(技術資料)

# 神鋼加古川発電所におけるガスタービン・コンバインド サイクル発電設備の導入

Installation of Gas Turbine Combined Cycle at the Shinko Kakogawa Power Station





菅野伸国<sup>\*1</sup> Nobukuni SUGANO

真鍋洋一郎<sup>\*2</sup> Youichirou MANABE





∧щ¤д— Seiji HISAYAMA





木下俊英\*1 Toshihide KINOSHITA

The Gas Turbine Combined Cycle (GTCC), which was first installed as a part of boiler renewal project, mainly runs on by-product gases from the steelmaking process and employs new designs, a split shaft, dual fuel system, and so on. Its commercial operation began in July 2011. The performance of the new Gas Turbine (GT) and the Heat Recovery Steam Generator (HRSG) was confirmed as satisfactory, and the GTCC has operated smoothly since the start of commercial operation.

まえがき=当社加古川製鉄所の自家発電所(神鋼加古川 発電所)では、1970年の1号ボイラ建設以降、延べ5缶 の副生ガス焚(だ)きボイラと2缶の石炭焚きボイラを 建設し、操業してきた。しかし、2001年以降設備破損事 故が発生したため、上記7缶中6缶(1~6号)のボイ ラを解体撤去し、その跡地に2缶のボイラと2基のガス タービン・コンバインドサイクル(以下、GTCCという) 発電設備を導入する更新工事(図1)を2009年4月から 順次実施し、2014年12月に完工予定である。

本更新工事では、(1)補助燃料である重油をLPGや 都市ガスに転換することによる硫黄酸化物排出量の低 減、(2)ガス焚きボイラへの脱硝設備の設置による窒 素酸化物排出量の低減、(3)発電効率の高いGTCC導 入による省エネルギー(CO<sub>2</sub>排出削減)の追求により、



表1 略語表記一覧 Table 1 List of abbreviation words

Abbreviation	English	Japanese
GTCC	Gas turbine combined cycle	ガスタービン・コンバインドサイクル
BFG	Blast furnace gas	高炉ガス
COG	Coke oven gas	コークス炉ガス
GT	Gas turbine	ガスタービン
AC	Air compressor	空気圧縮機
GC	Gas compressor	燃料ガス圧縮機
HRSG	Heat recovery steam generator	排熱回収ボイラ
В	Boiler	ボイラ
ST	Steam turbine	蒸気タービン
G	Generator	発電機

環境負荷の低減及び効率改善を目指している。

またGTCCは、主燃料に副生ガスである高炉ガス(以下,BFGという)と、安定燃焼のためのコークス炉ガス(以下COG)を使用しており、従来の副生ガス焚き ボイラ・タービン方式と比べて発電効率は約30%改善す ることが期待される。

本稿では、1号GTCCの設備概要を示すとともに、その性能評価結果、及び操業状況について紹介する。

なお、本稿で使用している略語の一覧表を表1に示す。

# 1.1号GTCCの設備概要

#### 1.1 設備概要と建設工程

1号GTCCの主要諸元及び外観写真をそれぞれ表2, 図2に示す。1号GTCCは、2009年10月に解体撤去を開始した6号ボイラの跡地に建設し、2011年7月13日より 営業運転を開始している。建設工程の実績を表3に示す。

## 1.2 1号GTCCへの新設計導入

本節では、当社オリジナルとなる新設計GTCCの概要 を紹介する。

\*1 鉄鋼事業部門 加古川製鉄所 エネルギー部 \*2 鉄鋼事業部門 加古川製鉄所 設備部 \*3 鉄鋼事業部門 IPP本部 企画部

#### 1.2.1 別軸設計の導入

GTCCは、ガスタービン本体(GT)のほかに空気圧 縮機(AC)、燃料ガス圧縮機(GC)、排熱回収ボイラ (HRSG)、蒸気タービン(ST)、及び発電機(G)から 構成され、GT、GC、STを同軸上に配置するのが一般 的である。しかし当社の場合、初期投資費用の低減を目 的に既設の5号蒸気タービン(5ST)をSTに流用した

表2 1号GTCC主要諸元 Table 2 GTCC #1 performance

Manufacture	er	Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.		
		GT	87.2	
Output	(MW)	ST	52.8	
		1GTCC(GT+ST)	140.0	
Fuel		BFG + COG( or LPG)		
Fuel Mass Flow	(m³N/h)	280,860 (BFG+COG)		
Fuel Heating Value (kJ/m <sup>3</sup> N)		4,040		
Heat Efficiency	(%)	45.4		
Firing Temp. (°C)		1,250		



