

特集 潜熱回収型熱交換器における熱流動特性* (ウイングフィンにおける熱流動特性)

The Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the Heat Exchanger for Recovering Latent Heat (The Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the Heat Exchanger with Wing Fin)

大河内隆樹
Takaki OHKOUCHI

長賀部博之
Hiroyuki OSAKABE

蜷川稔英
Toshihide NINAGAWA

川口清司
Kiyoshi KAWAGUCHI

In recent years the requirement for reduction of energy consumption has been increasing to solve the problems created by global warming and the shortage of petroleum resources. The latent heat recovery type heat exchanger is one of the effective methods of improving thermal efficiency by recovering latent heat. This paper describes how the heat transfer and pressure drop characteristics of the latent heat recovery type heat exchanger having a wing fin (fin pitch: 4mm, fin length: 65mm) were clarified by measuring the exchange heat quantity, the pressure drop of heat exchanger, and the heat transfer coefficient between the outer fin surface and gas, and also the effects of the behavior of condensate on the fins on heat transfer and pressure drop characteristics were clarified. Furthermore the equations for predicting the heat transfer coefficient and pressure drop which are necessary in the design of the heat exchanger were proposed.

Key words : Heat exchanger, Heat transfer, Pressure drop, Latent heat

1. 緒言

21世紀はエネルギー・環境の時代とも言われているように、化石燃料の枯渇化に伴い自然エネルギーへの転換やエネルギーの有効活用がより一層重要となってきた。その中で燃料を燃焼させて蒸気の生成や給湯を行うボイラーや給湯器などのエネルギー変換装置においても、変換効率の向上が要求されている。今後さらに、変換効率を向上させるためには、従来棄てられていた燃焼ガス中における水蒸気の潜熱を、いかに効率よく回収できるかがポイントである。

潜熱回収型熱交換器は、放出する排気ガス中の水蒸気に含まれる潜熱を余熱として利用するものであり、水蒸気が水に戻る際に放出する凝縮熱（潜熱）を顕熱とともに回収し、有効活用するシステムが組み込まれている熱交換器のことである。この潜熱回収型熱交換器を用いることにより、従来と比較して約15%の省エネルギー化を可能にし、地球温暖化の原因の一つであるCO₂の排出量も約15%削減することができる。

従来、ボイラー等の比較的大型の装置では、すでに熱交換器により排気ガスから潜熱と顕熱を回収して効率の向上を実現している。この場合に使用される熱交換器はフィンチューブ型であり、凝縮水は開放された空間内を移動して滴下する。したがって、凝縮水の挙動が熱交換器の性能に大きく影響を及ぼすことは少な

い。一方、給湯器等の小型装置では、小型化に有利なことからプレートフィン型熱交換器が使用されており、凝縮水は狭いフィンの間を燃焼ガスと混在して流れる。したがって、凝縮水の挙動が伝熱性能特性や流動損失特性に大きく影響を及ぼすことが予想される。従来研究では、フィンチューブ型熱交換器における伝熱性能特性や流動損失特性に関する研究例が主であり^{1)~7)} プレートフィン型熱交換器に関する研究例はほとんど見当たらないのが現状である。

著者らはこれまでの研究において、小型の給湯器等に使用されるストレートフィンを用いたプレートフィン型熱交換器を対象として、熱交換量や圧力損失、および熱伝達率を測定することによって、伝熱性能特性と流動損失特性を明らかにし、熱交換器の設計に必要な伝熱性能予測式と流動損失予測式を作成してきた。本研究では、ストレートフィンと比較して伝熱性能を大幅に向上できるウイングフィンを考案し、その熱流動特性を明らかにしたので報告する。

主な記号

D_e : 相当直径 (m)

f : 流動損失係数

f_p : フィンピッチ (f_{p0} : 基準フィンピッチ=4mm) (mm)

G : 質量流量 (kg/s)

*2005年2月28日 原稿受理

- h_g : ガス側熱伝達率 ($W/m^2 \cdot K$)
- H : フィン長さ (H_0 : 基準フィン長さ=65mm) (m)
- K_i : 損失係数 (添字c: 収縮, d: 水滴, e: 拡大)
- Nu : ヌセルト数
- Q_w : 熱交換量 (J/s)
- Re : レイノルズ数
- t_f : フィン表面温度 ($^{\circ}C$)
- T_i : ガス温度 (1: 入口, 2: 出口) ($^{\circ}C$)
- U_f : フィン内ガス流速 (m/s)
- U_g : 熱交換器前面ガス流速 (m/s)
- X : 絶対湿度 (g/g)
- z : フィン上端からの距離 (mm)
- ΔP : 熱交換器の圧力損失 (Pa)
- ΔP_i : 熱交換器出入口圧力損失 (1: 入口, 2: 出口) (Pa)
- ΔP_{core} : 熱交換器コアの圧力損失 (Pa)
- ρ_i : ガス密度 (添字1: 入口, 2: 出口, av: 平均) (kg/m^3)
- σ : 熱交換器最小流路面積と前面面積の比

2. 供試熱交換器の構造

本研究では2種類の供試熱交換器を用いた。Table 1に供試熱交換器の仕様を示す。EX.1熱交換器はフィン形状がストレートフィンであり、EX.4熱交換器はフィン形状がウイングフィンである。フィンピッチとフィン長さは両方同じで、それぞれ4mmと65mmである。供試熱交換器の構造をFig. 1に示す。供試熱交換器は耐久性、耐食性などを考慮して、ステンレス製である。ガスが流れるフィンと冷却水が流れる冷却水部を積層して一体化し、ろう付けしてある。外形寸法は140×140×65mmである。空気と水蒸気から構成される高温ガスは鉛直下向きに熱交換器に流入し、低温の冷却水は熱交換器の側方下部から流入して、内部を循環して側方上部から流出する。また、フィン内の凝縮水の挙動を観察するために、片側端部の冷却フィンが露出した状態になっており、その端部に透明なポリカーボネイド板を取り付けることによって、凝縮水の挙動を観察できるようになっている。冷却水部の厚さは3.8mmである。

