プレートフィン熱交換器の高温化のための基礎的研究*

森 康夫^{*1}, 仲田 哲朗^{*2}, 内田 豊^{*1}
小泉 博義^{*1}, 濁川 義和^{*3}Fundamental Study of Development of High Temperature
Plate-fin Heat ExchangerYasuo MORI, Tetsuro NAKADA, Yutaka UCHIDA,
Hiroyoshi KOIZUMI, and Yoshikazu NIGORIKAWA

This study aims at making an original proposal to install twisted tapes in plate-fin heat exchanger channels for making uniform the outlet temperature of heated gas or for decreasing thermal stresses. First, in order to clarify flow and temperature performances by the insertion of twisted tapes up to 650°C, experiments are made using two kinds of channels with aspect ratios 1 and 2. Second, numerical calculations are made to obtain the optimum pitch ratio distributions of the tape to have a uniform heated gas temperature profile. Experiments on the temperature fields are made using a heat exchanger and the validity of the theoretical prediction is confirmed. Third, by use of the other heat exchanger of brazen construction, the change of thermal stresses by the insertion of tapes is measured. It is shown by the experiments that the maximum stress appears near the piping connecting part of the cover plate, and that this is decreased nearly 1/3 by the insertion of twisted optimum tapes.

Key Words: Plate-fin Heat Exchanger, High Temperature Use, Twisted Tape, Decrease of Thermal Stress, Convective Heat Transfer

1. 緒 言

近い将来には送電設備がほとんど要らず、かつ電力供給の応答性の良い燃料電池、あるいはセラミックスガスタービンプラントなどの実用化が要望されている。これらのプラントの熱効率を向上させるために高温・高性能でかつコンパクトな熱交換器の開発が要望され、実際にいくつかの試みがなされているが、熱応力による損傷などのため、いまだ実用上十分信頼性のあるものが得られているとはいえない。

本研究では上述の背景をふまえ、プレートフィン形熱交換器の高温化を研究目的とし、研究上のブレイクスルーの内容としては、従来単に正方形もしくは長方形断面の空流路であったプレートフィンコンパクト熱交換器流路内にねじり板を設置して伝熱特性を促進するとともに、ねじり板のねじりピッチを流路ごとに変化させ、熱応力軽減に最適な配列で設置するという新しい伝熱工学的手法の提案を行い、その基礎研究を行

う。

2. 記 号

A : 伝熱面積
 A_s : サイドバと流体の接触面積
 b : サイドバの厚さ
 C_p : 流体の定圧比熱
 d' : ねじり板幅
 d_e : 水力直径 $= 4 \times \text{流路断面積} / \text{流路断面ぬれ縁長さ}$
 f : 摩擦係数 $= \{\Delta P / (\rho u^2 / 2)\} \{d_e / (4 \cdot \Delta x)\}$
 G : 質量流量
 Gz : グレッツ数 $= Pr \cdot Re / (x/d_e)$
 I : 対向流部流路番号
 i : 低温側交差流部流路番号
 j : 高温側交差流部流路番号
 L : 対向流部の要素番号
 Nu : ヌセルト数 $= ad_e / \lambda$
 P : ねじり板ピッチ
 Δp : Δx 間での圧力損失
 Pr : プラントル数
 Q : 熱量
 R : ねじり率 $= (\pi d' / P)^2 / \{1 + (\pi d' / P)^2\}$

* 昭和63年3月31日 第65期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年8月7日。

*¹ 正員、電気通信大学 (〒182 調布市調布ケ丘1-5-1)。

*² 正員、石川島播磨重工業(株)技術研究所 (〒235 横浜市磯子区中原町1)。

*³ 准員、電気通信大学大学院。

Re : レイノルズ数 $= u d_e / \nu$

T : 温度

u : 平均流速

W : 熱容量 $= GC_p$

x : 流れ方向座標

α : 局所熱伝達率

γ : セン断熱ひずみ

δ : フィン (波板) と隔離板間隔

ε : 垂直方向熱ひずみ

λ : 流体の熱伝導率

ν : 動粘性係数

ρ : 密度

ϕ : フィン効率

添字

b : バルク状態

c, h : 低温側, および高温側

in, out : 入口, および出口位置

K, T : 交差流部, および対向流部

W : 壁

3. 正方形および長方形断面単一加熱管内の 流動・伝熱特性

本研究の目的に必要な基礎データを得るため, 熱交換器の低温および高温流体流路をモデル化した正方形断面およびアスペクト比2の長方形断面の単一流路を等熱流束条件下で流路出口側壁温が650°Cになるまで加熱し, 空流路状態および流路内にねじり板を設置した場合につき流動・伝熱特性の測定を行った。

3.1 実験装置および方法 試作熱交換器の対向流部での低温および高温流路の寸法はそれぞれ14×14 mm², 14×28 mm²であり, 単一加熱流路にはこれらに近い内寸法を有する13.1×13.1 mm²および15×30 mm²の長さ1500 mmの垂直ステンレス管を使用した。作動流体には空気を用い, その流量は浮子面積流量計により測定した。ふく射による伝熱促進効果を検討するため出口温度250°C程度までシースヒータ内蔵の空気予熱器で予熱した。伝熱管には主電気ヒータを等間隔で巻き付けて等熱流束加熱とし, 外周には厚さ200 mm程度の断熱材を巻いて断熱した。周囲への約5%の熱損失は断熱材内部に設置した保護ヒータの出力増大により補償した。加熱管出入口の流体混合平均温度はじゃま板とオリフィスを用いて十分な流体の混合を図り, 正確な値が求められるような混合温度測定部を試作し, 測定した。加熱管流れ方向に8点の圧力測定孔と15点の壁温測定用熱電対を設置し, これらにより摩擦係数 f とヌセルト数 Nu を求めた。

