

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	超臨界CO ₂ クローズドサイクルガスタービンの開発 - 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)	日本ガスタービン学会誌, Vol. 40, No. 5, pp. 215 - 220
発行日 / Pub. date	2012,

超臨界 CO₂ クローズドサイクルガスタービンの開発 — ベンチスケール装置による運転試験結果 —

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 — 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 CO₂ 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 coefficient 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, 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、既報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。

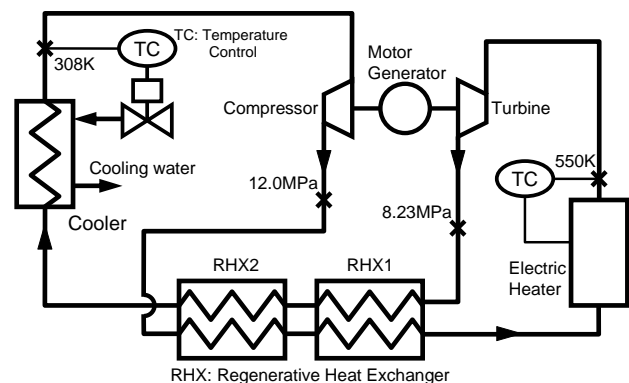


Fig.1 Flow Diagram of CO₂ Loop for Brayton Cycle

Table 1 Design Specifications of CO₂ Loop

	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。

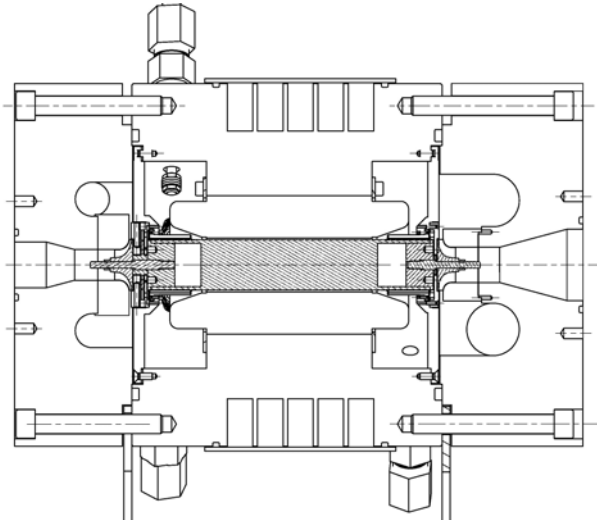


Fig.2 Cross Section of Gas Turbine Power Generator

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 Regenerative Heat Exchangers

	Item	Specification
RHX1	Temperature effectiveness	0.98
	Heat exchange capacity	153kW×2 units
RHX2	Temperature effectiveness	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べ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。

