

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－第三報 再生熱交換器の開発－ |
| 著者(和文) | 宇多村 元昭, 梶田 梨奈, 山本 敬, 蓮池 宏 |
| 出典(和文) | 第39回日本ガスタービン学会定期講演会, , , A-13 |
| 発行日 / Pub. date | 2011, 7 |

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—

*宇多村 元昭（東工大），梶田 梨奈（熱技術開発），山本 敬（熱技術開発）、
蓮池 宏（エネ総研）

Development of Supercritical CO₂ Closed Cycle Gas Turbines —3rd report: Development of Regenerative Heat Exchanger—

*Motoaki UTAMURA(Tokyo Tech), Rina KAJITA (Ted) , Takashi YAMAMOTO(Ted)
and Hiroshi HASUIKE(IAE)

ABSTRACT

Since an optimal design point of regenerative cycle exists on the side of lower pressure ratio, heat transfer surface used in regenerative heat exchangers are requested to have those of low pressure difference type. In particular, for supercritical CO₂ gas turbine its cycle efficiency becomes enhanced with regeneration efficiency over 0.95. Hence, the requirement of low pressure drop heat exchangers is of critical importance in the system. To this end microchannel heat exchanger with bran new heat transfer surface is fabricated and tested using supercritical CO₂ demonstration loop. Experiments show that thermo-fluid correlations developed based on numerical experiments generally agree well with experiments. Regenerative heat exchangers tested demonstrated regenerative efficiency over 0.98 under design temperature and pressure operating conditions.

Key words: regenerative heat exchanger, supercritical carbon dioxide, microchannel, closed cycle

1. はじめに

再生サイクルの最適動作点は低圧力比側にあるので、再生熱交換器の伝熱面は低圧損型であることが望ましい。特に、超臨界CO₂を作動媒体とするサイクルにおいては、再生効率が 0.95 以上の領域でサイクル効率の飛躍的向上が見込める¹⁾ので、従来のプレートフィンより一層コンパクトかつ低圧損の伝熱面が望まれる。今回筆者らは市販のCFDコードを用いた数値実験により新たな伝熱面を提案した。また得られた伝熱流動相関式を用いてベンチスケール実証試験に用いる再生熱交換器を製作し、実流体条件で特性を調べた。本報告では、伝熱面の開発経緯と試験結果について述べる。

2. 新伝熱面の開発

2.1 伝熱面の形状定義

従来のS字フィン²⁾より性能が高く製造コストの低減を図ることを目的に、Xフィン (Fig. 1) を提案しその伝熱特性をCFDにより調べた。このフィンは文献³⁾によれば交差流が流体素子のなフリップフロップ現象を誘起する可能性がある。この非定常性が伝熱を15%程促進する可能性がある。流路構成パラメータと伝熱諸量との関係を解析的

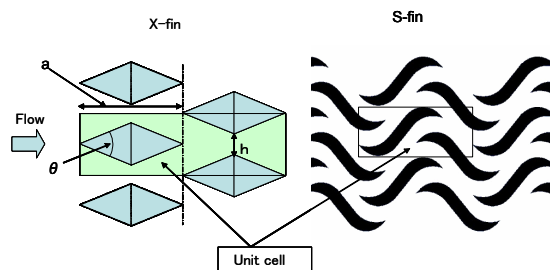


Fig.1 X_fin (left) vs. existing S_fin (right)

に表現し、水力径とフィンの深さがS字フィンと等しくなるように楔角 θ を定めた。水力径は、3次元流路形状に対応する必要から流体体積(V)と濡れぶち面積(A)との比として次式で再定義した。

$$D_h = 4V / A \quad (1)$$

Table1 は伝熱パラメータの計算結果を示す。

Table 1 Specifications of fins

| Item | unit | Xfin | Sfin |
|----------|------------------|-------|-------|
| D_h | mm | 1.062 | 1.067 |
| α | — | 2.63 | 2.33 |
| β | mm ⁻¹ | 1.75 | 1.56 |

α は単位投影面積当り、 β は単位体積あたりの伝熱面積（いわゆるコンパクトネス）を示す。いずれも、X フィンの値が大きいので伝熱係数が同等以上ならよりコンパクトであると言える。