図1(a)および図1(b)に, 実験に使用したねじり板の寸法とその設置状態を示す。長方形管内にねじり板を設置する際には図1(b)下図に示すように厚さ0.5 mm, 幅14.5 mmのステンレス板で流路がアスペクト比2の長方形の断面を2分割し, それぞれの流路にねじり板を挿入した。測定結果は代表長に d_e を用い, 次式で定義した Re, f, Nu , で整理した。

$$Re = u d_e / \nu, \quad f = \{\Delta P / (\rho u^2 / 2)\} \{d_e / (4 \cdot \Delta x)\}$$

$$\alpha = W(T_{out} - T_{in}) / A(T_w - T_b), \quad Nu = \alpha d_e / \lambda$$

.....(1)

ここで T の添字 out, in, b は加熱管出口, 入口, およびバルク流体温度, A は加熱管と流体との接触面積である。 u および流体物性値には, 加熱管の中央部の断面における流速および当該断面内の平均値を用いた。

3.2 流動・伝熱実験結果と検討 正方形断面加熱管に対する流動特性の測定結果を f と Re の関係として図2に示す。図2中白丸および黒丸印で示す実験値はねじり板を設置しない状態 (以下空流路と呼ぶ) での測定結果であり, 層流ならびに乱流域にわたって従来の正方形断面内の結果⁽¹⁾と良く一致している。図2中の黒塗り印は流路入口状態が室温での結果を示し,

図1 ねじり板寸法

図2 正方形断面加熱管の流動特性

また白抜き印は空気予熱器を用いて加熱管出口壁温を約 650°C とした場合の結果を示している。3 種類のピッチ板幅比 P/d' のねじり板を設置した実験結果より Re 数 $4 \times 10^2 \sim 8 \times 10^3$ の範囲では、 f は Re の -0.66 乗に比例して変化していること、および空流路における物性値変化の影響は層流域および乱流域に対しそれぞれ温度 (K) の比 T_w/T_b の 1.4 乗および -0.1 乗により補正されることがわかる⁽²⁾。正方形および長方形断面加熱管に対する Nu 数の測定結果を図 3 に示す。図 3 中での丸印は空流路に対する測定値であり、これを結ぶ実線は十分に発達した層流および乱流に対する従来の結果⁽¹⁾を示す。図 3 中の白抜き印は正方形管、黒塗り印は長方形管に対する測定値であり、これらはすべて加熱管出口壁温約 650°C に対する結果を示している。 Nu 数は、実験 Re 数の 0.8 乗に比例して変化していると考えてよいこと、および物性値変化の影響は温度比 T_w/T_b の -0.5 乗により補正されていることがわかる。

熱交換器の低温および高温流路に相当する正方形および長方形断面流路に対する実験より以下の結果を得た。すなわち、後に 6・2 節で示すねじり板最適配列時における実験条件における長方形断面流路の測定値を、同一の Re 数に対して比較した場合、正方形断面流路に比し、図 1(a) に示した 3 種類のねじり板につき、 f に対しては約 7% 小さく、 Nu に関しては約 6% 大きくなる。ねじり板の設置状態が完全に同一であれば f に関しては断面形状による差は生ぜぬはずであり、前述の差は、正方形および長方形断面管の壁面と設置したねじり板の間げき (0.1~0.9 mm 程度で長方形断面管の場合のほうが大きい。) の相違に基づくものと思われる。 Nu 値の加熱管断面形状による相違は、上記間げきの影響に加えて長方形管の断面を 2 等分するために挿入した加熱管壁の熱流束に比しては小さいが有限の熱流束をもつ隔離板の面積を流体との接触伝

熱面積 A に算入していないことが主要因であると思われる。なお図 3 中には本研究で求めた長方形断面管に対する実験式を記入した。またアスペクト比 3 の長方形断面についても実験した。

3・3 f および Nu の実験式の導出 本研究での実験結果を用い、かつ円管内にねじり板を設置した場合の結果⁽³⁾を参照して、ねじり板設置による壁面と流体の接触長さの変化の度合を表すねじり率 R を主なパラメータとする以下の実験式が得られた。なお R の値は $P/d'=4.1$ で 0.370、 $P/d'=12.5$ で 0.0594 となる。

$$f = CRe^{-0.66}(T_w/T_b)^{-0.1} \dots\dots\dots (2)$$

$$Nu = DRe^{0.8}Pr^{0.4}(T_w/T_b)^{-0.5} \dots\dots\dots (3)$$

上式中の C, D は P/d' により定められる係数であり、測定結果に基づき次式で与えられる。

$$\text{正方形断面管: } C = 8.70R + 2.52 \dots\dots\dots (4)$$

$$D = 0.0239R + 0.0262 \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{長方形断面管: } C = 7.33R + 2.50 \dots\dots\dots (6)$$

