

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	超臨界クローズドサイクルガスタービンの開発（１） - サイクル計算の高度化とバイオマス発電への適用検討ー
著者(和文)	蓮池 宏, 山本 敬, 梶田 梨奈, 宇多村元昭
出典(和文)	第36回ガスタービン定期講演会
発行日 / Pub. date	2008, 10

超臨界 CO₂ クローズ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

*蓮池 宏 (エネルギー総合工学研究所), 宇多村 元昭 (東京工業大学),
山本 敬 (熱技術開発), 梶田 梨奈 (熱技術開発)

Development of Super-critical CO₂ Closed Cycle Gas Turbines 1st report: Advanced Cycle Simulator and Its Application to Biomass-fired Power Plant

*Hiroshi HASUIKE(The Institute of Applied Energy),
Motoaki UTAMURA(Tokyo Institute of Technology),
Takashi YAMAMOTO (Thermal Engineering & Development Co., Ltd.)
and
Rina KAJITA (Thermal Engineering & Development Co., Ltd.)

ABSTRACT

In order to realize supercritical CO₂ gas turbines (S-CO₂), a design method has been developed to determine cycle parameter values together with dimensions of regenerative assuming microchannel heat exchanger. Based on the method, effects of temperature efficiency, channel size and materials of regenerative heat exchanger to cycle characteristics have been assessed. Moreover, a model of CO₂ heating by external heat source is developed, which is applied to calculate net power generation efficiency to biomass heat input. Also its economics compared with steam turbine systems as well as feasibility of extensive introduction of biomass-fired S-CO₂ power generation are evaluated.

Key words: gas turbine, closed cycle, supercritical carbon dioxide, biomass, power plant

1. はじめに

超臨界二酸化炭素 (CO₂) を作動媒体とするクローズドガスタービンのプレイトンサイクル特性を検討してきた¹⁾。このサイクルは、800K 程度の中温度域でも従来のガスタービンでは前例の無い有意な効率を発揮しうるが、その実現には以下の設計課題が存在する。すなわち、(a)95%以上の高い再生効率の実現、(b)再生熱交換器の内部ピンチに起因する伝熱限界の緩和である。(a)については、新型マイクロチャンネル熱交換器(MCHE)を試作し、伝熱流動相関式を開発、小型で前記の再生効率を達成できる見通しを得た²⁾。(b)については、分流再圧サイクルを考察し、ピンチポイントの影響を最小化する運転条件を明らかにした³⁾。本研究では、サイクル特性とコストを支配する再生熱交換器のモデルを詳細化した。本シミュレータでは、前記した伝熱流動相関式を用いて、熱交換器の寸法とエネルギーならびに運動量の保存を同時に解いて、サイクル効率を最大化した。さらに、CO₂加熱システムのモデルを構築して、バイオマス燃料の入熱に対する発電効率と経済性を評価し、CO₂ガスタービンの適用利用によるバイオマス発電の導入拡大の可能性を評価した。

2. サイクル計算方法

2.1 熱交換器のモデル

従来のサイクル計算手法では、熱交換器の温度効率(再生効率)と圧力損失率(=圧損/入り口圧力の比)を入力し、エネルギーと運動量のバランスをとり構成機器の出入り口温度・圧力、流量などの機能仕様を定める。次に、それを設計入力として、ハード仕様(寸法、材質)を設計する。これが目標に到達しない場合には、所望の解を得るまで入力値を修正してサイクル計算を繰り返す。この手法の問題は、例えば熱交換器の場合、交換熱量を与えて計算した熱交換器の寸法から算出できる圧力損失が一般にはサイクル計算の結果と一致しないことにある。それは、本来は関連のある温度効率と圧力損失率を、独立に与えたからである。良く知られた媒体の場合には、過去に蓄積された経験から良い推定値を与えることができる。

