

第154研究部会

幅広肥大船の運航性能に関する研究

報告書

昭和52年3月

社団法人
日本造船研究協会

本研究は「巨大タンカー研究開発」事業の中の「運航性能」をとりあげたものであり、船舶の大型化に対応する幅広肥大化、多軸化等が船舶の推進・運動両性能にどのような影響を与えるかを解明するために、昭和49年度から3か年計画で開始された研究の最終年度のものである。本報告では、推進性能に関しては多軸船の相似側、一軸船の抵抗・自航性能、および浅水時の急速停止性能をとりまとめており、また運動性能に関しては操縦性に及ぼす船型の影響、急速停止性能、サイドスラスターの効果、浅水域の運動性能等をとりまとめている。

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和51年度補助事業「巨大タンカーの研究」の一部として、日本造船研究協会が第154研究部会においてとりまとめたものである。

本研究部会の委員は次のとおりである。

第154研究部会委員名簿

(敬称略、順不同)

部会長	元 良 誠 三 (東京大学)	野 本 謙 作 (大阪大学)
委 員	井 上 正 祐 (九州大学)	小 山 健 夫 (東京大学)
	田 口 賢 士 (大阪府立大学)	北 川 弘 光 (船舶技術研究所)
	藤 野 正 隆 (東京大学)	菅 信 (船舶技術研究所)
	小 柳 雅志郎 (東京大学)	熊 野 厚 (日本海事協会)
	塩 沢 政 夫 (船舶技術研究所)	岸 讓四郎 (三井造船)
	日 高 正 孝 (日本海事協会)	森 正 彦 (石川島播磨重工業)
	玉 木 一 三 (三井造船)	相 原 和 樹 (三菱重工業)
	平 野 雅 祥 (三井造船)	岸 田 千 秋 (日立造船)
	小 野 政 雄 (三菱重工業)	花 園 史 郎 (函館ドック)
	鬼 木 博 文 (川崎重工業)	更 田 康 夫 (日本鋼管)
	浅 野 誠 一 (日立造船)	永 松 秀 一 (住友重機械工業)
	瀬 尾 敏 一 (日本鋼管)	松 井 志 郎 (佐世保重工業)
	牛 島 秀 利 (住友重機械工業)	荻 野 繁 之 (佐野安船渠)
	松 岡 史 香 (佐世保重工業)	加 名 生 浩 二 (大阪商船三井船舶)
	西 田 正 孝 (大阪造船所)	直 井 洋 (東京タンカー)
	川 原 隆 (日本郵船)	

目 次

1. 緒 言	1
2. 推進性能に関する研究	2
2.1 多軸船の相似則に関する研究	2
2.1.1 8m模型船による実験結果	2
2.1.2 多軸船の尺度影響	2
2.2 一軸母型船(5~27M)の抵抗・自航試験結果	24
2.3 急速停止性能に対する浅水影響	32
2.3.1 実験方法等	32
2.3.2 実験結果	33
2.3.3 考 察	33
3. 操縦性に及ぼす船型の影響	55
3.1 一軸船型自由航走試験結果	55
3.2 一軸船型(5~27M)のCMT試験結果	67
3.2.1 試験状態	67
3.2.2 試験結果	67
3.2.3 試験結果の考察	68
4. サイドスラスターによる低速航行中の船体姿勢制御に関する基礎的研究	77
4.1 プロペラ逆転による回頭力に関する模型実験	77
4.2 サイドスラスターの効果に関する模型実験	79
4.3 考 察	81
5. プロペラ逆転時の船体運動に関する実験	97
5.1 供試模型船ならびにプロペラ要目	97
5.2 プロペラ単独試験結果	97
5.3 自走模型実験方法	98
5.4 実験結果	101
5.5 考 察	110
6. 浅水域におけるプロペラ逆転時の運動に関する研究	116
6.1 まえがき	116
6.2 使用模型ならびに実験装置	116
6.3 実施した実験	116
6.4 成 果	117

7. 浅水域における波浪中船体運動に関する実験	143
7.1 緒　　言	143
7.2 水槽試験	143
7.3 理論計算	143
7.4 運動振幅	149
7.5 結　　言	150
8. 結果のまとめと考察	177
8.1 推進性能	177
8.2 操縦性能	177
8.3 浅水における運動（動搖）性能	178

1. 緒 言

本部会では船舶の大型、幅広肥大化に伴なって生じる運航上の諸問題を研究するため過去2年間に亘って推進性能および運動性能について研究を行って来たが本年度は最終年度に当たるので今まで主として取扱って来た多軸船の推進性能に対する相似則の問題、操縦性に対する船型の影響の問題、及び浅水における操縦性の問題の取纏めを行なうと共に、安全性の見地から急速停止操船に伴なり問題、特にプロペラ逆転時の船の挙動について研究を行なった。本年度に取扱ったのは次の項目である。

(1) 推進性能

多軸船の尺度影響の一環として8m模型船による自航試験を行ない49, 50両年度に行なった4.5m及び6m模型船の試験結果と併わせて多軸船の尺度影響を検討した。

又急速停止性能に対する水深の影響を調べるために、模型船で水深を変えて急速停止を行ない浅水影響を求めた。

(2) 操縦性に及ぼす船型の影響

49, 50両年度に行なった系統模型試験では、満載について行なったので本年度は L/d 一定のシリーズでバラスト状態及び半載状態について実験を行なった。

(3) 急速停止中の船の姿勢をサイドスラスターにより制御できるかどうかを5-27M模型船により試みた。

(4) プロペラ逆転時の船体の挙動を調べるために、自航模型でプロペラ回転の正転から逆転に至る過程を種々の機関に応じたモードでプログラムされた制御装置を用いてシミュレートして実験を行なった。

(5) 浅水域におけるプロペラ逆転時の船の挙動を自航模型及び拘束模型試験により検討した。

(6) 浅水域における波浪中の船体運動に関する模型実験を行ないストリップ法による計算結果と比較検討した。

2. 推進性能に関する研究

2.1 多軸船の相似側に関する研究

2.1.1 8m模型船による実験結果

模型船の主要目を表2.1.1に示す。8m模型船は、4.5mおよび6m模型船と異なり、バラフィン製である。本模型船（M.O246）の抵抗・自航試験は、船舶技術研究所第2船舶試験水槽にて行い、8m模型船用プロペラ（M.P.O132R&L）のプロペラ単独試験は、第3船舶試験水槽にて行った。

試験状態は、満載およびバラストの2状態である。バラスト状態は、50%排水量とし、トリムはプロペラ没水深度を考慮して1.5%としている。摩擦抵抗算式にはSchoenherrを用い、実船に対する組度修正量 ΔC_F は0とした。乱流促進には、当所常用の梯形スタッドを用い、F.P.およびS.S.No.9 1/2に植込んだ。

模型船の全抵抗係数 C_{TM} （Rn）を図2.1.1に、剩余抵抗係数 r_R （Fn）を図2.1.2に示す。船首尾沈下量 d_F/L 、 d_A/L 平均沈下量 S/L 、トリム t/L を図2.1.3に示す。右廻りプロペラM.P.O132Rおよび左廻りプロペラM.P.O132Lのプロペラ単独試験結果を図2.1.4および5に、又、自航試験結果を図2.1.6～10に示す。

2.1.2 多軸船の尺度影響

2軸船シリーズの母型（ $L/B = 5.0$ 、 $B/d = 2.73$ ）による相似模型船3隻を製作し、抵抗、自航試験およびプロペラ単独試験を行った。これら、4.5m（M.O231）、6.0m（M.O230）および8m（M.O246）模型船による実験結果を比較し、本船型に対する尺度影響について検討するのが本研究の主題である。

全抵抗係数 C_{TM} を、摩擦抵抗係数 C_{FO} （Schoenherr）を横軸に置点したのが図2.1.11（満載状態）および12（バラスト状態）である。造波抵抗係数を C_w 、形状影響係数をKとすれば、

$$C_{TM} = (1 + K) C_{FO} + C_w$$

である。 C_w がReynolds数に無関係に定まるものとすれば相似模型船の全抵抗係数はFroude数Fn一定の時、それぞれ一直線上に乗る筈である。しかし図2.1.11に見られるように、Fn一定での C_{TM} は必ずしも一直線上ではない。低速抵抗あるいは、 $(C_F)_{\text{minimum}}$ から求め得る形状影響係数は相似模型船群より求めたKとは質的に等価ではないが、低速抵抗より求められた形状影響係数と比較すると、6m模型船（M.O230）の値が異常と判断せざるを得ない。そこで、6m模型船について再試験を行った。

実験結果（満載状態のみ）は、図2.1.11に併記してある。再試験は、水温のかなり異なる時期に行っているので両者のReynolds数には差違がある。一隻の模型船について、Reynolds数を変えて抵抗試験を行うことにより、相似模型群による抵抗試験と同様、このような形状影響係数を求めることができた訳であるが、6m模型船による実験結果のみから定めた $(1 + K)$ は、奇しくも相似模型船群より求めたものとほぼ一致している。これらの実験結果が正しいものとすると、結局6m模型船の造波抵抗係数 C_w が、他の2隻の相似模型船の C_w と相異なることになる。図2.1.13 & 14は平均沈下量およびトリムを比較したものであるが、船の姿勢においても、6m模型船の実験結果はやや異常である。水の密度を ρ 、重力の加速度をg、船の排水容積をVとすれば、近似理論によれば、トリム τ は、

$$\tau \sim R / \rho g V$$

より求められて、上式が定性的に適用できるものとすれば、6m模型船の抵抗値およびトリム等における異常さは一応辯證が合うことになる。

模型船の寸法換算は、当所の立体コード・ネータにより、各水線毎にかなり詳細に行われており、模型船製作上の誤差によるものとは考え難い。

尤も、このような肥大船型については船尾形状のわずかな差違が船の抵抗等に比較的大きな差違をもたらす可能性がないとは言えない。

水槽水温分布が船の抵抗に影響を与えることがある。一般に水温躍層は、高々水面下で2m程度までに存在し、模型船の進行に伴い、内部波を生ずる。この内部波エネルギーは、模型船の通常速度領域では、ほど速度の増加と共に単調に減少する性状のものであるから、見掛け上、形状影響係数の増大となって現われる。しかし、このような水温躍層の影響は、むしろ、4.5m模型船による実験結果（水温20.2°C）についてのみ、その存在の可能性が考えられるが、6m模型船（水温13.5°C）については、先ず考えられない。

図2.1.1.1および1.2の等Froude数の点を結んだ線の勾配から求めた $(1+K)$ を図2.1.1.5に示す。 $Froude$ 数に対する $(1+K)$ の傾向は、満載とバラストとでかなり異なるが、これは航走中のトリム変化がその一因となっているものと思われる。バラスト状態では、僅かなトリム変化でも船首部の流れは大きく変化することがあり、50%LOADでの $Froude$ 数に対する $(1+K)$ の傾向が常にこのようになると考へてはならない。

図2.1.1.6は、プロペラ単独性能における尺度影響を見たものである。実験時のReynolds数は、最大で 4.5×10^5 であるから、プロペラ単独試験を行う際にプロペラ翼面上の層流影響を避けるために必要とされる限界Reynolds数 $5 \sim 6 \times 10^5$ にも及ばず、いずれの実験値にも、なにかしらの層流影響が含まれているものと考えねばなるまい。しかし、スラスト係数 K_T あるいは、プロペラ効率 η のReynolds数に対する変化の傾向から見て、プロペラ翼断面特性に還元して考えた時に、明確なlaminar wellが現われる程、顕著な層流影響はないものと考えられる。

自航要素 η_R 、 $1-t$ および $1-W_T$ についての尺度影響を図2.1.1.7に示す。ただし、Reynolds数は、模型船長および模型船速度を基準としているので、図2.1.1.6のReynolds数とは異なる。したがって、伴流のため、実効的なReynolds数は、図2.1.1.7の値より、ほど伴流係数分だけ低い。なお、プロペラ回転数の影響を調べるには、プロペラ代表翼断面（例えば $0.75 / \frac{D_p}{2}$ 、 D_p はプロペラ直径）での翼弦長Cを用いて

$$Ren = \frac{n D_p^2}{\nu} \cdot J \cdot C \sqrt{1 + \left(\frac{0.75 \pi^2}{J} \right)}$$

なる形のReynolds数を探る考え方もあるが、自航試験を船後プロペラ試験としてではなく、一つの工学的手法として考へる立場からは、やゝ異質と思われる。これらの自航要素に対する尺度影響は、供試模型船長がかなり異なるので直接の比較は難しいが、従来の研究[1]、[2]と同様の傾向を示している。やはり、模型船長が6m以下では、自航諸量に対してかなりの尺度影響を覚悟せねばなるまい。満載状態では、 $1-t$ に対する尺度影響は比較的少ないとされているが、これも模型船長が4.5m程度になると少ないとは言えないようである。

抵抗係数と直接関係のある $1-t$ は別として自航要素より見る限り、抵抗試験時に現われた6m模型船の異常性が影を潜めている。大掛かりな実験を行って船体まわりの流場を明らかにしない限り、この異常性の真因を知ることはできないが、その原因を臆測することはできよう。一つは、船首部の流れに問題があり、かつ、本船型については従来の乱流促進法には難点があると考えられることにある。一般に、乱流促進法は、それぞれの水槽固有の方法が用いられているが、船種、船長に拘らず、同一の乱流促進装置が用いられるのが通例である。従って、小型模型船に対しては、乱流促進装置が過大でover stimulatedの状態に、大型船ではunder stimulatedとなる可能性がある。本船型のような肥大船型では、船首部の圧力勾配は層流安定化の方向にあるから、従来のデータからみてover stimulatedと思わ

れる程度が、適當であるとも考えられる。一方、大型模型船では、乱流促進の如何が、極く低速を除けば抵抗値等に致命的な影響を与えることは少ないから、結局、中型模型船に問題が生じ易いことになる。

プロペラの作用が、船尾流れの様態を一変させてしまうことがある。特に、スケグ、ボッシング等を有する2軸船型では、これらの船体副部まわりの流場、就中、流向がプロペラの作用によって変る可能性があり、元々、この附近の流れが不安定の場合には、その影響を受け易い。ストラットやボッシング等の副部に対する尺度影響は複雑であり、主船体との兼合いで、副部付近の流れが、Reynolds 数によって大きく異なる場合と、Reynolds 数の影響を受けない場合がある。Reynolds 数の変化に伴って、副部まわりの流れが複雑に変化することもあり、これにプロペラの作用が加わると益々厄介で、自航試験法自体の考え方直しにまで波及する。本船型についてこの辺の事情を明らかにするためには、副部付近の流場調査あるいは副部自体の抵抗計測などが必要となるが、簡便法として、プロペラ荷重度を変えた自航試験を行う方法がある。図2.1.18は、プロペラ荷重度と伴流係数との関係を示したもので、6m模型船のみが、他の相似模型船とは異なる傾向を示していることが判る。6m模型船の船体後半部の流れが、プロペラの影響を受けて微妙に変化し、抵抗試験時と自航時とでは、後半部の流れはかなり異なるものと考えられる。

本船型のような2軸肥大船の模型試験には、船体まわりの流場が、僅かな状態変化で、かなり変動する恐れがあり、単なる抵抗、自航試験を行って、実船性能を推定することは多分に危険であり、何らかの確認試験が必要となる。

表2.1.1

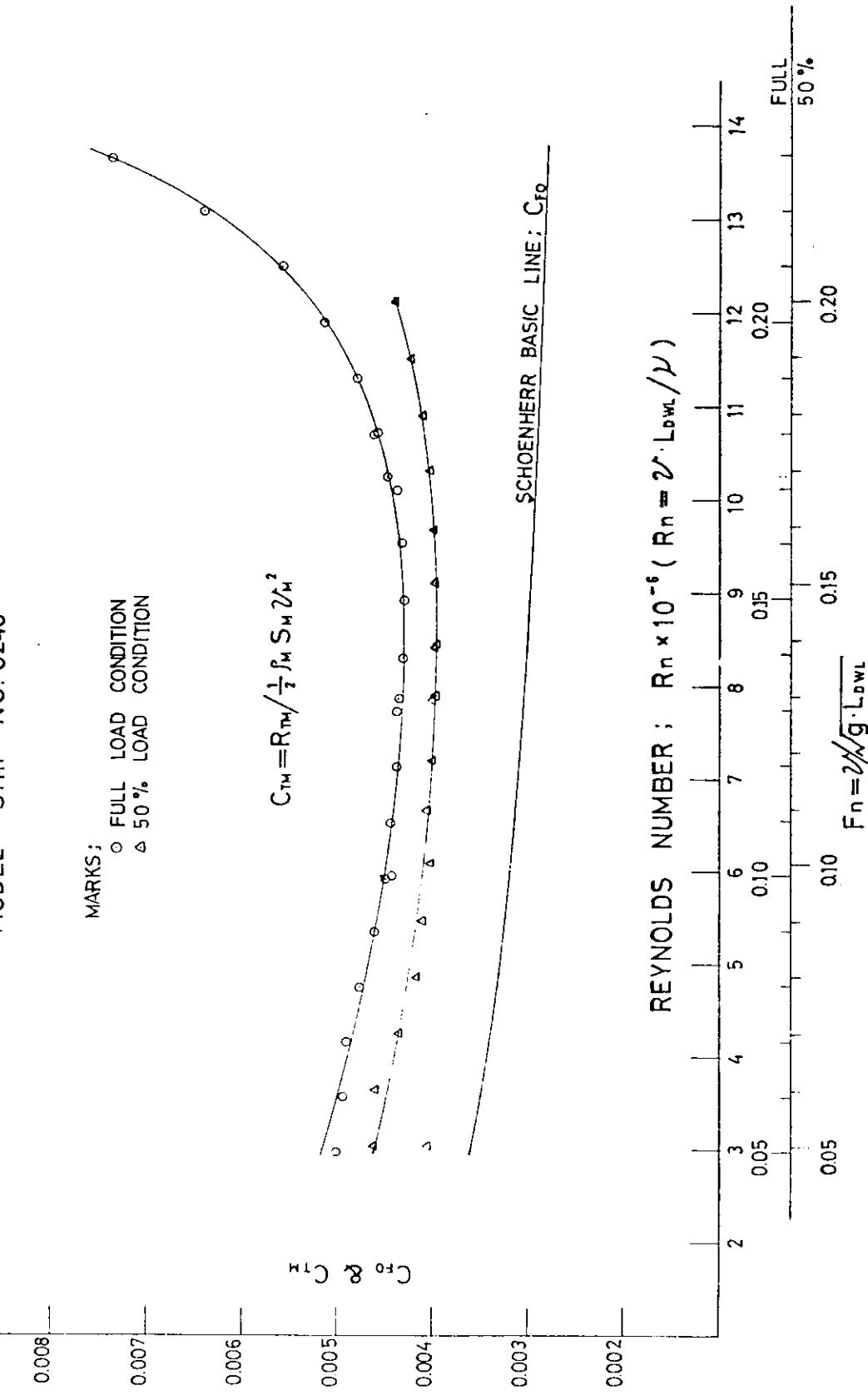
TEST CONDITION

M.S. NO.		0246	
CONDITION		FULL LOAD	50% LOAD
d (m)	A.P.	0.5860	0.3687
	M.S.		0.3087
	F.P.		0.2487
TRIM (m)		0	0.1200
▽ (m ³)		6.1614	3.0625
S (m ²)		19.4265	14.6709
TEMP. OF WATER (°C)		12.0 (R.T.)	12.7 (R.T.)
		12.2 (S.P.T.)	12.2 (S.P.T.)

NOTE :

CALCULATED BY THE SCHOENHERR
FRICTIONAL RESISTANCE COEFFICIENT,
 C_F ($\Delta C_F = 0$)

RESISTANCE TEST (1)
MODEL SHIP NO. 0246



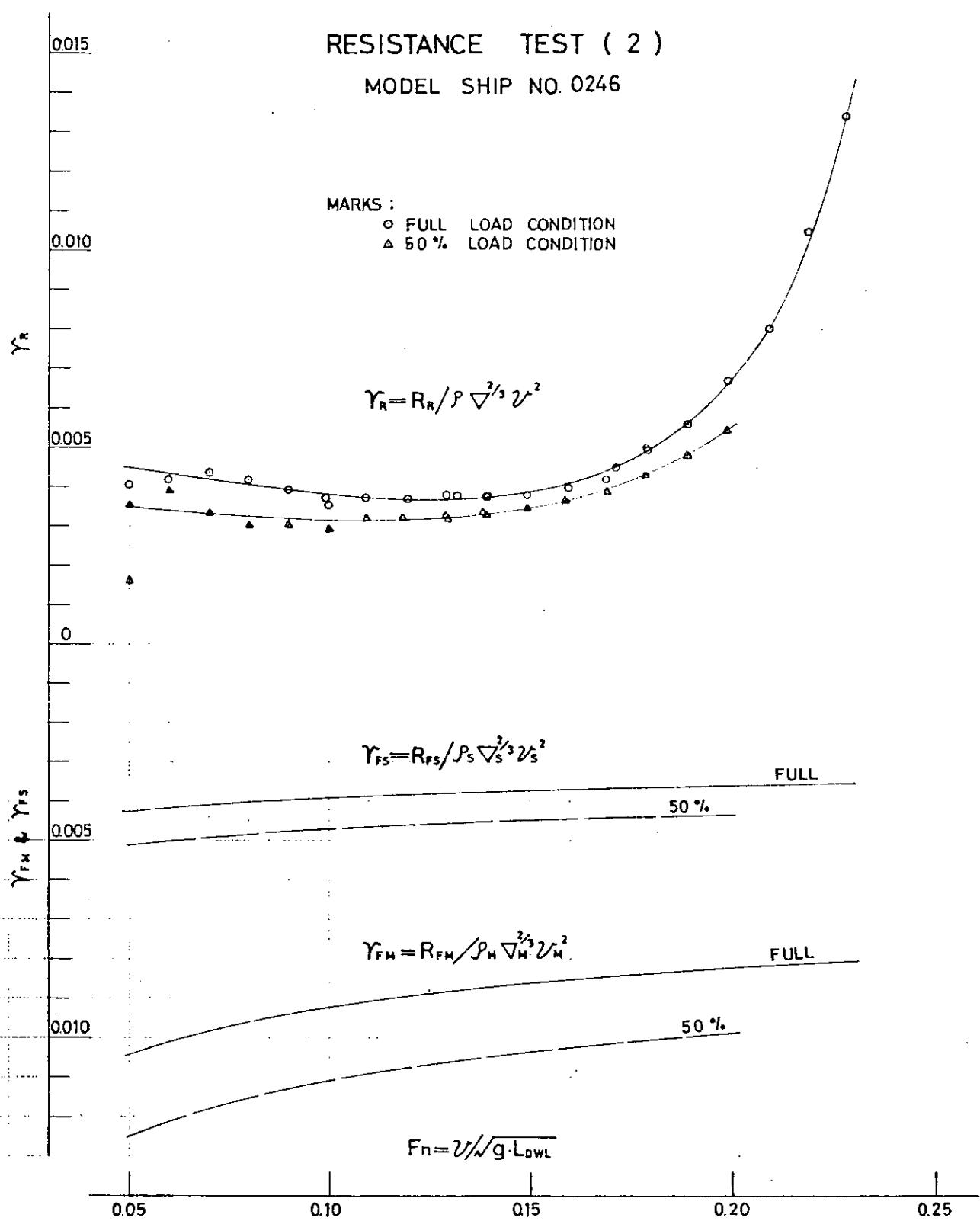
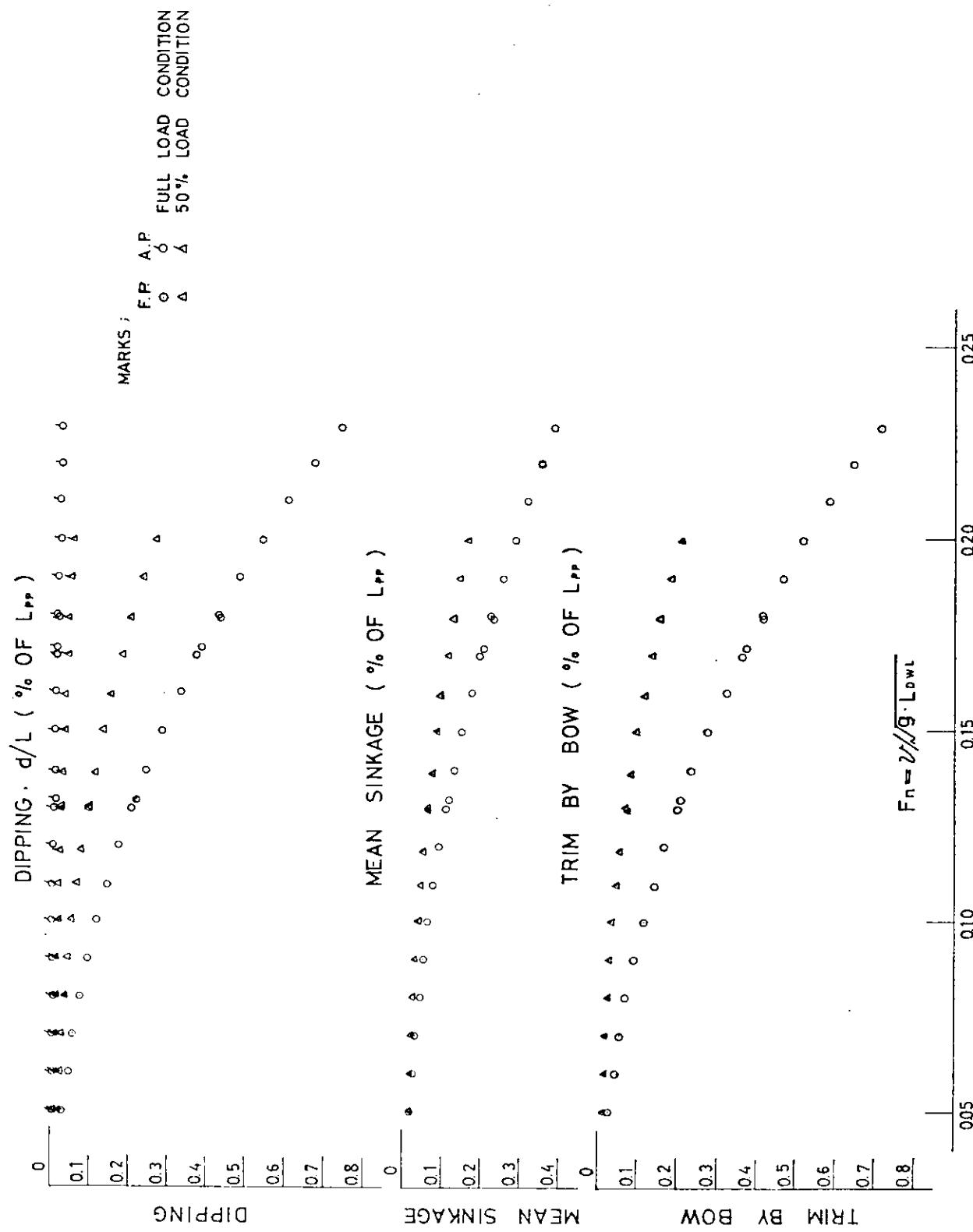


図 2.1. 2

DIPPING, MEAN SINKAGE & TRIM CURVES (3)

MODEL SHIP NO. 0246



OPEN TEST RESULTS

MODEL PROPELLER NO. 0132 R

DIAMETER (m)	0.1552
BOSS RATIO	0.180
PITCH RATIO (CONST.)	0.733
PITCH (CONST.) (m)	0.1138
EXPANDED AREA RATIO	0.720
BLADE THICKNESS RATIO	0.050
ANGLE OF RAKE	0°-0'
NUMBER OF BLADES	5
DIRECTION OF TURNING	RIGHT
BLADE SECTION	AU

DATE OF EXPE	FEB. 9 & 10, 1976		
TEMP. OF WATER	8.9 & 9.0 °C		
REVOLUTION(1/sec)	15.06	20.03	25.04
$R_n \times 10^{-5}$	2.690	3.588	4.472
MARKS	△	○	□

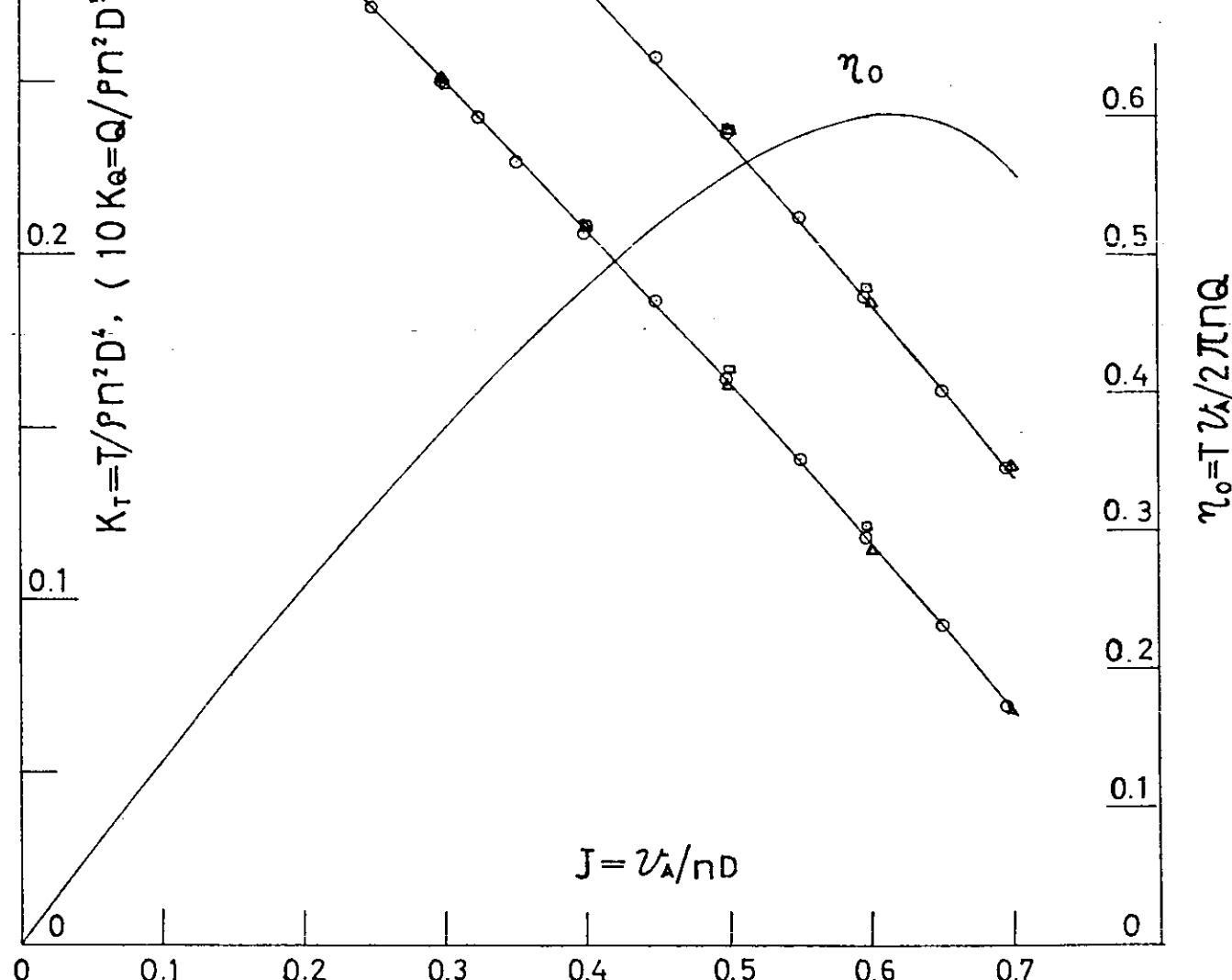
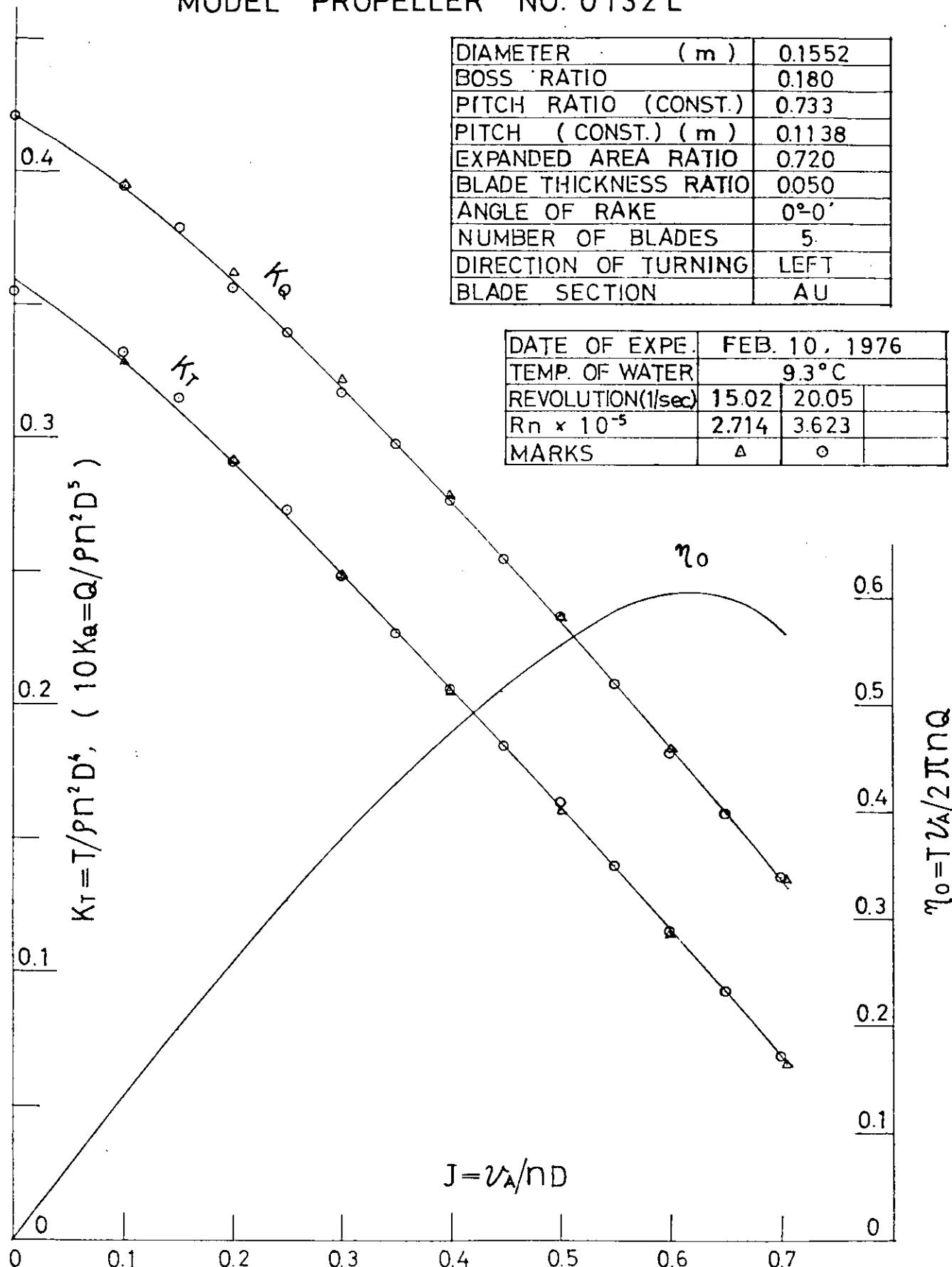


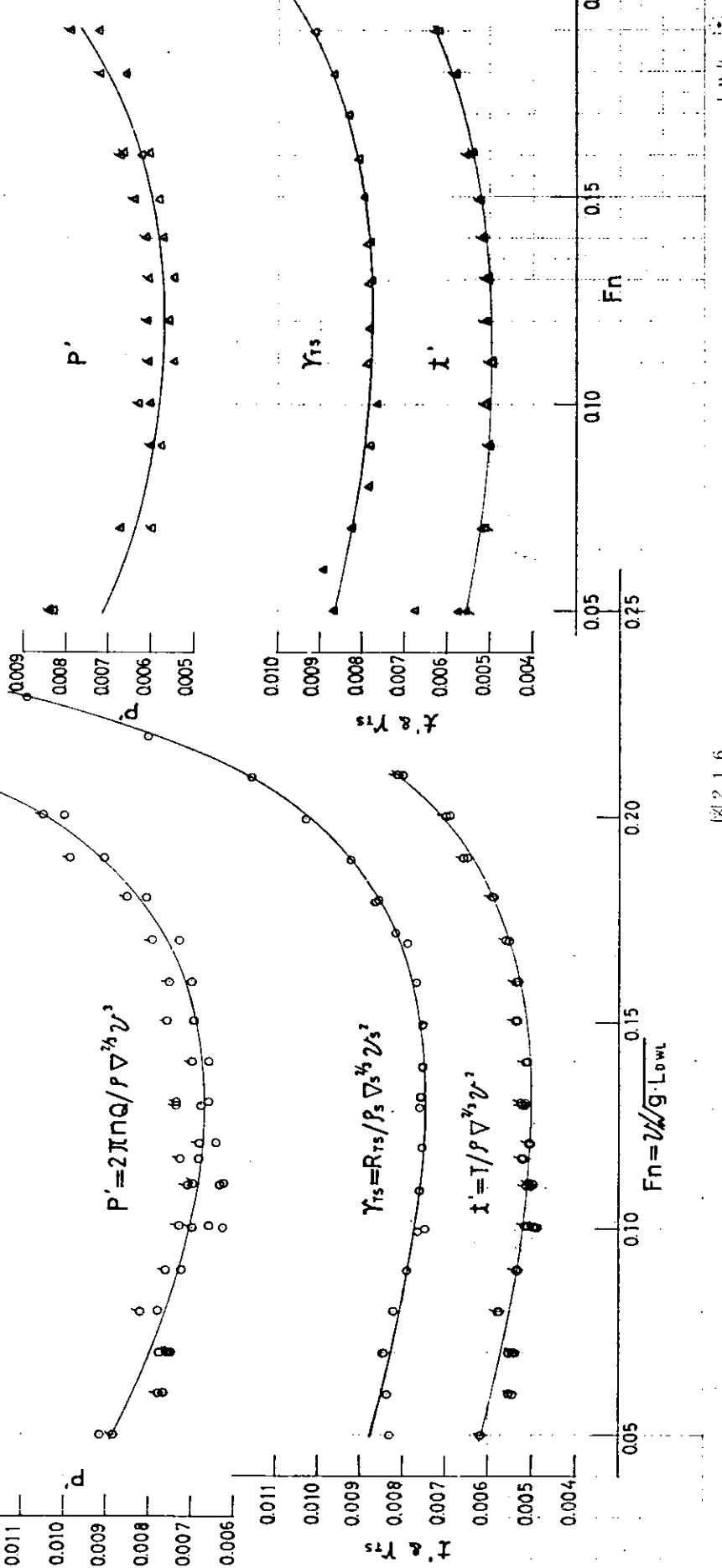
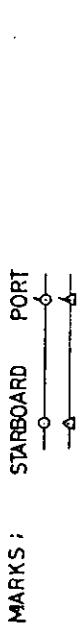
図 2.1.4

OPEN TEST RESULTS
MODEL PROPELLER NO. 0132 L



SELF-PROPELLSION TEST (1)

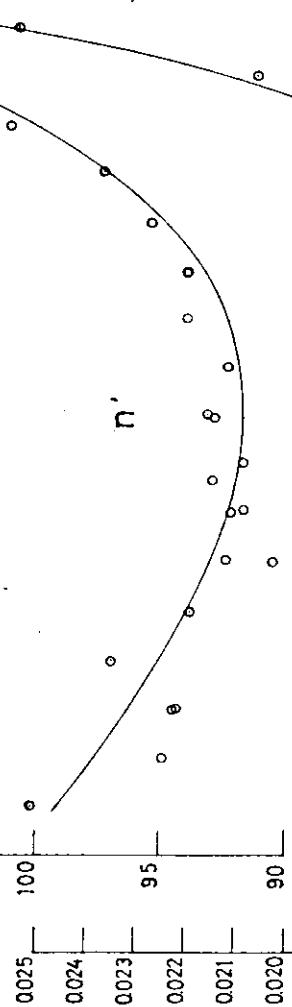
MODEL SHIP NO. 0246 x MODEL PROPELLER NO. 0132/R



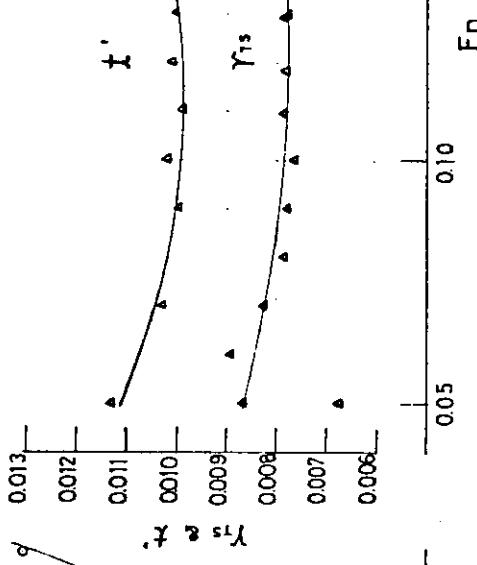
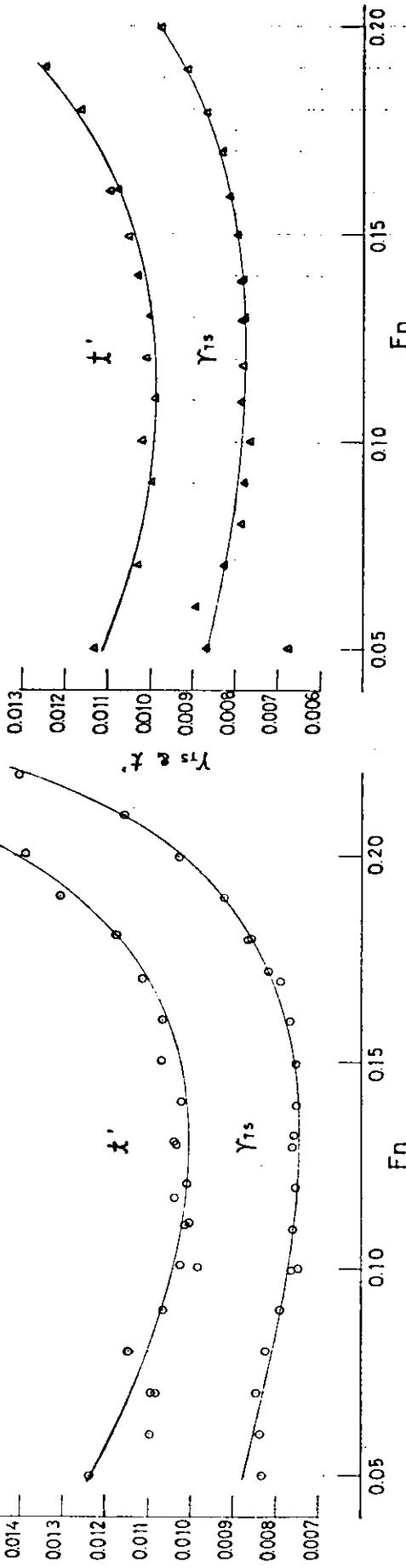
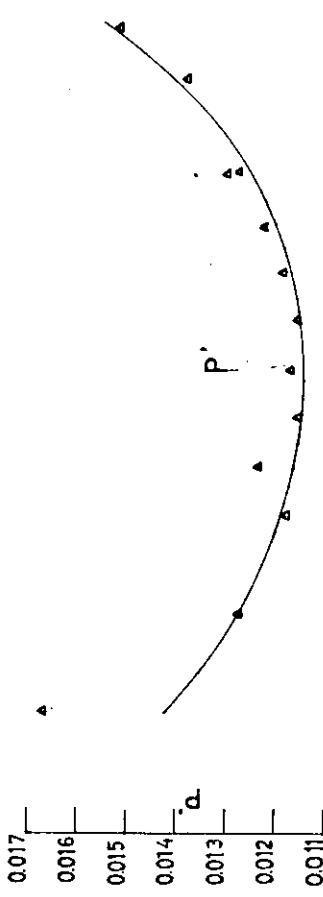
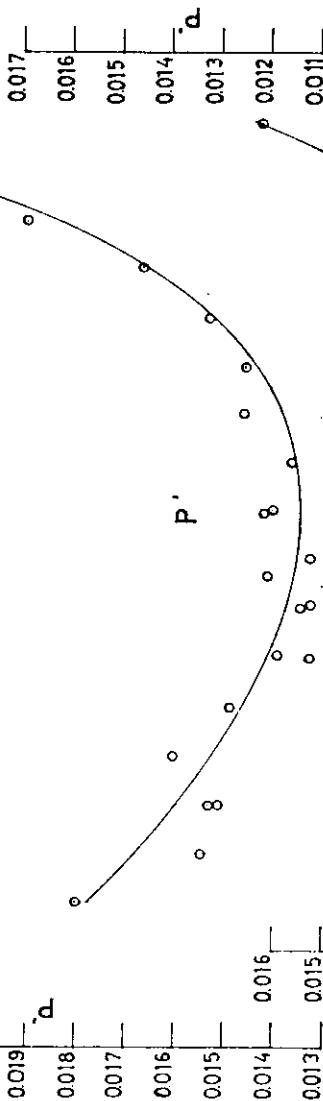
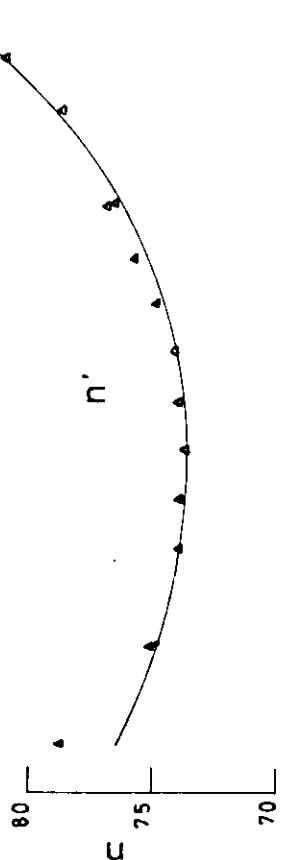
[Fig. 2, 1.6]

SELF-PROPELLSION TEST (2)
MODEL SHIP NO. 0246 x MODEL PROPELLER NO. 0132

FULL LOAD CONDITION



50 % LOAD CONDITION



SELF - PROPULSION FACTOR CURVES (1)

MODEL SHIP NO. 0246 × MODEL PROPELLER NO. 0132^R

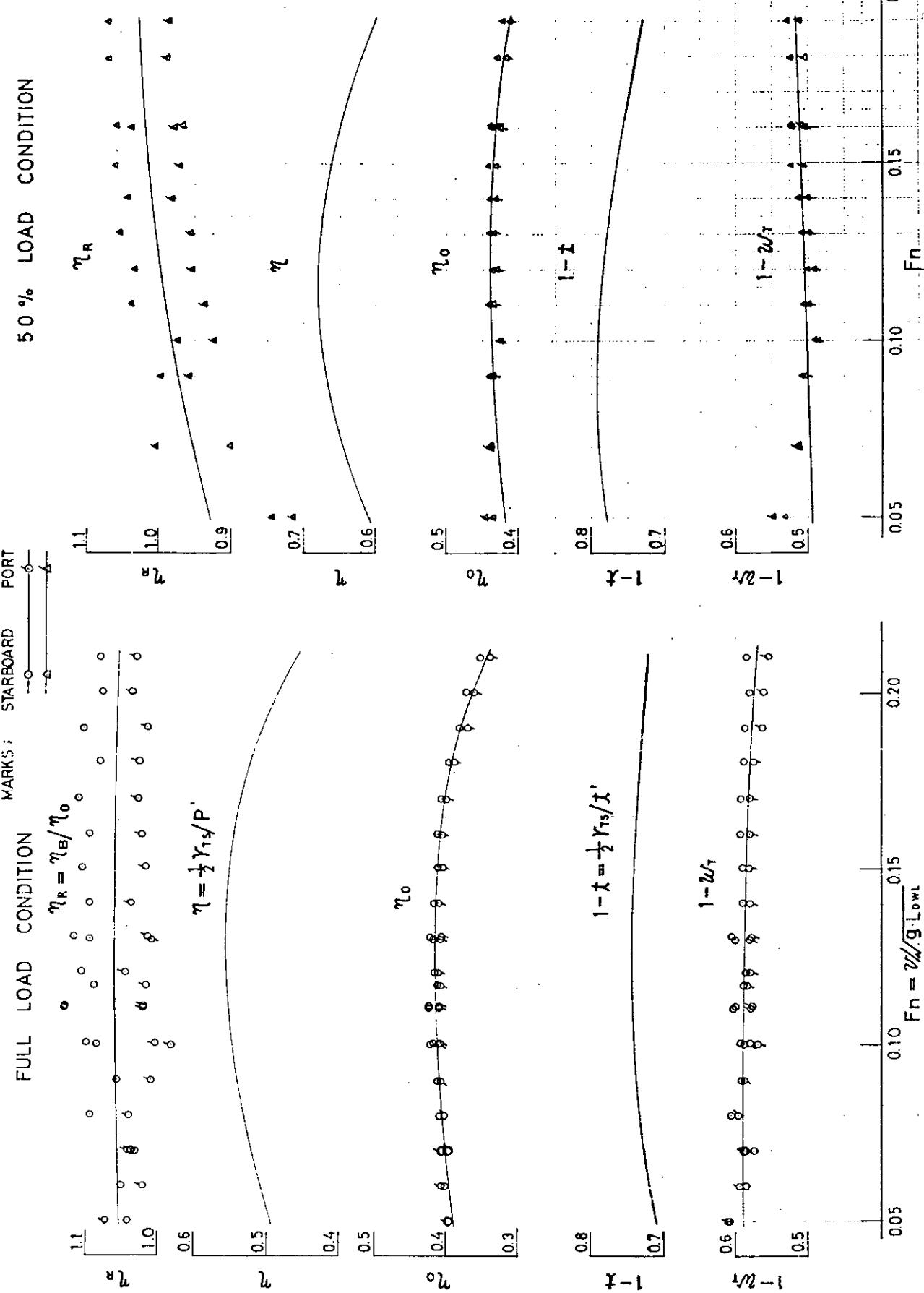
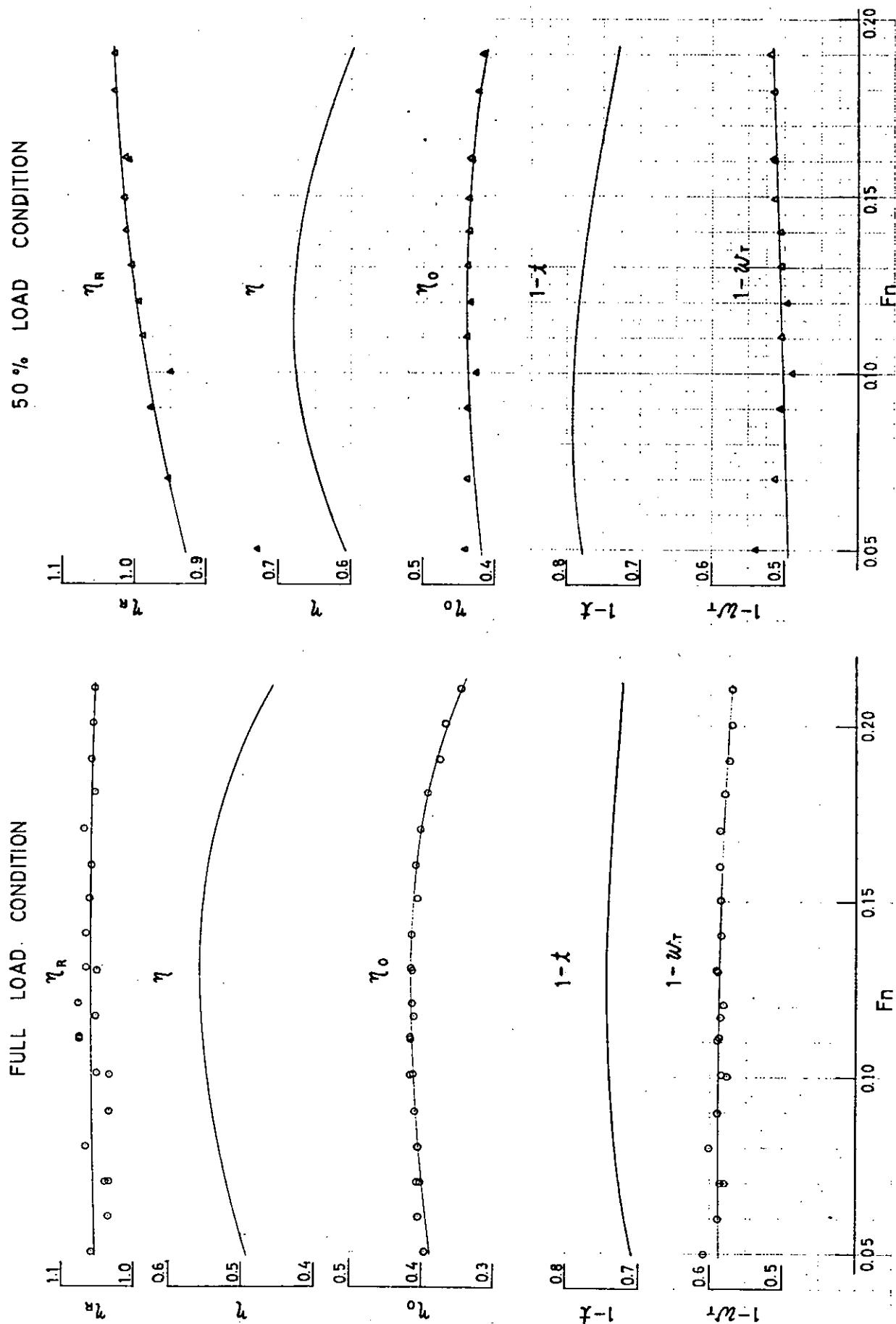


図 2.1.8

SELF - PROPULSION FACTOR CURVES (2)
 MODEL SHIP NO. 0246 x MODEL PROPELLER NO. 0132F



EFFECT OF PROPELLER LOADING ON EFFECTIVE WAKE

MODEL SHIP NO. 0246 × MODEL PROPELLER NO. 0132_L^R

FULL LOAD CONDITION

$$F_n = 0.1168$$

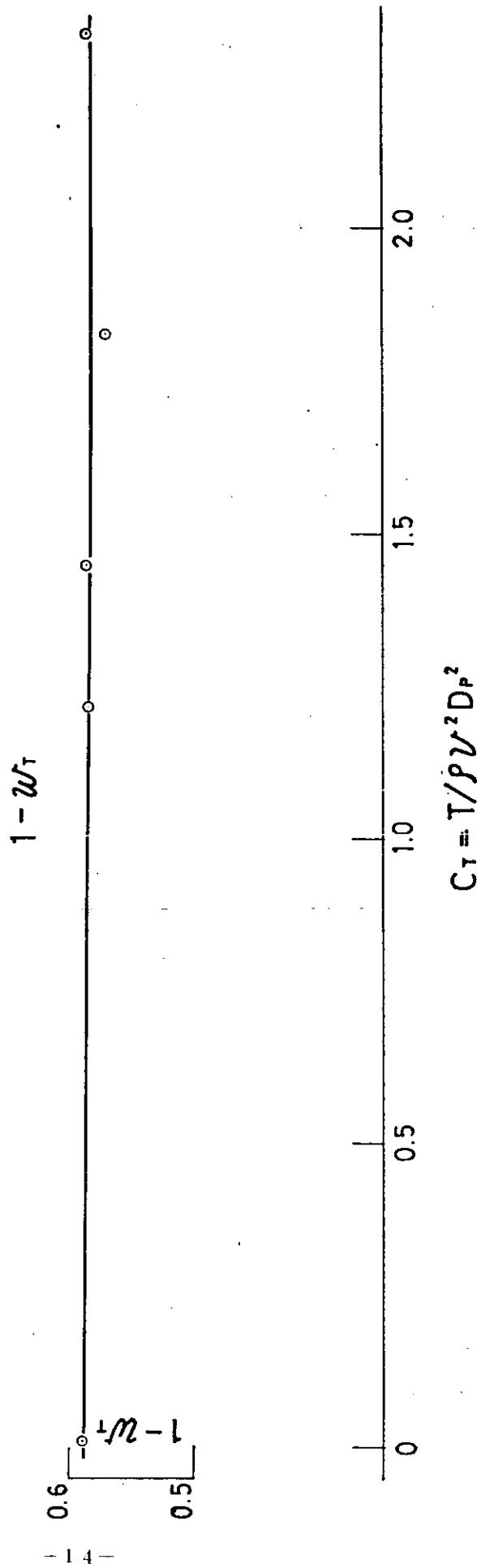
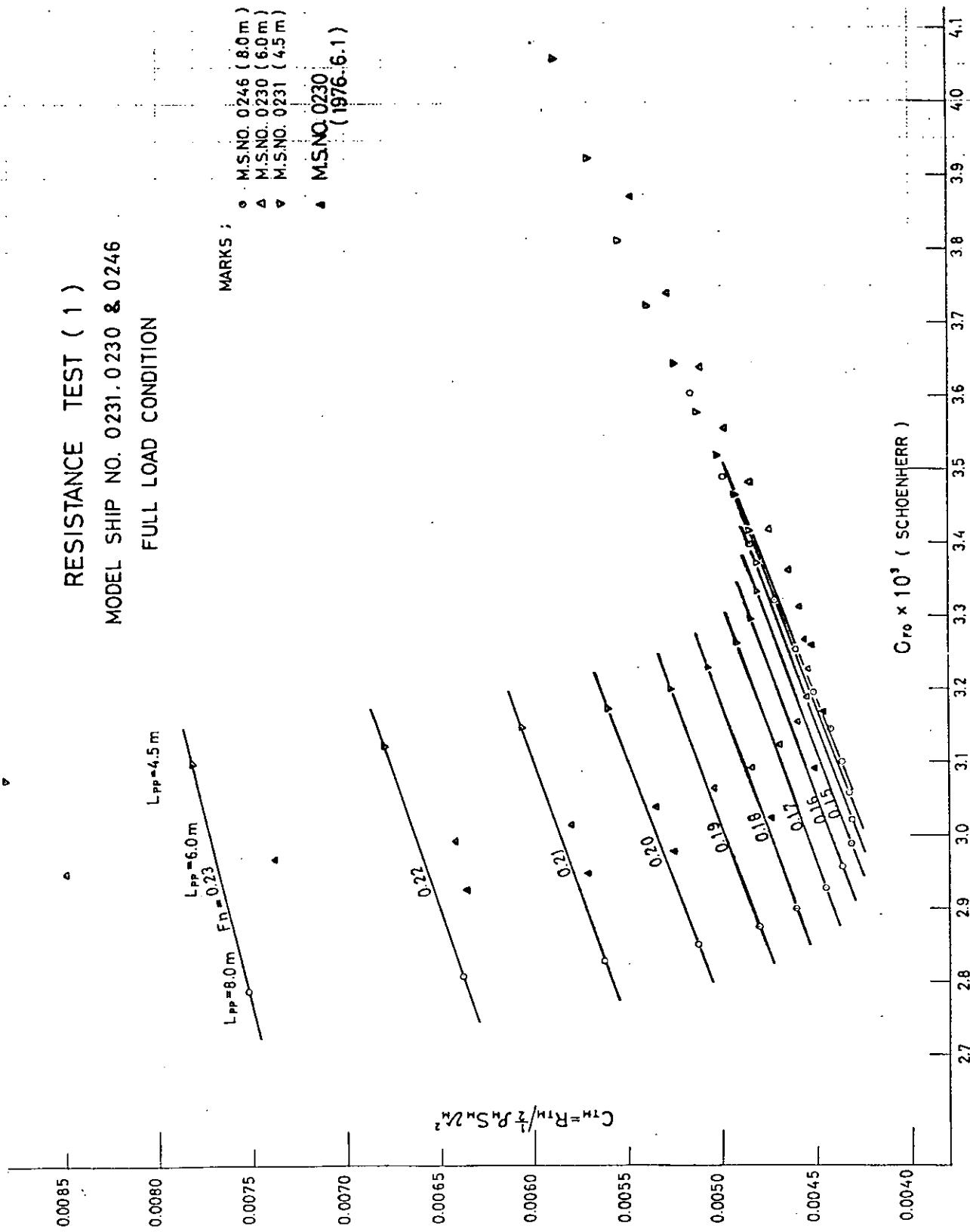
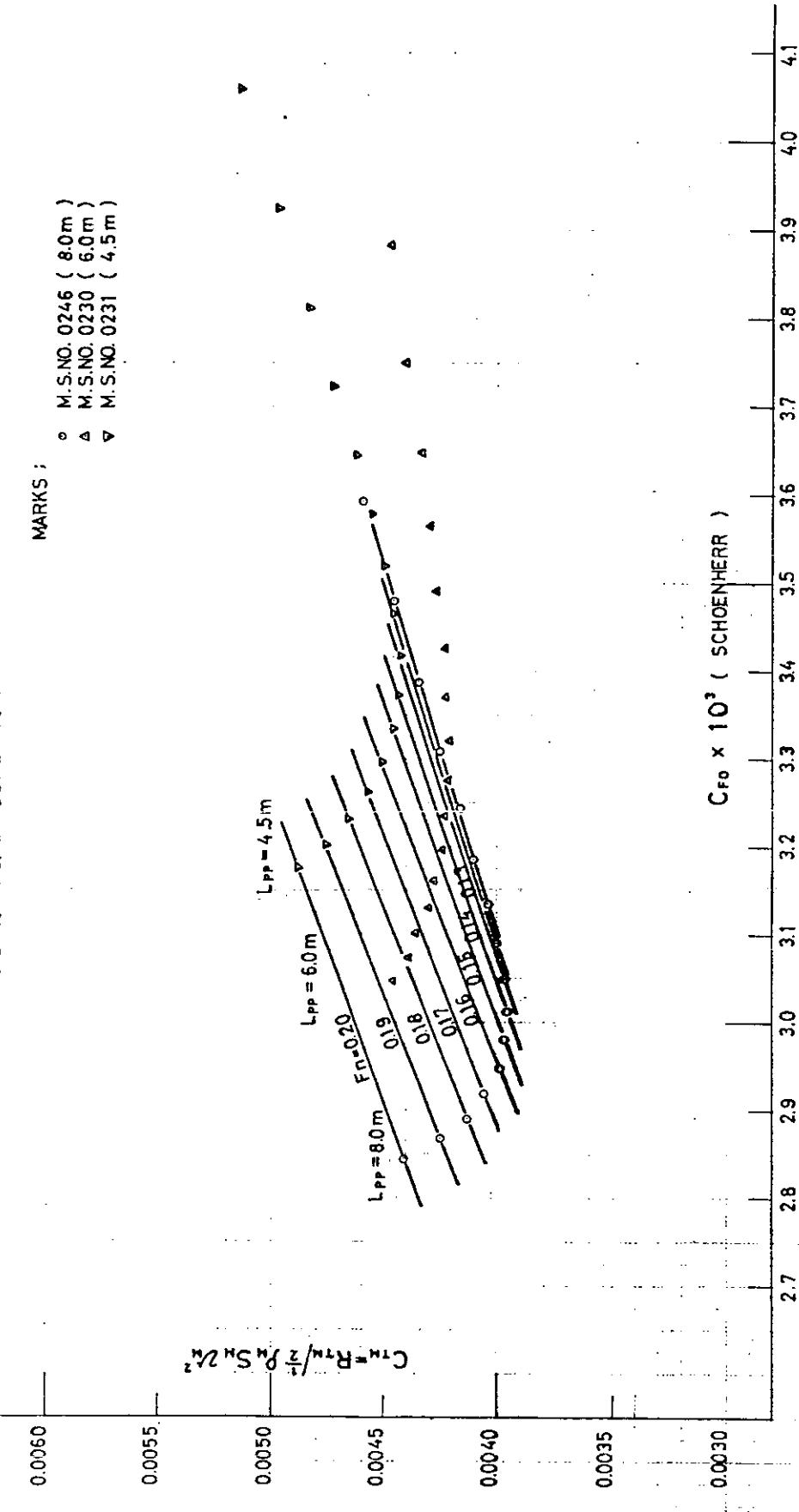


图 2.1.10

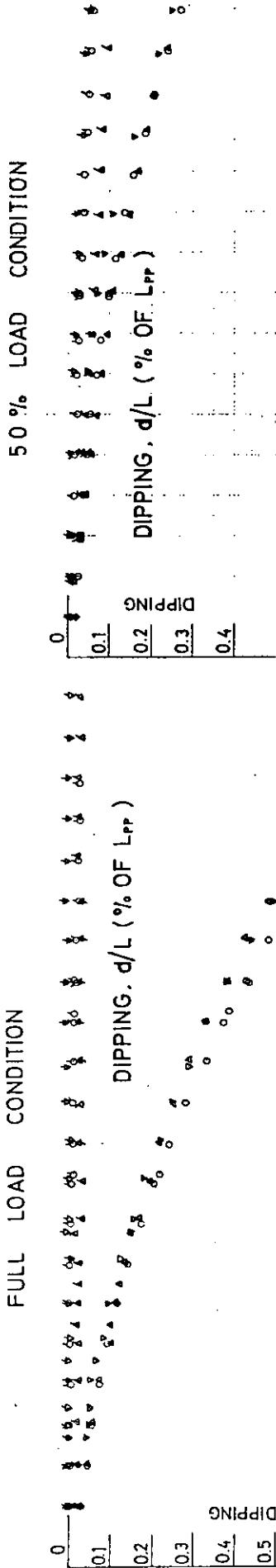


RESISTANCE TEST (2)
 MODEL SHIP NO. 0231, 0230 & 0246
 50 % LOAD CONDITION



DIPPING, MEAN SINKAGE & TRIM CURVES
MODEL SHIP NO. 0231 0232 0233 0234

MODEL SHIP NO. 0231, 0230 & 0246



$$Fn = \frac{U}{g \cdot L_{DWL}}$$

A vertical number line starting at 0.05 and ending at 0.25. The line has tick marks at 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, and 0.25.

MEAN SINKAGE & TRIM
 MODEL SHIP NO. 0231, 0230 & 0246
 FULL LOAD CONDITION

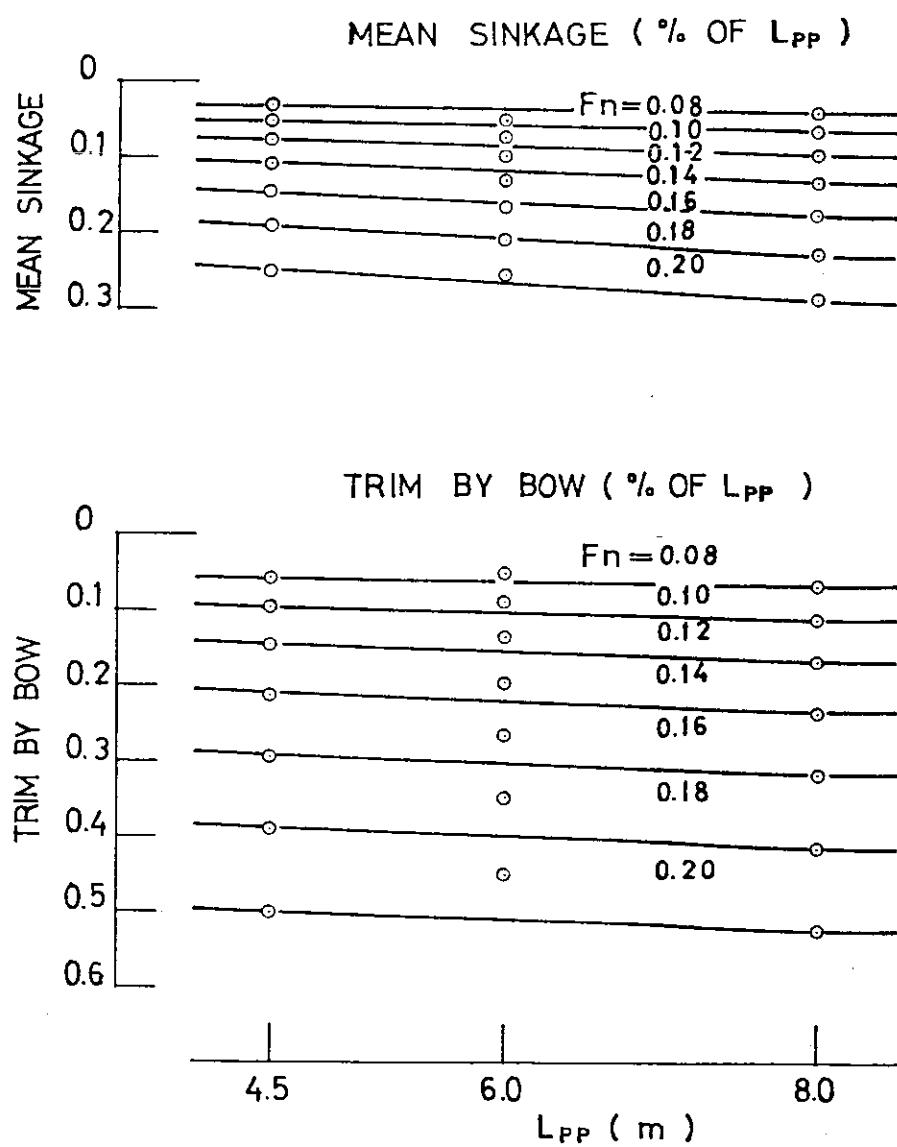


图 2.1.14

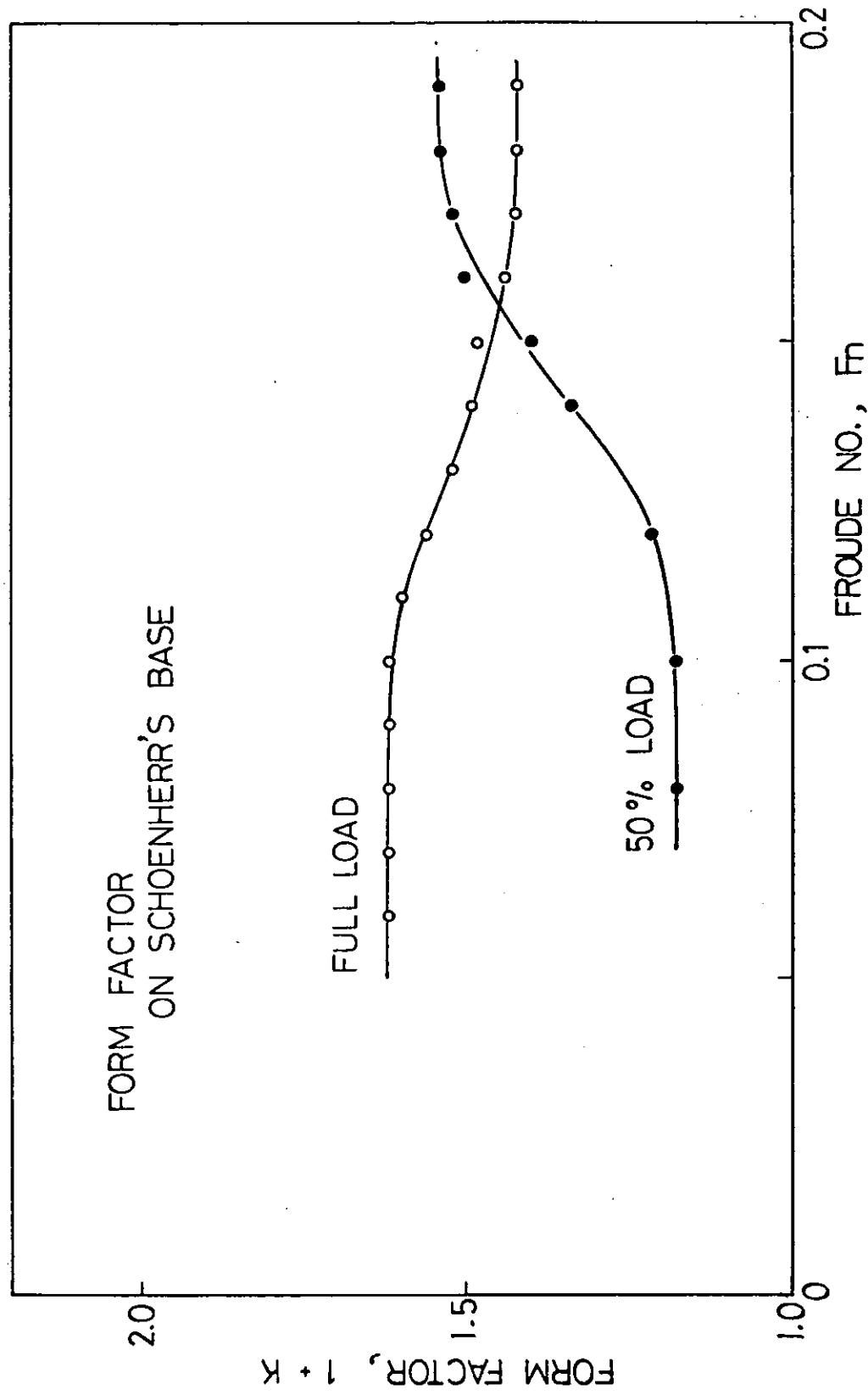


图 2.1.15

SCALE EFFECTS OF PROPELLER MODELS CHARACTERISTICS

J	MARKS	
	M.P.NO.0116R (0.1164φm)	M.P.NO.0132R (0.1552φm)
0.20	○	○
0.25	△	△
0.30	▽	▽
0.35	□	□
0.40	◊	◊

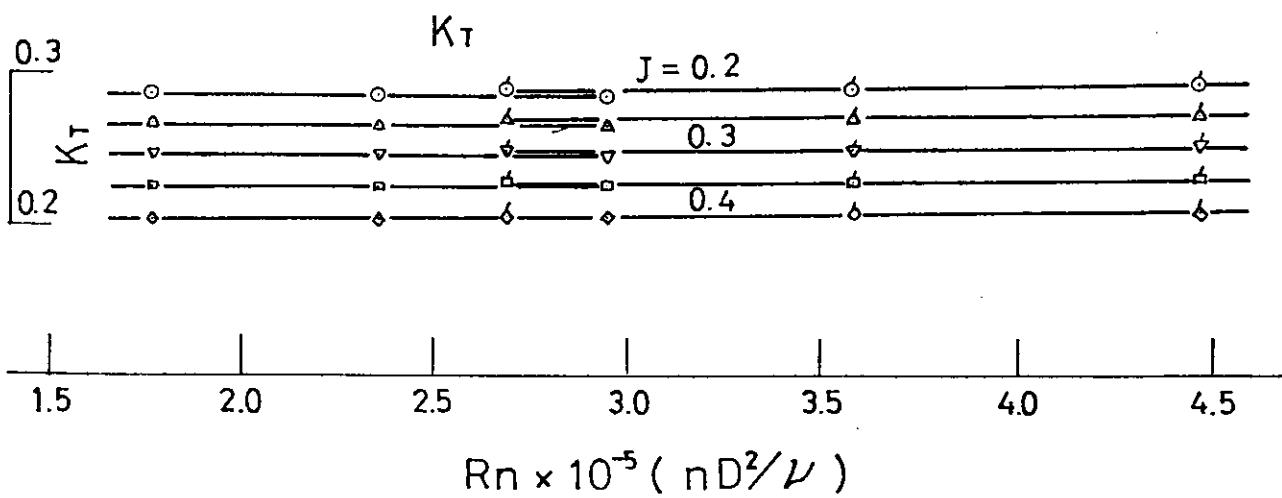
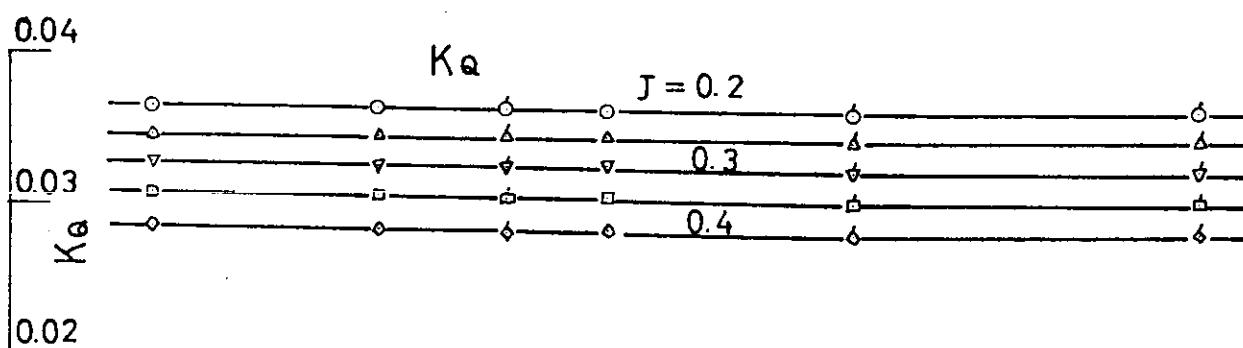
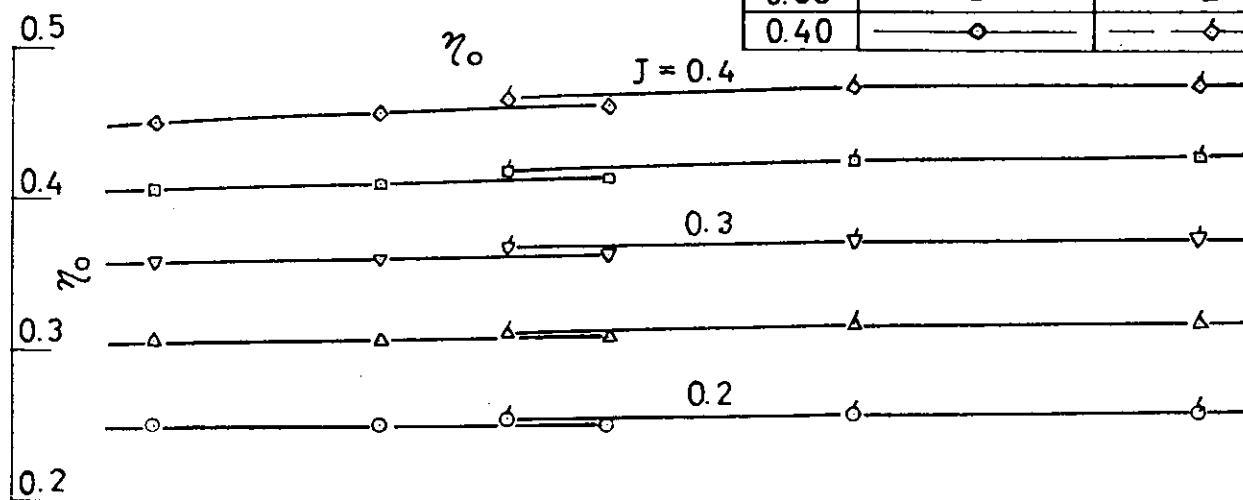


図 2.1.16 (a)

SCALE EFFECTS OF
PROPELLER MODELS
CHARACTERISTICS

J	MARKS	
	M.P.NO. 0116L (0.1164Φm)	M.P.NO. 0132L (0.1552Φm)
0.20	—○—	—○—
0.25	—△—	—△—
0.30	—▽—	—▽—
0.35	—□—	—□—
0.40	—◇—	—◇—

