

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	超臨界CO2ガスタービン発電システムの効率特性評価
著者(和文)	蓮池 宏, 小川紀一郎, 丹 光義, 宇多村 元昭, 山本 敬, 福島敏彦, 梶田梨奈
出典(和文)	第26回エネルギー・システム・経済・環境コンファレンス, 1-1
発行日	2010, 1

超臨界 CO₂ ガスタービン発電システムの効率特性評価

Power Generation Efficiency of Super Critical Carbon Dioxide Gas Turbine

蓮池 宏*・小川紀一郎*・丹 光義*・宇多村元昭**・山本 敬***・福島敏彦***・梶田梨奈***

Hiroshi Hasuike Kiichiro Ogawa Mitsugi Tan Motoaki Utamura Takashi Yamamoto Toshihiko Fukushima Rina Kajita

The gas turbine system using supercritical CO₂ as the enclosed working fluid, has advantages of obtaining high plant efficiency and wider applicability to use various kind of fuels, such as coal, oil, or biomass. Especially, for small and medium sized power generating capacity, it is estimated to have remarkably higher efficiency than that of conventional steam turbine plants. This paper presents the outline of the efficiency of the CO₂ gas turbine system, preliminary design and efficiency of the CO₂ boiler, and total system efficiency in comparison with the conventional plant.

Keywords: Supercritical CO₂, gas turbine, CO₂ boiler, efficiency

1. はじめに

超臨界 CO₂ ガスタービン発電システムは、超臨界 CO₂ の特性を生かした閉サイクルガスタービンサイクルを利用する発電システムであり、中小規模での高効率発電および低品質油、石炭等を含む多様な燃料対応性等の優れた特徴を有している。筆者らは NEDO 技術開発機構からの委託事業として平成 20 年度より本技術の研究開発を行っており、その中核として 10kW 試験機を製作中である¹⁾。本稿では並行して実施中の実用プラント概念設計から一部を紹介する。

2. 超臨界圧 CO₂ ガスタービンの概要

(1) 超臨界 CO₂

図 1 に CO₂ の状態図を示す。CO₂ は 304K、7.4MPa に臨界点を有し、それより高温高压の領域で超臨界流体となる。超臨界 CO₂ ガスタービンは、この超臨界領域でサイクルを構成する。

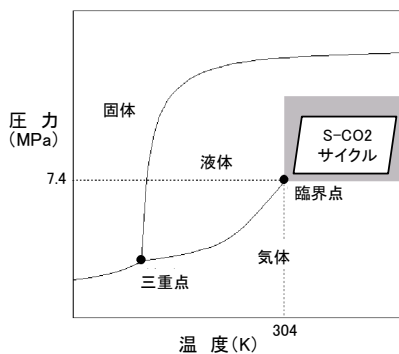


図 1 CO₂ の状態図

(2) 超臨界 CO₂ サイクル

ガスタービンサイクルにおいて、作動流体を圧縮するの

に必要な仕事および作動流体が膨張する際に行う仕事は、流体の圧縮係数に比例する。図 2 は超臨界 CO₂ の圧縮係数の温度・圧力依存性を示したものであり、臨界点近傍の圧縮係数が小さい領域で圧縮機を作動させ、圧縮係数が大きな領域でタービンを作動させれば、サイクルの外部に取り出せる仕事を増やすことができる。

