization Technique to Design of Axial Compressor Blades ; Prof. Kwang-yong Kim (Inha Univ.)
11. Unsteady Flow Pattern in Centrifugal Compression System Under Rotating Stall and Surge ; Prof. S. Mizuki (Hosei Univ.)

また, Session 名および講演数と論文集に掲載された論文数を表1に示す。

すべての論文が講演された訳では無く, 優秀な論文が選ばれて講演されたのだと推測する。

表1 Session 名および講演数と論文数

		講演数	論文数
1	Combustion	6	12
2	Mechanical Structure and Intension of Turbomachinery	9	14
3	Heat and Mass Transfer	9	18
4	Turbine	3	5
5	Compressor	17	19
6	Intake and Nozzle	9	14
7	Overall Performance of Aero-Engine	6	9
8	Vortex Flows and Turbulent Flows	6	9
合 計		65	100

BUAA のメンバーはこのような国際シンポジウムは初めてだと言っていたが, 良く計画されており, また, 発表する大学院生も熱心であった。また, CFD を含む中国の研究レベルの急激な向上に感心させられた。日本ガスタービン会議が初めて国際会議を開いた頃, 筆者も大学院生であったので, 当時を懐かしく思い出した。

会議以外のスケジュールは以下のとおりであった。

- 18日(月) 18 : 00 会場から少し離れた場所の Aini Restaurant で Banquet
- 19日(火) 19 : 00 から Committee and Session Chairmen Meeting
- 20日(水) 13 : 00 - 18 : 00 Excursion to Kunming City, Visiting Stone Forest
- 21日(木) 5 : 30 集合, 7 : 00 空路 Lijiang (麗江) へ, 8 : 00 到着, 朝食後市内見物, 世界文化遺産の旧市街の見学
- 22日(金) 午後15 : 00 Kunming 空港で解散

このように朝から晩までスケジュールが詰まっており, 非常に親切にいろいろと案内して頂いたがたいぶれた。写真3に Aini Restaurant での Banquet の様子を示す。少数民族の踊り, 音楽などを楽しみ, 参加者の親交を深めた。Stone Forest (石林) (写真4) と Lijiang (写真5) は風光明媚な観光地であった。

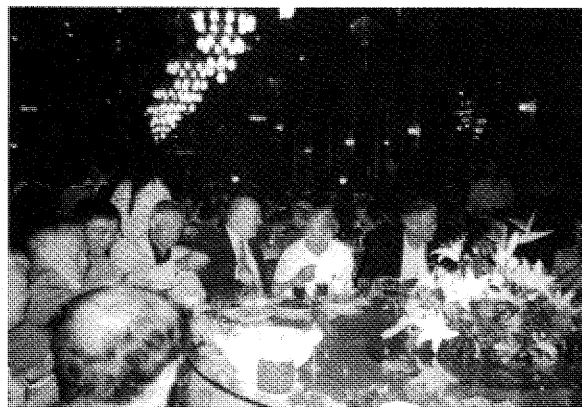


写真3 Banquet



写真4 Stone Forest

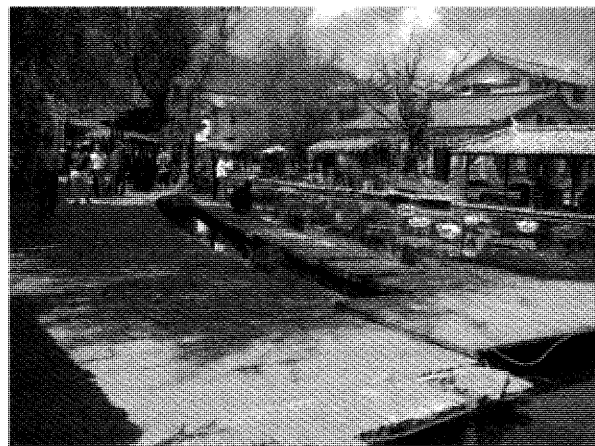


写真5 Lijiang

Committee Meeting で Bohn 教授は、このような会議を各国の回りもちで行い、若い技術者を育てたいとの意向を示されたが、皆で話し合っただけで次回も BUAA を中心に計画することに決まり、会議の名称も含めて議論してゆくことで会議を終了した。なお、中国のメンバーから日本からももっと参加して欲しいとの意見もあり、また、Dr. Wisler はこれからは ASME-IGTI はこの会議

を出来る限りサポートするとのコメントがあった。次回も良い開催場所が選ばれるとのことで今回の Scientific Committee Member は必ず次回にも参加することを約束して別れた。中国のジェットエンジンを含むガスタービンに対する熱意とエネルギーには圧倒されると同時に、若い技術者の育成にも並々ならぬ情熱を強く感じた。

第13回ガスタービン教育シンポジウム報告

藤井健太郎

FUJII Kentaro

2006年9月14日、15日の2日間にわたり、「第13回ガスタービン教育シンポジウム」が兵庫県高砂市の三菱重工業(株)(高砂製作所 第二菱興ビル)にて開催された。本シンポジウムは従来、関東と関西で隔年ごとに実施されていたが、この5年間は関東のみの開催であった。一方、関東地区以外での開催要望があったため、関東地区の開催と並行して、今年度より隔年で関西地区でも開催することになり、その第一回目が実施された。今回の教育シンポジウムでは、社会人33名、学生24名、計57名の参加者があり、今年7月6日および7日に関東地区(JAXA会場)で開催された「第12回ガスタービン教育シンポジウム」と比較してほぼ同規模の参加者を迎えることができた。講義会場および設備見学のことを考えると参加者60名程度は最適な人数であった。

本シンポジウムは、主にガスタービンの初学者を対象に、ガスタービンの基礎知識を学んで頂く目的で、実際のガスタービンとその関連の製造または研究開発施設等の見学、そして第一線で活躍されている各専門家による講義を併せた企画であり、1日目に講義2テーマと特別講義(三菱重工業社におけるガスタービンの開発)および、実際のガスタービンの生産設備と大型ガスタービン実機を備えた実証発電設備の見学会を実施し、2日目に講義4テーマを実施した。

1日目は、企画委員会の武石委員長による開会の挨拶に引き続き、(1)ガスタービン概論(福泉靖史氏)の講義が行われ、昼食後、(2)ガスタービンと流体工学(川田裕氏)、(3)三菱重工業社におけるガスタービンの開発(六山亮昌氏)について講義が行われた。その後、3班に分れて設備見学を行った。ガスタービンの生産設備としては、圧縮機およびタービン動静翼の生産と補修ライン、燃焼器の生産と補修ライン、ガスタービンおよび蒸気タービンの組立ラインの見学を行った。その後、ガスタービンおよび蒸気タービンの実機検証運転を行う実証発電設備(複合発電プラント)に向かい、主機廻りを含

