

(社)日本ガスタービン学会名誉会員の紹介

(社)日本ガスタービン学会ではガスタービン及び関連技術に関し功績顕著な方、又は本学会に対し功勞のあった方のうちから理事会の推薦により総会において承認された方が名誉会員となります。去る平成 11 年 4 月 23 日、第 24 期通常総会において次の方があらたに本学会の名誉会員になりましたのでご紹介します。



石 井 恭 之 助 君

(昭和 2 年 5 月 21 日生)

昭和 25 年 3 月	東京大学第二工学部機械工学科卒業
昭和 25 年 4 月	三井造船(株)入社
昭和 57 年 6 月	常務取締役就任
昭和 59 年 6 月	代表取締役 専務取締役就任
昭和 63 年 6 月	代表取締役 社長就任
平成 5 年 6 月	代表取締役 会長就任
平成 8 年 6 月	相談役就任

本会関係略歴

昭和 47 年	入会
	理 事 (GTSJ 14 期副会長, 15 期会長)
	監 事 (GTSJ 17 期)
	評議員 (GTSJ 16, 18, 19, 20, 21 期)
平成 9 年	終身会員

現住所 静岡県熱海市上多賀 1065-1754
自然郷相模台 3 次-31



竹 矢 一 雄 君

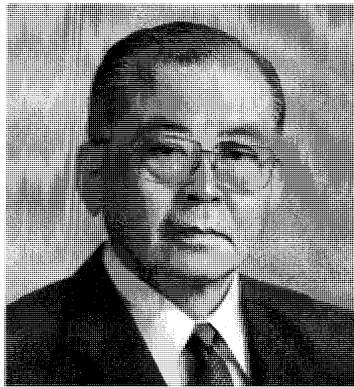
(昭和3年1月2日生)

昭和24年3月	大阪工業専門学校(旧制)機械科卒業
昭和24年3月	三菱重工業(株) 神戸造船所
昭和28年10月	日本ジェットエンジン(株)(NJE) 出向
昭和35年7月	三菱重工業(株) 神戸造船所(復帰)
昭和36年10月	工学博士授与(東京大学)
昭和51年4月	三菱重工業(株) 原動機事業本部
昭和58年5月	高効率ガスタービン技術研究組合 理事(技術担当)
昭和63年6月	三菱重工業(株) 技術本部顧問
平成元年10月	高菱エンジニアリング(株) 顧問
平成2年3月	徳島大学工学部機械工学科 教授
平成5年3月	徳島大学 定年退官
平成4年～5年	三星航空宇宙(株)(韓国) 非常勤技術顧問
現在	NEDO WE-NET 開発委員 新エネルギー財団 CAES 委員

本会関係略歴

昭和47年	入会
	理 事 (GTSJ 2, 3, 10, 11 期)
	評議員 (GTCJ 1, 2, 3, 4 期)
	(GTSJ 1, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 12, 13, 16, 17, 18, 19 期)
平成9年	終身会員

現住所 兵庫県神戸市垂水区星陵台7-6-12



丹 羽 高 尚 君

(昭和 3 年 6 月 14 日生)

昭和 28 年	東京工業大学機械科卒業
昭和 28 年	三菱重工業㈱神戸造船所入社
平成 元年	同常務取締役原動機事業本部長
平成 3 年	同副社長
平成 5 年	三菱重工業㈱取締役退任
平成 5 年	日本鑄鍛鋼㈱代表取締役社長
平成 9 年	同会長

本会関係略歴

昭和 48 年	入会
	幹 事 (GTCJ 3 期)
	理 事 (GTSJ 13, 14, 16 期副会長, 17 期会長)
	監 事 (GTSJ 19 期)
	評議員 (GTCJ 2, 4 期)
	(GTSJ 1, 2, 4, 15, 20 期)

現住所 東京都大田区田園調布 3-28-14



渡 辺 哲 郎 君

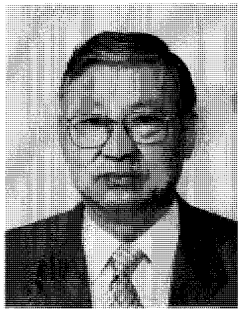
(大正 11 年 11 月 29 日生)

昭和 20 年 9 月	東京大学第二工学部航空原動機学科卒業
昭和 25 年 4 月	三井精機工業(株)を経て三井造船(株)入社
昭和 38 年 3 月	工学博士号授与 (東京大学)
昭和 56 年 4 月	(株)三造試験センター
昭和 58 年 4 月	ジャパンミーハナイトメタル(株) (専務)
平成 5 年 11 月	ジャパンミーハナイトメタル(株)退社

本会関係略歴

昭和 47 年	入会
	理 事 (GTSJ 4 期, 5 期)
	評議員 (GTCJ 1 期) (GTSJ 2 期)
平成 6 年	終身会員

現住所 神奈川県横浜市戸塚区上柏尾町 527-45



第24期会長就任挨拶

菅 進^{*1}
KAN Susumu

4月23日の日本ガスタービン学会総会で会員の皆様のご推挙により第24期会長に選出されました。誠に光栄に存じますと共に、その責任の重さを痛感いたしております。

1972年に本学会の前身である日本ガスタービン協議会が発足して、通算しますとこの24期は28年目ということになります。昨年、立派な25周年記念誌ができましたが、歴代会長をはじめとする多くの方々のご努力で本会が着実に発展してきた道筋を改めて振り返り、感銘を新たにしたい次第です。第23期も厳しい経済不況が続く中ではありましたが、佐藤会長の下で個人会員数は2000名を越え、学会誌も年6号発行に順調に移行するなど、直実に歩みが重ねられております。

このような本学会にあって、第24期会長としての責任を果たすことができるか、私自身、誠に心許ない限りではありますが、経験豊かな伊藤源嗣副会長はじめ皆様のご協力を得て、いささかなりとも学会の発展のために貢献すべく、最善を尽くす所存であります。

さて、ガスタービンとターボチャージャに関する最近の話題を学会の役割との関連で考えてみますと、次の2つが特に注目されます。

第1は実用化まで20年、25年という長期間を要する先進的な技術開発プロジェクト群であります。例えばWE-NET後継プロジェクトやHYPR後継プロジェクトが始まりますし、材料開発に関しても重要な研究プロジェクトがいくつか平行して進められております。新しい学問と技術を結集したガスタービン関連技術開発が21世紀に向かって展開されようとしている中で学会の役割は大変重要であります。

第2はガスタービンの適用範囲が引き続き拡大し、ガスタービンの大衆化、一般化がますます進むであろうという事です。これは船舶用ガスタービン、ポンプ駆動用ガスタービン、コージェネレーションシステム、さらに超小型ガスタービン等に関する動きからも推測されます。長期の経済不況が国内のガスタービン需要を低迷させ、ユーザーの関心を後退させているようにも見えますが、ガスタービン適用範囲の拡大は大きな流れであると私は確信しております。

この2つに共通するものとして付け加えたいことは、「ガスタービン教育」に対する学会の新たな役割であります。教育の対象はまず新しい分野のユーザーがありますが、20年後の技術を支える大学や大学院の学生がありますが、学協会の社会的貢献が求められている今、一般市民をも対象に加えることも必要かもしれません。これに関して学会が何を行うかは、これまで実施してきたガスタービンセミナーや教育シンポジウムの他に、学会ホームページの活用、教科書の刊行、各種の教育支援など様々なことが考えられます。ガスタービン教育と学会の役割は、今期、じっくりと考えたい課題であります。

最後に今期の重点課題をご紹介します。会員各位の絶大なるご協力をお願いしたいと思います。

重点課題の第1は、言うまでもなく秋の神戸国際ガスタービン会議の成功であります。すでに応募論文数は180編に達し、展示の準備も精力的に進められております。多数の会員諸氏のご参加をお願いいたします。

第2は組織の強化発展であります。財政基盤の強化と新たな分野での会員の拡大が重要です。また次期総会で審議頂く予定ですが、総会成立条件および役員任期に関する本会定款および細則改定の問題があります。

第3は本学会の伝統とも言える和やかな雰囲気と魅力的な活動を継承することです。集会事業に関しては、5月26日に早稲田大学で定期講演会が開催された後、7月には見学会と教育シンポジウム、8月には郡山での秋季講演会見学会と、今期前半の行事が行われます。学会の魅力は何といても同じフロアにあっての交流にあります。多数の方々のご参加を期待します。

出版事業では学会誌のますますの充実、Bulletinの発行に加えて、今期はガスタービン生産統計資料集の刊行があります。調査研究事業ではモニタリング技術に関する調査研究のとりまとめが行われ、表彰事業でも論文賞、奨励賞、技術賞の募集と選考が行われます。これらを通じて、会員により身近で役に立つ学会活動を進めていきたいと考えます。

終わりに、佐藤文夫会長をはじめ第23期の役員、委員の皆様のご尽力に対して改めて感謝を申し上げ、会員各位のますますのご活躍を祈念し、会長就任の挨拶いたします。

原稿受付 1998年4月22日

*1 船舶技術研究所

〒181-0004 東京都三鷹市新川 6-38-1

特集・次世代形コンバインド発電技術

1500℃ 級次世代高効率Gシリーズガスタービンの開発と 実証運転状況

秋田 栄司*¹
AKITA Eiji

西田 美妃*¹
NISHIDA Miki

キーワード： 高温ガスタービン, Gシリーズ, 先進冷却技術, 蒸気冷却, 特殊計測結果, 長期実証設備
G Series High Temperature Gas Turbine, Advanced Cooling Technology, Steam Cooling, Special Measurement, Long Term Verification Facility

1. はじめに

近年, 世界環境会議や ISO 14000 等の規制により NO_x はもちろん CO₂ 削減等の環境問題の重要度が高まっている。それに伴い火力発電の分野において, ガスタービン及びガスタービン排ガスの熱回収によって得られた蒸気を蒸気タービンの駆動源とするコンバインドサイクルプラントが, その優れた総合熱効率のために関心を集めている。このコンバインドサイクルプラントでは, その主機であるガスタービンの高温・高性能化により, 更なるプラント総合熱効率の大幅な向上が期待される。

当社では 1981 年にタービン入口温度が 1150℃ 級の 50 Hz 向大容量ガスタービン M 701 D を開発した。その後, 更なるガスタービンの高温化を図り, 1985 年に 1350℃ 級 60 Hz 向 M 501 F 及び 50 Hz 向 M 701 F ガスタービンを開発し, 現在 M 501 F/M 701 F ガスタービンは国内外のコンバインドサイクルプラントの主機として既に 50 台を越える受注実績があり, その優れた性能を発揮し延べ 50 万時間以上の運転実績を順調に更新している。

こうした火力発電プラントの総合熱効率向上に対する社会的ニーズと, 当社の高温度ガスタービン開発の豊富な経験を背景に, 1993 年, 1500℃ 級 G シリーズガスタービン (M 501 G 及び M 701 G) の開発に着手した。60 Hz 向 M 501 G ガスタービンは 1997 年 2 月より三菱重工(株)高砂製作所内の長期信頼性実証設備にて試運転を開始し, 6 月には官庁検査を合格し実証運転を開始した。ここでは, M 501 G ガスタービンについて, 従来の M 501 F/M 701 F ガスタービンと比較してその技術的特徴を紹介する。また上述の M 501 G ガスタービン長期信頼性実証設備において行われた特殊計測結果と最新運転状況についても紹介する。

2. G シリーズガスタービンの概要と開発

M 501 G/M 701 G (以下 G シリーズと呼ぶ) ガスタービンは十分な運転実績と高い信頼性を持つ M 501 F/M 701 F (以下 F シリーズと呼ぶ) ガスタービンの基本構造を踏襲すると共に, 様々な要素研究で培った高温化に伴う最新技術を適用して開発・設計を行ったものである。適用した最新技術については, 図 1 に示すスケジュールにて十分な各種要素試験及び検証試験を実施し, その性能・信頼性を確認した。これらの結果を逐一詳細設計に反映し開発を進めた。60 Hz 向 M 501 G ガスタービンは既に 1997 年 2 月より三菱重工(株)高砂製作所内の長期信頼性実証設備にて実機運転中である。M 501 G ガスタービンに適用されている最新技術を図 2 に示す。

また M 501 G ガスタービンの主な仕様を表 1 に示す。現在運転中の F シリーズガスタービンに比べて, 大容量化, 高圧力比化, 及び要素効率の向上を図り, M 501 F ガスタービン (タービン入口温度 1350℃ 級)⁽¹⁾ を大幅に上回る, ガスタービン単体熱効率 (LHV: 低位発熱量基準) 38% 以上, コンバインドサイクルプラントでの総合熱効率は (HHV: 高位発熱量基準) 50% 以上を越えるものとなる。

3. M 501 G ガスタービンの特徴

M 501 G ガスタービンの特徴について, 従来機である F シリーズガスタービンとの比較により, 高信頼性を維

表 1 三菱ガスタービン仕様比較

ガスタービン形式	M501G	M501F
タービン入口温度 °C	1,500	1,350
ガスタービン出力 MW	230	153
ガスタービン効率 %	38.5	35.3
圧 力 比	19	14
排ガス流量 kg/s	531	427
排ガス温度 °C	593	578

(@ ISO)

原稿受付 1999 年 3 月 4 日

* 1 三菱重工(株) 高砂製作所 タービン技術部

〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町新浜 2-1-1

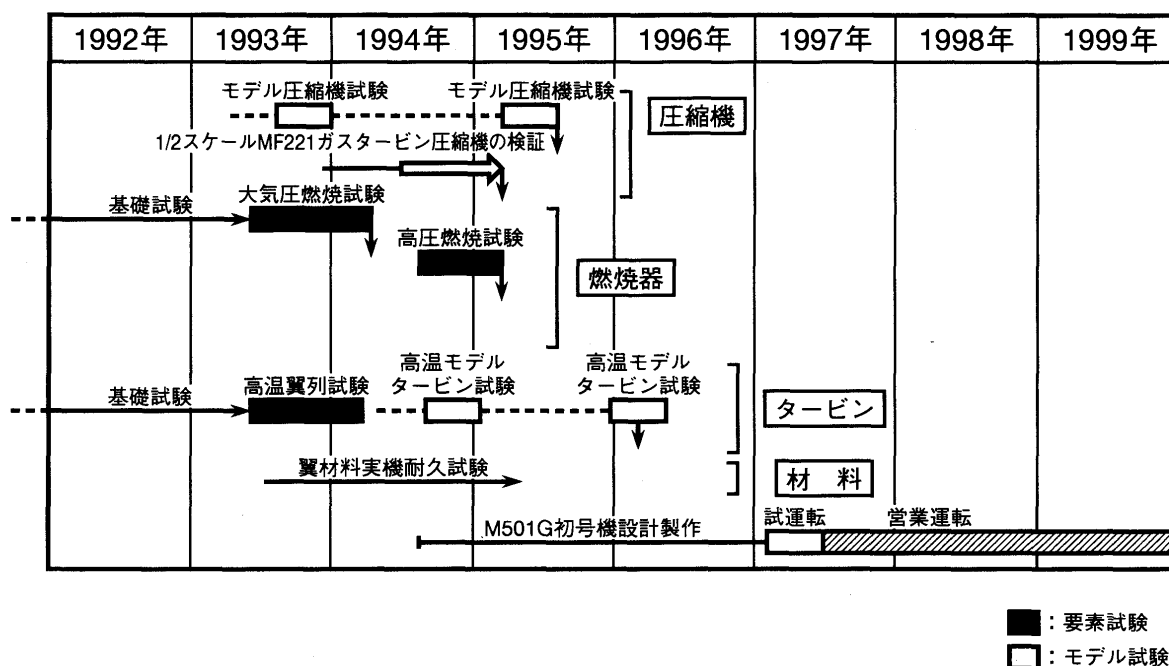


図1 Gシリーズガスタービンの開発及び検証試験スケジュール

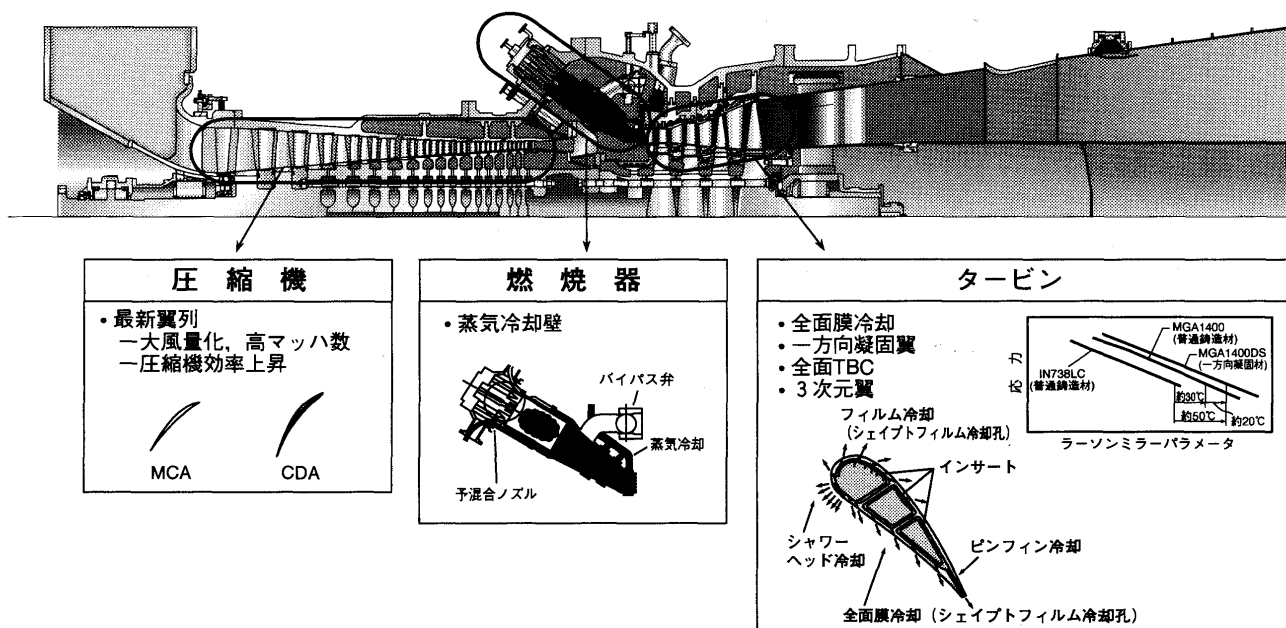


図2 M501Gガスタービンに適用された最新技術

持するために継承された構造や、豊富な検証で信頼性を確認されて新たに採用された技術をそれぞれ紹介する。

3.1 基本構造

Gシリーズガスタービンの基本構造は図3に示されるように、タービン入口温度1150℃級のDシリーズに始まる三菱ガスタービンの従来の設計思想を踏襲した構造をベースとして設計されており、継承されたこれらの特徴は、従来のガスタービンの数多い実績によりその高い信頼性が証明されている。本構造の主な特徴について以下に示す。

・2軸受支持構造

- ・排気側軸受タンジェンシャルストラット支持方式
：軸心を保ちつつ車室の熱伸び差吸収可能
- ・コールドエンドドライブ軸流排気方式
：軸流排気のため、排気ダクティングの自由度大
- ・カービック®カップリングによるタービントルク伝達方式
：歯車式構造により高信頼性のトルク伝達可能
(®：登録商標)

3.2 圧縮機設計

大容量化、高圧力比化、高効率化を達成する為に、M501GガスタービンにはMCA (Multiple Circular Arc)

翼及び CDA (Controlled Diffusion Airfoil) を採用し 17 段の新型軸流圧縮機を設計・適用した。

1) 空力設計

M 501 G ガスタービンの圧縮機は大容量化のため、従来の F シリーズと比べて風量を増加させた。前方段には MCA 翼を採用し、遷音速設計とすることにより風量を F シリーズに比べて約 26% 増加させた。

中間段以降については CDA を適用し損失の低減を図った。

2) 要素検証試験

これらの最新型翼列の空力性能は、翼列試験及び M 501 G の約 1/3 スケールモデルの翼を搭載したモデル圧縮機試験にて検証した。モデル圧縮機試験

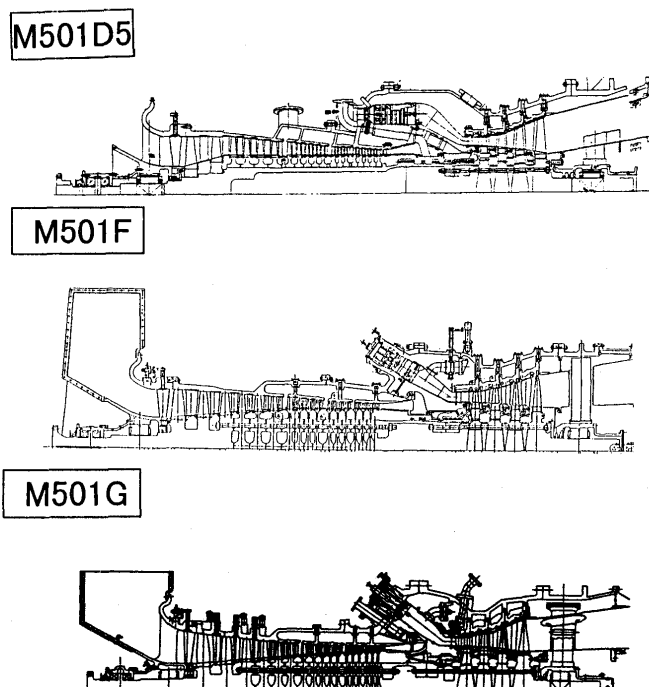


図3 三菱ガスタービンの基本構造

表2 M 501 F と M 501 G のタービン翼材料比較

		M501G	M501F
静翼	第1段	MGA2400	ECY768
	第2段	MGA2400	ECY768
	第3段	MGA2400	X-45
	第4段	MGA2400	X-45
動翼	第1段	MGA1400 (DS)	IN738LC
	第2段	MGA1400 (DS)	IN738LC
	第3段	MGA1400	IN738LC
	第4段	MGA1400	U520

における試験結果を図4に示すが、風量、効率共に計画値を上回ることを確認した。また、M 501 G の 1/2 スケールの圧縮機を搭載した MF 221 ガスタービンによってもその空力性能を予め実証した⁽²⁾。

3.3 タービン設計

タービンは、タービン入口温度の上昇に伴う負荷増加に対応できる高負荷・高性能の4段軸流形タービンである。

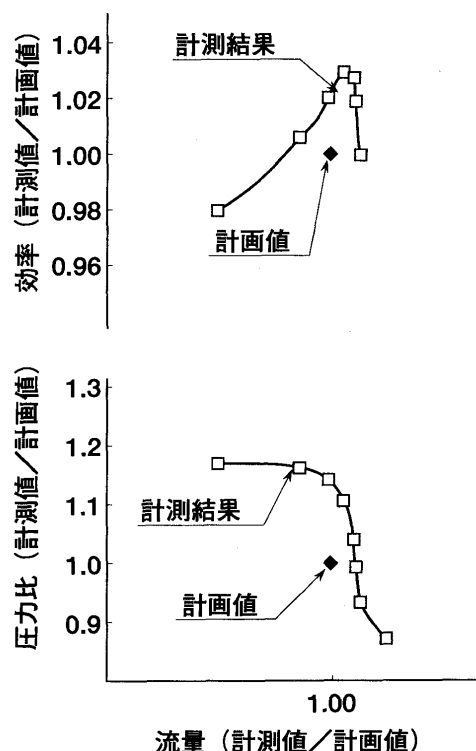


図4 G シリーズガスタービンモデル圧縮機試験結果

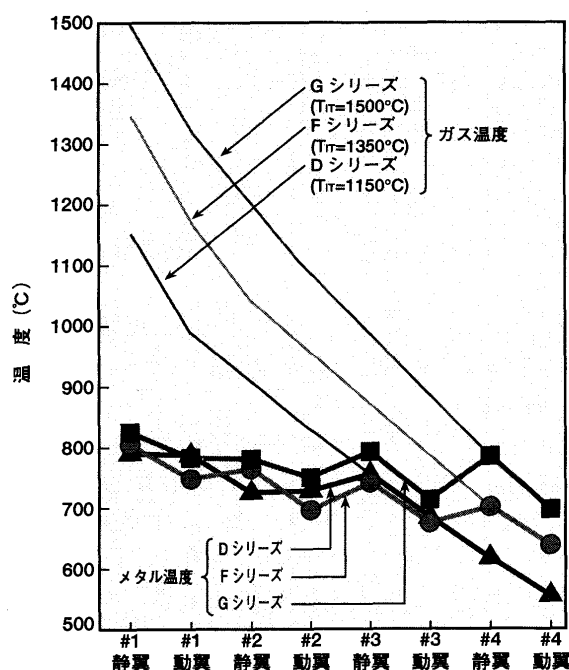


図5 ガス温度及び翼メタル温度分布

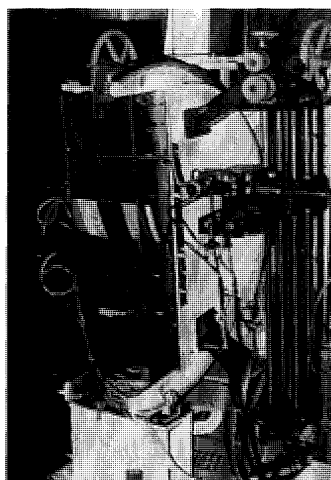


図6 フィルム冷却効率試験装置

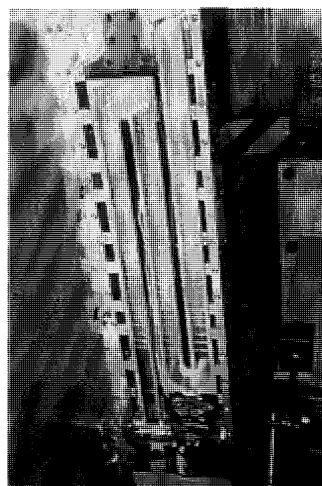
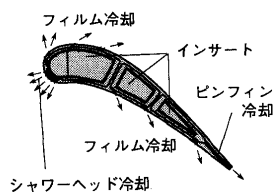


図7 サーペントイン流路伝熱試験装置

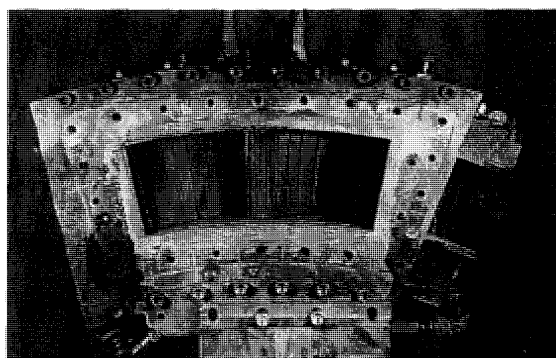
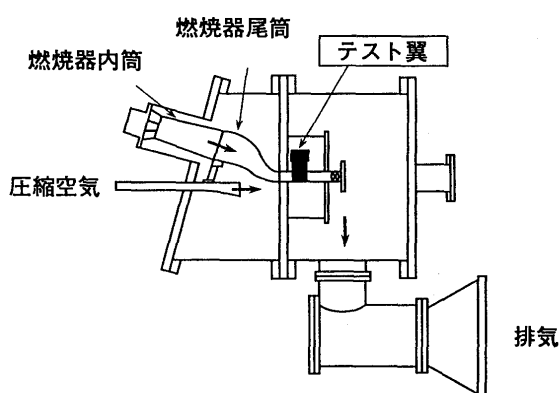
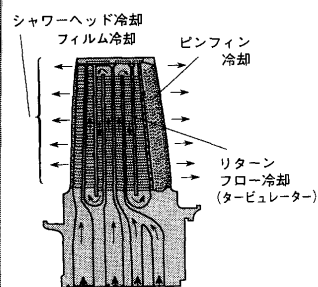


図8 高温翼列試験装置

1) タービン材料

M 501 F と M 501 G のタービン翼材料の比較を表 2 に示す。静翼材料は、Ni 基合金の弱点である溶接性を改善した当社の新開発 Ni 基超合金 MGA 2400 で、第 1 段静翼は単独翼、第 2～4 段静翼についてはセグメント翼である。また特に第 1 段静翼については、従来同様車室開放不要で交換可能とした。

第 1, 2 段動翼にはクリープ強度や熱疲労強度を高めるため当社の新開発 Ni 基超合金 MGA 1400 を一方向凝固翼として適用した。図 2 に従来の動翼材とのクリープ強度比較を示す。従来の IN 738 LC 材に比べてクリープ強度はメタル温度換算で約 50℃、応力換算で約 60% 優れている。

2) 空力設計

タービン翼形については、D シリーズの 2 次元設計から、F シリーズガスタービンで 3 次元設計を適用しているが、今回の G シリーズでは更に翼形を半径方向に曲線的に重ね合わせた完全 3 次元翼を採用し、翼壁面近傍で発生する二次損失の低減を図った。

3) 冷却設計

1500℃ のタービン入口温度を達成するため、G

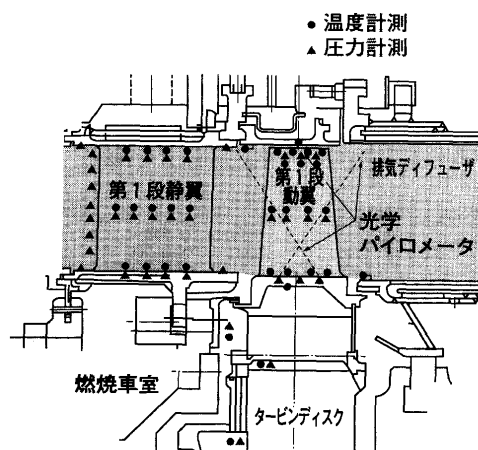
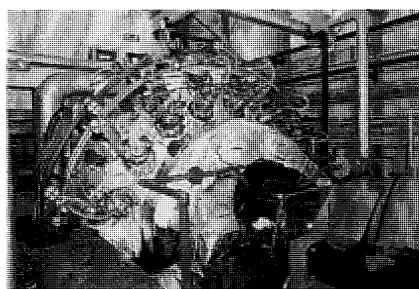


図9 高温回転モデル試験装置

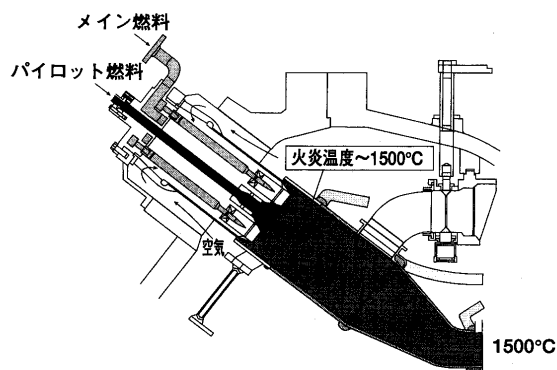


図10 Gシリーズ蒸気冷却燃焼器

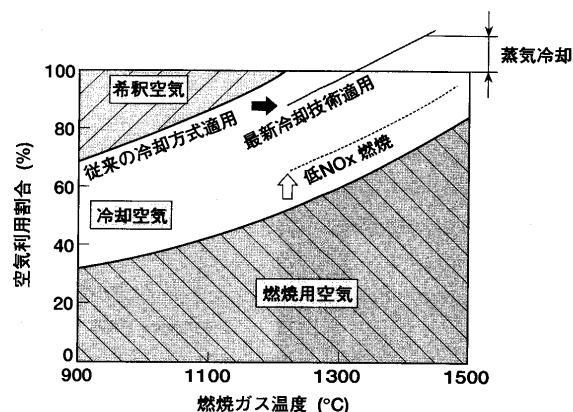


図11 燃焼器の空気割合

シリーズガスタービンには最新冷却技術（全面膜冷却、斜めタービュレータ、シェイプトフィルム冷却孔）、全面遮熱コーティング（TBC：Thermal Barrier Coating）等を採用し、図5に示す通りD及びFシリーズ並のメタル温度を保つようにした。

また、第1、2段動翼には新耐熱合金を一方向凝固翼として適用しメタル温度に対する余裕を付加した。以下、タービン第1段動、静翼の冷却構造について説明する。第1段静翼の翼面については、図2に示すようにFシリーズと同様に3インサート構造としインピンジメント冷却による内部冷却を適用した。これからの改善点としては、ガス温度の上昇に対応するべくシェイプトフィルム冷却吹出し孔をもつ全面膜冷却を適用した。また、翼部及びシュラウド部の全面にTBCを施工して遮熱効果を高めた。

第1段動翼についてはFシリーズと同様のサー

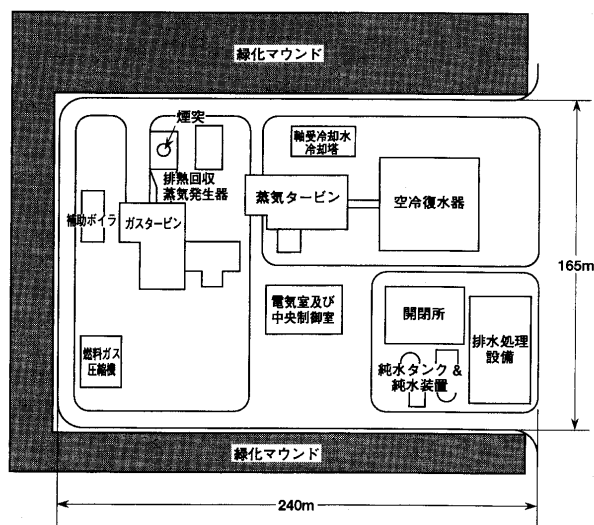


図12 三菱高砂製作所コンバインドプラント実証設備

(A) 性能

- ① 空気流量
- ② 入口温度及び圧力
- ③ 排気温度及び圧力
- ④ 燃料流量
- ⑤ 発電機出力
- ⑥ 圧縮機
(サージマージン)
(段効率)
- ⑦ タービン
(段効率)
(ディフューザ効率)

(B) メタル温度

- ⑧ 燃焼器尾筒
- ⑨ タービン1-4段動翼
- ⑩ タービン1-4段静翼
- ⑪ 軸受メタル
- ⑫ 外側ケーシング
- ⑬ 内側ケーシング
- ⑭ 排気車室

(C) 応力/振動

- ⑮ 圧縮機動翼
- ⑯ 圧縮機静翼
- ⑰ 燃焼器尾筒
- ⑱ タービン動翼
- ⑲ ローター振動
- ⑳ ケーシング振動
- ㉑ ローターねじり振動

(D) その他

- ㉒ 冷却空気ネットワーク
・流量
・温度
・圧力
- ㉓ スラスト荷重
- ㉔ ばい煙（NOx等）
- ㉕ ローター/ケーシング
伸び差
- ㉖ 騒音
- ㉗ 潤滑油温度

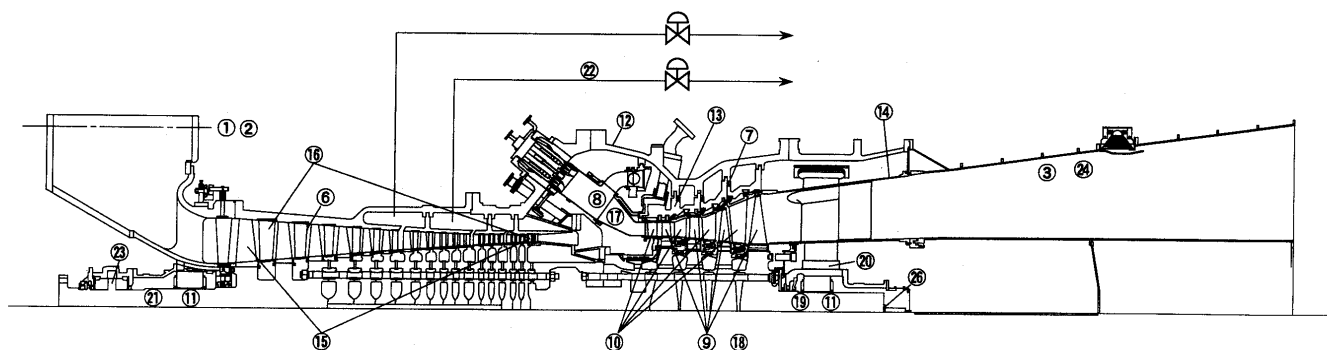


図13 M501 G ガスタービン初号機特殊計測項目

ペンタイン式冷却通路構造を採用するとともに翼面には第1段静翼と同様にシェイプトフィルム冷却による全面膜冷却を適用した。また、TBCの適用、及び冷却通路に斜めタービュレータを配しており、これらにより冷却性能を高めた。以上の最新冷却技術を適用することにより、高温化した主流ガスからの入熱の低減を図り F シリーズ並みのメタル温度を維持しながら冷却空気量を最小化することが可能となり、ガスタービン入口ガス温度の上昇を達成することができた。

4) 冷却空気系統

タービン動静翼の冷却空気系統は当社の従来のガスタービンの冷却方式を踏襲し、圧縮機中間段及び吐出から抽気した空気により冷却している。抽気段数は、ガスタービン性能に与える損失を極力減らすよう圧力バランスを考慮して決定した。また、動翼及びロータ部の冷却は従来と同様に圧縮機吐出空気を外部クーラで冷却した空気で行っている。さらに、その経路中にフィルターを設置することで冷却空気中のごみ等を排除し、動翼冷却穴の目詰まりによる冷却性能の劣化を防止している。

5) 振動強度

振動強度の面からは、タービン第3, 4段動翼は F シリーズガスタービン同様、Z 形シュラウド付の翼を採用し、構造ダンピングを増加させることにより翼振動強度の改善を図った。本効果の検証は、実翼・実ロータを使用し回転振動試験により行った。本試験は、実ロータの回転数を高真空中の高速バランス装置で電動モータにより最大定格回転数の110%速度まで上昇させ、圧縮機第1~4段、7段動翼とタービン全段の動翼について固有振動数及び振動減衰特性を計測した。その結果、振動特性はいず

れの翼も良好であり、特にタービン第3, 4段動翼のシュラウドの減衰特性は充分効果的であることを検証した³⁾。

6) 要素検証試験

最新冷却技術を適用したタービン第1段動、静翼については、フィルム冷却特性等熱伝達に関する要素試験を行った。本要素試験に用いた試験装置を図6~8に示す。図6にフィルム冷却効率試験装置例を示す。本装置により、静翼各部の温度、圧力を計測しフィルム冷却効率を求めた。また図7に示す

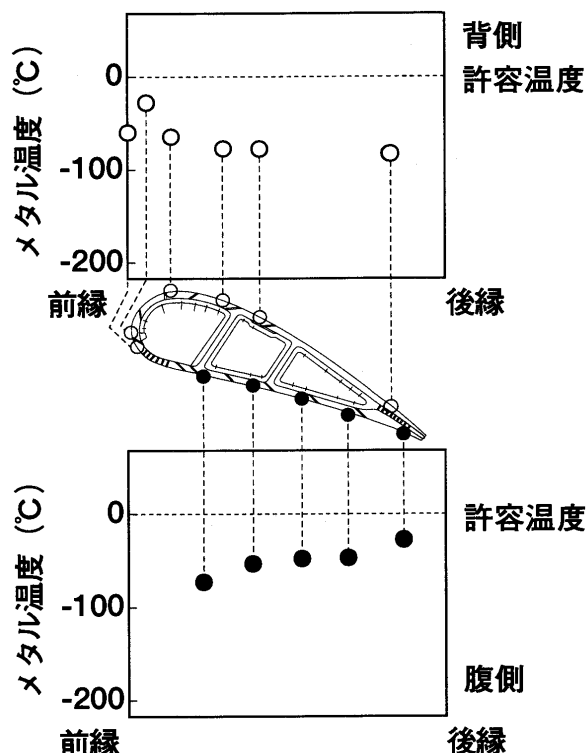


図14 タービン第1段静翼メタル温度計測結果

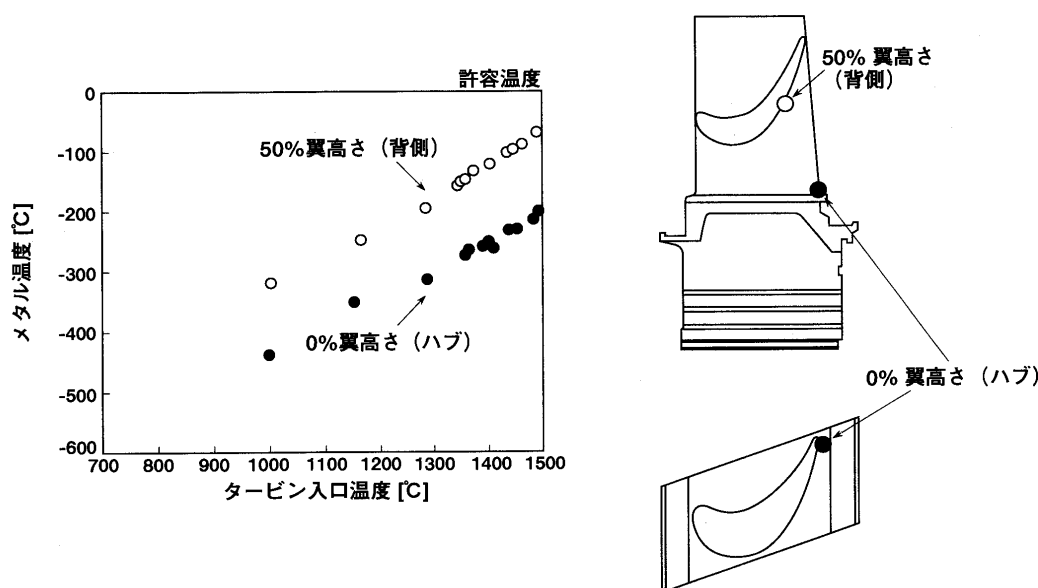


図15 タービン第1段動翼メタル温度計測結果

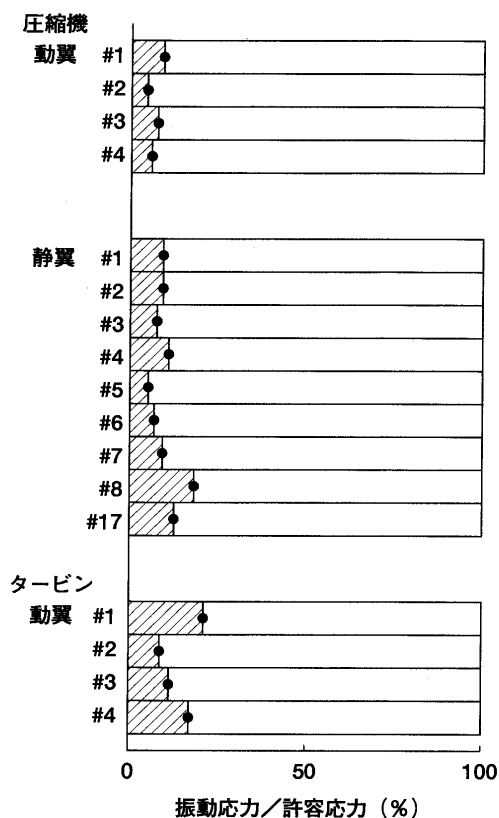


図 16 翼振動応力計測結果

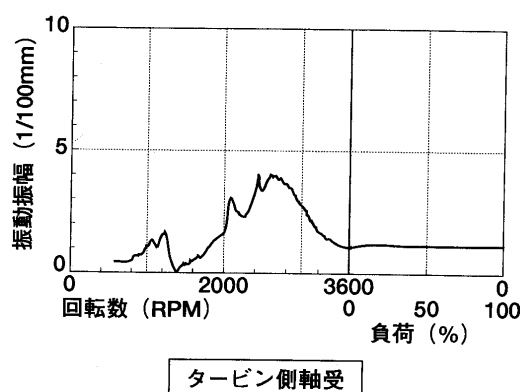
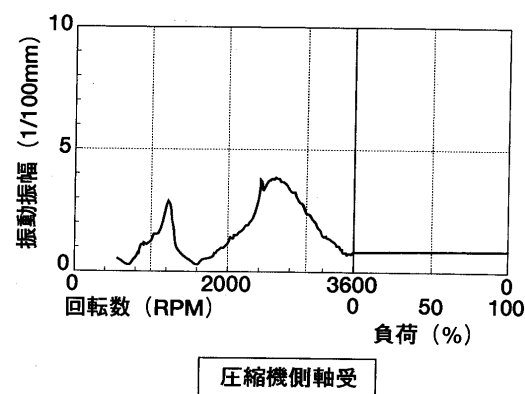


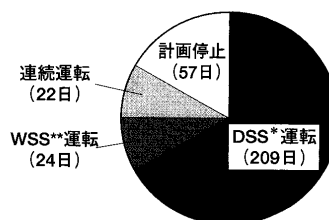
図 17 軸振動計測結果



図 18 タービン第1段階静翼外観 (第3回点検時)

サーペンタイン冷却効率試験装置では回転場でのサーペンタイン通路による熱伝達率を測定した。これらの試験データを用いて設計した実機翼を用いて図8に示す静止系の高温翼列試験を行った。本試験では実機と同じタービン入口温度 1500℃ 下での空力性能、冷却性能を検証した。これらの試験を経て、最終的に実機の 3/5 スケールモデルの翼を用いた図9に示す回転モデル試験にて、回転場も含めてタービン入口温度 1500℃ の実機条件を実現し、そ

運転実績 (平成10年11月14日現在)



- 送電電力 : 10.04億kWh
- 運転時間 : 5052時間
- リアライアビリティ⁺ : 98.4%
- 環境値 (NO_x, 騒音, 水質) : 規制値内で良好

+リアライアビリティ: (T 地点発電時間) / (関電給電要求時間)

*DSS: Daily Start & Stop **WSS: Weekly Start & Stop

図 19 M 501 G 実証設備運転実績 (試運転期間も含む)

の空力性能及び冷却性能を検証した。

3.4 燃焼器設計

図10に、Gシリーズガスタービンで用いられる蒸気冷却燃焼器を示す。本燃焼器の基本的な設計思想は実績あるFシリーズの技術を踏襲しており、その信頼性を確保している。Fシリーズと同様に中心に配置したパイロットノズルの周囲に8個のメインノズルを配置し、パイロットノズルの形成する拡散火炎により予混合火炎を安定燃焼させる方式とした。

本予混合方式において 1500℃ 級ガスタービンでFシ

リーズ並の低 NOx を達成する為には燃焼用空気を増加する必要がある。しかし、図 11 に示す通り従来の冷却方式では必要な燃焼器冷却用空気量を確保できない⁽⁴⁾。そこで当社では冷却用空気を必要としない世界初の回収型蒸気冷却方式を採用することとした。ここで燃焼器を冷却する際に蒸気が得た熱量は蒸気サイクル側で回収され、コンバインドプラント総合熱効率の向上に貢献している。本冷却構造については、大気圧燃焼試験及び高圧燃焼試験にて、その性能及び信頼性を検証した。また、高圧燃焼試験結果では、F シリーズ並の良好な結果が得られている。

4. 長期信頼性検証設備での特殊計測結果

当社高砂製作所内に新たに建設した長期信頼性実証設備には M 501 G ガスタービンの初号機を設置し、ガスタービン出力 225 MW、蒸気タービン出力 105 MW の計 330 MW の多軸型コンバインドプラント実証試験設備とした。図 12 にプラント配置図を示す。

また、M 501 G ガスタービンの試運転期間中、図 13 に示すように通常監視項目以外の各部の温度、圧力、振動応力の常時監視を実施し、良好な結果と共に実機性能・信頼性を検証するデータを蓄積した。検証試験で計測した特殊計測項目は 1800 点以上に及んだ⁽⁵⁾。主な特殊計測結果を以下に示す。

4.1 メタル温度計測結果

燃焼器及びタービン第 1～3 段動静翼メタル温度は熱電対を用いて測定した。図 14 に第 1 段静翼平均径でのメタル温度計測結果を、図 15 に第 1 段動翼平均径及びハブ径での計測結果を示す。動静翼とも計測されたメタル温度は許容温度よりも充分低いことを検証した。

4.2 翼振動応力計測結果

固有周波数と振動強度については、圧縮機側では第 1～4 段動翼と第 1～8 段及び第 17 段静翼を、タービン側では全段動翼について計測した。図 16 に示すように計測された全ての動静翼において振動応力は許容応力に比べて充分低いことを確認した。

4.3 軸振動計測結果

軸振動計測結果を図 17 に示すが、良好な特性であることを確認した⁽⁶⁾。

5. 長期信頼性検証設備での実証運転状況

以上の特殊計測により検証完了したガスタービンは 1997 年 6 月に運開後、定期的に点検を実施して、運転信頼性を確認してきた。1998 年 11 月の定期点検結果に

よれば、最も高温ガスに曝される燃焼器及びタービン第 1 段動静翼においても特に異常なく良好な点検結果を得た。図 18 に第 1 段静翼の第 3 回点検結果時の外観を示す。第 3 回点検までの実証運転時間は、5,052 時間、起動回数は 379 回であり、図 19 に示すように高いリライアビリティを維持しており高信頼性が確認されている。

6. あとがき

ガスタービンの高温・高効率化により火力発電用コンバインドサイクルプラントの総合熱効率の大幅な改善が期待される。当社は、世界に先駆けてタービン入口温度 1500℃ 級の高温・高効率ガスタービン G シリーズガスタービンを開発した。設計時には数多くの要素試験を実施し、試験結果を逐次設計に反映した。蒸気冷却燃焼器開発・高温翼列要素試験については東北電力(株)殿から共同研究として支援を受けた。M 501 G の初号機は、1997 年 2 月から試運転を開始し、その性能及び信頼性検証試験を実施した。試運転時に実施した特殊計測結果から、機械的信頼性、燃焼特性及び性能面で充分満足できる成果が得られ、世界最高水準の性能の達成見込みを得ている。

一方 50 Hz 向 M 701 G ガスタービンについては、初号機の工場実負荷試運転を行った後、東北電力(株)殿東新潟火力発電所 4 号系列にて 1998 年 10 月より現地試運転を開始し、1999 年 7 月の運開に向けて鋭意調整を進めている。

G シリーズガスタービンは、その効率の高さと低公害性から現在注目されている省エネルギー問題及び環境問題の有用な解決策の一つとして、社会に貢献するものと期待される。

