

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

ガスタービン周辺設備技術について

武田 淳一郎*¹
TAKEDA Junichiro

ガスタービン周辺設備技術について

ガスタービンの着想は、最初の熱機関であるワットの蒸気機関が出現した18世紀末にさかのぼりますが、実用化には長い時間を要しました。その大きな理由はタービン入口温度の低いガスタービン熱サイクルでは膨張と圧縮の効率が低いため、差し引きの有効仕事が小さくエンジンとして成立しなかったためであります。当時は、高温に耐える材料技術や構造技術が不足していた上に、翼列効率が低かったためであります。そのために19世紀末には先ず蒸気タービン発電プラントが実用化されました。その後第二次世界大戦中に戦闘機用ジェットエンジンの性能向上のため進んだ材料及び構造技術の研究は、戦後に航空機用エンジンとして飛躍的な進歩を遂げました。一方発電用ガスタービンは1960年頃から軽量、小型の航空機用ガスタービンが発電用に利用されるようになりました。その後タービン入口温度の上昇に伴いガスタービンの効率改善と同時に、排ガス温度が上昇したことで、コンバインドサイクルの高い熱効率が得られるようになりました。その結果1980年頃から排熱回収コンバインドサイクルが現れ、1990年代に世界のガスタービンメーカー各社のガスタービン入口温度の高温化の開発競争が加速し、現在ではガスタービン入口温度1500度級ガスタービンが実用化され、コンバインド効率で60%（低位発熱量基準）を超えるレベルも現実味をおびてきました。

このようにガスタービンは各種エンジンの中でも新しい熱機関であります。ここ20年の大型化、高効率化及び環境特性のクリーン化は地球環境に対するニーズもあいまって急速に発展しました。このようなガスタービンの発展には、ガスタービン周辺設備技術の発展があり、ガスタービンと他技術を組み合わせることによる、更なる経済的及び環境特性を改善したプラントも出現してきました。

今回はガスタービン周辺技術及びガスタービンを組み込んだ技術等にスポットをあてて各分野の専門家の方に、最新技術動向について執筆をお願いしました。

その背景としては、

1. 電力分野及び航空分野を中心にガスタービンの占める割合は非常に重要である事。
2. 有限な化石燃料を使用する事から、地球温暖化防止のためには設備の高効率運用が欠かせない事。
3. ガスタービン本体の効率向上は世界中のガスタービンメーカーが開発競争を繰り広げ、コンバインド効率で60%（低位発熱量基準）に迫るレベルに達している事。
4. 一方、ガスタービンの高効率運用のためには、同時に周辺設備の改善が相まって初めて高効率の運用が現実のものとなる事。

このような理由から、ガスタービンの周辺設備技術及びガスタービンを組み込んだ技術等の最新動向をまとめることにより、如何にガスタービン設備の高効率運用に寄与しているかを紹介致します。

紹介記事はまさにガスタービン周辺設備技術から燃料の多様化の意味からのガスタービンの利用法及びコンバインドサイクル設備の蒸気タービンサイクルの技術紹介を含んでおり、広範囲にテーマを選定いたしました。

1. 先ず最初にガスタービン周辺設備技術として、ガスタービンの吸気設備に関する設備技術を次の4テーマにまとめました。

- 1) ガスタービン圧縮機洗浄技術
- 2) ガスタービン吸気フィルター技術
- 3) ガスタービン吸気水噴射技術
- 4) ガスタービン吸気冷却技術

1) 項及び2) 項は開放形ガスタービンの宿命である運転時間の増加による大気物質による圧縮機翼汚れに起因する性能劣化を如何に防止及び回復させるかがテーマです。本技術はガスタービン本体に密接に関連しており、ガスタービンの発展に合せて開発が進められた長い歴史を有しております。

3) 項及び4) 項は定容積形機械であるガスタービンの最大の短所である外気温度が高い場合(夏場)のガスタービン出力及び効率の低下を最小限に抑える技術であります。本技術は近年多くの新設ガスタービンに設置および既設設備へ追設され、簡便な設備により非常に大き

原稿受付 2009年6月15日

* 1 富士電機システムズ(株) 発電プラント事業本部
〒210-9539 川崎市川崎区田辺新田1-1

な効果を上げております。

次の2テーマ

1) 加圧流動床ボイラコンバインド技術

2) IGCC石炭ガス化ガス焚コンバインドサイクル技術

通常はガス燃料使用のガスタービンをシステムの中に組み込み、固体燃料等の燃料の多様化を目指した大掛かりなシステムを紹介しています。化石燃料の内、比較的埋蔵量の多い石炭（価格も安価及び安定）を高効率発電に利用して有効に使用することは将来の燃料戦略のためにも開発が必要なシステムであると評価されています。今後世界中で需要が期待できる分野であります。

次の2テーマ

1) 1700℃ガスタービンの燃焼技術

2) 触媒燃焼技術

これらの技術は、更なるガスタービンの高温化により避けて通れないNO_x低減技術の例であります。

1) 項はガスタービンで一度燃焼させた排ガスを再度ガスタービン燃焼器に導き、燃焼させることにより燃焼空気を有効に利用することにより、ガスタービン排ガス中のNO_x濃度を低く抑える技術であります。

2) 項は燃料を火炎燃焼させるのではなく、燃焼器内部に設置した触媒層表面にて燃焼反応を行うものであり、サーマルNO_xをゼロにすることが出来、脱硝装置なしで十分低いNO_x濃度を実現出来ます。（現在主流はガスタービンの後流ラインに脱硝装置を設置してアンモニア還元反応でNO_x濃度を下げる方法です。）

以上の通り今回紹介の2テーマは燃焼技術を駆使しての対策であります。

最後のテーマ

コンバインドサイクル水質管理技術

ガスタービンと直接関連する技術ではありませんが、現在の火力発電設備の主流であるガスタービンと蒸気タービンを組み合わせたコンバインドサイクルにおける水質管理分野で、周辺環境に悪影響が懸念されるリン酸ソーダやヒドラジンを使用しない、環境にやさしい水質管理技術の紹介であります。

これらの技術はガスタービン技術の進歩と同様に進歩してまいりました。地球温暖化、エコロジー（環境にやさしい）等のキーワードが騒がれる昨今であり、これまでの経済性の追及も、これらの動向を視野に入れた上での対応が求められています。

しかしながら、新エネルギー分野として太陽光・太陽熱・風力・波力・地熱・バイオマス・バイナリー等検討されておりますが、どの発電方法もエネルギー密度が低い、発電コストが高い等問題が多く、現状の状況を劇的に改善するまでには、高いハードルがあり、現実的には現状主流のコンバインドサイクル発電設備・原子力発電設備・石炭焚き火力発電設備をベースにおく必要が短期及び中期的には避けられないと思います。

このような状況でこれら設備の高効率運用のための技術革新は、代替エネルギーの開発と同時に今後とも必要であると考えます。その意味で今回の特集にてこれら技術の必要性を再認識していただければと思います。

今回の企画がガスタービン及び関連設備に関する技術にかかわる多くの皆様のご参考になれば幸いです。

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

航空機用ガスタービンエンジン圧縮機洗浄の実際

木下 陽介*1

KINOSHITA Yosuke

キーワード：洗浄，コンディションモニター，排気ガス温度，燃料費，燃料消費率，Water Wash，バイパス，排水回収車，エンジン洗浄車

1. はじめに

ガスタービンエンジンは使用にともない、圧縮機部分に空気中の汚れが付着し効率が低下する。汚れの種類は砂塵や油脂類などで、圧縮機の効率低下は排気ガス温度の上昇および燃料消費率の悪化を招く。圧縮機の洗浄は、使用に伴い付着したこれらの汚れをエンジンの水洗を実施することで取り除き、エンジンの性能を回復することを目的としている。

近年、当社では燃料費の高騰および二酸化炭素の排出削減が要求される社会情勢に応える形で定期的かつ積極的にエンジンを洗浄するプログラムを策定し実施中である。本稿では、高頻度でのエンジン洗浄を可能とした洗浄方法の概要について説明する。

2. ガスタービンエンジン洗浄の歴史

エンジンを航空機に装着した状態での洗浄は以前から行われており、当社で使用してきたYS-11（RRダートエンジン，使用期間：1965-1991）やボーイング727（Pratt & Whitney JT8Dエンジン，使用期間：1964-1991）において、1970年代から実施されてきた。RRダートエンジンでは、エンジンの空気取り入れ口より、胡桃殻の細粒をエンジン内部に投入することにより、汚れの除去を行う方法を採用していたが、以降のターボファンエンジンにおいては水による洗浄方法が採られている。

エンジン洗浄が始まった当時は、エンジンの性能を測る指標として、エンジン排気ガス温度程度しか存在しなかった。外気温の上がる夏期前にエンジン水洗を行うことにより、夏場の継続使用を可能とし、エンジンの時間あたりの整備費の削減を図ってきた（図1）。その後導入されたロッキードL1011型機，ボーイング747型機についても同様の目的でエンジン水洗が行われてきた（両機はいずれも退役済み）。

近年、航空業界においては、燃料費の高騰および環境面への配慮から、エンジンを洗浄することで、燃料消費およびCO₂を削減しようという気運が高まっている。現

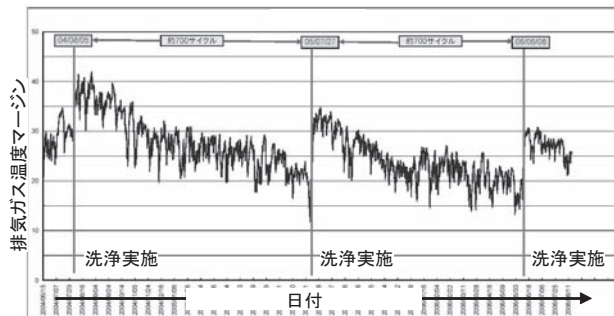


図1 エンジン洗浄による排気ガス温度マージンの回復

在、当社およびグループ会社が運航するボーイング737-500/-700/-800，747-400，767，777型機，エアバスA320，ボンバルディアDHC8-Q300/Q400のエンジンに対して定期的な水洗を実施している。

3. ガスタービンエンジン洗浄の方法

ガスタービンエンジンの洗浄はエンジンが冷えた状態で実施する。運航直後のエンジンはタービンエリアを中心にかなりの高温となっており、この状態で水をかけると、部品に損傷を与える恐れがある。これを防止するため、エンジンの水洗は整備のために整備ドックに入っている機体，また運航便については最終便が到着後に実施する。必要により、スターターと呼ばれる始動装置を使ってエンジンを回転させ、エンジンの温度を下げる操作を実施する場合もある（モータリング）。

オイルシステムに侵入した水分は、放置するとエンジンのベアリングに悪影響を与える恐れがある。そのため、水洗を実施した後に、エンジンの暖機運転（アイドル運転）を行い、水分を蒸発させる。

さらに、現代のエンジンはコンピューターコントロールされており、エンジンに取り付けられている制御用のコンピュータ内部にも水分が混入しないように実施に当たって必要な処置を取る。

洗浄に必要な機器を取り付けた後、始動装置を使ってエンジンを回転させ、水を前方から注入する。この時、エンジンは点火されていない。一定時間、水を注入した後に回転を止め、汚れを浮かせるために一定時間待つ（Soak Time）。この順序で何回か注水を繰り返した後、

原稿受付 2009年6月17日

*1 全日本空輸株式会社

整備本部技術部原動機技術チーム

〒144-0041 東京都大田区羽田空港3-5-4

「すすぎ (Rinse)」として長めの注水を行った後、エンジンをアイドル状態で運転し、洗浄により残った水分をエンジンから除去する。なお、当社では70℃前後のお湯を使用することで、汚れを落とす効果の向上を図っている。また洗浄効率を上げるため、洗浄剤を使用することもできるが、ANAでは空港ランプ内でエンジン洗浄を実施する場合は、洗浄剤は使用していない。洗浄剤を使用しない第一の理由は、汚れのほとんどが水洗性の汚れのため、水洗により除去可能なためである。また、洗浄剤を使用することにより、泡が発生飛散することも、屋外で洗浄剤を使用しない理由として挙げることができる。

圧縮機を効率的に洗浄するためには、注入する水が効率よく圧縮機の中に入る必要がある (図2)。現在使用されている航空機タービンエンジンはバイパス方式を採用しており、吸い込まれた空気の大半はファンブレードから後方へ排出される。このため、漫然とエンジン前方から注水を行っても、水の大部分は圧縮機内部に入ることなく、バイパスエアと共にエンジン外に排出されてしまう (図3, 図4)。圧縮機の効率的な洗浄のためには水をコアエンジンと呼ばれる、低圧および高圧圧縮機に送り込まなければ効果が期待できない。

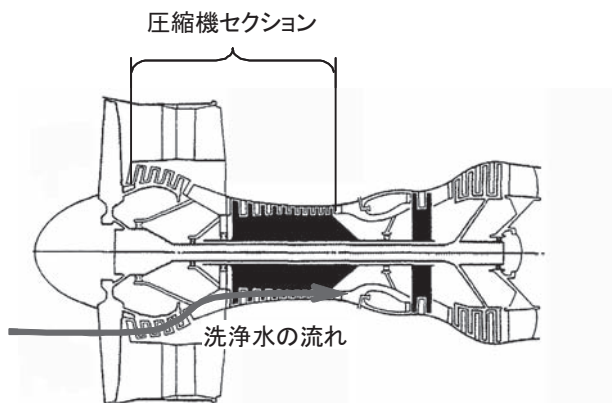


図2 エンジン洗浄時の水の流れ



図3 ホースによるエンジン前方からの注水 (イメージ)

従来は、エンジンの前方から放水機でエンジンの中心部に向かって水を注入していたが、放水を行う作業者により、圧縮機に吸入される水の量にはバラツキがあった。

この問題に対して、ボーイング777装着エンジンでは、エンジン洗浄がエンジンの性能の維持のためのメンテナンスプログラムとして設計に盛り込まれており、コアエンジンに直接水を注入するための洗浄器具 (Probe) がエンジンと共に開発されている (図5, 図6)。この器具を使うことにより、ほぼ100%の水をコアエンジンに注入することができ、洗浄効率の向上に寄与している。その後、従来型のエンジンに対しても同様の器具が開発されている。当社が独自に開発したものもある。

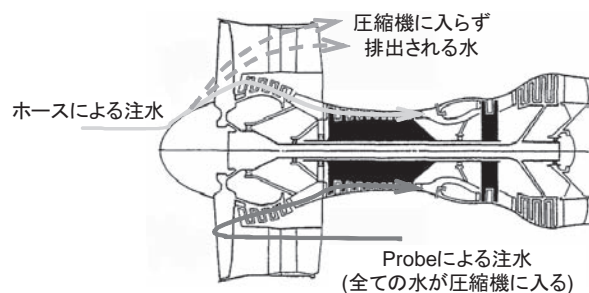


図4 Probeによる洗浄の優位点



図5 取り付けられた洗浄Probe (エンジン前方より)



図6 取り付けられた洗浄Probe (エンジン後方より)

ガスタービンエンジンの洗浄は、洗浄に使われた排水を処理する必要があるため、従来は航空機整備ハンガー内および機体洗浄場を実施場所が限られていた。しかし、洗浄の間隔を短くする（高頻度な実施により、より高い効果を得る）ためには、空港内の駐機場（スポット）でのエンジンの洗浄が必須となる。エンジンを洗浄すると、注入された水はエンジン排気口だけではなく、各ブリードバルブのすき間や接合面から流れ出てくる（図7）。これらの排水を確実に回収する必要があった。

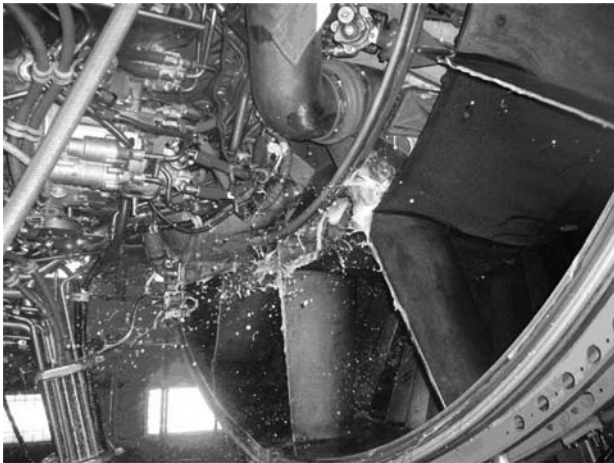


図7 ブリードバルブより排出される水

このため、洗浄に使用した排水を回収する「排水回収車」を製作した（図8）。これをエンジンの下側に差し入れる形で配置し、エンジン排気口の後方に水が飛び散らないように、フェンスを設置することで、排水を回収車の下側に設置されたタンクに収集する仕組みとなっている。これに、お湯を作るヒーター付きのタンクおよび放水に必要な圧縮空気を作るエア・コンプレッサー、その他夜間に実施するため照明等、洗浄作業に必要な機材を全て装備した「エンジン洗浄車」を併せて使用することで、ハンガー外での効率的な作業を可能としている（図9）。



図8 排水回収車



図9 エンジン洗浄車

以下にボーイング777型機（PW4000エンジン装着）のエンジン水洗の手順の概要を記す。

＝ 水洗手順（概要）：ボーイング777（PW4000）＝

1) 準備

- ・水洗用の水ノズルの取り付け
- ・電気コネクタ部のカバー取り付け（防水）
- ・エンジン制御コンピュータの保護（防水）

2) オイルタンクのオイル量のチェック

3) 水洗

- ・Cleaning - 1st（注水 45秒, Soak 5分）
- ・Cleaning - 2nd（注水 45秒, Soak 5分）
- ・Cleaning - 3rd（注水 45秒, Soak 5分）
- ・すすぎ（Rinse） -（注水 45秒）
- ・モータリングを実施し、残留している水を飛ばす。

4) 復旧

- ・水洗用の水ノズルの取り外し
- ・エンジン点検
- ・エンジン制御コンピュータの復旧
- ・電気コネクタ部のカバー取り外し

5) オイルタンクのオイル量のチェック

Note：オイルが増えている場合は、多量の水分会が混入している可能性があるため、オイルを交換する。

6) エンジンを10分間暖機運転し、オイルシステムから水分を蒸発させる。

7) オイルを採取し、性状を点検することで、水分の混入がないことを確認する。

4. ガスタービンエンジン洗浄のインターバル設定

圧縮機を洗浄しても、その後の使用時間の累積に伴って再び汚れが付着し、性能が低下してくる。洗浄後、性能が元に戻ってしまうまでの時間（飛行サイクル）はエンジンの運航環境および型式によって異なり、また個々のエンジンによりバラツキが生じるが、実際の飛行データから、おおよそ国内線で1,000飛行サイクル、国際線で500飛行サイクルであることがわかった（図10）。

この間隔でWater Washを継続実施すると、平均0.5%の燃料費削減が期待される。

燃料消費率の向上およびCO₂を削減するためには、より多くの機体を高頻度で洗浄することが効果的であるが、反面、ガスタービンエンジン洗浄にもコストや工数が掛かるため、これらを勘案した上で最適な洗浄の間隔を設定することが必要である。

5. おわりに

現在、羽田、成田、中部、関西、沖縄の五つの空港でエンジン洗浄作業を実施しており、年間約1200台のエンジンを洗浄している。これからも洗浄作業を積極的に実施していくことで、消費燃料およびCO₂の削減に寄与できるものと考えられる。

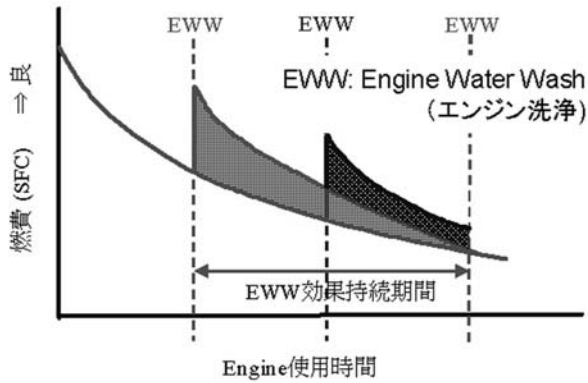


図10 エンジン洗浄効果の持続時間

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

ガスタービン吸気フィルタ技術

吉竹 茂*¹

YOSHITAKE Shigeru

キーワード：ガスタービン，吸気，フィルタ，HEPA

1. はじめに

ガスタービンは、大気から多量の空気を取り入れ、圧縮機で高圧にし、燃料を加えて燃焼器で高温高圧の燃焼ガスを発生させている（図1）。このとき、大気中の空気に含まれるダストを一緒に吸込み、圧縮機の翼に衝突または付着し、翼の腐食、浸食、汚染やガスタービン性能の低下を招く。その原因であるダストの侵入を防止するために、圧縮機の空気吸込口にフィルタを設けている。

近年、ガスタービンの高効率化と共に、微細なダストによるガスタービン性能低下を防止するフィルタ技術が求められた。その結果、HEPA（High Efficiency Particulate Air）フィルタを使った性能低下防止方策¹⁾が採用されてきており、以下に紹介する。

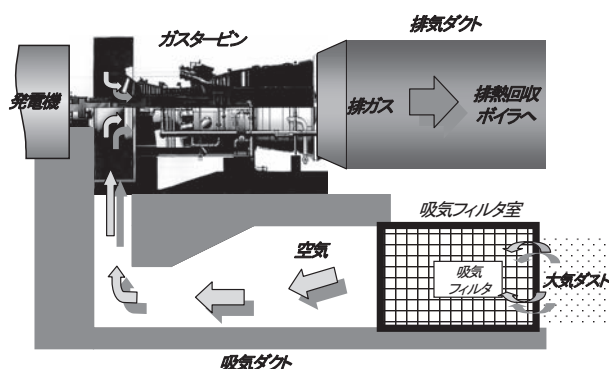


図1 ガスタービン設備概要

2. ガスタービンの性能低下

ガスタービンの性能低下は、圧縮機翼表面の汚れによる圧縮機効率の低下が主な原因である。ガスタービンの圧縮機翼に付着したダストは時間と共に厚みを増していくが、同時に翼表面の粗さも増していく。圧縮機翼の表面が粗くなること、流入通路が狭くなることにより、圧縮する空気が翼表面をスムーズに流れにくくなり（図2）、吸入空気量の減少と吐出圧力の低下から圧縮機効率が低下し、ガスタービンの出力と効率を低下させている。

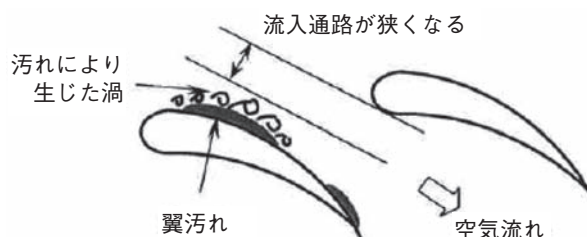


図2 圧縮機翼汚れの影響

3. ガスタービン吸気フィルタの変遷

ガスタービン発電設備が設置されだした頃は吸気フィルタの設置はなく、防鳥用として金網が設置されていた。しかし、圧縮機翼の浸食による問題が発生したため吸気フィルタが設置されるようになり、この時のフィルタは粒径5～10 μ mのダストを捕集できるフィルタが使用された。

また、砂塵等大気塵濃度の高い地域では、慣性分離式フィルタを前段に設置する方法や、自動連続運転方式のパルス式フィルタを単独で設置する方法が採用されている。

その後、ガスタービンの高効率化、大型化により、汚染や腐食に対する吸気フィルタの高性能化が要求されだし、粒径1 μ m程度のダストを捕集できる塩害防止用の2段式フィルタが開発された。1段目に粗塵フィルタ、2段目に中性能フィルタを設置することで、汚染や腐食の影響を大幅に減らすことができる。しかし、フィルタを通り抜ける大気中の微細なダストが圧縮機翼に付着し性能が低下するため、圧縮機翼の洗浄を併用することが一般的であった。

4. 圧縮機翼の洗浄

適切な時期に圧縮機翼に付着した微細なダストを洗浄し、低下した性能を回復させている。圧縮機翼の洗浄方法は、乾式洗浄と湿式洗浄に分類される。

乾式洗浄としては、洗浄剤に米やクルミの殻を使用するライス（ナッツ）インジェクションがある。

湿式洗浄は、洗浄剤に界面活性剤ベースの液体洗浄剤を使用するもので、ガスタービン運転中に行うオンライン洗浄とガスタービンを停止し低速の空運転状態で行う

原稿受付 2009年5月11日

*1 関西電力株式会社

〒530-0005 大阪市北区中之島3-6-32

オフライン洗浄がある。

5. ガスタービン吸気フィルタの種類と性能

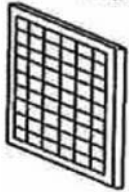
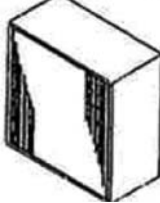
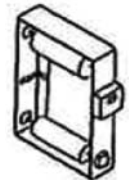


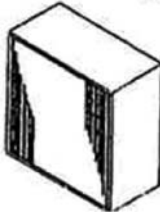
5.1 フィルタの種類

フィルタは、捕集対象としているダストの大きさごとに、粗塵フィルタ、中性能フィルタ、高性能フィルタに分類される⁽²⁾⁻⁽⁴⁾ (表1, 2)。

表1 一般的なフィルタの分類

	主な対象粒径	効率試験法	フィルタ形状の例
粗塵フィルタ	5 μm 以上	質量法	パネル形・ロール形 吹流し形
中性能フィルタ	1 ~ 5 μm	光散乱積算法 (比色法)	箱形(セパレータ形) 吹流し形
高性能フィルタ ・HEPAフィルタ ・ULPAフィルタ	1 μm 以下	計数法	箱形(セパレータ形)

表2 ガスタービンに使用されるフィルタの構造

粗塵 フィルタ	パネル形		中性能 フィルタ	箱形	
	ロール形			吹流し形	
	吹流し形		高性能 フィルタ	箱形	

5.1.1 粗塵フィルタ

粗塵フィルタは主に粒径5 μm 以上のダストの除去に用いられ、パネル形、ロール形、吹流し形などの形状がある。

従来はパネル形やろ材の自動巻取が可能であるロール形が多く使用されてきたが、近年では吹流し形フィルタが多く採用されてきている。吹流し形は、フィルタ後流側のスペースが必要であるが、ポケット状にすることでろ材面積を増やし、長寿命化と高効率化を同時に達成したフィルタである。

5.1.2 中性能フィルタ

中性能フィルタは主に粒径1 ~ 5 μm のダストの除去に用いられ、箱形や吹流し形などの形状がある。箱型の中性能フィルタは、ガラス繊維ペーパーろ材を用い、セパレータと呼ばれるろ材間隔保持材を採用した構造をしている(図3)。このフィルタは、従来のフィルタのろ材面積より多くのろ材を折り込んでいるため、長寿命である。

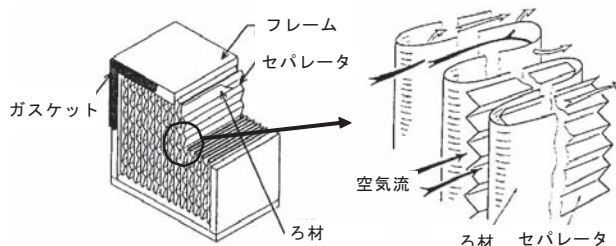


図3 セパレータの構造

5.1.3 高性能フィルタ

高性能フィルタは主に粒径1 μm 以下のダストの除去に用いられ、ほとんどが箱形である。HEPAフィルタは、ULPA (Ultra Low Penetration Air) フィルタを含め高性能フィルタに分類され、粒径0.3 μm のダストをほぼ完全に除去できる性能を有したフィルタである。一般には半導体や医薬品などを製造するクリーンルームの空調系などに使用されている。フィルタの材料は、極細ガラス繊維が使用される場合が多く、粗塵フィルタや中性能フィルタと比べて捕集率が高いが、高価で圧力損失も高いという特徴がある。ガスタービンに使用されるHEPAフィルタの例を写真1に示す。



写真1 ガスタービンに使用されるHEPAフィルタの例

5.1.4 複合高性能フィルタ

複合高性能フィルタは、中性能フィルタと高性能フィルタの機能を1台に併せもつフィルタである。基本的に中性能および高性能フィルタと同じ構造であるが、低捕集効率のろ材と高捕集効率のろ材を重ねて折り込んでいる(図4)。1台の寸法で2台分のフィルタの機能を持たせているため、フィルタ吸気室の寸法を小さくできる特徴がある。

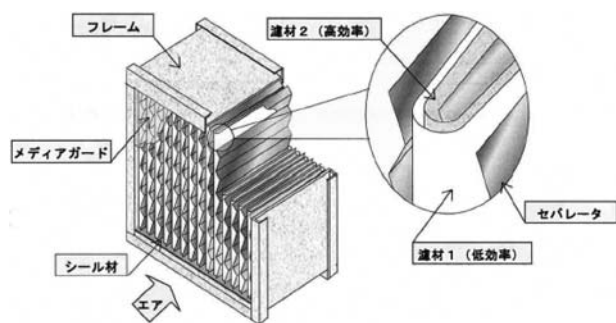


図4 複合高性能フィルタの構造

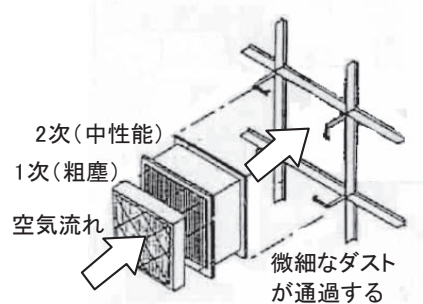


図5 2段式フィルタの例

5.2 フィルタの性能

フィルタの性能は、定格風量における次の3項目について表示される。

5.2.1 捕集効率

捕集効率とはフィルタの上流側に流入するダストの除去割合である。フィルタの捕集対象としているダストの粒子径や捕集効率の範囲が異なり、1種類の方法では評価できないため、粗塵フィルタは質量法、中性能フィルタは光散乱積算法（または比色法）、高性能フィルタは計数法によって評価される。

- ①質量法：フィルタの捕集したダスト量より捕集効率を算出する方法
- ②光散乱積算法：
ダストを捕集したフィルタの散乱光量により捕集効率を算出する方法
- ③計数法：フィルタ前後のダスト粒子の数により捕集効率を算出する方法

5.2.2 圧力損失

圧力損失とはフィルタを空気が通過するときの通風抵抗であり、フィルタの上流側と下流側の差圧で表示される。通常フィルタの入口側と出口側の断面積が同一であるため風速が等しく、動圧（運動エネルギー）も等しいので、静圧差で表すことができる。フィルタの圧力損失はダストを捕集することによって上昇するので交換の目安となる。

5.2.3 ダスト保持量

ダスト保持量とはフィルタが使用限界に達するまでに保持することができるダストの質量であり、フィルタ1個当たり（または単位面積当たり）の質量で表示される。ダスト保持量は、フィルタの寿命を知る目安となる。

6. HEPAフィルタの採用

ガスタービンにおいては、作動流体として大量の空気を取り込むことから、ダストによる圧縮機翼の汚染や腐食、ダスト付着による経時的な性能低下を防止する目的で、粗塵フィルタ、中性能フィルタから構成された2段

式フィルタ（図5）が設置されてきた。

しかし、これらのフィルタだけでは、大気中の微細なダストを捕集できないため、圧縮機翼の洗浄を併用していた。そこで、微細なダストを捕集し、ガスタービンに完全に浄化された空気を吸入するため、HEPAフィルタが採用された。図6にHEPAフィルタを採用した3段式フィルタの例を示す。HEPAフィルタは目が細かいため、吸気の抵抗が増え圧力損失が上昇し、初期の発電出力が低下するというデメリットがある。しかし、圧縮機翼の洗浄を省略しても経時的な発電出力の低下率が小さいため、総合的にメリットがあることが確認されている。

一般にHEPAフィルタを採用することは、ダストの捕集量が増えフィルタの交換周期が短くなる傾向にあり、フィルタの圧力損失が急激に上昇し、タービンを緊急停止してのフィルタ交換が必要な可能性がある。したがって、フィルタの選定においては、大気環境、配列や配置数などを十分に検討しておく必要がある。

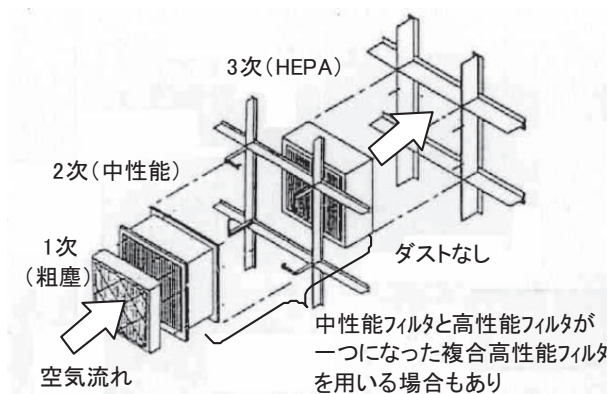


図6 HEPAフィルタを採用した3段式フィルタの例

7. 姫路第一発電所ガスタービンへのHEPAフィルタ適用

7.1 発電設備の概要

関西電力株式会社姫路第一発電所5、6号機は、それぞれ1,300℃級ガスタービン3台と蒸気タービン1台を組み合わせた、多軸再熱型のコンバインドサイクルプラントである。設備仕様を表3に、プラント全景を写真2に示す。

