

フィン付伝熱管群における熱流動特性*
(フィン高さが流動損失特性に及ぼす影響)川口清司^{*1}, 奥井健一^{*1}
浅井俊博^{*2}, 長谷川豊^{*3}The Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the
Finned Tube Banks in Forced Convection
(Effects of Fin Height on the Pressure Drop Characteristics)Kiyoshi KAWAGUCHI^{*4}, Kenichi OKUI,
Toshihiro ASAI and Yutaka HASEGAWA^{*4} 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 shortage 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 with different fin height for improvement of higher heat transfer and the conventional spiral finned tube banks with different fin height, and that the equation to predict pressure drop which is necessary on design of the heat exchanger was proposed.

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

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.また,空調分野においても機器の小型化の要望が強く,その中で大部分の容積を占める熱交換器の小型化は急務である.

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,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の熱効率をさらに向

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ることと,流れを乱すことにより伝熱促進効果が期待できることである.しかし,一方で流動損失の増大が懸念される.

従来研究としては,スパイラルフィンに関しては比較的報告例が多く, Schmidt⁽¹⁾, Brauer⁽²⁾, Yudin and Tokhtarova⁽³⁾, Weyrauch⁽⁴⁾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⁽⁵⁾⁽⁶⁾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,

* 原稿受付 2004年9月16日.

^{*1} 正員, 富山大学工学部(☎930-8555 富山市五福3190).^{*2} 学生員, 富山大学理工学研究科.^{*3} 正員, 名古屋大学エコトピア科学研究所(☎464-8603 名古屋市千種区不老町).

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

このセレーテッドフィンについてはC. Weiermanら⁽⁷⁾がインライン配列とスタガー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。そこで、著者らはスパイラルフィンとセレーテッドフィンにおける熱流動特性を明らかにするために、フィンピッチやフィン高さを変化させながら、性能試験を行っている。

前報⁽⁸⁾⁽⁹⁾ではフィンピッチの異なる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、熱流動特性を明らかにして、設計の際に必要な熱伝達率と流動損失の予測式を提案した。また、フィン高さの異なる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、フィン高さが熱伝達特性に及ぼす影響を明らかにした⁽¹⁰⁾。そこで本研究では流動損失特性に焦点を絞り、フィン高さの異なる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、フィン高さが流動損失特性に及ぼす影響を明らかにし、設計の際に必要な流動損失における予測式を提案する。さらに、同一圧力損失に対する熱伝達率と熱交換量を比較して、フィン高さの異なる管群の性能比較を行う。

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
D_{AR} : 空気流れ方向長さ	mm
D_n : 空気流れ直角方向長さ	mm
D_i : 管軸方向長さ	mm
f : 流動抵抗係数	
G_a : 管群間質量流速	kg/m ² s
h_a : 熱伝達率	W/m ² K
h_f : フィン高さ	mm
h_r : 連続フィン高さ	mm
h_s : 分割フィン高さ	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	
Q : 受熱量	W
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

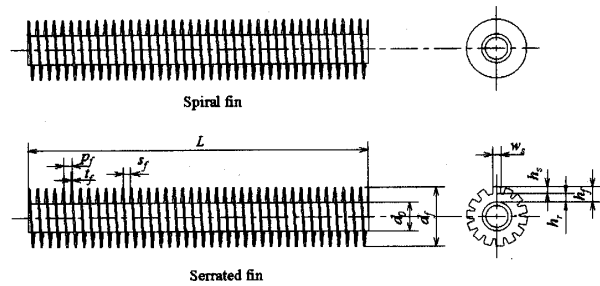


Fig.1 Shape of finned tubes

Table 1 Specifications of finned tubes (mm)

Type	Symbol	d_o	d_f	h_f	t_f	p_f	h_s
Spiral fin	SP200	17.3	35.3	9.0	0.9	5.0	
	SP201	17.3	29.9	6.3	0.9	5.0	
Serrated fin	SR210	25.3	51.3	13.0	0.9	5.0	6.3
	SR211H	25.3	43.3	9.0	0.9	5.0	4.4
	SR211L	25.3	43.3	9.0	0.9	5.0	2.4

