

分置

非定常熱伝達特性の 流体温度ゆらぎ周波数依存性に関する研究

(先行基礎工学研究に関する共同研究報告書)

2004年12月

同志社大学 工学研究科
核燃料サイクル開発機構 大洗工学センター

本資料は先行基礎工学分野に関する研究として、同志社大学と核燃料サイクル開発機構との共同研究として作成されたものです。本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村村松4番地49
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課
電話：029-282-1122（代表）
ファックス：029-282-7980
電子メール：jserv@jnc.go.jp

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to :

Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki 319-1184, Japan

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)
同志社大学 (Doshisha University)
2004

非定常熱伝達特性の流体温度ゆらぎ周波数依存性
に関する研究
(先行基礎工学研究に関する共同研究報告書)

千田 衛^{*1}, 稲岡恭二^{*1}, 吉村信哉^{*2},
村松壽晴^{*3}, 村上 諭^{*4}, 田中正曉^{*3}

要 旨

サーマルストライピング現象において、構造物の熱疲労挙動を支配する低周波数の流体温度ゆらぎと非定常熱伝達特性の関連性について基礎的実験を行った。実験では平行平板間流路の上流側に角柱を挿入し、角柱後流に周期的に放出される大きなスケールの渦を発生させた。さらに、角柱上流側の流路入口で、温度の異なる流体を流入させることにより、角柱で発生する後流渦により角柱背後で低周波数・高振幅の温度ゆらぎを与えた。角柱のアスペクト比を変化させて後流渦の状態（渦のスケールおよび周波数）を変えることによって、発生する温度ゆらぎの周波数および振幅を変化させた。熱伝達率の時系列データ測定には、流路壁面に設置した薄膜熱流束センサーを使用した。実験条件はレイノルズ数 Re が 9000、角柱からの温度ゆらぎのストローハル数 St は約 0.15 $\leq St \leq$ 約 0.2（流体温度ゆらぎ周波数 f は約 1.8Hz $\leq f \leq$ 約 4Hz）とした。流体温度ゆらぎ場における局所平均ヌセルト数は温度ゆらぎのない場合とほぼ等しくなり、また本実験条件における周波数範囲では熱伝達率の流体温度ゆらぎ周波数への依存性は小さいことが分かった。

また、実験条件を対象として数値解析を実施した。その結果、ヌセルト数変動のスペクトル分布および流体温度ゆらぎのスペクトル分布について解析結果と実験結果は良い一致を示した。

^{*1} 同志社大学工学部機械システム工学科

^{*2} 同志社大学大学院工学研究科

^{*3} 核燃料サイクル開発機構 大洗工学センター

^{*4} カストマシステム株式会社

Study on Unsteady Heat Transfer with Fluid Temperature Fluctuation
- Effect of the low-frequency fluid temperature fluctuation
on the heat transfer characteristics -

Mamoru SENDA^{*1}, Kyoji INAOKA^{*1},
Shinya YOSHIMURA^{*2}, Toshiharu MURAMATSU^{*3},
Satoshi MURAKAMI^{*4}, Masa-aki TANAKA^{*3}

Abstract

Heat transfer experiments have been carried out in order to clarify the effect of the low-frequency fluid temperature fluctuation on the unsteady heat transfer in a channel, which is related to the thermal striping phenomena. In this study, fluid temperature fluctuation was realized by the periodic large-scale shedding vortices in the channel with a rectangular cylinder, where the hot and cold water flows into the test section from the lower and upper parts of the contraction. The frequency of fluid temperature fluctuation was controlled by changing the width-to-height ratio of the cylinder. The unsteady heat transfer coefficient of the channel wall was measured by the thin-film heat flux sensor. The experiments were made for the Reynolds number of 9000 and the Strouhal numbers ranging from about 0.15 to about 0.2. It is found that the time averaged Nusselt numbers in the fluid temperature fluctuation field are almost equal to those of the constant fluid temperature regardless of the Strouhal number under the present experimental conditions.

And numerical simulation was carried out for typical experiment condition. By the numerical simulation, dominant frequency of Nusselt number fluctuation and fluid temperature fluctuation showed good agreement between experiment and calculation.

^{*1} Department of Mechanical Engineering, Doshisha University

^{*2} Graduate School of Doshisha University

^{*3} Japan Nuclear Cycle Development Institute

^{*4} Customer System Co., Ltd.

目 次

1. 緒 言	1
1. 1 研究の背景	1
1. 2 研究の目的	1
2. 実験装置と実験方法	3
2. 1 実験装置	3
2. 2 テスト部	3
2. 3 薄膜熱流束センサー	4
2. 5 热伝達率の測定	4
2. 5 実験条件	5
2. 5. 1 予備実験条件	5
2. 5. 2 非定常熱伝達測定試験条件	5
3. 実験結果と考察	13
3. 1 薄膜熱流束センサーの応答特性試験	13
3. 1. 1 動特性試験	13
3. 1. 2 静特性試験	13
3. 1. 3 非定常熱伝達特性試験	13
3. 2 角柱後流域での流体温度ゆらぎ（予備実験）	14
3. 3 PIVによる流れの測定	15
3. 4 流体温度ゆらぎと非定常熱伝達特性	15
4. 数値シミュレーション	35
4. 1 解析コードの概要	35
4. 2 温度ゆらぎ周波数確認予備解析	35
4. 2. 1 解析条件	35
4. 2. 2 解析結果	35
4. 3 非定常熱伝達特性解析	36
4. 3. 1 解析条件	36
4. 3. 3 解析結果	37
4. 結 言	51
謝 辞	52
参考文献	53
付 錄	
A 1. 角柱アスペクト比と温度ゆらぎ周波数との関係	54

図表目次

表 1 角柱の形状と熱流束測定位置	7
表 2 溫度ゆらぎのない場合の実験条件	7
表 3-1 溫度ゆらぎのある場合の実験条件 ($y/H=0.48$)	8
表 3-2 溫度ゆらぎのある場合の実験条件 ($y/H=0.46$)	8
表 3-3 溫度ゆらぎのある場合の実験条件 ($y/H=0.40$)	9
表 4 空気を作動流体とした予備実験結果	17
表 5 水を作動流体とした予備実験結果	17
表 6 溫度ゆらぎのない場合の熱伝達特性	18
表 7-1 溫度ゆらぎのある場合の熱伝達特性 ($y/H=0.48$)	19
表 7-2 溫度ゆらぎのある場合の熱伝達特性 ($y/H=0.46$)	19
表 7-3 溫度ゆらぎのある場合の熱伝達特性 ($y/H=0.40$)	20
表 8 溫度ゆらぎ周波数確認時の解析条件	39
表 9 角柱アスペクト比と温度ゆらぎ周波数の関係	39
表 10 非定常熱伝達係数の比較	39
表 A1 実験条件下での後流幅の推定値	59
 図 1 実験装置の概略図	10
図 2-1 非定常熱伝達試験時のテスト部の概略図	10
図 2-2 空気を作動流体とした予備試験時のテスト部の概略図	11
図 2-3 水を作動流体とした予備試験時のテスト部の概略図	11
図 3 薄膜熱流束センサーの概略図	12
図 4 薄膜熱流束センサーの動特性試験結果 (入出力波形)	21
図 5 薄膜熱流束センサーの動特性試験結果 (周波数応答)	22
図 6 薄膜熱流束センサーの静特性試験結果	22
図 7 非定常熱伝達特性試験結果	23
図 8 ヌセルト数の時間変化およびスペクトル分布 ($x/H=2.6$)	23
図 9 壁面近傍での流体温度とヌセルト数の時系列変化 (空気)	24
図 10 壁面近傍での流体温度とヌセルト数のスペクトル分布 (空気)	24
図 11 壁面近傍での流体温度とヌセルト数の時系列変化 (水)	25
図 12 壁面近傍での流体温度とヌセルト数のスペクトル分布 (水)	25
図 13 ヌセルト数への温度ゆらぎの有無の影響	26
図 14 角柱後流の温度ゆらぎの様子 (可視化実験結果)	26
図 15 PIV による速度ベクトル分布と渦度分布	27
図 16 壁面熱流束と流体温度 ($y/H=0.48$) の時系列変化	28
図 17 壁面熱流束と流体温度 ($y/H=0.48$) のスペクトル分布	28
図 18 壁面熱流束と流体温度 ($y/H=0.48$) の相互相関係数	28
図 19 溫度ゆらぎ周波数と時間平均ヌセルト数の関係 ($y/H=0.48$)	29
図 20 溫度ゆらぎ周波数と温度ゆらぎ強度の関係 ($y/H=0.48$)	30
図 21 溫度ゆらぎ周波数とヌセルト数の変動強度 ($y/H=0.48$)	30
図 22 溫度ゆらぎ周波数と時間平均ヌセルト数の関係 ($y/H=0.46$)	31
図 23 溫度ゆらぎ周波数と温度ゆらぎ強度の関係 ($y/H=0.46$)	32
図 24 溫度ゆらぎ周波数とヌセルト数の変動強度 ($y/H=0.46$)	32
図 25 溫度ゆらぎ周波数と時間平均ヌセルト数の関係 ($y/H=0.40$)	33

図 2 6 温度ゆらぎ周波数と温度ゆらぎ強度の関係 (y/H=0.40)	34
図 2 7 温度ゆらぎ周波数とヌセルト数の変動強度 (y/H=0.40)	34
図 2 8 解析対象範囲の模式図	40
図 2 9 温度ゆらぎ周波数確認予備解析条件	40
図 3 0 温度ゆらぎ周波数確認予備解析でのメッシュ分割図	40
図 3 1 瞬時温度分布の比較	41
図 3 2 Re=1,5000 での壁近傍における流体温度の時系列変化	42
図 3 3 温度ゆらぎのスペクトル分布	43
図 3 4 角柱アスペクト比と温度ゆらぎ周波数との関係	44
図 3 5 メッシュ配置図	44
図 3 6 瞬時空間温度分布の時間変化	45
図 3 7 壁面近傍の流体温度の時系列変化	46
図 3 8 時系列変化の解析結果と実験結果との比較	47
図 3 9 時間平均温度の軸方向分布の比較	48
図 4 0 温度ゆらぎ強度の軸方向分布の比較	48
図 4 1 時間平均ヌセルト数の軸方向分布の比較	49
図 4 2 ヌセルト数変動強度の軸方向分布の比較	49
図 4 3 ヌセルト数変動のスペクトル分布の比較	50
図 4 4 流体温度ゆらぎのスペクトル分布の比較	50
図 A1 角柱アスペクト比と温度ゆらぎ周波数との関係	57
図 A2 迎え角 0 [°] の場合の角柱アスペクト比と放出渦周波数との関係	58
図 A3 角柱のアスペクト比と修正ストローハル数との関係	58
図 A4 角柱アスペクト比と後流幅との関係	59

1. 緒 言

1. 1 研究の背景

原子力発電、火力発電、化学プラントなどの種々の工業プラントにおける流体の流れる配管合流部では、高温流体と低温流体の混合により流体温度ゆらぎ（流体混合に伴う非定常な温度変動）が発生し、このため構造物が高サイクル熱疲労によって破損に至ることがある。これはサーマルストライピング現象と呼ばれ、各種プラントの安全性確保の観点から非常に重要な現象である。

近年、熱流体の混合現象および非定常現象に関する研究の重要性が認識され、枝配管が主管に接続されたT字形合流配管部において、主管と枝配管との管径比や流速比によって変化する合流後の流動形態に着目した流体混合特性や壁面近傍の流体温度変動が測定され、温度の異なる二流体が混合する際の流体温度ゆらぎ特性が解明されつつある(1-8)。しかしながら、構造物の熱疲労に直接関連する熱伝達率、あるいは壁面温度の変動に着目した研究は決して十分であるとは言えない。

一方、日本機械学会ではT字形合流配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針⁽⁹⁾⁻⁽¹⁰⁾が纏められた。そこでは、高温水と低温水の合流部前での流体温度差、あるいは合流後の混合による流体温度ゆらぎの減衰効果を加味した配管内壁近傍での最大温度ゆらぎ幅、さらに円管乱流の定常熱伝達率を元に増倍係数を用いて評価した非定常熱伝達率に基づいて配管の構造健全性が評価されている。しかしながら、T字形合流配管では、流れの様子が時空間的に変化することから、必ずしも配管壁面と流体との熱伝達特性が一定であるとは限らず、倍増係数による評価の妥当性の確認が不十分である。上記評価指針においては、壁面近傍の流体温度変動と壁面での温度変動の周波数特性

(P S D) から時間的に一定な熱伝達率を推定する方法が採られており、その有効性については、流体温度ゆらぎから時間的に一定な熱伝達率を用いて壁面温度ゆらぎを推定することで確認しているが、変動する熱流束を求めている訳ではない。従って、時間的に変動する熱伝達特性を直接評価しているとは言えない。配管合流部での流体温度ゆらぎによる熱疲労は流体と構造物が熱的に連成する問題であり、時間的に一定でない（非定常の）熱伝達に関する評価が重要である。

1. 2 研究の目的

本研究の目的は、サーマルストライピング現象において、構造物の熱疲労挙動に多大な影響を及ぼす流体中の低周波温度ゆらぎと非定常熱伝達挙動との関連性を明らかにし、構造物熱的設計の指針・基準に資することにある。具体的には、平成13年度から3カ年の計画で、サーマルストライピングを特徴づける低周波温度ゆらぎと高周波温度ゆらぎが重畠する熱流動場における非定常熱伝達の計測実験を行う。実験では、空気および水を作動流体とし、流れに対して垂直かつ平行に角柱を設置した矩形流路を用い、流路の片側壁面を加熱して壁面熱流束および壁近傍の流体温度を測定する（詳細は第2章参照のこと）。実験パラメータは、低周波温度ゆらぎの周波数であり、流路入口を上下2領域に分けて温度の異なる流体を流入させることにより温度ゆらぎを発生させる。また、角柱の流れ方向に垂直な方向の幅(h)（高さ）と流れ方向の長さ(b)との比（アスペクト比、 b/h ）を変化させることによって周波数の異なる

温度ゆらぎを角柱の下流に発生させ、かつ、その周波数を制御する。実験により、流体一構造熱的連成系における非定常熱伝達メカニズムを明らかにし、温度ゆらぎが存在する熱流動場における非定常伝達特性に関する知見を得る。本報告書は、3カ年の成果をまとめたものである。

平成13年度は、薄膜熱流束計（薄膜熱流束センサー）の動特性試験および静特性試験を行った。アスペクト比（ b/h ）が1.0の角柱を設置した矩形流路において入口流体温度一定のもと、流路壁に設置した薄膜センサーを用いて瞬時の熱伝達を測定し、局所平均ヌセルト数の分布およびヌセルト数の変動強さ（R.M.S.値）を求め、理論値との比較を行って、薄膜熱流束センサーによる瞬時の壁面熱流束測定結果が定量的に信頼し得るものであることを確認した。さらに、作動流体に空気を用いて温度ゆらぎ場の実現のための予備実験を実施した。また、角柱アスペクト比（ b/h ）を0.5から3までの範囲でいくつか変更して、角柱アスペクト比（ b/h ）と角柱下流に発生する低周波温度ゆらぎの周波数について調べるべく解析を実施した。薄膜熱流束センサーの概略については第2.3節で、薄膜熱流束センサーの基本特性試験に関しては第3.1節で、解析研究に関しては第4.2節で述べる。

平成14年度は、空気と水をそれぞれ作動流体とする平行平板間流路の流れに角柱を挿入し、角柱から周期的に放出される渦によって温度ゆらぎ場を実現し得ることを確認する予備実験を実施した。また、水を用いた場合では、インクを流れに注入して流れの可視化実験を行った。実験条件およびテスト部については第2.2節および第2.4節で、予備実験結果に関しては第3.2節で述べる。

平成15年度は水を作動流体として、平行平板間流路に挿入した角柱のアスペクト比（ b/h ）を変化させることによって、温度ゆらぎの周波数、すなわち流体温度ゆらぎの周波数を制御し、非定常熱伝達率測定を行った。さらにPIV（粒子画像流速測定法）を用いて流れ場の測定を行い、位相平均した速度ベクトル図を求めて周期的な角柱からの温度ゆらぎを伴う流動場の様子を調べた。また、水を作動流体とした代表的な実験条件を対象として解析を実施し、実験結果との比較を行い非定常熱伝達メカニズムについて検討を行った。実験条件およびテスト部については第2章で、流れの測定結果に関しては第3.3節で、非定常熱伝達試験は第3.4節で、解析結果については第4.3節で述べる。

2. 実験装置と実験方法

2. 1 実験装置

図1に水を作動流体とした非定常熱伝達測定時（第3.4節参照）に用いた実験装置の概略図を示す。作動流体である高温水と低温水は、それぞれの上流タンク①, ②から循環用ポンプ④を用いることより、整流胴内⑥に流入させる。整流部およびコントラクションには厚さ0.8[mm]のアクリル製の上下仕切り板⑦を設け、上側には低温水、下側には高温水が流入する。また上流タンク①および②に汲み上げられた作動流体の一部は、上流タンクに設置されたオーバーフロー用管路から常時下流タンク⑩に戻され、ヘッドは一定に保たれている。整流胴内には流れを一様にするために、邪魔板、ハニカム、整流用金網が取り付けある。整流部を通過した作動流体は、コントラクション⑧で断面積を1/11に縮小され、テスト部⑨に入る。下流タンクに戻された作動流体はステンレスヒータにより加熱し、温度コントローラーにより所定の温度となるように制御され、循環用ポンプで上流タンク①にくみ上げられ再び循環する。また低温水については、上流タンク②に常温の水道水を流入した。流量は管路途中に設けられたバルブで調整し、流量計で流量を測定した。

2. 2 テスト部

図2-1から図2-3に本研究で用いたテスト部の概略図を示す。テスト部はいずれも高さ $H=50[\text{mm}]$ 、奥行き方向長さ $150[\text{mm}]$ の水平矩形流路であり、流路中央には角柱を流れ方向に直角で奥行き方向に挿入した。角柱は、流路入口より $x/H=0.6$ にその前面が位置するように、上下対称となるよう設置してある。この角柱から放出される渦により流体の低周波温度ゆらぎを実現する。図2-1は、第3.4節で述べる水を作動流体とした非定常熱伝達測定時に用いたテスト部であり、図2-2は第3.2節で述べる空気を作動流体とした予備試験時のテスト部、さらに図2-3は同じく第3.2節で述べる水を作動流体とした予備試験時のテスト部の概略図をそれぞれ示している。

図2-1に示した非定常熱伝達測定時には、テスト部に流入する水はテスト部上流側のコントラクション内に仕切り板を挿入して上下に分離し、それぞれに温度一定の高温水と低温水（温度差 $\Delta T=20[\text{^\circ C}]$ ）を流すことによって、テスト部に挿入した角柱の上下から放出される渦に温度差をつけ、周期的な流体温度ゆらぎ場を実現した。流路の上壁には図に示したように厚さ2[mm]の銅板（伝熱板）を設け、熱伝達率を測定するための熱流束センサーが取り付けてある。座標系はテスト部入口断面の中心（低温水と高温水とを分離する仕切板の端）を原点として、流れ方向を x 、それに垂直な高さ方向を y とする。また、角柱はその断面の流れ方向長さを b 、高さを h とし、アスペクト比 (b/h) を変化させることで角柱からの温度ゆらぎの周波数、すなわち流体温度ゆらぎの周波数を制御する。本実験で使用した角柱のアスペクト比と壁面熱流束の測定位置（流れ方向）を表1に示す。

図2-2および図2-3に示す予備実験においては、作動流体として空気と水を用い、角柱後流域での流体の温度ゆらぎの実現性の確認を行った。図2-2に示した空気を作動流体とする場合の角柱は、上部が断熱材および下部が無酸素銅で作られていて

る。角柱の高さ (h) は 10 [mm] であり、アスペクト比 (b/h) は 1.0 である。下部の無酸素銅部内にはシースヒータ ($\phi 3[\text{mm}]$, 100[V], 150[W]) が 2 本設置されており、下部をヒータで加熱し、角柱の上側を通過する流体と下側を通過する流体との間で温度差をつけて角柱下流での温度ゆらぎを実現した。テスト部下面はヒータ加熱によって壁面温度は一定に保たれ、薄膜熱流速センサーによって壁面熱流束が測定される。さらに、薄膜熱流速センサーを設置した流れ方向の位置と同じ位置で、壁面から 1[mm] および 5[mm] 内側に熱電対を設置して流体温度を計測した。図 2-3 に示す水の場合の角柱高さ (h) は 20[mm] であり、アスペクト比 (b/h) は 0.5 である。テスト部に流入する流体を上下に分離し、それぞれ温度差をつけた温水側と冷水側とすることによって角柱下流側での温度ゆらぎを実現した。テスト部上面はヒータ加熱によって壁面温度は一定に保たれており、薄膜熱流速センサーによって壁面熱流束が測定される。空気の場合と同じく、薄膜熱流速センサーを設置した流れ方向の位置と同じ位置で、壁面から 1[mm] 内側に熱電対を設置して流体温度を計測した。

2. 3 薄膜熱流束センサー

非定常熱伝達実験には、流路壁面における熱流束変動を測定するために、図 3(a) に示したような厚さ 3[μm] のニッケル箔をフォトエッチングにより作製した薄膜熱流束センサー⁽¹¹⁾⁽¹²⁾を使用した。センサーは熱流束検知部 (Detector) と温度補償用の測温抵抗 (Reference) からなる。熱流束センサーは図 3(b) に示したように銅ブロックに直接に貼り付け、センサーの検知部が流路壁面と同じ面になるよう設置した。ただし、熱流束検知部は厚さ 7.5[μm] のカプトンシートにより銅ブロックとは電気的に絶縁されている。薄膜熱流束センサーの動作原理は定温度型熱線流速計と同じであり、銅ブロックに貼り付けた温度補償用抵抗と同じ温度に熱流束検知部の抵抗がなるよう電子回路でフィードバック制御し、センサーの電流の変化から発熱量、すなわち熱流束を計測している。熱流束センサーが取り付けられた銅ブロックと流路壁面の銅板とは同じ温度になるようヒータを通電加熱して、高温水側の温度より約 5[°C] 高くなるよう壁温を一定に設定した。

非定常熱伝達実験で用いた伝熱板は、銅板 (300[mm] × 120[mm] × 2[mm]) および薄膜熱流束センサーを設置した銅ブロックとスペーサブロックで構成されている。スペーサブロックの設置位置を変えることにより、 $x/H=1.5 \sim 4.0$ の位置での壁面熱流束変動の測定が可能である。銅板はその裏面に貼り付けたラバー・ヒータによって、また銅ブロックはカートリッジヒータを各ブロックに設けた 2 つの穴に通して加熱した。銅板および銅ブロックの温度測定には K 型熱電対を用い、銅板にはその裏側に流れ方向に 3ヶ所、薄膜熱流束センサーを設置した銅ブロックに 1ヶ所設置した。また、伝熱板の裏面からの熱損失を軽減するために断熱材としてグラスウールを使用した。

2. 4 热伝達率の測定

薄膜熱流束センサーの出力電圧 V と熱流束 q の間には、次式が成り立つ。

$$q = \frac{R_1}{\varepsilon A_0 (R_1 + R_2 + R_3)} (V^2 - V_0^2) = AV^2 + B \quad (1)$$

ここで、 R_1, R_2, R_3 はそれぞれディテクター、リファレンス、リード線の電気抵抗、 A_0 と ε はディテクターの面積とその実効率(センサーの実効伝熱面積)、 V_0 はオフセット電圧である。3.1節で述べる薄膜熱流束センサーの静特性試験では、上記の校正関数の係数 A ならびに B 、すなわち実効率とオフセット電圧を求めていた。熱伝達率 α とヌセルト数 Nu は次式で定義した。

$$\alpha = q / (T_w - T_b) \quad (2)$$

$$Nu = \alpha H / \lambda \quad (3)$$

T_w と T_b はそれぞれ壁面温度(一定値)と流体温度(代表温度)であり、 H は流路高さである。また、 λ は水の熱伝導率である。流体の代表温度 T_b として、温度ゆらぎがない場合には入口温度を用い、温度ゆらぎがある場合には、熱流束センサーと同じ流れ方向位置($x/H=2.0$ および $x/H=2.5$)で、壁面から垂直に1[mm]($y/H=0.48$)、2[mm]($y/H=0.46$)および5[mm]($y/H=0.40$)内側の位置の流体温度を使用した。流体温度は、熱電対によって測定した。熱伝達率の測定は、流路の奥行き方向中央の $x/H=2.0$ もしくは $x/H=2.5$ の位置で行った。計測機器の関係から、高さ方向に一点づつ1回の計測を行った(そのため、表3-1から表3に示すようにそれぞれの測定位置ごと温度条件等が若干異なっている)。温度計測には、線径0.1[mm]のK型熱電対を使用した。流体温度測定はサンプリング間隔が0.02[秒](50[Hz])、ヒータ温度測定は2[秒](0.5[Hz])で行い、ともに約5分間測定している。

なお、後に詳しく述べる熱伝達率測定では、温度ゆらぎのある場合として、テスト部入口のコントラクション内に高さ方向上下に温度差を付けて角柱部に流入させた場合と、角柱下流に温度ゆらぎを生じない場合として上下に温度差を付けず入口温度を一様とした場合との比較を行った。

本研究では、温度ゆらぎの特性を評価するために修正ストローハル数 St^* を採用する。一般に、自由流中の置かれた構造物背後に生じる温度ゆらぎの評価にはストローハル数 St が用いられ、角柱高さ h と角柱あるいは円柱等の構造物の上流側での平均流速 U_m で定義される。しかしながら、本実験のように角柱の極近傍に壁面を有する体系においては、角柱上流側での平均流速 U_m よりも、角柱による流路断面積の減少を考慮した角柱挿入位置での断面平均流速 U_m^* を用いた修正ストローハル数 St^* が有用である。

$$St = \frac{f \cdot h}{U_m} \quad (4)$$

$$U_m^* = U_m \frac{H}{H-h} \quad (5)$$

$$St^* = \frac{f \cdot h}{U_m^*} = \frac{f \cdot h}{U_m \cdot H/(H-h)} = St \frac{H-h}{H} \quad (6)$$

本研究では、角柱のアスペクト比を変えることによって約 $0.16 \leq St \leq 0.2$ の範囲で実験を行った。この場合、流体温度ゆらぎの周波数 f は、 $1.80\text{Hz} \leq f \leq 3.34\text{Hz}$ で

あつた。

2. 5 実験条件

2. 5. 1 予備実験条件

空気を作動流体とした場合には、高さ 10[mm]でアスペクト比 (b/h) が 1.0 の角柱を用い、Re 数を 1,500, 2,700 および 5,000 (テスト部入口での断面平均流速はそれぞれ 0.5, 0.9 および 1.6[m/s]である) と変化させて流量依存性を調べた。Re 数は、テスト部入口の断面平均流速 U_m , 流路高さ H および動粘性係数 ν で定義した。角柱下部のヒータを発熱させて温度ゆらぎを生じた場合と、発熱させずに温度ゆらぎのない場合との比較を行った。