表3 設備仕様

項目	仕様	
	5号機	6号機
プラント出力	729MW	713MW
G T出力	157MW × 3台	154.3MW × 3台
S T出力	258MW × 1台	250.1MW × 1台
大気温度	4℃	4℃
燃料	LNG	LNG
吸気方式	下方吸気方式	下方吸気方式



写真2 プラント全景

7.2 HEPAフィルタ適用経緯

姫路第一発電所は、5号機が平成7年、6号機が平成8年に運転を開始している。運転開始後、運転時間の経過につれて、ガスタービン性能が大きく低下する事象が発生した。当初は出力低下量が2～3MWと予想していたが、実際は5～7MW低下し、ガスタービン性能の低下と共に、プラント性能も大きく低下した。

そのため、性能低下原因とメカニズムの解明、およびその解決策、ならびにガスタービンへのHEPAフィルタ適用方法について検討を行った。

7.3 ガスタービン性能維持方策の検討

7.3.1 性能低下防止方策

ガスタービン性能低下の原因である圧縮機翼表面へのダスト付着を防止するには大気中の油分を選択的に取ることができれば概ね解決するが、現時点ではそのような技術はないため、ダストの付着および侵入を防止することで問題は解決できる。その防止方策としては、

- ①水噴霧によるダスト進入の防止
- ②吸気フィルタ強化によるダスト進入防止
- ③ダストが付着し難い圧縮機翼の開発

等が考えられた。

7.3.2 ダスト付着防止方策

防止方策の中から、吸気フィルタ強化（HEPAフィルタを使った3段式吸気フィルタシステム）が、性能回復

効果および経済性に最も有利と判断した。この3段式吸気フィルタシステムは、一般産業用の小型ガスタービンで効果が確認されていた。

しかし、大型ガスタービンに於ける3段式吸気フィルタシステムの適用は、

- ①圧力損失増加による出力・効率の影響
- ②フィルタ数量増加による取替コスト増
- ③経済性への影響

等が懸念されるため、適用されていなかった。

そこで、大型ガスタービンにおける3段式吸気フィルタシステムの効果や影響、ならびに経済性について、フィールド試験装置と実機を使用し実証を行った。

7.3.3 フィールド試験による実証

大型ガスタービンにおける性能回復効果および経済性を実証するために、フィールド試験装置によるフィルタ性能試験を、平成11年から平成14年まで行った。

姫路第一発電所の構内にフィールド試験装置を設置し、使用場所と同じ大気条件で性能試験を実施した。試験装置の概要を図7に、装置の外観を写真3に示す。

試験装置にフィルタを装着し、定期的にデータを採取しながら取替寿命到達まで実施し、試験結果から経済性を評価した。

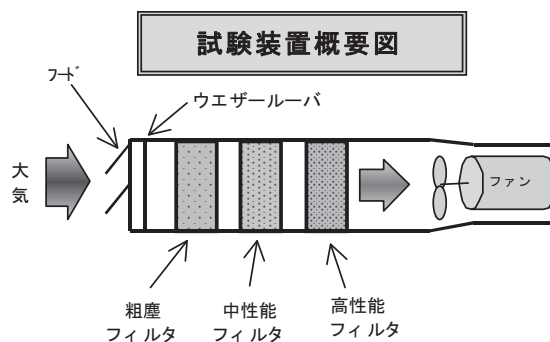


図7 フィールド試験装置概要



写真3 フィールド試験装置

7.3.4 大気ダストの測定

姫路第一発電所の大気条件に適したフィルタを選定するために大気ダスト濃度を測定した。測定内容は以下のとおり。

(1) 大気ダスト濃度測定

大気ダスト濃度測定は、ハイポリウムエアサンプラ (図8) を用いた。ハイポリウムエアサンプラは、測定装置に内蔵したファンにより空気を吸引し、サンプリングろ紙により空気中のダストを捕集する装置であり、ダストの成分分析を行う場合にも用いられる。

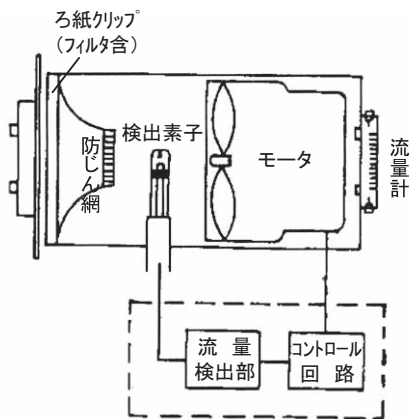


図8 ハイポリウムエアサンプラ

(2) 大気ダスト粒径分布測定

大気ダスト粒径分布測定にアンダーセンエアサンプラ (図9) を用いた。アンダーセンエアサンプラは、サンプラと別置ききの吸引ファンから構成されており、サンプラは、多孔ジェットノズルを持ったステージとサンプリングろ紙が積み重なった構造の装置により、大気中のダストを数段階に分けて捕集し、粒径分布を求める装置である。

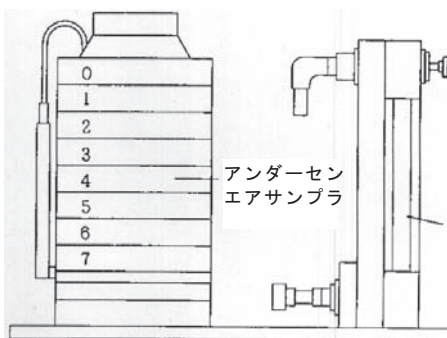


図9 アンダーセンエアサンプラ

(3) 大気ダスト成分分析

濃度測定に使用したサンプリングろ紙により各種成分の分析を行い、どの成分が多く大気中に浮遊しているかの確認を行った。

7.3.5 フィールド試験の実施

大気ダスト濃度から算出したフィルタ寿命とガスタービン運転データとの採算評価により選定した3段式フィ

ルタを試験装置に装着し、実機と同じ使用環境のもとで試験を行い、フィルタ性能を評価した。

3段式フィルタは、取替コストを抑える観点から1段目・2段目・3段目の順に、後段側の寿命が長くなるように、各フィルタのダスト捕集バランスを考慮することが、取替コストを抑えるポイントである。また、その寿命を極力長くすることで、さらにコストの低減が図れる。

フィルタの寿命は、通常ダストの詰まりによる前後の圧力差 (圧力損失) で管理され、フィルタの種類によってその管理値は異なる。圧力損失によるフィルタ寿命のイメージグラフを図10に示す。

今回実施したフィールド試験の結果、最も経済性のある2組の3段式フィルタを選び、これを実機へ装着し適用試験を実施した。

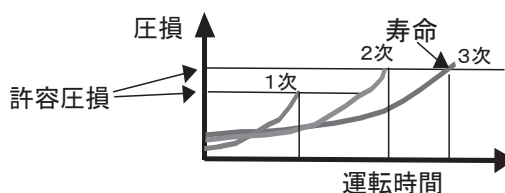


図10 フィルタ圧力損失傾向と寿命

8. HEPAフィルタ設置と適用効果

8.1 HEPAフィルタの設置

実機適用に当たり、現状の2段式吸気フィルタ室を3段式に改造する必要があった。そこで、現在の1, 2段フィルタ固定枠の後段に、3段目のフィルタ固定枠を追加した。

高性能フィルタは従来のフィルタに比べ、微細なダストを捕集するため、空気が通過し難く圧力損失が高くなる。そのため、フィルタ個数を増やして空気の通過面積を増やし、圧力損失を極力低くしておくほうが、フィルタ寿命およびガスタービン性能上有利である。

しかし、現状の吸気フィルタ室とフィルタ枠を大幅に改造すれば、設備コストが高くなるため、極力現状の吸気フィルタ室を改造せずに固定枠を追加することが大型ガスタービンにおける設備コストを抑える重要なポイントである。

その改造設計技術のポイントは、

- ①フィルタ配列と空気流れを考慮したコンパクトな固定枠の設計
 - ②フィルタ取替時期を決定する圧力損失の最適測定位置の設計
- であり、フィルタ寿命を左右する重要なポイントでもある。

8.2 HEPAフィルタ適用効果

HEPAフィルタを大型ガスタービンへ装着し、2年経過時点で圧縮機翼の汚れ状況を確認したところ、適用前

は翼全面に付着していた黒色の汚れが適用後は全く見られず、金属光沢面が清浄に保たれ、非常にきれいな状態のままであった(写真4)。また、ガスタービンの性能低下もほとんどなく高性能を維持できており(図11)、運用コストの大幅な低減が図られている。



写真4 圧縮機翼の汚れ状況

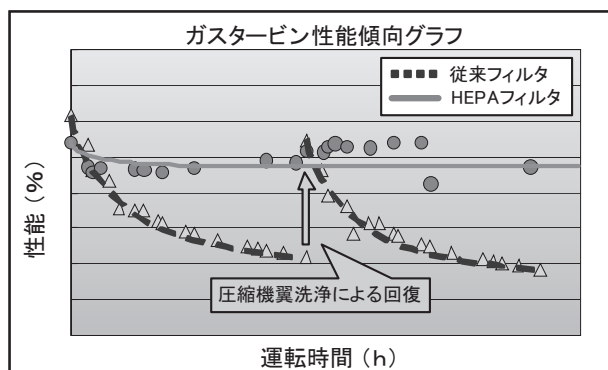


図11 ガスタービン性能傾向グラフ

HEPAフィルタ適用により得られる効果とメリットをまとめると以下のとおりとなる。

- ①ガスタービン性能維持による運用コストや大気環境負荷(CO₂等)の低減
- ②圧縮機やガスタービンへの腐食性物質の遮断による設備信頼性の向上
- ③定期点検時の圧縮機翼手入れの省力化
- ④圧縮機翼の洗浄や洗浄設備が不要

8.3 フィルタ保守管理にあたって

フィルタの寿命は、通常ダストの詰まりによる圧力損失で管理され、フィルタの種類によってその管理値は異なる。この管理値を超えてそのままフィルタを使用し続

けた場合、フィルタが局部的に破損し、最終的にはフィルタの構成材料が空気圧縮機側に吸引される恐れがある。

図12に示すように、フィルタはある時点から急激に圧力損失が上昇し取替圧損に達する。このように圧力損失が急激に上昇する原因は、フィルタが大気中のダストを捕集することでろ材が目詰まりすることによる。したがって、この急激な圧力損失上昇が発生する前にフィルタの交換を計画しておく必要がある。また、高性能フィルタでは寿命後期の雨天時には、捕集したダストに水分が付着し、一時的に圧力損失の上昇が見られるようになってくる。これは寿命が近いと起こる現象であることから注意が必要である。

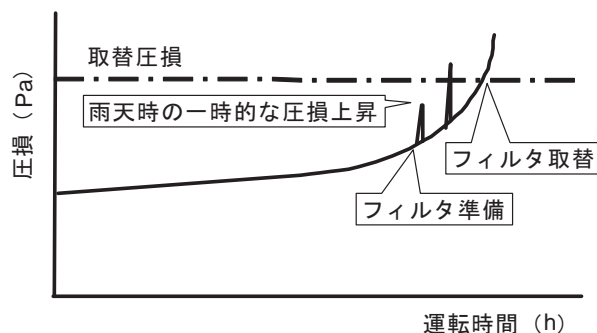


図12 フィルタの圧力損失上昇モデル

9. おわりに

近年、ガスタービン用吸気フィルタとしてHEPAフィルタの有効性が広く知られ、大気環境負荷低減に貢献できることから適用する設備が増えている。また、環境への配慮として、使用済みフィルタリサイクル等の取組みも行われている。

参考文献

- (1) 新宮令也, 吉田治彦, 吉竹茂, 上田和夫, 金尾晃, 新沼仁, 火力原子力発電, Vol.54, No.557 (2003), p.42-48
- (2) 新沼仁, 小原貴宏, 中島文男, クリーンエネルギー, Vol.16, No.10 (2007), p.69-72
- (3) 新沼仁, 北川章二, 山崎真幸, 日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.99 (1997), p.16-22
- (4) 新沼仁, 日本ガスタービン学会誌, Vol.25, No.99 (1997), p.31-36

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

ガスタービン吸気水噴霧冷却技術

宇多村 元昭*1
UTAMURA Motoaki

キーワード：吸気噴霧冷却（Inlet fogging）、ガスタービン（gas turbine）、夏季出力低下（Power degradation in summer）、水噴霧（Water spray）、過剰噴霧（Overspray）、湿り圧縮（Wet compression）

1. 緒言

ガスタービンは気温が上昇すると空気が希薄になるので出力が低下する。この現象は電力需要が高まる夏場に顕著である。その対策として、緊急電源を新設するかわりに、既存のガスタービンに、吸気を冷却して出力を回復する設備がある。なかでも、費用対効果が大きい吸気噴霧冷却システムの普及が進んでいる^{(1),(2)}。このシステムには当初、出力増加効果が天候に依存するという欠点があったが、約10年前に過剰噴霧（Overspray）概念の導入とその効果の検証がなされて⁽³⁾天候依存性の問題が解決した。さらに長期運転安全性が確認され、ユーザーから幅広い支持を得て、商品化が進んだ。現在1000台を越える設備が世界中で稼動している⁽⁴⁾。これまでに吸気噴霧冷却システムが適用されたエンジンの出力範囲は5～250MWeで、得られた増出力の総和は5000MWeに達する⁽⁵⁾。本稿は、まず吸気噴霧冷却システムの位置づけとその概要を紹介し、次に最近理解が深まってきた圧縮機内の蒸発がエンジンの振る舞いに及ぼす影響と噴霧量の制限値や運転性について述べる。

2. 原理

ガスタービンは、燃焼温度を一定に保つため、燃空比（燃料と空気の割合）を一定にして運転している。したがって、定格運転時の燃料投入量は吸入空気質量に比例するので、ガスタービンの出力は作動媒体の質量流量に比例する。一方、空気の密度は常温付近では絶対温度に反比例する。このため、体積機械であるガスタービンは、気温の高い夏場に出力が低下する。また、シンプルサイクルでは熱効率も低下する。この対策として、吸気を冷却し出力と熱効率を向上するサイクルがある。本システムは、主としてオープンサイクルガスタービンに適用される。図1は、シンプルサイクルガスタービンの大気温度特性と吸気の冷却による出力の回復を示す。夏期の出力低下量の割合は、シンプルサイクルガスタービンの場合、20%にもなる。

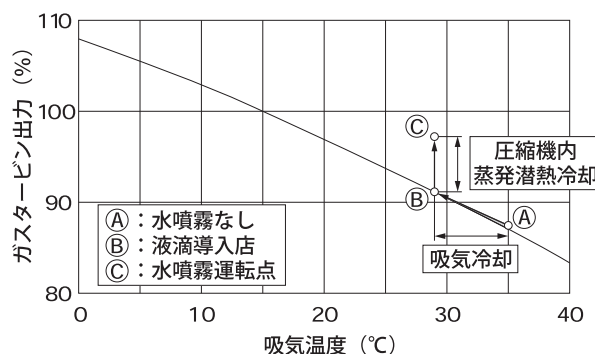


図1 ガスタービン出力の大気温度特性と吸気冷却による出力回復

ただし、本サイクルを運用するうえで、圧縮機初段でのアイシング（氷結）を回避するために吸気冷却後の温度が5℃を下回らないように配慮することが重要である。ガスタービンの出力 Q は、比出力 p と質量流量 W の積で表せるから、出力増加率は、

$$\Delta Q/Q_0 = \Delta W/W_0 + \Delta p/p_0 \quad (1)$$

と表せる。すなわち、流量の増加効果（右辺第一項）と比出力の増加効果（第二項）である。冷却方式は大別すると2種類に分けられる。

3. 冷却方式の分類

3.1 吸気冷却システム

吸気冷却システムの概略フローを図2に示す。チラーで冷却した冷媒を、吸気取入れ口に設けたコイルに導き、吸気を間接的に冷却する。冷媒の冷却方法には、圧縮機を使う機械式と吸収式冷凍器を用いた化学式がある。本方式による冷却中、露点までは絶対湿度が変わらないので、図3に示すように冷却開始後の吸気温度は、湿り空気線図上を横軸に平行に左へ移動する。露点を過ぎると飽和線を下降し、水の大きな潜熱除去が加わる。この領域での冷却は、冷凍サイクルの負荷が増す割には冷却効果が小さい。この方式には、消費動力コスト低減と冷凍サイクル容量低減のために、夜間電力を利用して蓄熱するものがある。夜間に冷凍サイクルで水を製造、タン

原稿受付 2009年5月15日

*1 東京工業大学 原子炉工学研究所N1-16
〒152-8550 東京都目黒区大岡山2-12-1

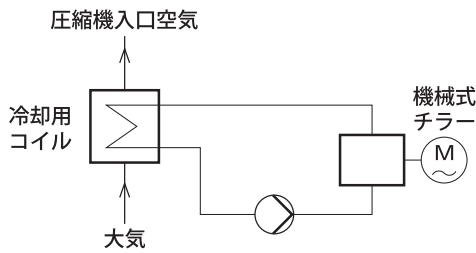


図2 従来の吸気冷却システム

クに蓄熱し、昼間に放熱してガスタービンの出力を増加する。この蓄熱方法は氷蓄熱システム（アイスハーベスト）とよばれている。吸気冷却システムは、冷媒用圧縮機の動力を必要とするので、出力アップによる正味のエネルギー獲得量は、発電エネルギーから動力エネルギーを除去したものになる。このシステムのエネルギー効率が冷凍サイクルの成績係数との関連で検討されている⁽⁶⁾。システム容量は、売電利益と設備コストのバランスの中で最適化される。本システムは安価な夜間電力の利用が前提になる。

3.2 吸気加湿冷却システム

この方式は、水の気化熱を利用して吸気を直接冷却する。吸気の状態は既出の図3で、等湿球温度線に沿い、飽和点に至るまで冷却される。したがって、加湿冷却量の理論限界は、乾球温度と湿球温度との差（Wet bulb depression：WBD）になる。吸気冷却量は前記の吸気冷却システムに比べて小さいが、冷凍サイクルが不要、蓄熱が不要のオンデマンドとシステムが簡素で設置スペースをとらないという利点がある。吸気加湿冷却システムは、以下のように分類できる。

3.2.1 蒸発冷却（Evaporative cooler, エバポラティブクーラー, EC）

水を湿潤させた海綿状の多孔層を吸気が通過する過程で加湿冷却する。吸気フィルタの近傍に設置する。装置が大掛かりなこと、水質管理と吸気損失による熱効率ロスを考慮する必要がある。吸気冷却量が大气の相対湿度に大きく依存し、出力増加量が天候に依存する。加湿効

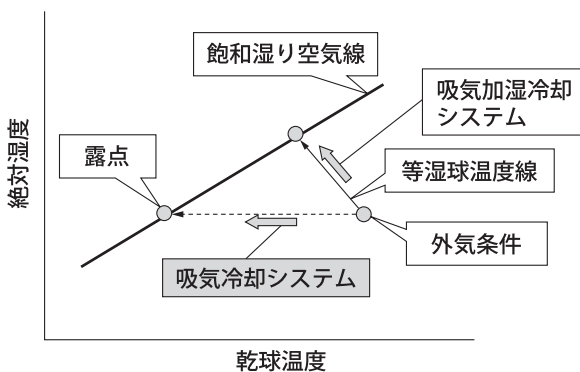


図3 湿り空気線図上の吸気冷却と吸気加湿冷却システムの運転経路

率が低く出力増加は～2%程度に留まる。

3.2.2 吸気噴霧冷却システム（Inlet fogging, インレットフォギング, IF）

前処理された常温水の微粒噴霧を圧縮機の吸入空気に混入し、出力と熱効率の向上を図るシステムであり、現在もっとも普及しているタイプである。建設コストは、単位増出力（kW）当たりUS\$15-25である⁽²⁾。図4に概要を示す。この方式は、投入する水量に応じて二種に分けられる。

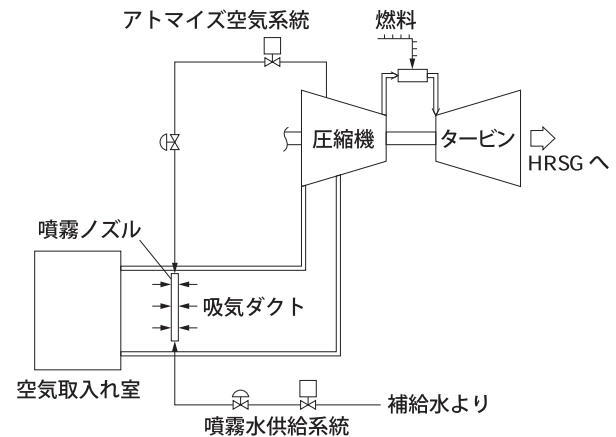


図4 吸気噴霧冷却システムの概要

4. 吸気噴霧冷却

4.1 蒸発冷却噴霧（Evaporative fogging, エバポラティブフォギング, EF）

式(1)の右辺第1項の出力増加機構を用いる。ガスタービンの吸気フィルタまたはサイレンサーの背面に噴霧ノズルを多数配置して噴霧する。このため、吸気損失を無視できる。噴霧粒径が10～20μmであり、物質伝達面積が巨大なので気化が促進し、エバポラティブクーラー（EC）より吸気の冷却効率が高い。設備も場所をとらず追設が容易なので、商業的に多くの実績がある。エバポラティブフォギング（EF）での噴霧量は、通常吸気を飽和するのに必要な量の範囲内に制限されている。高温でも多湿の気候では、出力増加量は少ない。出力増加の大体の目安は、個々のガスタービンごとに作成されている出力の大气温度特性図を利用し、吸気温度の降下量から把握できる。ECやEFの短所は、出力増加量が天候に依存することである。

4.2 過剰噴霧（Overspray cooling, オーバースプレイ冷却, OS）

吸気の飽和に必要な水量以上を噴霧し、飽和空気に同伴して圧縮機に導入した液滴を圧縮機内部で蒸発させる。式(1)の右辺第2項の出力増加機構に係る。MAT（moisture air gas turbine）サイクルともよばれ1997年

に提唱された⁷⁾。図5は、エバポラティブフォギング (EF) とオーバースプレイ (OS) の出力増加機構を示す。圧縮機内部での蒸発の作用は、①圧縮機のガスを冷却し、圧縮機の所要動力を低減する効果と、②内部での蒸発分だけ、圧縮機に比べてタービン流量が増えタービンの膨張仕事が増す効果を生む。圧縮機の所要動力 Q は、体積流量 v の圧力積分で表せる。

$$Q = \int v dp \tag{2}$$

$\Delta Q = p \cdot \Delta W + W \cdot \Delta p$ Q : GT 出力 W : 吸気流量 p : 比出力

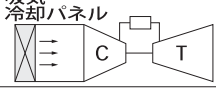
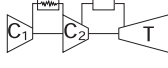
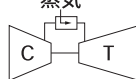
M A T サイ クル	増出力機構	Q	類似既存システム	概念図
	(1) 吸気の冷却で吸込流量増大	$p \cdot \Delta W$	吸気冷却	
	(2) 圧縮機内部ガスの冷却で所要動力低減	$W \cdot \Delta p$	水滴の蒸発潜熱によるインタークーラ (排熱ゼロ)	
	(3) 作動流体の増加 (4) 比熱の増大		スチームインジェクション	

図5 吸気噴霧冷却システム (Inlet fogging) の出力増加原理

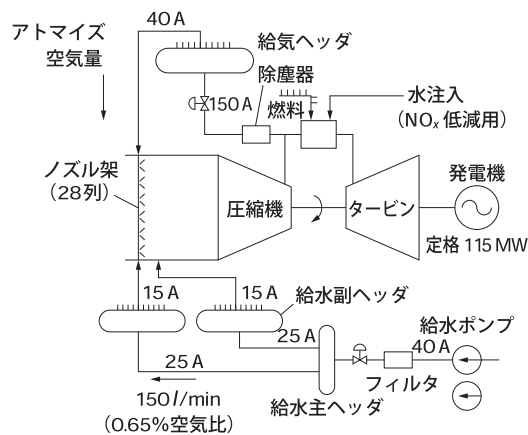
内部ガスの冷却で v が減少すれば、所要動力 Q が減少する。さらには、水蒸気の比熱が空気の約2倍大きいので、タービン流量の空気換算増加量は圧縮機内部での蒸発量の2倍になる。OSでは空気質量比で1%の水の投入により、大気条件によらず約7%の出力増加と2%の熱効率向上が得られ、EFとOSの合計出力は、約10%である。図6は、F9Eシンプルサイクルを用いた実証試験のフローとオーバースプレイ運転の起動停止時諸量の時刻歴を示す。

この間プラントは燃焼温度一定制御の下で運転している。出力のレスポンスが速やかかつスムーズで、ピーク対応に好適である。図7は投入水量と増出力との関係を示す⁸⁾。この方式では、投入水量を調節することにより、天候に左右されず目標の出力増加を達成できる特徴がある。ここで、増出力熱効率 η_{inc} を定義する。

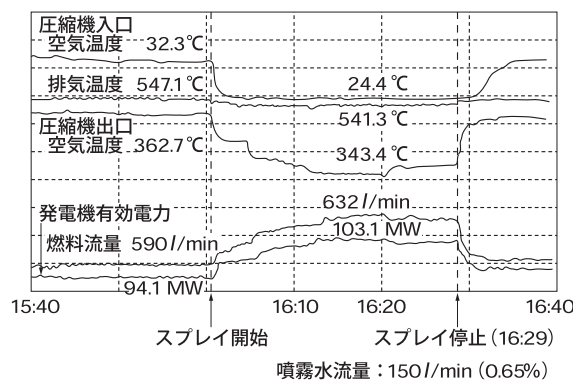
$$\eta_{inc} = \Delta Q / \Delta F \tag{3}$$

ΔQ は増出力、 ΔF は燃料流量の増加量である。OS運転時この値は噴霧前の熱効率 (データ平均29%) より10%高いこと、また噴霧水量に依存しないことが示された。これより、吸気噴霧による新たな出力獲得は同じ型のガスタービンを新設する場合よりも燃料節約に有利である

プラント仕様	
項目	数値
出力 (MW)	115 (15°C)
回転数 (rpm)	3000
空気流量 (kg/s)	411
圧縮機圧力比 (-)	12.4
圧縮機効率 (%)	89.9
圧縮機段落数	17
タービン入口ガス温度 (°C)	1155
タービン排気ガス温度 (°C)	560
燃料	白灯油



(a) 実証試験装置系統図



(b) 水噴霧中のガスタービン運転パラメータの変化

図6 F9Eシンプルサイクルを用いた吸気噴霧冷却システムの実証試験

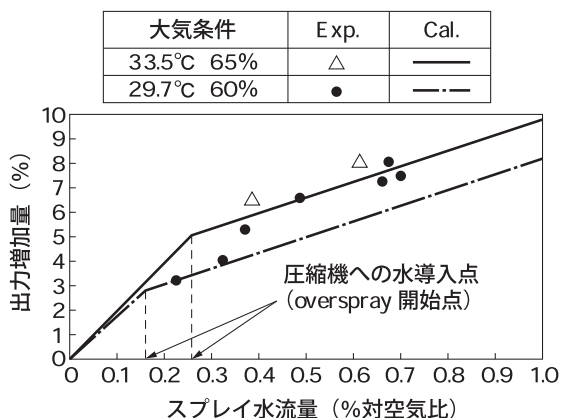


図7 オーバースプレイ運転時噴霧水量と出力増加量

ことがわかった⁸⁾。OSで吸気系を流れる飽和空気は未蒸発の噴霧水滴を同伴するので、水滴が流路構造物に接触してドレンが発生する。この現象を緩和するために、吸気ダクト中での噴霧ノズルラックの位置を、吸気フィルタの下流にあるサイレンサーの背面（下流側）に置き、ノズルの数、向きと配置を最適化することが望まれる。あるいは、圧縮機の入口フランジ近傍に、専用の噴霧ラックを配置する方式（high fogging, ハイフォギング, HF）もある。この方式では、EF用ラックとHF用ラックを分離設置し、両ラックで噴霧してオーバースプレイ効果を得る。

4.3 湿り圧縮（Wet compression, ウエットコンプレッション, WC）

液滴を含む空気-水二相流の圧縮現象のことであり、式(1)の右辺第2項の効果を実現する。圧縮機に直接水を注入する方式として、inter stage injectionとTOPHATがある。前者は、圧縮機の間段で、ノズルを介して常温水を注入する。後者は、圧縮機のベルマウスの内面に沿ってノズルを配置し、高温高压の圧縮水を噴霧ノズルから噴射することで、噴霧を微粒化し、水滴衝突によるブレードのエロージョン防止と蒸発促進を図るものである。OSと比較し効果が小さいと言われている。

湿り圧縮では、圧縮機の運転マップが変化する。このため、作動流体の冷却による、①圧縮機の動力の低減という熱力学的な特性と、②体積流量の低下による空力ロスの増加という二つの機構を評価する必要がある。

5. 噴霧ノズル

5.1 噴霧粒径

インレットフォギングの性能は、噴霧ノズルの性能に著しく依存する。水滴粒径とノズルの配置である。蒸発が関係する物理現象なので、水滴群の平均粒径には、液滴の全表面積を保持した平均直径（Sauter mean diameter : SMD）が妥当でありよく用いられる。とくに、積極的に水滴を圧縮機に導入するOSの場合には、①圧縮機翼への水滴の衝突によるエロージョンの回避と②圧

縮機内での水滴の完全蒸発が要請される。長時間のフォギング運転を保证するうえで必要なSMDは $20\mu\text{m}$ 以下、望ましくは $15\mu\text{m}$ 以下である。このように細かな噴霧は空気中に漂う。噴霧は、吸気を一様に冷却する場合に最大の効果が得られるので、ノズルの員数とその配置設計は、噴霧が吸気ダクトの流路断面に一様にゆきわたるようにする必要がある。噴霧水量の制御には、大気乾燥温度と湿球温度との差（Wet bulb depression : WBD）を用いることができる。噴霧ノズルには、インパクトピン型⁹⁾とエアアシスト型がある。前者は、目標粒径を得るのに昇圧ポンプ（15MPa程度）が必要だが、所要動力は少なく出力増加量の1/10以下である。後者は、目標粒径を得るには気水体積比が250~500程度の低圧空気源（0.5MPa）を必要とする。空気の圧縮に要する動力が相対的に大きい。図8は、前者のタイプのノズルを、図9は、ノズルを搭載したノズルラックからの噴霧の状況を示す。



図8 噴霧ノズル

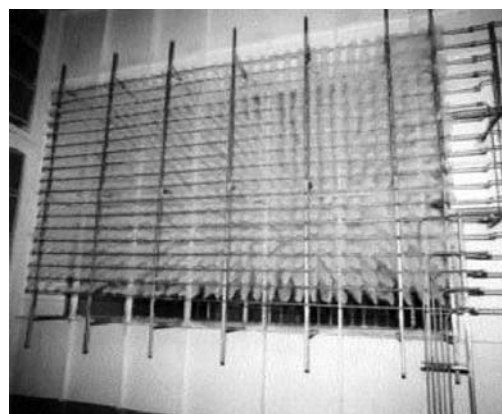


図9 吸気噴霧運転の状況

5.2 スプレイ効率

ガスタービンの吸気ダクトは複雑な3次元形状をしており、ダクト断面内の流速分布は一様ではないので、吸

気を一様に冷却することは困難である。最小の設備で最大の効果を上げるには噴霧ノズルの個数やラックの設置位置に工夫を要する。ドレン発生量の予測も重要である。個々のサイトでの吸気冷却量（スプレー効率）を予測する経験的手法について述べる¹⁰⁾。大気乾球温度 T_{amb} と湿球温度 T_{wb} ならびに圧縮機入口マニフォールド部での吸気温度平均値 T_{Tkl} ならびに運転中のドレン流量を計測する。 T_{Tkl} の測定では、温度計が濡れないように工夫する必要がある。また、複数の測定値から平均値を算出することが望ましい。スプレー効率 η_{cool} を、正味のスプレー水量（ドレン量を削除）による因子 η_{water} と幾何学的因子 η_{conf} の積で表す。前者は気候に後者はノズル、配置、吸気ダクト形状など幾何学因子に依存する。

$$\eta_{cool} = \eta_{water} * \eta_{conf} \tag{4}$$

ここで、

$$\eta_{water} = (T_{amb} - T_{cev}) / (T_{amb} - T_{wb}) \tag{5}$$

$$\eta_{conf} = (T_{amb} - T_{Tkl}) / (T_{amb} - T_{cev}) \tag{6}$$

η_{water} 噴霧水流量からドレン流量を差し引いた値が全量吸気ダクト内で蒸発したとしたときの温度低下量 $(T_{amb} - T_{cev})$ とWBD $(=T_{amb} - T_{wb})$ との比（計算値が1より大きいときは1）、 η_{conf} は気温と圧縮機入口平均温度との差 $(T_{amb} - T_{Tkl})$ と全量蒸発時の温度低下量との比を表し、各々をフィールドデータから求める。図10に η_{cool} の一例を示す。プラントCはノズルの配置が優れており η_{cool} が大きい。

