

## 伝熱面に対向して配置された縞状粗面の熱伝達への影響

著者	小山 隆行, 浜崎 和則, 木下 英二, 向井原 崇, 下宇宿 研一, 亀田 昭雄
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	39
ページ	29-35
別言語のタイトル	Effects of Rough-and-Smooth Striped Surface on the Heat Transfer from the opposing Heated Surface
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10232/457">http://hdl.handle.net/10232/457</a>

## 伝熱面に対向して配置された縞状粗面の熱伝達への影響

著者	小山 隆行, 浜崎 和則, 木下 英二, 向井原 崇, 下宇宿 研一, 亀田 昭雄
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	39
ページ	29-35
別言語のタイトル	Effects of Rough-and-Smooth Striped Surface on the Heat Transfer from the opposing Heated Surface
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10232/00006231">http://hdl.handle.net/10232/00006231</a>

# 伝熱面に対向して配置された縞状粗面の熱伝達への影響

小山 隆行\*・浜崎 和則\*・木下 英二\*・  
向井原 崇\*\*・下宇宿 研一\*\*\*・亀田 昭雄\*

## Effects of Rough-and-Smooth Striped Surface on the Heat Transfer from the opposing Heated Surface

Takayuki OYAMA, Kazunori HAMASAKI, Eiji KINOSHITA,  
Takashi MUKAIBARA, Kenichi SHIMOUSUKI and Akio KAMEDA

Forced-convection heat transfer was investigated in the flow between parallel planes, of which one was a heat transfer surface while the opposite one was formed of alternate, longitudinal strips of smooth and rough surfaces. The strips of rough surfaces were produced by glueing on graded sand grains. The experiments were performed in a Reynolds number range of 22000 to 89100, using air as the heat transfer medium. The following results were obtained from the measurements of the local heat transfer coefficient. The local Nusselt number increases gradually in the streamwise direction when the heat transfer surface is placed at the lower side of the channel, while the local Nusselt number approaches a constant value when the heat transfer surface is placed at the upper side. The rough-and-smooth striped surfaces were found to make the flow field uniform in the cross section of the channel.

### 1. まえがき

熱エネルギーの有効利用や電子機器の冷却などの分野において伝熱促進に対する強い要求があり、これまで様々な方法が提案されている。強制対流の伝熱促進については、棚沢<sup>1)</sup>により伝熱促進の基本原理解や様々な方法が紹介され、また、藤田<sup>2)</sup>によるレビューが報告されている。

強制対流の伝熱促進法の中に、粗さ要素として小さな角柱や砂粒などを用いた粗面を用いる方法がある。砂粒タイプの粗面に関しては、その粗さの摩擦や速度分布への影響を調べた Nikuradse<sup>3)</sup>の研究が、熱伝達への効果を調査した Dipprey ら<sup>4)</sup>の研究が報告されている。このような研究では伝熱面の全面が微細な粗面であるため、その局所的な伝熱性能の差異は重要でなく伝熱面のどの部分でも同じ伝熱特性をもつ均一な面と考えることができる<sup>5)</sup>。

一方、流路の一部を砂粒タイプの粗面とした場合には、Wang ら<sup>6)</sup>の研究がある。彼らは、主流方向に

細長い粗面部分と細長い滑面部分を、主流と直角に交互に配置した表面性状を有する平板上の流れ場を調べ、このような性状の表面では第2種の二次流れの生じることを報告している。

本研究では、平行平板流路内の対流熱伝達について、一面が平滑な伝熱面で、これと対向する面を Wang らが用いたのと同様な表面性状を有する面（以後、縞状粗面と呼ぶ）を用いて、熱伝達の実験を行った。このような縞状粗面によれば、流れが乱流であれば第2種の二次流れが生じ、この影響により対向する伝熱面からの熱伝達の促進されることが期待される。本研究はこのような考えのもとに、平行平板流路の一面が伝熱面で、これに対向する面が縞状粗面の場合と滑面の場合で熱伝達の実験を行い、伝熱促進効果を調べた。