参考文献

- (1) 高橋進, 150 MW 級高温ガスタービンの工場全負荷試験三菱重工技報 Vol. 28 No. 1 (1991) p. 31
- (2) 梅村直, 1500℃ 級 501 G ガスタービンの開発, 三菱重工技報 Vol. 34 No. 4 (1997) p. 226-229
- (3) 塚越敬三, 1500℃ 級ガスタービン 501 G の開発と実証運転について, 日本ガスタービン学会誌 Vol. 25 No. 100 (1998) p. 2-7
- (4) Fukue, L, A New Generation of Advanced Gas Turbine, 95-YOKOHAMA-IGTC-146 (1995)
- (5) Aoki, S., Development of the Next Generation 1500℃ Class Advanced Gas Turbine for 50 Hz Utilities, ASME Paper 96-GT-314 (1996)
- (6) Nishida, M., Operation Results of 501 G Gas Turbine at Takasago Plant, CIMAC Congress 1998 Copenhagen Vol. 2 (1998) p. 525-535

特集・次世代形コンバインド発電技術

シーメンスの最新形コンバインドサイクルプラント

明翫 市郎^{*1}

MYOUGAN Ichiro

キーワード：最新形 CCPP サイクル，富士・シーメンス，VX 4.3 A，
Advanced SIEMENS GUD 1 S.X 4.3 A

1. まえがき

最近の火力発電設備に対する主要なニーズとして、一つには低廉な電気を供給すること、二つめは環境への影響抑制がある。これらを達成するには、プラントの高効率化とコンパクトな設備計画が必須条件である。この両方の条件を満たすベストな発電方式がコンバインドサイクル発電プラント（以下 CCPP と略）であり、ここ数年間の発電設備への台頭には目覚ましいものがある。

本稿では、シーメンス社の最新形ガスタービンである 3 A シリーズ機を採用した、CCPP 計画を紹介する。基本コンセプトは、一軸構成のパワートレインを床置き配置したものであり、熱効率面、運転性、保守性でのメリットに加えて土木・建築の費用を大幅に低減できるのが特徴である。また、クラッチ継手の採用により運転性を大幅に改善している。これらに加えて、プラントの高効率化と設備のコンパクト化に考慮した項目も合わせて紹介する。

2. シーメンス社の 3 A シリーズガスタービン

ドイツのシーメンス社は 1948 年より重負荷用タービンに特化して開発を進めてきた。ここ 30 年間の発展は目覚ましく、タービン単体出力は 5 倍、シンプルサイクル効率は LHV ベースで 30% から 38.5% まで向上した。CCPP については、当初 42% であったプラント効率が 58%（送電端）にまで上昇した。3 A シリーズ機の実績は、現状で合計約 50 台を受注し、そのうち約半数が世界各地で運転に入っている。

シーメンス社が数十年間に亘る開発に一貫した技術上の考慮点は、高効率プラントの実現、低 NO_x 化、高い運転信頼性および保守の容易性にある。

シーメンス社の最新型ガスタービンである 3 A シリーズ機は、アニュラ型燃焼器をもつ 1400℃ 級機であり、1300℃ 級機をベースに、航空機エンジン技術を導入して高効率・高出力化を図った改良機である。3 A シリーズ機および CCPP のラインナップを表 1 に示す。

表 1 3 A シリーズ機および CCPP のラインナップ

ガスタービン 型式	周波数	ガスタービン 発電端出力	蒸気 サイクル	コンバインド 送電端出力	コンバインド 送電端効率 (LHV)
V64.3A	50/60 Hz	70MW	複圧式	101 MW	53.7%
V84.3A	60 Hz	180MW	三重圧 再熱式	265 MW	57.7%
V94.3A	50 Hz	255MW		385 MW	57.7%

計算条件：使用燃料：天然ガス、復水器真空：0.04 bar

3 A シリーズ機は、先ず V 84.3 A (60 Hz) 形を用いて、1994 年から 2 年におよぶ工場全負荷試験での検証と改良を経て第一次の開発を完了した。V 94.3 A (50 Hz) と V 64.3 A (50/60 Hz) はこれと相似設計されている。全負荷試験設備は水摩擦動力計を使用しているため、自由な周波数で運転できるので翼の共振点での振動応力やサージング限界のようなオフデザイン条件での信頼性検証が可能である。

2.1 3 A シリーズ機の特徴

3 A シリーズ機全体の特徴を図 1、構造上の特徴を図 2 に示す。

2.1.1 基本構造

当該機は最新技術の導入を行ったが、次の基本構造は、シーメンス社の全てのガスタービンに共通した数十年來の実証済み技術であり、3 A シリーズ機にも踏襲されて

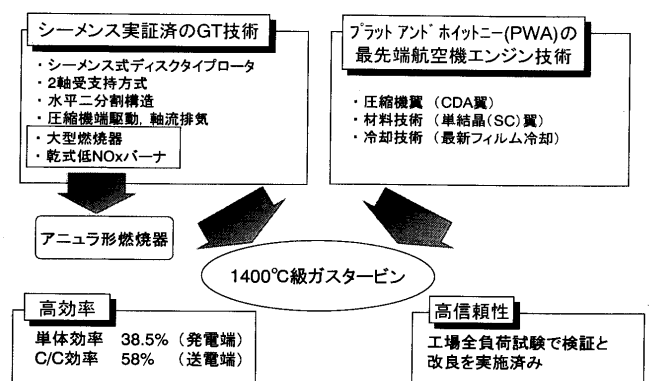


図 1 3 A シリーズ機全体の特徴

原稿受付 1999 年 4 月 5 日

* 1 富士電機(株) 富士・シーメンス エネルギーシステム推進本部
〒210-8530 神奈川県川崎市川崎区田辺新田 1-1

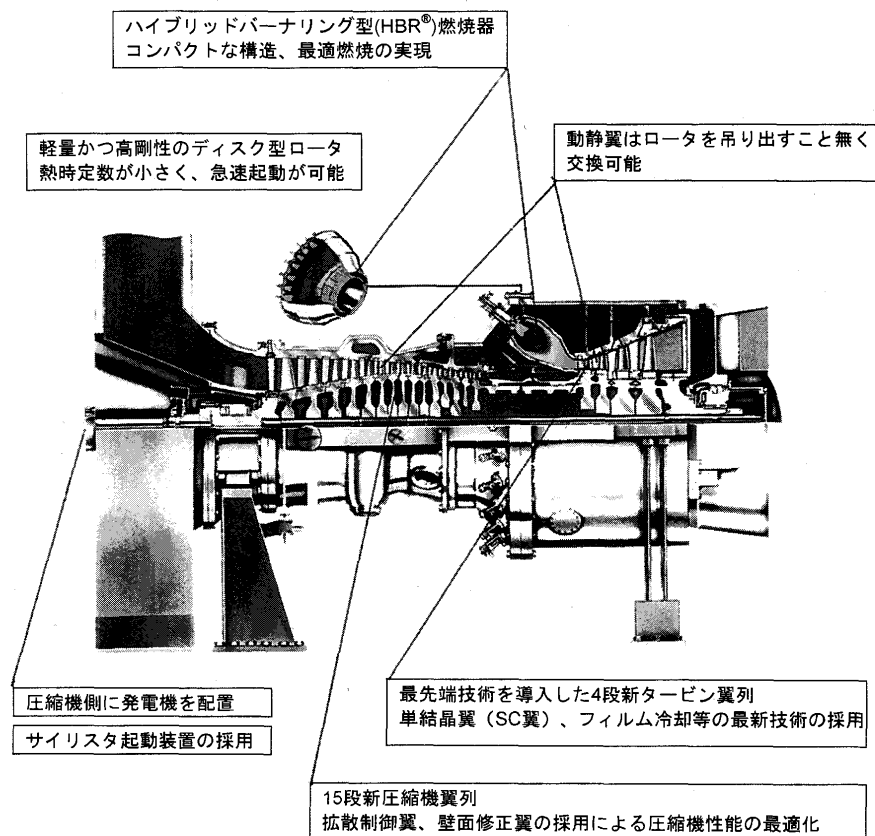


図2 3Aシリーズガスタービンの特徴

いる。

- (1) 半径方向に切られた鋸歯状のハースセレーションを介して1本のセンタータイボルトで結合された軽量・高剛性のディスク型ロータである。
- (2) 高温部に軸受を持たない二軸受支持方式。
- (3) 保守点検が容易な水平二分割ケーシング構造。
- (4) 圧縮機側に発電機を配置するコールドエンドドライブ方式。
- (5) タービンはCCPP利用に適した軸流排気。
- (6) 大形燃焼室内でのマルチバーナによる燃焼。
- (7) バーナは気液両燃料での予混合燃焼による乾式低NO_x制御が可能。

2.1.2 改良構造

さらなる高効率化とコンパクト化を目指して、3Aシリーズ機で改良した技術を以下に記す。

(1) 15段圧縮機

圧縮機翼列は、最新のCFD(数値流体力学)設計手法とプラットアンドホイットニー(PWA)が航空機エンジンで実証済みの最先端技術をベースにして、三次元流れが最適となるように設計されている。全段にわたり、改良を加えた拡散制御翼形(CDA)を採用しており、プロファイル内での減速を一様とし、境界層の発達を抑えることで剥離を制御している。また、内外径部で壁面修正を実施して、効率向上を図っている。

(2) ハイブリッドバーナリング(HBR)

タービン出口NO_x値を25 ppm(16% O₂)以下にしたアニュラー燃焼器を採用している。シーメンスの伝統的なサイロ形燃焼器から発展したHRB燃焼器は、従来機と比べて小形な24個のバーナを周上に配置している。従来通りの大形燃焼室内のマルチバーナによる燃焼方式であり、均一な燃焼温度分布が得られるので、低NO_x、高燃焼効率を達成している。火炎長さが短くなり滞留時間の減少したこともNO_x低減に寄与している。燃焼室ケーシングは多数のライナーを内張りした2重壁構造である。バーナ構造を図3に示す。



図3 ハイブリッドバーナ

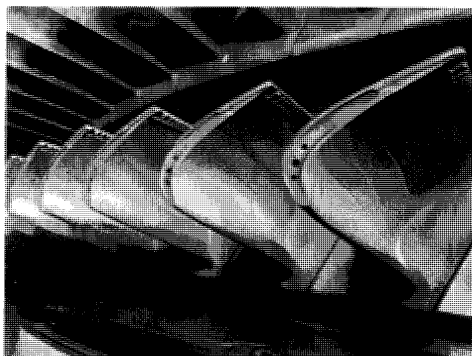


図4 第一段動翼（単結晶構造）

(3) 4段タービン

タービン翼列は、性能および信頼性の観点から、従来からの4段構成を踏襲しており、圧縮機と同様に最新のCFD設計手法により設計されている。静翼は熱膨張の不均等な拘束による過大な熱応力を避けるため、セグメント構造ではなく、全段とも単独翼構造としている。動翼は全段フリースタANDING翼構造である。

最終段動翼を除く全ての動静翼は、各段の圧力に対応した圧縮機段より抽気した空気により冷却している。動翼冷却空気は、ディスク型ロータの中空部を通して供給されている。また、フィルム冷却などの高度なタービン翼冷却システムの採用により、従来機に比べて効率的な冷却がされている。

材料選択は、シーメンスおよびPWAによる広範囲なR&D試験結果に基づいていたものであり、第1, 2段翼には、重負荷機としては世界初の単結晶構造が採用されている（図4）。また第1～3段動静翼には耐高温腐食・耐酸化コーティングが施されており、加えて第1段動静翼には遮熱コーティングも施されている。

2.1.3 ガスタービンの容易な保守・点検

(1) 大形の燃焼器

燃焼器マンホールから内部に入ることが出来る。保守点検上の重要部品であるバーナ・燃焼室内部・タービン第1段動静翼等の高温部品を直接目視点検することができるので、簡易点検が短時間で可能である。

(2) 燃焼室ライナー

細分化した形状のライナーは、容易に交換が可能な構造としている。

(3) ケーシング構造

ケーシングは水平二分割構造であり、ロータを吊り出さずに、動・静翼の交換が可能である。

3. 最新形 CCPP の特徴

最新形 CCPP は 3 A シリーズ機を用いたものであり、特徴の具体的な内容を下記する。

- ・低廉な土木・建築費用
- ・高いプラント効率
- ・環境影響の抑制
- ・保守・点検および運転の容易性

3.1 一軸構成の床置き配置のパワートレイン

床置き配置を標準設計としている（図5, 6, 7）。従来の3階構造のタービン建屋と比べて高さは65%以下のサイズとなり、合せてタービン架台も不要となった。また、電気・制御装置をコンテナ形室に収納することもあわせて、タービン建屋容積は従来の60%以下のサイズとなり、関連の土木・建築費用の大幅な低減が可能となった。

3.2 高効率 CCPP の実現

高効率な3Aシリーズガスタービンの採用に加えて、CCPP計画上に考慮した事項は以下の通り。

(1) 燃料ガスの予熱

燃料ガスを中圧節炭器出口給水により200℃まで予熱することにより、プラント効率を約0.3ポイント%向上している。

(2) 2車室構造の再熱復水式蒸気タービンの採用

高圧部はつば型構造、中低圧部はケーシング2つ割の軸流排気構造としている（図8）。

CCPP用蒸気タービンは、高圧部が高温高圧小流量であり中圧部が高温中圧大流量といった特性があるので、高圧部と中・低圧部ケーシングを分離することにより、蒸気条件に最適なタービン構造を選定できる。中低圧部に採用している軸流排気タービンは、排気損失がより低い長所がある。

(3) 蒸気タービンに全周挿入絞り制御の採用

起動から全負荷までの全運転範囲において、全周からの蒸気流入をおこなうことにより、全負荷運転域で高い効率が確保出来る。また起動時および負荷変化時の寿命消費を軽減する効果もある。

(4) 軸流排気復水器の採用

パワートレインの床置き配置のメリットを活かすために、軸流排気形蒸気タービンからの排気は水平方向に復水器へ流入させている。タービンと復水器

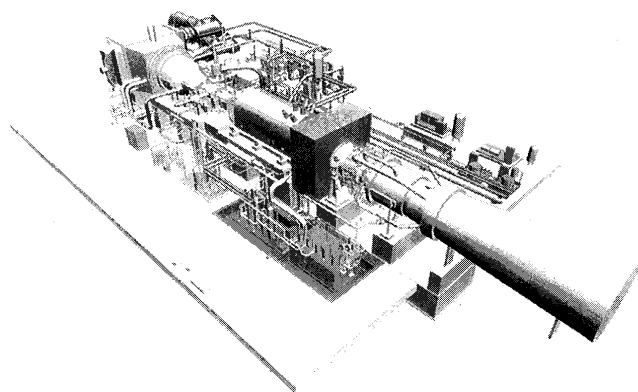


図5 一軸形 CCPP の GT-GEN-ST の外観

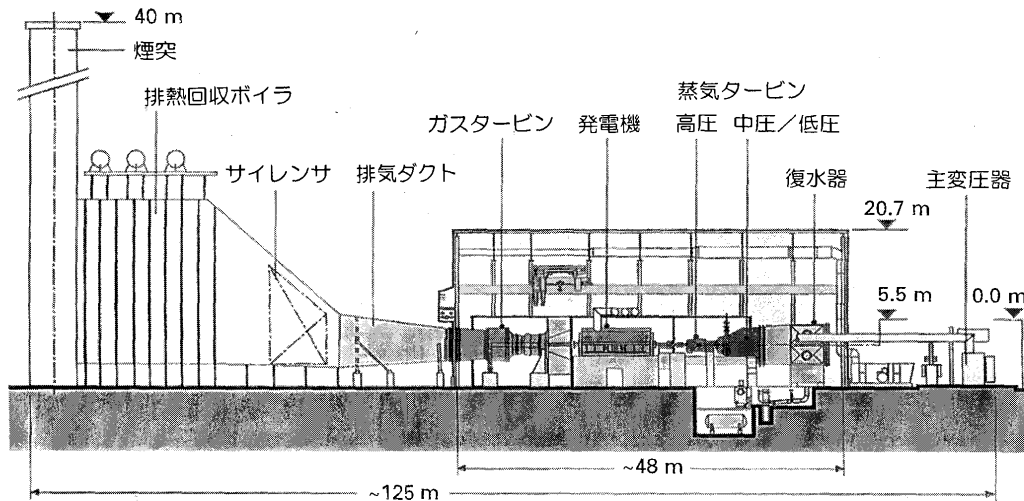


図6 一軸形CCPP縦断面配置図 (V 84.3 A)

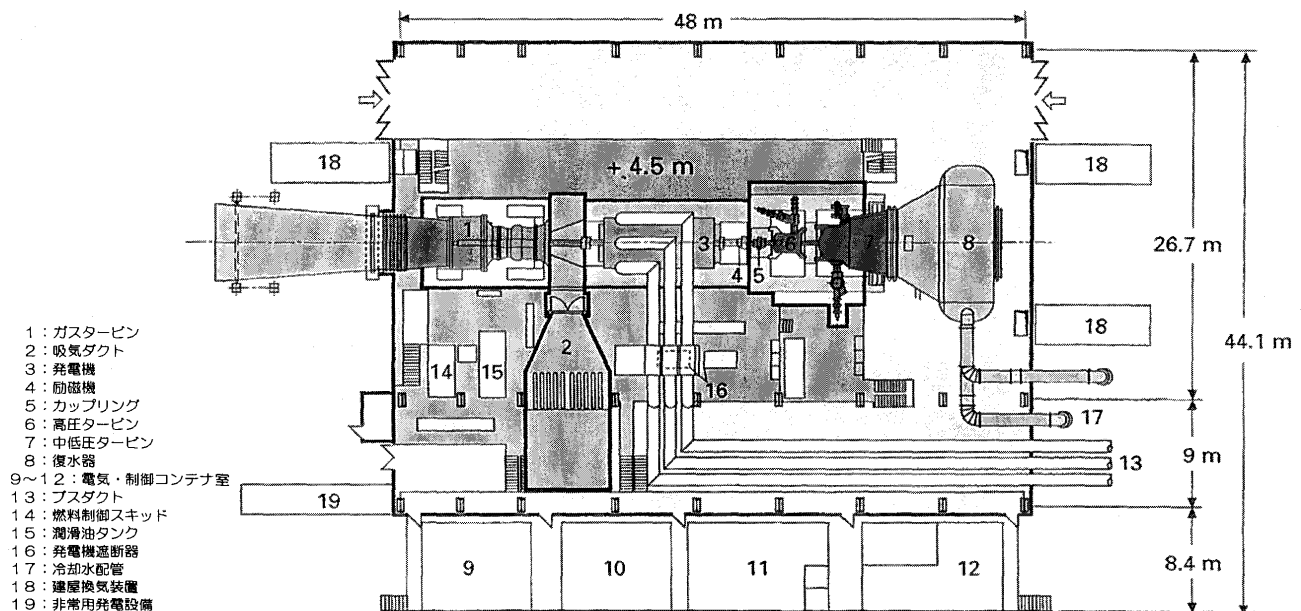


図7 一軸形CCPP平面配置図 (V 84.3 A)

の間には熱膨張を吸収するための伸縮継手を設けている。また、復水器胴体も熱膨張による左右の移動が可能な構造としているのが特徴である (図9)。

3.3 低 NOx 特性

予混合燃焼による乾式低 NOx ハイブリッドバーナの採用により、天然ガスの場合はガスタービン出口で 25 ppm 以下、また排熱回収ボイラ出口のそれはアンモニア還元選択脱硝触媒により 3 ppm 以下が達成出来る。

3.4 運転性

発電機と蒸気タービン間にクラッチ継手を設置して、起動・停止時の運用性の向上を図っている。ユニット起動時、蒸気タービンは切り離された状態でまずガスタービンを運転に入れる。続いて、排熱回収ボイラの発生蒸気条件が蒸気タービンに見合った後に蒸気タービンを昇速する。蒸気タービンが定格速度に達した瞬間に自動的にクラッチが勘合されるのでパワートレインは一軸とな

り、コンバインドサイクル運転の準備が完了する。停止時はまず蒸気止め弁を閉止することにより蒸気タービンは停止し、ガスタービンが続いて停止操作される。

- (1) 蒸気タービンを切り離した状態でガスタービンの起動・停止を行うので、蒸気タービンを最適な蒸気条件にて起動・停止操作できる。
- (2) プラント起動・停止過程において、蒸気タービンは切り離されており空転しないので、蒸気タービン用の冷却蒸気/水量を低減できる。

3.5 サイリスタ起動方式の採用

全ての機種のカスタービン起動装置に静止型周波数変換装置 (SFC) を採用している。発電機を同期電動機として運用するもので、トルクコンバータや起動用電動機が不要なので、パワートレインがコンパクトな形状になっている。この方式は、任意な周波数の電源に変換したものを発電機に供給し、これを電動機として用いるも

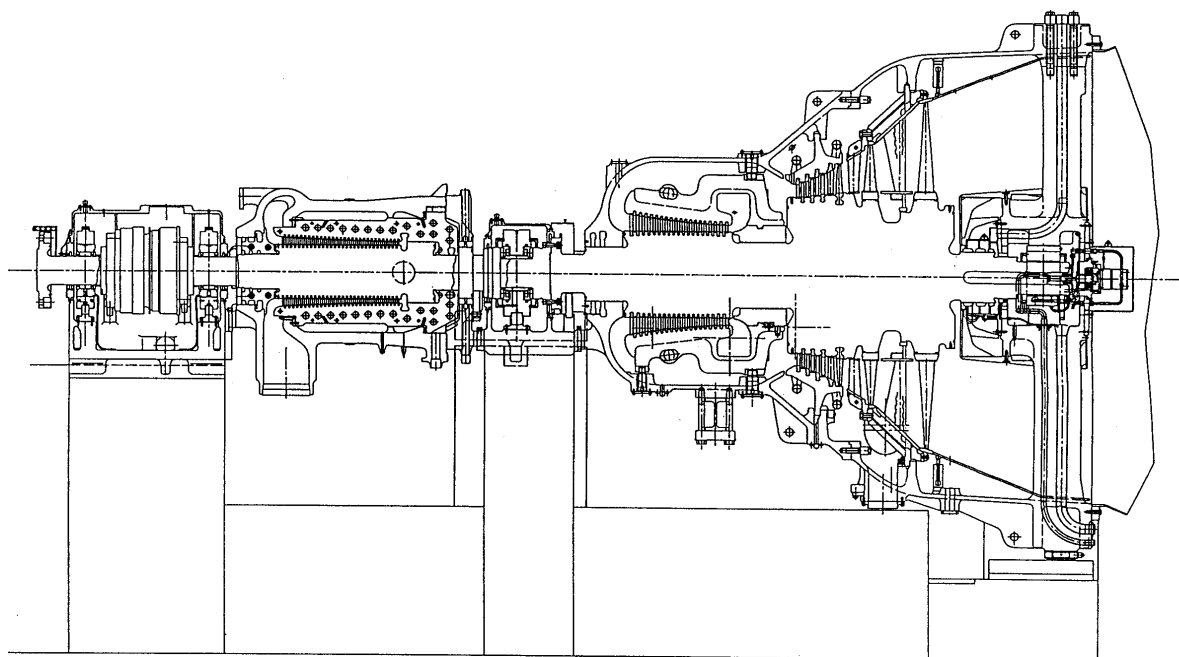


図8 蒸気タービン断面図

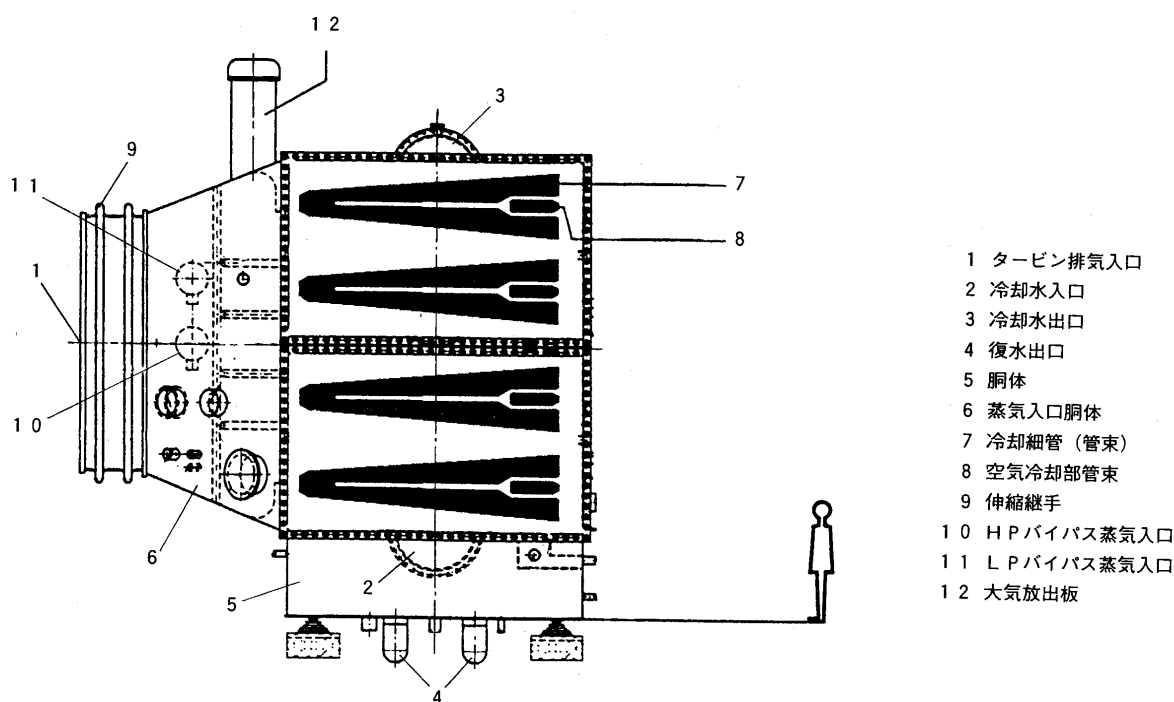


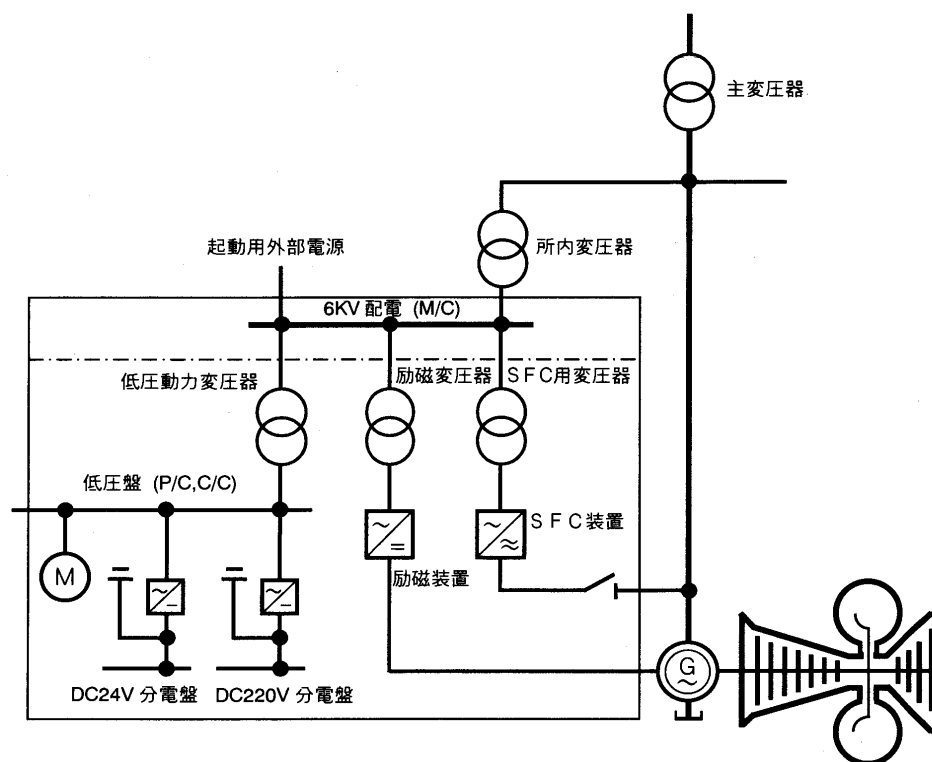
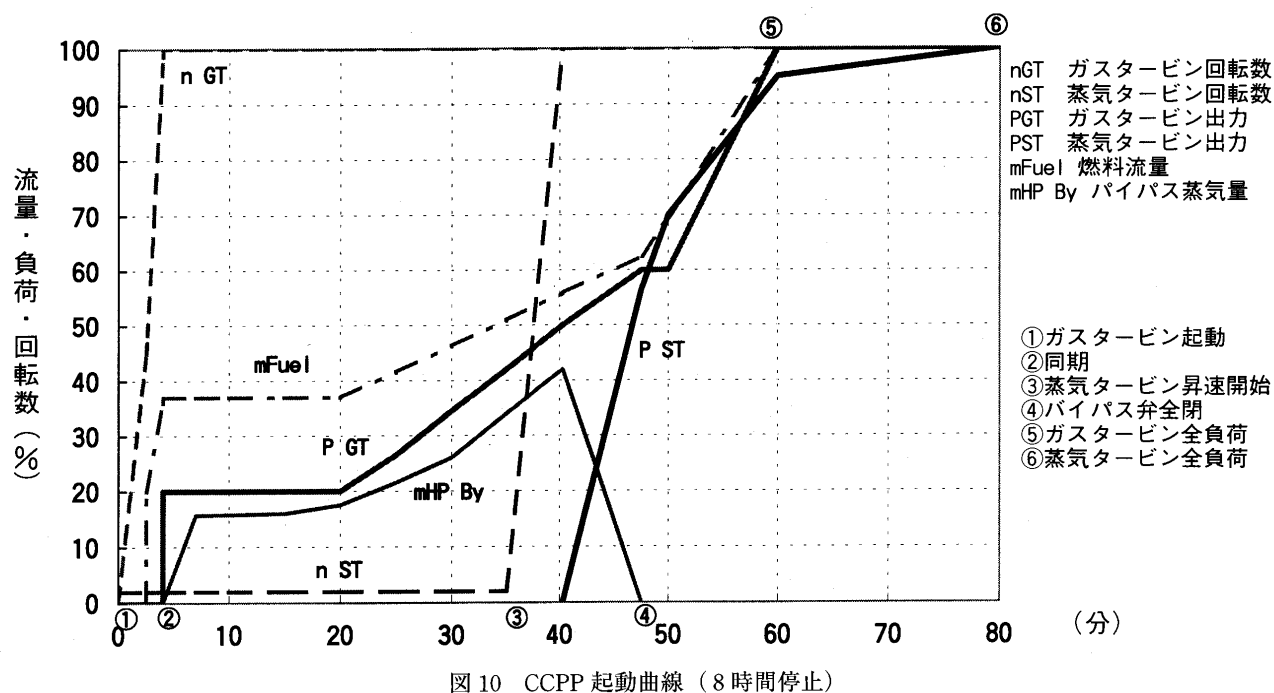
図9 軸流排気用復水器

のである。ガスタービン軸に与えるトルク制御は、各回転数での必要トルクに見合った量を、発電機の電圧と電流を制御するものである。SFCは電気式であることからトルクコンバータなどの機械式と比べて、保守も容易であり、複数台のガスタービンに共用できる利点もある。CCPP起動曲線を図10、SFC結線図を図11に示す。

3.6 起動用脱気器の採用

プラント冷機起動時、大量の炭酸ガスと酸素が大気あるいは補給水に溶存して持ち込まれる。酸素の腐食性は

周知であるが、炭酸ガスも腐食性のみならず給水のpHと電気伝導度に大きな影響を与える。この炭酸ガスは、給水が60℃以下にあっては、炭酸アンモニア塩(NH_4CO_3)の形態なので復水器では脱気され難い。完全な脱気を行うため、給水を130℃以上に加熱して NH_3 と CO_2 とに解離させる必要があるので、脱気器を低圧節炭器出口に配置している。



4. その他の CCPP

排熱回収式 CCPP に加えて、他の方式の CCPP について紹介する。

4.1 ガス化 CCPP (IGCC)

現在、ヨーロッパの 2 ヶ所の石炭 IGCC において、シーメンス製 CCPP が採用されている。その一つであるブヘナム石炭ガス化発電プラント（オランダ）では、1,100℃ 級の V 94.2 型ガスタービンが採用され、もう

一つのプエルトヤノ石炭ガス化 CCPP（スペイン）では、1,300℃ 級の V 94.3 型ガスタービンが採用されている。また、シシリー（イタリア）の ISAB 向けの残渣油を燃料とした IGCC プラントには、2 台の V 94.2 型ガスタービンが採用されている。

今後の IGCC は、さらに入口温度の高い 3 A シリーズ機を採用することにより、プラント熱効率 53%（送電端, LHV）が期待されている。

4.2 パラレルリパワリング CCGP

アルトパッサ・ダイチザウ2号機の334 MW発電所は、パラレルリパワリングと称したリパワリングをおこなっている。既存の石炭燃焼発電設備に、天然ガス燃料のV64.3A型ガスタービン発電設備を併設したもので、燃焼ボイラに並列した排熱回収ボイラからの発生蒸気を同一の蒸気タービンに導くものであり、排熱回収式と排気再燃式との折衷方式である。この方式は高い熱効率が得られるのが特徴で、当該プラントは熱効率43.5% (LHV) 以上を達成している。また、サイス発電所B号機においてもV94.3A型ガスタービンを組み合わせたパラレルリパワリングCCGPが採用されている。

5. 今後の展望

今後のガスタービン開発により、タービンのさらなる高効率化と単機出力の増加が見込まれる。次世代ガスタービン排気温度の上昇に伴い、ボトムリングサイクルの蒸気条件の高温・高圧化が可能になることから、CCGPの性能はさらに向上すると考える。近々に60% (LHV) 以上のCCGP熱効率が達成できると考える。

参考文献

- (1) B. Becker 他: 「Evolution of Siemens Gas Turbine Technology」 Power Gen '96 International Conference, USA, 1996
- (2) 吉川, 山本 「富士・シーメンスガスタービン」 火力原子力発電10月号1995
- (3) Balling, Joyce, Rukes 「The New Generation of Advanced GUD Combined-cycle Blocks」 Power Gen. Europe '95 International

本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
平成11年度(第7回)可視情報講座	H11/5/11-6/8 東京電機大学神田キャンパス	学務部学事課 担当/渡辺, 高橋 TEL 03-5280-3555
第24回講習会「ターボ機械における実験流体力学(EFD)・数値流体力学(CFD)の基礎」	H11/5/26-27 日本教育会館(一ツ橋ホール)	ターボ機械協会セミナー受付係 TEL 03-3944-8022 FAX 03-3944-6826
VSTech '99 振動・音響新技術シンポジウム	H11/6/3-4 広島大学大学会館	日本機械学会 機械力学・計測制御部門 担当 宮原ふみ子 TEL 03-5360-3505
第41回機械技術研究所研究講演会	H11/6/16 三会堂ビル 石垣記念ホール	通産省工業技術院機械技術研究所 総務部業務課 TEL 0298-58-7035 FAX 0298-58-7037
第21回講習会「混相流関連機器設計のポイント」	H11/6/16 日本大学理工学部駿河台校舎	武居昌宏(日本大学) TEL 03-3259-0749 奈良林直(東 芝) TEL 045-770-2324
No. 99-28 講習会「廃棄物発電」	H11/6/24 日本機械学会会議室	日本機械学会 担当 野地礼子 TEL 03-5360-3506
第236回講習会 現場に役立つ振動・騒音対策(in Osaka)	H11/7/8-9 建設交流会館	日本機械学会関西支部 TEL 06-443-2073 FAX 06-443-6049
第6回機械材料・材料加工技術講演会「M&P '99」	H11/11/5 近畿大学工学部東広島キャンパス	日本機械学会 材料・材料加工部門 担当 佐藤秋雄 TEL 03-5360-3505
第37回燃焼シンポジウム	H11/12/8-10 かずさアカデミアセンター	東京工業大学工学部機械宇宙学科宮内研究室内 TEL 03-5734-3183 FAX 03-5734-3982

4.2 パラレルリパワリング CCGP

アルトパッサ・ダイチザウ2号機の334 MW発電所は、パラレルリパワリングと称したリパワリングをおこなっている。既存の石炭燃焼発電設備に、天然ガス燃料のV64.3A型ガスタービン発電設備を併設したもので、燃焼ボイラに並列した排熱回収ボイラからの発生蒸気を同一の蒸気タービンに導くものであり、排熱回収式と排気再燃式との折衷方式である。この方式は高い熱効率が得られるのが特徴で、当該プラントは熱効率43.5% (LHV) 以上を達成している。また、サイス発電所B号機においてもV94.3A型ガスタービンを組み合わせたパラレルリパワリングCCGPが採用されている。

5. 今後の展望

今後のガスタービン開発により、タービンのさらなる高効率化と単機出力の増加が見込まれる。次世代ガスタービン排気温度の上昇に伴い、ボトムリングサイクルの蒸気条件の高温・高圧化が可能になることから、CCGPの性能はさらに向上すると考える。近々に60% (LHV) 以上のCCGP熱効率が達成できると考える。

参考文献

- (1) B. Becker 他: 「Evolution of Siemens Gas Turbine Technology」 Power Gen '96 International Conference, USA, 1996
- (2) 吉川, 山本 「富士・シーメンスガスタービン」 火力原子力発電10月号1995
- (3) Balling, Joyce, Rukes 「The New Generation of Advanced GUD Combined-cycle Blocks」 Power Gen. Europe '95 International

本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
平成11年度(第7回)可視情報講座	H11/5/11-6/8 東京電機大学神田キャンパス	学務部学事課 担当/渡辺, 高橋 TEL 03-5280-3555
第24回講習会「ターボ機械における実験流体力学(EFD)・数値流体力学(CFD)の基礎」	H11/5/26-27 日本教育会館(一ツ橋ホール)	ターボ機械協会セミナー受付係 TEL 03-3944-8022 FAX 03-3944-6826
VSTech '99 振動・音響新技術シンポジウム	H11/6/3-4 広島大学大学会館	日本機械学会 機械力学・計測制御部門 担当 宮原ふみ子 TEL 03-5360-3505
第41回機械技術研究所研究講演会	H11/6/16 三会堂ビル 石垣記念ホール	通産省工業技術院機械技術研究所 総務部業務課 TEL 0298-58-7035 FAX 0298-58-7037
第21回講習会「混相流関連機器設計のポイント」	H11/6/16 日本大学理工学部駿河台校舎	武居昌宏(日本大学) TEL 03-3259-0749 奈良林直(東 芝) TEL 045-770-2324
No. 99-28 講習会「廃棄物発電」	H11/6/24 日本機械学会会議室	日本機械学会 担当 野地礼子 TEL 03-5360-3506
第236回講習会 現場に役立つ振動・騒音対策(in Osaka)	H11/7/8-9 建設交流会館	日本機械学会関西支部 TEL 06-443-2073 FAX 06-443-6049
第6回機械材料・材料加工技術講演会「M&P '99」	H11/11/5 近畿大学工学部東広島キャンパス	日本機械学会 材料・材料加工部門 担当 佐藤秋雄 TEL 03-5360-3505
第37回燃焼シンポジウム	H11/12/8-10 かずさアカデミアセンター	東京工業大学工学部機械宇宙学科宮内研究室内 TEL 03-5734-3183 FAX 03-5734-3982

特集・次世代形コンバインド発電技術

二段燃焼ガスタービンを用いた ABB 最新式高効率 コンバインドサイクルシステム (ICS)

伊藤 健之*¹

ITO Takeyuki

松野 泉*³

MATSUNO Izumi

坪内 正平*²

TSUBOUCHI Shohei

1. まえがき

ガスタービンをベースとしたコンバインドサイクル発電設備はガスタービン入口ガス温度の上昇により出力と熱効率が著しく向上しつつある。コンバインドサイクルはガスタービンとその排ガスを利用する蒸気サイクルより構成される。約 15 年前まではガスタービンの排ガス温度は 480℃ であったが、最近の高効率ガスタービンにおいてはタービン入口ガス温度の上昇により排ガス温度は 600℃ に近づいている。ABB の最新の高効率ガスタービンは二段燃焼を採用しているため排ガス温度は約 650℃ と一段燃焼のガスタービンより高い。このように高い排ガス温度に見合う最適な蒸気サイクルを検討し、あわせて、その検討結果を実現するためにコンバインドサイクルとして最適な構成機器を選定した。ABB はこの方式を ICS (Integrated Cycle Solution) と呼んでいる。ICS 方式は高い熱効率と高い部分負荷効率に加え、熱負荷変化に対する高い柔軟性と高い信頼性を特徴としており、ベースロード運転はもちろんのこと、近年、注目されているピークあるいはミドルロード IPP 用としても対応可能である。

この ICS 方式の概要と特徴を紹介する。

2. ガスタービン排ガス温度とボトミングサイクルの最適蒸気条件⁽¹⁾

従来、ガスタービンは緊急時のピーク電力を供給するために主に使用されてきた。エネルギー効率の重要性が高まるにつれ、シンプルサイクル用に設計されたガスタービンを使用したコンバインドサイクルの方が、経済性が高いということになった。しかし、コンバインドサイクルの有する可能性を有効に利用するには、ガスタービンとボトミングサイクルをそれぞれ単独に最適化したのでは十分とは言えない。経済性に富み、かつ競争力のあるプラントとするためにはそのプラント所有者に

もっとも有利になるようガスタービンと蒸気サイクルを組みあわせることである。ガスタービンと蒸気サイクルはガスタービンの排ガスエネルギーを介してつながっている。したがって、ガスタービンの設計と運転においては、この結合媒体である排ガスエネルギーを考えなければならない。また、排ガスエネルギーはシンプルで、かつ信頼性の高い高効率蒸気サイクルを可能とするものでなければならない。

2.1 トッピングとボトミングサイクルを結合するガスタービン排ガスエネルギー

過去、15 年間で、ガスタービンの排ガス温度は 480℃ 以下からほぼ 650℃ まで上昇した。このため、初期のコンバインドサイクルの性能は発電端効率で 50% 以下(燃料低位発熱量基準、以下同様)と非常に低かった。ガスタービンの排ガス温度が 480℃ であった頃は、ボトミングサイクルの熱効率は従来のランキンサイクルプラントよりはるかに低かった。その後、今から数年前、ガスタービン排ガス温度が 540℃ 以上になって、初めてコンバインドサイクルの性能が著しく改善され、約 54% の発電端効率を実現した。この段階になって、ボトミングサイクルの蒸気温度が蒸気ボイラープラントの蒸気温度(540℃～565℃)に肩をならべるようになり、ボトミングサイクルの効率が上昇し、コンバインドサイクル全体の効率も改善された。

排ガス温度が 550℃ の場合の排熱ボイラ (HRSG) 熱回収特性線図を図 1 に示す。これは今日一般に標準的コンバインドサイクルとみなされている 3 圧再熱サイクルの例である。1 圧にした場合、HRSG 煙突出口の排ガス温度が非常に高くなるため、中圧蒸気、低圧蒸気を発生する余地がある。このことが今日多段圧サイクルを採用する理由である。次章で、熱回収サイクルを設計する際にガスタービン排ガス温度を上げることによる効果を検討する。検討に使用したパラメータ(変数)を表 1 に示す。

2.2 熱回収量とエクセルギー(有効エネルギー)移動量

ガスタービン排ガスエネルギーを「通り与えたときに、1 圧再熱、2 圧再熱、3 圧再熱の 3 種類のサイクルについて比較した。また、3 種類のサイクルの HRSG 系統図を図 2 に示す。ガスタービンの排ガスエネルギーに

原稿受付 1999 年 2 月 18 日

* 1 川崎重工(株) 神戸工場 機械事業部

〒650-8670 兵庫県神戸市中央区東川崎町 3 丁目 1-1

* 2 川崎重工(株) 神戸工場 パワープラント事業部

* 3 ジャパンガスタービン(株)

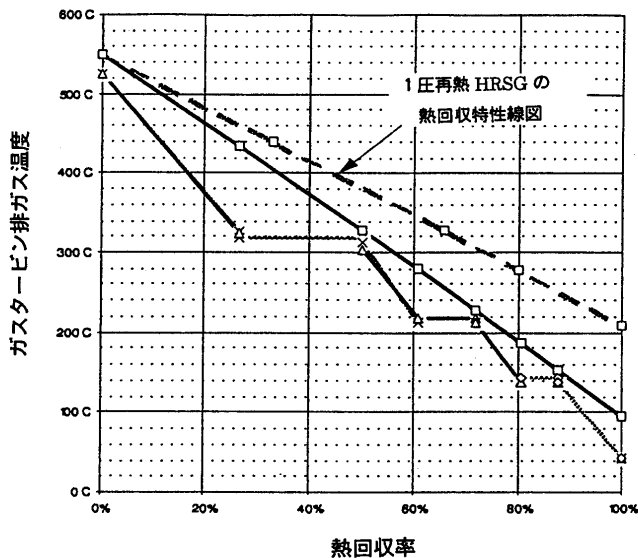


図1 3圧再熱 HRSG の熱回収特性線図

表1 サイクル検討用パラメータ

項目	値およびレンジ
ガスタービン排ガス量	540 kg/s
ガスタービン排ガス温度	変数 (550°C/600°C/650°C)
ガスタービン冷却エネルギー	19 MW
最低高压蒸気圧力	70 bara
最高高压蒸気圧力	190 bara
再熱蒸気圧力	高压蒸気圧力の 1/5
蒸気タービン排気圧力	0.065 bara
HRSG 給水温度	42°C
煙突出口ガス温度(最低)	80°C
HRSG 蒸発器ピンチポイント	10K
HRSG ドラムアプローチ	5K
HRSG 過熱器アプローチ	25K
最高高压蒸気温度	565°C

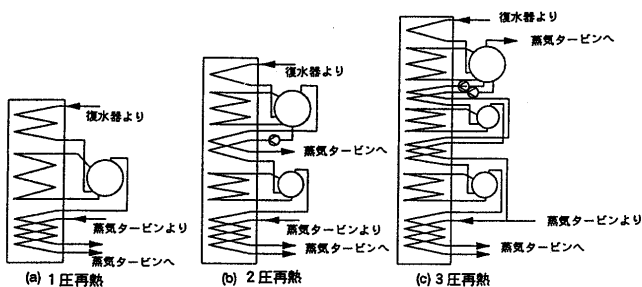


図2 各種サイクルの HRSG 系統図

対して、次の2つの指標により構成サイクルの妥当性を検討した。

- ① 熱回収量 (サイクルで回収される熱量)
煙突出口最低温度を 80°C と規定することにより、回収しうる熱量の最大値が決まる。
- ② エクセルギー移動量 (排ガス側から水/蒸気側へ移動するエクセルギー量)

エクセルギーは流体の活動しうる潜在能力を表わす。すなわち、流体の内部エネルギー量のある部分は機械エネルギーや電気エネルギーなど別の形のエネルギーに簡単に移行する。エクセルギー e は式 $e = h - h_{amb} - T_{amb}(s - s_{amb})$ により定義される。ここで、 h はエンタルピー、 T は絶対温度、 s はエントロピー、添字 amb は大気条件に対するものを示す。煙突出口最低温度を 80°C と規定すると、利用しうるエクセルギーの最大量が決まる。ただし、15°C、1.013 bar のガスを基準としてエクセルギー量を計算した。

サイクルを評価する場合、上記の2つの指標は重要である。ピンチポイントやアプローチが変わると、エクセルギー移動量は変化するが、熱回収量の方は単にガスタービンと熱回収サイクルの適合度合の結果を表わすだけである。

熱回収量とエクセルギー移動量の計算結果を表2、表3に示す。2つの表から次の事がわかる。①ガスタービン排ガス温度が高い場合、1圧、2圧、3圧などのサイクル方式に関係なく、熱回収量もエクセルギー移動量も増大する。②1圧、2圧、3圧方式に対する熱回収量差、エクセルギー移動量差は、ともに、ガスタービン排ガス温度が高い方が、著しく小さくなる。すなわち、550°C では3圧再熱方式の方がはっきりと優位性を示しているが、650°C では2圧に対する3圧の優位性は熱回収量においては26% (5.2 MW から 3.9 MW) 減少し、エクセルギー移動量においては34% (3.1 MW から 2.0 MW) 減少している。

この理由はガスタービン排ガス温度が高い場合には、質の高い高压蒸気が多量に発生することと関係する。高压蒸気の発生量が増えると、逆に給水加熱に必要な熱源

表2 熱回収量

	熱回収可能量		熱回収量	
	550°C	650°C	550°C	650°C
ガスタービン排ガス温度	550°C	650°C	550°C	650°C
1圧再熱方式	281,885 kW	345,810 kW	208,236 kW (73.9%)	296,590 kW (85.8%)
2圧再熱方式	同上	同上	268,164 kW (95.1%)	338,784 kW (98.0%)
3圧再熱方式	同上	同上	273,406 kW (97.0%)	342,668 kW (99.1%)

表3 エクセルギー移動量

	エクセルギー移動可能量		エクセルギー移動量	
	550°C	650°C	550°C	650°C
ガスタービン排ガス温度	550°C	650°C	550°C	650°C
1圧再熱方式	134,660 kW	178,286 kW	99,269 kW	144,202 kW
2圧再熱方式	同上	同上	122,552 kW	160,903 kW
3圧再熱方式	同上	同上	125,613 kW	162,920 kW

も増える。給水加熱に必要な熱源は高压蒸気の発生に要する高温ガスからではなく、より低温のガスから供給される。したがって、ガスタービン排ガス温度が高くなると、ガスタービンの低温の排ガスエネルギーは有効に利用され、低压レベルの排ガスの効果が著しく減少する。

このことから、ガスタービンの排ガス温度が増加するとサイクル方式に関係なく、熱回収量ならびにエクセルギー移動量が著しく増加するという重要な結論に到達する。したがって、ボトムリングサイクルはガスタービンの排ガス温度を可能な限り高くすることが得策である。

更に経済性を加味して検討した結果、ガスタービン排ガス温度が高い場合には3圧再熱の優位性が極端に減少することが判明した。このことを次章で述べる。

2.3 2圧再熱と3圧再熱の経済性比較

表1に示す排ガス温度と入口蒸気圧力範囲に対し、表4に示す条件の下で2圧再熱と3圧再熱の経済性を比較した。

サイクルの経済性比較を支配する特性数は次の3つである。

- * サイクル効率 (蒸気タービン出力差)
- * サイクル稼働率
- * サイクル投資コスト

サイクル効率：

ガスタービン排ガス温度によって、3圧再熱と2圧再熱蒸気タービンの出力比が変化する状況を図3に示す。3圧再熱の優位性がガスタービン排ガス温度の上昇とともに著しく減少すること、排ガス温度が高い場合、蒸気圧力を高くするほど2圧再熱方式の効果が増すという興味のある傾向も知ることができる。

