┃技術論文 ┣━

# 高湿分空気利用ガスタービンシステム総合試験設備を 用いた吸気噴霧冷却時の軸流圧縮機性能検討

Study on an Axial Compressor Characteristics under Overspray Condition using a Test Facility for AHAT System

> **明連 千尋**<sup>\*1</sup> MYOREN Chihiro

**高橋 康雄\*1** TAKAHASHI Yasuo 森崎 哲郎<sup>\*2</sup> MORISAKI Tetsuro

川村 康太<sup>\*1</sup> KAWAMURA Kota **柴田 貴範**<sup>\*1</sup> SHIBATA Takanori **岸部 忠晴**\*1 KISHIBE Tadaharu

# ABSTRACT

An axial compressor of an industrial gas turbine equipped with the WAC (Water Atomization Cooling) system was newly developed. Since it operates under the overspray condition, a prediction method implementing a droplet evaporation model was developed and applied to the compressor design. The compressor performance was evaluated by using a 40MW-class test facility for the advanced humid air turbine system and the developed prediction method. The test results and prediction results showed that the WAC decreased temperatures at the compressor inlet and outlet, and improved the compressor performance.

Key words : Inlet fogging, Overspray, Axial compressor design, AHAT system, Performance prediction

# 1. 緒言

ガスタービンの夏場の出力低減抑制策の1つに,吸 気に微細液滴を噴霧する吸気噴霧冷却技術(Water Atomization Cooling,WAC)<sup>(1)</sup>がある。WACは簡素な 設備変更で比較的大きな性能向上効果が得られるため, 多くの適用事例が報告されている。

WAC時には,吸気部での液滴蒸発による吸気冷却効 果と,圧縮機内部での液滴蒸発による中間冷却効果の2 つによって,動力が低減し出力が向上する。このうち後 者の効果を分析するには,圧縮機内部に液滴が導入され た場合の挙動を考慮する必要がある。そこで液滴蒸発を 考慮した圧縮機平均径性能予測手法の開発<sup>(2),(3)</sup>や,CFD (Computational Fluid Dynamics)による性能予測<sup>(4),(5)</sup> が行われている。

一方弊社では、WACと圧縮機出口部での加湿により
性能向上を図るAHATシステム(Advanced Humid Air
Turbine System)の研究開発を進めている。2006年に
3 MW級の小容量システム検証機で成立性を実証し<sup>(6),(7)</sup>

原稿受付	2013年9月3日
校閲完了	2014年11月17日

- \*1 三菱日立パワーシステムズ株式会社 研究所
- \*2 三菱日立パワーシステムズ株式会社 ガスタービン技術本部

現在は40MW級の総合試験設備によって中容量重構造型 ガスタービンへの適用性を実証中である<sup>(8)</sup>。圧縮機につ いては,液滴挙動モデルを組み込んだ軸流圧縮機性能予 測手法を開発し,設計に適用している<sup>(9),00</sup>。

本報では予測手法による設計結果,および総合試験設備を用いたWAC試験結果について報告する。

# 2. 40MW級AHATシステム総合試験設備

### 2.1 全体構成

図1に40MW級AHATシステム総合試験設備の機器 構成図を示す。本設備はガスタービン本体,WACシス テム,加湿装置,および再生熱交換器から構成される。



Fig. 1 Schematic of the 40MW-class test facility for advanced humid air turbine system

AHATシステムは圧縮機と燃焼器の間に加湿装置と再 生熱交換器を備えているため,圧縮機出口には抽気配管 が設けられている。出力は負荷圧縮機(4段遠心圧縮 機)にて吸収される。

# 2.2 圧縮機およびWACシステム

表1に総合試験設備の圧縮機仕様を,図2にガスター ビンの写真を示す。圧縮機は弊社の重構造型ガスタービ ン圧縮機(ベース圧縮機)を元にして設計された。ただ し(1)(2)に示すAHATシステム用圧縮機特有の課題があ るため,この点を考慮した設計がなされている。

- (1) 圧縮機出ロ〜燃焼器入口間における圧力損失増加 によるサージマージン減少
- (2) WAC時の圧縮機内部での液滴蒸発による後段翼 負荷の増加

まず(1)に対しては、ベース圧縮機からサージマージン を拡大する設計とした。サージマージン拡大と性能向上 を両立させるため、最適化翼設計技術<sup>(1)</sup>が適用されてい る。一方(2)に対しては、液滴挙動モデルを組み込んだ軸 流圧縮機性能予測手法<sup>(9),(0)</sup>を開発し、設計に適用した。