2.2 数値実験

CFDでXフィンの伝熱特性を調べた。モデル、計算格子と境界条件を Fig.2 に示す。

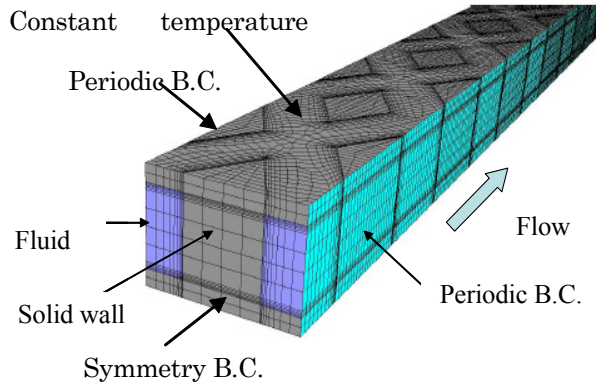


Fig.2 Computational mesh

計算の結果、Xフィンは伝熱性能に優れるが圧損が大きく、その原因が後流渦の形成にあることがわかった。そこで、コアンダ効果を期待して角を丸めたところ、Fig.3 に示すように渦は消えた。

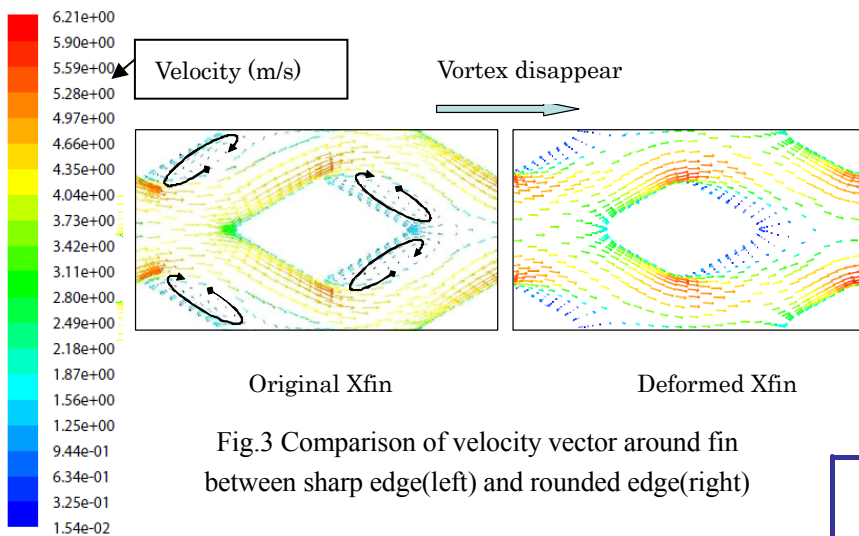


Fig.3 Comparison of velocity vector around fin between sharp edge(left) and rounded edge(right)

Fig.4 はプレートに SUS304 を用いた場合の伝熱係数と圧力損失係数の超臨界域での計算値を示す。オリジナル Xfin に対し、変形 Xfin は伝熱係数を損ねずに圧損係数を低下できている。このフィンを実証試験⁴⁾に適用した。フィンパターンは肉厚 1.5mm の SUS304 の板にフォトエッチング法で刻まれ、それを積層して拡散接合により一体化する。高温流体と低温流体は交互に積層されたプレート群（シングルバンキング構成）に逆向きに流入し、対向流を形成して熱交換する。

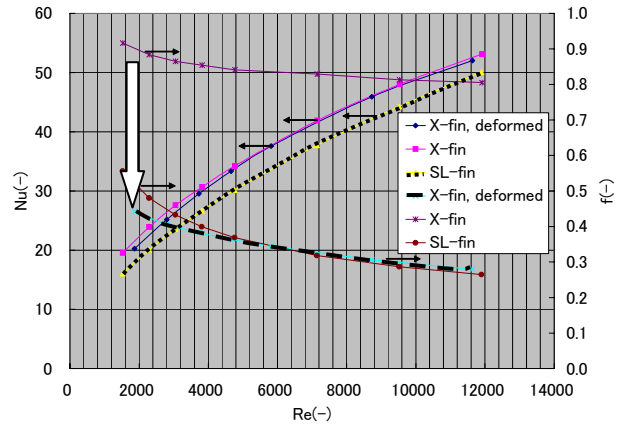


Fig.4 Calculated Nusselt number Nu and pressure drop coefficient f

3. 実験

3.1 実証用再生熱交換器の設計・製作

Fig.5 は実証試験ループの概略図を示す。作動流体は圧縮、加熱、膨張、冷却のプロセスを経て一巡し発電する。再生熱交換器の役割は、タービン排気⑦の保有熱を圧縮機出口の流体に輸送することにある。設計条件を再生サイクルでサイクル効率を保持するのに必要な再生効率 0.95（高温側温度効率換算値は 0.98）¹⁾ とした。サイクル計算で求めた②と⑧の位置での（温度、圧力）はそれぞれ ⑧（249.3℃, 8.32MPa,） ②（52.8℃, 11.97MPa）で、このとき交換熱量は 311kW となる。圧力損失は高温側と低温側の合計が 60kPa として設計した。

