

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	ガスタービン吸気加湿冷却システムの開発
著者(和文)	宇多村元昭, 桑原 孝明, 堀井 信之
協会名(和文)	火力原子力発電協会
出典(和文)	火力原子力発電, Vol. 50, No. 8, pp. 62-71
発行日 / Pub. date	1999, 8

ガスタービン吸気加湿冷却システムの開発

(Development of Water Atomization Cooling System
for Economical Power Boosting of Land-based Gas Turbine)

宇多村 元昭*・桑原 孝明*・堀井 信之*

(M. Utamura)

(T. Kuwahara)

(N. Horii)

Injection of finely-atomized water droplets at the compressor inlet has been demonstrated to improve the performance and efficiency of gas turbines using a 115MW simple cycle commercial plant. The power-up mechanism of the present system is theoretically and experimentally studied and has been identified to be a composite of three conventional methods. Special spray nozzle to generate water droplets with a sautor mean diameter of $10\mu\text{m}$ has been developed and applied. Experiments show that input of spray water at a ratio of 1% to air mass would increase power output by 10% and thermal efficiency by 3%(relative) respectively. It has also revealed that water spraying suppresses dust deposition on compressor blades when water quality is properly controlled, which mitigates the deterioration of compressor adiabatic efficiency.

まえがき

発電用の定速ガスタービンは、電力需要がピークに達する夏期に出力が自然低下するという特性を有している。これは、気温が上昇すると空気の密度が低下するので、圧縮機が吸引する空気の質量流量が減少し、焚ける燃料流量が減少することによって起因する。このため、夏期にガスタービンの出力を回復する対策が種々検討されている。代表的なものに、ガスタービンの吸気を冷却して空気の密度を高めることにより出力を増加するいわゆる吸気冷却システムがあり、海外で数件、発電プラントへの適用事例⁽¹⁾があり、国内にも研究事例⁽²⁾⁽³⁾がある。このシステムは一般に、夜間電力を用いて蓄熱し、昼間のピーク時間帯に合わせて放熱することにより、ガスタービンの出力を増加する。このため、増出力運転時間が蓄熱量に依存し、実用規模のシステムになると蓄熱槽にかなりの設置スペースが必要になる。

本論文では、省スペース型の出力増加策として

新たに開発したガスタービン吸気加湿冷却システムについて、その原理ならびに115MWシンプルサイクル発電所で行った実証試験について述べる。

1. 吸気加湿冷却システムの増出力原理

1.1 システムの概要

図1に、吸気加湿冷却システムの概念を示す。圧縮機につながる吸気ダクト中に常温の水を噴霧する装置が配置され、これに給水配管ならびに噴霧水滴を微粒化するための給気配管が接続された

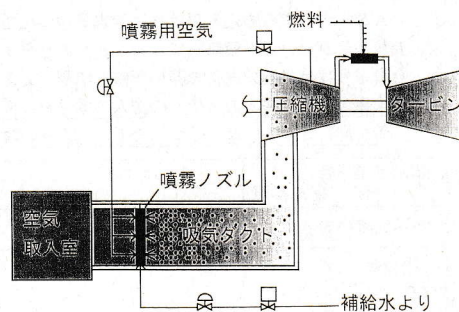


図1 ガスタービン吸気加湿冷却システムの概念図

* (株)日立製作所 日立工場
(Hitachi Ltd.)

シンプルな構成になっている。超微粒の水噴霧を形成すれば気化が促進し、噴霧水が十分にあれば、吸気は圧縮機に到達する前に水滴を含んだ相対湿度が100%の飽和湿り空気となる。気化の過程で吸気は等湿球温度線に沿って加湿冷却され空気の密度が高くなる結果、圧縮機に流入する空気の質量流量が増す。また、余剰の水滴は圧縮機に流入して蒸発し圧縮機内部の空気(以下、内部ガスと称す)を冷却する。このように、吸気加湿冷却システムは水の気化潜熱を利用して作動流体を冷却しガスタービンの出力を増加し、熱効率の向上をはかるものである。

1.2 増出力機構

図2は、ガスタービンの吸気温度-出力特性図上に吸気加湿冷却システムの動作点を示したものである。点Aで図示する夏場のガスタービンの出力は冬の気温が2℃の場合に比べて約20%も低下することがわかる。これに、吸気加湿冷却システムを適用すると、まず加湿冷却による吸気の質量増加効果でAからBへ、さらに圧縮機の内部ガスの冷却による動力低減効果でBからCへと出力が増加する。AからBの出力増加量は大気中の湿度に依存し、例えば湿度が高くなると吸気ダクト中での蒸発量が少ないので減少する。しかし、噴霧水量を不変とした場合、圧縮機に流入する余剰の噴霧水量は増えるので、BからCへの増出力量は逆に伸長しAからBの出力増加量の減少を補える。したがって、C点でのガスタービン出力の値は外気の湿度が変化する前の値とそれほど変わら