$$D = 0.0222R + 0.0283 \dots\dots\dots (7)$$

図 2, 3 中に破線、一点および二点鎖線で記入した実験式は上記の式 (2)~(7) によるものである。

本研究で用いるプレートフィン熱交換器においては、流体が対向流部に流入する前後に全長 262 mm のねじり板を設置しない交差流部が存在しており、対向流部にねじり板を設置した場合の各流路の流量配分を定めるためにはこの部分の流動特性も必要となる。交差流部に対する f としては、従来の四角流路助走区間の解析結果⁽⁴⁾に基づき、その Re 数には接続するねじり板設置の対向流部のものを用いて以下の近似式によった。

$$\text{低温側流路: } f = 2.24Re^{-0.66}(T_w/T_b)^{-0.1} \dots\dots (8)$$

$$\text{高温側流路: } f = 2.58Re^{-0.66}(T_w/T_b)^{-0.1} \dots\dots (9)$$

4. 試作プレートフィン熱交換器の構造および実験方法

本研究の主要目的の一つは熱応力軽減法の検討である。熱応力は各部の温度分布により決定されるので実験に際しては隔離板とサイドバの温度について約 60 点の測定点を設け詳細な温度場の測定を行った。

熱交換器の 1 段当たりの流路数は 25 とし、1 段の流路の構造と全体構成を図 4 に示してある。各流路の全長は 637 mm でこの内対向流部の長さは 375 mm であり、高温および低温流体の出口、入口部が交差流部となっている。熱交換器流路は、対向隅に斜め仕切りの入った高さ 14 mm および 28 mm のサイドバ (外枠) で囲まれ、この内側に厚さ 0.3 mm のく形波板状

図 3 正方形および長方形断面加熱管の伝熱特性

のフィンで分割された 25 個の流路が設置されていて、高温と低温流路間は厚さ 0.5 mm の隔離板で分離した。これらの材質にはすべて SUS304 材を用いた。実験システムの概略図を図 4 に示す。作動流体には空気を用い、ブロワよりの空気はオリフィス流量計 F1 を通過後熱交換器低温入口部に入る。熱交換器により加熱された空気は最大出力 15 kW の電気ヒータにより高温流体入口温度 $T_{h, in} \approx 376^\circ\text{C}$ まで加熱された後、熱交換器高温段入口部に入り、熱交換後流量計 F2 を通過して排気される。なお F1 直前およびバイパス流

路に設けたバルブの調整により、後述の 2 種の構造を有する熱交換器に対しほぼ同一の実験条件で実験を行えるようにしてある。

図 4 には高温および低温段各一对の 1 unit の構成を示してあるが、実験に用いた熱交換器は 3.5 もしくは 2.5 unit より構成されている。熱交換器外面には 150 mm 以上の断熱層を設け、熱交換器よりの熱損失が交換熱量の 5 % 以下になるようにした。図 5 に本研究で試作したろう付構造熱交換器の対向流部断面と外観図を示す。

4.1 伝熱特性測定用ボルト締付構造熱交換器

本研究の目的は、3 章で求めたねじり板の流動・伝熱特性に基づき、熱交換器の流路内に熱応力軽減に最適な配列でねじり板を設置することにより、このためには熱交換器の構造を分解組立可能なものとし、ねじり板のねじりピッチを各流路で変化させる方法の有為性を確認する必要がある。この目的で試作した熱交換器は、低温側流路 4 段、高温側流路 3 段を交互に重ね、これらをサイドバ寸法に比して 40 mm の張出し部のある厚さ 15 mm のふた板で挟み、これを 36 本のボルトにより締め付ける構造をとった。

4.2 熱応力測定用ろう付構造熱交換器

熱交換器各部の熱応力を実際の使用状態に近い条件で測定するが、本研究においては、熱応力分布におよぼす隔離板と流路波板間のろう付加工を実施しないことの影響が比較的弱いと思われる、熱応力の問題上重要な熱交換器上下ふた板外面のみの熱応力測定を行うこととし、厚さ 5 mm の上下ふた板とこれに接するサイドバ部分のみをろう付加工した構造の熱交換器を試作し、その対向流部断面図を図 5 に示す。ひずみ計としては、温度 300°C 程度までの領域では共和電業 KFH-5-C 1-16 を、それ以上の温度領域では Eaton 社 SG 425-08-10-9 S を使用し、ひずみ測定増幅器には共和電業 UCAM-5 を用いた。応力がない状態でもひずみ計の電気抵抗が温度とともに変化するに原因するひずみ計の温度による見掛けひずみは、メーカーによる値が示されているが、共和電業製のひずみ計については予備実験により正確な見掛けひずみを求め、その値を用いて真の熱ひずみを求めた。ひずみ計は、実際の熱交換器において熱応力が特に問題となっている高温入口-低温出口フランジが付いた側のふた板の出入口流路取付部中間点（ふた板長手方向より 43 mm）の図 5 下図の I 点に Eaton 製ゲージを、また流路取付部のない側のふた板上の I 点に対応する II および III 点には共和電業製ゲージを、それぞれの点を頂点とする直角三軸方向ロゼッタ形に取付けた。

図 4 実験システム

図 5 ろう付構造熱交換器

5. 熱交換器内温度場の理論解析

熱交換器内部の温度場が不均一となる原因の一つは交差流部の存在に基づくことを考慮し、ねじり板の設置されない交差流部の伝熱特性には熱流束一定加熱を受ける正方形流路助走区間に対する従来の結果⁽⁴⁾に基づく以下の近似式を用い、温度場の解析を行った。

