

# フィンレス熱交換器における空気側性能に関する研究

47-176729 室伏 孝彦

指導教員 飛原 英治 教授

Transition to lower GWP refrigerants is imperative due to global warming issues, however, the lower GWP refrigerants tend to have relatively higher flammability. Therefore, reduction of charged amount in air conditioning system is desired. Compact heat exchanger consisting of multiport flat tubes and corrugated fins is drawing increasing attention with its smaller inner volume, yet, condensed water easily remains on the surface of the fins, and the heat transfer performance may deteriorate in the case of wet or frost condition. In this research, a finless heat exchanger using multiport flat tubes made of aluminum was trial-produced for the purpose of preventing dew condensation water and molten water at defrosting from remaining. The air side heat transfer performance and pressure drop of the heat exchanger were experimentally investigated at dry, wet, and frost/defrost conditions, and compared to conventional fin-tube heat exchanger. Further, we made a new finless heat exchanger using multiport flat tubes of different shape. Additional experiments were conducted with the new finless heat exchanger, and the results were similarly examined.

Key words: Finless heat exchanger, Fin-tube heat exchanger, Air side heat transfer performance, Wet, Frost

## 1 緒言

近年の地球温暖化やオゾン層の破壊といった環境問題を受け、環境負荷の小さい技術の開発が急務とされている。民生部門の電力消費の約3割を占める空調分野において、空調機内の各部の性能を向上させ全体のCOP向上を目指す研究が進められている。

従来の銅管とアルミニウムのフィンからなるフィンチューブ熱交換器から、さらに小型化、作成コストの低減などを目的としてアルミニウム製の扁平多孔管を用いた熱交換器が注目されている。扁平多孔管は1mm以下の断面を持つ複数の細管流路により構成され、コルゲートフィンに空気側に設置し、全体の熱交換性能を高めている。しかし、コルゲートフィンは伝熱面が乾いている場合の伝熱性能は高いが、湿潤条件や着霜条件下においてコルゲートフィン上で結露した水分や霜が滞留し伝熱面積の低下や圧力損失が大きくなることが考えられ、最終的に全体の伝熱性能が下がる懸念がある。

上記の問題を受け、扁平多孔管の間のコルゲートフィン無くしたフィンレス熱交換器が提案された。フィンを廃したことにより排水性の問題を解決することができるが、伝熱面積が減少してしまうために従来の熱交換器よりも性能が低下すると考えられており、従来の熱交換器と同程度の性能を確保する必要がある。

## 2 空気側性能に関する実験方法

### 2.1 研究目的

先述の問題の対策として、扁平管の間のフィンを無くしたフィンレス熱交換器<sup>1)</sup>が提案されている。これによってフィン間の排水の問題が解決されるが、乾燥条件下での熱伝達性能はフィン有りのものと比較して低下してしまう。そこで本研究ではフィンレス熱交換器の性能を従来の熱交換器と同程度まで向上させることを大きな目的とした。従来の熱交換器との比較を行いフィンレス熱交換器の有用性を確認したのち、空気側性能向上のために扁平多孔管の形状を評価し、さらに高性能化を目指し最適化を目指すことを本研究の目的とする。

また、フィン形状以外での高性能化へのアプローチとし

ての渦発生器の有用性も評価する。

### 2.2 熱交換器

まず、フィンレス熱交換器と従来の熱交換器の比較実験に用いた熱交換器を示す。Fig.1にフィンレス熱交換器Type1とその扁平多孔管を示す。Fig.1(a)は前面図で、80本の多孔扁平管がチューブピッチ2.5mmで垂直に配置されている。(b)が渦発生器(Vortex generator, VG)であり、(c)がVGをフィンレス熱交換器に取り付けたものである。VGを熱交換器の前面に配置し渦を発生させることで、伝熱性能の向上を図った。渦発生器の詳細については、参考文献を参照して頂きたい<sup>1)</sup>。Fig2に比較の基準としたフィンチューブ熱交換器を示す。外径 $\Phi 7$ の銅管にピッチ約1.47mmでフィンが取り付けられている。Fig3に比較のために用いたコルゲートフィンを有する熱交換器を示す。こちらにも詳細については、参考文献を参照して頂きたい<sup>1)</sup>。