Table 1 Fin specification

Heat exchanger	Fin shape	Fin length	Fin pitch
EX.1	Straight fin	65mm	4mm
EX.4	Wing fin	65mm	4mm

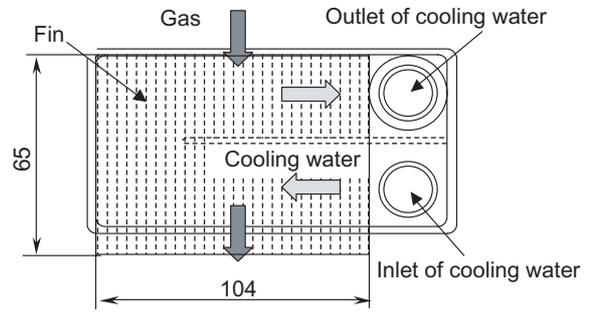


Fig. 1 Structure of heat exchanger

ストレートフィンの形状をFig. 2に示す。フィンピッチは4mm、フィン長さは65mmである。また、Fig. 3にウイングフィンの形状を示す。ストレートフィンの底部に三角形のウイングがガスの流れ方向にピッチ4mmで計12個設けられていることが特徴である。

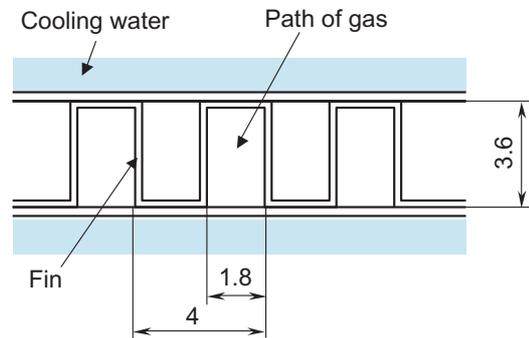


Fig. 2 Shape of straight fin

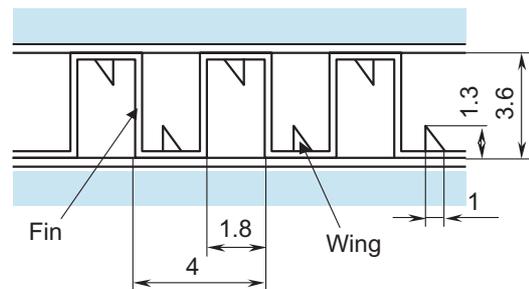


Fig. 3 Shape of wing fin

3. 試験装置と方法

本研究で用いた実験装置をFig. 4に示す。装置の構成は、大きく分けて高温空気供給装置、加湿装置、冷却水供給装置の三つの部分に分けられる。以下、各装置の概略を説明する。

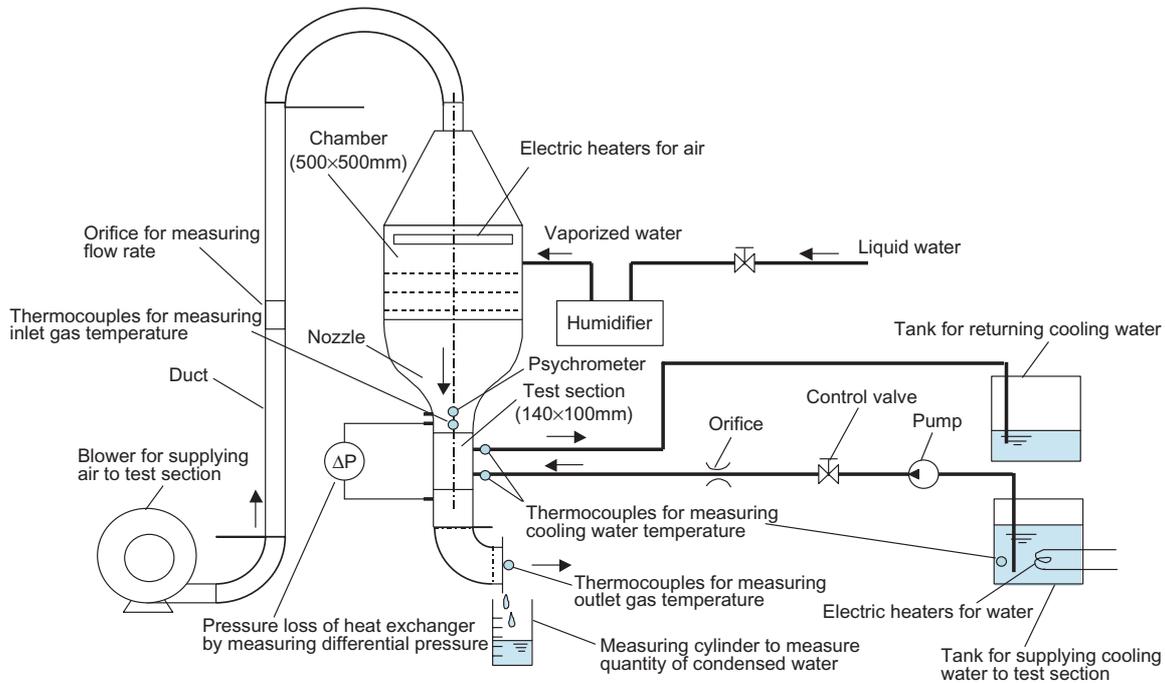


Fig. 4 Experimental apparatus

3.1 高温空気供給装置

高温空気供給装置は、主に送風用ブロワ、風量測定用オリフィス、空気加熱部から構成されている。送風用ブロワより吸い込まれた空気は、ダクトを通り、風量測定用オリフィスに送り込まれる。空気加熱部ではチャンバに流入した空気を、電気ヒータを用い加熱する。生成された高温空気は加湿器から供給された水蒸気と混合された後、ノズルにより絞られて均一な流れにされた後、テストセクションに供給される。ガス温度は熱交換器上流に2本の熱電対を設けることにより測定した。本研究では熱交換器前面ガス流速は約0.7~2.8m/sの条件で行い、熱交換器流入ガス温度は200℃に設定した。