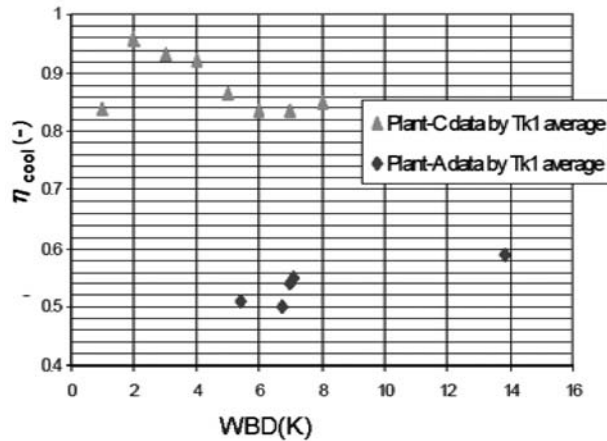


図10 スプレー効率

5.3 ドレン発生率

ドレン発生量もスプレー流量ならびにWBDの影響を受け、ドレン発生率を次式で表すことができる。

$$y = const. \cdot S_{spray} / (WBD)^{1.40} \tag{7}$$

ここで、 S_{spray} はスプレー流量と圧縮機吸込み空気量（フォギング運転中）との比を表す。定数const.はプラ

ント、ノズルやその配置のどれかが変われば変わる量で、サイトごとに経験的に定める量である。図11に一例を示す。気象条件が異なるデータがマシンごとによく整理できていることがわかる。プラントAとBは同じ型のGTとノズルでサイトのみが異なる。プラントCはノズル、GT型が異なる。スプレー効率が高くドレンの発生率が小さいので噴霧性能が優れている。式(7)を利用すれば年間の気象データから、年間水消費量、出力増加量を推定でき、フォギングのメリットを定量化できる。

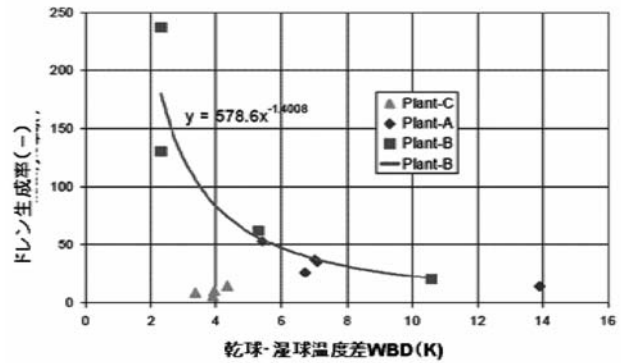


図11 ドレン生成の予測

6. 湿り圧縮によるエンジンの特性変化

6.1 噴霧水量の制限

過剰噴霧による圧縮機運転マップの変化をしめす。図12は過剰噴霧量が空気比で1%の場合の計算例を示す¹¹⁾。

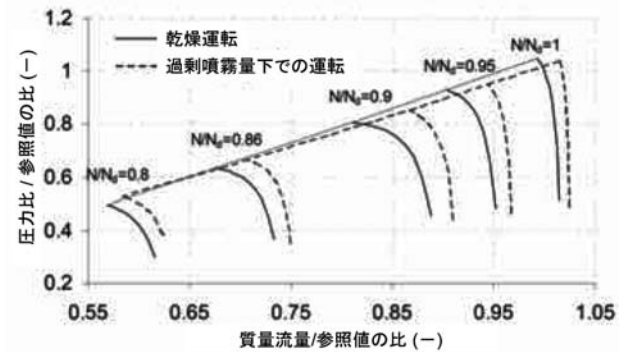


図12 過剰噴霧量1%での圧縮機運転マップ

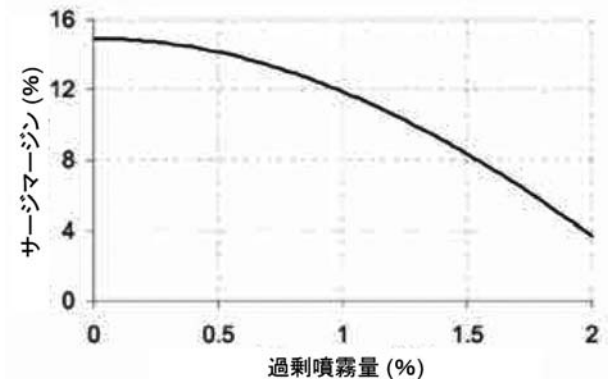


図13 過剰噴霧量が圧縮機サージマージンに及ぼす影響

ここで、過剰噴霧量 (%) は、圧縮機に流入する液滴質量と乾燥空気質量との比である。噴霧により乾燥運転時のマップが高流量側にシフトし、サージマージンが低下傾向にある。図13は定格運転時のサージマージンの噴霧流量依存性を示す。これより、サージマージンの観点からの過剰噴霧量の制限値は対空気比で2%付近であることがわかる。

6.2 性能と出力増加効果

図14は過剰噴霧時のエンジンの出力増加効果を示す。噴霧量が2%以内では、出力増加はほぼ噴霧量に比例し、1%の噴霧で約10%の出力増加がある。既出の図7とはほぼ一致している。5μm以下の液滴径は空気と同じ速度で運動する(空気流と液滴の速度差無し)。図15は噴霧量とエンジン熱効率との関係を示す。噴霧量が少ないうちは、等温圧縮への漸近という熱力学的効果により圧縮機の断熱効率が向上し、エンジンの効率も増すが、噴霧量が増えすぎると図16に示すように後段で圧力のリマッチングが顕著になる。その影響で空力損失が増大し断熱効率は低下に転じる。この事例では、エンジンの最大効率は過剰噴霧量が0.8%付近に存在する。

6.3 圧縮機内蒸発特性

圧縮機内の液滴の状態変化は高速の運動場で生起するので、熱力学的な平衡や、液滴の定常蒸発を仮定して解析できない。ミーンライン法(またはステージスタッキ

ング法)にラグランジ系で記述した液滴の運動方程式をカップリングしてOS運転下での圧縮機の空力特性を1次元で解析している^[2]。性能の予測精度を向上するには、液滴の蒸発は非定常現象として扱い^[3]、蒸発に伴うエントロピーの増加も考慮する必要がある^[4]。図17はこのような手法で解析して得た未蒸発の液滴量の空間分布を示す。液滴残存量は噴霧量と粒径のいずれにも依存する。インレットフォギング用のスプレインゾルのSMDとしては15μm程度のものが実用化されており、これを使って過剰噴霧量を1%以下に制限すれば、15段の軸流圧縮機では液滴の蒸発は機内で完了すると考えられる。

7. 実機運転経験

7.1 エロージョンと発錆の可能性

図18は長期OS運転後の圧縮機第一段動翼面の粗度測定値を運転開始前と比較している^[5]。GT24でSMD15μmの噴霧ノズルを用いている。両者に優位な相違が見られないことからエロージョンの進行は認められない。しかし、エロージョンの可能性を完全に排除するには、実績のある原子力の先行技術を導入すればよい。原子力用の低圧蒸気タービンでは最終段動翼の凝縮液滴(平均粒径20μm)によるエロージョン防止対策として、ステライトなど硬度の高い材料の導入や表面処理を施している。これを水平展開し圧縮機の初段動静翼のチップ近傍に、窒化処理などブレード表面の硬化処理を施す。発錆防止策は、吸気ダクトの壁面をステンレスでライニング

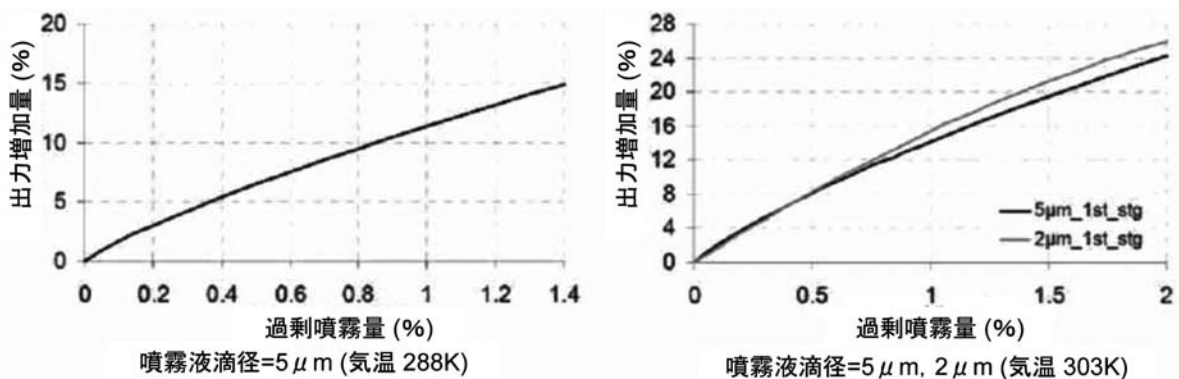


図14 過剰噴霧量が出力増加に及ぼす影響

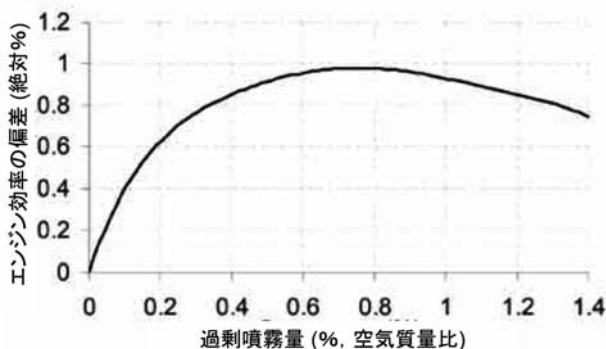


図15 過剰噴霧量がエンジン効率に及ぼす影響

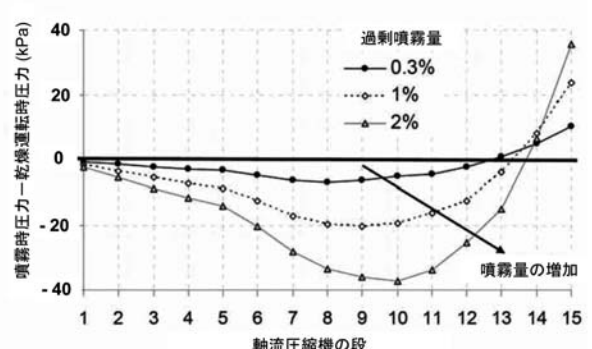


図16 乾燥運転との偏差で示した過剰噴霧時の圧縮器内圧力分布の変化

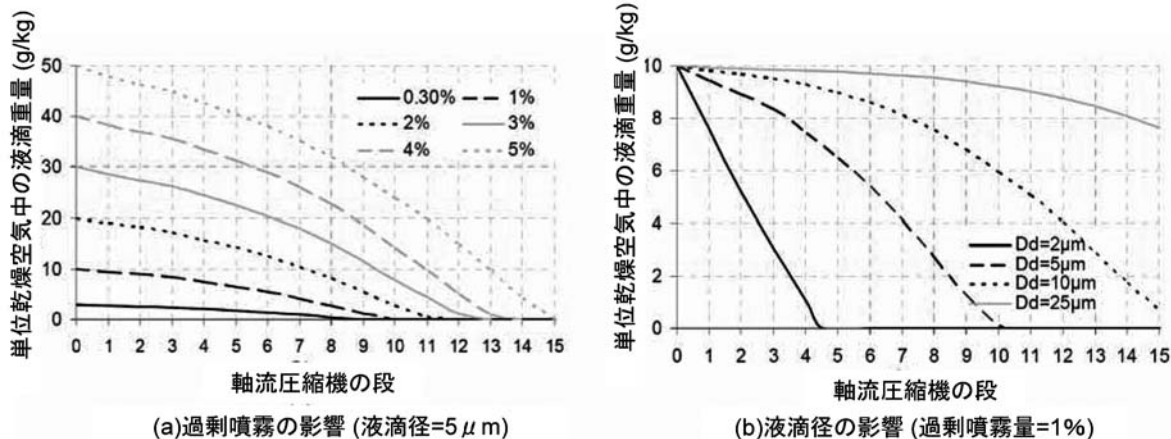


図17 噴霧量と液滴径が圧縮器内蒸発挙動に及ぼす影響

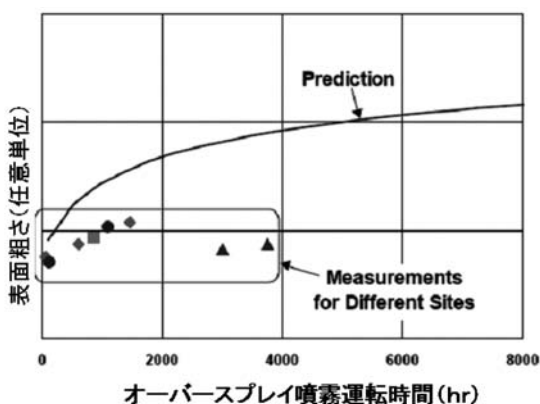


図18 圧縮機1段動翼リーディングエッジ部の表面粗さ測定

し、噴霧終了後しばらくダクト内面の乾燥運転を行うことが推奨される。

8. 結言

吸気噴霧冷却システムは、費用対効果が大きく夏季のガスタービン出力回復策のなかで最も普及している。現在1,000台を超える設備が世界中で稼動しており、その累計増出力は5,000MWeに上っている。その原理、概要、噴霧ノズルなどの設備仕様、噴霧水量の上限値など運転仕様の留意点について、最新技術を理論と実際の両面から解説した。

参考文献

(1) Gas turbine world 2004-05 GTW handbook, Vol.24, pp.115-118
 (2) Gas turbine inlet air fogging, MeeFogTM systems, MEE Industries Inc.
 (3) Utamura, M. et al.,1999, Effect of intensive evaporative cooling on performance characteristics of land based gas turbine, Proc. Int. Joint Power Gen. Conf., Vol.2-Power, PWR Vol.34, ASME 1999.
 (4) Bhargava,R.K. et al., Gas turbine fogging technology: a state-of-the-art review part III: practical considerations

and operational experiences, ASME Turbo expo 2005, GT2005-69144
 (5) Bhargava,R.K. et al., Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging, J. of Eng' ng for gas turbine and power, Vol.127,2005, pp.145-158.
 (6) Utamura, M. et al., Economics of gas turbine inlet air cooling system for power enhancement, 96-GT-516, Proc. ASME TURBO EXPO 1996, 1996.
 (7) Utamura, M., et al., MAT, a novel open cycle gas turbine for power augmentation, Elsevir, Energy Conversion and Management, 39 (16-18), 1631-1642, 1998.
 (8) 宇多村元昭ほか,ガスタービン吸気加湿冷却システムの開発: 火力原子力発電, 50 (8), 62-71, Aug. 1999。
 (9) Chaker, M., et al. : Inlet fogging of gas turbine engines-part II : Fog droplet sizing analysis, nozzle types, measurement and testing, ASME J. of Eng' ng. for gas turbines and power, Vol.126, July 2004,pp.559-569.
 (10) Utamura,M., Empirical correlations for predicting key performance parameters due to inlet fogging, Proc. of ASME Turbo expo 2005, GT2005-68964
 (11) Roumeliotis, I., 2006, Water injection effects on compressor stage operation, ASME J. of Eng. For Gas Turbine and Power, paper GTP-06-1119, Vol. 129/3, pp.778-798.
 (12) Horlock, J.H., 2001, Compressor performance with water injection, ASME paper 2001-GT-343.
 (13) Haertel, C. et al.,2003, Model analysis of high fogging effects on the work of compressor, ASME paper GT2003-38117.
 (14) White, A.J., et al., 2004, An evaporation of the effects of water injection on compressor performance, ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.126, pp.748-754.
 (15) Lechelor, S. et al., The power of water in gas turbines, ALSTOM's experience with air inlet cooling, POWER-GEN Latin America 2003.

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

ガスタービン用吸気冷却器について

山崎 真幸*¹
YAMAZAKI Masaki

佐竹 義健*²
SATAKE Yoshitake

キーワード：ガスタービン，吸気フィルタ，吸気冷却，吸気サイレンサ，アンチアイシング，冷却効率，気化式，チラーコイル

1. はじめに

近年のガスタービン高効率化に伴い、ヘパフィルタ等の高効率フィルタの使用による圧縮機出力の低下防止を目的とした吸気フィルタシステムが採用されるようになってきている。ガスタービン吸気インレットシステムを一

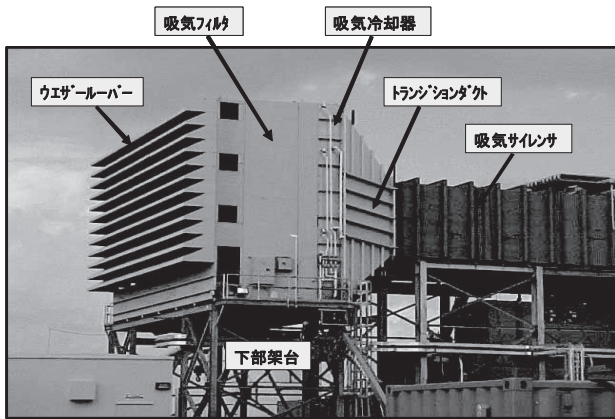


図1 ガスタービン吸気システム（例）

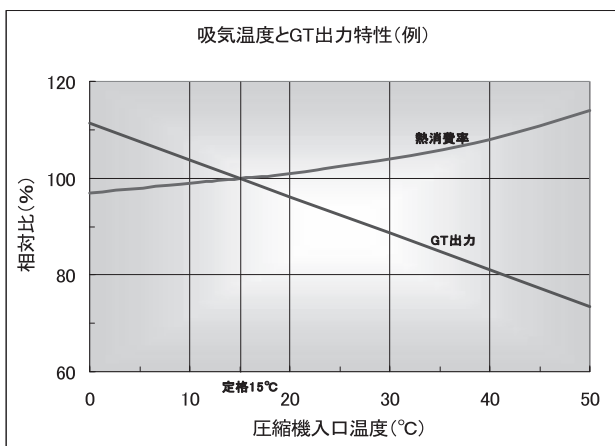


図2 吸気温度とGT出力特性（例）

連の装置として考えた場合、図1の様に、大気側から順番に、ウエザールーバー、吸気フィルタ、吸気冷却器、吸気サイレンサ、アンチアイシング（空気加温器）、接続ダクト等の構成が考えられる。この中で吸気冷却装置は、唯一ガスタービンの出力性能に直接影響する重要な機能を有する補機として位置付けられる。図2に示す様に、圧縮機入口温度が高くなり、空気密度が低下するとガスタービン出力が低下する特性があることは周知の事実ではあり、最近の納入例では、吸気冷却器を付帯したガスタービン発電設備が、数多く見られる様になったと思われる。今回の解説記事では、吸気冷却器の概要と特長について述べたいと考える。

2. 吸気冷却装置の分類と特長

現存する吸気冷却器は、名称は様々であるが、概ね以下の3つに分類できる。

- 1) 気化式（蒸発式）
- 2) ノズル噴霧式（エアワッシャー式）
- 3) チラーコイル式（熱交換式）

上記1) 2) については、いずれも吸気加湿式であるため、冷却後の空気温度（乾球温度）は、湿り空気線図の冷却前の湿球温度線上にあり、期待される温度低下は冷却前の相対湿度に大きく左右される。従って、日本国内を含む東南アジア地区の様な高温多湿地区では不向きであるとの見解が一般的であった。

3) については、上記の様な温度条件に左右されることなく、必要とされる熱交換量を満足できるチラーコイルを設計し、それら条件を満たす冷水を供給することにより、要求される空気温度低下を得ることができる。

温度条件の結果から比較すると、チラーコイル式が全てを満足できるシステムに思われがちであるが、当然のことながら初期及び運転コスト、メンテナンス性を慎重に考慮をしなければならないのは言うまでも無い。表1は、各冷却システムの特長の比較表である。

本解説記事では、実際に使用されている冷却器の例として、気化式及びチラーコイル式を取り上げ、次章で説明するものとする。

原稿受付 2009年5月11日

- * 1 日本ドナルドソン株式会社
〒190-0022 東京都立川市錦町1-8-7
- * 2 (株)イー・アンド・エー・システムズ

表1 気化式vsチラーコイル式 特長比較

	気化式冷却器	チラーコイル式冷却器
長所	運転コスト小 シンプルなシステム 設備投資：小	湿度に関係なく冷却可 小型から大型まで対応可能 温度降下が広範囲（最低 7℃まで） 冷却効果：大
短所	冷却効率が湿度に影響される 供給水質に一部制限あり 冷却効果：小	冷水供給システムが必要 気化式冷却器より若干通気 抵抗が高い 設備投資：大

3. 気化式冷却器

3.1 構成

気化式冷却装置に使用されるメディアは、最小容量で最大気液接触面積を有し、また、圧力損失が最小限となる気液接触型が一般的である。気化式冷却装置には給水方式により循環式と直接式の2種類ある。

図3は、気化式冷却装置の概略図（例）であり、以下の様な部品で構成される。①冷却メディア、②分配パッド、③散水キット（散水カバー、散水ヘッド）、④ドリフトエリミネーター、⑤オリフィス、⑥流量計、⑦レベルスイッチ、⑧ポンプ、⑨給水タンク、⑩オーバーフロータンク、⑪ドレン、⑫供給水調整弁、⑬ブリードバルブ

3.2 性能

性能は組込メディアの厚み（冷却効率）とメディアを通過する温度と湿度によって決定される。メディアの厚みは、経験的に12”（305mm）～14”（355mm）程度のものが使用される。

冷却効率（ E_C ）は、次式にて表わされる。

$$E_C (\%) = (T_{1DB} - T_{2DB}) / (T_{1DB} - T_{1WB})$$

ここで、 T_{1DB} = 入口乾球温度（℃）

T_{1WB} = 入口湿球温度（℃）

T_{2DB} = 出口乾球温度（℃）

従って、冷却温度差（ ΔT ）と出口乾球温度（ T_{2DB} ）は、次計算式で表される。

$$\Delta T = E_C \times (T_{1DB} - T_{1WB}) \quad (^\circ\text{C})$$

$$T_{2DB} = T_{1DB} - \Delta T$$

図4は、周囲乾球温度が35℃で相対湿度（RH）が50%と30%の場合の代表的な冷却プロセスを示す。メディアの厚みは14”，冷却効率を90%とした。入口温度（点A及び点B）は、それぞれ冷却開始後、湿球温度直線に沿って降下し、上記計算より温度降下はRH：50%時-7.9℃、出口乾球温度27.1℃（点A'）、RH：30%時-12.4℃、出口乾球温度22.6℃（点B'）となる。この様に、冷却温度降下が相対湿度に大きく影響されるのが、気化式冷却器の特長であり、逆に、相対湿度が通常低い乾燥した場所では、その効果は非常に大きい。

図5は、夏季の運転例を示すが、外気温度と相対湿度は相反する傾向にあり、電力（出力）需要のピークとなる夏場の午後の時間帯が、気化式冷却器の効果が最も増大することが実証されている。

3.3 水質管理とメンテナンス

気化式冷却における供給水に関する問題は1）スケールの堆積、2）微生物の繁殖、3）腐食等が挙げられる。スケールの堆積や微生物の繁殖は、メディアの目詰まりを起し圧力損失が増加する。その結果運転効率が悪くなり、しかも冷却メディアの耐用年数を縮め大きな問題となるので、水質管理は重要な項目である。又、高純水は一般的な金属の腐食を促進する他、メディアの製造工程で使用する硬化剤にも悪影響を及ぼしメディアの寿命を短くする。

以下の対策を考慮した気化式冷却器のメンテナンスの

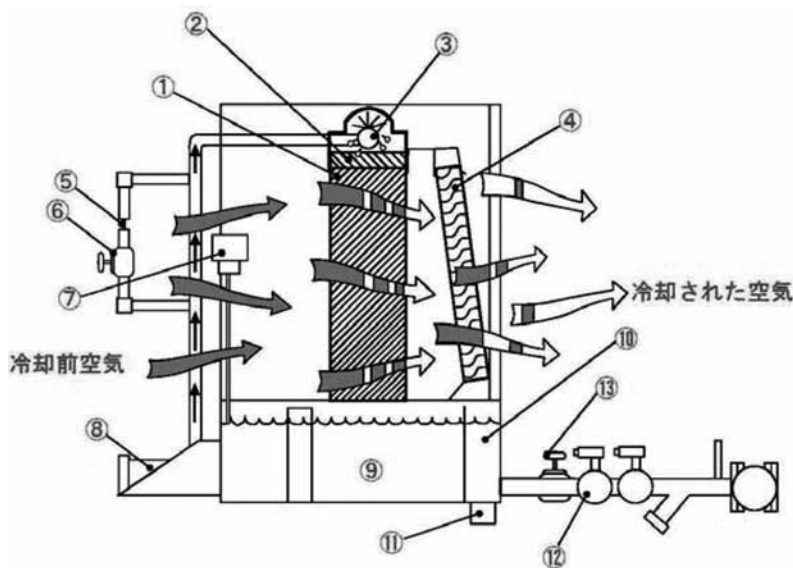


図3 気化式外形図（例）

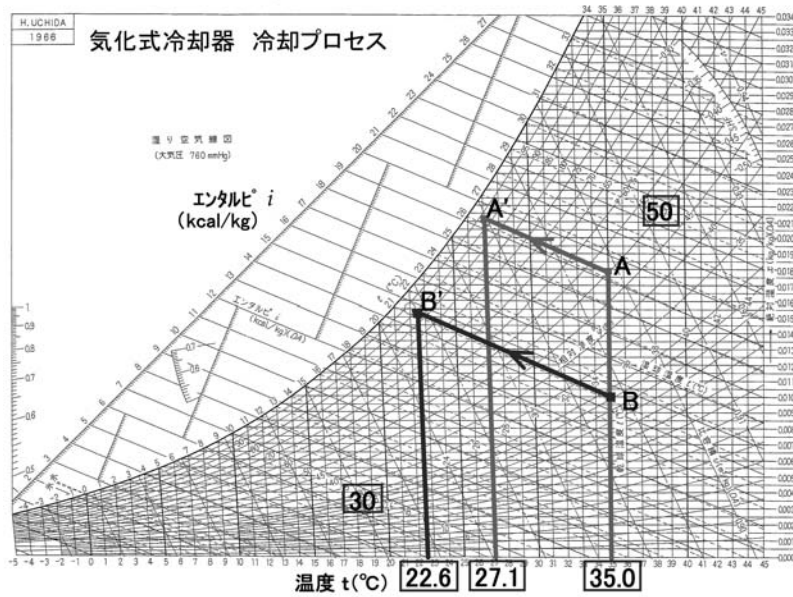


図4 気化式冷却器 冷却プロセス

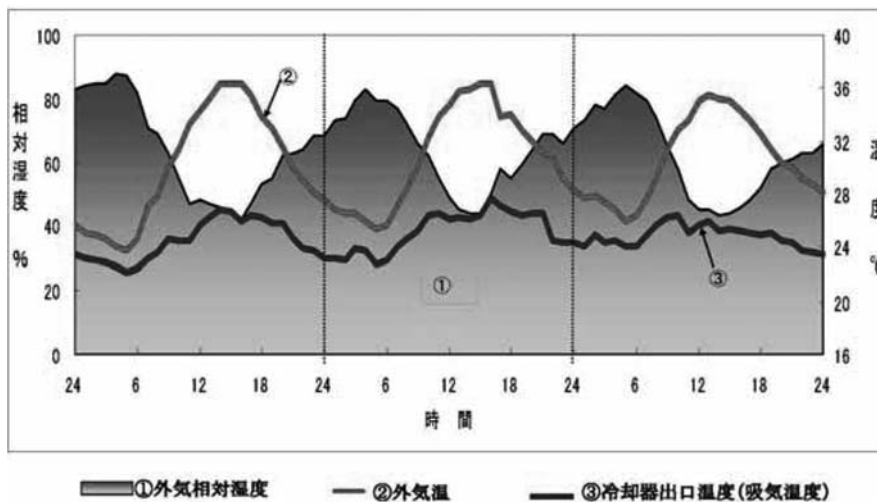


図5 気化式冷却器 夏季運転例

スケジュールを立案することも大事な項目である。

①スケール対策

エレメントが常に洗い流されるように十分な水を供給する

ブリードオフを適切に行うこと

定期的に散水ヘッドを清掃し洗い流すこと

②藻、バクテリア、菌類対策

藻、バクテリア、菌類の繁殖には栄養分、光源、湿気が必要ならば繁殖せず、これらを極力減らす。

添付表2は、補給水の推奨水質である。

4. チラーコイル式冷却器

4.1 構成

チラーコイル式冷却器は、管内を流れる冷水または冷媒によって管の外側の流体（空気）を冷却する熱交換器である。通常、使用される冷水は、蒸気吸収式冷凍機や

ターボ冷凍機といった設備から供給される。交換器部単体は、①冷水チューブ、②冷却フィン、③ヘッド部、④フレームワークで構成される。さらに、熱交換器部は、吸気フィルタの後部に設置されるハウジング内に収納さ

表2 補給水の推奨水質

ガスタービン入口気化式冷却器用補給水, 構成物質推奨濃度	
構成要素	PPM ± 10%
カルシウム濃度 (CaCO ₃ として)	50 ~ 150
総アルカリ度 (CaCO ₃ として)	50 ~ 150
塩化物 (CLとして)	< 50
シリカ (SiOとして)	< 25
鉄 (Feとして)	< 0.2
オイル及びグリース	< 2.0
総溶解固形物	< 500
懸濁固形物	< 5
p	H 7.0 ~ 8.5

れ、⑤冷却フィン部にて発生する凝縮水の回収部及びドレンパン、冷却器後部の⑥ドリフトエリミネーター、⑦メンテナンスステージ部が必要となる。冷却フィンには、外部冷却フィン形状の違いによりプレートフィン式（図6）とヘリカルフィン式に分類されるが、一般的にはプレートフィン式冷却器が採用されている例が多い。

4.2 性能

蒸発式冷却器の場合と同様に、冷却コイルによる実際の温度低下も、装置設計と周囲条件により決定される。但し、気化式冷却器の場合とは異なり、冷却コイルは出口乾球温度を周囲湿球温度以下に下げることが可能であり、実際の温度低下は、冷却装置の能力、コイルの効率、およびコンプレッサの許容温湿度条件によってのみ制限される。

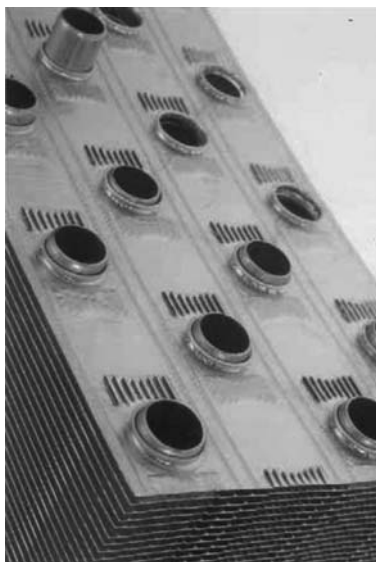


図6 プレートフィン図（例）

図7は、周囲乾球温度が35℃で相対湿度が50%、出口乾球温度が15℃の場合の代表的な冷却プロセスを示す。入口乾球温度（点A）は、初期冷却では、絶対湿度直線を真直ぐ左にたどり、空気が飽和状態（相対湿度で約95%）に近づくとつれ、水分が空気中で凝縮し始める（点B）。その後、相対湿度曲線に沿って左下へ下りて行く。さらに空気が冷却されると、さらに多くの水分が凝縮し、温度がこの領域に達すると、空気から奪われたなお一層多くの熱が水の凝縮に使われる。凝縮水量は、入口温度と冷却後の温度状態の絶対湿度の差が冷却フィンから析出する。このように凝縮の可能性があるので、コイルの下流にドリフトエリミネーターを取り付けて、ガスタービンによる過剰な水分吸入を防止する必要がある。

空気を周囲湿球温度より低い温度に簡単に冷却できることが図7から容易に分かる。そこに冷却コイルシステムの主要利点の一つがある。ただし、冷却器操作の下限は、コンプレッサ吸気温度が相対湿度95%で45°F（7.2℃）であることを注意しなければならない。この様に高い相対湿度で温度が45°F（7.2℃）を下回ると、圧縮機で水結が起きることが考えられる。

4.3 コイルの選定

チラーコイルの選定には、以下の条件を考慮する。

- ① 入口空気条件（空気量，温度，相対湿度）
- ② 出口空気温度
- ③ 冷水条件（供給量，入口温度，出口温度，種類）
- ④ 空気抵抗
- ⑤ 通水抵抗

コイルの選定中で注意しなければならない点は、コイル通過面速度である。通常、通過面速度は2.5m/sを目安にするが、最大でも2.8m/s以下となる様に、コイルのサイズを決定することが望ましい。