サイクル稼働率：

2圧方式と3圧方式におけるサイクル稼働率の差は3圧再熱サイクルの中圧蒸気発生装置の有無で評価できるが、それをHRSGの部品のみで評価した。HRSGの高压部と中圧部に不具合が発生するとそれによってプラントは停止する。HRSGの低压部に不具合が発生すると2圧サイクルではプラントを停止、3圧サイクルでは70%に負荷を下げる。HRSGのメンテナンスのための計画停止はガスタービンの計画停止にあわせて行われるので、2

表4 経済性評価条件

項目	値
償却期間	15年
割引率	10%
プラントの年間運転時間	7900h
電力単価	3.5¢/kWh
電力単価エスカレーション	1.50%
燃料単価	2.25 US\$/MMBTU
燃料単価エスカレーション	2%
変動的 O&Mコスト	0.4¢/kWh
固定的 O&Mコスト	3.8MMUS\$/年
O&Mエスカレーション	2%

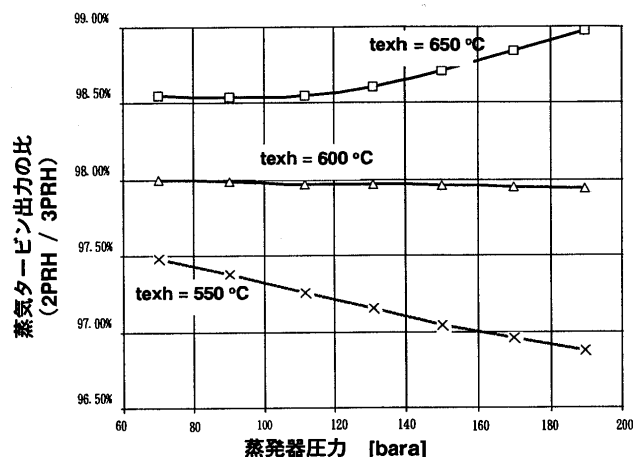


図3 2圧再熱/3圧再熱蒸気タービンの出力

圧方式と3圧方式の稼働率の差は両者の信頼性の差に置き換えた。

信頼性を評価するために使用したHRSGのブロック線図を図4、図5に示す。また、2圧方式と3圧方式のHRSGの信頼性比較を表5に示す。等価突発停止率に換算して評価すると2圧方式の方が約0.1ポイント信頼性が高い。

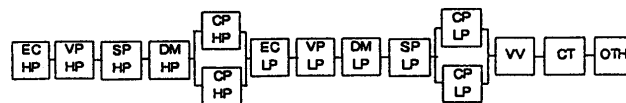


図4 2圧再熱 HRSG 信頼性解析用ブロック線図

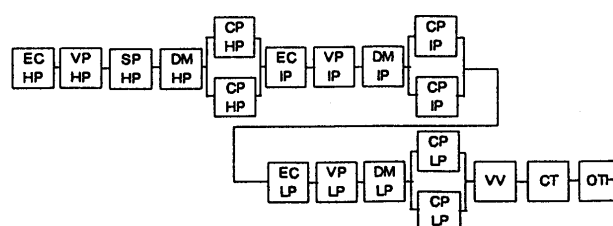


図5 3圧再熱 HRSG 信頼性解析用ブロック線図

表5 2圧再熱/3圧再熱 HRSG の信頼性

	2圧			3圧		
	FOR%	LO%	EFOR%	FOR%	LO%	EFOR%
高压部	0.22	100	0.22	0.21	100	0.21
中圧部	—	—	—	0.19	100	0.19
低压部	0.20	100	0.20	0.13	70	0.09
その他 (弁、制御装置等)	0.09	100	0.09	0.10	100	0.10
計	0.51	—	0.51	0.63	—	0.59

備考: FOR:突発停止率、LO:出力低下率、EFOR:等価突発停止率

サイクル投資コスト：

両方式による差は主に HRSG の設計に現れる。2 圧再熱サイクルの場合は伝熱面積が少なくなるので設計が簡単である。2 圧再熱方式と 3 圧再熱方式でガスタービン排ガス温度によって伝熱面積差の変わる状況を図 6 に示す。ガスタービン排ガス温度に関係なく、2 圧サイクルの方が 3 圧サイクルより伝熱面積差でほぼ一定した優位性を保持している。

上に述べてきたことから下記の結論が得られる。

- 1) ガスタービンの排ガス温度が高くなると 2 圧再熱サイクルに対する 3 圧再熱サイクルの優位性が著しく減少する。
- 2) ガスタービン排ガス温度が高くなると 2 圧再熱サイクルにおいては高圧蒸気圧力が高い方が蒸気タービン出力が大きい。
- 3) HRSG は 2 圧再熱方式の方が設計が簡単であり、また、信頼性も等価突発停止率に換算して約 0.1 ポイント有利である。
- 4) ガスタービン排ガス温度に関係なく 2 圧再熱サイクルの方が 3 圧再熱サイクルより HRSG の伝熱面積は少ない。

以上の事実から、表 4 に示す条件を使って現在価値 (NPV) を計算した。その結果を図 7 に示す。タービン排ガス温度をパラメータにして 2 圧再熱サイクルと 3 圧再熱サイクルの NPV 差を算出した。

2 圧再熱サイクルの NPV は高圧蒸気圧力が高いほど有利になる。図 7 に 2 圧再熱の場合と 3 圧再熱の場合の

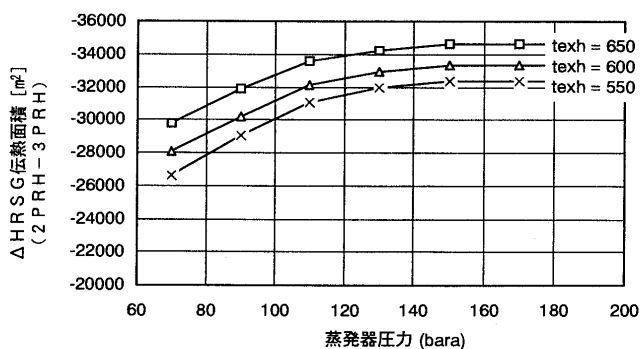


図 6 2 圧再熱/3 圧再熱 HRSG の伝熱面積

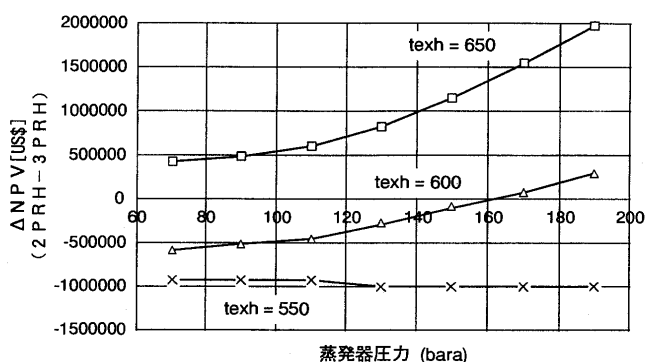


図 7 2 圧再熱/3 圧再熱サイクルの経済性比較

比較を示す。2 圧再熱方式について最適な高圧蒸気圧力がいくらであるかはこの図からはわからない。これについては次章で述べる。

2.4 2 圧再熱サイクルの仕様

ここでは表 4 に示す経済評価条件をもとに 2 圧再熱サイクルの場合の高圧蒸気圧力の最適化について述べる。また、最適化されたサイクルでどのような機器が効果的に機能するかについても言及する。

ガスタービン排ガス温度が約 630°C 以上の場合、高圧蒸気圧力に関係なく、2 圧再熱サイクルが経済的にもっとも有利なサイクルであることを図 7 に示した。また、一方、ガスタービン排ガス温度が高い場合、高圧蒸気圧力が上昇すると、3 圧再熱サイクルと 2 圧再熱サイクルの効率差が著しく減少することを図 3 で示した。温度レベルの高い熱源を常に利用してきた従来型プラントでは、20 年以上の間、高圧蒸気として 170 bar/565°C の蒸気条件が使用されてきた。つい最近になって、ガスタービンの排ガス温度の高温化が可能となったが、それによって初めてこの蒸気条件がコンバインドサイクルで実現できるようになった。

所要の圧力レベルで発生しうる蒸気量はガスタービンの排ガスエネルギーによって決まる。蒸気圧力が高い場合、蒸気のエネルギー密度は高くなるが、体積流量は減少する。蒸気圧力が高い場合、蒸気サイクルの出力密度 (単位作動流量に対する出力) が増大し、ボトムリングサイクルの効率が增加する。

蒸気圧力が高い場合、高圧蒸気タービンは高速・高効率・減速式を考慮しなければならない。蒸気圧力の高圧化 (シーケンシャル燃焼と以前に述べた 2 圧再熱サイクルにより可能となる) によって、蒸気量に対する出力 (kW/kg) が著しく増える。しかし、高圧蒸気タービンの効率は蒸気圧力の上昇に逆比例して悪くなる。このため、長期に亘り使用実績のある減速式蒸気タービンを適用することによって、蒸気流れを効率面から最適化した。その結果、図 8 に示すように、蒸気圧力を高くする

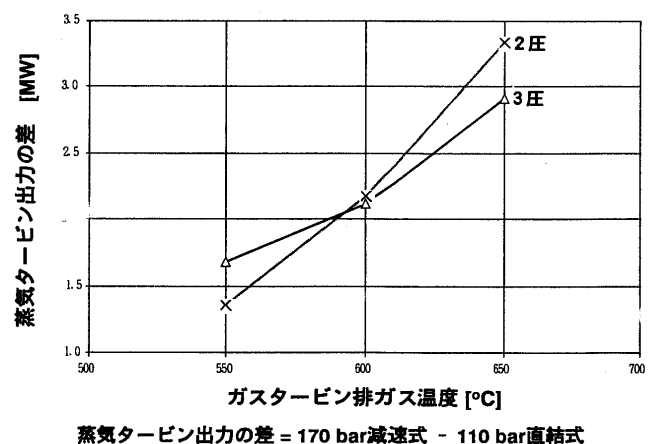
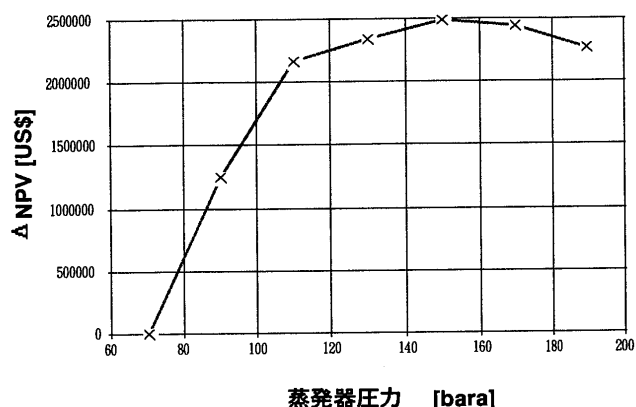


図 8 2 圧再熱/3 圧再熱における 170 bar 減速式 ST と 110 bar 直結式 ST の出力差

ことによって、排ガス温度の高い効果を効率面で十分に回収することができた。これは高速タービンの方が直結式タービンより各段落の周囲長が小さく、蒸気の通路面積を一定とする(両タービンの翼先端周速を同一にする)と、効率の良い長翼を適用できるからである。翼先端部と翼付根部の損失は基本的に変わらないため、長翼の方が短翼より効率が高い。したがって、直結型蒸気タービンに比べ、タービン高圧部は少ない段数で高効率を達成できる。

図 8 に 2 圧再熱方式と 3 圧再熱方式について、170 bar 減速式蒸気タービンと 110 bar 直結式蒸気タービンの出力差をガスタービン排ガス温度を横軸にして整理した。ガスタービン排ガス温度が高い場合には、蒸気圧力を高くすることによって、減速式蒸気タービンを使用するメリットが増えることを示している。

ガスタービン排ガス温度を高くし、減速式蒸気タービンを設けることにより 2 圧再熱サイクルを構成した。その評価結果を図 9 に示す。蒸気圧力 70 bar を基準にして、蒸気圧力を変化させ、2 圧再熱サイクルの NPV を比



NPV = Net Present Value (現在価値)
= 受給期間(15年)総発電利益-初期投資額

図 9 2 圧再熱サイクルの経済性評価 (蒸気圧 70 bar 基準)

較した。ガスタービン排ガス温度 650℃ では減速式蒸気タービンを採用した場合、2 圧再熱方式では蒸気圧力 150 ~ 170 bar の間に最適圧力が存在する。これは蒸気圧力が高くなると蒸気タービン出力は増加するが、一方、HRSG の高圧部や水・蒸気サイクルの構成機器の設備費の増加割合が増えるためである。

3. ICS の構成機器

3.1 パワートレンの軸配列と配置

ICS の対象は一軸型コンバインドサイクルプラントである。図 10 に ICS のサイクルレイアウト、図 11 にパワートレンの軸配列、図 12 にパワートレンの配置を示す。パワートレンの構成主機は、2 圧再熱排熱ボイラ (HRSG) + ガスタービン (GT) + 発電機 (GENO) + SSS クラッチ + 中・低圧蒸気タービン (IP/LPST) + 高圧蒸気タービン (HPST) であり、パワートレンの回転機器は、一軸にクラッチおよびギアを介して、平面配置されている。効率・運転・経済性・信頼性等を総合的に考慮した標準プラント (Reference Plant) を立案、多くのユーザーに提案し広範に適用するという ABB 社等に代表されるいわゆる欧州的设计思想に基づいており以下の特徴

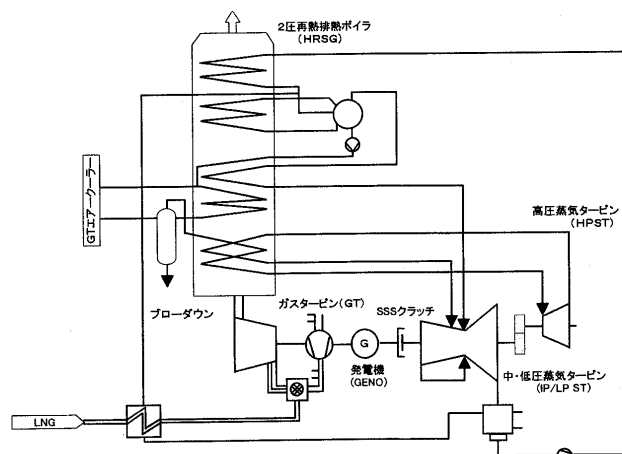


図 10 ICS サイクルレイアウト

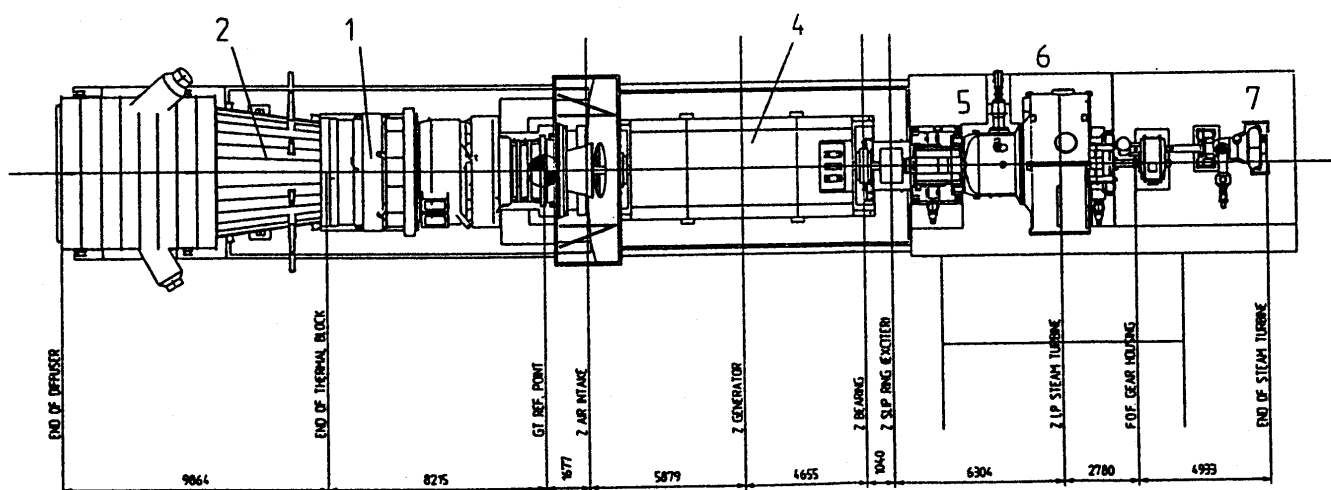


図 11 パワートレンの軸配列

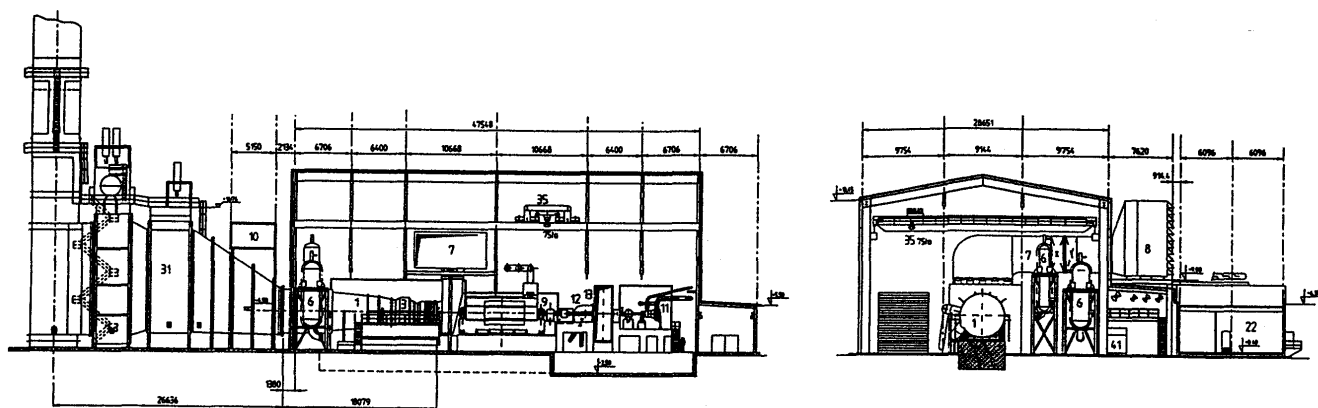


図 12 パワートレンの配置

を有する。

- (1) サイリスタ起動装置による GT の単独起動
- (2) 標準設計 ST の適用による信頼性向上
- (3) ST の冷却蒸気が不要・GT の高速起動可能
- (4) ST トリップ時、GT の継続運転も可能
- (5) 土木建築コストの低減
- (6) エンジニアリングコストの低減

3.2 パワートレン構成機器の特徴

(1) ガスタービン (GT)

1300℃ 級・二段燃焼を採用した GT 24/(60 Hz 地区), GT 26/(50 Hz 地区)が対象であり以下の特徴を有する。

- ・高効率二段燃焼
- ・高比出力 (空気流量当たりの出力)
- ・低 NO_x (乾式完全予混合燃焼)
- ・部分負荷性能の向上 (圧縮機 3 段可変静翼)
- ・溶接一体型ロータ

表 6 に、ガスタービン主要目を、図 13 に組立断面図を示す。

(2) 蒸気タービン (ST)

ICS の一方の特徴はガスタービンの高温排ガスのボトムリングサイクルにおける有効利用でありサイクルの高効率化達成のための標準高温高压蒸気タービンの適用がキーとなる。

その影響度は相似設計されたガスタービンの容量の関係より高压蒸気量の発生が少ない 60 Hz 機においてより顕著となるが、50 Hz 機もカバーする総合的な解として高压蒸気タービンに高速回転タービンを採用することが特徴である。

蒸気タービンとして

- ・高压タービン : 減速式衝動タービン
- ・中・低压タービン : 直結式反動タービン

を採用、高速回転対応・DSS 対応等をはかっている。図 14 に高压蒸気タービン断面図を、図 15 に中・低压蒸気タービン断面図を示す。

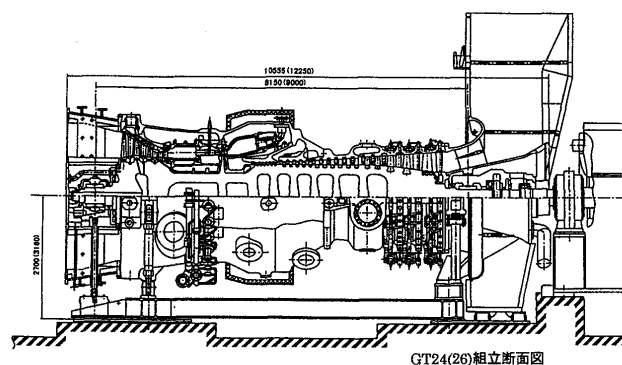
(3) 発電機 (GENO)

軸配列より両軸型の発電機としている。

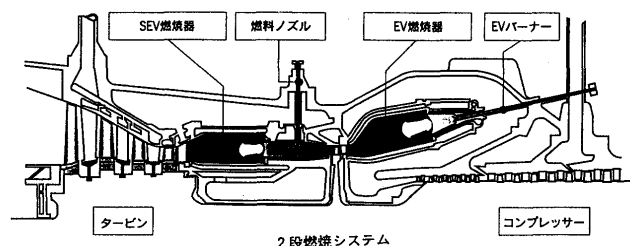
ガスタービン起動時はサイリスタ起動装置を用い、本

表 6 ガスタービン主要目 (ISO 条件, LNG 焼き)

項 目	GT 24	GT 26
性 能	発電端出力	1 8 3 MW
	熱効率(LHV 基準)	3 8 . 3 %
	熱効率(HHV 基準)	3 4 . 7 %
	回転数	3 6 0 0 r p m
タービン入口ガス温度 (ISO 定義)		1255/1315℃
圧縮機	圧縮比	3 0
	段数	2 2 段
	可変静翼	3 段
燃焼器	燃焼器	アニュラ型 2 段
	燃焼方式	予混合希薄 2 段
	バーナ	E V バーナ 3 0 本
タービン	段数	1 段
	高圧	4 段
排ガス	流量	3 9 1 kg/s
	温度	6 4 0 ℃
タービン出口 NO _x 値(16% ₂ 換算)		2 1 ppm 以下



GT24(26)組立断面図



2 段燃焼システム

図 13 ガスタービン組立断面図

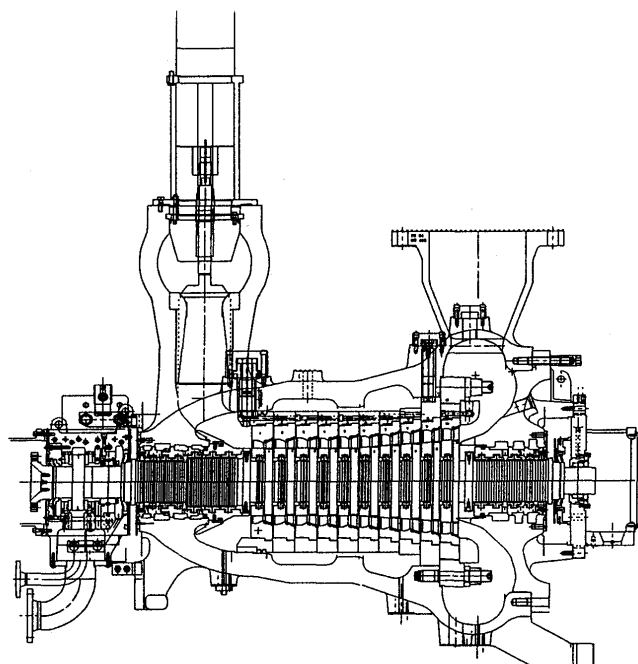


図 14 高圧蒸気タービン断面図

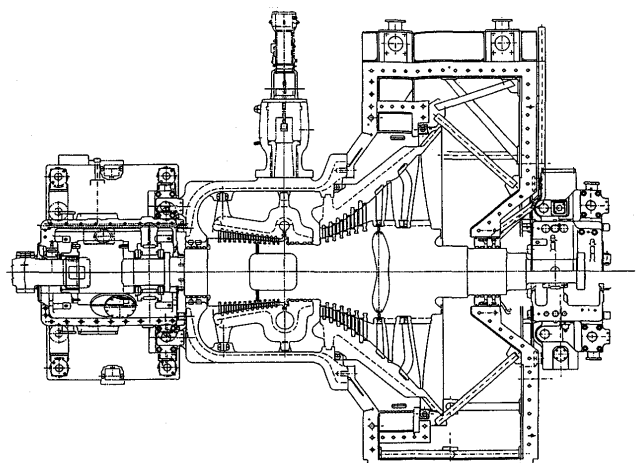


図 15 中・低圧蒸気タービン断面図

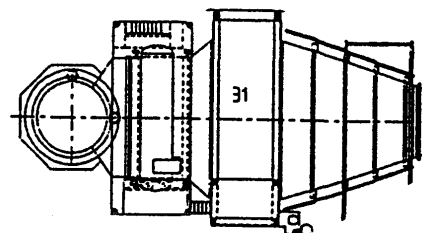
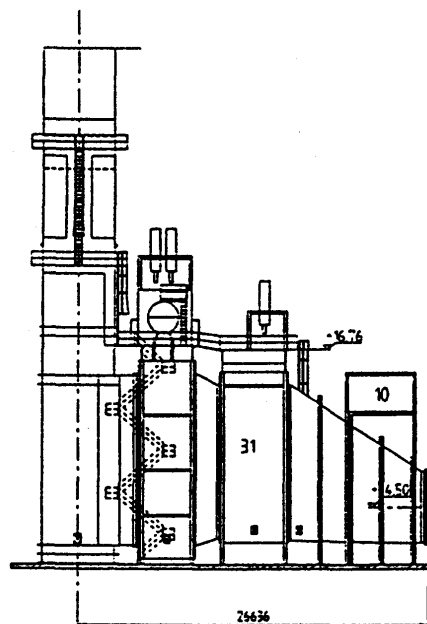


図 16 HRSG 参考図

4. ICS のねらい

ICS のねらいは、ガスタービンの高効率化にともなうガスタービン排ガス温度の上昇に対して排熱ボイラ、蒸気タービンを中心とするボトムリングサイクルの効率上昇、とりわけ、全周挿入を要求されるコンバインドサイクル用高圧蒸気タービンの 1 段翼長を高圧蒸気発生量を考慮したうえで高圧・高温化対応をはかることで達成するとともに、経済的にも最適なコンバインドサイクル発電設備とすることである。

ICS のねらいを纏めると以下の通りである。

- (1) 高い経済性
 - ・ 2 圧再熱蒸気サイクル
 - ・ 一階平面配置
 - ・ 高速回転蒸気タービン (減速式 ST)
- (2) 高い熱効率
 - ・ 二段燃焼ガスタービン
 - ・ 高速回転蒸気タービン (減速式 ST)
 - ・ 一軸配列 (高い発電機効率)
- (3) 高い部分負荷効率
 - ・ 圧縮機 3 段 GV 可変
 - ・ 熱負荷に対する高い柔軟性
 - ・ ベースロード, DSS 対応
 - ・ バレル型ケーシング高圧蒸気タービン
 - ・ 貫流型高圧ボイラ

発電機を起動モータとして使用する。

50 Hz 機は水素冷却式を、60 Hz 機は空気冷却式を標準としている。

(4) 排熱ボイラ (HRSG)

2 圧再熱排熱回収ボイラであり、低圧部はドラム型、高圧部はいわゆる貫流型を標準としており、起動性、DSS 対応等を考慮している。

図 16 に参考図を示す。

(5) SSS クラッチ

軸配列上、発電機と蒸気タービンとの間に設置されており、ガスタービンで先行して運転されている発電機の回転数に、HRSG 発生蒸気の導入により後発で起動した蒸気タービンの回転数が同期すると、自動的に嵌入する。

特集・次世代形コンバインド発電技術

1,500℃級蒸気冷却ガスタービンを用いた
次世代高効率コンバインドサイクルプラント石井 潤治^{*1}

ISHII Junji

キーワード: 1,500℃級ガスタービン, H システム, コンバインドサイクル, 冷却技術, 蒸気冷却翼, 単結晶翼, 遮熱コーティング

1,500℃-class Gas Turbine, H System, Combined Cycle, Cooling Technology, Steam Cooled Blade, Single Crystal Blade, Thermal Barrier Coating

1. はじめに

火力発電は国内総発電設備容量の約60%を占め、依然として電力供給の主役の位置にある。高品質で低価格な電力を安定的に供給すると共に環境への影響を最低限に抑えることが、発電設備に対して常に求められている。この環境保全・エネルギー利用の高効率化・経済性向上への要求に対応して、近年ガスタービンを用いた高効率コンバインドサイクルプラントが増加する傾向にある。ガスタービン単体としての効率は高いものではないが、その排熱を利用した蒸気タービンと組み合わせコンバインドサイクルとすることにより、従来の汽力発電に比べ大幅な効率向上が実現される。このため、ガスタービンは火力発電の中で次第に大きな地位を占めるに至っている。

現在では、1,300℃級空気冷却ガスタービンを用いたコンバインドサイクルプラントが主流となっているが、21世紀初頭にはより高効率な1,500℃級蒸気冷却ガスタービンを採用したコンバインドサイクルプラントの商用化が予定されている^{(1)~(4)}。

これに対し、当社は1998年3月に米国 General Electric 社と“H システム”と呼ばれる1,500℃級コンバインドサイクルプラント用パワートレイン機器（ガスタービン、蒸気タービン、発電機）の製造協業契約を締結し、その商用機の製造に着手すると共に現在その実用化に向けたプラント計画を実施中である⁽⁵⁾。

“H システム”の中核を成す1,500℃級蒸気冷却ガスタービン^{(1)~(3)}にはMS 9001 H型（50 Hz 機）とMS 7001 H型（60 Hz 機）の2機種があり、その初号機は1998年5月から6月に掛けて工場無負荷試験（FSNL 試験；Full Speed No Load 試験）に成功し、2000年後半には実プラントにて負荷試験を行う予定である。また、蒸気タービンは高効率で省スペース化に配慮した再熱式混圧タービンがサイト条件に合わせて選択できる。さらに、大容量化を図った水素冷却方式発電機を開発して採用を

予定している。この“H システム”を用いた次世代高効率コンバインドサイクルプラントは、現在の1,300℃級プラントに比べ1.5~1.7倍の出力と6~8%（相対値）の効率向上により、同等の発電出力を17%少ない敷地面積で実現することが可能である。

ここでは、エネルギー利用の高効率化と環境保全、そして経済性向上を目ざして推進されている次世代高効率コンバインドサイクルプラントに関して、1,500℃級蒸気冷却ガスタービンの実用化状況およびそれを用いた高効率コンバインドサイクルプラントの特徴について紹介する。

2. コンバインドサイクルプラントの動向

図1にタービン入口温度（動翼入口）の上昇に伴う一軸式コンバインドサイクルの効率向上の推移を示す。空気冷却翼を採用することにより1970年代中頃からガスタービンの入口温度が1,100℃級へ高温化され、また、圧縮機吸込空気流量の増大が図られることにより、ガスタービンの単機出力が100 MWを超えるようになった。このガスタービンは従来機に比べ排ガス温度も高く、この排熱回収により発生する蒸気を用いて中容量の蒸気タービンが駆動できるようになった。これに伴い、ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせた一軸型や多軸型のコンバインドサイクルプラントが計画され、その高い熱

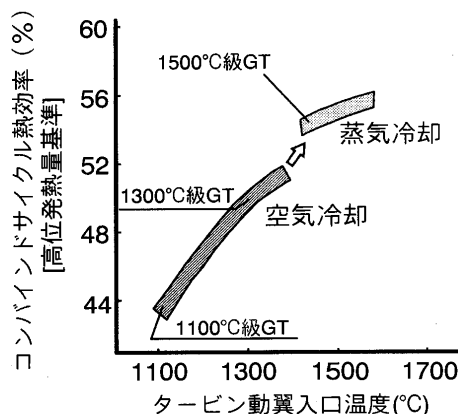


図1 コンバインドサイクル効率の推移

原稿受付 1999年3月10日

*1 (株)東芝 京浜事業所 原動機部

〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2丁目4番地

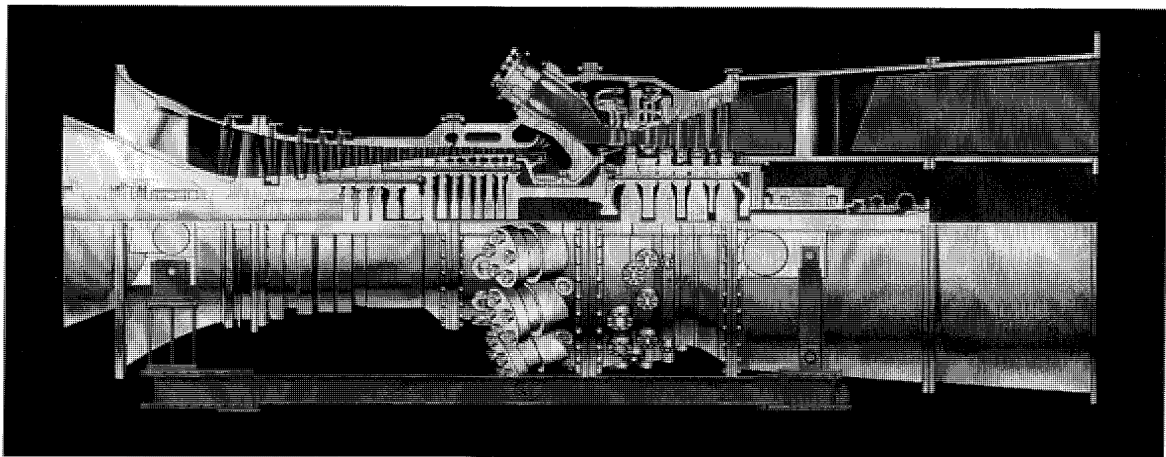


図2 1,500℃ 級蒸気冷却ガスタービン断面図

効率、速やかな起動性、負荷追従性の良さ、温排水や NOx 等の環境汚染の少なさ等の特徴が電力設備の高性能化、運用の多様化、環境適合化の要求に合致した。このため、天然ガスを燃料として、世界中で多くのプラントが建設され、信頼性の高い運転実績により、その有用性が実証された。

これらの運転実績を踏まえ、1990 年代に入ると、さらに高度化された空気冷却翼と結晶制御耐熱超合金の採用、ドライ低 NOx 燃焼器の開発等により、1,300℃ 級空気冷却ガスタービンが実用化された。この 1,300℃ 級ガスタービンを採用したコンバインドサイクルプラントでは、一軸型で出力 250～380 MW、熱効率も 49% を超える大容量・高効率化が実現されている。また、ガスタービンのみならず、排熱回収ボイラーのモジュール数削減、蒸気タービンへの新しいロータ材料や最新の長翼の採用等により、プラントのコンパクト化を図り、コスト低減にも注力してきた。これらは、一層の高性能化・低公害化の要求に適合し、国内外で急速に 1,300℃ 級コンバインドサイクルプラントの建設が進められ、一層の有用性が実証されている。

また、昨今の電力事業を取り巻く環境の中で、地球環境保全への要求、経済性向上の要求は一段と厳しくなっている。これらの要求に対し、より一層の高効率化・大容量化を目指して、空気に比べ格段に冷却特性の良い蒸気を冷却媒体とした回収式蒸気冷却翼を採用した 1,500℃ 級ガスタービンの開発が 21 世紀初頭の実用化に向け General Electric 社にて鋭意進められている^{(1)～(3)}。このガスタービンを用いた 1,500℃ 級コンバインドサイクルプラントは、1,300℃ 級に比べ大幅な性能向上が見込まれ、出力で 1.5～1.7 倍、効率で 6～8% (相対値) の向上が可能である。

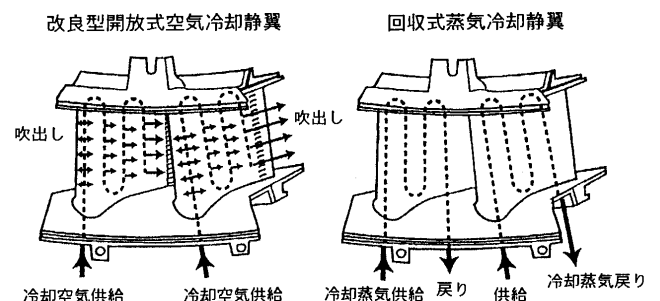
3. 1,500℃ 級ガスタービン

昨今の地球環境保全への社会的要求、高効率化・経済性向上への要求は一段と厳しくなっている。ガスタービンは、サイクルの特性から燃焼温度を上昇させること、

表1 1,500℃ 級蒸気冷却ガスタービン基本仕様

ガスタービン型式		9H(50Hz 機)	7H(60Hz 機)
圧縮機	吸込空気量 (kg/s)	686.7	557.9
	段落数	18	18
	圧力比	23.2	23.2
燃焼器	缶数	14	12
	NOx 濃度*1 (ppmvd, @16%O ₂)	<40	<40
タービン	タービン入口温度 (°C) (1B 前)	1,439	1,439
	段落数	4	4

注) *1: 保証値。

図3 タービン第1段静翼冷却方式の比較^{(1)～(3)}

即ち、高温化を図ることにより高効率が実現される。また、大容量化を図ることにより、経済性向上が可能となる。一方、環境適合化に対しては、新しいドライ低 NOx 燃焼器の開発が必要である。

これらの要請に対し、更なる高温化・大容量化・環境適合化を図った 1,500℃ 級ガスタービンの開発^{(1)～(3)}が進められている。その断面図を図 2 に、また、表 1 にガスタービン仕様を示す。

1,500℃ 級ガスタービンの第 1 の特徴は高温化であり、そのために図 3^{(1)～(3)}に示すような回収式蒸気冷却方式がタービン第 1 段・第 2 段に適用されている。従来の冷却翼の冷却媒体である空気に比べ、比熱や物性値の違いにより広い作動範囲で熱伝達率が 1.5 倍にもなる優れた冷却特性を持つ蒸気⁽⁶⁾を冷却媒体として採用している。これにより、タービン第 1 段動翼入口温度 1,430℃ 以上が

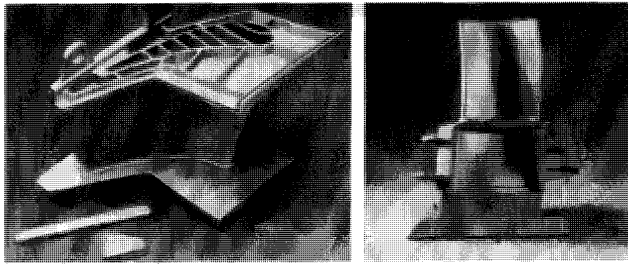
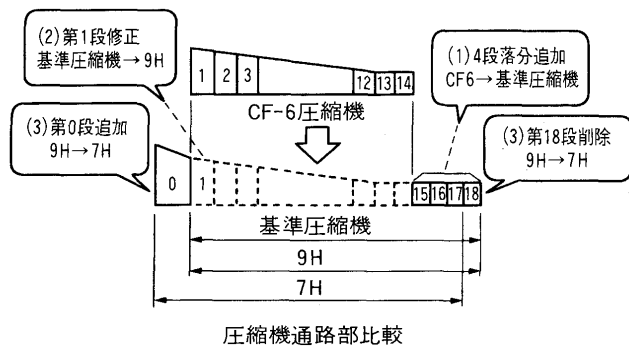
図4 タービン第1段蒸気冷却動静翼（単結晶材使用）^{(1), (3)}

図5 圧縮機開発フロー

実現され、1,300℃ 級ガスタービンに比べ110℃ 以上の高温化が図られる。また、回収式冷却構造であるため、冷却蒸気は蒸気タービンに還流され動力回収されると共に冷却媒体のガス通路部への吹出しによる主流ガスの温度低下が避けられ、同じタービン動翼入口温度に対し低い燃焼温度が実現される。このため、燃焼器での発生NO_xの低減が図られ、環境保全に対する要求も満足することができる。

一方、高温化に伴う蒸気冷却の採用により、空気冷却翼に比べ翼基材内の温度勾配が大きくなり熱応力と歪みが増大する。しかし、最も過酷な使用条件となる第1段動静翼（図4）^{(1), (3)}に高温強度の優れた単結晶材を適用し、従来の空気冷却翼と同等の寿命を実現している。また、高温ガスから翼基材を保護するために、遮熱コーティングをタービン第1段、第2段動静翼に適用している。なお、この蒸気冷却タービンの開発に際し、流体性能・冷却性能等の確認や蒸気環境下での材料特性評価、さらに遮熱コーティングの耐久試験等の各段階での検証が行われ、実機設計に反映されている⁽⁷⁾。

第2の特徴は容量の増大で、そのためには圧縮機の流量増加が重要な課題となり、さらに高温化に伴いコンバインドサイクルの熱効率・比出力を最適化するための高圧力比化も必要となる。このため、図5の圧縮機開発フローに示すように、General Electric社の航空エンジンとして豊富な実績を持つCF6-80C2エンジンの圧縮機を基に新設計圧縮機が開発され、大容量化と高圧力比化を実現している。圧力比23.2を満たすために後段に4段落を追加した基準圧縮機を設計製作し、その検証試験結果を基に、第1段に修正を加えると共にスケール設

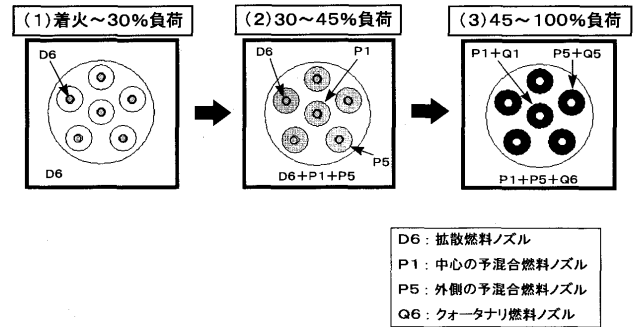


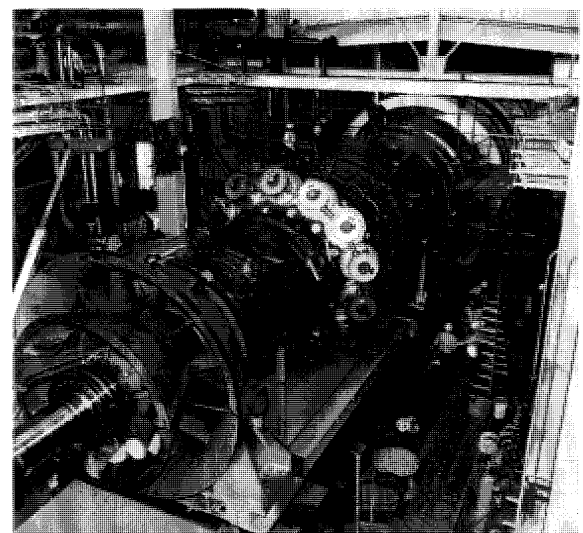
図6 燃焼器燃焼状態の変化

計によりMS 9001 H（9 H；50 Hz 機）型用圧縮機が設計され、さらに実機の約1/3の大きさのスケールモデル機による検証試験が実施された。この検証試験で流量・圧力特性、効率、振動特性、ディスク温度分布等を十分に評価し、実機的设计に反映している。

一方、60 Hz 機のMS 7001 H（7 H）型用にはスケール設計を行うとともに要求吸込空気量を満たすために第0段落を追加され、一方圧力比を合わせるために第18段落を削除している。

そして、第3の特徴である環境適合化に対しては、ガス温度の上昇に伴い新しいドライ低NO_x燃焼器（DLN 2.6 H）の開発を実施している。従来型のDLN 2の実績を反映し、燃料と空気を予混合して均一な混合空気を作る100%予混合燃焼により、1,300℃ 級ガスタービンに比べ更に低NO_x化を図っている。

DLN 2.6 H燃焼器のガスタービン着火から定格負荷までの燃焼状態の変化を図6に示す。着火から30%負荷までは拡散燃料ノズルのみを使用して拡散燃焼を行い、30%から45%負荷では予混合ノズルも用いて拡散火炎の周りに予混合火炎を形成する。そして、45%負荷以上では拡散燃料を切り、100%予混合燃焼として40 ppmvd程度まで排出NO_xを低減し、安定な燃焼を維持する。このため、全運転域において6個の燃料ノズルに均

図7 MS 9001 H 型ガスタービン FSNL 試験設備⁽⁴⁾

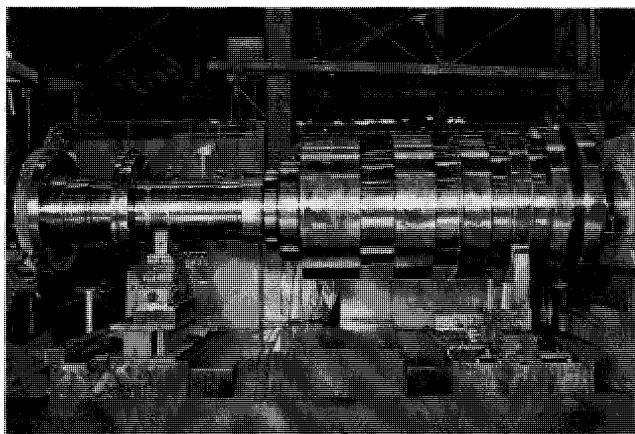


図8 製造中のMS 7001 H型ガスタービン圧縮機ロータ
(於、当社京浜事業所)

等に燃料が配分されて燃焼するため、部分的な高温部が無い良好な燃焼状態が得られる。このDLN 2.6 H燃焼器の開発においては、実機サイズの燃焼器による実圧・実温燃焼試験が実施され、運転特性等の検証が行われている。

上述の主な特徴の他に様々な対策が施され、高効率・高信頼性のガスタービンを実現している。そして、9 H型ガスタービンに対して、その信頼性を検証するための各種要素試験実施後、去る1998年5～6月に実機によるFSNL (Full Speed No Load) 試験が実施された(図7)。

このFSNL試験では1,300点以上の計器を使用し、圧縮機圧力・流量特性、効率、振動特性等評価し、何ら問題の無いことが確認された。さらに、1999年5月から出荷前試験が開始され、試験完了後General Electric社グリーンビル工場を出荷し、2000年後半に実負荷試験、そして2001年初頭に初号機運開が予定されている。

一方、7 H型ガスタービンに対しては、現在初号機を当社京浜事業所及びGeneral Electric社グリーンビル工場にて製造中で(図8)、1999年12月にFSNL試験、2001年後半に実負荷試験を予定している。

4. 1,500℃ 級コンバインドサイクルプラント計画

図9に、1,500℃ 級コンバインド発電システム(Hシステム)の概略系統図⁽⁵⁾を示す。ガスタービン翼に対す

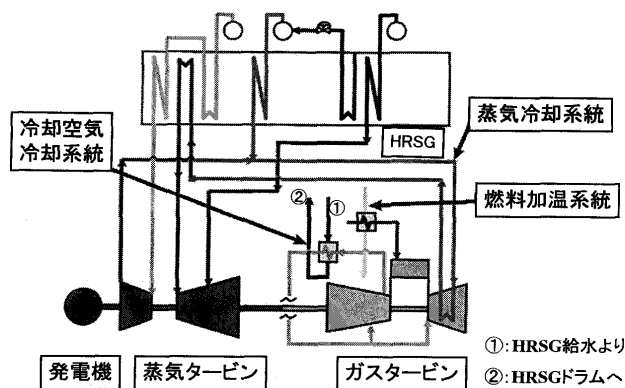


図9 1,500℃ 級コンバインドサイクル発電システム概略系統図

る冷却蒸気は、従来の3圧力再熱方式のコールドレヒート蒸気(高圧蒸気タービンの排気蒸気)の一部と中圧主蒸気の全量により賄われる。そして、ガスタービン翼を冷却した後の過熱された蒸気は再熱器で再び過熱後、中圧タービンへ導かれ蒸気タービン出力の増加に寄与する。燃料加熱システムは燃料を高温水により加熱し燃焼器に供給するシステムで、これによりプラント効率は0.6～0.8% (相対値) 向上する。また、冷却空気冷却システムは、高圧力比化に伴い温度上昇した圧縮機吐出空気を給水で冷却するもので、冷却空気を冷却した給水は加熱され蒸気となり、排熱回収ボイラのドラムに回収される。

表2に、当社計画の1,500℃ 級一軸型コンバインドサイクルプラント⁽⁵⁾の基本仕様を示す。本プラントの蒸気サイクルには、現在実用化されている1,300℃ 級コンバインドサイクルプラントの場合と同様の高い蒸気サイクル効率が得られる再熱3圧サイクルを採用している。蒸気条件は、ボトミングサイクルの効率向上のために高温・高圧力化し、12.5～15 MPag/550～560℃ としている。プラント出力は50 Hz用と60 Hz用でそれぞれ490 MW, 394 MW, 効率は共に53% 以上となり、1,300℃ 級プラントに比べ出力で1.5～1.7倍、効率で6～8% (相対値) 向上する。なお、排出NO_xは脱硝設備出口で4 ppmvd以下と、1,300℃ 級プラントと同程度となる。

コンバインドサイクルプラント用として高い内部効率とコンパクト設計が重視されるため、1,500℃ 級コンバインドサイクルプラント用の蒸気タービンには再熱式混圧タービンが使用される。計画真空度が1.5 inch-Hgaの時は、定格点で排気損失が最小となりプラント熱効率が最大となるTCDF-33.5が用いられ、ベース負荷運用のプラントに対して最適な選択となる。しかし、部分負荷効率が重視されるプラントではTCDF-30を選択することも可能である。

さらに60 Hz機に対して、タービン建屋およびメンテナンスの合理化が重視される場合には、蒸気タービンを単車室化しSCSF-45を用いることも可能である。

表2 1,500℃ 級一軸型コンバインドサイクルプラント基本仕様

項 目	仕 様	
ガスタービン型式	9H(50Hz機)	7H(60Hz機)
タービン入口温度(℃)(1B前)	1,439	
HRSG型式	3圧式再熱自然循環型	
蒸気タービン型式 ^{*1}	TCDF-33.5インチ	TCDF-30/ SCSF-45インチ
発電機出力(MW/軸) ^{*2}	490	394
発電端効率(%) (HHV基準)	>53	>53
ガスタービン出口NO _x 濃度 ^{*3} (ppmvd, @16%O ₂)	<40	<40
HRSG出口NO _x 濃度 (ppmvd, @16%O ₂)	<4.0	<4.0

