

熱交換器要素の高性能化に関する実験的研究*

稲岡 恭二^{*1}, 千田 衛^{*1}

Experimental Study on High Performance Heat Exchanger Element

Kyoji INAOKA and Mamoru SENDA

This paper reports the experimental outcomes about the developing of the high performance heat exchanger element at the heat transfer analysis group of Doshisha University. At first, heat exchange experiment has been done in the case when the spring fin has been inserted as extended heat exchange surface into the heat exchange channel. Within the experimental ranges studied, the small diameter spring achieves the largest heat exchange performance with the smallest pressure loss penalty. Especially, an optimum spring pitch may exist at the p/d value less than 10. Such a desirable spring fin shows large heat exchange performance than inner fin and louvered fin elements. Secondly, an experimental set-up based on the unsteady method that can quickly evaluate the heat transfer performance has been explained. Thirdly, new idea of dynamic heat exchanger unit based on an impinging jet has been introduced.

Key Words: Plate-fin heat exchanger, Spring fin, Pressure loss, Thermal efficiency, Unsteady heat exchange experiment, Dynamic heat exchanger

1. はじめに

エネルギー資源の有効利用は、地球環境をも含む環境保全とも関連して、人類存続にも関わる重大な課題である。次世代に向けた新しいエネルギー変換技術が開発されつつあるが、現状のエネルギー生産過程において必須な熱エネルギーの利用効率を引き上げること、特に低質な排熱エネルギーを回収利用することは、環境問題因子の低減に有効かつ、実現性をもつ一方策であり、それは新エネルギー変換技術の開発に優るとも劣らない重要性を持つ。それを現行のレベルから拡大するには、排熱回収用の熱交換機器のさらなる高性能化が必要となる。当熱移動現象解析グループでは、熱交換器要素の高性能化の可能性を実験的側面と数値解析的側面から追求しており、本報告書ではこの方向の検討のうち、これまでに得られた実験に関する検討結果と現在の準備状況について報告する。まず、プレート型熱交換器で使用する新しい拡大伝熱面として、スプリングフィンと有用性について、実験結果をもとに検証する。続いて、伝熱実験の高効率化を目指して製作した非定常熱交換実験装置の概要、最後に、高い熱伝達特性を有する衝突噴流を利用した新しいダイナミック熱交換器の概要について説明する。

2. スプリングフィン要素を挿入した熱交換器

注目するスプリングフィン要素は、プレート型熱交換器に挿入して使用するもので、プレートの拡大伝熱面としての効果と、熱交換媒体がスプリングを通過する際に生じる混合促進効果を狙ったものである。加えて、スプリングフィン要素は現状使用されている熱交換器流路に後付で挿入可能であり、マイナーな部品追加で性能向上が期待できる。大量生産されているスプリングをフィンとして転用すれば、フィン製作コストを上げずとも熱回収率アップに寄与できると期待される。またフィンの弾力性により、熱交換流路に密着する利点も有する。以下では、スプリングフィン要素を挿入した熱交換器流路の熱伝達と圧力損失特性について検討結果を報告する。

2.1 実験装置とスプリングフィンの概要

本実験では、空気を作動流体とする直交流積層型の熱交換流路を製作した。実験装置の概要を図1に示す。直交する各々の流路の先端には、それぞれ送風機が設けられており、これにより作動流体の空気を吸い込む。熱交換に供するテスト部は、一辺の長さが104 mmの立方体のアルミ部材を切削加工して製作したものである。高温側、低温側ともに、それぞれ五つの8 mm × 98 mmの断面を持つ通路群からなり、それらは熱交換に供するように互いに違いに配してある。高温側流路

*原稿受付 2004年6月18日。

^{*1}エネルギー変換研究センター(〒610-0321 京田辺市多々羅 都谷1-3)。

を流れる空気は、縮流部の上流に設けた加熱部により暖められ、図の右方向に流れ、テスト部を経て送風機に至る。いっぽうで、低温側流路を流れる空気は、テスト部手前の雰囲気中から吸入され、図の奥行き方向に流れ、テスト部を通過する際に高温側の空気と熱交換を行って暖められ送風機に至る。