3.2 冷却水供給装置

冷却水供給装置はポンプ、オリフィス流量計、冷却水供給用タンク、リターン用タンクで構成されている。冷却水供給用タンクからポンプによってテストセクションの供試熱交換器に22℃に温度調節された冷却水を供給し、熱交換器で熱交換された後、リターン用タンクに戻る。冷却水の温度調整は電気ヒータを用いて行った。また、本実験では熱交換器の使用条件を考慮して冷却水流量を16L/minに設定した。冷却水温度はテストセクションの入口と出口に設けた熱電対により測定した。

3.3 加湿装置

加湿装置は、高温空気供給装置から送り出された加熱空気に水蒸気を供給する装置である。水を入れたタンク内部に電気ヒータを設けて水を加熱沸騰させて水蒸気を発生させる。生成された水蒸気はダクトを通過してチャンバ部に供給される。供試熱交換器への流入絶対湿度は、高温用湿度計を用いて測定した。本研究における湿度条件は、Dry（加湿なし）の場合とWet（絶対湿度0.103g/g）の場合の2条件である。

3.4 テストセクション

テストセクションは供試熱交換器とダクトから構成されており、熱交換器の上流と下流におけるダクト壁面に静圧孔を設けて圧力変換器により、圧力損失を測定した。また、熱交換器により回収された潜熱は、凝縮水を容器で捕集してその重量を電子天秤で測定することにより求めた。

4. 実験結果

4.1 伝熱性能と圧力損失

4.1.1 Dryの場合

Fig. 5にEX.1熱交換器とEX.4熱交換器における、熱交換器前面ガス流速に対する伝熱量の変化を示す。図からウイングフィンを用いたEX.4熱交換器の方が、伝熱量が大きくなっており、ガス流速 $U_g=2.0\text{m/s}$ では伝

熱量が2.20kJ/sから2.50kJ/sへと約1.14倍になっている。伝熱性能が向上した主要因としてウイングによる乱流促進効果が挙げられる。

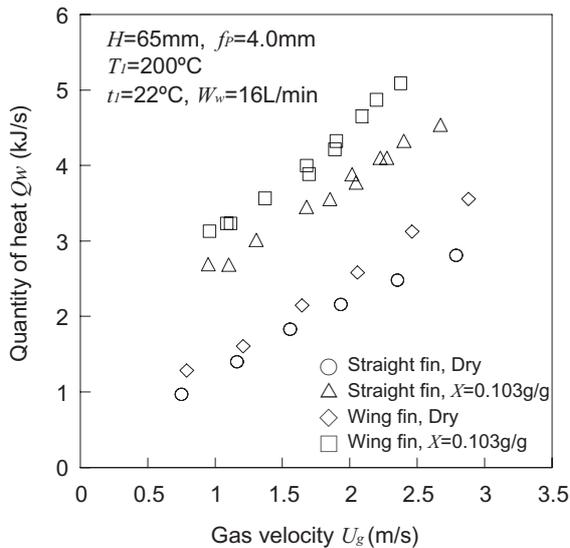


Fig. 5 Relationship between quantity of heat and gas velocity in cases of straight fin and wing fin

ストレートフィンのような平板の場合には、ガス流れ方向に沿って伝熱面上の温度境界層が次第に厚くなり、それが熱伝達に対する抵抗となって伝熱性能が低下する。そこで、本研究のウイングのような乱流促進体を設置することにより、ガス流れが乱され温度境界層を薄くすることができるので、熱伝達率を増大できる。また、ウイングによって生成された縦渦が伝熱面に衝突することによって熱伝達率の増大が期待できる。以上の理由により、ウイングフィンとはストレート

フィンよりも伝熱性能を向上できたと考えられる。

Fig. 6とFig. 7に、Dryの場合におけるフィン形状の違いによるフィン内ガス温度分布とフィン表面温度分布を示す。ウイングフィンの温度分布は、両分布ともフィン上流部で急速に温度が低下し、下流部につれて温度が安定する分布となり、フィンの左、中央、右での温度分布はほぼ同じであった。これは、ストレートフィンの場合と同じ分布となっている。ストレートフィンとの違いは、Fig. 6から分かるように $z/H=0.3$ 以降のフィン下流部でフィン内のガス温度が、ストレートフィンよりもウイングフィンの方が最大で10K程度低下している。これは、ウイングの影響によりガス流れが乱されて温度境界層が薄くなったためであると考えられる。しかしながら、Fig. 7からフィン温度は、ストレートフィンとウイングフィンとでは、変化があまり見られなかった。これは、ウイングによるガス温度の変化が10K程度だったために顕著にフィン温度に表れなかったと考えられる。このような結果からも、ウイングによる伝熱促進効果が現れており、ストレートフィンよりも伝熱量が向上したと考えられる。