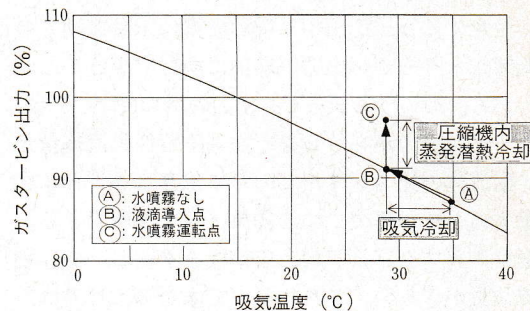


図2 吸気温度-ガスタービン出力特性と水噴霧運転点

ない。このように、増出力の大きさが大気湿度の影響を受けにくい点に本システムの大きな特徴がある。この点で、増出力の大きさが湿度の影響を直接受ける従来の蒸発冷却方式(AからBの増出力を行う方法: Evaporative Cooling System)⁽⁴⁾と決定的に異なっている。

図3は、新たに開発した吸気加湿冷却システムの増出力原理を示す。一般にガスタービンの出力 Q は、圧縮機の単位吸気流量(1 kg/s)あたりの出力である比出力 p と吸気流量 W との積であるから、出力増分 ΔQ は、①吸気流量の増大による寄与 $p \cdot \Delta W$ と②比出力の増大による寄与 $W \cdot \Delta p$ の和として理解することができる。これを吸気加湿冷却システムに適用すると、増出力原理を以下のように解釈できる。すなわち、本システムの増出力は、吸気の冷却による質量流量の増大 ΔW と圧縮機内での水滴蒸発に起因した比出力の増加 Δp から成り立つ。ガスタービンの出力はタービン出力から

$$\Delta Q = p \cdot \Delta W + W \cdot \Delta p$$

Q : GT出力 W : 吸気流量 p : 比出力

図3
増出力原理

吸気加湿冷却システム	増出力機構	ΔQ	類似既存システム	概念図
	(1) 吸気の冷却 ↓ 吸込空気重量流量増大	$p \cdot \Delta W$	吸気冷却 (Evaporative Cooler)	吸気冷却パネル
	(2) 圧縮機内部ガスの冷却 ↓ 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)	インタークーラ
	(3) タービン作動流体の増加 (4) 比熱の増大 ↓ タービン出力増大		スチームインジェクション	スチーム

圧縮機の仕事を差し引いたものである。このことに注意すると、比出力の増加機構は圧縮機動力の低減⁽⁵⁾とタービン出力の増加に換言できることがわかる。このうちタービン出力の増加については、タービン出力がタービンを通過する作動流体量と作動流体の比エンタルピの積に依存することに留意すると、以下の二つの効果として説明できる。通常の高圧タービンは、圧縮機とタービンの作動流体量が等しい。これに対して本システムでは、圧縮機内で水滴が蒸発した分だけタービン作動流体量が圧縮機作動流体量を上回る。また、水滴蒸発の結果、定圧比熱が空気の約2倍大きい水蒸気が混入することによりタービン作動流体の比エンタルピが増大する。上記した個々の増出力機構は、図中に示す従来の増出力システムに対応させることができるから、吸気加湿冷却システムは、既存の手法を複合した新しい熱サイクル原理に基づいていると言える。よって、以下で、このサイクルをMAT(Moisture Air Gas Turbine)と呼称することにする。

表1は、増出力の機構別内訳を計算モデル⁽⁶⁾で評価した結果を示す。この例では、全体の約半分が圧縮機内部ガス冷却による圧縮機の仕事低減、圧縮機外冷却による吸気流量の増加とタービン/圧縮機流量差と作動流体の比熱増大によるタービン出力増大がそれぞれ約1/4になっているが、もちろん、この割合は、気象条件と噴霧水量に依存して変化する。

1.3 増出力分の熱効率

既出の図3に示した三つの増出力機構のうち、サイクル熱効率への影響が大きい圧縮機仕事の低減⁽²⁾を検討の対象とする。以下の仮定を設ける。

- 1) 吸気は、飽和湿り空気と噴霧水は全量圧縮機内で蒸発する。
- 2) タービン出入口での作動流体のエンタルピは、噴霧中も不変。

このとき、圧縮機出入口・タービン出入口での、吸気単位質量あたりの作動流体のエンタルピ(以下、単にエンタルピと略す)のうち、噴霧により変化するのは圧縮機出口のエンタルピのみである。その変化量を ΔH (< 0)とすると、比出力の増加分 Δp は $\Delta p = -\Delta H$ 、また、燃料消費量の増分 Δf

表1 増出力の機構別内訳

MATの出力増加機構 増出力内訳	外気条件: 35°C 60% R.H. 噴霧水 : 2.3% 注入
圧縮機外冷却 (1)	24%
圧縮機内部ガス冷却 (2)	48%
タービン/圧縮機流量差 比熱増大 (3) (4)	28%

