

JAERI-M
88-073

垂直矩形流路における
共存対流熱伝達に関する実験的研究
(第1報, 流路ギャップ18mmの場合)

1988年3月

神永 雅紀・数土 幸夫・井川 博雅*・薄井 徹**

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

JAERI-Mレポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の間合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11茨城県那珂郡東海村）
あて、お申しこしてください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11茨城
県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Division, Department
of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun,
Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1988

| | |
|-------|------------|
| 編集兼発行 | 日本原子力研究所 |
| 印刷 | 日立高速印刷株式会社 |

垂直矩形流路における共存対流熱伝達に関する実験的研究
(第1報, 流路ギャップ18mmの場合)

日本原子力研究所東海研究所研究炉管理部

神永 雅紀・数土 幸夫⁺・井川 博雅^{*}

薄井 徹^{**}

(1988年2月26日受理)

本報は、JRR-3改造炉の熱水力設計及び安全解析に役立てるために行った共存対流熱伝達実験についてまとめたものである。JRR-3改造炉の安全評価で想定した異常な過渡変化及び事故時には強制対流による下向流の流速が低下し流速零を経過した後、自然対流による上昇流となる場合がある。このような流れの逆転が生ずる時のように強制対流の流速が小さい場合、自然対流と強制対流とが共存するいわゆる共存対流場が出現する。この場合の熱伝達率は、共存対流熱伝達相関式によって評価する必要がある。

そこで本研究では、自然対流及び強制対流のいずれの領域においても乱流から層流の広い範囲にわたり垂直矩形流路内の局所熱伝達率を測定し、共存対流領域での熱伝達相関式を導き出すとともに、共存対流領域を明らかにした。

東海研究所：〒319-11 茨城県那珂郡東海村白方字白根2-4

+ 動力炉開発・安全性研究管理部

* 神戸商船大学

** 外来研究員 日本鋼管株

Experimental Study of Mixed Convective Heat Transfer
in Narrow Vertical Rectangular Channel
(First Report, with water gap of 18 mm)

Masanori KAMINAGA, Yukio SUDO⁺, Hiromasa IKAWA*
and Tohru USUI**

Department of Research Reactor Operation
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received February 26, 1988)

This report describes experimental results and discussions of mixed convective heat transfer experiments which were carried out in order to utilize the experimental data to the thermo-hydraulic design and the safety analysis of upgraded JRR-3. During some anticipated operational occurrences and accident conditions, which were postulated in the JRR-3 safety assessment, there is a case that core flow decreases from steady-state downward forced convective flow to zero flow and at last becomes upward flow due to the natural convective flow induced between the core and the reactor pool, that is, core flow reversal occurs. During the core flow reversal, the mixed convective heat transfer becomes significant and important because natural convection coexists with forced convection. In this case, mixed heat transfer correlations are need to evaluate heat transfer coefficients.

In this study, therefore, the local heat transfer coefficients of narrow vertical rectangular channel were obtained and investigated for laminar to turbulent flow in the viewpoint of both forced convection and natural convection. As the results, the region for mixed convective heat transfer were made clear, and the heat transfer correlations for mixed convection were proposed.

Keywords: Mixed Convection, Forced Convection, Natural Convection,
Research Reactor, JRR-3, Heat Transfer, Combined Convection

+ Department of Power Reactor Projects
* Kobe University of Merchantile Marine
**On leave from Nippon Kokan K.K.

目 次

| | |
|--|----|
| 1. 序 | 1 |
| 2. 実 験 | 1 |
| 2.1 実験装置の概要 | 1 |
| 2.2 テストセクションの概要 | 1 |
| 2.3 実験パラメータ | 2 |
| 3. 実験結果と検討 | 9 |
| 3.1 諸数値の算出 | 9 |
| 3.2 実験データ整理方法の検討 | 12 |
| 3.3 実験結果と検討 | 14 |
| 3.3.1 代表的な発熱体表面温度分布 | 14 |
| 3.3.2 $Nu_{,x}$ vs. $Re_{,x}$ (冷却材流速をパラメータとした場合) | 14 |
| 3.3.3 $Nu_{,x}$ vs. $Ra^*_{,x}$ (冷却材流速をパラメータとした場合) | 15 |
| 3.3.4 $Nu_{,x}$ vs. $Re_{,x}$ ($Ra^*_{,x}$ をパラメータとした場合) | 15 |
| 3.3.5 $Nu_{,x}$ vs. $Ra^*_{,x}$ ($Re_{,x}$ をパラメータとした場合) | 16 |
| 3.3.6 $Nu_{,x} / Nu_{,xf,t}$ vs. $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ | 16 |
| 3.3.7 $Nu_{,x} / Nu_{,xn,t}$ vs. $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ | 17 |
| 3.3.8 $Nu_{,x} / Nu_{,xf,t}$ vs. $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$ | 18 |
| 3.3.9 $Nu_{,x} / Nu_{,xn,t}$ vs. $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$ | 18 |
| 3.3.10 共存対流領域及び共存対流領域での熱伝達 | 19 |
| 4. 結 言 | 38 |
| 謝 辞 | 38 |
| 参考文献 | 38 |

Contents

| | |
|--|----|
| 1. Introduction | 1 |
| 2. Experiments | 1 |
| 2.1 Schematic of Test Rig | 1 |
| 2.2 Schematic of Test Section | 1 |
| 2.3 Experimental Parameters | 2 |
| 3. Experimental Results and Discussions | 9 |
| 3.1 Calculation of Values | 9 |
| 3.2 Introductory Remarks for Data Reduction | 12 |
| 3.3 Experimental Results and Discussions | 14 |
| 3.3.1 Typical Temperature Profiles | 14 |
| 3.3.2 Nu_x vs. Re_x (Coolant Velocity Parameter) | 14 |
| 3.3.3 Nu_x vs. Ra^*_x (Coolant Velocity Parameter) | 15 |
| 3.3.4 Nu_x vs. Re_x (Ra^*_x Parameter) | 15 |
| 3.3.5 Nu_x vs. Ra^*_x (Re_x Parameter) | 16 |
| 3.3.6 $Nu_x/Nu_{x,f,t}$ vs. $Gr_x/(Re_x^{21/8}Pr^{1/2})$ | 16 |
| 3.3.7 $Nu_x/Nu_{x,n,t}$ vs. $Gr_x/(Re_x^{21/8}Pr^{1/2})$ | 17 |
| 3.3.8 $Nu_x/Nu_{x,f,t}$ vs. $Gr_x/Re_x^{2.7}$ | 18 |
| 3.3.9 $Nu_x/Nu_{x,n,t}$ vs. $Gr_x/Re_x^{2.7}$ | 18 |
| 3.3.10 Mixed Convection Region and Heat Transfer Characteristics in Mixed Convection Region | 19 |
| 4. Conclusions | 38 |
| Acknowledgment | 38 |
| References | 38 |

1. 序

JRR-3 改造炉の安全評価で想定した異常な過渡変化及び事故時には、炉心内の流れに関して強制対流による下向流の流速が低下し流速零を経過した後、自然対流による上昇流となる場合がある。すなわち、流れの向きが逆転が生じ、この過程において強制対流による流速が低下して自然対流と強制対流とが共存する。従来このような共存対流熱伝達についていくつか実験が行なわれているが、^{(1),(2),(3)} 本研究で対象とする狭い垂直矩形流路での共存対流熱伝達及び強制対流による流れの向きが上昇流と下向流の場合の共存対流熱伝達の相異についての詳細は必ずしも明らかではない。

そこで本研究では、流体として水を用い、圧力をほぼ大気圧の条件とした狭い垂直矩形流路での(i)自然対流と上昇流の強制対流とが共存する場合の共存対流及び(ii)自然対流と下向流の強制対流が共存する場合の共存対流について、自然対流及び強制対流のいずれの領域においても乱流から層流までの広い範囲にわたり局所熱伝達率を測定し共存対流の熱伝達特性及び共存対流となる領域を明らかにすることを目的とした。

2. 実験

2.1 実験装置の概要

Fig.2.1 に計測概念図を含めたフローシート、Fig.2.2 に実験装置概要図を示す。装置は、垂直矩形加熱流路及び上・下部プレナムから成るテストセクション、直流電源装置、貯水タンク、流量計及び水循環系から成り、バルブの切換により上昇流、下向流のいずれも容易に選択できる。冷却材としては純水を用い、実験中にテストセクションの入口水温を一定に保つために貯水タンク内部に銅管製の冷却用コイルを設けた。

2.2 テストセクションの概要

Fig.2.3 にテストセクション概略図、Fig.2.4 にテストセクション断面図を示す。テストセクションはFig.2.3 及びFig.2.4 に示すように流路幅 50 mm、流路ギャップ 18 mm、流路長さ 750 mm の垂直矩形流路である。テストセクションに取付けた 2 枚の発熱体は、材質インコネル 600 で、幅 40 mm、厚さ 1 mm、長さ 750 mm のものである。

発熱体の絶縁体側表面には、流路側表面温度測定用の熱電対を取付けた。熱電対は、シース材質 NCF 600、シース外径 ϕ 0.5 mm、非接地型の K 熱電対である。Fig.2.5 及び Fig.2.6 に、上昇流及び下向流の場合の熱電対配置図を示す。図中に示した数値は、加熱始点からの距離を示したものである。

1. 序

JRR-3 改造炉の安全評価で想定した異常な過渡変化及び事故時には、炉心内の流れに関して強制対流による下向流の流速が低下し流速零を経過した後、自然対流による上昇流となる場合がある。すなわち、流れの向きが逆転が生じ、この過程において強制対流による流速が低下して自然対流と強制対流とが共存する。従来このような共存対流熱伝達についていくつか実験が行なわれているが、^{(1),(2),(3)} 本研究で対象とする狭い垂直矩形流路での共存対流熱伝達及び強制対流による流れの向きが上昇流と下向流の場合の共存対流熱伝達の相異についての詳細は必ずしも明らかではない。

そこで本研究では、流体として水を用い、圧力をほぼ大気圧の条件とした狭い垂直矩形流路での(i)自然対流と上昇流の強制対流とが共存する場合の共存対流及び(ii)自然対流と下向流の強制対流が共存する場合の共存対流について、自然対流及び強制対流のいずれの領域においても乱流から層流までの広い範囲にわたり局所熱伝達率を測定し共存対流の熱伝達特性及び共存対流となる領域を明らかにすることを目的とした。

2. 実験

2.1 実験装置の概要

Fig.2.1 に計測概念図を含めたフローシート、Fig.2.2 に実験装置概要図を示す。装置は、垂直矩形加熱流路及び上・下部プレナムから成るテストセクション、直流電源装置、貯水タンク、流量計及び水循環系から成り、バルブの切換により上昇流、下向流のいずれも容易に選択できる。冷却材としては純水を用い、実験中にテストセクションの入口水温を一定に保つために貯水タンク内部に銅管製の冷却用コイルを設けた。

2.2 テストセクションの概要

Fig.2.3 にテストセクション概略図、Fig.2.4 にテストセクション断面図を示す。テストセクションはFig.2.3 及びFig.2.4 に示すように流路幅 50 mm、流路ギャップ 18 mm、流路長さ 750 mm の垂直矩形流路である。テストセクションに取付けた 2 枚の発熱体は、材質インコネル 600 で、幅 40 mm、厚さ 1 mm、長さ 750 mm のものである。

発熱体の絶縁体側表面には、流路側表面温度測定用の熱電対を取付けた。熱電対は、シース材質 NCF 600、シース外径 ϕ 0.5 mm、非接地型の K 熱電対である。Fig.2.5 及び Fig.2.6 に、上昇流及び下向流の場合の熱電対配置図を示す。図中に示した数値は、加熱始点からの距離を示したものである。

流路両側面には観察用窓を設け、実験中に発熱体表面及び流路の状況を観察できる構造とした。流路の長手方向には圧力計（測定レンジ $0 \sim 0.5 \text{ kg/cm}^2$ ）を3カ所取付けた。

テストセクションの上部及び下部には、それぞれプレナムを設けた。上・下プレナムには冷却水温度測定のために各1点、プレナム入口の配管に各1点の計4点に熱電対を取付けた。また、テストセクション出入口の圧力を測定するために圧力計（測定レンジ $76 \text{ cm Hg} \sim 2 \text{ kg/cm}^2$ ）を取付けた。

2.3 実験パラメータ

本実験における主要な実験パラメータは、強制対流の流れの向き、発熱体表面熱流束及び冷却材流速である。主要な計測項目は、発熱体表面温度、テストセクション出入口水温、冷却材流量、発熱体の出力及び流路内の圧力である。Table 2.1 に本実験の実験条件を主要な実験パラメータとともに示す。

実験データの測定は、定常状態となったことを確認した後に行った。定常状態の確認は、任意の熱電対の出力をペンレコーダに記録してその変化により行うとともに、測定している全てのデータを、パーソナルコンピュータのディスプレイに随時表示し、特に発熱体表面温度については、流路長手方向の温度分布図の形で表示することによりその変化を観察して行った。

Table 2.1 Experimental Condition

| | |
|------------------------|--|
| Flow channel dimension | 750 mm(length) x 50 mm(width) x 18 mm(gap) |
| Heater dimension | 750 mm(length) x 40 mm(width) x 1 mm(thickness) |
| Coolant | Water |
| Pressure | 1.2×10^5 Pa |
| Flow direction | Upflow and Downflow (forced-convection) |
| Mass flux | $4.6 \sim 554 \text{ kg/m}^2\text{s}$ |
| Heat flux | $3.40 \times 10^3 \sim 1.21 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ |
| Inlet temperature | 292~320 K |

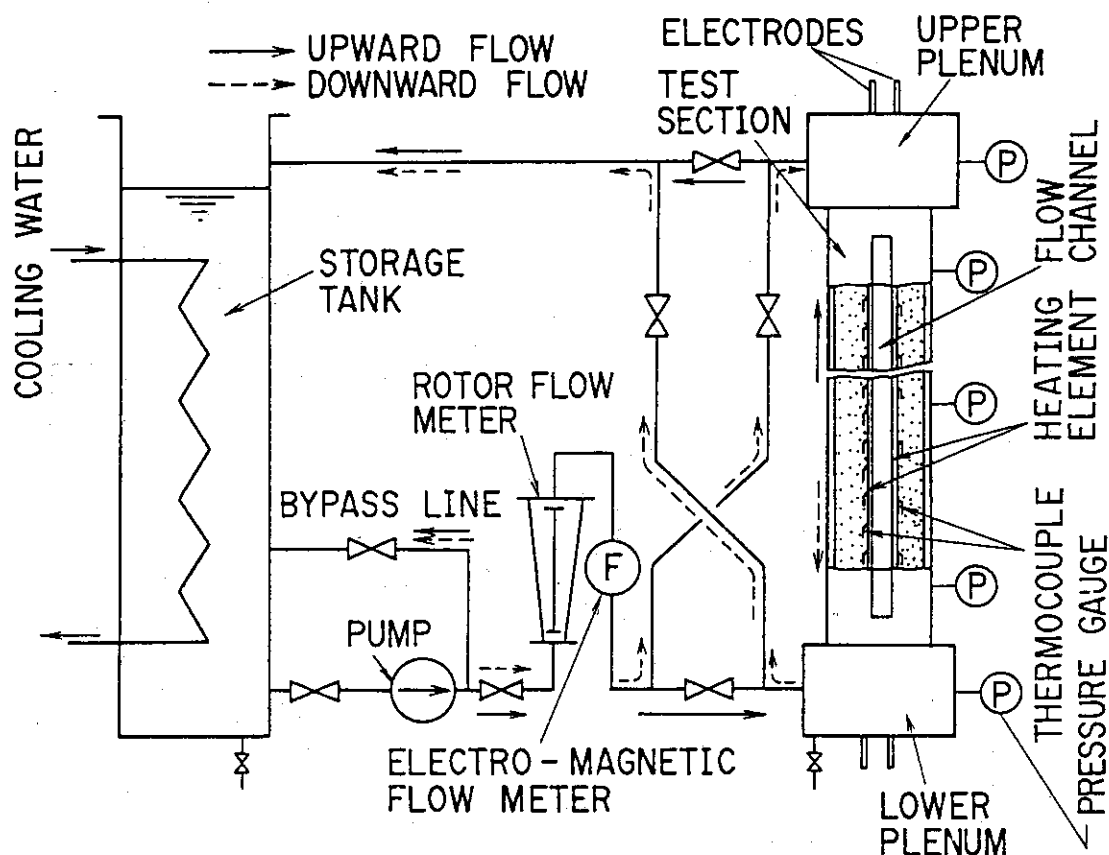
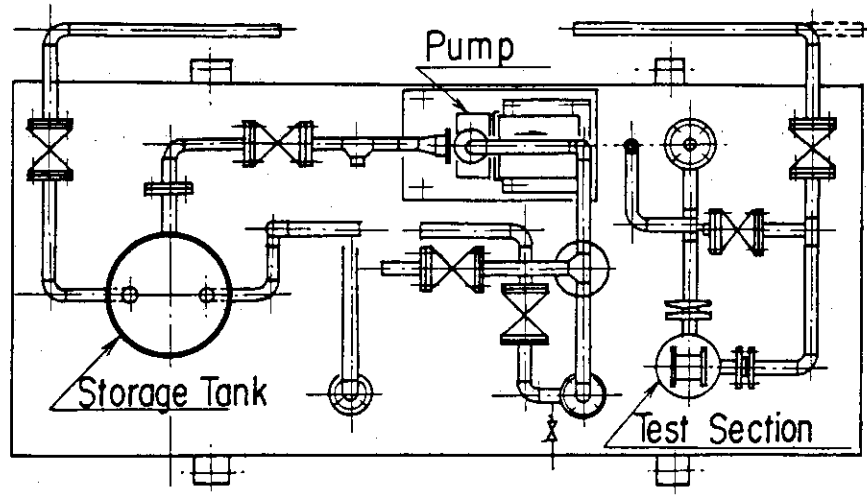


Fig. 2.1 Schematic diagram of test rig.