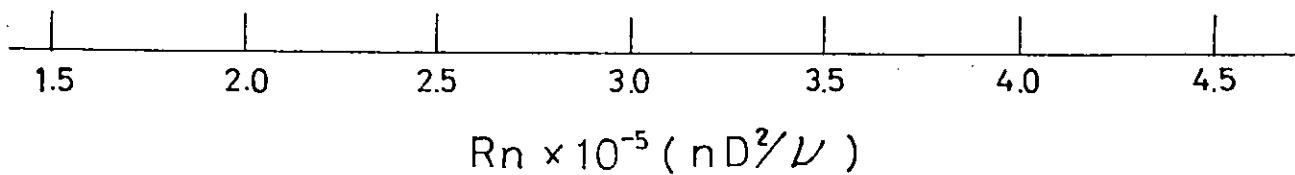
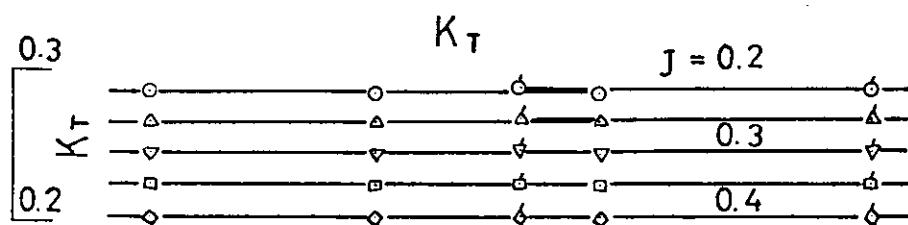
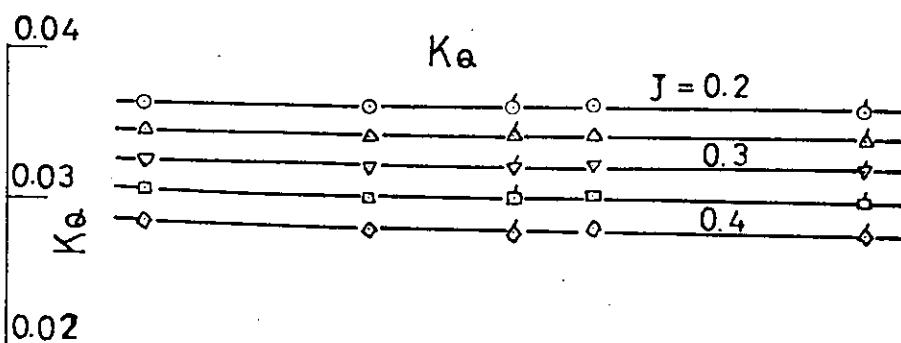
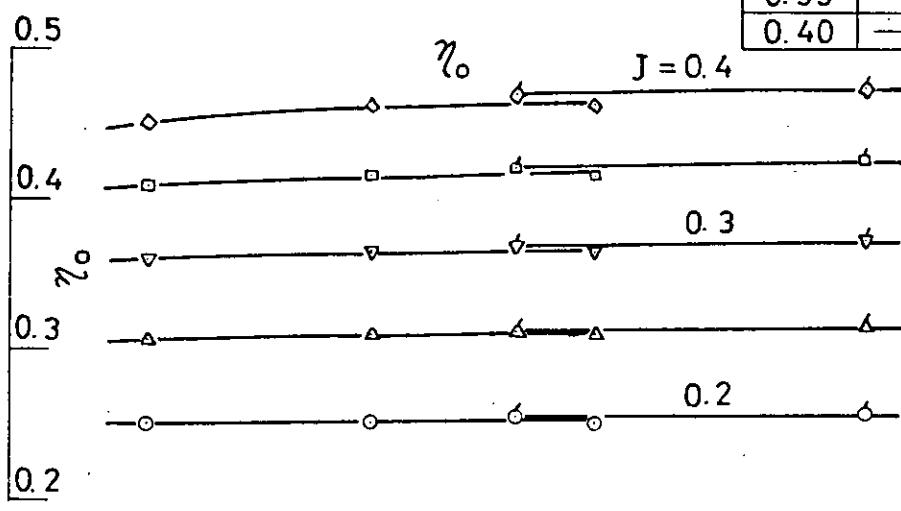


図 2.1.16 (b)

SCALE EFFECTS OF SELF-PROPELLION FACTORS

MODEL SHIP NO. 0231, 0230 & 0246
FULL LOAD CONDITION

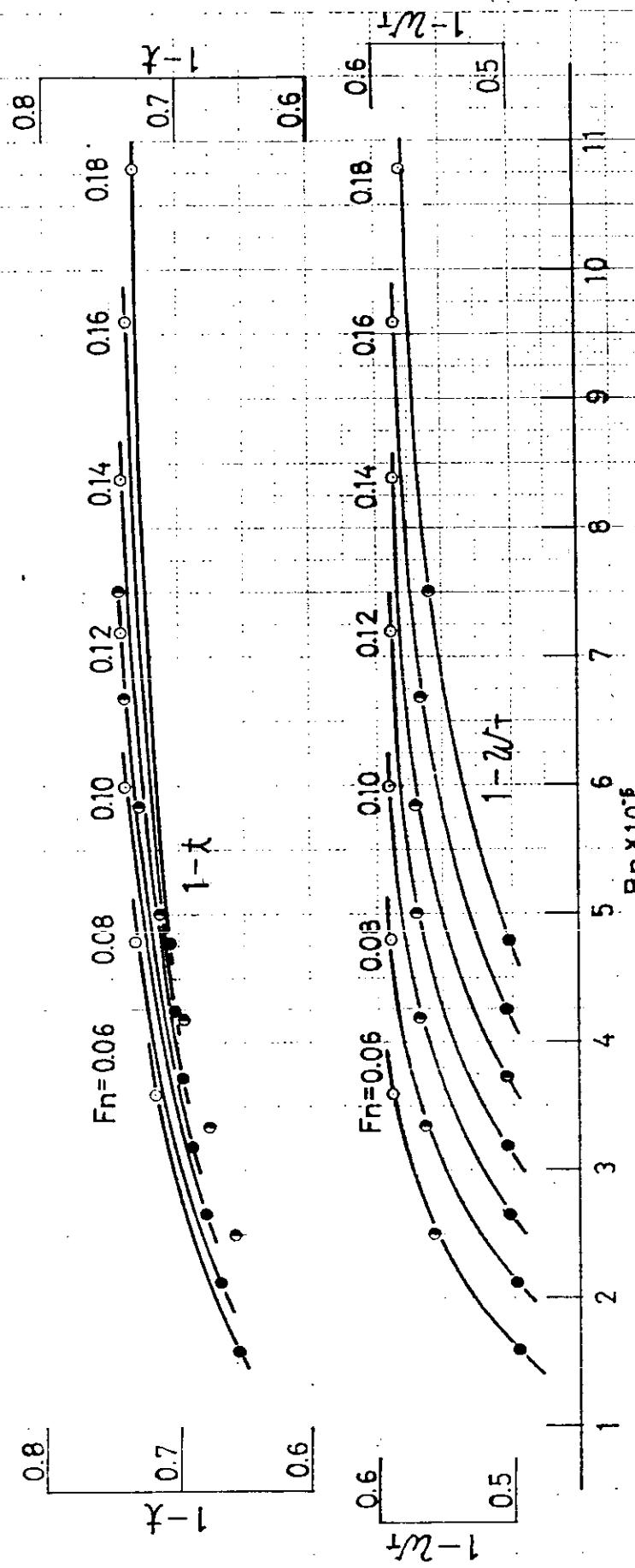
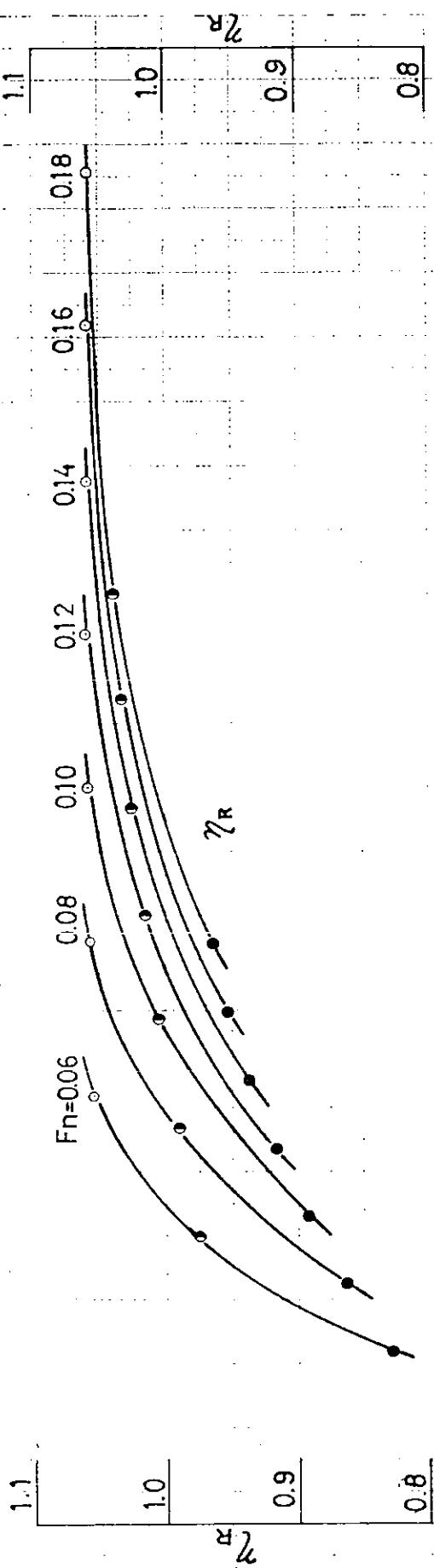


FIG. 2.1.17

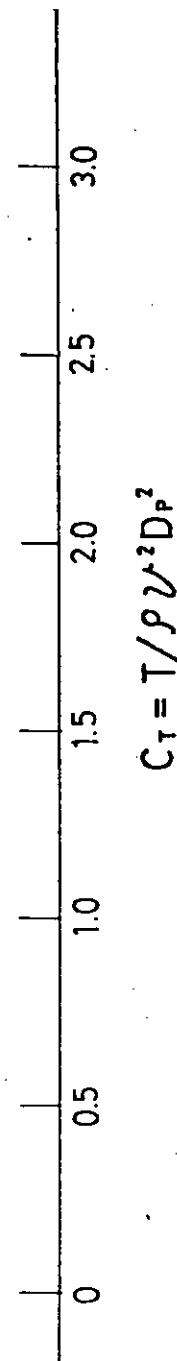
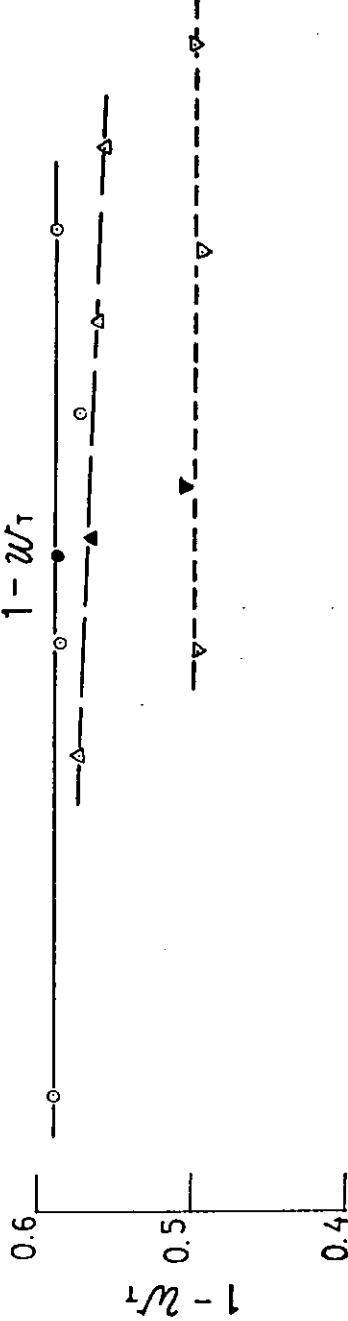
EFFECT OF PROPELLER LOADING ON EFFECTIVE WAKES

MODEL SHIP NO. 0231, 0230 & 0246

FULL LOAD CONDITION

$$Fn = 0.1168$$

MARKS ;
 ▽ M.S.NO. 0231 (4.5 m)
 △ M.S.NO. 0230 (6.0 m)
 ○ M.S.NO. 0246 (8.0 m)



$$C_r = T / \rho V^2 D_p^2$$

图 2.1.18

2.2 一軸母型船 (5-27M) の抵抗・自航試験結果

一軸母型 4 m 模型船 (5-27M) について、抵抗・自航試験およびプロペラ単独試験を行った。実験は、船舶技術研究研第3船船試験水槽にて常用の方法で行った。乱流促進には、F.P. および S.S. $9\frac{1}{2}$ in Plate studs を植込んだ。但し studs の高さは、平均 1.7 mm とやゝ高めとなっている。

実験状態等を表 2.2.1 に示す。試験状態は満載 1 状態である。摩擦抵抗の計算には Schoenherr の式を用い、実船に対する粗度修正量 ΔC_F は 0 とした。

模型船の全抵抗係数 C_{TM} を図 2.2.1 に、剩余抵抗係数 r_R 等を図 2.2.2 に示す。又、平均沈下量およびトリムを図 2.2.3 に示す。模型プロペラ直径は、9.7 cm と小さく、船研常用のプロペラ単独動力計容量の下限であり、図 2.2.3 はプロペラ単独試験結果であるが、実験精度には多少問題もある。プロペラ回転数を変えて Reynolds 数を上げた実験も行っているが、実験結果から判断すると、代表翼断面の特性に置換した場合、典型的な laminar well が現われている恐れがある。自航試験結果を図 2.2.5 および 6 に示す。また、図 2.2.7 は、伴流係数に対するプロペラ荷重度の影響を示したものである。自航動力計の容量に難点があり、自航試験結果はかなりばらついている。

表 2.2.1

PARTICULARS

TEST CONDITION

M. S. NO.	5-27M	ACTUAL
L_{PP} (m)	4.0000	464.00
B (m)	0.8000	92.80
d (m)	0.2930	34.00
L_{PP}/B		5.00
B/d		2.73
C_B		0.820
C_P		0.822
C_M		0.998
$L_{CB} (\% \text{ OF } L_{PP})$		-3.10

M. S. NO.	5-27M
CONDITION	FULL LOAD
d (m)	A.P. M.S. F.P.
TRIM (m)	0
∇ (m^3)	0.7688
S (m^2)	4.685
TEMP. OF WATER ($^{\circ}\text{C}$)	19.8 (R.T.) 19.5 (S.P.T.)

NOTE :

CALCULATED BY THE SCHOENHERR
FRICTIONAL RESISTANCE COEFFICIENT ;
 $C_F (\Delta C_F = 0)$

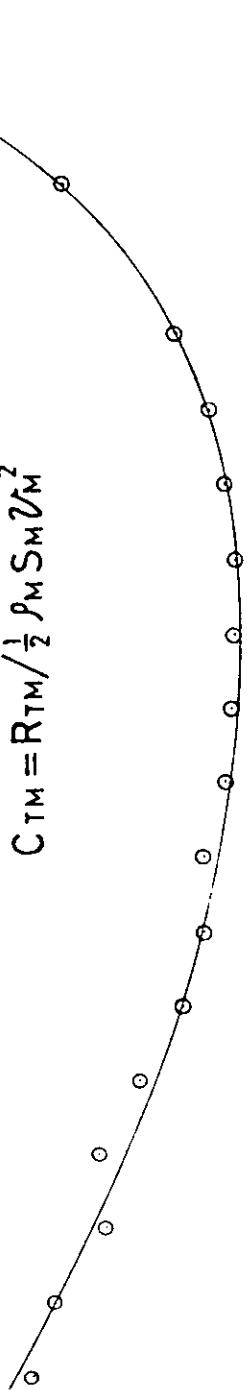
RESISTANCE TEST (1)

MODEL SHIP NO. 5-27M

FULL LOAD CONDITION

$$C_{TM} = R_{TM} / \left(\frac{1}{2} \rho_M S_M V_M^2 \right)$$

$$C_F \& C_{TM}$$



SCHOENHERR BASIC LINE ; C_{F0}

$$\text{REYNOLDS NUMBER} ; Rn \times 10^6 (\text{Rn} = V \cdot L_{PP} / \nu)$$

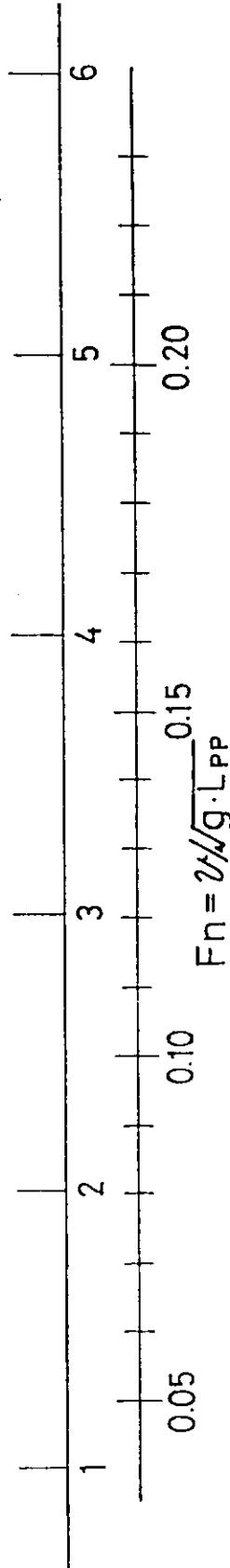


Fig 2.2.1

RESISTANCE TEST (2)

MODEL SHIP NO. 5-27M

FULL LOAD CONDITION

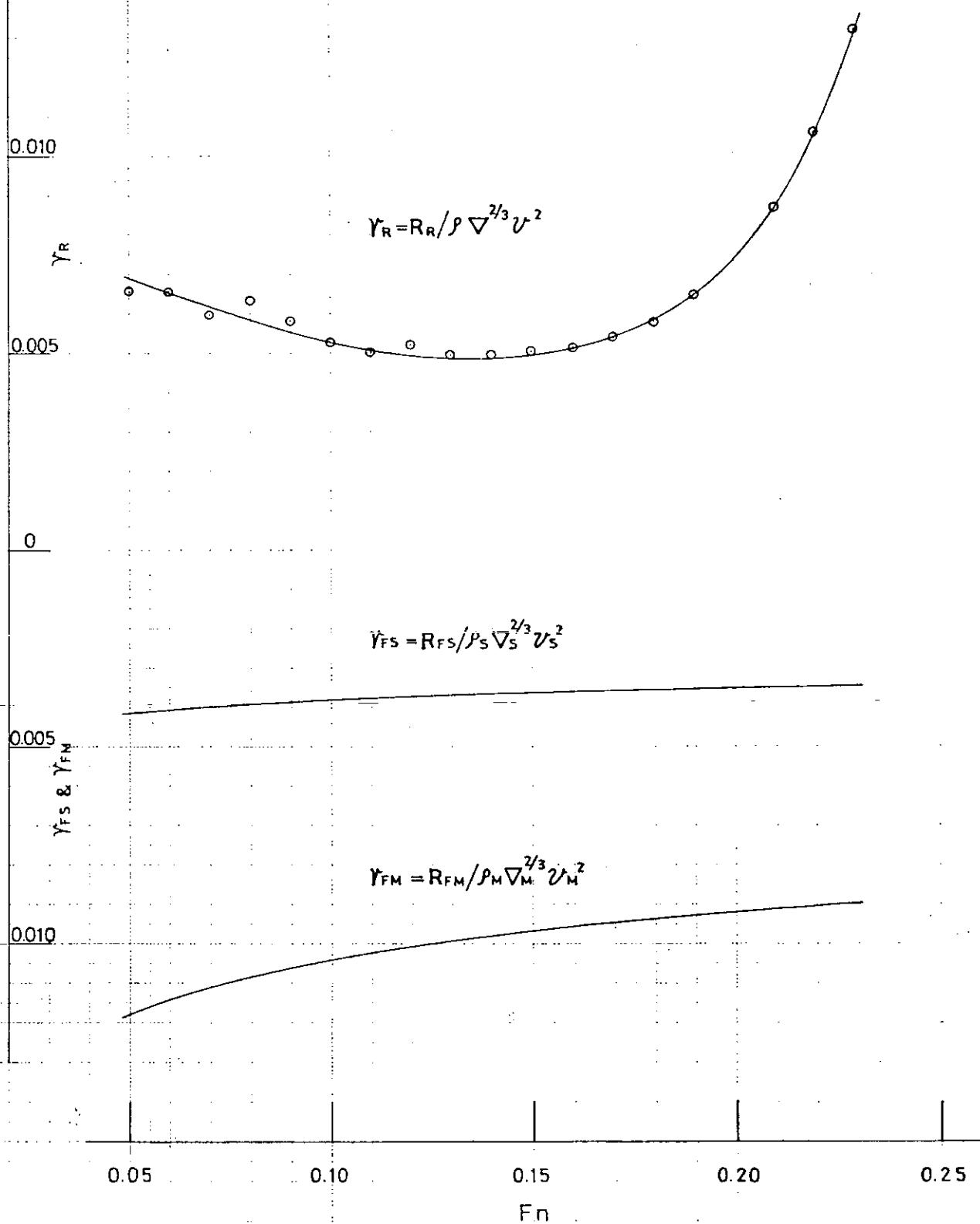


图 2.2.2

DIPPING, MEAN SINKAGE & TRIM CURVES (3)

MODEL SHIP NO. 5-27M

FULL LOAD CONDITION

	6	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	A.P.	0	0	0
0	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
0.1	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
0.2	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
0.3	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
0.4	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
0.5	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
0.6	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
0.7	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
0.8	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	

DIPPING

MEAN SINKAGE

MEAN SINKAGE (% OF L_{PP})

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

TRIM BY BOW

TRIM BY BOW (% OF L_{PP})

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0

0.05

0.10

0.15

0.20

0.25

FIG. 2.2.3

OPEN TEST RESULTS
MODEL PROPELLER NO. 5-27M

DIAMETER (m)	0.09655
BOSS RATIO	0.230
PITCH RATIO (CONST.)	0.607
PITCH (CONST.) (m)	0.0586
EXPANDED AREA RATIO	0.720
BLADE THICKNESS RATIO	0.050
ANGLE OF RAKE	10° - 0'
NUMBER OF BLADES	5
DIRECTION OF TURNING	RIGHT
BLADE SECTION	AU

DATE OF EXPE.	NOV. 16, 1976	
TEMP. OF WATER	14.8	°C
REVOLUTION (1/sec)	24.02	30.03
$Rn \times 10^{-5}$	1.955	2.455
MARKS	○	△

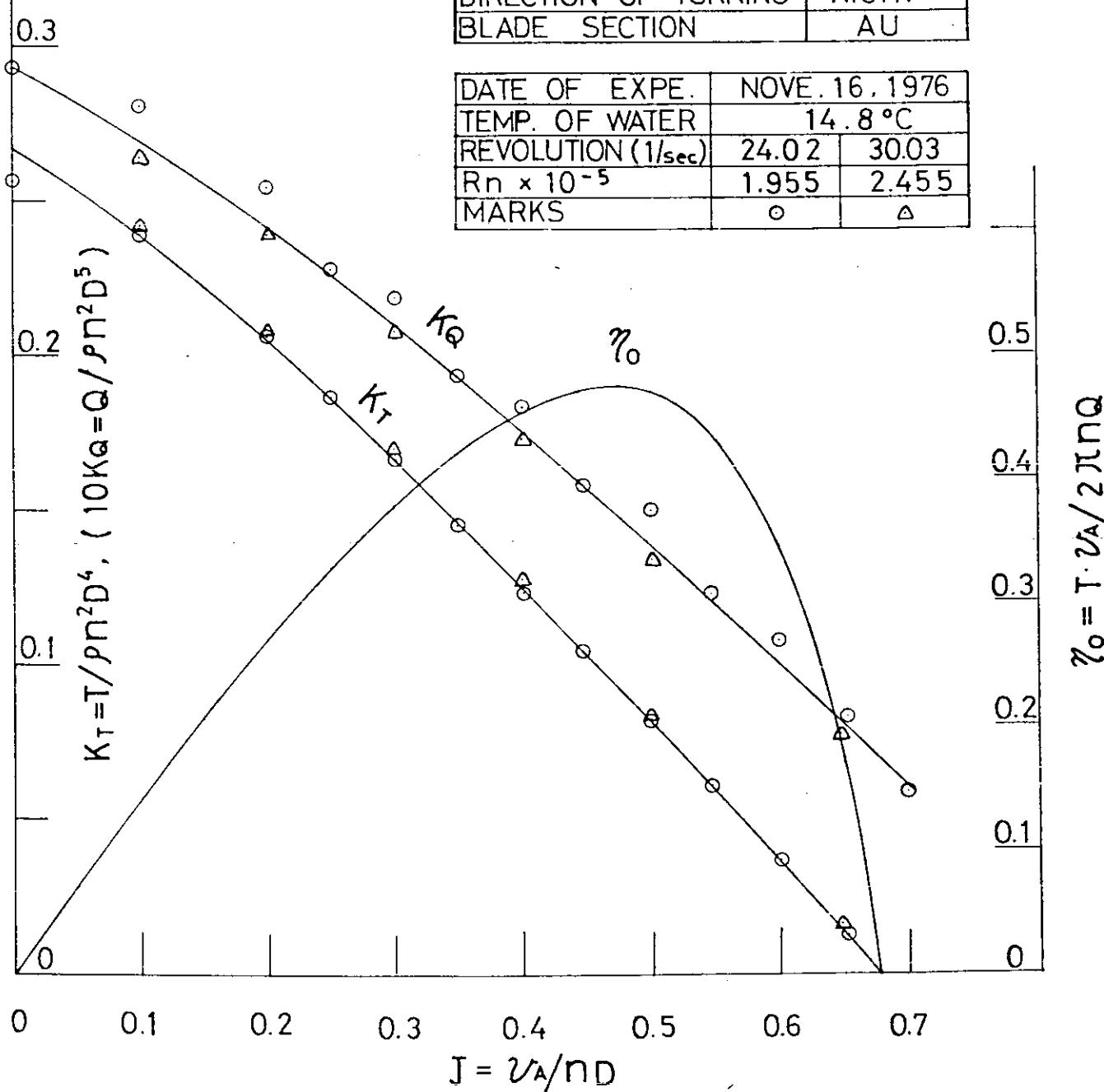
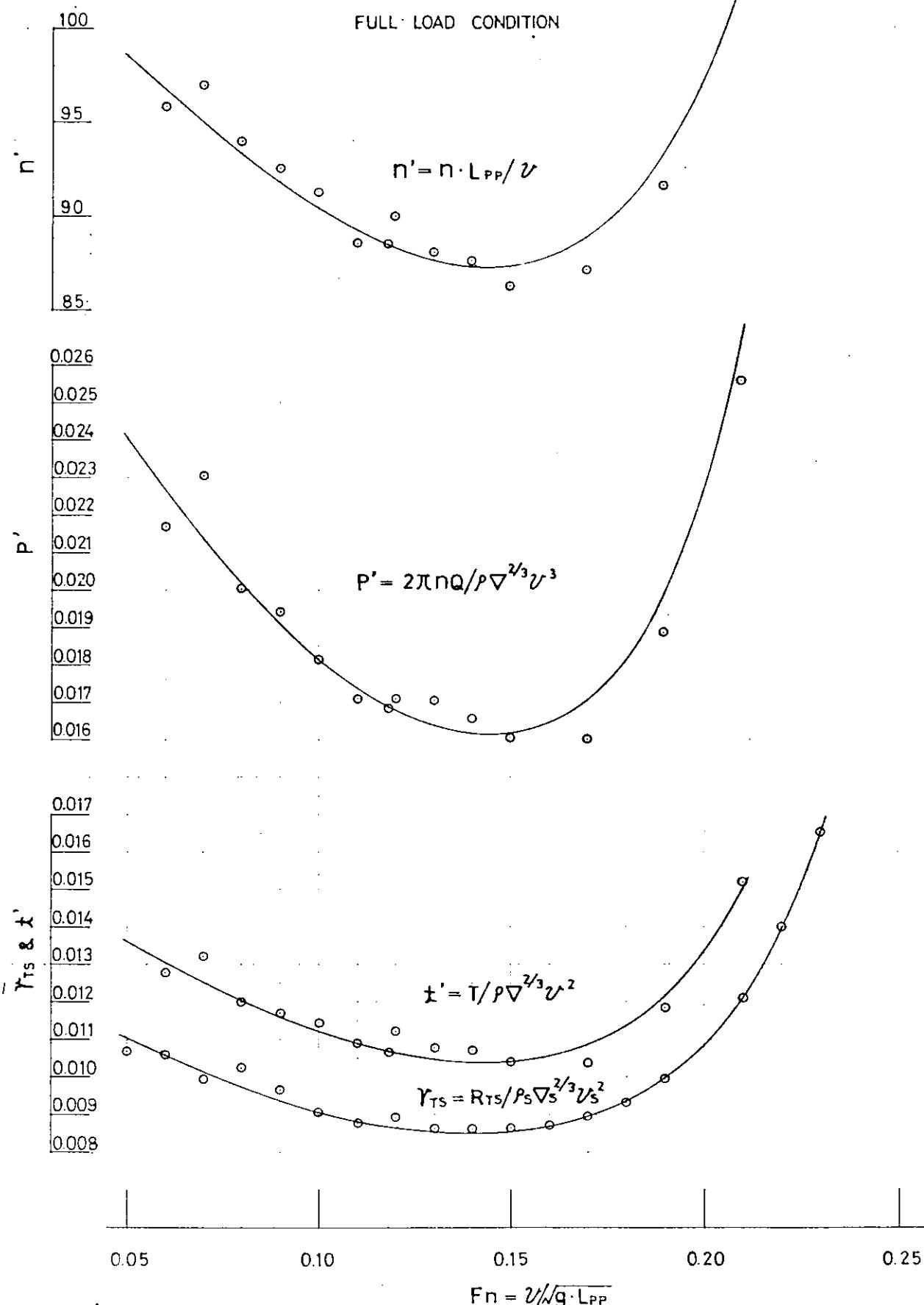


図 2.2.4

SELF-PROPULSION TEST

MODEL SHIP NO. 5-27M × MODEL PROPELLER NO. ⚡ 5-27M



[图] 2.2.5

SELF-PROPELLION FACTOR CURVES
MODEL SHIP NO. 5-27M × MODEL PROPELLER NO. 5-27M

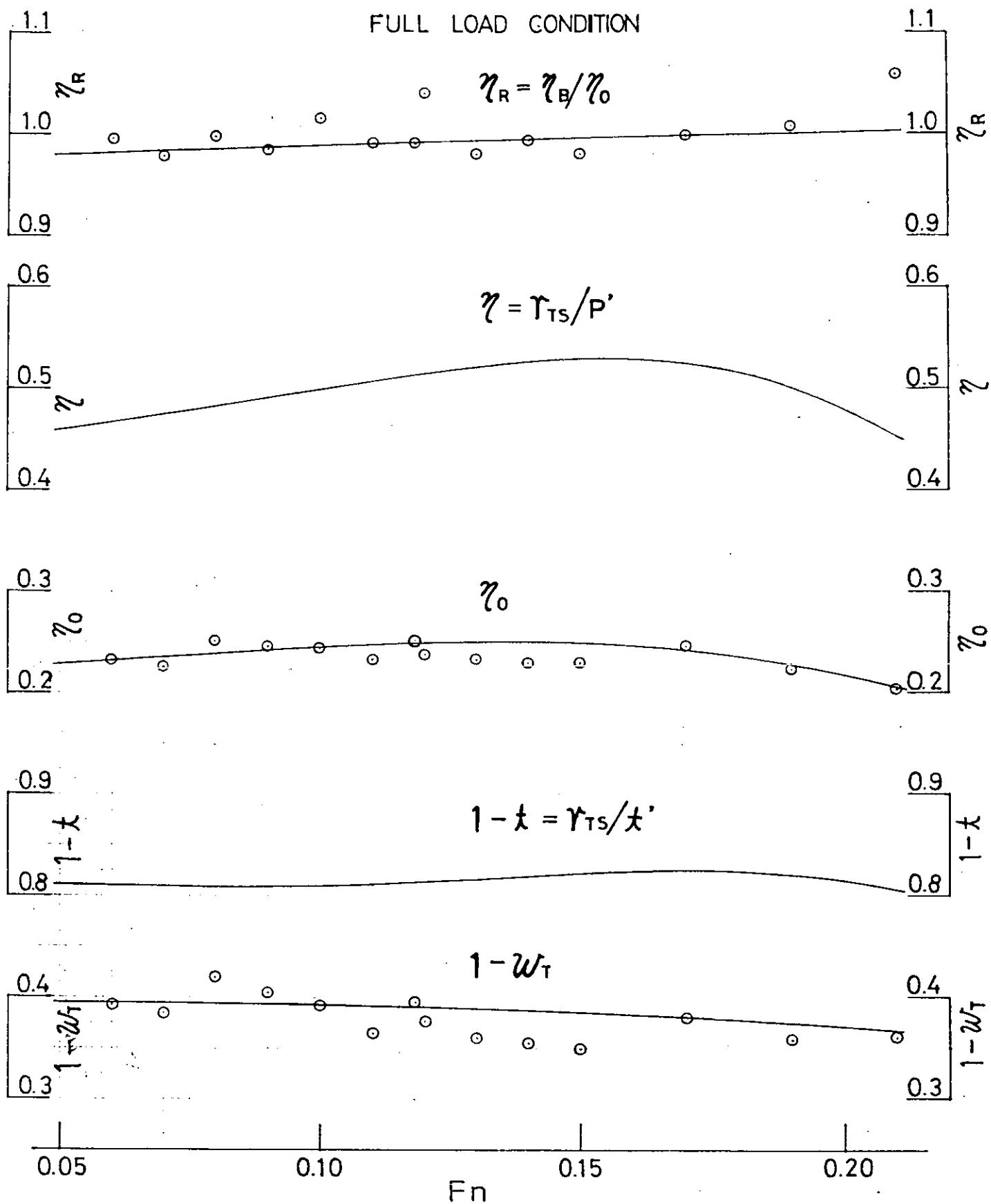


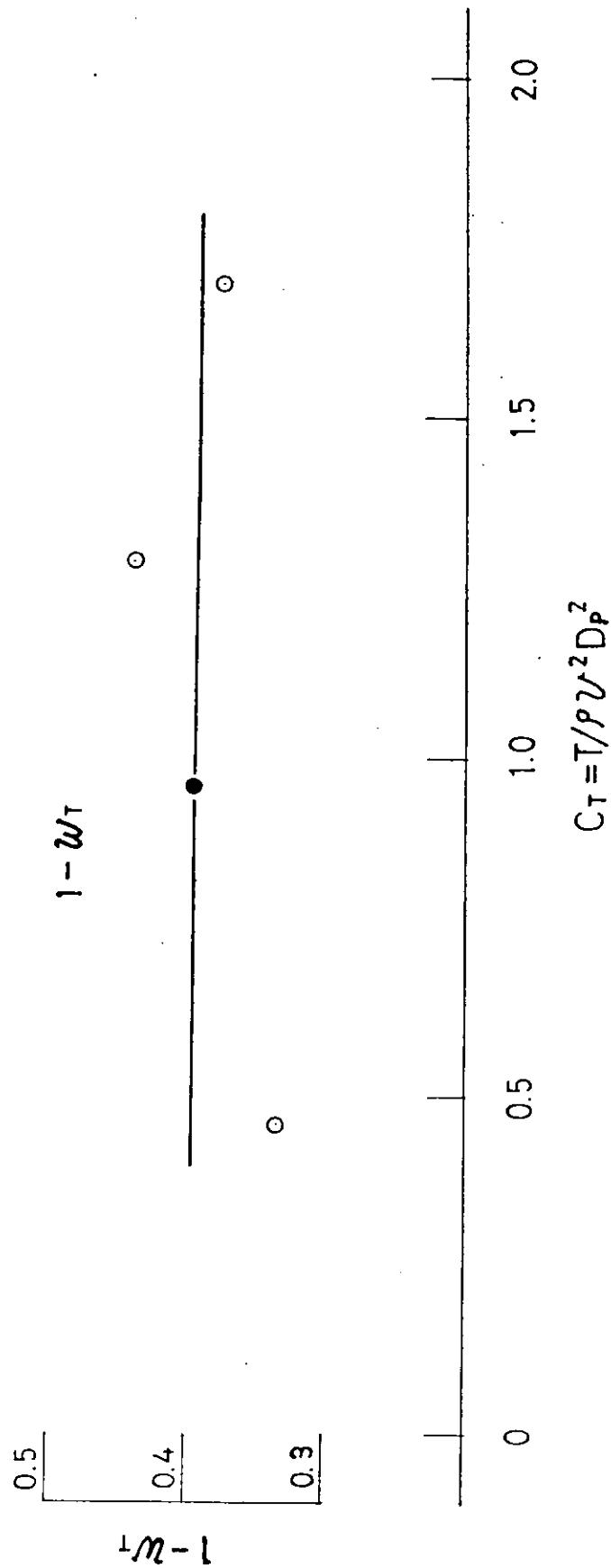
図 2.2.6

EFFECT OF PROPELLER LOADING ON EFFECTIVE WAKE

MODEL SHIP NO. 5-27M x MODEL PROPELLER NO. 5-27M

FULL LOAD CONDITION

$$Fn = 0.118$$



2.3 急速停止性能に対する浅水影響

2.3.1 実験方法等

航行中の船の停船に至るまでの挙動は極めて複雑であり、停止距離あるいは停止に至るまでの航跡は、船の初速、載貨状態、後進回転数、海象などによって変化し、千变万化の感がある。一方、大型船が何らかの形で後進発令を行うのは、主として船の吃水程度のオーダーの、言わば相対的浅水域である。このような浅水域では、船の停止状態は、深水時に比して安全側に変化するものと考えられることから、浅水時の停止性能に関しては殆んど研究されたことがないのが実情である。浅水時の停止性能に関する模型実験を行うには、大型の浅水水槽が必要であり、実験施設の面で難がある。しかし、初速が中低速の場合には、停止に至るまでの航跡を直線と仮定しても實際上差支えないと考えられ、又、船の横移動に対する浅水影響は直進時のそれとは性質を異にし、研究も不充分であるから、横移動を許すこととは、研究の第一歩としては、いたずらに現象を複雑にし、停止性能に及ぼす浅水影響の核心を把握する上に得策でないとも考えられる。そこで、船舶技術研究所第3船舶試験水槽において、模型船の横運動を拘束した実験を行った。

供試模型船は1軸母型5-27Mで、船長4m、 $L/B = 5.0$ 、 $B/d = 2.73$ である。模型船船首触底の危険のため、通常の模型船速度範囲では、水深・吃水比 $h/d = 1.2$ を限度とし、 $h/d = 1.1$ について初速が極く低い場合に限り実験を行った。各水深における bottom clearance 等をまとめて表2.3.2に示す。なお、載貨状態は、満載／状態である。

実験に使用した模型船ガイド装置等を図2.3.1に示す。曳引車は、box girder 構造であり、曳引車中央部の常用計測桿（深水時用）を取り外しここに浅水桿と呼称する浅水実験専用の計測桿を吊下げる。この浅水桿下部に、sub-carriage 用のガイドレール（不規則波実験用のガイドレール）を取り付け、模型船はvertical rodを介してsub-carriage に取付けられる。模型船は、このsub-carriage をガイドとして、surge, heave, pitchおよびroll は自由となり、sway およびyaw のみが拘束される。

模型船の対地速度は、sub-carriage がガイドレール上を移動する速度と、曳引車速度とを、それぞれ同一型式のタコ・ジェネにて検出し、これを加算増幅器を介して自動平衡型ペン書きオッショグラフに記録した。併せて、模型船重心の軌跡（ガイドレール上のsub-carriage の位置）、沈下量およびトリム角を計測した。又、8m/mンネによる撮影も行った。

sub-carriage の摩擦抵抗と慣性力は、当然模型船の運動に影響を与え、この影響を修正するための実験が必要となる。この影響は、parachutesあるいはbrake flaps 等の付加的な制動装置の働きと同様なものと考えられるので、模型船に付加するretarding force を広範囲に変化させた実験を行っておけば、外部制動力を付加した場合の停止性能に及ぼす浅水影響について一応の検討が可能となる。

浅水時の停止性能実験では、各水深において船速を一定に保つためには、浅水に基く抵抗増加のためプロペラ回転数が大幅に変化する。又、プロペラ回転数を一定数に保てば、水深の減少と共に船速は低下する。実際の航海では、プロペラ回転数一定に近いものと考えられるので、本実験では、本ガイドを用いた深水時の自航試験を行い、船速0.740m/s (Froude数0.118, 実船速力1.55kts)を得るプロペラ回転数24.0rps を仮のMCRと見做し、同様に、実船速力1.20, 1.00および8.0kts に相当する模型船船速を得るプロペラ回転数20.3, 18.5および16.8rps を選定し、各水深での実験ではプロペラ回転数を深水時の値に一致させる方法を探った。後進回転数は、MCR相当の前進回転数24.0rps の60% (14.4rps), 50% (12.0rps), 40% (9.6rps) および30% (7.2rps) に変化させた。又、機関停止後、後進発令を行わない、後進回転数0の場合、およびプロペラを取外した状態での実験も行った。なお、後進回転数0の場合には、プロペラは完全に停止し、遊転状態ではない。

機関停止よりプロペラ逆転までの time lag は、8 sec を標準に、5 sec および 11 sec の場合についても随時実験を行った。機関停止より逆転開始までの回転数変化の状況は、停止距離等に微妙な影響を及ぼすことが知られているが、船の横運動を拘束した実験でもあり、本実験ではプロペラ回転数を単にステップ状に変化させるに留めた。

2.3.2 実験結果

ペン書きオシログラフの記録例を図 2.3.2 に示す。模型船の自航点の速度を推定し、これよりやゝ低い速度で曳引車をスタートさせる。曳引車が定速に達した後、ガイドレール後端に置かれた sub-carriage (模型船) の拘束を解き、僅かに前方に押し出す。模型船が安定な自航状態に至れば、自航モータを停止し、所定時間を経てプロペラ逆転を行う。この間の模型船速度変化の模様が図中の実線である。プロペラの後進回転数は、手動設定であるので、初期設定後多少の修正が必要となる場合が多く、図中の記録例のような回転数変動が多少残る。曳引車速度は、sub-carriage が、出来る限り低速かつ定速にガイドレール上を前方に移動するように手動にて変化させた。

図 2.3.3 は、深水時に後進回転数が速度低下に及ぼす影響を示したもので、初速は実船速力 12.0 kts 相当である。同様に、初速が実船速力相当 8 kts および 5 kts の場合をそれぞれ図 2.3.4 および図 2.3.5 に示す。図 2.3.6 は、プロペラなしの曳航状態から停止させた場合の速度低下曲線で、初速は実船相当 15.5 kts である。なお、水深・吃水比 $h/d = 1.1$ については、船首触底を避けるため初速を落して実験した。プロペラ前進回転数 24.0 rps (MCR, 深水時は実船速力 15.5 kts)、後進回転数 30% MCR の場合の各水深における速度低下を示したのが図 2.3.7 である。前述のように、各水深でプロペラ回転数一定としているので、浅水影響による抵抗増加のため、初速は水深が浅くなる程低くなる。前進回転数 18.5 rps (深水時実船速力 10 kts 相当) の場合について、後進回転数が船速低下に及ぼす影響が水深によってどの程度異なるかを示したのが図 2.3.8、9 および 10 である。

2.3.3 考 察

(1) 水深の影響

図 2.3.1.1 および 1.2 は、プロペラなしの状態での停止時間と停止距離 head reach に及ぼす浅水影響を示したものである。停止性能に及ぼす浅水影響は、主として、船体抵抗増加、付加質量および船後プロペラ特性の変化に基くものであり、これらが総合して浅水時の停止性能を決定する。実用的見地からは、プロペラなしの曳航状態での停止性能は余り意味がないと思われるが、浅水影響に基く船体まわりの流場の変化が、停止性能に及ぼす効果を見るためには必要な資料である。

肥大船型に関する浅水時抵抗試験結果 [3] から見ると、プロペラなしの場合、停止性能に現われる浅水効果は、既に浅水時の抵抗増加に基くものであるが、付加質量に対する浅水影響も重要な因子であると考えられる。

(2) 後進回転数の影響

図 2.3.1.3 および 1.4 は、深水時実船速力 12.0 kts で、後進回転数 60% MCR の場合の停止性能を示したものである。既に述べたように、実験では、各水深で前進回転数一定としているから、初速は水深が浅くなるにつれ低下する。これらの図は、このような浅水影響による初速の変化を含んだものとなっている。このような表現法には異論もあるようが、この方が実験に無理がなく、又、操船者の立場で船の停止性能を考えた場合、浅水での船速低下の影響を含んだ形で浅水時の停止性能を捉えた方が実際的と考えられるからである。自航状態では、浅水影響に基く初速の低下の影響が大きく、浅水時の停止性能はプロペラなしの曳航状態に比して更に改善される。

浅水時の停止性能に関する研究はほとんど見当らないが備かに、Lincoln Crane, Jr. [4]

の論文に対する討論の中で、オランダのHoofstがNSMBで行った実験結果を紹介している。一般に、浅水時の模型実験では、水槽側壁の側壁影響に留意する必要がある。NSMBの浅水水槽は、長さ216m、幅15.75mの大型水槽であり、ここで行われた実験には側壁影響はほぼ皆無と考えてよい。図2.3.1.5は、このHoofstの実験結果と比較したものである。ただし、Hoofstの実験の詳細は不明で、タンカーあるいは鉱石専用船と思われる船型について、船速が15ktsから5ktsに落ちる迄のhead reach（後進回転数0）を深水時の値と比較したものである。今回の実験とは、船型も排水量も異なるから、直接の比較は意味を持たないが両者の比較から、本実験結果（水槽：長さ150m、幅7.5m）に対して、側壁影響を特に考慮する必要はなさそうである。

後進回転数が停止性能に及ぼす影響が浅水の影響を受けてどのように変化するかを調べたのが図2.3.1.6である。前進回転数は深水時実船速力12.0kts相当、後進回転数0の場合の停止時間T(0)との比で表わしてある。明らかに、浅水時においても後進回転数が停止時間に及ぼす影響は深水時とほとんど差異はないが、水深が浅くなるにつれ、プロペラの逆転による制動効果はやゝ鈍くなり、特に後進回転数が低い場合により顕著である。停止距離head reachについて同様であるが、上記の傾向はやゝ助長されよう。

(3) time lag の影響

機関停止よりプロペラ逆転までの時間time lagの差異による影響は、図2.3.1.7に示すように、船速低下曲線のほぼ平行移動となって現われ、いずれの水深においても、ほとんど変化ない。又、time lagが変わっても、停止時間には、time lag 時間差の $\frac{1}{2}$ 程度の時間差を生ずる。

(4) retarding force の影響

retarding forceを-0.5、-0.25、0、0.25および0.5kgと変化させた場合の船速低下曲線を図2.3.1.8および1.9に示す。負のretarding forceはaccelerating forceを意味する。

ガイドには、140gr程度の摩擦抵抗（転がり摩擦）があり、ガイドの摩擦抵抗を含まない模型船の真の船速低下曲線は、retarding forceが0と-0.25kgの曲線の中間にある。ガイド可動部の総重量は、模型船排水量の約 $\frac{1}{25}$ であるから、この影響は当然含まれることになる。

retarding forceが停止性能に及ぼす影響は、図2.3.1.9からも明らかなように水深によっても、ほとんど変わらない。

参考文献

1. 横尾幸一外；「バルブ付肥大船型の推進性能に関する研究 — 2軸船の尺度影響および船尾形状に関する研究」、船舶技術研究所報告、第8巻、第2号、昭和46年
2. 横尾幸一外；「肥大船の尺度影響について」、船舶技術研究所講演会講演概要、第14回、1969年
3. 第154研究部会；「幅広肥大船の運航性能に関する研究」、日本造船研究協会、研究資料No.250昭和51年
4. C. Lincoln Crane, Jr.; "Maneuvering Safety of Large Tankers: Stop-ping, Turning, and Speed Selection", T.SNAME, 1973.

表2.3.1

SHIP MODEL	
LENGTH, L_{pp} , m	4.000
BREADTH, B, m	0.800
DRAFT, d, m	0.293
BLOCK COEFFICIENT, C_B	0.820
VOLUME OF DISPLACEMENT, V, m^3	0.7688
SCALE RATIO	116
PROPELLER	
DIAMETER, D_p , m	0.0966
BOSS RATIO	0.230
PITCH RATIO	0.607
EXP. AREA RATIO	0.720
NUMBER OF BLADES	5

表2.3.2

WATER DEPTH-DRAFT RATIO, h/d	1.1	1.2	1.5	2.0	3.0	12.0
DEPTH OF WATER, h, m	0.322	0.352	0.440	0.586	0.879	3.516
BOTTOM CLEARANCE, f, m	0.029	0.059	0.147	0.293	0.586	3.223
CRITICAL SPEED, \sqrt{gh} , m/s	1.776	1.857	2.077	2.396	2.935	5.870

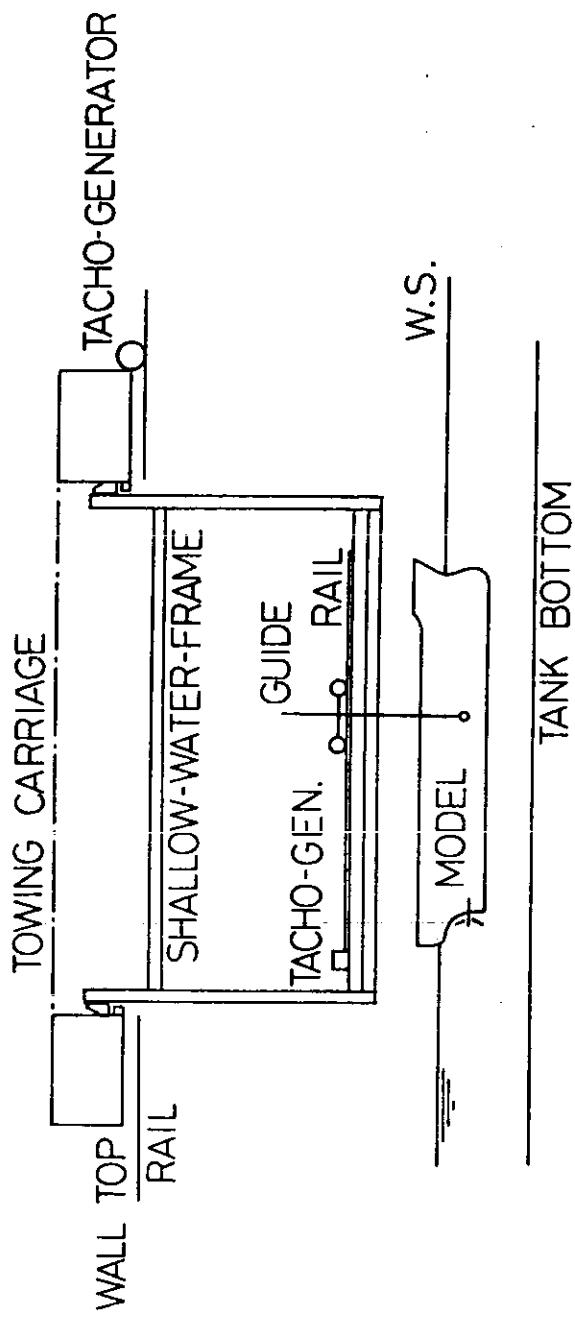


FIG 2, 3, 1

h/d 1.1
 RPS AHEAD 18.5
 RPS ASTERN 14.4
 RPS TIME LAG 11 s

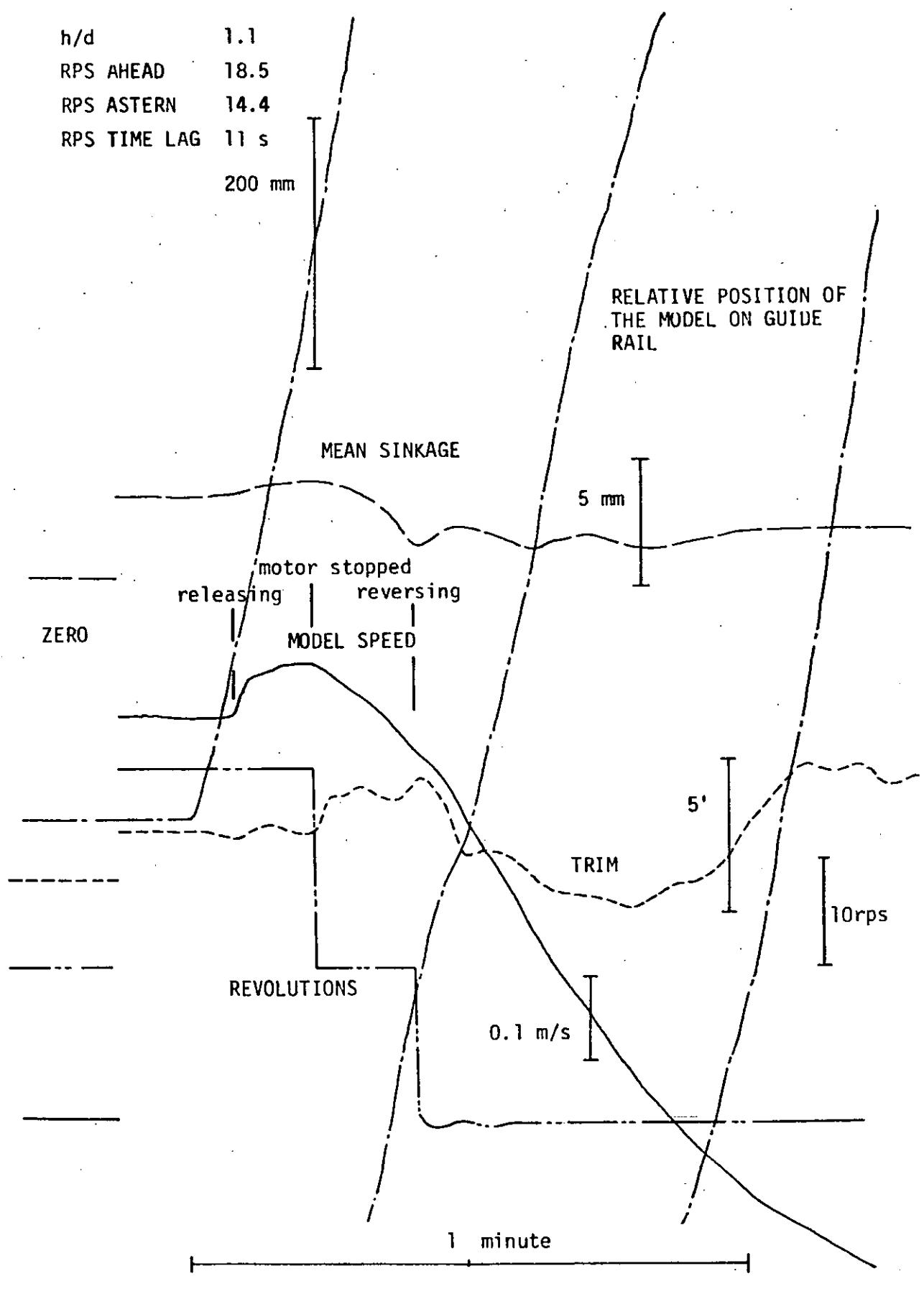


图 2.3.2

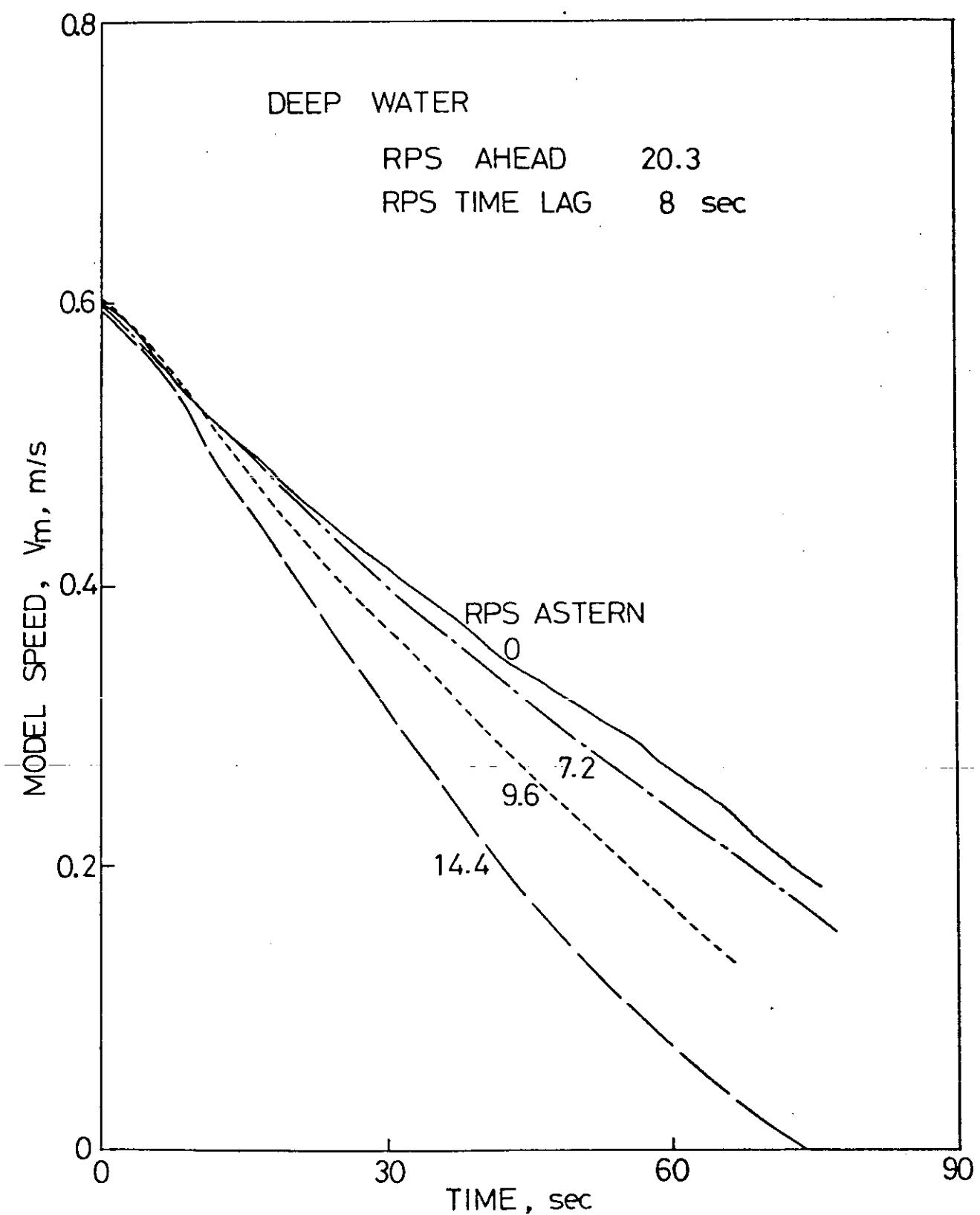


図 2.3.3

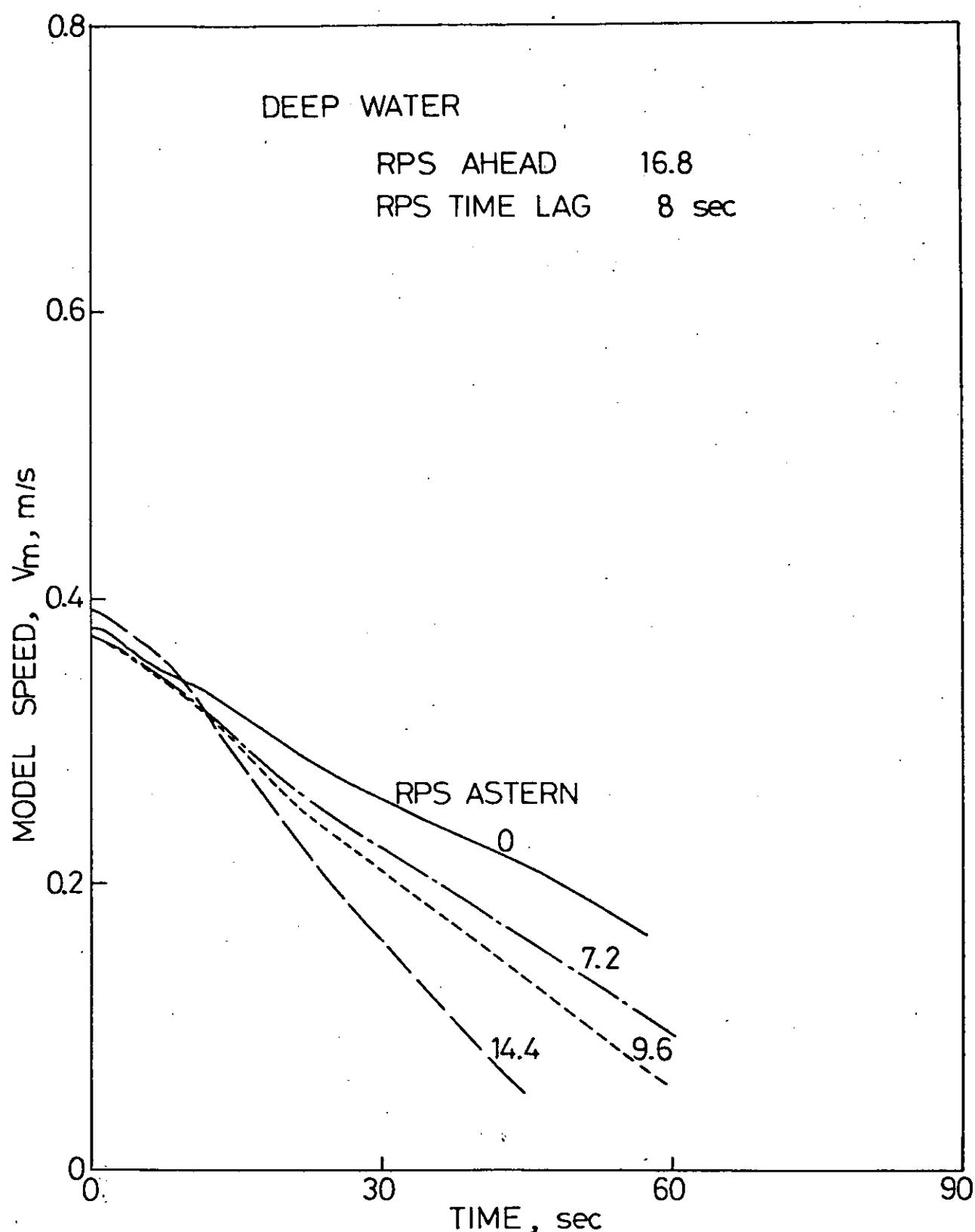


図 2.3.4

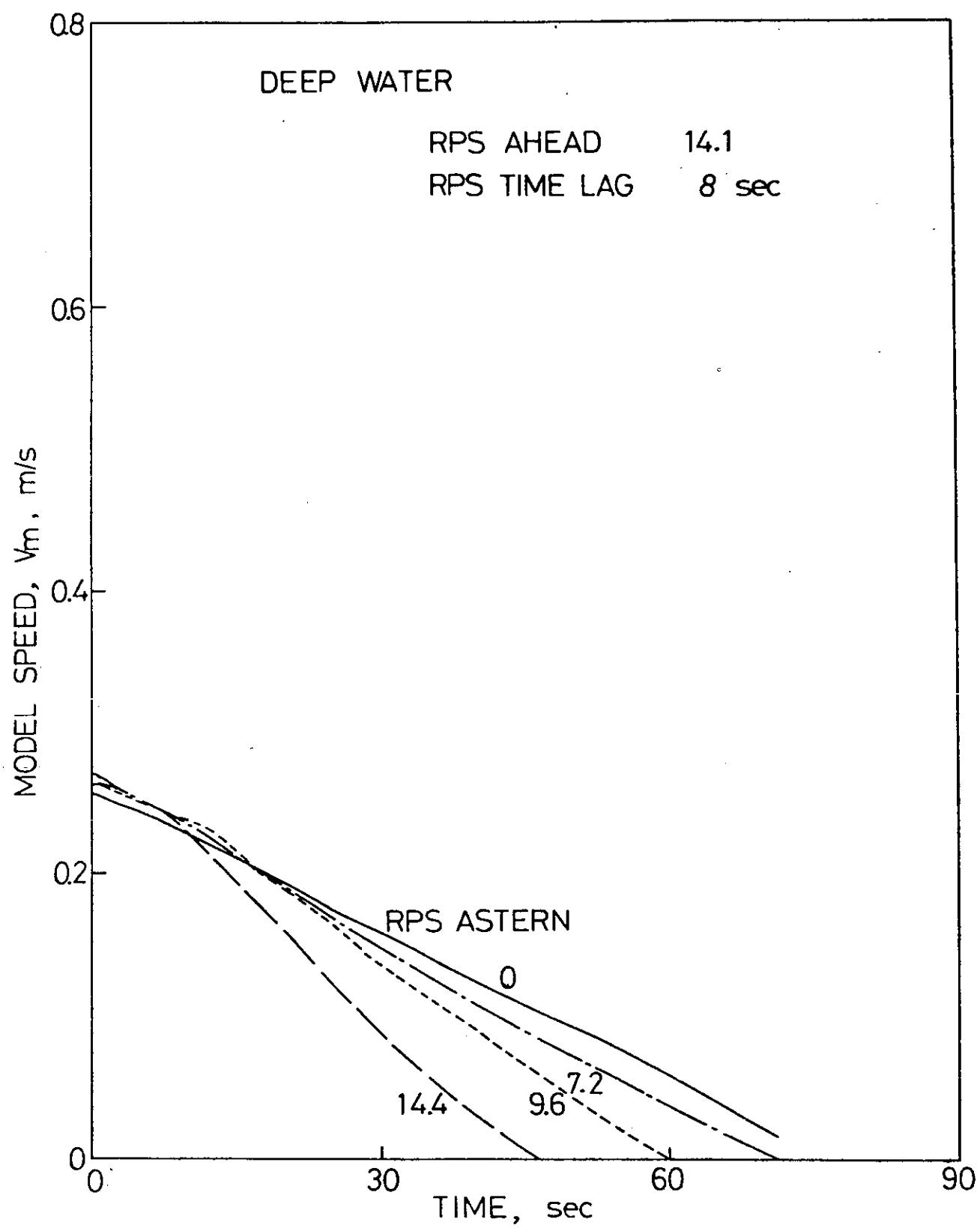


図 2.3.5

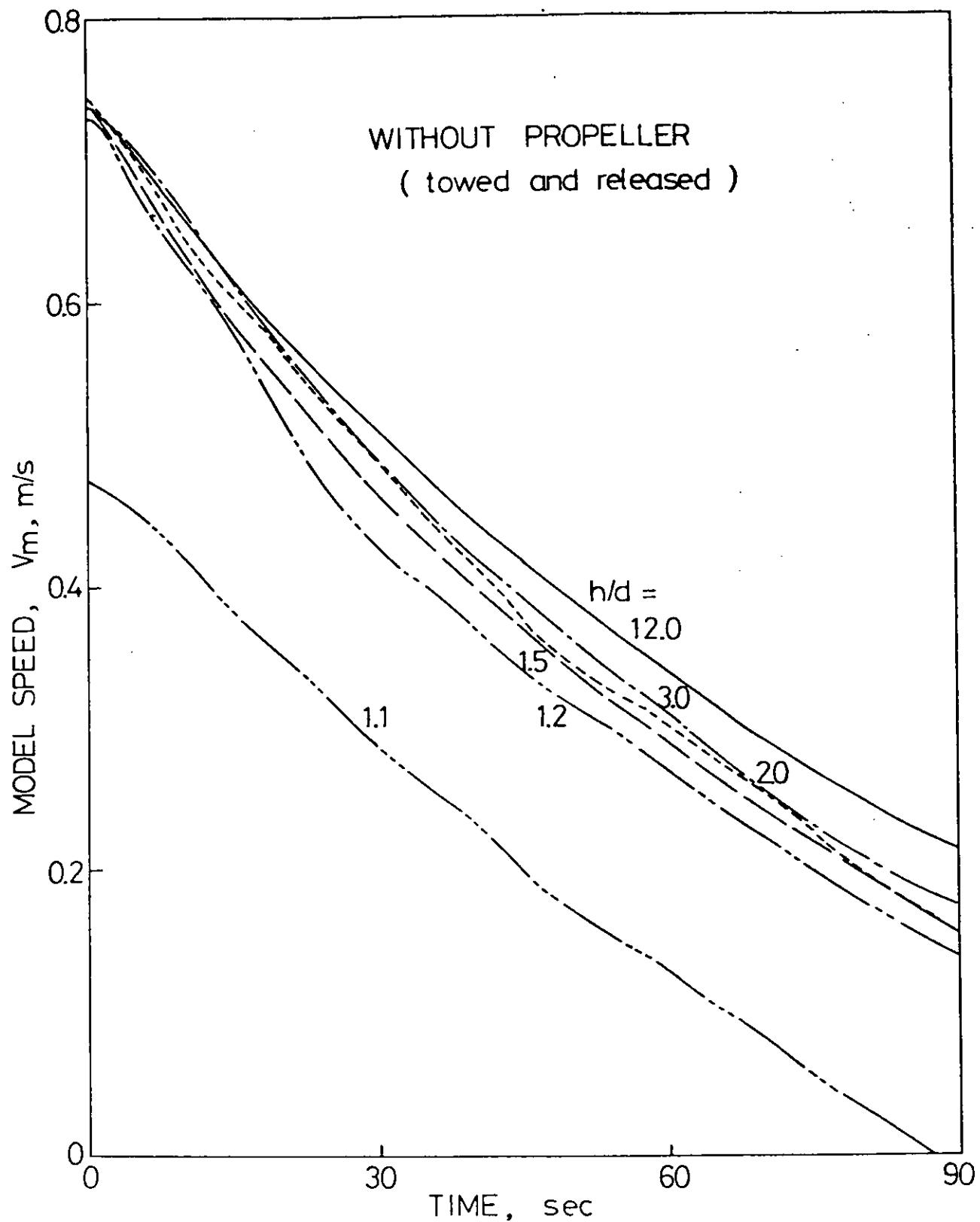


図 2.3.6

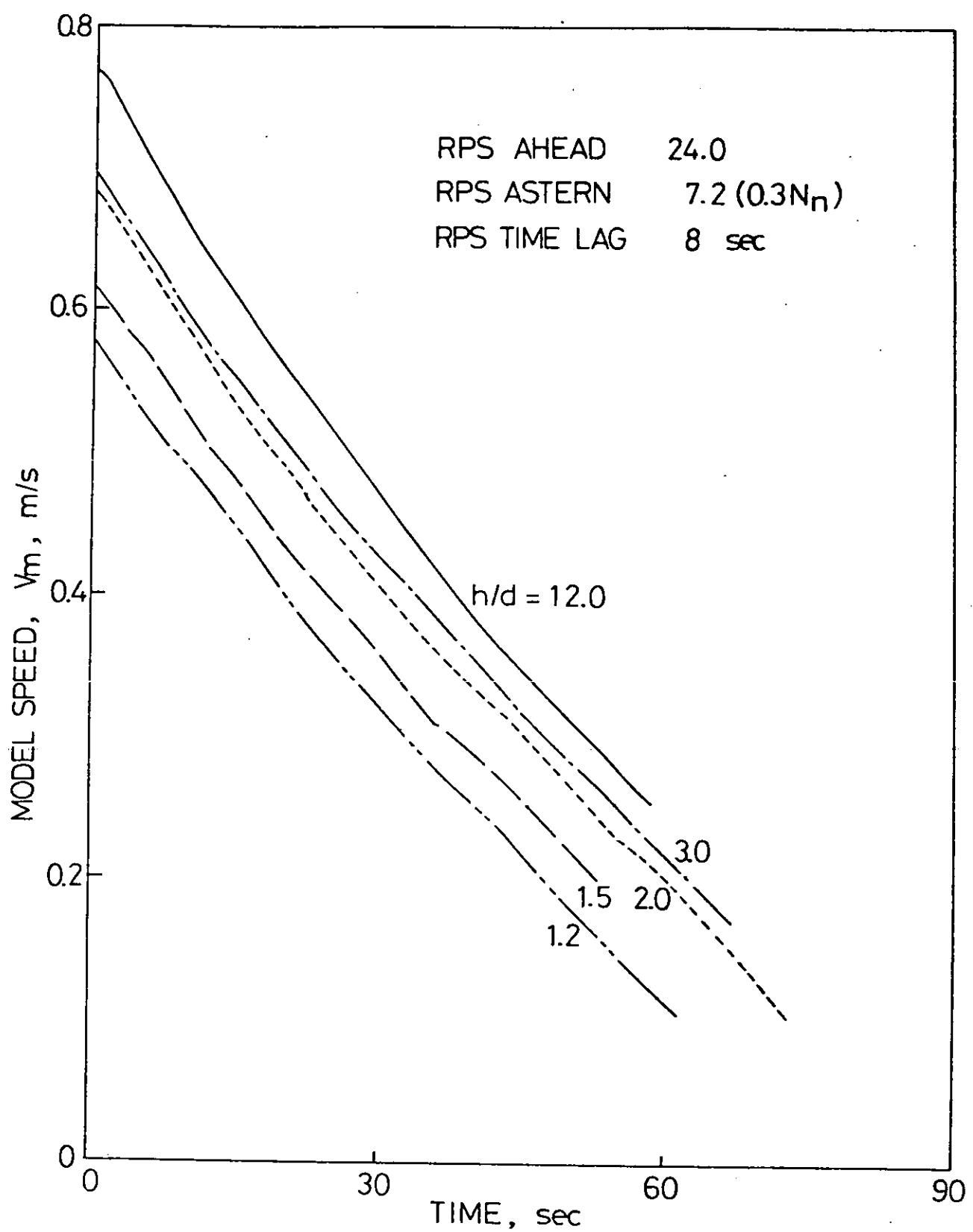


図 2.3.7

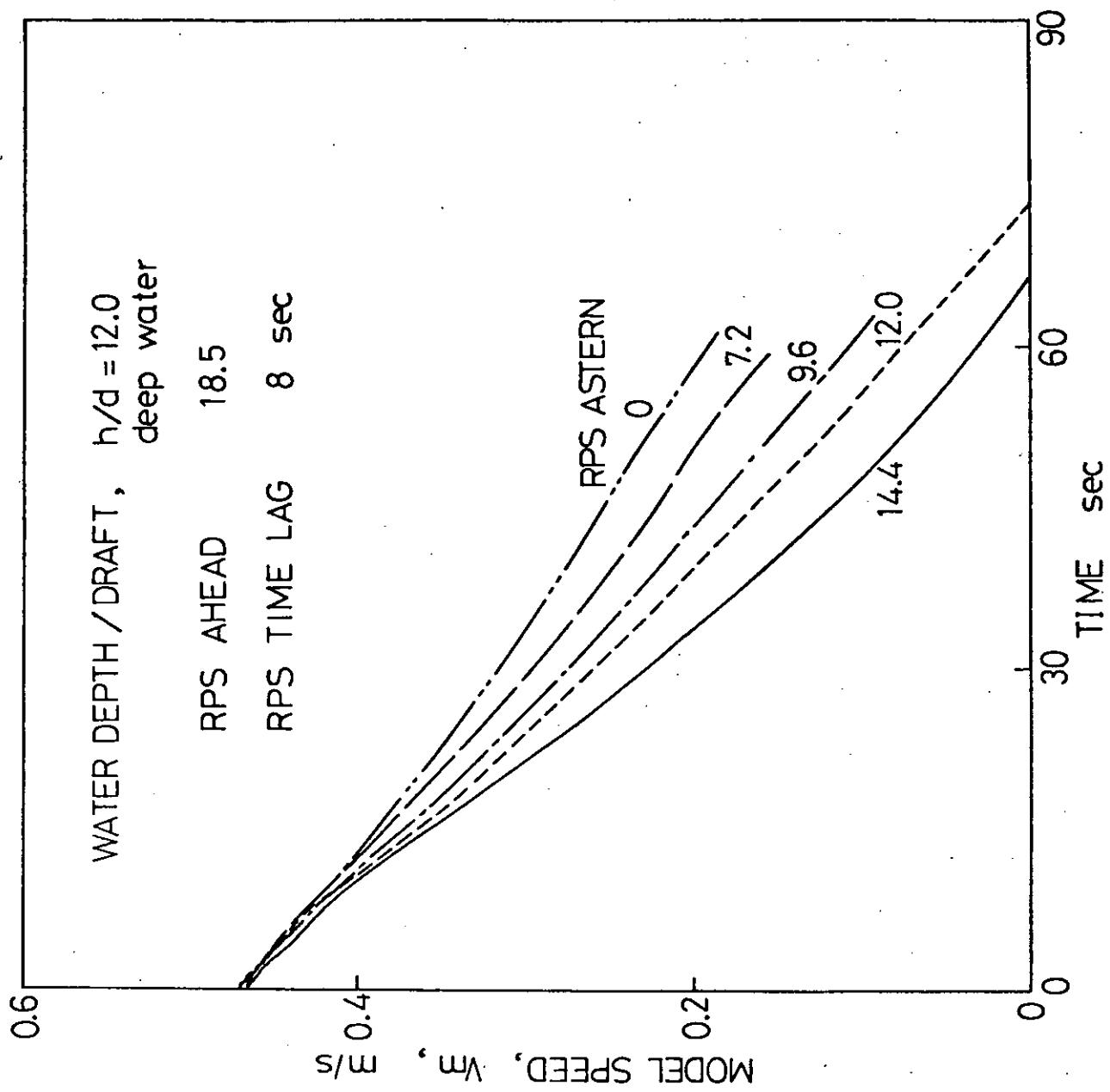


図 2.3.8

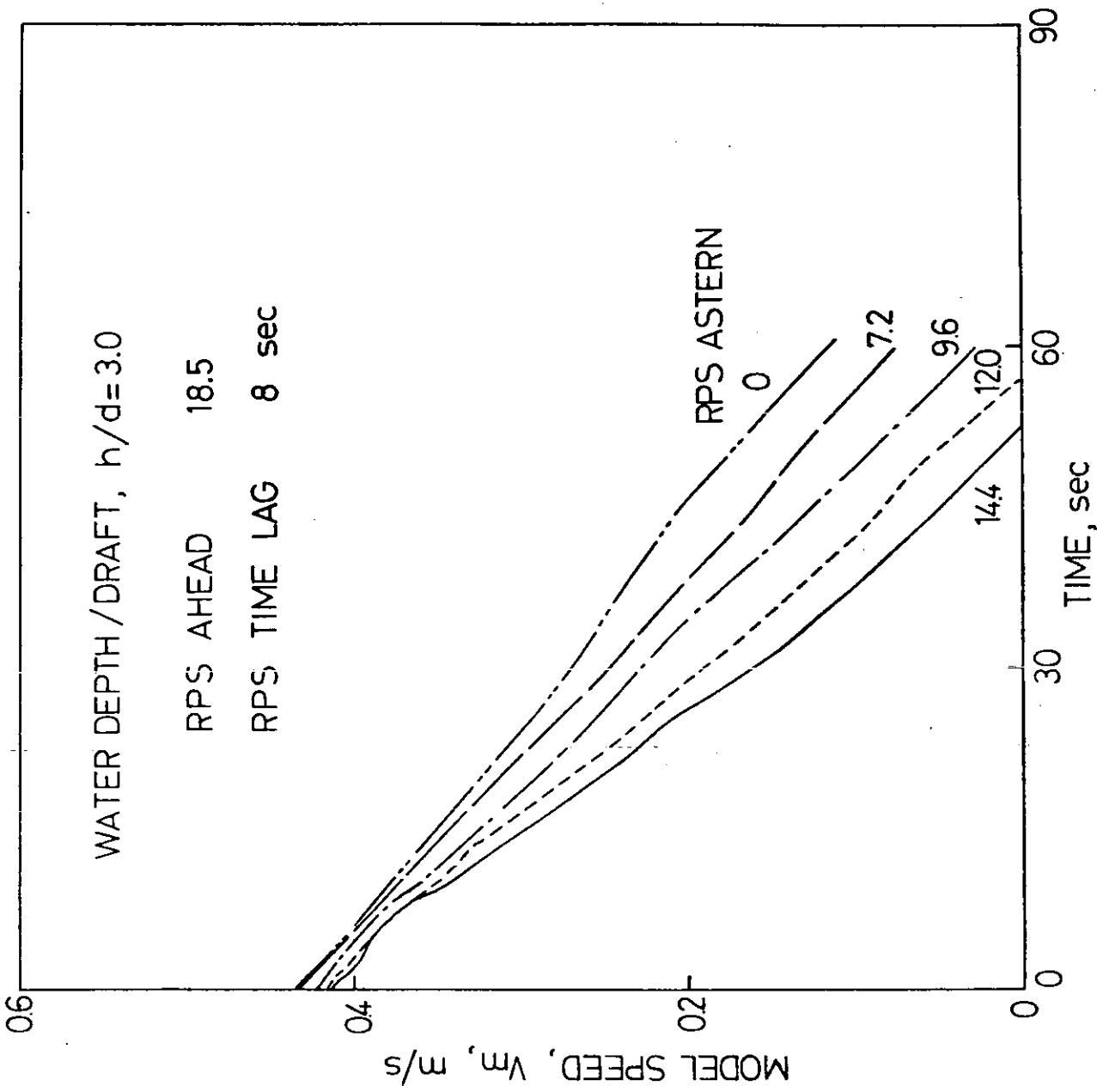
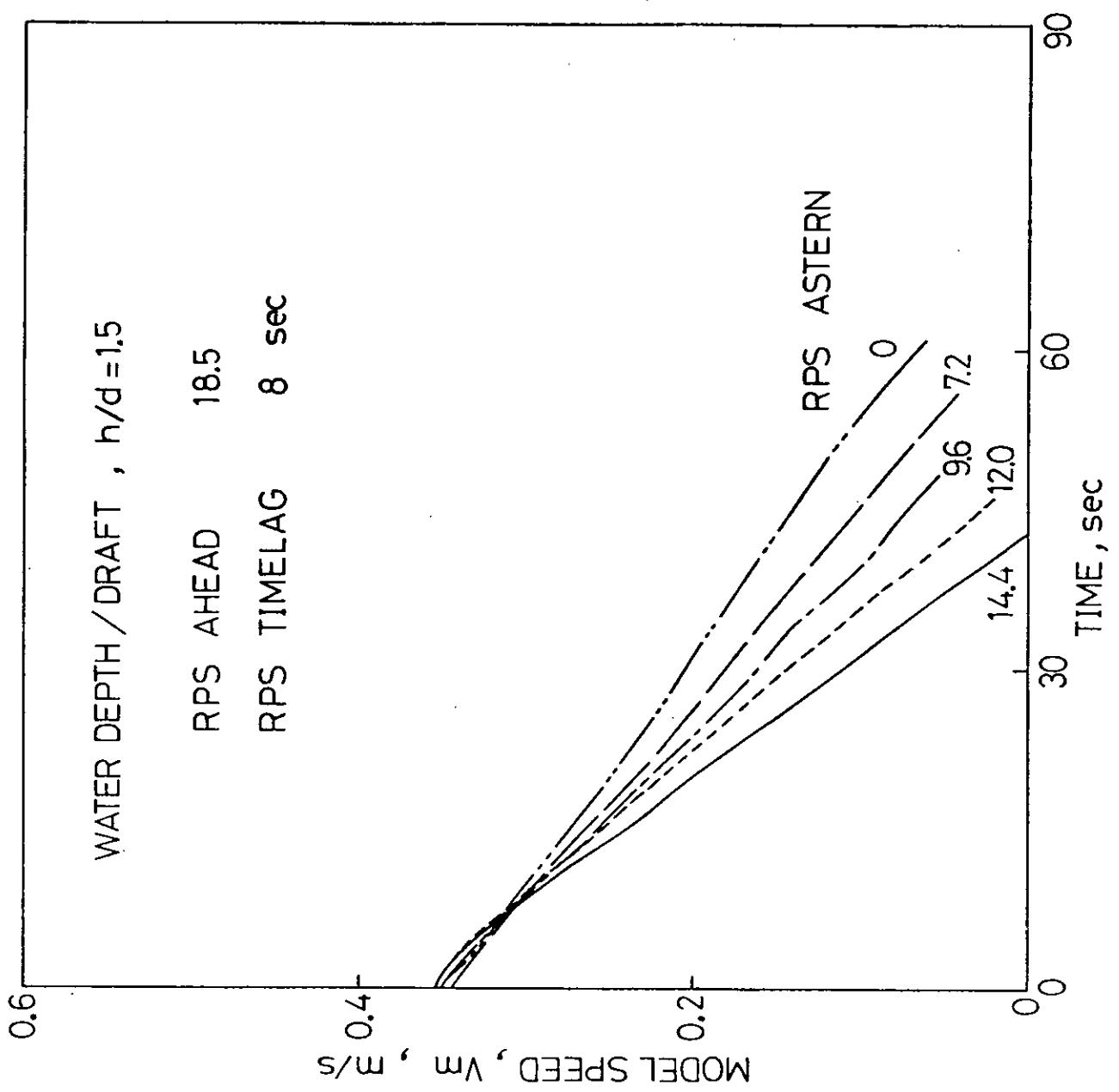