めたプラント全体と中央制御操作室の見学を行った。

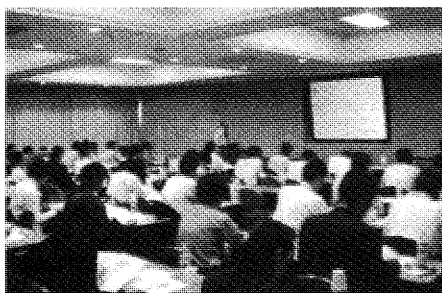
見学終了後、高砂製作所に隣接する高砂社員クラブで懇親会が開催され、企画委員会の橋本良作委員の挨拶および乾杯と進行した。懇親会の出席者はシンポジウム参加の約8割の方々であったが、各テーブルで議論の輪ができ、真剣な議論や相互交流がなされ、有意義な交流が行われた。本シンポジウムを通して、特に学生の参加者にとっては日頃の授業や研究から離れて実際の生産現場の雰囲気に触れることができ、刺激を受けたと多くの意見があった。

2日目は前日に引き続き、ガスタービン関連の4テーマの講義、(4)ガスタービンと伝熱工学(武石賢一郎氏)、(5)ガスタービンと燃焼工学(北嶋潤一氏)、(6)ガスタービンと材料工学(新田明人氏)、(7)ガスタービンと制御工学(黒崎正大氏)が行われた。講義はガスタービンの基礎および最新の技術動向について専門家の立場からの説明が有り、受講者にとっては、内容の濃い講義であったが皆熱心に聴講していた。講義終了後、今回の開催会場となる川崎重工業(株)の木村委員から挨拶があり閉会した。また、今回参加された皆様には当シンポジウムの運営および教材に関するアンケートにご協力頂いた。アンケート集計結果は次回以降の企画および教材の改訂に反映する予定である。

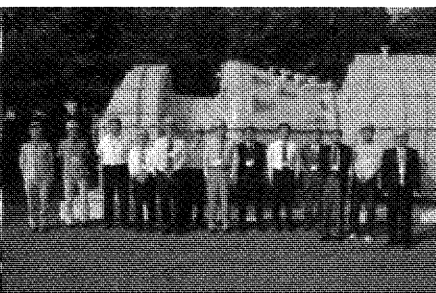
教材については、一昨年度より「ガスタービン技術継続教育教材作成委員会」で編集された書籍を用い、その執筆者の先生方に講義をお願いしている。教材には基礎編と応用編が含まれているが、時間の制約により今回の講義は基礎編のみであったが、練習問題や応用編があるので参加された皆様は今後もこれを有効に活用し、ガスタービンの知識を得るために役立てて頂きたい。

最後に、講義、資料等の準備に貴重な時間をさいて頂いた講師の先生方々に謝意を表すると共に、会場の提供、見学会および懇親会についてご協力を頂いた三菱重工業(株)(高砂製作所)の関係各位に深く感謝します。

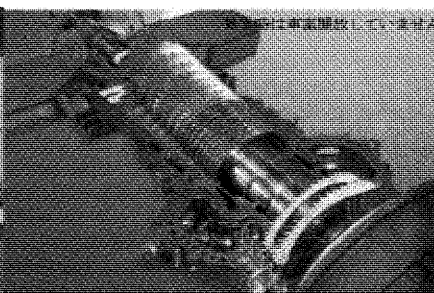
(企画委員)



講義風景



工場見学の風景



実証発電設備の M501G 形ガスタービン

2007年国際ガスタービン会議東京大会のお知らせ

来る2007年12月に第9回を迎える国際ガスタービン会議 (IGTC'07) の開催に向けて、実行委員会の下、総務／論文／行事／展示／財務の各委員会できちんと準備が進められております。各委員会からのお知らせです。

★論文募集【論文委員会からのお知らせ】

開催期間：2007年12月2日(日)～12月7日(金)

会 場：京王プラザホテル (東京・新宿)

申込締切：2006年12月31日(日)

講演内容：ガスタービン・ターボ過給機に関連する全ての分野の論文を募集します。

TOPICS WITH PARTICULAR EMPHASIS:

Advanced Power Generation System
Advanced Gas Turbine Concept
Design and Evaluation Methodology
Monitoring, Maintenance and Repair

Aeromechanics and Control
Numerical Simulation - Current Status and Future
Advanced Materials
Environmental Issues - Emission and Noise

TOPICS FOR PAPERS

Cycle Innovation and Performance
Life Evaluation, Reliability and Maintenance
Development and Operational Experiences
Aeroengine and Propulsion System
Turbocharger and Turbopump
Marine Gas Turbine
Aerodynamics
Combustion and Fuel

Heat Transfer
Materials and Coatings
Control and Instrumentation
Strength, Vibration and Dynamics
Manufacturing Technology
Education and Training
Industry-University Cooperation
Seal and Lubrication

申込方法：下記要領でアブストラクトを igtc-papery@sky.t.u-tokyo.ac.jp 宛にお送り下さい。

- ・ 英文500word 以上1000word 以下
- ・ 原則として PDF ファイルをお送り下さい。
- ・ 応対著者の連絡先 (氏名, 住所, 電話番号, Fax 番号, email アドレス) を明記のこと

スケジュール： アブストラクトの採択通知 2007/1/31
査読論文締切 2007/4/30
査読論文の採択通知 2007/7/31
最終論文締切 2007/9/30

問合せ先：IGTC'07論文委員会委員長 大阪大学教授 武石 賢一郎

Email: k.takeishi@mech.eng.osaka-u.ac.jp, Fax: 06-6879-7313

論文集への推薦：IGTC'07で発表された論文のうち、優秀な論文は日本ガスタービン学会の英文論文集 “International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems” へ推薦します。

★出展募集【展示委員会からのお知らせ】

1. 開催期間：2007年12月3日(月)～6日(木) 9:00～17:00 (但し3日は12:00開催, 6日は14:00終了の予定)
2. 展示会場：京王プラザホテル (東京/新宿) 本館4階 花の間及びホワイエ(約1,100m²)
3. 展示内容：ガスタービン及びターボ過給機, 並びに関連機器・部品・部材, 工作機械, 計測・データ処理機器・試験機, コンピュータ・関連ソフト, 出版物等
4. ブース：4.5m²ブース, 9m²ブース, 18m²ブース及びその組合せ, 計約40ブース(有料)
5. 出展申込締切：2006年12月15日(金)

