T2R2 東京科学大学 リサーチリポジトリ Science Tokyo Research Repository

論文 / 著書情報 Article / Book Information

論題(和文)	超臨界CO2クローズドサイクルガスタービンの開発 , 第四報 ベンチス ケール装置による運転試験結果
著者(和文)	蓮池 宏, 小川 紀一郎, 宇多村 元昭, 山本 敬, 福島 敏彦
出典(和文)	第39回 日本ガスタービン定期講演会, , , , C - 3
発行日 / Pub. date	2011, 7

【研究報告】

C-3

*蓮池 宏, 小川 紀一郎 (エネ総研), 宇多村 元昭 (東工大), 山本 敬, 福島 敏彦 (熱技術開発)

 Development of Super-critical CO₂ Closed Cycle Gas Turbine
4th Report: Results of Power Generation Experiments in Bench Scale Test Facility —
*Hiroshi HASUIKE, Kiichiro OGAWA(IAE), Motoaki UTAMURA(Tokyo Tech), Takashi YAMAMOTO and Toshihiko FUKUSHIMA(TED)

ABSTRACT

Power generation with supercritical CO_2 closed cycle gas turbine was successfully demonstrated using a bench scale test facility. 60 minutes self-sustaining operation including 40 minutes of continuous power generation was realized. Compressor work reduction depending on decrease in compressibility factor at the compressor inlet was experimentally confirmed. The typical continuous power output was 200W, which was much smaller than the designed specification of the test plant. The main reason of small generated power was estimated to be low adiabatic efficiency of the turbo machineries, windage around the generator rotor, and the presence of leak flow from the compressor outlet to the turbine inlet through the inside of generator. **Key words**: Gas Turbine, Carbon Dioxide, Supercritical, Power Generation, Demonstration

1. はじめに

超臨界 CO₂クローズドサイクルガスタービンは、 CO₂を臨界点近傍の超臨界状態下で圧縮し、実ガス 効果により圧縮動力を低減するとともに、理想気 体に近い数百の領域で膨張させ大きなタービン 仕事を取り出すことにより高効率を得ることを特 長としている。

このシステムは、主として原子力分野への適用を 目指して、米国、日本、フランス、韓国等で開発 が行われており、圧縮機等のコンポーネント開発 の結果が報告されている¹⁾²⁾。

筆者らは、第二報³で報告したとおり、発電シス テムの要素をすべて含む小規模実験装置を製作し、 原理検証を行うことを計画してきた。2010 年秋よ り運転試験を開始し、発電出力を継続的に取り出 すことに成功した。本報告では、それらの運転試 験の結果を述べる。

2. 試験装置の概要

2.1 全体構成

Fig.1 に試験装置(CO₂ループ)の構成を示す。 圧縮機、タービン、発電機は一体であり、その他 再生熱交換器、電気加熱器、水冷式冷却器からな る。設計温度圧力および設計流量は Table 1 のとお りである。



Fig.1 Flow Diagram of CO₂ Loop for Brayton Cycle

Table 1 Design specifications of CO_2 Loo	Table 1	Design	Specific	ations	of C	O_2	Loo
---	---------	--------	----------	--------	------	-------	-----

	Pressure (MPa)	Temp. (°C)	Mass Flow (kg/s)
Compressor inlet	8.23	35	1.2
Compressor outlet	12.0	67	1.2
Turbine inlet	11.8	277	1.2

2.2 ガスタービン発電機

圧縮機とタービンの定格動作条件は Table 1 のと おりであり、定格出力を 10kW に設定してパラメー タ検討を行い、定格回転数を 100,000rpm に設定し た³⁾。Fig.2 にガスタービン発電機の断面図を示す。 圧縮機形式は遠心型、タービン形式は半径流型で ある。中央部がモータ兼用発電機であり、発電機 ロータの両端に圧縮機とタービンが直結されている。発電機は、永久磁石型同期機である。軸受は CO₂によるガス軸受を採用している。



Fig.2 Cross Section of Gas Turbine Power Generator

2.3 再生熱交換器

再生熱交換器も今回の一連の研究において開発 したものであり、主要仕様は Table 2 のとおりであ る。技術の詳細は別報⁴⁾において述べる。

Table 2	Specification	of Recuperators
---------	---------------	-----------------