FIG 2, 3, 9



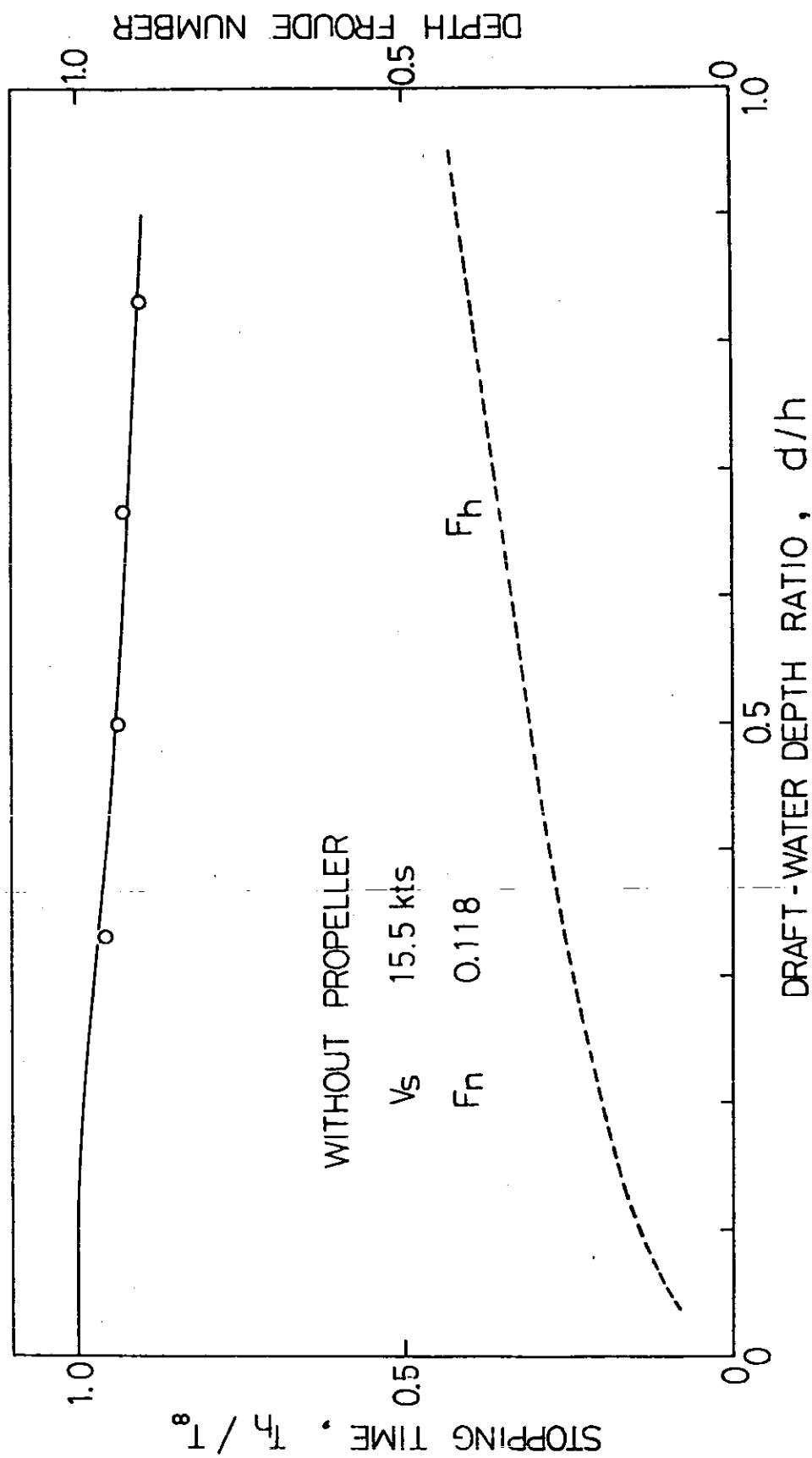


图 2.3.11

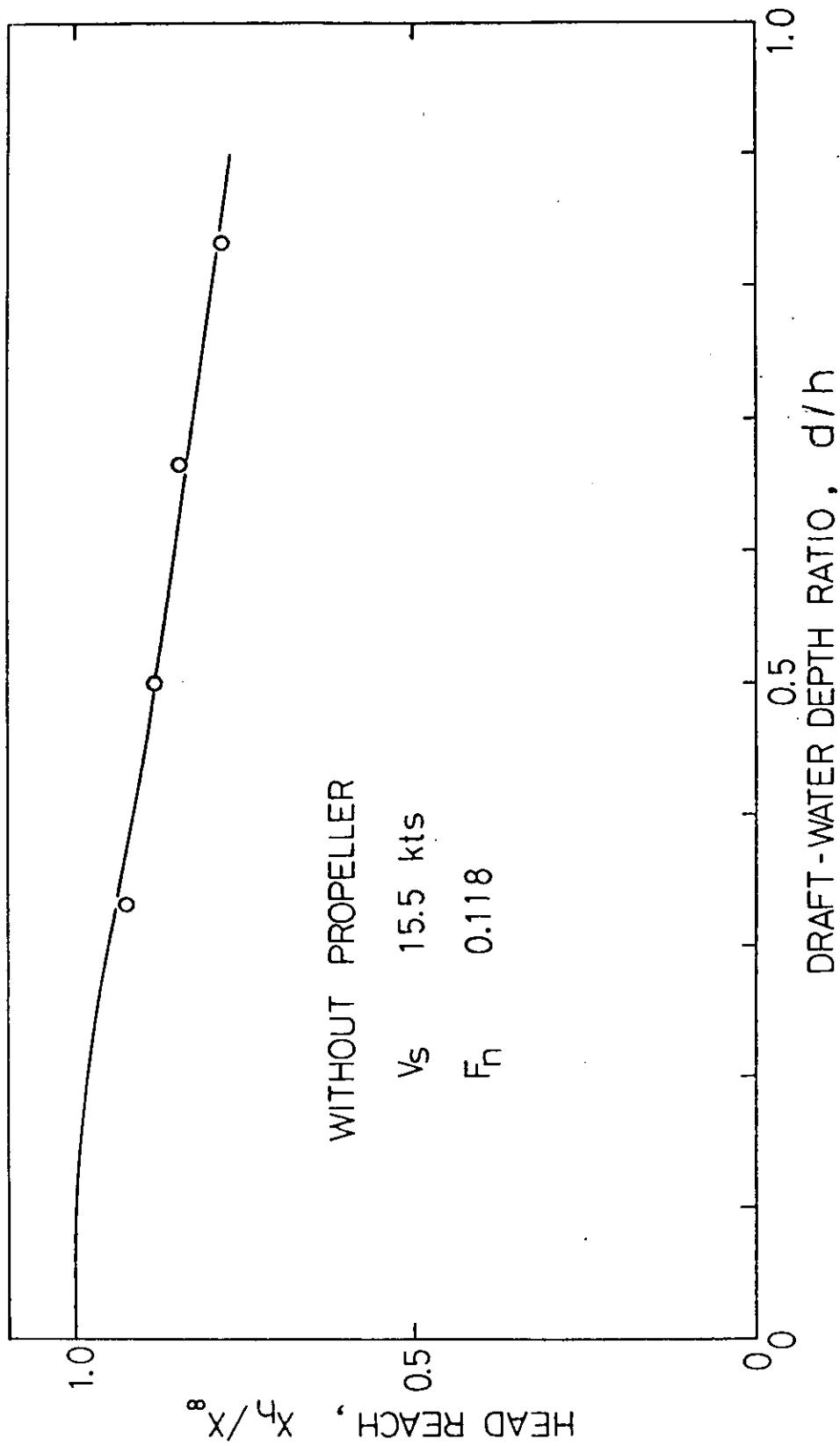


FIG 2.3.12

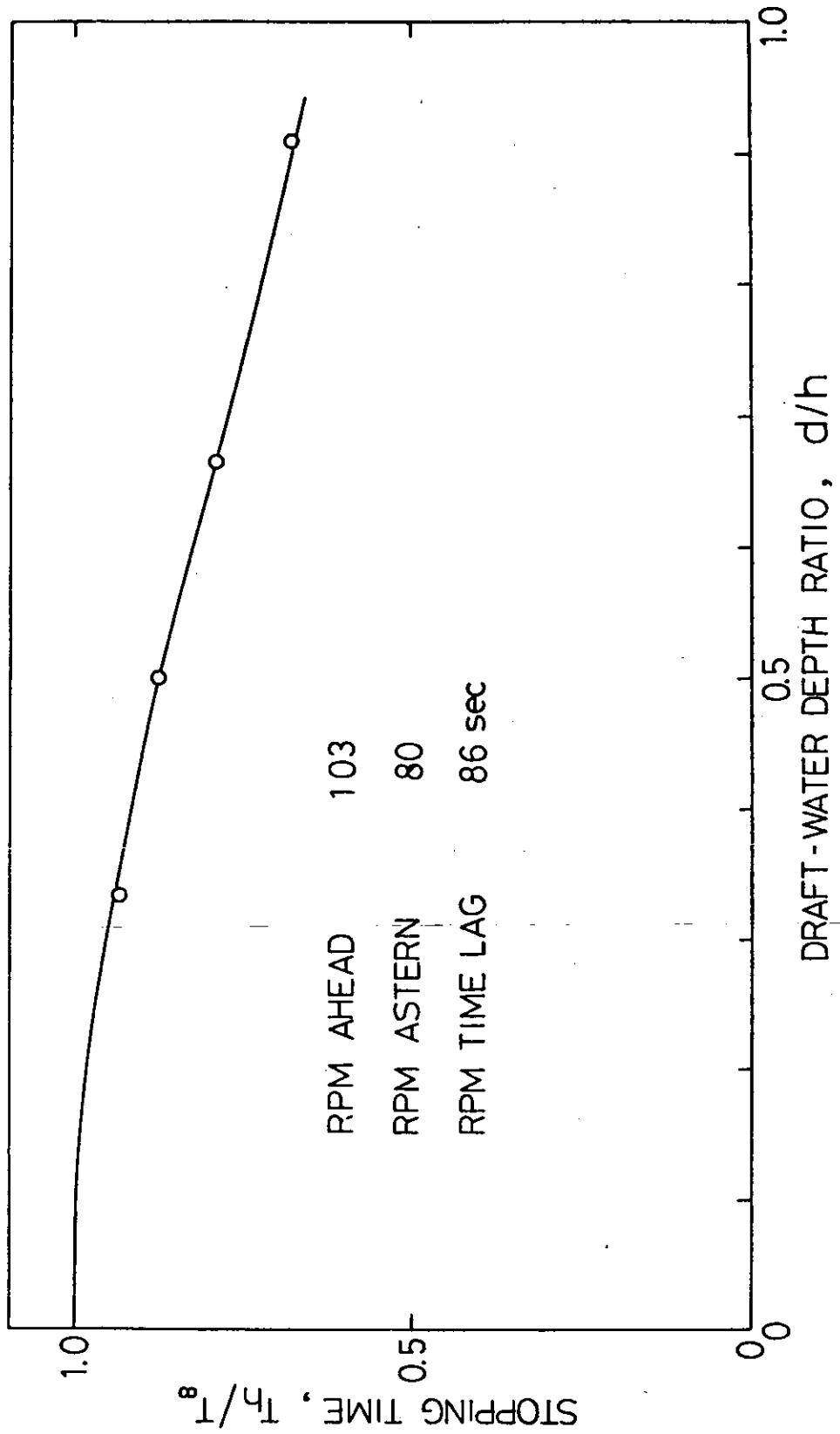


图 2.3.13

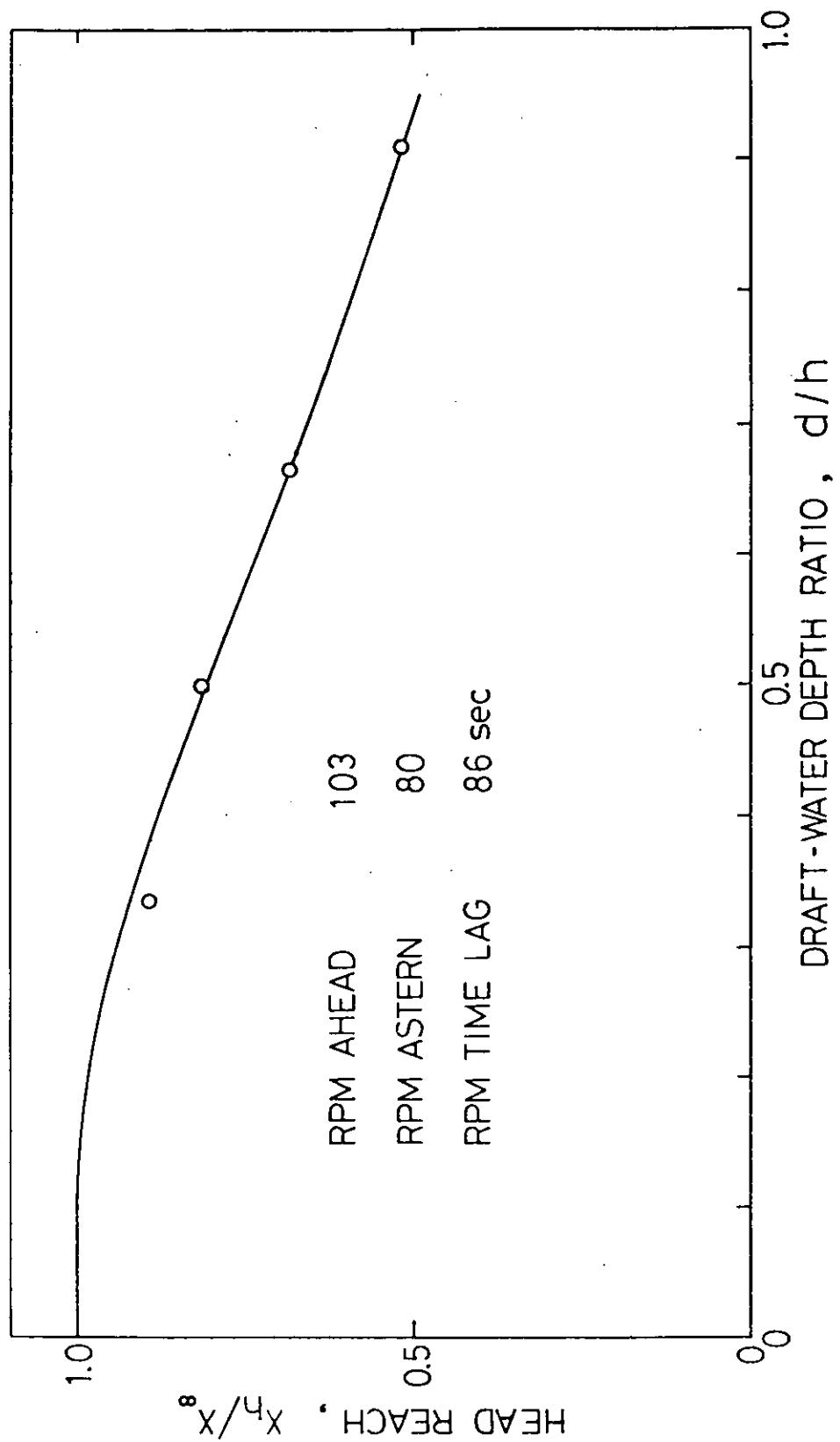


図2.3.14

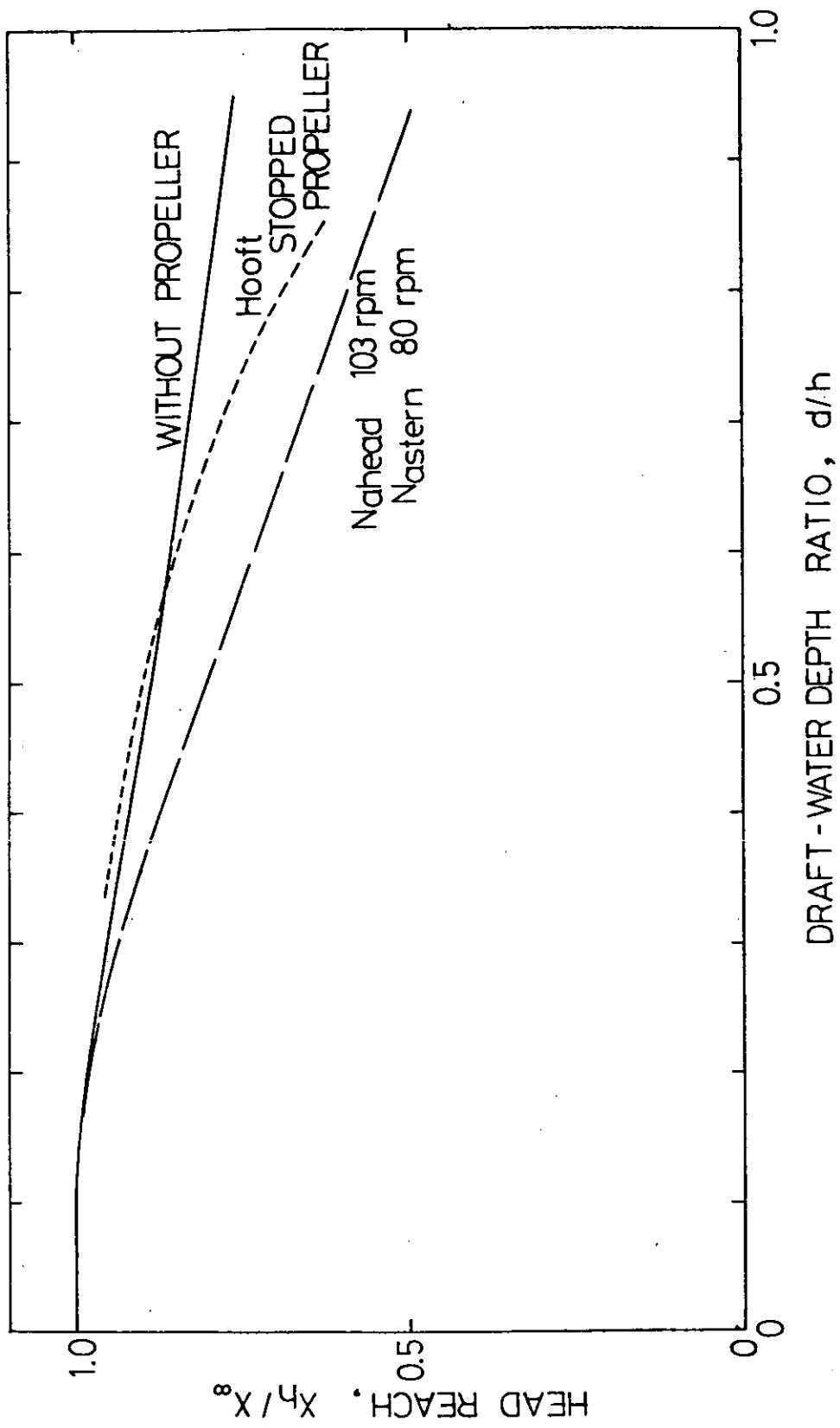


図2.3.15

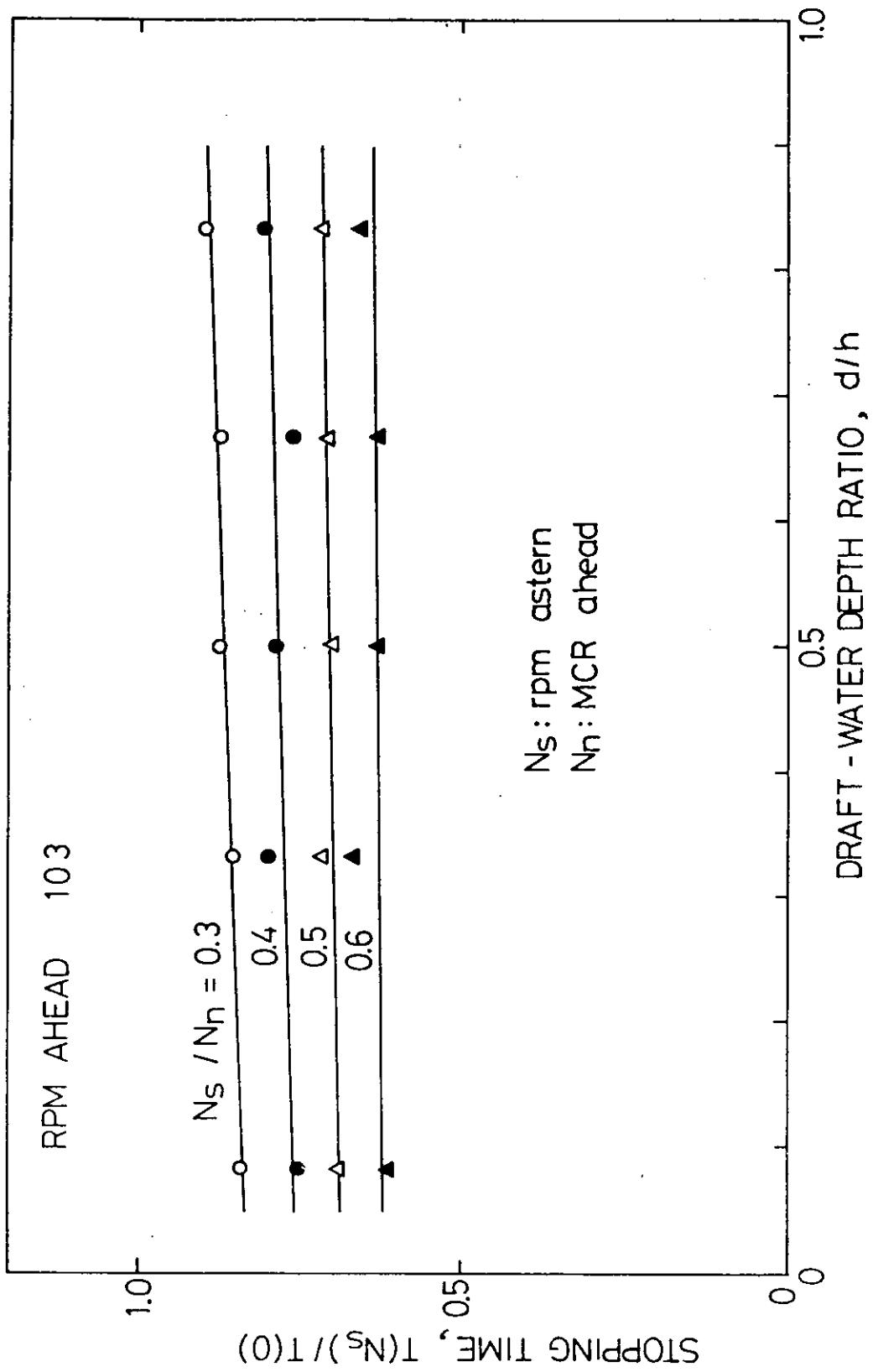


図 2.3.16

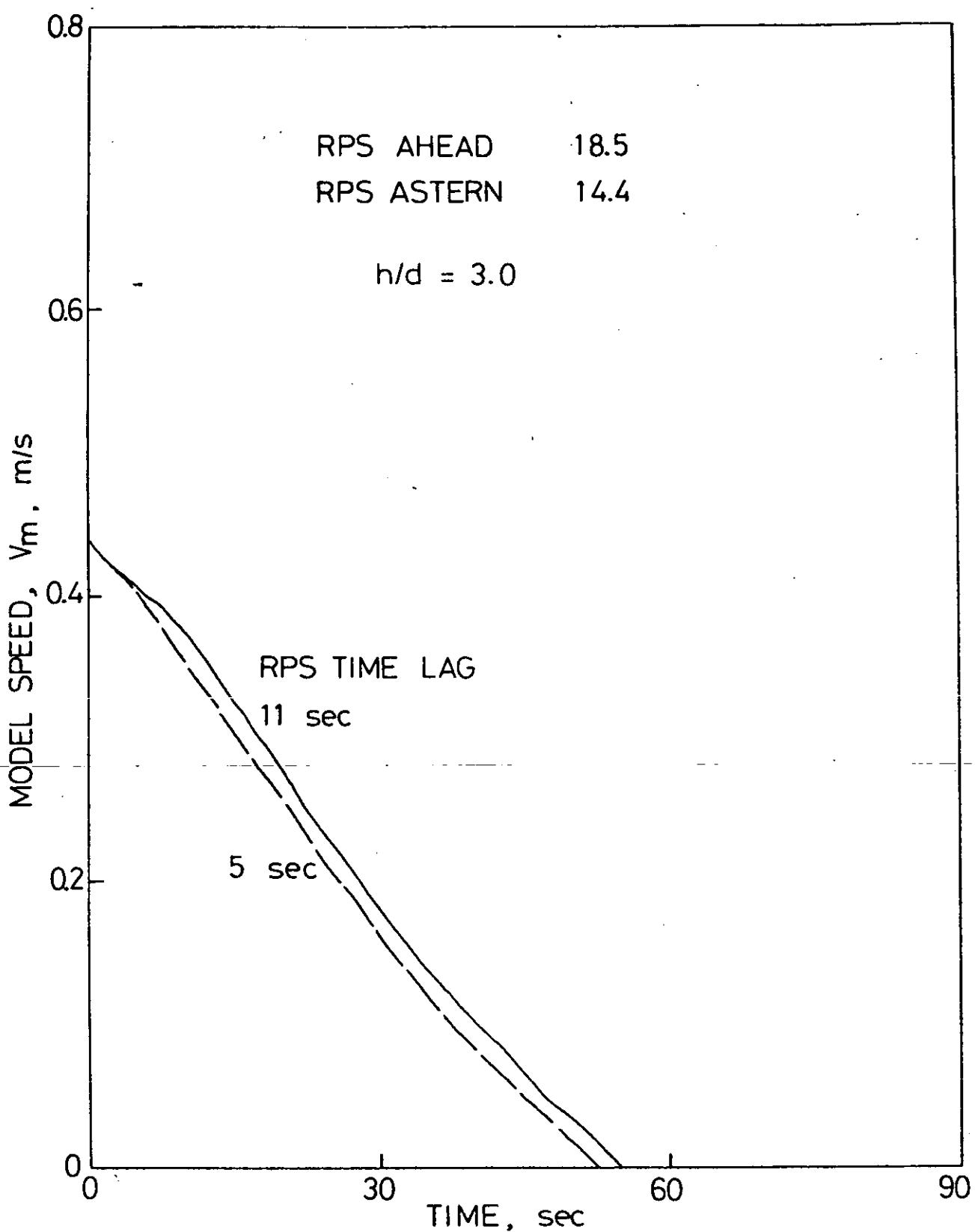


図 2.3.17

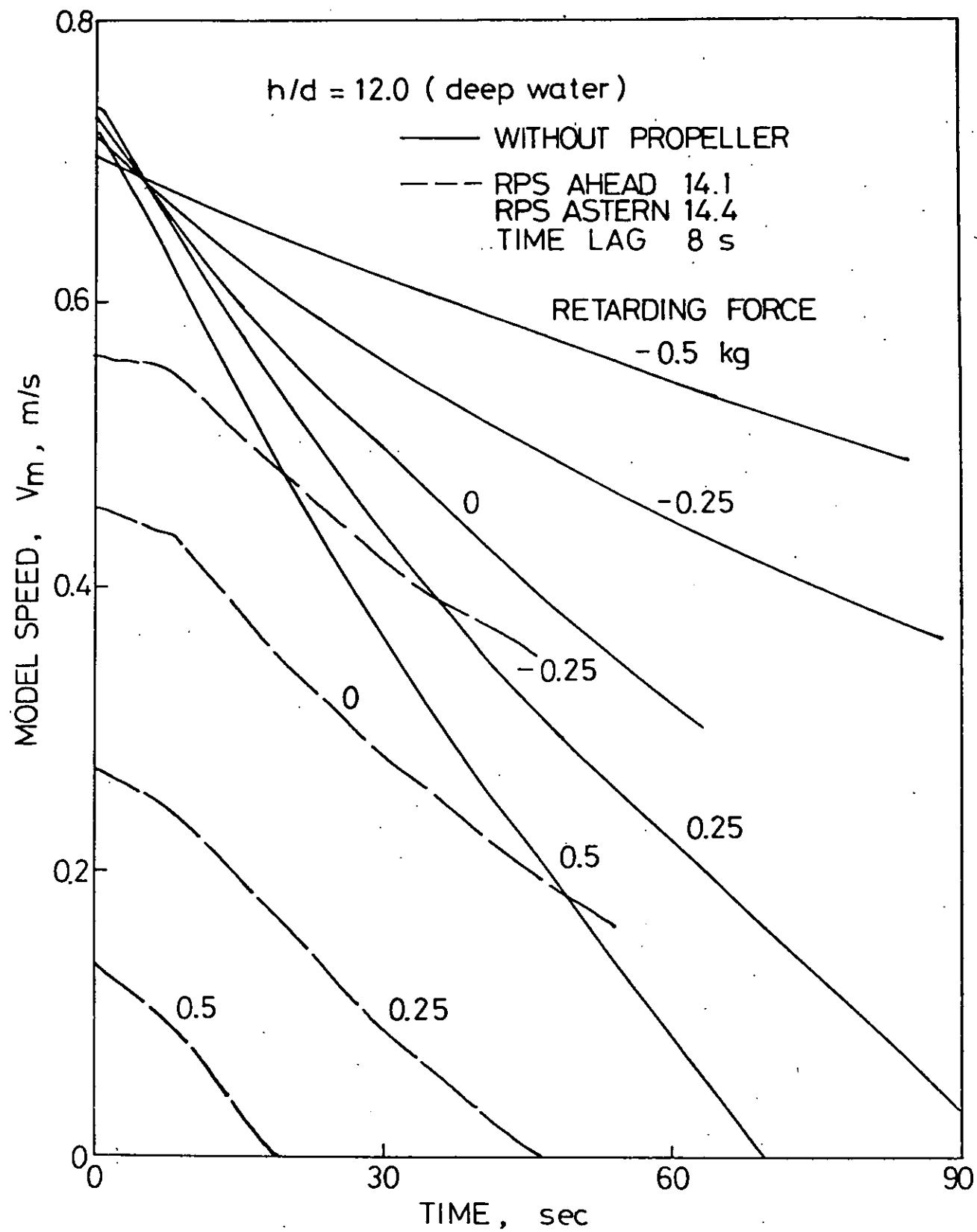


図 2.3.18

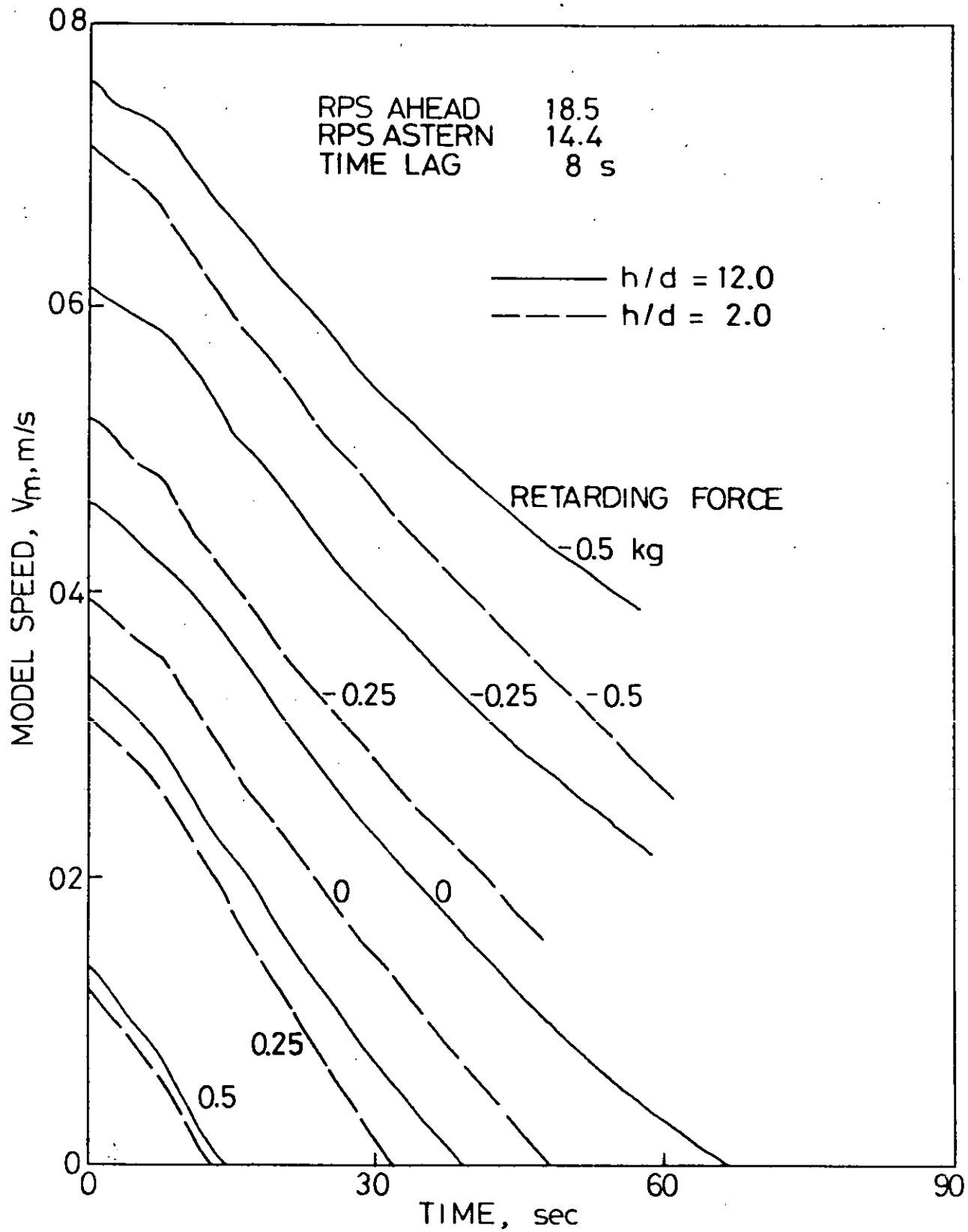


图 2.3.19

3. 操縦性に及ぼす船型の影響

3.1 一軸船型自由航走試験結果

(1) 実験状態及び実験要領等

実験の対象とした船型は、 L/d 一定のシリーズで、4-34M型、5-27M型、6-23M型の3隻である。

載荷状態は、昨年度満載状態の実験を行なったので、今年度はバラスト状態と半載状態で行なった。

バラスト状態の吃水は、本委員会で試算されたものの中から、プロペラ没水深度110%、船尾トリム1%で決めたものが採用された。半載状態の吃水は、満載排水量の70%の排水量で決め、トリムは零としてある。

重心まわりの回転半径は、半載状態では0.25Lに近くなる様に調整したが、バラスト状態では重量の関係で調整していない。

実験速力は、実船で15ノットに相当する速度で行なった。

実験要領等は、すべて昨年度の満載状態での実験と同様、船研運動性能部常用の方法で行なった。但し、実験を行なった角水槽（三鷹第一船舶試験水槽）は、屋外にあり、バラスト状態或いは半載状態の実験では特に風による外乱の影響を受けやすいため、満載状態の実験より一層注意を払い、ほとんど無風で水面にさざ波も立たない静かなときにのみ実験を実施した。

(2) 実験結果

(a) 図3.1.1、図3.1.2、図3.1.3は、それぞれ4-34M型、5-27M型、6-23M型のバラスト状態における $r'-\delta$ 曲線である。昨年度の満載状態の実験結果でみられた r' が ± 0.2 の範囲での実験点のバラツキが少なくなっている一方、この付近の $r'-\delta$ 曲線の左右の非対称性が現われている。特に4-34M型と5-27M型で小舵角での非対称性が目立っている。

更に図3.1.2の5-27M型の $r'-\delta$ 曲線の左舷 $25^\circ \sim 40^\circ$ の範囲で曲線が2本引けるような実験点が出ている。これは、この範囲の実験をやゝ詳しく行なったために、このような明らかな傾向がつかめたものであるが、このシリーズの他の船型でも、また右舷、左舷の別なく、このような傾向を示すらしい実験点がいくつかみられる。5-27M型の左舷 25° 、4-34M型の左舷 35° 、6-23M型の右舷 35° など、 $r'-\delta$ 曲線から外れた点がそれである。この $25^\circ \sim 40^\circ$ の範囲では、プロペラの空気吸込みがかなり激しく起ることが多く、本実験でも8m/mシネを模型船に取り付けて、自由航走中の船尾付近の流れの様子や空気吸込みの様子を観察しているが、 $r'-\delta$ 曲線が2重になることと空気吸込みの関連は明らかになっていない。

図3.1.4は、バラスト状態の $r'-\delta$ 曲線を各船型について比較したものである。満載状態のときのような L/B の違いによる著しい差はなくなっている。特に右施回では、 L/B による差はほとんどなくなっているように見える。

(b) 図3.1.5、図3.1.6、図3.1.7はそれぞれ4-34M型、5-27M型、6-23M型の半載状態における $r'-\delta$ 曲線である。4-34M型と5-27M型で $r'-\delta$ 曲線のS字型が現われて、満載状態の傾向に近づいてきている。また、図3.1.6の5-27M型では、小舵角の実験点のバラツキも目立ってきている。バラスト状態ででていた $r'-\delta$ 曲線の2本引けるような傾向を示唆する実験点はみられないようである。

図3.1.8は、半載状態における $r'-\delta$ 曲線を各船型について比較したものである。 L/B による差が目立ちはじめている。

(c) 図3.1.9、図3.1.10、図3.1.11は、昨年度行なった満載状態の実験による $r'-\delta$ 曲線に比較して半載、バラスト状態の $r'-\delta$ 曲線を、各船型ごとに示したものである。

いづれも、バラスト状態では1%の船尾トリムがついているためと考えられるが、 $r' - \delta$ 曲線のS字型が消失針路安定性は大変良くなっていることが判る。

また、半載状態では、トリム0のためもあってか、針路安定性については満載状態のものに近い傾向を示している。

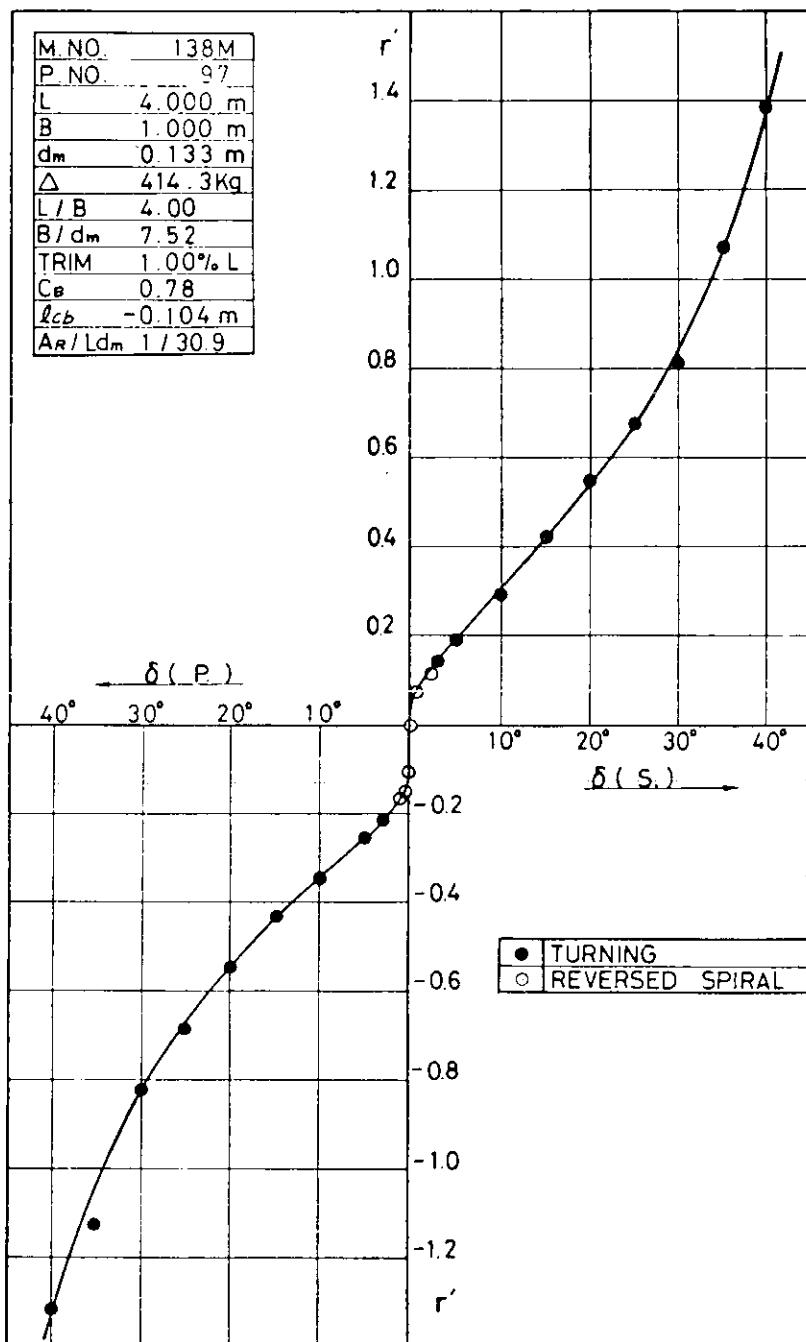


図 3.1.1 4-34 M の $r' - \delta$ 曲線(バラスト状態)

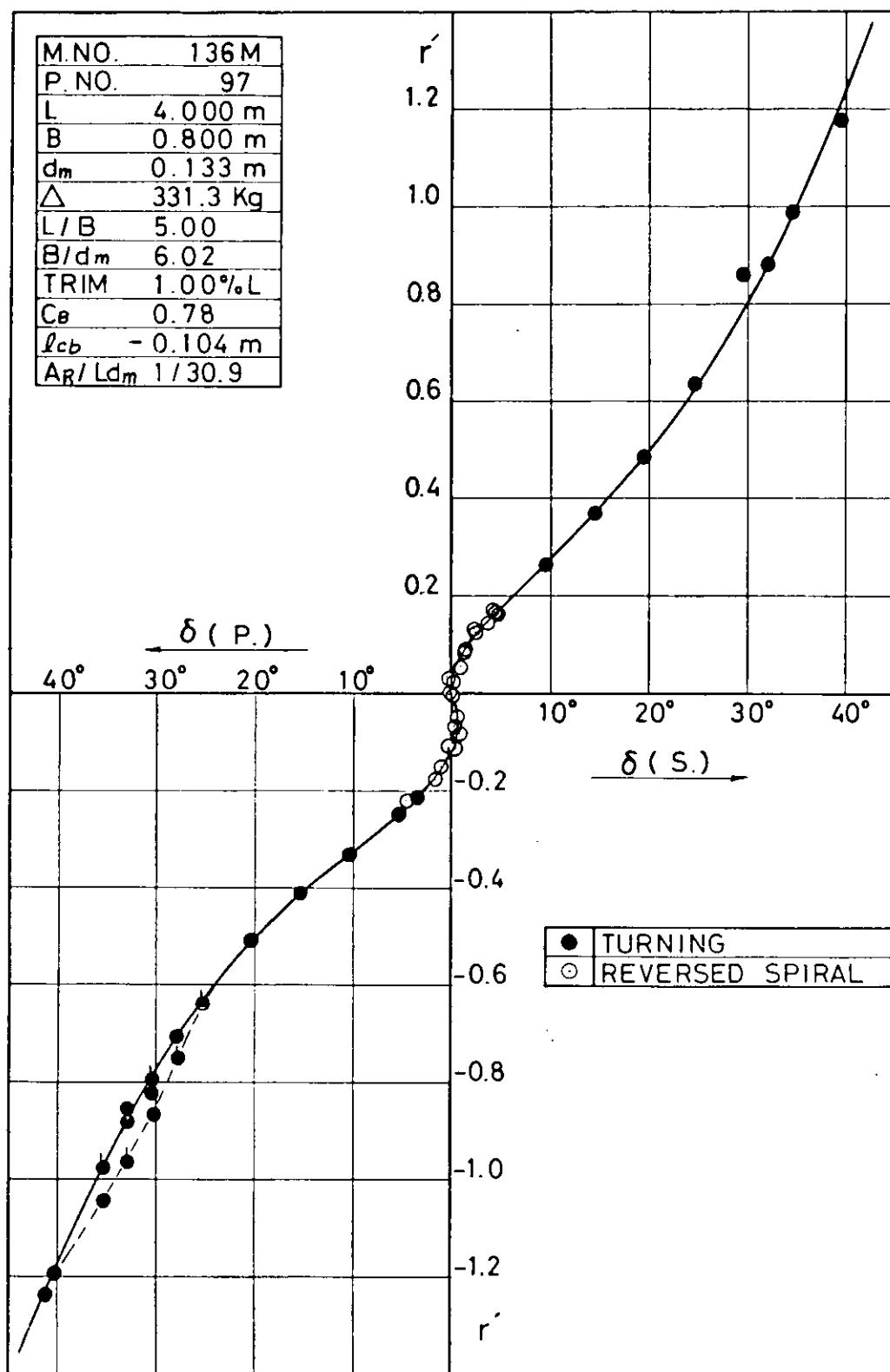


図3.1.2 5-27Mの $r'-\delta$ 曲線(バラスト状態)

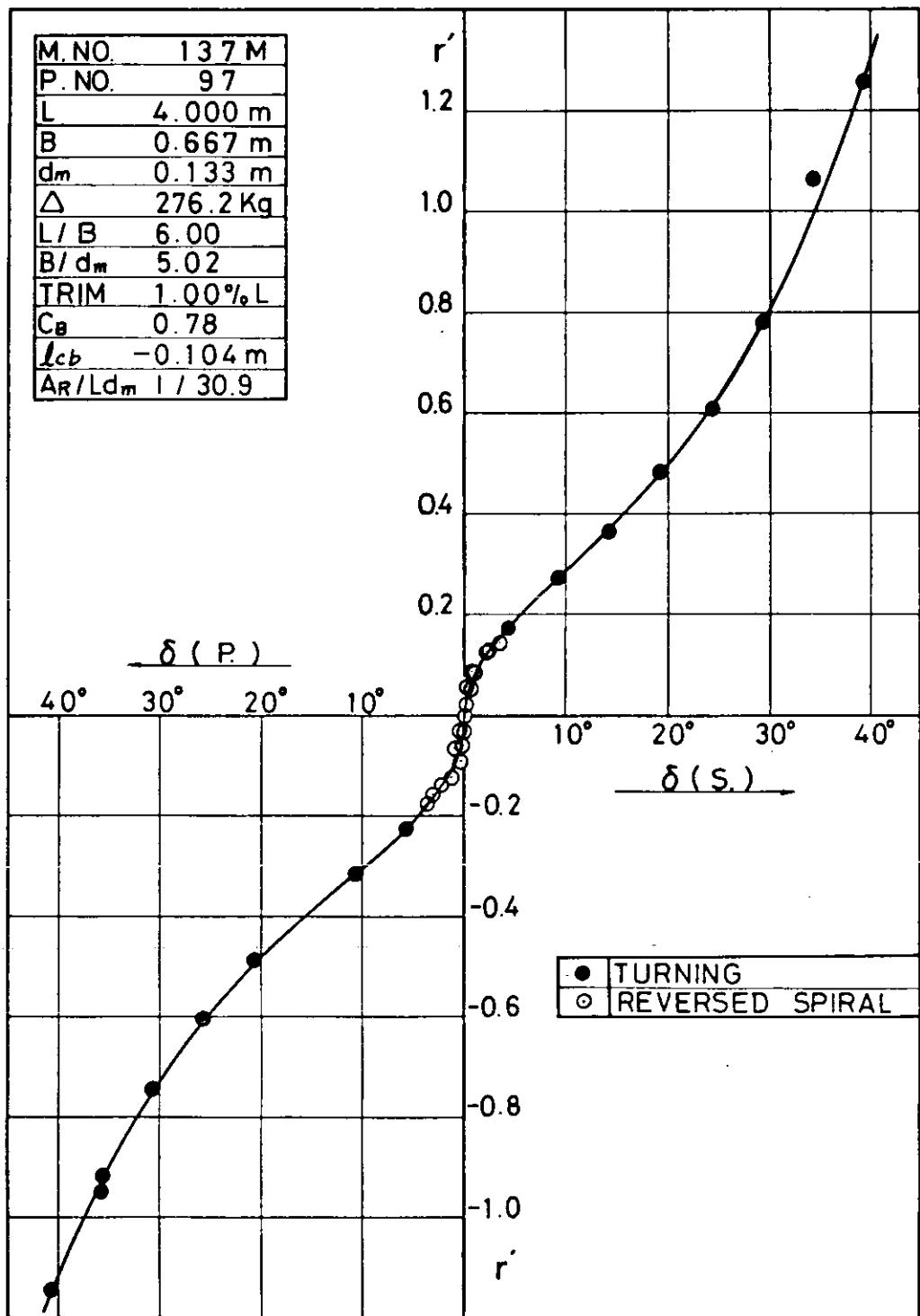


図 3.1.3 6-23M の $r' - \delta$ 曲線(バラスト状態)

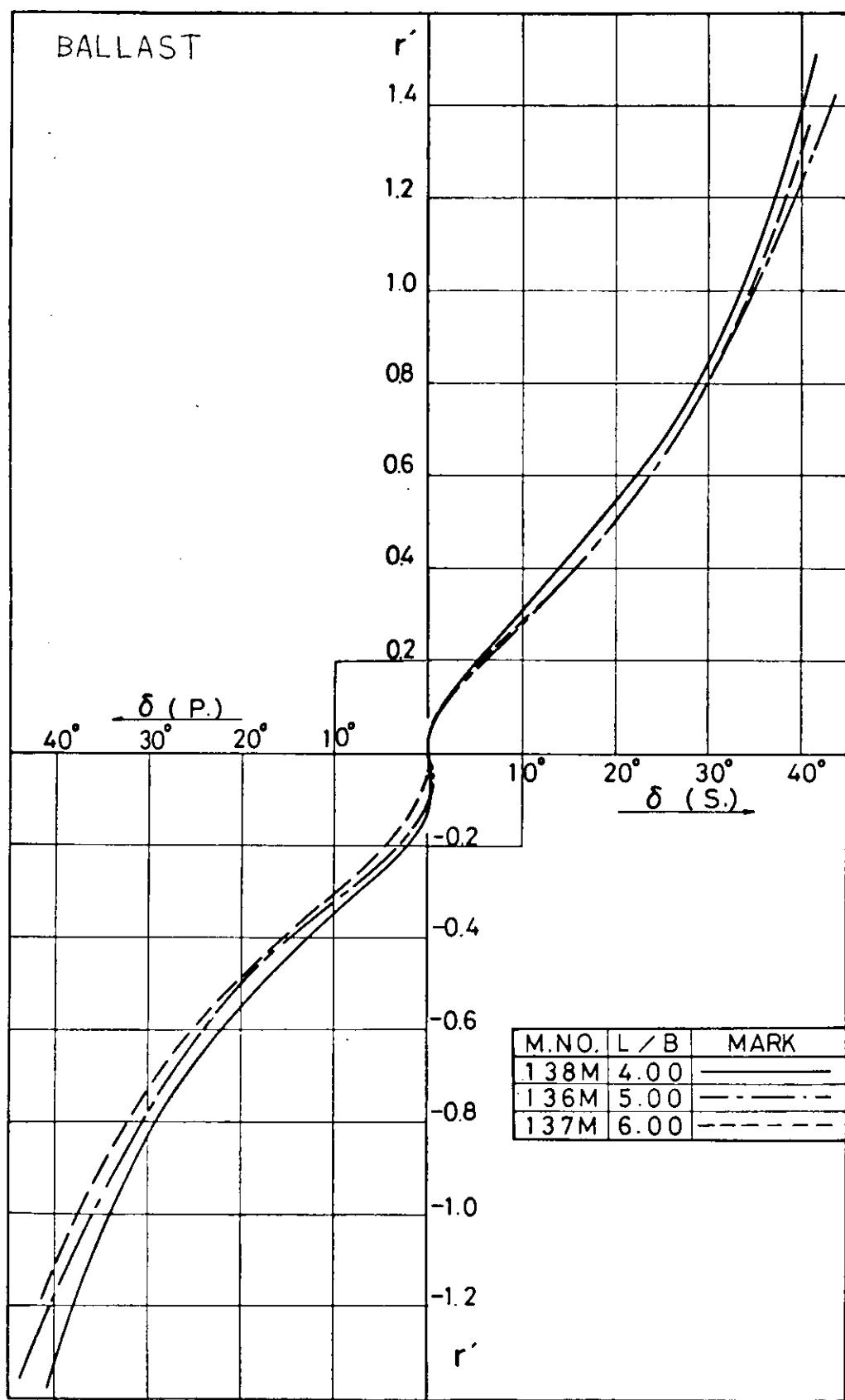


図 3.1.4 4-34M, 5-27M, 6-23M の比較
(バラスト状態)

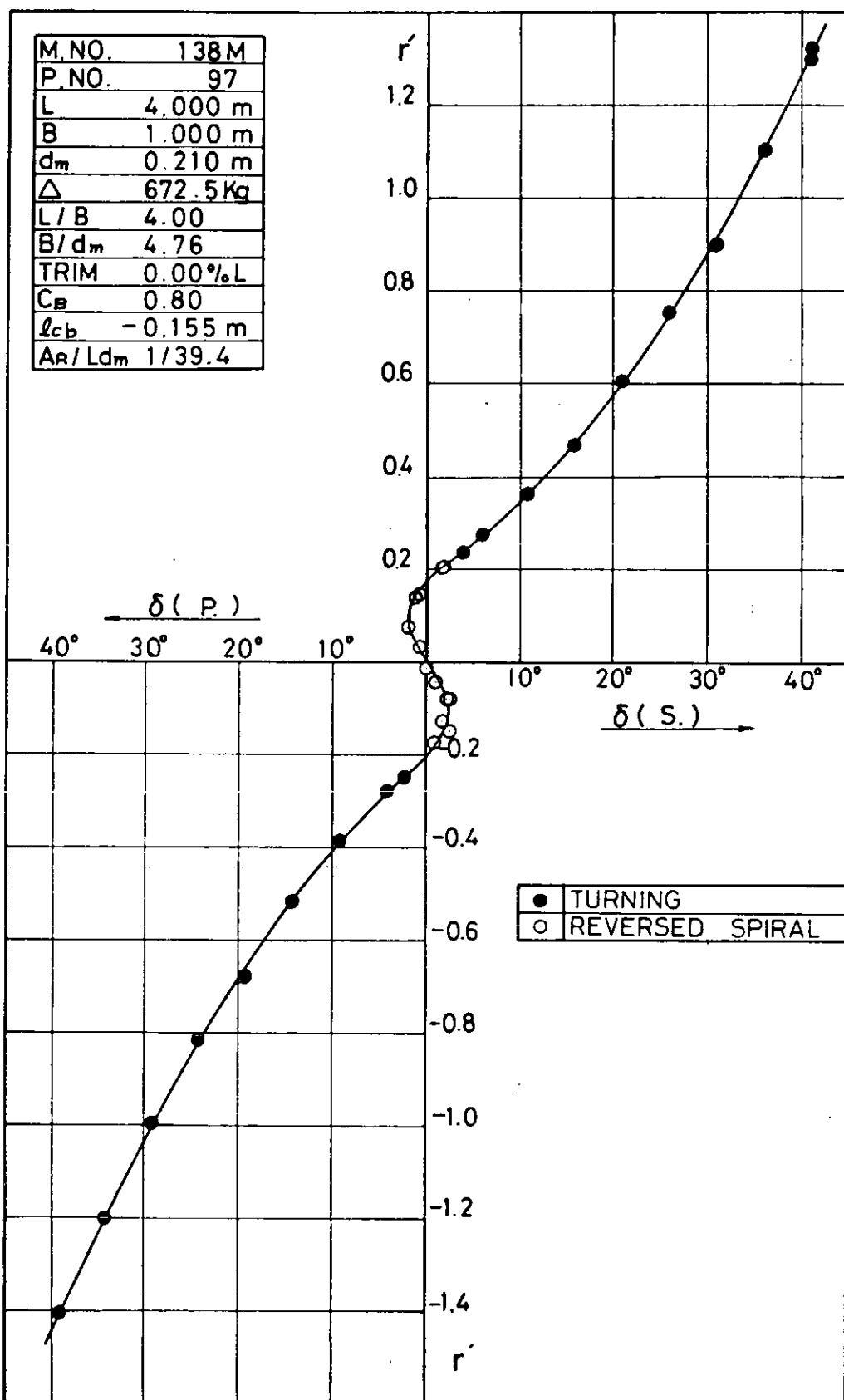


図 3.1.5 4-34 M の r' - δ 曲線 (半載状態)

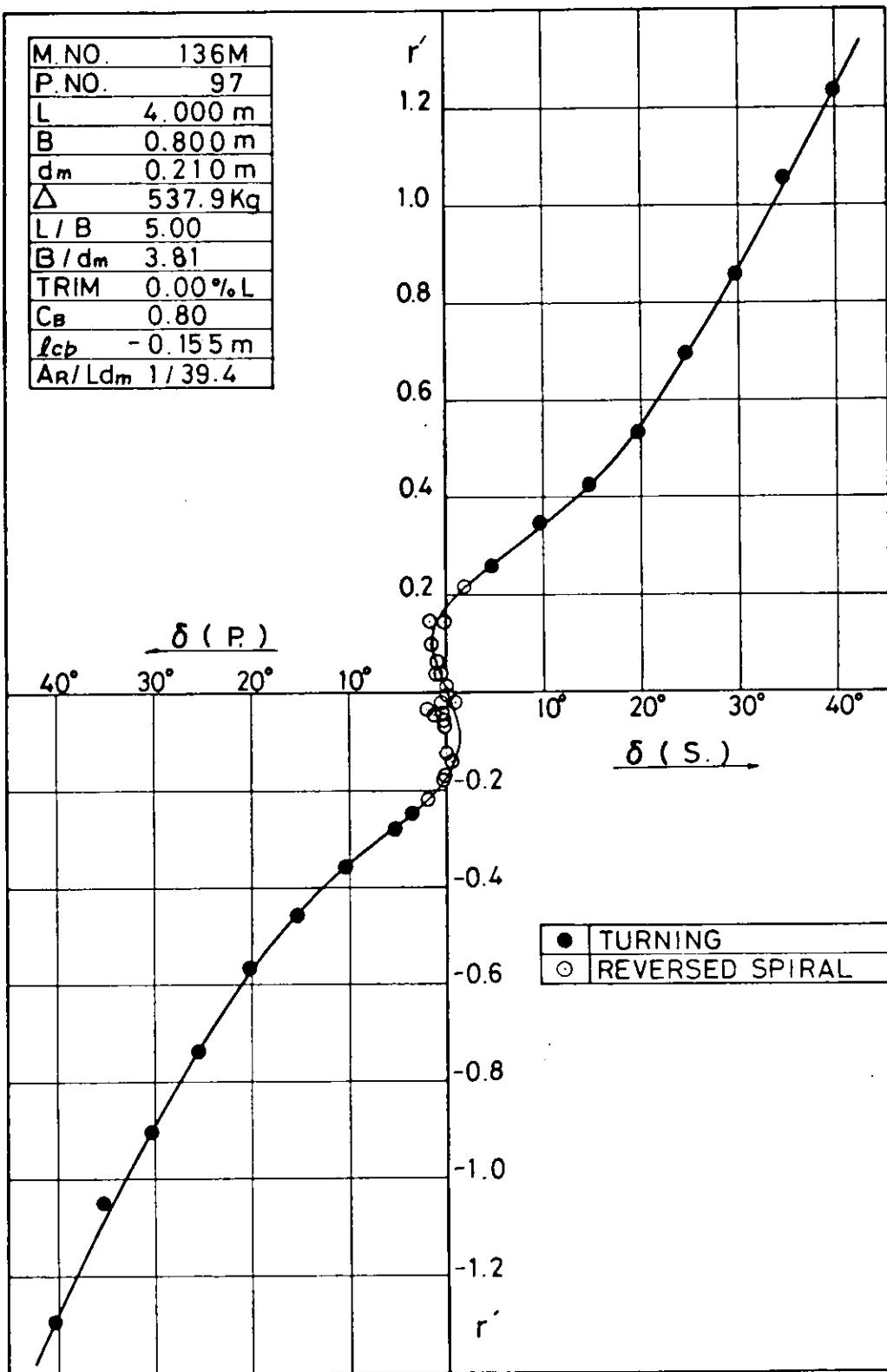


圖 3.1.6 5-27 M の r' - δ 曲線 (半載状態)

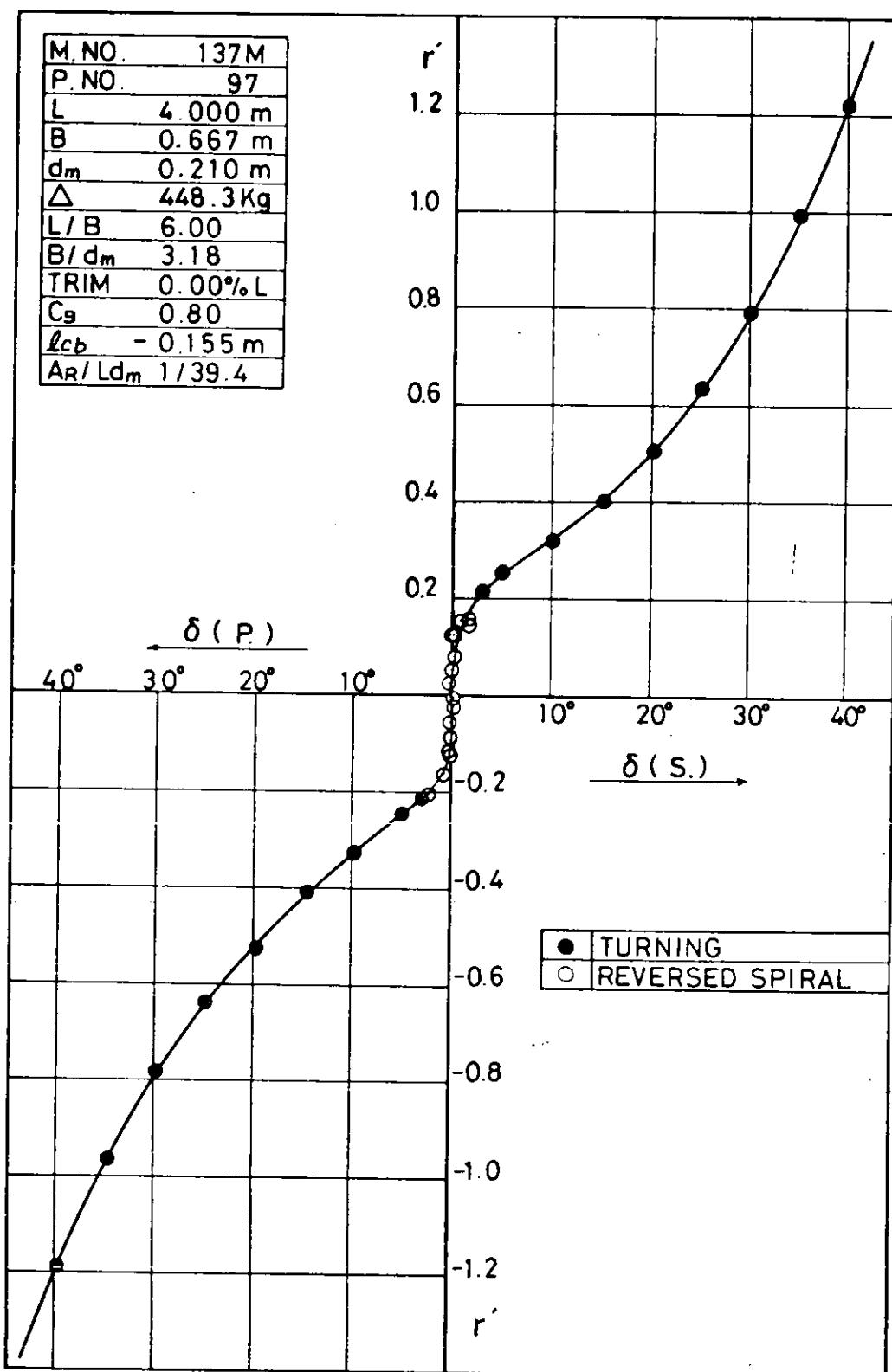


図3.1.7 6-23Mの r' - δ 曲線(半載状態)

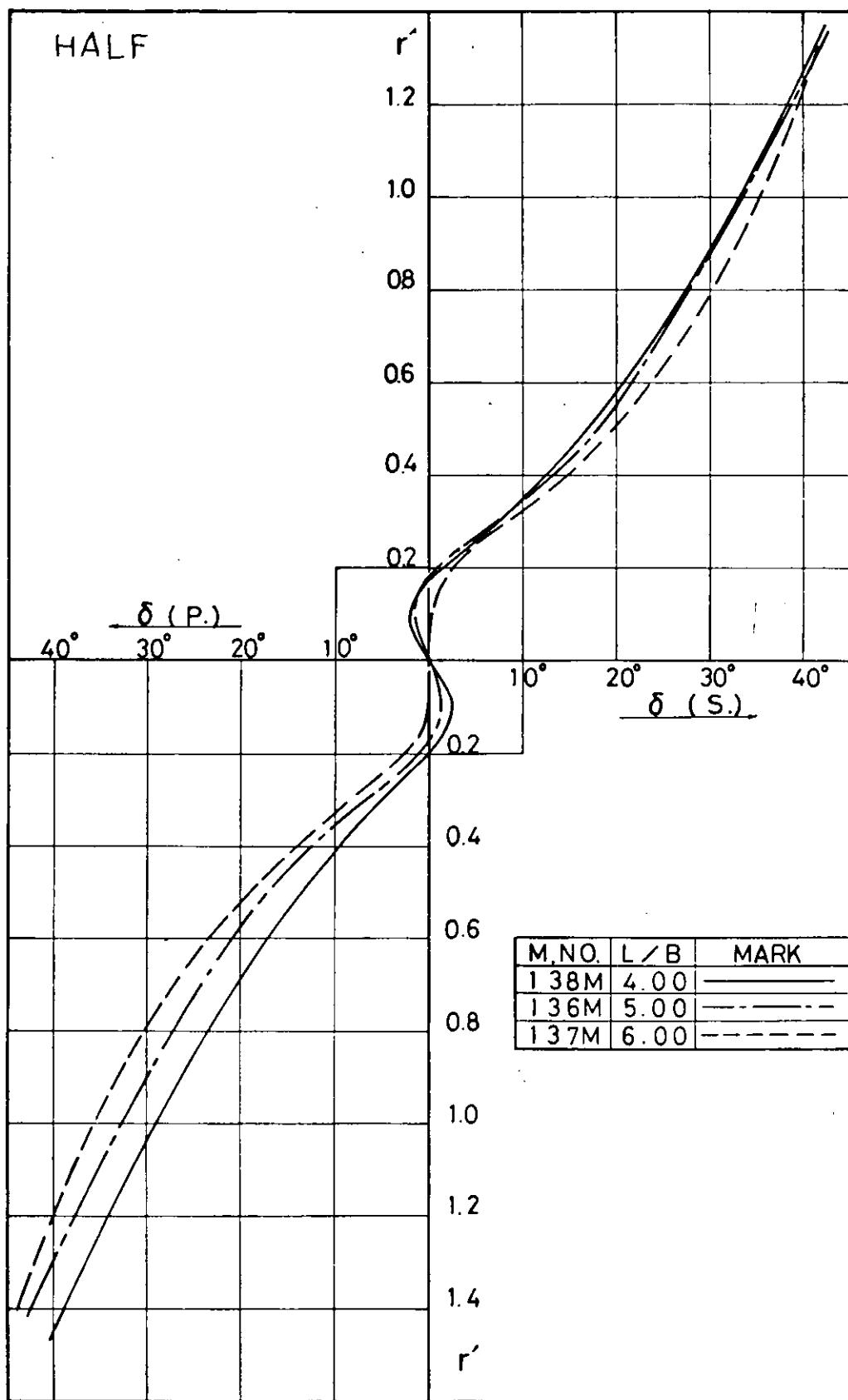


図 3.1.8 4-34M, 5-27M, 6-23M の比較
(半載状態)

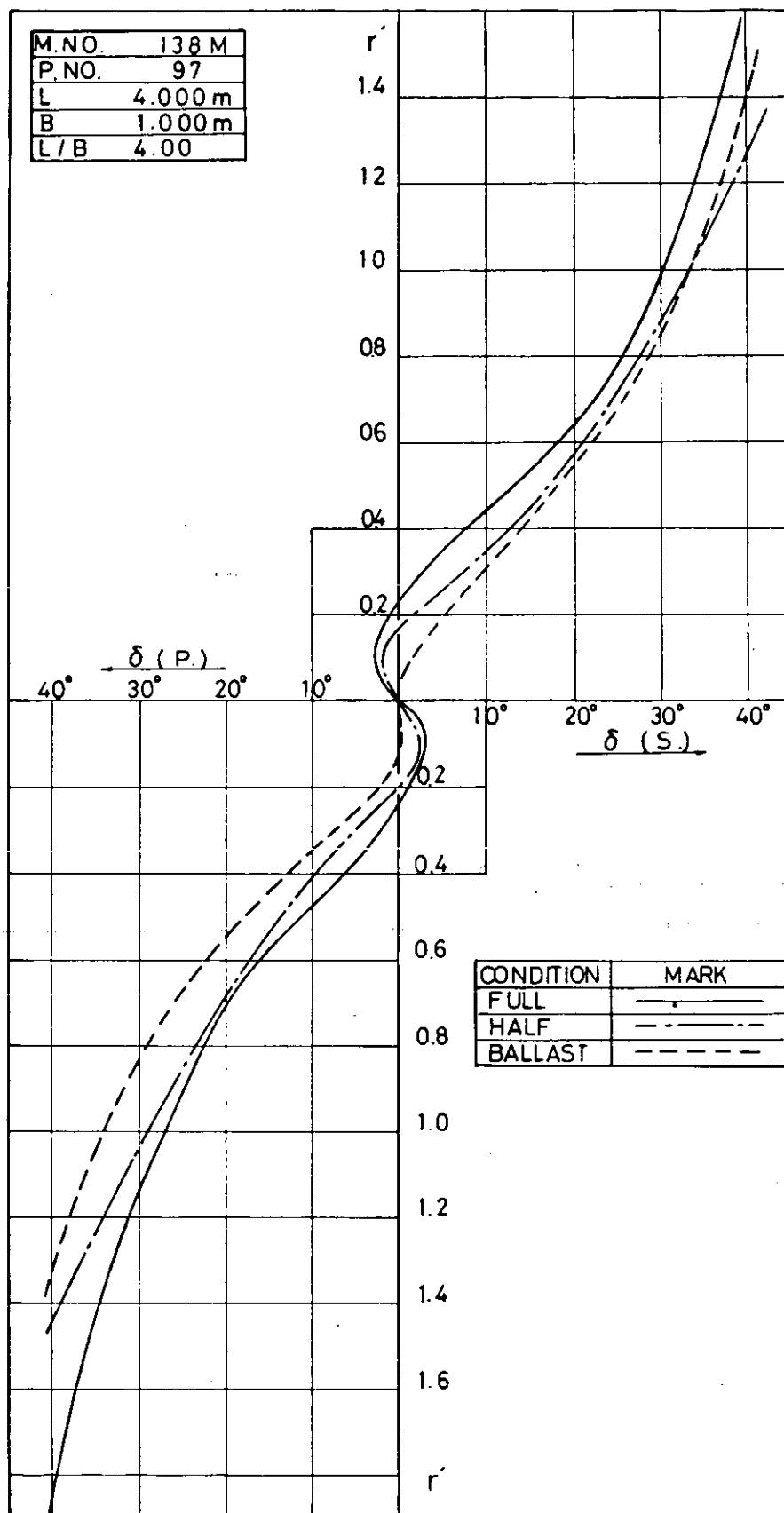


図 3.1.9 満載，半載，バラスト状態の比較（4-34M）

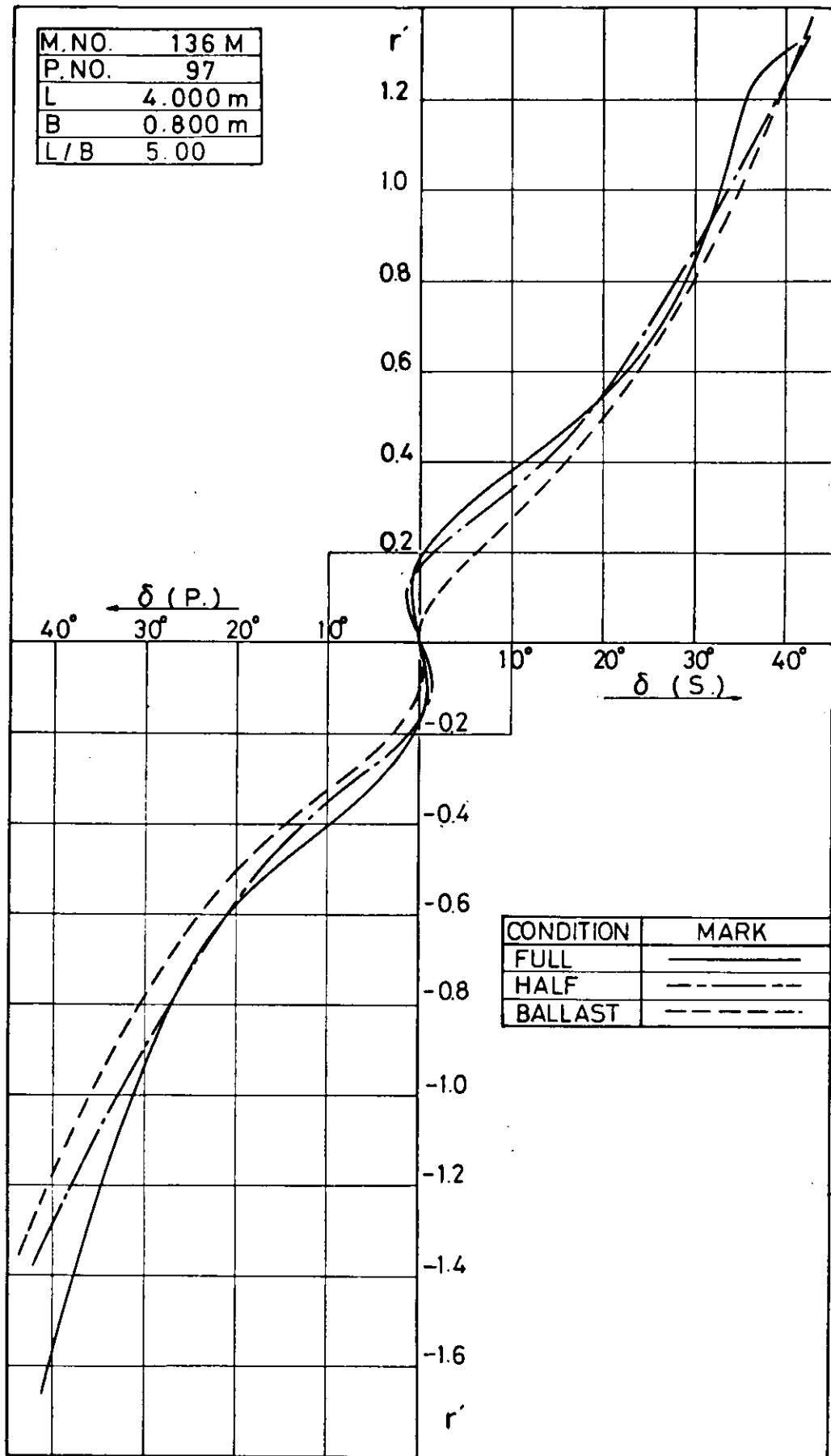


図3.1.10 満載、半載、バラスト状態の比較 (5-27M)