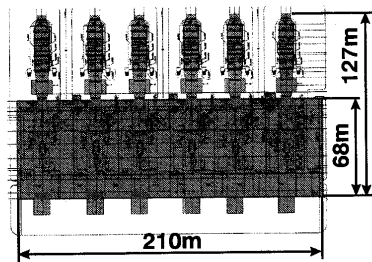
注) *1: 代表例を示す。蒸気タービン形式は、運用・サイト条件により本例以外にも選択可能である。

*2: 大気温度15℃、ベース負荷時。

*3: 保証値。

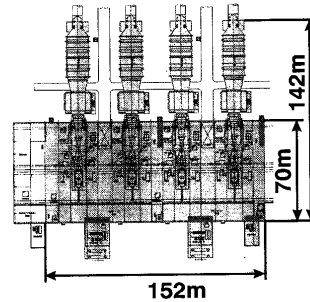
60 Hz 地区プラント計画例

1,300℃ 級ガスタービン適用例



ガスタービン : MS7001FA×6
 プラント出力 : 1,426MW
 プラント効率 : 49%
 設置面積 : 27,400m²

1,500℃ 級ガスタービン適用例



ガスタービン : MS7001H×4
 プラント出力 : 1,579MW (+8.1%)
 プラント効率 : 53% (+8.2%)
 設置面積 : 22,700m² (-17%)

図 10 1,500℃ 級コンバインドサイクルプラント機器配置例

また、1,500℃ 級コンバインドサイクルプラント用の発電機として、9H 型ガスタービン/7H 型ガスタービン用に各々 1 機種ずつ標準のタービン発電機を適用する。発電機の冷却方式には、従来から本プラントの容量の発電機に適用されてきた水冷却方式より単純な機器構成となる水素冷却方式を標準的に採用する。この水素冷却発電機は、当社にて新規に開発し適用範囲を拡大したものである。ただし、ユーザーの意向に応じて水冷却発電機を適用することも可能である。

なお、パワートレインの起動方式としては、制御性が良く実績の豊富な LCI 起動方式を標準としているが、蒸気タービン起動方式の採用も可能である。両方式にはそれぞれ特徴があり、プラントにおける運用性と経済性評価により決定される。

一方、機器配置に目を移すと、60 Hz 地区を対象に 1,500 MW 級の軸型コンバインドサイクルプラントを 1,500℃ 級プラントと 1,300℃ 級プラントで比較すると、図 10 に示すように 1,300℃ 級空気冷却ガスタービンでは 6 台、1,500℃ 級蒸気冷却ガスタービンを用いた場合には 4 台による構成となる。また、プラント出力および熱効率は、1,300℃ 級コンバインドサイクルプラントでは 1,458 MW/49% であるのに対し、1,500℃ 級プラントでは 1,576 MW/53% となる。出力・熱効率共に 8% 以上（相対値）性能向上するのに対して、設置面積は約 17% 縮小する。

このように、1,500℃ 級蒸気冷却ガスタービンを採用することにより、大容量・高効率でコンパクト、かつ、地球環境保全に適合するコンバインドサイクルプラントが実現される。

5. あとがき

現在開発が進められている 1,500℃ 級蒸気冷却ガスタービンおよびそれを用いた 1,500℃ 級コンバインドサイクルプラントの特徴について紹介した。

General Electric 社より導入した 1,500℃ 級ガスタービンに関連する技術と従来の汽力プラントやコンバインドサイクルプラントにて培った豊富なシステムエンジニアリング技術を生かし、現在 1,500℃ 級コンバインドサイクルプラントの最適系統計画・配置計画・環境保全計画が進められている。

これまで述べてきたように、1,500℃ 級蒸気冷却ガスタービンを用いた次世代高効率コンバインドサイクル発電プラントは、環境調和に配慮し、かつ、エネルギー利用の高効率化を実現するための発電方式として非常に有効である。また、この次世代高効率コンバインドサイクル発電プラントは、21 世紀初頭には商用化が予定されており、21 世紀における発電プラントの主流になるものと期待される。

参考文献

- (1) Corman, J. C. and Paul, T. C., "Power Systems for the 21 st Century "H" Gas Turbine Combined Cycles", GER-3935 A, GE Industrial and Power Systems, (1996)
- (2) Corman, J. C., "H Gas Turbine Combined Cycle Technology & Development Status", ASME Paper 96-GT-11, (1996-6)
- (3) Corman, J. C., "H Gas Turbine Combined Cycle Power Generation System for the Future", Proceedings of the 1995 YOKOHAMA International Gas Turbine Congress, 95-YOKOHAMA-IGTC-143, (1995-10)
- (4) 大久保貴司, 「1500℃ 級ガスタービンの開発と実用化」, 平成 10 年度火力原子力発電大会講演論文集, 火力原子力発電技術協会編, (1998-10)
- (5) 大久保貴司, 渋谷幸生, 「1500℃ 級次世代コンバインドサイクル発電所の計画」, 東芝レビュー, Vol. 54, No. 5, (1999)
- (6) 岡村隆成, 「ガスタービンの蒸気冷却技術」, 日本ガスタービンセミナー第 21 回資料集, (1993), 71-78
- (7) Cook, C. S. et al, "Overview of General Electric's Advanced Turbine System Program", ATS annual program review, DOE, (1998-11)

特集・次世代形コンバインド発電技術

航空転用形ガスタービンの複合発電プラント

野崎 明^{*1}

NOZAKI Akira

キーワード：航空転用形，ガスタービン，複合発電，コジェネレーション，高効率，高出力，小形，軽量，Dry Low Emission，LM 6000，Independent Power Producer

1. はじめに

小形・軽量・高出力の特性をもつ航空転用形ガスタービンはその特徴を生かし、1970年代から非常用発電機駆動用として、或いはオフショア・プラットフォーム上の発電機駆動や天然ガス圧縮機・石油圧送ポンプ駆動用として産業用に広く使われるようになり、その用途の拡大と相俟ってR-R社製のAVONやGE社製のLM 2500のように既に1000台以上の生産実績を達成した機種も現れている。近年は小形・軽量・高出力の他、高効率・高信頼性・保守容易性の特徴を生かして、艦艇や大形フェリーの主機関への適用や定置常用発電プラントへの適用例も数多く見られるようになっている。また、航空機用ガスタービンの大形化・高出力化に伴い、大形の航空転用形ガスタービンも開発されて来っており、GE社製のLM 5000 STIG(定格出力50 MW)やLM 6000 PC/PD(同45 MW)、R-R社製TRENT(同51 MW)といった1機当たり50 MWクラスの高出力ガスタービンが実用化されている。複合発電プラントの世界でも、かつては電力会社向け大形産業用ガスタービンを使用した複合発電プラントがほとんどであったものが、世界的な発電事業の民営化(Independent Power Producer)やエネルギーの節約、環境問題の高まりからコジェネレーション指向が高まり、中・小規模の航空転用形ガスタービンを利用した複合発電プラントやコジェネレーション・プラントの設置例が多くなって来ている。本稿では航空転用形ガスタービンおよび航空転用形ガスタービン複合発電プラントの特徴について概説し、幾つかの実用プラントへの適用例を紹介する。

2. 航空転用形ガスタービンの特徴

2.1 航空転用形ガスタービンの特徴

元来航空機用ガスタービンとして開発されたものを産業用に改良した航空転用形ガスタービンの第1の特長は小形・軽量・高出力という特性である。一例としてGE社製のLM 6000 PCガスタービンは長さ4915 mm、幅2151 mm、高さ2050 mmで重量7714 kgであり、比出

力は5.73 kW/kg(表1参照)であるが、これは一般の産業形ガスタービンに比べ遥かに大きな数字である。また、航空転用形ガスタービンは熱効率が高く、LM 6000 PCでは42.4%に達しており、その結果排気ガス流量・温度ともに同出力の産業形ガスタービンよりも低い数値となる特長がある。

第2の特長としては、ガスタービンの起動・停止特性に関して、航空転用形は熱衝撃に強い薄肉構造のケーシングと組み立て構造の軽量ロータを採用していることから急速起動が可能で、起動指令から全負荷運転まで10分程度で到達可能であることがある。

第3の特長は整備の簡素・容易性で、当社で扱っているGE社製の航空転用形ガスタービンを例にとると、ボア・スコープ点検の採用とモジュール分割構造の採用により、予知保全とモジュール単位での換装・整備が可能となっている。この為、現場での内部点検整備作業が大幅に簡略化され、作業時間とプラント・ダウンタイムの大幅な短縮化を可能にしている。図3にモジュール構造の例を示す。

2.2 LM 6000 ガスタービン

最新航空転用形ガスタービンの例として、当社主力機種のLM 6000 ガスタービンについて以下に概要を記す。LM 6000は航空機用CF 6-80 C 2ターボファンエンジンを産業用に転用した、現在実用化されているガスタービンの中では、単機最高効率の機種のひとつである。航空機用CF 6系列エンジンの産業用への転用は、25 MW級LM 2500(CF 6-6)、35~50 MW級IM 5000(CF 6-50)が既に多くのプラントに実用化されており、LM 6000

表1 LM 6000 ガスタービンの性能

	LM 6000 PC	LM 6000 PD
エンジン軸端出力	44200 kW	43100 kW
熱消費率	2027 kcal/kWh	2035 kcal/kWh
排気ガス温度	452℃	449℃
排気ガス流量	125.8 kg/s	124.8 kg/s

性能計算条件：ISO条件(気温15℃、相対湿度60%、掘付高度0 m)
吸気損失0 mmH₂O、排気損失0 mmH₂O

原稿受付 1999年2月23日

*1 石川島播磨重工業(株) ガスタービン事業部
〒135-8731 東京都江東区豊洲2-1-1

はこれらの使用実績を基に、簡素化と高効率化を図ったものである。当社はこの LM 6000 エンジンの開発・生産分担も担っており、圧縮機後部フレーム及び後部出力軸アダプター部品がそれに当たる。LM 6000 は高圧比化、タービン入口温度の高温化と圧縮機及びタービン部等の要素効率の改善に加え、従来新設計していた出力タービンを省略し、低圧圧縮機を駆動する低圧タービン・ロータから直接出力を取り出す方式を採用していることにも大きな特徴がある。

LM 6000 の構造図を図 1、概念図を図 2、性能を表 1 に示すが、エンジン主要目は次のとおりである。形式：開放サイクル 2 軸式、圧縮機：軸流 5 段低圧圧縮機 + 軸流 14 段高圧圧縮機、燃焼器：環状式、タービン：軸流 2 段高圧タービン + 軸流 5 段低圧タービン。

LM 6000 ガスタービンは従来形 LM 6000 PA/PB ガスタービンを改良し、効率改善・出力増加した LM 6000 PC/PD ガスタービンが現有形で、PC 形は従来形燃焼器を有し、PD 形は低 NO_x 形燃焼器 (DLE) を備えた機種となっている。本ガスタービンは 1992 年に商用運転

を開始以来、1998 年末迄に既に 130 台以上の生産台数を数えている。

LM 6000 PC はガス焚、液焚、両焚が可能で、水又は蒸気噴射により NO_x を 25 ppm (O₂ : 15% 換算) に低減可能であるが、LM 6000 PD は DLE (Dry Low Emission) 形 3 層環状燃焼システムの採用により、水・蒸気噴射無しで NO_x を 25 ppm (O₂ : 15% 換算) 以下に抑制可能となっている。採用した DLE 燃焼器の断面を図 4 に示す。

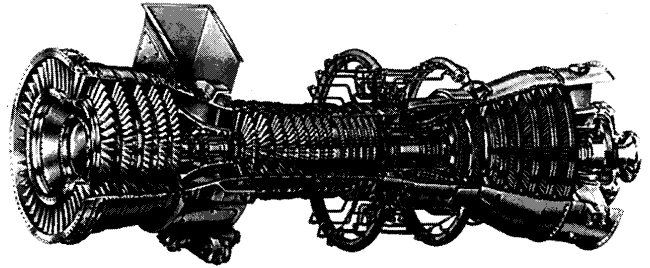


図 1 LM 6000 構造図

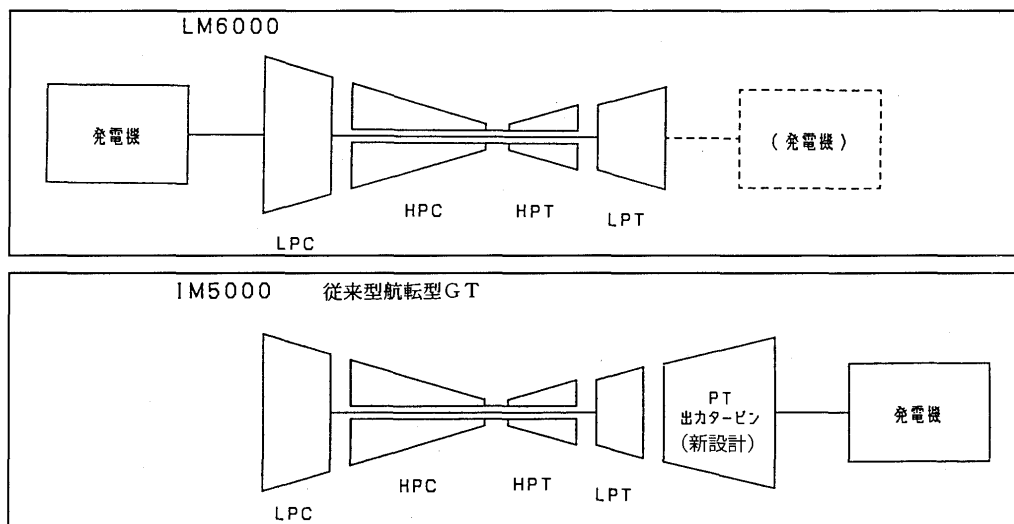


図 2 LM 6000 概念図

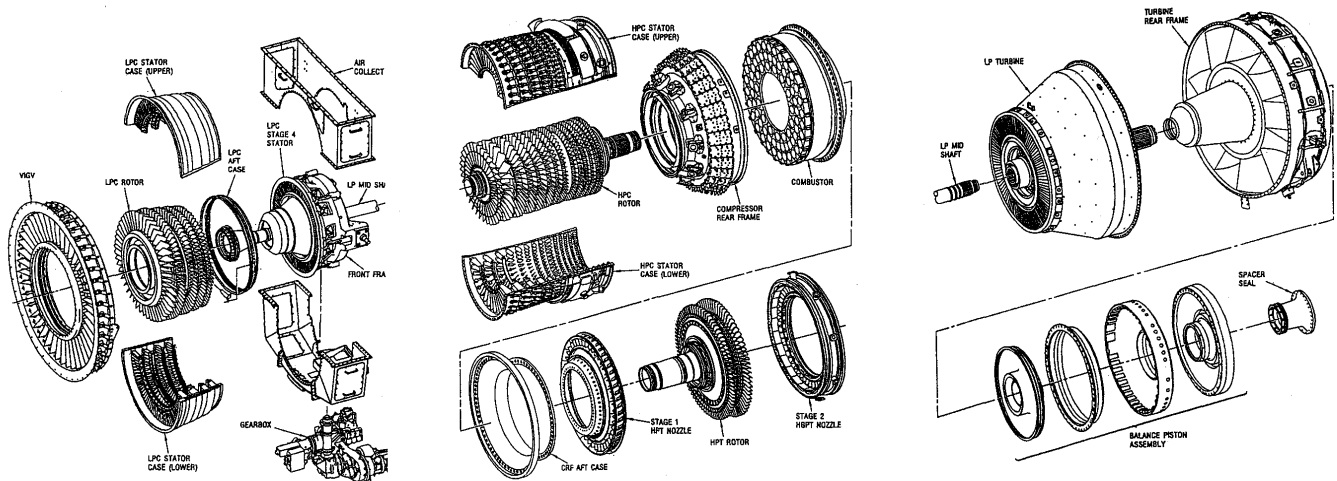


図 3 LM 6000 モジュール分解図

3. 航空転用形ガスタービン複合発電プラントの特徴

3.1 ガスタービン発電プラントの動向

ガスタービン発電プラントは、(1)高効率化によるエネルギーの有効活用、(2)クリーンな排気ガス（煤塵が極めて少ない）で低NO_x化が容易（低NO_x燃焼または水・蒸気噴射による）なこと、(3)プラントがコンパクトになり敷地・建設費が割安なこと、(4)液体燃料・ガス燃料・両焚きといった多種燃料性があること、(5)安全性・操作容易性といった特長から近年世界的に増加する傾向にあり、1996年度ベースで国内累計174台、世界全体で805台のプラントが新設された（出力ベースで夫々2千MW、3万MW）。少なくともこの増加基調は2005年まで続くと予測されている。更に昨今の地球環境問題への関心の高まりとエネルギーの有効利用の観点から、ガスタービン発電もシンプルサイクルよりはコージェネレーションや複合発電プラントとしての適用が増加しており、これが電力事業の自由化による民営・独立系発電会社（IPP）の発展と絡み、中・小規模の分散形発電所の設置が促されている。今後は5万KWから10万KWを中心としたガスタービン発電所の設置が特に増加傾向にあると予測される根拠である。

3.2 航空転用形ガスタービン複合発電プラントの特徴

航空転用形ガスタービンを使用した発電プラントは単純サイクル・プラントではエンジンが小形・軽量・高出

力であることから、プラント全体がコンパクトに成り、設置面積を少なくできる利点があるが、複合発電プラントでは更にこの傾向が著しくなる。即ち、ガスタービン発電装置自体の設置面積が小さくすむことの他に、ガスタービンが高圧力比・高効率による排気エネルギーの産業形ガスタービンに比べ相対的に小さいことから、排熱回収ボイラー（HRSG）及び蒸気タービンが小形になる特長がある。高効率産業形ガスタービンの代表であるGE社製のF形ガスタービン複合発電プラントではガスタービン発電機出力とHRSGで産出された蒸気を動力源とする蒸気タービン発電機出力の割合は通常7：3であるが（HRSGに追焚きの無い場合）、航空転用形のLM

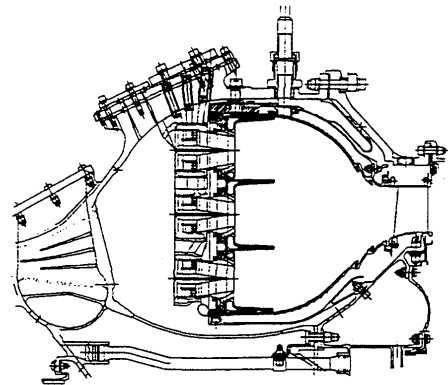


図4 LM 6000 Dry Low Emission 燃焼器

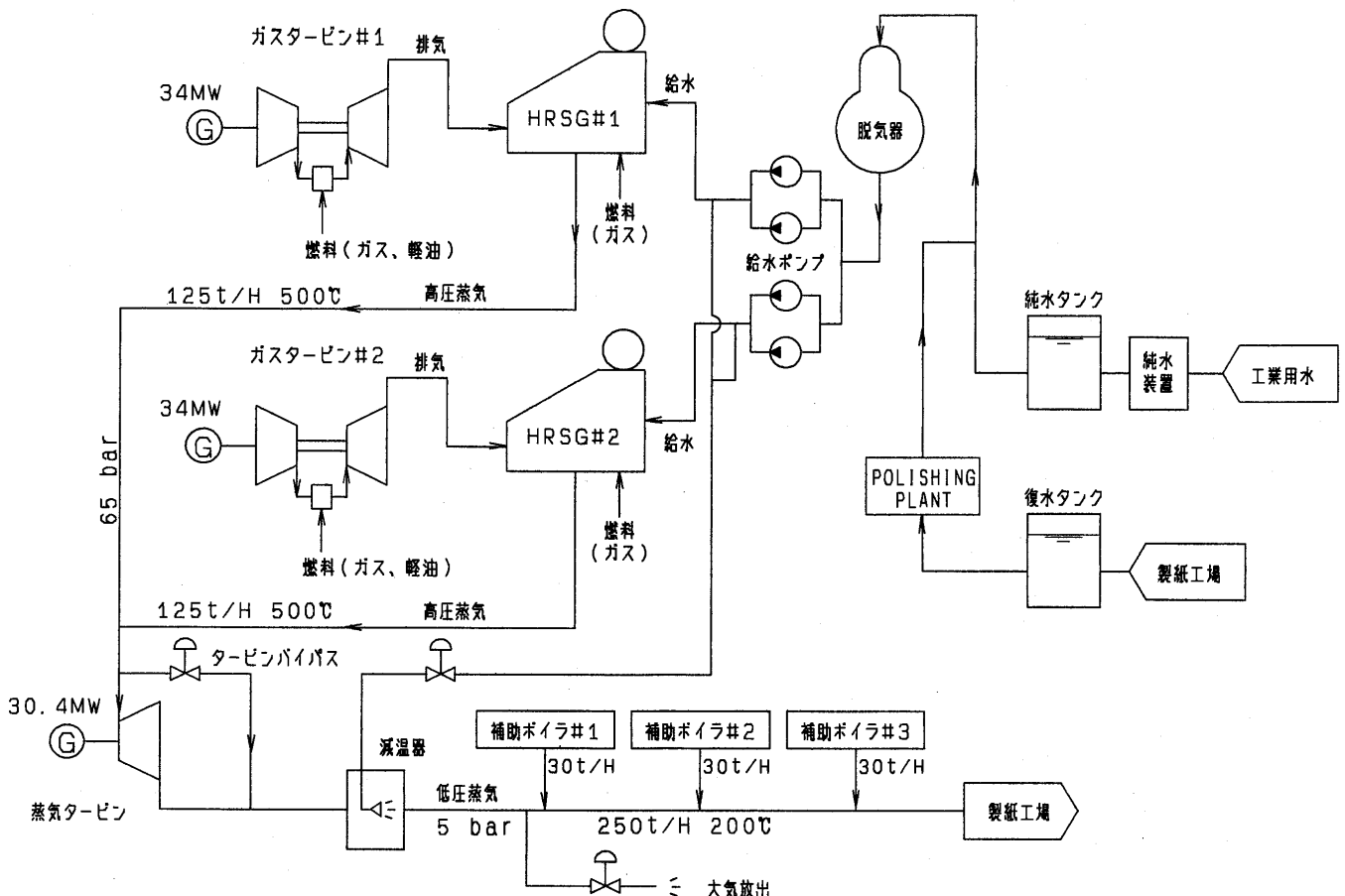


図5 製紙工場向け複合発電プラントプロセス・フロー図

6000を採用した複合発電プラントのガスタービンと蒸気タービンの出力割合は大凡8:2である(HRSGに追焚きの無い場合)。

このことは、複合発電プラントでは蒸気系統及び給水、冷却設備の敷地面積に占める割合が大きいことと整備・保守に掛かる時間・費用が大きいことを考えると初期設備費用、燃料・潤滑油・薬品等の運転費用、保守費用を総合したライフサイクルコスト上、大きなメリットになると言える。

次の特長として、航空転用形ガスタービンの保守容易性から点検・整備の簡素化が可能となり、プラントのダウン・タイムを最小化できることがある。エンジンのモジュール・メンテナンスやエンジン整備期間中の一定期間、代替エンジンを換装・使用するリースエンジン・プログラムの採用により、プラントの年間稼働率を96%以上に引き上げることが可能である。

最近の傾向としては、ガスタービンの大気温度特性による高温雰囲気での出力、熱効率の低下を改善する為にガスタービンに吸気冷却装置を取り付けることが顕著である。特に航空転用形では吸気冷却による性能改善が著しいことと、比較的冷却装置が小形で済むことから、湿度に左右されない機械式冷凍機を設置した複合発電プラントが多く設置されてきていることも特徴の一つである。

以下に、航空転用形ガスタービンの複合発電プラントへの適用例として、当社のLM 6000 複合発電プラントを2例示す。

4. 実用プラントへの適用例

4.1 製紙工場向け複合発電プラント

1995年に当社が受注し、1997年に完成したインドネシア国内製紙会社向けのLM 6000 PA 2台を採用した本複合発電プラントは、客先製紙工場の自家用電源及び蒸気源として設置されたもので、発生蒸気は発電と共に製紙工場の熱源としても利用されている。当社は本工事の土木建築を除く機器設計・納入、据付、試運転までの一括契約を請負った。

本プラントの特徴は次に示すとおりである。

- (1) ガスタービンに蒸発式吸気冷却器を設置し、約6%のガスタービン発電機端出力増加を図っている(定格出力34 MW)
- (2) ガスタービン燃料は天然ガス、軽油の両焚き
- (3) 大量の蒸気需要に対応するため、追焚装置付きの排熱回収ボイラ(HRSG)を採用し、追焚きバーナーは天然ガスと、軽油の両焚可能
- (4) 蒸気タービンは背圧タービンを採用し、発電に使用した後の低圧蒸気を製紙工場に供給するようになっている。この低圧蒸気は製紙プラントの乾燥プロセス用熱源として使用されている。

本プラントの主要機器仕様を表2、プロセスフローを図5、プラント全体配置図を図6に示す。本プラントは

表2 製紙工場向け複合発電プラント機器仕様

機 器 名 称	仕 様	数 量
1. ガスタービン発電機	LM 6000 PA + 水空冷発電機(34MW) 燃料: 両焚き(天然ガス、ディーゼル油)	2
2. 排熱回収ボイラ	単圧ドラム式(6.5 MPa × 125T/H) 追焚装置付	2
3. 蒸気タービン発電機	単圧式背圧タービン + 水空冷発電機 (30.4 MW)	1
4. 吸気冷却設備	蒸発式冷却器	2
5. 燃料ガス圧縮機	容量: 13000 Nm ³ /h 圧力比: 4.4/1.4 MPa	3

作業環境の悪いサイトでの短納期工事であったこと、当社として初めてのLM 6000 ガスタービン複合発電プラントであったこと、客先の燃料ガス供給開始遅れによる運転条件の変更等、種々の課題があったにも関わらず、関係者の尽力により大きな問題もなく完遂でき、現在は順調に稼動している。

4.2 科学工業団地向け複合発電プラント

次に台湾の新宇汽電共生股份有限公司から1997年6月に受注した本プラントは、新竹市にある科学工業団地の半導体工場向けに電力と空調用プロセス蒸気の供給を目的として設置される独立系発電所で、当社は本工事の土木建築を含むすべての設計、機器納入契約を請負った。本プラントは環境規制の面から低NO_x形燃焼システムを採用したLM 6000 PD ガスタービン3台を採用した複合発電プラントで、特徴は次のとおりである。

- (1) 機械式冷凍機(メカニカル・チラー)を使った吸気冷却装置を採用し、ガスタービン吸気温度を常時7.2℃まで冷却し、ガスタービン発電機は最大出力45 MWで運転される。
- (2) プロセス蒸気を蒸気タービンの中間段から抽気して顧客に供給するシステムを採用し、プロセス蒸気量は可変制御している。
- (3) プラントの敷地面積が非常に狭く、且つ2方向が山に囲まれている、建設時のアクセス性が悪いサイト条件ため、排熱回収ボイラにはコンパクトでバイパス設備の不要な貫流形合金製HRSGを採用した。
- (4) 騒音規制が昼間70 dBA、夜間55 dBAと厳しく、建屋の防音対策、屋外設置機器への防音対策に工夫を施している。
- (5) DSS(Daily Start & Stop)またはWSS(Weekly Start & Stop)の運転モードとなるため、他の同規模の発電所と比較して起動回数が多く、信頼性に対する要求が極めて厳しい。

本プラントの主要機器仕様を表3に、プロセスフローを図7、プラント全体配置図を図8に示す。本発電プラントは高信頼性と高効率を要求されており、各プロセスの決定と機器選定に当たっては、実績と信頼性を設計上十分に考慮した。本プラントの完成時期はPHASE 1が1999年3月末、PHASE 2が2000年1月末を予定して

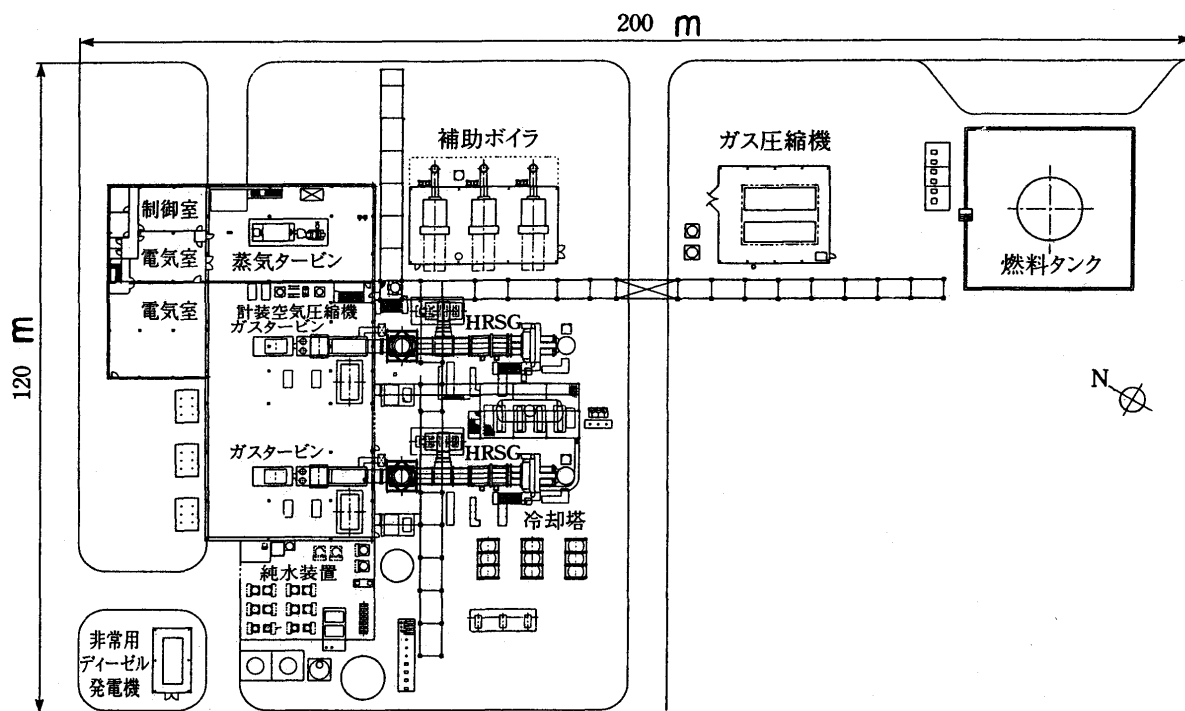


図6 製紙工場向け複合発電プラント全体図

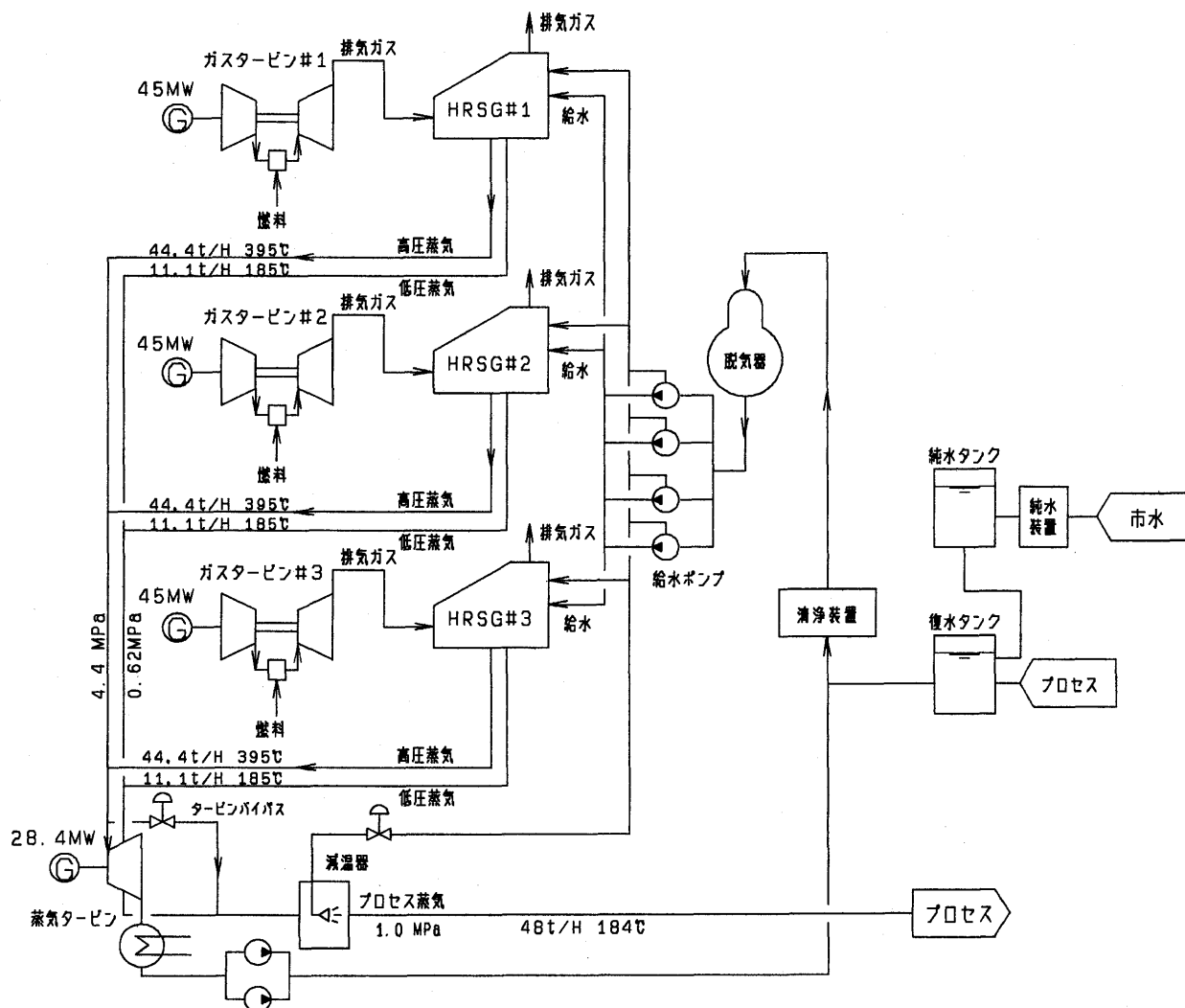


図7 科学工業団地向け複合発電プラントプロセス・フロー図

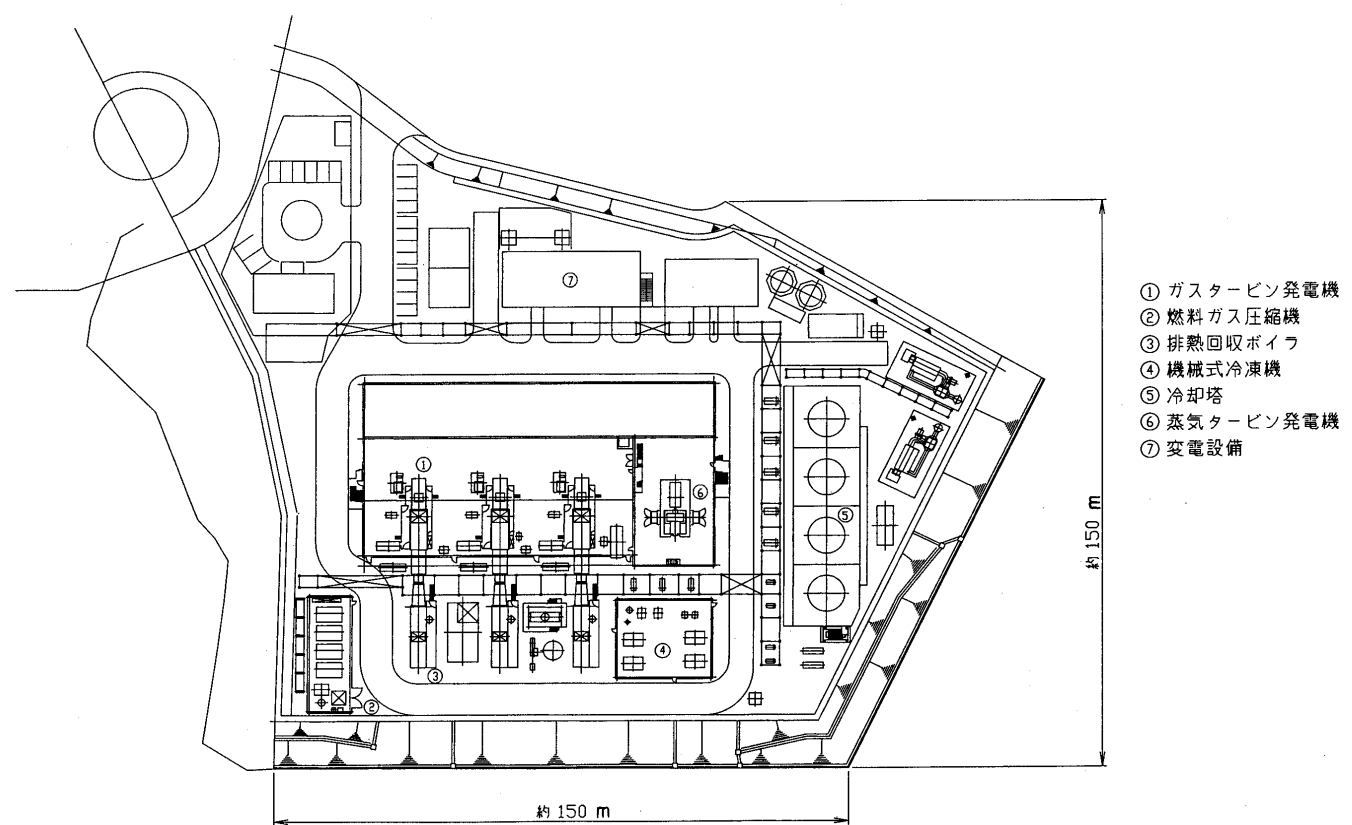


図 8 科学工業団地向け複合発電プラント全体図

表 3 工業団地向け複合発電プラント機器仕様

機 器 名 称	仕 様	数 量
1. ガスタービン発電機	LM6000PD+水空冷発電機(45 MW) 燃料：天然ガス	3
2. 排熱回収ボイラ	2 圧貫流式 (高压側：4.4Mpa, 44.4T/H, 399℃ 低压側：0.62Mpa, 11.1T/H, 188℃)	3
3. 蒸気タービン発電機	混圧式抽気復水タービン+水空冷発電機 (36 MW)	1
4. 吸気冷却設備	機械式冷凍機 (1875 USRT)	4
5. 燃料ガス圧縮機	容量：11500 Nm ³ /h 圧力比：5.1/2.0 MPa	4
6. 冷却塔	冷却能力：597800MJ/h、 循環水量：14400m ³ /h、 4セル、可変速ファン (2速) 付き	1

いる。現在、現地では PHASE 1 のコミッショニングが実施されており、今後プラントの最終完成まで当社の製品能力が十分発揮される様に必要な客先支援を実施していく予定である。

5. まとめ

航空転用形ガスタービンは小形・軽量・高出力である特性と、高効率・高信頼性・保守容易性の特長を持ち、近年では常用発電プラントへの適用例が増加している。この中には、一般のコージェネレーションプラントだけでなく複合発電プラントの例も目立ってきており、中・小

規模の電力会社或いは独立系発電事業者による分散形発電所への適用は、航空転用形ガスタービンの特長を最大限に生かしたもので、今後更にこの種の実用プラントが増えて行くと思われる。本稿では最近のガスタービン発電の動向を踏まえ、航空転用形ガスタービンの特長と航空転用形ガスタービン複合発電プラントの特長を一般の産業形ガスタービン複合発電プラントと比較して概説し、具体的なデータとして、当社の主力製品である LM 6000 ガスタービンを採用した複合発電プラントを 2 例、読者の参考に供した。排出ガスがクリーンな低公害機関であり、高効率等、多くの特長を持つ航空転用形ガスタービンをベースにした発電プラントの今後の市場拡大のため、更に最適化を図った設計と機器の改良を目標に努めていく所存である。

参考文献

(1) 野崎 明, 佐藤敏明：LM 6000 ガスタービンプラント；石川島播磨技報 Vol. 38 No. 5, 1998. 9
(2) 千葉正俊, 識名朝春：船用及び海洋域でのガスタービンの利用(1)；日本ガスタービン学会誌 Vol. 24 No. 95, 1996. 12
(3) Industrial Trent Power Generation；Rolls-Royce Bulletin No. IMG/9611/001/1-1, 1997
(4) D. F. Borden, W. H. Day：Aeroderivative Gas Turbines for Cogeneration；TPM Bulletin, Spring 1995

ガスタービン基礎講座

— ガスタービンと流体力学 (1) —

青木 素直^{*1}

AOKI Sunao

はじめに

ガスタービンが流体機械の一つであることから、流体力学はガスタービンの主要な仕様を決定するための基本学問である。本講義は工専生、工学部学生を対象にしてガスタービンにおける流体力学について出来るだけ平易に構成した。多くの会員諸氏には、平易すぎる嫌いがあると思うが、容赦して戴きたい。

さて、ガスタービンの効率向上には、熱サイクルの改良の他に圧縮機、タービン、ディフューザ等の要素の効率向上が必要である。このためには、流体の圧力損失発生メカニズムを良く理解して、損失の低減を図る必要がある。近年、電算機の高速化と数値計算技術の進歩により、CFD (Computational Fluid Dynamics: 数値流体力学) が発達、複雑な流体現象を容易に解析できるようになった。今後、CFD コードを用いることにより、損失を低減する新しい空力設計法が開発されると期待される。本講義では、要素効率改善の観点から CFD について言及する。

記号

- a : 環状面積 $a = \pi(r_{tip}^2 - r_{hub}^2) = 2\pi rh$
 A : 有効流路面積 $A = a \cos \alpha$
 α : 流れ角 $\tan \alpha = V_\theta / V_x$
 α_r : 相対流れ角 $\tan \alpha_r = V_{\theta r} / V_x$
 h : エンタルピー
 r : 半径
 U : 翼速度 (周速) $U = (U_{tip} + U_{hub})/2$

 V : 流速 V_x : 軸流速度 $V_x = V \cos \alpha$ V_θ : 接線速度 $V_\theta = V \sin \alpha$ $V_{\theta r}$: 相対接線速度 \dot{Q} : 流体に伝えられる熱 \dot{W}_x : 流体から取出される仕事(タービン $\dot{W}_x > 0$, 圧縮機 $\dot{W}_x < 0$) \dot{m} : 流量, T_0 : 全温, P_0 : 全圧, C_p : 定圧比熱, γ : 比熱比, M : マッハ数

その他の必要な式

定常流れのエネルギー式

$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m} \left\{ \left(h_2 + \frac{1}{2} V_2^2 \right) - \left(h_1 + \frac{1}{2} V_1^2 \right) \right\}$$

全エンタルピー $\left(h_0 = h + \frac{1}{2} V^2 \right)$ を用いると,

$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m} \{ (h_{02} - h_{01}) \}$$

完全ガスに於ける関係式

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p}, \quad \frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

1. ガスタービンの構成要素

ガスタービンは、圧縮機、燃焼器、タービン及びディフューザの各要素で構成される。(図1) このうち、圧縮機、タービンは、動静翼を流体が通る間に、その運動量変化により、流体のエンタルピーと軸動力の変換を行う

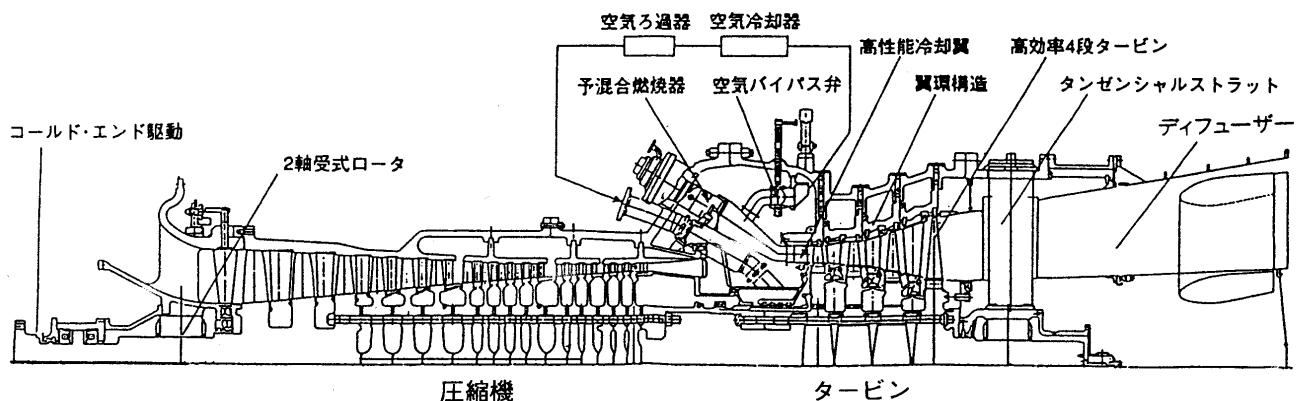


図1 ガスタービン断面図

原稿受付 1999年2月26日

*1 三菱重工業(株) 高砂製作所 タービン技術部
〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町紙町 23-5

定常流れ機械である。

要素効率向上によりサイクル効率が改善される。要素効率の向上には、流れが動静翼、環状流路を通る時に発生する圧力損失を低減することが必要である。(図2)

(i) 圧縮機の断熱効率 η_c (図2(a))

$$\eta_c = \frac{\text{断熱仕事}}{\text{実際の仕事}} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = 85 \sim 90\%$$

(ii) タービンの断熱効率 η_T (図2(b))

$$\eta_T = \frac{\text{実際の仕事}}{\text{断熱仕事}} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} = 90 \sim 95\%$$

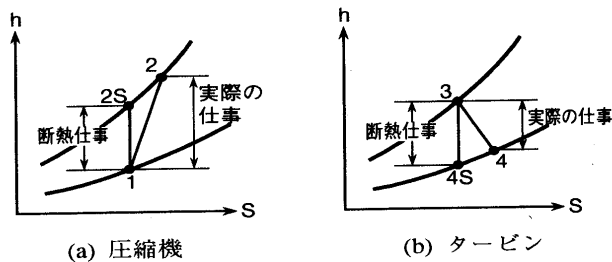


図2 圧縮機タービンの断熱効率

2. タービン、圧縮機、ディフューザ

2.1 圧縮機

圧縮機は流れの圧力を高める。従って、軸動力を消費する。ガスタービンに採用される圧縮機には、軸流圧縮機と遠心圧縮機(半径流)がある。一般に大形機には軸流形が、小形機には遠心形が使用される。

(i) 軸流圧縮機

動翼と下流の静翼で構成される。(図3) 翼列を横切って、小さな圧力上昇があり、必要な圧力上昇を得るため、多くの段が組み合わせられる。

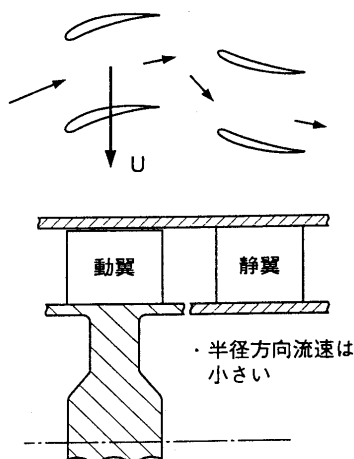


図3 軸流圧縮機

(ii) 遠心(半径流圧縮機)

一つの回転翼車に流れがほぼ軸方向に流入し、大きな接線速度を持って半径方向に流出する。(図4) 流れは静翼列(ディフューザ通路)を通して減速され、圧力が上昇する。

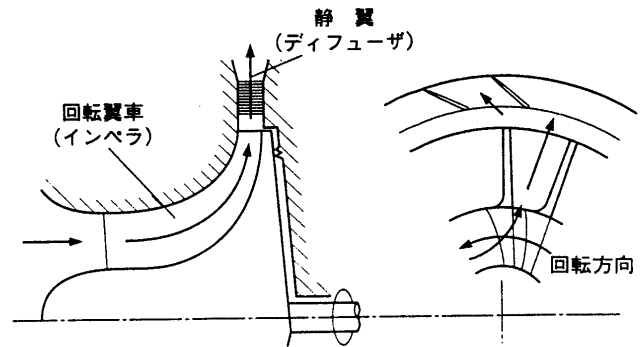


図4 遠心圧縮機

2.2 タービン

タービンは流体の圧力(とエンタルピー)を下げて軸動力を発生する。回転する動翼を横切って流体の接線方向運動量成分が変化することにより、流体のエンタルピーと軸動力の変換が行なわれる。軸流タービンと半径流(ふく流)タービンの2種類がある。

一般に軸流型は大形機に、半径流形は小形機に使用される。軸流タービンは流れが主に軸方向に、半径流タービンは流れが主に半径方向に流れる。

(i) 軸流タービン

タービン段は静翼とその下流の動翼の組み合わせにより構成される。(図5) 圧縮機を逆に作動させたように考えられるが、空力設計法は圧縮機と大変異なっている。

流体は静止翼(静翼)により、その方向を変えて大きな接線速度を与えられる。動翼によりその流れを元の方向に変える。そうして、軸動力を取り出す。

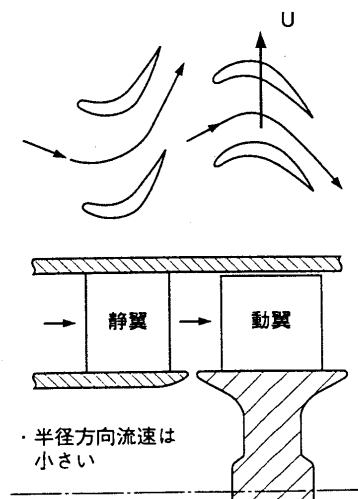


図5 軸流タービン

(ii) 半径流(ふく流)タービン

流路を有する一つの回転翼車とその周りがあるリング状の静止翼(静翼)で構成される(図6)。

流体は静翼のリングを半径方向に流れ、その間に方

向を変え、大きな接線速度を与えられる。流れは回転翼車に入り、その方向を変え、接線速度を殆ど持たない軸方向に流出する。

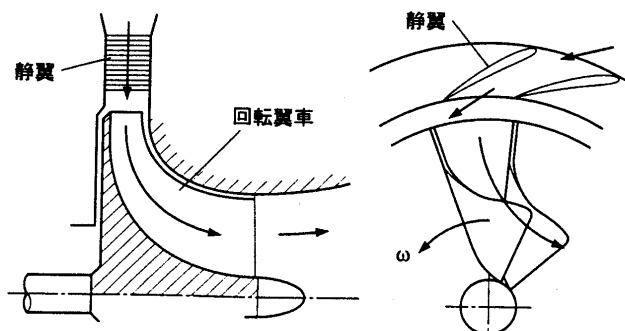


図6 半径流（ふく流）タービン

(iii) ディフューザ

面積が流れ方向に増加する環状流路である。

圧縮機、タービンの排気流速を低減し、排気損失を低減する。境界層の剥離を防ぎつつ、流速を出来るだけ低下させることが重要である。(図7)

