

# 回流水槽の基本性能向上に関する研究

平成 20 年 7 月

川島敏彦

# 目次

第1章 緒論	(頁)
1-1. 回流水槽の変遷	7
1-2. 欧米の回流水槽との比較	9
1-3. 回流水槽の課題	10
1-4. 性能研究の変遷	11
1-5. 基本性能と研究の方針	12
1-6. 論文の構成	14
第2章 研究の背景	
2-1. 緒言	17
2-2. 第四世代型の回流水槽の建設	17
2-3. 波形計測による予備調査	17
2-4. 船体抵抗試験による予備調査	18
2-5. 水面近傍の流速分布の予備調査	19
2-6. 研究課題と考え方	21
2-7. 結言	23
第3章 測定部流れの解析的考察	
3-1. 緒言	31
3-2. 開水路理論による考察	31
3-3. 数値計算による考察	36
3-4. 開水路理論を用いた展開	38
3-5. 結言	39
第4章 測定部流れの実験的調査 -主に自由表面-	
4-1. 緒言	43
4-2. 波形計測の要素技術の開発	43
4-3. 波形の系統的な計測と定在波の性質	44
4-4. 水面勾配の性質	45
4-5. 水面勾配の抵抗に及ぼす作用の実用的修正法 -定在波が無視できる場合-	47
4-6. 定在波と水面勾配の抵抗に及ぼす作用の実用的修正法 -定在波が無視できない場合-	48
4-7. 操作法の考察	49
4-8. 結言	51

第5章 測定部流れの実験的調査 -主に境界層、流速、圧力-	
5-1. 緒言	65
5-2. 境界層の速度分布	65
5-3. 測定部の流速と圧力	68
5-4. 仮想原点による平板モデルの考察	72
5-5. 結言	73
第6章 測定部流れのモデリング	
6-1. 緒言	86
6-2. 測定部形状の計測	86
6-3. 底面と摩擦の作用	87
6-4. 測定部形状の作用と膨らみ現象の理由	89
6-5. 測定部流れの一次元モデル	91
6-6. 新しい底面形状の設計法	94
6-7. 新しい底面形状の提案	97
6-8. 結言	99
第7章 水面近傍流速の均一性の向上	
7-1. 緒言	110
7-2. ローター単独法	110
7-3. 水面加速装置の改良	111
7-4. 加速流れの性質	113
7-5. 二次元性の評価と改良効果	114
7-6. 継続的な技術追究の必要性	115
7-7. 結言	117
第8章 結論	
8-1. 総論	125
8-2. 後書き	126
謝辞	128
参考文献	129
付録	
A. 水産工学研究所の回流水槽	132
B. 波形の計測技術	136
C. 測定部流れと模型船との相互干渉に関する研究	138
D. 高速域の自由表面に関する研究	145
E. 要旨	150
(A. 変数の説明、B. 座標の説明を目次の後に記す)	

## A. 変数の説明

本論文で用いた変数の意味を以下とする。第2章より順に記して、できるだけ重複をさける。また慣習に従う表示を優先する。このため同じ物理量を複数の変数で表す矛盾を伴うが、本論文の中で説明を加える。

### 第2章 研究の背景

- 01)  $x$  : 座標(制波板エッジを原点に流れ方向を正)
- 02)  $x_{pp}$  : 標準模型の船首位置の  $x$  座標(制波板のエッジからの距離)
- 03)  $z$  : 座標(静止水面を原点に下方向を正)
- 04)  $H_w$  : 定在波の波高
- 05)  $\theta_n$  : 波形の局所勾配(波形の微分により定義)
- 06)  $\alpha$  : 制波板の設定角度(下向きを正)
- 07)  $L_{pp}$  : 模型船の長さ
- 08)  $F_n$  : 船体抵抗試験におけるフルード数( $F_n = v/\sqrt{gL_{pp}}$ 、 $v$  は流速、 $g$  は重力加速度、 $L_{pp}$  は模型船長、附録では  $F_{nL}$  で表現( $F_n = F_{nL}$ )、水深で定義するフルード数を  $F_n$  として区別する)
- 09)  $C_t$  : 全抵抗係数
- 10)  $C_w$  : 造波抵抗係数
- 11)  $K$  : 形状影響係数
- 12)  $\delta$  : 境界層の厚さ
- 13)  $U$  : 一様流速
- 14)  $n$  : 指数法則のべき定数(第3章の18)のあらさ係数  $n$  と重複するが、慣例を優先)

### 第3章 測定部流れの解析的考察

#### 「開水路理論」

- 01)  $v_0$  : 上流位置における一様流速
- 02)  $h_0$  : 上流位置における水深
- 03)  $m$  : 水力学的半径 ( $m = A_0/S_0$ )
- 04)  $A_0$  : 上流位置における測定部の断面積
- 05)  $s_0$  : 上流位置におけるぬれ縁の長さ
- 06)  $\lambda$  : ダルシーの管摩擦係数 ( $\lambda = 8\tau / \rho v_0^2$ )
- 07)  $\beta$  : 底面の勾配角(反時計まわりを正)
- 08)  $h$  : 底面から法線方向にとった水面までの距離
- 09)  $b$  : 測定部の横幅
- 10)  $v$  : 流速 ( $v = h/h_0 v_0$ )
- 11)  $p$  : 圧力
- 12)  $\tau$  : せん断応力
- 13)  $A$  : 断面積 ( $A = h/h_0 A_0$ )
- 14)  $s$  : ぬれ縁の長さ ( $s = 2h + s_0 - 2h_0$ )
- 15)  $p$  : 圧力(静水圧で定義)

- 16)  $\theta$  : 水面勾配(計算で得る自由表面の微分で定義)
- 17)  $F_n$  : 水深で定義するフルード数( $F_n=v/\sqrt{gh}$ 、 $v$ は流速、 $g$ は重力加速度、 $h$ は水深、模型船長で定義するフルード数を  $F_n$ として区別する)
- 18)  $n$  : あらさ係数(第2章の14)の指数法則のべき定数  $n$  と重複するが、慣例を優先)
- 19)  $F_{n_1}$  : 水深で定義するフルード数( $F_{n_1}=v/\sqrt{gh}$ )
- 20)  $F_{n_2}$  : 半水深で定義するフルード数( $F_{n_2}=v/\sqrt{1/2gh}$ )
- 21)  $w$  : Kreitner モデルにおける測定部の横幅の拡幅率( $w=\Delta b/b$ )
- 22)  $\beta_K$  : 形状影響係数( $K$ )に対する修正係数( $\beta_K=K_{CWC \text{ with small model}}/K_{\text{Towing Tank with large model}}$ )  
「差分法」
- 23)  $x$  : 座標(制波板エッジを原点に流れ方向を正)
- 24)  $y$  : 座標(静止水面を原点に上方向を正)
- 25)  $u, v$  : 流速の成分
- 26)  $p$  : 圧力( $C_p=P/(1/2 \rho U^2)$ )
- 27)  $y$  : 自由表面の変位(上方向を正)
- 28)  $y_b$  : 自由表面の座標( $y$ )
- 29)  $y_{top}$  : 最上の格子の座標( $y$ )
- 30)  $h$  : 物理面における自由表面の座標( $y$ )
- 31)  $\Delta y_0$  : 初期状態の水面の高さ( $y$ )

#### 第4章 測定部流れの実験的調査 -主に自由表面-

- 01)  $\theta_e$  : 水面勾配(位置移動に伴う抵抗の変化で定義)
- 02)  $R_t$  : 船体抵抗
- 03)  $R_{tm}$  : 計測で得られる船体抵抗
- 04)  $C_t$  : 船体抵抗係数
- 05)  $C_{t0}$  : 計測で得られる船体抵抗係数
- 06)  $\lambda_{ct}$  : 定在波の波長( $\lambda_{ct}=2\pi V^2/g$ )
- 07)  $\Delta$  : 模型船の排水量
- 08)  $S$  : 模型船の浸水面積
- 09)  $\Delta C_{FK}$  : 船体抵抗に対する定在波影響の変動量
- 10)  $\epsilon$  : 船体抵抗に対する定在波影響の位相角

#### 第5章 測定部流れの実験的調査 -主に境界層、流速、圧力-

- 01)  $y_n$  : 壁面表面から法線方向にとった境界層内任意点までの距離
- 02)  $u$  : 境界層の流速
- 03)  $U$  : 境界層の外部流の流速
- 04)  $x_i$  : 仮想原点(測定部の境界層の相当平板における遷移位置)
- 05)  $\delta$  : 境界層の厚さ( $0.99U$ で定義)
- 06)  $\theta$  : 境界層の運動量厚さ
- 07)  $\delta^*$  : 境界層の排除厚さ
- 08)  $H$  : 境界層の形状係数( $\delta^*/\theta$ )

- 09)  $C_f$  : 局所摩擦応力係数
- 10)  $n$  : 指数法則におけるべき定数(第2章の14)と同じ)
- 11)  $u^*$  : 対数法則におけるパラメーター(摩擦速度( $u^* = \sqrt{\tau / g}$ ))
- 12)  $\Pi$  : 対数法則におけるパラメーター
- 13)  $C_{f0}$  : 測定部の領域における  $C_f$  の平均値
- 14)  $C_{sp}$  : 静圧係数
- 15)  $C_{tp}$  : 総圧係数

#### 第6章 測定部流れのモデリング

- 01)  $x$  : 座標(制波板エッジを原点に流れ方向を正)
- 02)  $y, z$  : 左手系直交座標で定義
- 03)  $V$  : 一様流速(開水路理論では  $v_0$ 、設計では  $V$ 、そのほかは  $U$ 、慣例を優先)
- 04)  $\eta$  : 自由表面の変位量
- 05)  $z_b$  : 底面形状(上向きを正)

#### 第7章 水面近傍流速の均一性の向上

- 01)  $x$  : 座標(制波板エッジを原点に流れ方向を正)
- 02)  $y, z$  : 左手系直交座標で定義
- 03)  $U_{jmax}$  : 噴流理論モデルのパラメーター(加速流れの最大値)
- 04)  $b_{j1/2}$  : 噴流理論モデルのパラメーター( $1/2U_{jmax}$  相当の  $z$  の値、半値幅)
- 05)  $N_I$  : インペラーの回転数 (rpm)
- 06)  $N_R$  : ローターの回転数 (rpm)

#### 付録

- 01)  $\eta_m$  : 計測で得る波高
- 02)  $\alpha_k$  : スペクトラム
- 03)  $\phi_k$  : 位相角
- 04)  $\phi$  : 底面と側面の影響を考慮した二重模型流場の速度ポテンシャル
- 05)  $\sigma_H$  : 船体表面の吹出
- 06)  $\sigma_B$  : 底面の吹出
- 07)  $\sigma_S$  : 側面の吹出
- 08)  $T_b$  : 測定部の幅
- 09)  $T_d$  : 測定部の水深( $T_d=h$ )
- 10)  $F_{nl}$  : 船体抵抗試験におけるフルード数( $F_{nl}=F_n=v/\sqrt{gL_{pp}}$ 、第2章では  $F_n$  で表現)
- 11)  $F_n$  : 水深で定義するフルード数( $F_n=v/\sqrt{gh}$ 、 $v$  は流速、 $g$  は重力加速度、 $h$  は水深)

## B. 座標の説明

本論文における座標を以下とする。全章で統一表示とするが、慣習表示を優先して矛盾が生ずる場合は別途に明記する。各章の文章内でもできるだけ記述する。

### 第2章 研究の背景

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。模型船の船首位置を示す場合、接尾辞  $_{FP}$  をつけて  $x_{FP}$  とする。

### 第3章 測定部流れの解析的考察

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。差分法の計算では二次元のため、流れ方向を  $x$ 、上方向を  $y$  とする。また開水路理論では、エッジを原点に上方向に自由表面までの位置を  $\eta$ 、底面を基準に自由表面までの距離を  $h$  とする (Fig. 3-1 で定義)。差分法の計算では、エッジを原点に上方向に自由表面までの位置を  $\eta$  とする。

### 第4章 測定部流れの実験的調査 -主に自由表面-

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$  とする。波形の計測結果の表示では、エッジを原点に上方向を正として  $\zeta$  で表示する。

### 第5章 測定部流れの実験的調査 -主に境界層、流速、圧力-

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。特に境界層の速度分布の計測位置を Fig. 5-2 に、流速、圧力の計測位置を Fig. 5-7 に示す。また境界層の速度分布の計測位置  $y_n$  を壁面より法線方向の距離で表し、 $y$  と区別する (接尾辞  $_n$  は nominal を意味する)。

### 第6章 測定部流れのモデリング

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。ただし底面形状の  $z$  座標を  $z_b$  で表し (接尾辞  $_b$  は bottom を意味する)、原点 (制波板エッジ) から垂直下方の底面位置の高さを基準に上方向を正で定義し、Fig. 6-21 に図示する。自由表面の計算と計測結果について、エッジを原点に上方向に自由表面までの位置を  $\eta$  とする (第4章との整合を考慮して Fig. 6-14 のみ  $\zeta$  で表示)。

### 第7章 水面近傍流速の均一性の向上

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。

## 第1章 緒論

最近の回流水槽では、船型試験に代表される定量的な実験が頻繁に行われ、測定部の流れは造波が目立たずフラットで、このような様子から流体力学的な性能は完全であるかのように伺われる。このタイプの回流水槽は第四世代型と称され、創出後すでに四半世紀が過ぎている。他方、性能の向上だけでなく近年の社会状況の急速な変化もあり、研究の場では性能に関する課題が積極的に取り上げられなくなりつつある。しかし「本当に流体力学的な性能は十分なのか?」、「であれば回流水槽の技術は完成したのか?」、「次世代のあり方はどうなのか?」といった問いかけに対し、必ずしもその答は見いだされていない。本研究はこのような疑問を端緒とし、次世代への活路の一端を開くことを主眼としている。

本章では本研究の意味づけを試みる。第一に回流水槽の歴史の考察、欧米の水槽との比較より、本研究の位置づけを示す。第二に回流水槽の分野の社会的状況を述べ、性能研究の必要な理由を示す。第三に性能に関する研究の変遷を述べ、今日の性能研究の状況を示す。第四に以上を背景に本研究の意味を明確にし、研究の課題と研究の方針を述べ、本論文の構成を記す。

### 1-1. 回流水槽の変遷

人のすべての模索において、その位置づけを問う方法は二つある。一つは発展の過程を辿ること、今一つは異なる環境におけるあり方と比べることである。すなわち歴史の考察、比較の考察により評価ができる。研究の位置づけを明らかにする場合でも同様で、そこでまず本研究で対象とする回流水槽の技術変遷を述べ、最近の動向を示す。

奥野<sup>1)</sup>は回流水槽の技術変遷を黎明期から今日までを4期に分けた。その分類の要点は以下である。第一世代型は1950年代の東京水産大学の水槽(1951)<sup>2)</sup>に代表される水平循環型で、ノズルが設けられていないなど必ずしも流体力学的に洗練されていない。このため「Flume」で表現できるとした。第二世代型は防衛大学校(1956)<sup>3)</sup>、東京大学(1966)<sup>4)</sup>、川崎重工業(1971)<sup>5)</sup>、大阪府立大学(1972)<sup>6)</sup>などの比較的大型の水平循環型のタイプで、ノズルが付き、整流装置、気泡除去装置などの各種の性能向上の技術が開発された。この時期に回流水槽懇談会が発足し(1966)、船舶流体力学の研究に回流水槽が活用された。第三世代型は日本鋼管(現ユニバーサル造船、1966)<sup>7)</sup>、三井造船(1970)<sup>8)</sup>の水槽に代表される大型の垂直循環型で、造船工業の活況期に設置された。回流水槽懇談会による共同の抵抗試験が行われ(1972)、回流水槽の流体力学的性能の研究が進んだ。

第四世代型は西日本流体技研の水槽<sup>9)</sup>(1979)から始まるタイプで、垂直循環型と2インペラー駆動方式が採用され、測定部を大きくとりながら全体容積を縮小した特徴をもつ。水面加速装置をはじめ第三世代までの技術を生かし、流速分布、定在波などの性能の向上が図られた。このタイプの水槽は多くの事業所で建設され、今日の代表的な水槽になった。特に船型開発を目的に日立造船(現ユニバーサル造船、1981)、石川島播磨重工業(1983)、常石造船(1985)<sup>10)</sup>、今治造船(1986)、新来島どつく(1989)など、大手から中手に至る広範囲の造船所において船型開発用に導入された点を特徴とした。同タイプの水槽は、広島大学(1982)、鹿児島大学(1986)、水産工学研究所(1989)、防衛大学校(1991)<sup>11)</sup>、横浜国立大学(1991)、神奈川県水産試験場(1993)、東京商船大学(現東京海洋大学、1996)、大阪大学(2002)



など、多くの教育研究機関にも取り入れられた。

回流水槽の利用分野のうち、船型試験は最も高い流体力学的性能が要求される。小倉<sup>9)</sup>、<sup>12)</sup>、<sup>13)</sup>が創出した第四世代型は回流水槽による船型試験を本格化した。「小さい水槽は美しい」といった表現<sup>14)</sup>が意味するように、回流水槽の評価は規模で決められるわけではない。しかし船型開発用の水槽では試験精度の確保のために模型サイズの小型化に制約を伴う。したがって水槽も一定の規模が必要になり、第四世代型のタイプでは標準模型長 2m で水量 70 トンが基準になる。そこで「パーソナルタンク」と称される超小型の水槽を除き、小型であるが 70 トンの水槽と同じ形態、形状を採用し、同種の機械装置を装備した水槽のうち、仮に 30 トン以上を一つの目安とすると、第四世代型が登場した 1979 年から 2007 年 3 月の現時点で、30 トン以上で 26 基、70 トン以上で 15 基が建設された。

第四世代型が登場し、多くの分野で多数の用途に使われてきた。最近では水槽の形態と形状、導入されている機械装置に大きな変化を見いだすことが難しく、一見すると回流水槽の分野は第四世代型で完結したかのようにも伺えられる。しかし回流水槽のあり方は、急激ではないが少しずつ変わりつつある。現状と将来動向を考えるヒントとして最近の二つの事例をあげる。一つは住友重機械工業が 2002 年に設置した船型開発用の水槽、今一つは九州大学が 2007 年に教育と研究用に導入した水槽である。それぞれのアウトラインは第四世代型に位置づけられ、今までの延長と見ることもできる。しかし測定部の寸法は標準模型長 2m 用の従来型サイズと同じであるにもかかわらず、水槽の容積は 150 トンに至っている。従来型は 70 トンであるから、大型化が特徴的である。最大流速は住友重機が 3.0m/s(水深ベースのフルード数は 0.81)、九州大学が 3.3m/s(同フルード数は 1.05)で、臨界フルード数まで駆動を可能とし、高速化で用途の拡大を図っている。大型に至った理由は、高速化に伴い気泡対策が必要になり、自由表面の平滑性、流速分布の均一性などの性能仕様を以前より厳しくしたためとされる。なお防衛大学校の水槽<sup>11)</sup>も流速 2.5m/s(同フルード数は 0.80)まで可能で、高速化が最近の動向の一つである。

住友重機と九州大学の水槽の共通点は、曳航水槽を廃棄し新規に回流水槽を建設したことにある。この選択の第一の理由は、水槽の建設と維持にかかる費用の制約にあると推察され、必ずしも性能の向上によって曳航水槽の実験が回流水槽で可能になったからではない。しかし将来においても研究と技術開発において効率とコストの追求が強化され、これに伴って回流水槽の役割が大きくなることは想像に難くない。この分野の将来動向の予測は困難であるが、以上の二つの事例から回流水槽による定量的試験の比重が大きくなり、このために定量的試験の信頼性向上の課題がクローズアップされていくものと推察される。他方、高い性能が必要になる船舶海洋工学以外の分野において、それぞれの用途に限定した水槽の需要が増すことも予想できる。実はこのような性能の向上と用途の拡大について、それは奥野<sup>1)</sup>が指摘した内容でもある。

第五世代型の具体像を見据えることは容易でない。しかし回流水槽の技術史で現時点がどの過程にあるのかについて考え得ることは二つある。一つは第四世代型が技術的に完結しているとする捉え方、今一つは小倉の創出した水槽が発展の段階にあり、現在は第四世代型の完成への途上で、その観点から現在の水槽を捉えるべきとする考え方である。本論文は後者を基本認識としているが、その是非は第四世代型の評価と性能向上の追究によって明らかになり、その模索が次世代につながるはずである。

## 1-2. 欧米の回流水槽との比較

前節(1-1.)の歴史の考察に続き、欧米の回流水槽との比較を試み、この過程で日本の独自性を示し、本研究の位置づけを明らかにする。土屋ら<sup>8)</sup>、高幣<sup>15)</sup>、田古里<sup>16)</sup>の論文では、DTMB(米)、NPL(英)、VWS(独)の水槽に言及されている。DTMBの回流水槽(1944)は大型模型を用いた船型試験用で、垂直循環型、全長45m、測定部寸法18.3x6.7x2.7m(長さx横幅x水深)、最大流速 $V_{max}=5.1\text{m/s}$ である。NPLの回流水槽(1965)も船型試験用で、縦型、全長120m、測定部寸法18.0x3.6x2.4m、 $V_{max}=3\text{m/s}$ である。VWSの初代の回流水槽(1959)はキャビテーション試験を目的とする密閉減圧式であるが、測定部は開放できる。いずれも50年前の歴史上の水槽であるが、欧米では古くから回流水槽が実用化され、日本より早い段階で要素技術が開発されていた。事実、土屋ら<sup>8)</sup>によれば三井造船の水槽(1970)の建設計画ではVWSの水槽を参考にしたとある。ただしキャビテーション水槽との併用型が多い点で日本と異なる。

近年に建設されたキャビテーション水槽<sup>17)</sup>のうち、開放可能な水槽としてVWS(1974)の水槽をあげることができる。本水槽の計画<sup>18)</sup>では、回流水槽の試験の効率性を捉え、抵抗試験、自航試験、プロペラ単独試験、操縦性試験を目的に含めたとある。建設費用の低い利点も強調された。垂直循環型、全長54m、測定部寸法11x5x3m、 $V_{max}=4\text{m/s}$ である。底面は上下移動でき、浅水状態(水深1m)で $V_{max}=9\text{m/s}$ である。循環路内の各所に工夫がされ、各種の機械装置が導入された。時代は日本の第三世代の後半に相当し、日本鋼管の水槽<sup>7)</sup>、三井造船の水槽<sup>8)</sup>と共通点が多い。これは日本側が技術導入したためと推察される。しかし同文献<sup>17),18)</sup>では流体力学的性能が不明で、曳航水槽に準じた試験がどこまで可能であったのかは明らかでない。この水槽もすでに30年以上が経過した。

この水槽も古いですが、欧米の大学の水槽としてリバプール大学<sup>19)</sup>の回流水槽(設置:1965、改造:1980)の特徴を示す。垂直循環型、全長12m、水量90トン、測定部寸法4x1.6x0.8m、 $V_{max}=6.1\text{m/s}$ である。フルード数は2.1で射流の流れを実現できる。防衛大学校の水槽は、全長13.5m、水量60トン、測定部寸法5x1.8x1.0m、 $V_{max}=2.5\text{m/s}$ 、フルード数0.8で、最大流速を除き規模は似ている。旧Kempf and Remmers社(現Cousin社)の技術によることもあり、キャビテーション水槽で開発された技術が多く採用され、高速であることから要素技術は高いと推察される。

しかし欧米の回流水槽に関する文献<sup>18),19),20)</sup>に共通する特徴として、性能について流速分布の一端は認められるが、例えば自由表面の性能を言及しているにもかかわらず、定在波、水面勾配の既述がなく、自由表面が定在波と水面勾配の重合で形成されるとする物理的概念も見いだせない。すなわち日本のように流体力学的性能を表す多種類の諸元が示されず、測定部の流れに対する流体力学的な考察、性能の計測結果に及ぼす作用を分析的に扱う姿勢が浅いように伺われる。

欧米の回流水槽の特徴は以下に集約できる。第一に日本の第三世代型の計画において参考にされたように、早期において可能性が着目され要素技術が構築されていた。第二にキャビテーション水槽の発展型として位置づけられる。大型のキャビテーション水槽では開放型と密閉型の両方の可能性を追究した水槽も見いだせる。早い段階で可変式の底面、気泡対策用のフィンとフラップ、吹出型の水面加速装置などの機械技術が開発されていた。第三にVWSの水槽のように曳航水槽の試験を兼ねて計画された水槽も存在した。しかしその後、曳航水槽とキャビテーション水槽との区分けが確立し、今日に至ったのではないか

と推察される。第四に性能が不明で、特に自由表面に関する性能が明確でない。逆に自由表面の制御技術が完成したのであれば、その技術の伝搬がされたはずで、情報の公開が十分でないことから完成に至らなかった可能性が高い。さらに船型試験が曳航水槽に準じた形で行われている様子もなく、このような違いを総合すると、日本の回流水槽は自由表面の制御技術と流体力学的性能に優れ、世界的な技術として位置づけできる。

他方、欧米における回流水槽の使用用途の拡大について、田古里<sup>16)</sup>は水産、スポーツなど多分野への展開がされているとした。この点は日本と共通し、回流水槽の二つの流れ、すなわち定量的試験の精度向上と用途の拡大のうち、後者の方向は日本と共通する。しかし前者の定量的試験の精度向上は日本独自の方向で、そうであれば回流水槽の性能向上の追究は日本独自のスタンスとみてよい。今日に至った背景に回流水槽懇談会の先輩諸氏の貢献があり、特に第四世代型の技術を構築した小倉らの役割が大きい。

### 1-3. 回流水槽の課題

第四世代になり流体力学的性能が飛躍的に向上し、定量的実験が可能になったのであれば性能向上の研究は不要なのか、次世代に向けてどのような方向に模索していけばよいのか。これらの問いかけは回流水槽の分野の将来展望に関わり、本論文を意味づける研究の戦略に直結するので重要である。そこで現在の回流水槽分野の社会的状況を考察し、性能研究が必要であることを明らかにする。

第一に回流水槽による試験、厳密には船型試験は必ずしも社会的に認知されているわけではない。例えば日本造船学会による造船100年史<sup>21)</sup>において、回流水槽に関する事項は何一つ記述されていない。「回流水槽では流れが時間的に変動し、定在波と水面勾配の作用があり、小型模型による計測精度の制約と尺度影響が強く介在し、逆に模型を大型にすると水槽建設のコストの増大と制限水路影響を誘発し、回流水槽は流線観察などの定性的な試験に限定される」とする意見<sup>22)</sup>も認められる。この指摘は文法上の論理としては正しい。しかし仮に時間変動の現象を除去し、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」を実現し、小型模型でも精度の得られる実験技術を開発し、尺度影響の課題を解決し、回流水槽特有の制限水路影響の課題を完結した場合、以上の状況における評価は現在と同じであろうか。この是非の追究は曳航水槽の実験環境への接近に向けた課題として最も重要である。

第二に小倉らは<sup>9)、12)、13)</sup>、第四世代型では流速分布の均一性の向上、自由表面の平滑性の向上により信頼性のある比較試験ができ、大型模型による曳航水槽試験の結果の援用により馬力推定ができるとした。その後、第四世代型の回流水槽が主要な造船所で建設され、一部に廃棄された水槽も存在するが、多くは船型開発と馬力推定に活用されている。この事実は回流水槽試験の限界を踏まえて利用すれば、学会の常識を超える可能性のあることを示している。しかし大型模型による曳航水槽の試験結果による修正が必要なことについて、それは回流水槽の限界を意味している。この問題の解決のためには、回流水槽の流体力学的性能の計測結果に及ぼす作用、曳航水槽試験と回流水槽試験との相関の研究が必要であるが、未だに不明点が多いのが現状である。

第三に回流水槽の分野は次世代に向け発展過程にある。現時点(2007)で第四世代が登場して約30年になり、その間に実績を築いてきたことは歴史が示している。住友重機と九州大学の回流水槽で認められるように新しい流れができつつある。しかし第五世代の具体像は必ずしも明らかでなく、それ故に技術追究が必要である。

第四に回流水槽の次世代のあり方について、上記の1-2.における欧米の回流水槽との比較より明らかなように、日本の独自技術であることを認識しなければならない。グローバル化の時代において、技術の独自性の確立が難しくなっている。この事実は造船工業が日本から韓国、中国、東南アジアへと急速に展開し、技術の共有化が進んでいる様を見れば明らかである。しかし回流水槽の分野では、第四世代のちは日本独自の発展を遂げた。零戦<sup>23)</sup>、YS11<sup>24)</sup>の事例でも認められるように、独自性の追究は民族、組織、学術の繁栄のために最も重要で、このことを意識した展開が必要である。しかし独自性の価値を問う以前の事として、技術そのものが認知されない場も存在する。このような状況に応えるには、技術追究の他に方法は考えられない。

第五に回流水槽の技術開発において数値計算の援用が可能な時代にある。陳らの循環路の全周計算<sup>25)</sup>に認められるように、回流水槽の技術を抜本的に再構築できる状況にある。すなわち数値計算によれば、流場の推定が困難であった循環路内の細部の検討が可能で、水槽の設計を一から見直し、実験、物理洞察を総合すれば新しい展開が期待できる。

第六に回流水槽の活用分野が拡大しつつある。水産の分野では初期の頃から回流水槽の可能性が模索され、第一世代の黎明期において建設された。しかし模型と実機とのレイノルズ数の差が大きいこともあり、模型試験の重要性の認識が船舶工学の分野に比べ浅く、どちらかと言えばフィールド実験が重視される傾向にあった。しかし最近では定置網、選択漁具の開発に代表されるように、回流水槽の使用が一般化しつつある<sup>26)</sup>。さらにボート競技のトレーニング用に射流を設計域とする水槽も建設<sup>27)</sup>され、スポーツの分野への利用の拡大も進んでいる。仮に船型試験に要求されるような高い性能が求められない場合でも、性能向上はプラスになってもマイナスにはならない。利用拡大の模索が必要である。

技術に完結はあり得ず技術の追究は必然であるから、性能向上の模索が必要かどうかは考えるまでもない。このこととは別に以上の考察をまとめると、回流水槽の分野は、信頼性の向上、試験精度の向上、次世代技術の追究、技術の独自性の模索、既存技術の再構築、利用分野の拡大を課題とし、それぞれの課題の解決には、流体力学的性能の向上に関する研究を進めなければならない。

#### 1-4. 性能研究の変遷

本節では、回流水槽の流体力学的性能に関する研究の変遷を述べ、今日の状況を示す。性能の向上を図るには、測定部を含む循環路の流場を解明しなければならない。逆に流場を明らかにすれば、その結果を性能の向上に役立てることができる。このように「性能の追究」と「流場の解明」は表裏一体の関係にあるが、後者の流場に関する研究は基本原理に関わり、一般性の故に知見を全水槽に伝搬できるので重要である。ここで性能と流場に関する研究のうち重要なもののみを以下に述べる。

まず回流水槽懇談会において初期の頃に基本原理に関する報告を見いだすことができる。田古里<sup>16)</sup>は回流水槽の流体力学的性能の諸元を明確にした。高幣ら<sup>28)</sup>は船体抵抗試験の可能性を模索し、この過程で性能の実態を追究した。黎明期において、姫野らの定在波に関する研究<sup>29)</sup>、芦立らの水面勾配に関する実験<sup>30)</sup>、林田の水面勾配に関する考察<sup>31)</sup>など基礎面の模索がされた。発展期において、奥野らの水面近傍の流速分布に関する研究<sup>32)</sup>、鈴木らの定在波に関する研究<sup>33)</sup>、<sup>34)</sup>があげられる。同時期に各所で回流水槽が建設され、基本計画のなかで流場の性質が検討され基礎的知見が構築された。小西ら<sup>5)</sup>、田中ら<sup>6)</sup>、永

島ら<sup>7)</sup>、土屋ら<sup>8)</sup>、鈴木ら<sup>11)</sup>の論文は新設された回流水槽の概要を内容としているが、性能と流場に関する重要な情報を含んでいる。回流水槽の設計法に関する論文では、小倉の論文<sup>35)</sup>、玉島らの論文<sup>36)</sup>をあげることができる。さらに回流水槽を利用した船型学に関する研究において、水槽の技術向上につながる知見を示した例として、田中らの論文<sup>37)</sup>があげられる。

その後、第四世代になり性能が飛躍的に向上し、回流水槽による定量的な実験が当たり前のようにされ、一部には曳航水槽に準じた実験が行われている。小倉の技術は、「独創」、「シンプル」、「確実」で表現される(防衛大学の鈴木教授談)。それに加え、技術開発の過程で流場の精査を重視し、物理現象に立脚した具体化を特徴とする<sup>9)、12)、13)、35)、36)、38)</sup>。なお回流水槽の設計の観点からは循環路の全周の流場が検討対象になる。しかし使用者の立場からは測定部の流場の性質を理解することが最も重要であるため、本論文では流場の表現はことわりのない限り測定部を対象とする。

回流水槽の性能が向上すれば、性能の制約によって捉えられなかった現象が明らかになる。これによって従来より踏み込んだアプローチが可能で、新しいモデリングの提案、新しい技術の開発の展開が期待できる。しかし流場の性質に関する知見が第二、第三世代当時より深まっているわけではなく、研究は停滞しつつある。その理由として以下を示す。

第一に性能向上はどの機関でも水槽の可能性を決める至急の課題であるが、事業所において流場の調査は二次の意味しか持ち得ない。さらに流場の計測では時間を要し、船型試験に代表されるルーチンワークを主とする環境での実施は容易でない。第二に流場は現象的に複雑で、日々のコンディションと経年変化によって変わるため、継続的なアプローチを要する。また計測と解析のシステムを必要とし、どの水槽においても簡単に実施できるわけではない。第三に造船関係の会社が高水準の水槽を保有しているのに対し、基礎研究が期待される大学の水槽は小型の研究用が多く、流場の性質の調査には適していない。また試験精度の向上に関わる研究の必要性が少ないため、流場の性質に関する研究に手がまわらない。第四に第一世代、第二世代、第三世代では、水槽の建設に際し各所で計画と設計が行われ、創意工夫がされるのが普通であった。しかし第四世代では小倉らの技術に頼ることになり、誰もが高水準の水槽を保有することが容易になった。その結果、技術の一元化が進み、「回流水槽=製品」の環境下においてユーザーによる模索の必要性が少なくなった。第五に回流水槽の技術を支えてきた船舶工学の分野がシステム工学、海洋工学、地球環境工学などの学際的分野に方向転換し、回流水槽の用途が広範化したこともあげられる。造船工業の構造転換も大きい要因になった。

#### 1-5. 基本性能と研究の方針

本研究の意味づけを明確にするため、まず歴史と比較の考察により位置づけを示し(1-1.、1-2.)、回流水槽の分野の社会的状況より性能研究の必要な理由を明らかにした(1-3.)。次に性能研究の変遷と今日の研究の状況を示した(1-4.)。しかし性能向上の模索が必要であるにもかかわらず、研究は停滞し楽観できる状況にないことが明確になった。それ故に本研究は重要で、この点に本研究の意味づけができる。座視してはならない。回流水槽のポテンシャルを理解し、明日の展開に思いを馳せ、心を熱くしなければならない。以下に本研究の課題と研究の方針を述べる。

田古里<sup>16)</sup>は回流水槽の流体力学的性能として、平均流速、流速分布、乱れ、定在波、水

面勾配、サージング、キャビテーションの発生の有無、気泡混入、制限水路影響をあげ、それぞれの概要、性能向上の対策、修正法を示した。このうち制限水路影響は回流水槽の性能と直結する現象ではないが、曳航水槽に比べて Blockage 比が大きく、船体抵抗の試験結果に対する修正が不可欠として考慮された。回流水槽懇談会による 1985 年の第 77 回(発足 20 周年)記念シンポジウムにおける小倉の論文<sup>13)</sup>、1992 年の第 100 回記念シンポジウムにおける奥野の論文<sup>1)</sup>でも性能の諸元は田古里の内容を引き継いでいる。

ここで性能を①平均流速、流速分布、②定在波、水面勾配、③乱れ、サージング、④キャビテーションの発生の有無、気泡混入、⑤制限水路影響の 5 つに分ける。①は流速に関する物理量のうち時間平均の値で、②は自由表面に関する物理量で、③は時間変動の値で、④のキャビテーションはインペラーの作動条件、気泡混入は第一コーナーの設計条件で決まり、⑤は回流水槽の流れと模型船との相互干渉で決まる物理量である。

本研究では、回流水槽の定量的試験に最も重要な作用を及ぼす性能として、①、②より定在波、水面勾配、流速分布を取り上げる。ここで流速分布は水面近傍流速の均一性を対象とし、ことわりのない限り水面近傍域に限定する。定在波、水面勾配、流速分布は船型試験に代表される浮体実験の精度向上に直結する性能である。したがって本論文では、定在波、水面勾配、流速分布の均一性を基本性能で表現する。基本性能の向上のためには測定部流れの性質を理解しなければならない。そこで測定部の自由表面を伴う流れを、自由表面、自由表面を除く測定部流れ、水面近傍流れに分けた。調査の対象を自由表面では波形、自由表面を除く測定部流れでは境界層、流速、圧力、水面近傍流れでは流速とする。また第四世代型の課題は、基本性能(定在波、水面勾配、流速分布)の向上であることを予備調査(第 2 章)で明らかにする。定在波を消滅し、水面勾配をゼロにし、均一な流れを実証できれば、回流水槽の分野における長年の目標が現実化することになる。そこで本研究の目標を「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現とする。

研究の方針は以下である。第一に水産工学研究所の回流水槽の性能と流場を調べる。第四世代型が登場した 1979 年から水産工学研究所の水槽が完成した 1989 年の間に、30 トン以上では 14 基、70 トン以上で 8 基が建設された。すなわち本水槽は第四世代型の多くの実績後に建設され、このために成熟した技術が導入された。したがって本水槽を供試水槽とすれば、第四世代型に対する模索ができる。この過程で第四世代型の優秀さが明らかになるだけでなく、次世代に向けた課題の発掘が期待できる。第二に「工学を問題の解決の手段」として捉え、有効な解決策を得ることを念頭におく。そこで問題の設定と問題の解決を優先し、第四世代型の技術の完成を図るべく新しい視点からのアプローチを心がける。第三に技能的な内容により研究されなかった課題を意図的に設定する。また「誰かがどこかの段階で精査しておけば、その結果が研究の場のみならず実務にも役立つ問題の設定」により、回流水槽の試験と設計の場に応用できることを方針とする。成果を新しく建設される回流水槽だけでなく既存の水槽の改造にも適用でき、回流水槽の分野の将来的な展開に資することを主眼にする。第四に物理考察を中心に据え、系統的な実験による調査を中心におく。第四世代の研究環境が第三世代までと異なる点はパソコンが活用できることである。もとより回流水槽は大量のデータを扱わなければならない流場の計測に適している。このような背景を基本認識に、計測と解析を自動化し、回流水槽の効率性を利用し、系統的な実験による展開を試みる。

## 1-6. 論文の構成

本論文の構成を述べる。第2章の「研究の背景」では、水産工学研究所の回流水槽を用いた予備調査により、第四世代型、或いは次世代型の備えるべき基本性能としての課題を求める。第一は自由表面の波、すなわち定在波を消滅すること、第二は測定部の全体にわたる水面勾配をなくすことである。水面勾配があると模型船は斜面に位置し正しい実験の障害になるが、自由表面をもつ測定部は一種の開水路で、水面勾配なくして水を回流できない矛盾を有する。第三は以前から指摘されている流速分布の均一を図る課題である。

そこで第四世代型の流体力学的性能のうち、基本性能(定在波、水面勾配、流速分布)の向上の必要性を示した上で本研究を計画する。波形の予備計測により、定在波最小条件の存在の可能性、定在波消滅の可能性、水面勾配が一定でない可能性、水面勾配の作用を除去できる可能性など、今まで指摘されなかった課題を発掘する。船体抵抗試験により、曳航水槽と類似の結果が得られるが、模型船を後方に移動すると抵抗が増加して解が一意にならないなどの不確定な現象を見いだす。水面近傍の流速分布を計測し、均一性の向上の技術開発が必要であることを示す。

以上の予備調査で、第四世代型においても新しい視点にたった性能に関する研究が必要であることを明確にし、本論文を計画し骨子を以下とする。目的を第四世代型の課題を追究し、次世代に向けた知見と技術の構築とする。課題を基本性能(定在波、水面勾配、流速分布)の向上を図り、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現とする。本課題が解決できれば、次世代への活路の一端を開くことができる。方法として、測定部の流れを自由表面の流れ(波形)、測定部の流場(境界層、流速、圧力)、水面近傍の流場(流速)に分け、それぞれの性質を明らかにし、この過程で基本性能の向上のための要素技術を追究する。研究の成果を基本性能の向上に関する知見と技術(実用)、測定部流れの性質に関する知見と技術(基礎)、試験と設計に関する知見と技術(応用)に分ける。

第3章の「測定部流れの解析的考察」では、水面勾配に対し開水路理論による問題の方向づけを行う。予備調査(第2章)により、水面勾配は必ずしも一定でなく水面勾配がゼロ条件となる可能性など、今まで指摘されなかった現象の存在するらしいことが判明した。しかし底面を直面扱いとする従来の線型理論では説明できない。水面勾配は静圧分布と対応するため、回流水槽の試験精度に直結する重要な現象で、次世代技術の追究のためにも解決しなければならない。しかし研究は手付かず状態である。

そこで開水路理論により水面勾配に視点をおいた考察を試みる。底面を形状として扱う場合、側面形状を取り入れる場合、摩擦の流れ方向の変化を考慮する場合、自由表面が曲面の場合、臨界近傍速度の場合などの非線型性を扱うことを前提に定式を導き、水面勾配の定性的な性質に関する基本認識を得る。次に差分法の計算によって測定部流れの概要を分析し、ノズルの作用が測定部に影響を及ぼさず、開水路理論の適用が可能であることを示す。以上により、新しい現象の証明(第6章)に備える。

第4章の「測定部流れの実験的調査 -主に自由表面-」では、系統的な計測により、基本性能のうち自由表面の定在波と水面勾配の性質を実験で調査する。予備調査(第2章)による未知の現象を実験で精査する。自由表面の性質を精査した事例は多々あるが、ほとんどが水槽の性能の確認が目的で、例えば自由表面を支配するパラメーターを系統的に変えて調査した例、定在波と水面勾配の性質を体系的に追究した例を見いだせず、有益な知見は構築されていない。

そこで回流水槽の制御パラメーター(制波板の角度、水量)を系統的に変えて波形を計測し、定在波の性質を明らかにし、定在波最小の条件の存在を見だし、定在波の消滅を実現する。また模型船を流れ方向に位置移動して船体抵抗を計測し、本研究の知見と技術を用いれば定在波の作用から開放できることを実証する「波なし」。

次に今まで定在波が顕著に存在し、このために不明のままであった水面勾配を追究する。系統的な波形の計測結果に対し、周波数解析により水面勾配の分布を抽出して水面勾配の性質を明らかにする。常識とされていた直線勾配でなく、測定部の中央で膨らむ形態にあり、水面勾配ゼロの条件の存在を明らかにする。模型船の位置移動に伴う抵抗の変化(抵抗の増加量の勾配)で水面勾配を定義し、その性質を調べる。応用として定在波と水面勾配の知見を用い、船体抵抗試験における定在波と水面勾配の作用の実用的な修正法を開発し、性能の劣る水槽であってもこの方法の適用により有意な結果が得られることを示す。また現行の操作法は経験で培われた方法のように伺われるが、実は定在波と水面勾配の性質を利用した合理性の高い方法であることを明確にする。

第5章の「測定部流れの実験的調査 -主に境界層、流速、圧力-」では、測定部流れの調査を試み、境界層、流速、圧力の性質を実験で明らかにする。開水路理論による水面勾配の形態の証明では、壁面摩擦を扱わなければならない(第3章)。また「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現のうち、ゼロ勾配の証明のためにも摩擦の評価が必要である。しかし測定部の境界層の研究はなく、参考にできる知見は存在しない。他方、次世代のあり方を考えるためにも、自由表面に限定せず測定部の流れを理解しなければならない。

そこで境界層の速度分布を調査し、境界層の特徴、乱流か層流かの是非、乱流遷移の仮想位置、摩擦の表現法、あらさ係数の値を明らかにする。次に測定部の流速、圧力を組織的に計測し、水面勾配がゼロになる自由表面下の流れの特徴を精査し、第四世代型の課題を抽出する。

第6章の「測定部流れのモデリング」では、膨らみ現象を証明し、一次元モデルと水面勾配ゼロの技術を提案する。膨らみは近似的にゼロ勾配の条件の存在を意味し、次世代の技術として期待できる。しかし線型手法では説明できず、新しい考えが必要である。非線型性を考慮した開水路理論を示し、定性的な性質を明らかにする(第3章)。実験で膨らみの存在と性質を明らかにする(第4章)。境界層を精査し、摩擦の評価法を明らかにする(第5章)。本章では以上の経緯を踏まえた展開を行う。水面勾配の現象は不明点が多く、その重要性にもかかわらず未知の課題である。

そこで開水路理論の計算に必要な測定部の形状を計測し、第四世代型の課題を明らかにする。開水路理論を適用し、水産工学研究所の回流水槽の膨らみ現象を証明する。自由表面の計測結果(第4章)と比較し、底面形状の作用、側面形状の作用、摩擦の作用を示し、膨らみの理由を明らかにする。この検討過程で測定部の形状の重要性を示し、第四世代型においても測定部の設計と製作の見直しが必要であることを明らかにする。次に底面形状と自由表面形状との関係を考察し、従来の概念では全流速でゼロ勾配の自由表面が得られず、それに代わる方法として底面を曲面にすれば可能であることを示す「ゼロ勾配」。本知見の応用として、第5章で得た流速と圧力(静圧、総圧)を用い、測定部の流れを巨視的に捉えるための一次元モデルを提案する。水面勾配が静圧分布と一対一の関係にあり、波形計測、或いは開水路理論により静圧分布の推定が可能であることを明らかにする。また底面形状の設計法を示し、低中速水槽と高速水槽の新しい形状を開発する。



第7章の「水面近傍流速の均一性の向上」では、水面近傍域(模型船の前方投影域)に限定した均一性の評価を行い、水面加速装置の改造を試み、均一な流速分布を実現する。予備調査において第四世代型で水面近傍流速の均一性を図る技術追究が必要であることを示す(第2章)。基本性能のうち、定在波の消滅(第4章)、ゼロ勾配(第4、6章)を実証する。これに加え、均一性の向上を図れば、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」が実現できる。水面加速装置は重要性のために実務の場で開発されてきたが、水面近傍に限定した領域(例えば水面から下方に50mmまでの薄い渦層)に対する均一性の評価、水面近傍域の均一性向上の模索は十分でない。

そこで水面加速装置のみ作動して流速分布を計測する方法を提案し、水面近傍域の加速流れの分析、製作精度と流場の二次元性の確認に有用であることを示す。水面加速装置の製法を改良し、加速流れの二次元性を高める技術を開発し、均一性の改良の結果を明らかにする。ローターの流速分布が噴流理論でモデル化できることを示し、噴流理論のパラメーターにより改良結果を評価し、本技術によって卓越した均一性が得られることを実証する「均一流れ」。

第8章の「結論」では、実用的な成果として「基本性能の向上に関する知見と技術」、基礎的な成果として「測定部流れの性質に関する知見と技術」、応用的な成果として「試験と設計に関する知見と技術」に分ける。本研究により「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実験環境が実現でき、第四世代型のポテンシャルを基盤に次世代へ方向づけができることを結言する。

重複の説明になるが、本研究の対象である基本性能のうち定在波については、第4章で第四世代型の基本性質を示し、定在波消滅を証明する。水面勾配については、第3章で定式を展開し、定性的な性質を示す。第4章で第四世代型の自由表面の形態を明らかにする。第5章で境界層の摩擦の扱いを示す。第6章で第四世代型の底面形状と側面形状の形態を明らかにし、計算による膨らみを証明する。本知見より流れの一次元モデルを提案し、次世代型の底面を開発する。水面近傍流速の均一性については、第2章で第四世代型の問題点の所在を示す。第7章で均一性の向上のための要素技術を開発し、均一性を実証する。

付録を設ける。まず本研究で供試水槽とする水産工学研究所の回流水槽の概要を記録にする。次に系統的な波形計測(第4章)で模索した計測技術の概要を記す。将来課題として「測定部流れと模型船との相互干渉に関する研究」をあげ、研究の考え方を述べる。本研究では一貫して模型船の作用を考慮しない条件で検討を進めた。回流水槽の試験はBlockage比が大きいいため、制限水路に関する課題は本質的に重要で、この追究において、測定部の流れと模型船との相互干渉の扱いが不可欠である。また曳航水槽の現象との差別化だけでなく、曳航水槽に頼らず回流水槽の独自性の確立のためにも無視できない。制限水路影響を考慮した二重模型流場と測定部の壁面の境界層を計算し、せん断応力の増加量の水面勾配に及ぼす作用を示す。曳航水槽で認められない回流水槽のみ認められる現象を提案し、回流水槽の制限水路影響が曳航水槽よりも大きくなる可能性を示す。この検討より相互干渉を考慮した修正法の研究の必要性を明らかにする。次に「高速域の自由表面の性質に関する研究」をあげる。本研究では排水量型の流速域に限定したが、高速流れの自由表面の特徴を考察する。高速流れは次世代に向けた重要な課題である。高速域の波形計測と開水路理論の計算の結果を示し、第四世代型では高速域においても定在波は小さく、膨らみ現象が自由表面を決定し、排水量型の流速域と同様に水面勾配の解明が重要であることを述べる。最後に要旨を記す。

## 第2章 研究の背景

### 2-1. 緒言

本章では水産工学研究所の回流水槽を用いた予備調査を試み、第四世代型の課題を発掘し、本研究を計画する。そこで第一に波形を予備計測する。制波板の角度と水量が自由表面に強い作用を及ぼし、定在波最小の条件の存在と定在波消滅の可能性があると、水面勾配は一定でなく今までの知見が適用できない可能性のあることを示す。また船体抵抗試験において定在波と水面勾配の作用を除去できる可能性のあることを述べる。第二に標準模型による抵抗試験を行う。再現性と曳航水槽と類似の結果が得られるが、模型船の設定位置を変えると抵抗特性が変わる。模型船を後方に移動すると抵抗が大きくなり、同一の水槽においても解が一意に定まらない不確定な現象の存在を示し、新しい視点にたった研究の必要性を述べる。第三に水面近傍の流速分布を計測する。第四世代型においても水面近傍流速の均一性向上の模索が必要であることを述べる。第四に本研究の目的、課題、方法、成果を計画する。目的を第四世代型の課題の追究、次世代に向けた知見と技術の構築とする。課題を基本性能(定在波、水面勾配、流速分布)の向上、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現とする。

座標の説明として、原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向い右横方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。模型船の船首位置を示す場合、接尾辞  $_{FP}$  をつけて  $x_{FP}$  とする。

### 2-2. 第四世代型の回流水槽の建設

水産工学研究所では 1989 年に第四世代型の回流水槽を建設した。垂直循環型と 2 インペラー駆動方式が採用された。性能、構造の仕様は高水準で、水封式水面加速装置、高速流気泡除去装置、水量自動設定装置が導入され、パソコンによる自動化が図られるなど当時の最新の技術が取り入れられた。第四世代に入って 10 年が経過し、この間に実績を積みあげた後に建設された。第 1 章で述べたように、本水槽は第四世代型のうち 30 トン以上で 15 番目、70 トン以上で 9 番目であった。したがって第四世代型の代表である本水槽に対し、流体力学的性能を調査し、基本性能の向上を図る知見と技術を得ることができれば次世代に貢献できる。参考に本水槽の側面図を Fig. 2-1 に示す。本水槽は小倉らの技術<sup>9),13),35)</sup>によることを強調し、建設時の基本計画の概要、水槽の詳細、主要な機械技術である水量自動設定装置の概要を付録 A. に記す。

### 2-3. 波形計測による予備調査

水槽の完成後に自由表面の性能を確認するため、測定部の中心線上の波形を計測した。計測で得た定在波の波高  $H_w$ 、水面勾配  $\theta_n$  を Fig. 2-2 に示す。ここで  $H_w$ 、 $\theta_n$  の解析では従来法に従った。本水槽では標準模型長さを 2.5m、船首位置を制波板のエッジから 1.5m としている。そこで  $x=1.5\sim 4m$  のデータを用い、単純に一次式による最小二乗法の適用で得られる傾きを  $\theta_n$  とし、この直線を基準に模型船領域の波の山谷までの長さを補間し、平均した値を  $H_w$  とした。ここで  $x$  は制波板のエッジを原点に流れ方向の座標である。波高、水面勾配ともに本水槽は 1985 年当時の値に比べ全流速域で小さい。次に流速を 1m/s、制波

板の角度を水平( $\alpha=0^\circ$ )、下向きに( $\alpha=0.45^\circ$ )として水量を変えて波形を計測した。ここで $\alpha$ は制波板の角度で、水面を基準に下向きを正で定義する。これより得た波高、水面勾配をFig. 2-3に示す。横軸は制波板のエッジを基準とする静止時の相対水位である。制波板の角度と水量が自由表面のあり方に強く作用し、定在波を最小とする最適条件の存在の可能性が認められる。

回流水槽における自由表面の性質の調査は、水槽の設計、試験法、解析法の観点から重要で昔より試みられてきた。例えば水量が自由表面に強い作用を及ぼすことを示した永島ら<sup>7)</sup>の実験、制波板の角度を変えて自由表面の変化を調べた田中ら<sup>6)</sup>、芦立ら<sup>30)</sup>の実験があげられる。しかしこのように多くの模索が試みられてきたにもかかわらず今日においても不明点の多い問題である。

そこで第四世代型においてどのような課題が存在するのかを探索するため、回流水槽の制御パラメーター(制波板の角度と水量)を系統的に変えた予備調査を試みた。代表流速1m/sにて角度と水量を漸次増して、定在波の波高が最小になる条件を求めた。この結果をFig. 2-4に示す。図中のAは初期値で、最後のFまでの定在波の変化を表している。上記の解析(Fig. 2-2、2-3)と同方法で得た定在波の波高をFig. 2-5に示す。Fから上向きの位置に最適条件の存在の可能性もあるが、サーボ式波高計の分解能が $\pm 0.2\text{mm}$ 程度で、水量設定の精度と同オーダーであることから、本手法ではFがほぼ最適であるとした。

次に制波板の角度をFに固定して最適な水量を求めた。水量を系統的に変えて波高を計測した結果をFig. 2-6、2-7に示す。模型船の設置位置( $x=1.5\sim 4\text{m}$ )において、1m/sでは定在波の波高を0.24mmのレベルに小さくできる。公開されている資料<sup>13)</sup>によれば、最も小さい波高は1m/sで0.5~1mmである。実際に $H_w=0.24\text{mm}$ では目視で波として認められない状態になる。1m/sと同じ方法で得た0.75、1.25m/sの結果をFig. 2-7に示す。本結果とFig. 2-2を総合すると、第四世代型の排水量型の流速域における定在波の波高が0.5mm前後に制御可能なことを示している。

以上による波高を用い、測定部の任意の位置において、模型船長相当2500mmの領域に対する水面勾配を計算した結果をFig. 2-8に示す。横軸の $x_{FP}$ は模型船の船首位置である。水面勾配の定義を模型長さの平均傾斜としているため、波高が微小であっても山谷と解析領域との位相の影響が現れ、定在波の波長に等しい振動を伴う。どの場合も水面勾配は前方域でプラスであるが、次にゼロの位置が生じ、その後でマイナスになり、特に後半では一定の下り勾配になる。水面勾配に関する文献<sup>3)、13)、28)</sup>では、開水路理論を適用し、底面形状を直線で仮定し、壁面摩擦と水面傾斜が釣り合うとする説明が常識であった。このモデルによれば、摩擦が流れ方向に大きく変わらないとすると、自由表面は下り方向に一定のまま流れることになり、本実験の結果を説明できない。

他方、最適水量における水面勾配の平均値を放物線で求めた結果をFig. 2-8に実線で示す。 $x_{FP}=1.5\text{m}$ の位置(図中の下向き矢印)では水面勾配がゼロになる。すなわち制波板から1.5m近傍の船首設定(模型船長2.5m)は最適な条件である。このことは抵抗試験の観点から注目すべきことで、定在波だけでなく水面勾配の影響も除去できる可能性を意味する。

#### 2-4. 船体抵抗試験による予備調査

回流水槽の評価に抵抗試験は不可欠で、第四世代型の課題を探るべく標準模型による抵

抗試験を行った。船型を Series60<sup>39)</sup>のうち  $C_B=0.6$  を選び、長さ 2.5m ( $L_{pp}$ ) の模型を用いた。 $x_{pp}$  を 1.5m として抵抗を計測した。最初に実験条件をパソコンに入力し、その後は自動計測できるシステムを採用しているため、操作における人的影響による繰返し誤差を減少できる。精度と再現性の確認を兼ねて 3 回の計測を行い、これより得た結果を Fig. 2-9(c) に示す。図中の値には制限水路影響、水面勾配、定在波影響の修正を加えておらず、摩擦抵抗は Schöenherr の式により、形状影響係数  $K$  は Prohaska の方法で求めた。同図には曳航水槽の 2.5m 模型の結果<sup>40)</sup>も示している。Blockage 比は本水槽で 0.01111、曳航水槽で 0.00555 である。一般的な傾向にある下りの水面勾配の影響を考慮すれば回流水槽が高めになると予想できるが、 $F_n > 0.2$  ではそうでない。ここで  $F_n$  は模型船長で定義するフルード数である。 $F_n = 0.19$  近傍の曳航水槽の試験で見られる造波抵抗の急減は回流水槽では明確でなく、このように微妙な点はあるが、形状影響係数が曳航水槽の値よりも 2 割程大きく、造波抵抗係数がオーダー的に一致する点で回流水槽の抵抗試験の常識的な結果<sup>9)、12)</sup>となっている。水量の機械設定技術を用いていることもあり再現性もよい。

他方、視点を変え、模型船の設定位置を変更し、 $x_{pp}$  を 1.5m 以外に 0.5、1.0、2.0、2.5、3.0m の合計 5 箇所ですべて上記と同様の条件で抵抗試験を実施した。これより得た結果を Fig. 2-9(a) ~ (f) に、抵抗分離より得た形状影響係数  $K$ 、造波抵抗係数  $C_w$  を Fig. 2-10、2-11 に示す。測定部後方に移るに従い  $K$  だけでなく  $C_w$  も増加する結果となっている。 $K$  は  $x_{pp}=1.5m$  までは曳航水槽の値と同程度か小さめで、その後、単調増加し、2m 以後では一定になる。 $C_w$  も後に行く程、大きくなる傾向は共通している。

次に船体抵抗が後方で大きくなる現象の確認のため、模型船を測定部内で前後方向に移動して抵抗の変化を調べた。Series60 船型を用いて  $F_n = 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.275, 0.30, 0.325$  (流速  $U$  はそれぞれ 0.49、0.71、0.99、1.24、1.36、1.48、1.64m/s) の 7 状態において、模型船と計測装置を搭載した台車ごと前から後に移動して抵抗の変化を調べた。この結果の一部を Fig. 2-12 に示す(第 4 章の Fig. 4-15 と対応)。 $C_t$  の増加の現象が顕著である。流体力学的性能のうち、平均流速、流速分布、乱れが流れ方向に大きく変わる理由も考えられず、船体抵抗に対する水面勾配の影響が表れたものと推察できる。ただし今までの開水路理論のモデルでは水面勾配は一定で、これより  $C_t$  に対し一定の抵抗増加となるだけで  $C_t$  の増加の現象は説明できない。

水槽の駆動条件、模型が同一であるにもかかわらず  $C_t$ 、 $C_w$ 、 $K$  は異なっている。それは水槽によって計測結果が異なるだけでなく、同一の水槽によっても解が一意に求まらないことを意味する。このような傾向は曳航水槽では考えにくく、回流水槽の船型試験の信頼性に疑問を投げかけるような結果である。第四世代型における自由表面の特徴の一つは、乱れ、サージング、定在波が小さく、目視観察によれば流体力学的環境として完全に近い状態にあるかのような印象を受ける。しかし模型船の位置を変えると抵抗が変化する現象は指摘されなかった知見で、第四世代型においても解決しなければならない課題の存在が歴然としている。

## 2-5. 水面近傍の流速分布の予備調査

### 1) 新設直後の水面近傍の流速分布

船型試験の精度に直結する自由表面近傍の流速分布を計測した。直径 3mm のピトー管を

用い、流速を 1m/s とし、水量を定在波の波高最小の条件で設定し、船首位置の中心線上でローターの回転数を決めた。その方法として自由表面近傍域を 2 つに分ける。一つは制波板より流出する境界層とローターの加速流で形成されるせん断流れの層 ( $z < 120$ )、今一つは下方の様に近い流れ ( $120 < z < 200$ ) とし、ローターの回転数を系統的に変えて流速分布を測り、上層と下層の平均流速が同じになる回転数を求めた(流量一定の条件)。自由表面の流速はせん断流により最も遅くなり、流速の平均に誤差影響を及ぼすので、直線外挿で補間して流速の平均に加えた。ここで  $z$  は静止時の水面を原点に水深方向にとった座標である。

以上の条件で得た流速分布を Fig. 2-13 に示す。水面近傍域 ( $z < 30$ ) で平均流速より遅く、下方で早くなる一般的な傾向になるが、水面近傍域のせん断流の存在が顕著である。同装置は  $\pm(1\sim 2)\%$  の均一性を得ることを実績とする。しかしこの例では  $-7\sim +2\%$  で、第二世代型<sup>13)</sup>のレベルである。本水槽は高速化のためローターの直径を標準型(212mm)に対し 315mm に、ケーシング直径、スリット幅も概略ローター直径の比で大型に製作された。これは高速域の加速をローターの直径でかせぎ、回転の増加を押さえる意図による。経験によれば Fig. 2-13 の形態では、回転数を増すと  $z < 30$  の水面近傍域の遅い流れを均一化できるが、同時に  $z=60$  近傍の流速も大きくなる。したがって  $z=60$  近傍の流速を局所的に下げる対策が必要で、第 7 章の噴流理論によれば半幅値を小さくしなければならないことを意味する。しかしローター、ケーシングの要目と流速分布との関係が不明のため、以下に示す改造を行った。

## 2) 従来法による水面加速装置の改造と均一性の評価

回流水槽の境界層を制波板の出口においてローター無作動の条件で計測し、標準型の水面加速装置が取り付けられている水槽<sup>9)</sup>と比較した。流速 1m/s で計測した結果を Fig. 2-14 に示す。ここで境界層厚さ  $\delta$  は一様流速  $U$  の 99% $U$  の厚みで定義し、速度分布を指数法則で解析すると、指数  $n$  は  $n=5.0\sim 5.1$  になる。乱流平板境界層の  $n=7$  を用いた勾配を同図中に一点鎖線で示す。 $n=7$  より小さい理由は不明であるが、加速させるべき境界層の形態は両者で一致し、この根拠をもとに標準型サイズに取替えることとし、新しくローターとケーシングを製作した。設置後に計測した流速分布を Fig. 2-15 に示す。回転数を最適にすれば均一性は  $-2\sim +1\%$  レベルに改良が可能となった。

他方、水面近傍領域(模型船の前方投影域)に限定した流速分布の均一性を調べた例は、その重要性にも関わらず見いだすことができない。そこで Fig. 2-15 と同位置( $x=1700\text{mm}$ )の横方向の流速分布を計測した。計測領域を Fig. 2-16(a)に示す。同図には本水槽の断面(2.8x1.4m)と第四世代型の代表水槽の断面(2.0x1.0m)を示しているが、本評価の対象が水面に限定した領域であることが明らかである。計測結果を Fig. 2-16(b)に示す。ここで水面に近い格子を密にする工夫をし、水面の流速を二次式の外挿で定義した。データとして同  $z$  軸上で上方から 3 点を用いた。模型船の流体力に直結する領域として、仮に  $-250 < y < 250\text{mm}$ 、 $0 < z < 250\text{mm}$  の領域を評価対象とすると、均一性は  $-6\sim +9\%$  の低レベルである。測定部の中心線において、深さ方向に次元で評価する従来法(Fig. 2-15)によれば、十分に均一であると判断できる。しかし本解析(Fig. 2-16(b))では均一であると評価できず、水面近傍の流速分布の改良は第四世代型に残された課題である。

本水槽は 1989 年当時の最新の技術によって建設されたが、今日まで継続的に改造を重ね

てきた。本論に直結するものとして1998年から2000年にかけて水面加速装置の改造を試み、水面近傍流速の均一性を改良した。制波板に対しても1992年に角度可変方式の機構を導入し、アクリル板に変え、1998年にSUS板に取り替えた。この概要の一部を付録B.で述べる。

なお本論では座標原点を制波板中央のエッジで定義するが、改造に伴い制波板の幅(流れ方向)を変更した。新設時の樹脂コーキング板は600mm、一次改造によるアクリル板も600mm、二次改造によるSUS板は400mmである。このため本論におけるx座標は二通りになった。すなわち第2章(ただし2-5.を除く)、第4章、第5章、第6章で示す実験は幅600mmの制波板の設置時に行った。しかし第2章の2-5.、第7章の実験(水面近傍流速の均一性に関する実験のみ)は幅400mmに変更後に行ったため、x座標の値はみかけ上200mm大きい。標準模型船( $L_{pp}=2.5\text{m}$ )の船首位置( $x_{fp}$ )について、模型船の船体中央と自由表面の膨らみの頂点を一致させて設置しているので( $x_{fp}=1500\text{mm}$ )、第2章の2-5.、第7章では $x_{fp}=1700\text{mm}$ で表示するが、測定部に対する絶対位置は変わらない。

## 2-6. 研究課題と考え方

### 1) 課題

第1章で述べたように回流水槽の流体力学的性能の諸元を①平均流速、流速分布、②定在波、水面勾配、③乱れ、サージング、④キャビテーションの発生の有無、気泡混入、⑤制限水路影響の5つに分け、これらのうち定量的試験の信頼性向上に最も重要な性能として、①、②より定在波、水面勾配、流速分布を取り上げ、基本性能で表現した。次に第四世代型に対し予備調査をした結果(本章の2-3.、2-4.、2-5.)、未知の現象、定量的試験の信頼性を妨げる現象、回流水槽の試験の可能性を示す現象、次世代技術として追究すべき現象の存在の可能性が明らかになった。第四世代型の自由表面は以前よりも平滑で、一見すると自由表面の問題は解消したかのような印象を受け、研究課題は存在していないのではないのかという錯覚に至る。しかし実際は必ずしもそうではない。

そこで本研究では、基本性能の向上を図り、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現を追求する。このために測定部の流場の性質を明らかにし、この過程で基本性能向上のための要素技術を求める。定在波をFig. 2-17のAで、水面勾配をFig. 2-17のBで、水面近傍流速の均一性の対象領域をFig. 2-16(a)のCで示す。

### 2) 定在波

定在波は重要な課題として取り上げられ、定在波を小さくする技術開発<sup>7),6),30)</sup>は回流水槽の進化と表裏一体で行われてきた。定在波の船体抵抗に及ぼす作用の研究<sup>2)</sup>も黎明期に見いだすことができる。しかし最適条件のあり方は不明で、定在波の性質に関する調査が必要である。そこで①制波板の角度と水量の定在波に及ぼす作用の解明、②定在波最小条件の精査、③定在波消滅の実証を試みる。このうち①と②は水槽の操作法の合理性を明確にするために必要で、③は水面勾配の抽出に不可欠である。以上の①、②、③の研究事例は認められない。

### 3) 水面勾配

水面勾配の重要性は昔から指摘<sup>6),7),30)</sup>され、基本性能の一つとして繰り返し計測されてきた。しかし水面勾配の絶対量が微小で、定在波のオーダーが大きく、このために水面勾配を直接に取り出すことが困難であった。さらに水面勾配は自由表面の局所的な傾斜で、測定部の底面形状、側面形状、壁面摩擦の作用で決まるが(第3章による)、解析的な研究もされず、今日においても水面勾配の性質は明らかでない。

水面勾配の定義について、小倉は<sup>35)</sup>水面勾配を波面の山と谷を別々に結ぶ二本の包絡線の平均線に対する局所勾配とした。測定部の流れは開水路の流れの上に重力波である定在波が重合して形成される。したがって自由表面から定在波成分を除いた残りの成分に対する局所勾配で定義しても等価である。この概要を Fig. 2-17 に示す。今までは線型モデルで一定とするのが常識であったが、同図では曲面形で示している。この是非は本研究で追究する。

水面勾配は浮力の水平方向成分として船体抵抗に作用を及ぼし、下り勾配では抵抗を増加させる。水面勾配のオーダーを代表流速 1m/s の値で比較し、上り勾配をプラス、下りをマイナスで表すと、第三世代型の水準として、回流水槽懇談会による共同調査<sup>28)</sup>では  $-3 \times 10^{-3} \sim +1 \times 10^{-3}$  のデータが記録されている。第四世代型の初期の値<sup>9)</sup>で  $-0.8 \times 10^{-3}$  程度で、Fig. 2-2 に示すように、本論で扱うレベルは  $\pm (0.1 \sim 0.2) \times 10^{-3}$  のオーダーで大変に小さくなっている。水面勾配  $\pm (0.1 \sim 0.2) \times 10^{-3}$  は、流れ方向の長さ 1m に対し  $\pm (0.1 \sim 0.2)$  mm の勾配で、それ自体は無視できる。しかし船体抵抗への作用は水面勾配量に排水量が乗ずる。船長 2.0~2.5m の小型模型に対し、仮に排水量を 100kg とすると、水面勾配が  $\pm (0.1 \sim 0.2) \times 10^{-3}$  の微量であっても剰余抵抗の変化は  $\pm (10 \sim 20)$  g に至り、無視できないオーダーになり、回流水槽試験の信頼性を妨げている原因の一つとみてよい。以上の事情は、回流水槽で船型試験を行うことが如何に困難であるのかを表しており、逆にこの困難さを追究することに本研究の意味づけができる。

定在波の波高のレベルは Fig. 2-2 に示すように、第三世代型では代表流速 1m/s で 1~2mm である。流速 1m/s の波長は 0.64m で、第三世代型の水面勾配が上記の  $-3 \times 10^{-3} \sim +1 \times 10^{-3}$  の場合、傾斜量は波長 0.64m の領域に対し  $-1.9 \sim +0.6$  mm で、定在波の波高と水面勾配の傾斜量のオーダーは同レベルである。水面勾配の値の大きい理由は、定在波が顕著に存在しているにもかかわらず計測で得た波形を単純に直線補間したためで、波面の影響が介在したことによると考えられる。したがって従来法に頼らず、定在波を消滅できる条件を見いだし、定在波消滅の状態で水面勾配を直接的に抽出して形態を明らかにし、非線型性を取り入れた新しいモデルを適用しなければならない。要は流体力学的性能が向上しても以前と同じ視点、同じ考え方、同じ方法で対処していたのでは、現象の理解が深まるわけではなく、最終的に新しい知見と技術を見い出すことは期待できない。性能の制約によって見つけることのできなかつた性質を明らかにし、次の展開を図るためにも、新しい解析的手法と正しい現象の理解を骨子に、常識にとらわれない捉え方による新しいアプローチが必要である。

以上より、水面勾配の性質に関する研究項目として、④水面勾配の形態、流速との関係の精査、⑤制波板の角度と水量の水面勾配に及ぼす作用の解明、⑥水面勾配を消滅するか水面勾配の作用から回避できる方法の模索、⑦水面勾配の船体抵抗に及ぼす作用の実用的修正法の開発をあげる。④に対しては解析的手法と実験手法の両面からのアプローチが必

要で、⑤では系統的な実験による整理が不可欠である。また⑥は回流水槽試験の再現性に関係している。すなわち水槽の操作では、代表流速で定在波を最小とする設定角度で制波板を固定し、任意の流速で定在波の波高最小を評価関数に水量を微調整する方法が用いられる。自由表面は制波板の角度と水量変化に敏感であるから、設定精度が劣ると実験条件の同一性を損なうこととなり、再現性の評価のためには二つのパラメーターが水面勾配にどのように作用するのかを明らかにしなければならない。⑥、⑦は④、⑤の知見を用いた応用で、⑦は第四世代型以前の水槽に適用できる。④、⑤、⑥、⑦の研究事例は認められない。

#### 4) 水面近傍流速の均一性

流速分布の均一性は、定量的試験の信頼性向上のために重要であるが、船型試験に直結する水面近傍域と没水体実験に関与する水槽中央域とでは視点が異なる。没水体の実験領域の流れは、せん断流れの性質を有さず、水面加速は不要である。しかし水面近傍域は水槽の境界層と水面加速装置の加速流との干渉領域で、両者とも顕著なせん断流で速度勾配と乱れが大きく、水面加速装置の作動条件を決める領域のため高い精度が要求される。

また水面近傍流速の均一性が劣るとローターの回転数  $N_r$  の検定と平均流速の定義が困難になる。 $N_r$  の検定では、経験によれば排水量型の流速域に対し5点が必要で、それぞれの流速において  $N_r$  を繰り返し変え、深さ方向に流速分布を計測して、最適な回転数を決める作業が要求される。均一性が保証されなければ二次元の系統的計測が必要になるが、そのためには膨大な工程を要し物理的に不可能である。 $N_r$  決定の困難さは平均流速の精度低下にもつながる。

以上の理由により、水面近傍流速の均一性の向上を図るために、⑧水面の補間流速を含む二次元領域に対する均一性の評価、⑨水面加速装置の設計と製作法の見直し、⑩ローターによる加速流れの性質の調査が不可欠である。⑧、⑨の研究事例はなく、⑩は奥野<sup>32)</sup>のみである。

