コンバインドサイクル発電設備

特集

池田　忠司（いけだ　ただし）　武田 淳一郎（たけだ　じゅんいちろう）　山本　隆夫（やまもと　たかお）

1　まえがき

コンバインドサイクル発電方式は，発電効率の高さ，環境負荷の低さ，運用性に利点があり，これらが近年の電力市場の要求に一致していることから広く採用されるようになった。特に1990年代に入ってからは，1,300 ℃級，さらには1,400 ℃超級と呼ばれる高性能ガスタービンが開発され，これに合わせ蒸気条件の上昇とボトミングサイクル（排熱回収ボイラおよび蒸気タービンサイクル）の最適化によって，コンバインドサイクル発電設備の性能は飛躍的に向上している。

また，コンバインドサイクル発電設備は，急速起動が可能なガスタービンと小型の蒸気タービンの組合せで構成されているので短時間での起動停止が可能であり，一日の昼夜の電力需要格差が大きい場合，DSS（Daily Start & Stop：毎日起動停止）運用が容易であり，この設備の需要は今後とも一層増加するものと予想される。

富士電機は，信頼性が高く，実績豊富なシーメンス社製大型ガスタービンを使用したコンバインドサイクル発電設備を供給している。

本稿では，コンバインドサイクル発電設備の性能向上に影響を及ぼすパラメータ評価と，富士電機のコンバインドサイクル発電設備について紹介する。[1]

2　コンバインドサイクルの性能向上

ガスタービンおよびコンバインドサイクルの性能に影響が大きい項目について，シーメンス社のガスタービンモデル，蒸気タービンモデルおよびサイクル計算プログラムを用いて行った評価結果を**2.1**～**2.5**節に紹介する。

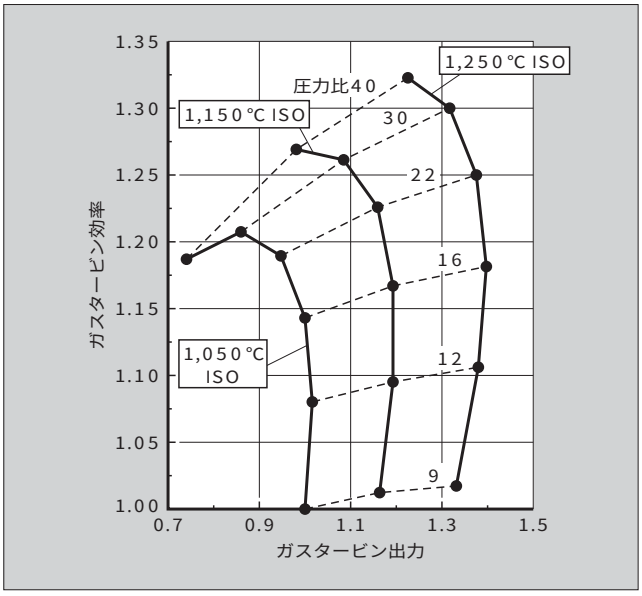
なお，本稿で使用しているタービン入口温度（TIT）はISO温度（比較算定タービン入口温度）であり，燃料入熱と圧縮機空気量から決まる熱力学的温度である。シーメンス社の2形機（1,100 ℃級，圧力比約11），3形機（1,300 ℃級，圧力比約16）のTITはそれぞれ約1,050 ℃，約1,150 ℃であり，3A形機（1,400 ℃超級，圧力比約17）のそれは1,250 ℃に近づきつつある。ISO温度は，単に第1段静翼前温度を上昇させてもタービン冷却空気量の増加が多い場合には上昇しないため，ISO温度上昇のためには，高温部品の冷却技術と材料技術の向上が不可欠である（注：圧力比＝圧縮機出口圧力/入口圧力）。

2.1　圧力比およびタービン入口温度（TIT）の上昇

ガスタービンの効率および出力に最も影響が大きいのが，圧力比とTITである。

圧力比を上昇させていくと，入熱に対する放出熱の割合が低下するため，ガスタービンサイクルの熱効率は向上する。ただし，実際のガスタービンにおける圧縮や膨張過程は不可逆過程なので，ガスタービン効率はある圧力比において最大値をとり，それ以上の圧力比では効率は低下する。TITが上昇すると，タービンの膨張過程で利用できる断熱熱落差が増加するのでタービン部出力は増加する。よって，TITの上昇に伴いガスタービン出力，効率が上昇する（**図1**）。