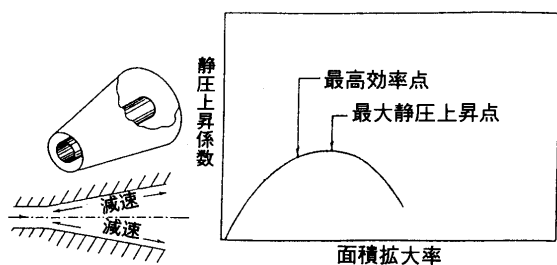


図7 ディフューザ

3. 速度三角形

ターボ機械の解析で主要なものは、翼列による流れ方向（接線方向運動量）の変化である。これを記述する方法が速度三角形である。

流れの角度は軸方向から測ったもので、接線速度と同じ符号を持ち、回転方向を正とする。(図8)

$$V_x = V \cos \alpha$$

$$V_\theta = V \sin \alpha$$

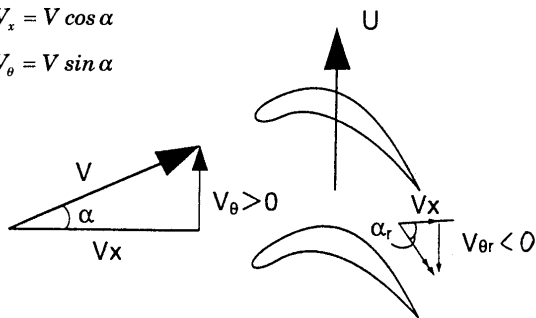


図8 速度三角形

3.1 動翼の相対流れ

動翼を通る流れは、相対座標系を用いることで、あたかも動翼が静止しているごとく取り扱うことができる。

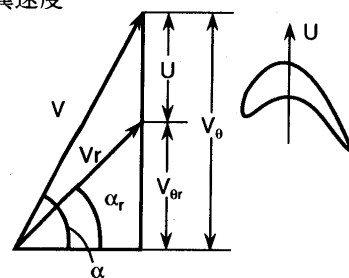
動翼の解析には相対速度を使用する。

相対速度 = 絶対速度 - 翼速度

$$V_{\theta r} = V_\theta - U$$

$$\frac{V_{\theta r}}{V_x} = \frac{V_\theta}{V_x} - \frac{U}{V_x}$$

$$\tan \alpha_r = \tan \alpha - \frac{U}{V_x}$$



3.2 軸流圧縮機の数値三角形

減速流れで、流れの転向角は小さい。静翼出口では、ほぼ軸方向に流れを曲げる。(図9)

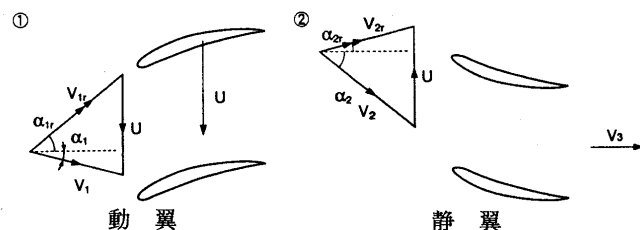


図9 軸流圧縮機の数値三角形

3.3 タービンの速度三角形

増速流れで且つ、流れの転向角が大きい。(図10)

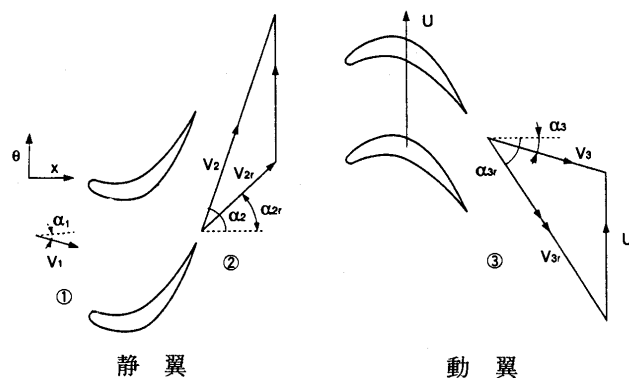


図10 タービンの速度三角形

3.4 半径流機械の速度三角形

軸流機械と同様なやり方を用いる。(図 11)

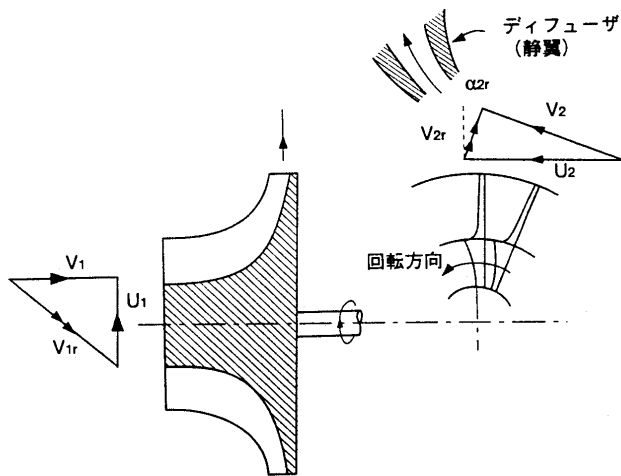


図 11 遠心圧縮機の速度三角形

4. 圧縮機，タービン流れの基礎式

4.1 環状流路を通る旋回流れの流量

環状流路を通る流れは大きな接線速度を持っているので、環状流路の断面積(a)は流速(V)の方向に直交していない。(図 12)

流れが軸方向に対し α の角度を持つ時、2つの流線間の流路面積は減少する。

有効面積 (A) = $a \cos \alpha$

流量 = 密度 × 有効流路面積 × 流速

ターボ機械の環状流路を通る流量は、

$$\dot{m} = \rho AV = \rho a \cos \alpha V = \rho a V_x$$

この式は単独翼列流路に適用出来る。

$$\dot{m} = \rho_1 a_1 V_{x1} = \rho_2 a_2 V_{x2}$$

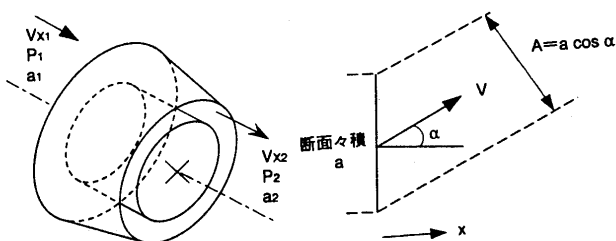


図 12 環状流路の旋回流れ

4.2 翼に働く軸，接線方向の力

翼に働く力 = 流れの運動量の変化率である。ここで、 N 枚の翼を有する一定高さのダクトを考える。(図 13)

$$\text{翼に働く軸方向の力 } F_x = \frac{1}{N} \{a(p_2 - p_1) + \dot{m}(V_{x2} - V_{x1})\}$$

$$\text{翼に働く接線方向の力 } F_\theta = \frac{1}{N} \{\dot{m}(V_{\theta 2} - V_{\theta 1})\}$$

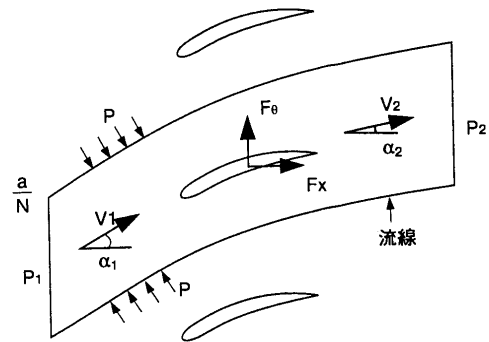


図 13 翼に働く力

4.3 Euler の仕事の式

流体のエンタルピーと軸動力の変換を表す式である。角運動量式 ($r \times$ 接線方向運動量) と定常流れのエネルギー式より得られる。

Euler の式は、流線に沿う定常・断熱流れに成立し、圧縮性・流線の半径変化がある場合でも使用出来る。

翼列に働くトルク = - (流体の角運動量の変化)

$T = -\dot{m}(r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1})$, $W_x = T\Omega$ (ここで、 Ω : 角速度)
定常流れのエネルギー式より、

$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m} \left\{ \left(h_2 + \frac{1}{2} V_2^2 \right) - \left(h_1 + \frac{1}{2} V_1^2 \right) \right\}$$

断熱流れに対し、全エンタルピーを用いて

$$\dot{W}_x = -\dot{m}(h_{o2} - h_{o1})$$

上記の 2つの式を軸動力に対し、組み合わせて、下記の Euler 式を得る。

$$h_{o2} - h_{o1} = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}$$

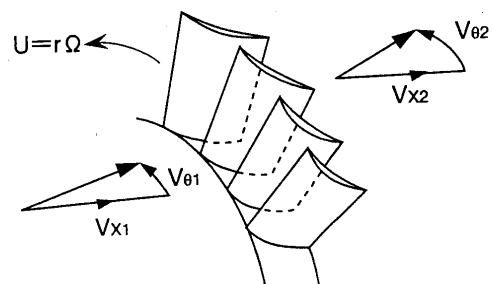


図 14 動翼流れ

4.4 相対座標系に於ける全エンタルピー

相対座標系で表すことにより、動翼を静翼と同様に取り扱うことが出来る。静圧、静温、エンタルピーは絶対、相対座標系で同一であるが、全エンタルピーは異なる。

$$\text{絶対全エンタルピー } h_o = h + \frac{1}{2} V^2$$

$$\text{相対全エンタルピー } h_{or} = h + \frac{1}{2} V_r^2$$

Euler 式を変形することにより、

$$h_o - UV_\theta = h_{or} - \frac{1}{2} U^2 = \text{一定 (流線に沿って)}$$

相対全エンタルピは、動翼前後で流線の半径変化があれば、流線に沿って一定ではない。

5. ターボ機械の設計パラメタ

5.1 無次元設計パラメタ：流量係数，段負荷係数，反動度

(i) 流量係数(ϕ)：速度三角形の形の指標

$$\phi = \text{軸流速度/翼速度} = V_x/U \\ = 0.3 \text{ から } 0.9 \text{ (小さい値は転向角が大きい)}$$

(ii) 段負荷係数(ψ)：動翼の運動エネルギーに対する流体と翼との間の仕事の変換の指標。段負荷係数が大きいと空力設計が難しい。

$$\psi = \text{段の全エンタルピ変化/翼速度の2乗} \\ = \Delta h_o / U^2$$

一般に、タービン <2.0 ，圧縮機 <0.4 を選択する。

(iii) 反動度(R)：段の膨張・圧縮に対する動翼の膨張・圧縮の割合

$$R = \text{動翼に於けるエンタルピ変化/段に於けるエンタルピ変化} \\ = \Delta h_{\text{rotor}} / \Delta h_{\text{stage}}$$

しばしば、エンタルピの代わりに圧力が用いられる。

5.2 圧縮機の仕事と流量特性

圧縮機段を駆動するに必要な軸動力は段を通る流れの全エンタルピ上昇に等しい。全エンタルピ上昇は Euler の式から決定される。尚、ここで周速 U は翼前後で変化しないとする。

$$h_{o2} - h_{o1} = U(V_{\theta 2} - V_{\theta 1}), \quad V_{\theta 1} = V_x \tan \alpha_1$$

$$V_{\theta 2} = V_{\theta 2r} + U = V_x \tan \alpha_{2r} + U \text{ より}$$

$$h_{o2} - h_{o1} = U(V_x \tan \alpha_{2r} + U - V_x \tan \alpha_1)$$

流れの角度は圧縮機の翼列により，決定される。

以上から圧縮機的全エンタルピ上昇は $V_x/U (= \phi)$ と下記の式で関係づけられる。

$$\Delta h_o / U^2 = 1 - \frac{V_x}{U} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_{2r})$$

ここで， $\alpha_1 > 0$ ， $\alpha_{2r} < 0$

これより，流量が減少し， V_x が小さくなると全エンタルピ上昇 (圧力比) が大きくなることが判る。(図 15)

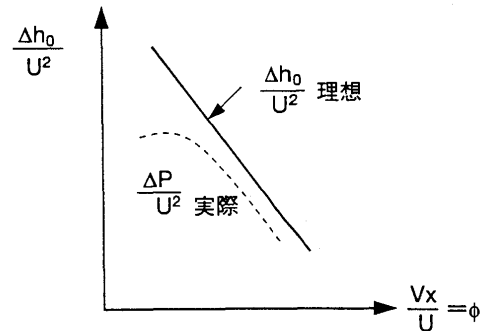


図 15 圧縮機仕事と流量特性

5.3 タービン仕事と流量特性

タービン段による軸仕事は，段を通る流れの全エンタルピの降下に等しい。タービンの全エンタルピ降下は， $V_x/U (= \phi)$ と下記の式で関係づけられる。

$$\frac{\Delta h_o}{U^2} = \frac{V_x}{U} (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_{3r}) - 1$$

これより，タービンの特性は正の勾配を持つ。即ち，流量が大きいと，より大きな仕事を生じる。(図 16)

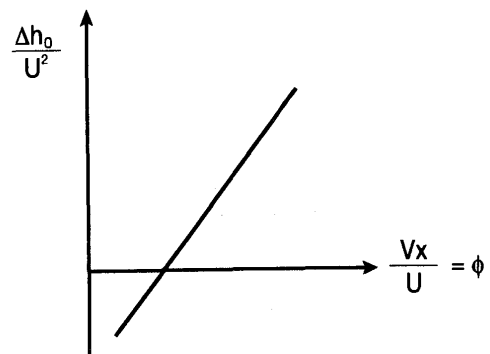


図 16 タービン仕事と流量特性

◇ 1999 年度会費納入のお願い ◇

1999 年度の会費を未納の方は下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚，既に銀行引落しの手続きをなさっている方は，1999 年度は 1999 年 4 月 23 日貴口座より引落しさせていただきました。

賛助会員	1 口	70,000 円
正会員		5,000 円
学生会員		2,500 円

郵便為替	00170-9-179578
銀行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座 1703707
いずれも口座名は(社)日本ガスタービン学会です。	

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが，未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上，事務局宛お送り下さい。自動振替をされますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

タービン翼列の空力特性に対する後流干渉効果

— 第1報 時間平均空力特性 —

Effects of Wake-Blade Interaction upon Aerodynamic Performance of a Turbine Linear Cascade
Part 1: Time-Averaged Aerodynamic Performance船崎 健一^{*1},
FUNAZAKI Ken-ichi
田沼 唯士^{*3}
TANUMA Tadashi手塚 信明^{*2}
TETSUKA Nobuaki

Abstract

Detailed investigations are conducted on aerodynamic loss of a linear turbine cascade which is subjected to periodic wakes shed from moving bars of the wake generator. Parameters related to the wake, such as wake passing frequency (wake Strouhal number) or wake turbulence characteristics, are varied to see how these wake-related parameters affect the local loss distribution or mass-averaged loss coefficient of the turbine cascade. Effects of free-stream turbulence intensity are also examined. In the 1st report of the present study a focus is placed on the measurements by use of a pneumatic five-hole yawmeter, which provides time-averaged stagnation pressure distributions and spanwise exit flow angle distributions downstream of the moving bars as well as of the turbine cascade. Experimental evidences obtained in this study reveal that the wake passage greatly affects not only the profile loss but secondary loss of the linear cascade. Noticeable change in the exit flow angle is also identified.

1. 緒言

1.1 研究の背景

近年、ターボ機械内での動静翼列干渉効果、特に上流側翼列からの周期的後流が下流側翼列の空力損失にどのような影響を与えるか、について多くの関心が集まり、かなりの数の研究が行われている^{(1)~(6)}。著者らも、上流側翼列を模擬する後流発生器及び直線タービン翼列または平板翼を用いて、周期的後流と翼列との干渉によって生ずる空力損失に関する実験的研究を行っている^{(7)~(9)}。これらの研究により、以下のような知見が得られている。

- 1) 翼面上に剥離を伴わない場合（レイノルズ数が十分に大きい場合、翼負荷が適度の大きさである場合）、周期的後流の通過は形状損失の増加をもたらす⁽²⁾⁽⁹⁾。
- 2) 周期的後流の影響を受ける翼列下流で計測したよどみ点圧損失（相対系）は、ピッチ方向に非一様な分布になる^{(1),(2),(8)}。
- 3) 上記の非一様分布の発生原因としては、静圧の時間的変動の効果⁽³⁾（wake rectification⁽¹⁰⁾）及び後流に付

随する negative jet の効果^{(1),(8),(11)}などが考えられている。

損失分布の非一様性の発生は、上流側翼列からの後流が翼列を通過する間に翼列とどのように干渉するかを理解する上で重要な現象であるが、静圧変動効果（非粘性効果）や negative jet 効果（粘性効果）の詳細な検討や両者の量的関係に関する議論はまだ十分とは言えない。

また、ターボ機械においては、動静翼列間距離は空力特性のみならず翼振動や機械の重量、コストなどにも深く関係するため、その適切な設定が設計上の重要な課題の一つとなっている。これに関しては、

- 4) 動静翼列間距離が拡大することにより、下流側翼列の空力損失は減少傾向を示すが、その減少の割合は比較的小さい^{(1),(4),(5)}。

という報告がある。また、上流側動翼列からの後流の影響を受ける圧縮機静翼列に関する数値実験⁽¹²⁾によれば、次の様な成果が得られている。

- 5) 動静翼列間隔を狭めると翼列損失は増加するが、ある範囲の動静翼列間隔の時に、翼列損失が後流の影響を受けない場合の損失よりも小さくなることがあり、その範囲内では損失の動静翼列間隔に対する変化はほとんど見られない。
- 6) 上流側動翼列からの後流速度欠損の減衰は、下流側

原稿受付 1998年12月3日

*1 岩手大学 工学部

〒020-8551 岩手県盛岡市上田4丁目3-5

*2 川崎重工(株)

*3 (株)東芝

に静翼列が存在する場合の方が速い。その原因としては、動静翼列間のポテンシャル干渉により後流内の非定常性が増加し、後流の減衰が促進されたためと考えられる。

後流速度欠損の減衰に関しては別の見解も提示されている。

- 7) Poensgen, Gallus⁽¹³⁾は、下流側に静翼列が存在する場合の動翼列後流速度欠損が、静翼列が存在しない場合の約2倍の速さで減衰することを実験的に見出したが、彼らは翼間流路内部流の加速・減速がその原因であるとした。
- 8) 多段圧縮機翼列で動静翼列間距離を短くすると段効率が増した、というSmithによる興味深い報告がある⁽¹⁴⁾。この現象は、翼間流路内での後流の伸長(elongation)及びKelvinの循環定理により後流速度欠損が可逆的に減衰する効果(reversible wake recovery effect⁽¹⁵⁾)であると説明されている。
- 9) Reversible wake recovery effectの存在を数値的に立証する報告例⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾がある。Valkov, Tanの数値実験によれば、後流内の非定常性はwake recoveryによる利得を減ずる傾向を示す。
- 10) Denton⁽¹⁸⁾は、wake recoveryによる損失低減効果は小さいと推論している。

以上の様に、多くの研究を通じて後流干渉による翼列の空力損失への影響に関する知見が蓄積されつつあるが、様々な要因が複雑に絡み合っている現象であり、まだ多くの解明すべき点が残されている。

1.2 研究の目的

本研究では、以上のような研究の現況を踏まえ、前報の研究⁽⁶⁾を発展した形で、タービン翼列の空力損失に与える非定常性(後流干渉)の効果に関するより詳細な実験を行った。

本論文は2部構成になっている。第1報では、後流通過周波数、後流特性及び主流乱れなど、前報では考慮されなかった因子に着目し、これらが翼列空力特性に与える効果について報告する。特に、後流通過周波数に関しては、それを変化させることで翼まわりの静圧変動のパターンを変え、先の研究⁽⁶⁾では観測されなかった翼後流背面側でのよどみ点圧力損失分布の減少が今回の研究で発生するかどうかを調べる。そして、そこでの考察を通じて、翼列下流における損失分布の非一様性のメカニズムをより深く検討する。なお第2報では、翼列まわりの非定常速度場の計測結果を元に時間平均空力特性で観測された現象を考察するとともに、翼列を通過する際の後流の減衰状況を明らかにする。

2. 実験方法

実験方法に関する詳細は既報⁽⁷⁾で示しているので、以下にはその概要を説明する。

2.1 実験装置

図1に実験装置の概観を示す。流量調節弁、送風機、整胴部そして絞りノズルを通過した空気流は、供試部(図中の枠内)に流入する。供試部は、上流側翼列を模擬する後流発生器、供試翼列、翼列下流の偏向板、計測用スリット等を備えた上下端壁などから構成されている。後流発生装置は、直径400 mmの円盤外周に円柱を装着した構造になっている。使用する円柱の本数 n は最大で12本、円柱の直径 d は3 mm及び5 mmの2種類である。円柱は流れに晒されない部分の直径を大きくすることによりその剛性を高めている。後流発生装置の回転数は光学式回転計により求めた。なお、この際円盤1回転毎に発生する信号をA/D変換のトリガー信号として使用する。

図2には供試翼列を示す(後流発生装置の円柱通過位置、計測位置等を併記している)。供試翼列はガスタービン高圧段動翼の平均径翼断面を有する5枚の翼から構成されており、軸コード長 $C_x = 100$ mm, ピッチ $P_y = 85.6$ mm, 翼スパン長 $H = 125$ mm, 軸方向との相対流入角 $\beta_1 = 39[\text{deg}]$, 流出角 $\beta_2 = -61[\text{deg}]$ である。後流を発生する円柱は、翼前縁から66 mm上流の位置を移動している。熱線プローブ等の挿入用スロットは翼列上流(Slot 0), 下流(Slot 1)にそれぞれ1つつずつ配備されている。座標系は、翼列軸方向を x 軸、ピッチ方向を y 軸及び翼スパン方向を z 軸とする。なお、翼列下流において

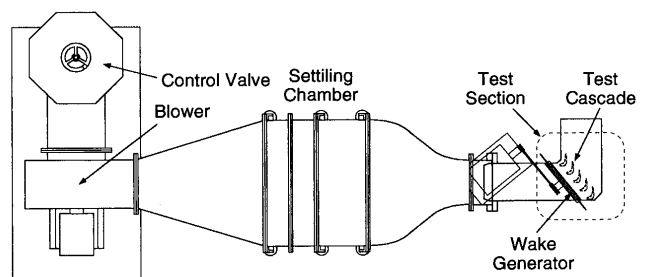


図1 実験装置概観

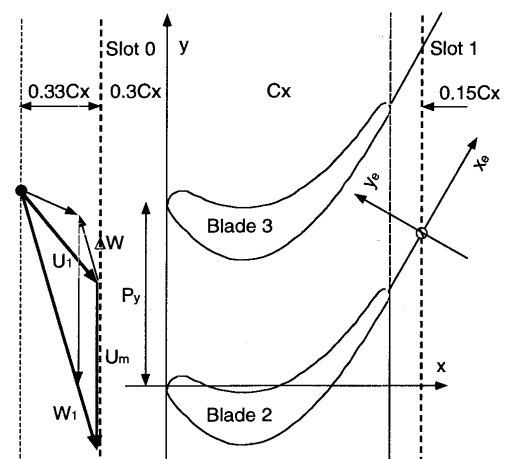


図2 供試翼列

は、流出方向に x^e 軸、それと直角方向に y^e 軸を設定している。

供試翼列の上流には乱流格子が装着できるようになっており、主流乱れを変化させることができる。

2.2 計測装置

空力計測には、5孔ヨーメータ及びI型熱線プローブを使用した。それぞれのプローブの位置決めには専用のPC制御されたトラバース装置を使用している。

2.2.1 5孔ヨーメータ

翼列上下流における三次元時間平均流を計測するために、従来型の5孔ヨーメータを使用した。試験に使用した5孔ヨーメータは、プローブヘッド直径が約2mmで、プローブヘッド上部に十分なクリアランスを設けることでブロッケージ効果を最小にとどめる構造になっている。5孔ヨーメータの較正には専用の較正風洞を使用した。まず、よどみ点圧、流速、ピッチ角及びヨー角を5つの圧力情報から算定するためのデータを取得し、最小自乗法によりそれぞれの特性値を与える2変数多項式の各係数を決定した⁽¹⁹⁾。圧力計測には微差圧用圧力変換器を使用した。圧力計測の不確かさは、入口動圧の約1.5%である。

2.2.2 熱線プローブ

翼平均高さ位置での二次元的な流れ場の非定常特性を把握するため、I型熱線プローブを使用した。単線プローブでの計測であるため、二次元流計測にはプローブの回転が必要となるが、ここではFujita, Kovasznayの方法⁽²⁰⁾を採用した。この際取り扱われるデータは全て位相固定平均されたデータである。

2.2.3 非定常圧力プローブ

よどみ点圧力の時間的変動を計測するため、小型圧力変換器(Entran製ESE-553-15P)を有する非定常圧力プローブ(図3)を製作し、試験に供した。後述するように、このプローブで計測した圧力は時間的なトレンドを含むため、計測結果にはトレンド除去操作を施して

ある。

2.3 圧力損失係数

局所よどみ点圧損失係数 $\zeta(y, z)$ 、ピッチ方向流量平均損失係数 $\bar{\zeta}(z)$ 、翼間流路流量平均損失係数 $\bar{\bar{\zeta}}$ はそれぞれ次式で計算される。

$$\zeta(y, z) = \frac{P_0(y) - P(y, z)}{1/2 \rho U_1^2} \quad (1)$$

$$\bar{\zeta}(z) = \frac{\int_0^{P_y} \zeta(y, z) U_x(y, z) dy}{\int_0^{P_y} U_x(y, z) dy} \quad (2)$$

$$\bar{\bar{\zeta}} = \frac{\int_0^H \int_0^{P_y} \zeta(y, z) U_x(y, z) dy dz}{\int_0^H \int_0^{P_y} U_x(y, z) dy dz} \quad (3)$$

ここで、 P_0 は上流側よどみ点圧、 ρ は空気密度、 U_1 流入速度、 $U_x(y, z)$ は計測面における軸流速度である。

2.4 実験条件

流れのパラメータはレイノルズ数 Re 及び後流通過ストローハル数 S である。これらはそれぞれ、

$$Re = \frac{U_1 C_x}{\nu} \quad (4)$$

$$S = \frac{f C_x}{U_1} \quad (5)$$

で計算される。ここで、 ν は動粘度、 f は後流通過周波数(= $n n_b / 60$, n : 後流発生器回転数、 n_b : 円柱本数)である。今回の実験では、入口流速を35 m/sとし($Re = 2.3 \times 10^5$), $n = 1200$ rpm, n_b は2, 6, 12 ($S = 0.11, 0.34, 0.69$)とする。主流乱れは、乱流格子を装着しない場合が0.7%, 装着した場合が約1.3%であった。

3. 円柱後流の特性

3.1 円柱後流の特性

図4に、移動円柱下流(Slot 0)において翼高さ方向位置を変えて計測した速度の時間的変化の例を示す(計測条件は $S = 0.34$, $d = 3$ mm)。計測はBlade 2とBlade 3のほぼ中間の位置で行った。翼高さ方向3カ所での計測結果から、円柱後流速度欠損の出現の時間的ずれは、翼高さ方向に後流通過周期の2%以内にとどまることがわかる。従って、本試験での円柱後流は、翼高さ方向にほぼ時間の遅れなく翼列翼と干渉していると判断できる。今回の試験での計測結果から円柱後流速度欠損を読みとり、円柱から計測点までの相対流れ方向への距離 L との関係プロットした。その結果を図5に示す。この図には、以前の研究例からのデータ^{(21), (22)}も併記してある。図5から、3種類の試験結果で得られた速

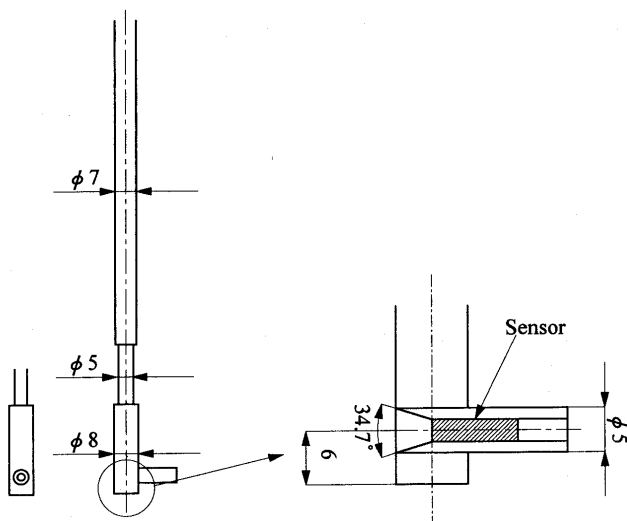


図3 非定常圧力プローブ

度欠損は次式でよく近似できることがわかる。

$$\frac{\Delta w}{W_1} = 2.007 \left(\frac{L}{d} \right)^{-0.71} \quad (6)$$

また、図6に主流乱れを基準とする円柱後流内乱れ度のピーク値 Tu_{\max} と計測位置までの距離との関係を示す。

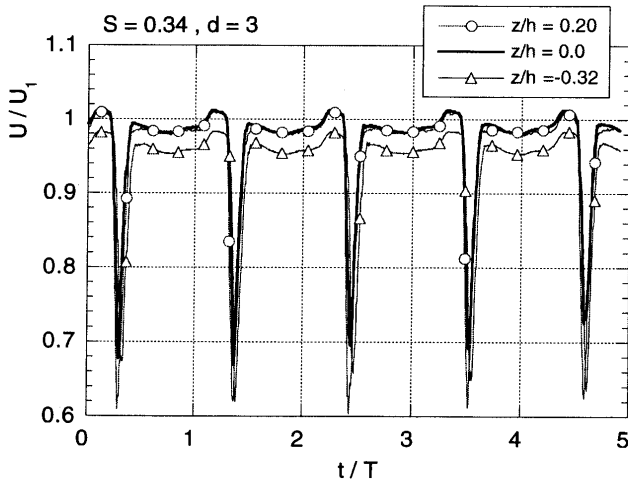


図4 円柱移動円柱下流での非定常速度計測

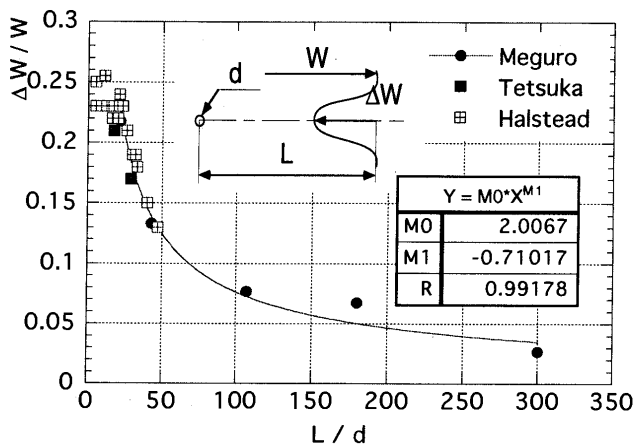


図5 円柱後流速度欠損の減衰状況

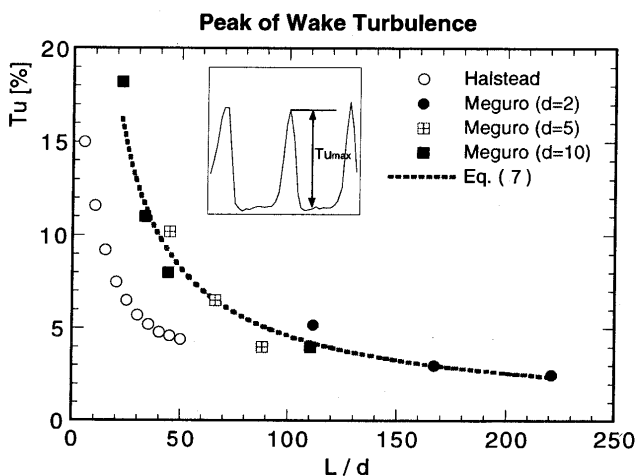


図6 円柱後流内最大乱れ度の減衰状況

この図には目黒の実験値⁽²¹⁾及びFunazakiらの相関式⁽²³⁾とHalsteadらの実験値⁽²²⁾が示されている。ここで、相関式は次式で与えられる。

$$Tu_{\max} = 115 \left(\frac{L}{d} \right)^{-0.67} \quad (7)$$

式(7)は目黒の実験値とよく一致しているが、Halsteadらのデータとはかなり異なっている。これは、Halsteadらの実験が自由噴流中での計測であることが関係していると思われるが、原因は不明である。後流幅(半値幅)に関しては、速度欠損分布と乱れ度分布のそれぞれで定義される幅が異なることが知られている。 C_d は円柱の抵抗係数とすると、円柱後流の速度欠損の半値幅 $b_{1/2}$ は次式で与えることができる。

$$\frac{b_{1/2}}{d} = 0.308 \sqrt{C_d} \frac{L}{d} \quad (8)$$

以前の研究⁽²³⁾で、乱れ度分布に基づく半値幅は速度欠損分布から求めた半値幅の約1.5倍になることが報告されている。Halsteadらの研究でも1.5~2倍程度の大きさになることが示されている。

3.2 円柱列のよどみ点圧損失

図7には、移動円柱列下流で計測した流量平均よどみ点圧力損失係数を示す。図中には、Schulte, Hodson⁽²⁾が与えた円柱列によるよどみ点損失の理論式を用いて計算した結果も示す。損失係数は、後流通過ストローハル数 S や円柱直径 d の増加に対してほぼ直線的に増加している。理論値と実験値とを比較すると、乱流格子の有無に関係なく両者はほぼ一致している。若干の差異が生じているが、この原因としては、実験誤差の他に、計測面以後に発生する混合損失分の未評価、移動円柱列のよどみ点圧損失を静止系で計測する場合の速度欠損効果(Cumpsty⁽²⁴⁾)が関与している可能性が挙げられる。いずれにしても実験値と理論値との差が大きいことから、円柱後流が翼列を通過する間の重要な混合損失の発生はほぼないと考えられるが、これに関しては第2報で

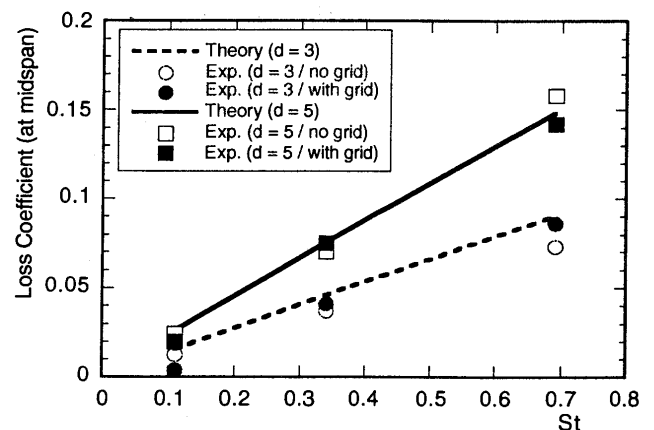


図7 円柱列によるよどみ点圧損失

さらに詳しく議論する。

4. 後流通過による翼列損失の変化

4.1 時間平均よどみ点圧損失

4.1.1 翼列損失分布の不均一性

緒言で述べたように、翼列下流での時間平均損失分布は翼列ピッチ方向に不均一性を有することが確認されている。その原因として、次の現象を挙げることができる。

- 円柱後流との干渉による翼面境界層の遷移促進効果⁽⁹⁾
- negative jet 効果による円柱後流の翼背面側への蓄積効果
- 静圧変動によるよどみ点エンタルピーの変化

このうち、a)の遷移促進効果に関して、著者らは、以前の研究⁽²⁵⁾で、圧力勾配のない場合の平板境界層が周期的後流の影響を受ける場合の損失に関する予測式を提案した。その予測式は次式で与えられる。

$$\frac{\bar{\zeta}_T - \bar{\zeta}_L}{\bar{\zeta}_T - \bar{\zeta}_L} = 1 - \frac{1}{2} \frac{2\pi\phi}{\bar{\omega}} \left(1 - \frac{\tau_w}{T}\right)^2, \text{ for } \frac{\bar{\omega}}{2\pi\phi} \geq 1 - \frac{\tau_w}{T} \quad (9.a)$$

$$\frac{\bar{\zeta}_T - \bar{\zeta}_L}{\bar{\zeta}_T - \bar{\zeta}_L} = \frac{1}{2} \frac{\bar{\omega}}{2\pi\phi} + \frac{\tau_w}{T}, \text{ for } \frac{\bar{\omega}}{2\pi\phi} \geq 1 - \frac{\tau_w}{T} \quad (9.b)$$

$$\bar{\omega} = \frac{2\pi f(x_t - x_{tw})}{U_\infty} = \frac{2\pi(x_t - x_{tw})}{C_x} S \quad (10)$$

$$\phi = \frac{\beta_E}{\beta_F - \beta_E} \quad (11)$$

ここで、 $\bar{\zeta}_T$, $\bar{\zeta}_L$, $\bar{\zeta}_T$ はそれぞれ後流の影響を受けた場合の境界層損失係数、定常層流境界層損失係数及び定常乱流境界層損失係数、 τ_w は後流持続時間、 T は後流通過周期、 x_t , x_{tw} はそれぞれ定常流境界層遷移終了点及び後流による境界層遷移開始点である。また、 β_E , β_F

は乱流スポット後縁及び前縁の移動速度と主流速度との比で、一般にそれぞれほぼ0.5及び1.0の値をとる。式(9)は、後流及び後流によって誘発された乱流スポット群により翼面が覆われる時間と後流通過周期との比を元に誘導した式である。この式及び $\tau_w/T \propto S$ となることから、後流通過ストローハル数 S が小さい場合(式(9.b)の場合)には、境界層で発生する損失がストローハル数に対してほぼ直線的に増加することが分かる。なお、式(9.b)から、後流持続時間 τ_w の増加することによっても損失係数は増加することがわかる。

4.1.2 計測結果

上に挙げた3つの要因を念頭におきながら、計測結果の検討を行う。

図8には、乱流格子を装着しない場合での、翼列下流で計測したよどみ点圧損失係数分布を示す($d=5$)。この図で示す損失係数は、Slot 0で計測した周方向平均よどみ点圧を基準として算出しており、円柱後流自身による損失への寄与はほぼ除去されていることになる(以下に示す結果では全て円柱列下流を基準としている)。なお、翼列損失分布が上下対称になっていないが、これは、翼列上流下端壁に設けた後流発生用円柱通過用のスリットから流れの一部が流出することにより、翼列入口における下端壁側の境界層が上端壁側の境界層よりも薄くなったためである。前報で示したように、円柱後流の影響を受ける場合($S=0.69$)、翼後流の背面側の損失が増加している。また、翼後流内では、翼平均高さ位置での損失や上下端面近傍に現れる流路渦に関係する損失のピーク値が減少している。

翼平均高さ($z/h=0.0$)における翼列下流よどみ点圧損失分布を図9に示す(乱流格子なし)。また、図10には、乱流格子を装着した場合の翼列下流よどみ点圧損失分布を示す。なお、乱流格子を装着した場合は、乱流

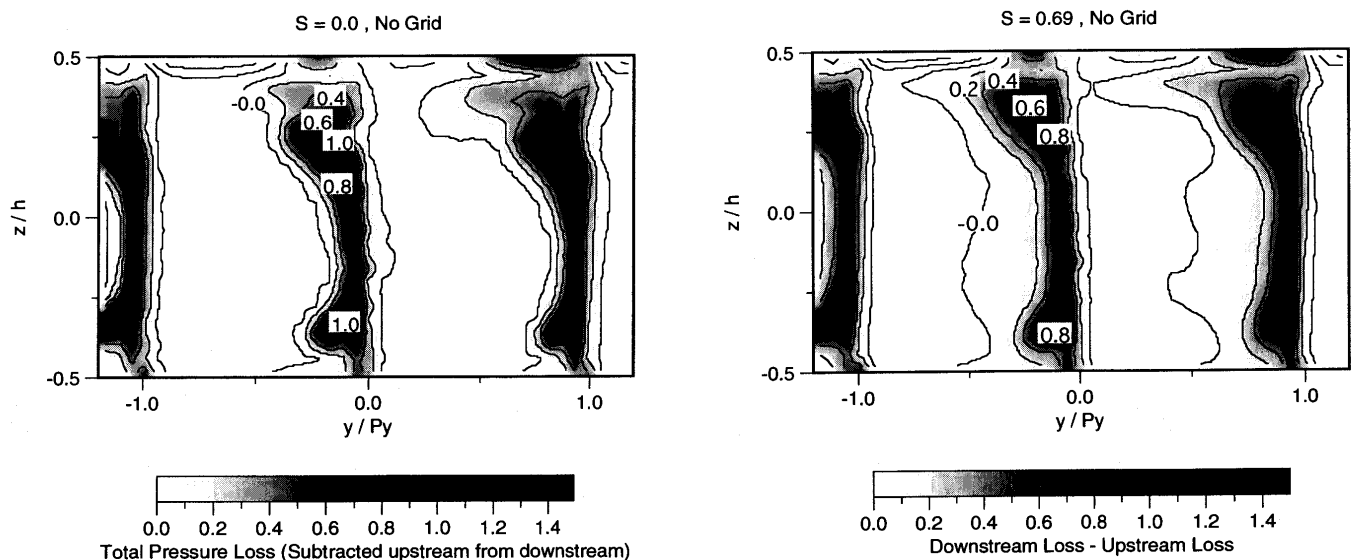


図8 翼列下流におけるよどみ点圧損失分布 ($d=5$ mm/乱流格子なし)

(左) $S=0.0$ (右) $S=0.69$

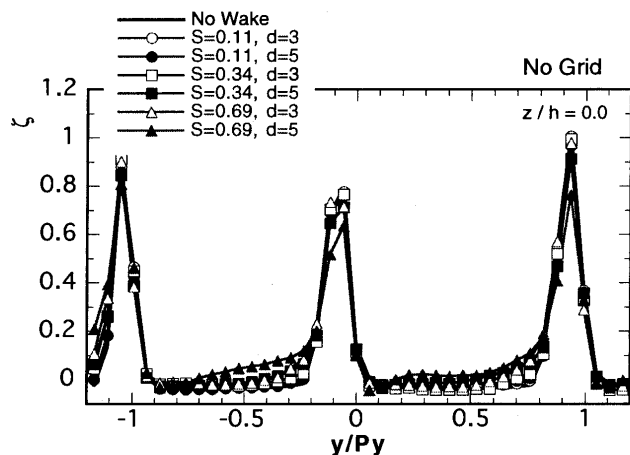


図9 周方向損失係数分布 (翼平均高さ)
乱流格子なし

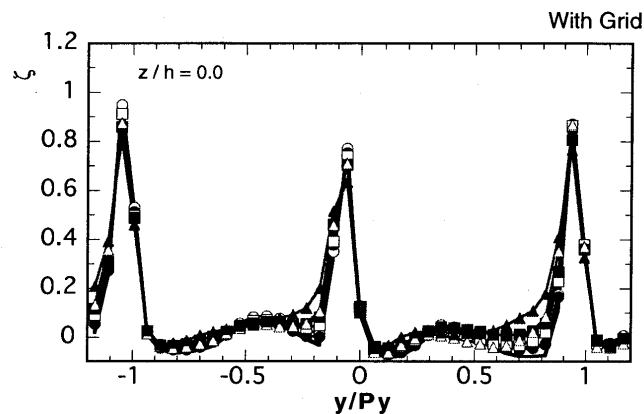


図10 周方向損失係数分布 (翼平均高さ)
乱流格子あり

格子に起因すると思われる損失分布の不均一性が翼間流路内に現れている。図8で見たように、乱流格子の有無に関係なく翼後流背面側に向かって流路内での損失が増加している状況が分かる。また、翼腹面側では、わずかながら損失の低下も確認できる。円柱直径の影響に関しては、直径の大きな場合ほど損失係数が全体として増加する傾向にある。この図から、後流通過ストローハル数 S が0.11から0.69と変化しても翼列周方向への損失係数分布には定性的な変化は見られず、結果としては翼背面側の遷移促進効果やnegative jet効果で説明される損失分布の不均一性のみが確認されたことになる。

図11及び12には、乱流格子なし及び乱流格子ありの場合のピッチ方向流量平均損失係数を示す。上で見てきたように、翼平均高さ付近での損失は、後流通過周波数及び円柱直径の増加により増加している。増加の割合は乱流格子ありの場合の方が比較的顕著である。この原因は明らかではないが、主流乱れの増加により翼面上の剥離泡が抑制された状況下で、円柱後流が翼面境界層で発生する損失 (境界層損失) の増加をもたらしたと考えら

れる。また、上端部側では、損失ピークの値及び発生位置が後流通過により変化しており、ストローハル数が大きくなるにつれ損失ピーク位置が上端部へシフトする傾向が確認できる。この傾向は、図13, 14に示すピッチ方向に流量平均した流出角分布からも明らかであり、上流側からの後流が翼列内に発生する二次流れ (流路渦) に大きく影響を及ぼしていることが分かる。後流通過による流れの非定常性が二次流れに影響を及ぼす状況は、平井ら⁽²⁶⁾が行ったタービン段の非定常流れの数値シミュレーションでの結果にも現れている。図15はそのシミュレーションで得られた結果の一部であり、動翼下流での流出角 (旋回角) 分布を示す。この図には非定常段解析を行った場合の結果及び実験結果の他に、静翼列と動翼列の間に混合面を設定した定常流解析の結果が示されている。実験値と非定常流解析の結果はよく一致しているが、特筆すべき点としては、定常流解析で予測された旋回角のピークの位置が非定常性を考慮することでTip側に移動していることが挙げられる。この現象の詳しい原因は明らかにはされていないが、本研究で観測された

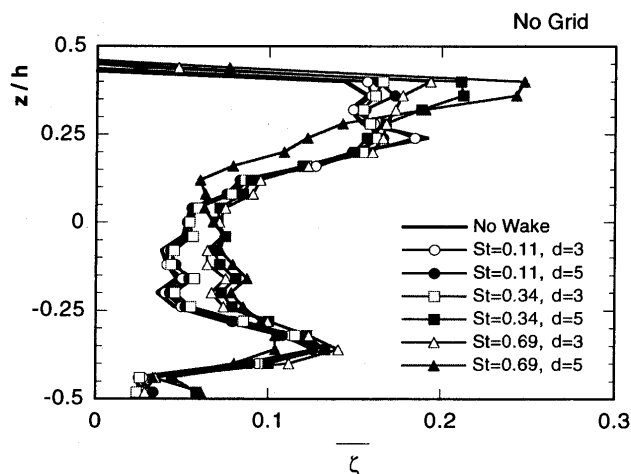


図11 ピッチ方向流量平均損失係数
乱流格子なし

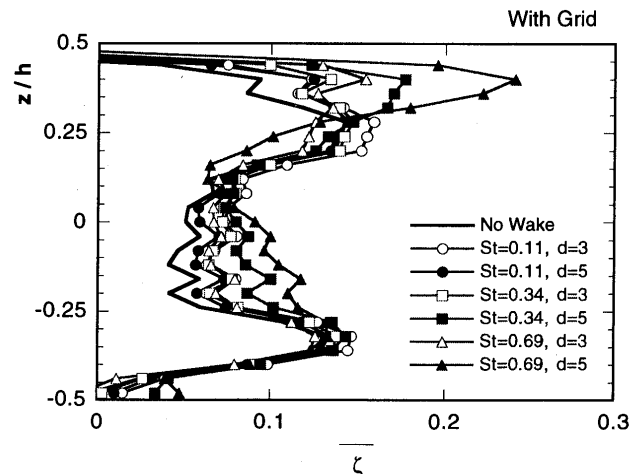


図12 ピッチ方向流量平均損失係数
乱流格子あり

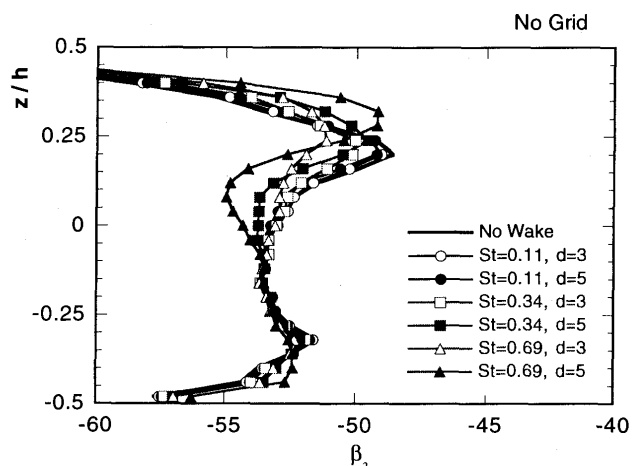


図13 流出角分布／乱流格子なし

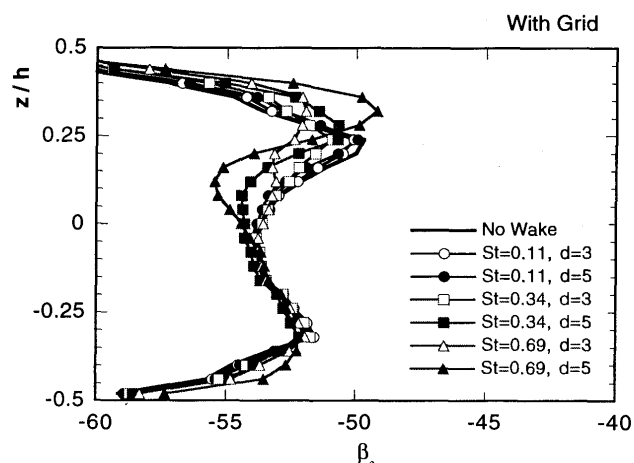


図14 流出角分布／乱流格子あり

結果と類似していることは興味深い点である。

図15, 16には、翼平均高さ近傍 ($z/h = -0.2 \sim -0.1$) で流量平均した翼列損失係数のストローハル数による変化を示す。いずれの場合も、全般的傾向として損失係数がほぼストローハル数に比例して増加しており、式(9. b)で予測される傾向と一致する。従って、翼平均高さ付近における損失係数の増加には、円柱後流による境界層遷移の促進効果が原因の一つであると考えられる。乱流格子がない場合(図15)、多少のデータのばらつきはあるものの、円柱直径が損失係数の増加率に及ぼす効果には大きな差異はなく、実験値から最小自乗法で算出した直線もほぼ重なっている。一方、図16に示すように、乱流格子を装着した場合、円柱直径が大きい場合の損失係数が顕著な増加率を示している。主流乱れの違いにより損失係数の変化の様相が異なる原因としては、前述したように翼面上での剥離泡の影響が関係していると考えられるが、本実験の範囲ではそれを断言することはできない。今後、後流干渉を受ける剥離泡が翼列損失にどのように影響を与えているかの定量的解明が必要である。

