

JAERI-M

9 1 1 5

リブ付き伝熱面の強制対流熱伝達・第2報
(数値計算結果：レイノルズ数10~250)

1980年9月

切刀 資彰・滝塚 貴和

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

リブ付き伝熱面の強制対流熱伝達・第2報
(数値計算結果：レイノルズ数 10～250)

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

功刀資彰・滝塚貴和

(1980年9月5日受理)

等間隔で取り付けられたリブを有する平行流路内の流れおよび熱伝達を解析するために開発した数値解析コードを用いて、(流路の1ピッチ長)/(リブ幅)が7.0であり、(リブ幅)/(リブ高さ)が2.0、(流路高さ)/(リブ高さ)が3.0であるようなリブ付き平行流路を対象とした数値計算を行った。

流体の物性値が一定、流路壁面からの熱流束が一定の仮定を用い、レイノルズ数が10～250の範囲で計算を行い、流れおよび熱伝達の特徴を調べた。

数値計算の結果から次の事柄が明らかになった。

- (1) はく離域は、レイノルズ数の増加とともにリブ下流方向に成長する。
- (2) リブ付き平行流路の圧力損失は、平行平板間流路に比べて大きく、またレイノルズ数の増加に伴い増大する。
- (3) リブ付き伝熱面を有する平行流路の平均ヌッセルト数は、本研究のレイノルズ数範囲では、流路上面で約10～11、リブ付き伝熱面を有する流路下面で約7.5である。

JAERI-M 9115

Flow and Heat Transfer in Parallel Channel Attached with
Equally-Spaced Ribs, 2nd Report
(Numerical Results in the Range of Reynolds Number from 10 to 250)

Tomoaki KUNUGI and Takakazu TAKIZUKA
Division of High Temperature Engineering,
Tokai Research Establishment, JAERI
(Received September 5, 1980)

Using a computer code for the analysis of the flow and heat transfer in a parallel channel attached with equally-spaced ribs, calculations are performed when a pitch to rib-width ratio is 7 : 1, a rib-width to rib-height ratio is 2 : 1 and a channel-height to rib-height is 3 : 1.

Assuming that the fluid properties and the heat-flux at the wall of this channel are constant, characteristics of the flow and heat transfer are analyzed in the range of Reynolds number from 10 to 250.

The following results are obtained:

- (1) The separation region behind a rib grows downstream with the increase of Reynolds number.
- (2) The pressure drop of ribbed channel is greater than that of the smooth channel, and increases as Reynolds number increases.
- (3) The mean Nusselt number of ribbed channel is about 10-11 at the upper wall and about 7.5 at the lower wall in the range of Reynolds number from 10 to 250.

Keywords; Numerical Calculation, Fluid Flow, Heat Transfer, Parallel Channel, Equally-Spaced Ribs, Separation Region, Pressure Drop, Mean Nusselt Number, Reynolds Number

目 次

1. はじめに	1
2. 理論解析	2
2.1 対象領域	2
2.2 仮定	2
2.3 基礎方程式	2
2.4 境界条件	3
2.5 無次元化体系	5
2.6 圧力, 摩擦抵抗および熱伝達率	6
3. 数値計算法	7
4. 計算結果	9
4.1 流動特性	9
4.1.1 流れ関数	9
4.1.2 渦度	10
4.1.3 速度分布, 圧力および摩擦抵抗	10
4.2 伝熱特性	11
4.2.1 温度分布	11
4.2.2 局所ヌッセルト数	12
4.2.3 平均ヌッセルト数	12
5. 検討および考察	14
5.1 流動特性に及ぼすレイノルズ数の影響	14
5.2 伝熱特性に及ぼすレイノルズ数の影響	15
5.3 数値計算法に関する検討	15
6. おわりに	16
参考文献	17

CONTENTS

1. Introduction	1
2. Theoretical analysis	2
2.1 Interest region	2
2.2 Fundamental assumptions	2
2.3 Fundamental equations	2
2.4 Boundary conditions	3
2.5 Dimensionless system	5
2.6 Pressure, friction force and heat transfer coefficient ..	6
3. Procedure of numerical calculations	7
4. Numerical results	9
4.1 Flow characteristics	9
4.1.1 Stream function	9
4.1.2 Vorticity	10
4.1.3 Velocity distribution, pressure and friction force	10
4.2 Thermal characteristics	11
4.2.1 Temperature distribution	11
4.2.2 Local Nusselt number	12
4.2.3 Mean Nusselt number	12
5. Discussion	14
5.1 Effect of Reynolds number on flow characteristics	14
5.2 Effect of Reynolds number on thermal characteristics ...	15
5.3 Discussion of numerical procedure	15
6. Conclusion	16
Literature cited	17

目 次

Fig. 1	リップ付き平行流路	4
Fig. 2	対象領域と境界条件	4
Fig. 3	計算の流れ図	8
Fig. 4~Fig. 12	流れ関数の等高線図	18~22
Fig. 13~Fig. 21	渦度の等高線図	22~26
Fig. 22~Fig. 30	速度ベクトル図	27~31
Fig. 31~Fig. 39	速度プロフィール	31~35
Fig. 40~Fig. 48	流路上面の圧力係数分布	36~40
Fig. 49~Fig. 57	流路上面の摩擦係数分布	40~44
Fig. 58~Fig. 66	流路下面の摩擦係数分布	44~49
Fig. 67~Fig. 75	等温線図	50~54
Fig. 76~Fig. 84	温度プロフィール	54~58
Fig. 85~Fig. 93	流路上面の局所ヌッセルト数分布	58~63
Fig. 94~Fig. 102	流路下面の局所ヌッセルト数分布	64~68
Fig. 103	局所ヌッセルト数とレイノルズ数の関係	69
Fig. 104	各部の平均ヌッセルト数とレイノルズ数の関係	69
Fig. 105	平均ヌッセルト数とレイノルズ数の関係	70
Fig. 106	はく離点および定常渦の中心とレイノルズ数との関係	70
Fig. 107	再付着点および定常渦の中心とレイノルズ数との関係	71
Fig. 108	無次元圧力降下とレイノルズ数の関係	71

記号表

C_p	: 定圧比熱
D	: 無次元リブ高さ
E_θ	: 温度の収束判定許容誤差
E_ϕ	: 流れ関数の収束判定許容誤差
E_{ζ_1}	: 渦度の収束判定許容誤差
E_{ζ_2}	: 流れ場の収束判定許容誤差
h	: 熱伝達率
H	: 流路高さ
IB	: リブ幅メッシュ分割数
IX	: X方向の領域メッシュ分割数
JS	: リブ高さメッシュ分割数
JY	: Y方向の領域メッシュ分割数
n	: 境界面に垂直な方向
N	: 境界面に垂直な方向への距離
Nu	: ヌッセルト数
\overline{Nu}	: 平均ヌッセルト数
p	: 圧力
p_0	: 基準圧力
P	: 1ピッチ長
P^*	: 無次元圧力
P_0^*	: 無次元基準圧力
ΔP^*	: 無次元圧力損失
Pr	: プラントル数
q	: 熱流束
q_1	: 流路上面からの熱流束
q_2	: 流路下面からの熱流束
Q	: 無次元熱流束
Re	: レイノルズ数
s	: リブ高さ
t	: 時間
T	: 無次元時間
ΔT	: 無次元時間刻み幅
u	: x方向速度成分
U	: 無次元X方向速度成分

\bar{U}_0	: 流体の平均流速
v	: y 方向速度成分
V	: 無次元 Y 方向速度成分
w	: リブ幅
x_P	: 1 ピッチ長さ
x_w	: リブ幅
X_P	: 無次元ピッチ長さ
y_s	: リブ高さ
y_0	: 流路高さ
Y_s	: 無次元リブ高さ
Y_0	: 無次元流路高さ
α	: 温度伝導率
β	: アスペクト比
ζ	: 渦度
ζ^*	: 無次元渦度
θ	: 温度
θ_b	: 混合平均温度
θ_c	: 温度定数
θ_0	: 基準温度
Θ	: 無次元温度
Θ_b	: 無次元混合平均温度
Θ_w	: 無次元壁面温度
λ	: 熱伝導率
μ	: 粘性係数
ν	: 動粘性係数
ρ	: 密度
τ	: 摩擦抵抗
τ^*	: 無次元摩擦抵抗
ϕ	: 流れ関数
ϕ^*	: 無次元流れ関数
ω	: 加速係数

1. はじめに

高温ガス冷却炉では、冷却材に気体を用いているが、液体を用いる場合に比べ熱伝達率が低くなるため、燃料要素や熱交換器の伝熱面に熱伝達を増進させる目的で種々の工夫が施されている。伝熱面にフィンあるいは、リブなどを取り付けることにより熱伝達を向上させる方法もその一つである。

リブあるいは、フィンのような乱流促進体を取り付けた伝熱面の熱伝達、圧力損失についてはすでに数多くの研究がなされており、平滑な伝熱面と比べて熱伝達率を2~3倍程度向上できることが知られている¹⁾。しかしながら、これらの研究のほとんどは実用上最も多く使用される高レイノルズ数領域 ($Re > 10^4$) で行われており、低レイノルズ数領域での研究は少ない。

現在研究が進められている多目的高温ガス実験炉のように比較的レイノルズ数の低い領域で燃料要素の冷却を行う場合には、原子炉の安全性の面からも遷移 (乱流/層流) 領域および層流領域における乱流促進体まわりの伝熱・流動特性を調べる事が重要な問題となってくる。

菱田ら²⁾は、レイノルズ数が500~4000の比較的低いレイノルズ数領域で円柱形の乱流促進体を取り付けた平行流路の熱伝達実験を行い、レイノルズ数が600~1000以下の範囲では乱流促進体のない平滑流路の場合よりも逆に熱伝達率が低下するという結果を報告している。著者ら³⁾は、この熱伝達率の低下についてリブ付き伝熱面の熱流動特性との関連を明らかにする目的で、数値解析コードの開発を行った。このコードは、平行流路内に等間隔に取り付けられたリブまわりの強制対流熱伝達について、2次元非圧縮性流れを仮定し、流路壁面から熱流束が与えられているものとして、Navier-Stokesの式およびエネルギーの式を有限差分法により数値解析するものである。

本報告は、(流路1ピッチ長)/(リブ幅)が7.0、(流路高さ)/(リブ高さ)が3.0、(リブ幅)/(リブ高さ)が2.0であるようなリブ付き平行流路について、レイノルズ数が10~250の範囲で行った数値計算の結果を示したものである。各レイノルズ数について、流れ関数分布、渦度分布、温度分布、ヌッセルト数分布、摩擦係数分布、圧力係数分布および速度分布などを求め、伝熱・流動特性に及ぼすレイノルズ数の影響について検討した。

2. 理論解析

2.1 対象領域

Fig. 1 にリブ付き伝熱面を有する平行流路を示す。流体の流れ方向を x 方向、流路下面より上面に向かう方向を y 方向とする（座標系は、2次元デカルト座標系である）。流路下面のリブは矩形であり、 x 方向に等間隔に取り付けられているものとし、1ピッチの長さを P 、流路高さを H 、リブ幅を w 、リブ高さを s とする。等間隔に取り付けられたリブの任意の1ピッチを解析の対象領域として採用し、 $P/w = 7.0$ 、 $H/s = 3.0$ とした。

2.2 仮定

ここでは、次のような仮定を用いる。

- (1) 2次元流れとする。
- (2) 非圧縮性ニュートン流体とする。
- (3) 流体の物性値は一定とし、外力は無視する。
- (4) 流体は壁で滑べらないものとする。
- (5) エネルギー方程式では、ふく射および粘性散逸の効果を無視する。
- (6) 流れ場および温度場は周期的とする。
- (7) 境界壁より熱流束が与えられるものとする。

2.3 基礎方程式

上記の仮定のもとで、基礎方程式は次のようになる。

<連続の式>

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.1)$$

<運動の式>

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2.3)$$

<エネルギーの式>

$$\rho C_p \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} + u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \quad (2.4)$$

ここで、 u 、 v は、それぞれ x 、 y 方向の速度成分であり、 p は圧力、 ρ は密度、 ν は動粘性係数、 θ は温度、 C_p は定圧比熱、 λ は熱伝導率である。

渦度 ζ を次式で定義し、

$$\zeta = -\left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y}\right) \quad (2.5)$$

さらに、流れ関数 ϕ を次式で定義すると、

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial y}, \quad v = -\frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (2.6)$$

連続の式(2.1)は、自動的に満足され、式(2.3)と式(2.4)に式(2.5)と式(2.6)を適用すれば、次のような渦度移動方程式が得られる。

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{\partial \zeta}{\partial x} - \frac{\partial \phi}{\partial x} \frac{\partial \zeta}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} \right) \quad (2.7)$$

一方、流れ関数方程式は、式(2.5)より、

$$-\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = \zeta \quad (2.8)$$

となる。

2.4 境界条件

境界条件は、前述の仮定に基づき次のようになる。(Fig. 2 参照)

- (1) 壁面上で滑べらない。

$$u = v = 0$$

- (2) 壁面からの熱流束は一定。

$$\text{流路上面から} \quad q_1 = -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_1$$

$$\text{流路下面から} \quad q_2 = -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_2$$

- (3) 流入境界では速度が等しい。

流入境界を $x = 0$, 流出境界を $x = x_p (=P)$

とすれば、

$$u(0, y) = u(x_p, y)$$

$$v(0, y) = v(x_p, y)$$

- (4) 温度は、次式で与えられる。

$$\theta(x_p, y) = \theta(0, y) + \theta_c$$

ここで、 θ_c は、壁面から流体に入る熱量で決まる定数であり次式で与えられる。

$$\theta_c = \frac{q_1 x_p + q_2 (x_p + 2s)}{\rho C_p y_0 \bar{U}_0} \quad (2.9)$$

$$\left(\text{ただし、} \bar{U}_0 = \frac{1}{y_0} \int_0^{y_0} u \, dy \right)$$

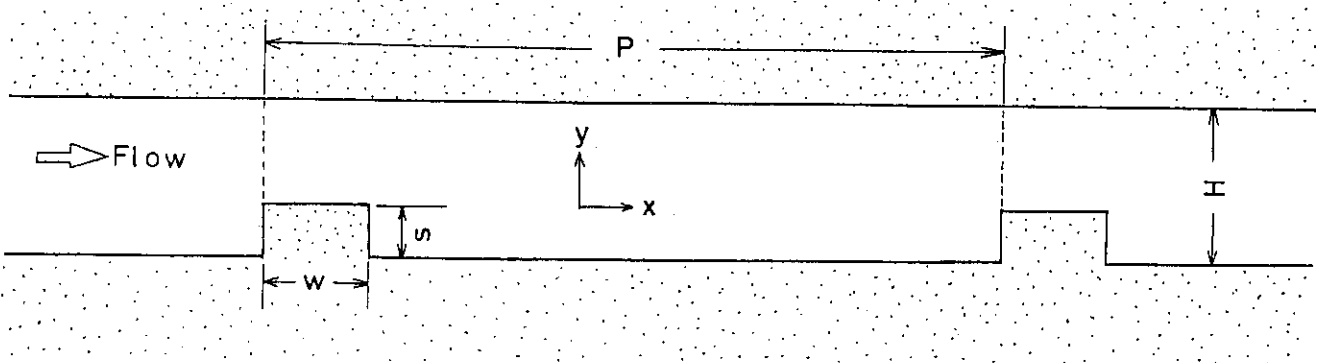


Fig.1 Parallel Channel Attached with Equally-spaced Ribs

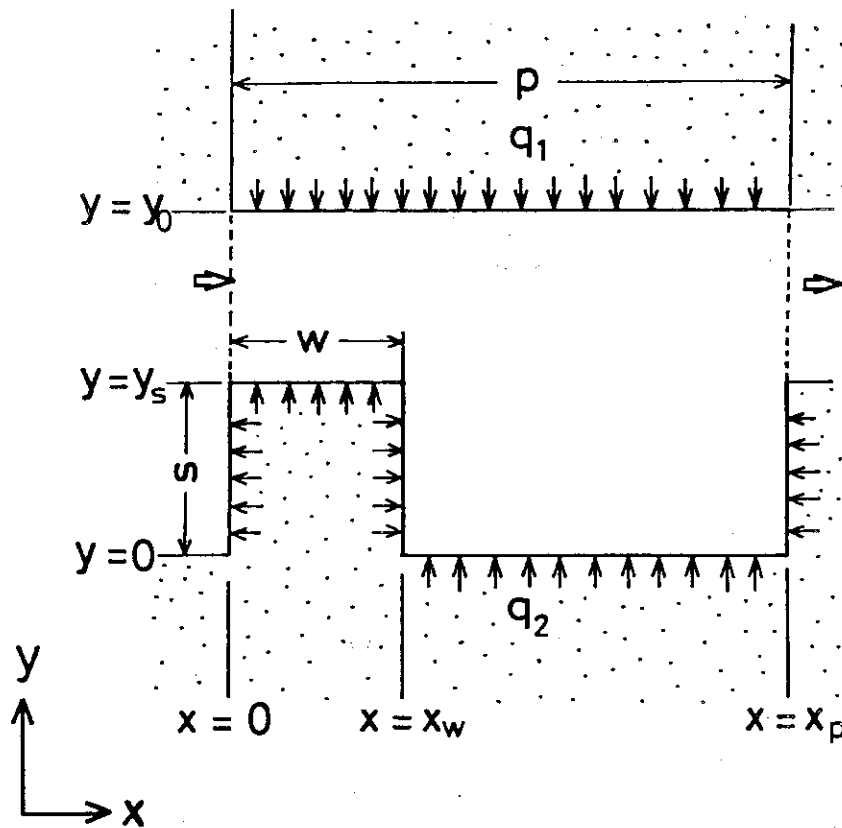


Fig.2 Interest Region and Boundary Conditions

2.5 無次元化体系

前報³⁾と同様に、代表長さ $2H$ （流路高さの2倍）および代表速度 \bar{U}_0 （平均流速）を用いて無次元化する。

$$U = u / \bar{U}_0, V = v / \bar{U}_0, X = x / 2H, Y = y / 2H, T = t / (2H / \bar{U}_0), P^* = (p - p_0) / (\rho U_0^2), \theta = (\theta - \theta_0) / \theta_c,$$

$$Q = q_1 x_p / [q_1 x_p + q_2 (x_p + 2s)]$$

$$Re = 2 U_0 H / \nu \quad (\text{レイノルズ数})$$

$$Pr = \nu / \alpha \quad (\text{プラントル数})$$

ここで、 $\alpha (= \lambda / (\rho C_p))$ は温度伝導率である。

以上の無次元諸量を用い、基礎方程式を無次元化すると次式のようにになる。

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial U}{\partial T} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P^*}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial V}{\partial T} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P^*}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial T} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (2.13)$$

$$U = \frac{\partial \phi^*}{\partial Y}, \quad V = - \frac{\partial \phi^*}{\partial X} \quad (2.14)$$

$$\zeta^* = - \frac{\partial^2 \phi^*}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \phi^*}{\partial X^2} \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial \zeta^*}{\partial T} + \frac{\partial \phi^*}{\partial Y} \frac{\partial \zeta^*}{\partial X} - \frac{\partial \phi^*}{\partial X} \frac{\partial \zeta^*}{\partial Y} = \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 \zeta^*}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \zeta^*}{\partial Y^2} \right) \quad (2.16)$$

同様に境界条件を無次元化すると次のようになる。

(1) 流路下面では、

$$\phi^* = 0.0$$

$$\zeta^* = - \frac{\partial^2 \phi^*}{\partial N^2} \quad (2.17)$$

$$- \frac{\partial \theta}{\partial N} = \frac{(1-Q) Re Pr}{2 (X_p + 2D)}$$

(2) 流路上面では、

$$\phi^* = 0.5$$

$$\zeta^* = - \frac{\partial^2 \phi^*}{\partial N^2} \quad (2.18)$$

$$- \frac{\partial \theta}{\partial N} = \frac{Q Re Pr}{2 X_p}$$

ここで, $X_P = x_P / 2H$, $D = s / 2H$, $N = n / 2H$
ただし, n は, 境界面に対する法線方向を示す。

(3) 流入境界

$$\begin{aligned}\phi^*(0, Y) &= \phi^*(X_P, Y) \\ \zeta^*(0, Y) &= \zeta^*(X_P, Y) \\ \theta(0, Y) &= \theta(X_P, Y) - 1\end{aligned}\quad (2.19)$$

2.6 圧力, 摩擦抵抗および熱伝達率

壁面上での圧力, 摩擦抵抗および熱伝達率は, 次のように求められる。

(1) 圧力

圧力基準点における基準圧力を P_0^* とすれば, x 軸に平行な壁面上で,

$$P^* = P_0^* - \int_0^X \frac{1}{Re} \left. \frac{\partial \zeta^*}{\partial Y} \right|_w dX \quad (2.20)$$

また, y 軸に平行な壁面上で,

$$P^* = P_0^* + \int_0^Y \frac{1}{Re} \left. \frac{\partial \zeta^*}{\partial X} \right|_w dY \quad (2.21)$$

である。ここで, 添字 w は境界壁を示す。

(2) 摩擦抵抗

無次元摩擦抵抗 τ^* は, 次式で与えられる。

$$\tau^* = \frac{1}{Re} \zeta^* \quad (2.22)$$

(3) 熱伝達率

ヌッセルト数 Nu は, 流路上面で,

$$Nu = \frac{Q Re Pr}{2 X_P (\theta_w - \theta_b)} \quad (2.23)$$

流路下面で,

$$Nu = \frac{(1-Q) Re Pr}{2 (X_P + 2D) (\theta_w - \theta_b)} \quad (2.24)$$

となる。ここで, θ_w は無次元壁面温度, θ_b は無次元混合平均温度である。

3. 数 値 計 算 法

実際に計算で用いた有限差分式の詳細については、前報³⁾で述べたとおりである。

計算手順をFig. 3のフローチャートに示す。初期値は、本計算に先立ち入力データ（カード）と初期値計算から計算されるか、または中間結果が書き込まれているデータファイルの読み込みを行うことにより入力される。

主計算ループには、4個所の収束判定ループがあり、各々の収束判定許容誤差値は、使用計算機（FACOM230-75およびM 200）の計算精度を考慮して、予備計算を行い、その結果から決めた。

(1) 流れ関数 ψ^* の収束判定ループ

$$\text{収束判定許容誤差 } E_{\psi} \leq 3 \times 10^{-5}$$

(2) 渦度 ζ^* の収束判定ループ

$$\text{収束判定許容誤差 } E_{\zeta_1} \leq 3 \times 10^{-3}$$

(3) 流れ場の定常状態判定ループ

$$\text{収束判定許容誤差 } E_{\zeta_2} \leq 3 \times 10^{-3}$$

(4) 温度場の定常状態判定ループ

$$\text{収束判定許容誤差 } E_{\theta} \leq 8 \times 10^{-5}$$

DATA INPUT により計算の初期値が与えられるので、時間を ΔT だけ進めて計算領域の内点について渦度の計算を行う。次に、求められた領域内点の渦度から流れ関数をS.L.O.R法で求め、収束判定条件を満足するまで反復計算を行う。求められた流れ関数を用いて境界壁面上での渦度を計算し、収束するまで反復計算を繰り返す。渦度、流れ関数が共に収束判定条件を満足したところで温度場の計算を行う。次に、流れ場の定常状態判定を行い、定常状態判定条件を満足するまで反復計算を行う。

流れ場が定常に達したところで流れ関数および渦度に関する結果を出力する。さらに、温度場が定常状態判定条件を満足するまで再計算を行う。温度場が定常に達したら結果を出力し、圧力、摩擦抵抗およびヌッセルト数の計算を行う。

最後に、グラフィック・サブルーチン・パッケージ「TSL GRAPHICS」を用いて流れ関数、渦度および温度の等高線図、速度ベクトル図、速度プロフィール図および温度プロフィール図等を得る。

計算実行時の留意点としては、計算時間を短縮するために、加速係数 ω （流れ関数の繰り返し計算の際に用いるパラメータ）の値を計算開始には大きく（ $\omega = 1.3 \sim 1.5$ 程度）とり、収束状況を考慮しながら徐々に小さく（ $\omega = 1.1 \sim 1.2$ 程度）とすることが望ましい。

本報の計算時間は、FACOM230-75で1ケース当たり1時間～13時間のCPU時間を要した。

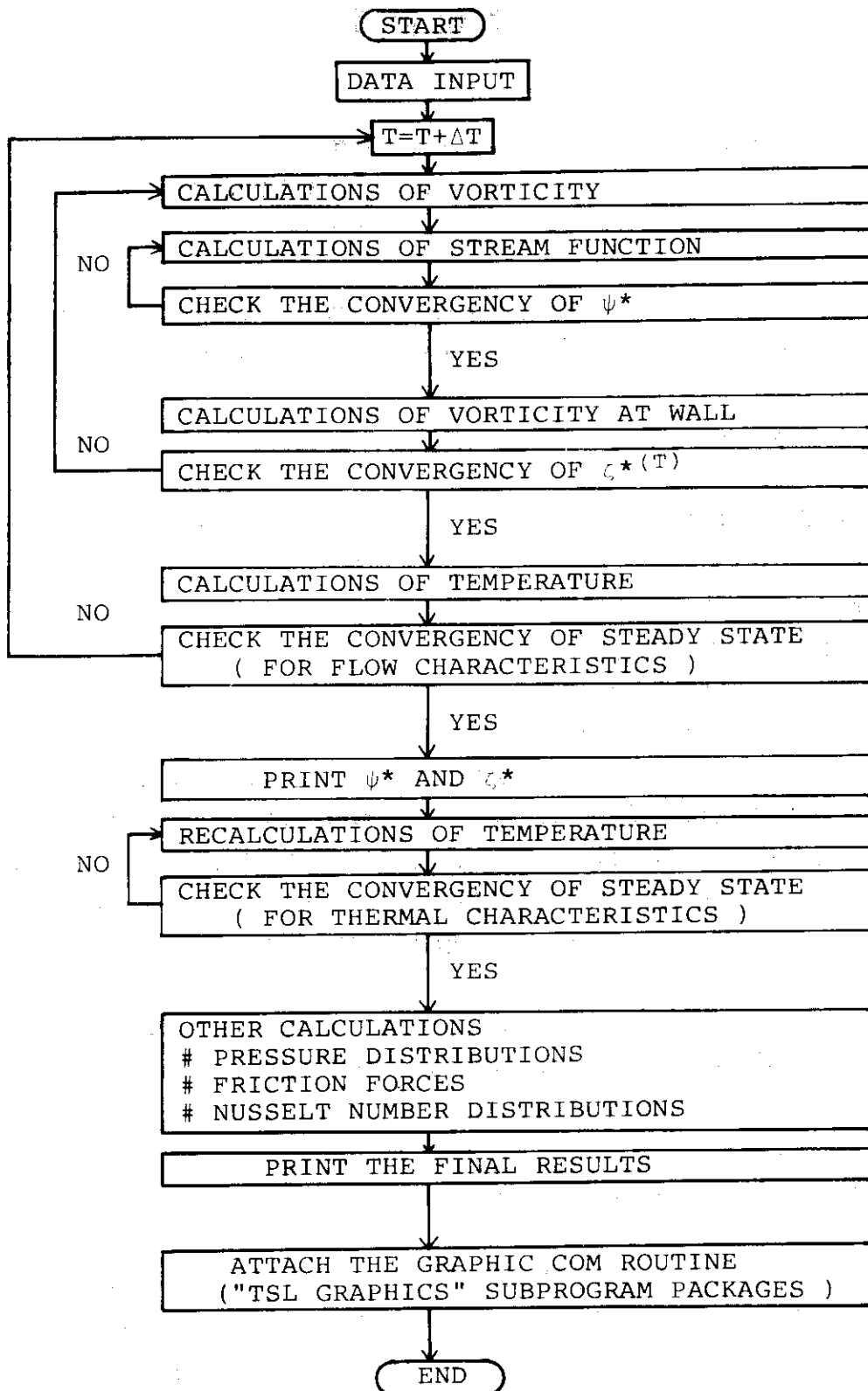


Fig.3 Flow Chart

4. 計算結果

本報では、次の計算条件で数値計算を行った。

幾何学的形状寸法

$$\text{リブピッチ} ; P = \frac{14}{3} H$$

$$\text{リブ高さ} ; s = \frac{1}{3} H$$

$$\text{リブ幅} ; w = \frac{2}{3} H$$

計算メッシュ分割数

$$\text{X方向メッシュ分割数} ; IX = 70$$

$$\text{Y方向メッシュ分割数} ; JY = 44$$

$$\text{リブ幅メッシュ分割数} ; IB = 10$$

$$\text{リブ高さメッシュ分割数} ; JS = 15$$

$$\text{プラントル数} ; Pr = 1.0$$

$$\text{レイノルズ数} ; Re = 10.0, 20.0, 30.0, 50.0, 80.0, 100.0, \\ 150.0, 200.0, 250.0$$

4.1 流動特性

4.1.1 流れ関数

Fig. 4～Fig. 12 に流れ関数の等高線図を示す。主流は、図の左側から右側に向かって流れている。流路下面の境界上では、流れ関数 ψ^* の値は0.0であり、流路上面の境界上では0.5である。図中の太線は0.1刻みの等高線を示している。

流動特性を知る上で興味深いのは離域に関し、位置、形状およびレイノルズ数による変化についてまとめると次のようになる。

はく離域は、リブの前面下部と後面下部付近に現れ、レイノルズ数によらずリブの下流側に生ずるはく離域の方が上流側のそれよりも大きい。はく離域の内部には、定常渦が形成されている。レイノルズ数の増加に伴いはく離域は拡大し、定常渦が成長する。

はく離点は、 $Re \leq 50$ では、リブ後面の中央付近にあるが、 $Re \leq 100$ では、リブ後縁付近まで移動する。また再付着点もレイノルズ数の増加に伴い次第に下流側に移動する。

はく離域内の流れ関数値は負であり、この負の値が最大である定常渦の中心はレイノルズ数の増加に伴い下流側かつはく離線側に移動する傾向がある。また、渦中心の流れ関数の絶対値を定常渦の強度とすれば、レイノルズ数の増加に伴い定常渦の強度も大きくなる。

定常渦の形状は、渦中心部でひずんだ楕円形をしており、境界壁付近では、境界に沿った曲線形状をしている。

4.1.2 渦度

Fig. 13 ~ Fig. 21 に渦度の等高線図を示す。Fig. 13 の $Re = 10$ の図を参照すると、太線が渦度 $\zeta^* = 0.0$ の渦無し領域を示しており、流路中央付近とリブ前面および後面下部付近に現れている。リブ上面の前縁と後縁には、大きな負の渦度が生じており、等高線が密になっている。またリブに対向した流路上面には、やや大きい正の渦度が生じている。

レイノルズ数が増加すると (Fig. 14 ~ Fig. 21 参照)、リブ上面の後縁の負の渦度値が小さくなり、等高線は前縁に比べて疎になって次第に下流側に尾を引くような形状になる。またリブ前面下部に比べ後面下部には正の渦度をもつ領域が大きく成長していく様子がわかる。さらに、レイノルズ数が増加するのに伴いリブに対向した流路上面および流路下面のリブ間で、正の渦度が次第に大きくなり、等高線は下流側に流されるような形状を示す。

$Re = 80 \sim 100$ では、リブ前縁の上流側に等高線の振動が生じるようになり、レイノルズ数がさらに増加すると、この振動が上流側に伝播していく傾向が見られる。この状態は、解の尻振り (Wiggles) 現象あるいは空間的振動現象と呼ばれる⁴⁾ものであり、これに関しては第5章で述べる。

4.1.3 速度分布、圧力および摩擦抵抗

Fig. 22 ~ Fig. 30 に1ピッチ分の速度ベクトル図を示す。図中、矢印の方向が流れの方向を示し、矢印の長さが流速の大きさを示している。

主流の速度に比べて壁近傍での流速は小さく、またリブ下流側のはく離域では流れは渦を巻く様子を示している。

レイノルズ数が増加するのに伴いはく離域は下流側に成長し、定常渦の中心も下流側に移動する。

Fig. 31 ~ Fig. 39 に1ピッチ分の速度プロファイルを示す。速度プロファイルの概形は、主流の流れ方向に凸の放物線形状であり、主流中央付近で最大速度、壁面上で零を示している。

レイノルズ数の増加に伴いはく離域内の速度プロファイル逆転部分が大きくなり、さらに下流側に逆転領域が拡がることを示している。また、リブ上方の速度プロファイルは、レイノルズ数の増加に伴い放物線型とは異なり、凸部分が平坦になって主流の最大速度の位置がリブ表面側に近づくことがわかる。 $Re \geq 100$ では、リブ間部分の速度プロファイルも変化し、 $Re \leq 80$ に比べて主流の最大速度がやや大となる。

次に、Fig. 40 ~ Fig. 48 に流路上面の無次元圧力分布を示す。 $Re \leq 50$ では、無次元圧力分布曲線は急激な勾配を持つが、レイノルズ数の増加に伴い次第に曲線は緩やかな勾配を示すようになる。また、レイノルズ数の増加に伴い流路下面のリブの影響により、リブに対向する部分 (AM間) で急勾配を示し、リブ間部分に対向する部分 (MB間) で緩やかな変化を示すが、 $Re \geq 80$ では、MB間の曲線はやや上に凸形の分布形状を示すようになる。さらに、 $Re \geq 100$ では、無次元圧力の絶対値はレイノルズ数の増加に伴い若干小さくなるが、分布曲線形状には大きな差異は認められなくなる。

次に、Fig. 49 ~ Fig. 57 に流路上面の無次元摩擦抵抗分布を示す。リブに対向する部分 (AM間) で無次元摩擦抵抗は最大を示す。レイノルズ数の増加に伴い無次元摩擦抵抗は全体的に小さ

くなり、リブ間部分に対向する部分（MB間）では、下流側に向かって増加する傾向を示す。また、 $Re \geq 150$ では、無次元摩擦抵抗値は異なるが、分布曲線の形状には大きな差異は認められなくなる。

Fig. 58～Fig. 66 に流路下面の無次元摩擦抵抗分布を示す。リブ上面（CD間）では、前縁および後縁で負の無次元摩擦抵抗値が大きく、リブ上面中央付近でその絶対値が最小を示している。レイノルズ数の増加に伴い負の無次元摩擦抵抗値は全体的に小さくなる傾向を示し、特にリブ後縁での変化が顕著である。

リブ後面（DE間）では、後面の最上端（リブ上縁）で負の無次元摩擦抵抗が最大となり、後面中央付近で正の無次元摩擦抵抗を示している。レイノルズ数の増加に伴い無次元摩擦抵抗値の絶対値は全体的に小さくなるが、 $Re \geq 150$ では正の無次元摩擦抵抗分布を示している。

リブ間下面（EF間）では、リブ付近で変化が見られるが、その他の部分はほぼ平坦であるような分布を示している。レイノルズ数の増加に伴い負の無次元摩擦抵抗値は全体的に小さくなる。また、レイノルズ数が増加するとリブ付近では正の無次元摩擦抵抗値を示すようになり、はく離域の影響が現れている。この正の値をもつ部分が、レイノルズ数の増加と伴に下流側に拡がっていく様子がわかる。

リブ前面（FG間）では、前面の最上端（リブ上縁）で負の無次元摩擦抵抗値が最大を示している。レイノルズ数の増加に伴い負の無次元摩擦抵抗値は減少する傾向を示しているが、 $Re \geq 100$ ではあまり変化が見られなくなる。

4.2 伝熱特性

4.2.1 温度分布

Fig. 67～Fig. 75 に等温線図を示す。図は2ピッチ分を示しており、主流は図の左側から右側に向かって流れている。壁面から流体に対して熱流束が与えられる場合を取り扱っており、壁面での温度勾配は流路上下面でそれぞれ一定としている。

$Re \leq 30$ では、主流と壁面との相対的な無次元温度差が小さいため、等温線は流路上下面間である程度規則的に結ばれている。等温線は、壁面近傍では一様な勾配を持ち、主流では流れ方向に凸の形状を示している。主流の凸部分は、壁面に比べ相対的に低い無次元温度を持ち、この領域は主流の流線に沿ってリブ上方からリブ間へ入り込んでいる。レイノルズ数の増加に伴い主流と壁面との相対的な無次元温度差が大きくなり、等温線は壁面近傍で密、主流で疎となる。