View from A-A

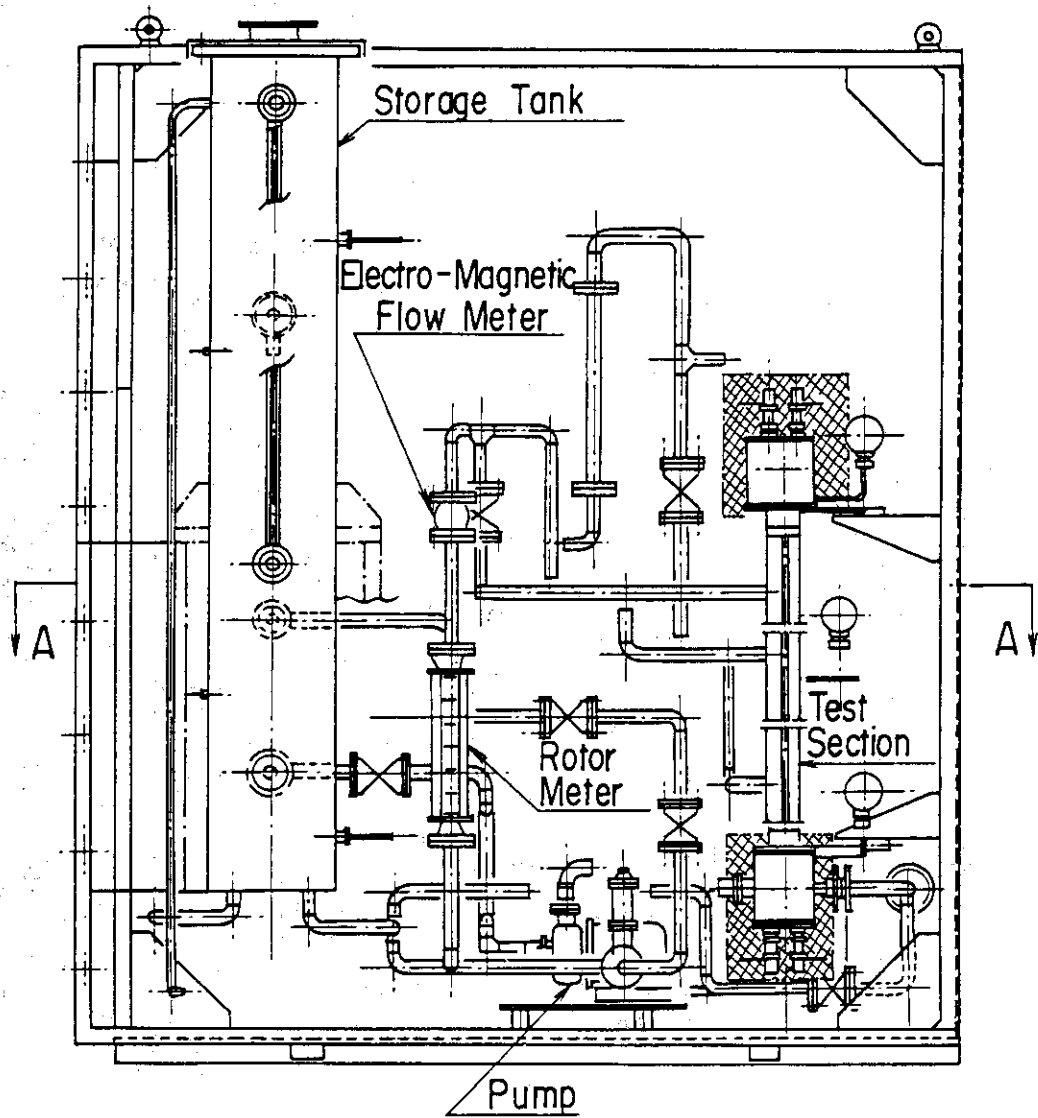


Fig. 2.2 Overview of test rig.

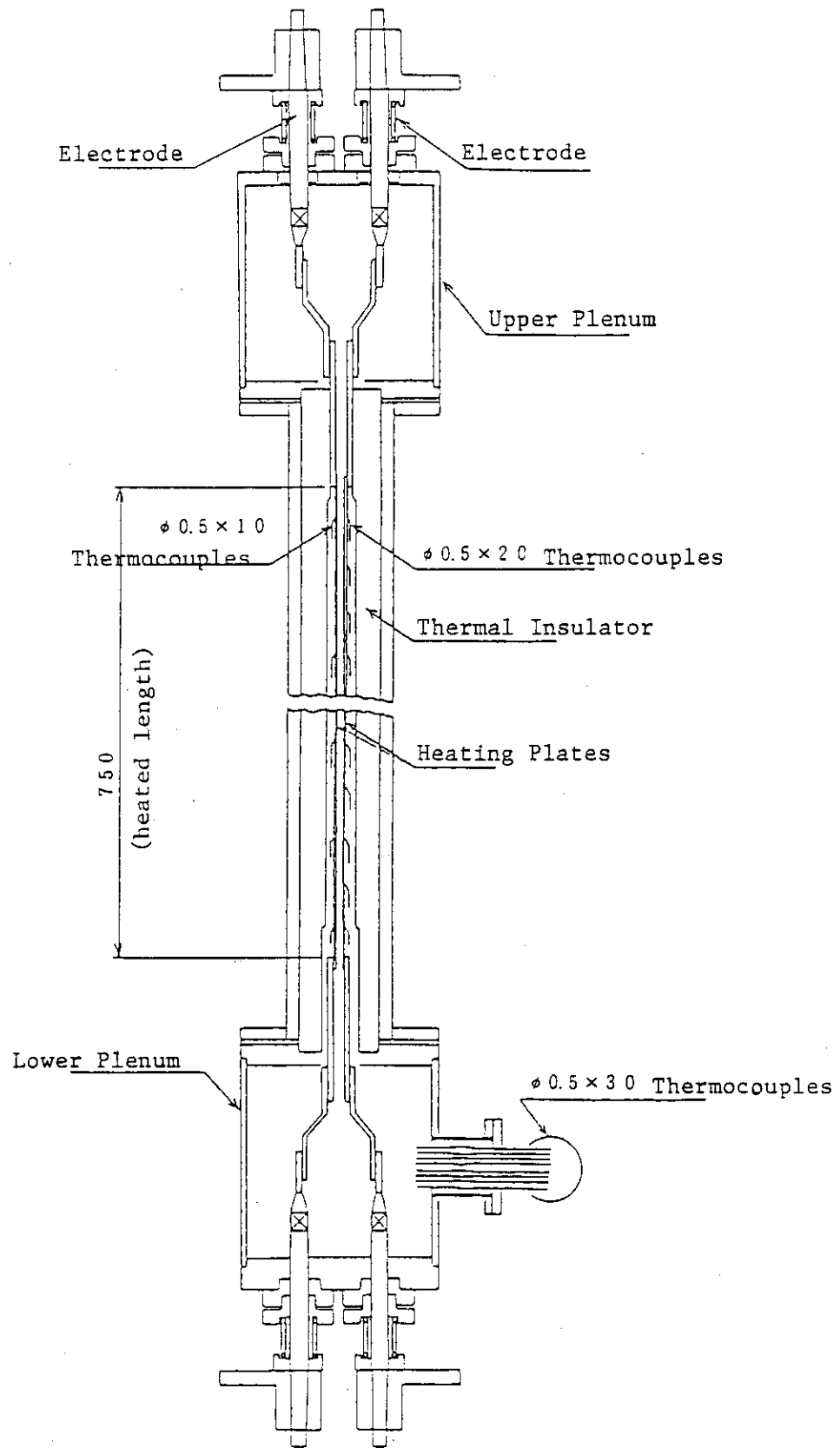


Fig. 2.3 Schematic diagram of test section.

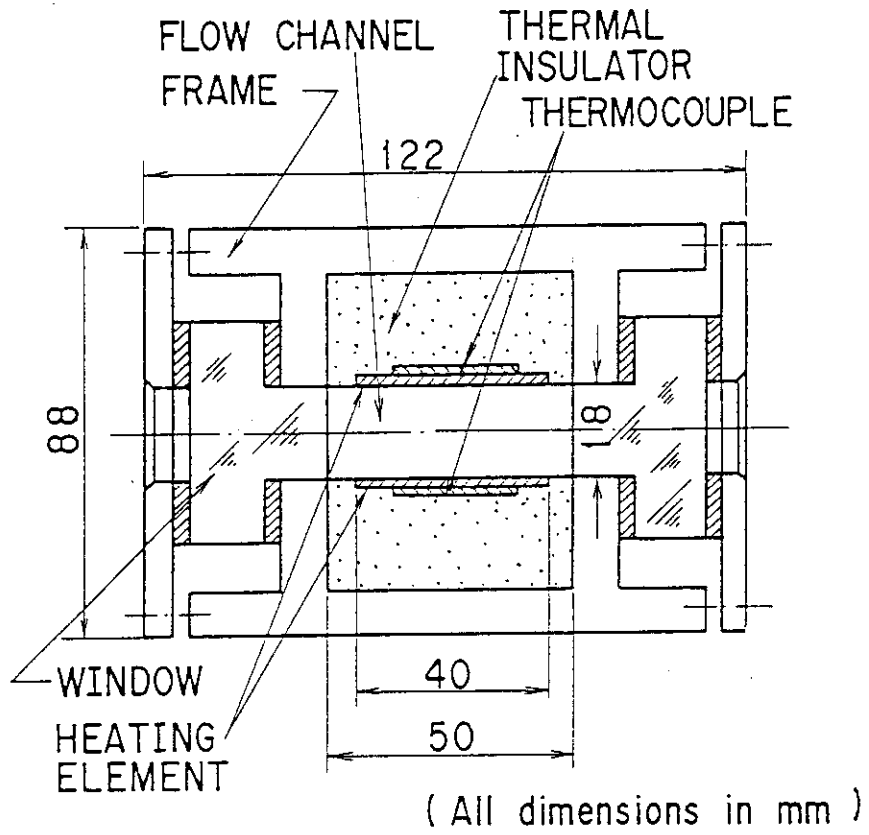


Fig. 2.4 Cross section of test section.

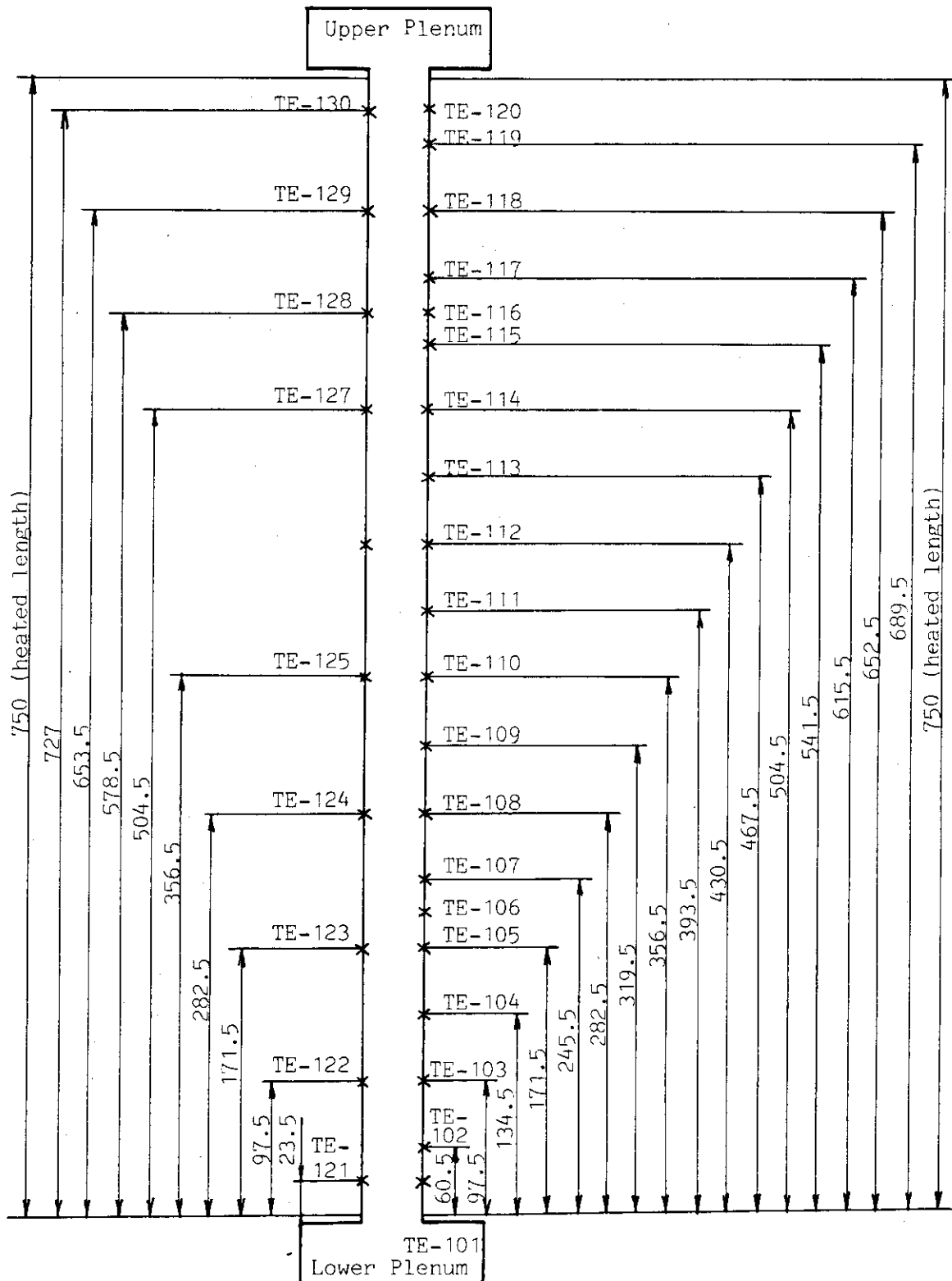


Fig. 2.5 Locations of thermocouples for test section. (Upflow)

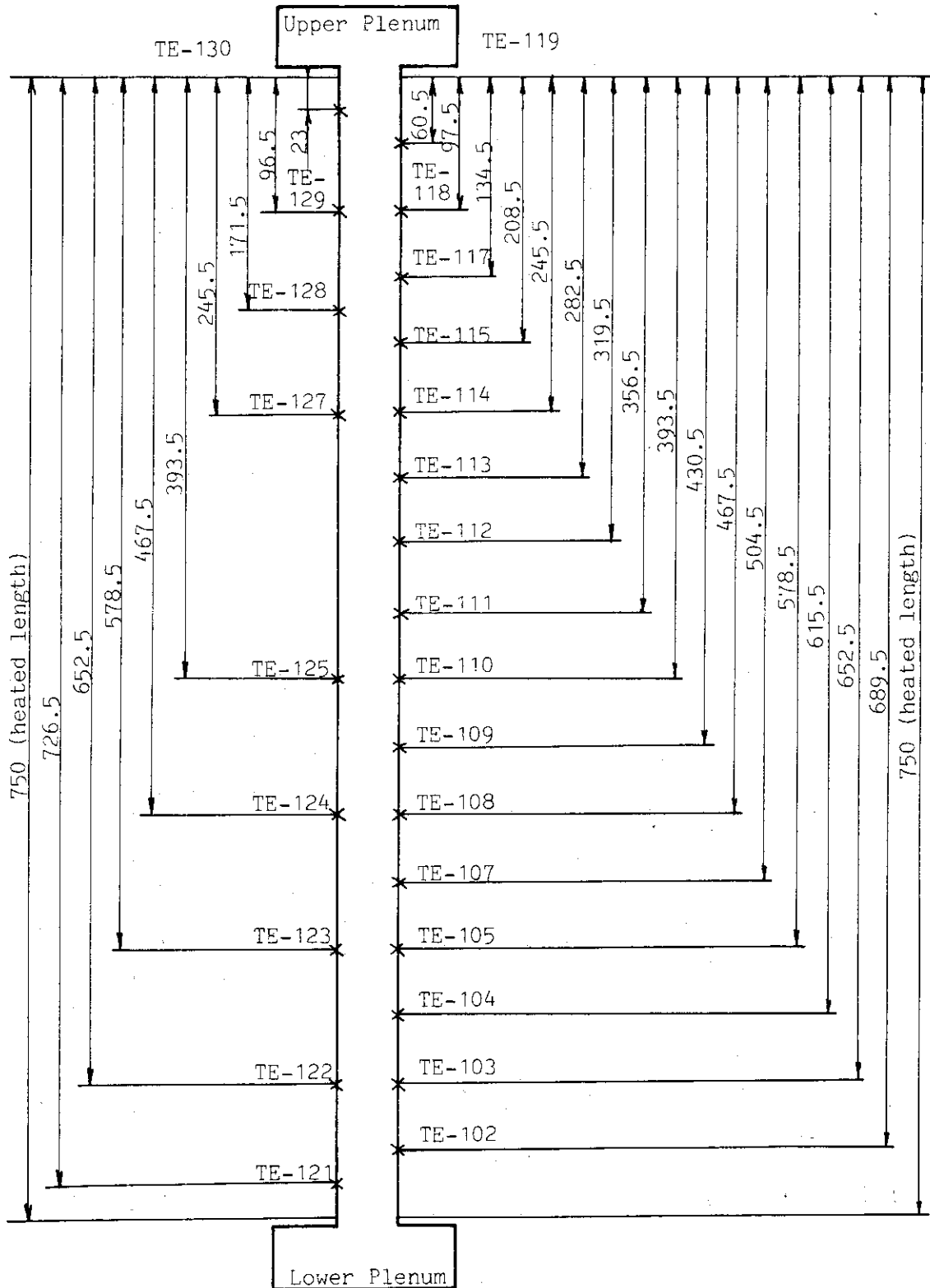


Fig. 2.6 Locations of thermocouples for test section. (Downflow)

3. 実験結果と検討

3.1 諸数値の算出

測定したデータを整理するに際して、熱流束、熱伝達係数等を求めるのに重要となる発熱体の出力チェックを行った。発熱体の出力チェックについては、すでに報告⁽⁴⁾しているが、本実験においても流量とテストセクション出入口温度差から計算した出力 Q_1 と発熱体を加熱した際の電流・電圧から求めた Q_2 とを比較した。

$$Q_1 = \frac{\Delta T_b \cdot \rho \cdot C_p \cdot W}{60 \times 1000} \quad (\text{kW})$$

ここで、

Q_1 : 流量と出入口温度差から求めた出力 (kW)

$$\Delta T_b = T_{out} - T_{in} \quad (\text{K})$$

T_{in} : テストセクション入口プレナム部の水温 (K)

T_{out} : テストセクション出口プレナム部の水温 (K)

ρ : 密度 (kg/m^3)
 C_p : 定圧比熱 ($\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)
 W : 定 量 (ℓ/min)

} $\frac{T_{in} + T_{out}}{2}$ での値

$$Q_2 = (Q_{21} + Q_{22}) / 1000 \\ = (I_1 \cdot V_1 + I_2 \cdot V_2) / 1000 \quad (\text{kW})$$

ここで、

I_i : 発熱体 i の電流 (A)

V_i : 発熱体 i の電圧 (V)

i : 発熱体No ($i = 1, 2$)

Q_1 と Q_2 を比較した結果、加熱量が小さいと Q_1 と Q_2 との差は大きくなる傾向があるものの、その違いは5%程度でよい一致を示した。よって、本実験のデータ整理においても今までの実験⁽⁴⁾と同様に発熱体の出力として Q_2 を用いる。

以下に、本実験のデータ整理に用いた主要な値、無次元数等について示す。

(1) バルク水上昇温度

$$\Delta T_b = \frac{Q_2 \times 60 \times 1000}{\rho \cdot C_p \cdot W} \quad (\text{K})$$

(2) 各表面温度測定位置におけるバルク水温

$$T_b = T_{in} + \frac{x \cdot \Delta T_b}{\ell} \quad (\text{K})$$

ここで

x : 流路入口から測定位置までの距離 (m)

ℓ : 流路長さ (= 0.75 m) (m)

(3) 冷却材流速

$$v = \frac{W}{A \times 60 \times 1000} \quad (\text{m/s})$$

ここで,

v : 冷却材流速 (m/s)

A : 流路断面積 (m²)

$$(\text{=} 18.0 \times 10^{-3} \times 50.0 \times 10^{-3} = 9.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2)$$