### 2. 記号

$h$ : 平均熱伝達係数  $W/(m^2 \cdot K)$

$h_x$ : 局所熱伝達係数  $W/(m^2 \cdot K)$

$q$ : 熱流束  $W/m^2$

$t_w$ : 伝熱面表面温度  $K$

$t_m$ : 混合平均温度  $K$

$d$ : 水力等価直径  $m$

$u$ : 平均流速  $m/s$

平成9年5月31日受理

\*機械工学科

\*\*博士前期課程機械工学専攻

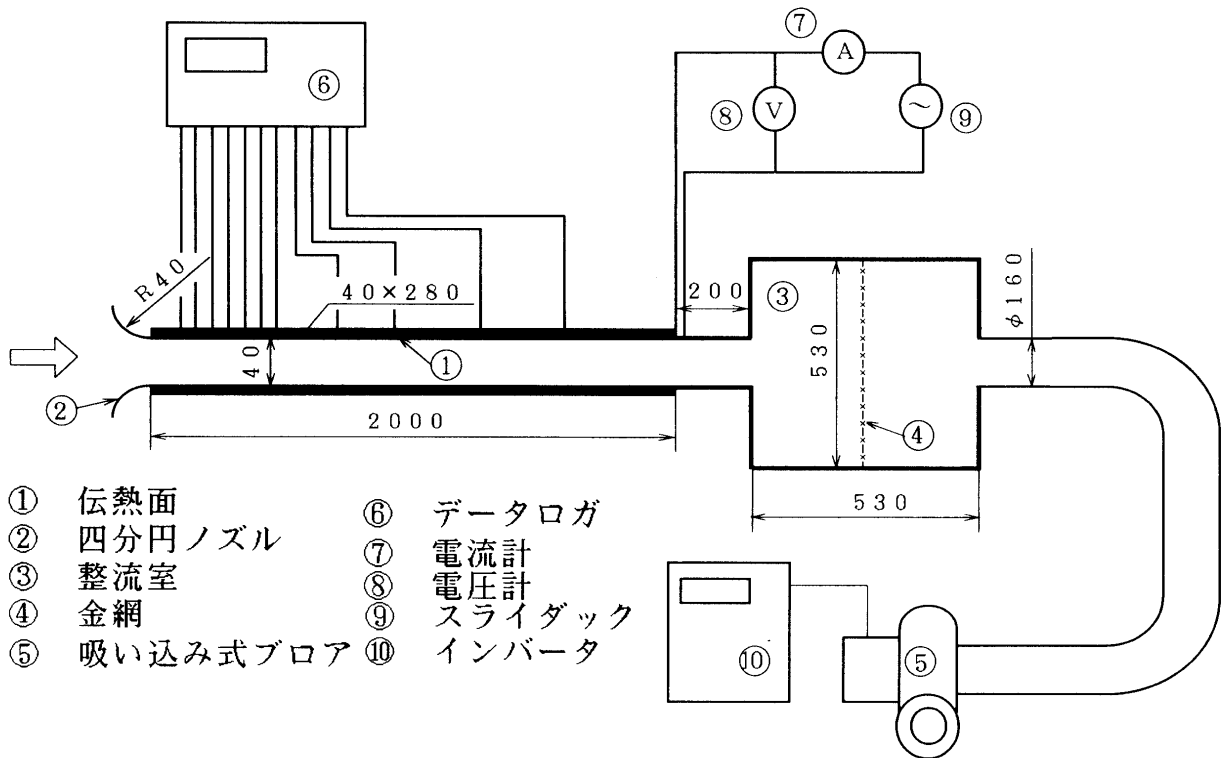
\*\*\*極東開発工業(株)

- $x$  : 伝熱面前縁からの距離 m
- $Nu_{lx}$  : 局所ヌセルト数
- $Nu$  : 平均ヌセルト数
- $\lambda$  : 流体(空気)の熱伝導率 W/(m·K)
- $\nu$  : 流体(空気)の動粘性係数  $m^2/s$

### 3. 実験装置および方法

実験に用いた吸い込み式風洞と計測装置の概略を図1に示す。試験部の平行平板流路は、幅280mm、間隔40mm、長さ2000mmで、上流には流路入口で一様流を得るため半径40mmの四分円ノズルが取り付けられている。この一様流の位置で、熱電対により入口温度を、熱線流速計により速度を測定した。伝熱面は、厚さ0.03mm、幅69mm、長さ2000mmのステンレス鋼はく4枚を、厚さ5mmの合板上に

接着したもので、電氣的に直列に結線し、これに直接通電加熱して、一様熱流束を得た。ステンレス鋼はくと厚さ5mmの合板で作られた加熱装置は、断熱するため、さらに厚さ15mmの合板に取り付けてある。伝熱面表面温度は、ステンレス鋼はくの裏面に取り付けた線径0.1mmの銅・コンスタンタン熱電対により図2に示す位置で測定した。伝熱面と対向する縞状粗面は、厚さ5mmのアクリル板上に、所要の幅の両面粘着テープを張り付け、この上に砂粒を塗布して作成した。図3(a)は、砂粒の粒子径が0.4~1.1mmの粗面部分と滑面部分でスパン方向(主流と直角方向)の幅が20mmの縞状粗面(以後、粗面Aと呼ぶ)を示す。図3(b)は、粒子径が1.7~2.2mmの砂粒を用いた場合で、粗面部分と滑面部分の幅がいずれも40mmの縞状粗面(以後、粗面Bと呼ぶ)を示す。熱伝達係数や



