拡大・縮小を伴う多孔平板群の伝熱流動特性* (伝熱面としての評価)

瀬下 裕^{*1}, 藤井雅雄^{*1}, 山中 晤郎^{*1}

An Experimental Study on the Performance of a Perforated Duct with Enlargement and Contraction (An Evaluation of Heat Transfer Performance)

Yu SESHIMO, Masao FUJII, and Goro YAMANAKA

A new concept on the enhancement of forced-convection heat transfer at a Reynolds number lower than 3 000 is presented. A new surface has many holes and is bent in a trapezoid shape. The phase of each adjacent surface is changed by half a period, and therefore a duct constructed with these surfaces has enlargement and contraction parts alternately along the flow passages. The heat transfer coefficient of the new duct increased by about three times that of a duct with plain surfaces at the same Reynolds number.

Key Words: Heat Transfer, Forced-Convection, Heat Transfer Enhancement, Perforated Fin Compact Heat Exchanger

1. ま え が き

低レイノルズ数域における強制対流伝熱の促進は、コンパクト熱交換器などの分野できわめて重要である。従来、このような領域の伝熱促進は、伝熱面を流れ方向に分断し前縁効果を利用する方向が一般に用いられている。この伝熱促進方向に関しては、その工業的な有用性から最近も最適形状の追及を中心とした活発な研究が行われている。しかし30年以前から用いられているこの方法を除けば、低レイノルズ数域における他の有効な伝熱促進法は知られていない。

本報では新しい伝熱面構造により、低レイノルズ数域において、流動抵抗の増加が比較的少なく、かつ大きな伝熱促進率が可能となる方法を得たので、その特性について報告する。

本伝熱促進法は、あとに示すように円孔を多数あけた伝熱面をほぼ台形状に屈曲させ、隣合う伝熱面の屈曲位相を半周期ずらすことにより流れ方向に拡大・縮小を伴う流路を構成したものである。(以下変位相屈曲板群と略記)。多孔の平行平板群(Perforated-Fin)に

ついては、Liang⁽¹⁾が実験を行っており、低レイノルズ数域($Re < 4 \times 10^3$)では、無孔の平行平板群と比較して伝熱促進効果がないことを示している。これに対し、本伝熱促進法の特徴的な点は、隣接する流路間の流速差に基づく壁面圧力差により多孔壁を介して流体の出入りが生ずること、つまり伝熱面からの流体の吹出し・吸込み現象を受動的な方法で実現できることにあり、かつ縮小部における境界層の更新などによる効果も考えられ、著者らはそれらによる伝熱促進効果を予測した。

本報は、この伝熱促進法を用いた場合の伝熱および流動損失性能を実験的に調べ、平行平板群などの性能と対比してその効果を明らかにすること、およびこれから実験により得た特性と流れの可視化実験結果から、本伝熱促進方法の機構について定性的な説明を試みることを目的としている。

2. 流 れ の 可 視 化

2-1 可視化方法 本伝熱促進法を用いた場合の流れ様相を観察するために可視化実験を行った。流体は水で、トレーサはアルミニウム粉末であり、若干の界面活性剤も添加した。可視化に用いた伝熱面群は、3-1節の図2に示す寸法の5倍のモデルで、表1の実

* 昭和61年5月27日 第23回日本伝熱シンポジウムにおいて講演、原稿受付 昭和61年12月22日。

*1 三菱電機(株)中央研究所 (〒661 尼崎市塚口本町8-1-1)。

験番号(P-2)と相似に作られている。多孔屈曲板と側壁はアクリル板で製作した。図1に示す可視化写真はアクリル側壁を介して撮影したもので、自由表面を観察したものではない。また、側壁の影響を避けるために多孔群は、側壁より15 mm 離して設けた。可視化モデルは、多孔屈曲板6枚で構成した。実験に際しては、トレーサであるアルミニウム粒子がモデルの入口で一様に分散していることを確かめた。

