タービュレンスプロモータによる長方形管内強制対流熱伝達の促進* (第2報, 無孔板・多孔板・半多孔板プロモータ付き伝熱面の性能比較)

棚 沢 一 郎**, 宮 崎 洋***
西 尾 茂 文**, 高 野 清**

Enhancement of Forced-Convection Heat Transfer in a Rectangular Channel Using Turbulence Promoters (2nd Report, Performance Comparison of Heat Transfer Surfaces with Plain Rib Type, Perforated Rib Type and Half-Perforated Rib Type Promoters)

by Ichiro TANASAWA, Hiroshi MIYAZAKI,
Shigefumi NISHIO, and Kiyoshi TAKANO

High-performance surfaces for forced convection heat transfer using turbulence promoters were tested in a rectangular channel. Flow friction and heat transfer characteristics were measured for air flow with Reynolds number between 10^4 and 2×10^5 . Three types of turbulence promoters, plain rib type, perforated rib type and half-perforated rib type, were tested. Performance comparison was made of the heat transfer ability of the surfaces with these three types of turbulence promoters under the condition of constant pumping power. The surfaces with perforated rib type and half perforated rib type turbulence promoters were found to show excellent performance. Especially, the half-perforated rib type promoter with 10% porosity showed the best heat transfer and flow performance. Mechanism of heat transfer enhancement was investigated by measuring the local heat transfer coefficient. It was concluded that the superposition of the effects of flow through the perforations and reattachment of flow coming over the promoter was the cause of the excellent performance.

Key Words: Thermal Engineering, Heat Transfer, Forced Convection Heat Transfer, Heat Transfer Enhancement, Turbulence Promoter

1. 研究の目的

対流伝熱の促進を目的として伝熱面上に設けられる突出物(リブあるいは人工あらし)は、タービュレンスプロモータ(乱れ促進体)と呼ばれており、その最適な形状や配置についての研究が各所で行われている。このようないわゆるリブ形タービュレンスプロモータの欠点は、熱伝達の増進と同時に圧力損失の増大を引き起こすことであり、タービュレンスプロモータ付伝熱面の実用価値を高めるためには、圧力損失によるポンプ動力の増大を上まわる伝熱促進が得られるよう工夫することが必要である。

著者らは前報⁽¹⁾において、タービュレンスプロモータとして多孔板を用いることにより、総合的な流動・伝熱特性の向上が得られることを見いだした。すなわち、まずリブ形プロモータで生じる流動損失のうち、形状抵抗による部分は多孔板を用いることにより大幅に低減させることができた。一方、リブ形プロモータ

による伝熱促進においては、プロモータ上端ではなく離れた強いせん断流が伝熱面に再付着することによる効果が大きい。多孔板形プロモータではこの効果は多くの場合やや低減されるものの、多数の穴を通り抜けてきた流れによるプロモータ直後の熱伝達率の上昇が加わるため、平均的には無孔リブ板形プロモータに劣らない熱伝達率を得ることができるという実験結果であった。そして、これらを総合すると、多孔板形プロモータの性能は、無孔リブ形プロモータの性能よりも優れているという結論に達した。

しかし、前報までの段階では、多孔板形プロモータ付き伝熱面による伝熱促進のメカニズムについての詳しい検討はほとんど行わず、また穴の寸法や配置を変えた測定も不十分であった。その後実験装置を作り直し、多孔板形プロモータの性能についてさらに詳細な測定を行い、新たな知見を得たのでここに報告する。

2. 実験装置と方法

2・1 装置の概略 図1に本研究で使用した実験装置の概略を示す。本研究では空気を伝熱流体として用いたが、それを流すための風胴は吸込形で、入口断面は750 mm(幅)×250 mm(高さ)の長方形であり、2枚の金網で整流された空気は、300 mm(幅)×100