(4) 熱流束

$$q_i = \frac{Q_{2i} \times 1000}{A_H} \quad (\text{W/m}^2)$$

ここで,

q_i : 発熱体 i の表面熱流速 (W/m²)

A_H : 加熱面積 (m²)

$$(\text{=} 0.75 \times 40.0 \times 10^{-3} = 0.03 \text{ m}^2)$$

(5) 発熱体流路側表面温度

発熱体表面温度測定用熱電対は、発熱体の絶縁体側表面に取付けてあるため流路側の表面温度は以下の式を用いて算出する。

$$T_w = T_{wo} - \frac{\dot{q}_i \cdot s^2}{2 \cdot K_{in}}$$

ここで,

$$\dot{q}_i = \frac{Q_{2i} \times 1000}{w \cdot s \cdot \ell} \quad (\text{W/m}^3)$$

s : 発熱体厚さ (= 1.0×10^{-3} m) (m)

w : 発熱体幅 (= 40.0×10^{-3} m) (m)

K_{in} : インコネル 600 の熱伝導率^{*} (W/(m·k))

$$T_{wo} < 366.45 \text{ K}$$

$$K_{in} = \{ 0.01039 \times (T_{wo} - 273.15) + 12.511 \} \times 1.163$$

*) 実験に用いたインコネル 600 ミルシートの物性値表より求めた。

$$T_{w0} \geq 366.45 \text{ K}$$

$$K_{i0} = \{ 0.01332 \times (T_{w0} - 273.15) + 12.277 \} \times 1.163$$

T_{w0} : 発熱体絶縁体側表面温度 (K)

T_w : 発熱体流路側表面温度 (K)

(6) 熱伝達率

$$h_i = \frac{q_i}{T_w - T_b} \quad (\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}))$$

(7) Reynolds 数

$$\text{Re} = \frac{v \cdot \text{De}}{\nu_b}$$

$$\text{Re}_{,x} = \frac{v \cdot x}{\nu_b}$$

ここで、

ν_b : 動粘性係数 (m^2 / s)

De : 等価水力直径 (m)

(8) Nusselt 数

$$\text{Nu} = \frac{h_i \cdot \text{De}}{\lambda}$$

$$\text{Nu}_{,x} = \frac{h_i \cdot x}{\lambda}$$

λ : 熱伝導率 ($\text{W} / (\text{m} \cdot \text{K})$)

(9) Grashof 数

$$\text{Gr} = \frac{\text{De}^3 \cdot g \cdot \beta \cdot (T_w - T_b)}{\nu_b^2}$$

$$\text{Gr}_{,x} = \frac{x^3 \cdot g \cdot \beta \cdot (T_w - T_b)}{\nu_b^2}$$

g : 重力加速度 (m / s^2)

β : 膨張率 ($1 / \text{K}$)

(10) Graetz 数

$$Gz = \frac{Re \cdot Pr}{(x/De)}$$

Pr : プラントル数

(11) Rayleigh 数

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

$$Ra_x = Gr_x \cdot Pr$$

(12) 修正 Rayleigh 数

$$Ra_x^* = Gr_x \cdot Nu_x \cdot Pr$$

以上により求めた数値を基に、本実験では局所熱伝達率を評価した。なお、物性値についてはバルク水温 T_b を基準に求めた。ただし、密度 ρ 及び比熱 C_p についてはテストセクションの出入口水温の平均値 $((T_{in} + T_{out})/2)$ を基準に求めた。

3.2 実験データ整理方法の検討

強制対流と自然対流とが共存する共存対流領域の熱伝達率及び共存対流となる領域を明確にするため、まず、従来行った整理方法⁽⁴⁾により実験データを整理した。

Fig. 3.1に強制対流が上昇流の場合の実験データのうち、強制対流層流域に属するものを縦軸に Nu 、横軸に $2/Gz$ をとり、Hwang 等⁽⁵⁾の理論解とともに示す。Hwang 等の理論解は、対向する2平板間の強制対流層流を扱ったもので、そこでの熱伝達率が速度境界層の発達による主流の加速により促進される点を考慮したものである。Fig. 3.1から本実験データはHwang 等の理論解に比べ熱伝達率が大きくなっていることがわかる。この点については、Hwang 等の理論解では浮力の効果が含まれていないことを考えると浮力の効果によるものであることが推察される。以前に行った流路ギャップ 2.25 mm の場合の実験⁽⁴⁾では、強制対流層流域のデータはHwang 等の理論解とよい一致を示した。これは、本実験において流路ギャップ 18 mm の流路を用いたため、流路ギャップ 2.25 mm の場合に比べ同一の Re 数では主流の加速による効果に対して相対的に浮力の効果が大きくなったものと考えられる。また、Fig. 3.2は強制対流が下向流の場合を示したものであるが、実験データが示す傾向は上昇流の場合と同様である。

以上から、本実験における強制対流層流域のデータの熱伝達率は主流の加速により熱伝達が促進される点を考慮したHwang 等の理論解よりもさらに上回ることを、また、横軸にとった $2/Gz = 2x/De \cdot 1/(Re \cdot Pr)$ は流路入口からの距離による影響を考慮しているが Re 数の関数となっており、層流域では Re 数のみの関数では一義的に熱伝達率は特定できないことが理解できる。

Fig. 3.3に本実験における強制対流層流域のデータについて、縦軸に実験で得られた Nu 数 (Nu) と Hwang 等の理論解による Nu 数 ($Nu_{0,l}$) との比 $Nu/Nu_{0,l}$ 、横軸に浮力の効果を現

わす Gr 数を取り，強制対流が上昇流の場合について Re 数をパラメータとして示す。この図は，強制対流層流域において浮力の効果が熱伝達に及ぼす影響の規則性を調べるために示したものである。しかし，この図からは，Gr 数（浮力の効果または自然対流の効果）が大きくなると熱伝達率が大きくなる，あるいは Re 数（強制対流の効果）が大きくなると熱伝達率が低下するというような系統的な傾向はみられない。また，Fig. 3.4 に示した強制対流が下向流の場合においても上昇流の場合と同様に系統的な傾向はみられない。

以上 Fig. 3.3 及び Fig. 3.4 から，層流域では横軸に Gr 数をとっただけでは，実験データがよく整理できないことが理解できる。

Fig. 3.5 に本実験における強制対流乱流域の代表的なデータについて，縦軸に実験で得られた Nu 数 (Nu) と強制対流乱流熱伝達に関する次式から求めた Nu 数 (Nu_{0,t}) との比 Nu/Nu_{0,t}，横軸に Gr 数を取り，強制対流が上昇流の場合について示す。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (\text{Dittus - Boelter})^{(9)}$$

図に示したデータは Gr 数の影響をみるために Re 数がほぼ等しく熱流束を変化させた場合のものを示した。これらシンボルが異なるそれぞれのデータは，1 回の実験により得られたものである。図に示すように，これらのデータは Gr 数が増加すると Nu 数が減少する傾向を示すが，これは本実験で用いた垂直矩形流路の長径比 L/De が 28.3 と小さく，流れが発達中であるためである。発達中の流れにおいては，Nu 数は Re 数，Gr 数及び流路入口からの距離 x の関数となる。先に述べたように Fig. 3.5 に示したデータは Re 数がほぼ等しいので， x が一定のデータを比較すれば Gr 数の影響を明らかにすることができる。そこで Fig. 3.5 では流路入口からの距離が等しいデータを一部のデータについて実線で結んで示した。図から，乱流域では Gr 数の違いによる熱伝達率の違いは特にみられず浮力による影響はほとんどないことが理解できる。また，データは流路入口からの距離 x の影響を受けているが，流れが発達した流路出口付近では Dittus - Boelter の式でほぼ熱伝達率を評価できる。Fig. 3.6 に示した強制対流が下向流の場合も上昇流と同様である。

以上のように，強制対流層流域及び乱流域の代表的な実験データを著者等が従来から用いてきた方法により整理した結果から，共存対流場における熱伝達特性及び共存対流となる範囲を明らかにしていくためには以下に示す点を考慮する必要があると考えられる。

- ・浮力の効果を明らかにするためには，Gr 数あるいは Re 数だけをパラメータとして考えるのではなく，例えば Gr 数と Re 数との比，つまり自然対流と強制対流の効果を表わすような無次元数を用いる。これは，共存対流を把握していく上で重要である。共存対流とは，強制対流に自然対流の影響（浮力の影響），あるいは自然対流に強制対流の影響が現われることにより熱伝達率が強制対流あるいは自然対流の場合の熱伝達率に比べ変化が現われる対流場であると考えられるためである。

なお，以上の他にも共存対流の領域を把握していくうえでは，強制対流側からの評価だけでなく自然対流側からも実験データを評価することも重要である。

3.3 実験結果と検討

共存対流領域及びその領域での熱伝達特性を明らかにするために、本実験結果の検討に用いた熱伝達相関式^{(6),(7),(8)}を以下に示す。以下の式は、第3.2節で述べたように強制対流側からの検討だけではなく自然対流側からも検討することを考慮したものであり、各式で用いている無次元数の代表長さは、いずれも流路入口からの距離 x である。

$$\text{Nu}_{,x} = 0.0296 \cdot \text{Re}_{,x}^{0.8} \cdot \text{Pr} / \left\{ 1 + 1.54 \cdot \text{Pr}^{-\frac{1}{4}} \cdot \text{Re}_{,x}^{-0.1} \cdot (\text{Pr} - 1) \right\}^{(6)} \quad (1)$$

(強制対流乱流, $\text{Re}_{,x} > 10^4$)

$$\text{Nu}_{,x} = 0.458 \cdot \text{Re}_{,x}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (6) \quad (2)$$

(強制対流層流, $\text{Re}_{,x} > 10^4$)

$$\text{Nu}_{,x} = 0.568 \cdot \text{Ra}_{,x}^{0.22} \quad (7) \quad (3)$$

(自然対流乱流, $\text{Ra}_{,x} > 10^{13}$)

$$\text{Nu}_{,x} = 0.587 \cdot \text{Ra}_{,x}^{0.2} \quad (8) \quad (4)$$

(自然対流層流, $\text{Ra}_{,x} < 10^{13}$)

3.3.1 代表的な発熱体表面温度分布

Fig. 3.7(a)~(d)に本実験での代表的な発熱体の表面温度分布をバルク水温とともに示す。図中横軸は流路入口からの距離 x 、縦軸は温度であり、 T_b はバルク水温を、 T_w は発熱体の流路側表面温度を示す。これらの図のうち(a)及び(c)は強制対流が上昇流の場合、(b)及び(d)は下向流の場合である。さらに、(a)及び(b)、(c)及び(d)はそれぞれ流速及び熱流束が同一条件の温度分布を比較して示したものである。図中表面温度 T_w が2つ示してあるのは、対向して取付けた2体の発熱体のものをそれぞれ示したものである。これらの図に示すように、2体の発熱体表面温度はほぼよい一致を示す。さらに、Fig. 3.7(a)及び(b)に示す冷却材流速 0.019 m/s 、発熱体表面熱流束 8330 W/m^2 の場合のように、上昇流と下向流とも同様な温度分布を示す場合と、Fig. 3.7(c)及び(d)に示す冷却材流速 0.005 m/s 、発熱体表面熱流束 8330 W/m^2 の場合のように、明らかに下向流のほうが上昇流に比べ発熱体の表面温度が高くなる場合がある。

3.3.2 $\text{Nu}_{,x}$ vs. $\text{Re}_{,x}$ (冷却材流速をパラメータとした場合)

Fig. 3.8(a)~(c)に強制対流が上昇流の場合の実験データを横軸に $\text{Re}_{,x}$ 、縦軸に $\text{Nu}_{,x}$ をとり、先に示した強制対流の熱伝達相関式(1)及び(2)とともに示す。これらの図は、それぞれ熱流束を一定とし、流速をパラメータとしたものである。本実験データの Pr 数はおよそ3~6の範囲であるが、図中の(1)及び(2)式はいずれも $\text{Pr} = 6$ の場合を示した。

これらの図から、実験データは冷却材流速が 0.556 m/s の場合のように比較的速い場合には、各熱流束の場合とも平板に沿う強制対流の式によく一致するが、流速が低下するに従って強制対流の式で表わされる熱伝達率よりも高くなっていくことがわかる。これは、冷却材流速が低下す

るに従って浮力の効果により熱伝達が強制対流乱流に比べ促進されるものと考えられる。

Fig. 3.9(a)~(c)に強制対流が下向流の場合について、上昇流の場合と同様に示す。下向流についても、実験データが示す傾向は上昇流の場合と同様である。

3.3.3 Nu_x vs. Ra_x^* (冷却材流速をパラメータとした場合)

Fig. 3.10(a)~(c)に強制対流が上昇流の場合の実験データについて、横軸に Ra_x^* 、縦軸に Nu_x をとり自然対流の熱伝達相関式(3)及び(4)とともに示す。これらの図は、それぞれ発熱体表面熱流束を一定とし、冷却材流速をパラメータとしたものである。なお(a)及び(b)については、それぞれ $0.005 \sim 0.056 \text{ m/s}$ 、 $0.056 \sim 0.556 \text{ m/s}$ 及び $0.005 \sim 0.046 \text{ m/s}$ 、 $0.046 \sim 0.556 \text{ m/s}$ に分けて示してある。

これらの図から、本実験データは冷却材流速が非常に低い場合には各熱流束の場合とも平板に沿う自然対流の式によく一致するが、冷却材流速が速くなるに従って自然対流の式で表わされる熱伝達率よりも高くなっていくことがわかる。これは、強制対流の効果によるものである。また、冷却材流速が 0.056 m/s 以下の場合について詳しくみると、冷却材流速が速くなるに従って熱伝達率が低下していく傾向が見られる。これについては、誤差の範囲であるのか、あるいは明らかにこのような傾向があるのかは今後の実験によりさらに検討していく必要があるが、ここでは結果のみを報告しておく。

Fig. 3.11(a)~(c)に強制対流が下向流の場合について、上昇流の場合と同様に整理したものを示す。強制対流が下向流の場合には、冷却材流速が $0.004 \sim 0.556 \text{ m/s}$ の全ての範囲にわたって、冷却材流速が速くなるに従って熱伝達率が高くなっていく。また、流速が比較的速い場合には、上昇流の場合と同様に自然対流の式で表わされる熱伝達率よりも高くなっている。

以上 Fig. 3.8(a)~(c)~ Fig. 3.11(a)~(c)まで、それぞれ強制対流が上昇流及び下向流の場合について、強制対流あるいは自然対流の熱伝達相関式と本実験データを、冷却材流速をパラメータとして比較した。その結果、上昇流、下向流ともに冷却材流速が比較的速い場合(約 0.1 m/s 以上)では、平板に沿う強制対流の式によく一致し、冷却材流速が低下するに従って強制対流の式から離れ、冷却材流速が非常に低い場合(約 0.05 m/s 以下)では平板に沿う自然対流の式によく一致することが明らかとなった。つまり、本実験データは対向する2体の発熱体による両面加熱の比較的狭い矩形流路における実験により得られたものであるにもかかわらず、上昇流、下向流とも本実験範囲において冷却材流速が比較的速い場合及び冷却材流速が非常に低い場合には、それぞれ従来用いられてきた平板に沿う強制対流及び自然対流の熱伝達相関式で評価できる。

3.3.4 Nu_x vs. Re_x (Ra_x^* をパラメータとした場合)

Fig. 3.12 及び Fig. 3.13 に横軸に Re_x 、縦軸に Nu_x をとり Ra_x^* をパラメータとして、強制対流が上昇流と下向流の場合についてそれぞれ示す。これらの図は、強制対流から自然対流へ移行していく様子を示したものである。図中斜線で示した Nu_x の範囲は、 Re_x によらず Ra_x^* により(3)式で与えられる自然対流乱流の場合の Nu_x であり、図中に示した記号のそれ

ぞれの Ra_x に対応している。これらの図から、上昇流、下向流ともに Re_x を増加させると Nu_x は(1)式に漸近していき、逆に Re_x を減少させていくとそれぞれの Ra_x^* に対応する(3)式で与えられる Nu_x に近づいていくことがわかる。さらに、強制対流から自然対流に移行する過程において強制対流または自然対流のどちらとも言えない部分があることがわかる。

3.3.5 Nu_x vs. Ra_x^* (Re_x をパラメータとした場合)

Fig. 3.14 及び Fig. 3.15 に横軸に Ra_x^* 、縦軸に Nu_x をとり Re_x をパラメータとして、強制対流が上昇流と下向流の場合についてそれぞれ示す。これらの図は、先に示した図とは逆に自然対流から強制対流へ移行していく様子を示したものである。図中斜線で示した Nu_x の範囲は、 $Pr = 6$ の場合の(1)式で与えられる強制対流乱流の場合の Nu_x で、図中に示した記号のそれぞれの Re_x に対応している。これらの図から、上昇流、下向流ともに Ra_x^* が小さくなるとそれぞれの Re_x に対応する(1)式で与えられる Nu_x に近づいていくことがわかる。

以上 Fig. 3.12 ~ Fig. 3.15 まで、強制対流から自然対流へ、あるいは自然対流から強制対流への移行についてそれぞれ強制対流または自然対流を基準に示した。これらの図から、強制対流及び自然対流のいずれでもない中間領域が存在していることがわかった。これが共存対流の領域である。

そこで、共存対流の領域と共存対流領域の熱伝達特性とを明らかにするために次に示す整理方法を試みた。

3.3.6 $Nu_x / Nu_{x,f,t}$ vs. $Gr_x / (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$

Fig. 3.16 及び Fig. 3.17 にそれぞれ上昇流及び下向流の実験データを Jackson and Fewster⁽¹⁾ の整理方法を参考に、横軸に浮力あるいは自然対流の効果 (Gr_x) と強制対流の効果 ($Re_x \cdot Pr$) との比 $Gr_x / (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ をとり、縦軸には実験により得られた Nu_x を(1)式で示す強制対流乱流の $Nu_x (= Nu_{x,f,t})$ で規格化したものをもって示す。これらの図は、実験データを純粋な強制対流と比較することにより、共存対流がどのような条件のもとで現われてくるのかを強制対流側から調べるために示したものである。

Jackson 等は、流体として水を用い、圧力 1 atm のもとで行った下向流の垂直円管流路での対流熱伝達実験結果に基づき、共存対流領域での熱伝達相関式として次式を提案した。

$$\frac{Nu}{Nu_{f,t}} = \left\{ 1 + 4500 \cdot \left(\frac{Gr}{Re^{21/8} \cdot Pr^{1/2}} \right) \right\}^{0.3}$$