次に、Fig. 76～Fig. 84 に温度プロフィールを示す。図は1ピッチ分を示しており、プロフィールは図の縦線で示した断面におけるy軸方向の温度分布を示している。プロフィール形状は、主流の流れ方向に対して凹型を示しており、壁面に比べ主流の無次元温度が小さいことを示している。また下流側に進むに従い無次元温度が大きくなることを示している。レイノルズ数の増加に伴い主流と壁面との間の相対的な無次元温度の差が大となり、またはく離域内部で無次元温度の上昇が認められるが、はく離域内およびはく離線でのプロフィールは定常渦の影響で複雑な形状を示している。

4.2.2 局所ヌッセルト数

Fig. 85 ~ Fig. 93 に流路上面の局所ヌッセルト数分布を示す。AB間が1ピッチ、Mがリブ後縁対向位置を示している。

$Re \leq 30$ ではヌッセルト数の局所の変化が大きく複雑な分布を示している。 $Re \geq 50$ ではリブに対向する部分 (AM間) の中央付近で $Nu = 13 \sim 14$ の最大となり、リブ間部分に対向する部分 (MB間) ではヌッセルト数の局所の変化は少なくほぼ $Nu = 10$ 程度であり、B付近 (リブ前縁に対向する部分) では再びヌッセルト数が増大している。

レイノルズ数の増加に伴い分布曲線は滑らかな形状を示すようになり、ヌッセルト数の最大値は小さくなる傾向を示す。さらにレイノルズ数が大きくなる ($Re \geq 150$) と分布曲線の形状に大きな差異が認められなくなる。

Fig. 94 ~ Fig. 102 に流路下面の局所ヌッセルト数分布を示す。図中、Cはリブ前縁、Dはリブ後縁、Eはリブ後面取り付け部、Fはリブ前面取り付け部、Gはリブ前縁を示している。

リブ上面 (CD間) では、前縁から後縁に向かうに従いヌッセルト数が大となり、レイノルズ数の増加に伴い次第に分布曲線の勾配も大となる。

リブ後面 (DE間) では、リブ上縁から下方に向かうに従いヌッセルト数は急激に減少する。またこの面の分布曲線の形状は、レイノルズ数にあまり影響されないことがわかる。

リブ間下面 (EF間) については、 $Re \leq 100$ で分布曲線の途中で谷あるいは段が生じている (はく離域の再付着点付近に対応する部分で生じる) が、 $Re \geq 150$ ではなめらかな y 軸方向に凸の分布曲線形状を示している。また分布曲線はリブ前面付近で急激な減少を示しており、レイノルズ数の増加に伴い曲線のピークが次第に下流側に移動する傾向がある。

リブ前面 (FG間) では、リブ前面取り付け部からリブ上縁に向かうに従いヌッセルト数は急激な減少を示している。またレイノルズ数の増加に伴いヌッセルト数も増大することがわかる。

次に、Fig. 103 に流路下面の特定位置におけるヌッセルト数のレイノルズ数による変化を示す。aはリブ上面中央、bはリブ後面中央、cはリブ間下面中央、dはリブ前面中央、eははく離域の再付着点を示している。

a, c 地点ではレイノルズ数の増加に伴いヌッセルト数は減少傾向から一定化の傾向を示す。また b 地点ではレイノルズ数の影響をあまり受けずヌッセルト数の変化は小さい。d 地点では、ヌッセルト数の変化は大きいが増加傾向を示し、e 地点では直線的に増加する傾向を示している。

4.2.3 平均ヌッセルト数

Fig. 104 に局所ヌッセルト数分布から求めた各部の平均ヌッセルト数 \overline{Nu} とレイノルズ数との関係を示す。図中添字の a は流路上面、b はリブ上面、c はリブ後面、d はリブ間下面、e はリブ前面を示している。

各部の平均ヌッセルト数は、それぞれの面の局所ヌッセルト数の平均値で定義している。

\overline{Nu}_a と \overline{Nu}_b は、 $Re \geq 50$ ではほぼ一定値 (≈ 10) を示し、 \overline{Nu}_c は多少変化するがほぼ 4 である。また \overline{Nu}_d はレイノルズ数によらずほぼ 7.5 であり、 \overline{Nu}_e は、 $Re \leq 100$ で約 5、 $Re \geq 150$ で約 8 程度まで急激に上昇する。

Fig. 105 に流路上下面における平均ヌッセルト数とレイノルズ数の関係を示す。

流路上面では、 $Re \leq 100$ の範囲で平均ヌッセルト数は約11から約10に減少し、 $Re \geq 100$ ではほぼ一定値、 $\overline{Nu} \approx 10$ 程度となる傾向を示している。また流路下面では、レイノルズ数によらずほぼ $\overline{Nu} = 7.5$ を示している。

5. 検討および考察

本章では、流動特性、伝熱特性に及ぼすレイノルズ数の影響について検討する。また数値計算手法に関する検討も行う。

5.1 流動特性に及ぼすレイノルズ数の影響

流れ関数分布、速度ベクトル分布、速度プロファイル、渦度分布、無次元圧力分布、無次元摩擦抵抗分布などの結果から、レイノルズ数の増加に伴いリブ下流方向にはく離域が成長すること、流動特性に影響を及ぼすことがわかった。

Fig. 106 は、はく離点および定常渦の中心とレイノルズ数の関係を示したものである。レイノルズ数の増加に伴い両者共にリブから遠ざかる傾向を示している。しかし、リブ高さのy方向の格子間隔が15であるため、はく離点は $Re \geq 200$ になると頭打ちの傾向を示す。一方定常渦の中心ははく離域内で上方へ移動していくことを示している。

Fig. 107 は、はく離の再付着点および定常渦の中心とレイノルズ数の関係を示したものである。再付着点は、レイノルズ数の増加に伴いリブから遠ざかる。すなわち、はく離域が下流側へ成長していく様子がわかる。また定常渦の中心もレイノルズ数の増加に伴い下流側に移動する傾向を示している。

以上のことから、はく離域はレイノルズ数の増加に伴いリブの下流側に成長していくことがわかる。さらに、レイノルズ数がより大きい($Re \geq 600 \sim 1000$)場合、定常渦から非定常渦へ遷移すると考えられるが、本数値計算範囲では定常渦の存在を認めたに止まった。

次に、Fig. 108 は、無次元圧力降下とレイノルズ数の関係を示したものである。○印が本数値計算の結果を示している。

一般に、平行平板の圧力降下は次式で示される。

$$\frac{dP^*}{dX} = -\frac{48}{Re} \quad (5.1)$$

ここで、1ピッチ間の圧力損失 ΔP^* を用いてリブ付き平行流路と平行平板間流路の圧力損失を比較する。

$$\text{アスペクト比 } \beta = \frac{1 \text{ピッチ長さ}}{2 \times (\text{流路高さ})} = \frac{P}{2H}$$

上式で定義するアスペクト比 β を用い、平行平板間の流れについて圧力損失を求めると

$$\Delta P^* = \beta \frac{dP^*}{dX} = -\frac{112}{Re} \quad (5.2)$$

となる。

Fig. 108の破線が(5.2)式を示しており、数値計算結果のうち $Re \leq 100$ の範囲でほぼ直線関係にある点を結んだものを実線で示した。この実線で示された圧力損失とレイノルズ数の関係は、次式のようになる。

$$\Delta P^* = - \frac{191.7}{Re} \quad (5.3)$$

レイノルズ数が増加すると、 $Re \geq 100$ では(5.3)式と計算結果(○印)とが異なってくる。すなわち、 $\Delta P^* > -191.7/Re$ となり $Re \geq 100$ では圧力損失が(5.3)式より大きくなることがわかる。

以上のことから、平行平板間流路よりもリブ付平行流路の方が圧力損失が大きく、またレイノルズ数が多い程圧力損失も大きいといえる。

5.2 伝熱特性に及ぼすレイノルズ数の影響

等温線図と温度プロフィールから、レイノルズ数の増加に伴い主流と壁面との間の無次元温度の差が相対的に大きくなること、または離域内では、熱移動が起こりにくいことがわかった。後者については、Fig. 103の局所ヌッセルト数とレイノルズ数の関係からも判断される(すなわち、リブ後面中央(b)の局所ヌッセルト数が、他の地点と比較して小さい値を示している)。

ここで、平行2平板間の層流熱伝達と本報の結果とを比較する。

均一熱流束で加熱される平行平板間の流れにおけるヌッセルト数は、次のようになる。

$$Nu = \frac{2y_0 h}{\lambda} = 8.235 \quad (5.4)$$

本報で得られた結果は、流路上面では $Nu = 10 \sim 11$ 、流路下面では $Nu = 7.5$ であるから、平行平板間の層流熱伝達と比較して、本報で計算を行ったレイノルズ数範囲では、流路上面の熱伝達は促進されるが、リブが取り付けられている流路下面の熱伝達は若干低下することがわかった。

5.3 数値計算手法に関する検討

$Re \geq 100$ の計算では、リブ前縁の上流側に解の振動、すなわち解の尻振り現象が現れ、振動が上流側に伝播して行くため、 $Re \geq 300$ では計算不可能になった。

解の尻振り、あるいは空間的振動は、流れの数値計算を行う際にしばしば起こる現象であり、反復収束を悪化させる。

一般に、中心差分法を用いた離散化方程式において、解の尻振りが発生する限界は、次の条件で決まる。

セル・レイノルズ条件

$$Rc = u \Delta x / \nu \geq 2 \quad (5.5)$$

ここで、 Rc はセル・レイノルズ数、 Δx はセルの幅である。

従って、解の尻振りを発生させないためには、セルの幅 Δx を小さくする、すなわち計算メッシュ点数を多くして $Rc < 2$ とすれば良いが、計算メッシュ点数を多くすることにより計算機の

主記憶容量が増大するため不利である。この方法以外に定係数の方程式で「挙動誤差」を除去する方法として風上差分法がある。この方法の利点は、中心差分法を用いた場合の解の尻振り発生条件が、風上差分の正確度の条件と同じであるため、セル・レイノルズ数による制約を受けないし、現行の計算メッシュの寸法を変更する必要がないことである。しかし、この方法は、解の尻振りの生じない領域において中心差分法を用いた結果よりも精度が落ちること、またその式形の導出の際人工粘性を生ずることに問題がある。

6. おわりに

レイノルズ数 10～250 における数値計算の結果、リブ付き伝熱面を有する平行流路の伝熱および流動特性に関し次のような知見が得られた。

- (1) はく離域は、レイノルズ数の増加に伴いリブ下流方向に成長する。
- (2) リブ付き平行流路の圧力損失は、平行平板間流路に比べて大きく、またレイノルズ数の増加に伴い増大する。
- (3) リブ付伝熱面を有する平行流路の平均ヌッセルト数は、本研究のレイノルズ数範囲では、流路上面で約10～11、リブ付き伝熱面を有する流路下面で約7.5である。平滑な平行流路と比較してリブ付き平行流路上面では熱伝達は促進されるが、流路下面では若干低下する。

今後、種々のアスペクト比を持つリブ付平行流路に関する研究が必要であり、またさらに大きいレイノルズ数領域まで計算を進める必要がある。

本解析コードの実用的な限界は、 $Re \leq 100$ であるため、今後より大きいレイノルズ数領域まで計算するには、渦度移動方程式の対流項に対して風上差分法を適用することが望ましいと思われる。

主記憶容量が増大するため不利である。この方法以外に定係数の方程式で「挙動誤差」を除去する方法として風上差分法がある。この方法の利点は、中心差分法を用いた場合の解の尻振り発生条件が、風上差分の正確度の条件と同じであるため、セル・レイノルズ数による制約を受けないし、現行の計算メッシュの寸法を変更する必要がないことである。しかし、この方法は、解の尻振りの生じない領域において中心差分法を用いた結果よりも精度が落ちること、またその式形の導出の際人工粘性を生ずることに問題がある。

6. お わ り に

レイノルズ数 10～250 における数値計算の結果、リブ付き伝熱面を有する平行流路の伝熱および流動特性に関し次のような知見が得られた。

- (1) はく離域は、レイノルズ数の増加に伴いリブ下流方向に成長する。
- (2) リブ付き平行流路の圧力損失は、平行平板間流路に比べて大きく、またレイノルズ数の増加に伴い増大する。
- (3) リブ付伝熱面を有する平行流路の平均ヌッセルト数は、本研究のレイノルズ数範囲では、流路上面で約10～11、リブ付き伝熱面を有する流路下面で約7.5である。平滑な平行流路と比較してリブ付き平行流路上面では熱伝達は促進されるが、流路下面では若干低下する。

今後、種々のアスペクト比を持つリブ付平行流路に関する研究が必要であり、またさらに大きいレイノルズ数領域まで計算を進める必要がある。

本解析コードの実用的な限界は、 $Re \leq 100$ であるため、今後より大きいレイノルズ数領域まで計算するには、渦度移動方程式の対流項に対して風上差分法を適用することが望ましいと思われる。

参 考 文 献

- 1) F. Williams and J. Watts, "The Development of Rough Surfaces with Improved Heat Transfer Performance and a Study of the Mechanisms Involved", Heat Transfer 1970, Fourth International Heat Transfer Conference, Paris, Vol.II, FC5.5 (1970)
- 2) M. Hishida, Y. Okamoto, H. Kawamura and J. Hanawa, "Enhanced Heat Transfer of Fuel at Low Reynolds Number", Nuclear Engineering Maturity, Proceedings of the European Nuclear Conference, Paris, Vol.9, pp453-467 (1975)
- 3) 功刀, 滝塚, "リブ付伝熱面の強制対流熱伝達・第1報 (数値解析コード)", JAERI-M8650 (1980)
- 4) P.J. ローチェ著, 高橋亮一他訳, "コンピュータによる流体力学" <上>, pp. 242-248. (1977)

Re= 10 Pr= 1.0

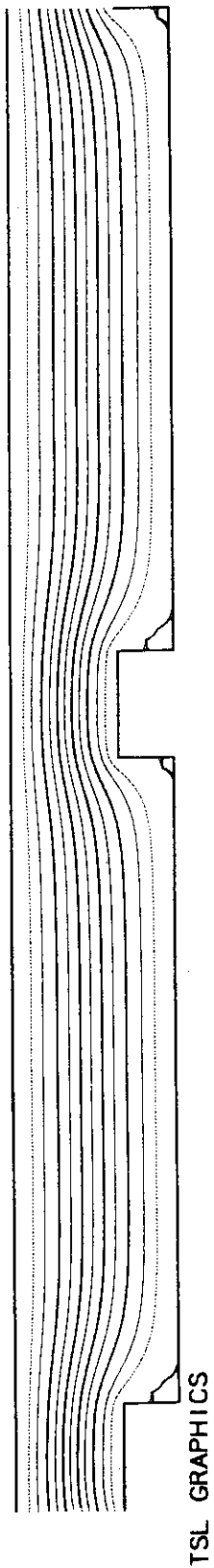


Fig.4 Contour Lines of Stream Function (Re=10)

Re= 20 Pr= 1.0

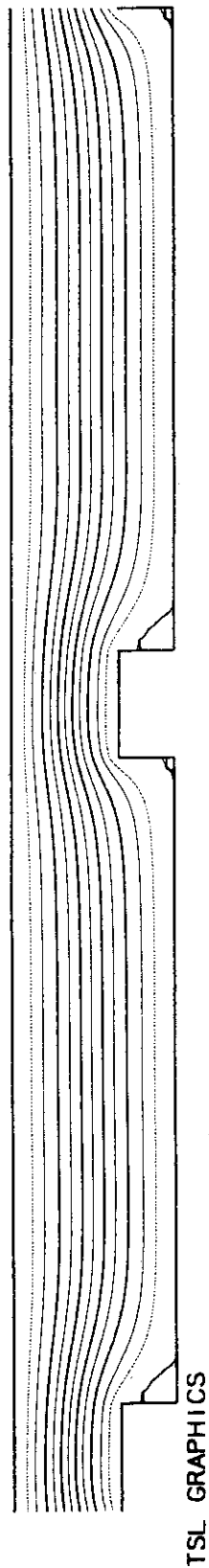


Fig.5 Contour Lines of Stream Function (Re=20)

Re= 30 Pr= 1.0

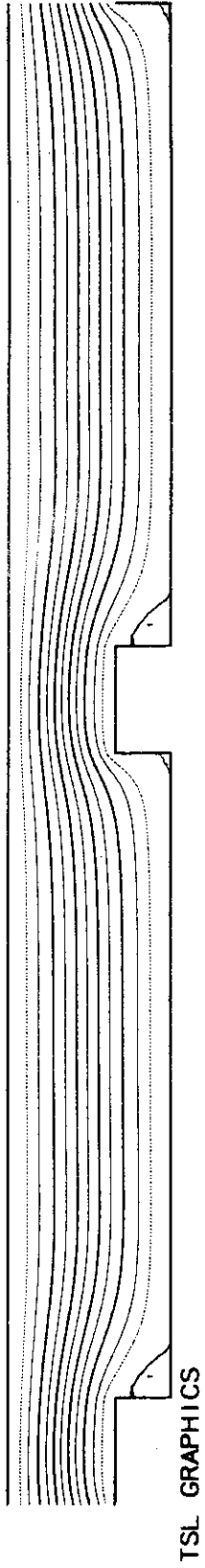


Fig.6 Contour Lines of Stream Function (Re=30)

Re= 50 Pr= 0.1

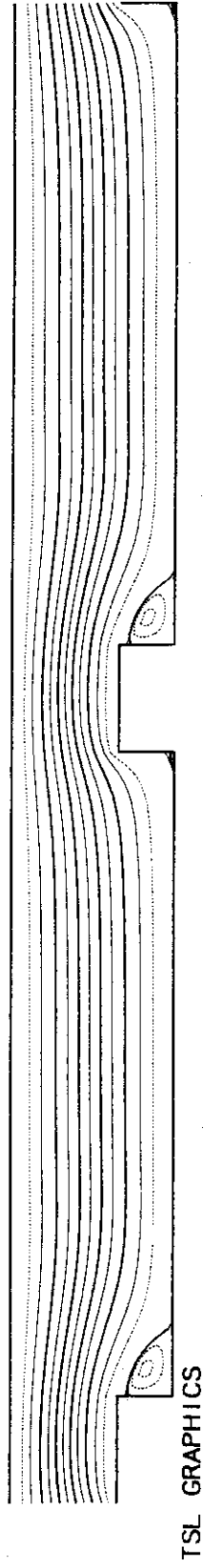


Fig.7 Contour Lines of Stream Function (Re=50)

Re = 80 Pr = 0.1

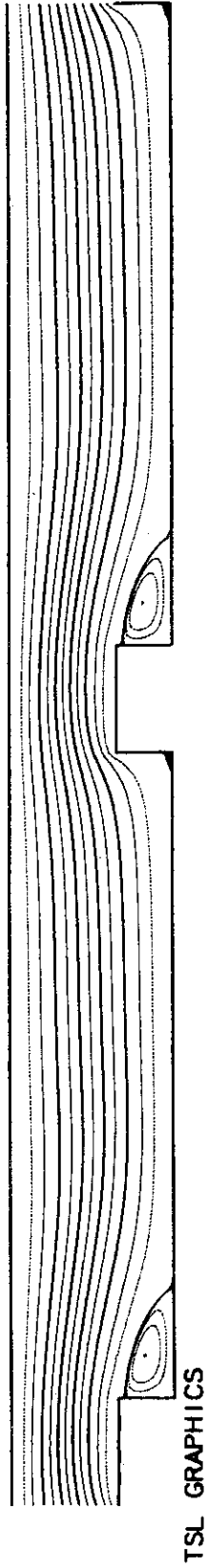


Fig.8 Contour Lines of Stream Function (Re=80)

Re = 100 Pr = 0.1

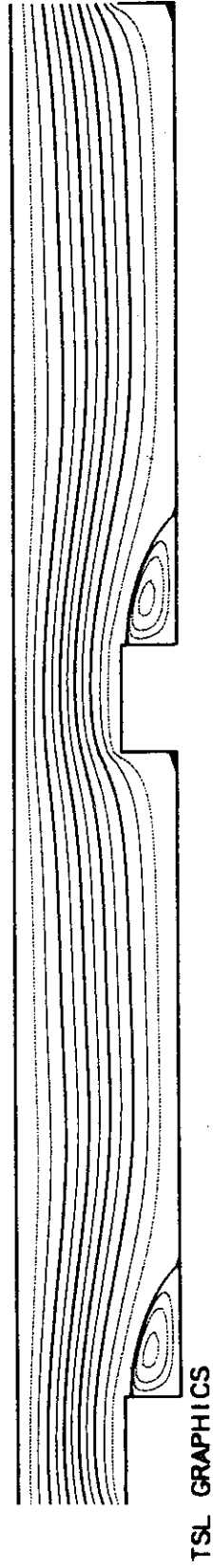


Fig.9 Contour Lines of Stream Function (Re=100)

Re = 150 Pr = 1.0

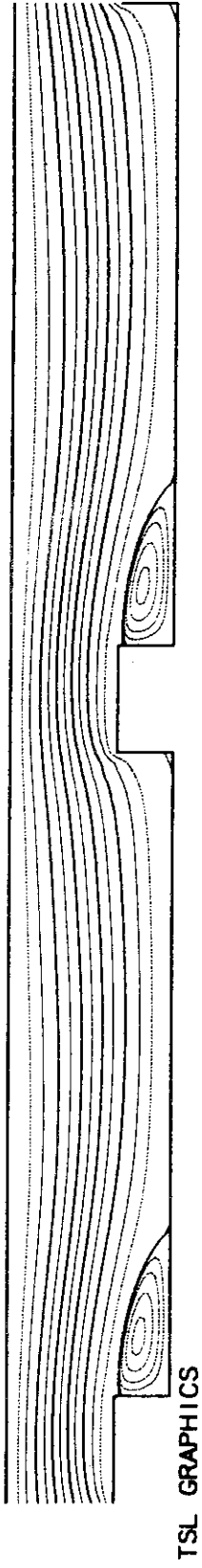


Fig.10 Contour Lines of Stream Function (Re=150)

Re = 200 Pr = 1.0

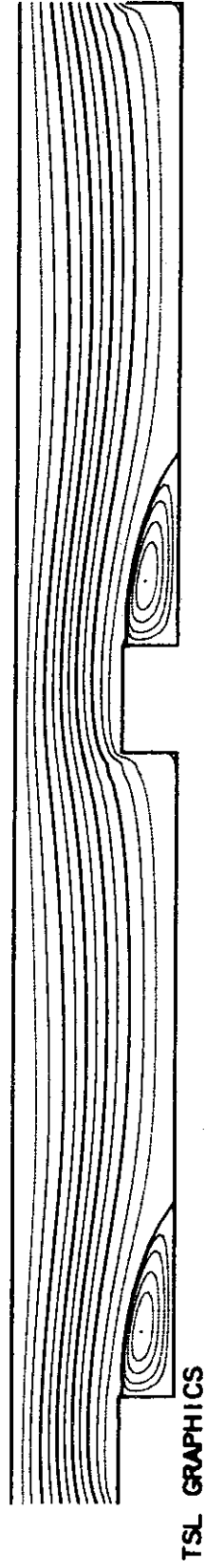
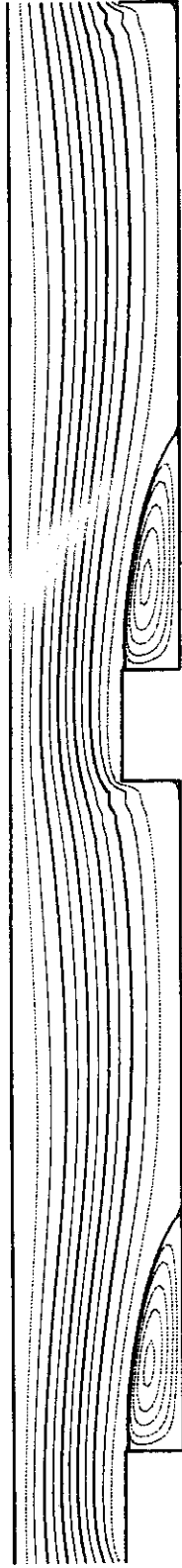


Fig.11 Contour Lines of Stream Function (Re=200)

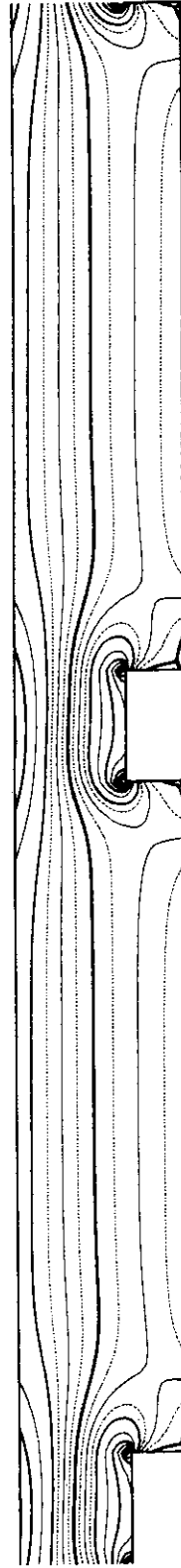
Re= 250 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.12 Contour Lines of Stream Function (Re=250)

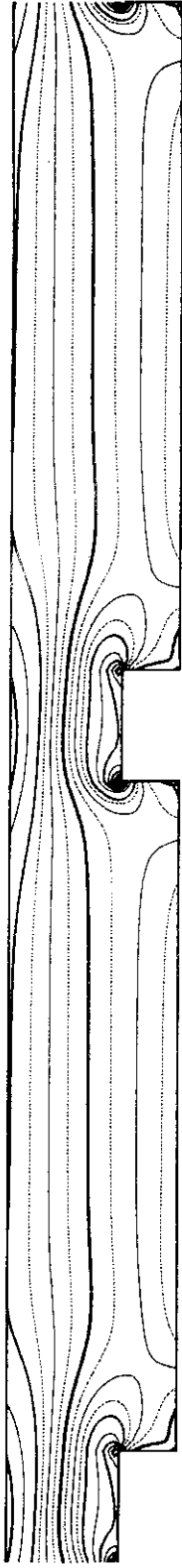
Re= 10 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.13 Contour Lines of Vorticity (Re=10)

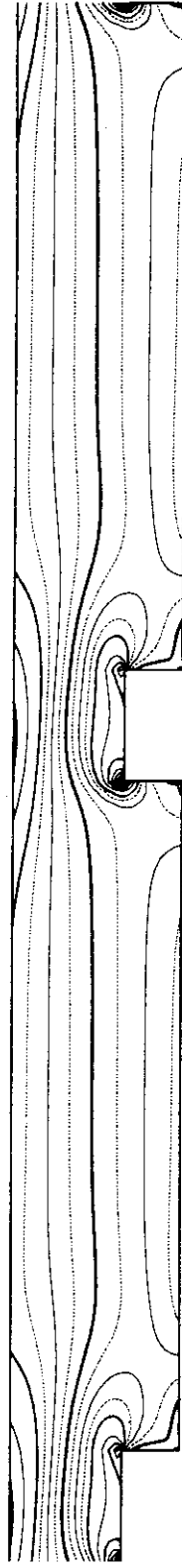
Re= 20 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.14 Contour Lines of Vorticity (Re=20)

Re= 30 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.15 Contour Lines of Vorticity (Re=30)

Re= 50 Pr= 0.1

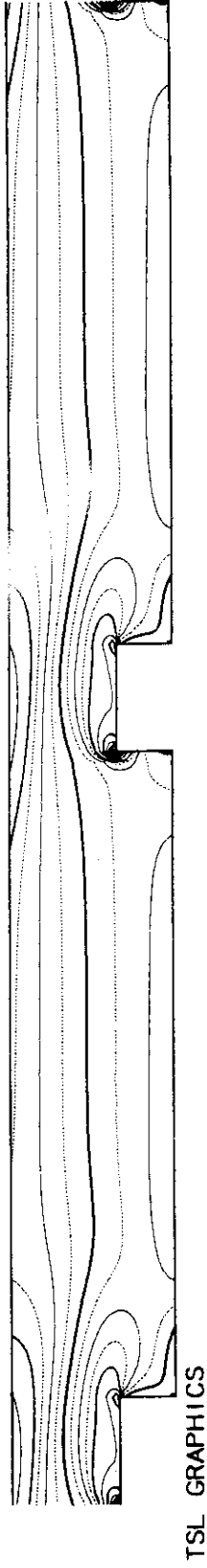


Fig.16 Contour Lines of Vorticity (Re=50)

Re= 80 Pr= 0.1

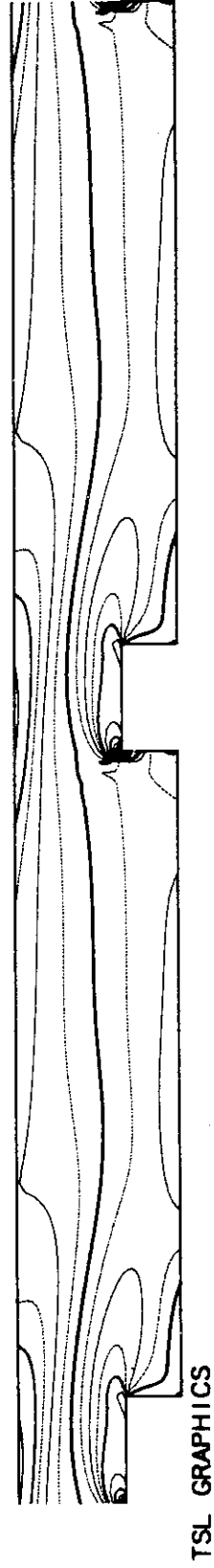
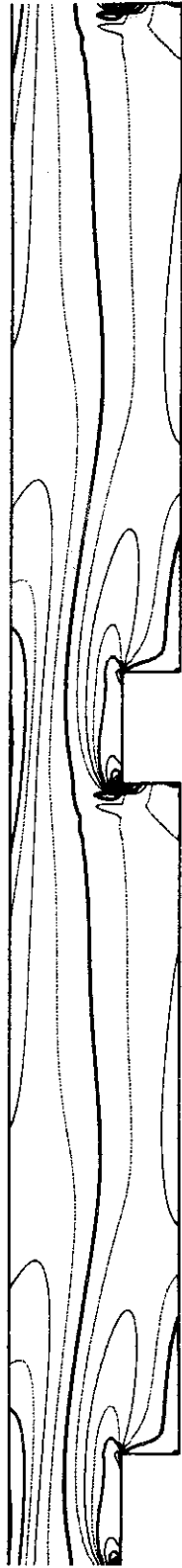


Fig.17 Contour Lines of Vorticity (Re=80)

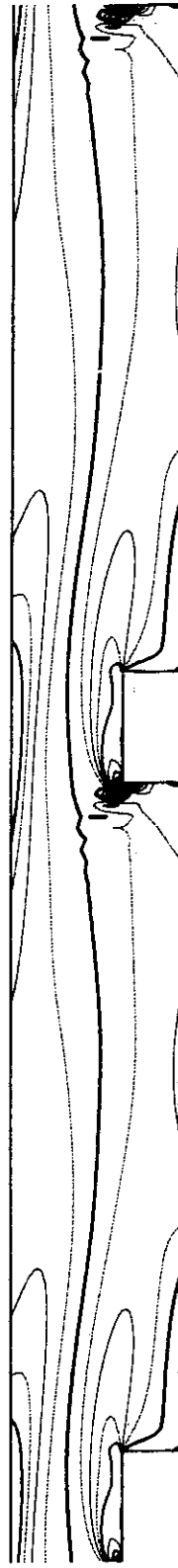
Re = 100 Pr = 0.1



TSL GRAPHICS

Fig.18 Contour Lines of Vorticity (Re=100)

Re = 150 Pr = 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.19 Contour Lines of Vorticity (Re=150)

Re = 200 Pr = 1.0

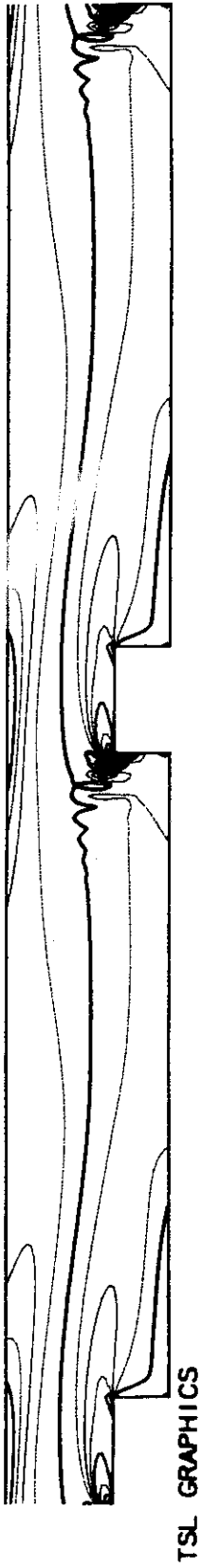


Fig.20 Contour Lines of Vorticity (Re=200)

Re = 250 Pr = 1.0

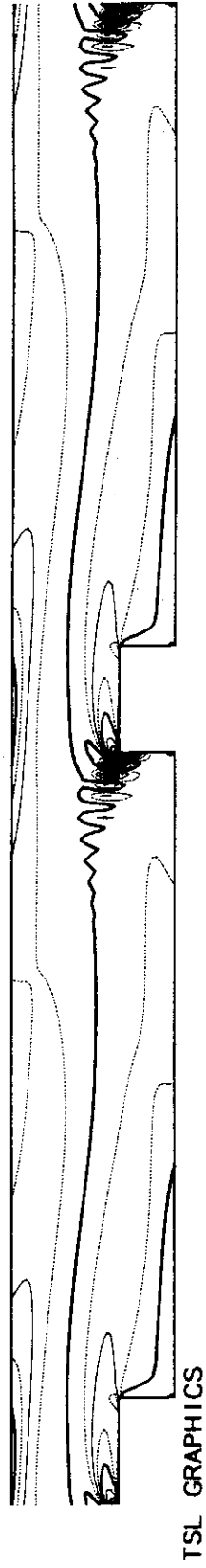
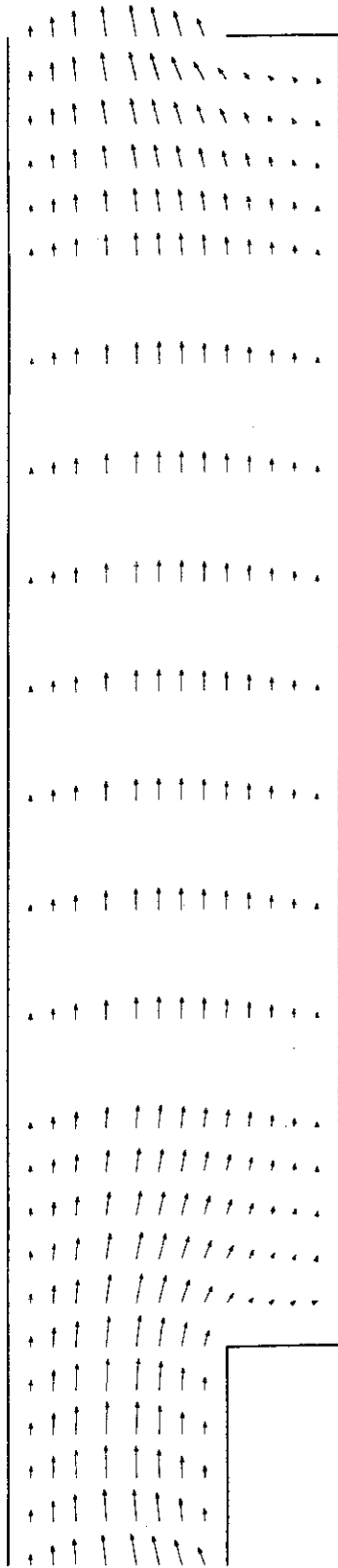


Fig.21 Contour Lines of Vorticity (Re=250)