超臨界 CO₂ ガスタービンのシステム構成を図 3 に示す。主要構成機器は、圧縮機およびタービンを中心として、それに加熱器、冷却器、再生熱交換器からなる。

CO₂ の流れは、先ず圧縮機入口(例：35°C、8.23MPa)に入り、所定圧力(例：20MPa)に圧縮され、再生熱交換器

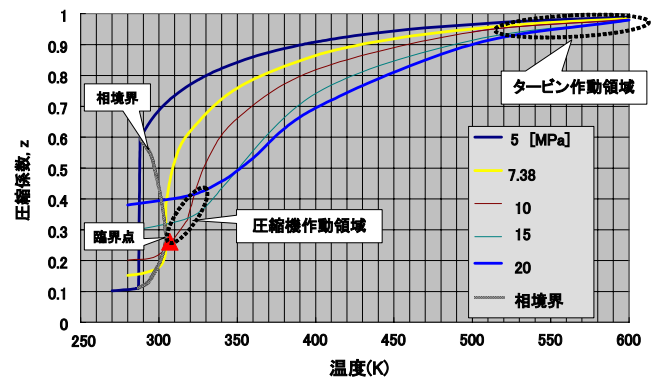


図 2 超臨界 CO₂ の圧縮係数の温度・圧力依存性¹⁾

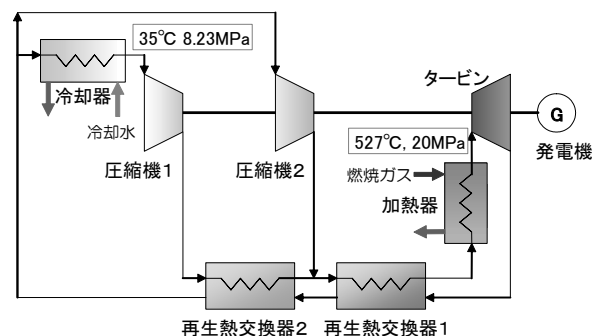


図 3 CO₂ ガスタービン発電システム構成¹⁾

* (財)エネルギー総合工学研究所 プロジェクト試験研究部

〒105-0003 東京都港区西新橋 1-14-2 (新橋 SY ビル)

e-mail hasuike@iae.or.jp

** 国立大学法人東京工業大学 原子炉研究所

〒152-8522 東京都目黒区大岡山 2-12-1

*** 熱技術開発株式会社 技術部

〒222-0033 横浜市港北区新横浜 3-18-14

および加熱器で所定温度（例：527℃）まで加熱された後、タービンにて発電出力を得る。タービンを出た CO₂ は、圧縮された CO₂ に熱を与えた後に所定温度まで冷却される。

(3) CO₂ 発電システムの特徴

1) 高効率発電が可能

CO₂ ガスタービンサイクルにおいて高効率を得られる主な理由は、下記の2点である。

- a. 圧縮機作動領域での圧縮率係数が小さい
この点については前述のとおりである。
- b. 高効率な再生熱交換器の適用

温度効率の非常に高い再生熱交換器を用いる再生サイクルを構成し、タービン出口ガスに含まれる排熱を高効率に再利用する。この点の詳細については文献 2) を参照。

2) 多様な燃料や熱源を利用できる

外部加熱方式であるため低品質重油、石炭・バイオマス等の固体燃料、更に各種の排熱も利用可能である。その点、従来のガスタービンは、燃焼ガスが直接タービンに入る内部加熱方式であり、燃料性状に厳しい制約がある。

3) 設備費の低減および設備構成の簡素化が可能

2) の特徴から、CO₂ ガスタービンの競合相手は蒸気タービン発電になると考えられる。本方式は蒸気タービン発電に比べて復水系統が省略されるため、建設費低減と設備構成の簡素化が可能である。また、給水加熱器等の熱交換器に替わり優れた伝熱特性を持つ再生熱交換器を計画しており、レイアウトの簡素化も見込まれる。

3. CO₂ ガスタービンサイクルの効率

(1) 条件設定

CO₂ ガスタービンサイクルの効率は、主として下記の要因により影響される。() 内は本検討における設定条件。

- ・タービン入口条件（800K、20MPa）
- ・圧縮機入口条件（308K、8.23MPa）
- ・再生熱交換器の温度効率（0.95）
- ・タービンおよび圧縮機の断熱効率（パラメータ）

タービン入口条件は、新たな材料開発を必要としないとの観点から 800K、20MPa を実用化時の条件として想定している。圧縮機入口条件はなるべく臨界点に近づけるのが効率向上のためには有利であるが、吸入部付近での速度上昇による温度低下で液滴が生じないよう余裕を持たせた条件としている。再生熱交換器の温度効率は 0.98 程度まで実現可能であるが、体積増加によるコストアップや圧力損失の増大を考慮して、これも余裕を持たせた条件としている。

(2) タービンおよび圧縮機の断熱効率

タービンと圧縮機の効率は翼車の設計や加工精度に依存

し、この点は研究開発の主要課題の一つでもある。ただし、これまでの各種ガスタービンに関する知見の蓄積により、おおよその実現可能な効率は予め見積もることができる。

タービンや圧縮機の効率は、翼先端の隙間（チップクリアランス）に大きく影響されることが良く知られている。文献 3) によれば、翼高さに対する隙間の比率が 0.02 の場合に、半径流式タービンでは最大で断熱効率 0.90 が、同様に遠心式圧縮機では最大 0.87 が得られる。本検討では、3MW～50MW の範囲についてタービンと圧縮機の概略設計を行い、翼車直径、翼高さ、翼先端隙間の値を推定し、これに基づいて断熱効率を推定した。結果を表 1 に示す。