S_T : 空気流れの横幅方向管ピッチ	mm
t_f : フィン厚さ	mm
u : 空気流れ方向流速	m/s
u' : 空気流れ方向流速変動	m/s
v : 空気流れ直角方向流速	m/s
w_s : 分割フィン幅	mm
Δp : 管群前後の差圧	Pa
ρ_a : 空気密度	kg/m ³

2. 供試伝熱管群の構造

2.1 フィン付伝熱管 本実験で使用した伝熱管は2種類のスパイラルフィン付伝熱管と3種類のセレーテッドフィン付伝熱管の計5種類である。これらは前報と同じであるので、詳細な説明は省略する。フィン付伝熱管の形状を図1、表1に仕様を示す。スパイラルフィン付伝熱管の形状の違いは、フィン高さであり、セレーテッドフィン付伝熱管の形状の違いは、フィン高さ p_f と分割フィン高さである。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ガード配列である。図2に配列形状、表2にスパイラルフィン付伝熱管を用いた場合の形状寸法を示す。空気流れの横幅方向管ピッチ S_T を2パターンとし、空気流れ方向管ピッチ S_L を3パターンで、合計6種類の配列パターンとする。一方、表3にセレーテッドフィン付伝熱管を用いた場合の形状寸法を示す。

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。また、本実験装置は前報で使用したものと同じであるので、詳細な説明を省略する。

3.1 循環水側装置 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流量測定用オリフィスを通過し、電気ヒータにより加熱され、貯水タンクに戻り再利用される。テストセクション入口での循環水温度は60°Cに調整する。また、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、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。空気質量流量は0.14~0.86 kg/sである。

3.3 テストセクション テストセクションは、幅200mm、高さ200mm、長さ320mm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。一方、セレーテッドフィン付伝熱管を用いる場合、幅200mm、高さ292.5mm、長さ410mmの矩形ダクト内に伝熱管群を設置した。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。

3.4 フィン周りの局所流れ測定 本研究ではフィン周りの局所流れが流動損失に及ぼす影響を調べるために、管群最後列の前方と後方の微小領域における3次元流速を測定した。管群最後列前方・後方（スパイラル

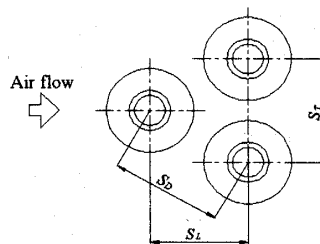


Fig. 2 Arrangement of finned tube banks

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

Table 3 Arrangement of finned tube banks

(mm)						
Arrangement	I	J	K	M	N	O
S_T	58.5	58.5	58.5	66	66	66
S_L	44	51	58.5	44	51	58.5

フィンでは配列Cを用いて管中心から20mm、セレーテッドフィンでは配列Kを用いて管中心から29.25mmの位置)にそれぞれ傾斜型熱線プローブを設置して、図4に示す領域(測定点は132点)において測定を行った。

4. 実験結果

4.1 フィン高さによる影響

4.1.1 スパイラルフィン付管の場合 図5に異なるフィン高さを有するスパイラルフィン付伝熱管群について、レイノルズ数に対する流動抵抗係数の比較を示す。供試伝熱管はスパイラルフィン付管SP200とSP201である。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

