

## フィン付伝熱管群における熱流動特性\* (スパイラルフィンとセレーテッドフィンにおける流動損失の比較)

川口清司\*<sup>1</sup>, 奥井健一\*<sup>1</sup>, 菓子貴晴\*<sup>2</sup>

### The Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the Finned Tube Banks in Forced Convection (Comparison of the Pressure Drop Characteristics between Spiral Fin and Serrated Fin)

Kiyoshi KAWAGUCHI\*<sup>3</sup>, Kenichi OKUI and Takaharu KASHI

\*<sup>3</sup> Faculty of Engineering, Toyama University, 3190 Gofuku, Toyama-shi, Toyama, 930-8555 Japan

In recent years the requirement for reduction of energy consumption have been increasing to solve the problems of the global warming and the short of petroleum resources. For example in the power generation field, as the thermal power generation occupied 60% of the power generation demand, the improvement of the thermal efficiency is required considerably. This paper described that the pressure drop characteristics of the finned tube banks used for the heat exchanger in the thermal power generation were clarified by testing the serrated finned tubes banks for improvement of higher heat transfer and the conventional spiral finned tube banks under the same test conditions, and that the equations to predict pressure drop coefficient which is necessary to design the heat exchanger were proposed.

**Key Words**: Heat Exchanger, Pressure Drop, Spiral Fin, Serrated Fin

#### 1. 緒言

近年, 地球温暖化や化石燃料の枯渇問題に対して, 省エネルギーの需要が増大している。発電分野においても電源需要の約60%を火力発電が担っており, より一層の熱効率の向上が強く望まれている。

火力発電は, 従来ボイラと蒸気タービンで構成される汽力発電方式であったが, 再燃再生サイクルや超臨界圧プラントの採用などにより, 熱効率は1950年代当初の約30%から約40%へと飛躍的向上を遂げてきた。しかし, 更なる熱効率向上を目指して現在はコンバインドサイクル発電が主流になってきている。コンバインドサイクル発電とは, ガスタービンと蒸気サイクルを

組み合わせた発電方式であり, ガスタービンからの高温排ガスの熱エネルギーを排熱回収熱交換器によって蒸気として取り出し, 蒸気タービンを駆動する方式である。コンバインドサイクル発電の熱効率は約45~50%であり, さらに熱効率を向上させるためには排熱回収熱交換器における熱回収率を向上させる必要がある。そのためには, 伝熱特性に優れかつ圧力損失の小さい伝熱管が望まれる。近年, 伝熱面積を拡大したスパイラルフィンが用いられているが, 更なる伝熱性能の向上やコストダウンを狙ってフィン先端部に切り欠きを有するセレーテッドフィンが用いられ始めている。このフィンの特長は, 流れを乱すことにより伝熱促進効果が期待できること, 切り欠きにより応力を緩和できるのでフィン高さを高くでき, 伝熱管数の低減によりコストダウンが図れることである。

従来研究としては, スパイラルフィンに関しては比

\* 原稿受付 2002年12月20日。

\*<sup>1</sup> 正員, 富山大学工学部(☎930-8555 富山市五福3190)。

\*<sup>2</sup> 学生員, 富山大学大学院理工学研究科。

E-mail: kawaguti@eng.toyama-u.ac.jp

較的報告例が多く, Schmidt<sup>(1)</sup>, Brauer<sup>(2)</sup>, Yudin and Tokhtarova<sup>(3)</sup>, Weyrauch<sup>(4)</sup>はインライン配列およびスタaggerド配列における伝熱性能を報告している. また, 河村ら<sup>(5)(6)</sup>は熱回収に用いられる伝熱管群における熱流動特性に関する報告を行っている. しかしながら, このセレーテッドフィンについてはC. Weiermanら<sup>(7)</sup>がインライン配列とスタaggerド配列の比較を行った報告例はあるが, 設計にあたり熱流動特性が明らかにされていないのが現状である. また, スパイラルフィンと同一の試験条件で比較した報告例は見あたらない.

前報<sup>(8)</sup>では, セレーテッドフィン付伝熱管の有効性の有無を明確にするため, 同一サイズのセレーテッドフィン付伝熱管群とスパイラルフィン付伝熱管群を用いて, 同一の実験を行うことにより, 熱伝達特性を明らかにしたが, 本研究では同様の方法により圧力損失特性を明らかにし, 設計の際に必要な圧力損失の予測式を提案する. また, それに加えてスパイラルフィンとセレーテッドフィンの総合的な性能比較を行う.