2.2 可視化による流れの観察 図1は流れの可視化結果の一例で、 $Re=400$ の場合について縮小部流路を中心に流れの様相を撮影したものである。図1中の明暗はトレーサの濃淡であり、観察によれば、暗部は滞留または流速の遅い部分に対応している。

図1を見ると、拡大流路から縮小流路へ伝熱壁を介して明らかに吹出しが見られる。ただし吹出し量は後流ほど増加しており、吹出しを生じるための両流路の壁面圧力差に分布があることを示している。縮小部の流れは、入口の絞り部から速度境界層が発達する層流助走区間の流れのように見え、そこに吹出された二次流れは、すぐに主流に沿って流れており、その流れは

図1 流れの可視化

図2 伝熱面構成

下流部でもしま状に見える。一方、拡大部では流体の吸込現象が見られ、主流またはその一部が壁面に近寄せられていることが明らかである。加えて肩部の孔から隣接流路への流入があることもわかる。

図1に示した流れの観察によって、伝熱壁を介しての流体の吹出し、吸込みが実現されていることが明確となった。

3. 伝熱・流動損失特性に関する実験

3.1 供試伝熱面群 図2に変位相屈曲板群の構成を示す。伝熱面は肉厚0.5 mm のSUS板で製作し、多孔の場合の孔径は2 mm で孔ピッチは5 mm (千鳥配置)で開孔率は14.5 %である。実験にはこの伝熱面をすきま5.5 mm で20枚積層した前面120 mm×120 mm の伝熱面群として構成したものをを用いた。供試伝熱面群としては無孔および多孔の変位相屈曲板群と、性能を対比するための無孔および多孔の平行平板群を用意した。表1に本実験で用いた供試伝熱面群の諸元を示す。

3.2 非定常法による熱伝達率の測定 図3に本研究で用いた実験装置の概略を示す。風洞は吸込式で、供試伝熱面群設置部の口径は120 mm×120 mm である。実験は風洞全体を恒温恒湿室に設置し、入口空気条件を一定として行った。

熱伝達率の測定は上記伝熱面群の入口空気温度をステップ変化させ、出口空気温度のインディシャル応答を観測する方法を用いた。この方法は、未知定数を含

表1 供試伝熱面群諸元

No.	Plate Arrangement	S_1 (mm)	S_2 (mm)	l (mm)	L (mm)
Plan	NP-1	Parallel	—	—	100.0
	NP-2	Parallel	8.6	2.4	15.0
Perforated	P-1	Parallel	—	—	100.0
	P-2	Parallel	8.6	2.4	15.0
	P-3	↑	8.6	2.4	7.5
	P-4	↑	8.6	2.4	7.5
	P-5	↑	8.3	2.7	7.5

むシステムのインディシャル応答を観測し、あらかじめ決めてある物理モデルのシミュレーション結果と比較することにより熱伝達率を同定するというものである⁽²⁾。本実験で用いた計算モデルは千秋ら⁽³⁾と同様のものであり、流れ方向の空気の流れ平均温度および伝熱壁の温度変化は考慮しているが、それらの差により定義した熱伝達率は流れ方向に一樣とし、かつ伝熱壁は均質であって一樣厚さ、空気の物性値は温度によって変化しないなどの仮定をしている。出口空気温度は16対の線径0.1 mmのK熱電対で測定した。また、この熱電対自身の遅れも実測し、一次遅れ要素として取扱い、空気流速の関数として計算モデルに含めた。

出口空気温度の変化は上記モデルの熱バランス式を差分法を用いて計算した。実際の計算においては、本報の供試伝熱面群をすべて流路長 L の平行平板群とみなし、多孔の場合は、伝熱壁の熱容量と流れ方向の伝導抵抗を補償するために、開孔率に対応した等価伝熱壁厚さを与えた。多孔群の存在、および台形屈曲による伝熱面積の変化は、孔の内縁なども含めた真の伝熱面積を計算し、平行平板群のそれとの比を用いて、得られた熱伝達率を比例的に補正した。この伝熱面積の比は本報のすべての伝熱面において0.95~1.05の範囲であった。