本実験でフィンとして用いたスプリングの概観と諸元を図2と表1に示す。スプリングフィンとは、市販の SUS 304 製バネであり、隣り合うスプリングが互い違いに接するよう、また中心軸が流れ方向と平行になるように、全流路に同量ずつ挿入してある。本検討のスプリングフィンは、その外径が流路高さに対して 0.4 mm ほど大きいいため、弾力性によって流路にゆるく密着する状態で固定されている。ろう付けによる流路への接合は行っていない。表1に示すように、スプリング素線径を 0.4 mm ~ 0.8 mm の3通りに変更し、ピッチを3 ~ 5通り程度パラメータとして変更した。以下、スプリングフィンを挿入しない場合を Plain、挿入する場合には、スプリングの素線径とピッチが分かるように Sp. 042 等と呼称する。また、参考にするため、主として円管の伝熱管で多用される、ねじり板 (Inner fin, SUS 304 製, 肉厚 0.3 mm) やパイプ (Pipe, SUS 304 製, 肉厚 0.5 mm) を挿入する場合の実験も行い、比較に供した。

2.2 実験方法

定常的に流体を流して実験を行った。実験は、いずれの場合も高温側と低温側の入口温度差が約 20 程度になるよう保ち、高温側と低温側に同じ流量の空気を流す基礎的条件で行った。テスト部の上流ならびに下流から 100 mm 離れた位置に熱電対を5点ずつ配し、それらの平均温度をそれぞれの入口温度、出口温度として使用した。各温度から、(1)式を使用して温度効率を求めた。

$$\varepsilon_h = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}}, \quad \varepsilon_c = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (1)$$

ここで、 T は平均温度、添え字の 1, 2 は入口、出口を、 h, c は高温側、低温側を表している。 ε_h と ε_c はそれぞれ高温側と低温側の温度効率である。それらの値は、同じ作動流体が同量で流れる場合には等しくなる。本実験では、両者は 5%以内の精度で一致した。テスト部の圧力損失は、温度測定と同じ断面の流路壁面に設けた静圧孔からテスト部前後の圧力差を測定し、(2)式よりファニングの摩擦係数として整理した。

$$f = \Delta p \frac{D}{4L} \frac{2}{\rho U^2} \quad (2)$$

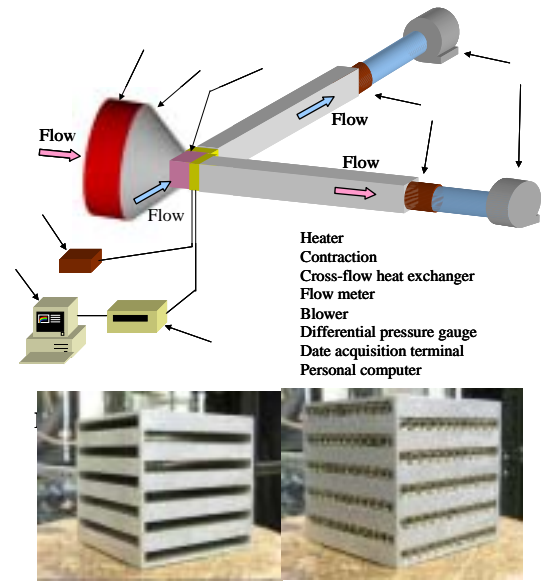


Fig. 1 Schematic view of heat exchange experiment.

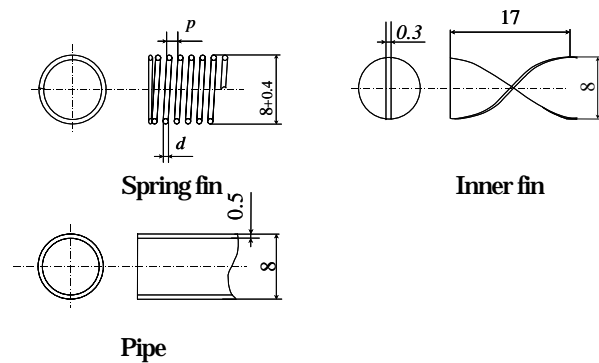


Fig. 2 Schematic view of the spring fin element.