表 1 タービン・圧縮機の断熱効率と CO₂ サイクル効率

出力(MW)		3	5	10	20	50
タービン	翼車直径(mm)	157	203	287	454	642
	翼高さ(mm)	15.9	20.6	29.3	46.7	66.5
	翼先端隙間(mm)	0.42	0.51	0.67	1.00	1.37
	断熱効率	0.882	0.883	0.884	0.884	0.884
圧縮機	翼車直径(mm)	126	162	230	363	514
	翼高さ(mm)	9.6	12.5	17.5	27.6	38.9
	翼先端隙間(mm)	0.28	0.33	0.41	0.58	0.77
	断熱効率	0.857	0.858	0.589	0.860	0.861
サイクル効率		0.395	0.395	0.396	0.396	0.396

(3) CO₂ ガスタービンサイクル効率

(1) および(2) の条件に基づいて CO₂ ガスタービンサイクル効率を算出した。結果は表 1 の最下段に示した。

4. CO₂ 加熱システム(CO₂ ボイラ) の効率

(1) CO₂ 発電システムと CO₂ ボイラとの関係

CO₂ 発電システム η_p は、CO₂ ボイラの効率 η_b と、CO₂ ガスタービンサイクルの効率 η_{gt} の積となる。

$$\eta_p = \eta_b \times \eta_{gt} \quad \text{①}$$

また、 η_b および η_{gt} はそれぞれ次の式で定義される。

$$\eta_b = Q_{CO_2} / (LHV \times FC) \quad \text{②}$$

Q_{CO₂}: CO₂ ボイラ伝熱量 (=CO₂GT 入熱量) (kcal/h)

LHV: 燃料の発熱量 (低位) (kcal/kg)

FC: 燃料消費量 (kg/h)

$$\eta_{gt} = LT \times 860 / Q_{CO_2} \quad \text{③}$$

LT: CO₂ 発電システム出力 (kW)

(2) CO₂ ボイラの計画

1) 計画条件

- ・発電出力：5,000kW（伝熱量：12,500kW）
- ・燃料：重油（低位発熱量；9,860kcal/kg）
- ・CO₂ 圧力：20MPa
- ・CO₂ 温度：（ボイラ入口）385℃、（ボイラ出口）527℃
- ・CO₂ 流量：62.5kg/s

2) CO₂ボイラの形式

上記条件下で検討するボイラ形式として、火炉の構造の相違を中心として、次の3種類を対象とした。

a. 蒸気冷却壁方式（検討ケース1）

ボイラ火炉壁を通常のボイラと同様水蒸気による水管冷却壁（ウェルデドウォール）としたものである（図4参照）。この場合、冷却壁による熱吸収のため火炉出口ガス温度が低下し、そのままでは後流の所要伝熱が困難となり火炉の熱負荷を上げる必要が生じ空気量も増加する。これによりボイラ効率が低下し、伝熱面積増大して経済性も低下する。発生蒸気の需要がある場合以外は、メリットが少ない方式である。

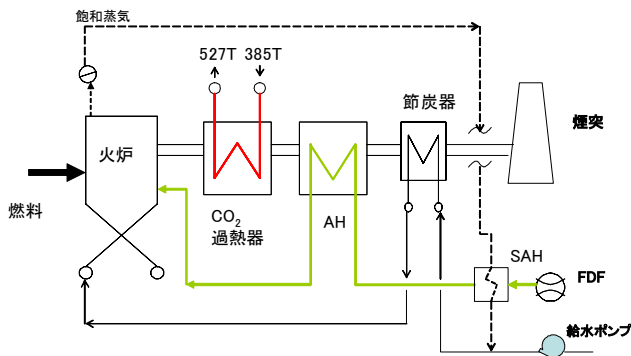


図4 蒸気冷却壁方式

b. 耐火壁方式（検討ケース2）

ボイラ火炉壁を廃棄物焼却炉のように耐火壁構造としたものである（図5参照）。この場合は、火炉での熱吸収がないため火炉出口温度が上がり過ぎるので、燃焼空気比を上げるなどして、火炉出口温度を所定温度範囲におさめる操作が必要となる。そのためにボイラ効率の低下を来すことになるが、節炭器の設置が不要等から機器構成上コンパクトで発生蒸気の処理問題も無いという長所もあり、本システムの候補の一つとして挙げられる。

