

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, 宇多村元昭, 山本 敬
出典(和文)	第38回日本ガスタービン学会定期講演会, , ,
発行日 / Pub. date	2010, 10

超臨界 CO₂ ガスタービン発電システムの効率特性評価

* 蓮池 宏・小川紀一郎・丹 光義（エネ総工研）・宇多村元昭（東工大）・
山本 敬・福島敏彦・梶田梨奈（熱技術開発）

Power Generation Efficiency of Super Critical Carbon Dioxide Gas Turbine

* Hiroshi Hasuike Kiichiro Ogawa Mitsugi Tan(IAE) Motoaki Utamura(TIT)
Takashi Yamamoto Toshihiko Fukushima Rina Kajita(TED)

ABSTRACT

The gas turbine system using supercritical CO₂ as the enclosed fluid gas, has the advantage 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 electric generating capacity, it is estimated to have remarkably higher efficiency and better economical aspect than that of conventional plant. This paper presents the outline of the efficiency and economical case study 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, CO₂ gas turbine, CO₂ boiler, efficiency

1. はじめに

昨今、地球温暖化に起因するといわれる異常気象の多発もあり、その主原因である化石燃料消費の節減あるいは有効利用は益々重要課題となっている。発電技術の場合、有効利用に最も効果的なのは発電効率向上であるが、今や従来発想にとらわれない革新的な新技術の適用開発が不可欠である。本稿で述べる超臨界 CO₂ ガスタービン発電システム（略称「CO₂ 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発電システムであり、特に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上優れた特徴を有している。同システムは、NEDO 技術開発機構からの委託事業「超臨界 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」にて平成 20 年度より 3 年計画にて研究中的のものであり、現在 10kW 試験機を製作し試験中である。本稿ではその一環と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. CO₂ ガスタービン発電システムとは(1) 超臨界 CO₂ ガスタービン発電システムの原理

CO₂ は圧力 7.38MPa (73ata)、温度 304K (31℃) と比較的常温に近い温度レベルに臨界点を有する。臨界点近傍の超臨界状態 CO₂ の圧縮率係数は一般的なガスタービンで用いられる作動流体のそれに比べて極めて小さく (Fig.1)、このためこの近辺で圧縮した場合、動力の低減が図れる。そこで、臨界点近傍で圧縮機を作動させ、圧力・温度を更に上げた状態でタービンを駆動すれば、従来ガスタービン発電に比べ正味出力が大きい高効率発電システムが可能となる。

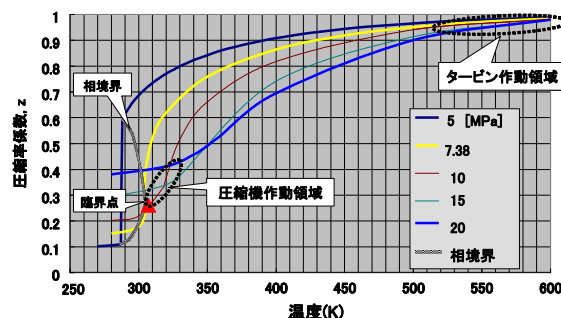


Fig. 1 CO₂ の圧縮率係数の圧力・温度依存性

超臨界 CO₂ ガスタービン発電システムは、この特性を利用して超臨界 CO₂ を作動流体とするクロードサイクルとしたものである。Fig.2 に構成例を示す。この図に示すように、主要構成機器は CO₂ の圧縮機およびタービンを中心として、それに加熱器、再生熱交換器等からなる。CO₂ の流れは、先ず圧縮機入口（例、35℃×7.5MPa）に入り、所定圧力（例、20MPa）に圧縮され、再生熱交換