- ① 伝熱面
- ② 四分円ノズル
- ③ 整流室
- ④ 金網
- ⑤ 吸い込み式ブロア
- ⑥ データロガ
- ⑦ 電流計
- ⑧ 電圧計
- ⑨ スライドダック
- ⑩ インバータ

図1 風洞全体の概略

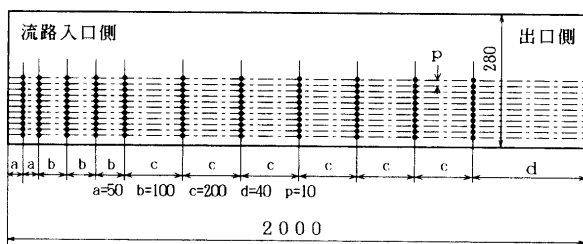


図2 伝熱面裏面の熱電対の位置

作業流体として用いた空気の物性値を評価する際の任意の位置での混合平均温度は、入口温度とその位置までの伝熱量および質量流量より求めた。実験は、伝熱面を流路の下側に設置し対向する面が滑面の場合、伝熱面を上側に設置し対向する面が滑面、粗面A、粗面Bの場合の4種類の形態で行った。代表長さとして水力等価直径(=7cm)を用いたレイノルズ数の範囲は22000から89100で、流路入口の一様流速(平均流速)は4.5m/sから18.2m/sであった。

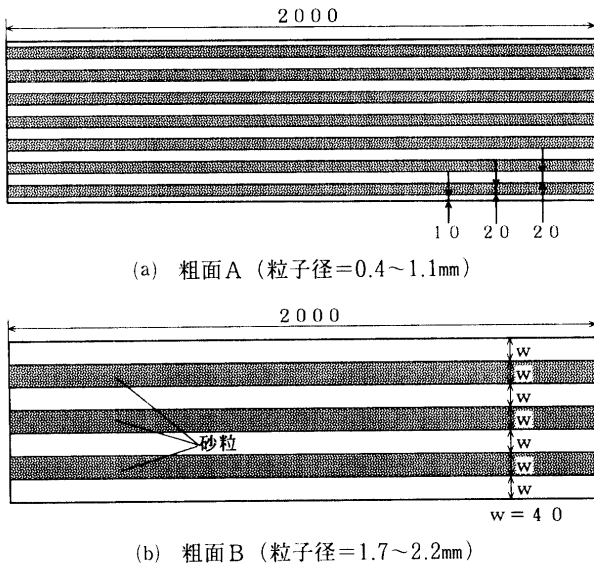


図3 伝熱面に対向する二種類の縞状粗面

#### 4. 実験結果と考察

図4, 5, 6は伝熱面が流路下側で、上側が滑面の場合の熱伝達の測定結果を示す。図の縦軸は、局所熱伝達係数  $h_x (=q/(t_w - t_m))$  と水力等価直径  $d$  を用いた局所ヌセルト数  $Nu_{ax} (=h_x d / \lambda)$  を、横軸は伝熱面前縁（平行平板流路入口）からの距離  $x$  を水力等価直径で除した無次元距離  $x/d$  を示し、伝熱面の中心線上での測定結果、および、この線より4 cm, 7 cm, 9 cm離れた線上での測定結果を示す。これらの図より、局所ヌセルト数は伝熱面前縁近傍の高い値から急激に減少し、極小値に達した後、しだいに増加する傾向を示していることがわかる。また、局所ヌセルト数はレイノルズ数  $Re (=ud/\nu)$  が2200で中心線とこれより4 cm離れた線上の結果と、7 cmと9 cmの線上の結果を比較すると異なる傾向を示し、 $x/d > 13$ では流路側壁に近いほど高くなった。これは、 $x/d > 13$ で側壁の境界層が乱流へ遷移しその厚さが急激に増加し、側壁近傍の流体が増速されこのため熱伝達がよくなったためと考えられる。

図7, 8, 9, 10は伝熱面が流路上側で、下側が滑面の場合の熱伝達の測定結果を示す。これらの図より、全てのレイノルズ数で、局所ヌセルト数のスパン方向（流れと直角方向）への変化が見られるが、レイノルズ数が高くなると下流側で一定値に近づく傾向がみられ、67100以上になると局所ヌセルト数の極小値は生じていないことがわかる。このように伝熱面を上側にする、下流側で局所ヌセルト数が一定値になるのに対し、伝熱面を下側においた場合は増加する傾向を示したのは、伝熱面が下側の場合、伝熱面近くの温かい空気の上に主流