$Nu_{f,t}$ は、十分発達した強制対流乱流熱伝達相関式で与えられる Nu 数であり Jackson 等は、次に示す Petukhov - Kirrilov の式⁽¹⁾を用いた。

$$Nu = (f/2) \cdot Re \cdot Pr / \{ 1.07 + 12.7 \sqrt{f/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1) \}$$

$$f = (3.64 \cdot \log Re - 3.28)^{-2}$$

Jackson 等が提案した式は、強制対流領域、共存対流領域及び自然対流領域にわたって熱

伝達率を評価できる。

本実験では、実験データを整理するにあたり実験に用いた流路の L/De が 28.3 と小さく流れが発達中であるため、比較・検討に用いた熱伝達相関式の中での無次元数の代表長さとして流路入口からの距離 x を用いたものを採用している。このため、本実験では Jackson 等の整理方法を参考に、Jackson 等が提案した式を修正した次に示す(5)式を提案した。(5)式は Fig. 3.16 及び Fig. 3.17 に示すように、狭い垂直矩形流路を用いて得られた本実験データとよい一致を示している。また、これらの図からは、強制対流が上昇流と下向流の場合との熱伝達率には、 $Gr_{,x}/(Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 10^0 よりも大きな部分で下向流のほうが上昇流に比べ熱伝達率が低下している点を除けば有意な差はみられない。

$$\frac{Nu_{,x}}{Nu_{,x,t}} = \left\{ 1 + 4500 \cdot \left(\frac{Gr_{,x}}{Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2}} \right) \right\}^{0.3} \quad (5)$$

$Nu_{,x,t}$: (1)式

さらに、上昇流及び下向流の場合ともに(5)式において強制対流乱流の(1)式に対して 25% 熱伝達が増加した場合に強制対流に自然対流の効果が現われたものと考え、その際の $Gr_{,x}/(Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ の値は 2.5×10^{-4} であり、 $Gr_{,x}/(Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 2.5×10^{-4} よりも小さい場合には強制対流による熱伝達が支配的となっていることがわかる。本実験では、この領域を強制対流が支配的な領域と定義する。一方、 $Gr_{,x}/(Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 2.5×10^{-4} よりも大きくなると $Nu_{,x}/Nu_{,x,t}$ は、しだいに大きくなっていき自然対流の効果が現われてくる。つまり、共存対流へ移行したことを示している。換言すれば、 $Re_{,x}$ が減少するかまたは $Gr_{,x}$ が増加することにより $Gr_{,x}/(Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 2.5×10^{-4} を越えると浮力の効果が顕著になり、熱伝達が純粋な強制対流によるものから共存対流によるものに移行するということである。

3.3.7 $Nu_{,x}/Nu_{,x,t}$ vs. $Gr_{,x}/(Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$

Fig. 3.18 及び Fig. 3.19 にそれぞれ上昇流及び下向流の実験データについて、横軸に $Gr_{,x}/(Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ 、縦軸に実験により得られた $Nu_{,x}$ を(3)式で示す自然対流乱流の $Nu_{,x}$ ($=Nu_{,x,t}$) で規格化したものをもって示す。これらの図は Fig. 3.16 及び Fig. 3.17 とは反対に、実験データを純粋な自然対流と比較することにより自然対流側から共存対流を調べるために示したものである。図中に示した式は以下に示す(6)式であり、上昇流及び下向流の本実験データを最もよく表わすように求めたもので、著者らが提案するものである。

$$\frac{Nu_{,x}}{Nu_{,x,t}} = \left\{ 1 + \frac{0.002}{\left(\frac{Gr_{,x}}{Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2}} \right)} \right\}^{0.3} \quad (6)$$

$Nu_{,x,t}$: (3)式

これらの図から、上昇流及び下向流の場合ともに(6)式において自然対流乱流の(3)式に対して

25%熱伝達が増加した場合に自然対流に強制対流の効果が現われたものと考え、その際の $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ の値は 1.8×10^{-3} であり、 $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 1.8×10^{-3} よりも大きい場合には自然対流による熱伝達が増加していることがわかる。本実験では、この領域を自然対流が支配的な領域と定義する。この領域では、上昇流に比べ下向流のほうがデータのばらつきが大きくわずかに熱伝達が増加しており、特に $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 10^0 よりも大きな部分では下向流のほうが熱伝達が増加している。これは、先に 3.3.1 で示した代表的な発熱体表面温度分布において上昇流と下向流とで違いが現われた部分に相当する。一方、 $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 1.8×10^{-3} よりも小さくなると $Nu_{,x} / Nu_{,x,n,t}$ は、しだいに大きくなっていき強制対流の効果が現われてくる。つまり、共存対流へ移行したことを示している。換言すれば、 $Re_{,x}$ が減少するかまたは $Gr_{,x}$ が増加することにより $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 1.8×10^{-3} を越えると、熱伝達が増加対流と自然対流との共存対流によるものから純粋な自然対流によるものに移行するということである。

3.3.8 $Nu_{,x} / Nu_{,x,t}$ vs. $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$

Fig. 3.20 及び Fig. 3.21 に北村等⁽³⁾の方法を参考に上昇流及び下向流の実験データを、横軸に $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$ をとり、縦軸に実験により得られた $Nu_{,x}$ を(1)式で示す強制対流乱流の $Nu_{,x} (= Nu_{,x,t})$ で規格化したものをもって示す。これらの図は、Fig. 3.16 及び Fig. 3.17 で示したものと同一実験データを、横軸の $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ の代りに $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$ を用いて示したものである。この整理方法は北村等が流体として水を用い、圧力がほぼ大気圧の条件のもとで行った上昇流の垂直矩形流路 ($300 \text{ mm} \times 300 \text{ mm}$ (正方形断面) $\times 3.6 \text{ m}$ (長さ)) での実験の際に提案したものである。また、図中に示した式は以下に示す(7)式であり、(5)式と同形であるが $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ の代りに $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$ を用いたものである。この式も、Fig. 3.16 及び Fig. 3.17 に示した(5)式と同様に本実験データとよい

$$\frac{Nu_{,x}}{Nu_{,x,t}} = \left\{ 1 + 4500 \cdot \left(\frac{Gr_{,x}}{Re_{,x}^{2.7}} \right) \right\}^{0.3} \quad (7)$$

$Nu_{,x,t}$: (1)式

一致を示している。また、実験データが示す傾向も Fig. 3.16 及び Fig. 3.17 と同様である。これは、横軸に用いた $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$ が Pr を除いては $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ とほぼ同形であること、及び本実験データでは Pr が 3 ~ 6 の範囲であり Pr の影響があまり大きくない ($Pr^{1/2}$ で考えると 1.7 ~ 2.4 の範囲である) ためであると考えられる。

3.3.9 $Nu_{,x} / Nu_{,x,n,t}$ vs. $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$

Fig. 3.22 及び Fig. 3.23 に上昇流及び下向流の実験データを横軸に $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$ をとり、縦軸に実験により得られた $Nu_{,x}$ を(3)式で示す自然対流乱流の $Nu_{,x} (= Nu_{,x,n,t})$ で規格化したものをもって示す。これらの図は、Fig. 3.18 及び Fig. 3.19 で示したものと同一実験データについて、横軸の $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ の代りに $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$ を用いて

示したものである。図中に示した式は以下に示す(8)式であり、(6)式と同形であるが $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ の代りに $Gr_{,x} / Re_{,x}^{2.7}$ を用いたものである。

$$\frac{Nu_{,x}}{Nu_{,xn,t}} = \left\{ 1 + \frac{0.002}{\left(\frac{Gr_{,x}}{Re_{,x}^{2.7}} \right)} \right\}^{0.3} \quad (8)$$

$Nu_{,xn,t}$: (3)式

(8)式は、Fig. 3.18及びFig. 3.19に示した(6)式と同様に本実験データとよい一致を示している。また、実験データのばらつきには有意な差は見られず、実験データが示す傾向もFig. 3.18及びFig. 3.19と同様である。

以上、北村等が提案した整理方法により、本実験データを整理してみた。これらの結果を、本報で著者らが提案した整理方法と比較してみると、実験流体として水を用いた実験の場合には、Prを考慮するか否かによる影響はほとんどみられずいずれの方法によっても実験データをよく整理することができるものと考えられる。

しかし、本報で著者らが提案した方法はPrについても考慮しており、より一般的である。

3.3.10 共存対流領域及び共存対流領域での熱伝達

以上の検討結果から、共存対流領域ではそれぞれ強制対流及び自然対流の熱伝達に比べ、熱伝達が促進される。本実験では、共存対流領域を強制対流及び自然対流の熱伝達に比べ25%以上促進される部分と定義する。つまり、 $Nu_{,x} / Nu_{,xf,t}$ 及び $Nu_{,x} / Nu_{,xn,t}$ が1.25以上となる部分であり、本実験の場合無次元パラメータ $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ を用いると、強制対流が上昇流・下向流の場合とも以下に示す(9)式の範囲となる。

$$2.5 \times 10^{-4} < \frac{Gr_{,x}}{Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2}} < 1.8 \times 10^{-3} \quad (9)$$

以上の結果をまとめたものをFig.3.24に示す。横軸には今まで示した図と同様に $Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ を、縦軸には $Nu_{,x} / Nu_{,xf,t}$ 及び $Nu_{,x} / Nu_{,xn,t}$ をそれぞれ用いて示した。図中に示した式は(5)及び(6)式であり、合わせて(9)式で示される共存対流の範囲を示した。共存対流領域において図中10%と示してある範囲は、 $Nu_{,x}$ がそれぞれ強制対流乱流及び自然対流乱流の $Nu_{,x}$ に対して10%大きくなった場合を共存対流と定義した場合のものである。この場合の共存対流領域は $8.3 \times 10^{-5} < Gr_{,x} / (Re_{,x}^{21/8} \cdot Pr^{1/2}) < 5.4 \times 10^{-3}$ となる。

共存対流領域の $Nu_{,x}$ は強制対流乱流熱伝達との比とし(5)式により、また、自然対流乱流熱伝達との比として(6)式により表わすことができる。

Fig. 3.25 に本実験結果から得られた共存対流領域を横軸に $Gr_{,x}$ 、縦軸に $Re_{,x}$ をとり本実験の実験範囲とともに示す。図に示した共存対流領域は $Pr = 6$ の場合のものである。図中中央に帯状に示した範囲が共存対流領域であり、その上側が強制対流領域、下側が自然対流領域である。

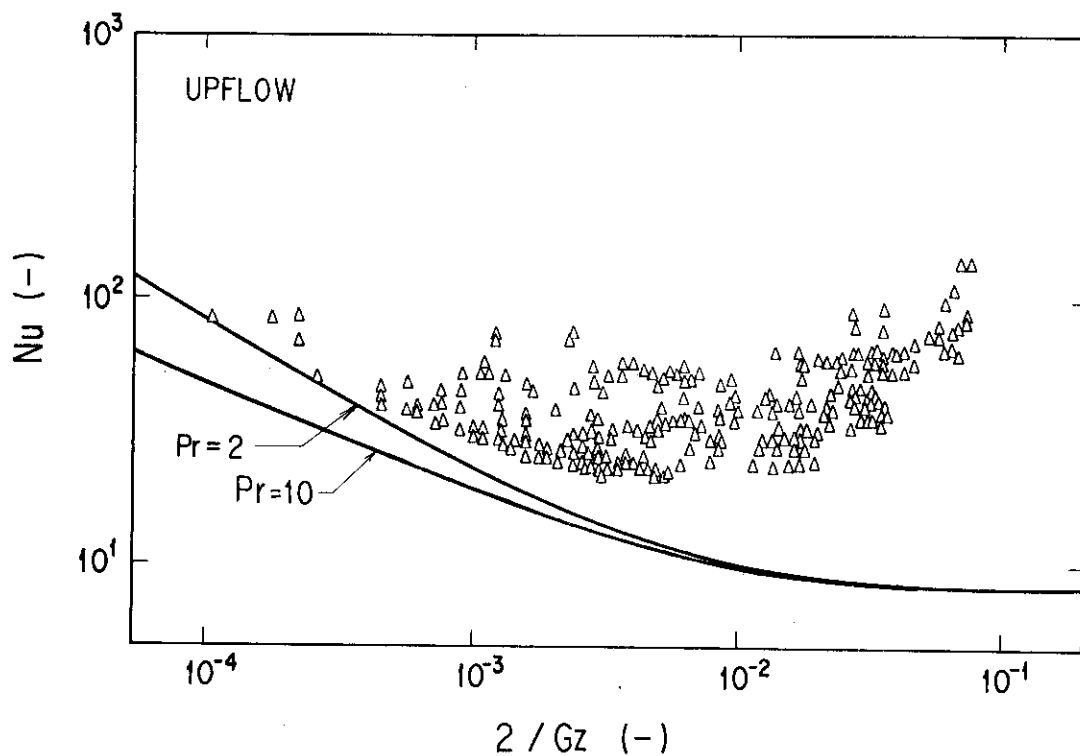


Fig. 3.1 Comparisons of experimental results on Nu for laminar flow with theoretical results of Hwang et al. for rectangular channel heated from both sides. (Upflow)

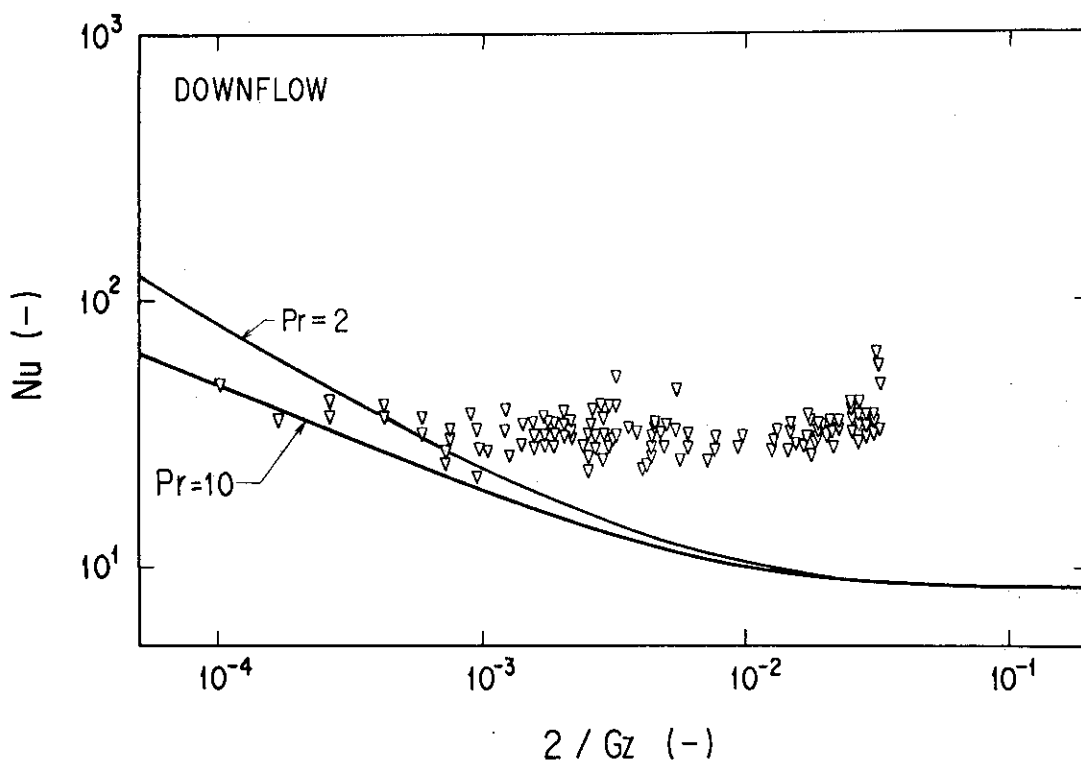


Fig. 3.2 Comparisons of experimental results on Nu for laminar flow with theoretical results of Hwang et al. for rectangular channel heated from both sides. (Downflow)

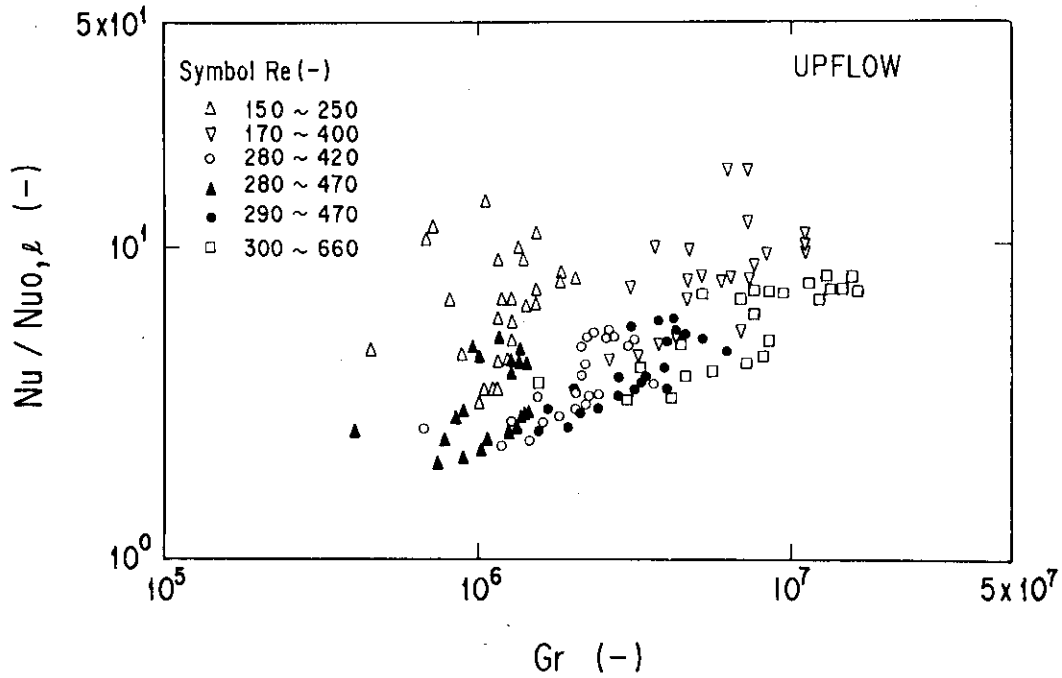


Fig. 3.3 Effects of bouyant force on heat transfer characteristics in laminar upflow for rectangular channel heated from both sides.

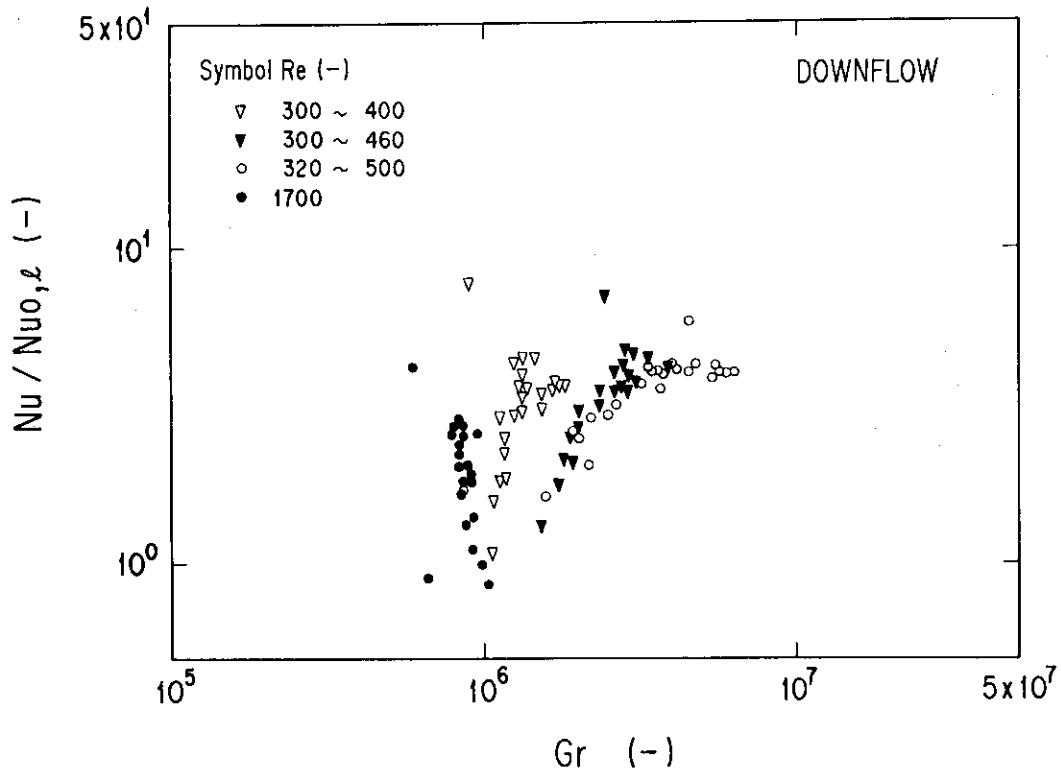


Fig. 3.4 Effects of bouyant force on heat transfer characteristics in laminar downflow for rectangular channel heated from both sides.