次に、新型扁平多孔管を用いた熱交換器の実験に用いた熱交換器を示す。Fig.4にType1とは異なる扁平多孔管を用いたフィンレス熱交換器Type2を示す。a,bのどちらも46本の多孔扁平管がチューブピッチ2.2mmで垂直に配置されている。Fig.5にフィンレス熱交換器Type2に使用された扁平多孔管の概要を示す。この扁平多孔管は湿潤、着霜条件下でのフィンレス熱交換器の強みを伸ばすことを目的として設計された。そもそも伝熱量は空気側の伝熱抵抗と伝熱面積から決まるが、Type1に用いられている扁平多孔管では伝熱量に比べて扁平多孔管内の冷媒流量が大きすぎるといった問題があった。そこで冷媒側の質量流速を変えずに流量を減らすために扁平多孔管の幅を短くしたものが今回のType2に用いられている扁平多孔管である。扁平多孔管自体の幅が短くなり空気側の伝熱面積が減った分、管の側面にフィンを取り付けることで伝熱面積を確保しており、このフィンの形状が異なる2種類の扁平多孔管を用いて2つのタイプを作成した。1つはフィンに切り欠きの無いプレーンフィン、もう1つはルーバー状に加工してあるルーバーフィンである。

またフィンレス熱交換器 Type2 用の VG を Fig.6 に示す。Fig.6 中の a,b の違いは扁平多孔管 1 ピッチ中の上下に生じる渦の回転方向の違いによって異なる。