図1　圧力比とTITの影響（ガスタービン）



池田　忠司

火力発電設備のプラントエンジニアリングに従事。現在，富士電機システムズ株式会社発電プラント本部富士・シーメンスエネルギー推進室技術部。日本ガスタービン学会会員。

武田 淳一郎

火力発電設備のプラントエンジニアリングに従事。現在，富士電機システムズ株式会社発電プラント本部富士・シーメンスエネルギー推進室技術部担当部長。日本ガスタービン学会会員。

山本　隆夫

火力発電設備のプラントエンジニアリングに従事。現在，富士電機システムズ株式会社発電プラント本部富士・シーメンスエネルギー推進室総括部長。日本ガスタービン学会会員。

一方，ガスタービンにつながるボトミングサイクルにおいては，排ガス温度が高い場合に蒸気条件が高くなり効率が上昇するので，コンバインドサイクル効率はガスタービンが最高効率となる圧力比よりも低いところで最高となる（ガスタービン効率が向上すると排ガス温度は下がるため）。最新型ガスタービンでは，この圧力比は 16 ～ 22 程度となる（**図２**）。

２形機，３形機，3A 形機と続いたガスタービンの開発は，このコンバインドサイクルの効率を最大にするパラメータを選んで行われてきた。

2.2　タービン効率および圧縮機効率の向上

ガスタービンの有効出力は，タービン部の出力約２から圧縮機の動力約１を引いたものである（有効出力＝タービン出力ー圧縮機動力）。よって，圧縮機の動力削減より，タービン効率の向上の方が効果は大きい。ただし，圧力比が増大していくとタービン部出力/圧縮機動力の比が小さくなるため，圧縮機効率向上の重要性が増す。

タービン効率および圧縮機効率は，翼設計による翼効率の向上とすきま漏れ損失の低減によって得られる。これらによりコンバインドサイクル効率も向上する。

2.3　燃料の予熱

排熱回収ボイラへの給水を使って燃料を予熱すれば，ガスタービンの排ガスエネルギーを燃料エネルギーとして回収することができる。これにより，燃料量を低減できるので，ガスタービンおよびコンバインドサイクル効率が向上する。燃料予熱は経済的な効率向上策である。

2.4　排熱利用の最適化

ボトミングサイクルを多重圧化して排ガスと給水との温度差を減少させ排熱回収率を向上させれば，ボトミングサイクル効率を向上することができる。また，蒸気サイクルへの再熱方式の導入により，蒸気タービンへの供給エネルギーが上昇するので，ボトミングサイクル効率は向上する（**図３**）。

最近の高効率コンバインドサイクル発電設備では，三圧再熱方式が一般的に採用されている。

2.5　主蒸気条件（圧力・温度）の上昇

主蒸気圧力の上昇により，蒸発温度は上昇し蒸発エンタルピーは低下するので，高温熱の利用度は向上し排熱回収ボイラ内の温度差は低下する。圧力上昇に伴い，蒸気の体積流量が減少するので，蒸気タービンの線図効率は低下する（**図４，図５**）。

