

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	水噴霧を利用したガスタービンの特性改善
著者(和文)	宇多村 元昭
出典(和文)	蒸気サイクルシステムの将来, 日本機械学会 講習会別刷り
発行日	1998, 6

水噴霧を利用したガスタービンの特性改善

(株) 日立製作所
宇多村 元昭

(社) 日本機械学会 講習会別刷

'98.6.25 蒸気サイクルシステムの将来

9 水噴霧を利用したガスタービンの特性改善

(株) 日立製作所 宇多村元昭

1. まえがき

ガスタービンは気温が上昇すると出力が自然低下する特性がある。このため、電力需要が高まる夏期にガスタービンの出力を回復する技術の開発が進められている。代表的なものに吸気冷却システムがある。^{(1), (2)} 他方、電気料金を欧米主要国並にするために、既存の発電設備の利用率向上や効率向上のための諸施策が模索されている。

このような動向を受けて、MAT (Moisture Air Turbine) サイクルを提唱した。^{(3), (4)} 本技術は、水の気化潜熱を利用して圧縮機の吸気ならびに内部ガスを冷却することにより、ガスタービンのサイクル特性を改善するものである。本報では、115 MW級のシンプルサイクル発電所でサイクル原理を実証し、長期間の運用で設備の信頼性を確認した結果について述べる。

2. 原理

2.1 MATサイクルの増出力原理

MATサイクルは、圧縮機の吸気に微細な水滴を混入することにより、ガスタービンを無理なく効率的に高出力化することを目的とする。図1はMATサイクルの概念図を示す。圧縮機の吸気ダクト中に、水を噴霧する装置が配置されており、給水系とアトマイズ用の加圧空気源が接続されている。噴霧水滴は吸気と共に移動しながらその一部が気化して吸気を冷却する。液滴径が十分に小さければ熱と物質伝達が促進するので、吸気は圧縮機に到達する前に飽和湿り空気になり、残りの水滴は圧縮機内部で気化し、内部ガスを冷却する。

一般にガスタービンの出力 Q は、比出力 p と吸気重量流量 W の積として表せるから、出力増分は次式で評価できる。

$$\Delta Q = p \Delta W + W \Delta p \quad \dots\dots\dots (1)$$

すなわち、吸気量の増大による寄与（右辺第一項）と比出力の増大による寄与（右辺第二項）との和として表せる。図2は、この観点からMATサイクルの増出力機構を整理したものである。

第1の機構は吸気冷却により吸気重量流量を増大、残りの3つの機構は比出力を増大する。第2の機構は内部ガスを冷却して圧縮機の所要動力を低減する。圧縮機の圧縮仕事率 R は体積流量 \dot{V} の圧力積分、すなわち、圧縮機の出入口圧力を P_1 、 P_2 として

$$R = \int_{P_1}^{P_2} \dot{V} dP \quad \dots\dots\dots (2)$$

内部ガスが冷却されると体積流量 \dot{V} は減少するので、 P_2 が変化しなければ圧縮仕事率 R は低下する。気化潜熱を利用した直接冷却なので、サイクル外への熱ロスが生じない点が重要である。

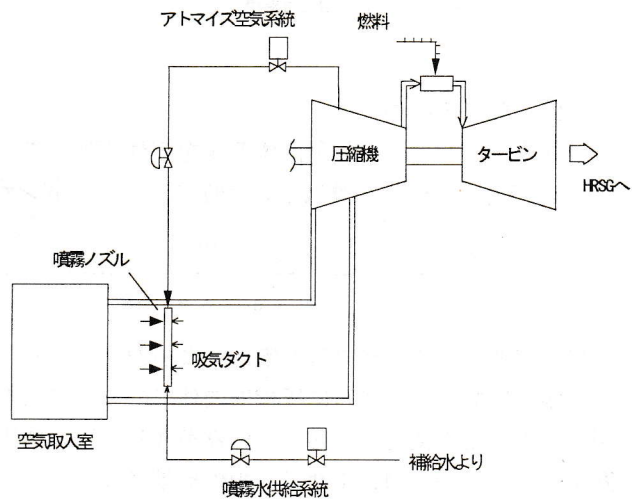


図1 MATサイクルの概念図

第3、第4の機構はタービン作動流体中の水蒸気量が増すことによる効果である。第3の機構は、タービン作動流体量が圧縮機内での蒸発分だけ圧縮機作動流体量を上回ることにより、又第4の機構はタービン作動流体の比熱が増大することにより、それぞれタービン出力の増加を生み出す。