図2 1号GTCC外観写真 Fig.2 Overview of GTCC#1



**Fig. 3** Schematic view of newly-designed part

ため、GT及びGCとSTを別軸として配置することとなった(図3)。別軸設計となった1号GTCCは,設備レイアウトがコンパクトになる一方で,軸系で発生する伝達動力や危険速度が同軸設計とは異なるため,両者の許容値を満足させる新設計となっている。また,流用した既設5STとGTとの連動制御が複雑となるため、5STの蒸気加減弁の制御方式を油圧制御から電子制御に変更するなどの改造を行い,連動制御を可能とした。

# 1.2.2 主燃料へのBFG利用及び増熱燃料の二重化 (COG, LPG)

1号GTCCには、高炉から発生する副生ガスの中でも 最も発熱量が低いBFG (3.4MJ/m<sup>3</sup>N)を主燃料に用い ていることから失火のリスクが伴う。これを回避するた め、燃焼性安定のための増熱用燃料としてCOG(20.1MJ/ m<sup>3</sup>N)を使用している。一方でCOGは、製鉄所内で発 生する副生ガスの中で最も発熱量が高く、所内の多くの 工場で加熱炉やガスカッタの燃料としても使用されてお り、所内の需給状況によっては1号GTCCへの供給不足 を発生させる懸念がある。

そこで1号GTCCでは、安定操業のためにCOGに加え て外部購入燃料であるLPG (122MJ/m<sup>3</sup>N)を使用可能 とし、増熱燃料の二重化を図っている。その結果、2013 年の6月に実施したCOG配管更新工事中にCOG供給が 停止した期間においては、増熱燃料をCOGからLPGに 切り替えることで1号GTCCの運転を継続させることが できた。

# 2.1号GTCCの性能評価

# 2.1 GTCC発電のプロセス概要

コンバインドサイクルであるGTCCは,GCで昇圧した副生ガス(BFG,COG)とACで昇圧した空気を混合・ 燃焼することでGTを回転させ,一回目の発電を行う。 続いてその排ガス熱を有効利用することによってHRSG で蒸気を発生させ,STで二回目の発電を行う。

コンバインドサイクル発電は、高温域と低温域で作動 する異なる熱サイクルを組み合せたものである。高温域 の熱サイクルには燃料の燃焼熱を熱源とするブレイトン サイクルを使用し、低温域の熱サイクルには燃焼排ガス

6766	FY2009		FY2010			FY2011			
	July-Sept.	OctDec.	JanMar.	AprJune	July-Sept.	OctDec.	JanMar.	AprJune	July-Sept.
Break down boiler #6	▼Se	ept.1 Begin ▼	Dec.19 Com	plete					
Foundation work		T	Dec.19 Begi	▼Apr.5 Con	nplete				
Build up turbine building				▼Apr.6 Beg ▼	in June12 Cor	nplete			
Installation of main equipment					▼July10 C ▼July14 ▼July2	Gas Turbine Generator O Gas Comp	essor		
First access to electricity						▼Oct.15			
Hydraulic pressure test						▼Oct.15			
Performance tests							▼Feb.3 F	irst spining	▼July 12 H

**表3** 1号GTCC建設工程実績 **Table 3** Work schedule of GTCC#1

を熱源とするランキンサイクルを用いる複合熱機関とし ており,作動温度域を高温から低温まで広げることで総 合効率の向上を図っている(図4)<sup>1)</sup>。

#### 2.2 1号GTCCの設計熱効率

GTCCの熱効率は、消費された総熱量のうちの電気エ ネルギーに変換することができた割合である式(1)で 算出できる。

$$\eta (\%) = \frac{Q_o}{Q_i} \times 100 \dots (1)$$

ここに, η:GTCC熱効率 [%](LHVベース) *O*:ガスタービン入熱(MW)

**図5**に示す①~④の熱エネルギーにより, 1号GTCC の*Q*, *Q*, は各々次式のように計算できる。<sup>注2)</sup>

- $O_i$ =燃料ガス発熱量 $^{(1)}$ 
  - $= 280,860 \text{m}^3 \text{N/h} \times 4,040 \text{kJ/m}^3 \text{N} \div 3,600 \text{s/h}$