Table 1 Specification of the spring fin element.

	Dia. d [mm]	Pitch p [mm]	p/d [-]	Weight [g]	Porosity [-]	Surface Area [cm ²]	
Plain	-	-	-	-	-	2200	
Spring	0.4	4	10	73	0.989	922	
		2.7	6.76	107	0.983	1350	
		2	5	143	0.978	1810	
		1.33	3.33	215	0.976	2710	
	0.6	4	6.67	150	0.977	1260	
		2	3.33	297	0.954	2500	
		1.33	2.22	444	0.931	3700	
		0.8	4	5	264	0.959	1670
			2	2.5	517	0.920	3260
			1.33	1.67	779	0.879	4920
	Inner fin	0.3 × 8	17	2.13	303	0.953	2660
	Pipe	0.5 × 8	-	-	1110	0.830	5840

ここで、 Δp は小流路の圧力損失、 D と L は小流路の相当直径 (=14.79 mm) と長さ、 ρ は空気密度、 U は平均速度である。

実験から求まる熱交換量 Q を用いて、伝熱面積 S と対数平均温度差 ΔT_{lm} からスプリングフィン設置時の見かけの平均熱通過率 K^* を(3)式の関係から求めた。

$$Q = C_p \dot{m} (T_{c2} - T_{c1}) = K^* S \phi \Delta T_{lm} \quad (3)$$

ここで、 C_p は空気の比熱、 \dot{m} は質量流量、 ϕ は直交流路に対する修正係数である。今、 K^* は(4)式によっても表現できる。

$$K^* = 1 / \left(\frac{1}{h_h} + \frac{b}{\lambda} + \frac{1}{h_c} \right) \quad (4)$$

ただし、 h は壁面平均熱伝達率を、 b 、 λ は伝熱壁の厚さ、および熱伝導率を示す。さらに、高温側と低温側の熱伝達率が等しいと仮定すると、スプリングフィン使用時の壁面熱伝達率は、プレート流路使用時に対する見かけの壁面平均熱伝達率 h^* として、また、見かけの平均ヌセルト数 Nu^* として(5)式のように表現することができる。

$$h^* = \frac{2K^* \lambda}{\lambda - b}, \quad Nu^* = \frac{h^*}{\lambda D} \quad (5)$$

(5)式にレイノルズ数 Re とプラントル数 Pr を与えて、最終的に熱交換器で用いられる見かけの平均スタント数 St^* 、見かけの平均 j 因子 j^* を求め評価した。

$$St^* = \frac{Nu^*}{Re Pr} = \frac{h^*}{\rho C_p U}, \quad j^* = St^* Pr^{2/3} \quad (6)$$

なお、流れのレイノルズ数 Re は(7)式により求めた。

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (7)$$

ここで、 ν は空気の動粘性係数である。

流量は高温側と低温側それぞれ個別に設定することができるが、本研究ではともに同量とし、0.25 から 1.26 (m³/min) で変化させた。これは、各流路の Re 数が 1000 から 5000 の範囲に相当する。

2.3 結果および考察

2.3.1 圧力損失特性

スプリングフィンの摩擦係数 f とレイノルズ数 Re の関係の一例を図3に示す。スプリングフィンを挿入することにより、 f の値が増大することが見て取れる。 f の値はいずれの場合についても、 Re 数が変化してもさほど変化しないようである。 f の値は基本的にスプリングの素線径が大きいものほど高く、これは流路の閉塞比の相違が支配的なためと考えられる。