ー出展に関するお問合せ先ー

2007年国際ガスタービン会議東京大会 展示委員会事務局(株)ムラック社内)

〒160-8330 東京都新宿区西新宿2-2-1 (京王プラザホテル内)

TEL: 03-3344-0111(内線6765), FAX: 03-3344-2444

担当者：関 幸紀/石田 貴一/軍司 智則, 受付時間：10:00-16:00

2006年度 第3回見学会のお知らせ

2006年度第3回見学会を下記の要領で開催いたしますので、参加ご希望の方は、下記申込書にご記入の上、事務局宛お送り下さい。

★ 記 ★

1. 日 時：2007年1月26日(金) 13:30～15:30
2. 場 所：(株)クリーンコールパワー研究所 (石炭ガス化複合発電設備「IGCC」)
福島県いわき市岩間町川田102-3
TEL: 0246-77-3111
3. スケジュール：
(当日諸事情により変更の可能性がありますので予めご了承願います)
13:30 集合
13:35 挨拶・スケジュール説明
13:40～15:00 IGCC 概要説明および現場視察
15:00～15:30 質疑応答
15:30 解散
4. 参加要領：
(1) ガスタービン学会会員に限る。
(2) 定 員：25名 (申し込み多数の場合は抽選、結果は全員にご連絡します)
(3) 参加費：¥3,000
(4) 集合場所：詳細につきましては後日参加者にご連絡いたします
(5) 申込方法：下記申込用紙にご記入の上、1月10日(水)までにFAX、郵送、またはE-mailにて学会事務局にお送り下さい。
(E-mailにてご連絡いたしますので必ずご記入下さい)
5. 交通の便：JR常磐線 (東京より特急で約2時間)
植田駅 または 泉駅で下車後
タクシー利用 (約10分～20分)
<http://www.ccpower.co.jp/>

見学会参加申込書

(社)日本ガスタービン学会 行

申込締切日 (2007年1月10日(水))

開催日 (2007年1月26日(金))

FAX: 03-3365-0387

TEL. 03-3365-0095

氏 名				会員 No.
勤務先				
勤務先 住 所	〒			
TEL		FAX		
連絡先	〒			
E-mail				

日本ガスタービン学会英文電子ジャーナル International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems 発刊と論文募集のお知らせ

英文論文集発刊準備委員会

日本ガスタービン学会では、数年間にわたる検討の末、このたび英文電子ジャーナルを発刊する運びとなりました。以下の概要をご覧の上、是非積極的に英文論文をご投稿いただきますようお願い致します。

【発刊趣意】

ガスタービンは、航空エンジンや発電プラントなどにおける主要構成要素・主機であり、現代の生活および文明を支える極めて重要な機械の一つである。資源・エネルギー問題と、温室効果ガス削減を規定した京都議定書発効に象徴される地球環境保全が、世界的な重要課題として高い関心を集める中、急速に高温化・高性能化されてきたガスタービンは、高効率コンバインドサイクルプラントやコージェネレーションプラントの主機として従来にも増して需要が伸びている。またガスタービンは燃料の多様化にも適応でき、さらなる高性能化が可能であることから、高効率で環境汚染ガス排出の少ない、環境適合型の原動機として今後とも各方面で重要な役割を担うことが期待されている。

このようなガスタービンの更なる発展を支える技術は、空力、伝熱、燃焼、材料、構造、制御、潤滑など極めて多岐にわたっている。どの工学技術分野においても日本での研究活動は活発であり、そのレベルも高く、それぞれの専門学会も国内に複数存在しているが、「ガスタービン」というキーワードで個々の技術分野を総合的に取り扱ってきた日本ガスタービン学会誌が学術面、技術面で果たしてきた役割は大きい。しかし、日本ガスタービン学会誌に掲載されてきた技術論文や技術情報の多くは、日本語で書かれていることや日本語の学会誌の中での情報となっていることから、諸外国の研究者の目にとまることなく埋もれてしまうことが多かった。

このような状況を打開し、ガスタービン関連技術に関する日本からの情報発信を活発化し、この分野における日本の学術的、技術的国際貢献を推進し、加えて、成長著しい東アジア地区におけるガスタービン及びその周辺技術の情報交換の場を提供することを目的として、日本ガスタービン学会独自の英文論文集発刊が検討されてきた。学会内での数年間にわたる慎重な調査と審議を経て、この度平成19年初頭からの英文論文集の発刊が理事会で決定された。

この新しい英文論文集の名称は、International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systemsであり、その名にあるように、ガスタービンを中心として、推進システム、発電システムなどに関する技術論文や最新の技術・製品情報を国内外から広く募り、季刊誌として発行する予定である。Editor-in-Chief, Editorial Board 及び Reviewer には国内外の著名な研究者、技術者を迎え、迅速かつ適切な査読及び編集作業を行うことで、タイムリーな情報発信を図る。この目的を達する手段の一つとして、本英文論文集は電子ジャーナルとして刊行され、投稿、査読等の手続きもインターネットを活用して行われる。

平成19年から発刊される英文論文集 International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems (JGPP) への日本ガスタービン学会員の皆様のご理解と絶大なるご支援をここに切にお願いする次第である。

1. JGPP の概要と特徴

- ・季刊の英文電子ジャーナルで日本ガスタービン学会ホームページに掲載します。アクセスは自由です。2007年初頭に創刊する予定です。
- ・電子版ではありますが、巻・号・ページ数をつけ、ISBN を設定して、引用に支障がないように発行します。
- ・投稿料は無料です。
- ・著者には印刷した別刷りを有料頒布します。
- ・各号の CD-ROM 版を作成し、販売します。
- ・原稿の著作権は日本ガスタービン学会に帰属します。
- ・ジャーナル名からもわかるように、広範な技術分野を対象とします。ガスタービン、航空宇宙推進、ターボチャージャー、蒸気タービン、発電システム、保守管理、運用、風力発電、燃料電池、材料等、およびこれらに関連する分野の論文を掲載します。