#### 2-7. 結言

本研究の予備調査を行い、以下の結論を得た。

- 1) 制波板の角度と水量は自由表面に強い作用を与え、定在波最小条件の存在の可能性があり、二つのパラメーターを最適にすれば定在波を消滅できる可能性がある。
- 2) 水面勾配は必ずしも一定でなく、線型理論の扱いで説明できず、新しい展開が必要である。定在波のみならず水面勾配をゼロにできる可能性があり、船型試験の精度向上の観点から無視できない課題である。
- 3) 定在波の消滅の可能性、水面勾配をゼロとする条件の可能性は、次世代の技術として取り入れるべき現象で、集中的な研究をしなければならない。
- 4) 船体抵抗試験を行うと、再現性が得られ、曳航水槽と類似の結果を得ることができる。しかし模型船の位置を変えると抵抗特性は変わり、解が一意に定まらない現象が存在する。模型船を後方に移動すると抵抗は大きくなる。この現象は今までの流れモデルでは説明できない。
- 5) 模型船の位置を変えると抵抗が変化する現象は、第四世代型に対する試験の信頼性に関わる問題である。次世代のあり方を問うには測定部の流れの性質を調査し、その理由を



明らかにしなければならない。

- 6) 測定部の中心線上で評価する従来法によれば均一性は十分である。しかし船型試験に直結する水面近傍に限定した二次元領域を評価対象にすると、均一性は十分でない。
- 7) 水面近傍の均一性に関する技術は完成したとする意見もあるが、実際はそうではない。次世代技術の追究の観点より、水面近傍の均一性の向上を図らなければならない。
- 8) 予備調査により第四世代型の課題を発掘し、これをもとに研究を計画し、目的、課題、手法、成果の方針を設定した。

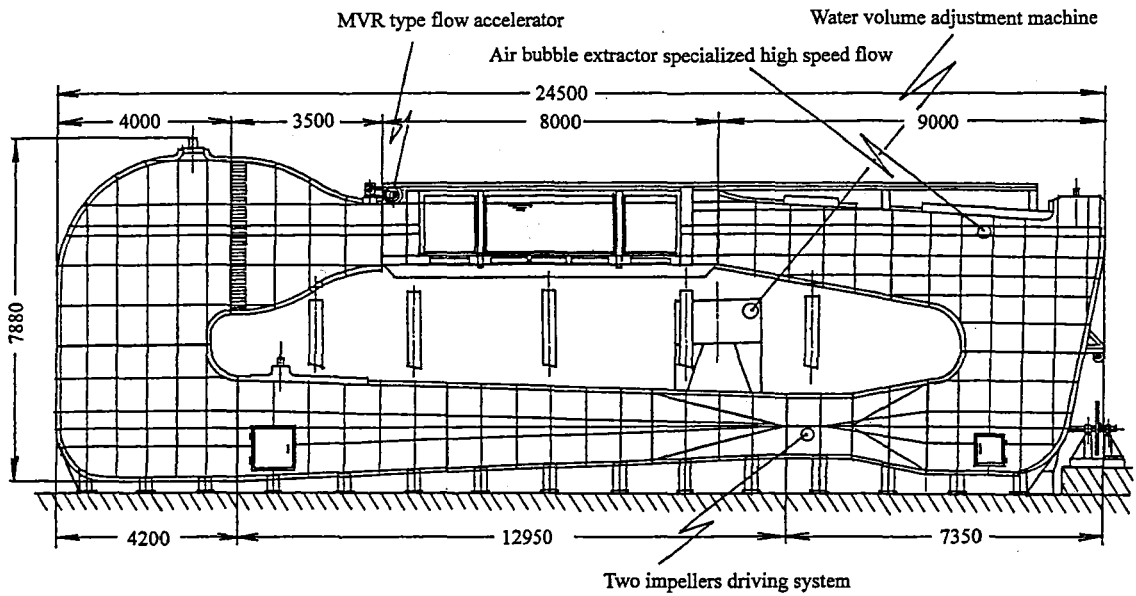


Fig.2-1 General arrangement of present circulating water channel

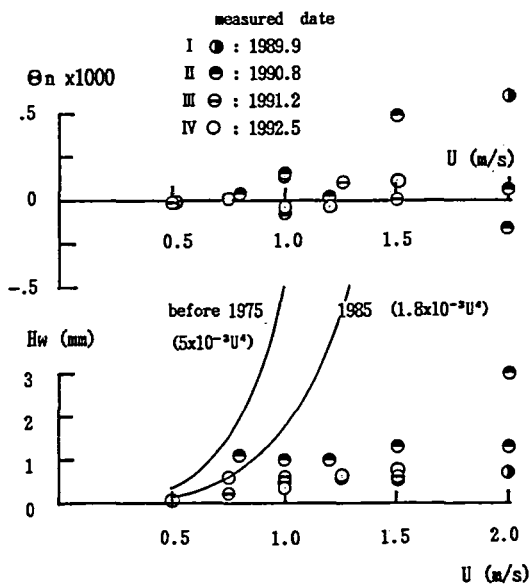


Fig.2-2 Steady wave height and mean inclination

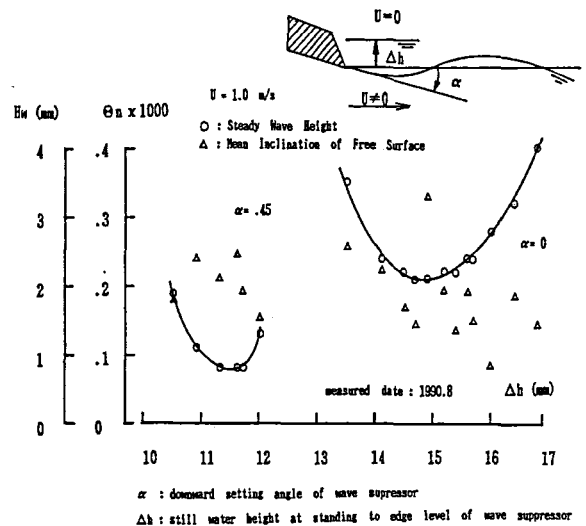


Fig.2-3 Steady wave height and mean inclination

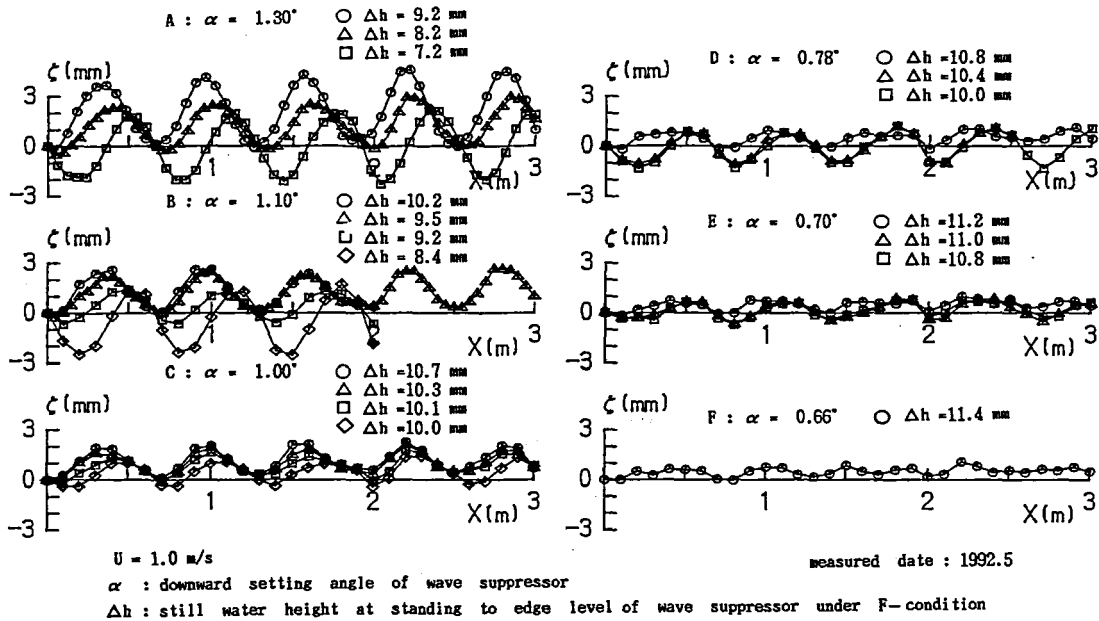


Fig.2-4 Effect of flow volume and wave suppressor plate on free surface

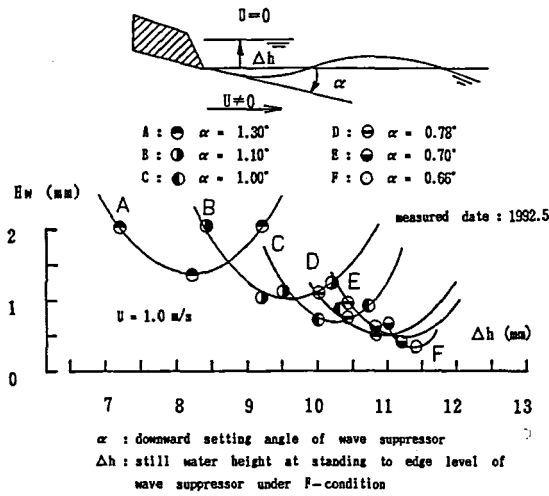


Fig.2-5 Effect of flow volume and wave suppressor plate

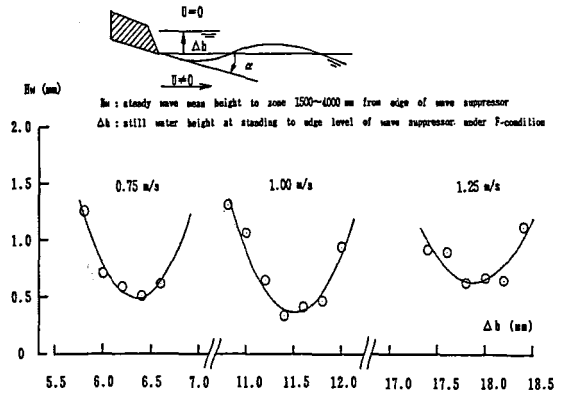


Fig.2-7 Effect of flow volume on free surface

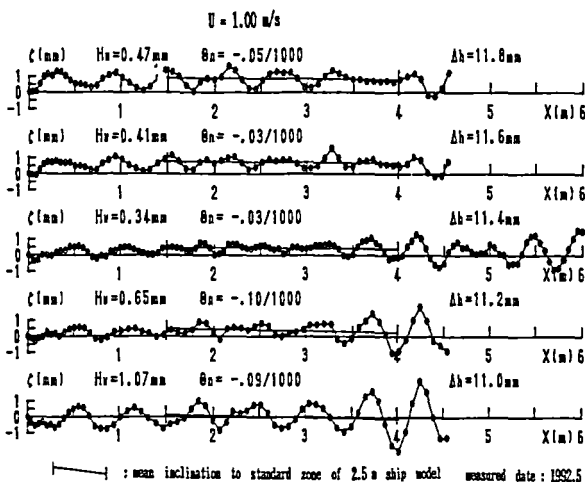


Fig.2-6 Effect of flow volume on free surface

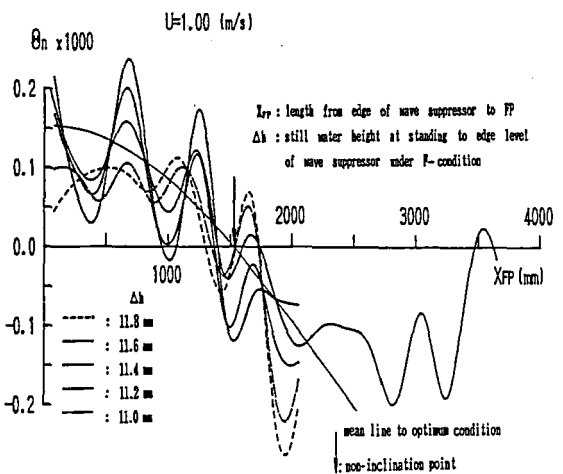


Fig.2-8 Distribution of free surface inclination

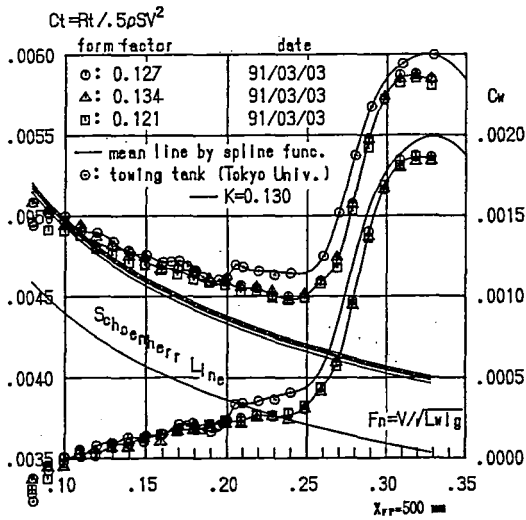


Fig.2-9(a) Coefficient of resistance ( $x_{FP}=500$ )

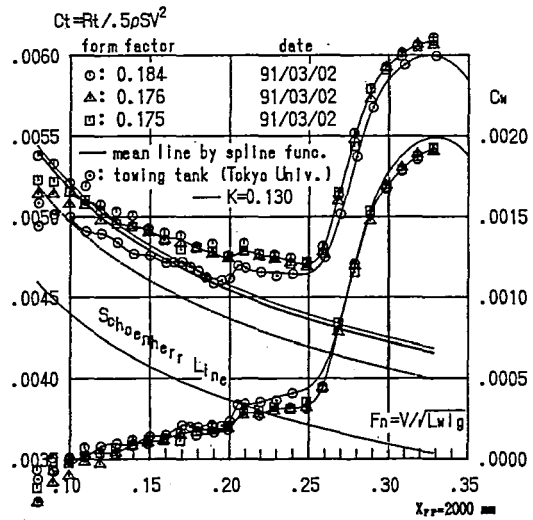


Fig.2-9(d) Coefficient of resistance ( $x_{FP}=2000$ )

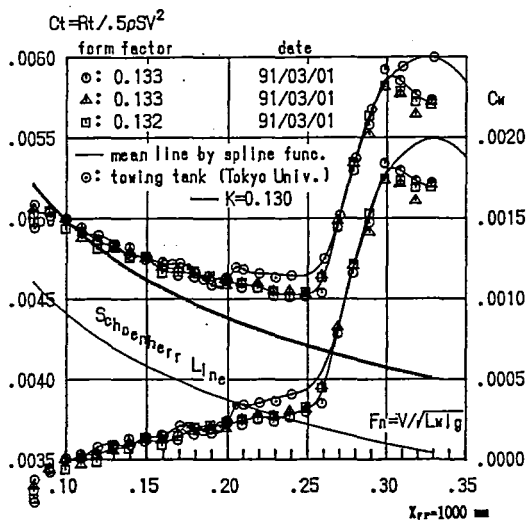


Fig.2-9(b) Coefficient of resistance ( $x_{FP}=1000$ )

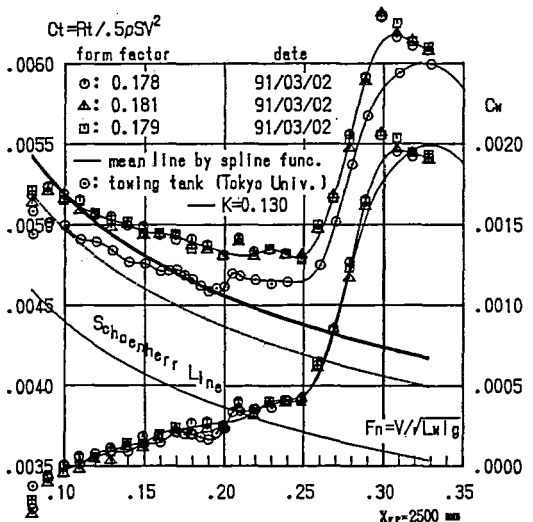


Fig.2-9(e) Coefficient of resistance ( $x_{FP}=2500$ )

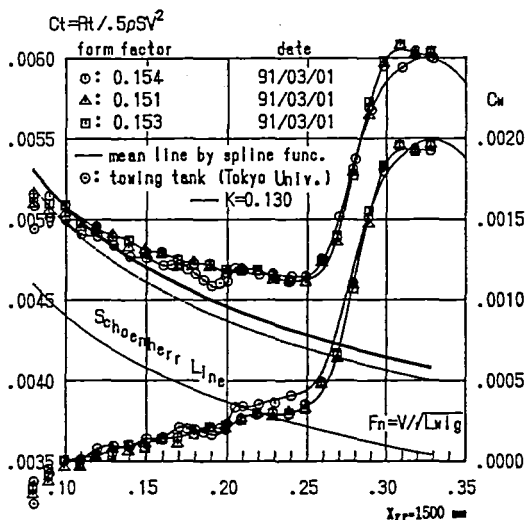


Fig.2-9(c) Coefficient of resistance ( $x_{FP}=1500$ )

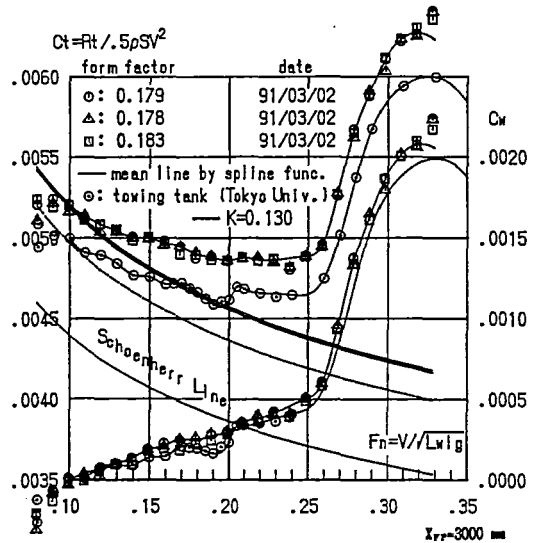


Fig.2-9(f) Coefficient of resistance ( $x_{FP}=3000$ )

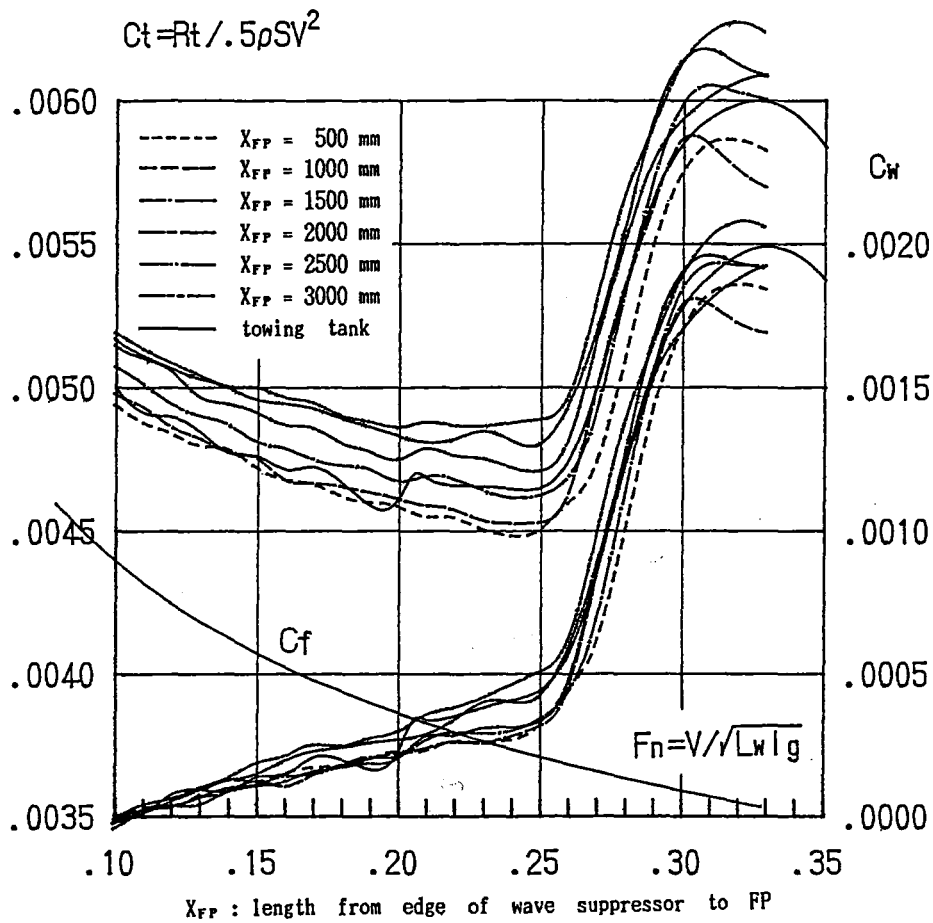


Fig.2-10 Coefficient of resistance

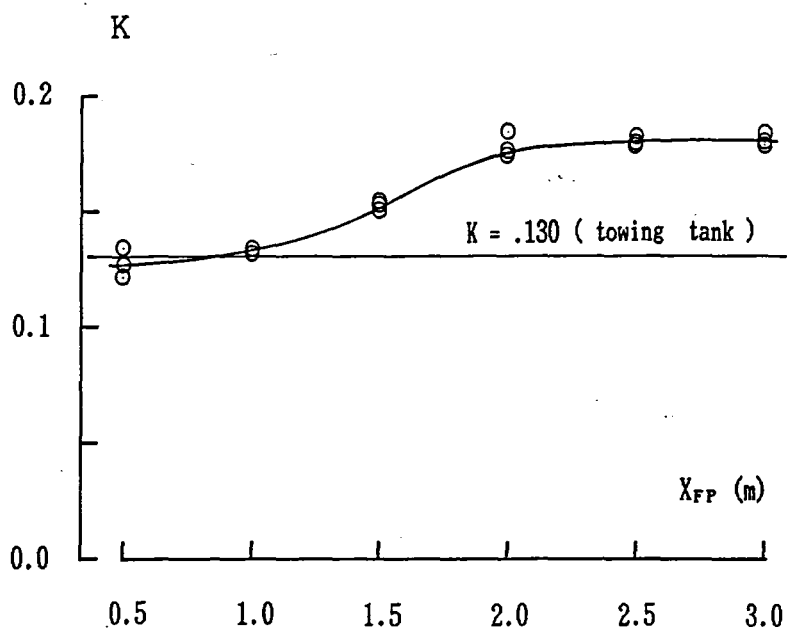


Fig.2-11 Form factor

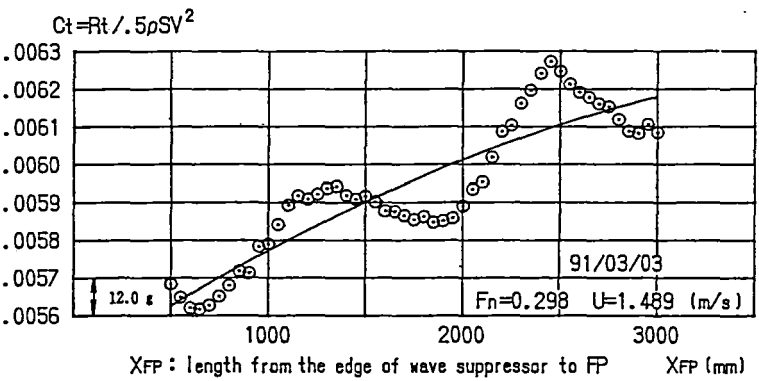
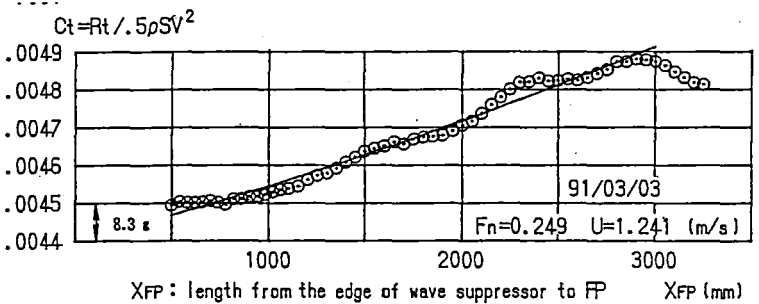
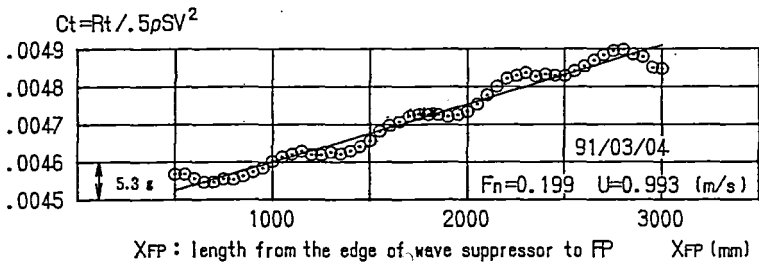
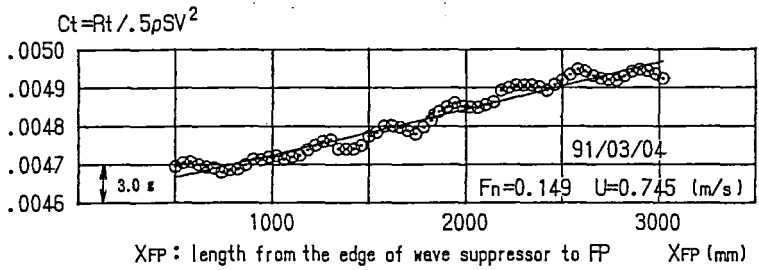
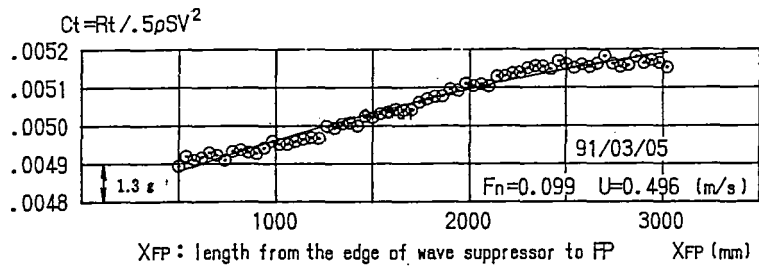
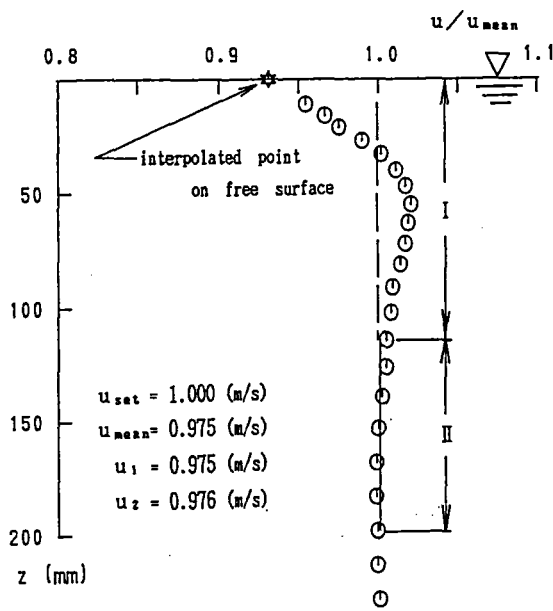


Fig.2-12 Resistance variation



- - - :  $u_1$  averaged for  $0 \leq z \leq 120$  mm  
 — :  $u_2$  averaged for  $120 \leq z \leq 200$  mm

Fig.2-13 Measured velocity distribution ( $x=1700$ )

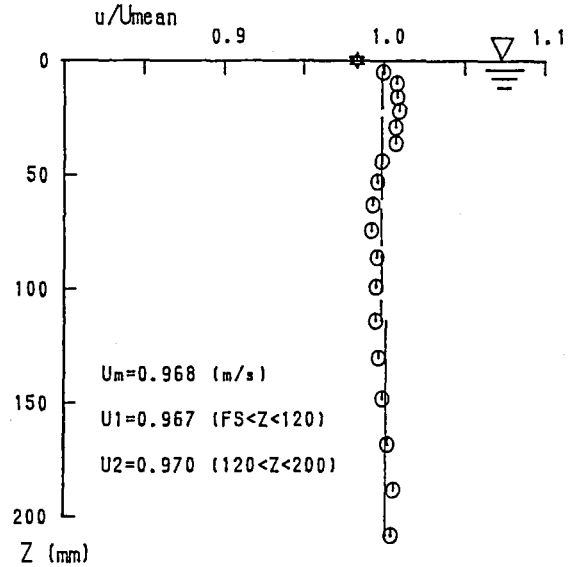


Fig.2-15 Measured velocity distribution ( $x=1700$ )

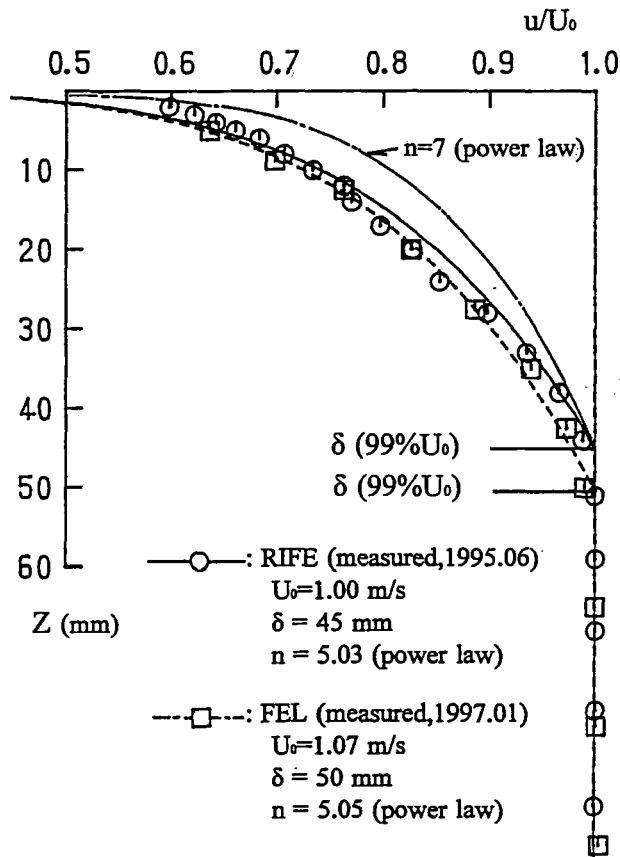


Fig.2-14 Measured velocity under edge of plate ( $x=0$ )

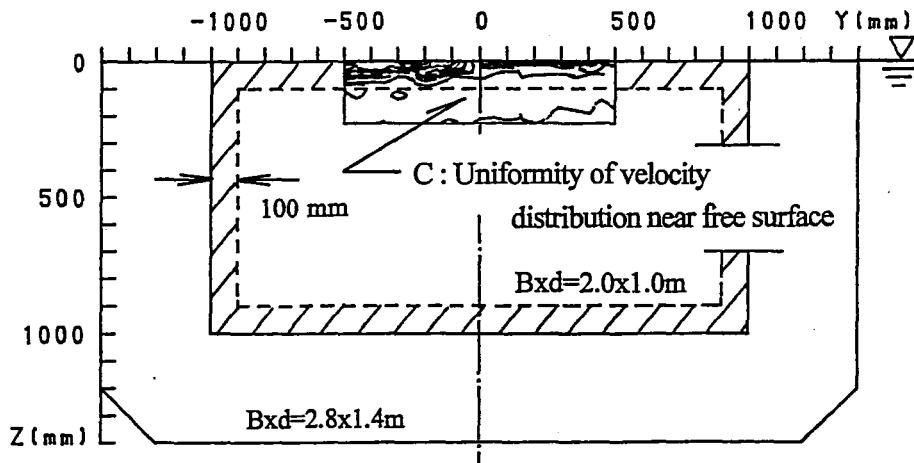


Fig.2-16(a) Present discussed flow field

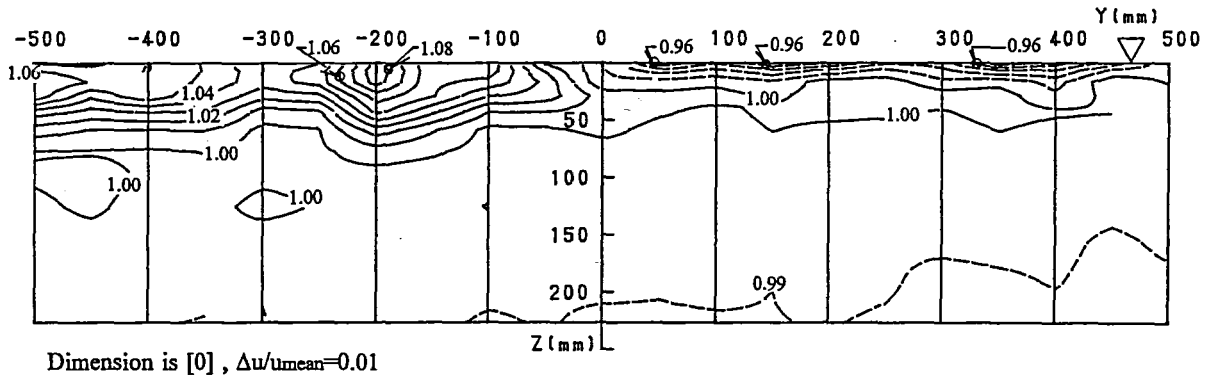


Fig.2-16(b) Measured velocity distribution (x=1700)

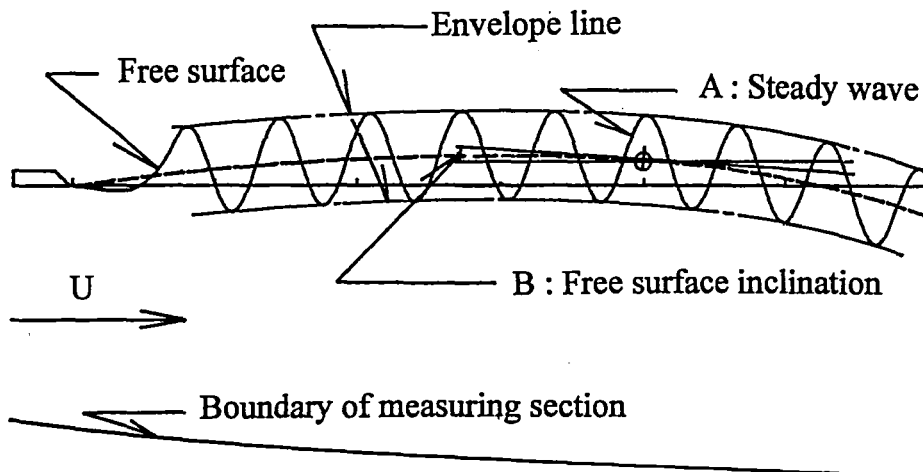


Fig.2-17 Definition of free surface inclination

### 第3章 測定部流れの解析的考察

#### 3-1. 緒言

第2章の予備調査により「水面勾配が一定でない可能性」、「水面勾配ゼロ条件の可能性」など未知現象の存在の可能性が判明した。しかし底面を直面扱いとする線型理論では説明できない。この現象は回流水槽における試験精度向上に関わる問題で、次世代技術の追究の観点からも重要である。

そこで、第一に開水路理論により測定部の流場のうち、水面勾配に視点をおいた考察を試みる。非線型性(底面形状、側面形状、摩擦の変化、自由表面が曲面の条件、臨界近傍速度の条件)を考慮できる展開を試みる。これより得た開水路理論による定式より、水面勾配が定性的にどのような性質にあるかを考察する。

第二に差分法によって自由表面を有する測定部の流れを計算し、ノズル内の加速流れが測定部に作用しないことを示し、開水路理論の適用が保証されることを明らかにする。水量の自由表面への作用を計算し、本計算では有意な結果を得ることが期待できず、実験による調査が不可欠であることを示す。

本章において定式を導き、定性的な性質を示し、以後の展開に備える。第4章で四世代型の自由表面の形態を明らかにし、第5章で測定部壁面における境界層の摩擦の評価法を求める。第6章で底面形状、側面形状の形態を明らかにし、計算により自由表面の形態を証明し、次世代型の底面を開発する。

座標の定義として、座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。ただし差分法の計算では、二次元計算のため流れ方向を  $x$ 、上方向を  $y$  とする。また開水路理論では、エッジを原点に上方向に自由表面までの位置を  $\eta$ 、底面を基準に自由表面までの距離を  $h$  とする (Fig. 3-1 で定義)。差分法の計算では、エッジを原点に上方向に自由表面までの位置を  $\eta$  とする。

#### 3-2. 開水路理論による考察

##### 1) 今までの方法

初期の頃より、測定部壁面の摩擦の作用で自由表面が流れ方向に下がり、船体抵抗を計算すると浮力の水平成分が加わるために曳航水槽と異なる結果になることが知られ、自由表面を水平に保つ対策として、底面を下り勾配にする方法が周知<sup>16), 28)</sup>されていた。測定部流れを水路の流れでモデリングする方法が模索され、高幣ら<sup>28)</sup>、林田<sup>31)</sup>は上流と下流との間でベルヌーイの定理を適用し、水面勾配を(3-1)式で定義した。ここで  $v_0$ 、 $h_0$  は上流における流速、水深で、 $m$  は水力的半径( $=A_0/s_0$ )、 $\lambda$  はダルシーの管摩擦係数( $=8\tau/\rho v_0^2$ )である。また  $A_0$ 、 $S_0$  は上流における水槽の断面積、ぬれ縁の長さ、 $\tau$ 、 $\rho$ 、 $g$  はせん断応力、密度、重力加速度である。(3-1)式によれば、 $\lambda$  を適当に与え、設計条件( $v_0$ 、 $h_0$ 、 $m$ )に対し、底面の勾配角  $\beta$  をどの程度にすればよいのかが計算でき、回流水槽の設計と設置において、底面の下り勾配の角度の決定に多用された。この方法では、自由表面は直面の形態で、これに定在波が重畳して形成され、底面も直面とする捉え方を骨子としていた。



$$\theta = - \frac{\frac{v_0^2}{gh_0}}{1 - \frac{v_0^2}{gh_0}} \left( \frac{h_0}{8m} \lambda + \beta \right) \quad (3-1)$$

## 2) 摩擦と底面の作用を考慮した展開

上記の(3-1)式は実務では有用であるが、自由表面が曲面である場合、底面が直平面でない場合などの非線型の問題に対応できない。そこで視点を変え、運動量の保存則と連続の式を適用し、以下の展開に備える。最初に底面と摩擦のみ考慮する。座標とパラメータを Fig. 3-1 に示す。座標軸  $x$  の原点を制波板エッジに、流れ方向を正で定義する。 $h$  は底面から法線方向にとった水面までの距離で、 $b$  は横幅で一定と仮定する。 $v$  は流速、 $p$  は圧力、 $\tau$  はせん断応力、 $\beta$  は底面の勾配角で反時計まわりを正とし、 $A$  は断面積、 $s$  はぬれ縁の長さである。運動量の保存則と連続の式より(3-2)式、(3-3)式を得る。

$$-\tau s dx - \rho g \sin \beta A dx - d(Ap) = \rho A v dv \quad (3-2)$$

$$A dv = -v dA \quad (3-3)$$

圧力  $p$  を静水圧扱いで表示し、自由表面で圧力ゼロを表現できる(3-4)式で表す。

$$p = \frac{1}{2} \rho gh \cos \beta \quad (3-4)$$

以上の(3-3)式、(3-4)式を(3-2)式に代入すると(3-5)式を得る。

$$\frac{dh}{dx} = \frac{1}{1 - \frac{v^2}{gh}} \left( -\frac{1}{\rho g} \frac{1}{A} \tau - \beta \right) \quad (3-5)$$

水深の変化と水面勾配との間には(3-6)式の関係があり、これより水面勾配  $\theta$  を(3-7)式で表すことができる。

$$\frac{dh}{dx} = \theta - \beta \quad (3-6)$$

$$\theta = -\frac{1}{1 - Fn^2} \frac{1}{\rho g} \frac{1}{A} \tau - \frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \beta \quad (3-7)$$

$Fn$  は水深で定義するフルード数で、 $Fn = v/\sqrt{gh}$  である。(3-7)式のうち  $v$ 、 $h$ 、 $A$ 、 $s$  は流れ方向に一定でないので式の形は非線型であるが、変動量を見捨て初期値で定義すると線型化でき、(3-7)式は最終的に(3-1)式となる。つまり(3-7)式は  $\theta$  が一定でない場合にも適用できる点で(3-1)式と異なるが、(3-1)式と(3-7)式の物理的な意味は同じである。

壁面の摩擦応力が流れ方向に変化しないと仮定し、例えばマンニングの(3-8)式を適用すると(3-7)式は(3-9)式になる。 $n$  はあらさ係数である。

$$\tau = \rho g \frac{1}{\left(\frac{A}{s}\right)^{1/3}} n^2 v^2 \quad (3-8)$$

$$\theta = -\frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \left\{ gh \frac{1}{\left(\frac{A}{s}\right)^{4/3}} n^2 + \beta \right\} \quad (3-9)$$

ここで  $h$ 、 $A$ 、 $s$  の流れ方向の変化を微小とすると、(3-9)式の右辺の中括弧第一項は定数となる。また常識<sup>16)、28)、7)、13)</sup>では、底面の勾配角を直線下り勾配として設計して製作されるので $\beta$ は一定で、(3-9)式は(3-10)式のように $-Fn^2/(1-Fn^2)$ に比例する形の簡単な表現となる。 $C$ は水槽固有の比例定数である。

$$\theta = -C \frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \quad C = gh \frac{1}{\left(\frac{A}{s}\right)^{4/3}} n^2 + \beta \quad (3-10)$$

なお高幣ら<sup>28)</sup>は(3-1)式をもとに $Fn < 0.4$ の範囲で(3-11)式を与えており、田中ら<sup>37)</sup>による(3-11)式を用いた簡便な修正例をあげることができる。

$$\theta = -C Fn^2 \quad (3-11)$$

(3-10)式、(3-11)式の適用性を調べるため、水面勾配のデータが公にされている3基の回流水槽<sup>7)、9)、36)</sup>に対し、比例定数 $C$ を未知数として最小二乗法による数値あてはめを行った。この結果をFig. 3-3(a)、(b)に示す。同図で実線は(3-10)式、破線は(3-11)式による結果である。Case-1は第三世代型の代表的な水槽( $N$ で明記、1976年建設)で、Case-2は第四世代の標準型( $F$ で明記、1982年建設)、Case-3は射流を設計点とする高速型( $F_2$ で明記、1996年建設)である。Case-1の回流水槽は今日となつては建設年次の古い水槽であるが、当時の最高水準の設計<sup>7)</sup>がされたため水面勾配は非常に小さい。低速では(3-10)式、(3-11)式の差は認められず、どちらの方法によっても問題のない結果となっている。Case-3では常流、射流の両方によい適用となり、 $\theta$ が $Fn^2/(1-Fn^2)$ に比例する扱いの妥当性は得られている。なおCase-3について図中に漸近線(asymptote lineで図示)を示しているが、同水槽において流速を無限大とした時の $\theta=C$ で定義できる水面勾配の漸近値である。

次に(3-1)式、(3-7)式を考察する。(3-1)式、(3-7)式の右辺第二項より、常流( $Fn < 1$ )では $\beta$ がマイナスのとき $\theta$ はプラスになる。すなわち底面が下り勾配の時、自由表面は上昇の形態となる。流路の拡大により流速が低下し、それによって圧力の上昇が流速の二乗の形で誘起され自由表面が上向きになるとする推察は容易である。この事実は前より知られており測定部の底面の勾配を下りとする根拠である。

以上のように(3-1)式、(3-7)式は簡単な式であるが、底面の勾配角の計算、水面勾配の性質の理解に有用である。しかし(3-1)式では次の限界を伴う。

- ①底面の作用を簡便に扱うことができるが、底面を直平面とする線型理論の扱いのため、底面形状を直に扱うことができない。
- ②側面の影響を考慮していないので、側面の作用の検討ができない。側面形状についても、底面形状と同様の扱いが望ましい。
- ③水面勾配が局所的に変化する場合、すなわち自由表面が曲面の性質を有したときは適用できない。
- ④壁面の摩擦の流れ方向の変化の影響を取り入れることができない。
- ⑤臨界速度( $Fn=1$ )近傍の非線型性の強い流れには適用が期待できない。

以上より(3-1)式は第2章の波形計測による予備調査で明らかになった「水面勾配が一定

でない可能性]、「水面勾配ゼロ条件の存在の可能性」などの現象の追求には使えず、新しい展開が必要である。なお(3-7)式を数値計算で解けば、上記のうち①、③、④、⑤に対応できる。しかし②に示す側面形状が考慮できない。特に側面形状の重要性については後に明らかにする(第6章)。

### 3) 側面を考慮した新しい展開

底面と摩擦だけでなく、側面を含む展開を試みる。側面の圧力の作用は Fig. 3-1 の下側に示す  $ph db$  で表現でき、運動量の保存則(3-2)式にこの項を加えた(3-12)式を用いる。連続の式として(3-3)式を用い、圧力を(3-4)式で表し、 $p dA$  を横幅  $b$  の変化を考慮して(3-13)式に変形する。以上の(3-3)式、(3-4)式、(3-13)式を(3-12)式に代入すると(3-14)式を得る。 $\theta$  は(3-6)式、(3-14)式より(3-15)式になる。

$$-\tau s dx - \rho g \sin \beta A dx - d(Ap) + ph db = \rho Av dv \quad (3-12)$$

$$p dA = pb dh + ph db \quad (3-13)$$

$$\frac{dh}{dx} = \frac{1}{1 - \frac{v^2}{gh}} \left( -\frac{1}{\rho g} \frac{1}{A} \tau - \beta \right) + \frac{\frac{v^2}{gh}}{1 - \frac{v^2}{gh}} \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \quad (3-14)$$

$$\theta = -\frac{1}{1 - Fn^2} \frac{1}{\rho g} \frac{1}{A} \tau - \frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \beta + \frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \quad (3-15)$$

(3-14)式、(3-15)式の右边第二項、第三項の底面と側面の作用に関わる  $Fn$  の関数を、それぞれ(3-16)式で表す。ここで  $f_b, f_s$  の接尾辞  $_b, _s$  は底面と側面を意味する。側面の作用も底面と同様に臨界フルード数( $Fn=1$ )を伴い、常流と射流を形成することがわかる。

$$f_b = \frac{Fn^2}{1 - Fn^2}, \quad f_s = \frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \quad (3-16)$$

次に側面における圧力の作用の重要性を明らかにするため、(3-13)式の左边第四項の  $ph db$  を意図的に除いた展開を行い、これより定式がどのように変わるのかを調べる。検査面における運動量の保存則を(3-17)式とする。

$$-\tau s dx - \rho g \sin \beta A dx - d(Ap) = \rho Av dv \quad (3-17)$$

以上の(3-3)式、(3-4)式、(3-13)式を(3-17)式に代入すると(3-18)式、(3-19)式を得る。

$$\frac{dh}{dx} = \frac{1}{1 - \frac{v^2}{gh}} \left( -\frac{1}{\rho g} \frac{1}{A} \tau - \beta \right) - \frac{1 - \frac{v^2}{gh}}{1 - \frac{v^2}{gh}} \frac{1}{2} \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \quad (3-18)$$

$$\theta = -\frac{1}{1 - Fn_1^2} \frac{1}{\rho g} \frac{1}{A} \tau - \frac{Fn_1^2}{1 - Fn_1^2} \beta - \frac{1 - Fn_2^2}{1 - Fn_1^2} \frac{1}{2} \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \quad (3-19)$$

ここで  $Fn_1 (=v/\sqrt{gh})$  は水深、 $Fn_2 (=v/\sqrt{1/2gh})$  は半水深で定義する  $Fn$  数である。

(3-19)式の右辺第二項、第三項の  $Fn$  数の関数を(3-20)式で示す  $f_b$ 、 $f_s$  とし、その変化を Fig. 3-2 に示す。 $f_s$  は  $f_b$  と異なり 2 個の臨界速度を有し同図の中央の形になる。すなわち速度域は 3 つに分けられ、 $Fn_1 < 0.71$  でプラス、 $0.71 < Fn_1 < 1$  でマイナス、 $Fn_1 > 1$  でプラスとなり、底面の作用と異なる。同図の下に示すように側面が中央で膨れたとき、(3-19)式の右辺第三項のマイナス(関数  $f_s$  の前に記すマイナス)を考慮すると、自由表面は常流(領域 I)で凹型になる。側面が膨れた場合、常流では中央で圧力が上昇し、自由表面は凸型になると考えられるが、(3-19)式は逆の形態を示す。また  $Fn$  数に対し常流、射流、常流の 3 領域が生じ、2 種類の  $Fn$  数が現れるが、それぞれの理由づけができず、特に  $Fn_2$  に関する半水深の理由が分からない。さらに速度  $v=0$  で(3-19)式の右辺第三項はゼロに収束せず、それは静止状態で側面形状の影響項がゼロにならないことを意味し実現象と対応しない。

$$f_b = \frac{Fn_1^2}{1 - Fn_1^2}, \quad f_s = \frac{1 - Fn_2^2}{1 - Fn_1^2} \quad (3-20)$$

しかし(3-15)式と(3-19)式とを比較すると、(3-19)式の右辺第三項は常流でマイナス(関数  $f_s$  の前に記すマイナス)であるが、側面圧力の流れ方向への作用を考慮することにより(3-15)式の右辺第三項はプラス(関数  $f_s$  の前に記すプラス)に変わる。また(3-15)式の第二項と第三項の  $f_b$  と  $f_s$  は同形となり側面の作用は底面と類似になる。(3-19)式では常流では  $f_s$  は正となり、側面が膨れたとき自由表面は凸型になり、半水深で定義される  $Fn$  数は現れない。 $Fn \rightarrow 0$  で  $f_s \rightarrow 0$  となり合理的で実現象と対応する。

以上のように側面の圧力の作用項を除いた展開による(3-19)式では矛盾が生じる。しかし作用項を考慮した(3-15)式ではこの矛盾が解消されている。側面の圧力の作用について、Fig. 3-1 の下方に示す  $phdb$  より明らかなように、側面が完全に平行の条件ではこの作用は誘起されない。したがってここで示した矛盾は、側面の作用が無視できず、側面形状が重要になる可能性を意味している。

#### 4) Kreitner モデルとの比較考察

制限水路影響の考察<sup>41)</sup>に用いられた Kreitner モデルを用い、上記(3-14)式、(3-15)式の側面の作用項(右辺第三項)の妥当性を考察する。摩擦を考慮せず、底面勾配を零とし、拡幅のみ許す。連続の条件、ベルヌーイの定理より(3-21)式、(3-22)式を得る。ここで  $v_0$  は上流の一樣流速である。

$$bhv_0 = (b + \Delta b)(h + \Delta h)v \quad (3-21)$$

$$\frac{1}{2} \rho v_0^2 = \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g \Delta h \quad (3-22)$$

(3-21)式から(3-23)式を、(3-22)式から(3-24)式を求め、(3-23)×(3-24)より(3-25)式を得る。 $w$  は拡幅率で、 $w = \Delta b/b \ll 1$  と仮定する。

$$(v_0/v)^2 = (1+w)^2 + 2(1+w) \frac{\Delta h}{h} \quad (3-23)$$

$$(v/v_0)^2 = 1 - 2 \frac{1}{Fn^2} \frac{\Delta h}{h} \quad (3-24)$$

$$\frac{\Delta h}{h} = \frac{1}{2} \frac{Fn^2}{Fn^2 - (1+w)} \frac{1 - (1+w)^2}{1+w} \doteq \frac{Fn^2}{1 - Fn^2} w \quad (3-25)$$

他方、(3-14)式の右辺第三項のみ取り上げると(3-25)式になり、Kreitner モデルと一致する。(3-14)式は運動量の釣り合い、(3-25)式はエネルギーの保存則より得たものであるから、同結論に至るのは当然であるが、水路の幅が拡大のとき、 $Fn < 1$  で  $\Delta h/h$  はプラスとなり水位上昇に至り、側面が膨れるとき自由表面が凸型になる現象(上記の 3)で考察)と対応づけられ、(3-14)式、(3-15)式の側面の作用項に誤りのないことが結論できる。

#### 5) 底面形状と側面形状の作用の性質

底面、側面、摩擦の作用を考慮した(3-14)式、(3-15)式に対し、定性的な考察を行い、水面勾配の基本認識を得る。(3-14)式、(3-15)式より、側面影響の強さは、幅水深比  $h/b$  が縮小係数となる点で底面と異なるが、(3-16)式で示すように  $f_b$  と  $f_s$  は同形であるから、オーダーは同程度である。最近の回流水槽では  $h/b=0.5$  が多く、この条件では側面影響が底面よりも緩和される。

ここで低速における水面勾配の特徴を(3-15)式を用いて考える。せん断応力  $\tau$  を流れ方向に変化しないとしてマニングの(3-8)式で表し、関数  $Fn^2/(1-Fn^2)$  をテーラー展開すれば  $Fn \rightarrow 0$  で  $Fn^2/(1-Fn^2) \rightarrow Fn^2$  になり、(3-26)式に簡単化できる。この形によれば水面勾配はあらさ係数、底面と側面の幾何形状で決定され、速度の二乗に比例する特徴を有する。

$$\theta \doteq Fn^2 \left\{ -gh \frac{1}{\left(\frac{A}{s}\right)^{4/3}} n^2 - \beta + \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \right\} \quad (3-26)$$

(3-26)式によれば、水面勾配の船体抵抗に及ぼす作用は速度の二乗に比例する。抵抗係数も速度の二乗による無次元量であるから、回流水槽の船体抵抗試験結果に対し単純に三次元解析を適用すれば、水面勾配の作用は形状影響係数に集約される。それは回流水槽試験で得られる形状影響係数には、本来の物理量である船体抵抗の粘性抵抗成分だけでなく、水面勾配の成分が介在することを意味する。

小型模型回流水槽試験と大型模型曳航水槽試験との相関について、形状影響係数に対する小倉らの修正係数  $\beta_K$  が知られる<sup>9)</sup>。小倉らは修正係数を  $\beta$  で表現したが、本章の 3-2. で定義した底面の勾配角  $\beta$  と区別するため、形状影響係数  $K$  を接尾辞として便宜的に  $\beta_K$  とする。 $\beta_K$  が公表されておらずその詳細は不明であるが、数少ない事例<sup>9), 12)</sup>では肥大船で  $\beta_K=0.5 \sim 0.6$ 、細い船で  $\beta_K=0.7 \sim 0.8$  である。 $\beta_K$  には尺度影響の成分も含まれるので、水面勾配の作用のみで  $\beta_K$  が決定されるわけではない。しかしここで指摘した水面勾配の形状影響係数に及ぼす作用の性質が基底になり、水面勾配が模型船の排水量に乗じて作用し、制限水路影響が Blockage 比で決定されることを総合すると、 $\beta_K$  が肥大船で小さく、細い船で大きくなる理由を説明できる。なおこの考察に関連する内容を附録 C. において補足する。

#### 3-3. 数値計算による考察

数値計算による測定部流れの分析を試みた。計算に際して、①測定部流れの概要を把握し、特にノズル内の加速流れが測定部内にどの程度の影響を及ぼしているのか、②水槽の操作では定在波の波高最小を評価関数に、水量を制波板エッジより高く設定するのが一般的であるが、この操作が自由表面にどのような作用を及ぼすのかを明らかにすることとし

た。このうち①は流れの物理量の中で圧力が「ノズルでの加速流れ→ノズル出口上面の制波板の作用を受けた流れ→自由表面を有する流れ」の過程でどのように変わるのかを知ることでもある。

### 1) 差分法の適用

圧力が支配的で自由表面の問題のため、問題の簡単化と見通しを得ることを優先し、二次元とし粘性を無視した。座標軸の原点を制波板エッジの位置とし、流れ方向を  $x$ 、上向き方向を  $y$  とした。支配方程式として連続の式(3-27)式と非保存形表示の二次元オイラー式(3-28)式、(3-29)式を用い、実際の計算は座標変換の関係式(3-30)式により計算面に展開した(3-31)式、(3-32)式、(3-33)式を解いた。ここで  $\xi$ 、 $\eta$  は計算面における横、縦座標を表す。数値解法に MAC 法を用い、時間に関して前進差分、空間微分を中間差分により差分表示し、非定常問題として解いた。圧力は(3-34)式に示すように静圧で表示した。格子はレギュラー格子を適用し、対流項は上流差分である河村スキームによった。格子の生成に関して回流水槽の幾何形状と波面への境界適合法を用いた。具体的には全領域で  $\xi=x$  とし、 $\eta$  方向に自由表面のある領域に対し、(3-35)式より自由表面に格子を引きつけて再配置した。ここで  $h$  は物理面における波高である。 $y_{top}$  は最上の格子点の  $y$  座標で、ノズルでは天井位置、測定部では自由表面に相当し、(3-35)式によって計算面に直交の格子を生成できる。波面に対しオイラー的に表現する(3-36)式を用い、右辺の第二項に対し Dawson の上流差分を適用し、大気圧を与えて時間毎に解いた。すなわち計算面で未知数の速度、圧力を解いた後、物理面に計算を移し、波面と格子を計算する操作を時間毎に行った。計算のアルゴリズムを Fig. 3-4 に、境界の扱いを Fig. 3-5 に示す。水槽の形状と寸法は水産工学研究所の回流水槽を想定したが、問題の見通しを得るため回流水槽の幾何形状も単純化し、測定部後方の第一コーナーを除き、制波板の設定角度と底面の勾配をゼロにした。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3-27)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (3-28)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} \quad (3-29)$$

$$J = x_{\xi}y_{\eta} - x_{\eta}y_{\xi} \quad \xi_x = \frac{y_{\eta}}{J} \quad \eta_x = -\frac{y_{\xi}}{J} \quad \xi_y = -\frac{x_{\eta}}{J} \quad \eta_y = \frac{x_{\xi}}{J} \quad (3-30)$$

$$J (\xi_x u_{\xi} + \eta_x u_{\eta} + \xi_y v_{\xi} + \eta_y v_{\eta}) = 0 \quad (3-31)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (\xi_x u + \xi_y v + \xi_t) \frac{\partial u}{\partial \xi} + (\eta_x u + \eta_y v + \eta_t) \frac{\partial u}{\partial \eta} = -(\xi_x \frac{\partial p}{\partial \xi} + \eta_x \frac{\partial p}{\partial \eta}) \quad (3-32)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + (\xi_x u + \xi_y v + \xi_t) \frac{\partial v}{\partial \xi} + (\eta_x u + \eta_y v + \eta_t) \frac{\partial v}{\partial \eta} = -(\xi_y \frac{\partial p}{\partial \xi} + \eta_y \frac{\partial p}{\partial \eta}) \quad (3-33)$$

$$p = p + \frac{Y}{F_n^2} \quad (3-34)$$

$$y = y + \frac{Y - Y_b}{Y_{top} - Y_b} h \quad y_b: y \text{ on bottom} \quad y_{top}: y \text{ on top} \quad (3-35)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = v - u \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3-36)$$

## 2) 計算結果

次に2例の計算結果を示して考察する。

[Case-1] 初期水位 $\Delta y_0$ を制波板エッジより高くし、 $\Delta y_0=2\text{mm}$ とした場合

[Case-2] 初期水位を制波板エッジの高さとし、 $\Delta y_0=0$ とした場合

格子と圧力を等高線でFig. 3-6に示す。また波形とノズル上面、底面、半水深位置、測定部底面における圧力分布をFig. 3-7に示す。実験結果(第5章)との比較のため、流速は制波板のエッジ位置で $1\text{m/s}$ とした。代表長さを1とする。格子の単位は $\text{m}$ である。図中の $\Delta t$ は刻み時間、 $N_t$ は繰り返し回数、 $\alpha$ は一様流までの加速過程の加速度である。

Case-1について、圧力は上面と下面でノズル内での加速中に平行部からしぼり部に入る箇所( $x=-4\text{m}$ )近傍で最大となり、しぼり部から平行部となる箇所( $x=-1.5\text{m}$ )で負圧のピークを持つ。全体に圧力分布はノズル内だけでなく測定部においても上下対称である。一般の回流水槽よりも制波板も含めてノズルの平行部が長いこと本水槽に限定した指摘になる可能性を持つが、計算結果からはノズル内の加速流れの測定部に及ぼす残留影響は認められない。それは測定部の諸現象の分析に際し、圧力についてはノズルを切り離れた扱いが可能なことを意味し、開水路理論における圧力の定義(3-34)式の妥当性を保証している。さらに上流で一様流の仮定を要する開水路理論の適用が保証できる結果が得られている。自由表面について定在波と表現できる重力波が得られている。

非線型自由表面条件を課して得られた自由表面について、制波板エッジで高さが拘束されるだけで、その後、中央で膨れる挙動は認められない。 $X=3\text{m}$ より後方で少し下がる傾向は無視できる範囲で認められるが、全体として静止状態に対して付加水量分だけ平行に上方にシフトした状態になっている。

他方、水量増分を考慮しないCase-2について、圧力分布の全容はCase-1と変わらず、ノズルの平行部で負圧域がCase-1よりも広がる傾向にあるが、計算自体が間違いもあり、この程度の差は重要でないと考えられる。波高は概略0となっている。実験値(第4章のFig. 4-5(a)、R-condition)は $1\sim 2\text{mm}$ で、この波高を小さくするために制波板の設定角度と水量を最適とする調整を加えるが、計算ではそのような非効率な作業の必要性を認めない。流速は完全に一様で、理想状態の回流水槽流れが得られており、数値計算の結果は流場計測の必要性を全く示していない。しかしそれ故に実験が必要である。

## 3-4. 開水路理論を用いた展開

本章で示した開水路理論は一次元の理論で、最もプリミティブな手法である。しかし手法がプリミティブであればある程、物理現象の理解、設計への応用の手段としての有用性は高まる。例えば(3-10)式、(3-11)式のような線型解でも水面勾配の基本的な性質の理解に活用できる(本章の3-2.)。手法が簡便であればある程、問題の見通しが得やすい。しかし逆に適用限界が狭まる傾向を伴う。したがって問題の抛り所を押さえて用いることが必要で、本研究では以上の捉え方を基本とする。

開水路理論は土木工学の分野の手法で、側面形状の作用は水路幅の変化する流れとして

扱われている<sup>42)</sup>。しかし船舶海洋工学の分野において、測定部の自由表面の形態を細部にわたり検討した例はなく、さらに側面形状の作用を扱った例を見いだすことはできない。本研究で扱う自由表面の特徴として、代表流速1m/sにおいて流れ方向に6mの距離に対し、自由表面の変位量は1mm以内、水面勾配の値は $\pm(0.1\sim 0.2)\times 10^{-3}$ で極めて微小である(第2章の2-6.で同内容を記述)。この事実について、第4章における実験例、第6章における計算例で明らかにするが、要は回流水槽の自由表面の問題を対象とする場合と河川関係の問題を扱う場合とでは視点が異なる。さらに自由表面の変位量の違いだけでなく、自由表面の変化は静圧の作用によるとした場合(第6章で証明)、静圧は船体に関する流体力に直に作用するため、回流水槽では水面勾配の分布が最も重要になると推論できる。このような議論は河川の問題では発生しない。本課題の特殊性を「回流水槽の自由表面は、非線型性が弱い問題であるが、非線型性が本質な問題である」とする表現ができ、このような性質を追究することに独自性と意味づけを見いだす。

底面形状、側面形状、摩擦の作用を考慮した(3-14)式に対し、上流よりルンゲクッタ法で解いて自由表面の変位を求め、変位を微分することにより水面勾配を得ることができる。ここで(3-14)式を構成するパラメーターを用いて、本手法の特徴を述べると、① $\beta$ 、 $db/dx$ が一定でない場合、② $h$ 、 $b$ 、 $A$ 、 $S$ が一定でない場合、③ $F_n^2/(1-F_n^2)$ が大きい場合、④ $\tau$ が一定でない場合に対しても原理上は対応できる。

水面勾配に関する全体の構成として(第1章の1-6.で既述)、第四世代型の自由表面の形態を第4章で、(3-14)式による計算例を第6章で示す。計算に必要な前提の課題として、第四世代型で底面形状、側面形状がどのような形態にあるのかを第6章で、壁面の摩擦の扱いをどのようにすればよいのかを第5章で検討する。なお $F_n$ 数の高い高速域の特徴を附録D.で考察する。

### 3-5. 結言

測定部流場の性質のうち特に水面勾配に視点をおき、以下の結論を得た。

- 1) 従来法(線型解)を用い最小二乗法により3基の水槽のデータを解析した。水面勾配と流速との関係などの基本的な性質を調べる場合には有用である。下り勾配の底面は常流において自由表面を上昇させるなどの定性的な性質の検討にも使うことができる。
- 2) しかし本研究では、底面形状を扱う場合、側面形状を取り入れる場合、自由表面が曲面の場合、摩擦の流れ方向の変化を考慮する場合、臨界近傍流速の場合など非線型性を考慮した展開が必要で、従来法では対応できない。
- 3) そこで運動量の保存則と連続の式による開水路理論を適用し、底面形状、側面形状、摩擦の作用を考慮した展開式を導き、水面勾配の性質を検討した。回流水槽の分野では側面の作用を考慮されたことはなく、本展開でそれを可能にした。側面の作用項の表現がKreitnerモデルと対応し、誤りのないことを確認した。
- 4) 底面形状と側面形状の作用について、 $F_n$ 数に関する関数は $F_n^2/(1-F_n^2)$ で同形になり、側面の作用は横幅の微分で表現でき、幅水深比が関係する点で底面と異なる。常流と射流の定義域は、両方の作用において同形になる。
- 5) 摩擦応力が流れ方向に変化しないと仮定し、マンニングの式で表現すると、水面勾配の分布はあらさ係数と幾何学的形状(底面形状と側面形状)で一意に決まる。速度は



$F_n^2/(1-F_n^2)$  の関数で縮小率 ( $F_n > 1$  では拡大率) として作用する。

- 6) 側面圧力の作用項を無視して展開すると、2個の臨界速度が生じ、常流、射流、常流の3領域が表れ、水深以外に半水深で定義できる  $F_n$  数が生じ、速度ゼロで作用項がゼロにならず、Kreitner モデルとも対応しないなどの矛盾を誘発する。したがって側面の圧力は底面と同様に水面勾配に無視できない作用を及ぼす。
- 7) 側面形状は底面形状と同様に重要な設計要因で、底面のみを設計の対象とする方法を変えなければならない。
- 8) 底面、側面の作用は低速で速度の二乗に比例する形態にあり、水面勾配の船体抵抗に及ぼす作用を無次元化すると定数になり扱いが容易になる。
- 9) 差分法で測定部の流れを計算した。ノズル内の加速流れは測定部において残留せず、流速と圧力は一定になる。ノズルの作用は測定部に影響を及ぼさないことより、開水路理論の適用は保証される。
- 10) 差分法の計算では、水量の水面勾配に及ぼす作用は二次的で、有意な結論が期待できない。実験で調査しなければならない。

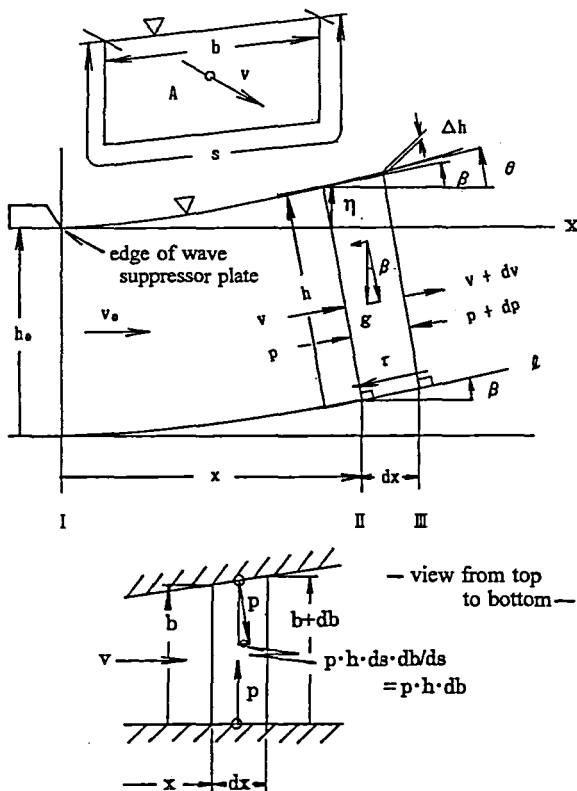


Fig.3-1 Coordinate and parameters

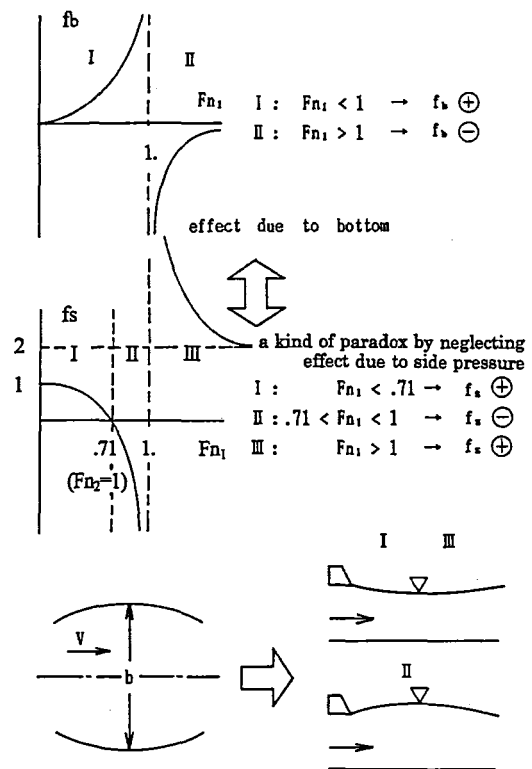


Fig.3-2 Effect due to bottom and side form

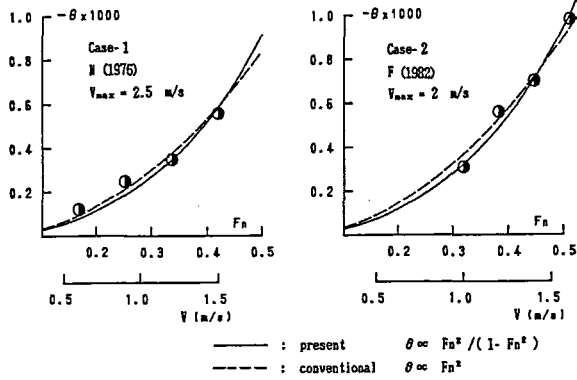


Fig.3-3(a) Free surface inclination

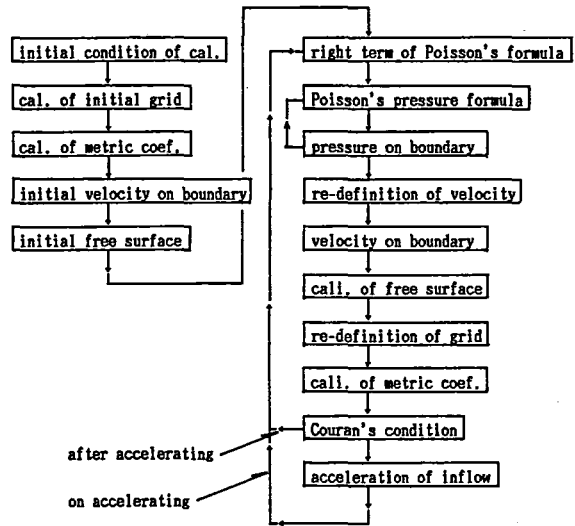


Fig.3-4 Algorithm of calculation

Pressure & velocity on boundary

- ① rigid boundary
  - p : 0-interpolation
  - u,v : free-slip , 0-interpolation
- ② free surface
  - p : atmospheric pressure  
 $p = p_0 + y/Fn^2$
  - u,v : 0-interpolation
- ③ in-flow
  - p : Bernoulli's formula  
at  $i=1 \rightarrow p_1 = 1 - (u_{1N} / U)^2$   
 $u_{1N} = A_z / A_1 U$
  - u,v : constant condition on flow quantity  
at  $i=1,2 \rightarrow u_{1,z} = u_{1N}$   
at  $i=1 \rightarrow v_1 = 0$
- ④ out-flow
  - p : 0-interpolation  
at  $i=Nx \rightarrow p_{Nx} = p_{Nx-1}$
  - u,v : 0-interpolation ,  
constant condition on flow quantity  
at  $i=Nx-1, Nx \rightarrow u_{Nx, Nx-1} = U$   
at  $i=Nx \rightarrow v_{Nx} = 0$