の冷たい空気が重なった状態のため、少しの乱れで浮力により上側の冷たい空気と下側の軽い温かい空気が入れ替わり、熱伝達がよくなるためと考えられる。

伝熱面を上側に配置したような浮力を受けない状況での助走区間（entrance region）の熱伝達は、通常、局所ヌセルト数は伝熱面前縁近傍の高い値から急激に減少し極小値に達した後、しだいに増加しある一定値に達する傾向を示すことが知られている。この局所ヌセルト数が急激に減少する領域は、層流境界層が発達している領域に、極小値からしだいに増加する領域は層流から乱流への遷移域に、一定値になった領域は乱流に対応している。このようなヌセルト数の傾向は、図7, 11, 15からわかるように伝熱面と対向する面が滑面、粗面A, Bの全ての低いレイノルズ数において見られるが、レイノルズ数が高くなるとヌセルト数の極小値は明確には現れず、またヌセルト数はスパン方向に異なっていた。

助走区間の熱伝達に関して、空気を用いた等熱流束の円管で、レイノルズ数が約30000から110000の範囲のMills<sup>7)</sup>の研究によると、助走区間の熱伝達は入口の形状により異なり、ベルマウス付の場合、局所ヌセルト数の主流方向への変化は伝熱面前縁の高い値より急激に減少し極小値を取った後、しだいに増加し、ある一定値になる。伝熱管入口に十分な速度の助走区間を設けた場合は、ヌセルト数の極小値は現れず、伝熱面前縁の高い値より急激に減少し、ある一定値になるが、入口が円管の端部である場合、入口で流れが剥離するため、ヌセルト数は伝熱面前縁より増加し極大値をとりその後、急激に減少し一定値になる。このようなMillsの結果を考慮すると、本実験でレイノルズ数が高い場合、ヌセルト数が通常と異なる傾向を示したのは、本実験の四分円ノズルと長方形断面の流路との僅かの段差により流れが乱されたためと考えられる。