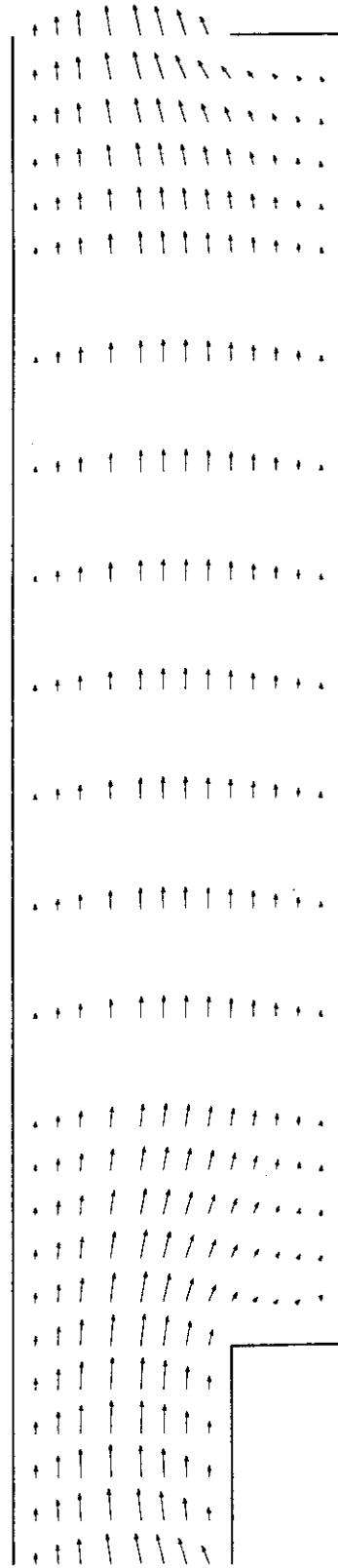
Re= 10 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.22 Velocity Vector (Re=10)

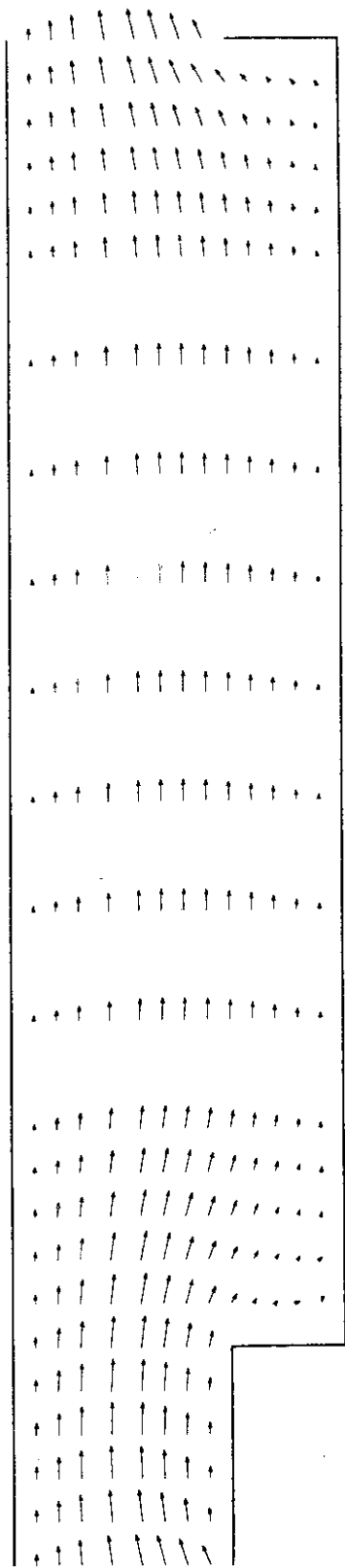
Re= 20 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.23 Velocity Vector (Re=20)

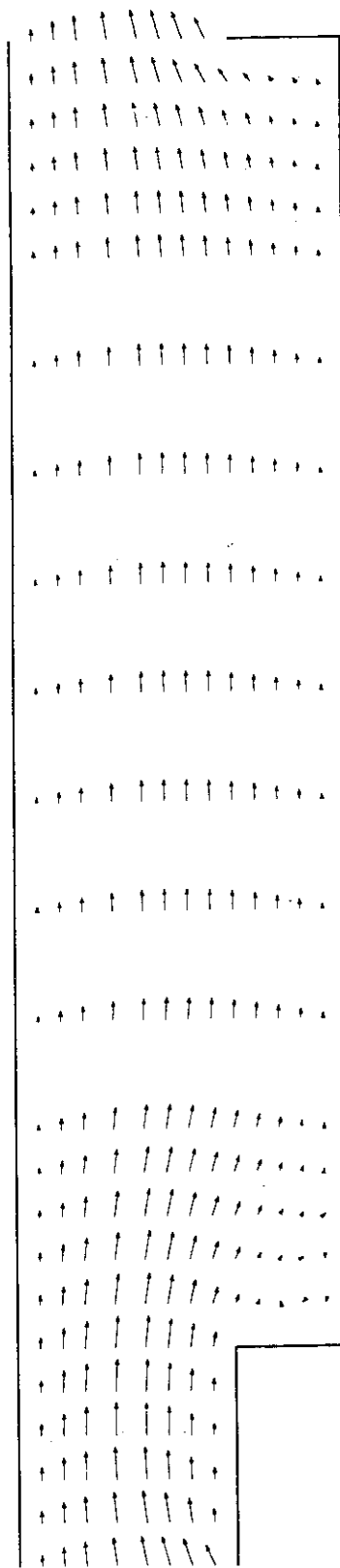
Re= 30 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.24 Velocity Vector (Re=30)

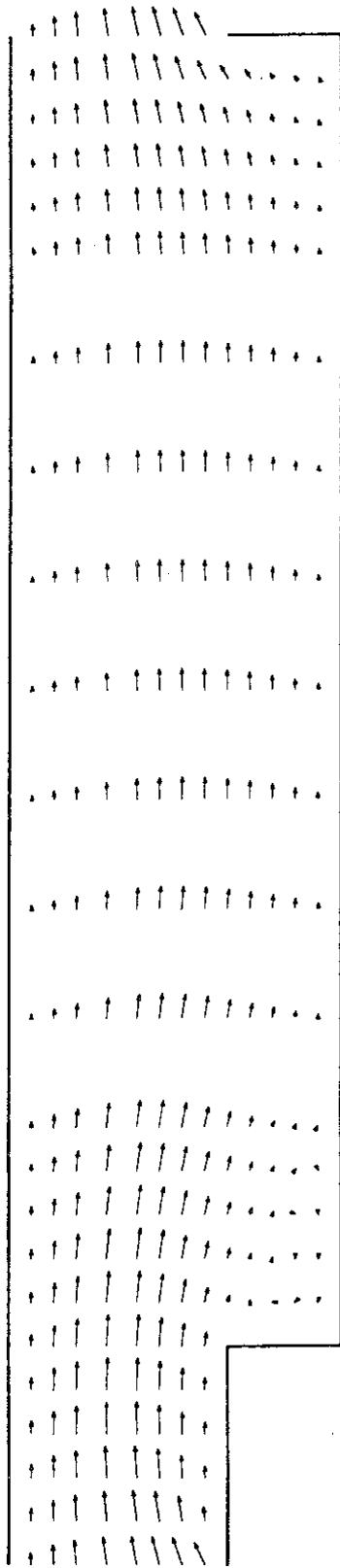
Re= 50 Pr= 0.1



TSL GRAPHICS

Fig.25 Velocity Vector (Re=50)

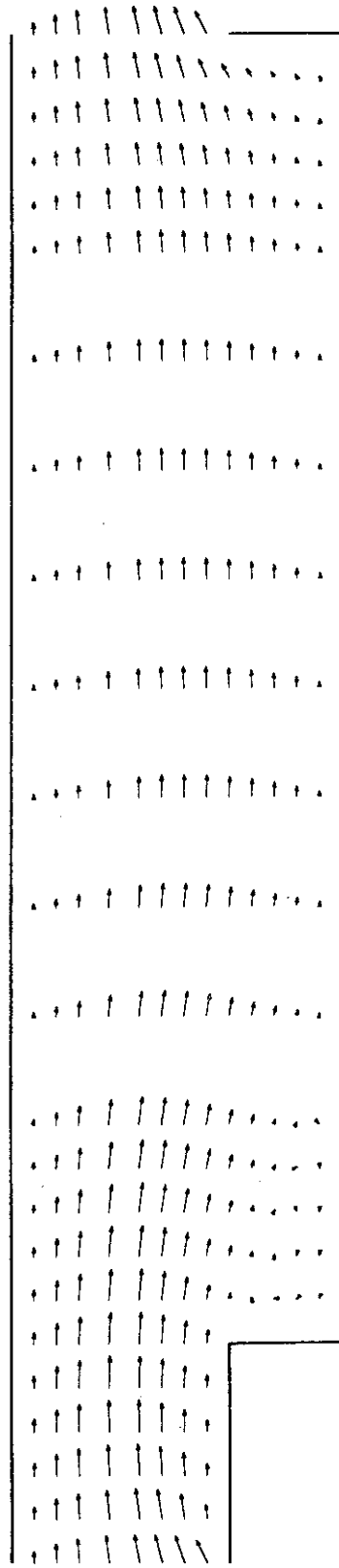
Re = 80 Pr = 0.1



TSL GRAPHICS

Fig.26 Velocity Vector (Re=80)

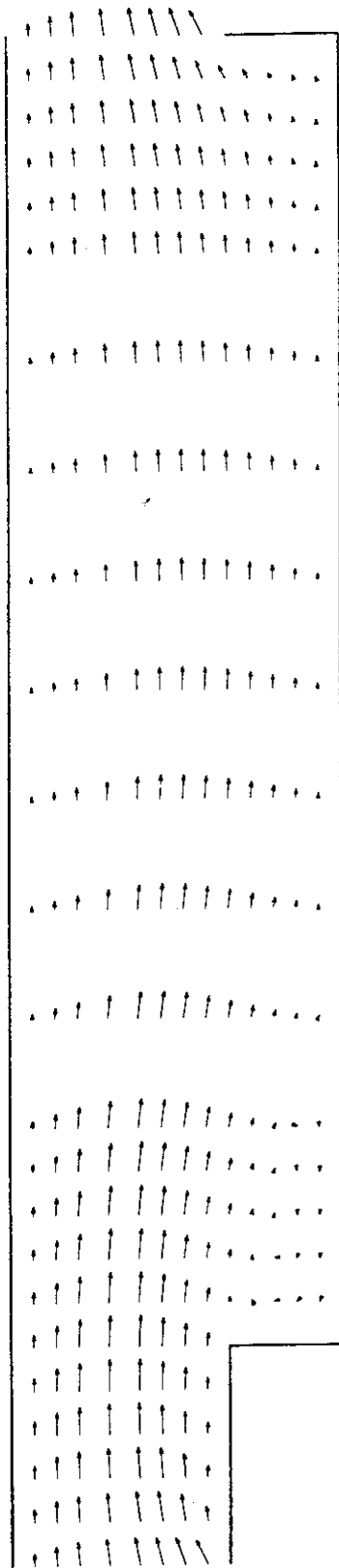
Re = 100 Pr = 0.1



TSL GRAPHICS

Fig.27 Velocity Vector (Re=100)

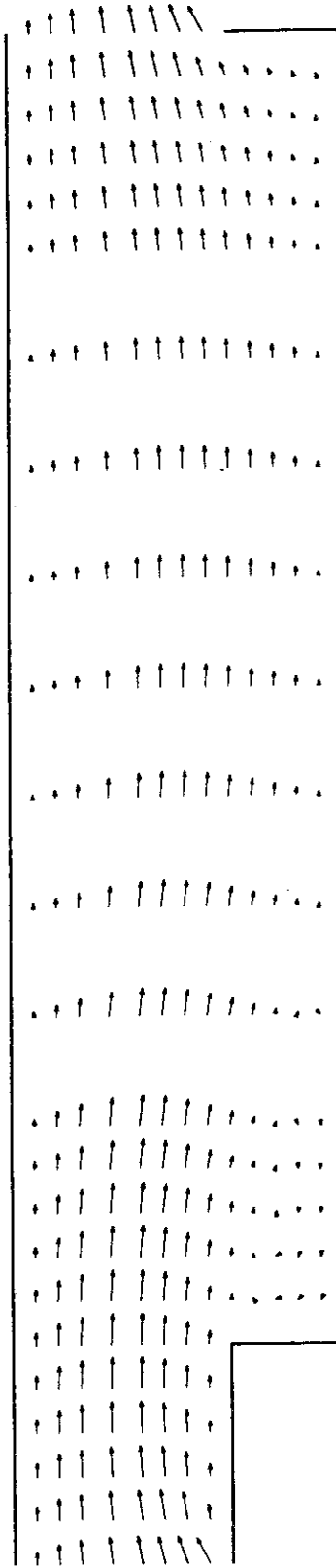
Re= 150 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.28 Velocity Vector (Re=150)

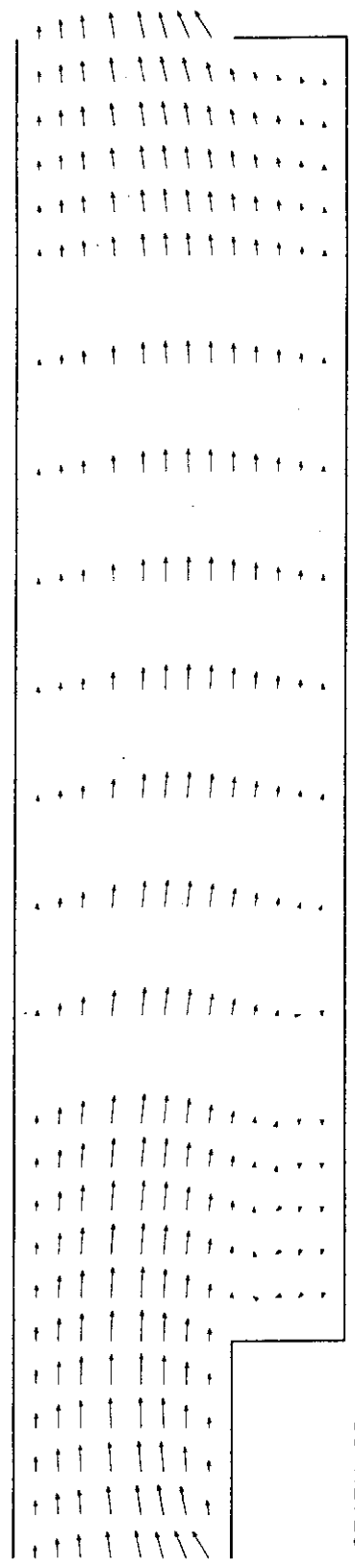
Re= 200 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.29 Velocity Vector (Re=200)

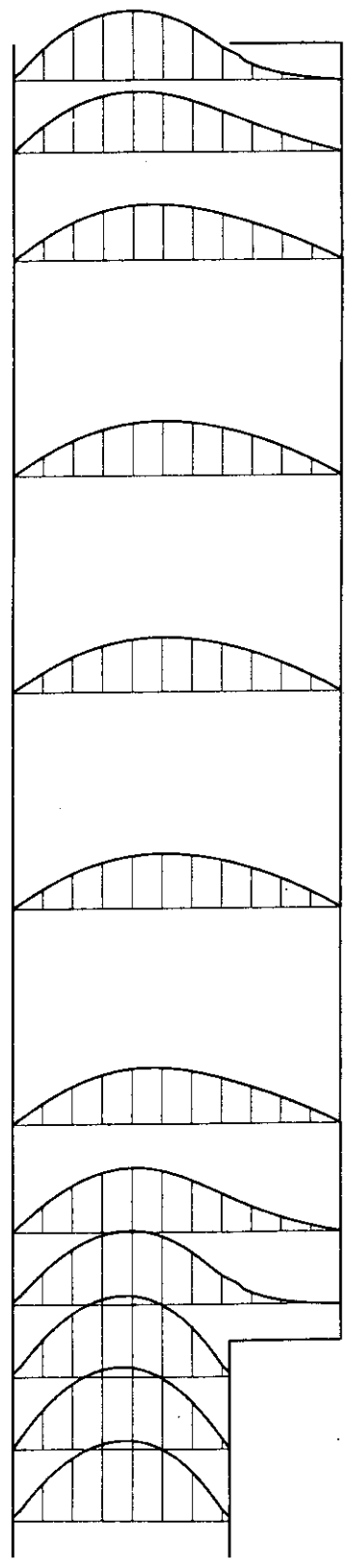
Re = 250 Pr = 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.30 Velocity Vector (Re=250)

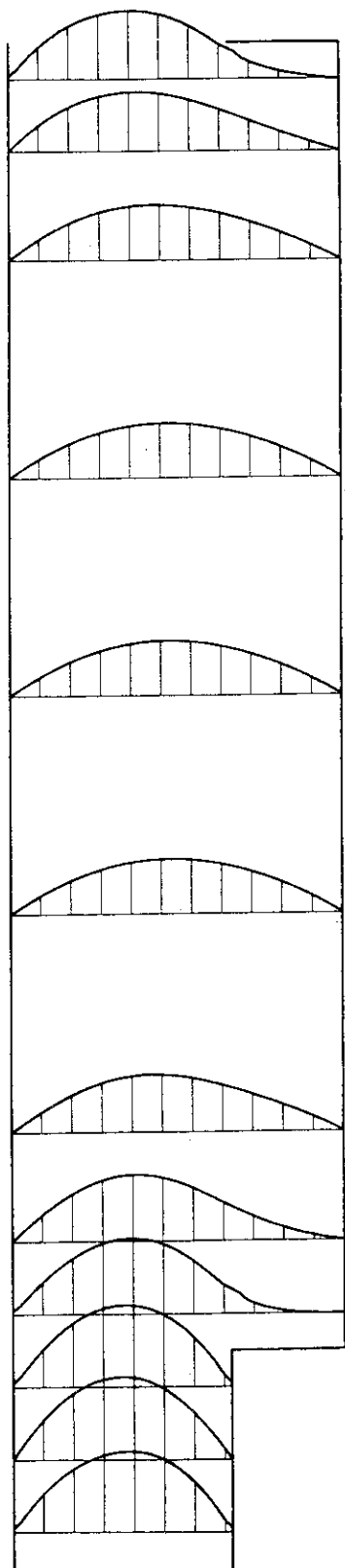
Re = 10 Pr = 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.31 Axial Velocity Profile (Re=10)

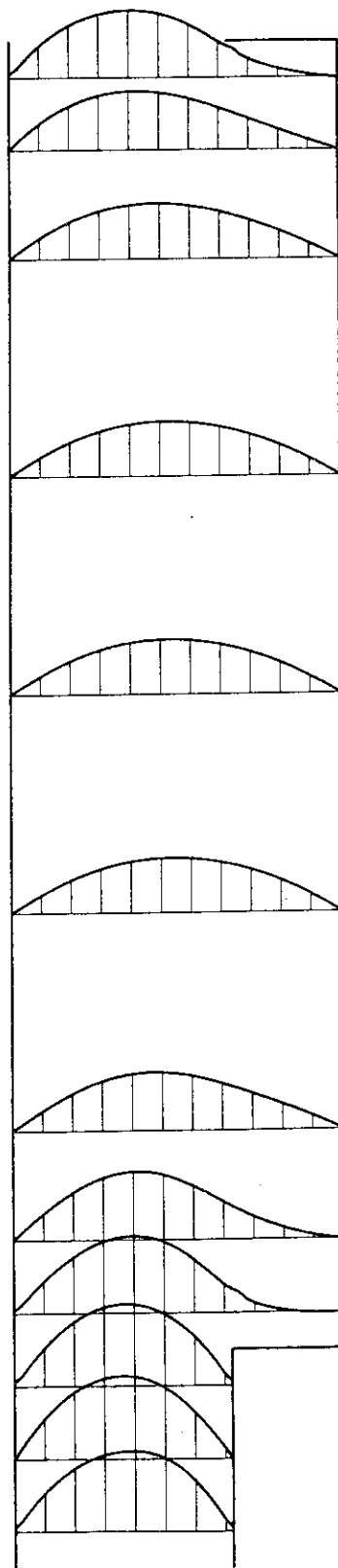
Re = 20 Pr = 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.32 Axial Velocity Profile (Re=20)

Re = 30 Pr = 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.33 Axial Velocity Profile (Re=30)

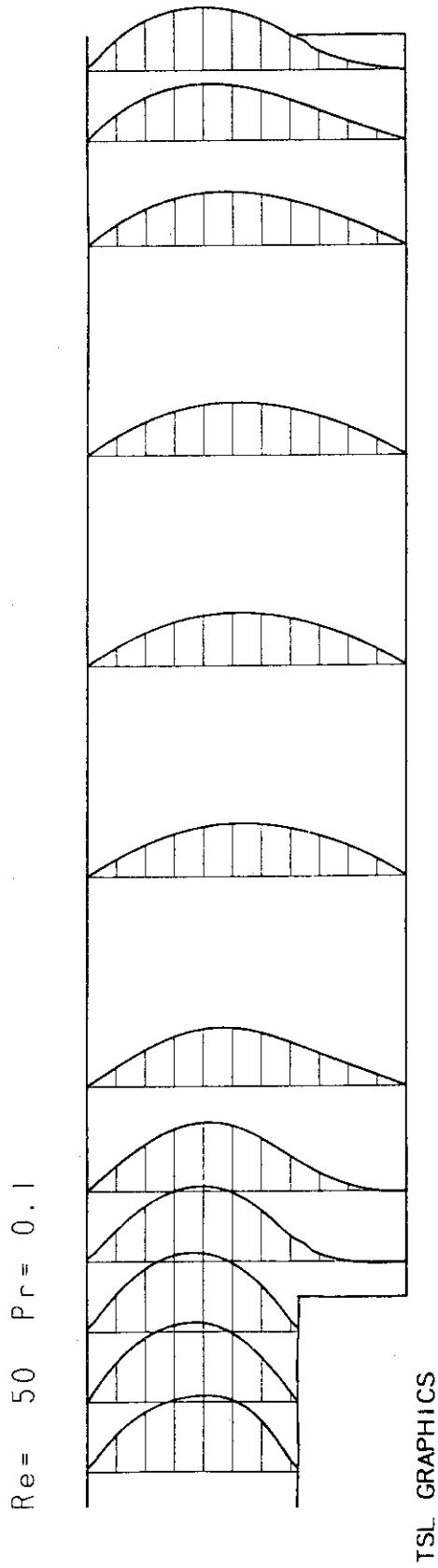


Fig.34 Axial Velocity Profile (Re=50)

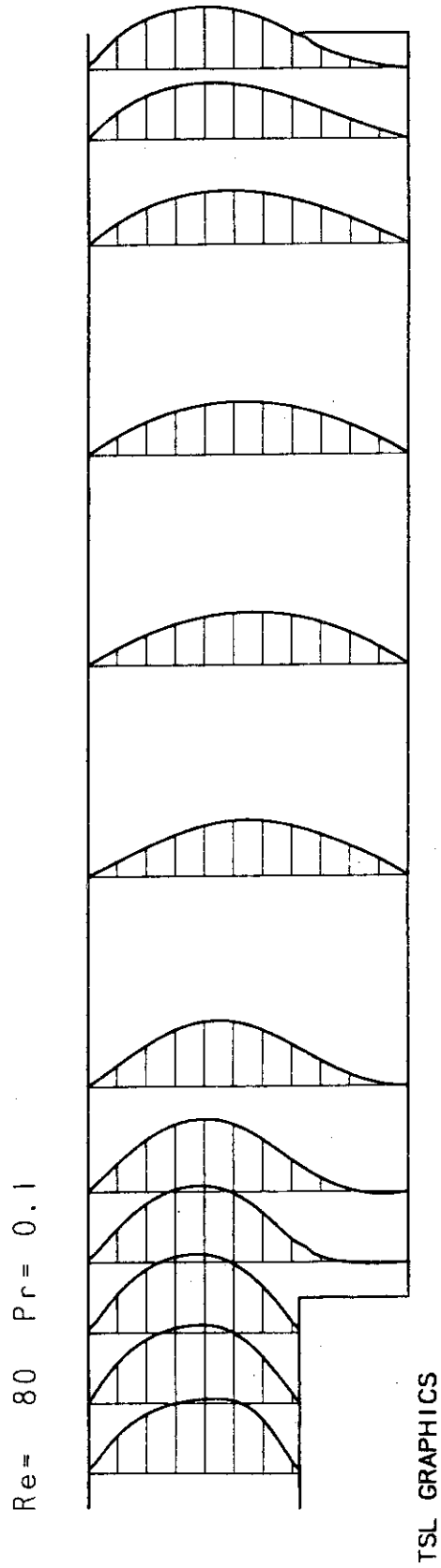


Fig.35 Axial Velocity Profile (Re=80)

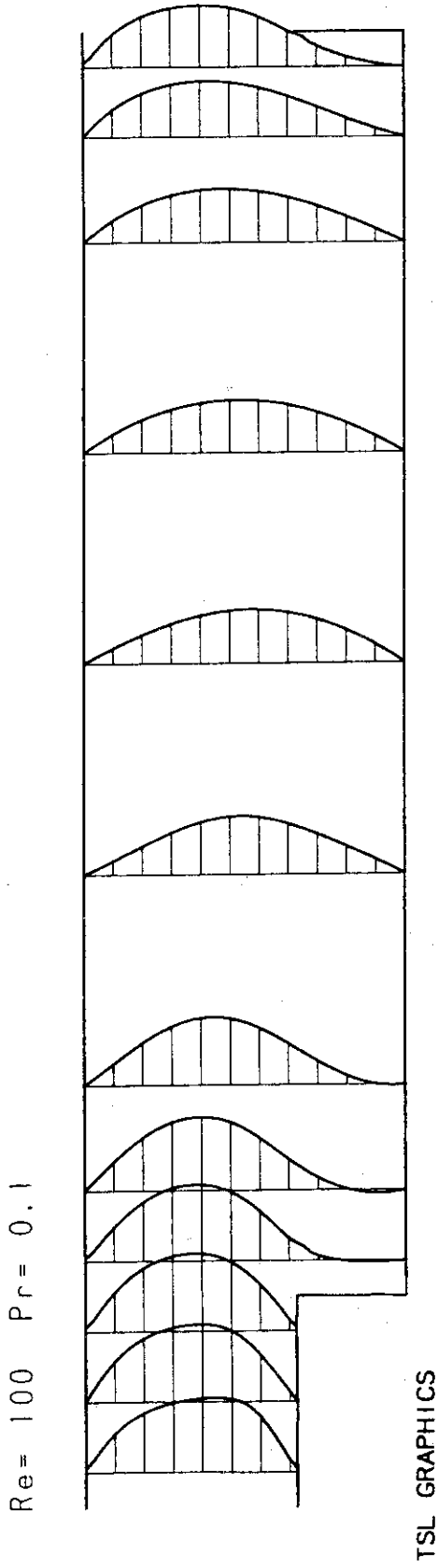


Fig.36 Axial Velocity Profile (Re=100)

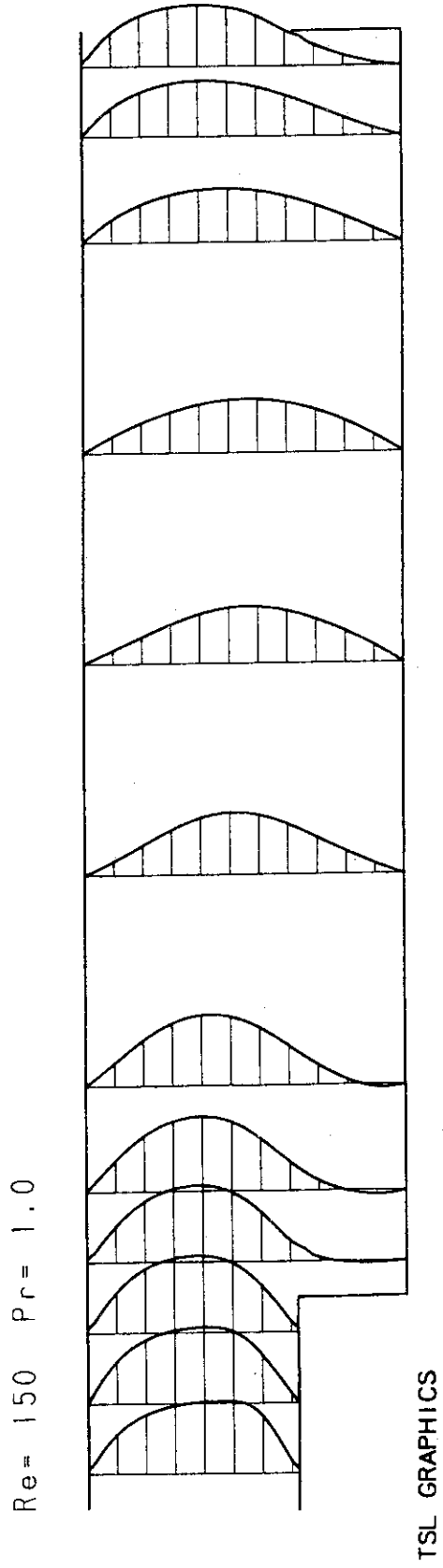


Fig.37 Axial Velocity Profile (Re=150)

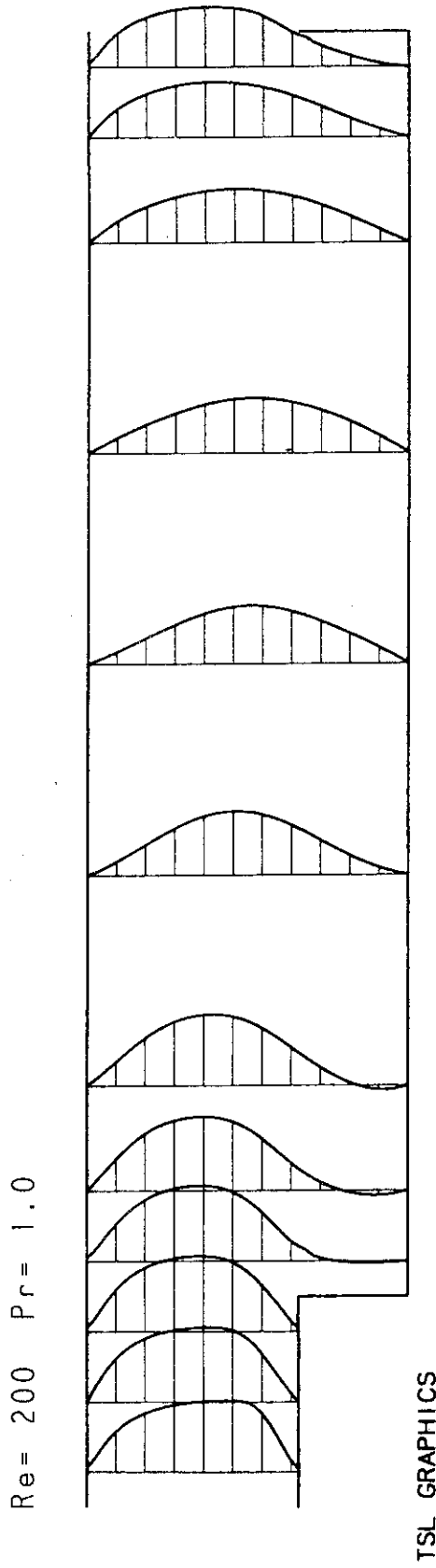


Fig. 38 Axial Velocity Profile (Re=200)

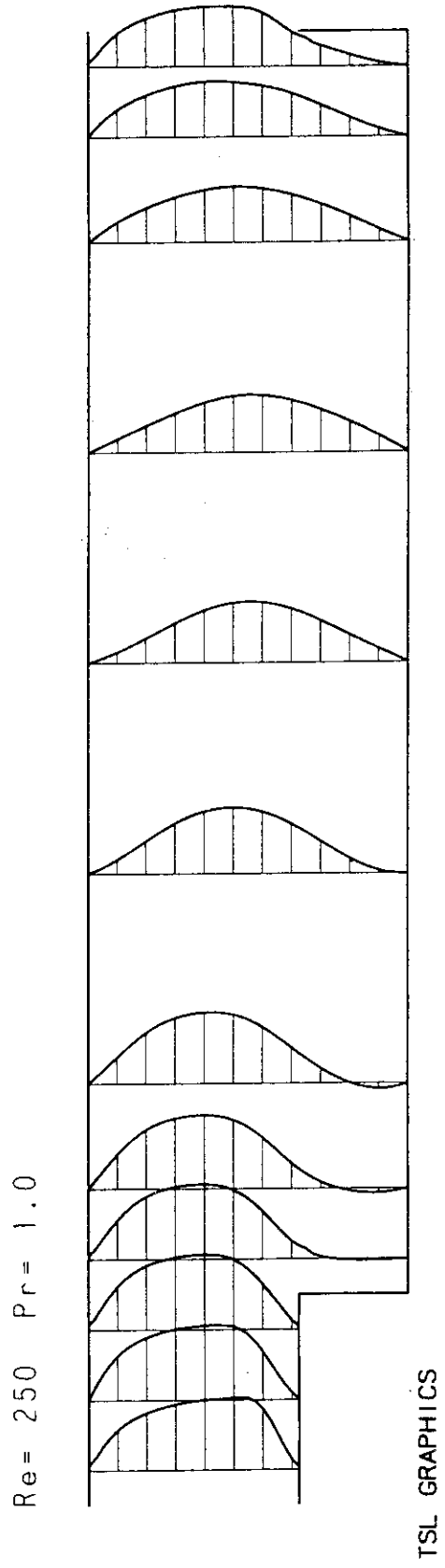


Fig. 39 Axial Velocity Profile (Re=250)

Re=20

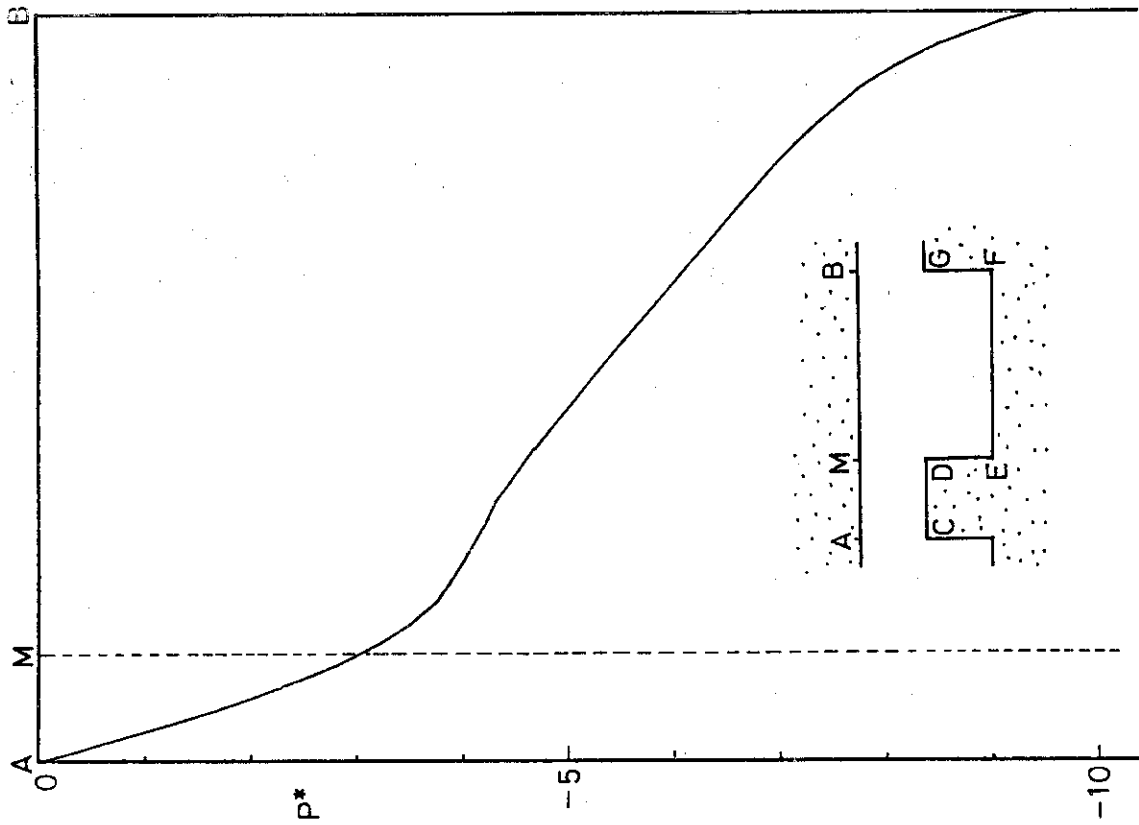


Fig.41 Distribution of Pressure Coefficient at the Upper Wall (Re=20)