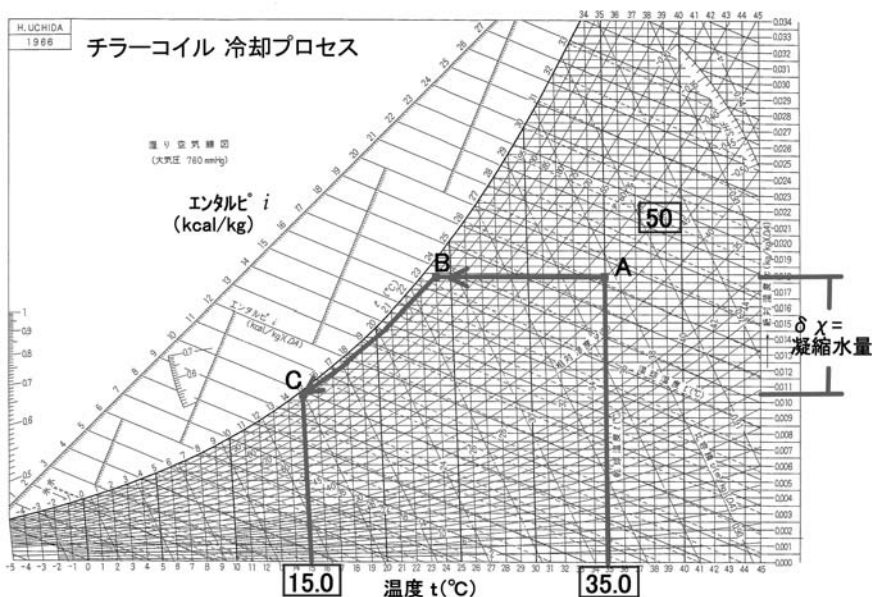


図7 チラーコイル冷却プロセス

通過速度が最大値を超えると、冷却フィン上で発生する凝縮水のキャリーオーバーが発生し、ガスタービン内へ凝縮水が吸い込まれる可能性がある。

各部位の使用材料であるが、概ね以下の選択肢がある。

- ・ケーシング（ハウジング）：SUS又は塗装された鋼板
- ・コイルフレームワーク：SUSまたは亜鉛メッキ鋼板
- ・冷却フィン：アルミまたはSUS
- ・冷水チューブ：銅またはSUS
- ・冷水ヘッダ：銅または塗装された鋼管
- ・外部マニホールド：SUS

4.4 メンテナンス

冷却コイルが、フィルタ下流側に設置される場合は、空気通過のフィン部の汚れは殆ど無視できる程度と考えられる。フィンに付着した通常のダスト類は一般的な清掃と同様、圧縮エアまたはスチームブローなどで清掃する。油脂類はスチームまたは温水ブローなどで清掃する。

冬季期間中または長期に渡って冷却器の使用を停止する場合は冷却水の凍結によるチューブの破損を防ぐ為、十分に冷却水配管中の水抜きを行う必要がある。

5. フィルタユニット内の組込位置について

冷却器の組込位置は新設設備の場合、フィルタの下流側に設置されるのが一般的であるが、追設設備の場合は、既設設備によって条件が異なるので、設備費用も考慮の上十分に検討する必要がある。図8に設置場所によるメリット、デメリットを記しておく。

6. 大型吸気冷却器の設置例

6.1 吸気冷却器の大型化

近年のガスタービンの高効率化に伴い、付帯する吸気フィルタ及び吸気冷却器のサイズも必要最低限の空気量を処理できるサイズまで大型化されている。前述した様に、吸気冷却器の通過面速度は一定以上に高くすることができないため、吸気フィルタが小型化されても、吸

気冷却器の小型化は難しいのが現状である。さらに、大型吸気冷却器は、その殆どが、吸気フィルタの後流側の直ぐ後ろに設置され、更には、吸気サイレンサダクトへ、均一に吸引されなければならない。空気流れに偏りが生じると、冷却メディアまたは冷却コイルに局所的な抵抗上昇が生じ、凝縮水のキャリーオーバーを起こすのみならず、メディアの損傷等を引き起こす可能性がある。

6.2 吸気ダクト形状

冷却器出口ダクトは、左右均等でかつ上下均等の形状を有し、均一に吸引されることが理想的である（図9参照）。吸気冷却器の大型化に伴い、均等且つ効率的に吸気流れを解析することが必要である。図10、図11は、CFD解析を実施した例であるが、吸気冷却器のみならず、吸気フィルタ及び出口ダクトを一つの流れとして実施したものである。

6.3 チラーコイル用冷水マニホールド

補足として、冷水マニホールドの形状について述べる。チラーコイル型冷却器の大型化に伴い、必要とされる冷水量もまた空気量に応じて多くなる。チラーコイル単品の製作可能な最大寸法は、熱交換可能なチューブ及びフィン面積よりその限界があるため、ガスタービン1台当たりで使用されるコイルにユニット数は、最大で十数個に分割され、各々のユニットが冷水マニホールドと配管されることとなる。供給冷水をマニホールド入口から各チラーコイルユニットへ均等に供給し、そして熱交換された冷水を均一に戻すためには、図12の様なヘアピン型の冷水マニホールドが理想的である。図13は、米国での実施例である。

7. おわりに

ガスタービン発電機の出力の増強手段としての吸気冷却システムには、前述した方式以外にも実証研究されているので、他の論文等を参照頂きたいと考える。しかし

気化式冷却装置の組込位置	メリット	デメリット
<p>フィルタ前</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・既設設備に導入しやすい ・冷却器のメンテナンスが容易 ・ボルト、リベット等が使用できる ・1段フィルタを清潔に保てる ・G T 運転中メンテナンスが出来る 	<ul style="list-style-type: none"> ・冷却器のメディアが汚れやすい ・汚れによる目詰まり可能性がある
<p>フィルタの間</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・冷却メディアが汚れない ・ボルト、リベット等が使用できる 	<ul style="list-style-type: none"> ・冷却器の追加導入が難しい ・G T 運転中のメンテナンスが難しい
<p>フィルタの後</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・冷却メディアが汚れない ・冷却メディアの運転寿命が長い ・冷却メディアの塵埃による目詰まりがない 	<ul style="list-style-type: none"> ・冷却器の追加導入が難しい ・高効率のエミネータが必要 ・G T 運転中のメンテナンスが出来ない ・ボルト、ナットの溶接が必要

図8 気化式冷却装置の組込位置

ながら、地球温暖化対策の面から考えた場合、その中でも気化式冷却器は、冷却原理がシンプルであるが故、必要とされるエネルギーが供給水の搬送動力のみであり、直接的にも、間接的にも二酸化炭素の排出は微々たる

め、大きく温暖化対策に貢献できるものと考えられる。

冷却システムは吸気フィルタと同様に、ガスタービン用補機として高い位置付けにあり、ガスタービン発電の新設時には、是非、必要性の検討をお願いしたいと考える。

参考文献

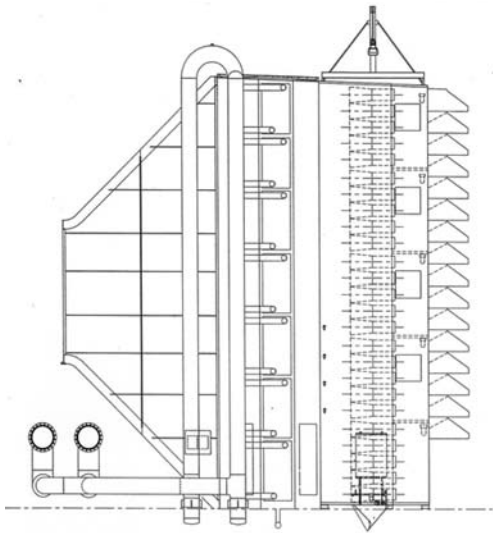


図9 出口ダクト設計例

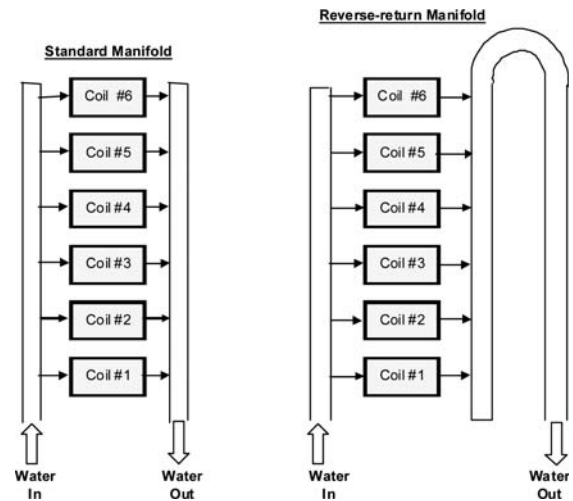


図12 冷水マニホールドの形状比較

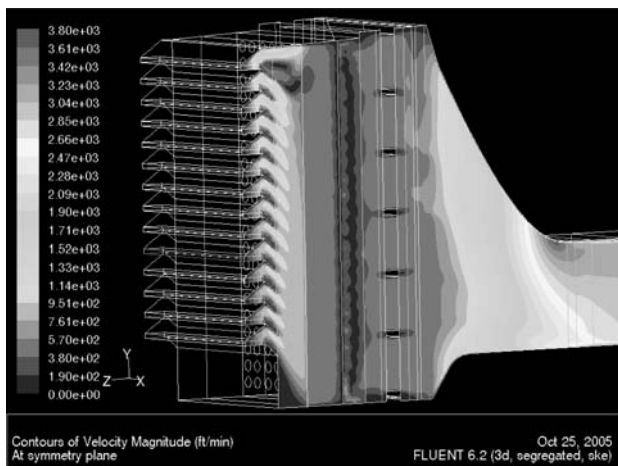


図10 CFD解析例（ダクト中央の速度分布）

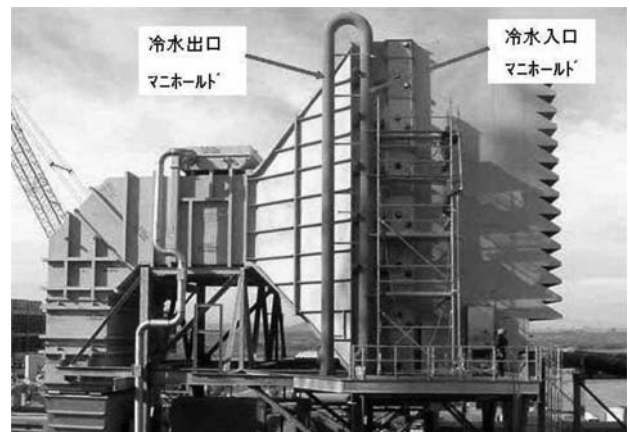


図13 ヘアピン型冷水マニホールドの実施例

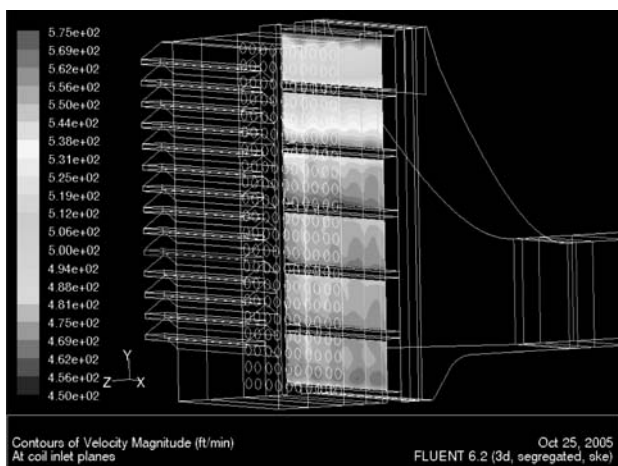


図11 CFD解析例（コイル面速度分布）

- (1) 雄鹿俊一他, 日本ガスタービン学会誌, Vol.34 No.4 (2006), p 7
- (2) 竹原勲, 村田英太郎 日本ガスタービン学会誌, Vol.28No.4 (2000), p 10
- (3) Donaldson社, Inlet Cooling System (2006)
- (4) Donaldson社, Large-turbine Chiller System Design (2006)
- (5) GE Energy社 Gas Turbine Inlet Air Treatment GER3419A (1991), p 18

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

苅田発電所新1号機（PFBC）の概要と運転状況について

高瀬 正博*¹
TAKASE Masahiro

キーワード：加圧流動層複合発電システム，高効率化，低公害性，コンパクト，圧力容器，無煙炭（陽泉炭），世界最大容量，連続運転世界記録

1. はじめに

九州電力では、電力需要の伸びに対処するため、原子力を中核として、ガス火力、石炭火力などを開発してきている。特に石炭は、他の化石燃料と比較して世界各地に存在し、かつ豊富な埋蔵量を有するため、安定した供給が可能であり、今後も電源構成の中で重要な役割を担うものと位置付けている。しかし、石炭火力においては、単位発電量当たりのCO₂排出量が多いため、環境保全の観点から更なる高効率化が求められている。

加圧流動層複合発電システム（PFBC：Pressurized Fluidized Bed Combustion）は、送電端での高効率化を目指したもので、圧力容器内に流動層ボイラを収納し、加圧下で石炭を燃焼させ燃焼効率を高めるとともに、蒸気タービンとボイラからの高温高压の燃焼ガスを利用するガスタービンを組合わせた高効率複合発電方式である。更に、加圧下で石炭を燃焼させることでボイラを小型化でき、ボイラ内部で硫黄酸化物を除去する炉内脱硫方式により、排煙脱硫装置が不要となることなどから、発電所をコンパクトにできるという特徴がある。

1990年代初頭から70MW級のPFBC実証機、商用機が世界中で運転を開始したが、九州電力は、この技術を更に発展させた世界最大容量のPFBCプラントとなる360MW機を苅田発電所新1号機として建設し、平成13年7月に営業運転を開始している。

2. 苅田発電所新1号機の概要

苅田新1号機は、営業運転を開始以降、累積運転時間が約3万7千時間（平成21年3月末時点）に達した。また、平成15年4月にPFBCプラントでの連続運転世界記録を達成し、更に平成20年9月にはその世界記録を更新した。同機は、旧新1号機（200MW）のリプレースとして開発したため、既設の建屋、煙突などを流用している。発電所の主要設備の配置は、流動層ボイラを屋外式、ガスタービンを屋内式とし、ガスタービン建屋は流動層ボイラ横に新設した。石炭は、発電所横の既設2万t級公

共バースを利用して揚炭を行い、発電所構内に18万t容量の屋内式の貯炭場を設置している。

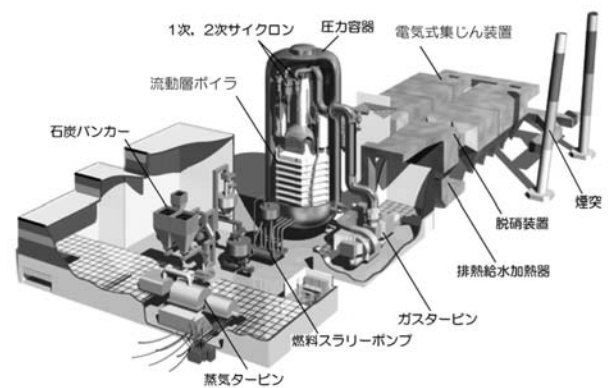


図1 発電設備鳥瞰図

苅田新1号機で採用した各設備の概要を表1に示す。

表1 苅田新1号機設備概要

項目		諸元
出力	蒸気タービン	290MW
	ガスタービン	*75MW
	合計	360MW
発電方式		加圧流動層燃焼複合発電
使用燃料		石炭
脱硫材		石灰石
ばい煙排出諸元	硫黄酸化物	76ppm
	窒素酸化物	60ppm
ばい煙処理方式	ばいじん	30mg/m ³ N
	硫黄酸化物	炉内脱硫
	窒素酸化物	低温燃焼+排煙脱硝装置
ばいじん		サイクロン+電気式集じん装置

※大気温度、炭種等による出力変動を考慮した認可出力

2.1 発電システム

①燃料である石炭は石炭バンカに貯蔵され、直径6mm以下に破碎された後に、石灰石と水を加えてスラリー状（水分25%程度）にして、燃料スラリーポンプによ

原稿受付 2009年5月26日

*1 九州電力(株) 火力発電本部 火力部 建設グループ
〒810-8720 福岡市中央区渡辺通2-1-82

り压力容器内に設置された流動層ボイラに送られる。

- ②流動層ボイラの中は約870℃で燃焼しており、ボイラ内に設置された層内管と呼ばれる管により蒸気を発生させる。発生した蒸気は蒸気タービンへ送られ、発電機を駆動する。
- ③流動層ボイラの高温・高圧・高ダストの排ガスは、2段サイクロンで除じんされた後、ガスタービンへ流れ、燃焼用空気を供給するコンプレッサ及びガスタービン発電機を駆動する。
- ④ガスタービンをした排ガスは、脱硝装置で窒素酸化物を低減し、排熱給水加熱器などにより排熱の回収を行った後、電気式集じん装置でばいじんを除去して高さ201mの煙突より大気中へ放出される。

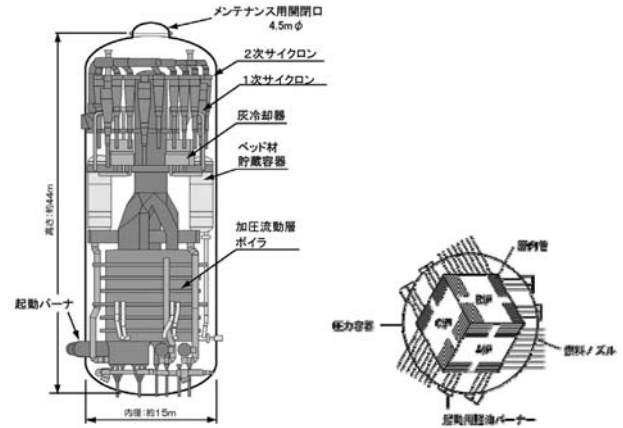


図3 压力容器及びボイラ概略図

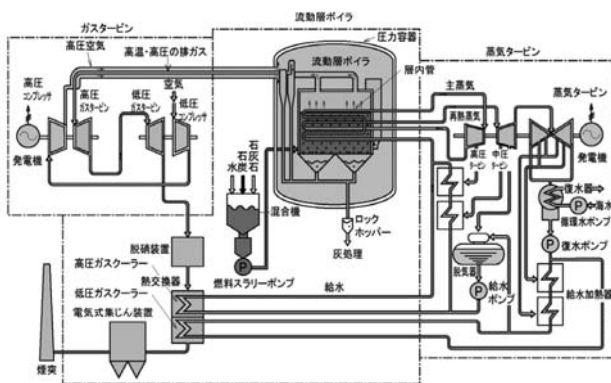


図2 荻田新1号機発電システムフロー図

2.2 ボイラ設備

加圧流動層ボイラは、製作実績を有するアルストムパワー社と技術提携した(株)IHI製の変圧運転用超臨界圧貫流型再熱式を採用している。压力容器は縦型円筒鋼板製で、内部にボイラ、1次、2次サイクロン、ベッド材貯蔵容器、灰冷却器等を収納、ボイラ形状を六角形とし、層内管を平行四辺形の形に配置して压力容器の小型化を図っている。

表2 ボイラ設備仕様

項	目	仕 様
型	式	変圧運転用超臨界圧貫流型再熱式
蒸	発	量
		760t/h
主	蒸	気
		圧
		力
		25.0MPa
蒸	気	温
		度
		570 / 595℃
燃	焼	温
		度
		870℃
燃	料	種
		別
		スラリー燃料(石炭+石灰石+水)
製	造	者
		(株)IHI

2.3 ガスタービン設備

ガスタービンは、アルストムパワー社製の開放サイクル2軸形PFBC用ガスタービンを採用している。このガスタービンにより、ボイラの燃焼用空気を供給する空気圧縮機と発電機を駆動する。PFBC用ガスタービンは灰粒子を含む高温高圧のボイラ排ガスで駆動するため、翼は排ガスの乱れを小さくするように設計して、灰による磨耗を防ぐとともに、耐磨耗コーティングを施している。今回採用したガスタービンの主な特徴については次のとおり。

- ①2軸形ガスタービンを採用し、高圧ガスタービンは定速運転、低圧ガスタービンは変速運転としている。これにより、空気流量の調整範囲を広げ、負荷変動の追従性向上及び部分負荷効率向上が図られている。
- ②2段サイクロンで集じん後の800mg/m³N程度の高ダストのばいじんに対応できるように、翼に耐磨耗コーティングを施工し、更に翼振動に対しても、最適翼形状を採用するなど、十分余裕のある設計、構造としている。なお、耐磨耗コーティングについては、運開以降、著しい磨耗もなく良好な結果を得ている。
- ③低圧空気圧縮機と高圧空気圧縮機との間にインタークーラーを設置することにより、高圧空気圧縮機出口温度を下げ、高圧空気圧縮機の動力軽減と压力容器等の耐圧部の応力軽減を図っている。

表3 ガスタービン設備仕様

項	目	仕 様
型	式	開放サイクル2軸型 (GT140P)
出	力	75 MW
ガ	ス	条
		件
		圧 力: 約 1.3 MPa
		入口温度: 約 850 ℃
		出口温度: 約 390 ℃
回	転	数
		高圧: 3,600 rpm
		低圧: 1,250 ~ 3,150 rpm
製	造	者
		アルストムパワー社

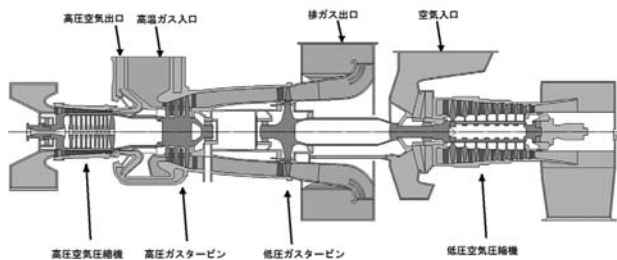


図4 ガスタービン概略図

2.4 燃料供給設備

燃料供給設備には、先行プラントで実績のあるスラリー供給方式を採用しており、直径6mm以下に粗粉碎した石炭と粒径2mm以下の石灰石を混合し、水分約25%のスラリー燃料としてボイラへ供給している。石炭クラッシャーは4系統（予備1系統）とし、燃料スラリーポンプ及び燃料ノズルは各24基設置している。

表4 燃料供給設備

項目	仕様
型式	スラリー供給方式
石炭粒径	6 mm 以下
石灰石粒径	2 mm 以下
製造系統	クラッシャー～ミキサー×4系統
供給系統	燃料スラリーポンプ及び燃料ノズル 各24基

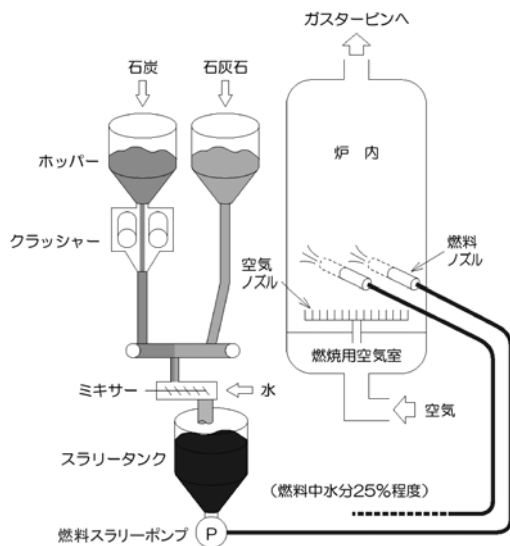


図5 燃料供給系統図

2.5 灰処理設備

灰処理設備には、流動層を形成するベッド材を処理するベッド灰処理装置と1次、2次サイクロンで捕集された灰を処理するサイクロン灰処理装置があり、共に高温・高圧であるため、減温・減圧装置を合わせて設置し、乾灰処理方式を採用している。

表5 灰処理設備概要

項目	仕様
ベッド灰	ロックホッパー圧送方式
サイクロン灰	ガス圧送方式
EP灰	真空搬送方式

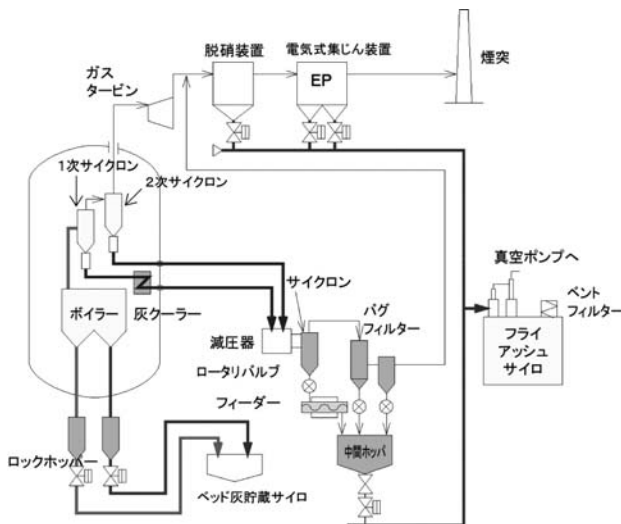


図6 灰処理系統図

3. 現在までの運転実績

3.1 給電運用

荻田新1号機は、負荷40～100%のAFC（自動周波数制御運転）運用範囲では、起動・停止する補機がなく、給電運用上非常に使いやすいシステムとなっている。また、DSS（深夜停止起動）運用を行った場合でも、点火～全負荷まで約180分であり、従来型微粉炭火力と同等の特性を有している。このため、平日は昼間に高負荷、夜間に最低負荷で運転するという中間負荷火力として運用されている。

3.2 炭種拡大

使用炭種拡大対応については、これまでに7銘柄（ブレアソール炭、ニューランズ炭、東灘炭、南屯炭、エン州炭、陽泉炭、平朔炭）を実施してきた。実機での各種燃焼試験を通じて、それぞれの炭の特性に応じた運用条件を確立させながら進めている。また、従来型微粉炭火力では使用が難しい無煙炭（陽泉炭：中国）についても、エン州炭との混炭による運用条件を確立した。今後とも更なる適用炭種の拡大を図っていく計画である。表6及び図7に陽泉炭混焼時の性能試験結果、4/4出力試験時

表6 陽泉炭混焼時の運転結果（性能試験）

試験日時		平成14年8月21日～9月6日				
混焼比率		陽泉炭：エン州炭 1：2				
効率			環境関係			
発電端	所内比	送電端	SOx	NOx	ばいじん	
42.3%	2.7%	41.2%	14ppm	50ppm	5mg/miN	

の運転データを示す。

3.3 運転実績

平成11年8月の初併入以降、運転時間は累積で約3万mi千時間に達しており、起動回数も累計で122回に及んでいる。その間、平成14年11月12日から平成15年4月3日にかけて、PFBCとしては世界記録となる連続運転時間143日間(3,411時間)を達成し、更に平成20年5月5日から平成20年9月30日にかけて、連続運転時間149日間(3,566時間)を達成し、自所が持つ世界記録を更新した。表7に平成21年3月末現在の運転実績を示す。

表7 運転実績

累積運転時間	37,851 時間
発電電力量	8,843,671 MWh
起動回数	122 回

(平成21年3月末現在)

4. 得られた知見

4.1 運転特性

流動層ボイラにおける燃焼状態(ベッド材流動状態)を監視する指標の1つに層比重という概念を導入した。これは、以下の式で与えられる。(図8参照)

$$\text{層比重}(\text{kg/m}^3) = \text{全層差圧}(\text{kg/m}^3) / \text{流動層高}(\text{m})$$

燃焼後に生成する溶融石炭灰(シンターグレイン)はベッド材と層内管の熱伝達率を低下させるので、蒸気タービン出力を一定にするには、流動層高を高くして取熱を確保する必要がある。その結果、シンターグレインの生成により層比重が低下することになる。

また、この層比重はベッド材粒径と大きな関係があり、図9のように粒径が大きくなると層比重低下率は大きくなる傾向がある。

これは、ベッド材粒径に見合う流動層内の気体流速である空塔速度が不足するため、平均粒径900~1,000μm辺りが運転上の限界となっている。即ち、これ以上の

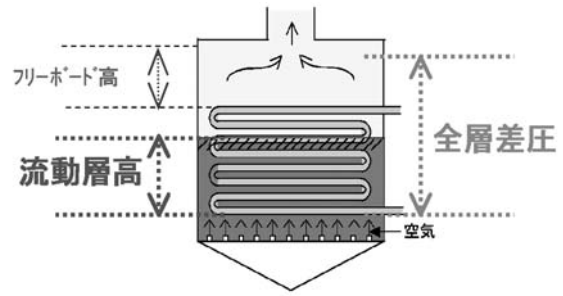


図8 層比重計算図

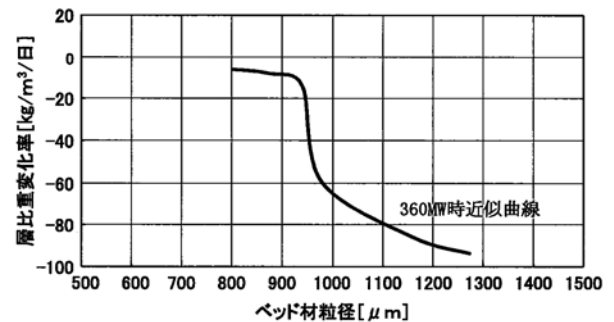


図9 ベッド材粒径に対する層比重変化率

ベッド材粒径になると、空塔速度不足で流動不良が起こり、この結果、シンターグレインが多く生成することで、層比重の低下率が大きくなり、長期連続運転が困難となる。

このように、層比重を監視の指針とすることで、流動層内の燃焼状態把握が的確にできることが分かった。図10は、層高に対するGT出力の変化を表しており、これから次のことが判断できる。

①標準炭(ブレアソール、東灘/南屯/エン州炭)では、層高の上昇と比例してGT出力も上昇する。これは、層高上昇によりGT入口ガス温度が上昇するためである。

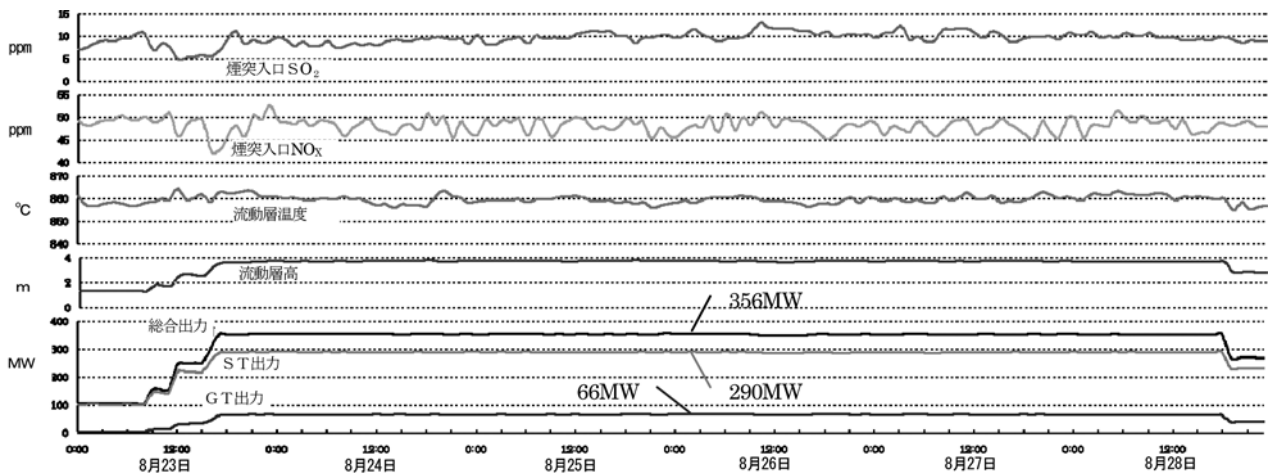


図7 4/4 出力試験時の主要運転データ

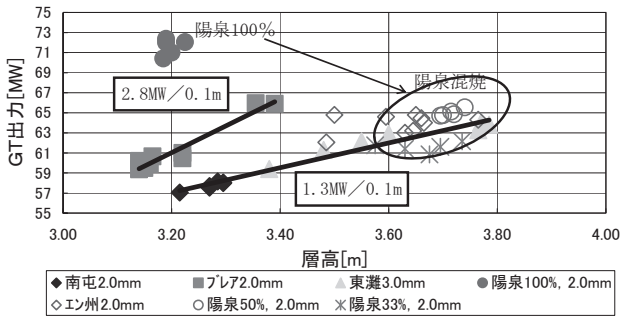


図10 層高に対するGT出力変化

- ②プレアソール炭は、全水分が多く排ガス量が増加するため東灘炭等に比べGT出力は出が悪い。
- ③陽泉炭専焼の場合、標準炭の傾向からは逸脱しているが、これは燃焼速度が遅いため流動層内で燃焼しきれず、層上燃焼及び後燃えが多くなり、GT出力が上昇するためである。
- ④陽泉炭をエン州炭と混焼した場合、エン州炭とほぼ同様の特性となった。これは、流動層内でエン州炭の燃焼により陽泉炭の燃焼速度が上昇し、層上燃焼及び後燃えが少なくなり、GT出力が減少するためと考えられる。