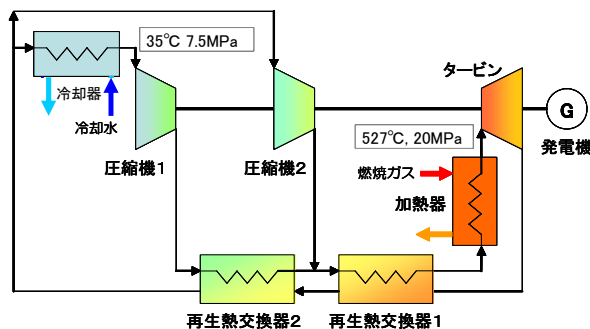


Fig. 2 CO₂ ガスタービン発電システム構成

器、および加熱器で所定温度（例、527℃）まで加熱された後、膨張機（タービン）にて発電出力を得る。

(2) CO₂ 発電システムの特徴

既に上記(1)で概説しているが、ここで改めてその特徴を、先ず長所より述べる。

1) 高効率発電が可能

本システムは比較的中小規模（0.5～10 万 kW）での適用を想定しているが、その範囲で従来型発電方式に対し効率面で優れる。その理由は次の通り。

① 圧縮率係数が小さい

圧縮機の所要動力は圧縮率係数に比例する。本システムの圧縮時の作動条件（臨界点近傍）で同係数は非常に小さく（例:0.3～0.4）高効率化に有利である。

② 媒体の凝縮過程がない

本サイクルでは冷却器出口においても媒体は超臨界状態であり、凝縮過程がない。その分熱損失が少なく、高効率化上有利である。

2) 適用燃料の幅が広い

本システムは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も適用可能である。その点、従来のガスタービンでは、コンバスタで燃焼した燃焼ガスが全てタービンに入る内部加熱方式（直接燃焼）であるので燃料性状に厳しい制約があり燃料適用上、大きな相違がある。

3) 設備費の低減および設備構成の簡素化が可能

本方式は蒸気タービンおよび復水系統が省略されるため、設備構成の簡素化と建設費低減が可能である。代わり CO₂ ガスタービンシステムが必要となるが、同システムは超臨界 CO₂ の高压系であり非常にコンパクトである。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マイクロチャンネル熱交換器を再生熱交換器として用いる計画である。これらの理由から設備構成、レイアウトの簡素化が図れると見込まれる。

一方、短所としては、超臨界状態で CO₂ の加圧-膨張を閉サイクルで作動させるシステムの実証又は実用機は実施例がなく、特に超臨界近傍の CO₂ は物性的に変化の幅が大きいところもあり、その実証試験等による検証が必要とされることである。

(3) CO₂ ガスタービンサイクルの効率

CO₂ ガスタービンサイクルとしては、一般的に単純サイクル（ブレイトンサイクル）と、更に高効率を狙ったサイクルとして分流再圧サイクル⁵⁾ が考えられる (Fig.2 参照)。Fig.3 は分流再圧サイクルにおけるタービン膨張比を最適化した際の、熱効率および比出力の計算結果を示したものである。圧縮機出口圧力 20MPa、タービン入口温度 800K の条件において、44%の効率が得られる見込みである。

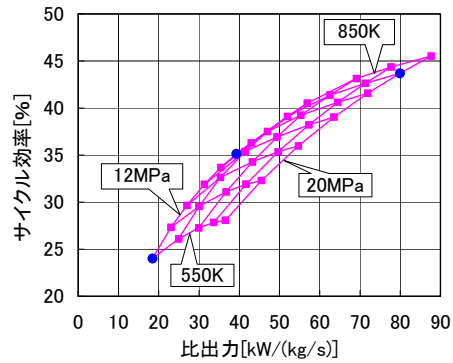


Fig. 3 サイクル熱効率と比出力の関係

3. CO₂ 加熱システムについて

CO₂ 加熱システムは、燃料を利用（燃焼）して CO₂ を加熱する方式と、排熱を利用する方式に大別される。前者に対応するものとしてはボイラ（利用）方式があり、後者に対応するものとしてガスタービン排ガス（利用）方式がある。本稿は、前者に関する検討例を述べる。

CO₂ 発電システム、CO₂ ボイラ、CO₂ ガスタービンサイクルのそれぞれの効率は、次の式で関係づけられる。

$$\eta_p = \eta_b \times \eta_{gt} / 100 \dots \dots \dots \textcircled{1}$$

ここに、 η_p : CO₂ 発電システム効率 (%)

η_b : CO₂ ボイラ効率 (%)

η_{gt} : CO₂ ガスタービンサイクル効率 (%)

また、 η_b および η_{gt} はそれぞれ次の式で計算される。

$$\eta_b = Q_{CO_2} \times 100 / (LHV \times FC) \dots \dots \dots \textcircled{2}$$

Q_{CO_2} : CO₂ ボイラ発生熱量 (=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)

$$\eta_{gt} = LT \times 860 \times 100 / Q_{CO_2} \dots \dots \dots \textcircled{3}$$

LT : CO₂ 発電システム出力 (kW)

4. CO₂ ボイラの検討

(1) 検討条件

- ・ 発電出力（発電端）：5,000kW
- ・ 燃料：重油（低位発熱量；9,860kcal/kg）
- ・ CO₂ ガス条件
 - 圧 力 20MPa
 - 温 度（ボイラ入口）385℃、（ボイラ出口）527℃
- ・ CO₂ ガスタービンサイクル効率：40%