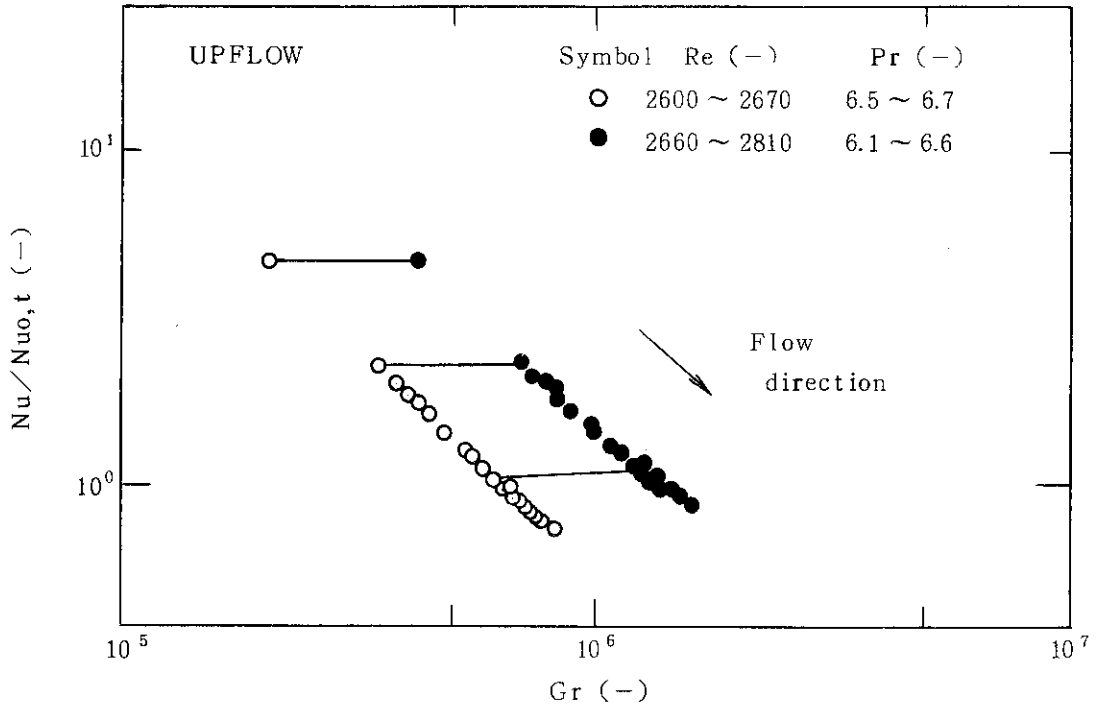


Fig. 3.5 Effects of bouyant force on heat transfer characteristics in turbulent upflow for rectangular channel heated from both sides.

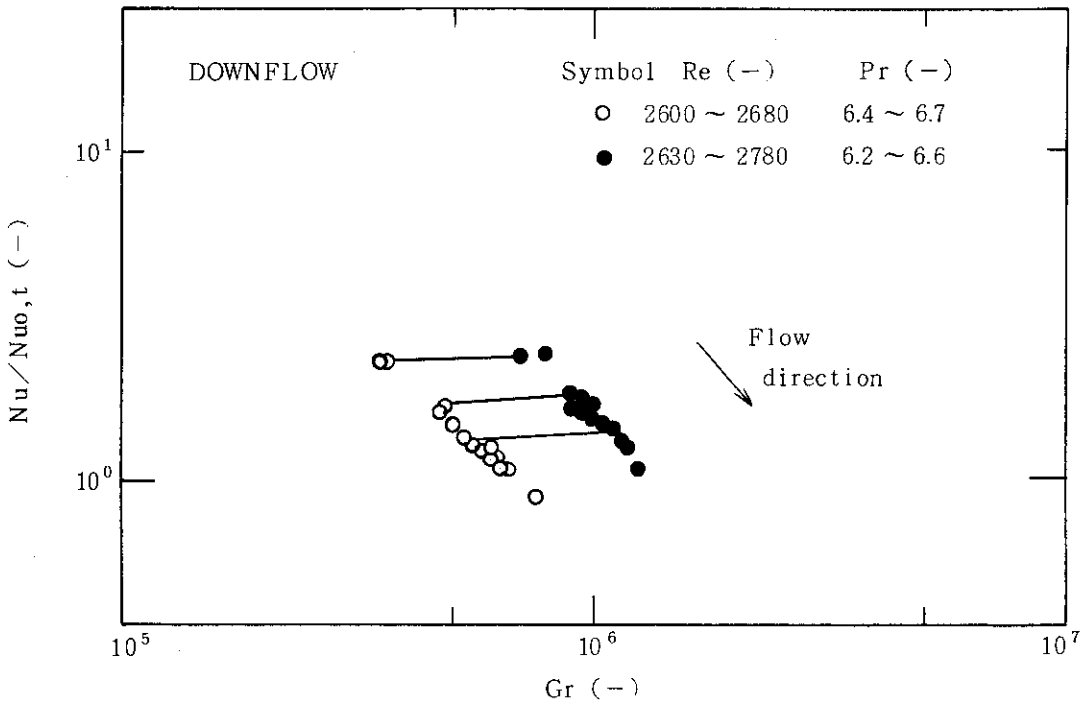


Fig. 3.6 Effects of bouyant force on heat transfer characteristics in turbulent downflow for rectangular channel heated from both sides.

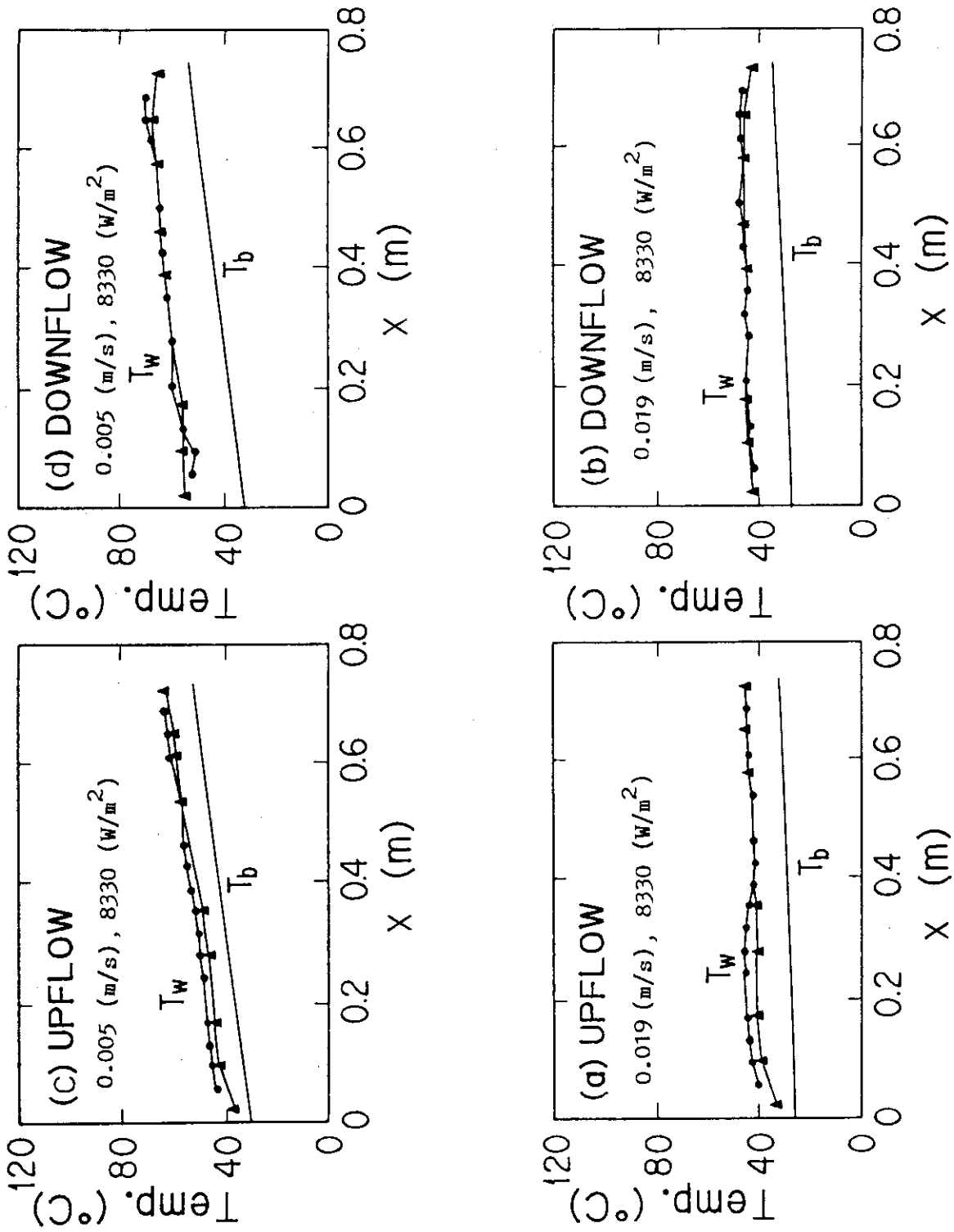


Fig. 3.7 (a)~(d) Typical temperature profiles for upflow and downflow under the constant heat flux of 8330 W/m^2 .

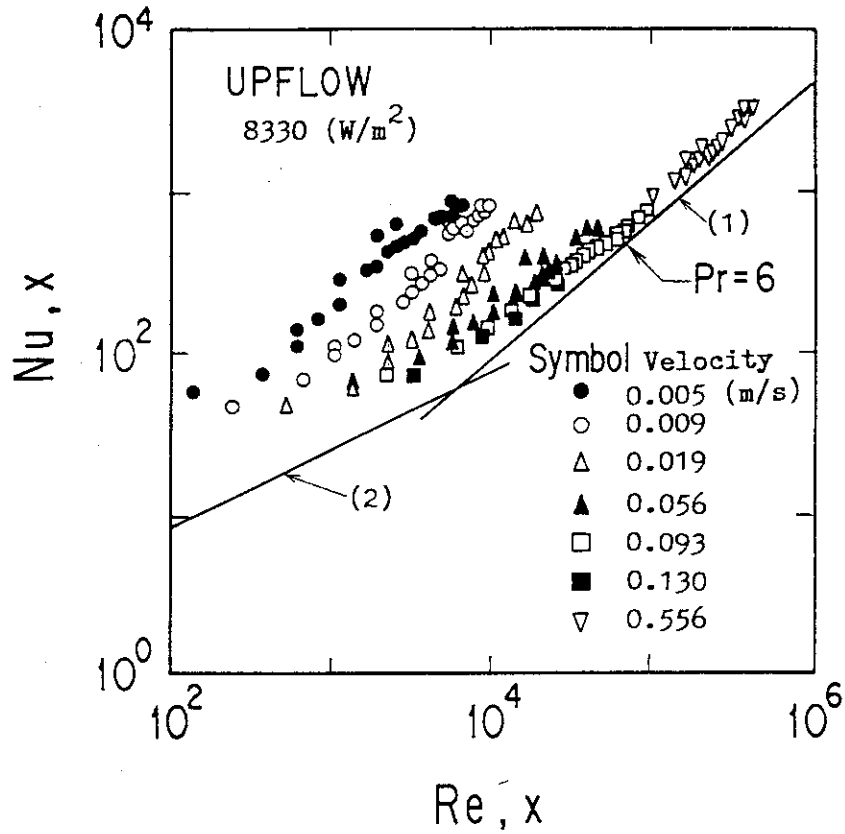


Fig. 3.8 (a) Characteristics of heat transfer, Nu_x vs Re_x in viewpoint of forced convective heat transfer. (Upflow)

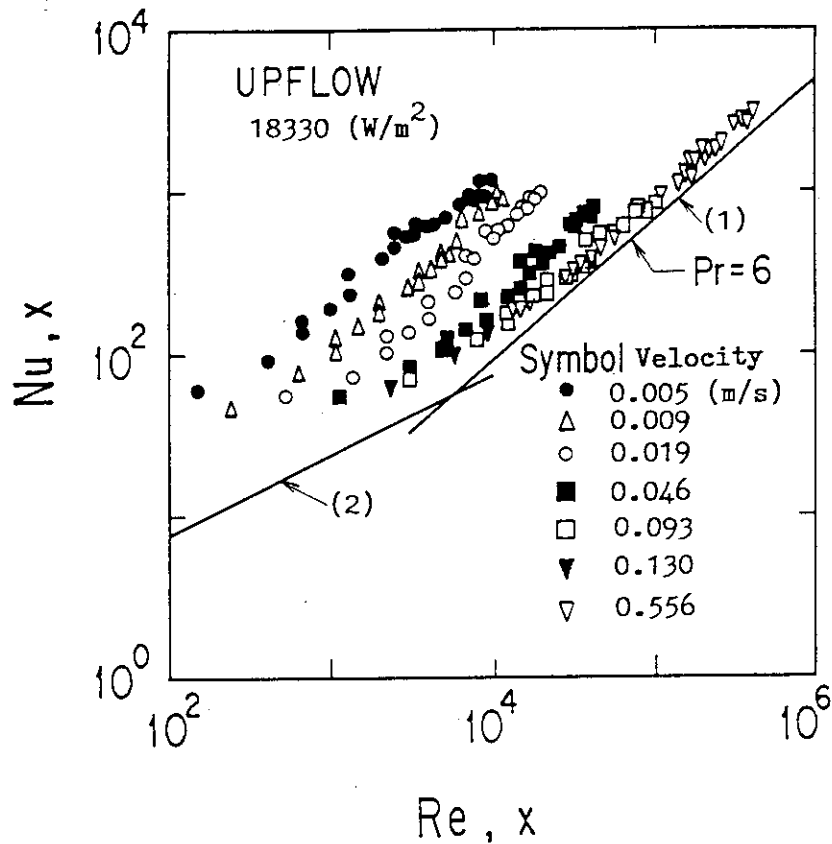


Fig. 3.8 (b) Characteristics of heat transfer, Nu_x vs Re_x in viewpoint of forced convective heat transfer. (Upflow)

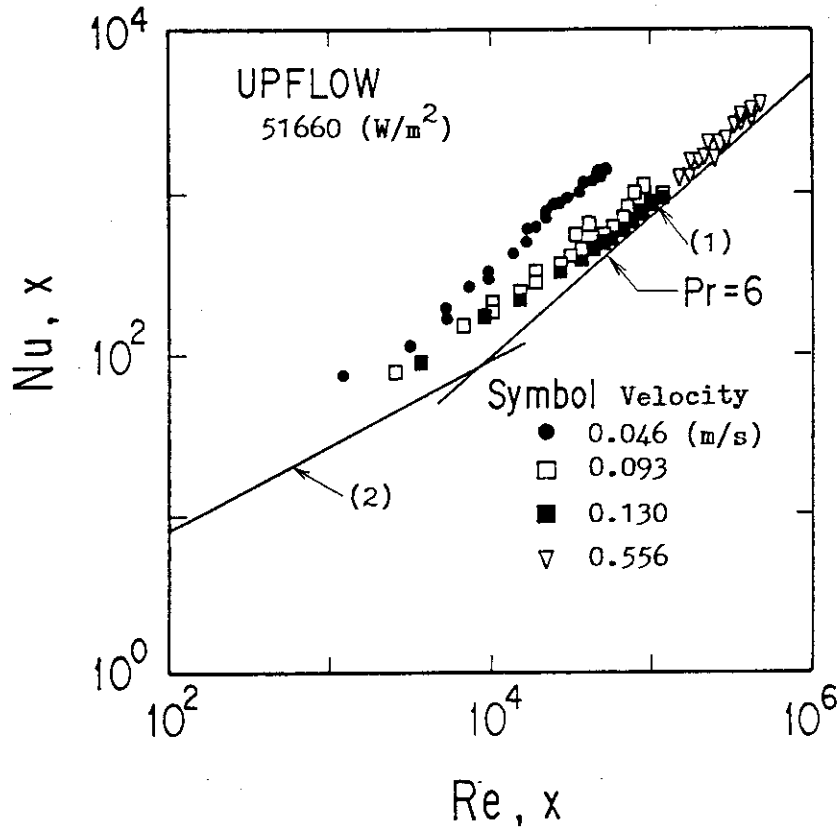


Fig. 3.8 (c) Characteristics of heat transfer, Nu_x vs Re_x in viewpoint of forced convective heat transfer. (Upflow)

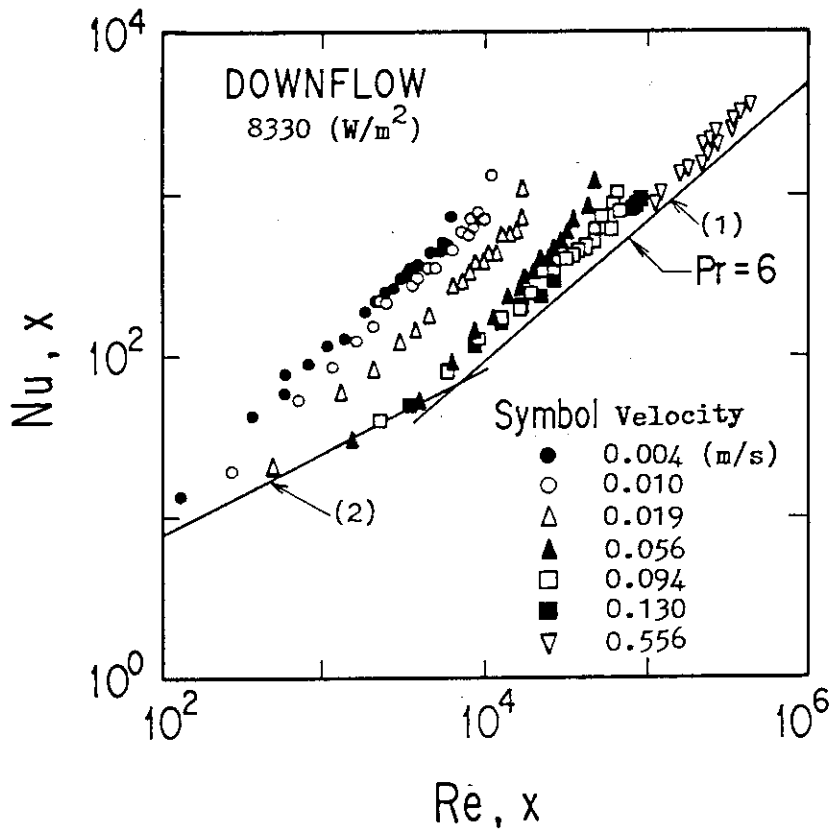


Fig. 3.9 (a) Characteristics of heat transfer, Nu_x vs Re_x in viewpoint of forced convective heat transfer. (Downflow)