水を作動流体とした場合には、高さ 20[mm]でアスペクト比 (b/h) が 0.5 の角柱を用い、Re 数を 4,400 (テスト部入口での断面平均流速は 0.1[m/s]) で実験を行った。Re 数の定義は空気の場合と同じである。テスト部入口の上下部で温度差をつけて温度ゆらぎを生じさせた場合と、テスト部入口で同じ温度の流体を流入させ温度ゆらぎのない場合との比較を行った。

2. 5. 2 非定常熱伝達測定試験条件

テスト部入口の断面平均流速 U_m , 流路高さ H および動粘性係数 ν で定義したレイノルズ数 ($Re=U_mH/\nu$) を 9,000 で一定とした。このときの動粘性係数 ν は流路入口での流体の熱的平衡温度（壁面からの入熱量は小さく、入口流速が等しいため入口での高温水側温度と低温水側温度との算術平均値）に対する値を用いた。

表 2 に、温度ゆらぎがない場合（入口温度一様）の実験条件を示し、表 3-1 から表 3-3 に、温度ゆらぎがある場合（入口温度非一様）の実験条件を示す。前述の通り、流量条件は Re を約 9,000 として実験ごとの流体温度の変化を考慮して流速を設定した。また、温度ゆらぎがある場合の入口温度には、高温水と低温水との温度差を 20[°C] となるよう高温水側の温度を設定した。壁面温度は、高温水側の温度より約 5[°C] 高くなるよう設定されている。

表1 角柱の形状と熱流束測定位置

Case	b [mm]	h [mm]	b/h	h/H	x/H
A1	5	20	0.25	0.4	2.0
A2					2.5
B1	5	15	0.33	0.3	2.0
C1	5	10	0.5	0.2	2.0
C2					2.5
D1	10	20	0.5	0.4	2.0
D2					2.5
E1	10	15	0.66	0.3	2.0

* $H = 50[\text{mm}]$

表2 溫度ゆらぎのない場合の実験条件

Case	b/H	x/H	入口温度 $T_b [\text{°C}]$	平均流速 [m/s]	Re	壁面温度, $T_w [\text{°C}]$	
						平均値	標準偏差
A1	0.25	2.0	13.3	0.20	8.34×10^3	38.3	0.21
A2		2.5	28.5	0.15	9.09×10^3	52.4	0.41
B1	0.33	2.0	13.0	0.20	8.27×10^3	38.9	0.28
C1	0.5	2.0	12.8	0.20	8.23×10^3	38.9	0.28
C2		2.5	17.0	0.19	8.73×10^3	41.9	0.36
D1	0.5	2.0	13.5	0.20	8.38×10^3	38.2	0.39
D2		2.5	28.8	0.15	9.15×10^3	52.9	0.31
E1	0.66	2.0	12.8	0.20	8.23×10^3	38.0	0.42

表3-1 溫度ゆらぎのある場合の実験条件 (y/H=0.48)

Case	b/H	x/H	入口温度[°C]			Re ($\times 10^3$)	壁面温度[°C]
			高温側	低温側	[m/s]		
A1	0.25	2.0	33.9	12.9	0.17	9.2	37.3
A2		2.5	47.7	28.0	0.12	8.8	52.4
B1	0.33	2.0	33.0	13.5	0.17	9.1	38.2
C1	0.5	2.0	33.0	12.2	0.17	9.0	38.7
C2		2.5	37.7	17.0	0.15	8.9	42.0
D1	0.5	2.0	33.0	13.6	0.17	9.1	38.3
D2		2.5	48.8	28.6	0.12	8.9	53.0
E1	0.66	2.0	33.0	12.0	0.17	9.0	38.3
							0.28

表3-2 溫度ゆらぎのある場合の実験条件 (y/H=0.46)

Case	b/H	x/H	入口温度[°C]			Re ($\times 10^3$)	壁面温度[°C]
			高温側	低温側	[m/s]		
A1	0.25	2.0	33.2	13.5	0.17	9.2	38.0
A2		2.5	48.2	28.2	0.12	8.9	52.2
B1	0.33	2.0	33.1	13.1	0.17	9.1	38.3
C1	0.5	2.0	33.3	12.5	0.17	9.1	38.3
C2		2.5	37.0	17.1	0.15	8.8	41.8
D1	0.5	2.0	33.5	13.0	0.17	9.1	38.7
D2		2.5	48.0	28.6	0.12	8.9	53.2
E1	0.66	2.0	32.5	12.5	0.17	9.0	37.9
							0.27

表3-3 溫度ゆらぎのある場合の実験条件 (y/H=0.40)

Case	b/H	x/H	入口温度 [°C]		平均流速 [m/s]	Re ($\times 10^3$)	壁面温度 [°C]	標準偏差
			高温側	低温側				
A1	0.25	2.0	33.8	12.8	0.17	9.1	38.9	0.65
A2		2.5	47.5	28.0	0.12	8.8	52.2	0.38
B1	0.33	2.0	32.5	13.2	0.17	9.0	37.5	0.31
C1	0.5	2.0	33.1	13.0	0.17	9.1	38.4	0.40
C2		2.5	37.9	17.5	0.15	8.9	42.2	0.42
D1	0.5	2.0	33.8	13.2	0.17	9.2	38.6	0.52
D2		2.5	48.5	28.6	0.12	8.9	52.6	0.46
E1	0.66	2.0	33.7	13.1	0.17	9.2	38.6	0.35

① Upper Tank1	⑦ Partition Board
② Upper Tank2	⑧ Contraction
③ Flow Meter	⑨ Test Section
④ Pump	⑩ Lower Tank
⑤ Valve	⑪ Stainless Steel Heater
⑥ Straightening Section	

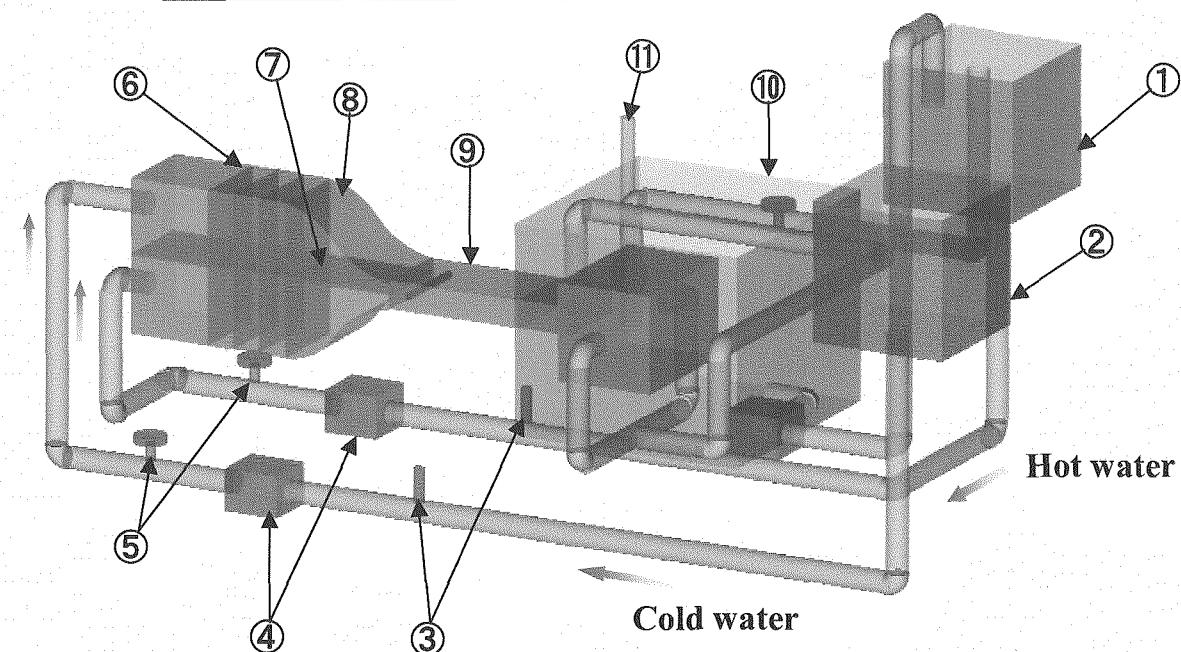
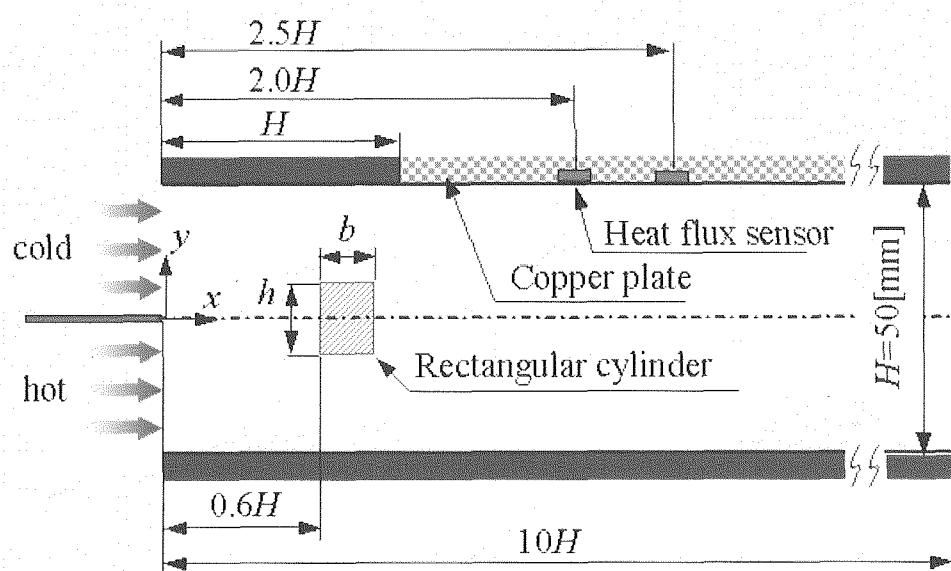


図1 実験装置の概略図

図2-1 非定常熱伝達試験時のテスト部の概略図
(作動流体は水)

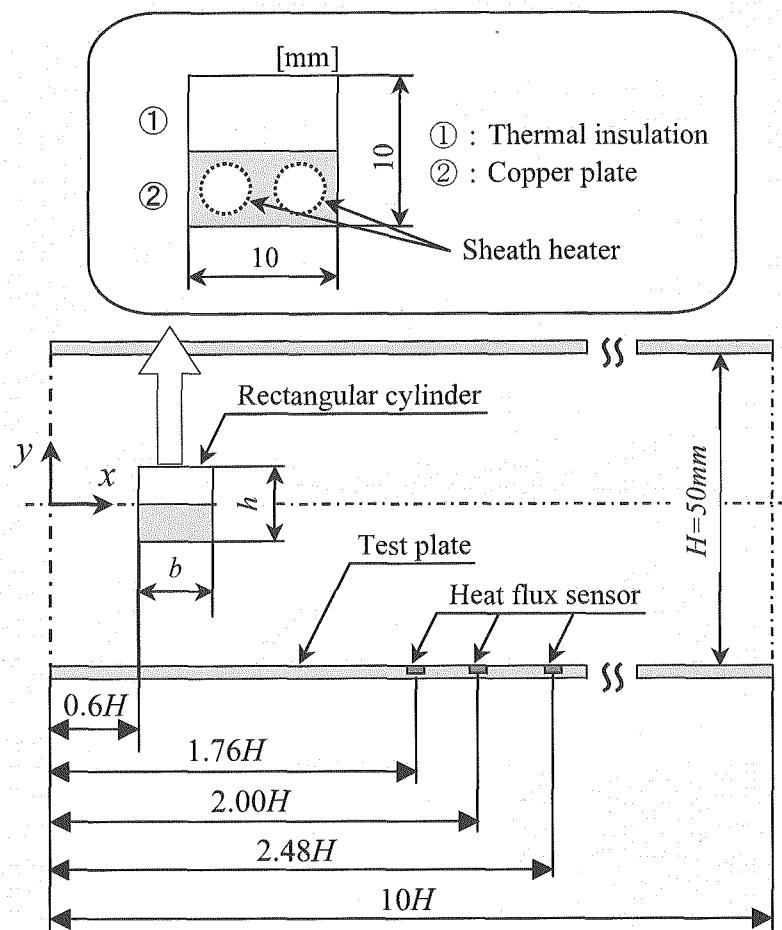


図2-2 空気を作動流体とした予備試験時のテスト部の概略図

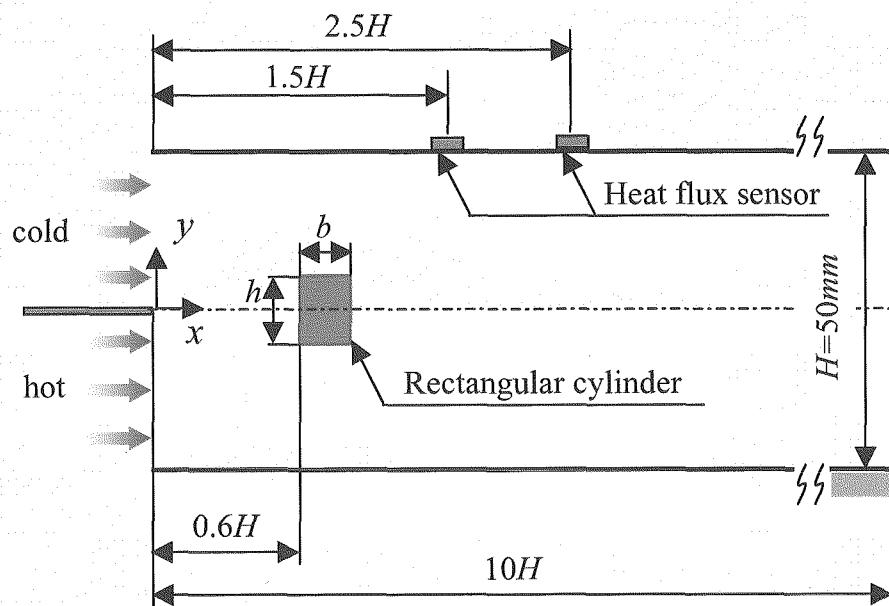
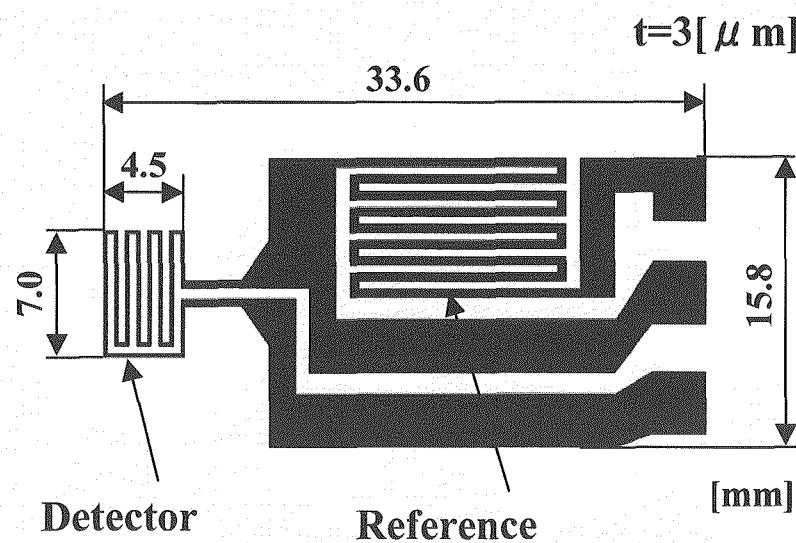
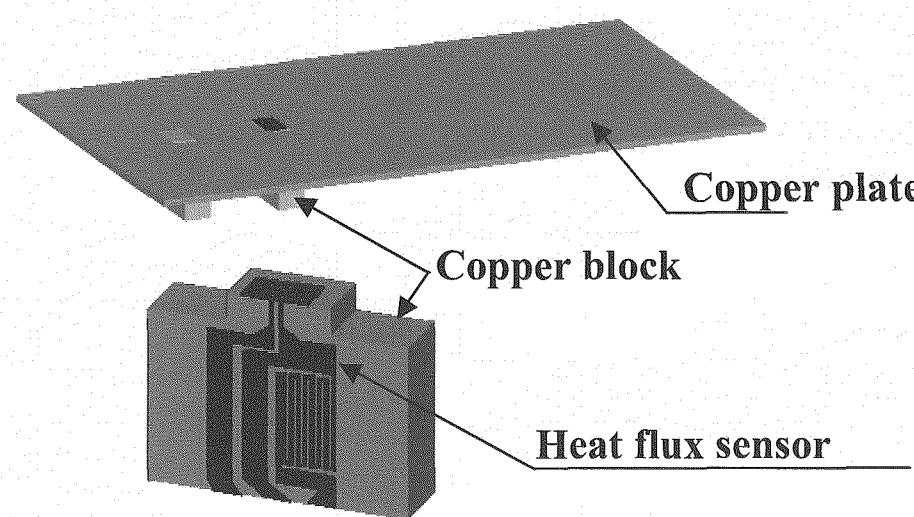


図2-3 水を作動流体とした予備試験時のテスト部の概略図



(a) 薄膜熱流束センサーの構造



(b) 薄膜熱流束センサーの取り付け図

図3 薄膜熱流束センサーの概略図

3. 実験結果と考察

3. 1 薄膜熱流束センサーの応答特性試験

3. 1. 1 動特性試験

実験に先立ち、薄膜熱流束センサーの動特性試験と静特性試験を行った。動特性試験はスライドプロジェクターを光源とする光パルス波を用いて、熱流束センサーを放射加熱する。光源とセンサーの間には矩形窓を設けたシャッター板を設け、これを回転させることによって ON/OFF 比が 1:1 の光パルス波を作り出した。光パルス波の周波数はシャッター板の回転数によって変化させる。光検出器による光パルス波の波形と熱流束センサーの出力波形の結果を図 7 に示した。図 7(a)には入力パルスの周波数が $f=5[\text{Hz}]$ 、図 7(b)には $10[\text{Hz}]$ 、図 7(c)には $50[\text{Hz}]$ の光パルス波の入力波形(光検出器の測定値)と、薄膜熱流束センサーからの出力波形をそれぞれ示してある。

動特性試験の結果を図 5 に示す。図の横軸は照射した光パルス波の周波数を、縦軸は各周波数での熱流束センサーの出力電圧の R.M.S 値を周波数 $5[\text{Hz}]$ での値を基準に整理した。図から本実験で着目する低周波数の流体温度ゆらぎに対して、熱流束センサーは十分な応答性を有していることが確認できる。

3. 1. 2 静特性試験

静特性試験は熱流束センサーを軸対称衝突噴流のよどみ点に設置して、よどみ点における熱伝達率の経験式に基づいてセンサーの実効率(校正関数の係数)を決定した。静特性試験の結果を、縦軸にヌセルト数、横軸にレイノルズ数の 0.5 乗をとって図 6 に示した。ヌセルト数とレイノルズ数の代表長さは、噴流ノズルの直径である。図に示した熱流束センサーの動特性ならびに静特性試験結果は、非定常熱伝達特性の評価を行う目的に十分であることを示している。

3. 1. 3 非定常熱伝達特性試験

図 2-2 に示したテスト部を用いて薄膜熱流束センサーの動作を確認するため非定常熱伝達特性試験を実施した。座標系の原点はテスト部入口の断面中心であり、流れ方向に x 軸、高さ方向に y 軸をとり、それぞれの位置はテスト部の高さ $H(=50[\text{mm}])$ で無次元化した値 x/H , y/H を用いて表す。角柱は $10[\text{mm}] \times 10[\text{mm}]$ の正方形柱を用い、テスト部中央に角柱の前面を $x/H=0.6$ となる位置に設置した。作動流体は空気であり、一様流速 (U_m) でテスト部に流入する。実験はレイノルズ数 ($Re=U_m H / \nu$) を 16,000 として行った。

図 7 に時間平均ヌセルト数分布を示す。縦軸はヌセルト数、横軸はテスト部入口からの無次元化距離 x/H である。データ収録はサンプリング周波数 $2[\text{kHz}]$ 、サンプリング時間 $60[\text{sec}]$ で行った。また中川ら⁽¹¹⁾ によって行われた熱伝達率の測定結果も同時に図に示す。ただし、中川らの実験では、空気を作動流体とし、レイノルズ数は 15,000 の条件で、角柱を発熱させずにテスト部下面に設置したステンレス箔を通電加熱して熱伝達率が測定されている。本実験と角柱での発熱方法が異なっていることに注意を要する。角柱を設置しない場合の流れにおいて、薄膜センサーの測定結果は無次元化した値 x/H の増加に伴いヌセルト数が低減する様子が確認できる。さらに、各点におけるヌセルト数を中川らによる測定結果と比較した場合、最大の差が 7.2% であった。またアスペクト比(b/h)が 1.0 の角柱を設置した場合において、薄膜センサ

一における測定結果は $x/H=1.8$ から $x/H=2.6$ 付近まで角柱から放出される渦によってヌセルト数が増加し、 $x/H=2.6$ で極大値 79.5 をとる。その後なだらかに減少している様子が確認できる。この結果を中川らによる測定結果と比較した場合、最大の差は 2.5% とよい一致を示した。このことから、各々の薄膜センサーにおいて、静特性試験で求めた薄膜センサーの実効率を補正することによりヌセルト数を算出することは妥当であると言える。また角柱を設置した場合のヌセルト数の *R.M.S.* 値も図に示した。ヌセルト数が極大となる位置で *R.M.S.* 値も極大値をとる。

次にヌセルト数が極大値を示す位置 $x/H=2.6$ におけるヌセルト数の時系列変化とスペクトル分布を図 8 に示す。ヌセルト数の変動周期、振幅はほぼ一定となり、スペクトル分布においては以前の結果の渦放出周波数とほぼ一致する 85[Hz] にピークがある。このときの修正ストローハル数 ($St^*=f h/U_m^*$) は 0.132 であり、付録に示す一様流中におけるアスペクト比 (b/h) を 1.0 とした場合の $St^*=0.124$ と同等の値を示しているが、若干値が大きくなっている。この理由については付録で述べる。

3. 2 角柱後流域での流体温度ゆらぎ（予備実験）

予備実験として、作動流体に空気および水を用い、角柱下流での流体温度ゆらぎの実現性確認と、空気を作動流体とした実験により流量 (*Re* 数) 依存性についての検討を行った。図 2-2 および図 2-3 に示したテスト部を用いてそれぞれ空気と水を作動流体とする予備実験を実施した。本実験ではサーマルストライピング現象を特徴づける流体の低周波温度ゆらぎを実現するため、平行平板間流路に角柱を挿入し角柱の上下から周期的に放出される大きなスケールの渦を利用する。温度ゆらぎは、空気を作動流体とする場合には角柱の下面のみをヒータで加熱し、角柱の上側を通過する流体と下側を通過する流体との間で温度差をつけて実現した。また、水の場合にはテスト部に流入する流体を上下に分離し、それぞれ温度差をつけた温水側と冷水側とした。

図 9 に空気を作動流体とし、 $Re=1,500$ ($U_m=0.5[m/s]$)、角柱アスペクト比 (b/h) 1.0 ($b=10[mm]$, $h=10[mm]$) とした場合の $x/H=2.0$ における流体温度測定結果を示す。また、図 10 に同位置でのスペクトル分布について示す。熱流束センサーと同じ流れ方向位置 (x) における流体温度（壁面から 1[mm] と 5[mm] の位置で測定）の時系列データ、ならびにスペクトル分布である。壁面近くにおいても周期的な温度ゆらぎが生じていることが分かる。流体温度ゆらぎに対応してヌセルト数 Nu も同じ周期で変動している。このことはスペクトル分布に同じ卓越周波数（約 9Hz）が現れていることからも明らかである。なお本実験で使用している熱流束センサーは約 100Hz の変動に応答可能であることを動特性試験で確認している（図 5 参照）。

図 11 および図 12 に水を作動流体とし、 $Re=4400$ ($U_m=0.1[m/s]$)、角柱アスペクト比 ($b/h=$) 0.5 ($b=10[mm]$, $h=20[mm]$) とした場合の $x/H=2.5$ における実験結果の一例を示す。図 11 は時系列変化を示し、図 12 にはスペクトル分布を示した。水を作動流体とした場合には、実験結果は空気の場合とほぼ同様の傾向を示すが、角柱の高さ h が空気の場合 (10[mm]) の 2 倍 (20[mm]) であり、また、入口部で高温水と低温水を合流させて温度ゆらぎを実現しているなど実験条件が異なっている。空気の場合に比べて、水の場合の方が低周波の温度ゆらぎが生じていることが分かる。

空気および水を作動流体とした予備実験の結果を表4および表5にそれぞれ示す。また、図13に温度ゆらぎがある場合と無い場合の局所平均ヌセルト数の比(Nu/Nu_0)と角柱の高さ(h)を代表長さとしたレイノルズ数(Re_h)の関係を示す。ヌセルト数の定義に用いる代表温度には、壁面温度と熱伝達率の測定位置における平均流体温度(壁面から1mmの位置)を用いた。 Nu/Nu_0 は空気の場合で1.1～1.2、水の場合で1.5であり、いずれも局所平均ヌセルト数は、温度ゆらぎのない場合に比べて温度ゆらぎのある場合の方が高くなっている。空気の場合では、同じレイノルズ数でも x/H が小さい角柱に近い位置で Nu/Nu_0 の値が小さくなっているが、これは本実験で温度ゆらぎを生じさせている角柱からの温度ゆらぎが充分に壁面近くまで達し影響を及ぼすに至っていないためと思われる。一方、温度ゆらぎの周波数(修正ストローハル数 St^*)がほぼ同じであるにもかかわらず、空気に比べて水を作動流体とした場合にヌセルト数やヌセルト数の変動のR.M.S値が大きくなっているが、これは角柱の高さ(h)の違いによる流路の閉塞効果とこれによる角柱から放出される渦構造の影響と考えられる。熱伝達特性に対する影響因子を定量化して一般化を図るために、現象を支配するパラメータとして流動構造とそれに伴う温度ゆらぎの特性についても検討することが重要である。

予備実験結果から、水を作動流体とした方が、壁面近傍での温度ゆらぎの振幅が大きく、本研究の目的とする温度ゆらぎを有する熱流動場での伝熱特性を調べる上では好条件であると言える。従って、次節の非定常熱伝達測定では水を作動流体として、入口で温度の異なる流体をテスト部に流入させることによって温度ゆらぎを実現し、角柱アスペクト比を変更することで温度ゆらぎの周波数を制御することとした。