Table 1 Designed specifications of compressor of the 40MWclass test facility

項目	単位	値
圧力比	-	16.1
段数	-	17
回転数	rpm	6410
大気温度	S°	15
大気湿度	RH%	60
WAC蒸発量(吸気流量比)	wt%	2.0



Fig. 2 Photo of the gas turbine

次にWACシステムの外観を図3に示す。WACシステ ムは噴霧ノズルとマニホールドによって構成される。吸 気冷却効果と中間冷却効果が両方得られるように、マニ ホールドは吸気サイレンサの下流に配置した。各マニ ホールドの上流には電磁弁が取り付けられており、使用 マニホールド数を調整することで噴霧水量の調節が可能 である。噴霧ノズルは小容量システム検証機と同様、(株) 共立合金と共同開発した高圧水衝突型の1流体ノズル<sup>12</sup> を用いている。ノズルの設計噴霧水圧と流量はそれぞ れ7 MPaと0.15kg/sで、ザウター平均径は約18μmであ



Fig. 3 Appearance of WAC system

る。ただし総合試験設備における噴霧水圧は8 MPa以 上であり,設計噴霧水圧より大きい。ノズル単体試験結 果<sup>(7),02</sup>によれば,噴霧圧力8.5MPaの場合ザウター平均径 は設計条件より小さい約15μmであるため,本試験では 15μm程度のザウター平均径になることが予想される。

#### 2.3 性能予測手法と圧縮機設計結果

前節で述べた,液滴挙動モデルを組み込んだ性能予測 手法の計算フローを図4に示す。本手法は流線曲率法を 用いたIn-houseの軸流圧縮機性能計算手法をベースとし ており,液滴蒸発モデル,湿り空気物性モデル,および 翼列間液滴衝突モデルを組み込むことでWAC時の性能 予測を可能としている。各モデルの詳細については文 献<sup>(9),(0)</sup>に記載しているので,ここでは概略のみ説明する。



Fig. 4 Calculation flow of the prediction method

まず液滴蒸発については、噴霧水を径の異なる複数の 球状液滴の集合体としたモデルを用いた。液滴と主流の 熱/物質輸送の考え方はChakerの手法<sup>133</sup>を適用した。す なわち蒸発が液滴周辺の一定の範囲のみで行われると仮 定することで、蒸発進行時の蒸発速度低下を模擬してい る。また蒸発の効果は1次元的と仮定した。これより周 方向および径方向に対する温度低下量は一定となる。

次に湿り空気物性については、WACに関連していて 湿度への依存性の高い気体定数R,定圧比熱Cp,および 比熱比γの3つを,乾燥空気と水蒸気の質量平均として 定義するモデルを用いた。本手法ではこのモデルを圧縮 機内部だけでなく吸気部にも適用しているため,WAC 時の吸込流量増加も計算可能である。

最後の翼列間の液滴衝突については、蒸気タービン低 圧段の凝縮液滴挙動予測に用いていたモデル<sup>141</sup>を改良し て適用した。このモデルでは代表的な主流流線(2次式 で仮定)に対して液滴の運動方程式を解いて代表液滴軌 跡を求め、両者を比較することで翼面に対する衝突液滴 量を算出している。衝突後の液滴については、単純にド レンとなるか衝突前の状態を維持したまま透過すると仮 定し、圧縮機内部の発生ドレン量を算出している。両者 の比率は入力として与える内部ドレン化率CRiによって 決定されるが、本試験設備の圧縮機内部でほぼドレンが 発生しないことが判明しているため<sup>100</sup>、本報告における 計算は全てCRi=0(全液滴が透過する)としている。

開発した性能予測手法による,総合試験設備の圧縮機 設計結果の一例を図5に示す。図5は翼負荷の指標であ る段温度上昇の分布であり,初期設計時のWACなし条 件(DRY条件)の値で無次元化されている。計算条件 は表1と同一で,噴霧時の液滴径は15µm(単一粒径) とした。



Fig. 5 Axial distributions of stage temperature increase  $(15 \,\mu \,\text{m})$ 

図5において、初期設計時はWACによって圧縮機後 段負荷が上昇する様子が確認できる。特に最終段では 段温度上昇が10%以上増加し、流れの剥離による失速が 発生しやすい条件となる。つまり初期設計ではWAC時 に圧縮機の信頼性が低下することが予想される。そこで、 再設計による信頼性確保を試みた。具体的には後段静翼 の取付角を増加させ、後段の翼負荷を前段側にシフトさ せることとした。その結果、WAC時の段温度上昇はほ ぼ全翼で初期設計のDRY条件と同等以下となり、信頼性 を確保しつつ設計条件でのWACが可能な見通しを得た。