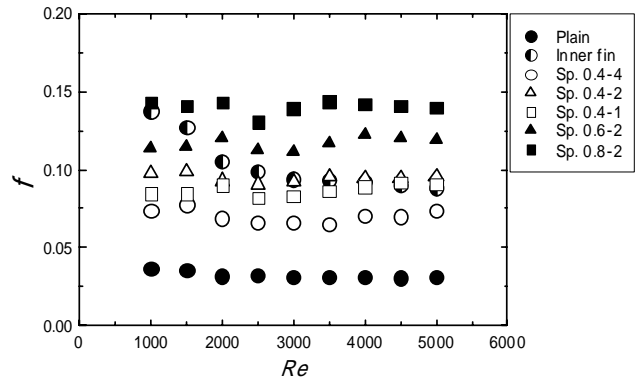


Fig.3 Relation between friction factor and Re .

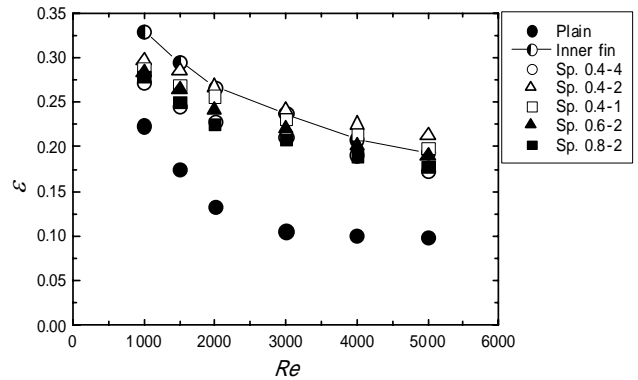


Fig. 4 Relation between thermal efficiency and Re .

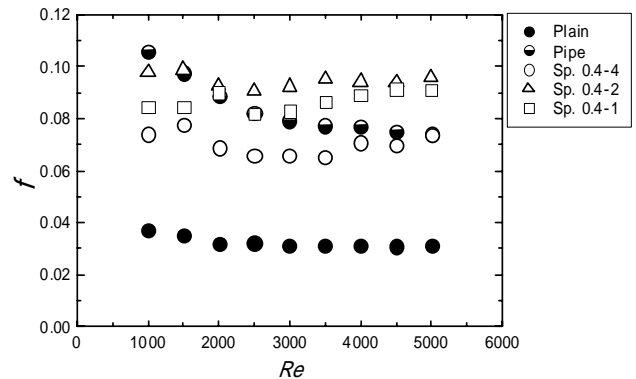


Fig. 5 Relation between friction factor and Re for Sp. 0.4 fin.

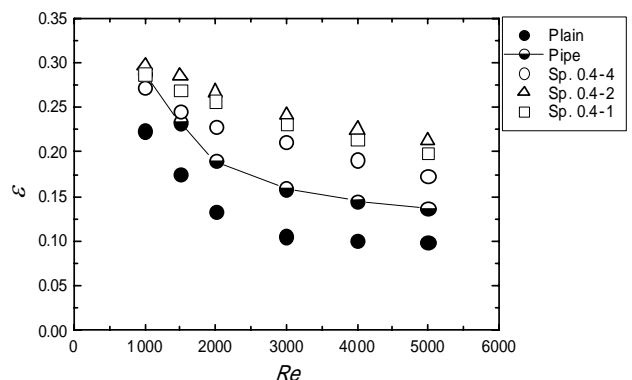


Fig. 6 Relation between thermal efficiency and Re .

しかし、同時に f の値はスプリングのピッチによっても変化することが認められる。このことは、ピッチによって内部流動が変化することを示唆している。なお、Inner fin を矩形流路に適用した例はこれまで見あたらないが、より高いレイノルズ数域で良好な圧力損失特性を示し、乱れ生成作用が少ないことが分かる。