しかし、本研究で対象とする超臨界二酸化炭素は、過去に設計経験が少なく、しかも圧力や温度の変化に対する物性値の変化が大きいため、推定が容易ではない。そこで、本研究ではアプローチを変える。すなわち、従来の温度効率と圧力損失率の入力を止め、伝熱係数(Nu)と圧力損失係数(f)の実験式で置き換えて計算する。そのため熱

交換器内部の物性値と長さを熱負荷の関数として記述する³⁾。この方法には、熱負荷を伝熱要素に分割しエンタルピバランスから温度分布を直接計算できる利点がある。伝熱要素の長さや圧力損失は以下のように計算する。

$$\Delta P = \int_0^{Q_0} f \frac{1}{D_h} \frac{v G^2}{2} \frac{1}{U a \Delta T} dQ \quad (1)$$

$$L = \int_0^{Q_0} \frac{dQ}{U a \Delta T} \quad (2)$$

ここで、伝熱係数 Nu と圧損係数 f は、S 字フィン MCHE の CO₂ を用いた実験式

$$Nu = 0.0473 Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad (3)$$

$$f = 2.294 Re^{-0.25} \quad (4)$$

とした²⁾。

計算のフローシートを図 1 に示す。この計算により求まる出口の諸量は下流側の機器の入り口条件になり、これを繰り返してサイクル計算が一巡する。境界条件を満足するまで繰り返し計算をする。収束時点で、熱交換器の交換熱量、各部の圧損、長さや体積が相互に矛盾なく一度に求まる。

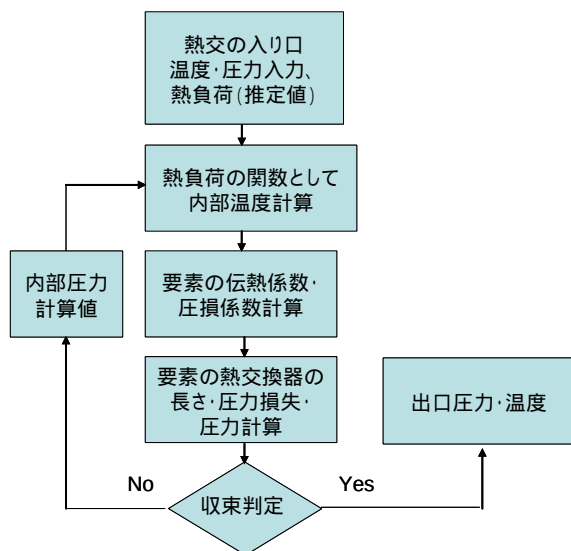
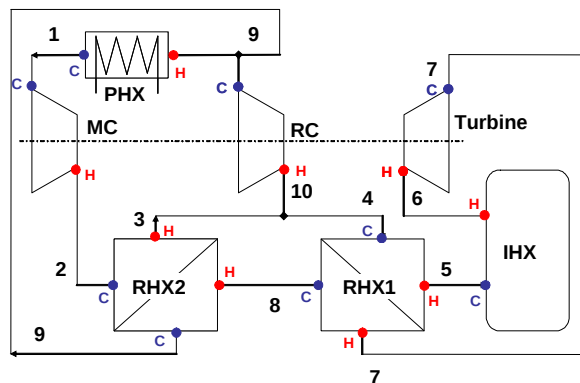


図 1 伝熱流動相関式を用いた熱交換器長さや出口圧力・温度の計算

2.2 温度効率とサイクル効率

図 2 は、評価対象とした分流通再圧サイクルの構成を示す。ブレイトンサイクルとは、再生熱交換器の分割と再圧縮機の導入の点が異なっている。計算条件を表 1 に示す。



PHX : Precooler(前置冷却器)
 RHX : Recuperator(復熱器)
 IHX : Intermediate Heat Exchanger(中間熱交換器)
 MC : Main Compressor(主圧縮機)
 RC : Reciprocating Compressor(再圧縮機)

図 2 分流通再圧サイクル

表 1 サイクル計算条件

項目	値
冷却器出口(圧縮機入口)温度	308K
タービン断熱効率	0.93
圧縮機断熱効率	0.90
加熱器圧力損失係数	0.012
冷却器圧力損失係数	0.01