低温側交差流部

$$\begin{aligned} Gz < 20 \quad Nu &= 0.0585 Gz + 3.64 \\ Gz \geq 20 \quad Nu &= 1.66 Gz^{0.33} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (10)$$

高温側交差流部

$$\begin{aligned} Gz < 50 \quad Nu &= 0.0314 Gz + 4.85 \\ Gz \geq 50 \quad Nu &= 1.87 Gz^{0.32} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (11)$$

上式中の Gz はグレッツ数を示す。

5.1 ねじり板による各流路への流量配分の決定

熱効力軽減の目的で対向流部にピッチの異なるねじり板を配置するときは、各流路の圧力損失を等しくするように流量配分が決定される。25 個の流路より構成される総括流路に対する報告⁽⁵⁾を参照し、流路の平均流速につき次の式を求めた。

$$\frac{u_i}{u} = \left(\frac{C^*}{C^*} \right)^{1/(2+n)} \cdot \left(\frac{d_{el}}{d_e} \right)^{(1-n)/(2+n)} \quad \dots\dots\dots (12)$$

上式において添字 i は流路番号を、添字なしは総括流路(全平均流速)を示す。また C^* , C^* は摩擦係数 f , f_i (交差流部と対向流部の合算値) の表現中に含まれる形状係数であり、次の式(13)で定義される。

$$\begin{aligned} f &= C^* Re^n, \quad Re = \frac{u d_e}{\nu}, \quad f_i = C^* Re_i, \\ Re_i &= \frac{u_i d_{el}}{\nu} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (13)$$

総括流路の形状係数 C^* と i 番めの形状係数とは、式(14)の関係で結ばれる。なお、式(13)中の f_i に対する C^* の値には式(4), (6), (8), (9)を使用し、 n の値は -0.66 とした。

図 6 低温側流路番号 i , 対向流部流路番号 I , 高温側流路番号 j

$$C^* = \left\{ \sum_{i=1}^{25} \left(\frac{A_i^*}{A} \right) \left(\frac{1}{C^*} \right)^{1/(2+n)} \cdot \left(\frac{d_{el}}{d_e} \right)^{(1-n)/(2+n)} \right\}^{-(2+n)} \quad \dots\dots\dots (14)$$

上式中の A^* , A_i^* は流路断面積を示す。

各流路にねじり板を分布させた上述の式を用い、式(12)による流量配分の結果に基づき以下に述べる方法で対向流部と交差流部の温度場を決定する。

5.2 対向流部の熱バランス

本研究で用いた熱交換器では、波板フィン流路と隔離板とはろう付けされておらず、フィンと隔離板間には小さいが厚さ δ の間げきが存在すると考えられ、これによる熱抵抗を考慮する必要がある。また、熱バランスを考える際にはフィンを隔てた隣接流路間の熱交換も考慮する。図 6 を参照し、流路番号 I , 流れ方向要素位置 L , 流れ方向要素長さ Δx (対向流部長さ/9) の要素 (I, L) についての熱バランスより式(15), (16)を得る。温度 T_h の高温流体側熱バランス式は次のようになる。

$$\begin{aligned} -\alpha_h(I, L) \phi_h A_h \left\{ \frac{T_h(I, L) + T_h(I, L-1)}{2} - T_{wh}(I, L) \right\} &+ W_h \{ T_h(I, L) - T_h(I, L-1) \} \\ &+ \Delta Q_{hT} = 0, \\ \alpha_h(I, L) \phi_h A_h \left\{ \frac{T_h(I, L) + T_h(I, L-1)}{2} - T_{wh}(I, L) \right\} &= \frac{\lambda}{\delta} A_w \{ T_{wh}(I, L) - T_{wc}(I, L) \} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (15)$$

温度 T_c の低温流体側熱バランス式は

$$\begin{aligned} \alpha_c(I, L) \phi_c A_c \left\{ T_{wc}(I, L) - \frac{T_c(I, L) + T_c(I, L-1)}{2} \right\} &- W_c \{ T_c(I, L) - T_c(I, L-1) \} + \Delta Q_{cT} = 0, \\ \alpha_c(I, L) \phi_c A_c \left\{ T_{wc}(I, L) - \frac{T_c(I, L) + T_c(I, L-1)}{2} \right\} &= \frac{\lambda}{\delta} A_w \{ T_{wh}(I, L) - T_{wc}(I, L) \} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (16)$$

上式において ΔQ は流れに垂直な隣の流路との交

図 7 サイドバの熱バランス

換熱量を示し T_{wh} , T_{wc} はそれぞれ高温および低温側隔離板温度を示す。熱伝達率 α の値としては空流路では式(10), (11)を使用し, ねじり板が設置された流路では式(3)に基づくものを用いた。また流体物性値には局所温度によるものを用いた。

式(15), (16)により $T_{wh}(I, L)$, $T_{wc}(I, L)$ を消去し, 式中の4種の流体温度 $T_h(I, L) \sim T_c(I, L-1)$ の関係式を求め, これらを $L=1 \sim 9$ について連立して解くことにより各要素の流体温度が求められる。サイドバに接する $I=1, 25$ の流路において特に大きな値となる隣接流路間の熱移動量 ΔQ_{ht} , ΔQ_{ct} については後述する。

