

琉球大学学術リポジトリ

環状噴流による管内熱伝達

メタデータ	言語: 出版者: 琉球大学工学部 公開日: 2009-04-09 キーワード (Ja): キーワード (En): Forced convection, Annular jet, Bluff plug, Wall jet, Duct flow 作成者: 親川, 兼勇, 屋我, 実, 瀬名波, 出, Oyakawa, Kenyu, Yaga, Minoru, Senaha, Izuru メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/9608

環状噴流による管内熱伝達

親川 兼 勇* 屋 我 実* 瀬名波 出*

Heat Transfer in Duct with Annular Jet

Kenyu OYAKAWA*, Minoru YAGA* and Izuru SENAHA*

Abstract

Heat transfer coefficients were measured in the inner wall of a duct with an annular jet. The nozzle exit widths of the annular jets were varied by the change of diameter of the bluff plugs inserted at the duct inlet. The ratios of diameter of the bluff plug to that of the duct were chosen to be $d/D=0.6, 0.7, 0.8, 0.85$ and 0.9 . It is found that there are two regions of d/D where the characteristics of streamwise local heat transfer coefficients vary differently. For small d/D , the heat transfer mechanism depends on the flow field with a high turbulence intensity caused by the violent shear layer flow separated from the edge of the bluff plug. For large one, that depends on a wall jet like flow because the recirculating region formed back of the plug becomes large and makes the flow stable.

Key words : Forced convection, Annular jet, Bluff plug, Wall jet, Duct flow

1. 諸 言

流路内にブラフ・プラグを入れ、下流に再循環領域を形成させる流れ場は、実器におけるボイラの燃焼室などに多くみられる。燃焼に必要な空気を環状流路より流入させ、ブラフ・プラグの下流で燃焼させる。その際に燃焼ガスが下流に押し流されないための役目をブラフ・プラグが行う。そのためにブラフ・プラグは保炎器とも呼ばれる。これらの流れ場、すなわちブラフ・プラグの端面よりはく離れた流れ、および下流での再循環流れを形成する流れ、またその形成過程およびその内部流れの挙動がどのようなものかを知ることがは伝熱学的にも興味がある。これらは単一のブラフ・プラグで主に燃焼室入口部に設置されるが、一方流路内にあるピッチで複数の円柱を入れ、再循環流れを形成させる場合もある⁽¹⁾⁽²⁾。このような流れ場でははく

離れたせん断層流れに沿って生成される渦が合体を繰り返しつつ下流に流れ、それらが合流し、一部は逆流することなどによって乱れ成分が増大し熱輸送効果が高められる。これらを利用し、熱交換器の高性能化を図る研究も、最近行われている。この円柱は流路中央部に挿入されるために、大きな流動損失を伴うものの、熱伝達率の増大が図られることと、円板がある間隔で挿入するという簡便さのためにしばしば用いられている。しかしながら発達した流れ場の中心軸上においた場合に主流部を遮るために流動損失が大きく、たとえば岡田ら⁽³⁾の熱伝達率の増大と流動損失の結果より等ポンプ動力の条件のもとで熱的性能評価を試みると、円板を挿入したことによる伝熱促進効果は余り得られない。しかしながら流量を大きく減少させることができるという点では実用上多くの利点も考えられる。

このような流れ場と同じようにはく離せん断層が合

受理：1995年5月12日

* 機械システム工学科, Dept. of Mechanical Systems Eng., Fac. of Eng.