	Item	Specification
MCHE1	Temp. efficiency	0.98
WICHEI	Heat exchange capacity	$153 \text{kW} \times 2 \text{ units}$
MCHE2	Temp. efficiency	0.98
	Heat exchange capacity	26kW×1 unit

2.4 冷却器と加熱器

冷却器は水冷式で市販のプレートフィン型熱交換器を用いた。加熱器は、タンタル線ヒータを埋め込んだ円筒形のセラミックヒータ(合計最大電気入力 160kW)を CO₂流通管の外側に設置する方式とした。

3. 運転結果

3.1 運転結果の概要

1回の運転は、CO₂封入、暖機運転、本試験、停止、冷却運転の手順となる。この一連の運転を延 ベ24回実施し、4回の運転において自立(加熱器 への熱入力のみで回転を維持する状態)を達成し、 そのうち3回において発電出力を得た。更にその うち1回では、負荷を接続した状態で約40分、無 負荷と負荷接続を含む自立状態では約60分の継続 運転を行った。 Fig.3 は自立に至るまでのデータ計測値である。 自立前は発電機をモータとして機能させ、外部電 源に接続されたインバータで駆動する。タービン 入口温度の上昇とともにインバータ消費電力が減 少し、最終的にゼロとなる様子が示されている。

Fig.4 は発電継続時の計測値である。完全に安定 はしていないが、約 180~210Wの発電出力が得ら れている。この間の回転数は約 64,000~70,000rpm、 タービン入口温度は約 260~270℃であった。



Fig.3 Trend of Operation Data in Inverter Input Reduction





3.2 自立時のサイクル状態

自立後、回転数が最大となった時点および継続 して発電出力を維持していた時点のサイクル状態 を Fig.5 に示す。

最大回転数は、モータ駆動用インバータを切り 離し軽負荷のまま回転数が上昇するのを観察した 際に得られたもので、最高で 87,804rpm まで回転数 が上昇した。圧縮機の圧力比は 1.66 が得られ、こ れは 100,000rpm での設計値 1.46 を超えている。

発電継続時の回転数は 70,104rpm、タービン入口 温度は 263.9℃であった。圧縮機の圧力比は 1.45 で あり、この回転数においてほぼ 100,000rpm での設 計値 1.46 と同等の性能が得られている。

圧縮機出口からタービン入口に至るまでの比エ ンタルピー増加のうち、65~70%が再生熱交換器か ら供給されている。タービン出口ガスが持つ高温 のエネルギーが有効利用されており、これが本サ イクルの特徴の一つである。



Fig.5 Morrier Diagram of Plant Operations at Maximum Speed and Stable Power Generation

設計値と比較して、両ケースとも圧縮機入口条 件が臨界点に近いポイントになっている。臨界点 の近傍は圧縮係数が小さく、臨界点に近づくほど 圧縮動力が低減される。一方、擬似臨界線付近で の物性値の変化が急峻になり、圧縮機内で擬似臨 界線を通過するようなことが起こった場合には、 圧縮機負荷が大きく変動し、圧縮機にダメージを 与える恐れがある。このため、設計段階では臨界 点から少し離れたポイントを圧縮機入口条件に設 定した。しかしながら運転試験の過程で、臨界点 にかなり近い条件であっても問題なく圧縮機を運 転することが可能であることが確かめられた(3.4 項参照)。このため、ここに示した運転では圧縮機 入口条件を臨界点に近いところに設定した。

もう1点、設計と異なっているのが、両ケース ともタービン出入口の比エンタルピー差が設計よ り大きくなっていることである。一方で発電出力 は小さな値しか得られておらず、これはタービン が十分な仕事を行っていない可能性を示唆してい る。この原因は、後述するように圧縮機出口から 発電機内部を通過してタービン入口に入るリーク が存在しているためで、このリーク流の温度はタ ービン入口温度より遙かに低く、実質的なタービ ン入口温度は計測値より低くなっていると推定さ れる。