次に、図11は、陽泉炭混焼率別の同一出力における流動層からGT入口部までの温度変化を表している。

陽泉炭比率が上昇する程、各部の温度が上昇しているが、これは、層上燃焼及び後燃えをしているためである。以上のことから、流動層ボイラにおいて安定運転を図るには、層比重、石炭・石灰石粒径(ベッド材粒径)と石炭成分の管理が重要であると言える。

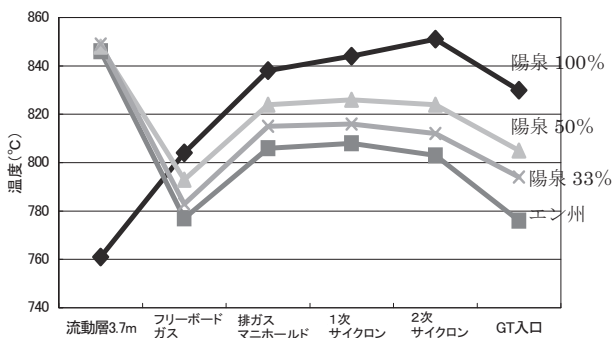


図11 フリーボード部からGT入口間の温度変化

4.2 ベッド材の粒径管理

流動層ボイラの流動安定を図るため、ベッド材平均粒径を900~1,000 μm以下でかつ、ベッド材中のズリ(石炭中の硬くて破碎しにくいもの、粒径> 3 mmを称す)の割合を3%以下に管理することとした。(4.3参照)そのため、流動層に投入する石炭と石灰石粒径を次のとおり管理している。

- ①石炭粒径 > 4 mm 5%以下

- ②石灰石粒径 > 2 mm 2%以下 (平均粒径800 μm以下)

4.3 ズリ割合の管理

ズリ(図12右)は比重が大きいため、空塔速度不足を招き、ボイラの流動に悪影響を及ぼす。流動不良になると、石炭の燃焼熱(燃焼温度約1,300℃)の拡散が阻害されて流動層の一部が高温になり、灰の溶融温度まで上昇してシンターグレインが生成する(図13参照)。ズリ対策としては石灰石投入量(モル比: 5~10)を調整して運転している。

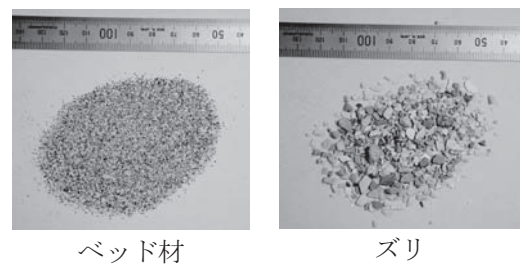


図12

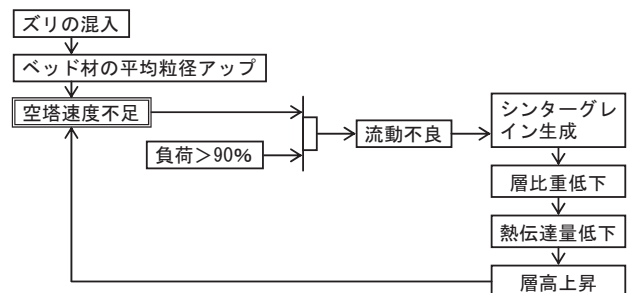


図13 ズリ持込による流動不良メカニズム

4.4 流動安定対策

前述の管理を徹底しているにもかかわらず、箱型負荷運用を継続するとベッド材の粒径が増加し層比重が日毎に低下して管理値780kg/m³を下回る問題が発生した。これは、高負荷時には低負荷時より空塔速度が僅かではあるが低下するため、粒径の粗いベッド材が炉底部に集

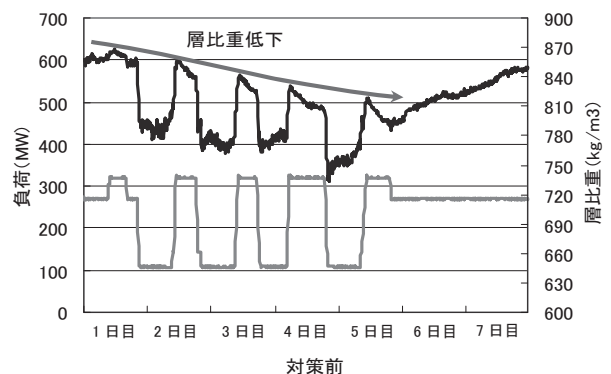


図14 層比重の推移(負荷変化幅対策前)

まりやすく、減負荷時にこの粗いベッド材を貯蔵容器に回収することに加え小粒径のベッド材はボイラ外部に飛散し、増負荷時に貯蔵容器のベッド材を再び炉内に戻すため、負荷を増減する毎にベッド材粒径が大きくなるためである。

その改善策として、最低負荷を引き上げて負荷変化幅を小さくし、炉内から貯蔵容器へのベッド材移送量を少なく（小粒径ベッド材の飛散量低減）して、炉内のベッド材粒径を維持する対策を実施した。その結果、層比重850kg/m³が維持可能となり、長期間にわたり安定運転が可能となった。

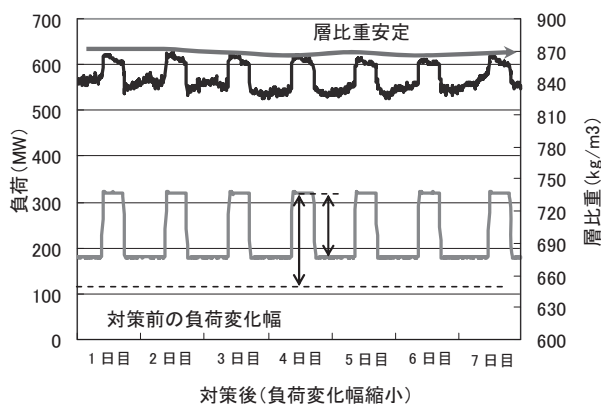


図15 層比重の推移（負荷変化幅対策後）

5. おわりに

世界最大容量のPFBCボイラである荊田新1号機が連続運転世界記録を達成し、更に微粉炭焼きボイラでは使用できない無煙炭（陽泉炭）を制約はあるものの使用可能であることを確認できたことは、大きな成果であるといえる。

今後は、更なる流動安定対策や使用炭種の拡大などにより、高効率で安定した運転の継続及びCO₂排出量の削減による地球環境保全に寄与していくとともに、荊田新1号機により得られたさまざまな知見を、石炭ガス化複合発電システム（IGCC）などの新しい石炭利用高効率発電方式の開発へと繋げていくことができれば幸いである。

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

石炭ガス化複合発電（IGCC）の技術動向

太田 一広*¹
OTA Katsuhiko

石井 弘実*¹
ISHII Hiroshi

小森 豊明*²
KOMORI Toyooki

キーワード：石炭ガス化複合発電（Integrated coal Gasification Combined Cycle）、空気吹きガス化（Air-blown coal gasification）、CO₂回収貯留（Carbon Dioxide Capture and Sequestration）

1. はじめに

石炭は、世界に広く賦存し埋蔵量も豊富で、価格・供給の両面において安定した資源であることから、昨今の途上国を中心としたエネルギー消費量増加を背景に、エネルギー資源としての重要性が一層高まっている。一方で、石炭の燃焼における二酸化炭素（CO₂）排出量は他の化石燃料より多いため、石炭利用技術における高効率化の早期確立が、地球温暖化問題の観点からも強く望まれている。

その中で最も有望な技術である石炭ガス化複合発電（IGCC：Integrated coal Gasification Combined Cycle）は、石炭などの化石燃料を部分酸化することにより、一酸化炭素、水素を主成分とするガス燃料に変換し、ガスタービン複合サイクルで高効率に発電するシステムである。従来型石炭焚き火力に比べ、発電効率の増加割合が相対値で20%と飛躍的に向上することから、CO₂発生量を抑制することが可能となる次世代の火力発電システムである。

また、発生したCO₂を回収・貯留する技術（CCS：Carbon Dioxide Capture and Sequestration）と組み合わせることが比較的容易であることから、環境に優しい発電技術としても注目されている。

本稿では、まずIGCC開発の経緯と海外の動向を解説し、次に現在順調に進んでいる勿来実証機の状況及び商用機の計画について触れ、さらにIGCCによるCO₂回収技術について概説する。

2. 石炭ガス化技術開発の経緯⁽¹⁾⁻⁽²⁾

2.1 海外の状況

石炭ガス化技術は、古くは18世紀に可燃性ガス製造用として開発が行われ、その後都市ガスや化学原料といった産業用として使用されてきた。石油や天然ガスの普及と共に一旦は下火になったものの、石油ショックを契機に再び注目を浴び、発電設備としても開発が活発となった。

世界初のIGCC実証プラントはSTEAG社（独）のKellerman発電所における170MWのプラントである。本プラントは、当時の実用技術の組み合わせとして、ガス化炉はLurgi式固定床ガス化炉が用いられた。1972年頃より運転が行われたが、主としてタール発生によるトラブルのため、順調な運転には至らなかった。このため、以後各国ではIGCC用石炭ガス化炉として噴流床式を中心に開発が進められた。

Cool Water Program（CWP）は米国・日本共同で

表1 海外および国内の主要IGCC実証プロジェクト

名称	Buggenum	Puertollano	Wabash River	Tampa	勿来
場所	Buggenum (オランダ)	Puertollano (スペイン)	Indiana (アメリカ)	Florida (アメリカ)	福島県いわき市 (日本)
ガス化炉型式	酸素吹き ドライフィード Shell炉	酸素吹き ドライフィード Prenflo炉	酸素吹き スリーフィード E-Gas炉	酸素吹き スリーフィード GE炉	空気吹き ドライフィード 三菱炉
ガス化炉容量	2000 t/日	2600 t/日	2600 t/日	2300 t/日	1700 t/日
ガスタービン型式	Siemens V94.2 (1100℃級)	Siemens V94.3 (1300℃級)	GE 7 FA (1300℃級)	GE 7 FA (1300℃級)	M701DA (1200℃級)
発電端出力	284MW	335MW	296MW	322MW	250MW
運転開始時期	1994年1月	1997年11月	1995年10月	1996年9月	2007年9月

原稿受付 2009年5月13日

*1 三菱重工業(株) 原動機事業本部 火力プラント計画部
〒850-8610 長崎県長崎市飽の浦町1-1

*2 三菱重工業(株) 原動機事業本部 火力プラント計画部
〒220-8401 神奈川県横浜市西区みなとみらい3-3-1

研究開発されたIGCCプロジェクトである。米国側はSCE社、Texaco社、EPRI、GE社及びBechtel社が参加し、日本側は東京電力(株)、(株)東芝、(株)IHI及び(財)電力中央研究所(電中研)がJCWP (Japan Cool Water Program Partnership) を結成し、プロジェクトに参画した。SCE社のCool Water発電所構内にて1984年から5年間の実証運転試験が行われ、IGCCが技術的に成立することを世界で始めて実証した。

続いて、1990年代には、欧米で本格的な実証機の計画が進められ、表1に示したBuggenum (オランダ)、Wabash River (米国)、Tampa (米国)、Puertollano (スペイン) が欧米の実証プロジェクトとして知られている。

2.2 国内の状況

欧米の先行するIGCC実証プロジェクトは、いずれも化学プラント用に開発された酸素吹きガス化炉を採用している。これらは酸素を製造するのに多大な動力を必要とするため、送電端効率が低く、発電設備としての信頼性も十分とはいえなかった。そこで我が国では、9電力会社、電源開発(株)および電中研が共同で、国からの補助を受けながら、高効率で高信頼性を有する空気吹きIGCCの技術開発を進めてきた。1986年から1996年にかけて資源エネルギー庁、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託事業として200t/日規模(出力25MW相当)のパイロットプラントプロジェクトが実施され、空気吹き石炭ガス化炉を適用したIGCC技術の実現性が検証された。

この結果を踏まえて、2001年6月に電力会社主体に設立された(株)クリーンコールパワー研究所(CCP研究所)が事業主体として、発電出力250MW級実証機(IGCC実証機)プロジェクトが実施されることになった。

本実証機は、商用化の最終段階として、発電プラントとして求められる信頼性・運用性・保守性・経済性などを検証すると共に、「空気吹きガス化炉」の特長を生か

した、世界最高の発電効率を目標としている。

IGCC実証機は、福島県いわき市の常磐共同火力(株)来発電所の構内に設置されている。三菱重工業(株)は、ガス化炉、ガス精製、ガスタービン、蒸気タービンおよび排熱回収ボイラなどの主要設備と、制御装置を含めたIGCCの全設備を一社一貫で受注し、設計・建設してCCP研究所に納入した。プラントの外観を図1に示す。

3. 空気吹きIGCC実証機の状況⁽³⁾⁻⁽⁴⁾

3.1 空気吹きIGCCの特長

空気吹きIGCCシステムの系統を図2に示す。空気吹きIGCCは、ガスタービンより抽気した空気をガス化炉のガス化剤として利用する。ガス化炉では石炭を空気でガス化し、生成したガスは煤塵(チャー)を分離・捕集後、ガス精製設備に供給される。捕集されたチャーは再度ガス化炉に供給されガス化される。石炭中の灰分は全量溶融スラグとして排出される。ガス精製設備で脱硫された精製ガスはガスタービンへ供給され、ガスタービンで発電後、排ガスは顕熱を排熱回収ボイラで蒸気として回収して煙突より排出される。排熱回収ボイラの回収蒸気はガス化炉で生成される蒸気と併せて、蒸気タービンでの発電に用いられる。

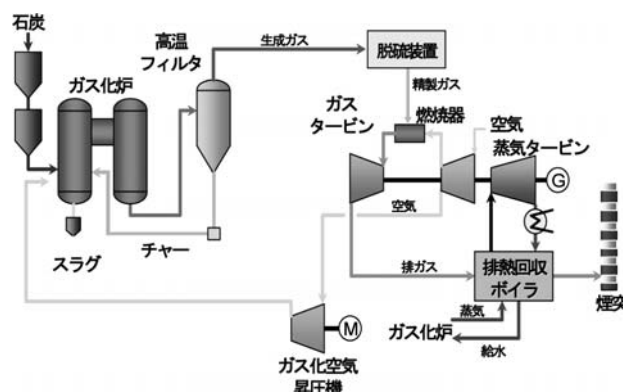


図2 空気吹きIGCCの概略系統



図1 IGCC実証機外観

ガス化炉の方式を給炭方式(ドライフィード、スラリーフィード)やガス化剤(空気吹き、酸素吹き)で分類すると、空気吹きIGCCはドライフィード空気吹きガス化炉を採用しており、最も効率の高いシステムである。

高圧のガス化炉に石炭を供給する際に、ドライフィード方式は加圧した窒素を用いて気流搬送を行う。一方、スラリーフィード方式は、石炭を水と混合してスラリー化し、ポンプでガス化炉へ供給する。米国のIGCC実証プラントはスラリー方式を採用しているが、ガス化炉内に大量の水分を投入するため潜熱ロスが大きく、ドライフィード方式に比べ原理的に効率が低い。また亜瀝青炭や褐炭など、高水分で比較的安価な低品位炭はスラリー化しにくく、ドライフィード方式が適している。

また、欧米のIGCC実証プロジェクトは、いずれも化

学プラント用に開発された酸素吹きガス化炉を転用した経緯から、ガス化剤に酸素を使用している。この酸素を製造するのに空気分離装置 (ASU: Air Separation Unit) で多大な動力を必要とするため送電端での効率が低くなる。一方、空気吹きではこれらの動力が不要であり、送電端における効率をより高くすることが出来る。

ガスタービンについては、空気吹きIGCCの場合、ガス化炉用の空気をガスタービンの抽気空気で賄うインテグレーション方式を採用している。BFG焼きなどの低カロリー焼きガスタービンでは、燃料ガス発熱量に応じてガスタービン空気圧縮機の風量調整を行い、ガスタービン通過流量を天然ガス焼きと同じにしている。一方、空気吹きIGCC用のガスタービンではガス化炉用に空気圧縮機出口からの抽気を行うことでタービン通過流量を天然ガス焼きと同じにしている。このため、空気圧縮機は、天然ガス焼き標準機と同一のものをそのまま使用することが出来る。

3.2 実証試験状況

IGCC実証機は、2007年9月にガス化炉の火入れを行い、10月にはガス化運転を開始した。その後、12月にガスタービンの石炭ガス化ガス焼き発電を開始し、2008年3月には定格負荷である250MWに到達した。同年6月からは、実証試験の目標である長期連続運転を予定どおり実施し成功させた。

一般に発電プラントは年間を通して稼動し、特に電力需要の高い夏場3ヶ月間は、停止せずに発電出来る信頼性が必要であり、2000時間連続運転の目標が設定されたものである。

図3に先行する欧米のIGCCプラントの運転実績の比較を示す。試運転開始から1年以内の短期間で長期連続運転を達成したIGCCプラントは世界に例がなく、欧米のIGCCプラントでは、運転開始から10年以上経過しても、2000時間連続運転を達成していないものもある。運転開始1年での連続運転達成により、空気吹きIGCCの信頼性の高さが実証された。

プラント発電出力および効率など設計通りの性能を確認した。環境値は計画値に対し極めて良好な結果が得ら

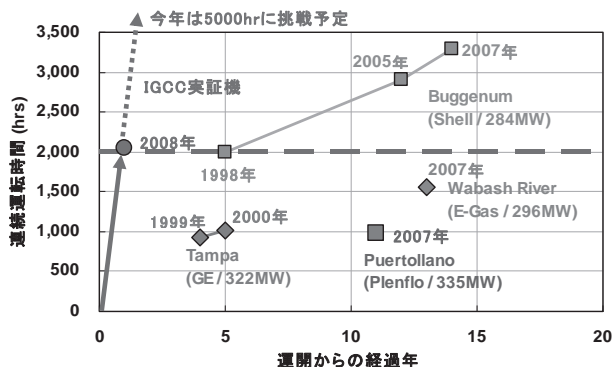


図3 IGCCプラントの運開からの経過年数と連続運転時間の実績

れており、従来型石炭焼き火力を上回る環境性能の高さが実証された。

また、亜瀝青炭を使用した炭種変化試験も実施しており、今後の商用化に向けた検証を着実に実施している。IGCC実証機は、今後5000時間連続耐久試験をはじめとする各種試験を通し、更なる高効率・高信頼性化、および長期耐久性や保守性の検証・試験を実施して行く予定である。

4. IGCC商用機計画⁵⁾

4.1 海外の状況

欧米ではすでにIGCC商用プラントが計画されている。表2に海外の主要な新規IGCCプロジェクトの概要を示す。特に、米国では2005年8月に施行されたエネルギー政策法2005 (EPA Act: Energy Policy Act) の優遇政策 (Incentive Tax Credit) をきっかけに、IGCC商用機の事業計画が活性化した。電力大手のDuke Energy社は、EPA Actの第一ラウンドの税制上の優遇措置を獲得し、インディアナ州Edwardsport発電所にリプレースとして出力630MW級のIGCC商用機を建設することを発表した。2007年11月に州の委員会から建設を許可され、2008年より建設、2012年夏に運転開始の予定である。

4.2 空気吹きIGCC商用機の計画

更なる高効率化・環境性能改善のニーズに対応するため、当社では燃焼温度1500℃級の最新のガスタービンを採用したIGCC商用機の具体的な計画を開始している。図4にIGCC商用機の外観を示す。また、表3に空気吹きIGCC実証機と商用機の主要諸元を示す。

IGCC商用機ガス化炉は、IGCC実証機と同じ空気吹きを採用し、容量比で約2倍のスケールアップとなる。一方でガス化炉の圧力容器径は、IGCC実証機から約20%増のみで、スケール則が十分適用出来る範囲内となっており、容量 (出力) に対するスケールアップメリットが大きくなる。

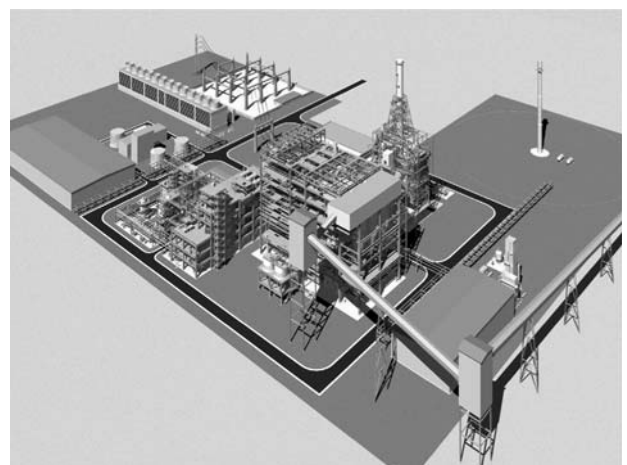


図4 IGCC商用プラント外観図

表2 海外の主な新規IGCCプロジェクトの概要

方式	項目	国(州)	実施主体	燃料	状況	出力 (MW)	運開予定
IGCC	AEP	米国 (OH, WV)	AEP (電力)	石炭	FEED*	630×2#炉	2012
	Duke	米国 (IN)	Duke Energy (電力)	石炭	建設中	630	2012
	Mesaba	米国 (MN)	Excelsior Energy (電力)	石炭	FEED*	603	2013
	Kemper	米国 (MS)	Mississippi Power (電力)	石炭 (褐炭)	FEED*	560	2013
	Taylorville	米国 (IL)	Tenaska (電力)	石炭	FEED*	630 +SNG製造	2014
	Cash Creek	米国	ERORA Group (電力)	石炭	FEED*	630	2014
	Magnum	オランダ	Nuon (電力)	石炭/バイオマス	FS	1,200	2013
	GreenGen Stage1	中国	GreenGen (華能電力公司他)	石炭	計画中	250	2010
ゼロ・エミッションを目指したIGCC	GreenGen Stage2	中国	GreenGen (華能電力公司他)	石炭	FS	400 +H2製造	2015~20
	FutureGen	米国	U.S. DOE	石炭	再構築	-	-
	ZeroGen	豪州 (QLD)	ZeroGen	石炭	FS	100 (Stage1) 400 (Stage2)	2012 2017
	RWE	ドイツ	RWE (電力)	石炭	FS	450	2014

*FEED: Front End Engineering and Design

表3 空気吹きIGCC実証機と商用機の諸元

項目	単位	250MW級 実証機	商用機 (50Hz/60Hz)
出力 (発電端)	MW	250	600/500
炭種	-	瀝青炭	瀝青炭
ガス化炉	-	乾式給炭 空気吹き	乾式給炭 空気吹き
ガス精製	-	湿式脱硫	湿式脱硫
ガスタービン	-	M701DA	M701G/ M501G
プラント効率 (発電端)	%LHV	48	53
環境性能 (16%O ₂ 換算)	SO _x	ppm	8
	NO _x	ppm	5
	ばいじん	mg/m ³ N	4
運開年度	-	2007	最短2014

ガスタービンは、天然ガス焚きで実績のある燃焼温度1500℃級の高効率G形ガスタービンをベースに、高炉ガス (BFG) を始めとする低カロリーガス焚きガスタービンの実績を十分生かした、高信頼性の石炭ガス化ガス用燃焼器を採用する。

IGCC商用機では、実証機で検証された空気吹きガス化炉およびガス精製方式に加え、高効率ガスタービンの適用により、発電効率が大幅に向上し、従来型石炭焚き火力に比べてCO₂排出原単位の大幅な低減が可能となり、国内でのCO₂排出量削減に貢献が期待される。

5. CO₂回収・貯留の状況

5.1 海外の状況

現在、石炭火力発電から排出されるCO₂は、世界全

体の排出量の1/3を占めており、石炭火力の発電効率を大幅に向上させるとともに、CO₂の回収・貯留 (CCS: Carbon Dioxide Capture and Sequestration) により、CO₂の排出を抑制することが、短中期的に地球温暖化防止策として最も有効であると考えられている。

米国では2003年2月、米国エネルギー省 (DOE: Department of Energy) が主体となり、予算15億ドル、2012年以内の運転開始を目標に出力275MWで90%以上のCO₂を回収するゼロ・エミッションIGCCプラントを開発・設計・建設・運転するFutureGenプロジェクトがスタートした。しかしながら、2008年1月には、2015年までに運開するCO₂回収型IGCCのCCS設備に対してのみ資金援助するとプロジェクト方針の変更が発表された。その他、DOEが主体となり、Innovation for Existing Power Plant (IEP: 既存の石炭火力に、35%以内の電気料金増でCCSを追設することを目指す研究開発プログラム) や、Clean Coal Power Initiative (CCPI: クリーンコール技術開発に対する助成)、Carbon Sequestration Regional Partnership (CSR: 地域の実情に合わせてCCSの導入を促すことを目的に、連邦政府が主導して7つの地域パートナーシップの創設といった支援措置) も実施している。さらにオバマ政権では環境エネルギー政策の1つとして、クリーンな石炭火力発電の支援を挙げている。

欧州では、2007年1月に欧州委員会が発表した「Energy Policy for Europe」の中で、2015年迄に最大12件のCCS実証機建設を促進する計画を立てており、CCS関連事業に約30億ユーロの助成を行っている。2008年1月に採択した「気候変動に対する行動と再生可能エネルギー実施パッケージ」の中で、石炭は今後もエネル

表4 海外におけるIGCC関連政策と動向

米国	欧州	オーストラリア	中国
<ul style="list-style-type: none"> Energy Policy Act of 2005 (2005年8月発表) 自国の豊富な石炭を利用するため、エネルギー政策法 (EPAAct2005) に規定したクリーンコールイニシアチブ (CCPI) や優遇税制 (ITC) によりIGCCの商用化を推進 FutureGenプロジェクトは2008年1月に方針変更され、IGCC+CCS実証プロジェクトは数件実施するとし、DOE補助金対象はCCSの部分のみとなった。 その他R&Dとして、CCS技術に対する公的資金提供を実施 (2007年には1億ドル規模) 	<ul style="list-style-type: none"> 欧州委員会ではZEP (Zero-emission fossil-fuel plant Technology Platform) への資金提供を含めて、クリーンコール技術、CCS技術の開発を支援 2008年1月に「気候変動に対する行動と再生可能エネルギー実施パッケージ」を採択。この中でCCS技術が特に重要との位置づけを示している。 2008年10月に、2015年以降に新設される300MW超の火力発電について、0.5kg-CO₂/kWhの排出係数上限値を定めた指令案を検討 	<ul style="list-style-type: none"> 政府・石炭業界などによる基金 (COAL21) を設立し、IGCCやCO₂回収技術の開発に取り組む。 2007年2月連邦政府がClean Coal Fundを創設し、2015年までに総額5億豪ドルを拠出。 世界初のIGCCとCCSの組み合わせとなるZeroGenプロジェクトを発表。 豪州主導で、2008年9月にCCS技術の開発、普及の促進を目的とした多国間の枠組みとしてGlobal CCS Initiative (GCCSI) を創設。 	<ul style="list-style-type: none"> IGCCを「10・5」計画期間中、「11・5」計画期間中ともに「国家高度技術研究開発計画」の重点プロジェクトとして取り上げるも、政府主導型のプロジェクトは進展なし。 華能集团公司他はGreenGenプロジェクトによりゼロエミッションに取り組むことを表明。

ギー供給において重要な地位を占めるが、よりクリーンな利用に向けた行動が必要との認識を示しており、特にCCS技術が特に重要との位置づけを行っている。2008年10月には、2015年以降に新設される30万kW超の発電所に「排出抑制性能基準」を導入し、年平均で0.5kg-CO₂/kWhの上限値を定める指令案が検討されるなど、欧州議会においてCCSに関する規制の動きも活発化している。これらの海外における動向を表4に示す。

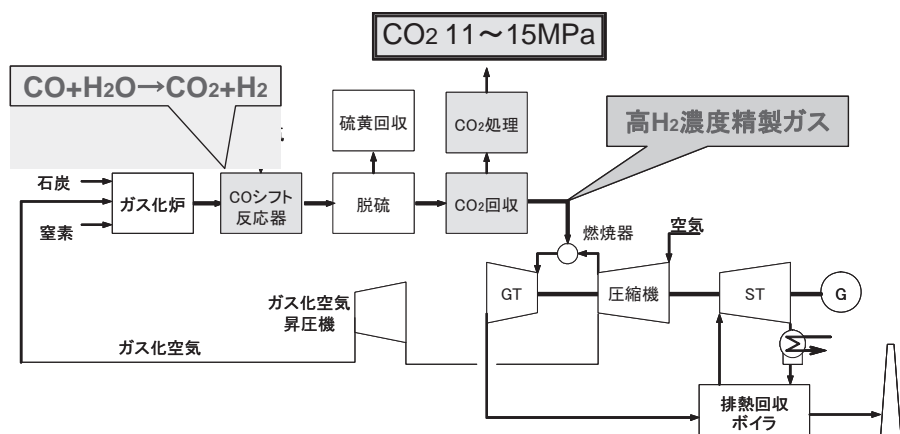
5.2 国内の状況

2007年5月、安部首相 (当時) が独ハイリゲンダムサミットにて提案した“美しい星50 (クールアース50)”では、2050年までに世界全体の排出量半減のための長期ビジョンが示されており、CCSはIGCCと組み合わせたゼロ・エミッション石炭火力発電として、「革新的技術開発」のひとつと位置付けられている。その後、同年6月の福田ビジョンの具体策として7月に閣議決定された「低炭素社会づくり行動計画」では、長期目標の中で2050年までにわが国のCO₂排出を現状から60~80%の削減を行うとしている。

上記目標を達成するため、NEDOが委託した研究「革新的ゼロ・エミッション石炭ガス化発電プロジェクト」において、日本CCS調査株式会社 (我が国におけるCO₂の分離・回収・輸送および地中貯留に関する研究開発や事業化に関する調査を目的として、電力、鉄鋼、石油販売、石油開発、化学などの合計29社が出資し2008年5月に設立) が、IGCCからCO₂を分離・回収し、輸送・貯留するまでのトータルシステムの実施可能性に関する調査 (FS) を開始している。この調査では、IGCC実証機にCO₂回収設備を設置し、福島県いわき市の沖合 (発電所から60km沖合) にある大規模なガス田跡地 (旧磐城沖ガス田) を利用することで、世界に先駆けたCCS実証試験の実施可能性を検討することとなっている。

5.3 CO₂回収型IGCC

国内外でCCSなどCO₂回収プロジェクトの実現・拡大機運が急速に高まる中、当社はIGCC並びに、これにCO₂回収を組み合わせたCO₂回収型IGCCを、今後の大きなビジネスチャンスをもつる製品ととらえ、商用機の実現に取り組んでいる。

図5 CO₂回収型IGCCシステム

(1) CO₂回収システム

石炭火力のCO₂回収方式として、①石炭燃焼排ガスからCO₂を回収する方式 (Post Combustion回収) と②燃焼前の燃料ガスからCO₂を回収する方式 (Pre Combustion回収) がある。IGCCとの組み合わせでは、Post Combustion回収に比べて、高圧下の少ない処理ガス量、かつ高い濃度でCO₂を回収でき、プラント効率が優れるPre Combustion回収が採用される。

図5にCO₂回収設備を組み合わせた空気吹きIGCCシステムの概略システムを示す。ガス化炉で生成されたガス化ガス中の一酸化炭素 (CO) は、COシフト反応器において水分と共にCO₂と水素 (H₂) に転換され、CO₂はAGR (Acid Gas Removal: 脱硫・CO₂回収) 設備で生成ガスから分離・回収される。CO₂が分離されたH₂リッチの精製ガスはガスタービンで燃料として利用される。回収されたCO₂は圧縮機にて昇圧後、貯留先に輸送される。

CO₂回収型IGCCシステムは、必要とされるCO₂の回収率によりCOシフト反応器やCO₂回収システム全体の最適化を図る必要がある。

(2) H₂リッチガス焼きガスタービン

CO₂回収時のIGCCでは、ガスタービンの燃料ガスがH₂リッチとなるが、図6に示すとおり、当社では水素ガス含有量20vol%以上の水素リッチガス焼きガスタービンの運転実績が多数ある。これらのガスタービンは、燃料供給源の区別から、コークス炉ガス (COG)、製油所オフガスとガス化ガスの3種類に大別できる。

1980年代以降、石油化学業界で精油プロセスからの水素リッチガス等をガスタービン用燃料として利用する要望に応えるため、また、ガスタービン排ガスの熱を回収して、高温・高圧の蒸気を供給する必要があるため、プラントの高効率化を踏まえ、当時としては画期的な1,250℃級のガスタービンを開発した。高温ガスタービンに水素

リッチガスを燃料として適用する場合、燃焼器部でのフラッシュバック (逆火) 対策が重要となるが、燃料ノズル形状等の工夫により、この課題を克服した。

これら水素リッチの製油所オフガス焼きガスタービンは、10台が納入され、現在も順調に運転されている。さらに、ガスタービン単機あたりとしては、世界最大容量の431MW 水素リッチガスのVR ガス化ガス焼きガスタービンコンバインドプラントを2003年に納入している。