は $\Delta f = -\Delta H$ であるから結局、 $\Delta p = \Delta f$ 。増出力熱効率を $\Delta p / \Delta f$ で定義すると、この値が1であることを意味する。実際には、仮定2)が成立しないので $\Delta p / \Delta f < 1$ となるが、 $\Delta p / \Delta f$ が噴霧前の高圧タービン熱効率 p/f より大であれば噴霧中の熱効率 $(p + \Delta p) / (f + \Delta f)$ は明らかに p/f よりも大きい。

この結果は、噴霧により高効率の増出力が可能であることを示唆している。増出力熱効率は吸気加湿冷却システム適用時の運転費を評価するうえで有用な指標となる。

2. 噴霧ノズル

吸気加湿冷却システムのハード面での開発ポイントは、微細な水滴を生成する噴霧ノズルにある。

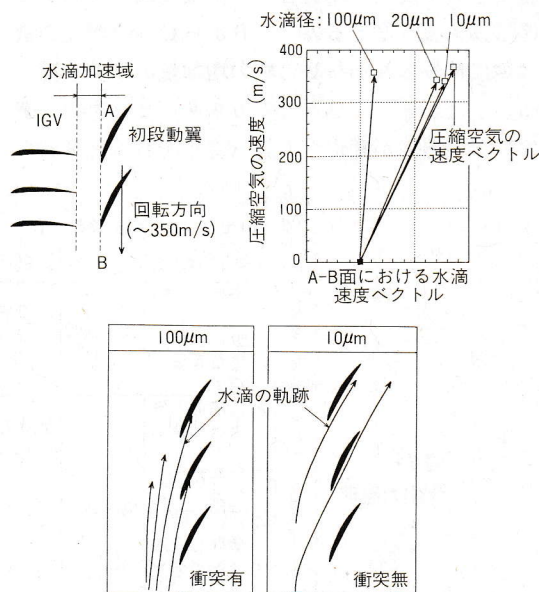


図4 所要水滴径の評価 (その1)
水滴と動翼の衝突評価

水滴径に関する要求仕様の検討と製作したノズルの噴霧特性について述べる。

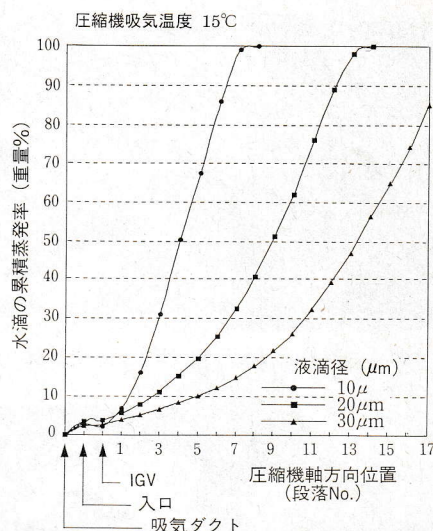
2.1 圧縮機翼間の水滴の流跡

噴霧粒径に関する第一の課題は、水滴が圧縮機動翼と衝突しない条件の把握にある。衝突すれば翼にエロージョンが生じるからである。計算流体力学により、IGV (圧縮機 第1段静翼) 出口で初速を与えた水滴が流れ場中で示す軌跡と各点での速度ベクトルを、粒径をパラメータにして求めた。計算手順としては、まず2次元ポテンシャルフローの流れ場を求め、次いで水滴の運動方程式を流れ場中で解いて軌跡を求めた。計算結果を図4に示す。上図は、圧縮機第1段動翼の前縁位置での水滴の速度ベクトルを動翼に固定した座標系で表示したものである。動翼は下方に高速で運転しているためにIGV出口で与えた初速は、この座標系から見るとほぼ真上に向く。粒径が $100\mu\text{m}$ の水滴は、慣性力が支配的なため、速度ベクトルの向きが初速の向きからそれほど離れていない。

一方、 $20\mu\text{m}$ 以下の粒子は粘性力が支配的になり、速度ベクトルが空気流の向きと大きさにほぼ一致する。すなわち空気流に伴って運動する。下図は、水滴の軌跡を示す。 $100\mu\text{m}$ の水滴は翼に衝突し、 $10\mu\text{m}$ の水滴は衝突しないという結果を得た。さらに、蒸気タービン最終段翼のミストによるエロージョン予測式⁽⁶⁾を圧縮機に適用してエロージョン率を評価した。 $10\mu\text{m}$ でのエロージョンレートは蒸気タービンの1/100程度である。