#### 3. 試験結果

#### 3.1 計測手法

図6にWAC関連計測の概略を示す。WAC関連計測の



Fig. 6 Overview of measurement related to the effect of WAC

目的は、(1)吸気冷却効果の確認、(2)中間冷却効果の確認、 および(3)蒸発量の把握の3種類に大別される。

まず(1)の吸気冷却効果確認のため,吸気ダクト入口に おける状態量(吸込流量,圧力,温度,湿度)および吸 気ダクト下流のプレナムにおける温度を計測した。プレ ナム温度計測に関しては,通常の熱電対では噴霧液滴が 受温部に付着してしまうため,小容量AHATシステム 検証機で用いた莢管付きの熱電対を使用した。

また(2)の中間冷却効果確認については, 圧縮機入口から出口にかけての物理量(圧力, 温度)の分布を計測した。圧力はケーシング内壁(流路側)に設けた静圧孔により, 温度はケーシング内壁に設けた掘込部に突き出した熱電対により計測した。これらの計測によって出口温度低下や段負荷分布変化といった, 圧縮機内部におけるWACの効果を確認することができる。また蒸発完了段前後では付着液滴の消滅によって測定温度が急激に上昇するため, 温度分布計測によって蒸発完了範囲の推定も可能となる。

さらに(3)の蒸発量の把握のため、給水流量および発生 ドレン量を計測した。ドレン量の計測には、吸気プレナ ム部下方と中間段の抽気配管中に設けられた計測容器を 用いた。各容器の上部と下部にはレベルセンサが設けら れており、ドレン水が各センサ間で検知される時間を測 定することで単位時間当たりの発生ドレン量を求めるこ とができる。なおドレン量の多い吸気部ではセンサによ る液位検知の他に備え付けのレベルゲージによる液位上 昇監視を併用してドレン量を計測している。

#### 3.2 試験結果

表 2 に40MW級総合試験設備を用いたWAC試験結果 のまとめを示す。WAC試験はPhase II (2012年 3 月ま で)とPhase II (2012年 4 月以降)の2つの開発段階で 合計14回実施された。Phase II では中容量重構造型ガス タービンに対するシステムの適用性検証を優先したため 負荷20MW,噴霧量1.7wt%に留まっていたが、PhaseⅢ では定格負荷40MWに到達し、最大出力51MWを達成し た。また最大噴霧量は定格負荷近傍(41MW)で2.7wt%, 最大出力時に2.5wt%であり、部分負荷時(24MW)に は3.1wt%を達成した。

Table 2 Summary of the test results of write	Table 2	Summary	of the	test	results	of	WAC
--	---------	---------	--------	------	---------	----	-----

開発 段階	時期	WAC 試験回数	最大負荷 [MW]	最大噴霧量 [wt%]
Phase II	~2012/3	4	20	1.7
PhaseⅢ	2012/4~	10	51 (定格:40)	2.5 (51MW) 2.7 (41MW) 3.1 (24MW)

#### 3.3 部分負荷試験のWAC性能検討

表3にPhase II で最大負荷(20MW)を達成した際の WAC試験結果(2012年3月実施)を,図7と8にその 際の圧縮機特性線図と段間温度分布を示す。なお図表に は開発した性能予測手法によるトレース計算結果も併記 している。

まず表3から,WAC前(DRY)に比べて吸気温度や 出口温度が低下しており,液滴蒸発によって吸気冷却効 果と中間冷却効果が得られていることが分かる。これに よりガスタービンのマッチングが変化し,表3と図7に 示す通り流量と圧力比もそれぞれ1.8%,1.1%増加する。 性能予測でも定性的に傾向が一致する結果が得られてお り,WACによる圧縮機性能向上効果を確認することが できた。

また図8において、□と△の差として表されるWAC 前後の温度差は前段~中間段にかけて増加し、その後減 少して圧縮機後段側ではほぼ一定となる。これは前段~ 中間段にかけて熱電対に付着して予測誤差を発生させて いた未蒸発液滴が、後段では付着していないことを表し ている。よって本試験では、圧縮機出口に到達する前に ほぼ全ての噴霧液滴が蒸発したと推定される。また性能 予測結果はDRY時にはほぼ全域で、WAC時には噴霧液 滴が存在しない後段側で試験の温度分布をほぼ再現して いる。これより、構築した性能予測手法の妥当性も確認 できたと考えられる。