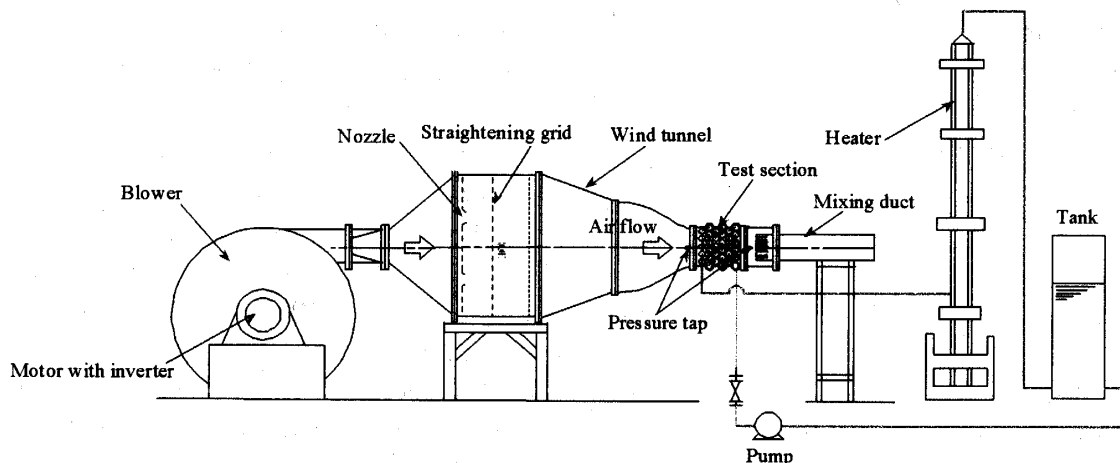


Fig. 3 Experimental apparatus

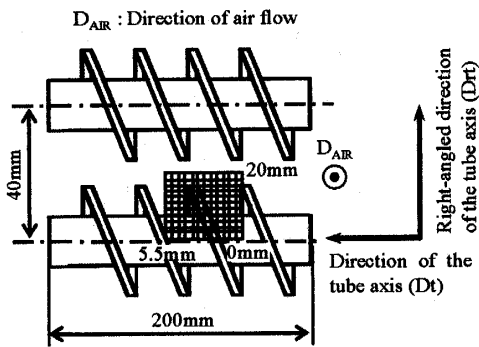


Fig. 4 Region for measuring velocity

数である。レイノルズ数の代表長さは流路直径 d_h 、代表速度は管群間流速 G_a / ρ_a を用いている。ここで流路直径 d_h は、空気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。管群間流速の具体的な値は6.5～39m/sである。

図5には一例として配列Cの場合を示すが、どの配列形状（配列A～F）においてもフィン高さの高いSP200の方が、フィン高さの低いSP201より、流動抵抗係数が大きい結果となった。これは、一般的にはSP200はSP201に比べてフィン高さが約1.5倍と高いことから、フィン表面と空気との間の摩擦力が大きくなったためと考えられるが、もう少し詳細に検討するためにフィン周りの流速分布、流速変動分布を測定した。測定条件のレイノルズ数は約20000（代表長さは流路直径）である。図6に管群6列目前方における空気流れ方向流速分布を示す。フィン高さの高いSP200では裸管前方付近[$D_{rt}=0\sim6\text{mm}$]の流速が大きいことがわかる。これはフィン高さが高いために、流動抵抗の小さい管と管の間の空間に空気流れが集中するためであると考えられる。一方、フィン高さの低いSP201では裸管とフィンの境界付近[$D_{rt}=8\sim12\text{mm}$]の流速が大きいことがわかる。これはフィン高さが低いために、流動抵抗の小さい管と管の間の領域が広がるが、その中で管と管の中心付近[$D_{rt}=0\sim6\text{mm}$]では6列目の裸管前方に位置するので抵抗が大きくなるため、 $D_{rt}=8\sim12\text{mm}$ において流速が増大すると考えられる。これらのことより、SP200では裸管前方の圧力が大きくなり、形状抵抗が増大していると思われる。また、図7に管群6列目前方における空気流れ直角方向流速分布を示す。空気流れ方向とほぼ同じ流速分布を示すが、図6と併せて流れ方向を求めることができる。フィン高さの高いSP200では D_{rt} の増加に伴い空気流れ方向が水平軸となす角度が小さくなるのに対して、フィン高さの低いSP201では逆に大きくなる分布を示している。これはSP201では空気流れが管後方に流入していることを示しており、管後部の負圧が減少することにより、形状抵

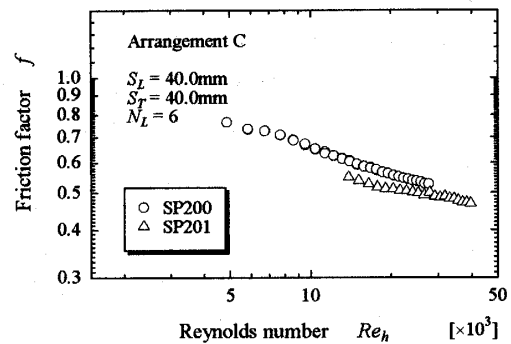


Fig. 5 Effect of fin height on pressure drop characteristics in case of spiral finned tube banks