2.2 水滴の蒸発特性

噴霧ノズルの粒径仕様を決めるうえでの第二の設計課題は、圧縮機に流入した水滴の蒸発特性の把握にある。圧縮機内で空気は圧縮され出口では約 350°C まで昇温する。この温度と平衡する液滴表面の飽和蒸気圧は、MATサイクルで想定する噴霧水量(空気重量比で1~2%)が全量気化したときに示す蒸気圧に比べて数桁大きいので、蒸発量は蒸発完了点を求める計算で制約にはならない。そこで、単一水滴の蒸発過程に着目する。圧縮機内における空気の滞留時間は10msのオーダーなので、水滴と周囲空気との間の熱・物質伝達の遅れを考慮したモデルを作成した。圧縮機各段落の空気温度を与えて、段落内での蒸発量と水滴径の変



ガスタービン型式: F9E 圧縮機吸気温度: 15°C

図5 所要水滴径の評価 (その2)
圧縮機内での水滴の蒸発

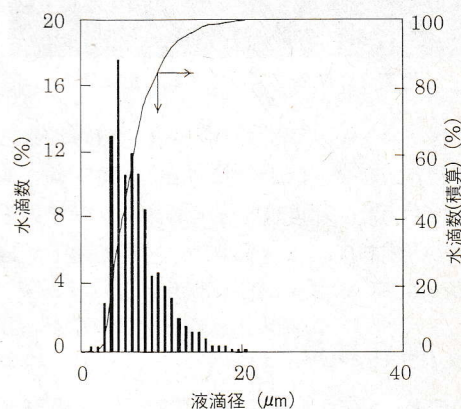


図6 水噴霧の粒径分布

化を解析した。

図5は、後述する実証設備を例にとった圧縮機の長手方向位置での累積蒸発率の計算結果を示す。初期水滴径を計算パラメータにした。粒径が $10\mu\text{m}$ 以下の水滴は前半段落で蒸発が完了するが、 $30\mu\text{m}$ 以上になると機内で蒸発が完了しないことがわかった。

2.3 ノズルの噴霧特性

2.1・2.2節の検討を踏まえて目標仕様を定め新規に噴霧ノズルを開発した。図6に、開発品の噴霧粒径分布を示す。面積基準平均粒径は直径が $10\mu\text{m}$ である。写真1は、実証試験に用いたノズルスタンドの噴霧試験の状況を示し、写真2は、生



写真1 噴霧ノズルスタンドのテスト状況

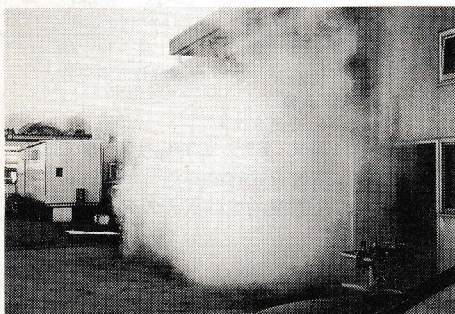


写真2 噴霧ノズルで形成したミスト

成したミストを示す。このノズルで得られる噴霧は自然界の雲(粒径は $6 \sim 14 \mu\text{m}$)と同一レベルであり、重力沈降速度は 1 cm/s のオーダーである。よって、実際的には空気中に浮遊して落下することがなく、やがて気化して消失する。

3. 実証試験

115MW シンプルサイクル発電所で、吸気加湿冷却システムの増出力特性を総合的に検証した。試験に先立ち、負荷用圧縮機を用いた基礎試験で噴霧水が圧縮機内で完全に気化し、内部ガスを有効に冷却することを確認⁽⁷⁾した。すなわち、軸動力15MWの軸流圧縮機の吸気ダクトに噴霧ノズルを設置し、外気、圧縮機初段静翼(IGV)部および最終段静翼(EGV)部の空気温度と湿度ならびに圧縮機の吸込風量を測定した。この結果

- 1) 圧縮機に導入された水滴量が定量され、これが全量気化していること
- 2) 噴霧によるEGVの空気温度低下量の実測値は、圧縮機内での水滴の気化のプロセスが全量等エンタルピ変化としたときの予想値よりも大きく、等エントロピ変化としたときの予

表2 実証プラントの仕様

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

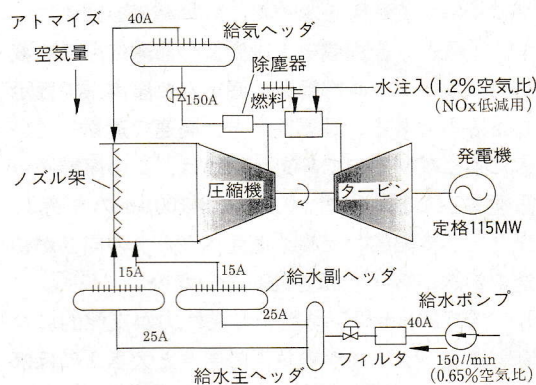


図7 実証試験装置系統図

想値よりも小さいことが明らかになった。

3.1 試験装置

実証試験に用いたガスタービン発電設備の主要仕様を表2に示す。実証プラントはF9E型ガスタービンを搭載し、燃料に白灯油を用いている。写真3に、発電所の全景を示す。空気取入室は建物の屋上にあり、空気は、そこから矩形の水平ダ