(3) CO₂回収型IGCCへの取組み

図7に当社にて検討したCO₂回収率と送電端効率の関係を示す。いずれの回収率においても、空気吹きIGCCは酸素吹きIGCCを上回る高い性能を示す。これは空気吹き、酸素吹き共に、発電端効率はほぼ同等となるものの、酸素吹きでは酸素製造のためASUで多大な動力を必要とするため、送電端効率が大きく低下することによる。また、空気吹き、酸素吹き共に、CO₂回収率が高くなるに従って送電端効率が低下する。これはAGRやCO₂圧縮機による補機動力の増加等が原因であるが、酸素吹きに対する空気吹きの優位性は変わらずに、0.25~0.3% (abs) の効率差がある。

当社でCO₂回収時の空気吹きIGCCと酸素吹きIGCCの送電端出力と建設単価 (出力当りの建設費) を比較した結果を図8に示す。双方共に得失があるが、酸素吹きはASUの設備費・補機動力のハンディキャップが極めて大きく、空気吹きは生成ガス量が多いものの、建設単価の面で有利という評価が得られている。

当社ではすでに主として米国市場を対象に、現地エンジニアリング会社と共同で米国電力会社など向けのIGCC商用プラントFSを実施しており、今後プラント建設に向け次の段階であるFEED (Front End Engineering and Design) を計画している。

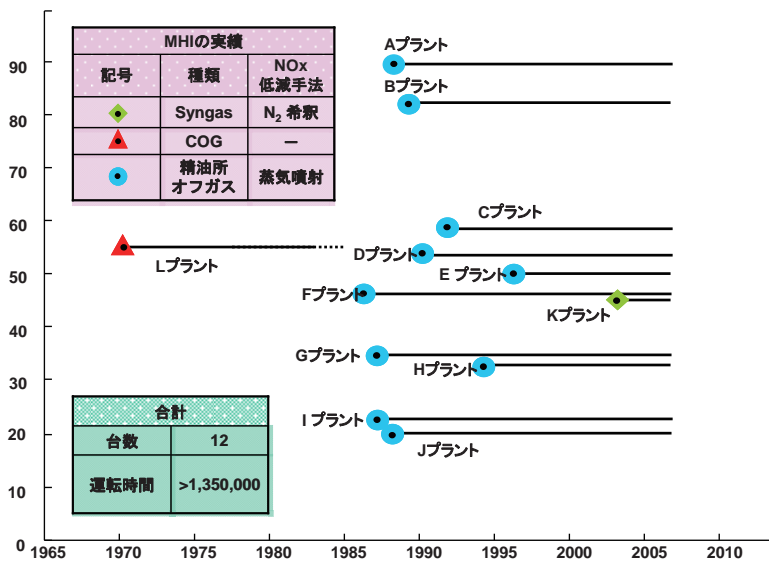


図6 水素リッチガス (20vol%以上) 焼きガスタービンの運転実績

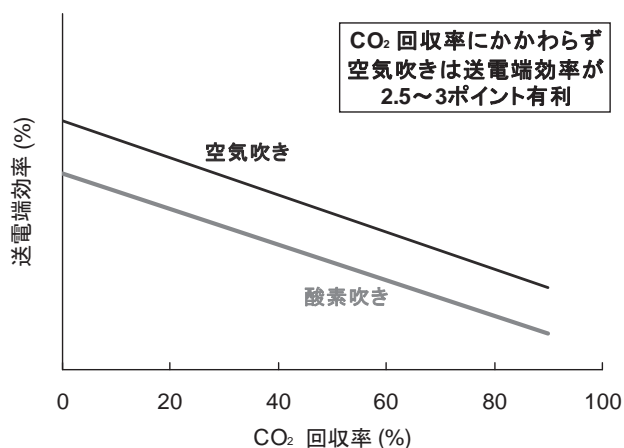


図7 CO₂回収時の空気吹きと酸素吹きIGCCにおける送電端効率の比較

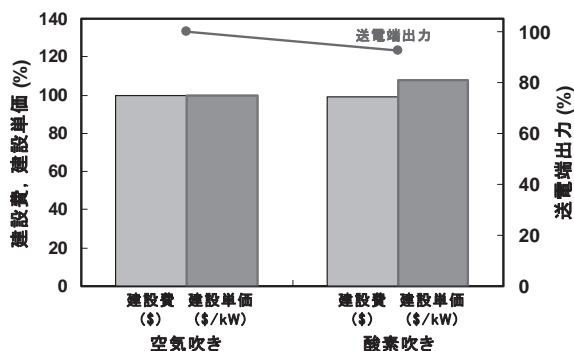


図8 CO₂回収時の空気吹きと酸素吹きIGCCにおける建設費・建設単価と送電端効率の比較

6. 終わりに

IGCCは、高効率により環境負荷の低減を可能とする21世紀の石炭利用火力発電の主力として導入が期待され

ている。一方、ガス化炉、ガス精製、ガスタービンをはじめ、排熱回収ボイラ、蒸気タービン、その他補機など多数の設備・機器を密接に組み合わせたシステムであるため、プラントの信頼性を確保するためには、個々の機器の信頼性に加え、プラント全体を協調・最適化した計画が重要となる。

欧米に比べ日本におけるIGCCの開発は10年以上の遅れがあったが、IGCC実証機の成果として、計画を上回るプラント性能を確認し、長時間連続運転を成功裏に完了したことで、その差は僅差となったといっても過言ではない。今後は各種検証試験と運転データの蓄積により更に完成度を高め、高効率・高信頼性・経済性を備えた空気吹きIGCC商用機の具現化に向け、より一層の努力を傾注していく。

また、CO₂の回収・貯留に対応した空気吹きIGCCの技術確立へ向けた開発も推進していく必要がある。CO₂回収・貯留は、CO₂排出量の大幅な低減を可能とする技術である一方、回収のためのエネルギー消費量が大きくプラント効率の低下を招くなど課題があるが、当社技術を用いたCO₂回収型IGCCが、地球温暖化対策の切り札となるべく、着実に取り組みを進めていきたい。

参考文献

- (1) 電中研レビュー No.44, 2001
- (2) 石渡, 谷, 太田, 長崎, 原, 山下, 火力原子力発電, No.613, Vol.58 No.10 (2007), p.147
- (3) 橋本, 品田, 北川, 石井, 高嶋, 洲崎; 三菱重工技報, Vol.46 No.1 (2009)
- (4) 長井; 日本ガスタービン学会誌, Vol.37 No.2 (2009) p.28
- (5) 橋本, 坂本, 北川, 百武, 三菱重工技報, Vol.46 No.2 (2009)

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

1700℃級ガスタービン燃焼器の開発

齊藤 圭司郎*¹
SAITOH Keijiro

湯浅 厚志*¹
YUASA Atsushi

伊藤 栄作*¹
ITO Eisaku

西田 幸一*²
NISHIDA Koichi

田中 克則*²
TANAKA Katsunori

有村 久登*²
ARIMURA Hisato

キーワード：ガスタービン，燃焼器，1700℃，EGR，低NO_x

1. はじめに

近年，地球環境保全の観点より，高効率の天然ガス燃焼ガスタービンコンバインドサイクル（GTCC）が数多く運用されている。現在，更なる効率改善を目指して，タービン入口温度（＝燃焼器出口温度）1700℃のガスタービンを開発中である。この開発は，2004年度から開始している国家プロジェクト「1700℃級ガスタービンの要素開発研究^{(1),(2),(3)}」にて実施しており，コンバインドサイクル熱効率62%（LHV）以上を目標としている（図1）。本プロジェクトでは，燃焼器の要素開発に加え，圧縮機，タービン，タービン冷却，遮熱コーティング，の各要素に対し，技術開発を実施している。

よく知られているように，燃焼生成物である窒素酸化物（NO_x）は，燃焼ガス温度の上昇に伴い指数関数的に上昇するため，ガスタービンで排出されるNO_xが環境規制値を満足するためには何らかの対処が必要である。そのため，予混合型低NO_x燃焼器を採用するとともに，ガスタービン下流に脱硝装置を設けて対処している。三菱重工では，図2に示すように従来より低NO_x燃焼器の開発を行ってきた^{(4),(5),(6)}が，予混合希薄燃焼方式においても，1700℃燃焼となるとサーマルNO_x（主にZeldovich NO_x）は1500℃級燃焼器に比べ1桁近くの増加となり⁽⁷⁾，量産G形ガスタービンの現状NO_xが25ppmであることから1700℃燃焼器でのNO_xを単純換算すると250ppm程度の非常に高濃度のNO_xが発生するものと予測される。この濃度を脱硝装置のみで除去しようとすると，非常に高い脱硝効率が求められることから装置が大掛かりになること，アンモニアリーク濃度の上限からアンモニア濃度の均一率をかなり向上させる必要が生じること，等により装置としてあまり現実的ではない。そこで，ガスタービンとしては初めてとなる，排ガス再循環（以下EGR）を用いた低NO_x燃焼法を開発する。本解説では，排ガス再循環方式によるNO_x低減効果の

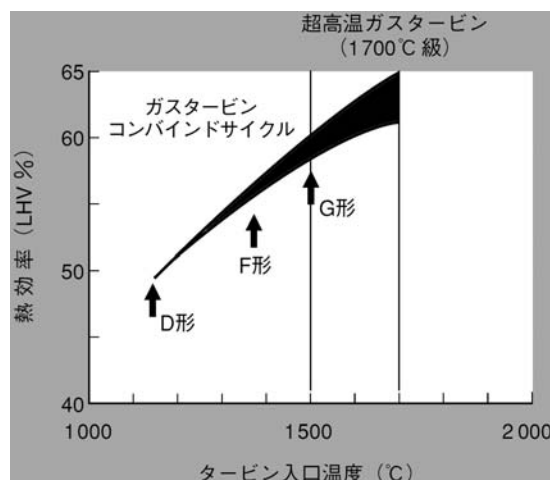


図1 タービン入口温度とGTCC熱効率

予測と排ガス再循環用燃焼器の中圧燃焼試験結果について紹介する。

2. 仕様・目標

1700℃級ガスタービン燃焼器の開発に当たって，以下の仕様および目標値を設定する。

- 1) 燃焼器出口ガス温度 : 1700℃
- 2) 燃焼器圧力 : 3.34MPa
- 3) 燃焼空気温度 : 618℃
- 4) 燃焼方式 : 予混合燃焼方式
- 5) エミッション目標 : ガスタービン出口において
NO_x 50ppm@15%O₂ 以下
CO 10ppm@15%O₂ 以下
- 6) 燃焼筒冷却方式 : 蒸気冷却
- 7) GTCC効率 : EGRを適用し，
62%（LHV）以上

燃焼方式には，低NO_x燃焼で実績のある予混合燃焼方式を採用する。燃焼筒の冷却手段は，希薄燃焼と耐熱信頼性，G形1500℃級燃焼器での実績を考慮し，蒸気冷却方式を採用する。また，タービン冷却にも蒸気による冷却を計画している。

原稿受付 2009年6月17日

*1 三菱重工(株) 技術本部 高砂研究所 流動・燃焼研究室
〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町新浜 2-1-1

*2 三菱重工(株) 高砂製作所 ガスタービン技術部

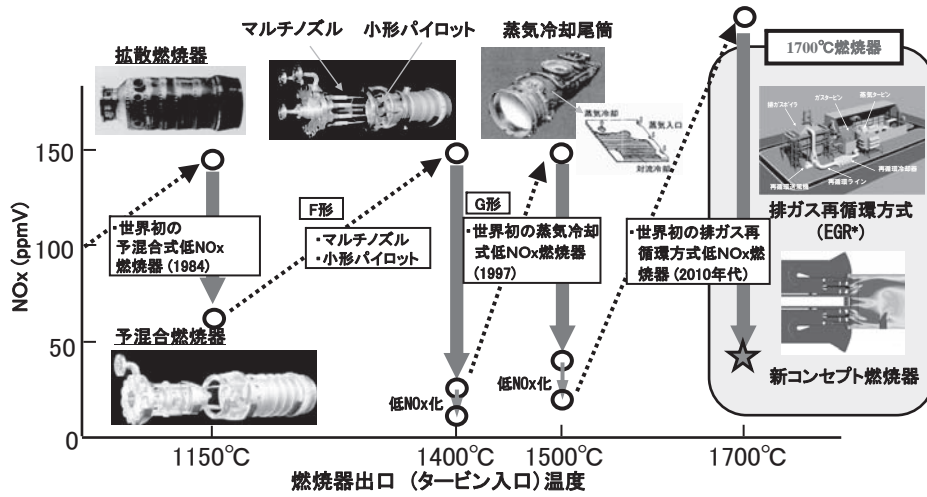


図2 三菱ガスタービンの低NOx燃焼器開発の変遷

3. 排ガス再循環 (EGR) システム

3.1 システム基本構造の検討

今回採用するEGR方式は、自動車エンジンと同様、空气中に排ガスを混入させ、酸化用流体の酸素濃度を低減させる方式を採用する。そのシステムを図3に示す。また、プラントイメージを図4に示す。

廃熱回収ボイラ (HRSG) 下流で分岐された100°C強の排ガスは、送風機を通過後、外気と混合され、圧縮機へと導入される構成となっている。EGRにより、燃焼器で発生したNOxが再循環によって濃縮することが考

えられるが、脱硝装置がHRSGに含まれており、ガスタービン出口NOxを2~5 ppm程度まで低減するため、NOx成分の濃縮は大きなレベルとはならない。

3.2 排ガス再循環時の燃焼特性

3.2.1 酸素濃度

図5は、定格1700°C条件におけるEGR比率を変化させた場合の燃焼器出入口での酸素濃度を計算したものである。EGR比率の定義は、ガスタービン出口の排ガス量に対する、再循環させる排ガス流量の比である。EGRのない通常ガスタービン (図5の横軸0%位置)での燃焼器前後の酸素濃度変化は21vol%→9vol%であり、大気中酸素を約12vol%消費している。低NOx化のためには酸素濃度が低いほど好ましいが、空気過剰率が1近くなると、化学反応および物理混合の影響により、一酸化炭素濃度が急増する。ガスタービン燃焼器では化学反応よりも物理混合が律速であるため、本開発では気流混合試験を実施⁽⁸⁾し燃焼器出口酸素濃度を3vol% wet (=3.6vol% dry), EGR比率35%に設定した。

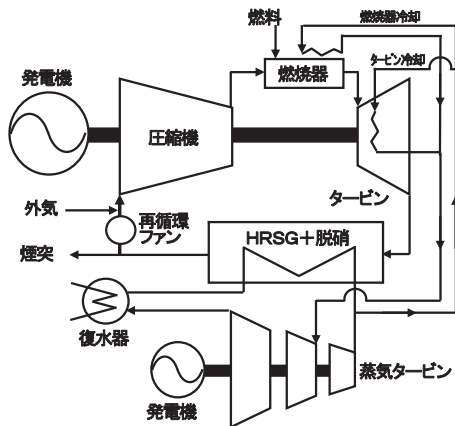


図3 排ガス再循環 (EGR) システム系統図

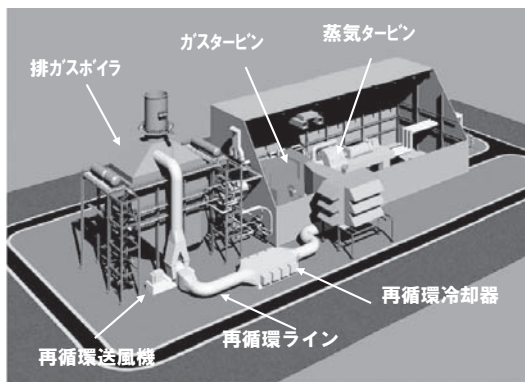


図4 排ガス再循環 (EGR) プラントイメージ

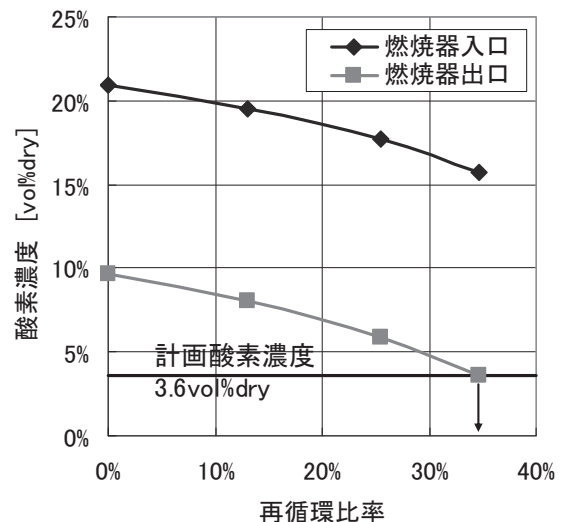


図5 排ガス再循環 (EGR) 比率と酸素濃度 (1700°C燃焼条件)

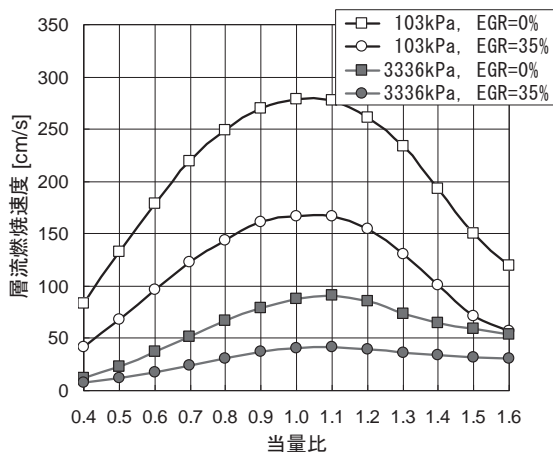


図6 層流燃焼速度計算値 (EGR有無と圧力の影響)

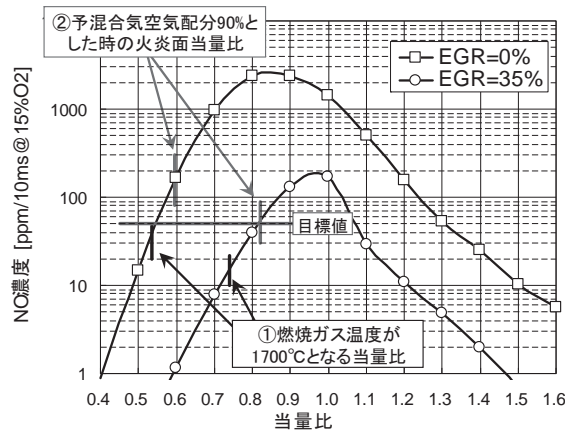


図8 NO排出濃度計算値 (EGR有無の影響)

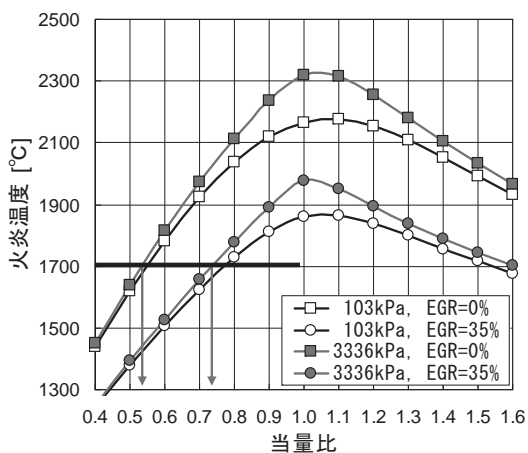


図7 火炎温度計算値 (EGR有無と圧力の影響)

度が変化するため、同じ1700°C条件を得るための当量比は異なる。図7の矢印にそれぞれの当量比を示す。

3.2.3 NOx特性

1700°C条件でのNOxを予測するため、上記CHEMKIN premix計算で同時に計算されるNOx値を評価した。図8にNOxの実機圧力におけるEGRの効果を示す。なお、CHEMKINの解析結果では、NOx成分の内、NOが支配的なため、グラフにはNO成分のみプロットしている。

図7に示す火炎温度1700°C条件のそれぞれの当量比に対し、計算NO値を図8中の①に示す。実際の燃焼器では予混合燃焼器の各部において予混合燃料を含まないフィルム空気が必要であり、その分を除いた燃焼用空気比率を90%とすると、火炎面当量比は0.9の逆数倍となる。その時のNO値は図8中の②に示すように、EGR無しで170ppm、EGR有りで50ppm程度となりEGRの効果が大きく現れている。目標NOxは50ppmであるため、目標NOxを達成するためにはEGR比率が今回設定している35%程度必要であることが予測される。実際の燃焼器ではさらにこのフィルム空気が燃焼器内部で混合する(NOx減少)うえ、予混合気濃度分布が完全均一混合ではない(NOx増加)ため、正確なNOx予測は困難である。このような混合プロセスとNOx生成の関係はCFDでも予測が難しく、実験に頼るところが大きい。

以上の議論から、低NOx化のためにはフィルム空気割合を減らし、なおかつ予混合気濃度分布の均一混合が重要であることが言える。

4. 排ガス再循環用燃焼器

4.1 燃焼器形状

供試体燃焼器の概略形状を図9に示す。燃焼器は同軸二重スワラー構造となっており、内外周のスワラーペーン翼内部に燃料流路が形成されており、翼表面から空気流に対して直交して燃料を噴射する構造となっている。予混合気通路には障害物や段差をなくし、フラッシュバックの発生を防いでいる。二重スワラー構造としてい

3.2.2 燃焼速度

酸素濃度の低下による層流燃焼速度への影響を、GRI Mechanism Ver.3.0 (53化学種, 325素反応式)による層流燃焼速度計算プログラム (CHEMKIN[®] premix)により評価した。燃焼反応系はC₃H₈までの反応を考慮した詳細素反応系である。以下のEGR比率・圧力・当量比条件にて解析した。

- ・EGR比率：0% (EGR無し), 35%
- (燃焼器入口酸素濃度15.8vol% dryとなる排ガス混合条件を、EGR比率35%条件と呼ぶ)
- ・圧力：103 kPa (大気圧)
3,336 kPa (実機条件)
- ・当量比：0.4 ~ 1.6 [-] (空気温度618°C)

その結果を図6に示す。圧力影響に関しては、高圧になるほど燃焼速度が低下し、同当量比では大気圧条件に比べ3分の1から4分の1程度の速度に低下する。EGRの有無に関しては、同じ当量比で比較すると、EGR有りの場合は無しの場合に比べ5~6割の速度まで低下しており、燃焼器の設計では保安性の強化が必要であることが言える。

また、図7に火炎温度を示す。EGRを行うと酸素濃

る理由は、火炎の表面積を増やすとともに、部分負荷におけるステージングに対応できるようにするためである。

EGRによる層流燃焼速度の低下から、保炎性悪化が避けられないため、大きな保炎器による保炎性向上を図っている。内周スワラーの内側円盤と内外周スワラー間のリング状円盤でバックステップ面を形成し、低流速域での火炎の付着安定保炎を狙っており、拡散パイロット燃料が0%での運転が可能となることを狙っている。ただし保炎器が加熱するため、背面からのインピンジメント冷却と浸み出し冷却を行っている。

燃料系統は、内周スワラー、外周スワラー、拡散パイロットに加え、冷却フィルム空気の有効利用のため、可燃限界より十分低い予混合気を形成するトップハット燃料の計4系統を備えている。

図10に供試体概観を示す。

4.2 中圧燃焼試験装置

図9、10に示した燃焼器は実機スケールの燃焼器であるが、平成17年度に大気圧条件での燃焼試験を実施しその性能を確認した⁽⁸⁾。一方、NO_x・COの排出特性は燃焼圧力に大きな依存性があり、燃焼振動の発生傾向も燃焼器出口条件の影響を受けるため、今回、燃焼器出口にタービン第1段静翼を設置し、音響境界条件を実機により近づけると共に、燃焼圧力を0.37MPaまで上昇させた中圧燃焼試験を実施した。

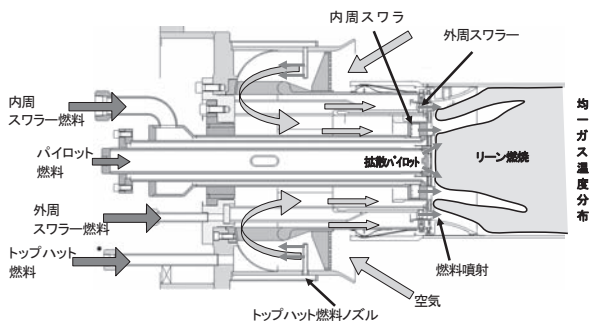


図9 燃焼器概略図

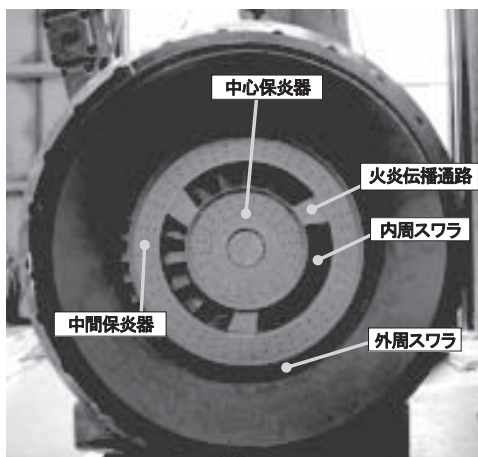


図10 燃焼器供試体

図11にEGRを模擬した中圧燃焼試験装置の系統図を示す。EGRを模擬するために、供試体燃焼器の上流に排ガス発生用燃焼器を設置し、供試体燃焼器に供給する酸化用流体の酸素濃度を調整している。また、排ガス発生燃焼器下流に冷却器を設置し、酸化用流体の温度を調整している。排ガス発生用燃焼器に供給する空気は空気予熱器により予熱している。排ガス発生用燃焼器には拡散燃焼器を用いているため、排ガス発生用燃焼器自体からもNO_xが生成される。そのため、供試体燃焼器上流の酸化用流体と供試体燃焼器出口の排ガスの両方のガス計測を行い、供試体燃焼器で発生するNO_x量を、(下流

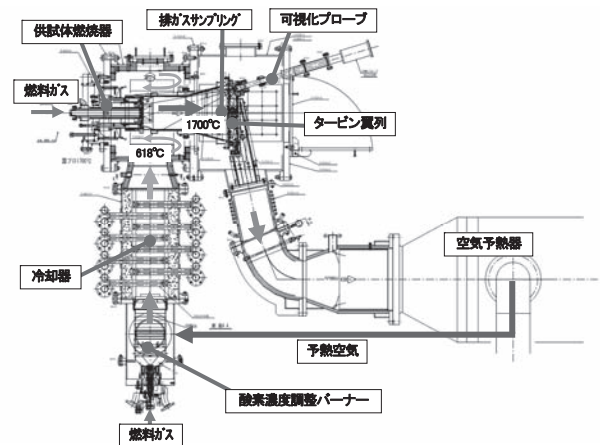


図11 排ガス再循環 (EGR) 模擬 中圧燃焼試験装置系統図

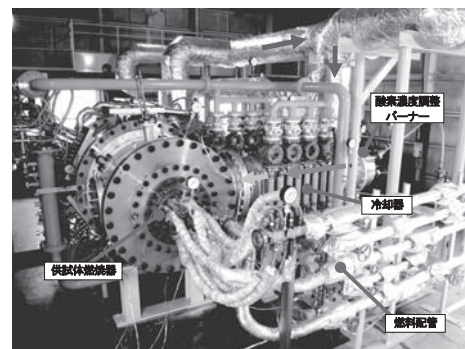


図12 排ガス再循環 (EGR) 模擬 中圧燃焼試験装置外観

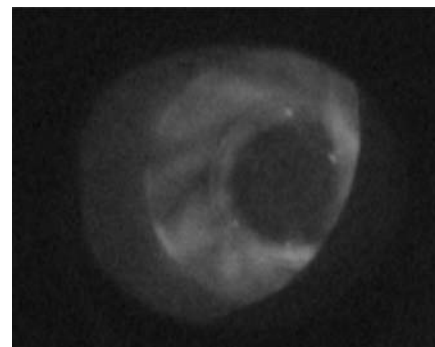


図13 中圧燃焼試験火炎可視化状況
(圧力0.37MPa、EGR比率35%条件)

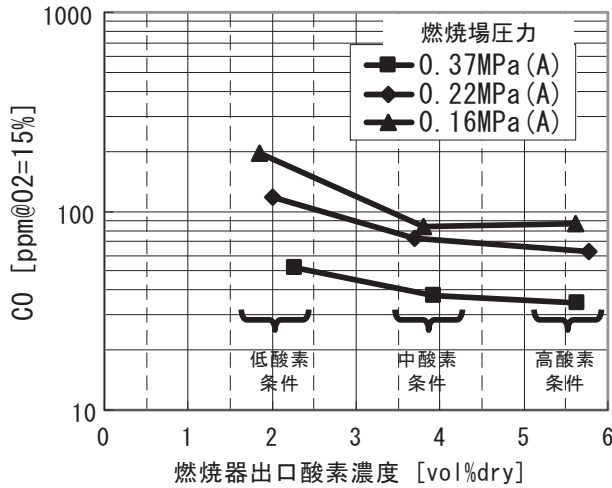


図14 中圧燃焼試験結果 (CO濃度.vs.燃焼器出口酸素濃度)

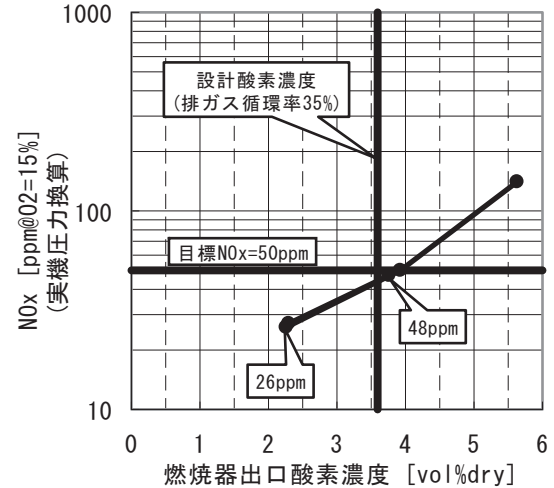


図16 中圧燃焼試験結果 (NOx濃度.vs.燃焼器出口酸素濃度)

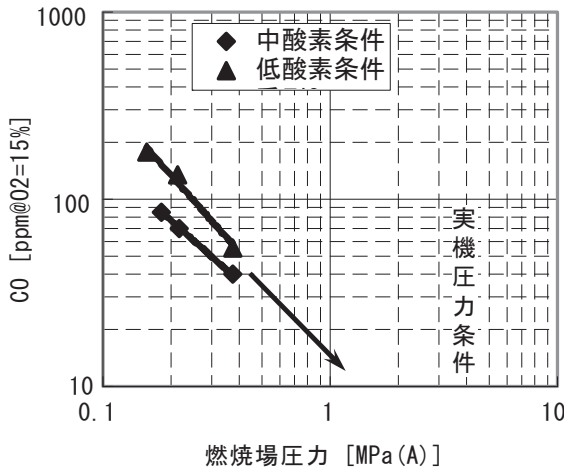


図15 中圧燃焼試験結果 (CO濃度.vs.燃焼圧力)

NOx) - (上流NOx) の引き算による方法で求めている。差分によるNOx生成量の算出に関しては、CHEMKINにより、その妥当性を確認している。

図12に試験装置外観を示す。試験装置には燃焼器下流側に可視化プローブを設置して火炎を観察しており、その可視化状況を図13に示す。

4.3 燃焼試験結果

試験条件を次に記す。

- ・ 圧力 0.16 ~ 0.37MPa
- ・ 酸化用流体温度 618°C
- 空気流量 3.1kg/s@圧力0.37MPa
- ・ 燃空比 3.33% kg/kg (1700°C条件)

図14に燃焼器出口酸素濃度に対するCO濃度計測結果を示す。燃焼器出口酸素濃度が3.6%以上(中酸素・高酸素条件)ではCO濃度の変化は少ないが、2%前後の条件(低酸素条件)ではCOが増加する傾向にある。圧力変化に対しては減少する傾向を示しており、COの圧力依存性を横軸に燃焼器圧力を取り両対数グラフ上で表

示すると図15のように直線状に減少する。CHEMKINによる別計算においてもCOの圧力依存性は同様の傾向となる。両者の結果から実機圧力3.3MPaまで延長すると、実機でのCO排出濃度は10ppm以下となるものと予測される。

NOxの圧力依存性に関しては、Zeldovich機構でNOが圧力の指数乗に比例する傾向となることを利用し、NOxの圧力変化試験を行い、NOxの圧力指数を導出する。計測結果の圧力指数を用いて実機NOxを予測した結果を図16に示す。燃焼器出口酸素濃度の減少(EGR比率の増加)に伴い、NOxが指数的に減少する傾向が確認できた。計画EGR比率35%での燃焼器出口酸素濃度は3.6vol% dry(中酸素条件)であり、その条件での実機圧力換算NOxは48ppm@15%O₂(以下単にppm)となった。また、低酸素条件ではNOx=26ppmを得た。実機圧力条件への外挿換算ではあるが、今回の試験により目標NOx50ppm以下を達成できる可能性が得られた。

燃焼振動に関しては、計画酸素条件である中酸素条件において燃焼振動レベルが十分許容値以下であり、低酸素条件においても同様に安定燃焼が確認できた。図13の可視化画像は安定燃焼をしている状況を観察したものであり、火炎は保炎器で付着安定化している。低酸素条件においても保炎不良による不安定な兆候は見られなかった。酸素濃度が高い条件の一部に高サイクルの燃焼振動が観察されたが、この燃焼振動は集中発熱による燃焼振動と思われる。