Re=10

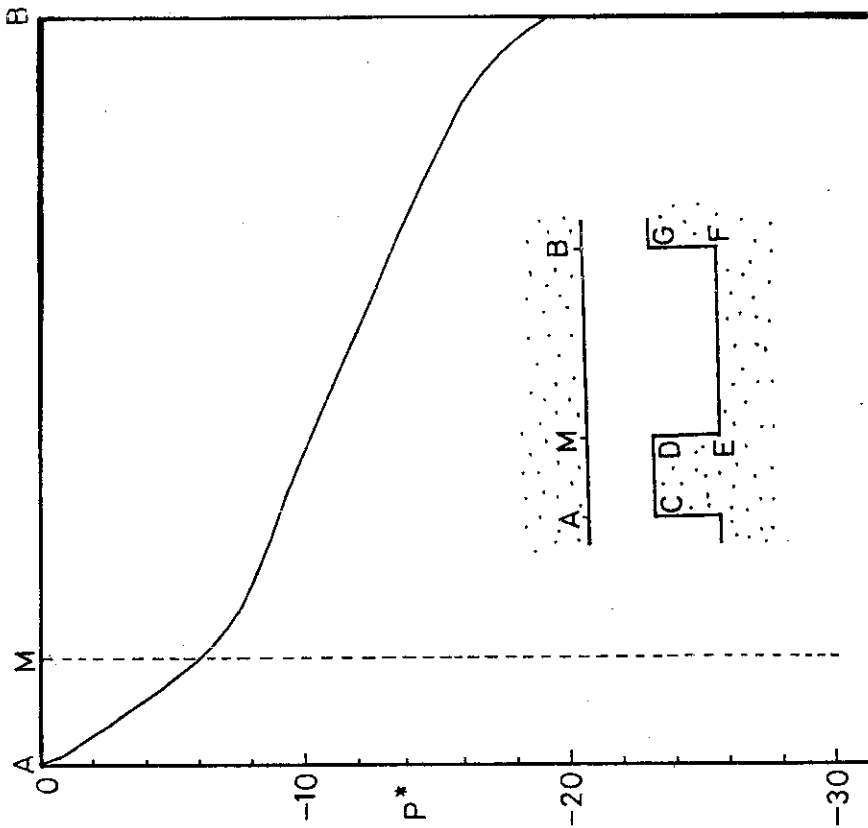


Fig.40 Distribution of Pressure Coefficient at the Upper Wall (Re=10)

Re=50

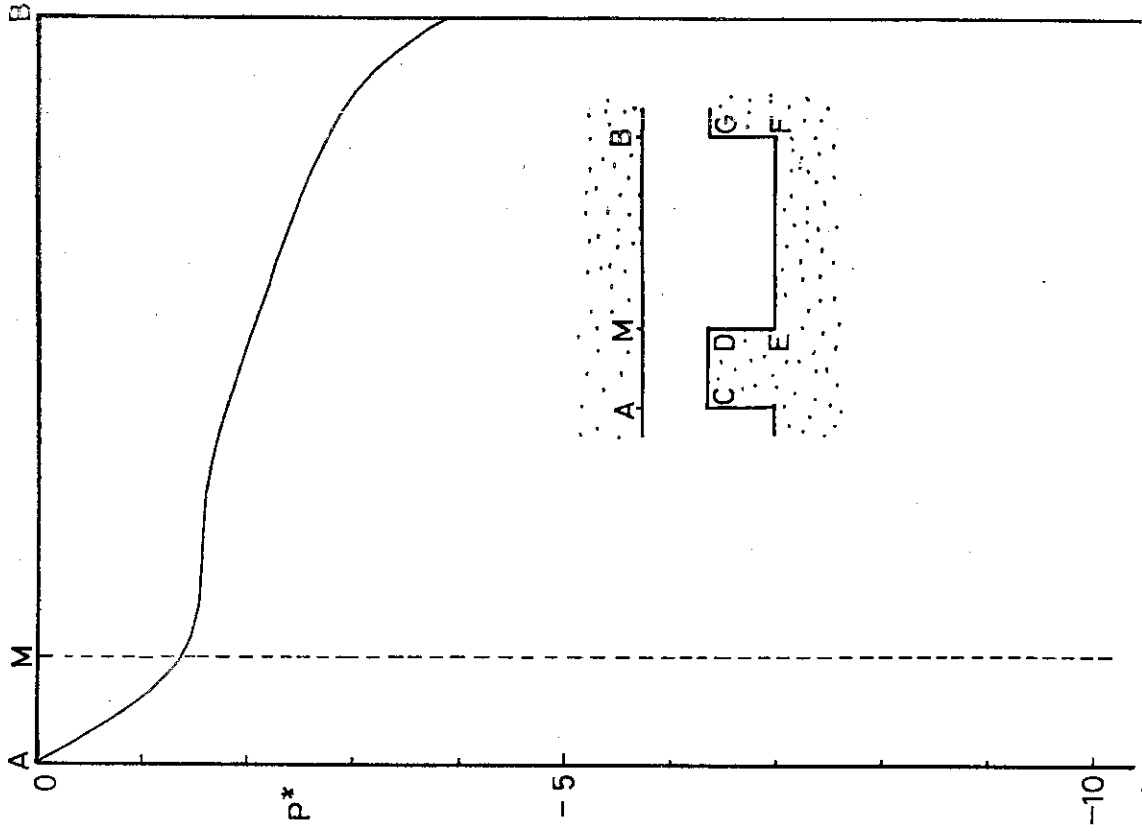


Fig.43 Distribution of Pressure Coefficient at the Upper Wall (Re=50)

Re=30

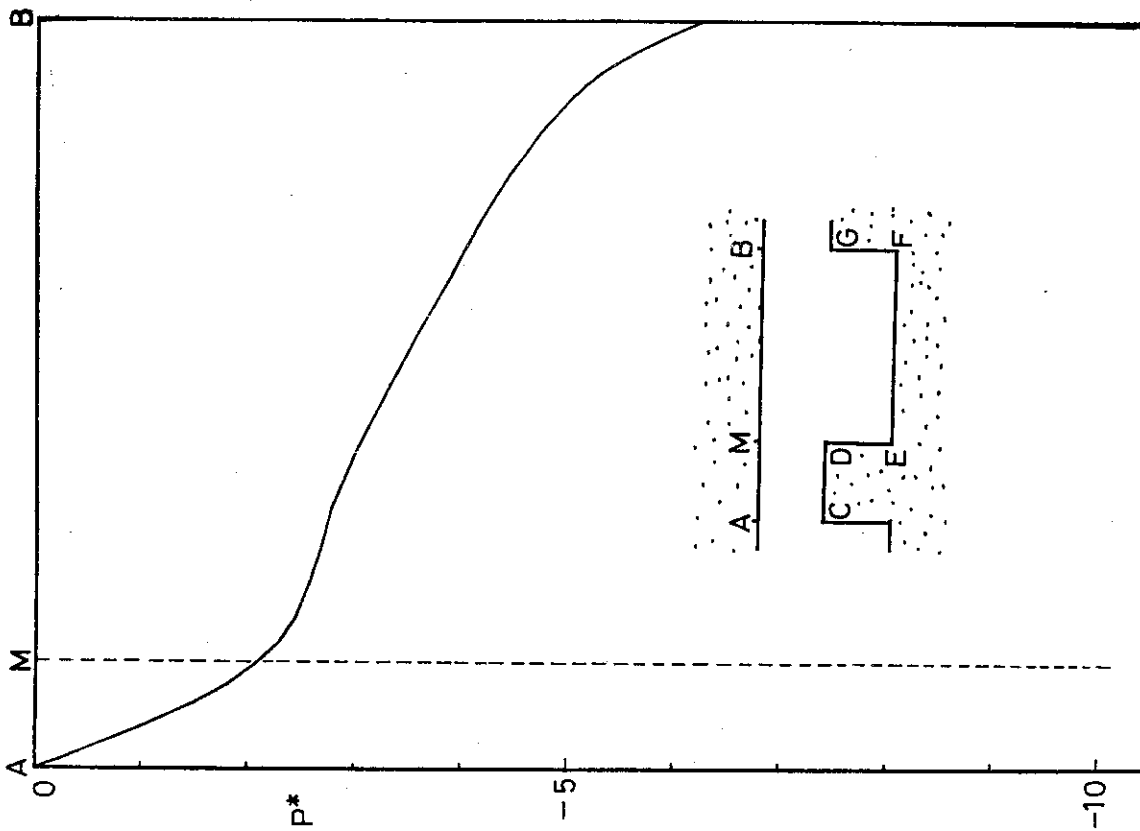


Fig.42 Distribution of Pressure Coefficient at the Upper Wall (Re=30)

Re=100

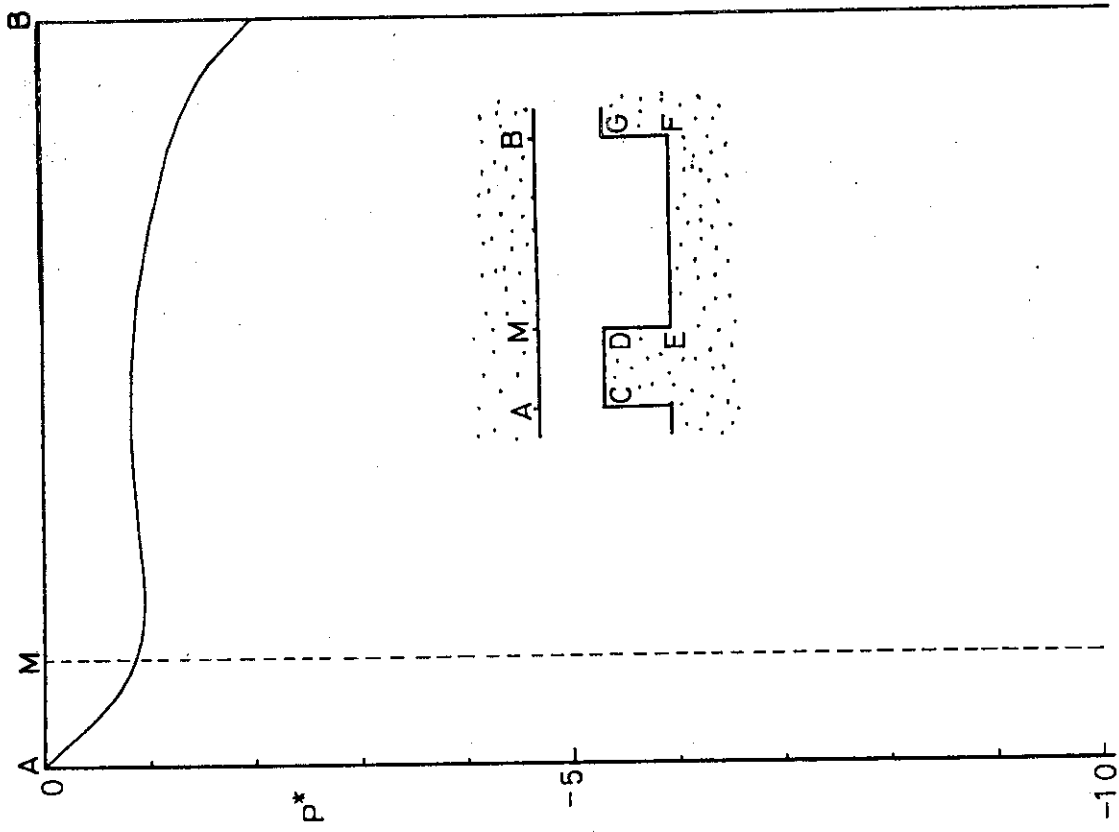


Fig.45 Distribution of Pressure Coefficient at the Upper Wall (Re=100)

Re=80

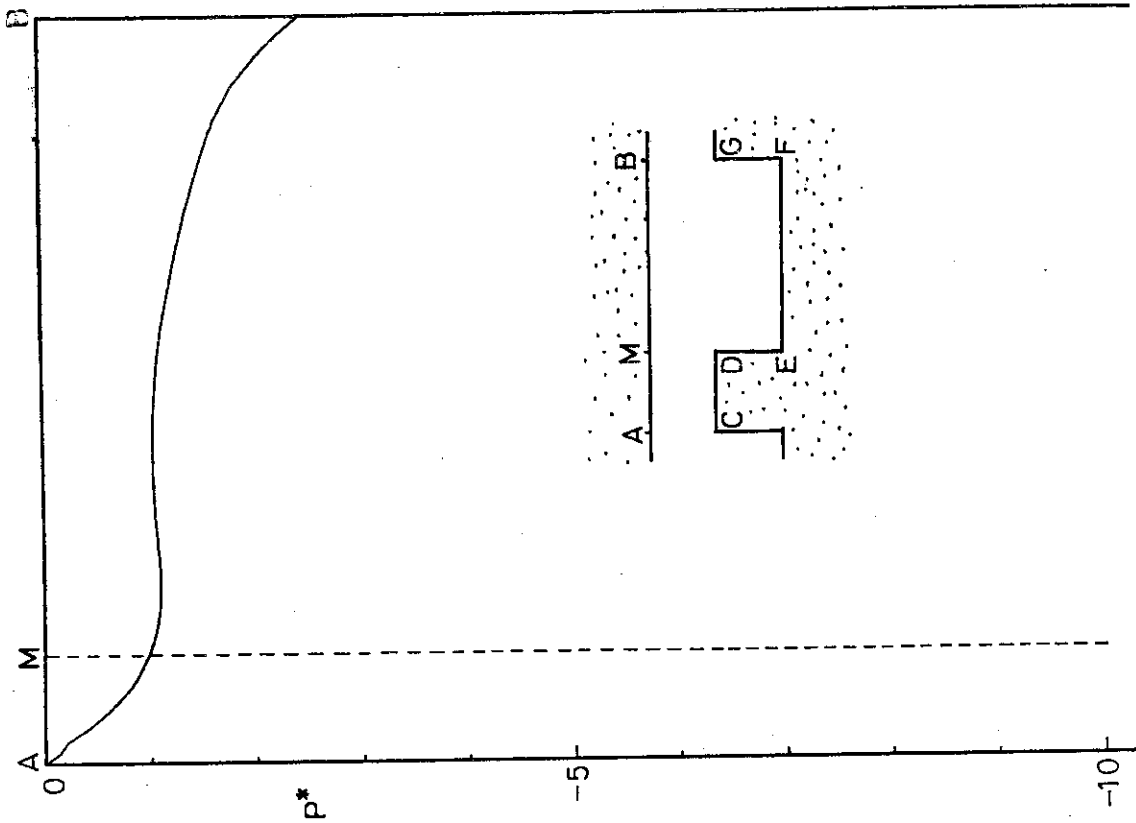


Fig.44 Distribution of Pressure Coefficient at the Upper Wall (Re=80)

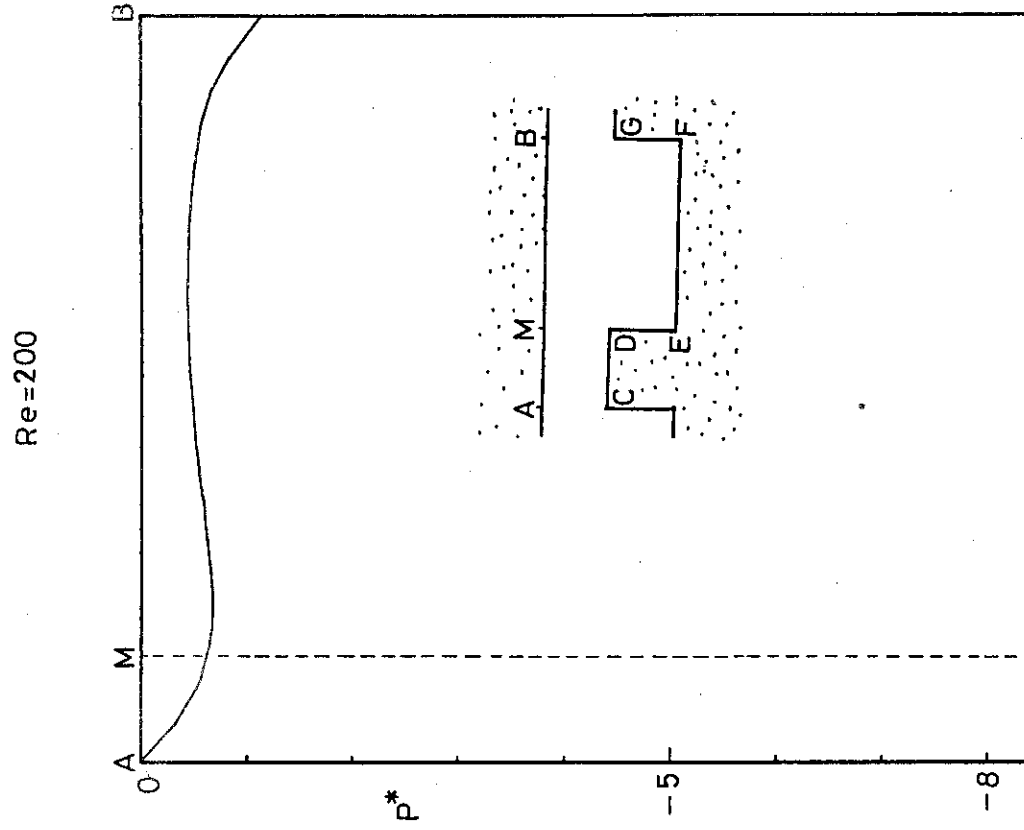


Fig.47 Distribution of Pressure Coefficient at the Upper Wall (Re=200)

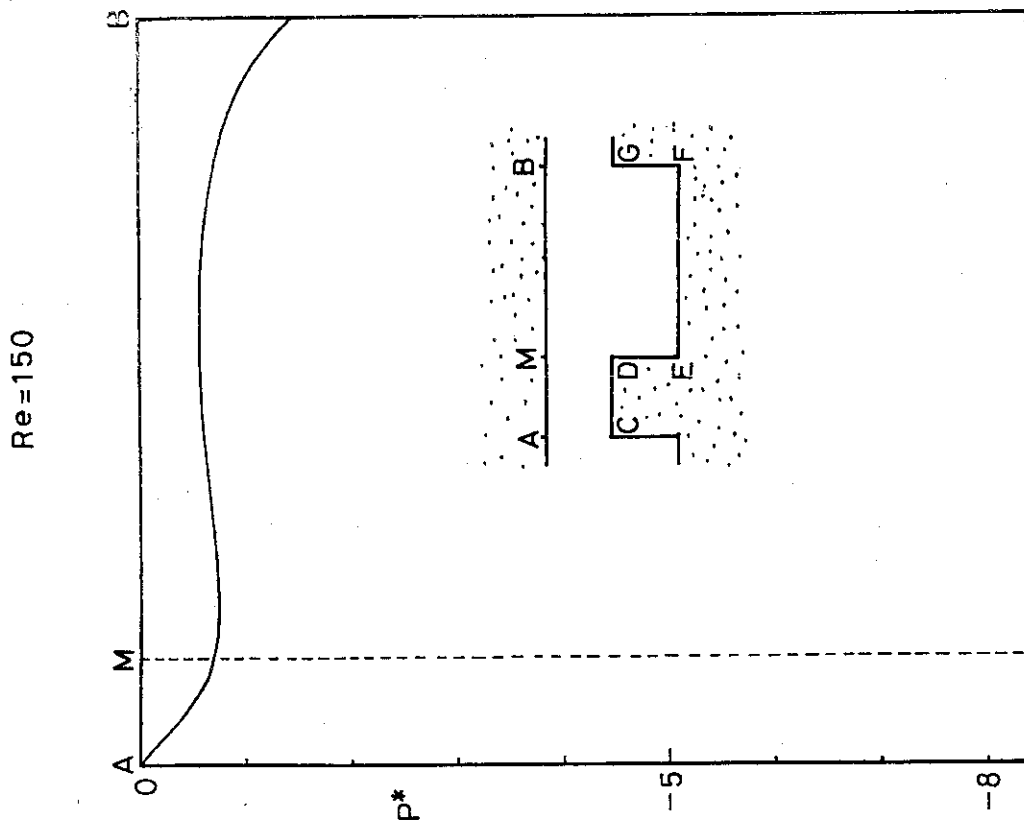


Fig.46 Distribution of Pressure Coefficient at the Upper Wall (Re=150)

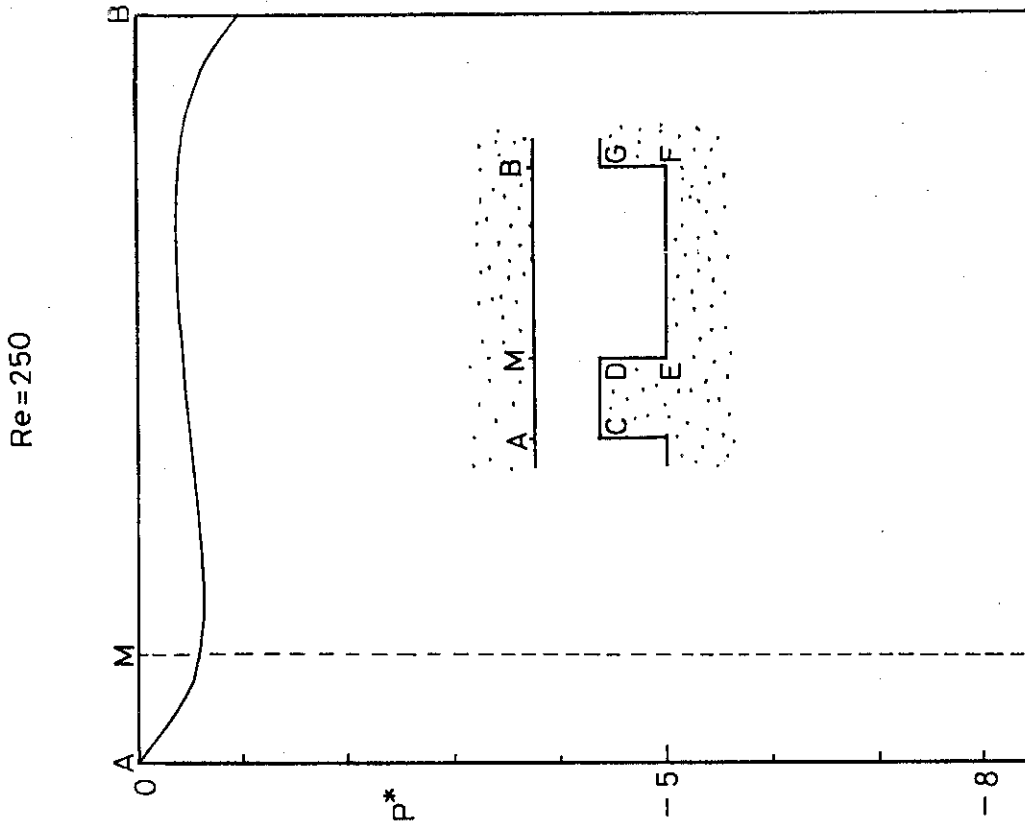


Fig.48 Distribution of Pressure Coefficient at the Upper Wall (Re=250)

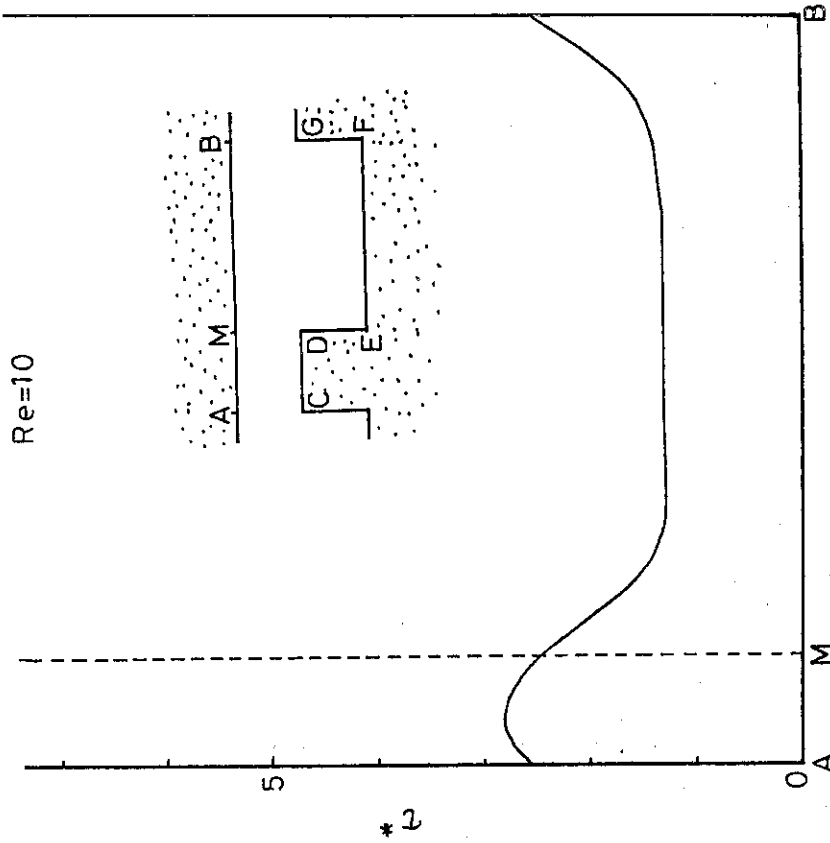


Fig.49 Distribution of Friction Coefficient at the Upper Wall (Re=10)

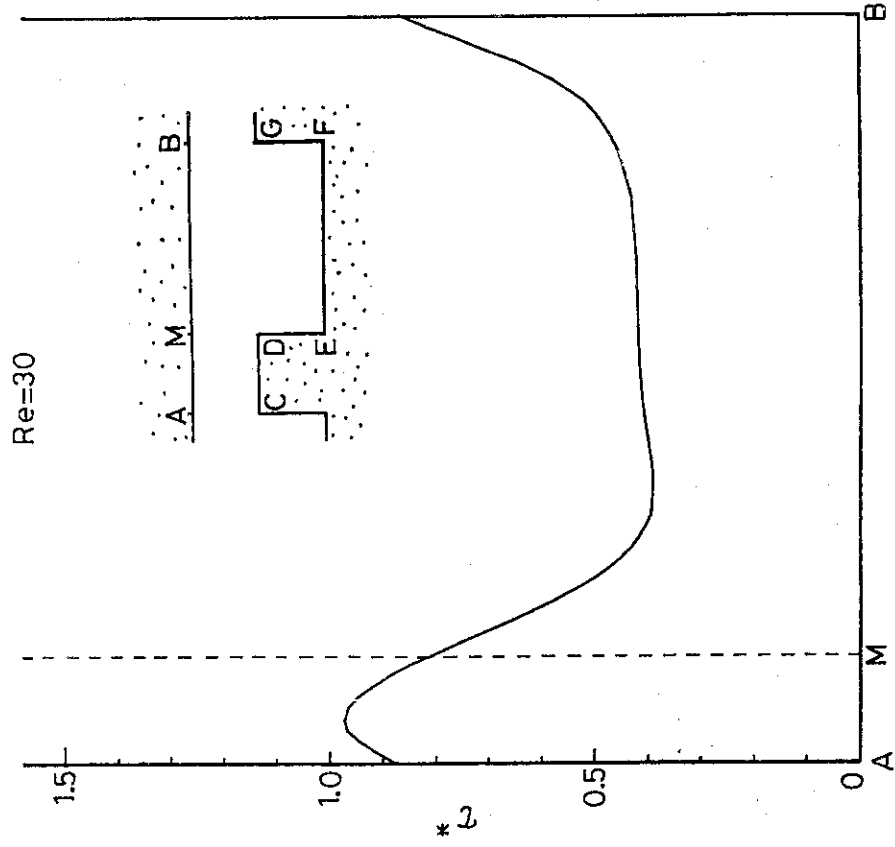


Fig.51 Distribution of Friction Coefficient at the Upper Wall (Re=30)

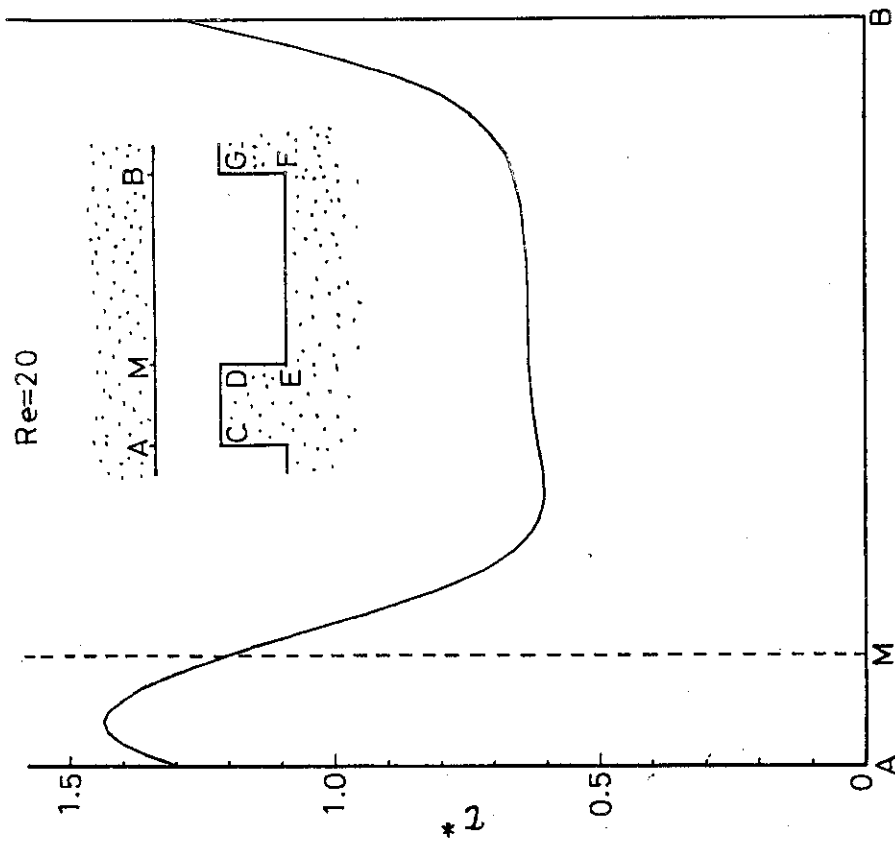


Fig.50 Distribution of Friction Coefficient at the Upper Wall (Re=20)

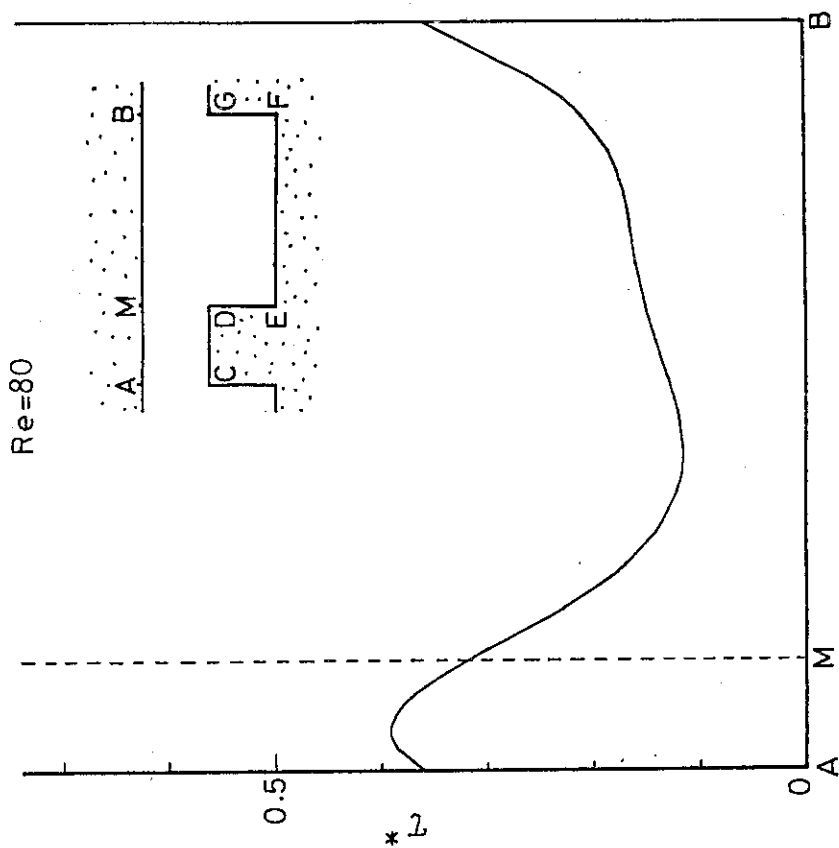


Fig. 53 Distribution of Friction Coefficient at the Upper Wall (Re=80)

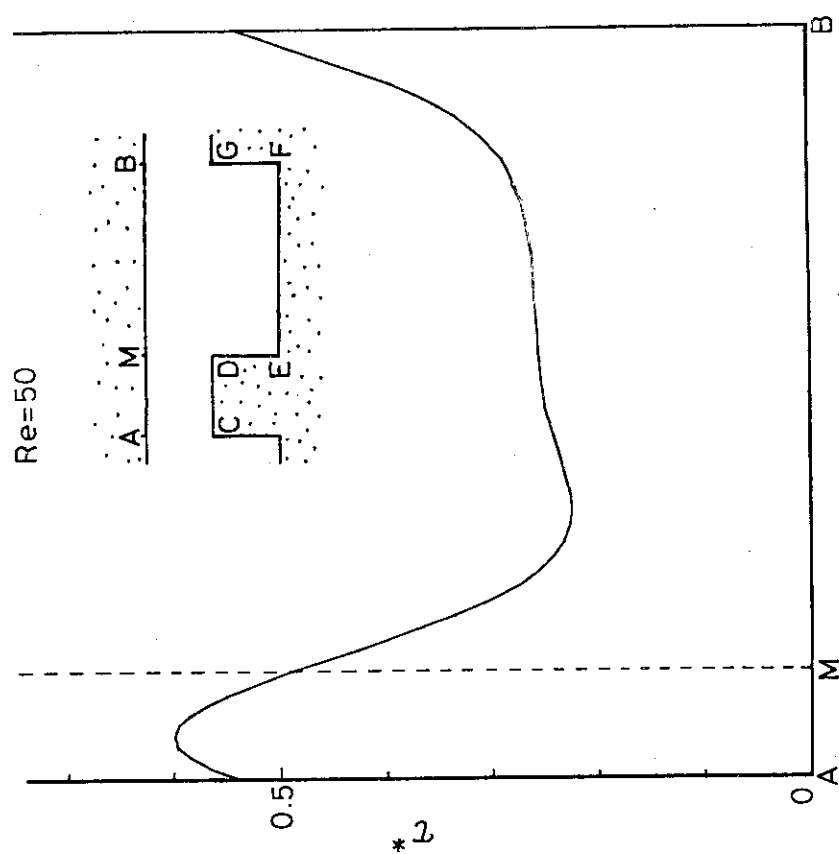


Fig. 52 Distribution of Friction Coefficient at the Upper Wall (Re=50)