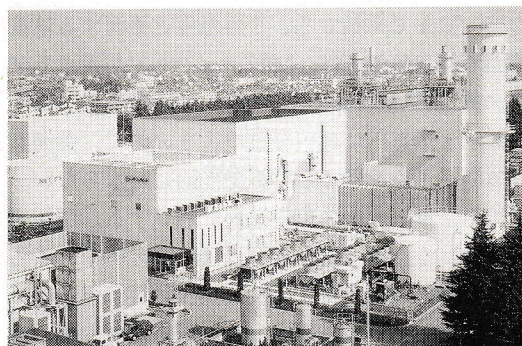


写真3 実証テストプラントの全景

クトとダウンカムを経由して1階面に配置した圧縮機に取り込まれる。図7は、試験装置の系統図を示す。

噴霧水用の給水には所内純水を用いた。給水系の容量は150l/minで、対吸気重量比で0.65%に相当する。この値は、NO_x低減のために燃焼器に注入する水量の約半分また燃料流量の1/4に相当している。ノズルスタンドは吸気ダクトの流路断面内に等間隔に配置した。

写真4は、給水ヘッドと給気ヘッドを示す。吸気ダクトの上に据え付けられており、連絡管は真下に配置されているノズルスタンドに接続されている。写真5は、ノズルスタンドの設置状況を示す。吸気は写真の左から右へ流れる。

3.2 試験方法

噴霧試験はタービン入口温度(TIT)を一定にした運転条件と電気出力を一定に保持した運転条件の2種類を実施した。試験中、IGVの開度は、84°に固定した。吸気加湿冷却システムの作動はプラント負荷が安定した状態で行った。NO_x低減用の水注入は、噴霧中もその量を変えなかった。圧縮機のベルマウスに配置した5点の熱電対で吸気の温度分布を測定し、噴霧中の空間的温度偏差が1℃以内であることを確認した。これより、スプレイ水の気化が空間的に偏りなく起きていることを確認できた。試験は、1997年3月から同年10月までの間に合計33ケース実施し、広範囲な外気条件下でデータを取得した。外気条件の範囲は、乾球温度14.9~33.5℃・相対湿度30~95%であった。

4. 結果と検討

4.1 増出力特性

図8は、タービン入口温度一定条件下で、吸気加湿冷却システムを作動したときの諸量のタイムチャートを示す。このときの外気条件は、気温32.3℃・相対湿度53%で、典型的な夏期の条件を示している。水の投入量は、16:01分の初回に65l/min、2回目に115l/min、3回目に150l/minと3回に分けてステップ状に増やした。初回の水投入で圧縮機入口の空気はほぼ飽和しているように見え(理論上は95%)、加湿により吸気が効率良く冷却されていることがわかる。150l/minのスプレイ

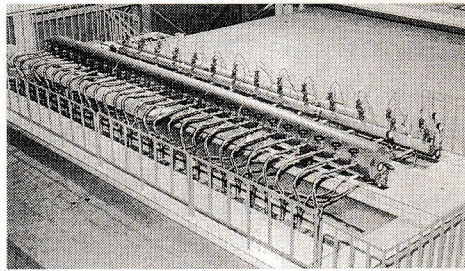


写真4 空気ヘッド(手前)と噴霧水ヘッド(奥)



写真5 ノズルスタンドの設置状況

水の投入で、電気出力は94から103MWに上昇した。これは、率にして10%の増出力になる。このとき、圧縮機入口と出口のガス温度は、それぞれ8℃、20℃の低下を示し、タービン排気温度は6℃低下した。また、スプレイをステップ状に投入または遮断したときの応答時間は1分以内と速やかで、かつ安定していることを確認した。

図9は、噴霧水量と増出力との相関関係を典型的な2種類の夏期の気象条件下で評価したものである。これらの気象条件は絶対湿度がほぼ等しい(0.018)。横軸には、それぞれの外気条件ごとに

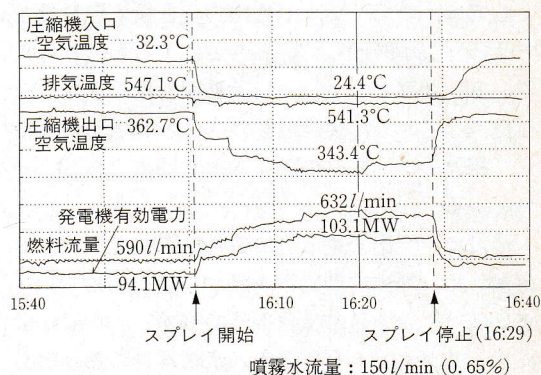


図8 水噴霧試験中のガスタービン諸量の変化

取り込んだ外気が噴霧水の蒸発で飽和湿り空気になる最少の噴霧水量の予想値を示した。この水量未満では投入水の全量が吸気ダクト中で気化し、この水量以上では圧縮機内でも気化が起きる。解析では、既出の図5に例示した累積蒸発率を各ケースごとに求め、これを考慮して圧縮機内の段落温度を求めたのち、気化によるガス組成の変化を考慮して圧縮機とタービンのマッチング計算を行った。計算は多湿条件で増出力性能をやや過小評価する傾向にある。これは、圧縮機内での水滴の蒸発による圧縮機動力低減を過小評価したことによるものと思われる。噴霧総量が増えないとき湿度が高い場合には圧縮機への水滴導入量が増すので、この影響が強く現れたものと考えている。実験データを外挿すると、1%の水投入で約10%の出力増加を見込めることができる。