* 昭和58年11月21日 第922回講演会において講演、原稿受付 昭和58年5月10日。

** 正員、東京大学生産技術研究所(●106東京都港区六本木7-22-1)。

*** 准員、三菱総合研究所(株)(●100東京都千代田区大手町2-3-6)。

mm (高さ) × 2275 mm (長さ) の長方形テストセクションに流入する。

テストセクションの上下面が伝熱面で、これは厚さ 20 mm のペークライト板に厚さ 30 μ m の通電加熱用ステンレス鋼はくを接着したものである。ただし、この伝熱面には、175 mm 間隔にタービュレンスプロモータ挿入のための溝 (幅 1.2 mm, 深さ 4 mm) が流れに直角に切つてあるため、この部分は非加熱部となっている。したがって、1 枚の伝熱面は、14 枚のタービュレンスプロモータ用リブ板によって 13 のセクションに分割されることになる。なお、片面あたり 13 個に分割されたステンレス鋼はくヒータの電気抵抗はほぼ等しく、これらは銅製の角棒で直列に接続されているので、等熱流束加熱の条件が成り立っていると考えた。

テストセクションの側壁は、透明なアクリル板で作成、随所にピトー管や熱線プローブなどを挿入するための円孔を設けた。

テストセクション下流の流路は、流量検定のための内径 105.3 mm の円管に滑らかに移行し、さらに二つのベンドと流量調節用バタフライバルブを経て送風機吸込口に接続されている。

タービュレンスプロモータとして使用した薄板はすべて鋼製で、これを伝熱面上の溝に挿入する際には、ステンレス鋼はくヒータとは電氣的にも熱的にも絶縁するようにした。したがって本研究で使用したタービュレンスプロモータによる伝熱促進効果には面積拡大の効果はほとんど含まれていないと考えられる。なお、プロモータは上下伝熱面に対称位置に配列した。

2.2 流れの測定 テストセクションにおける流量あるいは平均流速を知るために、平滑流路について、下流の流速測定部に固定したピトー管で得られる流速とテストセクションにおける平均流速の関係をあらかじめ求めておき、実験中にいちいちテストセクシ

ョンでの流速分布を測定する手間を省いた。なお、流量調節は送風機入口近くのバタフライバルブにより行った。

圧力損失を求めるためには、テストセクションの両側壁の高さ方向中央の位置に、直径 1 mm の圧力測定用小孔を 10 個あけ、流れが十分発達した領域における壁面静圧の降下をマイクロマノメータで測定した。

伝熱面表面付近での局所的な流れの乱れを見るためには、定温度熱線風速計用の直径 5 μ m のタングステン線プローブをテストセクションに挿入し、これを三次元トラバース装置で移動させた。

2.3 伝熱測定 伝熱面表面温度の測定は、テストセクション入口から 1750~1925 mm の位置にある 11 番めのセクションの上下両面と、その次の 12 番めセクションの下面の合計 3 セクションについて行った。このセクション以降では摩擦係数の測定値が流れ方向に変化せず摩擦係数上は発達した流れとなることが確認されている。各セクションのステンレス鋼はくヒータの裏面に、線径 80 μ m の銅・コンスタンタン熱電対を、流れ方向およびスパン方向に合計 78 点はんだ付けした。

空気温度については、流路の中央部での入口温度を銅・コンスタンタン熱電対で測定し、これに測定位置までのヒータ総発熱量に相当する温度上昇を加えて局所混合平均温度とした。なお、こうして求めた局所混合平均温度は、テストセクションのある垂直断面内で熱電対をトラバースして求めた平均温度と 1 % の精度で一致することを平滑流路について確認したので、流路から外部への熱損失は無視することにした。

ステンレス鋼はくヒータへの電力供給量から換算される熱流束を q 、局所壁温を T_w 、局所混合平均空気温度を T_b とすると、局所熱伝達率 α は $\alpha = q / (T_w - T_b)$ から求められる。また、局所ヌセルト数 N_u は $N_u = \alpha D_e / \lambda$ (D_e : テストセクションの等価直径, λ : 空気の熱伝導率) と定義される。さらに、流れが十分に発達した位置での、2 枚のプロモータ板間での平均ヌセルト数 N_{um} は、伝熱面の中心線上での局所ヌセルト数の代数平均から求めた。