3.3 圧縮機とタービンの断熱効率

運転中の圧縮機とタービンの断熱効率 $\eta_c \geq \eta_t \in (1)$ 式および(2)式により評価し、流量係数 ϕ ((3)式)に対してプロットした。

$$\boldsymbol{\eta}_{c} = \frac{h_{c2}(p_{c2}, s_{c1}) - h_{c1}(p_{c1}, T_{c1})}{h_{c2}(p_{c2}, T_{c2}) - h_{c1}(p_{c1}, T_{c1})}$$
(1)

$$\boldsymbol{\eta}_{t} = \frac{h_{t1}(p_{t1}, T_{t1}) - h_{t2}(p_{t2}, T_{t2})}{h_{t1}(p_{t1}, T_{t1}) - h_{t2}(p_{t2}, s_{t1})}$$
(2)

$$\phi = \frac{m}{\rho A U} \tag{3}$$

ここで h:エンタルピー s:エントロピー
p: 圧力 T:温度
m:質量流量、 ρ:密度
A:翼車外周の流路面積
U:翼車周速
添え字 c:圧縮機 t:タービン
1:入口 2:出口

タービン入口温度は 3.5 項に述べるリーク流の 影響を受けるため、リーク流の流量と温度を用い て補正した。発電継続時の測定データからの算出 結果を Fig.6 と Fig.7 に示す。

運転範囲では、流量係数の影響は比較的少ない。 設計値(圧縮機0.60、タービン0.65)に対して0.05 ~0.15低い。この理由としては、小型機であるた め加工精度等の問題から性能が低下しやすいこと に加えて、運転中の損傷を避けるためチップクリ アランスを広めに調整したことが影響していると 考えられる。







3.4 圧縮機入口条件と圧縮動力の低下

本システムにおける高効率化実現の重要要因で ある CO₂の圧縮係数と圧縮動力の関係を検証する ため、圧縮機入口における圧縮係数が圧縮動力に 及ぼす影響を実験的に評価した。

今回の試験装置では圧縮動力を直接計測することができないので、圧縮機入口と出口の温度・圧力の計測値から出入口での CO₂の比エンタルピー差を計算した。これは、単位流量当たりの圧縮機仕事に相当する。結果を Fig.8 に示す。

圧縮機入口での圧縮係数は設計条件では 0.26 で あるが、0.21 の条件においても安定的に運転する ことができた。今回試験した温度・圧力の領域で は、圧縮機の出入口の比エンタルピーの差そのも のが小さく、僅かな計測値の差が大きなばらつき となって現れる。例えば、同一圧力での温度 0.1℃ の差は比エンタルピーにおいて約 1kJ/kg の差とな る。このため、Fig.8 はややばらつきの大きい結果 となっているが、全体として圧縮係数と圧縮機出 入口の比エンタルピー差とは比例する傾向が見て 取れる。



Fig.8 Relationship between Compression Coefficient and Compression Work

3.5 ガスタービンにおけるワークバランス

計測された温度、圧力、電力消費・出力のデー タを用いてガスタービン発電機における熱・動力 のバランスを分析した。自立前(モータ駆動時) と発電時を対象とし、回転軸に対するパワーの供 給と消費に分けて評価した。

自立前の場合、回転軸に対するパワー供給は、 インバータからの電気入力とタービンが行う仕事 の合計になる。電気入力は直接計測される。発電 時の場合は、電気入力がなくなり、発電出力がパ ワー消費側に追加される。タービン仕事は、ター ビン出入口の温度・圧力、CO2流量の計測値から算 出した。タービン入口温度は、3.3 項の分析と同様 に、リーク流の流量と温度を用いて補正した。 供給されたパワーの消費先として、圧縮機の仕 事と発電機ロータの風損を見積もった。圧縮機仕 事は圧縮機出入口の温度・圧力と CO₂ 流量から算 出し、風損は回転数、CO₂密度、CO₂粘度をパラメ ータとする経験式を用いて算出した。