流し再循環領域を形成する場合のものとして、平行平板流路の入口部に二次元ブラフ・プラグを置いた場合⁶⁾、また十分に発達した流れ場に円柱または正方形柱を流れに直角に入れた場合⁶⁾の結果によれば、この場合には、ブラフ・プラグの端面から交替的にカルマン渦が放出されるがそのカルマン渦の合流のための巻きあがりに連動して端面近傍に側渦が形成され、それによる乱れ成分の増大、またそれらの側渦が壁面上を掃きすることによって壁面温度境界層の除去・再生を繰り返し、熱伝達率が増大される。他方中央部への設置をさげ、千鳥状に円柱⁶⁾を置いた場合、流路幅に対する円柱径の大きさ、また円柱間距離によって伝熱特性の違いはあるものの、前述の熱的性能比の評価は良い結果となる。なお円柱径が大きくなるとカルマン渦の放出に対し、それぞれ平行壁面に沿う形の二次元壁噴流による熱伝達特性を示す結果となる。このような流れは円管内に大きな円板を入れた場合と同様の結果を示すものと思われる。

本研究は、流路入口部にプラグを置いた場合の燃焼器室内における保炎器としての役目と、その下流に形成される流れ場、それに伴う伝熱特性および伝熱機構を支配するパラメータを知るために、種々の円管径とプラグ径の比、および流速が壁面熱伝達率分布に及ぼす影響について調べたものである。これらは基本的には熱交換器の高性能化を図るための基礎資料として用いられよう。なお十分に発達した流れ場を用いる方が、複数円板を挿入する場合に対応しようが、ここでは流路入口部に挿入されたブラフ・プラグを念頭においた、そのために入口部は層流境界層が形成された場合の結果を述べる。各ブラフ・プラグの径に対して、流速による流れ方向の熱伝達率分布および、最大熱伝達率と流速との関係について調べる、また円管とプラグとのすき間からの流れによって壁噴流としての性格をもつが、それらの熱伝達特性について議論するとともに、十分に下流で発達した乱流熱伝達特性についても述べた。なお今回は熱伝達率測定の結果のみを示し、流れ場については次回に報告することとする。

記号

D : 流路直径

d : プラグ直径

h_x : 局所熱伝達率

h_{max} : 最大熱伝達率

h_{∞} : 下流での管内熱伝達率

Num : 最大ヌセルト数 ($=h_{max} \cdot D / \lambda$)

Num_s : すきま長さを代表長さとする最大ヌセルト数
($=h_{max} \cdot s / \lambda$)

Num_{∞} : 下流での管内ヌセルト数 ($=h_{\infty} \cdot D / \lambda$)

q : 伝熱板の供給熱量

Re : レイノルズ数 ($=U \cdot D / \nu$)

Re_s : すきま長さを代表長さとするレイノルズ数
($=U \cdot s / \nu$)

s : すきまの大きさ($D-d$)/2

U : 管内平均速度

U_s : すきまを流れる平均速度

X : 流れ方向距離

ν : 流体の動粘性係数

λ : 流体の熱伝達率

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図1に示す。流路系は吹き出し形で、直径300mmの円管ダクトより測定用の直径100mmの円管にノズルにより絞られ、一様流が注入するようになっている。入口部には図1(b)に示すブラフ・プラグを、入口ダクト内に取り付けられたプラグ支持棒に設置する。プラグと測定入口部分には60mmの平行な環状部を設けた。その際の周方向への一定のすきま、平行度を保つように支持棒を微少に調整できるようにした。ブラフ・プラグの直径は $d=60, 70, 80, 85, 90$ mmとし円管直径 $D=100$ mmに対して $d/D=0.6, 0.7, 0.8, 0.85, 0.9$ とした。なお d/D が小さい場合には環状噴流としての流れ場とならないために $d/D \geq 0.6$ とした。測定部ダクトは内径100mmのベークライト管で長さが770mmと1000mmの2本を継ぎ合わせたものである。円管内壁に厚さ30 μ mのステンレス箔を30mmの幅に分割し、10枚を流れ方向に接着したもので全面加熱の伝熱管である。流れ方向の壁面温度を測定するために直径70 μ mの銅-コンスタンタン熱電対107本がステンレス箔の裏面にハンダ付されている。また円管内の周方向に180°回転した場所に13本、さらに $X/D=0.44, 2.7, 17.1$ には周方向の測定のためにそれぞれ4本の熱電対が埋め込まれている。また熱流束 q は一定である。熱伝達率 h_x は壁面温度 t_{wx} と局所流体バルク温度 t_{bx} の差で熱流束 q を除くことで求めた。なおダクトからの熱損失はガラスウールとポリウレタンを用いて防いだ。流速はダクトの出口部で測定した。ダクトの平均速度は $U=7\sim 33$ m/sの範囲で