3.3 PIVによる流れの測定

図14は染料注入による流脈法で可視化した角柱後流域の流れの様子である。角柱後流の流れは高温と低温の流体が交互に現れ、周期的な温度ゆらぎ場が実現されていることが分かる。

PIV(粒子画像流速計)によってx-y断面の流れを測定し、時系列画像から渦の放出周期のある位相($t=0$ および $t=\pi$)での位相平均速度ベクトル分布を求めた結果を図15に示す。位相平均値を求める際には、時系列データとして得られた速度ベクトル図を基にして角柱近傍の流れのある位置での高さ方向(y)の速度成分の時系列変化を、位相を決める際の基準信号として用いた。図15の左図は奥行き方向中央での位相平均速度ベクトル、右図は奥行き方向の渦度分布であり、図の横軸は角柱背面からの流れ方向無次元距離である。図に示したように、角柱の上下から放出される渦によって周期的に変化する温度場(温度ゆらぎ)を得ることができる。

平行平板間流路に設置した角柱の上下から交互に放出された一対の渦は、流路中心部から壁面に向かう周期的な流れを誘起し、このために角柱の下流では熱伝達が促進されることをこれまでの研究⁽¹¹⁾で明らかにした。

3.4 流体温度ゆらぎと熱伝達特性との関係

図2-1に示したテスト部を用いて、角柱のアスペクト比を幾つか変更して角柱下

流に生じる壁面近傍での温度ゆらぎが非定常熱伝達に及ぼす影響を調べる実験を行った。第3・2節での検討を踏まえ作動流体を水とした。本実験で得られた温度ゆらぎの卓越周波数と非定常熱伝達係数等の結果を表7-1から表7-3にまとめて示す。

図16に流体温度ゆらぎ場における壁面熱流束と流体温度の時系列変化を、 $Re=9,000$ 、Case-D1($St^*=0.181, f=2.57[\text{Hz}]$)の場合について示す。流体温度は熱流束センサーと同じ流れ方向位置($x/H=2.0$)で、壁面からの距離が1mm($y/H=0.48$)で測定した結果である。

図17(a)および図17(b)に示した壁面熱流束および流体温度ゆらぎのスペクトル分布には同じ卓越周波数が現れており、壁面熱流束は周期的な流体温度ゆらぎと同期して変動していることがわかる。また、図18に示したように、相互相関係数は遅れ時間がほぼ0で負の相関が最大となり、壁面熱流束と流体温度の変動は逆位相になっている。これは本実験では壁面の温度を高温水の温度よりも高く設定しているため、温度の高い渦が薄膜熱流束センサーの上方を通過する際には、壁面から流体への熱輸送量が減少し、逆に温度の低い渦が通過する際には、熱輸送量が増加していることを示している。なお、相互相関係数の負の値が最大となる遅れ時間は、本実験条件ではストローハル数によって変化することはなかった。

図19に流体温度ゆらぎ場における局所時間平均ヌセルト数 Nu と温度ゆらぎのない場合での値 Nu_0 の比 Nu/Nu_0 を、流体温度ゆらぎの周波数 St^* に対して示した。流体温度ゆらぎ場での瞬時の熱伝達率は、式(2)に示したように壁温 T_w と壁面熱流束を測定した流れ方向位置での流体温度 T_b との差で定義した。図19(a)は壁面からの距離 $y/H=0.48$ での時間平均した流体温度を代表温度とし、また図19(b)は T_b の瞬時の流体温度を代表温度として瞬時のヌセルト数を評価してから平均化した値を用いて整理した結果である。いずれの場合も、流体温度ゆらぎ場における局所平均 Nu は温度ゆらぎのない場合の Nu_0 とほぼ等しくなる。流体温度の瞬時値を用いて熱伝達率を求めた図19(b)の結果のほうが Nu/Nu_0 はわずかに大きくなっている。さらに、 St^* に関わらずヌセルト数分布には大きな変化がないことから、本実験条件($0.16 \leq St^* \leq 0.2$)では、熱伝達率の温度ゆらぎ周波数への依存性は小さいと考えられる。

図20に $y/H=0.48$ での流体温度ゆらぎのR.M.S.値を平均代表温度差($T_w - T_b$)で除したものを、また図21には流体温度ゆらぎ場におけるヌセルト数のR.M.S.値 $Nu_{R.M.S.}$ と局所平均 Nu との比を示す。図21において同じ St^* で測定位置が異なる場合($x/H=2.0$ と $x/H=2.5$)を比較すると、ヌセルト数のR.M.S.値は流体温度のR.M.S.値よりもばらつきがあるものの、流れ方向の測定位置 x/H が大きい場合には流体温度ゆらぎのR.M.S.値が小さくなり、それと対応して局所ヌセルト数のR.M.S.値も小さくなっている。これは図15の速度ベクトル図からも推察されるように、角柱から放出された渦が下流に移動するにしたがい渦度が小さくなることによる。また図21(a)と図21(b)を比較すると、熱伝達率の算出に流体温度の瞬時値を用いた場合の方がヌセルト数の変動のR.M.S.値は大きくなっていることが確認できる。

流体温度 T_b の測定位置を $y/H=0.46$ としたときの熱伝達実験の結果を図22から図24に示し、 $y/H=0.40$ としたときの結果を図25から図27に示す。各図はそれぞれ先に示した図19から図21に対応している。測定結果は、 $y/H=0.48$ の場合と同様の結果となった。

表4 空気を作動流体とした予備実験結果

作動流体	Re	温度ゆらぎ の有無	St (f [Hz])	Nu (R.M.S値)		
				$x/H=1.78$	$x/H=2.00$	$x/H=2.48$
空気 ($b/h=1.0$)	1500	無	0.144 (9)	30 (2.3)	32 (3.2)	29 (3.0)
		有	0.144 (9)	31 (1.9)	35 (2.8)	36 (2.2)
	2700	無	0.129 (14)	43 (7.0)	45 (7.6)	37 (6.4)
		有	0.178 (20)	45 (4.8)	49 (5.4)	45 (5.7)
	5000	無	0.135 (27)	47 (11.0)	52 (11.9)	50 (9.7)
		有	0.170 (34)	50 (8.8)	60 (10.9)	60 (10.2)

表5 水を作動流体とした予備実験結果

作動流体	Re (Re_h)	温度ゆらぎ の有無	St (f [Hz])	Nu (Nu のR.M.S値)	
				$x/H=1.5$	$x/H=2.5$
水 ($b/h=0.5$)	4400	無	—	78 (13.0)	47 (8.0)
		有	0.18 (1.5)	119 (33.8)	71 (23.4)

表6 溫度ゆらぎのない場合の熱伝達特性

Case	b/H	U_m^* [m/s]	$T_b(T_m)$ [°C]	壁面温度 T_w [°C]		q_w [kW/m ²]	温度ゆら ぎ)周波数 f [Hz]	St^*	平均値	標準偏差
				平均値	標準偏差					
A1	0.25	0.33	13.3	38.3	0.208	29.5	3.07	0.184	97.0	22.5
A2	0.25	28.5	52.4	0.412	31.1	2.53	0.202	103.5	17.6	
B1	0.33	0.29	13	38.9	0.28	45.3	3.20	0.168	143.6	37
C1	0.25	12.8	38.9	0.28	28.8	4.01	0.160	90.5	27.1	
C2	0.24	17	41.9	0.357	27.4	3.66	0.154	89.6	11.2	
D1	0.5	0.33	13.5	38.2	0.39	36.9	3.05	0.183	122.6	33.3
D2	0.25	28.8	52.9	0.312	25.1	2.20	0.176	82.6	14.1	
E1	0.66	0.29	12.8	38	0.42	33.5	3.15	0.165	109.4	20.8

表 7-1 溫度ゆらぎのある場合の熱伝達特性 (y/H=0.48)

Case	b/h	U_m^* [m/s]	流体温度 T_b [°C]		壁面温度 T_w [°C]		q_w [kW/m ²]	温度ゆら ぎ周波数 f [Hz]	St^*	Nu (T_b :平均値)
			平均値	標準偏差	平均値	標準偏差				
A1	0.25	0.28	19.7	5.10	37.3	0.728	21.4	2.91	0.205	99.4
A2	0.25	0.20	38.2	3.24	52.4	0.39	18.3	2.03	0.203	101.2
B1	0.33	0.24	23.6	5.15	38.2	0.214	25.5	2.85	0.176	141.8
C1	0.5	0.21	16.9	4.76	38.7	0.316	24.3	3.34	0.157	91.0
C2	0.5	0.19	27.5	3.70	42.0	0.431	15.8	2.98	0.159	87.9
D1	0.5	0.28	21.3	5.34	38.3	0.368	24.2	2.57	0.181	115.6
D2	0.5	0.20	40.5	3.36	53.0	0.371	12.4	1.80	0.180	78.1
E1	0.67	0.24	15.6	3.23	38.3	0.284	28.2	2.92	0.180	101.9
										26.6

表 7-2 溫度ゆらぎのある場合の熱伝達特性 (y/H=0.46)

Case	b/h	U_m^* [m/s]	流体温度 T_b [°C]		壁面温度 T_w [°C]		q_w [kW/m ²]	温度ゆら ぎ周波数 f [Hz]	St^*	Nu (T_b :平均値)
			平均値	標準偏差	平均値	標準偏差				
A1	0.25	0.28	19.9	4.71	38	0.57	20.2	3.01	0.212	90.8
A2	0.25	0.20	37.9	3.28	52.2	0.38	17.8	2.03	0.203	98.0
B1	0.33	0.24	22.7	5.08	38.3	0.20	24.0	2.89	0.179	125.1
C1	0.5	0.21	16.7	4.94	38.3	0.32	23.6	3.38	0.159	89.2
C2	0.5	0.19	25.8	3.6	41.8	0.50	16.6	3.01	0.161	83.8
D1	0.5	0.28	21.9	5.37	38.7	0.61	23.0	2.6	0.184	111.1
D2	0.5	0.20	40.2	3.49	53.2	0.36	13.0	1.81	0.181	78.3
E1	0.67	0.24	15.2	3.25	37.9	0.27	27.1	3.01	0.186	98.0
										23.1

表7-3 溫度ゆらぎのある場合の熱伝達特性 ($y/H=0.40$)

Case	b/h	U_m^* [m/s]	流体温度 T_b [°C]		壁面温度 T_w [°C]		q_w [kW/m ²]	f [Hz]	St^*	Nu (T_b ;平均値)
			平均値	標準偏差	平均値	標準偏差				
A1	0.25	0.28	19.5	4.73	38.9	0.65	2.14	3.01	0.212	89.9
A2	0.25	0.20	37.5	3.42	52.2	0.38	1.74	2.02	0.202	93.1
B1	0.33	0.24	22.4	4.37	37.5	0.31	2.34	2.82	0.174	126.1
C1	0.5	0.21	18.8	5.51	38.4	0.40	2.44	3.50	0.165	101.4
C2	0.5	0.19	26.9	3.75	42.2	0.42	1.47	2.98	0.159	77.3
D1	0.5	0.28	21.8	5.36	38.6	0.52	2.28	2.65	0.187	110.4
D2	0.5	0.20	38.9	3.6	52.6	0.46	1.25	1.80	0.180	71.5
E1	0.67	0.24	15.9	3.97	38.6	0.35	2.62	3.03	0.187	94.3
										27.3

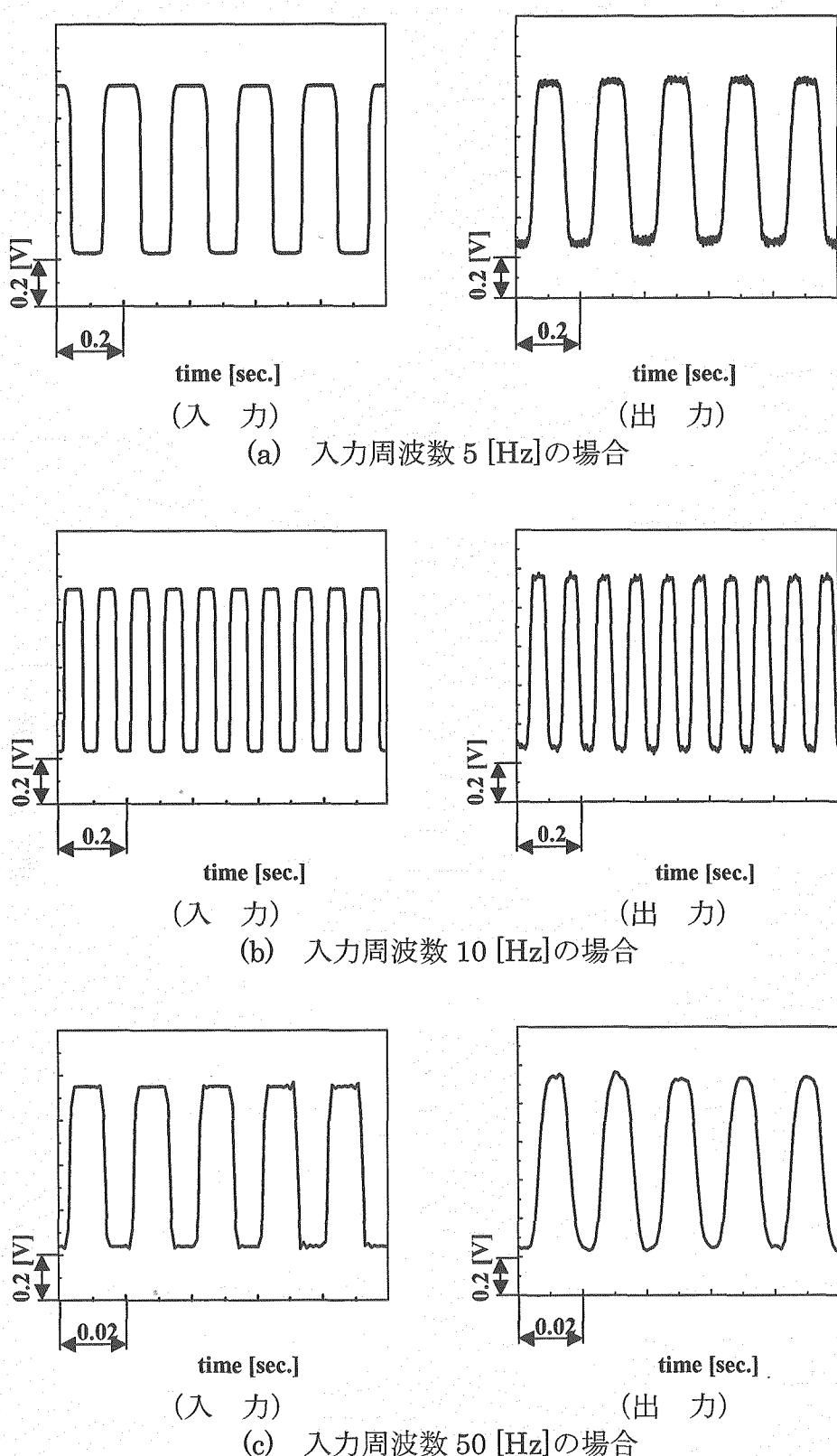


図4 薄膜熱流束センサーの動特性試験（入出力波形）

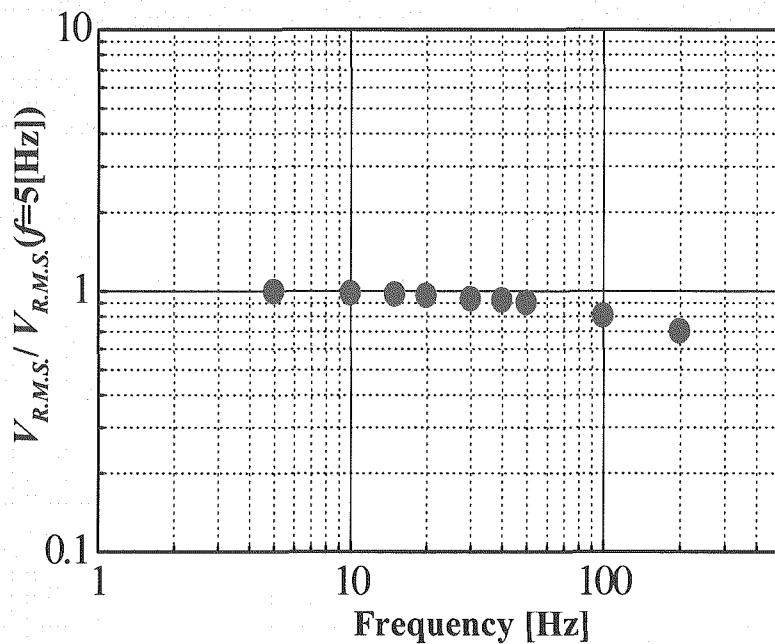


図5 薄膜熱流束センサーの動特性試験結果（周波数応答）

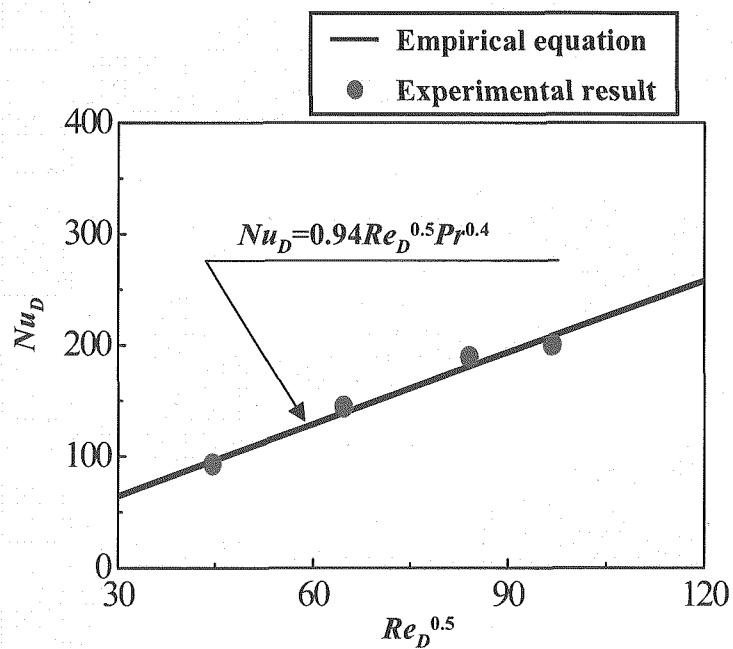


図6 薄膜熱流束センサーの静特性試験結果

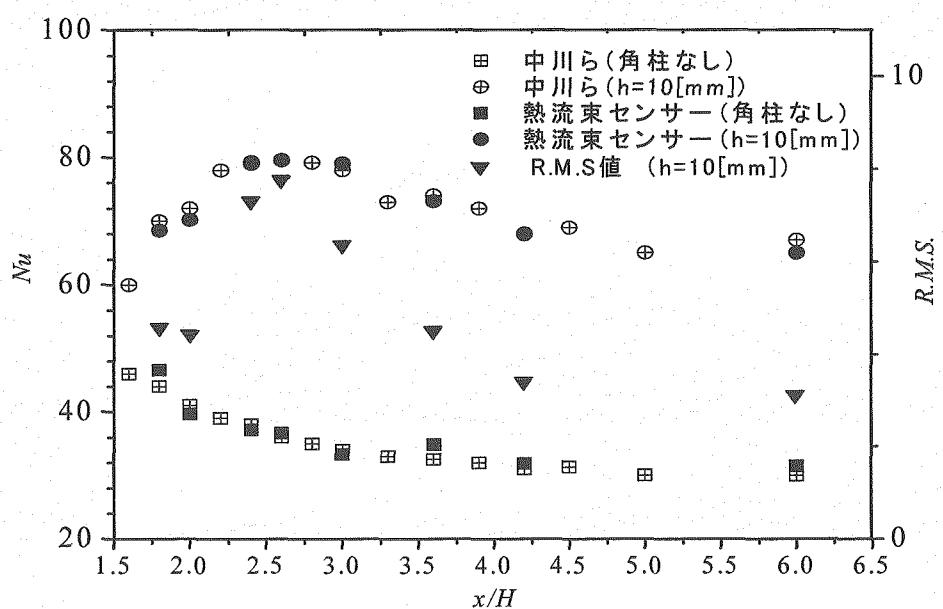
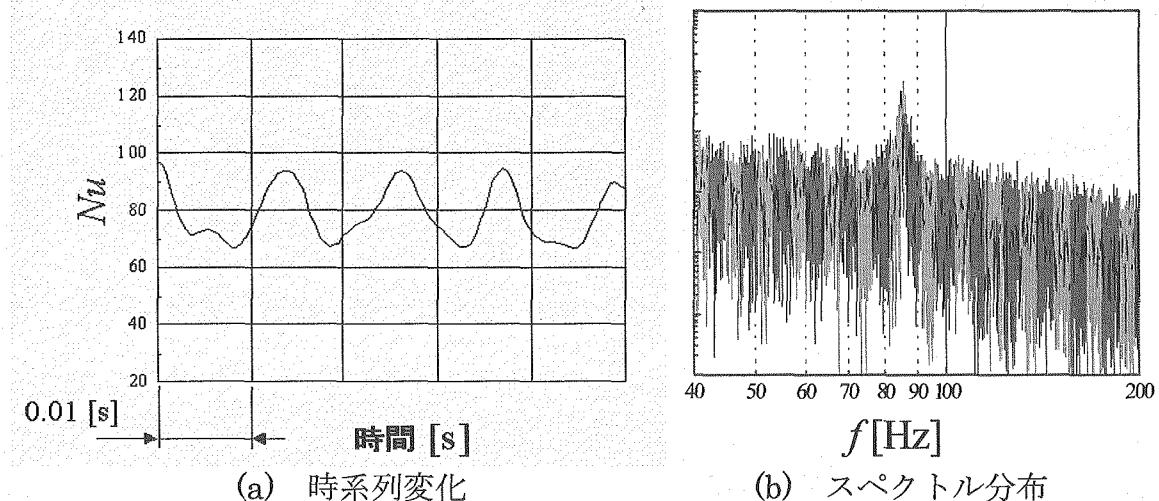


図7 非定常熱伝達特性試験結果

図8 ヌセルト数 Nu の時間変化およびスペクトル分布 ($x/H=2.6$)

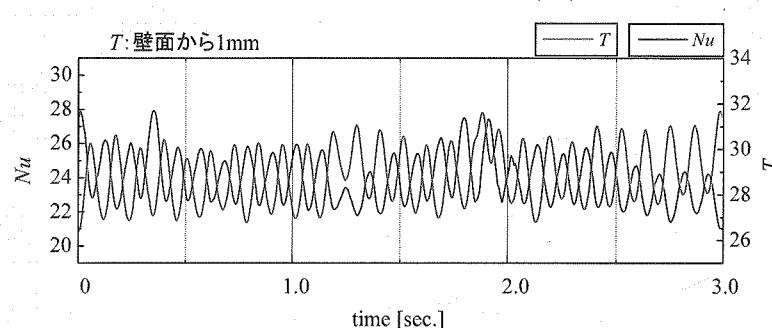
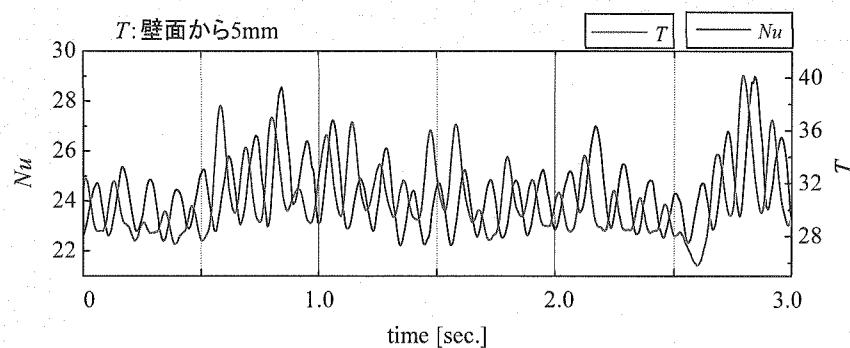
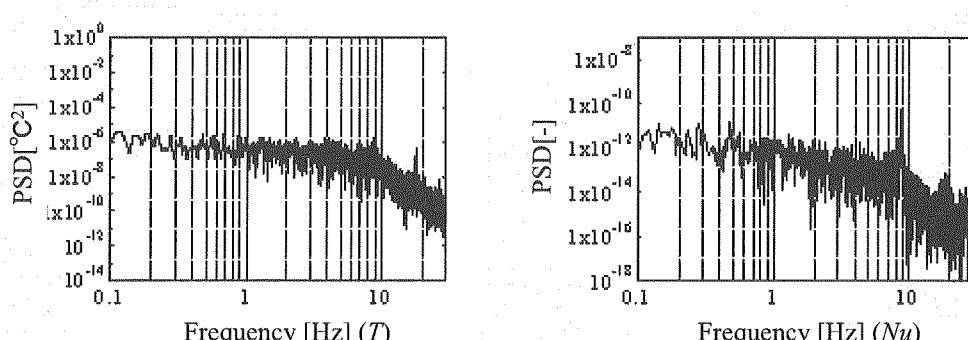
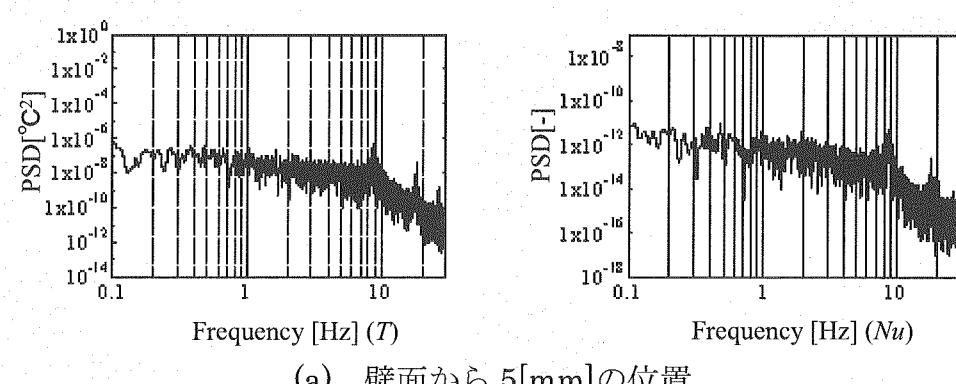


