

特集

発電技術の最近の動向

超微粒水噴霧によるガスタービン増出力システム

Gas Turbine Power Up System Using Finely Atomized Water Spray

宇多村 元 昭*

Motoaki Utamura

1. 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があり¹⁾、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なった実証試験について述べる。

2. 吸気加湿冷却システムの増出力原理

2.1 システムの概要

吸気加湿冷却システムは、圧縮機の吸気に常温の微細な噴霧水を混入することにより、ガスタービンの出力を増加し、熱効率を向上するものである。図-1に本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、水の噴霧装置が配置され、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シンプルな構成になっている。超微粒の水噴霧を形

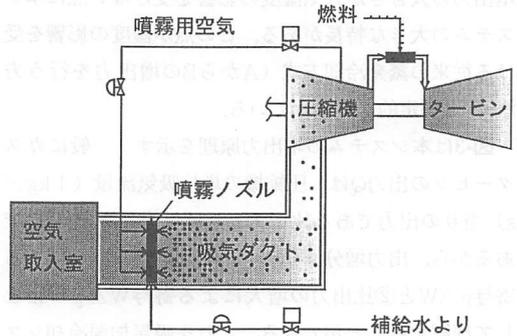


図-1 ガスタービン吸気加湿冷却システムの概念図

成すれば、気化が促進し、吸気は圧縮機に到達する前に飽和湿り空気となる。こ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、圧縮機が吸引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内部ガスを冷却する。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出力の増加を図るものである。

2.2 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

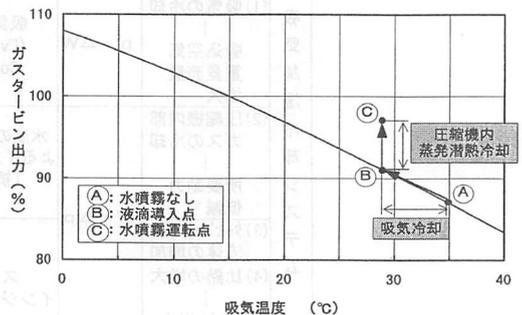


図-2 吸気温度-ガスタービン出力特性と水噴霧運転点

* (株)日立製作所 日立工場工場長付
〒317-8511 茨城県日立市幸町3-1-1

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場に比べて約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、まず吸気の冷却効果でAからBへ、さらに圧縮機の内部ガスの冷却効果で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、湿度が高いと冷却効果が少ないので小さいが、その場合でも本システムは、BからCへの増出力の伸長によりそれを補える。このように、増出力の大きさが大気湿度の影響を受けない点に本システムの大きな特長がある。この点が湿度の影響を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）⁴⁾と決定的に異なっている。

図-3は本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（1kg/s）当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 $p\Delta W$ と②比出力の増大による寄与 $W\Delta p$ 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。比出力の増加機構は更に内部ガスの冷却による圧縮機動力の低減と内部で蒸発した水滴が作動流体に転化することによるタービン出力の増加に還元される。タービン出力の増加は、タービン作動流体量の圧縮機作動流体量に対する相対的な増大効果と定圧比熱の大きい水蒸気の混入によるタービン作動流体のエンタルピの増大効果に

起因すると解釈できる。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ことから、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。

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した⁵⁾。

3.1 試験装置

実証試験に用いたガスタービン発電設備はF9E型ガスタービンを搭載し、燃料に白灯油を用いている。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。

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。圧縮機入口部に配置し

$\Delta Q = p \cdot \Delta W + W \cdot \Delta p$
 $Q : \text{GT出力} \quad W : \text{吸気流量}、p : \text{比出力}$

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)	
	(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)	
	(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	

図-3 増出力原理

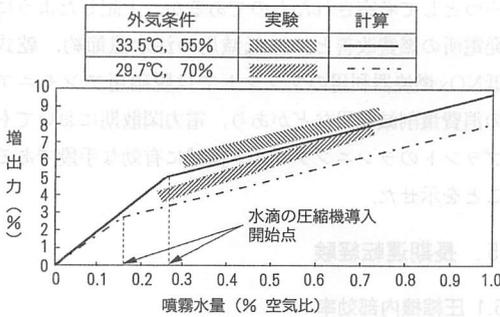


図-4 噴霧水量と増出力の関係

た5点の熱電対で吸気温度分布を測定し、噴霧中の空間的温度偏差が1°C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°C、相対湿度30~95%であった。