図 3 は、タービン入り口温度 800K、サイクル最高圧力 20MPa 条件でサイクル効率を再生熱交換器の温度効率の関数として示したものである。個々の評価点ごとに、分流比とタービン膨脹比を最適化してある。発電出力を 5MW と仮定して体積を計算した。サイクル熱効率は、温度効率が 99% 付近に極大値を有する。これは熱交換器の長さの急増で圧損が増えタービン入り口圧力が低下すること起因している。この結果から、温度効率の設計目標は 95% が適正と考えられる。このときのサイクル効率は 44% である。

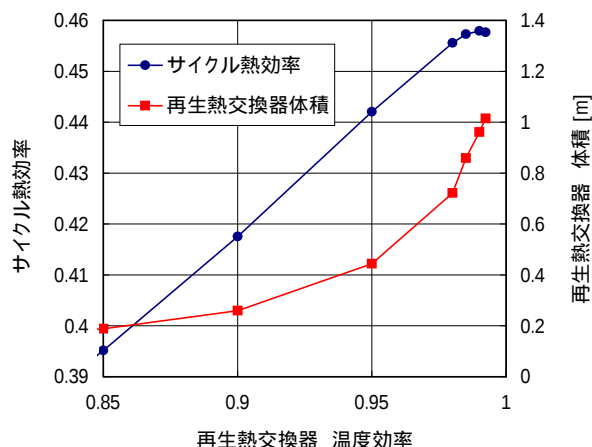


図 3 再生熱交換器の温度効率とサイクル熱効率

2.3 流路形状がサイクル効率に及ぼす影響

熱交換器の形式、流路寸法と材質がサイクル効率と再生熱交換器の体積に及ぼす影響を評価した。MCHE1とMCHE2の寸法を表2に示す。両者の水力等価直径は約2倍異なる。

図4に検討結果を示す。これより、管型と比較してMCHEが体積、サイクル効率の両面で格段に優れていることが分かる。MCHE1とMCHE2を比較すると、水力等価直径の小さい後者はサイクル効率では1%低いものの、その所要体積は前者の1/5で済む。再生熱交換器のコスト低減のためには、MCHE2の採用が望ましい。サイクル効率の低下は、水力等価直径が小さくなることに伴う圧力損失の増加によるものである。MCHEの材質による影響は小さいので、耐熱性・加工性に優れるSUSが適している。

表2 MCHEの寸法

	MCHE1	MCHE2
フィン長さ(mm)	9.6	4.8
流路幅×深さ(mm)	0.87×0.47	0.87×0.47
水力等価直径(mm)	1.06	0.59

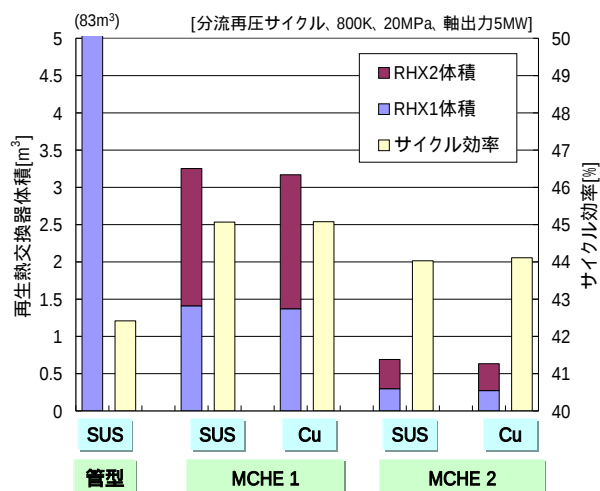


図4 熱交換器の形式、流路寸法と材質が再生熱交換器の体積に及ぼす影響

2.4 最適設計

図5はタービン入口温度(TIT)と圧縮機出口圧力(CEP)を変えたときのサイクル効率と比出力の関係を示す。熱交換器はMCHE2を選択した。各計算点ではタービン膨脹比と分流比を最適化してある。例えば550K(277℃)、12MPaの条件下で理論サイクル効率は24%である(点A)。

