

弾性振動平板の近傍後流中に置かれた
長方形断面柱まわりの伝熱促進*筒井 寿博^{*1}, 秋山 光庸^{*2}
杉山 均^{*2}, 島中 謙二^{*1}Heat Transfer Enhancement around a Rectangular Cylinder Set
in Near Wake Generated by Elastically Vibrating Flat PlateToshihiro TSUTSUI, Mitsunobu AKIYAMA,
Hitoshi SUGIYAMA and Kenji SHIMANAKA

The experimental analysis of flow and heat transfer around a rectangular cylinder with width/height ratio of 4/6 set in the near wake generated by an elastically vibrating flat plate was performed under low Reynolds number conditions. Measurement of the unsteady velocity field was measured using a laser-Doppler anemometer, and the unsteady temperature field was measured by a Mach-Zehnder interferometer. We found that the time-averaged heat transfer around the cylinder increased compared with the case in which it was setting in a uniform velocity field, and that the flow behind the cylinder with a vibrating plate was similar to the jet/wake velocity pattern.

Key Words: Heat Transfer Enhancement, LDV, Elastic Vibration, Rectangular Cylinder, Mach-Zehnder Interferometer

1. 緒 言

これまでに著者らは熱交換器における空気側フィン群の伝熱特性の向上を意図し、圧電素子を用いた機構に外部より電気入力を与える能動的伝熱制御法を検討した^{(1)~(3)}。これらの実験では熱交換器のフィン群間の内部流流的な流動場を単体平板まわりの外部流れの問題に帰着したうえで、平板伝熱面を片持ばり状に屈曲弾性振動させた場合と振動を与えない場合とを比較し、平板まわりの時間・空間平均の熱伝達率は加振によって最大で1.7倍程度以上に達することを確認した。

他方、このような弾性振動平板(以下、振動平板という)の後流は周期変動するかく乱の強いジェット状の流れ場を形成している。したがって、この後流中に伝熱面を配置することによりその伝熱特性の向上が期待される。このような場合と類似する佐々木ら⁽⁴⁾の実験では、圧電ファンにより誘導される流れの中に流れに対し直交に配した平板まわりの熱伝達率は流れに平行

に配置した場合よりも増大することが指摘されている。

また、強制対流場においてはこのような Bluff Body は流れに対して抵抗となるものの、比較的高レイノルズ数領域では流れを迎える面とは反対側の面も流れを迎える面と同等以上に熱伝達率が高くなることから、抗力の増大を抑制する手法との両立を念頭に諸家の研究例が報告されている。例えば、長方形断面柱(以下、角柱という)まわりの熱流動特性についてはこれまで五十嵐らや岡島らによって詳細な報告がなされている。

五十嵐⁽⁵⁾の報告によれば、 $Re=8\,000\sim40\,000$ の範囲において辺長比 $c/d=0.67$ の角柱で平均熱伝達率は最大となり、この形状比にて背圧係数、抵抗力係数が最大になるとしている。さらに、五十嵐・寺地⁽⁶⁾は直交平板前方に円柱を配することにより平板後流における流れのはく離を抑制し、熱伝達率の向上と両立としている。岡島ら⁽⁷⁾は、 $Re=100\sim1\,200$ の範囲において角柱のまわりの流れを辺長比と後流の不安定との関係で論じており、辺長比 0.6 では後流は大きく蛇行するのに対し辺長比が 2, 3 と大きくなるに従って蛇行の程度が小さくなる傾向にあることを流線分布により比較している。また、岡島・杉谷⁽⁸⁾は $Re=500$ を境に角

* 原稿受付 1995年11月20日。

^{*1} 正員、(株)本田技術研究所栃木研究所 (〒321-33 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630)。^{*2} 正員、宇都宮大学工学部 (〒321 宇都宮市石井町 2753)。

柱の辺長比によってその背圧係数とレイノルズ数の関係が著しく異なることを示している。

以上のように、これまでの研究例は著者らの調査した範囲では、はく離の機構やその抑制などに着目したものが多く、伝熱促進手法としては受動的手法に分類される。これに対して本研究では一様流中で角柱の上流に設けた平板をその共振振動数にて片持ばり状に強制的に弾性振動させた場合を対象としている。

このように上流に局所的な推力発生機構である振動平板を配した角柱を一体の伝熱システムと考える本伝熱促進手法(以下、振動平板挿入法という)は、角柱まわりの流れ場を局所的に操作することから一種の能動的な伝熱制御手法と位置づけられ、新たな提案を示し得る可能性をもっているものと思われる。

本実験では、まず一様流中にて角柱まわりの温度分布をマッハ・ツェンダ干渉計で、また速度分布をLDVにてそれぞれ計測し、本実験対象を五十嵐らや岡島らの報告と比較する。そのうえで実験解析によって、振動平板の近傍後流に配した角柱まわりの伝熱特性と流動特性に関する新たな知見を得ることを目的とする。

2. おもな記号

C_D : 抗力係数(付録参照)

