

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ー再生熱交換器の開発ー
著者(和文)	宇多村元昭, 梶田 梨奈, 山本 敬, 蓮池 宏
出典(和文)	日本ガスタービン学会誌, Vol. 40, No. 6, pp. 337 - 342
発行日 / Pub. date	2012,

【研究報告】

超臨界CO₂クローズドサイクルガスタービンの開発 —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
—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 is requested to be those of low pressure drop type. In particular, for supercritical CO₂ gas turbine, its cycle efficiency is enhanced with the heat exchangers whose regeneration efficiency is over 0.95. Hence, the requirement of low pressure drop heat exchangers is of critical importance in the system. To this end, the microchannel heat exchanger with the advanced heat transfer surface is fabricated and tested by using supercritical CO₂ demonstration loop. The thermo-fluid correlations developed based on numerical experiments generally agree well with the test results. The heat exchangers 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。今回筆者らは商用CFDコードFLUENT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試作し、実流体条件で伝熱流動特性を調べた。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 新伝熱面の形状定義

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。

流路構成パラメータと伝熱諸量との関係を解析的に表現し、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。

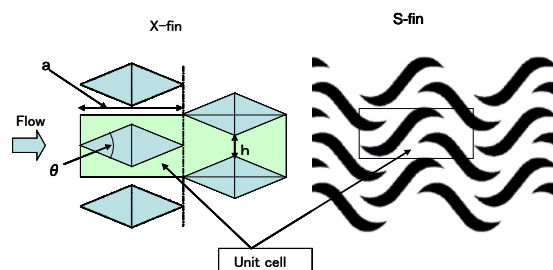


Fig. 1 X_fin (left) vs. existing S_fin (right)

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定義した。

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

Table 1 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 は単位体積当りの伝熱面積 (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従来の S 字フィンよりコンパクトと言える.

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.

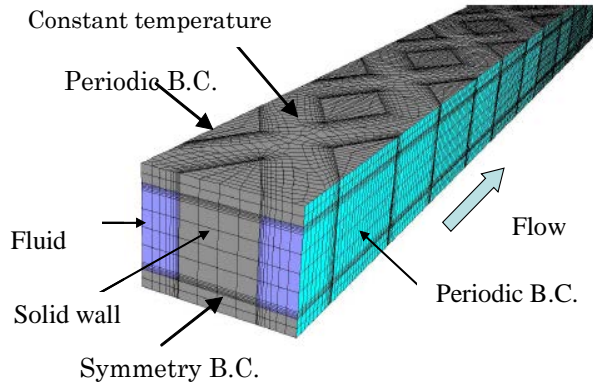


Fig. 2 Computational mesh

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, コアングダ効果を期待して角を丸めた (変形 X フィンと称す) ところ, Fig. 3 に示すように渦は消失した.

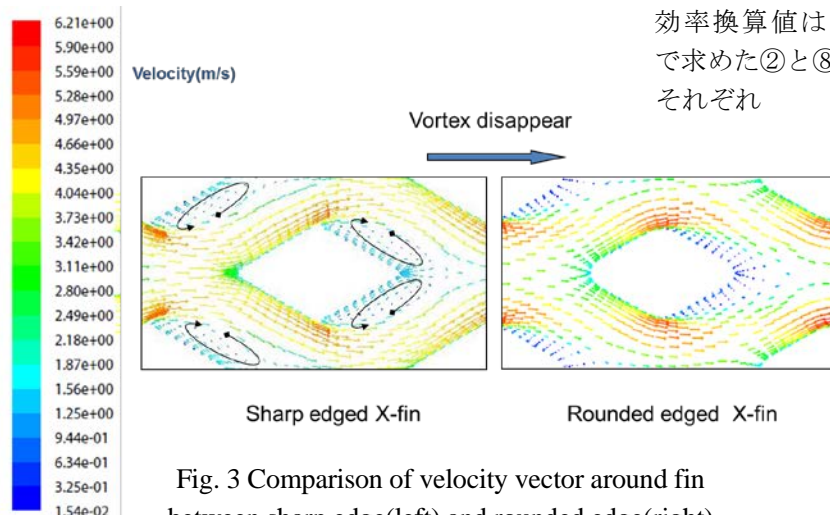


Fig. 3 Comparison of velocity vector around fin between sharp edge(left) and rounded edge(right)

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. X フィンに対し, 変形 X フィン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³⁾に適用した. フィンパターンは肉厚 1.5mm の SUS304 の板にケミカル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.