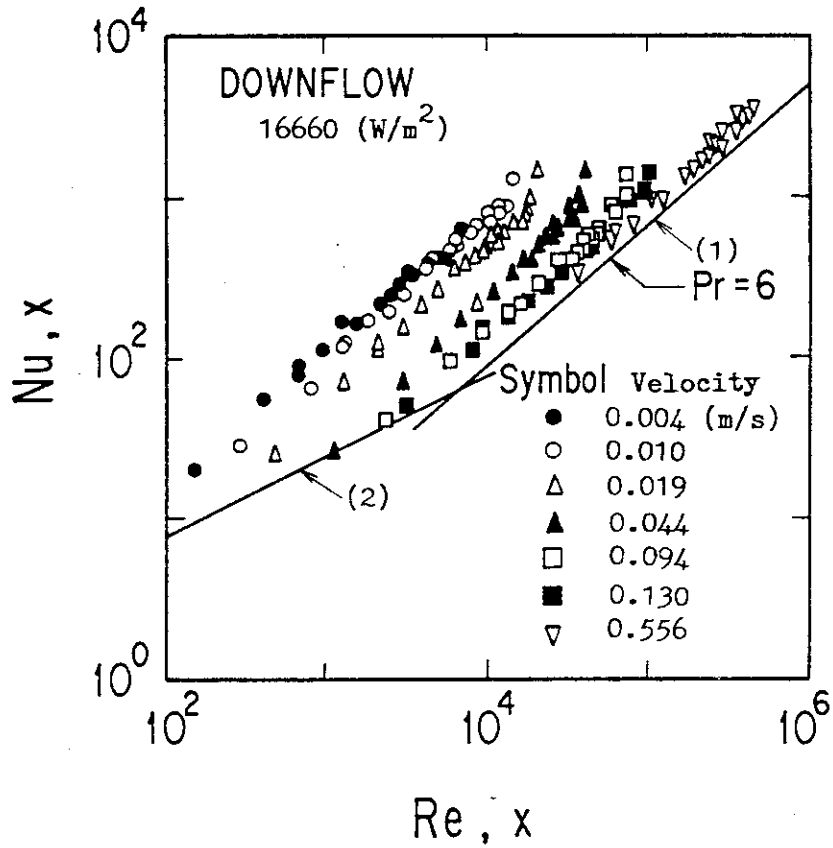


Fig. 3.9 (b) Characteristics of heat transfer, Nu_x vs Re_x in viewpoint of forced convective heat transfer. (Downflow)

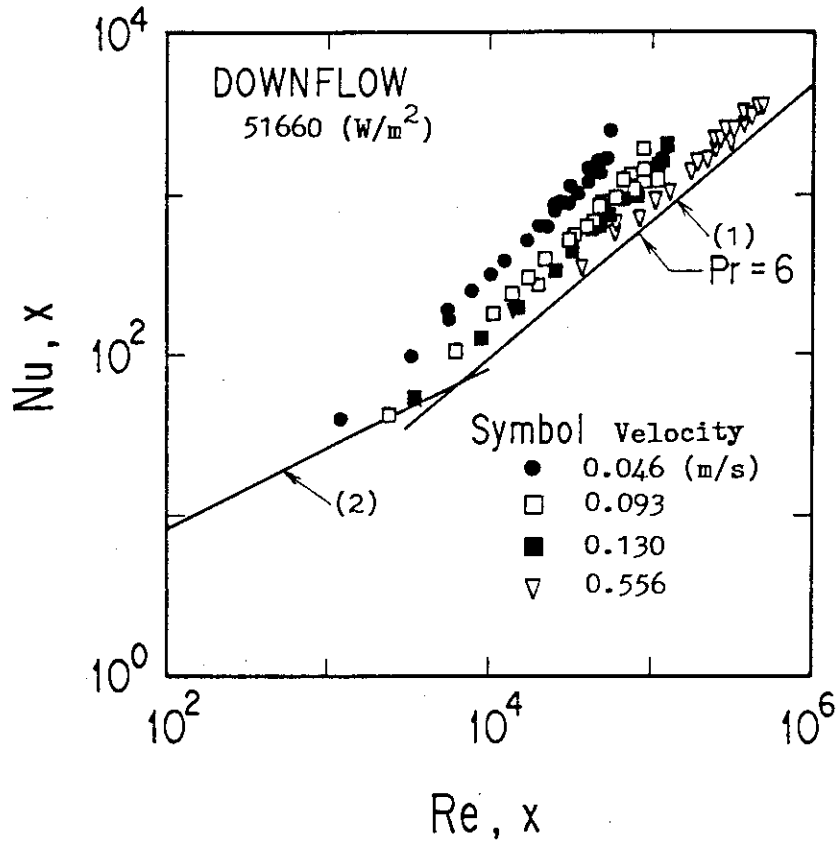


Fig. 3.9 (c) Characteristics of heat transfer, Nu_x vs Re_x in viewpoint of forced convective heat transfer. (Downflow)

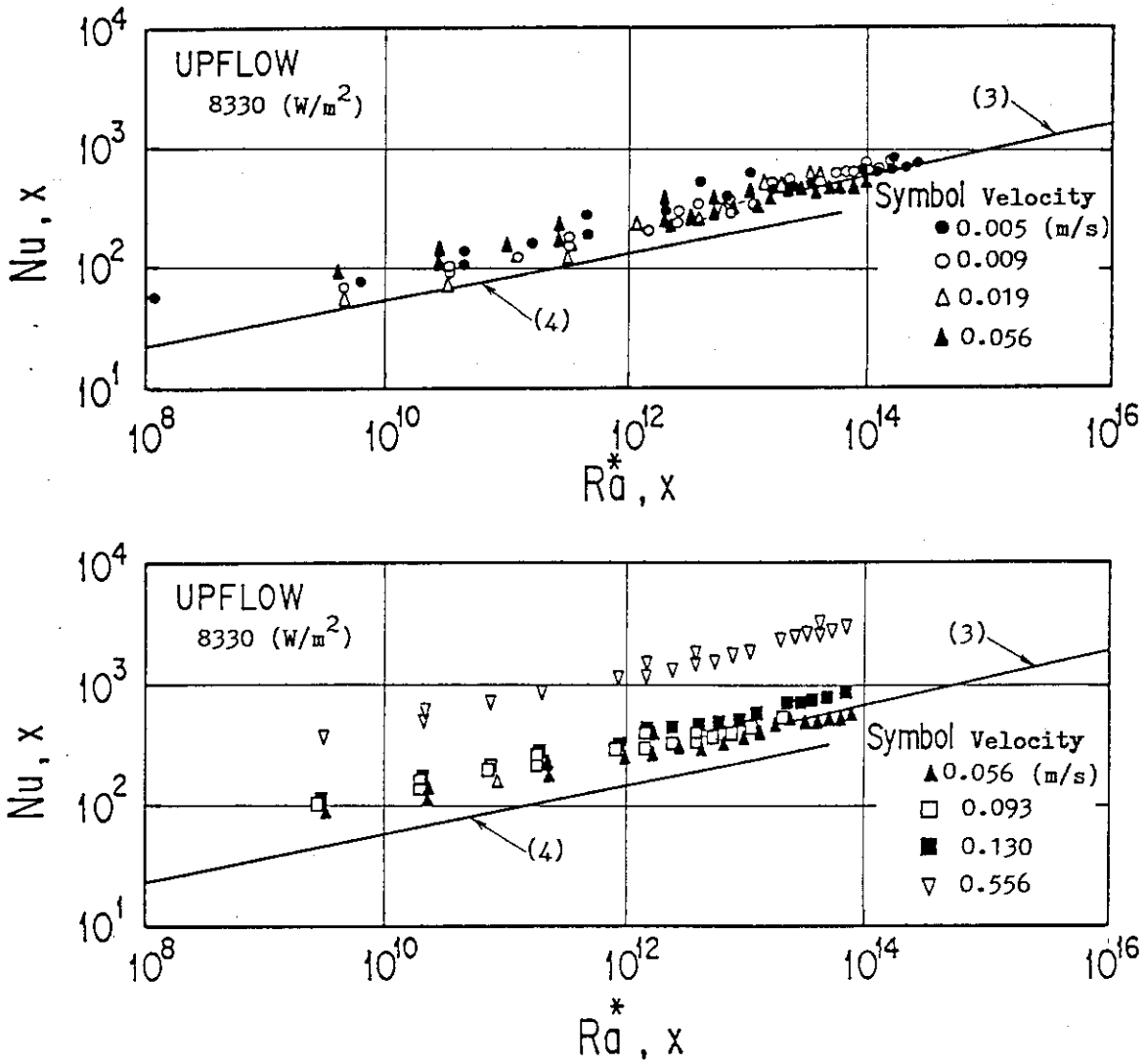


Fig. 3.10(a) Characteristics of heat transfer, Nu, x vs Ra^*, x in viewpoint of natural convective heat transfer. (Upflow)

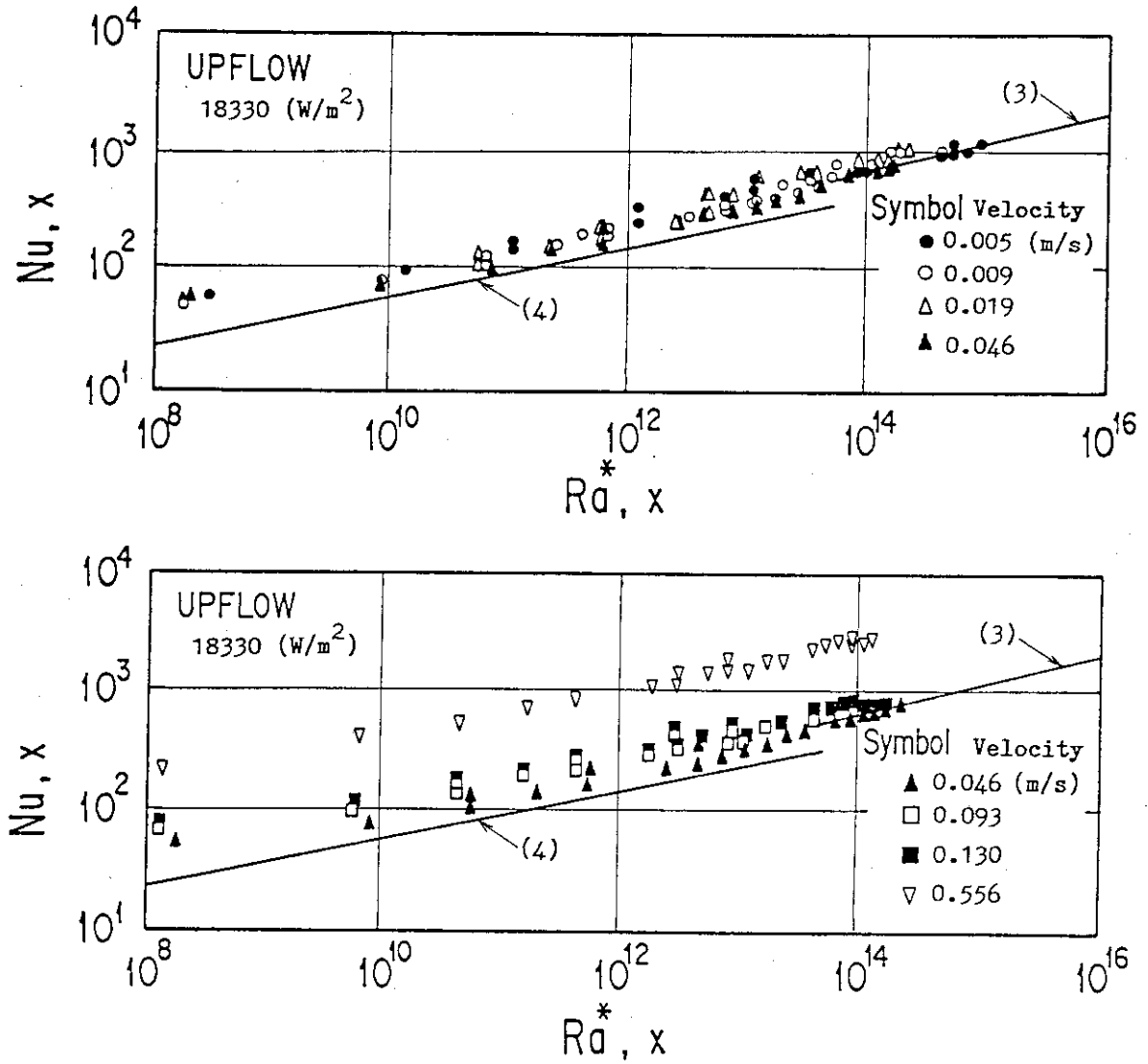


Fig. 3.10(b) Characteristics of heat transfer, Nu, x vs Ra^*, x in viewpoint of natural convective heat transfer. (Upflow)

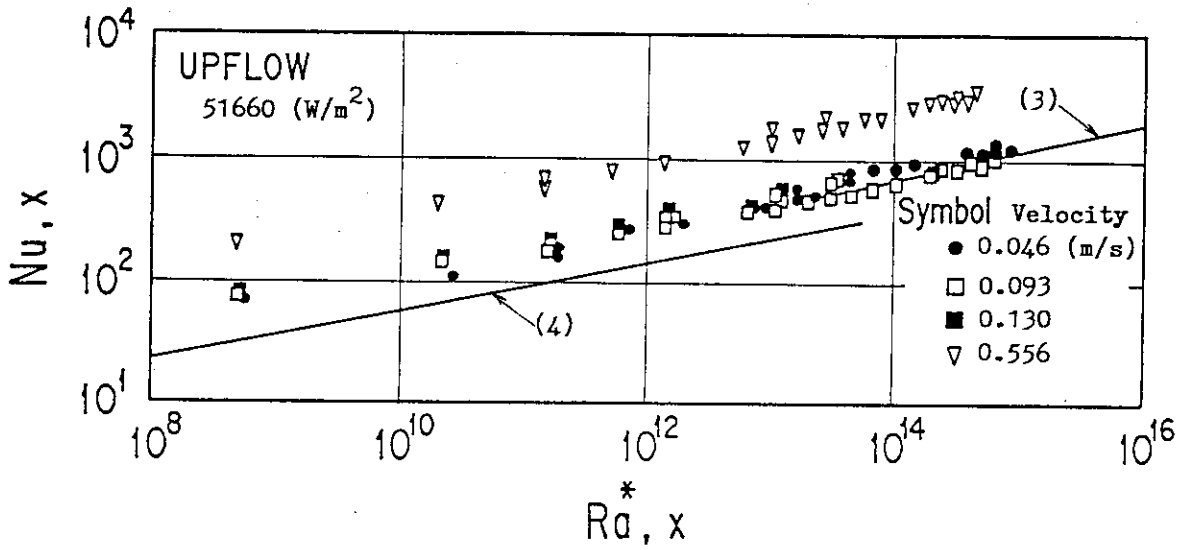


Fig. 3.10(c) Characteristics of heat transfer, Nu, x vs Ra^*, x in viewpoint of natural convective heat transfer. (Upflow)

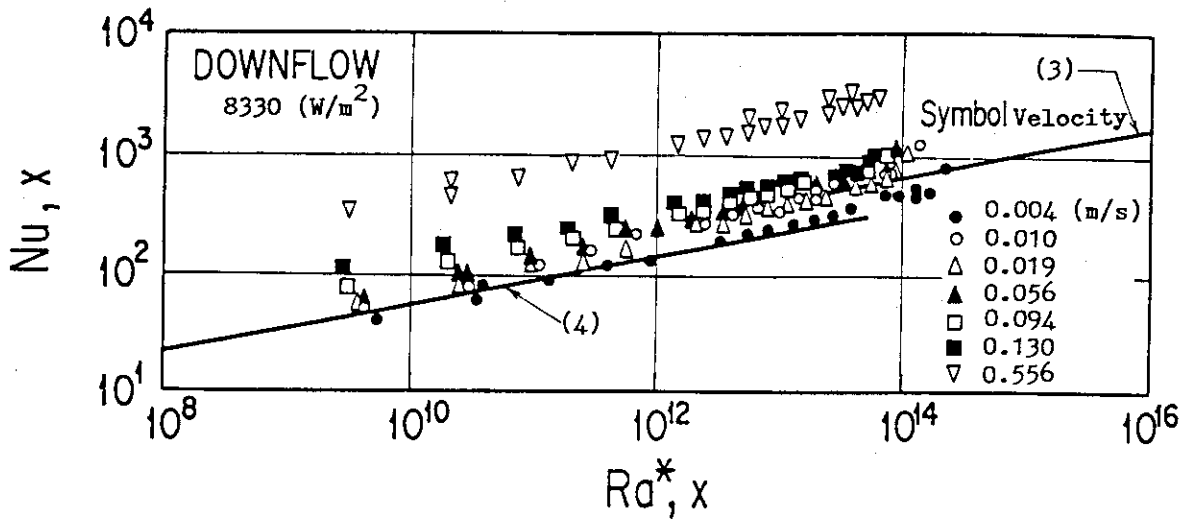


Fig. 3.11(a) Characteristics of heat transfer, Nu, x vs Ra^*, x in viewpoint of natural convective heat transfer. (Downflow)

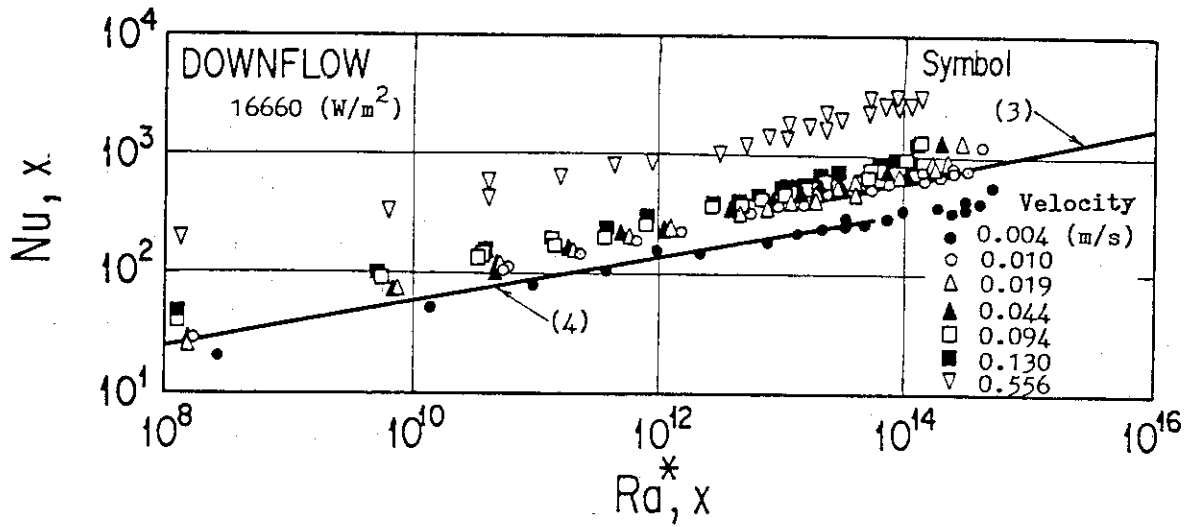


Fig. 3.11(b) Characteristics of heat transfer, Nu, x vs Ra, x in viewpoint of natural convective heat transfer. (Downflow)