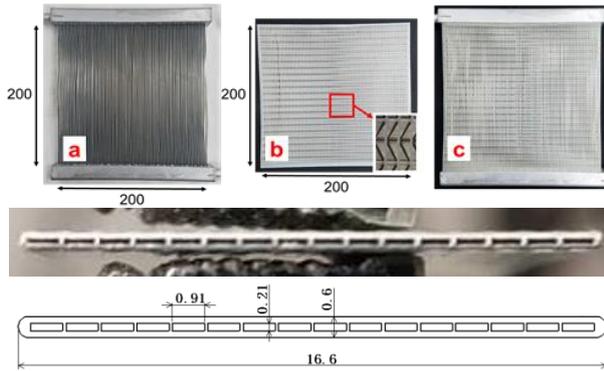


Fig.1 Finless heat exchanger Type1 and vortex generator

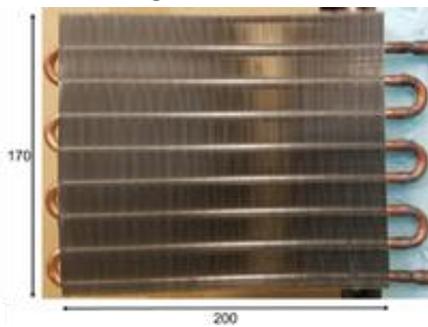


Fig.2 Fin-tube heat exchanger

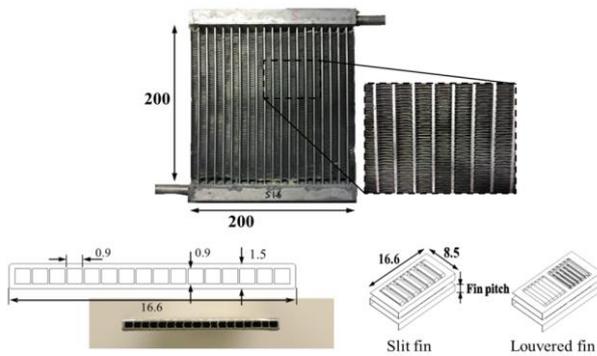


Fig.3 All-aluminum parallel multi-port heat exchangers

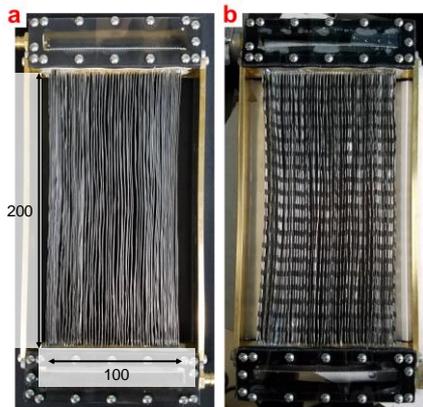


Fig.4 Finless heat exchanger Type2

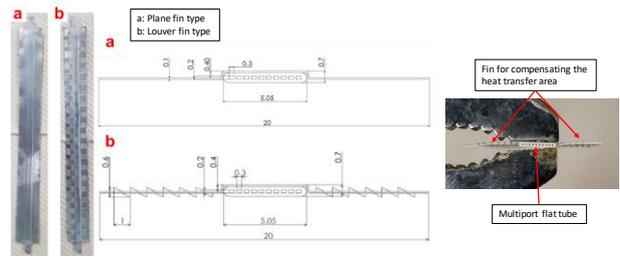


Fig.5 Multiport flat tubes for finless heat exchanger Type2

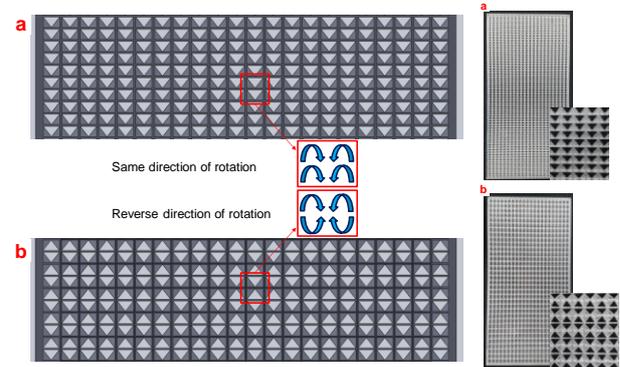


Fig.6 VG for Finless heat exchanger Type2

2.3 実験装置

本実験で用いた風洞実験装置の概略図を Fig.8 に示す。空調装置により調整された空気が空気循環装置内の送風機によりテストセクションへと送られそこに設置された供試熱交換器と熱交換をする仕組みとなっている。空気側は、空調装置で温度、湿度、風速が制御されており、風速はテストセクション後方のノズルセット前後の圧力差に応じて制御される。空調装置での設定温度に対し、熱交換器前後の熱電対、鏡面冷却露点計によって空気の温湿度を測定して測定している。供試熱交換器には恒温槽とつながる流路から温度と流量が制御されたブラインが循環している。この流路は恒温槽が 1 台のみ的高温側と恒温槽を 2 台有する低温側の 2 種類の流路が用意されている。乾燥条件においては高温側の恒温槽のみを使用しブラインを循環させ、湿潤、着霜条件については低温側の恒温槽からブラインが循環するように流路が配されている。本実験においては、プロピレングリコールを水で 40%に希釈したものをブラインとして用いている。

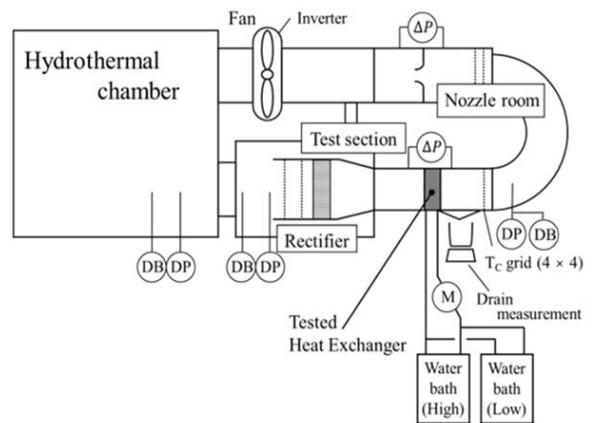


Fig.8 Experimental setup

2.4 実験条件

実験は乾燥, 湿潤, 着霜の3つの条件で実験を行った. 各実験条件を Table.1 に示す. フィンレス熱交換器 Type2 を用いた実験 2 のみブライン流量が異なっており, 流路サイズより適切に算出した..