5.3 交差流部の熱バランス 交差流部(図6の上下の三角形部)要素 (i, j) に対する熱バランスを考慮して式(15), (16)に相当する関係式が得られるが, ほぼ類似の形なので省略する。隣接流路間の熱移動量は5.4節により説明するサイドバの温度分布の計算と同様な方法により求めた。

5.4 対向流部サイドバの熱バランス サイドバとは図6で点群をつけて示した熱交換器の外枠の名称であり, 図7に対向流部要素位置 L におけるその熱バランス図を示す。図7左の図はサイドバ(熱交換器の圧力バウンダリ)長手方向の熱伝導を省略した場合(モデル1と呼ぶ), 右の図はこれを考慮した場合(モデル2)に対する熱の出入りを示してある。なおサイドバの温度は図に示すごとく要素重心における温度 $T_1 \sim T_6$ で代表する。

モデル1では以下の5種類の熱量 $Q_1 \sim Q_5$ を考える。

- Q_1 : 高温流体より高温側サイドバへの伝熱量
- Q_2 : 高温側サイドバからの断熱材を通しての熱損失
- Q_3 : 高温側より低温側サイドバへの熱伝導量
- Q_4 : 低温側サイドバより低温流体への伝熱量
- Q_5 : 低温側サイドバからの断熱材を通しての熱損失

これらのうち代表的なものとして Q_1 , Q_4 に対する表現のみを記すと,

$$Q_1 = \left\{ \left(\frac{b}{2\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_h} \right) \frac{1}{A_{sh}} \right\}^{-1} \cdot (T_h - T_1) \quad \dots\dots (17)$$

$$Q_4 = \left\{ \left(\frac{b}{2\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_c} \right) \frac{1}{A_{sc}} \right\}^{-1} \cdot (T_2 - T_c) \quad \dots\dots (18)$$

ここで, T_h , T_c は $\Delta Q=0$ とした場合の高温および低温流体温度を示し, T_o は断熱材外面温度である。サイドバに対する熱バランスは次の式(19)であり, これを満足する T_1 , T_2 は式(17), (18)より求める。

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= Q_2 + Q_3 \\ Q_3 &= Q_4 + Q_5 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots (19)$$

上記の方法で求めた T_1 , T_2 を初期値とし, 長手方向の熱伝導を考慮したモデル2に対する解を求める。すなわち熱バランス式は式(20)で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} Q_1 + Q_7 &= Q_2 + Q_3 + Q_6 \\ Q_3 + Q_9 &= Q_4 + Q_5 + Q_8 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots (20)$$

ここで Q_6 , Q_7 : 高温側サイドバ長手方向熱伝導量

Q_8 , Q_9 : 低温側サイドバ長手方向熱伝導量

$T_3 \sim T_6$ に対しては初期値としてモデル1の結果を与え, 式(20)により所定要素の温度 T_1 , T_2 に対する繰返し計算を行って収れん解を得る。サイドバ両端に対する境界条件としては, それぞれの温度が熱交換器出口・入口部の流体温度に等しいとの条件を用いた。

サイドバ温度が定まり, その内面における熱移動量が判明したので, これに基づいて隣接流路間の熱移動量 ΔQ を求める。

対向流部 $I=2 \sim 24$ の流路に対する ΔQ_{ht} , ΔQ_{ct} は式(21)により与えられる。

$$\begin{aligned} \Delta Q_{mt} = & \left[\frac{1}{A_{Tm}} \left\{ \frac{1}{\alpha_m(I+1, L)} + \frac{1}{\alpha_m(I, L)} \right\}^{-1} \right. \\ & \times \{ T_m(I+1, L) - T_m(I, L) \} \\ & - \left. \left[\frac{1}{A_{Tm}} \left\{ \frac{1}{\alpha_m(I-1, L)} + \frac{1}{\alpha_m(I, L)} \right\}^{-1} \right] \right. \\ & \times \{ T_m(I, L) - T_m(I-1, L) \} \quad \dots\dots (21) \end{aligned}$$

なお A_T は隣接流路間の(フィンの)伝熱面積であり, 添字 $m=c$ が ΔQ_{ct} を示す。 $I=1$ の場合は, 上式中の右辺第2項には $m=h$ のときは式(17)による Q_1 を, $m=c$ のときは式(18)による Q_4 を入れる。

交差流部に対する ΔQ_{hk} , ΔQ_{ck} は式(21)と同様な考えに基づいた表現を用いた。

式(12)により熱交換器内各流路に対する流量配分を決定し, 式(15)~(21)などに基づき各部の温度を求めた。

6. 実験結果と解析結果の比較と検討

6.1 ボルト締付構造熱交換器による温度場に対する実験結果と解析結果の比較検討

熱応力軽減が本

表1 実験条件と熱交換器伝熱特性(空流路)

	Symbol	Experimental value	Analytical value
Mass flow rate	$G = 3 \text{ Gh} = 4 \text{ Gc}$	182 kg/h	182 kg/h
Cold inlet temperature	T_{cinb}	57°C	57°C
Cold outlet temperature	T_{coutb}	172°C	150°C
Hot inlet temperature	T_{hinb}	376°C	376°C
Hot outlet temperature	T_{houtb}	280°C	286°C
Heat input to cold fluid	$Q_c = 4Gc \text{ Cp}(T_{coutb} - T_{cinb})$	5.95 kW	4.77 kW
Heat output from hot fluid	$Q_h = 3Gh \text{ Cp}(T_{hinb} - T_{houtb})$	6.24 kW	4.77 kW