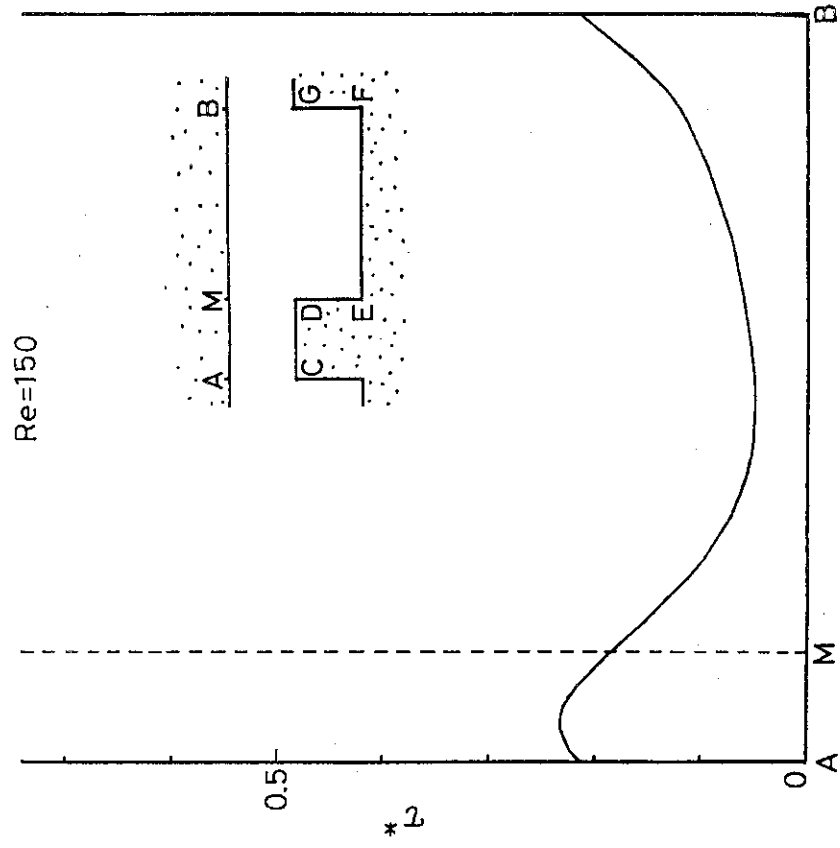


Fig. 55 Distribution of Friction Coefficient at the Upper Wall (Re=150)

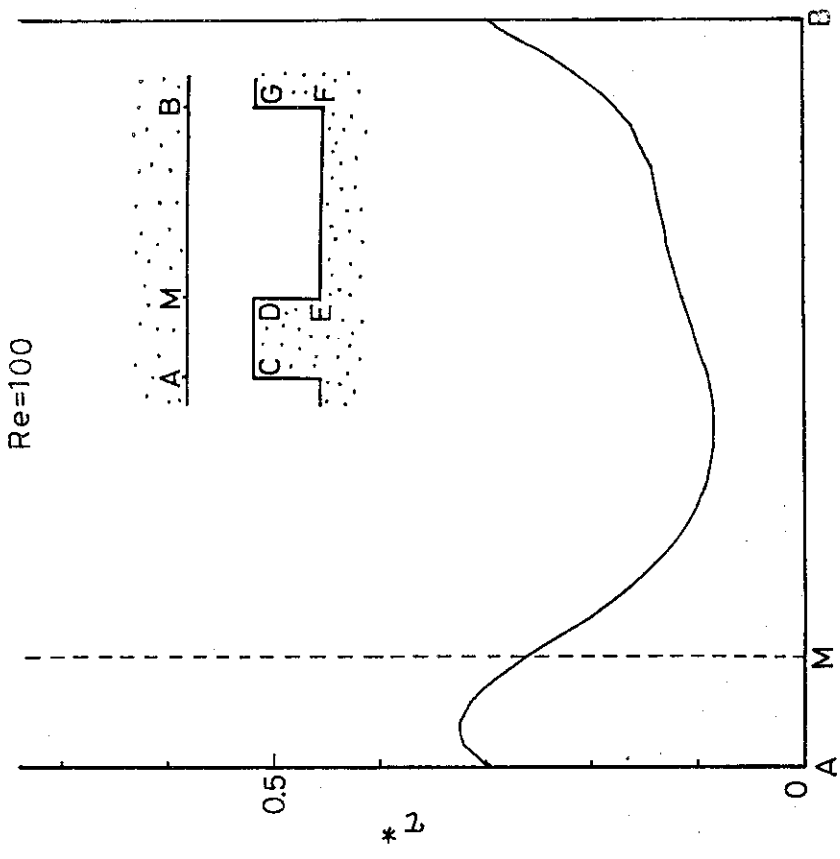


Fig. 54 Distribution of Friction Coefficient at the Upper Wall (Re=100)

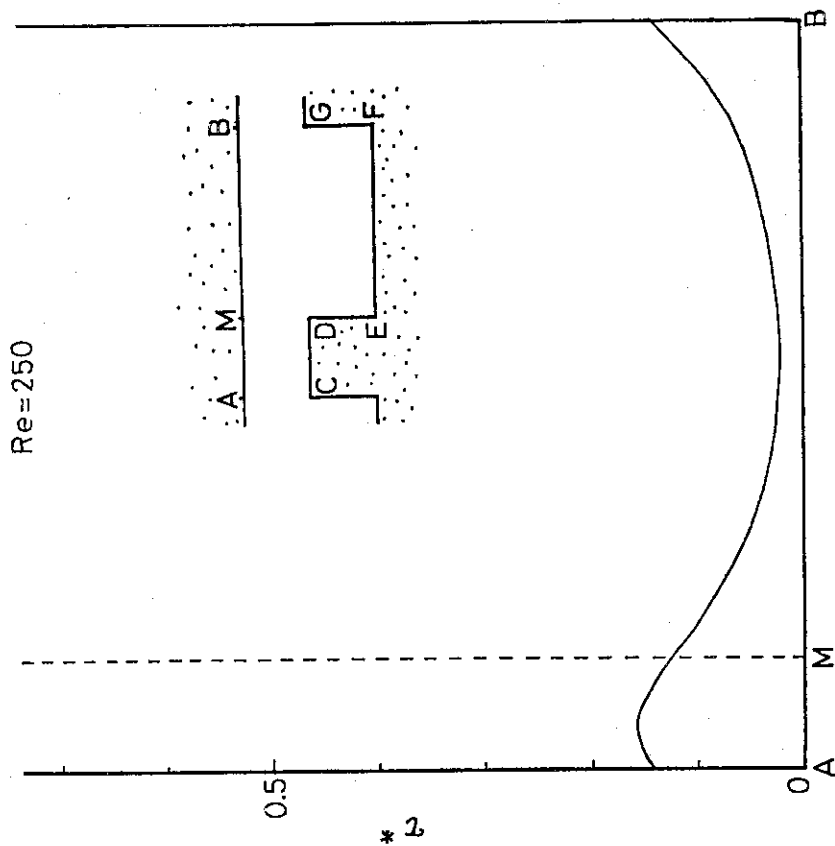


Fig.57 Distribution of Friction Coefficient at the Upper Wall (Re=250)

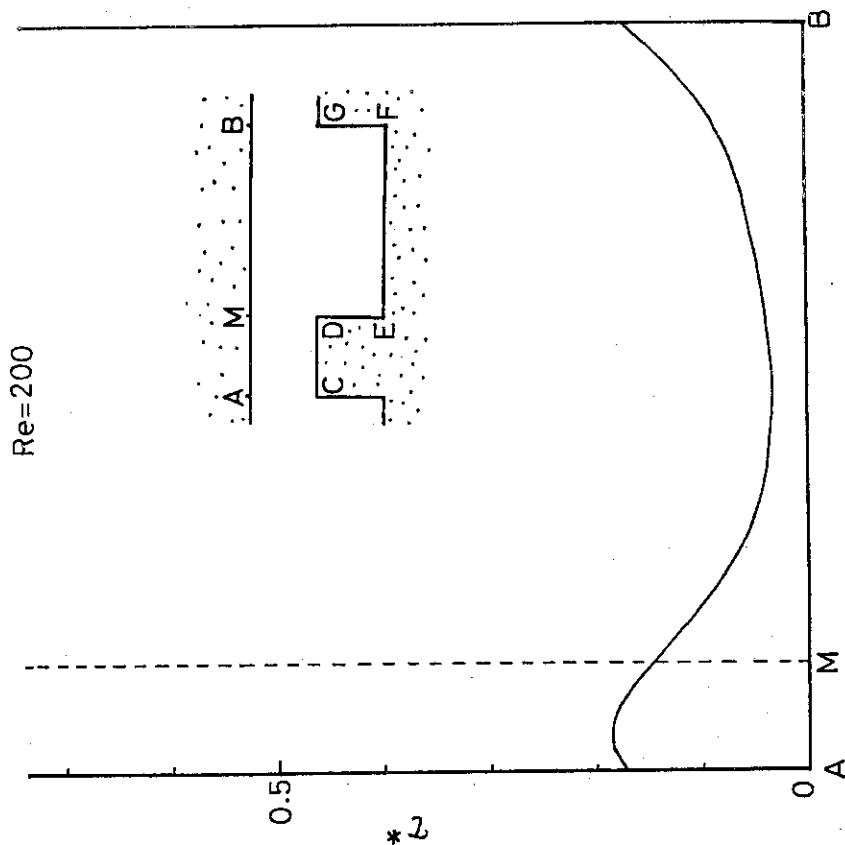


Fig.56 Distribution of Friction Coefficient at the Upper Wall (Re=200)

Re=10

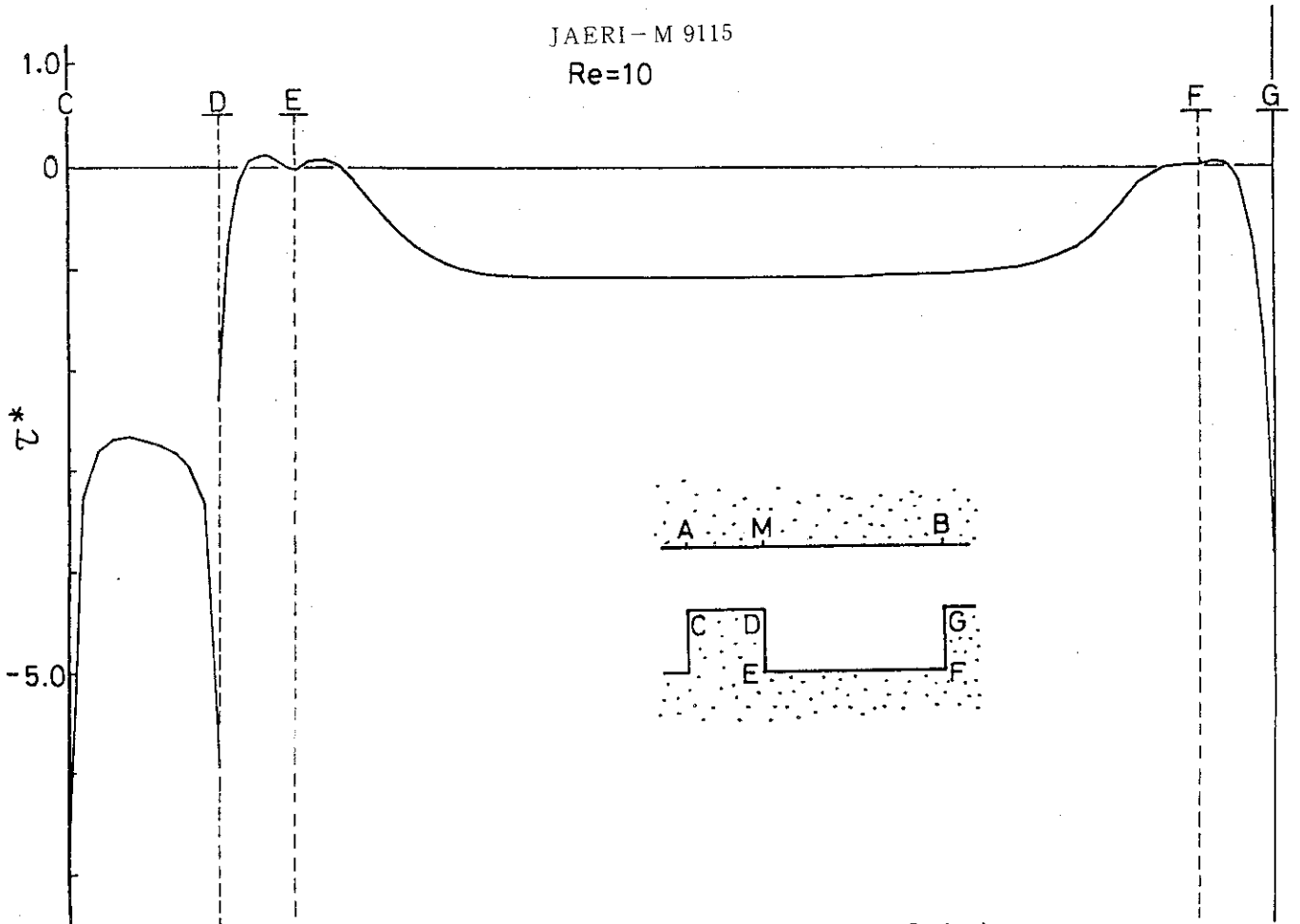


Fig.58 Distribution of Friction Coefficient at the Lower Wall (Re=10)

Re=20

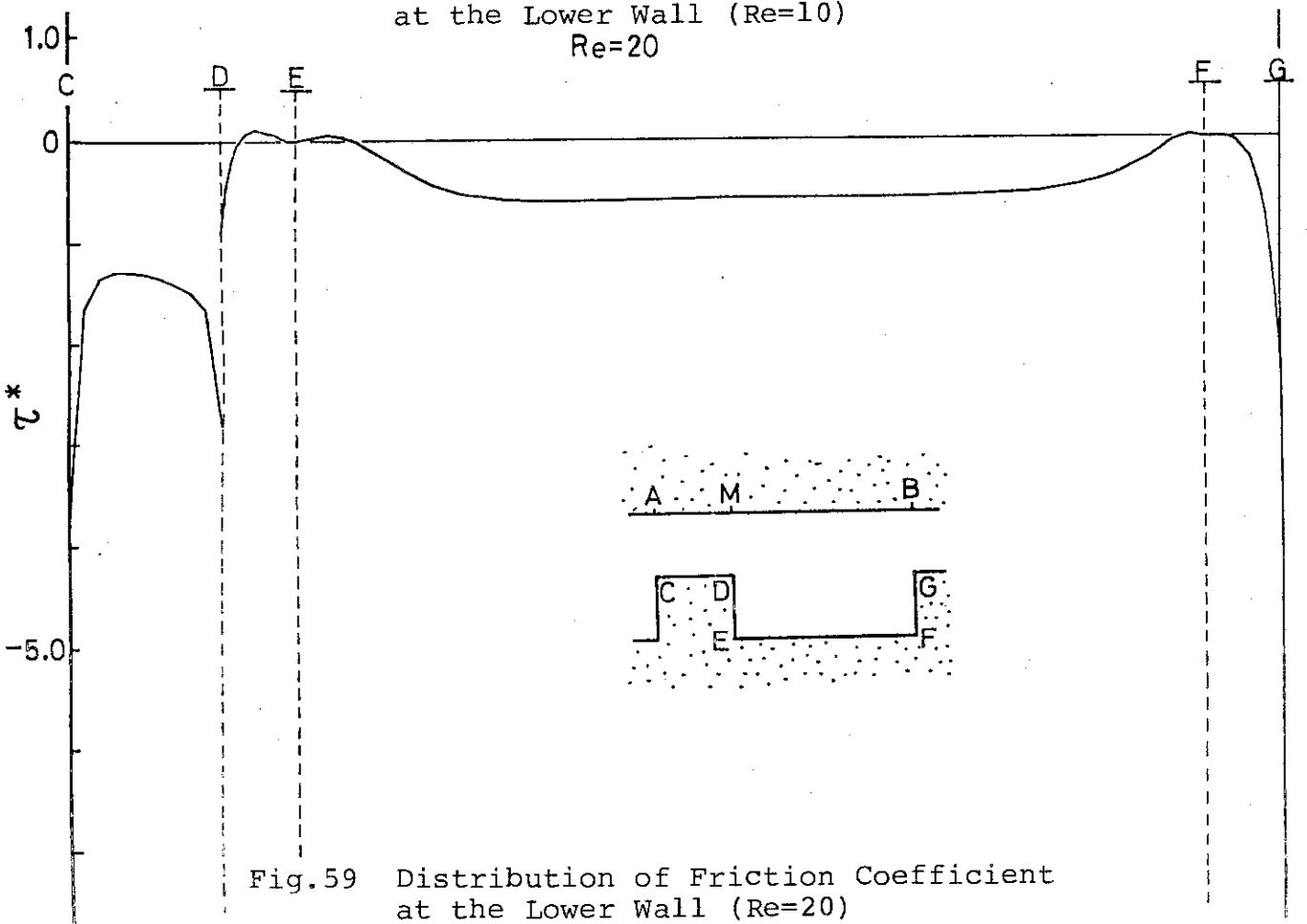
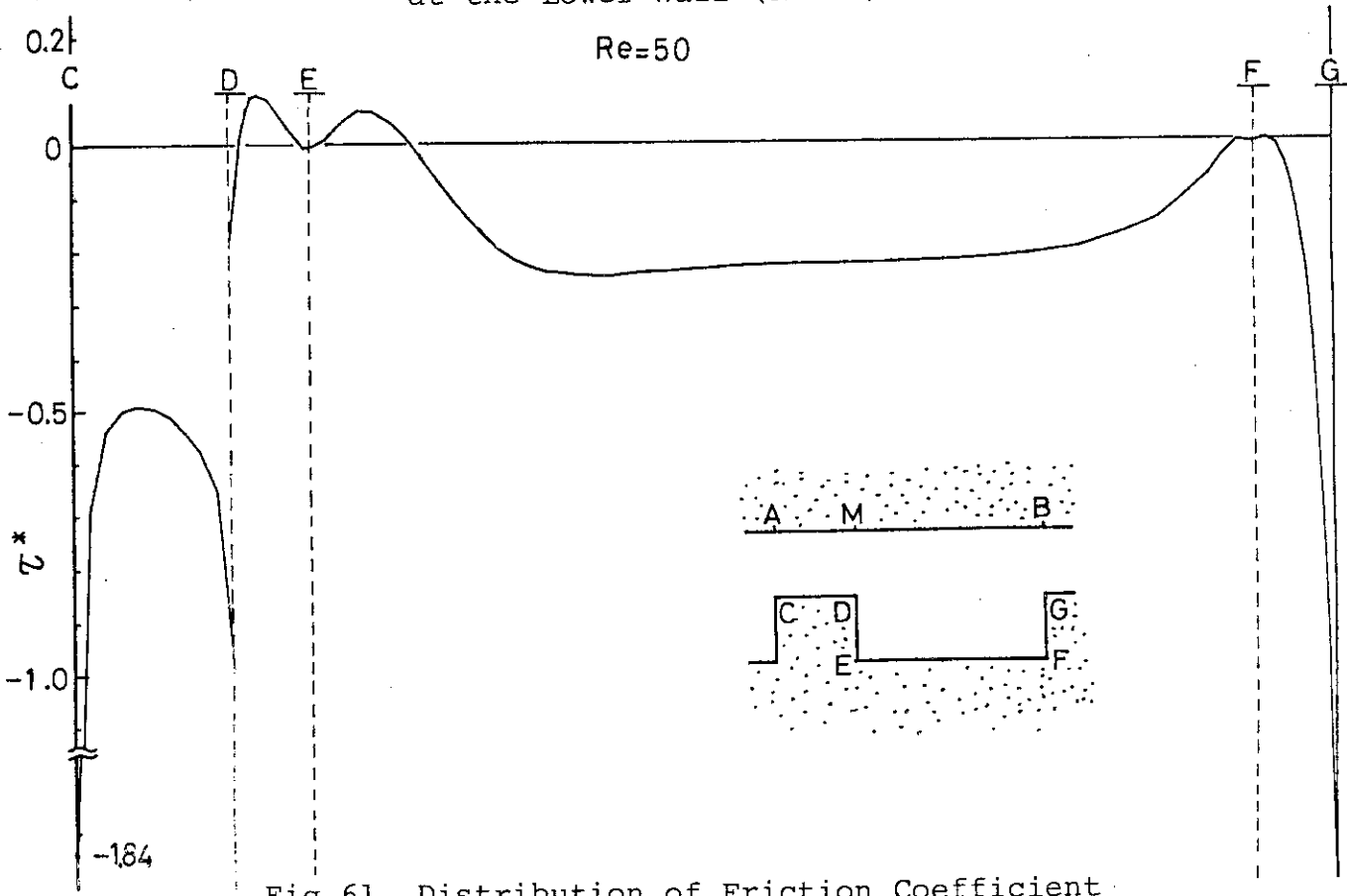
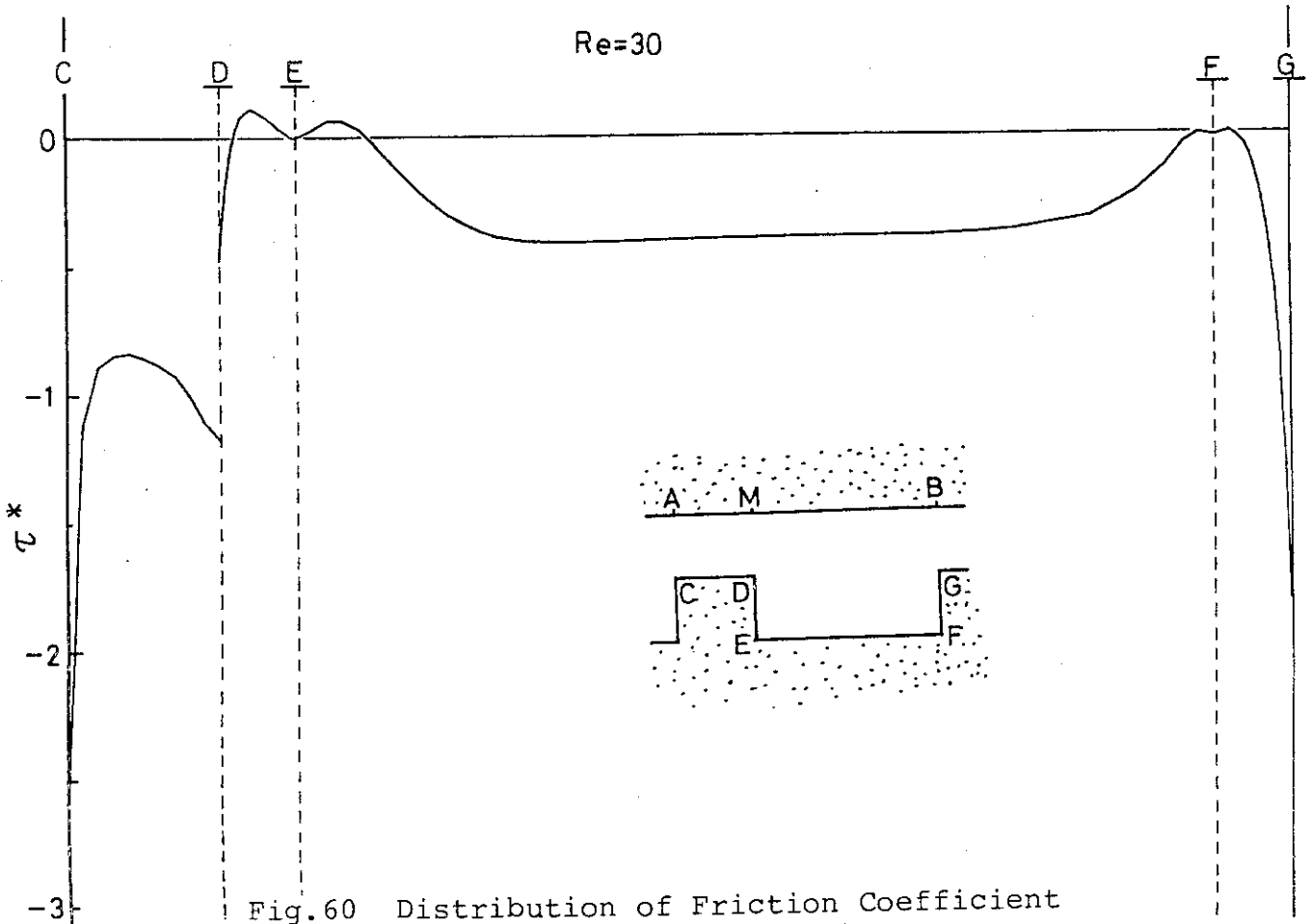


Fig.59 Distribution of Friction Coefficient at the Lower Wall (Re=20)



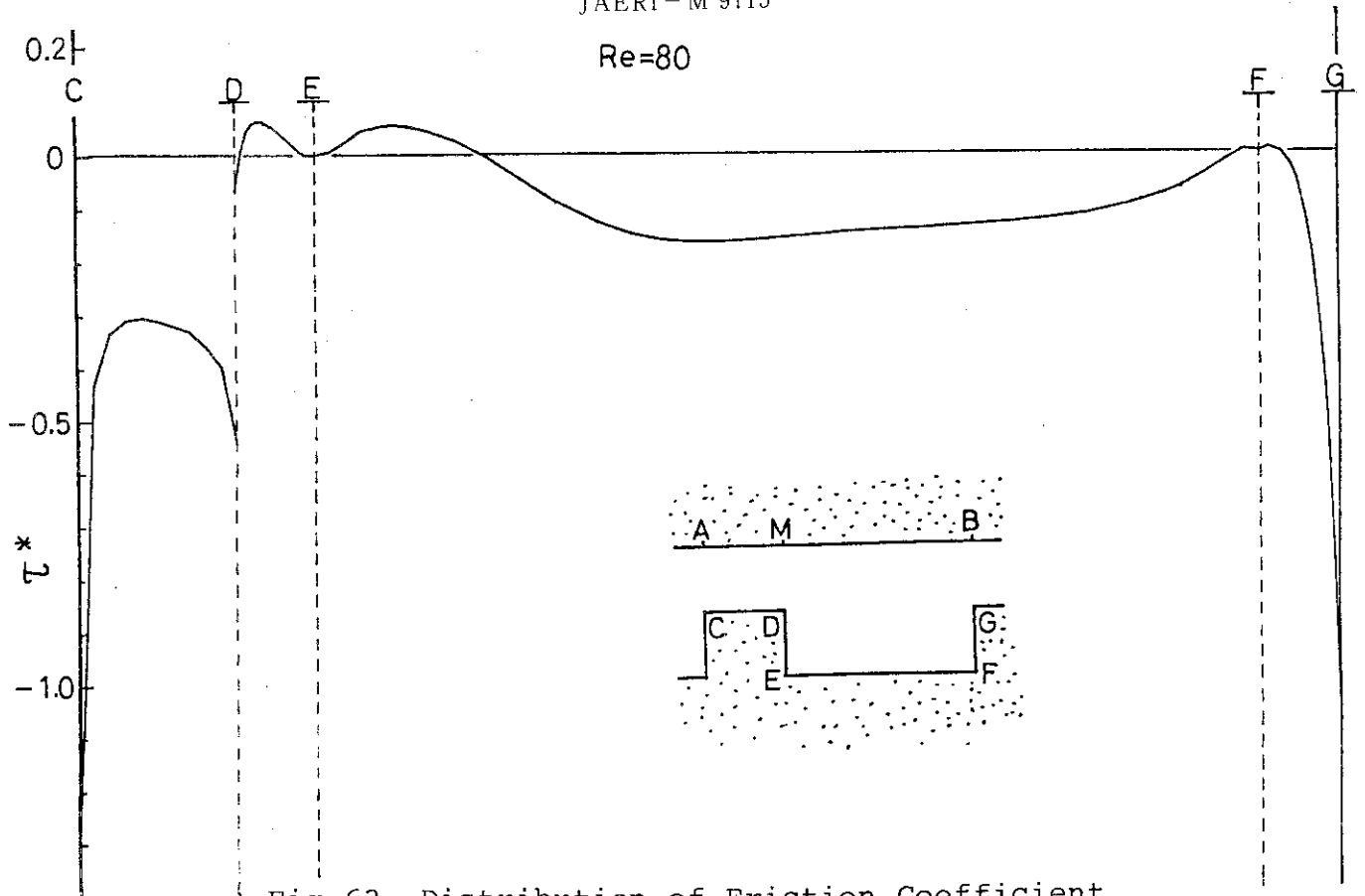


Fig.62 Distribution of Friction Coefficient at the Lower Wall (Re=80)

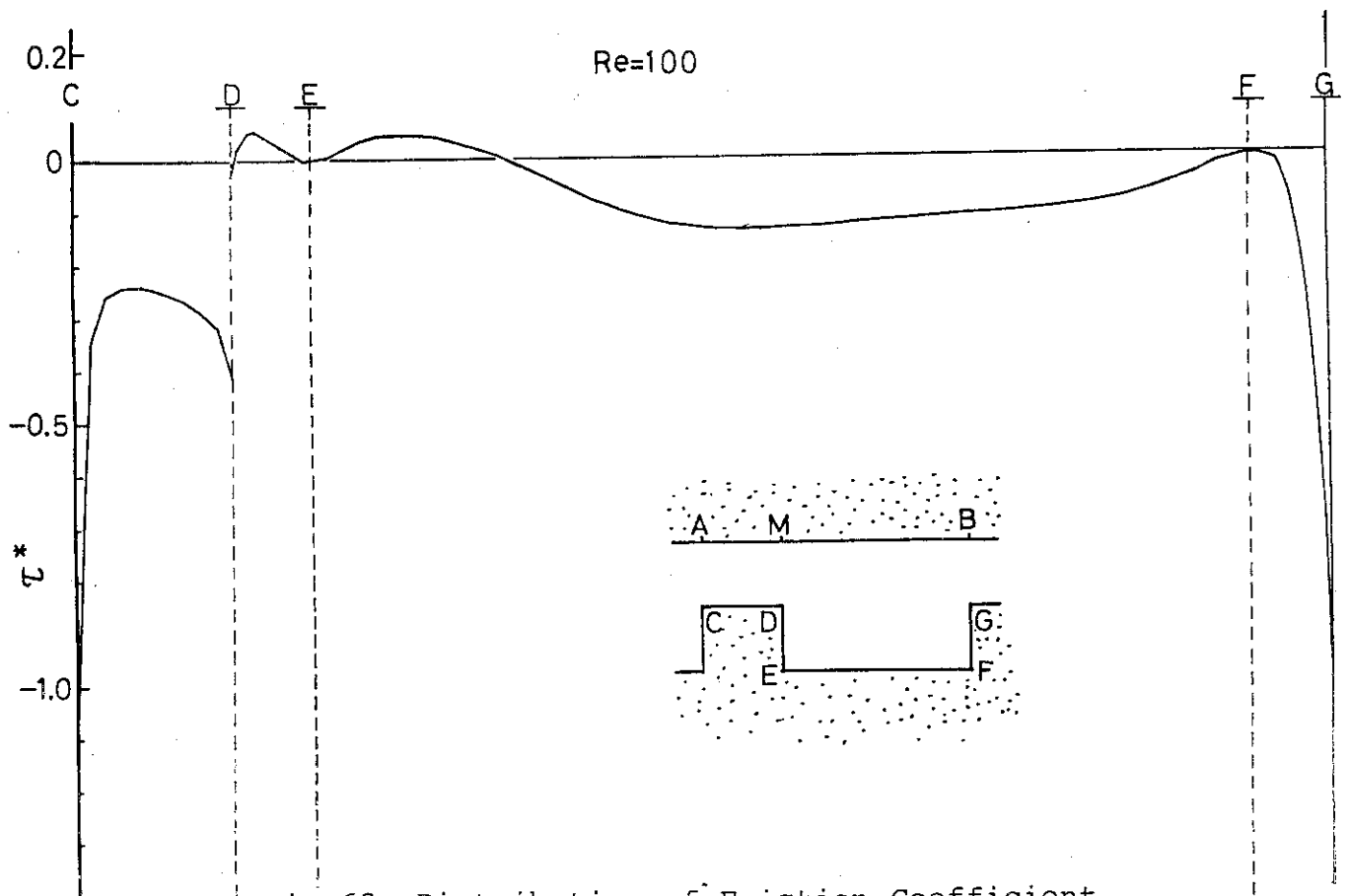


Fig.63 Distribution of Friction Coefficient at the Lower Wall (Re=100)

Re=150

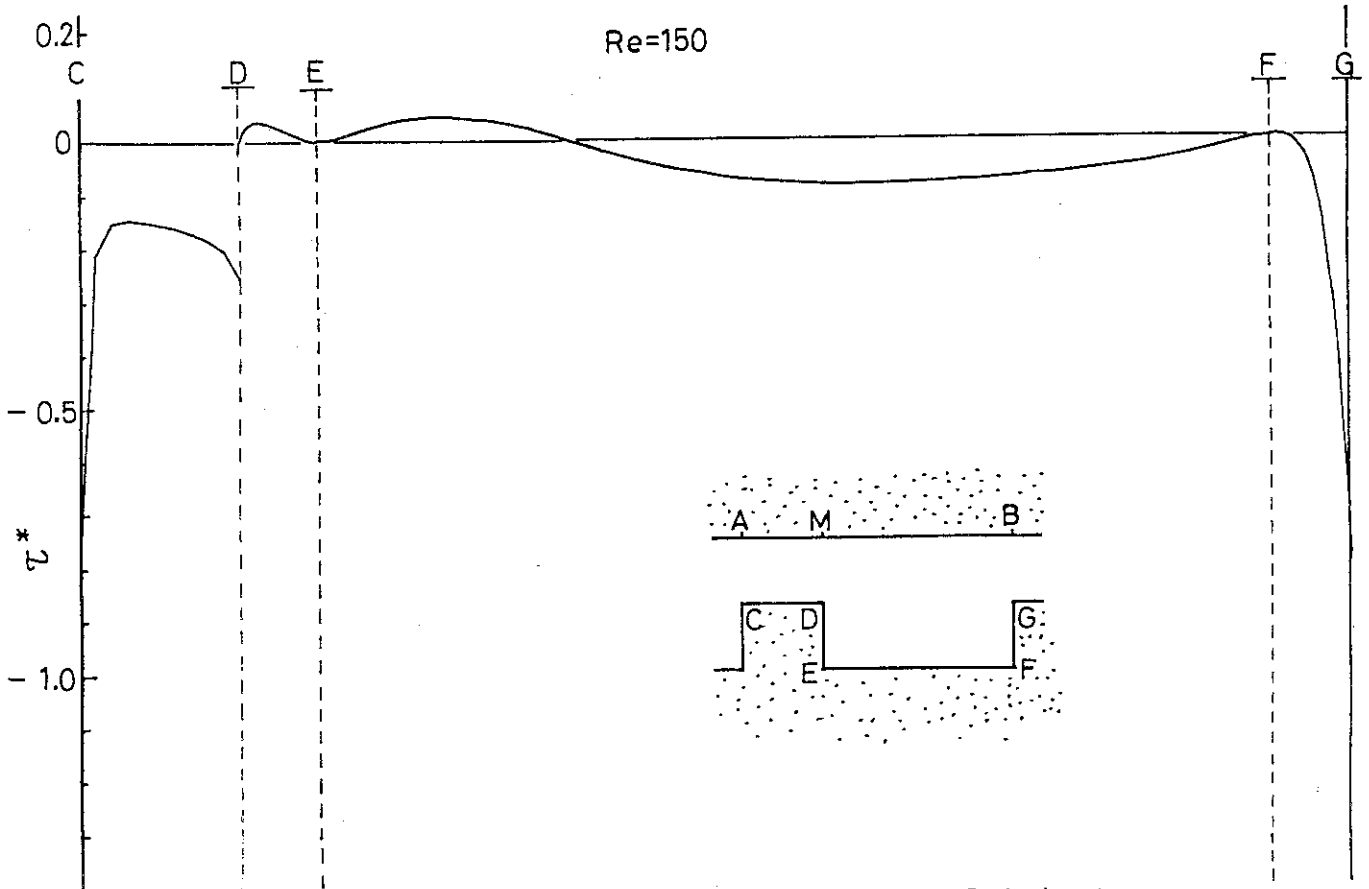


Fig.64 Distribution of Friction Coefficient at the Lower Wall (Re=150)