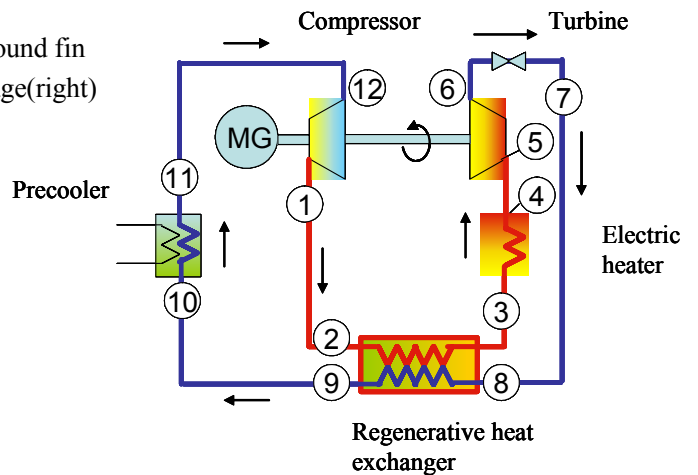


Fig.5 Schematic of demonstration test loop

プレート伝熱面の写真を Fig.6 に示す。四隅の円形開口部がプレナムで、流体の出入り口は対角に位置している。中央部 (344mm) の伝熱面積を設計値とした。これを 76 枚積層して 1 基とした。試作品の外形寸法は L(550)W(190)H(132) が 2 基、伝熱面積は 0.32m² である。再生熱交換器の計測項目は、熱交換器の出入り口温度・圧力と高温・低温流体の差圧を、それぞれのプレナムの、外部配管との出入り口の中央で測定した。スウェーデンロック継ぎ手の上部に設けたエルボ位置から測温抵抗体を挿入し、鋼材の熱伝導の影響を排除した。また、流量はコリオリ質量流量計で測定した。

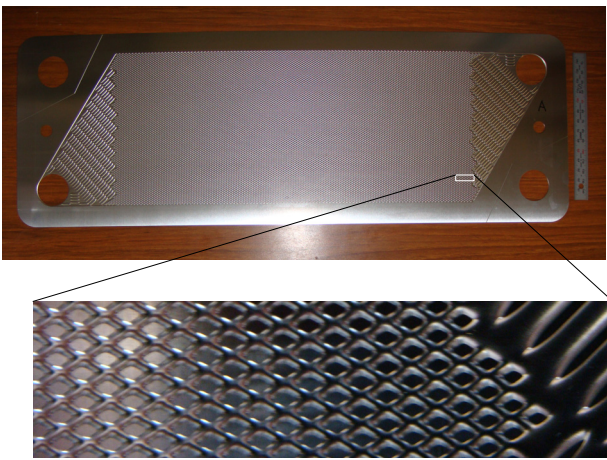


Fig.6 Deformed Xfin heat transfer surface plate

3.2 結果と検討

Fig.7 は実験範囲を示す。点線の右上の領域が超臨界状態である。温度と圧力は、超臨界、亜臨界の領域を広範囲にカバーしている。装置が自立する前のデータで超臨界データの大部分は擬似臨界線のガス側で測定されている。