実験は図3の実験装置のヒータに通電して伝熱面群を加熱し、温度場が静定した後行う。入口空気温度のステップ変化を与える方法に関しては従来いくつかの方法が提案されているが、本実験では図3のヒータ部分(径1 mmのマイクロヒータを網状としたもの)を瞬間的に風洞外に取り出す方法を用いた⁽²⁾。熱伝達率の決定は、カーブマッチング法によった。

流動抵抗 ΔP は前後の風洞の壁面圧力差を測定したものを用いた。

3.3 伝熱・流動損失特性に関する実験結果 実験結果の整理にあたり、ヌッセルト数 Nu 、レイノルズ数 Re 、流動損失係数 f を式(1)~(3)に示すように定義した。

$$Nu = h \cdot De / \lambda \dots\dots\dots (1)$$

$$Re = u \cdot De / \nu \dots\dots\dots (2)$$

図3 実験装置

$$f = \Delta P \left(\frac{4L}{De} \cdot \frac{\rho u^2}{2} \right)^{-1} \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 De は等価直径で平均平板間すきまの2倍を用いた。 u は平板間の平均流速で、 L は流路長さである。 λ, γ, ρ は各々空気の熱伝導率、動粘性係数、密度で、出口空気温度の初期値と最終値の平均値で評価した。

3.3.1 平行平板群の特性 図4に平行平板群の伝熱・流動損失性能に関する実験結果を示す。図4中の○印は無孔、●印は多孔の場合を示している。図4から、少なくとも実験範囲の Re 領域の平行平板群においては無孔と多孔伝熱面の性能上の差異がないことは明らかである。伝熱性能に関する実験結果は、Stephan⁽⁴⁾の解析解とは多少異なる結果を与えるが、丸本ら⁽⁵⁾による等温平行平板群の実験結果とは比較的良く一致しており、3.2節で示した非定常測定法が妥当なものであることがわかる。

流動損失性能の図4中の破線は、参考までに示したShah⁽⁶⁾の結果である。

3.3.2 無孔変位相屈曲板群の特性 図5に変位相屈曲板群(無孔、多孔)の伝熱・流動損失性能の実験結果を示す。図5中の○印で示した実験点は図3の無孔平行平板群の性能を再掲したものである。本報は多孔の変位相屈曲板群を取扱うものであるが、多孔の効果を明らかにするために無孔の変位相屈曲板群についても実験を行っている。

無孔変位相屈曲板群(NP-2)の伝熱性能は、ほぼ平行平板群(NP-1)と同様な Re に対する依存性を示している。ただし、 Nu は大きく同一の Re における平行平板群に対する比は約2倍となっている。流動損失係数 f は、同一 Re で平行平板群に対して約6倍と大きな値を示し、 Re の増加につれてその比率は拡大する傾向にある。

3.3.3 多孔変位相屈曲板群 同じく図5に示した多孔変位相屈曲板群(P-2)の伝熱性能は、平行平板群(NP-1)および無孔変位相屈曲板群と同様な Re に対するこう配を示している。しかし同一の Re での Nu の値は無孔(NP-2)の場合よりもさらに高く、平行平板群に対して約3倍の性能を有している。また図5で明らかのように、多孔(P-2)の場合、伝熱性能は向上するのに対し、流動損失係数 f は無孔(NP-2)の場合よりも同一 Re 数で約30%程度低下している。また f の Re に対するこう配がやや緩やかとなっている。

3.3.4 流路長の影響 図6に流路長(L)が異なる3種類の多孔変位相屈曲板群(P-3)、(P-4)、(P-5)