4.2 非定常よどみ点圧損失

図18に、非定常圧力センサーで計測したよどみ点圧損失係数の時間的変化を示す ($S = 0.34$, 乱流格子なし)。

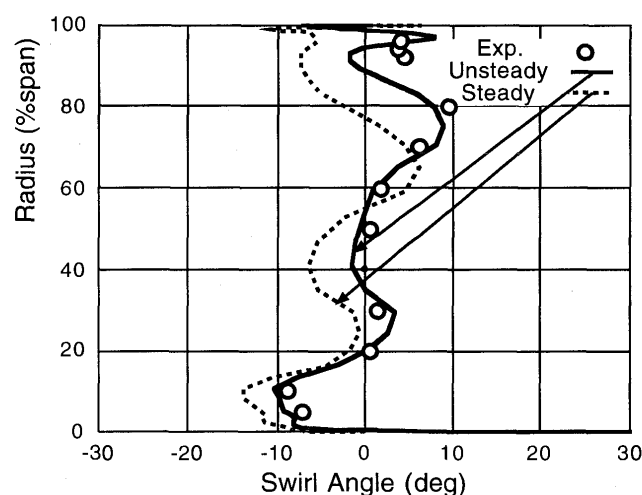


図15 動静翼列干渉を受ける動翼列下流での旋回角分布 (平井らによる数値シミュレーション)

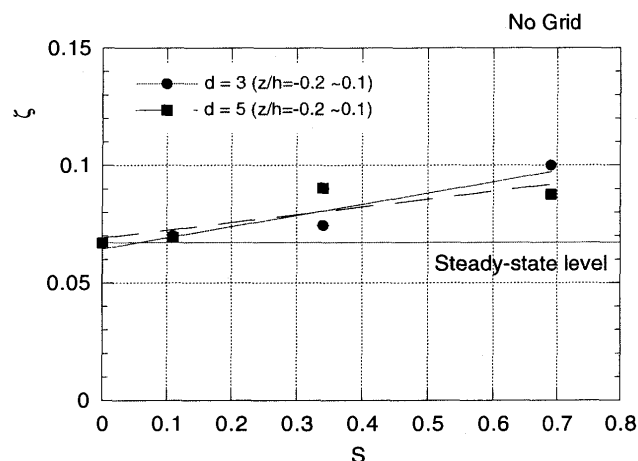


図16 後流通過ストローハル数に対する流量平均損失係数の変化／乱流格子なし

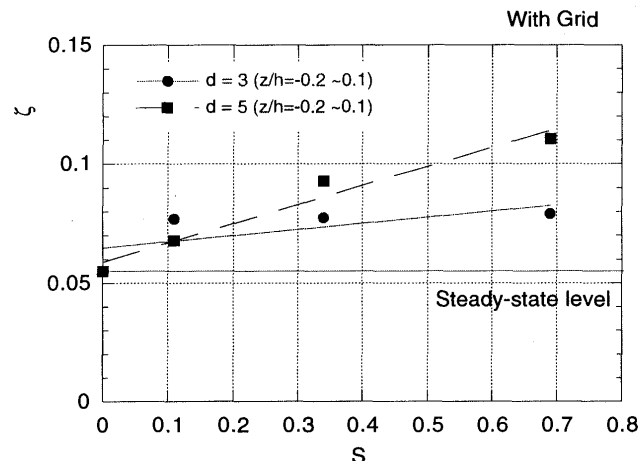


図17 後流通過ストローハル数に対する流量平均損失係数の変化／乱流格子あり

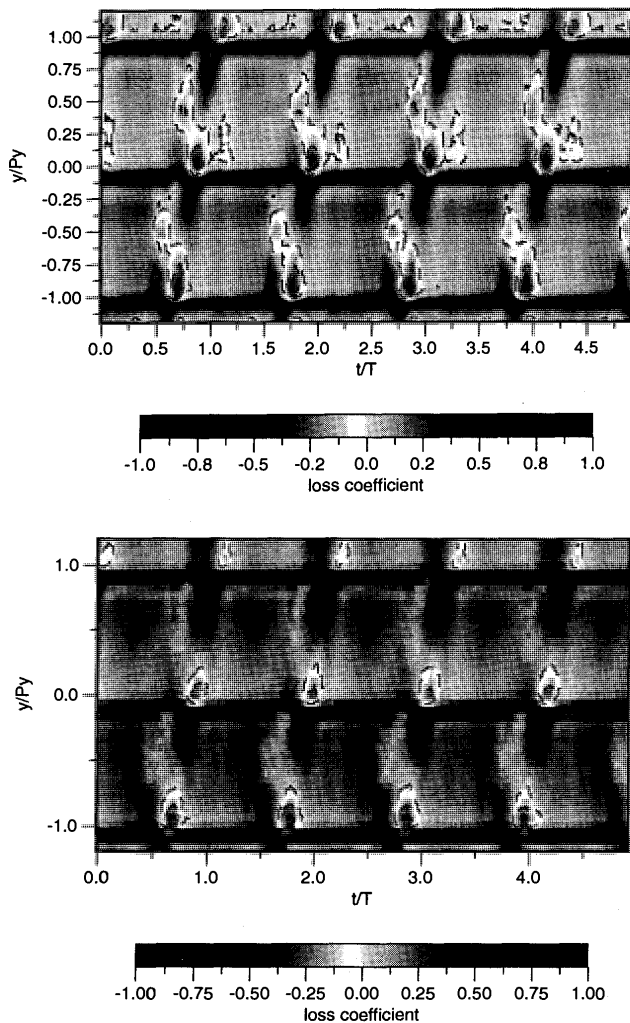


図18 非定常よどみ点圧損失係数/ $S = 0.34$
(上) $d = 3$ mm (下) $d = 5$ mm

なお、使用した圧力変換器は時間的な zero シフトを示したが、その際に発生したトレンドの除去を行うことで、定常流においては5孔プローブによる計測結果とほぼ一致する結果を得ている。

図中の破線で囲まれた領域は損失の減少した領域の出現を表す。この図から、翼後流の腹面側 (P.S.) には後流通過に応じて損失係数が正負の領域が交互に現れている一方で、翼後流背面側 (S.S.) には損失係数が負の領域 (損失が減少した領域) はほとんど出現していない。円柱直径が大きな場合 (図18の下の方のコンター図) には、高損失領域の持続時間が増加しているのが分かる。図18のような損失係数の時間的変化は他の全ての条件で確認できた。図18を時間平均することにより、背面側では後流通過によって損失係数は増加する一方、腹面側では損失係数がほとんど変化しないことがわかる。この傾向は、5孔プローブで計測した結果と一致している。

5. 結言

1. 後流発生器の円柱列に起因するよどみ点圧損失係数の計測値は、運動量の定理に基づく Schulte, Hodson

の理論式とよく一致した。このことから、今回の試験で計測された翼列損失に対する円柱後流と翼間流れとの混合損失の寄与は、流量平均量で見ると小さいと考えられる。

2. 5孔プローブによって計測した周期的な後流通過の影響を受ける翼列下流のよどみ点圧損失分布から、翼平均高さ付近では、翼後流の腹面側から背面側に向かって損失が増加する傾向が確認された。
3. 2.と同様の結果が非定常プローブによる計測結果でも確認できた。後流通過ストローハル数や円柱直径を変化させてもこの傾向は変化しなかった。このことは、静圧変動のような非粘性的効果が今回の実験では確認できなかったことを意味する。
4. 後流ストローハル数が大きくなるにつれ、ピッチ方向流量平均損失係数のピーク位置が上端部へシフトする傾向を示した。
5. 後流通過により流路内流量平均翼列損失は後流通過ストローハル数に対してほぼ直線的に増加する。この原因としては、円柱後流による境界層遷移の促進効果及び相対的な後流持続時間の増加が考えられる。また、乱流格子を装着した場合に円柱直径の効果が比較的顕著に現れ、円柱直径が大きいほど高い損失係数増加率を示した。

参考文献

- (1) Hodson, H. P., Boundary Layer and Loss Measurements on the Rotor of an Axial-Flow Turbine, Trans. ASME, J. Engineering of Gas Turbine and Power, Vol. 106, 1984, pp. 391-399
- (2) Schulte, V. and Hodson, H. P., Unsteady Wake-Induced Boundary Layer Transition in High Lift LP Turbine, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 120, 1998, pp. 28-120
- (3) Hodson, H. P. and Dawes, W. N., On the Interpretation of Measured Profile Losses in Unsteady Wake-Turbine Blade Interaction Studies, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 120, 1998, pp. 276-284
- (4) Venable, B. L. et al., Influence of Vane-Blade Spacing on Transonic Turbine Stage Aerodynamics, Part 1: Time-Averaged Data and Analysis, ASME Paper 98-GT-481, 1998
- (5) Busby, J. A. et al., Influence of Vane-Blade Spacing on Transonic Turbine Stage Aerodynamics, Part 2: Time-Resolved Data and Analysis, ASME Paper 98-GT-482, 1998
- (6) Curtis, E. M. et al., Development of Blade Profiles for Low-Pressure Turbine Application, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 119, 1997, pp. 531-538
- (7) 西山、船崎、粘性後流をよぎるタービン動翼列の非定常応答 (解析法の実験的検討)、日本機械学会論文集 (B 編)、Vol. 52, No. 475, 1986, pp. 1005-1013
- (8) 船崎、佐々木、田沼、タービン翼列の非定常損失に関する研究 (直線翼列を用いた実験的研究)、日本ガスタービン学会誌、Vol. 24, No. 95, 1996, pp. 74-80
- (9) 船崎、小泉、小藪、周期的後流の影響を受ける境界層による

- 空力損失に関する研究、日本機械学会論文集 (B 編)、Vol. 64, No. 625, 1988
- (10) Adamczyk, J. J., Celestina, M. L. and Chen J. P., Wake-Induced Unsteady Flows: Their Impact on Rotor Performance and Wake Rectification, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 118, 1996, pp. 88-95
- (11) Suryavamshi, N. et al., Unsteady Total Pressure Field Downstream of an Embedded Stator in a Multistage Axial Flow Compressor, Trans. ASME, J. Fluid Engineering, Vol. 119, 1997, pp. 985-994
- (12) Yu, W. S. and Lakshminarayana, B., Numerical Simulation of the Effects of Rotor-Stator Spacing and Wake/Blade Count Ratio on Turbomachinery Unsteady Flows, Trans. ASME, J/Fluid Engineering, Vol. 117, 1995, pp. 639-646
- (13) Poensgen, C. and Gallus, H. E., Three-Dimensional Wake Decay Inside of a Compressor Cascade and Its Influence on the Downstream Unsteady Flow Field: Part I -Wake Decay Characteristics in the Flow Passage, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 113, 1991, pp. 180-189
- (14) Smith, L. H., Wake Dispersion in Turbomachines, Trans. ASME, J. Basic Engineering, Ser. D, 1996, pp. 688-690
- (15) Valkov, T. V. and Tan, C. S., Effect of Upstream Rotor Vortical Disturbances on the Time-Averaged Performance of Axial Compressor Stators: Part 1-Framework of Technical Approach and Wake-Stator Blade Interactions, ASME Paper 98-GT-312, 1998
- (16) Adamczyk, J. J., Wake Mixing in Axial Flow Compressors, ASME Paper 96-GT-29, 1996
- (17) Dregel, P. and Tan, C. S., Impact of Rotor Wakes on Steady-State Axial Compressor Performance, ASME Paper 96-GT-253, 1996
- (18) Denton, J. D., Loss Mechanisms in Turbomachines, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 115, 1993, pp. 621-656
- (19) 手塚、周期的後流の影響を受けるタービン動翼列まわりの流れに関する研究、岩手大学修士論文、平成9年度
- (20) Fujita, H. and Kovaszny, L. S. G., Measurement of Reynolds Stress by a Single Rotated Hot Wire Anemometer, The Rev. of Sci. Instrum., 39, 1968, pp. 1351-1355
- (21) 目黒、岩手大学修士論文、後流干渉下にある平板の非定常境界層遷移に関する研究、平成5年度
- (22) Halstead, D. E., et al., Boundary Layer Development on Axial Compressor and Turbines, Part 3 of 4: LP Turbines, ASME Paper 95-GT-463, 1995
- (23) Funazaki, K., Yamawaki, S. and Maya, T., Studies on Wake-Affected Heat Transfer Around the Circular Leading Edge of a Blunt Body (Effect of Free-stream Turbulence), 4th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 1, 1995, pp. 350
- (24) Cumpsty, N. A., Discussion appeared in the paper of Howard, M. A. et al., Endwall Effects at Two Tip Clearances in a Multistage Axial Flow Compressor With Controlled Diffusion Blading, Trans. ASME, J. Turbomachinery, Vol. 116, pp. 635-647, 1994
- (25) Funazaki, K. and Tanuma, T., Studies on Profile Loss Associated with Wake-Disturbed Unsteady Boundary Layer on a Flat Plate, Aerodynamics of Turbomachinery, IMechE Seminar Publication 1996-21, pp. 1-9, 1996
- (26) 平井ら、単段タービン性能予測に対する非定常段解析と定常段解析の比較、航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム、1998

タービン翼列の空力特性に対する後流干渉効果

—第2報 後流の減衰特性—

Effects of Wake-Blade Interaction upon Aerodynamic Performance of a Turbine Linear Cascade
Part 2: Wake-Decay Characteristics船崎 健一^{*1},
FUNAZAKI Ken-ichi手塚 信明^{*2}
TETSUKA Nobuaki田沼 唯士^{*3}
TANUMA Tadashi

Abstract

This paper demonstrates the detailed measurements of the time-varying flow field downstream of the turbine cascade and the moving bars. Through the measurements using a quasi-X probe, pitchwise distributions of the ensemble-averaged velocity at the midspan are acquired. These temporal velocity data are transformed into velocity vectors by use of Taylor's frozen model, which also enables the calculation of the vorticity associated with the incoming wakes. The resultant velocity vectors and the vorticity distributions provide clear images of the deformation of the incident bar wakes that are bowed and directed to the suction side of the blade wake. Comparisons between the measurements and correlations of the bar wake decay show that the wake decay process through the cascade is more gradual than that in the uniform flow field.

1. 緒言

第1報では、周期的後流の影響を受ける直線タービン翼列での時間平均空力特性を中心に議論を行った。第2報である本論文では、上流側からの後流が翼列を通過する間にどのように減衰するかを詳細に検討するとともに、第1報で述べた reversible wake recovery effect⁽¹⁾の有無を確認することを目的としている。上流側からの後流の減衰挙動を把握することは、第1報で述べたように、後流による混合損失の発生状況を理解し、さらに下流側に位置する翼列への影響の程度を推定する上で極めて重要であり、多段ターボ機械の設計にとり有益な知見を提供する。また、CFDが後流と翼列との干渉現象をどの程度まで正確に予測できるかを検証するための実験データ提供、という観点からも意義のある研究であると考えられる。

後流の減衰を考える際に、後流自身をどのように定義、識別するかが重要となる。一般的には後流は速度欠損や乱れ度で定義されることが多いが(例えば文献⁽²⁾)、CFDではエントロピーで定義することも少なくない(例えば文献⁽³⁾)。Goldstein, Atassi⁽⁴⁾や西山, 船崎⁽⁵⁾によれば、

非一様な時間平均速度場により速度欠損(ガスト振幅)の大きさが変化することが示されている。従って、タービン翼列のような非一様性の強い流れ場において、後流を識別する量として速度欠損量を使用することは必ずしも適当ではない。そこで、本研究では、後流の識別量として、速度欠損量の他に、輸送方程式によって支配される渦度を採用した。そして、実験結果と後流特性の減衰に関する相関式との比較により、翼列を通過する際の後流の減衰状況の変化について議論する。

2. 渦度の推定

2.1 渦度輸送方程式

ナビエ・ストークスの式から、渦度輸送方程式が次のように導出される。

$$\frac{D\Omega}{Dt} = (\Omega \cdot \nabla)v + \frac{1}{Re} \nabla^2 \Omega \quad (1)$$

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (v \cdot \nabla)$$

ここで、 Ω は渦度ベクトル、 v は速度ベクトル、 Re はレイノルズ数である。流れ場の二次元性が仮定できるとき、 $\Omega = (0, 0, w)$ 、 $v = (u, v, 0)$ となることから、

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{1}{Re} \nabla^2 \omega \quad (2)$$

原稿受付 1998年12月3日

*1 岩手大学 工学部

〒020-8551 岩手県盛岡市上田4丁目3-5

*2 川崎重工業(株)

*3 (株)東芝

速度成分を, 例えば $u(x,y;t) = U(x,y) + u'(x,y;t)$ のように時間平均成分及び変動成分に分離し, $u', v' \ll U, V$ を仮定すると, 式(2)は次の様に線形化される。

$$\frac{D_0 \omega'}{Dt} = \frac{1}{Re} \nabla^2 \omega' \quad (3)$$

$$\frac{D_0}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + U \frac{\partial}{\partial x} + V \frac{\partial}{\partial y} \quad (4)$$

$$\omega' \equiv \frac{\partial v'}{\partial x} - \frac{\partial u'}{\partial y} \quad (5)$$

なお, 上の式では, 時間平均流は渦なし流れを仮定している。

式(3)は, 流れの変動成分の渦度 ω' が, 粘性による拡散効果を受けながら時間平均流により輸送されることを表している。式(3)の粘性項を無視した場合, 式(3)は容易に積分する事ができる。即ち,

$$\omega'(x,y;t) = \omega_0 \exp \left(t - \int_{s_0}^s \frac{ds'}{q(s')} \right) \quad (6)$$

$$q(s) = \sqrt{U^2 + V^2}$$

ここで, s は時間平均の流線に沿った座標系で, w_0 は $s = s_0$ における渦度である。式(6)中の関数

$$T_D(s) \equiv \int_{s_0}^s \frac{ds'}{q(s')} \quad (7)$$

はドリフト関数 (drift function) と呼ばれ⁽⁶⁾, 流体粒子が流線上を移動するのに要する時間を表す。以上の結果から, 粘性による拡散・減衰現象は再現できないものの, 時間平均速度場及び式(6)に基づいて, 上流側から流入する後流が翼列内をどの様に移動するかを推定することが可能になる。図1には, 西山, 船崎の計算コード⁽⁷⁾を用いて算出した翼列内の渦度分布を示す ($S = 0.69$)。この図から, 翼列内を通過する円柱からの後流の移動状況が理解できる。ここでの特徴としては, 円柱からの後

流が, 翼列を通過する際に大きく変形し弓状になっている点が指摘できる。

2.2 流入渦度の減衰

ここでは, 円柱後流の渦度が下流側にどの様に減衰するかを, 速度欠損の減衰に関する相関式を用いて推定する。

速度欠損の形状を正規分布で近似し⁽⁸⁾, 速度欠損を第1報の式(6)で評価すると, 後流内の速度分布は次式で与えられる (図2参照)。

$$\begin{aligned} W(x^i, y^i) &= W_1 - \Delta w(x^i, y^i) \\ &= W_1 \left\{ 1 - 2.007 \left(\frac{x^i}{d} \right)^{-0.71} \exp \left[-(\ln 2) \left(\frac{y^i}{b_{1/2}} \right)^2 \right] \right\} \end{aligned} \quad (8)$$

流れ方向 (x^i) への速度勾配を無視すると, 円柱後流に付随する渦度は次のように計算される。

$$\omega_1 = -\frac{\partial W}{\partial y^i} = -2.782 W_1 \left(\frac{x^i}{d} \right)^{-0.71} \frac{y^i}{b_{1/2}^2} \exp \left[-(\ln 2) \left(\frac{y^i}{b_{1/2}} \right)^2 \right] \quad (9)$$

円柱後流の渦度の最大値は, 第1報の式(8)を用いると, 次のようになる。

$$\hat{\omega}_{1,\max} \equiv \frac{\omega_{1,\max} d}{W_1} = \frac{4.653}{\sqrt{C_d}} \left(\frac{x^i}{d} \right)^{-1.21} \quad (10)$$

2.3 Taylorの凍結モデルによる非定常速度場, 渦度場の評価

第1報で示したように, 熱線流速計による流れ場の計測は翼列上流及び下流に設けられたスロットで行われている。従って, 計測されたデータのままで渦度分布を計算することができない。そこで, Taylorの凍結モデル (凍結乱流の仮定)⁽⁹⁾を応用し, 非定常速度場及び渦度場を算定する。ここで, 議論を簡単化するために, 図3のような翼列下流 (流れ方向に一樣な速度 $U^e(y^e)$) での流れ場を考える。Taylorの凍結モデルによれば, 非定常速度ベクトル $\tilde{U}(x^e, y^e)$ は次式に従うことになる。

$$\frac{\partial \tilde{U}(x^e, y^e; t)}{\partial t} + U^e(y^e) \frac{\partial \tilde{U}(x^e, y^e; t)}{\partial x^e} = 0 \quad (11)$$

この式から, 例えば Slot 1 上で $y^e = y_j^e$ という点を通過する流線に着目すると, ある瞬間 ($t = t_1$) での翼列

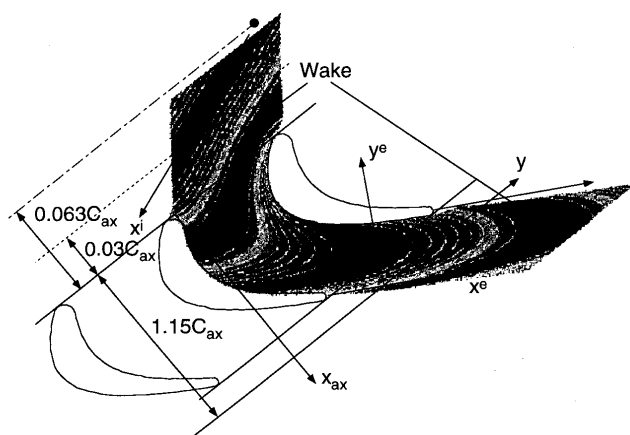


図1 翼列を通過する円柱後流位置の推定 ($S = 0.69$)

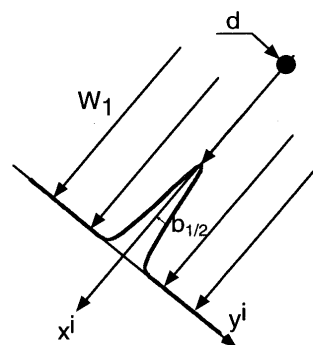


図2 円柱下流の流れ場

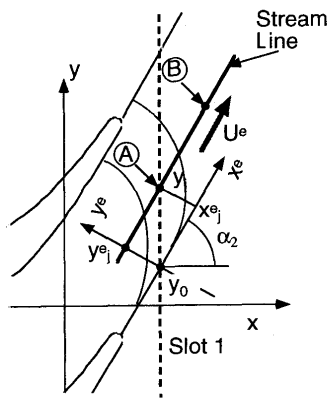


図3 翼列下流での流れ場

下流任意の位置における非定常速度ベクトルは、次のように推定することができる。

$$U(x^e, x_j^e; t_1) = U(x^e, x_j^e; t_1 - (x^e - x_j^e)/U^e(y_j^e)) \quad (12)$$

式(12)によって求めた速度ベクトルから、翼列下流での渦度場が次の様に決定できる。

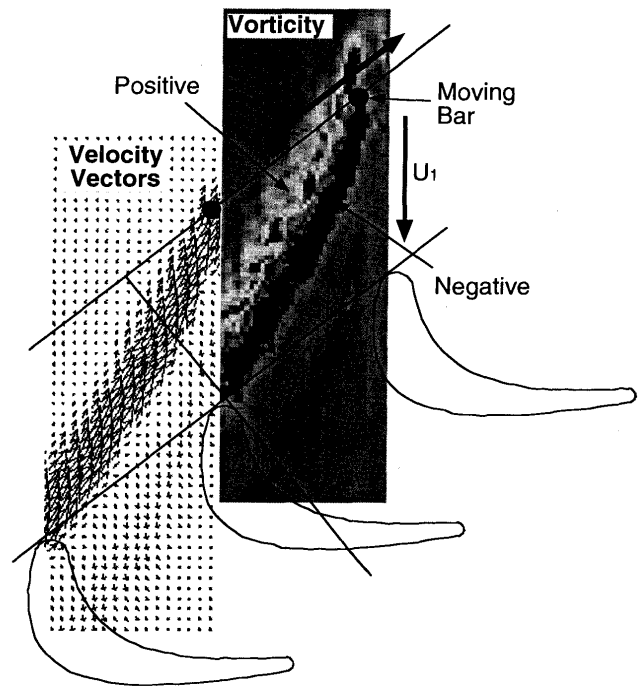
$$\omega^e = \nabla^e \times \tilde{U}, \quad \nabla^e = (\partial/\partial x^e, \partial/\partial y^e) \quad (13)$$

3. 実験結果

3.1 翼列上流での速度場・渦度場

図4に、Slot 0で計測した速度データから算出した翼列上流速度ベクトル及び渦度分布を示す。この図において、後流の存在を明瞭にするため、算出した速度ベクトルから翼列入口での様な流れ場での速度ベクトルを差し引いた結果を示している。なお、この図で示している円柱列のピッチは、速度場と渦度場との対比を行うために、実際のピッチよりも短くなっている点に留意されたい。

円柱からの後流は、円柱後方で円柱に対する相対流入角方向に発達した状態で翼列に流入する状態が理解できる(実際には、図1のように、翼列近傍での非一様な速度場の影響で、後流の変形が生ずる)。円柱の下流には、

図4 翼列に流入する円柱後流とその渦度 ($d=5$)

符号の異なる渦度の領域が明確に確認できる。

凍結モデルを用いて推定した渦度と、先に示した式(9)による円柱後流の渦度の推定値との比較を図5に示す。ここで左側の図は円柱直径 $d=3$ mm, 右側の図は円柱直径 $d=5$ mmの計測結果及び推定値である。凍結モデルに基づく実験値には若干のデータのばらつきが見られるが、 $d=3$ mmの場合には渦度の大きさ、広がり、符号の変化などの観点で、計測値と推定値はほぼ一致していると言える。 $d=5$ mmの場合では差異が比較的特著になっているが、 $d=5$ mmの円柱後流内の乱れ度が20%程度と推定される(第1報図6)ことから、この差異の原因の一つとして、熱線プローブによる後流内での速度計測の精度の低下が挙げられる。

3.2 翼列下流での速度場・渦度場

図6には、Slot 1で計測した速度データから算出した

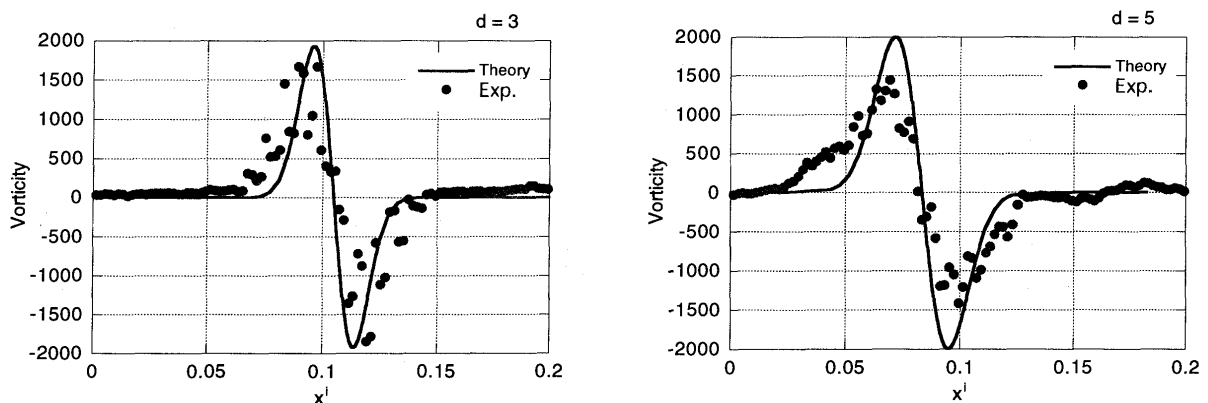
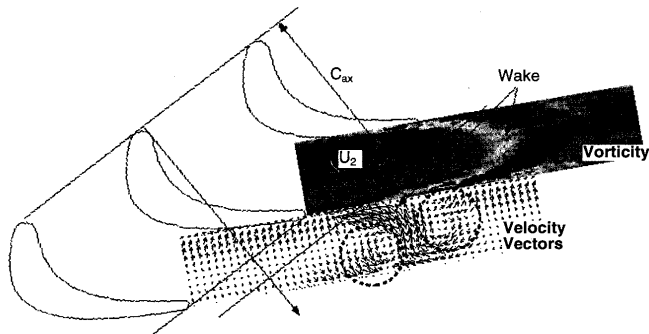


図5 相関式による相対流れ方向渦度分布及び凍結モデルを用いた渦度の推定値
(左: $d=3$ mm/右: $d=5$ mm)

図6 翼列下流での速度ベクトル及び渦度 ($d=3$)

翼列下流速度ベクトル及び渦度分布を示す。なお、この場合も図4と同様に翼列下流での時間平均速度ベクトルを差し引いている。速度ベクトルで特徴としては次の点が挙げられる。

- 1) 後流が弓状に大きく変形している
- 2) 後流内での速度は翼後流の背面側に向かう成分を有している (negative jet)
- 3) 後流の前後に一对の渦状構造が現れている
- 4) 翼後流背面側の近傍では流出流と反対方向に速度ベクトルが向いている

また、渦度分布からも後流の弓状の変形が確認できる。ここで、後流に付随する渦度分布の形状が、図1に示した計算結果と類似している点は興味深い。図1の分布を算出する際に使用した計算コードが非粘性コードであることから、翼列を通過していく後流の全体的な挙動は、翼のごく近傍を除き、翼列まわりの非粘性的な時間平均流で支配されていると考えてよいだろう。

3.3 後流の減衰挙動

この節では、一様流中における後流の減衰挙動と翼列まわりの流れのような非一様流における減衰挙動との違いについて、計測データ及び相関式 (例えば、第1報式(6)) を用いて検討する。この場合に、相関式で用いられている変数 L/d などは翼列流れの場合には適切ではなく、別の変数を導入する必要がある。ここでは、時間 (ドリフト関数) を新たな変数として採用する。以下にその詳細を示す。

3.3.1 ドリフト関数の導入

L/d を次のように書き換える。

$$\frac{L}{d} = \frac{L/W_1}{d/W_1} \equiv \frac{T_{D,L}}{T_{D,d}} \quad (14)$$

ここで、 $T_{D,L}$ 、 $T_{D,d}$ は、距離 L 及び d を、速度 W_1 で移動するのに要する時間を表す。この結果は、後流の減衰を、円柱からの距離と代表長さ (円柱径) との比ではなく、流体粒子がある点まで移動するのにかかる時間と代表時間 (円柱を通過する時間) の比で表し得ることを示している。これに類似の考え方は、離散渦法⁽¹⁰⁾などで既に用いられている。流体粒子が流線上を移動する時間は、前出の式(7)で与えたドリフト関数で算出するこ

とができる。そこで、ドリフト関数を用いて、後流特性の減衰に関する相関式の変形を試みる。まず、ドリフト関数を次のように書き直す。

$$T_d(s(x)) = \int_{x_0}^s \frac{ds'}{q(s')} = \int_{x_0}^s \frac{dx'}{U_x(x')} = \frac{C_x}{U_{x1}} \int_{x_0}^s \frac{dx'/C_x}{U_x(x')/U_{x1}} \equiv T_{D,c} \hat{T}_{D,c} \quad (15)$$

ここで、 $U(x')$ は局所軸流速度、 $\hat{T}_{D,x}$ は、軸コード長 C_x を入口軸流速度 U_{x1} で通過するのに要する時間 $T_{D,c}$ で無次元化したドリフト関数である。また、式(15)中に現れる積分の下限 x_0 は、後流を発生する円柱の位置とする。以上の関係を用いて、式(10)及び第1報式(6)は次の様に書き直すことができる。

$$\omega_{1,\max} = \frac{4.653}{\sqrt{C_d}} \frac{W_1}{d} \left(\frac{T_{D,c}}{T_{D,d}} \hat{T}_{D,x} \right)^{-1.21} \quad (16)$$

$$\Delta w = 2.007 W_1 \left(\frac{T_{D,c}}{T_{D,d}} \hat{T}_{D,x} \right)^{-0.71} \quad (17)$$

図7は、Slot 1における無次元ドリフト関数値の翼列ピッチ方向分布 (図中では Y_2 方向) を示す。なお、円柱列から Slot 1 までの軸方向距離は 1.78 であり、この間を一様流で移動する場合の無次元ドリフト関数値は $1.78 C_x$ である。この図から、流体粒子が翼腹面近傍を移動するのに要する時間は、一様流と同程度または若干長い。翼背面側近傍の場合には、移動に要する時間は一様流よりも短いことがわかる。図7での結果及び式(16)、(17)から、円柱後流は、翼列1ピッチ間におけるドリフト関数値の違いにより、翼後流背面側よりも腹面側でより減衰が進行することが予想される。

3.3.2 速度場における後流の減衰評価

図8に、円柱後流の影響を受ける翼列下流における速度ベクトル (時間平均速度ベクトルを差し引いたもの) 及びその大きさのコンターを示す。ここで、図の横軸は流出方向への距離、縦軸はそれに直交する方向への距離である。また、この図には、式(17)で推定される Slot 1 における後流速度欠損の大きさと計測した速度ベクトル

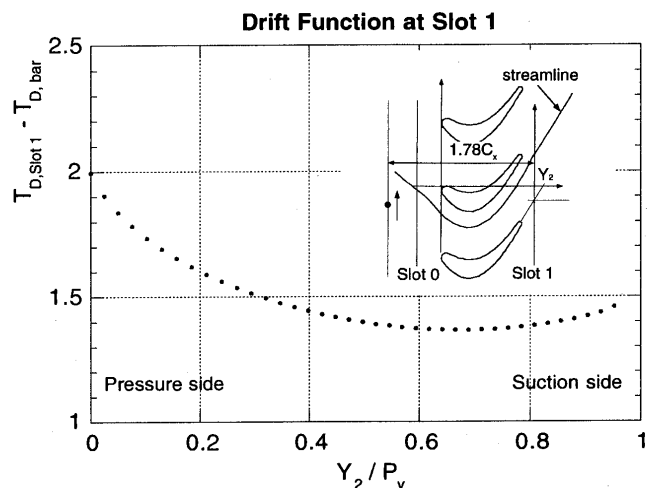


図7 Slot 1におけるドリフト関数値のピッチ方向変化

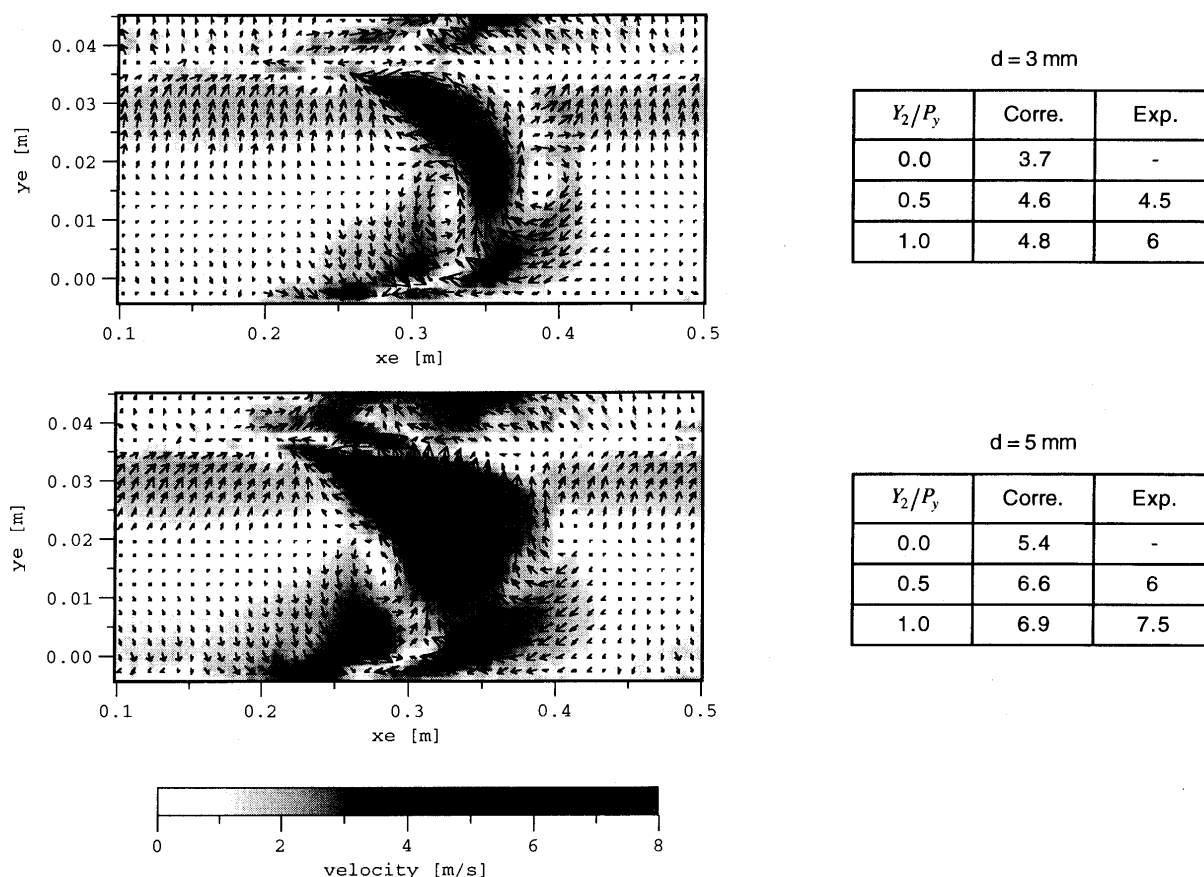


図8 後流通過の影響を受ける翼列下流での速度ベクトルとその減衰状況の比較
(上) $d = 3 \text{ mm}$ (下) $d = 5 \text{ mm}$

の大きさの比較も併記している (表中で $Y_2/P_y = 0$ での計測値がないのは、速度欠損の判別が困難であったためである)。なお、推定の際に用いた諸量は、 $W_1 = 76 [\text{m/s}]$, $T_{b,c} = 3.68 \times 10^{-3} [\text{s}]$, $T_{b,d} = 3.95 \times 10^{-5} (d = 3 \text{ mm})$ または $= 6.58 \times 10^{-5} (d = 5 \text{ mm})$ である。図8のベクトル図、コンター図や表から、後流の速度欠損は翼後流腹面でかなり減衰しているが、翼後流背面側に向かうにつれて速度欠損は次第に大きくなり、背面側の近傍では相関式で予測された値よりも大きな値を示すようになっていく。ほぼ同様の現象が、Liu, Rodiによる詳細な翼列実験⁽¹¹⁾においても確認されている。このような傾向は、図7で示したドリフト関数分布に関する議論での予測とある程度符合しているが、ドリフト関数だけでは評価できない後流内の相対運動 (negative jet) の影響も無視できない。特に、翼後流腹面側では、円柱後流の上下流に発生している渦対の影響を強く受けており、高運動量流体の巻き込みや翼間流路内を横断する方向への後流の移動等により後流減衰が見かけ上進んだものと思われる。

3.3.3 渦度場における後流減衰評価

図9に、翼列下流で計測した渦度の最大値と式(16)による推定値との比較を示す。この図から、計測値、推定値に共通した傾向として、使用した円柱径が大きいほど渦度の最大値は大きいこと、翼後流背面側 ($Y_2/P_y \approx 1$) に接近するにつれ最大渦度の値が増加することが確認で

きる。しかし、実験値は推定値よりもかなり大きな値を示しており、また、翼後流背面側でその値は急激に増加している。翼間流路内では、後流以外に起因する渦度の出現は無視できる程度と考えられることから、渦度という観点で後流の減衰を比較した場合、一様流中よりも翼列を通過する場合の後流の減衰の方が遅いと言うことができる。

3.3.4 翼列を通過する後流の減衰特性

上述の Liu, Rodi による翼列実験においては、翼間流路内で計測された円柱後流の速度欠損と翼列流入速度と

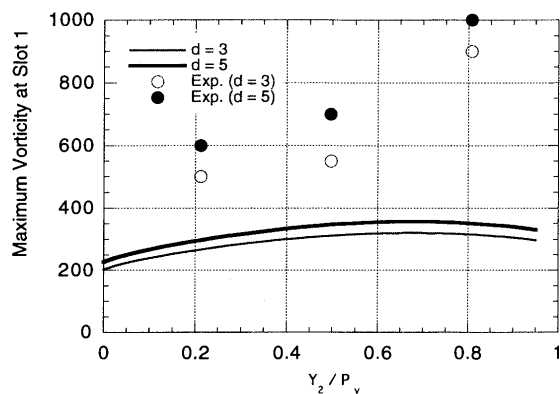


図9 渦度の最大値に関する計測値と推定値との比較 (Slot 1)

の比が、流れ方向にほぼ一定であったことも報告されている。この報告及び上での考察の結果から、翼列下流での流れ場では、上流側からの円柱後流の減衰は一樣流中と同程度もしくはより緩やかに発生していることがわかる。結果として、圧縮機翼列で見られたような reversible wake recovery effect⁽¹⁾は確認できなかったことになる。もちろん、タービン翼列の場合は加速流中であるため、後流の減衰が緩やかであっても、局所平均速度との比は流れ方向に減少することになり、後流と主流との混合作用により発生する損失の大きさは、全体としては限定されたものになると考えられる。しかし、翼後流背面側では、速度欠損がかなり大きさを維持したままで翼列を通過しているので、これが、第1報で確認された背面側の相対的に高い損失係数を示す領域の発生につながったものと思われる。

4. 結言

1. 上流側から流入する円柱後流は、翼列通過により弓形に変形する。また、その変形状況は、後流が翼列間の時間平均流（ポテンシャル流）によって対流的に輸送されると仮定した手法によってある程度予測可能である。
2. 翼列を通過した円柱後流内の速度ベクトルは、相対的に翼後流背面側に向いている。また、後流をはさむように一対の渦構造が発生しており、これらは negative jet の効果であると考えられる。
3. 円柱後流は、翼後流背面側の近傍においては、時間平均流の方向と対抗する方向に向くため、瞬間的にかなりの減速状態を引き起こしている。これがよどみ点圧損失係数の翼背面側への偏りの一因と考えられる。
4. 後流の減衰状況を、速度場及び渦度場で調べた。その結果、上流側からの後流は、一樣流中にある場合と同程度または若干緩やかに減衰していることがわかった。即ち、圧縮機翼列において報告されていた reversible wake recovery effect は、今回使用したタービン翼列では確認できなかった。

謝辞

本研究を遂行するに当たり、岩手大学渡邊喬教授よりご指導を賜った。また、試験装置製作に対して、岩手大学工学部工作センタの佐々木圭一氏よりご助力を賜った。ここに記し、感謝の意を表す。

参考文献

- (1) Valkov, T. V. and Tan, C. S., Effect of Upstream Rotor Vortical Disturbances on the Time-Averaged Performance of Axial Compressor Stators: Part 1-Framework of Technical Approach and Wake-Stator Blade Interactions, ASME Paper 98-GT-312, 1998
- (2) Fan, S. and Lakshminarayana, B., Computation and Simulation of Wake-Generated Unsteady Pressure and Boundary Layers in Cascades: Part 2-Simulation of Unsteady Boundary Layer Flow Physics, Trans. ASME, J. Turbomachinery, 118, pp. 109-122, 1996
- (3) Arnone, A. and Pacciani, R., Rotor-Stator Interaction Analysis Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method, Trans. ASME, J. Turbomachinery, 118, pp. 679-689, 1996
- (4) Goldstein, M. E. and Atassi, H., A Complete Second-Order Theory for the Unsteady Flow about an Airfoil due to a Periodic Gust, J. Fluid Mechanics, 74, pp. 741-765, 1976
- (5) 西山、船崎、周期変動流れの渦度と翼列の定常負荷との干渉（タービン動翼列における渦度効果）、日本機械学会論文集（B編）、55巻510号、pp. 306-312, 1989
- (6) Lighthill, M. J., Drift, J. Fluid Mechanics, 1, pp.
- (7) 西山、船崎、振幅の大きい周期的変動流におけるタービン動翼列の非定常応答、日本機械学会論文集（B編）、50巻454号、pp. 1476-1482, 1984
- (8) 船崎、山下、山脇、後流の影響を受ける非定常平板境界層に関する研究、日本ガスタービン学会誌、20-20, pp. 77-83, 1993
- (9) 中村、乱流現象、朝倉書店、p. 100, 1992
- (10) Lewis, R. I., Vortex Element Methods for Fluid Dynamic Analysis of Engineering Systems, Cambridge, 1991
- (11) Liu, X. and Rodi, W., Measurement of Unsteady Flow and Heat Transfer in a Linear Turbine Cascade, ASME Paper 92-GT-323, 1992

ガスタービン燃焼器における噴霧粒径と粒子速度計測

Measurement of Droplet Size and Velocity on Spray Combustion for a Gas-Turbine

井戸田 芳典^{*1}

IDOTA Yoshinori

大久保陽一郎^{*1}

OHKUBO Yoichiro

大塚 正義^{*1}

OTUKA Masayoshi

杉山 勝彦^{*1}

SUGIYAMA Katuhiko

Abstract

Droplet size and velocity of fuel spray in a gas-turbine combustor have been measured by Aerometrics PDPA/RSA in order to clear spatial variations of droplets on spray combustion. Distribution of Sauter mean diameter, velocity and volume flux in some cross sections of a combustion chamber were examined in this paper. Those were also compared by changing atomizing air flow in order to estimate the effect of initial Sauter mean diameter. The following results have been obtained.

1) Correlation between droplet size and velocity in the main flow of the injected spray is opposed to that far from the main flow. 2) Sauter mean diameters in combustion field are larger than those without combustion due to preferential vaporization of small droplets. 3) Some droplets exist in the post-flame region and at the exit of the combustion chamber. 4) Sauter mean diameters decrease and the evaporation rates of the spray increase intensely with increasing of atomizing air flow rate.