- ・原著論文だけでなく、研究展望、製品情報、市場動向、新技術などの解説も掲載し、読者に有用な情報を提供します。
- ・日本およびアジアの情報を発信、あるいは交換するプラットフォームを提供します。
- ・日本ガスタービン学会が主催する International Gas Turbine Congress や、共催する Asian Congress on Gas Turbines で発表された論文を投稿することができます。これらの会議で発表された優秀な論文は、当該論文委員会から推薦されます。
- ・日本ガスタービン学会誌に掲載された和文論文を英文化して再録することが可能です。
- ・電子版のため、カラーの図を用いることができます。また、電子媒体をベースとして査読を迅速に行うことが可能で、投稿から掲載までの期間を短くできます。

2. 投稿方法

原稿は PDF ファイルの形で電子メールにより投稿していただきます。投稿方法の詳細につきましては、学会ホームページの英文案内 <http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/jgpp/> をご参照下さい。

3. 編集体制

Editor-in-Chief 川口修 (慶應大学)

Editorial Advisory Board

青木素直 (三菱重工), 井上雅弘 (佐世保高専), 大田英輔 (早稲田大学), 佐藤幹夫 (電力中央研究所),
 田中良平 (超高温材料研究所), 藤網義行 (超音速輸送機用推進システム技術研究組合),
 吉識晴夫 (帝京平成大学),
 D. R. Ballal (Dayton University, USA), D. E. Bohn (RWTH Aachen, Germany),
 F. A. E. Breugelmans (Von Karman Institute, Belgium), J. Chen (Chinese Academy of Science, China),
 J. D. Denton (Cambridge University, UK), A. P. Dowling (Cambridge University, UK),
 E. M. Greitzer (Massachusetts Institute of Technology, USA), S.-H. Kang (Seoul National University, Korea),
 D. C. Wisler (General Electric, USA)

Editorial Committee

有村久登 (三菱重工), 石田克彦 (川崎重工), 大北洋治 (石川島播磨重工), 太田有 (早稲田大学),
 加藤大 (石川島播磨重工), 柴田貴範 (日立製作所), 田頭剛 (JAXA), 武石賢一郎 (大阪大学),
 土屋利明 (東京電力), 船崎健一 (岩手大学), 山根敬 (JAXA, 幹事), 山本武 (JAXA),
 山本誠 (東京理科大学), 吉岡洋明 (東芝), 渡辺紀徳 (東京大学, 委員長)

4. 連絡先等

投稿方法など詳細につきましては英文案内 <http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/jgpp/> をご参照下さい。なお、ご不明の点などありましたら下記までお問い合わせ下さい。

山根敬 (JAXA) jgpp@chofu.jaxa.jp

今回の特集は、いままでに企画されたことのないテーマに挑戦してみようということで、発電装置のパワーエレクトロニクスと題し、インバータシステムをとりあげました。表紙の写真をご覧になって、奇異に感じられた会員諸氏が多かったのではないかと思います。

このところ中大型分散型電源の設置件数は全体的にやや鈍化傾向にある中、小規模分散型電源は小型コージェネレーションシステムとして目覚ましいスピードで普及しつつあります。その発展を支えている一角に系統連系を容易なものにしたパワーエレクトロニクス技術の存在があることを見逃すわけにはいきません。今回、ちょっと目先を変えて、この隠れた主役をテーマにして特集を組ませていただいた次第です。

今回は100kW程度以下のマイクロガスタービン、ガスエンジン、燃料電池に搭載されているパワーエレクトロニクスを中心に紹介させていただきましたが、風力発電装置や最近ではジェットエンジンにおいてもパワーエレクトロニクスが導入されているとのこと、機会がありましたら間口を広げて、再度特集を組んでみたいと考えております。

今年は、昨年同様に原油高の影響を受け、ガスタービンを始めとする分散型電源市場にとって極めて厳しい年となりました。しばらくこのような状況が続くかも知れませんが、今回特集としてとりあげました小型分散型電源のように善戦している製品群が存在していることも事実です。中大型ガスタービンにおいても、この逆風をバネにさらに切磋琢磨し、次の飛躍への足がかりとするこ

とができるよう期待して止みません。

今回の特集は、パワーエレクトロニクス分野の最先端領域でご活躍されているメーカーの方々へ執筆をお願いし、研究だより、喫茶室、見聞記は大学の先生方に執筆していただきました。

執筆者の方々には、ご多忙中にもかかわらず、急な原稿依頼を快くお引き受けいただきましたこと、編集委員一同、心より厚く御礼申し上げます。

本号の企画編集は、加藤千幸委員（東京大学）、佐々木直人委員（IHI エアロスペース）、平田豊委員（IHI）および小林利充（荏原製作所）が担当させていただきました。（小林利充）

〈表紙写真〉

表紙図表構成

①論説・解説

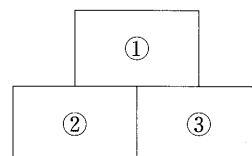
本文405頁 図2 系統連系インバータ

②論説・解説

本文414頁 図3 パワーコンディショナ

③論説・解説

本文401頁 図3 インバータ外観



だより

♣事務局

短い夏の余韻を味わう間もなく、突然の朝晩の冷え込み、そして富士山にも初冠雪があったというニュースを聞くと秋というより冬の到来を感じさせるこの頃です。

さて、当号報告記事にもありますように、教育シンポジウムが例年の7月に加え、9月14、15日の2日間関西地区でも開催され7月の関東地区と同様60名程の参加者がありました。おかげさまで盛況でしたので、今後は2年毎に関西地区開催を予定しております。

次号の報告記で詳細についてお知らせできますが、10月末には弘前で第35回の定期講演会が開催されました。講演会前日に開催された弘前大学との合同セミナーには100名を超す参加者が集まり、地元の新聞社の取材もありました。また、丁度紅葉の時期でもあり参加者の方々には講演会のみならず、弘前の秋も楽しんでいただけた

ようです。

今年もあと1ヶ月余り…。

2月末までの今年度には来年1月23、24日のセミナー、1月26日の見学会、そしてシンポジウムとまだまだ行事が目白押しです。

いよいよ本格的に動き出した2007年国際会議のご案内等会告は、学会HPに逐次掲載していきますので、お見逃しなきよう時々チェックをお願いいたします。

追って…今年度会費未納の方は年度の変わらぬうちに大至急お送り下さい。

また巻末の貴口座引き落としの手続きをなさっていない方は、是非ご協力くださいますようお願いいたします。

[A]

今回の特集は、いままでに企画されたことのないテーマに挑戦してみようということで、発電装置のパワーエレクトロニクスと題し、インバータシステムをとりあげました。表紙の写真をご覧になって、奇異に感じられた会員諸氏が多かったのではないかと思います。

