

403 直交流型熱交換器に関する研究

(向流型熱伝達促進用挿入板の場合)

Study on A Cross Flow Type of Heat Exchanger
(counter flow version with heat transfer enhancement)佐藤 和彦* (ダイワ冷設)、黒谷 博史**、Himsar Ambarita (室蘭工大)
正 鈴木 淳、鎌田 紀彦、正 岸浪 紘機 (室蘭工大)Kazuhiko SATO*, Hiroshi KUROTANI, Himsar Ambarita, Jun SUZUKI, Norihiko KAMADA, Koki KISHINAMI**,
*DIWA Refrigeration Ltd, 1-3-9 Hinode-cho, Muroran 050-0081,
**Muroran Institute of Technology, 27-1 Mizumoto-cho, Muroran 050-8585.

Cross Flow type of heat exchanger seems likely to have superior characteristics designing a large heat transfer surface area per unit volume. In this study, new approached version of counter flow type of heat exchanger by using a 45° inclined plate fin arrangement and employing inserted plate between the fins row are proposed in order to be up heat transfer enhancement of over all heat transfer coefficient. Four types of exchanger, i.e., conventional cross flow type with inserted plate (I), converted counter flow type with inserted plate (II) (III), and conventional marketing type (IV) are tested by experiment as a parameter of the magnitude of exchanged temperature difference and the mass flow rate. Obtained data are discussed as a relation of effectiveness and number of transfer rate, and exergy transfer. It is cleared that new proposed counter flow type (II) (III) have interesting heat exchanging characteristics.

Key word: Counter Flow type of Heat Exchanger, 45° Inclined Plate Fin Arrangement, Effectiveness, Number of Heat Transfer Unit.

1. 緒言

現在我々の生活の中で最も身近なエネルギー資源は、石油、石炭など化石エネルギーである。しかし、それらの化石エネルギーは埋蔵量に限りがある上、燃焼等に伴い有害物質や温室効果ガスなどを排出するため、世界規模で地球環境に与える影響が大きな問題となっており、直面する深刻な深層課題として我々の生存に不可欠なる資源の崩壊を誘発している。

そこで、化石エネルギーに変わる代替エネルギーの開発、及び日常使用するエネルギーの有効利用の活用度を向上させて、環境負荷を低下させることが重要である。

本研究では、熱回収を目的とした熱交換器は温度差が大きいほど、その温度差に比例した交換熱量が得られる原則より、低温域での作動させる熱交換器は何より先ず、高性能でなければならない。そのため、低温域での熱交換器の性能向上を目指し、本研究室により開発した熱伝達促進機構を内蔵した向流式熱交換器を提案し、廃熱の有効利用を目的とした、低温域での熱回収を可能とする高性能新形式熱交換器を3種試作し、これまでの熱交換器と併せて関連するパラメーターの下で実験を行った結果を報告するものである。

2. 実験装置及び実験方法

2-1 実験装置

Fig.1 に本実験装置の概要を示す。実験装置は熱交換器エレメントが挿入される熱交換器ユニット、ファン、暖気を発生させるヒーター、スライダック (変圧器) 及びパソコン (温度検出・記録用)、配電盤、流量調整弁、12箇所に設置されたクロメル-アルメル熱電対で構成される。実験パラメーターはスライダックにより廃熱源、受熱源流体の流量調整と廃熱源温度調整を行う。

2-2 直交流式熱交換器の概要

今回の実験に用いた熱交換器は、プレートフィン方式の積層型直交流式熱交換器であり、これは多数の薄い平

板とプレートフィンを交互にパッキングを挟んで重ね合わせて締め付け、これによりできた狭い長方形断面の空隙のひとつおきに、それぞれ低温流体と高温流体を流して熱交換を行わせる形式の積層型熱交換器である。本実験ではプレーとフィンを45°傾斜配置として、それらを交互に積層することにより、外見は直交流型、内部流れは向流型とする新形式の向流型熱交換器を提案する。Fig.2にその概形図を示す。