図10は、吸気に対する噴霧率を一定に保持して水を投入したときの増出力率をさまざまな気象条件で測定し、気温と相対湿度に対して図示したものである。気温が高く湿度が低いほど単位水量あたりの増出力率が高いことがわかる。夏期にピーク電力需要を記録した日は、高気温かつ湿度が比較的低い傾向にあるので、ピーク需要帯に本システムは最も効率的に動作すると言える。一方、国内の平均的な気候は、夏に高温多湿、冬に低温低湿であるので、図10より、増出力率は平均的な意味で季節間の差異が小さい。

4.2 熱効率の向上

図11は、既出の図9と同一の実験でのプラント熱効率のプロットを示す。図9と異なり計算と実験は多湿条件下でもほぼ一致している。この理由としては、計算モデルが増出力量と投入燃料量との比は正しく評価していることによるものと考えている。効率の向上量は実験範囲で投入水量にほぼ比例しており、実験値を外挿すると1%の水投入で相対的に約3%の効率向上を期待できることがわかる。

図12は、増出力量と追加燃料熱量の比 $\Delta p / \Delta f$ で定義した、増出力熱効率を示す。湿球温度(WB)がほぼ等しい4種の気象条件で試験し、噴霧水量に対してプロットしてある。水噴霧無の熱効率が低位発熱量で約29%であるのに対し、これよりも

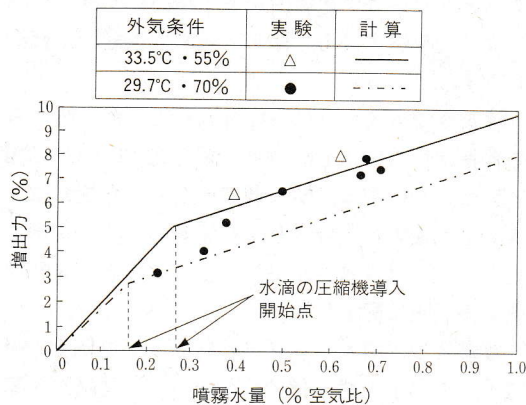


図9 噴霧水量と増出力の関係

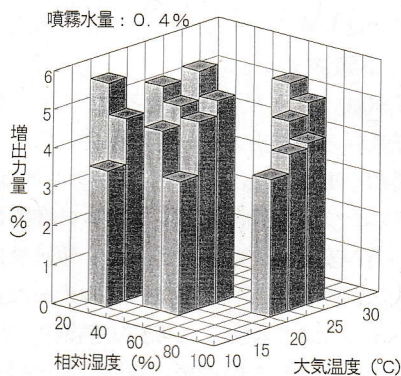


図10 外気条件と増出力の関係 (噴霧水量固定時)

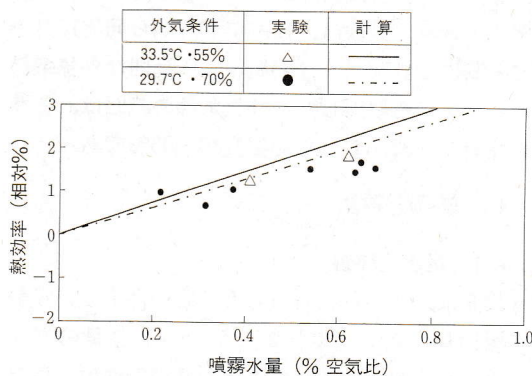


図11 噴霧水量と熱効率の関係

高い値が得られている。増出力量や熱効率の場合と異なり、試験範囲では、相対湿度、噴霧水量と増出力熱効率との間に顕著な相関は見られない。この事実は本システムの経済性評価を行ううえで重要な意味を持つ。すなわち、所要の増出力量を与えられれば上記のパラメータの値を気にするこ

となく、必要な燃料流量を増出力熱効率から算出できるので、経済性評価を行ううえで便利である。増出力熱効率のデータの平均値は39%であり、ブレイトンサイクル(噴霧無)の熱効率(29%)と比べて、絶対値で10%、相対値で34%大きい。一方、従来の吸気冷却システムは、冷熱を生産するために余分なエネルギーを消費するので、そのエネルギー効率は、例えば氷蓄熱式の場合でブレイトンサイクルの65%程度⁽⁸⁾である。したがって、吸気加湿冷却システムによる増出力のエネルギー効率は吸気冷却システムの2倍($\approx 1.34/0.65$)、燃費はその逆数となり、吸気冷却システムの50%程度であることがわかった。これより、吸気加湿冷却システムにおける増出力の燃量消費量は極めて小さいことが証明された。