D : 抗力(付録参照)

L : 平板の流れ方向長さ

$\overline{Nu}$: 空間平均ヌッセルト数

Nu : 時間平均ヌッセルト数

Nu_x : 局所ヌッセルト数 $= \alpha x / \lambda$

Nu_y : 局所ヌッセルト数 $= \alpha y / \lambda$

Re : レイノルズ数 $= U d / \nu$

T : 後縁振動周期

U : 時間平均主流速度

c : 長方形断面柱の流れ方向長さ

d : 長方形断面柱の流れと直交方向長さ

e : 長方形断面柱と平板の間隔(x 方向)

f_0 : 共振振動数 $= \omega_0 / 2\pi$

t : 時間

u : x 方向時間平均成分

v : y 方向時間平均成分

y_0 : 後縁振幅

α : 局所熱伝達率

λ, ν, ρ : 空気の熱伝導率, 動粘性係数, 密度

ϕ : 前面における干渉じま傾斜角

$\Delta\theta$: 温度差 $= \theta - \theta_\infty$

添字

0: 共振点あるいは平板後縁位置の値

1: 前縁の値

2: 後縁の値

∞ : 境界層外縁の値

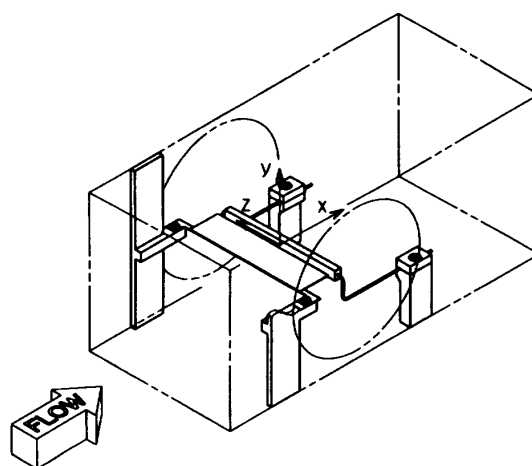
x, y : x 方向, y 方向の局所値

$f, u, b, 1$: 前面, 上面, 背面, 下面

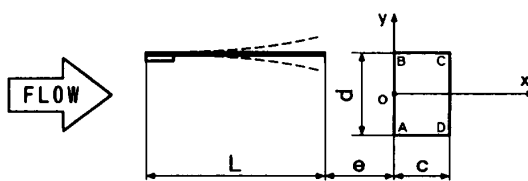
3. 実験装置および方法

3・1 供試モデル 供試モデルを図1に示す。検査空間は循環形の吸込式風洞により得ており、常用範囲にて流路中心から約30 mmの範囲でほぼ一様な流速分布である。本実験で対象とした角柱は図2のように辺長比 $c/d = 3.8 \text{ mm}/5.7 \text{ mm}$ であり、ガラス棒上にスパッタリングされたニッケル薄膜を電気ヒータとして用いた。この角柱は振動平板の近傍後流に配置されている。ここでは、 $e = 5 \text{ mm}$, $y = 2.85 \text{ mm}$ の位置とした。

振動平板は共振振動数 $f_0 = 51.5 \text{ Hz}$ にて励振されて



(a) Schematic view



(b) $x-y$ plane

Fig. 1 Experimental model

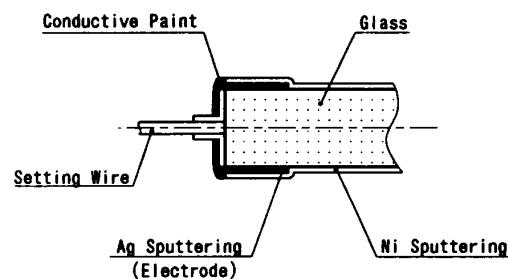


Fig. 2 Detail of cylinder

いる片持ばり状のユニモルフ振動子であり、図3に示すように片面にのみピエゾフィルムをラミネートした構造である。

振動平板単体まわりの速度分布を図4に示す。ここで x, y 各座標は、図1とは異なり平板前縁に原点を移している。前縁($x=0$ mm)にてほぼ一様な速度分布は、後縁に近づくに従い平板の振動に伴う流体の加速により極大点をもつようになり、後縁においては $y=0$ の位置に極大点が移動し、ジェット状の速度分布を示している。また $x=0$ mmおよび $x=20$ mmの速度分布から求めた弾性振動平板の推力特性を図5に示す。図5中、抗力係数は、検査空間内壁に発達する速度境界層の排除効果を考慮した。振動時の抗力係数は負となり振動平板は推力を発生しているが、レイノルズ