乾燥および湿潤条件では, 空気及びブラインを循環させ, 安定したところから 2 秒間隔で 10 分間データを記録した. また着霜実験において, フィンレス熱交換器 Type1, フィンチューブ熱交換器, フィンレス熱交換器に渦発生器を取り付けたものの実験では実験開始後初期圧力損失から +50[Pa] だけ上昇したところでデータの週録を修了した. またフィンレス熱交換器 Type2 の実験では実験開始後 4 時間運転させ, 着霜が進んでいく様子を測定した.

Table.1 Experimental conditions

Condition	Dry	Wet	Frost
Brine temperature (°C)	40.0	10.0	-5.5
Brine flow rate (kg/min)	4.0 / 0.48	4.0 / 0.4	2.0 / 0.2
Air inlet temperature (°C)	27.0	27.0	2.5
Air inlet dew point temp. (°C)	14.6	20.0	2
Air velocity (m/s)	0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0,		2.0

2.5 解析手法

解析には  $\epsilon$ -NTU 法を用いた. まずブライン側の出入口温度差から伝熱量  $Q$  を求める. 次に空気側温度効率と直交流の熱交換器における温度効率  $\epsilon$  から移動単位数 NTU を算出する. NTU と熱容量の関係から総括熱移動係数を算出し, そこから熱バランスの式に則りブライン側の熱移動係数を引くことで空気側熱移動係数を算出している. 湿潤, 着霜条件では空気側温度効率の代わりにエンタルピー効率を基に解析を行う.

3 実験結果と考察

3.1 フィンレス熱交換器と従来の熱交換器の比較実験

フィンレス熱交換器 Type1 とフィンチューブ熱交換器, さらにフィンレス熱交換器 Type1 に渦発生器を取り付けたものに関して各条件において実験を行い, 先行研究でのコルゲートフィン有する熱交換器の結果と比較したものを示していく. 左に空気側熱移動係数に関するグラフ (横軸は乾燥, 湿潤条件では風速, 着霜条件では時間), 右に圧力損失に関するグラフ (同様に横軸は乾燥, 湿潤条件では風速, 着霜条件では時間) を示す.

まず乾燥条件での結果を Fig.9 に示す.

このグラフから, 空気側熱移動係数と圧力損失共にフィンレス熱交換器 Type1 は従来の熱交換器よりも小さい値を取っていることが分かる. また VG を取り付けることでフィンチューブ熱交換器以上の熱移動係数を出せるが, 同時に圧力損失も同等以上に上がってしまう.

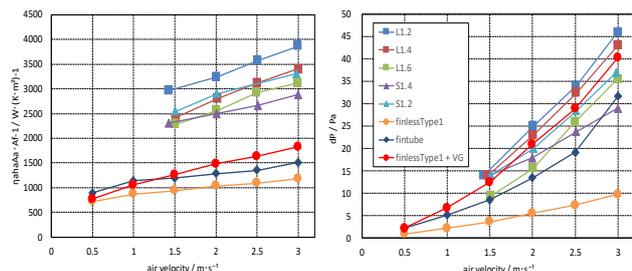


Fig.9 Experimental results in dry condition about Type1

次に湿潤条件での結果を Fig.10 に示す.

このグラフから, 乾燥条件とは異なりフィンレス熱交換器 Type1 の熱移動係数はフィンチューブ熱交換器よりも大きく, VG を取り付けることでコルゲートフィン有する熱交換器程度まで向上させることができると分かる.

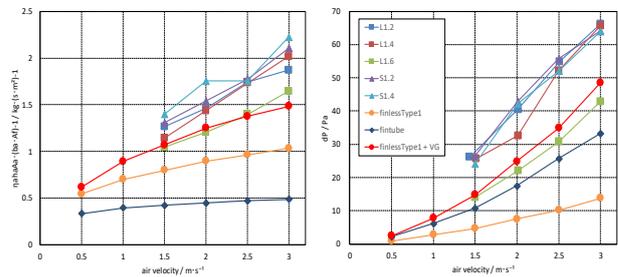


Fig.10 Experimental results in wet condition about Type1

さらに湿潤条件において凝縮量の検討も行った. その結果を Fig.11 に示す. 左のグラフが顕熱比 (SHF) を, 右のグラフが凝縮速度 (MTR) を示している. 顕熱比とは顕熱移動量を全熱移動量で割った値であり, 全熱移動量に対する顕熱移動量の割合を示すものである.