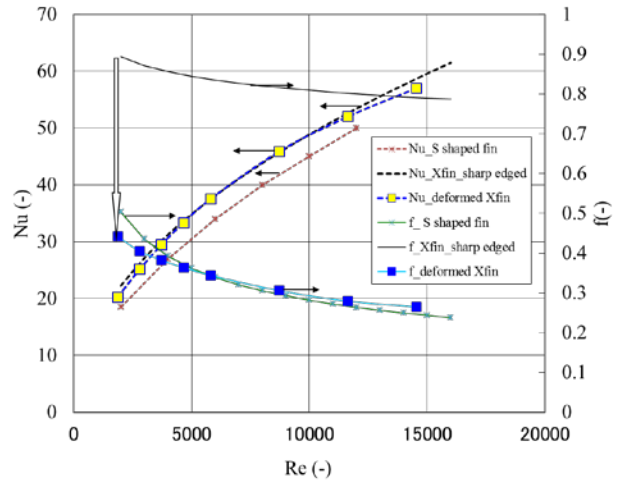


Fig.4 Calculated Nusselt number, Nu and pressure drop coefficient, f

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

② (52.8°C, 11.97MPa)

⑧ (249.3°C, 8.32MPa,)

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流量が 1.2kg/s の時 60kPa となるように設計した.

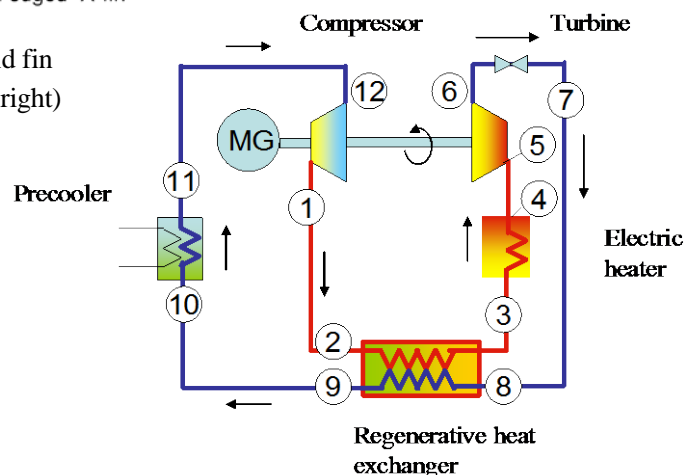


Fig. 5 Schematic of demonstration test loop

変形 X フィン伝熱面の写真を 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。

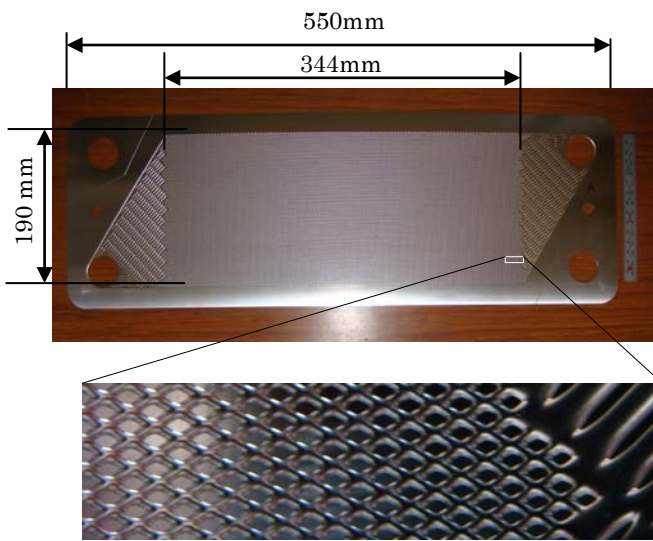


Fig. 6 Deformed Xfin heat transfer surface plate

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、亜臨界の領域を広くカバーしている。発電到達前の超臨界データの大部分は、低温流体の入口条件が擬臨界(破線)の右側(ガス側)で測定されている。