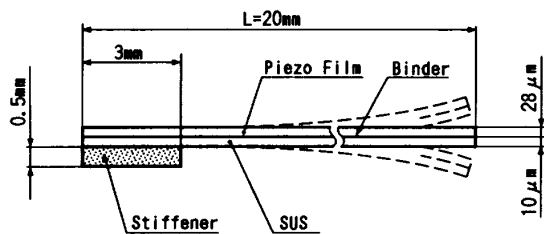


Fig. 3 Vibrating flat plate

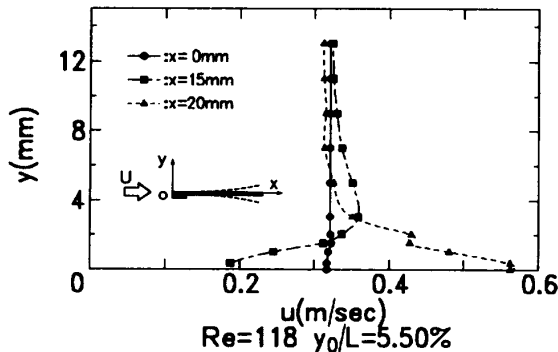


Fig. 4 Velocity distribution around vibrating plate

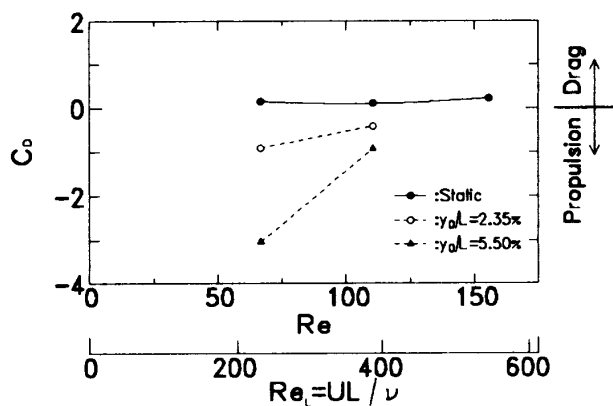


Fig. 5 Characteristics of propulsive force

数の増加に伴いその大きさは減少することがわかる。

3・2 計測手法 図6に振動平板の取付姿勢に対するLDV(日本科学工業社製2カラーFLV SYSTEM 8832)の光学系概略図を示す。使用したLDVは後方散乱形であり、 z 軸に対しては 8° 傾斜させ、平板表面近傍まで計測した。トレーサ粒子は線香の煙を用いサンプリング間隔は10 msであり、1 024個のデータから時間平均値を求めた。

図7に温度場の計測システムの概要を示す。図7のように光学系は水平方向に配置しているため供試空間のダクトは光学ガラス検査窓が側壁となるように速度場計測の場合と 90° 回転させている。角柱まわりのマッハ・ツェンダ干渉画像の例を図8に示す。図8のように移動干渉じまを斜めに形成することにより直交する3面(角柱の前面、上面、背面)を同時に計測する手法をとった。干渉じまは先の解析手法⁽³⁾と同様、CCDカメラにて撮像後、いったんVTRに格納し、1こまごと再生して画像処理装置に取り込み $512 \times 480 \times 256$

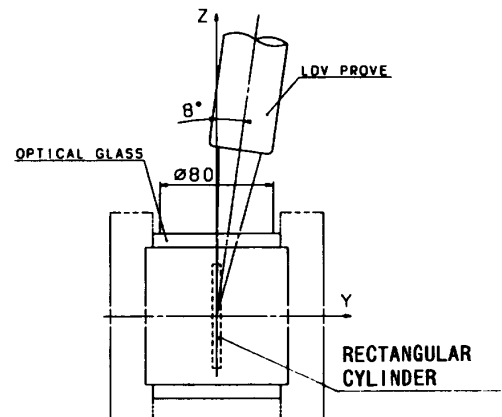


Fig. 6 Optical system

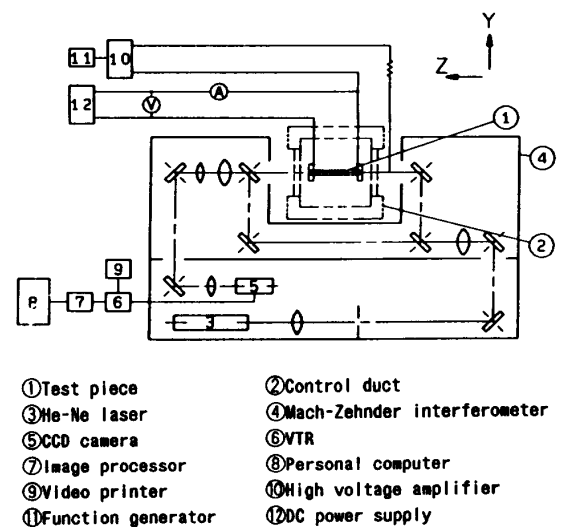


Fig. 7 Schematic of temperature measuring system

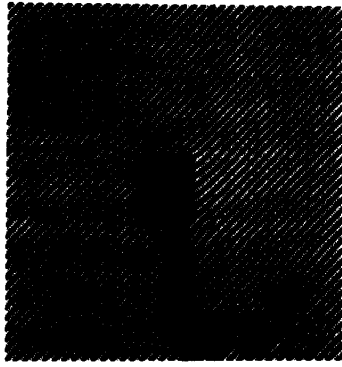


Fig. 8 Mach-Zehnder interferogram
($\psi=45^\circ$)