Table 3	Test result o	f WAC	(PhaseII,	20MW)
---------	---------------	-------	-----------	-------

項目	単位	試験	予測
WAC噴霧量	wt%	1.7	1.7
入口温度低下量	°C	1.6	0.5
出口温度低下量	°C	36.7	34.3
吸込流量増加率	%	1.8	2.4
圧力比増加率	%	1.1	1.1



修正流量(15℃, 100.1kPa換算)

Fig. 7 Mass flow characteristic of pressure ratio (PhaseII)



Fig. 8 Axial distributions of main flow temperatures inside compressor (PhaseII, 20MW)

## 3.4 定格負荷試験のWAC性能検討

表4にPhaseⅢのWAC試験結果(2013年6月実施)を, 図9~12にその際の運転スケジュールと圧縮機特性線 図,および段間温度分布を示す。本試験では図9の通り 部分負荷でWACを開始後に定格負荷近傍(41MW,図 中のW1)に到達し,最終的に最大出力(51MW,図中 のW2)を達成したため,W1とW2の両方に関するWAC 性能を分析した。ただし前節と異なりW1とW2に対応す るDRY条件のデータが存在しないため,WAC時の性能 変化は同一の大気温度条件や圧力比を仮定した性能予測 計算によって評価している。

図11,12および表4から、W1とW2の両作動点におい て、試験と性能予測の圧縮機入口および出口温度がほ ぼ一致している様子が確認できる。一方図11,12から、 W2では圧縮機中間段~後段から試験と性能予測の温度 がほぼ一致するのに対し、W1では圧縮機後段~出口近 傍まで一致しない。W1はW2に比べて相対的な噴霧量が 多く、かつ圧力比と主流温度が小さいため、W1の蒸発 完了範囲の方がW2より下流側にあると推測される。性 能予測でも同様の傾向を示していたため、開発手法に よって少なくとも定性的には、定格負荷時の圧縮機内部 の主流温度分布予測も可能だと考えられる。

次に中間冷却効果確認のため、W1とW2、および前節 のPhase II 試験に対する圧縮動力を検討した。検討方法 は、試験時の動力推定(Phase II 試験のみ)と性能予測 による動力計算の2つである。試験時の動力は、WAC 前後の圧力比と流量変化が1~2%前後と小さいことか ら圧縮機効率を一定と仮定し、試験結果の圧縮機出口温 度と一致するような比熱比と定圧比熱を逆算して推定し た。また動力計算については、圧縮動力を平均径で動翼 になされた仕事の和と考え、以下の式(1)で定義した。式 (1)において、nstage:段数、Lc:圧縮動力、G:流量 (噴霧水含む)、U:動翼周速、Cθ:周方向絶対速度で あり、添字1と2はそれぞれ翼列入口と出口を表してい る。

$$L_{c} = \sum_{k=1}^{\text{nstage}} \left\{ G_{k} \left( U_{2,k} C_{\theta 2,k} - U_{1,k} C_{\theta 1,k} \right) \right\}$$
(1)

検討結果として圧縮動力低減率の比較を表5に示す。 まずPhase II 試験結果の分析から,単位流量当たりの低 減率の予測誤差は1%以内と小さいため,本手法によっ てある程度圧縮動力を正確に予測できていると考えられ る。また表5より作動点の変化によって動力が増加する 場合もあるが,単位流量当たりの動力は全ケースで低下 しており,WACによる中間冷却効果が得られているこ とが確認できる。特に定格負荷条件のW1と最大負荷条 件のW2における動力低減量はそれぞれ6.3%,6.6%と大 きく,WACによる効果が顕著に現れていたと考えられ る。

Table 4 Test result of WAC (PhaseIII, prediction)

	IJ	目	単位	W1(41MW)	W2(51MW)
	WAC噴霧量		wt%	2.7	2.5
入口温度	入口涅由	低下量	°C	7.2	7.5
	八口加反	試験との差	°C	0.0	-0.2
	出口温度	低下量	°C	64.6	66.6
	山口温及	試験との差	°C	-0.8	0.0
	吸込流	量増加率	%	2.0	2.7







Fig. 10 Mass flow characteristic of pressure ratio (PhaseIII)



Fig. 11 Axial distributions of main flow temperatures inside compressor (W1)



Fig. 12 Axial distributions of main flow temperatures inside compressor (W2)

Table 5 Comparison the reduction ratio of compression work

西日		出店		Phase III	
- 現日	早12		Phase II	W1	W2
動力低減率	試験	%	0.0	-	-
	予測	%	-1.0	2.7	2.5
動力低減率	試験	%	3.0	-	-
(単位流量)	予測	%	2.5	6.3	6.6