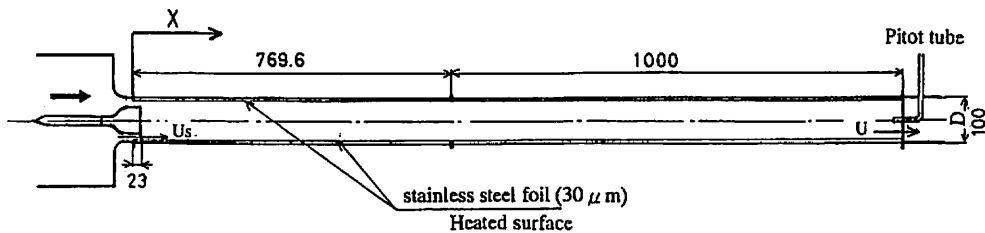
あり環状部を流れる平均流速 U_s は $U_s=14\sim 65\text{m/s}$ である。これらの流速に対して、 $d/D=0.6\sim 0.9$ の場合の流れ方向局所熱伝達率分布を求めた。

3. 実験結果および考察

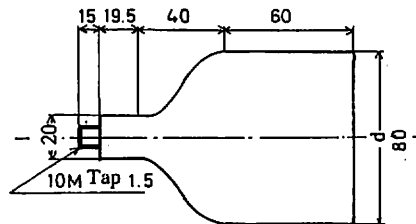
3. 1 流速による局所熱伝達率の変化

各 d/D に対して流速を変化させた場合の局所熱伝達率分布がどのようになるかを図2(a)~(b)に示す。まず円管直径に対して小さなブラフ・プラグを入れた $d/D=0.6$ 結果は図2(a)に示されている。入口部は $1/4$ 円弧のノズルでスムーズに絞られており、入口速度分布は低い流速では層流境界層を形成していると思われる。管内の平均流速が $U=14.43\sim 32.87\text{m/s}$ の場合であるが、入口部 $X/D<1.5$ において低い流速の場合には、層流境界層の発達による hx の減少、その後上昇していく分布を示し、一方流速が $U=23.6\text{m/s}$ と大きく、環状部の平均速度が $U_s=36.87\text{m/s}$ となり噴口レイノルズ数 $Re_s=4.61\times 10^4$ に達すると入口部より乱流境界層が形成され、 hx の値はほぼ一定となる分布を示す。また入口部で層流境界層を形成し下流で乱流に移移する場合に、流速の増大とともに遷移域が上流側に移動する。なお遷移した後の hx

の分布は $hx\propto (x/D)^{-n}$ で減少し、その後減少の割合が小さくなり、管内平均速度に平行なダクト流れの値に漸近し、流速の大小にかかわらず遷移域下流の分布は相似な分布を示している。これらの分布の特徴は他の d/D に対しても基本的には変わらない。つぎに $d/D=0.7$ について述べよう。噴口レイノルズ数 Re_s は $1.35\times 10^4\sim 5.44\times 10^4$ の範囲であるが、 $Re_s=4.20\times 10^4$ で入口部流れは層流から乱流に移り、入口より乱流境界層の発達過程における局所熱伝達率分布を示している。なおレイノルズ数は前述の $d/D=0.6$ の遷移レイノルズ数とほぼ等しく、遷移位置が下流にずれていることを除けば分布形状は前述の $d/D=0.6$ の $Re_s=4.61\times 10^4$ の場合と全く一致する。分布は流速が増大するとともに $X/D<1.5$ の分布の極小位置が上流に移動しつつ、かつ極小値が増大し、最大値より下流の分布は d/D が大きくなると噴流速度に対して下流でのダクト流の平均流速が減少するために d/D とともに急激に減少する。 $d/D=0.6$ および 0.7 においては、環状部から噴出した流れは円管の円壁面に沿う部分と、プラグ背面からのせん断層流れから成っており、下流でははく離せん断層は合流し逆流域を伴う流れとなる。 d/D が大きい場合も壁面に沿う流れ、また背面からのせん断層流れは存在するが、小さい d/D