3. 実験結果

3.1 平滑長方形流路の特性試験 実験の第 1 段階として、タービュレンスプロモータを設置しない平滑長方形流路について、流動・伝熱特性を測定した。

まず、テストセクション入口から 1655 mm 下流で、垂直方向流速分布、水平方向流速分布、速度の乱れ強さの分布などを測定し、流れの発達の状況および

図 1 実験装置

スパン方向での流れの二次元性などを確認した。

次に摩擦係数および熱伝達率(すなわちヌセルト数)を測定し、図2のような結果を得た。すなわち、図2の下方にプロットされている各点は、平滑流路における摩擦係数 λ の測定値を示すものであるが、これらは実線で示したような Kármán-Nikuradse の式

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10}(Re^* \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (1)$$

によく合っている。ただし式(1)で用いられているレイノルズ数は、Jones⁽²⁾によって推奨されている修正レイノルズ数 Re^* であり、本装置においては、通常のレイノルズ数の0.921倍の値となる。なお、加熱(●印)、非加熱(○印)の違いによる摩擦係数の差異はみられない。一方、図2の上方の測定点はヌセルト数を示すが、比較のために示した Dittus-Boelter の式(ただし、等価直径を代表長さとして用いている)

$$Nu_m = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2)$$

とはレイノルズ数が低いところでかなりの差を生じている。この差がどのような原因によるものかについて、著者らは種々の角度から検討を行った。まず、温度、熱流束、流速などの測定誤差を調べたが、誤差をかなり大きく見積もっても、図2に見られる差を説明するのは困難であった。また、流れが未発達のためという可能性は、流速分布測定の結果から否定された。むしろ後に示すように、タービュレンスプロモータ付き流路においても同様の伝熱特性が得られていることを考慮に入れると、

(1) 円管内乱流熱伝達の整理式(2)を上下面加熱の長方形流路に適用したこと。

図2 平滑流路における測定結果

(2) 温度場が十分には発達していなかったこと。

(3) 自然対流の影響。

などの可能性が大きい、いずれも完全に納得できる理由とするには不十分であった。そこで、本研究がタービュレンスプロモータを設置した場合との比較を第一の目的としていることから、後に述べるようなプロモータによる伝熱促進の度合を算出する際の基準としては、図2の測定値を用いることとした。

3.2 無孔板形タービュレンスプロモータに関する測定

次に、穴のあいていない厚さ1 mmの鋼板をタービュレンスプロモータとして用いた場合の実験を行った。プロモータ間のピッチ p は一定で175 mm、プロモータの高さ e は5, 9, 13 mmの三とおりに変えた。プロモータは上下伝熱面に対称に配列したが、これを半ピッチずらした配列にしてもあまり特性に変化は現れないことが Han⁽³⁾の報告から推測される。

図3は、3種類の高さの無孔板形タービュレンスプロモータ付き伝熱面の摩擦係数と修正レイノルズ数の関係を示したものである。プロモータの高さが大きくなるとともに摩擦係数が増大すること、修正レイノルズ数によってあまり大きさが変わらないことなど、前報⁽¹⁾と同じ結果が得られている。

図4は、テストセクションから11番めの下側伝熱面で測定した平均ヌセルト数とレイノルズ数の関係を示したものである。前述のように、測定はほかに上側11番めおよび下側12番めのセクションでも行ったが、測定結果にほとんど差異が認められなかった。平滑流路の場合と同様、どの高さのプロモータについて

図3 無孔板プロモータ付き流路の摩擦係数

も、低レイノルズ数側に向かって平均ヌセルト数の低下が鈍る傾向が現れている。

相隣る無孔板形タービュレンスプロモータ間での局所ヌセルト数の測定結果については3・5節でまとめて述べる。

3・3 多孔板形タービュレンスプロモータに関する測定 タービュレンスプロモータとして用いた多孔板は、厚さ0.8 mmあるいは1 mmの鋼板に円孔のあいているもので、円孔の直径 ϕ は1, 3, 5 mmの3種類、プロモータの高さ e は5, 9, 13 mmの3種類に変えたが、これらの組み合わせのすべてについて測定を行ったわけではない。また開口率については前報⁽¹⁾の結果からとくに伝熱性能が良いと予想される23%前後の場合についてのみ測定を行った。