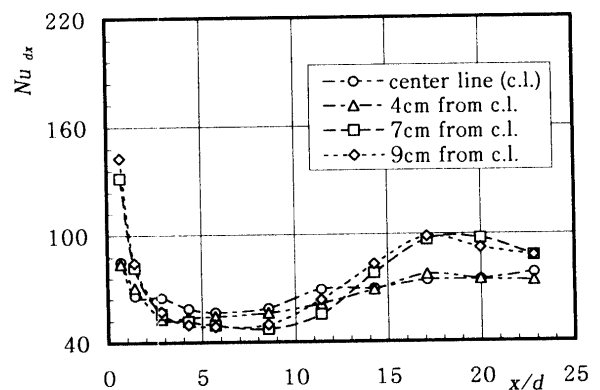


図4 ヌセルト数の変化（下側伝熱面、対向面：滑面）  
 $Re=22000 \quad u=4.5 \text{ m/s}$

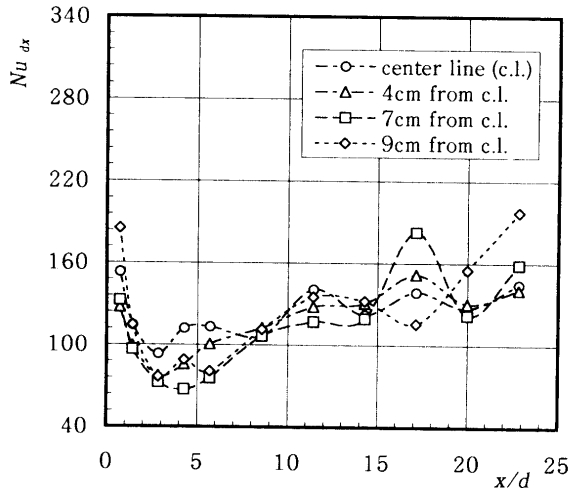


図5 ヌセルト数の変化 (下側伝熱面, 対向面: 滑面)  
 $Re=43500$   $u=9.0\text{m/s}$

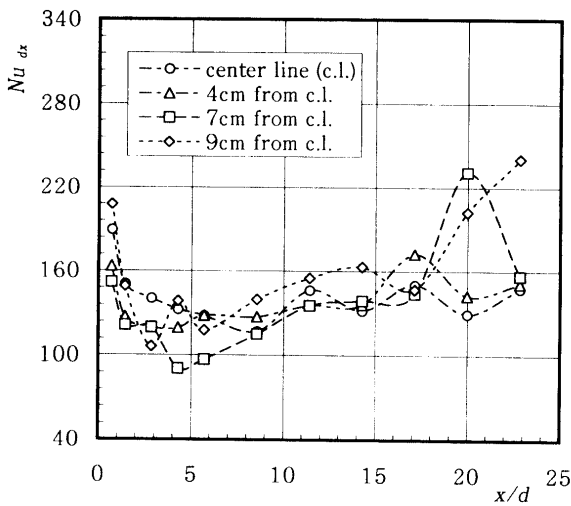


図6 ヌセルト数の変化 (下側伝熱面, 対向面: 滑面)  
 $Re=64400$   $u=13.0\text{m/s}$

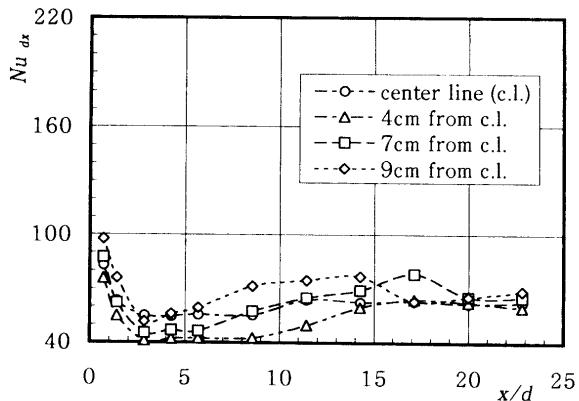


図7 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 滑面)  
 $Re=22200$   $u=4.5\text{m/s}$

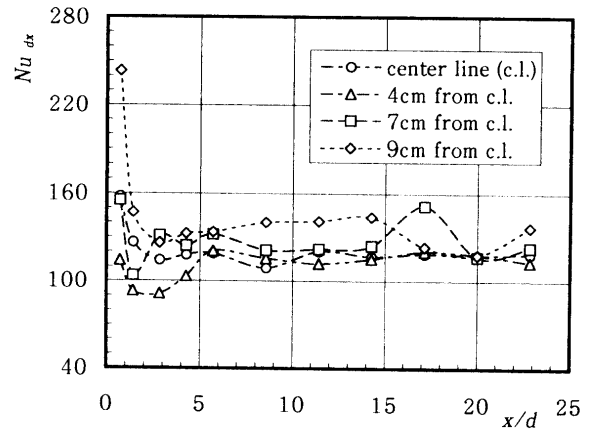


図8 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 滑面)  
 $Re=44000$   $u=9.0\text{m/s}$

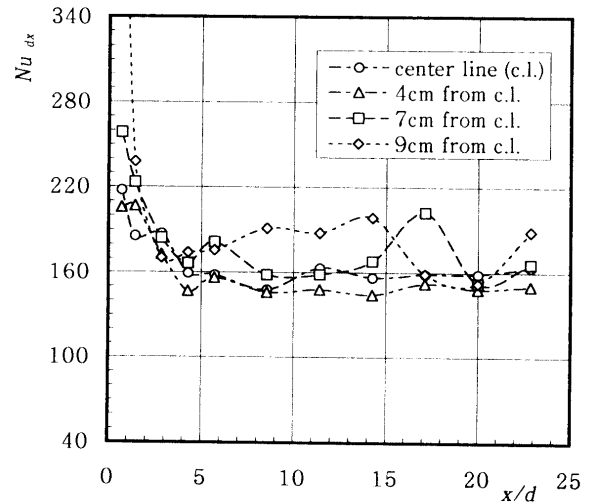


図9 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 滑面)  
 $Re=67100$   $u=13.7\text{m/s}$

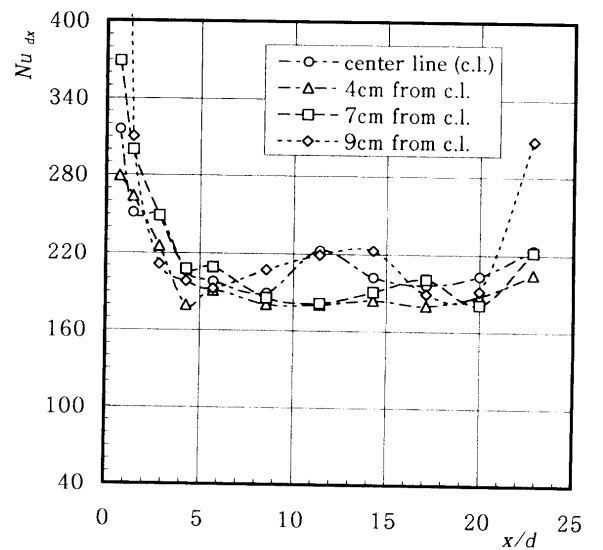


図10 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 滑面)  
 $Re=87500$   $u=18.0\text{m/s}$