4.3 定出力運転での特性

噴霧中も噴霧前と同一の出力で運転を行い、燃料流量と排気温度の変化を調べた。結果を図13に示す。燃料流量は、無負荷定速運転で水噴霧量0.45%に対し1%, 95%負荷運転で水噴霧量0.6%に対し0.5%ほど低下した。低負荷ほど低減効果が大きいのは、燃焼温度が低いと圧縮機の仕事低減の寄与が相対的に大きいことによる。タービン排気温度は20℃以上大幅に低下した。吸気冷却による圧縮機入口温度の低下に伴う排気温度低下よりも大きな低下量であり、燃焼温度の低下が起きているものと考えられる。一般に燃焼温度が低下すると熱効率は低下するが、それにもかかわらずサイクル熱効率が向上したのは、圧縮機の仕事低減効果がそれを上回ったことによると考えられる。燃料流量が低下したことは以下の事実からも裏づけられる。

燃料流量を F 、発電量を Q として、サイクルロス L を $L=F-Q$ で定義する。また、 L は吸排気温度をそれぞれ T_1 、 T_4 、作動流体の定圧比熱を C_p とすれば、近似的に $L=C_p(T_4-T_1)$ と表わせる。これから、定出力運転時($\Delta Q=0$)には $\Delta F=\Delta L=C_p(\Delta T_4-\Delta T_1)$ 。ここで、 ΔT_1 、 ΔT_4 は噴霧による吸排気温度の変化量を示す。実験結果から排気温度の低下量は吸気温度のそれよりも大きい。すなわち $\Delta T_4 < \Delta T_1 < 0$ なので、上記の関係式から $\Delta F < 0$ となる。すなわち、出力を保持して噴霧

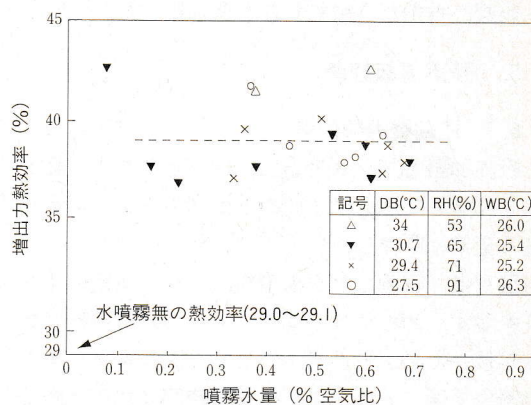


図12 増出力熱効率

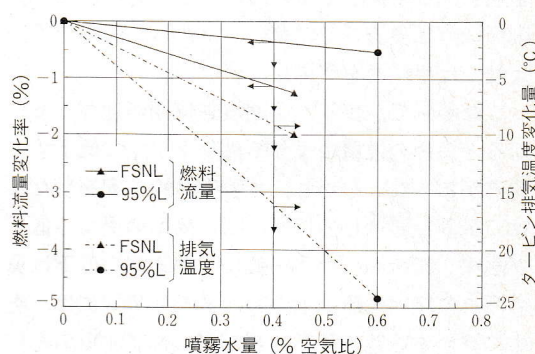


図13 定出力運転時の燃料およびタービン排気温度の変化

すれば燃料流量が減少し、熱効率が噴霧前と比べて向上することになる。次に、燃焼温度の変化量を推定する。

燃焼温度を T_3 、圧縮機出口温度を T_2 とすると出力は $Q/C_p=T_3-T_4-(T_2-T_1)$ と表わせるので、定出力運転時($\Delta Q=0$)には $\Delta T_3=\Delta T_2+\Delta T_4-\Delta T_1$ が成立する。これより、95%負荷試験での実測値 $\Delta T_1=-4.9^\circ\text{C}$ 、 $\Delta T_2=-21.5^\circ\text{C}$ 、 $\Delta T_4=-24.1^\circ\text{C}$ を用いて $\Delta T_3=-40.7^\circ\text{C}$ と大きな温度低下があったと推定される。噴霧中に NO_x 値は50ppmから40ppmに低下した。これは、噴霧による水蒸気量の増大と上記した燃焼温度の低下による。

MATサイクルは、本来、電力のピーク需要対策の一つとして考案されたものであるが、上記したように、発電所の燃費改善と NO_x 低減用の注水量節約、乾式低 NO_x 燃焼器利用のプラントでは脱硝用アンモニアの消費量削減効果などが期待でき、電力閑散期においてもプラントのランニングコス