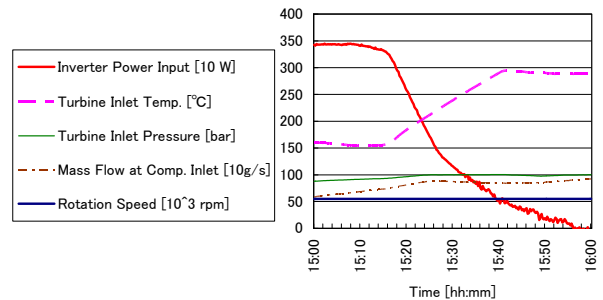


Fig.3 Trend of Operation Data in Inverter Input Reduction

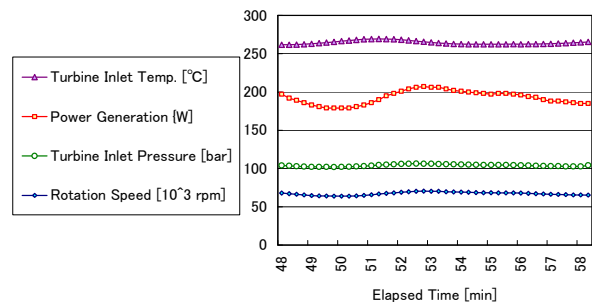


Fig.4 Trend of Operation Data in Stable Generation

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。

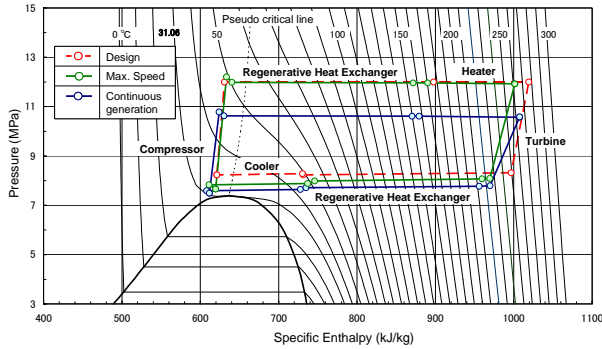


Fig.5 Morrie Diagram of Plant Operations at Maximum Speed and Stable Power Generation

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くなっている。臨界点の近傍は圧縮係数が小さく、圧縮動力が低減される。一方、臨界点に近づくほど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、圧縮機や軸受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いことである。条件によっては断熱熱落差よりも大きな比エンタルピー差が計測されており、断熱膨張以外の温度低下要因の存在が示唆される。この主原因は、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と推定される。このリーク流の温度はタービン入口計測点の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たと考えられる。リーク流に関する考察は 3.6 項に後述する。

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 η_c と η_t を (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。

$$\eta_c = \frac{h_{c2}(p_{c2}, s_{c1}) - h_{c1}(p_{c1}, T_{c1})}{h_{c2}(p_{c2}, T_{c2}) - h_{c1}(p_{c1}, T_{c1})} \quad (1)$$

$$\eta_t = \frac{h_{t1}(p_{t1}, T_{t1}) - h_{t2}(p_{t2}, T_{t2})}{h_{t1}(p_{t1}, T_{t1}) - h_{t2}(p_{t2}, s_{t1})} \quad (2)$$

$$\phi = \frac{m}{\rho A U} \quad (3)$$

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 3.2 項で指摘した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。

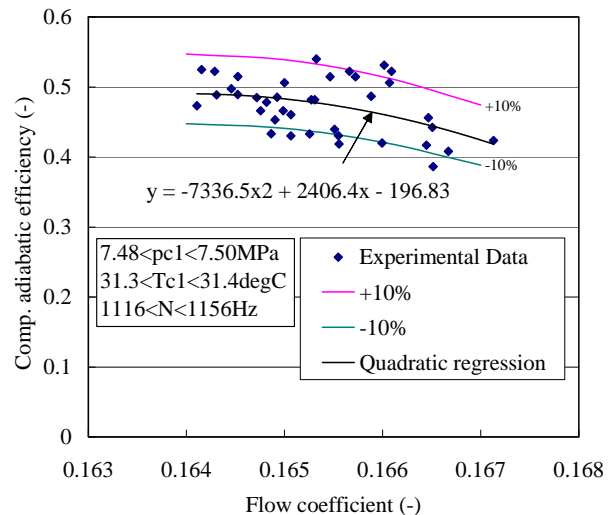


Fig.6 Adiabatic Efficiency of Compressor

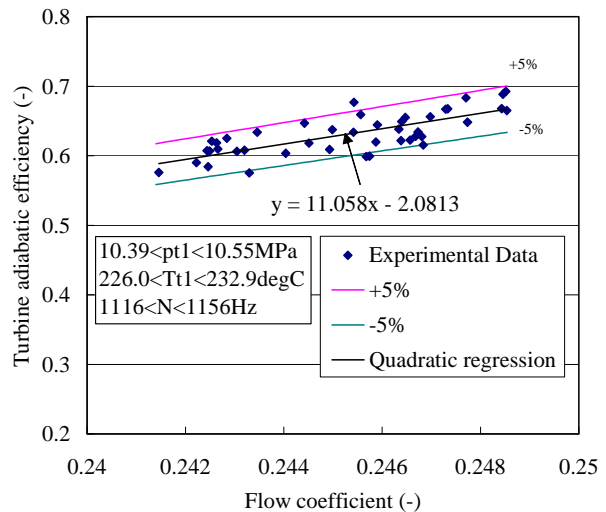


Fig.7 Adiabatic Efficiency of Turbine

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くなれば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。