Fig. 8にEX.1熱交換器とEX.4熱交換器における、熱交換器前面ガス風速に対する流動損失の変化を示す。図から流動損失も伝熱性能と同様に、EX.1熱交換器よりもEX.4熱交換器の方が、流動損失が大きくなっており、ガス流速 $Ug=2.0m/s$ で21.7Paから24.6Paへと約1.13倍大きくなっている。これは、ウイングが突起物となっており、ウイングの抗力そのものとガス流路面積を狭めた結果ガス流速が増大して流動損失が大きくなったためであると考えられる。

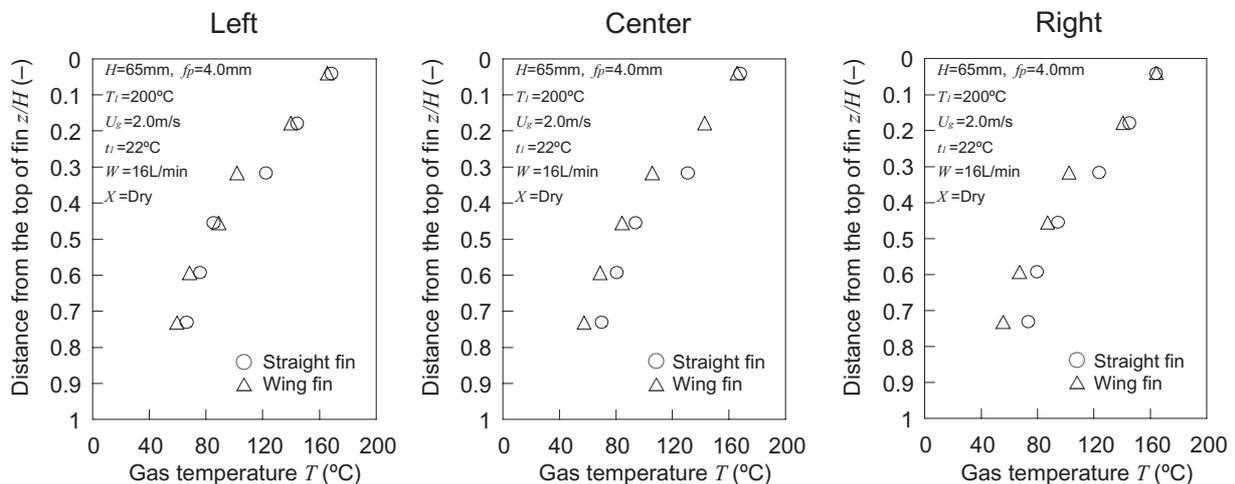


Fig. 6 Distribution of gas temperature in fin (Dry)

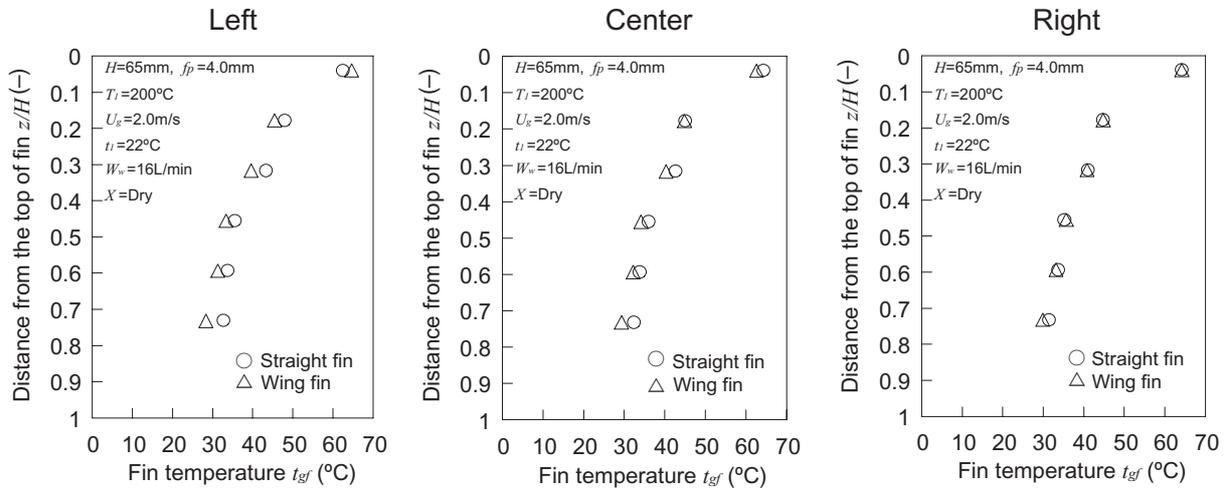


Fig. 7 Distribution of temperature of fin surface (Dry)

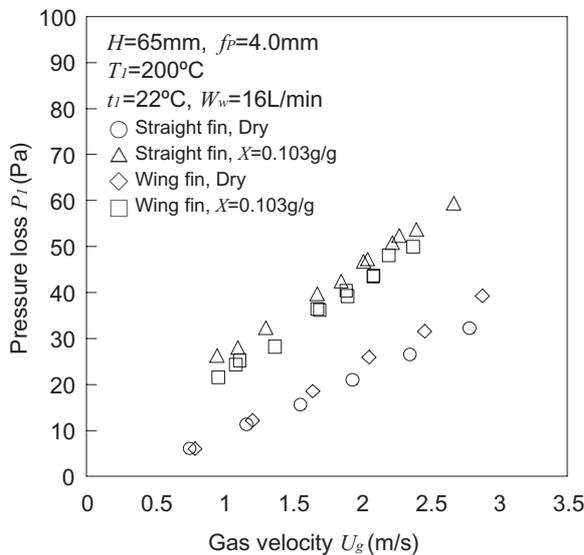


Fig. 8 Relationship between pressure drop and gas velocity in cases of straight fin and wing fin