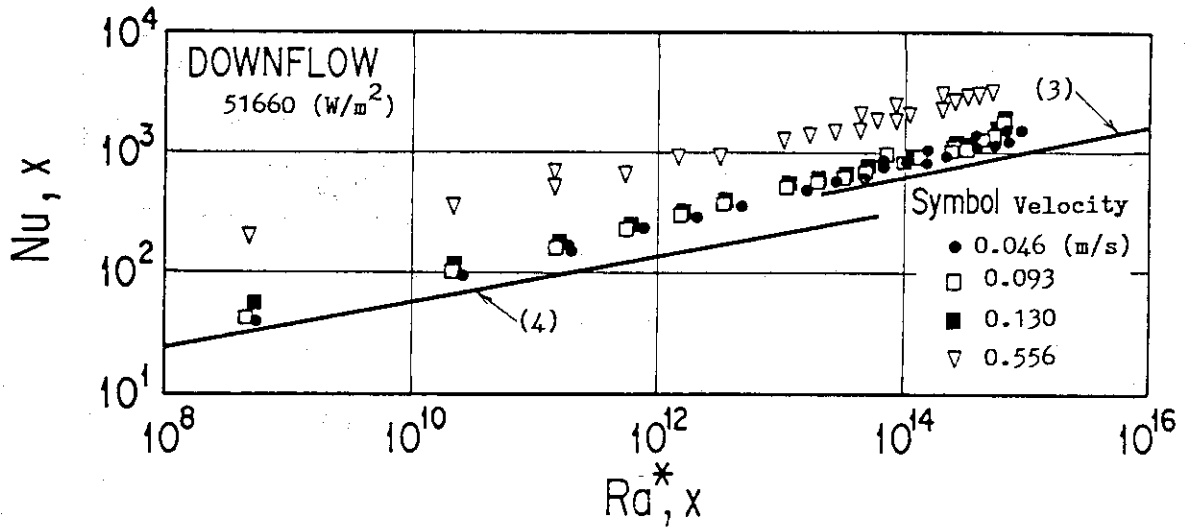


Fig. 3.11(c) Characteristics of heat transfer, Nu, x vs Ra, x in viewpoint of natural convective heat transfer. (Downflow)

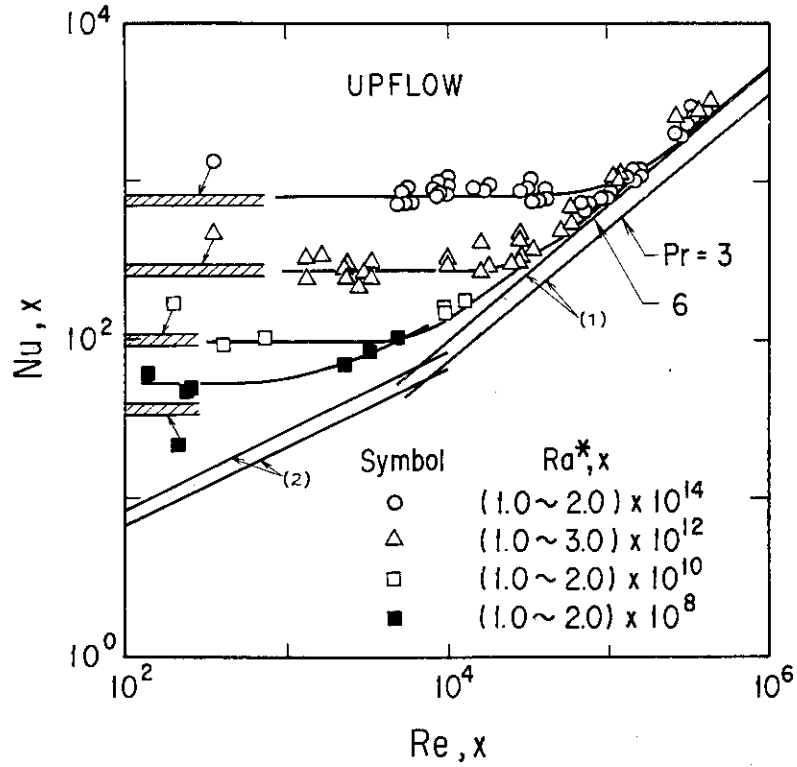


Fig. 3.12 Characteristics of heat transfer, Nu,x vs Re,x in viewpoint of forced convective heat transfer. (Upflow)

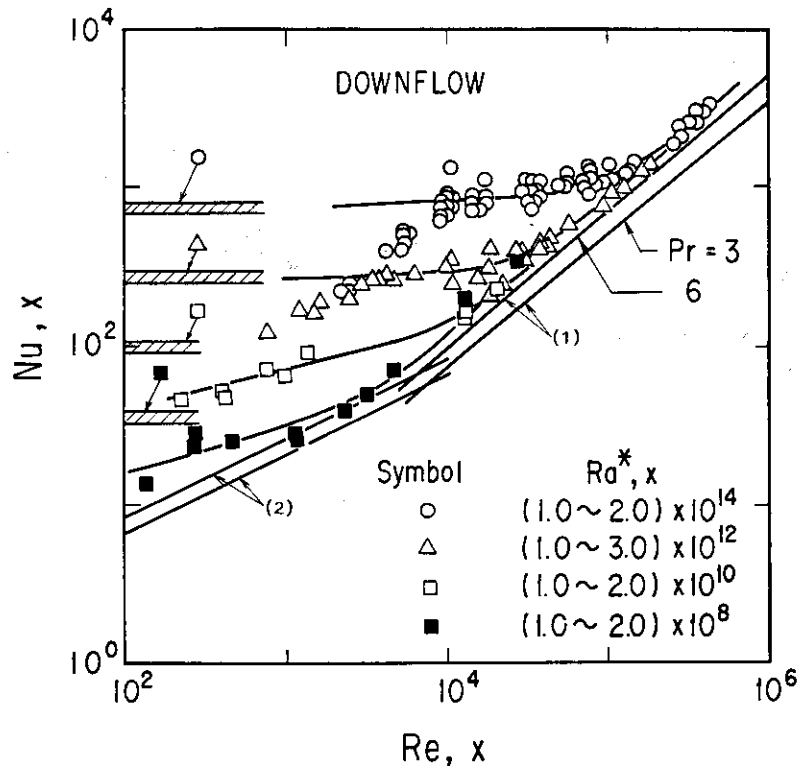


Fig. 3.13 Characteristics of heat transfer, Nu,x vs Re,x in viewpoint of forced convective heat transfer. (Downflow)

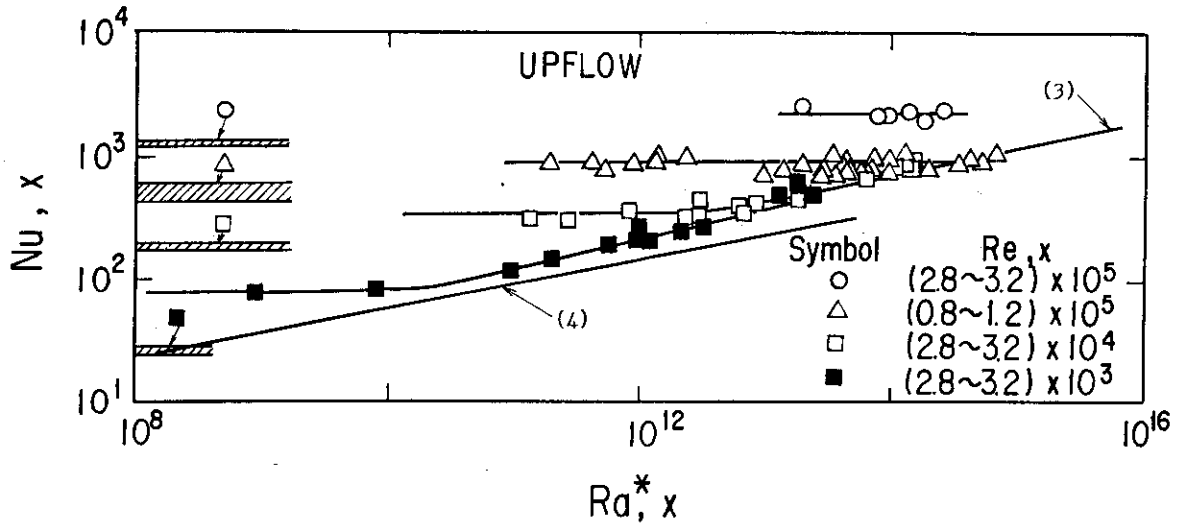


Fig. 3.14 Characteristics of heat transfer, Nu, x vs Ra, x in viewpoint of natural convective heat transfer. (Upflow)

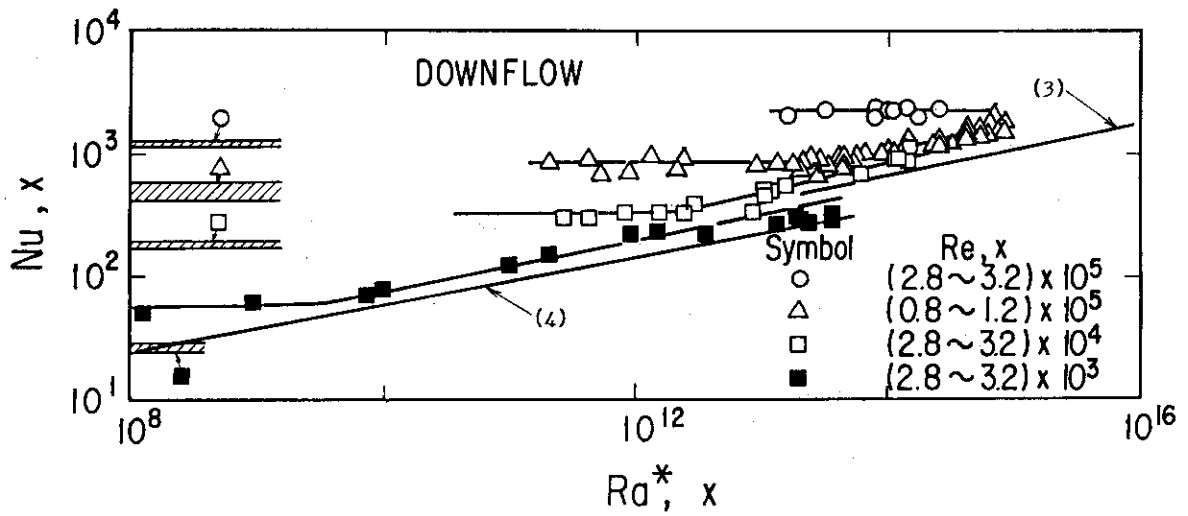


Fig. 3.15 Characteristics of heat transfer, Nu, x vs Ra, x in viewpoint of natural convective heat transfer. (Downflow)

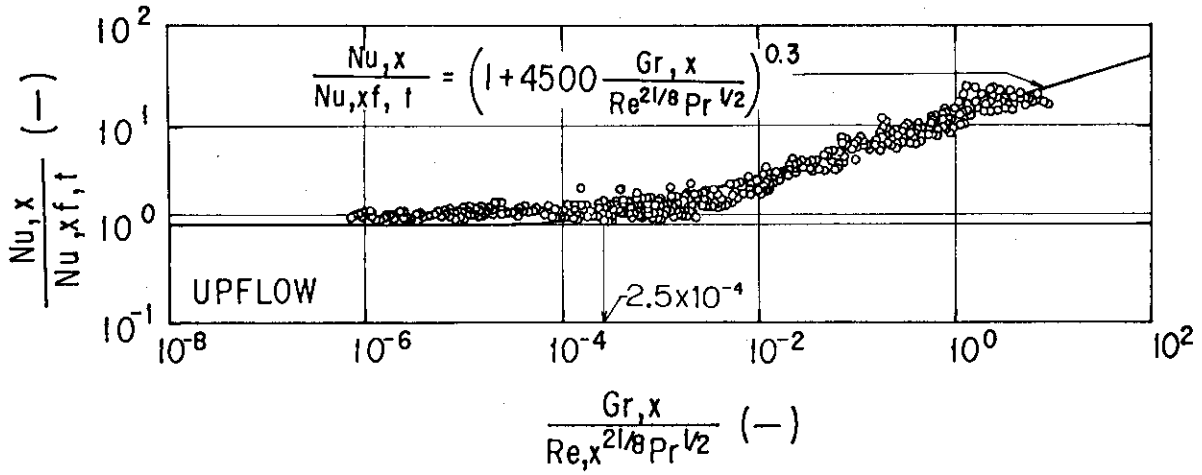


Fig. 3.16 Heat transfer characteristics of mixed convection in viewpoint of forced convective heat transfer. (Upflow)

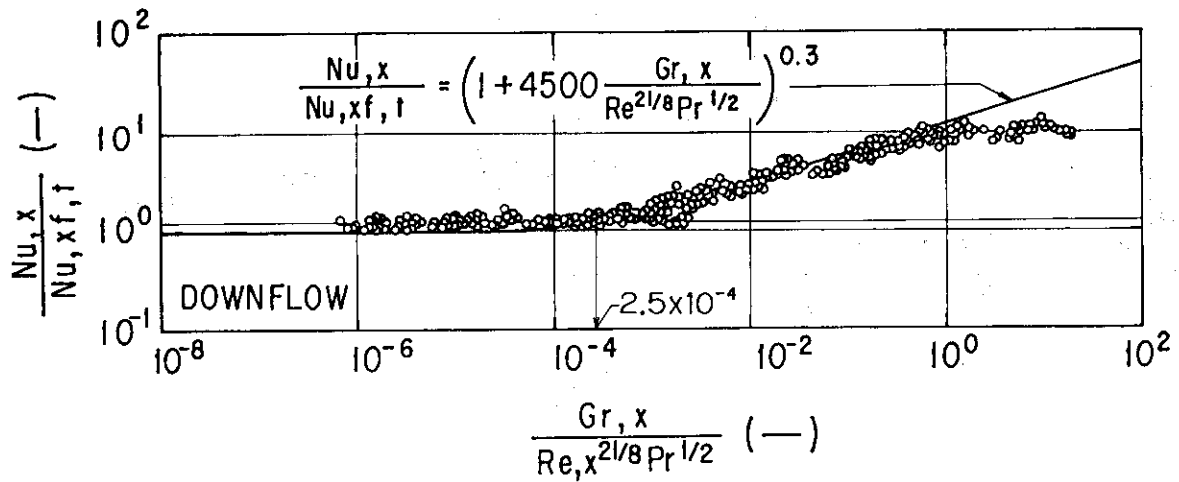


Fig. 3.17 Heat transfer characteristics of mixed convection in viewpoint of forced convective heat transfer. (Downflow)

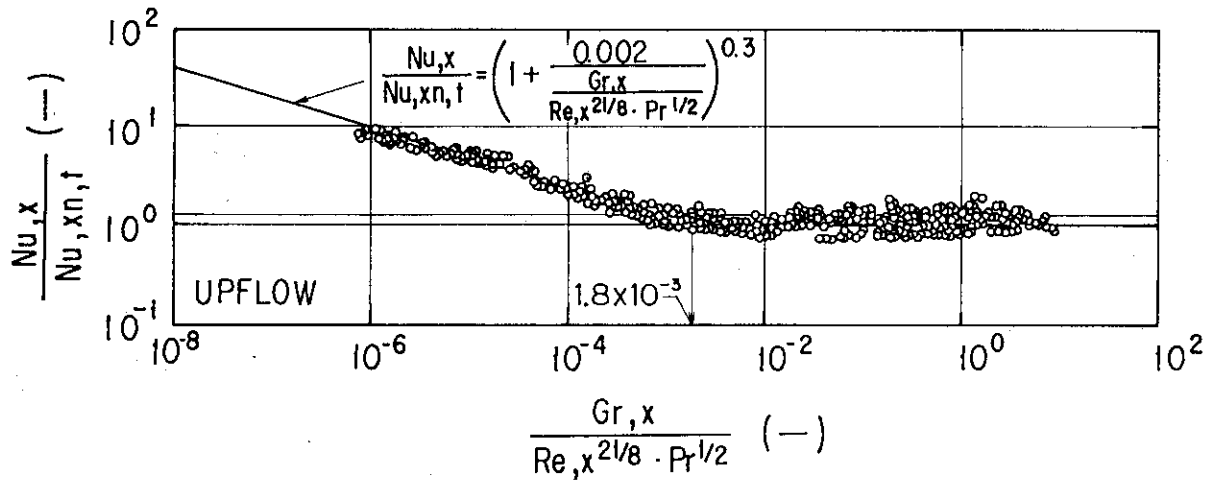


Fig. 3.18 Heat transfer characteristics of mixed convection in viewpoint of natural convective heat transfer. (Upflow)

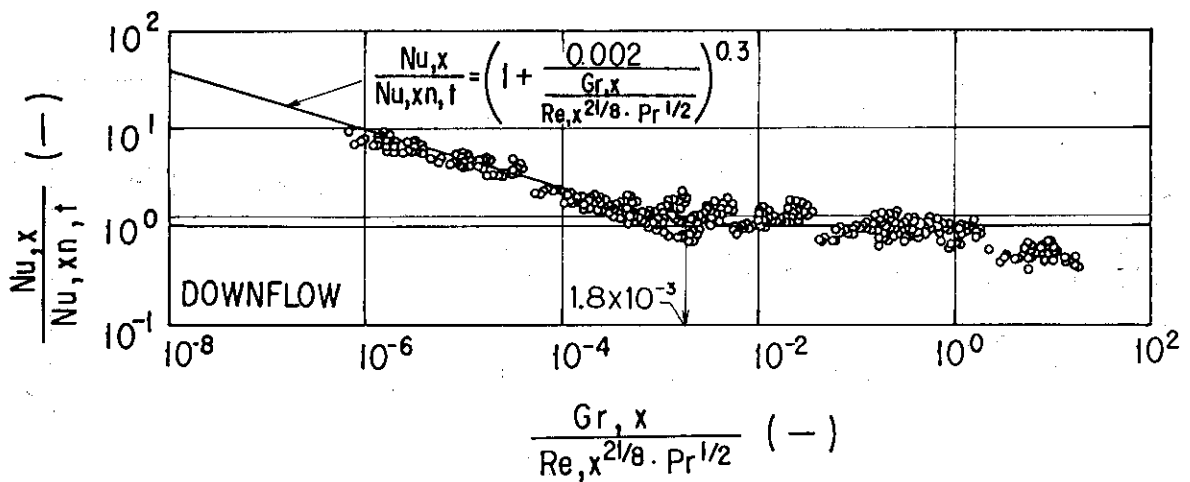


Fig. 3.19 Heat transfer characteristics of mixed convection in viewpoint of natural convective heat transfer. (Downflow)