コンバインドサイクルにとって最適な主蒸気温度は，ガ

図２　圧力比と TIT の影響（コンバインドサイクル）

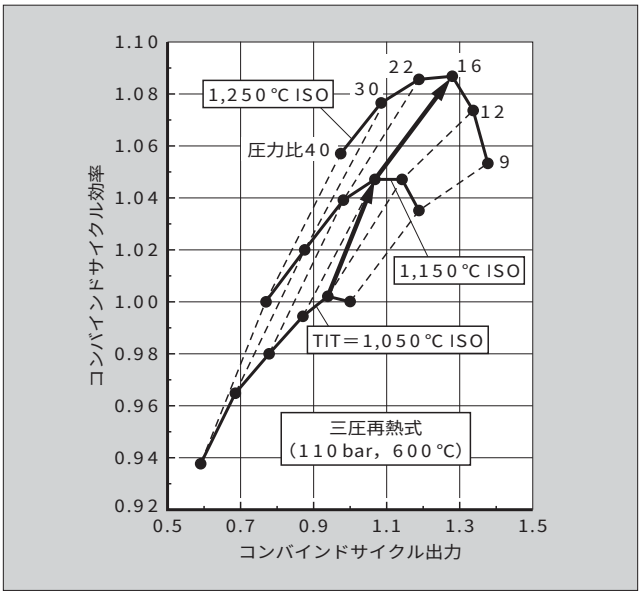


図３　多重圧化の影響

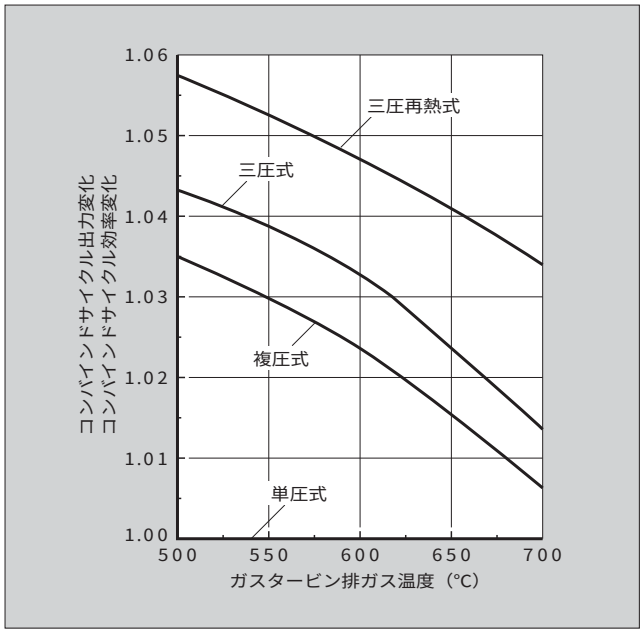


図４　主蒸気圧力の影響

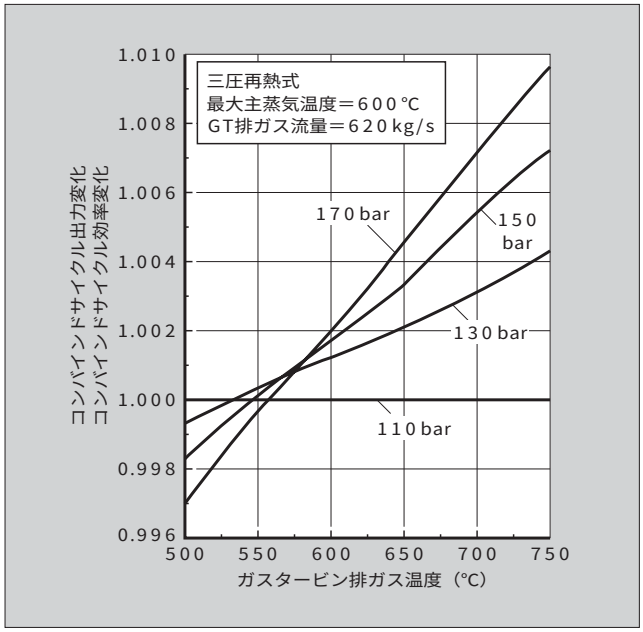
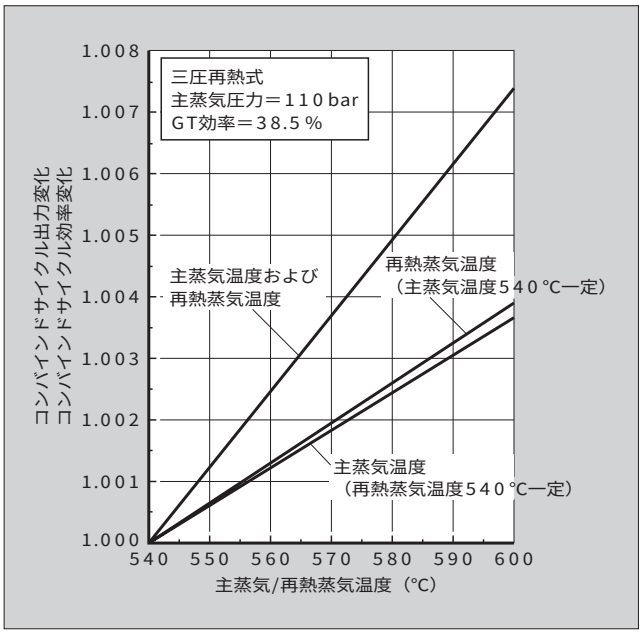