図5に、多孔板形プロモータ付き伝熱面における摩擦係数と修正レイノルズ数の関係を示す。摩擦係数はレイノルズ数によらずほとんど一定値となっていることがわかる。また、図3の無孔板形プロモータと比較すると、摩擦係数は $e=13$ mmで約50%、 $e=9$ mmで30~40%、 $e=5$ mmで20%ほど減少している。また $e=9$ mmの場合について孔径の影響を見ると、 ϕ が3, 5, 1 mmの順に摩擦係数が大きくなっていることがわかる。一様流中に同じ開口率の障害物を置いた場合には、孔径が大きいほど圧力損失が小さくなると考えられるが、本実験では多孔板に当たる流れに速度分布があるため上述のような結果が出たものと思われる。

図6に、平均ヌセルト数とレイノルズ数の関係を示す。孔径 $\phi=1$ mmのものについて比較すると、プロモータ高さ e が大きいほど平均ヌセルト数は大きく

なっているが、 $e=9$ mmと $e=13$ mmの差は小さい。また高さ $e=9$ mmのものについて孔径の影響をみると、 ϕ が5 mmと1 mmでは平均ヌセルト数はほぼ等しく、 $\phi=3$ mmのものだけがかなり低くなっていることがわかる。さらに、図4の無孔板形プロモータと比べると、 $e=9$ mmのものについては平均ヌセルト数はあまり低下しておらず、摩擦損失も考慮に入れた総合性能はむしろ向上しているものと推測される。局所ヌセルト数の測定結果についてはまとめて3・5節で述べる。

3・4 上部または下部の穴をふさいだ多孔板形タービュレンスプロモータに関する測定 前報⁽¹⁾でも述べたように、多孔板形タービュレンスプロモータによる伝熱促進では、プロモータ上端部からのはく離流の再付着と、穴を通り抜ける流れによる効果の二つが平

図5 多孔板プロモータ付き流路の摩擦係数

図4 無孔板プロモータ付き伝熱面の平均熱伝達率

図6 多孔板プロモータ付き伝熱面の平均熱伝達率

均熱伝達率の上昇に寄与する。これら二つの効果は、プロモータの高さや開口率ばかりでなく、穴の位置によっても変わると考えられるので、高さ9 mmの多孔板形のプロモータについて、その上側の穴をふさいだもの2種〔孔径1 mm (☆印) および3 mm (★印)〕、下側の穴をふさいだもの1種〔孔径3 mm (⊕印)〕について測定を行った。このようないわば半多孔板形タービュレンスプロモータの開口率は9~10%であった。

摩擦係数および平均ヌセルト数の測定結果を図7に示す。上側をふさいだ半多孔板形プロモータの摩擦係数は無孔板形プロモータより15~20%低く、下側をふさいだものは20~30%低い値となっている。

一方、平均ヌセルト数は、上側をふさいだ場合には、無孔板とほとんど変わらない値になるが、下側をふさいだものでは無孔板より約20%も低い値になっている。

3.5 局所熱伝達率 これまで述べた3種類のタービュレンスプロモータを伝熱面上に設置した場合の局所熱伝達率を測定した。局所熱伝達率の分布を知ることによって、伝熱促進のメカニズムを把握し、タービュレンスプロモータの種類、形状、寸法、配置などの最適化にある程度の目安をつけることができると考えたからである。

図8は、本研究で用いたタービュレンスプロモータの代表的なものについて同一高さ ($e=9$ mm)、同一レイノルズ数 ($Re=9 \times 10^4$) の条件下で局所熱伝達率を比較したものである。