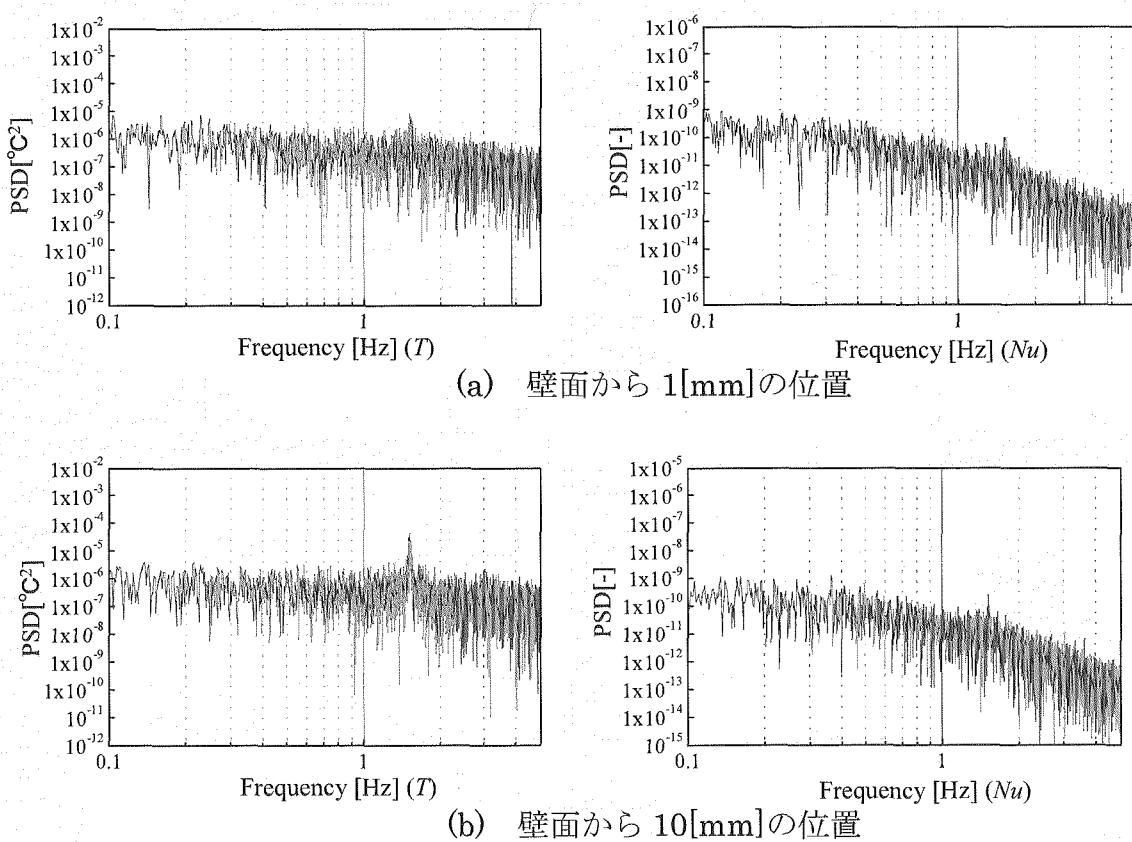
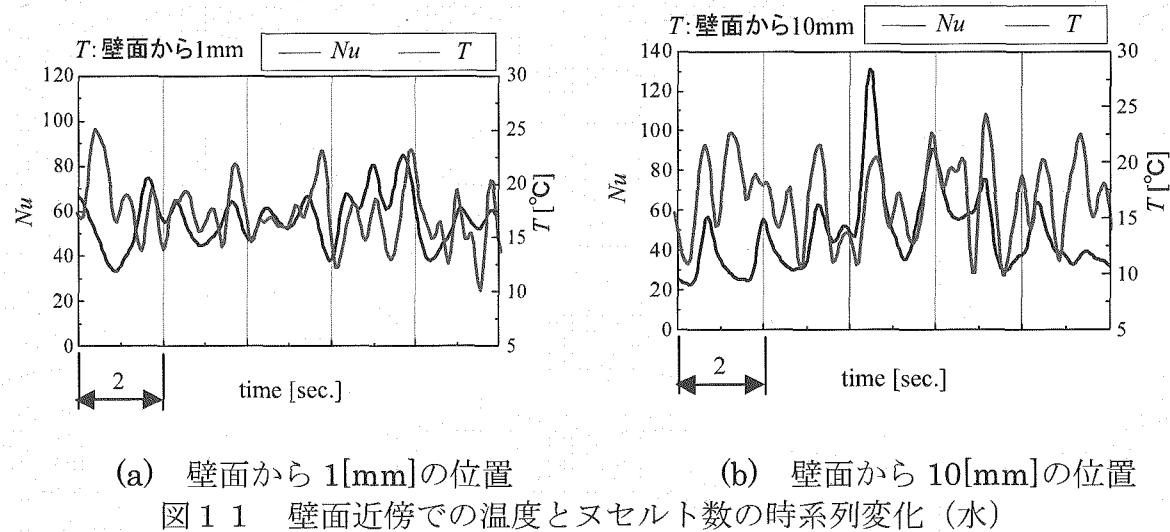
図9 壁面近傍での温度とヌセルト数の時系列変化（空気）



(1) 温度ゆらぎ

(2) ヌセルト数の変動

図10 壁面近傍での温度とヌセルト数のスペクトル分布（空気）



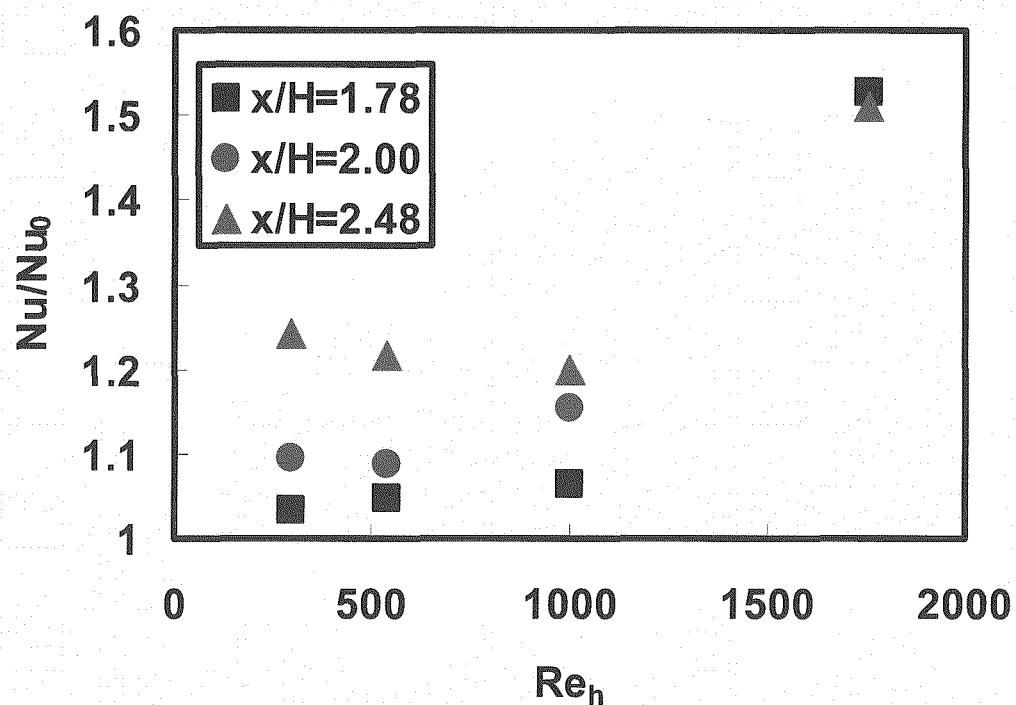


図 1.3 ヌセルト数への温度ゆらぎの有無の影響

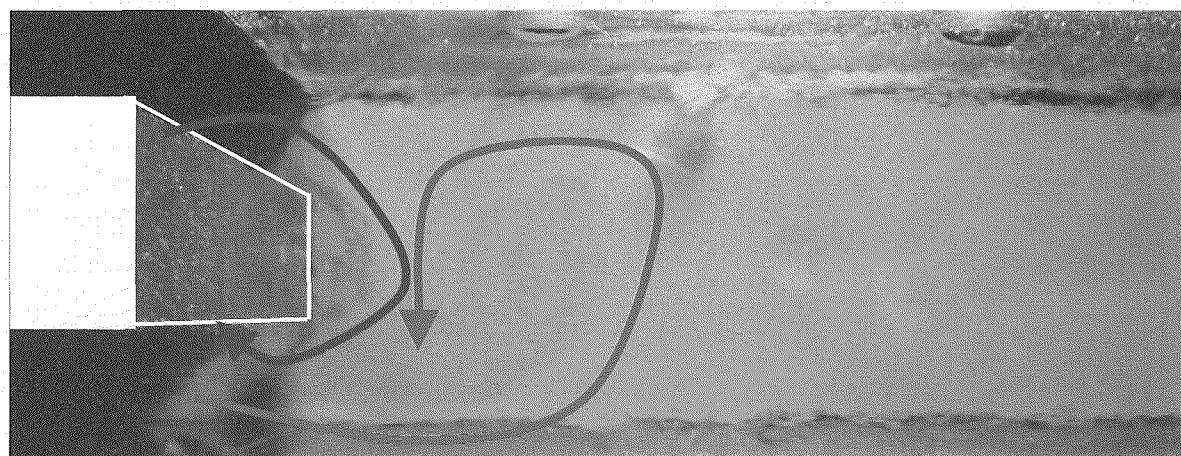


図 1.4 角柱後流の温度ゆらぎの様子 (流脈法による可視化)

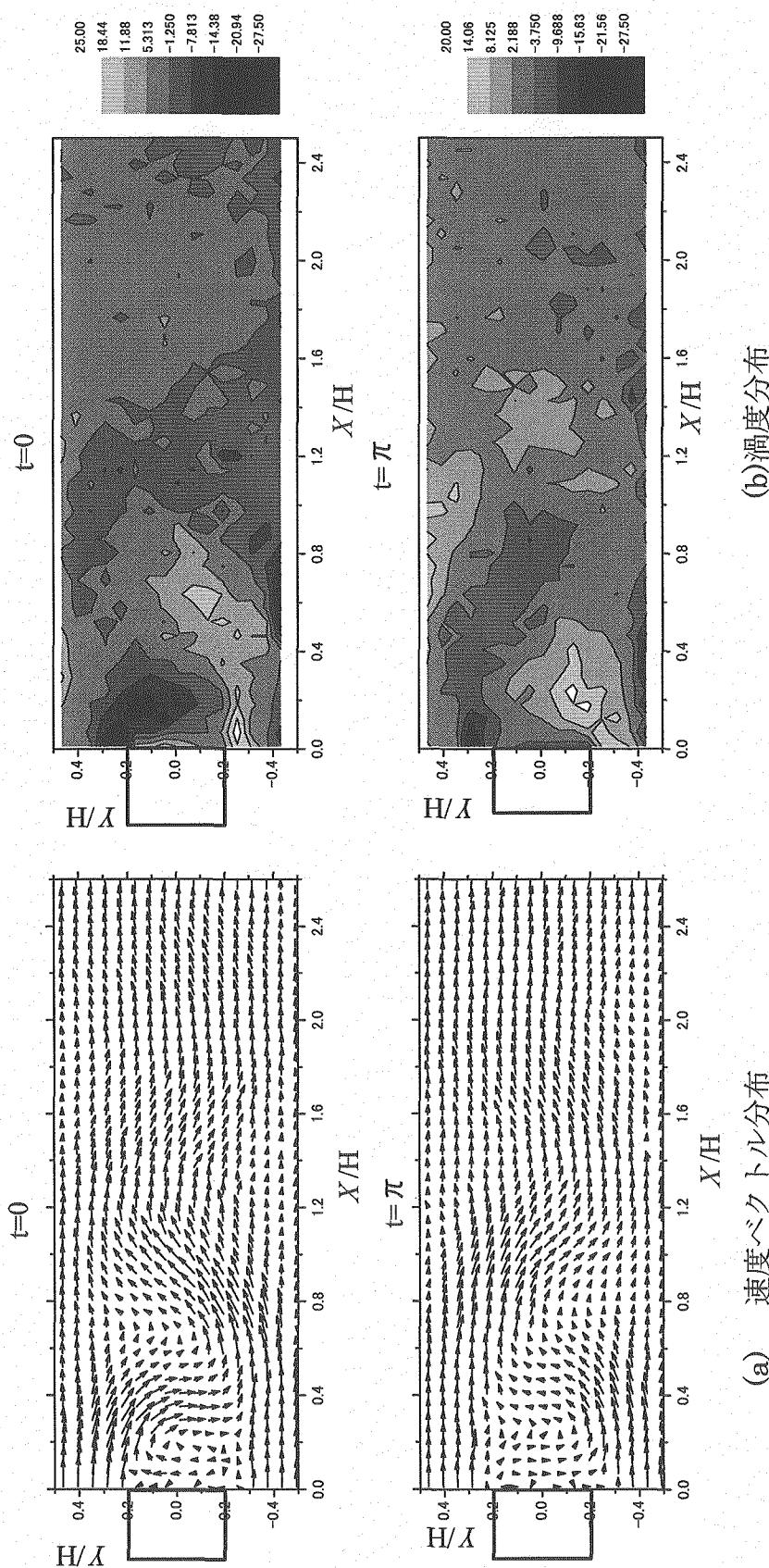


図15 PIVによる速度ベクトル分布と渦度分布
($Re=9000$, $b/h=0.5$)

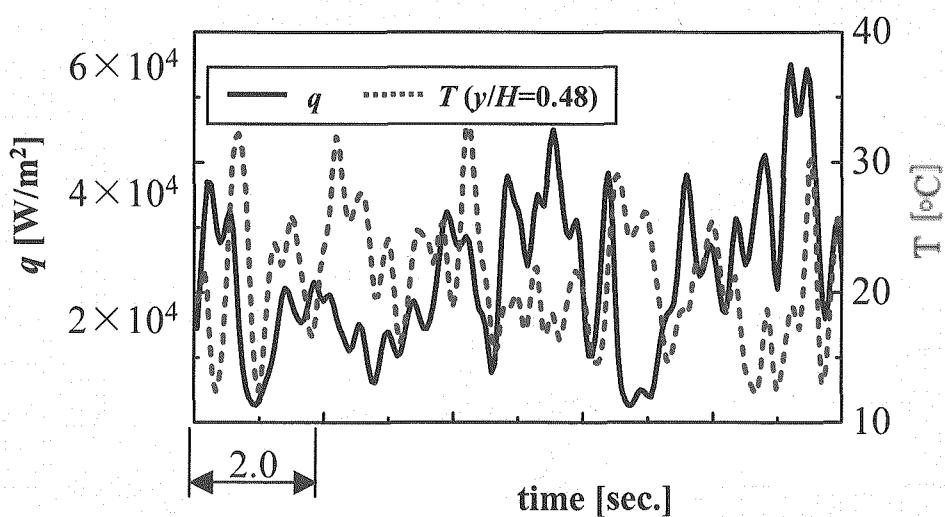


図 1.6 Case-D1 の壁面熱流束と流体温度 ($y/H=0.48$) の時時系列変化
Case-D1 : ($Re=9000$, $b/h=10/20$, $St^*=0.181$, $x/H=2.0$)

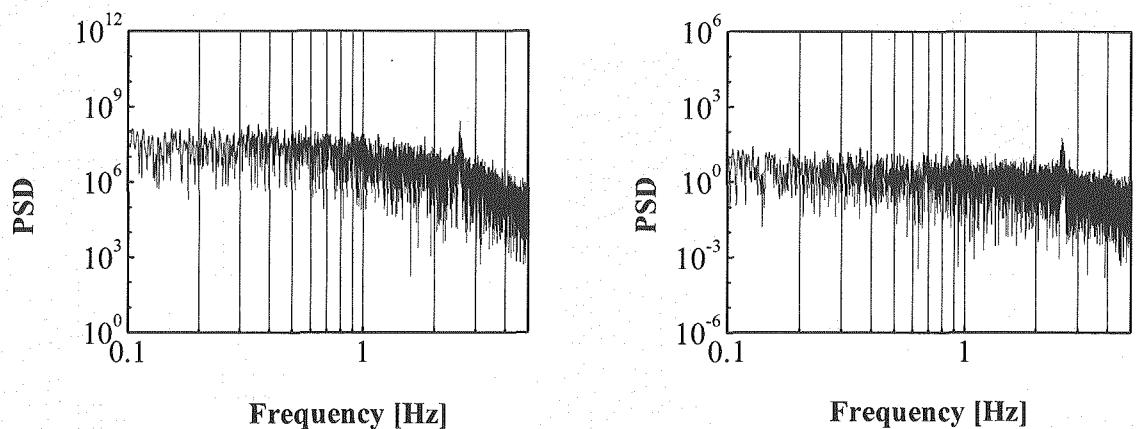


図 1.7 Case-D1 の壁面熱流束と流体温度 ($y/H=0.48$) のスペクトル分布
Case-D1 : ($Re=9000$, $b/h=10/20$, $St^*=0.181$, $x/H=2.0$)

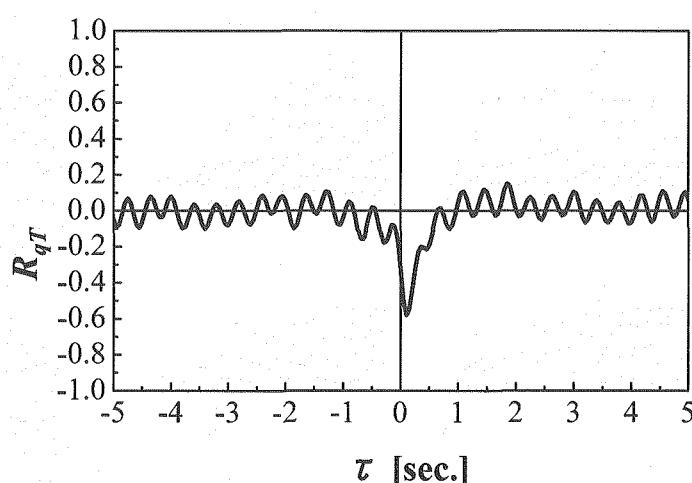
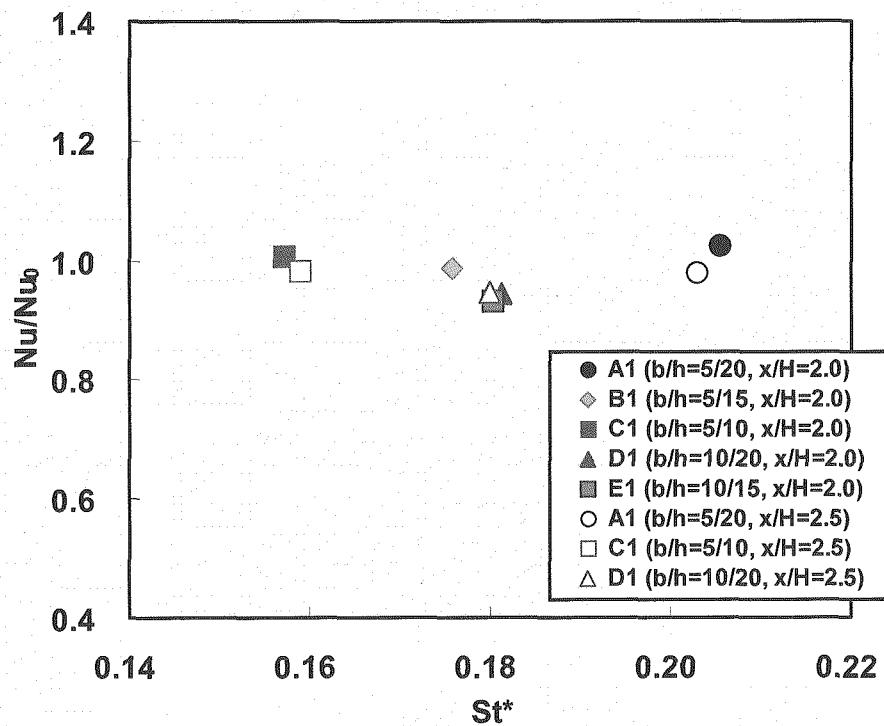
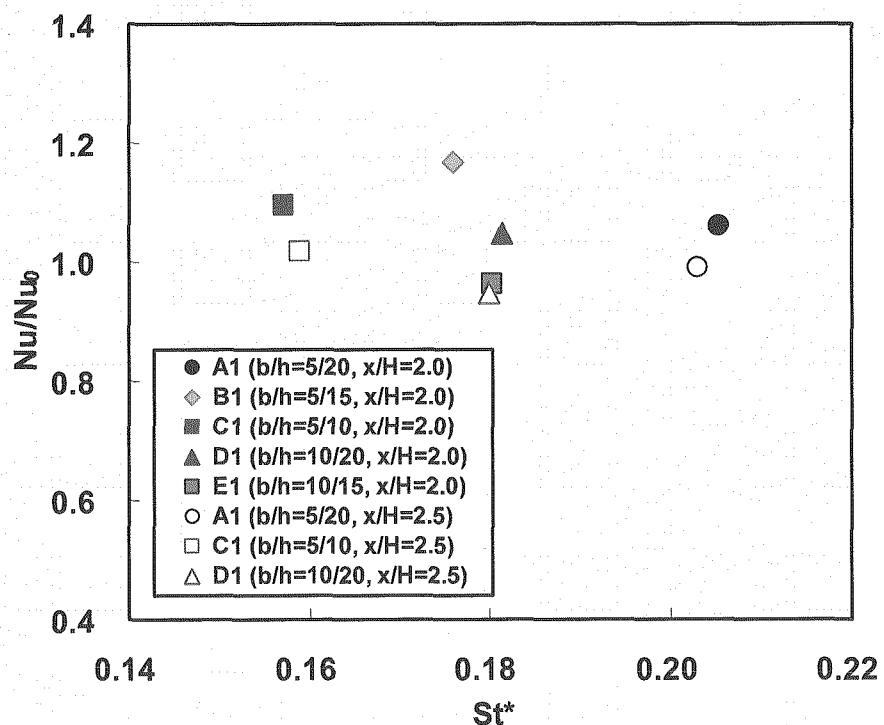
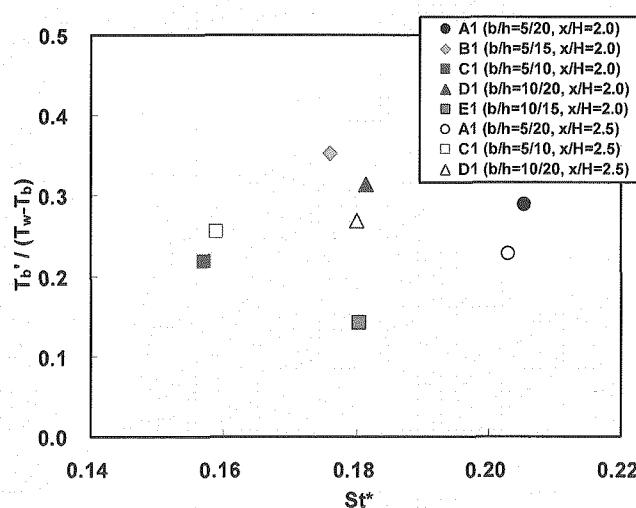
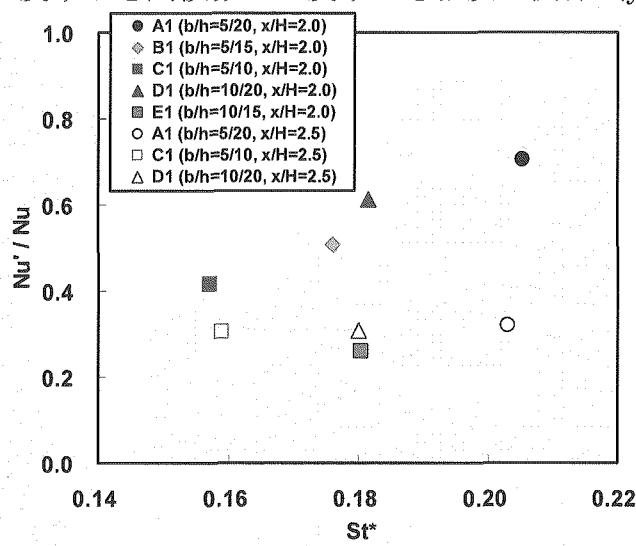
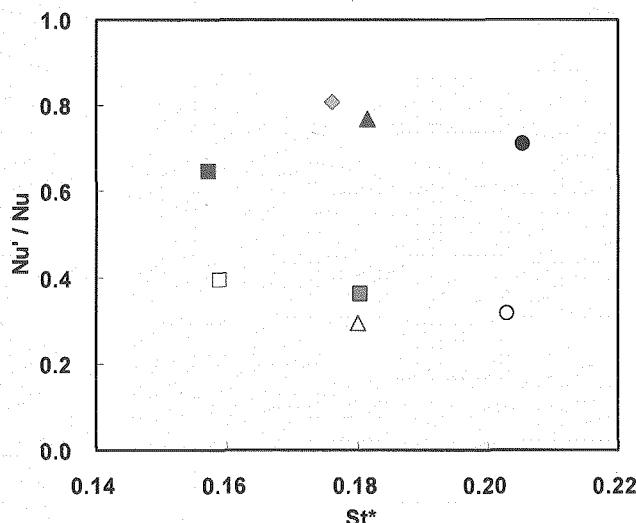
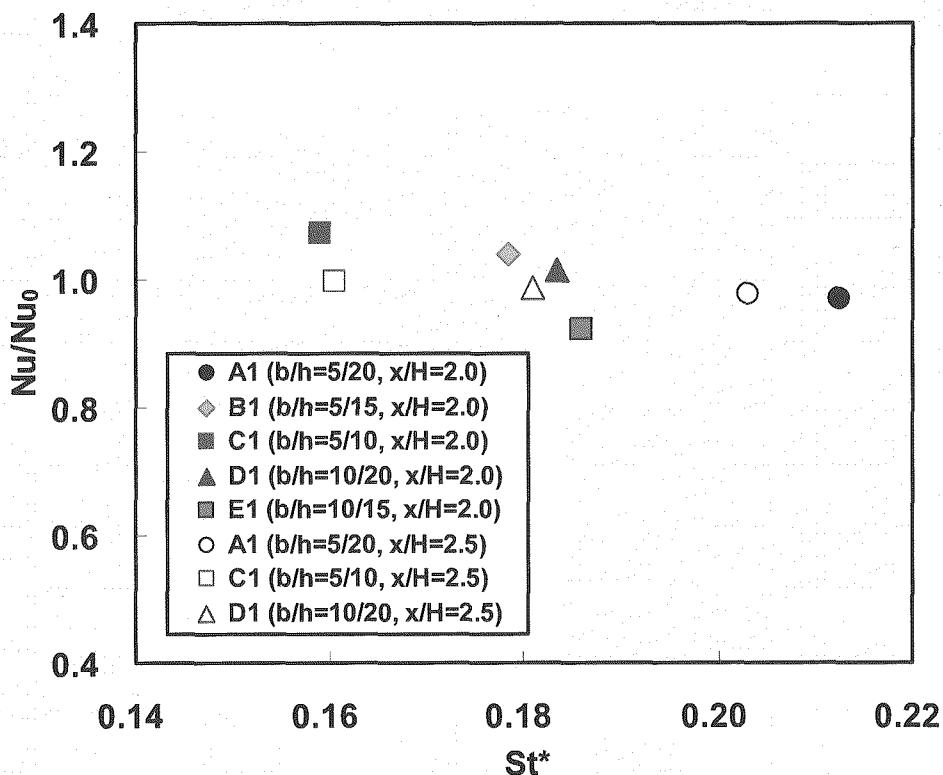
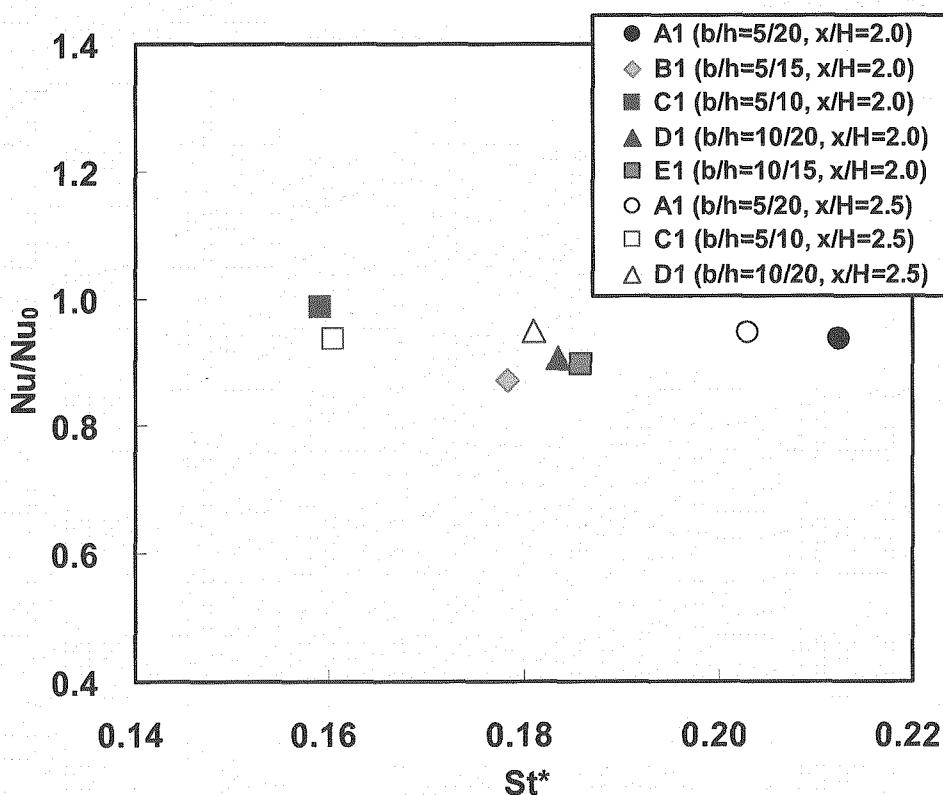
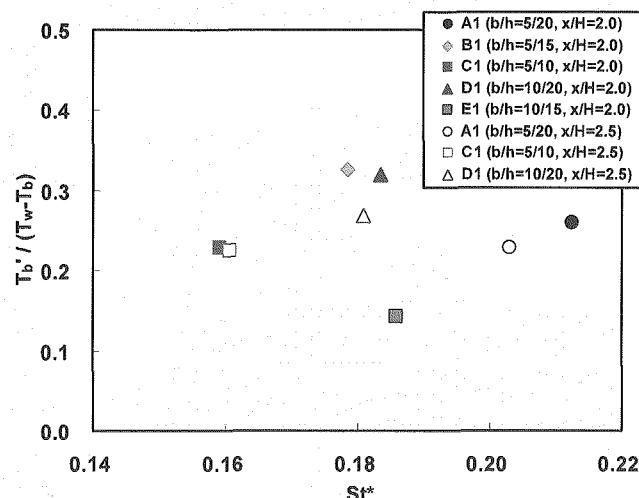
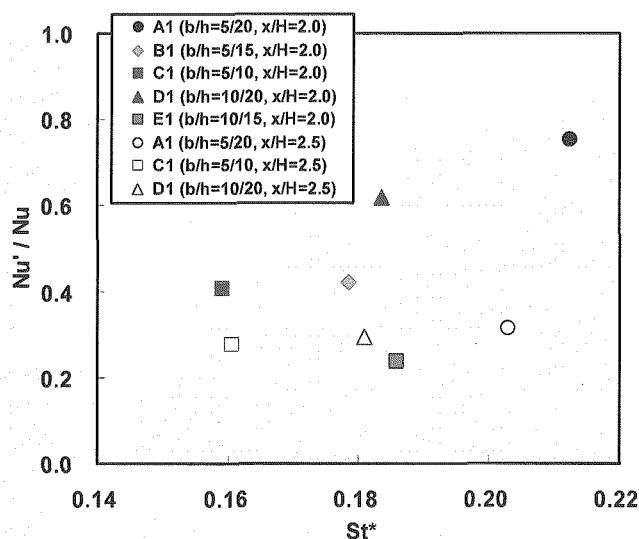
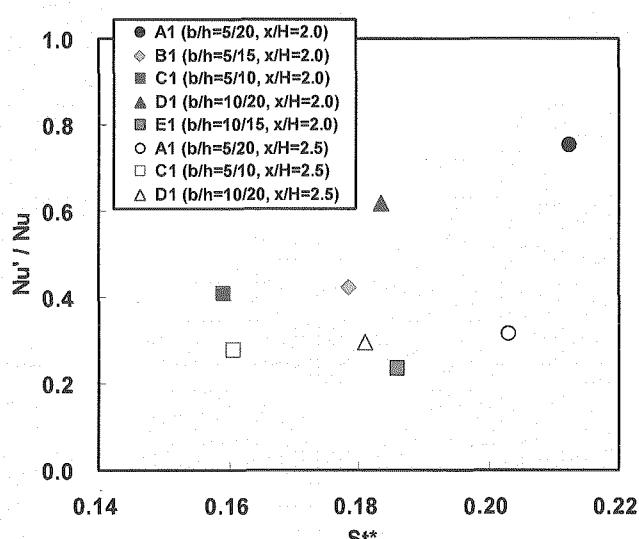