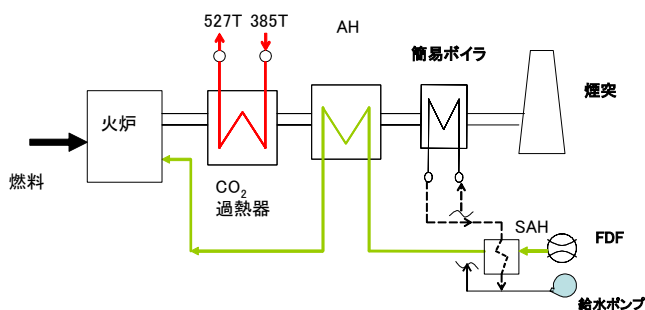


図5 耐火壁方式

c. CO₂冷却壁方式（検討ケース3）

耐火壁の火炉側にCO₂を内部流体とする管を隣接して設置し、管と耐火壁の間は鉄板を設け耐久性と機密性を確

保する構造としたものである（図6参照）。この場合も蒸気冷却壁同様、火炉での熱吸収量があるため、火炉出口温度は低下するが、この場合は火炉によりCO₂が加熱される分、後流設置のCO₂加熱器伝熱面積が小さくなり、又同加熱器管内の圧力損失が小さいことなどもあり、高効率化および機器配置のコンパクト化が可能となるので、本システム適用方式として最も適切な方式と考える。勿論、材料選定等解決すべき課題はあるが、メタル温度の設定等により十分対応可能であると考えられる。

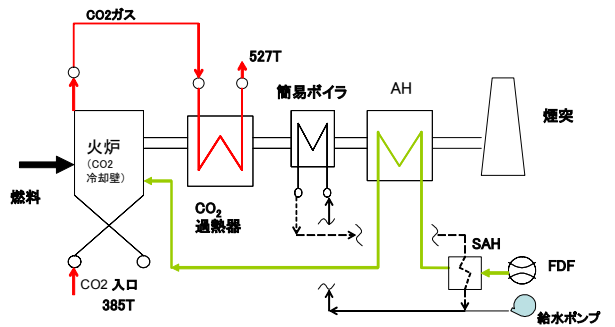


図6 CO₂冷却壁方式

(3) CO₂ボイラの熱計算概要

前述の各方式に対する熱計算試算結果の概要を表2に示す。上記説明の定量的背景となるものである。

表2 CO₂ボイラの代表的性能値

項目	単位	ケース1	ケース2	ケース3
火炉構造	—	水冷壁	耐火壁	CO ₂ 冷却壁
燃料	—	C重油	C重油	C重油
ボイラ効率 (低位基準)	%	75	80	85
燃料消費量	kg/h	1,520	1,420	1,360
空気過剰率	—	2.5	2.0	1.4
燃焼ガス温度 (火炉出口)	°C	1,040	1,196	1,168
燃焼ガス温度 (ボイラ出口)	°C	200	228	192
空気温度 (ボイラ入口)	°C	140	480	330
火炉伝熱面熱負荷	kcal/(m ² ·h)	300,000	150,000	150,000

(4) ボイラ構造

上記各ケースに対し概略構造の検討を行った。ここでは、紙面の都合上、CO₂冷却壁構造の場合を図7に示す。各ケースを概括すると、伝熱量を同一にして比較した場合、水冷壁構造は伝熱面積、ボイラサイズも最も大きくなり、他の二つは基本的には同等となったが、CO₂冷却壁では火炉の熱吸収量の増大とCO₂冷却管の伸び吸収の視点等から火炉サイズを若干大きくしている。

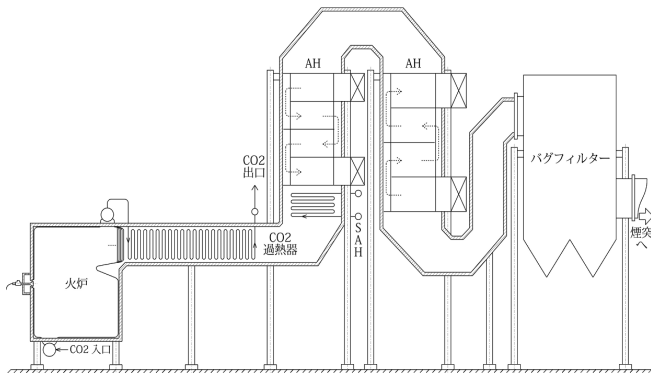


図7 CO₂冷却壁方式ボイラの構造

(5) CO₂加熱部圧力損失

次に CO₂ 加熱部の圧力損失も検討した。この損失の大小はガスタービンサイクルの性能に関する重要な要因である。これについても CO₂ 冷却方式の値が最も小さくなった。例えば、水冷壁ケースにおける CO₂ 加熱部全損失は 20kg/cm² 以上に対し、CO₂ 壁ケースでは 10kg/cm² と半減する試算結果を得た。