高風速部において, フィンチューブ熱交換器は顕熱比の上昇が確認でき, それに伴って凝縮速度が低下している. この結果からフィンチューブ熱交換器では凝縮が抑制されていると分かり, フィンレス熱交換器 Type1 では風速が上がるにつれて凝縮が促進され効率が上がっていることが分かる. そのためフィンレス熱交換器 Type1 に比べフィンチューブ熱交換器はフィン効率を低くするような設計がなされているために凝縮量が少なく, それによって湿潤条件での空気側熱移動係数が低いと考えられる.

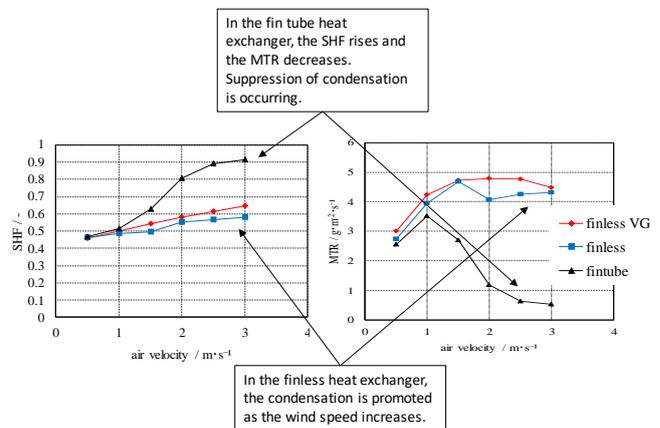


Fig.11 Consideration of Condensation amount in wet condition at Type1

最後に着霜条件での結果を Fig.12 に示す.

このグラフから, 空気側熱移動係数においてフィンレス熱交換器 Type1 はフィンチューブ熱交換器よりも大きい値を取っていることが分かるが, 着霜が進むにつれて伝熱が阻害される. また VG を取り付けることでさらに熱移動係数向上させることができるが, 着霜が促進され圧力損失の上昇が顕著になる.

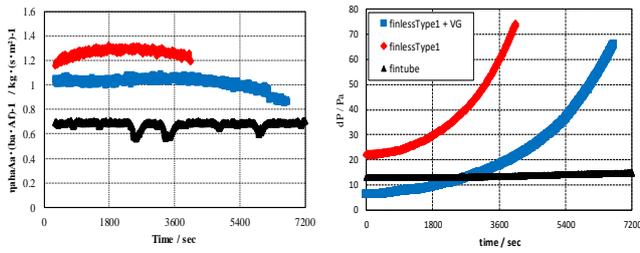


Fig.12 Experimental results in frost condition about Type1

### 3.2 新型扁平多孔管を用いた熱交換器の実験

フィンレス熱交換器 Type1 と Type2-a,b, そしてそれらに渦発生器 1,2 を取り付けただのものに関して各条件において比較した結果を示していく

まず乾燥条件での結果を Fig.13 に示す。

このグラフから Type2-b の熱移動係数は Type2-a よりも高い値を取っていることが分かり、どちらの熱交換器も高風速域では、Type1 の結果を超えていることが分かる。また渦発生器を用いた際の結果は Type2-a では低風速域ではほぼ変化がなく、高風速域になると 10%程度性能の向上が見られた。しかし Type2-b では風速にかかわらず伝熱性能は低下しており、渦発生器の有用性は十分に確認できなかった。

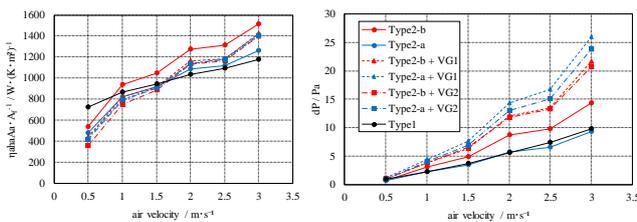


Fig.13 Experimental results in dry condition about Type2

次に湿潤条件での結果を Fig.14 に示す。

このグラフから、乾燥条件とは逆にフィンレス熱交換器 Type2-a,b の熱移動係数は Type1 の結果と大きな傾向の差はなく、渦発生器を用いてもその有用性があまり見られない結果となった。