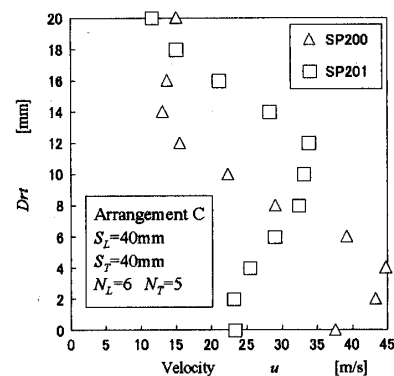


Fig. 6 Velocity distributions in the right-angled direction of the tube axis in case of spiral finned tube banks

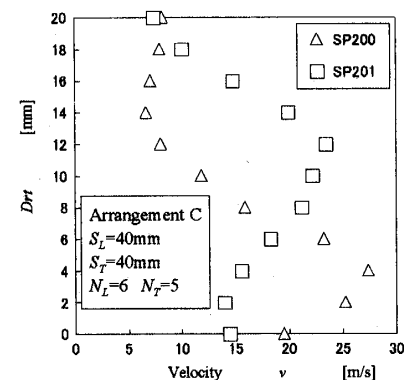


Fig. 7 Velocity distributions in the right-angled direction of the tube axis in case of spiral finned tube banks

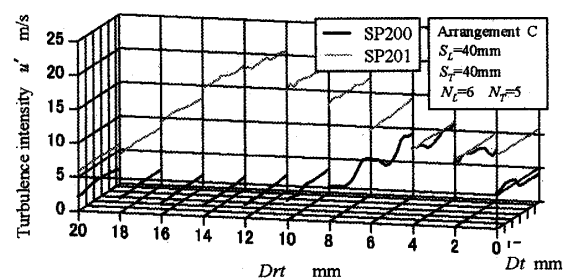


Fig. 8 Distributions of turbulence intensity in case of spiral finned tube banks

抗が低減されていると思われる。

図8に空気流れ方向における流速変動分布を示す。流速変動の大きさは流速値に関するもので、流速分布の場合と同様の傾向を示している。SP200の場合はフィン高さが高いので、その整流効果により流速が大きいかかわらず、流速変動の最大値はSP201と比較して小さくなっている。以上のフィン周りにおける流れ測定結果より、SP200では流速変動が全体的に小さいので、フィン表面における摩擦せん断応力は大きくないが、フィン面積が大きいので摩擦抵抗力としては増大する。また、SP200の方が裸管部に衝突する空気流速が大きく、このことも流動損失を増大させている原因になっていると考えられる。

4.1.2 セレーテッドフィン付管の場合 図9に異なるフィン高さを有するセレーテッドフィン付伝熱管群について、レイノルズ数に対する流動抵抗係数の比較を示す。供試伝熱管はセレーテッドフィン付管SR210, SR211H, SR211Lである。一例として配列Kの場合を示すが、どの配列形状(配列G~L)においてもフィン高さの高いSR210の方が、フィン高さの低いSR211HやSR211Lより、流動抵抗係数が大きい結果となった。また、予想に反して同じフィン高さでも分割フィン高さの高いSR211HがSR211Lより、流動抵抗係数が若干小さい結果となった。この理由を考察するために、スパイラルフィン付管と同様に、フィン周りにおける空気流れ方向の流速分布、流速変動分布を測定した。測定条件のレイノルズ数は約20000(代表長さは流力直径)である。図10に管群6列目前方における空気流れ方向流速分布を示す。スパイラルフィン付管の場合と異なり、セレーテッドフィン付管の流速分布は、フィン高さにあまり依存せずほぼ同様の傾向を示すことがわかる。またその傾向は、スパイラルフィン付管のSP200とSP201の中間を示すことがわかる。このことはフィン高さが高いSR210では分割フィンの間を空気が通過し、フィン高さの低いSR211HやSR211Lではフィン間には空気が流入しにくいことを示している。また、図11に管群6列目前方における空気流れ直角方向流速分布を示す。空気流れ方向とほぼ同じ流速分布を示すが、図10と併せて流れ方向を求めることができる。その結果、SR210, SR211H, SR211Lともにほぼ同じ角度で流れていることがわかった。