1. はじめに

燃焼排気に対する低NO_x化の要求から、希薄予蒸発予混合（以後予蒸発予混合と言う）燃焼方式によるガスタービン燃焼器の開発を行っている。この方式は軽油・灯油等の液体燃料を蒸発させた後に予混合し、希薄燃焼させる方式である。また、熱効率を高めるために廃熱を回収する再生サイクルを採用し、燃焼器入口空気温度を1300 Kレベル、タービン入口温度を1500 Kレベルに設定した。この燃焼方式を自動車に適用し、広い作動範囲で耐逆火・自着火性に優れる“可変機構付タンデム型希薄予蒸発予混合燃焼器”を開発した^{(1)~(4)}。この燃焼器は通常の運転時には予蒸発予混合燃焼を行うが、始動および加速時には噴霧燃焼で対応する。前報では予蒸発予混合燃焼の計測結果について報告した。すなわち、可変機構で燃焼用空気を絞った場合と絞らない場合について非燃焼場と燃焼場のガス速度分布がどの様に変化するかを明らかにした⁽⁵⁾。

本報では噴霧燃焼の計測結果について報告する。噴霧燃焼場における粒子速度と粒径の分布を計測して、噴霧の挙動を明らかにするのが目的である。特に、噴射弁の微粒化用空気流量を変えて噴霧粒径等を変化させた場合に速度と粒径に及ぼす影響を調べた。

2. 供試燃焼器

実験に用いたタンデム型予蒸発予混合（TPPL: Tandem-type Prevaporization-Premixing Lean）燃焼器の構造を図1に示す。この燃焼器は2つの燃料噴射弁をもって、予蒸発予混合燃焼を行う場合はプライマリ、噴霧燃焼の場合にはセカンダリ噴射弁から燃料が供給される。プライマリは気流噴射弁、セカンダリは渦巻噴射弁に空気アシスト機構を付加したエアアシスト形渦巻噴射弁である。燃焼器に供給された空気は燃焼器の燃焼用空気流量可変部と希釈孔の開口面積比に対応した割合で燃焼用空気と希釈用空気に分配される。なお、燃焼用空気はブロックスワールによりスワール数1.5の旋回を与えられた後に燃焼室に供給される。火炎は予蒸発予混合燃焼、噴霧燃焼とも保炎器近傍で保持される。

3. 実験装置

実験装置の概略を図2に示す。燃料にはJIS1号灯油を使用した。噴霧粒径および粒子速度計測には2次元PDPA/RSA（Phase Doppler Particle Analyzer/Real-Time Signal Analyzer）を用いた。レーザ計測するため、燃焼器ライナを石英ガラス製とし、ケーシングに相当する配管の一部にガラス窓を2個設けた。トランスミッタとレシーバは平面ガラスの外側に、30°の前方散乱方式で配置した。電気ヒータにより加熱された高温空気は、燃焼用空気と希釈用空気に分配される。分配比は空気絞り全開の場合には25:75である。

原稿受付 1998年11月9日

*1 (株)豊田中央研究所 燃焼研究室

〒480-1192 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横町 41-1

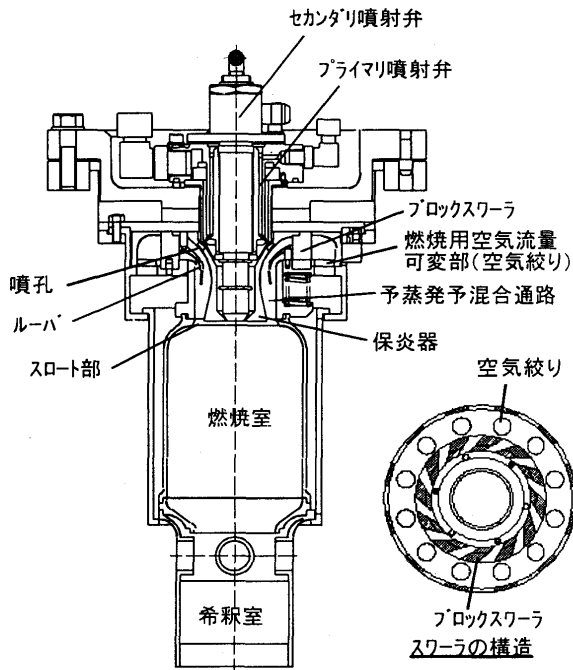


図1 タンデム型予蒸発予混合燃焼器

表1 燃焼条件

供給空気量	G_a : 100 g/s
供給燃料流量	G_f : 0.8 g/s
入口空気温度	T_{ai} : 1073 K
微粒化用空気流量 (プライマリ)	G_{aj} : 3 g/s
微粒化用空気流量 (セカンダリ)	G_{as} : 1, 2, 3, 4 g/s
燃焼領域の空気過剰率	λ : 2.7 ($G_{as} = 3$ g/s)

ら撮影した火炎写真の一例を示す。要求平均粒径 $30\ \mu\text{m}$ を達成できる微粒化用空気流量を ($G_{as} =$) 3 g/s とした場合と 4 g/s の場合の火炎状況を比較して示す。

(a) $G_{as} = 3$ g/s の場合

保炎器近傍の写真からは噴射弁噴口付近に噴霧が存在しており、保炎器の中心部にススが付着している様子がわかる。側方の写真から火炎は保炎器の外周からほぼまっすぐに伸びてから燃焼室壁付近まで広がり下流に伸びるにつれて絞られていく状況が観察される。火炎は輝度の高い釣り鐘状黄炎である。

(b) $G_{as} = 4$ g/s の場合

保炎器近傍では $G_{as} = 3$ g/s に比べて火炎形状はほぼ同じであるが、噴口付近の外周部に青炎の領域が存在しておりスが存在していない点異なる。また、燃焼室側面の観察からは $G_{as} = 3$ g/s に比べて下流での火炎が細いことがわかる。これは微粒化用空気流量の増加により微粒化が促進された結果未燃の噴霧が減少したことによると考えられる。

4.2 粒子速度計測結果

4.2.1 微粒化用空気流量 $G_{as} = 3$ g/s の場合

図4(a)~(c)に半径方向位置に対する軸方向速度を示す。図中には粒径範囲を $10\ \mu\text{m}$ 以下、 $10\sim30\ \mu\text{m}$ 、 $30\sim50\ \mu\text{m}$ 、 $50\ \mu\text{m}$ 以上の4種類に分類して整理した粒子速度を示す。上流の $Z = 30\ \text{mm}$ では粒径の影響はほとんど

4. 結果

4.1 火炎観察

図3に保炎器近傍（上図）及び燃焼室側方（下図）か

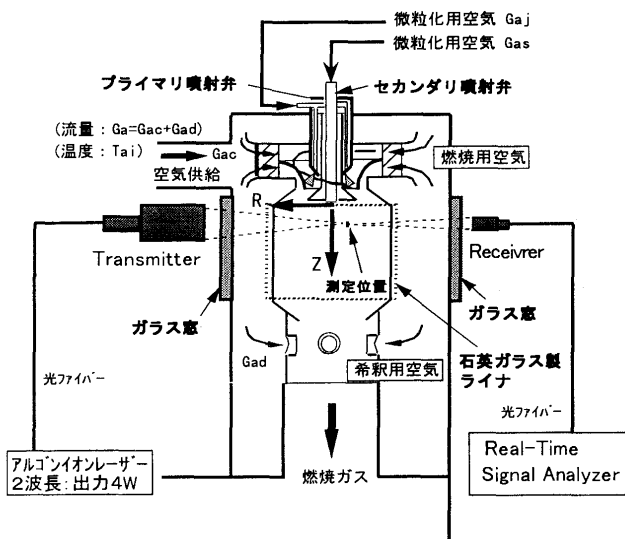


図2 試験装置概略図

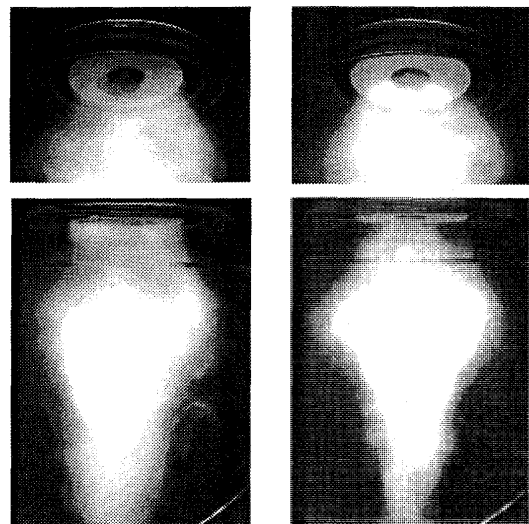


図3 火炎観察写真（微粒化用空気流量の影響）

無いが、 $Z = 50 \text{ mm}$ では粒径の影響が大きく、中心部 ($R = 0 \sim 10 \text{ mm}$)、中間部 ($10 \sim 40 \text{ mm}$)、壁面付近 ($40 \text{ mm} \sim \text{壁面}$) の3種類の領域で傾向が異なる。図5に $Z = 50 \text{ mm}$ での粒径と流速の相関を示す様に中心部および壁面付近では小粒径粒子ほど速度が高いが、中間部では逆の傾向を示す。 $Z = 80 \text{ mm}$ においても中心部と壁面付近では小粒径粒子ほど速度が低い。 $10 \mu\text{m}$ 以下の小粒径粒子速度はほぼガス速度に等しいと仮定すると、この領域では粒子速度よりもガス速度の方が低いと考えられる。

4.2.2 微粒化用空気の影響

(a) 軸方向速度 図6(a)に微粒化用空気流量 Gas の変化に対する軸方向速度分布を示す。 $Z = 50 \text{ mm}$ を除きほぼ軸対称の速度分布である。 $Z = 30 \text{ mm}$ (上流) では軸中心で速度が低く、 $R = 30 \text{ mm}$ 付近で最大値を示す。一方、 $Z = 80 \text{ mm}$ と 100 mm では軸中心で最大速度を示す。上流については、燃焼室内に形成される循環流の影響で軸中心の速度が低く、下流では燃焼室出口の絞りにより軸中心の速度が高くなると考えられる。 $Z = 30 \text{ mm}$ では微粒化用空気流量が多いほど速度が高いが、 $Z = 80 \text{ mm}$ ではその影響は小さい。

(b) 旋回方向速度

図6(b)に旋回方向速度の分布を示す。各軸方向位置ではほぼ軸対称分布である。上流では軸中心から $R = 30 \text{ mm}$ の範囲で一定速度を示すが、下流ではこの領域が外側(壁面付近)に移動する。また、微粒化用空気流量の影響は小さい。これは噴射弁から噴射された噴霧がほとんど旋回成分を持っていないことによると考えられる。

4.3 噴霧粒径計測結果

4.3.1 微粒化用空気流量 $Gas = 3 \text{ g/s}$ の場合

(a) 燃焼場と大気中噴霧における粒度分布の比較

図7に $Z = 30 \text{ mm}$ における燃焼場の噴霧と常温静止大気中に噴射した噴霧単体の粒度分布を比較した一例を示す。両場合ともデータレート(粒子数)が最大となる半径方向位置における結果である。燃焼場の場合は大気中噴霧に比べて $30 \mu\text{m}$ 以下の粒子数が相対的に少ないことがわかる。これは、燃焼場では大気中噴霧のうち、 30

μm 以下の小粒径粒子が優先的に蒸発するためであると考えられる⁽⁶⁾。

(b) 軸方向位置における平均粒径

図8に平均粒径の半径方向分布の一例を示す。図中には大気中に噴射した噴霧単体を測定した結果を併せて示す。ここで、大気中噴霧の噴霧全体のザウタ平均粒径は $33 \mu\text{m}$ である。 $Z = 30 \text{ mm}$ において、燃焼場での粒径は大気中での噴霧粒径よりも約 $20 \mu\text{m}$ 大きくなる。これは図7で示した様に、小粒径粒子が優先的に蒸発した結果であると推定される。燃焼場については、中心部および壁面付近で粒径が小さくなり下流位置ほど粒径が大きくなる。

大気中での平均粒径 $33 \mu\text{m}$ を初期粒径とし蒸発速度定数を $Ce = 0.24^{(7)}$ と仮定すると、燃料噴射後 4.5 ms で噴霧は完全蒸発する。燃焼器内の平均速度は約 14 m/s であり、これは軸方向位置で $Z = 64 \text{ mm}$ に相当する。しかし、図7に示す様に初期粒径(大気中)で $70 \mu\text{m}$ 以上の粒子が存在する。この場合 $Z = 100 \text{ mm}$ では $60 \mu\text{m}$ 程度となり粒子は完全蒸発しないと考えられる。

(c) 半径方向位置における流量流束

図9に $Z = 30 \text{ mm}$ 位置で流量流束を大気中と燃焼場で比較して示す。ここで、大気中噴霧については流量流束から計算した燃料流量は噴射量 0.8 g/s に対して 0.77 g/s (96%) である。大気中噴霧の方が最大値が2倍以上高いが半径方向位置に対する傾向は良く似ている。図10に燃焼場における軸方向位置の影響を示す。下流ほど流量流束が小さく、最大値を示す半径方向位置が中心よりも外側に移動することがわかる。

(d) 噴霧未蒸発率

流量流束 VF から概算した噴霧量 $\{\rho f \Sigma \{VF(R) \cdot \pi R \cdot \Delta R\}\}$ を燃料噴射量 (Gf) で割ることにより、未蒸発率 NMF (%) を計算した。軸方向距離 Z に対して整理した噴霧未蒸発率を図11に示す。噴霧未蒸発率 NMF は軸方向位置 Z が長くなるにつれて急激に減少する。 $Gas = 3 \text{ g/s}$ の場合、燃焼室出口付近 ($Z = 140 \text{ mm}$) において 0.4 wt\% 程度の噴霧が未蒸発のまま存在していることになる。こ

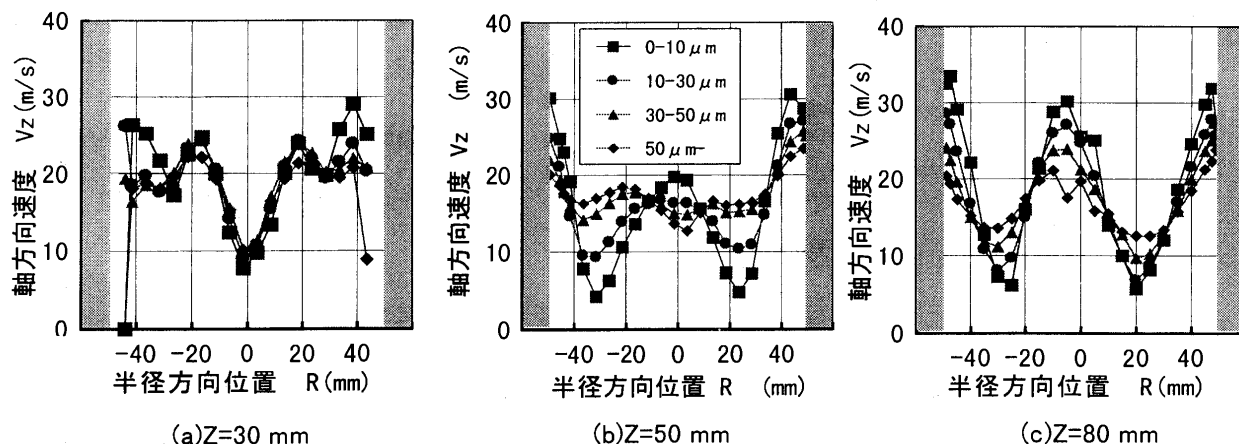


図4 噴霧粒子径による粒子速度への影響 ($Gas = 3 \text{ g/s}$)

れは排気中に含まれる HC や CO の原因になっていると推定できる。このとき、排気ガス分析結果から計算した燃焼効率 η_c は 99.5% であり、噴霧未蒸発率と燃焼効率はお互いに一致する。

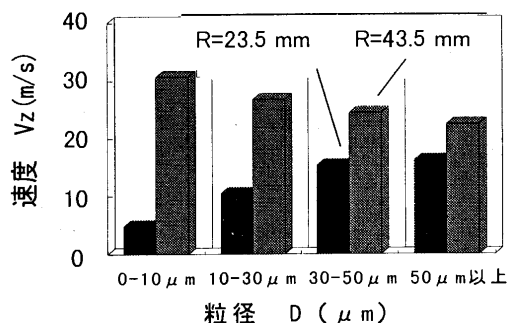


図5 粒径と速度の相関 ($Z=50$ mm)

4.3.2 微粒化用空気流量の影響

(a) 平均粒径

図12に各軸方向位置における平均粒径に対する微粒化用空気流量の影響を示す。微粒化用空気流量を 1 g/s から 4 g/s に増加すると、平均粒径は約 40 μm 小さくなり半径方向分布がほぼ一様になる。これは、微粒化用空気流量の増加により特に大粒径粒子の微粒化が促進され、大粒径粒子が多く存在する $R=20$ mm 付近での平均粒径が小さくなるためであると考えられる。

(b) 流量流束

図13に燃焼場における $Z=30$ mm 位置における微粒化用空気流量の影響を示す。微粒化用空気流量を 1 g/s から 4 g/s に増加すると最大値を示す半径方向位置はやや外側に移行し、最大値が 1/10 程度に減少することがわかる。

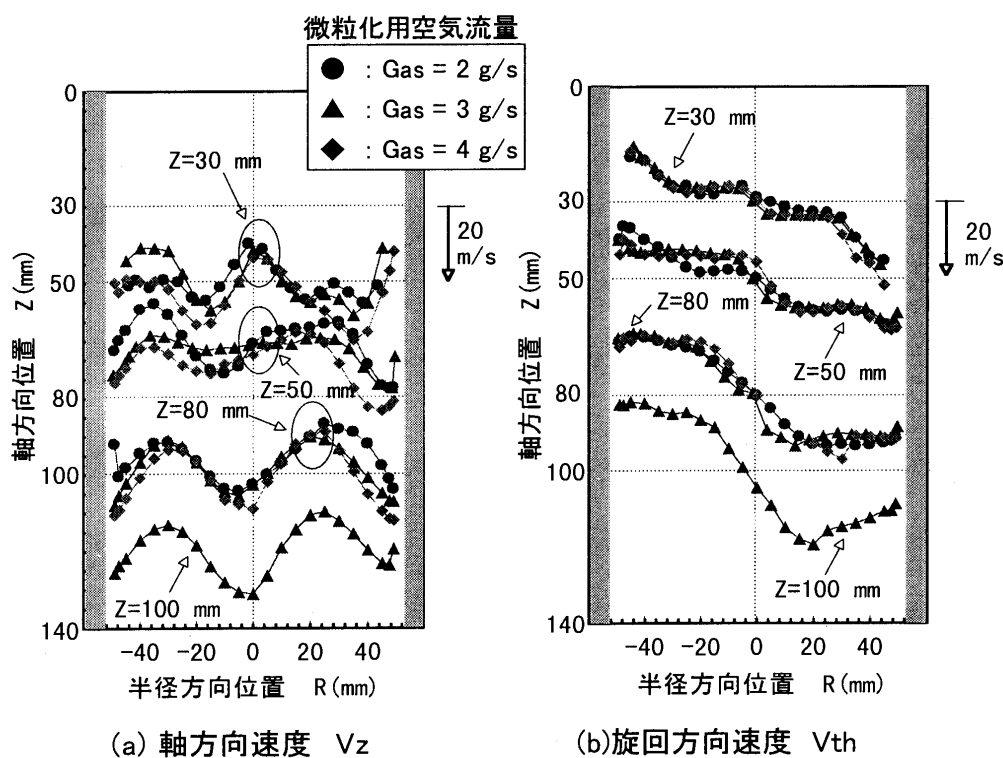


図6 粒子速度分布 (微粒化用空気流量の影響)

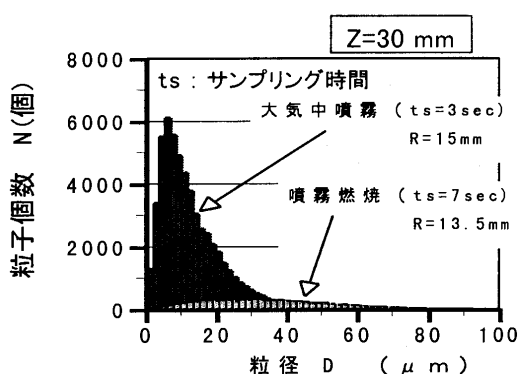


図7 噴霧粒度分布 [$\text{Gas}=3$ g/s]
燃焼場と非燃焼場の比較)

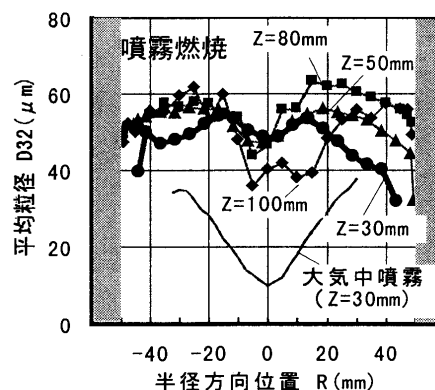


図8 噴霧平均粒径の半径方向分布
[$\text{Gas}=3$ g/s]

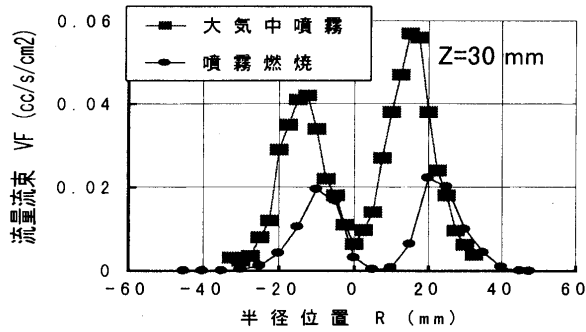


図9 流量流速分布 [Gas = 3 g/s]
(大気中と燃焼場の比較)

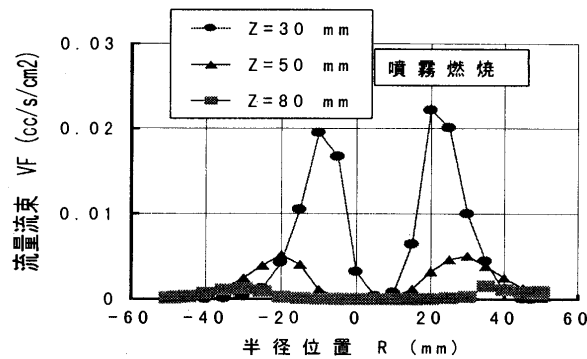


図10 流量流速分布 [Gas = 3 g/s]
(軸方向位置の影響)

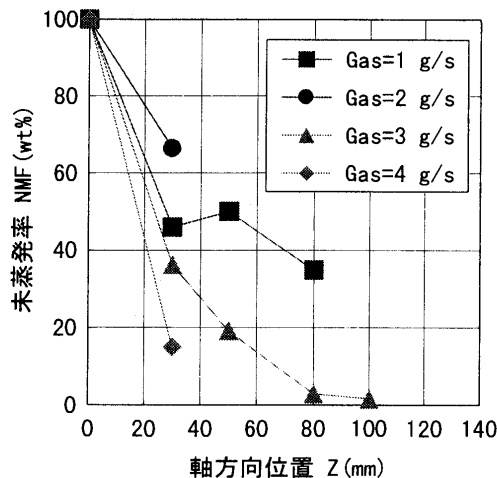


図11 軸方向位置に対する噴霧未蒸発率

(c) 噴霧未蒸発率

図11中に、微粒化用空気流量の影響を示す。微粒化用空気流量を1 g/sから4 g/sに増加することにより未蒸発率は急激に低下する。Z=80 mmで比較すると噴霧未蒸発率が1/10以下になる。また、4 g/sの場合は軸方向長さを1/2以下にしても1 g/sの場合と同程度の未蒸発率が得られることが予想できる。

5. まとめ

2次元PDPA/RSAによりTPPL燃焼器を対象に噴霧燃焼場で噴霧粒径と速度の計測を行い、噴霧の挙動を

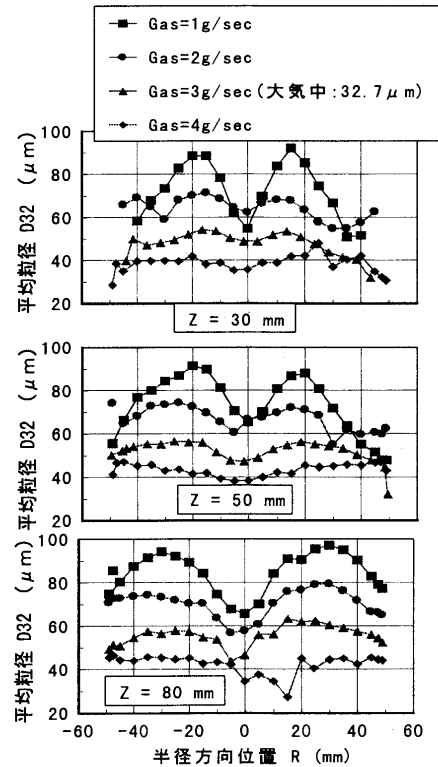


図12 噴霧平均粒径の半径方向分布
(微粒化用空気流量の影響)

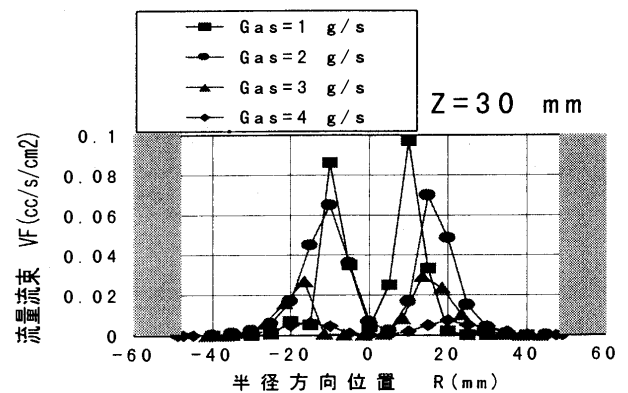


図13 流量流速分布 (微粒化用空気流量の影響)

調べた。その結果以下のことがわかった。

- (1) 燃焼室内の半径方向位置に対して粒径と粒子速度との相関が異なり、中心部と壁面付近では小粒径粒子ほど速度が高いが、中心と壁面の中間領域では逆の傾向を示す。
- (2) 燃焼場では、30 μm以下の小粒径粒子が優先的に蒸発することにより非燃焼場（静止大気中）の噴霧に比較して平均粒径が約20 μm大きくなる。
- (3) 大気中噴霧（初期粒径）において、噴霧全体の平均粒径が小さい（30 μm）場合でも大粒径粒子（たとえば70 μm以上）が存在すると、燃焼室内（Z=140 mm）で蒸発しきれない。このため、微粒化用空気流量が3 g/sでは、燃焼室出口付近でも燃料噴射量のうち0.4%

程度の噴霧が存在しており、これが排気中に含まれる HC や CO の原因になっていると推定できる。

- (4) 微粒化用空気流量が 1 g/s から 4 g/s に増加すると、軸方向速度は増加するが、旋回方向速度は変化しない。また、平均粒径の半径方向分布がほぼ一様になるとともに粒径が約 40 μm 減少する。このため、蒸発が促進され噴霧未蒸発率が急激に減少する。

参考文献

- (1) 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 24, No. 93, pp. 73-77, 1996
- (2) 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 24, No. 93, pp. 78-83, 1996
- (3) Y.Ohkubo, Y.Idota and Y.Nomura, ASME paper 94-GT-401, 1994
- (4) 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25, No. 98, pp 88-93, 1997
- (5) 大塚正義, 井戸田芳典, 大久保陽一郎, 第 26 回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp. 21-26, 1998
- (6) C.HASSA, E.BLUMCKE, M.BRANT and H.EICKHOFF, "Experimental and Theoretical Investigation of a Reserch Atomize/Combustion Chamber Configuration", ASME paper, 92-GT-137, 1992
- (7) 小林清志ほか, 燃焼工学-基礎と応用-, 理工学社, p 94

超高温材料研究センターと超高温材料研究所の研究開発活動

榎本 弘毅*¹
MASUMOTO Hiroki

1. はじめに

(株)超高温材料研究センター（以下センターとする）は、NEDO（新エネルギー・産業技術総合開発機構）の「産業技術研究基盤整備事業」により、平成2年3月1日に第三セクターの株式会社として設立された⁽¹⁾。山口県宇部市の本社と山口センター、岐阜県多治見市の岐阜センターから成り、その目的は超高温材料の創製と、その超高温における物性・機能等を試験・評価するための諸施設を整備し、内外の研究者や企業の賃借利用に供することにある。一方、(株)超高温材料研究所（以下研究所とする）は、民間セクターの株式会社としてセンターと同時に設立された。本社、山口研究所及び岐阜研究所から成る。その目的はセンターの設備をレンタルで利用し、①産学官からの受託研究、②同じく、受託評価試験、さらに③情報提供・研究交流、④研修等の事業を行うことにある⁽²⁾⁽³⁾。両社とも設立以来満9年余経過したが、ここでは最近の両社の現況、特にガスタービン関連の研究開発活動について紹介する。なお平成11年2月時点での社員数は68名、内研究担当者は48名（NEDO産業技術研究員5名を含む）で、大半の社員が出資企業からの出向者である。

2. 研究所の研究活動

研究活動の大部分は受託研究で占められ、その大半はNEDO等からの委託研究、ナショナルプロジェクトである。特に、センター設備の先進性と卓越性もあって、NEDOからの委託件数と金額は、平成8年度：8件、3.55億円、9年度：11件、4.98億円、10年度：16件、7.75億円と年々増加の傾向にあり、その成果は内外から注目されつつある。これまでに10件以上の研究を終了しているが、以下に平成10年度の受託テーマの内、ガスタービン関連超高温材料の内容について簡単に紹介する（括弧内は受託予定年度）。先ず材料の創製については、エネルギー・資源・環境問題より、ガスジェネレーターのTITの上昇を可能とする耐熱材料の開発が主眼となっている。すなわち、a)「複合機能部材構造制御技術（地域大プロ）（'93～'98）」：1700℃のメタン燃焼排ガス中で、高強度と長期の耐環境性・耐久性等の

複合機能を有する多層被覆3D-C/Cコンポジットの開発；b)「高融点金属系部材の高度加工技術（地域大プロ）（'96～2001）」：Nbをベースとし、固溶強化と複合化により現用Ni基超合金よりも高い耐用温度を有する合金の開発⁽⁴⁾；c)「MGC超高効率タービンシステム技術（ニューサンシャイン計画先導研究）（'98～2000）」：MGC材料⁽⁵⁾を活用した超高効率タービンシステム技術の研究開発（ガスタービン実用性能向上技術研究組合の一員として）；d)「スーパーメタル（産業科学技術研究開発）（'97～2001）」：100nm以下の結晶組織を有する12Crフェライト系耐熱鋼の研究開発、等がある。また環境問題より、e)「エコ・テイラードトライボマテリアル創製プロセス技術（地域大プロ）（'98～2002）」：環境に優しく、省エネ・省資源に対応したトライボ材料創製技術の開発；f)「ごみ処理施設用耐食セラミックスの開発に関する研究（NEDO先導調査）（'97～'98）」：ごみ焼却灰による腐食に耐えるセラミックスの開発等があり、他に金属間化合物や繊維強化セラミックスの開発等も受託している。

これらの試作開発材料については当然その特性が試験・評価されなければならないが、超高温域における新たな試験評価技術の開発に関連した委託研究として、g)「水素燃焼タービン用超高温材料の開発（ニューサンシャイン計画）（'93～'98）」：2000℃に至る温度域における超高温材料の力学・物理・化学特性の試験・評価方法の開発と評価；h)「機能材料の熱物性計測技術と標準物質に関する研究（科学技術庁知的基盤整備推進制度）（'97～2001）」：1500℃以上の温度域における熱拡散率と熱膨張係数の測定法の確立及びデータベースの作成；i)「高効率発電用高温材料の信頼性向上に関する調査研究（'94～'98）」：高温腐食試験及び複合環境下強度試験方法の調査研究及び試作材の高温強度試験、高温腐食試験[JFCCから受託]；j)「金属材料の熱拡散率測定試験法、高温腐食試験法の標準化作業（NMC高温材料分科会）（'98～2001）」：表記試験法についてのJIS原案の作成、等がある。

さらに、k)「熱電素子の開発（'96～2001）」：低温エネルギー有効活用のための熱電変換技術の開発と実用化（日、米、仏間の国際共同研究）；l)「超高温オプトメカニカル複合材料（NEDO先導調査）（'98～）」：高温で光・電波に対する透過性を有する複合材料の研究開

原稿受付 1999年2月17日

*1 (株)超高温材料研究所

〒755-0001 山口県宇部市大字沖宇部573番地の3

発、等も実施している。すなわち、単に超高温材料のみでなく、超高温・超高压プロセスを活用した新たな無機機能材料の開発へと対象分野を広げつつある。これらの研究では、社外の学識経験者による技術委員会を結成し、年間3~4回の委員会開催により研究指導を仰ぎ、研究能力の向上に努めている。

また、民間企業からの委託研究や委託試験も多数行っており、事業化に踏み切られた成果も見られる点では、期待に添うことができたと感じている。新しい研究のシーズ探索としての研究所の自主研究も行っている。調査・技術交流事業としては、毎年、宇部市で1回、多治見市で1回、地域の官・学・産とセンター及び研究所が共催して「超高温材料シンポジウム」を開催しているが、毎回それぞれ200名近い参加者を得てすでに年中行事として定着した感がある。また毎年(株)日本機械工業連合会より調査事業を受託し、学識経験者による調査委員会を結成して超高温材料の創製や評価に関する調査報告活動を行っている。

3. センター設備の現状

センターに設置された設備は平成2~3年度の設計・製作になるため、いずれは陳腐化を免れないが、毎年保守点検と補修を行い、設計能力の維持と測定精度の向上に努めており、現時点ではまだ既存設備に対する先端性と卓越性を保持しているといっても過言ではない。主要設備は山口センターの24種類と岐阜センターの6種類で計30種類あり、他に多くの付帯設備を年々充実させている⁽⁶⁾。以下に特徴的な材料創製設備と特性評価設備を紹介する。

まず材料創製設備では、金属、金属間化合物、セラミックス、炭素・黒鉛及びこれらの複合材料をkgオーダーの量で試作的に創製することが可能で、実験室的基礎検討を工場実験につなぐ中間段階の手段として適当な規模を有しており、実際の利用もそのような例が多いようである。超高温材料の試作手段として多く用いられる工程は、メカニカルアロイングによる粉末原料の合成→ホットプレス又はHIPによる成形・固化であり、一方、プラズマーク溶解炉やブリッジマン溶解・凝固炉による溶解・凝固法も用いられている。溶解法では、融点が2000℃を越える材料の場合でも容易に溶解が可能であり、材料創製に有力な手段となっている。耐酸化性皮膜等のコーティングには、CVDや減圧プラズマ溶射が多く用いられている。

次に評価設備の内、基礎特性評価に特色を有するものは熱特性評価設備で、最高2,000℃までの線膨張係数、熱伝導率、熱拡散率、比熱、放射率等の測定が可能であり、工業技術院計量研究所のご指導を得て測定技術と解析法の向上が続けられている。またその場合高温X線回折設備による2,500℃までの高温構造解析、2軸引張圧縮疲労試験機による1,800℃までのヤング率、ポアソン

比の測定と2軸応力下の力学特性の評価等も可能となっている。一方実用化特性評価では、力学特性として最高2,300℃までの引張、圧縮、曲げ、疲労、クリープ、破壊靱性等の試験が可能で、開発材料の評価に多用されている。耐環境性評価には、同様に最高2,300℃までの耐熱衝撃性(急熱、急冷、熱サイクル)、耐酸化性(大気中、燃焼排ガス中)、耐環境性(高速ガスによるエロージョン、高真空中の揮散)等の試験が可能である。特に最近では、腐食性ガスや、溶融石炭灰、ゴミ焼却炉灰中での腐食試験の要求が多くなり、これらに対応した試験設備を重点的に充実させている。

4. おわりに

最後に、今後のセンター・研究所の方針に触れておきたい。

- (1) 材料創製研究: センター設備を活用して画期的な超高温材料のみでなく、対象分野を拡張して前述 k) や l) のような無機機能材料の研究開発も積極的に推進したい考えである。
- (2) 物性試験・評価センター: 近年超高温材料についても、無機、有機を問わず種々の特性についてのデータベース作りが積極的に推進されつつある。h) はその一例であり、試験・評価技術の確立は例えば g), j) 等で実行されている。そこで、センターと研究所が一体となって今後高温材料のデータベース作成の中核となって活動したいと考えている。
- (3) 設備の更新・充実: 上記(1), (2)の何れもセンター設備の能力が追いつかなければ達成は覚束ない。すでに試験・評価設備については新規設備を充実しつつあるが、今後もニーズを見定めて常に時代の先端を行く卓越した設備の充実を図るべく、中長期的な設備計画を策定中である。
- (4) 設備賃貸利用: センターの経営には、設備賃貸利用の増大が必須である。センター設備の利用には、利用者が直接自分で利用する場合と、研究所へ全て委託する場合の二つの方法がある。これらの方法による設備利用を今後も今まで以上に積極的に推進して行くと、特に設備をレンタルで使用する場合のコストメリットをよく理解していただき、レンタルの優位性を強調したい考えである。

参考文献

- (1) NEDO NEWS, 10-105 (1990), 産業技術研究基盤整備事業特集号
- (2) 榎本弘毅, 新素材, 6-7 (1995), p. 46
- (3) 天野博文, クリーンエネルギー, 4-4 (1995), p. 21
- (4) 田中良平, 超高温材料シンポジウム X I 予稿集, (1997), p. 2, 超高温材料シンポジウム事務局
- (5) 和久芳春, 本誌, 27-2 (1999), p. 3
- (6) 萩原定秀, 化学装置, 37-1 (1995), p. 1 及び p. 11

小形非常発電用ガスタービン RGT シリーズの紹介

加藤 利夫*¹

KATO Toshio

川守田 均*²

KAWAMORITA Hitoshi

小林 一幸*²

KOBAYASHI Kazuyuki

1. はじめに

近年、非常用発電装置の原動機には、その優位性が評価されガスタービン機関が多く採用されている。しかしながら小形の分野では価格の点よりまだまだ従来のディーゼル機関が有利であり、市場での競合が厳しく、安価な小形ガスタービン発電装置が求められている。これらの動向に応えるべく当社では1994年ガスタービン生産専門工場を完成させ、設計当初からの原価低減を強く意識した1000 KVA以下の小形ガスタービン、RGTシリーズを開発した。

このシリーズは、従来の当社 NGT シリーズの一部に置き換わるもので、その機能・信頼性・保守性を維持・向上すると共に部品点数を減らした簡素な構造とする設計方針により、主要部品に精密鍛造品を採用し量産形とした。現在、RGT 3 形（定格出力 331 kW）と RGT 5 形（同 552 kW）が納入されているが、これらの機種は、圧縮機は遠心式1段、タービンはラジアル式1段で構成されそれぞれ精密鍛造品が採用されている。回転体、燃焼器およびケーシング等全ての構造が従来機より格段に簡素化されているが、ガスタービン機関としての性能・信頼性について工場での開発検証試験結果が良好であったことは無論のこと、客先運用においても十分な機能を発揮している。

本文では、RGT 5 形を中心に従来機との比較でガスタービン機関構造の特徴を紹介する。

2. 主要機器要目比較

従来機種と新型機種の主要機器要目比較を表1に示す。発電装置の外形は、保守作業性を維持したうえで、とくに全幅が小さくなり小形化が実現されている。ガスタービン機関は、2基1軸から1基1軸となり全体のシステムが簡素化され、信頼性・保守性が向上している。減速機は平行歯車式を採用し、機器単品の質量は増加したが、発電装置全体では軽量化が図られている。また発電装置制御系統・機器についても、簡素化が図られているものの機能は従来機種と同等となっている。

原稿受付 1999年2月16日

*1 (株)新潟鉄工所 原動機事業部 技術部

〒144-8639 東京都大田区蒲田本町 1-10-1

*2 (株)新潟鉄工所 新潟ガスタービン工場 設計課

表1 主要機器要目比較

機 種	従来機種		新型機種	
	形 式	単位	CNT-600E	CNT-625ER
発 電 装 置	定格出力	kVA	600	625
	装置寸法	全高	mm	2270
		全幅	mm	1450
		全長	mm	4000
	装置質量	kg	8500	7500
ガ ス ター ビ ン	機種形式		NGT1-T	RGT5
	形 式		単純解放サイクル 1 軸	
	定格出力	kW	530	552
	機関台数	台	2 (2機1軸)	1 (1機1軸)
	主軸回転数	rpm	42000	28800
	圧縮機		遠心 2 段	遠心 1 段
	タービン		軸流 2 段	ラジアル 1 段
	燃焼器		単筒缶形	
	減速機		遊星歯車式	平行歯車式
	燃 料		A 重油・軽油・灯油	
	潤滑油種類		鉱物基油または合成基油	
	同上保有量	l	80	60

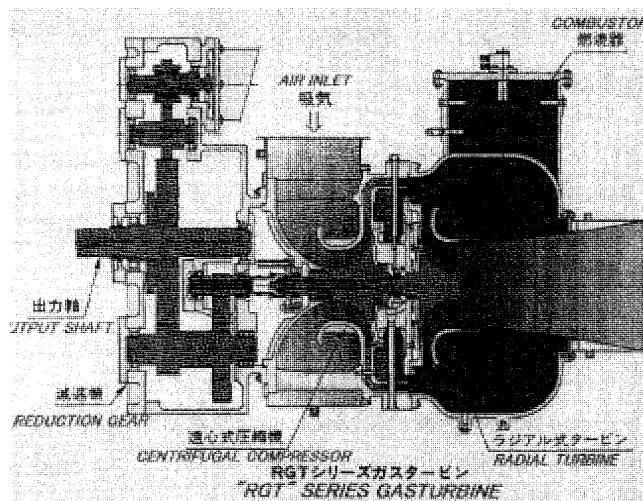


図1 RGT 5 形機関断面図

3. RGT 5 形機関構造の特徴

RGT 5 形機関の断面図を図1に示す。

1) 遠心式圧縮機インペラは、従来機種では析出硬化ステンレス鋼の機械加工翼であったが、本機は同一材質の精密鍛造製でHIP処理を施し疲労強度を高めて使用している。回転体鍛造品としては大型の範囲にあり、信頼性を最重要項目として、商品機能を損なわない範囲で圧力比を通常より低めに設定した。また鍛造品は精度・

翼部肉厚さの点で機械加工品よりも空力性能条件が厳しくなるが、本圧縮機の効率は従来機相当になっている。

2) 圧縮機ロータ組立品は、従来機種ではカービック継手が多用されているが、本機はインペラの両側にそれぞれころがり軸受で直接支持された回転軸が焼嵌めされた新規構造で、一体形に相当する剛性を有し、不釣合量の低減・振動の安定性等について信頼性が高められている。

3) タービンは、従来機種では軸流式であったが、本機はラジアル式を採用した。ホイールは、インペラと同様にニッケル基耐熱合金の精密鑄造製でHIP処理を施している。このクラスの出力のガスタービンとしては類を見ない一体鑄造品である。高温ガスが流入する翼外周部は、始動時等の非定常時に比較的高い熱応力を受ける所であるが、翼と翼の間の円盤部を半円形に切欠くこと(スカラップ形)で充分な応力低下が図られており、耐久性が維持されている。

4) タービンロータは、ホイール背面ボス部にロータ軸が摩擦圧接された一体構造で、接合部の外径が大きいため国内最大容量の摩擦圧接機により製作されている。ロータ軸先端は比較的細長いテンション軸となっており、この軸が圧縮機ロータ内部を貫通し軸端面でナットにより固定されている。ナット締め付けは、テンション軸の伸び量で管理されており、信頼性を高めている。

ホイールは、従来機種と同じく両軸受の外側に位置する片持ち形であり、安定した回転が得られると共に、停止後の熱的不均衡時においても何ら軸変位・変形等が無くターニングを必要とせず保守が容易となっている。

ロータ組立て品を図2に示す。

5) 燃焼器は、一般的な単筒缶形でニッケル基耐熱合金の薄板構造である。冷却方法は主として強制対流によるが、ガス側壁面冷却範囲を少なくしたため従来機種より大幅な構造の簡素化が図られている。また要素試験で壁面温度を計測し局所過熱のない事が検証されており、耐久性は充分となっている。

6) 燃料噴射弁は、構造が簡単な圧力噴霧式であるが、一つの渦巻室に主燃料と補助燃料を供給する方式とし従来機種の二重渦巻室形よりさらに構造が簡単になっている。この補助燃料は、燃料量がより多く必要な時に噴射するもので、二重渦巻室形と同じ流量特性をもっている。

7) 高温静止部品も、従来機種と全く異なった設計を採用した。タービン静翼はタービンシュラウドケーシングと一体構造の精密鑄造製で、またこのシュラウドはスクロール(燃焼ガスをタービンに導く通路部品)の一部も兼ねており、構造の簡素化が図られている。スクロールは単純な構造とし、対流冷却方式を採用した。また、開発検証試験において温度分布が均一で充分低い温度であることが確認されている。

8) 機本体のケーシングは鑄造製で、圧縮機ケースとタービンケースのみで構成され、また燃焼器はタービン

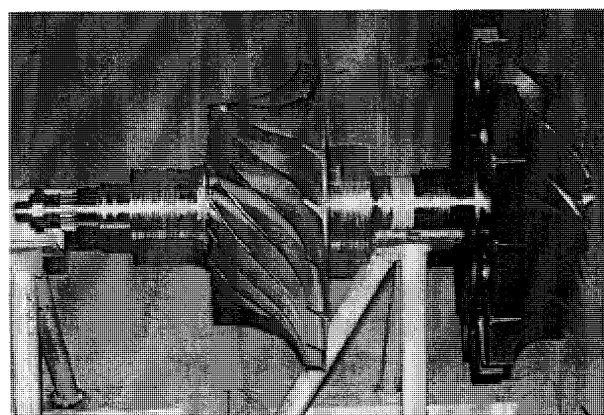


図2 ロータ組立て品

ケースに格納されている。この構造によりケース構成部品点数が従来機種より少なくなっている。

9) 減速機は、従来機種では遊星歯車式が使用されているが、本機は平行歯車式二段減速型で入力軸と出力軸が横異芯となっている。入力軸は、減速機側ピニオンと機関側出力軸それぞれに設けられたスプラインを介して駆動されるクイル軸方式で、それぞれの振動系が分離し、安定した運転が得られている。各歯車軸の軸受はころがり軸受を用い、従来機種のすべり軸受に比較して損失・始動特性が改善されている。また主燃料ポンプ、潤滑油ポンプ、ガバナは減速機により駆動され、始動用DCモータはオーバランニングクラッチを内臓し始動を確実なものとしている。

10) RGT 5形の主要部品の種類は従来機種に対して55%で、また総部品点数も53%となっており、設計当初からの原価低減が成功した例と言える。

4. おわりに

当社ガスタービン工場では、1957年以来ディーゼル機関用過給機を生産している。現在、MAN-B&W社との技術提携によるラジアルタービン式過給機が主力となっているが、従来の軸流式タービンに比較しその保守の容易性が認められユーザから高い評価を戴いている。今回紹介したRGTシリーズはこの動向に沿ったもので、精密鑄造技術の進歩による所が大きい。また本RGTシリーズでは大型回転体精密鑄造品の品質レベルを勘案し、その信頼性確保を第一優先とした。

現在、販売を開始している1,000 kVA機関であるRGT 8形は、圧縮機インペラは精密鑄造品であるものの、タービンは軸流式を採用した。このクラスのガスタービン機関にもニッケル基耐熱合金精密鑄造製ラジアル式タービンホイール採用を検討したが、鑄造メーカの真空炉容量の制限もあり、鑄造品強度・品質およびガスタービン機関信頼性設計技術の点で課題が多く、採用にはまだまだ時間を要するものと考えている。

ABB の 43 MW クラス・GTX 100 ガスタービンの紹介

三上 康宏^{*1}

MIKAMI Yasuhiro

キーワード: GTX 100 ガスタービン, コールドエンドドライブ, 乾式希薄予混合燃焼バーナ, 部分負荷性能, 信頼性

GTX 100 Gas Turbine, Cold-end Drive, EV Burner, Part-load Performance, Reliability

1. はじめに

高い信頼性, 環境適合性, 経済性を併せ持った発電設備に対する需要が先鋭化するのに応えて, ABB では最新鋭, 43 MW クラスの GTX 100 ガスタービンを開発した。本機は図 1 に示す 16.9 MW から 265 MW までの ABB 製ガスタービンシリーズの中で, 25 MW クラスの GT 10 ガスタービンと 57 MW クラスの GT 8 C 2 ガスタービンの間に位置するものである。

本報では GTX 100 ガスタービンの技術的特徴を紹介する。

2. GTX 100 ガスタービンの構造

図 2 に GTX 100 ガスタービンの断面を示す。圧縮機ロータとボルト結合形 3 段軸流タービンから構成される一軸型で, 2 個のチルティングパッドタイプのラジアル軸受で支持されている。軸長(軸受のセンターライン間の距離)は 4424 mm である。全体の構成は通常 ABB の大型ガスタービンに採用されているものと同一である。

発電機はガスタービンのコールドエンド(圧縮機軸端側)に設置され, このため軸流方向排気が可能となりタービン排気側は単純かつ効率的な構成配置が可能となった。

2.1 圧縮機

圧縮機は ABB の大型ガスタービン GT 24/GT 26 の

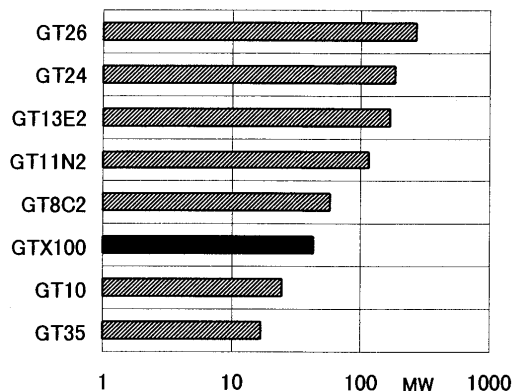


図 1 ABB ガスタービン・プログラム

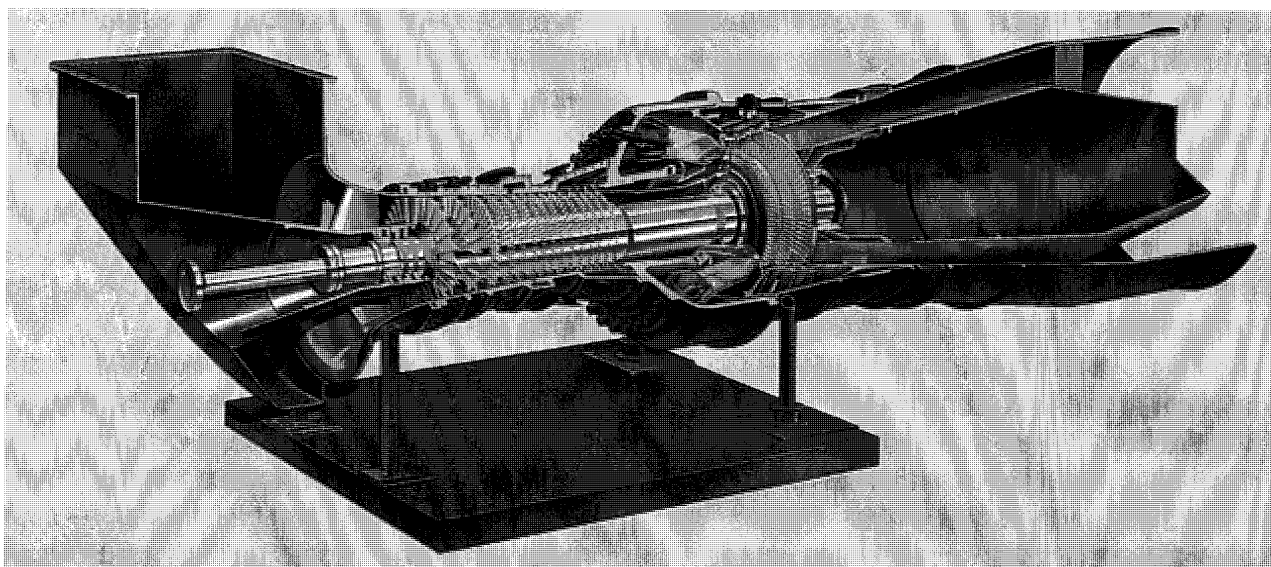


図 2 GTX 100 ガスタービン断面図

原稿受付 1999 年 2 月 19 日

* 1 ABB(株) 発電システム事業部

〒107-8306 東京都港区赤坂 5-2-39

低圧圧縮機のスケールダウン仕様である。15 段の軸流圧縮機で高効率化を達成するため CDA (Controlled Diffusion Airfoil) を採用した。入口側 3 段の静翼が可変ピッチ方式 (可変翼) となっているのが特徴である。

圧縮機ロータは各ディスクを電子ビーム溶接によって結合した溶接構造である。本技術は GT 10 の圧縮機ロータの組立てに長年使用されており、運転上、優れた信頼性を示している。