2.3.2 熱伝達特性

温度効率 ε とレイノルズ数 Re の関係の一例を図4に示す。温度効率はスプリングフィンを挿入することにより増大するものの、摩擦係数 f の傾向とは反対に、素線径が大きいものが小さい値を示す。このことより、素線径を大きくすることは圧力損失の増大をまねくと同時に、伝熱促進上もベストな状態とは言えないことが分かる。いっぽうで、ピッチの変化には、 f の傾向とほぼ相関があり、実験範囲の中では、Sp. 042 が最高の値を示した。素線径は主流方向の流れの平均特性を定め、ピッチは流れの混合特性を左右する因子なのかも知れない。レイノルズ数の増加とともに、温度効率は低下するものの、実験範囲では、要素ごとの伝熱の良否の順はレイノルズ数の増加に対してさほど変化しない結果となった。Inner fin の温度効率はレイノルズ数の増加とともにより顕著に低下し、このことはスプリングフィンと Inner fin の伝熱促進機構が異なると同時に、スプリングフィンはより高いレイノルズ数での混合作用が期待できることを示唆している。

2.3.3 フィンピッチの影響

本実験範囲で、圧力損失に対する伝熱促進効果が最も良好な素線径 0.4 mm の場合について、フィンピッチを 1, 2, 4 mm に変化させる場合の摩擦係数と温度効率を図5と図6にそれぞれ示す。同じ素線径であれば、両者の大小には正の相関があることが分かる。温度効率は、ピッチ 2 mm (ピッチ比 $p/d=5.0$) の場合が最も高く、それより大きくても小さくても小さくなる。図は省略するが、温度効率が高くなるピッチ比は、素線径が 0.6 mm のスプリングで $p/d=6.7$ 、0.8 mm のスプリングで $p/d=5.0$ であり、概ね 5~7 の範囲にある結果が得られている。乱流のリブ付設流路の最適リブピッチ比が 10 程度と言われているので、やや小さい値で最適値が見込まれ、リブとは異なる伝熱促進機構が生じているものと推察される。

2.3.4 総合評価

実験で求まる熱交換量から、Plain のプレート流路に対する見かけの平均熱通過率を求めることができる。続いて、伝熱壁を介して高温側と低温側の熱伝達率が等しいと仮定すると、熱交換に関する見かけの壁面平均熱伝達率が求まる。さらに見かけの平均スタントン

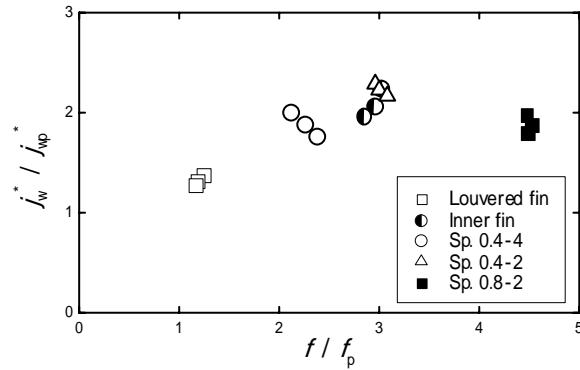


Fig. 7 Relation between apparent j factor and f ratios.

数、見かけの j 因子を算出してみた。なお、ここでは、Plain 流路からの伝熱促進比を見るために、伝熱面積としては実際のスプリング表面積を加えた値を基準とせず、小流路の壁面の面積を基準として求めた値について検討する。この手順で求めた見かけの因子 j_w^* のレイノルズ数に対する変化は、温度効率のそれとほぼ同様な分布傾向を示す。図7に、各場合の見かけの j_w^* 因子の値を Plain の値で除した j 因子比 j_w^* / j_{wp}^* と、摩擦係数比 f / f_p の関係を代表的なレイノルズ数について示す。なお、図中にあるルーバーフィンは、少量の圧力損失増加で伝熱促進を図る上で有効とされる熱交換フィン要素の代表格であり、伝熱工学資料から代表例を参照しプロットしたものである。図7より、スプリングフィンを挿入する場合には圧力損失が増大し、その値はルーバーフィンの値より大きいことが分かる。しかし、同時に良好な熱交換を果たし、その値はいずれの場合もルーバーフィンの値を超えることが分かる。特に、Sp. 044 は、実験範囲の中で、熱交換促進量に対する圧力損失の増加を最も小幅にとどめ得る。よって、より詳細に素線径とピッチの最適化を行えば、良好な熱交換器要素を提案することができると考えられる。また図より Sp. 042 と Inner fin は概ね同じ領域に位置していることも分かる。熱交換性能が同等であっても、スプリングフィンは通常極めて軽量に製作される。従って、注目するスプリングフィンは既設流路に応用できる利点に加えて、単位重さ当たりの伝熱特性に優れ、装置全体の軽量化にも期待できる。