図12に管群6列目前方における空気流れ方向の流速変動分布を示す。フィン高さの高いSR210はフィン高さの低いSR211Hよりも流速変動が小さくなっており、流速変動に起因する摩擦力のために流動損失が増大したとは考えにくい。むしろフィン面積の増大により流動損失が増大したと考えられる。また、分割フィン高さの高い

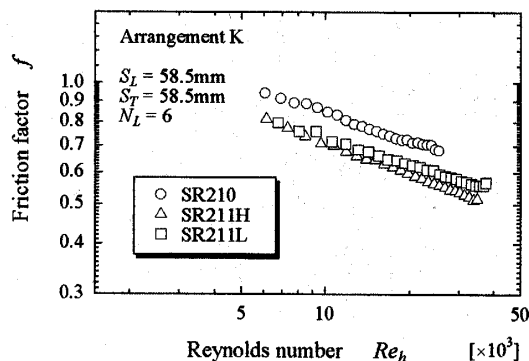


Fig.9 Effect of fin height on pressure drop characteristics in case of serrated finned tube banks

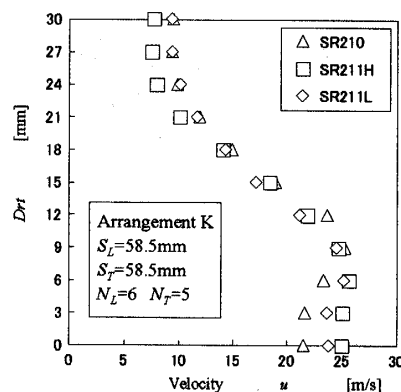


Fig.10 Velocity distributions in the right-angled direction of the tube axis in case of serrated finned tube banks

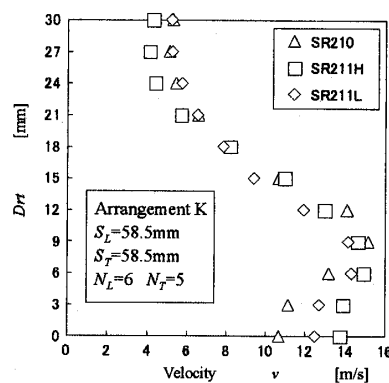


Fig.11 Velocity distributions in the right-angled direction of the tube axis in case of serrated finned tube banks

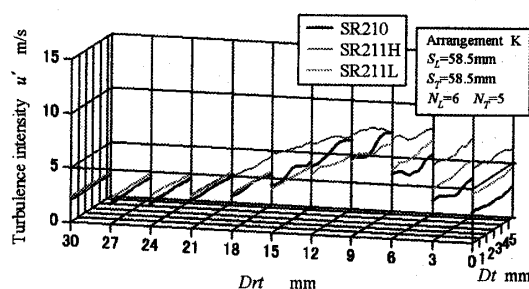


Fig.12 Distributions of turbulence intensity in case of serrated finned tube banks

SR211Hと低いSR211Lを比較すると、SR211Hの方が若干流速変動が大きく、フィン部では少し摩擦せん断応力が增大していると考えられる。しかし、SR211Lの方がフィン面積が大きいため、流動損失がその分増大すると考えられる。また、SR211Hの方が分割フィン高さが高いので、面積縮小に伴いフィン前面における圧力による力は小さくなり、さらに分割フィン間からフィン後部に空気が流入しやすいので、フィン後部の負圧が軽減されて形状抵抗が低減されているのではないかと考えられる。

4.2 配列形状による影響

4.2.1 スパイラルフィン付管の場合 図13にスパイラルフィン付管(SP201)の配列形状による流動損失特性を示す。配列ピッチについて、空気流れ方向管ピッチ S_L を30mm, 35mm, 40mm, 空気流れの横幅方向管ピッチ S_T を40mm, 45mmとした場合について比較すると、ほとんど影響しない。他のスパイラルフィン付管(SP200)に関しても同様で、配列形状による影響はほとんどみられなかった。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損失への影響は小さいと考えられる。