= 315 MW

$$Q_o = GT$$
出力<sup>2</sup> + ST出力<sup>3 注 2</sup> + 低圧蒸気<sup>4</sup>

$$= 87.2$$
MW  $+ 52.8$ MW  $+ 15.4$ t/h  $\times$ 

(3,052kJ/kg-2,330kJ/kg) ÷ 3,600s/h

= 143 MW

よって1号GTCCの効率 $\eta$ は,

$$\eta = \frac{Q_o}{Q_i} = 45.4\%$$

1号GTCCの熱精算を図6に示す。燃料から得られる 熱量を100%とした場合,GTでの電気への変換は約27.7 %となる。GTからの排ガスをそのまま大気に放出した 場合,残りの約72.3%は有効利用されることなく捨てら れるが,このGTの排ガス熱量をHRSGを介して汽力発 電として利用した場合,投入熱量の約13.6%を煙突損失 として,また約41.0%を復水損失として捨てるものの, 約17.7%は電気として回収できる。したがって1号 GTCCでは,GTでの発電と汽力発電の組み合わせによ り,効率は45.4%(計画値)に達する<sup>2)</sup>。

このようにGTCCでは、GTの最高利用温度域が高い という利点と、STの最低利用温度域が低いという利点 を活かし、2つのサイクルを組み合わせることでGTの 排ガスを有効利用し、高い効率を実現している。また、 HRSGから蒸気を一部取り出し、製鉄所内の工場で使用 するプロセス蒸気として有効利用している。

#### 2.3 1号GTCCの熱効率

試運転により得られたデータを基に算出したGT負荷 100%時の1号GTCCの熱効率は45.1%であり,設計熱効 率45.4%に対して0.3ポイント下回った。

GTCCの熱効率は大気温度や海水温度によっても変化 する。このため、性能評価運転時の熱効率を(1)大気 温度,(2)入熱量,(3)復水器真空度の3項目で補正 を行った。

補正後の熱効率は次式で表される。



脚注2)ST出力は5STの経年劣化を考慮せず,設計効率から算定。



C<sub>FI</sub> :入熱量効率補正係数

C<sub>Vac</sub> :復水器真空効率補正係数

#### (1) 大気温度補正

大気温度とともに変化する空気の密度により,ACが 吸い込む空気の質量流量は変化する。例えば、大気温度 が高くなるほど空気の密度は低くなって質量流量が減少 するため、燃料投入量が制限されてGT出力は低下する。 つまり、GTの出力は大気温度に反比例することとな る<sup>3)</sup>。したがって、大気温度の上昇によって発電出力が 低下し、定格運転点(最高効率点)から外れるため、熱 効率は低下する。**図7**はヒートバランス線図より、大気 温度 – 5℃、15℃、30℃、35℃の4点の1号GTCC熱効 率から近似して求めた大気温度補正曲線である。

(2) 入熱量補正

表4に示すとおり、1号GTCCの熱効率は入熱量が増加するに従って上昇する。実績入熱量と設計入熱量が異なるため、表4の入熱量と1号GTCC熱効率の関係を基に近似して求めた入熱量補正曲線(図8)を用いて効率補正を行った。

(3) 復水器真空補正

ST内で仕事をした蒸気は、復水器内で凝縮されて飽



表4 1号GTCC設計熱効率 Table 4 Design heat efficiency of GTCC#1

			50%	75%	100%
	Fuel gas	(km³N/h)	188	232	281
Input ①	Heating value	(kJ∕m³N)	4,040	4,040	4,040
	Total input	(MW)	211	260	315
Output(GT)2		(MW)	43.1	65.2	87.2
Output(ST)③		(MW)	36.2	43.7	52.8
Output(PS)④		(MW)	1.7	2.4	3.2
Heat efficiency		(%)	38.5	42.8	45.4



和水に戻るが、復水器内の圧力が低くなるにつれSTの 熱効率は高くなる。復水器内の圧力は冷却水である海水 の温度に左右されるため、夏場と冬場でSTの性能は大 きく変化する。

そこで,設計真空である-95.5kPa (g)を基準とし, 図9に示す復水器真空度補正曲線に従い実績値を補正 した。補正曲線は,各復水器真空における排気エンタル ピー(湿り度は0.1固定とした)と入口蒸気エンタルピ ーとの断熱熱落差よりST出力を算出して得た曲線であ る。