Re=200

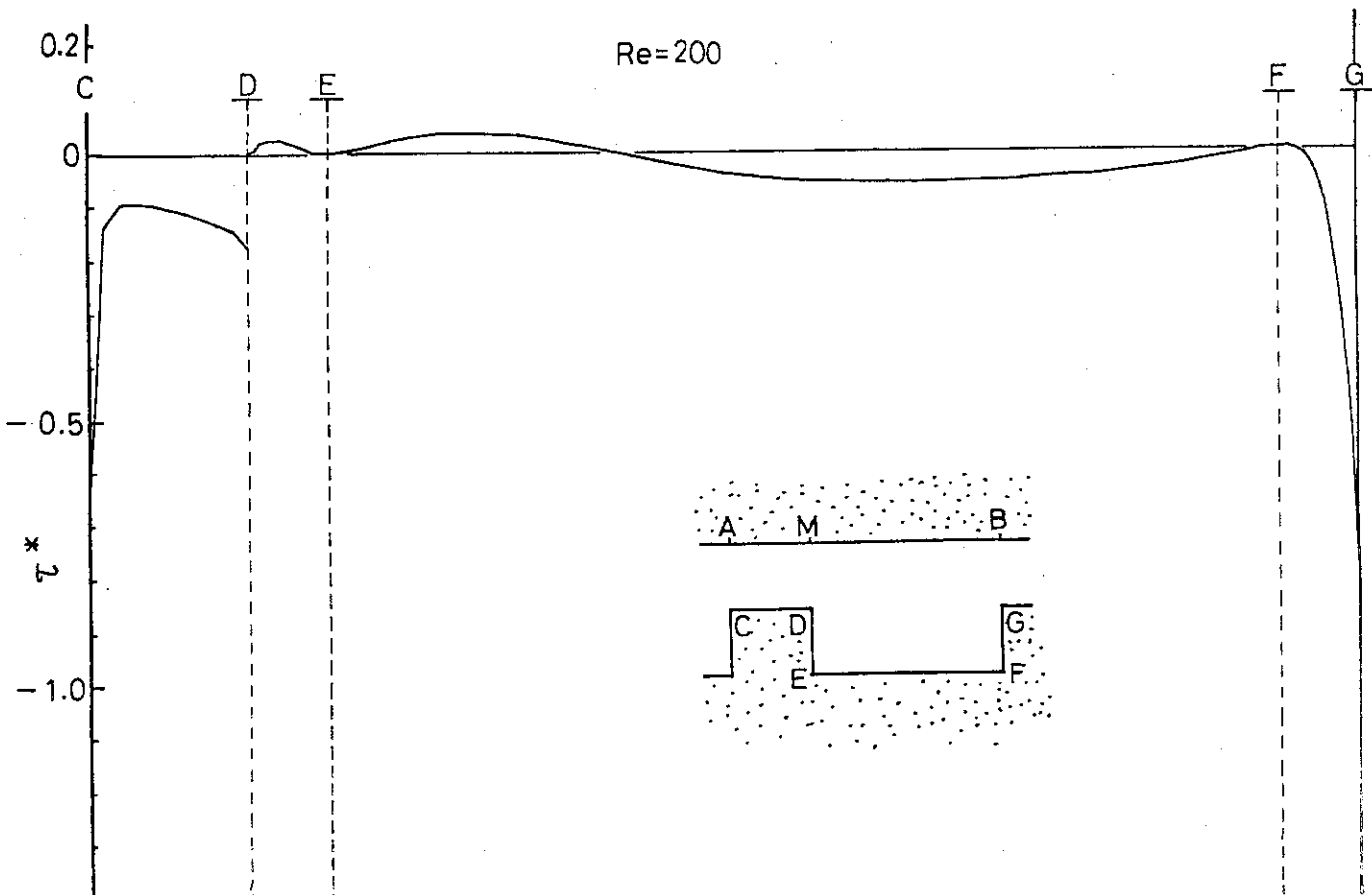


Fig.65 Distribution of Friction Coefficient at the Lower Wall (Re=200)

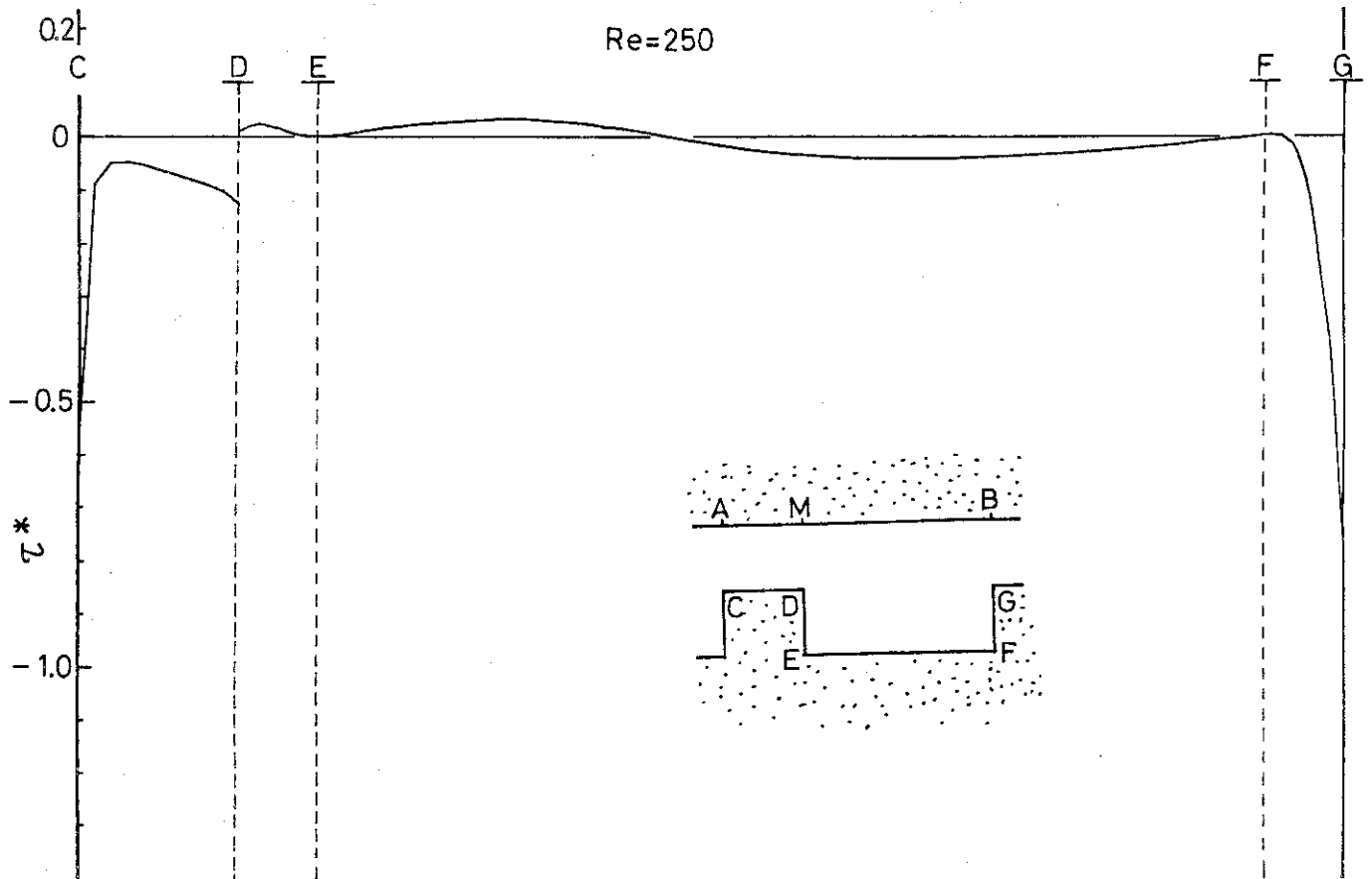


Fig.66 Distribution of Friction Coefficient at the Lower Wall (Re=250)

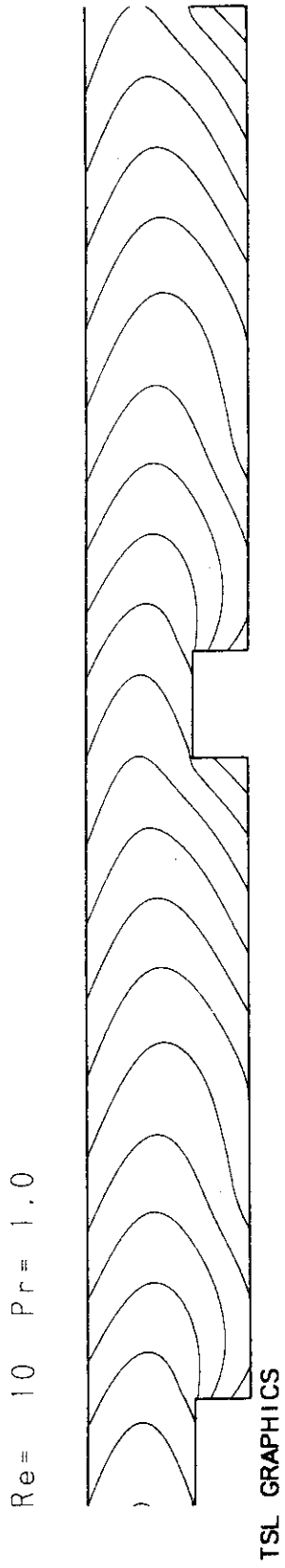


Fig.67 Contour Lines of Temperature (Re=10)

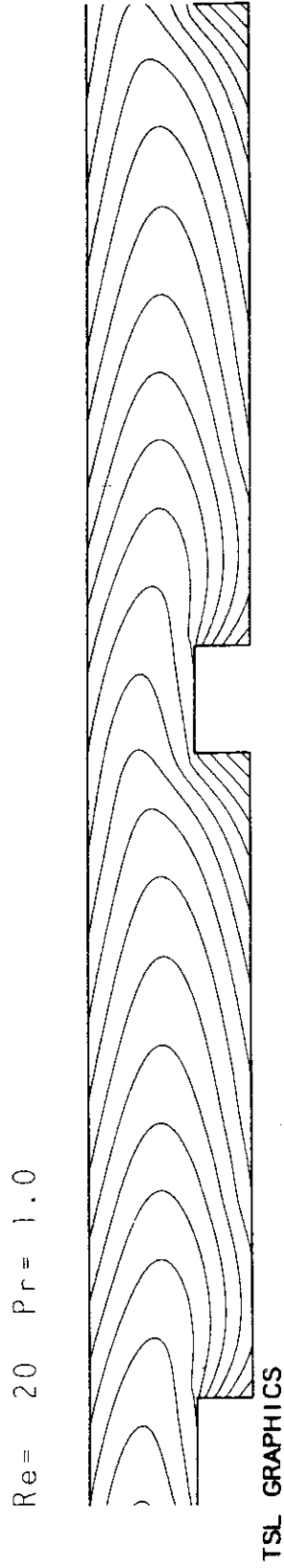
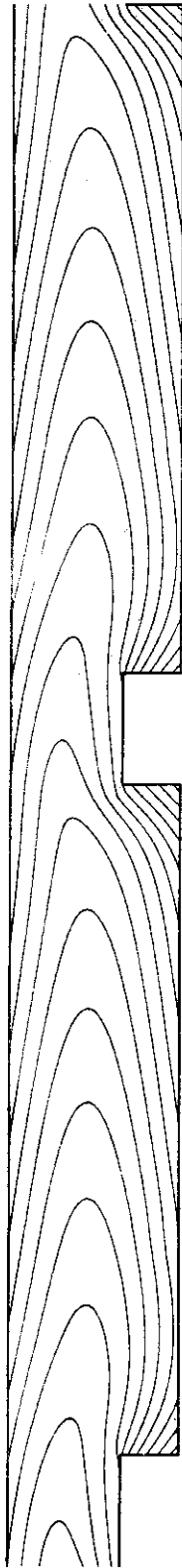


Fig.68 Contour Lines of Temperature (Re=20)

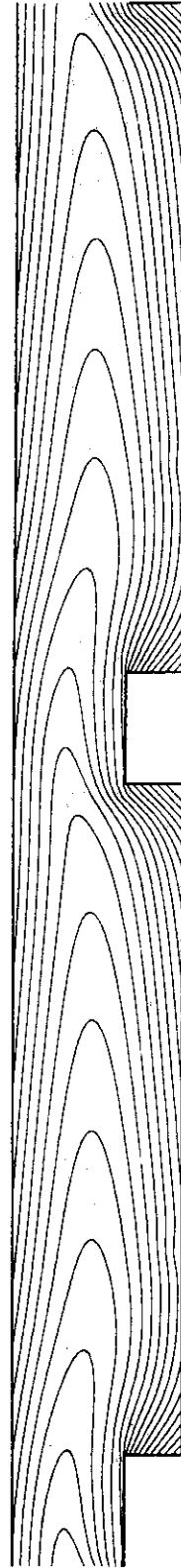
Re= 30 Pr= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.69 Contour Lines of Temperature. (Re=30)

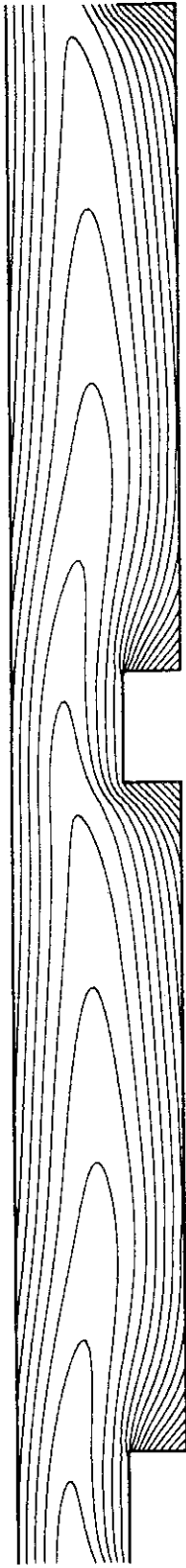
Re= 50 Pr= 0.1



TSL GRAPHICS

Fig.70 Contour Lines of Temperature (Re=50)

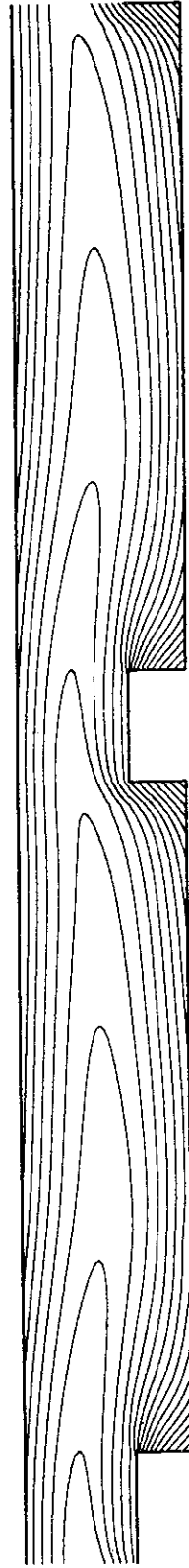
Re= 80 Pr= 0.1



TSL GRAPHICS

Fig.71 Contour Lines of Temperature (Re=80)

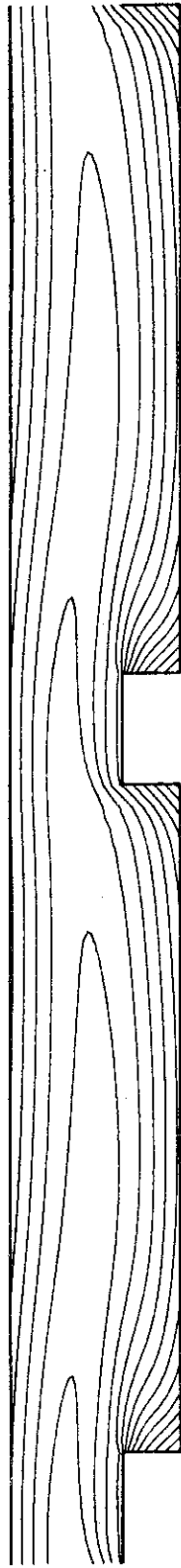
Re= 100 Pr= 0.1



TSL GRAPHICS

Fig.72 Contour Lines of Temperature (Re=100)

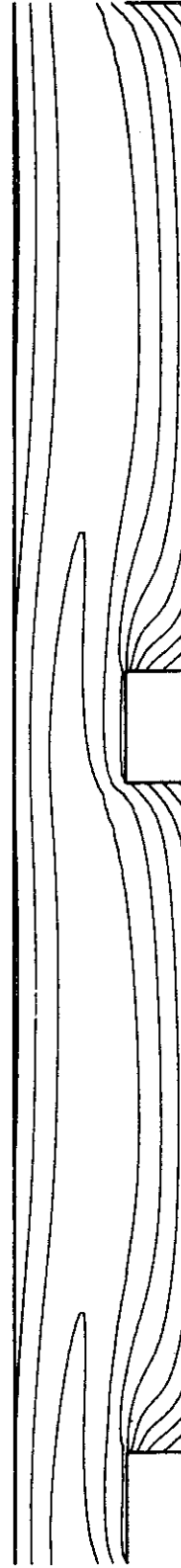
Re = 150 Pr = 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.73 Contour Lines of Temperature (Re=150)

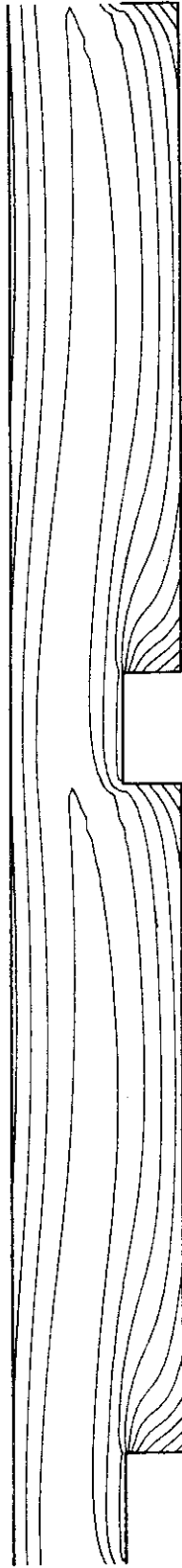
Re = 200 Pr = 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.74 Contour Lines of Temperature (Re=200)

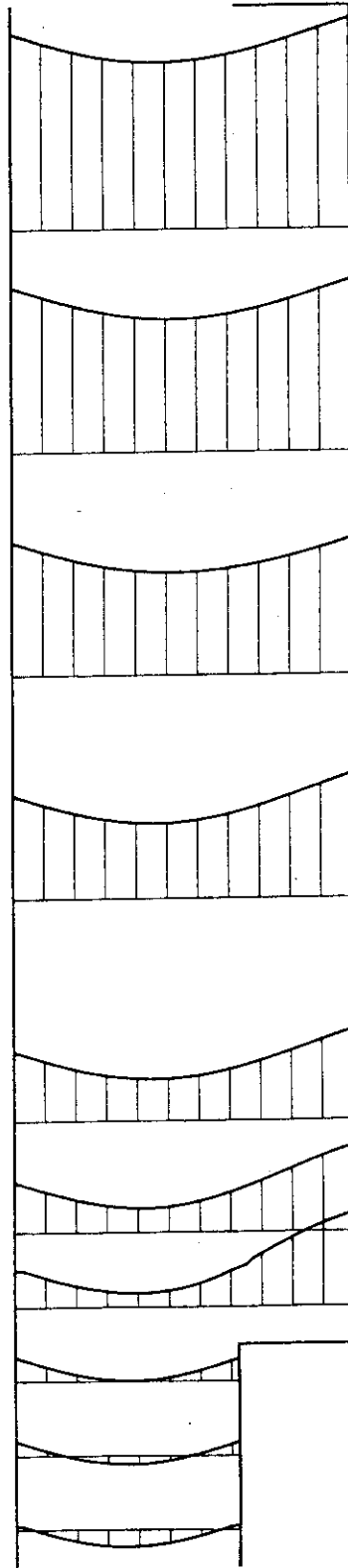
Re = 250 Pr = 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.75 Contour Lines of Temperature (Re=250)

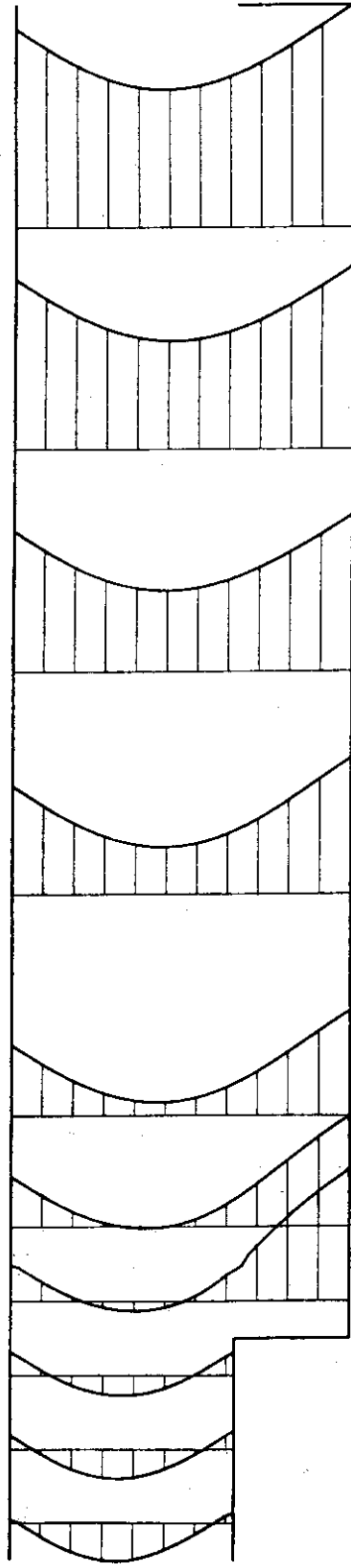
Re = 10 Pr = 1.0 Scale = 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.76 Temperature Profile (Re=10)

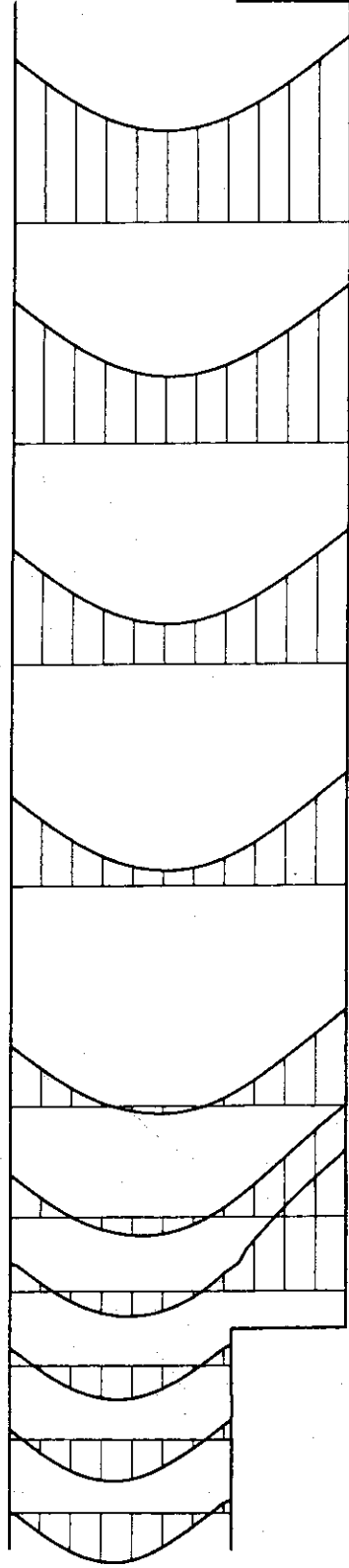
Re= 20 Pr= 1.0 Scale= 1.0



TSL GRAPHICS

Fig.77 Temperature Profile (Re=20)

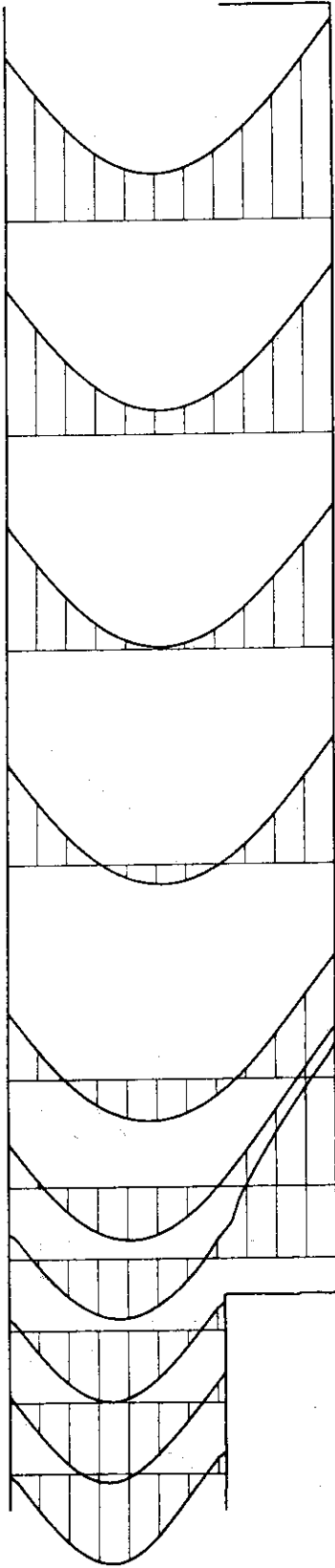
Re= 30 Pr= 1.0 Scale= 0.8



TSL GRAPHICS

Fig.78 Temperature Profile (Re=30)

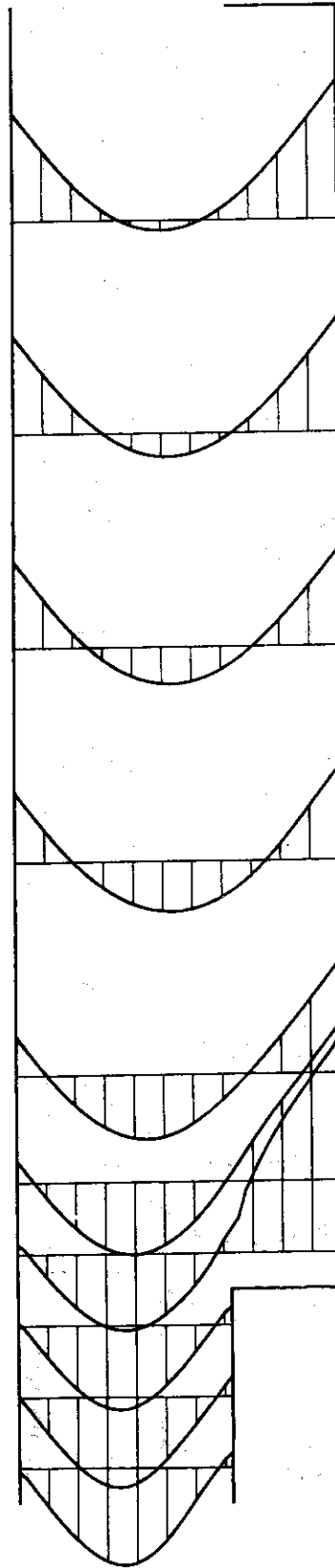
Re = 50 Pr = 0.1 Scale = 0.8



TSL GRAPHICS

Fig.79 Temperature Profile (Re=50)

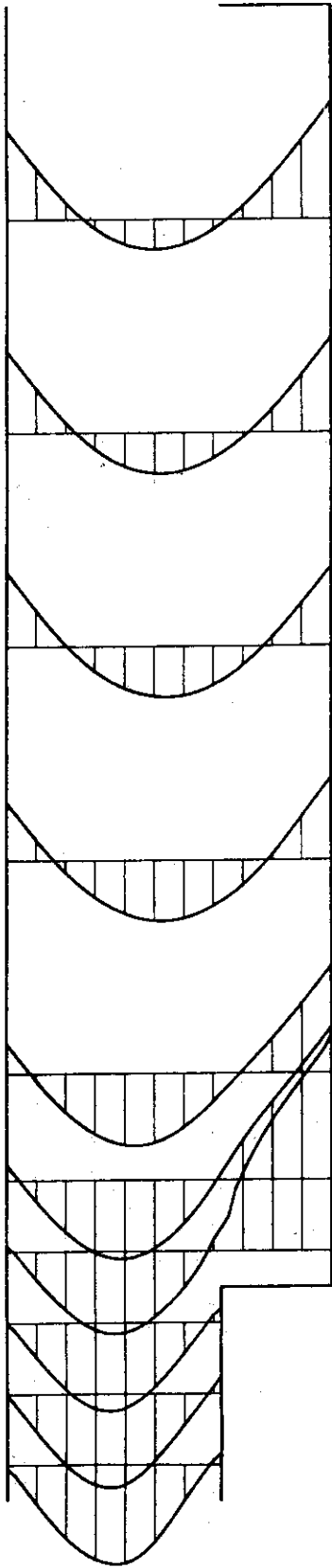
Re = 80 Pr = 0.1 Scale = 0.5



TSL GRAPHICS

Fig.80 Temperature Profile (Re=80)

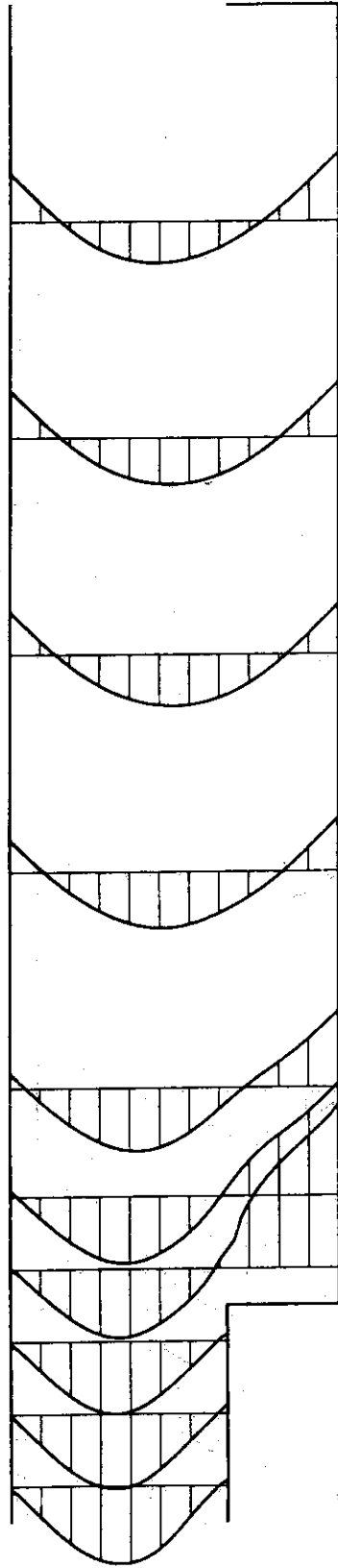
Re= 100 Pr= 0.1 Scale= 0.4



TSL GRAPHICS

Fig.81 Temperature Profile (Re=100)

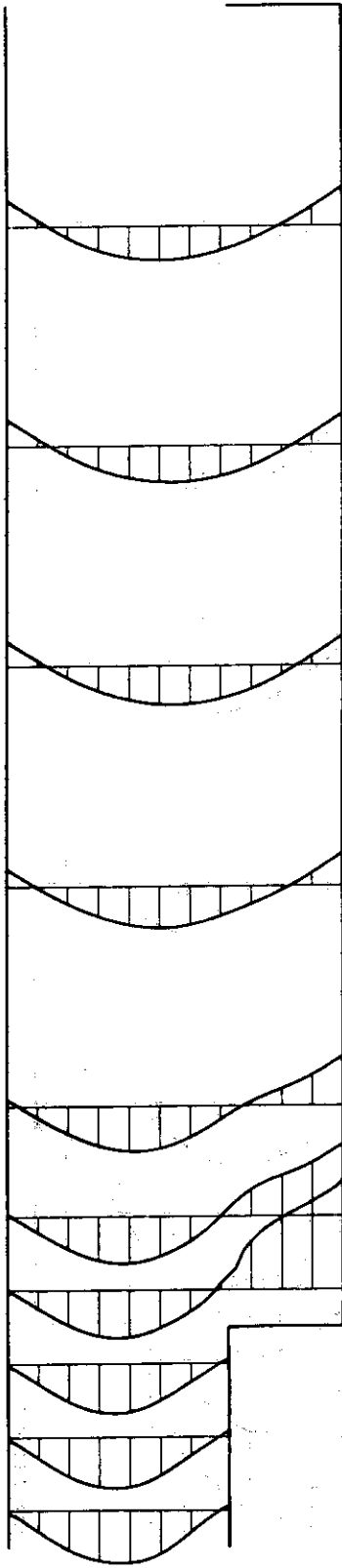
Re= 150 Pr= 1.0 Scale= 0.2



TSL GRAPHICS

Fig.82 Temperature Profile (Re=150)

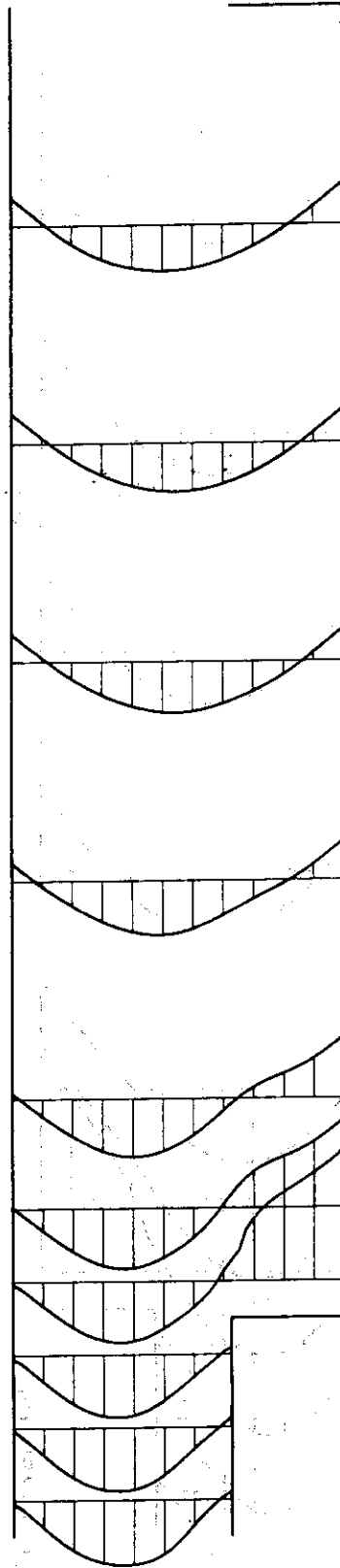
Re= 200 Pr= 1.0 Scale= 0.1



TSL GRAPHICS

Fig.83 Temperature Profile (Re=200)

Re= 250 Pr= 1.0 Scale= 0.1



TSL GRAPHICS

Fig.84 Temperature Profile (Re=250)

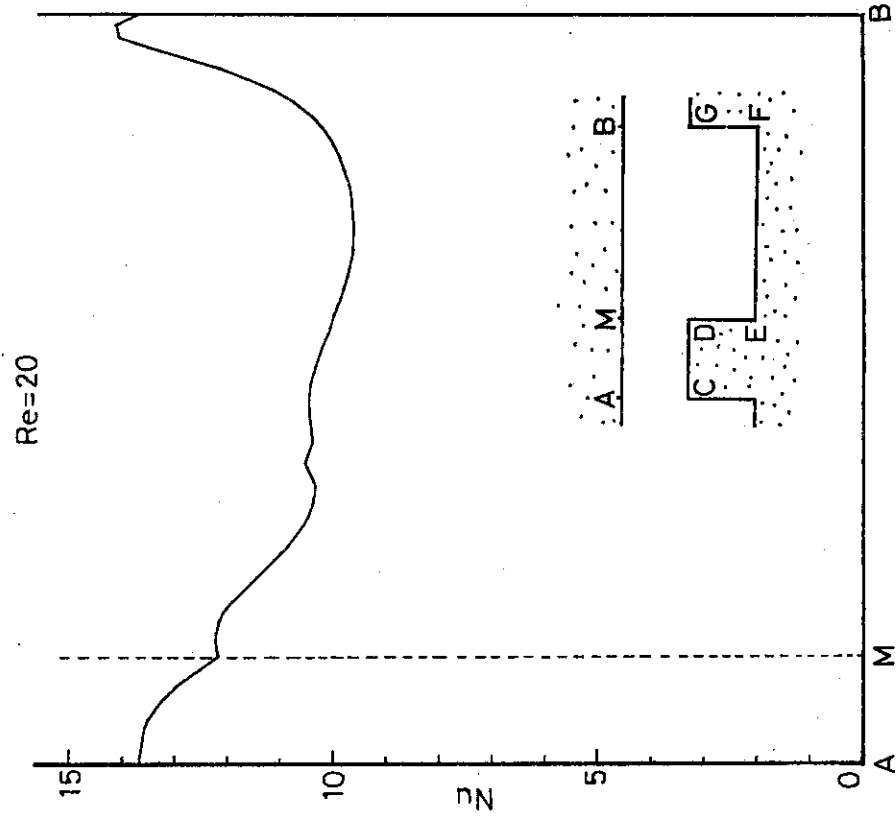


Fig. 86 Distribution of Local Nusselt Number at the Upper Wall (Re=20)