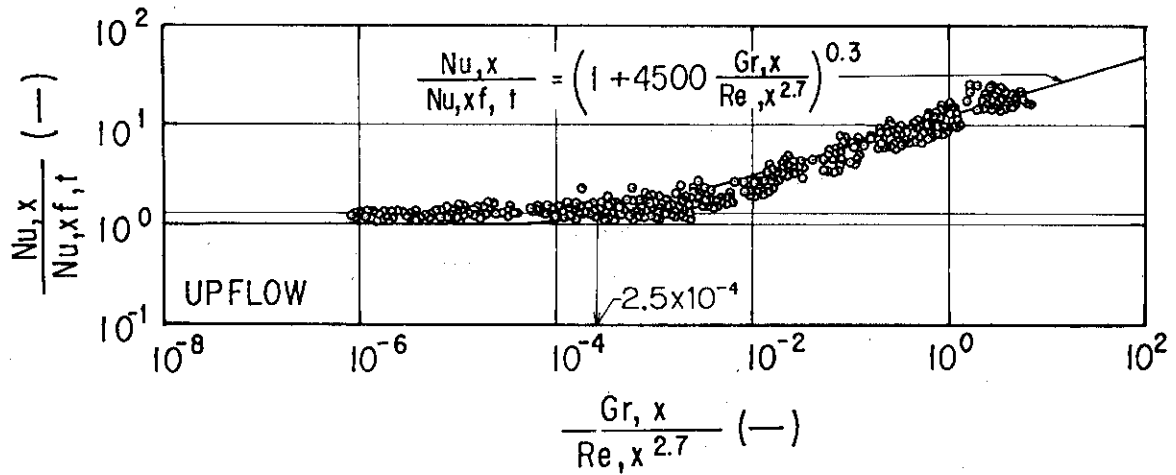


Fig. 3.20 Heat transfer characteristics of mixed convection in viewpoint of forced convective heat transfer. (Upflow)

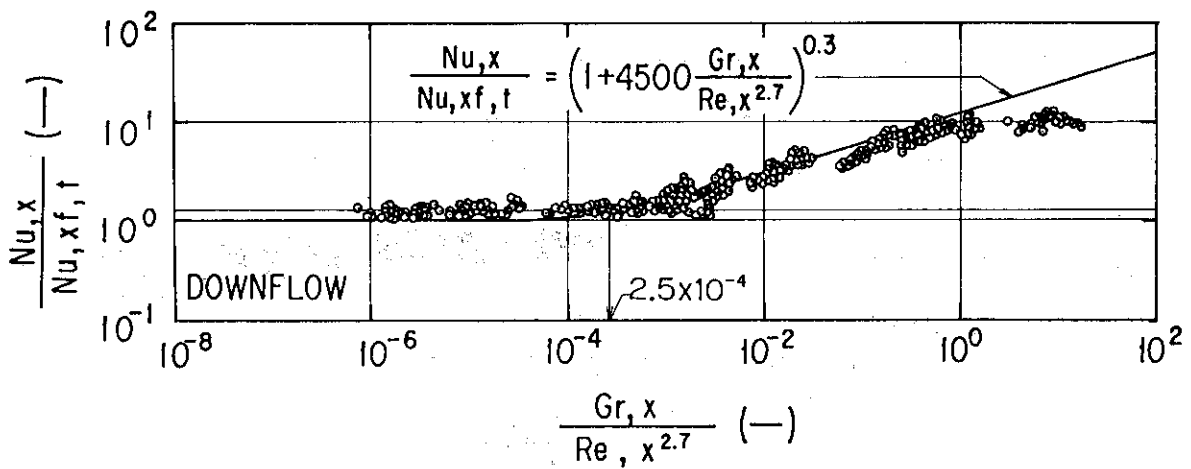


Fig. 3.21 Heat transfer characteristics of mixed convection in viewpoint of forced convective heat transfer. (Downflow)

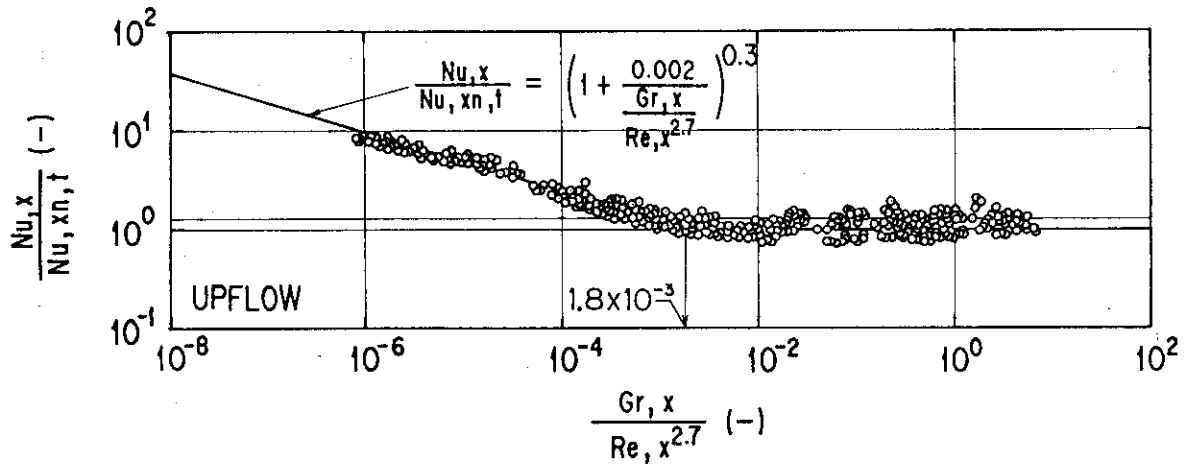


Fig. 3.22 Heat transfer characteristics of mixed convection in viewpoint of natural convective heat transfer. (Upflow)

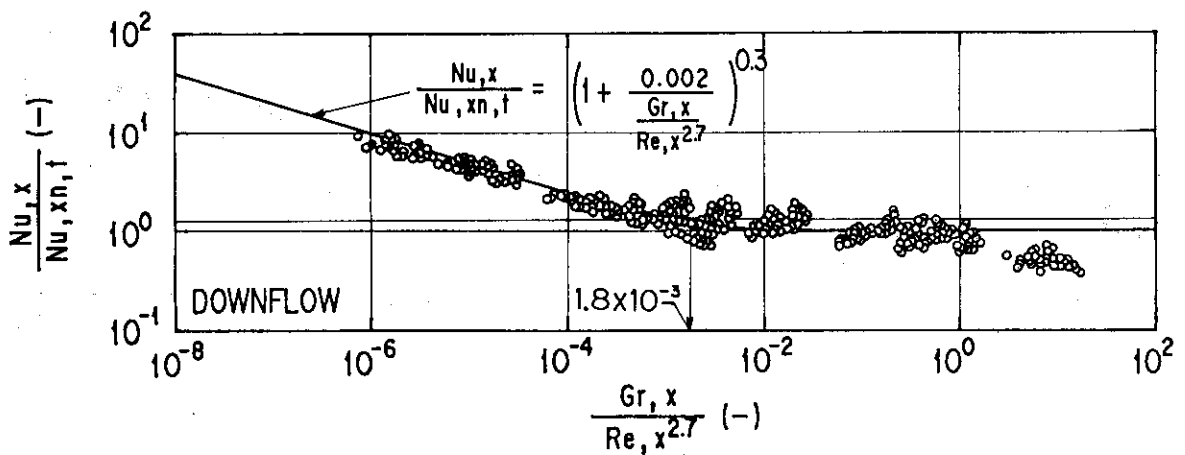


Fig. 3.23 Heat transfer characteristics of mixed convection in viewpoint of natural convective heat transfer. (Downflow)

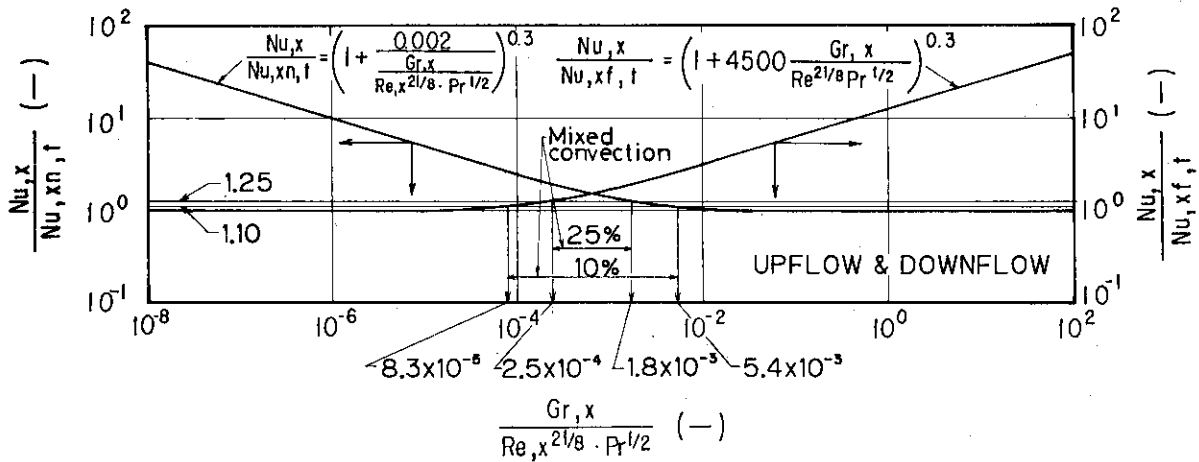


Fig. 3.24 Identification of mixed convective heat transfer region both in the viewpoint of natural convective heat transfer and forced convective heat transfer.

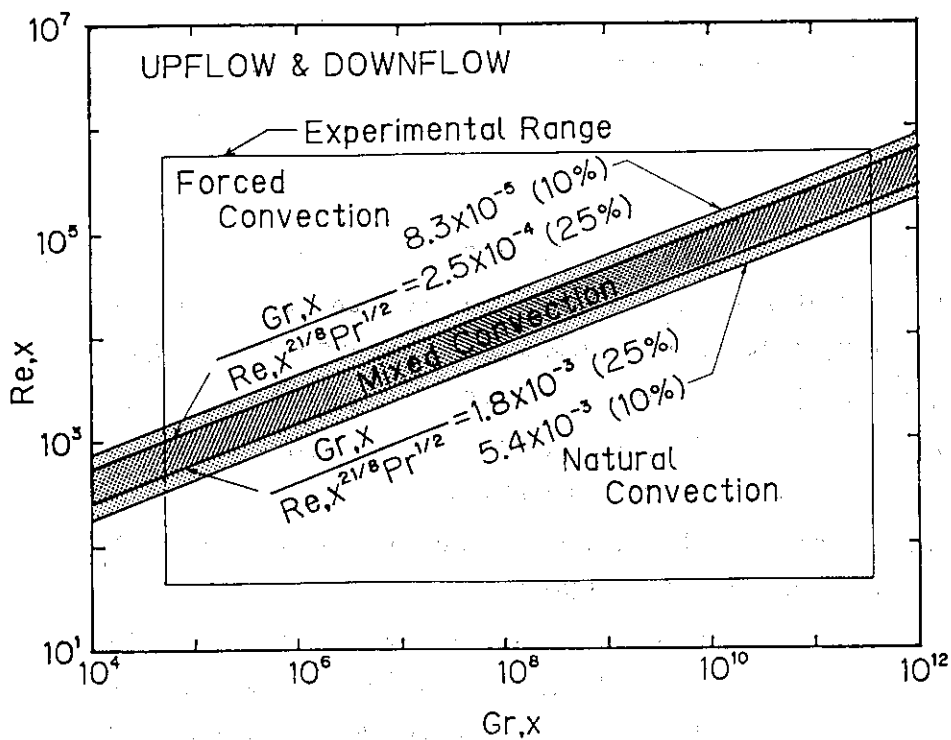


Fig. 3.25 Identification of mixed convective heat transfer region with experimental range.

4. 結 言

JRR-3 改造炉の熱水力設計及び安全解析に役立てるため、自然対流と強制対流とが共存する共存対流に関して実験を行い局所熱伝達率について検討した結果、狭い垂直矩形流路の共存対流熱伝達に関して以下の結論を得た。

- (1) 共存対流領域の Nu_x は、無次元数 $Gr_x / (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ を用い強制対流乱流熱伝達との比として(5)式、自然対流乱流熱伝達との比として(6)式を用いて表わすことができる。
- (2) 共存対流領域は、(5)式及び(6)式に基づきそれぞれ強制対流熱伝達及び自然対流熱伝達に対して25%以上熱伝達が促進した場合を共存対流熱伝達と定義すると $2.5 \times 10^{-4} < Gr_x / (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2}) < 1.8 \times 10^{-3}$ の範囲である。
- (3) 強制対流が上昇流と下向流との場合を比較すると、 $Gr_x (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 1.8×10^{-3} 以上の自然対流が支配的な領域において下向流のほうがわずかに熱伝達が低下しているが、その他の領域では有意な差は見られなかった。

謝 辞

本研究の遂行に当り、研究炉開発室大西信秋室長及び安藤弘栄安全性・特性解析グループリーダーには終始御指導御鞭達を戴いた。ここに記し、深甚なる謝意を表する。

参考文献

- (1) J.D.Jackson and J.Fewster ; Heat Transfer and Turbulent Bouyant Convection, D.B.Spalding ed. Hemisphere Pub. Corp. pp 756~775 (1977).
- (2) 武石 等 ; 第21回伝熱シンポジウム講演論文集 pp 127~129 (1984).
- (3) 北村, 稲垣 ; 第22回伝熱シンポジウム講演論文集 pp 145~147 (1985).
- (4) 数土幸夫, 宮田佳一*, 井川博雅, 大河原正美, 神永雅紀 ; JRR-3 改造炉のための炉心熱伝達実験 I, JAERI-M 84-149 (1984).
- (5) C.Hwang et. al ; Appl. Sci. Res. Section A, 13, p401 (1964).
- (6) 甲藤好郎 ; 伝熱概論, 養覧堂, (1964).
- (7) Vilet G.C. and Lin C.K. ; Trans. ASME., C-91 p517 (1969).
- (8) Fujii T., et. al., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.13 p753 (1970).
- (9) F.W.Dittus et al. ; Univ. Calif. Publs. Eng., 2, p443 (1930).

4. 結 言

JRR-3 改造炉の熱水力設計及び安全解析に役立てるため、自然対流と強制対流とが共存する共存対流に関して実験を行い局所熱伝達率について検討した結果、狭い垂直矩形流路の共存対流熱伝達に関して以下の結論を得た。

- (1) 共存対流領域の Nu_x は、無次元数 $Gr_x / (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ を用い強制対流乱流熱伝達との比として(5)式、自然対流乱流熱伝達との比として(6)式を用いて表わすことができる。
- (2) 共存対流領域は、(5)式及び(6)式に基づきそれぞれ強制対流熱伝達及び自然対流熱伝達に対して25%以上熱伝達が促進した場合を共存対流熱伝達と定義すると $2.5 \times 10^{-4} < Gr_x / (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2}) < 1.8 \times 10^{-3}$ の範囲である。
- (3) 強制対流が上昇流と下向流との場合を比較すると、 $Gr_x (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 1.8×10^{-3} 以上の自然対流が支配的な領域において下向流のほうがわずかに熱伝達が低下しているが、その他の領域では有意な差は見られなかった。

謝 辞

本研究の遂行に当り、研究炉開発室大西信秋室長及び安藤弘栄安全性・特性解析グループリーダーには終始御指導御鞭達を戴いた。ここに記し、深甚なる謝意を表する。

参考文献

- (1) J.D.Jackson and J.Fewster ; Heat Transfer and Turbulent Bouyant Convection, D.B.Spalding ed. Hemisphere Pub. Corp. pp 756~775 (1977).
- (2) 武石 等 ; 第21回伝熱シンポジウム講演論文集 pp 127~129 (1984).
- (3) 北村, 稲垣 ; 第22回伝熱シンポジウム講演論文集 pp 145~147 (1985).
- (4) 数土幸夫, 宮田佳一*, 井川博雅, 大河原正美, 神永雅紀 ; JRR-3 改造炉のための炉心熱伝達実験 I, JAERI-M 84-149 (1984).
- (5) C.Hwang et. al ; Appl. Sci. Res. Section A, 13, p401 (1964).
- (6) 甲藤好郎 ; 伝熱概論, 養覧堂, (1964).
- (7) Vilet G.C. and Lin C.K. ; Trans. ASME., C-91 p517 (1969).
- (8) Fujii T., et. al., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.13 p753 (1970).
- (9) F.W.Dittus et al. ; Univ. Calif. Publs. Eng., 2, p443 (1930).

4. 結 言

JRR-3 改造炉の熱水力設計及び安全解析に役立てるため、自然対流と強制対流とが共存する共存対流に関して実験を行い局所熱伝達率について検討した結果、狭い垂直矩形流路の共存対流熱伝達に関して以下の結論を得た。

- (1) 共存対流領域の Nu_x は、無次元数 $Gr_x / (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ を用い強制対流乱流熱伝達との比として(5)式、自然対流乱流熱伝達との比として(6)式を用いて表わすことができる。
- (2) 共存対流領域は、(5)式及び(6)式に基づきそれぞれ強制対流熱伝達及び自然対流熱伝達に対して25%以上熱伝達が促進した場合を共存対流熱伝達と定義すると $2.5 \times 10^{-4} < Gr_x / (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2}) < 1.8 \times 10^{-3}$ の範囲である。
- (3) 強制対流が上昇流と下向流との場合を比較すると、 $Gr_x (Re_x^{21/8} \cdot Pr^{1/2})$ が 1.8×10^{-3} 以上の自然対流が支配的な領域において下向流のほうがわずかに熱伝達が低下しているが、その他の領域では有意な差は見られなかった。

謝 辞

本研究の遂行に当り、研究炉開発室大西信秋室長及び安藤弘栄安全性・特性解析グループリーダーには終始御指導御鞭達を戴いた。ここに記し、深甚なる謝意を表する。

参考文献

- (1) J.D.Jackson and J.Fewster ; Heat Transfer and Turbulent Bouyant Convection , D.B.Spalding ed. Hemisphere Pub. Corp. pp 756~775 (1977).
- (2) 武石 等 ; 第21回伝熱シンポジウム講演論文集 pp 127~129 (1984).
- (3) 北村, 稲垣 ; 第22回伝熱シンポジウム講演論文集 pp 145~147 (1985).
- (4) 数土幸夫, 宮田佳一*, 井川博雅, 大河原正美, 神永雅紀 ; JRR-3 改造炉のための炉心熱伝達実験 I, JAERI-M 84-149 (1984).
- (5) C.Hwang et. al ; Appl. Sci. Res. Section A. 13, p401 (1964).
- (6) 甲藤好郎 ; 伝熱概論, 養賢堂, (1964).
- (7) Vilet G.C. and Lin C.K. ; Trans. ASME., C-91 p517 (1969).
- (8) Fujii T., et. al., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.13 p753 (1970).
- (9) F.W.Dittus et al. ; Univ. Calif. Publs. Eng., 2, p443 (1930).