TIT=550Kの曲線(CEPを変化させる)と CEP=12MPaの曲線(TITを変化させる)では後者

の方がサイクル効率の上昇が大きく、サイクル効率の向上のためにはタービン入口温度の高温化の方がより近道である。TIT=800K、CEP=12MPaの条件(点B)ではサイクル効率35%が可能であると予想され、各種の廃熱発電や産業用自家発電分野において蒸気タービンに対し競争力を持ちうる。さらに、バイオマス発電向けには高温高圧仕様として、タービン入口温度800K(523℃)、圧縮機出口圧力20MPaのサイクルを開発する(点C)。この条件ではCO₂サイクルへの入熱基準でサイクル効率44%が可能であると予想される。

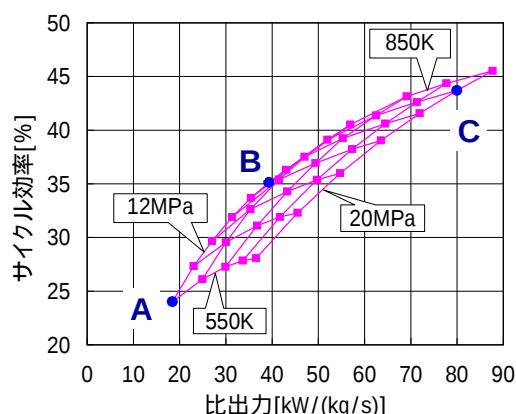


図5 最適化された分流再圧サイクルにおけるサイクル効率と比出力との関係

3 .バイオマスを燃料とするCO₂ガスタービン発電の評価

3.1 発電システムのエネルギー収支

前項において検討したCO₂ガスタービンサイクルに、CO₂の加熱システム、冷却システム、発電機、補機等を加えた発電システム全体について、エネルギー収支と物質収支を計算するプラントシミュレータを作成し、これを用いてCO₂ガスタービン発電のエネルギー収支を明らかにした。

燃料として利用するバイオマスとしては、木質バイオマスを想定する。木質バイオマスの元素組成と発熱量は、日本エネルギー学会による表3の値を用いた。この値に基づいて燃焼ガスの温度・組成・比熱等を求め、CO₂加熱、空気予熱、および熱回収(水蒸気発生)の計算を行った。燃焼用空気量は、バイオマスボイラの実態を参考にして、理論空気量の1.6倍とした。発電機効率は、永久磁石式同期発電機を想定して98%とし、周波数変換装置の効率は95%とした。補機としては、燃焼用空気の給気ファン、排ガスの排気ファン、冷却水およびボイラ給水の給水ポンプを考慮した。

表 3 木質バイオマスの組成と発熱量

C	H	O	N	灰分	発熱量 (水分 23%)
51.3%	6.3%	41.3%	0.1%	0.5%	14.5MJ/kg (LHV)

発電システムの構成とエネルギーバランスを図 6 に示す。CO₂ 加熱器を出た燃焼ガスを用いて燃焼用空気の予熱を行うことにより、燃料を節約することが可能になる。この場合の発電システム全体としての発電効率は 24% となる。熱利用効率は 23% である。既存のバイオマス燃焼炉では水冷壁による冷却を行うが、水の代わりに 400～500 の CO₂ で燃焼炉の炉壁冷却ができれば、発電出力を増やすことが可能となる。