図５　主蒸気/再熱蒸気温度の影響



スタービンの排ガス温度とともに上昇する。排熱回収ボイラ入口ガス温度が 550 ～ 575 ℃の場合は，熱力学的および経済的観点から，最適な主蒸気圧力は三圧再熱式の場合で 110 bar 程度と考えられる。排ガス温度が 600 ℃の場合は，最適な主蒸気圧力は 130 ～ 150 bar 程度と考えられる。

3　コンバインドサイクル発電設備の概要

3.1　コンバインドサイクル発電設備の設備構成

コンバインドサイクル発電設備には，ガスタービン－発電機－蒸気タービンが同一軸上に構成される一軸形とガスタービン発電設備と蒸気タービン発電設備が別に設置される多軸形とがある。一軸形は一般的に複数軸により発電設備が構成されるため，各軸を独立で運用可能であり，軸単位で停止し他の軸を定格負荷で運転することでプラント全体の部分負荷効率を高く保つことができる。

一方，多軸形は，通常複数のガスタービン発電設備と 1 台の蒸気タービン発電設備にて構成される。この場合，蒸気タービン発電設備の容量を一軸形と比べて大きくなるので，プラント定格運転時の効率は高くなる。

多軸形コンバインドサイクル発電設備の場合，まずガスタービン発電設備を設置し発電しながら，その後排熱回収ボイラ，蒸気タービン発電設備を追設してコンバインド化することが可能であり，海外プラントの建設で多く見受けられる。このような段階的建設スケジュールとすることで，顧客は投資の平準化が可能となる。

また顧客は，エンジニアリングメーカーと発電所建設契約（EPC 契約）を締結し，エンジニアリングメーカーが各設備を別々に手配していることが多い。富士電機もこのような契約形態で，コンバインドサイクル発電用の蒸気タービン設備を 25 台納入している。

表１　コンバインドサイクル発電設備の性能諸元

	型式	周波数	送電端出力	送電端効率
GUD 1S.V64.3A*1	一軸	50/60 Hz	101 MW	52.6％
GUD 1.V84.2*1	多軸	60 Hz	160 MW	51.0％
GUD 1S.V84.3A*2	一軸	60 Hz	267 MW	57.1％
GUD 1.V94.2*1	多軸	50 Hz	247 MW	52.2％
GUD 1S.V94.3A*2	一軸	50 Hz	407 MW	57.7％

燃料はガスとし，低位発熱量［LHV］基準にて効率を算出
＊1　複圧非再熱式コンバインドサイクル
＊2　三圧再熱式コンバインドサイクル

3.2　富士電機のコンバインドサイクル発電設備

表１に富士電機・シーメンス社（富士・シーメンス）のコンバインドサイクル発電設備の性能諸元を示す。

1,100 ℃級ガスタービンを用いたコンバインドサイクル発電設備では，排ガス温度がそれほど高くないので，排熱回収の経済性の観点からボトミングサイクルは複圧式としている。

最新型機である 1,400 ℃超級ガスタービンの場合，排ガス温度が 1,100 ℃級機に比べ高くなっており，経済性の観点から排熱回収ボイラは三圧再熱式としている。また，系統構成と運用の簡素化や日本市場での顧客の要求を考慮して，一軸形コンバインドサイクル発電設備を標準化してラインアップに加えている。

4　コンバインドサイクル発電設備の各機器の特長[(2)]

4.1　パワートレイン

富士・シーメンスの一軸形コンバインドサイクル発電設備のパワートレインは，**図６**に示すようにガスタービン，発電機，蒸気タービンの順で配置され，次の特長を有している。

(1)　パワートレインは床置き配置を採用

蒸気タービンに排気損失の少ない軸流排気方式を採用し，パワートレインを床置き配置としている。タービン架台が不要となるとともに，タービン建屋は 1 階構造にでき，従来の復水器を蒸気タービンの下に配置する構造に比べて土木建築費用の大幅な低減を図っている。