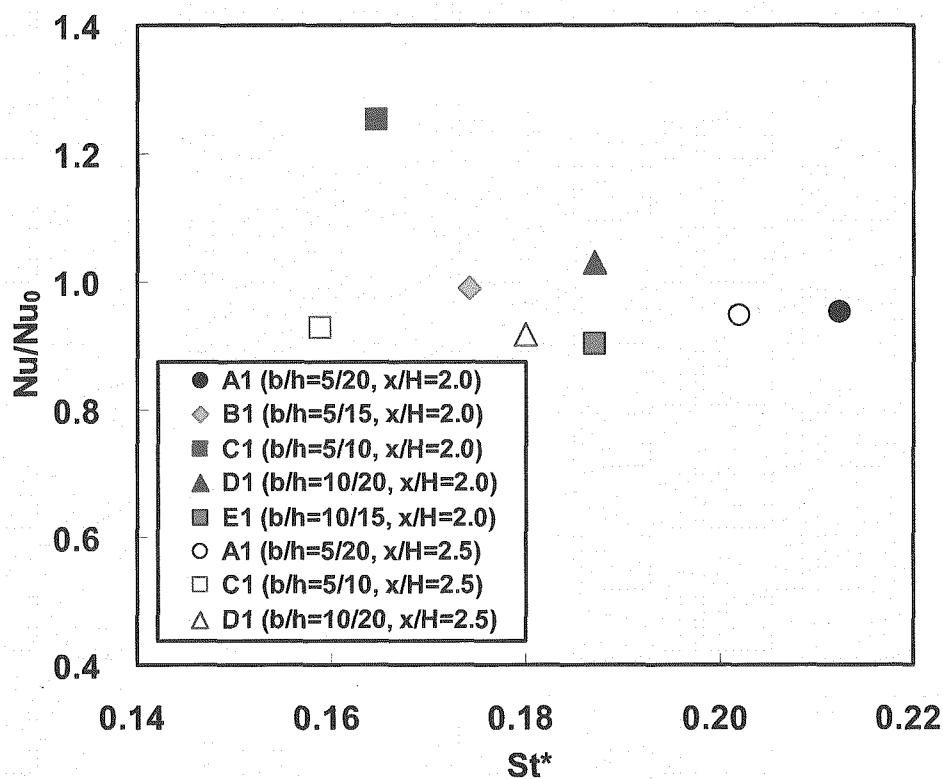
図 1.8 Case-D1 の壁面熱流束と流体温度 ($y/H=0.48$) の相互相関係数
Case-D1 : ($Re=9000$, $b/h=10/20$, $St^*=0.181$, $x/H=2.0$)

(a) T_b : 時間平均値を用いた場合(b) T_b : 瞬時の流体温度を用いて平均化した場合図19 温度ゆらぎ周波数と時間平均ヌセルト数の関係 ($y/H=0.48$)

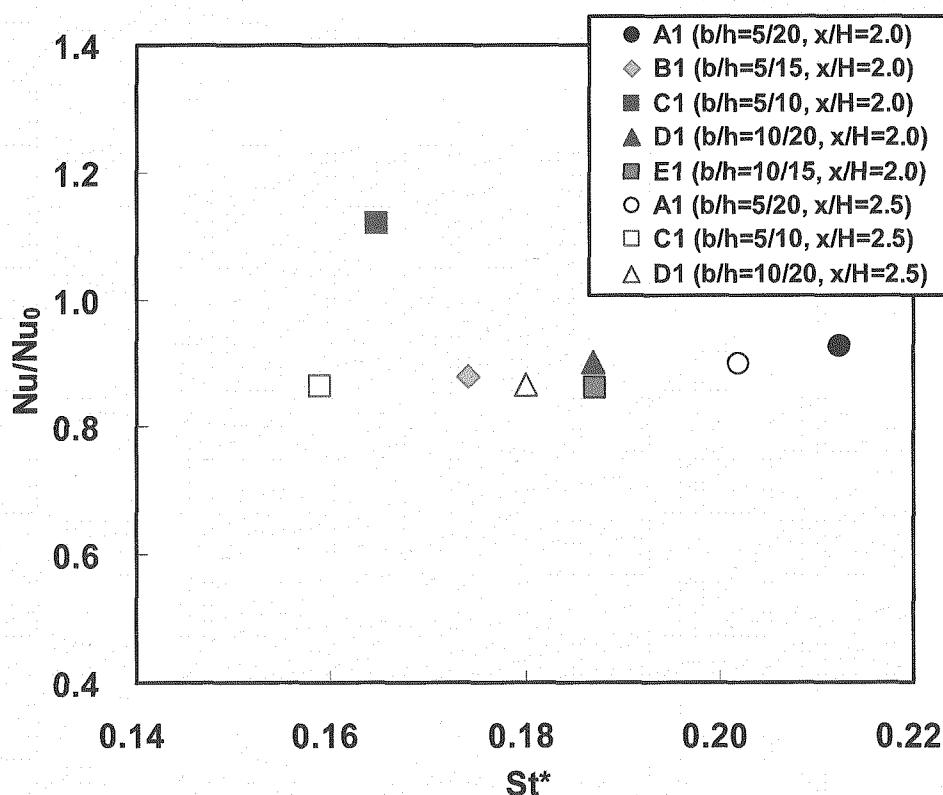
図 20 温度ゆらぎ周波数と温度ゆらぎ強度の関係 ($y/H=0.48$)(a) T_b : 時間平均値を用いた場合(b) T_b : 瞬時の流体温度を用いて平均化した場合図 21 温度ゆらぎ周波数とヌセルト数の変動強度 ($y/H=0.48$)

(a) T_b : 時間平均値を用いた場合(b) T_b : 瞬時の流体温度を用いて平均化した場合図 2 2 温度ゆらぎ周波数と時間平均ヌセルト数の関係 ($y/H=0.46$)

図 2.3 温度ゆらぎ周波数と温度ゆらぎ強度の関係 ($y/H=0.46$)(a) T_b : 時間平均値を用いた場合(b) T_b : 瞬時の流体温度を用いて平均化した場合図 2.4 温度ゆらぎ周波数とヌセルト数の変動強度 ($y/H=0.46$)

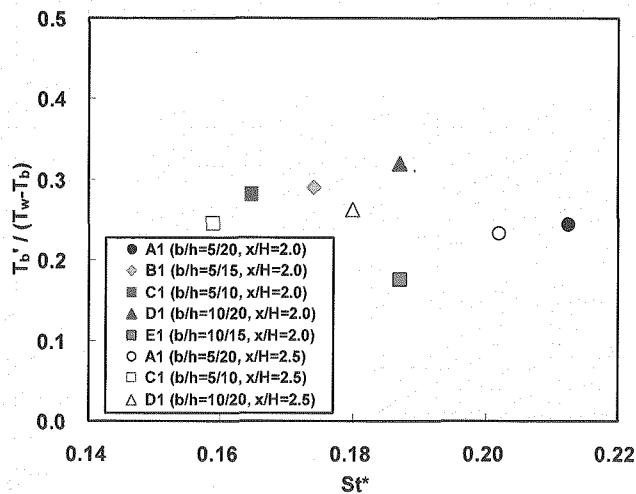
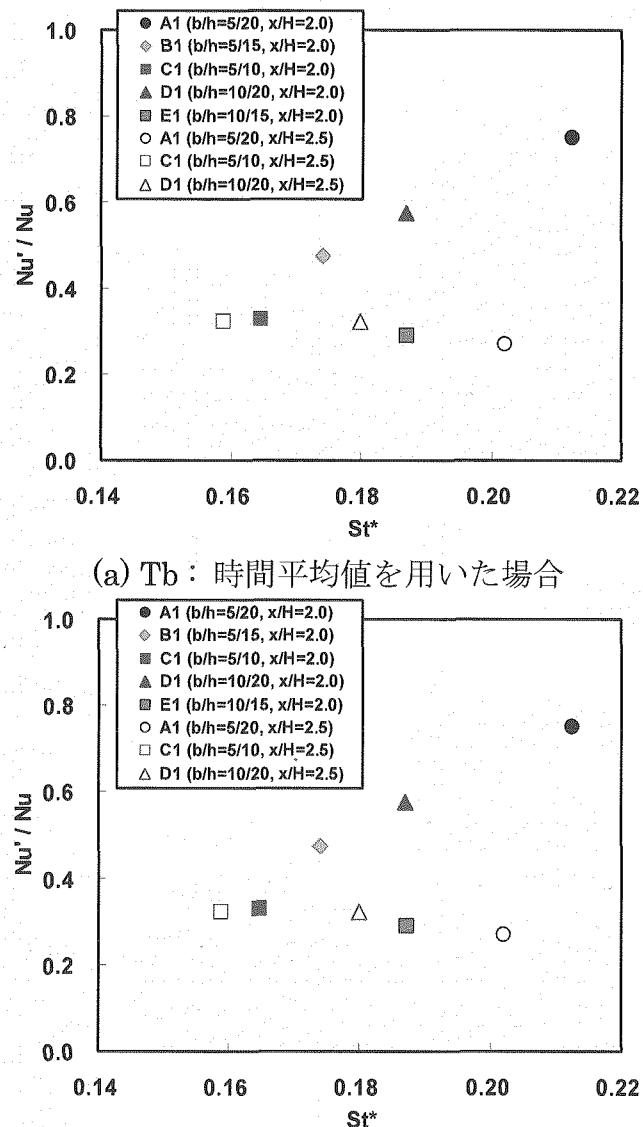


(a) Tb : 時間平均値を用いた場合



(b) Tb : 瞬時の流体温度を用いて平均化した場合

図 25 温度ゆらぎ周波数と時間平均ヌセルト数の関係 ($y/H=0.40$)

図 2.6 温度ゆらぎ周波数と温度ゆらぎ強度の関係 ($y/H=0.40$)(b) T_b : 瞬時の流体温度を用いて平均化した場合図 2.7 温度ゆらぎ周波数とヌセルト数の変動強度 ($y/H=0.40$)

4. 数値シミュレーション

4. 1 解析コードの概要

本研究で使用した解析コードは、サイクル機構で開発した有限差分法に基づく準直接シミュレーションコード（DINUS-3）である^[2]。DINUS-3 コードは、乱流モデル（物理モデル）を用いることなく、瞬時のナビエーストクス方程式を解き、対流項に3次精度の風上差分法を導入して解いている。時間積分には2次精度の Leap-Frog 法を採用している。

4. 2 温度ゆらぎ周波数確認予備解析

4. 2. 1 解析条件

角柱により放出される渦の挙動を調べるために、角柱のアスペクト比を幾つかパラメータとして解析を実施した。ただし、角柱の流れに垂直な方向の長さ(h)は、10[mm]に固定している。表に解析条件を示す。また、図2-8および図2-9に解析対象範囲を示す。解析対象範囲は、奥行き方向(z)に1h(10[mm])だけとり、図2-2に示した空気を作動流体とする予備実験で使用したテスト部の一部を模擬している。角柱の前面から1h(10[mm])上流側に入口境界を設定し、角柱前面から11h(110[mm])下流側に出口境界を設定した。角柱と壁面との距離は2h(20[mm])であり、角柱は流路の中間に設置されている。本解析は、角柱アスペクト比と下流側に生じる温度ゆらぎの変動周波数との関係を調べるために実施した。

図3-0に各アスペクト比に対するメッシュ配置を示す。計算負荷を軽減するために、流路上流側の角柱周囲には1辺1[mm]の細かな格子を配置し、下流側には粗い格子を配置した。

入口境界条件には一様な流速を与えており、入口平均流速 U_m と流路幅 ($H=5h$) で定義されるレイノルズ数 (Re) が5,000と15,000となるように入口平均流速 U_m を与えた。作動流体は空気であり、空気の入口温度は20[°C]で一定とした。角柱の壁面（全面）と $z=0$ の面についてのみノンスリップ条件とし、他の面は滑り条件としている。出口境界は自由流出条件とした。

角柱の背面を除いて3方向の面の温度を100[°C]で一定とした。この場合、壁面と流体との熱伝達は、壁に接するセル中心と壁面との間で熱伝導によって評価される。角柱の背面および他の境界面は断熱境界条件である。

4. 2. 2 解析結果

図3-1にアスペクト比(b/h)ごとの瞬時の温度分布を示す。角柱の背後で渦運動による周期的な温度ゆらぎが発生していることが分かる。図3-1(b)のアスペクト比が1.0の場合に流路全体に広がる大きな温度ゆらぎが発生し、温度ゆらぎが壁面近傍まで到達しているが、図3-1(d)のアスペクト比が3.0の場合には、温度ゆらぎは流路中央部に限られることが分かる。また、アスペクト比が小さな場合（図3-1(a)および図3-1(b)）、角柱から離脱した高温流体が下流方向に筋状に拡散していく様子が見られるが、アスペクト比が大きな場合（図3-1(c)および図3-1(d)）には高温の大きな流

体塊が角柱から離脱して流れ、徐々に拡散していく様子が見られる。

図32に $Re=15,000$ における壁近傍における流体温度の時系列変化を示す。図には角柱後縁から $1.2H$ 下流での壁面より $5[\text{mm}]$ 内側のセル中心の流体温度を示している。アスペクト比が大きな場合、頻度は低いが大きな振幅の温度ゆらぎが生じ、アスペクト比が小さい（1.0以下）場合には温度ゆらぎ幅は小さいが頻繁に変動する傾向がある。図31(d)で示したように角柱背後で離脱した高温の流体塊が壁面近傍に接近することによって低頻度・高振幅の温度ゆらぎが生じたと考えられる。

図33に温度ゆらぎ強度のスペクトル分布を示す。温度ゆらぎは図32に示した位置と同じく、角柱後縁から $1.2H$ 下流での壁面より $5[\text{mm}]$ 内側のセル中心の流体温度ゆらぎ強度のスペクトル分布を示している。図中の点線は、温度ゆらぎの卓越周波数を示したものである。

図34にスペクトル分布から得た修正ストローハル数 (St^*) とアスペクト比 (b/h) との関係を示したものである。解析結果の他に、第3.4節で得られた実験結果も併せて示している。さらに、付録に示した自由流中に置かれた角柱背後に生じる渦の放出周波数を修正ストローハル数で整理し評価した相関式による値も併せて示している。解析結果は、実験結果と同様に自由流中の温度ゆらぎよりも高いストローハル数を示し、実験結果から類推される修正ストローハル数の傾向に一致している。

4. 3 非定常熱伝達特性解析

4. 3. 1 解析条件

第3.4節で述べた実験条件のうち代表的なケース（表2に示したCase-D2に相当）を選択して、解析手法の構築および非定常熱伝達と流動場との関係を調べることを目的とした解析を行った。角柱の流れに垂直な方向の長さ(h)は $20[\text{mm}]$ でアスペクト比 (b/h) は 0.5 である。作動流体は水であり、入口では下半分の領域に高温流体 ($40[\text{°C}]$) および上半分の領域には低温流体 ($20[\text{°C}]$) を流入させる。壁面温度は実験条件と同じく入口の高温側温度よりも 5°C 高く $45[\text{°C}]$ とした。実験では解析条件温度よりも $7[\text{°C}]$ 高く設定されているが、入口での高温水の温度差と壁面との温度差は一致しており、結果の比較は無次元数によって行われる。入口境界条件には一様な流速を与えており、入口平均流速 U_m は高温側および低温側共に $0.15[\text{m/s}]$ であり、流路幅 ($H=5h$) と入口での平衡温度（高温側と低温側の平均値）で評価した動粘性係数 ν で定義されるレイノルズ数 (Re) は約 9,300 である。壁面境界条件は全てノンスリップ条件とし、下面と上面の一部を断熱条件、上面の一部を温度一定条件とした。出口境界は自由流出条件としている。

図35に解析対象範囲とメッシュ配置を示す。解析の対象とした体系は、図2-1に示した水を作動流体とする非定常熱伝達測定試験で使用したテスト部の一部を模擬したものである。メッシュ幅 $1[\text{mm}]$ の等間隔メッシュを配置した。実験体系と同じくテスト部入口から角柱前面までの距離を $0.6H$ ($30[\text{mm}]$) とし、テスト部入口から $10H$ 下流側が出口境界である。高さ $20[\text{mm}]$ の角柱を模擬しているため、角柱と上下壁面との距離は $15[\text{mm}]$ である。テスト部の上面を、テスト部入口から $1.0H$ 下流側を発熱開始点として出口境界まで、温度 45°C 一定の高温壁とした。計算時には、高温壁面と壁に接する流体セル中心点との間で流体中の熱伝導のみが考慮される。

4. 3. 3 解析結果

図3 6に瞬時の温度分布を時刻毎に示す。流路入口から約1.8H下流（角柱後端から1.0H下流側）では大きなスケールの渦運動による強い温度ゆらぎが壁面近傍まで達していることが分かる。また、入口から3.0H下流（角柱後端から2.2H下流側）では乱流渦の拡散により、渦スケールは減少し、空間温度分布もなだらかになり温度ゆらぎは減少していることが分かる。流れ場は大きく3つの領域に分離できる。入口から約2.0H下流側（角柱後端から1.2H下流側）までの領域で角柱の後流域、入口から約3.0H下流側までの渦混合領域、入口から約3.0H下流側の拡散領域である。第3.4節で述べた実験では、 $x/H=2.0$ および2.5で測定が為されており、この位置は大きなスケールの渦運動が存在する渦混合領域であったことが分かった。

図3 7(a)から(e)に主流方向に入口から2.5H下流側の位置における壁面近傍の流体温度の時系列変化を示している。図3 7(a)は $y/H=0.49$ （壁面から $y=1.5[\text{mm}]$ 内側）の位置、図3 7(b)は $y/H=0.47$ （壁面から $y=2.5[\text{mm}]$ 内側）の位置、図3 7(c)は $y/H=0.45$ （壁面から $y=3.5[\text{mm}]$ 内側）の位置、図3 7(d)は $y/H=0.43$ （壁面から $y=5.5[\text{mm}]$ 内側）の位置、図3 7(e)は $y/H=0.39$ （壁面から $y=20.5[\text{mm}]$ 内側）の位置での温度ゆらぎを示している。いずれの時系列変化にも、ある一定の周波数の変動が含まれていることが分かる。

図3 8には壁面熱流束、壁面から1.5[mm]内側での流体温度、ヌセルト数の時系列変化を実験結果と比較して示している。壁面熱流束については、壁面に接する流体メッシュ中心点と壁面との間の流体間熱伝導によって評価した。

$$q_w = \frac{\lambda}{(\delta y/2)} (T_w - T_{bl}) \quad (7)$$

ここで、 T_w は壁面温度、 T_{bl} は壁面に接する流体メッシュの中心点での流体温度、 λ は壁面温度(T_w)と流体温度(T_{bl})との算術平均温度で評価した流体の熱伝導率である。解析の方が壁面熱流束を過大に評価する結果となった。これは、壁面との間で熱伝導を仮定するにはメッシュ幅(1[mm])が適切でなかったためと考えられる。流体温度は以下の定義に従って規格化されている。ここで、

$$T^* = \frac{(T - T_{in_mix})}{(T_{in_hot} - T_{in_mix})} \quad (8)$$

T_{in_mix} は入口での平衡温度(30[°C])である。これにより、流体温度が高温側(40[°C])のときには $T^*=1.0$ となり、低温側(20[°C])のときには $T^*=-1.0$ となる。また壁面温度(高温側より5[°C]高い)は $T^*=1.5$ となる。実験結果の方がやや温度ゆらぎの振幅が大きい場合が見られるものの、解析結果は実験結果とほぼ同程度の変動を示している。

ヌセルト数は、瞬時の壁面熱流束および瞬時の流体温度(壁面温度は一定値)を用いて評価した。壁面熱流束が実験に比べて過大評価されているためNu数についても実験結果より大きな値を示している。

表1 0に以下に示す式(9)の上流側に非発熱部を含む発熱流路における層流熱伝達係数(Nu_x)から代表長さを修正して求めた熱伝達係数(Nu)と、角柱を設置しない場合の解析結果から評価される熱伝達係数(代表長さはH)、角柱を設置した場合

の解析から評価される熱伝達係数および実験結果から得られた熱伝達係数を比較して示す。角柱がない場合の解析結果は層流熱伝達係数と極めて近い値を示している。角柱を設置した場合、熱伝達係数は約1.7倍以上に増加している。角柱を設置することによって流れ場が乱され、角柱下流で生じる乱流混合によって壁面近傍での伝熱が促進されたことが分かる。

$$Nu_x = 0.339 Pr^{1/3} Re_x^{1/2} \left[1 - (s/x)^{3/4} \right]^{-1/3} \quad (9)$$

$$Re_x = \frac{U_m x}{\nu}$$

$$Nu = \frac{\alpha H}{\lambda} = \frac{\alpha x}{\lambda} \frac{H}{x} = Nu_x \left(\frac{H}{x} \right) \quad (10)$$