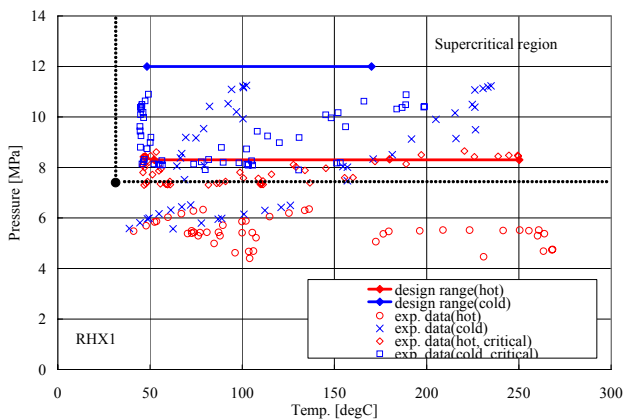


Fig.7 Experimental range

熱交換器は 5 cm の保温材 (ロックウール) で包んだ。高温と低温の熱量の差異 (誤差) は 0.5% 程度であった。保温の前後のデータを分析し、保温が無くとも放熱ロス は 2% 以内であった。これは、熱交換器が多数のプレートの積層で構成されているので、体積当たりの表面積が小さく最外層からの放熱ロスが相対的に少ないことによる。平均総括伝熱係数 (平均熱貫流率) \bar{U} の実験値は次式により求めた。

$$\bar{U} = Q / (A \Delta \bar{T}) \quad (2)$$

$$1 / \Delta \bar{T} \equiv \int_0^{Q_0} dQ / \Delta T(Q)$$

ここで、 $\Delta \bar{T}$: 一般化平均温度差⁵⁾ (°C)

一方、 \bar{U} と ΔP の計算値は以下から求めた。交換熱量の実測値をセグメントに分割し、個々の伝熱要素 (i) ごとに、相関式を用いて高温側、低温側の Nu と U を計算する。この相加平均を平均総括伝熱係数とする。圧力損失の計算も負荷空間に置換して上記の U を用いて積分する。

$$A^c U_i^c = 1 / \left(\frac{1}{\alpha^H A^H} + \frac{1}{\alpha^c A^c} + \frac{t^w}{\lambda^w} \cdot \frac{2}{(A^H + A^c)} \right)$$

$$Nu = \alpha D_h / \lambda = 0.572 Re^{0.503} Pr^{0.695}$$

$$\Delta P = \int_0^L \phi dx = \int_0^{Q_0} \phi L dQ / (A_i U_i \Delta T)$$

$$\phi \equiv f G^2 / (2 \rho D_h)$$

$$f = 3.05 Re^{-0.254}$$

$$Re = G D_h / \mu$$

平均総括伝熱係数、圧力損失、圧力損失係数の実験値 (横軸) と計算値 (縦軸) の比較を Fig. 8, 9, 10 に示す。伝熱面積には式 (1) に用いた濡れぶち面積を採用した。FLUENT と物性値ライブラリー PROPATH⁶⁾ を組み合わせた数値実験から得られた相関式の精度は、亜臨界では伝熱係数、圧力損失係数相関式のいずれも 15% 以内の精度で実験と一致する。一方、超臨界では伝熱係数の予測値は実験を 15 ~ 20% 過大評価し、圧力損失を 15% 過小評価する。超臨界データのバラツキが大きいのは、試運転の性質上運転条件を頻繁に変更したことで、①熱容量の大きい再生熱交換器が十分な熱平衡に達していなかったデータ点が含まれる、