主な記号

- $d_h$ : 流力直径 mm
- $d_o$ : 管外径 mm
- $d_v$ : 体積等価直径 mm
- $f$ : 流動抵抗係数
- $G_a$ : 管群間質量流速 kg/m<sup>2</sup>s
- $h_a$ : 熱伝達率 W/m<sup>2</sup>K
- $h_f$ : フィン高さ mm
- $n_f$ : 1mあたりのフィン枚数
- $N_L$ : 空気流れ方向管列数
- $N_T$ : 空気流れの横幅方向管列数
- $Nu$ : ヌセルト数
- $p_f$ : フィンピッチ mm
- $Pr$ : プラントル数
- $Re$ : レイノルズ数
- $s_f$ : フィン間隔 mm
- $S_D$ : 管ピッチ mm
- $S_L$ : 空気流れ方向管ピッチ mm
- $S_T$ : 空気流れの横幅方向管ピッチ mm
- $t_f$ : フィン厚さ mm
- $\Delta p$ : 管群前後の差圧 Pa
- $\rho_a$ : 空気密度 kg/m<sup>3</sup>

2. 供試伝熱管群の構造

2.1 フィン付伝熱管 本研究では, 前報<sup>(8)</sup>と同様に2種類のスパイラルフィン付伝熱管とセレーテッド

フィン付伝熱管の計4種類を使用した. 図1にフィン付伝熱管の形状, 表1に仕様を示す. 同じ種類のフィン付伝熱管における形状の違いは, フィンピッチ $p_f$ であり, SP200とSR200は1mあたり200枚のフィン, SP300とSR300は300枚のフィンを有している. スパイラルフィンは管材の外周に矩形のフィン材をらせん状に巻き付けた構造で, 一方セレーテッドフィンは管材の外周に切り欠きを有する矩形のフィン材をらせん状に巻き付けた構造である.

2.2 管群モデル 本研究で対象としているフィン付伝熱管群はスタaggerド配列である. 図2に配列形状, 表2に形状寸法を示す. 空気流れの横幅方向管ピッチ $S_T$ を40 mm, 45 mmの2パターンとし, 空気流れ方向管ピッチ $S_L$ を30 mm, 35 mm, 40 mmの3パターンで, 合計6種類の配列パターンとする. ここで, 配列Aは

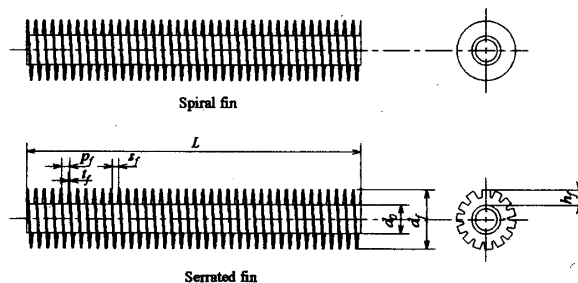


Fig.1 Shape of finned tubes

Table 1 Specifications of finned tubes

(mm)						
Type	Symbol	$d_o$	$d_f$	$h_f$	$t_f$	$p_f$
Spiral fin	SP200	17.3	35.3	9.0	0.9	5.0
	SP300	17.3	35.3	9.0	0.9	3.3
Serrated fin	SR200	17.3	35.3	9.0	0.9	5.0
	SR300	17.3	35.3	9.0	0.9	3.3

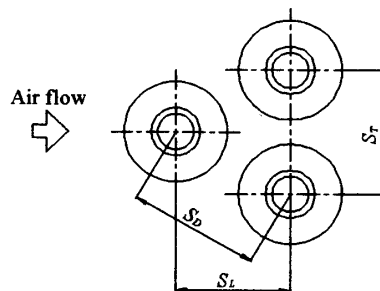


Fig.2 Arrangement of finned tube banks

Table 2 Arrangement of finned tube banks

(mm)						
Arrangement	A	B	C	D	E	F
$S_T$	40	40	40	45	45	45
$S_L$	30	35	40	30	35	40

