

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	ガスタービン吸気水噴霧冷却技術
著者(和文)	宇多村 元昭
出典(和文)	日本ガスタービン学会誌, Vol. 37, No. 4, pp. 13 - 19
発行日 / Pub. date	2009, 7

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。夏季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。

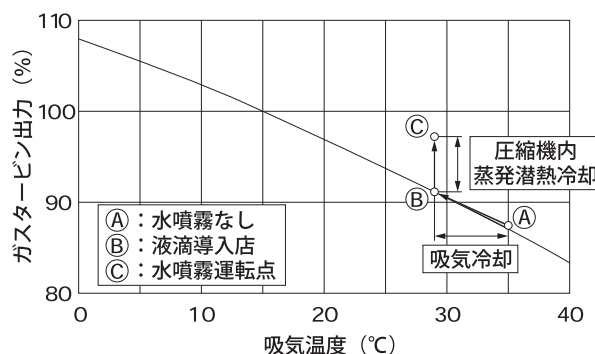


図1 ガスタービン出力の大気温度特性と吸気冷却による出力回復

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

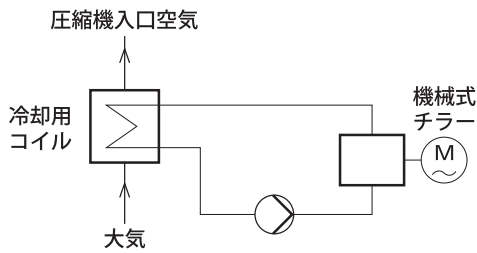


図2 従来の吸気冷却システム

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

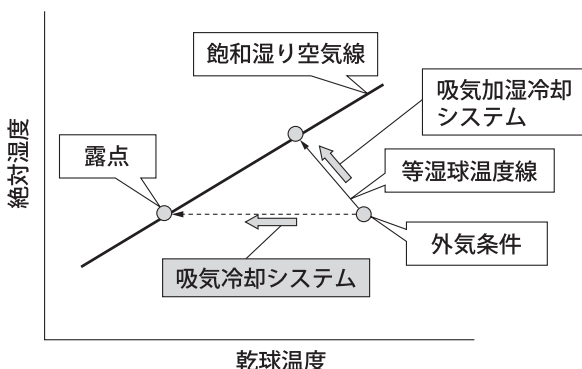


図3 湿り空気線図上の吸気冷却と吸気加湿冷却システムの運転経路

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。

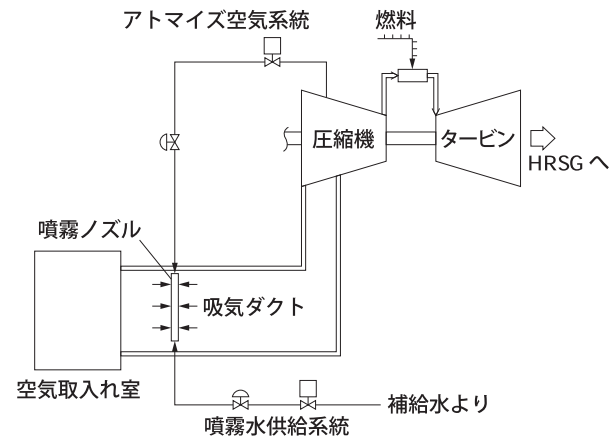


図4 吸気噴霧冷却システムの概要

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

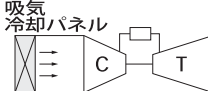
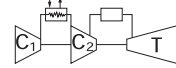
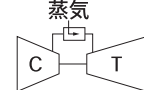
M A T サイ クル	増出力機構	Q	類似既存システム	概念図
	(1) 吸気の冷却で吸込流量増大	$p \cdot \Delta W$	吸気冷却	
	(2) 圧縮機内部ガスの冷却で所要動力低減	$W \cdot \Delta p$	水滴の蒸発潜熱によるインタークーラ (排熱ゼロ)	
	(3) 作動流体の増加 (4) 比熱の増大		スチームインジェクション	