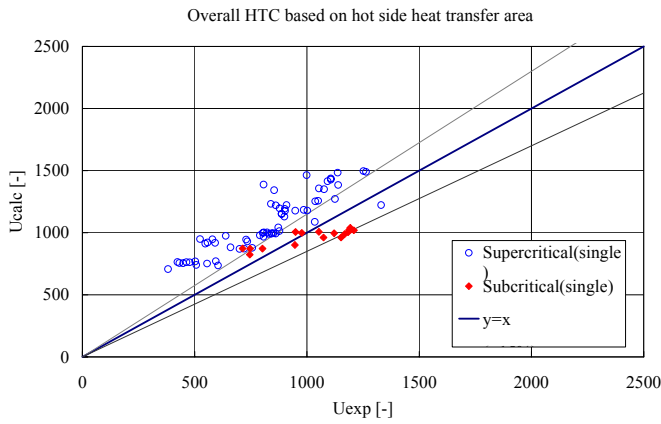


Fig.8 Overall heat transfer coefficient

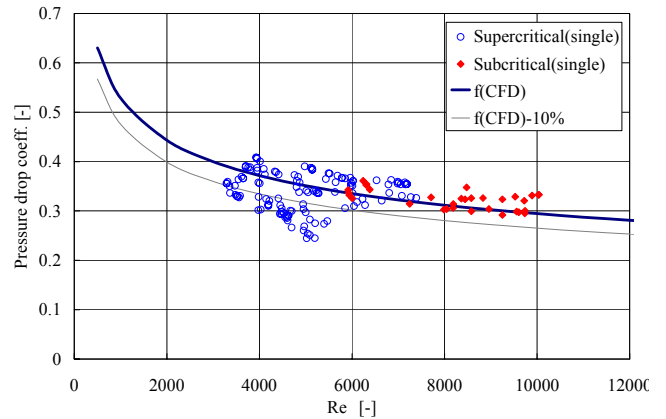


Fig.10 Pressure drop coefficient

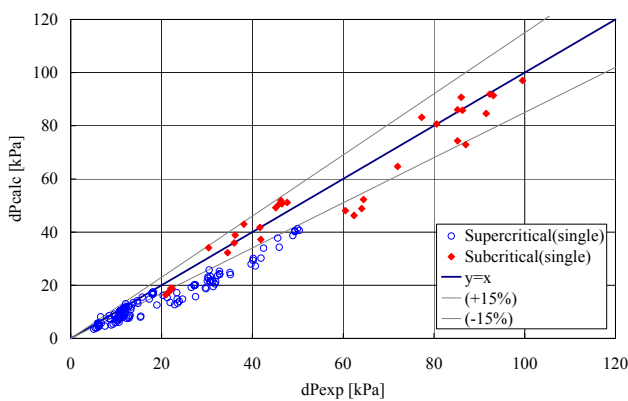


Fig.9 Pressure drop

②高温流体の熱交下流端に存在する擬臨界点近傍では、わずかな温度や圧力変動でPrの値が大きく揺らいだことによると考えられる。実際Pr数は、比熱と同様に擬臨界点で極大を持ち温度、圧力の変動に対する感度が大きい。

圧力、温度、流量ともに設計条件に近い条件で運転した発電時のデータを Table2 に示す。30~60 分の定常運転を行いループが熱平衡に到達したのちにデータを取得した。このため高・低温側の交換熱量の差異は 0.4%程度であり、精度の高いデータが得られた。熱貫流率の実測値は設計式の予測とほぼ一致しており 1900 という高い値が得られた。結果、再生効率は、高・低温側の合計圧損が 60~70kPa と低く保持されながら、設計目標の 95%を上回る値(98.4%)が得られた。高温側温度効率は目標 98%を上回り 99%が得られた。これらにより、設計に用いた熱流動相関式の妥当性を検証できたと考える。

Table 2 Test results during steady state power generation

| 項目 | 単位 | case1 | case2 | case3 | case4 | case5 | case6 | case7 | case8 | 平均 | |
|------|------|---------|-------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 高温側 | 入口温度 | K | 480.9 | 480.9 | 481.8 | 483.55 | 482.3 | 486.4 | 483.1 | 483.2 | 482.7688 |
| | 出口温度 | K | 317.7 | 317.8 | 318.5 | 317.4 | 317.9 | 317.1 | 317.6 | 317.5 | 317.6875 |
| | 流量 | kg/s | 1.1 | 1.08 | 1.08 | 1.08 | 1.09 | 1.05 | 1.09 | 1.05 | 1.0775 |
| | 入口圧力 | MPa | 7.76 | 7.75 | 7.76 | 7.76 | 7.75 | 7.77 | 7.74 | 7.74 | 7.75375 |
| | 出口圧力 | MPa | 7.71 | 7.71 | 7.72 | 7.71 | 7.7 | 7.73 | 7.69 | 7.7 | 7.70875 |
| | 圧損 | kPa | 53.3 | 46.1 | 43.3 | 50.2 | 48.7 | 44.2 | 55.4 | 44.6 | 48.225 |
| | 交換熱量 | kW | 241.1 | 237 | 238.3 | 242.3 | 240.5 | 241 | 241 | 235.2 | 239.55 |
| 低温側 | 入口温度 | K | 317 | 316.7 | 316.8 | 316.5 | 316.9 | 315.8 | 317.1 | 316.4 | 316.65 |
| | 出口温度 | K | 425.9 | 426.3 | 426.3 | 427.8 | 427.9 | 430.9 | 429.3 | 429.1 | 427.9375 |
| | 流量 | kg/s | 0.987 | 0.96 | 0.962 | 0.971 | 0.971 | 0.938 | 0.977 | 0.939 | 0.963125 |
| | 入口圧力 | MPa | 10.6 | 10.4 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.4 | 10.5 | 10.3 | 10.4625 |
| | 出口圧力 | MPa | 10.5 | 10.4 | 10.5 | 10.5 | 10.5 | 10.3 | 10.5 | 10.3 | 10.4375 |
| | 圧損 | kPa | 20.2 | 17.6 | 16.4 | 19 | 18.5 | 17 | 21 | 17.1 | 18.35 |
| | 交換熱量 | kW | 242.7 | 237 | 237.1 | 243.5 | 241.1 | 240.9 | 243.4 | 235.4 | 240.1375 |
| 熱量誤差 | % | 0.65925 | 0 | 0.506116 | 0.492813 | 0.248859 | 0.041511 | 0.986031 | 0.084962 | 0.377443 | |
| 温度効率 | 高温側 | % | 99.27 | 99.27 | 99.21 | 99.25 | 99.24 | 99.27 | 99.22 | 99.28 | 99.25 |
| | 低温側 | % | 66.43 | 66.75 | 66.33 | 66.6 | 67.11 | 67.46 | 67.58 | 67.54 | 66.97 |
| 熱貫流率 | 実験 | W/m2K | 2152 | 1780 | 1569 | 2035 | 1865 | 1782 | 2298 | 1769 | 1906.25 |
| | 計算 | W/m2K | 1928 | 1846 | 1793 | 1906 | 1860 | 1848 | 1937 | 1832 | 1868.75 |
| 再生効率 | 実験 | % | 98.44 | 98.42 | 98.3 | 98.36 | 98.38 | 98.33 | 98.35 | 98.43 | 98.38 |