自立前と発電時におけるバランス評価結果を Fig.9 に示す。パワーの供給量と消費量は概ねバラ ンスしているが、若干の相違がある。自立前のケ ースでは、前者の方が大きい。この差は、放熱ロ ス(発電機冷却水への放熱を含む)と解釈するこ とができる。放熱ロスの値は直接計測することが できないが、自立前ケースの値は、ガスタービン 発電機の表面温度と表面積から推計した概算値と 概ね一致する。一方、発電時はタービン仕事の方 が小さくなっているが、これはシステム全体が十 分な熱的平衡に達しておらず、過渡的な要因が影 響しているものと考えられる。



Fig.9 Work Balance in Gas Turbine Generator

タービンは 14~18kW の仕事を行っていると評価される。圧縮機仕事はタービン仕事の 5~7 割程度であるが、圧縮機仕事に匹敵するほどのパワーが風損として消費されていると推定される。

風損によって消費されたパワーは、発電機内部 で熱に変換されるので、発電機内を通過するリー ク流の温度上昇として観測できる。リーク流の温 度上昇には、風損以外の機械ロスや発電機ロスに よる発熱、ならびにタービンから発電機への伝熱 も含まれていると考えられる。ただし、Fig.9の運 転では電気入力・出力が相対的に小さいので、発 電機ロスは更に小さい。

風損の計算結果と、測定データから求めたリー ク加熱量とを比較した結果を Fig.10 に示す。両者 はほぼ一致しており、風損の計算方法が妥当であ ること、そしてリーク流の温度上昇の大部分が風 損によるものであることを示唆している。



Fig.10 Trend of Windage and Leak Flow Heating

3.6 リーク

本研究に用いたガスタービンはガス軸受を採用 しており、構造上、圧縮機からタービンに向けて 発電機の内部を通過するリーク流が生じることが 避けられない。Fig.11に示すように、圧縮機を出た CO₂の大部分は再生熱交と加熱器を通ってタービ ン入口に達する(これを「主流」と呼ぶ)が、一 部が発電機内部を通過してタービン入口で主流と 合流する。リーク流は、発電機内部で多少加熱さ れるだけでタービン入口に流入するので、タービ ン入口温度を低下させてタービンの仕事を減少さ せ、結果的にサイクル性能を悪化させる。



Fig.11 Leak Flow Pass

リーク流量を評価するため、主流と全体流の重 量流量を計測したが、両者の比(つまりリーク流 量の比率)は運転条件で大きく変動した。そこで、 さらに以下の分析を行った。

主流とリーク流の流路の中で、最大の隘路(流路断面積が最小)となっている箇所が、その流れの体積流量を規定していると仮定した。流路断面積最小の箇所は、主流はタービンノズル出口、リーク流はスラスト軸受のガス導入部と考えられるが、その箇所の温度・圧力は測定していないため、主流はタービン入口(Fig.8のA)、リーク流は圧縮機出口(Fig.8のB)の測定値で代用した。

Fig.12 は、No.20 の運転において、主流に対する リーク流量の比を調べたものである。リーク流量 は、重量比でみるとタービン入口温度と連動して 大きく変化しているが、体積比はほぼ一定である。 この傾向は他の運転においても同様であったが、 体積比の値のレベルは、軸受等の部品を変更する ことにより変化した。これより、上記の箇所での 体積流量比を用いてリーク流の大小を評価するこ とができることが分かった。

サイクル性能の点ではリーク流が少ないほど望 ましく、そのためには回転部と静止部分との隙間 の極小化が必要である。一方で、回転中の接触を 避けるためには、ある程度の隙間を確保する必要 がある。本開発では、リーク流の隘路部分を推定 し、そこに対策を施すことにより軸受等の損傷を 避けつつリーク流を減少させることができた。体 積流量比で最大 5%以上あったリーク流量を、最終 的には 1.9%まで減少させることができた (Fig.13)。



4. 出力未達の原因と見通し

今回の試験装置の設計出力は 10kW であったの に対し、継続的に得られた電力は約 200W であった。 設計値に到達しなかった要因は、次の 5 項目に纏 められる。 (1) ターボマシナリーの空力性能

3.3 項に述べたように、今回使用した圧縮機と タービンは、損傷のリスクを抑えるためチップク リアランスを広めに取ったこと等により、空力性 能が犠牲になっている。