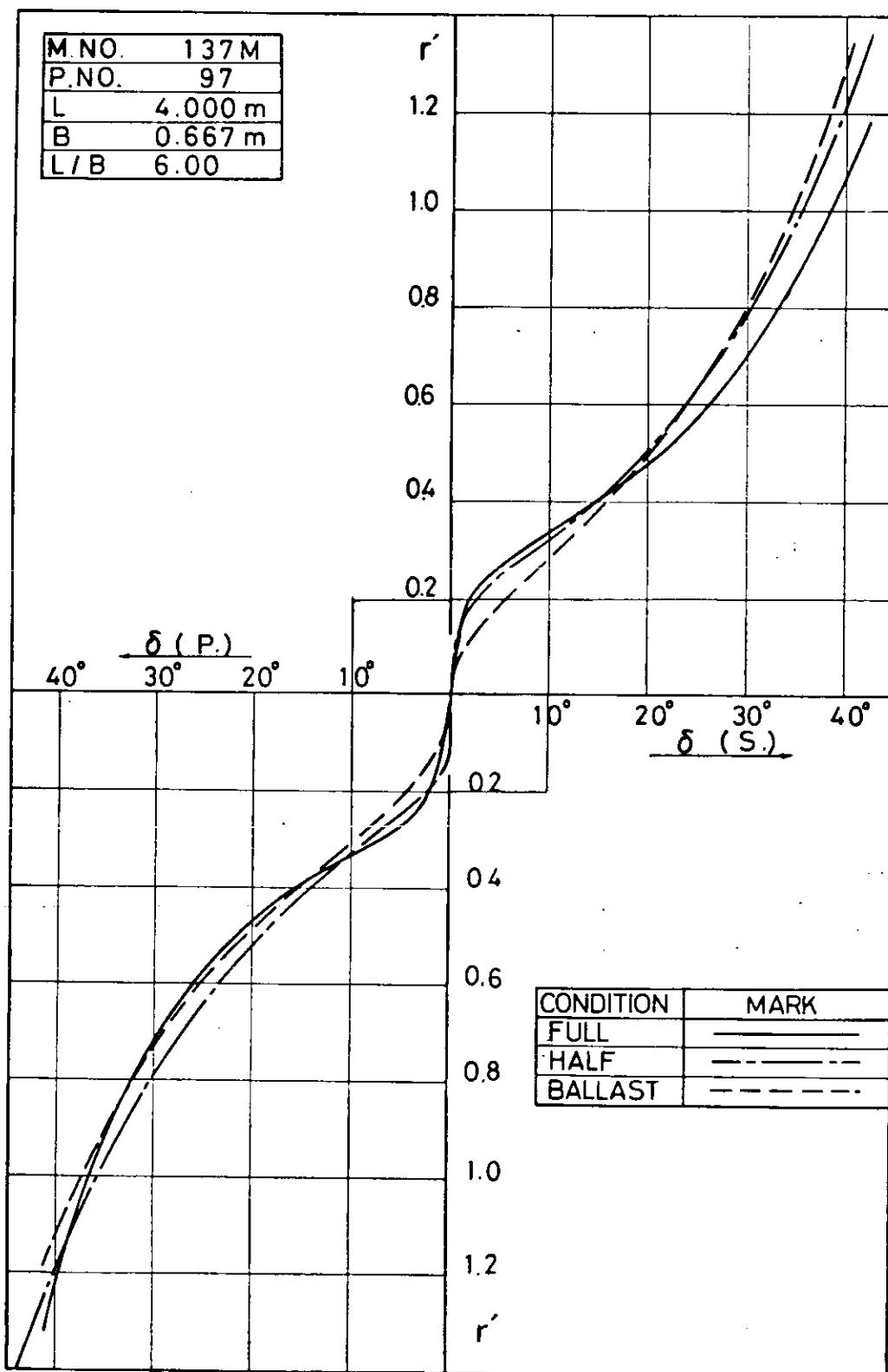


図 3.1.11 満載，半載，バラスト状態の比較 (6-23M)

3.2 一軸船型(5-27M)のCMT試験結果

昨年度の5-27船型に引き続き、本年度はその改造船型5-27MについてCMT試験を行なった。CMT試験については昭和51年度報告書に記載のとおりである。

3.2.1 試験状態

本年度の実験は広範な状態における操縦微係数を求める目的とし、下記のような状態について行なった。

- | | | | | | | |
|---------------|---------|---------------------|------|--|--|--|
| (1) 模型船 | 5-27M型 | 2.5 m本製模型 | | | | |
| (2) 船速 | 0.5 m/s | (実船換算 13.6 kn) | | | | |
| (3) プロペラ | なし | 1000 rpm, 1500 rpm | 3状態 | | | |
| (4) 艤 | なし | 0°, ±5°, ±10°, ±15° | 8状態 | | | |
| (5) 偏角および旋回半径 | 下表のとおり | | 25状態 | | | |

R_i (m)	-31.25	∞	31.25	15.625	10.42	$\beta - \frac{1}{2} r'$ (rad) 船首流入角
r'	-0.08	0	0.08	0.16	0.24	
β (deg)	8.0	10.3	12.6	14.9	17.2	0.18
	4.6	6.9	9.2	11.5	13.8	0.12
	1.1	3.4	5.7	8.0	10.3	0.06
	-2.3	0	2.3	4.6	6.9	0
	-5.7	-3.4	-1.1	1.1	3.4	-0.06

- (6) 計測項目 船体に加わる横力、モーメント及び舵に加わる力、即ち、本実験の目的はまず裸船に加わる横力およびモーメントを測定しておき、それにプロペラ・舵を装備したとき、どのような変化が起るかを調べることである。実験船速における実船に相当するプロペラ回転数は船研の自航試験によれば1,082 rpmであるが、自航模型実験との対応も考えて、1,000および1,500 rpmとした。

以上を合計して600点の状態での実験を予定したが、時間の都合でプロペラ回転数1,000 rpmの場合、舵角は0°の場合のみを行なった。

3.2.2 試験結果

図3.2.1 a～3.2.1 bに裸船の横力およびモーメントを示す。横力は表示の都合上、船首における流入角、 $\beta - \frac{1}{2} r'$ を横軸として表現している。横力・モーメント共にきわめてFairであり、特異な性質は見られない。

図3.2.2 a～3.2.3 bにプロペラのみをつけ、回転数を1,000および1,500 rpmとした場合（舵は取付けていない）の横力およびモーメントを、裸船の場合と対比して示す。旋回半径が小さい場合は横力は大きく、モーメントは小さくなり、プロペラの回転によってあたかも船尾方向へ船体が伸びたかのような、いわゆるFin効果が表れているが、旋回半径が大きい場合、かなり複雑な変化をしている。

いずれにしても、プロペラが回転している場合、裸船にくらべて多い場合は1割以上の変化があり、これを無視することはできない。

図3.2.4 a～3.2.5 bに、プロペラは取付けず舵のみを装備した場合の横力およびモーメントを示す。 $r' = 0.08$ および0.16の場合の実験点に不備があり、表示していない。プロペラが回転していない場合、舵の効果が非常に弱くなることがわかる。

図 3.2.5 a～3.2.6 b にプロペラ・舵共に装備し、舵角を 0° 、プロペラ回転数を 1,000 オよび 1,500 rpm とした場合の実験結果を示す。実験点がかなりバラついていることもある、とくに偏角・旋回角速度の小さいあたりでの傾向は把握しにくい。

図 3.2.7 a～3.2.7 d にプロペラ回転数が 1,500 rpm の場合の舵直圧力の偏角に対する変化を、舵角をパラメータとして旋回半径別に示す。なお、図の中で $\beta = -\frac{1}{2} \gamma'$ として示してある線はそのときの運動状態において、舵への幾何学的流入角がゼロとなる場合である。

計測誤差もかなりあると考えられるが、舵直圧力の運動状態による変化はきわめて複雑であり、舵角・旋回半径を一定としたとき、偏角の 3 次関数的変化がかなり顕著である。また、幾何学的流入角がゼロの場合、舵角を 0° としてもかなりの直圧力が生ずることもある。

3.2.3 試験結果の考察

以上の結果を見ると、5-27 M型船型は自航試験においては一応異常現象が顕著とならない程度におさえこむことに成功した船型であるが、拘束試験では、とくに舵直圧力にかなり複雑な挙動を残している。このことは、裸船の場合はきわめて Fair である横力・モーメントが、舵を取付けると実験点がバラツクことを見ても、船尾付近の船体・舵・プロペラの相互干渉がきわめて複雑な働きをしていることを示すといえよう。

とくに、舵直圧力の船の運動 (γ' , β) による変動は、従来の幾何学的流入角を整流係数で修正して有効流入角を求めるという、線型モデルでは到底表現することはできない。この点については、今回の実験で計測に失敗したプロペラなしの場合の舵力、また時間の都合で割愛した 1,000 rpm のときの舵角による舵力の変動の計測などの追加実験を行なうべきことはもちろん、幅広肥大船でない通常の船型との比較が重要である。

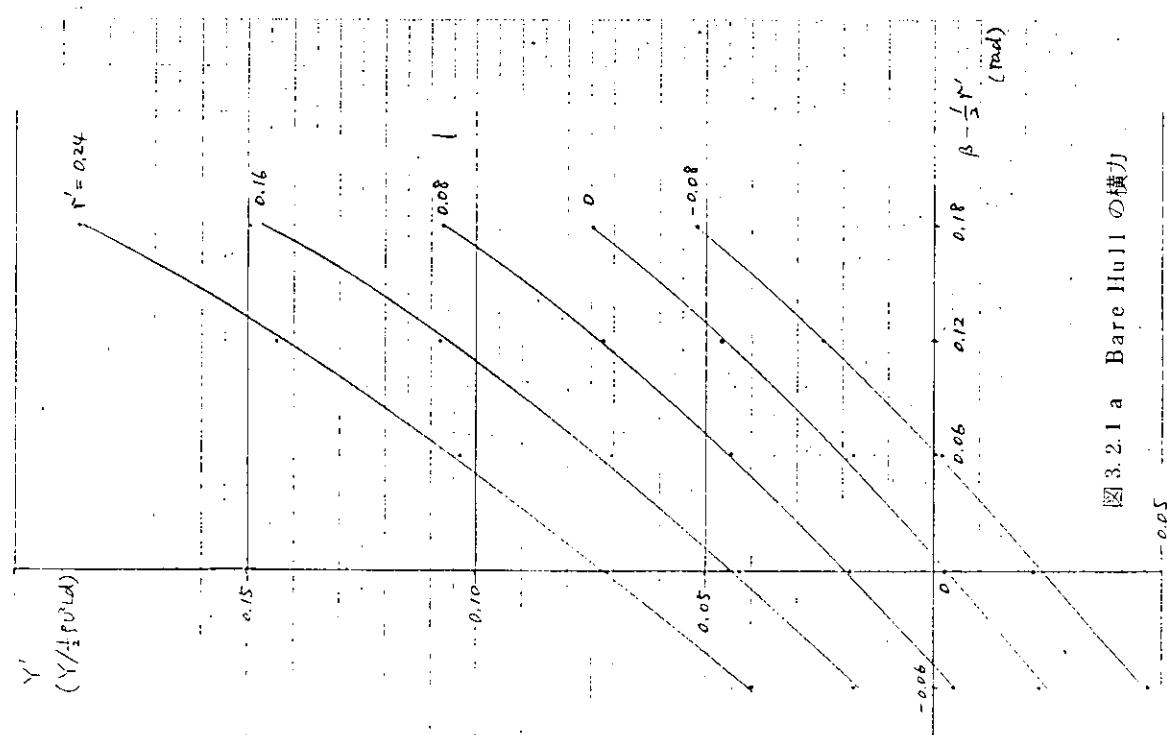


図 3.2.1 a Bare Hull の横力

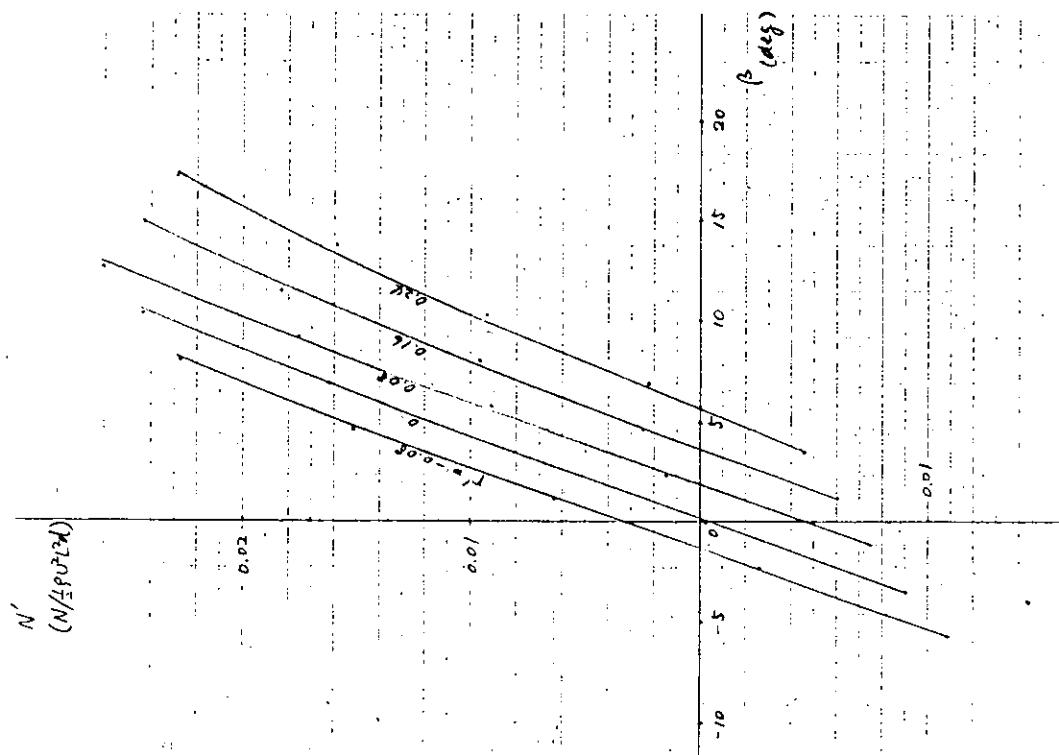


図 3.2.1 b Bare Hull の θ - メント

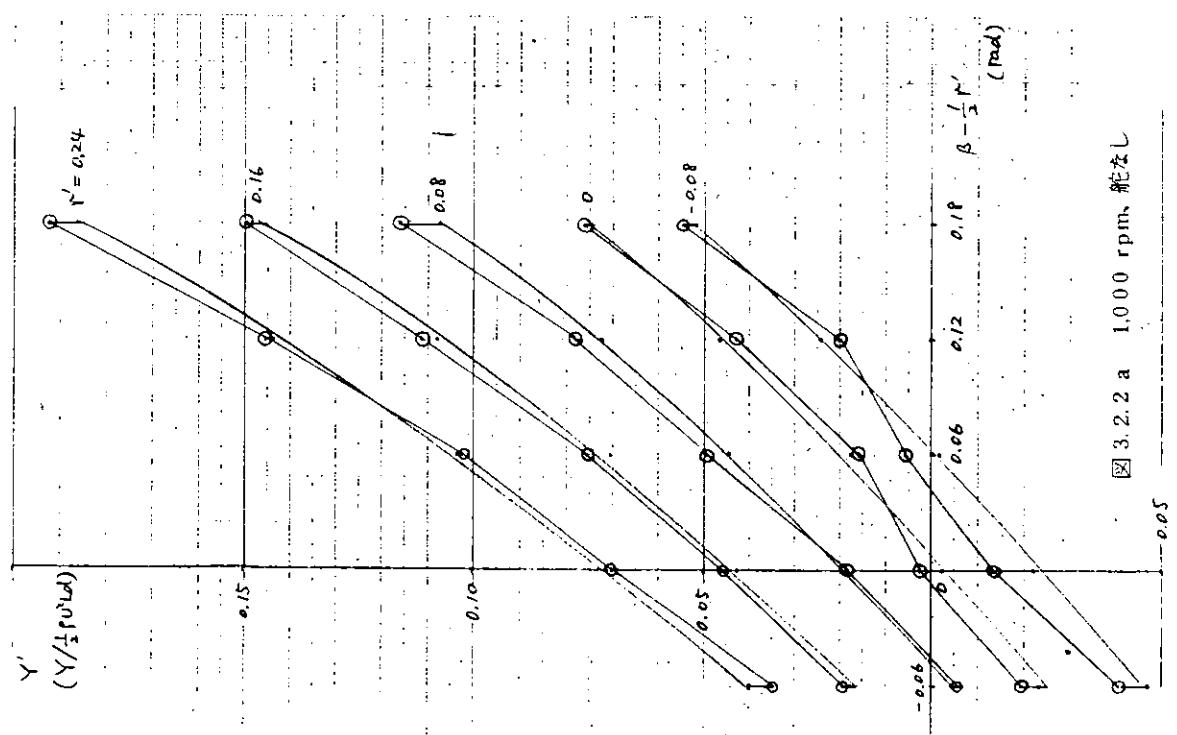


図 3.2.2 a 1,000 rpm、無不平衡

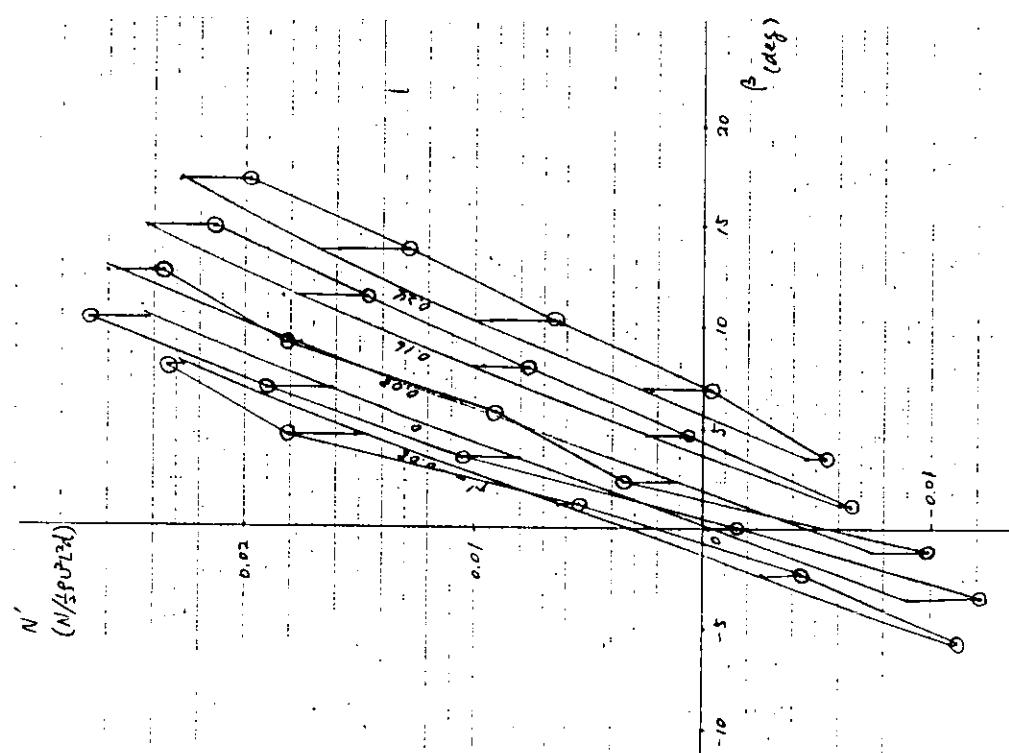


図 3.2.2 b 1,000 rpm、無不平衡

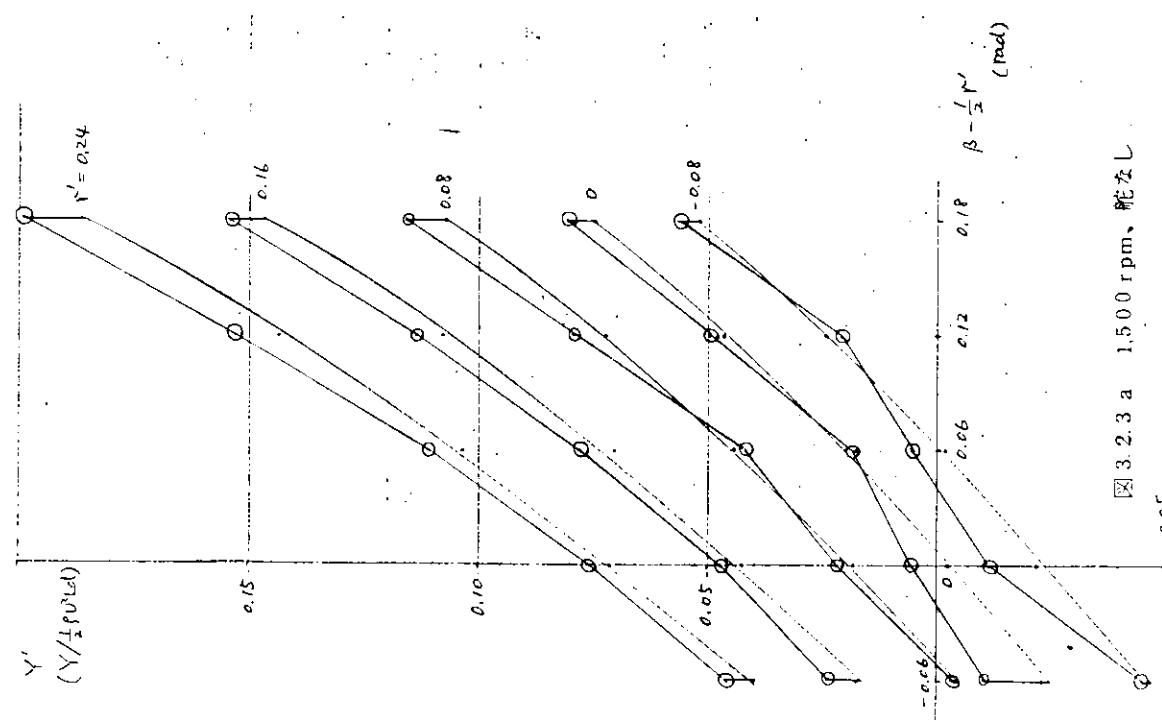


図 3.2.3 a 1,500 rpm、舵左 L

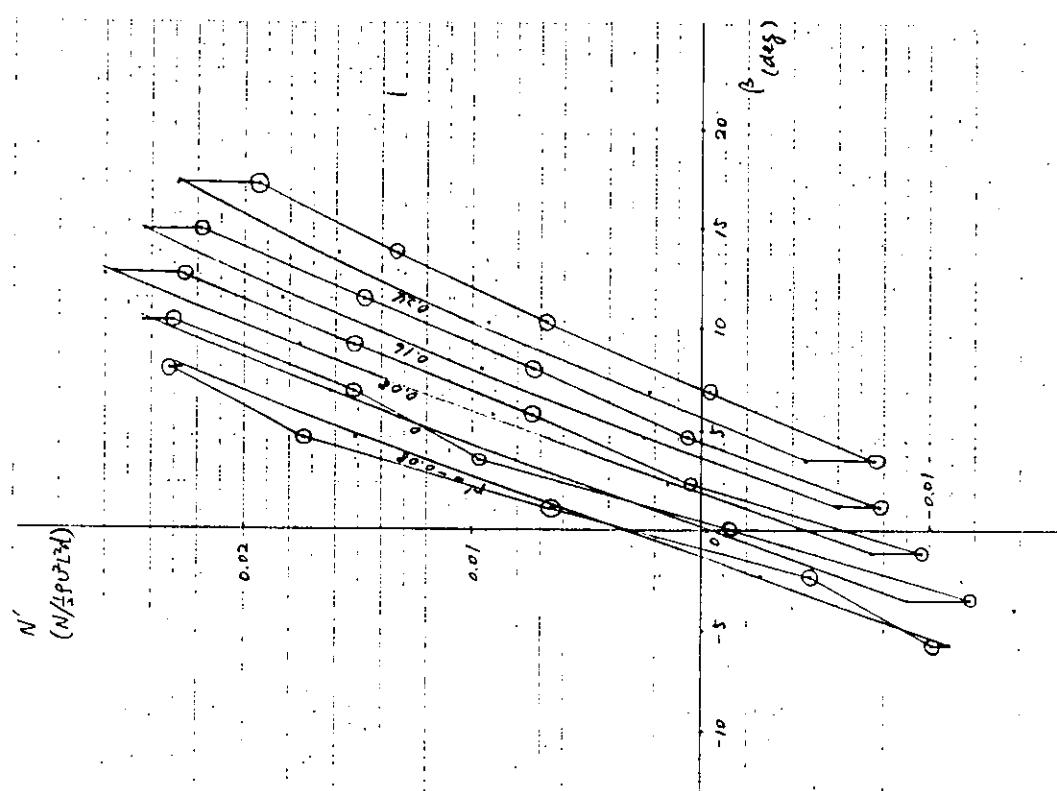


図 3.2.3 b 1,500 rpm、舵左 L

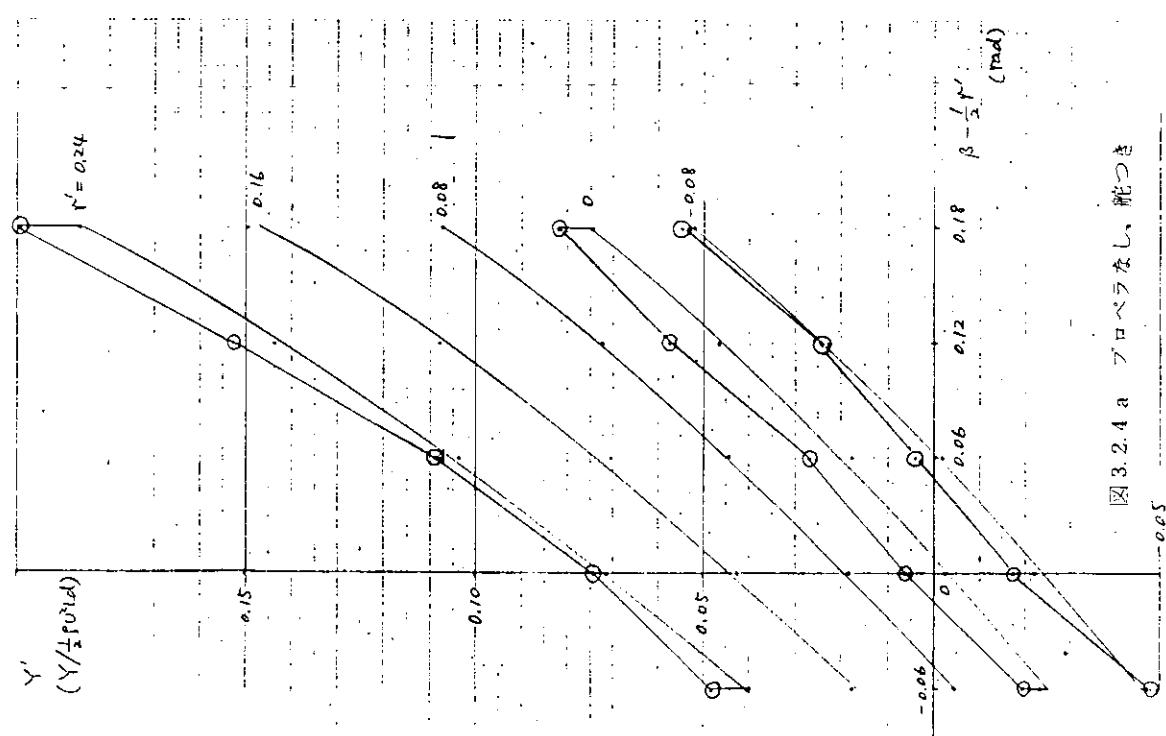


図 3.2.4 a プロペラなし、舵つき

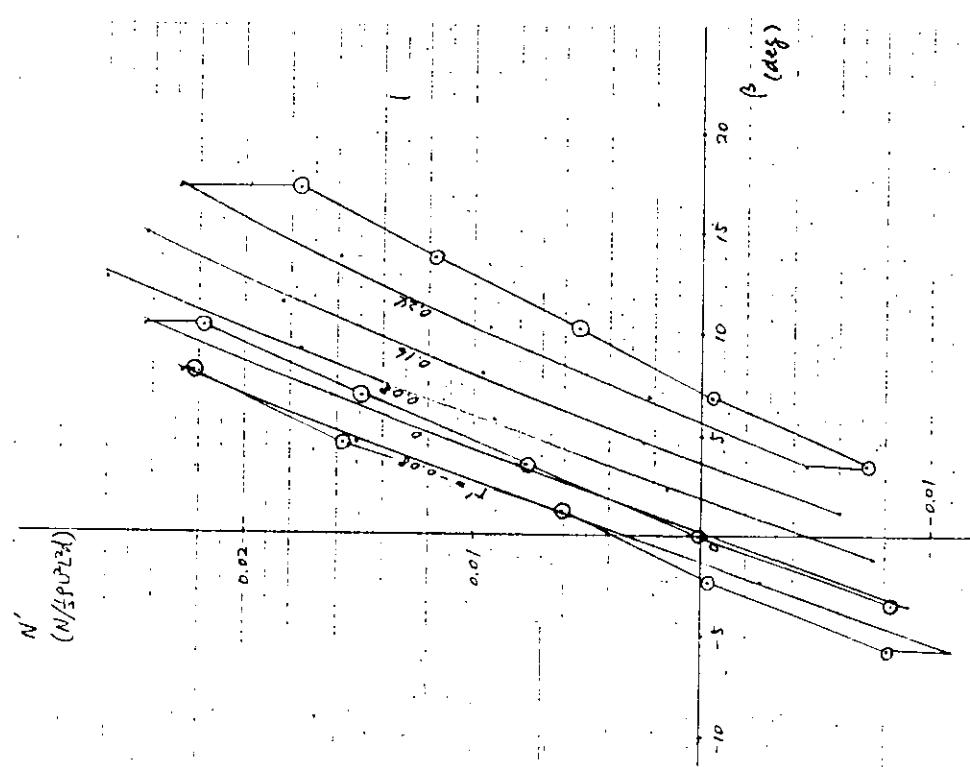


図 3.2.4 b プロペラなし、舵つき

図 3.2.5 b 1,000 rpm、舵つき

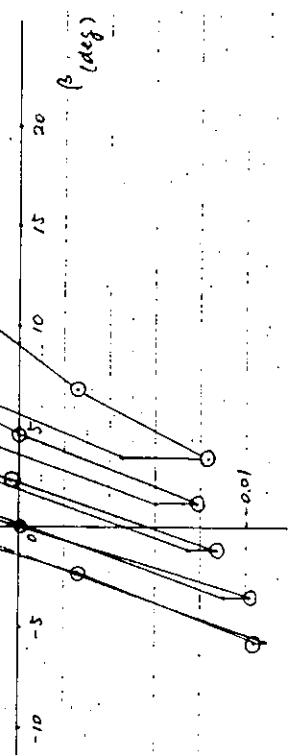


図 3.2.5 a 1,000 rpm、舵つき

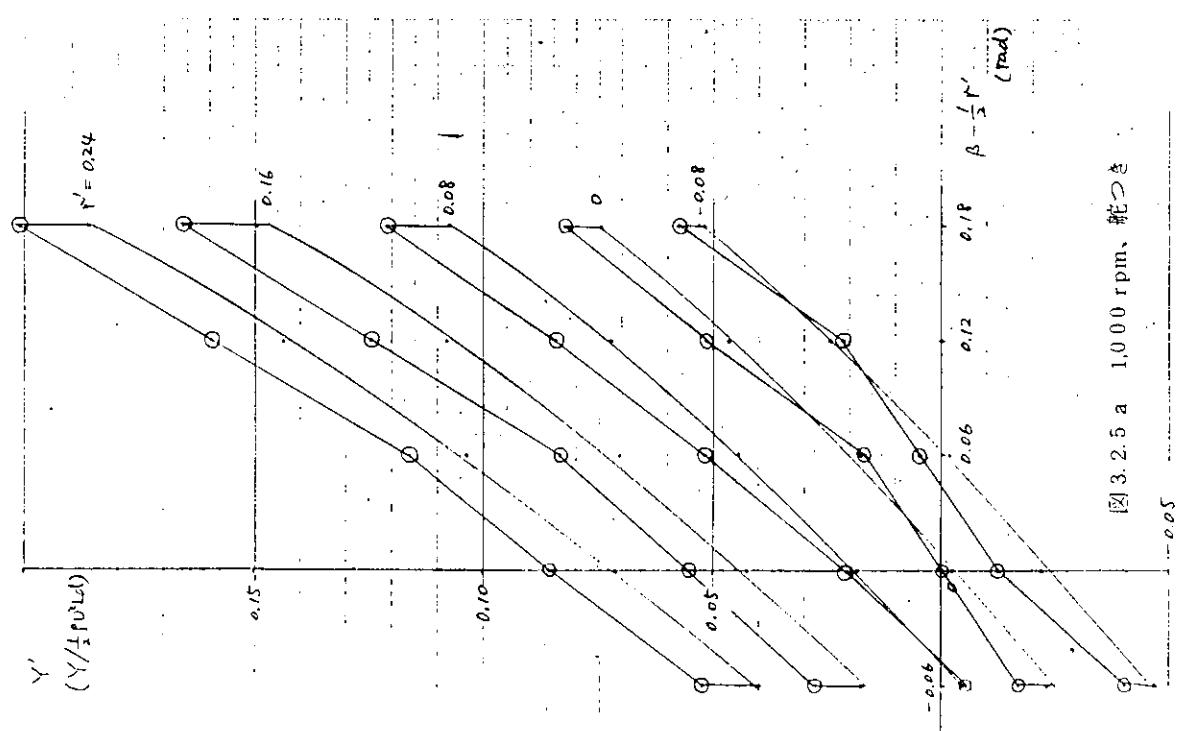


図 3.2.6 b 1,500 rpm、舵つき

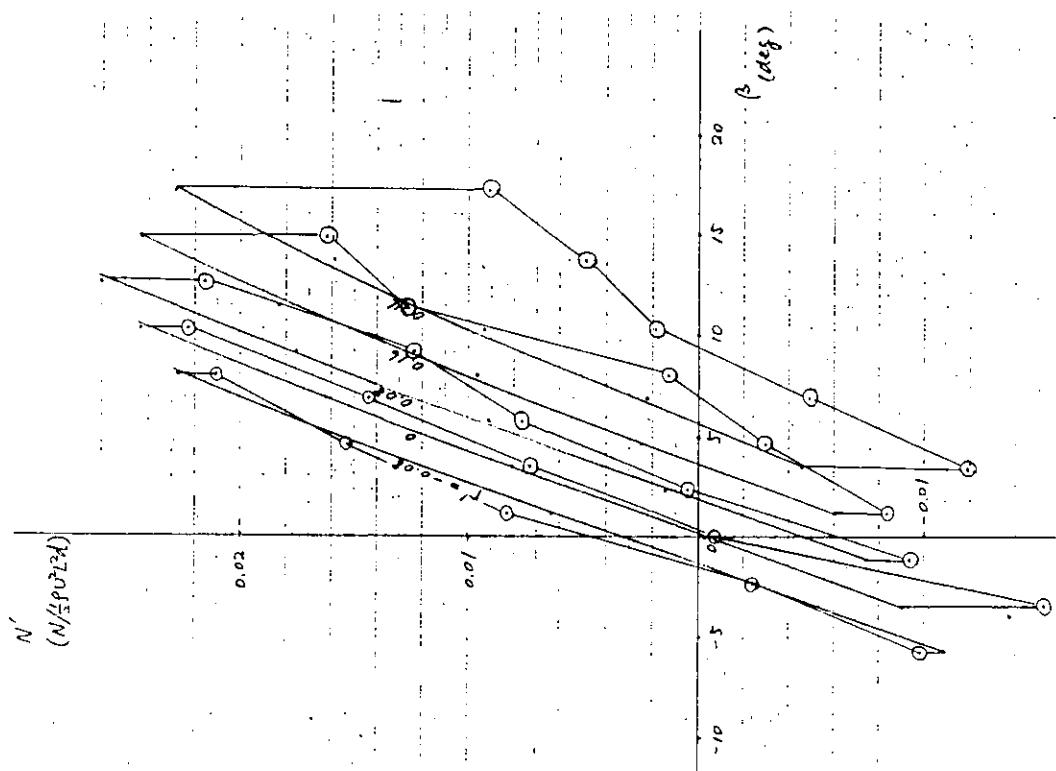
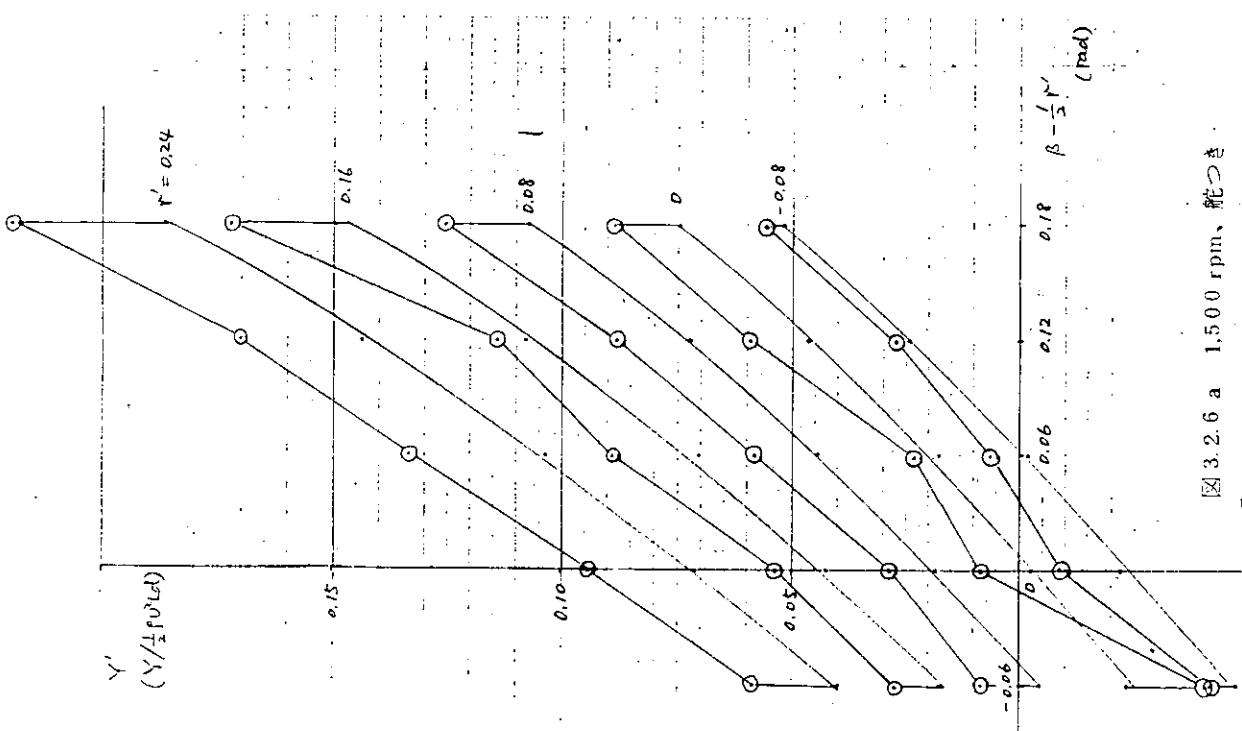


図 3.2.6 a 1,500 rpm、舵つき



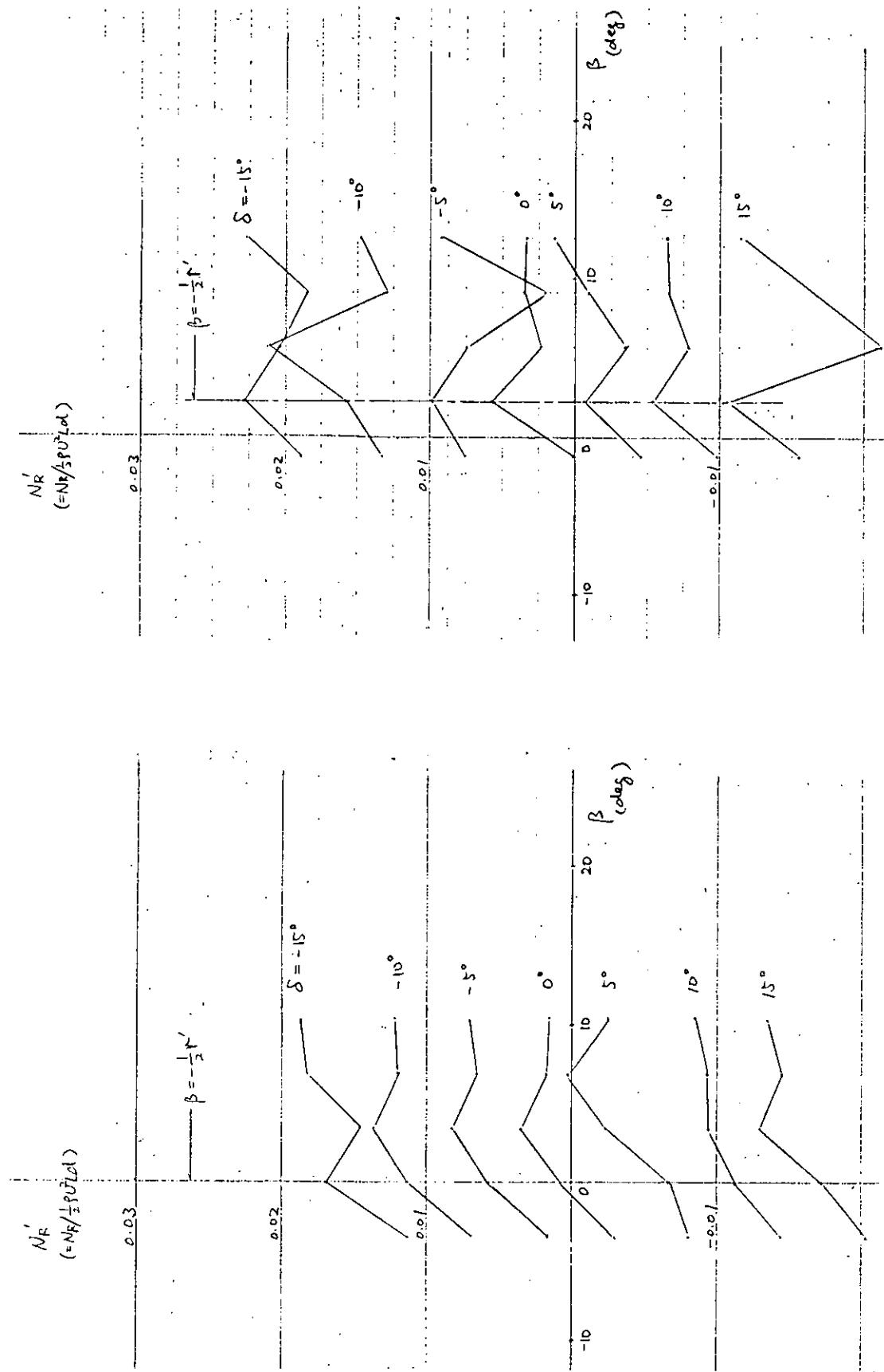


图 3.2.7 a 舵直压力 $r' = 0$ 、1,500 rpm

图 3.2.7 b 舵直压力 $r' = 0.8$ 、1,500 rpm

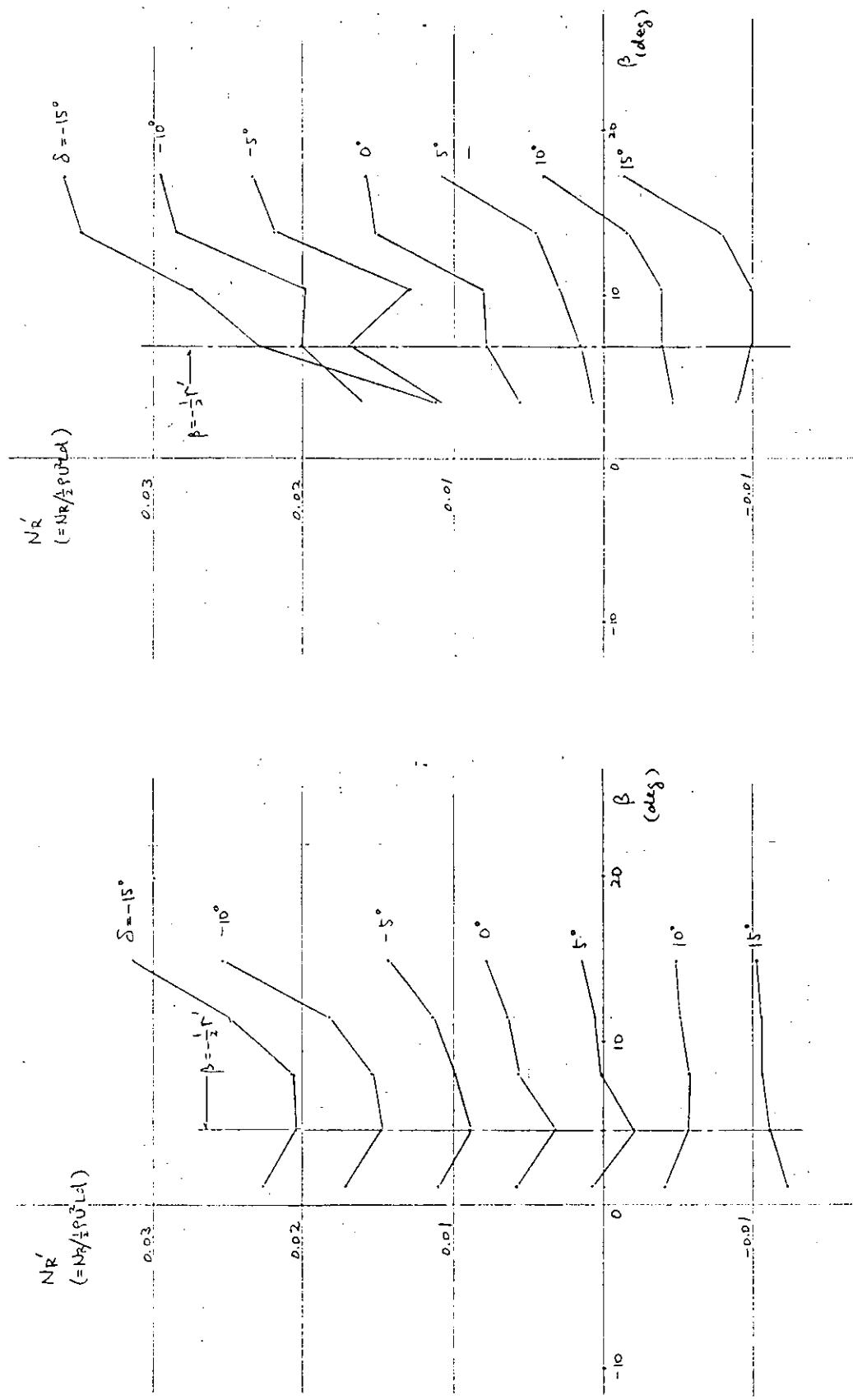


图 3.2.7 c 航直压力 $r' = 0.16$ 、1,500 rpm

图 3.2.7 d 航直压力 $r' = 0.24$ 、1,500 rpm

4. サイド・スラスターによる低速航行中の船体姿勢制御に関する基礎的研究

前進中の船を制動するには、プロペラ逆転によって生ずる逆推力を利用するのが一般的である。しかし、この方法では、プロペラ逆転によって船体に回頭力も生じ、減速と同時に船体は原進路からそれるのが普通である。プロペラ逆転時の舵効きはほとんど期待できないため、舵以外の姿勢制御装置をもたない通常の船舶では、プロペラ逆転による回頭力によって誘起される回頭運動を制御できない。とくに狭い水路のなかで、緊急に制動をかける場合には、このような船の原進路からの逸脱は多くの場合好ましいものではない。そこで舵以外の有効な補助姿勢制御装置を持てば、プロペラ逆転時の船の方位を保つのに役立つものと思われる。

このような補助操縦手段として、現在は主として港内での離着岸のために使われているサイド・スラスターを利用することが考えられる。船体が前進速力をほとんど持たない場合には、サイド・スラスターの効果は十分期待できるが、船体が前進速力をもった場合の操縦手段としてのサイド・スラスターの効果は、必ずしも十分であるとはいがたいので、上述の目的のためにサイド・スラスターを装備すればよいと直ちに結論することはできない。

そこで東京大学では、プロペラ逆転による低速惰航中の船体の回頭運動を制御する目的のためにサイド・スラスターを装備することの可能性を検討する必要性から、若干の基礎的な模型実験を行なった。

4.1 プロペラ逆転による回頭力に関する模型実験

プロペラを逆転させたときに生ずる回頭力の大きさを知るために、本委員会で専ら使用されてきた船型5-27Mの模型船を用いて、プロペラ逆転時に船体に加わる横力(Y)と回頭モーメント(N)を計測する実験を行なった。供試模型船の詳細な形状等については前年度までの報告書に掲載されているので、ここでは簡単に表4.1に示すに止める。

表4.1 肥大船型模型船の主要目

垂線間長 L	2.5000 m	プロペラ直径 D	0.0603 m
幅 B	0.5000 m	" ピッチ P	0.0366 m
奥水 d	0.1832 m	展開面積比	0.72
排水量	18430 kg	プロペラ正転方向	右
舵面積比 A_s/Ld	1/55		

模型船は重心の前後0.5mの2箇所で横力を計測する検力計を介して曳航台車に固定され、一定速度で真直に曳航される。このときプロペラを逆転させて船体に加わる横力とモーメントを検力計で検出するものであるが、検出すべき力は微小であるので、記録紙上の記録から直接読み取るのは困難であるので、電気信号に変えられた力およびモーメントを一定時間、電気的に積分した値を積分時間で割って、積分時間内の平均的力およびモーメントを求めた。

模型船の船速は実船換算で0、2.5、5.0、7.5、10.0、12.5、15.5ノットの7通り、逆転プロペラ回転数は504、672、1008 RPMの3通りとした。これらは15.5ノットの速度で直進するのに必要な模型船自航回転数1680 RPMの30、40、60%にそれぞれ対応する。

船体+舵+プロペラの通常の装備状態での実験結果を、有次元のまま図4.1～4.2に示した。図中、同一船速Uに対してプロットされている数個の実験点は同一条件で計測が数回繰返されたときの個々の実験結果である。実験結果にはかなりのばらつきがあるが、次のような定性的傾向が見られる。

i) 低速の範囲では、船体は左舷側に押しやられる横力と船首を右に振る回頭モーメントを受ける。この横

力と回頭モーメントは船速の増加とともにしばらくは増大するが、極大値に達したのちは減少をはじめる。

II) さらに船速が増すと、横力および回頭モーメントは一旦零になったのち、低速時とは逆の方向に働く。

船速が極く低い範囲では、プロペラ逆転による横力と回頭モーメントが船速の増加とともに増大することはすでに発表された文献にも見られる。^{1),2)} さらに、ある船速で極大値に達したのち船速とともに、横力と回頭モーメントが減少するということも、すでに仲渡・小瀬等によって指摘されている。²⁾ 一方、II) に述べた、横力と回頭モーメントの方向の逆転も実験結果としては文献3) のなかに見られるが、あまり詳しい検討はなされていない。

I) およびII) に述べた定性的傾向が、どのような要因から生ずるかを、もう少し分析的に検討するために次のような実験を追加した。

- 舵のみを取りはずし船体+プロペラの状態で、プロペラ逆転時に船体+プロペラの系全体に加わる横力と回頭モーメントを計測する。
- さらに船体とプロペラも分離し、プロペラは船尾後方から別個に逆転駆動させ、船体のみに加わる横力と回頭モーメントを計測する。

図4.3はb) の実験における船尾とプロペラ駆動装置の概略図である。a) の実験結果は図4.4～4.5にb) の結果は図4.6～4.7に示した。これらの図で、実線で示したもののは図4.1～4.2に示された船体+舵+プロペラの系全体に加わる横力と回頭モーメントである。

図4.4～4.5によれば、プロペラ逆転による横力と回頭モーメントは舵角が零であるかぎり、舵の存在にはほとんど左右されないと云ってよい。さらに図4.6～4.7に示された船体のみに加わる横力と回頭モーメントの実験点が、同図中に描かれた船体+舵+プロペラの実線と大局的にはほとんど違わないところから、本模型船に関するかぎり、プロペラ逆転時の横力と回頭モーメントは船体のみに作用しているといえる。

しかし、如何なる流体力学的メカニズムで船体に加わる横力と回頭モーメントが前述のI) およびII) のような定性的傾向をもつかを説明するまでには至っていない。これについては今後の研究に期待したい。

さらにII) の傾向が、どのような船についても必ずしも云えるという保証もない。そこで比較的やせた別の船型について船体+舵+プロペラの通常の装備状態でプロペラ逆転による横力と回頭モーメントを計測してみた。模型船の主要目を表4.2に示す。

表4.2 瘦型模形船（コンテナ船）の主要目

垂線間長 L	3.0000 m	プロペラ直径 D	0.1089 m
幅 B	0.428 m	" ピッチ P	0.1215 m
喫水 d	0.1629 m	プロペラ正転方向	右
排水量	12159 kg	翼 数	6
舵面積比 $A_R / L d$	1/5.588	縮率	1/5.833

模型船に加わる横力および回頭モーメントの計測方法は、前述の場合と同一である。実験船速は実船換算で0、2.5、5.0、7.5、10.0、12.5、15.0ノットの7通り、逆転プロペラ回転数は、250、333、416、500、583RPMの5通りとした。この回転数は実船の常用回転数109RPM（船速2.2ノット）の30、40、50、60、70%にそれぞれ対応している。

実験結果は横軸に、 U/nP (U :船速、 n :プロペラ毎秒回転数、 P :プロペラピッチ) をとり、縦軸には、 $Y/\rho n^2 D^4$ 又は $N/\rho n^2 D^4 L$ (ρ :水の密度、 D :プロペラ直径、 L :垂線間長) をとって図4.8～4.9に示した。

この船の場合は、前述II) のような横力と回頭モーメントの符号の逆転は認められなかった。すなわちコ

ンテナ船の場合には、プロペラ逆転による横力と回頭モーメントの方向は肥大船（表4.1の船）の低速域での横力と回頭モーメントの方向と同じで、船体を左舷側に押しやられ、船首を右に振る回頭モーメントを常に受けていた。よってⅠ）、Ⅱ）に述べられた定性的傾向が、どのような船についてもいえるとは結論できない。

しかし、船体に加わる横力と回頭モーメントを前述のように整理するとコンテナ船の場合には、プロペラ逆転回転数の相違によらず実験点は一本の曲線でまとめられるように見える。一方、5-27Mの船型について同様の仕方で図示し直したのが図4.10で、横力ばらつきが大きいが回頭モーメントはまとまっている。このことは今後、プロペラ逆転による流体力を解析していく上で、貴重な示唆を与えるものと思われる。

プロペラ逆転時の舵効きを調べるために表4.1の肥大船型の模型船で舵角を変えて（ $\delta = +10^\circ, +20^\circ, +30^\circ$ ）、横力および回頭モーメントを計測した結果を図4.11～4.12に示す。なお、舵角の符号は右舵を正としている。プロペラが正転していて前進中の場合の舵の発生する横力と回頭モーメントと比べると（図4.13～4.15にプロペラ正転で舵の発生する横力と回頭モーメントを示した）、プロペラ逆転中の舵効きがいかに小さいかが理解されるであろう。

4.2 サイド・スラスターの効果に関する模型実験

サイド・スラスターの作動によって船体に生ずる横力と回頭モーメントに関する基礎的な実験を行なうために、表4.1に主要目を示した肥大船型の模型船（5-27M）の船首部と船尾部に一基づつ、全く同一寸法のサイド・スラスターを装備した。サイド・スラスターの模型船上での配置およびスラスター本体の機構部を図4.16、4.17に示した。模型船に装備した、このサイド・スラスターの内径を実船に換算すると6.31mにも及び、現在使用されている最大級のサイド・スラスターと比較してもかなり大きく、幾分現実になれした大きさであるとのそしりはまぬがれないが、製作上、駆動部の寸法をこれ以上小さくすることが不可能であったため致し方なかった。また、バウ・スラスターおよびスターン・スラスターの配置についても実際には船内的一般配置を考慮して決めるべきであろうが、図4.16に示した両スラスターの配置がそのような配慮から決められたものではないことを注意しておく。

実験は次のような項目について順次実施された。なお、計測方法および計測要領は前節4.1と同様で、模型船は曳航台車で所定の速力で曳航され、サイド・スラスターを作動させたとき船体に加わる横力と回頭モーメントを計測している。

(1) バウ・スラスターとスターン・スラスターの効果の比較

バウ・スラスターおよびスターン・スラスターをそれぞれ単独に作動させたときに船体に加わる横力と回頭モーメントを、船速を種々変化させて計測した。両スラスターの回転数は2000R.P.M（スラスターからの噴流が左舷側に出る回転方向を正の回転としている）で同一とし、船速は実船換算で0、2.5、5.0、7.5、10.0、12.5、15.5ノットとした（但し、プロペラは回転していない）。横力と回頭モーメントの符号は4.1節に準ずることとし、実験結果を図4.18、4.19に有次元のままで示した。この両図を比較すると、バウ・スラスターに対する船速の影響とスターン・スラスターに対する船速の影響では著しい相違があることがわかる。船速0のときの両スラスターの発生する横力および回頭モーメントは殆ど等しいのに対し、船速の増加とともにバウ・スラスターの効果は減少し、船速が10ノット以上では効果は全く期待できなくなる（図4.18では10ノット以上の船速で、極くわずかではあるが、横力と回頭モーメントを発生しているように見えるが、サイド・スラスターを全く作動させず船を直進させたときに船体に加わる横力および回頭モーメントの実験値を示した点線と良く一致していることから、これらはバウ・スラスターの効果とは思えない）。一方、スターン・スラスターの効果は、回頭モーメントが5ノット附近で一旦低くなるほかは、船速の増加とともに増大する傾向が認められる。プロペラ逆転によって船体に生ずる流体力は船尾附近に加わるものであるので、これを打ち消すには同じく船尾附近にこれと逆

向きの力を加えればよいことから、バウ・スラスターよりはスターン・スラスターの方が効果的であることを考えると、スターン・スラスターが上述の傾向を持つことは、スターン・スラスターでプロペラ逆転時の流体力を打ち消す上で、大変好都合なことといえる。

バウ・スラスターとスターン・スラスターの効果に対する船速の影響が前述のように著しく異なる理由としては、Ⅰ) スラスターから噴き出される噴流と船体の干渉の相違、Ⅱ) ダクト開口部の形状と開口の流れに対する向きの違い、Ⅲ) ダクトの深度の相違、Ⅳ) ダクトの長さの相違等が、一般的には考えられるが、Ⅳ) のダクトの長さの相違は、本模型船にかかるかぎりは非常に小さいので、一応考えなくともよいと思われる。船速が0のときの両スラスターの効果が殆ど同一であることからⅢ) の理由もminorな理由として排除することができる。Ⅰ) のスラスターからはき出される噴流と船体の干渉については、すでに幾つかの実験的研究および理論的研究によって、この種の干渉が大きいものであることがたしかめられているので、ここで得られた実験結果の上述の差異にも、かなり関係していると思われるが、それだけでは図4.1.8、4.1.9の差異は説明できそうもない。これ以上の議論をするには図4.1.8、4.1.9に示された結果だけでは不十分であるので、ここでは前述の差異についての明言は差しひかえる。

(2) バウ・スラスターとスターン・スラスターの干渉

バウ・スラスターとスターン・スラスターを同時に作動させたときの横力および回頭モーメントが、両スラスターを単独に作動させたときの横力および回頭モーメントの線形和となっているか否か、すなわち両スラスターの間に干渉があるか否かを検討するために、両スラスターとともに同一方向（噴流を左舷側に出す）に作動させたときの横力と回頭モーメントを計測し、上述の意味での単純な和と比較したのが図4.2.0である。図中、点線が両スラスターの単独試験結果の和 — すなわち図4.1.8、4.1.9に示された横力と回頭モーメントの和 — でプロットされている実験結果とよく一致していることがわかる。これから両スラスターの干渉は一応考えなくともよいといえる。

(3) プロペラ逆転時のスターン・スラスターの効き

プロペラを逆転させて制動をかけつつ、スターン・スラスターを作動させる場合、スターン・スラスターは逆転プロペラによるプロペラ流のなかで作動することになり、プロペラ流がスターン・スラスターの効果に影響を及ぼす可能性がある。このような影響の有無をたしかめるため、プロペラを逆転させ（回転数=1008RPM）、スターン・スラスターを作動させたときに船体に生ずる横力と回頭モーメントを計測した結果を図4.2.1、4.2.2に示した。図4.2.1の実験では、スラスターからの噴流は左舷側に出ているのに対し、図4.2.2では右舷側に出ている。図中の点線は、プロペラ逆転中に船体に加わる横力（図4.1）と回頭モーメント（図4.2）に、スターン・スラスターのみを作動させたときの横力と回頭モーメント（図4.1.9、4.2.3）を単純に加え合せたものを表わしている。計測値と点線を比較すると低速域で両者に明らかな差異があることがわかる。例えば、図4.2.1に示された実験結果を、スターン・スラスターの発生する横力と回頭モーメントに及ぼす逆転中のプロペラ流の影響という観点から見ると、船速0では逆転プロペラの流れによってスターン・スラスターの発生する横力および回頭モーメントは減少せられているが、2.5ノットから10ノットあたりではスターン・スラスターの効きは良くなっているといえる。しかし、さらに船速が高くなると、計測値は逆転プロペラの発生する横力および回頭モーメントにスターン・スラスターの発生する横力と回頭モーメントを単純に加え合せた値に近くなり、干渉が小さくなることがわかる。図4.2.2では船速0の横力とモーメントの計測値は、逆転プロペラの横力とモーメントの計測値とスターン・スラスターのそれらの和に非常に近いが、船速があると点線は計測値からはずれ、スターン・スラスターの効きがよくなることがわかる。いずれにせよ、スターン・スラスターの効果の増減という観点から本実験の結果をみると、逆転中のプロペラはスターン・スラスターの効きをよくする方向に働くといえる。

(4) スターン・スラスターの噴流の向きと効果

サイド・スラスターのダクト内の機構は左右対称ではないので、噴流の方向によって、サイド・スラスターの発生する横力およびモーメントに違いが生ずる可能性がある。船速が低い範囲においてのみ、噴流を右舷側に出させて、船体に加わる横力と回頭モーメントを計測し、これを図4.1.9に示した噴流を左舷側に出すときの計測結果と比較したのが図4.2.3である。但し図4.1.9の結果を示す点線は図4.1.9と符号を逆にしてある。横力には若干の差異が認められるが大局的には噴流の方向はスラスターの発生する横力と回頭モーメントにさほど影響しないといえる。

4.3 考 察

前節、前々節での実験結果より、プロペラ逆転により船体に生ずる流体力およびサイド・スラスターの作用による横力と回頭モーメントの大きさが明らかとなつたので、プロペラ逆転による制動中の船体の姿勢制御の手段としてのサイド・スラスターの効果を判断することができる。すでに述べたように、

1) 上述の目的にはバウ・スラスターよりはスターン・スラスターの方が効果的であるといえる。その理由としては、

- a) プロペラ逆転により誘起される流体力は船尾附近に加わること。
 - b) 本模型船(5-27M)に関するかぎりは、バウ・スラスターの効果は船速の増加とともに著しく減少するのに対し、スターン・スラスターの効果は船速とともに増加すること。
- などが挙げられる。

2) 本模型船に装備した程度のスターン・スラスターを用いれば、プロペラ逆転による流体力を完全にとはいえないまでも、ほとんど零にすることができる。但し、この結論は、静止時($V = 0$)に約90ton($0.014\text{ kg} \times (18.5.6)^3 = 89.6\text{ ton}$)の横力を出すスターン・スラスターが利用できるという前提の下でいえることに注意する必要がある。

以上の結論は、直進中の実験結果から判断して得られたものであるが、プロペラ逆転中の流体力にしろ、スターン・スラスターの出す流体力にせよ、船体が横流れ速度または旋回角速度を有する場合には、これら運動の影響があるはずである。これらの影響をすべて拘束模型実験で調べることは、実験が膨大となり実行は極めて困難なので、ここでは自由航走模型船による実験で、上述の結論を確めてみた。実験は東京大学船舶航海性能試験水槽で行なわれた。結果を図4.2.4～4.2.6に示しているが、これらの図はいずれも重心点の軌跡を示している。実験中は、この他、旋回角速度、方位角(途中、方位ジャイロが故障したため、一部の実験のみ)等をも計測している。本試験水槽では、水槽の大きさの関係から比較的小型の模型船しか使用できないため、各種計測装置および推進器の電源としてバッテリーを模型船内に積むことはできず、追跡電車から有線で供給し、模型船上での計測信号も有線で追跡電車にもどして記録している。これら電線類が模型船の運動に影響を及ぼすことが心配されるが、本水槽では模型船上に固定された点光源を正確に追跡する精密追跡装置を使って追跡電車が常に模型船の直上にあるように、したがって電線類が模型船の運動に与える影響を極力小さくするよう工夫されている(電線類も細く、たわみやすいものを、たばねずに使用している)。この精密追跡装置に依れば、模型船上の点光源の位置(これは重心の位置と一致させてある)も正確に出すことができる。

図4.2.4は、最初直進している模型船においてプロペラを逆転させたときの、プロペラ逆転以後の船の重心点の軌跡を描いたもので、図中の番号は実験番号である。100番台はプロペラ回転数がN=-504RPM、200番台はN=-672RPM、300番台はN=-1008RPMでの実験を意味している(このことは以下の図についても同じである)。この種の実験では最初の直進中の運動の初期条件によって、以後の運動の軌跡が大きく左右されるので、図中の軌跡が正確に常に実現されるというものではない。今回の実験では、方位角と旋回角速度による自動操縦を使用して、最初の直進条件をできるかぎり合せている(勿

論、プロペラ逆転後は、この自動操縦は切っている）。本図によれば、プロペラ回転数が $N = -504$ 、
 -672 R.P.M では左に変針しているのに対し、 $N = -1008 \text{ R.P.M}$ では右に変針している（初期の船速
は実船換算 1.55 ノットである）。これは図 4.1～4.2 の実験結果から当然予想されたことで、その意味で
は図 4.1～4.2 に示されたプロペラ逆転時の流体力に関する実験結果を改めて確認したことになる（但し、
No. 133 の実験 ($N = -504 \text{ R.P.M}$) では、水槽の長さの制限から、模型船は完全に停止するまでには
到っていない）。

図 4.2.5 に示されたものは、同じく 1.55 ノット相当の速度で前進中、プロペラを逆転させるとともに、
 $N = -504$ 、 -672 R.P.M ではスター・スラスターを 2000 R.P.M で噴流が右舷側に出るように作
動させ、 $N = -1008 \text{ R.P.M}$ では噴流が左舷側に出るようにしたときの重心点の軌跡である。この図と前
図を比較すれば、スター・スラスターを適宜制御すれば、船をほとんど直線上に保てることがわかる。実
際、追跡電車上で記録される旋回角速度 $\dot{\psi}$ の記録を見ながら、 $\dot{\psi}$ を常に 0 に保つようにスター・スラスター
を ON-OFF 制御（スラスターの回転数は 2000 R.P.M で一定で、スラスターの噴流の向きを左右にス
イッチする）したとき、図 4.2.6 のような結果を得ている（この図でも No. 130 では模型船は完全停止に
は到っていない）。

参考文献

- 1) 日本作業船協会：巨大船制動用引船の調査研究報告書 1970
- 2) 仲渡道夫、小瀬邦治他：船の加減速運動に関する実験的研究（第 1 報） 日本造船学会論文集
第 140 号 1976
- 3) Dand, I.W: "Hydrodynamic Aspects of Shallow Water Collisions",
R.I.N.A., 1976

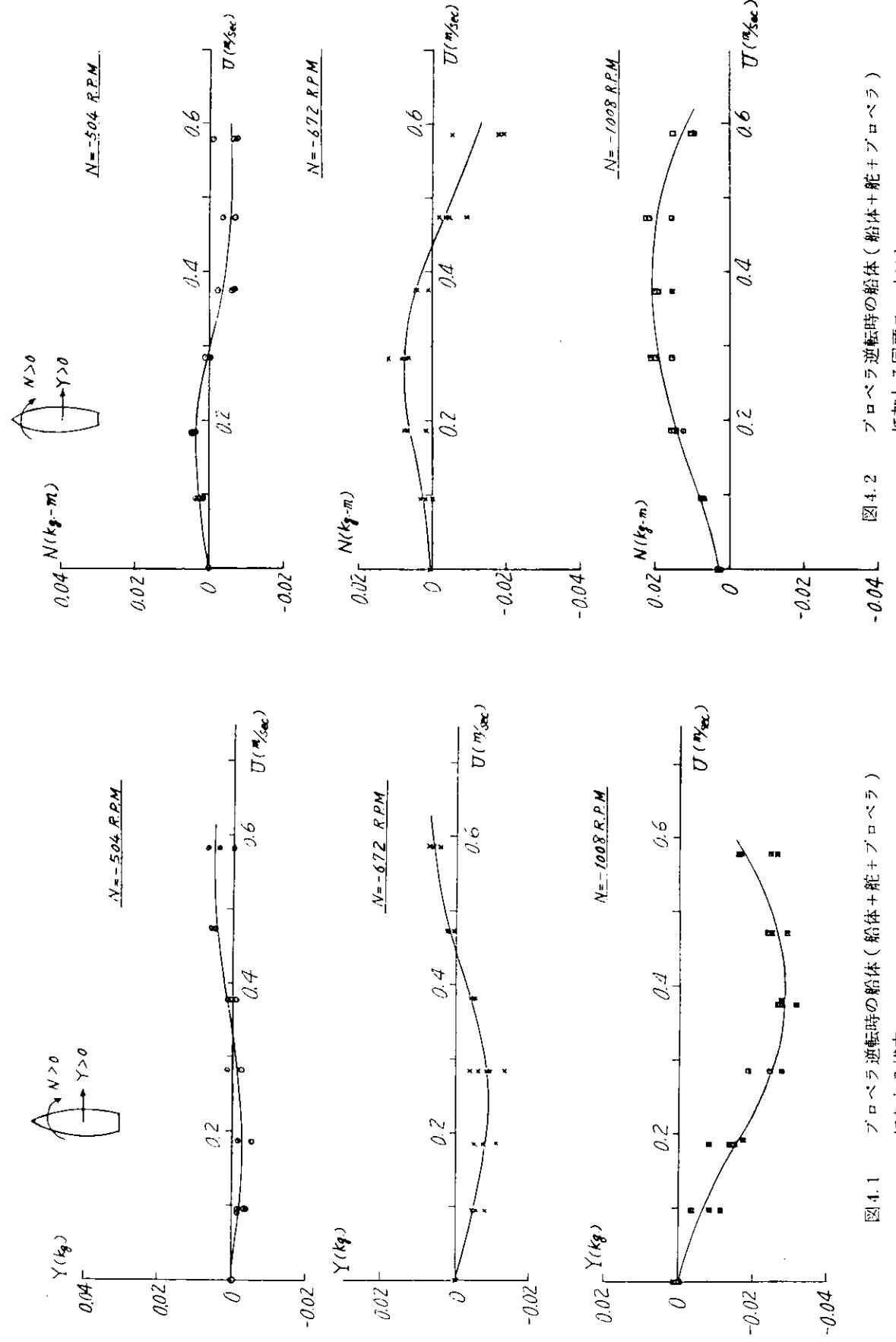


図 4.1 プロペラ逆転時の船体（船体+舵+プロペラ）
に加わる横力

図 4.2 プロペラ逆転時の船体（船体+舵+プロペラ）
に加わる回頭モーメント

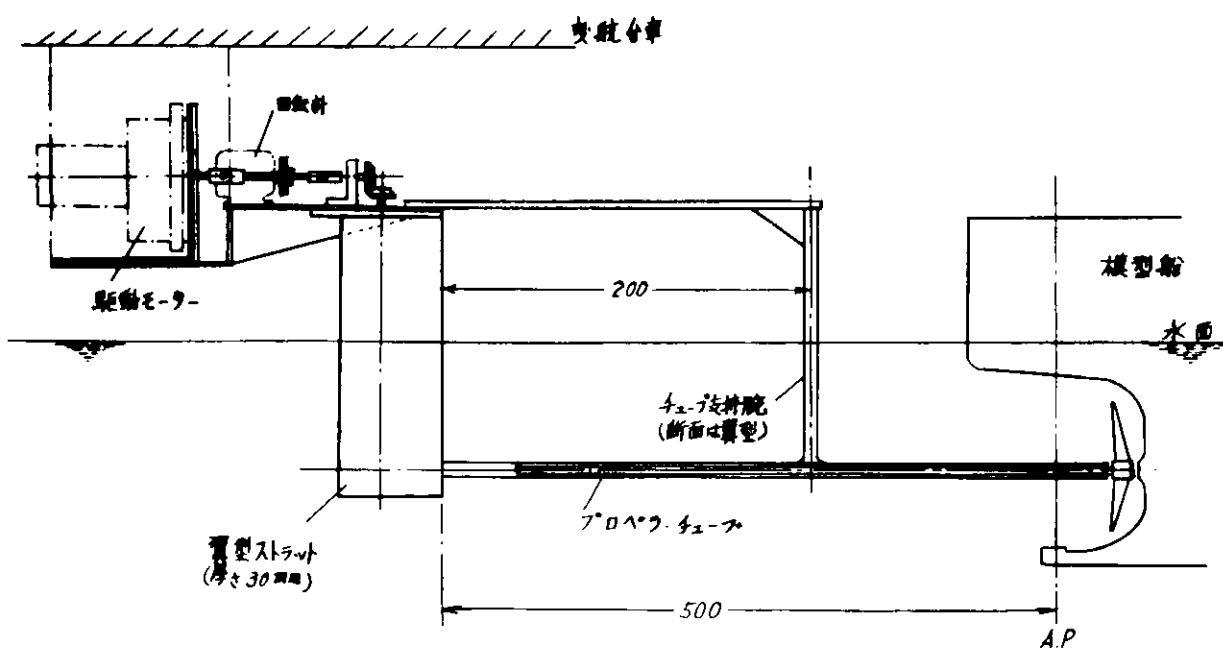


図 4.3 プロペラ駆動装置

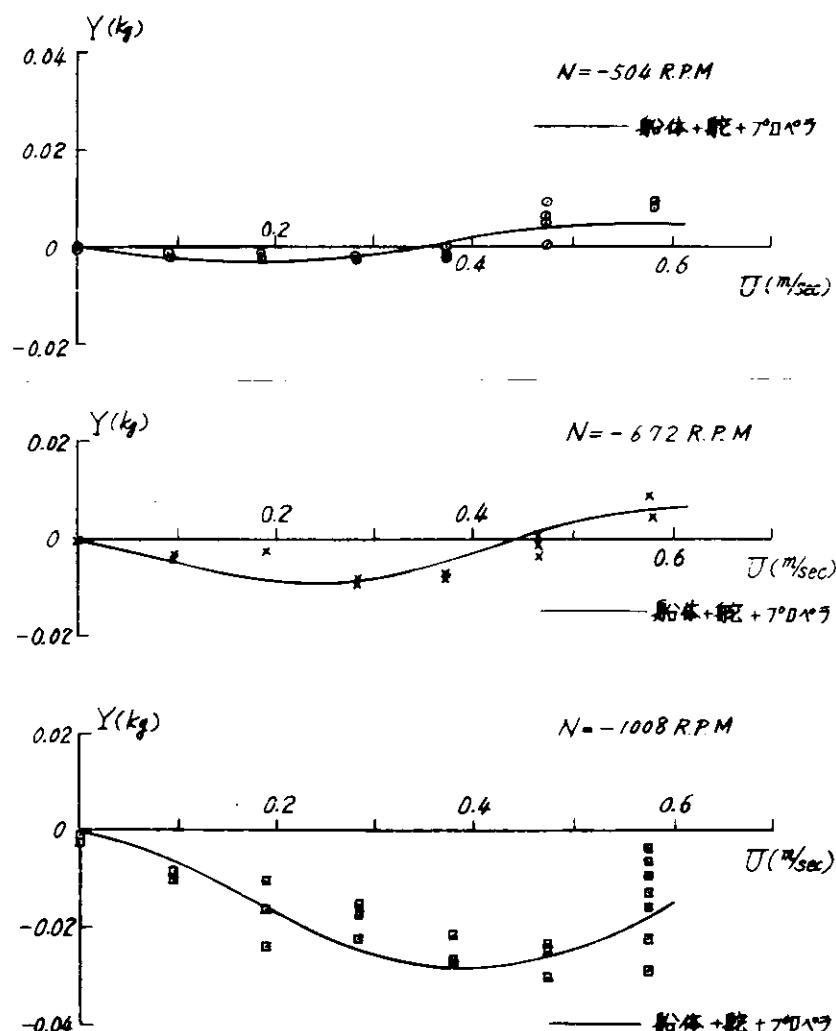


図 4.4 プロペラ逆転時の船体(船体+プロペラ, 舵なし)に加わる横力

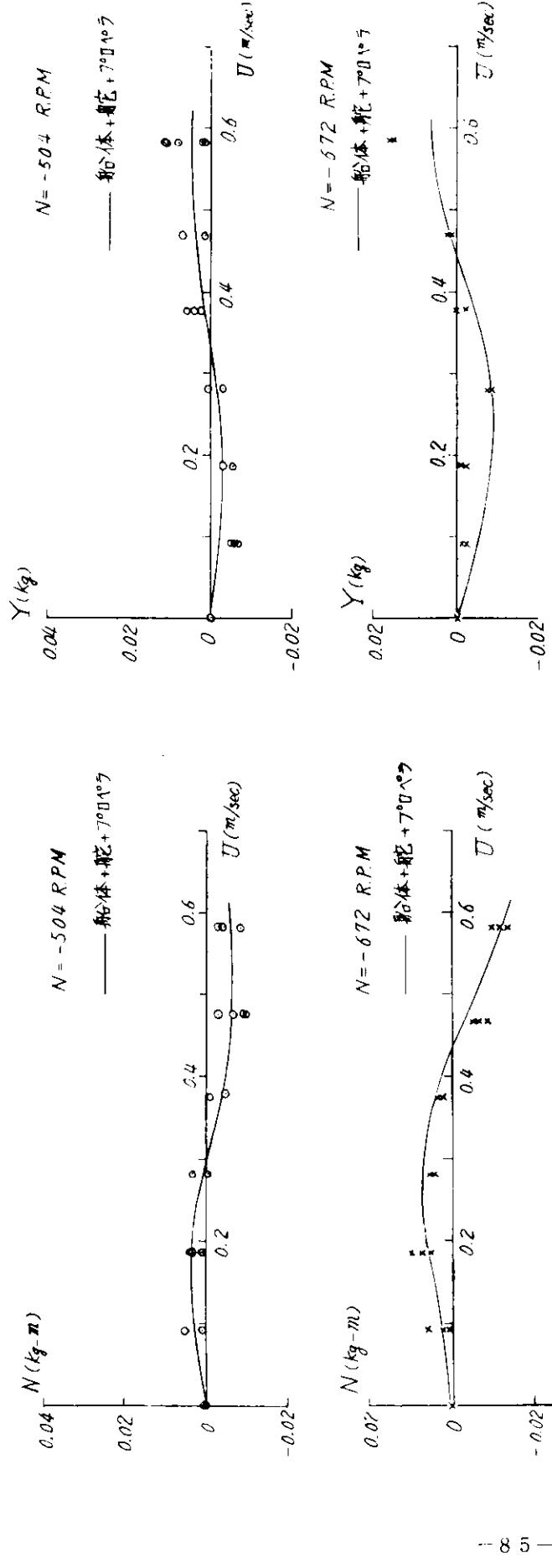
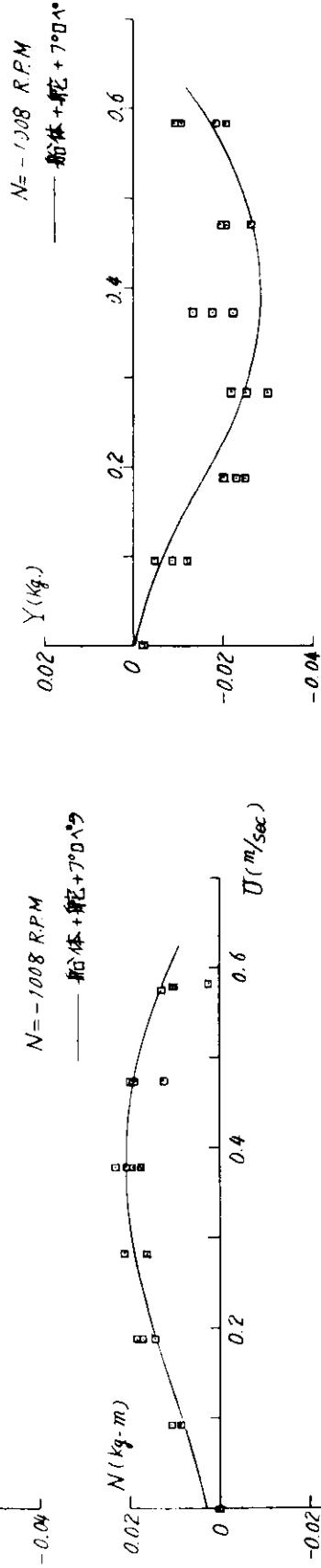