4. 結果と検討

4.1 増出力特性

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。外気条件は、気温32.3°C、相対湿度53%で、典型的な夏期の条件を示している。150 l/minのスプレイ水の投入で、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。この時、圧縮機入口と出口の空気温度はそれぞれ8°C、20°Cの低下を示し、タービン排気温度は6°C低下を示した。また、スプレイをステップ状に投入又は遮断した時の出力の応答時間は1分以内と速やかにかつ安定していることを確認した。

図-4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取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、圧縮機の段落ごとに水滴の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少評価するものの全体としては実験と良く一致している。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わかる。吸気に対する噴霧率を一定に保持して水を投入した時の増出力率をさまざまな気象条件下で測定したところ、気温が高く湿度が低いほど単位水量当りの増出力率が高いことがわかった。夏期にピーク電力需要を記録した日は、暑く湿度が比較的低い傾向にあるので、本システムはピーク需要帯に最も効率的に動作すると言える。

4.2 熱効率の向上

効率の向上量は実験範囲で投入水量にほぼ比例すること、1%の水投入で相対的に3%の効率向上を図ることがわかった。

図-5は増出力量と追加燃料熱量の比で定義した、増出力熱効率を示す。4種の気象条件下で試験したデータの存在範囲をハッチングで示してある。4種の気象条件は気温27.5~34°C相対湿度53~91%であり、湿球温度は25.2~26.3°Cとほぼ等しかった。試験範囲では、外気条件、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。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。これより吸気加湿冷却システムにおける増出力の燃費は極めて小さいことが証明された。表1は各種緊急電源のエネルギー効率の逆数(ν)を比較したもので無次元燃料消費量を表している。従来の吸気冷却システムは、冷熱を生産するために余分のエネルギーを消費するので、その燃費は、例えば水蓄熱式の場合でブレイトンサイクルの156%程度である。一方、吸気加湿冷却システムによる増出力の燃費は、吸気冷却システムの48%程度であることがわかった。

又、冷熱生産に排熱用のクーリングタワーを用いる吸気冷却システムと本システムの消費水量を比べた場合、同じ電気エネルギーを得るのに必要な水量は、M

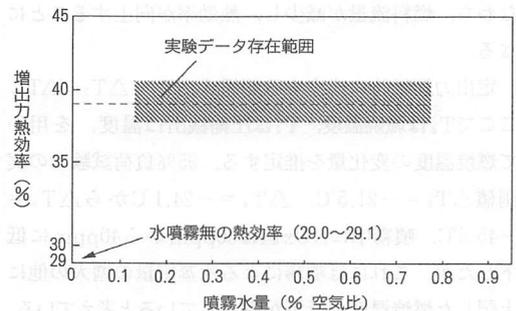


図-5 増出力熱効率

表1 各種緊急電源の単位増発電当りの消費エネルギー比較

大気温度33°C

増出力システム	消費燃焼エネルギー/ 増発電エネルギー, ν (-)	備考
水蓄熱型吸気冷却 (シンプルサイクル適用時)	5.0	吸気温度 15°C
揚水発電	3.1	ポンプ効率 0.7
シンプルサイクル ガスタービン	3.2	サイクル 熱効率 0.31
MATサイクル (シンプルサイクル適用時)	2.4	水噴霧

X: 燃料代 (円/kWh), β : 燃料単価 (円/Mcal)

$$X = \frac{860}{1000} \beta \nu$$

ATサイクルを基準にすると水蓄熱システム (成績係数2.5) で1.8倍, 液体空気蓄熱システム (成績係数0.5) では2.5倍になる⁹⁾。

4.3 定出力運転での特性

噴霧中も噴霧前と同一出力を保持する運転を行い, 燃料流量と排気温度の変化を調べた。燃料流量は, 水の噴霧で, 無負荷定速運転時に1%, 95%負荷時に0.5%低下した。タービン排気温度は20°Cを超える大幅な低下を示し, 燃焼温度も大幅な低下があったと推定される。それにも拘らずサイクル熱効率が向上した理由は以下のように説明することができる。