上記の機構は、既存の増出力技術である ① 吸気冷却 ② インタークーリング ③ 蒸気注入 (STIG) に対応する。これより、MATサイクルは水消費量を増すことなく上記の既存システムを複合した効果を実現するサイクルとして理解することができる。

図3は、T-S線図上でブレイトンサイクルとMATサイクルの比較を示す。両者の燃焼温度は等しいものとする。軸が定速回転するブレイトンサイクルは、高温下では、主として空気密度が低くなる結果として吸気重量流量が減少するために出力が大幅に低下する。MATサイクルは、燃焼温度を高めることなく、出力を回復し、ガスタービンの潜在能力を引き出すものと言える。以下に示すように、エネルギー効率が非常に高いので、夏期のみでなく極寒の冬期を除いて通年使用することによっても経済的なメリットが生じる。

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

増出力機構	ΔQ	類似既存システム	概念図
M A T サ イ ク ル (1) 吸気の冷却で吸込流量増大	$p \cdot \Delta W$	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2 MATサイクルの増出力機構

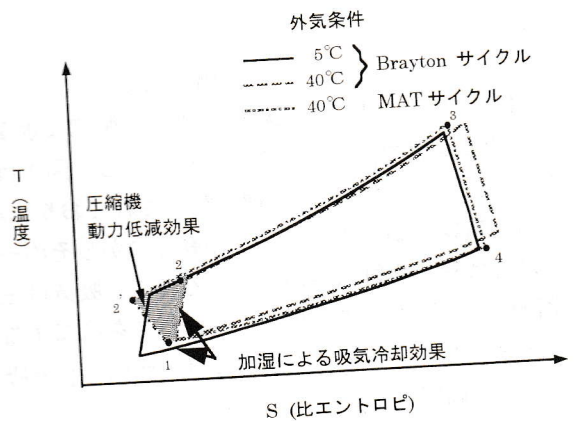


図3 熱サイクルの比較

2.2 熱効率の向上

ガスタービン各部の作動流体温度をそれぞれ、 T_1 : 圧縮機入口、 T_2 : 圧縮機出口、 T_3 : タービン入口、 T_4 : タービン排気とした時に、ブレイトンサイクルの熱効率 η は次式で与えられる。

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \dots \dots \dots (3)$$

MATサイクルの熱効率を定性的に検討するにあたり、簡単のため以下の仮定を設ける。外気は飽和湿り空気とし、さらに圧縮機内外での気化による作動流体増加を無視する。すると、この場合図2中の増出力機構のうち、2のみが残り、圧縮機出口の温度が T_2' に低下する。冷却の過程で熱ロスはないのでMATサイクルの熱効率 η' は式(3)の T_2 を T_2' で置換したものになり、右辺第2項が小さくなる。これより、明らかに $\eta' > \eta$ であり、熱効率が向上する。

表1 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

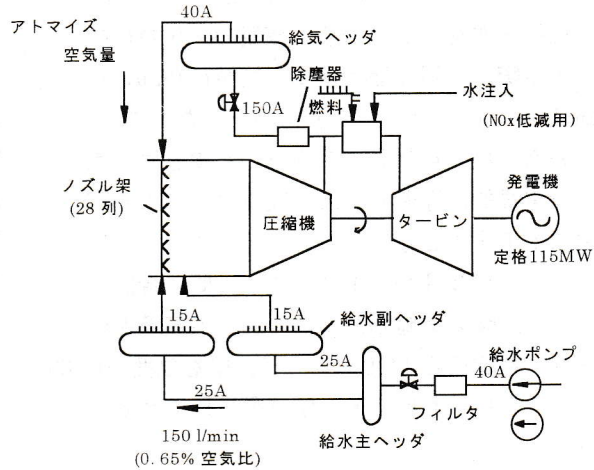


図4 実証試験装置系統図

3. 実証試験

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1に示す。F9E型ガスタービンを搭載したシンプルサイクル発電所で燃料には白灯油を用いている。空気取入室は建物の屋上にあり、空気はそこから短形の水平ダクトと垂直下降ダクトを経由して、一階面に設置してある圧縮機に取り込まれる。