研究の最終目標である。高温 (650°C 前後) においては熱応力の測定を正確に行うことは現在では難しいことと、三次元応力解析もフィン構造が主体となっている本研究で扱っているものでは精度よい計算は難しい。そこで熱応力評価に最も関係のある流体出口温度の均一化を解析の対象とした。すなわち、流体出口温度を流れに垂直方向に均一化することを目指し、これは熱交換器内部流路壁温の不均一性を少なくし、熱応力を軽減させることに大きく寄与するものと考えた。

5章に示した解析法の精度を検討するために行った空流路よりなる高温流路3段、低温流路4段の熱交換器に対する実験条件と熱交換器全体に対する伝熱特性

図8 空流路時低温段出口断面温度分布

図9 ねじり板最適配列時の流量配分および低温段出口断面温度分布

を表1に、またこれに対する実験結果の一例として低温段出口温度分布を図8に示す。表1より実験的には熱交換器外部への損失熱量は交換熱量の5%程度であり、実験が所要の精度を有していることがわかる。なお、交換熱量に関しては、実験値は解析値に比し約28%大きくなっているが、これは解析では考慮に入れない流路入口部および交差流部の接続部での曲がり、はく離などで発生する乱れの効果によるものと思われる。図8中の実線および破線は隔離板および流体温度に対する解析結果を示す。上半黒の丸印は高温側、下半黒の丸印は低温側隔離板温度、白丸印は流体温度に対する実験値を示す。本研究で用いた熱交換器ではフィンと隔離板のろう付けがなされておらず、高温側と低温側隔離板温度は異なっている。両者間の間げきの大きさ δ は実験結果を考慮し、解析に際しては $\delta = 0.15 \text{ mm}$ と見積もった。

空流路の場合解析的に求めた熱交換器同一段の流路

図10 熱交換器下ぶた等温線図 (空流路時)

図11 熱交換器下ぶた等温線図 (ねじり板最適配列時)

図12 熱交換器下ぶた熱ひずみ測定結果 (II点)

毎の流体温度の変化は低温段出口において著しいことが判明した。そこでこの問題に対して、低温(被加熱)流体側出口温度を均一化する研究を実施した。すなわち空流路状態では図8に示したごとく低温側出口断面の流体温度は I が小さな流路ほど大きくなっている。したがって被加熱流体出口温度を一様にするためには I の大きな流路にねじり板のピッチ P が小さく摩擦係数 f が大きなねじり板を設置し、 I が大きな流路の熱伝達を促進させる必要がある。これを確認するため、 $I=1\sim 8$ を空流路、 $I=9\sim 16$ に $P/d'=12.5$ 、 $I=17\sim 25$ に $P/d'=4$ のねじり板を設置して予備実験を行い、流れ方向と垂直方向に P/d' の異なったねじり板を設置することにより、低温段出口の流体温度が均一化されることを実証した。

6.2 ろう付構造熱交換器によるねじり板最適配列時の低温段出口温度分布と熱ひずみ測定結果との検討

図5に構造を示した高温流路3段、低温流路2段のろう付構造熱交換器の流路内に6.1節の実験結果に基づき、ねじり板を出口断面流体温度の不均一性をできるだけ少なくなるよう最適配列で設置した場合の結果を図9に示す。この場合の低温入口温度 52°C 、流量 91.7 kg/h 、高温流体流量 184 kg/h である。ねじり板の最適配列法としては、 $I=1, 2$ の流路に対しては $P/d'=12.5$ のねじり板を設置し、以下 $I=3, 4:P/d'=11$ 、 $I=5, 6:P/d'=10$ 、 $I=7, 8:P/d'=9$ 、 $I=9\sim 12:P/d'=8$ 、 $I=13\sim 15:P/d'=7$ 、 $I=16\sim 25:P/d'=6$ のねじり板を設置した。図9中の記号は図8と同一である。なお、参考のため空流路状態における流体出口断面温度を点線で記入した。

図9上部には、ねじり板の最適配列法(一点鎖線)と各流路への流量配分の解析値も示してあるが、ねじり板設置に基づく平均流量の約17%の流量配分の制御により、出口断面での流体温度の変動幅は空流路時の約1/7に減少していることがわかる。

本研究の最終目的であるねじり板設置による熱応力軽減の効果を検討するため、4.2節に示した流路取付部のない側のふた板(下ふたと呼ぶ)の等温線図を33点の温度測定点より求めた結果を空流路の場合につき図10に、ねじり板最適配列の場合を図11に示す。等温線分布の比較により、図10, 11中の熱ひずみ測定点IIおよびIII近傍では大きな温度分布の変化は認められないが、ねじり板設置により対向流部の大部分の温度分布がより均一化されていることがわかる。II点に対する熱ひずみの測定結果をモールのひずみ円表示で図12に示す。縦軸にはせん断熱ひずみが γ のとき $\gamma/2$ を、横軸には垂直熱ひずみ ε を示し、 ε の正方向を高