(2) 機械損失

3.5 項に述べたように、発電機ロータ周りにか なり大きな風損が発生していると推定される。こ れは、発電機内部を通過するリーク流の温度上昇 からも確認された。

(3) リーク流

リーク流の影響で実質的なタービン入口温度 が低下した。ただし3.6項に述べたように、本開 発の過程である程度、改善を図ることができた。

(4) 放熱損失

点検補修作業の効率化の観点から、ガスタービン周囲への断熱材設置を省略しており、放熱によってタービンの仕事が減少した可能性がある。

(5) 加熱器の容量

加熱器の容量に余裕が無く、発電持続運転にお いてタービン入口温度を十分に上昇できなかっ た。

以上の要因のうち加熱器容量以外は、本質的に 試験装置が小規模であるほど影響が大きく現れや すく、影響がさらに大きければ自立に至らなかっ たであろう。今回の開発では、これらの性能劣化 要因を出来る限り抑えることによって自立と発電 運転が実現できたとも言える。

5. スケールアップに向けての課題

本システムの実用化を目指すためには、スケー ルアップ機の運転実証が不可欠である。このスケ ールアップ試験に関する検討課題は次のように考 えられる。

まず、前項にまとめた 10kW 試験機における課題 に対して対応を図ることが必要であるが、大容量 化によってターボマシナリーの寸法が大きくなり、 同時に回転数が小さくなることで、課題そのもの が軽減されたり、対策を講じやすくなるものもあ る。また、寸法・重量の増大と回転数減少に伴っ て、発電機の方式や構造、軸受、シール方式など が変わる可能性がある。このため、リーク流と風 損の低減については、改めて検討を行う必要があ る。逆に、リークや風損の低減可能性が、発電機 や軸受方式の選択における重要な基準になると思 われる。

回転機械以外の機器については、再生熱交換器 の大容量化が必要である。マイクロチャンネル熱 交換器の使用を前提とすれば、プレートの大面積 化と積層枚数の増加を検討し、限界がある場合は 複数機を並列に使用することとなる。

加熱器に関しては、実用機では燃料燃焼式また は排熱利用式が想定されるので、ある段階からそ うした方式を採用することが必要となる。

6. まとめ

超臨界 CO₂ クローズドガスタービンの発電シス テムの要素をすべて含む小規模実験装置を製作し て原理検証試験を行い、以下の結果を得た。

- (1) 負荷を接続した状態で約40分間、無負荷と負荷接続を含む自立状態では約60分間の継続運転を達成した。
- (2) 本システムにおける高効率化実現の重要要因である CO2の圧縮係数と圧縮動力の関係について、圧縮機入口における CO2の圧縮係数の低下とともに圧縮仕事が低減することを実運転において確認した。また、圧縮機入口における圧縮係数 0.21 前後の条件で安定して運転することができた。
- (3) 試験装置は発電出力10kWとして計画したが、 達成できた連続出力は約 200W にとどまった。 この主な原因は、圧縮機とタービンの断熱効率 が設計値よりも 0.05~0.15 低かったこと、機械 損失(特に風損)が大きいこと、圧縮機からタ ービンに向けて発電機内を通過するリーク流が 存在したこと、と考えられる。

本システムの実用化に不可欠であるスケールア ップ機の開発においては、上記の課題への対応が 基本となるが、リークと機械損失の低減について は、発電機や軸受方式の選択も含めて検討するこ とが必要と思われる。

謝辞

本研究の成果は、(独)新エネルギー・産業技術総合開 発機構(NEDO)の委託業務の結果、得られたものです。

参考文献

- 1) 東京工業大学、プレスリリース、2010年2月19日.
- 2) Sandia National Laboratories, Operation and Analysis of Supercritical CO₂ Brayton Cycle, September 2010.
- 3) 宇多村元昭ほか, 超臨界 CO₂クローズドサイクルガス タービンの開発 -第二報 超臨界 CO₂ガスタービンの 原理検証実験計画-,第 37 回日本ガスタービン学会定 期講演会、2009 年 10 月.
- 4) 宇多村元昭ほか,超臨界 CO₂クローズドサイクルガス タービンの開発 -第三報 再生熱交換器の開発-,第 39回日本ガスタービン学会定期講演会、2011年7月.