このところ中大型分散型電源の設置件数は全体的にやや鈍化傾向にある中、小規模分散型電源は小型コージェネレーションシステムとして目覚ましいスピードで普及しつつあります。その発展を支えている一角に系統連系を容易なものにしたパワーエレクトロニクス技術の存在があることを見逃すわけにはいきません。今回、ちょっと目先を変えて、この隠れた主役をテーマにして特集を組ませていただいた次第です。

今回は100kW程度以下のマイクロガスタービン、ガスエンジン、燃料電池に搭載されているパワーエレクトロニクスを中心に紹介させていただきましたが、風力発電装置や最近ではジェットエンジンにおいてもパワーエレクトロニクスが導入されているとのこと、機会がありましたら間口を広げて、再度特集を組んでみたいと考えております。

今年は、昨年同様に原油高の影響を受け、ガスタービンを始めとする分散型電源市場にとって極めて厳しい年となりました。しばらくこのような状況が続くかも知れませんが、今回特集としてとりあげました小型分散型電源のように善戦している製品群が存在していることも事実です。中大型ガスタービンにおいても、この逆風をバネにさらに切磋琢磨し、次の飛躍への足がかりとするこ

とができるよう期待して止みません。

今回の特集は、パワーエレクトロニクス分野の最先端領域でご活躍されているメーカーの方々へ執筆をお願いし、研究だより、喫茶室、見聞記は大学の先生方に執筆していただきました。

執筆者の方々には、ご多忙中にもかかわらず、急な原稿依頼を快くお引き受けいただきましたこと、編集委員一同、心より厚く御礼申し上げます。

本号の企画編集は、加藤千幸委員（東京大学）、佐々木直人委員（IHI エアロスペース）、平田豊委員（IHI）および小林利充（荏原製作所）が担当させていただきました。（小林利充）

〈表紙写真〉

表紙図表構成

①論説・解説

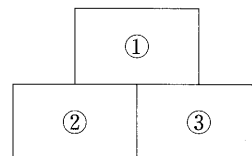
本文405頁 図2 系統連系インバータ

②論説・解説

本文414頁 図3 パワーコンディショナ

③論説・解説

本文401頁 図3 インバータ外観



だより

♣事務局

短い夏の余韻を味わう間もなく、突然の朝晩の冷え込み、そして富士山にも初冠雪があったというニュースを聞くと秋というより冬の到来を感じさせるこの頃です。

さて、当号報告記事にもありますように、教育シンポジウムが例年の7月に加え、9月14、15日の2日間関西地区でも開催され7月の関東地区と同様60名程の参加者がありました。おかげさまで盛況でしたので、今後は2年毎に関西地区開催を予定しております。

次号の報告記で詳細についてお知らせできますが、10月末には弘前で第35回の定期講演会が開催されました。講演会前日に開催された弘前大学との合同セミナーには100名を超す参加者が集まり、地元の新聞社の取材もありました。また、丁度紅葉の時期でもあり参加者の方々には講演会のみならず、弘前の秋も楽しんでいただけた

ようです。

今年もあと1ヶ月余り…。

2月末までの今年度には来年1月23、24日のセミナー、1月26日の見学会、そしてシンポジウムとまだまだ行事が目白押しです。

いよいよ本格的に動き出した2007年国際会議のご案内等会告は、学会HPに逐次掲載していきますので、お見逃しなきよう時々チェックをお願いいたします。

追って…今年度会費未納の方は年度の変わらぬうちに大至急お送り下さい。

また巻末の貴口座引き落としの手続きをなさっていない方は、是非ご協力くださいますようお願いいたします。

[A]

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブプロ(株) 制作部 編集制作課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.34 No.6 2006.11

発行日 2006年11月20日

発行所 社団法人日本ガスタービン学会

編集者 野崎 理

発行者 吉野 隆

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387

郵便振替 00170-9-179578

銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店

(普)1703707

印刷所 ニッセイエブプロ(株)

〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4

Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

(中法) 学術著作権協会

TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619

E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブプロ(株) 制作部 編集制作課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.34 No.6 2006.11

発行日 2006年11月20日

発行所 社団法人日本ガスタービン学会

編集者 野崎 理

発行者 吉野 隆

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387

郵便振替 00170-9-179578

銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店

(普)1703707

印刷所 ニッセイエブプロ(株)

〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4

Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

(中法) 学術著作権協会

TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619

E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブプロ(株) 制作部 編集制作課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.34 No.6 2006.11

発行日 2006年11月20日

発行所 社団法人日本ガスタービン学会

編集者 野崎 理

発行者 吉野 隆

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387

郵便振替 00170-9-179578

銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店

(普)1703707

印刷所 ニッセイエブプロ(株)

〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4

Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

(中法) 学術著作権協会

TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619

E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブプロ(株) 制作部 編集制作課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.34 No.6 2006.11

発行日 2006年11月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 野崎 理
発行者 吉野 隆
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店
(普)1703707
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

GTSJ ガスタービンセミナー（第35回）のお知らせ

「ガスタービンの最新技術動向と保守管理技術」をテーマに第35回ガスタービンセミナーを下記の通り開催いたしますので、奮ってご参加ください。

1. 日 時 : 平成19年 1月23日(火) 9:30~17:20 (受付開始9:10)
1月24日(水) 9:30~17:20
2. 場 所 : 東京ガス(株)本社2階大会議室
港区海岸1-5-20 Tel.03-3433-2111 (JR浜松町駅徒歩3分)
3. 主 催 : (社)日本ガスタービン学会
4. 協 賛 : エネルギー・資源学会, 火力原子力発電技術協会, 計測自動制御学会, 高温学会, 自動車技術会, ターボ機械協会, 電気学会, 日本エネルギー学会, 日本ガス協会, 日本機械学会, 日本金属学会, 日本コージェネレーションセンター, 日本航空宇宙学会, 日本航空技術協会, 日本材料学会, 日本セラミックス協会, 日本鉄鋼協会, 日本伝熱学会, 日本内燃機関連合会, 日本内燃力発電設備協会, 日本燃焼学会, 日本非破壊検査協会, 日本品質管理学会, 日本マリンエンジニアリング学会, 腐食防食協会, 溶接学会