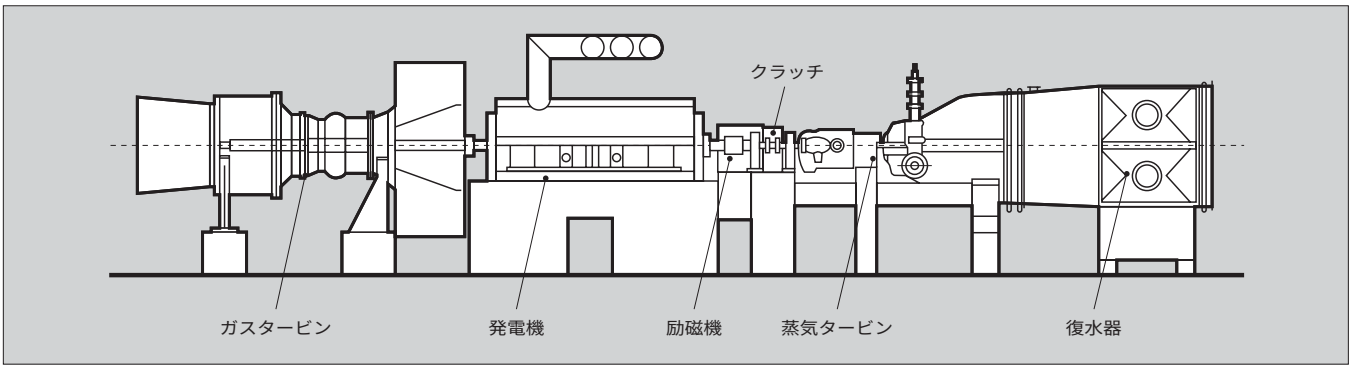
(2)　クラッチの採用

発電機と蒸気タービンの間には，伸び差を吸収し自動着脱のできるクラッチを設置している。これにより，ガスタービンおよび蒸気タービンは，伸び差やスラスト荷重に対して独立した設計が可能となる。また，蒸気タービンとは関係なくガスタービンの起動・停止が可能であり，起動・停止損失が低減できる。

(3)　静止形周波数変換装置（SFC）の採用

ガスタービンの起動時は発電機を電動機として使用する起動方式である。起動用電動機などが不要であり，軸系および全体配置をシンプルにしている。また，電気設備だけで構成されるので，保守が容易となる。

図６　一軸形コンバインドサイクル発電設備の構成



4.2　ガスタービン設備

シーメンス社のすべてのガスタービンに共通した特長は，実証済技術に裏付けられた信頼性の高さと保守の容易さである。

(1)　軽量・高剛性のディスクタイプロータ

半径方向に切られたのこ歯状のハースセレーションを介して各ディスクを１本のセンタータイボルトで結合したロータは，各ディスクが個々に熱膨張した際にも拘束熱応力を生じることがなく相互の心を保持する自己調心機能を有している。熱時定数が小さく振動特性も優れているので，ガスタービン単独では約 20 分間での短時間起動が可能である。

また，すべての動静翼は，ロータをつり出さずに交換，点検ができる。

(2)　大型燃焼室内でのマルチバーナ燃焼方式

均一な燃焼温度分布が得られ，低 NOx，高燃焼効率に有利な大型燃焼室内でのマルチバーナ燃焼方式を採用している。ハイブリッドバーナは気液両燃料で予混合燃焼が可能であり，天然ガス燃焼時の出口 NOx 濃度は 21 ～ 25 ppm（16 % O_2 dry）以下であり，アンモニア還元選択脱硝触媒により煙突出口では 3 ppm 以下が可能である。また，保守・点検時には，マンホールから燃焼室内部に入りバーナやタービン初段動静翼などの高温部品を直接目視点検できるので，短時間で確実な点検ができる。

これらに加えて，二軸受支持方式，水平二分割構造ケーシング，圧縮機端駆動，軸流排気タービンなどの構造的特徴は，数十年来の実証済技術である。

最新型の 3A 形ガスタービン（**図７**）では，圧縮機翼列に三次元設計の拡散制御翼（CDA）翼列，燃焼器にアニュラー形構造，タービン翼に単結晶翼材や最新のフィルム冷却構造を採用し，高温・高効率化を図っている。

4.3　蒸気タービン設備

蒸気タービン設備は，軸流排気式蒸気タービンと軸流式復水器の採用で排気損失を低減させている。各プラント形式と外気条件にて決定される排気圧力に応じて低圧翼の選定と形式の標準化が行われている。