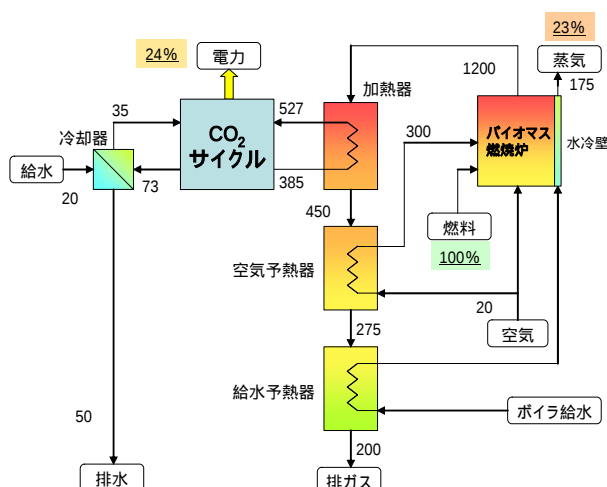


図 6 バイオマスを燃料とする CO₂ ガスタービン発電システムのフロー

3.2 経済性評価

バイオマスを燃料とする CO₂ ガスタービン発電と蒸気タービン発電の経済性を比較した。主な計算条件を表 4 に示す。これらは基本的に文献 6) を踏襲している。CO₂ ガスタービンの効率は、100t/日の場合に 24% とし、小容量ではタービン効率等の低下を見込んで低くした。

バイオマス費用は種類によって大きく異なり、支出ではなく収入（つまり価格が負）となることもあるため、一旦、バイオマス費用を除いた収支を計算し、そこから収支が均衡するためのバイオマス価格を算出することとした。

発電に係る費用と収入とを比較した結果を図 7 に示す。同一バイオマス処理量で比較すると、CO₂ タービンの方が費用がやや多いが、それ以上に売電収入が多く、経済性が高いことがわかる。また、規模が大きくなると、費用の増大以上に収入の増加が多くなり、経済性が良くなる。バイオマス処

表 4 経済性評価のための計算条件

項目	計算条件	備考
ST 設備費 (10 ⁶ 円)	$60.6 \times C^{0.6}$	C: バイオマス定格処理量 (t/日)
CO ₂ GT 設備費 (10 ⁶ 円)	ST 設備費 $\times$ $(0.6 + 0.4 \times k^{0.6})$	k: ST と CO ₂ GT の効率比
設備補助率 (%)	50	
金利 (%/年)	3.5	
償却期間 (年)	15	
人件費 (10 ⁶ 円)	$5 \times (2.1307 \times C^{0.2207})$	C: バイオマス定格処理量 (t/日)
諸費 (10 ⁶ 円 / 年)	$P \times 0.04$	P: 設備費 (10 ⁶ 円)
ST 発電効率 (%)	$0.03514 \times \ln Y - 0.4619$	Y: 定格投入熱量 (kcal/hr)
熱利用効率 (%)	18	
売電単価 (円/kWh)	8	
売熱単価 (円/kg 蒸気)	2.7	

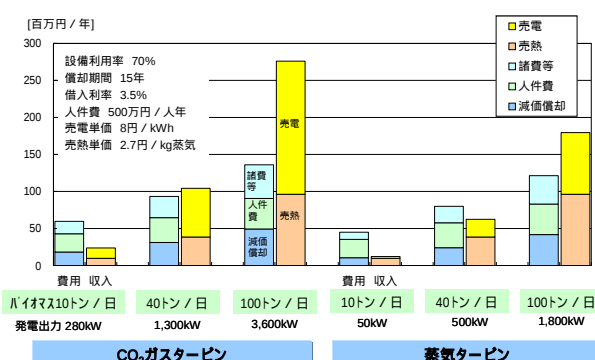


図 7 経済性評価結果

理量 10t/日では、費用の方が多いが、CO₂ ガスタービンでは 40 t/日以上で、蒸気タービンでも 100t/日では収入が費用を上回っている。

この計算結果から、収支が均衡するためのバイオマス価格を算出した結果を図 8 に示す。蒸気タービン、CO₂ ガスタービンともに、規模が大きくなると単価の高いバイオマスでも収支が均衡することが分かる。また、蒸気タービンより CO₂ ガスタービンの方が経済的に有利であり、高価なバイオマスも適用可能である。