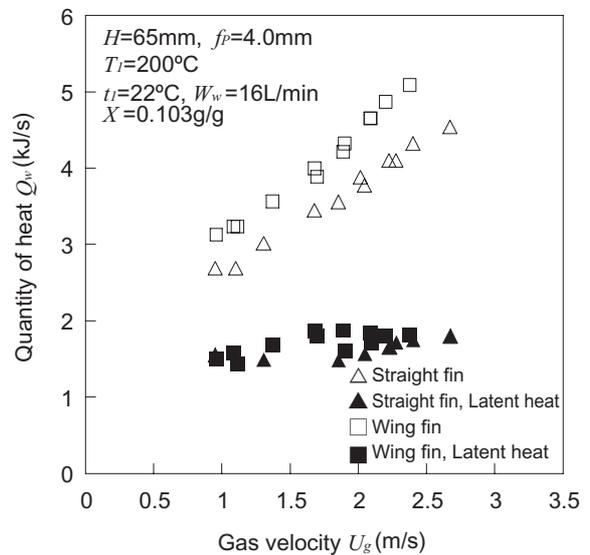


Fig. 9 Relationship between latent quantity and gas velocity in fin

4.1.2 Wetの場合

Fig. 5よりウイングフィンのEX.4熱交換器の方が、伝熱量が大きくなっており、ガス流速 $U_g=2.0\text{m/s}$ で 3.75kJ/s から 4.40kJ/s へと約1.2倍になっている。また、Fig. 9に熱交換器前面ガス風速に対する潜熱回収量(DryからWetに増分した伝熱量)の変化を示す。図から潜熱回収量も $U_g=2.0\text{m/s}$ で 1.56kJ/s から 1.77kJ/s へと若干ではあるが大きくなっている。伝熱量と潜熱回収量が向上した理由は、Dryの場合でも述べたようにウイングによる伝熱促進効果と凝縮水の挙動がストレートフィンとウイングフィンとで異なるためであると思われる。

ウイングのような乱流促進体がある場合、乱流促進体から発生した縦渦が伝熱面に衝突する点における熱伝達率は非常に高いとされており、また凝縮水がウイングフィンに引き寄せられる挙動を示し、排水性が良いことから、ウイング後方には水蒸気が直接伝熱面に触れており、ストレートフィンよりも有効伝熱面が大きいためウイングフィンの方が伝熱性能が向上したと考えられる。

Fig. 10とFig. 11に、Wetの場合におけるフィン形状の違いによるフィン内ガス温度分布とフィン表面温度分布を示す。ウイングフィンのガス温度分布は、フィン上流部で急速に温度が低下し、下流部になるにつれ

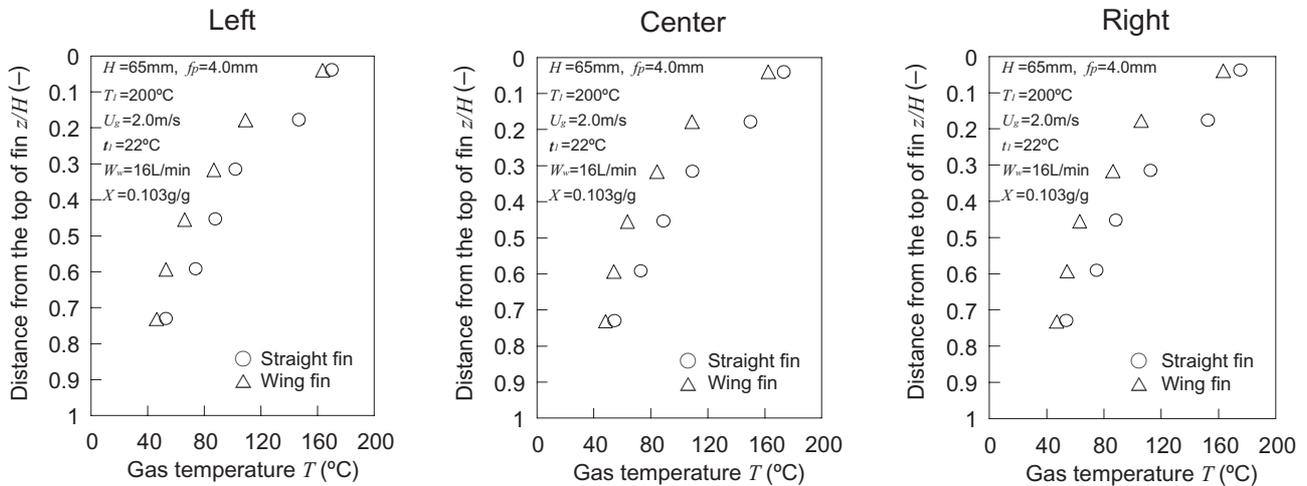


Fig. 10 Distribution of gas temperature in fin (Wet)