今回の実験は実機圧力条件に対しおよそ10分の1の条件であるが、今後、燃焼器の更なる改良とともに、高压EGR燃焼試験装置を製作し、実機に近い条件での試験を行い、諸性能を確認する予定である。

5. 結論

本研究では、1700°C級の排ガス再循環方式ガスタービンコンバインドサイクルの検討と燃焼器の開発を行い、

以下の結果を得た。

- 1) 廃熱回収ボイラ出口の排ガスを一部取り出し、ガスタービン吸気と混合させるセミクロズド排ガス再循環方式を採用する。
- 2) 排ガスを約35%再循環させ、ガスタービン燃焼器の出口酸素濃度を通常の9vol%から3.6vol% dryに下げた条件を排ガス再循環の基本条件とする。
- 3) CHEMKINにより、予混合への空気利用率を90%と仮定した簡易計算を行うと、実機圧力条件でのNO_xが50ppm程度まで低減できる予測を得た。
- 4) 1700°C排ガス再循環用燃焼器を製作し、0.37MPaまでの中圧燃焼試験を実施した。一酸化炭素濃度は酸素濃度を減少させると、ある酸素濃度以下で大きく増加する傾向を示すものの、圧力に対し一様減少傾向を示し、実機圧力条件への外挿では、目標CO濃度10ppm以下を達成できる可能性を得た。
- 5) NO_xに関しては、酸素濃度の低減により、NO_xを大幅に低減できることが確認できた。圧力変化試験によりNO_xの圧力指数を導出し、計測結果をその圧力指数を用いて実機圧力条件NO_xを予測した結果、計画EGR比率35%条件（燃焼器出口酸素濃度3.6vol% dry）でNO_x48ppm、低酸素条件ではNO_x=26ppmとなり、目標NO_x50ppm以下を達成できる可能性を得られた。

今後、H20年度～H23年度にかけて実施計画されている実用化技術開発にて、燃焼器の実用化に目処をつけ、その後、実機燃焼器の設計・製作に入る予定である。

参考文献

- (1) 塚越ほか, 三菱重工技報, Vol.42, No.3 (2005-10), p.98-103
- (2) 塚越,川田, 配管技術, 6 (2006), p15-21
- (3) 塚越ほか, 三菱重工技報, VOL.44, NO.1 (2007), p.2-5
- (4) K. Aoyama, S. Mandai, ASME paper 84-GT-44 (1984)
- (5) 梅村ほか, 三菱重工技報, Vol.35, No.1 (1998-1), p.2-5
- (6) Tanimura, Akamatsu, etc. : New Dry Low NO_x Combustor for Mitsubishi M501/701G, Proceedings of ASME Power 2007
- (7) 技術資料「燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法」初版,日本機械学会, p.51
- (8) 斉藤ほか, 高温学会誌, Vol.33, No.5 (2007-7), p.257-263
- (9) R.J.Kee, F.M.Rupley and J.A.Miller, Chemkin-II, Sandia National Laboratories Report, SAND89-8009 (1989)

あとがき

本研究は、経済産業省による「エネルギー使用合理化技術開発費補助金（高効率ガスタービン実用化要素技術開発）」により行われたものである。

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

次世代の低NO_x性能：触媒燃焼ガスタービン カワサキM1A-13X

緒方 正裕*¹
OGATA Masahiro

キーワード：触媒燃焼，低NO_x，気相燃焼，燃焼制御，脱硝触媒

1. まえがき

ガスタービン機関はタービン入口温度の上昇により熱効率を飛躍的に向上させてきたが、タービン入口温度すなわち燃焼ガス温度の上昇にはNO_xの増加が伴うため、これを相殺し、更にはより厳しい環境規制に対応可能なNO_x低減技術の開発は高効率ガスタービン機関の普及を支える重要技術として位置づけられ、平行して進められてきた。

ガスタービン周辺設備技術としてのNO_x低減技術は、脱硝触媒を用い還元剤としてアンモニアや尿素を使用する選択的還元法が一般的であるが、ガスタービン本体側からの取り組みとして、ガスタービンから発生するNO_xは空気中の窒素が高温の燃焼場で酸化されることで生成されるいわゆるサーマルNO_xが大部分であることから、これの生成を抑制するために燃焼器内の局所温度を下げる手法が種々確立されてきた。低NO_x燃焼器の方式として、まずは水・蒸気噴射による湿式のNO_x低減方式が採用されたのに続き、希薄予混合燃焼方式のドライ式低NO_x燃焼器（DLNあるいはDLE燃焼器）が実用化され、希薄予混合燃焼方式は現在もガスタービンの低NO_x燃焼技術の主流である。

その後もガスタービンメーカー各社の精力的な取り組みにより、希薄予混合方式のDLE燃焼器は継続的に改良が進んでおり、当初は150ppm（O₂=0%換算。以下同じ）程度であった排出NO_xレベルは段階的に低減され、75ppmレベルが現在の標準、最近では50ppm対応も珍しくなくなっている。また、従来の希薄予混合燃焼方式の概念を超え、新しいアイデアで更に高レベルの低NO_x化を実現する次世代型DLE燃焼器の研究開発も盛んである。

そのような中、川崎重工業(株)では世界で唯一、次世代型DLE燃焼器の1形態である触媒燃焼方式のガスタービン：M1A-13Xを商品化し、排出NO_x保証値：9ppm以下という、従来は脱硝触媒装置でしか達成出来なかったNO_x排出レベルを実現している。

原稿受付 2009年6月1日

* 1 川崎重工業(株) ガスタービンビジネスセンター
産業用ガスタービン技術部
〒673-8666 兵庫県明石市川崎町1-1

M1A-13Xはこれまで国内市場では販売されていなかったが、環境意識の高まる中、本製品への問い合わせが増加していることから、新たためて本稿でその構造・性能などについて紹介する。

2. 触媒燃焼器の特徴

図1⁽¹⁾に各種ガスタービン燃焼器の概念、図2⁽¹⁾に燃焼器内のガス温度変化の例を模式的に示す。

図2にも示される通り、どのような形式の燃焼器を用いても、同一のガスタービンを使用する限り基本的に燃焼器の入口温度と出口温度（=タービン入口温度）は同一である。異なるのは燃焼器内の温度変化の経路であり、ここが各燃焼器の燃焼特性（特に排出NO_x特性）を特徴付けることになる。

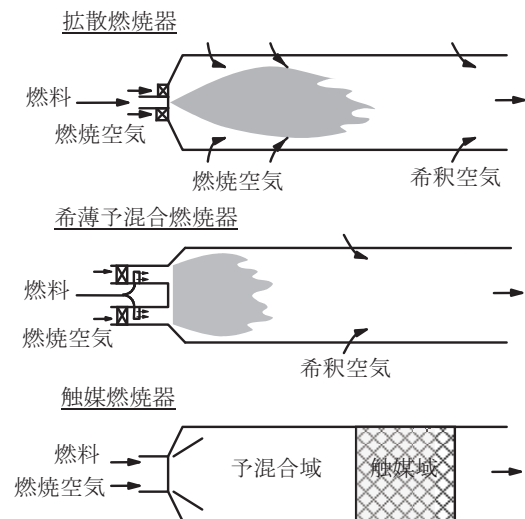


図1 各種ガスタービン燃焼器の概念⁽¹⁾

図1の概念図にある通り、拡散燃焼器では燃料は燃料ノズルから直接燃焼領域に噴射され、空气中に拡散しながら燃焼する。燃焼器内には燃料ノズル出口（燃料濃度100%）から空気流入部（同0%）まで、連続した燃料濃度の分布が存在するため、その途中には燃焼に最適な理論当量比となる領域が必ず存在する。従って、拡散燃焼では燃焼の安定性は非常に高い一方、燃焼ガス温度は図2に示すように2000℃を遙かに超え、サーマルNO_x

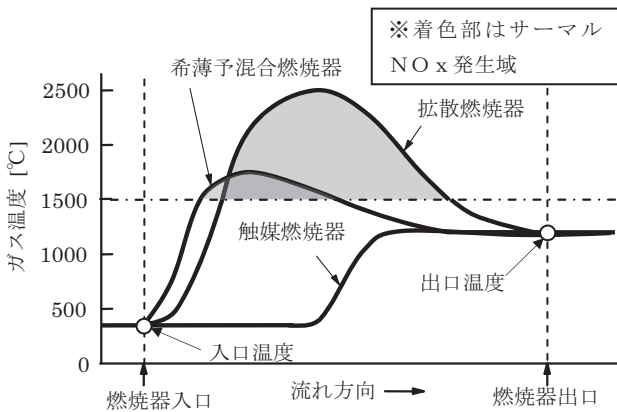


図2 ガスタービン燃焼器内の温度変化⁽¹⁾

が多量に生成されることになる。燃焼ガスは燃焼領域の下流で希釈空気や冷却空気と混合され、所定の燃焼器出口温度まで低下するが、最終的なNOx濃度は他の燃焼方式と比べて遙かに高い。

次に希薄予混合燃焼方式では、燃料は燃焼領域に直接噴射されるのではなく、予混合通路にて予め空気と混合される。一般に予混合気濃度は理論当量比の半分程度の希薄な条件とされるため、拡散燃焼器のような超高温の燃焼ガスにはならないが、安定して燃焼させるためには一定以上の燃焼ガス温度が必要であり、ここでサーマルNOxが生成される。燃焼領域の下流で燃焼ガスは冷却空気などと混合してタービンへ導かれる。最終的な排出NOx濃度は拡散燃焼器と比べて大幅に低い、ある程度のNOx排出は避けられない。

最後に触媒燃焼方式であるが、これは希薄予混合燃焼の一種であるものの、予混合気を火炎燃焼させるのではなく、触媒層で反応させて燃焼させるものである。図3⁽²⁾に触媒表面を模式的に示す。

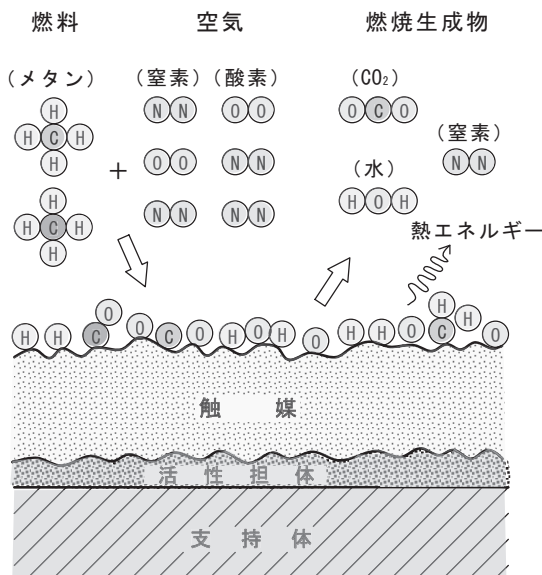


図3 触媒表面の模式図⁽²⁾

触媒はセラミックスなどの支持体に活性担体をコーティングし、その表面に触媒成分を分散担持させた構造が一般的である。触媒表面が一定の温度以上になり活性化すると、燃料（炭化水素）と空気中の酸素がそれぞれ触媒表面に吸着・分解され、次に分解された炭素原子・水素原子が酸素原子と結合する化学反応が起こる。触媒層内の燃焼はこの触媒表面の化学反応を起点とする連鎖反応により安定化されるため、前述の希薄予混合燃焼方式の燃焼器では吹き消えてしまうような非常に希薄な混合気でも安定して燃焼させることが出来る。触媒燃焼器内のガス温度は図2のように1500℃を上回ることがなく、常にサーマルNOxの生成温度以下であることから、サーマルNOxは一切発生しない。

3. M1A-13X触媒燃焼器の作動原理

前項のように優れた特徴を持った触媒燃焼方式であるが、実際のガスタービンへ適用するには、始動時を含め、触媒を安定して活性化させる手段が必要である。そこでM1A-13Xガスタービンの触媒燃焼器では、触媒燃焼器の上流に触媒を予熱するためのプリバーナを設置している。プリバーナには全体の内の一部の空気と燃料が導かれ、希薄予混合燃焼により触媒を活性化させるのに最低限必要な熱を発生させる。

プリバーナへ投入された以外の大部分の空気と燃料はプリバーナからの燃焼ガスと均一に混合され、触媒活性温度まで予熱された均一な希薄予混合気を形成し、触媒層に流入して燃焼する。

ここで、従来の触媒燃焼器では全ての燃焼反応を触媒層内で完結させていたことから、触媒層のガス温度は出口に近づくにつれて高くなり、支持体や触媒自身の寿命を縮める原因となっていた。これの改善策として、M1A-13Xガスタービンの触媒燃焼器では、触媒層

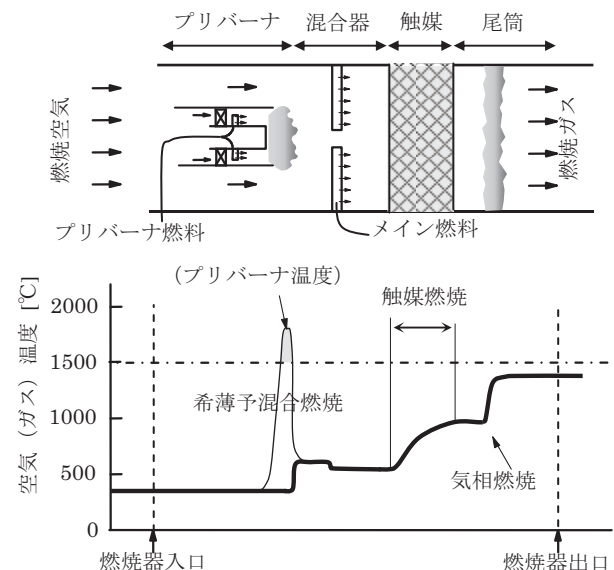


図4 M1A-13X燃焼器の作動原理

内では燃料の約半分しか燃焼させず、触媒下流の空間である尾筒内で気相燃焼をさせている。⁽³⁾このことにより、M1A-13X燃焼器の触媒層出口温度は900℃を下回り、従来の触媒燃焼器と比較して大幅に触媒の長寿命化が可能となるほか、支持体として熱衝撃に弱いセラミックスでなく、金属が使用出来るようになっている。

以上の説明を模式的に示すと図4の上図の様になる。燃焼空気が燃焼器を通過する過程で、予混合燃焼、混合、触媒燃焼、気相燃焼を行うことが分かる。

図4の下図は、燃焼器内の空気（ガス）温度の挙動を示したものである。本図でも分かる通り、本燃焼器でガス温度がサーマルNO_x発生温度を超えるのは、全体の一部であるプリバーナ内の燃焼ガスのみであり、他の部分でのガス温度は出口までサーマルNO_x発生限界を越えることは無く、プリバーナ以外でサーマルNO_xは一切生成されない。

4. M1A-13Xガスタービンの構造

図5にM1A-13Xガスタービンの全体図、及び同縮尺で示した他の仕様の燃焼器を示す。M1A-13シリーズのガスタービン本体は遠心2段圧縮機、逆流型単缶燃焼器、軸流3段タービンの構成であり、元々、燃焼器部には拡散燃焼器、ガス焼きDLE燃焼器、デュアル焼きDLE燃焼器などのバリエーションがあったが、M1A-13もこの燃焼器部を触媒燃焼器に置き換えたものである。

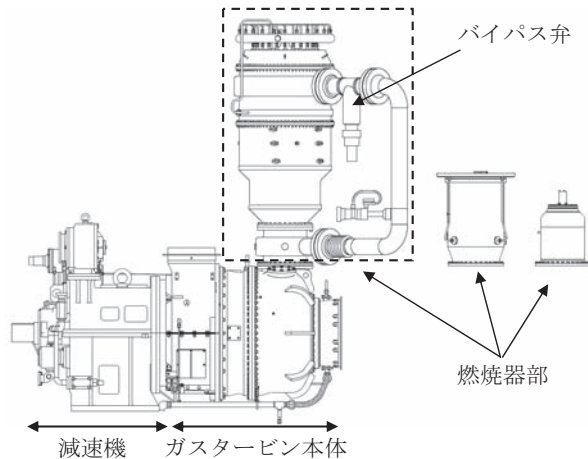


図5 M1A-13シリーズの外観比較

- 左より -13X (触媒燃焼器) 全体図
- 13D燃焼器 (希薄予混合燃焼方式)
- 13A燃焼器 (拡散燃焼方式)

とはいえ、本図の通り他の燃焼器と比較して触媒燃焼器のサイズは群を抜いて大きく、圧縮機・タービン部からなるガスタービン本体とほぼ同等の大きさとなっている。このため、ガスタービン本体に過大な荷重が懸からないよう触媒燃焼器は専用の懸架装置により支持されている。

図6は触媒燃焼器の断面図である。主な構成要素とし

ては、ケーシング、プリバーナ、混合器、触媒モジュール、尾筒となっている。概念としては図4で示したものであるが、逆流型燃焼器の形状に納めるため、混合器部は流れを180°転向させるリターンチャンネルになっている。

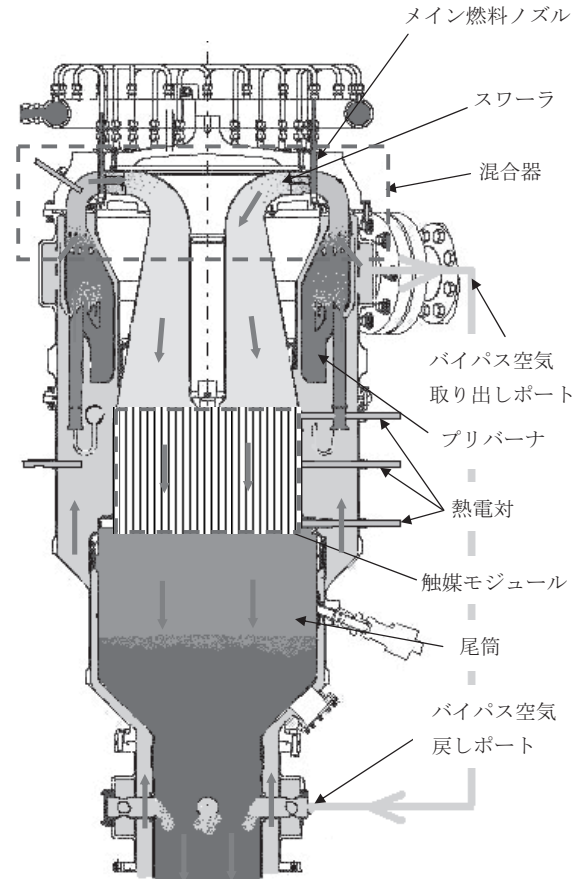


図6 M1A-13X燃焼器

プリバーナは前述の通り希薄予混合燃焼器となっており、下流通路を囲むような形状のアニュラ型燃焼器である。ここにはプライマリ系統とセカンダリ系統の2系統の燃料噴射ノズルが計18本装着され、これらの燃料配分を調整することによって、必要な燃焼ガス温度を得る一方、燃焼の安定性と最小限の排出NO_xを両立させることが可能となっている。

プリバーナ下流に位置する混合器部は前述のリターンチャンネル、スワーラ、メイン燃料ノズルからなり、プリバーナから排出された燃焼ガス、プリバーナ外側を流れてきた燃焼用空気、追加投入されたメイン燃料はここを通過する過程で均一に混合される。スワーラは多層構造のラジアルスワーラとなっており、圧力損失の少ない均一な予混合を実現している。

混合器の下流に存在するのが触媒層である。触媒には一定の寿命があり定期的な交換が必要なため、交換が容易に出来るようモジュール化されている。モジュールは耐熱合金のケーシングに触媒層を2段組み込んだものと

なっており、それぞれの触媒は図7⁽²⁾に見えるような放射状のサポート部材により支持されている。

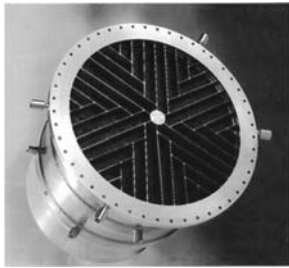


図7 触媒モジュール外観⁽²⁾

2段の触媒にはそれぞれ機能が与えられており、上流側の触媒には低い温度で着火する白金系触媒、下流側の触媒には酸化特性が良好なパラジウム系触媒が用いられている。

パラジウムは一定の温度条件で活性の高い酸化パラジウムになるが、さらに高温では元の金属パラジウムに戻ることから活性が低下する。このため、触媒自体が自動的に過度の温度上昇を防ぐようになっている。

図8に触媒層の構造を説明する。触媒層の支持体は凹凸加工を施した、厚さ50ミクロンの金属箔である。金属箔表面にはウォッシュコートと呼ばれる高表面積のセラミックスが塗布され、その表面に触媒微粒子が分散担持させてある。

ウォッシュコートと触媒は金属箔の片面だけに担持されており、図8の様に触媒が担持された面同士を向かい合わせて重ね、まとめてロール成型することにより、「触媒が担持された面に挟まれた通路」と「触媒の無い

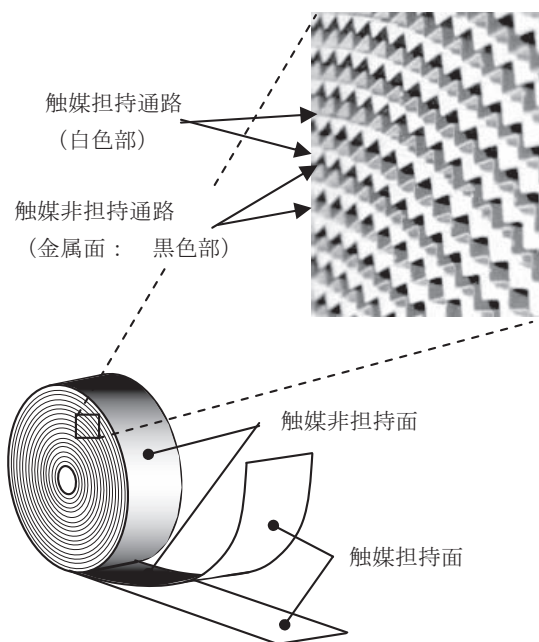


図8 触媒部の構造

金属面に挟まれた通路」が交互に出来るようになっている。

触媒面に挟まれた通路を通った全体の半分の予混合気は触媒層を通過する間に燃焼するが、金属面に挟まれた通路を通った残り半分の予混合気は反応せずにそのまま触媒層を通過する。このようにして、触媒層での燃焼反応は投入燃料のほぼ半分に抑制され、触媒層の高温化防止・長寿命化が実現される。本触媒は田中貴金属工業株式会社製であり、本構造は同社の特許となっている。⁽⁴⁾

触媒モジュールの下流には尾筒が接続される。尾筒内では、触媒で反応した燃焼ガスと未燃焼の予混合気が約半々の割合で混合し、一定の着火遅れ時間を経た後、自己着火により気相燃焼が生じる。こうして燃焼器内の全燃料の燃焼が完結する。

このほか、混合器直前には燃焼空気の一部をバイパスするためのポート、燃焼器最下流にはバイパスした空気を再び燃焼器下流へ戻すためのポートが装着されており、バイパス量を外部のバルブ（図5参照）で調整することにより、エンジン負荷とは切り離して燃焼器内の空燃比を調整することが可能である。

また、燃焼器各段には温度計測用に熱電対が取り付けられており、これらでプリバーナおよび触媒層の作動状態を監視・制御する。

5. 触媒モジュールの作動特性

図9⁽²⁾に触媒モジュールの作動特性を示す。縦軸は触媒入口温度であり、触媒の活性に直接影響する。触媒入口温度が低すぎると触媒は活性化せず、燃料が存在しても触媒反応が生じないため、一定の温度以上に予熱する必要がある。逆に触媒入口温度が高すぎる場合、触媒反応は良好であるが、触媒の耐久性の問題が生じる。

横軸の燃焼器出口温度は燃料濃度に相当し、燃焼効率に影響する。燃料濃度が低い場合であっても触媒入口温度が十分に高ければ触媒層内での燃焼は可能であるが、尾筒内での気相燃焼が完全燃焼とならず、燃焼効率が低下する。

逆に、燃料濃度が高すぎる場合は、気相燃焼の着火遅

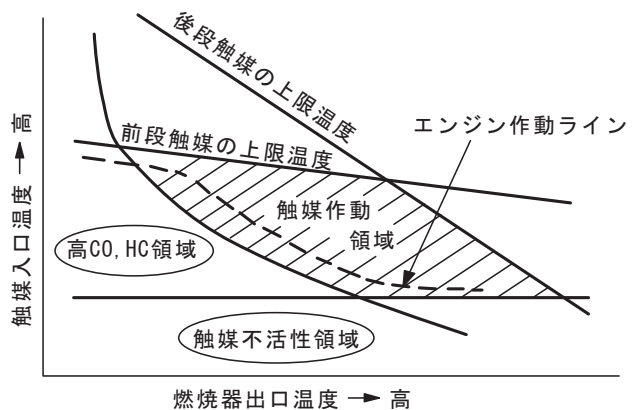


図9 触媒モジュールの作動特性⁽²⁾

れ時間が短くなり、気相燃焼の火炎面が触媒出口に近づくことから、やはり耐久性上の問題が生じる。

以上のことから、M1A-13Xガスタービンを効率的に、かつ安定して作動させるためには、触媒モジュールを図中の斜線部で示される領域で運転する必要がある。ガスタービンの場合、始動から定格負荷まで、燃焼器出口温度は大きく変化する。実際のエンジン作動ラインは図中の点線のようになるが、M1A-13Xガスタービンの場合、常用運転領域（70%～100%負荷）での触媒入口温度、燃料濃度が斜線部の領域に重なるよう制御される。

6. 触媒燃焼器の制御方法と制御システム

図10に制御システムを示す。M1A-13Xを用いた発電装置では、ガスタービン発電装置の制御に共通な、回転速度、発電電力、排気温度、燃料制御弁信号、各種電磁弁制御信号などの入出力信号に加え、触媒燃焼器特有の信号が必要である。

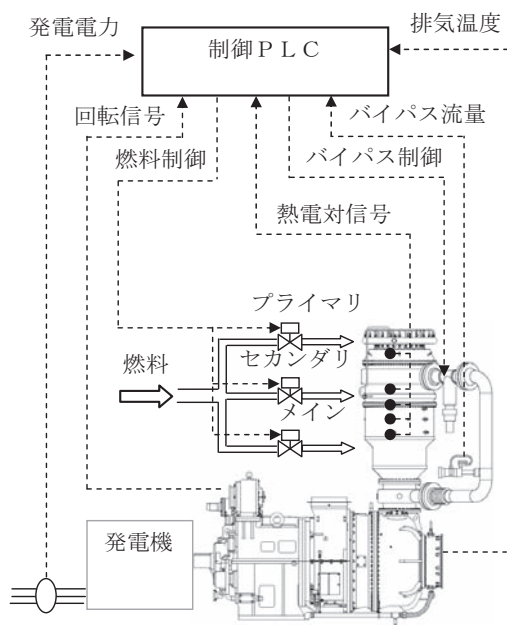


図10 M1A-13Xガスタービンの制御システム

燃料供給の制御に関して、M1A-13Xガスタービンでは3つの燃料制御弁が用いられ、プライマリ、セカンダリ、メインという各々独立したバーナ系統に個別に燃料を供給する。プライマリ燃料、セカンダリ燃料はいずれもプリバーナに噴射されるが、プライマリ燃料は火炎温度を一定に保つことにより確実な保炎と最小限の排出NO_xを両立させる。セカンダリ燃料は触媒活性化に必要な温度上昇を得るためにプライマリ燃焼領域の下流に希薄状態で投入されるものである。いずれもガスタービンの負荷条件により最適な温度が定められており、各部に装着した温度センサーを用いて所定の温度となるよう、実際の燃料流量が制御される。一方、ガスタービン全体

として必要な燃料流量は、通常の燃焼器の場合と同じく回転数・発電出力が目標値になるようフィードバック制御により決定される。従って、全体の必要燃料からプライマリ、セカンダリの燃料を差し引いた残りの燃料がメイン燃料として投入される。

部分負荷運転では全体の燃料流量が少なくなるため、燃焼器出口温度が低下し、前項で説明した通り気相燃焼部分での完全燃焼が困難となることからCOやHCといった未燃燃料が排出されてしまう。ここで燃焼空気の一部をバイパスすることで、実質的な燃焼器出口温度を昇温させ、より広い運転範囲で触媒作動条件が適正な領域に入るよう調整するのがバイパス空気弁である。バイパス空気通路には空気流量計が装着されており、正確に必要なバイパス空気量を制御する。

触媒燃焼器特有の入力信号としては、今述べたバイパス空気流量計のほか、プリバーナ入口・出口、触媒モジュールの入口・中段・出口に設置された熱電対があり、予混合燃焼、触媒燃焼、気相燃焼の各段階が正常に進行するよう監視を行っている。

触媒層では、運転時間の経過に従って触媒微粒子の粗大化が進行し、表面積の減少によって反応が悪化してくる。このため、同じ条件で運転していても触媒の出口温度は徐々に低下し、やがては気相燃焼の発生にも悪影響が生じる。M1A-13Xガスタービンでは、触媒出口温度を常時監視することにより触媒性能の低下を自動判別し、これに合わせて自動的に触媒入口温度を上げたり、バイパス空気量を増加したりする微調整を行う。

7. 触媒燃焼器の性能

これまでに説明した触媒燃焼ガスタービンM1A-13Xの実機運転データ例を図11に示す。図に示される運転は、プレパージ → 始動 → 出力増加 → 定格負荷 → 出力減少 → 停止 というサイクルを約1時間かけて行った際のものである。

M1A-13ガスタービン本体は防災兼用機としても使用するため、本来40秒以内の始動（0 → 100%回転速度到達）が可能である。しかしながら、-13Xガスタービンでは触媒の耐久性の面から燃料投入量に制限を設けて加速を緩やかにする必要があり、図の例の様に約200秒かけて始動を行う。

出力変化に関しては標準的な出力増加レートであれば、約60秒で無負荷状態から定格出力に達することが可能である。

本試験時は各出力状態でのデータ取りのため、100%回転速度到達後に無負荷から定格負荷まで約30分の時間をかけて段階的に出力を増加させ、定格出力で約5分間の運転を行った後、再度段階的に出力を下げていく。

データから分かるとおり、排出NO_x値は全負荷領域で7ppm以下となり、保証値である9ppmを満足している。また、排出CO値に関して、保証値35ppm以下

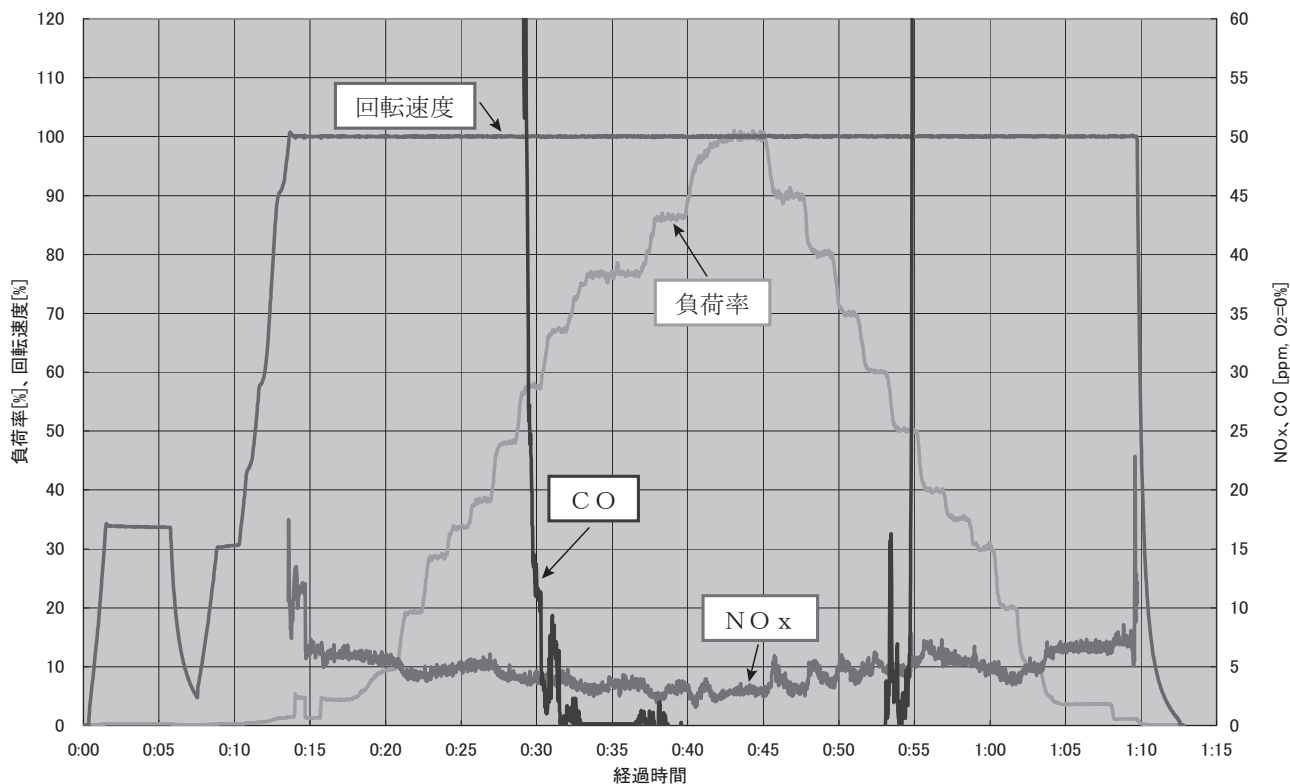


図11 実機運転データ例

となる運転範囲は約60%負荷以上の領域となっている。COの発生しない運転範囲は触媒の劣化に伴い徐々に狭まるが、触媒の設計寿命である8,000時間の運用後であっても、70~100%負荷を十分に満足する。尚、低CO運転中、排出HCは殆どゼロとなっている。