2.4 まとめと課題

スプリングフィンの圧力損失と温度効率は、素線径とピッチ比に依存して変化すること、いっぽうで、幾何的形狀に違いによる性能はレイノルズ数に対してはさほど変化しないことが分かった。本実験範囲では、細い素線径のスプリングフィンが熱交換促進上有効で、ピッチ比を最適化すれば従来のフィンを越える熱交換性能が期待できる。

3. 非定常法熱交換実験装置の製作

本グループでは、昨年度、熱交換実験の効率化を図るために非定常法を利用した熱交換実験装置を製作した。本章では、その概要と現状について説明する。今後の展開についても簡単に触れる。

3.1 実験装置の概要

実験装置の概要を図8に示す。作動流体の空気は、送風機により大気中から吸い込まれ、ヒーター、テスト部を通して大気中に放出される。テスト部は長さ80 mm、幅150 mm、高さ10 mm（アスペクト比15）で厚さ10 mmの亚克力板よりなり、ここに供試要素を設置してその性能を評価する。テスト部入口、出口には熱電対が15点ずつ配置してあり、高さ方向の温度分布が測定可能である。全データは0.2秒で同時収録することができる。ヒーター部は、ベークライトの土台にニクロム線を並列に配列し、瞬時通電で一樣な加熱が実現されるよう工夫してある。また、テスト部前後の圧力損失を0.5秒ごとに取得できる。

3.2 非定常法実験の概要と適用例

非定常法は、与える入口温度変化をベースに、予め方程式で記述したテスト部出口の温度応答特性と熱伝達率の関係を数値解析的に求めておき、出口温度の実測値に最も近い理論応答を与える平均熱伝達率を求める方法である。物性値一定、定常流、外壁は断熱、温度が高さ方向に一樣に分布する仮定をすると、解くべき支配方程式は以下の(8)~(10)式である。

$$\rho S L C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho S U_m C_f L \frac{\partial T_f}{\partial x} = h_M A_M (T_M - T_f) + h_W A_W (T_W - T_f) \quad (8)$$

$$m_M C_M \frac{\partial T_M}{\partial t} = A_M L \lambda_M \frac{\partial^2 T_M}{\partial x^2} + h_M A_M (T_f - T_M) \quad (9)$$

$$m_W C_W \frac{\partial T_W}{\partial t} = A_W L \lambda_W \frac{\partial^2 T_W}{\partial x^2} + h_W A_W (T_f - T_W) \quad (10)$$

ただし、添え字 f , M , W は作動流体、熱交換要素、壁面を示す。 T , t , x は温度、時間、流れ方向座標を、 S , L はテスト部の流路断面積と長さ、 A は表面積を示しており、 h は平均熱伝達率である。これらを(11)の初期条件、(12)の境界条件の下で解く。

$$T_f(0, x) = T_M(0, x) = T_W(0, x) = T_0 \quad \text{at } t = 0 \quad (11)$$

$$T_f(t, 0) \quad \text{at } x = 0 \quad (12)$$

実験では、テスト部に空気を流し、時刻ゼロにヒーターに電流を流し、テスト部出入口温度の時間変化を計測する。図9のフローチャートに示すように熱伝達率 h （実際には NTU）を繰返し変更して解析を進め、現状は加熱開始後3秒までの曲線の応答変化の自乗差が最小になる値を求める平均熱伝達率としている。図