$S_D=36.06$  mmであり、表1に示すフィン付管形状からもわかるように隣接する伝熱管のフィン先端がほとんど接触する配置である。配列形状は配列Aを基準とし、空気流れの横幅方向および流れ方向に5 mmずつ広げたものである。

また、管列数は空気流れの横幅方向管列数 $N_T$ を5列とし、空気流れ方向管列数 $N_L$ を3～6列とした。

### 3. 試験装置と方法

本研究で使用した実験装置を図3に示す。なお本研究は伝熱管群の前後における圧力損失測定が中心であるが、空気温度が圧力損失に影響を及ぼすことを考慮して熱伝達率測定と同一条件において測定を実施した。本装置は、循環水側装置と空気側装置、テストセクションにより構成され、フィン付伝熱管の管内に温水を流し、管外を流れる常温の空気との間で熱交換を行う方式をとっている。

**3.1 循環水側装置** 循環水側装置は、貯水タンク、循環ポンプ、流量調節バルブ、4分円オリフィス、シーズヒータ、ステンレス配管により構成される。気水分離器を兼ねた貯水タンクに貯められた水は循環ポンプにより加圧され、テストセクションに供給される。テストセクションを通過した循環水は4分円オリフィスを通過し、シーズヒータにより垂直上昇式に加熱され、貯水タンクに戻り再利用される。実験中はテストセクション入口での循環水温度が、空気との温度差が確保でき、熱損失を最小限に抑えることのできる温度である60℃になるようにヒータ電力を調整する。循環水流量は4分円オリフィスにより測定するが、流量調整バルブにより任意に設定が可能である。なお、本実験における循環水流量はすべて0.075 kg/sで行った。

**3.2 空気側装置** 空気は送風機により風洞内に吹き込

まれ、空気流量測定用ダクト部(4分円ノズル、整流格子、金網を装備)、レデューサーダクト、テストセクション、ミキシングダクトを通過し、大気中に放出される。空気流量測定用ダクト部には直径70 mmの4分円ノズルが4つ設けられており、ノズル前後の差圧を圧力計で測定することにより空気流量を求めた。流量係数は、検定実験によりノズルを通過するレイノルズ数の関数として求めた。実験では零点を5回、送風機のインバータ周波数10～60 Hz(空気質量流量0.14～0.80 kg/s)までを2 Hzずつ上げていき、計26条件において計測した。

**3.3 テストセクション** テストセクションは、幅200 mm、高さ200 mm、長さ320 mmの矩形ダクト内に伝熱管群を設置し、伝熱管群の両端には循環水用の接続ジョイントが設けられている。管群差圧は、テストセクション側板において管群の上流部と下流部にあたる部分に圧力孔を設け、それぞれ圧力変換器を設置し、計測された値から圧力を算出し求めた。

### 4. 実験結果

#### 4.1 フィン形状による影響

**4.1.1 フィンタイプの影響** 図4にフィンピッチが等しく、フィンタイプが異なるスパイラルフィン付管SP200とセレーテッドフィン付管SR200の管群における、流動抵抗係数 $f$ とレイノルズ数 $Re$ の関係を示す。ここで流動抵抗係数 $f$ は $f=2 \rho_a \Delta p / G_a^2 N_L$ で定義され、空気質量流量を最小流路断面積で除した管群間質量流速 $G_a$ を用いて算出した、管列数1列あたりの抵抗係数である。レイノルズ数の代表長さは流力直径 $d_h$ 、代表速度は管群間流速 $G_a / \rho_a$ を用いている。ここで流力直径 $d_h$ は、流路断面積を濡れ縁長さで除した値を4倍した値として定義される。 $n_f=200$  枚/mのSP200とSR200