図4.5 プロペラ逆転時の船体(船体+プロペラ, 船
なし)に加わる回頭モーメント

図4.6 プロペラ逆転時に船体(船体のみ)に加わる横力



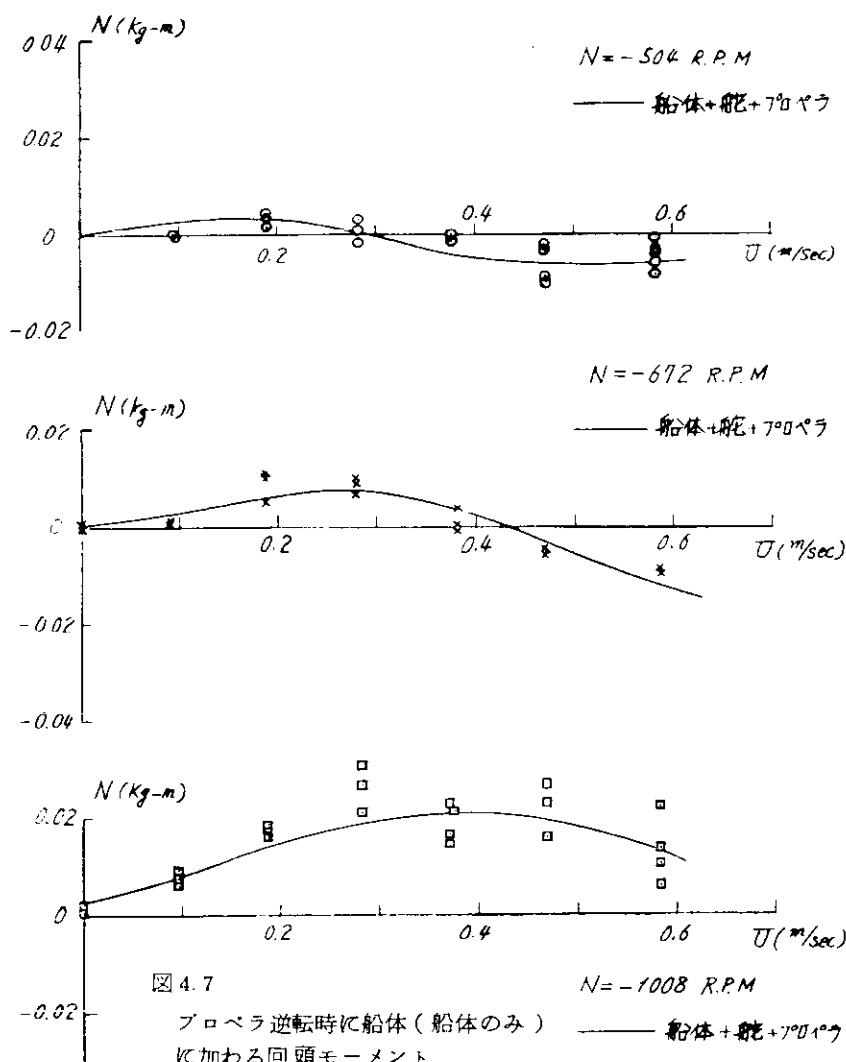


図 4.7
プロペラ逆転時に船体(船体のみ)
に加わる回頭モーメント

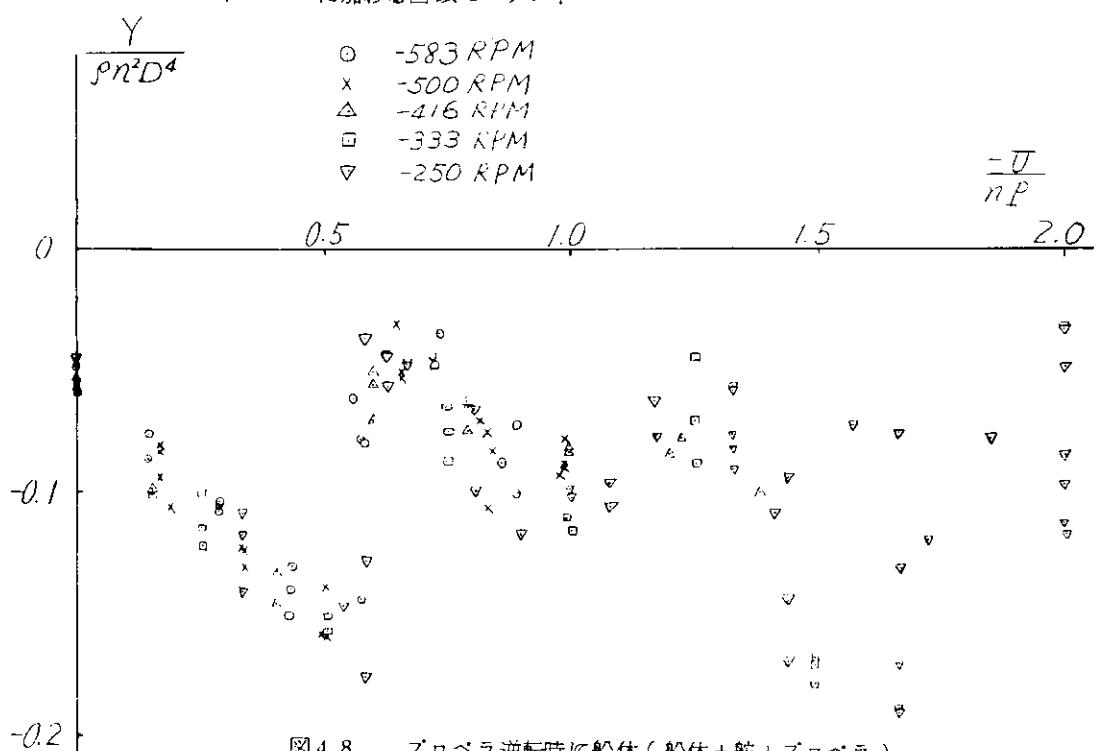


図 4.8
プロペラ逆転時に船体(船体+舵+プロペラ)
に働く横力(コンテナー船)

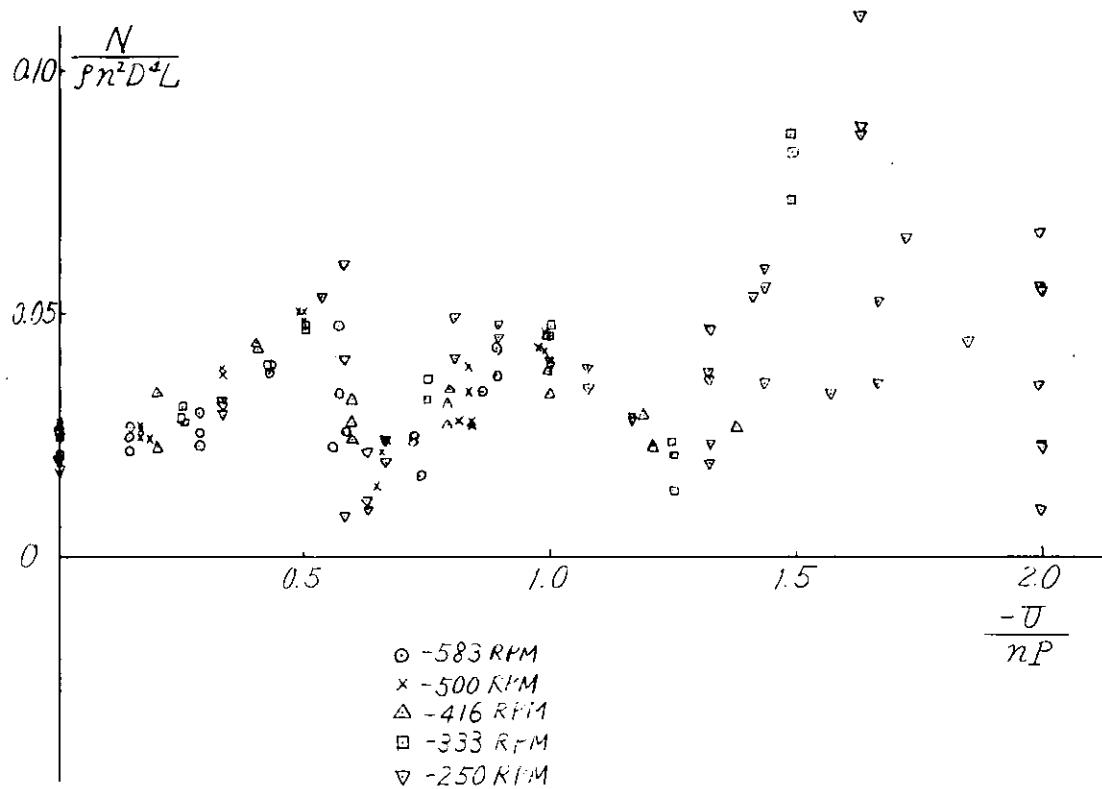


図 4.9 プロペラ逆転時に船体(船体+舵+プロペラ)
に働く回頭モーメント(コンテナ船)

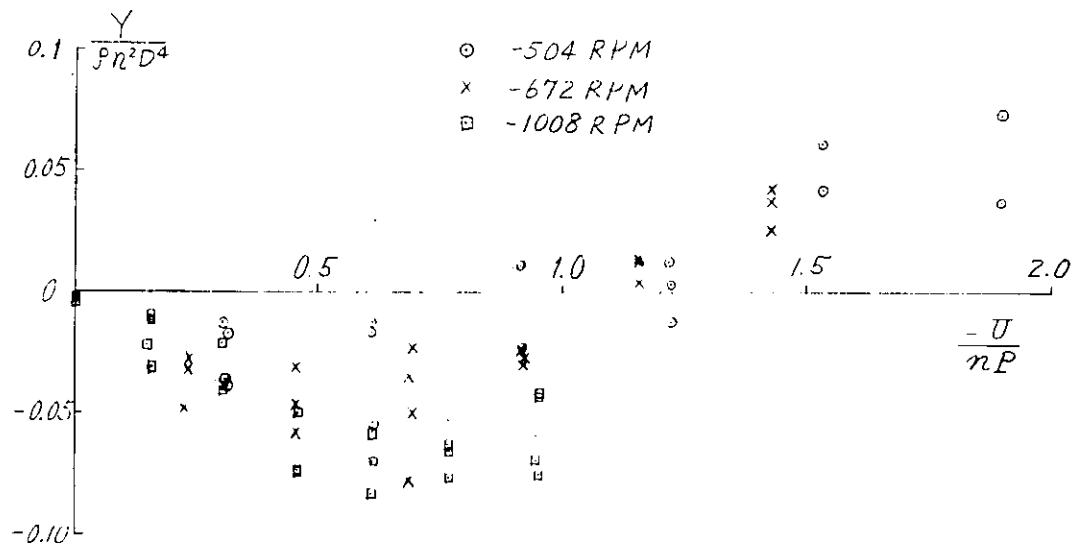


図 4.10(a) プロペラ逆転時に船体(船体+舵+プロペラ)
に働く横力(5-27M)

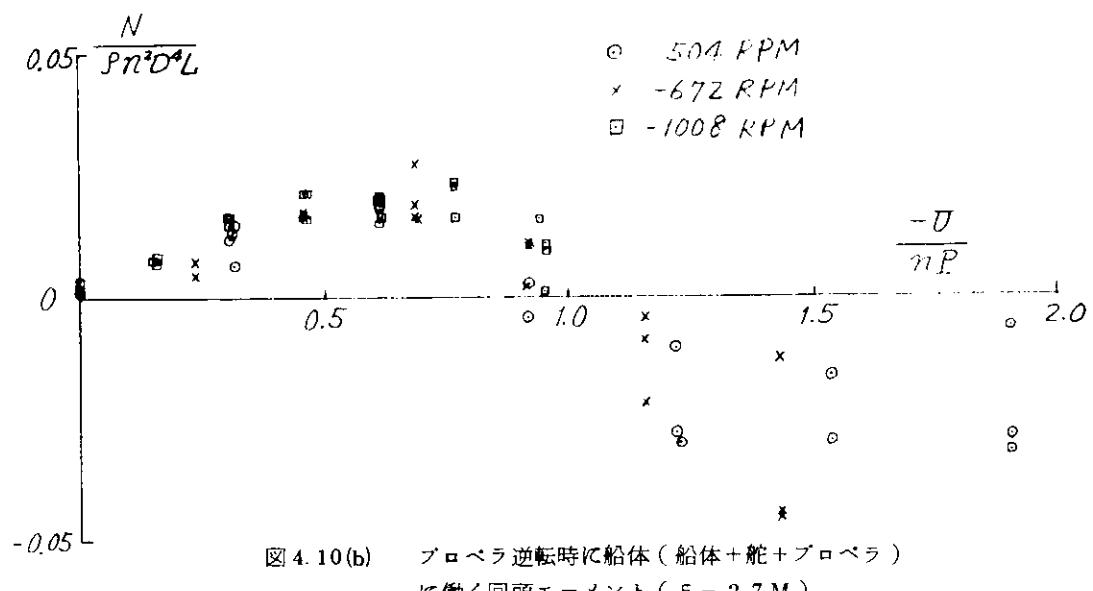


図 4.10(b) プロペラ逆転時に船体(船体+舵+プロペラ)
に働く回頭モーメント(5-27M)

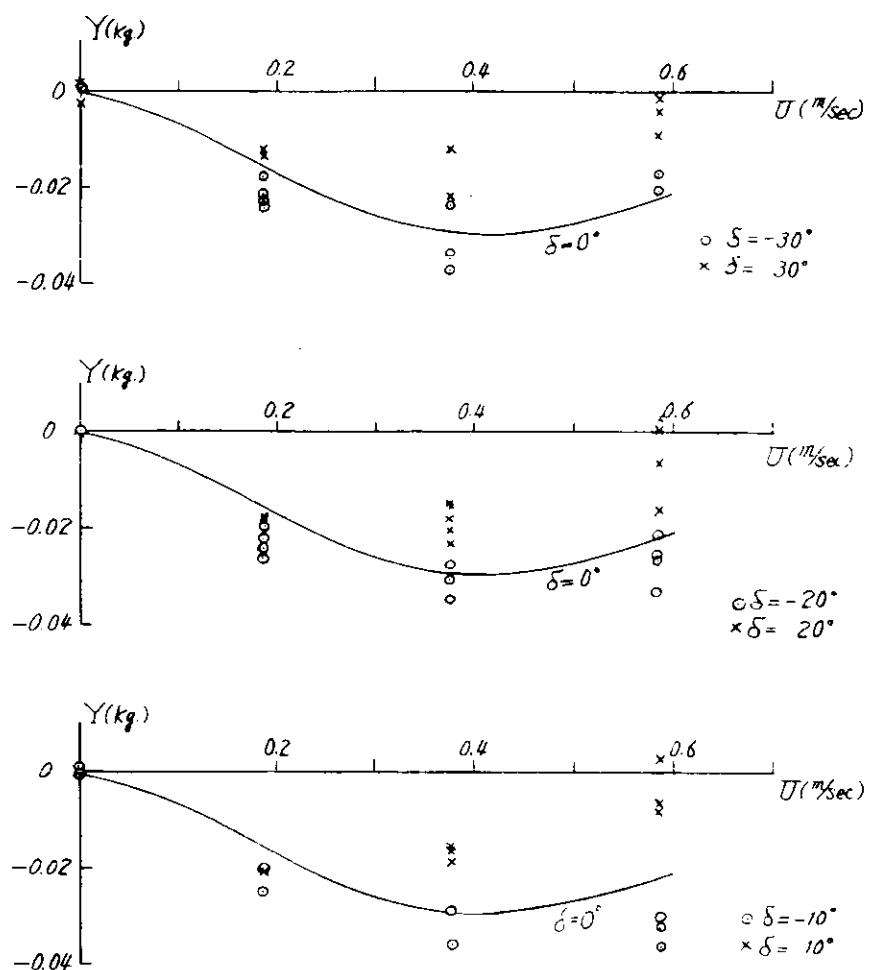


図 4.11 プロペラ逆転による横力に及ぼす舵角の効果

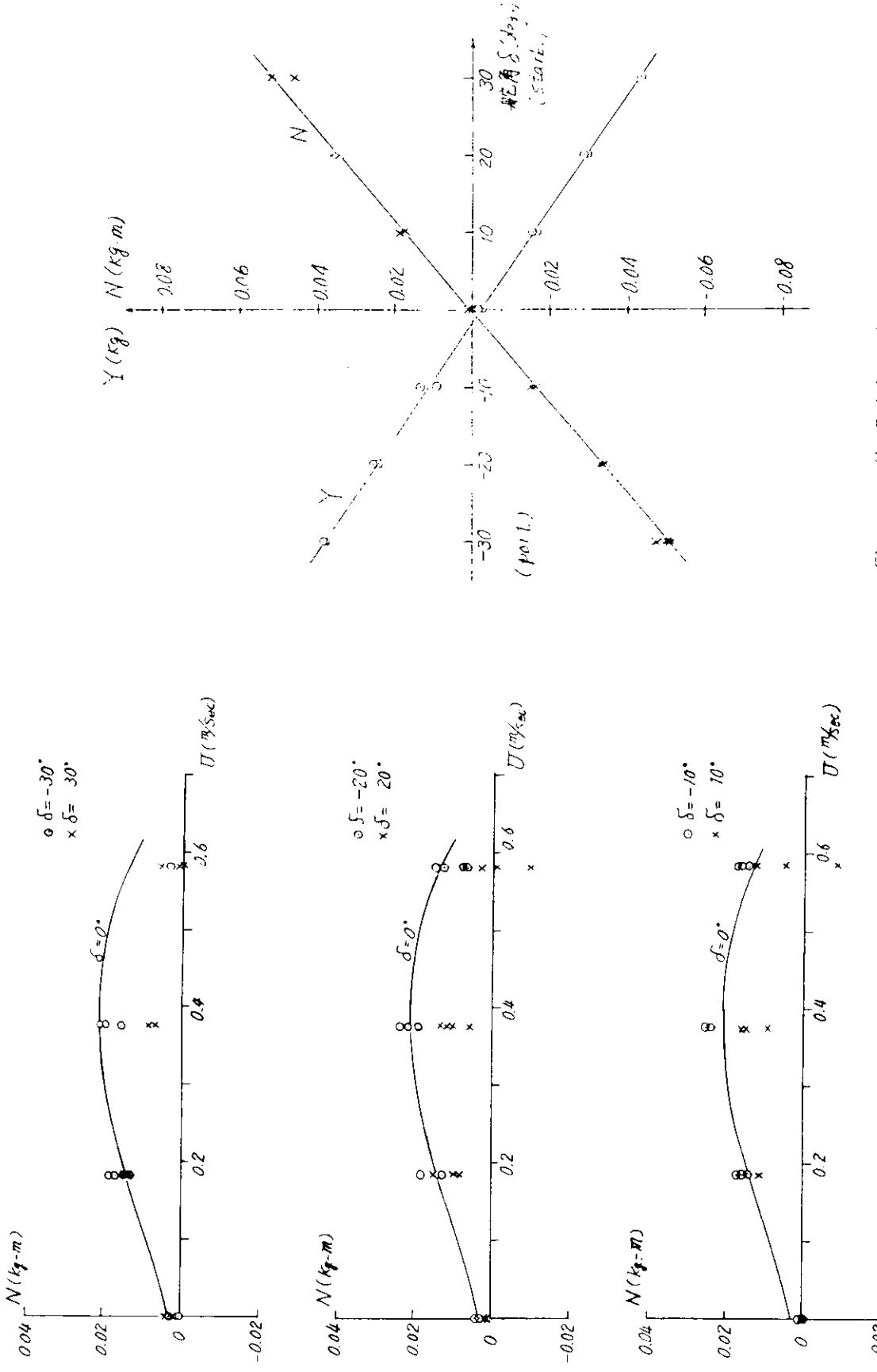


図 4.12 プロペラ逆転による回頭モーメントに及ぼす
舵角の効果

図 4.13 舵の発生する横力と回頭モーメント（肥大船型）
(実船換算 5 ノット、プロペラ回転数 671 RPM)

図 4.13

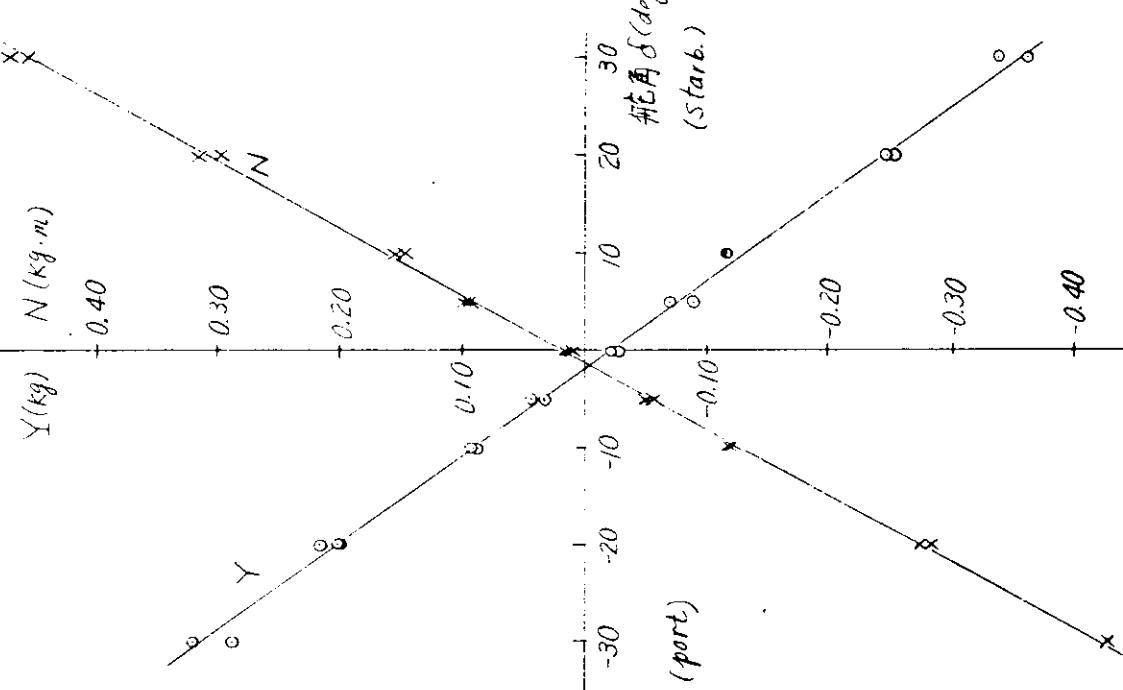
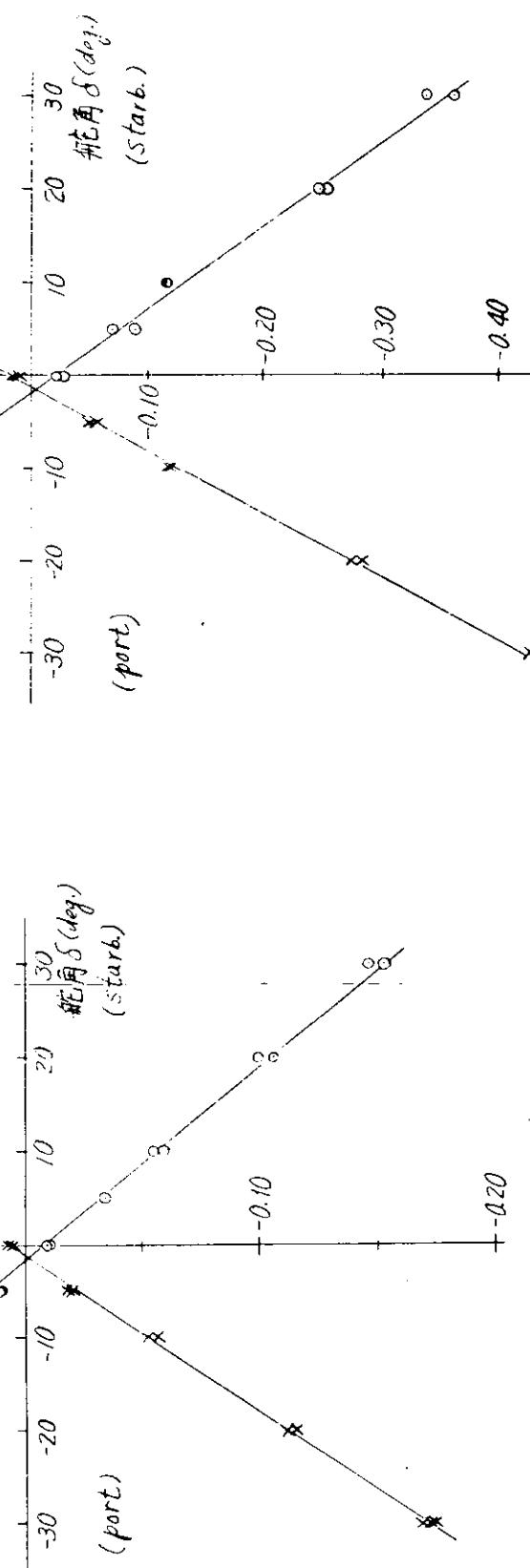


図 4.14 舵の発生する横力と回頭モーメント（肥大船型）
(実船換算 10 ノット, プロペラ回転数 1138 RPM)

図 4.15 舵の発生する横力と回頭モーメント（肥大船型）
(実船換算 15.5 ノット, プロペラ回転数 1680 RPM)



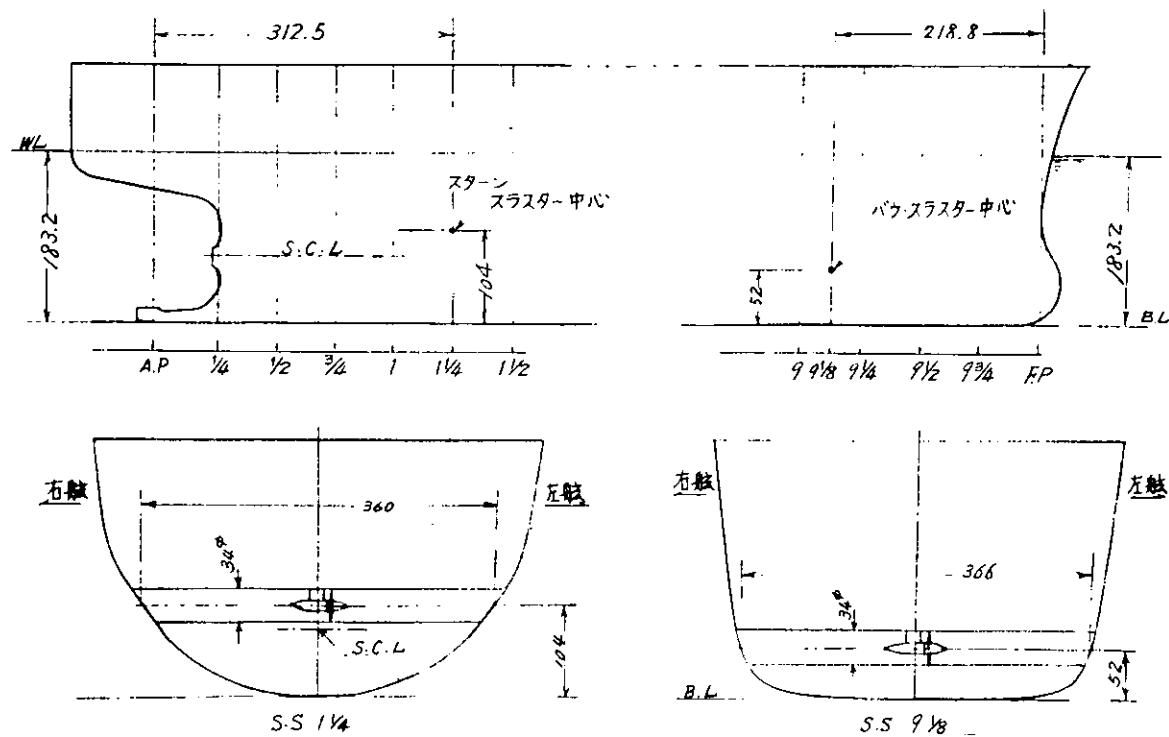


図4.16 サイドスラスターの配置

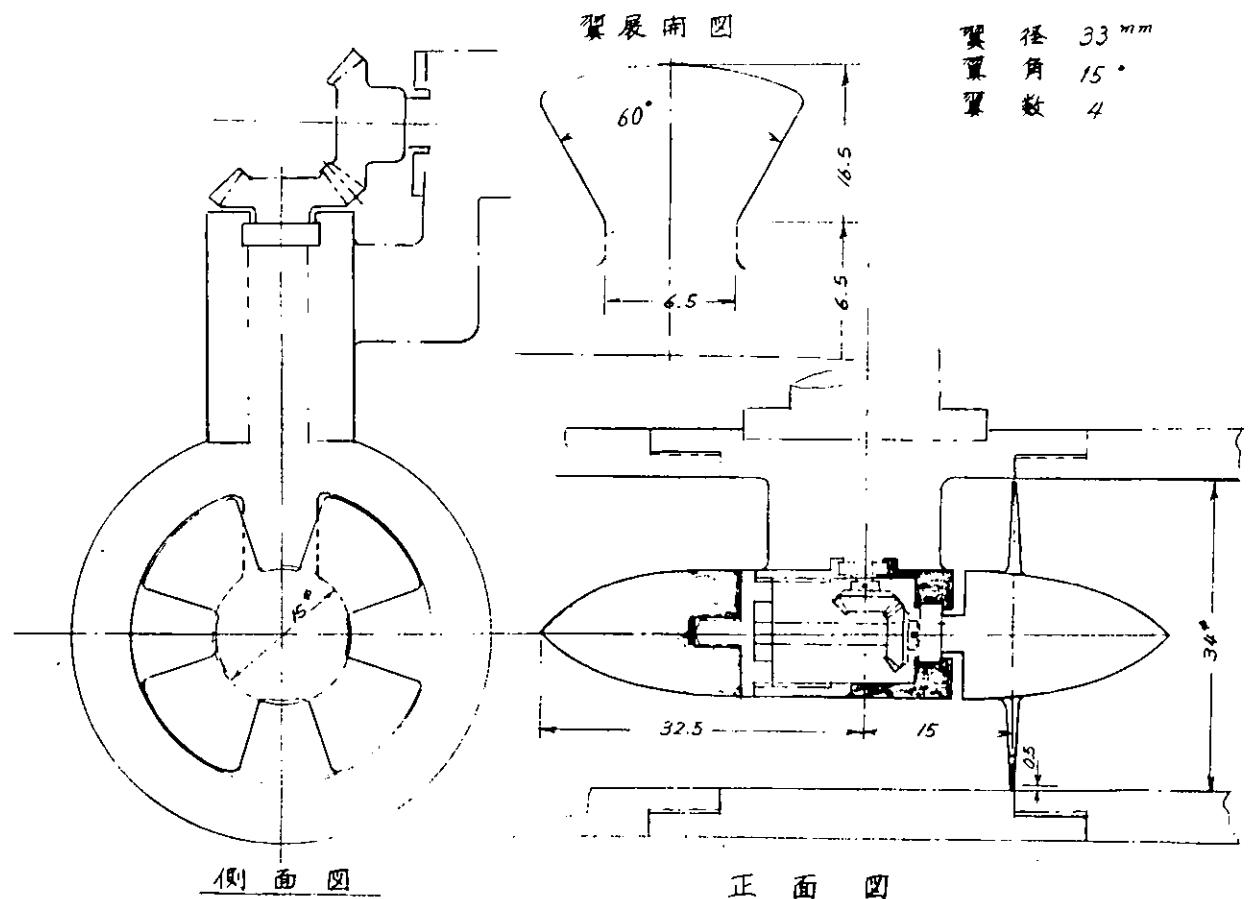


図4.17 サイドスラスター本体

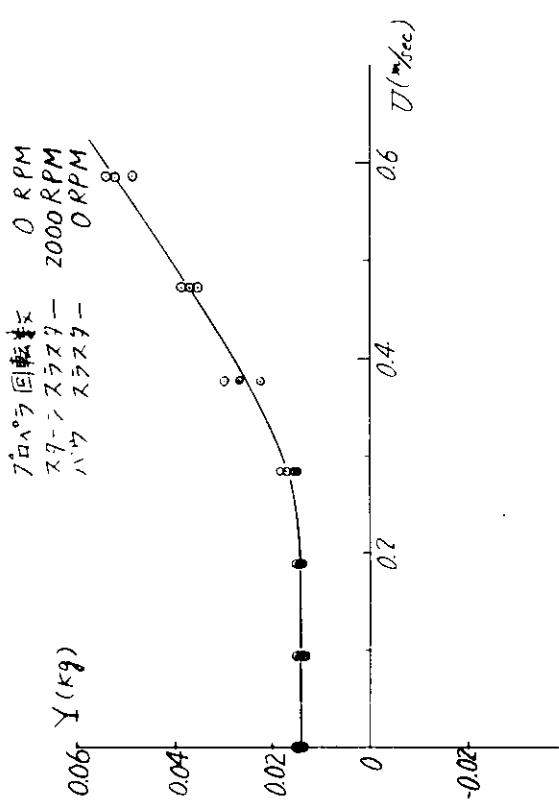
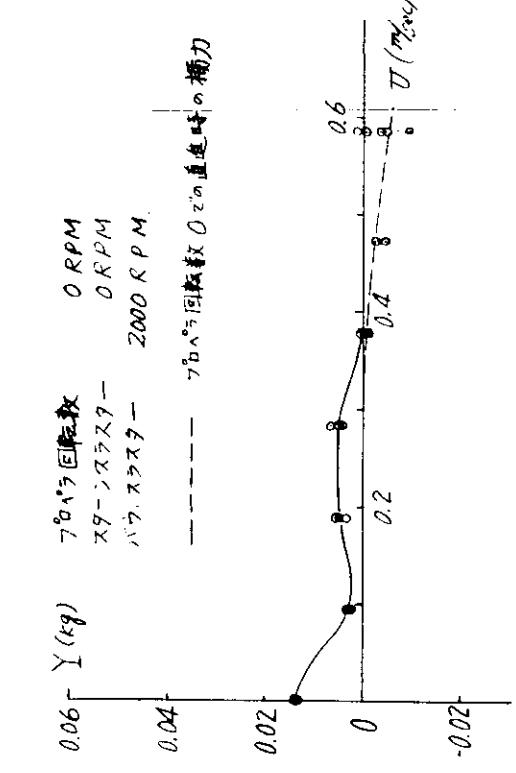


図4.18 バウスラスターの効果に対する船速の影響

図4.19 スターンスラスターの効果に対する船速の影響

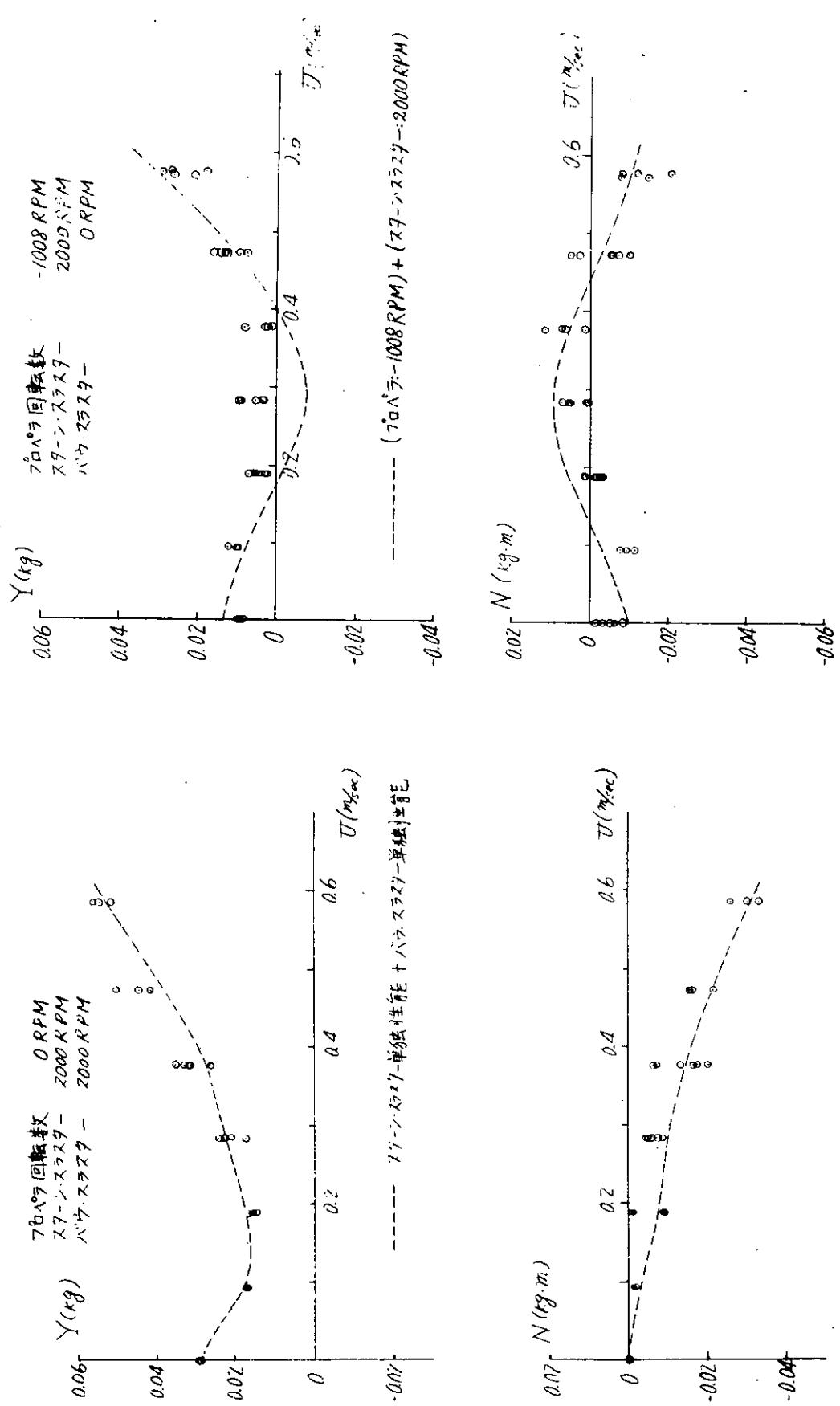


図 4.20 バウおよびステアリング・スラスターの同時作動による横力と回頭モーメント

図 4.21 プロペラ逆転中、ステアリング・スラスターの発生する横力と回頭モーメント

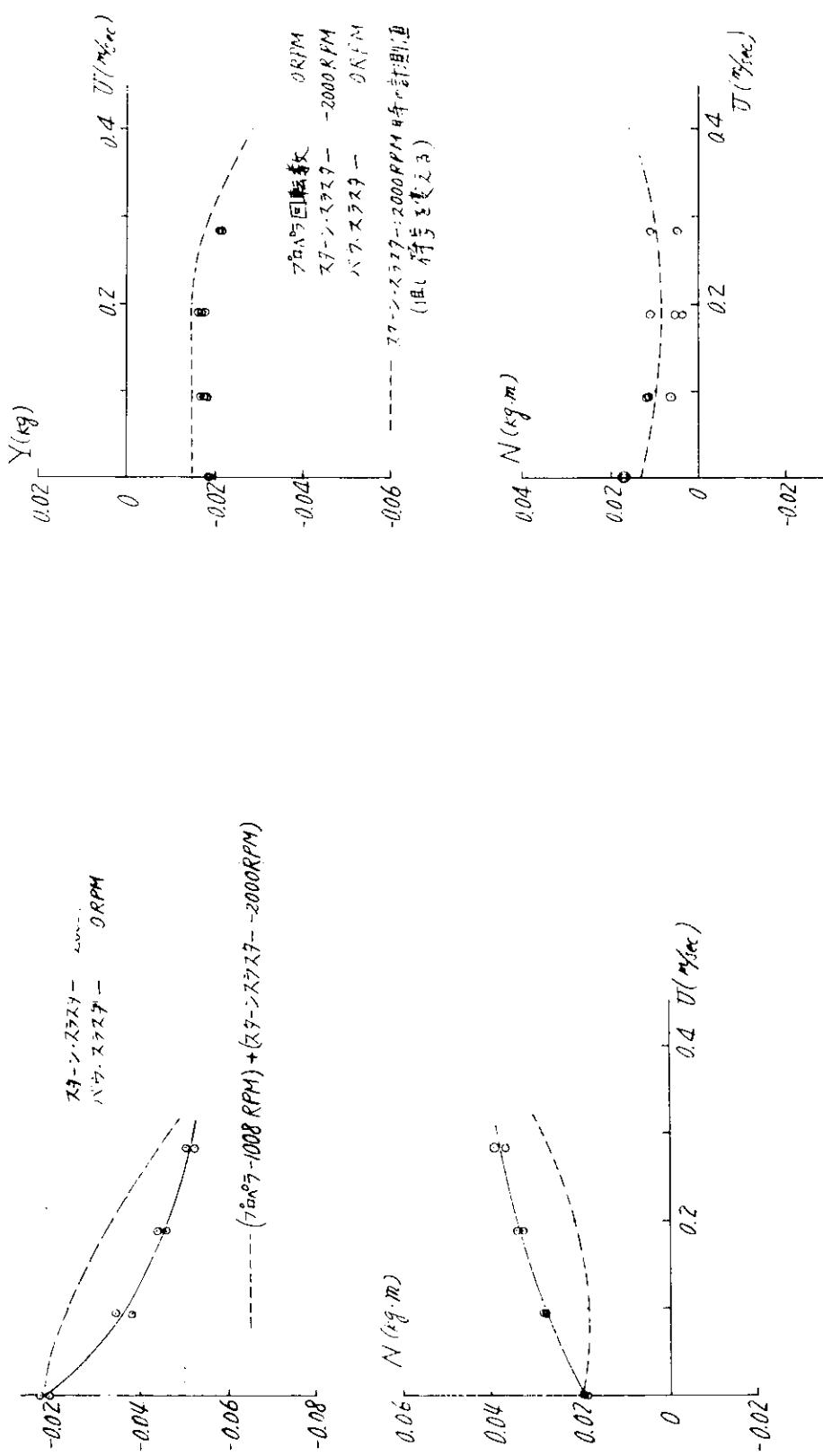
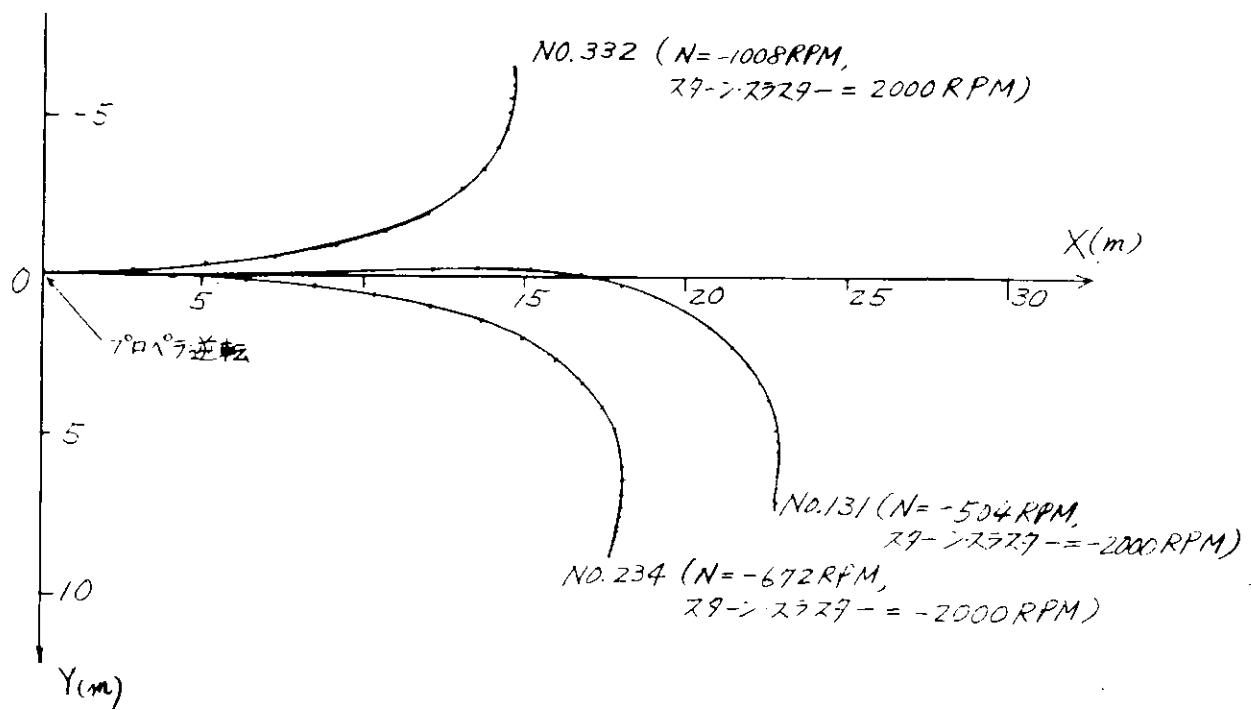
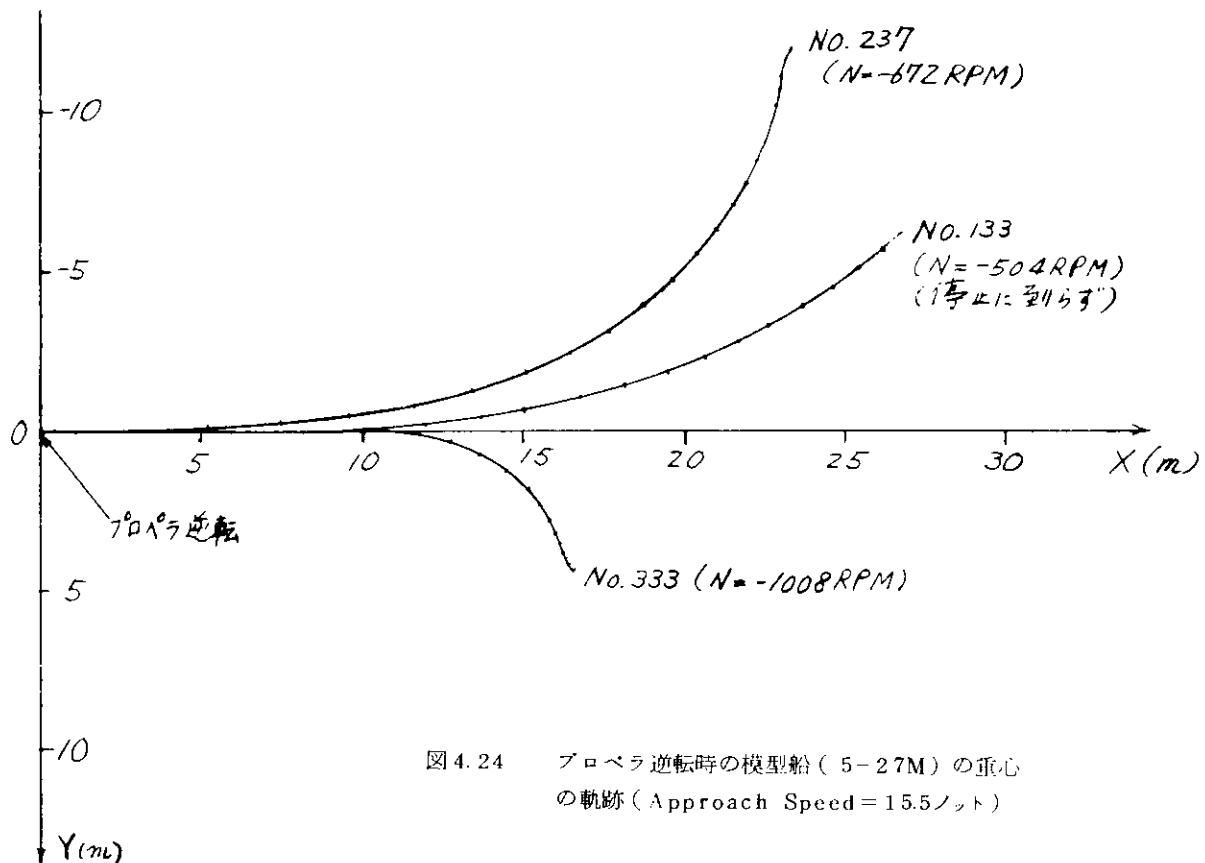


図 4.22 プロペラ逆転中、スターンスラスターの効果に対する船速の影響
する横力と回頭モーメント

図 4.23 スターン・スラスターの効果に対する船速の影響



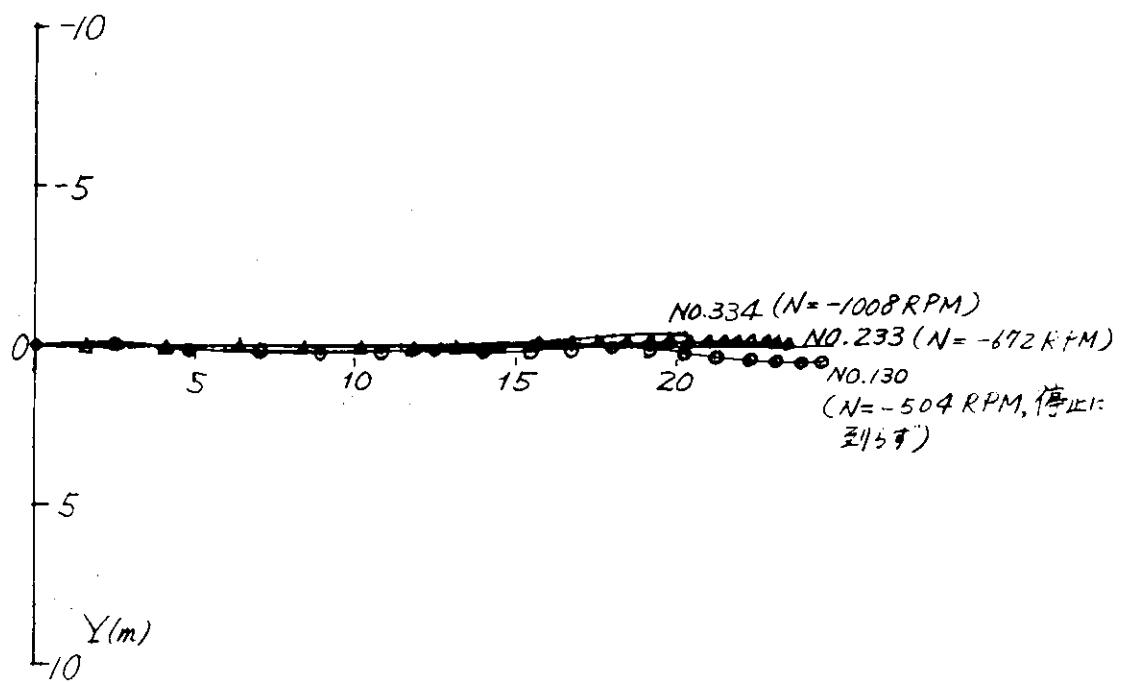


図 4.26 スターンスラスターを ON-OFF 制御したとき模型船の重心の軌跡
(Approach Speed = 15.5 ノット)

5 プロペラ逆転時の船体運動に関する実験

プロペラ逆転は船を停止させる主要な手段であって安全運航上不可欠のものである。本章では、大型タンカーボート型の4m模型を無線操縦で自走させ、いろいろと条件を変えたプロペラ運転を行ない、(1)停止距離 (2)停止に要する時間 (3)プロペラ運転に伴って起る回頭と横流れ運動を計測した。なおこれらの運動を分析する基礎資料として、運転や後進をも含むプロペラ単独試験ならびに試験水槽曳引車で模型船を旋回しないようにガイドしながら行なったプロペラ逆転時の船の運動(船速変化、停止距離等)の計測も行なったので併せて簡単に報告する。

5.1 供試模型船ならびにプロペラ要目

表 5.1.1

模型船判別記号 5-27M		想定実船
L _{pp} (m)	4.000	464
B (m)	0.800	92.8
d (m)	0.293	34.0
L/B		5.00
B/d		2.73
trim		0
C _B		0.820
t c b (%)		-3.10
w _s (m ²)	4.685	
模型プロペラ AU型		
D. (%)	9.655	
P (const) (%)	58.60	
P/D	0.607	
Boss Ratio	0.230	
E. A. R.	0.720	
Thick. R.	0.050	
Rake	10°.0	
Number of Blade	5	
Turning	Right	

5.2 プロペラ単独試験結果

図 5.2.1 に示す。第一象限が通常の前進回転前進中、第3象限が逆転前進中に対応する。

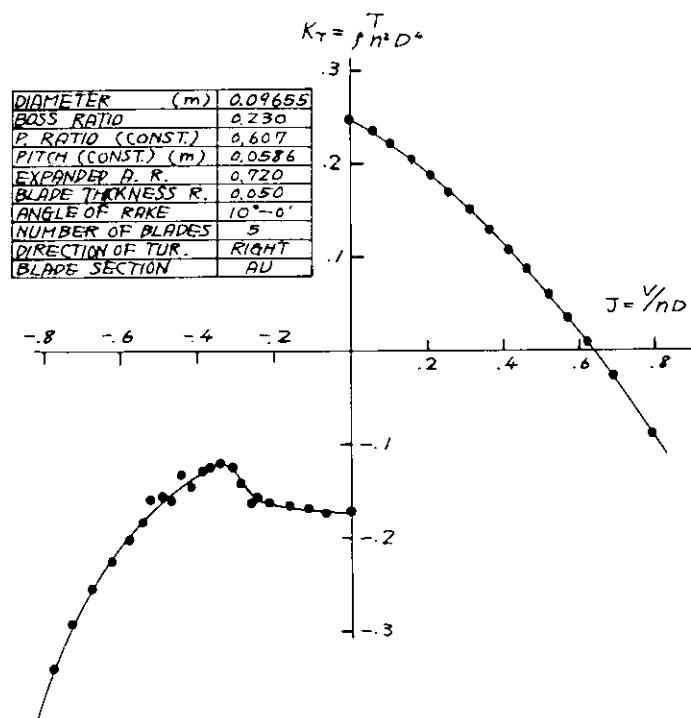


図 5.2.1 プロペラ単独試験結果

5.3 自走模型実験方法

表 5.3.1 に示す前進／後進回転数の組合せで従いプロペラ運転、前進から後進に切り換える過程については次の三種類に大別する。

Crash astern モード できるだけ急速に前進から運転する模型船で 20 rps/sec.

Steam turbine モード タービン主機を模擬 図 5.3.1

Diesel モード ディーゼル主機を模擬 図 5.3.2

各モードにおけるプロペラ停止時期、逆転整定時期等を表 5.3.2 に示す。

計測項目は次の通りである。(図 5.4.1 参照)

合成船速: V 前向き船速 U プロペラ回転数 n (rps)

回頭角 : ϕ 角速度 $\dot{\phi}$ 横流れ角 β

原針路方向変位: X 直角方向変位 Y

重心航跡に沿う変位: S

および一部実験に限りプロペラ推力: T

計測方法は、 ϕ 、 $\dot{\phi}$ 、n、Tは船上のオシログラフに記録、X、Yは水中超音波利用の航跡記録装置の紙テープディジタル記録、V、U、 β は、X、Y記録の数値微分と ϕ 、 $\dot{\phi}$ 測定値より計算、図 5.3.3 に本実験用の特殊自航動力計と回転制御装置を示す。

表 5.3.1 プロペラ前進／後進回転数

V_s (kt)	V_o^* (m/s)	n_o (rps)	n_a (後進 rps)						
15.5	0.74	22.0	15.4	13.2*	11.0	8.8	6.6	*	
	0.60	19.1	15.4	13.2	11.0	8.8	6.6		
	0.45	15.0	15.4	13.2	11.0	8.8	6.6		
	0.30	9.9	15.4	13.2	11.0	8.8	6.6		
$n_a / 22.0 \quad 70\% \quad 60\% \quad 50\% \quad 40\% \quad 30\%$									

* 15.1 委指定の値

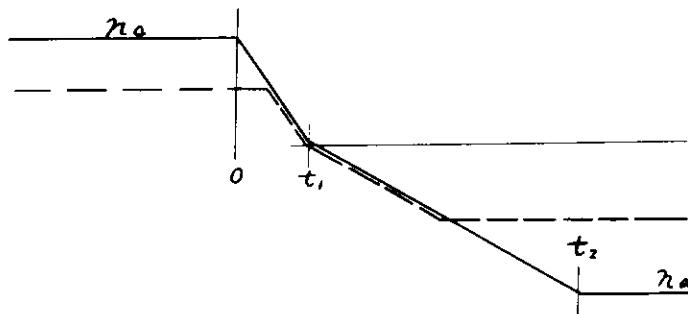


図 5.3.1 ターピンモード

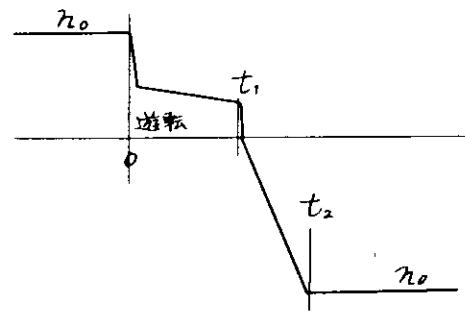


図 5.3.2 ディーゼルモード

表 5.3.2 プロペラ停止／逆転開始時期等

	ターピン・モード						ディーゼル
t_1	8.0 sec	1.6	$1.6 \times \frac{n_o}{22}^*$	24.0	3.2		1.2
t_2	21.5	4.3	$t_1 + 2.7 \times \frac{n_a}{15.4}^*$	64.5	8.6		2.7
n_o / n_a	22.0 / 15.4	22.0 / 15.4	表 5.3.1 の 全 n_o / n_a の組合せ	22.0 / 15.4	22.0 / 15.4		2.0 / 15.4
	*: 図 5.3.1 破線に示す						他の n_o / n_a は検討中

なお t_1 、 t_2 の選定に当っては日本造船研究協会報告第 5.7 号ならびに若干の他資料よりターピン船の平均値 $\frac{t_1}{(L/V)} = 3$ 、 $\frac{t_2}{(L/V)} = 8$
ディーゼル船の平均値 $" = 2$ 、 $" = 5$

これに模型船の L/V を乗じた値を上記 t_1 、 t_2 の目安とした。

L : 船長 V : 船速 (m/s)

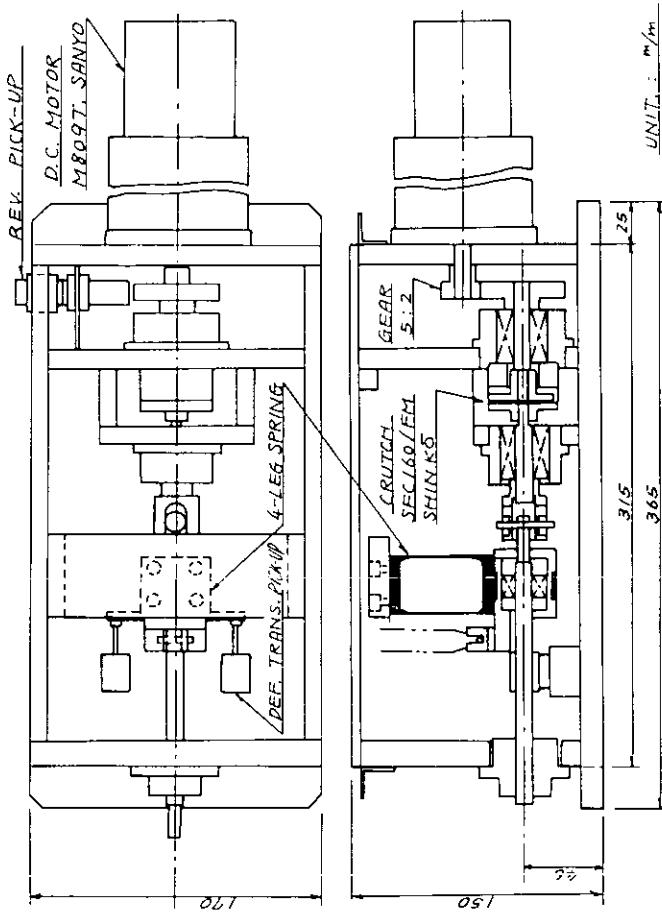
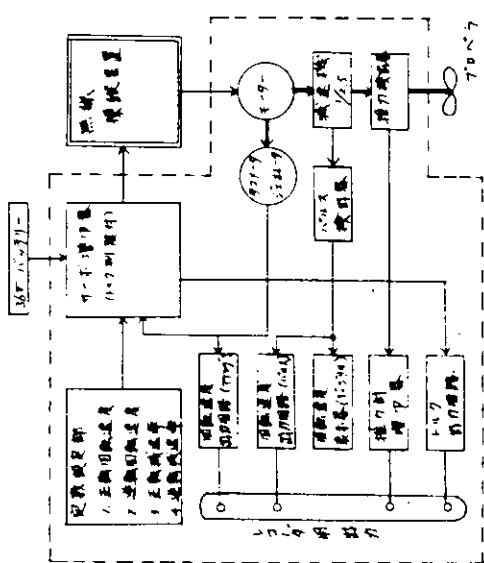
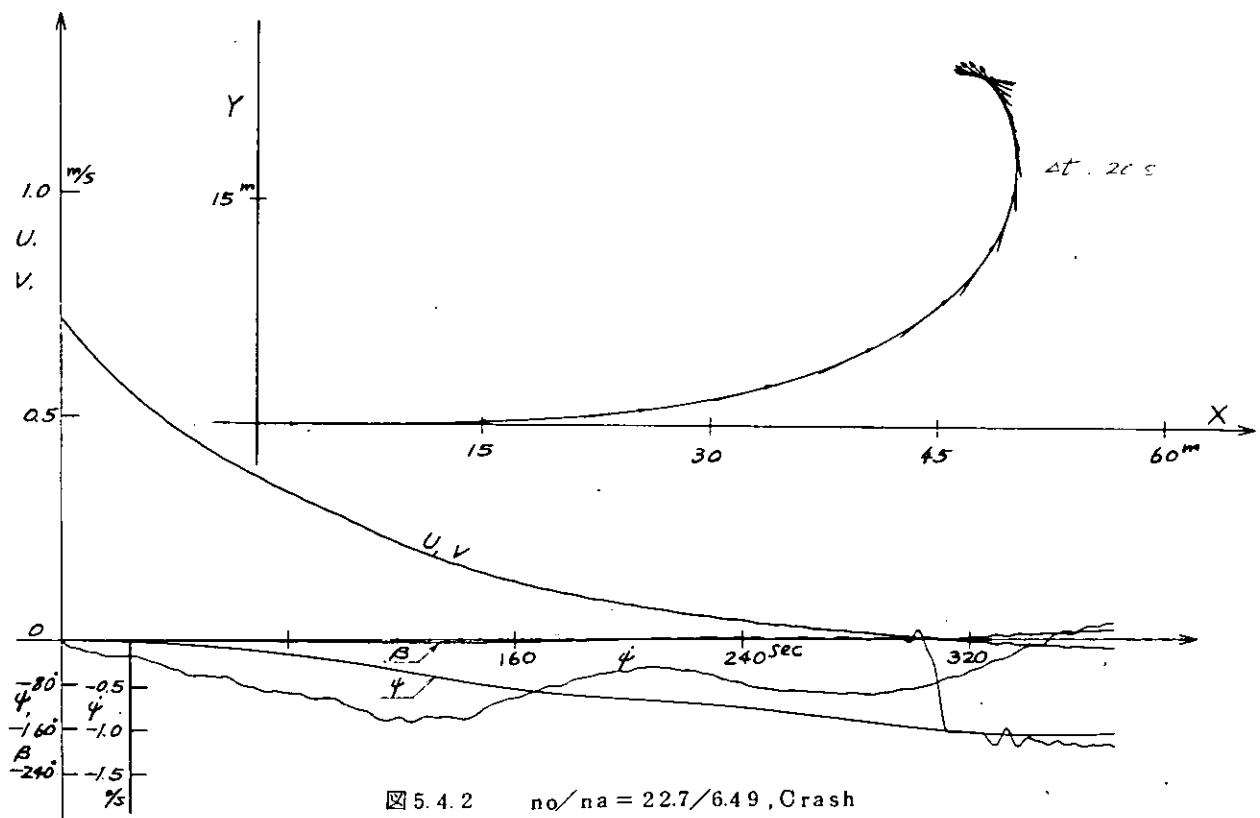
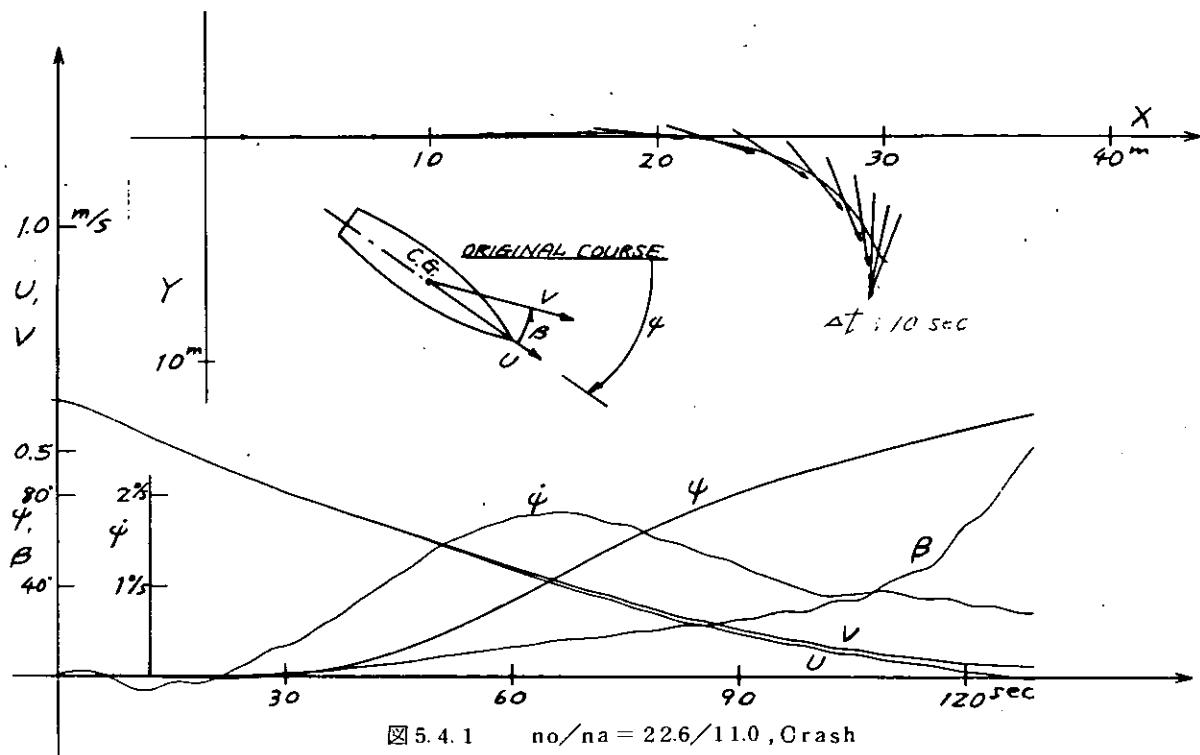


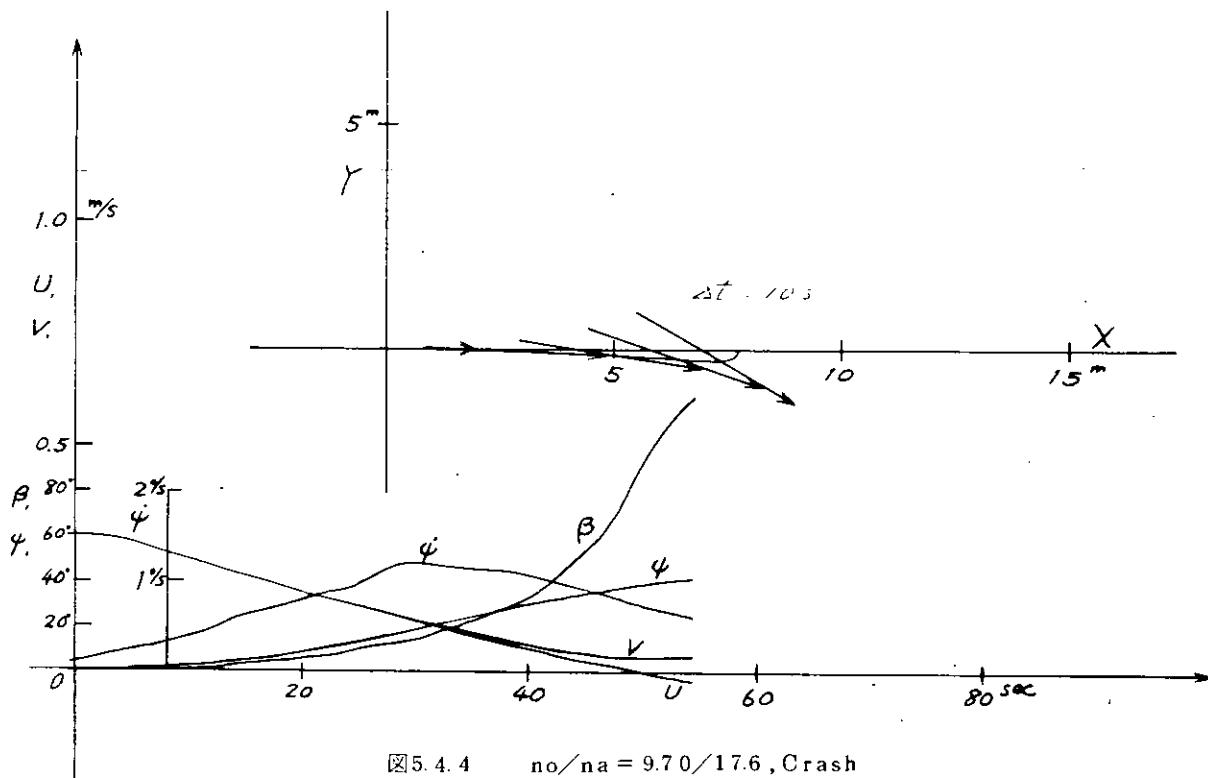
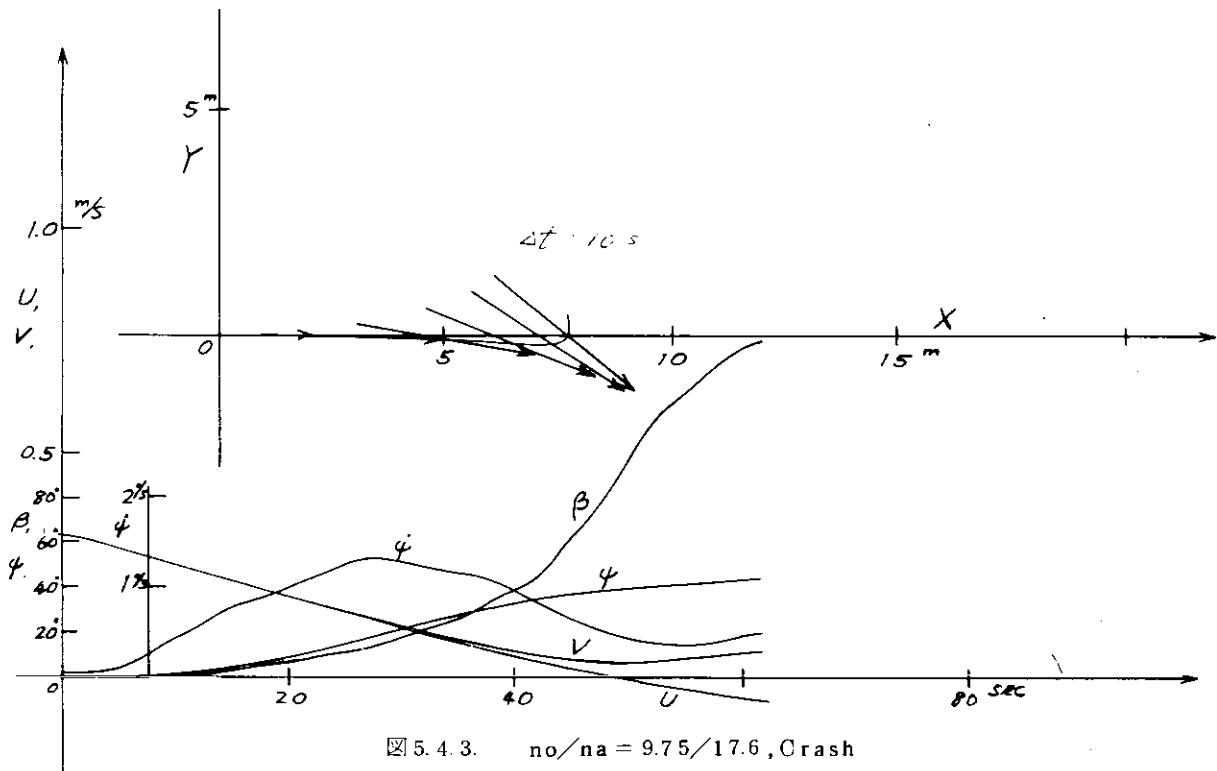
図5.3.3 前後進試験用自航動力計ならびに駆動装置