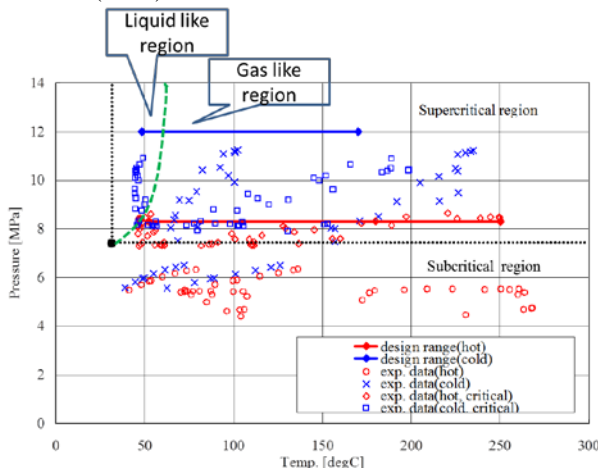


Fig.7 Experimental range

熱交換器は 5cm 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。

$$\bar{U} = Q_0 / (A\Delta\bar{T}) \quad (2)$$

$$1/\Delta\bar{T} \equiv \int_0^{Q_0} dQ / \Delta T(Q) \quad (3)$$

ここで、 $\Delta\bar{T}$: 一般化平均温度差⁴⁾ (K)

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。

$$A^c U_i^c = 1 / \left(\frac{1}{\alpha^H A^H} + \frac{1}{\alpha^C A^C} + \frac{t^w}{\lambda^w} \cdot \frac{2}{(A^H + A^C)} \right) \quad (4)$$

$$Nu = \alpha D_h / \lambda = 0.572 Re^{0.503} Pr^{0.695} \quad (5)$$

$$\Delta P = \int_0^L \varphi dx = \int_0^{Q_0} \varphi L dQ / (A_i U_i \Delta T) \quad (6)$$

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

$$f = 3.05 Re^{-0.254} \quad (7)$$

$$Re = G D_h / \mu \quad (8)$$

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 A を採用した。FLUENT と物性値ライブラリー PROPATH⁵⁾ を組み合わせた数値実験から得られた相関式の精度は、軸回転数が定速条件の亜臨界実験では伝熱係数、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理由は、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、②温度効率が高いため流体間温度差 ΔT が小さく温