水噴霧ノズルは、水平ダクトのサイレンサ下流側背面に設置した。噴霧が吸気と均一に混合する様にノズル架を流路断面内に28列等間隔に配置した。ノズル総数は280個である。図4は試験装置のフローシートを示す。ノズル架には、燃焼器水注入用の所内純水とアトマイズ用加圧空気が供給されている。加圧空気源は、圧縮機吐出部にあり、そこから抽気した高圧空気を減圧して用いている。粒径を一定に保持するため抽気量は噴霧量に比例させた。抽気によるガスタービンの出力低下量は増出力の10%以下である。

3.2 試験方法

水の投入はプラント負荷が安定した状態で行った。試験中IGV開度は84°に固定した。無負荷定速運転(FSNL)50%負荷、95%負荷に出力を固定した試験と、燃焼温度を一定にして出力を出なりにする試験を行った。後者では、圧縮機圧力比と排気温度の実測値から推定した燃焼温度を一定に保持する排気温度制御を行った。その際、水噴霧により燃焼ガス中の水蒸気含有量が増大することによる排気ガスの物性値の変化に対する補正は施さなかったため、実際の噴霧中の燃焼温度は噴霧前と比べて1°C程度低いと推定している。

この発電所では、NO_x低減用に常時燃焼器に1.2%の水注入を行っているが、噴霧中もその量は操作しなかった。

圧縮機入口部に配置した5点の熱電対で吸気の温度分布を測定した。噴霧中の温度の相違は1°C以内であった。これは、気化が空間的に偏りなく起きていることを示している。

噴霧水の一部はノズルの下流にあるトラッシュスクリーンで捕捉されるのでドレンとして回収し、給水量からさしひいて有効噴霧量を算出した。ドレン発生量は5%程度であった。

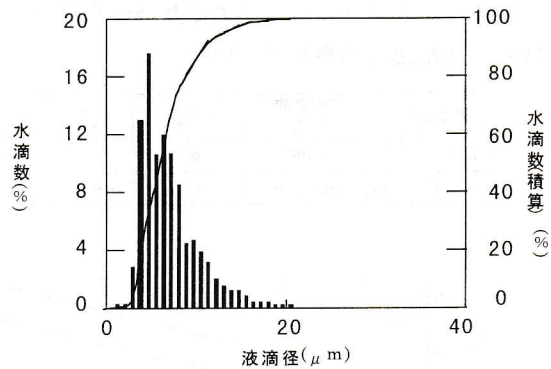


図5 粒径分布

図5はノズルから30 cm離れた位置での噴霧水の粒径分布を示している。液滴の気化特性に注目する際に有用な面積基準平均粒径(Sauter Mean Diameter, SMD)は10 μmであった。この粒径の液滴は、自然界の雲や乾いた霧と同じ大きさで実質的に浮遊しており吸気ダクト内を移動中に落下することはない。

1997年3月から10月までの間に合計33ケースの試験を実施した。この間の外気条件の範囲は、乾球温度14.9~27.4℃、相対湿度30~89%であり、噴霧水量の最大値は吸気比で0.62%であった。

4. 結果と検討

4.1 増出力特性

図6は燃焼温度一定運転時の試験結果の一例を示す。噴霧前後の諸量のトレンドが示されている。水は15:51分に80l/min、15:55分にさらに25l/minをステップ状に投入した。噴霧の起動・停止時の出力応答の時定数は1分程度と速やかである。又、起動・停止を含む噴霧運転中に、排気温度スプリット、圧縮機内の圧力変動やケーシングの加速度の振動レベルに特別な変化はなかった。圧縮機入口の吸気は1回目の水の投入で飽和点に達し、2回目の水投入時には変化がみられない。外気の相対湿度はこの時83%R.H.であり、理論的には0.1%の水投入で飽和湿り空気に到達する。空気比0.45%(105l/min)の水投入下での増出力は5 MW、又各部の温度を噴霧前と前および噴霧中の熱効率は各々28.55%、28.89%であり理論から予想された熱効率の向上が実証された。特に、増出力 ΔQ と追加燃料による入熱量 Δf との比を増出力熱効率 $\Delta Q/\Delta f$ と定義すると、この値は38.1%となり、噴霧前のサイクル熱効率の1.3倍であり、増出力自体が高効率に行われていることがわかる。増出力熱効率は、増出力のランニングコストを評価する際に有用な指標である。