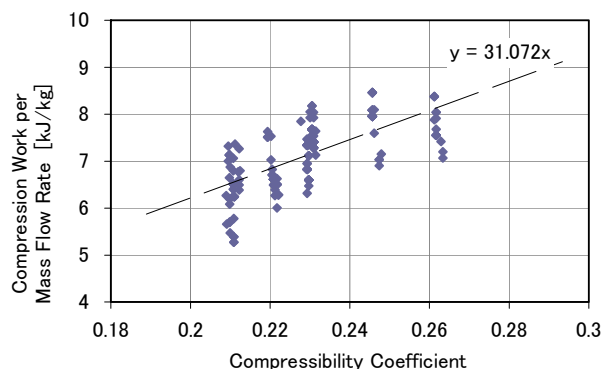


Fig.8 Relationship between Compressibility Coefficient and Compression Work

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・発電出力のデータを用いてガスタービン発電機における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、回転体形状等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。両ケースともパワー供給量の方が大きい。この差は、放熱ロス（表面からの熱放射や冷却水への放熱）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、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。

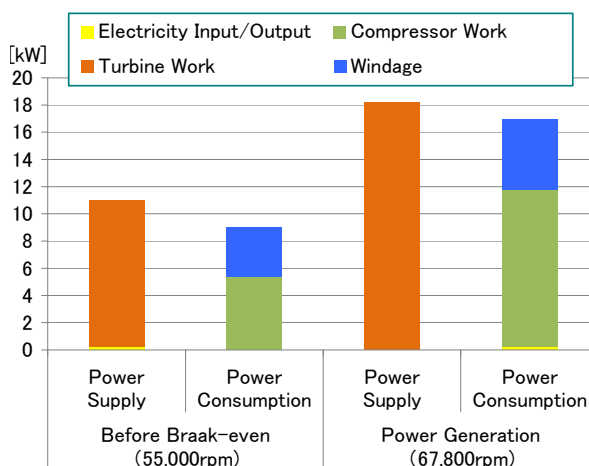


Fig.9 Work Balance in Gas Turbine Generator

タービンは 11~18kW の仕事を行っているとは評価される。圧縮機仕事はタービン仕事の 5~7 割程度であるが、圧縮機仕事の 1/2 程度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。両者はほぼ連動しており、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。

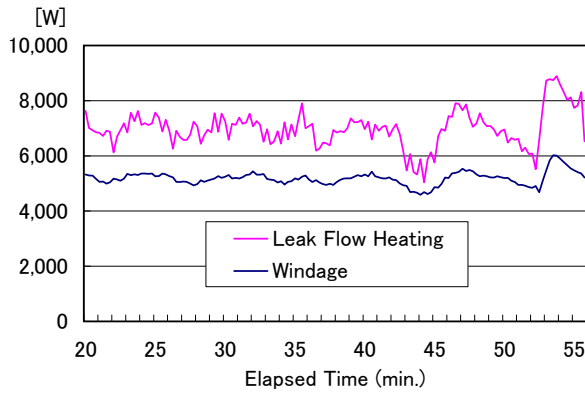


Fig.10 Trend of Windage and Leak Flow Heating

3.6 リーク

本研究に用いたガスタービンに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換器と加熱器を通過し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。

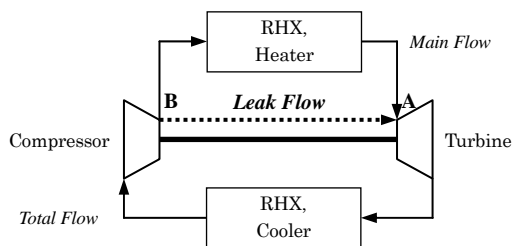


Fig.11 Leak Flow Pass

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想定した。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、最も近い計測点、具体的には主流はタービン入口（Fig.11のA）、リーク流は圧縮機出口（Fig.11のB）の測定値で代用した。