(2) CO₂ ボイラの形式

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種類を検討した。

① 蒸気冷却壁方式

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（ウエルデドウォール）としたものである (Fig.4 参照)。この場合、同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

となるため、火炉の熱負荷を上げて同時に空気比を上げるなどの対策を要する。これらのこと等から、ボイラ効率が低下するとともに、伝熱面積増大によって経済性も低下すると考えられる。さらに発生する蒸気の用途開拓等の課題があり、結論的には本システムには適切でないと考ええる。

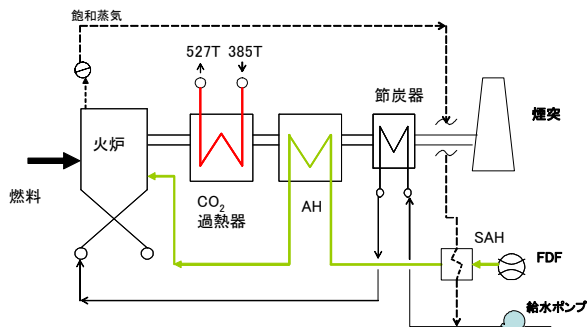


Fig. 4 蒸気冷却壁方式

② 耐火壁方式

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 (Fig.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、燃焼時の空気比を上げるなどして、同出口温度を所定温度範囲に収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。

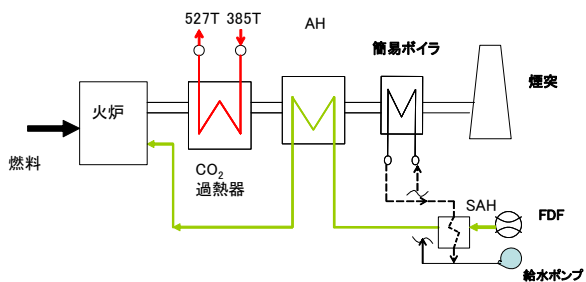


Fig. 5 耐火壁方式

③ CO₂ 冷却壁方式

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 (Fig.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、火炉内で 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、加熱器管内の圧力損失も減る。このため、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。火炉内の CO₂ 冷却管温度がかなり高くなる等の課題はあるが、材料選定や配置の適正化等により十分対応可能であると考える。

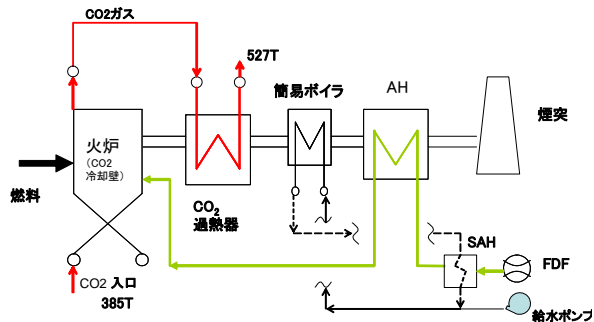


Fig. 6 CO₂ 冷却壁方式

(3) CO₂ ボイラの効率

前述の各方式に対する効率試算結果の概要を Fig.7 に示す。本計算値は、上記計画条件の下で各方式毎に達成可能なボイラ効率を整理したものである。同図に示されるように、CO₂ 冷却壁方式が、他方式より優れた効率特性を有していることがわかる。

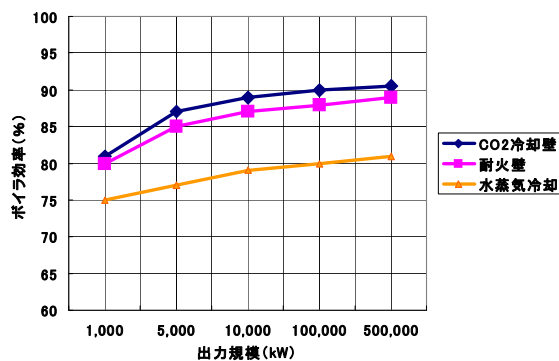


Fig. 7 各種 CO₂ ボイラの効率特性

(4) ボイラ構造

上記の各方式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 冷却壁方式の場合を、Fig.8 に示す。なお、各方式を概括すると、水冷壁構造は伝熱面積およびボイラサイズともに最も大きくなり、他の2構造は基本的には同等となった。CO₂ 冷却壁の場合、火炉の熱吸収量の増大およびCO₂ 冷却管の伸び吸収の視点等か