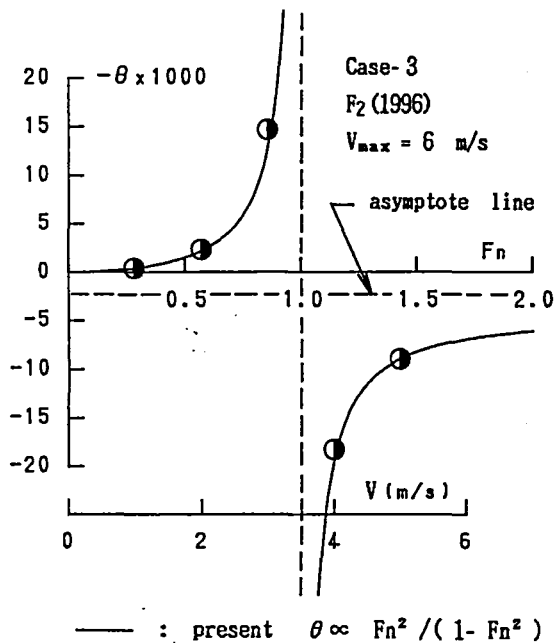


Fig.3-3(b) Free surface inclination

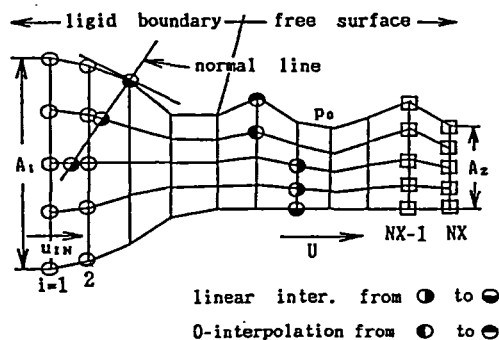
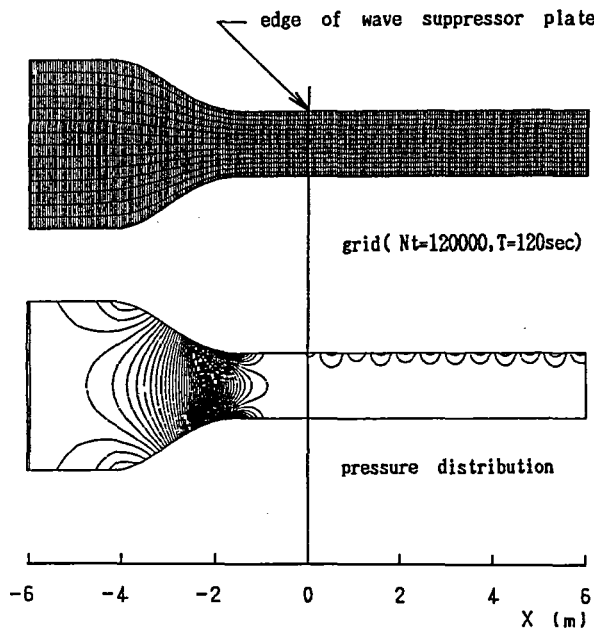


Fig.3-5 Treatment on boundary



Case-1  
initial level of f.s. :  $\Delta y_0 = 0.02$   
( $\Delta t = 0.001$ 、 $\alpha = 0.025g$ )

Fig.3-6(a) Grid and pressure (Case-1)

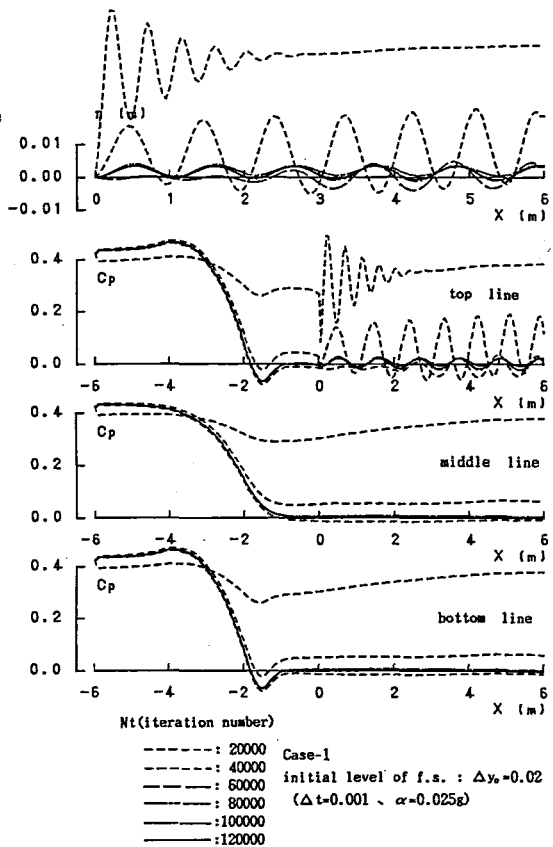
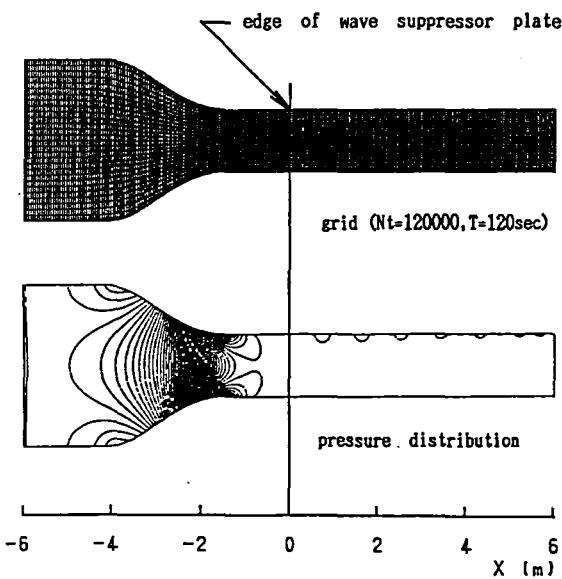


Fig.3-7(a) Calculated wave and pressure (Case-1)



Case-2  
initial level of f.s. :  $\Delta y_0 = 0$   
( $\Delta t = 0.001$ 、 $\alpha = 0.025g$ )

Fig.3-6(b) Grid and pressure (Case-2)

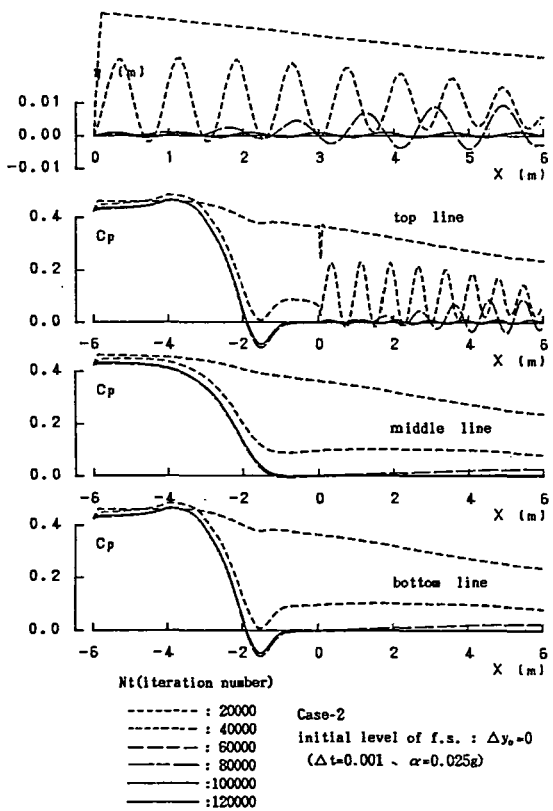


Fig.3-7(b) Calculated wave and pressure (Case-2)

## 第4章 測定部流れの実験的調査 —主に自由表面—

### 4-1. 緒言

第四世代型の自由表面は平滑で、一見すると自由表面の問題は解消して研究課題が存在していないのではないのかという印象を受ける。しかし第2章の予備調査によって、「定在波最小の条件」、「定在波の消滅」、「水面勾配が一定でない性質」、「水面勾配ゼロ条件」など未知現象の存在の可能性が判明した。これらの現象は、回流水槽試験の精度向上の可能性を示唆し、次世代技術の追究の観点から位置づけるべき課題である。

そこで本章では測定部流れのうち、自由表面に視点をあてた実験的調査の結果を述べ、前半では系統的な波形計測、模型船の位置移動による抵抗の計測により、定在波と水面勾配について見いだされなかった性質を示す。特に「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現のうち、定在波の消滅を実証し、ゼロ勾配の証明(第6章)のための知見を得る。後半では定在波と水面勾配の性質を応用して、船体抵抗試験の修正法を提案し、水槽の操作法の合理性を考察する。

本章の前半では、第一に制波板の角度と水量を厳密に設定し、波形を高精度で計測し、水面勾配成分のみ抽出する工夫を示す。また自由表面の二次元性を確認する。第二に制波板を水平、最適角度、下向きに設定し、水量を系統的に変えて波形を計測し、回流水槽の制御パラメーター(制波板の角度と水量)と定在波との関係を明らかにする。定在波最小の条件が存在するのか、定在波をどこまで小さくできるのか、第四世代型では定在波を消滅できるのかどうかを実証する。第三に系統的な波形計測の結果に対し、周波数解析により水面勾配の分布を抽出し、直線とする定説では説明できない形態にあることを示す。また水面勾配ゼロの条件が存在するかどうか、制波板の角度と水量を変えると水面勾配の分布がどうなるかなどの性質を明らかにする。第四に模型船を流れ方向に位置移動して船体抵抗を計測し、第四世代型では定在波の作用を消滅できるかどうか、水面勾配の作用の解明が重要かどうかを示す。また抵抗の変化から水面勾配に相当する物理量を提案し、この物理量によって水面勾配の性質を調べる。

後半では、第五に定在波と水面勾配の知見を応用し、船体抵抗試験における定在波と水面勾配の作用の実用的な修正法を提案する。第六に定在波と水面勾配の知見を用い、現行の操作法が合理的かどうかを考察する。

以上の内容は、定在波と水面勾配の検討項目(第2章の2-6.で既述)を骨子としている。すなわち検討項目は、①制波板の角度と水量の定在波に及ぼす作用の解明、②定在波最小条件の精査、③定在波消滅の実証、④水面勾配の形態、流速との関係の精査、⑤制波板の角度と水量の水面勾配に及ぼす作用の解明、⑥水面勾配を消滅するか水面勾配の作用から回避できる方法の模索、⑦水面勾配の船体抵抗に及ぼす作用の実用的修正法である。

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$  とする。波形の計測結果の表示では、エッジを原点に上方向を正として  $z$  で表示する。

### 4-2. 波形計測の要素技術の開発

第2章の予備調査によって新しい現象の存在の可能性が明らかになった。また第3章の

レベルの計算では自由表面の性質を求めることが困難で、精密で系統的な実験による調査が必要である。そこで制波板の角度と水量を厳密に設定し、波形を高精度で計測できる工夫を試みた。制波板の装置を改造し、手動で任意の角度に簡単に設定できる機構にし、調整方法に曳航水槽のレール調整の技術を導入することにより制波板エッジの横方向の直線性を $\pm 0.1\text{mm}$ の精度で設定を可能にした。回流水槽の波面はサージングと乱れを伴うため、計測時間を変動周期より長くして計測精度の向上を図った。波高が微小で、計測レールの精度と同オーダーのため、計測した波形からレールの上下の変動量を差し引く方法を採用した。水量の増減量をピーカーで調整する方式とし、水量の設定を厳密にし系統的な計測に備えた。詳細を付録B.の前半に記す。

第2章の2-3. (Fig. 2-8) で示したように、水面勾配の絶対値が小さいため、仮に定在波を小さくして波面を計測しても、水面勾配の分布は波面の傾斜の成分が介在して波状になり、水面勾配だけを抽出することは困難である。すなわち水面勾配のみ抽出するには、定在波を小さくすることが必要条件であるが、その上で解析的な方法で定在波の成分を除去しなければならない。

本研究では周波数解析の適用を試みた。波高を有限フーリエ近似で周波数解析する。定在波の波長は線型理論で表現でき、流速で一意に決まり、スペクトルはこの波長に相当する成分で集中的に卓越し、長周波の水面勾配の成分と区別できる。そこでインパルス状の定在波成分を除き、残りの長周波成分のみ用い、逆変換で波形を計算する。次に再生した波形を微分して面勾配 $\theta_n$ の分布を解析的に取り出す。以下の図(Fig. 4-3, 4-8, 4-10)の結果及び下図(Fig. 4-1, 4-5, 4-7)における「by present method」は本解析による。実験では計測の直後に本解析による確認を優先した。しかし当時のパソコンの能力ではフーリエ解析の適用が困難で、この事情により有限フーリエ近似を用いた。詳細を付録B.の後半に記す。なお系統的な波形計測結果を示す図(Fig. 4-3, 4-5, 4-7, 4-8, 4-9, 4-10)において、T, R, M, Sを頭につけた番号は系統的実験の実験番号に相当し、同番号は共通のデータを意味する。

以上の準備の後、自由表面の二次元性を確認した。測定部中心線上の波形で議論する場合、計測位置を横方向に変えても波形は同じとする、すなわち二次元性の保証が必要である。そこで流速 $1\text{m/s}$ において制波板の角度と水量を波高最小の条件(下記のM状態)で設定し、横方向の位置を変えて波形を計測した。これより得た波形、波高、水面勾配をFig. 4-1, 4-2, 4-3に示す。波高、水面勾配の値が小さいため横方向の変化は無視できないが、水面勾配の形が共通していることより二次元性に問題はなく、中心線上の分析で可能と判断した。

#### 4-3. 波形の系統的な計測と定在波の性質

第2章の2-3.の予備調査で制波板の角度と水量が自由表面に強い作用を及ぼすことを示した。この事実は以前より指摘されてきたことであるが、以上の二パラメーターを系統的に変えて波形を計測し、定在波と水面勾配の性質を調べた例はない。そこで上記4-2.で開発した技術を用いて系統的な波形の計測を試みた。

代表流速を $1\text{m/s}$ として、この条件を固定した。二パラメーターのうち、制波板の代表角度を決めるため、任意の角度において水量を変えて波形を計測し、波高最小の値を求めた。波高と制波板の角度の関係をFig. 4-4に示す。横軸の $\alpha$ は制波板の角度(下向きを正)

で、制波板を意図的に下げた状態(S:  $\alpha=0.66^\circ$ 、制波板の幅は510mm、制波板のエッジは水平より5.9mm下)から水平状態(R:  $\alpha=0$ )までの領域における変化を表している。波高最小の条件は図中のM状態で、下向きに $\alpha=0.33^\circ$ 、制波板エッジは水平より2.9mm下がる。第四世代型の波高のレベルを本結果より1m/sで0.3~0.5mmとし、この観点から0.5mm以下の領域を定在波の最小域とすると、制波板の設定角度は $0.1\sim 0.55^\circ$ となり、水平より0.9~4.9mm下に相当するからバンド幅は広い。したがって定在波に対する目視観察によって、制波板を $0.1\sim 0.55^\circ$ に設定することは必ずしも困難とは考えられず、制波板の初期設定法として熟練者が水面を見ながら角度の設定を行う方法が技術的に可能であることを裏付けている。しかし逆の見方をすると本水槽では水深が1400mmで、これに対しエッジを $\pm 1.5$ mm以内に設定しなければならない条件でもあり、水量設定だけでなく出口条件(制波板の角度)も重要であることを意味している。

次に制波板の角度を水平(R)、最適角度(M)、意図的に下げた状態(S)に固定し、R、M、S状態において、水量を0.2mm単位(静止状態で設定)に系統的に変えて波形を計測した。計測より得た波形をFig. 4-5に示す。R状態では中央のR18で波高は0.67mm、M状態では中央のM25で0.24mm、S状態では中央のS7で1.15mmになり、波高が最小の状態になる。特に制波板の角度と水量が最適条件となるM25では、波高は消滅している。目視観察によれば、波長0.64m、波高0.24mm(模型船の設置領域 $1.5 < x < 4$ mの波形で定義)の波では山谷の縞状の模様がなくなり、もはや波として認められない。波高と水量の関係をFig. 4-6に示す。波高が流れ方向に一定でないので解析領域を変え、同図の上は模型船の設置領域における平均値で、下は制波板に近い領域の4波長の長さ( $0.43 < x < 3$ m,  $0.64 \times 4 = 2.56$ m)に対する波高の平均値である。 $\Delta h$ はR、M、Sのエッジと静止水位までの距離である。また同図の $H_w - \Delta h$ 曲線について、鈴木らは二次元の滑走艇理論を用いて双曲線の漸近線で表現できることを証明<sup>33)</sup>したが、ここでは便宜的に放物線でフェアリングした。制波板の角度にかかわらず波高最小の条件が存在する

#### 4-4. 水面勾配の性質

##### 1) 波形で定義する水面勾配の考察

系統的な波形計測の結果に対し、周波数解析により水面勾配の分布を抽出し、その性質を述べる。なお回流水槽の分野において水面勾配の分布を検討した事例は皆無である。R、M、S状態における波高の最小時の水面勾配をFig. 4-7に示す。同図に示す「conventional method」は従来法で(第2章の2-3.で既述)、模型船長の領域に対し直線補間で水面勾配を求め、船首位置( $x_{FP}$ )を流れ方向に移動したと仮定したときの分布で、「present method」は上記4-2.で述べた周波数解析で定在波の成分を解析的に除去した結果である。水面勾配の値が微小のため、定在波の波高が1mm以内であっても水面勾配の分布は波状になる。しかし定在波成分の除去により、 $x_{FP} < 1.5$ mでプラス、 $x_{FP} = 1.5$ mでゼロ、 $x_{FP} > 1.5$ mでマイナスになり、水面勾配ゼロの条件の存在が歴然としている。

次に制波板の角度の水面勾配 $\theta_n$ に及ぼす作用を考察する。Fig. 4-7に示す周波数解析の結果ではR、M、Sは同特徴にあり、角度を変えても $\theta_n$ は急変せず、ゼロ勾配の位置も変わっていない。したがって制波板の角度は水面勾配に作用しないことが結論できる。

他方、水量の水面勾配に及ぼす作用を考察する。系統的な波形の計測結果(Fig. 4-5)に

対し、R、M、S 状態において最適水量を中心に 0.2mm ピッチで水量を変えた時の水面勾配を Fig. 4-8 に示す。R、M、S 状態で共通してプラスからマイナスになる全体形は得られているが、水量を変えることにより水面勾配の絶対量は幅を伴う。そこで  $\theta_n$  の再現性を調べるため、M 状態において同水量に対する波形計測を 3 回おこない、収束の具合を調べた。この結果を Fig. 4-9 に示す。この場合、連続で計測を繰り返すだけでなく、水量設定を逐一やり直す条件を加え水量設定の誤差影響を含む評価とした。しかし水面勾配の分布は微分の性質をもち、絶対量が小さいこともあり、同水量でも同図に示す誤差を伴う。この観点から Fig. 4-8 を評価すると、水量の水面勾配への影響は小さいと判断できる。比較のため周波数解析によらず、直線補間で得た M 状態の結果を Fig. 4-10 に示す。Fig. 4-5 (b) と比べると、定在波の作用の介在により水面勾配の分布と水量の作用のあり方を見いだすことはできず、水面勾配の抽出とその性質の調査のために本解析法が有効である事実を示している。

ここで水量の作用として、自明ながら増分量は測定部の水位変化を与える。しかし循環路内で大気に開放されている箇所は測定部だけでなく、気泡の除去用の装置が測定部後方の第一コーナーに設けられ、この装置内で大気に接している面積は測定部と同オーダーで、増分量のすべてが測定部の水位変動につながる保証はない。そこで確認のため Fig. 4-5 (b) の波形を用い、水量の設定量と波形を x 方向に積分した値を比較した。この結果を Fig. 4-11 に示す。R、M、S 状態で概略一対一の関係にあり、付加水量は測定部の水位変動に直結する。ただし水面勾配の分布は変わらない。

## 2) 船体の移動による船体抵抗の計測

制波板の角度と水量の船体抵抗に及ぼす作用を明らかにするため、二パラメーターを変え、模型船を計測装置ごと流れ方向にトラバースして抵抗を計測した。波形から得られる  $\theta_n$  とは別に、抵抗の変化より水面勾配  $\theta_w$  を定義し、 $\theta_w$  の性質を調べた。水面勾配が微小であっても抵抗には有意に作用する性質にあることを第 2 章 2-6. で述べた。試験精度は抵抗で評価すべきであるから、船体抵抗から水面勾配を抽出できれば直截な検討ができる。

最初に供試模型として Series 60 の模型船 ( $C_B=0.6$ 、 $L_{pp}=2.5\text{m}$ ) を用い、制波板を R、M、S 状態にし、波高最小の水量設定の他に意図的に水量  $\pm 1\text{mm}$  の変化を与え、模型船の移動に伴う抵抗の変化を計測した。最適な M 状態では 0.5mm 減じた条件を加えた。この結果を Fig. 4-12 に示す。 $C_t$  は模型船の後方への移動に伴い直線的に増加する。第 2 章の 2-4. の予備実験の結果 (Fig. 2-12) と対応する。平均値を中心に  $C_t$  が波状になる現象について、 $C_t$  の波長は定在波の波長 (0.64m) とオーダー的に一致していることより、定在波の作用によると判断できる。しかし R、M、S 状態における定在波を最小とする最適水量では、 $C_t$  の振幅は  $C_t$  の増加量に比べ無視できるレベルである。

再度、Fig. 4-12 をみると、R、M、S 状態ともに最適水量より水量を減じた条件で定在波の作用は小さくなっている。特に制波板の角度と水量が最適状態にある M では、最適条件より水量 0.5mm 減少で定在波の作用は完全に消滅している (Fig. 4-12 (b) の上から三番目、○マーク)。代表流速 1m/s に限定した指摘になるが、回流水槽で計測される船体抵抗に定在波の成分を完全に取り除くことが可能である。ただし波高最小の条件 (上から二番目) でなく、0.5mm 減じた状態 (上から三番目) で最適になる。このことは定在波を評価関数とするときと、抵抗を評価関数とするときの最適条件が異なることであり、流れと模型との相互

干渉の介在の可能性によると指摘できるが、明確な理由は不明である。水槽の操作の観点から、流速 1m/s で水量 0.5mm の修正は必ずしも無視できるオーダーでない。水量設定を機械化する場合に、水量の検定が必要であるが、任意の流速における最適水量を波形の計測より求め、この結果に模型の作用量の修正を要し、今後の課題として修正量と流速との関係、修正量と模型船の主要目との関係を明らかにしなければならない。

全抵抗係数  $C_t$  の変化として、Fig. 4-12(a)、(b)、(c) に対し二次曲線の最小二乗法を適用し、これより得た結果を Fig. 4-13 に示す。R、M、S 状態で平均線は同じで、それぞれの状態で水量を増減しても抵抗の増加傾向は変わらず、これより制波板の角度と水量の船体抵抗に及ぼす作用は同一である。

### 3) 船体抵抗の変化で定義する水面勾配の考察

次に抵抗の変化より水面勾配  $\theta_e$  を求める。水面勾配の船体抵抗に及ぼす作用は、模型船領域の傾斜である水面勾配  $\theta_n$  を用い、浮力の水平成分で表して(4-1)式で表現<sup>16)</sup>できる。ここで  $R_{tm}$  は水面勾配の影響の入った抵抗、 $R_t$  は水面勾配の作用を修正した値、 $\Delta$  は模型船の排水量である。 $\theta_n$  は船体影響のない流れ特性で、公称伴流係数がプロペラの作用の介在しない物理量であることと対比させ、仮に公称水面勾配と名づけ  $\theta_n$  を接尾辞としている。

他方、流体力から水面勾配  $\theta_e$  を定義し、Fig. 4-13 に示す抵抗の変化より抽出を試みた。ここで接尾辞  $_e$  は有効伴流係数にならない、船体とプロペラの干渉問題と同様に回流水槽の流れと模型船との干渉影響を表している。 $\theta_e$  は(4-1)式を参考に(4-2)式で表現できるとする。 $C_{tm}$  は水面勾配の影響の入った抵抗係数、 $C_t$  は水面勾配の影響の介在しない基準値である。 $S$  は浸水面積、 $L$  は模型船長である。 $C_t$  の定義について、 $\theta_n$  の分布で  $x_{pp}=1.5m$  でゼロになるので(Fig. 4-7)、 $x_{pp}=1.5m$  における  $C_{tm}$  を水面勾配の作用が介入していない値と仮定して  $C_t$  とし、(4-2)式より  $\theta_e$  の分布を求めた。この結果を Fig. 4-14 に示す。上記 4-4. における  $\theta_n$  分布の結論と同様、制波板の角度と水量を変えても水面勾配  $\theta_e$  は変わらない。

$\theta_e$  と  $\theta_n$  とを比べると、 $x_{pp}<1.5m$  は差がなく、 $x_{pp}>1.5m$  のマイナスでは  $x_{pp}=3.0m$  近傍で少し  $\theta_e$  が大きい。模型船と流れとの干渉により水面勾配が増加するとする推察より(附録の C.)、 $\theta_e$  が  $\theta_n$  よりも小さくなることを期待したが、必ずしもそのような傾向にない。この追究は今後の課題である。 $\theta_e$  の定義と抽出は事例のない試みであり、ここでは  $\theta_e$  と  $\theta_n$  のオーダーが一致した結果を得たことで十分とする。

$$R_t = \frac{R_{tm}}{\cos(\theta_n)} - \Delta \sin(\theta_n) \quad (4-1)$$

$$\theta_e = \frac{SL}{2\Delta} F_n^2 (C_{tm} - C_t) \quad (4-2)$$

### 4-5. 水面勾配の船体抵抗に及ぼす作用の実用的修正法 -一定在波が無視できる場合-

抵抗の変化から定義した  $\theta_e$  の応用として、船体抵抗試験における水面勾配の修正を試みた。第 2 章において模型船の移動に伴う抵抗の変化を計測した結果(Fig. 2-12)に対し、上記 4-4. の 3) と同じ方法により流速 7 点における  $\theta_e$  を求めた。この結果を Fig. 4-15 に示す。他方、第 2 章において標準模型(Series60、 $C_B=0.6$ 、 $L_{pp}=2.5m$ )を用い、標準の  $x_{pp}=1.5m$



以外に船首位置を変え、 $x_{FP}=0.5, 1.0, 2.0, 2.5, 3.0\text{m}$  の都合 6 箇所抵抗試験を実施し、Fig. 4-16 を得た。本実験では制波板の角度と水量は最適状態にある。したがって自由表面の定在波は小さく、水面勾配の作用のみ異なり、水面勾配が Fig. 4-16 における  $C_t$  のばらつきを誘発していると予想できる。

そこで Fig. 4-15 の  $\theta_e$  (実線で示す平均値) を用い、(4-3) 式で Fig. 4-16 の  $C_t$  を修正した。この結果を Fig. 4-17 に示す。ばらついていた値が概略収束している。この結果、Fig. 4-16 の抵抗のシフトの原因が水面勾配であること、 $\theta_e$  を有効利用できる事実が得られている。第 3 章で述べたように、水面勾配の形態は測定部の幾何学的形状で決るので、水槽によって異なる可能性がある。しかし、あらかじめ Fig. 4-15 に示す  $\theta_e$  の分布を求めておけば、(4-3) 式の適用により簡便に水面勾配の修正ができる。

$$R_t = \frac{R_{tm}}{\cos(\theta_e)} - \Delta \sin(\theta_e) \quad (4-3)$$

#### 4-6. 定在波と水面勾配の抵抗に及ぼす作用の実用的修正法 -定在波が無視できない場合-

##### 1) 水量と模型船の位置を系統的に変えた船体抵抗試験

制波板を最適角度の M 状態にし、各流速で波高最小とする水量設定として抵抗試験を行った。水槽の操作は自動技術(付録 A.)による。このため人為的な誤差影響は介在しない。上記 4-5. と同じ模型を用い、設置位置を  $x_{FP}=1500\text{mm}$  とした。次にスタンド状態において静止水位で  $\pm 1\text{mm}$  の水量の増減を加え、意図的に波高を大きくして抵抗試験を実施した。これより水量は全流速において最適水量よりも  $\pm 1\text{mm}$  分変化している。この条件では流速  $1\text{m/s}$  で波高  $2\text{mm}$  となり (Fig. 4-5(b) の M34 (同図の最上)、M38 (同図の最下) に相当)、全流速で定在波が顕著に認められ、第二、第三代型のレベル<sup>28), 13)</sup>にある。

抵抗試験の結果を Fig. 4-18 に示す。形状影響係数  $K$  の水量による変化は小さい。しかし全抵抗係数  $C_t$ 、造波抵抗係数  $C_w$  とともに水量の影響を強く受ける。すなわち  $F_n < 0.25$  の低中速域で抵抗の凸凹の変化が著しく、 $F_n > 0.27$  の高速域でも差が明瞭になる。 $F_n = 0.20$  では流速は  $1\text{m/s}$ 、定在波の波長  $\lambda$  は  $0.64\text{m}$  で約  $1/4L_{pp}$  となり、このような短波長の条件下では流速と水量を少し変えるだけで定在波の模型船に対する位相が大きく変わり、これによって  $C_t$  に凸凹が生ずる。 $F_n = 0.27$  では水量の変化にもかかわらず  $C_t$  は急変しない。その理由として  $F_n = 0.27$  では流速は  $1.34\text{m/s}$ 、 $\lambda$  は  $1.2\text{m}$  で概略  $1/2L_{pp}$  となり、定在波の位相影響から開放されていることによる。ここで示す水量を変えた 3 例は、すべて  $x_{FP}=1500\text{mm}$  の条件にあるので、水面勾配の作用を伴わず、定在波の作用のみ取り入れた結果とみてよい。

次に船首位置を  $x_{FP}=1000, 2000\text{mm}$  に変え、水量を先と同様に最適にした場合、静止水位で  $\pm 1\text{mm}$  増減した状態で抵抗試験を行った。この方法によれば意図的に定在波のみならず水面勾配の作用を重ね合わせることができる。測定部内の 3 箇所水量を 3 例変えて得た都合 9 例の抵抗試験結果を Fig. 4-19 に示す。いずれも  $C_t$  は低速で凸凹し、 $F_n = 0.27$  近傍で水量の影響を受けず、 $F_n > 0.27$  の高速域では水量を増加すると  $x_{FP}=1500\text{mm}$  で高く、逆に  $x_{FP}=1000, 2000\text{mm}$  で低くなる。この特徴は定在波の位相影響によるが、次の 2) における証明をその根拠とする。

他方、低速における  $C_t$  の幅は、Fig. 4-19 が Fig. 4-18 に比べ大きい。その理由は水面勾

配の作用によるが、この証明も次の2)で明らかにする。 $\theta_n$ を比較すると(Fig. 4-14)、 $x_{FP}=1000, 2000\text{mm}$ は $x_{FP}=1500\text{mm}$ に対し、代表流速(1m/s、 $F_n=0.20$ に相当)で $\pm 0.05 \times 10^{-3}$ の差になる。この値は極めて微小である。しかし $C_t$ に歴然と作用する。既述と重複するが(第2章の2-6.、第3章の3-4.)、回流水槽試験の精度向上の観点より、水面勾配が避けることのできない課題であることが明らかである。

## 2) 定在波と水面勾配の実用的な修正法

水面勾配と定在波影響の船体抵抗に及ぼす作用の実用的な修正法を開発した。まず水面勾配のみの修正を上記4-5.の方法で行う。ここで4-4.で示した水量を系統的に変えた実験で、水量の $\theta_n$ への作用が認められない性質にあることを見いだした。この根拠をもとにFig. 4-19においても、水量の変化に対し水面勾配は変わらないと仮定し、 $\theta_n$ を用い(4-3)式で修正する。これより得られた結果をFig. 4-20に示す。

次にFig. 4-20に対し定在波の作用の修正を試みる。 $F_n=0.33$ の $C_t$ の変化を水量の大小別にFig. 4-21に示す。これは水面勾配の修正を行った結果であるから、この平均値はシフトせず、定在波影響はFroude-Krylov力の仮定を根拠に正弦波状であると仮定して $C_t$ を(4-4)式で表す。ここで未知数は定在波影響の変動量 $\Delta C_{FK}$ 、位相 $\varepsilon$ 、求めたい抵抗係数 $C_{t0}$ で、 $F_n$ 数、水量別に(4-4)式適用の最小二乗法により $C_{t0}$ を推定する。 $\lambda_{ct}$ は制限水路影響、定在波と船体との位相の作用を受けることが考えられるが、 $\lambda_{ct}=2\pi V^2/g$ で定義する。これより得た $C_{t0}$ をFig. 4-22に示す。なお $C_{t0}$ は定在波と水面勾配の作用を除去した値である。

水量最適、水量増減の3例に対して以上の手順によって水面勾配と定在波の抵抗への作用を修正した。この結果、大きく異なっていた値が一致し(Fig. 4-19のバラツキがFig. 4-22に収束)、修正は妥当であったと考えられる。ただし $x_{FP}$ を全 $F_n$ 数においてピッチを500mmで一定としているが、この値は $F_n=0.25$ の定在波の波長に相当する。したがって波長が全体の移動量よりも小さくなる $F_n < 0.25$ の低速域では、Fig. 4-23に認められるように妥当な修正ができない。Fig. 4-19の $F_n < 0.25$ で収束しない原因は、移動量が大きすぎることにあり、 $F_n$ 数別にピッチを変える必要がある。しかしそれは原理上の本質的な問題ではない。本方法によれば、波高を用いる必要がない点で効率的である。すなわち模型船を外して流速毎に波形を計測して $\theta_n$ を求め、 $\theta_n$ 修正とFroude-Krylov力の計算による従来法は非効率で実用的でない。さらに単に効率の観点だけでなく、本修正法は模型船の排除影響を含む $\theta_n$ を用いているため、排除影響を含まない $\theta_n$ による方法<sup>16), 28)</sup>より合理的である。

$$C_t = \Delta C_{FK} \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_{ct}} x_{FP} + \varepsilon\right) + C_{t0} \quad (4-4)$$

## 4-7. 操作法の考察

回流水槽の操作では、主流速をインペラーの回転数で、水面近傍の均一化を水面加速ローターの回転数で制御する。この他に流速ごとに定在波を最小とする条件で水量を調整する。以前より水量の機械設定技術の開発<sup>7)</sup>が試みられている。しかし制波板から流出する第一波の山谷の変化を指標に、すなわち測定部上流の自由表面の観察によって給排水し、水量を設定する方法が一般的である。制波板の角度も、初期調整の時に代表流速において

波高最小の条件で設定する。この場合も目視法による。曳航水槽では制御パラメーターが曳引車の速度だけである。これに対し回流水槽では設定パラメーターの数が多く、制波板と水量の調整の方法に認められる技能に頼るところが多い。しかし波高最小を評価関数とする条件で制波板と水量の設定を行う現行法は合理的であると考えられる。その理由を次に述べる。

定在波は制波板の角度と水量で決まるが、二パラメーターを変えても水面勾配は急変しない性質を指摘できる(本章の4-4.)。このため船体抵抗に大きい作用を与える定在波と水面勾配について、水面勾配の変化を考慮する必要がなく、定在波に対してのみ波高最小の条件で制波板の角度と水量を決めればよく、これによって操作を単純化できる。他方、制波板の調整では、代表流速を1m/sとするのが一般的であるが、最適な角度が高速と低速で同一の保証はない。しかし第2章のFig. 2-7が示すように、排水量型の流速域に限ってではあるが、流速を変えても波高の最小値は大きく変わらず、第四世代型ではオーダー0.5mmのレベルに収束できる。したがって代表流速で制波板の角度を決めておけば、他の流速でも波高最小の状態を保つことができる。このように制波板と水量の設定の手順、手法に技能的な色彩の強い要素が多く、このことが回流水槽試験の信頼性を欠く根拠になるかのような錯覚を受ける場合もあるが、現操作法は物理現象の基本特性を反映した合理的な方法であると結論できる。

水面勾配の水量に対する依存性が少ない事実は、回流水槽試験の再現性の観点からも重要である。水面勾配は急変しないのであるから波高を最小とする条件が満たされていれば、熟練者の目視法、すなわち数量化に頼らない方法であっても計測される流体力の再現性を妨げる制約になりにくい。

再現性は試験精度の点でも重要である。ここで回流水槽試験の精度の向上に要する課題として、①回流水槽特有の現象による問題、②小型の模型試験に伴う問題、③再現性が十分でないことによる問題に整理できる。①は定在波、水面勾配、流速分布、乱れ、サージングの作用で、それぞれの現象を小さくする技術、それぞれの現象の作用から回避できる技術、それぞれの現象の作用に対する合理的な修正法によって対処しなければならない。②として小型の模型試験に伴う計測精度の問題、尺度影響、制限水路影響があげられ、それぞれは回流水槽だけの問題でなく、曳航水槽における小型の模型試験にも伴う問題である。しかし回流水槽では模型を大型にすると、blockage比が極端に大きくなる傾向になる点で曳航水槽となる。③は再現性能と表現すべき問題である。

本研究は①のうちの基本性能(定在波、水面勾配、水面近傍流速の均一性)の向上を目的としているが、本考察によれば現行法で再現性は保証され、それは③を満足することと等価であるから、この結論は精度向上にも寄与する。回流水槽では流速分布の不均一性に加え、定在波と水面勾配を伴い、インペラーとローターの回転制御の他に制波板の角度調整、水量の制御を要し、このような複雑な要因が関係して信頼性に欠けるかのような印象を受ける場合がある。しかし本考察で操作法の合理性と再現性の得られていることが明らかになった。本研究の目標である「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」が実現できれば、信頼性に対する見方は大幅に変わることになる。

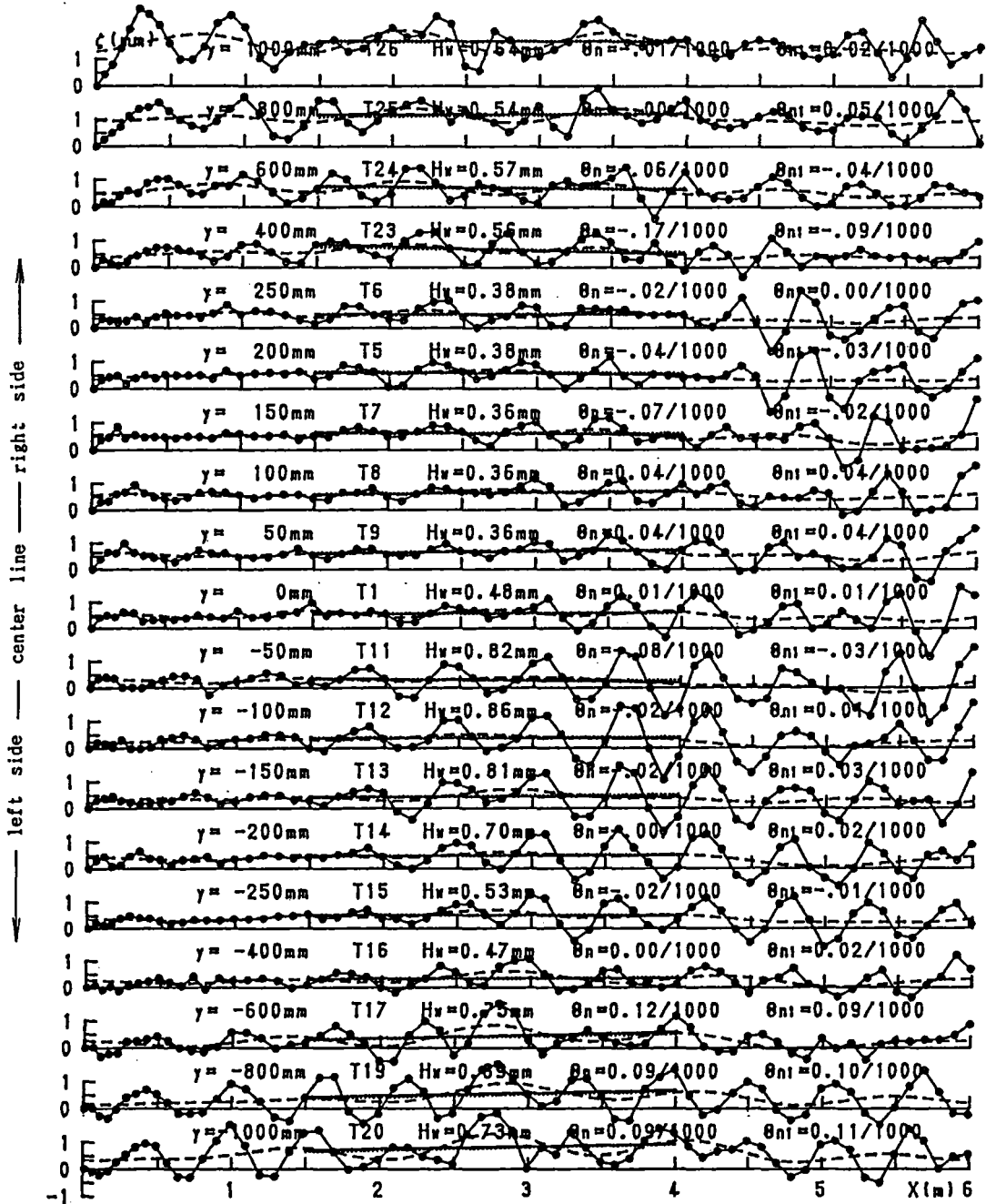
#### 4-8. 結言

第四世代型の自由表面の実験的調査を行い、以下の結論を得た。

- 1) 代表流速 (1m/s) で制御パラメーター(制波板の角度、水量)を系統的に変えた波形計測を行った。制波板の角度と水量は定在波の波高に強く作用し、定在波最小の条件が存在し、第四世代型では定在波は消滅できる。
- 2) 周波数解析により水面勾配の分布を抽出した。水面勾配は一定でなく、測定部の中央で膨れる形態にあり、定説では説明できず新しい展開が必要である。
- 3) 水面勾配の性質として、制波板の角度と水量は水面勾配の分布に作用しない。
- 4) 回流水槽で水面勾配の影響を除くことが可能である。本水槽では制波板から 1.5m 近傍に船首(模型船長 2.5m)を設定すればよく、その位置は速度によっても変化しない。
- 5) 模型船を移動して抵抗の変化を調べた。第四世代型では定在波の船体抵抗に及ぼす作用を消滅できる。しかし位置移動に伴う船体抵抗の増加現象が顕著である。
- 6) 定在波の波高を最小とする場合、定在波の抵抗に及ぼす作用を最小とする場合では、水量の最適条件は異なる。抵抗の観点からの最適水量は、代表流速 (1m/s) では定在波の最小条件より 0.5mm 減らさなければならず、模型船の作用を考慮しなければならない。
- 7) 制波板の角度と水量を変えても、模型船の移動に伴う抵抗の変化は変わらない。
- 8) 模型船の移動に伴う抵抗の変化より水面勾配  $\theta_0$  を提案した。 $\theta_0$  の分布形は、波形から抽出した水面配  $\theta_n$  と類似で、大きさも同オーダーである。
- 9) 意図的に水量を変えた船体抵抗試験を行った。水量  $\pm 1\text{mm}$  の変化で抵抗特性は顕著に変わり、定在波の低減、定在波の消滅の模索は重要である。
- 10) 意図的に模型船の位置を変えた船体抵抗試験を行った。水面勾配  $\pm 0.05 \times 10^{-3}$  の変化で抵抗特性は顕著に変わり、水面勾配ゼロの模索は重要である。
- 11) 船体抵抗試験における水面勾配の作用の実用的な修正法を開発した。水面勾配ゼロの条件を有しない水槽であっても、あらかじめ  $\theta_0$  の分布を求めておけば、本手法の適用により水面勾配の船体抵抗に及ぼす作用を合理的に修正できる。
- 12) 船体抵抗試験における定在波と水面勾配の作用の実用的な修正法を開発した。定在波と水面勾配が顕著に存在する水槽においても、あらかじめ  $\theta_0$  の分布を求めておけば、位置変更 (3箇所) による船体抵抗試験と本修正法で対処できる。
- 13) 定在波と水面勾配の性質を用いて、回流水槽の操作法が合理的であることを考察した。
- 14) 定在波と水面勾配の性質より、回流水槽試験の精度の向上に要する課題のうち、再現性が十分でないことによる問題は誘発しない。

M-condition ( $\alpha=0.33^\circ$ )

$U = 1.00$  m/s



$y$  : transverse length from center line of measuring section  
 $H_w$  : mean wave height to standard zone of 2.5 m ship model  
 $\theta_n$  : mean inclination to standard zone by conventional method  
 $\theta_{ni}$  : mean inclination to standard zone by present method  
 ——— : mean line by present method  
 - - - : mean inclination line by conventional method  
 - - - : mean inclination line by present method

Fig.4-1 Wave profile

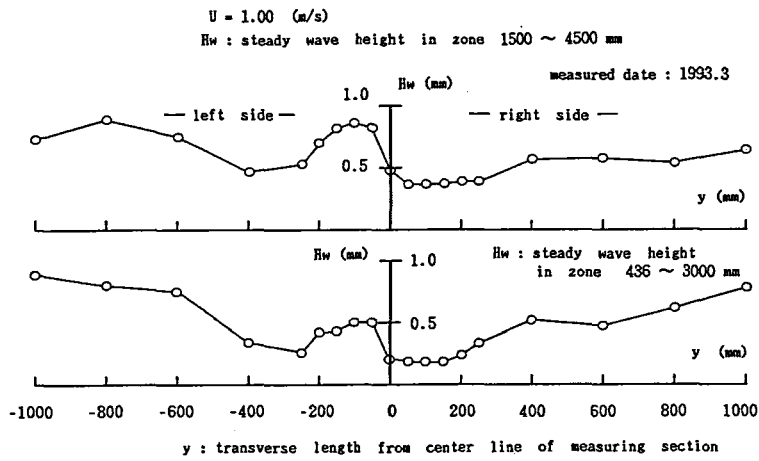


Fig.4-2 Steady wave height

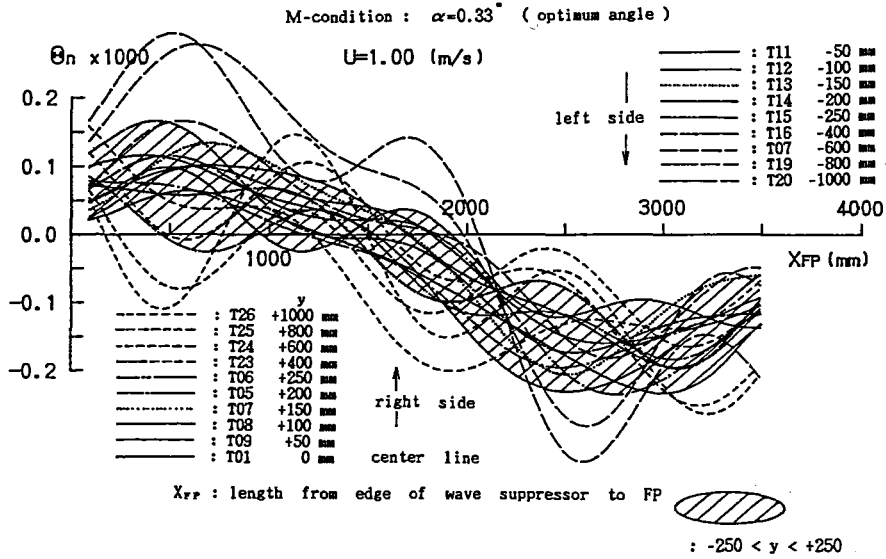


Fig.4-3 Free surface inclination

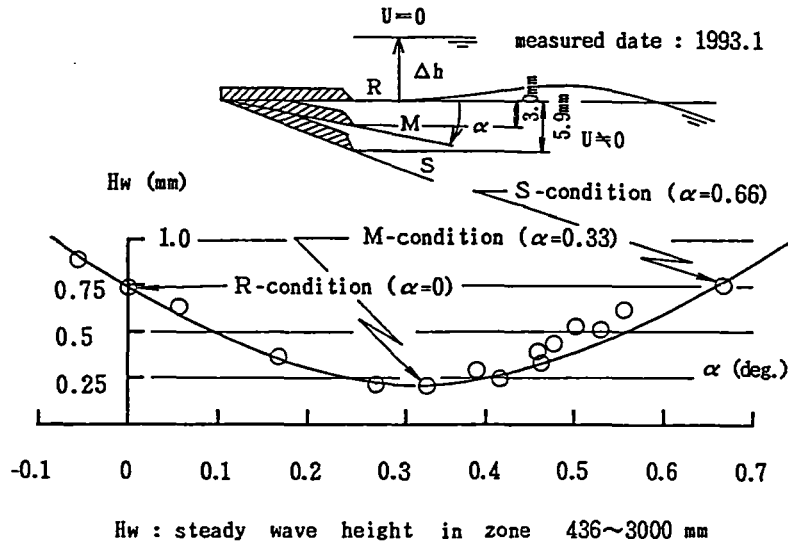


Fig.4-4 Steady wave height

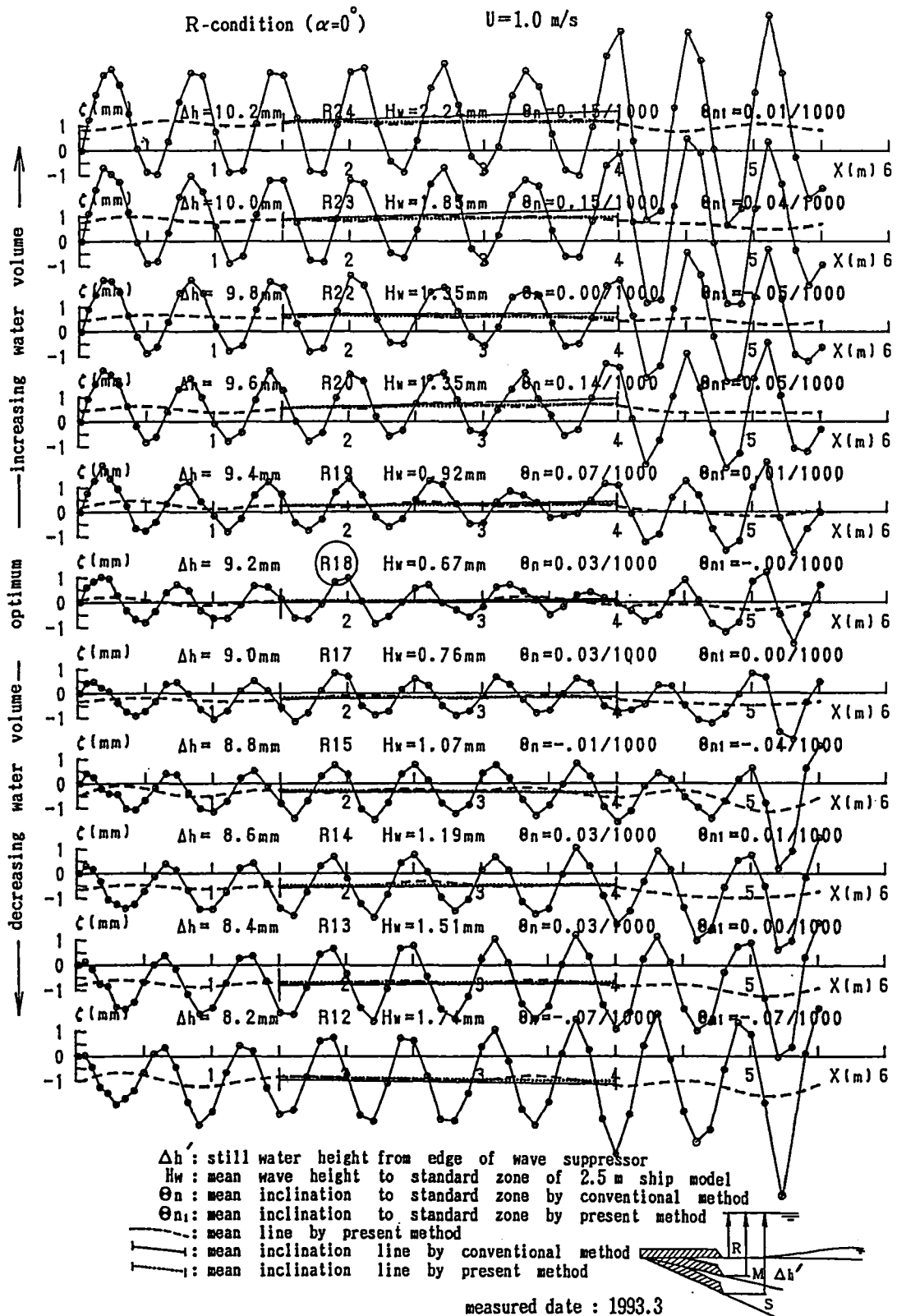
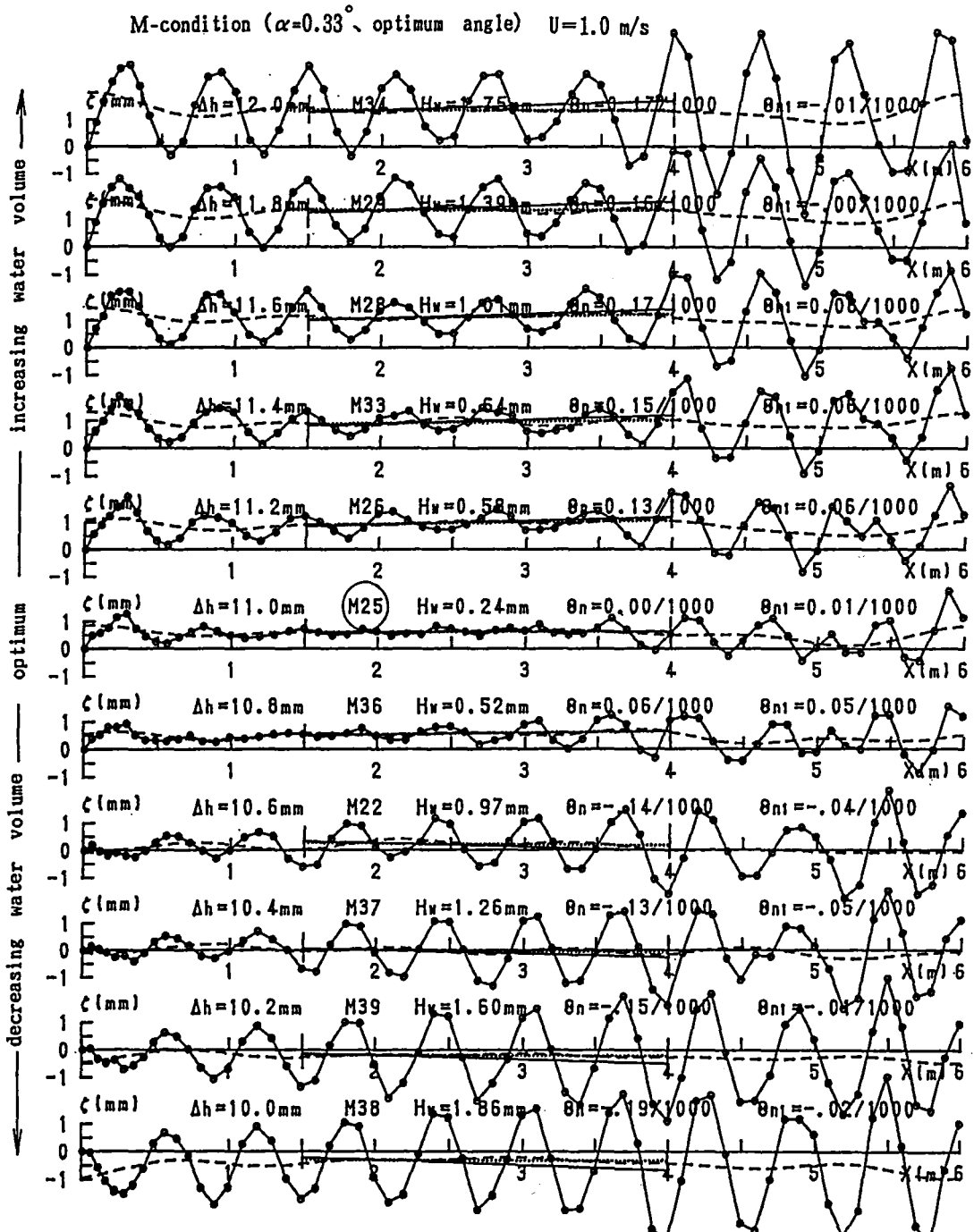


Fig.4-5(a) Wave profile (R condition)



measured date : 1993.3

Fig.4-5(b) Wave profile (M condition)



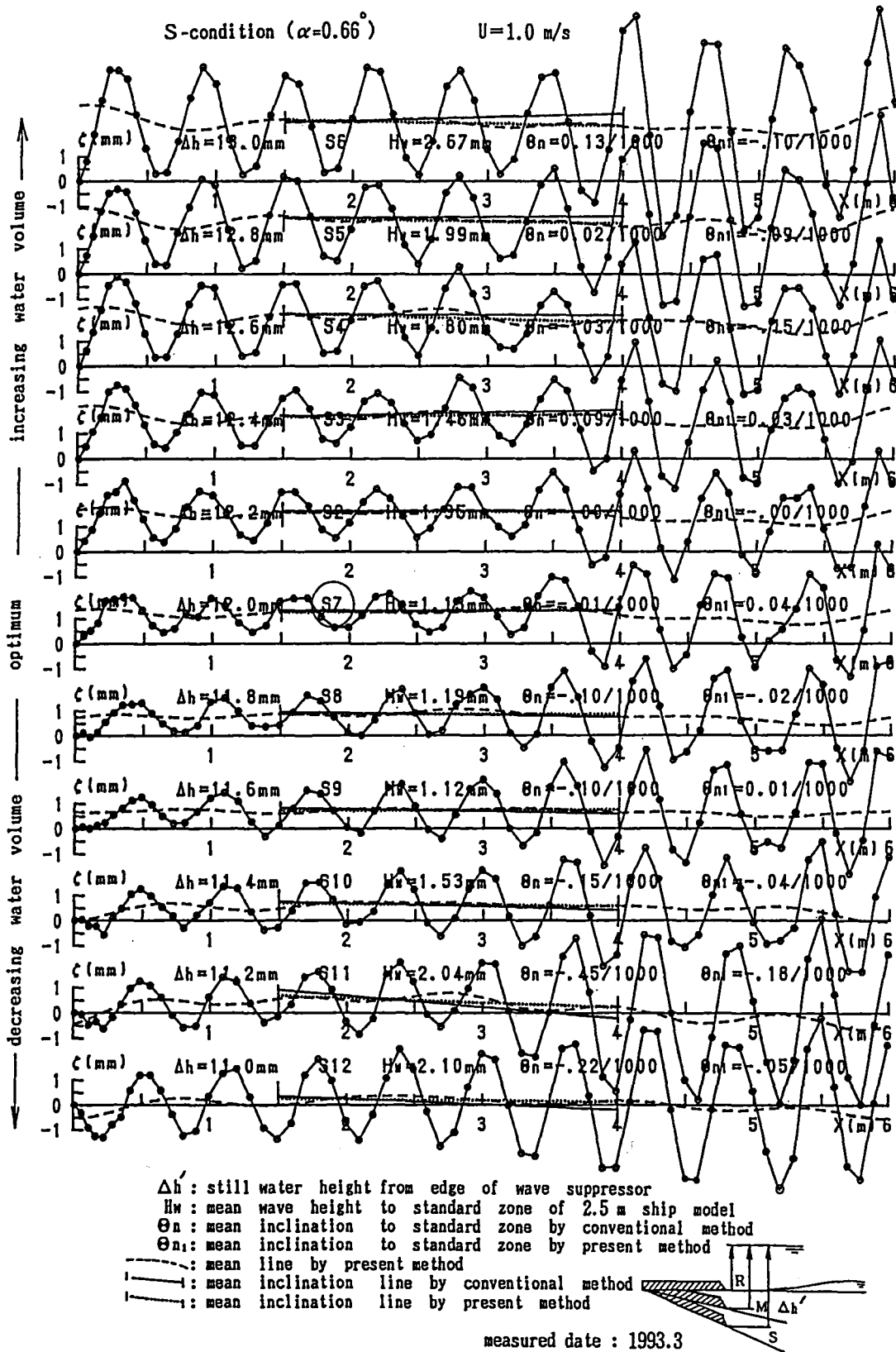


Fig.4-5(c) Wave profile (S condition)

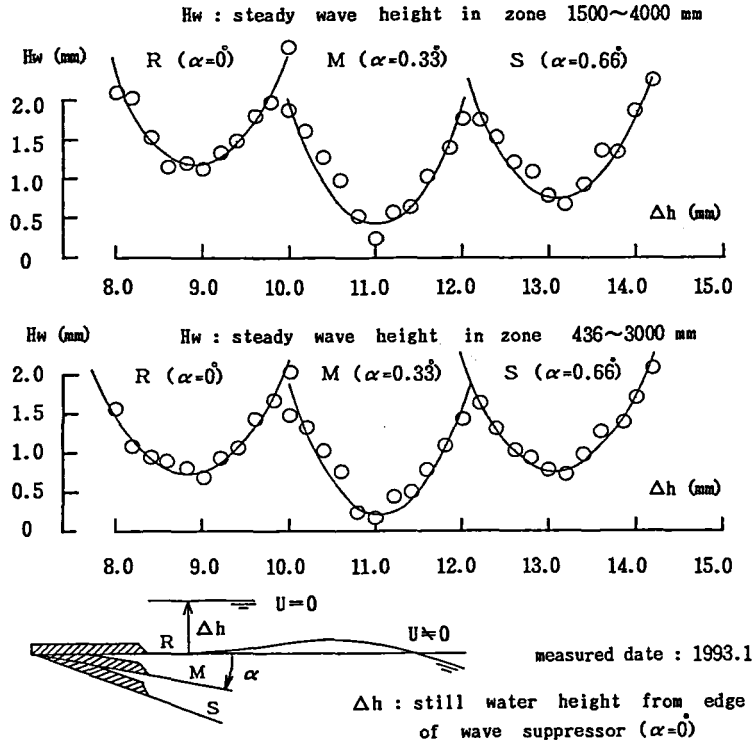


Fig.4-6 Steady wave height

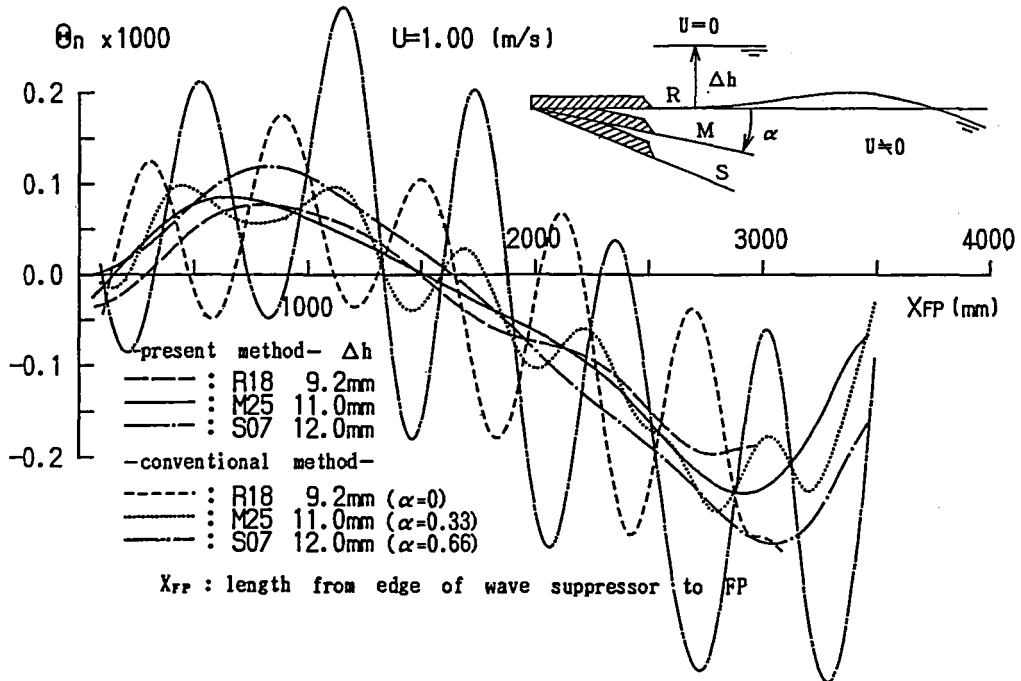


Fig.4-7 Free surface inclination (R, M, S condition)

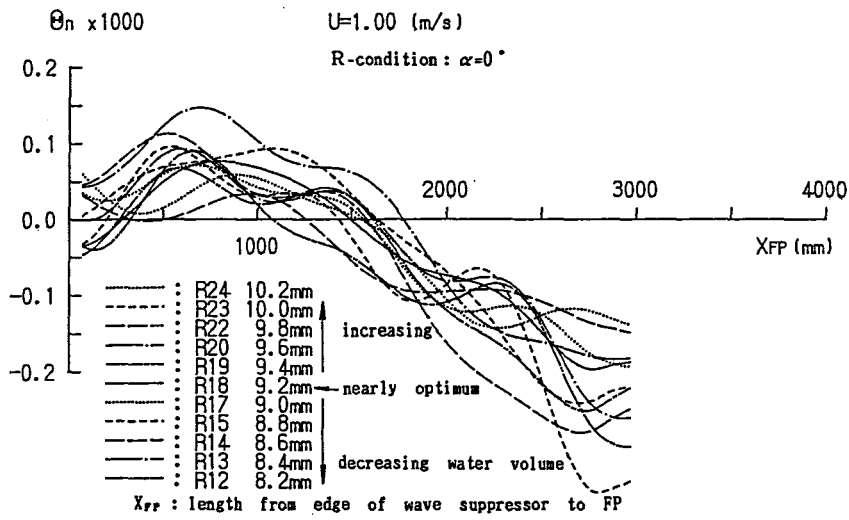


Fig.4-8(a) Free surface inclination (R condition)

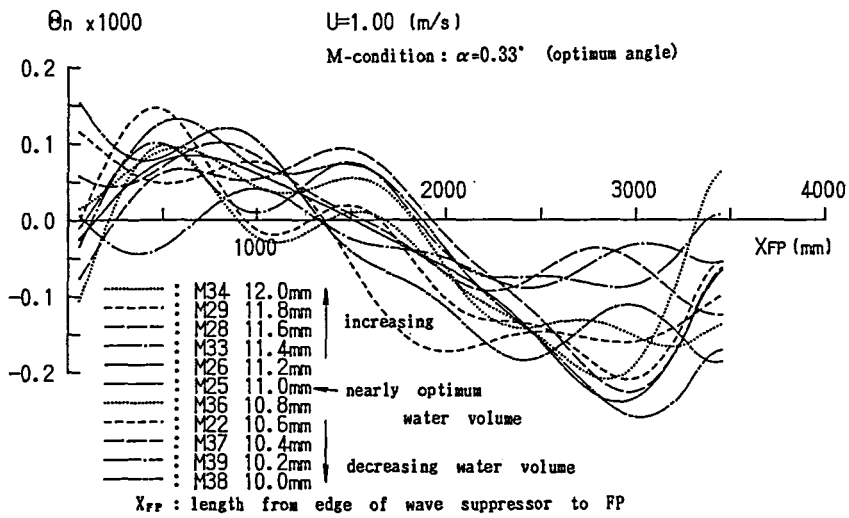


Fig.4-8(b) Free surface inclination (M condition)

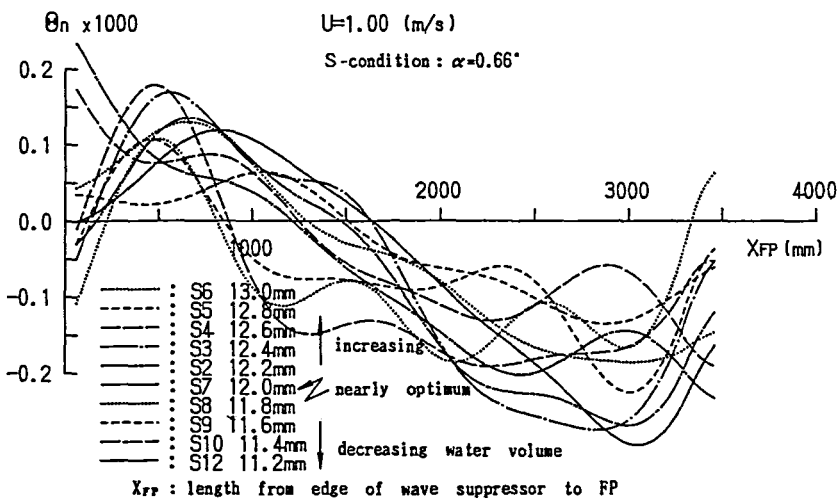


Fig.4-8(c) Free surface inclination (S condition)

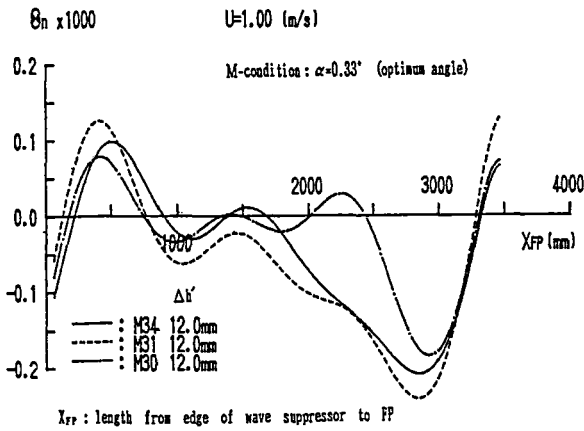


Fig.4-9 Free surface inclination (M condition)

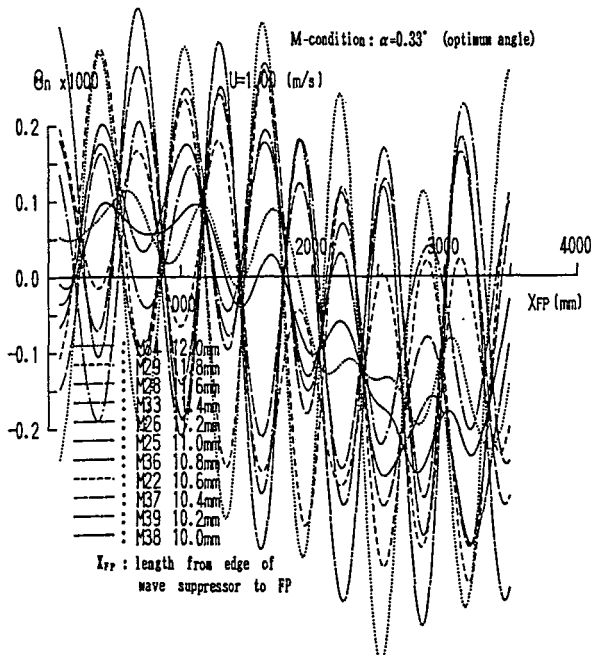


Fig.4-10 Free surface inclination (M condition)

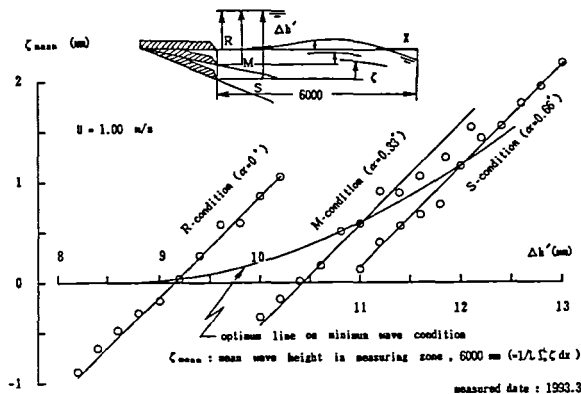


Fig.4-11 Added water volume

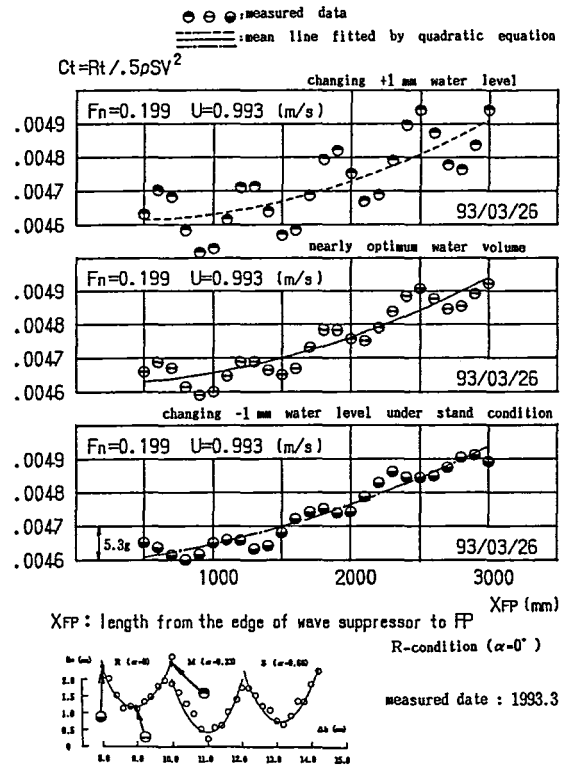


Fig.4-12(a) Resistance variation (R condition)

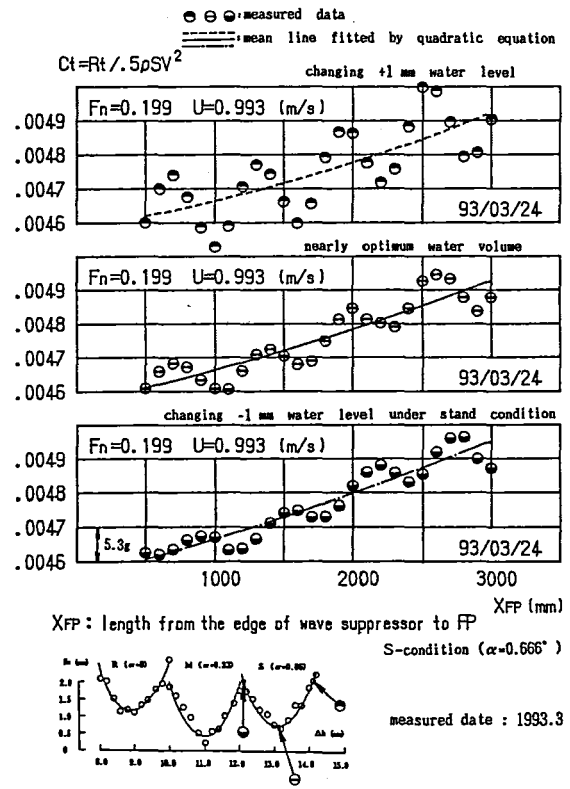


Fig.4-12(c) Resistance variation (S condition)