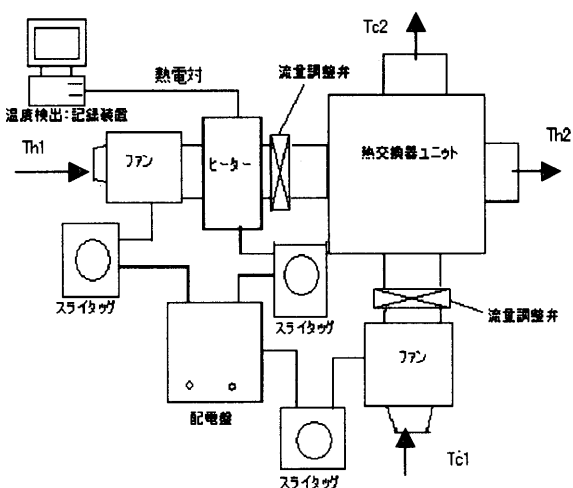


Fig. 1 Outline of Experimental Apparatus

3. 本実験で提案するフィン型熱交換器

本実験では従来型の直交流式熱交換器 (市販型、出口高さ 230mm)、そのフィン間に熱伝達促進のため挿入板を設置したもの (一型、出口高さ 185mm)、さらに一型のフィン形状を Fig. 2 の配置に変更し、向流を実現したもの (出口高さ 230mm が二型、出口高さ 140mm のものが三型) の四種の熱交換器を用いて実験を行った。また、Fig.3 に一型、二型及び三型の挿入板を設置した内部での流れの模式図を示す。

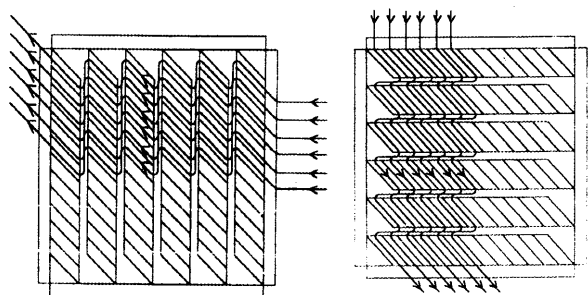


Fig. 2 45° Inclined Plate Fin Arrangement of Type II, III

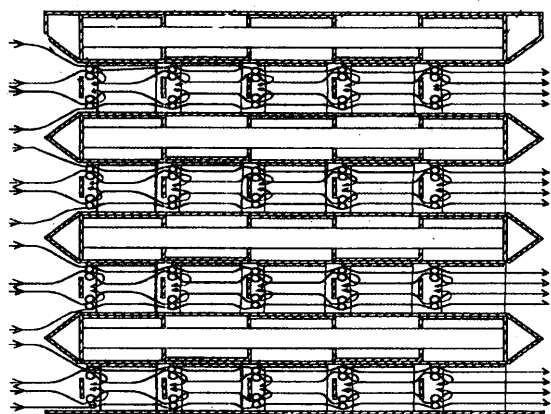


Fig. 3 Flow Pattern setting inserted Plate

4. 実験結果及びその検討・考察

4-1 伝熱ユニット数

熱交換器の性能をあらわすものとして伝熱ユニット数 S がある。以下交換熱量 Q と併せて関係式を示す。

$$\text{温度効率 } \eta_t = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (1)$$

$$\text{熱通過率 } \frac{1}{k} = \frac{1}{h_h} + \frac{b}{\lambda} + \frac{1}{h_c} \quad (W/m^2 \cdot K) \quad (2)$$

$$\text{対数平均温度差 } \Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad [K \text{ または } ^\circ C] \quad (3)$$

$$\text{交換熱量 } Q = k(T_h - T_c)A = k\Delta T_m A \quad (4-a)$$

$$= m_h C_{hp}(T_{h1} - T_{h2}) = m_c C_{cp}(T_{c2} - T_{c1}) \quad (4-b)$$

$$\text{流量比 } R = m_c / m_h \quad (5)$$

$$\text{伝熱ユニット数 } S = \frac{KA}{F_c} \quad (F_c = m_c C_{cp}) \quad (6)$$

$$\text{特に } R=1 \text{ の時 } S = \frac{KA}{F_c} = \frac{\eta}{1-\eta} \quad (7)$$