4.2.2 セレーテッドフィン付管の場合 図14にセレーテッドフィン付管(SR211H)の配列形状による流動損失特性を示す。配列ピッチについて、空気流れ方向管ピッチ S_L を44mm, 51mm, 58.5mm, 空気流れの横幅方向管ピッチ S_T を58.5mm, 66mmとした場合について比較すると、ほとんど影響しない。他のセレーテッドフィン付管(SR210, SR211L)に関しても同様で、配列形状による影響はほとんどみられなかった。

4.3 流れ方向管列数 N_L の影響 図15はSP200とSP201, 図16はSR200, SR211HとSR211L, 配列BとJ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い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⁽³⁾によるとスタガード配列においても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。

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3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実験を行った。さらにフィンピッチの影響も含めた予測式を求めるため、前報⁽⁸⁾⁽⁹⁾で試験に用いたフィンピッチの小さいSP300とSR300における実験結果も含めた。SP300はSP200と比較して裸管径やフィ

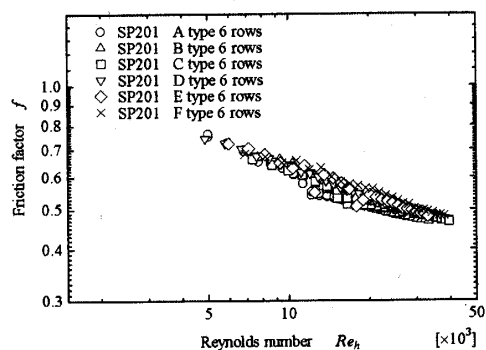


Fig.13 Effect of finned tubes arrangement on pressure drop characteristics in case of spiral fin

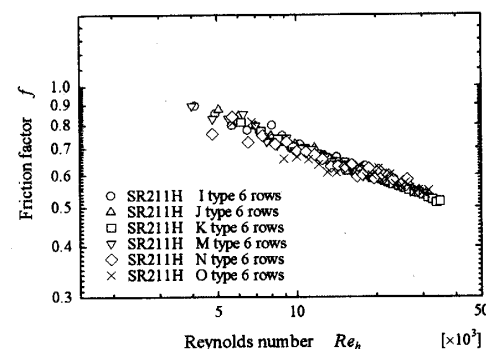


Fig.14 Effect of finned tubes arrangement on pressure drop characteristics in case of serrated fin

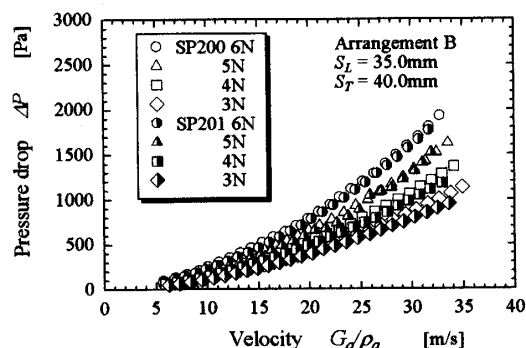


Fig.15 Effect of number of finned tubes rows on pressure drop characteristics in case of spiral fin

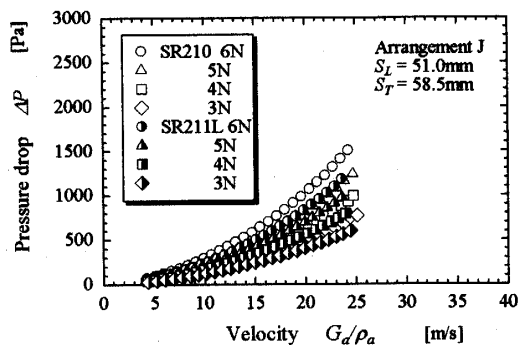


Fig.16 Effect of number of finned tubes rows on pressure drop characteristics in case of serrated fin

ン外径が同じでフィンピッチが異なる (3.3mm) 伝熱管である。一方SR300はSR200と比較して裸管径やフィン外径が同じでフィンピッチが異なる (3.3mm) 伝熱管である。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、フィン高さ、流力直径、フィン間隔およびフィンピッチに着目した。フィン間隔を選択した理由は、これまでの検討結果よりフィンピッチが流動損失に及ぼす影響が大きいことがわかっており、また空気流路の大きさを示すフィン間隔も流動損失に影響を及ぼしていると考えられるので、フィンピッチからフィン厚さを引いたフィン間隔も用いた。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。

$$f = 2.60 Re_h^{-0.24} \left(\frac{h_f}{d_h} \right)^{0.004} \left(\frac{s_f}{p_f} \right)^{-4.13} \quad (1)$$