図5 吸気噴霧冷却システム (Inlet fogging) の出力増加原理

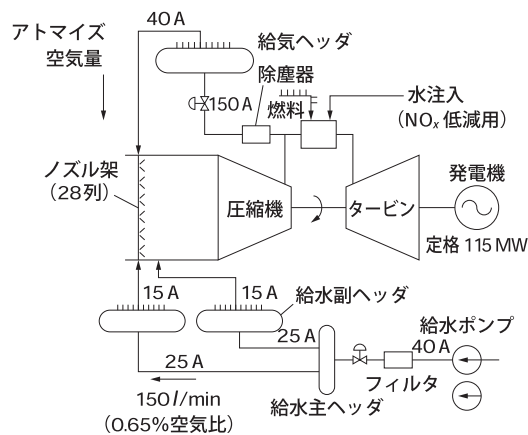
内部ガスの冷却で v が減少すれば、所要動力 Q が減少する。さらには、水蒸気の比熱が空気の約2倍大きいので、タービン流量の空気換算増加量は圧縮機内部での蒸発量の2倍になる。OSでは空気質量比で1%の水の投入により、大気条件によらず約7%の出力増加と2%の熱効率向上が得られ、EFとOSの合計出力は、約10%である。図6は、F9Eシンプルサイクルを用いた実証試験のフローとオーバースプレイ運転の起動停止時諸量の時刻歴を示す。

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。

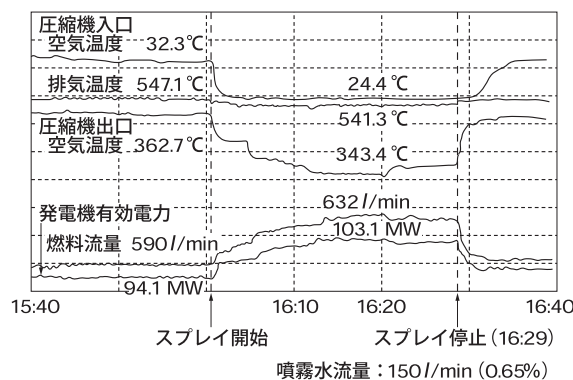
$$\eta_{inc} = \Delta Q / \Delta F \tag{3}$$

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

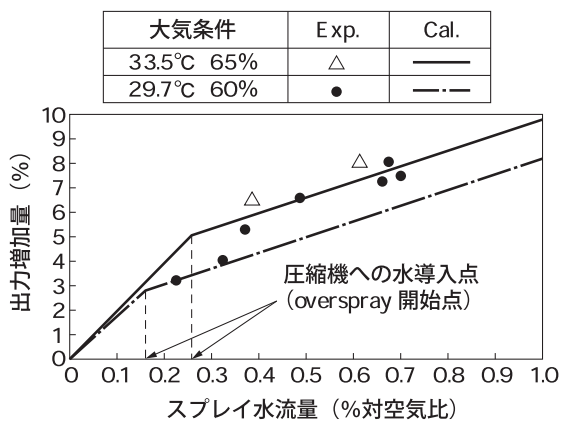


図7 オーバースプレイ運転時噴霧水量と出力増加量

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されている。

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に必要な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程度の低压空気源（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

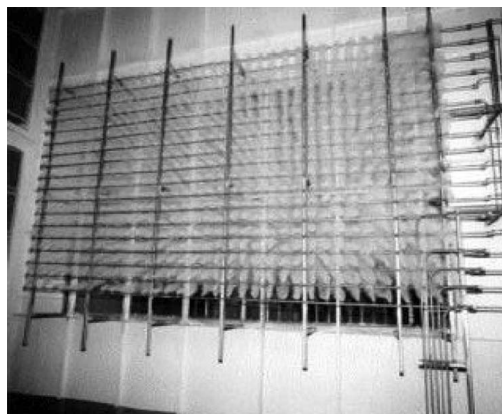


図9 吸気噴霧運転の状況

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⁾。大気の乾球温度 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。