は省略するが、平行平板間流路の値は経験値と5%以内の精度で一致する値を得ている。原理的には3秒間で熱伝達率の値が求まるが、現状では計算に十数分を要する。プログラムの自動化を進めれば数分程度に短縮が可能であろう。図10に基礎インラインフィン配列要素とスタガードフィン要素の実験例を示す。スタガードフィンの優位性が確認できる。また、三角形フィンの熱交換特性は期待できないことも分かる。

3.3 今後の展開

時間応答性に関する考察を深め、時間変動する流れにも対応可能な熱伝達分析システムを製作する。いっぽうで、実際のエンジン排熱回収用の熱交換に適応できるよう、若干の高温仕様に変更する計画である。

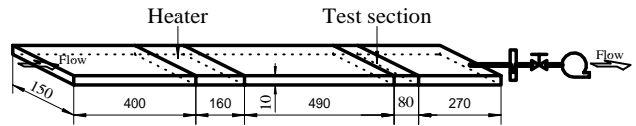


Fig. 8 Schematic view of an experimental apparatus.

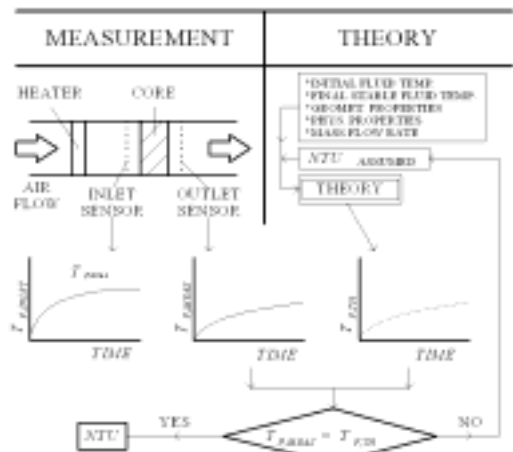


Fig. 9 Flow chart of the unsteady method.

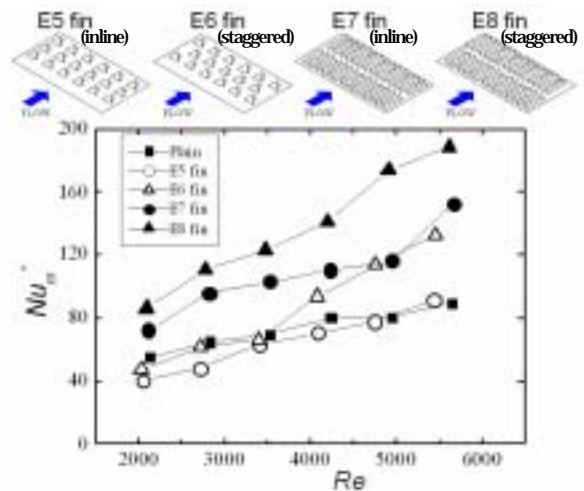


Fig. 10 Example of the obtained Nusselt number.

4. ダイナミック熱交換器の提案

4.1 噴流の利用と回転式熱交換器

衝突噴流を利用する熱交換は、淀み点で高い熱伝達特性を示すため、製品製造過程の加熱・冷却の各種プロセスに多用されている。最近では、例えば高温燃焼ガスに曝されるガスタービン翼の内部冷却手法としても利用されている。しかし、著者らの知る限りでは、これを熱交換器に積極的に応用した例はほとんど無い。いっぽう、世の中のほとんどの熱交換器は静止状態で動作し、駆動系を持つものは無い。他方、エンジンは何らかの駆動部を有するので、その運動の一部を利用することによって高い熱交換やコンパクト化が果たせたり、或いは自らが自律動作して高い性能を発揮する熱交換器があっても良いのではと考える。当熱移動現象解析グループでは、上記の観点から、特に小型ガスタービンの効率アップに必須である再生熱交換器を念頭において、ガスタービン排気口に直結可能な円筒形状の排熱コア部から高温噴流を熱交換面に垂直に吹き当て、低温流体との熱交換を果たすダイナミック熱交換器を考案・試作し、その基礎特性を調べている。