5.4 実験結果

結果の例を図 5.4.1 ~ 5.4.19 に示す。この一連の結果は Crash astern モードであるが、ターピン、ディーゼルモードも類似の結果となる。





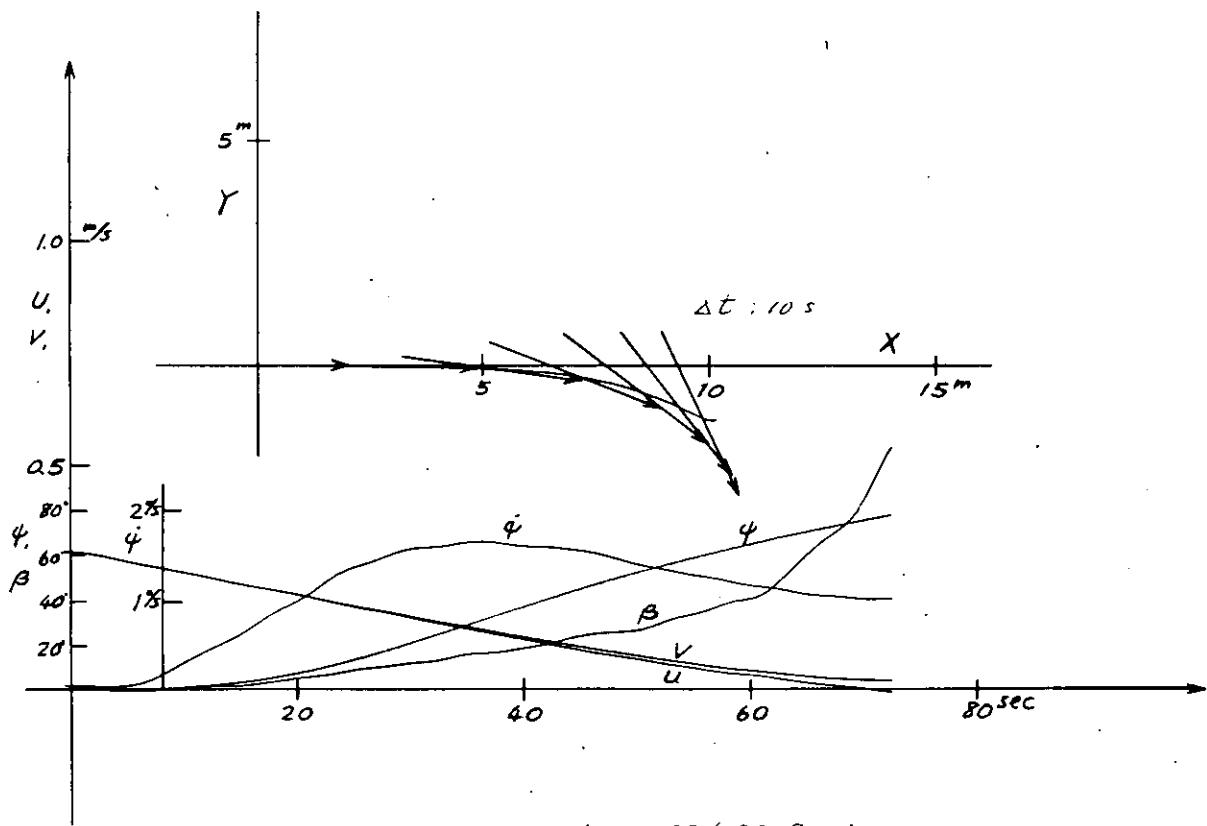


図 5.4.5 $n_0/n_a = 9.68/13.2$, Crash

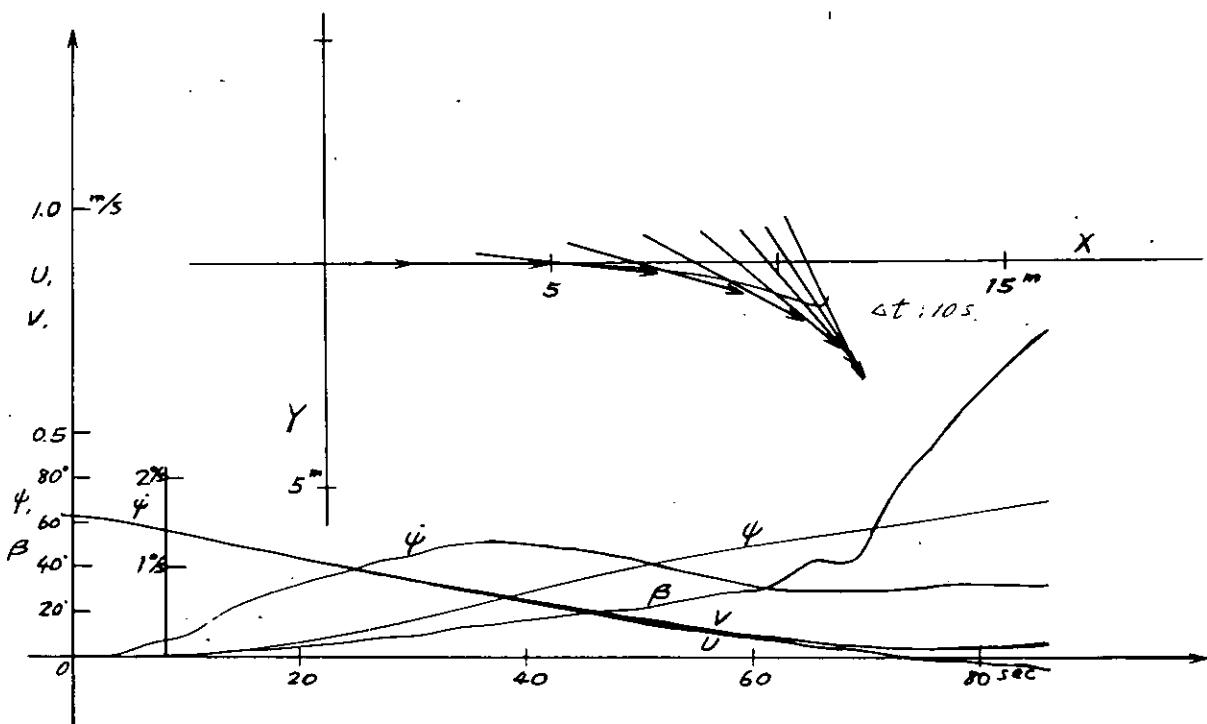


図 5.4.6 $n_0/n_a = 9.70/13.2$, Crash

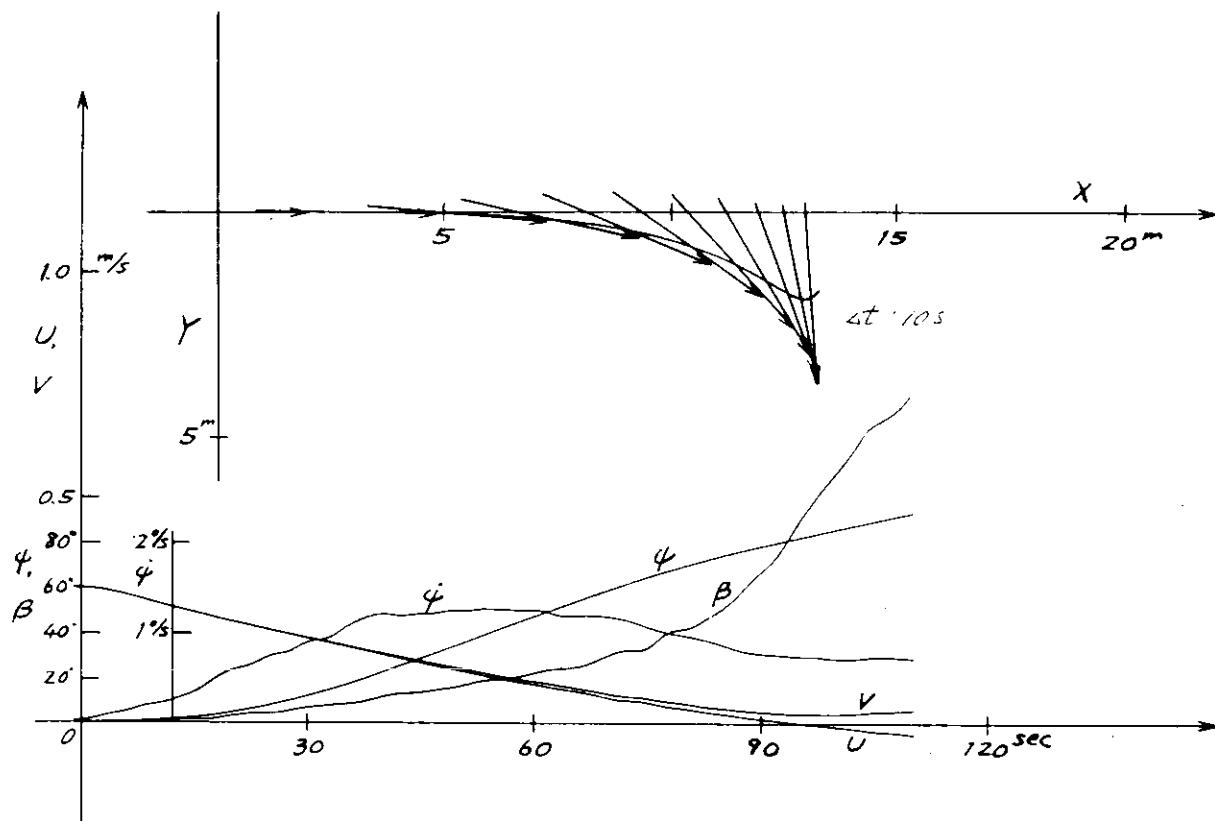


図 5.4.7 $n_0/n_a = 9.71/11.0$, Crash

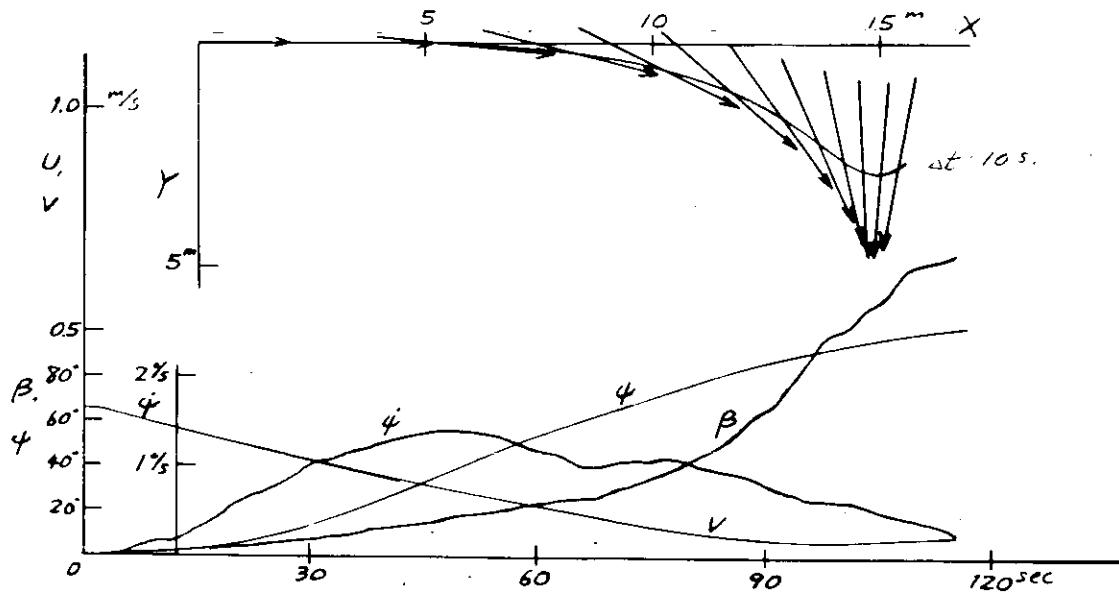


図 5.4.8 $n_0/n_a = 9.68/11.0$, Crash

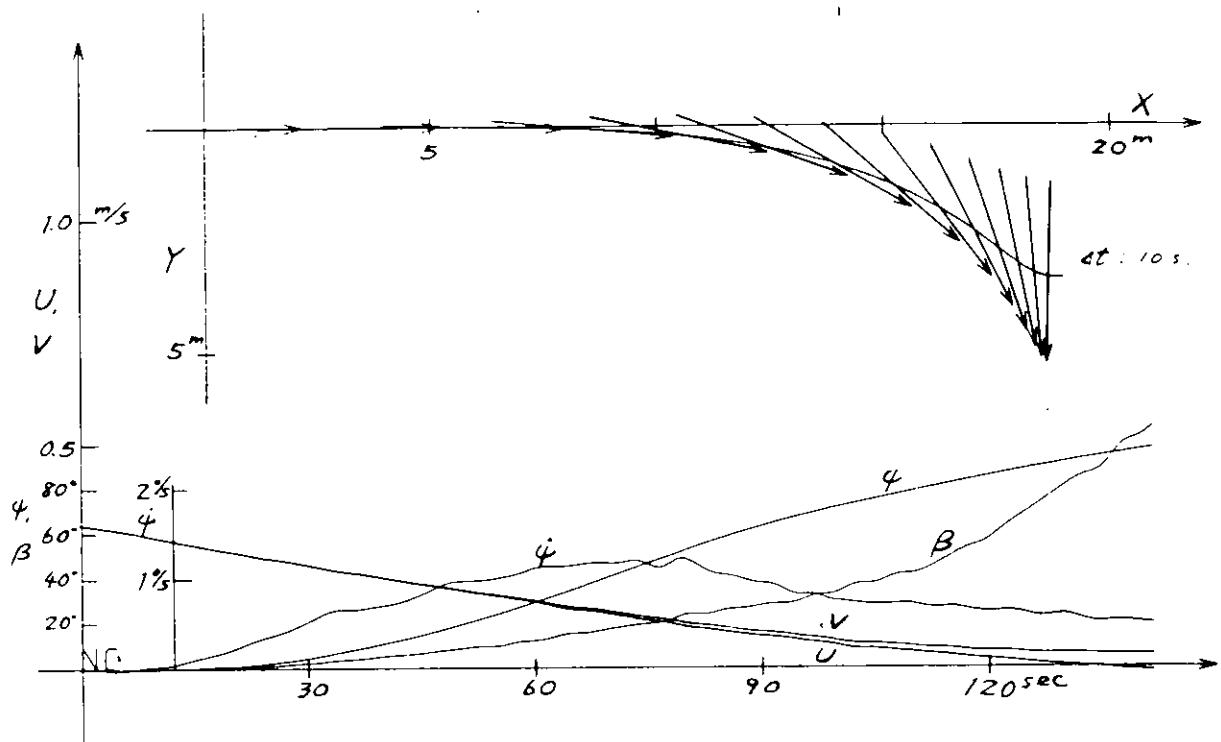


図 5.4.9 no/na = 9.68/8.79, Crash

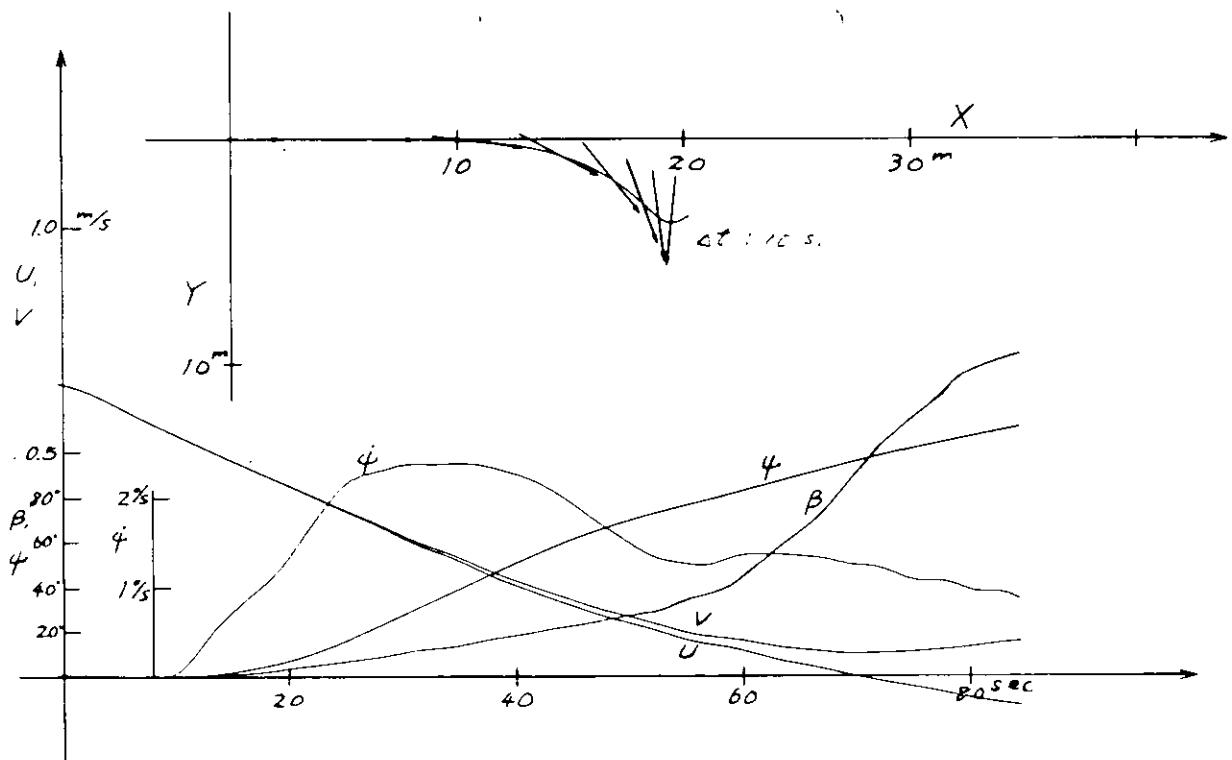


图 5.4.10 $n_0/n_a = 22.5/17.4$, Crash

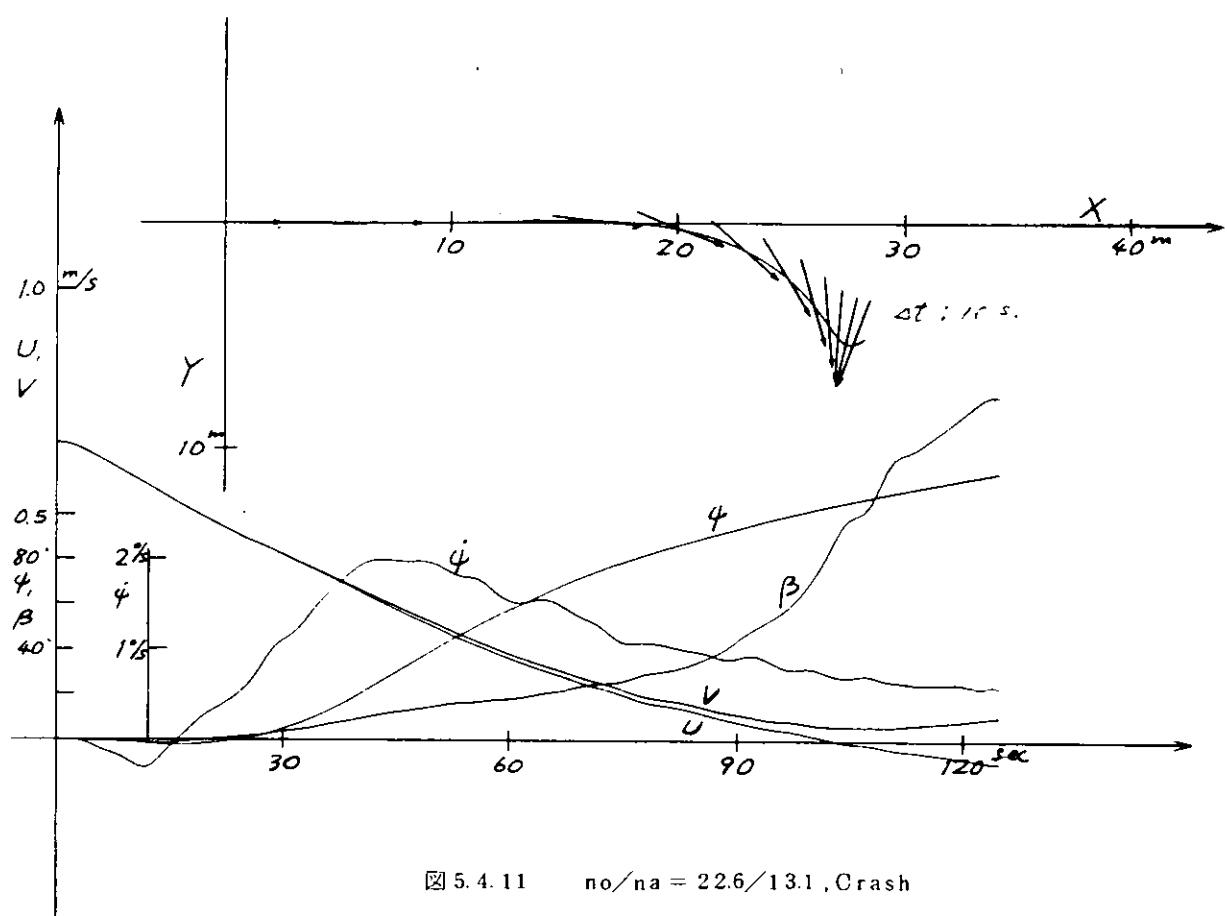


図 5.4.11 $no/na = 22.6/13.1$, Crash

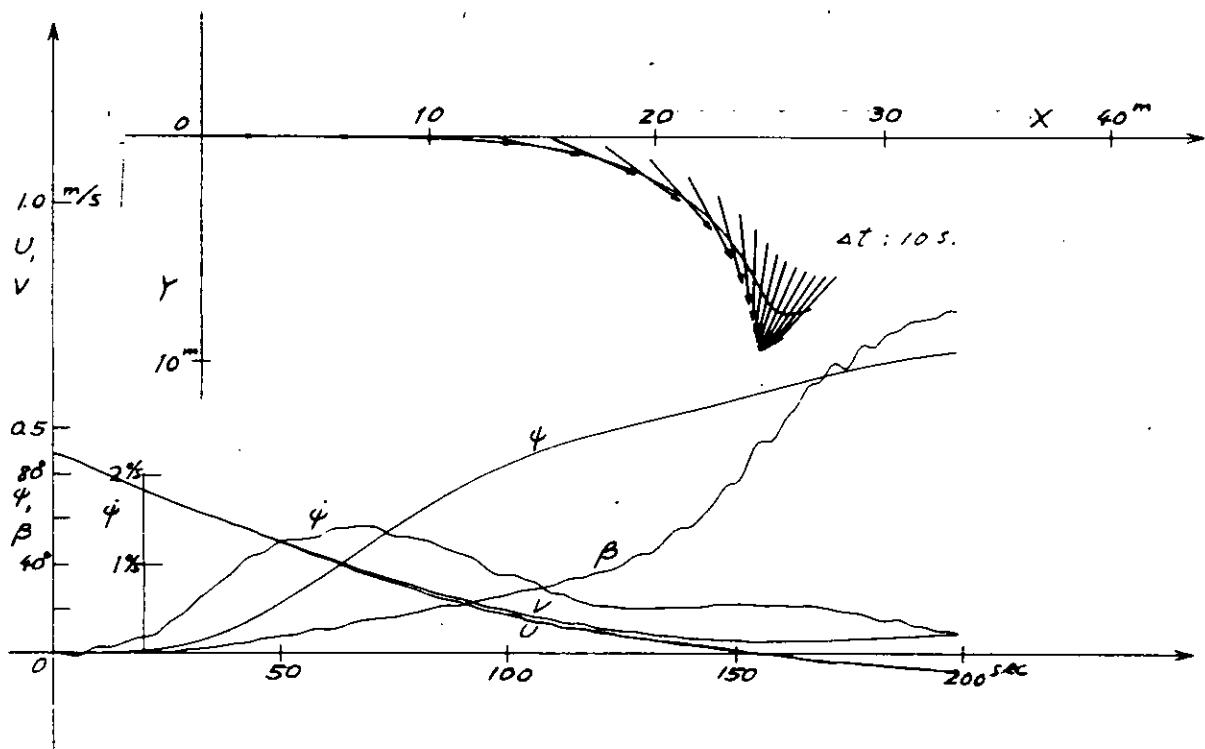


図 5.4.12 $no/na = 15.0/8.78$, Crash

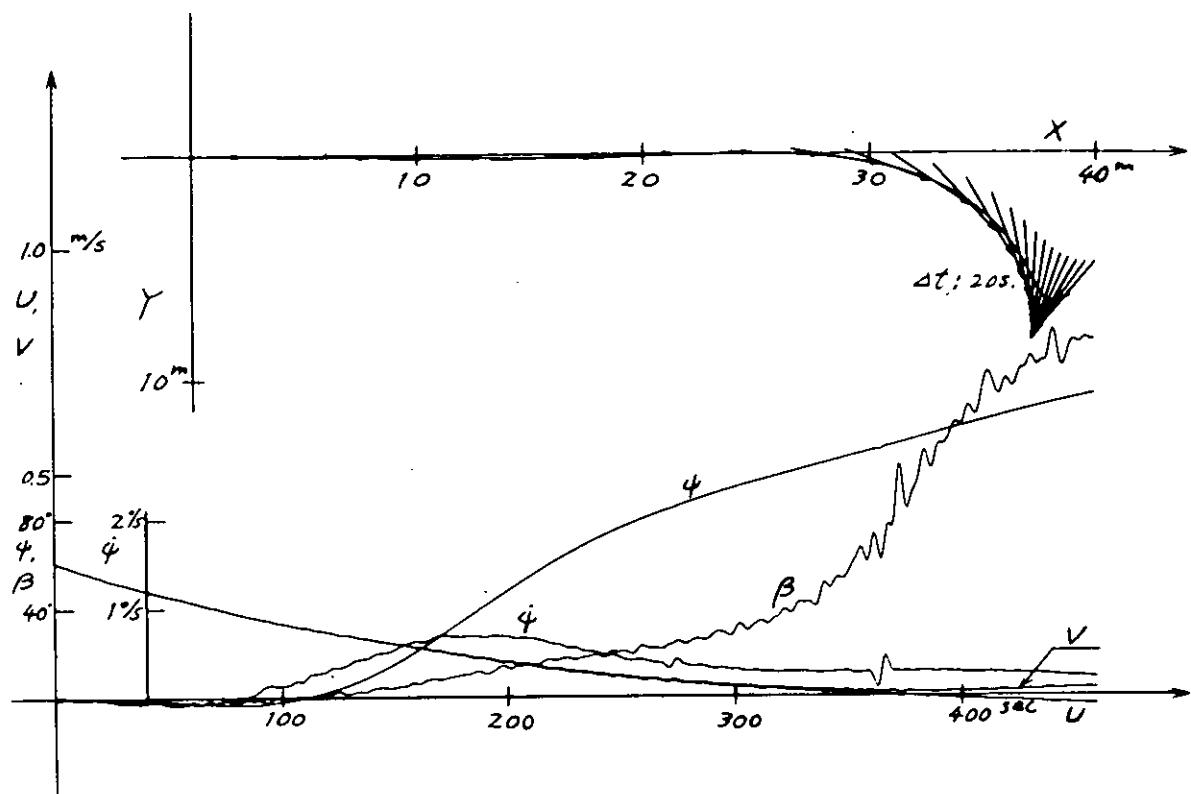


図 5.4.13 $n_o/n_a = 9.71/4.39$, Crash

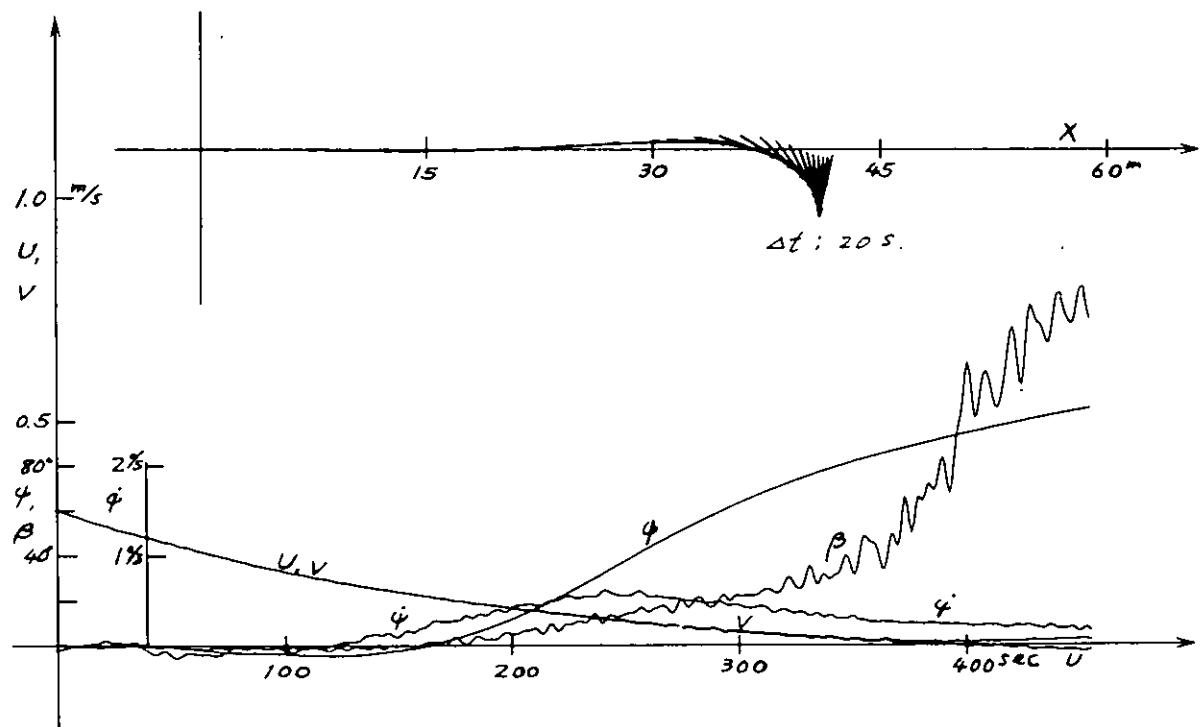


図 5.4.14 $n_o/n_a = 9.66/4.35$, Crash

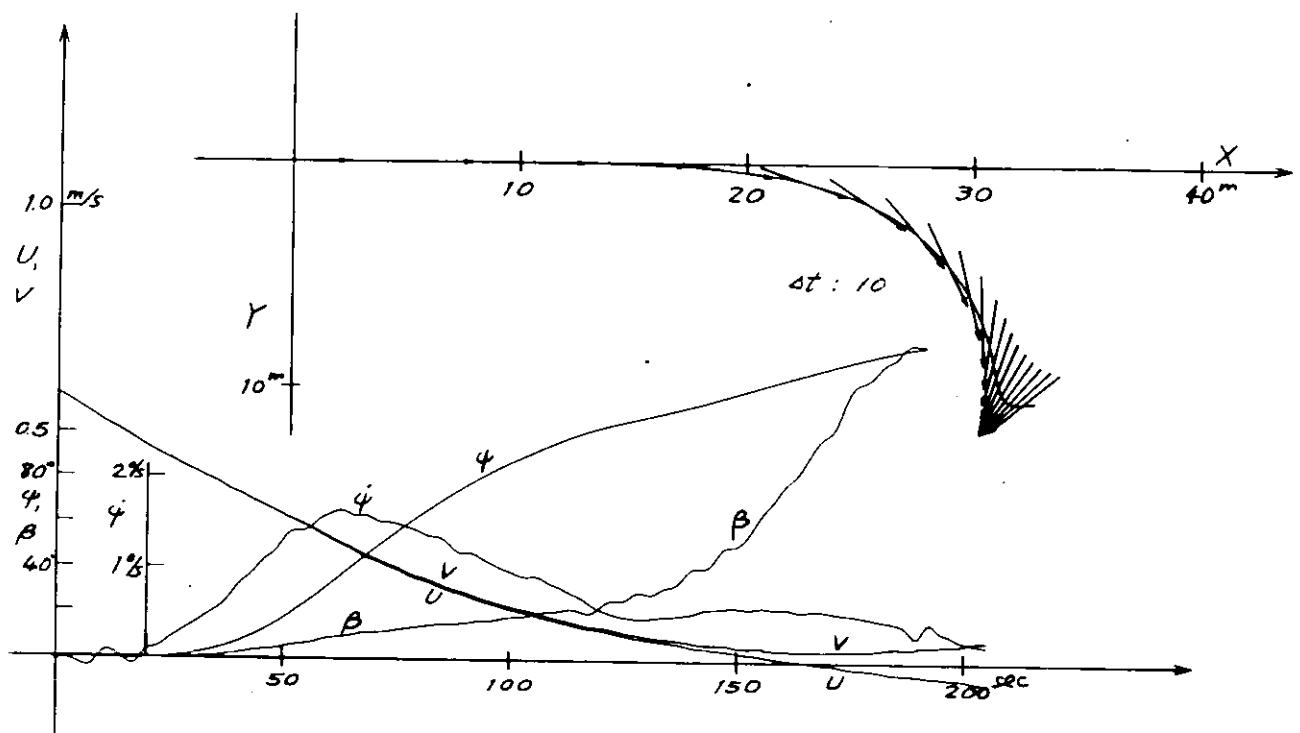


図 5.4.15 $n_0/n_a = 19.3/8.81$, Crash

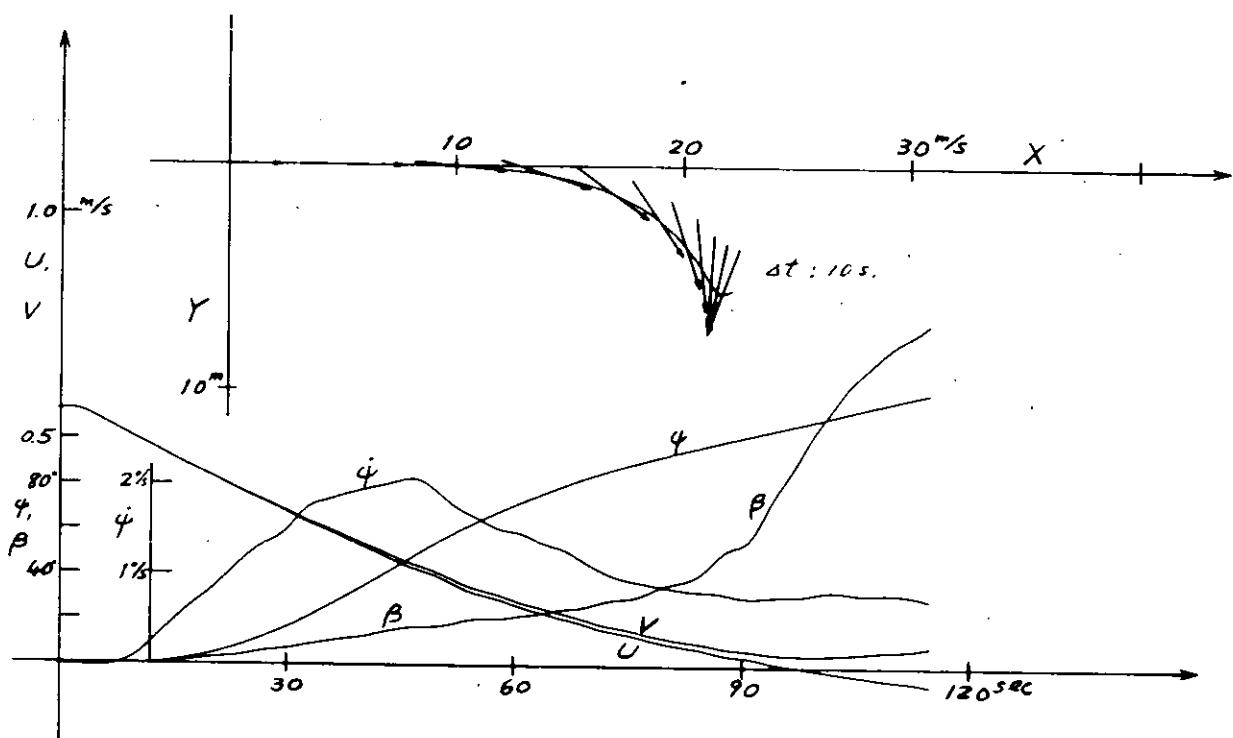


図 5.4.16 $n_0/n_a = 22.6/13.2$, Crash

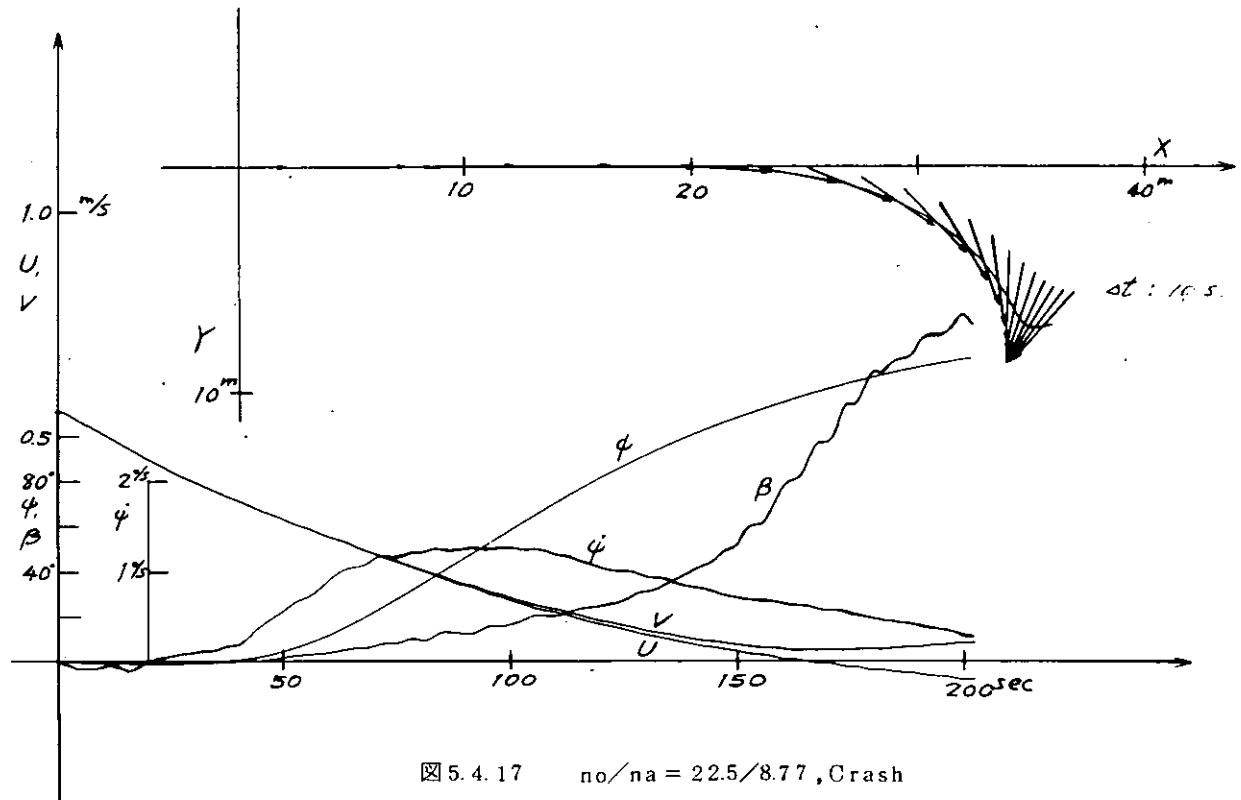


図 5.4.17 $no/na = 22.5/8.77$, Crash

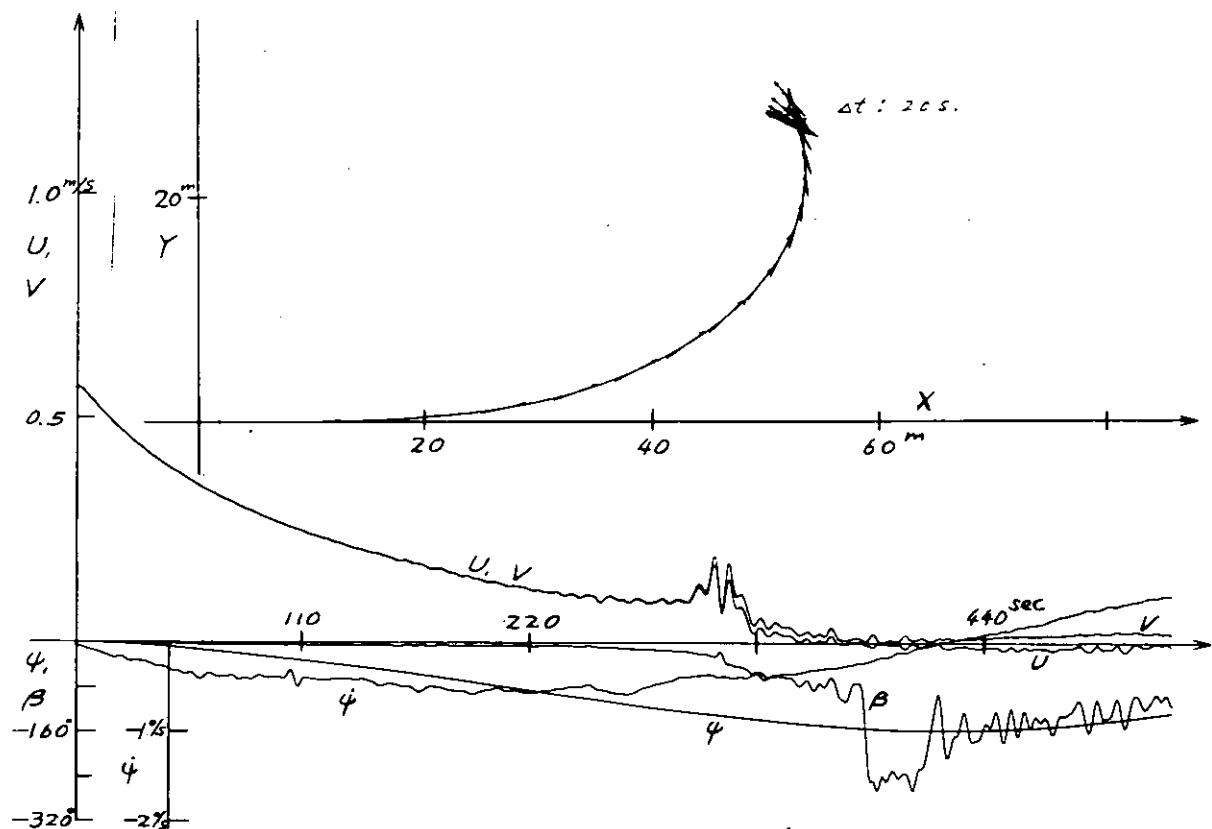


図 5.4.18 $no/na = 22.6/4.39$, Crash

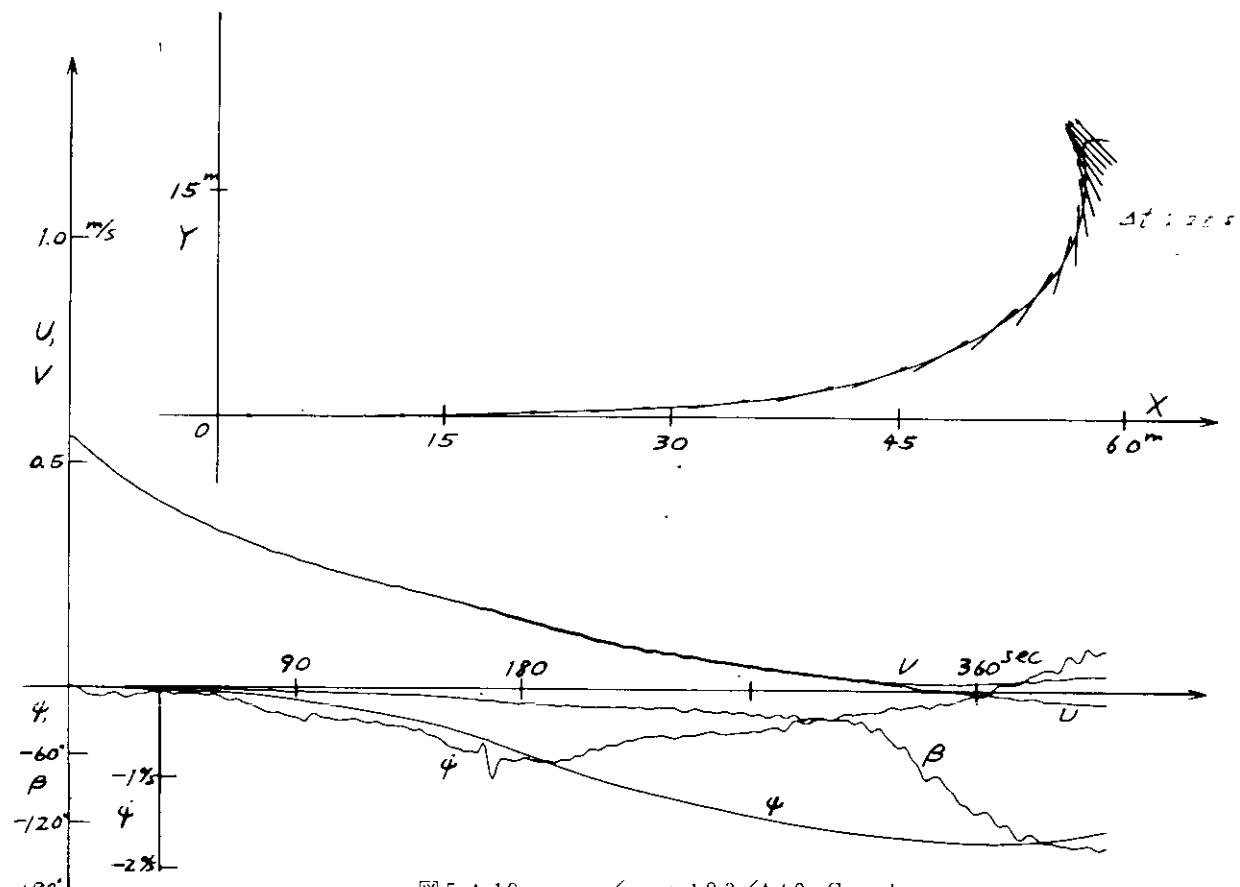


図 5.4.19 $n_o/n_a = 19.3/4.40$, Crash

5.5 考 察

(1) 停止距離および停止時間を図 5.5.1、5.5.3、5.5.5 に示す。停止距離を航跡に沿って測ると、 S_s 、原針路方向に測ると X_s である。この結果によれば前進速力、後進回転数の組合せの如何に関らず $|n_{a!}|/n_o$ 、すなわち後進回転／前進回転の比率が同じなら停止距離は同じであると見てよい。

停止に至る時間 t_s に (V_o/L) を乗じて無次元にした t_s' も、又 $|n_{a!}|/n_o$ が同じなら同じである。 V_o は前進速力、 L は船長である。

なお、ここでは $|n_{a!}|/n_o$ を取っているが、 X_s や t_s' の形状から考えると $n_o/|n_{a!}|$ または $V_o/|n_{a!}|D$ を横軸に取るとより単調な傾向になるはずである。そしてこのことには力学的な根拠がありそうである。ここに D はプロペラ直徑である。

(2) プロペラ運転の過程の停止性能に与える影響は主機逆転操作と関連して重要な問題である。本シリーズ実験の crash astern、ターピン、ディーゼルの 3 モードはこの点を明らかにしようとするものである。ディーゼルモードとターピンモードの細かい相異はさておき、ここでは前進回転から後進回転に移行する過程を

$$n(t) = n_a - (n_a - n_o) e^{-t/T_M} \quad (5.5.1)$$

なる一次おくれでおきかえてみよう。ここで n_a は負、 n_o は正值であり、又 T_M は主機逆転操作の等価的時定数である。このようにおきかえれば、主機逆転操作の細部の経過は別として全体のおくれをまず妥当な形で表わすことができる。ついでながらこの形はディーゼルよりもターピン主機の実状によく合っている。

図 5.5.6 はターピンモードで主機操作時間 t_1 と t_2 をいろいろに変えた結果を (5.5.1) 式の等価的時定数 T_M を変数として示したものである。なお T_M の算出に当っては $\int_0^\infty \{ n(t) - n_a \} dt$ が実際に与えた $n(t)$ と (5.5.1) 式でおきかえた $n(t)$ とで等しくなるように T_M を選んだ。

この結果によると、プロペラ逆転過程の停止性能に与える影響はこの等価的時定数ではなく代表されると考へてよさそうである。図中一番小さい $T_M = 0.08 \text{ sec}$ は図 5.5.1 の crash astern の値に対応する。一方大型タンカーのターピン主機の実績から T_M の般略の値をこの模型船に換算すると、 $T_M = 10 \sim 20 \text{ sec}$ 程度となる。従って“理想的な crash astern”（現実の crash astern は主機の保安上、今述べた程度のおくれ時間 T_M が不可欠で、ここで云う理想的な crash astern とは異なる）と比較すると、普通のターピン主機で実現できる停止距離は 3 船長ばかりも伸びていると云うことになる。主機の逆転操作性能が船舶の停止性能に大きい影響を与えている点を注目すべきである。

- (3) プロペラ逆転に伴なう船の横振れ運動も早くから注目されて来た。このいささか気紛れで、しかもコントロールの効かない運動は特に大型船では重大な危険につながるおそれがある。

図 5.5.2、5.5.4、5.5.5 に停止時の横移動 Y_s とその時の回頭角 ψ_s を $|n_a|/n_0$ に対して示す。なお途中の経過については、図 5.4.1 ~ 5.4.1.9 に示されている。

この Y_s と ψ_s についても前進後進回転数比でかなりよくまとまっている。ひとつの注目すべき点は図 5.5.1 および 2 に示すように、 $|n_a|/n_0$ がある値より小さくなると横振れは突如その方向を右から左へ変えることであろう。これは“Crash astern”で特に顕著であり、ディーゼルモードにも同じ傾向がある。ターピンモードにだけそれが現われなかったのは回転数の変化がゆるやかであることと関係がありそうである。しかし、さらに $|n_a|/n_0$ 比を下げればターピンモードでも現われたかも知れない。いずれにせよ前進回転の割に後進回転が低いと左旋回が起こると云う傾向は明瞭である。あるいは逆転発令時前進速力の割に後進回転が低いと左旋と云ってもよい。これは本報告 4 章のプロペラ逆転時船体に作用する力の計測結果とも話が合う。

従来、実船のストッピングテストで右旋する船と左旋する船があり、屢々議論の種になって來たが、この結果はおそらくこの問題に直接の関係がありそうである。ストッピングテストでは前進速力と、整定すべき後進回転は一定に定まっているけれども、プロペラ逆転に移行する過程にはかなりの差がある。主機の特性からまた操機手のブラックティスやら流儀から、ある場合には比較的強引な逆転投入があるし、その反対の慎重すぎるような操作もある。逆転操作初期のこの段階で一たん左旋が起つてしまふと、プロペラ逆転、前進中の船はたいていかなりの針路不安定でしかも舵効はないからそのまま左旋が続いて停止に至ると云うことではないだろうか。

- (4) プロペラ逆転に伴なう旋回、横振れが停止距離に与える影響も又よく問題にされて来た。（日本造船研究協会報告 R 5.7）。図 5.5.7 の実験点はここで述べている同じ模型船を試験水槽の曳引車でガイドして横振れしないようにして行なったプロペラ逆転停止実験の結果である。もちろん左右以外の運転は自由で曳引車は模型船の動きを追って減速し、停止する。

この場合にも停止距離 X_s (S_s も同じ)、無次元停止時間 $t's$ は $|n_a|/n_0$ でまとめることができる。図中併記した曲線は図 5.5.1 から転載した S_s 、 X_s 、 $t's$ で横振れを伴なう自走模型の結果である。両者の差が横振れの影響でやはり横振れによって慣性抵抗が働くと停止距離時間ともかなり減少している。実際に使用される $|n_a|/n_0$ 比は $0.5 \sim 0.7$ 程度が多いが、そのあたりで $1 \sim 2$ 船長の減少があると云うことになる。

- (5) 以上の結果は、一軸船大船型のタンカーを想定したことであって、他の船型、たとえば $C_B / (\frac{L}{B})$ のずっと小さい高速船とか 2 軸船などでは全く別の傾向を示すこともあり得ることに注意すべきである。

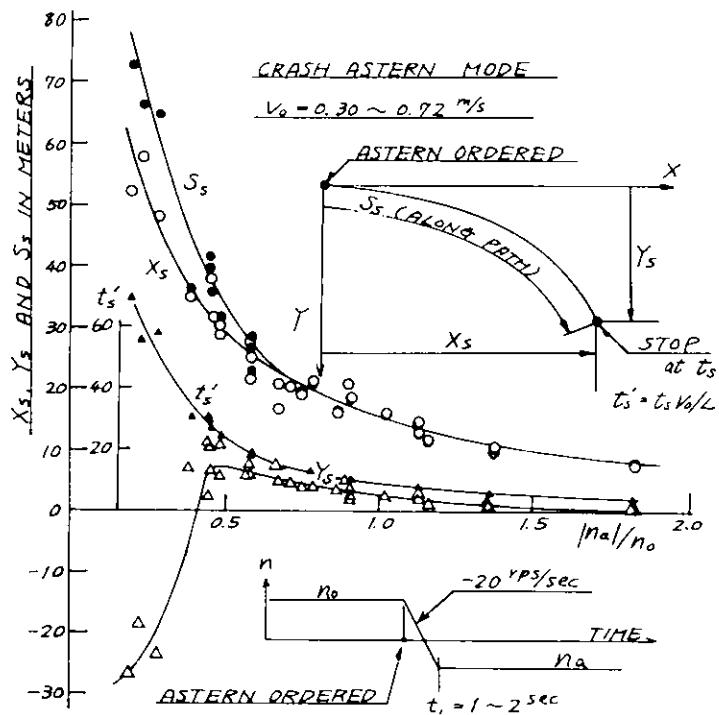


図 5.5.1 Crash astern の停止距離と停止時間

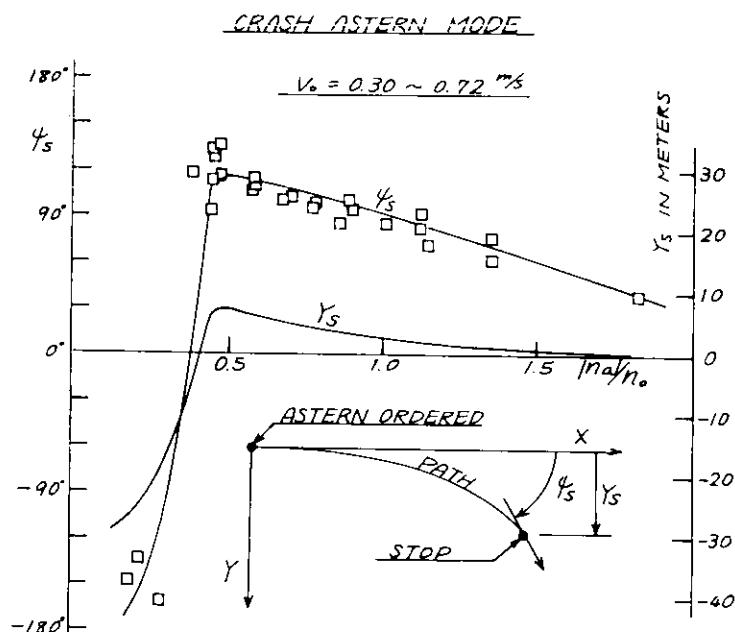


図 5.5.2 Crash astern の停止時横振れ

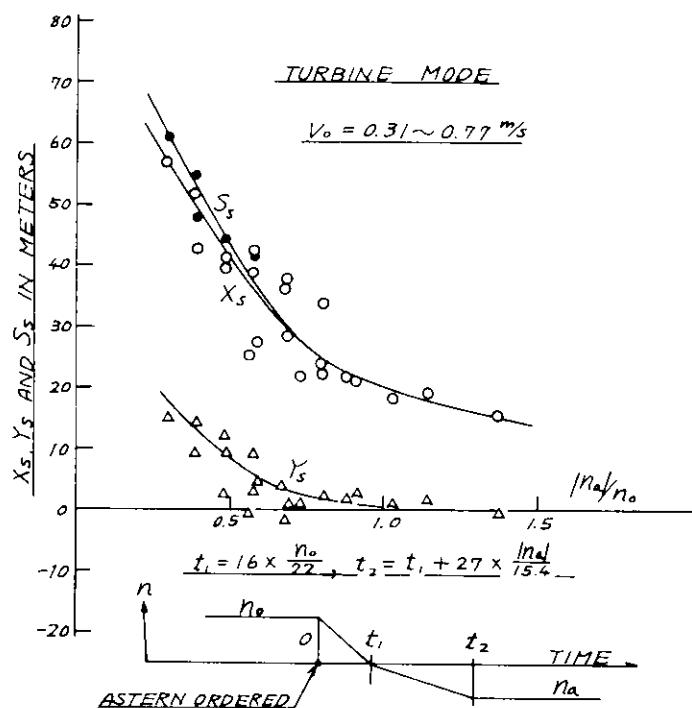


図 5.5.3 タービンモード停止距離

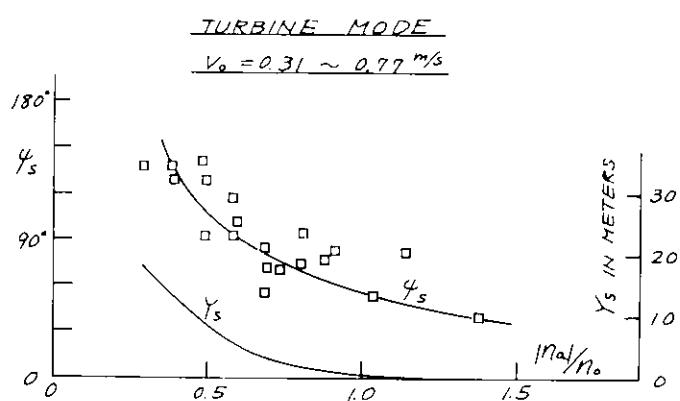


図 5.5.4 タービンモード停止時横振れ

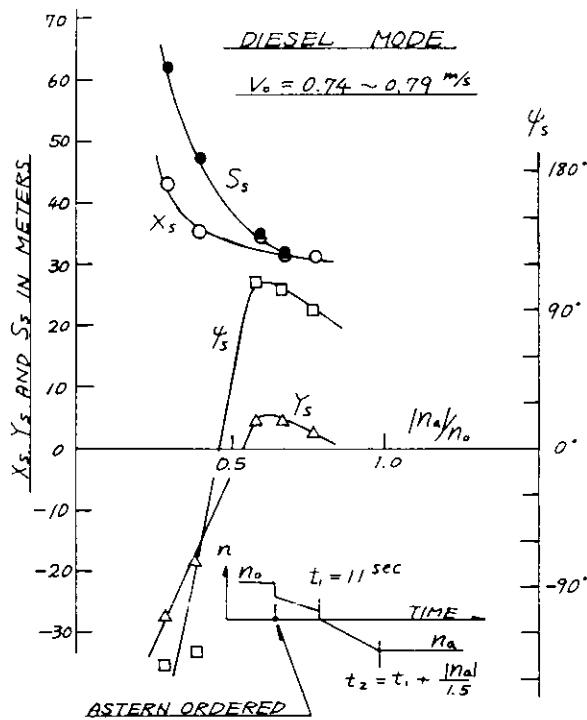


図 5.5.5 ディーゼルモード停止距離ならびに停止時
横振れ

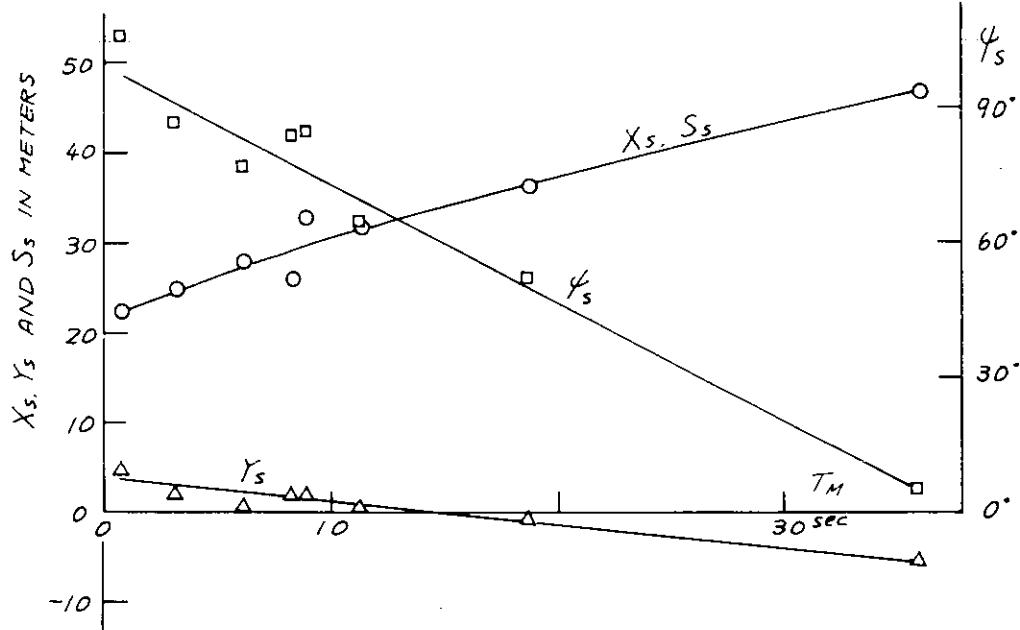


図 5.5.6 主機逆転操作時間と停止距離の関係

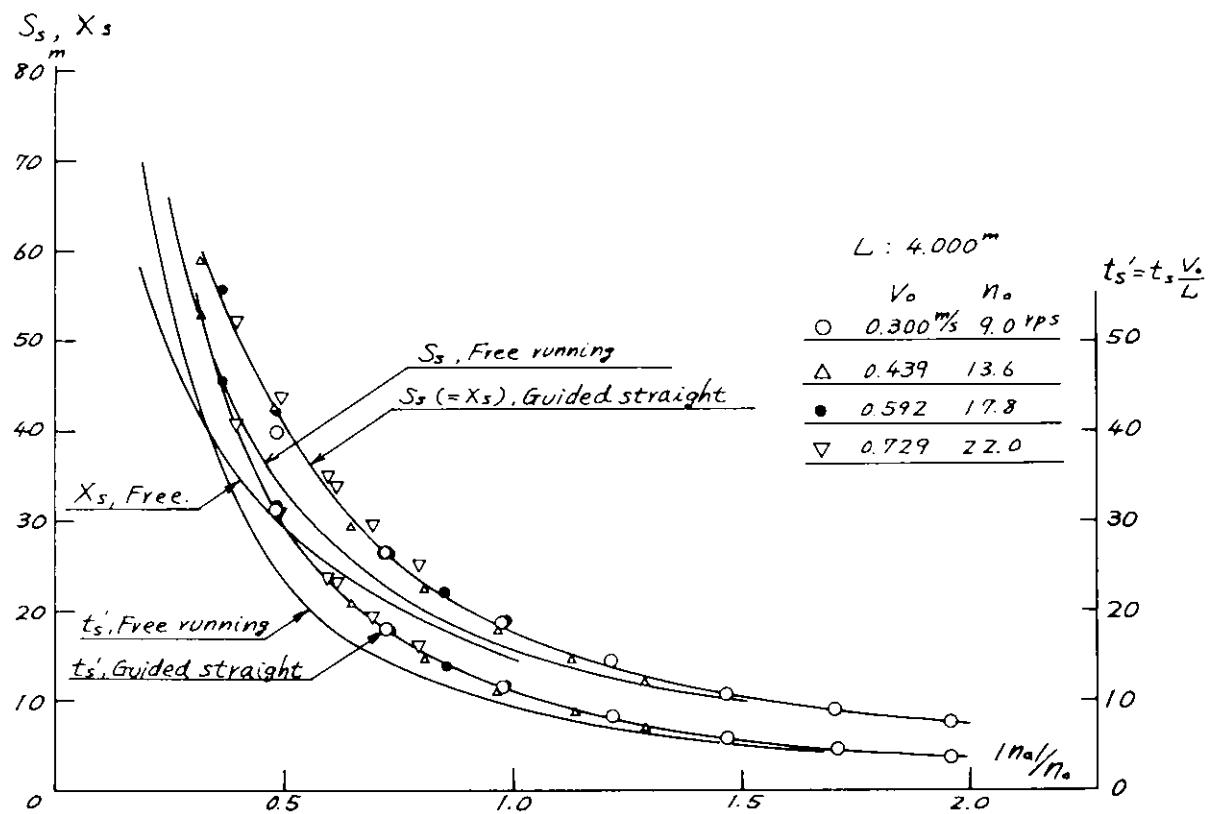


図 5.5.7 ブラベラ遊転に伴なり横振れが停止距離、停止時間に与える影響(Crash astern モード)

6. 浅水域におけるプロペラ逆転時の運動に関する研究

6.1 まえがき

緊急停止は船の安全性上重要な問題であり、古くから多くの研究がある。最近では船が大型化し、航路も複雑化し、衝突等の危険性が増大してきつつある。従って停止までの航走距離時間だけでなく、例えばプロペラ逆転時の船の旋回運動は見逃せない問題となっている。従ってこのような運動の研究も Hooft, Clarke & Wellman, Smitt and Chislett, Crane, 石橋等により行われ、一軸右回りプロペラの時、外乱がなければ右旋回をすることが示されている。然し、現実は試運転時の crash stop test で観られるように進行方向に対し右のみならず左旋回も多々観られる。その原因として考えられるのは、

- (1) 減速時船の針路安定性の低下
- (2) 風、潮流の影響
- (3) crash stop 発令時の船の偏角、角速度の問題
- (4) 機関逆転により船体に働く力

等が考えられる。

本項では(3)(4)に関する問題を取り上げ、その計算の基礎となる機関逆転により、船体に働く力の実験的研究を行う。

6.2 使用模型ならびに実験装置

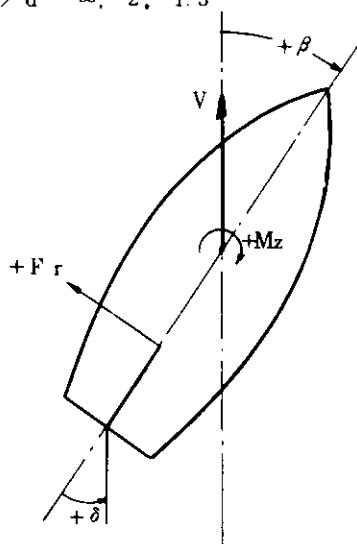
2.5 m 5-27M タンカー模型を用い、九州大学船舶運動性能試験水槽において、水深をかえ斜行実験を行ない、船体に働く力、モーメントならびにプロペラ自身に働く横力を計測した。

装置を図 6.1、図 6.2 に示す。猶、装置は走行電車に固定されている。

6.3 実施した実験

次の組合せで実験を行なった。

模型速度	$V = 0, 0.1, 0.3, 0.5, 0.7 \text{ m/sec}$
偏角	$\beta = -5^\circ, -2.5^\circ, 0^\circ, 2.5^\circ, 5^\circ, 10^\circ$
逆転推進器	
回転数	$n \times 60 = 800, 1100, 1600 \text{ r.p.m}$
舵角	$\delta = -10^\circ, 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$
水深 (H)	$H/d = \infty, 2, 1.3$



実験値は V/nD (D はプロペラ直径) に對し $F'_T/\rho n^2 D^4 = F'_T$, $M'_z/\rho n^2 D^4 L = M'_z$ なる横力係数を用いて表わしている。

6.4 成 果

普通は $\delta = 0$ でプロペラ逆転がはじまると考えられるので、 $\delta = 0$ の場合の F'_T , M'_z について考える。

図 6.3 ~ 図 6.14 はその数例であり、水深一定の時は

$$F'_T = F'_T \beta=0 (H/d) - C_{TH} \beta \left(\frac{V}{nD} \right)^2$$

$$M'_z = M'_z \beta=0 (H/d) + C_{MH} \beta \left(\frac{V}{nD} \right)^2$$

で表わすことができる。図 6.15 ~ 図 6.16 に $F'_T \beta=0 (\infty)$, $M'_z \beta=0 (\infty)$ を示してある。本実験では $H/d = \infty$ の場合 $F'_T = \frac{\rho}{2} L d V^2 \cdot \pi \frac{2d}{L} \cdot \beta$, $M'_z = \frac{\rho}{2} L^2 d V^2 \cdot \frac{2d}{L} \cdot \beta$ なる値を用いると

$$C_{T\infty} = \pi \frac{d^2}{D^2}, \quad C_{M\infty} = \frac{d^2}{D^2}$$

で示すことができる。図 6.3 ~ 図 6.6 の実線は $F'_T \beta=0 (\infty)$, $M'_z \beta=0 (\infty)$ の実験値に上式を加えたもので $\beta = 0$ の値がわかると任意の β の場合を推定することができる。

水深が変化した場合は $F'_T \beta=0 (H/d)$, $M'_z \beta=0 (H/d)$ を図 6.17 ~ 図 6.18 C_{TH} は $C_{T\infty}$ に對する比として図 6.19 に示してある。 $C_{TH}/C_{T\infty}$ は水深が浅くなると急激に増大する。

$F'_T \beta=0 (H/d)$, $M'_z \beta=0 (H/d)$ は水深が浅くなるとある程度増大する。

猶、水深無限大の場合 $F'_T \beta=0 (\infty)$ の最大値は斜行で $\beta = 0.9$ 度, $M'_z \beta=0 (\infty)$ の値で $\beta = -1.1$ 度に相当し、右旋回の引きがねの役はするものの、 β がつくと問題にならず特に水深が浅いとその影響は大きい。

推進器のみによる F'_T は船体の F'_T に比較すると小さく、 n の変化に對しては本実験の範囲では明らかでない。図 6.20 ~ 図 6.25 に $H/d = \infty$, 1.3 の場合の β に對する変化を表わしているが、 $\beta < 0$ の時は減少、 $\beta > 0$ の時は $\beta = 0$ の時と余り差がない。

$\delta \neq 0$ 即ち操舵の影響は前進時のように大きくなり、図 6.26 ~ 図 6.31 に $F'_T \beta=0 (H/d)$,

$M'_z \beta=0 (H/d)$ の値を、図 6.32 ~ 図 6.49 に F'_T , M'_z を β に對して示している。従って操舵による船の姿勢変更は困難かとも考える。

$\beta = 0$ の場合の旋回モーメントは δ の如何にかかわらず右旋回が始まる。 $F'_T \sim \beta$ は δ に對する変化が少ない。 $M'_z \sim \beta$ は右でも左でも操舵することによりモーメントは減少する。この影響は水深 ∞ の場合が最も顕著であり、浅くなるとその差は少なくなる。

旋回モーメントは逆転開始時の β の値に大きく関係すると考えられ、例えば $\beta > 0$ の時は右旋回を、 $\beta < 0$ の時は左旋回も考えられる。

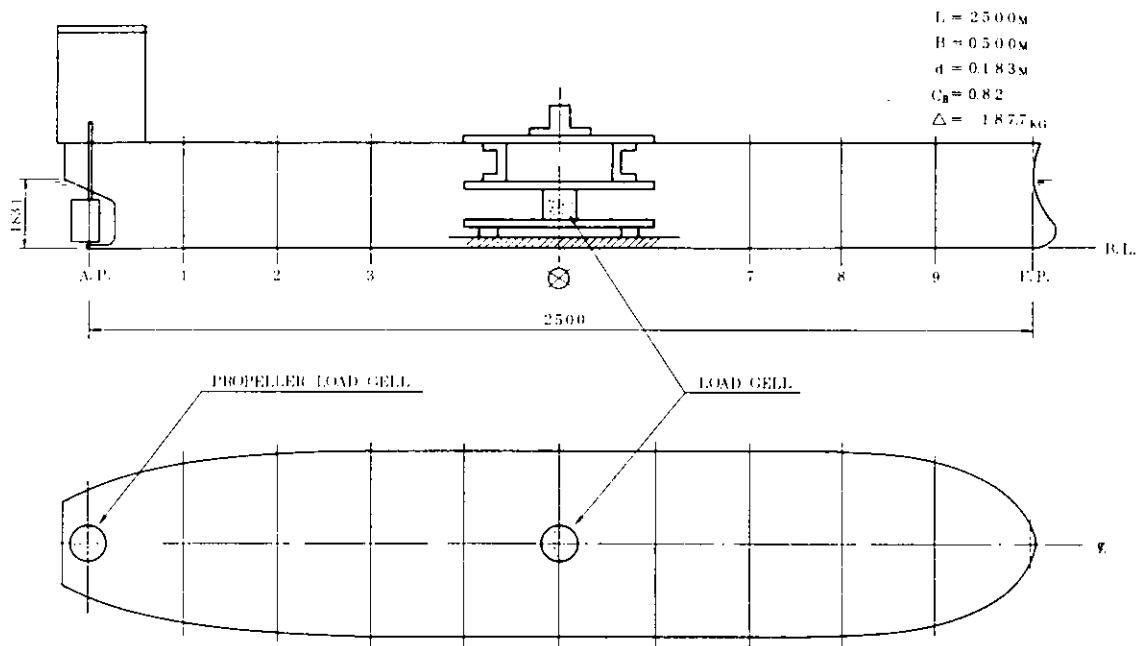


図 6.1

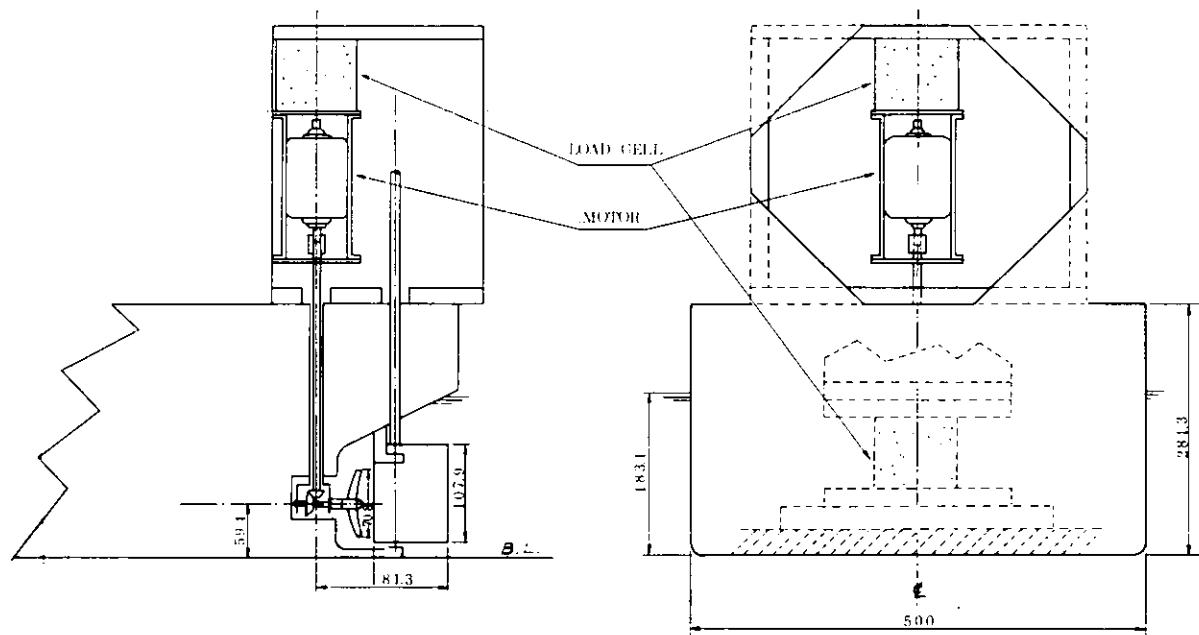
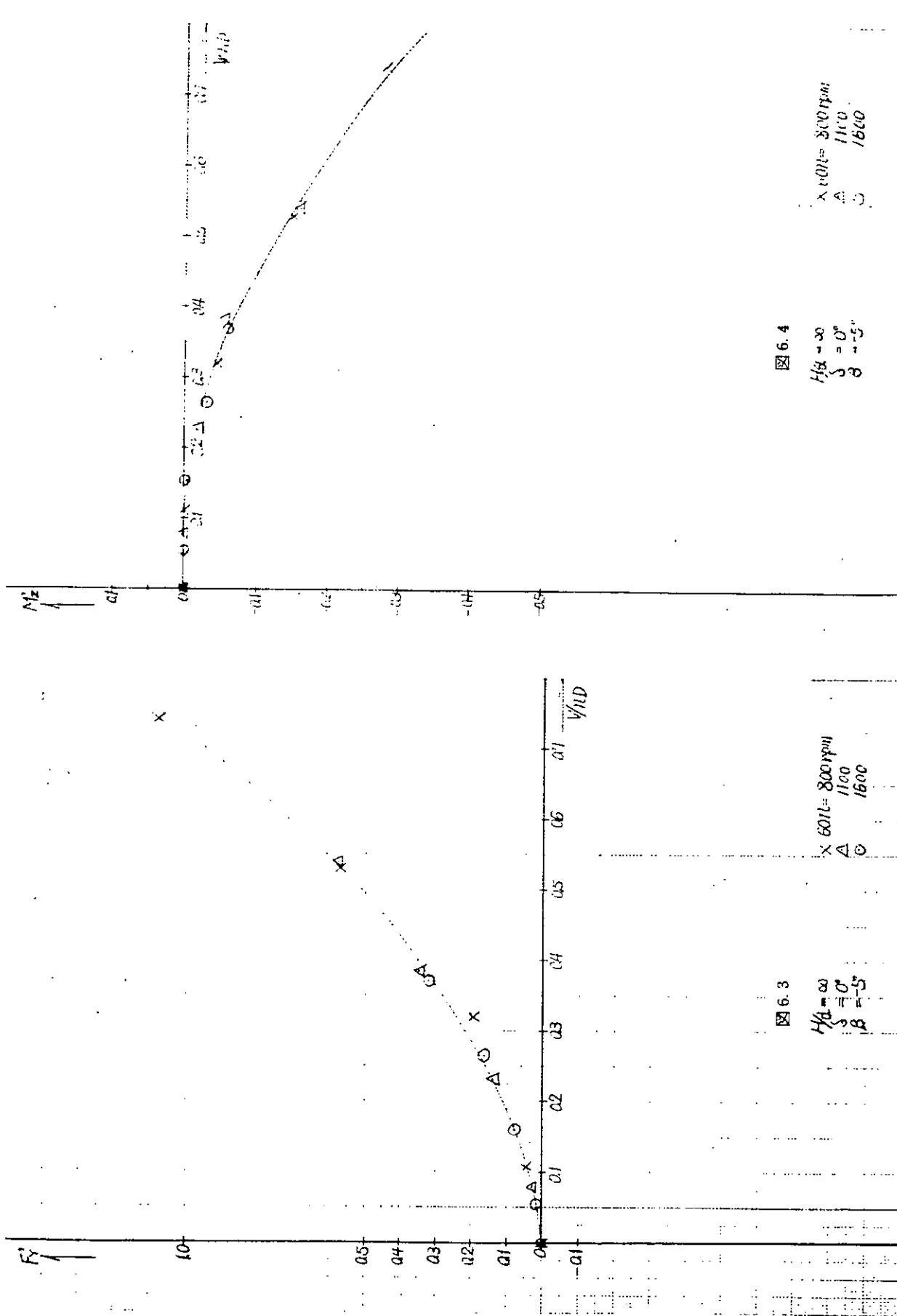


図 6.2



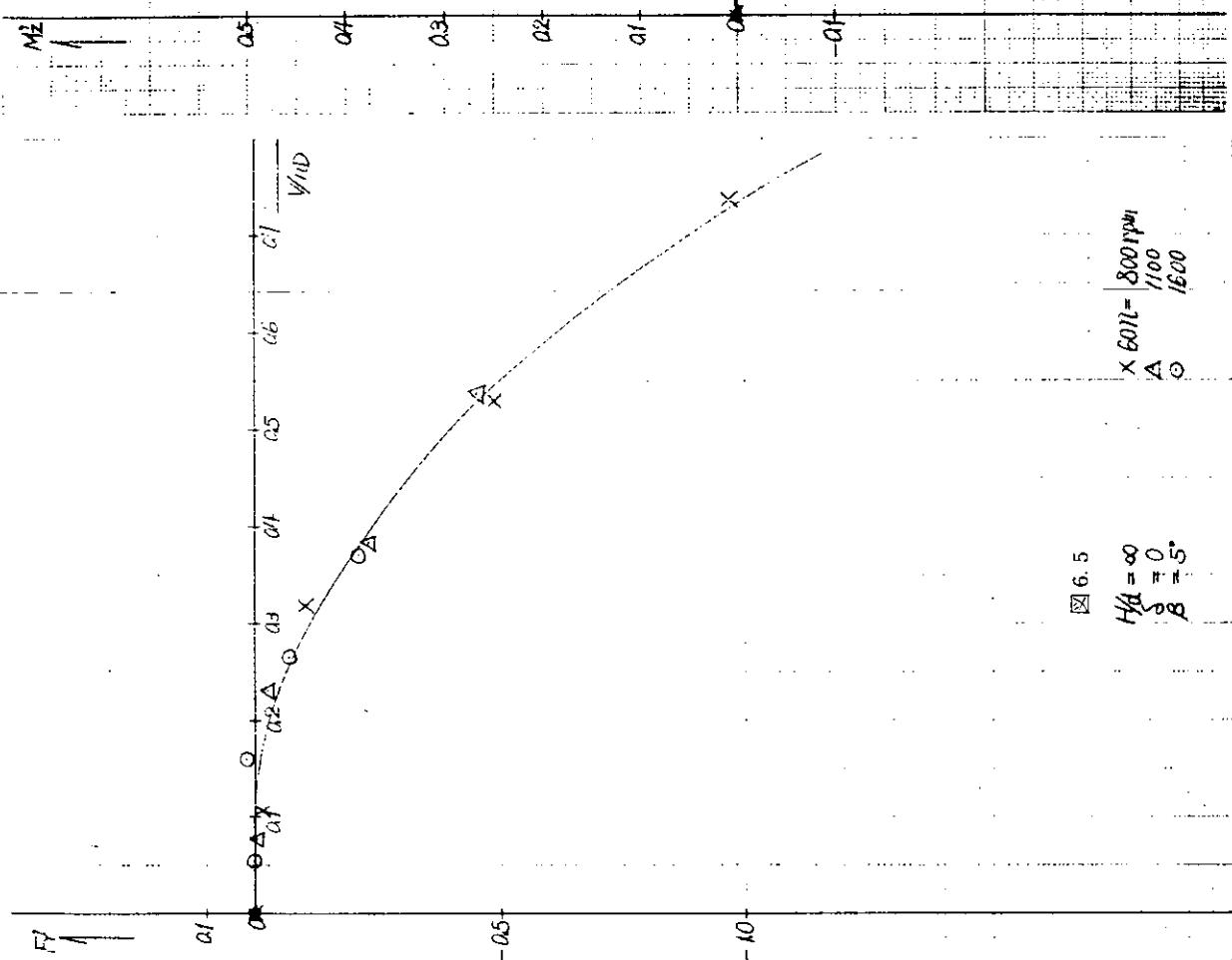


図 6.5
 $H\theta = \infty$
 $\beta = 0^\circ$
 $\beta = 5^\circ$

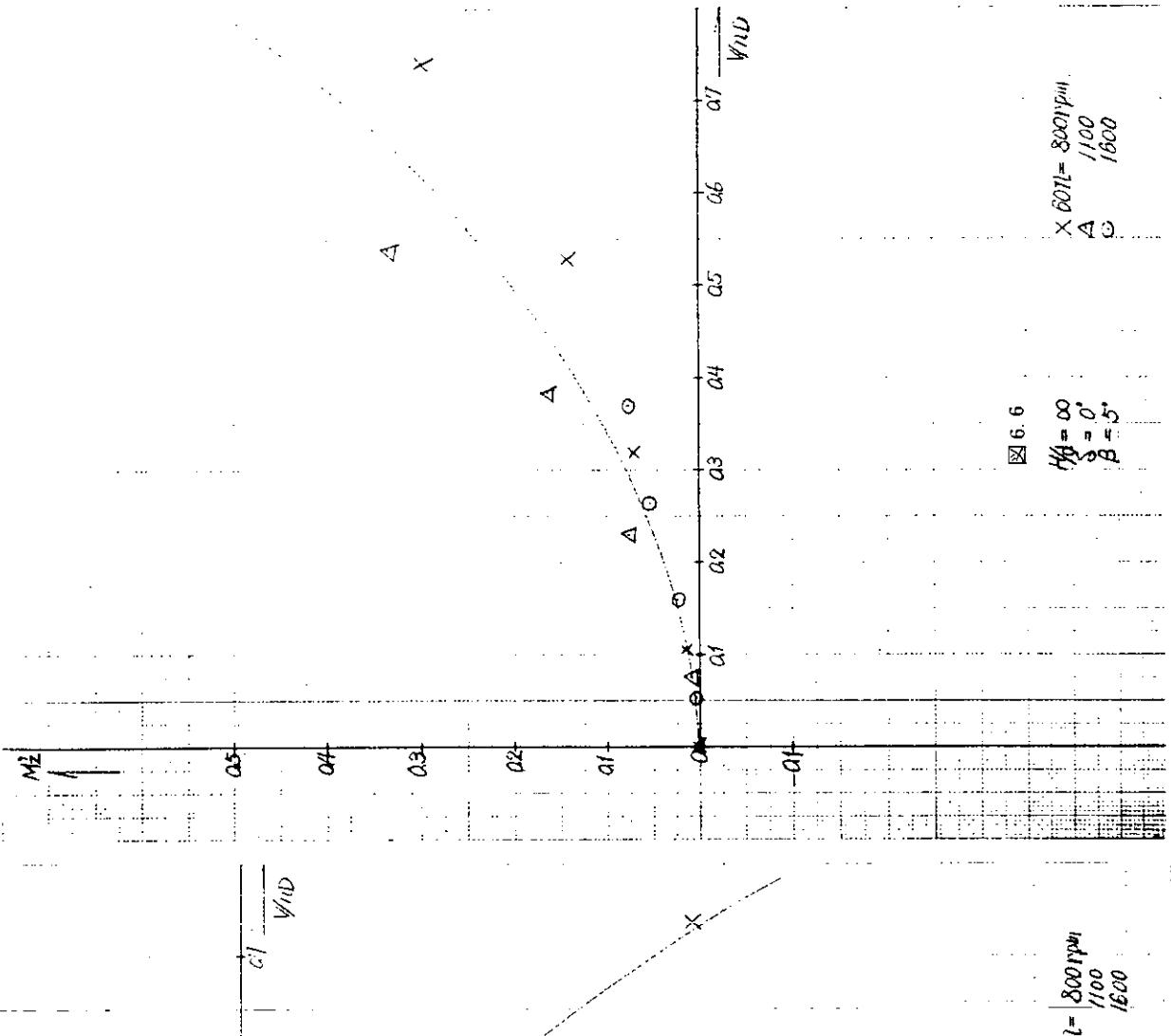
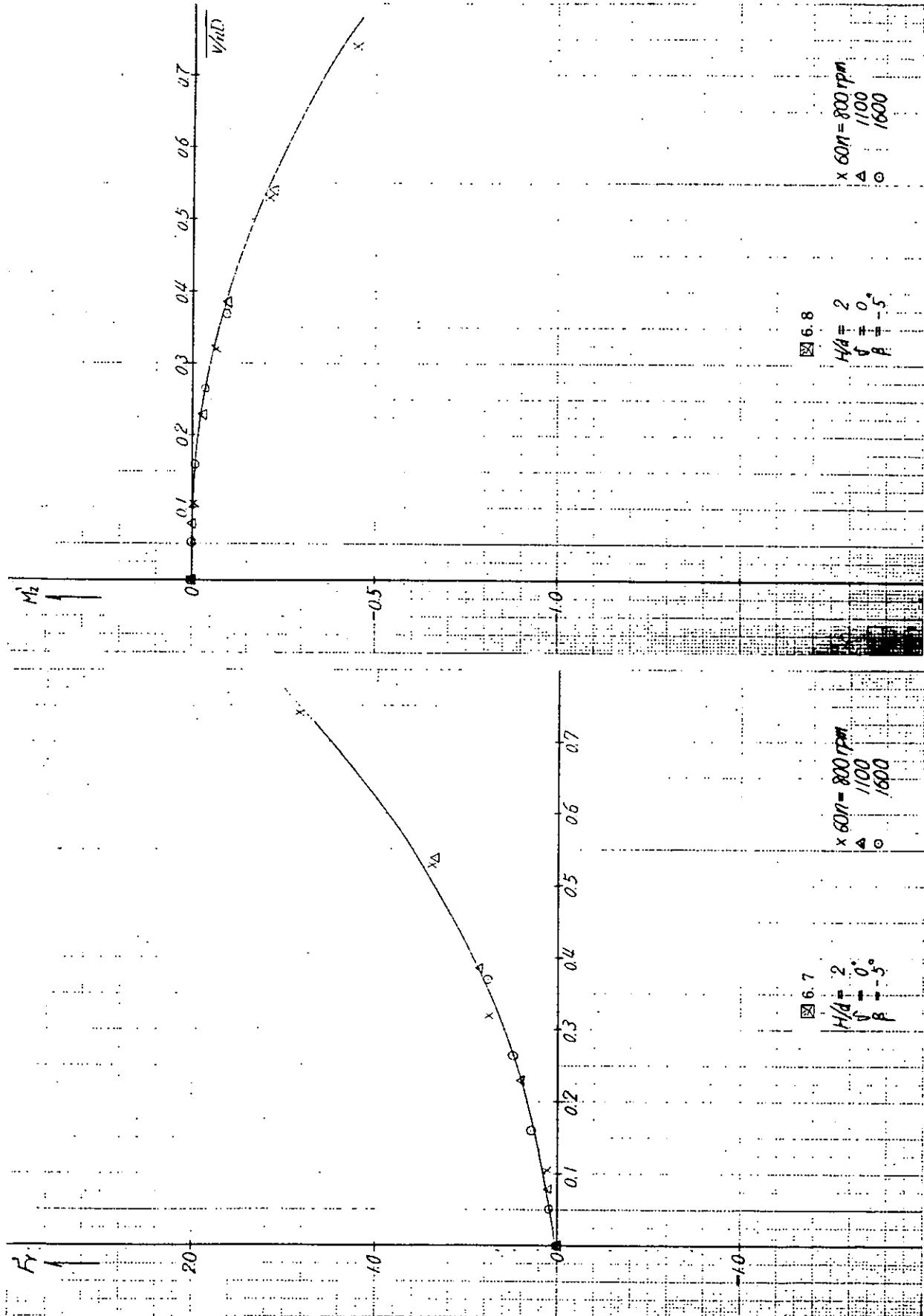