エクセルギー

$$E = m \cdot C_p \cdot \left[(T_{c2} - T_{c1}) - T_0 \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right] \quad (8)$$

(但し $T_{c1} = T_0$)

ΔT_m : 対数平均温度差, F : 水当量, k : 熱通過率, A : 伝熱面面積, η_t : 温度効率である。

ここで、伝熱ユニット数 S は、2 流体熱交換流体の解析解式 (3)、(4-a) に廃熱・受熱両流体間の熱約式 (4-b) と温度効率 η の関係式 (1) を導入して導出される熱交換器の性能を表す無次元数である。

4-2 入口温度差と温度効率

Fig. 4, 5 は各流量比 (mc/mh) での入口温度差と温度効率の関係を示す。

全ての場合の入口温度差 ($T_{h1} - T_{c1}$) は 10, 15, 20, 25°C であるが、図を見ると、入口温度差と温度効率とはほぼタイプごとに一定の値をとっており、フィン 3 型が最も温度効率が高く、次いで市販型が高いことが判る。また、流量比 1:0.8 では、市販型が最も高くなり 3 型を上回る。これは、流速が早いほど前述の挿入板による効果が大きくなるのが原因と考えられる。

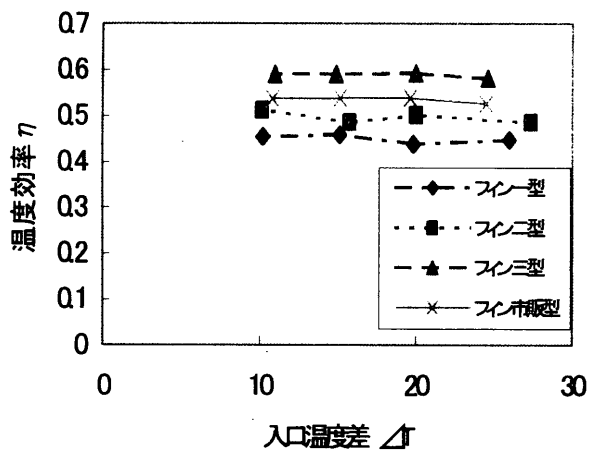


Fig. 4 Effectiveness Characteristic at R=1

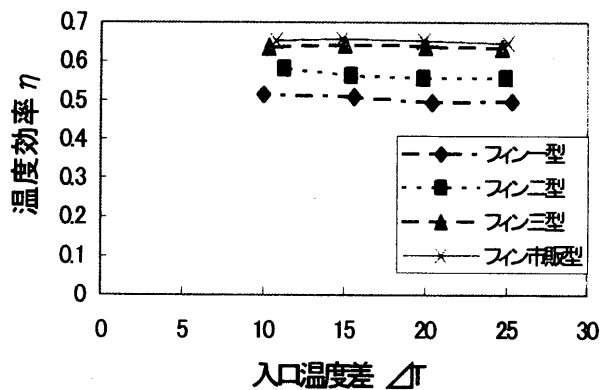


Fig. 5 Effectiveness Characteristic at R=0.8

4-3 伝熱ユニット数と温度効率との関係性

Fig. 6 は 4 種類の熱交換器の伝熱ユニット数と温度効率との関係及び式 (6) を用いた流量比 1:1 での理論値と実験値を比較して示す。この結果よりどの熱交換器も伝熱ユニット数 S が上昇するに従って温度効率 η の値は上昇している。またこのグラフの理論値と実験値との比較により目標とする温度効率に対する伝熱ユニット数が判明する。そこから判断すると、3 型であれば目