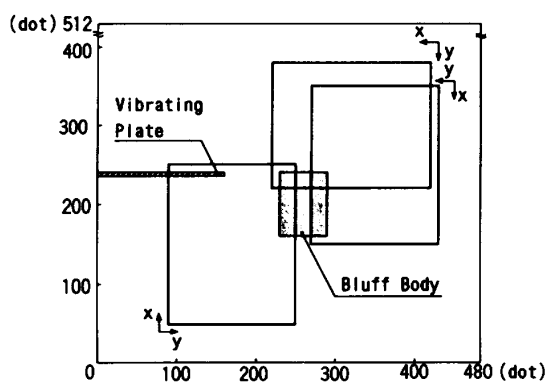


Fig. 9 Model of image analysis

階調のデジタル画像に変換した。この後パーソナルコンピュータを用いて干渉じま位置を求め温度に換算している。このとき、干渉じまは三つの領域に分割しそれぞれの画像領域は、角柱の各表面に対して図9のように対象とする垂直方向に y 軸、平行となる方向に x 軸をとり、 $200 \times 160 \times 256$ の画像データに変換している。

干渉じまを傾斜させることによる解析値への影響を図10に示す。図10は、角柱の前面における干渉じま傾斜角の影響であり、縦軸は干渉じまが表面に垂直に形成された場合の平均ヌッセルト数を基準として無次元化している。傾斜角 -30° から 45° の範囲で、 $\pm 5\%$ 以下の変動幅であった。

4. 実験結果と考察

4.1 角柱まわりの熱流動特性 まず上流に振動平板を配置せず、角柱のみ配置した状態でそのまわりの熱流動状態を調べる。

角柱前面における y 方向速度成分の表面法線方向の分布を図11に示す。高レイノルズ数領域においては、角柱前面に発達する境界層外縁の速度 v_∞ は

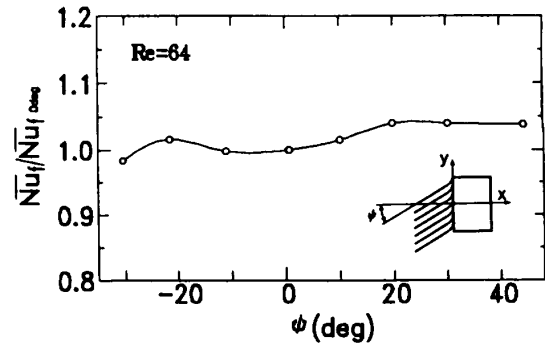


Fig. 10 Sensitivity to tilt angle of fringe

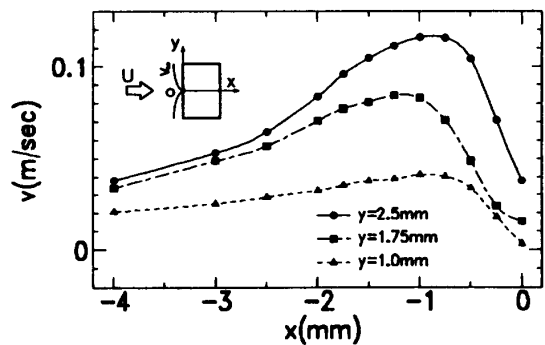


Fig. 11 Velocity profile around front surface of cylinder

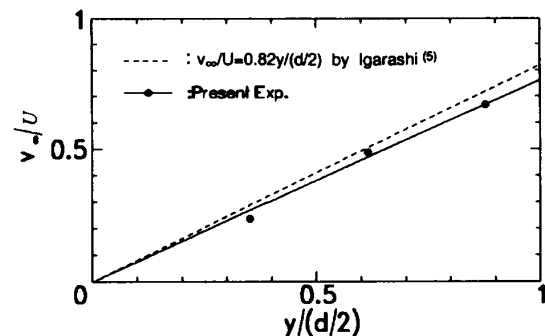


Fig. 12 Profile of velocity boundary layer

$$\frac{v_\infty}{U} = \frac{C_1 y}{(d/2)} \quad \dots \dots \dots (1)$$

の関係において、 $C_1=0.82^{(5)}$ である。しかしながら、本実験では図12に示すように有意な差異を示しており式(1)に対して、 $C_1=0.76$ とできる。

一方、角柱前面における局所熱伝達率は、前方岐点 o からの距離 y において次式⁽⁹⁾ で与えられ、 $C_2=0.57$ とされている。

$$Nu_y / \sqrt{Re_y} = C_2 Pr^{0.4} \quad \dots \dots \dots (2)$$

ここで $Re_y = v_\infty y / \nu$, Pr はプラントル数である。本実験のレイノルズ数領域では、局所熱伝達率 Nu_y は図13のようになり、式(2)において、 $C_2=0.83$ とした直線上に乗っている。岡島ら⁽⁸⁾ は、辺長比0.8の角柱についてその後流の変動周期がレイノルズ数の増大に伴