4.2 実験装置と方法の概要

図11に実験装置の概要を示す。のヒーターで暖められた高温側の空気は、送風機によって熱交換器の中心に至る。いっぽう、低温側の空気は雰囲気から送風機により吸込まれ、円筒型熱交換器の中心部に導かれる。低温側の熱交換流路は、円筒型の特徴を活かして周囲を螺旋状に周回できるように小流路からなる構造を採用し、流体の熱交換時間を確保するよう努めている。図12に断面図の概要を示す。中心の高温側コアは多数の小孔を有し、ここから熱交換壁方向に噴流をあてる。自律回転をさせる場合には、各小孔に回転力を得るためのガイド羽根を設けたコアを用いる。また、熱交換性能に及ぼす回転数の影響を積極的に調べるために、コアの上端にベアリングを設け、回転モータと接続した実験が行えるよう工夫してある。

熱交換器の出入口温度を各々5対の熱電対で測定し、温度効率(1)式と同じ)を算出する。

4.3 実験結果の一例と現状

図13に自律回転をする場合に得た温度効率の結果の一例を示す。横軸は低温側流路の流れのレイノルズ数である。現在の高温コアは自律回転するものの、圧力損失が高いため低温側より高いレイノルズ数条件下でなければ動作しない。その上に、回転数が高い条件下でなければ安定に動作しない。その結果、温度効率の値は、同じ流れ条件下でコアを固定して回転させな

い場合の値と比較して、むしろ小さい値になった。噴流熱伝達をより有効に利用するには、圧力損失の小さいコア形状の検討と、回転制御性に対する検討が必要であることが分かる。現在、モータを介して高温側コアの回転数を特に低速になるよう制御する場合に注目して実験を進行中である。

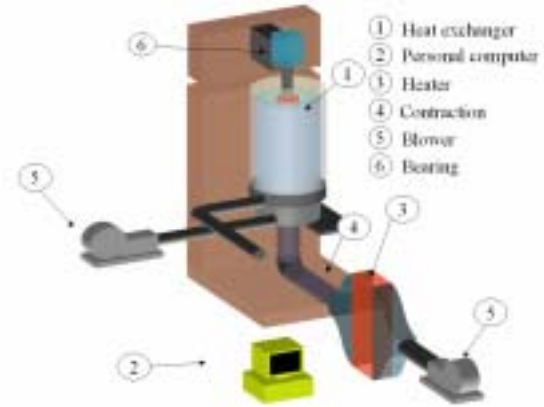


Fig. 11 Schematic view of the dynamic heat exchanger.

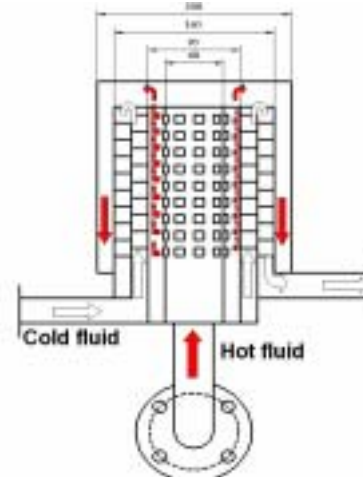


Fig. 12 Image of the heat exchange channels.

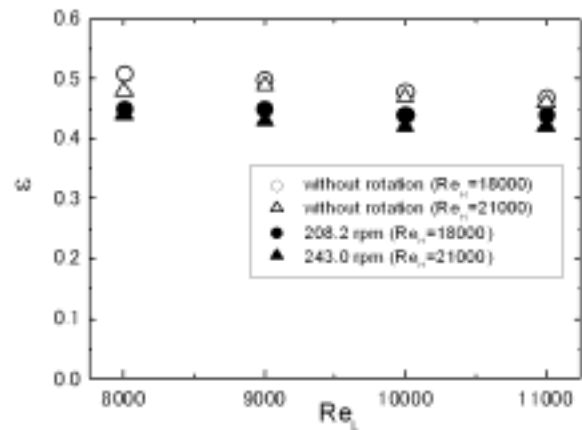


Fig. 13 Example of the obtained thermal efficiency.