#### 4. 結言

AHATシステム開発の一環として、液滴挙動モデル を組み込んだ軸流圧縮機性能予測手法を開発し、40MW 級総合試験設備の圧縮機設計に適用した。総合試験設備 を用いたWAC試験により、以下の結論を得た。

 部分負荷試験(20MW),定格負荷試験(最大 51MW)のいずれでもWAC時に圧縮機入口温度 と出口温度が低下しており,WACによる吸気冷 却効果と中間冷却効果が確認された。また部分負 荷試験では,流量と圧力比がそれぞれ1.8%,1.1% 増加した。

- (2) 性能予測手法による圧縮機入口温度と出口温度 (もしくは温度低下量)の予測誤差は、本試験で は3℃以内と小さく、本手法によってWAC前後 の圧縮機全体性能変化をある程度予測可能だと考 えられる。またWAC時の圧縮機内主流温度分布 の定性的傾向も予測可能である。
- (3) 予測手法による圧縮動力の検討結果から、WAC 時には単位流量当たりの動力が低減した。特に定 格負荷条件での低減量は6%以上と大きく、中間 冷却効果が顕著に現れていると考えられる。

なお本研究は,経済産業省資源エネルギー庁から,エ ネルギー使用合理化先進的技術開発費補助金(高効率ガ スタービン技術実証事業)の支援を受けている。ご支援 に対し深く感謝の意を表する。

# 参考文献

- Utamura, M., Takehara, I., and Karasawa, H., "MAT, a Novel, Open Cycle Gas Turbine for Power Augmentation", Energy Conversion Management, vol39 (1998), pp.1631-1642.
- (2) White, A. J., and Meacock, A. J., "Wet Compression Analysis Including Velocity Slip Effects", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol133 (2011), 081701
- (3) Matz, C., Kappis, W., Cataldi, G., Mundinger, G., Bischoff, S., Helland, E., and Ripken, M., "Prediction of Evaporative Effects within the Blading of an Industrial Axial Compressor", ASME GT2008-50166 (2008)
- (4) Khan, J. R., and Wang, T., "Simulation of Inlet Fogging and Wet-compression in a Single Stage Compressor Including Erosion Analysis", ASME GT2008-50874 (2008)

- (5) Sun, L., Zheng, Q., Luo, M., Li, Y., and Bhargava, R., "Understanding Behavior of Water Droplets in a Transonic Compressor Rotor with Wet Compression", ASME GT2010-23141 (2010)
- (6) Higuchi, S., Koganezawa, T., Horiuchi, Y., Araki, H., Shibata, T., and Marushima, S., "Test Results from the Advanced Humid air Turbine System Pilot Plant - part 1: Overall Performance", ASME GT2008-51072 (2008)
- (7) Shibata, T., Takahashi, Y., and Hatamiya, S., "Inlet Air Cooling with Overspray to a Two-Stage Centrifugal Compressor", ASME GT2008-50893 (2008)
- (8) Yagi, M., Araki, H., Tagawa, H., Koganezawa, T., Myoren, C., and Takeda, T., "Progress of the 40MWclass Advanced Humid Air Turbine Tests", ASME GT2013-95172 (2013)
- (9) Myoren, C., Kishibe, T., Shibata, T., and Takahashi, Y., "Performance Prediction for an Axial Compressor of an Industrial Gas Turbine with Inlet Fogging", ACGT2012-1003 (2012)
- (10) Myoren, C., Takahashi, Y., Yagi, M., Shibata, T., and Kishibe, T. "Evaluation of Axial Compressor Characteristics under Overspray Condition", ASME GT2013-95402 (2013)
- (11) Myoren, C., Takahashi, Y., and Kato, Y., "Multi-Objective Optimization of Three-Dimensional Blade Shape for an Axial Compressor Rotor in Transonic Stage", IGTC2011-0055 (2011)
- (12) 井上 久道, 唐澤 英年,村田 英太郎,下世 昭一,"大流 量微小水滴用1流体噴霧ノズルの開発",第11回微粒化シ ンポジウム講演論文集(2002)
- (13) Chaker, M. A, Meher-Homji, C. B, and Mee, T., "Inlet Fogging of Gas Turbine Engines - Part A: Fog Droplet Thermodynamics", Heat Transfer and Practical Considerations, ASME GT2002-30562 (2002)
- (14) 坪内邦良,"蒸気タービン長翼の水滴エロージョン評価 法に関する研究",慶應義塾大学理工学研究科博士論文 (1993)