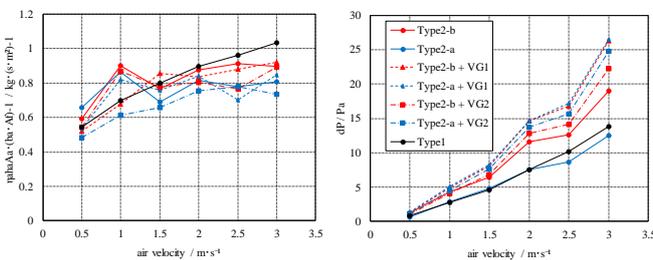


Fig.14 Experimental results in wet condition about Type2

さらに湿潤条件において同様に凝縮量の検討も行った。その結果を Fig.15 に示す。

Type2 に渦発生器を取り付けると顕熱比の上昇が確認でき、それに伴って凝縮速度の低下が確認できる。

この結果から渦発生器によって凝縮が抑制されている

と分かり、フィンレス熱交換器の優位性を薄めてしまう結果となっていることが分かる。

よって新型の扁平多孔管に用いる渦発生器の作製にはこれまでとは違う新しい観点での設計が必要であると思われる。

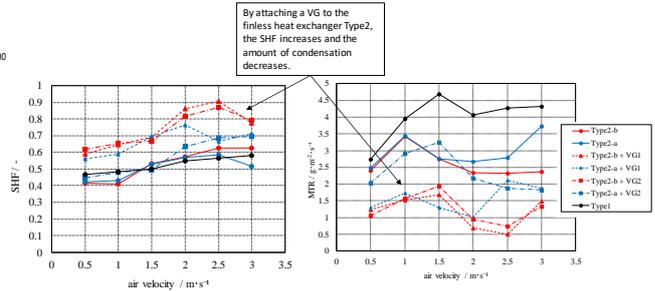


Fig.15 Consideration of Condensation amount in wet condition at Type2

最後に着霜条件での結果を Fig.16 に示す。

このグラフから、フィンレス熱交換器 Type2-a,b の熱移動係数は Type1 の結果と大きな差異はないと分かる。また Type2-a は Type1 と比較して着霜の進展が緩やかであり、Type2-b に関しては着霜の進展が確認されず、熱移動係数の低下や、圧力損失の増加があまり確認できない結果となった。この結果から Type2-a,b のフィン効率は Type1 より低く着霜しにくくなっており、着霜による圧力損失の上昇を抑えていると考えられる。

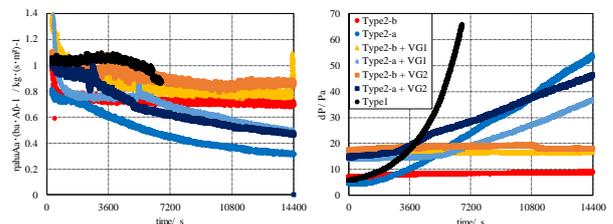


Fig.16 Experimental results in frost condition about Type2

## 4 結論

本研究を通じてフィンレス熱交換器が従来の熱交換器と比較して湿潤条件と着霜条件下で有利であるということが確認された。またフィンレス熱交換器では排水性がよく凝縮した水がフィン上に滞留することが無いためフィン効率をわざわざ下げなくてよく、乾燥条件では渦発生器を取り付けることでその性能を向上させることができることを確認した。さらに扁平多孔管のフィンに関しては、伝熱量や除湿量の観点から最適な設計を検討する必要があると言える。

### 文献

- 1) J. Li, C. Dang and E. Hihara, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, In press, (2018)
- 2) W. Qu, I. Mudawar, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46.15 (2003): 2755-2771.
- 3) P. Zhang and P.S. Hrnjak, *International Journal of Refrigeration*, 32 (2009), pp. 911 - 921.