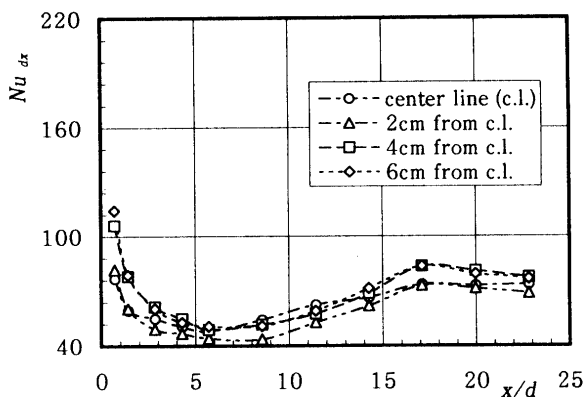


図11 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 粗面A)  
 $Re=21950$   $u=4.5$ m/s

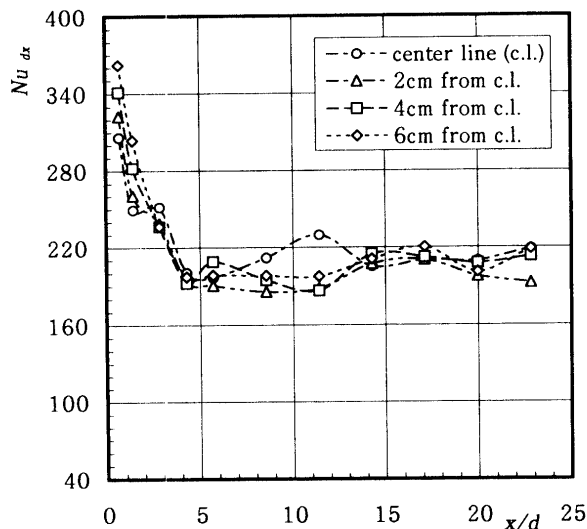


図14 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 粗面A)  
 $Re=89100$   $u=18.2$ m/s

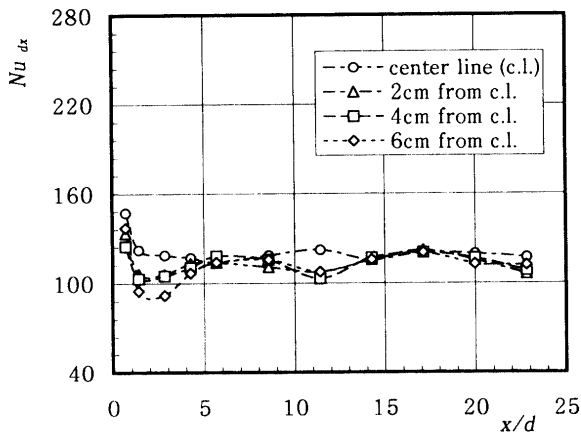


図12 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 粗面A)  
 $Re=44500$   $u=9.0$ m/s

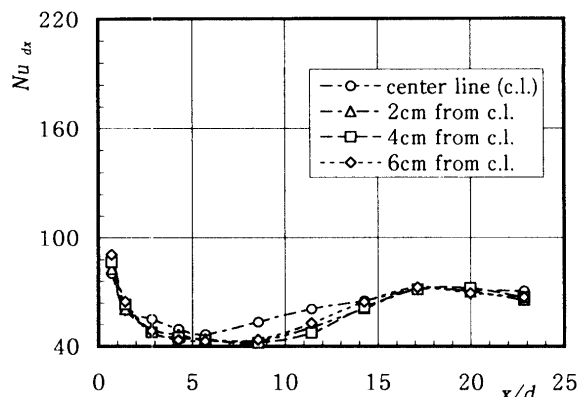


図15 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 粗面B)  
 $Re=22100$   $u=4.5$ m/s

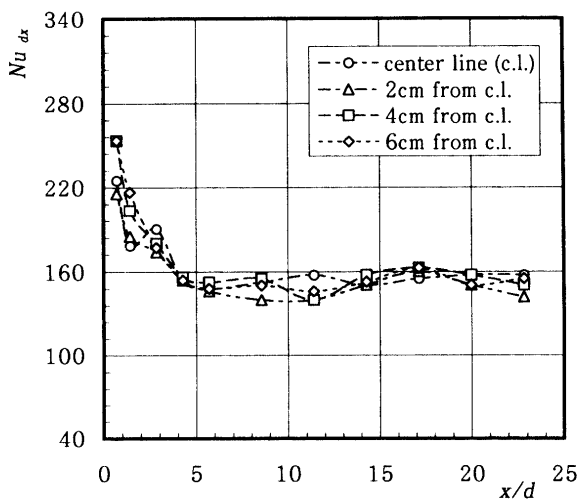


図13 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 粗面A)  
 $Re=63500$   $u=13.0$ m/s