(a) Dimensions of apparatus

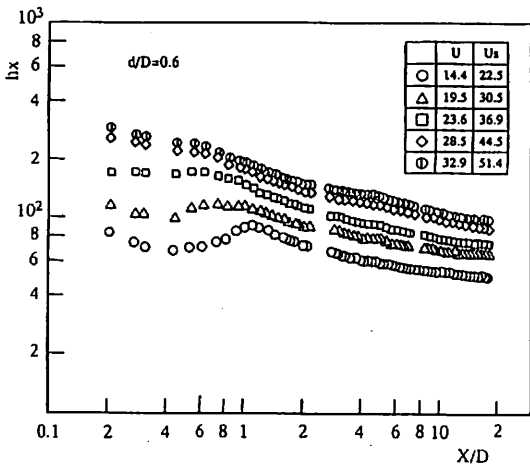


(b) Configuration of bluff plug

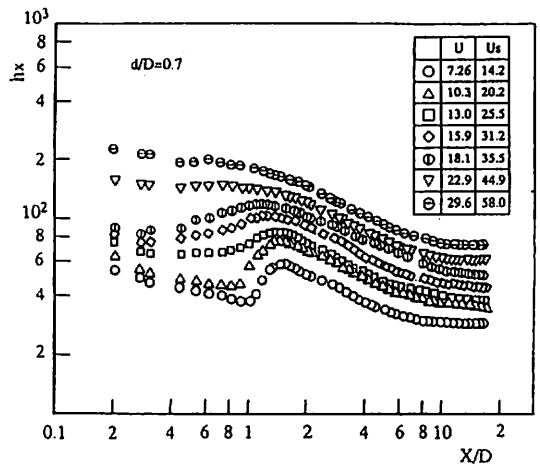
Fig. 1 Experimental apparatus, dimensions and symbols

の場合で環状部を噴出する流れは大きい d/D に比べて大きな運動量を持っているためと、またプラグ背面の逆流領域が小さいために、過度の生成が大きく、そのために入口部速度分布は大きな乱れを有する分布となり、遷移も早くなる、その $d/D=0.6$ と $d/D=0.7$ の低速での遷移域の相異がそのことを示している。 $d/D=0.8$ および 0.85 と大きくなると、入口部において十分な壁噴流型の局所熱伝達率分布を示している。また十分に絞られた環状部を噴出するために噴流のもっている主流乱れも小さくなり、本実験の範囲では、入

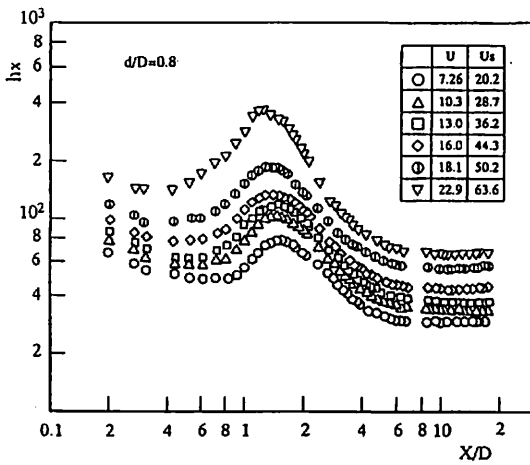
口部よりすぐに乱流にはなっていない。局所分布値は層流境界層の発達、遷移に伴い、最大熱伝達率をとった後減少しダクト流れにおける値に移行する。たとえば $d/D=0.8$ の場合の最大熱伝達率の位置は $X/s=16\sim 13$ の範囲であり、これは二次元壁噴流が層流で噴出し、その後乱流に遷移し、最大値をとる位置とほぼ等しくなっている。また $d/D=0.85$ ではその領域は $X/s=20\sim 17$ の範囲であり、壁噴流のものより大きい値となる。これらの局所分布も $hx \propto (x/D)^{-n}$ が減少し、その後ダクト流れの値と一致する。また入口