(2000 ≤ Re_h ≤ 27000)

適用範囲

$$0.38 \leq \frac{h_f}{d_h} \leq 1.24$$

$$0.76 \leq \frac{s_f}{p_f} \leq 0.82$$

$$f = 4.99 Re_h^{-0.23} \left(\frac{h_f}{d_h} \right)^{0.13} \left(\frac{s_f}{p_f} \right)^{-1.19} \quad (2)$$

(3000 ≤ Re_h ≤ 30000)

適用範囲

$$0.42 \leq \frac{h_f}{d_h} \leq 1.08$$

$$0.76 \leq \frac{s_f}{p_f} \leq 0.82$$

次に予測式から得られた値と実験から得られた値との差を検討するために、図17に配列Cの場合における6列のスパイラルフィン付伝熱管群について、上記の予測式を用いて流動損失係数を計算して実験値と比較した結果を示す。また図18に配列CとKの場合における6列のセレーテッドフィン付伝熱管群について、同様に比較した結果を示す。図よりスパイラルフィン付伝熱管、セレーテッドフィン付伝熱管ともに流動損失係数を6%以内の差で見積もることができた。

5. 性能比較

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におけるフィン高さが異なる場合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、管群前後の圧力損失ΔPに対する熱伝達率h_aおよび管群前後の圧力損失ΔPに対する熱交換量Qにより評価する。

図19はスパイラルフィン付伝熱管2種類の熱伝達率

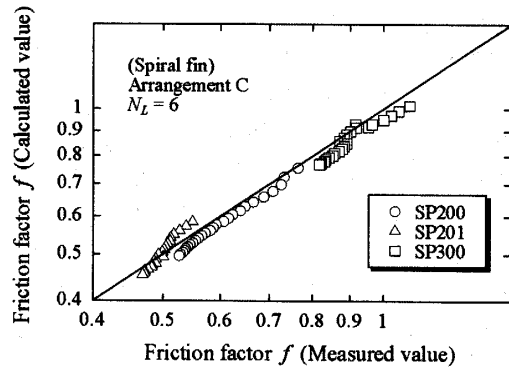


Fig.17 Comparison of experimental and calculated values in case of spiral fin

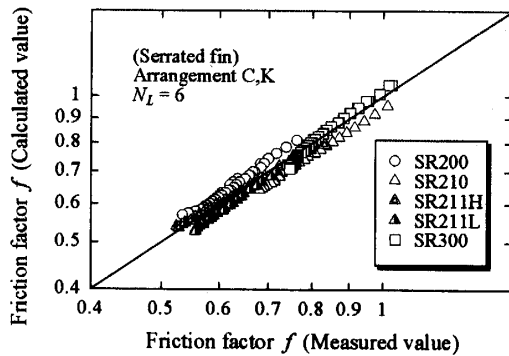


Fig.18 Comparison of experimental and calculated values in case of serrated fin

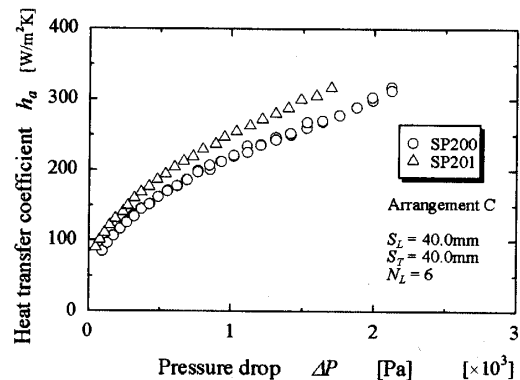


Fig.19 Comparison of heat transfer and pressure drop characteristics in case of spiral fin

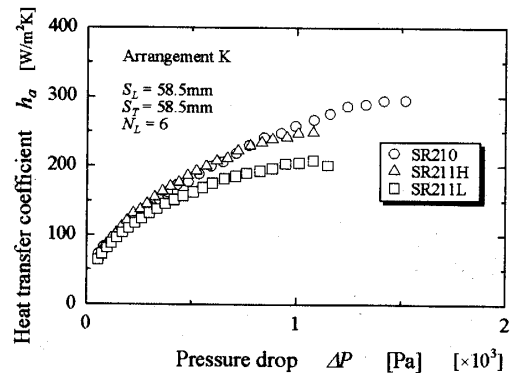


Fig.20 Comparison of heat transfer and pressure drop characteristics in case of serrated fin