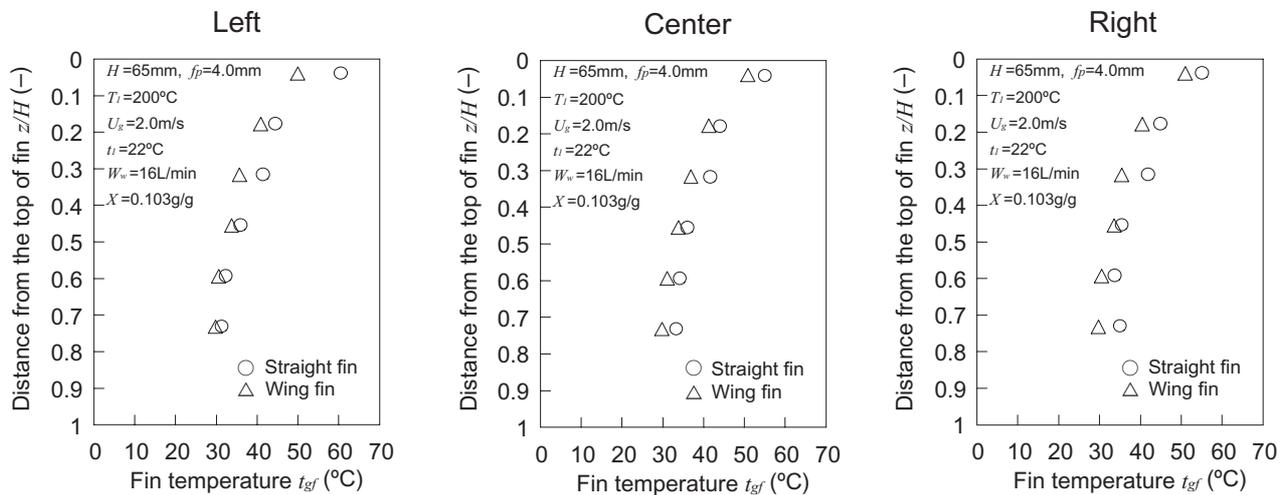


Fig. 11 Distribution of temperature of fin surface (Wet)

て温度が安定してくる分布となっており、フィンの左、中央、右での温度分布はほぼ同じであるのが分かる。ストレートフィンの場合と比較すると、フィン上流部で特に温度が低下しており、 $z/H=0.2$ の位置で 145°C から 105°C へと約 40K も低い。Fig. 11からフィンの温度分布は $z/H=0.05$ の位置から温度がすでに低くなっている。また、フィンの左、中央、右での温度分布はほぼ同じであることが分かる。フィン温度は、ストレートフィンよりも若干ではあるが低くなっていることが分かる。これらの温度分布も、ウイングの伝熱促進効果と凝縮水の排水性の良さによるものと考えられる。

Fig. 8から流動損失は、Dryの場合と異なりウイングフィンのEX.4熱交換器の方が小さくなっており、ガス流速 $U_g=2.0\text{m/s}$ で 46.3Pa から 42.2Pa へと約 8.86% 低

下している。凝縮水の観察結果から分かるようにウイングフィンの場合には、ストレートフィンのように凝縮水が水膜として滞留している水滴が少ない。これはウイングに引き寄せられた水滴が、ウイングによって支えられており、前後の水滴が合体すると表面張力による力よりも水滴の自重とガス流体から受ける力が大きくなることによって凝縮水が落ちるからであると考えられる。つまり、凝縮水の排水性が良いために流動損失が小さくなったと考えられる。

このように、伝熱性能と流動損失は密接に関係していることがウイングフィンからも分かる。したがって、凝縮を伴う場合には、凝縮水をうまく排水させることにより流動損失を低下させて、伝熱性能を向上させることができると考えられる。

次にフィンにおける凝縮水の挙動を観察した結果を

示す。実験条件は、ガス流速 $U_g=2\text{m/s}$ 、絶対湿度 $X=0.103\text{g/g}$ である。Fig. 12はストレートフィンの場合における観察結果で、フィンのほぼ全域で凝縮水が発生しており、潜熱回収がフィン全域で行われていることが分かる。凝縮水はフィンの表面に小さな水滴となって付着している領域と、フィン間のガス流路全域を覆う形で付着している領域が存在している。フィンの左右方向ではほぼ均等に凝縮水が分布しているが、フィンの上下方向では上部において大きな水滴の滞留が認められる。フィン高さ方向については、フィン側面より温度のより低いフィン底面において活発に凝縮している様子を呈している。一方、Fig. 13にウイングフィンにおける観察結果を示す。ストレートフィンと同様に、フィンのほぼ全域で凝縮水が発生しており、潜熱回収がフィン全域で行われていることが分かる。凝縮水はフィンの表面に小さな水滴となって付着している領域と、ウイング周辺に付着している領域が存在するが、ストレートフィンのようにフィン間のガス流路全域を覆う形で付着している領域は存在しない。

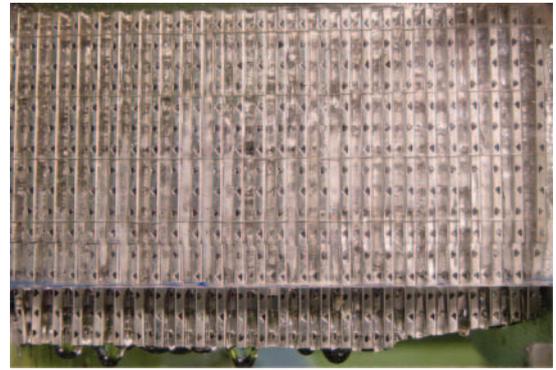


Fig. 13 Behavior of condensate in wing fin



Fig. 12 Behavior of condensate in straight fin

次にFig. 14にマイクروسコープを用いて拡大観察したストレートフィンにおける凝縮水の挙動を示す。実験条件は、ガス流速 $U_g=2\text{m/s}$ 、絶対湿度 $X=0.103\text{g/g}$ である。また、観察位置はフィン中央の上端より15mmの位置で、写真の横幅がほぼフィン間におけるガス流路の幅と一致している。凝縮水の挙動を左から説明すると、①小さい水滴が生成し始める。②小さい水滴どうしが合体して、大きな水滴に成長する。③大きく成長した水滴が集まり、水膜となってフィン表面を覆う。④水膜となった凝縮水は、表面張力による力が大きくなり、ガス流体から受ける力と水滴の自重が大きくなるまでなかなか落ちない。このような現象のため、Fig. 12のように水滴がフィンに滞留した状態となっている。また、この観察結果から凝縮した水滴が断面積 $1.8\text{mm}\times 3.3\text{mm}$ のガス流路を完全にふさいでしまうという現象は見られなかった。一方、Fig. 15にウイングフィンの場合の凝縮水の挙動を示す。左から説明すると、①ウイングの後方で小さい水滴が生成し始める。②小さい水滴どうしが合体して、大きな水