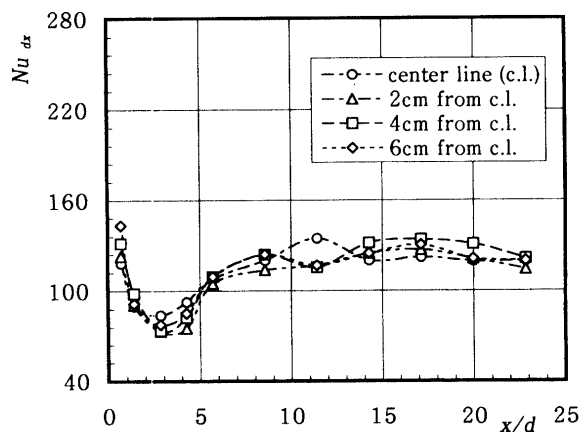


図16 ヌセルト数の変化 (上側伝熱面, 対向面: 粗面B)  
 $Re=45300$   $u=9.2$ m/s

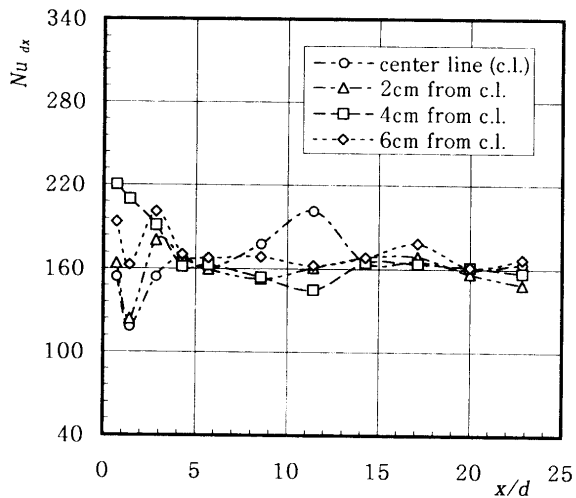


図17 ヌセルト数の変化(上側伝熱面, 対向面:粗面B)  
 $Re=69900$   $u=14.2$ m/s

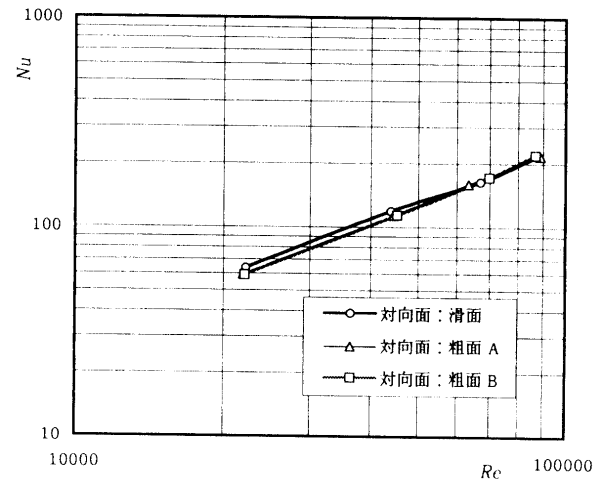


図19 伝熱面中心線上の平均ヌセルト数  
 (粗面の場合, 対向面は粗面部分)