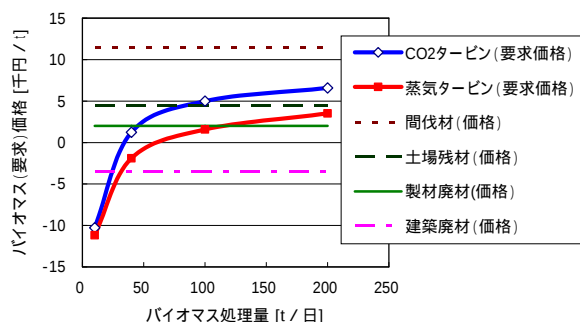


図 8 収支が均衡するためのバイオマス価格

図 8 には、わが国における木質バイオマス価格（文献 7）より引用）も併せて示した。現状では、バイオマス発電の経済性が得られているのは建築廃材が中心であるが、CO₂ ガスタービンの利用により製材廃材や土場残材の経済性も成り立つようになると見込まれる。

4. CO₂ ガスタービンの導入効果と市場規模

4.1 木質バイオマスの賦存量

NEDO では、国内の各種木質バイオマスの賦存量を市町村別に集計したデータを公開している⁸⁾。図 8 は、そのデータを市町村別の賦存量規模の分布の形に加工したものである。個々のバイオマス種毎に見ると殆どの市町村が 30t/日以下であるが、それらをまとめれば（林地残材はコストが高いので除く）、100t/日以上 of 市町村もかなり増える。

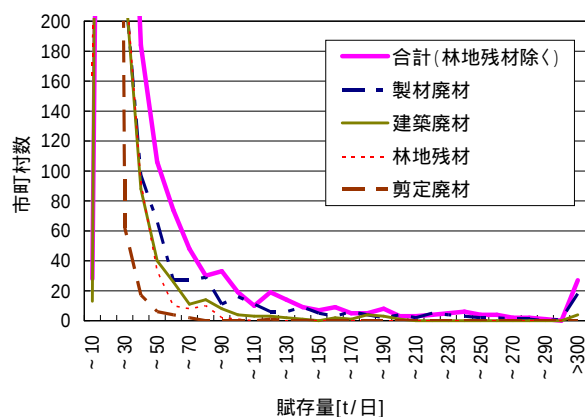


図 9 市町村別の木質バイオマスの
賦存量規模の分布

4.2 経済的に利用可能な賦存量の推定

先の図 8 に示したように、蒸気タービン発電や CO₂ ガスタービン発電は規模の経済メリットがあり、一定の規模以上において経済性が成り立つ。ここで、発電設備を市町村単位で設置すると仮定すれば、各発電技術の経済性が得られる規模（図 8）と、市町村単位のバイオマス賦存規模（図 9）を比較することによって、各発電技術の市場規模を評価することができる。

図 10 は、図 9 のデータに基づいて、賦存規模をパラメータとして、その賦存規模以上の市町村数を集計したものである。蒸気タービン発電で経済性が得られるバイオマス賦存規模 140t/日以上 of 市町村は 100 である。これに対し、CO₂ ガスタービン発電で経済性が得られる 50t/日以上 of 市町村は 350 と、約 3.5 倍になる。