まず、無孔板形 (△印) では、プロモータ高さの約6倍の位置に、上流側のプロモータ上端でなく離れた流れの再付着によるとと思われるピークが現れているが、その前後での熱伝達率は低下している。これに対

し、多孔板形 (○印および●印) および半多孔板形のうちで下半分に穴のあるもの (☆印および★印) では再付着域でのピーク値は無孔板形よりはやや低くなっているものの、タービュレンスプロモータを通り抜けた流れによる熱伝達率の上昇がプロモータ直後に現れ、平均的な熱伝達率の向上に寄与している。もっと細かい比較をすると、多孔板形プロモータで孔径3 mmのもの (●印) では、孔径1 mmのもの (○印) に比べて再付着域でのピーク値が低く、さらにどちらのピーク値も上側をふさいだ半多孔板形プロモータ (☆印および★印) に比べると低くなっている。なお、下側をふさいだ半多孔板形プロモータ (⊕印) の場合の局所熱伝達率分布は、無孔板形と類似であるが、全体に低い値となっている。

3.6 性能比較 初めにも述べたように、タービュレンスプロモータを設置した伝熱面では、熱伝達率の増大と摩擦抵抗の増加とが同時に生じるので、タービュレンスプロモータの性能を比較する際にはこれら

図8 局所熱伝達率分布

図7 半多孔板プロモータ付き伝熱面の測定結果

図9 性能比較

図10 上流に置かれたプロモータの効果

二つの効果を考慮に入れた方法をとらなければならない。ここでは、前報と同じく、伝熱流路に流体を送り込むのに要する送風機動力が同一という条件で熱伝達率を比較するという方法をとることにした。

図9は、本実験で用いた各種のタービュレンスプロモータ付き伝熱面のうち高さ9mmのものについて比較を行った結果である。横軸に送風機動力に比例する変数 λRe^3 の立方根 $\sqrt[3]{\lambda Re^3}$ がとっており、縦軸には平滑流路における平均ヌセルト数と、プロモータ付き流路における平均ヌセルト数の比がとってある。

全体として、 $\sqrt[3]{\lambda Re^3}$ の値が小さいほど伝熱促進の度合は大きくなっているが、プロモータの種類によって比較すると上側をふさいだ多孔板形の性能がよく、高さ9mmの無孔板形、同じく高さ9mm、孔径1mmおよび5mmの多孔板形がこれに次ぎ、下側をふさいだ多孔板形、孔径3mmの多孔板形の性能はやや劣ることがわかる。そして上側をふさいだ半多孔板形が優れている理由を図8によって推測すると、この形のプロモータでは、はく離流の再付着による効果と、プロモータ板を通り抜けた流れによる効果とが、ともにある程度以上の大きさを保っているため、全体的な熱伝達率が高い値になっているものと考えられる。

3.7 プロモータ上流の流れの影響 これまでは、測定位置において流れ場および温度場が十分に発達していると考えられる領域についての流動・伝熱特性について述べてきた。しかし、実用的見地からは、プロモータ上流の流れが十分に発達していない場合の伝熱特性も重要である。そこで、テストセクション入口から1750mmの位置およびこれより175mm下流に上下一対ずつのプロモータを立てておき、さらにそこか

ら上流に向かって一対ずつプロモータを増やしていった場合の局所熱伝達率の変化を測ってみた。

図10は、無孔板形プロモータについてその結果を示したものである。上流にプロモータがない場合（●印）の局所熱伝達率は、その大きさおよびピーク値の位置（プロモータ高さの約10倍下流）がほかとは大きく異なっている。そして、上流側に三対以上のプロモータを置けば局所熱伝達率分布はほとんど変化しなくなることがわかる。多孔板形プロモータについての測定結果もほぼ同様の傾向を示した。なお、紙数の関係で図示は略すが、主流方向の速度乱れを測定した結果を見ると、上流に多数のプロモータが置かれている場合に比べると、速度乱れの値がかなり低くなっており、このことが局所的熱伝達率の低さの一因となっていると推測される。