温流体入口より低温流体入口に向かう向きに取った。ひずみ円の横軸との交点の値が最大および最小主ひずみ $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ の値を示し、図12中の矢印と横軸の角度の $1/2$ が ε 正方向より計った ε_1 の方向を示す。図12左半には空流路時、右半には熱応力軽減に最適な配列でねじり板を設置した場合の測定結果を示す。ねじり板設置により、最も単純な降伏条件として多用されているトレスカの降伏条件に対応するひずみ円の直径 $|\varepsilon_1 - \varepsilon_2|$ の値は、空流路時の約0.48倍に低下することがわかる。りん酸形燃料電池プラント用熱交換器($T_{\text{in b}} \approx 650^{\circ}\text{C}$)で熱応力損傷が問題となる I 点での ε の測定により空流路時での $|\varepsilon_1 - \varepsilon_2| \approx 1.1 \times 10^{-3}$ は、ねじり板の設置により約1/3へと大幅に減少しており、ねじり板設置の効果が顕著であることがわかった。

6.3 対向流路長さと熱交換器伝熱特性との関係

被加熱ガス出口温度の均一化と、熱応力軽減の手法の一つとして交差流部の影響を相対的に弱めるため、ねじり板設置対向流部の長さを延長することが考えられる。本研究で用いた熱交換器の構造を用い、対向流部長さだけを2倍とした場合、出口断面流体温度の断面方向温度変動の幅は空流路では非延長時の値の約2.5倍(約 10°C)に増大し、したがって熱応力軽減の目的で対向流部長さを延長する場合には、最適ねじり板配列法は延長の度合とともに変化させる必要があることが判明した。また適当なねじり比の分布を用いると被加熱ガスの出口温度が一様にできることを解析的に明らかにできた。なお、対向流部長さが 375 mm でねじり板を6.2節に示した最適配列で設置した場合交換熱量は対向流部の延長に伴ってほぼ直線的に増大し、対向流部長さを2倍すると非延長時の約1.34倍となる結果を得た。

7. 結 論

燃料電池およびガスタービンプラント用の高温・高性能プレートフィン形コンパクト熱交換器の実用化を妨げている熱応力による損傷に対処するため、本研究は熱交換器流路内に熱応力軽減と伝熱促進のために、最適な配列でねじりピッチの異なるねじり板を設置するとの新しい方策を提案し、そのための基礎実験と理論解析を行った。すなわちまず正方形および長方形流路の流動・伝熱特性を実験的に求め、ついで熱交換器内温度場の計測を主目的としたボルト締付と、熱ひずみ測定用ろう付構造熱交換器を試作し、伝熱および熱応力の実験ならびに解析を行って以下の結論を得た。

(1) 試作プレートフィン熱交換器の低温および高温流路をモデル化した正方形およびアスペクト比2の

長方形断面の単一等熱流束加熱流路による実験を行い、流路に各種ねじり板を設置した場合の摩擦係数とヌセルト数のピッチ比に対する依存性を明らかにした。

(2) 基礎実験の結果に基づき、熱交換器流路内に種々のピッチのねじり板を設置した場合の、各流路への流量配分、およびサイドバも含めた熱交換器内の温度場を求める解析法を確立した。これにより、熱応力軽減に最も関連性があると思われる低温（被加熱）側流体の出口温度分布が均一となるねじり板の最適配列法を決定した。

(3) ボルト締付構造熱交換器により熱交換器内温度場に対する詳細な伝熱実験を行い、熱交換器対向流部流路内にねじり板を設置しない状態および設置した状態についての結果を求め、これと解析結果との比較を行って両者が比較的良く一致することを確認した。

(4) ろう付構造熱交換器を用いたねじり板による熱応力軽減は低温側流体出口温度の均一性を確保することでまず達成できることの仮定の下に実験ならびに解析的結果を示し、両者の一致は良いことを明らかにした。またこの場合の交換熱量はねじり板非設置時の約1.16倍に増大することを示した。

(5) ねじり板を最適配列で設置することにより、高温流体入口と低温流体出口の中間点での熱交換器ふた板の、トレスカの降伏条件に対応する主ひずみ値 $|\epsilon_1 - \epsilon_2|$ の値は、ねじり板の設置により非設置時の約1/3に軽減することを実験的に示し、本研究の有用性を明らかにした。

本研究は文部省昭和59、60年度科学研究費補助金〔試験研究(2)・課題番号59850036〕により行われた。また、本研究で用いた熱交換器の設計、製作に当たっては石川島播磨重工業株式会社技術研究所のご協力を得たとともに、同研究所の渡辺健次氏の多大な協力を得たこと、および本研究の一部は電気通信大学の熊主計君、藤田義高君、東正弘君の学部卒業研究として行われたことを記して感謝の意を表する。

文 献

- (1) Rosenow, W. M. and Hartnett, J. R., *Hand Book of Heat Transfer*, (1973), 7-112, McGraw-Hill Book Co.
- (2) 小川・河村, 日本原子力学会誌, 28-10 (昭61), 958.
- (3) 渡辺・森・平, 機論, 49-439, B (昭58), 685.
- (4) Shah, R. K. and London, A. L., *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, (1978), 212, Academic Press.
- (5) 佐藤・佐田富・峯, 機論, 49-442, B (昭58), 1135.