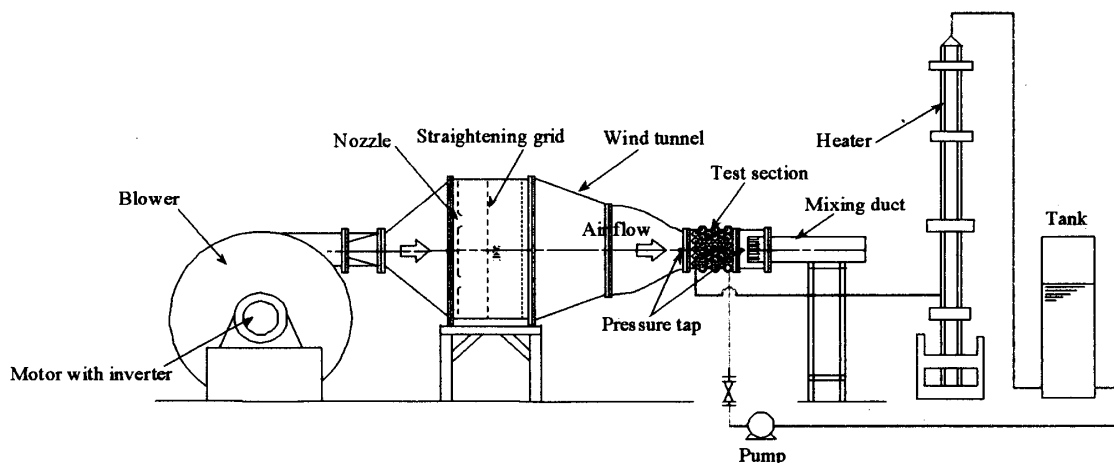


Fig.3 Experimental apparatus

では、どの配列形状においてもスパイラルフィン付管に比べ、セレーテッドフィン付管の圧力損失が大きく、最大で15%の流動抵抗係数の増加がみられた。SR200の投影面積は、SP200と比較して1.00倍であり、SR200の体積等価直径 $d_v$ (裸管部とフィン部の体積と等しい円柱の直径)は、SP200と比較して0.94倍とほぼ変わらない値を示している。フィン形状の違いやフィンピッチの違いが抗力に及ぼす影響として、①セレーテッドフィン付管のフィン先端部にある切欠きによる乱流促進効果によってフィン部における摩擦抵抗が増大すること、②スパイラルフィン付管の方がフィンの拘束力により流れを曲げようとする力がより大きく作用して圧力損失が発生すること、③フィンの切欠きによる乱れのために裸管後流部に回り込む流れがより多くなり、形状抵抗の増加が抑制されること、が考えられる。フィンピッチが大きい $n_f=200$ 枚/mの時、セレーテッドフィン付管ではその中で、②と③は抗力を抑制する方向に作用するが、①のフィン部における摩擦抵抗の増大が顕著であるため、セレーテッドフィン付管の圧力損失の方がスパイラルフィン付管よりも大きくなったと考えられる。

図5は、SP300とSR300における流動抵抗係数を比較したものである。 $n_f=300$ 枚/mのSP300とSR300では、

$n_f=200$ 枚/mの場合と異なり、スパイラルフィン付管の圧力損失が大きく、最大で10%の流動抵抗係数の増加がみられた。SR300の投影面積はSP300の1.00倍であり、SR300の体積等価直径 $d_v$ はSP300の0.96倍とほぼ変わらない値を示している。フィンピッチが小さい $n_f=300$ 枚/mの時にセレーテッドフィン付管の流動抵抗係数が小さくなった理由として、先述した②のフィンによる拘束力があり、スパイラルフィン付管ではフィンピッチが小さくなると、フィンによる拘束力が作用して、フィンに沿って流れを曲げようとする力が大きくなるため圧力損失が大きくなるが、セレーテッドフィン付管ではフィンピッチが小さくなくても、分割フィンの間を空気が通り抜け、フィンに沿って流れを曲げようとする力が大きくならないため圧力損失も大きくならないと考えられる。また、フィン部では切欠きのため、①の摩擦抵抗が増大するが、フィンピッチが狭くなるとフィン部に空気が流入しにくいために抵抗増加が抑制されることと、さらに③の裸管後流部の形状抵抗の増加が抑制されるためと考えられる。

4.1.2 フィンピッチの影響 図6にフィンピッチの異なる2種類のスパイラルフィン付管SP200とSP300における流動抵抗係数の比較を示す。どの配列形状におい

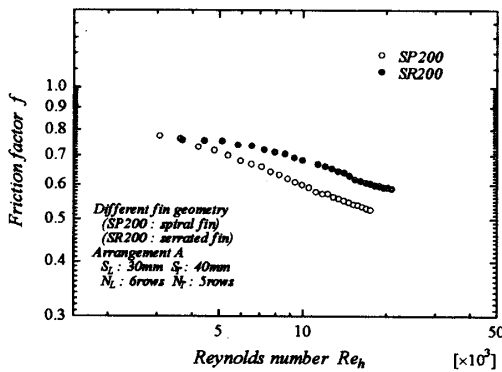


Fig.4 Effect of fin type on pressure drop characteristics in case of  $n_f=200/m$