5. セミナープログラム テーマ:「ガスタービンの最新技術動向と保守管理技術」

※講演時間には質疑応答の時間を含む。

1月23日(火)「セッションⅠ:ガスタービンの最新技術動向(1)」

1	1700℃級ガスタービンの開発	9:30-10:15	三菱重工業(株) 伊藤 栄 作 氏
2	高温分空気利用ガスタービン(AHAT)の要素技術開発	10:15-11:00	(株)日立製作所 圓 島 信 也 氏
3	700℃級超々臨界圧汽力発電技術	11:00-11:45	(株)東芝 福 田 雅 文 氏
4	8MW 級高効率ガスタービン M7A-03 の開発	11:45-12:30	川崎重工業(株) 松 岡 右 典 氏
「セッションⅡ:保守管理技術(1)」			
5	航空エンジンの検査診断技術	14:00-14:45	GE Aircraft Engines Mark Pearsons 氏
6	航空機エンジンの信頼性向上と保守管理	14:45-15:30	JALエンジンテクノロジー(株) 相 原 弘 明 氏
7	高温部品の余寿命評価・リペア技術	15:50-16:35	三菱重工業(株) 堀 口 雅 樹 氏
8	発電事業用ガスタービンの保守管理	16:35-17:20	関西電力(株) 上 田 和 夫 氏

1月24日(木)「セッションⅢ:保守管理技術(2)」

9	コージェネレーション用ガスタービンの保守管理	9:30-10:00	大阪ガス(株) 古 賀 祥 之 助 氏
10	民間航空機用エンジンのタービン翼保守・補修技術	10:00-10:30	日本タービンテクノロジー(株) 櫻 井 一 郎 氏
11	産業用X線CTによるデジタルエンジニアリングとタービン機器への活用	10:30-11:00	(株)日立製作所 定 岡 紀 行 氏
12	単結晶翼の溶接補修技術	11:00-11:30	三菱重工業(株) 貴 志 公 博 氏

「セッションⅣ：最新プラント事例紹介」			
13	シーメンス社GT導入事例・横須賀パワーステーション紹介	13:00-13:30	富士電機システムズ(株) 武田 淳一郎 氏
「セッションⅤ：ガスタービンの最新技術動向(2)」			
14	環境適応型小型航空機用エンジン(小型エコエンジン)の研究開発	13:30-14:00	石川島播磨重工業(株) 藤村 哲司 氏
15	クリンエンジン技術の研究開発(TechCLEAN)プロジェクトの進捗	14:00-14:30	(独)宇宙航空研究開発機構 林 茂 氏
16	石炭ガス化複合発電(IGCC)実証機の開発	14:30-15:00	(株)クリーンコールパワー研究所 金子 祥三 氏
「パネルディスカッション」			
17	燃料多様化技術の将来展望	15:20-17:20	(座長) (財)電力中央研究所 佐藤 幹夫 氏 (パネリスト) 日揮(株) 猪俣 誠 氏 (株)クリーンコールパワー研究所 金子 祥三 氏 三菱商事(株) 澤 一 誠 氏 川崎重工業(株) 原田 英一 氏 (財)日本エネルギー経済研究所 森田 裕二 氏

6. セミナーの内容

(1) 「1700℃級ガスタービンの開発」

(三菱重工業(株) 伊藤 栄作 氏)

現行コンバインドサイクルプラント向けガスタービンを更に高効率化し、地球温暖化防止に貢献するために、1700℃級ガスタービンの要素技術開発が国家プロジェクトとして実施されている。熱効率 62～65% (LHV) を可能とする要素技術について、コーティング、冷却翼、燃焼器、タービン、圧縮機、耐熱材料の6項目について、現状までの開発状況と成果について述べる。

(2) 「高温分空気利用ガスタービン(AHAT)の要素技術開発」

((株)日立製作所 圓島 信也 氏)

今後10年以内の実用化を目的に、高効率な中容量ガスタービンシステムの実現を目指し、「高温分空気を利用したガスタービン発電システム(AHAT)の要素技術」を開発中である。本セミナーでは、AHATの実現に必須である①圧縮機吸気噴霧技術、②高温分空気燃焼技術、③タービン翼冷却技術と、④それらの要素技術を組合せた総合試験を目的とする出力3MW級のシステム検証機について紹介する。

(3) 「700℃級超々臨界圧汽力発電技術」

((株)東芝 福田 雅文 氏)

近年、発電用燃料として資源量が豊富で比較的安定的な供給が期待できる石炭が見直されているが、CO₂問題に対する対応が課題とされている。最新の石炭火力では600℃級超々臨界圧汽力発電技術が適用されている。これをさらに700℃まで高温化することによりさらに高効率化し、CO₂排出量を削減しようという動きがある。本講演では700℃級開発の意義、各国における開発動向、最近の研究成果を紹介する。

(4) 「8MW 級高効率ガスタービン M7A-03 の開発」

(川崎重工業(株) 松岡 右典 氏)

近年のエネルギー機器では、省エネルギー化と地球環境への負荷低減が社会的要請となっている。このような高効率化のニーズに対し、川崎重工は新開発の 8MW 級ガスタービン M7A-03 を駆動源としたコージェネレーションシステムの販売を開始した。M7A-03 ガスタービンは、国内外で豊富な運転実績を有する M7A シリーズの信頼性を継承しつつ、最新の要素技術を導入することで高い熱効率を実現したエンジンである。ここでは、M7A-03 に適用された高効率化技術を中心に、エンジンの概要と開発状況について紹介する。

(5) 「航空エンジンの検査診断技術」

(GE Aircraft Engines Mark Pearsons 氏)

最近の航空用ガスタービンエンジンは、大型化が進むと同時に性能の改善が著しく、その故障診断技術の進歩にも目覚ましいものがある。GE では世界最大の推力を誇る GE90-115B を製造しているが、ボーイング 787 に装着される GEnx エンジンや既に長年の運転実績を持つ CF6 エンジンにおける実績も含めて、最近の航空用ガスタービンエンジンの検査技術および故障診断技術について説明を行う。

(6) 「航空機エンジンの信頼性向上と保守管理」

(JAL エンジンテクノロジー(株) 相原 弘明 氏)

近年、民間航空機用のエンジンは環境適合性および低燃費化が求められる中で、新技術の導入に伴いその信頼性も以前に比べ向上している。日本航空インターナショナル(株)では他航空会社との情報交換あるいはエンジンメーカーとの協力体制の強化により、更なるエンジンの信頼性向上に努めている。今回は当社における、エンジンの信頼性向上への取り組みと保守プログラムの策定の実態について紹介する。