図7は、噴霧量と増出力との関係を示す。試験範囲内では、増出力は噴霧量にほぼ比例している様に見える。しかし、圧縮機内での液滴の蒸発を考慮した、圧縮機とタービンのマッチング計算は、単位噴霧量あたりの増出力は吸気冷却の効果(機構1)の方が比出力増加効果(機構2,3,4の合計)をやや上回る結果を与えた。

図8は、外気条件が増出力に及ぼす影響を示す。噴霧水量は0.4%である。気温が高く、湿度が低いほど増出力効果が著しい。

外気条件	噴霧前出力	実験	計算
15℃, 30%	115MW	●	——
27.3℃, 70%	107.5MW	○	- - - -

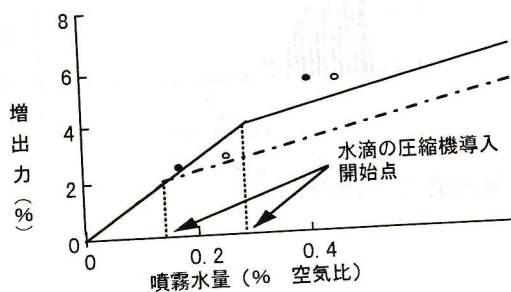


図7 噴霧水量と増出力の関係

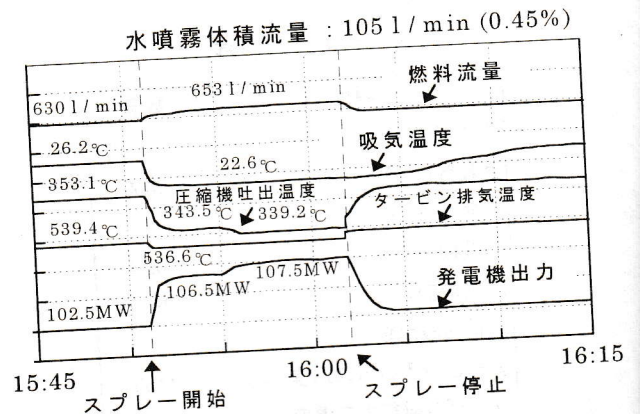


図6 水噴霧試験時の主要パラメータ変化

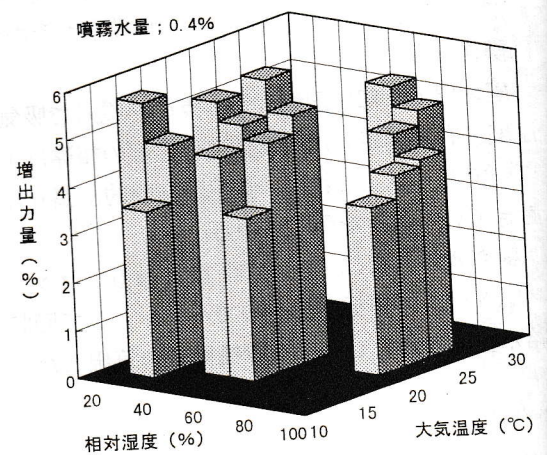


図8 外気条件と増出力の関係

4.2 熱効率

図9は、熱効率と噴霧量の関係を示す。実験範囲で熱効率は噴霧量にほぼ比例して増加する傾向にあり、解析と良く合っている。増出力、追加燃料をそれぞれ ΔQ 、 Δf として増出力熱効率 η を次式で定義する。

$$\eta \equiv \Delta Q / \Delta f \quad \dots\dots\dots (4)$$

図10は、増出力熱効率をプロットしたものである。熱効率の向上は、ブレイトンサイクルの吸気冷却効果と、圧縮機の仕事低減の2つから成り立っている。熱効率向上への寄与は後者の方が大きいことから、同一水量下では外気が高湿度ほど増出力熱効率が大きい。実験範囲内では水量増加とともに増出力熱効率が向上した。0.4%の水投入において、増出力熱効率はブレイトンサイクルの1.5~2倍にも達し、増出力が高効率に行われていることがわかる。