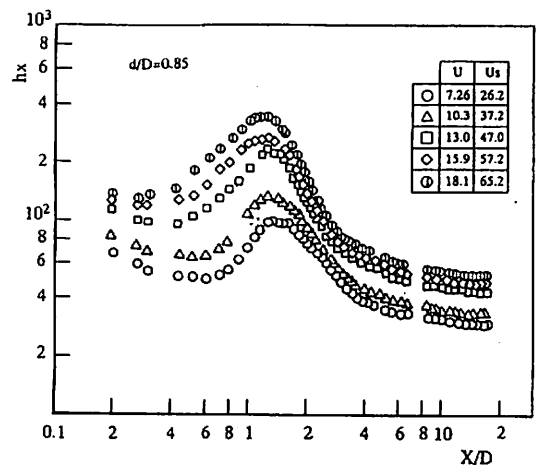
(a) $d/D=0.6$



(b) $d/D=0.7$



(c) $d/D=0.8$



(d) $d/D=0.85$

Fig. 2 Variation of streamwise local heat transfer coefficients with velocity

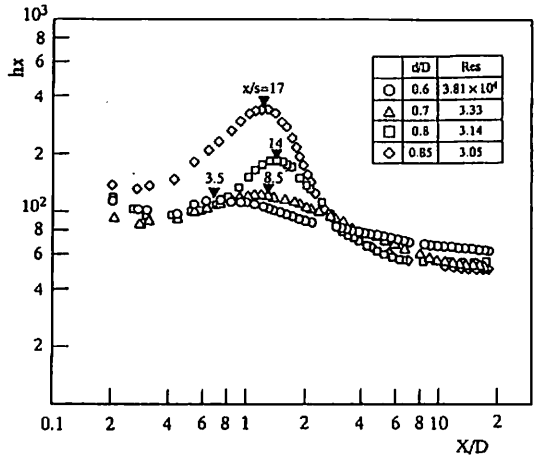
ノズル部にトリッピングワイヤーを設置し、入口より乱流で噴出させた場合には、 $d/D=0.85$ でも入口部で一様な分布を示し、分布に極小値をもたない。なおこの流速による分布の変化を両対数グラフで示したが、これは壁噴流的な性状をもつ場合には、分布は基本的に $hx \propto (x/D)^{-n}$ となることと、局所分布値に対してレイノルズ数の依存性が場所によって変わるかどうかを確認するためでもある。たとえば十分下流で発達した管内ヌセルト数は $Nu \propto Re^{0.8}$ であり、最大値および他の位置で $Nu \propto Re^{0.8}$ であれば流速によらず分布は全て同一の形状となるからである。