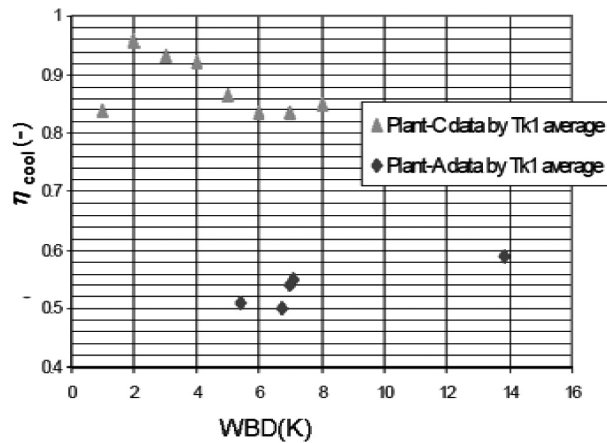


図10 スプレー効率

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。

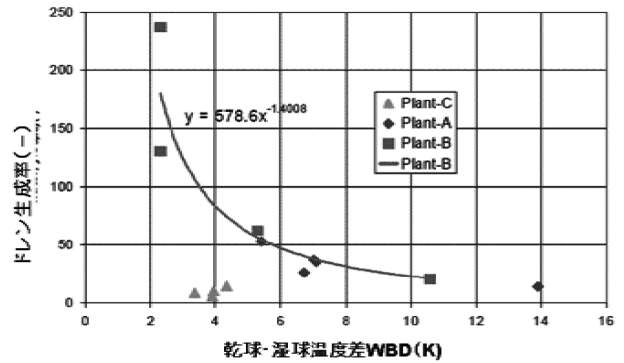


図11 ドレン生成の予測

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⁾。

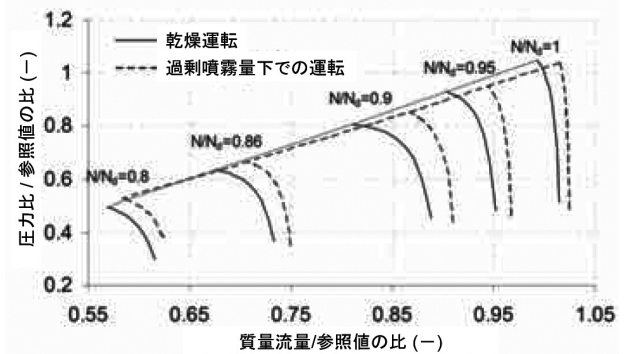


図12 過剰噴霧量1%での圧縮機運転マップ

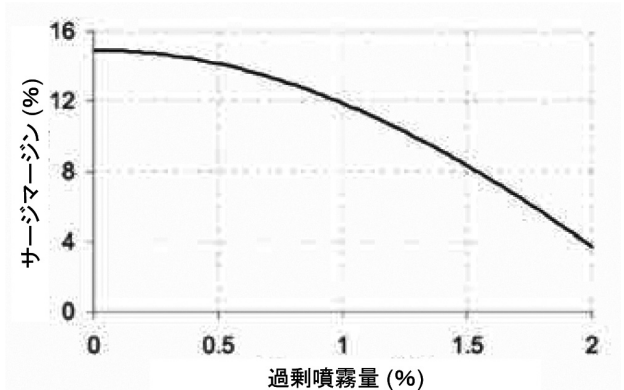


図13 過剰噴霧量が圧縮機サージマージンに及ぼす影響

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。5 μ m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15 μ m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SMD15 μ m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20 μ m)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

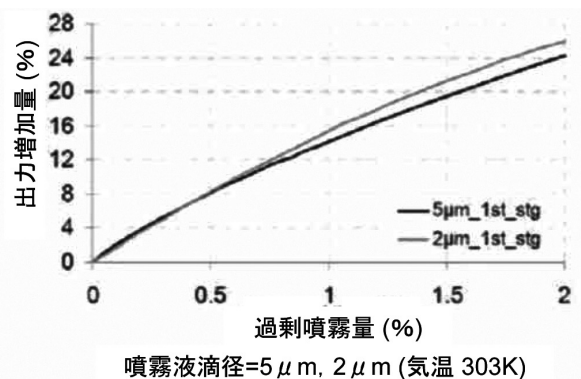
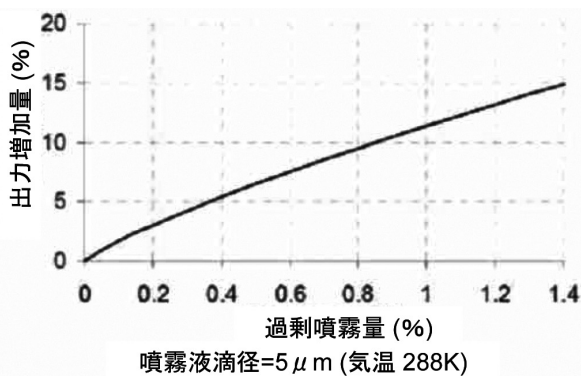