4.3 定出力運転での特性

噴霧中も噴霧前と同じ出力を保持する運転を行い燃料流量の変化を調べた。

この試験ではタービン排気温度が20℃を超える大幅な低下を示した。FSNL、95%負荷での測定結果を図11に示す。発電機出力ゼロ(FSNL)で1%、95%負荷で0.5%の燃料消費量の低減がみられた。低負荷ほどヒートレイトが小さいのは、燃焼温度が低いため、圧縮機の仕事低減の寄与が相対的に大きいことによる。燃料流量特性は以下のように説明できる。

燃料流量を F 、サイクルロス L とすると発電量 Q は $Q = F - L$ 、また、サイクルロスは排気温度 T_4 、吸気温度 T_1 として $L = T_4 - T_1$ 、この2式から $Q = \text{const}$ の条件下での燃焼流量変化量 ΔF は $\Delta F = \Delta T_4 (\equiv T_4' - T_4)$ 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、実験結果より $T_4' < T_4$ なので $\Delta F < 0$ すなわち燃料流量が減少することになる。また、燃料流量低下率 $\Delta F / F = \Delta T_4 / (Q + L)$ と表せるから、低負荷($Q \searrow$)では $|\Delta F / F|$ が大きい。すなわち燃費改善の効果が大きい。定出力運転時に成立つ $\Delta T_3 = \Delta T_2 + \Delta T_4$ の関係を用いると95%負荷試験の場合の燃焼温度の変化量は $\Delta T_2 = -21.5^\circ\text{C}$ 、 $\Delta T_4 = -24.1^\circ\text{C}$ であるから $\Delta T = -45.6^\circ\text{C}$ となり、大きな燃焼温度の低下があったと推定される。燃焼温度が低下すると一般には効率が低下するが、それにも拘らず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ものと考えられる。

燃焼温度の低下は NO_x 発生量の点でも好ましい効果を示した。噴霧中の 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加と燃焼温度低下の複合作用によるものである。

上記のように、MATサイクルは電力需要の閑散期においても燃料節約と NO_x 低減用の注水量節約、コンバインドサイクルでは脱硝用アンモニア消費量の低減など、プラントのランニングコスト低減に有効な手法であることを示せた。