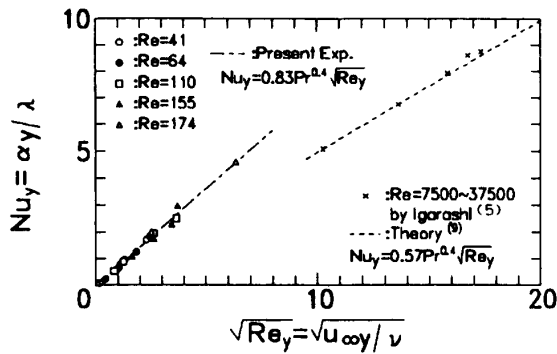


Fig. 13 Heat transfer on front surface

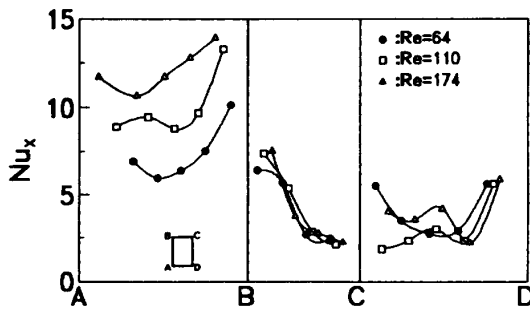
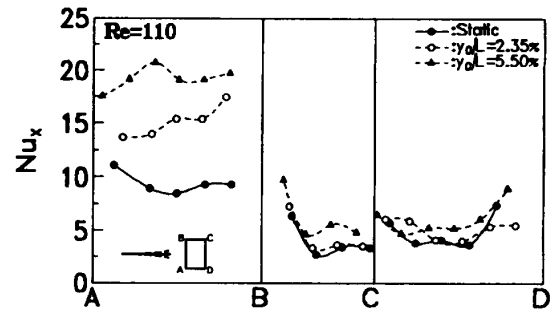
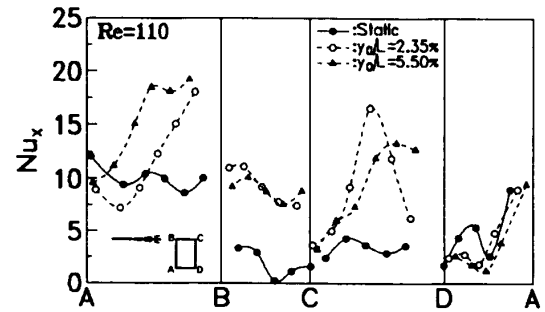


Fig. 14 Distribution of local Nusselt number



(a)



(b)

Fig. 15 Dependence of local Nusselt number on amplitude of displacement

い連続的に変化し1000以上で一定になることを指摘しており、図13はこのことを支持するものと思われる。

すなわち、後流の変動周期は前面に発達する y 成分速度境界層(以下、前面の速度境界層)に依存し、同時に前面における局所ヌッセルト数も前面の速度境界層によっており、後流の変動周期の増大は前面の速度境界層が薄くなることを意味している。したがって、図13のように前面における局所ヌッセルト数の Re_y に対する感度を低下させるものと思われる。

次に、角柱の3面の局所熱伝達率分布を図14に示す。このとき、局所ヌッセルト数は

$$Nu_x = \frac{(\partial\theta/\partial y)_x \cdot d}{\theta_{wx} - \theta_{\infty}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

として求めた。

高レイノルズ数領域では背面および上面の熱伝達率は前面の熱伝達率より高いと報告されている⁽⁵⁾が、本実験レイノルズ数領域においては前面より低い値を示している。そして上面の熱伝達率分布も高レイノルズ数領域の実験⁽⁵⁾と異なり前縁点B近傍で最大となり後縁に向かって単調に減少している。しかし前面の局所熱伝達率分布は理論的には一定⁽⁹⁾とされるが、本実験でも五十嵐⁽⁶⁾の実験と同様に下に凸な傾向となった。なお、下面については上面と対称であると考え省

略している。

一方、辺長比1.0以下の角柱について岡島ら⁽⁸⁾は、レイノルズ数の増大に伴いその背圧係数が著しく減少することを示している。つまり角柱の点C近傍においては時間平均的に y 方向に負の速度ベクトルが存在するが、レイノルズ数の減少とともにその大きさは小さくなる。このため本実験のような低レイノルズ数領域では、点C近傍における局所熱伝達率の増加が極端に小さくなると考えられる。このことは逆に低レイノルズ数領域における角柱の伝熱促進のためには、その背面や側面における流れ場の構造を改善することが有効であることを示唆している。

以上のように、角柱前面の速度境界層の比較と、マッハ・ツェンダ干渉計の傾斜干渉じま解析による角柱3面の熱伝達率の同時計測により、低レイノルズ数領域における角柱まわりの熱流動特性が理解された。