図14 過剰噴霧量が出力増加に及ぼす影響

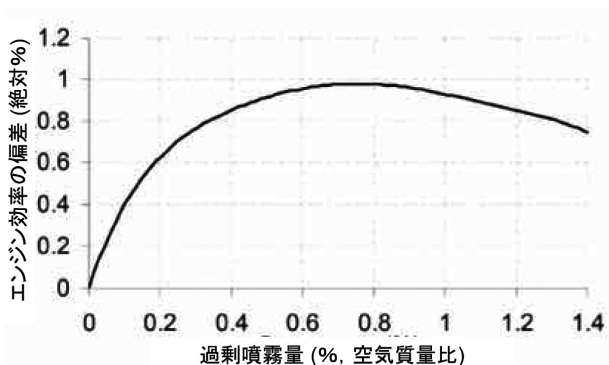


図15 過剰噴霧量がエンジン効率に及ぼす影響

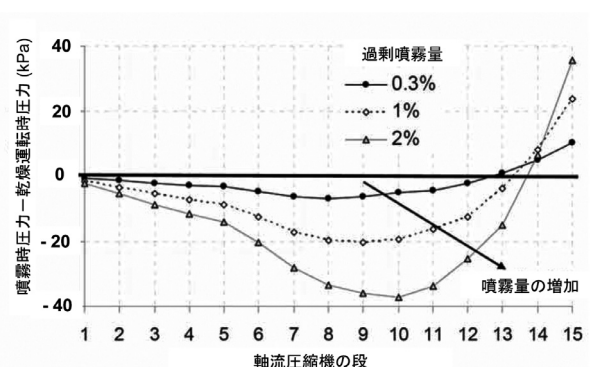


図16 乾燥運転との偏差で示した過剰噴霧時の圧縮器内圧力分布の変化

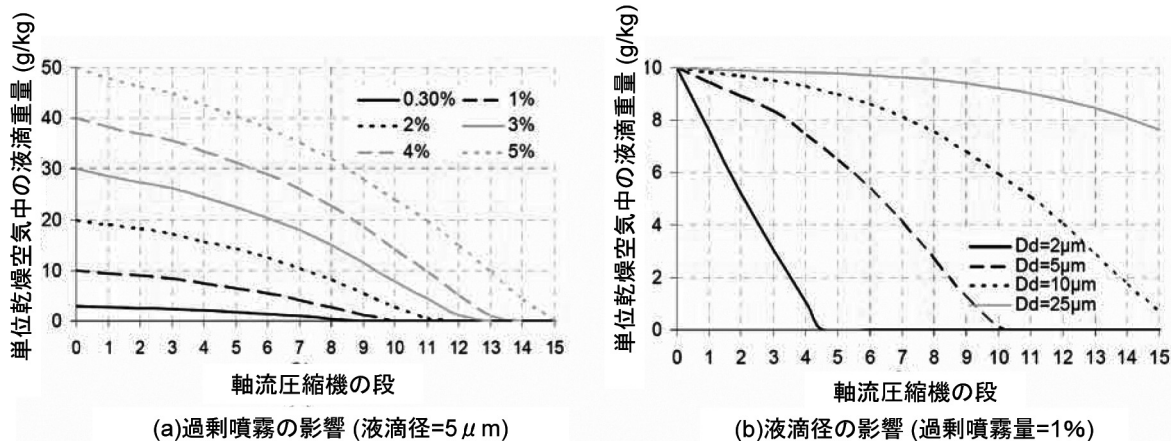


図17 噴霧量と液滴径が圧縮器内蒸発挙動に及ぼす影響

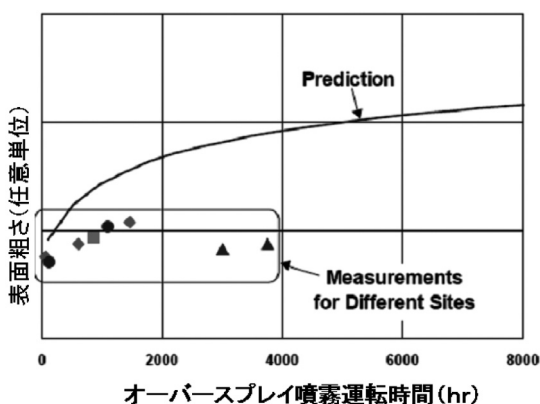


図18 圧縮機1段動翼リーディングエッジ部の表面粗さ測定

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.