ここで、 s は入口から発熱開始端までの距離(1.0H)であり、 x は入口からの距離を示す。 Pr は流体のプラントル数であり、20[°C]の水として5.395を用いた。

図3-9に流れ方向の位置(x/H)が0.25における流れに垂直な方向(y)の時間平均温度分布を示す。解析結果は実験結果と良い一致を示している。入口ではテスト部の上下($y/H < 0$ が高温側、 $y/H > 0$ が低温側)で温度差があったが、 $x/H=0.25$ の位置では角柱を流路中に挿入したことによって流体混合が促進され、テスト部中央部では、ほぼ中間の温度(平衡温度)である $T^*=0.0$ 付近となっている。

図4-0に流れ方向の位置(x/H)が0.25における流れに垂直な方向(y)の温度ゆらぎ強度分布を示す。壁面近傍では境界層によって流れが拘束するために温度ゆらぎは小さく、テスト部中央部で変動が強いことが分かる。これはPIVによる流れの測定結果からも分かるようにテスト部中央部には大きなスケールの渦が存在しており、温度の異なる流体が混合することによって温度ゆらぎが強くなったと考えられる。

図4-1に流れ方向の位置(x/H)が0.25における流れに垂直な方向(y)の時間平均ヌセルト数の分布を示す。若干解析結果の方が高い値を示している。壁面熱流束が実験に比べて過大評価されたためと考えられる。図4-2に流れ方向の位置(x/H)が0.25における流れに垂直な方向(y)のヌセルト数変動強度の分布を示す。解析結果でヌセルト数の変動強度が大きくなっているのは、 y 方向の局所流体温度を代表温度としており、かつ壁面温度は一定値としているためであり、図4-2に示した流路の流体温度変動特性に従った分布となっている。

図4-3に流れ方向の位置(x/H)が0.25における壁面から1[mm](実験)および1.5[mm](解析)でのヌセルト数変動のスペクトル分布を示し、図4-4に同じ位置での流体温度ゆらぎのスペクトル分布についてそれぞれ示す。横軸は修正ストローハル数で無次元化した周波数を示している。解析結果と実験結果は良い一致を示し、修正ストローハル数は共に0.184となった。このことから本解析は、実験での壁面近傍の温度ゆらぎを再現できていることが分かる。

表8 温度ゆらぎ周波数確認時の解析条件

	b/h	Re = 5000		Re = 15000		T_w	T_{in}
		U_m	U_m^*	U_m	U_m^*		
Case1	0.5	1.56	1.95	4.68	5.85	100	20
Case2	1.0						
Case3	2.0						
Case4	3.0						

表9 角柱アスペクト比と温度ゆらぎ周波数の関係（解析結果）

	b/h	Re=15000		Re=5000		$St^*(*1)$
		f	St^*	f	St^*	
Case1	0.5	125	0.21	20	0.10	0.133
Case2	1.0	112.5	0.19	25	0.13	0.124
Case3	2.0	62.5	0.11	30	0.15	0.078
Case4	3.0	75	0.13	55	0.28	0.032

(*1) 付録に示した式 () と式 () による自由流中におかれた角柱の温度ゆらぎ周波数の推定値

表10 非定常熱伝達係数の比較

角柱の有無	ヌセルト数の定義		ヌセルト数の値
無し	層流熱伝達 式 ()	Nu_x	112.6
		Nu^{*1}	45.0
	解析結果 (Nu)		49.4
有り (b/h=0.5)	実験結果 (Nu)		75.4
	解析結果 (Nu)		91.6

(*1) 代表長さを入口からの距離 (2.5H) から流路高さ (1.0H) に修正した値

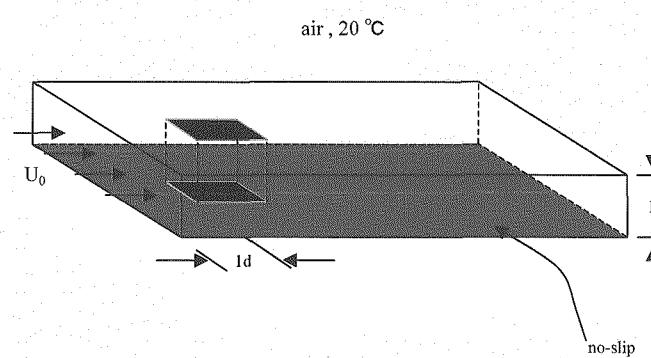


図 28 解析対象範囲の模式図

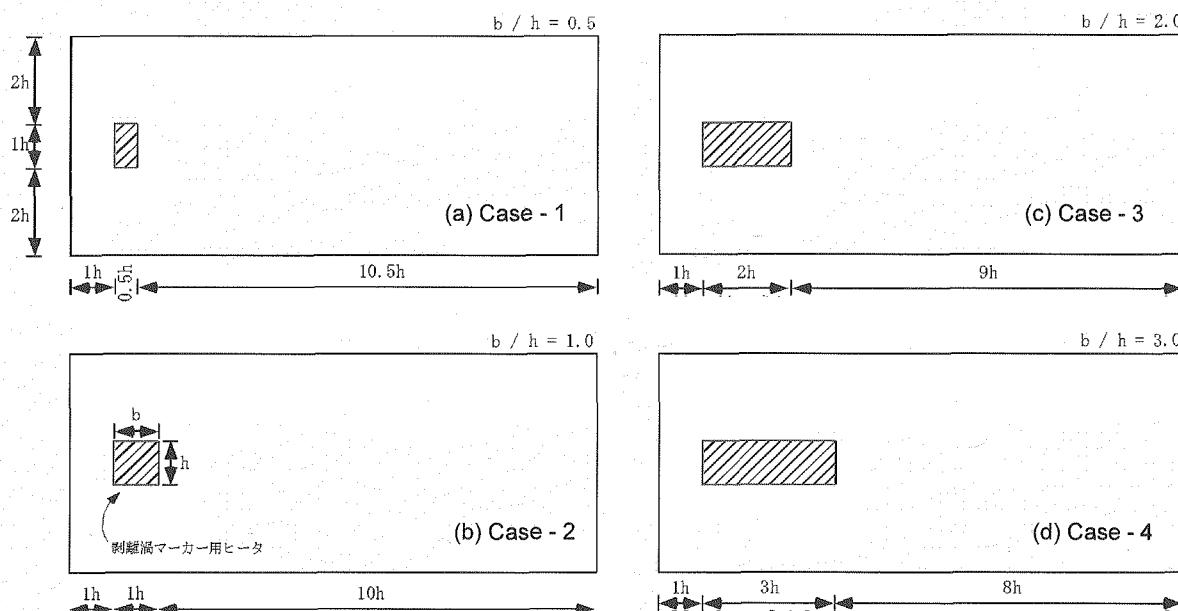


図 29 温度ゆらぎ周波数確認予備解析条件

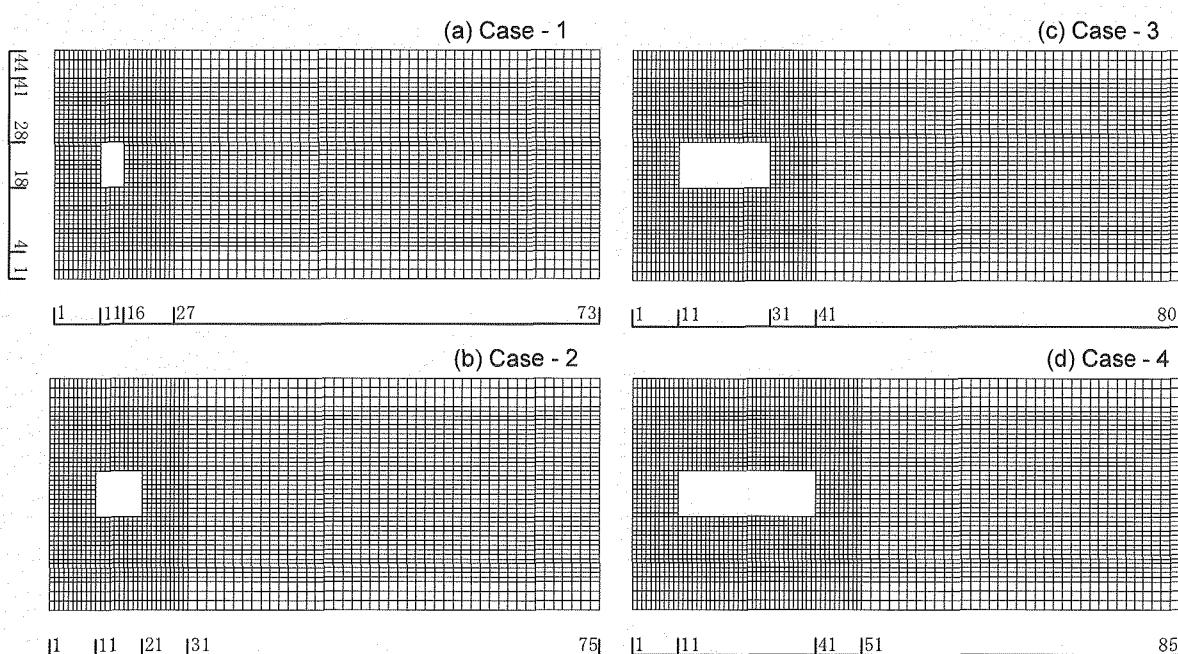


図 30 温度ゆらぎ周波数確認予備解析でのメッシュ分割図

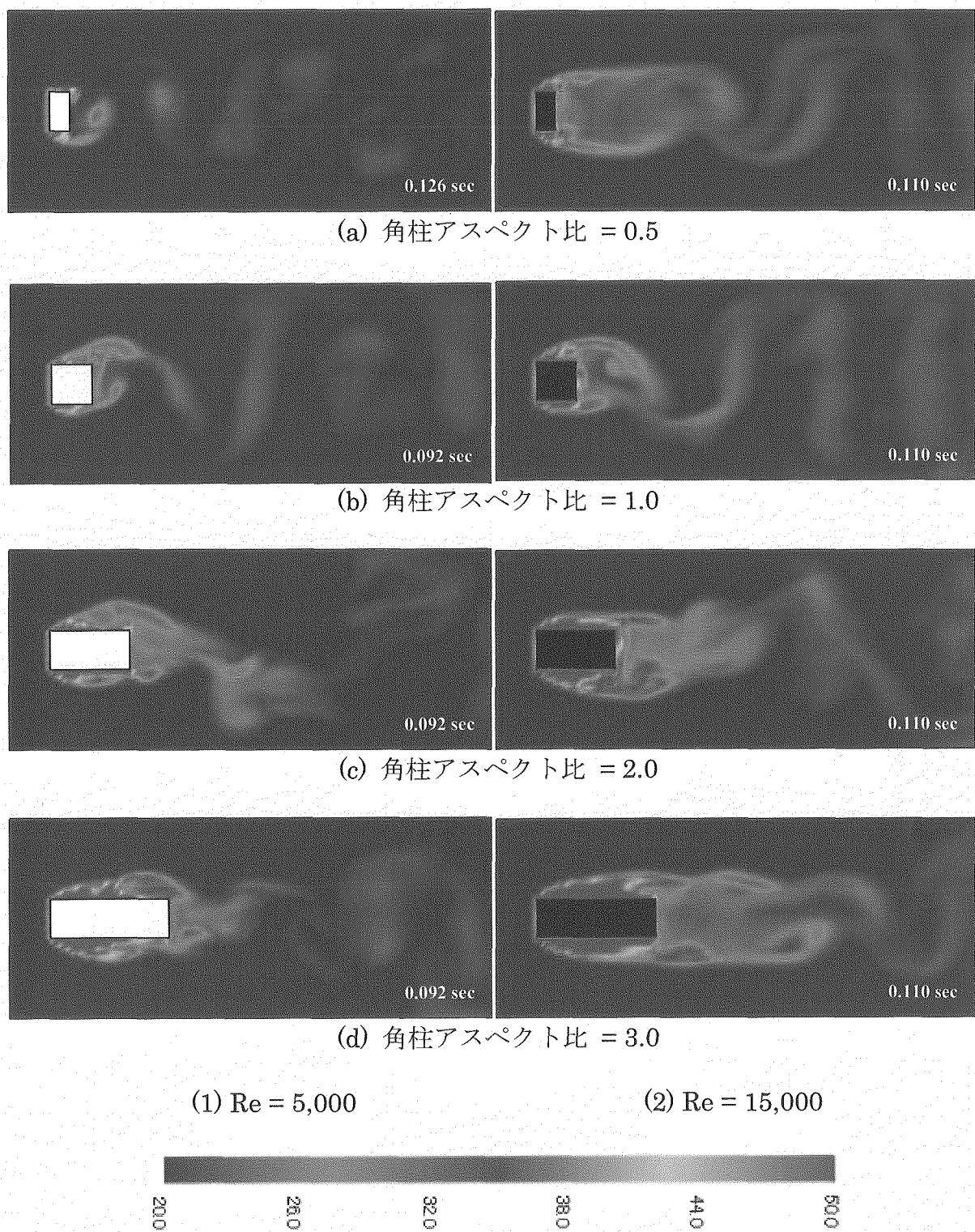


図 3-1 DINUS-3 コードによる瞬時温度分布の比較

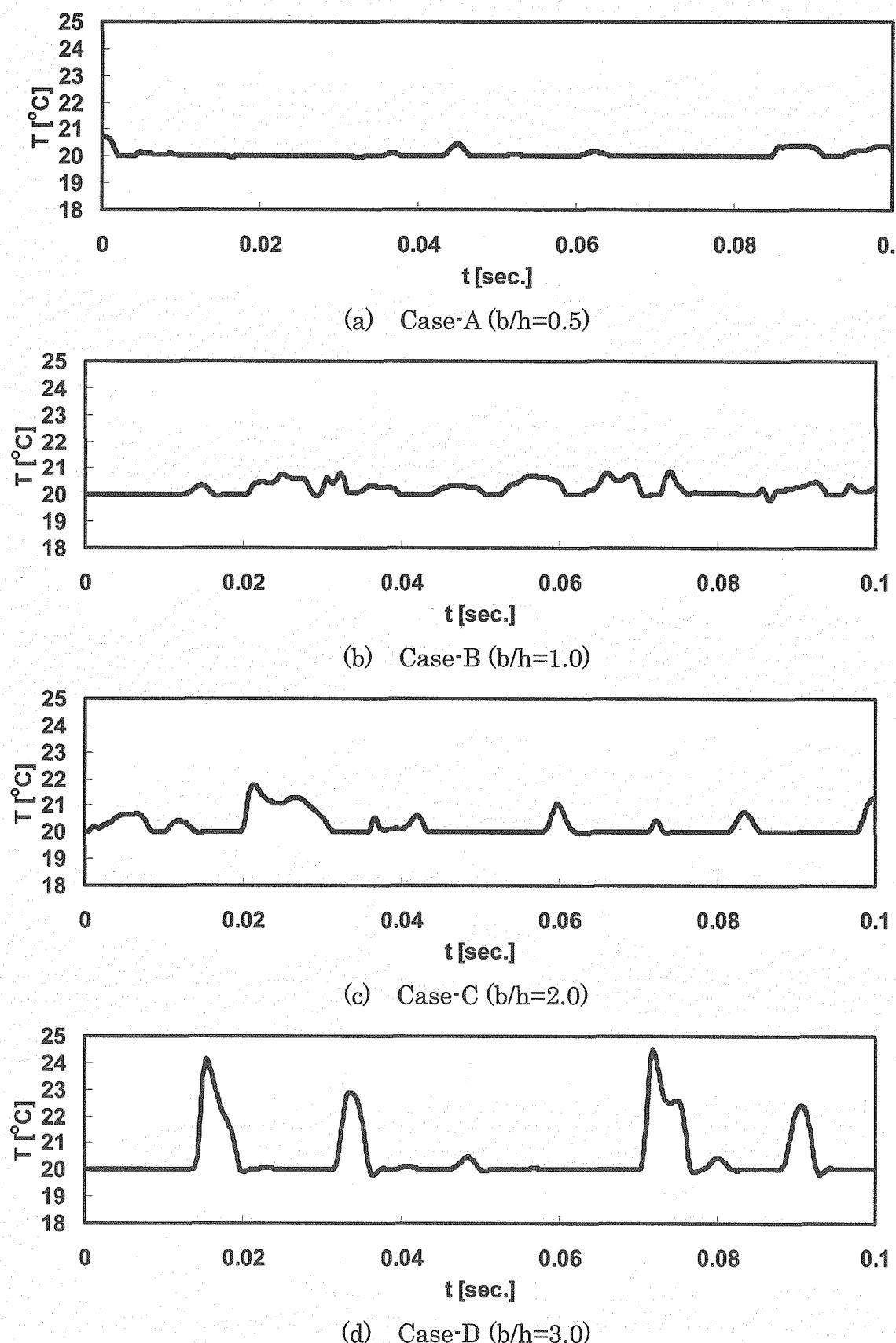


図 3.2 $\text{Re}=1,5000$ での壁近傍における流体温度の時系列変化
(壁より 5 [mm]内側, 角柱後縁から $1.2H$ 下流側)

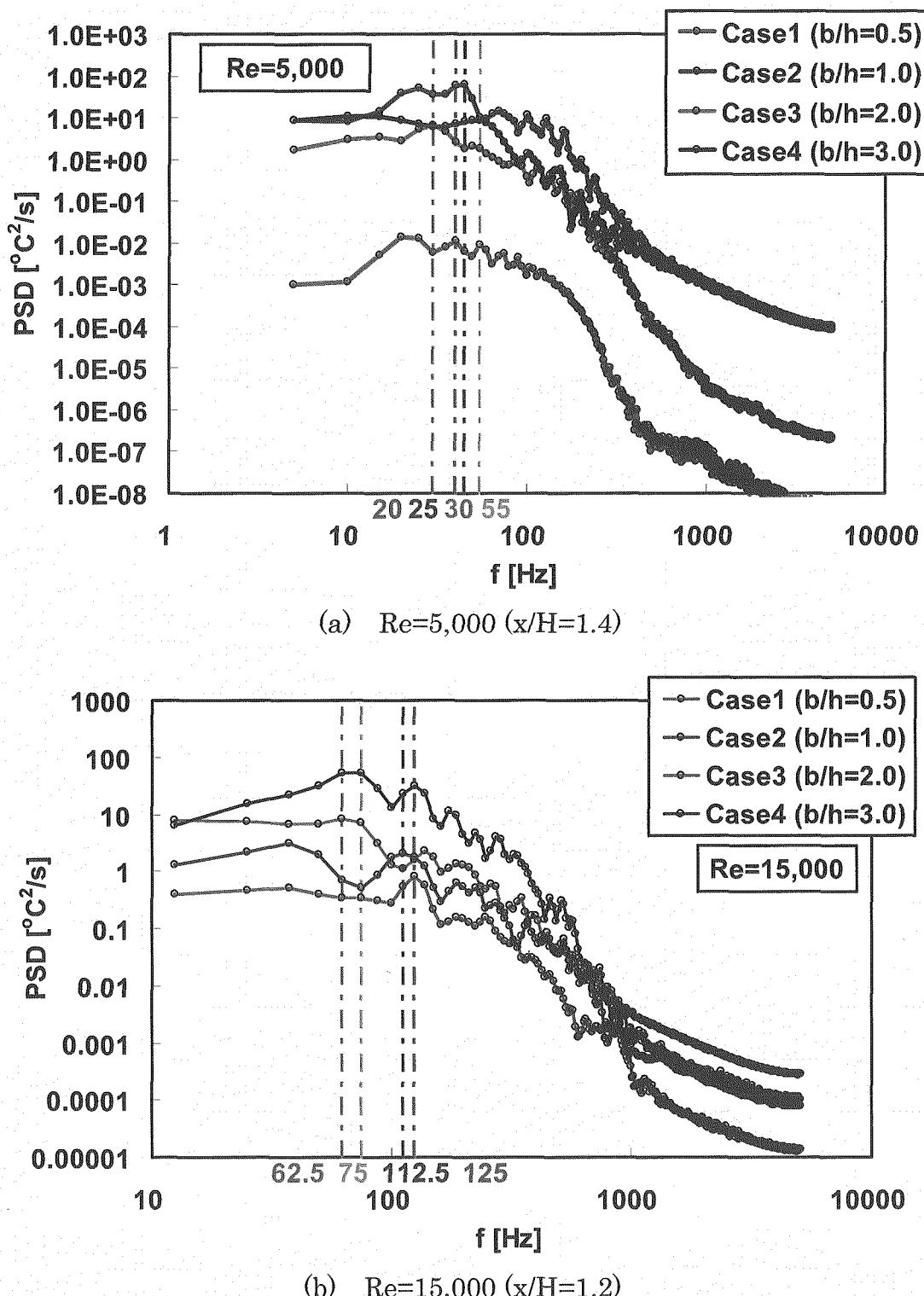


図3-3 温度ゆらぎ強度のスペクトル分布
(壁面より5[mm]内側、評価位置は図4-0および図4-1で示した破線位置)

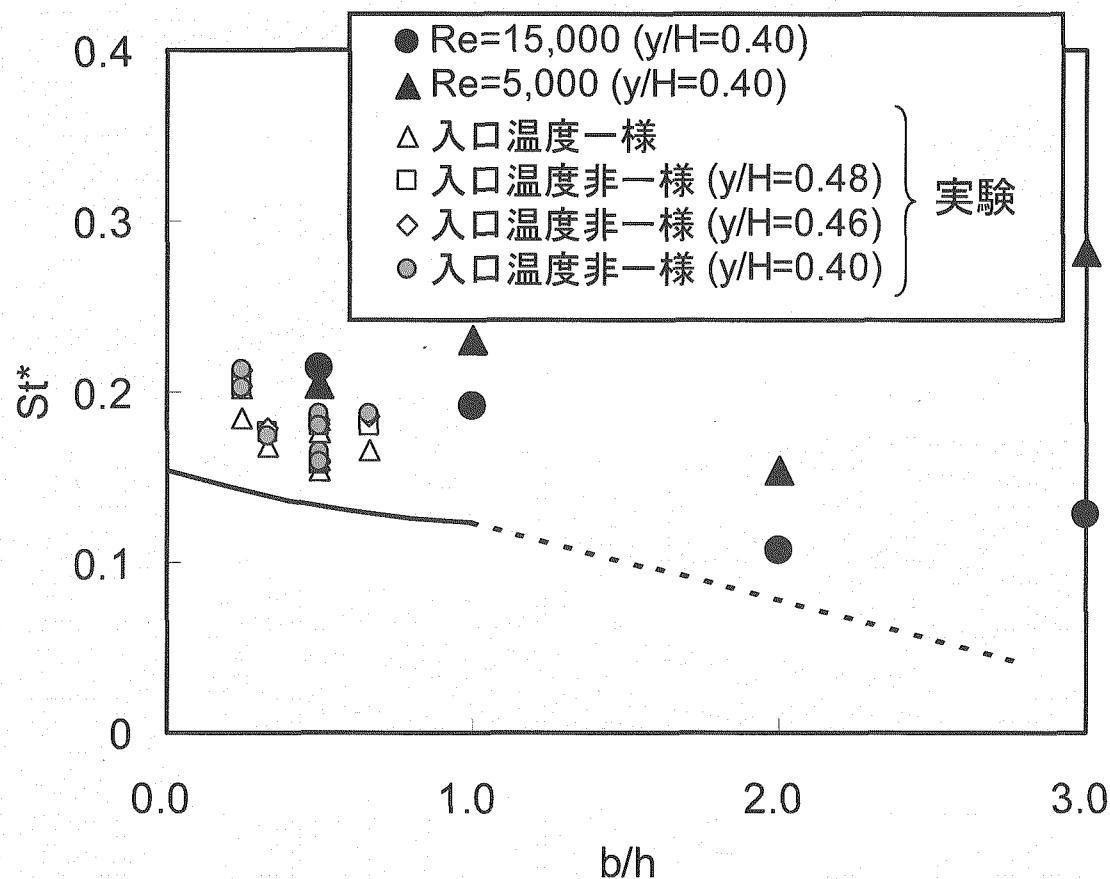


図3.4 角柱アスペクト比と温度ゆらぎ周波数との関係
 ※△, □, ◇および●は、第3.4節で示した実験結果（表7-1～7-3参照）。
 図中の実線($0 < b/h < 1$)および破線($1 < b/h < 2.8$)は、付録に示した自由流中での角柱温度ゆらぎ周波数の推定値