このような特性から、M1A-13Xガスタービンの仕様は以下のように定められている。

発電端出力：1,400kW (ISO条件)

熱効率：23.3%

排ガス組成 (O₂=0%, 保証値)

NO_x < 9 ppm

CO < 35ppm

HC < 35ppm

排ガス保証運転範囲：70~100%負荷

排ガス組成保証温度範囲：-17~+48℃

燃料：天然ガス，都市ガス13A

触媒交換周期：8,000時間

8. まとめ

今回紹介した M1A-13X ガスタービンは常用発電装置の原動機として、米国にて2003年より商用運転を開始している。現在のところ、最も運転時間の長いサイトでは累積30,000時間を超え、その間、定期的な触媒モジュールの交換以外に損傷も無く、順調に運転が続いている。

エミッション性能についても、定期的に行われる現地当局の検査で毎回良好な結果が得られており、信頼性の高いシステムとなっている。

米国においては人口密度の高い州からすでに10ppmレベルのNO_x規制が施行されてきており、本ガスタービンはこのような地域において、またそうでない地域に於いても環境意識の高いユーザーに選択の機会を与えている。

現時点でM1A-13Xガスタービンは日本国内市場では販売されていないが、川崎重工業では本製品を含めた低エミッション型ガスタービン燃焼器の開発・普及に努め、今後とも地球環境の改善に貢献していきたいと考えている。

参考文献

- (1) 梶田眞市, ガスタービン用触媒燃焼器の今昔, 日本バーナ研究会会報, 2000.8, p14-20
- (2) 梶田眞市, 触媒燃焼ガスタービン「M1A-13X」, クリーンエネルギー 2002.5月号, P46-49
- (3) Shinichi Kajita, Achieving ultra low emissions in a commercial 1.4 MW gas turbine utilizing catalytic combustion., Catalysis Today 83 (2003), p279-288
- (4) 庄司 他, 燃焼触媒体の製法およびその燃焼触媒体, ならびにこれを用いたファンヒータ, 公開特許広報 特開平10-309476

特集：ガスタービン周辺設備技術（高効率運用を目指して）

コンバインドサイクルにおける水質管理方法の紹介

武石 亮*¹
TAKEISHI Ryo

濱田 邦彦*¹
HAMADA Kunihiko

キーワード：給水水質管理，コンバインドサイクル，揮発性物質処理，FAC，アンモニア，ヒドラジン，リン酸ソーダ

1. はじめに

通常，火力発電設備では系統内での腐食，スケールを抑制するため，給水水質の調整・管理が行われている。

コンバインドサイクルの発電設備で用いられているボイラ水質の調整方法は，大きく分けて，リン酸ソーダなどの固形アルカリを注入する方式と，アンモニアなどの揮発性物質による処理に分けられる。国内では，リン酸ソーダを使用する方法が一般的だが，近年では，揮発性物質処理を行う発電設備も増えてきている。

また，通常，給水の脱酸素剤として，ヒドラジンが注入されている。しかしながら，ヒドラジンは人体への悪影響が指摘され，世界的に使用が制限・禁止される流れになっている。加えて，ヒドラジンの存在が流体加速腐食（FAC，Flow Accelerated Corrosion）を助長するという理由として，世界的には，ヒドラジンの使用しない給水水質調整方法を採用する発電設備も増えている。

このように，コンバインドサイクル発電設備においては，近年になって，新しい給水処理方法を採用する設備が増えてきている。本稿では，従来用いられてきた給水処理方法と新しい給水処理方法について，そのメリット・デメリットや実例を以下に紹介していく。

2. コンバインドサイクルの水処理方法の紹介

2.1 固形アルカリ処理と揮発性物質処理について

火力発電設備で用いられる主な給水処理方法として，揮発性物質処理（AVT，All volatile treatment）と固形アルカリ処理が挙げられる。

揮発性物質処理には，ヒドラジンなどの脱酸素剤を注入する"AVT-R"，脱酸素剤を注入しない"AVT-O"，酸素を注入する"OT"などの方法があり，固形アルカリ処理には，リン酸ソーダを注入する方法のほか，苛性ソーダなどのアルカリを注入する方法がある。

このうち，国内のコンバインドサイクル発電設備では，従来リン酸ソーダを注入する方式が主流である。

リン酸ソーダは，コンバインドサイクル発電設備の，排熱回収ボイラのドラム内の水のpHを維持するために使用されている。給水処理に揮発性物質処理を採用する場合，給水のpHはアンモニアのみによって調整される。

リン酸ソーダを使用するメリットとしては，第一にドラム水のpHの調整が容易であることが挙げられる。

アンモニア等の揮発性物質のみでpHを調整する場合，その揮発性により，ドラム内など液相（水）と気相（蒸気）が共存する場合，一定量が気相に移行する。このため，ドラム水は給水よりもアンモニア濃度が低くなり，pHも低い値を示す。アンモニアの気相への移行率（分配係数）は温度依存性を持ち，温度が低いほど気相に移行しやすい（図1参照）。

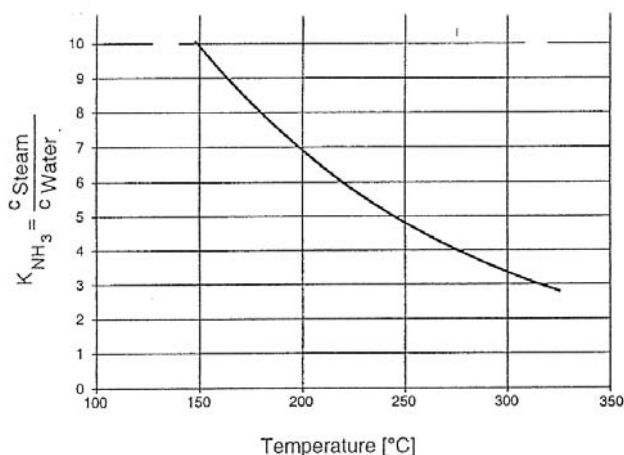


図1 アンモニア分配係数の温度依存性

腐食防止の観点から，ドラム水のpHは少なくとも9.0以上に調整することが望ましい。このため，ドラム内のpH低下を補う目的で，揮発性のない固形アルカリであるリン酸ソーダをドラムに注入する。

リン酸ソーダを使用せず，アンモニアのみでpH制御を行う場合は，上記のアンモニア分配係数を考慮にいれて，ドラム内でアンモニアが蒸気に移行しても，ドラム水のpHが9.0以上となるよう，予め給水のpHを9.0よりも高く設定することが必要となる。

また，リン酸ソーダは，復水器で冷却水として使用す

原稿受付 2009年6月15日

*1 富士電機システムズ(株) 火力統括部
〒210-9530 川崎市川崎区田辺新田1-1

る海水などのリークが発生し、給水性状が悪化した際にも、有効な働きを示す。

リン酸ソーダには緩衝性能があり、海水リーク等により、多量の不純物がドラム内に入ってきて、ドラム水のpH変動を抑えることが出来る。一方、アンモニアには緩衝性能がなく、不純物が給水・ドラム水に混入すると、容易にpHが下がってしまい、腐食を抑制することが出来なくなってしまう。

加えて、リン酸イオンは、海水リーク等により混入した、マグネシウムイオンなどの不純物と反応し、スラッジを形成する。このスラッジはボイラブローにより系外に排出することができるため、不純物を系外に排出することにより、蒸発管やタービンの腐食・スケール付着をある程度防ぐことができる。

このように、リン酸ソーダを採用することにはメリットが多く、国内を中心にドラム水pH調整にリン酸ソーダを採用している発電設備は多い。

しかしながら、リン酸ソーダの採用にあたっては、無視できないデメリットもある。

リン酸ソーダを採用する場合のデメリットとしては、ブロー水中に含まれる多くのリン成分による環境への悪影響がある。

多量のリン成分は、富栄養化による水質汚濁の原因となることが広く知られており、リン成分を含むボイラブローをそのまま系外に放出してしまうと、発電設備の周辺環境に対して悪影響を及ぼすことになる。排水処理設備等を設置し、ブロー水中のリン成分を処理する方法もあるが、処理にかかるコストは決して少なくない。

また、リン酸ソーダを使用する場合は、リン酸塩のハイドアウト現象にも注意する必要がある。

リン酸塩のハイドアウト現象とは、温度の変動によりボイラ水中のリン酸イオン濃度が増減することを指す。ボイラ水中のリン酸イオン濃度は、負荷上昇とともに減少し、低負荷時には上昇する傾向を持っている。これは、温度変化により、リン酸塩の溶解度が変化することが原因である。

具体的には、高負荷時の高温下では、リン酸イオンがボイラ表面の鉄と反応してリン酸鉄を形成するため、リン酸イオン濃度が減少する。逆に低負荷時・プラント停止時の低温時には、このリン酸鉄が解離するため、リン酸イオンが増加する。これをリン酸塩のハイドアウト現象と呼び、高温下でのリン酸塩スケール析出の要因となり、排熱回収ボイラの熱効率の低下や、配管の詰まりの原因となる場合がある。

これらのデメリットを避けることを目的として、最近のコンバインドサイクル発電設備では、アンモニアのみで給水・ドラム水のpH調整を行う、揮発性物質処理を行う発電設備が増えてきている。

揮発性物質のみでpH調整を行う場合、注意すべき点としては、先に述べたように、ドラム水のpH調整と海

水等のリークにより、給水水質が悪化した場合の対応方法である。

ドラム水のpH調整については、ドラム中でのアンモニアの蒸気側への移行を見越し、予め給水のpHを上げておくことで、ドラム水のpHが給水pHより下がっても、pH9.0以上を保たせることが必要となる。アンモニアの分配係数は、図1に示すとおり、温度が低くなるほど高くなる傾向があるため、発電設備中最も低圧のドラム水のpHが一番低くなる。よって、この低圧ドラム水のpHが9.0以下にならないように、給水のpHを調整することが必要になる。

ただし、給水のpHを上げすぎると、復水・給水系統で使用している銅材の腐食に繋がる恐れがある。一般的に、給水のpHがおよそ9.5を超えると、銅材の腐食の恐れが増えるため、揮発性物質処理を行う場合は、給水系統内の配管、機器に銅材の使用を抑制する必要がある。

給水水質が悪化した場合の対応方法については、先に述べたように、アンモニアには緩衝性能がなく、不純物が給水・ドラム水に混入すると、容易にpHを下げてしまい、腐食を抑制することが出来ない。

このため、揮発性物質処理を行う場合でも、海水リーク等、急激な給水性状の悪化に対応するため、緊急時にリン酸ソーダをドラム内に注入し、pHの維持を図るために、リン酸ソーダ注入設備を備えることが一般的である。

2.2 給水中のヒドラジンの作用について

従来の発電設備では、リン酸ソーダとともに脱酸素剤としてヒドラジンを注入するケースが多く、コンバインドサイクル発電設備においても例外ではない。

ヒドラジンを給水中に入れる目的は、給水中の溶存酸素を取り除くことにより、機器・配管の腐食を防ぐことにある。これは、溶存酸素が機器・配管の腐食の原因であるという考えに基づくものであり、昔から発電設備への給水処理に採用されているものである。

しかしながら、近年、給水水質が清浄であれば、酸素は必ずしも腐食の原因とはならず、むしろ腐食を抑制する働きを示すことが知られてきた(図2参照)。

図2のグラフは、電気伝導率が高い場合は、酸素濃度の増大により腐食量が増大していくが、電気伝導率が十分に小さい場合は、むしろ酸素濃度がある程度あったほうが、腐食量が減少していることを示している。

また、ヒドラジンの注入により給水中に酸素が存在しない状態で、配管表面に形成されるマグネタイト(Fe_3O_4)の酸化皮膜は、酸素が存在する状態で形成される、ヘマタイト・オキシ水酸化鉄($\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3 \cdot \gamma\text{-FeOOH}$)による酸化皮膜に比べ粗雑であり、脆弱であることが判ってきている。

図3は、マグネタイト(Fe_3O_4)の酸化皮膜と、ヘマタイト・オキシ水酸化鉄($\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3 \cdot \gamma\text{-FeOOH}$)の酸

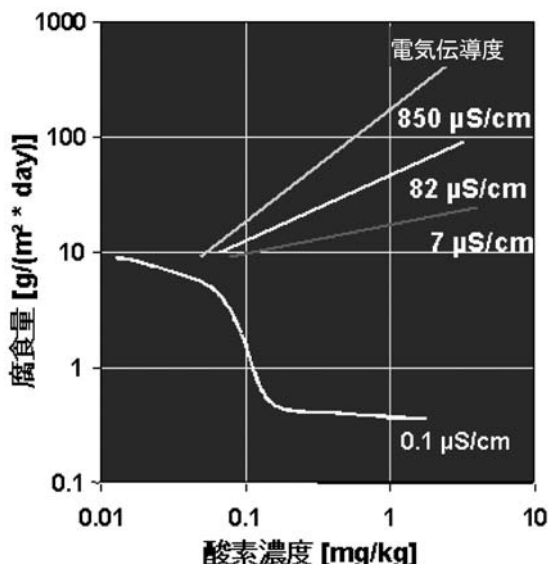


図2 給水中の酸素濃度・電気伝導率と腐食量の関係

電気伝導率は、給水の清浄度を示す指標となる値で、この値が小さければ小さいほど純水に近く、清浄であることを示す。

化皮膜を模式的に示した図である。

マグネタイトの皮膜に比べ、ヘマタイト・オキシ水酸化鉄の皮膜は、表面が平滑であり、粒径も小さく、緻密な皮膜であるといえる。

また、水に対する溶解度も大きく異なり、マグネタイトの皮膜に比べ、ヘマタイト・オキシ水酸化鉄の皮膜は、その溶解度は非常に小さく、それだけ腐食に対し、非常に強固な皮膜であるといえる。

また、最近になって、ヒドラジン自身が、腐食を抑制するのではなく、場合によっては腐食を助長するということがわかってきた。

米国電力中央研究所 (EPRI, Electric Power Research Institute) によると、給水中にヒドラジンが存在すると、配管中の酸化皮膜を傷つけて流れ加速腐食 (FAC, Flow Accelerate Corrosion) を助長させる可能性が指摘されている。

FAC自体は昔から知られていた現象であったが、そのメカニズムが解明されてきたのは、近年になってのことである。

アメリカにおいて、1982年にPWR (Pressurized

Water Reactor, 加圧水型) の原子力発電設備にて、でFACによる配管の損傷が発生した。その後PWR, BWR (Boiling Water Reactor, 沸騰水型) とともに、幾つかの原子力発電設備で類似の損傷事例が発生し、作業員の死傷を伴う事故と発展した。また、火力発電所においても、1995年にFACが原因の死亡事故を起こしていた。

このため、EPRIではFACの原因メカニズムの究明と防止策の研究開発を進めてきた経緯があるが、この過程において、ヒドラジンがFACを助長する原因のひとつであるという研究結果が報告された⁽¹⁾。

国内においても、2004年に美浜原子力発電所3号機において、FACが原因とされる配管損傷による死亡事故が発生し、その後FACに対する研究がされ始めている。その中で給水中のヒドラジンが、FACを引き起こす要因のひとつであるという指摘がなされている。

加えて、1990年代以降、ヒドラジンの人体に対する悪影響が国内外で指摘されている。日本産業衛生学会では、ヒドラジンの発ガン性について言及し、作業環境における空気中の許容濃度を0.13mgN₂H₄/m³又は0.21mgN₂H₄・H₂O/m³以下と規定しており、アメリカなどではさらに厳しい許容濃度を設定している。

これらより、ヒドラジンは世界的に使用が制限・禁止される流れになっている。特に欧米においては、2004年以降の最近建設されたコンバインドサイクルの発電設備では、ほとんどの発電設備においてヒドラジンの使用は控えられている。

一方、国内のコンバインドサイクル発電設備においては、JISの水質基準⁽²⁾に示されているとおり、まだヒドラジンを給水薬注処理に採用している所が一般的だが、いくつかのコンバインドサイクル発電設備において、ヒドラジンを注入しない給水処理方法を実験的に実施し、将来的に採用を検討する発電設備も増えてきている。

これらのことより、ヒドラジンについては、今後給水処理に採用しないことが主流となってくるとと思われる。

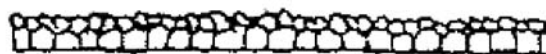
3. 新しい水質調整方法の実例紹介

前項では、コンバインドサイクル発電設備における給水処理方法について紹介してきた。

この中で、最近の発電設備の給水処理方法として、リン酸ソーダを使用しない、またはヒドラジンを使用しな



マグネタイト (Fe₃O₄) による酸化皮膜



ヘマタイト・オキシ水酸化鉄 (α-Fe₂O₃ · γ-FeOOH) による酸化皮膜

図3 マグネタイトとヘマタイト・オキシ水酸化鉄による酸化皮膜の形状の違い (模式図)

い、新しい水質調整方法について触れてきたが、本項では、この新しい水質調整方法を実際に採用している発電設備について、その採用例を記載する。

3.1 リン酸ソーダを使わない給水処理事例

横須賀パワーステーション（図4,5参照）は㈱東京ガス横須賀パワーのコンバインドサイクル発電設備である。本発電設備は2006年6月の商業運転を開始した。

この発電設備では、排熱回収ボイラへの給水処理にAVTを適用し、従来のリン酸塩処理を採用した際の弊害を排除している。

本発電設備では、通常運転時、給水およびドラム水のpH調整はアンモニアのみで行なっている。但し、水質異常の場合、アンモニアだけでは水質異常によるドラム水のpH低下に対応できないため、緊急時にドラム水のpHを維持するために、リン酸ソーダ注入装置を具備している。

FACを含めた材料の腐蝕抑制の観点より、ドラム水のpHは最低でも9.0以上に維持しなければならない。AVTを採用している本発電設備では、上述のとおり、pH制御はアンモニアのみで行っている。しかし、図1に記載のとおり、アンモニアには揮発性があるため、ドラム内など液相（水）と気相（蒸気）が共存する場合、一定量が気相に移行する。このため、ドラム水は給水よりもアンモニア濃度が低くなり、pHも低い値を示す。

このpH低下を防ぐ方法としては、従来はリン酸ソーダをドラムに注入しドラム内のpHを維持する方法を採用していたが、本発電設備では給水のpHを予め高く設定することで、ドラム水のpHを9.0以上に調整するものとしている。

現在、本発電設備の給水pHは9.8前後を維持するよう

に調整が行われているが、この際のドラム水のpHの理論値と実測値を下表に示す。

本表より、給水のpHを9.8に維持することで、ドラム



図4 横須賀パワーステーション 発電設備俯瞰図

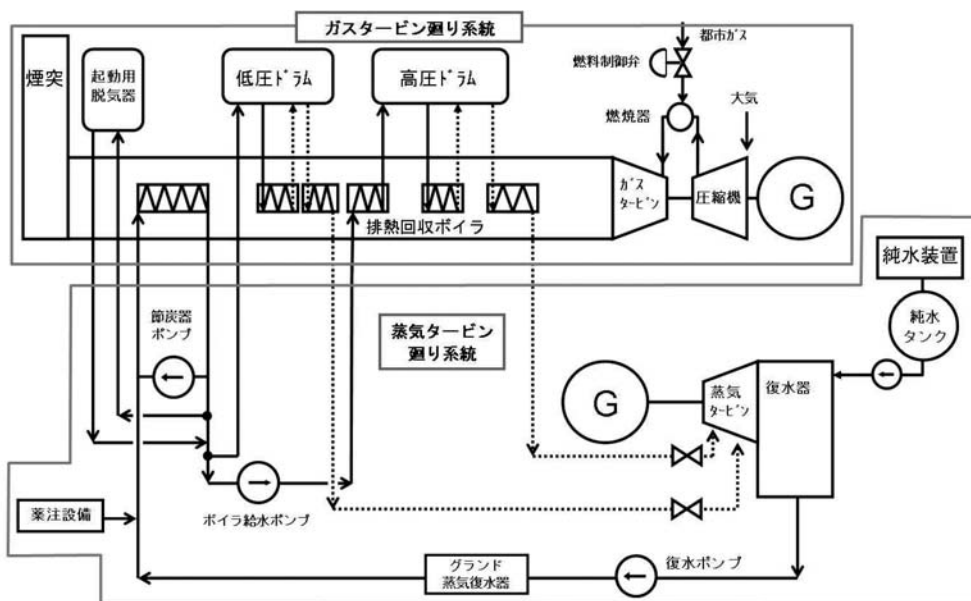


図5 横須賀パワーステーションにおける概略系統図

水中のpHを9.0以上に維持できていることがわかる。

尚、給水のpHを高く維持する際に、留意すべき点として、銅材へのアンモニアによる腐食が挙げられる。復水器の冷却細管などでは、熱伝導率の高い銅材が用いられることが多いが、給水のpHが高い場合、復水器でのアンモニア濃縮により、銅配管に腐食が発生し、冷却水の漏洩などに繋がる恐れがある。

このため、本発電設備では復水器の冷却細管にはチタンを採用し、その他の全ての給水系統で、銅材の使用をしていない。

本発電設備は、2006年に商業運転を開始した以降、毎日の起動停止（DSS, Daily Start-Stop）、毎週末の起動停止（WSS, Weekly Start-Stop）を行い、かつ停止時に復水器の真空破壊を行う、給水水質にとって非常に厳しい条件で運転を行っているが、現在に至るまで、給水系統に関し大きな事故も無く、良好な運転状態を維持している。

図6は本発電設備におけるガスタービン起動後の蒸気酸導電率の推移を示した一例である。

本発電設備の蒸気酸導電率の目標値は0.25 $\mu\text{S}/\text{cm}$ であるが、ガスタービン起動後から1時間程度で目標値に達しており、リン酸ソーダを使用しない給水処理方法においても、蒸気性状を十分に満足していることを示している。

表1 ドラムのアンモニア分配係数とpHの変化

		給水	HP	LP
温度	℃	約60	約300	約160
分配係数		-	3.3	9.5
アンモニア濃度	mg/L	5	1.5	0.25
pH _{25℃}		>9.8	>9.4	>9.2
実機pH値		9.8	9.3	9.2

3.2 ヒドラジンを使用しない給水処理事例

ヒドラジンを使用しないコンバインドサイクルでの給水処理事例については、国内では、いくつかの発電設備で、採用するために実験を行っている事例があるが、本格的にヒドラジンを注入しない処理方法を採用している例はほとんど無い。

一方海外では、アメリカや欧州を中心に、多くの発電設備で、ヒドラジン無注入の給水処理方式を採用している。一例として、イギリスのコットム（Cottam）のコンバインドサイクル発電設備を紹介する。

コットムはイギリスの中ほどに位置し、1軸形のコンバインドサイクル発電設備である。発電出力は390MW。ガスタービンはシーメンス製のV94.3A型を採用しており、HRSGは横軸三重圧の貫流式ボイラである。概略系統図を図7に示す。

この発電設備ではヒドラジン無注入に加え酸素注入による給水処理を基本としている。

低圧蒸気系統がドラム式のボイラを採用しているのに対し、中・高圧蒸気系統では貫流式のボイラを採用して

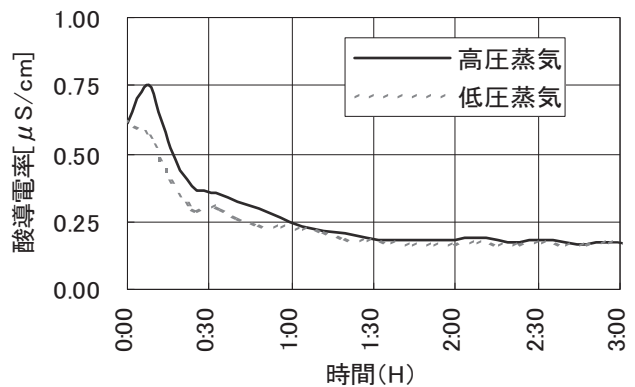


図6 蒸気酸導電率の推移

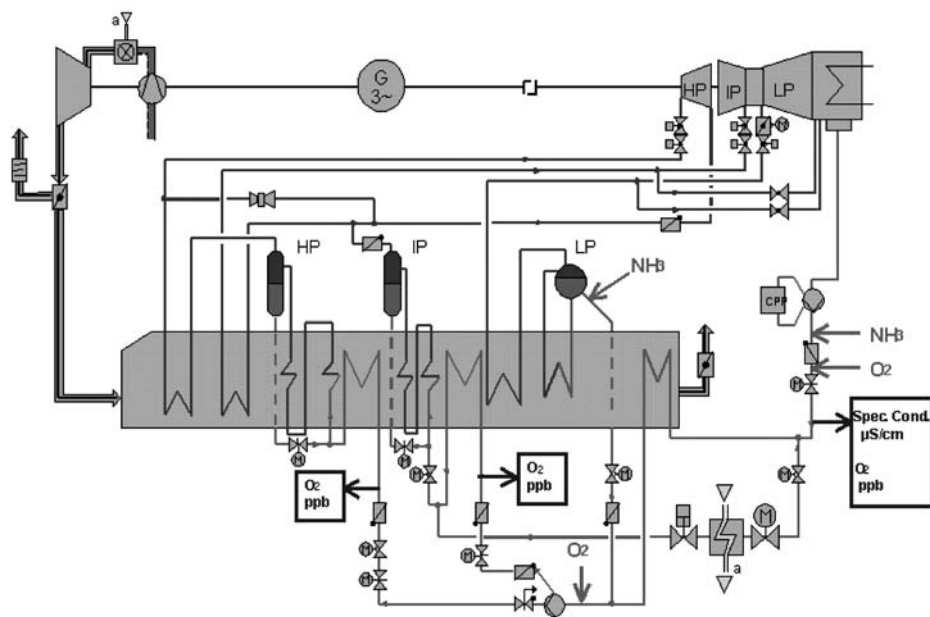


図7 コットムにおける系統 模式図および薬注個所

いる。このため、低圧蒸気系統と中・高圧蒸気系統では、異なる処理を行っており、低圧蒸気系統では高pH・低O₂濃度の水質調整、中・高圧蒸気系統では、低pH・高O₂濃度の水質調整を行なっている。

本発電設備は、1999年3月に初並入を行い、その後給水処理に起因する大きな事故も無く、現在も順調に運転を続けている。

4. 今後の展望について

本稿は、コンバインドサイクル発電設備に採用されている給水処理方法の種類とその特徴について、実例を交え紹介をした。

尚、新しい水質調整方法の採用例として紹介した、リン酸ソーダを使用しないコンバインドサイクル発電設備と、ヒドラジンを使用しないコンバインドサイクル発電設備は、上記のとおり、現在も給水水質・蒸気性状は良

好な状態を維持しており、水質調整方法は実用に十分耐えうるものである。

環境への関心は、当然ではあるが今後も高まっていくことが想定され、環境に優しくかつ発電設備の事故防止に寄与が期待できる、ヒドラジンやリン酸ソーダを使用しない、この給水処理方法を採用することのメリットは非常に大きい。

よって、今後国内においても、このような給水処理方法を採用するコンバインドサイクル設備が増加していくことが想定される。

参考文献

- (1) Flow-Accelerated Corrosion in Power Plant, TR-106611-R1, EPRI, July 1998
- (2) ボイラの給水及びボイラ水の水質, JIS B 8223, 2006



乗用車用超高速回転・小型ターボ過給機開発の道程

藤江 邦男^{*1}
FUJIE Kunio

私は大学院在学中から、遠心圧縮機の翼車内流れの研究が主題で、1957(昭和32)年三井造船に就職してからも、流体機械の研究を継続していた時、自社製自衛艦に搭載する4千PS2サイクルディーゼルエンジン用ターボ過給機の遠心翼車設計を依頼され、初めてターボ機の実用化を経験した。

1961(昭和36)年12月に日立中央研究所に入社し、遠心性・軸流型流体機械高速化の研究開発を続け、1966(昭和41)年2月中研の機械研究部門が中心で機械研究所が創立され、1973(昭和48)年第一次石油ショックで、世は高度成長時代に終りを告げた、その翌年10月伸展地を求め土浦市に移転。

今後のモータリゼーション社会での省エネを予測して、1975(昭和50)年初頭に自動車用ターボ過給機の研究開発を、自らの即断で開始した。しかし、日立は競合他社と比べてターボ過給機開発の経験が無く、生産、販売も一から始めるため、急遽第1部の流体機械研究者を主体に、所内の軸受・シール・軸振動、強度及び材料など各専門部署の力を終結して、1977(昭和52)年にトラック向け6ℓクラスディーゼルエンジン用ターボ過給機(型HT25・最高回転速度125,000rpm、圧力比2.5、流量0.25kg/s)を開発し、実用化試験を経て翌年某社の5.6ℓディーゼルエンジンに採用された。翌年には乗用車2ℓクラスガソリンエンジン用HT18(最高回転速度150,000rpm)を開発し、引き続き高速・小型ターボ過給機を世界に先駆け、1979(昭和54)年逸早く1.0ℓ～1.6ℓエンジン用で、超高速小型ターボ過給機HT10(最高回転速度200,000rpm、翼車径44mm、重量3kg)を完成した。その圧縮機は広い作動範囲を確保するため、遠心後向き羽根車を採用し、新CFD設計法を駆使して最高効率73%を実現し、安定な超高速回転実現のため、フローティングブッシュ軸受けで支持され、軸系の安定性解析と軸受け配置及びブッシュ形状について系統的実験で軸系諸元の安全性を確認した。HT10は当時1ℓクラスエンジンに適用可能なターボ過給機で国内だけでなく外国にも販売すべく市場調査の一環として、1979

原稿受付 2009年3月30日

*1 (財)川西記念新明和教育財団 副理事長
(社)日本ガスタービン学会 名誉会員
(社)日本機学会 名誉員
(社)日本伝熱学会 31期会長・名誉会員
〒166-0004 東京都杉並区阿佐谷南3-18-17

(昭和54)年10月自ら欧州で数社の自動車会社を訪問し、HT10の構造・性能など説明して売込み行脚した。

その際、最も熱心に討論したのはフォルクスワーゲン社(VW社)で、技師長エメンタール博士と外三名の技術者が出席した。VW社では1.2ℓガソリンエンジン用ターボ過給機を、先月フランクフルトで開催したモーターショーで探したが、小型・軽量なターボ機の展示はなく、日立がその直後製品を持参したので、その場で試験用に4台納期4ヶ月で受注した。VW社は乗用車用エンジンにターボ機を装着するのは、今はエンジン出力向上であり、将来は省エネがセールスポイントになる。VW社は0.8ℓエンジン用過給機が欲しく、小型程望ましくて性能目標値は60%でよく、単車にも装備したいと言っていた。

帰国後、直ちに0.8ℓガソリンエンジン用超高速回転・小型ターボ過給機HT07(最高回転速度240,000rpm)の開発に着手し、1981(昭和56)年に完成し、10月に新聞発表して、翌年6月日本ガスタービン学会技術賞を受賞した。更にターボ過給機の高速度・小型化は進歩し1983(昭和58)年には0.5ℓクラスガソリンエンジン用HT05(最高回転速度270,000rpm、圧縮機・タービン翼車径35mm、重量2.0kg、軸方向長さ130mm)の、国内外最小ターボ過給機を佐和工場と協力して開発し、某自動車メーカ2社に採用された。

1975(昭和50)年から始めた自動車用ターボ過給機の開発は、1982(昭和57)年には一連のシリーズ化が完成し、特に小型・軽自動車用過給機は過分の受注見通しがあり、生産工場では各機種の需要に対応できる生産設備が整備された。1984(昭和59)年6月に私は人事異動で因らずも本社技術管理部へ転勤、その後は状況を知る由もなく今日に至っていた。

過日、私が転勤した翌年に機研から佐和工場開発部へ岡崎勉研究員が転勤し、今も嘱託として勤めており、彼から1991(平成3)年以降の情報として、或る時期に50万台/年近く生産したが、現在は世界的経済不況で生産は落ち込んでいるが、超高速回転ターボ過給機は今も大きな比重を占めていることを知った。

昭和50年代の開発黎明期を回想し、市場調査の結果を活かして、他社に先駆けて一路高速小型化に挑戦した結果は、今日まで生産が続く原動力となった。今後のモータリゼーションは開発途上国が中心であるが、先進国も省エネ・環境問題で、益々小・軽自動車や二輪車などが増える傾向が予測される。