4. ま と め

強制対流熱伝達の促進を目的として、伝熱面上に無孔板および多孔板をタービュレンスプロモータとして配置した実験を行い、レイノルズ数が $10^4 \sim 10^5$ の範囲における流動・伝熱性能について測定した。

その結果、上記のレイノルズ数範囲では、多孔板形プロモータ付き伝熱面のほうが無孔板形プロモータ付き伝熱面よりも常に高性能であるとは言えないが、多孔板の上半分をふさいだ場合には性能が向上することがわかった。これは、プロモータ上端からはく離流の再付着による効果と、穴を通り抜けた流れによる効果とが打ち消し合わず、ともに熱伝達率向上に寄与していることと、穴のためにプロモータ板の流れに対する形状抵抗が大幅減少することが原因となっているものと思われる。

またプロモータ上流の流れの影響を調べるための実験を行い、一つのプロモータの上流に置かれたプロモータの数が2組以下の場合には、局所的熱伝達率の値が全体として低下することを見いだした。〔本研究は、一部文部省科学研究費（エネルギー特別研究）の補助を受けた。〕

文 献

- (1) 棚沢・ほか3名, 機論, 49-439, B (昭57), 676.
- (2) Jones, O. C., Jr., *Trans. ASME, Ser. I*, 98-2 (1976), 173.
- (3) Han, J. C., ほか2名, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 21-8 (1978), 1143.

討 論

〔質問〕 一 宮 浩 市〔山梨大学工学部〕

タービュレンスプロモータの特性という意味で興味深く拝読した。

(1) 3種類のタービュレンスプロモータ(無孔板, 多孔板, 半多孔板)の伝熱特性の相違に関連して, それぞれのプロモータによる局所熱伝達と流動状態(速度分布, 乱れなど)の対応はどのようにになっているのか, 多孔板の場合は前報の可視化によりある程度評価されているが, 定量的にはいかがか, また半多孔板の, プロモータ上端からのはく離流れの再付着による効果と穴を通り抜けた流れによる効果が伝熱面付近の流れにどのような変化を与えているのか。

(2) タービュレンスプロモータの最適化には, パラメータが多く困難な面もあるが, 伝熱性能という観点より, 将来の見通しについてご意見をお聞かせ願いたい。

〔回答〕 (1) 今回の実験では, 図10に関連して, 油膜法による流れの可視化を行い, また, 乱れ分布については, 多孔板($e=9, \beta=23, \phi=3$)と半多孔板($e=9, \beta=9, \phi=1$)の比較, および図10に関連して無孔板プロモータが単独で置かれた場合と, 多数個置かれた場合との比較を行ったのみであり, 流動場と局所熱伝達の詳細な連関については把握していない。ただし, 図10に関連した可視化の結果によれば, 上流側プロモータ枚数の増加とともに, 再付着点が上流側へ移動すること, また乱れ分布の測定によれば, プロモータ枚数の増加とともに, 流れ場全域にわたって乱れが顕著に増大することが観測されている。また, 多孔板と半多孔板との乱れ分布は, 後者が若干大きいものの大差はなかった。

上記のように, 無孔板, 多孔板, 半多孔板について系統的に可視化などを行っていないので流動様相の詳細な比較は難しいが, 著者らは多孔板と半多孔板後流の流れは類似していると考えている。すなわち両者とも, 穴から吹き出す流れと, これによる負圧の減少があるとは言え, やはり存在するはく離流れの再付着流れとにより伝熱促進が起きているものと考えている。両者の差は, 半多孔板では伝熱に寄与が小さいと考えられる上方の穴をふさぐことにより, 負圧の減少を少なくし, 再付着流れの強さをある程度保持していることにあるものと考えている。ただ総合的な性能比較において, このような差がどう現れるかを予測することは困難である。

(2) ご指摘のように, タービュレンスプロモータによる熱伝達促進には, 多くのパラメータがあり, その最適化の一般論を確立することは困難であると考え。当面の課題としては, まず性能予測法の無い基本的タービュレンスプロモータ(例えば伝熱面近傍におかれた円柱形プロモータ)の性能予測法を提示すること, および性能予測法がある程度確立している無孔板形タービュレンスプロモータに比べ性能が優れていると考えられるタービュレンスプロモータの基本形状を見いだすことが考えられ, こうした研究が最適化へ寄与すれば幸いと考えている。