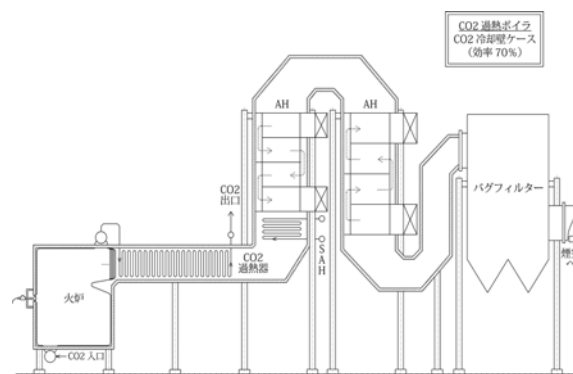


Fig. 8 CO₂ 冷却壁構造

ら火炉サイズを若干大きくしている。

(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。この同損失の大小は系統性能に関係する重要な要因であるが、この場合も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以上にに対し、CO₂壁ケースでは10kg/cm²と半減する試算結果を得た。紙面の関係から詳細は省略する。

5. CO₂発電システム

(1) 検討条件

CO₂ 発電システム効率の検討を従来型発電との比較において行った。まず、検討条件を次に示すが、記載以外の分は前述のCO₂ボイラの検討条件と同じとする。

- ・発電規模(発電端) : 5,000kW(ベース)、3,000kW、10,000kW、20,000kW、50,000kW
- ・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ボイラ形式 : CO₂冷却壁方式

従来型発電システムとCO₂発電システムのシステムフローをFig.9に示す。

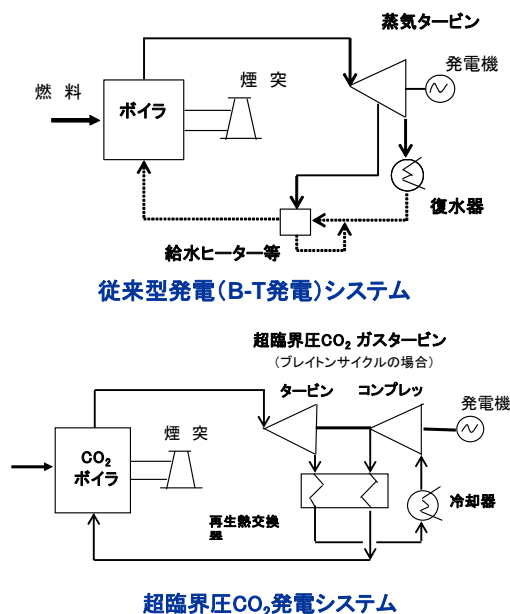


Fig. 9 CO₂発電システムと従来型発電システムとの比較

(2) 試算結果

Table 1 および Fig.10 に、従来型発電所における発電規模に対する効率特性を示す。同図に示されるように発電規模 10,000kW 以下において、従来型発電プラント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。一方、これに対しCO₂発電システムの効率特性は、規模に応じてそれ

Table 1 CO₂発電システムと従来型発電システムとの効率比較の詳細

ケース	-	1	2(ベース)	3	4	5	
従来型発電	発電出力	KW	3,000	5,000	10,000	25,000	50,000
	ボイラ効率	%	87.5	88	88	89.1	90.2
	タービン効率	%	22.8	25.4	30.2	34.7	35.4
	プラント効率(従来型)	%	20	22.3	26.5	30.9	32
	CO2ボイラ効率	%	83	85	87	89	89
CO2発電(CO2B+CO2GT)	CO2タービン効率	%	40	40	40	40	40
	プラント効率(CO2サイクル)	%	33.2	34	34.8	35.6	35.8

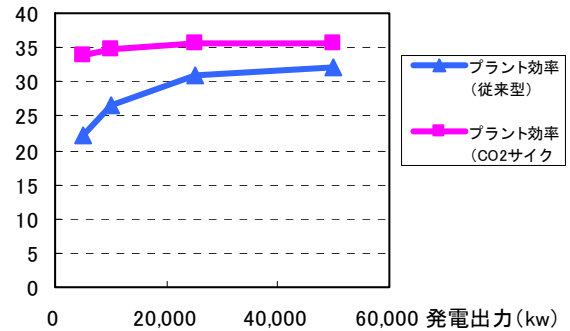


Fig. 10 CO₂発電システムと従来型発電システムとの効率比較図

ほど顕著な低下はない。これは、CO₂ガスタービン効率低下が規模に対しそれほど変わらないことによる。なお小出力規模以外でも、同図に示されるようにCO₂発電システムが従来型プラントに比べ、対象とする全発電規模において高い効率特性を有している。