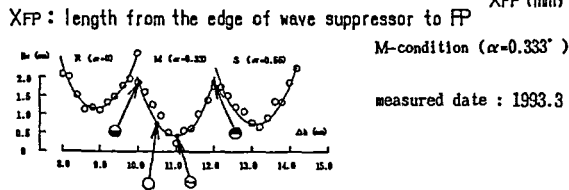
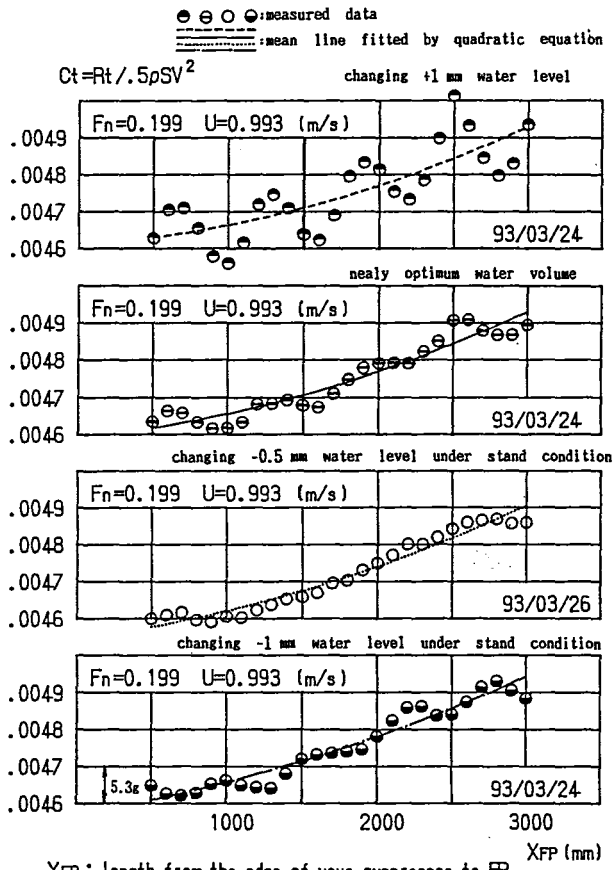


Fig.4-12(b) Resistance variation (M condition)

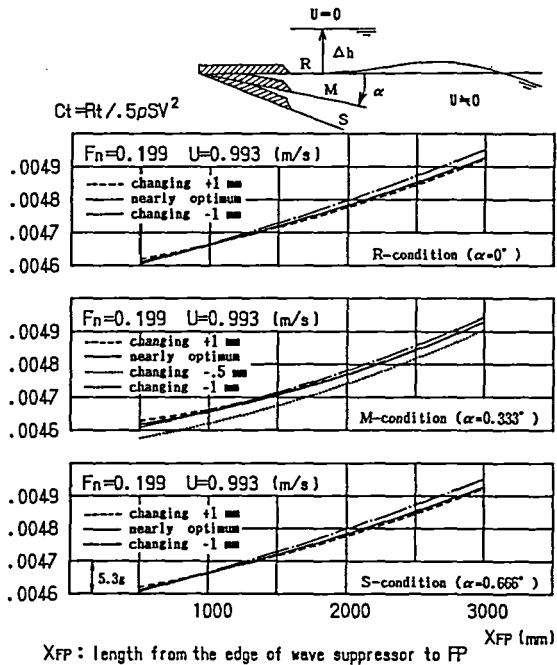


Fig.4-13 Resistance variation (R, M, S condition)

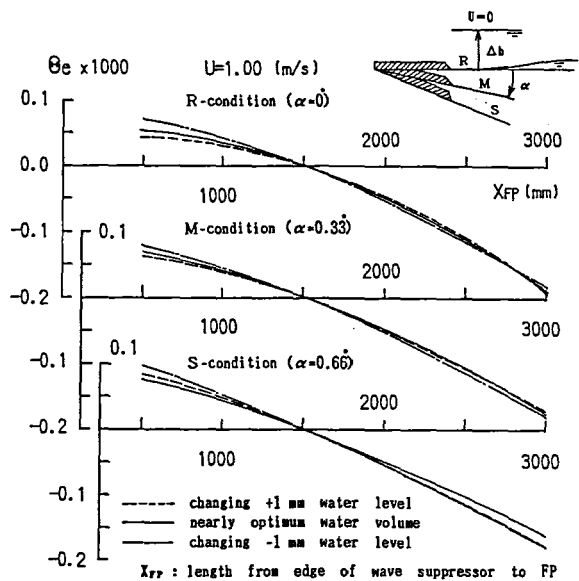


Fig.4-14 Free surface inclination (R, M, S condition)

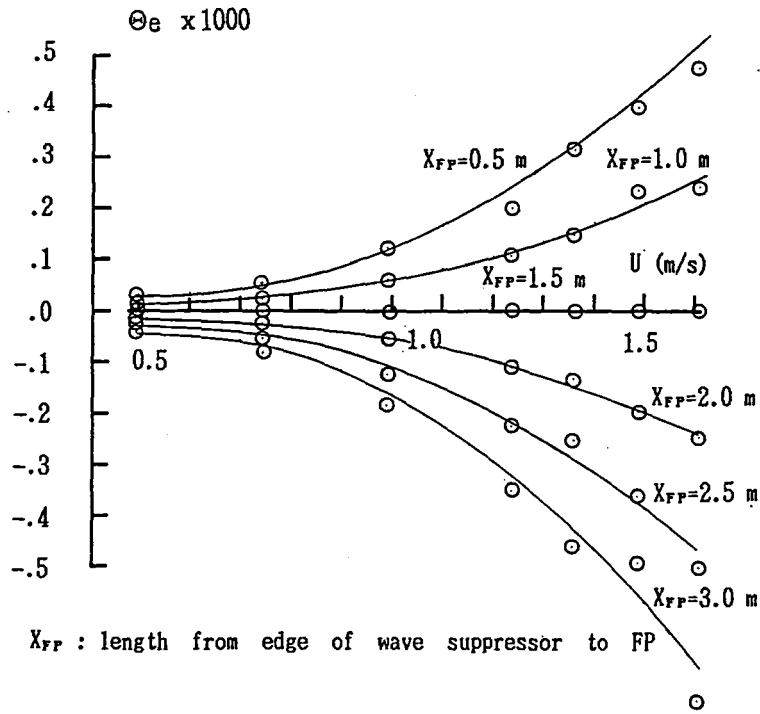


Fig.4-15 Distribution of free surface inclination

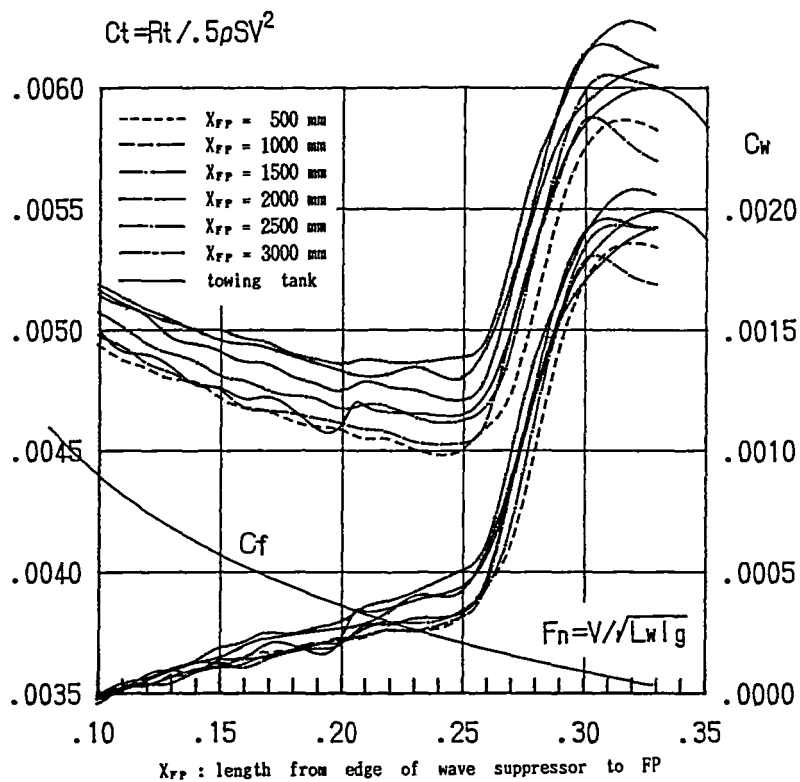


Fig.4-16 Measured coefficient of resistance (same as Fig.2-10)

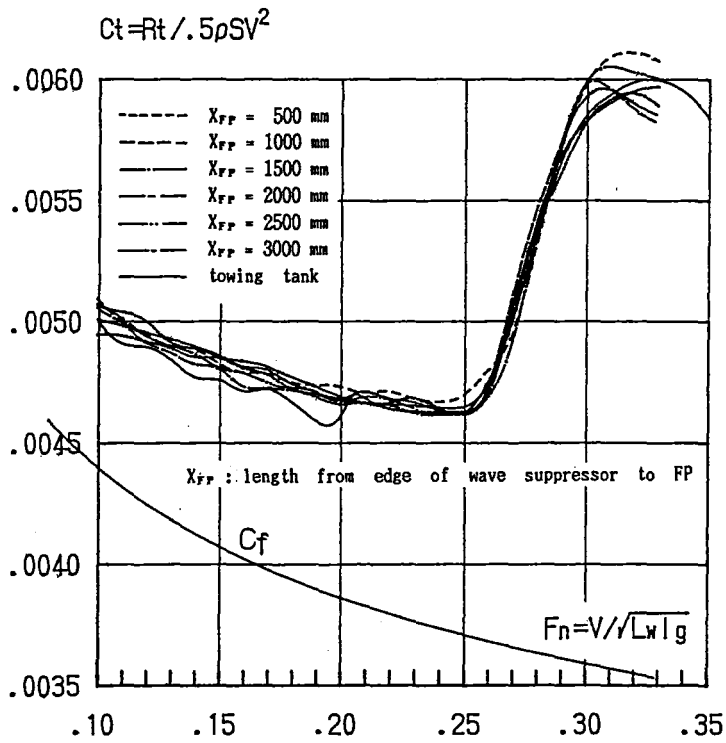


Fig.4-17 Corrected coefficient of resistance

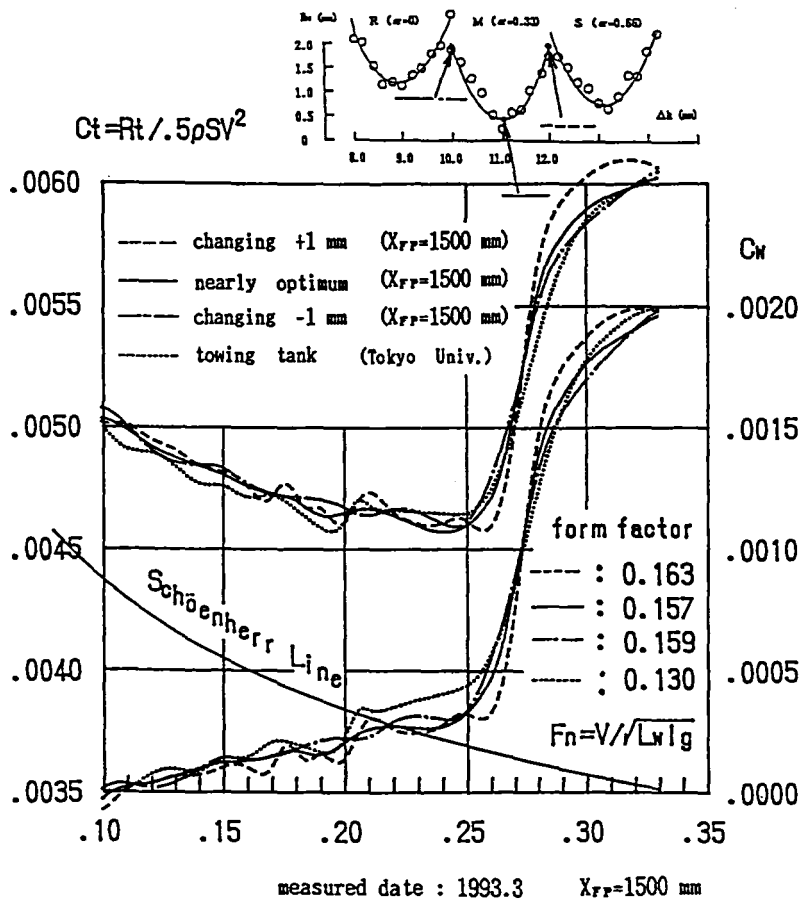


Fig.4-18 Measured coefficient of resistance

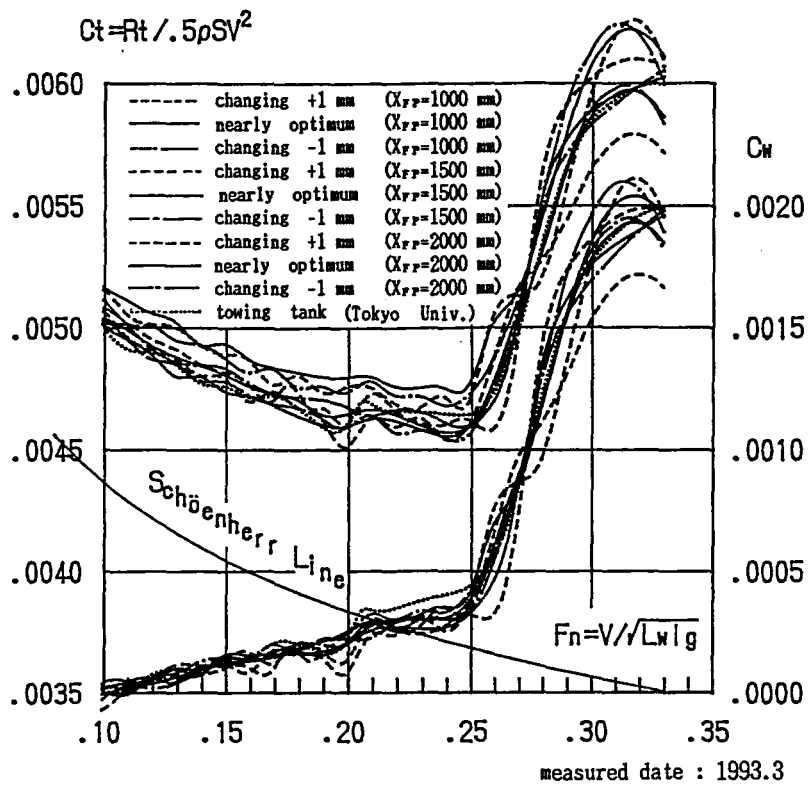


Fig.4-19 Measured coefficient of resistance

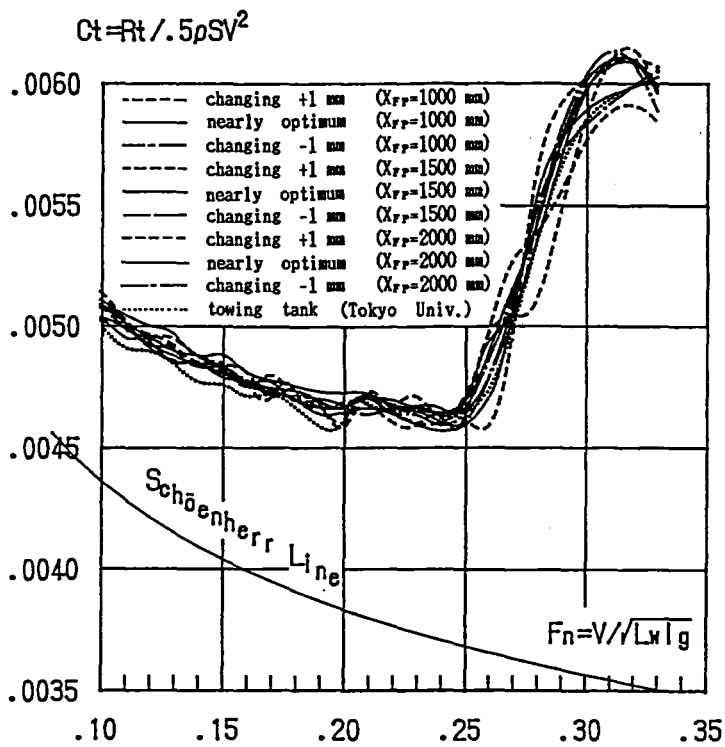


Fig.4-20 Corrected coefficient of resistance



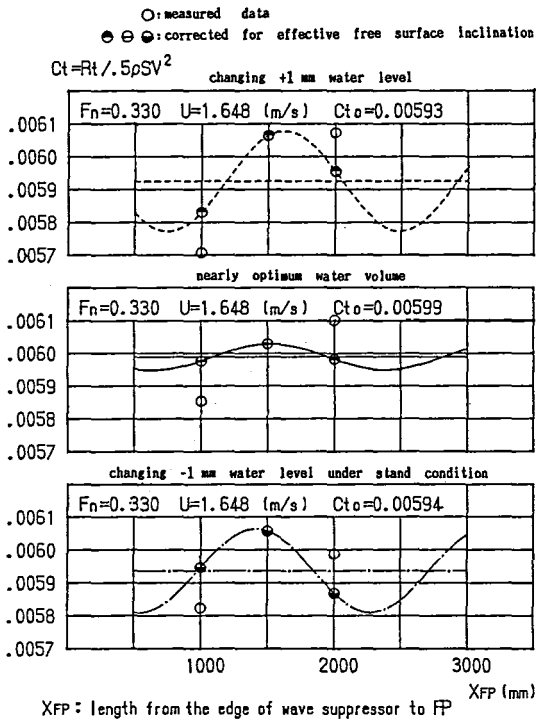


Fig.4-21 Resistance variation

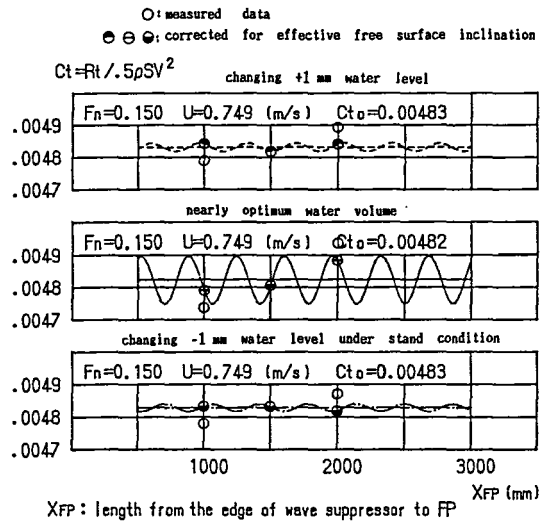


Fig.4-23 Resistance variation

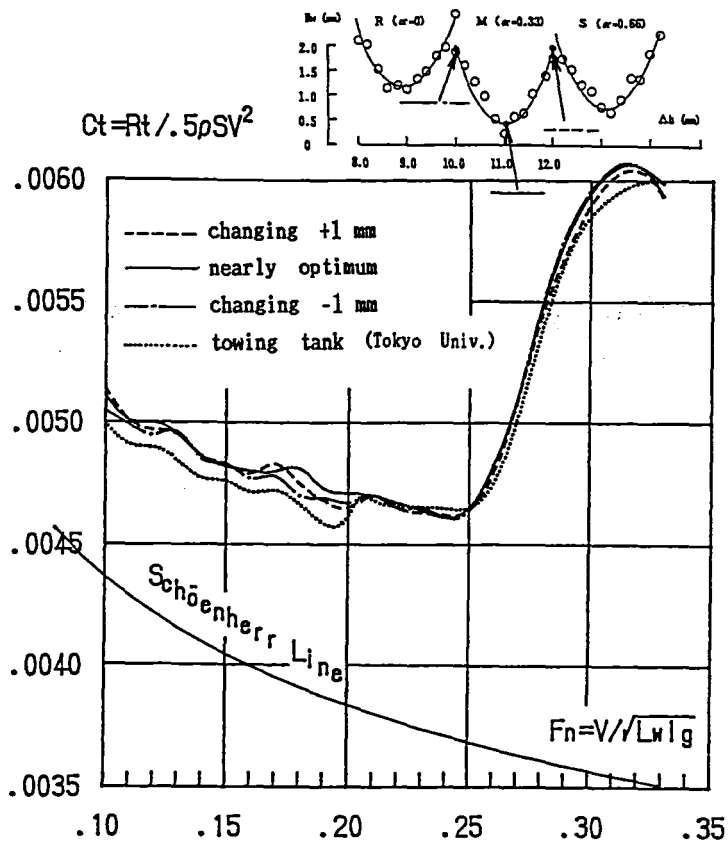


Fig.4-22 Corrected coefficient of resistance

## 第5章 測定部流れの実験的調査 —主に境界層、流速、圧力—

### 5-1. 緒言

測定部流れの最大特徴は自由表面の存在にあり、このために水面勾配が重要な課題になる。第3章で示した開水路理論が示すように、水面勾配の分布の推定には測定部の壁面における摩擦の作用を考慮しなければならない。しかし測定部の境界層を系統的に調べた例はなく、摩擦をどのように扱うべきか、計算にどのように組込むべきかを考えるための文献を見いだせず、測定部の境界層は未知の課題である。

他方、回流水槽で「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現に対し、第4章で波なし、ゼロ勾配の可能なことを見いだした。自由表面は船型試験などの浮体実験に最重要な課題であるが、自由表面近傍域の流速、圧力のあり方も無視できない。さらに没水体の実験では自由表面近傍よりも下方域の流れが重要で、回流水槽の用途を広く捉え、次世代のあり方を考えるためにも、測定部全体の流れの性質を理解しなければならない。

そこで本章では測定部流れのうち自由表面を除き、境界層、流速、圧力に視点をおいた調査結果を示す。第一に水面勾配の形態の証明に必要な課題として、測定部の境界層が乱流かどうか、層流域が存在するかどうか、遷移があるとすれば遷移位置をどう考えるか、摩擦をどのように扱うか、あらさ係数をどうするか、測定部の境界層をどのように表現すればよいかを明らかにする。特に測定部境界層の扱いのために平板モデルの適用を試みる。第二に定在波が消滅でき、水面勾配がゼロとなる自由表面下の流れの特徴を明らかにし、この過程で第四世代の課題を抽出する。

調査の対象を境界層の速度分布、流速、圧力(静圧、総圧)とし、測定部の流場を巨視的に捉えるため横切断、縦切断による方法を適用し、流速を代表流速(1m/s)に固定して集中的に調べる。なお水面近傍の流速分布については第2章で述べているので本章では重複を避ける。

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。測定部の流速表現について、慣例に従い流速の計測では  $u$ 、境界層の速度分布の計測では  $U$  とする。

### 5-2. 境界層の速度分布

#### 1) 計測の概要

測定部の境界層の速度分布を計測した。目的を①境界層の特徴の抽出、②境界層のモデリングと摩擦の評価法とした。壁面が湾曲する場合でも圧力勾配は小さく平板の境界層であることは容易に想像できる。しかしノズルで境界層は加速流れにより層流化の作用を受け、その上流に存在するガイドベーンや整流装置による複雑な作用も加わる。このような要因を取り入れて境界層の形態を推定できる方法もなく、測定部の境界層の研究例も見当たらないので実験の確認が必要である。

そこで仮想原点を用いた相当平板のモデリングを前提として調査を試みる。ここで仮想原点の表現を用いたが、この概念は奥野ら<sup>43)</sup>による。すなわち測定部の境界層の発達過程を平板の乱流境界層で表現できると仮定し、流れ方向の一箇所で境界層の速度分布を計測し、それと等価な相当平板上の遷移位置からの距離を決めることができれば、計測点以外

他の位置での境界層は平板解によって推定できるとする考え方である。相当平板の遷移位置を仮想原点とし、測定部の座標原点(制波板エッジ)までの距離を  $x_1$  とし、この概要を Fig. 5-1 に示す。ただし仮想原点の概念の提案はされているが、実際に  $x_1$  の値がどの程度なのかといった評価はされていない。本研究では、模型船の船首位置の局所摩擦係数  $C_f$  (ぬれ縁の平均値) で相当平板を決定した。測定部における任意の位置  $x$  の  $C_f$  は、指数法則による平板の乱流境界層を適用すると (5-1) 式で表現できる。本論では  $C_f$  をせん断応力  $\tau$  より (5-2) 式で定義する。U は流速、g は重力加速度、 $\nu$  は動粘性係数である。

$$C_f = 0.05754 (\nu/U)^{0.2} (x+x_1)^{-0.2} \quad (5-1)$$

$$C_f = \frac{\tau}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (5-2)$$

測定部の流場を巨視的に把握するため、波形計測における縦切断法と横切断法にならない、標準模型船の船首位置 ( $x=1500\text{mm}$ ) におけるぬれ縁の変化を調べる方法(横切断)、境界層の発達過程に視点をおき、底面、両側面の境界層を  $x$  方向に計測場所を変えて調べる方法(縦切断)を適用した。計測位置を Fig. 5-2 に示す。層流状態の微速域を議論の対象外とし、流速を代表流速  $1\text{m/s}$  とし、直径  $6\text{mm}$  のピトー管を用いた。

## 2) 横切断による計測

横切断では、船首位置 ( $x=1.5\text{m}$ ) の底面 ( $-1150 \leq y \leq 1150\text{mm}$ , 19 点)、両側面 ( $100 \leq z \leq 1150\text{mm}$ ,  $14 \times 2$  点) の速度分布を計測した。底面の結果を Fig. 5-3(a) に、側面の結果を Fig. 5-3(b) に示す。ここで U は計測位置の主流の流速、 $\delta$  は  $0.99U$  で定義する境界層の厚さ、H は形状係数、 $\theta$  は運動量厚さ、 $\delta^*$  は排除厚さ、 $C_f$  は局所摩擦係数である。計測で得た流速から指数法則で速度分布の形を求め、以上の境界層特性を解析的に算出した。すなわち計測データより U、 $\delta$  を決め、指数法則による速度分布 (5-3) 式を用い、未知数  $1/n$  を最小二乗法で求める。この時、ポフの実験<sup>44)</sup>を参考に壁面からピトー管の直径  $d_p$  までの領域、すなわち壁面より法線方向の距離を  $y_n$  とすると、 $0 < y_n < d_p$  の計測データをピトー管の排除影響が含まれるとして除外した。ここで  $y_n$  の接尾辞  $_n$  は normal を意味する。5-1. で記したように  $y$  は上流に向かい右方向を正とする横座標である。

次に (5-3) 式の積分より得られる H、 $\theta$  を Ludwig-Tillmann の式 (5-4) に代入して  $C_f$  を求めた。他方、対数法則では計測結果より U、 $\delta$  を求めた後、(5-5) 式を用い、最小二乗法により未知数の  $u^*$ 、 $\Pi$  を求め、速度分布の形を決めた。ここで  $u^*$  は摩擦速度で、これより  $C_f$  を得ることができる。以上、指数法則と対数法則の両方より得られる  $C_f$  を比較し、大差ないことを解析の妥当性の根拠とした。Fig. 5-3(a)、5-3(b) における  $C_f$  の図には指数法則と対数法則の両方の値を比較して示している。

$$\frac{u}{U} = \left( \frac{y_n}{\delta} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (5-3)$$

$$C_f = 0.246 \times 10^{-0.678H} \left( \frac{U\theta}{\nu} \right)^{-0.268} \quad (5-4)$$

$$\frac{u}{u^*} = \frac{1}{K} \ln \left( \frac{u^* y_n}{\nu} \right) + C + \frac{\Pi}{K} \left\{ 1 - \cos \left( \frac{\Pi y_n}{\delta} \right) \right\} \quad (5-5)$$

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau}{\rho g}}, \quad \kappa = 0.41, \quad C = 5.0$$

底面で $\delta$ はぬれ縁方向に十分な二次元性を持たず、200~300mmの波長で40~80mmの大きな変動を示している。 $\delta^*$ 、 $\theta$ 、 $C_f$ も同様である。側面についても底面と事情は同じで様の性質を持たない。ぬれ縁全体の平均値、底面のみ、側面のみをFig. 5-3(a)、5-3(b)に合わせて示す。ただしぬれ縁の平均では両コーナーの値を除いている。境界層の厚み $\delta$ は底面と側面であり変わらず、排除厚さ $\delta^*$ が底面で若干厚くなる結果、局所摩擦係数 $C_f$ は底面が側面よりも少し小さくなる。しかし大局的な観点からはノズルが二次元形状であるにもかかわらず底面と側面の非一様性は同程度で、境界層特性も類似である。回流水槽の境界層の速度分布計測における困難さとして、主流の速度も一様でないため $\delta$ が一意に決められないことがあげられる。しかし予備検討で $\delta$ を意図的に変え、 $\delta^*$ 、 $\theta$ 、 $C_f$ に及ぼす作用を調べ、 $\delta$ の定義が境界層の非一様性の原因でないことを確認している。境界層の非一様性よりゲルトラー渦のような三次元性の強い現象の存在の可能性を示唆するが、ノズルの曲率は凹型で層流化の作用も有するので、その原因とは考えられない。底面で凹面の条件があるとすると観測用のガラス面があげられるが、他方では側面でも非一様性が認められるのでその可能性は小さい。整流装置の外周部の工作処理に関して、循環路壁面間ですき間ありなしの要因、整流装置を固定する構造体の作用等があげられるが確たる理由は分からない。

船首位置のぬれ縁における局所摩擦係数 $C_f$ から仮想原点を求めた。Fig. 5-3(a)、5-3(b)の破線はぬれ縁の $C_f$ の平均値である。ただし左右のコーナーは考慮していない。本水槽では1m/sで $C_f = 2.93 \times 10^{-3}$ となる。この値は相当平板の遷移位置から2.67mの境界層の $C_f$ と等価で、船首位置は測定部の座標原点である制波板エッジより1.5mの位置であるから、これより仮想原点として $x_1 = 1.17$ mを得る。次に(5-1)式を用い、測定部の自由表面を有する領域( $0 \leq x \leq 7.7$ m)における $C_f$ の平均値 $C_{f0}$ を求めると $C_{f0} = 2.66 \times 10^{-3}$ となる。ここで $x = 7.7$ mは静止水面と第一コーナー天井の交差位置である。これよりマニングの式(5-6)から、あらさ係数を計算すると、 $n = 0.0114$ を得る。便覧<sup>45)</sup>によれば滑面の金属では0.010、リベット面では0.015で、オーダー的に妥当な結果が得られている。文献<sup>7)</sup>でも認められるように回流水槽の設計では $n = 0.010$ の値が用いられているが、 $C_f \propto n^2$ の関係より本水槽では境界層の摩擦に対して20%増の評価をしなければならないことを意味する。しかしこの値の算出に際し、本水槽はステンレスの採用のため錆はなく滑面のため、一般の水槽より小さい可能性が高い。また測定部における $C_f$ の平均値 $C_{f0}$ の計算では測定部の長さが関係し、さらに $C_f$ から $n$ の換算では断面積とぬれ縁の長さも関与するので、 $C_f$ と $n$ に及ぼすレイノルズ数の影響も含めそれぞれの水槽での検証が必要である。

$$\tau = \rho g \frac{1}{\left(\frac{A}{s}\right)^{1/3}} n^2 V^2 \quad (5-6)$$

### 3) 縦切断による計測

縦切断的に底面中心線上、 $x$ 方向に9点の位置で計測した速度分布をFig. 5-4に示す。 $y_n$ は壁面から法線方向の距離で、 $y$ は上流に向かい右横軸である。指数法則と対数法則の両

方で速度分布は一致している。境界層は最上流の制波板エッジより 0.1m の位置を含め全域で乱流である。層流域は認められない。次に底面の速度分布 (Fig. 5-4) から得た境界層特性の流れ方向の変化を Fig. 5-5 に示す。比較評価のため Head 法による積分型の計算と指数法則による平板の乱流境界層の計算結果を合わせて示している。Head 法では計測より得た境界層の外端流速を用い、B-スプラインによって速度を補間し、圧力勾配の作用を厳密に取り入れた。カルマンの積分型の方程式 (5-7)、エントレインメント式 (5-8)、摩擦式 (5-4) を用い、未知数  $\theta$ 、 $H$ 、 $C_f$  を上流より解いた。アルゴリズムは生井らの教科書<sup>46)</sup>に従い、初期値として最上流位置 ( $x=0.1\text{m}$ ) の計測から得られる  $\theta$  を用いた。指数法則の適用では仮想原点のモデルを用い、 $\delta$ 、 $\delta^*$ 、 $C_f$  を計算した。

$$\frac{d\theta}{dx} + (2+H) \frac{\theta}{U} \frac{dU}{dx} = \frac{1}{2} C_f \quad (5-7)$$

$$E=0.0306U(H_e-3)^{-0.653}, \quad H_e=1.535(H-0.7)^{-2.715}+3.3 \quad (5-8)$$

計測より得た  $H$  は概略 1.4 で、上記の速度分布より全域で乱流であることを裏づけている。ただし厳密には 1.4 より小さく、それは  $\delta^*$  と  $\theta$  が後方で計算より小さく、特に  $\delta^*$  の小さくなる傾向が強いことによる。理由の一つに  $\delta^*$ 、 $\theta$  の定義より、壁面近傍の速度分布の誤差作用は  $\theta$  よりも  $\delta^*$  に強く現れることがあげられ、ピトー管の排除影響が原因になっているのではないかと推察するが、確たる理由は分からない。U の変動は 1m/s で 0.01m/s 程度で認められるが、主流の圧力勾配を考慮した Head 法と平板解で大きな差が認められず、測定部の境界層の発達に圧力勾配の作用が無視できることを示している。計測より得た  $\delta$  は計算との比較より平板型の発達となっている。ただし  $C_f$  については後方で計測値は計算値より大きく平板型になっていない。上記のように計測より得た  $H$  と  $\theta$  が実際よりも小さく、この結果が  $C_f$  の差の原因になっているのではないかと推察する。

問題は測定部の境界層の発達を平板として扱えるか否かである。そこで底面中央部 ( $y=0$ ) 以外に  $y=\pm 600\text{mm}$ 、 $y=\pm 1000\text{mm}$  の 4 箇所、両側面の半水深  $z=700\text{mm}$  の 2 箇所における境界層の速度分布を  $x$  方向に計測した。このうち、 $y=-600$ 、 $1000\text{mm}$ 、両側面の  $z=700\text{mm}$  の結果を Head 法と平板の計算と合わせて Fig. 5-6 に示す。底面の左側  $y=-600\text{mm}$  の結果は、船首位置のぬれ縁における境界層の山に相当し、底面の右側  $y=1000\text{mm}$  は谷の位置である。いずれも主流の変化を考慮した Head 法とそうでない平板解で大きさに差が認められず、圧力勾配の作用は無視できる。計測より得た  $\delta$  の発達の様子は平板解と対応しているが、 $C_f$  は対応せず、底面中央の計測結果と共通の事項を得る。側面の結果では主流の一様性が底面よりも著しく、圧力勾配も大きい、Head の解と平板解で顕著な差が生じていない。

以上、底面と側面での境界層の流れ方向の発達について、船首位置のぬれ縁における境界層の山谷の位置に関係なく類似の傾向になる。底面と側面に共通して圧力の変化は無視できる。計測結果の  $\delta^*$  と  $\theta$  の信頼性が十分でない可能性もあって  $C_f$  は計算と一致しないが、巨視的には測定部の全域で境界層の発達は平板型となる。ただしぬれ縁方向の非一様性による三次元影響がどの程度介在しているのかは不明である。

### 5-3. 測定部の流速と圧力

#### 1) 計測の概要

測定部の流速、静圧、総圧の性質を調べた。測定部の流場を把握するため、境界層の場

合と同様に、標準模型船の船首位置 ( $x=1500\text{mm}$ ) において  $y$ - $z$  面で計測する方法 (横切断)、測定部中央 ( $y=0$ ) で流れ方向に  $z$ - $x$  面で計測する方法 (縦垂直切断)、船型試験に直結する自由表面近傍流に視点を置き、せん断流の下側 ( $z=150\text{mm}$ ) で水平方向に  $x$ - $y$  面で捉える方法 (縦水平切断) を適用した。計測断面の概要を Fig. 5-7 に示す。ピトー管の静圧と総圧を計測した。基準圧として静水を入れた箱を水槽と独立に設け、水位を制波板エッジの高さとし、ビニールチューブで 2 個の差圧変換器の基準孔に接続した。計測には直径 6mm のピトー管を用いた。波形の計測 (第 4 章の Fig. 4-5) と同様に、静止状態で波高計を  $x$  方向にトランスバースし計測レールの上下の変位を求め、ピトー管の移動ではこの修正を加え計測の位置を厳密に設定した。

## 2) 横切断による計測

横切断による計測位置と計測によって得た流速、静圧、総圧を Fig. 5-8 に示す。左右の対称性は得られているが、上下方向では流速、静圧ともに自由表面近傍域における  $z$  微分が大きい。測定部の流れを捉える時、全体の様子より自由表面近傍域とその下方域とを分ける必要性を指摘できる。 $y=0$ 、 $z=700\text{mm}$  の中心域で平均流速よりも -3% 程度の遅速流が認められる。自由表面近傍とこの領域を除くと、流速分布は平均流速に対して  $\pm 2\%$  程度である。横方向の二次元性を調べるため、Fig. 5-8 に対し  $10 \leq z \leq 1250\text{mm}$  と  $10 \leq z \leq 250\text{mm}$  の領域の平均値を求め、横方向の変化を調べた結果を Fig. 5-9 に示す。船型試験に直結する自由表面近傍の値が横方向に変化する傾向を認めるが、流速、圧力の二次元性は波形 (第 4 章の Fig. 4-1、4-2) と同様に満たされている。

## 3) 縦垂直切断による計測

視点を  $z$ - $x$  面に転じ、縦垂直切断を行った。最上位置は  $z=10\text{mm}$ 、最下位置は  $z=1290\text{mm}$  で、 $z$  方向に 13 本の計測用切断を行った。計測位置、流速、静圧、総圧を Fig. 5-10、5-11 に示す。同図中に示す底面は実際に計測した結果を示している (real measured bottom で記す)。基準水深は 1400mm である。「魑魅魍魎」の様相の感があり、第 3 章の差分法による計算 (Fig. 3-6 (a)、(b)) と全く異なる結果になっている。特に自由表面近傍の流速分布の不均一性が顕著である。静圧は自由表面近傍域 (自由表面 ~ 200mm) において  $z$  方向に 1mm 程度の変化を伴う。同図は第四世代型で水面近傍の均一性が重要課題であることを示している。

$z$ - $x$  面の流速  $u$ 、静圧  $C_{sp}$ 、総圧  $C_{tp}$  を用い、測定部流れを一次元的に捉える解析を試みた。 $z$  方向の計測区間  $10 \leq z \leq 1290\text{mm}$  に対する  $u$ 、 $C_{sp}$ 、 $C_{tp}$  の平均値を求めた結果を Fig. 5-12 に白丸印で示す。ここで測定部流れを流管と仮定し、摩擦による圧力損失を  $\Delta p_f$  とすると、摩擦による損失水頭  $\Delta h_f$  は (5-9) 式で表示できる。 $A$ 、 $S$  は測定部の断面積、ぬれ縁長さ、 $\Delta x$  は流れ方向の単位長さ、 $\tau$ 、 $C_f$  は摩擦応力、局所摩擦係数、 $\rho$ 、 $g$  は流体密度、重力加速度、 $V$  は代表流速である。

$$\begin{aligned}
 \Delta h_f &= \Delta p_f / (\rho g) \\
 &= (S \Delta x \tau / A) (1/\Delta x) / (\rho g) \\
 &= (S \Delta x / A) (1/2 \rho C_f V^2) (1/\Delta x) / (\rho g) \\
 &= \frac{1}{2} \frac{1}{g} \frac{1}{A/S} C_f V^2
 \end{aligned} \tag{5-9}$$

$\Delta h_f$  について、境界層の速度分布の計測より得た  $C_f = 2.93 \times 10^{-3}$  (本章の 5-2.2)) を用いて計算すると、 $\Delta h_f = 0.21 \text{ mm/m}$  を得る。この勾配量を同図中に矢印で示す ( $C_{tp}$  の図の矢印)。ベルヌーイ定数でもある  $C_{tp}$  と比較すると (白丸印)、平行度も一致せず、 $C_{tp}$  が測定部の後方、 $x=4\text{m}$  より後で右上りとなり説明のつかない傾向となっている。その理由として境界層に相当する底面近傍域 (1295mm~底面) が考慮されていないことが考えられ、底面域と自由表面近傍域 (自由表面~最上の計測位置 ( $z=10\text{mm}$ )) の流れを考慮する修正を試みた。

先に示した底面中心線上の位置における境界層の速度分布の計測結果 (Fig. 5-4) を援用する。境界層内の速度分布を指数法則で表すと、境界層の速度の平均値は  $u = n/(1+n)U_0$ 、 $C_{sp}$  は境界層の第一近似より境界層外端の値を用いて  $C_{sp} = C_{sp0}$  で扱う。総圧の平均値は  $C_{tp} \propto u^2$  の関係より、 $C_{tp} = n/(2+n)C_{tp0}$  で定義する。ここで  $U_0$ 、 $C_{sp0}$ 、 $C_{tp0}$  は境界層の外端流速、静圧、総圧である。自由表面近傍域の修正については、波高を同時に計測しているの、最上面の計測位置  $z=10\text{mm}$  の  $u$ 、 $C_{sp}$ 、 $C_{tp}$  を用いた外挿で補間修正する。これらの修正量を加えて得た平均値を Fig. 5-12 に右黒丸印で示す。

$u$  は必ずしも測定部で一定でなく、中央で谷になる。 $C_{sp}$  と逆の形態でベルヌーイの定理からも妥当な形である。この場合、山谷の差は平均流速の 1% で、回流水槽の測定部の流れを一次元的に捉えた時の一モデルである。

$C_{sp}$  は中央で膨れる形となり、最大値は制波板エッジの値より水頭で  $0.15 \sim 0.20\text{mm}$  となる。同図中の破線は同時に計測した波形で、膨らみ量は静圧と波形で定量的に合っている。測定部の後半で直線的に減少する傾向も静圧と波形で得られている。 $C_{tp}$  は直線的に右下りとなり、摩擦による損失水頭と平行している ( $C_{tp}$  を直線で fitting した右下がりの実線と矢印で示す  $\Delta h_f$  の勾配が平行)。

以上、総圧と摩擦損失との対応ができており、したがって本結果の信頼性は得られていると判断する。定在波が無視できゼロ勾配の流れであっても、その流れを一次元的に捉えた時、速度、静圧は一定でない。なお同図  $u$  の実線と一点鎖線は開水路理論による結果である。この内容を含め、流速、圧力の次元モデルに関する再考察を第 6 章の 6-5. で試みる。

#### 4) 縦水平切断による計測

上記 3) は流場の全体に対する捉え方である。他方、2) において自由表面近傍とその下方域で流場が大きく変わり、別々に扱う必要性を示した。そこで船型試験に直結する自由表面近傍域に焦点を絞り、その特徴を考察する。

模型船に直接に作用を及ぼし自由表面に近い位置 ( $z=150\text{mm}$ ) において、 $y$  位置を変え  $x$  方向に縦水平切断を行った。計測領域は  $-1200 \leq y \leq 1200\text{mm}$  で、 $y$  方向に 13 本の計測切断を行った。測定部の横幅は  $2800\text{mm}$  である。計測断面の深さは第 2 章の Fig. 2-13 において II の記号で示す流場で、上層のせん断流れ (同図で I に相当) より下方である。この目的は横切断 (Fig. 5-8) と縦垂直切断 (Fig. 5-10) と異なる視点から流れの性質を抽出することにあるが、特に横方向の二次元性の確認も兼ねている。

計測位置、流速、静圧、総圧を Fig. 5-13 に示す。流速、静圧、総圧ともに左右対称である。本水槽は左右対称に 2 基のインペラー、ディフューザーを有し、循環路、ガイドベーン、ノズルなどが横方向に二次元形状にあり、このことが寄与しているものと推察する。

水槽のモジュールを二次元にできるのは垂直型であるからで、水平型の同データを見いだせないで比較はできないが、同図が示す対象性は垂直型の利点を表していると考えられる。流速、静圧、総圧を  $y$  方向に平均化した値の  $x$  方向の分布を Fig. 5-14 に示す。平均化では  $y$  方向の領域を変えて計算し、放物線による最小二乗法によって同図の表示線を求めた。平均化の領域を変えてもまとまっており、横方向の二次元性は高い。

#### 5) 測定部の流れの特徴

自由表面近傍の流れの特徴を考察する。船型試験に直結する自由表面近傍の流れの評価として、Fig. 5-13 に対し  $-200 \leq y \leq 200 \text{mm}$  ( $x$ - $y$  面、 $z=150 \text{mm}$ ) の平均値を求めた。この結果を Fig. 5-15 に示す。流速、静圧、総圧は  $z$ - $x$  面の結果 (Fig. 5-12) と異なる状態にある。すなわち  $z$ - $x$  面の速度は流れ方向に減少するが、 $x$ - $y$  面では微小であるが増速の傾向を示す。静圧の膨らみ現象は共通する。

視点を変え Fig. 5-10 における  $10 \leq z \leq 250 \text{mm}$  ( $z$ - $x$  面、 $y=0$ ) の平均値を求めた。この結果を Fig. 5-16 に示す。流速は一定、静圧は中央で膨れる特徴となる。

以上のように、測定部の流れの特徴は解析対象によって変わる。従って流れ全体を巨視的に捉える場合、船型試験に直結する自由表面近傍に焦点を絞る場合のように、目的に応じて解析領域を変えなければならない。次世代において性能の向上が図られ、測定部の流場が一樣になればこのような議論は不要になるが、現時点では「複層流れ」の視点から評価せざるを得ない。

そこで Fig. 5-12、5-15、5-16 の評価をそれぞれ Case-1、2、3 とし、定性的な特徴を比較して Fig. 5-17 に示す。流速について、Case-1 が減少の傾向に対し Case-2 が上昇の傾向を示すのは、Case-1 では底面の境界層の影響を考慮しているが、Case-2 では考慮していないことによると推察する。また Case-2 と Case-3 の比較では、Case-3 では循環路の天井側の境界層とローターの加速流で構成されるせん断流の渦運動を伴う。これによって Case-2 に認められる上昇の傾向が相殺され一定化するという推察もできる。静圧については Case-1、2、3 とともに中央の膨らみは共通し、Case-1 と Case-3 でオーダ的に  $0.2 \sim 0.3 \text{mm}$  であるに対して、Case-2 は  $0.5 \sim 1 \text{mm}$  と膨らみが強調されるが、速度の増加の作用が静圧に反映していると考えれば説明はつく。Case-3 の  $C_{tp}$  が直線状で、 $u$  と  $C_{sp}$  との関係の説明できないが、確たる理由は分からない。

測定部の流れの全体を一次元として捉える場合には Case-1 のモデリングとなり、船型試験に対して Case-3 のモデリングが適用できる。これによれば流速は一定、静圧は中央で膨らみ、このような流れ環境のなかで船型試験が行われていることになる。流速が流れ方向に一定で、静圧が膨らみでモデル化できることについて、この事実は必ずしも回流水槽試験の信頼性の妨げにはならない。この根拠は第 6 章で述べる。また本研究では、Case-1 を測定部の流れの一次元モデルとして提案するが、この詳細も第 6 章で示す。

測定部流れの性質は測定部の寸法、幾何学的形状、摩擦のあり方によって変わるため、以上の特徴は水産工学研究所に限定した結論でもある。しかし定在波を消滅できても、流速、圧力は複雑に変化すること、その特徴は水槽によって変わる可能性の高いこと、最終的に船型試験の結果につながり、回流水槽と曳航水槽の結果の差に至ることが指摘できる。それは各水槽で流場の特性を把握し、試験結果にどのような違いが生じるのかを把握する



ことの重要性を表している。すなわち本章で示した手法、考え方で各水槽の流場を精査すればよく、この点で本研究の意味づけができる。

#### 5-4. 仮想原点による平板モデルの考察

測定部流れに関する知見が抽出できた。このうち仮想原点は測定部の境界層を解析的に扱うために重要である。そこでこれまでに得られた結果を用い、仮想原点による平板境界層のモデリングの根拠について考察する。

##### 1) 測定部の境界層

測定部の上流にはノズルがあり、このために加速流れ(圧力勾配はマイナス)となる。ノズルの圧力勾配の作用が測定部流れにどのように作用しているのか、すなわち測定部境界層の外部流れが一様流れかどうか、境界層が平板型かどうか(圧力勾配の作用を受けて発達するのかどうか)が問題となる。すでに第3章の3-3.において差分法で計算したFig. 3-6(a)、3-6(b)で明らかのように、圧力勾配はノズルにとどまり、測定部では流れ方向の圧力の変化は存在しない。したがって外部流れは一様流れで、境界層は平板型とみてよい。

他方、測定部流れは底面と側面の幾何学的形状の作用、摩擦の作用により水面勾配が生じ、流速、圧力(静圧、総圧)は流れ方向に変化する。このことは本章の5-3.で明らかにした。これに対し、境界層がどのような発達をするのか、すなわち流速の変化は境界層にどのような作用を及ぼすのかを明らかにするためHead法で境界層を計算した。Fig. 5-5に示すように境界層特性(排除厚 $\delta^*$ 、運動量厚 $\theta$ 、形状係数 $H$ 、摩擦応力 $C_f$ )について、流速の変化(=圧力の変化)を考慮したHead法と平板の指数則が一致し、測定部の流速は流れ方向に変化するが、境界層に及ぼす作用は無視でき、境界層は乱流の平板型である結論を得た。

##### 2) 相当平板によるモデリング

境界層の発達過程の一特徴は、上流より後方に発達の作用を及ぼすことにある。実際、境界層理論の積分型解法のアルゴリズム<sup>46)</sup>では上流から下流に解く。すなわち境界層は外部流れの流速と圧力の作用を受け(ただし二次元境界層に限定、三次元境界層では流線の拡大縮小率、局所曲率の作用を加えなければならない<sup>47)</sup>)、境界層は下流に変化していきだけで、下流の境界層は上流に作用しない。

であれば異なる二つの流場の境界層に対し、任意の位置の境界層が等価でこの位置より後流の外部流れが等しい場合、その位置より後流の境界層は等価となる。この点はラプラスの解法、例えば二重模型流場の計算のHess-Smith法<sup>48)</sup>、定常造波の計算のDawson法<sup>49)</sup>のように相互干渉を考慮して全流場を同時に解く方法、すなわち上流の流場は下流の流場からの作用を含めて決定される方法と異なる。

測定部の境界層をFig. 5-1に示す相当平板でモデリングした。同図で模型船船首位置( $x_{FP}$ )では測定部ぬれ縁の平均摩擦( $C_{f, x_{FP}}$ )と相当平板の摩擦( $C_{f, \text{turbulent flat plate}}$ )は等価としていいる。外部流れは圧力勾配がなく一様で、境界層は平板型で、境界層の下流にのみ発達影響を積分する特徴から $x_{FP}$ より下流では(同図Ⅲの領域)、測定部と相当平板の境界層は等しいと考えてよい。また制波板エッジから $x_{FP}$ までに対しては(同図Ⅱの領域)、ノズルの圧力勾配の残流はなく一様であるから $x_{FP}$ で境界層が等価であれば測定部と相当平板の境界層

は同じとみてよい。ただし測定部の上流側では(同図 I の領域)、外部流れの違いにより相当平板の境界層と同じにならない。しかしここでは測定部の境界層の扱いが目的であるため、測定部のみ等価であればモデリングとして十分である。以上の知見を根拠に相当平板の遷移位置を仮想原点とし、座標原点より遷移位置までの長さ  $x_i$  を実験的に抽出し、測定部における境界層の摩擦を指数法則の(5-1)式で表現した。

相当平板のモデリングについて以下に評価する。測定部境界層のぬれ縁方向の非一様性が顕著で、この事実をこたわれれば平板のモデルの適用は難しいものと伺われる。しかし相当平板のモデルで算出したあらさ係数  $n$  の値は、平板境界層の指数法則を用い間接的に求めたにもかかわらず設計値より若干大きく定量的に一致した。またあらさ係数については、縦垂直切断による計測結果を用いた一次元モデルの適用で総圧と摩擦損失が一致し、 $n$  の値の妥当性が得られた。同時にこの事実はあらさ係数の算出の根拠となった相当平板モデルの妥当性の証明と等価でもある。さらに第 6 章の開水路理論の適用において、相当平板モデルによる摩擦応力を用いた計算結果と水面勾配とが定量的に一致することを証明するが、自由表面との比較によっても相当平板モデルが妥当であることを裏付けできる。

#### 5-5. 結言

第四世代型の測定部流れの実験的調査を行い、以下の結論を得た。

- 1) 測定部の境界層の速度分布を横切断と縦切断で計測した。代表流速(1m/s)では底面と側面の全域で平板型の乱流境界層となり、ぬれ縁方向に非一様性の性質を伴う。
- 2) 流速 1m/s において仮想原点は制波板エッジより前方に 1.17m で、測定部の境界層をこの値を考慮した乱流平板の式で表現できる。摩擦応力を Manning の式で表現する場合、あらさ係数は  $n=0.0114$  となり、従来の設計値 ( $n=0.01$ ) よりも大きめに扱わなければならない。ただしこの値は壁面の状態や主要寸法によって変わり、水槽毎の値を求める必要がある。レイノルズ数の影響は残された課題である。
- 3) 流速と圧力を横切断、縦垂直切断、縦水平切断で計測した。流速と圧力の均一性の違いより自由表面近傍域とその下方域の二つに分ける必要がある。船型試験に直結する自由表面近傍は、顕著なせん断流れとなり静圧の深さ方向の勾配も存在し、第四世代型の課題である。
- 4) 測定部境界層に対し、仮想原点による平板境界層モデルの適用の妥当性を考察した。測定部境界層を乱流平板で扱うことができ、仮想原点の導入が理に適うことを示し、本モデルの妥当性の根拠を明らかにした。
- 5) 波形(第 4 章)と同様に、流速と圧力の横方向の二次元性は深さ方向に比べ優れている。
- 6) 測定部の上面から下面までの流れを一次元的に捉え、その特徴を示した。流れ方向に流速は減少し、静圧は中央で山になり一定でない。
- 7) 自由表面近傍の流れの特徴を示した。流速は一定、静圧は中央で山になる。静圧の膨らみは下面までを一次元的に捉えた結果と一致している。

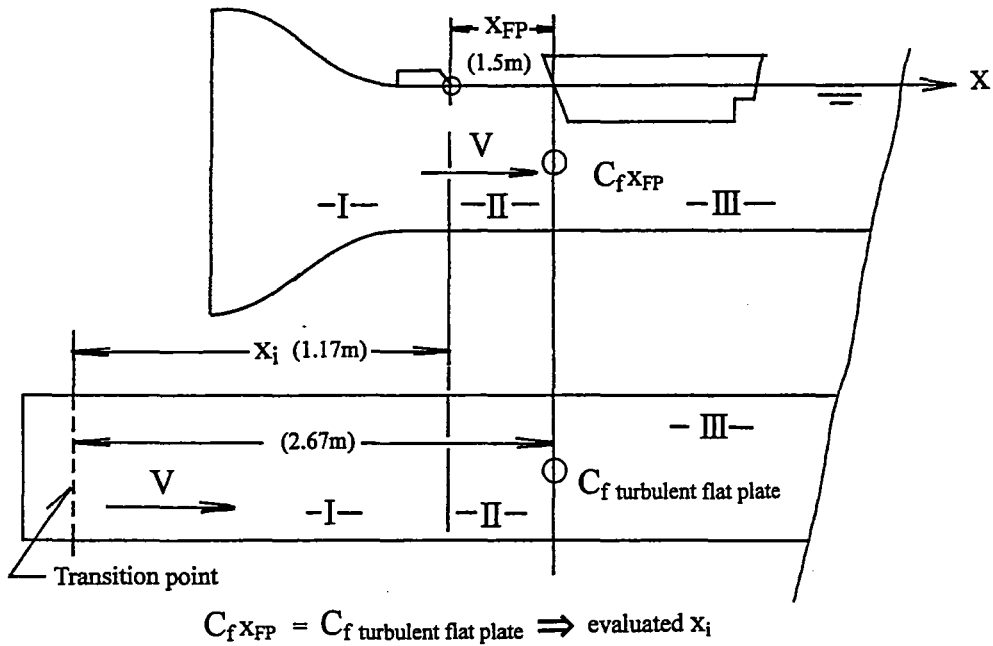


Fig.5-1 Modeling of boundary layer of measuring section by using turbulent flat plate

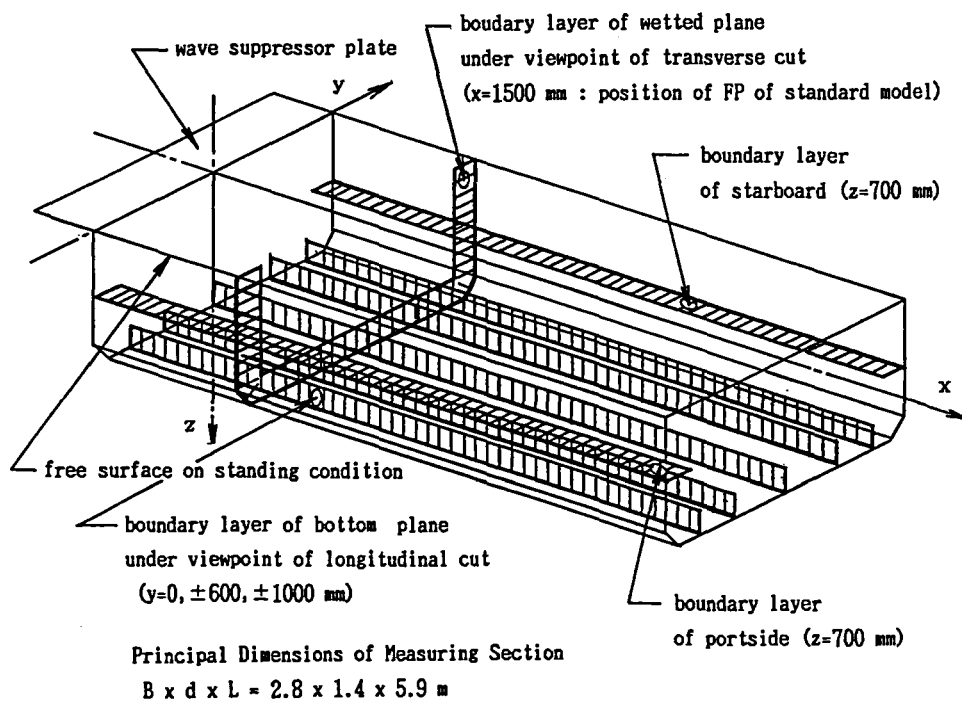
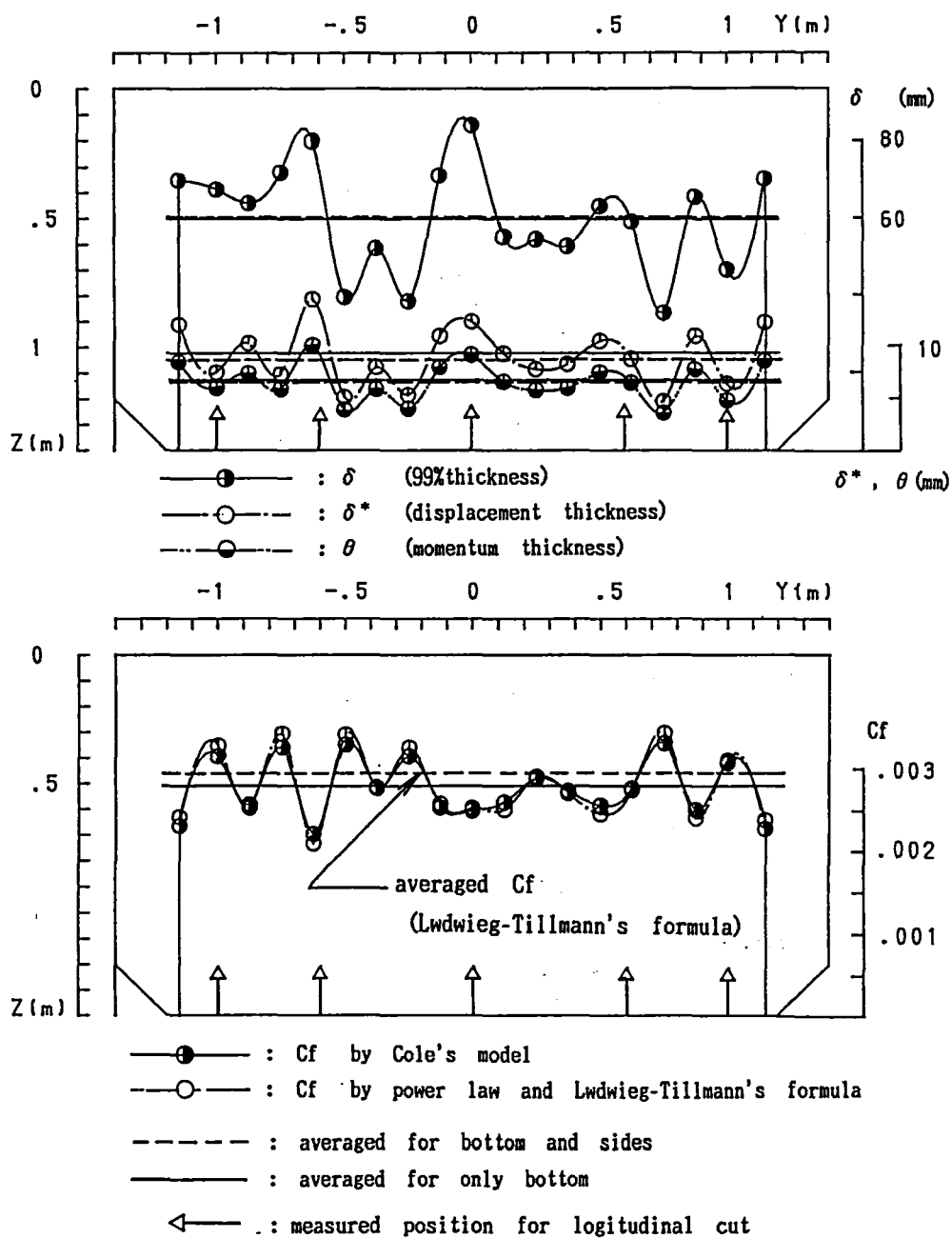


Fig.5-2 Positions of measuring boundary layer



measured date : 1995.7

Fig.5-3(a) Components of boundary layer (y-z plane, x=1500)

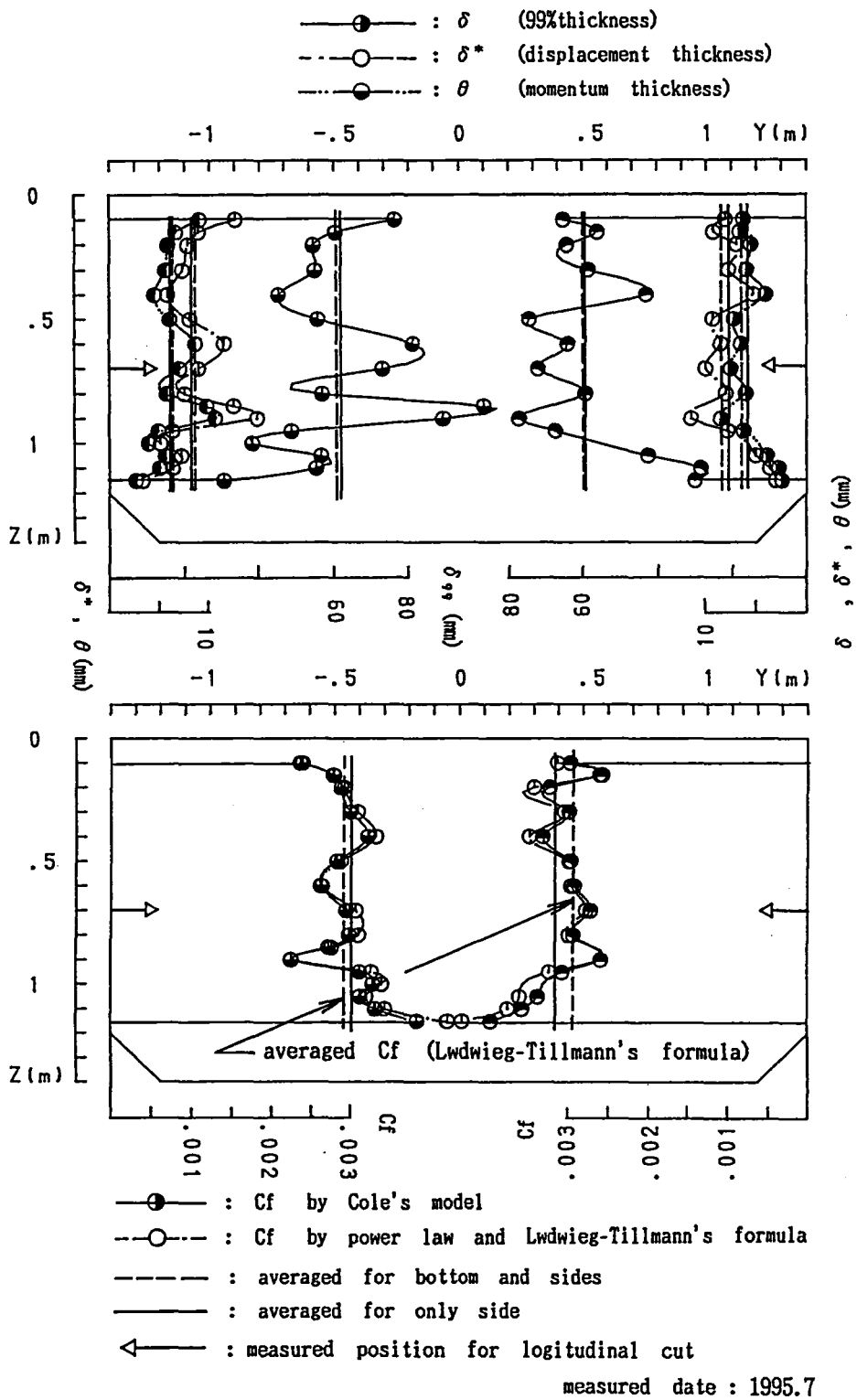


Fig.5-3(b) Components of boundary layer (y-z plane, x=1500)

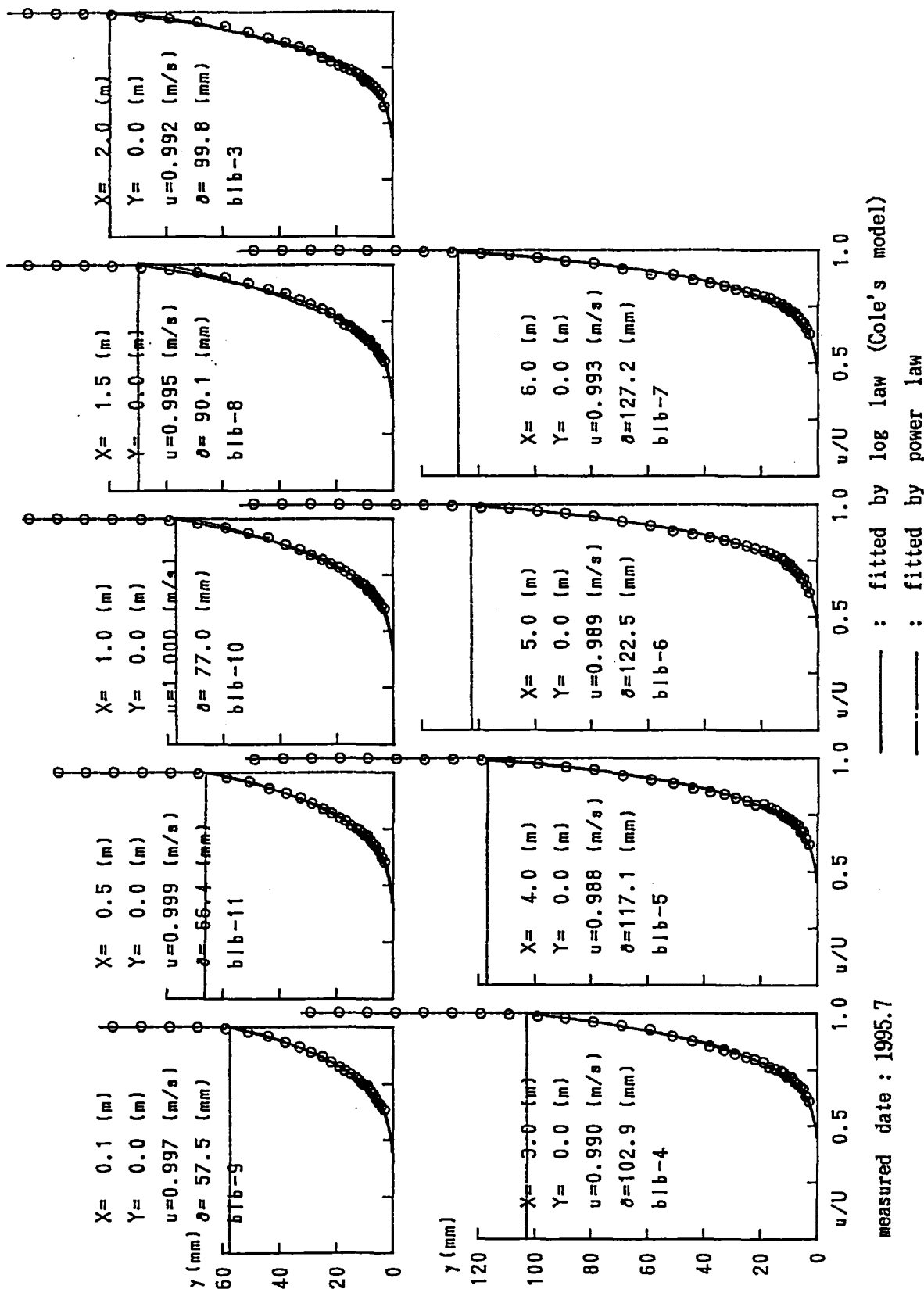


Fig.5-4 Velocity distribution of boundary layer on center of bottom

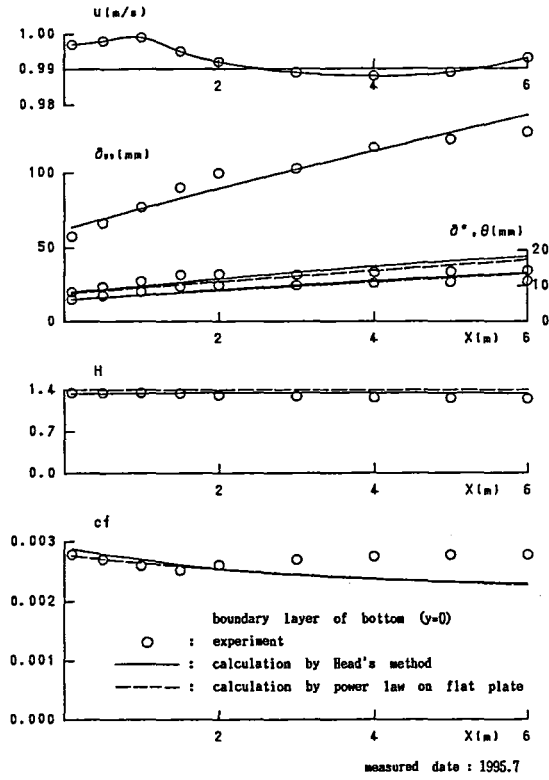


Fig.5-5 Components of boundary layer ( $y=0$ )

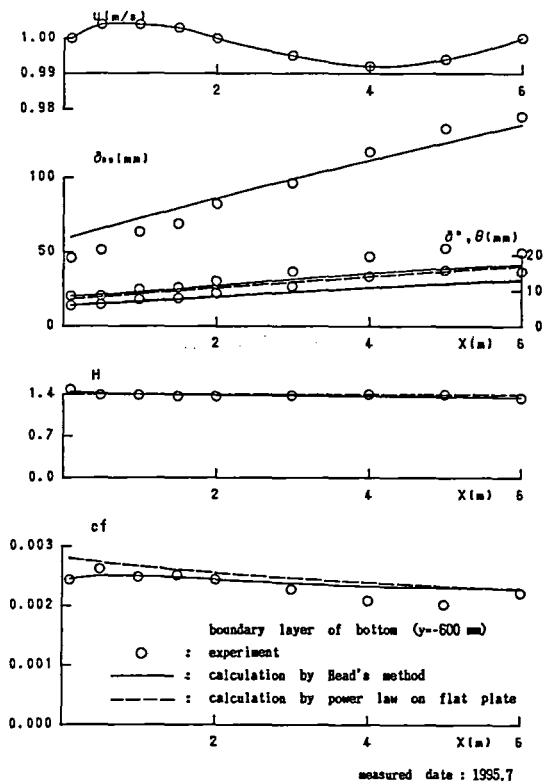


Fig.5-6(a) Components of boundary layer  
( $y=-600$ )