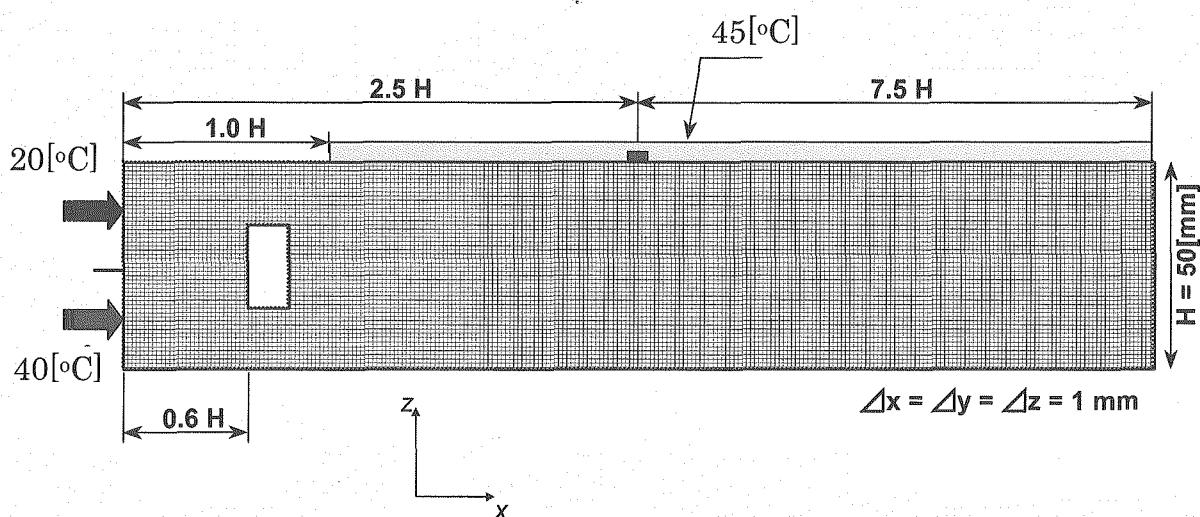


図3.5 メッシュ配置図

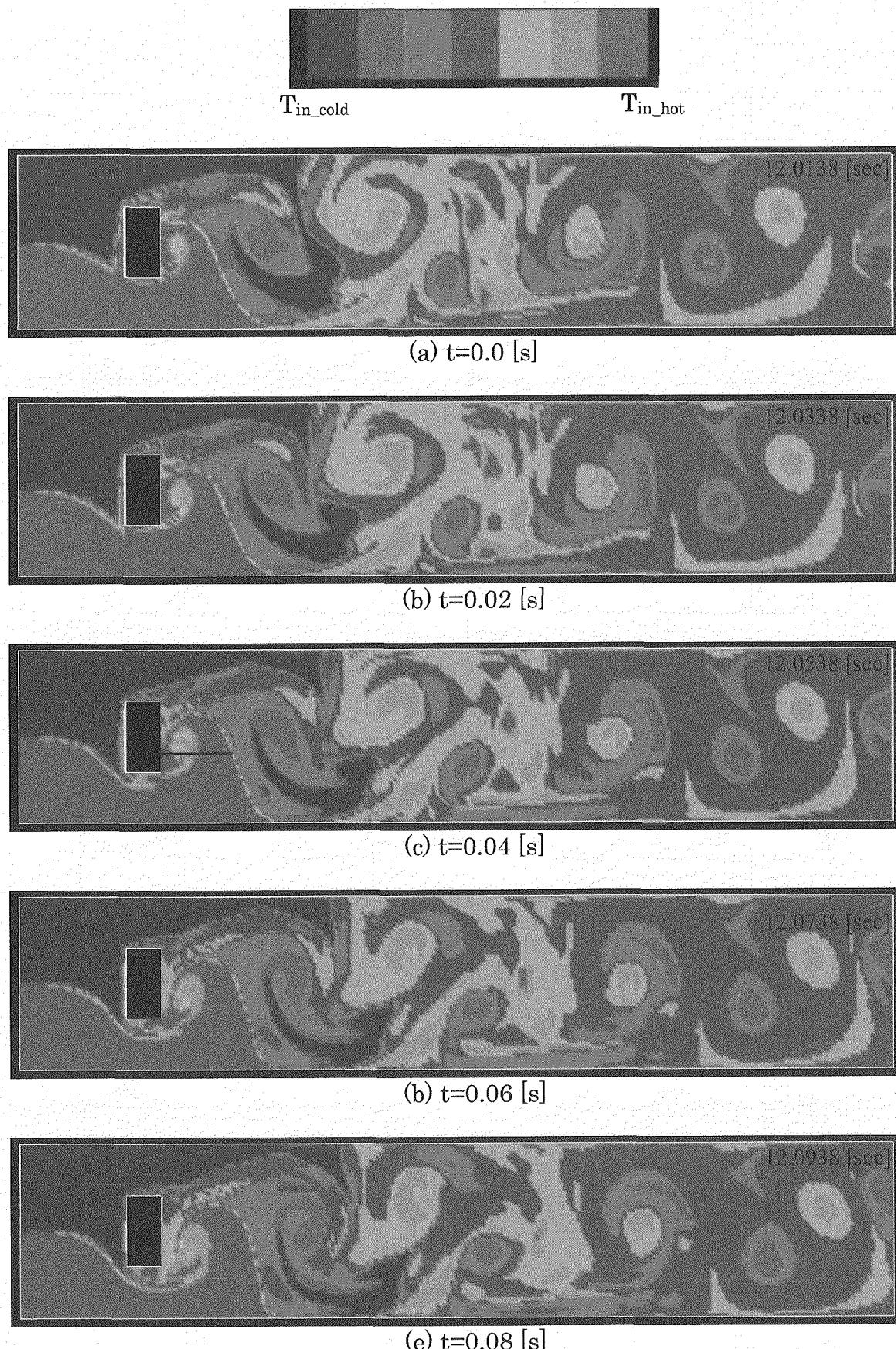


図 3-6 瞬時空間温度分布の時間変化

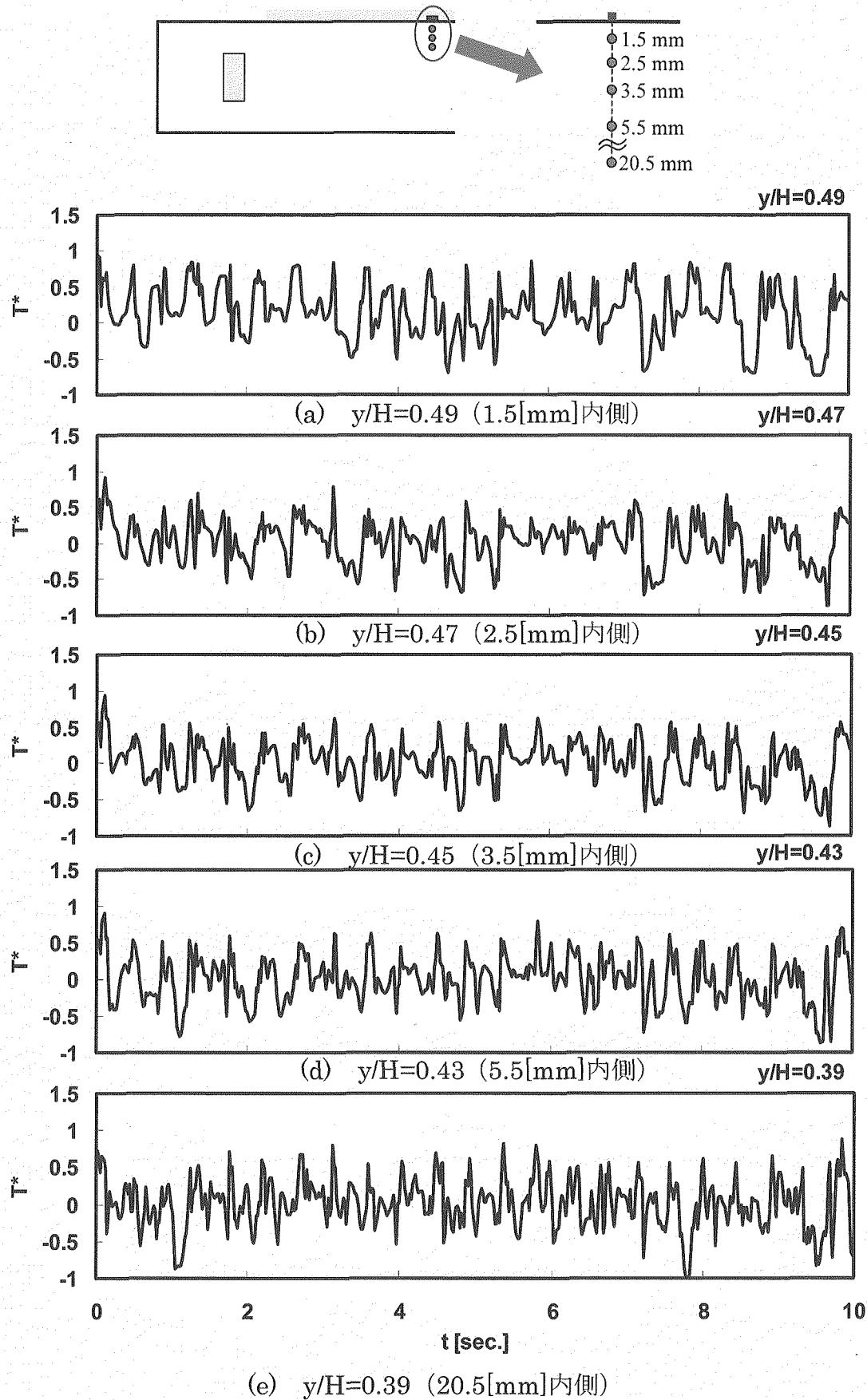
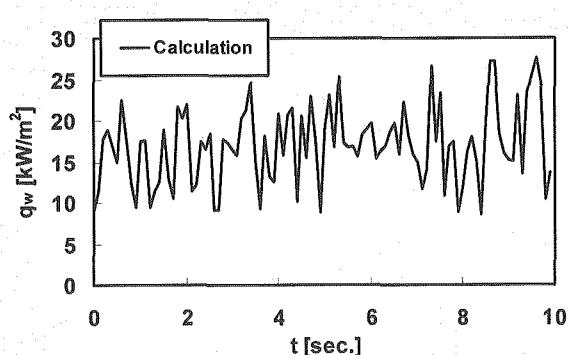
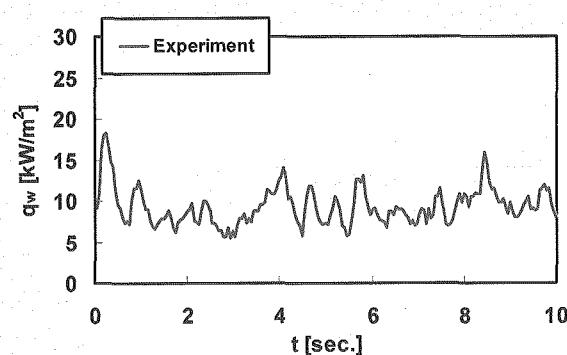


図3-7 壁面近傍の流体温度の時系列変化

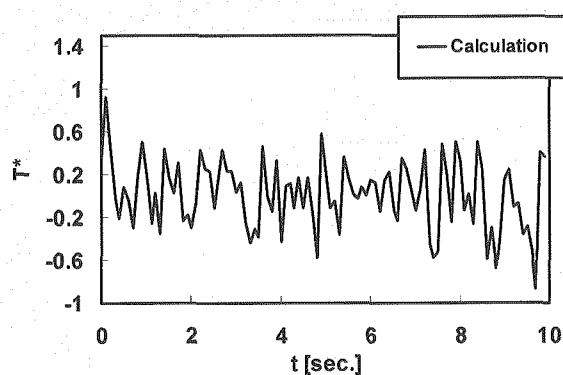


(解析結果)

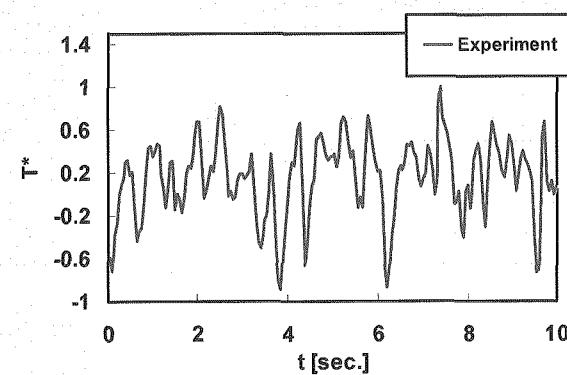


(実験結果)

(a) 壁面熱流束の時系列変化の比較

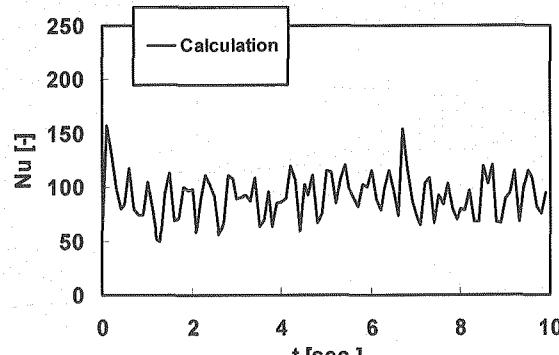


(解析結果)

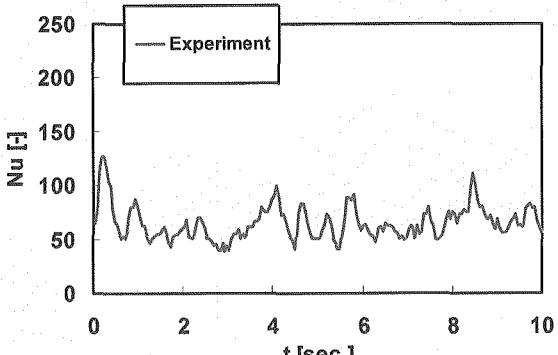


(実験結果)

(b) 流体温度の時系列変化の比較



(解析結果)



(実験結果)

(c) ヌセルト数の時系列変化の比較

図38 時系列変化の解析結果と実験結果との比較

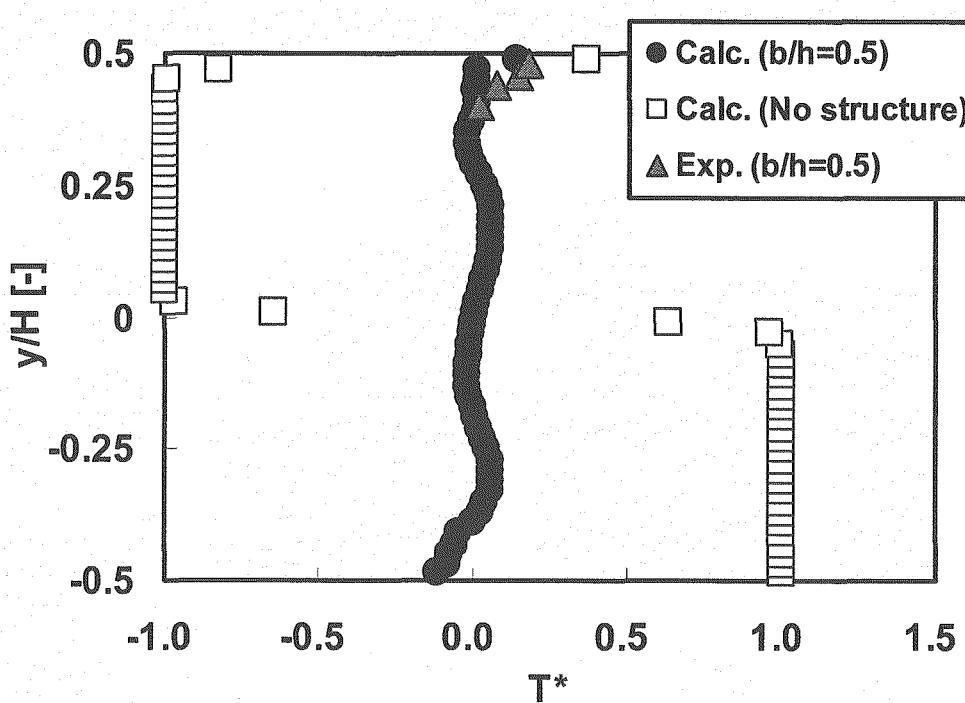


図3-9 時間平均温度の流れに垂直な方向の分布の比較

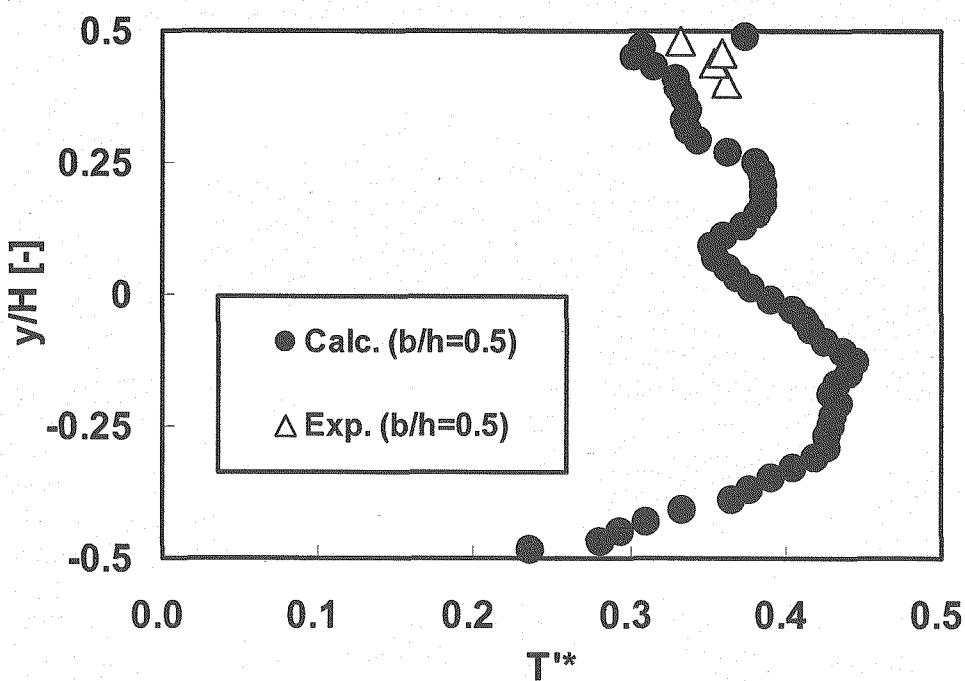


図4-0 温度ゆらぎ強度の流れに垂直な方向の分布の比較

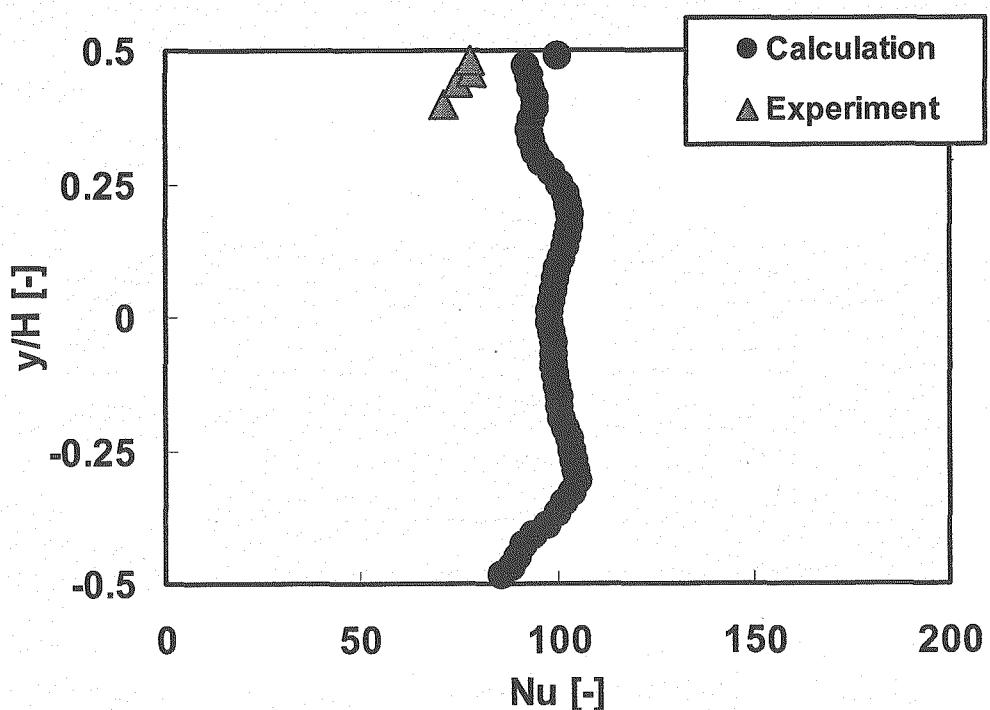


図 4-1 時間平均ヌセルト数の流れに垂直な方向の分布の比較

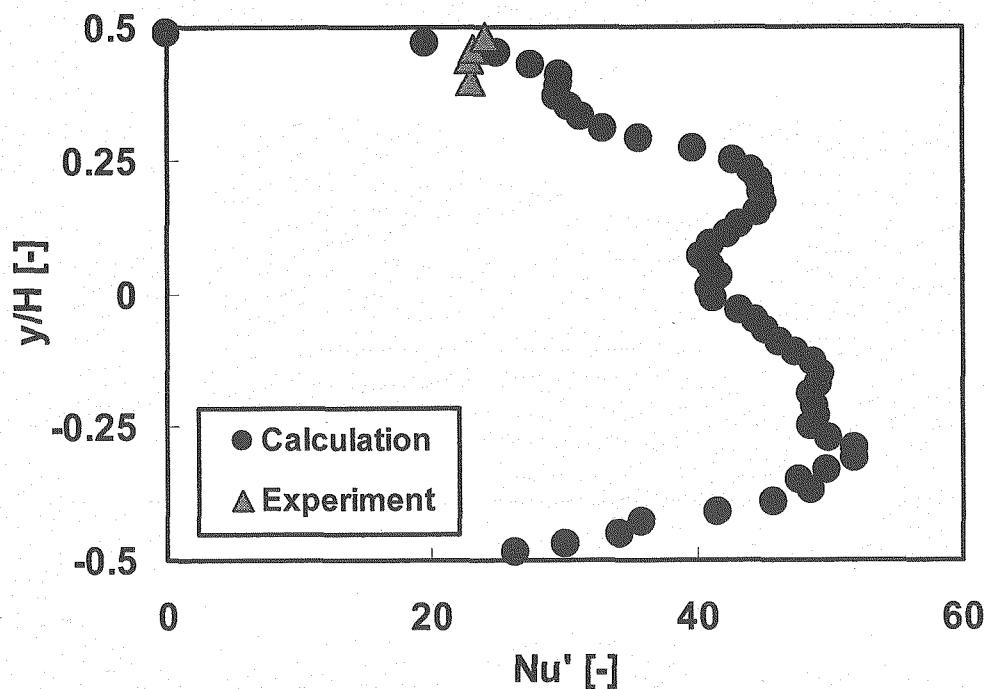


図 4-2 ヌセルト数変動強度の流れに垂直な方向の分布の比較

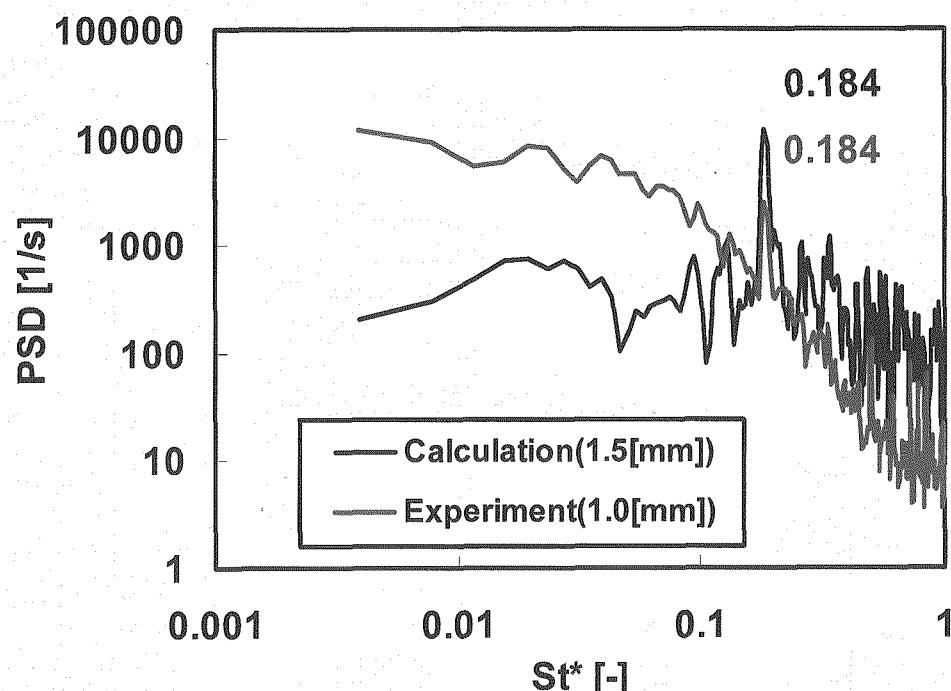


図4-3 ヌセルト数変動のスペクトル分布の比較

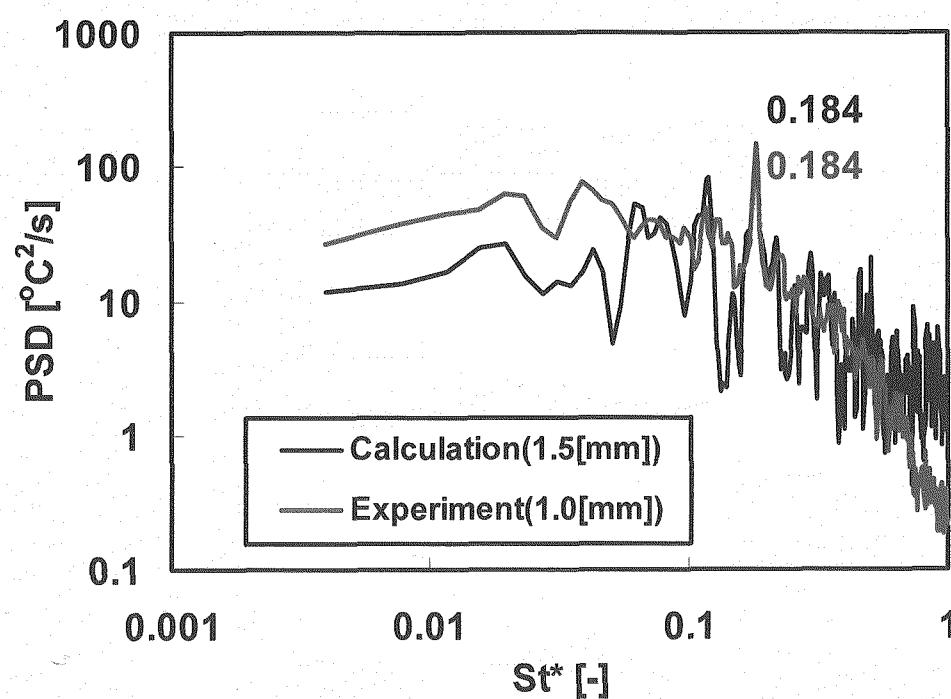


図4-4 流体温度ゆらぎのスペクトル分布の比較

4. 結 言

流体温度ゆらぎの周波数が熱伝達特性に与える影響を調べるために、薄膜熱流束センサーを用いて非定常熱伝達率の測定を行った。

- (1) 周期的な流体温度ゆらぎ場において、壁面熱流束と壁面近傍での流体温度の変動は逆位相となる。
- (2) 流体温度ゆらぎ場での局所平均 Nu は、温度ゆらぎの無い場合とほぼ等しくなり、本実験条件における周波数範囲では修正ストローハル数 St^* (流れ場の状態) に関係なく、平均熱伝達率の流体温度ゆらぎ周波数への依存性は小さいことが分かった。
- (3) 流体温度ゆらぎ場における熱伝達率の算出に流体の代表温度として瞬時の流体温度を用いると、流体の時間平均温度を用いた場合に比べて局所平均 Nu およびその変動強度 ($R.M.S$ 値) は大きくなる。
- (4) 流体温度ゆらぎ場において、ヌセルト数の変動の $R.M.S$ 値は流体温度ゆらぎの振幅に依存する。

Dinus-3 コードを用いて数値解析を実施し、角柱アスペクト比と角柱下流に生じる壁面近傍の温度ゆらぎ周波数との関係を調べ、また、非定常熱伝達実験を対象とした実験解析を行った。修正ストローハル数で無次元化した温度ゆらぎの卓越周波数を解析結果と実験結果とで比較すると共に 0.184 となり、温度ゆらぎの卓越周波数を精度良く再現することができた。解析結果は壁面熱流束の値を過大に評価した。これはメッシュ配置を工夫する余地があると考えられる。