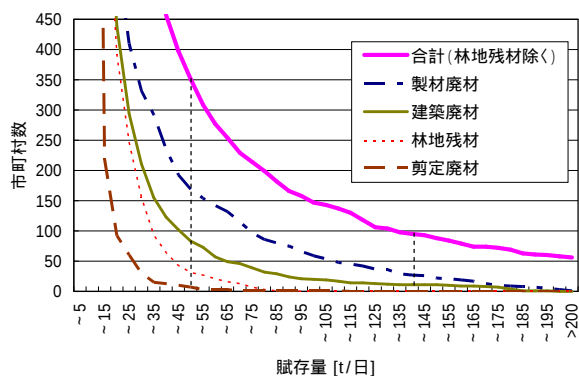


図 10 木質バイオマス賦存量と
その賦存量以上の市町村数の関係

5. 結論

超臨界 CO₂ ガスタービンの実現に不可欠な高性能再生熱交換器としてマイクロチャンネル熱交換器を想定し、その伝熱流動相関式を導入して、サイクルパラメータと熱交換器寸法を矛盾なく同時決定する設計手法を開発し、サイクル性能を予測した。また、CO₂ 加熱システムのモデルを構築して、バイオマス燃料の入熱に対する発電効率と経済性を評価し、CO₂ ガスタービンの利用によるバイオマス発電の導入拡大の可能性を評価した。その結果、次の知見を得た。

- (1) 再生熱交換器の温度効率が 98%以上の範囲では、サイクル熱効率の向上が飽和傾向を示す。これは、熱交換器の長さが増えて圧損が増大するためである。温度効率の設計目標としては 95%が適正と考えられる。
- (2) MCHE の流路寸法は再生熱交換器の総体積に大きく影響する。コスト低減のためには、水力等価直径が小さくコンパクト化が可能な MCHE2 の採用が望ましい。材質がサイクル効率に与える影響は小さく、耐熱性・加工性の点で優れる SUS が適している。
- (3) 想定した CO₂ ガスタービン発電システムが実現できれば、経済性を有する木質バイオマス発電が可能な市町村数は、蒸気タービン発電の場合の 3.5 倍となることが期待できる。

6. 参考文献

- 1) 宇多村元昭、玉浦裕：超臨界二酸化炭素を作動媒体とするソーラーガスタービンサイクル、B-7 第 33 回ガスタービン定期講演会（2005..9.10）PP.147-149.
- 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、Vol35, No2 (2007.3) pp.110-116.
- 3) 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.

- 4) 宇多村、ニキチン、加藤、熱交換器の性能解析における対数平均温度差法の一般化、*Thermal Science & Engineering*, Vol. 15, No. 3 (2007)
- 5) Frutschi, H.U.: Closed-cycle gas turbines, Professional engineering publishing Co. Ltd., London (2004)
- 6) みずほ情報総研：バイオマスエネルギー導入支援データベースの構築調査報告書、2007 年 3 月.
- 7) 山本 他：中四国の木質バイオマス残さの収集・発電利用のシステム分析, エネルギー・資源, Vol.28, No.4, (2007) pp.43-48.
- 8) <http://app1.infoc.nedo.go.jp/databio.html>

注記：本論文の一部は、経済産業省からの交付金を原資とし実施する平成 19 年度「新エネルギーベンチャー技術革新事業」事業の一つとして、NEDO 技術開発機構との受託研究契約に基づいて実施した 19 年度の成果である。

記号の説明

A	伝熱面積 (m ²)
A_C	流路面積 (m ²)
a	軸方向単位長さあたりの伝熱面積 ($\equiv A/L$) (m)
D_h	水力等価直径 (m)
f	圧力損失係数 ($\equiv \Delta P / ((L/D_h) \cdot (\rho G^2/2))$) (-)
G	質量流束 (kg/m ² s)
h	熱伝達率 (W/m ² K)
k	熱伝導率 (W/mK)
L	熱交換器長さ (m)
Nu	ヌッセルト数 ($\equiv hD_h/k$) (-)
P	圧力 (Pa)
Pr	プラントル数 (-)
ΔP	圧力損失 (Pa)
MCHE	Microchannel Heat Exchanger
Q	熱負荷 (W)
Q_0	熱交換器全体の交換熱量 (W)
Re	レイノルズ数 ($\equiv GD_h/\mu$) (-)
T	温度 (K)
ΔT	流体間温度差 (K)
U	総括熱伝達率 (W/m ² K)
ν	比体積 (m ³ /kg)
W	質量流量 (kg/s)

ギリシャ語

μ	粘性率 (Pa・s)
-------	------------

添字

hot	高温流体側
$cold$	低温流体側
m	平均