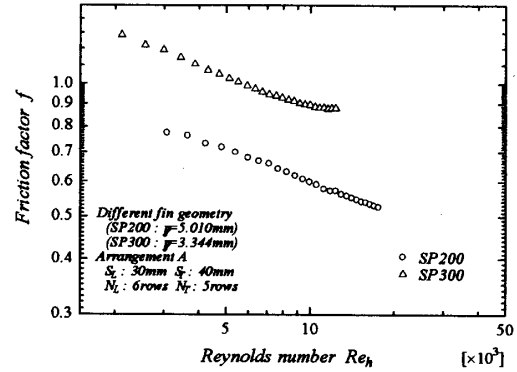


Fig.6 Effect of fin pitch on pressure drop characteristics in case of spiral fin

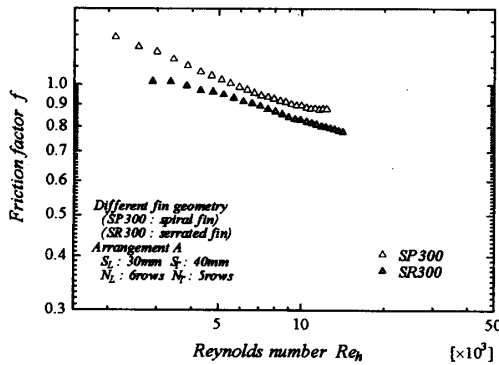


Fig.5 Effect of fin type on pressure drop characteristics in case of  $n_f=300/m$

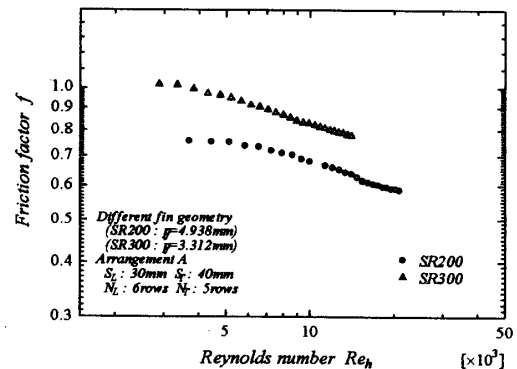


Fig.7 Effect of fin pitch on pressure drop characteristics in case of serrated fin

でもフィンピッチの小さいSP300の方が流動抵抗係数の増加がみられ、最大で60%の増加となった。これは、フィン部の摩擦抵抗の増大によるものと考えられる。

図7は、フィンピッチの異なる2種類のセレーテッドフィン付管を比較したものである。セレーテッドフィン付管においても配列形状に関係なく、流動抵抗係数の増加がみられ、SR300の投影面積はSR200の1.07倍であるが、最大で30%の流動抵抗係数の増加となった。しかしながら、スパイラルフィン付管ほどの増加はみられなかった。その理由は先述したことと同様と考えられる。

## 4.2 配列形状による影響

4.2.1 空気流れの横幅方向管ピッチ  $S_T$  の影響 図8と図9は、スパイラルフィン付管 (SP200) とセレーテッドフィン付管 (SR200) の配列形状による流動抵抗係数を示している。空気流れ方向管ピッチ  $S_L$  を 30mm, 35mm, 40mm に固定し、それぞれ空気流れの横幅方向管ピッチ  $S_T$  を 40mm, 45mm (配列AとD, BとE, CとF) に変化させた場合について比較すると、管ピッチ  $S_T$  の影響は比較的少ない。他のフィン付管 (SP300, SR300) に関しても同様で、管ピッチ  $S_T$  による影響はあまりみ

れなかった。

4.2.2 空気流れ方向管ピッチ  $S_L$  の影響 同様に図8と図9より、空気流れの横幅方向管ピッチ  $S_T$  を 40mm, 45mm に固定し、それぞれ空気流れ方向管ピッチ  $S_L$  を 30mm, 35mm, 40mm (配列A, B, C, およびD, E, F) に変化させた場合について比較すると、管ピッチ  $S_L$  の影響は比較的少ない。他のフィン付管 (SP300, SR300) に関しても同様で、管ピッチ  $S_L$  による影響はあまりみられなかった。