4.2 振動平板による伝熱特性への影響 角柱上流に振動平板を置いた場合の局所ヌッセルト数の時間平均分布を図15に示す。

振動平板は図15(a)では角柱中心に、(b)では点Bを通る $x-z$ 平面内にそれぞれ配置している。前者においては上面、背面における熱伝達率の増大は小さく振動平板による局所的な流体加速の影響(以下、加速効果という)が小さい。これに対し、後者の場合前面のみならず上面、背面まで局所熱伝達率の分布が変化する

る。すなわち、前面では点 B 側ほどヌッセルト数が増加し、上面では前縁から後縁にわたってほぼ同程度増加しており、また背面では上に凸となる傾向を示している。なお、図 15(b)の下面については、角柱を上下反転させたうえで別途解析したものであり、振動時のヌッセルト数は静止時に対しわずかに減少している。

図 16 に無次元振幅 $y_0/L=5.50\%$ の場合について各面の平均ヌッセルト数の時間変化を示す。ただし、振動平板の設置位置は図 15(b)と同様である。このとき前面の熱伝達率の変動は振動速度位相に対し約 35° の遅れ、一方上面では約 140° の遅れが認められる。これに対し、背面では振動位相とヌッセルト数の変動位相に顕著な傾向が現れなかった。なお、図 16 中、平板静止時の角柱まわりの局所ヌッセルト数分布 [図 15(b)] は、上流に平板を置かなかった場合 (図 14) と比較し平板の有無による影響はあるものの、平均ヌッセルト数としては 5.5 に対して 5.7 でありほぼ同一であった。

このことは、角柱背面においては、角柱単体のときに放出される渦に上流の振動平板により与えられる渦度をもった流れとが重なり合うため複雑な流れ場が形成されかく乱が強くなるためと考えられる。したがって、このように振動平板を角柱中心からオフセットして配置した場合、その加速効果は角柱背面に到達していることが理解される。

4.3 振動平板による流動特性への影響 本実験におけるレイノルズ数領域においては特に角柱背面の熱伝達率の低下が問題となるが、上流に設ける弾性振動平板は前節に示したように角柱の中心からはずし点

B を通る x - z 平面内に設置すると、その加速効果が角柱背面にまで到達しやすい。

そこで、このときの角柱の前方流および後流の主流方向速度成分の y 方向分布を図 17, 18 にそれぞれ示す。図 17 において角柱上流の速度は、振動平板の影響により、その静止時にはウェークを振動時にはジェット状の分布を呈している。また図 18 のように平板振動時の角柱後流においては、振動平板による増速と角柱による欠損とが共存しており、レイノルズ数領域が異なるもののいわゆるジェット・ウェーク流れ状態⁽¹⁰⁾に類似した構造を示している。このように角柱背面では複雑な流れ構造となるためかく乱が強く、図 16 にお