6. CO₂発電システムの経済性

(1) 検討条件

技術的な検討条件は、前述(5.(1))と同じとする。経済性に関する検討条件としては、従来型発電プラントとして20MWの産業用蒸気発電プラント(換気流水タービン)をベースとして、それとの比較でCO₂発電システムの機器構成の相違、出力・蒸気条件等の相違を組み入れた相対比較を行った。具体的条件は次の通り。

- ・ベース発電設備 : 産業用蒸気発電プラント
- ・蒸気タービン形式 : 換気流水タービン
- ・出力規模(ベース) : 20MW
- ・建設単価(ベース規模) : 25万円/kW

(2) 検討結果

計算結果として、建設単価比較をFig.11、発電コストの計算例をFig.12に、その条件をTable 2に示す。全体的に、CO₂発電システムが従来方式より建設費及び発電コストとも有利であること、特に10MW以下の中小規模においてその差が顕著となることが示された。なお、建設費及び発電コストは相対比較のための試算値であり、実プラント検討の際は改めて算定を行う必要がある。

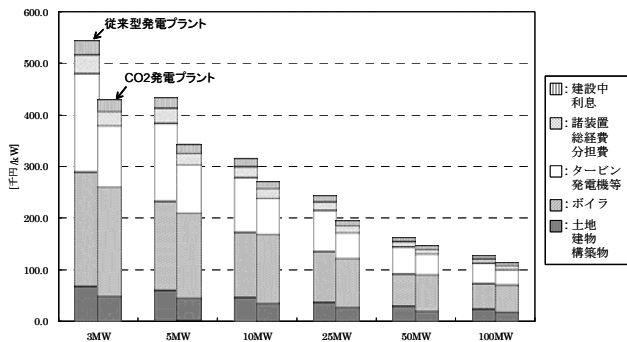


Fig. 11 CO₂発電システムと従来型発電システムの建設費比較

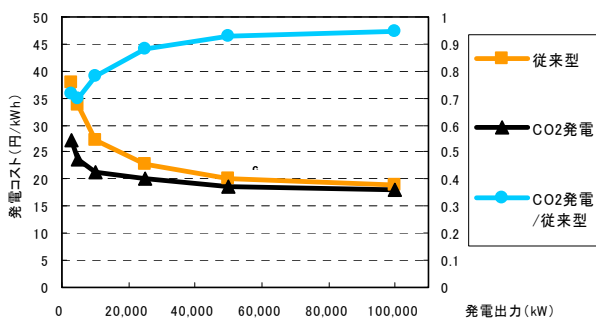


Fig. 12 CO₂発電システムと従来型発電システムの発電コスト比較

Table 2 発電コスト試算条件

項目	試算条件
償却方法	15年定額、残存簿価10%
金利	3%、10年間固定
	同上償還期間
固定資産税	簿価の1.5%
運転人員	12人(4人×3交代)
人件費	5百万円/年・人
保守・修理費	建設費の3%と仮定
利用率	81%(負荷率90%、稼働率90%)
燃料	C重油(LHV9,860kcal/kg)
燃料比重	比重0.95t/kl
燃料単価	6万円/kl

8. まとめ

本稿は、高効率化および各種燃料対応可能な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、ボイラの効率と基本構造検討、更に発電プラント全体の効率と経済性の検討を従来型発電システムとの比較で行った。その結果、50,000kW以下の中規模発電向けに対し、本システムは効率及び経済性面でも優れた可能性を有していることが判明した。

一方、CO₂ガスタービンそのものが冒頭にも述べたように現在10kW機による試験中であり、また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有しているため、昨今益々重要となってきたエネルギー効率向上および地球温暖化問題解決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関係者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) 蓮池宏他；超臨界CO₂ガスタービン発電システムの効率特性評価、第26回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス論文集、平成22年1月26～27日.
- 3) 蓮池宏他；超臨界CO₂クロードサイクルガスタービンの開発—第一報サイクル計算の高度化とバイオマス発電への適用検討、第36回ガスタービン定期講演会.
- 4) 宇多村元昭他；超臨界CO₂クロー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回ガスタービン定期講演会.
- 5) 宇多村 他；熱交換器の伝熱限界を考慮した超臨界CO₂ガスタービンサイクル特性の解析、日本ガスタービン学会誌、Vol.36, No.2 (2008) pp.60-65.