標とする温度効率が70%であるなら、伝熱ユニット数Sは2.5~3ほどが必要である。また、図より流量比が1:0.8の場合3型と市販型の性能が逆転していることに対しては、市販型は伝熱面積を大きくすることにより、温度効率を上げているが、本研究室の1~3型は流路に垂直な平板を挿入することで意図的に熱通過率を増大させることで、温度効率を上げている。そして、受熱流体側の流量を減らす場合、いずれの場合でも温度効率は上昇し、特に市販型において著しい上昇が見られる。

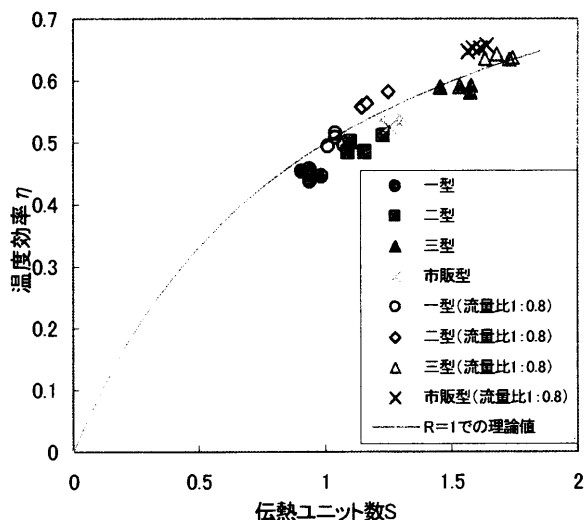


Fig.6 Dimensionless Heat Exchanged Performance (Effectiveness and Number of Heat Transfer unit)

4-4 挿入板の有無による加熱ダクト内内部流れと温度場

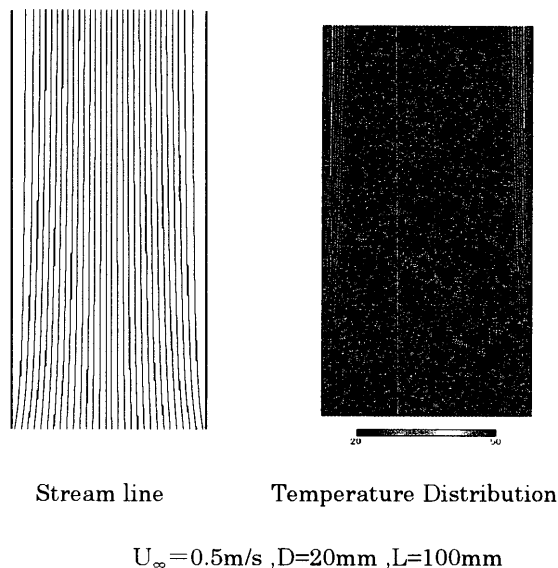


Fig.7 Stream line and Temperature Distribution without inserted plate

Fig.7,8 はそれぞれ挿入版の有無の場合での加熱壁ダクト内の空気流の流れと温度分布の数値解析の結果の一例である。Dは幅、Lは長さであり、計算条件は図中に示した。これより挿入版が無い場合の流れは、流れが発達するにしたがって、境界層も発達し、熱伝達が鈍くなっていることが判る。一方、挿入版を入れた場合は、