上述の3項目について補正した1号GTCCの熱効率 は、表5に示すように45.2%であり、設計熱効率45.4% を0.2ポイント下回っている。この0.2ポイント低下の要 因を探るため、GT、HRSG、5ST各単体の効率評価を 行ったので次節以降で述べる。

#### 2.4 GT単体の性能評価

GT単体の熱効率は、式(1)の分子Q。をGT発電出力 とすることで求めることができる。また、GT単体の熱 効率の大気温度補正係数は、表5の大気温度補正係数を 基に、表4の出熱合計をGT出力で除した比率をかけて 求めることができる。**表6**に示す計算結果より、GT単 体の熱効率を設計値と比較すると、GT単体の熱効率は 設計値に対して0.7ポイント上昇している。

### 2.5 HRSG単体の性能評価

HRSG単体の伝熱性能について,設計値と実績値を比較した。HRSGは蒸発器2台,節炭器2台,過熱器3台





	表 5	1号G	TCC	実績熱効率	《補正	
Table 5	Corr	ected	heat	efficiency	of GTCC #	1

	GT load		
Design	Design heat efficiency		
Actual	Actual heat efficiency		
Correct	ed heat efficiency	(%)	45.2
Correction	Design temp.	(°C)	15.0
(atmosphere	Actual temp.	(°C)	13.8
temperature)	Correction coefficient	(–)	1.0002
	Design input	(MW)	315.2
Correction (input)	Actual input	(MW)	264.7
(11) (11)	Correction coefficient	(-)	0.9938
Correction	Design condenser vac.	(kPa)	-95.5
(condenser	Actual condenser vac.	(kPa)	-98.4
vacuum)	Correction coefficient	(-)	1.0048

表6 GT単体の熱効率 Table 6 Heat efficiency of GT unit

	Design	Actual		
	Fuel gas	(kNm³/h)	281	274
Input $\textcircled{1}$	Gas calories	(kJ/Nm <sup>3</sup> )	4,040	4,040
	Total input	(MW)	315	308
Output(GT)	Output(GT) 2		87.2	87.1
Heat efficienc	Heat efficiency		27.7	28.4
Atmosphere temp.		(MW)	15.0	13.8
Correction coefficient		(-)	-	1.0003
Corrected heat efficiency		(%)	27.7	28.4

にて構成されている。本稿ではこれらを1台の熱交換器 とし、図10に示す簡易モデルを作成して伝熱性能を評 価した。このモデルの伝熱性能は次式を用いて算出する ことができる<sup>4),5)</sup>。

$$Q = K_m \times \mathbf{A} \times \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad \dots \qquad (3)$$

伝熱性能=
$$K_m \times A = \frac{Q \times \ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}{\Delta T_1 - \Delta T_2}$$
 .....(4)

ここに、Q : 交換熱量(W) Km: 熱貫流率(W/m<sup>2</sup>·K) A : 伝熱面積(m<sup>2</sup>)  $\Delta T_1$ : 高温側流体入口部における温度差( $\mathbb{C}$ )

 $\Delta T_{0}$ :高温側流体出口部における温度差 ( $\mathbb{C}$ )

上式で算出した結果を表7に示す。GT負荷100%におけるHRSGの伝熱性能は設計値に対して実績値で1.8%上 昇している。

#### 2.6 5ST単体の性能評価

前述のとおり、1号GTCCにおいてはランキンサイク ルを担うSTに既設の5ST(1974年製,1998年更新)を 使用している。5STは、2011年時点で更新後13年が経 過しており、経年劣化していると考えられるが、前節の 1号GTCC設計熱効率算出におけるST効率には5STの 設計効率を用いている。したがって、5STの単体性能 を評価するため、設計効率からの劣化率を算出する。 ST劣化率は次式にて算出できる。

$$STDEG = \left(1 - \frac{PO_{STMC}}{PO_{STD}}\right) \times 100 \quad \dots \quad (5)$$

$$PO_{STMC} = PO_{STM} \times \frac{1}{K_{STFlow}} \times \frac{1}{K_{STTemp}} \times \frac{1}{K_{STVac}} \dots \qquad (6)$$

ここに,

STDEG	:ST劣化率(%)
$PO_{\rm STD}$	:基準ST発電端出力(52.8MW)(MW)
$PO_{\rm STMC}$	:補正後ST発電端出力(MW)
$PO_{\rm STM}$	:ST発電端出力(MW)
$K_{\rm STFlow}$	:高圧主蒸気流量ST出力補正係数
$K_{\rm STTemp}$	:高圧主蒸気温度ST出力補正係数
$K_{ m STVac}$	:復水器真空ST出力補正係数