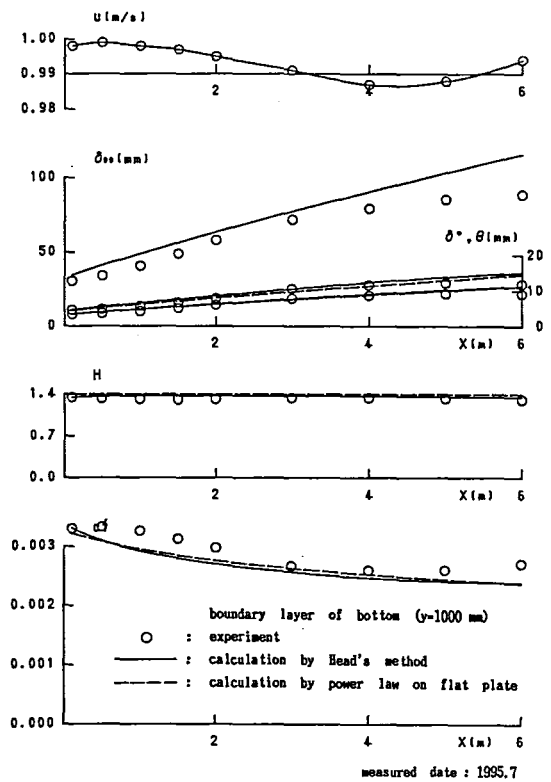


Fig.5-6(b) Components of boundary layer  
( $y=1000$ )

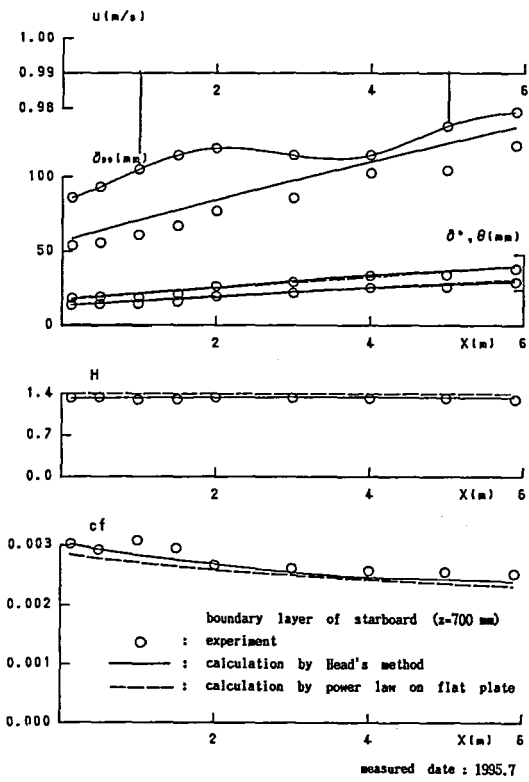


Fig.5-6(c) Components of boundary layer (starboard,  $z=700$ )

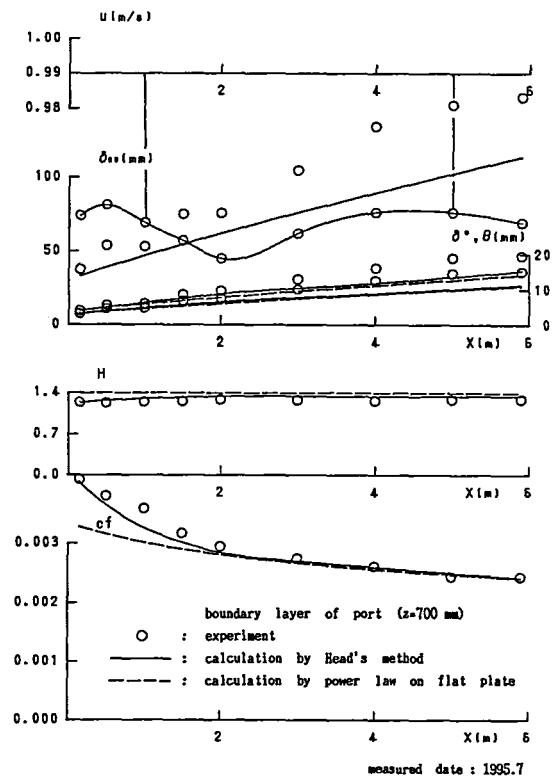


Fig.5-6(d) Components of boundary layer (port,  $z=700$ )

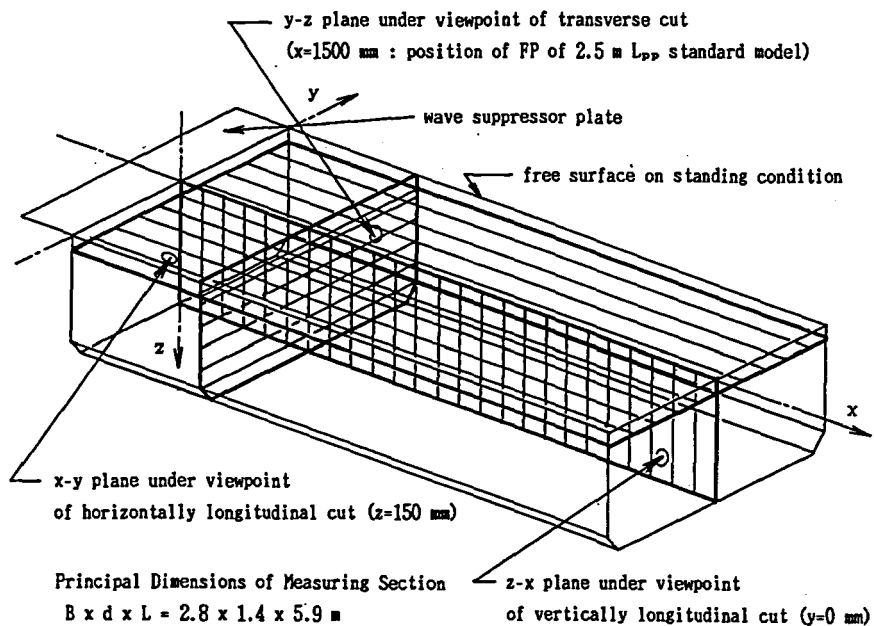


Fig.5-7 Position of flow measuring



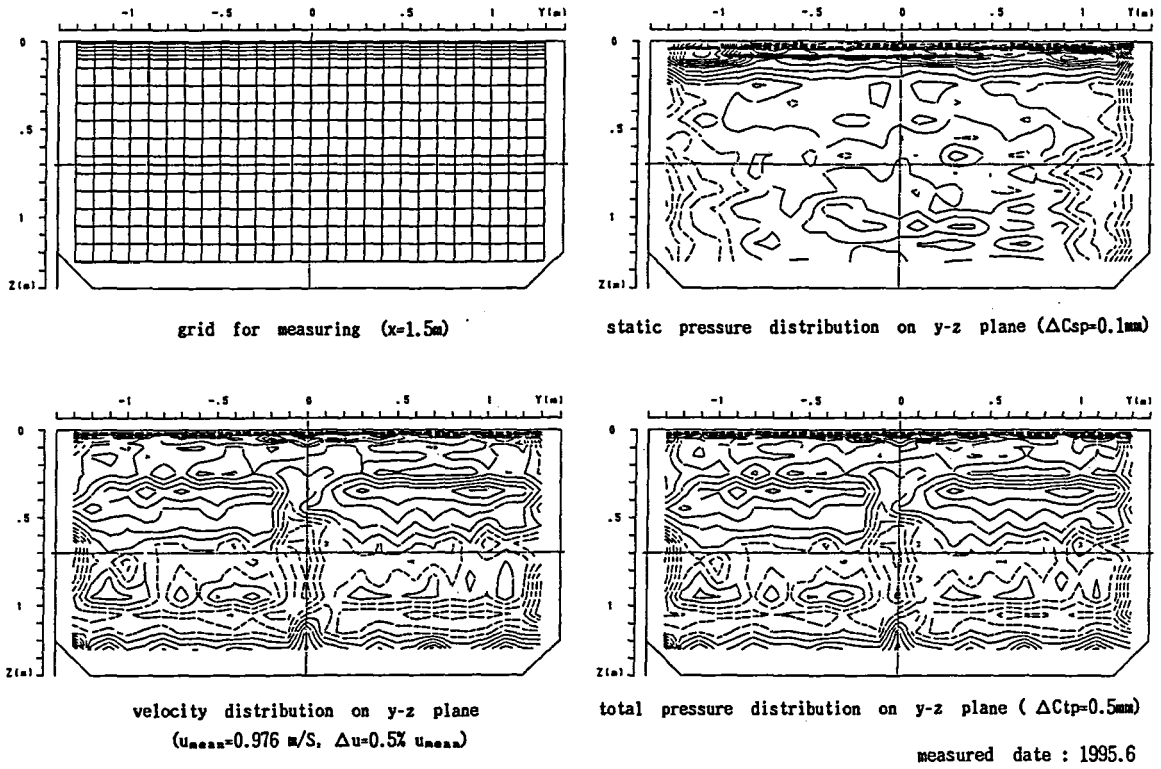


Fig.5-8 Velocity and pressure (y-z plane,  $x=1500$ )

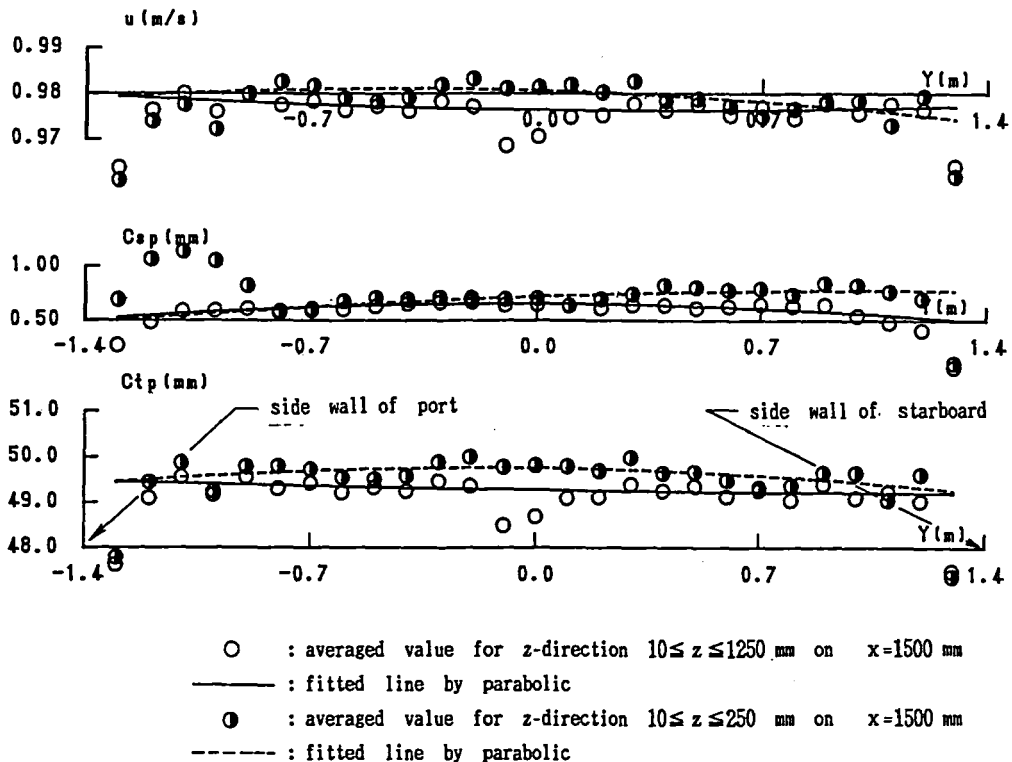


Fig.5-9 Velocity and pressure (y-z plane,  $x=1500$ )

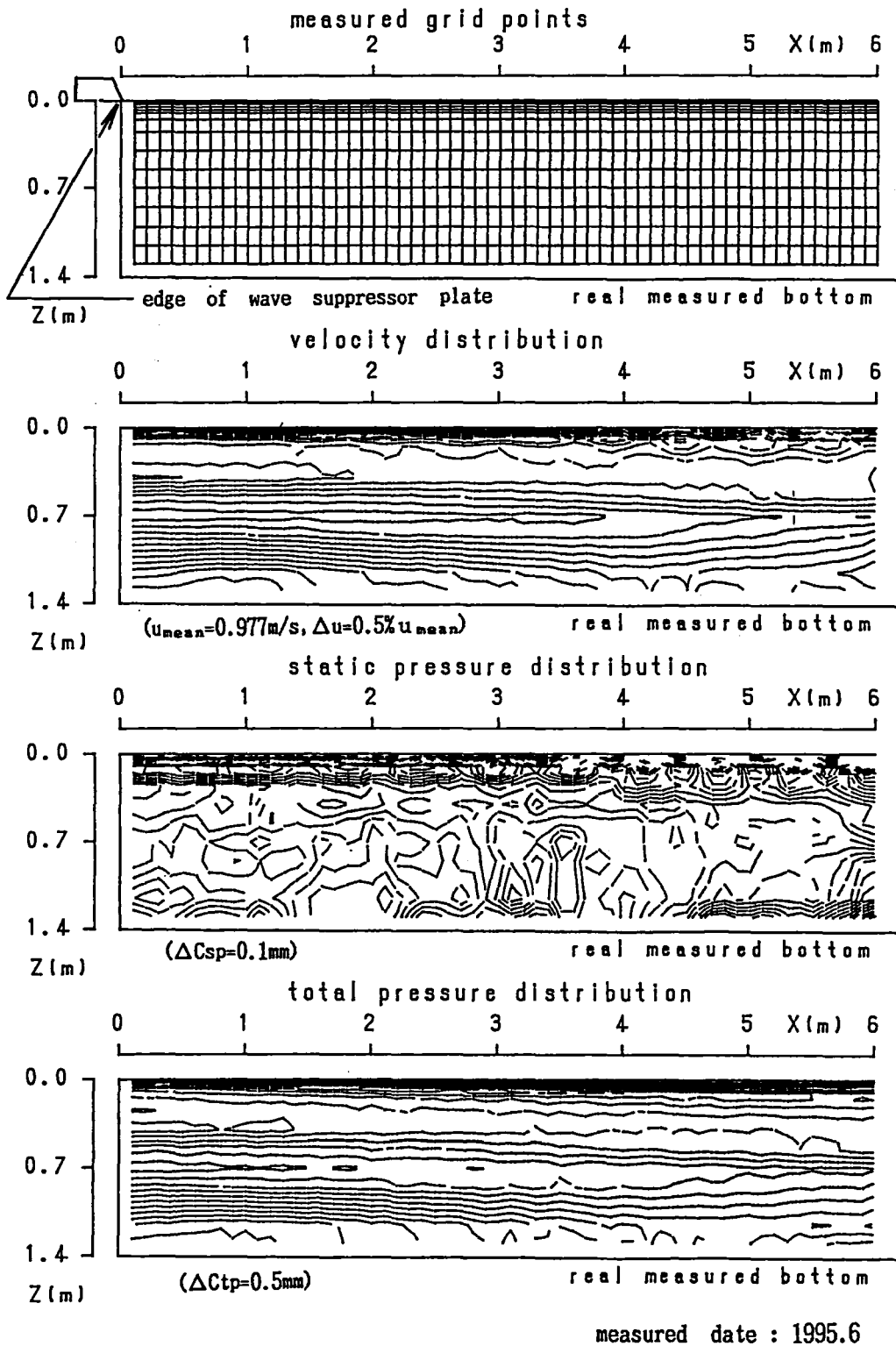


Fig.5-10 Velocity and pressure (z-x plane, y=0)

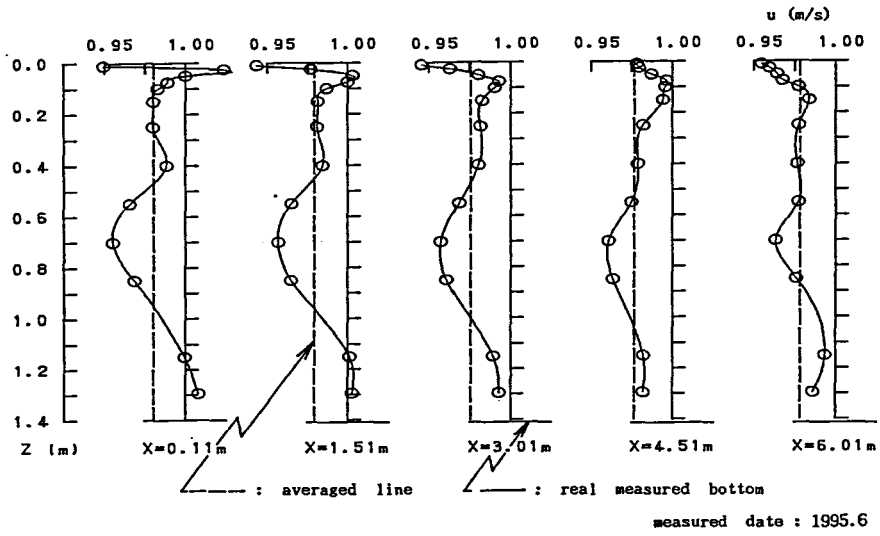


Fig.5-11(a) Velocity distribution (z-x plane, y=0)

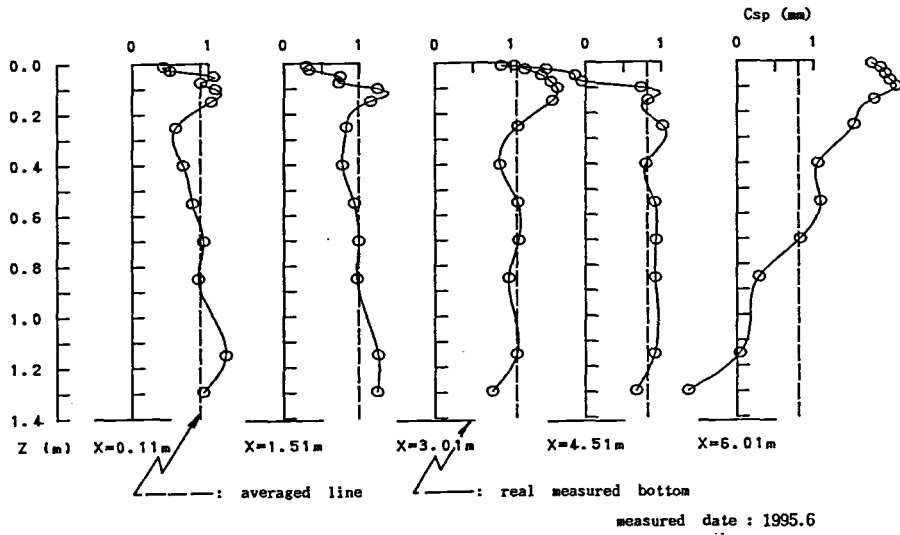


Fig.5-11(b) Static pressure distribution (z-x plane, y=0)

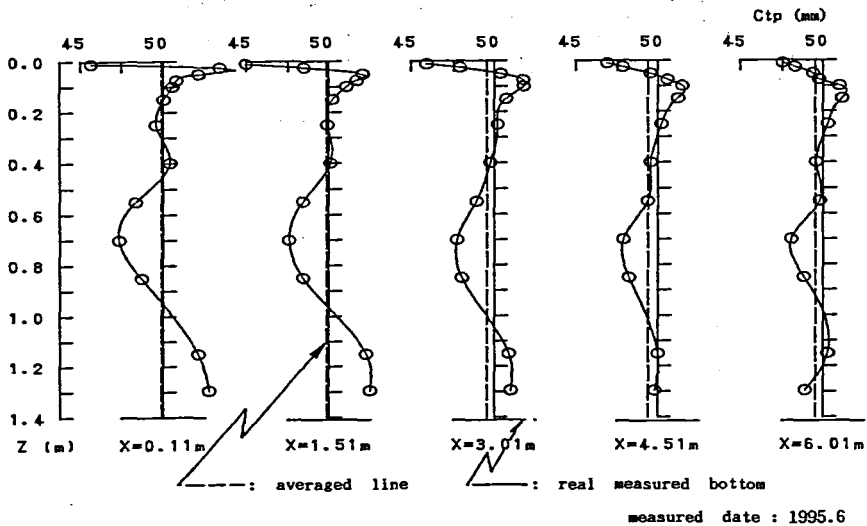


Fig.5-11(c) Total pressure distribution (z-x plane, y=0)

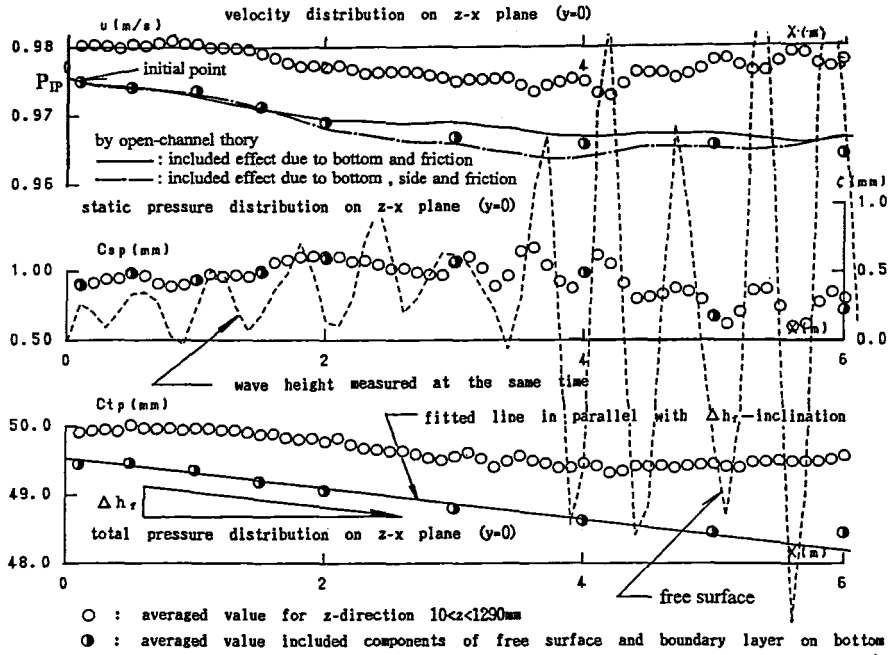


Fig.5-12 A flow model of measuring section (z-x plane, y=0, Case-1)

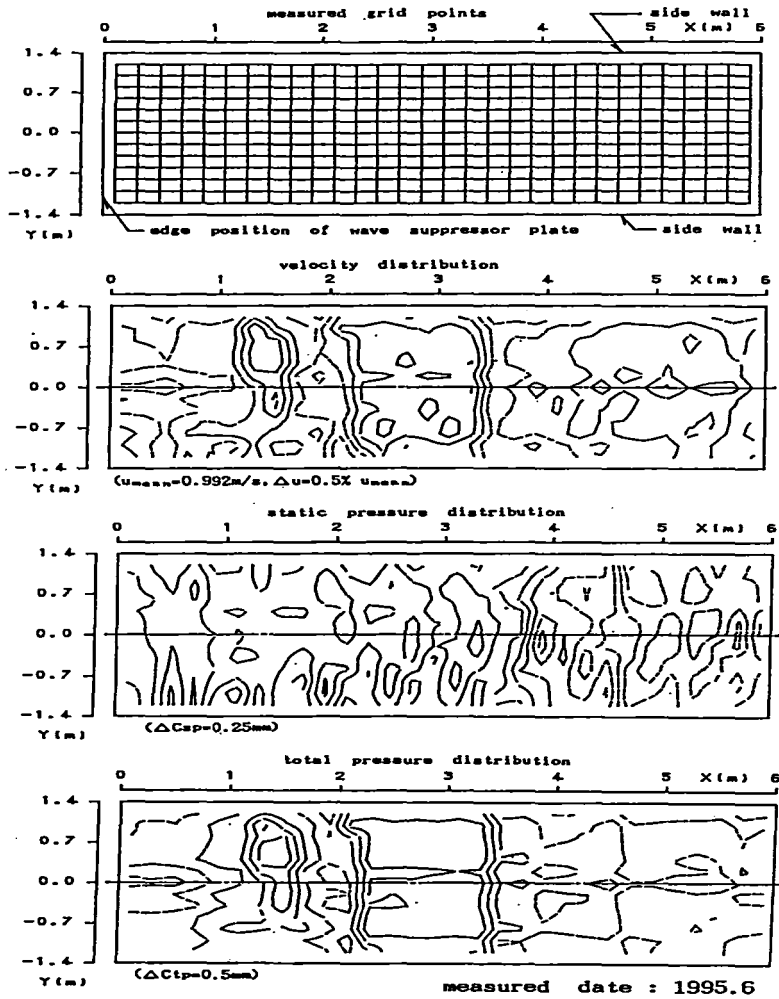


Fig.5-13 Velocity and pressure (x-y plane, z=150)

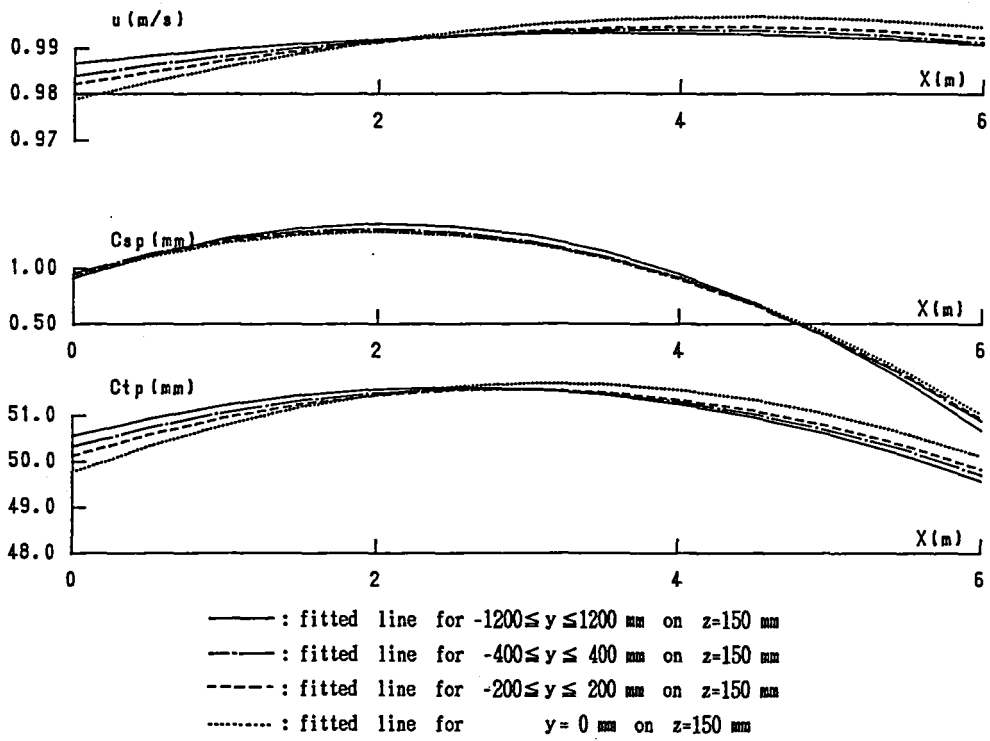


Fig.5-14 Velocity and pressure (x-y plane,  $z=150$ )

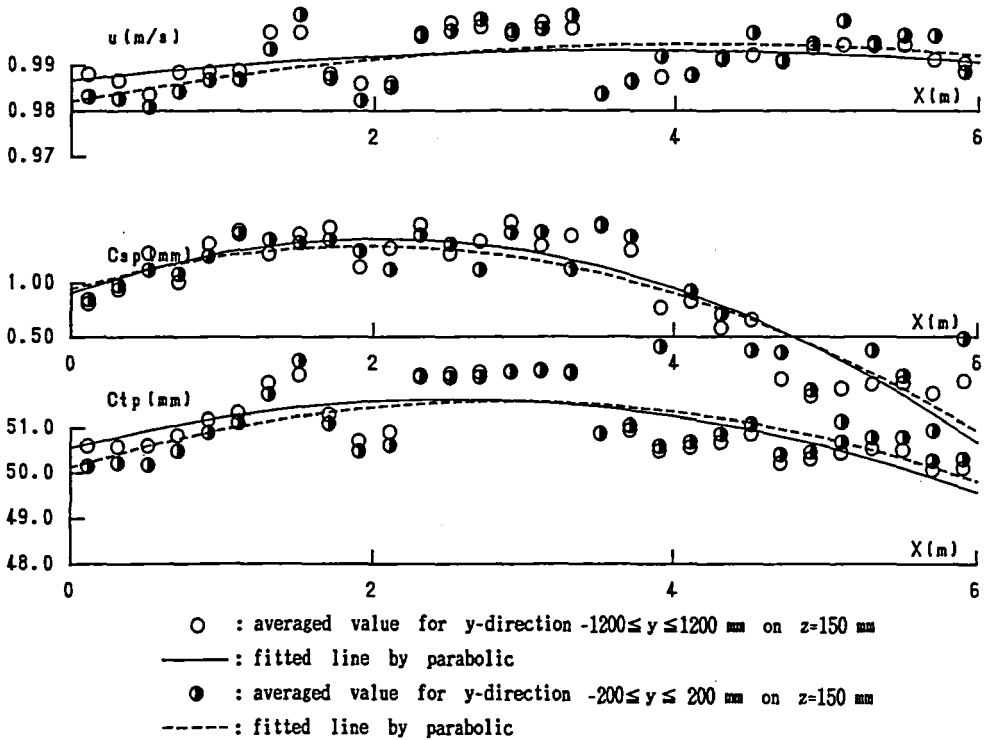


Fig.5-15 Velocity and pressure (x-y plane,  $z=150$ , Case-2)

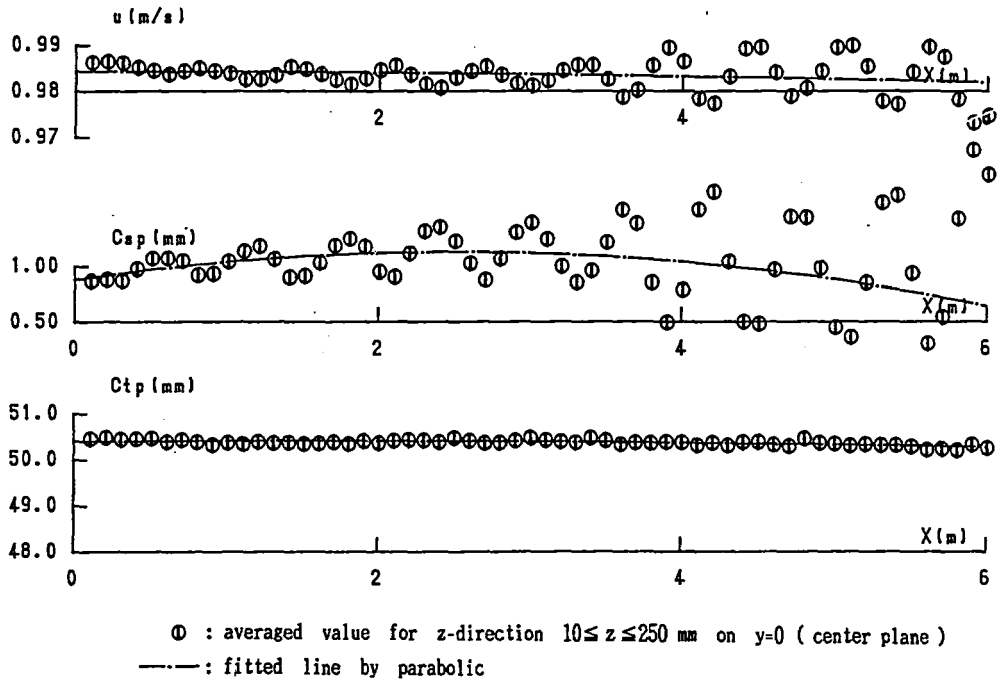


Fig.5-16 Velocity and pressure (z-x plane,  $y=0$ , Case-3)

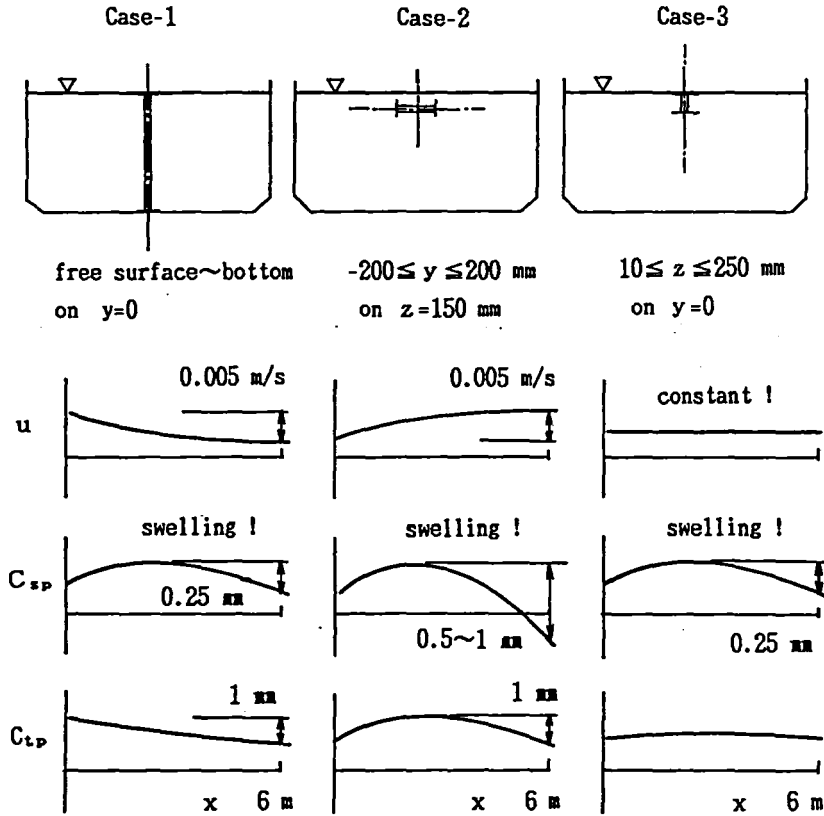


Fig.5-17 A flow model of measuring section

## 第6章 測定部流れのモデリング

### 6-1. 緒言

第3章で底面形状の作用、側面形状の作用、摩擦の変化の作用を考慮した開水路理論を示し、自由表面の定性的な性質を考察した。第4章で回流水槽の自由表面の一形態、「測定部の中央で膨れる現象」の存在を見いだした。この現象を重要な課題として位置づけ、実験で膨らみの性質を明らかにした。第5章で自由表面に重要な作用を及ぼす境界層を精査し、開水路理論の計算に必要な摩擦の評価法を明らかにした。膨らみ現象は近似的にゼロ勾配の条件の存在を意味し、次世代の技術として期待できる。しかし底面を直線とする線型的なモデルでは説明できず、新しい考えが必要である。本章では以上の経緯を踏まえた展開を行い、前半では膨らみの証明を試み、この過程で開水路理論の有用性を明らかにする。後半では本知見の応用を試み、測定部の流れの一次元モデルを提案し、新しい底面形状を開発する。

そこで第一に開水路理論の計算に必要な測定部の形状を計測する。この調査を通じて第四世代型の測定部に課題があるかどうかを明らかにする。第二に底面形状と摩擦の水面勾配に及ぼす基本的な作用を計算し、底面形状をどのようにすれば自由表面が曲面になるかを考察する。第三に測定部形状の計測結果を用い、開水路理論の計算により膨らみ現象を証明する。自由表面の計測結果(第4章)と比較し、底面形状の作用、側面形状の作用、摩擦の作用、開水路理論の有用性、測定部形状の重要性を示す。以上の過程で、測定部の形状が第四世代型の重要な課題で、設計と製作の見直しが必要であることを述べる。第四に開水路理論の定式より底面と自由表面の形状との関係を考察し、底面を直線下りとする従来モデルで、全流速でゼロ勾配の自由表面が可能かどうか、それに代わる方法として底面を曲面にすればどうなるかを考察する。第五に応用として、測定部の流れを巨視的に捉えるため、流速と圧力の一次元モデルを提案し、静圧の分布の推定法を明らかにする。第六に底面形状の設計法を示し、低中速水槽と高速水槽の新しい底面形状を開発する。

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右横方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。ただし底面形状の  $z$  座標を  $z_b$  で表し(接尾辞  $_b$  は bottom を意味する)、原点(制波板エッジ)から垂直下方の底面位置の高さを基準に上方向を正で定義し、Fig. 6-21 に図示する。自由表面の計算と計測結果について、エッジを原点に上方向に自由表面までの位置を  $\eta$  とする(第4章との整合を考慮して Fig. 6-14 のみ  $\zeta$  で表示)。また測定部の一様流速について、慣例に従い開水路理論では  $v$ 、回流水槽の設計では  $V$  で表す。また測定部の水深で定義するフルード数を  $F_n$  で表し、模型船長ベースの  $F_n$  と区別する。

### 6-2. 測定部形状の計測

第3章で考察した開水路理論は、底面形状と側面形状の重要性を表している。底面勾配が水面勾配の減少のための重要な要素であることは以前より周知され<sup>28),9),13)</sup>、据え付け後の確認は精密に行われる。しかし主要寸法の確認でなく形状の計測や水の入った状態で調べられた例はない。さらに側面形状の調査については、重要性の認識がないこともあり事例を見いだせない。そこで第四世代型の製作精度を明らかにすることを兼ね、水産工学研

究所の回流水槽の底面と側面形状を計測した。

空の状態では底面に格子をマーキングし(ピッチ 250x250mm、28x11=308 点)、標準状態に水を入れた後、格子に鋼尺を立て底面から水面までの距離を計った。表面張力の影響もあり精度は $\pm 0.25$  mm 程度であるが、本研究の目的には耐え得るレベルである。底面の計測位置を Fig. 6-1 の上側に示す。他方、横幅に対しては、長さ約 2800mm のアングルの片側にダイヤルゲージを付け、左右の計測点(10x5=50 点)にアングルをのせるためのフックを付けた。水位を標準にし、アングルをフックにセットして水中下のゲージの針を読んだ。側面の計測位置を Fig. 6-1 の下側に示す。

計測で得た底面の形状を縦切断的に表して Fig. 6-2 に示す。同図の縦座標は制波板中央のエッジより垂直下方の底面位置を基準にしている。底面には長さ x 幅 x 厚さ=1250x1300x30mm の観測用ガラスが x 軸方向 2 箇所(箇所に設けられ、図中ではこの場所を右半黒丸印で表す。底面中央において、直線補間による平均勾配を破線で示す。平均勾配は $-2.3 \times 10^{-3}$  で、設計値は $-2.5 \times 10^{-3}$  であるから、この限りにおいては妥当な施工である。全体として中央で凹型の傾向を伴う。底面形状を横切断的に Fig. 6-3 に示す。測定部の前方で右下がりの傾向にある。後方ではそのような傾向は認められないが、単純形である直方型の構造体であるにもかかわらず左右の非対称性は明らかである。短波長の凸凹は底面の裏面に補強材を取り付ける時の溶接歪みによる。

他方、側面の幅の変化を Fig. 6-4 に示す。水あり状態と水なし状態で計測し、水ありを実線で水なしを破線で示す。両側面には中央に長さ x 深さ x 厚さ=3000x1300x30mm、その前後に 1300x1300x30mm の観測用ガラスが設置されている。中央のガラスで水圧により最大 5mm 程度のたわみ変形(実線と一点鎖線の差)を伴っている。全体的に中央で横に広がる傾向にある。横幅  $b$  の  $x$  微分、すなわち  $db/dx$  の観点から基本形である測定部のフレームの製作精度が不十分である。すなわちフレーム自体の初期変形量が水圧による変形よりも大きい。設計図面によれば側面は  $2800+(0\sim 2)$ mm の精度になっている。水槽が大型で、加工の難しいステンレスを材質としているため、水槽の製作、据え付け、調整の困難さを認めるとしても、実際は図面よりレベルが低い。問題はこの事実が水面勾配にどの程度の影響を及ぼすかにあり、この検討は 6-4. で行う。

### 6-3. 底面と摩擦の作用

開水路理論の計算により、底面と摩擦の水面勾配に及ぼす作用の基本特徴を調べた。側面を直面平行と仮定し、問題の方向づけのためパラメーターを変えた比較計算による考察を行った。計算は(6-1)式(第 3 章 3-2. の(3-5)式)を用い、 $v(x)$ 、 $A(x)$ 、 $s(x)$  を初期位置(座標原点)の値  $v_0$ 、 $A_0$ 、 $s_0$  を用いて(6-2)式で表し、ルンゲクッタ法によった(パラメーターの説明は第 3 章の 3-2. で既述)。せん断応力  $\tau$  は乱流平板の指数法則(6-3)式による(6-4)式を用いた場合、あらさ係数  $n$  による(6-5)式を用いた場合の 2 例を取り上げた。ここで  $C_f$  は局所摩擦係数で、仮想原点  $x_1=1.17$ m を用いて乱流平板の式で表示する。 $n$  は自由表面を有する領域( $0 \leq x \leq 7.7$ m)における  $C_f$  の平均値を求め、これより  $n=0.0114$  を得た。以上の  $x_1$ 、 $n$  の根拠は第 5 章の 5-2. に既述した。



$$\frac{dh}{dx} = \frac{1}{1 - \frac{v^2}{gh}} \left( -\frac{1}{\rho g} \frac{1}{A} \tau - \beta \right) \quad (6-1)$$

$$v(x) = \frac{h_0}{h(x)} v_0, \quad A(x) = (h(x)/h_0) A_0, \quad s(x) = 2h(x) + s_0 - 2h_0 \quad (6-2)$$

$$C_f = 0.05754 \left( \nu / \nu \right)^{0.2} (x + x_1)^{-0.2} \quad (6-3)$$

$$\tau = 0.5 \rho C_f v^2 \quad (6-4)$$

$$\tau = \rho g \frac{1}{\left(\frac{A}{s}\right)^{1/3}} n^2 v^2 \quad (6-5)$$

水産工学研究所の回流水槽を想定し、横 x 深さ x 長=2.8x1.4x8m とし、流速を 1m/s とした。最初に摩擦の作用を調べるために次の 4 条件の比較計算を行った。

[Case-1] 摩擦を仮想原点導入の指数法則(6-3)式で表現、底面の勾配を考えない( $\beta=0$ )。

[Case-2] 摩擦を  $n$  で表現、 $n=0.010$  とし、底面の勾配を考えない( $\beta=0$ )。

[Case-3] 摩擦を  $n$  で表現、 $n=0.011$  とし、底面の勾配を考えない( $\beta=0$ )。

[Case-4] 摩擦を  $n$  で表現、 $n=0.013$  とし、底面の勾配を考えない( $\beta=0$ )。

計算の結果を Fig. 6-5 に示す。摩擦は自由表面に対し直線下りの作用を与え、Case-1 と Case-2 の比較より境界層の発達影響を考慮した場合もそうでない場合も大きな変化は認められない。また Case-2 と Case-4 の比較より  $n$  の差、 $\Delta n=0.003$  で水面勾配の差  $0.1 \times 10^{-3}$  を与え、 $n$  の下 3 ケタの微小量が水面勾配に有意の作用を及ぼし、水面勾配がデリケートな性質を持つ。既述した指摘であるが(第 5 章の 5-2.)、 $\tau$  は  $n$  の二乗で表現できる関係もあり、各機関の水槽に対する摩擦の評価の必要性を示唆している。

次に底面の勾配角  $\beta$  の自由表面に及ぼす作用を調べるための予備計算を行った。

[Case-5] 摩擦を  $n$  で表現、 $n=0.0114$  とし、底面を直線下りとする( $\beta=-2.2 \times 10^{-3}$ 、設計値)。

計算の結果を Fig. 6-6 に示す。この条件は本水槽の設計上の数値に相当する。1m/s で水面勾配は  $-0.04 \times 10^{-3}$  となるが、第四世代型の代表的な水槽<sup>9)</sup>の  $-0.3 \times 10^{-3}$  と比べると極めて小さい。しかし本質的なこととして同図は設計流速で水面勾配をゼロに近づけても  $\theta \propto -Fn^2/(1-Fn^2)$  の性質(第 3 章の 3-2.)より全流速域でゼロにすることが容易でないことを表している。さらに  $\beta$  を一定とする条件では、 $\theta \propto |\beta|$  の関係(第 3 章の 3-2.)より底面の水面勾配に及ぼす作用は直線状である。他方で摩擦の作用も Fig. 6-5 に示す計算で明らかのように直線的であるから、底面と摩擦の二つの作用を重ね合わせても自由表面は直線ではない。速度を変えても  $Fn^2/(1-Fn^2)$  が関与するだけで、自由表面の直線的な性質は依然として変わらない。したがって底面を直線下りとする概念によっては曲面のモデリングは困難である。

そこで意図的に水槽の底面を曲線で表現して計算した。Fig. 6-7、Fig. 6-8 の図中に「ski plate type」として示すように、この曲線はスキー板の側面形状に似ていることから、以後スキー板型と呼ぶことにする。

[Case-6] 摩擦を  $n$  で表現、 $n=0$  とし、底面形状をスキー板型とする。

[Case-7] 摩擦を  $n$  で表現、 $n=0.0114$  とし、底面形状をスキー板型とする。

計算の結果を Fig. 6-7、6-8 に示す。スキー板型の形状と逆転する形で自由表面の上昇が生じ、摩擦による直線的な下降の作用との重合によって中央部で膨らむ事実が得られている。ここで上昇について、それは常流で底面を下げると自由表面が上昇する性質によっている。

#### 6-4. 測定部形状の作用と膨らみ現象の理由

##### 1) 底面形状の作用

開水路理論の計算により、第4章で見いだした膨らみ現象の理由を考察し、この過程で底面形状、側面形状の重要性を示す。最初に底面の作用を調べた。底面の計測値を用い、B-スプラインで補間して底面形状を求めた。Fig. 6-2 において計測点をつなぐ実線が補間の結果で、これより底面の局所的な勾配角  $\beta$  を算出し、(6-1)式をルンゲクッタ法で上流から解いた。非線型性を考慮するため  $v(x)$ 、 $A(x)$ 、 $s(x)$  を(6-2)式に示すように、計算過程で得られる  $h(x)$  で定義した。水産工学研究所の回流水槽を前提に、測定部のサイズを幅  $x$  深さ  $=2.8 \times 1.4\text{m}$ 、流速を代表流速  $1\text{m/s}$ 、摩擦係数  $\tau$  をマンニングの(6-5)式で表現し、あらさ係数  $n$  を  $n=0.0114$  とした。側面は直線平行と仮定し、計算で得た自由表面の変位  $\eta$  を Fig. 6-9 に示す。同図中の破線は摩擦を無視した条件の計算結果である。自由表面の形状を数値微分して得た水面勾配を Fig. 6-10 に示す。同図中の実線は自由表面の局所勾配  $\theta$  を、破線は標準模型の長さ  $2.5\text{m}$  の領域に対する平均勾配を表し、 $x$  軸は船体中央位置である。Fig. 6-9、6-10 では  $y$  をパラメーターとして表しているが、一次元計算のためそれぞれに相関はなく、底面を縦切断的に捉えた結果である。自由表面の膨らみ具合は、スキー板型の形態が強調される右側 ( $y>0$ ) の方が大きいですが、左側 ( $y<0$ ) も含め全体に共通した特徴である。

次に Fig. 6-2 に示した縦方向に切断した底面形状を単純加算して平均形状を求め、この形状に対して得た計算結果を Fig. 6-11 に示す。中心線上 ( $y=0$ )、 $x=1.5\sim 4\text{m}$  において  $0.2\text{mm}$  程度の膨らみとなり、前半で上り勾配、 $x=2\sim 2.5\text{m}$  でゼロ勾配、その後半で下り勾配となり、大きさは  $(-0.2\sim +0.2) \times 10^{-3}$  となる。測定部の後半で底面の傾斜が小さくなり摩擦の作用が強調される結果として、水面勾配がマイナスで一定となる傾向、すなわち直線的に下がる形態が計算で得られている。第4章の4-4.において、中央の膨らみとともに測定部後方で水面勾配が一定の傾向になる特徴を指摘したが、その原因の一つは底面の後半での局所的な直線下りと摩擦の作用による。

##### 2) 側面形状の作用

側面形状の作用を調べた。底面、側面、摩擦の作用を考慮した定式を(6-6)式(第3章3-3.の(3-14)式)に、 $v(x)$ 、 $A(x)$ 、 $s(x)$  を(6-7)式に示す。底面の影響を除くため(6-6)式の右辺第2項( $\beta$ の項)を無視し、計測で得た側面形状と摩擦のみの作用を計算した。計算の結果を Fig. 6-12(上より三番目と四番目の present の箇所)に示す。ここで  $b$  は(上より一番目の箇所)、深さ位置(5断面)を変えて得た横幅(Fig. 6-4)の算術平均で、この変形が水深方向に二次元的に変形していると仮定し、 $x$  方向の任意点の値をB-スプラインで補間した。同図の一点鎖線とドット線(「empty condition」で説明)は、初期変形の作用量を明らかにするため、水圧に伴う変形が生じないと仮定した場合の自由表面の変形を表している。水圧の作用と製作の精度不足により側面は中央( $2<x<6\text{m}$ )で凸型の作用を及ぼす。底面形状は前半

( $0 < x < 3m$ )で凸型の作用を与えるが(Fig. 6-11)、底面も側面も作用量は同オーダーである。比較のため側面の圧力の作用を無視した(6-8)式(第3章3-2.の(3-18)式)を用いて計算した結果を同図(上から二番目の previous の箇所)に示す。全体として垂れ下がり、膨らみを表現できない。側面の圧力の作用を考慮するかしないかで自由表面は決定的に異なり、側面形状が重要である事実が得られている。

$$\frac{dh}{dx} = \frac{1}{1 - \frac{v^2}{gh}} \left( -\frac{1}{\rho g} \frac{1}{s} \tau - \beta \right) + \frac{\frac{v^2}{gh}}{1 - \frac{v^2}{gh}} \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \quad (6-6)$$

$$v(x) = \frac{A_0}{A(x)} v_0, \quad A(x) = b(x)h(x), \quad s(x) = 2h(x) + b(x) \quad (6-7)$$

$$\frac{dh}{dx} = \frac{1}{1 - \frac{v^2}{gh}} \left( -\frac{1}{\rho g} \frac{1}{s} \tau - \beta \right) - \frac{1 - \frac{v^2}{gh}}{\frac{1}{2}gh} \frac{1}{2} \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \quad (6-8)$$

### 3) 底面形状と側面形状の作用

底面形状、側面形状、摩擦の重合の作用を明らかにするため(6-6)式による計算を行った。この結果を Fig. 6-13 に示す。底面と側面の作用が重合して測定部の中央部で膨らみが得られている。実線と波線を比べると摩擦の作用が膨らみの形態に不可欠であることが分かる。比較のため水量を系統的に変えて波形を計測した結果の一部を Fig. 6-14 に示す。同図は第4章の Fig. 4-5(b)と Fig. 4-8(b)の一部を合成している。Fig. 6-14 の図中の M を頭につけた番号は Fig. 4-5(b)、4-8(b)に示す系統的实验の实验番号で、中央の M25 は波高最小の条件の結果である。破線は定在波の作用を除くためフーリエ解析を行い、定在波の周波数より低次の成分を用いて逆解析して得た波形である。ただし制波板エッジにおける流出条件を考慮していないので、上流の部分( $x < 1m$ )は比較に使えない。このような事情を認めた上で、本計算結果を比較して Fig. 6-15 に示す。最上図がこの結果で、上から二番目以下は  $1 < x < 5m$  に対し同水量に修正して比較した( $\eta$ を  $x$  方向に積分した値を計算結果と合わせる)。また制波板を水平(R)、波高最小の最適条件(M)、意図的に下げた条件(S)の3状態において、水量最適の波形に対し上記の解析を適用して得た結果を Fig. 6-16 に示す。この場合も上から二番目以下は水量の修正をしている。自由表面の変位に関しては、測定部中央でオーダー  $\eta = 0.5mm$  となっている点、 $x = 5m$  で  $\eta = 0$  になり、以後マイナスとなる形態、局所勾配に対しては、 $x = 3m$  で  $\theta = 0$  となり、その前後でオーダー  $\theta = \pm (0.1 \sim 0.2) \times 10^{-3}$  で、実験と計算は定量的に一致している。したがって開水路理論は簡単な一次元理論であるが、摩擦、底面、側面形状の作用の主要部を表現できる。

摩擦の作用について、追加考察を行う。本計算では仮想原点を一律  $x_1 = 1.17m$  としたが、仮想原点の影響を調べるために意図的に大きめ( $x_1 = 2.43, 10.0m$ )、意図的に小さめ( $x_1 = 0.1m$ )にした計算を行った。この結果を Fig. 6-17 に示す。仮想原点を変えても中央の膨らみ現象は共通して得られ、自由表面の変形量は大差ない。また底面形状と側面形状の

影響が摩擦に増して大きく、本計算でも測定部形状が重要である事実が得られている。

以上を総合すると、水産工学研究所の回流水槽の膨らみ現象は、スキー板型の底面形状の作用、中央部で外側に広がる側面形状の作用、摩擦の作用の重合による。底面を直線勾配として捉える線型理論のモデルによってはこの結論は得られない。水面勾配の単位量  $\theta = 0.2 \times 10^{-3}$  の値はそれ自体は無視できるオーダーである。しかし排水量 100kg の模型船を用いると仮定した場合、剰余抵抗 20g の作用を誘起する。実際に第 2 章の 2-4. で用いた供試模型の Series60 ( $C_b=0.6, L_{pp}=2.5\text{m}$ ) の例をあげる。排水量は 66.6kg で、流速 1m/s は  $F_n=0.1$  に相当する。船体の剰余抵抗は 44.6kg であるが、水面勾配は  $\theta = 0.2 \times 10^{-3}$  の場合、全抵抗に及ぼす作用は 13.3g で剰余抵抗の 30%に至る。この比較例より水面勾配は回流水槽の定量的試験、特に船体抵抗試験の精度を決定づけることが明らかである。回流水槽の目的の一つを定量的試験とする場合、設計法、製作法、設置法、調整法、工程管理の見直しが必要で、第四世代型の解決すべき課題である。

測定部流れには様々な物理現象が介在し、上記の推論以外の可能性を否定するものではない。例えば境界層に関する要因として、層流から乱流への遷移の作用もあげられるが、第 5 章の 5-2. で示したように 1m/s では測定部内で遷移は存在せず全域で乱流であるので、この問題の結論は得られている。ただし形状影響係数を決める 0.5m/s 前後の微速域の議論は未定である。ノズルの作用に関して、ノズルの作用による加速流れの残留影響については、第 3 章の 3-3. の差分法の計算より測定部では流れは一様で、加速流れの存在のないことが説明できている。また水量の付加的な作用については差分法の計算で水面勾配の形態とは無関係にある事実が得られている。その他、制波板から自由表面のある流れとなる形態より噴流流れの性質の存在、循環路の天井で生成された境界層とローターの加速流れの自由表面下での渦運動による作用をあげることができる。それぞれの物理的な作用の形態は別にしても、このように自由表面に及ぼす要因は多く存在し、必ずしもすべての要因の精査が完了したわけではない。しかし底面形状の変化を取り入れ、摩擦の作用を加えることにより自由表面の膨らみ現象が簡潔に説明できていることにより本論の考察の信頼性は高いと考える。

なお本計算では、境界層の排除厚の影響を考慮していない。回流水槽の境界層が無限に長い壁面の作用を受け、厚さ一定で測定部壁面にへばりつくるとすれば、流路の縮小、流速の増大、圧力の低下を誘起し、自由表面を一定量下げる作用を与える。他方、逆に発達過程であれば排除影響は流れ方向に増大し、流速の増加を誘起し、下流に従い自由表面を下げることも考えられる。さらに開水路理論は一次元理論のため、底面と側面の境界条件を満たしていない。圧力、流速に対しても二次元の扱いをしなければ深さ方向の変化を考慮できない。このように流体静力学の手法を骨子とする開水路理論に対し、流体動力学の境界値問題の観点から考えると明らかに不備である。他方で、代表流速  $v$  で流場を表現し、摩擦を一定値のあらさ係数  $n$  で扱うなどの曖昧さが、結果的に排除影響に相当する成分を取り入れた形になっているのではないかと考えるが、現時点では確たる根拠を持つに至っておらず今後の課題とした。

#### 6-5. 測定部流れの一次元モデル

開水路理論の計算で膨らみ現象が証明できた。この過程で膨らみの理由だけでなく、底

面形状の作用、側面形状の作用、摩擦の作用などが明らかになった。測定部の流速、圧力の特徴も実験で得た(第5章)。そこで本節では応用として、本研究の知見をもとに測定部の流れをモデリングする。

### 1) 考え方

流場の性質を明らかにする場合、微視的、巨視的な二つの方法によるアプローチに分けられる。自由表面の性質(第4章)、壁面の境界層の性質(第5章)、自由表面近傍のせん断流のあり方(第5章)の調査は微視的な視点によっている。ここでは巨視的な立場にたつて、測定部流れのモデリングを試みる。「複層流れ」とした結論(第5章)が示すように、測定部流れは複雑である。しかし水面勾配を開水路理論で説明できるのは、測定部の流れが一次元の性質をもっているからで、この事実は流速と圧力についても一次元的な捉え方ができる可能性を示唆している。

一次元流れの代表は円管の流れで、円管の境界層の指数法則が平板に適用されている例をあげることができる。これにならば測定部流れを一次元で表現する。すでに流速、静圧、総圧の特徴として Fig. 6-18(第5章 5-3. の Fig. 5-12)を得た。この結果は、縦垂直切断で得た二次元のデータに対し、深さ方向に平均した値の流れ方向の分布である。矩形断面の流れを一次元で表示する場合、円管流れを基準に考えると Fig. 6-19 の対比になる。ここで対称面の上側は鏡像を意味する。断面が矩形であるから軸対称にならず、コーナー方向の領域(Fig. 6-19 の A)で矛盾が生じ細部では問題を伴うが、一次元のフローモデルを縦垂直切断法による Fig. 6-18 で表現できるとする。

### 2) 流速の一次元モデル

開水路理論の計算によって流速  $u$  の変化を計算した。(6-6)式を解けば水深  $h$  が求まる。任意の位置の断面積、水深、幅を  $A, h, b$  とし、初期位置の断面積、水深、流速を  $A_0, h_0, u_0$  とすると、一次元の流速  $u$  は  $u = (A_0/A) u_0 = (h_0 b_0 / hb) u_0$  で計算できる。ここで  $u_0$  として最上流の位置の実験値(同図の  $P_{IP}$ 、接尾辞  $IP$  は Initial Point)を用い、計算で得た結果を Fig. 6-18 の  $u$  の図中に一点鎖線で示す。中央で谷になり、後方で下がる形態は計算で得られ、実験値との対応はよい。比較のため底面の形状のみ与えた結果を実線で示す。この場合、 $u = (h_0/h) u_0$  で計算した。一点鎖線に比べ実験値と合わなくなり、側面形状を無視できない結果となっている。

計算と実験の比較について次を指摘できる。①計算では境界層を考慮していない。排除影響を無視するならば、 $P_{IP}$  より大きい値(同図で上側)を初期値にしなければならない。境界層の発達を取り入れると、後方で下がる傾向になり実験と合わなくなる。②計算は矩形断面の要素(水深と幅)の影響を考慮できるが、本質は一次元である。逆に実験の値は縦垂直切断法によっており、一次元の保証がどこまでできるのかという制約を伴い、両方で前提が異なる。③水深 1400mm に対し膨らみは 0.5mm の微小で、水位変動は 0.03~0.04% のオーダーでしかない。すなわち膨らみを無視し、底面と側面の形状のみ考慮して連続の条件で計算すればよく、開水路理論の計算は不要という指摘もできる。他方、④実験ではコーナー方向の領域(Fig. 6-19 の A)の特性を考慮すれば、 $P_{IP}$  は同図の値より大きくなり(上側)、後方で上がる可能性が高い。以上、計算と実験のいずれも問題を伴うが、①縦垂直切断法で表現すれば  $u$  は一定でなく、②測定部の形状が重要である結論は共通して得られて

いる。

### 3) 圧力の一次元モデル

静圧  $C_{sp}$  について考える。自由表面においてベルヌーイの定理を適用し、圧力を静圧で表現すると、 $p_{st} = \rho gh$  (この式のみ  $p_{st}$  は静圧、 $h$  は自由表面の高さ) となることは公理である。すなわち静圧は波高で表現でき、波高を計測すれば静圧が分かる。しかしそれは自由表面における成立条件であるが、水面勾配に定在波が重合し、静圧が深さ位置で異なる (Fig. 5-11 (b)) 測定部の流れを、一次元による扱いができる保証はない。そこでこの妥当性を確認した。

Fig. 6-18 の中央の  $C_{sp}$  に示す波形 (破線) は、本実験 (流速、圧力の計測) と同時に計測した結果である。定在波の消滅のための系統的計測 (第 4 章) と実験の時期が異なり、水槽の状態も同一でない。特に制波板の両端の状態が悪く、このために縦波が発生し、 $x > 3.5\text{m}$  で顕著に介在した。この波形に対し周波数解析 (第 4 章の 4-2.) を適用し、定在波の成分を除いた。この結果を Fig. 6-20 (a) に実線で示す。定在波が大きく、この作用の確認のため定在波の最小の波形 (Fig. 4-8 (b) の中央に記す M25) を解析した。この結果を一点鎖線で示す。 $C_{sp}$ 、実線、一点鎖線の関係は必ずしも明確でない。その理由に水量が同一でないことが指摘できる。さらに静圧の計測において基準圧とした基準タンク (水槽と独立、第 4 章の 4-2.) の水量は、静止状態で制波板エッジの高さに合わせて設定した。しかし水槽の駆動に伴い水量を付加しなければならず、これにより静圧の基準がずれている可能性も考えられる。

そこで第 6 章の 6-4. の修正 (Fig. 6-15 を Fig. 6-16 に修正) と同様に、同一水量に修正 (基準を上下に移動) して比較した。具体的に  $1 < x < 5\text{m}$  の領域の平均水位を計算し、この値を差し引いて実線の水位に合わせた。修正量は一点鎖線が  $-0.24\text{mm}$ 、 $C_{sp}$  が  $-0.65\text{mm}$  で微小であるが、この結果を Fig. 6-20 (b) に示す。Fig. 6-20 (a) に対し、 $C_{sp}$ 、実線、一点鎖線の分布形は完全に一致している。上記の  $u$  で指摘した様に、矩形断面の特性を一次元で  $C_{sp}$  の分布とする制約があるにもかかわらず、実験と計算で合っている。したがって  $C_{sp}$  の分布形は一次元モデルとして妥当である。また静圧分布が膨らみ (実験と計算の両方) と対応している。それは自由表面において成立する  $p_{st} = \rho gh$  の関係を、縦垂直切断法による一次元モデルに拡張できることを意味している。要は測定部の静圧を一次元モデルで捉え、その分布を推定するには、波形を計測して周波数解析で定在波成分を除去するか、開水路理論の計算を行えばよい。

総圧  $C_{tp}$  については既述の内容 (第 5 章の 5-3.) であるが、Fig. 6-18 の下の図に矢印で示す摩擦損失と  $C_{tp}$  の (右黒丸印) が一致しているので、総圧の一次元モデルは同図の実線で表現できる。

### 4) 測定部流れの捉え方

巨視的な視点に立ち、測定部流れを一次元で捉えることを試みた。測定部の圧力場、自由表面のあり方は一次元の性質が基底にあり、開水路理論の扱いで述べた「非線型性の弱い問題であるが、非線型性を無視できない問題」を基本認識にしなければならない。このことは測定部の形状と摩擦のあり方の精査、高速時の現象解明の重要性を意味する。

特に静圧の分布が膨らみと対応している事実は、測定部流れの理解を単純化する。すな

わち測定部の波形を求め、定在波成分を除去すれば静圧のあり方が抽出できる。この場合、Fig. 6-20(b)において実線と破線で差が生じなかったことを根拠に、波高は必ずしも消滅状態である必要はない。静圧は回流水槽の試験精度の向上を図る上で最も重要な物理量であるが、計測が簡単でない事情もあった。それが簡便な波形計測で対処できる事実は、この分野にとり重要である。さらに開水路理論の計算によっても静圧の推定が可能になり、本計算法の有効活用のために測定部の形状と摩擦の調査の重要性がクローズアップする。

水面勾配と静圧が一对一の関係にあることが明確になった。水面勾配の重要性の指摘(第2章)、開水路理論の適用(第3章)、実験による調査(第4章、第5章)では、この関係を伏せてきたが、本節の結果により論点が繋がる。

静圧分布は、測定部の主要目、幾何学的形状、摩擦で決定される。それは各機関の水槽における静圧分布が異なることを意味する。また流速の静圧分布への作用は、開水路理論より  $C_p \propto Fn^2 / (1 - Fn^2)$  の関係で扱える。このため代表流速の静圧分布のみ精査すれば、この結果を骨子に他の流速に拡張できる。次のステージの課題として、水槽毎の静圧分布を推定し、船体抵抗への作用を計算すればよい。これにより水槽毎、船型毎、或いは流速毎に圧力抵抗がどのような作用を受けるかが把握でき、最終的に各水槽における船体抵抗の修正法に供することができる。測定部流れが一定流速及び一定圧力でなく、モデリングを要する事実は、それは回流水槽の実験環境が曳航水槽と異なることを意味する。したがって回流水槽の船型試験が曳航水槽と異なる結果になることは自明で、この事実を基本認識とし、回流水槽の独自性を追究しなければならない。

他方、自由表面近傍、壁面の境界層は顕著なせん断流れで、特に自由表面近傍に対して均一性の向上、乱れの作用解明を含み微視的な観点からのアプローチが必要である。この詳細は第7章で述べる。

## 6-6. 新しい底面形状の設計法

膨らみ現象の理由を利用し、底面を直線下りとする今までの概念に縛られることなく、意図的に自由表面を曲げ全流速でゼロ勾配の条件を満たす技術を開発する。なお側面を曲面にする方法も考えられるが、底面が1枚に対し側面は2枚であること、現状の製作技術を考えると側面の変形は容易でないので、底面形状のみを検討の対象とした。

### 1) 自由表面の性質の考察

水面勾配を示す(6-6)式を(6-9)式で表示する。(6-9)式は非線型で、非線型性が弱い特徴を認めてもこのままでは展開が容易でないので、水深、断面積、ぬれ縁の長さを初期位置の値とする近似表現によって線型化し、摩擦は流れ方向だけでなく流速の変化によっても変わらないと仮定する。本論ではこの仮定を第一近似で表現する。せん断応力  $\tau$  をマンシングの(6-5)式で表示すると、(6-9)式は(6-10)式になる。 $h_0, A_0, s_0$  は初期位置の水深、断面積、ぬれ縁の長さである。

$$\theta = \theta_f + \theta_b \quad (6-9)$$

$$\theta_f = -\frac{1}{1 - Fn^2} \frac{1}{\rho g} \frac{1}{A} \tau, \quad \theta_b = -\frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \beta$$

$$\theta = -f_b(Fn) (C_1 + \beta) \quad (6-10)$$

$$Fn = v / \sqrt{gh_0}, f_b = Fn^2 / (1 - Fn^2), C_1 = gh_0 (1 / (A_0 / s_0)^{4/3}) n^2$$

自由表面の変位量  $\eta$  は、 $\theta$  の積分によって(6-11)式で表現できる。

$$\eta = -f_b (Fn) (C_1 x + z_b) \quad (6-11)$$

ここで  $z_b$  は底面形状で、後で示すように(Fig. 6-21)、上向きを正とする。(6-11)式によれば、自由表面の形状は  $f_b(Fn)$  が減衰率となり底面形状  $z_b$  と一対一で表現できる。通常、水深1mの水槽では1m/sで  $Fn=0.32, f_b=0.11$  で概略10%程度の減衰を与える。2m/sでは  $f_b=0.70$  に至る。一般に  $|f_b| < 1$  で、これより減衰の表現を用いているが、 $|f_b| > 1$  では増幅となる。(6-10)式、(6-11)式に対し以下の要点を得る。

- ① 回流水槽の自由表面は  $-(C_1 x + z_b)$  を基底とし、基本形は底面形状 ( $z_b$ )、摩擦が支配する定数 ( $C_1$ ) で決まる。これに  $f_b(Fn)$  が乗じて形成される。
- ② 水面勾配の検討に際し、上記の①の性質は代表流速で集中的な検討を行っておけば全容の骨子の把握が可能になることを意味する。したがって流速を変えた計測は視点が散漫となり無意味で非効率である。第4章、第5章では、波形、流速、圧力、境界層の速度分布の計測を代表流速1m/sに絞ったが、水面勾配の精査の観点からは妥当である。
- ③ 底面形状をスキー板型とする測定部の自由表面は、常流では凸型、射流では凹型となる。この時、ゼロ勾配の位置は速度の変化によっても前後移動せず、 $f_b$  が作用して曲率が変わる。射流域でフルード数が無限大となった時、自由表面は  $(C_1 x + z_b)$  の関数形に漸近し、自由表面の制御は容易になる。
- ④ 底面を直線下りとする概念によれば、(6-10)式より  $\beta = -C_1$  の下り勾配を与える条件では、フルード数に関係なく  $\theta = 0$  となる。すなわち理論的には全流速に対してゼロ勾配の平な自由表面を表現できる。したがって直線下り勾配は第一近似における最適形状である。
- ⑤ しかし第一近似の適用度が小さい時、すなわち測定部で摩擦の変化が大きい時、摩擦が流速に依存しない時、 $\beta = -C_1$  を満足する流速ではゼロ勾配となっても、それ以外では  $\beta = -C_1$  の関係が崩れ水面勾配はゼロにならない。また  $Fn=1$  の前後では  $f_b = \pm \infty$  となり、 $\theta = 0$  は保証されない。したがって原理上、全流速で水面勾配ゼロの流れを造ることは不可能である。
- ⑥ 水槽の製作、設置、調整の困難さも指摘でき、現状の技術レベルより  $\beta = -C_1$  の直線下り勾配の保証は難しいと推察される。設置後の沈下、汚れ等の径年変化による  $\beta$  と  $C_1$  の変動もあげられ、設計流速における  $\beta = -C_1$  の継続的な保証は困難である。また現在の回流水槽の  $\theta$  は代表流速1m/sにおいて第四世代型の代表で  $-0.3 \times 10^{-3}$ 、水産工学研究所の水槽では第2章の2-3、第4章の4-4. で示したように  $\pm 0.2 \times 10^{-3}$  (ここで  $\pm$  が付くのは膨らみ現象による) のオーダーで、すでに値はわずかであるから直線下りの概念に従い、勾配角の設定精度を上げる方法による解決は難しい。
- ⑦ 全流速でゼロ勾配の平な自由表面を造ることができるか否かの問いに対し、原理、技術的困難さより不可能である。回流水槽の技術追究を続けた時、その先には曳航水槽と同じ実験環境が待っているのかどうか、この追究は次世代に課せられた課題である。
- ⑧ ただし以上は第一近似によっており、このうち摩擦が流速によっても変わらないとする仮定、すなわち摩擦に対するレイノルズ数の影響に関する考察が必要である。
- ⑨ 上記の⑦に代わるものとして意図的に自由表面を曲面にして全流速でゼロ勾配の条件を



有する流れを提案する。自由表面の形状は静圧が水頭の変化として反映したもので、船体表面の圧力分布は平な自由表面の場合と異なる。しかし静圧の変化を工学的に無視できるレベルとし、船体抵抗に及ぼす作用を船体の前後でキャンセルできれば、水面勾配の作用から逃れることができる。自由表面を曲面形にする方法は、ゼロ勾配の直平面の自由表面を求めるのに比べ設計条件のレベルとして下がる。しかしレイノルズ数の影響、製作技術の制約、径年変化等の要因に対し柔軟で、工学の観点から賢明である。

## 2) 自由表面形状の評価項目の考察

自由表面を曲面とする場合の最適な形状を考察した。水槽の操作と実験の観点から重要と考えられる項目として次の6点をあげ、変数を Fig. 6-21 に示す。

- ①ゼロ勾配の位置：水面勾配の抵抗に及ぼす作用を近似的に無視できるようにゼロ勾配の位置  $x_0$  と模型船の中央部を合わせる。これにより  $x_0$  は模型船長さと設置位置で一意に決まる。また  $x_0$  は流速によっても変化しないことが望ましい。すなわち船型試験の精度と効率の観点から速度が変わっても前後に移動しにくい自由表面であることが望ましい。
- ②自由表面の上昇量：曲面形の自由表面であっても直平面に近い形状であることが望ましく、 $x_0$  における上昇量  $\eta_0$  で表す。
- ③自由表面の曲率：試験精度の観点から曲面であっても直平面に近いことが望ましく、 $x_0$  における曲率で定義できる。
- ④自由表面の形状の対称性：自由表面の形状は静圧が反映したもので、水面勾配の船体抵抗に及ぼす作用を近似的に除くため、自由表面の形状は  $x_0$  に関して対称であることが望ましい。ただし普通の船型は前後非対称であるが、ここでは前後対称と仮定する。
- ⑤自由表面の変形に伴う水量の調整量：水量の調整量に関係し、膨らみによる体積変化の小さい方が望ましい。
- ⑥底面形状の単純性：製作精度と製作効率の観点から単純であることが望ましい。

## 3) 底面形状の設計手順

上記 2) の評価項目を考慮した底面形状の設計法を提案する。①、②を設計時の与条件として考慮し、④、⑤を形状決定時の拘束条件とする。③、⑥は底面と自由表面の形状が求まった後の評価項目として捉え考慮しない。

上記の⑥より最も簡単な形状として  $z_b$  を放物線で関数表示する。放物線ではゼロ勾配の位置に関して前後対称で、④の条件は満たされる。3次式では対称にならない。他方、後方域では放物型の自由表面では下降量が大きくなり、そのような形にする必要性もない。したがって後方では自由表面の曲率を強調せず直線下りとする。Fig. 6-21 に示すように、放物線と直線部の接続点  $P_1(x_1, z_1)$  を前後に、 $0 \leq x \leq x_1$  では放物線  $z_b = ax^2 + bx$  で、 $x \geq x_1$  では  $\beta_1$  を勾配角とする下り直線  $z_b = \beta_1(x - x_1) + z_1$  で表す。ここで  $P_1$  における一次微分に対し連続の条件を加え、 $\beta_1$  を設計上の入力値として扱い既知とする。