以上のように配列形状の変化に対して、流動抵抗係数への影響は比較的少ない。これは実用的な配列形状の範囲では、管ピッチの拡大率が少ないため流動抵抗係数への影響はあまりないためと考えられる。

4.3 空気流れ方向管列数  $N_L$  の影響 図10はSP200, 図11はSR200, 配列Bの条件における空気流れ方向の管列数の違いによる流動抵抗係数を示したものである。スパイラルフィン付管, セレーテッドフィン付管共にどの配列形状においても管列数を増すごとに圧力損失の増加がみられたが、管列数1列あたりの流動抵抗係数で評価したとき管列数による影響がみられなかった。Yudin and Tokhtarova<sup>(3)</sup>によるとスタッガー

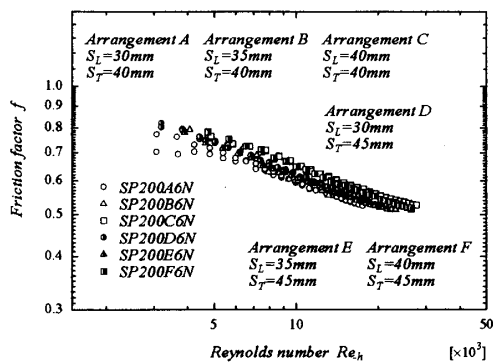


Fig.8 Effect of finned tubes arrangement on pressure drop characteristics in case of SP200

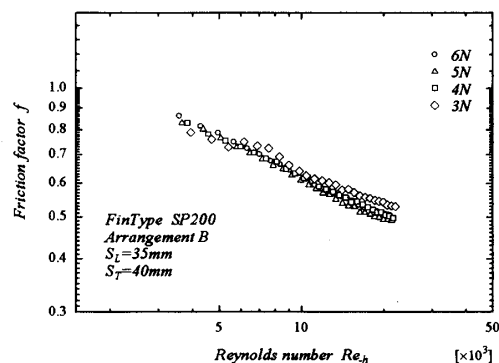


Fig.10 Effect of number of finned tubes rows on pressure drop characteristics in case of SP200

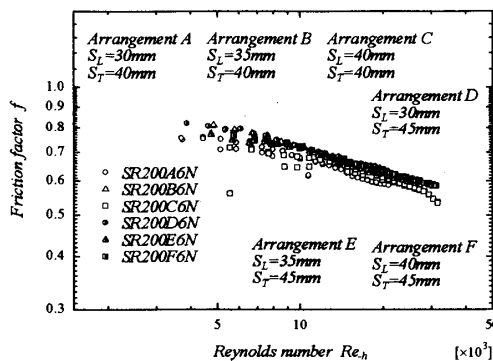


Fig.9 Effect of finned tubes arrangement on pressure drop characteristics in case of SR200

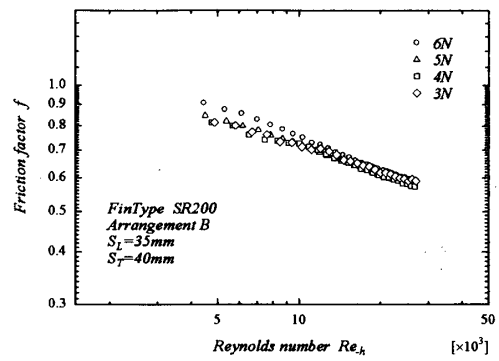


Fig.11 Effect of number of finned tubes rows on pressure drop characteristics in case of SR200

ド配列においても3列目以降から熱伝達率が一定になるという報告より、流動抵抗係数も一定になるものと考えられる。また、各列毎における抵抗係数を算出して比較したが、スパイラルフィン付管、セレーテッドフィン付管ともに流れ方向における抵抗係数の有意差、およびSP200とSR300における抵抗係数の有意差は認められなかった。