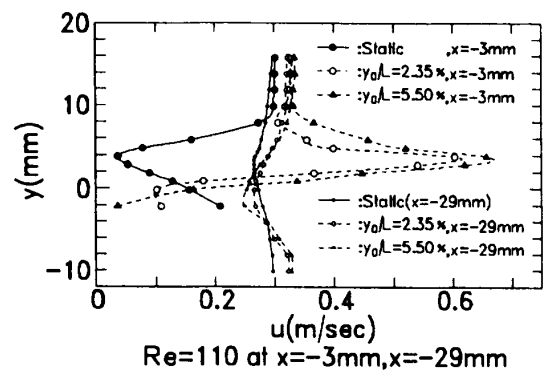


Fig. 17 Velocity profiles of the upstream cylinder

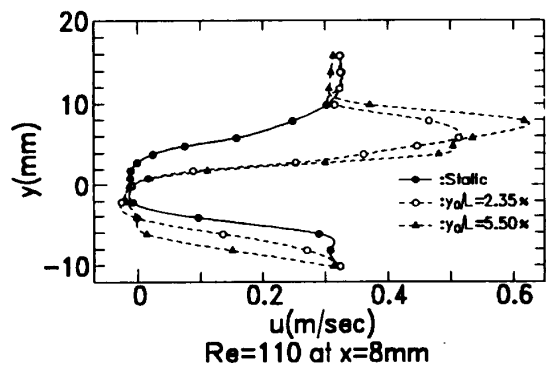


Fig. 18 Velocity profiles of the downstream cylinder

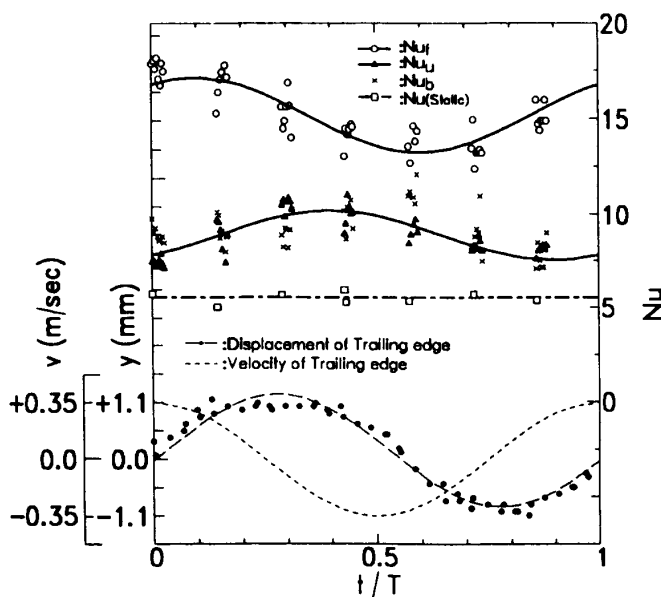


Fig. 16 Dynamic characteristics of Nu

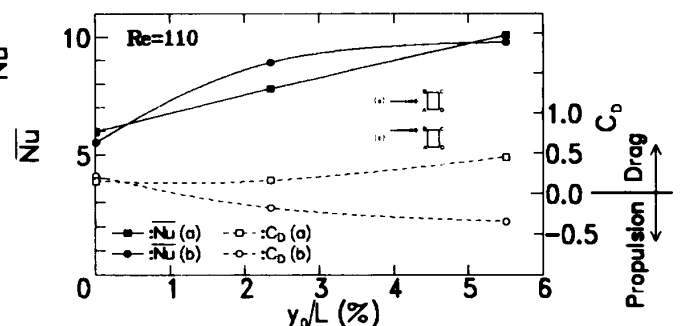


Fig. 19 Dependence of $\bar{Nu}$ and C_D on amplitude of displacement

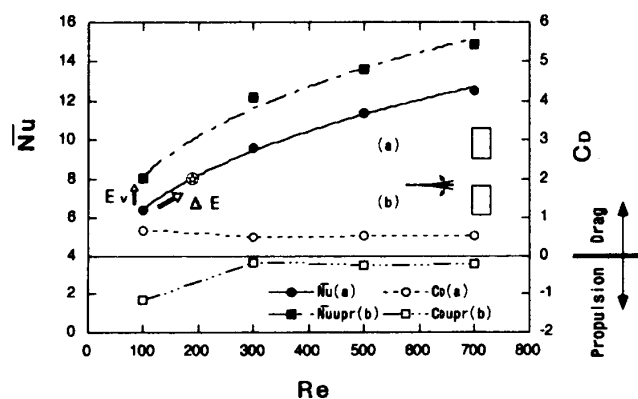


Fig. 20 Dependence of $\overline{Nu}$ and C_d on Reynolds numbers

いてその平均熱伝達率の時間変動に明りょうな周期性が形成されなかったものと考えられる。

4・4 伝熱促進効果 図 19 は、供試モデルにおける振動平板前方入口速度と、角柱後流の速度分布から求めた抗力係数である。振動平板を角柱上面に配置すると挿入物体があるにもかかわらず負に大きな値をとるが、角柱中心に配置するとその変化が小さくなる。ここで、振動時の印加電圧は $100 v_{p-p}$ および $175 v_{p-p}$ であった。

図 19 に示す全面の平均ヌッセルト数と振幅の関係から、振動時の平均ヌッセルト数は静止時に比べ最大 1.8 倍に達しており、抗力係数と比較するとその減少とともに熱伝達率が向上していることがわかる。

ここで、振動平板挿入法の利得を検討する。図 20 は角柱のみの場合とその上流に振動平板を挿入した場合についての平均ヌッセルト数と抗力係数のレイノルズ数依存性を示している。このとき振動平板には $200 v_{p-p}$ の電圧を印加しており、消費電力 E_v は約 $300 \mu W$ であった。図 20 より例えば $Re=100 (U=0.27 \text{ m/s})$ を基準状態にとる。このとき角柱のみでは $\overline{Nu}=0.52$ であり、振動平板を挿入した場合 $\overline{Nu}=8.04$ である。一方、主流速を上げて角柱のみで $\overline{Nu}=8.04$ を得るには $Re=187 (U=0.505 \text{ m/s})$ にまで主流を増速させる必要があることがわかる。いま管路や平板の摩擦損失などを無視し、管路中心から y, z 各軸方向に 30 mm の一様流領域を想定しこの領域を通過する空気の運動エネルギーを次式を用いて動力換算する。

$$E = \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) \cdot U \cdot A \dots\dots\dots (4)$$

ただし、仮定により $A=0.0036 \text{ m}^2$ とする。したがって、 $Re=100$ および 187 における送風動力はそれぞれ $E_1=40 \mu W$, $E_2=283 \mu W$ となる。また、用いる送風機の入力電力に対する送風動力の変換効率を 48% と仮