2.2 燃焼器

燃焼器内面は GT 10 ガスタービンで実績があり、熱伝達のレベルの低減と燃焼器寿命の向上に寄与する遮熱コーティング (TBC) を採用した。ABB では世界各国でより厳しくなりつつあった環境規制に対応することを目的に、1988 年からガスタービンに乾式希薄予混合燃焼バーナ、すなわち EV (EnVironmental) バーナを導入し多数の GT 10 を含めて 160 万時間以上の運転実績がある。GTX 100 ではさらなる低 NO_x 化のため、燃焼器に図 3 に示す 30 本の改良型 EV (AEV) バーナを搭載した。AEV バーナはスイスの ABB Corporate Research Center で開発され、水噴射もしくは蒸気噴射無しで、NO_x はタービン負荷 50-100% の範囲で、天然ガス燃料で 12.5 ppm (16% O₂ 換算値) 以下、液体燃料で 21 ppm (16% O₂ 換算値) 以下の低い値を達成している。

2.3 タービン

3 段軸流タービンは保守を容易にするため単一モジュール設計とし、圧縮機のスタブシャフトにボルト結合している。第 1 段動・静翼の冷却は GT 24/26 で使われている技術と同様のものを用いている。第 1 段の動翼は耐久性および長寿命を確実なものとするため、単結晶材を使用している。

コールドエンドドライブ配置により、最適な軸流排気

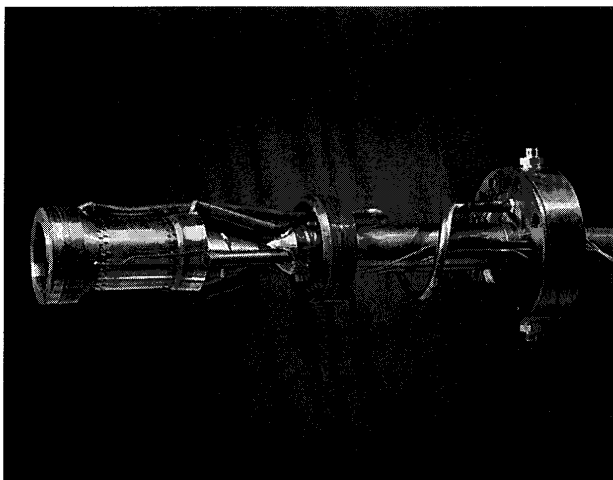


図 3 GTX 100 に搭載されている AEV バーナ

表 1 GTX 100 ガスタービン仕様一覧

仕様燃料	天然ガス	軽油
ガスタービン出力 MW	43	41.4
ガスタービン効率 %	37	36.3
熱消費率 KJ/kWh	9,720	9,920
圧縮機形式	軸流	軸流
圧縮機段数	15	15
圧力比	20	20
タービン段数	3	3
回転数 rpm	6,600	6,600
排ガス流量 Kg/s	122	123
排ガス温度 °C	546	548

ISO条件

タービン排気室を取付けることが可能となり、結果としてより良好な性能が得られた。タービン排気室と排熱回収ボイラの接合部分の設計には特に注意を払い、複合発電およびコジェネレーション用途での損失を最小限とした。

3. 性能

GTX 100 の主な仕様を表 1 に示す。GTX 100 の市場調査で、30 から 50 MW の市場では、複合サイクル発電またはコジェネレーションが多数を占めるようになるという結果が出た。そのため本機はこれらのサイクルに最適なものとした。

2 圧再熱サイクルの複合発電においては、本機の送電端出力は 62 MW で効率 (低位発熱量基準) は 54% となる。また、部分負荷においても圧縮機の入口側 3 段の可変翼を制御することによって排ガス温度を高く保てるため、ISO 条件で負荷を 70% まで下げてもなお総合効率 (低位発熱量基準) 54% という、優れた部分負荷性能も達成した。

コジェネレーションでは高い排気ガス温度のため蒸気発生量が多く、これによって、広範囲の産業プロセスや地域暖房網の蒸気条件に応えることが出来る。

4. あとがき

複合サイクル発電およびコジェネレーション用途を主眼において、ABB は 43 MW クラス GTX 100 ガスタービンを開発した。その初号機は 1999 年から試運転を開始する。今後運転時間を重ねることにより、その高性能および高信頼性が確認され、GTX 100 ガスタービンが 30 から 50 MW クラスの主機になるとことが期待される。

丸善石油 2,000 kW ガスタービン

辻 高弘^{*1}
TSUJI Takahiro新美 一郎^{*2}
SHINMI Ichiro

このガスタービンは、昭和30年8月に工場試運転を終え、昭和31年2月より現地運転を開始した我が国で実用化された最初の重油専焼の自家用発電設備で、昭和45年11月まで当時の設計耐用時間10万時間に近い約94,000時間の発電運転を行った。

当初の計画は、電力事情が停電も珍しくない程悪く、その停電対策と、当時発電設備として注目されはじめていたガスタービンの研究開発を兼ねて、東京芝浦電気(株)(現株東芝)と石川島芝浦タービン(株)(昭和36年東京芝浦電気に合併)が現在の京浜事業所内に設置する共同火力発電所として考えられたものである。当時工場では本誌1997年6月号で三輪光砂氏が紹介されたように、「1号ガスタービン」と呼ばれた1,000 kWのガスタービンの試験が行われており、1軸型についての運転経験は持っていたので、将来の大型化を視野に入れて出力の割



写真1 発電所全景

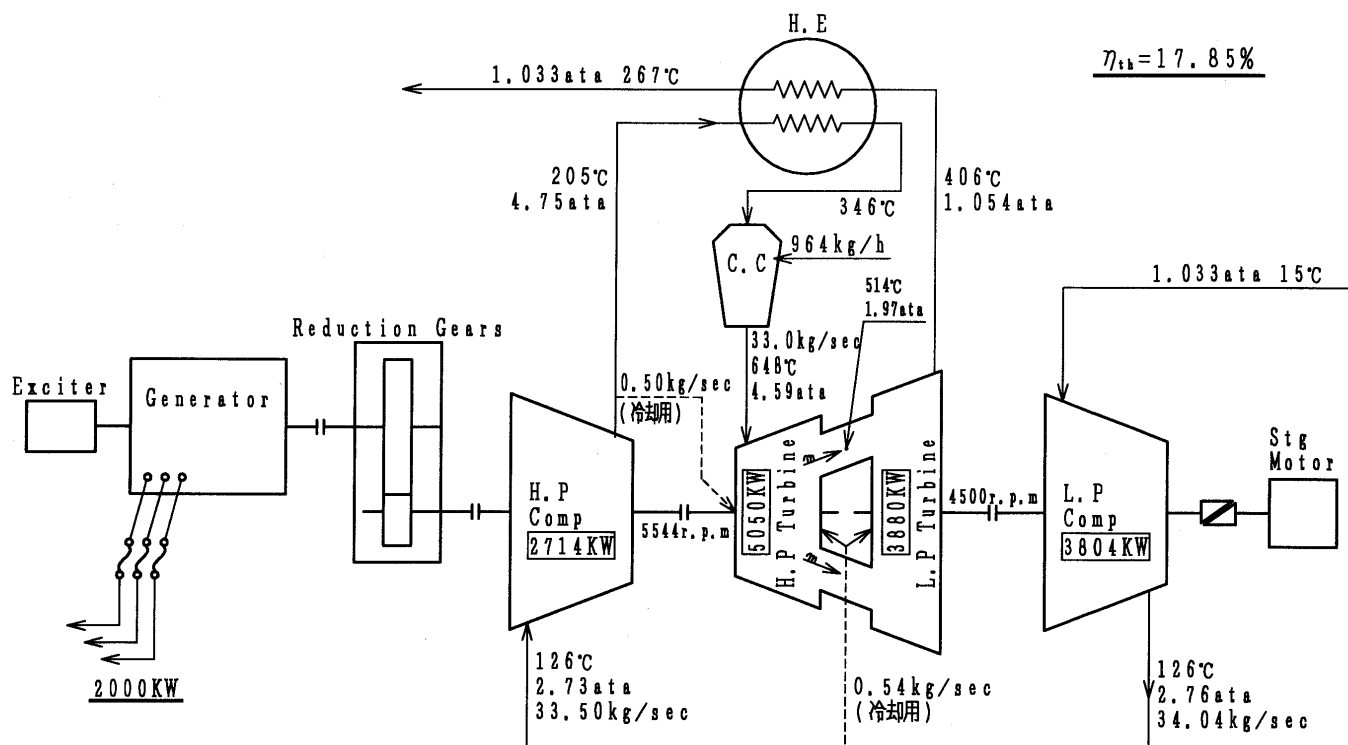


図1 熱精算図

原稿受付 1999年3月10日

*1 〒232-0063 神奈川県横浜市南区中里4-12-16

*2 〒230-0076 神奈川県横浜市鶴見区馬場4-10-27-405

りには2軸形式の複雑な設計を採用した。

ところが製作中の昭和30年に、ガスタービンの燃料に関心を持っていた丸善石油(株)(現コスモ石油(株))から共同研究の申し入れがあり、同社の下津製油所に設置されることとなり、昭和30年に据え付け翌31年より試運転を開始した。発電所の全景を写真1に示す。

図1に軸配列も分かる熱精算図を示すが、減速機を介して発電機に結合された回転数一定の高压系と、負荷に応じて回転数が変化する低压系とからなり、熱交換器も持っていた。表1に主要な諸元と材料を示す。

当時、ガスタービンは多様な燃料を使用出来ると考えられており、丸善石油の狙いもそこにあったので、当然のことながら重油を燃料とした。石川島芝浦タービンは蒸気タービン・圧縮機の専門メーカーであり、その設計技術はガスタービン本体について利用出来たが、燃焼器に関しては経験が少なく全く手探りの設計であった。このため先ず2次元の可視化モデルを作って、空気の流れ

表1 主要な諸元と材料

型 式	2軸再生式オープンサイクル
出 力	2,000 kW
タービン入口温度	650℃
燃 料	重油
回 転 数	高压系 5,500/3,600 rpm 低压系 4,500 rpm
タービン	高压, 低压各3段
圧 縮 機	高压10段, 低压8段
燃 焼 器	縦型2重筒 直流式
熱 交 換 器	シェルアンドチューブ型
材 質	
高压タービン	第1, 2段動翼 GT 3 N (20Co-20Ni-20Cr-Mo-W) 第3段動翼 19-9DL (19Cr-9Ni-Mo-W) 第1~3段静翼 SEH-4 軸車 ATS 6 (17Cr-13Ni-Mo)
低压タービン	第1, 2段動翼 19-9DL 第3段動翼 13Cr-Mo 第1~3段静翼 SEH-4 軸車 HCM 2
燃 焼 器	内筒 SEH 5

の中に蚊取線香の煙を流し込む流れ試験から始めた。この結果で1次、2次、3次空気流の入口の大きさ、位置を定めた。実機に取り付ける前に燃焼器単体の大気圧燃焼試験を行った。最初着火器には燃料としてアセチレンガスを用い、スパークプラグで点火していたが、1回点火すると再点火出来なくなった。分解して見ると着火筒の中に煤が附着しており、プラグが短絡状態になっているためスパークが飛ばないことが分かり、ヒーティングプラグに換えて解決した。しかし着火はしたものの、火炎は燃焼器内に収まらず建屋外への排気管まで延びてしまう有り様で、大気圧燃焼試験中は解決出来なかったが、圧縮機での圧力・温度の上昇で燃焼状態が改善されることに期待して、時間切れもあり実機装着試運転に入った。期待以上に実機運転の方が燃焼状態は遥かに良好で、火炎も短くなり燃焼器内に収まり、燃焼に空気温度が大きな役割を果たすことを身をもって体験した。現地で試運転を進め負荷を取り始めてから燃焼器の25Cr-20Ni製薄肉内筒の出口側が菊形に変形し、更には高温酸化も激しくなったので、写真2に示すようにコの字形のセグメントを内筒内面に吊り下げる形式に改造するとともに、セグメントの高温ガスに曝される側には、酸化クロームのセラミックコーティングを施した。これで長期の連続運転が出来るようになった。

負荷運転が進むにつれて、次に問題となってきたのは高压タービンへの燃料灰分の附着であった。最初燃料にはA重油を使用していたが、高負荷で長時間運転すると、段々負荷がかからなくなる現象がでてきた。タービンを分解したところ、高压タービンの動・静翼に燃料の灰分が附着し、出力低下を招いていることが分かった。当初はタービンを分解して蒸気や温水による洗浄をして出力回復する方法を取ったが、丸善石油で検討の結果、灰分と硫黄分が少ないセリヤ系の残査油(Cs重油)を使用したところ、非常に良好な結果が得られた。しかしその後のCs重油使用中にも多量の灰附着が発生し、調査したところタンカーで輸送中に海水の混入があった原油を使用したため、Na分が多かったことによると分かり、タンク内で添加剤を加えて水洗を実施することで解

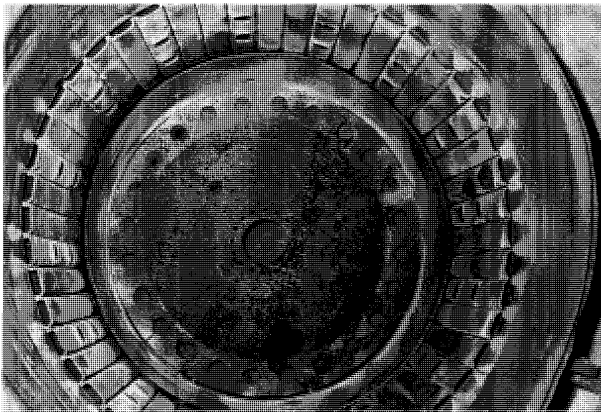


写真2 燃焼器内部

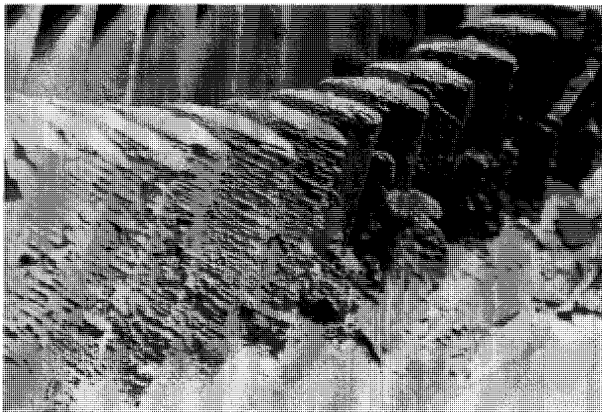


写真3 高压タービン第1段静翼への灰附着状況

決した。タービンの第1段静翼に多量の灰分が附着した状況を写真3に示す。

高負荷になるにつれ分かったことに、低圧系の回転数が定格以上に上昇する現象の発生があった。原因が高圧圧縮機的设计上の余裕のためと分かり、第1段の動・静翼を除去することで定格負荷を取れるようになった。

最後に残ったのは、負荷遮断時のタービンの過速によるトリップと、火災の吹き消えの問題であった。このガスタービンは熱交換器を持っているため、中の残留空気がアキュムレーターの役割を果たし、タービンを非常調速機の作動回転数を超えて加速してしまうと同時に、燃料を急速に減少させるため火災の吹き消えが発生した。この過剰な空気をタービンを通さず外部に放出する必要がある、高圧圧縮機の出口にある熱交換器の前後に放風弁を設置することで解決したが、高温の環境下で高速でしかも確実に動作する放風弁を調達するのに時間がかった。この問題を解決しないと官庁検査が受けられず、試運転の開始は昭和31年2月なのに、官庁検査に合格し営業運転を開始したのは昭和34年12月であり、この間経過説明に大阪通産局へ何度も足を運んだ。

ガスタービンの宿命として、出力に対する大気温度の影響がある。夏季の高温時にもなんとか出力を維持出来ないかと考えて、高圧圧縮機の出口の空気中に水を噴射する方法を採用した。現在では夏季出力増加の方法は、圧縮機入口の空気冷却や出口への蒸気送入等多様化されているが、実際に実用に供したのは我が国では最初のことと思われる。

近年のガスタービンの技術発展はめざましく、タービ

ン入口温度が1,500℃に達しようとしているが、これらは海外との技術提携によるものが多い。40数年前に全くの自主技術で長期安定運転出来る発電設備を作りだしたのは、当時の石川島芝浦タービンの経営陣のガスタービン技術開発にかけた熱意であった。当時工場内に駐在されていた運輸技術研究所の方々の技術的なサポートも戴いた。何より発電所を設置し、燃料の研究を進めながら長時間運転を続けて下さった丸善石油（現コスモ石油）の関係者の方々等多くの人々のお陰であり、ここに誌上を借りて謝意を申し上げる。

[追記]

先に触れた「1号ガスタービン」は、一昨年船舶技術研究所殿よりのご提供で工場に戻り、モニュメントとして京浜事業所西工場内に展示されています。機会がありましたら是非ご覧下さい。

また、ここで紹介したガスタービンの高圧タービンローターは、横浜国立大学工学部の中に展示されています。

参考文献

- (1) 三輪 光砂, 「国産1号ガスタービン」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25 No. 97, (1997-6)
- (2) 辻 高弘, 「丸善石油 2,000 kW 発電用ガスタービン」, エンジンと産業機械, (1957-8)
- (3) 新美 一郎, 「丸善石油下津製油所におけるガスタービンの運転実績について」, 火力発電, Vol. 9 No. 5, (1958-9)
- (4) 不破 広行, 「ガスタービン 20,000 時間の運転経過」, 火力発電, Vol. 11 No. 6, (1960-10)

▶ 入 会 者 名 簿 ◀

[正会員]

上 野 信 雄(海上自衛隊)	壺 井 勝(荏 原)	笛 木 秀 亮(荏 原)
園 尚 弥(I H I)	入 山 正 樹(荏 原)	遠 沢 純 一(荏 原)
龍 重 法(掘場製作所)	宇須井 章(荏 原)	藤 井 照 重(神戸大学)
山 本 和 義(荏原総研)	菊 田 理津雄(荏 原)	内 山 一 弘(スミノンメンテナンス)
鈴木 克 幸(コスモ石油 ルブリカンツ)	田 尻 敬 次(荏 原)	

[賛助会員]

造船業基盤整備事業協会
佐 渡 汽 船 (株)
アイコアルファエンジニアリング(株)

[学生会員から正会員へ]

加 藤 尚 次(新潟鉄工)
荒 木 智 彦(東京電力)

決した。タービンの第1段静翼に多量の灰分が附着した状況を写真3に示す。

高負荷になるにつれ分かったことに、低圧系の回転数が定格以上に上昇する現象の発生があった。原因が高圧圧縮機的设计上の余裕のためと分かり、第1段の動・静翼を除去することで定格負荷を取れるようになった。

最後に残ったのは、負荷遮断時のタービンの過速によるトリップと、火災の吹き消えの問題であった。このガスタービンは熱交換器を持っているため、中の残留空気がアキュムレーターの役割を果たし、タービンを非常調速機の作動回転数を超えて加速してしまうと同時に、燃料を急速に減少させるため火災の吹き消えが発生した。この過剰な空気をタービンを通さず外部に放出する必要がある、高圧圧縮機の出口にある熱交換器の前後に放風弁を設置することで解決したが、高温の環境下で高速でしかも確実に動作する放風弁を調達するのに時間がかった。この問題を解決しないと官庁検査が受けられず、試運転の開始は昭和31年2月なのに、官庁検査に合格し営業運転を開始したのは昭和34年12月であり、この間経過説明に大阪通産局へ何度も足を運んだ。

ガスタービンの宿命として、出力に対する大気温度の影響がある。夏季の高温時にもなんとか出力を維持出来ないかと考えて、高圧圧縮機の出口の空気中に水を噴射する方法を採用した。現在では夏季出力増加の方法は、圧縮機入口の空気冷却や出口への蒸気送入等多様化されているが、実際に実用に供したのは我が国では最初のことと思われる。

近年のガスタービンの技術発展はめざましく、タービ

ン入口温度が1,500℃に達しようとしているが、これらは海外との技術提携によるものが多い。40数年前に全くの自主技術で長期安定運転出来る発電設備を作りだしたのは、当時の石川島芝浦タービンの経営陣のガスタービン技術開発にかけた熱意であった。当時工場内に駐在されていた運輸技術研究所の方々の技術的なサポートも戴いた。何より発電所を設置し、燃料の研究を進めながら長時間運転を続けて下さった丸善石油（現コスモ石油）の関係者の方々等多くの人々のお陰であり、ここに誌上を借りて謝意を申し上げる。

〔追記〕

先に触れた「1号ガスタービン」は、一昨年船舶技術研究所殿よりのご提供で工場に戻り、モニュメントとして京浜事業所西工場内に展示されています。機会がありましたら是非ご覧下さい。

また、ここで紹介したガスタービンの高圧タービンローターは、横浜国立大学工学部の中に展示されています。

参考文献

- (1) 三輪 光砂, 「国産1号ガスタービン」, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25 No. 97, (1997-6)
- (2) 辻 高弘, 「丸善石油 2,000 kW 発電用ガスタービン」, エンジンと産業機械, (1957-8)
- (3) 新美 一郎, 「丸善石油下津製油所におけるガスタービンの運転実績について」, 火力発電, Vol. 9 No. 5, (1958-9)
- (4) 不破 広行, 「ガスタービン 20,000 時間の運転経過」, 火力発電, Vol. 11 No. 6, (1960-10)

▶ 入 会 者 名 簿 ◀

〔正会員〕

上 野 信 雄(海上自衛隊)	壺 井 勝(荏 原)	笛 木 秀 亮(荏 原)
園 尚 弥(I H I)	入 山 正 樹(荏 原)	遠 沢 純 一(荏 原)
龍 重 法(掘場製作所)	宇須井 章(荏 原)	藤 井 照 重(神戸大学)
山 本 和 義(荏原総研)	菊 田 理津雄(荏 原)	内 山 一 弘(スミノンメンテナンス)
鈴木 克 幸(コスモ石油 ルブリカンツ)	田 尻 敬 次(荏 原)	

〔賛助会員〕

造船業基盤整備事業協会
佐 渡 汽 船 (株)
アイコアルファエンジニアリング(株)

〔学生会員から正会員へ〕

加 藤 尚 次(新潟鉄工)
荒 木 智 彦(東京電力)

「1999 年国際ガスタービン会議神戸大会」 — 展示委員会より —

星野 昭史

HOSHINO Akifumi

はじめに

来る 1999 年 11 月 14 日より 19 日までの 6 日間、今回初めて関西地区にて(社)日本ガスタービン学会を幹事学会とする「1999 年国際ガスタービン会議神戸大会」が、神戸市のポートアイランドの中にある神戸国際会議場にて開催することになり、併せて神戸国際展示場において展示会が行われます。この展示会の企画・立案・運営を実施するのが展示委員会の役割であり、現在 10 名にて運営事務局とともに活動をおこなっています。

展示会概要

- (1) 名称
1999 年国際ガスタービン会議神戸大会展示会
- (2) 開催期間
1999 年 11 月 15 日(月)～18 日(木)
午前 9 時から午後 5 時 (但し 18 日は午後 1 時迄)
- (3) 会場
兵庫県神戸市中央区港島中町 6-11-1
神戸市ポートアイランド内神戸国際展示場 2 号館 1 階
- (4) 展示内容
ガスタービン及びターボチャージャ、並びに関連機器・部品材料、計測機器、利用技術、データ処理機器、コンピュータ関連ソフト、出版物等
- (5) 展示会入場料
無料
- (6) 運営事務局
中央宣伝企画株式会社 展示会担当 小林, 井原
東京都文京区向丘 2-13-3
TEL: 03-3821-8141 FAX: 03-3823-2628
E-メール: chusen@sepia.ocn.ne.jp
- (7) 出展小間について
1 小間 9 m² (間口 3 m × 奥行 3 m × 高 2.7 m)
4 小間以上の出展社はスペース渡しとし、床にパンチカーペットを敷きます。(色の指定は可)
- (8) 展示規模
前回 (1995) 横浜大会と同規模を計画
出展小間計画: 140
来場者予定 : 3,700 名
- (9) 情報案内
IGTC 99 組織委員会アドレス
<http://www.jade.dti.ne.jp/~igtc99>

今後のスケジュール

- 5 月: 小間割り, 会場レイアウト, 装飾事項決定
7 月: 出展社説明会実施, 招待状作成
8 月: 出展追加申し込み最終締め切り
ガイドブック作成, 招待状発送

出展申し込み状況 (1999 年 4 月 28 日現在)

会社名	小間数
石川島播磨重工業株式会社	12
川崎重工業株式会社	12
新川電機株式会社	1
進和テック株式会社	2
ゼネラル・エレクトリック・インターナショナル・インク株式会社東芝	8
日本ドナルドソン株式会社	2
株式会社日立製作所	8
丸和電機株式会社	2
三井造船株式会社	2
株式会社タスコ/Allen Gears	2
株式会社荏原製作所	2
光洋精工株式会社	1
三協インターナショナル株式会社	1
株式会社先進材料利用ガスジェネレーター研究所	2
ソーラータービンズインターナショナルカンパニー	2
ダイハツデーゼル株式会社	4
株式会社ナック	1
日本ウッドワードガバナー株式会社	2
株式会社ズノノス (ノーザンリサーチ)	1
三菱製鋼株式会社	1
三菱重工業株式会社	12
ヤンマーディーゼル株式会社	4
社団法人日本ガスタービン学会	1
Concepts ETI, Inc	1
イーグル工業株式会社	1
トヨタ自動車株式会社	1
スーパーマリンガスタービン技術研究組合	1
株式会社トヨタタービンアンドシステム	1
株式会社タクマ	3
AlliedSignal Composites Inc.	1
Wood Group Gas Turbines Ltd.	1
Turbocam Inc.	1
SSS Gear Limited	1
シールテック株式会社	1
アイコクアルファエンジニアリング株式会社	1
36 社	113

展示委員会からのお願い

現在の申し込み状況は、不景気の影響を受け目標の75%であります。本会議は4年に一度の国際会議であり、成功に導くためにも展示会社並びに小間数の増加が

不可欠であり、是非とも会員各位の協力をお願い致します。申し込みの情報は、運営事務局までお願い致します。
(川崎重工業株式会社, 実行委員会・展示委員会委員長)

第27回ガスタービンセミナー報告

宮坂 明

MIYASAKA Akira

平成11年1月21日、22日の2日間にわたり、第27回ガスタービンセミナーが浜松町の東京ガス株主大会議室にて、121名の受講者を得て盛大に開催されました。

今回は、「地球環境に優しいガスタービンを目指して」をテーマとして掲げ、最近一段と注目を浴びている地球環境保全並びに限られた資源の有効活用という世の中の要請にガスタービンはどう対応していくのかという観点から、陸・海・空に展開される様々なガスタービンに関する技術開発から設計、製作、運用に至る広範囲の講演を頂きました。このため、今回は、1日6テーマずつ、計12テーマと盛り沢山の内容となりました。

発電システムに関しては、コージェネレーション分野での需要家の熱電バランスに柔軟に対応できる蒸気注入形熱電可変システムによる省エネルギー並びに負荷平準化に寄与する実績例、および20MW級コンバインドシステムによる電力、蒸気、工場用空気の多目的な効率のシステム例の紹介がありました。

さらに、事業用発電分野での1300℃級コンバインドサイクルの運転実績と将来型1500℃級サイクルの採用計画およびCO₂回収型天然ガス発電システムの開発計画の講演がありました。

また、これらの付帯設備としての吸気冷却システムの

実施例や吸気フィルタ用超音波洗浄装置の紹介、さらには汎用機の開発事例として500kW級までの非常用発電装置用の単段ラジアルガスタービン並びに4000馬力級機械駆動用立型ガスタービンの紹介がありました。

一方、未来形技術開発に関しては国家プロジェクトを中心に、負荷平準化に有効なCASE（空気貯蔵）発電システム開発、船用として高効率かつ低NO_x型のスーパーマリンガスタービン開発および航空用として環境適合開発としての空港騒音、NO_x低減への取組みの講演がありました。

いずれの講演も内容が深く、また最新技術を盛り込んだもので、各分野の方々から貴重な話題を得ることができました。受講された皆様からも、講演毎に活発な質疑がなされ、今回のテーマに対する関心の高さが伺えました。

なお、セミナー終了後に、企画、運営に関するアンケートを回収させていただきましたので、その結果を分析して今後の企画に反映させていきたいと考えます。

最後に、講演準備に尽力されました講演者の方々、会場の準備と進行にご協力戴いた事務局の方々、そしてご多忙中の処、ご参加戴いた皆様に厚く御礼申し上げます。

(東京ガス株, 企画委員会委員)

展示委員会からのお願い

現在の申し込み状況は、不景気の影響を受け目標の75%であります。本会議は4年に一度の国際会議であり、成功に導くためにも展示会社並びに小間数の増加が

不可欠であり、是非とも会員各位の協力をお願い致します。申し込みの情報は、運営事務局までお願い致します。
(川崎重工業株式会社, 実行委員会・展示委員会委員長)

第27回ガスタービンセミナー報告

宮坂 明

MIYASAKA Akira

平成11年1月21日、22日の2日間にわたり、第27回ガスタービンセミナーが浜松町の東京ガス株主大会議室にて、121名の受講者を得て盛大に開催されました。

今回は、「地球環境に優しいガスタービンを目指して」をテーマとして掲げ、最近一段と注目を浴びている地球環境保全並びに限られた資源の有効活用という世の中の要請にガスタービンはどう対応していくのかという観点から、陸・海・空に展開される様々なガスタービンに関する技術開発から設計、製作、運用に至る広範囲の講演を頂きました。このため、今回は、1日6テーマずつ、計12テーマと盛り沢山の内容となりました。

発電システムに関しては、コージェネレーション分野での需要家の熱電バランスに柔軟に対応できる蒸気注入形熱電可変システムによる省エネルギー並びに負荷平準化に寄与する実績例、および20MW級コンバインドシステムによる電力、蒸気、工場用空気の多目的な効率のシステム例の紹介がありました。

さらに、事業用発電分野での1300℃級コンバインドサイクルの運転実績と将来型1500℃級サイクルの採用計画およびCO₂回収型天然ガス発電システムの開発計画の講演がありました。

また、これらの付帯設備としての吸気冷却システムの

実施例や吸気フィルタ用超音波洗浄装置の紹介、さらには汎用機の開発事例として500kW級までの非常用発電装置用の単段ラジアルガスタービン並びに4000馬力級機械駆動用立型ガスタービンの紹介がありました。

一方、未来形技術開発に関しては国家プロジェクトを中心に、負荷平準化に有効なCASE（空気貯蔵）発電システム開発、船用として高効率かつ低NO_x型のスーパーマリンガスタービン開発および航空用として環境適合開発としての空港騒音、NO_x低減への取組みの講演がありました。

いずれの講演も内容が深く、また最新技術を盛り込んだもので、各分野の方々から貴重な話題を得ることができました。受講された皆様からも、講演毎に活発な質疑がなされ、今回のテーマに対する関心の高さが伺えました。

なお、セミナー終了後に、企画、運営に関するアンケートを回収させていただきましたので、その結果を分析して今後の企画に反映させていきたいと考えます。

最後に、講演準備に尽力されました講演者の方々、会場の準備と進行にご協力戴いた事務局の方々、そしてご多忙中の処、ご参加戴いた皆様に厚く御礼申し上げます。

(東京ガス株, 企画委員会委員)

1999 年度第 1 回見学会のお知らせ

1999 年度の第 1 回見学会を下記の要領で開催いたします。今回は、日頃接触の機会の少ないガスタービン護衛艦および関連施設等を見学します。奮ってご参加ください。

1. 見学先 (1) 海上自衛隊第二術科学学校・・教育訓練用ガスタービン実機および操縦訓練装置等
(2) 海上自衛隊横須賀地方総監部・・ガスタービン護衛艦「はるさめ」機関室等
(3) 三笠公園・・戦艦「三笠」

2. 日 時 1999 年 7 月 2 日(金)

3. スケジュール

- 9:45 JR 横須賀線田浦駅集合・受付
(時間厳守)
10:00~12:00 第二術科学学校にて見学

- 12:00~13:30 昼食、移動
13:30~15:30 横須賀地方総監部にて見学
15:30~16:30 移動、三笠公園にて見学
16:30 頃 JR 横須賀駅にて解散

4. 参加要領

- (1) 定員:50 名(定員超過の場合は抽選を行ない、結果は全員にお知らせします)
(2) 申し込み方法:下記の申込書にご記入のうえ、6 月 15 日(火)までに FAX または郵送にて学会事務局へお送りください。なお、事前に見学先に名簿提出の必要がありますので、ご記入は正確をお願いします。
(3) 参加費:4,000 円を当日お支払いください。
(4) その他:代理参加は原則としてできませんのでご承知おきください。

見学会参加申込書

申込締切日 (1999 年 6 月 15 日)

開 催 日 (1999 年 7 月 2 日)

(社)日本ガスタービン学会行

FAX.03-3365-0387 TEL.03-3365-0095

氏 名			年 齢	
勤務先				
勤務先住所	〒			
TEL		FAX		
現住所	〒			
E-mail				

* 記入もれのないように、正確にご記入をお願い致します。

第5回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

近年ガスタービン技術の発展には目ざましいものがあります。航空機に搭載されるジェットエンジンをはじめ大規模発電やコージェネレーション用としても用途が広がっております。また、ガスタービンは高効率であること、NOx 排出を抑えることが比較的容易である等の理由で、環境に優しい原動機として、将来の人類のエネルギー問題に寄与する大変重要な役割を担っております。

一方、ガスタービンはまだまだ発展途上にあると言われており、高効率化・大流量化等多岐にわたる研究・開発分野で若い技術者の活躍が期待される分野です。

そのような状況下で、学生及び若手技術者を対象とした標記シンポジウムを開催を計画しました。会員・非会員を問わず積極的にご参加下さい。

日 時：平成 11 年 7 月 15 日(木)、16 日(金)

場 所：石川島播磨重工業(株) 瑞穂工場
(東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷 229)
JR 青梅線昭島駅より立川バスで約 30 分
JR 五日市線拝島駅北口から送迎バスを出す予定

プログラム

15 日(木) 10:30~12:00 「ガスタービン概論」
竹矢一雄 (元徳島大学)
13:00~14:30 「ガスタービンと流体力学」
川池和彦 (日立製作所)
15:00~17:30 工場見学
17:30~19:30 懇親会
16 日(金) 10:30~12:00 「ガスタービンと伝熱工学」
山脇栄道 (石川島播磨重工)

13:00~14:30 「ガスタービンと燃焼工学」
前田福夫 (東芝)

15:00~16:30 「ガスタービンと材料工学」
新田明人 (電力中央研究所)

16:30~16:40 アンケート記入

16:40 閉会

定 員：100 名 (定員超過の場合は抽選)

対象者：大学、大学院、高等専門学校在籍者、
若手技術者 (入社 3 年以内)

参加費：

シンポジウム 会員 (学生：無料，社会人：¥2,000)
非会員 (学生：無料，社会人：¥7,500)
テキスト代 会員 (学生：無料，社会人：¥3,000)
非会員 (学生：¥3,000，社会人：¥3,000)

◎会場付近は工場地域のため昼食をとる場所が限られています。

当日、昼食の手配が必要な方は弁当 (¥1,000~¥1,500 位) の予約を受付けます。

申込み：下記の申込書に 1) 所属 学校名 (専攻，学年)，社名 (部課名)，GTSJ 会員は会員番号，2) 氏名，3) 連絡先住所 TEL，FAX，E-mail，4) 懇親会参加の有無，5) 昼食の有無を明記し，学会事務局宛に平成 11 年 6 月 18 日(金) (必着) までお送り下さい。

注) ガスタービン教育シンポジウムに関する情報は，学会ホームページをご覧ください。

(<http://www.soc.nacsis.ac.jp/gtsj/>)

第5回ガスタービン教育シンポジウム参加申込書 (1999 年 7 月 15, 16 日)

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

氏 名			GTSJ 会員 (No)		非会員
所 属					
連 絡 先	〒				
電 話		懇親会	出，欠	昼食予約	7/15, 7/16
ファクシミリ		E-mail アドレス			

* 昼食は必要な日を丸で囲んで下さい。

申込締切日：1999 年 6 月 18 日(金) (必着)

第 14 回ガスタービン秋季講演会（郡山）・見学会のお知らせ

日本ガスタービン学会（幹事団体）と日本機械学会の共催による第 14 回秋季講演会・見学会を以下のように開催します。講演会、見学会に参加をご希望の方は、本誌添付の参加申込書に必要事項をご記入の上、学会事務局宛にお申し込み下さい。

開催日 1999 年 8 月 26 日(木)（講演会）
27 日(金)（見学会）

開催場所 郡山ビッグバレットふくしま
福島県郡山市安積町日出山字北千保 19-8

講演会 一般講演、オーガナイズドセッション、
特別講演

○講演会終了後に、講演会場にて懇親会を開催します。
お気軽にご参加下さい。

見学会 講演会参加登録者に限る。定員は 45 名程度。
先着順。

見学先：アサヒビール（省エネ対策及び廃棄物リサイクル
ル完全実施工場）、三菱電機を予定しています。

参加登録費等

事前登録（8 月 13 日(金)受付分まで）

講演会（講演論文集代を含む）

共催学会正会員	9,000 円
同 学生会員	4,000 円
会員外	12,000 円

ただし学生に限り、論文集、懇親会無しで 1,000 円で参加できます。

*8 月 14 日以降は一律 1,000 円増となります。

見学会 6,000 円

参加申込方法

本誌添付申込書に(1)氏名、(2)所属学会・会員番号・会員資格、(3)勤務先、(4)連絡先、(5)送金額・送金方法および送金予定日を記入し、学会事務局宛にお送り下さい。講演者も参加登録をお願いします。

参加登録は、受付の混乱を避けるため、極力事前登録をお願いします。

会社名にて銀行送金される場合は、お手数でも送金日および送金内訳を電話または FAX にてご一報下さい。

・郵便振替 No.00170-9-179578

(社)日本ガスタービン学会

・銀行振込 第一勧業銀行西新宿支店

普通 No.067-1703707

(社)日本ガスタービン学会

・現金書留

講演論文集

講演論文集は講演会当日、会場でお渡しします。論文集のみをご希望の方は、講演会終了後に残部を実費（3,000 円、送料とも）にて頒布しますので、学会事務局までお問い合わせ下さい。

提携ホテルのご案内

学会の特別割引が適用されるホテルの一覧表です。ご利用下さい。

一泊料金：消費税、サービス料、朝食込みの料金になっています。

通常料金の 15%～25% 引きとなっています。

申込方法：①～④のホテルへ宿泊を申し込まれる方は、電話にてホテルに直接お申し込み下さい。なお、その際、「郡山コンベンションビューローからの紹介」である旨、一言お申し伝え下さい。

ホテル名	一泊料金		備 考
	シングル	ツイン	
①ホテルハマツ 郡山市虎丸町 3-18 TEL: 024-935-1111	14,000 円	26,000 円	JR 駅より車で 5 分
②ホテルプリシード 郡山市中町 12-2 TEL: 024-925-3411	8,800 円	16,600 円	JR 駅より徒歩 4 分
③郡山ビューホテルアネックス 郡山市中町 10-10 TEL: 024-939-1111	8,617 円		JR 駅より徒歩 4 分
④郡山ビューホテル 郡山市中町 3-1 TEL: 024-939-1111	6,886 円		JR 駅より徒歩 7 分

第 14 回ガスタービン秋季講演会

(1999 年 8 月 26 日, 27 日)

参加申込書

(社)日本ガスタービン学会 行

FAX : 03-3365-0387 TEL : 03-3365-0095

会社／大学等名称	
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	所属学協会 (GTSJ は会員番号)	会員 資格	見学会	懇親会
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席

【事務局への連絡事項】

払込方法 (○印をつけてください) 参加費入金予定日 月 日

- 銀行 (第一勧業銀行西新宿支店 普通預金 1703707)
- 郵便振替 (00170-9-179578)
- 現金書留

当日支払いは原則として受け付けません。

(当日不参加の場合でも参加費はお支払いいただきます。)

* 請求書の発行について

- 要 宛名 ()
- 不要

* 領収書の発行について

- 要 宛名 ()
- 不要

大形コンバインドサイクルプラント発電設備が、日本で運開して久しくなりますが、その後も高効率及び高信頼性を発揮して、その需要は、一層高まって来ています。この高効率発電プラントを可能にしてきたのは、プラントの主機となるガスタービンの高温化及び高効率化の達成であります。また、最近では、地球環境問題から、CO₂低減効果の優れたコンバインドサイクルプラント発電への更なる効率向上が求められており、各メーカーにおいて、新形高効率ガスタービンの開発が進められています。

このような時代の趨勢より、本号では、「次世代形コンバインド発電技術」の小特集号を組みました。

コンバインドサイクルでプラント効率を高めるためには、ガスタービンに如何に多くのエネルギーを導入し、それを有効に回収するかにかかっています。その方法としては、高温設計技術に基づくタービン入口温度の上昇、燃焼器への導入エネルギーを増加させる二段燃焼手法等があり、各社で実用化を進めています。

今回の論説・解説には、世界4大ガスタービンメーカーの特徴ある Heavy Duty エンジンと Aero-Derivative エンジンによるコンバインド発電技術を紹介しました。これらに加えて、コジェネレーション用エンジンも検討しましたが、残念ながら、候補論文がありませんでしたので、「新製品紹介」で、中小形ガスタービンを紹介しました。

最新のガスタービンのタービン入口温度は、1500℃級まで既に上昇しており、高温部品の効果的な冷却が一層重要となっています。そのために、冷却空気量削減と

して、熱伝達率の高い蒸気で冷却し、冷却後の蒸気をボトムリングで回収してプラント効率を高めるシステムが検討されています。また、地球環境に優しいエンジンとして、更なる低 NO_x 化予混合燃焼器や、タービン入口温度を抑えた二段燃焼ガスタービンの実用化について説明されています。

研究だよりとしては、最近の著しい高温化設計技術の進歩に合った「超高温材料研究センター」を紹介しました。

本号の表紙をかざるエンジンとしては、我が国で実用化された最初の重油専焼の自家用発電設備である「丸善石油 2,000 kW ガスタービン」を取り上げました。

最後に、本号を組むに当たり、御多忙中にもかかわらず原稿を取りまとめて頂いた著者の方々と、編集を担当された、石井委員、佐々木(祥)委員、中村委員ならびに関係者の方々に、あらためて御礼申し上げます。

(塚越 敬三)

〈表紙写真〉

丸善石油 2,000 kW ガスタービン

説明：我が国で最初に実用化された重油専焼自家発電設備用 2,000 kW ガスタービン（2 軸再生式オープンサイクル）の工場組立の状況である。東芝京浜事業所（当時石川島芝浦タービン）にて開発・製作され、昭和 31 年 2 月より現地試運転を開始し、昭和 45 年 11 月まで約 94,000 時間の発電運転を行った。

（提供 株式会社 東芝）

だより

♣事務局 ☒ ♣

東京の桜も“花の命は短くて…”の言葉どおりアツという間に散り始め、今年もお花見の機会を逃してしまいました。

今年から、学会誌年 6 回奇数月発行ということで、新年度を迎えるやいなや又々原稿書きと相成りました。やはり年 4 回の時とは違い、“あら、また？”という感じです。

お蔭様で決算もどうにか終え、新しい年度を迎えることが出来ました。この学会誌がお手元に届く頃には、すべて年度がわりの行事がすんでいます。今はこれからの理事会、会計監査、通常総会に向けての準備に追われています。

事務局といたしましては、今年度も昨年度同様、会費徴収キャンペーンをしていこうと思っています。皆様にいかに年会費を楽にお支払いいただけるように出来るかといつも考えていますが、やはり口座引き落としが一番楽なように思います。とにかく金融機関が土日お休みになってしまう平日出掛けるのがなかなか出来ません。そ

こで口座引き落としの書類を学会あてお送りいただきますとあとはすべてこちらで処理させていただきますので、それが一番楽なのではないでしょうか。是非ご利用下さい。なお最近は銀行のみならず、郵便局に口座をお持ちの方も引き落としで出来るようになりましたので、郵便局ご利用の方は事務局まで口座振替依頼書をご請求下さい。

学会誌が年 6 回になりましたので、皆様へのご連絡が密になり、行事のご案内等すべて学会誌会告に掲載いたしますので、会告のページはよくご覧下さい。

5 月 26 日の定期講演会、7 月 2 日の見学会、15. 16 日の教育シンポジウム、8 月 26. 27 日の秋季講演会、11 月 14 日～19 日の国際会議と既に予告している行事もありますので、申込み要領をお確かめの上、お申込み下さい。

また学会のホームページもあわせてご覧くださいますようお願いいたします。(近いうちに事務局からのご案内もホームページに掲載する予定ですので、乞う！ご期待)

[A]

大形コンバインドサイクルプラント発電設備が、日本で運開して久しくなりますが、その後も高効率及び高信頼性を発揮して、その需要は、一層高まって来ています。この高効率発電プラントを可能にしてきたのは、プラントの主機となるガスタービンの高温化及び高効率化の達成であります。また、最近では、地球環境問題から、CO₂低減効果の優れたコンバインドサイクルプラント発電への更なる効率向上が求められており、各メーカーにおいて、新形高効率ガスタービンの開発が進められています。

このような時代の趨勢より、本号では、「次世代形コンバインド発電技術」の小特集号を組みました。

コンバインドサイクルでプラント効率を高めるためには、ガスタービンに如何に多くのエネルギーを導入し、それを有効に回収するかにかかっています。その方法としては、高温設計技術に基づくタービン入口温度の上昇、燃焼器への導入エネルギーを増加させる二段燃焼手法等があり、各社で実用化を進めています。

今回の論説・解説には、世界4大ガスタービンメーカーの特徴ある Heavy Duty エンジンと Aero-Derivative エンジンによるコンバインド発電技術を紹介しました。これらに加えて、コジェネレーション用エンジンも検討しましたが、残念ながら、候補論文がありませんでしたので、「新製品紹介」で、中小形ガスタービンを紹介しました。

最新のガスタービンのタービン入口温度は、1500℃級まで既に上昇しており、高温部品の効果的な冷却が一層重要となっています。そのために、冷却空気量削減と

して、熱伝達率の高い蒸気で冷却し、冷却後の蒸気をボトムリングで回収してプラント効率を高めるシステムが検討されています。また、地球環境に優しいエンジンとして、更なる低 NO_x 化予混合燃焼器や、タービン入口温度を抑えた二段燃焼ガスタービンの実用化について説明されています。

研究だよりとしては、最近の著しい高温化設計技術の進歩に合った「超高温材料研究センター」を紹介しました。

本号の表紙をかざるエンジンとしては、我が国で実用化された最初の重油専焼の自家用発電設備である「丸善石油 2,000 kW ガスタービン」を取り上げました。

最後に、本号を組むに当たり、御多忙中にもかかわらず原稿を取りまとめて頂いた著者の方々と、編集を担当された、石井委員、佐々木(祥)委員、中村委員ならびに関係者の方々に、あらためて御礼申し上げます。

(塚越 敬三)

〈表紙写真〉

丸善石油 2,000 kW ガスタービン

説明：我が国で最初に実用化された重油専焼自家発電設備用 2,000 kW ガスタービン（2 軸再生式オープンサイクル）の工場組立の状況である。東芝京浜事業所（当時石川島芝浦タービン）にて開発・製作され、昭和 31 年 2 月より現地試運転を開始し、昭和 45 年 11 月まで約 94,000 時間の発電運転を行った。

（提供 株式会社 東芝）

だより

♣事務局 ☒ ♣

東京の桜も“花の命は短くて…”の言葉どおりアツという間に散り始め、今年もお花見の機会を逃してしまいました。

今年から、学会誌年 6 回奇数月発行ということで、新年度を迎えるやいなや又々原稿書きと相成りました。やはり年 4 回の時とは違い、“あら、また？”という感じです。

お蔭様で決算もどうにか終え、新しい年度を迎えることが出来ました。この学会誌がお手元に届く頃には、すべて年度がわりの行事がすんでいます。今はこれからの理事会、会計監査、通常総会に向けての準備に追われています。

事務局といたしましては、今年度も昨年度同様、会費徴収キャンペーンをしていこうと思っています。皆様にいかに年会費を楽にお支払いいただけるように出来るかといつも考えていますが、やはり口座引き落としが一番楽なように思います。とにかく金融機関が土日お休みになってしまう平日出掛けるのがなかなか出来ません。そ

こで口座引き落としの書類を学会あてお送りいただきますとあとはすべてこちらで処理させていただきますので、それが一番楽なのではないでしょうか。是非ご利用下さい。なお最近は銀行のみならず、郵便局に口座をお持ちの方も引き落としで出来るようになりましたので、郵便局ご利用の方は事務局まで口座振替依頼書をご請求下さい。

学会誌が年 6 回になりましたので、皆様へのご連絡が密になり、行事のご案内等すべて学会誌会告に掲載いたしますので、会告のページはよくご覧下さい。

5 月 26 日の定期講演会、7 月 2 日の見学会、15. 16 日の教育シンポジウム、8 月 26. 27 日の秋季講演会、11 月 14 日～19 日の国際会議と既に予告している行事もありますので、申込み要領をお確かめの上、お申込み下さい。

また学会のホームページもあわせてご覧くださいますようお願いいたします。(近いうちに事務局からのご案内もホームページに掲載する予定ですので、乞う！ご期待)

[A]

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

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

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

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。
8. 著作者本人が自ら書いた記事・論文などの全文または一部を、本学会誌に掲載されたことを明記したうえで、転載、翻訳、翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製する形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0003 東京都港区西新橋 1-17-5
Tel. 03-3508-9061 Fax. 03-3580-9217
ニッセイエブプロ(株) 制作部編集室
学会誌担当 江利川 健、越司 昭

技術論文投稿規定

1997.1.28 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、ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、著者が外国人会員であって日本語による論文執筆が困難な場合は英語による投稿を認める。
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12,000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.27 No.3 1999.5

発行日 1999年5月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 益田重明
発行者 菅 進
〒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
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0003 東京都港区西新橋 2-5-10
Tel. 03-3501-5151 Fax. 03-3501-5717

©1999, (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従業員以外は、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。著作物の転載・翻訳のような複写以外の許諾は、直接本会へご連絡下さい。

〒170-0052 東京都港区赤坂 9-6-41 乃木坂ビル
学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: kammori@msh.biglobe.ne.jp