討 論

〔質問〕 神坂 光 男

〔三菱重工業(株)長崎研究所〕

プレート式高温熱交換器の開発について大変有益な研究を実施された点につき敬意を表するとともに、今後参考にさせていただきたく思う。以下の点につき質問いたしたく思う。

(1) ねじり板付き流路の実験において、式(2)～(9)などを導いておられるが、この中で式(4)～(7)では、ねじり板のピッチ比(d'/P)のみをパラメータとしておられる。図1を見ると、各実験ケースでねじり板とダクトのすきまがそれぞれ異なっており、図2, 3に示される実験結果にこのすきま間の影響がないかどうかご見解をうかがいたく思う。

(2) 式(3)などの熱伝達実験結果においては、ふく射による伝熱促進の効果を検討すると述べておられるが、式(3)などではどの程度の効果が含まれていると考えられるか。

(3) 実験結果の整理において、式(1)で熱伝達率 d の算出には温度差(T_w/T_b)を用いておられるが、それぞれどのような温度を用いておられるか。

(4) プレート式熱交換器の理論解析において、式(15), (16)で伝熱面積 A_h, A_c , フィン効率 ϕ_h, ϕ_c を用いておられるが、それぞれ具体的にはどのような定義をしておられるか。また、フィンと隔壁とが接合されていない場合、フィンと隔壁との熱抵抗を考慮する必要がある、これを厚さ $\delta=0.15\text{ mm}$ の間げきと見積もったとしておられるが、具体的に熱抵抗としてはどの程度であるか、もし空気層とすればフィンはほとんど効果がなくなっているのではないか。

(5) 熱交換器の試験および解析の比較で、空流路とねじり板最適配列時を比較しておられるが、ねじり板最適配列時と均一配列（同じピッチのねじり板のみを用いた場合）の相違はどの程度と考えられるか。

(6) 一般に熱交換器はガス流が均一分配のとき最高性能を示すと考えられるが、ねじり板により不均一な流量配分とした場合、熱交換器の性能低下にはどの程度の影響があると考えられるか。

(7) (5)と関連するが、フィンと隔壁板をろう付けし両者の間に熱抵抗がなかったとした場合、ねじり板の最適配列はどのように変化するか。計算例がもし

付図1 ねじり板ピッチ細分化時の被加熱流体出口断面温度分布

あればお示し願いたい。

〔回答〕 (1) ねじり板とダクト壁間の間げきを0.1~0.4 mmまで変化させても、 f ならびに Nu 値に有意の差は認められないことを実験的に確認し、間げきが論文中の図2、3に示す流動・伝熱特性に及ぼす影響は認められなかった。

(2) ねじり板表面のふく射性塗料(ふく射率 ≈ 0.9)の有無による Nu 数値を比較した結果、ダクト出入口壁温がそれぞれ約650°Cと250°Cの場合、約8%のふく射による伝熱促進がなされることを確認した。

(3) T_w , T_b には加熱管長手方向中央の断面における壁温と、流路出入口の流体混合平均温度の平均値を用いた。

(4) A_h , A_c には隔壁部分面積に高温および低温段のフィン部に相当する面積の1/2を加えたものを用いた。 ϕ_h , ϕ_c には通常用いられる定義によるもの(付1)

を用いた。ご指摘の間げきには空気が充填しているものと考えたが、その熱抵抗の値は約4.3 m²・°C/kWである。この値は高温・低温流体間の熱抵抗の約4%であり、 δ による ϕ_h , ϕ_c の変化は考慮せずに解析を行った。

(5) 解析により求めた被加熱側流体出口断面温度変動、 P/d' の配列を本文に記した最適配列に比しさらに細分化すると($I=1\sim 2:P/d'=18$, $I=3:P/d'=11$, $I=4:P/d'=10.5$, $I=5:P/d'=10$, $I=6:P/d'=9.5$, $I=7\sim 8:P/d'=9$, $I=9\sim 11:P/d'=8.5$, $I=12\sim 14:P/d'=8$, $I=15\sim 17:P/d'=7.5$, $I=18\sim 21:P/d'=7$, $I=22\sim 23:P/d'=6.5$, $I=24\sim 25:P/d'=7$)、付図1に示すごとく約1°Cにすることも可能である。付図1中の左側縦軸は出口断面温度目盛幅を本文図9に比し拡大した値、右側縦軸は P/d' 値を示し、横軸は流路番号を示す。なお付図1中の実線は、本回答にて求めた P/d' を I に対して細分化した場合の被加熱流体の出口断面温度分布ならびに P/d' 分布を示している。これに対し、例えば $P/d'=12.5$ の同一ピッチのみのねじり板を使用した場合の温度変動は約16°Cとなる。

(6) $P/d'=4.1$ の同一ピッチのねじり板を設置した均一流量分配の場合と、熱応力軽減を目的として被加熱側流体出口断面温度が均一化するようにねじり板を最適配列で設置した場合の交換熱量は、前者の場合が約5%大となるにすぎない。したがってねじり板による不均一流量分配に基づく熱交換器伝熱性能の劣化は小さく、高温利用がより重要な条件として考えなければならないときは、熱応力軽減を目的とする本研究の方法がより重要であることを明らかにしている。

(7) ご指摘の熱抵抗なしの場合においても流量配分を決定する f の値の変化は小さいと思われ、したがってねじり板の最適配列は $\delta=0$ としても強い影響を受けぬと予想されるが、実際の計算は行っていない。

(付1) 例えば、日本機械学会編、伝熱工学資料、第3版、p. 152。