謝 辞

本研究にあたり、同志社大学大学院工学研究科の犬飼宏明君（現在 キヤノン株式会社）、高木義裕君には実験に多大な協力を得た。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- (1) T.Muramatsu, [Numerical Simulation of Fluid-Structure Thermal Interaction Phenomena at a T-Junction of Liquid Metal Fast Reactor Piping Systems], Proc. 4th JSME-KSME Thermal Engineering Conference (2000).
- (2) 高橋志郎, 椎名考次, 「高温水と低温水が混合する T 字形合流配管の流体温度変動特性」, 日本機械学会論文集 (B 編), 66-651 (2000), 2905-2911.
- (3) N.Kasahara, H.Takasho and A.Yacumpai, [Structural Response Function Approach for Evaluation of Thermal Striping Phenomena], Nuclear Engineering and Design, 212(2002), 281-292.
- (4) 守屋祥一, 「高サイクル熱疲労のための構造表面温度ゆらぎ時系列の推定法」, 日本機械学会論文集 (B 編), 70-694 (2004), 1547-1554.
- (5) T.Muramatsu, [Numerical Simulation of Non-Stationary Heat Transfer Process Related to Thermal Striping Phenomena], 2004 ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Conference.
- (6) K.Yuki et al., [Experiments on the Transition Decay Process of Secondary Flow Generated in 90-degree Bends], 6th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, CD-ROM, C4-7, 299(2003).
- (7) 須藤浩三, 他 4 名, 「配管合流領域の流動特性」, 日本機械学会講演論文集, No.015-1(2001), 177-178.
- (8) 山口隆平, 他 4 名, 「直角分岐管の分岐点回りの流れ構造と枝管内流れの周期振動発生」, 日本機械学会論文集 (B 編), 68-671 (2002), 2014-2019.
- (9) 日本機会学会, 「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」, JSME S 017-2003, (2003).
- (10) 河村勉, 他 10 名, 「同径 T 字合流配管におけるサーマルストライピング試験 (第 2 報, 変動温度の熱伝達特性)」, 日本機械学会論文集 (B 編), 70-696 (2004), 2083-2088.
- (11) 中川慎二, 他 3 名, 「長方形断面柱をおいた平行平板間流路内の熱伝達」, 日本機械学会論文集 (B 編), 64-622 (1998), 1817-1824.
- (12) 熱流体の新しい計測法 (日本機械学会編), 養賢堂, 3-11.
- (13) 五十嵐保, 「長方形断面柱まわりの流れ特性」, 日本機械学会論文集 (B 編), 50-460 (1984), 3185-3192
- (14) 谷口清一, 他 3 名, 「辺長比の異なる角柱の後流構造に関する研究 (迎え角が 0° の場合)」, 日本機械学会論文集 (B 編), 54-498 (1987), 256-264

付録 A1 角柱アスペクト比と温度ゆらぎ周波数との関係

図 A1 (a)に $x/H=2.0$, (b)に $x/H=2.5$ の位置での角柱アスペクト比 (b/h) に対する温度ゆらぎ周波数 (f) の関係を示す。角柱の流れ方向の長さ b が短い 5[mm]の場合（塗りつぶし）と長い 10[mm]の場合（白抜き）では、発生する温度ゆらぎ周波数の傾向が異なっていることが分かる。ただし、いずれもアスペクト比 (b/h) の増加とともに、発生する周波数 (f) は増加する傾向にある。この結果をもとに、温度ゆらぎ周波数特性の一般化を図るためにストローハル数により整理することを試みる。ストローハル数には、自由流中に置かれた構造物（円柱や角柱）の後流渦の整理などに対して通常以下の定義が用いられる。

$$St = \frac{f \cdot h}{U_m} \quad (a1)$$

しかしながら、本実験体系では角柱上下の近い位置に壁面があるため、角柱が存在する位置での断面平均流速と、テスト部入口での断面平均流速とは大きく異なり、壁面により流れ場が大きな影響を受ける。そこで、角柱で発生する渦の運動は、角柱を通過する際の流速に強く依存することが考えられるため、角柱が存在する位置での断面平均流速 U_m^* を代表流速とした以下の修正ストローハル数 St^* により整理することとする。

$$St^* = \frac{f \cdot h}{U_m^*} = \frac{f \cdot h}{U_m \cdot H/(H-h)} = St \frac{H-h}{H} \quad (a2)$$

図 A2 に過去に行われた自由流中に角柱を置いた場合（迎え角は 0 [°]）に発生する放出渦のストローハル数 St （ただし、Nakagawa の実験結果については修正ストローハル数）と角柱アスペクト比 (b/h) との関係を示す。Igarashi および Taniguchi らは空気を作動流体とし、自由流中に設置した角柱の後流渦に対する実験を行っている^(13,14)。流路面積比 (h/H) は 0.057 以下となっており、本実験体系 ($h/H > 0.2$) とは大きく異なる。一方、Nakagawa らの実験は、本文中の実験体系と同様の体系で実験が行われており、流路面積比 (h/H) は 0.2 ($h=10$ [mm]) である。

Igarashi らは、幾つかの角柱アスペクト比 ($b/h=0.5, 1.0, 2.0$, $h=10$ [mm] および 20[mm]) に対し、 $4 \leq U_m \leq 30$ [m/s] の範囲 ($2.56 \times 10^3 \leq Re_h \leq 5.77 \times 10^4$) で変化させた実験を行ってストローハル数 St が流量に依存しないことを確認している。ちなみに、Taniguchi らの実験では平均流速は 12[m/s] ($Re=1.57 \times 10^4$, 20°C の空気として評価), Nakagawa らの実験では平均流速は約 4.6[m/s] (20°C の空気として評価) ($Re_h=3.0 \times 10^3$) である。

自由流中（壁面が遠方に存在）の Igarashi および Taniguchi らの実験結果に比べて、Nakagawa らの実験結果は、本実験と同様に高いストローハル数を示しており、角柱近傍に存在する壁面の影響が伺える。Igarashi および Taniguchi らの実験結果をもとに、式 (a2) に従ってストローハル数に補正係数 ($H/(H-h)$) を乗じて修正ストローハル数として再評価を行い、以下の近似式を得た。Igarashi は、ストローハル数についてアスペクト比 (b/h) が 1.0 から 2.8 の範囲で近似式を示している。

< Igarashi らの式 >

$$St = 0.18 - 0.048 \times (b/h) \quad (1.0 \leq (b/h) \leq 2.8) \quad (a3)$$

< 修正 St* での評価式 >

$$St^* = 0.154 - 0.054 \times (b/h) + 0.024 \times (b/h)^2 \pm 0.004 \quad ((b/h) < 1.0) \quad (a4)$$

$$St^* = 0.17 - 0.046 \times (b/h) \pm 0.004 \quad (1.0 \leq (b/h) \leq 2.8) \quad (a5)$$

< St での評価式 >

$$St = 0.161 - 0.062 \times (b/h) + 0.033 \times (b/h)^2 \pm 0.004 \quad ((b/h) < 1.0) \quad (a6)$$

アスペクト比(b/h)が 1 以上の場合は Igarashi の評価式に倣って 1 次式で近似し、(b/h<1) の場合は 2 次式で近似している。ただし、(b/h=1) で両近似式が接続するようになっている。

図 A3 に、本実験によって得られた温度ゆらぎ周波数を修正ストローハル数 St^* で整理して、式(a4)との比較を示す。本実験結果は、自由流中の後流渦の結果と異なり、高いストローハル数を示した。前述の通り、本実験においては、角柱は有限高さの流路内に設置されており、角柱近傍に壁面が存在する。本実験結果では、流路断面積比 (h/H) が大きな角柱 ($h=20[\text{mm}]$) よりも小さな角柱 ($h=10[\text{mm}]$) の方が、また、長さ (b) の短い角柱の方が、より自由流中の放出渦特性に近づく結果となっており、壁面の存在により高いストローハル数を示したと考えられる。

図 A4 に Igarashi によって計測された角柱アスペクト比と後流幅 (d_w/h) との関係を示す。角柱アスペクト比が 0.7 付近で極値を持つことが分かる。Igarashi の実験結果をもとに、本実験条件下での後流幅を推定する。Igarashi の実験結果を多項式 (4 次式) で近似し、本実験条件下での角柱アスペクト比 (b/h) に対する後流幅 (d_w/h) を推定する。次に、本実験条件下での角柱高さ (h) と流路高さ (H) を用いて流路高さに対する後流幅 (d_w/H) を評価した。評価結果をこれによると、Case-C ($h=10[\text{mm}]$, $b=5[\text{mm}]$) の場合が最も小さな値 ($d_w/H=0.33$) を示し、Case-A ($h=20[\text{mm}]$, $b=5[\text{mm}]$) の場合が最も大きな値 ($d_w/H=0.33$) を示した。図 A3 に示した修正ストローハル数の値と比較すると、後流幅 (d_w/H) の小さな Case-C ほど自由流中のそれ (図中の実線) に近くなる傾向がある。つまり、本実験体系では、角柱の近くに壁面があり、角柱による流路閉塞によって角柱と壁面との間に強い軸方向流れが存在し、自由流中ににおける角柱下流での渦運動と異なる流れ場が形成され、発生する後流渦のストローハル数が高い値を示したと考えられる。

本実験では、角柱のアスペクト比を変えることによって、卓越周波数のことなる温度ゆらぎを実現した。しかしながら、アスペクト比を変えることによって、発生する温度ゆらぎの周波数のみならず、流れの構造も変化したと考えられる。従って、実験では、熱伝達特性のストローハル数への一貫した依存性が見られなかつたと考えられる。ストローハル数と温度ゆらぎ特性 (あるいは非定常熱伝達特性) との関係を議論する際には、温度場のみでなく速度場に関しても併せて議論する必要がある。

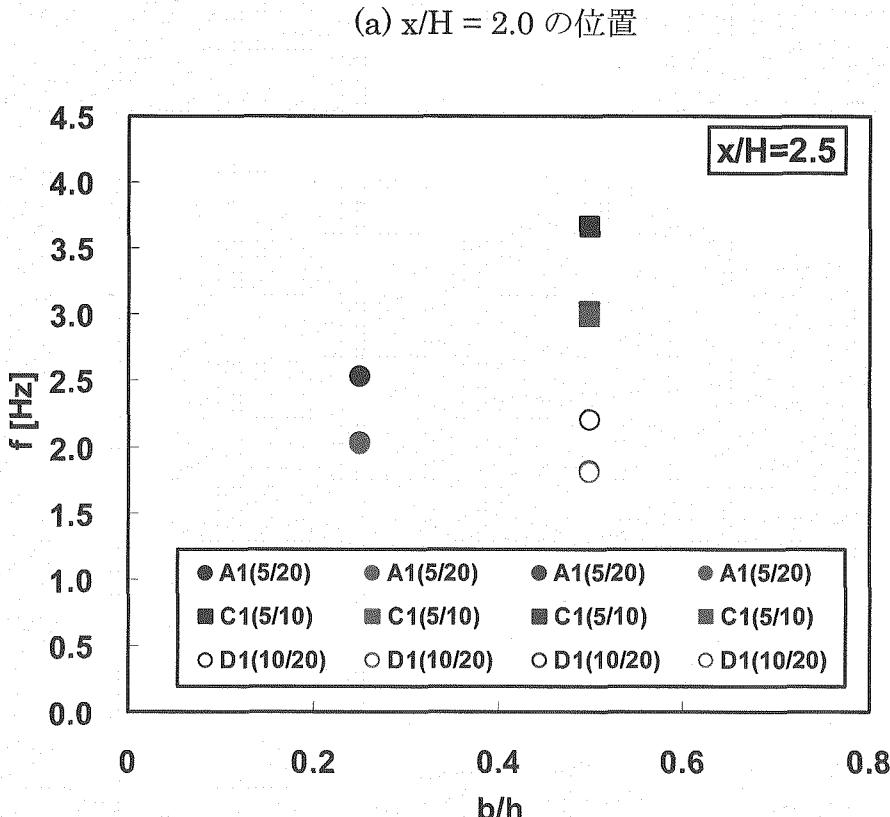
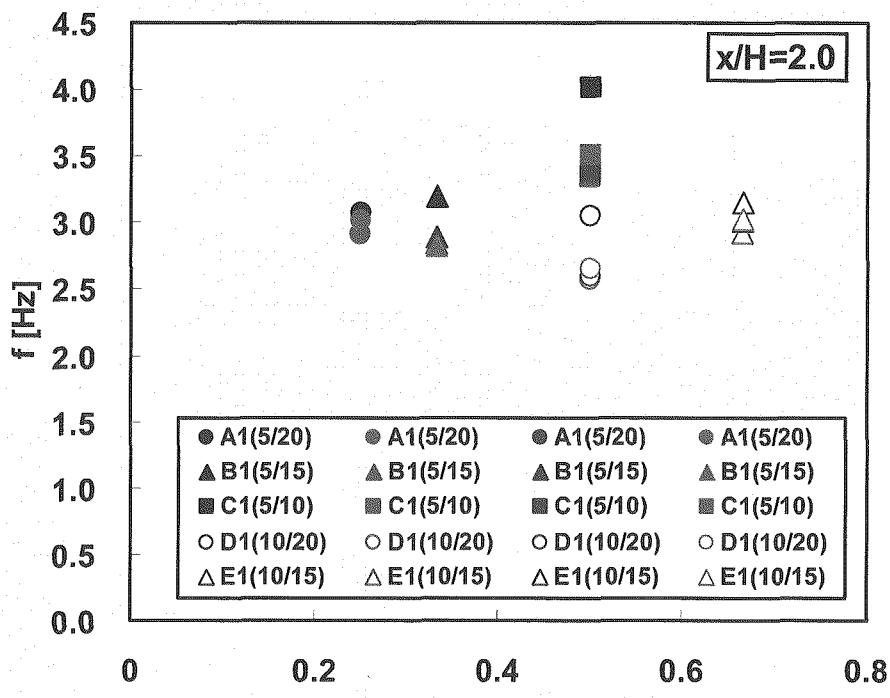
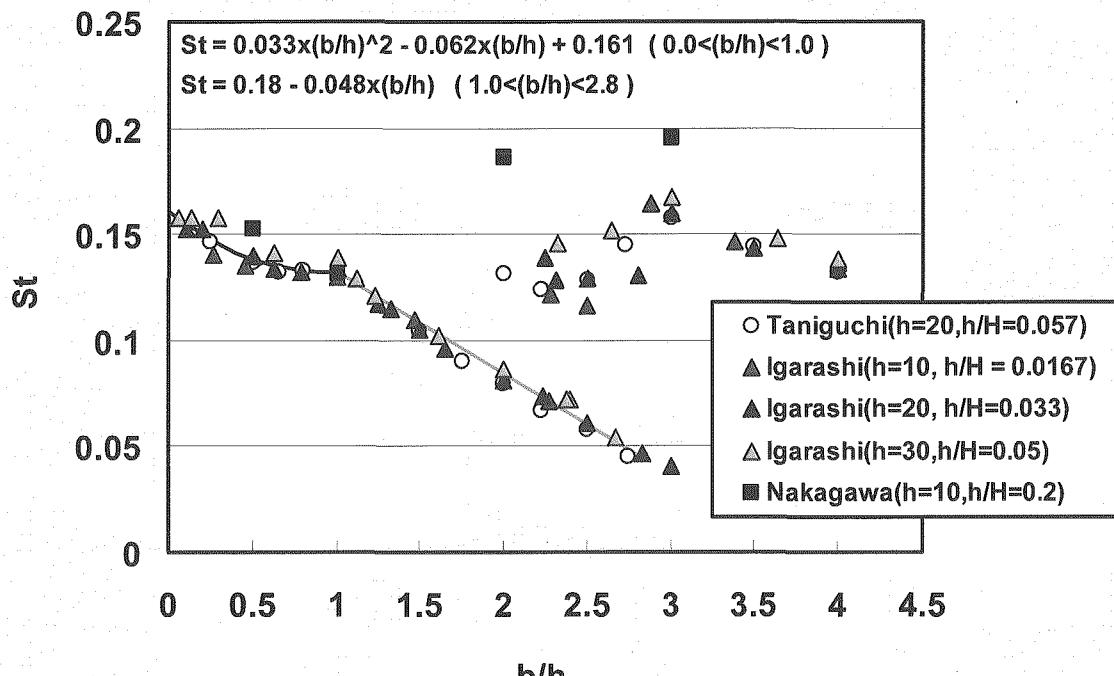
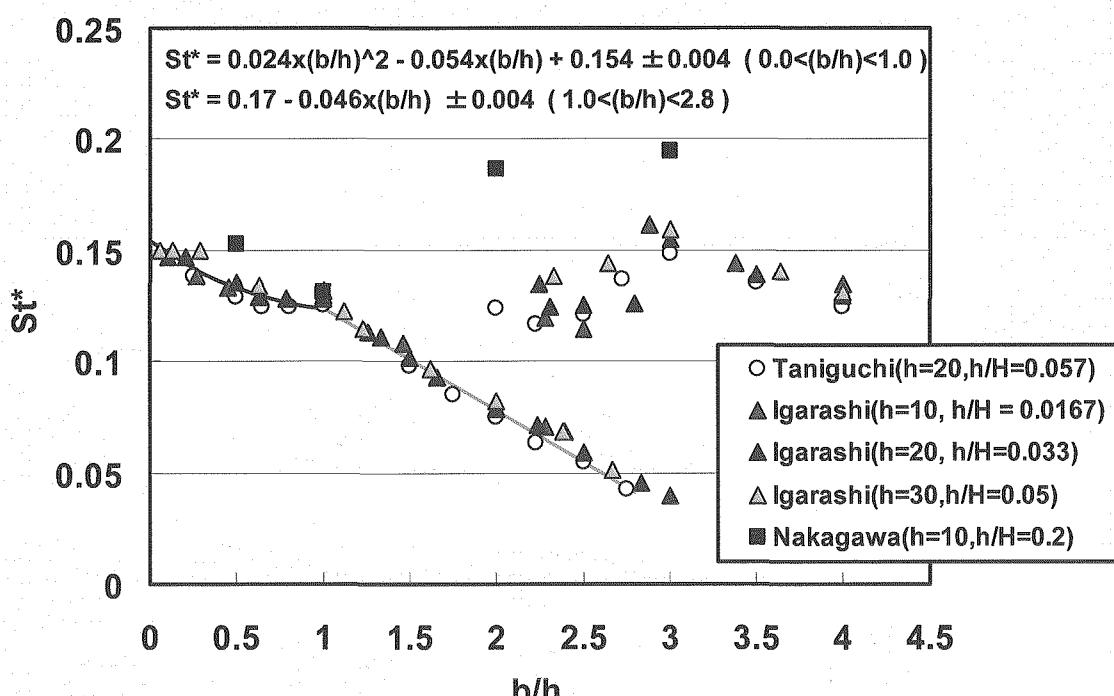


図 A1 角柱アスペクト比と温度ゆらぎ周波数との関係



(a) 角柱前面での平均流速を用いたストローハル数による整理



(b) 修正ストローハル数による整理

図 A2 迎え角 0 [°] の場合の角柱アスペクト比と放出渦周波数との関係

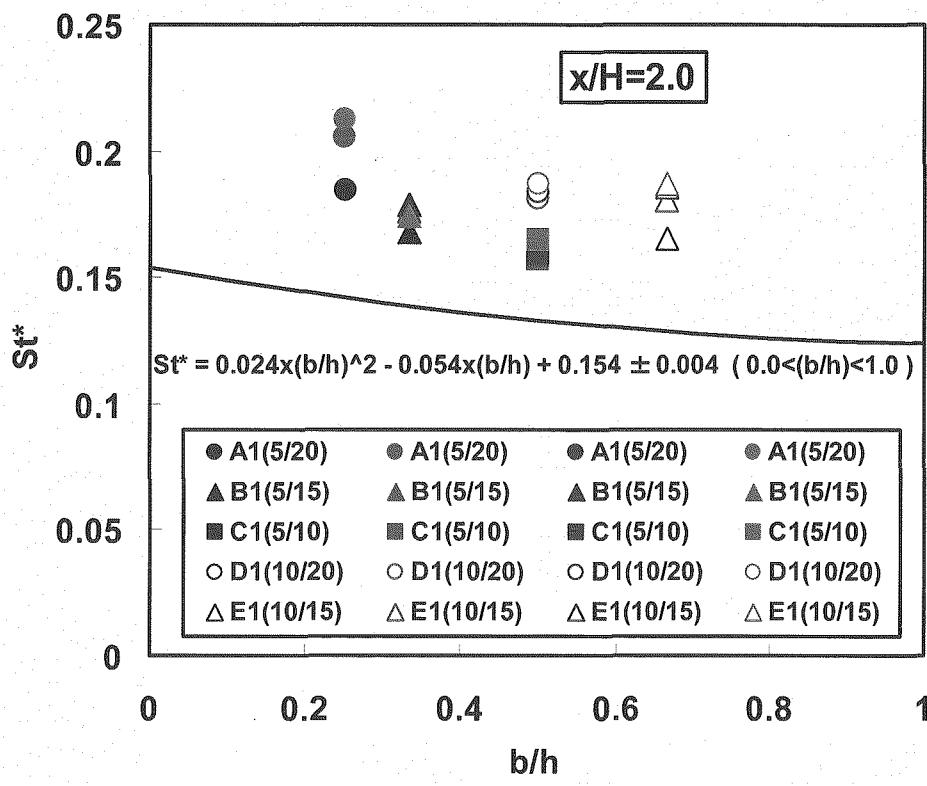
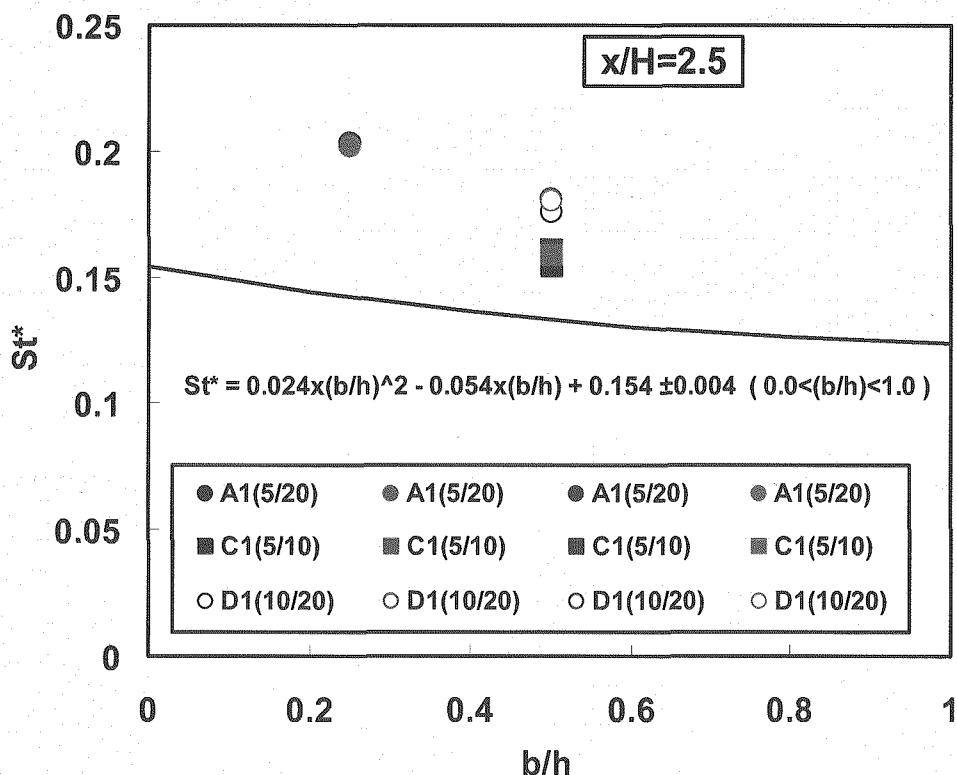
(a) 流れ方向の位置 $x/H=2.0$ (b) 流れ方向の位置 $x/H=2.5$

図 A3 角柱のアスペクト比と修正ストローハル数との関係

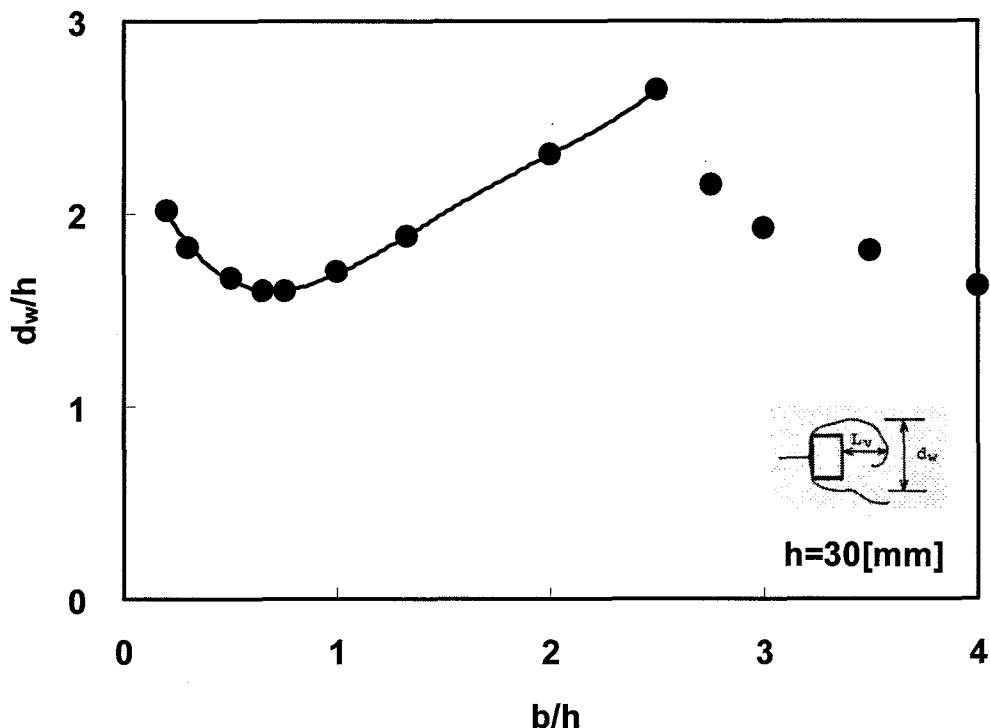


図 A4 角柱アスペクト比と後流幅との関係
([文献 13]による)

表 A1 実験条件下での後流幅の推定値

Case	h [mm]	b/h	d_w/h	d_w/H
A	0.02	0.25	1.92	0.77
B	0.015	0.333	1.80	0.54
C	0.01	0.5	1.65	0.33
D	0.02	0.5	1.65	0.66
E	0.015	0.667	1.60	0.48