上記①より、(6-10)式に対し  $x = x_0$  で  $\theta = 0$  の条件を課すと(6-12)式を得る。

$$x_0 = -(b + C_1) / (2a) \quad (6-12)$$

次に②より、(6-11)式で  $x = x_0$  において  $\eta = \eta_0$  の条件より(6-13)式を得る。

$$ax_0^2 + bx_0 + C_1 x_0 = -\eta_0 / f_b \quad (6-13)$$

未知数は  $a, b, x_1, z_1$  の 4 個である。接続点  $P_1$  における接続の条件と一次微分の条件を加えると、(6-12)式、(6-13)式を含め 4 個の条件が得られ、未知数を解析的に決定できる。

設計の手順を(6-14)式に示す。初期値は設計点のフルード数  $Fn$ 、ゼロ勾配の位置  $x_0$ 、 $x_0$  における上昇量  $\eta_0$ 、後方の直線下りの勾配角  $\beta_1$  である。 $C_1$  は摩擦と測定部の主要目で決まる定数で、 $C_1 = gh_0(1/(A_0/s_0)^{4/3})n^2$  である。初期値を決めれば、未知数( $a, b, x_1, z_1$ )が求まり、簡便に底面形状を表現できる。

$$Fn, C_1 \rightarrow x_0, \eta_0, \beta_1 \rightarrow a = \eta_0 / (x_0^2 f_b) \rightarrow b = -2ax_0 - C_1 \rightarrow x_1 = (\beta_1 - b) / (2a) \rightarrow z_1 = (\beta_1^2 - b^2) / (4a) \quad (6-14)$$

## 6-7. 新しい底面形状の提案

実際に低中速回流水槽と高速水槽の底面形状を設計した。ここで低中速水槽は常流、高速水槽は射流で計画されるものとする。

### 1) 低中速回流水槽

測定部の寸法として船型試験用の第四世代型の代表的な水槽<sup>9)</sup>を想定した。排水量型の船型の流速域を主眼とし、設計流速 1m/s で船体中央位置の自由表面の上昇量を  $\eta_0 = 0.5\text{mm}$  とした。模型船長を 2m、船首の位置を制波板エッジより 1m とし、以下を与条件とした。

[設計条件]  $B \times d \times L = 2 \times 1 \times 6\text{m}$ 、 $V = 1\text{m/s}$  ( $Fn = 0.32$ )、 $L_{pp} = 2\text{m}$ 、 $x_0 = 2\text{m}$ 、 $\eta_0 = 0.5\text{mm}$  (1m/s)

底面後方の勾配角  $\beta_1$  として  $\beta_{ideal} (= -C_1) = -3.21 \times 10^{-3}$  を基準に大小 5 つの値を与えて比較する。ここで  $\beta_{ideal}$  は底面を直線下りとした時、 $B \times d = 2 \times 1$ 、 $n = 0.0114$  の条件に対し第一近似で全流速において自由表面が勾配 0 になる値である。(6-14)式より諸係数を求め、これより得た底面形状を Fig. 6-22 (同図の上より一番目)に示す。次にそれぞれの底面形状に対し(6-1)式を用い、ルンゲクッタ法で得た設計流速 1m/s における自由表面と水面勾配を同図の下(上より二、三番目)に示す。底面の形状が決まると自由表面は線型の(6-11)式より直に求まるが、正確な自由表面を求めることを優先し(6-1)式によった。測定部後方で自由表面が極端に下がることなく、他方で実際の製作、設置の困難さや経年変化を考えると曲率を大きめに与えた方が、現実性が高いと考えられ、5 例の中から Case-3 ( $\beta_1 = 0.5 \beta_{ideal}$ ) を適当とした。

底面形状を Case-3 の条件で表現し、(6-1)式を用い流速を変えて計算した結果を Fig. 6-23 に示す。同図中に破線で示す直線下りの底面は第一近似の最適形状である。本設計法で得た底面形状と大きく変わらず、あらためて測定部の流れがデリケートであることがわかる。排水量型の船型の実験流速域である流速 0.5~2.0m/s (模型船長ベースのフルード数で 0.11~0.45)において、ゼロ勾配の位置の上昇量は 1mm 以下で、目視では直平面で表現できるレベルである。測定部の後端では流速 2m/s で 2mm 程度下がるが、水槽の操作では全く問題にならない。

### 2) 高速回流水槽

高速水槽の底面形状を設計し、主要目として小倉ら<sup>35)</sup>による設計流速 5m/s の水槽を想定した。射流を設計条件とする場合でも基本的な考え方と手順は低中速水槽と同様である。しかし射流で凸型の流れとするため、低中速水槽の底面とは逆の曲率を与えなければならない。射流で凹型とすると、第一コーナーの天端で岐点が生じ、波崩れが増加し、岐点の作用を上流に及ぼさないために凸型が望ましい。設計流速における船体中央位置の上昇量

を  $\eta_0=10\text{mm}$ 、模型船長を  $1\text{m}$ 、船首を制波板エッジより  $1.5\text{m}$  とし、以下を与条件とした。

[設計条件]  $B \times d \times L=1.5 \times 1.25 \times 8\text{m}$ 、 $V=5\text{m/s}$  ( $Fn=1.43$ )、 $L_{pp}=1\text{m}$ 、 $x_0=2\text{m}$ 、 $\eta_0=10\text{mm}$  ( $5\text{m/s}$ )

底面後方の勾配角  $\beta_1$  として  $B \times d=1.5 \times 1$ 、 $n=0.0114$  の条件で  $\beta_{ideal}=-2.87 \times 10^{-3}$  を得た。この値を基準に5つの値を想定し、(6-14)式より得た底面形状を Fig. 6-24(上より一番目)に、(6-1)式より求めた設計流速  $5\text{m/s}$  における自由表面と水面勾配を同図の下(上より二、三番目)に示す。低中速水槽の場合と同様に測定部の後方で極端にたれ下がらない観点より、5例の中から Case-3 ( $\beta_1=1.5 \beta_{ideal}$ ) を採用した。

底面形状を Case-3 で表現し、(6-1)式を用い流速を変えて計算した結果を Fig. 6-25 に示す。常流で凹型、射流で凸型となる。設計流速  $5\text{m/s}$  より高速域でゼロ勾配の位置の上昇量は  $5\sim 10\text{mm}$  になり、 $\eta=(C_1x+z_0)$  の形状に漸近する。同図の水面勾配について、 $3\text{m/s}$  ( $Fn=0.86$ )、 $4\text{m/s}$  ( $Fn=1.14$ ) では、測定部の中央より後方 ( $x>3\text{m}$ ) で一定になっていない。この位置では底面は直線下りであるから、線型の(6-11)式によれば水面勾配も一定にならなければならない。この理由は、流速が臨界速度に近く、非線型の影響が生じたためである。測定部の後端では、射流域でたれ下がり、天井における波崩れの増加を防ぎ、水槽の操作の困難さを解消する形態にある。

底面が直線下りの場合、(6-10)式で  $C_1+\beta=0$  の条件を満足しない時、水面勾配は  $\theta=-f_0$  ( $Fn$ ) ( $C_1+\beta$ ) となり、流速が無限大では  $\theta=(C_1+\beta)$  を勾配とする直線状の自由表面に漸近する。高速水槽では流速の範囲、すなわち  $f_0$  の範囲が拡大するので、これによって水面勾配の変動量も低中速水槽より大きくなる。従って底面を直線下りとする考えは、低中速水槽よりも適用性が小さい。ここで提案した底面形状では、自由表面の上下変動量を除くことはできない。しかしゼロ勾配の条件の存在が全流速で保証され、その位置も不変であることを強調したい。本設計では最大流速を  $20\text{m/s}$  としているが、これに対する制約はなく流速をさらに高くしても自由表面は  $\eta=(C_1x+z_0)$  に漸近するだけである。回流水槽であっても自由表面の流れのコントロールは容易な方向にあり、さらに高速化の可能性を伺うことができる。

### 3) 実用化に向けての課題

本論で提案した曲面形の底面の課題を述べる。第一は定在波の問題である。本設計では上流位置を制波板のエッジとしたが、Fig. 6-1 に示すように実際の測定部のブロックはノズルとの接続のため制波板エッジより前方 ( $1\text{m}$ ) を初期位置とする。初期位置の天井には水面加速ローターと制波板が取り付けられる。すなわち底面勾配は自由表面の初期位置である制波板エッジでなく、これより上流の天井のある位置から始まる。したがって Fig. 6-22 に示す制波板エッジで局所的に勾配の大きい底面形状とする場合、滑らかな接続条件より制波板より上流側の底面勾配も大きくしなければならない。これより出口部の流れはプラスの圧力勾配の流れとなり、定在波の生成の可能性が強い。本設計では定在波の問題を無視したが、上流の底面形状に対する検討を加えなければならない。

第二は水量の問題である。流速に対して自由表面の形が変化し、これにより水量も変わる。定在波の消滅のための調整とは別に、水面上昇に伴う水量調整が必要になる。

第三は摩擦の検討である。本計算では水産工学研究所の回流水槽の  $1\text{m/s}$  における計測結果 ( $n=0.0114$ ) を用いたが、高速では摩擦に対するレイノルズ数の修正が必要になる可能

性を残す。底面の勾配角  $\beta$  が正確に分かっていて、各流速に対する水面勾配  $\theta$  が計測されていれば(6-10)式より定数  $C_1$  が求まり、摩擦を計測することなくあらさ係数  $n$  の流速に対する変化を知ることができる。この方法は摩擦に対する間接的な評価になる。しかし実用性が高いので検討に値する。

第四は流体力学の問題以前の事項であるが、6-4. で指摘したように製作技術の抜本的な改良なくして実用化の見通しは得られないであろう。回流水槽の利点の一つは建設コストが低いことにあり、製作精度向上の要求と相反する。しかし基本性能の向上を図るには避けることはできない。

#### 6-8. 結言

膨らみ現象を証明し、新しい底面形状を追究し、以下の結論を得た。

- 1) 第四世代型の底面形状と側面形状を計測して製作精度を明らかにし、抜本的な技術向上の必要性を示した。
- 2) 開水路理論の計算における摩擦の扱いとして、仮想原点を用いた指数法則、あらさ係数のどちらによっても結果は変わらない。乱流境界層の発達的作用は小さい。
- 3) 底面を直線下りとする従来の概念では曲面型の自由表面をモデリングできない。
- 4) スキー板型の底面形状によれば、自由表面は曲面になる。
- 5) 水産工学研究所の底面形状と側面形状は、自由表面に有意な作用を及ぼし、測定部の形状の検討は重要である。
- 6) 水産工学研究所の回流水槽における膨らみ現象は、スキー板型の底面形状の作用、中央で横に広がる側面形状の作用、摩擦の作用の重合による。自由表面の変形は実験結果と定量的に一致する。開水路理論で波流れの基本特徴を説明できる。
- 7) 側面圧力の作用を無視した場合、自由表面は流れ方向にたれ下がる形態になり、実現象と異なる。水面勾配に対し側面の作用は無視できず、底面とともに水面勾配を決める重要な要素である。
- 8) 第四世代型において、測定部の形状の設計、製作の見直しは重要な課題である。
- 9) 縦垂直切断法で得た流速、静圧、総圧の一次元モデルにより、測定部の流れを巨視的に捉えることができる。流速は測定部の形状、排除影響の作用を受け一定でなく、流れ方向に減少する。静圧は膨らみを表し、水面勾配の形態と対応する。総圧は摩擦損失の傾斜と対応する。
- 10) 静圧の一次元モデルは、開水路理論による膨らみ、波形の解析による膨らみと一致し、測定部の静圧を巨視的に表現する。水面勾配と静圧の一次元モデルの勾配は一对一の関係にある。
- 11) 静圧の特徴を巨視的に把握するには、縦垂直切断法による一次元モデルで対処できるが、波形を計測して定在波成分を除去すればよい。波高は消滅状態でなくてよく、回流水槽の試験精度の向上に最も重要な静圧の形態が、簡便な波形計測で抽出できる。
- 12) 開水路理論の計算によっても静圧の一次元モデルを推定できる。従って測定部の形状と摩擦を精査しなければならない。
- 13) 測定部の圧力場、自由表面は一次元の性質が基底にあり、「非線型性の弱い問題であるが、非線型性を無視できない問題」として理解しなければならない。

- 14) 水面勾配と静圧は一对一の関係にあり、これによって水面勾配の重要性の指摘(第2章)、開水路理論の適用(第3章)、実験による調査(第4章、第5章)の論点が繋がる。
- 15) 静圧分布を推定すれば船体抵抗への作用が計算できる。本手法により水槽毎、船型毎、流速毎に圧力抵抗がどのような作用を受けるかが把握でき、各水槽における船体抵抗の修正法に供することができる。
- 16) 開水路理論に第一近似の仮定を用いた表現式を示した。底面形状と摩擦で自由表面の基本形が決まり、流速はこの基本形に対し減衰と増幅の作用を及ぼす。
- 17) 第一近似では流速が変わってもゼロ勾配の位置は前後不変で、自由表面の曲率が変わるだけで、流速が無限大の時、自由表面は底面形状と摩擦の関数形に漸近する。
- 18) 全流速でゼロ勾配の平な自由表面ができるかどうかに対し、底面を直線下りとする方法によっては基本原理と技術的な困難さより不可能である。
- 19) 自由表面の形状を意図的に曲面形とし、全流速でゼロ勾配の条件を与える底面形状の設計法を示した。
- 20) 常流を設計流速とする低中速水槽と射流を設計条件とする高速水槽の底面形状を設計し、全流速で水面勾配の作用から開放できる新しい底面形状を提案した。

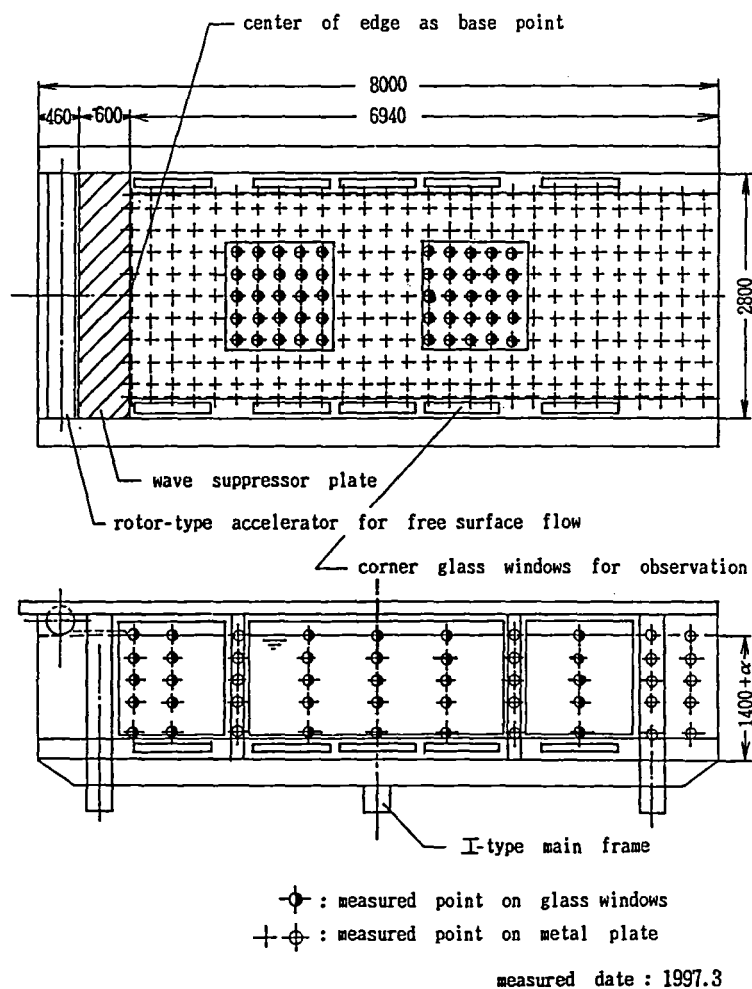


Fig.6-1 Measuring points

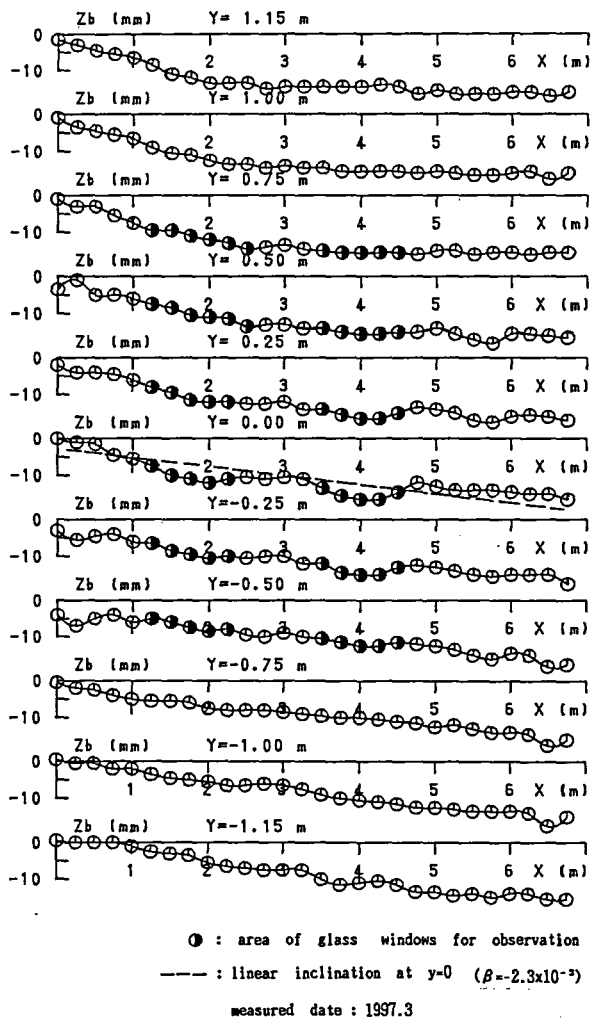


Fig.6-2 Measured bottom form

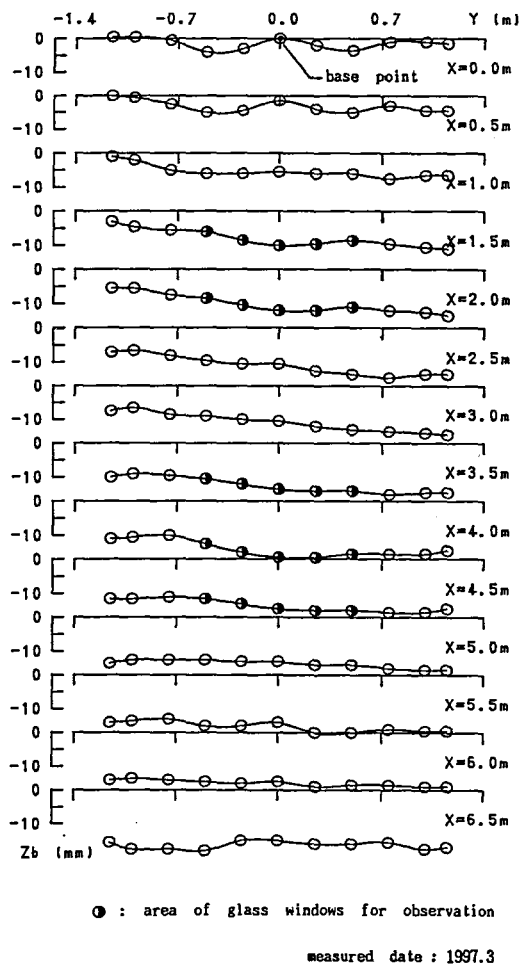


Fig.6-3 Measured bottom form

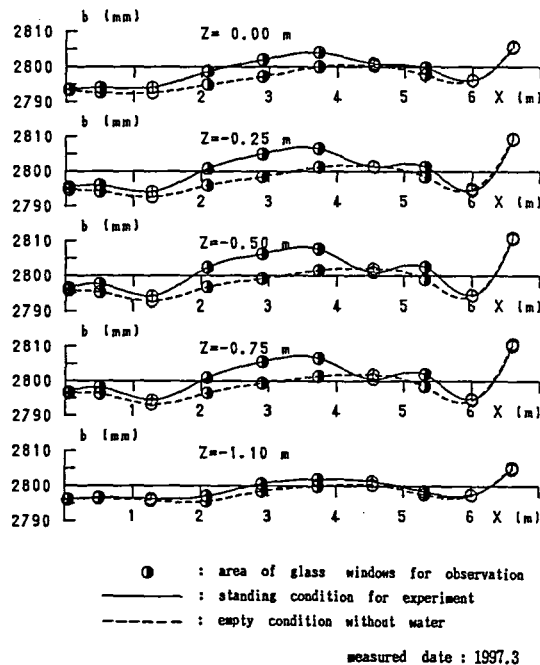
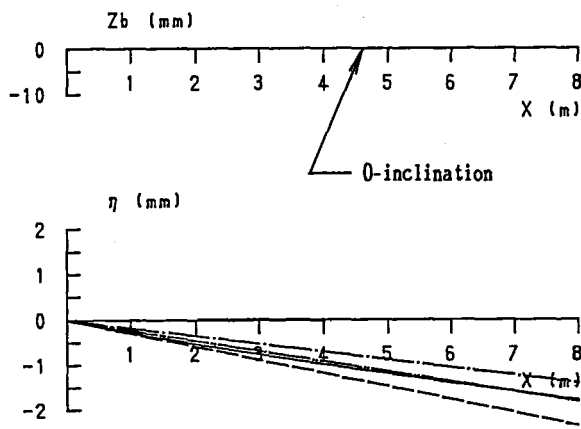
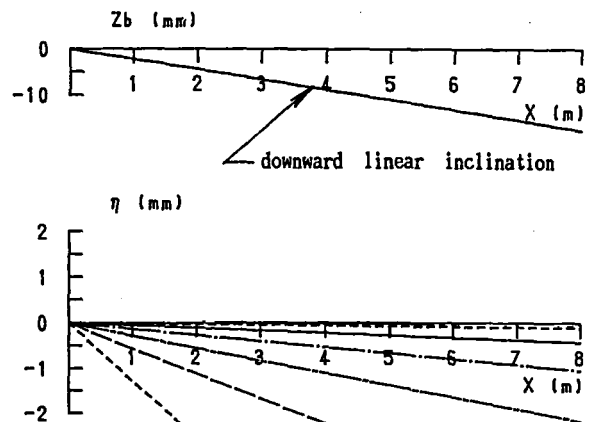


Fig.6-4 Measured side form



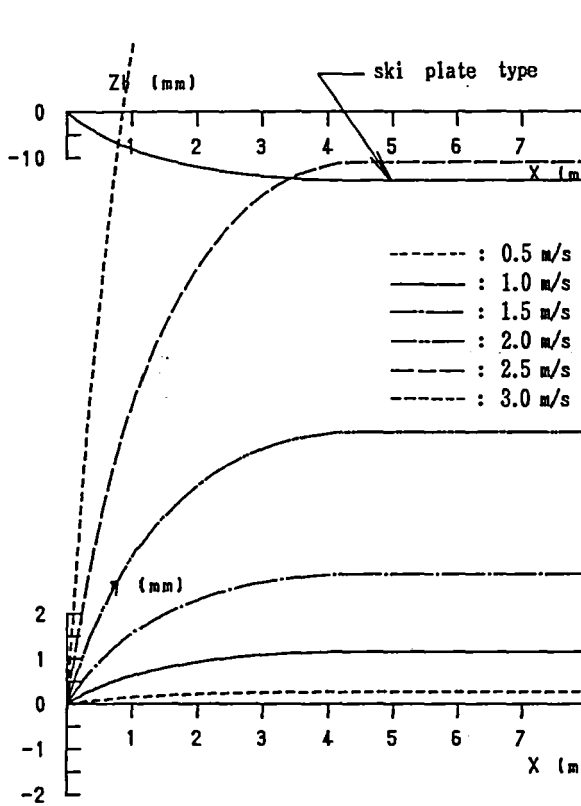
$B \times d \times L = 2.8 \times 1.4 \times 8 \text{ m}$ ,  $V = 1.0 \text{ m/s}$   
friction bottom inclination  
Case-1 : ——— power law  $\beta = 0$   
Case-2 : - - - - -  $n = 0.010$   $\beta = 0$   
Case-3 : - · - · -  $n = 0.011$   $\beta = 0$   
Case-4 : - - - - -  $n = 0.013$   $\beta = 0$

Fig.6-5 Free surface elevation



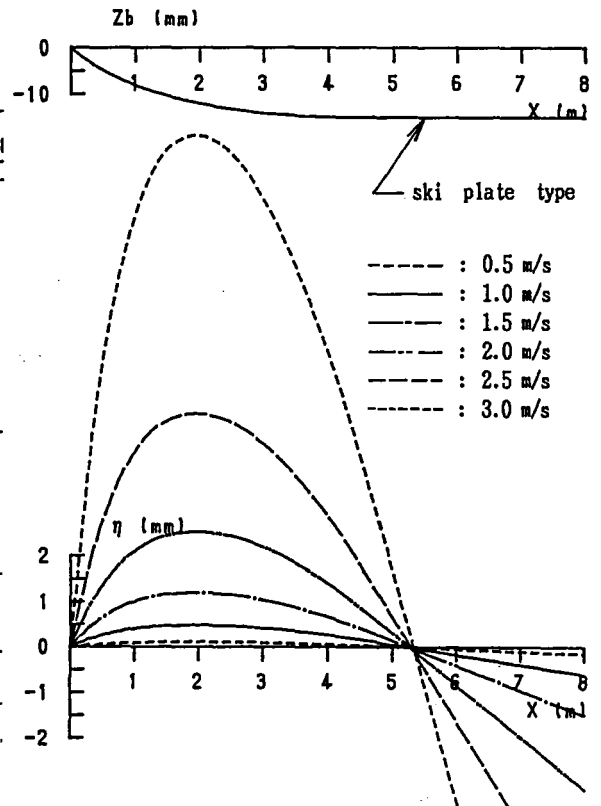
Case-5  
 $B \times d \times L = 2.8 \times 1.4 \times 8 \text{ m}$   
 $n = 0.011$ ,  $\beta = -2.2 \times 10^{-3}$   
- - - - - : 0.5 m/s - - - - - : 2.0 m/s  
— — — : 1.0 m/s - - - - - : 2.5 m/s  
- · - · - : 1.5 m/s - - - - - : 3.0 m/s

Fig.6-6 Free surface elevation



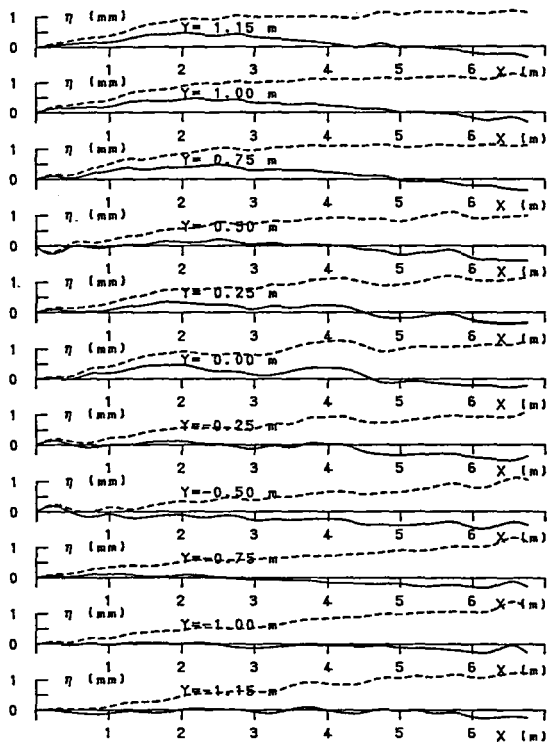
Case-6  
 $B \times d \times L = 2.8 \times 1.4 \times 8 \text{ m}$   
 $n = 0$ ,  $\beta$  : 「ski plate type」

Fig.6-7 Free surface elevation



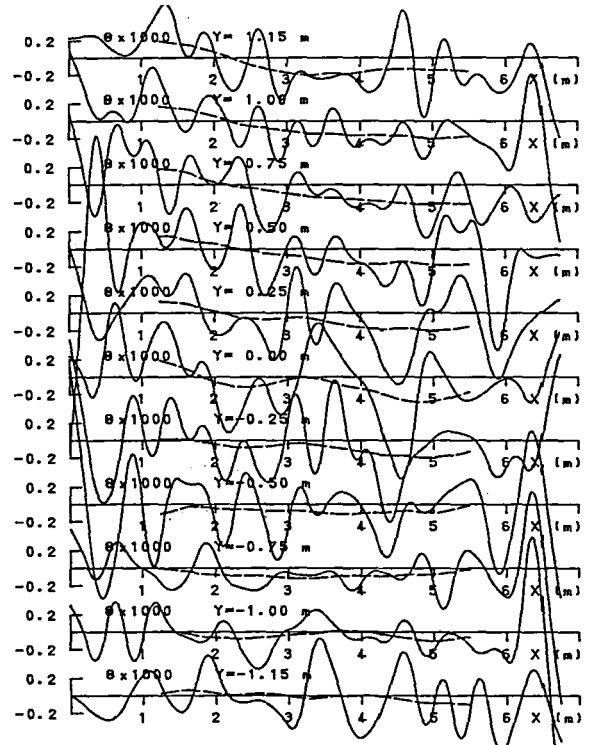
Case-7  
 $B \times d \times L = 2.8 \times 1.4 \times 8 \text{ m}$   
 $n = 0.011$ ,  $\beta$  : 「ski plate type」

Fig.6-8 Free surface elevation



$B \times d \times L = 2.8 \times 1.4 \times 8 \text{ m}$ ,  $V = 1.0 \text{ m/s}$   
 —: included effect due to bottom & friction ( $n=0.011$ )  
 - - - : included effect due to only bottom ( $n=0$ )

Fig.6-9 Free surface elevation



$B \times d \times L = 2.8 \times 1.4 \times 8 \text{ m}$ ,  $V = 1.0 \text{ m/s}$   
 —: directly calculated inclination from free surface  
 - - - : averaged inclination for 2.5 m Lpp length (X is midship)

Fig.6-10 Free surface inclination

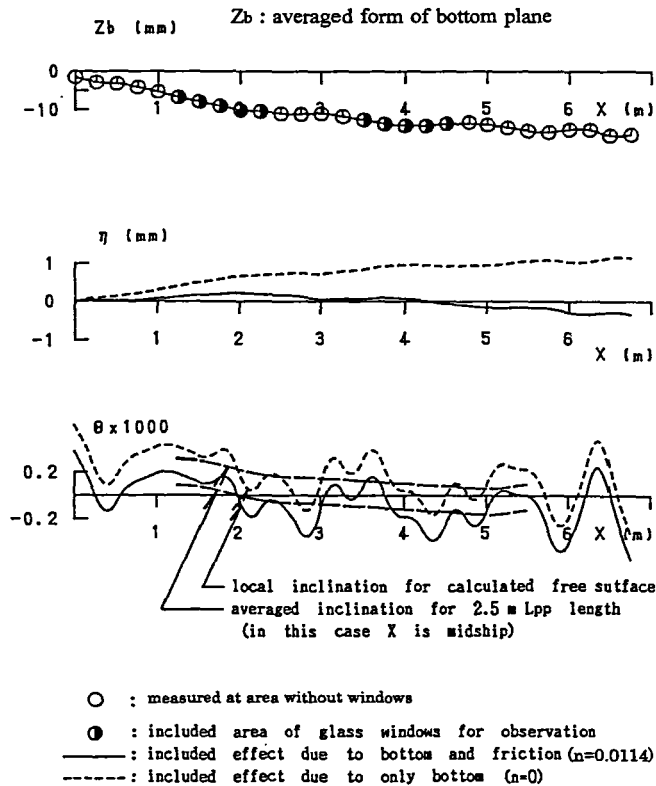


Fig.6-11 Calculated free surface elevation and inclination



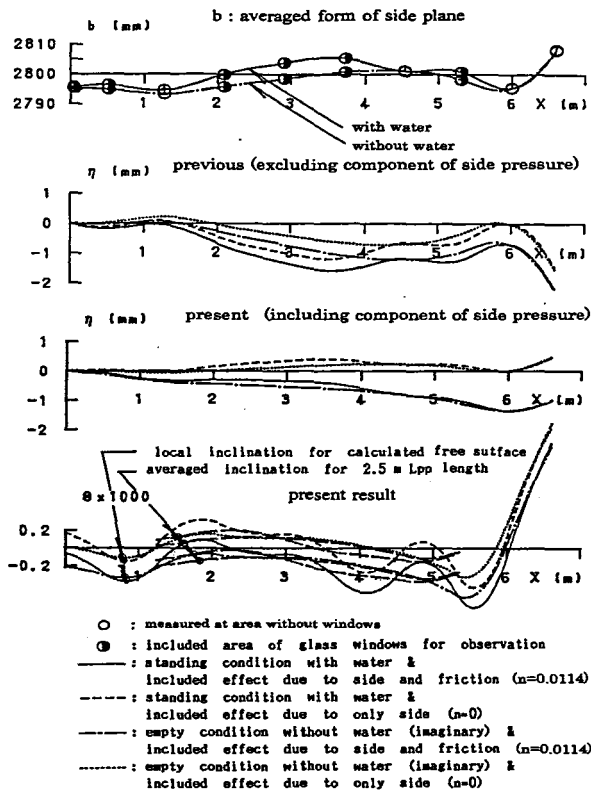


Fig.6-12 Calculated free surface elevation and inclination

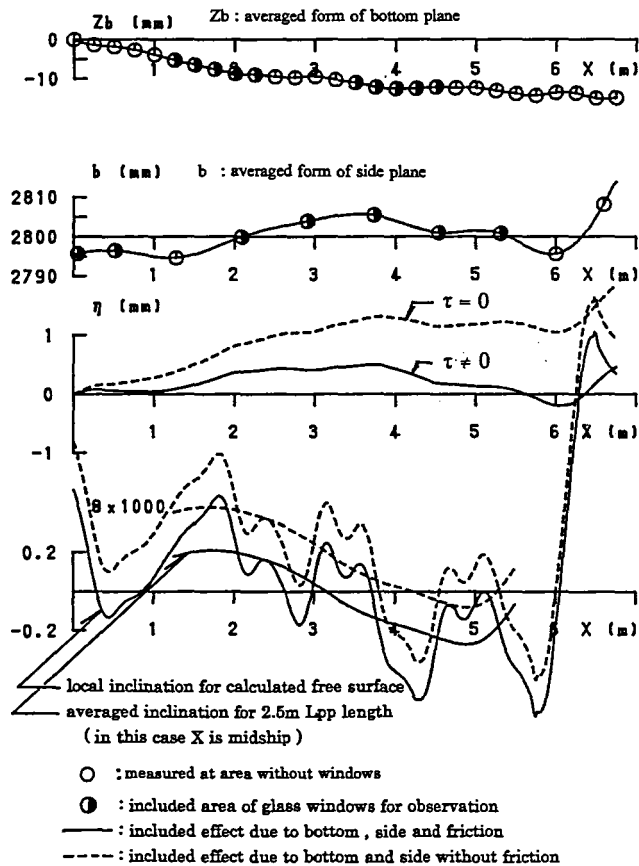


Fig.6-13 Calculated free surface elevation and inclination

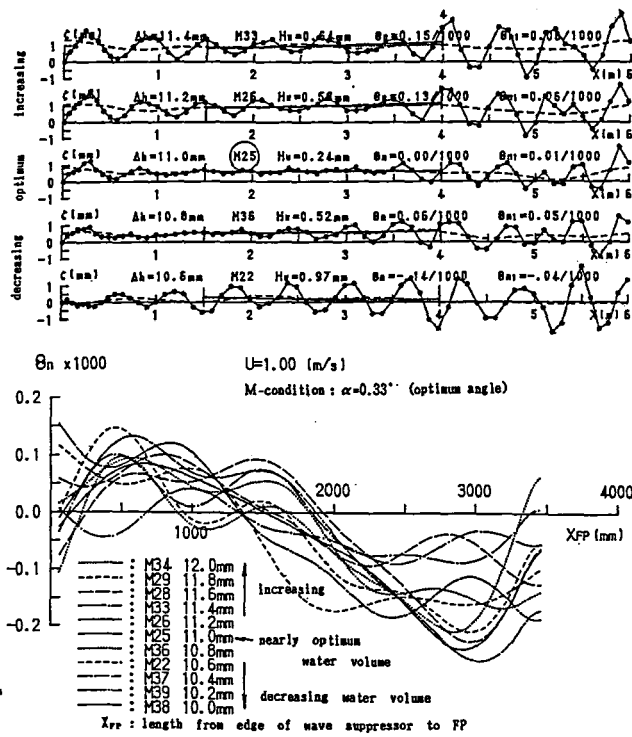


Fig.6-14 Measured free surface elevation and inclination

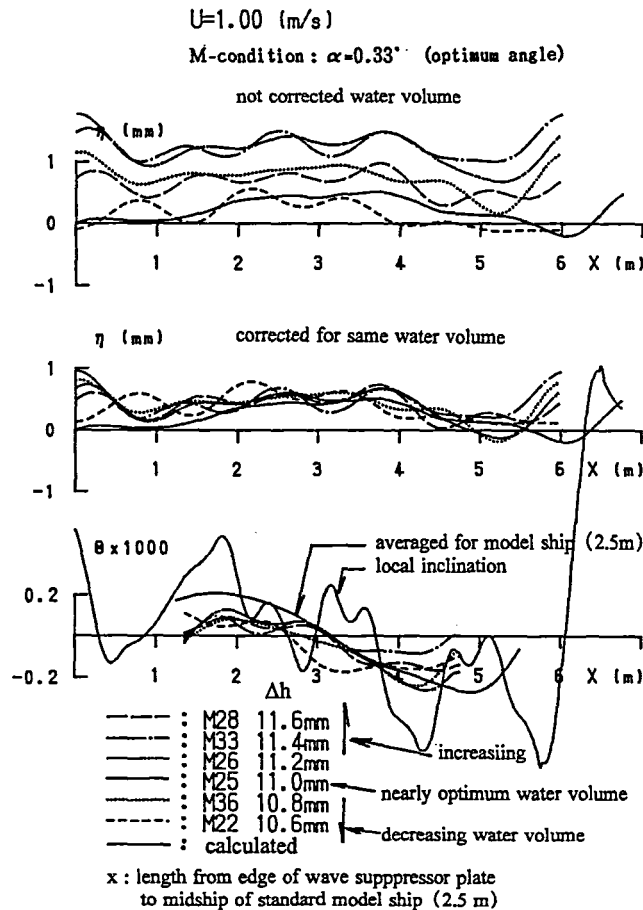


Fig.6-15 Calculated free surface elevation and inclination

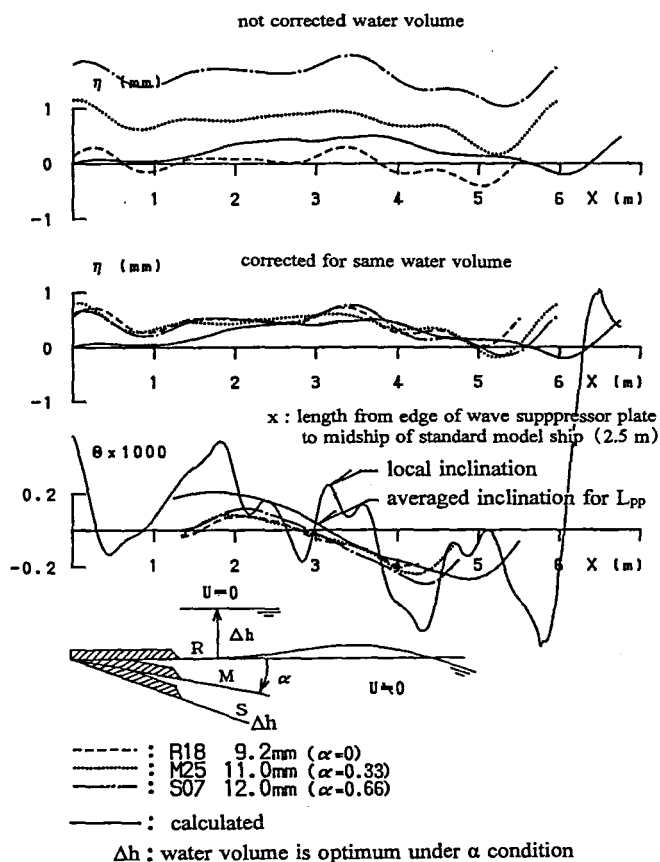


Fig.6-16 Calculated free surface elevation and inclination

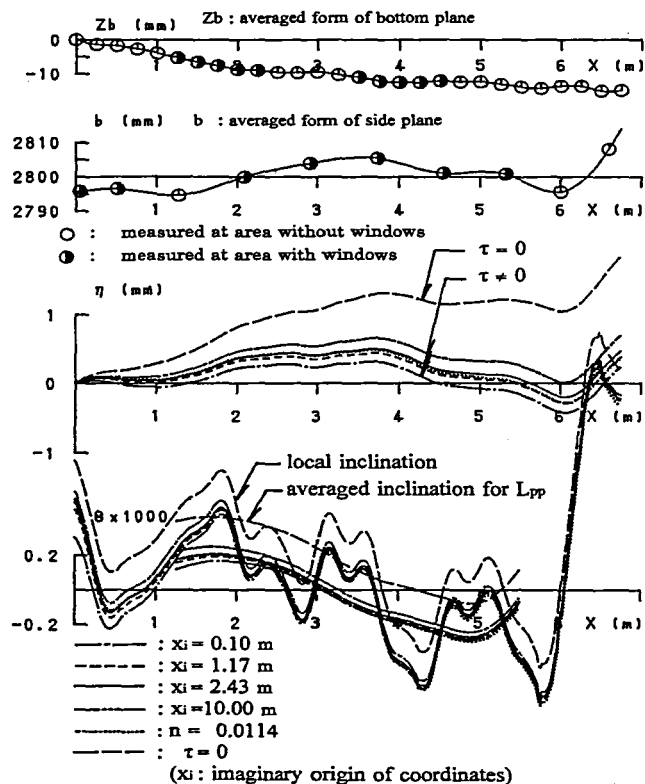


Fig.6-17 Calculated free surface elevation and inclination

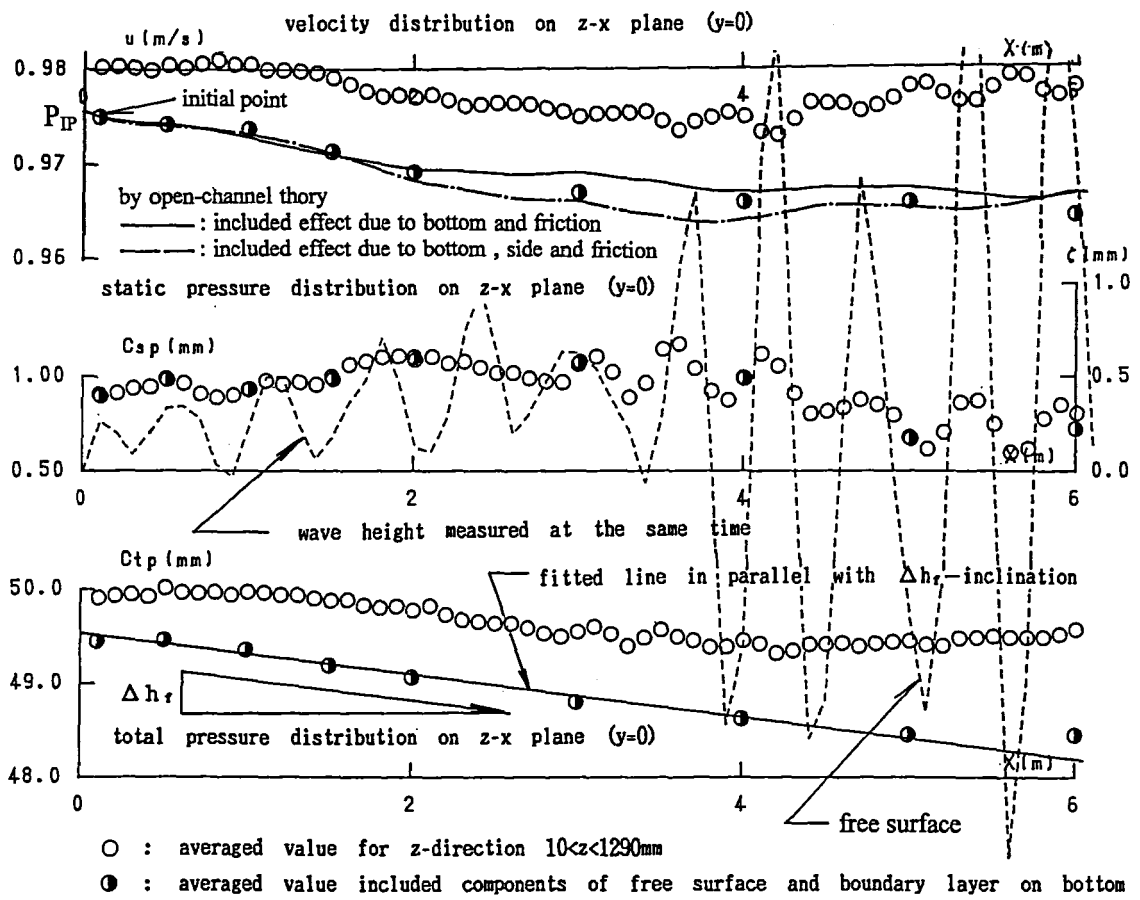


Fig.6-18 A flow model of measuring section (z-x plane, y=0, same as Fig.5-12)

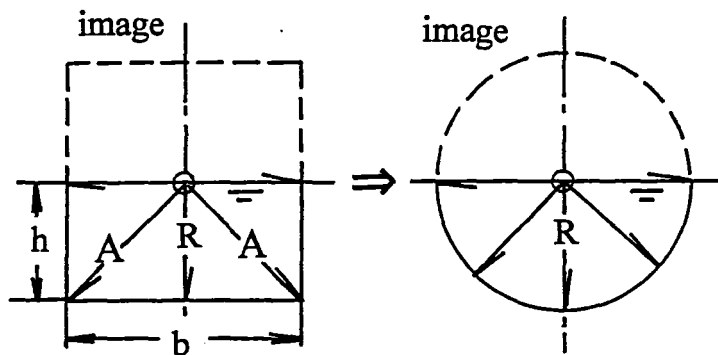


Fig.6-19 A flow model analogized with pipe flow

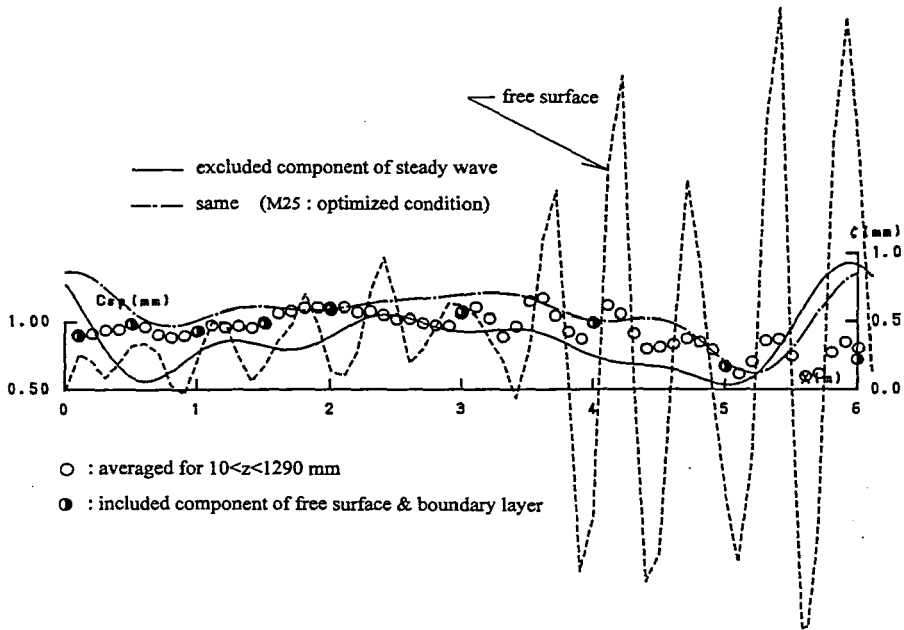


Fig.6-20(a) Static pressure distribution (z-x plane, y=0)

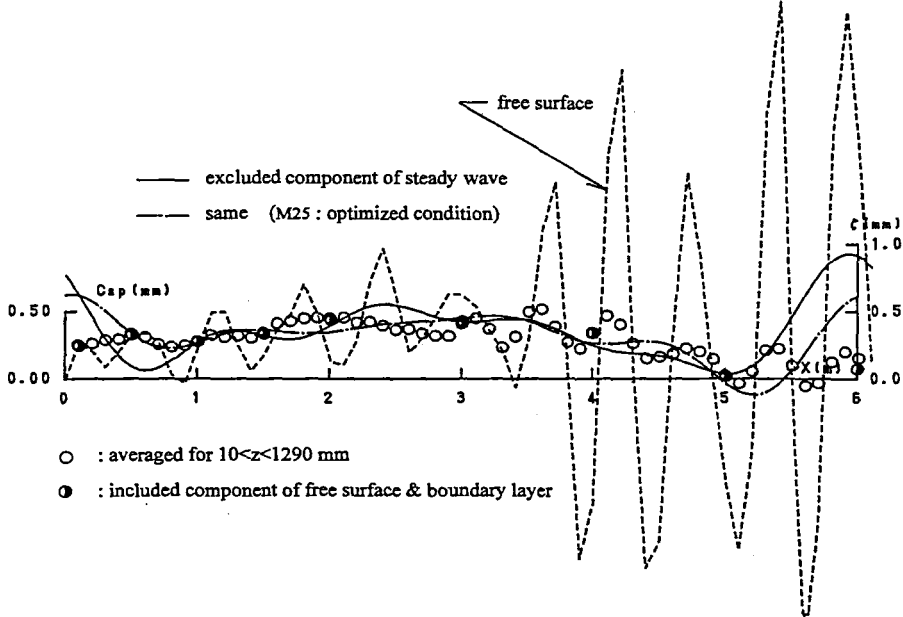


Fig.6-20(b) Static pressure distribution (z-x plane, y=0)

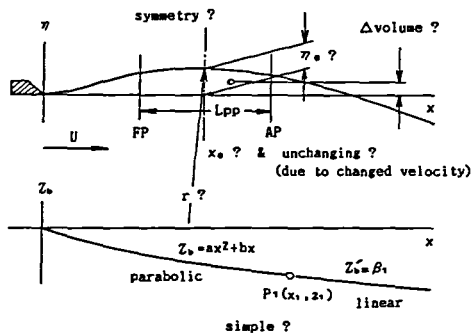


Fig.6-21 Parameters of advanced bottom form

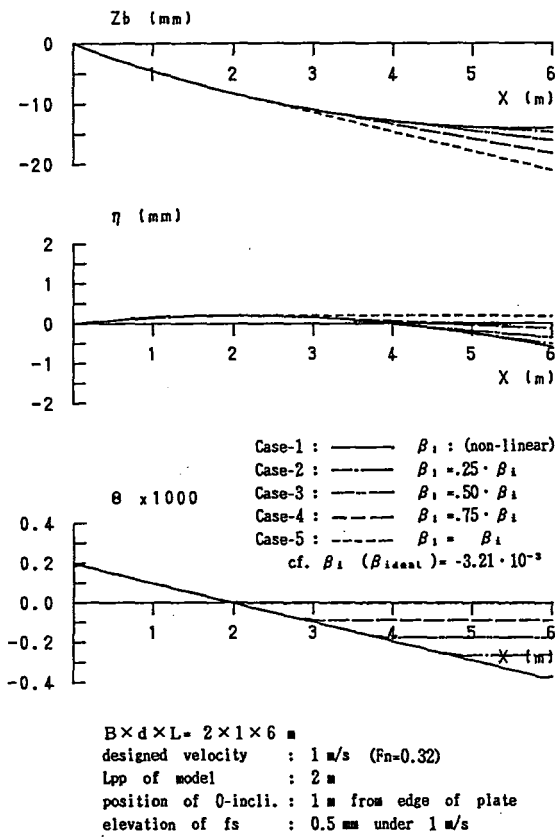


Fig.6-22 Advanced bottom form and free surface

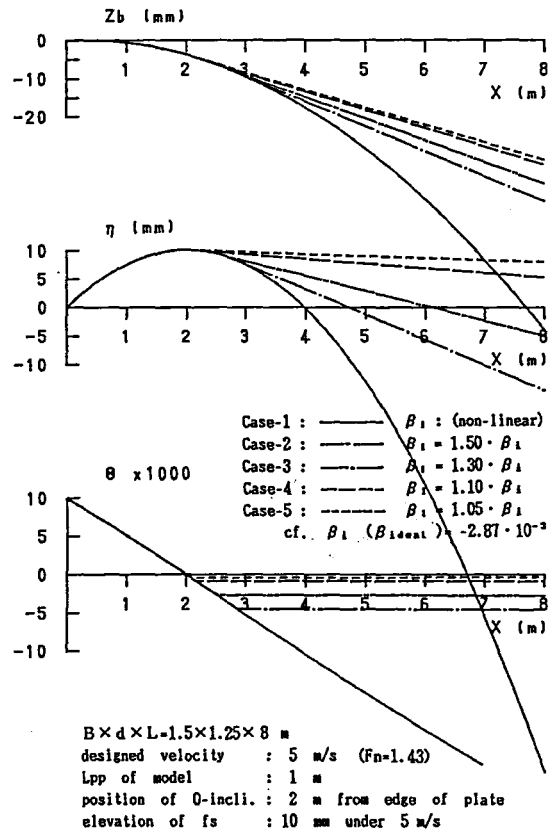


Fig.6-24 Advanced bottom form and free surface

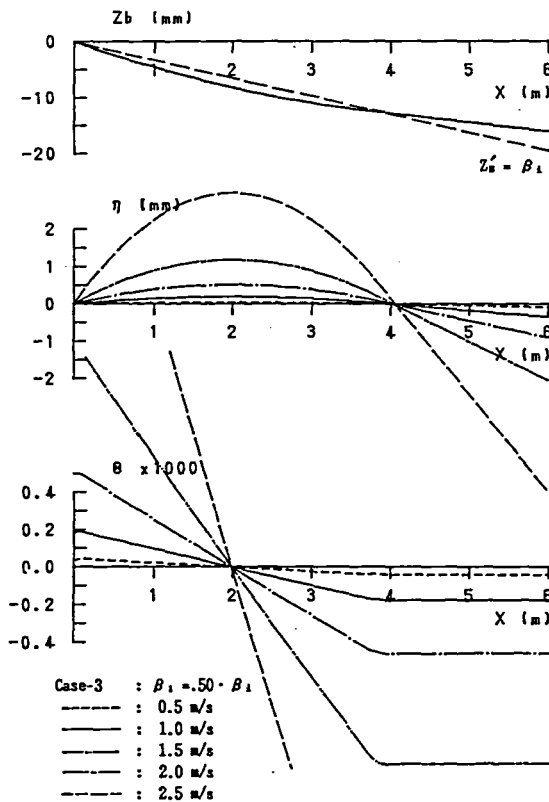


Fig.6-23 Advanced bottom form and free surface

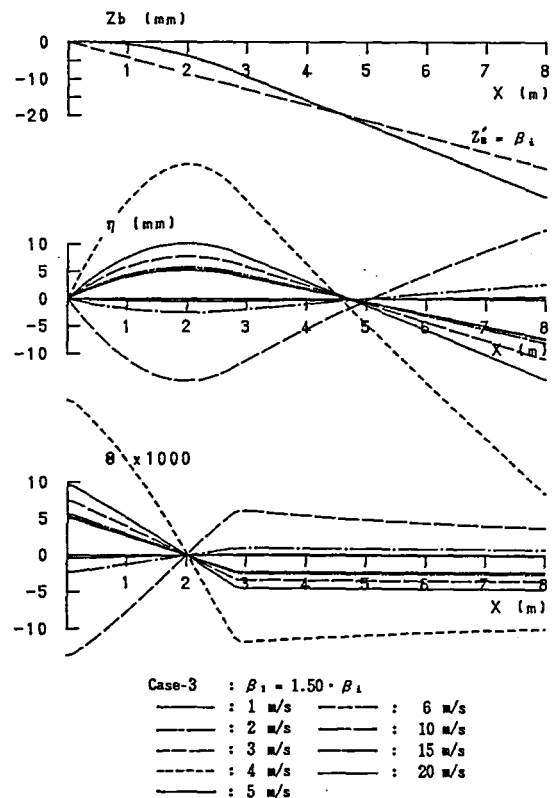


Fig.6-25 Advanced bottom form and free surface

## 第7章 水面近傍流速の均一性の向上

### 7-1. 緒言

水面加速装置は、水面近傍の流速分布の均一性を図るために不可欠で、田古里の境界層吸込型<sup>4)</sup>、小西らの噴流吹出型<sup>5)</sup>、小倉らのローター型<sup>50)</sup>、松井と小倉の水封ローター型<sup>9)、51)</sup>など各種の装置が発明された。外国では噴流吹出型の文献<sup>18)、19)</sup>を見いだすことができる。今日では水封ローター型(水封式ローター加速装置)の採用が一般化している。同装置が優れた性能を有していることは実績が示し、第四世代型の創出に貢献したことは周知の事実である。しかし第2章において、水面近傍流速の二次元性が十分でなく、浮体実験に直結する水面近傍域と没水体実験に係る水面より深い領域に二分した捉え方が必要で、流速分布の二次元性が十分でない平均流速とローターの最適回転数の定義が難しいことを述べた。ついで水面近傍の流場と水面加速装置の加速流れの性質を調べ、均一性の向上を図る技術を追究しなければならないとした。

流速分布の改良はその重要性の故に昔より試みられてきた課題<sup>16)</sup>である。しかし水面近傍に焦点を絞った均一性の調査例、水面近傍の二次元性に視点をおいた検討例、水面加速装置の改造に関する報告例はあまり見いだせない。基本性能のうち定在波は第4章で消滅が可能なこと、水面勾配は第4章、第6章でゼロ勾配が可能なことを示した。次に水面近傍流速の均一性の向上を図れば、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」が実現できる。そこで水産工学研究所の回流水槽における水面加速装置の改造を試みた。

本章では本改造を含め、水面近傍域(模型船の前方投影域)に限定した均一性の評価を行い、均一な流速分布の実現を試みる。第一に水面加速装置のみ作動して流速分布を計測する方法(ローター単独法)を試み、ローター単独法が加速流れの分析、製作精度と流場の二次元性の確認に有用なことを示す。第二に水面加速装置の製作法を改良し、加速流れの二次元性を高める技術を開発する。ローター、ケーシングの改良点を述べ、水面加速装置内の二次流れを抑制し加速流れの二次元性を高める技術(二次流れ抑制リング)を示す。第三にローター単独法による流速分布が噴流理論でモデル化できるかどうかを示し、奥野らが提案した方法(インペラー併用法)<sup>32)</sup>と比較する。第四に噴流理論のパラメーターにより本改良結果の二次元性を評価し、流速分布の均一性が得られるかどうかを示す。第五に本改造により、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現の是非を示す。

座標原点を制波板中央のエッジとし、左手系直交座標を用い流れ方向を  $x$ 、上流に向かい右方向を  $y$ 、下方向を  $z$  とする。長さの単位は断りのない限り mm とし、水面位置は静止水面を意味する。均一性の評価を、対象領域における流量の平均値を基準とする流速の最小値と最大値で定義し、水面流速を計測値の外挿で求め、この値も評価に加える。用語に関して、定在波など波面に関わる課題では自由表面の表現を用いたが、流速分布に関しては慣習より水面が使われるので本章では水面で表現する。

### 7-2. ローター単独法

奥野ら<sup>32)</sup>は水面加速装置による加速流れ(以下ではローターによる加速流れで表現)の解明のため、水槽を停止しない状態でローターを通常の回転と停止の2状態で計測し、差し引きの結果をローターの加速流れとした。これに対し、本研究では水槽を停止しロータ

一のみ回転して加速流れを直接に計測することを試みた。前者を「インペラー併用法」、後者を「ローター単独法」で表現する。ローター単独法では水槽本体の影響が入らないので、水面加速装置の問題点を直接に調べることができる。ただしローター内と水槽本体の流速の差が両者で異なり、ローター単独法が大きい。流速の差はプロペラ単独試験における前進率に相当するので、加速された流速分布が異なる可能性があるが、この考察は本章の7-4で行う。また加速流れは顕著なせん断流れのため、下流に移るに従い渦の拡散と散逸により流速分布に変形を伴うことが考えられる。そこで変形前の状態を調べることを優先して、最上流の制波板出口で計測した。

ローター単独法では、プロペラ単独試験の前進率零状態と類似の周期の長い乱れを誘発する。代表流速  $1\text{m/s}$  相当の回転数  $345\text{rpm}$  では、周期は約  $4$  秒であった。また最大流速は  $0.4\sim 0.5\text{m/s}$  の微小で、精度と再現性に問題を伴い必ずしも簡単な計測でない。そこで分解能の高い差圧変換器(水頭  $100\text{mm}$ )を用い、計測時間を長くして( $60\text{s}$ )対処した。ローター単独法により改造前の状態(Case-A)の計測結果を Fig. 7-1 に示す。 $y=-200\text{mm}$  の水面近傍で遅い流速が認められる。Fig. 7-2(Fig. 2-16(b))を再表示は代表流速( $1\text{m/s}$ )における船首位置の流速分布で(この場合は、ローターを回転し、制波板エッジより  $1700\text{mm}$  後方で計測)、第2章において、第四世代型の課題を水面近傍流速の均一性の向上とした根拠であるが、両者で特徴が似ている。以上、本計測法によって二次元性の劣る原因は、水槽でなくローターの加速流れにあることが判明した。

### 7-3. 水面加速装置の改良

水面加速装置のローターとケーシングを見直し、二次流れ抑制リングを考案した。

#### 1) ローターの工夫

本水槽は幅広( $2.8\text{m}$ )のため、ローターの回転たわみに対する対策が重要である。静的たわみを計測した結果、浮力のない状態で中央において  $0.8\text{mm}$  の無視できないレベルであった。直径を小さくしたため、回転数を原型より増大しなければならないだけでなく、最大流速における回転数が共振点に接近する問題を伴った。強度不足は旋盤加工における精度低下も誘発する。そこでローターの構造と機械加工の方法を全面的に見直した。

ローターはハイブリッドの構造体で、強度管、塩ビ管、つなぎ部材(ジョイントリング)で構成される。概要を Fig. 7-3 に示す。仮にローターを中実の鋼材で製作した場合、直径  $212\text{mm}$ 、長さ  $2872\text{mm}$  で重量は  $795\text{kg}$  に至り、浮力  $100.9\text{kg}$  とバランスしない。このため中空構造が採用される。まず強度管の断面二次モーメントを大きくした。コストの観点から鋼材を規格品<sup>52)</sup>から選択しなければならない。この制約により直径と厚みの選択は限られるが、そのなかで従来標準( $100\text{A-sch40}$ )に対し新規格( $150\text{A-sch40}$ )の採用を試みた。ジョイントリングも新規格の強度管に併せて設計を見直した。この結果、標準型(水槽幅  $2\text{m}$  用のローター)に対し  $2.8$  倍の断面二次モーメントを有し、浮力とバランスできる条件を見いだした。原型と改良型の要目、重量、断面二次モーメントの値を Table. 1 に示す。なお塩ビ管も同事情を有し規格数はさらに限られるが、それ以前の問題として最適直径を決める方法がなく、第2章の2-5. で示したように直径  $315\text{mm}$  から  $212\text{mm}$  への変更により測定部中央で均一性が得られたことを根拠に、 $212\text{mm}$  の採用を妥当とした。

ローターの機械加工の方法を見直した。長さが  $2.87\text{m}$  に至るため加工に伴う回転たわみ



を小さくすることが不可欠で、強度管の旋盤加工では Fig. 7-4 に示す振れ止め治具(同図 A)、受け皿治具(同図 B)を用いた。振れ止め治具は芯出調整ボルトを有し、両治具は本製作のため新規に準備した。ジョイントリングの製作では、精度を得るため溶接で強度管に接合した後、溶接歪みを除去した後に旋盤加工した。

水面加速装置を水槽に取付けた状態で、ローター表面とスリット下面との間隔の変位を計測した結果を Fig. 7-5 に示す。強度管の強度の増大と製作の改良により静的たわみと表面の変位量が小さくなっている。はりの理論によれば、単純支持、固定支持による静的たわみは  $y=-200\text{mm}$  で最大になる。旋盤加工の支持状態も単純支持、固定支持で、このように支持条件が同一のため回転たわみも同位置で最大になる。他方、Fig. 7-5 に示す原型の振幅も  $y=-200\text{mm}$  で局所的に大きい。改造の最初の段階ではケーシングまでフォローできず、ローターに焦点を絞って原因を追及し、断面二次モーメントの不足によって表面の製作誤差、回転時の共振による現象が非二次元性を誘発すると考えた。設置後に行ったローター単独法の計測結果(Case-B)を Fig. 7-6 に示す。しかし Case-A(Fig. 7-1)の改良に至らない結果となった。

## 2) ケーシングの工夫

ローターが主因でないことが判明し、次にケーシングに的を絞った。ローターの吹出口と吸込口の隙間の間隔を計測した。この結果を Fig. 7-7 に示す。横幅 2800mm に対し、 $-500<y<500\text{mm}$  の領域に限定した評価によっても、吹出口で平均 5.0mm、誤差 $-0.8\sim+0.5\text{mm}$ 、吸込口で平均 7.1mm、誤差 $-0.6\sim+0.4\text{mm}$  である。単純に流量一定条件で考えた場合、吹出口の最大流速と最小流速は $-16\sim+10\%$ に至り、吹出口の隙間と流速との形が一对一の対応をしている。したがって非二次元性の原因がケーシングの製作不良によることを見いだした。本水槽の場合、代表流速 1m/s の最適回転数は 345rpm で、ローター表面の接線速度は 3.8m/s に至る。隙間のオーダーは上記のように吹出口は 5mm、吸込口は 7mm で非常に狭い。ケーシングの内面は速度ゼロで、オーダー10mm の間隔で速度勾配  $0\sim 3.8\text{m/s}$  のせん断流が生成されていると考えられる。隙間と流速との関係を明らかにするには、ローター内の流れ特性、吹出口と吸込口の加速流れに及ぼす作用の解明が必要であるが、それ以前の問題として製作精度の低いことは事実で、この解消を優先することとした。

ケーシングの製作法を基本から見直した。ケーシングは、スリット加工した鋼管と下面の板とを溶接接合して製作される。しかし機械加工はされなかった。長さ 2.79m の一体型を機械加工するとコストの制約を伴うため、ケーシングの全幅に精度を求めず、3 分割して中間部(1400mm)のみを機械加工し、両端部を従来の方法で製作し、以上の 3 体を溶接接合するブロック工法を採用した。機械加工では、中央部に対しフライス盤で下面を加工した。次に先端にバイトを取付けた 1.5m の特殊治具を製作し、同機械でケーシング内面を中ぐり加工した。精度の確認を徹底した。製作後に計測したケーシングの吹出口、吸込口の内半径、スリット幅を Fig. 7-8 に示す。水槽に設置後に計測した吹出口と吸込口の隙間の間隔も同図に示す。従来法による結果と比べ格段に改良されている。

ケーシングを以上の方針で再度製作し(Case-C)、設置のちに行ったローター単独法の結果を Fig. 7-9 に示す。 $y=-200\text{mm}$  近傍の特異性が消滅し、Fig. 7-1、7-6 に比べ格段に二次元性のある結果が得られている。

### 3) 二次流れ抑制の工夫

ローター内の流れは「同軸回転2円筒間の流場」<sup>53)</sup>に相当する。代表長さをローターの直径、代表流速を表面の接線速度とすると、レイノルズ数は  $0.6 \times 10^6$  で非常に高く、三次元現象の発生が予想できる。さらにローター表面とケーシング内面の非二次元性、ローターの取り付けに伴う横方向の偏心など幾何学的な要因による横方向への二次流れの誘発も起こり得る。したがって加速流れの二次元性を高めるには、隙間を強制的に遮断し横方向の流れを抑制することが有効な方法と考えられる。そこで  $y = \pm 600\text{mm}$  の2箇所に隙間を隔てる壁を取付けることを考案し、この壁を二次流れ抑制リングと名付けた。概要を Fig. 7-10 に示す。本装置をケーシングの内面とネジで固着した。ローターの断面二次モーメントを増し、回転に伴うたわみを小さくした効果もあり、隙間をローターの表面との間隔を接触しない程度(5mm 前後)にできることとなった。

リングを取付けた状態(Case-D)のローター単独法の結果を Fig. 7-11 に示す。リングのない状態(Case-C)の Fig. 7-9 と比べると、深さ 25mm 前後までの水面近傍に限定した領域で二次元性が高められている。噴流理論モデルによる定量的な評価は 7-5. で後述するが、リングの効果の得られていることは流速分布より明らかである。

## 7-4. 加速流れの性質

### 1) モデリング

ローター単独法で得た流速分布の特徴と流場の二次元性を調べるため噴流理論によるモデリングを行った。奥野らは<sup>32)</sup>噴流理論を用いて、流速  $U_j$  を(7-1)式で表現した。

$$U_j/U_{j\max} = 1 - \tanh^2(0.881z/b_{j1/2}) \quad (7-1)$$

ここで  $U_{j\max}$  は加速流れの最大値、 $b_{j1/2}$  は  $1/2U_{j\max}$  相当の  $z$  の値(半値幅)である。奥野ら<sup>32)</sup>のインペラー併用法とローター単独法との違いは、7-2. で述べたようにローターとインペラーを併用するか、ローターのみを作動するかである。しかしインペラー併用法では、差引きで得る流速分布に水槽の境界層とローターの加速流れとの干渉成分の介在が予想できる。インペラーを止めないため流速が大きく、実験が簡単で、計測精度が高い利点を持つ。他方、ローター単独法は流速が小さいだけでなく、非定常流れになり実験精度を求めることが困難になる。しかし水槽の影響を除き、加速流れの二次元性を直に抽出できる。

計測で得た流速分布を用い、(7-1)式の  $U_{j\max}$ 、 $b_{j1/2}$  を最小二乗法で求めた。慣例に従い(7-1)式を(7-2)式で表示する。ここで  $y=U_j$ 、 $x=z$ 、未知数  $a$ 、 $b$  は  $a=U_{j\max}$ 、 $b=0.881/b_{j1/2}$  である。誤差二乗和  $\varepsilon$  の(7-3)式に対する(7-4)式より、未知数に関する(7-5)式、(7-6)式を得る。なお  $x_i$  は計測位置( $z$  座標)、 $y_i$  は計測値である。(7-5)式、(7-6)式は非線型のため、 $b$  を系統的に変え(7-6)式を満たす  $b$  を求め、(7-5)式で  $a$  を計算し、 $U_{j\max}$ 、 $b_{j1/2}$  を決定した。

$$y = a \{1 - \tanh^2(bx)\} \quad (7-2)$$

$$\varepsilon = \sum (y - y_i)^2 \quad (7-3)$$

$$\partial \varepsilon / \partial a = \partial \varepsilon / \partial b = 0 \quad (7-4)$$

$$a = \frac{\sum \frac{y_i}{(e^{bx_i} + e^{-bx_i})^2}}{4 \sum \frac{1}{(e^{bx_i} + e^{-bx_i})^4}} \quad (7-5)$$

$$\sum \frac{y_i}{(e^{bxi} + e^{-bxi})^2} \sum \frac{(e^{bxi} - e^{-bxi})}{(e^{bxi} + e^{-bxi})^5} - \sum y_i \frac{(e^{bxi} - e^{-bxi})}{(e^{bxi} + e^{-bxi})^3} \sum \frac{1}{(e^{bxi} + e^{-bxi})^4} = 0 \quad (7-6)$$

## 2) モデリングの妥当性

インペラー併用法、ローター単独法によりローターの加速流れを計測し、解析結果を比較する。水槽の状態は、上記の一連の改造が完了した後に実施したので Case-D に相当する。インペラー併用法では流速 1m/s の条件で、ローターの回転数を  $N_r=345\text{rpm}$  (流速 1m/s における最適回転数)、計測位置を  $x=65, 850, 1700, 3200\text{mm}$  とした。他方、ローター単独法では  $N_r=345\text{rpm}$ 、 $x=65, 475, 850, 1700\text{mm}$  である。またローター表面の接線速度をインペラー併用法の条件に合わせ  $N_r=255\text{rpm}$  を加えた。この条件では、インペラー併用法とローター単独法の両方で水槽側の流速とローター表面の接線速度との相対速度が同一になる。すなわちローターの回転数  $N_r=345\text{rpm}$  の接線速度は  $V_t=3.83\text{m/s}$  になる。インペラー併用法では水槽の流速 1m/s を差し引くと、水槽本体の流れに対し相対的に  $V_t=2.83\text{m/s}$  となり、ローター単独法で相対速度を合わせると  $N_r=255\text{rpm}$  となる。計測より得た加速流れを Fig. 7-12、7-13 に示す。インペラー併用法では  $z$  方向に対する速度変化が大きく、 $x=3200\text{mm}$  の後方においても  $z<150\text{mm}$  の水面近傍に限定した速度変化を示すが、ローター単独法では  $x=1700\text{mm}$  では拡散が著しいなどの違いがある。しかしローター単独法でもインペラー併用法と同様に速度分布を (7-1) 式で表現できる。  $N_r=255\text{rpm}$  でも同結果である。