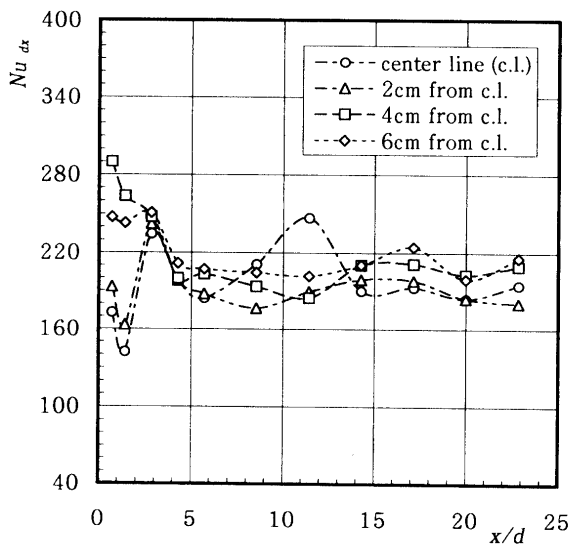


図18 ヌセルト数の変化(上側伝熱面, 対向面:粗面B)  
 $Re=86900$   $u=17.7$ m/s

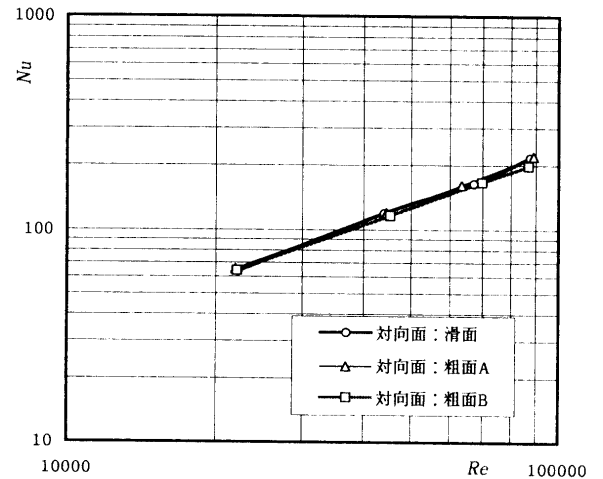


図20 平均ヌセルト数  
 (粗面の場合, 対向面は滑面部分)

図11, 12, 13, 14は伝熱面が流路の上側で, これと対向する下側の面は, 砂粒の粒子径が0.4~1.1mmで幅20mmの粗面部分と, 幅20mmの滑面部分で成り立っている縞状粗面(粗面A)での熱伝達の測定結果を示し, 図15, 16, 17, 18は砂粒の粒子径が1.7~2.0mmで幅40mmの粗面部分と幅40mmの滑面部分の縞状粗面(粗面B)での結果を示す。これらの結果より, 伝熱面と対向して粗面を配置した場合, 約  $Re=22000$  の図7, 11, 15からわかるように, 対向する面が滑面の場合, 局所ヌセルト数はスパン方向に変化しているが, 粗面を配置することにより一本にまとめ, 流路断面内の流れ場を均一化していることがわかる。この流れ場を均一化する傾向は, 砂粒の粒子径により異なり, 0.4~1.1mmの場合は  $Re=63500$  (図13),

1.7~2.0mmの場合は  $Re=22100$  (図15)において顕著である。また, 粒子径が1.7~2.0mmではレイノルズ数が69900より大きくなると, 図17, 18からわかるように局所ヌセルト数はスパン方向に変化し, 流れ場は三次元的になる傾向を示している。

次に, 平均ヌセルト数  $Nu (=hd/\lambda)$  について, 対向する面が滑面, 粗面A, 粗面Bの場合を比較した。

図19は, 伝熱面の中心線上の局所ヌセルト数を積分して求めた平均ヌセルト数で, この中心線と対向する面は粗面A, Bとも砂粒の粗面部分である。図20は, 粗面Aの場合, 伝熱面の中心線より2cm離れた線上の局所ヌセルト数の積分により求めた平均ヌセルト数を, 粗面Bの場合, 中心線より4cm離れた位置における平均ヌセルト数を示す。これらのヌセルト数を求めた線に対向する面はいずれも滑面部分である。図19, 20より伝熱面と対向して滑面部分を配置した場合, 粗面部分を配置した場



合のいずれも、平均ヌセルト数はほぼ同じ値となり、本実験では熱伝達の促進はみられなかった。

## 5. 結 び

一面が加熱された平行平板流路で、この伝熱面と対向する面が、主流方向に細長い粗面部分と滑面部分で形成された縞状粗面の場合の熱伝達に及ぼす影響を、レイノルズ数22000から89100の範囲で調べ、以下のことがわかった。

- (1) 伝熱面が流路下側の場合と上側の場合とでは、主流方向の局所ヌセルト数の変化は異なり、下側の場合、主流方向に局所ヌセルト数は増加する。
- (2) 局所ヌセルト数は滑面の場合スパン方向に変化していたが、伝熱面に対向して縞状粗面を配置すると、一本の線にまとめられ、流れ場は均一化される。また、平均ヌ

セルト数は、対向する面が滑面の場合と比較するとほぼ同じ値となり、縞状粗面の平均ヌセルト数への影響は見られなかった。

## 参 考 文 献

- (1) 棚沢一郎, 冷凍協会論文集, **5-1**(1988), 1-13.
- (2) 藤田秀臣, 伝熱研究, **29-112**(1990), 4-18.
- (3) Nikuradse, J., VDI-Forschungsh., 361(1933).
- (4) Dipprey, D. F. and Sabersky, R. H., Int. J. Heat Mass Transfer, **6**(1963), 329-353.
- (5) 伝熱工学資料, 改訂第4版, 日本機械学会, (1986), 190.
- (6) Wang, H. and Nickerson, E. C., Rep. Fluid Dyn. Diff. Lab., Colorado State Univ. (1972).
- (7) Mills, A. F., J. Mech. Eng. Science, **4**(1962), 63.