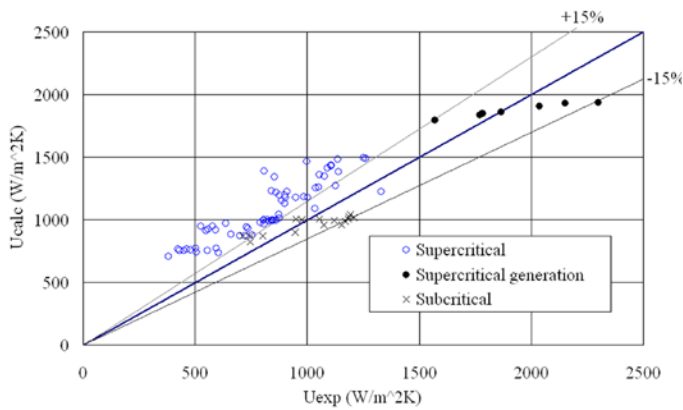


Fig.8 Overall heat transfer coefficient

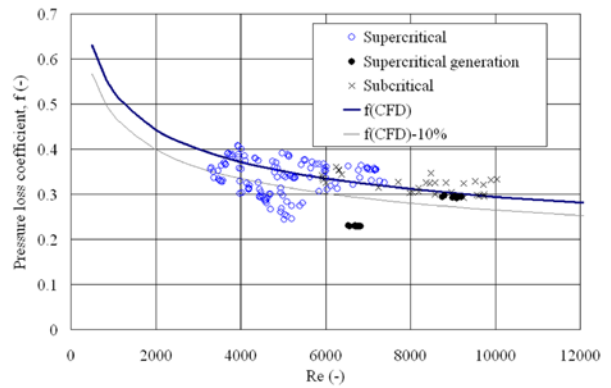


Fig.10 Pressure drop coefficient

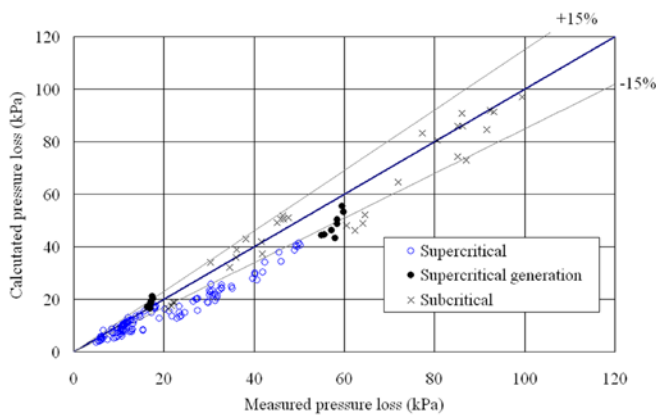


Fig.9 Pressure drop

度の計測誤差による U への影響が顕在化し、③高温流体の熱交下流端に存在する擬臨界点近傍では、流体温度の変化による Pr 値の感度が高く温度の計測誤差 ($\pm 0.1K$) が Pr の値が大きく変化し、

式(4), (5)の関数形から推察されるように Nu, U が大きく変化したことよると考えられる。

以上の超臨界での実験は質量流量が設計値 (1.2kg/s) を下回る条件で得られたものである。

これに対し Table 2 は、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示す。発電時に回転数を制御しなかったために、流量などの運転パラメータに緩やかな時間的変動がみられる。Fig. 11 は準定常発電状態にあるパラメータの 20 min のトレンドと 8 点のデータ取得時刻を示す。高温流体の入口での低温流体との温度差が 60K 程度であるのに対し、その出口では温度差が 1K 程度に近接し高温側温度効率が高いことが伺える。高温側流体の出入口エンタルピ差と低温側流体の出入口エンタルピ差との差異 (= 交換熱量) は 0.4% 程度であり、精度の高いデータが得られた。8 点のデータは Fig.8, 9, 10 に●で表示した。

Table 2 Thermal performance test results of regenerative heat exchanger

項目	単位	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	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	482.8
	出口温度	K	317.7	317.8	318.5	317.4	317.9	317.1	317.6	317.5	317.7
	流量	kg/s	1.10	1.08	1.08	1.08	1.09	1.05	1.09	1.05	1.08
	入口圧力	MPa	7.76	7.75	7.76	7.76	7.75	7.77	7.74	7.74	7.75
	出口圧力	MPa	7.71	7.71	7.72	7.71	7.70	7.73	7.69	7.70	7.71
	圧損	kPa	53.3	46.1	43.3	50.2	48.7	44.2	55.4	44.6	48.2
	交換熱量	kW	241.1	237.0	238.3	242.3	240.5	241.0	241.0	235.2	239.6
低温側	入口温度	K	317.0	316.7	316.8	316.5	316.9	315.8	317.1	316.4	316.7
	出口温度	K	425.9	426.3	426.3	427.8	427.9	430.9	429.3	429.1	427.9
	流量	kg/s	0.99	0.96	0.96	0.97	0.97	0.94	0.98	0.94	0.96
	入口圧力	MPa	10.6	10.4	10.5	10.5	10.5	10.4	10.5	10.3	10.5
	出口圧力	MPa	10.5	10.4	10.5	10.5	10.5	10.3	10.5	10.3	10.4
	圧損	kPa	20.2	17.6	16.4	19.0	18.5	17.0	21.0	17.1	18.4
	交換熱量	kW	242.7	237.0	237.1	243.5	241.1	240.9	243.4	235.4	240.1
熱量誤差	%	0.66	0.00	0.51	0.49	0.25	0.04	0.99	0.08	0.38	
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	66.60	67.11	67.46	67.58	67.54	66.97
熱貫流率	実験	W/m ² K	2152	1780	1569	2035	1865	1782	2298	1769	1906
	計算	W/m ² K	1928	1846	1793	1906	1860	1848	1937	1832	1869
再生効率	実験	%	98.44	98.42	98.30	98.36	98.38	98.33	98.35	98.43	98.38