の伝熱・流動損失性能の実験結果を示す。これらの l は 7.5 mm であり、(P-2) に比べ屈曲周期が短い。図 6 から、多孔変位相屈曲板群の伝熱および流動損失性能は、流路長によらないことが明らかで、助走区間を含む平行平板などの特性とは明確な差異を示している。また屈曲周期が短くなったことにより、図 6 に破線で示す $l=15\text{ mm}$ の (P-2) の性能とは差異を生じ、 Nu は 15% 程度、 f も 50% 程度増加している。

4. 伝熱促進機構に関する考察

4.1 流動機構および多孔群の効果 図 1 に示した流れの観察によって、伝熱壁を介しての流体の吹出し・吸込みが実現されていることが明確となった。加えて、図 5 に示した実験結果によって変位相屈曲板群においては、多孔群を有するものが、無孔の場合に比べ、大きく伝熱性能を向上させることが明らかとなった。平行平板群においては、図 4 に示したように、多孔群の効果は見られないことから、この場合の多孔群の効果は、位相を半周期ずらした台形屈曲板群としたことによりもたされたと考えらるべきで、それは前記の流体の吹出し・吸込み現象に起因すると推察される。このような付加的流れによる伝熱促進効果については必ずしも明確でない点がある。つまり、上記のような伝熱壁の法線方向の対流速度成分の伝熱に対する影響は、従来の平板上の層流理論に基づけば、吸込みの場合には伝熱促進効果のあることが予測されるが、吸出しの場合には逆に熱伝達率の低下が考えられるからである

(ただし、井口ら⁽⁷⁾は単一平板でスリットから吹出しがある場合について実験を行い、主流速度に対する吹出し速度比が 5% 以上でスリット下流での大幅な局所熱伝達率の増加を報告している)。この点に関し、図 1 にその一例を示した流れの観察結果によれば、孔部からの吹出し速度は主流速度の数%程度でなく相当に大きいように観察された。その結果、吹出し流によって壁面近傍の速度場が乱されることや吹出し速度が大きいため吹出し流自身のエンタルピー輸送による効果などが考えられ、それら現象の複合により吹出し側でも伝熱が促進されたと考えられる。一方、吸込側の壁面では、通常の吸込み現象と同様に、壁面に向かう対流速度成分の影響により境界層厚さが減少し、伝熱が促進されたと考えられるが、吸込み速度が大きいため、吹出しの場合と同様に複雑な様相を伴うと思われる。

また、図 5 に示したように流動損失特性の実験結果において、多孔の場合の流動損失に比べ低下することを明らかにした。これは、流れの観察結果で示したように、肩部(台形屈曲の斜辺部)の孔を介して流体が隣接流路へ流入することによる拡大・縮小部の形状抵抗の低減が寄与しているためと考えられる。

いずれにしても、詳細な伝熱・流動の機構は今後の解析を持たねばならない。

4.2 無孔変位相屈曲板群の伝熱促進機構 図 5

図 4 平行平板群の伝熱・流動損失性能

図 5 変位相屈曲板群の伝熱流動損失性能

に示したように、無孔変位相屈曲板群の伝熱促進率は平行平板群の約2倍に達する。本報の伝熱促進方法は、これに4・1節で示した多孔群の存在による効果を重畳させたものと考えられるから、無孔の場合の伝熱促進機構についても十分な検討が必要である。

本報では一例しか実験を行っていないが、その伝熱促進機構を推定すれば、各縮小部流路における境界層の更新、流速の増大などが考えられ、拡大部流路では、涌坂⁽⁹⁾がディフューザ形をした伝熱壁の実験で示したような、拡大部での流れのはく離、再付着に伴う伝熱促進効果が予想される。

4・3 流路長および屈曲周期の影響 本伝熱促進法（多孔変位相屈曲板群）の伝熱流動損失性能が流路長によらないという実験結果（図6）が得られたのは、本章で推定した伝熱促進機構から十分に予想されることである。このことは、本伝熱促進法の特性で特徴的なことで、実用上の価値が非常に大きいと思われる点である。