3. 2 d/D による局所熱伝達分布の変化

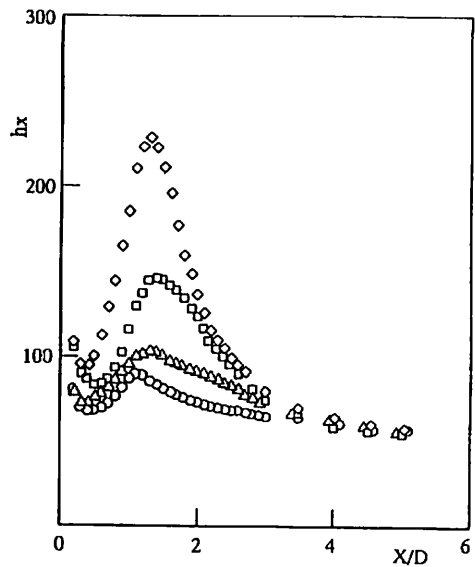
管内平均流速が $U=18\sim 20\text{m/s}$ とほぼ等しい場合の、局所熱伝達分布を $d/D=0.6, 0.7, 0.8, 0.85$ に対して図3(a)に示す。この Re_s では、入口部では層流境界層を呈しており、 hx 分布は極小をとった後最大値をとり、さらにその後発達した管路内乱流熱伝達率に漸近する。 $d/D=0.6$ の場合に管内平均流速が他の d/D より一割程度大きく、そのために下流での値が他のものより大きくなっているものの、 $d/D=0.7, 0.8, 0.85$ の場合にはほぼ一致した値を示している。また最大位置を図中に示してあるが $X/D=0.6, 0.7, 0.8, 0.85$ の場合、それぞれ $X/s=3.5, 8.3, 14$ および 17 となっており、 d/D が増大するにつれて壁噴流的な性状を有し、最大熱伝達率位置が下流方向に増大していることが分かる。また噴口レイノルズは d/D で異なっているものの、この差では流れ場が大きく変化する程でないことを考え併せると、局所熱伝達特性は $X/D=0.6, 0.7$ と $X/D=0.8, 0.85$ では異なっているようにみられる。これは前述のようにプラグ背面の逆流域の大きさおよびプラグ端での離せん断流れの持っている運動量の大きさ、それに起因する渦度生成。またプラグ径が大きく、大きな逆流域を形成する場合の弱い渦度の生成をもつ壁噴流型の熱伝達特性を有していることの2つの特徴によるものと思われる。つぎに流速をさらに低くした場合の局所分布を、入口部の層流境界層の発達過程における変化が明確になるように表したものが図3(b)である。入口先端の無限大の熱伝達率の値から減少し、その後最大熱伝達率を経て下流方向で減少する分布となる。この図においても $d/D=0.6, 0.7$ および $d/D=0.8, 0.85$ では入口領域での局所熱伝達率分布が違っており、両者の流れ場の性状が異なることを示している。

3. 3 最大熱伝達率

局所熱伝達率分布にみられるように、入口部で層流であった流れは下流で乱流へ遷移の際に最大熱伝達率をとる。この最大熱伝達率 h_{max} が d/D にどのように依存するかを図4に示す。乱流促進体として複数円板を挿入することを考え、滑面流路の十分に発達した場合の下流での熱伝達率 h_{∞} に対する h_{max}/h_{∞} を求めた。環状部での流速によって、入口部で層流か乱流かのい



(a) Middle Reynolds number



(b) Lower Reynolds number

Fig. 3 Effect of d/D on distribution of local heat transfer coefficients

ずれかの性状を示すが、そのために同一の d/D に対しても U_s の大小により h_{max}/h_w の値が異なるが、ここではそれらの平均値としての h_{max}/h_w を求めた。 h_{max}/h_w と d/D との関係は次のとおりである。

$$h_{max}/h_w = 1.55 / (1 - (d/D)^2) \dots\dots(1)$$

これは管内平均流速 U とすきまを流れる U_s との関係が

$$U_s/U = 1 / (1 - (d/D)^2)$$

であることと類似しており、平均的には噴口レイノルズ数の依存性は管内レイノルズ数の依存性にほぼ同じと考えてよい。ただ流速によって流れの性状が変化するので、それらの依存性を示す必要があろう。図5に環状部すきまの大きさを代表長さとする最大ヌセルト数 Num_{max} ($\equiv h_{max} \cdot s / \lambda$) と噴口レイノルズ数 Re ($\equiv U_o \cdot s / \nu$) との関係を示す。 d/D および Re_s により Num_{max} に対する Re_s の依存度が異なる。たとえば $d/D=0.85, 0.9$ においては流速の大小によらず Num は $Re^{3/2}$ に依存している。 $d/D \leq 0.8$ では $Re_s < 3.6 \times 10^4$ で、 $Num = C \cdot Re_s^{0.8}$ で表され、それより大きな Re では $Num = C \cdot Re_s^{3/2}$ となる。この Re_s の0.8乗の依存は前述の h_{max}/h_w が平均的には $1/(1 - (d/D)^2)$ に比例することと対応している。すなわち h_{max} および h_w ともレイノルズ数の依存性は同一であり、下流での h_w が $Re^{0.8}$ であることより、 $Num = C \cdot Re^{0.8}$ となるのである。 $Re_s^{3/2}$ の依存性については、本実験の噴口レイノルズは遷移域の範囲内にあり、低いレイノルズ数においては十分に乱流に遷移した状態で最大熱伝達率が得られてなく、そのために低い値となる。一方レイノルズ数が高くなると十分な乱流域で最大熱伝達率が得られることより、それ故に $Re^{3/2}$ の依存度となったものと考えられる。これらについては主流乱れの大きさ、また速度分布等さらに検討する必要がある。なお $d/D=0.6, 0.7, 0.8$ について低いレイノルズ数で $m=0.8$ であったことを述べた。しかしこれは全体的にみた場合であり、とくに低いレイノルズ数でのデータの多い $d/D=0.7$ (図中○印) をみると $Re_s < 3.0 \times 10^4$ で $Num_{max} = C \cdot Re_s^{1/2}$ としてもよからう。いずれにしてもはく離せん断流が主因となる場合と壁噴流による特性を示す2つの流れ場が存在し、それに対応した伝熱特性を示すことは明確である。つぎに代表長さを円管径にとった最大ヌセルト数とレイノルズ