流れが挿入板にあたることで、加速され挿入板の後で渦流を生成している。この結果からも挿入板設置による熱伝達の促進の効果が認められる。

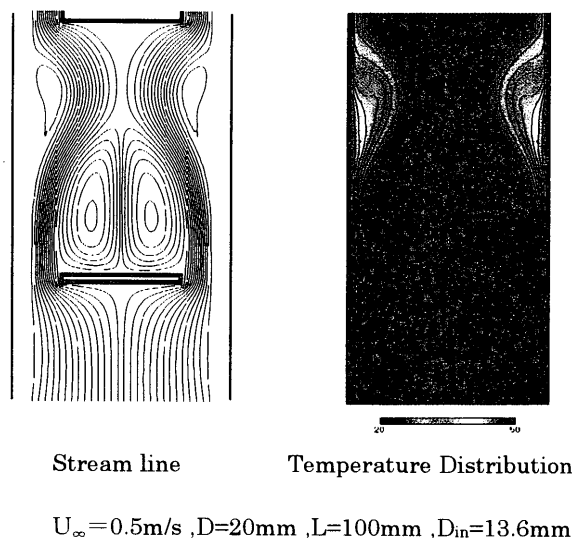


Fig.8 Stream line and Temperature Distribution with inserted plate

4-5 入口温度差と交換熱量の関係

各熱交換器の交換熱量については、Fig.9,10 に示す。ここで、今回の実験ではそれぞれの熱交換器エレメントは高さ寸法が異なるので、単純に交換熱量だけで比較することはできない。そこで、Fig.9は流量比1:1の場合の単位体積あたりの入口温度差と交換熱量との関係で与えている。これより、単位体積あたりで、交換熱量が最も大きいのは市販型であり、その後1型が続き、その後3型、2型の順である。前述の温度効率の関係とは異なる結果になるが、これは2型及び3型が内部に挿入板を入れ、さらにフィン形状により向流を実現する構造を採用しているため、内部での抵抗が大きくなったことが原因と考えられる。さらに単位伝熱面積あたりの交換熱量をFig10に示す。その場合は最も交換熱量が大きいのは2型であり、その次に3型、市販型及び1型はほぼ同じとなっている。このことから、フィン形状及び挿入板によって、伝熱面積を増大させることなく温度効率を上げることができる。

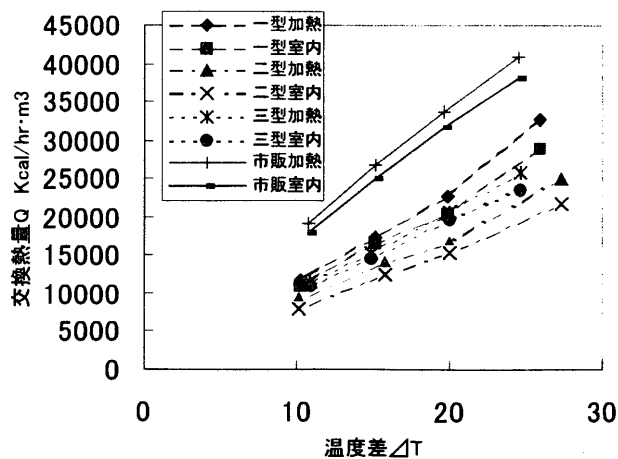


Fig.9 Characteristic of Exchanged Heat per Unit volume

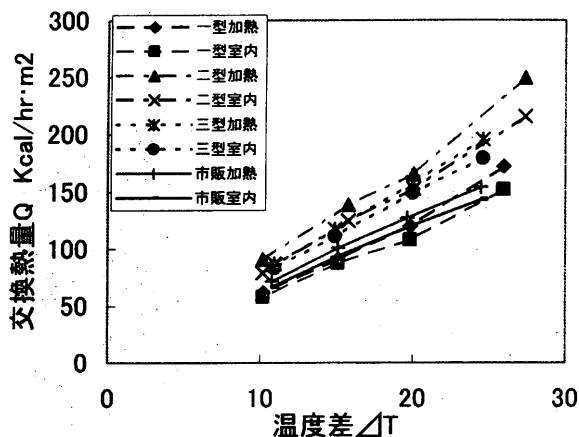


Fig.10 Characteristic of Exchanged Heat per Unit Area

4-6 温度差とエクセルギーの関係

今回実験に用いた市販型 (340*340*230) 及び3型 (340*340*140) の温度差とエクセルギーの関係を出口高さが等しいとした条件で、Fig.11 に示す。エクセルギーとはエネルギー全体の中で、利用可能なエネルギーの量のことを言う。またその定義式 (7) と温度効率率は式 (1) で表されるため、温度効率 50% で、入口温度差が 25°C とすれば受熱側の出口温度は 12.5°C 上昇する。また、同様に 70% であれば、被加熱側出口の温度は 17.5°C 上昇する。