外気条件	噴霧前出力	実験	計算
15℃, 30%	115MW	●	—
27.3℃, 70%	107.5MW	○	- - -

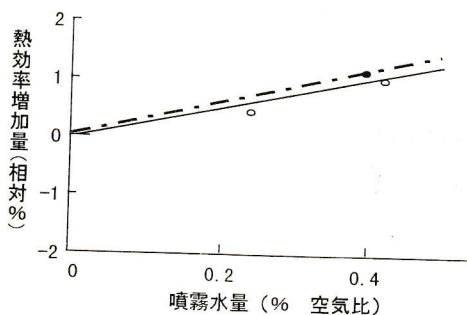


図9 噴霧水量と熱効率の関係

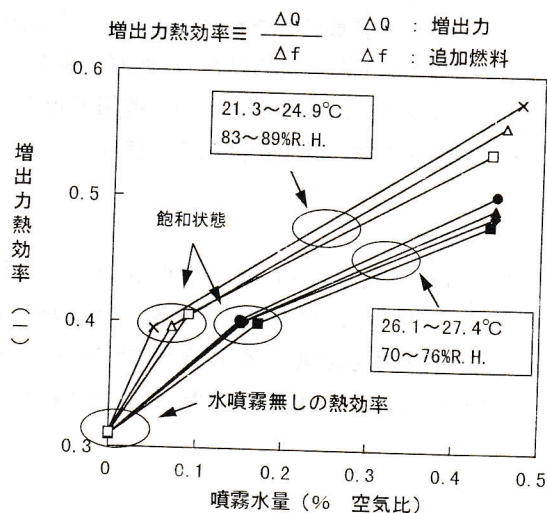


図10 増出力分の熱効率

4.4 長期信頼性

図12は圧縮機内部効率のトレンドを示す。本プラントの圧縮機翼洗浄は、年1回の点検時に翼面の拭きとりで行っている。水噴霧試験を8ヶ月にわたって実施した期間の内部効率の低下は前年の傾向に比べて明らかに抑制されている。噴霧試験シリーズ完了後のIGV目視点検の結果、翼面汚れが例年に比べて少ないことを確認した。発電所の周辺環境に大気中の塵埃量に係るような変化がなかったことから、上記汚れの抑制はMATサイクル適用による効果と判断した。また、ロータにエロージョンやコロージョンの痕跡がないことも確認した。このような結果から、MATサイクルは噴霧条件(粒径、水質 etc)が適正であれば長期間の運用に耐え、圧縮機翼面の汚れによるプラント効率低下も抑制する機能があることが判明した。

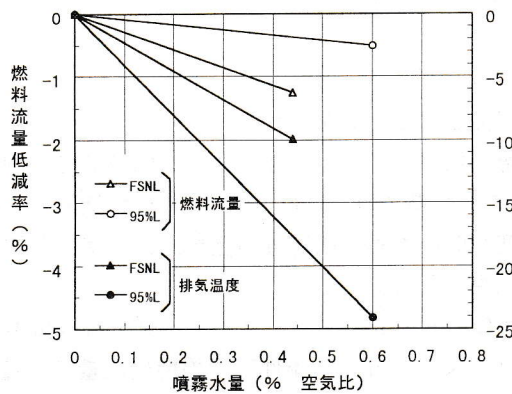


図11 定出力運転時の燃料流量及びタービン排気温度の変化

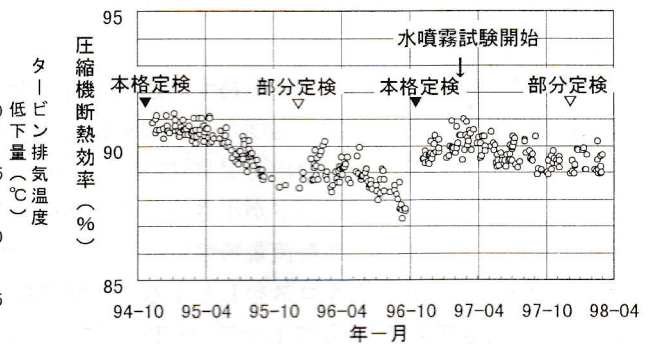


図12 圧縮機内部効率の変化

5. 結 言

ガスタービンの吸気に超微粒の水滴を混入して、出力と効率を改善する手法(MATサイクル)の有効性を115 MW級のシンプルサイクル発電所で実証し、以下の結論を得た。

- (1) 吸気比0.65%の噴霧水の投入で電気出力は6%増加した。試験範囲内で増出力増加量は噴霧量にほぼ比例する。
- (2) 単位噴霧あたりの増出力は高温、低湿度条件で大きくなる傾向がある。したがって夏に高湿度、冬に低湿度の日本の平均的気候では増出力効果の季節間の差は小さい。
- (3) 増出力と追加燃料消費量との比で定義した増出力熱効率、ブレイトンサイクルの1.5~2倍であり外気が多湿なほどこの効果が大きい。
- (4) 出力一定運転下でも水噴霧により熱効率が向上した(95%負荷時、0.5%相対)。燃焼温度が下がるためにNO_x低減効果がある(50→40 ppm)。
- (5) 本システムは8ヶ月の長期運用で正常に動作し、さらに、圧縮機の汚れに起因するプラント効率の低下を抑制する機能をもつことが示された。

参考文献

- (1) Ebeling, J.A. et al., ASME paper 92-GT-265(1992)
- (2) 石川明他, 火力原子力発電, Vol. 48 No. 12 Dec. 1997 P82
- (3) 宇多村元昭他, GTSJ, Vol. 25 No. 98 Sep. 1997 P99
- (4) Utamura, M. et al., ASME paper 97-AA-142(1997)