数との関係を図6に示す。先に局所熱伝達分布の結果から、 $d/D=0.6, 0.7$ と $d/D=0.8, 0.85$ は異なる特性を示すことを述べた。また最大熱伝達率の d/D による変化をみると $d/D=0.6, 0.7, 0.8$ と $d/D=0.85, 0.9$ の場合の2つに区別される。これらのことより $d/D=0.8$ は壁噴流的な特性と、はく離せん断層が主因となる流れ場の2つの特性をもっていると思われる。 $d/D \geq 0.85$ は最大熱伝達率に及ぼしている流

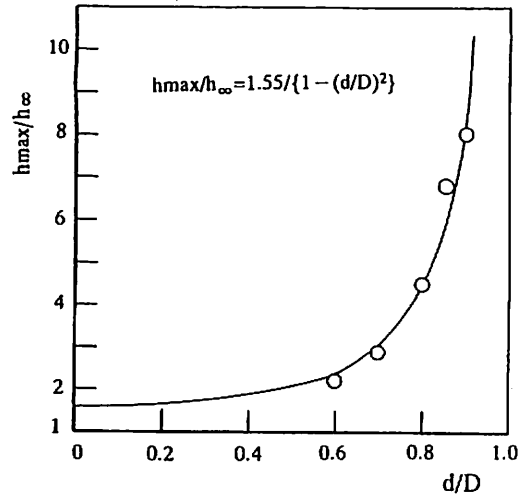


Fig. 4 Relation between maximum heat transfer coefficients and d/D

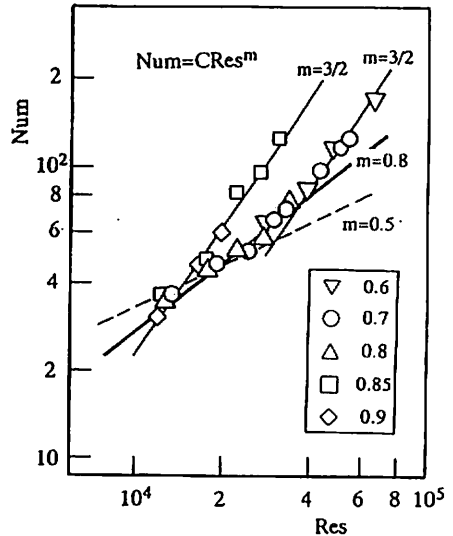


Fig. 5 Dependency of the Reynolds number on the maximum Nusselt number

れ場が同一でないので、 $d/D \leq 0.8$ についてのデータを整理すると

$$Nu_{max} = 0.0164 \{Re / (1 - d/D)\}^{0.8} \quad (0.6 \leq d/D \leq 0.8)$$

で表される。

3. 4 下流における熱伝達特性

局所熱伝達率は最大値をもった後、流れ方向に $(X/D)^{-n}$ で減少し、十分下流で渦面における値に漸近する。各 d/D に対して下流でのヌセルト数 Nu ($= h_w \cdot D / \lambda$) と Re ($= U \cdot D / \nu$) の関係を図7に示す。多少のバラツキはあるものの

$$Nu_{\infty} = 0.019 Re^{0.8}$$

に漸近する⁶⁾。これは十分に発達した滑面の円管および平行平板流路における乱流熱伝達率の値である。またこの値は $X/D \approx 10$ で得られており、流路内のはく離流は、大きな渦生成・合体があるために早い位置で発達した流れ場となるようである。