次に Fig. 7-12、7-13 の結果を用い、横軸に  $z/b_{j1/2}$ 、縦軸に  $U/U_{j\max}$  で表示した結果を Fig. 7-14、7-15 に示す。インペラー併用法、ローター単独法の双方で解析解に収束している。また噴流理論のパラメーター、 $U_{j\max}$ 、 $b_{j1/2}$  の  $x$  方向の変化を Fig. 7-16 に示す。解析解より  $U_{j\max} \propto 1/(x-x_0)^{1/2}$ 、 $b_{j1/2} \propto (x-x_0)$  の性質をもつことが知られているが<sup>32)</sup>、fitting の結果はこの事実を裏付けている。なお  $x_0$  は仮想原点で fitting の過程で未知数の一つとして求めた。

以上よりローター単独法でもモデル化が可能で、ローター単独法で得られる  $U_{j\max}$ 、 $b_{j1/2}$  によってローターの加速流れを表現できる。またローター単独法で回転を変えても、加速流れの基本特性は変わらない。

## 7-5. 二次元性の評価と改良効果

本改造においてローター単独法によって得た流速分布に対し、(7-1)式による評価を行った。それぞれの計測で得られている  $z$  方向 11 断面の速度分布を用い、(7-1)式による最小二乗法により  $U_{j\max}$  と  $b_{j1/2}$  を求めた。この結果を速度分布を含め Fig. 7-17 に示す。また  $U_{j\max}$ 、 $b_{j1/2}$  の平均値、最大値、最小値を比較した結果を Fig. 7-18 に示す。Case-A、B、C、D の順に  $U_{j\max}$  の変動幅が小さくなり、二次元性が改良されている。 $b_{j1/2}$  の変動幅が小さいが、これはこの位置での速度分布の勾配が大きく、もともと  $z$  方向の変化を受けにくい性質による。二次流れ抑制リングの効果も明確である。特に  $U_{j\max}$  の変動が小さく、水面近傍に対する効果が得られている。流速分布 (Fig. 7-16(d)) では、 $y=500\text{mm}$  (○マーク、一点鎖線) だけが他の値よりも大きくなっているだけで、他の計測結果は 1 本の線に収束している。 $y=500\text{mm}$  の値のみはずれている理由は不明であるが、仮にこの値が収束していれば完全な

二次元性が得られたはずである。

以上の一連の模索後に船首位置 ( $x=1700\text{mm}$ ) で均一性を確認した。基準とする改造前の流速分布を Fig. 7-19 に、改造後の結果を Fig. 7-20 に示す。水面の流速を含む厳しい条件の評価にもかかわらず、 $1\text{m/s}$  において  $-9\sim+2\%$  から  $-3\sim+2\%$  への改良が可能になった。本改造では水槽自体の流速分布の調整を行っていないので、この改良を行えばさらに均一性の向上が可能であろう。測定部に設置された模型船にとり「均一流れ」が現実化し、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現が実証できた。

本改造で最も苦心した点は精度の管理である。この観点よりローターの製作精度を表現する物理量として、ケーシング下面との間隔の偏差で定義した。次にケーシングの精度管理では、吹出口と吸込口の間隔、内径、スリット幅で対処した。以上の諸量を Table. 2 に示す。この値は水面加速装置の新規製作と改造における仕様に使うことができる

本水面加速装置が開発されて四半世紀が過ぎ、製作の過程で多くの改造が行われてきたはずで、このため本研究で示した改造内容の新規性の理解が難しい場合もあると推察する。しかしローターの強度を上げる設計の見直し、精度を上げるための旋盤加工の工夫、ケーシングに対する機械加工の導入、ブロック工法の導入は、この分野ではじめての試みである。総じて精度の追究を重点において製作した点も最初であることを強調する。また本研究で開発した「二次流れ抑制リング」は特許技術<sup>54)</sup>で、水封式水面加速装置<sup>9), 51)</sup>に付随する標準技術に位置づけられ、住友重機械工業の回流水槽(2001)以後の主要な水槽に導入されている

本研究の最近の成果として、九州大学の回流水槽(2007)をあげることができる。流速分布の調整の方法として、「パッチ張り」と称される手法が用いられる。これはノズルの整流装置の下流位置において、流速の速い箇所に密の網を部分的に貼り付けて流速分布を改良する方法である。キャビテーション試験において、模型船の伴流分布を模擬的に造る方法と似ているが、流速分布の繰り返し計測が必要で、調整のたびに排水と給水を繰り返さなければならず、効率が悪いために水槽の仕上げ工程におけるネックの一つであった。また経年変化を伴うため、完成後も調整を必要とする場合もあった。しかし九州大学の水槽では、本研究の成果の導入、最近の循環路に関する技術追究<sup>25)</sup>もあり、「パッチ張り」は不要になったと言われる。本研究の成果は現場に確実に伝搬されつつある。

## 7-6. 継続的な技術追究の必要性

本章では水面近傍の流速分布の二次元性に視点をおいた模索を行った。この結果、代表流速に限定した評価であるが、水面を含む模型船の前方投影域に対し「均一」で表現できる性能を実現できた。以前では着目されなかった二次元性の評価の導入により、技術のステージは一步なりとも前進したと考える。しかし回流水槽の流速分布の問題が解決したわけではなく、研究と技術開発の必要性が無くなったわけではない。以下、このことについて考察する。

まず加速流れの流体力学的なアプローチが未完である点を指摘しなければならない。つまり「加速流れとの流体力学的なメカニズムを解明し、その上で工学的な応用を図る必要があるのではないか、或いは経験的な方法で終始するのは限界があるのではないか？」の問いかけに対し、水面加速装置の最適化を図る場合、高速流れを設計点とする設計を試み

る場合、回流水槽の境界層の速度分布が大きく異なる場合など以上の設計では加速装置の要目、すなわちローターの直径、スリットの幅(吸込と吹出)、ローターの高さ、ローター表面に加工される溝と加速流れとの関係、ローターの回転速度と加速流れとの関係などの流体力学的な知見を必要とする。しかし現時点ではこれらの問題に対処できない。

本改造に対する評価は、模型の船首位置における流速分布 (Fig. 7-19) に集約される。改造前の流速分布 (Fig. 7-18) を基準にすると、問題がすべて解決したような理解に至る。しかしこれは時間平均値による評価で、視点を変え時間変動量に着目して考察する。流速のアナログ出力を記録した結果を Fig. 7-20 に示す。同図で Case-A はインペラー回転数  $N_i$  を  $N_i=100\text{rpm}$  (流速  $1\text{m/s}$  相当)、ローター回転数  $N_r$  を  $N_r=345\text{rpm}$  とした場合、 $z$  はピトー管の深さ位置である。出力の物理量は速度水頭である。本計測では圧力の時間変動を考慮し、水面 AD 変換の時間を水面近傍で長く、深い位置で短くする工夫をしているが、この例ではすべて 50 秒移動停止してトラバースした。比較のため平均化の処理をした結果を Fig. 7-21 に示す。流速の平均値は水面近傍で小さく ( $I: z < 10\text{mm}$ )、下方で大きくなり ( $I: 10 < z < 100\text{mm}$ )、さらに下方では加速流れの及ばない ( $II: z > 100\text{mm}$ ) 特徴を示す。同特徴については、第 2 章の 2-5. で既述した ( $I: z < 120\text{mm}$ ,  $II: z > 120\text{mm}$ )。ただし領域 I、II の値の異なる理由は、改造前後でローターの直径が異なることによる。

時間変動量を見ると、領域 (I) が顕著で特に水面近傍で大きい。領域 (II) の時間変動は領域 (I) に比べて小さいが、この大小の表現は相対比較の意味しか有さず、絶対量として領域 (II) の乱れが小さいかどうかは不明である。しかし第 5 章 5-3. において測定部流場を水面近傍域と中央部に二分する必要性を示したが、そのうちの水面近傍域に対しても乱れの顕著な領域 (I) と乱れの小さい領域 (II) に二分した捉え方が必要である。同図の Case-B はローター停止条件 ( $N_r=0$ ) における出力である。時間変動の深さに対する変化は Case-A に似ている。したがって水槽本体(循環路の天井)の境界層が時間変動の原因になっている。水面近傍の変動量は水面近傍 ( $z=5\text{mm}$ ) において  $\pm 2\%$  に至り、回流水槽における船型試験は乱れの大きい流場で行うことを特徴とする。

このように加速流れの流体力学的アプローチはもとより、大きな乱れを伴う流場が船体まわりの流場にどのように影響するのか、流体力にどのように作用するのか、最終的に曳航水槽試験に比べどのような差を誘発するのかの課題が提案できる。乱れが顕著な流場のために船体表面の境界層の乱流化が促進され、小型模型によっても曳航水槽大型模型に準じた結果の得られる要因になっている可能性も考え得る。逆に乱れが回流水槽試験の制約を誘発しているのであれば、それはローター型の限界を意味し、境界層吸込型の可能性を模索する必要も起こり得る。さらに本章では代表流速  $1\text{m/s}$  で終始したが、流速を変えた場合、例えば高速域と低中速域では水槽の境界層の厚みが変わり、水面加速装置の最適なあり方も変わり得る。現時点では加速流れの構造が高速域でどのように推移するのか、現状のハード(水封ローター型)が高速域にも適用可能かどうか不明である。以上のように視点を変え、問題を掘り下げ、新しい展開をしなければならない。技術に完結はあり得ず、技術の追究は必然である。このことは第 1 章の 1-3. で指摘した事項であるが、あらためて認識しなければならない。

## 7-7. 結言

水面近傍流速の均一性の向上を試み、以下の結論を得た。

- 1) 松井と小倉の水封式水面加速装置の性能は抜群である。しかし設計と製作の技術追究が必要である。特に精度管理の見直しが不可欠である。
- 2) ローターの強度管の要目を見直すことにより格段に強度を高める設計ができる。直径212mmの通常型に対し、浮力との釣合いを条件に、断面二次モーメントを2.8倍に増大できる。ローター製作時の表面精度を上げ、作動時の回転たわみを抑制できる。
- 3) ケーシングの内面、下面の製作に機械加工が不可欠で、これにより吹出口と吸入口の間隔、スリット幅の精度の向上が可能になる。幅広の水槽では、ケーシングを3分割して中央部のみを機械加工するブロック工法の採用が有効である。
- 4) 水面加速装置のみ作動して流場を計測するローター単独法を提案した。この方法は製作精度の確認と流場の二次元性の評価に応用できる。
- 5) ローター単独法で得られる加速流れに対し、噴流理論モデルが適用でき、加速流れを同モデルの二パラメーターで表現できる。回転数を変えても特性は変わらない。
- 6) 水槽の出口部でインペラーのみ作動して境界層を求め、ローター単独法を活用すれば、均一性の改良を効率よく行うことができる。しかし設計の最適化のためにも加速のメカニズム、ローターとケーシングの要目と流速分布との関係を明らかにしなければならない。
- 7) 二次流れ抑制リングを開発した。本装置は加速流れの二次元性の向上に有効で、装着による支障は起こり得ない。
- 8) 水面近傍流速の均一性に対し、水面流速を含む二次元領域の評価法を提案した。解析過程で処理でき効率低下を誘発しない。
- 9) 水面近傍域(模型船の前方投影域、横方向 $\pm 500\text{mm}$ 、深さ方向250mm)に対し、水面流速を含む評価で代表流速1m/sにおいて均一性 $-3\sim+2\%$ を実現した。
- 10) 精度管理の指針としてローターとケーシングの一目標値を示した。次世代に向けた水槽の新設と改造に供することができる。
- 11) 「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」が実現できる。しかし代表流速1m/sに限定した結果で、継続的な技術追究が必要である。
- 12) 均一であっても水面近傍で乱れは著しく、船型試験に及ぼす作用を解明しなければならない。技術に完結はあり得ず、技術の追究は必然であることを認識しなければならない。

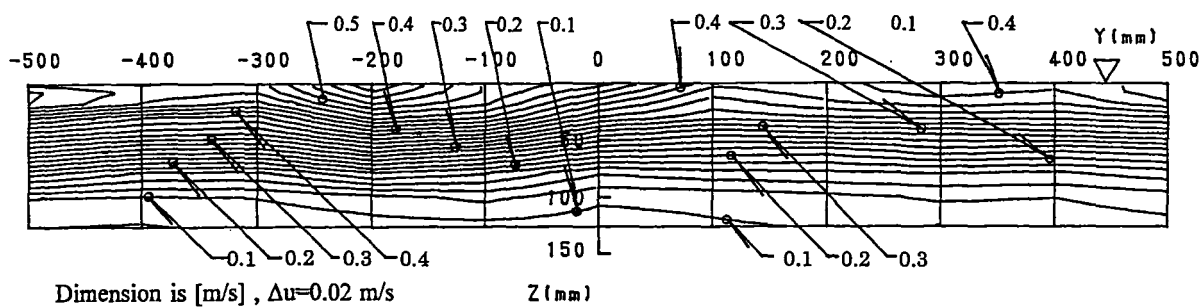


Fig.7-1 Measured velocity distribution (x=60, Case-A)

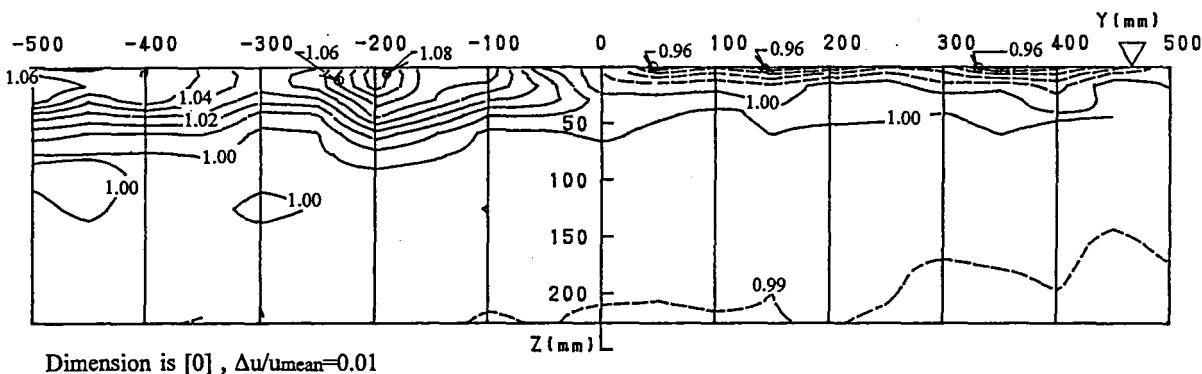


Fig.7-2 Measured velocity distribution (x=1700, same as Fig.2-16(b))

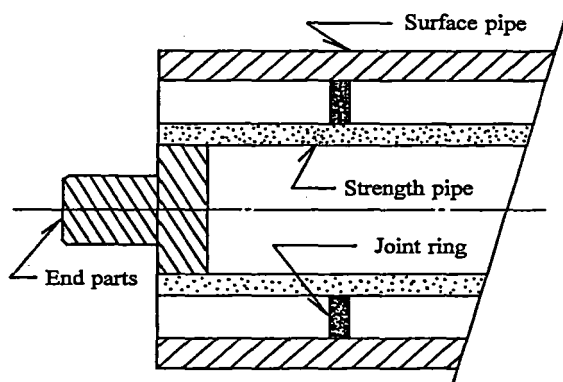


Fig.7-3 Structure of rotor

Table.1 Compared main dimensions of rotor

Main components	Original standard type	Present newly developed
External diameter	0.212 m	0.212 m
Material of strength pipe	100A-sec40	150A-sec40
Surface pipe (vinyl chloride)	21.3 kg	21.3 kg
Strength pipe (steel)	36.6 kg	49.3 kg
Joint rings (steel)	14.8 kg	5.3 kg
End Parts (steel)	17.3 kg	24.4 kg
Total weight	90.0 kg	100.3 kg
Still buoyancy	100.9 kg	100.9 kg
I (moment of inertia)	$2.41 \times 10^4$ m <sup>4</sup>	$6.65 \times 10^4$ m <sup>4</sup>

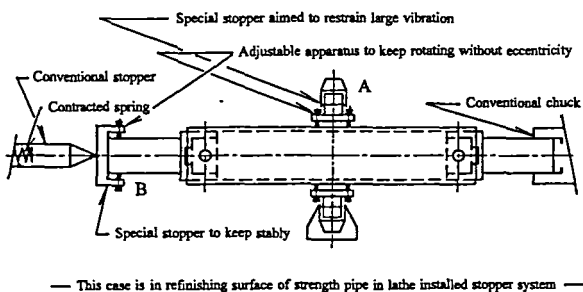


Fig.7-4 Restricting apparatus of lathe machine

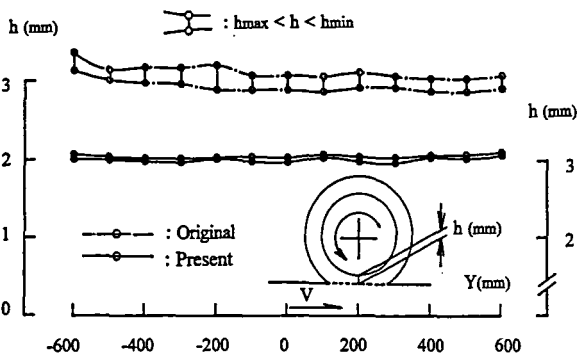


Fig.7-5 Improved clearance of rotor

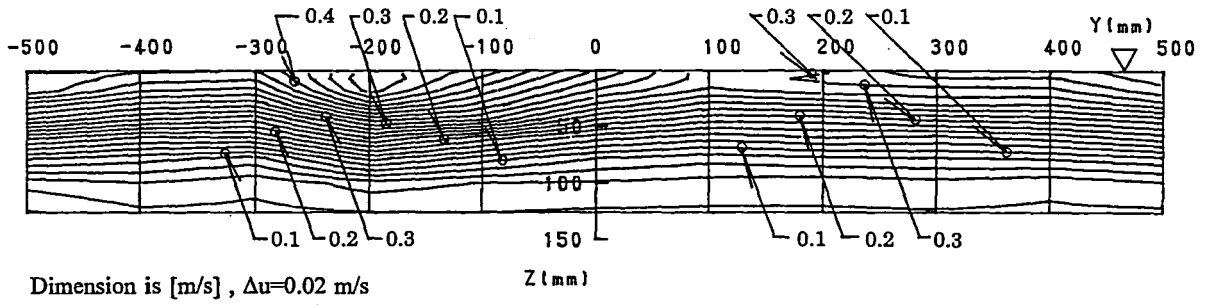


Fig.7-6 Measured velocity distribution (x=60, Case-B)

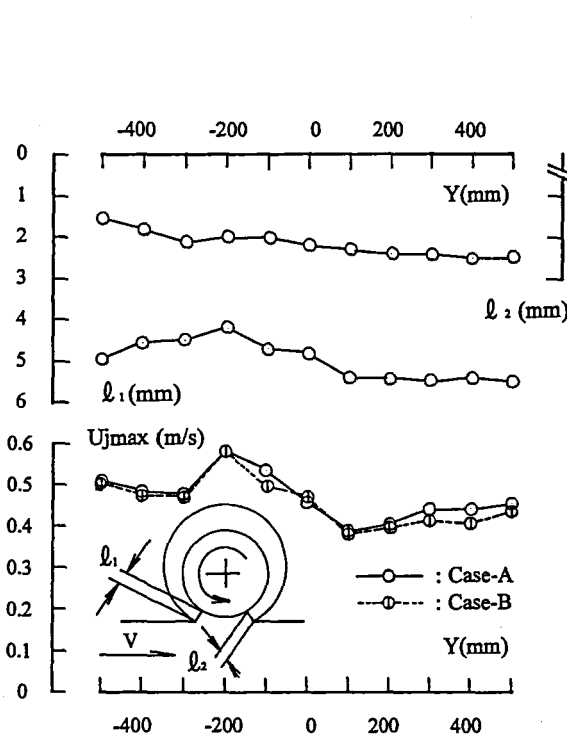


Fig.7-7 Measured clearance of rotor

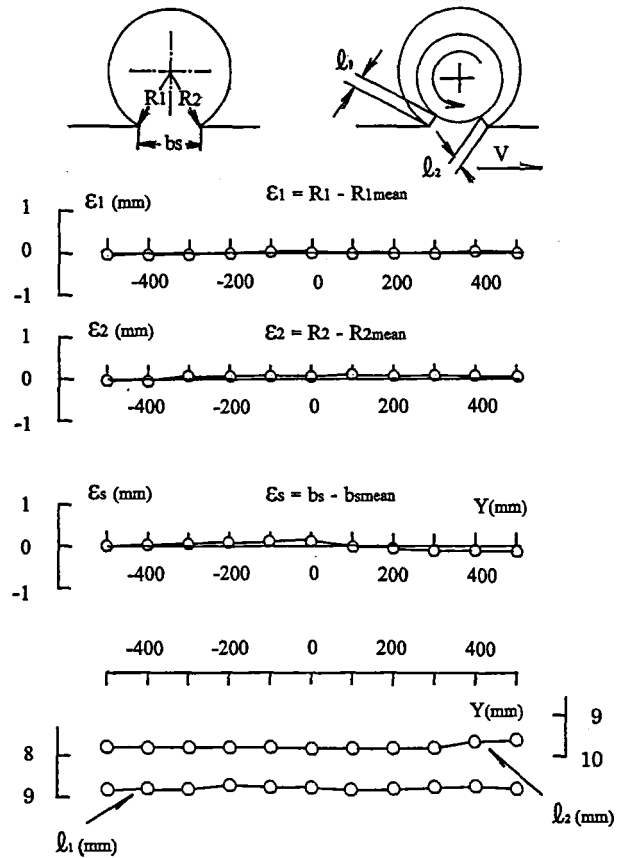


Fig.7-8 Improved accuracy of casing

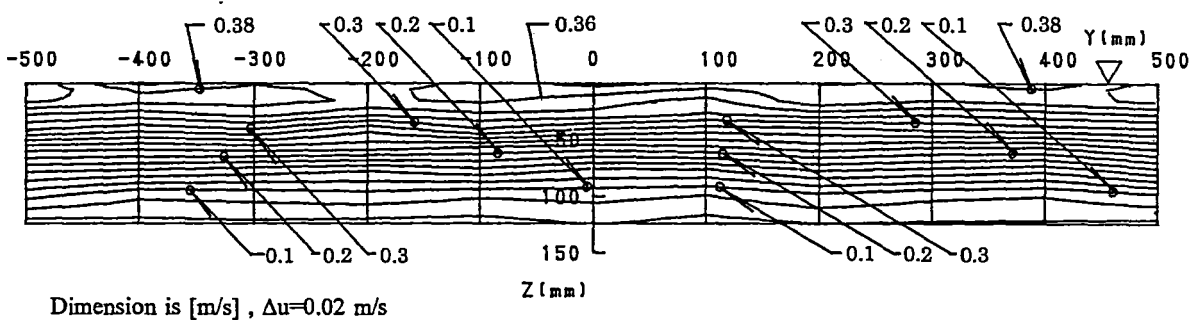


Fig.7-9 Measured velocity distribution (x=60, Case-C)



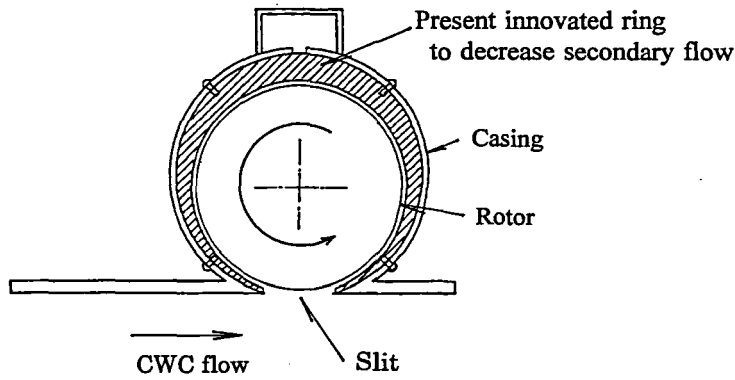


Fig.7-10 Innovated partition ring

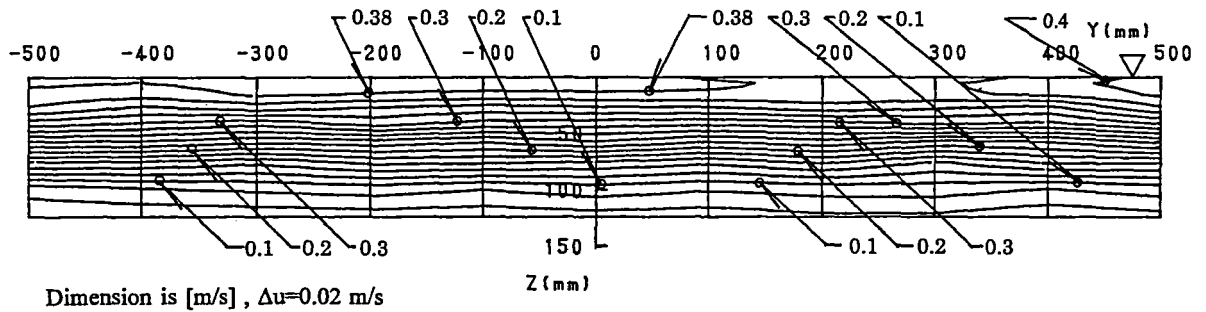


Fig.7-11 Measured velocity distribution (x=60, Case-D)

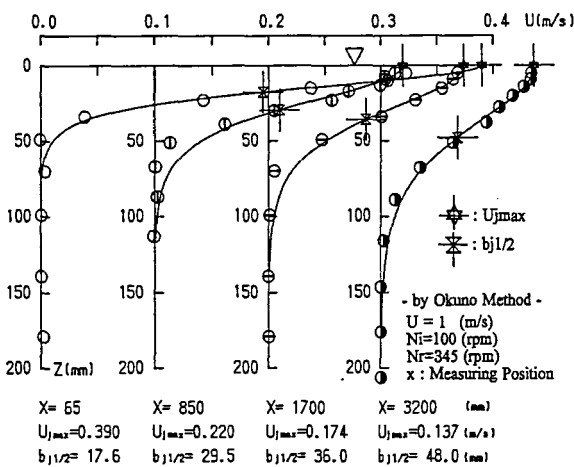


Fig.7-12 Measured velocity distribution by Okuno method

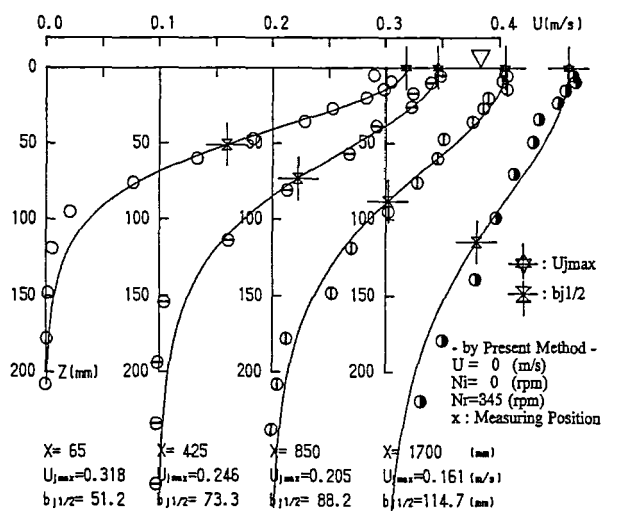


Fig.7-13(a) Measured velocity distribution by present method

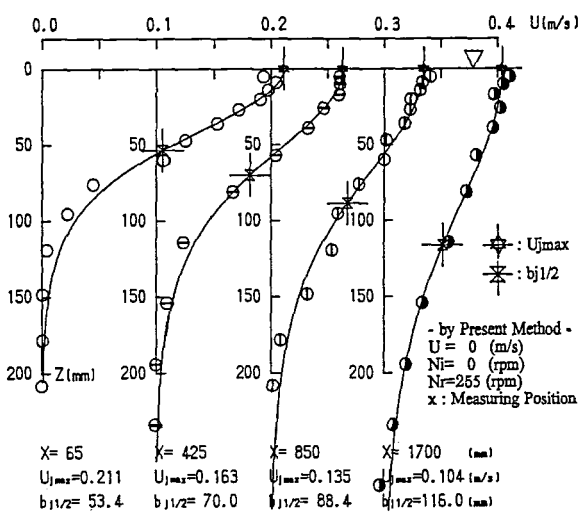


Fig.7-13(b) Measured velocity by present method

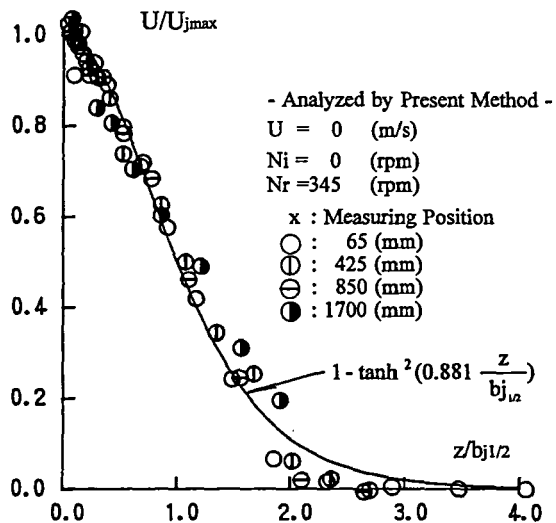


Fig.7-15(a) Measured velocity by present method

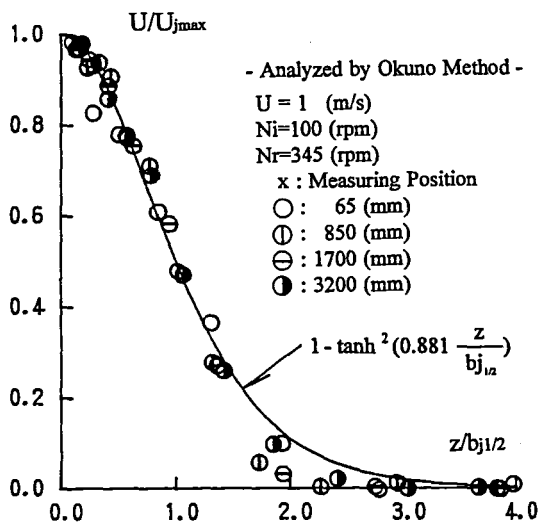


Fig.7-14 Measured velocity by Okuno method

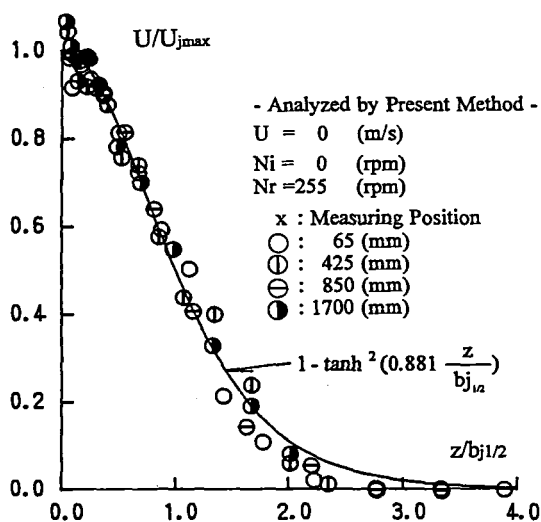


Fig.7-15(b) Measured velocity by present method

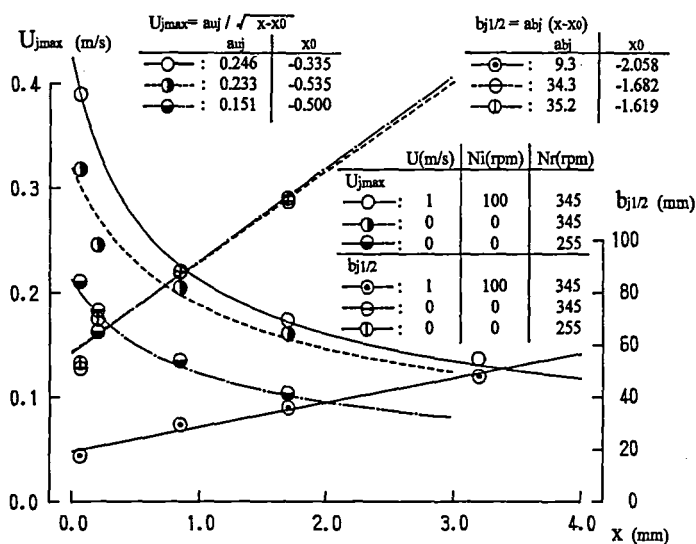


Fig.7-16 Parameters of jet flow model

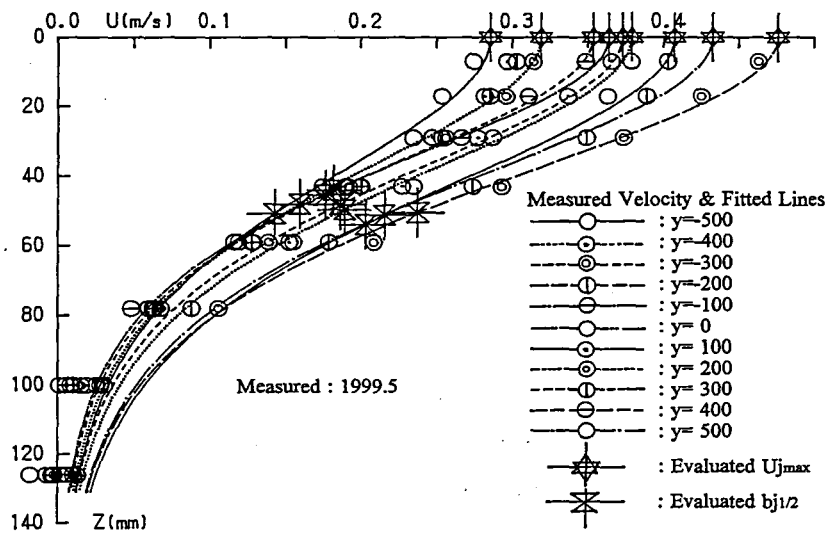


Fig.7-17(a) Measured velocity distribution (Case-A)

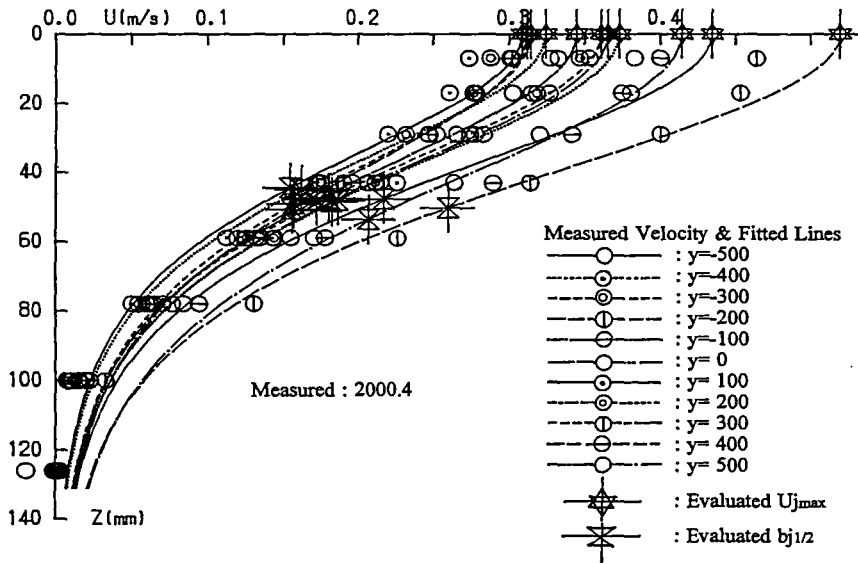


Fig.7-17(b) Measured velocity distribution (Case-B)

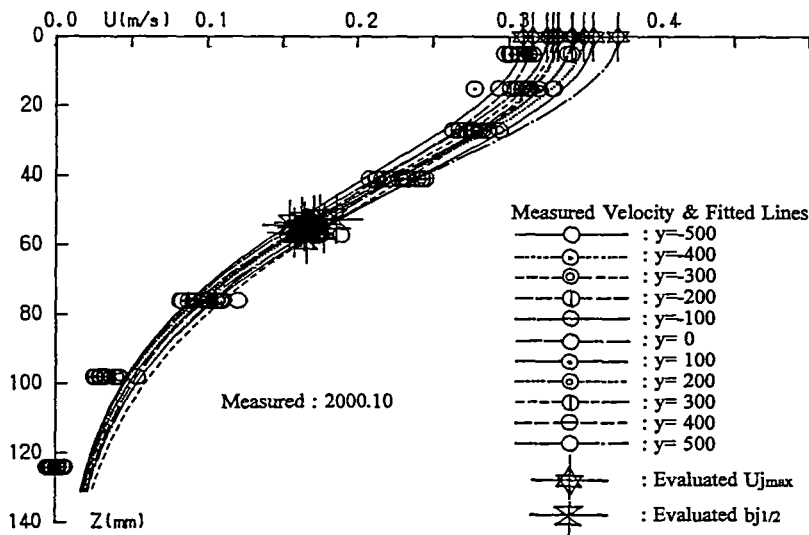


Fig.7-17(c) Measured velocity distribution (Case-C)

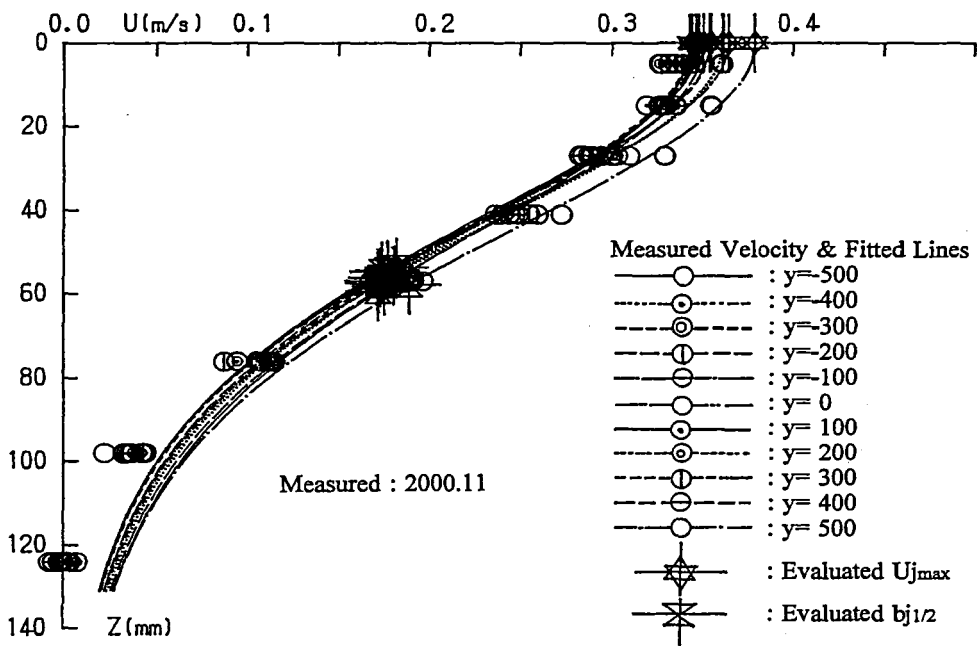


Fig.7-17(d) Measured velocity distribution (Case-D)

Table.2 A criterion on accuracy of rotor & casing

A. Accuracy of axial symmetry of rotor surface (Dr=212)

	Original	Present	Criterion
$\Delta h_{max}$	0.32 mm	0.07 mm	less than 0.1 mm
$\Delta h_{min}$	0.15 mm	0.02 mm	

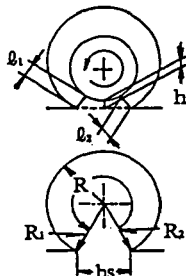
B. Accuracy of casing (Dr=212)

$l_1$  : clearance at source point  
 $l_2$  : clearance at sink point

	Original	Present	Criterion
$l_1$ mean	5.0 mm	8.8 mm	less than $\pm 0.1$ mm to $l_1$ mean
$l_1$ max	5.5 mm	8.9 mm	
$l_1$ min	4.2 mm	8.8 mm	
$l_2$ mean	7.1 mm	9.8 mm	less than $\pm 0.1$ mm to $l_2$ mean
$l_2$ max	7.4 mm	9.8 mm	
$l_2$ min	6.6 mm	9.6 mm	

C. Accuracy of inner surface of casing (Dc=254)

	Present	Criterion
Source		less than $\pm 0.1$ mm to R <sub>mean</sub>
$\Delta R_{max}$	+0.03 mm	
$\Delta R_{min}$	-0.04 mm	
Sink		less than $\pm 0.1$ mm to R <sub>mean</sub>
$\Delta R_{max}$	+0.10 mm	
$\Delta R_{min}$	-0.06 mm	



D. Accuracy of slit of casing (bs=75)

	Present	Criterion
bs <sub>mean</sub>	75.21 mm	less than $\pm 0.2\%$ or $\pm 0.1$ mm to bs <sub>mean</sub>
bs <sub>max</sub>	75.33 mm	
bs <sub>min</sub>	75.08 mm	

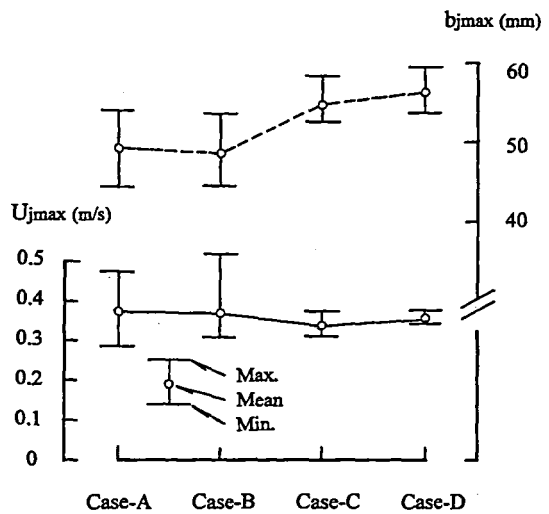


Fig.7-18 Evaluated 2-dimensionality

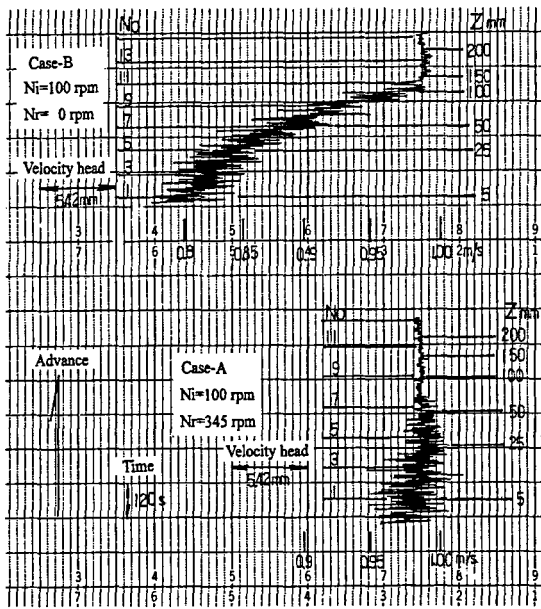


Fig.7-20 Measured velocity distribution

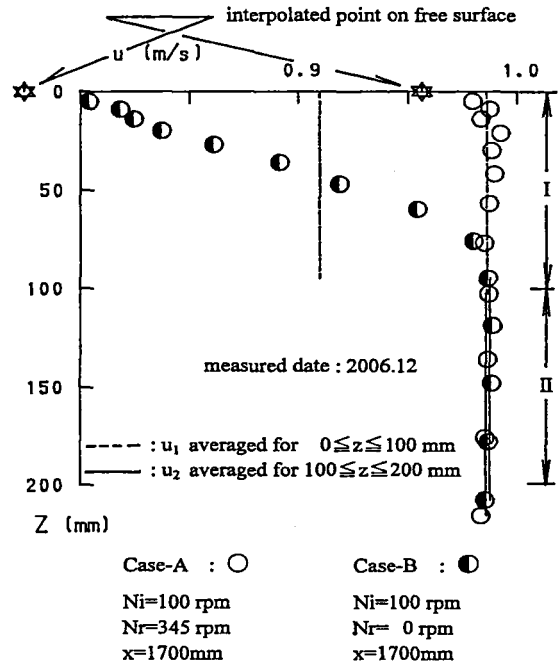


Fig.7-21 Measured velocity distribution

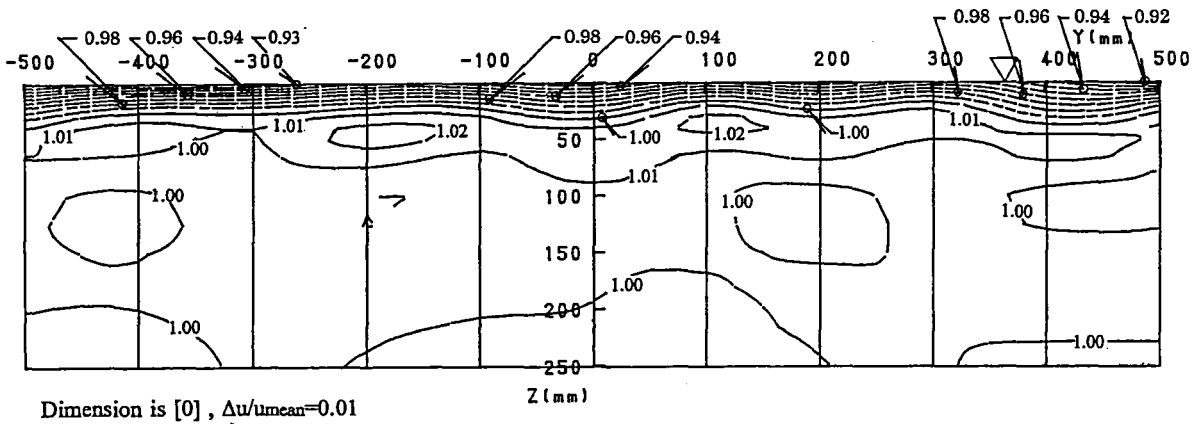


Fig.7-18 Original velocity distribution (x=1700)

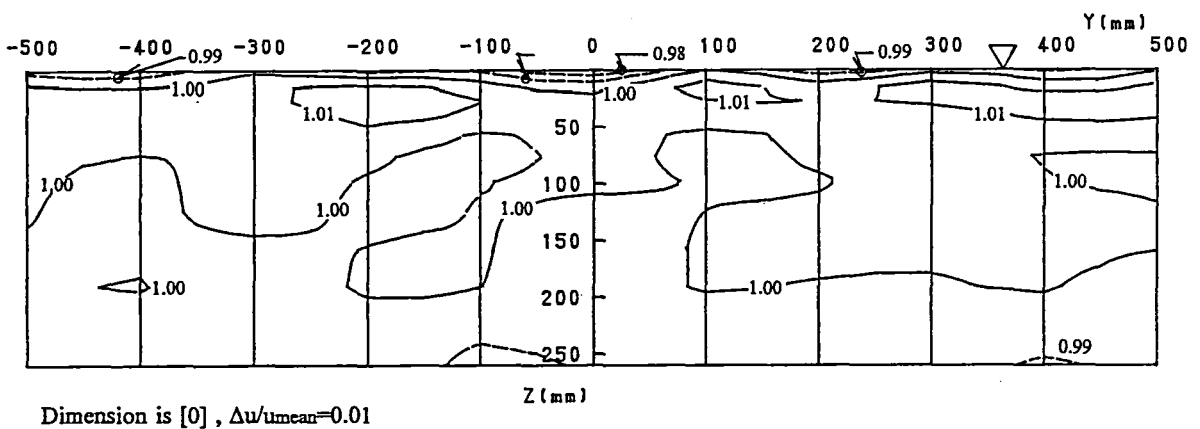


Fig.7-19 Improved velocity distribution (x=1700)

## 第8章 結論

### 8-1. 総論

第四世代型においても新しい視点からの流体力学的性能の研究が必要であることを基本認識に、次世代に向けた知見と技術の構築のため基本性能(定在波、水面勾配、流速分布)の向上を図り、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現を目標とする模索を試みた。自由表面の流れ(波形)、自由表面を除く流れ(境界層、流速、圧力)、水面近傍の流れ(流速)の性質を明らかにし、この過程で基本性能の向上のための要素技術を追究した。この結果、以下の結論を得た。

- 1) 基本性能の向上に関する知見と技術(実用)に関する成果として、(1)定在波の消滅を実証し、(2)最小条件の存在を見いだした。(3)定在波消滅の技術を示し、(4)自由表面の膨らみ現象を見だし、その物理理由を明らかにした。(5)ゼロ勾配条件を見だし、静圧の作用を除外できることを示した。(6)水面勾配の性質、(7)測定部形状の水面勾配に及ぼす作用を明らかにした。(8)開水路理論の第一近似を提案し、水面勾配の性質を明確にした。(9)水面近傍流速の二次元性の評価法を示し、(10)水面近傍流速の均一性の向上技術を得た。
- 2) 測定部流れに関する知見と技術(基礎)に関する成果として、(11)測定部形状の自由表面に及ぼす作用を明らかにし、(12)測定部の自由表面の推定法を提案した。(13)測定部流れの巨視的な特徴を示し、(14)測定部流れの一次元モデルを提案し、水面勾配と静圧が一对一の関係にあることを証明した。(15)一次元モデルの静圧分布を波形計測、或いは開水路理論の計算で簡便に推定できることを証明した。(16)測定部壁面の境界層の特徴を明らかにし、(17)仮想原点及び(18)あらさ係数を抽出し、測定部境界層の評価法を示した。(19)ローター単独法による加速流れのモデルを得た。
- 3) 試験と設計に関する知見と技術(応用)に関する成果として、(20)水量の機械設定技術、(21)制波板の調整法と機械技術を開発し、(22)制波板の角度と水量の設定法を示した。(23)定在波と水面勾配の実用的修正法を提案し、(24)水槽の操作法の合理性を証明した。(25)測定部形状の重要性を明確にし、(26)底面形状の設計法を提案し、(27)新しい底面形状を開発した。(28)二次流れ抑制リングを提案し、(29)水面加速装置の設計と製作技術の改良と均一性向上の技術を得た。
- 4) 本研究の成果により、(30)「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」を実現した。第四世代型のポテンシャルを基盤に、本研究で得られた知見と技術を新設水槽のみならず、既存水槽の改造にも応用すれば、この分野の次世代に向けた展開が期待できる。

## 8-2. 後書き

「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現の補足として、第一に自由表面近傍の流場に適用できても、測定部の流れは複層流れで表現したように単純な構造にない。第二に代表流速で波なし状態を実現できても、高速域で消滅が可能かどうかは不明である。第三にゼロ勾配の条件は膨らみによる近似扱いであり、附録のC.に示すように模型船を投入すれば状態が変わる可能性も考えられる。さらに模型船は前後対象でないが、本研究ではこの作用を考慮していない。第四に均一であっても代表流速における結論で、他の流速域、特に高速域における評価は未完である。乱れは評価に含まれていない。

回流水槽の分野の歩むべき道として、「曳航水槽の実験環境への接近の模索(第1章の1-3.)」、「回流水槽の独自の環境へのアプローチ」の二つがあげられる。上に述べたように多くの課題を残しており、このことを謙虚に認めた上での主張になるが、本研究により前者の目標に少しでも近づくことができたと考える。研究と技術に完了はあり得ず、継続的な追究が明日の展開への必要条件であることは自明で、前者の道を否定する理由は何ら存在しない。

第四世代型が登場して四半世紀が過ぎ、その間に各所及び各分野で貢献をしてきた。本研究の主眼は、この事実を理解した上で、第四世代の課題を発掘し完成に向けた模索にある。また筆者なりに「小倉らによる第四世代型のポテンシャルを見いだしたい」という思いを優先しても、「第四世代型を批判する」ような動機は持ちあわせていない。本研究をつうじ「あたり前とと思っていることに疑問をもち、勇気をもってやってみること」の重要性の認識を深めた。第五世代型のあり方は不明である。しかし本研究が「これがベスト、これが当然と考えられている回流水槽のあり方」を再考するきっかけになり、次の発展に貢献でき、「あの時、第五世代への登竜門に立っていた」ということを信じたい。

他方、回流水槽の分野の歩むべき二つの道のうち、後者の独自の環境へのアプローチについて述べる。回流水槽の利点として、実験が手軽で、コストが低く、流れの観察が容易で、計測時間が無限にとれ、技術開発が短時間になるなどがあげられる。これらの利点とは別に最も重要なこととして、「思考を進める手段としての有用性」を指摘できる。この概念が研究の本質を表していることについては、大阪大学名誉教授の田中一朗先生<sup>55)</sup>、東京大学名誉教授の梶谷 尚先生<sup>56)</sup>の文献より自明である。しかしそれが研究、設計、開発の方法論に関わり、研究の戦略、技術の哲学に触れるため理解は容易でない。そこで回流水槽の有用性を具体的に記述された例を引用する。

航空工学の故山名正夫先生は、飛行機設計論の著書<sup>57)</sup>のなかで設計における現象の理解の重要性を指摘し、「……普通的设计手順では、設計者が一応これでよいと考える外形について、模型を作って風洞実験を行い、不具合のところを修正してゆく。しかし風洞実験をするまでには、相当の日数を経過する。また普通の風洞実験では、模型に働く力とかモーメントを測る作業が主となっていて、気流の様様を見て現象を直接的に感得するような

ことは、不可能ではないにしても、風洞の性質上実行されにくい。普通の風洞実験の必要なことはもちろんであるが、それ以前に、最初に形を考えてゆくときの考えかたの方が大切である。この時期に、考えの進展を助けるために、また、現象を具体的に理解した上で設計を進めうるように、できるだけ手軽で簡単な実験の方法があるならば好都合である……」と述べ、この方法として小型の回流水槽を示されている。

船舶工学の故別所正利先生は、回流水槽懇談会の第70回記念誌<sup>3)</sup>のなかで、「……回流水槽の便利さは今更述べ立てる事もないけれど、お金がかからないし、人手もあまりいらぬ等、私共のような小さい大学には予想以上に好適でした。また目に見える事、手で触れる事の研究の中での意味は想像を遙かに越えて大きいものがある。私自身は結局の所、理論屋に終始したが、その理論の組立ての中で触媒としての回流水槽試験の役割は言い尽くす事は出来ない……」と回想されている。

二つの引用のなかで「考えの進展を助けるため」、「目で見て手で触れる事の研究の中での意味」の表現は、回流水槽が「思考を進める手段として有用」であることを指している。とすれば、それは「曳航水槽か回流水槽か」、「数値計算か実験か」といった次元の概念ではない。「cogito ergo sum」が意味するように思考は人間の根源である。回流水槽を思考の伸長の手段として位置づければ、歩むべき方向はその延長にある。すなわち回流水槽の潜在的な利点が「思考を進める手段」であると考え、曳航水槽、数値計算と競うことを意識せず、独自の道を見いだせばよい。とすれば実験の簡便性、低コスト性、流れの観察の容易性、計測時間の無限性、技術開発の短縮性の利点のみならず、本研究で課題とした基本性能の向上、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現も付加価値の一つでしかない。

回流水槽の歩むべき二つの道のうち「曳航水槽の実験環境への接近の模索」の追究により、回流水槽の流体力学的性能が今以上に向上し、それが曳航水槽のレベルに近づけば近づくほど、逆に回流水槽の環境は曳航水槽と本質的に異なることが鮮明になるであろう。とすれば曳航水槽に準じた環境からの離脱の模索が必要になることも考え得る。しかしどのような時代の流れにおいても基本認識にすべきことは、回流水槽の真の価値、すなわち「思考を進める手段として有用」である。そしてその追究がこの分野の歩むべき道であることを本論文の最後の結論とする。

(終止)



## 謝辞

本研究の端緒は、1989年に水産工学研究所において回流水槽が新設されたことにある。最新の水槽の担当者として、どのように活用すれば責任をはたすことができるのか、その問いかけから始めた。しかし筆者の微力のため、思うように研究を進めることができず今日に至った。討論は推考に最も重要であるが、小組織の環境では不可能であった。幸いに東京大学名誉教授の梶谷 尚先生より研究のご助言をいただく機会を得ることができた。生き方のご教示を多々いただくこともあり、それが人生の希望になった。先生との出会いなくして本研究はできなかった。

本研究の過程で、自分の考えで計画し、自分の力で要素技術を構築し、自分のことばで理解することの重要性の認識を深めた。この方法は学生時代に受けた教えによる。大阪大学名誉教授の田中一朗先生、大阪大学名誉教授の鈴木敏夫先生、広島大学名誉教授の茂里一紘先生より基礎力と生きる力をいただいた。先生方から教育を受けたことは、人生のすべてに優先する得難い経験であった。

本研究のまとめにおいて、広島大学大学院教授の土井康明先生よりご指導をいただいた。また広島大学大学院教授の安川宏紀先生、広島大学大学院教授の岩下英嗣先生、広島大学大学院准教授の陸田秀実先生よりご助言をいただいた。査読、審査会、公聴会の過程でいただいた指摘事項を考えることで、独り合点の箇所を部分的であっても正すことができた。先生方のご尽力によって本論文を完成できた。

回流水槽懇談会は気軽に討論のできる貴重な研究会である。隅田川と利根川の景色を眺めながら仕事ができただことは幸せであった。しかし独り研究は独自性を高める方向に作用しても、研究の推進には寄与しない。疑問をもち答えを見いだすことが困難なとき、本研究会における発表が役立った。この環境は大阪府立大学教授の奥野武俊先生の人徳による。先生より長期にわたり励ましをいただいた。

回流水槽に携わっておられる技術者から試験法、設計法、製作法、管理法に関する知見と技術を教わった。水槽の工事を利用し、作業の実体験によって学ぶことを試みた。時に循環路内で教わることもあった。水面加速装置の取替では、筆者が基本計画、初期設計、性能確認を行った。挫折を重ね、2年7ヶ月と4回の工事を要した。実習ともいえる場において、西日本流体技研の松井志郎氏、橋詰泰久氏、西本 仁氏、渡辺幸英氏、近藤 茂氏、篠崎延彦氏、宮地宣幸氏、今村国利氏の方々、他社で活躍されておられる玉島正裕氏、田上良仁氏、松尾雅彦氏、豊水洋一氏、中島康徳氏、山口茂幸氏の皆様は回流水槽の先生であった。その結果、回流水槽の技術の一端を知ることができ、要素技術を身につけることができるようになった。

水産工学研究所の皆様にもお世話になった。事務の方々の貢献なくして水槽の維持はできなかった。営繕を担当された海野則弘氏、高石利美氏、裕 俊之氏、石田隆昭氏、畑村一広氏よりご努力をいただいた。

本論文をまとめる過程で、故小倉理一先生の業績の大きいことをあらためて認識した。我が国の回流水槽は、零戦、YS11と同様の世界的な技術である。先生との出会いがあって、独創的な技術に携わることができた。回流水槽は夢で、筆者にその夢を与えていただいた。ご冥福をお祈りさせていただく。

先生方、技術者の皆様、職場の皆様のおかげで本論文をまとめることができた。心よりお礼を申し上げます。筆者を支えてくれた妻の美紀子に感謝する。

(2008.7)

## 参考文献

- 1) 奥野武俊: 回流水槽の魅力と将来の課題-船舶海洋関係における利用を中心に-, 回流水槽懇談会第100回記念シンポジウムテキスト(1992)
- 2) 本多勝司: 漁具模型試験法, 恒星社厚生閣(1991)
- 3) 別所正利: 回想の回流水槽, 回流水槽懇談会のあゆみ, 回流水槽懇談会第100回記念シンポジウムテキスト(1992)
- 4) 田古里哲夫: 東大工学部境界層吸込み付き回流水槽, 日本造船学会誌, No. 444(1966)
- 5) 小西積男, 坂尾 稔: 新設回流水槽について関西造船協会論文集, No. 145(1972)
- 6) 田中紀男, 姫野洋司, 永井順一, 奥野武俊: 大阪府立大学船舶工学科新設回流水槽について, 関西造船協会論文集, No. 151(1973)
- 7) 永島雄吉, 芦立 薫, 代田国彦: 豎型回流水槽の基本性能, 日本鋼管技報, No. 71(1976)
- 8) 土屋九一, 安部光弘, 岸本 修, 政住国之, 三池敏之: 新設回流水槽の基本性能, 三井造船技報, No. 78(1970)
- 9) 小倉理一, 松井志郎, 玉島正裕, 西元 仁: 新型回流水槽の諸特性と抵抗試験について, 西部造船会々報, No. 64(1982)
- 10) 副島 信, 濱崎準一: 常石造船株式会社の回流水槽について, 日本造船学会誌, No. 697(1987)
- 11) 鈴木勝雄, 川原梅三郎, 藪下和樹: 防大新設回流水槽の性能, 関西造船協会論文集, No. 219(1993)
- 12) 高幣哲夫, 小倉理一: 回流水槽の活用, 日本造船学会試験水槽委員会, 船型開発と試験シンポジウムテキスト(1983)
- 13) 小倉理一: 回流水槽セミナー第3章, 回流水槽の性能, 回流水槽懇談会シンポジウムテキスト(1985)
- 14) 加藤洋治: 思い出とこんなことをやってみたら, 回流水槽懇談会のあゆみ, 回流水槽懇談会第100回記念シンポジウムテキスト(1992)
- 15) 高幣哲夫: 回流水槽の歴史と展望, 日本造船学会試験水槽委員会, 船型開発と試験水槽シンポジウムテキスト(1983)
- 16) 田古里哲夫: 回流水槽の現状と問題点, ターボ機械, No. 4, Vol. 8(1976)
- 17) E. -A. Weitendorf, J. Friesch, C. C. S. Song: Considerations for the new Hydrodynamics and Cavitation Tunnel (HYKAT) of the Hamburg Ship Model Basin (HSVA), Schiffstechnik Bd. 35(1988)
- 18) Chr. Boës, P. Bade: Großer Umlauftank für Hydrodynamik, Akustik und Kavitations Versuche, Schiff und Hafen, Heft3(1970), Jahr Gang22
- 19) A. Millward, K. Nicholson, and J. H. Preston: The Use of Jet Injection to Produce Uniform Velocity in a High-Speed Water Channel, Journal of Ship Research, Vol. 24, No. 2, June(1980)
- 20) O. Durgun and K. Kafali: Blockage Correction, Ocean Engng., Vol. 18, No. 4(1991)
- 21) 日本造船学会: 日本造船技術100年史(1997)
- 22) 横尾幸一: 水槽試験の始まりとその発展, 日本造船学会試験水槽委員会, 船型開発と試験

- 水槽シンポジウムテキスト(1983)
- 23) 柳田邦男:零式戦闘機、文藝春秋(1980)
  - 24) 前間考則:YS-11 上、下、講談社(1990)
  - 25) Zuogang Chen, Yumi Kurokawa, Hitoshi Nishimoto:CFD Application on the Development of Circulating Water Channel, ISOPE(2006)
  - 26) 松田 皎編:漁具物理学、成山堂(2001)
  - 27) (独)国立スポーツ科学センター(JISS):回流水槽式ローイングタンク、要覧(2004)
  - 28) 高幣哲夫、田古里哲夫、岸本 修:回流水槽における抵抗試験、関西造船協会論文集、No. 159(1975)
  - 29) 姫野洋司、奥野武俊、林田 滋、田中紀男:回流水槽の定在波について、関西造船協会論文集、No. 155(1976)
  - 30) 芦立 薫:波押さえ板の設定角度、長さが定在波に及ぼす影響について、第30回回流水槽懇談会資料(1974)
  - 31) 林田 滋:回流水槽の水面傾斜と定在波に関する一資料、第34回回流水槽懇談会資料(1975)
  - 32) 奥野武俊、三宅秀明、田中紀男:回流水槽観測部の自由表面付近の速度分布、関西造船協会論文集、No. 210(1988)
  - 33) 鈴木勝雄、大塚 卓:高速回流水槽における定在波の減少の試み、第105回回流水槽懇談会資料(1993)
  - 34) Kazuki Yabushita, Katsuo Suzuki, Takashi Ohtsuka:Control of Surface Waves generated in CWC,Text of Korea-Japan Joint Workshop on CWC(1994)
  - 35) 小倉理一:計測用回流水槽の設計と流体力学的性能に関する研究、広島大学学位論文(1995)
  - 36) 玉島正裕、小倉理一:計測用回流水槽の設計法について、西部造船会々報、No. 92(1996)
  - 37) 田中一朗、戸田保幸:キール下突出船尾船型の抵抗推進性能、関西造船協会論文集、No. 188(1983)
  - 38) 小倉理一、今村国利、山崎芳嗣:回流水槽における表面流の増速装置について、西部造船会々報、No. 48(1974)
  - 39) Todd, F. H.: Some Further Experiments on Single Screw Merchant Ship Forms Series 60, Trans. of SNAME, Vol. 61(1953)
  - 40) 梶谷 尚、土屋好寛、金井 誠:ITTC Cooperative Experiments on Series 60 Hull(1986)
  - 41) 久住昇三、土屋好寛、金井 誠、梶谷 尚:Blockage Effect に関する一考察、西部造船会々報、No. 72(1986)
  - 42) 例えば日野幹雄:明解 水理学、丸善株式会社(1983)
  - 43) 奥野武俊、山口英明:レーザースペックル写真法による流場計測について、関西造船協会誌、No. 210(1988)
  - 44) ポフ:空気力学実験法、朝倉書店(1969)
  - 45) 日本機械学会:機械工学便覧(1968)
  - 46) 生井武文、井上雅弘:粘性流体の力学、理工学社(1979)
  - 47) 田中一朗、姫野洋司:3次元乱流境界層の第1近似理論とその応用、日本造船学会論文集、

No138(1975)

- 48) Hess, J. L, Smith, A. M. O. : Calculation of Non-Lifting Potential Flow about Arbitrary Three-dimensional Bodies, Report No. 40622, Douglas Aircraft Co. , Inc. (1962)
- 49) Dawson, C. W. : A Practical Computer Method for solving Ship Wave Problems, 2nd Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics, Berkeley (1977)
- 50) 小倉理一、今村国利、山崎芳嗣: 回流水槽における表面流の増速装置について、西部造船会々報、No. 48 (1974)
- 51) 松井志郎、小倉理一: 流体表面近傍部分加速装置及びその装置を利用した回流水槽における回流上面近傍流速低下補償装置、特許 No. 1412919 号 (1986)
- 52) 関西造船協会: 鋼管の寸法及び重力、p193、造船設計便覧-4 版-(1983)
- 53) 種子田定俊: 画像から学ぶ流体力学、朝倉書店、p171 (1989)
- 54) 松井志郎、川島敏彦、小倉理一: 流体表面近傍加速装置、特許 No. 2002-243580 (2002)
- 55) 田中一郎: 工学者は物理学者でもあらねばならない、日本造船学会誌、No. 712 (1988)
- 56) 梶谷 尚: 研究室の窓から (その1-その7)、日本造船学会誌、No. 759、No. 761、No. 762 (1992)、No. 763、No. 770、No. 772 (1993)、No. 776 (1994)
- 57) 山名正夫: 第13章 設計と実験、航空機設計論、養賢堂 (1992)
- 58) 川原梅三郎、鈴木勝雄、藪下和樹: トリム固定方式動力計による高速艇の抵抗試験、関西造船協会論文集、No. 220 (1993)
- 59) 大塚 卓、藪下和樹、鈴木勝雄: トリム固定方式動力計による高速艇の船型抵抗について、関西造船協会論文集、No222 (1994)
- 60) Masahiro Tamashima, Hajime Koizuka, Yeon-Shik Lee, Jong-Do Koo, Michihito Ogura: The Circulating Water Channel with Higher Current Speed, Text of Korea-Japan Joint Workshop on CWC (1994)

## 付録

「A. 水産工学研究所の回流水槽」、「B. 波形の計測技術」、「C. 測定部流れと模型船との相互干渉に関する研究」、「D. 高速域の自由表面に関する研究」について記す。A. は本論文の供試水槽で、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」が実現でき、次世代に向け重要と考えられる。B. は第4章における系統的な波形計測のための検討事項である。その概要を4-2. に述べたが、他の機関の水槽における計測に応用できる。C. は残課題で、本研究では模型船の作用を考慮しない条件で検討を進めた。回流水槽の試験は Blockage 比が大きいため、この分野にとり制限水路に関する課題は本質的に重要である。この追究において、測定部の流れと模型船との相互干渉の扱いが不可欠である。曳航水槽の現象との差別化だけでなく、回流水槽の独自性を高めるためにも避けることのできない課題である。D. も残課題で、高速化は次世代のあり方を決める重要な課題である。本論文の申請に際し要旨を作成した。論文の概要を理解するために有用である。以上の観点より、A.、B.、C.、D.、E. を附録とした。

### A. 水産工学研究所の回流水槽

供試水槽の基本計画、水槽の概要、機械装置のうち水量自動設定装置を示す。

#### 1. 基本計画

基本計画に際し、漁船漁業に関する流体力学の問題に活用できる水槽水槽の実現を目標にした。しかし漁船と漁具では研究の視点や方法が根本的に異なり、このため水槽の特徴が汎用化によって漠然となり設計ポイントが相矛盾した。例えば漁具の分野では低速大型を水槽設計の与条件とする重工長大型の傾向が強い。しかし漁船では水槽の可能性を高めるために高速域を重視しなければならず、大型化は意味を持たない。ときに完成後の維持、コストを顧みない諸要求を排除できない事態も生じ、本質的な事項が見えにくくなった。最終的に汎用的な使い方を主眼とするが、定性的実験だけでなく定量的実験を目指すことを方針とした。設計ポイントとして以下の7項目をあげ、「高性能高速大型回流水槽」で表現される水槽として具体化を図った。大型の点は致命的であるが、現時点(2008)における新しい流れ、すなわち住友重機、九州大学の水槽の先駆けとして位置づけできる。

- ①流体力学的性能を最重視し、平均流速、流速分布、乱れ度、定在波、水面勾配、サーージング、気泡混入、キャビテーション等の流体力学的諸元に目標値を設定し、「造ってから性能を確認する」とする傾向の強い水槽設計を計画性のあるスタイルに方向づける。
- ②最大流速を3.0m/sとする。水深ベースのフルード数は0.81となる。
- ③測定部寸法を長さ6.5m(ただし有効長さ)、横幅2.8m、水深1.4mとする。横幅の大型化はコストと実験効率の観点から益なしであるが、漁具試験の要請よりやむを得ないとした。
- ④測定部を幅広にし、多く採用されている値として幅水深比を2とする。
- ⑤メンテナンスを容易にするため、水槽材質をステンレスとする。
- ⑥自動化を図り、水槽の操作、トラバース装置の制御、流体力、流速、波高計測の基本プログラムを結びつけ、系統的に発展できる工夫を入れる。
- ⑦大型化により実験の効率が損なわれるが、計測台車と測定部まわりを工夫し効率の低下を小さくする。

## 2. 水槽の概要

回流水槽本体の概要を Fig. A-1 に示す。拡大管の角度選択の重要性より、2 インペラー駆動垂直循環型で採用されている値の  $1/2$  (2deg.) で計画した。拡大管の広がり角度を Fig. A-2 に示す。ノズルは上下方向のみを絞る二次元ノズルを採用し、ノズル比を 2.6 とした。流れの高速化に対処するため、高速域の気泡の除去対策に重点をおいた。測定部後端から後端部までを長くし(8m)、第一コーナーのガイドベーン 6 枚のうち外側 3 枚を前上方向に伸ばし、気泡を空気箱に誘導する機構(高速流気泡除去装置)とした。以上の結果、全長 24.5m、全高 7.88m、全幅 2.82m、水量 280 トンになり、第四世代型の特徴の一つであるコンパクト化に逆行することになったが、性能の確保を優先した。測定部の容積比を主要な水槽のデータと比べて Fig. A-3 に示す。全体容積の縮小の図れる 2 インペラー方式を採用しているにもかかわらず小さい値になり、本水槽の特徴を表している。

主要な装置として、水面近傍流速の均一性を図るため小倉らの水封式水面加速装置<sup>9),48)</sup>を設けた。水量設定の効率と精度を上げるため水量自動設定装置を導入した。実験をパソコンで自動化できるシステムにした。特にプログラムについて実験を重ねる毎にチューンナップができ、この過程を経てより完成度の高い実験環境に発展できる。水封式水面加速装置、高速流気泡除去装置、水量自動設定装置をそれぞれ Fig. A-4、A-5、A-6 に示す。また参考に 2 インペラー駆動の循環路を建設中の写真で Fig. A-7 に示す。

水槽本体内の項目について、循環路本体は SUS304 による 11 個のブロックの溶接構造体で構成する。水に接しない外側のスティフナー、架台は SS41 による。2 基のインペラーを設け、直流モーターで駆動する。4 箇所のコーナーに平板型のガイドベーンを、ノズルの中央部にパンチドメタル、ハニカム、金網で構成する整流装置を設けた。ドライ時にゴミを第三コーナーの底面に集めるため、第三と第四コーナーの中間位置に濾過用の金網をセットした。初期充填用として、ノズル、第四コーナーの天井部、水面加速装置に 3 台の真空ポンプを、空気除去用として、第四と第一コーナーの天井部に 2 台の真空ポンプを設置した。安全対策として、測定部後端上方位置に長さ 2.8m の短冊型のリミッタースイッチを横方向に設け、本装置の作動によって電気系統をダウンできる機構を導入した。観測窓として、両側面の中央部に長さ x 高さ=3000x1300mm を、この前後に 1250x1300mm を、底面の 2 箇所に 1250x1300mm を設けた。ガラスには合わせ強化ガラスを採用した。