(7) 「高温部品の余寿命評価・リペア技術」

(三菱重工業(株) 堀口 雅樹 氏)

燃焼ガスに直接さらされる高温部品は、ある寿命を持つ消耗品として定期的な点検/補修を繰り返しながら使用されている。これら高温部品の劣化形態としては主に、クリープ疲労、低サイクル疲労、及び高温酸化/腐食が挙げられ、その寿命消費は運転される負荷/時間、起動回数、燃料性状等、複数の因子の影響を受けることが知られている。これを受けて、運転の信頼性を保つ補修技術及び寿命評価手法に関して、その一例を紹介する。

(8) 「発電事業用ガスタービンの保守管理」

(関西電力(株) 上田 和夫 氏)

当社において多軸型コンバインドサイクル発電設備を導入している姫路第一発電所 5, 6 号を例に、設備概要や実際の運用状況他について紹介するとともに、定期点検の概要や高温部品の寿命管理手法、保守管理における今後の課題などのガスタービン設備の保守取り組みについて説明する。そして、保守管理技術の合理化事例として、吸気フィルタ 3 段化によるガスタービン出力/効率低下防止の取り組みを紹介し、発電事業用ガスタービンの保守管理の実態を理解してもらう。

(9) 「コージェネレーション用ガスタービンの保守管理」

(大阪ガス(株) 古賀 祥之助 氏)

(株)コージェネテクノサービスでは、設立された平成13年からコージェネレーションの保守管理を行い、ガスタービンにおいては平成18年の時点で100台以上の保守管理を行っている。保守管理業務は定期的な整備業務および顧客への訪問巡回による通常の点検と、トラブル発生時に緊急出動して顧客への対応と、関係部署やメーカーへの連絡を行うトラブル対応がある。最近ではインターネット技術を活用した遠隔監視システムや、情報の共有化を行い、保守管理の効率化と予測保全に取り組んでいる。

(10) 「民間航空機用エンジンのタービン翼保守・補修技術」

(日本タービンテクノロジー(株) 櫻井 一郎 氏)

航空機用ジェットエンジンのタービン翼は、高効率化に伴い高温特性の優れた耐熱材料の採用に加え、遮熱や耐腐食特性の向上などを目的とした各種コーティングや高度の冷却技術の採用により、その構造や形状もより複雑化してきている。一方、これら技術の採用に伴いタービン翼も高価格になっており、その保守・補修技術が益々、重要になってきている。本講演では、タービン翼の損傷・劣化形態やそれらの修復技術の現状についてコーティングを中心に公開可能な範囲で紹介する。

(11) 「産業用 X 線 CT によるデジタルエンジニアリングとタービン機器への活用」

((株)日立製作所 定岡 紀行 氏)

産業用 X 線 CT 装置は、内部形状が非破壊で計測でき、得られたデータが、欠陥検査、3 次元形状計測、CAD と現物との比較、実形状からの各種 CAE に活用できる。日立では、X 線源に大型の線形加速器(LINAC)を用いた高エネルギー CT 装置を開発し、従来より大型の金属被検体での撮像を可能とした。本発表では開発装置の概要、CT 画像活用技術およびタービン機器への適用例を紹介する。

(12) 「単結晶翼の溶接補修技術」

(三菱重工業(株) 貴志 公博 氏)

航空機用ガスタービンエンジンに採用されている単結晶翼は溶接補修が不可能で、損傷や磨耗、劣化が生じた際には廃却するしかない。エアラインにおいては交換部品コストが高く、単結晶翼の溶接補修技術の開発が望まれている。これを実現するため、レーザ加熱を用いて単結晶組織を局部的に制御することにより溶接補修を可能とする技術を開発した。本講演では、数値シミュレーションを用いた施工条件設定や試作試験結果等を交えて、その内容について紹介する。

(13) 「シーメンス社GT導入事例 - 横須賀パワーステーション紹介」

(富士電機システムズ(株) 武田 淳一郎 氏)

2006年6月シーメンス社のオリジナルV形ガスタービンのV94.2形GTを使用した(株)東京ガス横須賀パワー駅向け240MW横須賀パワーステーションが営業運転を開始した。本発電所は15年間東京電力へ電力を供給するIPP発電所である。今回は、横須賀パワーステーションの概要、ガスタービンの特長及び運転実績等について紹介する。合わせてその他シーメンス社のガスタービンを紹介する。

(14) 「環境適応型小型航空機用エンジン (小型エコエンジン) の研究開発」

(石川島播磨重工業(株) 藤村 哲司 氏)

日本における民間航空機用ガスタービンの開発は、FJR710 高バイパスターボファンエンジン研究開発の成果を基盤として V2500 エンジンの国際共同開発から始まった。その後、我が国は、GE90、CF34-8/10、GenX、Trent1000 と、徐々にその責任範囲を拡大しつつ共同開発に参画し、現在ではリスクシェアパートナーとして世界の中で重要な地位を占めるに至っている。環境適応型小型航空機用エンジン (通称: 小型エコエンジン) の研究開発は、経済産業省の助成を受け、平成15年度より7年間のプロジェクトとして開始された。本プロジェクトは、小型航空機用エンジンの実用化に向けた差別化技術確立し、エンジン統合設計技術の高度化を果たすことにより、将来の民間エンジン開発の分野において、我が国が主導的な立場を確保することを目指している。主要技術目標は次のとおりである。①現行機に対し直接運航費用15%削減、②国際民間航空機関騒音規制値 (ICAO Chapter4) に対して20dB騒音低減、③国際民間航空機関排ガス規制値 (ICAO CAPE4) に対して-50%NOx低減。本稿では、小型エコエンジンプロジェクトの概要を紹介する。

(15) 「クリーンエンジン技術の研究開発 (TechCLEAN) プロジェクトの進捗」

((独)宇宙航空研究開発機構 林 茂 氏)

航空を取り巻く環境基準の強化が今後も続くことから競争力のあるNOxやCO₂の排出低減技術を開発しておくことが今後のわが国の航空エンジン産業の発展には不可欠と考えられる。JAXAにおいては、そのような観点から標記のプロジェクトを推進している。このプロジェクトは、より高いTRLレベルでの技術実証を目指しており、NEDOプロジェクト「環境適応型国産小型航空機用エンジンの開発」と表裏一体の関係で進めている。このプロジェクトにおける技術開発の進捗等について述べる。

(16) 「石炭ガス化複合発電 (IGCC) 実証機の開発」

((株)クリーンコールパワー研究所 金子 祥三 氏)