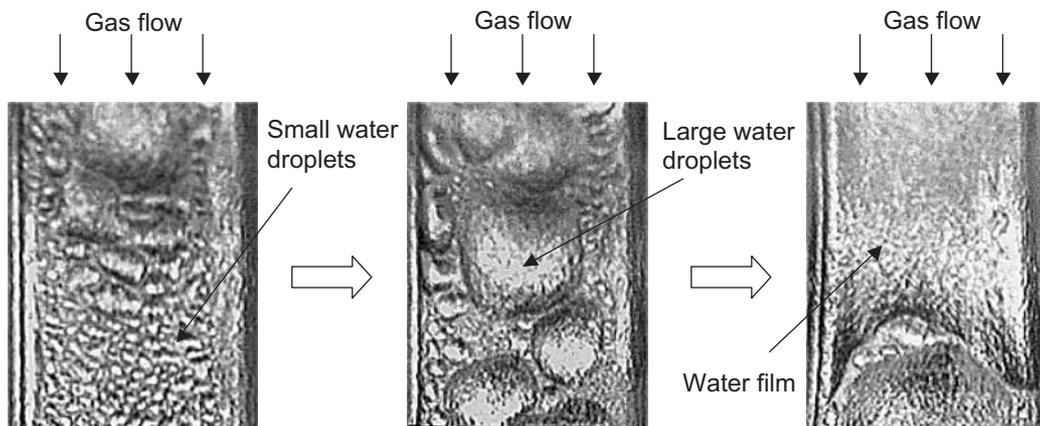


Fig. 14 Micro view of behavior of condensate in straight fin

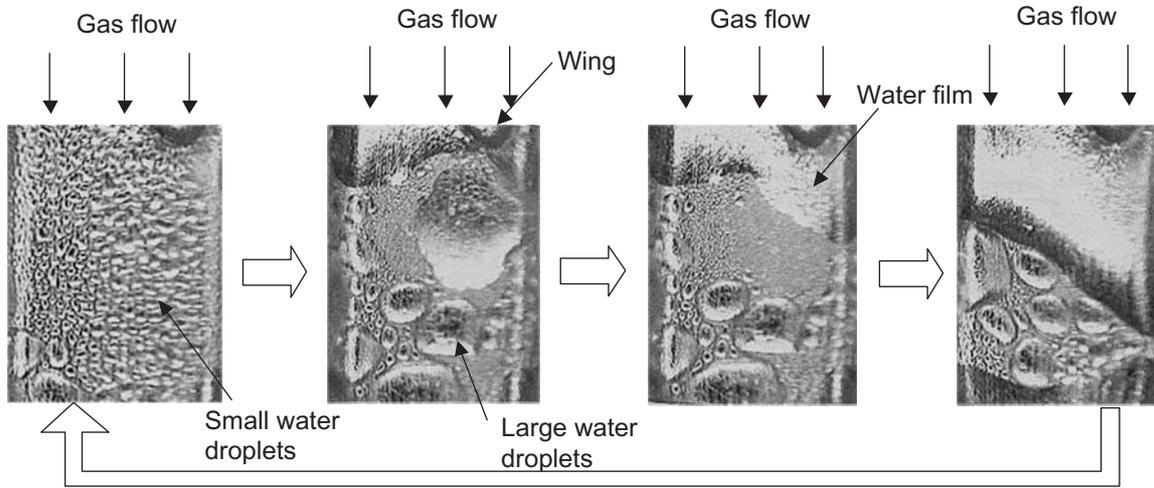


Fig. 15 Micro view of behavior of condensate in wing fin

滴に成長し、ウイングに水滴が吸い寄せられる。③ウイングに大きな水滴ができる。④前後のウイングの水滴が合体して下流へ流れ落ちる。このような現象のため、水滴がフィンに滞留しにくい状態となっている。

4.2 熱流動特性予測式

本研究ではガスと冷却水間の熱通過率を求めて、さらに冷却水側熱伝達率を算出することによってガス側の熱伝達率を計算した。そして、熱伝達率からヌセルト数を求めて、レイノルズ数との関係について実験相関式を作成した。式(1)と式(2)に、Dry時とWet時におけるウイングフィンのヌセルト数の予測式を示す。また、Fig. 16にDry時とWet時における実験から得られたヌセルト数と式(1)と式(2)から算出したヌセルト数(実線と破線)の比較を示す。

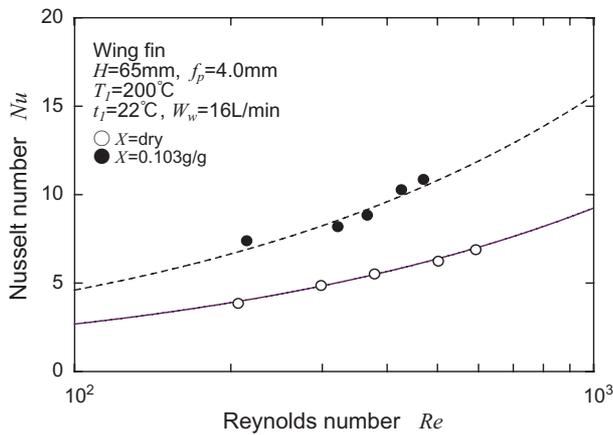


Fig. 16 Relationship between Nusselt number and Reynolds number

$$\text{Dry} \quad Nu = 0.2538 \cdot Re^{0.537} \cdot Pr^{1/3} \quad (1)$$

$$\text{Wet} \quad Nu = 0.4495 \cdot Re^{0.530} \cdot Pr^{1/3} \quad (2)$$

適用範囲 $200 \leq Re \leq 600$

同様に、測定した圧力損失とガス流速との関係について、実験相関式を作成した。Fig. 17に圧力損失の考え方を示す。プレートフィン型熱交換器の圧力損失 ΔP は式(3)に示すように、入口部における圧力損失 ΔP_1 と出口部における圧力損失 ΔP_2 とコア部の圧力損失 ΔP_{core} から構成されている。