と圧力損失特性を示している。SP201はSP200と比較して熱伝達率は若干優れており、圧力損失も小さいため、同一の圧力損失に対する熱伝達率は大きくなる。

図20はセレーテッドフィン付伝熱管3種類の熱伝達率と圧力損失特性を示している。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SR210とSR211Hであり、ついでSR211Lの順である。SR210はSR211Hと比較して熱伝達率は優れているが、圧力損失が大きくなるため、同一の圧力損失に対しては熱伝達率はほぼ同じになる。

図21はスパイラルフィン付伝熱管2種類の熱交換量と圧力損失特性を示している。SP201はSP200と比較して熱伝達率は優れているが、フィン高さが低いために伝熱面積が減少し、熱交換量としては小さくなる。

図22はセレーテッドフィン付伝熱管3種類の熱交換量と圧力損失特性を示している。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SR210、SR211L、SR211Hの順で大きい。しかしながら、SR211LとSR211Hの差はほとんどない。SR210は熱伝達率も一番大きく、またフィン面積も大きいため、圧力損失の増大分を十分補っているからである。SR211HはSR211Lと比較して熱伝達率は大きく、圧力損失も小さいが、フィン面積が小さいので熱交換量としては若干劣っている。

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) スパイラルフィンの場合は、フィン高さが高い方が流動損失が大きい。一方、セレーテッドフィンの場合も、フィン高さが高い方が流動損失が大きい。ただし、分割フィン高さは高い方が若干流動損失が小さい。
- (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、流動損失を6%以内の差で見積もることができる。
- (4) 同一の圧力損失に対して、熱伝達率はフィン高さが低い方が同等以上に大きくできるが、熱交換量ではフィン面積が減少するために、その優位性がなくなる。

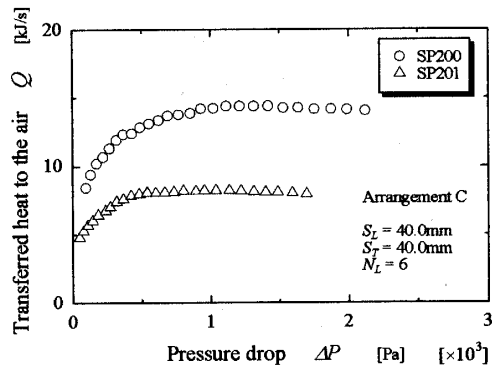


Fig.21 Comparison of heat exchange quantity and pressure drop characteristics in case of spiral fin

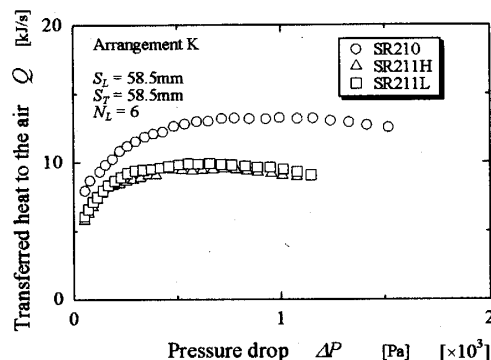


Fig.22 Comparison of heat exchange quantity and pressure drop characteristics in case of serrated fin

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) 河村友穂, 他3名, 機論, 57-537, B(1991), 1752-1758
- (6) 河村友穂, 他3名, 機論, 57-537, B(1991), 1759-1764
- (7) C. Weierman, Jerry Taborek and W. J. Marnier, 15th Natl. Heat Tr. Conf. San Francisco, and AIChE Symp. Ser. No. 174, Vol. 74(1974), 39-46
- (8) 川口清司, 他2名, 機論, 69-688, B(2003), 2670-2676
- (9) 川口清司, 他2名, 機論, 70-693, B(2004), 1258-1265
- (10) 川口清司, 他3名, 機論, 71-707, B(2005), 1854-1861.