4.4 流動損失特性予測式 本研究では、スパイラルフィン付伝熱管2種類、セレーテッドフィン付伝熱管2種類、配列形状6種類、管列数4種類の条件でレイノルズ数を変化させて圧力損失測定を行った。その中で流動損失特性に大きく影響を及ぼすパラメータとして、フィン間隔とフィン厚さの比に着目して流動損失特性予測式を求めた結果、スパイラルフィンについては式(1)、セレーテッドフィンについては式(2)が得られた。これらの予測式は流動抵抗係数を誤差5%以内で予測できることがわかった。

$$f = 18.6 Re_h^{-0.228} \left( \frac{s_f}{t_f} \right)^{-0.872} \quad (1)$$

$$2000 \leq Re_h \leq 27000$$

適用範囲

$$2.95 \leq \frac{s_f}{t_f} \leq 4.39$$

$$f = 6.46 Re_h^{-0.179} \left( \frac{s_f}{t_f} \right)^{-0.354} \quad (2)$$

$$3000 \leq Re_h \leq 30000$$

適用範囲

$$3.07 \leq \frac{s_f}{t_f} \leq 5.07$$

## 5. フィン付伝熱管群の性能比較

一連の熱流動特性実験を行ない、熱伝達率と流動抵抗係数に関する実験相関式を導き出した。その実験式を用いて、スパイラルフィン付伝熱管群とセレーテッドフィン付伝熱管群の性能比較を行なう。フィン付管を使用した熱交換器の性能評価法として、管群間を流れる空気の流速  $G_a / \rho_a$  に対する熱伝達率  $h_a$  と管群間圧力損失  $\Delta P$  の計算値、および熱交換量  $Q$  と管群間圧力損失  $\Delta P$  の計算値により評価する。

図12はスパイラルフィン付伝熱管2種類とセレーテッドフィン付伝熱管2種類の熱伝達率と圧力損失特性を示している。スパイラルフィン付伝熱管において、SP300のフィンピッチはSP200の0.66倍であるが、熱伝達率は1.14倍である。また圧力損失は1.54倍である。セレーテッドフィン付伝熱管では、SR300のフィンピッチはSR200の0.66倍であるが、熱伝達率は1.02倍であ

る。また圧力損失は1.28倍である。このことからわかるように、セレーテッドフィン付伝熱管は、フィンピッチを密にしても熱伝達特性には、ほとんど効果がみられない。これはセレーテッドフィンではスパイラルフィンと比較して、フィン部の切欠きのため乱流が促進され、摩擦および形状抵抗が増大するが熱伝達率も向上する。しかし、フィンピッチが狭くなると抵抗増加が抑制されることからわかるように、フィン部に空気が流入しにくくなり熱伝達率の向上も抑制されるためと考えられる。

図13は、圧力損失に対する熱伝達率の関係を示している。ある圧力損失に対する熱伝達率として最も優れているのはSR200であり、ついでSR300、SP200、SP300の順である。ある熱伝達率に対する圧力損失として最も小さいのはSR200であり、ついでSR300、SP200、SP300の順である。つまり熱伝達率、圧力損失の両方を考慮した時、本研究に用いた4種類のフィン付伝熱管では、SR200が熱伝達率に対しては最も良い性能を示していることがわかる。ついでSR300、SP200、SP300である。

図14はスパイラルフィン付伝熱管2種類とセレー

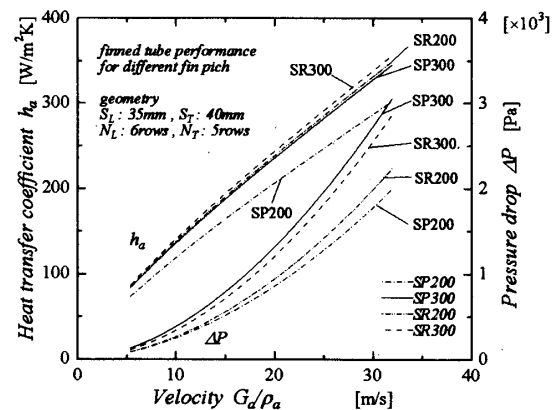


Fig.12 Comparison of heat transfer and pressure drop characteristics between spiral and serrated fin

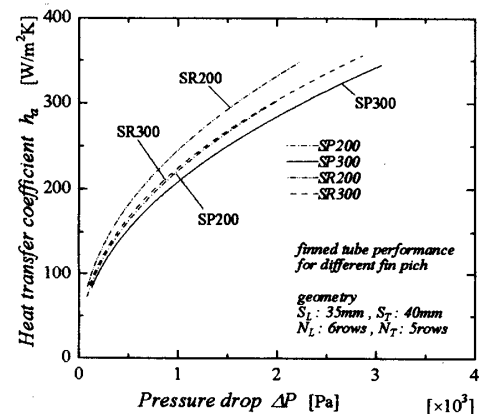


Fig.13 Comparison of heat transfer and pressure drop characteristics between spiral and serrated fin