結 論

円管流路入口にブラフ・プラグを置き、プラグ外縁と円管内壁のすき間より環状噴流を噴出させ、流れ方向の局所熱伝達率分布に及ぼすプラグ径の影響を調べ

た結果つぎのことがわかった。

(1) 局所分布は $d/D \leq 0.7$ では流路入口部で層流および乱流境界層における熱伝達特性、 $d/D > 0.8$ では層流境界層のみの特性を示した。

(2) 局所分布の最大値は十分下流の値に対して、 d/D とともに増大し、

$$h_{max} / h_{\infty} = 1.55 / \{1 - (d/D)^2\}$$

で表される。

(3) $d/D = 0.8$ を境にして熱伝達特性が異なる。 d/D が小さい場合には、プラグ背面の逆流域が小さく、かつはく離せん断層が大きな運動量をもっていることによる渦度生成によってもたらされる高乱れの流れ場となる伝熱特性を示す。一方大きな d/D では、逆流域が広く、はく離せん断層で生成される渦度は壁近傍に余り影響を与えない壁噴流型の流れ場による伝熱特性を示す。

参考文献

- (1) 今野・ほか3名, 化学工学, 31-9, pp. 872-880 (1967)
- (2) 岡田・武山, 第9回日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp. 443-447, (1972)
- (3) Sherif, N. and Gumley, P., Int. J. Heat and Mass Transfer, 9, pp. 1297-1307, (1966)
- (4) 親川・馬淵, 機論, 45-390, pp. 251-260, (1979)

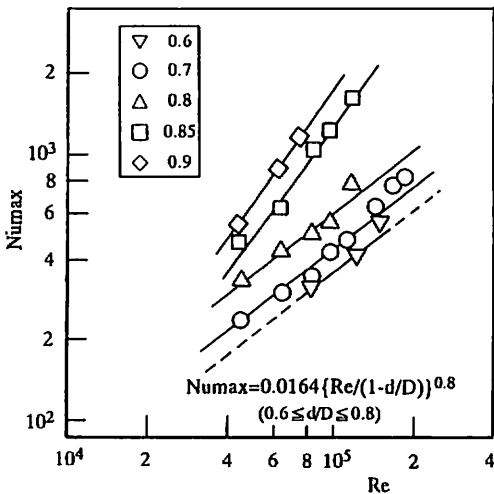


Fig. 6 Relation between maximum Nusselt number and Reynolds number

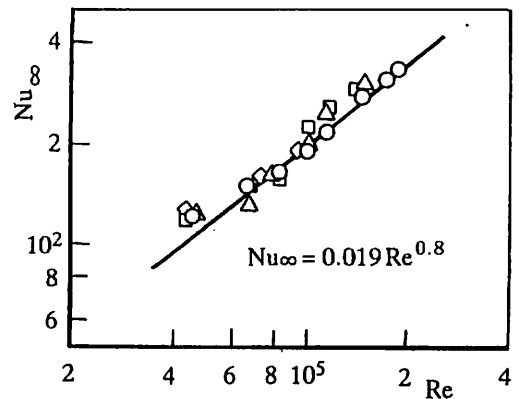


Fig. 7 Comparison of the data obtained far downstream to the heat transfer formula for fully developed turbulent flow in duct

- (5) 親川・馬淵, 機論, 47-414, pp. 308-316, (1981) 演論文集, pp. 844-846, (1994)
- (6) 千田・ほか2名, 第31回日本伝熱シンポジウム講 (1982)
- (7) 親川・馬淵, 機論, 48-432, pp. 1509-1519, (1982)