屈曲周期を短縮すると熱伝達率と流動損失が増大することを図6で示した。この場合の伝熱性能の向上は、主に縮小部における境界層の更新周期の短縮に起因すると予想される。また、流動損失の増大は、境界層の更新周期の短縮による摩擦損失の増加と拡大縮小部の形状抵抗の割合の相対的な増加によると考えられる。

本伝熱促進法の諸形態パラメータが特性に及ぼす影響については今後より系統的な研究を必要とする。

5. 性能評価

強制対流下で用いられる熱交換器や伝熱促進法の有効性を評価する場合には、伝熱促進率だけではなく、流動損失も加味する必要がある。すなわち、熱交換器と送風機からなる熱交換系としての評価が実用上は不可欠である。

棚沢⁽⁹⁾は、従来の同一レイノルズ数で Nu/f を比較する方法にかわるものとして、横軸に $f^{1/3} \cdot Re$ 、縦軸に Nu をとり、単位ファン動力、単位温度差あたりの移動熱量を比較する方法を提案している。厳密には、総括伝熱係数や温度効率を考慮する必要があり、熱伝達率は移動熱量に比例しないが、従来の方法に比べれば実用的で有効な評価法であると考えられる。

図7は、この方法を用いて図5に示した多孔変位相屈曲板群(P-2)、無孔変位相屈曲板群(NP-2)、平行平板群(NP-1)の伝熱・流動損失性能の実験結果を整理したものである。

図7から、多孔変位相屈曲板群の同一ファン動力における平均熱伝達率は平行平板群のそれに比べて約

2.2倍に達し、また、その伝熱促進率は $f^{1/3} \cdot Re$ によらず一定であることがわかる。

6. ま と め

比較的低いレイノルズ数域 ($Re < 3000$) の伝熱促進を目的とし、位相を半周期ずらした多孔変位相屈曲板群などに関しその熱伝達率と流動損失を実験的に調べた。またその流れを水流モデルで可視化した。これらのことから以下に示す結果が得られた。

(1) 流れの可視化実験によって多孔変位相屈曲板群では多孔壁を介して流体の吹出し・吸込み現象が実現されていることを確認した。

(2) 変位相屈曲板群における多孔群の存在は、無孔の場合に比べ、大きく伝熱性能を向上させ、かつ流

図6 流路長(L)の影響

図7 性能評価

動抵抗を減少させる効果があることを実験的に示し、それらの効果が前項の現象に起因していることを明らかにした。

(3) 多孔変位相屈曲板群として伝熱面群を構成する方法は、伝熱促進に極めて有効であり、平行平板群との対比において、その平均熱伝達率の比である伝熱促進率が同一レイノルズ数で約3倍、ファン動力一定の評価でも2.2倍に達することを示した。本伝熱促進法は実用上も極めて有効であると考えられ、今後の展開が期待できる。詳しい伝熱促進のメカニズム、また各形態パラメータが特性に及ぼす影響の詳細などについては今後の研究を必要とする。

文 献

- (1) Liang, C. Y., ほか1名, *Trans. ASME, J. Heat Trans.*, 97 (1975), 9.
- (2) 棚沢・ほか, 東大生研報告, 21-1 (昭46), 1.
- (3) 千秋・ほか3名, 機構論, No.760-16 (昭51), 58.
- (4) Stephan, K., *Chem. Ing. Tech.*, 31 (1959), 773.
- (5) 丸本・ほか2名, 第20回空調冷凍連合講演会講演論文集, (昭61), 32.
- (6) Shah, R. K., *Advances in Heat Transfer*, S2, (1978), 1, Academic Press.
- (7) 井口・ほか2名, 第18回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭56), 196.
- (8) 涌坂, 第19回日本シンポジウム講演論文集, (昭57), 37.
- (9) 棚沢・ほか3名, 機論, 149-439, B (昭58), 676.