ト低減に有効な手段であることを示せた。

5. 長期運転経験

5.1 圧縮機内部効率

吸気加湿冷却システムは、1997年3月に実証試験を開始し、その後一度のトラブルもなく再現性良く正常に動作した。

図14は、実測した圧縮機断熱効率の長期トレンドを示す。図中には、本プラントの営業運転開始1年後からのデータが示されている。本プラントは緊急電源であり、年間の運転時間は1000時間に限定されている。年1回の定期検査の時にロータを取り出し手拭きで翼の汚れを除去する以外、特別な洗浄は実施していない。ただし、図中の部分定検では手拭きを実施していない。

したがって、毎年、定期検査時期が近づく頃になると汚れの堆積により断熱効率が急に低下する傾向があった。しかし、水噴霧試験を実施した年は、試験を開始して以降に断熱効率の更なる低下が観察されなかった。一般に断熱効率の低下は翼の汚れに起因することから、本システムには、空中に浮遊する塵や化学物質が翼に付着するのを抑制する作用のあることが推定される。この推定を確認するために圧縮機翼の検査を実施した。

5.2 圧縮機翼の検査

写真6は、2年間供用後の圧縮機初段動翼の外観を示す。この間、噴霧試験は断続的に1年半実施した。堆積物は微量であり、エロージョンやコロージョンの痕跡も認められなかった。静翼については、IGV、1～3S、12Sおよび最終段静翼(EGV)を対象に、付着物の定性・定量分析を行った。どの翼も堆積物は少なく、特に後段側では沈着量が少なかった。腐食性元素の含有率も少なかった。

このような結果から、吸気加湿冷却システムは、噴霧条件(粒径、水質、均一性)が適正に制御されるならば、長期間の適用に耐えて再現性良く動作することを確認した。さらに本システムには、適正な使用頻度で、圧縮機翼面の汚れに起因するプラント熱効率の低下も抑制する機能のあることが判明した。

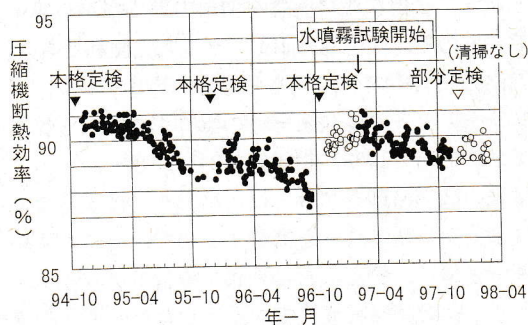


図14 圧縮機断熱効率の経時変化

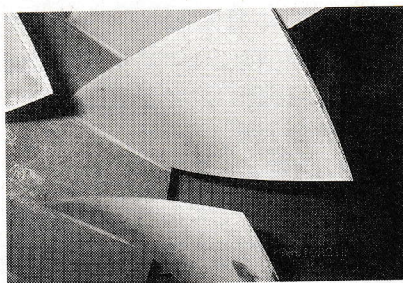


写真6 圧縮機第1段動翼腹側の外観

6. 結 言

ガスタービンの吸気に超微粒の水滴を混入して、出力を向上し効率も改善する新しいサイクル理論(MATサイクル)を提唱し、それに基づく吸気加湿冷却システムの有効性を115MW級シンプルサイクル発電所で実証した。

得られた主要な結論を以下に示す。

- 1) MATサイクルの増出力機構は、既存の技術である①吸気冷却②インタークーリング③スチームインジェクションを複合したものとして理解できる。
- 2) 噴霧による増出力量、熱効率向上量は、水噴霧量にほぼ比例する。対空気量比で1%の水噴霧による増出力は夏季の気象条件下で約10%であり、熱効率の向上は相対で3%である。
- 3) 増出力効果は、気温が高く湿度が低い気象条件ほど大きい。
- 4) 増出力と追加燃料熱量との比で定義した増

出力熱効率は、噴霧前の熱効率を絶対値で10%上回った。この値は、実験範囲内で気象条件と噴霧水量への依存性は小さい。

- 5) 圧縮機翼への汚れの堆積を抑制する機能があり、圧縮機の断熱効率の経時的低下を防止する。
- 6) 1年半の供用後の検査でエロージョン・コロージョンの痕跡が認められなかった。

参 考 文 献

- (1) Ebeling, J. A. et al.: ASME Paper 92-GT-265 (1992)
- (2) 石川ほか: 火力原子力発電 Vol.48 No.12 Dec. 1997 p.82
- (3) 斎藤: 日本ガスタービン学会誌 Vol.23 No.92 Mar. 1996 p.3
- (4) 遠藤ほか: 火力原子力発電 Vol.46 No.10 Oct. 1995 p.7
- (5) Utamura, M. et al.: ASME Paper 97-AA-142 (1997)
- (6) Tsubouchi, K. et al.: ASME Paper Book No.G 00518 (1990) p.251
- (7) 宇多村ほか: 日本ガスタービン学会誌 Vol.25 No.98 (1997.9) p.99
- (8) Utamura, M. et al.: ASME Paper 96-GT-516 (1996)