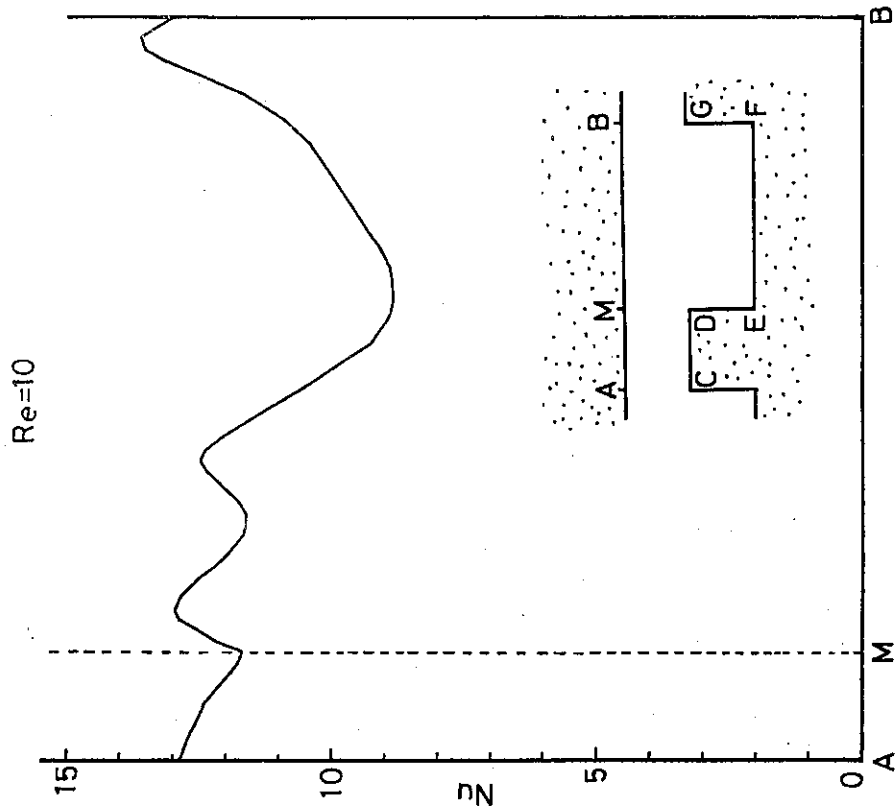


Fig. 85 Distribution of Local Nusselt Number at the Upper Wall (Re=10)

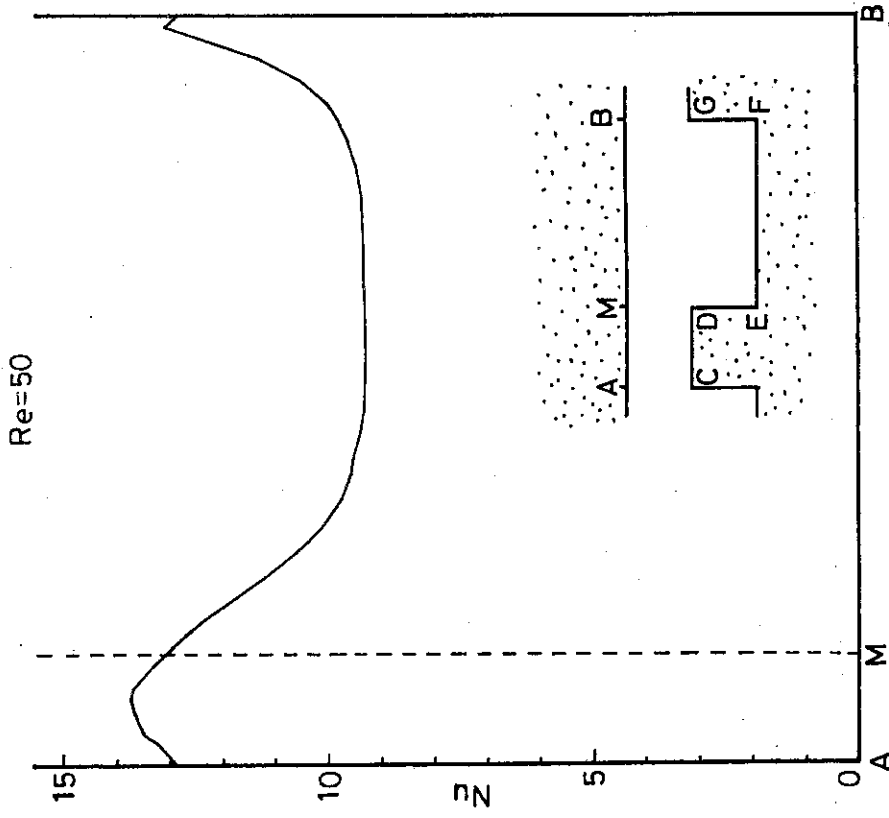


Fig. 88 Distribution of Local Nusselt Number at the Upper Wall (Re=50)

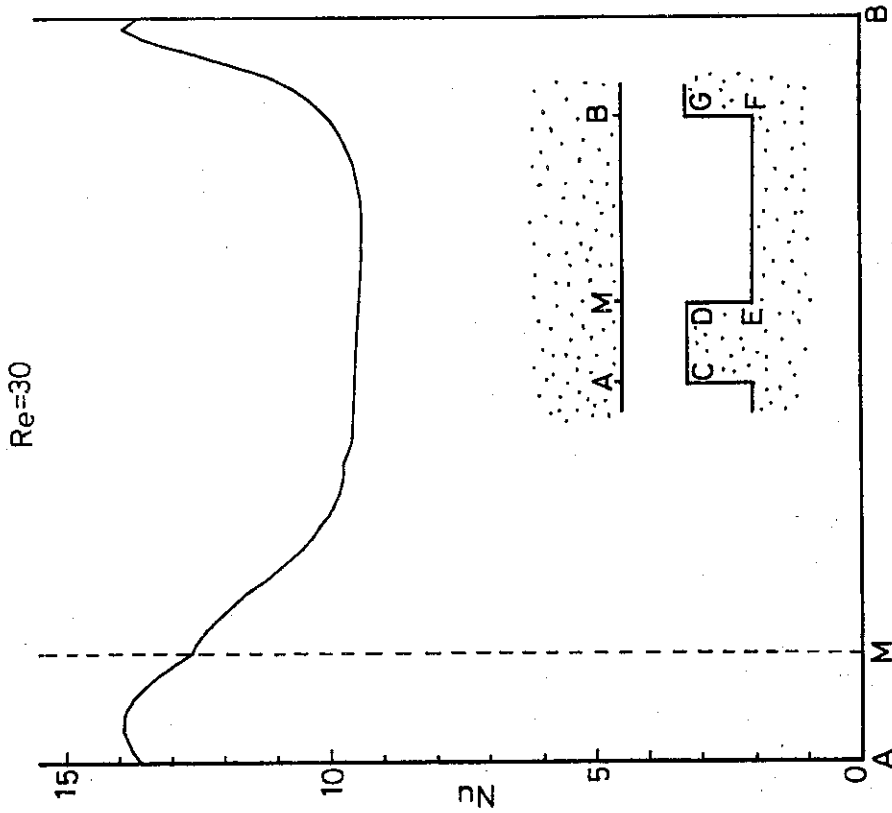


Fig. 87 Distribution of Local Nusselt Number at the Upper Wall (Re=30)

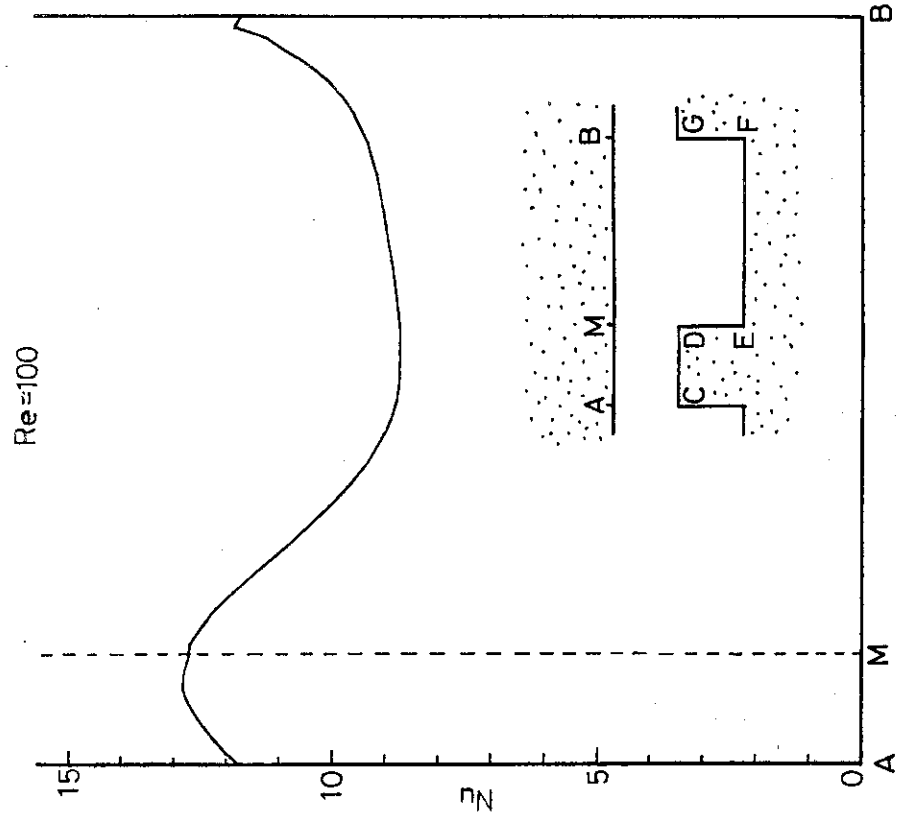


Fig.90 Distribution of Local Nusselt Number at the Upper Wall (Re=100)

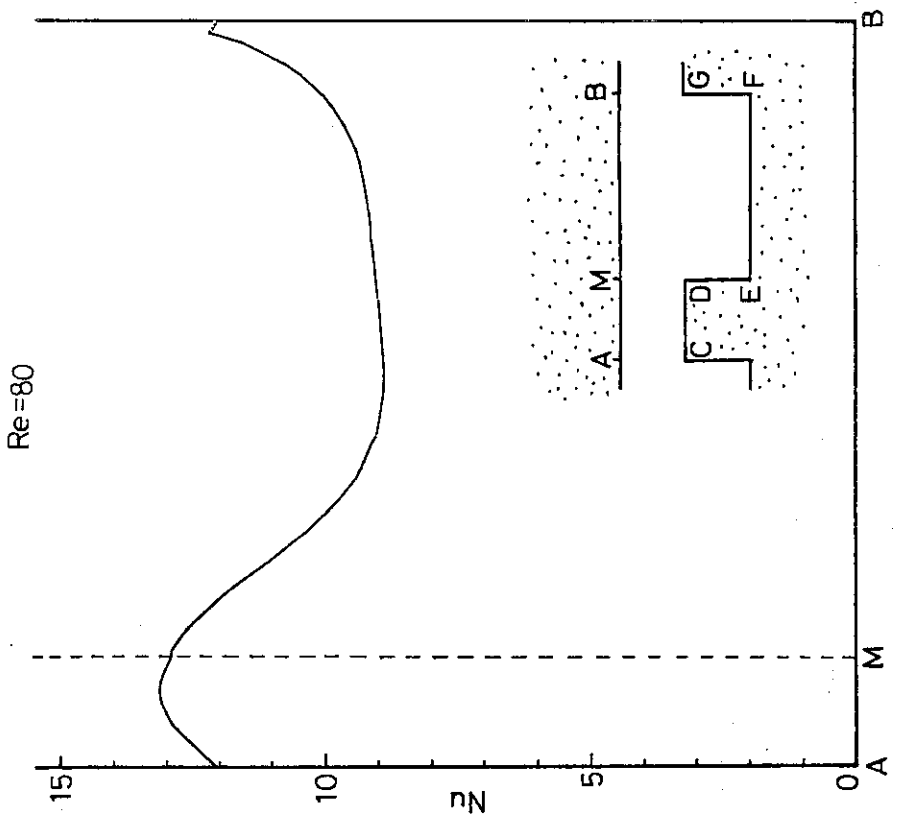


Fig.89 Distribution of Local Nusselt Number at the Upper Wall (Re=80)

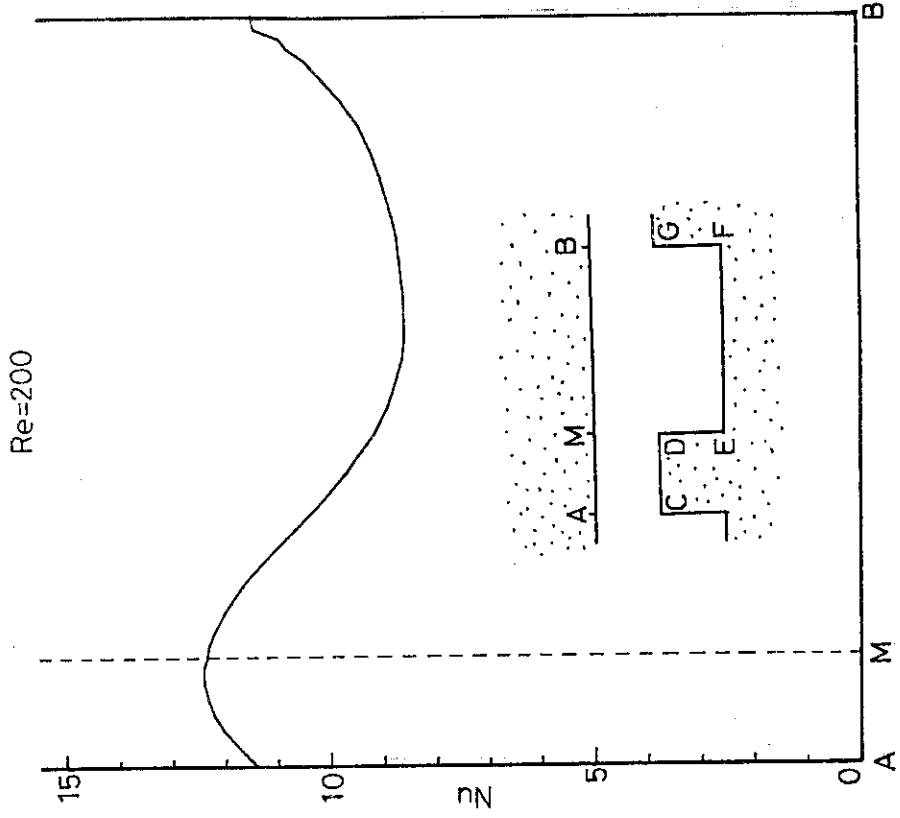


Fig.92 Distribution of Local Nusselt Number at the Upper Wall (Re=200)

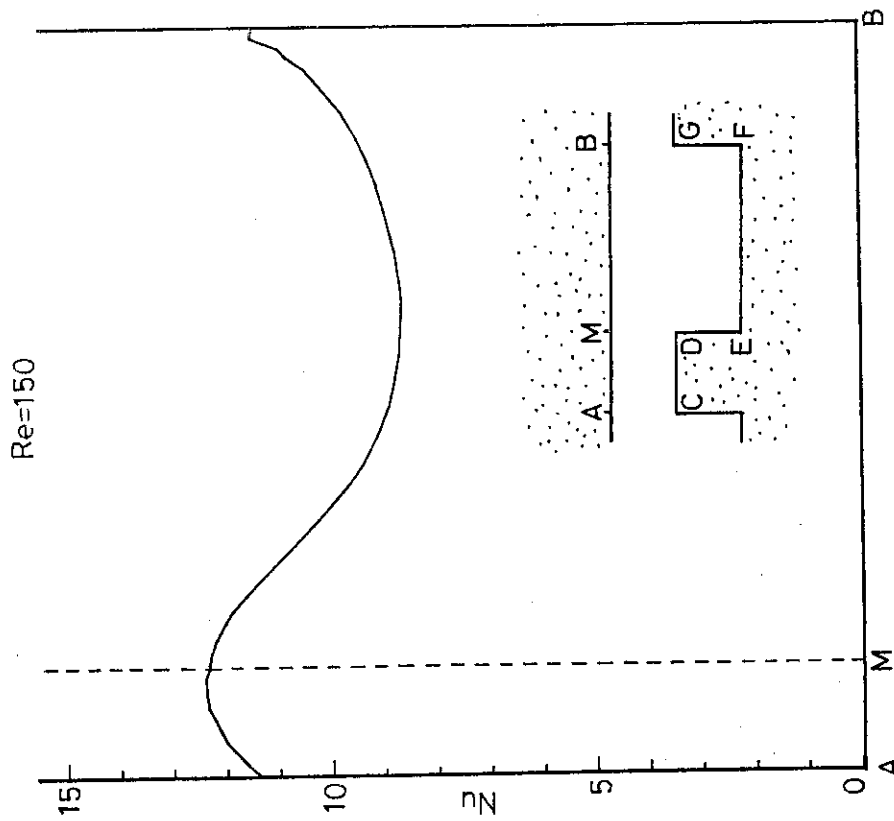


Fig.91 Distribution of Local Nusselt Number at the Upper Wall (Re=150)

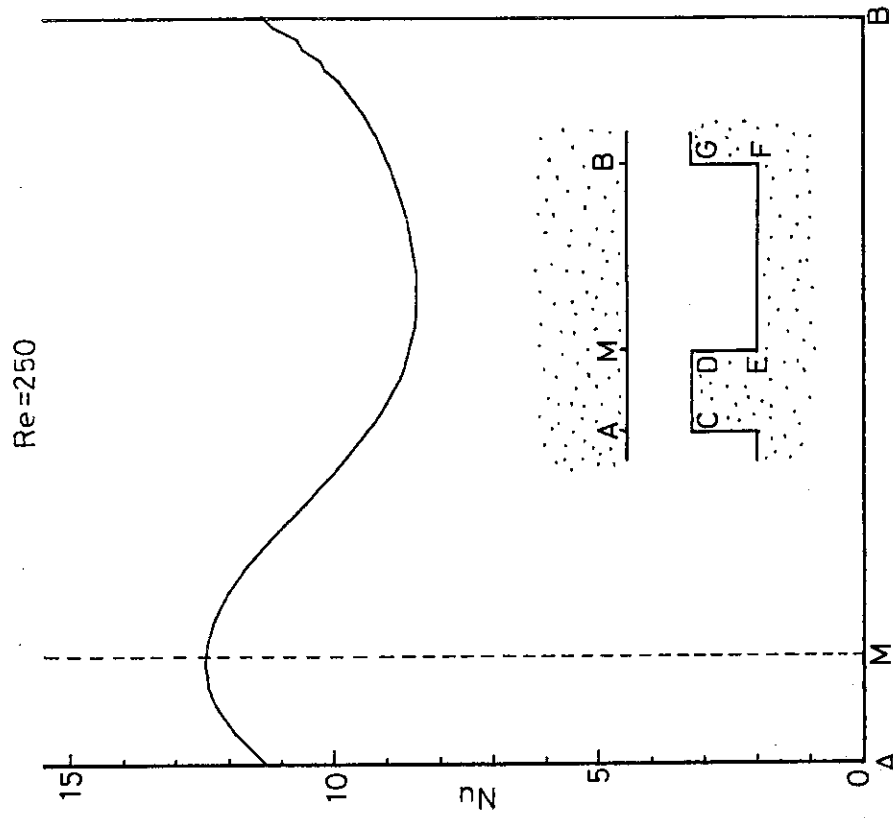


Fig. 93 Distribution of Local Nusselt Number at the Upper Wall (Re=250)

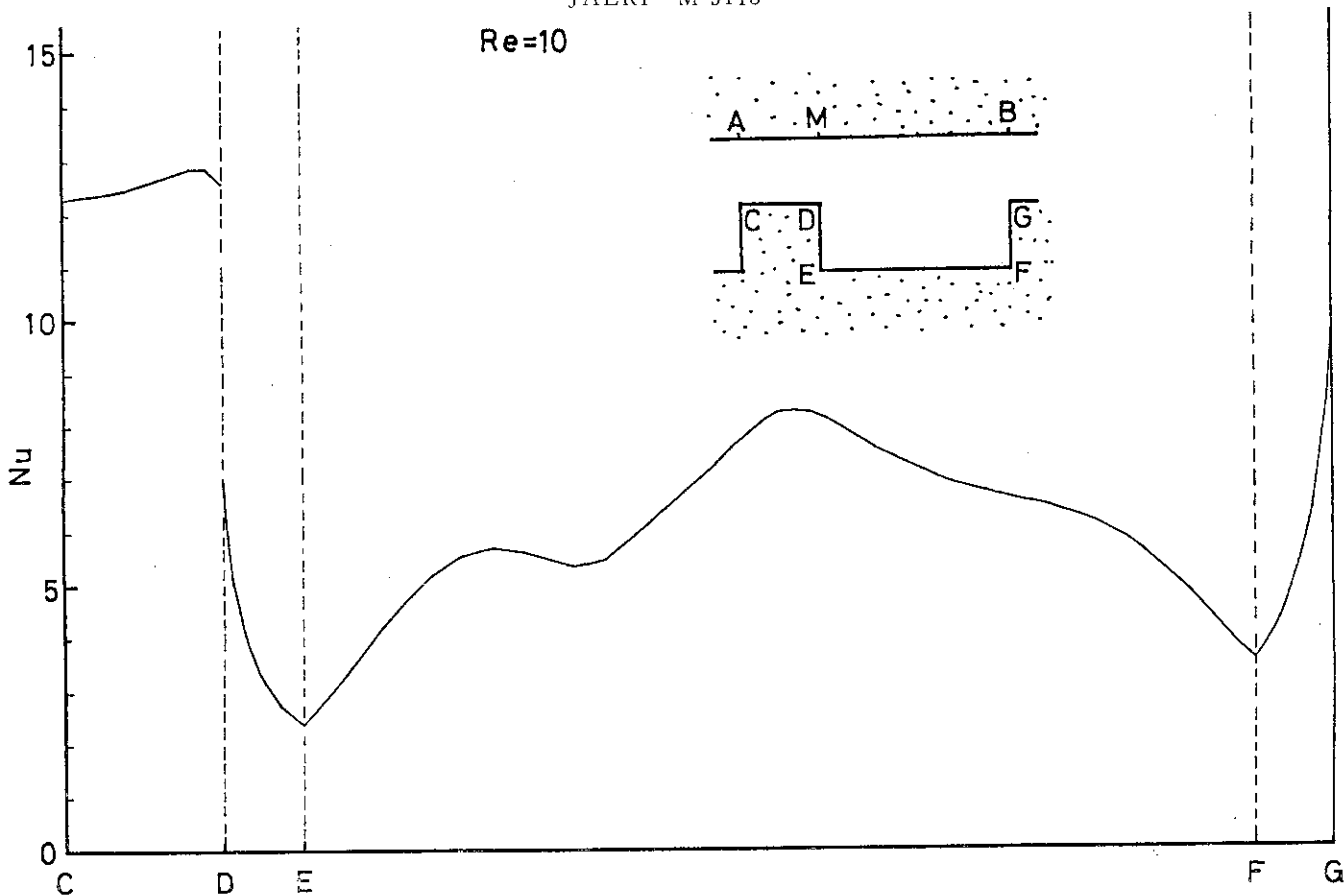


Fig.94 Distribution of Local Nusselt Number at the Lower Wall (Re=10)

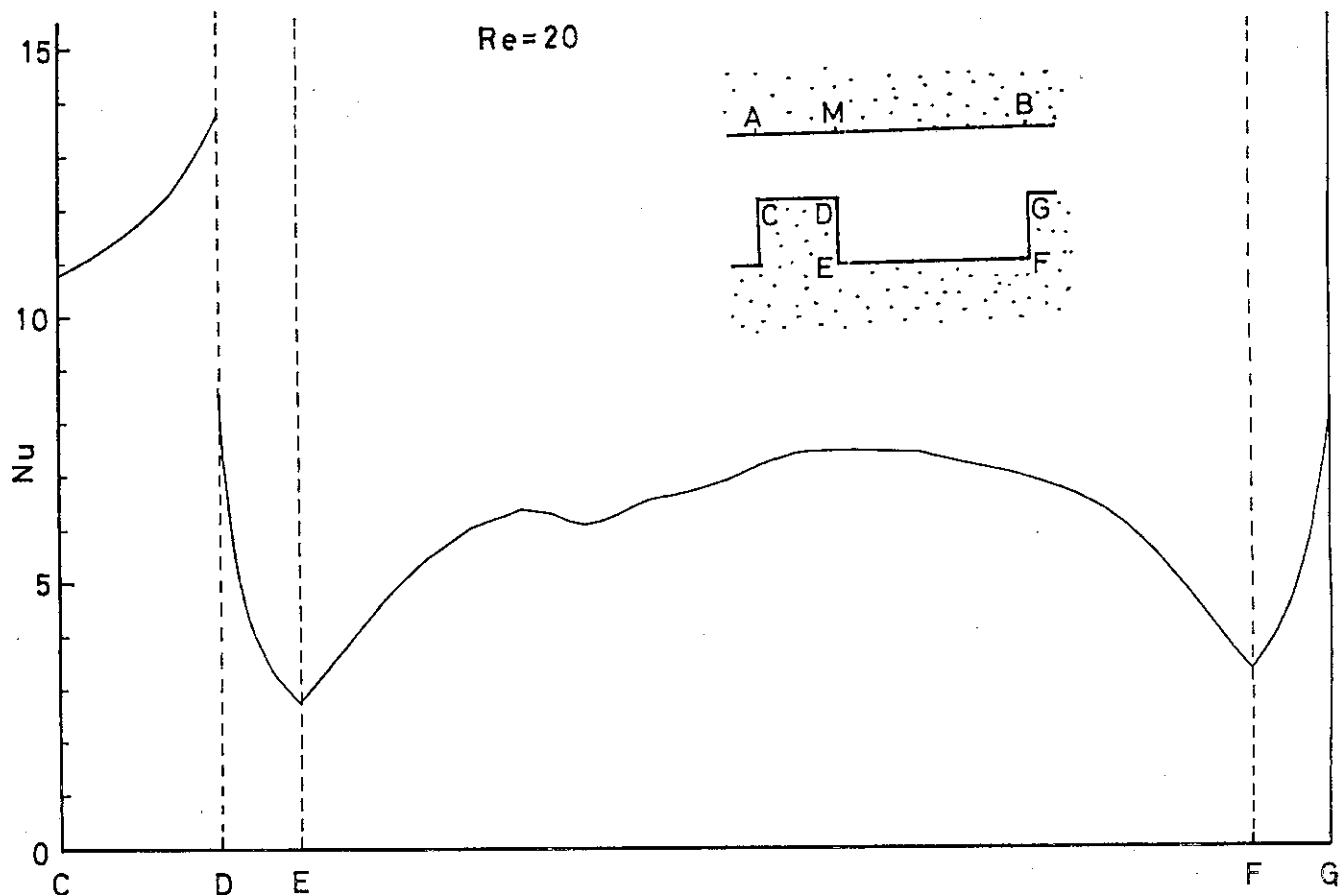
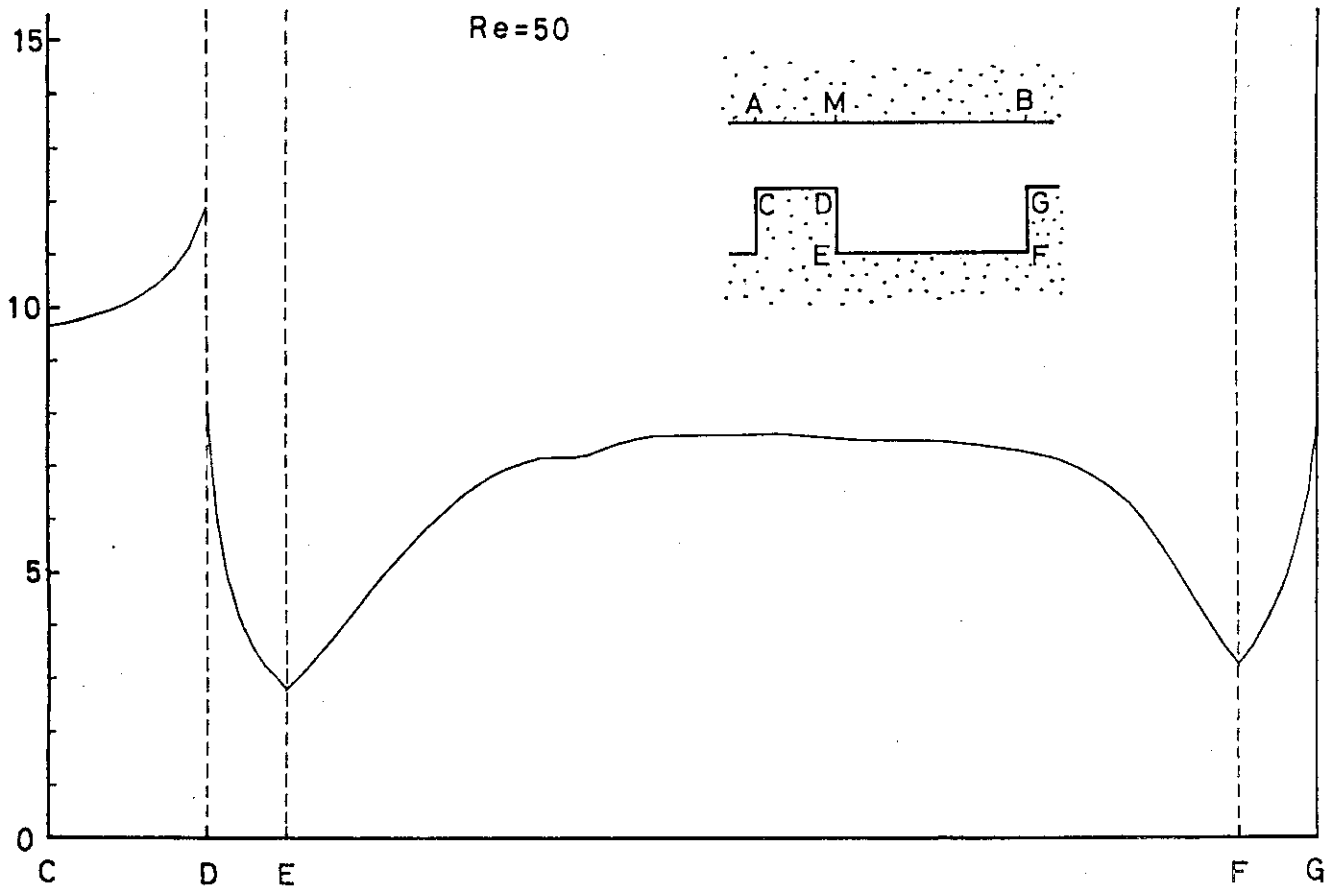
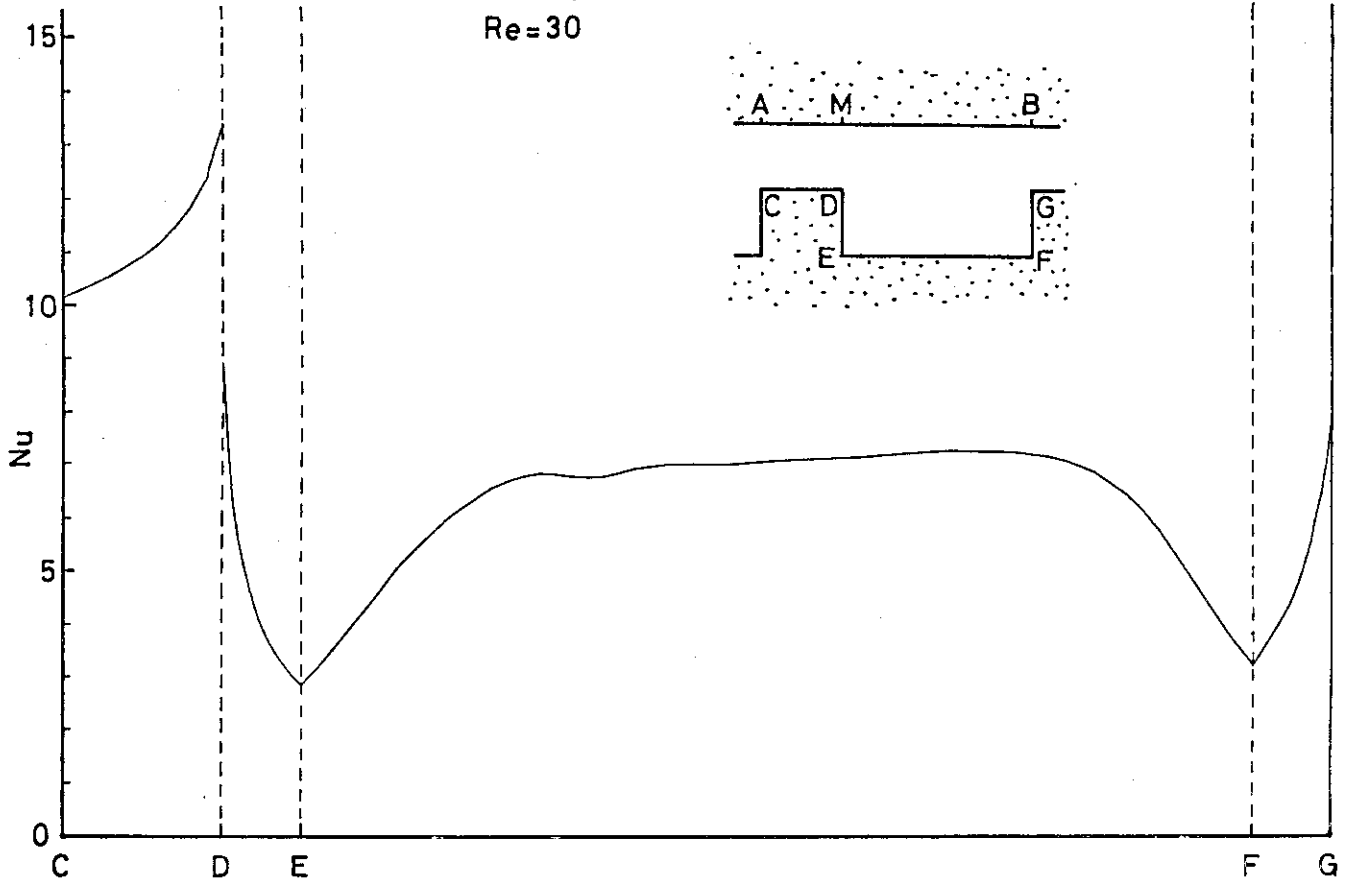


Fig.95 Distribution of Local Nusselt Number at the Lower Wall (Re=20)