表8に算出の詳細を示す。式(5),(6)に各補正係 数を代入して得られた5STの劣化率は7.36%である。ま た,計画及び実績の熱落差をh-s線図で表し,内部効率 を比較すると,図11より内部効率の低下量は7.31%とな り、両者はほぼ一致する。

#### 2.7 1号GTCC熱効率の総合評価

1号GTCCの熱効率は設計熱効率45.4%に対して補正 熱効率45.2%であるが、低下量0.2ポイントの内訳は、上 記の各単体機器の性能評価を基に、GT:+0.7ポイント、 HRSG:+0.3ポイント、5ST:-1.2ポイントと評価さ れる。

I :GT熱効率上昇

28.4%-27.7% = +0.7ポイント

Ⅱ:HRSG伝熱性能上昇

45.4%×
$$\left[1.8\% \times \frac{(3) + (4)(56.0\text{MW})}{(2) + (3) + (4)(143.2\text{MW})}\right]$$
  
= +0.3ポイント



Fig.10 Simple heat transfer model of HRSG

表7 HRSG伝熱性能比較 Table 7 Heat transfer performance of HRSG

GT 100%Load		Design	Actual
Exhaust gas flow rate	(t/h)	1,023	991
HRSG input temp.	(°C)	567	556
HRSG output temp.	(°C)	160	156
Feed-water flow rate	(t/h)	195	194
Feed-water temp.	(°C)	111	111
Output temp (HP)	(°C)	540	528
Output temp (LP)	(°C)	301	284
Feed-water receiving heat	(MW)	160	158
LMTD	(°C)	53.5	52.0
Heat transfer performance	(MW∕°C)	2.99	3.04
HTP's gain	(%)	-	1.8

表8 5 ST劣化率 Table 8 Degradation rate of 5ST

Degradation rate	(%)	7.36
Standard 5ST output	(MW)	52.8
5ST output	(MW)	49.1
5ST output (corrected)	(MW)	48.9
Design steam flow rate	(t/h)	162.2
Actual steam flow rate	(t/h)	161.1
Correction coefficient (flow rate)	(–)	0.9934
Design steam temp.	(°C)	540.0
Actual steam temp.	(°C)	520.9
Correction coefficient (temp.)	(–)	0.9869
Design condenser vacuum	(kPa)	-95.5
Actual condenser vacuum	(kPa)	-98.4
Correction coefficient (condenser vac.)	(-)	1.0239



Ⅲ:5ST劣化

45.4%×
$$\left[-7.36\% \times \frac{3(52.8\text{MW})}{(2+(3+(4)(143.2\text{MW}))}\right]$$
  
= -1.2ポイント

すなわち、1号GTCCの熱効率が設計値から低下したの

は,流用した5STの経年劣化によるものであり,新設備であるGT及びHRSGについては,計画を上回る性能を発揮している。

むすび=営業運転開始以降2年3箇月が経過した1号 GTCCは、定期検査などの計画停止を除いた停止時間は 2013年10月末現在で49時間という操業実績を誇り、とく に2013年以降については不良休止率0%である。また、 現在2号GTCCの建設工事に着手しており、2014年12月 末の営業運転開始を予定している。2号GTCCは、燃焼 器の改良などにより、増熱燃料であるCOG使用量の削 減を目的としたBFG専焼運転も考慮した設計である。今 後、大型化かつ高効率化によって集約された4ユニット の発電設備を運用することにより、環境に配慮した電力 の安定供給を実現していく。

# 参考文献

- 1) 松本 正ほか. コンバインドサイクル発電プラントの効率向 上. 火力原子力発電. 社団法人火力原子力発電技術協会,平成 23年2月, Vol.62, No.653, p54-p55.
- 2) 飯田義亮ほか. 1500℃級コンバインドサイクルシステム. 東芝 レビュー. 平成13年 6 月, Vol.56, No.6, p. 8-9.
- 3) 財団法人火力原子力発電技術協会.火力原子力発必携改訂第 7版.平成19年3月, p.386-388.
- 4) 青木成文ほか. 伝熱工学資料 改訂第3版, 社団法人 日本機械 学会, 昭和50年2月, p.184-191.
- 5) 竹内正雄. 熱力学入門 II. 財団法人省エネルギーセンター, 平 成4年7月, p.109-p111.