〔質問〕 熊 田 雅 弥〔岐阜大学工学部〕

(1) 第1報と比較してリブピッチおよびダクト高さを変化させてあるが, 直接比較されていないので, それらの影響についてのご見解を伺いたい。

(2) 第1報の図12(a)と本報の図9と比較した場合 $\sqrt{\lambda} R_e$ に対する減衰が大きいようであるが, その理由について教えていただきたい。

(3) 多孔板の上半部をふさいだ場合の性能向上の理由を結論で述べられているが, 第1報での理由と同じように思われる。これは程度の差を言われているのか。

また無孔板, 多孔板および上半部をふさいだ場合の多孔板についての熱線風速計による平均速度および乱れ強さの結果があればお示し願いたい。

〔回答〕 (1) 本報の試験流路の寸法は, 幅・高さ・1セクションの長さなどが前報の2倍になっており, また用いたプロモータの高さ e とピッチ p の比, プロモータ高さと流路の水力直径 D_h の比などの幾何学的パラメータは前報とほぼ同じ領域にとつてある。現在のところ, リブ形タービュレンスプロモータの伝熱・流動特性を流れの条件・流路の幾何学的形状プロモータに関するパラメータ($p/e, D_h/e$ など)と関連づける普遍的相関式として確立したものはないが, たとえば Webb (付1)らが用いたのと同様の摩擦係数および熱伝達率の相関整理法により計算してみると, 前報の結果と本報の結果とは, データの分散の程度には一致しており, 一応比較の対象となりうるものと判断される。

(2) ポンプ動力一定条件における性能評価においては, 性能比較結果が摩擦係数および熱伝達率の測定

(付1) Webb, R. L., ほか2名, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **14**-4 (1971), 601.

精度に敏感に依存し、このため、第1報においても本報においても、性能比較の結果にはかなりの分散がみられる。

ご指摘の傾向は、プロモータを付けた場合の N_{um} が前報ではほぼ平滑面の場合に比べ平行移動しているのに対し、本文中でも述べたように、本報では特にレイノルズ数の低い領域においてこの関係がくずれていることに起因すると考える。

(3) 本報では、流動様相の可視化など流れの詳細な観測は行っておらず、明確なことは言えないが、ご指摘のように、多孔板と半多孔板との性能特性の差は、穴より吹き出す流れと再付着流れとの相関の程度の差によると現在のところ考えている。

なお、 $e=9, \beta=23, \phi=3$ の多孔板の場合と、 $e=9, \beta=9, \phi=1$ の半多孔板の場合におけるプロモータ下流における乱れ分布には、後者のほうが全域で若干大きいものの大差はなかった〔なお、一宮氏に対する回答(1)参照〕。

〔質問〕 五十嵐 保〔防衛大学校〕

図2における低レイノルズ数において実験値が高い理由を検討されているが、ヌセルト数、すなわち局所熱伝達率 $\alpha = q / (T_w - T_b)$ に問題はないか。空気側の代表温度について、たとえば混合平均温度でなく入口温度を用いたらどうなるか。ご教示願いたい。

〔回答〕 図2中に基準線として示した Dittus-Boelter の式を含め、相変化のない管内流れの熱伝達率は一般に壁温と混合平均流体温度を用いるのが通例であり合理的でもあると思う。他の代表温度を選ぶとして、何を用いるかが難しいが、質問者の提案のように、たとえば入口温度を用いて温度差を定義することは、本実験では物理的意味をもたないと思われる。また、本文中でも述べたように、本実験で用いた混合平均温度は、速度分布・温度分布の積分平均より得られる値とも良好に一致しており、この点でも問題はなさそうである。もし問題があったとすれば、伝熱面の局所温度分布のほうであり、これについては目下実験的検討を行っているところである。