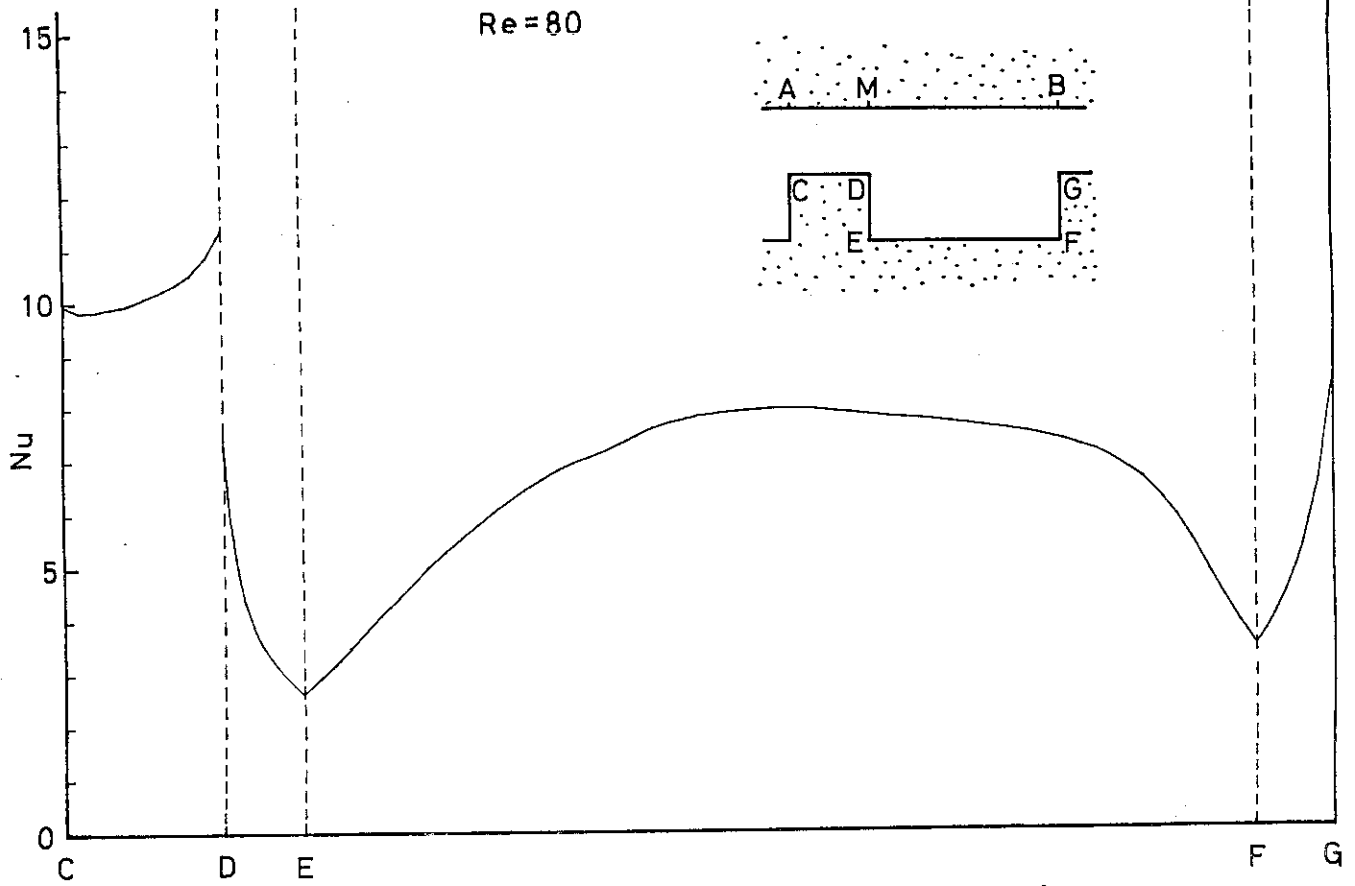


Fig.98 Distribution of Local Nusselt Number at the Lower Wall ($Re=80$)

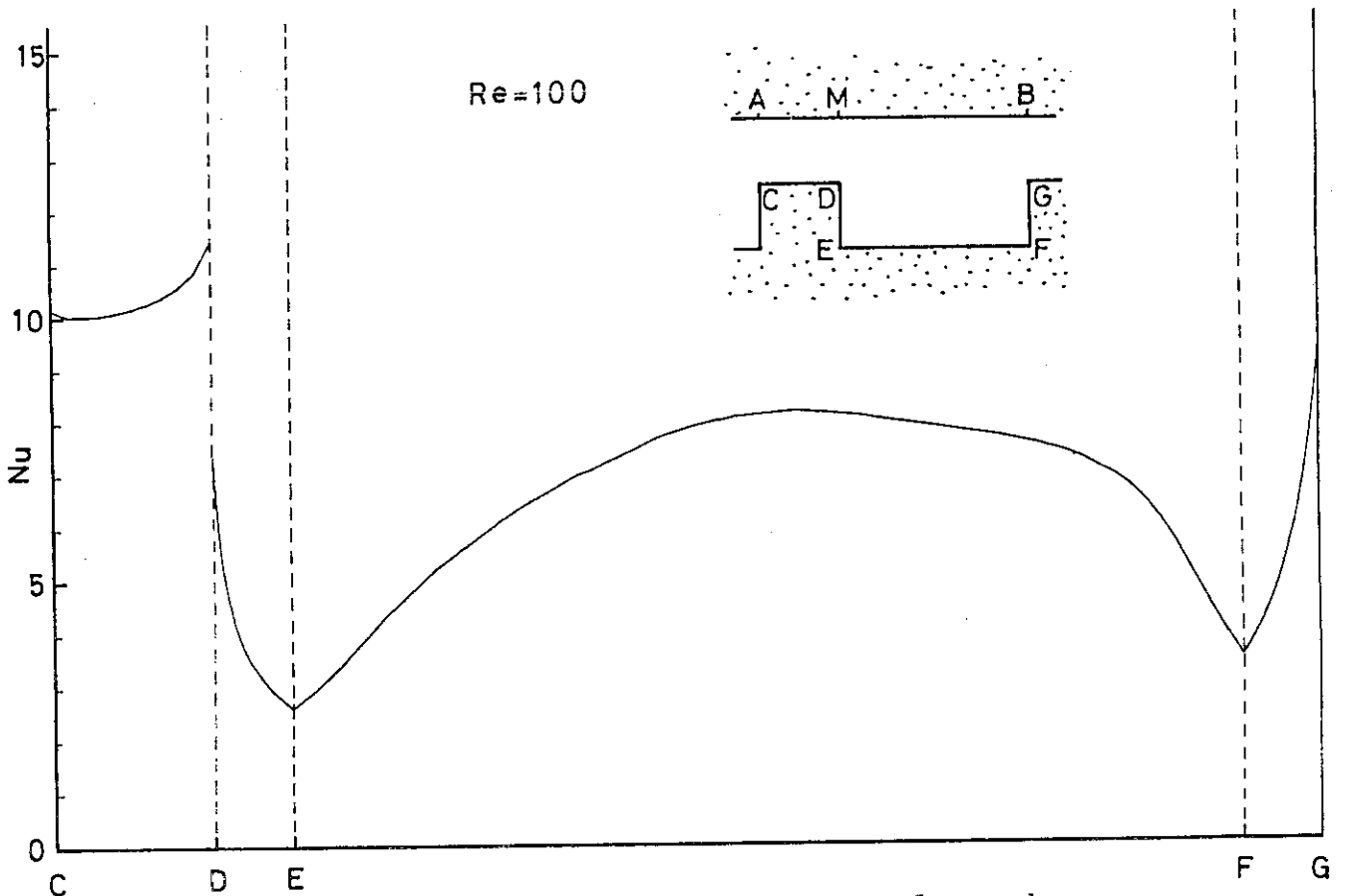


Fig.99 Distribution of Local Nusselt Number at the Lower Wall ($Re=100$)

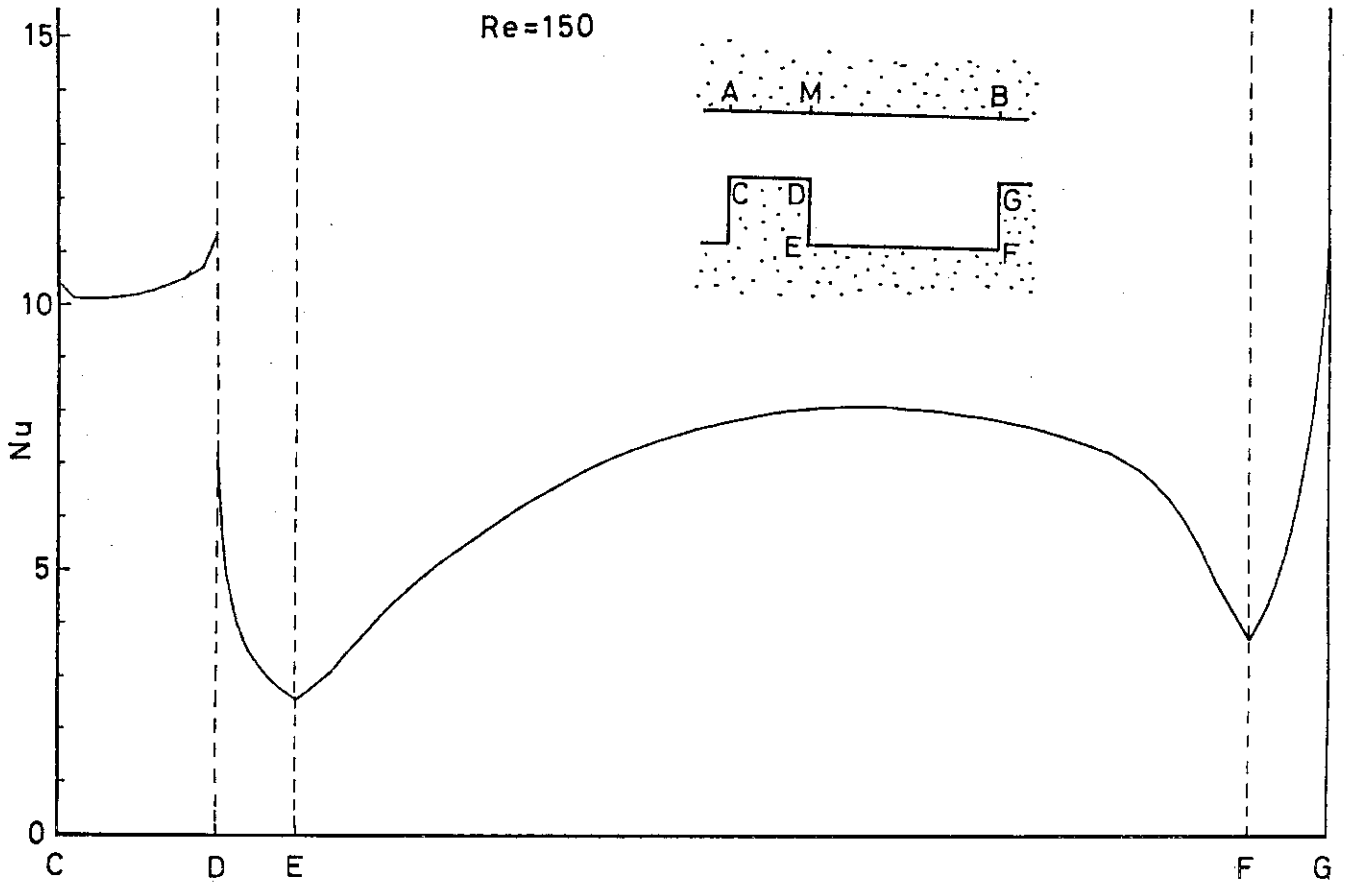


Fig.100 Distribution of Local Nusselt Number at the Lower Wall (Re=150)

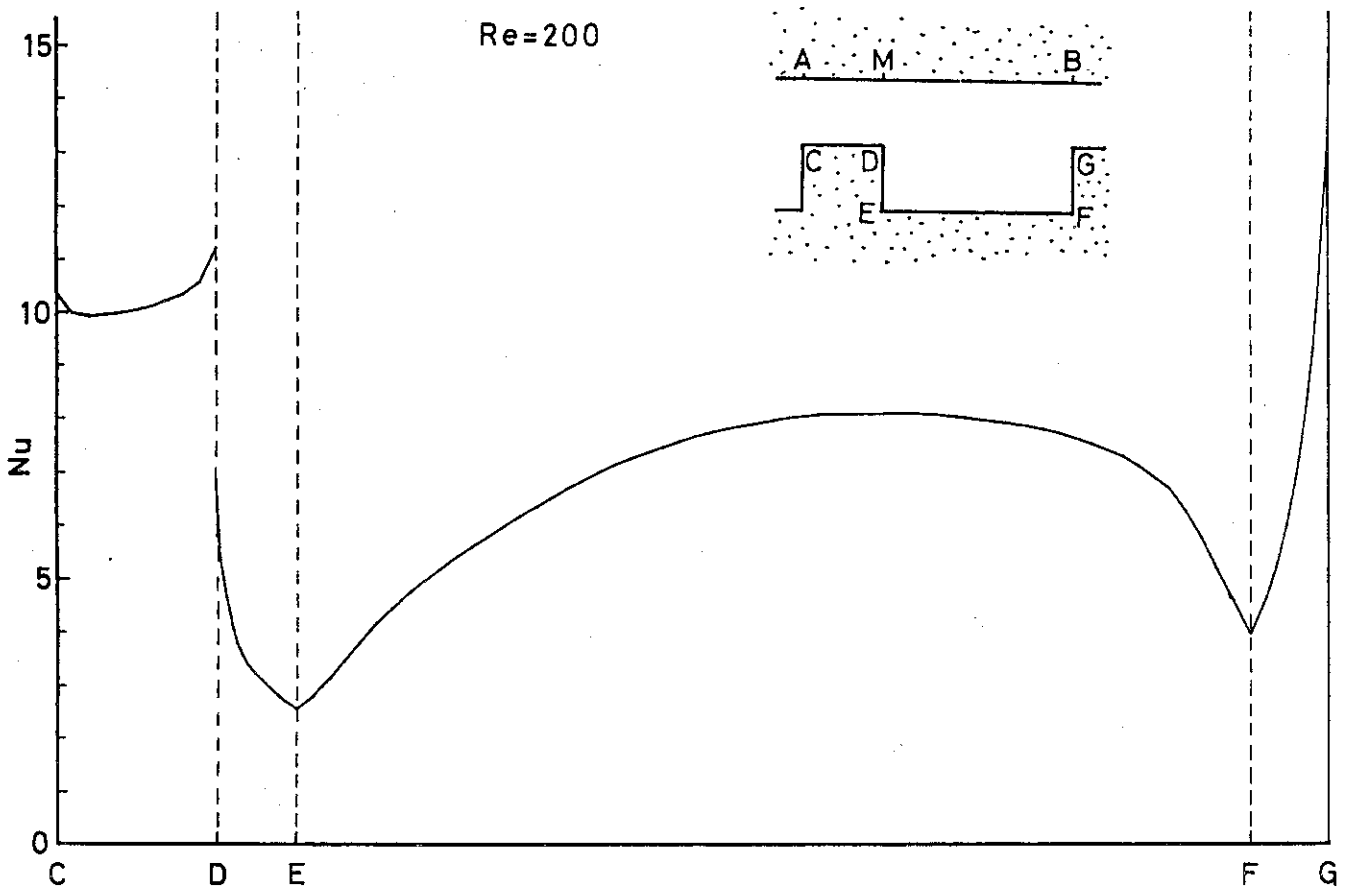


Fig.101 Distribution of Local Nusselt Number at the Lower Wall (Re=200)

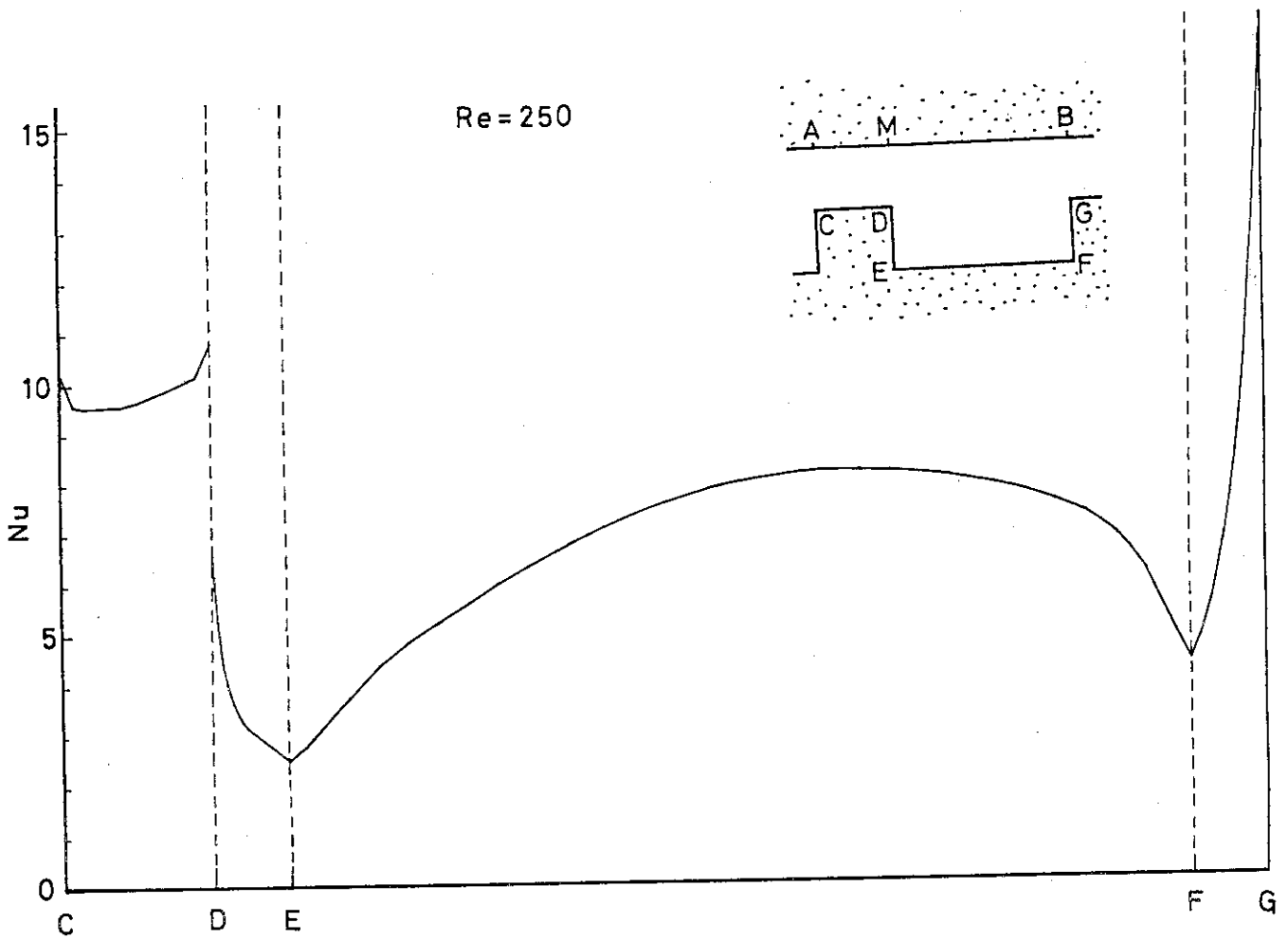


Fig.102 Distribution of Local Nusselt Number at the Lower Wall (Re=250)

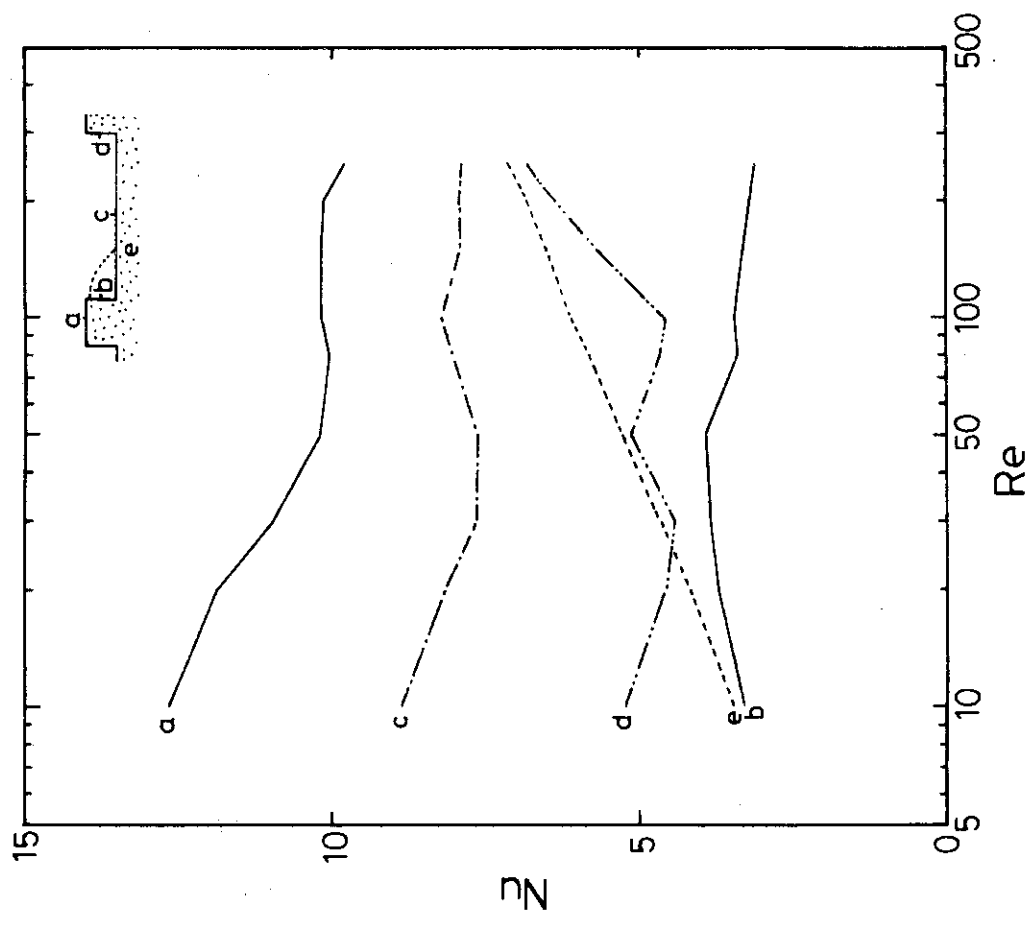
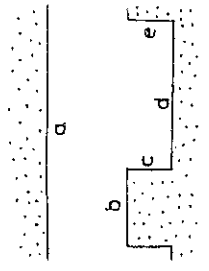


Fig.103 Relation between Local Nusselt Numbers and Reynolds Numbers

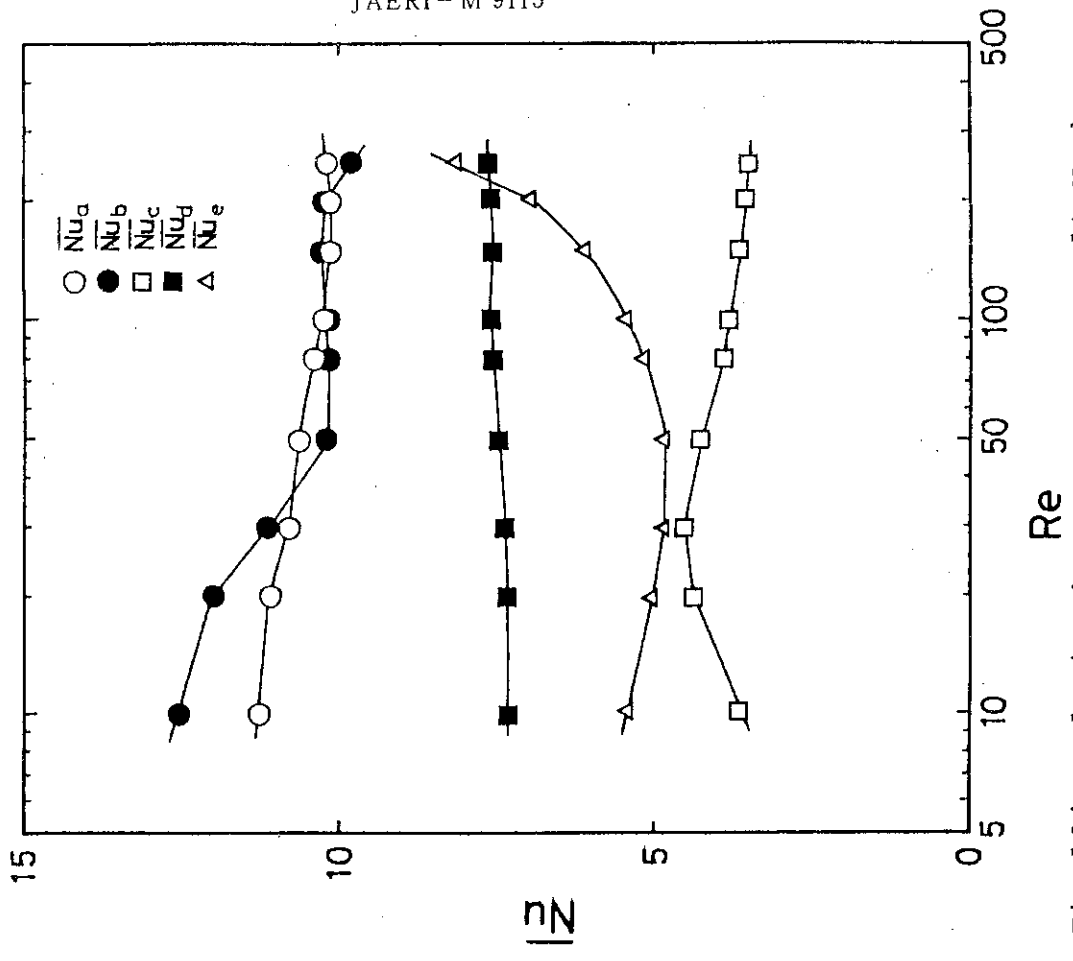


Fig.104 Relation between Mean Nusselt Numbers and Reynolds Numbers

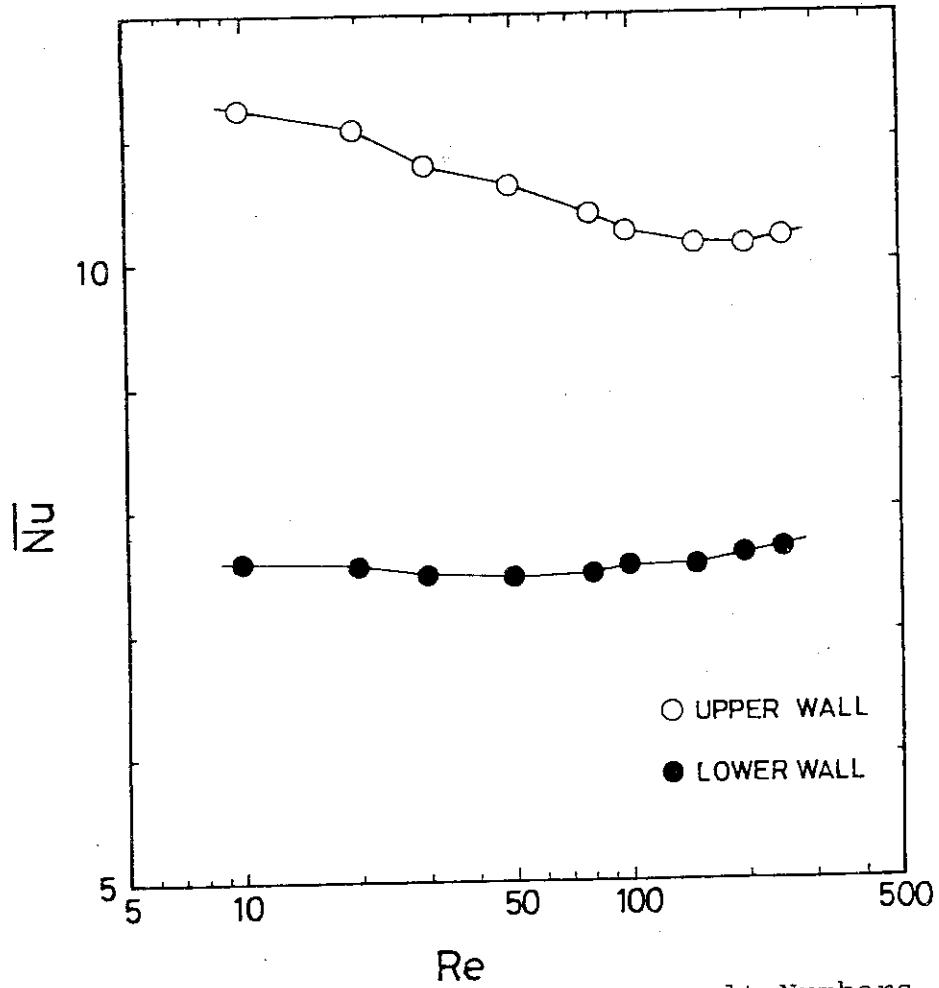


Fig.105 Relation between Mean Nusselt Numbers and Reynolds Numbers

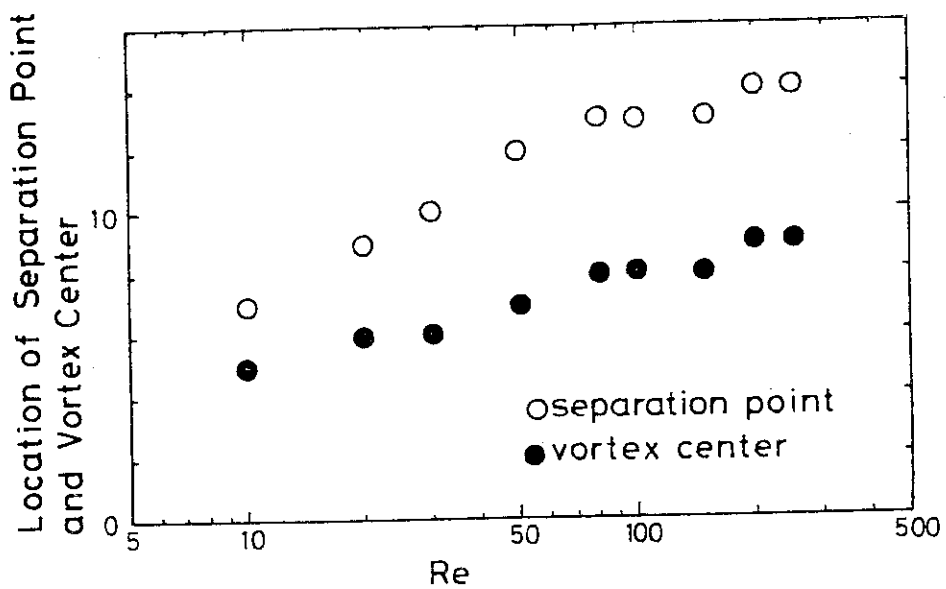


Fig.106 Relation between Location of Separation Point and Vortex Center and Reynolds Number

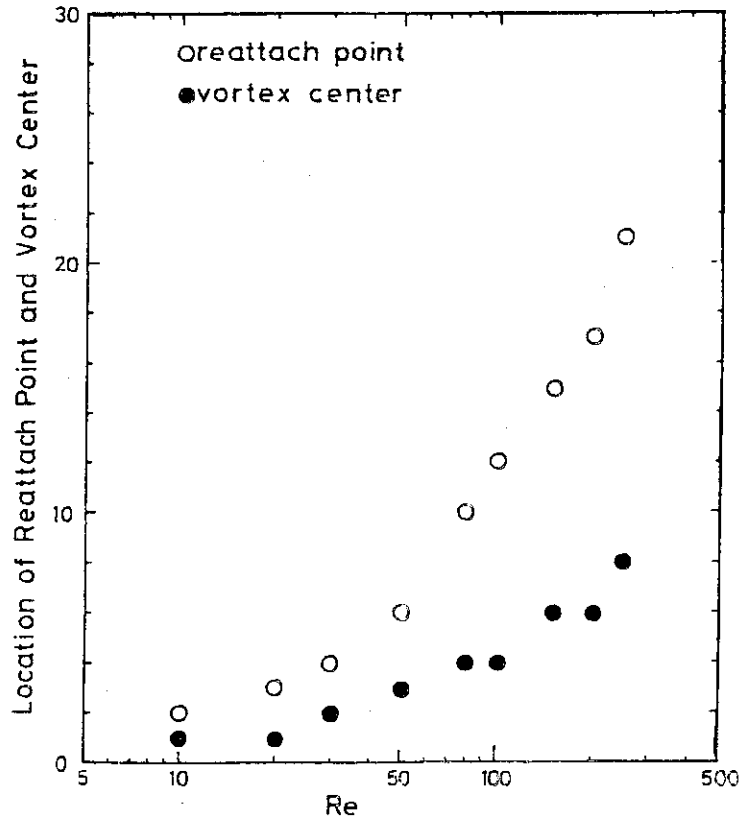


Fig.107 Relation between Location of Reattach Point and Vortex Center and Reynolds Number

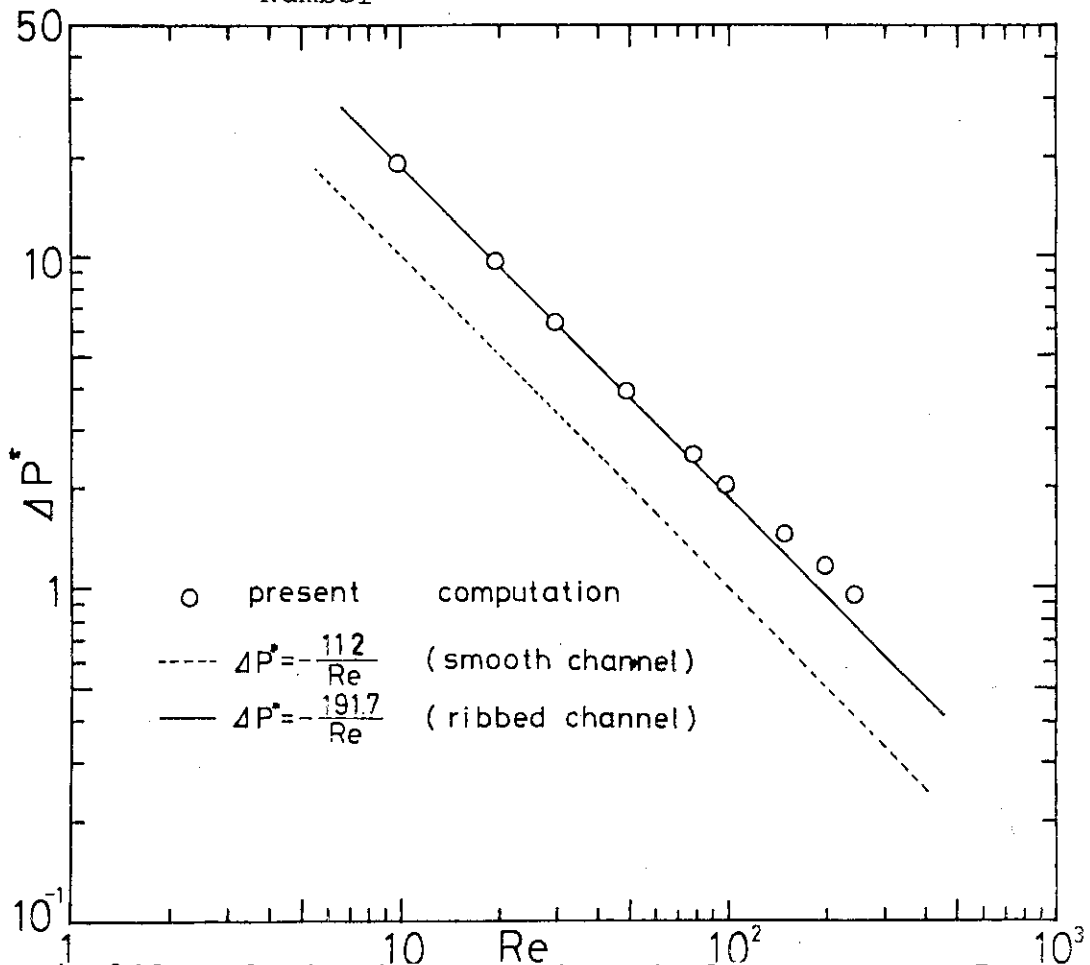


Fig.108 Relation between Dimensionless Pressure Drop and Reynolds Numbers