三圧再熱式に採用される二車室再熱形軸流排気蒸気タービンの断面図を**図８**に，より経済性を追求した単車室再熱形軸流排気蒸気タービンの外形図を**図９**に示す。

図７　3A 形ガスタービン鳥観図

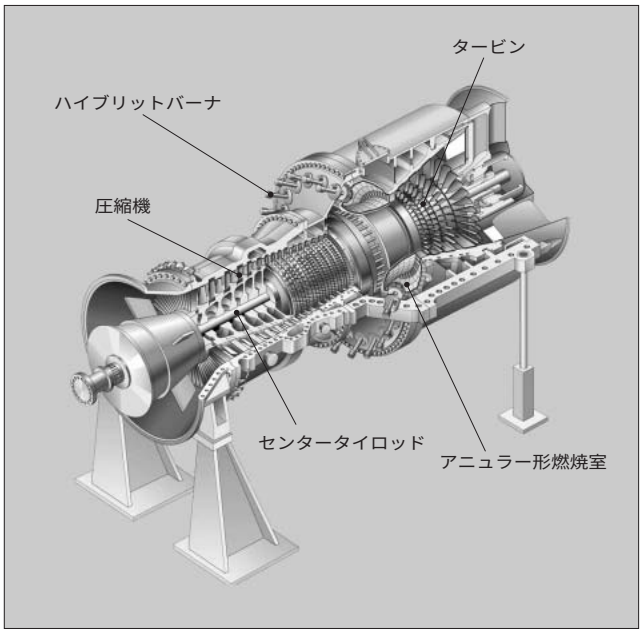
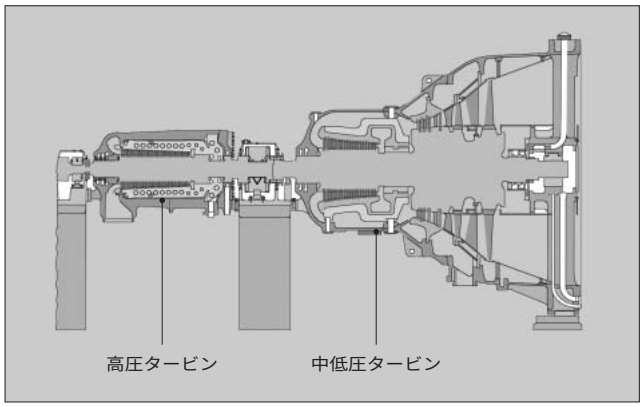


図８　二車室三圧再熱式軸流排気蒸気タービンの断面図



4.4　発電機設備

発電機は，発電機容量に応じて空気冷却式と水素冷却式を使い分けている。3A 形ガスタービンを使用した一軸式コンバインドサイクル用発電機（GUD 1S. V84. 3A および