Fig.12 は、リーク削減対策を実施する前の 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、重量比で見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きさを評価することができることが分かった。

サイクル性能の観点から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最小化が必要である。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）。先に示した Fig.3~Fig.10 のデータは、いずれもリーク削減対策を施した運転において取得されたものである。この場合でも、重量比としては、タービン入口温度を上げた状態で 10%以上のリークが存在しており、実質的なタービン入口温度を下げる影響があったと考えられる。

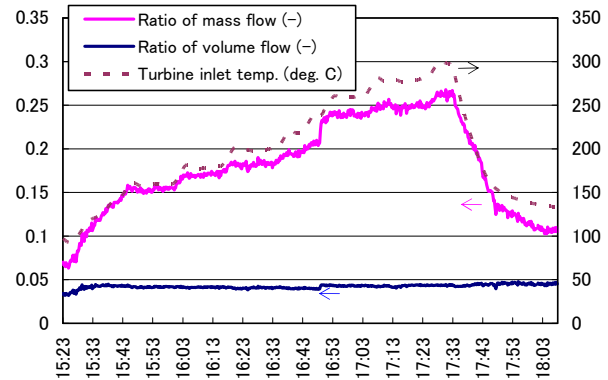


Fig.12 Trend of Leak Flow Ratio (No.20, without leak reduction measures)

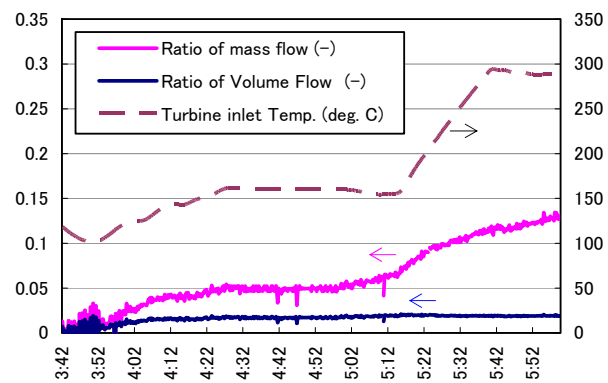


Fig.13 Trend of Leak Flow Ratio (No.24, with leak reduction measures)

4. 出力未達の原因

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。

前項にまとめた 10kW 試験機における課題のうちターボマシナリーの空力性能に関しては、大容量化によって翼車寸法が大きくなるため、対策は講じやすくなる。本システムは、一般的な開放サイクルガスタービンに比較して圧力が高く、作動流体の体積流量当たりの出力は 10 倍以上である。今回の 10kW 機は、作動流体の体積流量の点では 1kW 以下の開放サイクルガスタービンに相当する

と見ることができ、スケールアップによる空力性能の向上は十分に期待することができる。

風損に関しては、大容量化によってターボマシナリーの寸法が大きくなると共に回転数が小さくなるため、課題そのものが軽減される。一方、実用機では今回より高い圧縮機出口圧力を想定しており、ロータ周りの CO₂ の密度が大となって風損の増大をもたらす。定格回転数の減少により風損が無視できるようになるのは出力数十 MW 以上と予想され、それ以下の容量での実用化を目指すためには、何らかの風損低減機構を開発する必要がある。

リークに関しては、出力増大によって主流の通過面積に対するリーク流の通過面積の比が小さくなると見込まれ、基本的には大容量化によって対策は容易になると考えられる。ただし本システムでは圧縮機出口において CO₂ が擬似液体の状態で密度が大であるため、リークの体積流量比は小さくても重量流量比は大きくなる。このため、リーク対策はより厳重に行う必要がある。なお、今回採用したような発電機の両側に圧縮機とタービンを配置する構造では、使用温度に制限のある永久磁石を用いた発電機ロータの冷却をリーク流が担っている。リークの削減においては、この点にも留意する必要がある。

以上の考察は、基本的に今回採用した回転機械の構造 (Fig2) を前提としているが、大容量化により翼車や発電機ロータの寸法・重量が増大すれば、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。その場合、特にリークと風損については発生条件自体が変わり、改めて低減対策を検討することも必要になると予想される。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増加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である。

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。