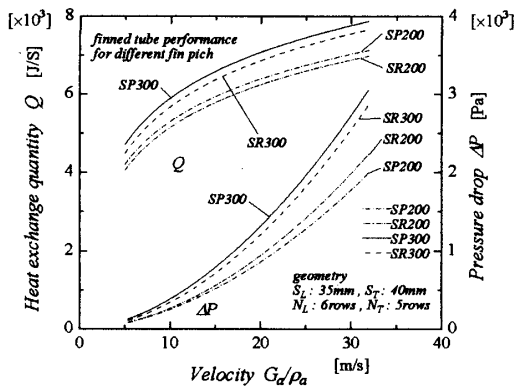


Fig. 14 Comparison of heat exchange quantity and pressure drop characteristics between spiral and serrated fin

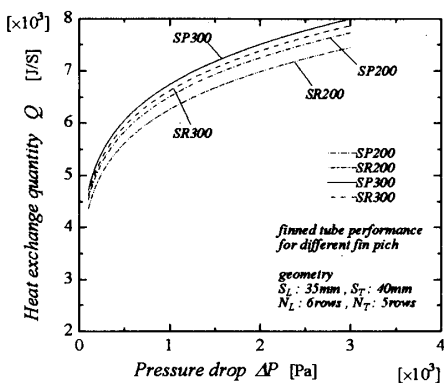


Fig. 15 Comparison of heat exchange quantity and pressure drop characteristics between spiral and serrated fin

テッドフィン付伝熱管2種類の熱交換量と圧力損失特性を示している。SR300はSP300と比較して熱伝達率は優れているが、フィンに切り欠きを有するために伝熱面積が約12%減少し、熱交換量としては小さくなる。同様にSR200もSP200と比較して、熱伝達率は優れるが伝熱面積が減少するため熱交換量は小さくなる。

図15は、圧力損失に対する熱交換量の関係を示している。今回実施した実験の範囲内においては、ある圧力損失に対する熱交換量としてSP300, SR300, SP200, SR200の順で大きい。スパイラルフィン付伝熱管の方が大きい理由は、セレーテッドフィン付伝熱管と比較して熱伝達率の減少分を伝熱面積で補っているからである。

## 6. 結言

コンバインドサイクル発電に用いられる大容量排熱回収熱交換器への使用を主目的としたフィン付伝熱管群の流動損失特性について、今回実施した範囲において以下の結論を得た。

- (1) 流動損失特性において、フィンピッチが大きい場合はスパイラルフィンと比較してセレーテッドフィン

では圧力損失が増大するが、フィンピッチが小さい場合は逆に圧力損失が低下する点が存在する。

- (2) 配列形状が流動損失特性に及ぼす影響は小さい。
- (3) 各パラメータの流動損失特性に与える影響を把握し、流動損失特性における実験相関式を作成した。これらの式を用いることによって、流動抵抗係数を誤差5%以下で見積もることができる。
- (4) 同一の圧力損失における熱伝達率は、セレーテッドフィン付管群がスパイラルフィン付管群よりも優れている。しかし、同一の圧力損失における熱交換量では、その優位性がなくなる。

## 参考文献

- (1) T. E. Schmidt, Proceedings of the General Discussion on Heat Transfer, II (1951), 186-188
- (2) H. Brauer, Kaltetechnik, 13(1961), 274-279
- (3) V. F. Yudin and L. S. Tokhtarova, Energomashinostroenie, No. 1(1964), 11-13
- (4) E. Weyrauch, Kaltetechnik-Klimatisierung, 21(1969), 62-65
- (5) 河村友槌, 他3名, 機論, 57-537, B(1991)1752-1758
- (6) 河村友槌, 他3名, 機論, 57-537, B(1991)1759-1764
- (7) C. Weierman, Jerry Taborek and W. J. Marner, 15<sup>th</sup> Natl. Heat Tr. Conf. San Francisco, and AIChE Symp. Ser. No. 174, Vol. 74,
- (8) 川口清司, 他2名, 機論, (投稿中)