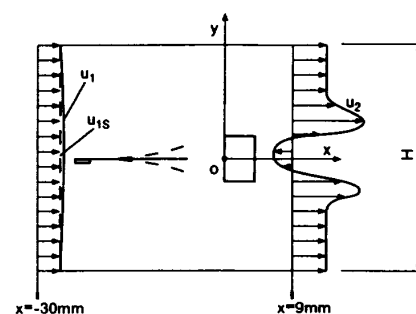


Fig. 21 Test section

定すると、主流を増速させるために要する電力は $\Delta E=608 \mu W$ となり、本論文で示した振動平板挿入法ではより少ない消費電力で同等の伝熱促進効果が得られることがわかる。

このように振動平板挿入法においては振動平板を適当な場所に配置することにより圧損低減と熱伝達率向上の両立が成立し、伝熱制御手法としても正味の利得を有すると考えられる。

5. 結 論

本研究では、 $Re < 200$ の比較的低レイノルズ数領域の強制対流場における角柱まわりの伝熱促進を意図して角柱上流に振動平板を設置し、その効果を実験的に検討した。本実験解析の結果を要約すると以下のとおりである。

(1) マツハ・ツェンダ干渉計の傾斜干渉じまを画像処理することにより非接触で多面同時の温度場計測手法を構築し、これを角柱まわりの温度場計測に適用しその伝熱特性を 3 面同時に解析した。

(2) 振動平板を角柱中心からはずし上面と同一面内に配置すると角柱の背面にまで振動平板の加速効果が到達し、4 面平均の熱伝達率は最大で 1.8 倍に達する。

(3) 振動平板と角柱を組合せることにより、角柱後流はジェットウェーク流れ状態と類似した流れの様相を呈し、本実験範囲において抗力係数は負の値をとることができる。

(4) このような振動平板挿入法は、同じ熱伝達率の増加を主流の増速によるよりも小さい消費電力で達成しており伝熱制御手法としても正味の利得を有すると考えられる。

おわりに、卒業研究の一部として協力いただいた宇都宮大学工学部熱工学研究室の縣健太郎君に謝意を表す。

〔付 録〕

近傍後流の速度分布を用いて物体まわりの抗力を定義する方法としてここでは以下の考え方によった。図 21 に示すように振動平板・角柱を囲む検査空間 ($H=30\text{ mm}$) をとり、平板静止時の $x=-30\text{ mm}$ での流入速度を u_{1s} , $x=9\text{ mm}$ での流出速度を u_{2s} とすると、流入および流出運動量はそれぞれ

$$Q_{1s} = \frac{1}{2} \rho \int u_{1s}^2 dy \quad \cdots \cdots \cdots (5)$$

$$Q_{2s} = \frac{1}{2} \rho \int u_{2s}^2 dy \quad \cdots \cdots \cdots (6)$$

となる。ここで、 $y=\pm 15\text{ mm}$ 位置では y 方向成分の速度は 10^{-3} m/s のオーダーであったことから y 方向の交換運動量を無視することができる。また、振動平板・角柱を検査空間内設置しない状態で管路の境界層排除効果による影響を静圧換算し、

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \rho (u_{1s}^2 - u_{2s}^2) H \quad \cdots \cdots \cdots (7)$$

とする。以上より平板振動時の応力および抗力係数を次式により求めた。

$$D = Q_{1s} - Q_{2s} + \Delta P_s \quad \cdots \cdots \cdots (8)$$

$$C_D = \frac{D}{(1/2) \rho u_{1s}^2 d} \quad \cdots \cdots \cdots (9)$$

文 献

- (1) 筒井寿博・秋山光庸・杉山均, 弾性振動平板まわりの強制対流熱伝達, JSME 東北支部第 29 期講演論文集, (1994), 97-99.
- (2) 筒井寿博・秋山光庸・杉山均, 平板の弾性振動による能動的境界層制御, 機論, 61-585, B (1995), 1804-1810.
- (3) 筒井寿博・秋山光庸・杉山均・高藤圭一郎, マッハ・ツェンダ画像による非定常二次元温度場の実験解析, 機論, 62-595, B (1996), 1129-1135.
- (4) 佐々木富也・石塚勝・青木登, 圧電ファンの性能評価, 電子情報通信学会春季全国大会講演集, (1989), 5-146.
- (5) 五十嵐保, 長方形断面柱まわりの流動と熱伝達 (断面辺長比 0.33~1.5 の場合), 機論, 51-463, B (1985), 965-972.
- (6) 五十嵐保・寺地宣明, 直交平板の抗力軽減と伝熱促進, 第 32 回伝熱シンポジウム論集, (1995), 29-30.
- (7) 岡島厚・長久太郎・六郷彰, 長方形断面柱まわりの流れの数値解析, 機論, 56-522, B (1990), 280-288.
- (8) 岡島厚・杉谷賢一郎, 長方形断面柱のストローハル数と背圧係数 (レイノルズ数の影響), 機論, 50-457, B (1984), 2004-2012.
- (9) 甲藤好郎, 伝熱概論, (1964), 68-72, 養賢堂.
- (10) Eckardt, D., Detailed Flow Investigations Within a Highspeed Centrifugal-Compressor Impeller, *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, 98-3 (1976), 390-402.