実験結果は、出口高さが同じならば、市販型と3型では市販型のほうが高い。しかし、本実験で使用した1-3型の各熱交換器はフィンの接合部に構造上の問題があるため、これを考慮すれば2.6%ほど上昇するということが予測されている。そこで、温度効率を70%ほどとした場合のエクセルギーは、3型と市販型で、ほとんど変わらないことになる。また、さらに温度効率が80%迄上がるとしてエクセルギーを算出すると、3型の流量でも市販型を完全に上回ることが判る。よって、暖房などに使うならば、市販型より3型が向いていると考えられる。また、以上の事より抵抗を少なくし質量流量mを上げることが、熱伝達を上げK値 (熱通過率) の維持につながり、伝熱ユニット数の増加となる。その処置が本形式の性能向上の要となる。

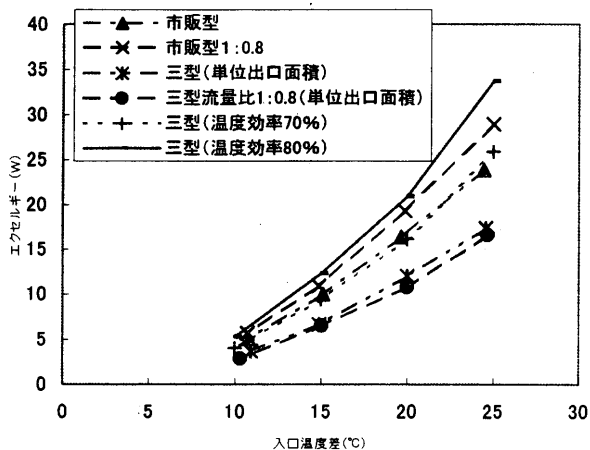


Fig.11 Exergy Transfer Characteristic of Type (I),(II),(III) and (IV)

5. 結言

本論で提案する新型熱交換器は外見は直交流型で、内部流れは向流型としたもので、これまでの伝熱面積の増加によるものから、熱通過率Kの向上に主点を移した形式であり、試作し実験を行った。得られた結果は以下のようなになる。

1. 本条件では入口温度差によらず温度効率は各熱交換器毎にほぼ一定の値をとる。また、温度効率は伝熱ユニット数Sにより決まり、伝熱性能向上のためにはSの値を向上させる事が必須である。また、その手法としては伝熱面積を増やすことや、K値を増加させる事が挙げられる。また、本論で提案する熱交換器はこれまでの形式に比べ、伝熱面積を1/6~1/4に出来るため、材料費がその分安価にすむこととなる。
2. 交換熱量Qは入口温度差、及び流量が増加するほど上昇する。
3. エクセルギー的に見るならば、流量を大きくすることを考えるよりも、温度効率を上げていくことのほうが重要であり、3型の温度効率を落とさずに流量を上げ、さらに温度効率を上げる事が暖房用として理想的な熱交換器の基本条件である。

参考文献

- (1) 吉田 駿 著 '伝熱学の基礎' 理工学社
- (2) 一色 尚次 著 '伝熱工学' 森北出版
- (3) 関 信弘 編 '伝熱工学' 森北出版
- (4) 中山 恒 著 'エネルギー工学のための熱交換器技術入門' オーム社
- (5) 小矢 英孝 著 'クロスフロー型熱交換器の実験的研究' 卒業論文 平成14年度 室蘭工業大学