4. 結論

超臨界CO₂発電向けの再生熱交換器を開発し、実証試験設備で伝熱流動特性を調べた。

- (1) 変形Xフィンを用いたマイクロチャンネル熱交換器を設計し製作した。
- (2) 実流体試験で伝熱係数、圧力損失の実測値を求め、相関式による計算値と比較した。
- (3) 相関式による総括伝熱係数は実験と15%以内で一致した。超臨界の発電モードでは、総括伝熱係数は実験のほうが予測値よりやや高く、圧損はほぼ計画通りであった。
- (4) 再生効率は98%以上であった。

謝辞

本研究の成果の一部は、(独)新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務の成果である。

記号と略号

A: 伝熱面積(m²)、濡れぶち面積(m²)

D_h: 水力等価直径(m)

f: 圧力損失係数(-)

G: 質量流束(kg/m²s)

L: 熱交長さ(m)

Nu: ヌッセルト数(-)

P: 圧力(Pa)

Pr: プラントル数(-)

Q: 交換熱量(W)

Re: レイノルズ数(-)

T: 温度(degC)

ΔT: 高温流体と低温流体の温度差(degC)

t: プレート底壁厚さ(m)

U: 総括伝熱係数(W/m²K)

V: 伝熱面の空隙部体積(m³)

ギリシャ文字

α: 熱伝達率(W/m²K)、空隙部の投影面積割合(-)

β: 体積当たりの伝熱面積(m⁻¹)

λ: 壁の熱伝導率(W/mK)

μ: 粘性率(Pas)

ρ: 密度(kg/m³)

添え字

下付き

i: セグメント番号

上付き

C: 低温側流体

H: 高温側流体

参考文献

- 1) Utamura, M., Thermodynamic analysis of part-flow cycle supercritical CO₂ gas turbines, *Trans. ASME, J. Eng'ng Gas Turbine and Power*, **132**/111701/ 2010.
- 2) 都築宣嘉、加藤恭義、武藤康、石塚隆雄、宇多村元昭、有富正憲: S字型フィンを有するマイクロチャンネル熱交換器に関する Nusselt 数相関式、日本原子力学会和文論文誌、Vol.9, No. 1(2010) pp.13-20.
- 3) 梅田眞三郎、長谷川盛三、Wen-Jei YANG: 菱形角柱群流路におけるフリップ・フロップ流れの発現、日本機械学会論文集(B編)、71巻 712号(2005-12).
- 4) 蓮池宏、小川紀一郎、宇多村元昭、山本敬、福島敏彦: 超臨界CO₂クローズドサイクルガスタービンの開発(第4報 ベンチスケール装置による試験結果)、第39回ガスタービン定期講演会、C-9(2011.7).
- 5) 宇多村元昭、ニキチン コンスタンチン、加藤恭義: 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 pp.163-173 (2007).
- 6) PROPATH group, *PROPATH: a program package for thermo-physical properties of fluids*, ver. 10.2, PROPATH group Publishing Co., Tokyo Japan, 1990.