図 6.6
 $H\theta = \infty$
 $\beta = 0^\circ$
 $\beta = 5^\circ$

$X 6011 = 8001 \mu m$
A 1100
C 1600



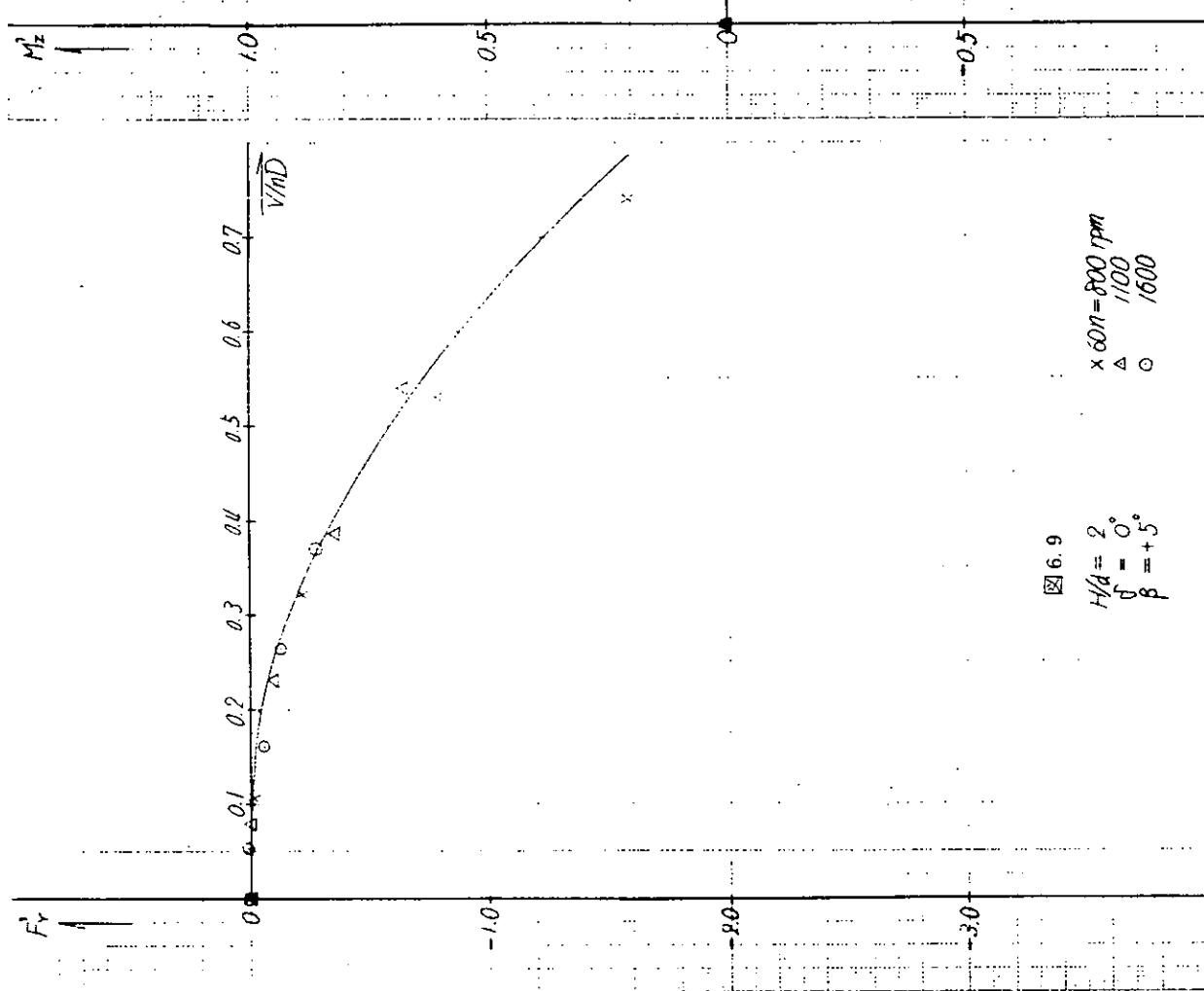


图 6.9
 $H/d = 2^\circ$
 $\beta = 0^\circ$
 $\delta = +5^\circ$

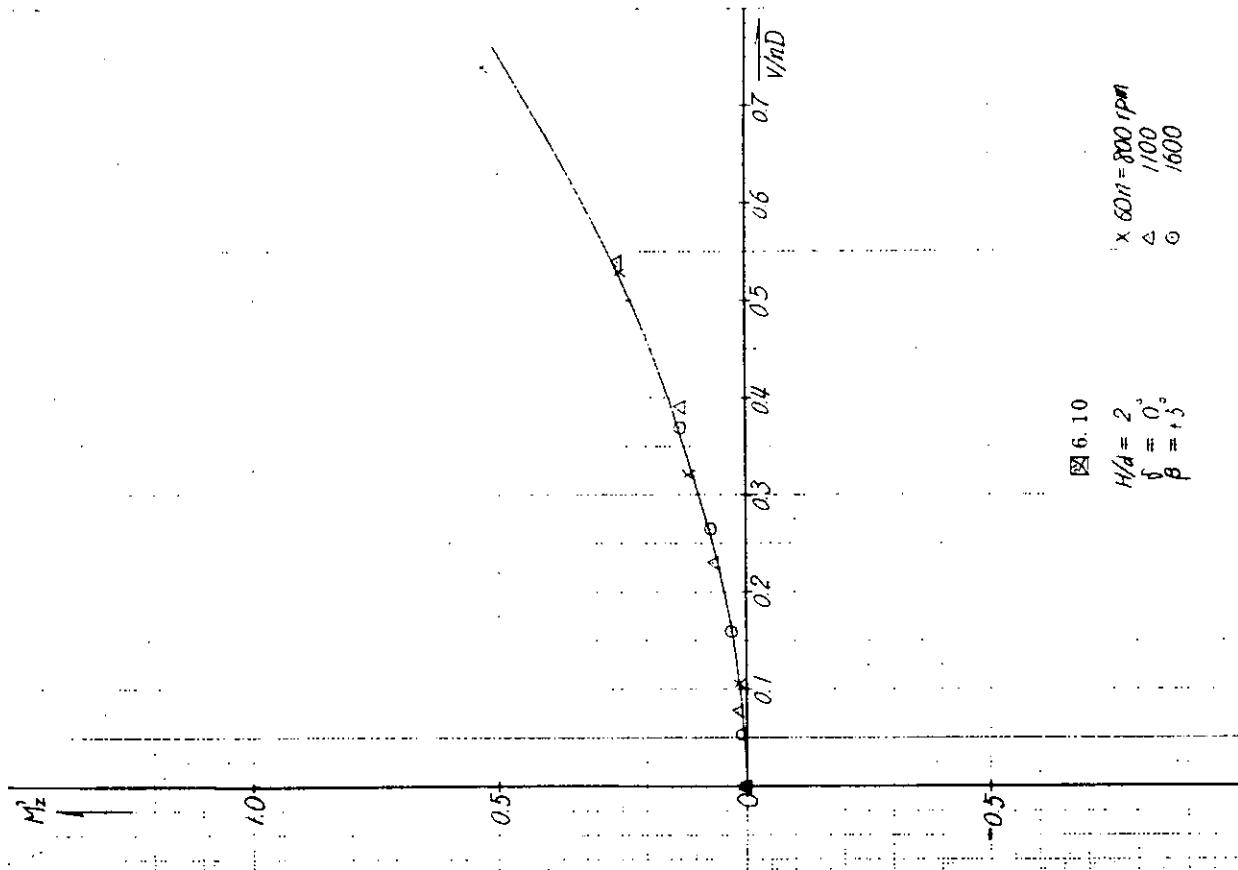


图 6.10
 $H/d = 2^\circ$
 $\beta = 0^\circ$
 $\delta = 0^\circ$

$\times 600 \text{ rpm}$
 $\triangle 100$
 $\circ 1600$

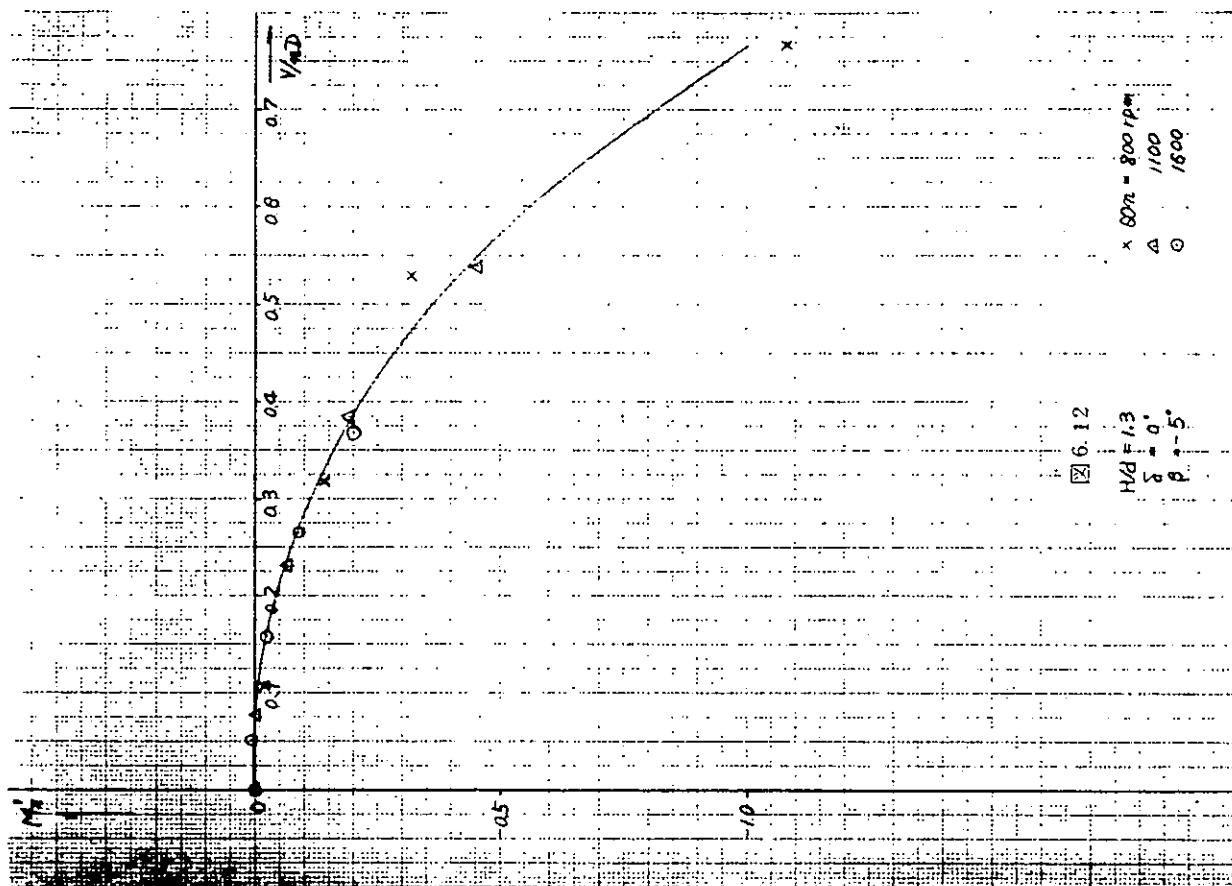


図 6.12

$H/D = 1.3$
 $\delta = 0^\circ$
 $\delta = 100^\circ$
 $\delta = 1600^\circ$
 $\times 600 \text{ rpm}$
 $\Delta 100$
 $\circ 1600$

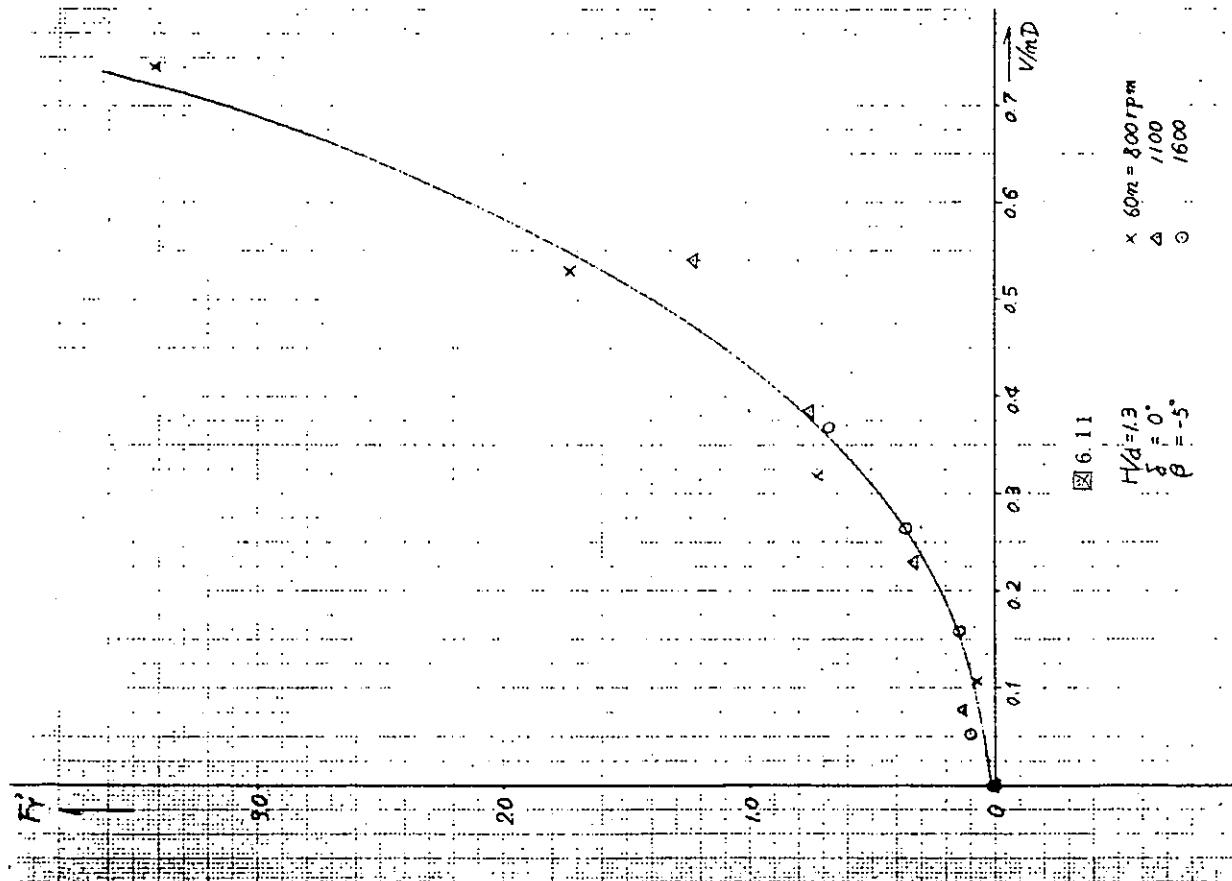
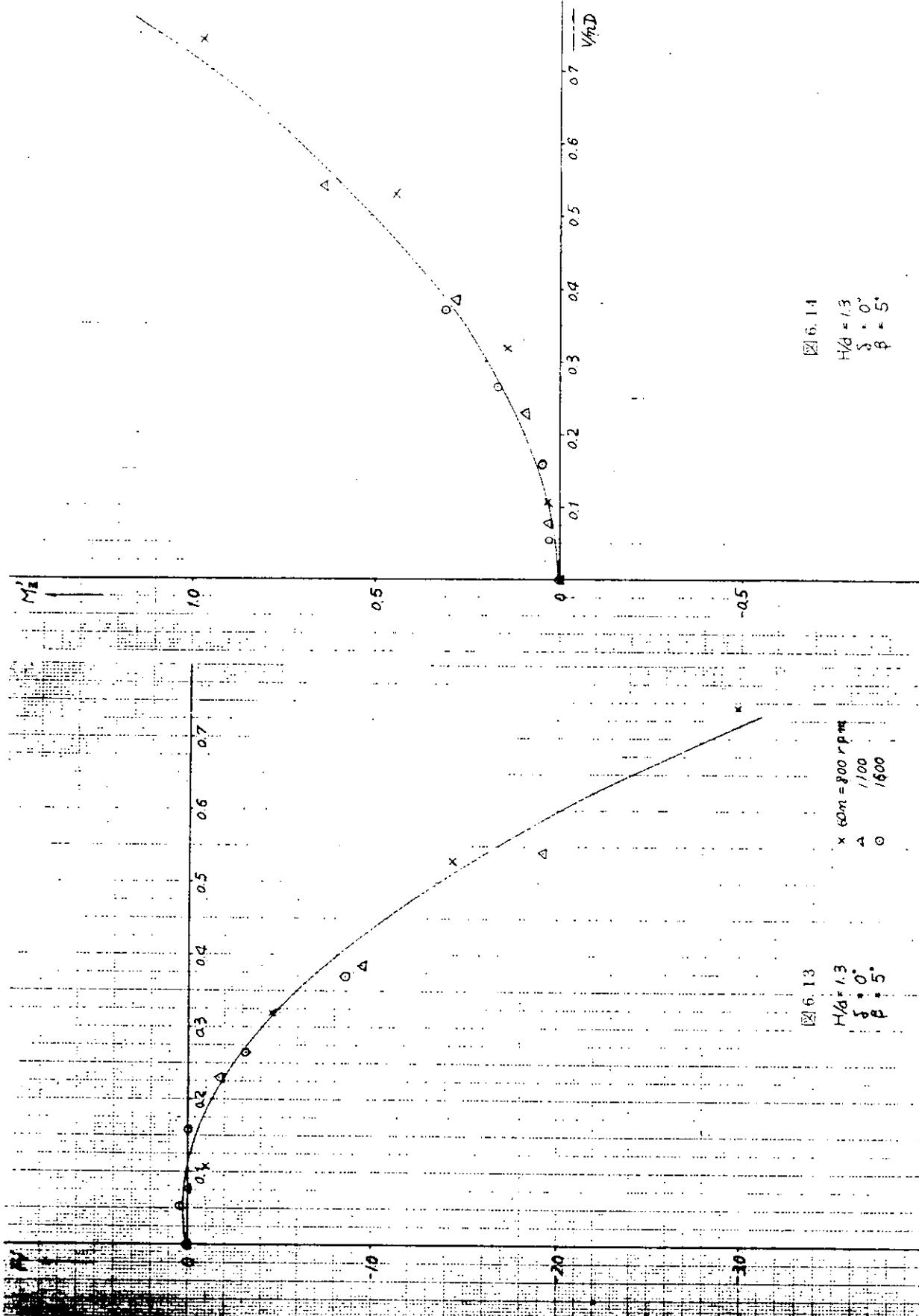
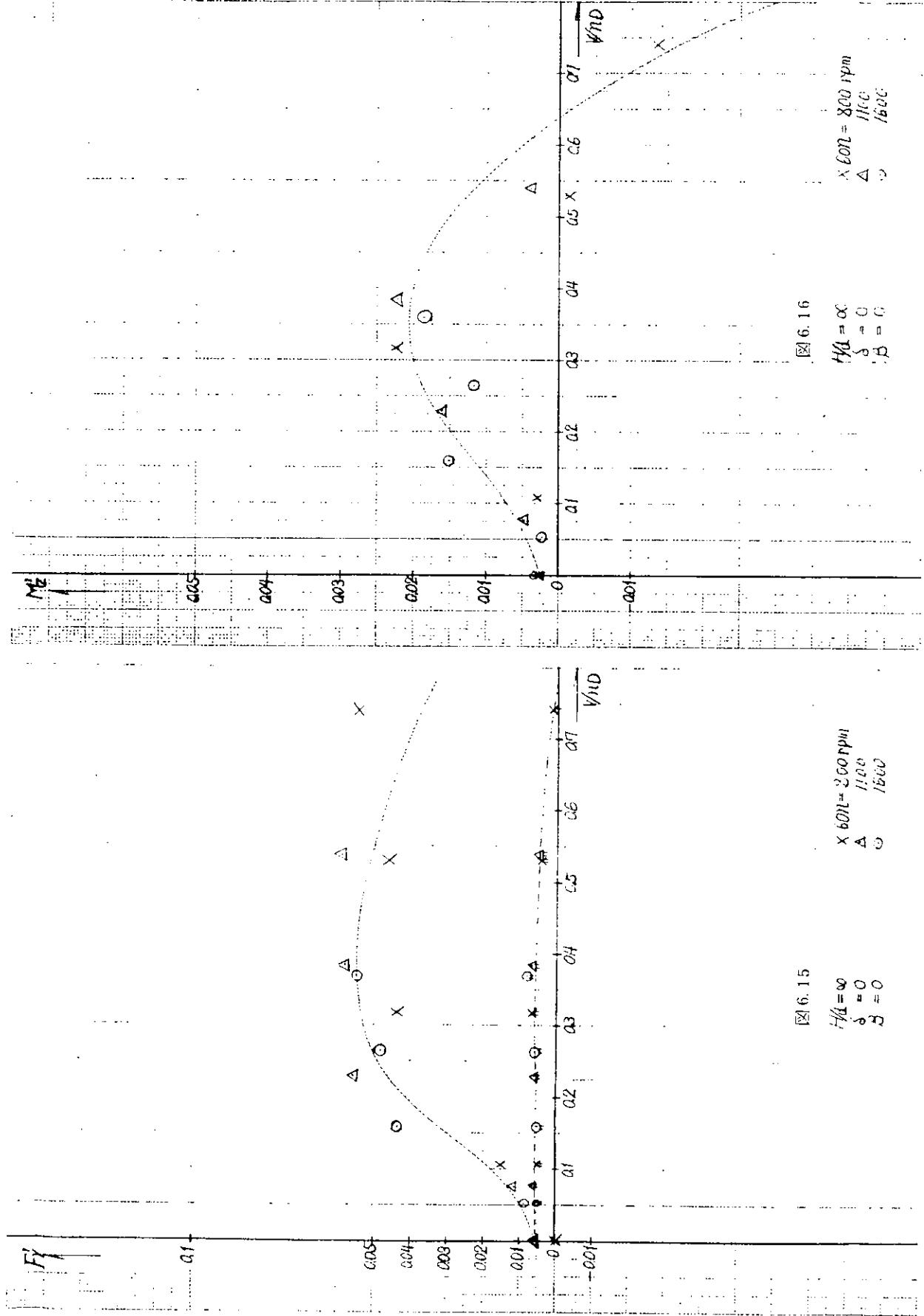
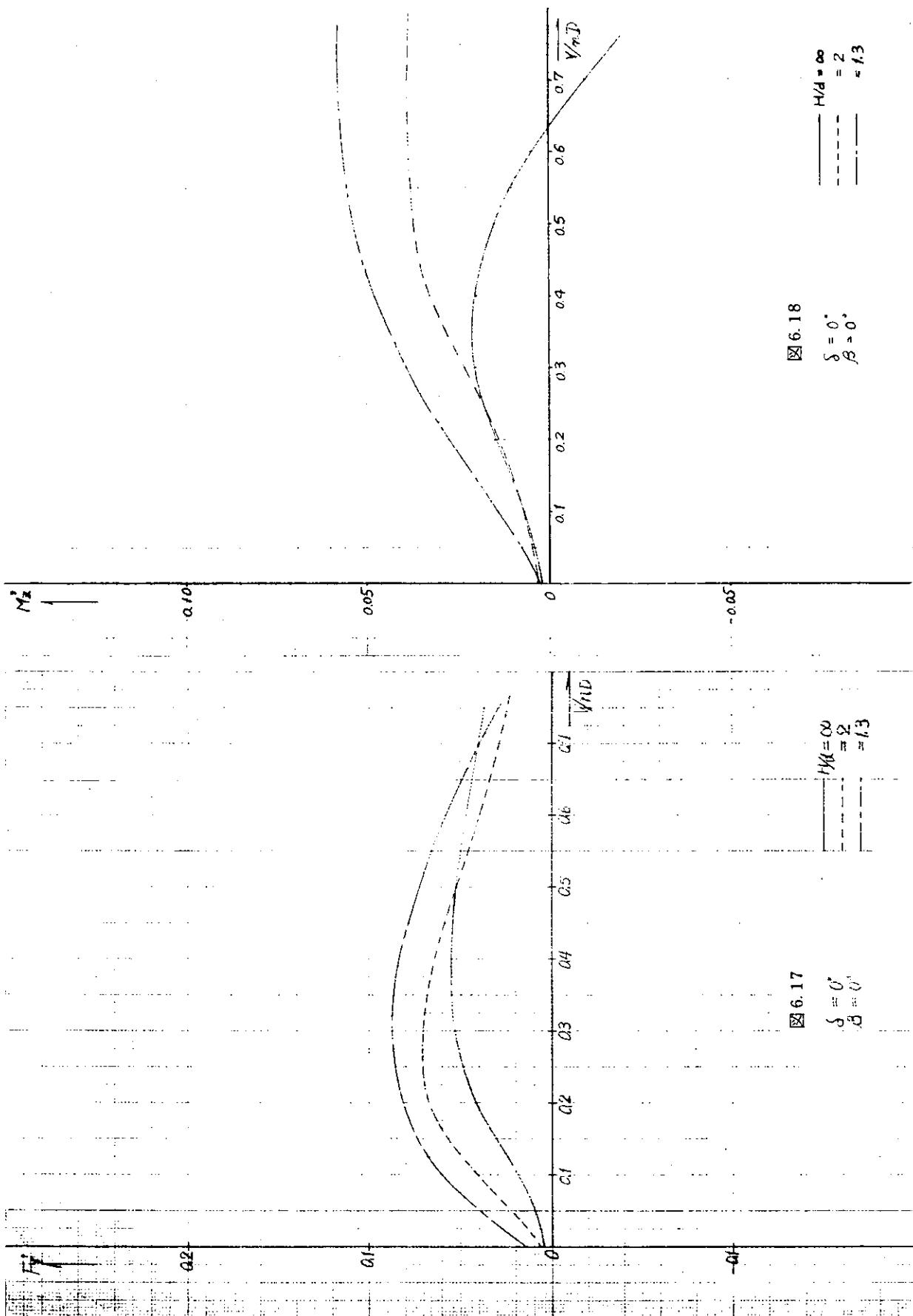


図 6.11

$H/D = 1.3$
 $\delta = 0^\circ$
 $\delta = 100^\circ$
 $\delta = 1600^\circ$
 $\times 800 \text{ rpm}$
 $\Delta 100$
 $\circ 1600$







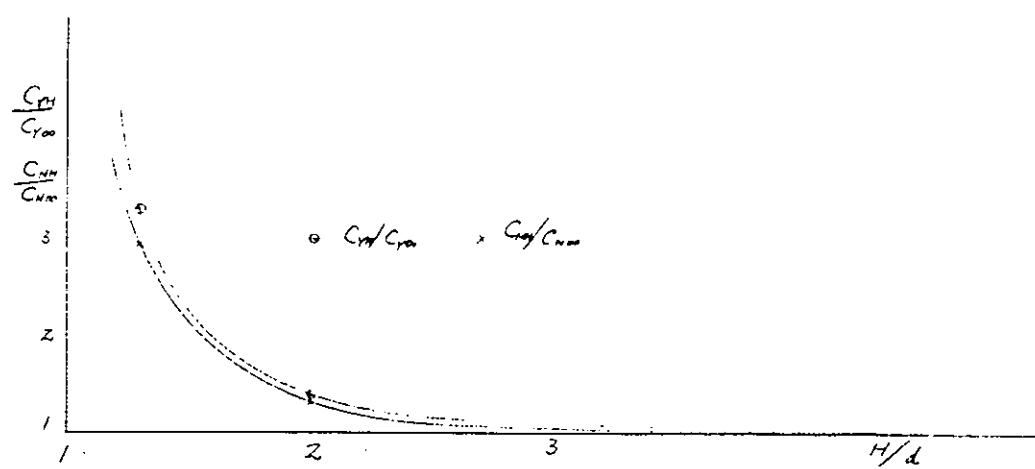


图 6.19

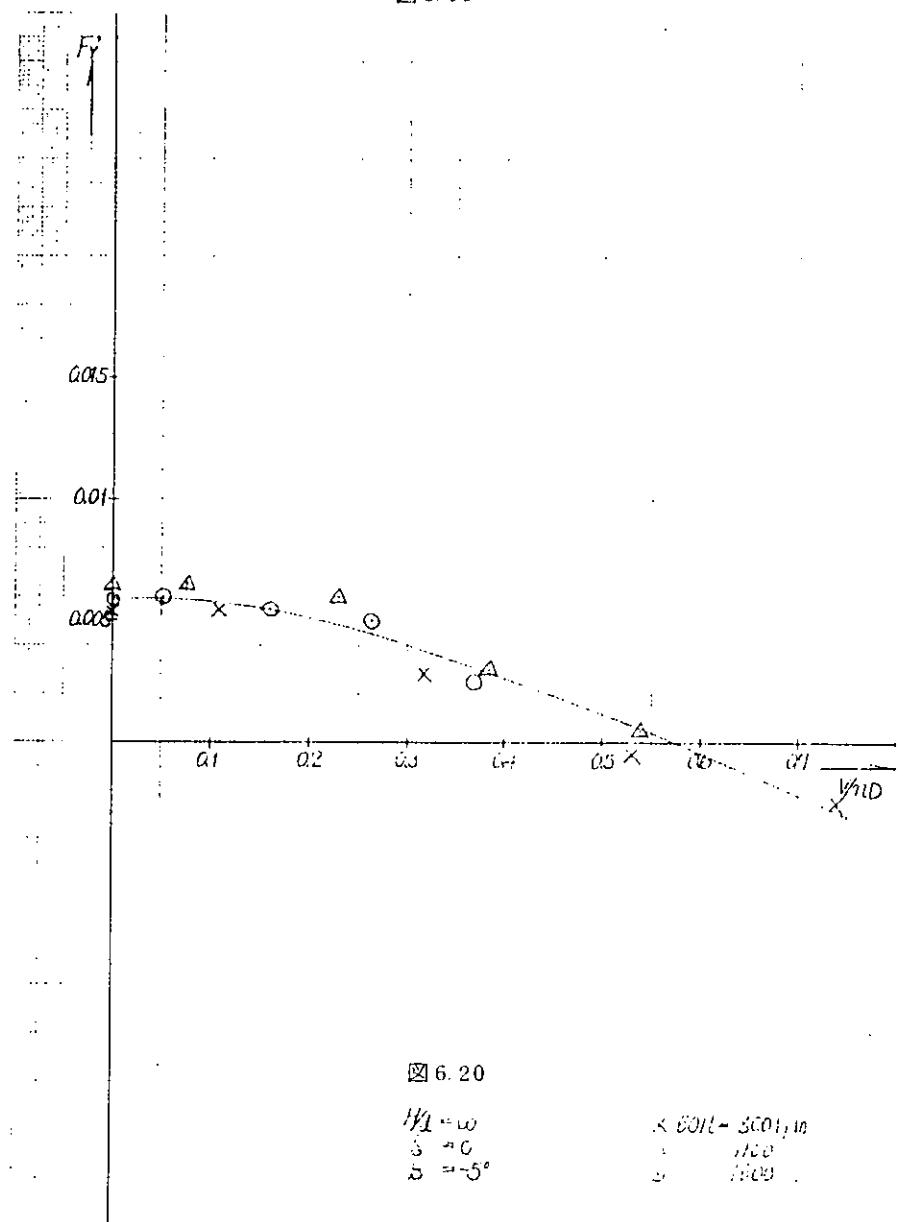


图 6.20

$$\begin{aligned}
 H_1 &= 0.0167 \text{ m} \\
 \delta &= 0 \\
 b &= -5^\circ
 \end{aligned}
 \quad
 \begin{aligned}
 \lambda &= 0.0167 \text{ m} \\
 \alpha &= 0^\circ \\
 \beta &= 0^\circ
 \end{aligned}$$

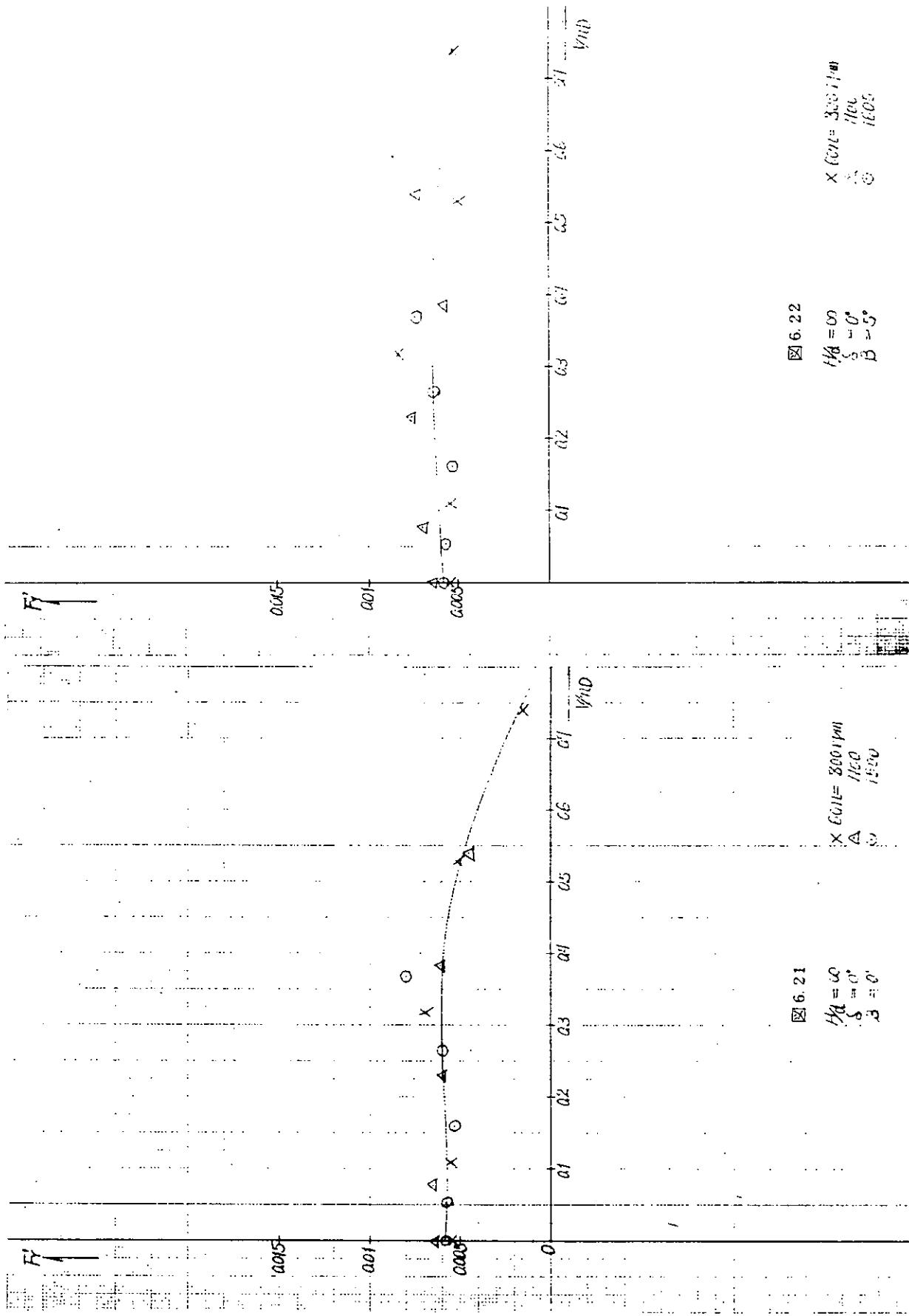
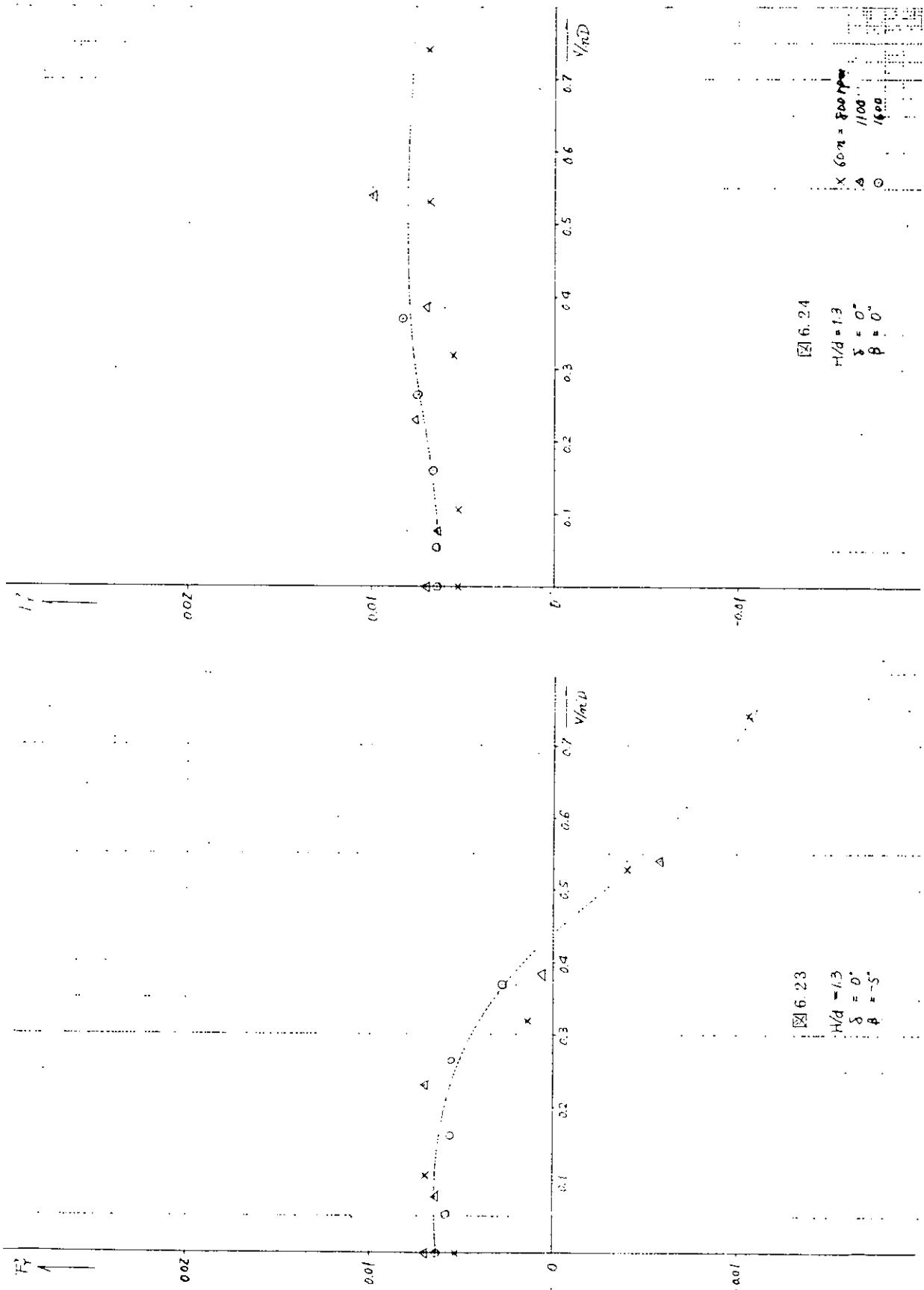
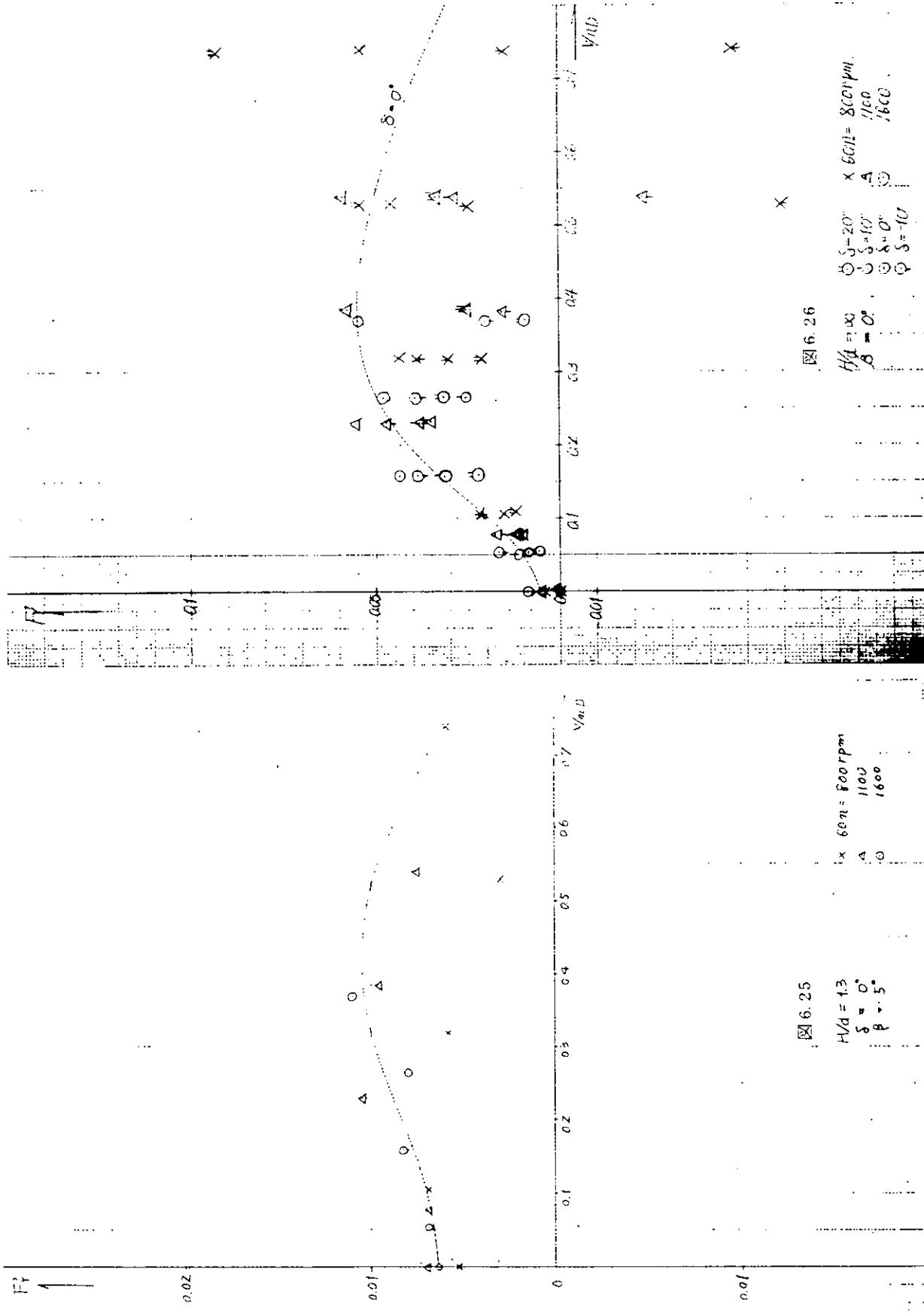
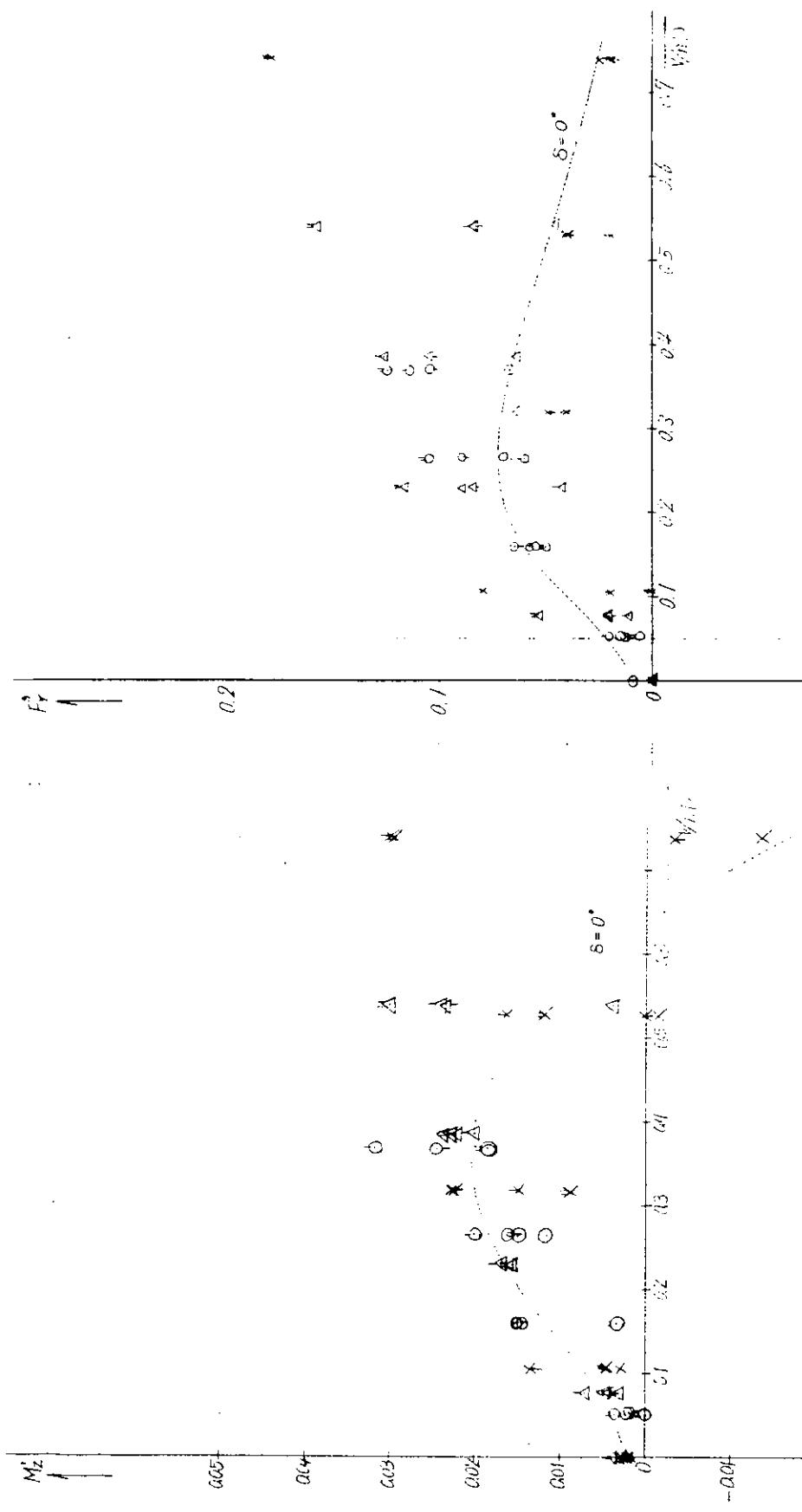


图 6.21
 $\theta_0 = 0^\circ$
 $\theta_0 = 10^\circ$
 $\theta_0 = 20^\circ$

图 6.22
 $\times \theta_0 = 0^\circ$
 $\Delta \theta_0 = 10^\circ$
 $\odot \theta_0 = 20^\circ$







— 131 —

图 6.28

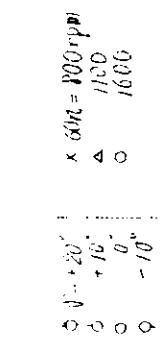
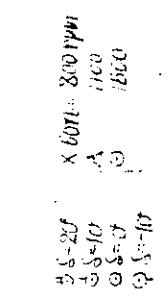
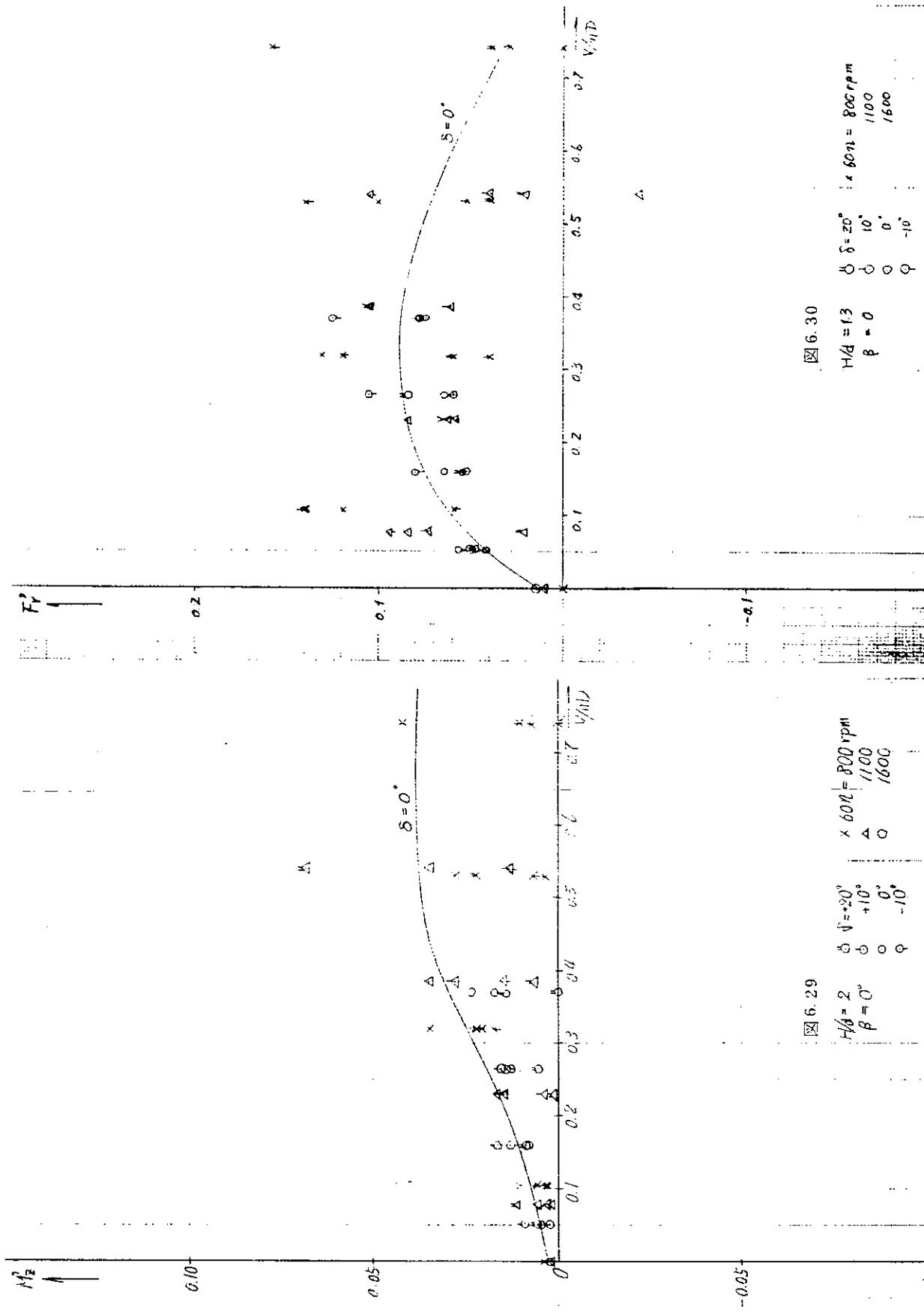


图 6.27





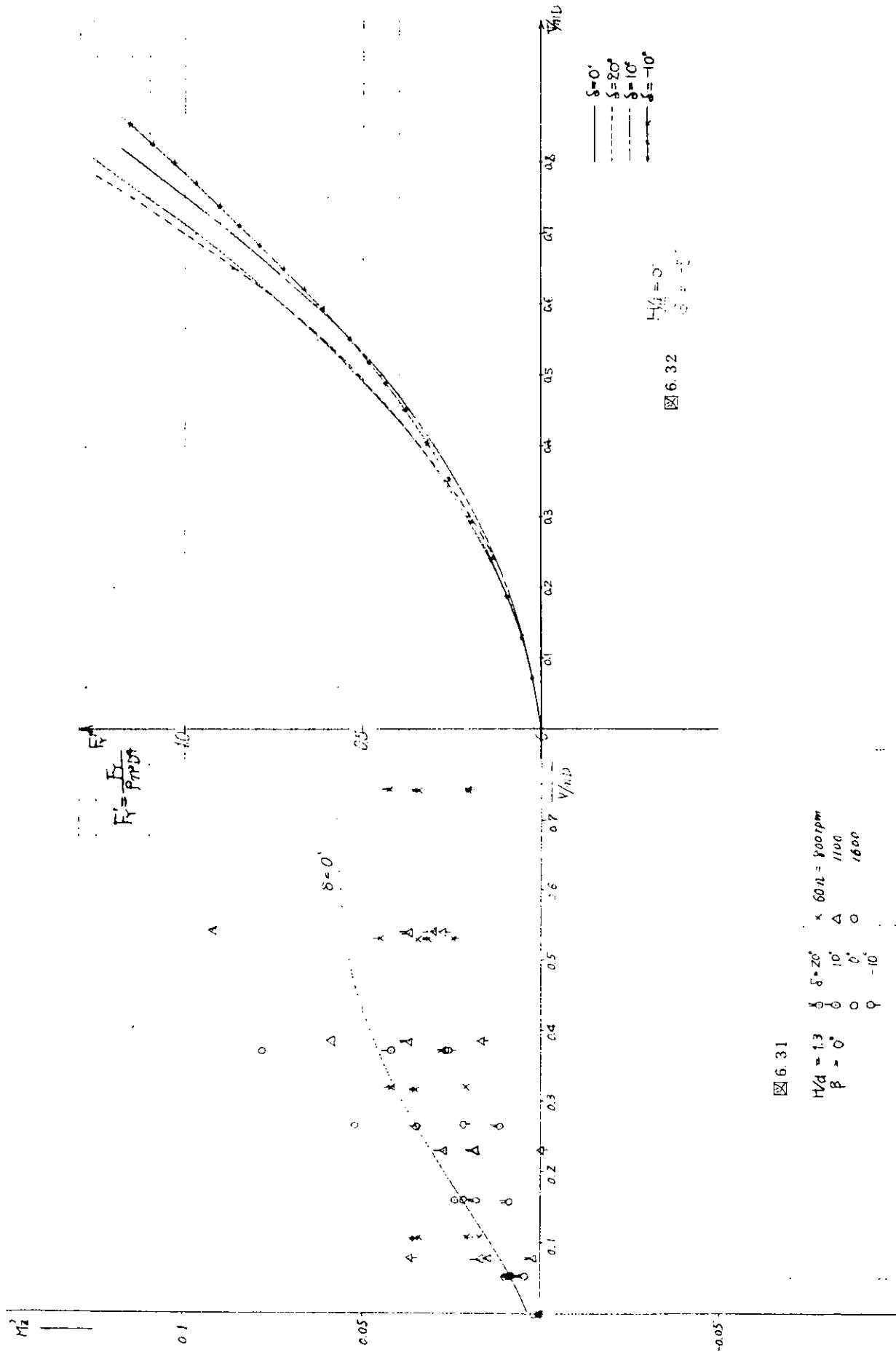


图 6.32 $F'_T = 0$
 $\delta = 0^\circ$

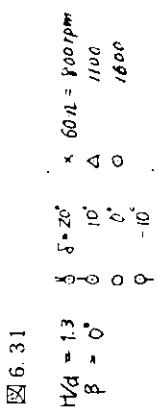


图 6.31

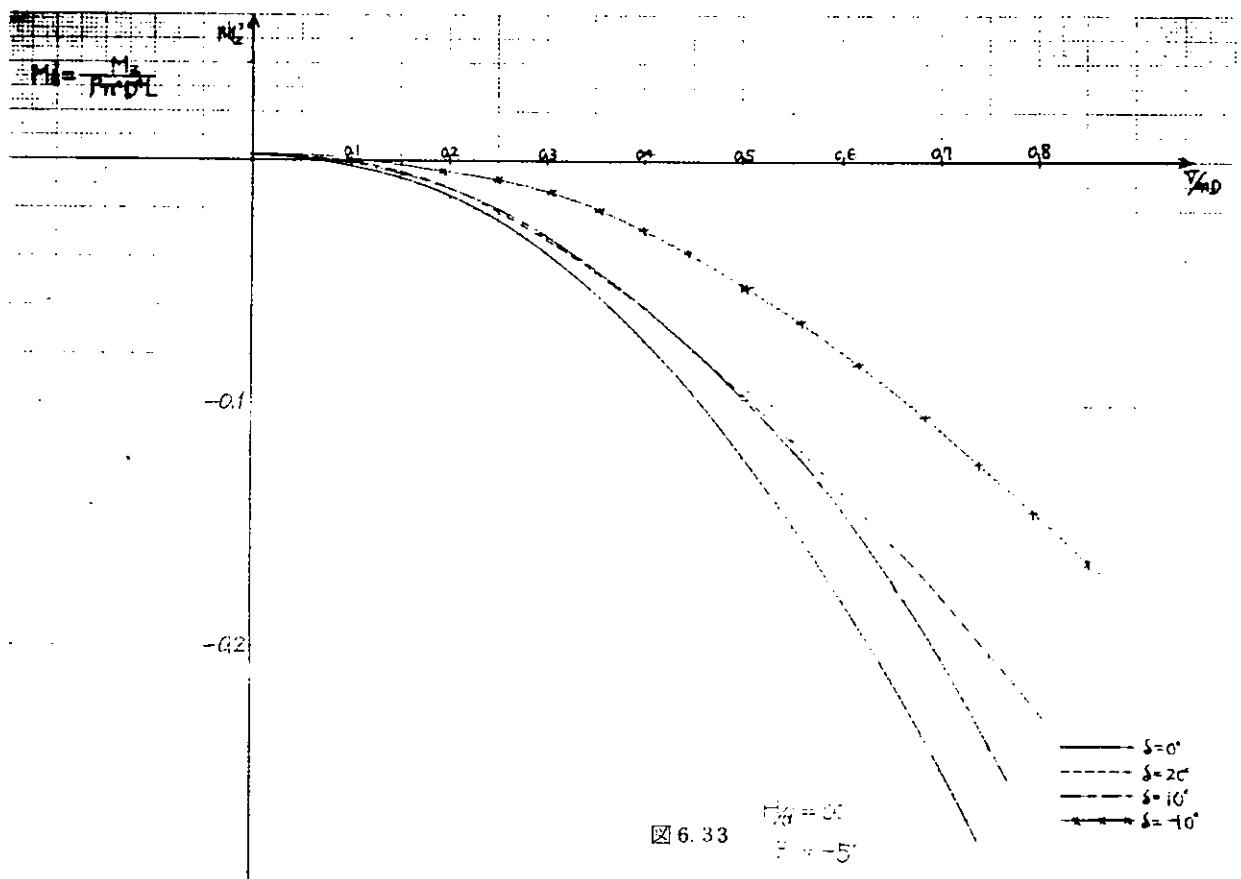


图 6.33

$$\begin{cases} \delta = 0^\circ \\ \delta = 20^\circ \\ \delta = 10^\circ \\ \delta = -10^\circ \end{cases}$$

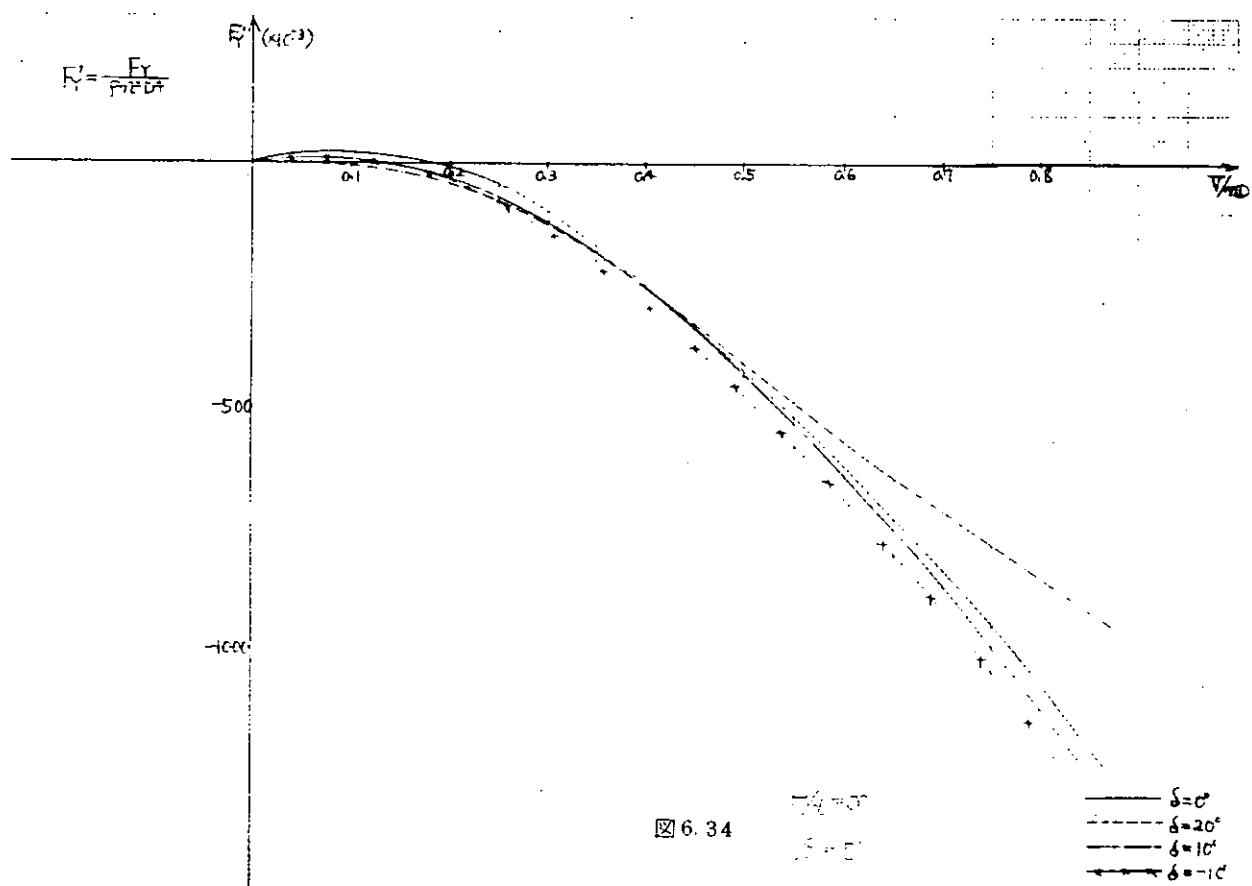
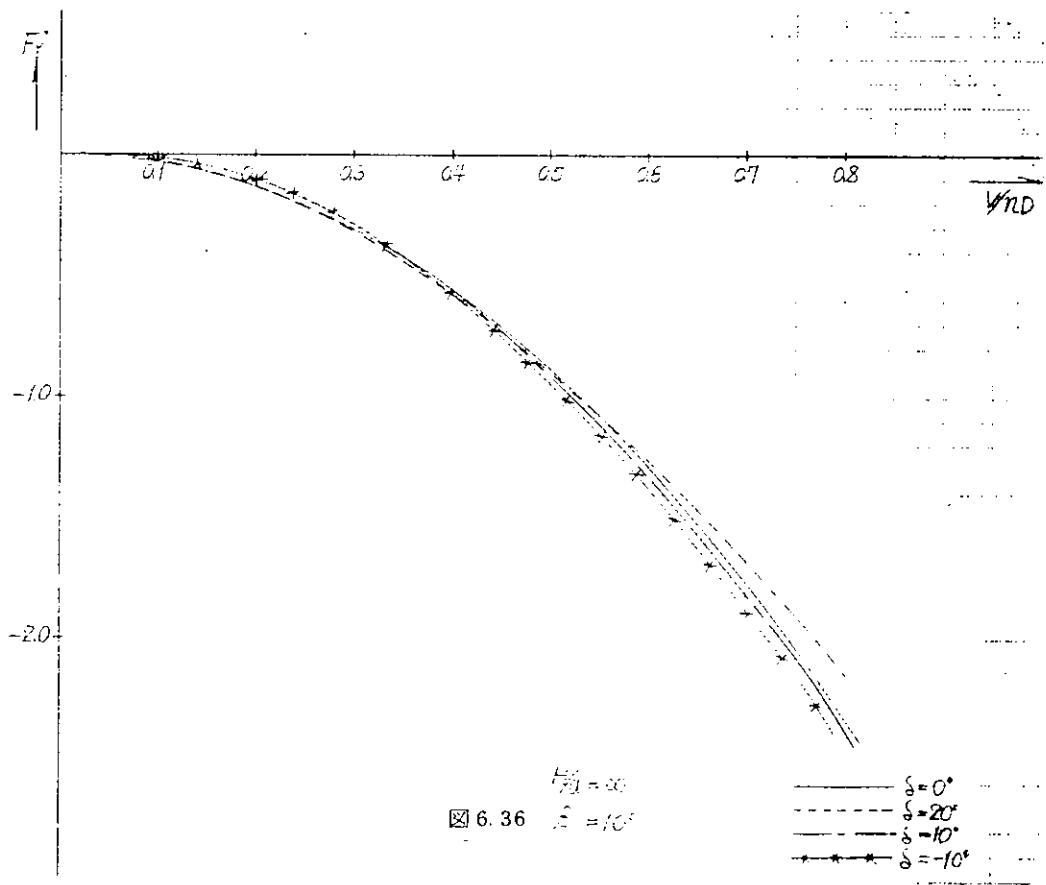
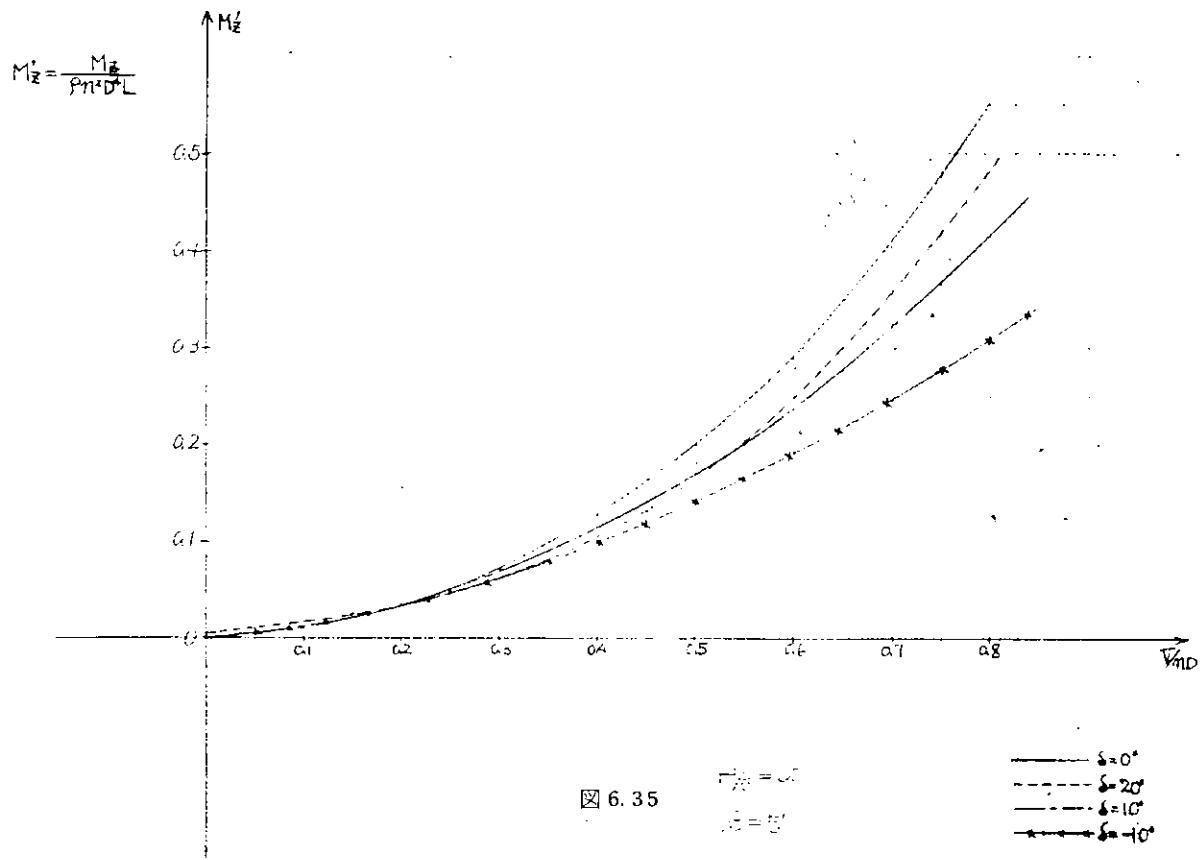


图 6.34

$$\begin{cases} \delta = 0^\circ \\ \delta = 20^\circ \\ \delta = 10^\circ \\ \delta = -10^\circ \end{cases}$$



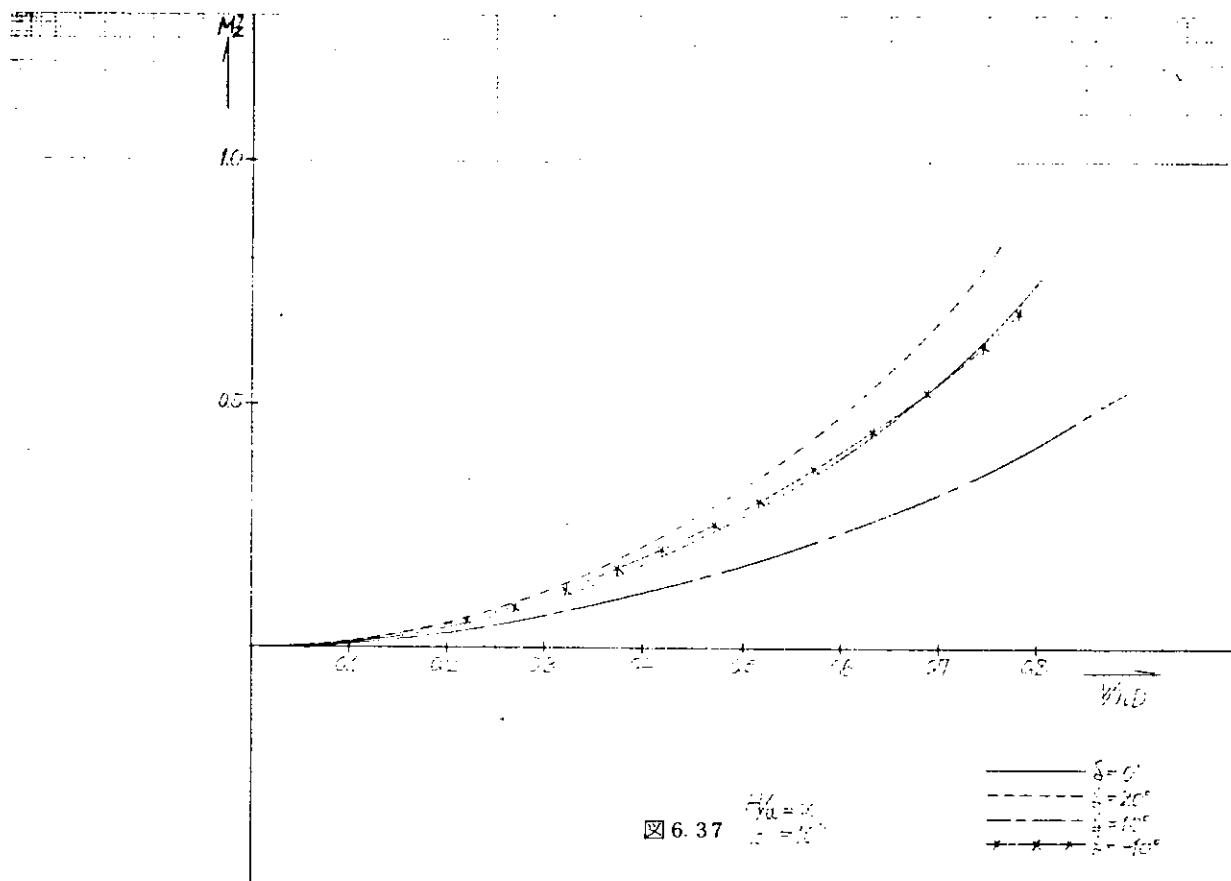


図 6.37 $\frac{V/V_0}{M_z} = \frac{1}{2}$

— $\delta = 0^\circ$
- - - $\delta = 20^\circ$
--- $\delta = 40^\circ$
* * * $\delta = 70^\circ$