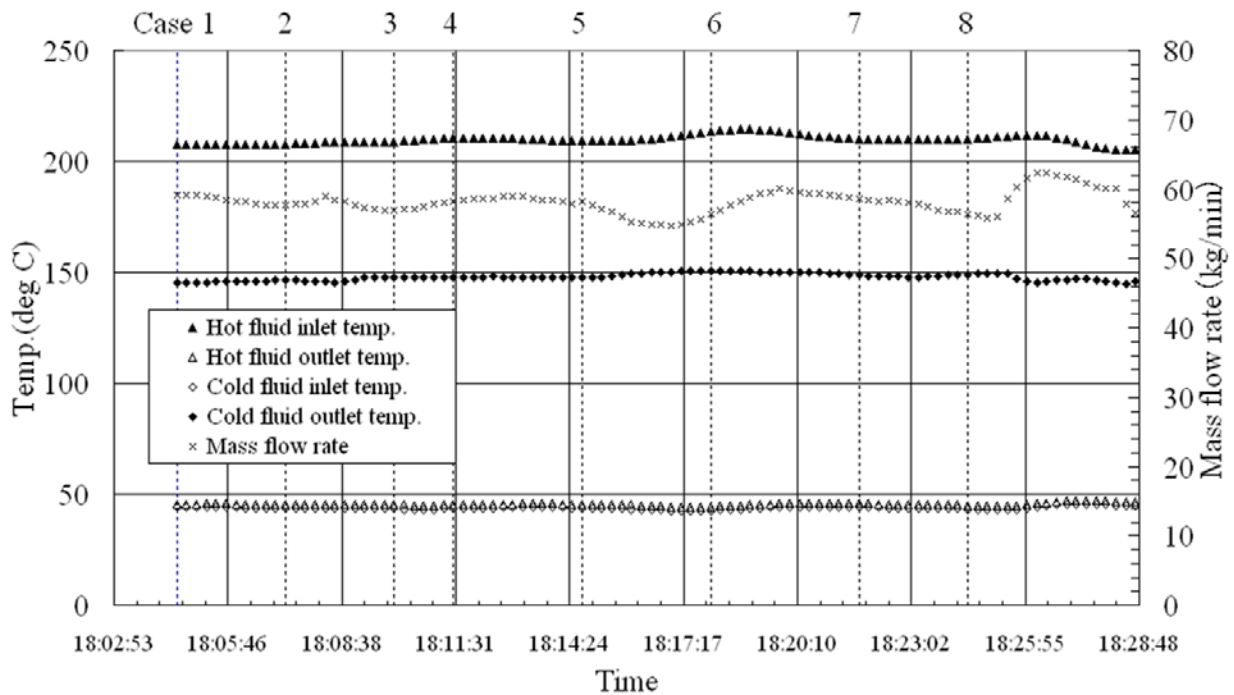


Fig. 11 Thermal parameter trend during quasi-steady state power operation and sampling time

熱交換器平均の総括伝熱係数の計算値は実測値と15%以内の誤差で一致しており 1900W/m²K という高い値が得られ、再生効率は、設計目標の95%を上回る値(98.4%)を示した。高温側温度効率は目標98%を上回り99%が得られた。さらに、高・低温側の合計圧損は60~70kPa とほぼ設計どおりに低く保持された。

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確認した。

- (1) 変形Xフィン新型伝熱面を用いた311kWマイクロチャンネル熱交換器を製作し、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。
- (2) 亜臨界域での実験ならびに超臨界域の設計流量周辺では、総括伝熱係数の計算値は実験と15%以内で一致した。しかし、超臨界域で設計流量より低速側では計算が実験を過大評価する傾向を示した。
- (3) 圧力損失係数の計算値は、高温側流体では実験と良い一致を示したが、低温側流体では過大評価した。

- (4) 発電時の高温側温度効率は99%以上あり設計目標値98%を上回り圧力損失はほぼ設計どおり低く保持された。

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: 熱負荷(W)
- Q₀: 熱交換器の交換熱量(W)
- Re: レイノルズ数(-)
- T: 温度(K)
- ΔT: 高温流体と低温流体の温度差 (K)
- 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), 投影面積当りの伝熱面積(-)

β : 体積当りの伝熱面積 (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) 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).
- 4) 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).
- 5) PROPATH group, *PROPATH: a program package for thermo-physical properties of fluids*, ver. 10.2, PROPATH group Publishing Co., Tokyo Japan, 1990.