(6) CO₂ボイラ効率の規模依存性

発電出力 3MW~50MW に対応した CO₂ 冷却壁方式のボイラを想定し、放熱損失等の相違によるボイラ効率への影響を見積もった。結果を表3に示す。

表3 CO₂ボイラ効率の規模依存性

発電出力(MW)	3	5	10	20	50
効率	0.83	0.85	0.87	0.88	0.89

5. 発電システム効率

(1) 検討条件

CO₂ ガスタービン発電システム効率の検討を従来型の蒸気タービン発電との比較において行った。蒸気タービン発電の検討条件を次に示す。

- ・ 発電規模 (発電端) : 3MW~50MW
- ・ 蒸気条件 (圧力×温度) : 55ata×455℃~140ata×540℃
- ・ タービン形式 : 抽気復水タービン
- ・ 冷却方式 : 空気冷却

CO₂ ガスタービン発電システムの効率は3.項および4.項の結果より算定した。

(2) 計算結果

図8に、発電規模に対する CO₂ ガスタービン発電と蒸気タービン発電の効率特性を示す。同図に示されるように対象とした発電規模の範囲全体において CO₂ ガスタービン発電の方が蒸気タービン発電より高い効率特性を有している。発電規模 10MW 以下では、蒸気タービン発電の効率は顕著な低下を示すが、これは同範囲におけるタービン効率の著

しい低下に対応するものである。これに対し CO₂ ガスタービン発電システムの効率は、それほど顕著な低下はない。これは、CO₂ ガスタービンの効率がこの規模の範囲ではほとんど変わらないことによる。

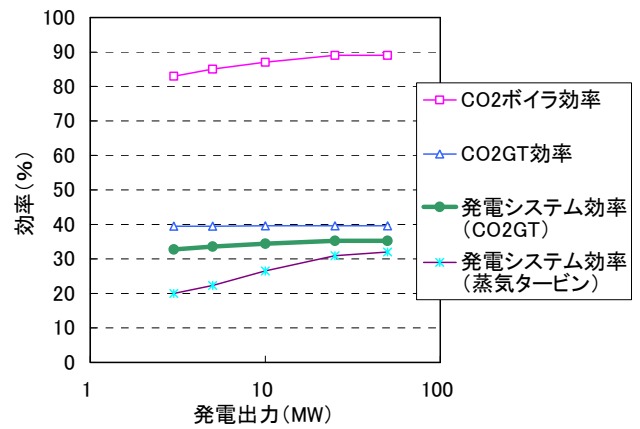


図8 CO₂発電システムと従来型発電システムとの比較

6. まとめ

本稿は、高効率化および多種燃料対応可能性の視点から注目される CO₂ ガスタービン発電システムにつき、サイクル検討、ボイラの検討および総合効率の検討を行い、既存技術である蒸気タービン発電と比較した。その結果、本システムは 50MW 以下の中規模発電向けに優れた可能性を有していることが示された。

一方、CO₂ ガスタービン自体の開発が冒頭にも述べたように試験用 10kW 機の開発中であり、実用化に際しては今後更なる検討・研究開発が必要である。しかし、超臨界 CO₂ ガスタービン発電システムは、本稿で述べたような優れた特徴をもっているため、昨今益々重要となってきたエネルギー利用効率向上に資する可能性大と考えている。

謝辞

本稿作成にあたり NEDO 技術開発機構からの委託事業「超臨界圧 CO₂ を作動流体とする高効率ガスタービン発電の研究開発」の成果を利用させていただいた。NEDO 関係各位に深甚なる謝意を表す。

参考文献

- 1) 宇多村元昭、蓮池宏、有富正憲；超臨界圧 CO₂ を作動流体とするガスタービンの研究開発、季報エネルギー総合工学、Vol.32, No.1, (2009) 20-30.
- 2) 宇多村元昭、玉浦裕；ソーラーガスタービン用マイクロチャンネル熱交換器の伝熱流動特性、日本ガスタービン学会誌、Vol.35, No.2, (2007) 110-116.
- 3) Balje, O. E. ; TURBOMACHINES, John Wiley & Sons, Inc., 1981.