燃料流量をF, サイクルロスとすると発電量をQとして, $Q = F - L$ 。また, Lは吸排気温度をそれぞれ T_1 , T_4 として, $L = T_4 - T_1$ 。この2つの関係と吸気温度一定 ($\Delta T_1 = 0$) の条件から定出力運転時 ($\Delta Q = 0$) には $\Delta F = \Delta T_4$ ($= T_4' - T_4$) であることが示せる。ここで, T_4' は噴霧中の排気温度を示すが, 実験結果から $T_4' < T_4$ なので $\Delta F < 0$ となる。すなわち, 燃料流量が減少し, 熱効率が向上することになる。

定出力運転時に成立する関係式 $\Delta T_3 = \Delta T_2 + \Delta T_4$, ここで T_3 は燃焼温度, T_2 は圧縮機出口温度, を用いて燃焼温度の変化量を推定する。95%負荷試験での実測値 $\Delta T_2 = -21.5^\circ\text{C}$, $\Delta T_4 = -24.1^\circ\text{C}$ から $\Delta T_3 = -45.6^\circ\text{C}$ 。噴霧中にNO_x値は50ppmから40ppmに低下したが, これには噴霧による水蒸気量の増大の他に上記した燃焼温度の低下が寄与していると考えている。

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あり, 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後一度のトラブルもなく再現性良く正常に動作した。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。年一回の定期検査の時にロータを取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。したがって, 毎年定検時期が近づく頃になると汚れの推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さら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。

5.2 圧縮機翼の検査

噴霧試験は断続的に1年半実施した。定期検査時に行った目視点検で推積物は微量であり, 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。どの翼も推積物は少なかったが, 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, 長期間の運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。

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) 対空気量比で1%の水噴霧による増出力は夏期の気象条件下で約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に殆ど依存しない。

(5) 圧縮機翼への汚れの推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圧縮機翼面にエロージョン、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.; "Peaking Gas Turbine Capacity Enhancement Using Ice Storage for Compressor Inlet Air Cooling," ASME paper 92-GT-265 (1992)
- 2) 石川明, 田中雅; 液体空気噴霧によるガスタービン吸気冷却の実証試験, 火力原子力発電, Vol.48 No.12 Dec.1997 P82
- 3) 斎藤浩平; ガスタービン吸気冷却システム, 日本ガスタービン学会誌, Vol.23 No.92 Mar.1996 P3
- 4) 遠藤幸雄, 大内一紘; 1100°C級コンバインドサイクル運転・保守実績, 火力原子力発電, Vol.46 No.10 Oct.1995 P7
- 5) 宇多村元昭他3名; 水噴霧を利用したガスタービンの出力増加(熱サイクルの理論的検討と検証), 日本ガスタービン学会誌, Vol.25 No.98 Sept.1997 P99
- 6) Utamura, M. et al.; "A New Gas Turbine Cycle for Economical Power Boosting" ASME paper 97-AA-142 (1997)

共催行事ごあんない

「第36回日本伝熱シンポジウム」について

〔開催日〕平成11年5月26日(水)～28日(金)

〔講演会場〕

KKRホテル熊本

(熊本市千葉城町3-31, TEL (096) 355-0121)

熊本厚生年金会館

(熊本市千葉城町4-25, TEL (096) 355-3295)

〔参加費〕

一般 事前申込: 8,000円 当日申込: 9,000円

学生 事前申込: 4,000円 当日申込: 4,500円

〔講演論文集〕

1) シンポジウム参加者(会場受付にてお受け取り下さい)

日本伝熱学会会員: 無料(1セット),

非会員: 8,000円(1セット)

2) シンポジウム不参加者

日本伝熱学会会員: 無料(1セット)で後日郵送

非会員: 9,000円(1セット・送料込み)で後日郵送

〔事前申込締切〕平成11年4月16日(金)(消印有効)

〔問い合わせ先〕第36回日本伝熱シンポジウム準備委員会広報担当 笹口 健吾

TEL (096) 342-3756, FAX (096) 342-3729,

E-mail: sasa@gpo.kumamoto-u.ac.jp

ホームページ: <http://www.mech.kumamoto-u.ac.jp/sympo>

詳しい情報は上述のホームページをご覧ください。