図９　単車室三圧再熱式軸流排気蒸気タービンの外形図

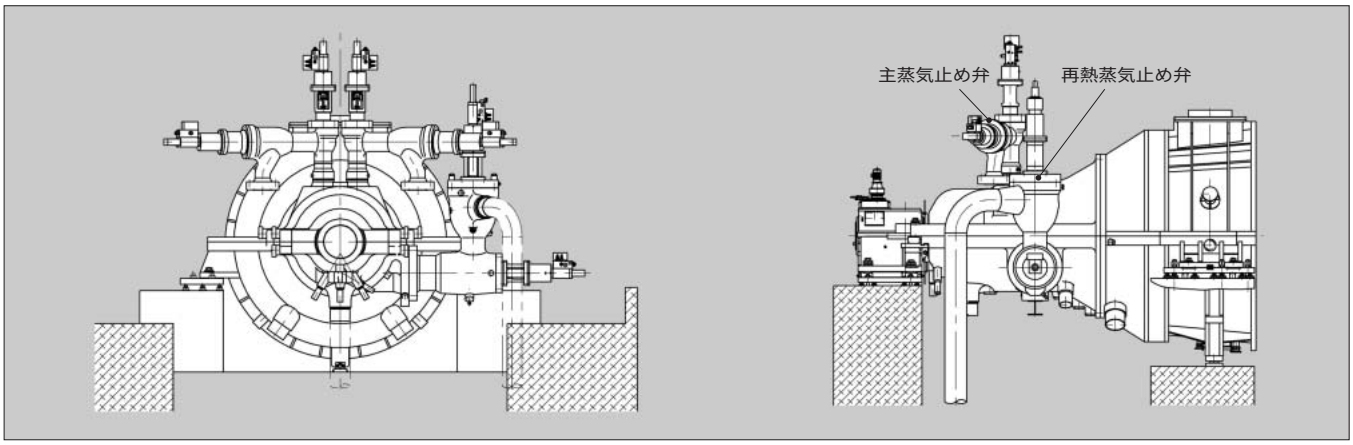
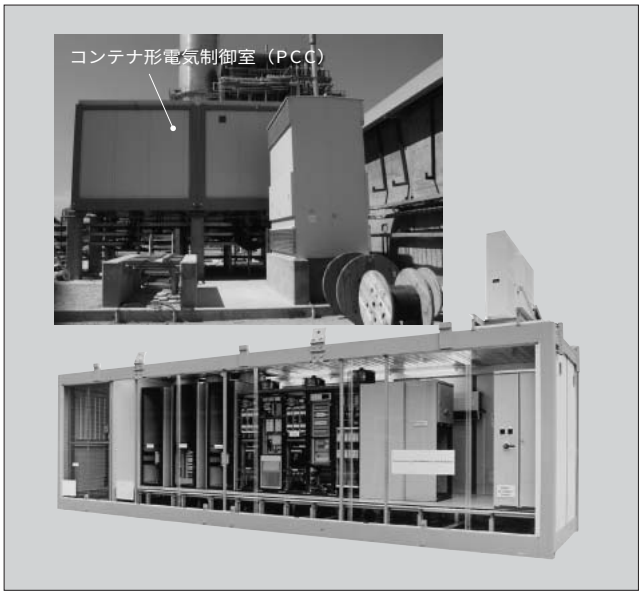


図10　コンテナ形電気制御室



GUD 1S. V94. 3A 用）は，効率重視で水素冷却式としている。それ以外の発電機は設備費と保守性に優れた空気冷却式を採用している。

4.5　電気設備および計装制御システム

電気制御装置は，**図10**に示すようなコンテナ式電気制御室（PCC）を採用しており，建屋を必要としない。これにより土木建築費を低減している。また，工場で配線，組立および試験により完成度を高め，現地での据付け，試運転工程を短縮するとともにトータルコストダウンを図っている。

計測制御システムは，実績豊富で信頼性の高いシーメンス社製の発電プラント用プロセス制御システム「テレパーム XP」を採用している。

テレパーム XP を採用した場合の特長は，

(1)　ソフトウェア，ハードウェアの高度なモジュール化と柔軟な拡張性を持つ。

(2)　国際水準の基本ソフトウェア（Windows〈注1〉や UNIX〈注2〉など）とオープンコミュニケーションを採用している。

(3)　統一された MMI（マンマシンインタフェース）による操作，監視，管理ができる。

などがあげられる。

5　あとがき

電力需要は今後も確実に増加することから，コンバインドサイクル発電設備の建設は増加するものと思われる。一方，設備費の低減や効率向上，さらに環境問題の解決などの要求は，今後さらに厳しい課題となっていく。

富士電機では現在，株式会社東京ガス横須賀パワー向けに 240 MW コンバインドサイクル発電設備を建設中であり，2005 年後半から試運転を実施する。

今後ともコンバインドサイクル発電設備をお客様に満足していただける形で供給できるよう，富士・シーメンスが一体となって努力する所存である。

参考文献

(1)　Kail, C.; Rukes, B. Fortschrittliche Gas- und Dampfturbinenprozesse zur Wirkungsgrad- und Liestungssteigerung bei GuD-Kraftwerken. VDI-Berichte. nr. 1182, 1995.

(2)　山形通史ほか．IPP 向けコンバインドサイクル発電設備．富士時報．vol.73, no.12, 2000, p.639-643.

〈注１〉Windows ：米国 Microsoft Corp. の登録商標

〈注２〉UNIX ：X/Open Co., Ltd. がライセンスしている米国ならびに他の国における登録商標

e-Front runners

＊本誌に記載されている会社名および製品名は，それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。