測定部の片舷から水槽内に手の届く範囲は 1m が限界で、したがって実験の効率を維持できる最大横幅は 2m である。しかし横幅が 2.8m に至り、計測台車が不可欠となった。計測台車の導入により実験の形態は曳航水槽に準じ、回流水槽の利点である実験効率を損なうこととなり、大型化によるコスト効率の悪さとともに致命的になったが、計測台車、測定部まわりの設計に実験のやりやすい工夫を取り入れた。流場計測に不可欠なトラバース装置に力点を置き、プログラム指令で 3 軸方向に移動できる機構を採用した。測定部上面に台車の移動、波高計測等の基準となる型鋼のレールを取りつけた。高速域の騒音を除くため主流速用モーターの冷却ファンを独立した部屋に設け、濾化装置にサンドフィルター方式を採用した。以上の主特徴の要目を Table. A-1 に示す。

本水槽は 1989 年当時の最新の技術によって建設されたが、完全な技術はあり得ず、回流水槽に対する理解が増していく過程、或いは本研究の過程で改造を加えてきた。以上の概要を第 2 章の 2-5. で述べた。

### 3. 水量の機械設定

第四世代型の回流水槽の操作は、二基のインペラーと水封式水面加速装置のローター回転の制御によるのが一般的であるが、本水槽では水量の機械設定を加えた。水量の微調整により定在波を小さくする方法は昔から知られており<sup>13)</sup>、第三世代型で機械化の試み<sup>7)</sup>もあるが、通常は流速毎に定在波の変化を目視観測して水量を加減する。しかし2-3.で示すように定在波は水量の作用を強く受け、再現性を図るためにも水量の機械制御が望ましい。さらに流速が2m/s以上の高速になると制波板から流出する第一波で測定部全域が覆われるため、低速時のように複数の短波長波の山谷を指標とする調整が困難になる。この場合にも水量を機械設定すれば問題が解消でき、高速用の技術としても期待できる。

そこで水量自動設定装置と名づけ主要な機械技術として導入した。容量1.3トンのタンクを設け、あらかじめ任意の流速において定在波を最小にする最適水量を検定し、操作時にCPUの指令で所定の水量を水槽本体に追加できる機構とした。タンク側面にフロートタイプの水位計を設け、増減量を計測する。インバータ制御のポンプで出し入れし、サーージングに対処するため設定後は電磁弁で水槽本体と独立させる。本水槽の場合、測定部面積が調整用タンクより約7倍のため精度の確保は容易で、測定部において±0.1mmレベルにできる。

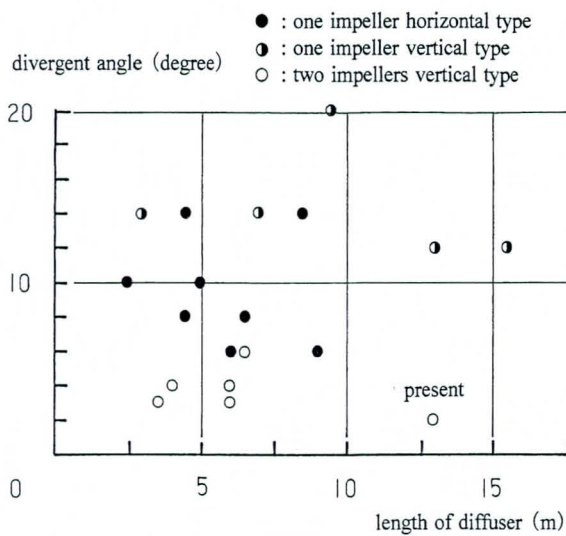


Fig.A-2 Dimensions of diffuser

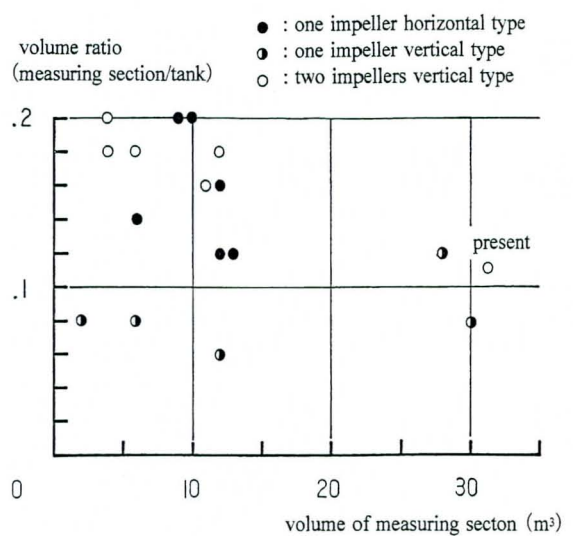


Fig.A-3 Volume ratio of measuring section

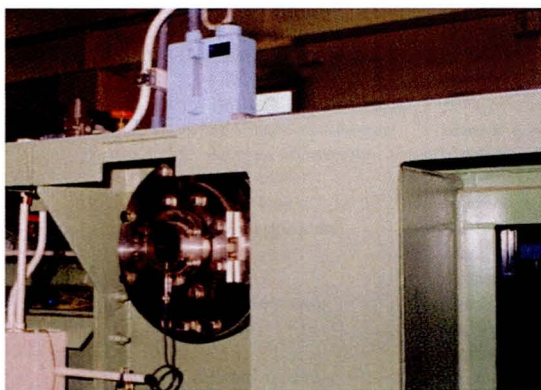


Fig.A-4 MVR type surface flow accelerator



Fig.A-5 Air bubble extractor for high speed flow

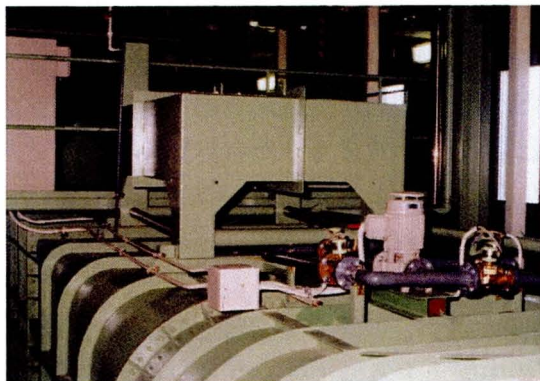


Fig.A-6 Water quantity adjustment machine

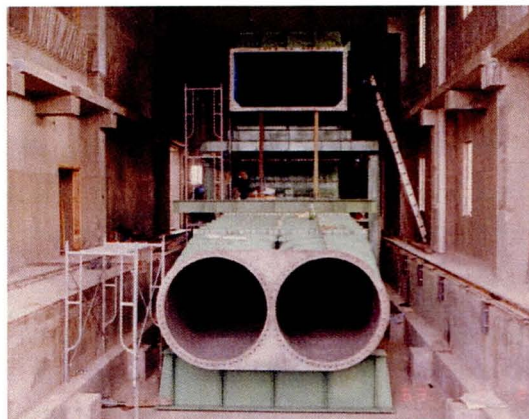


Fig.A-7 Blocks of nozzle and diffuser

Table.A-1 Principal particulars of present CWC

Principal particulars of the Circulating Water Channel of the National Research Institute of Fisheries Engineering

Established	1989.3
Type	Two-impellers driving vertical system (patent No.1278218)
Maximum velocity	3.0 m/s
Outer size	LxBxH=24.5x2.82x7.89 m、 280 ton
Side of measuring section	LxBxDxd=8.0x2.8x1.8x1.4 m
Material and structure	SUS plate welded structure, eleven blocks attached with flang convergence ratio 2.6, two dimensional form
Nozzle	plate type, No.1 corner (six sets), No.2 corner (five sets), No.3 corner (eight sets), No.4 corner (eight sets)
Guide vane	
Side windows	LxBxt=3000x1300x30 mm, two sets, combined strong type LxBxt=1250x1300x30 mm, four sets, combined strong type LxBxt=1250x1300x30 mm, two sets, combined strong type
Bottom windows	
Driving force power	DC, 90 kw, two sets, $N_{max}=1750$ rpm
Tranmissive apparatus	V belt type, reduction ratio=1/45
Impeller	Diameter=1296 mm, pitch ratio=0.965, expanded ratio=0.432, boss ratio=0.25, "Unken-Type", Z=4, two sets, SUS304
Uniformity apparatus	
1)Honeycomb	grid 57x51, length 400, SUS304
2)Punched metal plate	diameter=7-8 mm, Opened ratio 0.526, t=1 mm, SUS304
3)Net	two sets
Wave suppressor apparatus	adjusted set angle type, SS41 covered with plastic calking, Lxt=600x16 mm (improved, 1998) SUS 304 plate, Lxt=400x30 mm
Filter apparatus	60 ton/h, 5.5 kw
Surface flow accelerator	MVR type (patent No.1412919), DC, 15 kw, $N_{max}=1460$ rpm, V-belt type, reduction ratio=0.65
Parts of rotor	diameter=315 mm (improved,1998) diameter=212 mm, introduced partition ring
Vacuum pump system	
1)Filing of nozzle	plunger type, flow discharge 350+375 ℓ/min, 0.75+0.75kw
2)Filing of No.1 corner	plunger type, flow discharge 220 ℓ/min, 0.4 kw
3)Filing of accelerator	plunger type, flow discharge 25 ℓ/min, 0.1 kw
4)Small adjustment	above mentioned same 0.1kw type, two sets
Painted coat	oil paint type, green
parts of base	concrete, steel net structure
Special apparatus	Air bubble extractor for high speed flow Water quantity adjustment machine Automatic controlling, measuring and analyzing system
Carriage system	Carriage for experiment of fishing boats Carriage for measuring of flow field Carriage for experiment of fishing gears
Mention specially	Square steel rail upper both sides of measuring section Intercepting dust net, middle of No.3 and No.4 corner



## B. 波形の計測技術

制波板の角度と水量を厳密に設定し、波形を高精度で計測できる工夫を試みた。制波板の改造を行い、制波板の上下方向の変位をネジ棒のみで調整固定する従来法から、手動式ハンドルで角度設定ができる方式に変えた。支持棒を6本2列とし、制波板を樹脂コーキング板(母材は鋼板)から厚さ30mmの亚克力板に変えた。取付け時の調整を目視法によらず曳航水槽のレール調整法を用いた。水槽の水を抜き制波板エッジ下横方向に水平溝を設けて基準の水面を造り、触針型マイクロメーターで制波板のエッジから水面までの距離を求め、6本のネジ棒を順次調整して横方向の直線性、水面との平行度を上げた。この方法による調整結果を Fig. B-1 に示す。図中の A は取付け前の状態で、調整なしでは $\pm 1\text{mm}$ のたわみを伴う。以上の手順により水平状態で調整設定した時の精度を D、下向きに $1^\circ$ 、 $2^\circ$ とした時の直線性を E、F に示す。制波板の直線性を $\pm 0.1\text{mm}$ の精度で設定できる。

回流水槽における波高計測の特殊性は、サージングと乱れを伴う波面を計測する点にある。流速 $1\text{m/s}$ で計測した測定部中心線上の波高の時間的変化を Fig. B-2 に示す。周期約 $60\text{sec}$ のサージングと周期約 $5\text{sec}$ の変動を伴う。そこで計測時間 $T_{ad}$ を変え、流速 $1\text{m/s}$ の流れに対し、検定定数と誤差に及ぼす影響を調べた。この結果を Fig. B-3 に示す。計測時間を変動周期より長くすると検定定数、誤差は収束し、この結果より $T_{ad}=10\text{sec}$ とした。計測対象の波高は小さく、計測レールの上下の変動量と同オーダーのため、静止状態でレールの変動量を求め、計測した波高から差し引いた。修正量を Fig. B-4 に示す。水量設定として、観測窓に取付けたメジャーを基準にする方法では、静振と表面張力により厳密設定が難しい。そこで水量と水位の関係を検定し、ピーカーで増減量を計りこれを加える方法によった。本水槽では $7.1\theta$ の変化で水位は $0.2\text{mm}$ 変わる。

計測で得た波形から定在波成分を解析的に除去する方法を試みた。波高 $\eta_m(x)$ を有限フーリエ近似で表現する。フーリエ係数 $A_k$ 、 $B_k$ は(B-1)式、(B-2)式で表現できる。 $N$ は計測点総数、 $\eta_1$ 、 $\eta_2 \cdots \eta_N$ は波高で、スペクトルを $\chi_k$ 、位相角を $\varphi_k$ とすると逆変換波形は(B-3)式で表すことができる。

$$A_k = \frac{2}{N} \sum_{m=1}^k \eta_m(x) \cos(2\pi k_m \frac{1}{N}) \quad k=0 \sim \frac{N}{2} \quad (\text{B-1})$$

$$B_k = \frac{2}{N} \sum_{m=1}^k \eta_m(x) \sin(2\pi k_m \frac{1}{N}) \quad k=1 \sim \frac{N}{2} - 1 \quad (\text{B-2})$$

$$\eta_m = \frac{1}{2} \chi_0 + \sum_{k=1}^{N/2-1} \chi_k \cos(2\pi k_m \frac{1}{N} + \varphi_k) + \frac{1}{2} \chi_{N/2} \cos(\pi m) \quad (\text{B-3})$$

定在波の波長 $\lambda$ は深水波線型理論の解 $\lambda = 2\pi V^2/g$ で決まり、スペクトルはこの波長に相当する成分で卓越する。そこで(B-1)式、(B-2)式からスペクトルを求め、定在波成分を除き、(B-3)式より波形を再生する。流速 $1\text{m/s}$ において水量を増して意図的に波高を大きくした波形(M29、第4章の Fig. 4-5(b)で上から二番目に示す)に対し、スペクトルを計算した結果を Fig. B-5 に示す。波長は $0.64\text{m}$ であるから、次数 $K=10$ の成分波に相当する。 $K$ について $9 \leq K \leq 11$ のスペクトルをカットし、低周波と高周波数成分を残した場合(Case-A)、次数 $K_{de1}$ に対し $K \geq K_{de1}$ のスペクトルを0とし低周波数成分 $0 \leq K \leq K_{de1}-1$ のスペクトルを用いて逆変換する場合(Case-B)について比較計算し、 $\theta_n$ の違いを調べた。この結果を Fig. B-6 に示す。 $\theta_n$ は Case-A、B で差はなく、定在波成分を含む高周波の雑音成分を除去すればよいと判断

した。本解析では  $0 \leq K_{del} \leq 6$  の低周波スペクトルによる逆変換で波形を再生し、再生した波形を微分して水面勾配  $\theta_n$  を抽出した。なお本来はフーリエ変換で対処すべきであるが、計測と併行して解析することを優先し、当時のパソコンの能力(8bit)の制約のため本方法とした。

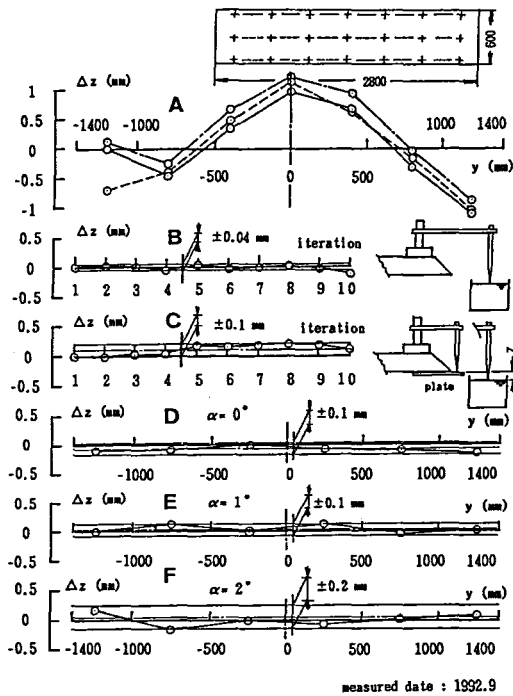


Fig.B-1 Adjusting of wave suppressor plate

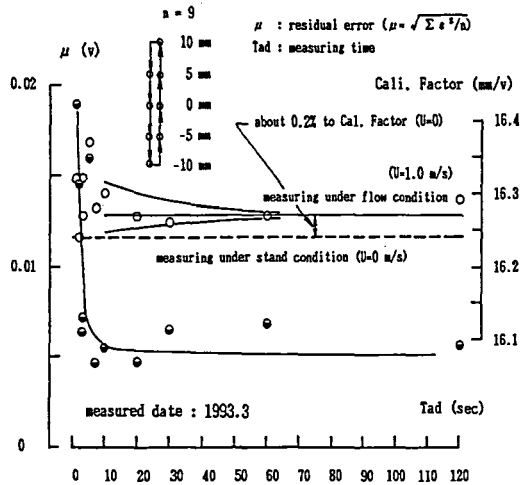


Fig.B-3 Error due to fluctuation

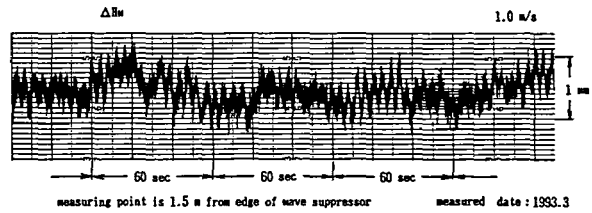


Fig.B-2 Fluctuation of free surface

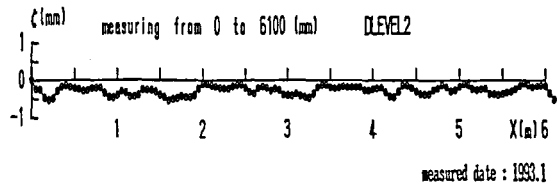


Fig.B-4 Level of rail

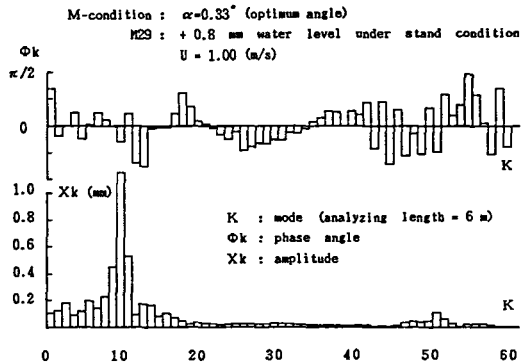


Fig.B-5 Spectrum on wave profile

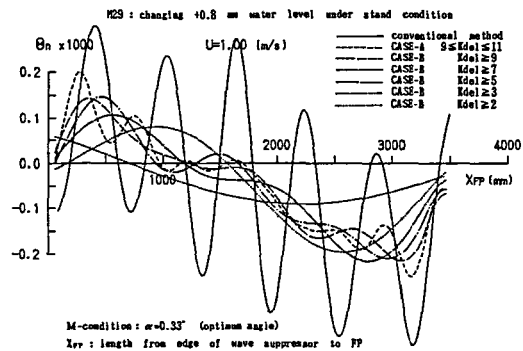


Fig.B-6 Free surface inclination

## C. 測定部流れと模型船との相互干渉に関する研究

本研究の過程で重要性を認めたにもかかわらず結論の得られなかった課題は、「測定部流れと模型船との相互干渉に関する研究」である。この課題は回流水槽の試験精度向上のために不可欠である。本章では予備検討の結果を示し記録とする。

### 1. 研究の視点

本研究では測定部の流れを対象とし、模型船の存在影響を考慮していない。しかし測定部流れと模型船との相互干渉の一つとして制限水路影響に着目すると、回流水槽における制限水路影響は曳航水槽に比べて大きい。一般に回流水槽による条件は、 $2x1x2m$ (水槽幅 $\times$ 水深 $\times$ 模型船長)である。これに対し曳航水槽では、例えば日本造船技術センターの場合、 $10x6.5x5m$ (同要目)である。両者のblockage比を比べると回流水槽では曳航水槽よりも5.2倍になる。オーダー的に10倍に至らないが卓越していることは明らかである。この事実に着目すると、次の二点の問題が設定できる。第一は曳航水槽の条件を主対象として研究された修正法が、blockage比の大きい条件下でもそのまま適用できるかどうかである。第二は曳航水槽では存在せず回流水槽のみ存在し、無視できない量の作用を及ぼす現象が存在するか否かである。そこで本章では第二の問いに対し検討した。

### 2. 回流水槽の制限水路影響

制限水路影響を明らかにするには、模型船を含む流れを内部流れの問題として位置づけ、測定部の流れと模型船との相互干渉を船体表面と測定部壁面の境界条件を考慮して解析しなければならない。この点は回流水槽と曳航水槽で共通するが、現象的に曳航水槽で認められず、回流水槽でのみ存在すると考えられる現象として次の4点をあげる。

- ①模型船の排除影響が壁面における境界層の外部流に圧力勾配を誘起し、これよりせん断応力が増えて水面勾配が模型のない状態より増加し、船体抵抗が増す現象の可能性。
- ②模型船前後の運動量の釣合いにおいて、船体抵抗によって水面勾配が模型船なしの状態より増加し、船体抵抗が増す現象の可能性。
- ③制限水路影響で船体まわりの流速が増加し、水面勾配が模型船のない状態より増え、船体抵抗の増す現象の可能性。
- ④循環路全体の運動量の釣合いにおいて、模型船の抵抗により模型船のない状態よりも平均流速が減少し、船体抵抗が減る現象の可能性、あるいは制波板の出口の流速が模型船のない状態より減少し定在波の変化を誘起することも考えられ、このように模型船によって測定部上流における流体力学的な条件が変わり、船体抵抗が変化する現象の可能性。

①は測定部流れと模型船との相互干渉に伴う現象、②、③は運動量の釣合いより推察される事項、④は回流水槽の循環路全体を視点とすることによって提案できる。それぞれの作用量は微小であると予想できるが、Blockage比が曳航水槽に比べ5倍のオーダーであることを考えると、最初から二次的として無視してよいか断定できない。例えば④について指摘すると、第4章の4-4. (Fig. 4-12(b))で示したように、測定部に模型船を設定すると、流速  $1m/s$  において定在波の作用を消滅するには、船なしでの定在波最小の条件よりも水量を  $0.5mm$  減少しなければならない。附録A.の3.で述べたように水量自動設定装置の精度は  $\pm 0.1mm$  で、第4章の4-3. (Fig. 4-5(a)、(b)、(c))に示した波形の系統的計測の結果によれ

ば、0.2mm の違いで波形に明確な差が生じる。すなわち水槽の操作の観点からみて水量 0.5mm は無視できるオーダーでなく、以上の事例で認められるように模型船ありなしで測定部の上流の特性は確実に変化している。したがって一見すると本課題が無視できるように伺われても、本当に無視できるかどうかの精査は重要である。

そこで上記の①について検討した。第一に境界要素法の間接法(パネル法)により、模型船を設定した条件における測定部流れの非粘性流場を計算した。流場を二重模型流場で仮定し、船体表面、測定部の側面、底面に特異点を配置し、船体表面、底面、側面における境界条件を満足する数値解を求め、測定部壁面の非粘性流場を計算した。第二にパネル法で得た計算結果を用い、測定部壁面の境界層を積分型の境界層理論によって計算し、せん断応力の変化を抽出した。第三に開水路理論を適用し、模型船が誘起するせん断応力の変化が水面勾配にどの程度作用するかを調べた。以上を総合し、①の現象の有無、そのあり方、船体抵抗に及ぼす作用量を推定した。

### 3. 測定部の非粘性流場の計算

船体まわりの速度ポテンシャル  $\phi$  を (C-1) 式で表す。ここで  $U$  は一様流速、 $s$  は船体と測定部の境界面で、接尾辞  $H, B, S$  は船体表面、底面、側面を示す。 $\sigma_H, \sigma_B, \sigma_S$  はパネルに配置した吹き出しの強さ、 $r_H, r_B, r_S$  は吹き出し位置より任意点  $P(x, y, z)$  までの距離、 $n$  はパネルの法線方向を示す。二重模型流場の仮定より、吹き出しを左右上下対象に鏡像の形で Fig. C-1 の配置とする。境界条件の (C-2) 式より  $\sigma_H, \sigma_B, \sigma_S$  を解き、(C-1) 式よりパネルの中心点の誘導速度を求め、ベルヌーイの式より圧力を計算した。

$$\phi(x, y, z) = Ux - \iint_{SH} \sigma_H \frac{1}{r_H} ds - \iint_{SB} \sigma_B \frac{1}{r_B} ds - \iint_{SS} \sigma_S \frac{1}{r_S} ds \quad (C-1)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} \Big|_{\text{on boundary}} = 0 \quad (C-2)$$

Todd60 ( $C_B=0.6$ ) 船型と Wigley 船型に対し、Table. C-1 に示す計算条件で計算した。ここで  $T_b, T_d$  は測定部の幅、水深である。Case-1 と Case-3 ( $T_b/L_{pp} \times T_d/L_{pp} = 1.0 \times 0.5$ ) は第四世代型の標準的な条件で、Case-2 ( $T_b/L_{pp} \times T_d/L_{pp} = 0.8 \times 0.4$ ) は意図的に blockage 比を小さくした場合である。計算で得た側面の水面、コーナー、底面中心線の圧力分布を Fig. C-2 に、底面と側面の圧力分布を等高線で Fig. C-3 に示す。壁面の圧力の分布形は単純で、大局的には前後対称とみてよく、底面と側面の差は小さい。底面と側面の模型船投影域で船体中央までは圧力減少、船体中央から船尾までは圧力増加となる。測定部の壁面流れに対して船型の差は強く反映されず、blockage 比が支配的である。壁面の流速の最大値と blockage 比の関係を Fig. C-4 に示す。制限水路影響による船体表面の平均流速の増加量が blockage 比でまとめられるのと同じように、底面と側面の圧力の作用も blockage 比で扱い得ることを示している。壁面圧力の変化のオーダーは、第四世代型の標準値として Wigley 船型を例にとると Case-3 より、圧力の変動幅  $\Delta C_p$  は 0.016 程度である。Wigley 船型の船体表面圧力の変動幅を基準に比較する。二重模型流場における船体表面流速の最大値は 1.03、最小値は 0.99 で、流速の最大幅 0.04 で、船体表面圧力の変動幅  $\Delta C_p = 0.082$  と等価である。この値に対し、壁面の圧力の変動幅  $\Delta C_p = 0.016$  は 20% に至る。したがって測定部壁面は模型船からみて遠場であるにもかかわらず無視できない制限水路影響が存在する。

#### 4. 測定部壁面の境界層の計算

制限水路影響の測定部壁面の境界層に及ぼす作用を調べるため、問題を二次元に単純化して境界層計算を行った。Head法を用い、境界層の外部流として、上記の3.で得た非粘性流れの計算結果を与え、カルマンの積分型方程式(C-3)、エントレインメントの式(C-4)、Ludwig-Tillmannの局部摩擦式(C-5)を用いた。境界層計算の初期位置を制波板エッジとし、局所摩擦係数 $C_f$ 、運動量厚さ $\theta_{BL}$ を仮想原点の概念(第5章の5-2.)を用い、乱流平板の遷移点から $x_j=1.17\text{m}$ 相当の値を初期値とし、未知数の運動量厚さ $\theta_{BL}$ 、形状係数 $H$ を下流方向に解いた。ここで運動量厚さ $\theta_{BL}$ について、水面勾配 $\theta$ と区別するために接尾辞 $_{BL}$ を付ける。 $U$ は一様流速である。

$$\frac{d\theta_{BL}}{dx} + (2+H) \frac{\theta_{BL}}{U} \frac{dU}{dx} = \frac{1}{2} C_f \quad (C-3)$$

$$E = 0.0306 U (H_e - 3)^{-0.653}, \quad H_e = 1.535 (H - 0.7)^{-2.715} + 3.3 \quad (C-4)$$

$$C_f = 0.246 x \left( \frac{U\theta_{BL}}{\nu} \right)^{-0.268} x 10^{-0.678H} \quad (C-5)$$

Todd60船型を用いたTable.C-1の条件(Case-1、Case-2)における境界層を計算し、この結果をFig.C-5に示す。横軸は流れ方向である。同図で一点鎖線と破線は外部流に制限水路影響を考慮した流れとした場合、実線は模型船を設置しない状態である。第四世代型の標準の試験状態(Case-1)において、模型船の底面と側面の境界層に及ぼす作用は明確に存在する。制限水路影響の底面と側面に及ぼす圧力減少、圧力増加の作用によって、模型船投影域において境界層の厚みは小さくなり、逆に局所摩擦係数は船体中央部で最大値となる山状の増加作用を受ける。blockage比の異なるCase-1、Case-2を比較すると局所摩擦係数の変化の様子は似ており、その変化量はblockage比で決まる。船型の作用は二次である。ここで示した模型船の壁面境界層に及ぼす作用は曳航水槽では存在しない。

#### 5. せん断応力の増加現象の水面勾配に及ぼす作用

制限水路影響により測定部壁面のせん断応力の増すことが判明した。この結果が水面勾配にどのような作用を及ぼすかを調べる。開水路理論の式(C-6)式(第3章の3-2.の(3-14)式)を用いた。ただし(C-6)式で底面の局所角度 $\beta=0$ 、側面の局所角度 $db/dx=0$ とし、問題を単純化した。なおせん断応力 $\tau$ と局所摩擦係数 $C_f$ は(C-7)式の関係にあり、 $V$ は流速で、その他の変数は第3章の定義に従う。

計算条件をTable.C-1(Case-1、Case-2)とし、(C-6)式を解いた結果をFig.C-6に示す。ここで $\eta$ は制波板エッジを基準とする自由表面の高さである(第3章のFig.3-1)。制限水路影響により誘起されたせん断応力の増加は、水面の局所傾斜 $\partial h/\partial x$ に対し模型船の投影域に限定してくぼみ状の減少の作用を与え、自由表面の高さ $\eta$ に対し下向き勾配を増す作用を及ぼす。この結果、水面勾配は模型船の存在によって増加し、Case-1で5%、Case-2で8%となり、オーダー的に5~10%程度増える。問題はこのオーダーが無視できるかどうかである。本水槽の測定部流れの水面勾配は代表流速 $1\text{m/s}$ で $\pm 0.2 \times 10^{-3}$ の微小オーダーであるが、微小であっても船体抵抗に決定的な差を誘発する(第4章)。したがって5~10%の増加は無視できないと考えるべきである。

以上を総括すると、目的が模型船の船体抵抗の計測であるにもかかわらず、測定部壁面

における境界層の変形量の影響を含めて計測していることになる。さらに上記の2.で指摘した4事項のうち、①、②、③は曳航水槽でも認められる制限水路影響の上にプラスに作用する性質があるから、定性的には回流水槽の制限水路影響は曳航水槽よりも高めになる。このような現象は曳航水槽では存在しない。将来において仮に回流水槽の基本性能が向上し次世代のステージに移行したとしても、模型船の測定部壁面境界層に及ぼす作用が消滅するわけではなく、回流水槽に必然的に伴う現象であることを認めなければならない。

本課題に関わる検討項目として、①水面勾配の増加量の形状影響係数  $K$  に及ぼす作用、②模型船と測定部のサイズの作用量、③船体抵抗の変化より得られる水面勾配に相当する物理量  $\theta_0$  と波形で定義する水面勾配  $\theta_n$  の関係、④自由表面影響の作用などの解明があげられる。追究の過程で「船型と測定部のサイズ→blockage 比→壁面の圧力の変化  $\Delta C_p$  →壁面の摩擦の変化  $\Delta C_f$  →水面勾配の増加  $\Delta \theta_n$  →形状影響係数の増加  $\Delta K$ 」の関係が簡便に抽出できれば、第3章の3-2.で述べた形状影響係数の修正係数  $\beta_k^{(9)}$  に対して、肥大船で  $\beta_k=0.5\sim 0.6$ 、細い船で  $\beta_k=0.7\sim 0.8$  の修正となる理由づけに寄与できる。

この推論に関し、自由表面の局所勾配  $\theta$  は(C-8)式(第3章の(3-15)式)で表現でき、マニングの式(C-9)を用いると、 $\theta$  は(C-10)式、(C-11)式に示すように、高速では  $Fn^2/(1-Fn^2)$ 、低速では  $Fn^2$  でまとめられる。すなわち底面形状、側面形状、摩擦の作用は低速では速度の二乗に比例することを意味する(第3章の3-2.5)。(C-11)式は測定部の幾何学的要素( $b, \beta, h, A, s$ )と定数( $g, n$ )で構成する定数項に速度の二乗が掛け合って決まることを意味している。水面勾配は静圧の流れ方向の勾配と等価である(第6章の6-5.)。したがって昔より不明のままであった水面勾配の作用、測定部形状の作用が簡便に扱え得ることになり、特に船体抵抗係数に定数として介在するため、回流水槽試験と曳航水槽試験との差の理由づけができる。

$$\frac{dh}{dx} = \frac{1}{1 - \frac{v^2}{gh}} \left( -\frac{1}{\rho g} \frac{1}{\frac{A}{s}} \tau - \beta \right) + \frac{gh}{1 - \frac{v^2}{gh}} \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \quad (C-6)$$

$$C_f = \frac{\tau}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad (C-7)$$

$$\theta = -\frac{1}{1 - Fn^2} \frac{1}{\rho g} \frac{1}{\frac{A}{s}} \tau - \frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \beta + \frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \quad (C-8)$$

$$\tau = \rho g \frac{1}{\left(\frac{A}{s}\right)^{1/3}} n^2 v^2 \quad (C-9)$$

$$\theta = \frac{Fn^2}{1 - Fn^2} \left\{ -gh \frac{1}{\left(\frac{A}{s}\right)^{4/3}} n^2 - \beta + \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \right\} \quad (C-10)$$

$$\theta \approx Fn^2 \left\{ -gh \frac{1}{\left(\frac{A}{s}\right)^{4/3}} n^2 - \beta + \frac{h}{b} \frac{db}{dx} \right\} \quad (C-11)$$

Table.C-1 Conditions of blockage ratio

Case	Model Name	B/Lpp	d/Lpp	Cb	Cm	S/Lpp <sup>2</sup>	Td/Lpp × Td/Lpp	Blockage, m
Case 1	Todd60 (Cb=0.60)	0.133	0.6533	0.600	0.977	0.006929	1.0 × 0.5	0.01385
Case 2	Todd60 (Cb=0.60)	0.133	0.6533	0.600	0.977	0.006929	0.8 × 0.4	0.02165
Case 3	Wigley	0.100	0.6625	0.444	0.667	0.004167	1.0 × 0.5	0.00833

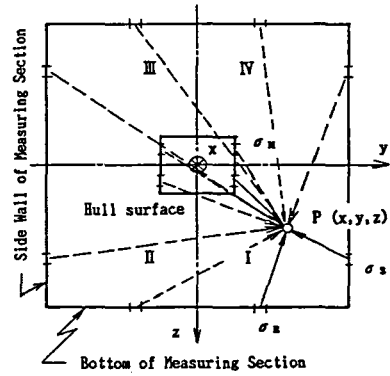


Fig.C-1 Sink distribution of double model flow

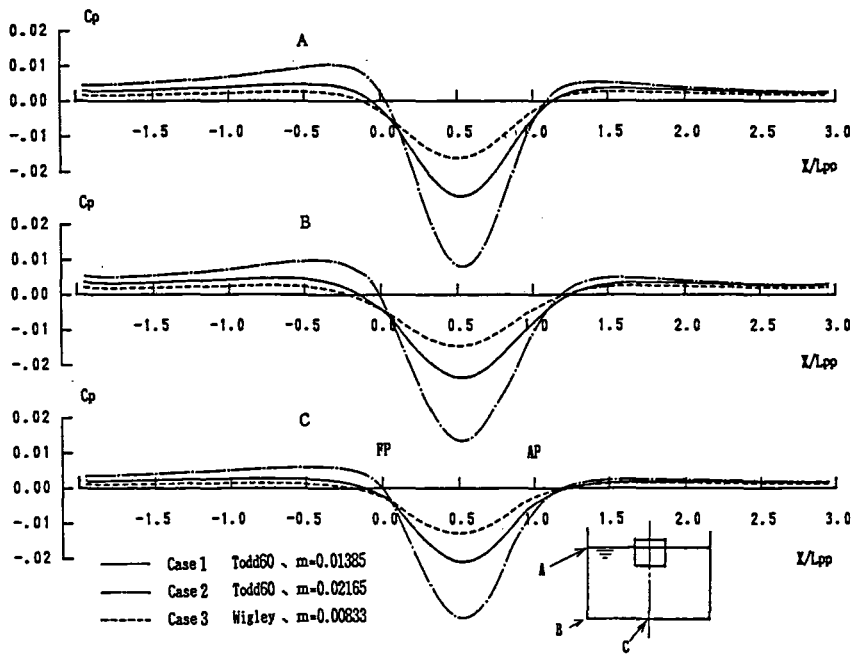


Fig.C-2 Pressure distribution included blockage effect on wall surface of measuring section

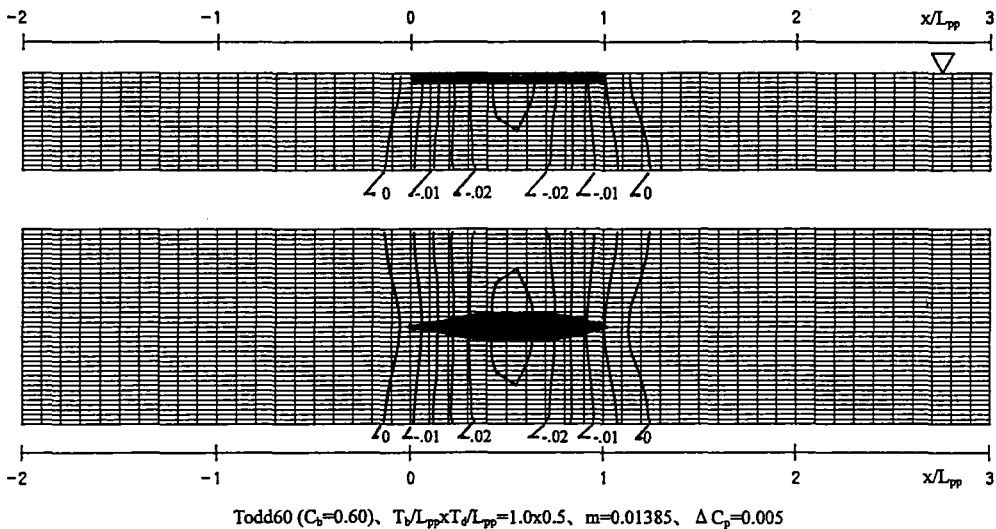


Fig.C-3(a) Pressure distribution on wall surface of measuring section (Case-1)

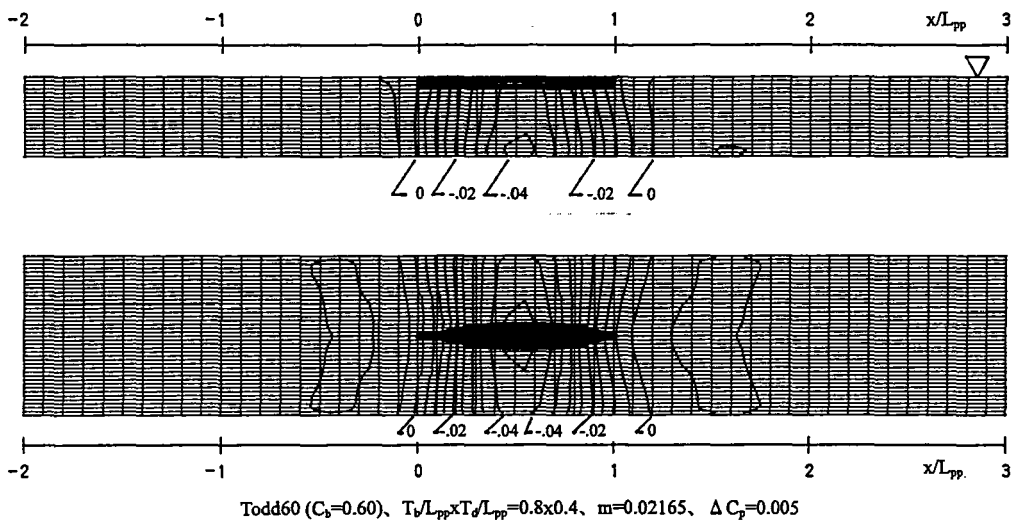


Fig.C-3(b) Pressure distribution on wall surface of measuring section (Case-2)

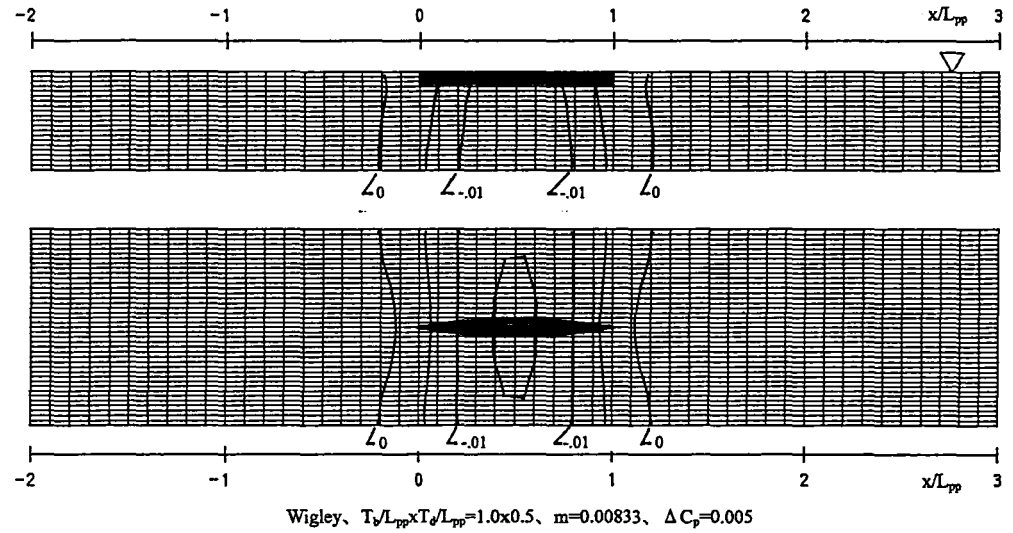


Fig.C-3(c) Pressure distribution on wall surface of measuring section (Case-3)

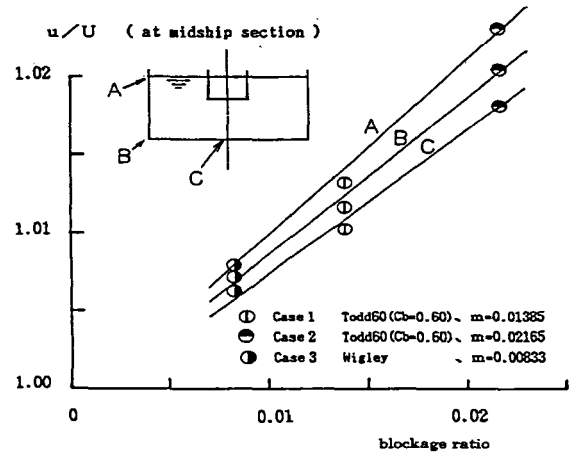


Fig.C-4 Increased velocity due to blockage effect on wall surface of measuring section



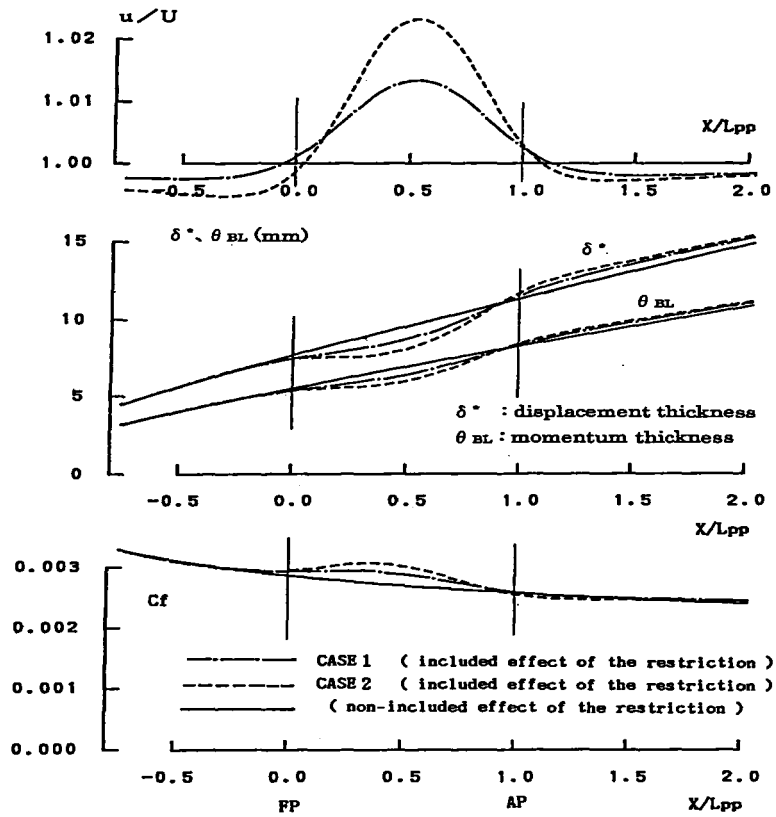


Fig.C-5 Pressure distribution included blockage effect on wall surface of measuring section

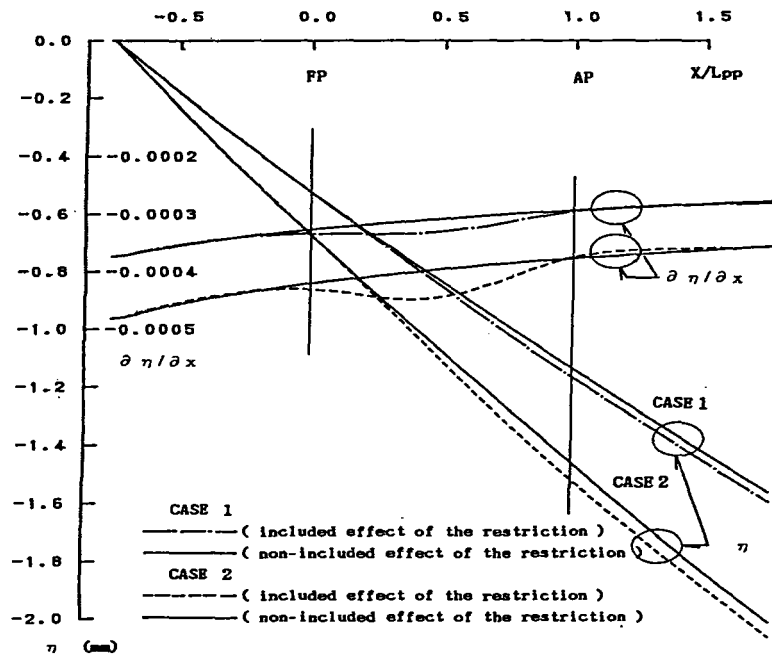


Fig.C-6 Increased free surface inclination due to CWC blockage effect

## D. 高速域の自由表面に関する研究

本研究の過程で重要性を認めた課題として、「高速域の自由表面に関する研究」をあげる。この課題は用途の拡大、次世代の具体化のために解決しなければならない。そこで本章では予備検討の結果を示し、どのような考え方で研究を進めるべきかを考察し記録とする。

### 1. 研究の視点

本研究では排水量型の流速域における基本性能の向上を目的とし、代表流速1m/sに対する集中的な精査を試みた。1m/sを主対象とした理由について、第6章の6-6. で水面勾配に対して考察したが、このことも含め以下を根拠としている。排水量型の船型を対象に $L_{pp}=2\text{m}$ の模型を用いる場合、船長ベースのフルード数を $F_{nL}$ とすると(接尾辞 $L$ は $L_{pp}$ を意味する、水深ベースの $F_n$ と区別する)、流速 $V=1.5\text{m/s}$ は $F_{nL}=0.34$ に相当し、流速域 $0.5 < V < 1.5\text{m/s}$ は $0.11 < F_{nL} < 0.34$ に対応する。 $L_{pp}=2.5\text{m}$ の条件では、 $0.5 < V < 1.5(2.0)\text{m/s}$ は $0.10 < F_{nL} < 0.30(0.40)$ である。従って排水量型の流速域は、最大流速を1.5~2m/sにすれば対処できる。次に自由表面の特徴について、排水量型の流速域では定在波の波長は模型船長に比べ小さい。すなわち $0.5 < V < 1.5\text{m/s}$ では、波長 $\lambda$ は $0.16 < \lambda < 1.44\text{m}$ である。また(C-10)式が示すように、測定部の水深ベースのフルード数を $F_n$ とすると、自由表面は $F_n^2/(1-F_n^2)$ で特徴づけられるが、低中速域では $F_n^2/(1-F_n^2)$ の値は高速に比べ急変しない。以上の性質より低中速域の性質を把握するには、代表流速で基本的な特徴を集中的に調査すればよい。

他方、高速の船型試験を対象とする場合、事情は異なり研究の視点は変わる。流速については、小型の模型船を使うものの設計フルード数が高いため高速化が必要になる。例えば $L_{pp}=1\text{m}$ の場合、流速域 $2 < V < 3\text{m/s}$ は $0.64 < F_{nL} < 0.96$ で、半滑走型には対処可能であるが、滑走型の実験では模型船長をさらに小さくするか流速を上げなければ相似則を満足しない。しかし水深ベースのフルード数は、水深 $d=1\text{m}$ の水槽では流速域 $2 < V < 3\text{m/s}$ に対し $0.64 < F_n < 0.96$ で、 $3\text{m/s}$ では常流の上限の $F_n=1$ に漸近する。水産工学研究所の例( $d=1.4\text{m}$ )では $2 < V < 3\text{m/s}$ に対し $0.54 < F_n < 0.81$ で、水深の大きい水槽でも常流の限界への接近は避けられない。以上の事情より、常流を実験領域とする条件では、流速の限界は $3\text{m/s}$ 近傍になり、 $2\sim 3\text{m/s}$ の高速流れを扱うことが不可欠になる。なお造波問題の浅水影響を考慮すると船型試験では $F_n=0.6$ が限界<sup>16)</sup>とされている。このため $F_n > 0.6$ の高速流れに意味があるのかという基本原理からの問いかけが必要になるが、ここでは本問題の所在を指摘するだけとする。

回流水槽による高速艇の試験として鈴木ら<sup>11), 55), 56)</sup>、玉島ら<sup>57)</sup>の模索をあげることができる。しかし高速回流水槽の設置数が少ないこともあり実験の事例が限られ、高速流れの波形の計測例は見受けられない。高速回流水槽の底面形状を提案したが(第6章の6-7.)、これは射流を条件とした。射流の高速回流水槽も現実化<sup>36), 57)</sup>しているが、常流の高速域の特性も明らかでないので、本章では射流を考えず常流を対象とする。以下に高速流れの自由表面が低中速域とどのように異なるのかを考察し、水槽の操作法や計測結果の修正法をどのように考えるべきかについて述べる。

第一に流速の増加に伴い定在波の波高が増大するだけでなく(第2章のFig. 2-3)、波長が測定部の長さに対し大きくなる。排水量型の流速域では、代表流速1m/sで波長は0.64mで、測定部の長さ比べ無視でき、模型船長さに比べ短波長であることを特徴とする。これに対

し流速2.5m/sで波長は4.0m、3m/sで5.8mになり、測定部の長さと同オーダーになる。この結果、高速域では波長船長比( $\lambda/L_{pp}$ )は $\lambda/L_{pp}>1$ になり、模型船は一波長内におかれ、微小波高であっても一種の長波長の追波状態になる。

第二に水面勾配の作用が低速域でも重要であることを基本認識とし、この妥当性を第3章、第6章で考察したが、高速域ではさらに重要視しなければならない。なぜなら(C-8)式、(C-10)式に着目すると、関数 $F_n^2/(1-F_n^2)$ は自由表面の決定要因の一つで、テーラー展開を根拠に低速では(C-10)式のように $F_n^2$ に比例し、 $F_n$ が小さい場合、 $F_n^2$ はさらに微小になる。しかし高速域では $F_n^2/(1-F_n^2)$ の値が大きくなり、自由表面の主要部はこの関数で決まる。特に $F_n=1$ では特異性を持つ。例えば水深1mの水槽で流速3m/sでは、 $F_n=0.96$ になる。したがって高速流れは、常流の限界域の性質を基底とする捉え方が不可欠である。

第三に高速化に伴い自由表面の特性が変わり、これにより水槽の操作法のあり方も低中速域と異なる。定在波の波高最小を評価関数に制波板の角度と水量を制御変数とする操作法(第4章の4-3.)、定在波と水面勾配との分離を前提条件に、代表流速で制波板を最適角度に固定し流速毎に水量を最適とする方法(第4章の4-7.)を同視点で高速流れに適用することは困難である。なぜなら高速によって定在波の波高が増大するだけでなく、波長が増して測定部長と同じオーダーになり、膨らみ現象に認められる自由表面の変化が顕著になる条件では、定在波と水面勾配の分離が困難になるからである。

第四に計測結果の修正法に関し、定在波と水面勾配の線型分離を前提条件とした船体抵抗の修正法(第4章の4-6.)も高速実験では別途に考えなければならない。修正法の開発には、流れの性質を知ることが不可欠であるが、定在波の波長が測定部の長さと同オーダーになる条件では、例えば波形解析法の適用(第4章の4-2.)は困難である。したがって高速流れの性質の調査も低中速域と異なる視点でアプローチしなければならない。

## 2. 高速域の自由表面の特徴

水産工学研究所の回流水槽で波形を計測した結果を用い、高速域の自由表面の特徴を考える。計測の結果をFig. D-1に示す。同図の上二つは流速2.0m/sで、流出方向を制波板に沿うように流量を設定した場合、水量を増して定在波の波高を減らした場合の例である。下二つは流速2.5、3.0m/sの例である。なお定性的な性質の予備調査として、制波板を1m/sにおける波高最小に固定し、水量も目視で波高最小になるように設定した。このように制波板の角度と水量は最適条件ではない。

実務的な観点から波形を解析した。膨らみの形状を放物型とし、(D-1)式を適用した。最初に2m/sでは2波長相当の $0.2 < x < 5.3$ m、2.5、3.0m/sでは $1 < x < 5$ mのデータを用い、 $\eta = \eta_1$ による最小二乗法により未知数a、b、cを求めた。同図中の一点鎖線はこの結果である。次に模型船中央部をゼロ勾配の位置(第4章の4-4.)である $x=2.75$ mとし、模型船領域の波高のデータを用い、(D-1)式の右辺第二項の $\eta_1$ を既知とし(最初に求めたa、b、cで表現)、最小二乗法で未知数の波高 $H_w$ 、位相 $\alpha$ を求めた。破線( $2.15 < x < 3.35$ m)はこの結果を示し、 $H_w$ の値は同図中に記している。なお模型長さは大きめに1.2mとし、波長 $\lambda$ は $\lambda = 2\pi / gV^2$ で定義した。

$$\eta = H_w \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda}x + \alpha\right) + \eta_1 \quad \text{ここで } \eta_1 = ax^2 + bx + c \quad (D-1)$$

本解析結果から高速流れの自由表面の特徴として、以下をあげることができる。

- ①本手法は簡易法であるが、波長模型船長比の小さい波面に対し模型船領域に限定した局所的な形状を表現する。
- ②排水量型の流速域における代表流速1m/sの波高は、最適条件で0.2mmで無視できる(第4章のFig. 4-6)。高速域でも1mmのオーダーで小さい。
- ③高速域の自由表面は、2.5~3.0m/sになると定在波の波長は測定部の長さと同オーダーになり、水面勾配の作用も介在し、直線補間によって波高を求める方法の適用が困難になる。したがって(D-1)式のように、水面勾配を考慮したモデリングで波高を解析しなければならない。
- ④流速2m/sでは、流出方向を制波板に合わせた条件で2.9mm、水量を増すと1.0mmになり、波高の増減を水量の制御で可能とする排水量型の流速域の性質をもつ。しかし2.5、3.0m/sでは膨らみが著しく、その様子より水量と制波板による波高消滅の制御は期待できない。
- ⑤代表流速1m/sでは、膨らみは1mm以下であるが(第4章のFig. 4-5(a)、(b)、(c))、高速域では2m/sで2mm、2.5m/sで10mm、3.0m/sで30mmのオーダーになり、水面勾配が高速流れの自由表面を支配する。
- ⑥排水量型の流速域でも水面勾配の検討が重要で、それは回流水槽の静圧勾配を扱うことと等価でもある。この事実は高速流れにおいても共通し、本現象の精査は重要である。

次に開水路理論を高速流れに適用した。代表流速1m/sの計算(第6章の6-4.)と同条件で(C-6)式を解いた。測定部の底面と側面形状を与え、せん断応力を Manning の式(C-9)で定義し、代表流速1m/sで得た $n=0.0114$ を用いた。流速1.0、1.5、2.0、2.5、3.0m/sの計算結果をFig. D-2に、計測結果と比較してFig. D-1に示す。膨らみと流速の増加とともに発散状態に至る現象は計算でも得られている。計算による膨らみは、2.5、3.0m/sで計測結果の1/2程度となる。

膨らみ量が計算と実験で一致していない理由の一つは、目視設定における付加水量の影響で、特に2.5、3m/sで増加量が大きい。しかし増加量の具体値が不明であったので、以下の方法で水量の修正を試みた。水量の増加量を除去した波形を $\eta_0(x)$ として(D-2)式で定義する。

右辺の $\eta_m(x)$ は計測で得た波形、 $\Delta\bar{\eta}_v$ は水量増分の平均値である。 $\Delta\bar{\eta}_v$ を $\eta_m(x)$ と計算による波形 $\eta_{ocal}(x)$ を用いて(D-3)式で定義する。Lは測定部長さである。(D-2)式、(D-3)式より $\eta_0(x)$ を計算し、 $\eta_0(x)$ の最大値( $\eta_{0max}$ )と第一近似(第6章の6-6.)の最大値( $\eta_{0x=2.75}$ )を求め、Fnに対する変化をFig. D-3に示す。同図に示すFn=0.6の一点鎖線は、田古里<sup>2)</sup>が強調した浅水影響の限界値である。次に水深、断面積、ぬれ縁長さを初期値とし、Manningの式を用い、(C-8)式を線型化すると、自由表面の変形量 $\eta$ は(D-4)式で表示できる。 $z_b$ は底面の深さ、bは側面の幅である。第6章の6-6.でも同様の考察をしたが、ここでは側面の影響を無視した。(D-4)式より $\eta_0 \propto Fn^2 / (1-Fn^2)$ で扱うことができ、比例定数を最小二乗法で求めた。この結果を同図に示す。実験がラフなこともありデータのばらつきを伴うが、 $\eta_{0max}$ 、 $\eta_{0x=2.75}$ の両方で $Fn^2 / (1-Fn^2)$ の性質を有している。従って高速流れでは膨らみ現象が支配的で、低

中速流れと同じように測定部形状と摩擦の作用の解明が重要であると結論できる。

$$\eta_0(x) = \eta_m(x) - \Delta \overline{\eta_v} \quad (D-2)$$

$$\Delta \overline{\eta_v} = \frac{1}{L} \int \eta_m(x) - \eta_{ocal}(x) dx \quad (D-3)$$

$$\eta = -f_b(Fn) (C_1 x + z_b + h_0/b_0 b) \quad (D-4)$$

$$Fn = v/\sqrt{gh_0}, \quad f_b = Fn^2/(1-Fn^2), \quad C_1 = gh_0(1/(A_0/s_0)^{4/3})n^2$$

### 3. 高速域の課題

高速域の課題を示す。第一に高速流れの性質を明らかにしなければならない。低中速域に対し波高、波長、水面勾配のあり方が異なるので、現象に応じた視点のアプローチが必要である。この過程で低中速域のように自由表面を定在波と水面勾配の重合で扱うことができるのか、定在波の波高をどのように扱うべきか、高速流れの自由表面の性能をどのように定義するべきかを模索しなければならない。高速域における測定部形状の作用、摩擦のあり方の追究も必要である。常流の限界域は関数 $Fn^2/(1-Fn^2)$ が発散する領域で、(C-10)式で認められるように測定部形状と摩擦の作用項に $Fn^2/(1-Fn^2)$ が増加率として影響を及ぼす。したがって上記の2.における指摘事項⑥が低中速域に増して重要になる。本論では排水量型の流速域に対し、せん断応力をマニングのあらさ係数で扱い、流速の影響を無視したが、高速流れではどのように扱うべきかの検討が必要である。仮想原点(第5章の5-2.)に対し、流速の作用も検討しなければならない。なお高速域の自由表面の制御は、制波板近傍の底面に設けられた「リッジ」と称される突起<sup>36), 58)</sup>で行われるのが一般的であるが、高速流れの複雑さを考えると「リッジ」の効果の分析が必要である。

第二に操作法に関する課題で、高速実験における最適条件とは何か、水槽の操作において何を指標に自由表面を最適にするのかを明らかにしなければならない。また高速域では第一コーナーにおける崩波の防止対策が重要で、崩波防止の技術開発が不可欠になる。しかし操作法の課題も無視できない。例えば気泡除去装置により混入した気泡は除去されるが、気泡除去装置の作動状態、すなわち作動中、停止中によって混入量が時間的に変動し、その結果、測定部流れに対し長周期の時間変動を誘起し、計測結果の再現性の低下を誘発する。したがって碎波の防止の模索だけでなく、気泡除去装置の作動中に計測を自動的に停止する機構と計測コードの開発も重要になる。

第三に高速時の試験法に関する課題で、効率と精度の高い試験法のあり方、高速流れの特性を反映した合理的な修正法の開発などをあげることができる。高速域における実用的な試験法として、位相平均修正法(第4章の4-6.)が有効に適用できると考えるが、その可能性の追究も重要である。

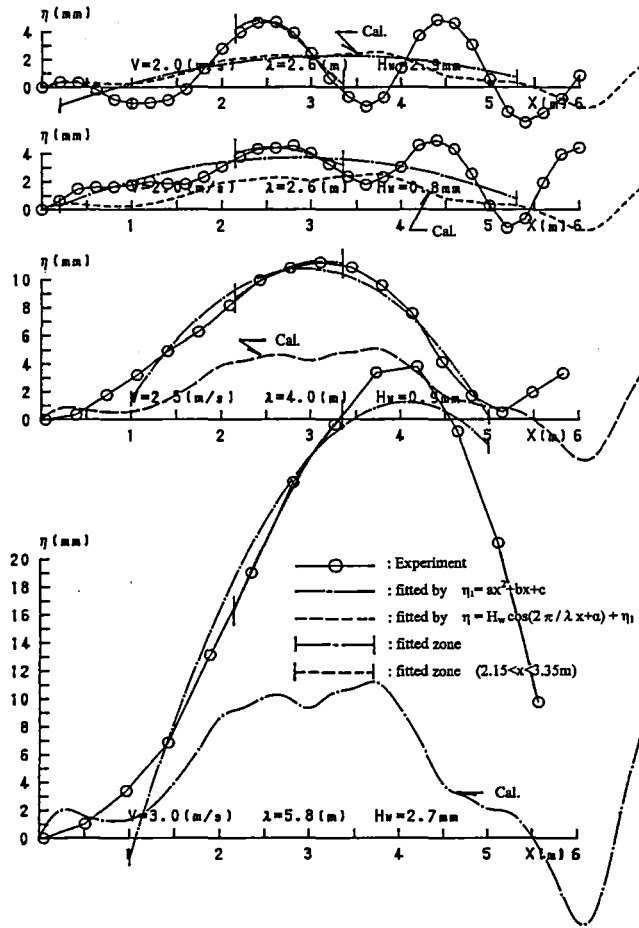


Fig.D-1 Measured free surface under higher velocity

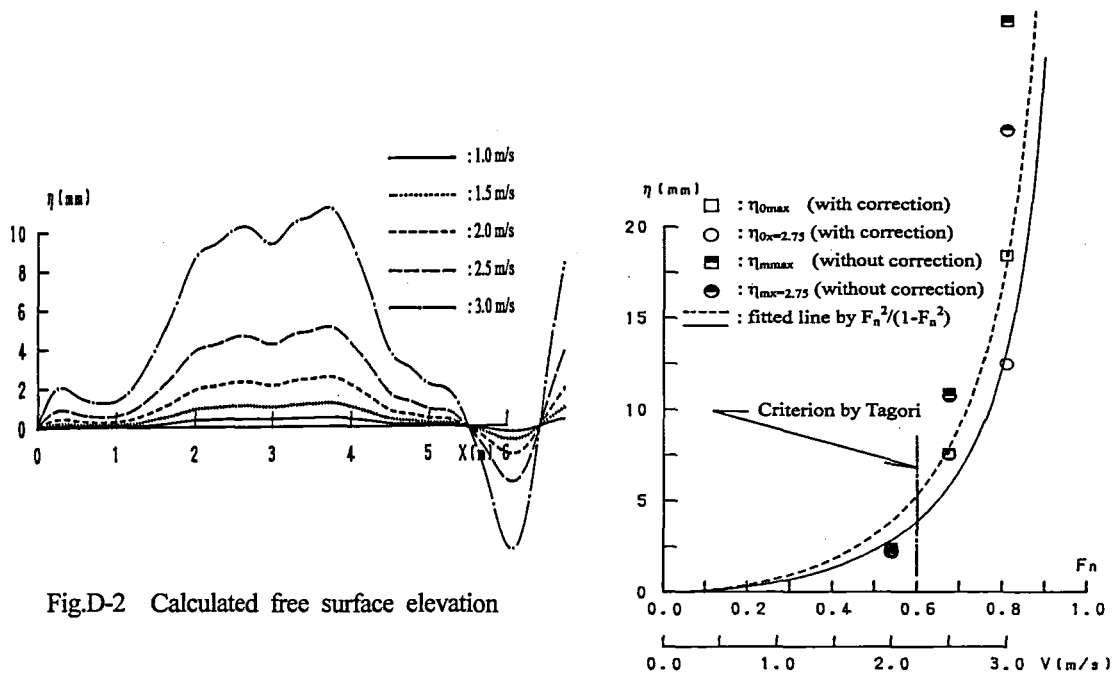


Fig.D-2 Calculated free surface elevation

Fig.D-3 Characteristic of free surface elevation

## E. 要旨

最近の回流水槽では、船型試験に代表される定量的な実験が頻繁に行われ、測定部の流れは造波が目立たずフラットで、流体力学的な性能は完全であるかのように伺われる。このタイプの回流水槽は第四世代型と称され、創出後すでに四半世紀が過ぎている。しかし「本当に性能は十分なのか?」、「であれば技術は完成したのか?」、「次世代のあり方はどうなのか?」といった問いかけに対し、必ずしもその答は見いだされていない。本研究はこのような疑問を端緒とし、次世代への活路の一端を開くことを主眼としている。

第1章の「緒論」では本研究の意味を明確にする。まず日本における回流水槽の技術変遷の考察、欧米の水槽との比較により、本研究の位置づけを明らかにする。第四世代型が登場して以後、多数の水槽が建設され今日に至った。しかし今なお第四世代型の完成への途上で、その観点から回流水槽を見据えなければならない。欧米では日本より早く回流水槽の可能性が着目され要素技術が模索されていたが、流体力学的な性能は不明で、曳航水槽に準じた船型試験が行われている様子も認められない。これに対し日本は流体力学的性能に優れ、世界的な技術として位置づけでき、回流水槽を日本の独自の技術として捉え次世代に向け模索しなければならないことを示す。

次に回流水槽分野の最近の動向、研究の変遷、研究の状況を考察し、本研究が必要な理由を明確にする。この分野は、信頼性の向上、試験精度の向上、次世代技術の追究、技術の独自性の模索、既存技術の再構築、利用分野の拡大を課題とし、以上の解決のために流体力学的性能の向上に関する研究を進めなければならない。しかし近年の社会状況の急速な変化もあって研究は停滞しつつあり、それ故に本研究が必要であることを明確にする。

第2章の「研究の背景」では、水産工学研究所の回流水槽を用いた予備調査により、第四世代型、或いは次世代型の備えるべき基本性能としての課題を求める。第一は自由表面の波、すなわち定在波を消滅すること、第二は測定部の全体にわたる水面勾配をなくすことである。水面勾配があると模型船は斜面に位置し正しい実験の障害になるが、自由表面をもつ測定部は一種の開水路で、水面勾配なくして水を回流できない矛盾を有する。波形計測により、定在波消滅の可能性、水面勾配が一定でない可能性、水面勾配の作用を除去できる可能性など、今まで指摘されなかった課題を発掘する。船体抵抗試験により、曳航水槽と類似の結果が得られるが、模型船を後方に移動すると抵抗が増加し、値が一意にならない不確定な現象を見いだす。第三は以前から指摘されている流速分布の均一を図る課題である。水面近傍の流速分布を計測し、均一性の向上の技術開発が必要であることを示す。

第四世代型においても新しい視点からの流体力学的性能の研究が必要であることを基本認識に、本研究を計画し骨子を以下とする。目的を第四世代型の課題の追究、次世代に向けた知見と技術の構築とする。課題を基本性能(定在波、水面勾配、流速分布)の向上、「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実現とする。方法として、自由表面の流れ(波形)、測定部の流場(境界層、流速、圧力)、水面近傍の流場(流速)の性質を明らかにし、この過程で基本性能の向上のための要素技術を追究する。成果として、研究で得られた知見と技術を実用、基礎、応用に分けて集約する。

第3章の「測定部流れの解析的考察」では、水面勾配に対し開水路理論による問題の方向づけを行う。予備調査で得た水面勾配が一定でない現象に対し、底面を直面扱いとする線型理論では説明できない。水面勾配は静圧分布と関係するため、回流水槽の試験精度に直結する重要な課題で、次世代技術の追究のためにも解決しなければならない。そこで開水路理論により水面勾配に視点を置いた考察を試みる。底面を形状として扱う場合、側面形状を取り入れる場合、摩擦の流れ方向の変化を考慮する場合、自由表面が曲面の場合、臨界近傍速度の場合などの非線型性を扱うことを前提に定式を導き、水面勾配の定性的な性質に関する基本認識を求め、未知現象の解明に備える。

第4章の「測定部流れの実験的調査 -主に自由表面-」では、回流水槽の制御パラメータ(制波板の角度、水量)を系統的に変えた波形計測を試み、定在波の性質を明らかにし、定在波最小の条件の存在を見だし、定在波の消滅を実現する。また模型船を流れ方向に位置移動して船体抵抗を計測し、本研究の知見と技術を用いれば定在波の作用から開放できることを実証する(波なし)。

次に定在波が顕著に存在し、このために不明のままであった水面勾配を追究する。系統的な波形の計測結果に対し、周波数解析により水面勾配の分布を抽出し、水面勾配の性質を明らかにする。常識とされていた直線勾配でなく、測定部の中央で膨らむ形態にあり、水面勾配ゼロの条件の存在を明らかにする。模型船の位置移動に伴う抵抗の変化から水面勾配を定義し、その性質を調べる。応用として定在波と水面勾配の知見を用い、船体抵抗試験における定在波と水面勾配の作用の実用的な修正法を開発し、性能の劣る水槽であってもこの方法の適用により有意な結果の得られることを示す。また現行の操作法は経験で培われたように伺えられるが、定在波と水面勾配の性質を利用した合理性の高い方法であることを明確にする。

第5章の「測定部流れの実験的調査 -主に境界層、流速、圧力-」では、測定部の流場の調査を試み、境界層、流速、圧力の性質を実験で明らかにする。開水路理論による水面勾配の形態の証明に必要な壁面摩擦の評価法を示す。境界層の速度分布を調査し、境界層の特徴、乱流か層流かの是非、乱流遷移の仮想位置、摩擦の表現法、あらさ係数の値を精査する。次に測定部の流速、圧力を組織的に計測し、水面勾配がゼロになる自由表面下の流れの特徴を明らかにし、第四世代型の課題を抽出する。

第6章の「測定部流れのモデリング」では、膨らみ現象を証明し、一次元モデルと水面勾配ゼロの技術を提案する。開水路理論の計算に必要な測定部の形状を計測し、第四世代型の課題を明らかにする。開水路理論を適用し、底面形状の作用、側面形状の作用、摩擦の作用を示し、膨らみを証明する。次に底面形状と自由表面形状との関係を考察し、従来の概念では全流速でゼロ勾配の自由表面が得られず、それに代わる方法として底面を曲面にすれば可能であることを示す(ゼロ勾配)。応用として測定部流れを巨視的に捉えるための一次元モデルを提案し、水面勾配が静圧分布と一対一の関係にあることを証明し、波形計測、或いは開水路理論により静圧分布を推定できることを明らかにする。また底面形状の設計法を示し、低中速水槽と高速水槽の新しい形状を開発する。

第7章の「水面近傍流速の均一性の向上」では、水面近傍域(模型船の前方投影域)に限定した均一性の評価を行い、水面加速装置の改造を試み、均一な流速分布を実現する。水面加速装置のみ作動して流速分布を計測する方法を提案し、水面近傍域の加速流れの分析、製作精度と流場の二次元性の確認に有用なことを示す。水面加速装置の製作法を改良し、加速流れの二次元性を高める技術を開発する。ローターの流速分布が噴流理論でモデル化できることを示し、噴流理論のパラメータにより改良結果を評価し、本技術によって卓越した均一性の得られることを実証する(均一流れ)。

第8章の「結論」では、本研究の成果を「基本性能の向上に関する知見と技術(実用)」、「測定部流れの性質に関する知見と技術(基礎)」、「試験と設計に関する知見と技術(応用)」に分けて示す。本研究により「波なし、ゼロ勾配、均一流れ」の実験環境が実現でき、第四世代型のポテンシャルを基盤に次世代へ方向づけのできることを結言する。

附録において、供試水槽とする水産工学研究所の回流水槽の概要、波形の計測技術を、将来課題として「測定部流れと模型船との相互干渉に関する研究」、「高速域の自由表面の性質に関する研究」をあげ、課題の重要性と研究の考え方を記す。

(完)