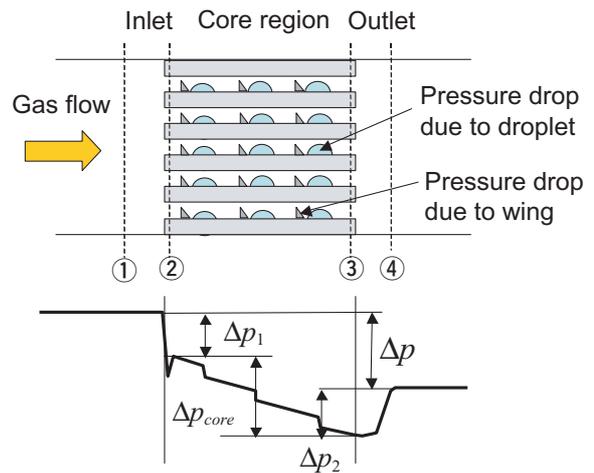


Fig. 17 Pressure drop model of heat exchanger

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_{core} - \Delta p_2 \quad (3)$$

$$\Delta p_1 - \Delta p_2 = \frac{G^2}{2\rho_1}(1-\sigma^2) + K_c \frac{G^2}{2\rho_1} - \frac{G^2}{2\rho_2}(1-\sigma^2) - K_e \frac{G^2}{2\rho_2} \quad (4)$$

$$\Delta p_{core} = \frac{G^2 \cdot f \cdot Y}{2 \cdot \rho_{av} \cdot D_e} + \frac{n \cdot K_w \cdot G^2}{2 \cdot \rho_{av}} + \frac{K_f \cdot G^2}{2 \cdot \rho_{av}} \quad (5)$$

ここで式(5)の第2項はウイングによる圧力損失の増加分であり、第3項は水滴による圧力損失の増加分である。KwとKdはそれぞれウイングの損失係数と水滴の損失係数であり、圧力損失測定値との相関を調べた結果、Kw=0.07、Kd=20となった。また、Kc=1.1、Ke=0.1、ウイングの個数n=12である。Fig. 18にDry時とWet時において実験から求めた圧力損失と予測式から算出した圧力損失との比較を示す。

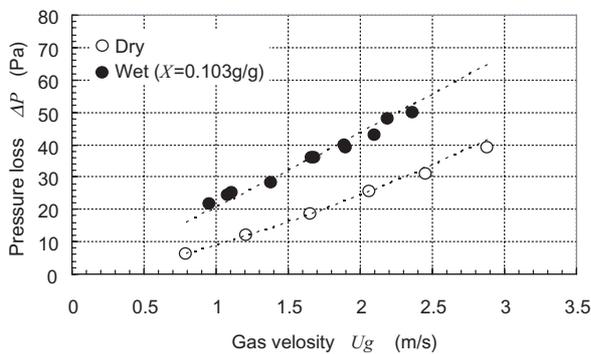


Fig. 18 Relationship between pressure drop and gas velocity in fin

5. 結言

ボイラーや給湯器への使用を主目的とした、ウイングフィンを有する潜熱回収型熱交換器の熱流動特性についてストレートフィンと比較した結果、今回実施した範囲において以下の結論を得た。

- (1) 熱伝達特性について、ウイングの効果により、Dry時の場合や、Wet時の場合において、ウイングフィンはストレートフィンと比較して、熱交換性能を向上することができる。
- (2) 一方、流動損失特性について、Dry時の場合はウイングフィンはストレートフィンと比較して、圧力損失が増大するが、Wet時の場合は逆に圧力損失を低減することができる。
- (3) DryとWet時における熱伝達率と圧力損失を測定することによって、フィン内ガス流速に対する熱伝達と流動損失特性における実験相関式を作成した。

<参考文献>

- 1) 藤井哲, 他 2 名: 機論, 50-455, B(1984), pp.1716-1726.
- 2) 谷口博, 他 3 名: 機論, 53-495, B(1987), pp.3377-3382.
- 3) 瀬下裕, 他 3 名: 機論, 54-499, B(1988), pp.716-721.
- 4) 神坂光男, 他 4 名: 機論, 58-545, B(1992), pp.248-253.
- 5) 刑部真弘, 他 4 名: 機論, 64-626, B(1998), pp.3378-3383.
- 6) 刑部真弘, 他 4 名: 機論, 65-632, B(1999), pp.1409-1416.
- 7) 長田祐司, 他 3 名: 機論, 65-639, B(1999), pp.3785-3790.



<著 者>



大河内 隆樹
(おおこうち たかき)
冷却機器開発部
熱交換器の開発，設計に従事



長賀部 博之
(おさかべ ひろゆき)
冷却機器開発部
熱交換器の開発，設計に従事



蛭川 稔英
(にながわ としひで)
冷却機器開発部
熱交換器の開発，設計に従事



川口 清司
(かわぐち きよし)
富山大学工学部
機械知能システム工学科助教授
工学博士
流体エネルギー変換，熱交換器，
空力騒音の研究に従事