石炭の高効率利用と二酸化炭素排出量の削減のために、250MWのIGCC実証機プロジェクトを国内電力各社と経済産業省の支援の下に推進しており、現在、建設工事が進んでいる。これは、1996年に終了した200t/Dパイロットプラントの成果を反映したもので、空気吹き二段噴流床式ガス化炉を軸とする石炭ガス化コンバインドサイクル発電設備である。本プロジェクトおよび実証機の概要と特徴、建設の進捗状況を紹介する。

(17) パネルディスカッション「燃料多様化技術の将来展望」

急激な原油高を背景に、ガスタービン燃料である軽油や液化天然ガス (LNG) の価格も急騰している。長期的に見ると、石油生産ピークの到来やLNGの需給がタイトになることも予想されるため、ガスタービン燃料の多様化は重要である。本パネルディスカッションでは、従来のガスタービン用燃料に代わる新種燃料として、バイオ燃料、GTL、石炭由来燃料およびオイルサンドなど、燃料供給サイドからの評価やガスタービンへの適用技術などについて意見交換を行う。

7. 参加要領

- 1) 参加費：

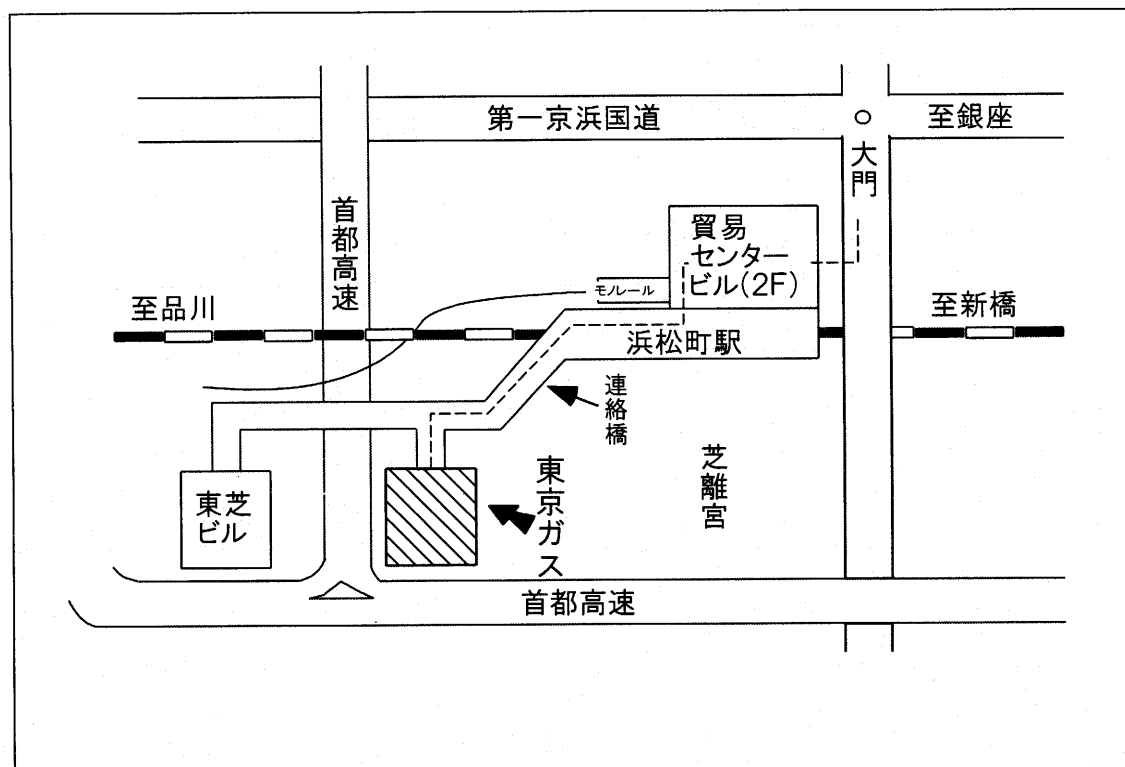
◆主催および協賛団体会員	2日間 25,000円	1日のみ 18,000円
◆学生会員	5,000円	
◆会員外	2日間 35,000円	1日のみ 25,000円
◆資料のみ	1冊 5,000円(残部ある場合)	

- 2) 申込方法： 申込書に所属、氏名、加入学協会名、GTSJ会員は会員番号等必要事項を明記の上、下記事務局宛 平成19年1月15日(月)までにお送り下さい。
 (ホームページからも申込ができます)
 また、参加費につきましては平成19年1月22日(月)までに以下の方法にてお支払い下さい。
 支払い期日に間に合わない場合には 事務局までご連絡ください。
 - ・郵便振替 00170-9-179578 (日本ガスタービン学会)
 - ・銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店 (普) 1703707 (日本ガスタービン学会)
 - ・現金書留

- 3) 事務局：(社)日本ガスタービン学会
 〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13-402
 Tel.03-3365-0095 Fax.03-3365-0387
 URL <http://www.soc.nii.ac.jp/gtsj/> E-Mail gtsj@pluto.dti.ne.jp

資料集・ネームカードは当日受付にてお渡しします。

《会場地図》



第35回ガスタービンセミナー

(平成19年1月23,24日)

申込書

(社) 日本ガスタービン学会 行 FAX 03-3365-0387 TEL 03-3365-0095

会社名	
所在地	〒
TEL	
FAX	

参加者名（所在地・連絡先が所属により異なる場合には、本用紙をコピーして別シートにご記入下さい。）

フリガナ 氏 名	所 属	TEL FAX E-MAIL	所属学協会 GTSJの方は会員 No. をご記入下さい	参加日 〇印をつけて下さい
				23・24
				23・24
				23・24
				23・24
				23・24

【事務局への連絡事項】

	2日間	人数	1日のみ	人数	合計金額
正 会 員	25,000円		18,000円		円
学 生 員	5,000円		5,000円		円
会 員 外	35,000円		25,000円		円
支払予定日： 月 日				支払金額	円
払込方法：（〇をつけてください。） 1. 銀行振込（みずほ銀行 新宿西口支店 普通 1703707） 2. 郵便振替（00170-9-179578） 3. 現金書留 ＊口座名はいずれも「(社)日本ガスタービン学会」です。					
請求書の発行： 要（宛名： ） ・ 不要					
領収証の発行（当日お渡しします）： 要（宛名： ） ・ 不要					