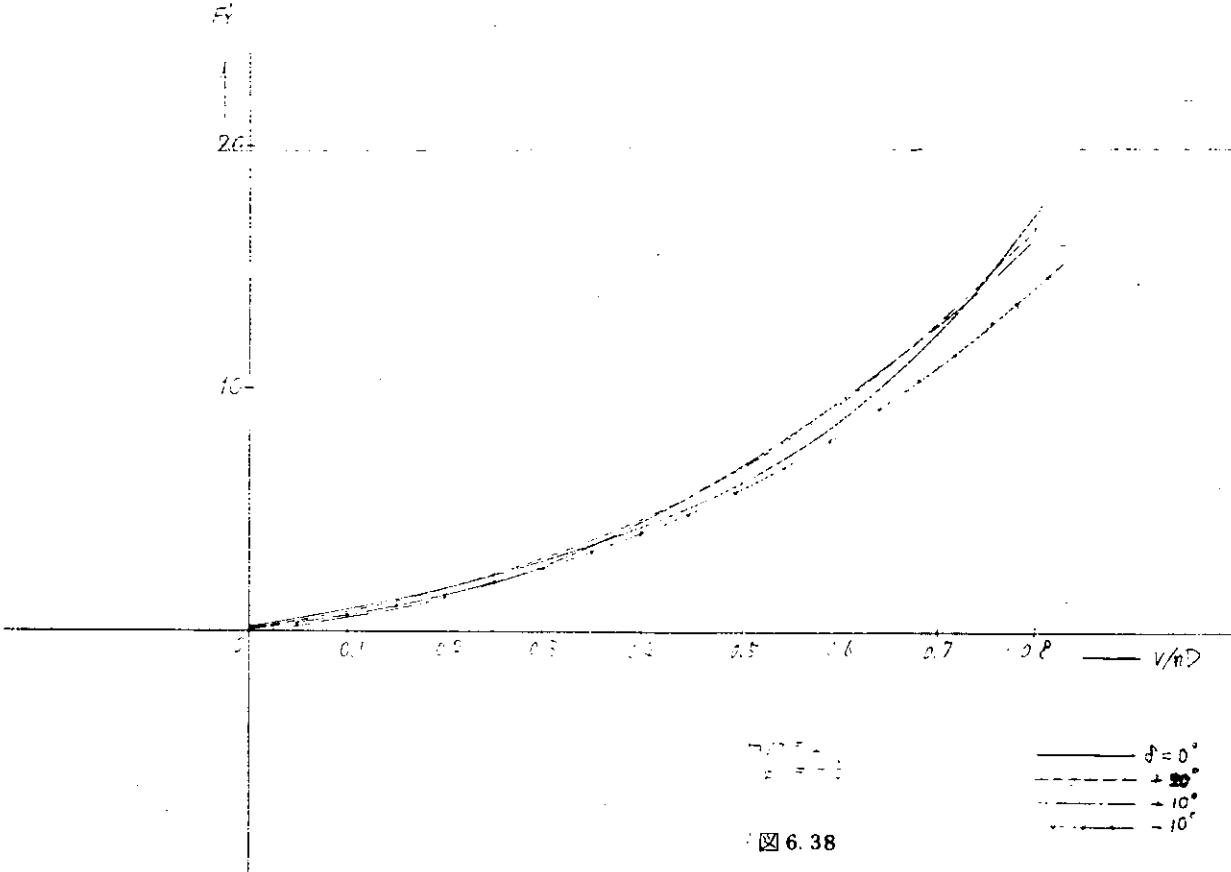


図 6.38

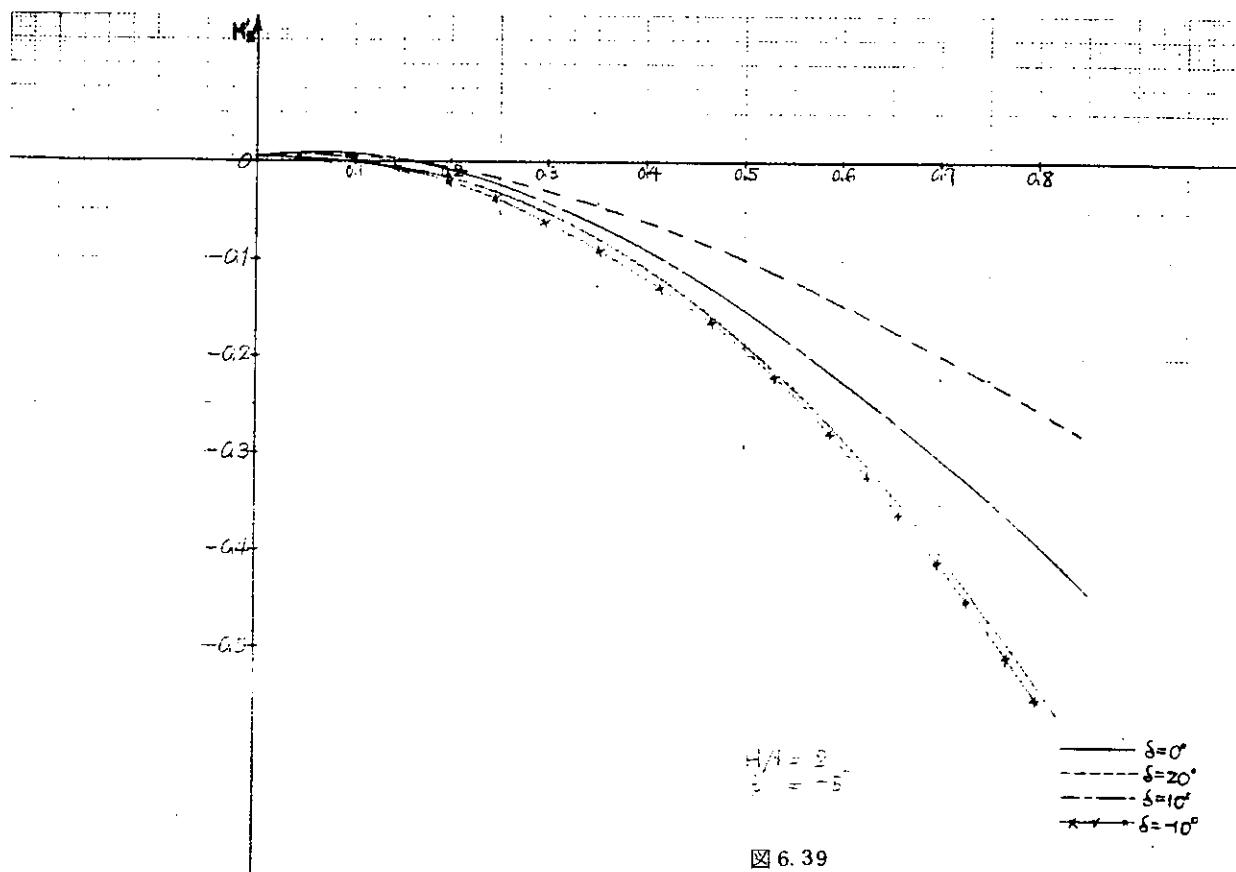


図 6.39

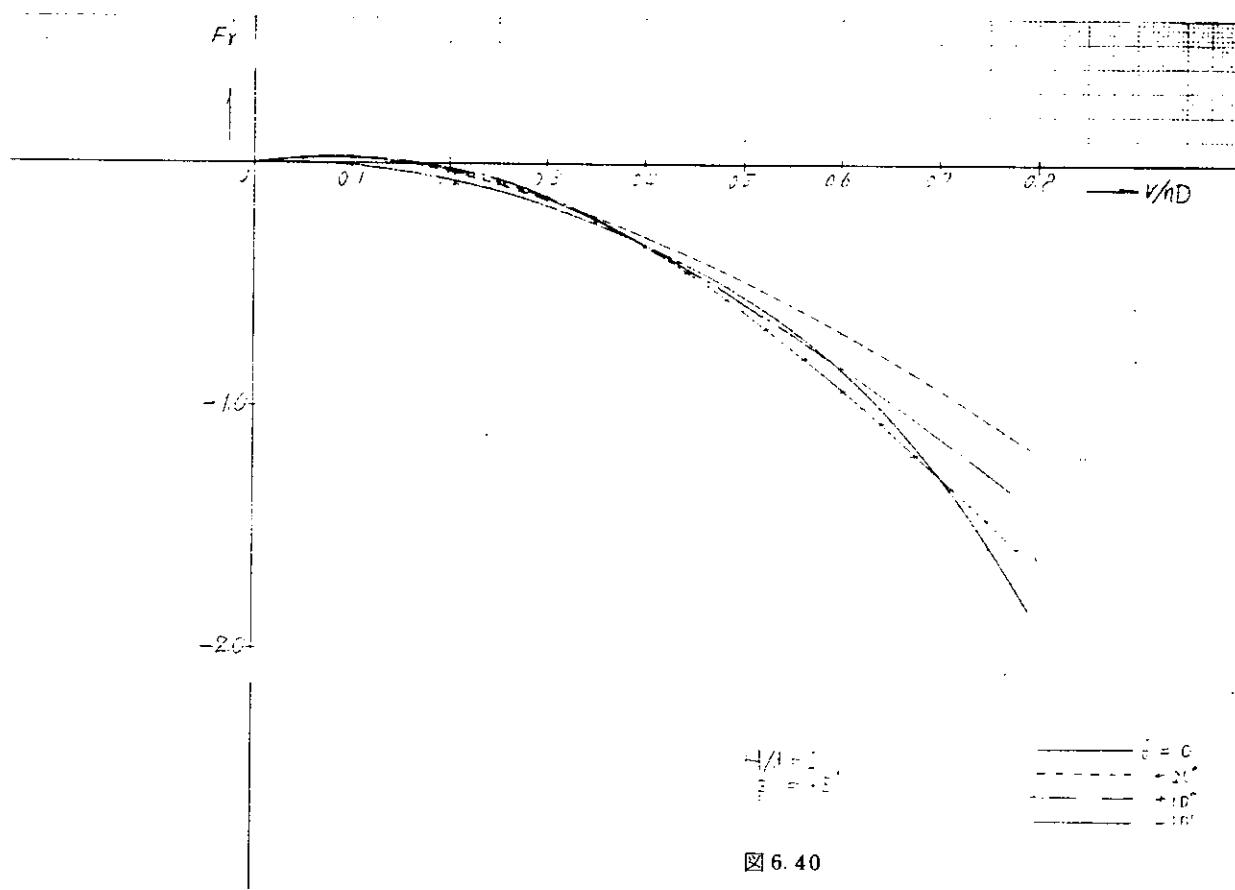


図 6.40

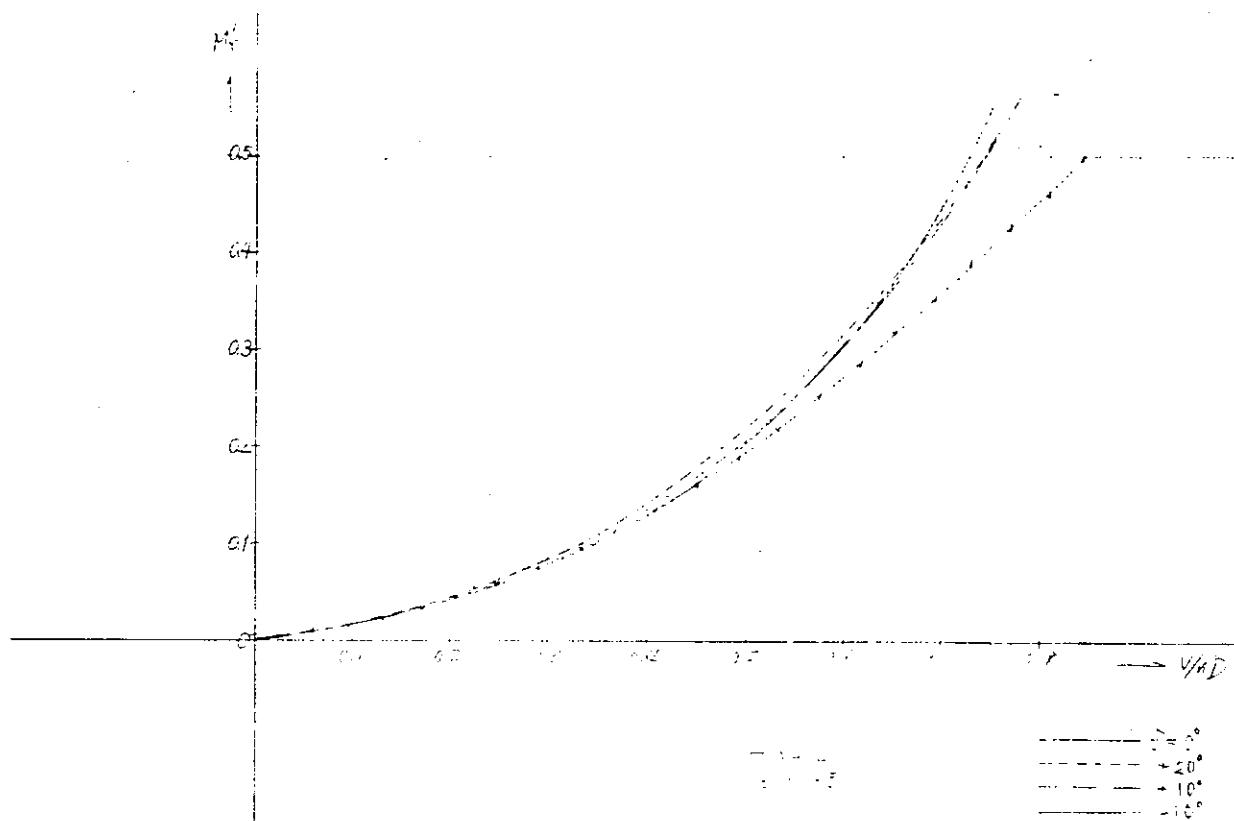


図 6.41

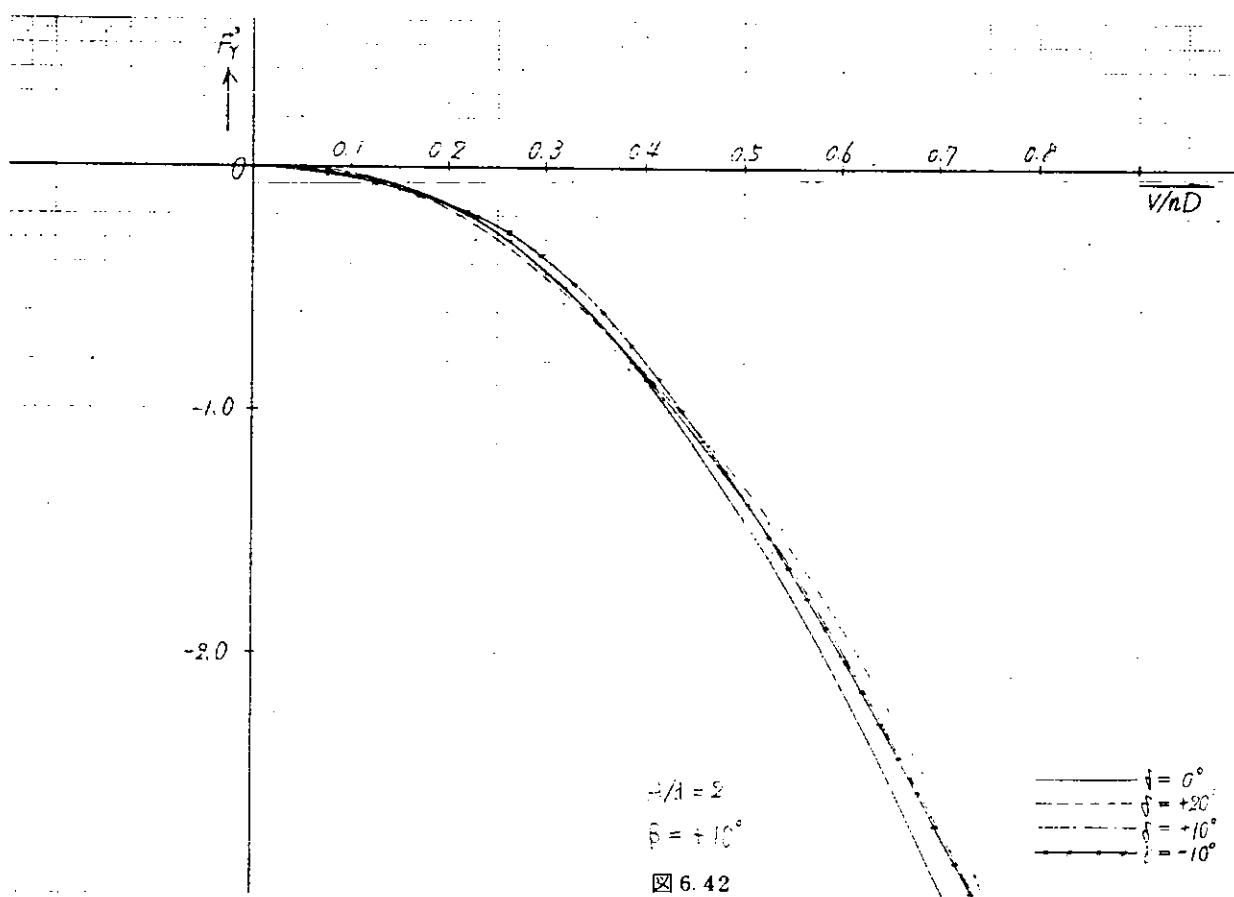
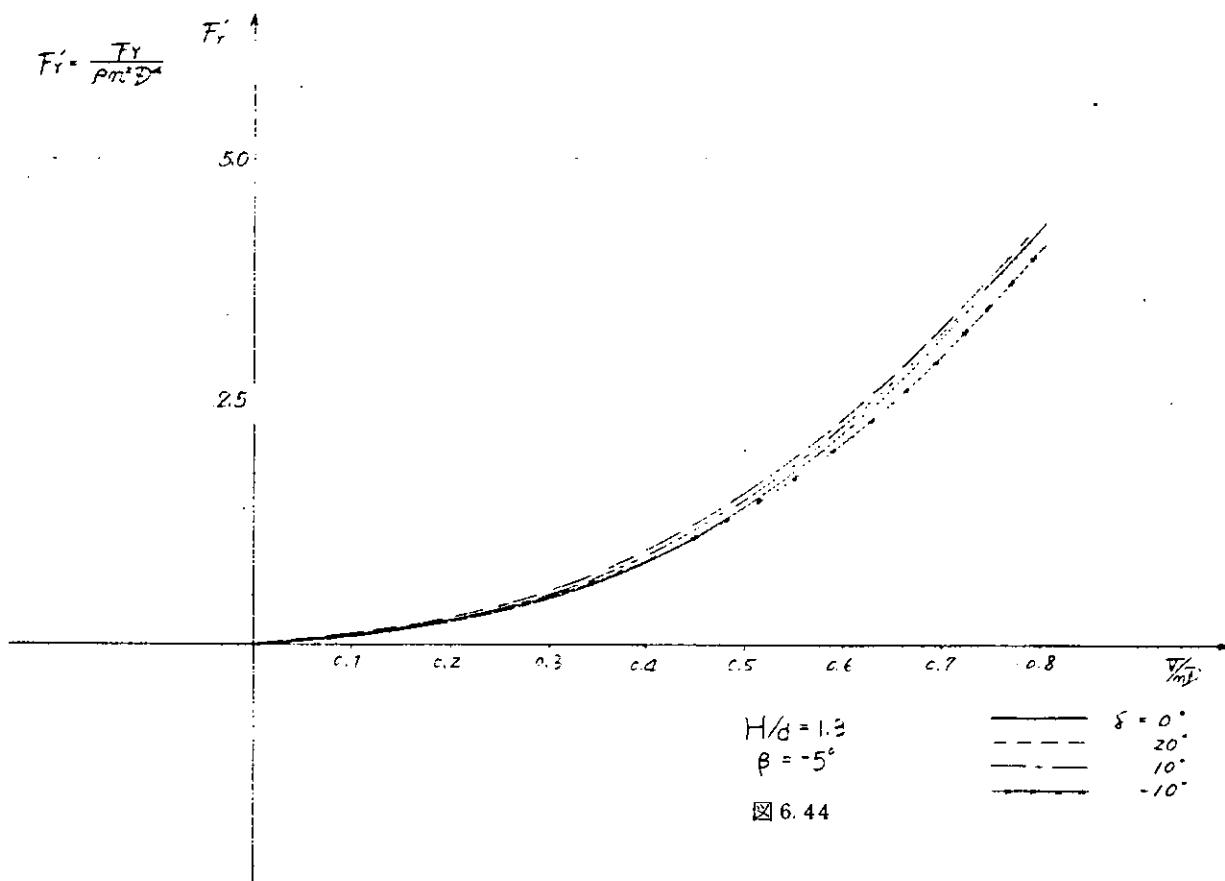
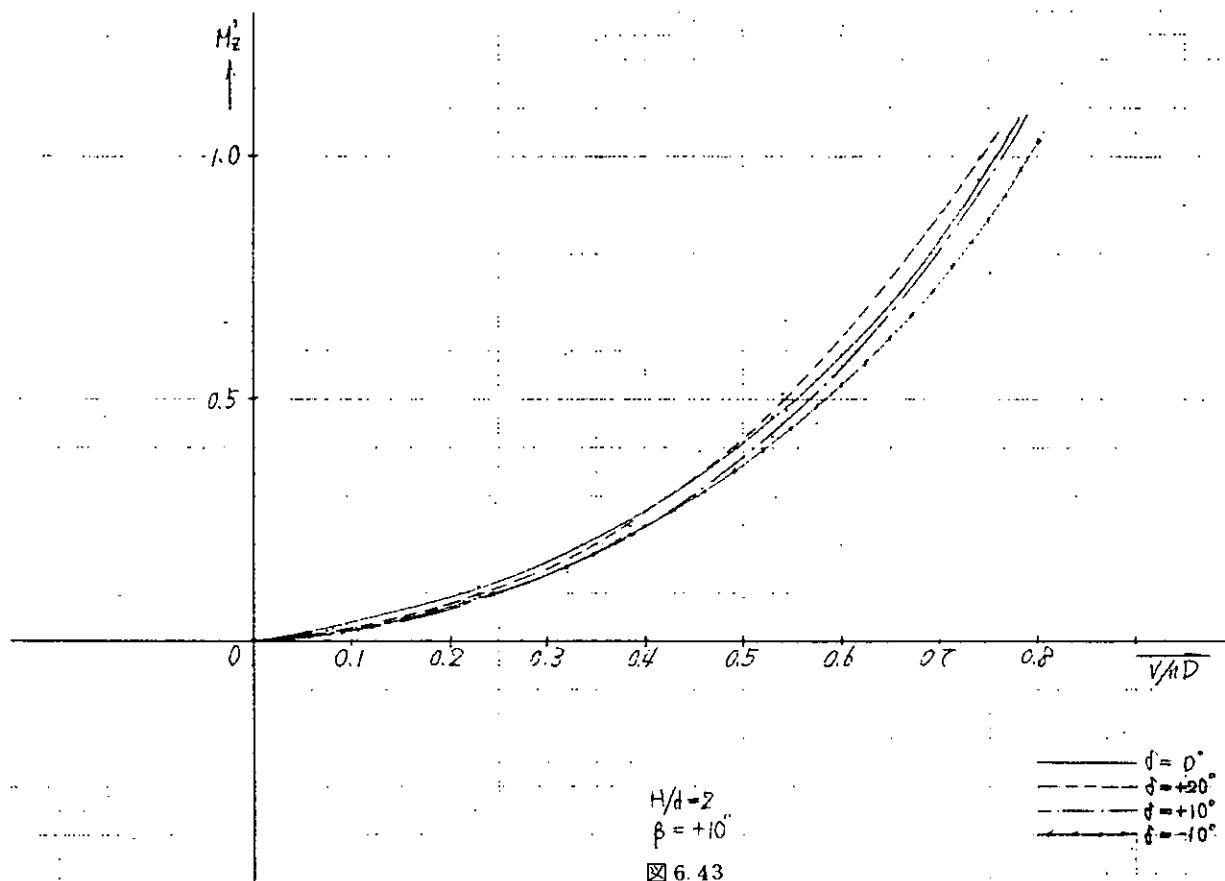
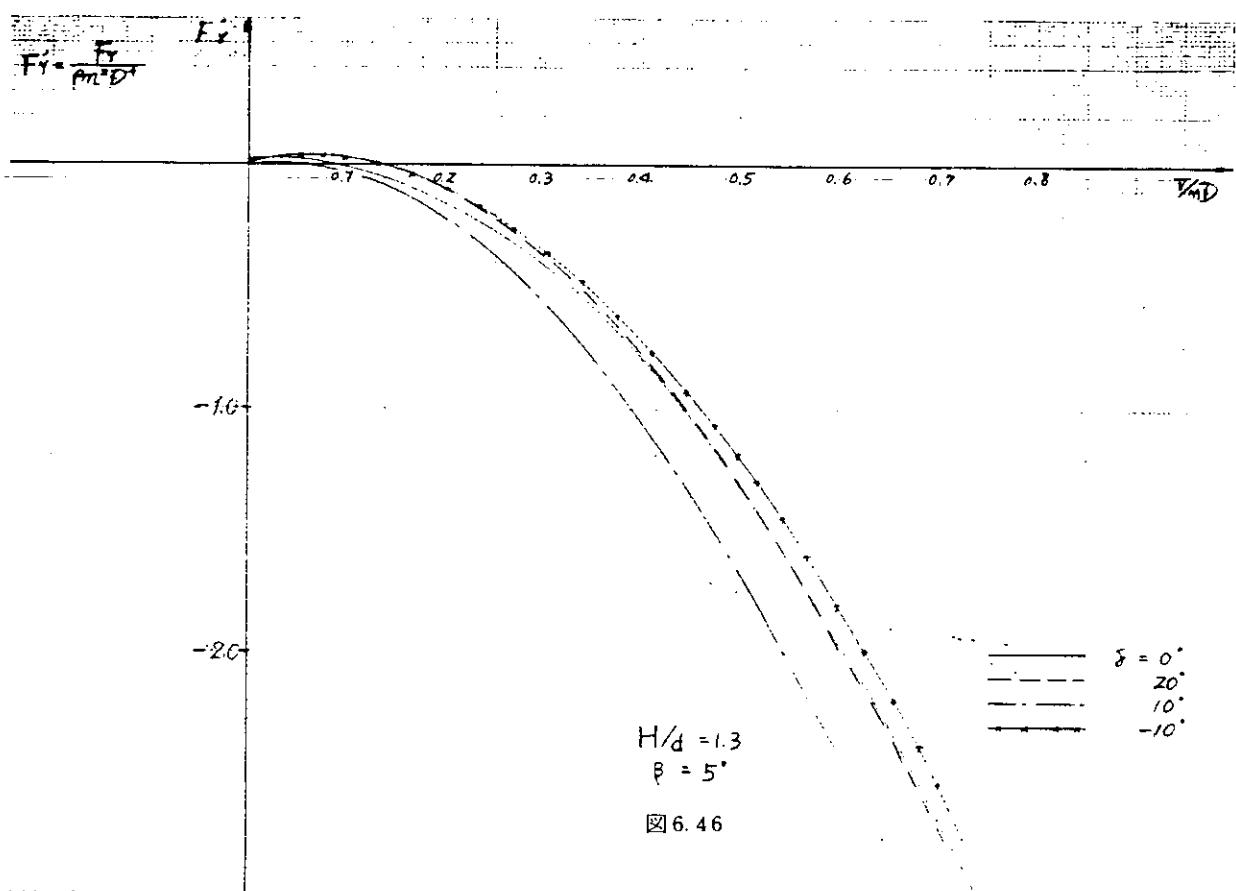
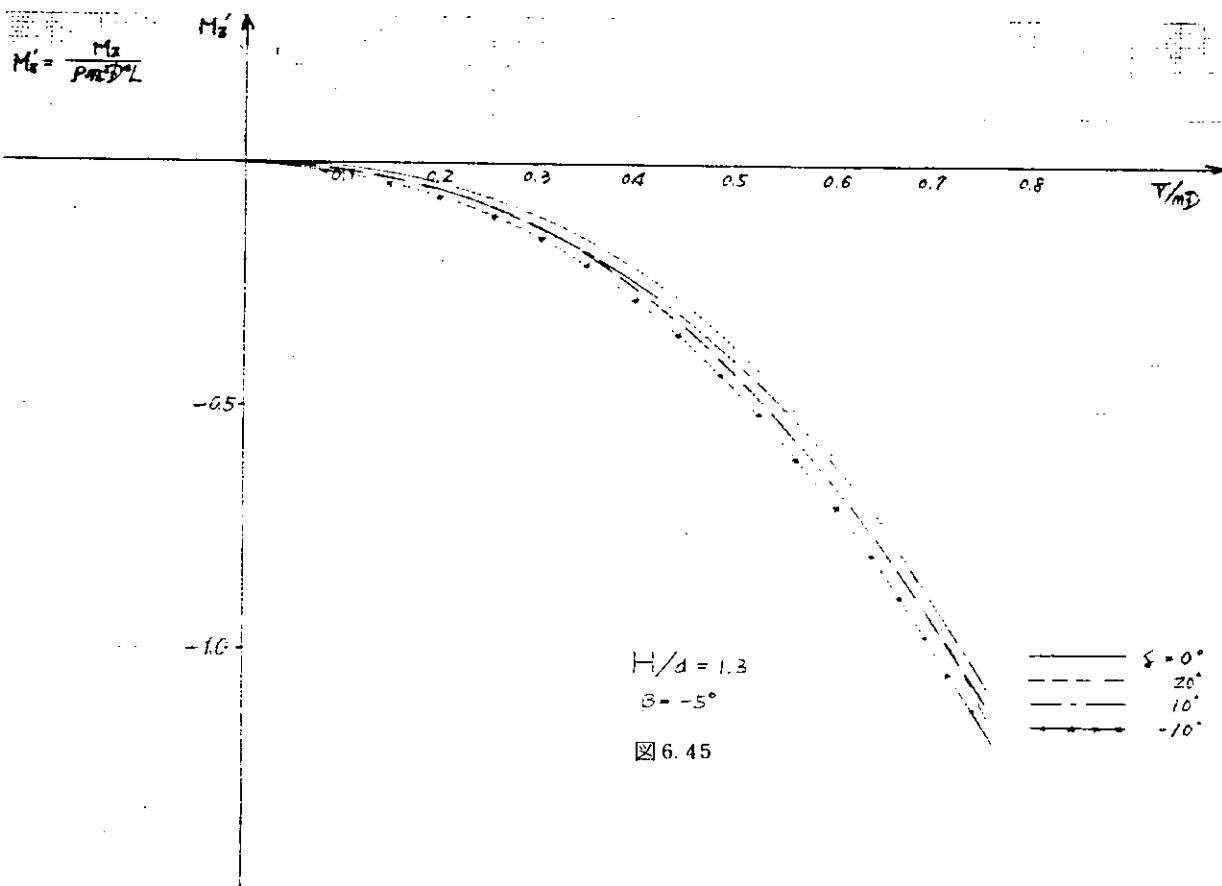
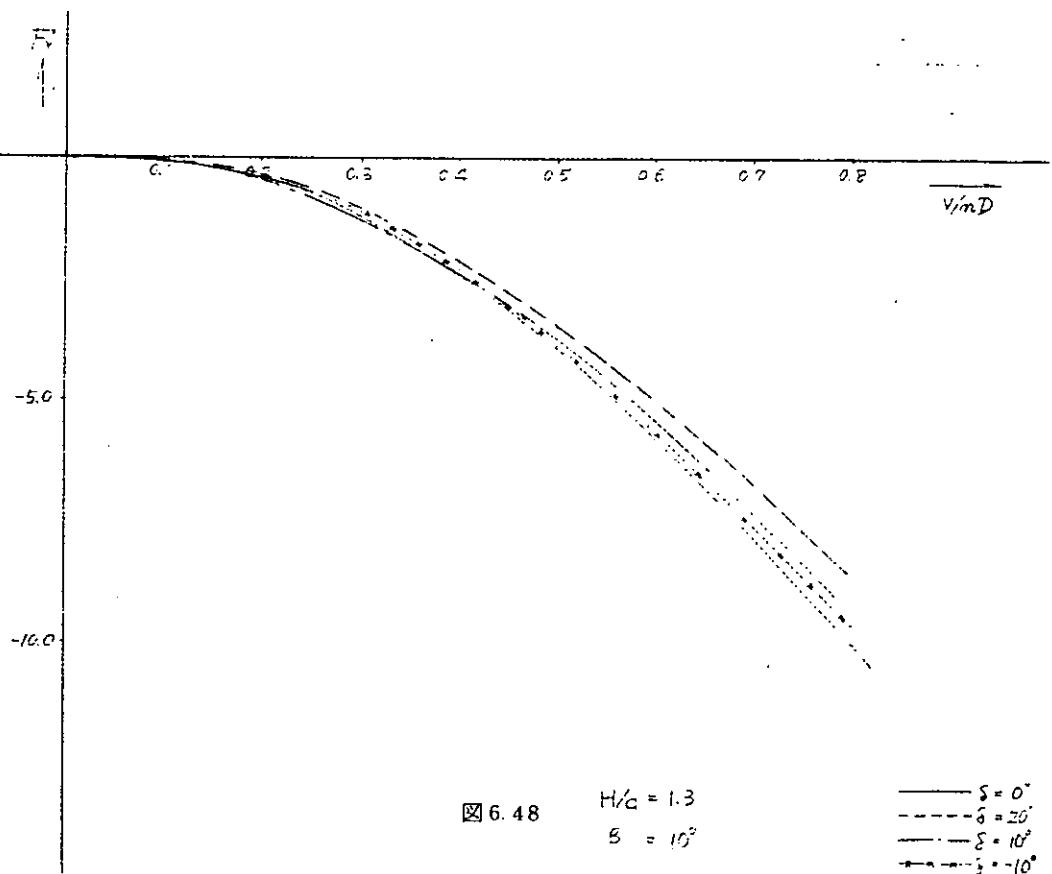
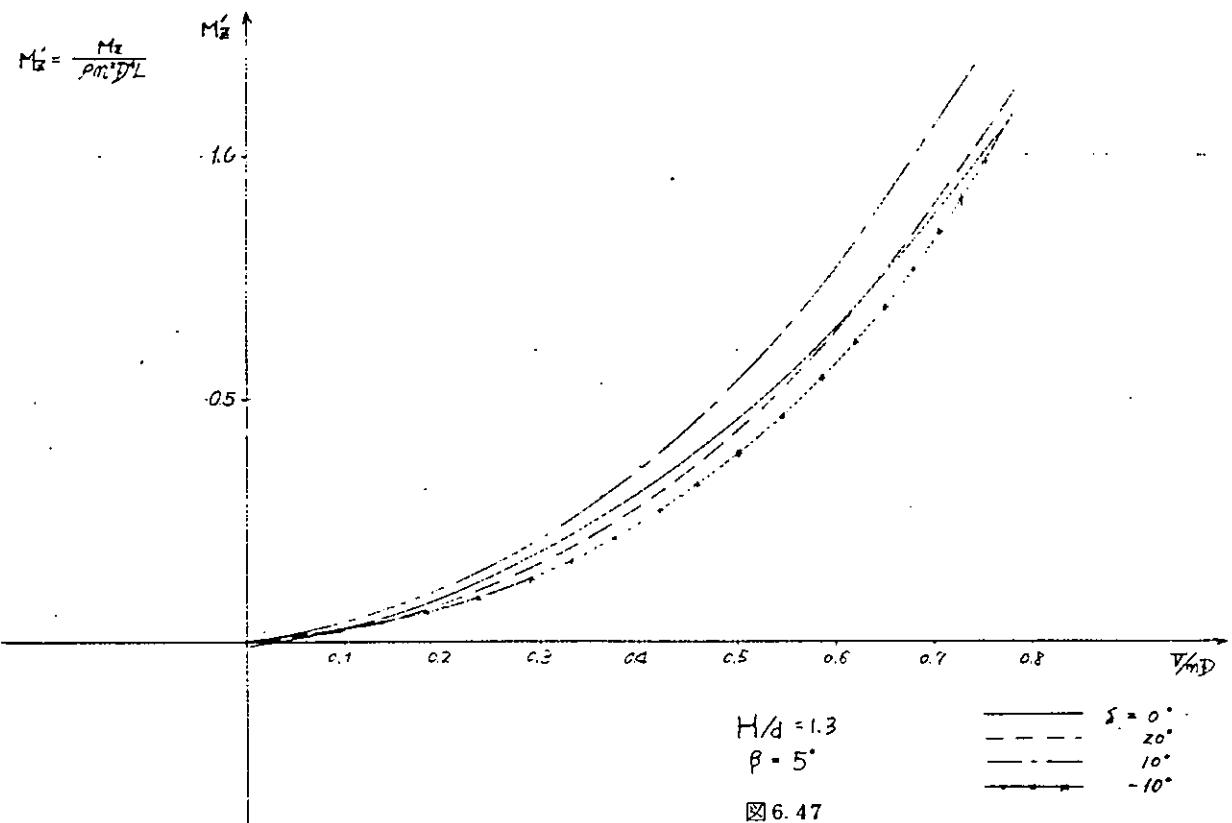
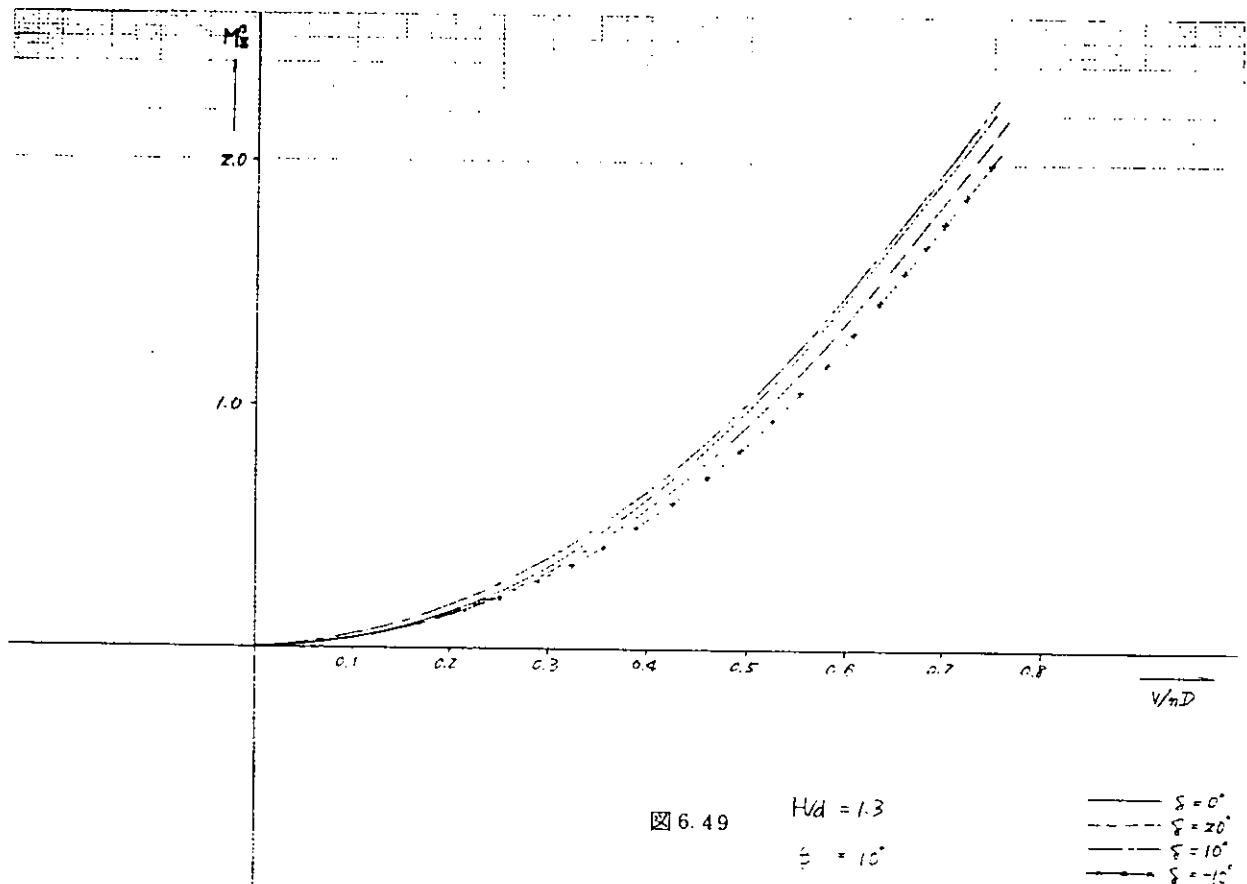


図 6.42









7. 浅水域における波浪中船体運動に関する研究

7.1 緒 言

近年、船舶の大型化が進むにつれて、その作業海域あるいは航行海域の水深は相対的に浅くなり、浅海域での耐航性能を推定することが重要な問題となっている。

今回、S.R.-154タンカー模型を用いて、浅水水槽で船体運動応答の計測を行い、ストリップ法による計算結果と比較を行った。その結果を報告する。

7.2 水 槽 試 験

水槽試験は九州大学工学部造船教室の運動性能水槽で行った。

7.2.1 供試模型船

供試模型船は長さ 2.5 m の S.R.-154 タンカー模型で模型船の主要目を表 7.1 に示す。尚、浮心の上位置および BM は与えられていなかったので正面図より計算した。また、重心位置、縦および横環動半径は表 7.1 に示す通りである。

7.2.2 試験方法

試験は表 7.2 に示す如く、水深を二種類船速を二種類変化させて、それぞれ正面迎い波状態、追い波状態および横波状態で行った。計測器および記録計は全て模型船に積み込み、無線の指令で計測器の作動を行っている。図 7.1 にそのブロック図を示す。船速設定は水槽の中に一定間隔の標識を設置し、その航走に要する時間を計測して設定した。横波中の航走試験は模型船の漂流がはげしく、進路が非常に不安定であったため断念した。

計測項目は Heave, Pitch, Sway, Yaw および Roll の 5 種類の振幅で、Heave は歪みゲージ型加速度計、Sway はシンクロ型加速度計、Pitch および Roll はパーティカルジャイロ、Yaw はヨーレイトイジャイロで計測した。

7.3 理 論 計 算

浅水域における船体に働く流体力は水深無限大の場合と異なり、三次元影響が非常に大きいといわれ、最近は三次元計算による流体力を求めて、その運動応答を求めている。¹⁾しかし、前進速度のある場合、三次元計算は不可能であるし、また非常に煩雑なため、こゝでは水深無限大の場合有効とされているストリップ法が有限水深の場合まで拡張されるとして、ストリップ法で計算し、ストリップ法の有効性の検討を行った。

7.3.1 運動方程式

船が進行波に対して角度 μ ($\mu = 180^\circ$ が向い波である) の方向に一定速度 V を保ちながら規則波中を動搖しながら航行している場合(図 7.2)、船体縦運動および横運動方程式は次のように書くことができる。

縦運動方程式

$$\left. \begin{aligned} (M + A_{ss}) \ddot{Z} + B_{ss} \dot{Z} + C_{ss} Z + A_{ss} \dot{\theta} + B_{ss} \dot{\theta} + C_{ss} \theta &= F_z e \\ (J_{ss} + A_{ss}) \ddot{\theta} + B_{ss} \dot{\theta} + C_{ss} \theta + A_{ss} \ddot{Z} + B_{ss} \dot{Z} + C_{ss} Z &= M_o e \end{aligned} \right\} \quad (7.1)$$

但し $A_{ss} = \int_L M_H dX_b$, $B_{ss} = \int_L N_H dX_b$, $C_{ss} = \rho g A_w$
 $A_{ss} = \int_L M_H X_b dX_b$, $B_{ss} = \int_L (N_H X_b - V M_H) dX_b$, $C_{ss} = \int_L (\rho g B_x X_b - V N_H) dX_b$

(7.2)

$$\left. \begin{aligned} A_{35} &= \int_L M_R X b^2 dX b, \quad B_{35} = \int_L \left\{ N_R X b^2 + \frac{V^2}{W_e} N_R \right\} dX b, \quad C_{35} = \int_L (\rho g B x X b^2 - V^2 M_R) dX b \\ A_{35} &= A_{35} \quad B_{35} = \int_L \{ N_R X b + V M_R \} dX b, \quad C_{35} = \int_L (\rho g B x X b + V N_R) dX b \end{aligned} \right\} \dots \quad (7.3)$$

波強制力およびモーメントを

$$\left. \begin{aligned} F_{ze} &= F_{zc} \cos \omega t - F_{zs} \sin \omega t \\ M_{oe} &= M_{oc} \cos \omega t - M_{os} \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (7.4)$$

とおくと、 F_{zc} , F_{zs} , M_{oc} および M_{os} は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} F_{zc} &= -2\rho g \zeta a \int_L \left[\begin{array}{c} \cos \\ \sin \end{array} \right] (M_o X b \cos x) \int_0^b \frac{\cosh m_o (h - Z_s)}{\cosh m_o h} \cos (m_o y_s \sin x) dy_s dX b \\ &\quad + \zeta a \int_L \frac{\sinh m_o (h - T_m)}{\sinh m_o h} \omega \cdot \omega_e M_R \left[\begin{array}{c} \cos \\ \sin \end{array} \right] (m_o X b \cos x) dX b \\ &\quad \left[\begin{array}{c} + \\ - \end{array} \right] \zeta a \int_L \frac{\sinh m_o (h - T_m)}{\sinh m_o h} \omega N_R \left[\begin{array}{c} \sin \\ \cos \end{array} \right] (m_o X b \cos x) dX b \\ M_{oc} &= -2\rho g \zeta a \int_L X b \left[\begin{array}{c} \cos \\ \sin \end{array} \right] (m_o X b \cos x) \int_0^b \frac{\cosh m_o (h - Z_s)}{\cosh m_o h} \cos (m_o y_s \sin x) dy_s dX b \\ &\quad + \zeta a \int_L \frac{\sinh m_o (h - T_m)}{\sinh m_o h} (\omega \cdot \omega_e M_R X b - \frac{\omega}{\omega_e} V M_R) \left[\begin{array}{c} \cos \\ \sin \end{array} \right] (m_o X b \cos x) dX b \\ &\quad \left[\begin{array}{c} + \\ - \end{array} \right] \zeta a \int_L \frac{\sinh m_o (h - T_m)}{\sinh m_o h} (\omega N_R X b + \omega V M_R) \left[\begin{array}{c} \sin \\ \cos \end{array} \right] (m_o X b \cos x) dX b \end{aligned} \right\} \dots \quad (7.5)$$

但し、 $X = 180^\circ - \mu$

$$\begin{aligned} m_o &= \frac{\omega}{g} = m_1 \quad \tanh m_o h \\ \omega_e &= W - m_0 V \cos \mu \end{aligned}$$

横運動方程式

$$\left. \begin{aligned} (M + A_{22}) \ddot{y} + B_{22} \dot{y} + A_{26} \ddot{\psi} + B_{26} \dot{\psi} + A_{24} \ddot{\phi} + B_{24} \dot{\phi} &= F_y e \\ (J_{66} + A_{66}) \ddot{\psi} + B_{66} \dot{\psi} + A_{64} \ddot{\phi} + B_{64} \dot{\phi} + A_{62} \ddot{y} + B_{62} \dot{y} &= M \psi e \\ (J_{44} + A_{44}) \ddot{\phi} + B_{44} \dot{\phi} + C_{44} \phi + A_{42} \ddot{y} + B_{42} \dot{y} + A_{46} \ddot{\psi} + B_{46} \dot{\psi} &= M \phi e \end{aligned} \right\}$$

但し

$$\left. \begin{aligned} A_{22} &= \int_L M_s dX b \quad B_{22} = \int_L N_s dX b, \\ A_{26} &= \int_L M_s X b dX b + \frac{V}{\omega_e^2} \int_L N_s dX b, \quad B_{26} = \int_L N_s X b dX b - V \int_L M_s dX b, \\ A_{24} &= \int_L M_s (\bar{O}G - \ell_{sR}) dX b, \quad B_{24} = \int_L N_s (\bar{O}G - \ell_w) dX b, \\ A_{66} &= \int_L M_s X b^2 dX b + \frac{V^2}{\omega_e^2} \int_L M_s dX b, \quad B_{66} = \int_L N_s X b^2 dX b + \frac{V^2}{\omega_e^2} \int_L N_s dX b \\ A_{64} &= \int_L M_s (\bar{O}G - \ell_{sR}) X b dX b - \frac{V}{\omega_e^2} \int_L N_s (\bar{O}G - \ell_w) dX b, \\ B_{64} &= \int_L N_s (\bar{O}G - \ell_w) X b dX b + V \int_L M_s (\bar{O}G - \ell_{sR}) dX b \\ A_{62} &= \int_L M_s X b dX b - \frac{V}{\omega_e^2} \int_L N_s dX b, \quad B_{62} = \int_L N_s X b dX b + V \int_L M_s dX b \end{aligned} \right\} \dots \quad (7.8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{44} = \int_L M_s (\ell_{SR} \ell_{RS} - 2 \bar{OG} \cdot \ell_{SR} + \bar{OG}^2) dX_b, \\ B_{44} = \int_L N_s (\bar{OG} - \ell_w)^2 dX_b, \quad C_{44} = W \cdot \bar{GM} \\ A_{42} = \int_L M_s (\bar{OG} - \ell_{SR}) dX_b, \quad B_{42} = \int_L N_s (\bar{OG} - \ell_w) dX_b \\ A_{46} = \int_L M_s (\bar{OG} - \ell_{SR}) X_b dX_b + \frac{V}{\omega_e^2} \int_L N_s (\bar{OG} - \ell_w) dX_b \\ B_{46} = \int_L N_s (\bar{OG} - \ell_w) X_b dX_b - V \int_L M_s (\bar{OG} - \ell_{SR}) dX_b \end{array} \right. \quad \dots \dots \dots \quad (7.9)$$

横波状態における波強制力およびモーメントは Haskind-Newman-別所の関係²から次式によつて求めた。

$$\left. \begin{array}{l} F_x e = \int_L \frac{i \rho g \zeta a \hat{A}_R}{K \cdot F(moh)} e^{i(\epsilon H + \omega t)} dX_b \\ M_o e = \int_L \frac{i \rho g \zeta a \hat{A}_R}{K \cdot F(moh)} x_b e^{i(\epsilon H + \omega t)} dX_b \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (7.10)$$

$$\left. \begin{array}{l} F_y e = \int_L \frac{i \rho g \zeta a \hat{A}_S}{K \cdot F(moh)} e^{i(\epsilon S + \omega t)} dX_b \\ M_\psi e = \int_L \frac{i \rho g \zeta a \hat{A}_S}{K \cdot F(moh)} x_b e^{i(\epsilon S + \omega t)} dX_b \\ M_\phi e = \int_L \frac{i \rho g \zeta a \hat{A}_R}{K \cdot F(moh)} T e^{i(\epsilon R + \omega t)} dX_b + \bar{OG} \cdot F_y e \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (7.11)$$

$$\text{但し, } F(moh) = \frac{2 \cosh^2 moh}{2moh + \sinh 2moh}$$

7.3.2 横揺れ減衰係数

横揺れ減衰係数は非線型性が強く、現在の線型理論で求めることは不可能であるから、静水中での自由横揺れの実験から次の如く求めた。

重心Gのまわりの自由横揺れ運動方程式を次の如くおく。

$$(J_{44} + A_{44}) \ddot{\phi} + B_1 \dot{\phi} + B_2 \dot{\phi} + \dot{\phi} + C_{44} \phi = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (7.12)$$

但し、 $C_{44} = W \cdot \bar{GM}$

両辺を $(J_{44} + A_{44})$ で割ると

$$\left. \begin{array}{l} \ddot{\phi} + 2\alpha \dot{\phi} + \beta \dot{\phi} + \dot{\phi} + \omega^2 \phi = 0 \\ 2\alpha = \frac{B_1}{J_{44} + A_{44}}, \quad \beta = \frac{B_2}{J_{44} + A_{44}} \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (7.13)$$

となる。自由横揺れの一揺れになす仕事と位置のエネルギーの関係から

$$\Delta \phi n = \frac{B_1 \pi^2}{W \cdot GM} \phi m + \frac{16 B_2 \pi^2}{3 T_\phi^2 W \cdot GM} \phi m^2 \quad \dots \dots \dots \quad (7.14)$$

但し $T\phi$: 横揺れ固有周期

$$\phi_m = (\phi_n + \phi_{n+1}) / 2 , \quad \Delta\phi_n = \phi_{n+1} - \phi_n \text{ (degree)}$$

となる。一方、自由横揺れ試験から求めた減衰曲線を次式で表わす。

$$\Delta\phi_n = a\phi_m + b\phi^2_m \quad \dots \dots \dots (7.15)$$

(6), (7), (8)式より

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{T\phi}{2} \alpha , \quad b = \frac{4}{3} \beta \\ B_1 &= \frac{2 \cdot W \cdot \bar{G}M}{\pi \omega} \quad , \quad a , \quad B_2 = \frac{3 \cdot W \cdot \bar{G}M}{4\omega^2} - \frac{180}{\pi} b \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots (7.16)$$

となる。(7.12)式の減衰項を等価線型におきかえると

$$\begin{aligned} B_{44}\dot{\phi} &= B_1\dot{\phi} + B_2\dot{\phi} + \dot{\phi}_A \\ &\approx (B_1 + \frac{8}{3\pi}\omega\phi_A B_2)\dot{\phi} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (7.17)$$

ϕ_A : radian

となる。

無限水深の場合の強制動揺試験によって運動周波数ベースに求めた減衰係数の値は(7.17)式の型でうまく表示されることがわかっている。³⁾そこで有限水深の場合でも、この表示式で表わされると仮定して、減衰曲線より求めた係数 a , b を用いて(7.16), (7.17)式に代入して減衰係数 B_{44} を求めた。

図7.3に $\phi_m = 3^\circ, 5^\circ$ の時の値を用いて決定した係数 a , b の値を h/T (h : 水深, T : 吃水) を横軸にして示す。また、表7.3に次式で無次元化した B_1 , B_2 の値をそれぞれ示している。

$$\hat{B}_1 = -\frac{B_1}{\rho\Delta B^2}\sqrt{B/2g}, \quad \hat{B}_2 = -\frac{B_2}{\rho\Delta B^2} \quad \dots \dots \dots (7.18)$$

強制動揺試験で求めた無限水深の場合の笠木山丸の値と比較して妥当な値となっている。水深が浅くなると線型項が急激に増加していることがよく判る。また自由横揺れ固有周期は水深が浅くなると共に大きくなっている(図7.4)。

7.3.3 流体力微係数および波強制力に対する水深影響

運動方程式(7.1), (7.6)式の左辺のRadiation force およびモーメントは二次元流体力の場合、理論的計算値と実験値は非常によく合うことが確認されている。^{4), 5)}これら二次元流体力を用いてStrip法で求めた三次元流体力に対して、運動周波数を横軸にして、水深の影響を図7.5～図7.33に示す。これら諸係数の無次元化方法は次の通りである。

縦運動

$$\left. \begin{aligned} (\hat{M} + \hat{A}_{33}) &= \frac{M + A_{33}}{\rho L^3}, \quad \hat{B}_{33} = \frac{B_{33}}{\rho L^5}\sqrt{L/g}, \quad \hat{C}_{33} = \frac{C_{33}}{\rho g L^2}, \\ \hat{A}_{35} &= \frac{A_{35}}{\rho L^4}, \quad \hat{B}_{35} = \frac{B_{35}}{\rho L^4}\sqrt{L/g}, \quad \hat{C}_{35} = \frac{C_{35}}{\rho g L^3}, \\ (\hat{J}_{55} + \hat{A}_{55}) &= \frac{J_{55} + A_{55}}{\rho L^5}, \quad \hat{B}_{55} = \frac{B_{55}}{\rho L^5}\sqrt{L/g}, \quad \hat{C}_{55} = \frac{C_{55}}{\rho g L^5}, \\ \hat{A}_{53} &= \frac{A_{53}}{\rho L^4}, \quad \hat{B}_{53} = \frac{B_{53}}{\rho L^4}\sqrt{L/g}, \quad \hat{C}_{53} = \frac{C_{53}}{\rho g L^4} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots (7.19)$$

横運動

$$\left. \begin{aligned}
 (\widehat{M} + \widehat{A}_{22}) &= \frac{M + A_{22}}{\rho \Delta} , \quad \widehat{A}_{42} = \frac{B_{42}}{\rho \Delta B} , \quad \widehat{A}_{62} = \frac{A_{62}}{\rho \Delta L} , \\
 \widehat{B}_{22} &= \frac{B_{22}}{\rho \Delta} \sqrt{B/2g} , \quad \widehat{B}_{42} = \frac{B_{42}}{\rho \Delta B} \sqrt{B/2g} , \quad \widehat{B}_{62} = \frac{B_{62}}{\rho \Delta L} \sqrt{B/2g} , \\
 (\widehat{J}_{66} + \widehat{A}_{66}) &= \frac{J_{66} + A_{66}}{\rho \Delta L^2} , \quad \widehat{A}_{26} = \frac{A_{26}}{\rho \Delta L} , \quad \widehat{A}_{46} = \frac{A_{46}}{\rho \Delta LB} , \\
 \widehat{B}_{66} &= \frac{B_{66}}{\rho \Delta L^2} \sqrt{B/2g} , \quad \widehat{B}_{26} = \frac{B_{26}}{\rho \Delta L} \sqrt{B/2g} , \quad \widehat{B}_{46} = \frac{B_{46}}{\rho \Delta LB} \sqrt{B/2g} , \\
 (\widehat{J}_{44} + \widehat{A}_{44}) &= \frac{J_{44} + A_{44}}{\rho \Delta B^2} , \quad \widehat{A}_{64} = \frac{A_{64}}{\rho \Delta LB} , \quad \widehat{A}_{24} = \frac{A_{24}}{\rho \Delta B} , \\
 \widehat{B}_{44} &= \frac{B_{44}}{\rho \Delta B^2} \sqrt{B/2g} , \quad \widehat{B}_{64} = \frac{B_{64}}{\rho \Delta LB} \sqrt{B/2g} , \quad \widehat{B}_{24} = \frac{B_{24}}{\rho \Delta B} \sqrt{B/2g}
 \end{aligned} \right\}$$

..... (7.20)

波強制力およびモーメント

$$\left. \begin{aligned}
 \text{Heave} &: \quad \widehat{F}_z = |F_{ze}| / \rho g \zeta a L^2 \\
 \text{Pitch} &: \quad \widehat{M}_o = |M_{oe}| / \rho g \zeta a L^3 \\
 \text{Sway} &: \quad \widehat{F}_y = |F_{ye}| / \rho g \zeta a L^2 \\
 \text{Yaw} &: \quad \widehat{M}_\psi = |M_{\psi e}| / \rho g \zeta a L^3 \\
 \text{Pitch} &: \quad \widehat{M}_\phi = |M_{\phi e}| / \rho g \zeta a L^3
 \end{aligned} \right\}$$

..... (7.21)

(1) 磯運動

(i) 慣性項 \widehat{A}_{ss} , \widehat{A}_{5s}

Heave, Pitch の両慣性項は全周波数にわたって、水深が浅くなるほど増加している。運動周波数が零に近づくと無限水深の値は無限大になるのに対し、有限水深の場合の値はそれぞれの一定値になっている(図 7.5, 7.6)。

(ii) 減衰項 \widehat{B}_{ss} , \widehat{B}_{5s}

両減衰係数共、水深が浅くなるほど大きくなっている。運動周波数が零に近づくにつれて、両減衰係数は零に近づいていない(図 7.7, 7.8)。これは二次元流体力の発散波の振幅比 \widehat{A}_H が、水深の浅くなるほど、周波数零近くで大きくなっているためである。⁴⁾

この点が三次元計算で求めた値¹⁾と大きく異なる特徴である。

\widehat{B}_{ss} は前進速度があるとわずかに増加する(図 7.8)。

(iii) 復原項 \widehat{C}_{ss} , \widehat{C}_{5s}

\widehat{C}_{ss} は前進速度の有無にかゝわらず、水深の影響を受けない。 \widehat{C}_{5s} は前進速度のない場合、水深の影響を受けない。前進速度があると、水深が浅くなるほど小さくなる傾向があるが、その量はあまり大きくはない。

(iv) 連成項

$\widehat{A}_{ss} = \widehat{A}_{5s}$: 水深が浅くなるほど増加している(図 7.9)。

$\widehat{B}_{ss}, \widehat{B}_{5s}$: 前進速度が零の場合、水深の影響は然程大きくなれない。前進速度がある場合、水深が浅くなるほど、 \widehat{B}_{ss} は小さくなり、 \widehat{B}_{5s} は逆に大きくなっている(図 7.10)。

$\hat{C}_{as}, \hat{C}_{ss}$: 前進速度が零の場合、水深の影響を全然受けないが、前進速度のある場合、水深が浅くなるほど \hat{C}_{ss} は小さくなり、 \hat{C}_{as} は逆に大きくなっている（図 7.1.1）。

(2) 横運動

(i) Sway の主要項

\hat{A}_{22} : 低周波数領域を除いて水深が浅くなる程、付加質量は小さくなっている（図 7.1.2）。

\hat{B}_{22} : 低周波数領域において水深が浅くなるほど大きくなっている。しかし、高周波数領域になると逆に水深が浅くなるほど、小さくなっている（図 7.1.3）。

(ii) Yaw の主要項

\hat{A}_{66} : Sway の場合と同様に極めて低周波数の領域を除いて水深が浅くなる程、 \hat{A}_{66} は小さくなっている（図 7.1.4）。

\hat{B}_{66} : Sway の \hat{B}_{22} と全く同様に、低周波数領域において水深が浅くなる程 \hat{B}_{66} は大きくなっている。しかし、高周波数領域になると逆に水深が浅くなる程小さくなっている（図 7.1.5）。

(iii) Roll の主要項

\hat{A}_{44} : 水深が非常に浅くなっても、全周波数にわたって、その変化は小さい（図 7.1.6）。

(iv) 連成項

New Strip Method では前進速度 $V = 0$ のとき

$$\hat{A}_{26} = \hat{A}_{62}, \quad \hat{B}_{26} = \hat{B}_{62}, \quad \hat{A}_{46} = \hat{A}_{64}, \quad \hat{B}_{46} = \hat{B}_{64}$$

また、前進速度の有無にかかわらず

$$\hat{A}_{24} = \hat{A}_{42}, \quad \hat{B}_{24} = \hat{B}_{42}$$

の関係がある。

$\hat{A}_{26} = \hat{A}_{62}$: 低周波数領域では、水深が浅くなるほど小さく、高周波数領域では水深が深くなるほど小さくなっている（図 7.1.7）。

$\hat{B}_{26} = \hat{B}_{62}$: 低周波数領域を除いて、全般に水深が浅くなるほど連成項の値は小さくなっている（図 7.1.8）。

$\hat{A}_{46} = \hat{A}_{64}$: 水深が浅くなるほど連成項の絶対値は小さくなっている（図 7.1.9）。

$\hat{B}_{46} = \hat{B}_{64}$: 無限水深と比較して、水深が浅くなると連成項の絶対値は小さくなっている（図 7.2.0）。

$\hat{A}_{24} = \hat{A}_{42}$: 水深が浅くなるほど、連成項は大きくなっている（図 7.2.1）。

$\hat{B}_{24} = \hat{B}_{42}$: 水深が浅くなると、連成項は全周波数にわたって大きくなっている（図 7.2.2）。

(3) 波浪制力およびモーメント

(i) 横波状態 ($\mu = 90^\circ$)

\hat{F}_z : 水深が浅くなるほど、大きくなっている（図 7.2.3）。

\hat{M}_θ : 有限水深の \hat{M}_θ は無限水深の場合と比べて小さくなっている。これは船の形状および重心位置によって大きく変化するので、一般的な傾向は云えない。また、 \hat{M}_θ の値も小さい（図 7.2.4）。

\hat{F}_y : 低周波数領域では、水深が浅くなるほど \hat{F}_y は大きくなり、高周波数領域では水深の影響は顕著に現われていない（図 7.2.5）。

\hat{M}_ψ : 低周波数領域を除いて、有限水深の \hat{M}_ψ は無限水深の場合より小さくなっている（図 7.2.6）。

\hat{M}_ϕ : 全運動周波数にわたって、水深が浅くなるほど \hat{M}_ϕ は大きくなっている（図 7.2.7）。

(ii) 向い波状態 ($\mu = 180^\circ$)

\hat{F}_z : 低周波数領域において、水深が浅くなるほど \hat{F}_z は小さくなっている（図 7.2.8）。この傾向は前進速度がある場合も全く同様であり、出会い周波数が大きくなっているにすぎない（図 7.2.9）。

\hat{M}_θ : 先の \hat{F}_z の場合と全く同様の傾向で、水深が浅くなるほど、 \hat{M}_θ は低周波数領域で小さくなっている。しかし、その極大値は逆に水深が浅くなるほど大きくなっている（図 7.3.0, 7.3.1）。

(iii) 追い波状態 ($\mu = 0^\circ$)

\hat{F}_z : 向い波状態の傾向と全く同じで、水深が浅くなるほど、 \hat{F}_z は小さくなっている（図 7.3.2）。

\hat{M}_θ : 向い波状態の傾向と全く同様に、水深が浅くなるほど、低周波数領域で \hat{M}_θ は小さくなっている。しかし、その極大値は逆に水深が浅くなるほど大きくなっている（図 7.3.2）。

7.4 運動振幅

前節で求めた減衰係数 B_{44} を用いて (7.1) および (7.6) 式の運動方程式を解き、実験結果と比較検討を行った。それぞれの運動振幅の無次元表示は次の通りである。

$$\text{Heave} : Z_a / \zeta_a, \quad \text{Pitch} : \theta_a / m_0 \zeta_a,$$

$$\text{Sway} : y_a / \zeta_a, \quad \text{Yaw} : \psi_a / m_0 \zeta_a, \quad \text{Roll} : \phi_a / m_0 \zeta_a$$

但し、 m_0 : 有限水深の場合の波数

$$\frac{\omega^2}{g} = m_0 \tanh m_0 h \quad \dots \dots \dots (7.2.2)$$

正面向い波中の運動振幅を図 7.3.4 ~ 7.3.7 に、横波状態の運動振幅を図 7.3.8 ~ 7.4.2 に追い状態の運動振幅を図 7.4.3 ~ 7.4.6 にそれぞれ示す。有限水深の場合、周期が一定であっても波長 λ は水深 h によって変化し、横軸に波長をとって整理すると運動振幅に水深影響が顕著にあらわれない、そこで出合周波数 ω_e を用い、 $\frac{\omega_e^2}{g} T$ を横軸に整理した。尚、 $\frac{\omega_e^2}{g} T$ と波長 λ との関係は次式より求められる。

$$\left. \begin{array}{l} \omega_e = \omega - m_0 V \cos \mu \\ \lambda = 2 \pi / m_0 \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots (7.2.3)$$

$$\frac{\omega_e^2}{g} T = \frac{T}{g} (\omega - m_0 V \cos \mu)^2 \quad \dots \dots \dots (7.2.4)$$

(14) 式の $\frac{\omega_e^2}{g} T$ と λ / L との関係を図 7.4.7 に示す。

向い波状態においては実験と理論計算の傾向はよく合っており、運動振幅も大略一致している。低周波数領域において、Pitch より Heave 振幅の一貫が悪くなっているのは、Heave 振幅の計測が歪みゲージ型加速度計によるため、パーティカルジャイロによる Pitch 振幅の場合より計測誤差が大きいためと思われる。水深が浅くなるにしたがって、同一出合い周波数における運動振幅は Heave, Pitch 共に小さくなっている（図 7.3.4 ~ 7.3.7）。

これらの傾向は追い波状態においても全く同じである。また前進速度がある場合、向い波状態では運動振幅は Heave, Pitch 共に前進速度の無い場合より大きくなり、追い波状態では逆に小さくなっている。この傾向は横軸に λ / L で整理した場合も同様である。

横波状態においては実験と理論計算の一貫は先の向い波および追い波状態よりもよくなっている。水深が浅くなると Heave および Pitch の同調ピークは低周波数側に大きくずれていて、上下方向の運動に対して水深の影響が非常に大きいことを示している（図 7.3.8, 7.3.9）。これに対して Roll の同調ピークの周波数は水深によってそれほど大きく変化していない。これは図 7.4 に示す如く、付加慣性モーメント \hat{A}_{44} に対する水深の影響は $h/T = 1.5$ 位までは然程大きくなく $h/T = 1.4$ 以下で非常に大きくなっていることからもわかるように、付加慣性モーメント \hat{A}_{44} に対して、船体の慣性モーメント J_{44} が大きいからである。

水深が浅くなる程、Sway 振幅は大きくなっている。このモードの運動は繰留の場合、最も大きな影響を

およぼすので注意を要することである。

一般に縦波中の運動よりも横波中の運動振幅推定の精度はよい。これは波強制力を求める時、(7.5)式の縦波の強制力は近似解であるのに対し、(7.10)、(7.11)式の横波の強制力は厳密解であるためと思われる。また、縦波の強制力は横波の強制力よりも3次元影響が大きいためと思われる。

7.5 結 言

浅水域における運動振幅について、実験結果とストリップ法による理論計算結果とを比較して、次の事項が云える。

- (1) 浅水域における船体運動はストリップ法によって大略推定することができる。
- (2) 縦波中の運動振幅は横波中の運動振幅に比べて推定精度が悪い。この原因は流体力の三次元影響ではないかと思われる。
- (3) 横波中における左右搖振幅は、水深が浅くなると全周波数にわたって大きくなっているので、繊船の場合等注意を要する。
- (4) 橫揺れ減衰係数は水深の影響を大きく受けるので、その正確な推定法が必要である。

参 考 文 献

- 1) Oortmerssen, G.V: The motions of ship in shallow water, Chesapeake Section, S.N.A.M.E. 1975
- 2) 別所正利: 波の中の船の横揺れ運動の理論について
防衛大学理工学研究報告、第3巻 第1号 1965
- 3) 高木幹雄: 田才福造: 横運動方程式の流体力について
西部造船会々報、第46号、1973
- 4) 高木幹雄: 浅海域における船体運動について (その1)
西部造船会々報、第50号、1975
- 5) 高木幹雄: 浅海域における船体運動について (その2)
西部造船会々報、第52号、1976

表7.1 船体主要目

船 長	$L_{pp} = 2.5 \text{ m}$	船 幅	$B = 0.5 \text{ m}$
深 さ	$D = 0.281 \text{ m}$	吃 水	$T = 0.183 \text{ m}$
排 水 量	$\Delta = 187.58 \text{ Kg}$	メタセンターハイト	$G_M = 0.051 \text{ m}$
重 心 位 置	$G = 0.0775 \text{ m}$ $B_M = 0.1096 \text{ m}$ $O_G = 0.0242 \text{ m}$		$K_B = 0.1012 \text{ m}$
縦環動半径	$K_L = 0.239 L_{pp}$	横環動半径	$K_B = 0.3316 B$
ビルジキール	$b_{BK} = 1.0 \text{ mm}$, $\ell = 0.25 L_{pp}$		
プロペラ	有り	舵 有り	

表7.2 実験種類

	水 深 (h/T)	船 速 (F_n)	波 周 期
迎 い 波 状 態 ($\mu = 180^\circ$)	2.1	0, 0.05	$T_w = 0.8 \sim 1.9$ (sec)
	1.5	0, 0.05	
横 波 状 態 ($\mu = 90^\circ$)	2.1	0,	
	1.5	0,	
追 い 波 状 態 ($\mu = 0^\circ$)	2.1	0,	
	1.5	0, 0.05	

 h : 水 深 T : 吃 水 F_n : フルート数

表7.3 減衰係数

h/T	a	b	\hat{B}_1	\hat{B}_2	$T\phi$ (sec)
∞	0.024	0.0118	0.00121	0.06245	1.56
2.1	0.054	0.015	0.00282	0.08480	1.614
1.5	0.099	0.014	0.00533	0.08455	1.666
笠木山丸 \times	—	—	0.00193	0.05667	1.405

 \times $h/T = \infty$ で強制動揺試験より求めた値

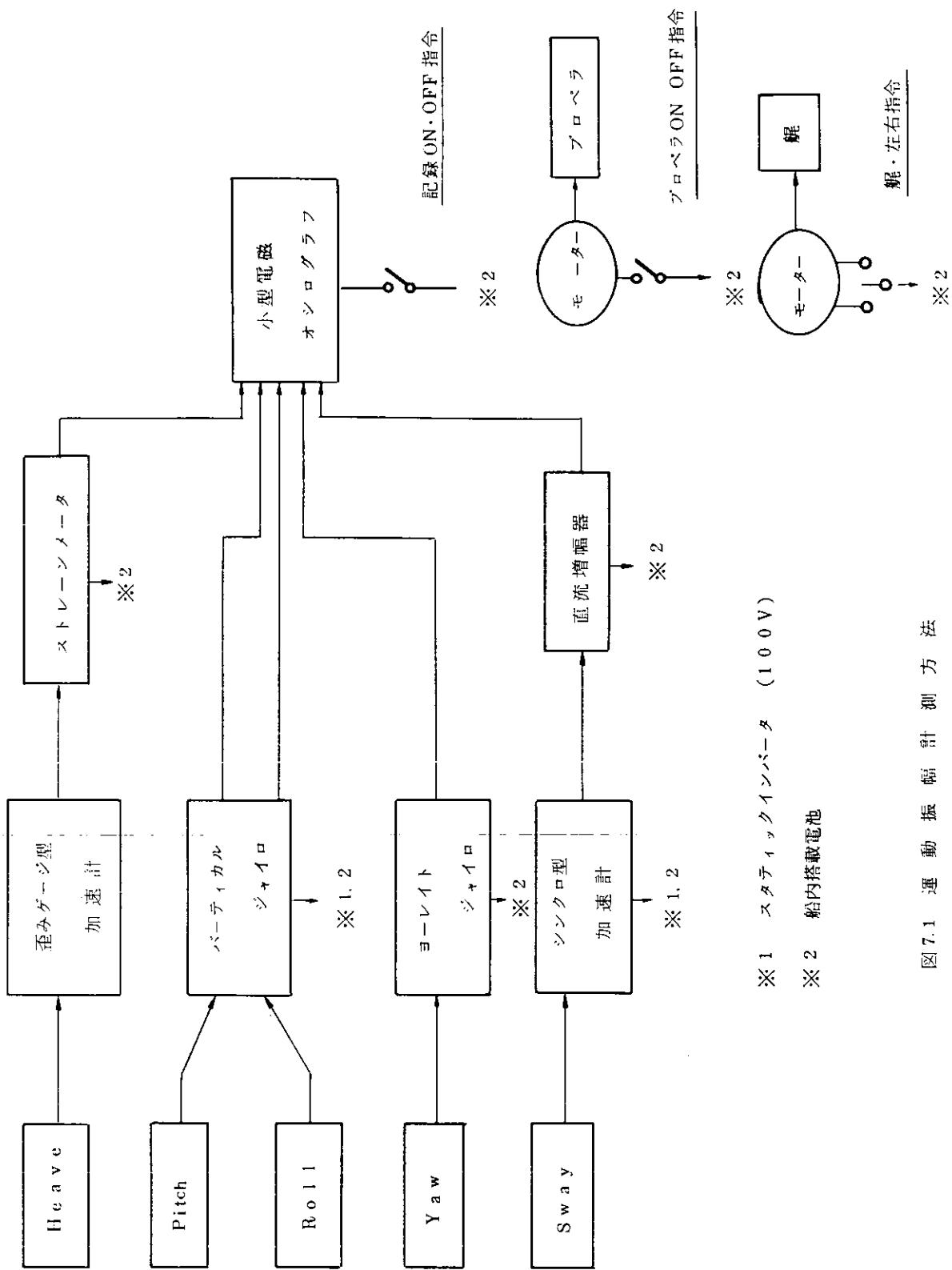


図 7.1 運動振幅計測方法

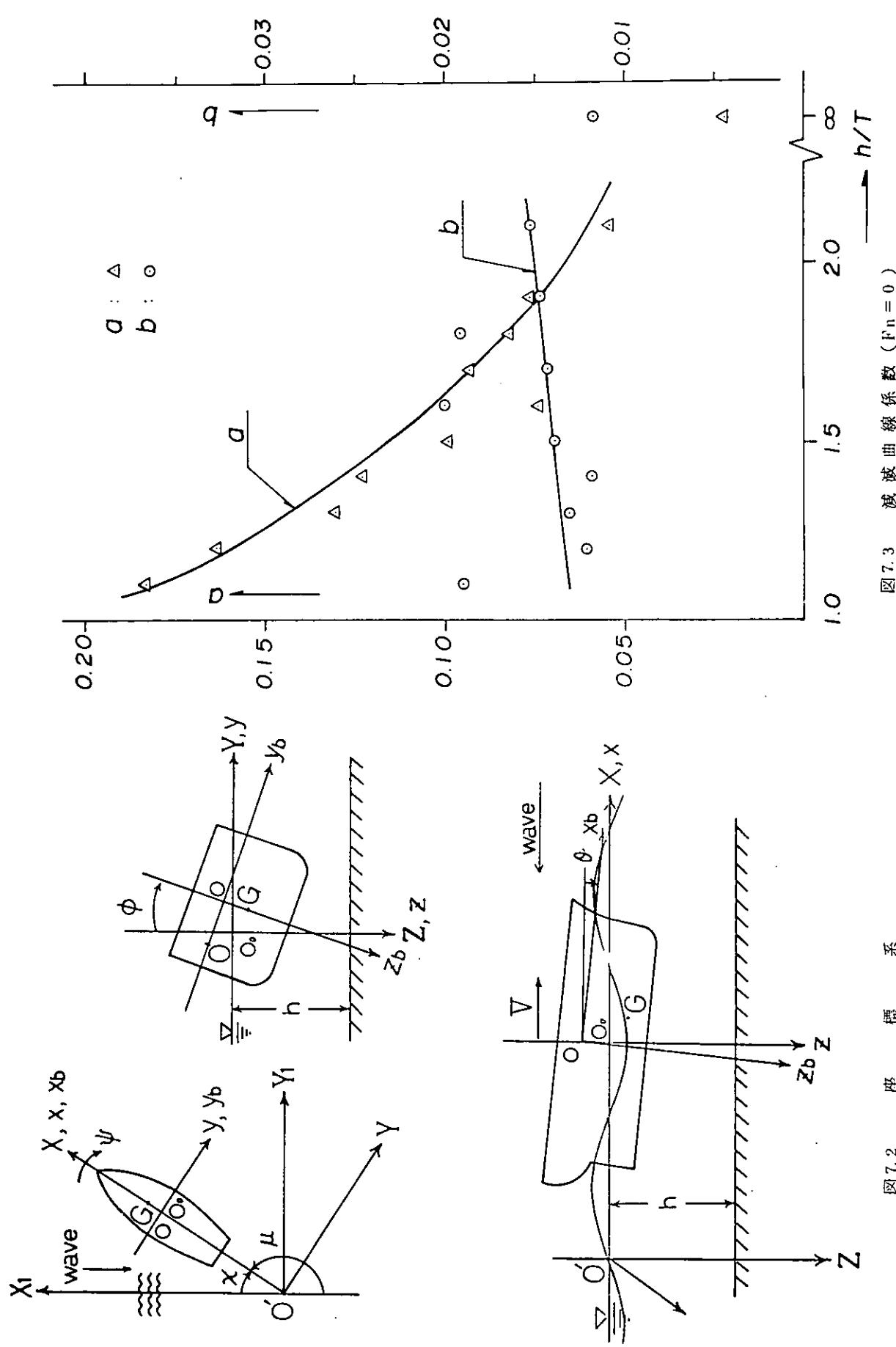


図 7.2 座標系

図 7.3 減衰曲線係数 ($F_n = 0$)

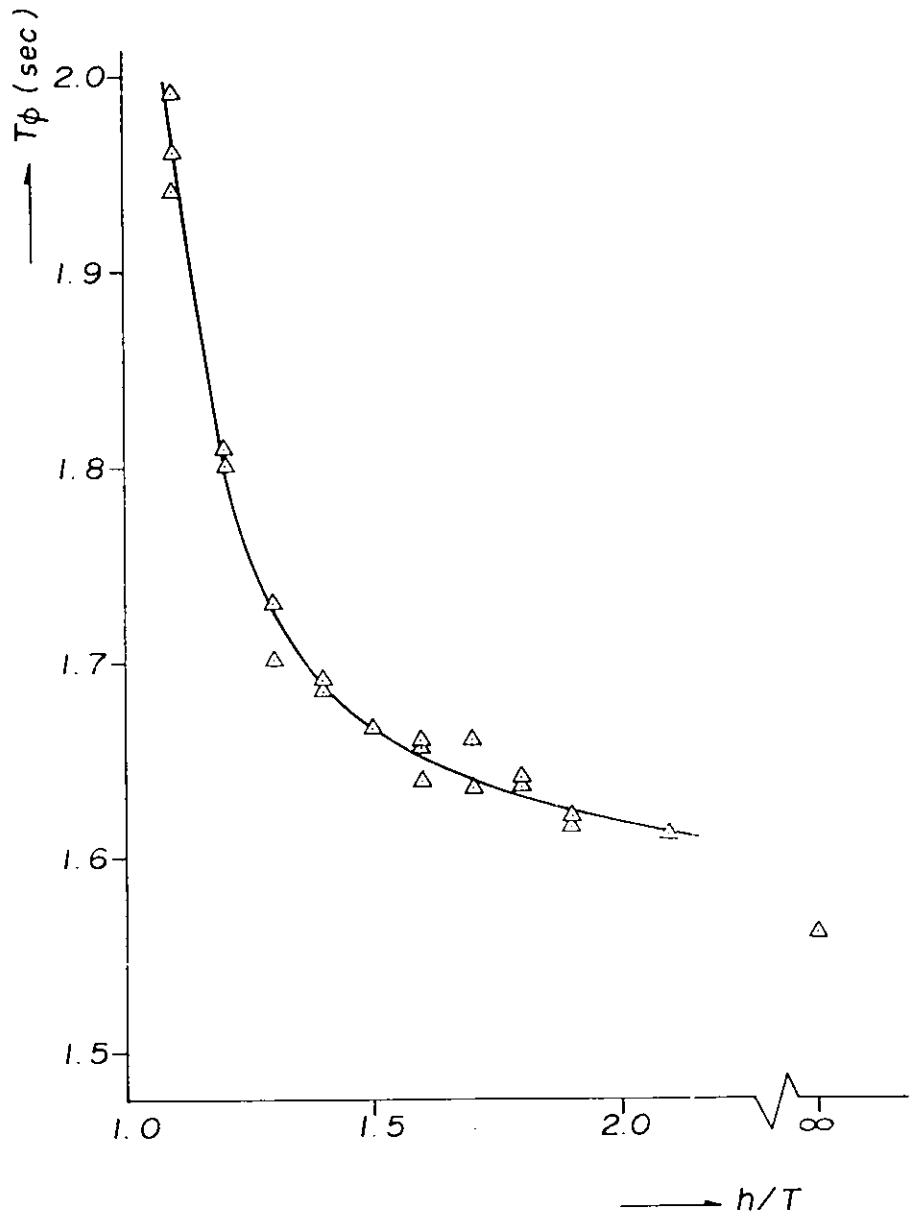


図 7.4 自由横揺れ固有周期 ($F_n = 0$)

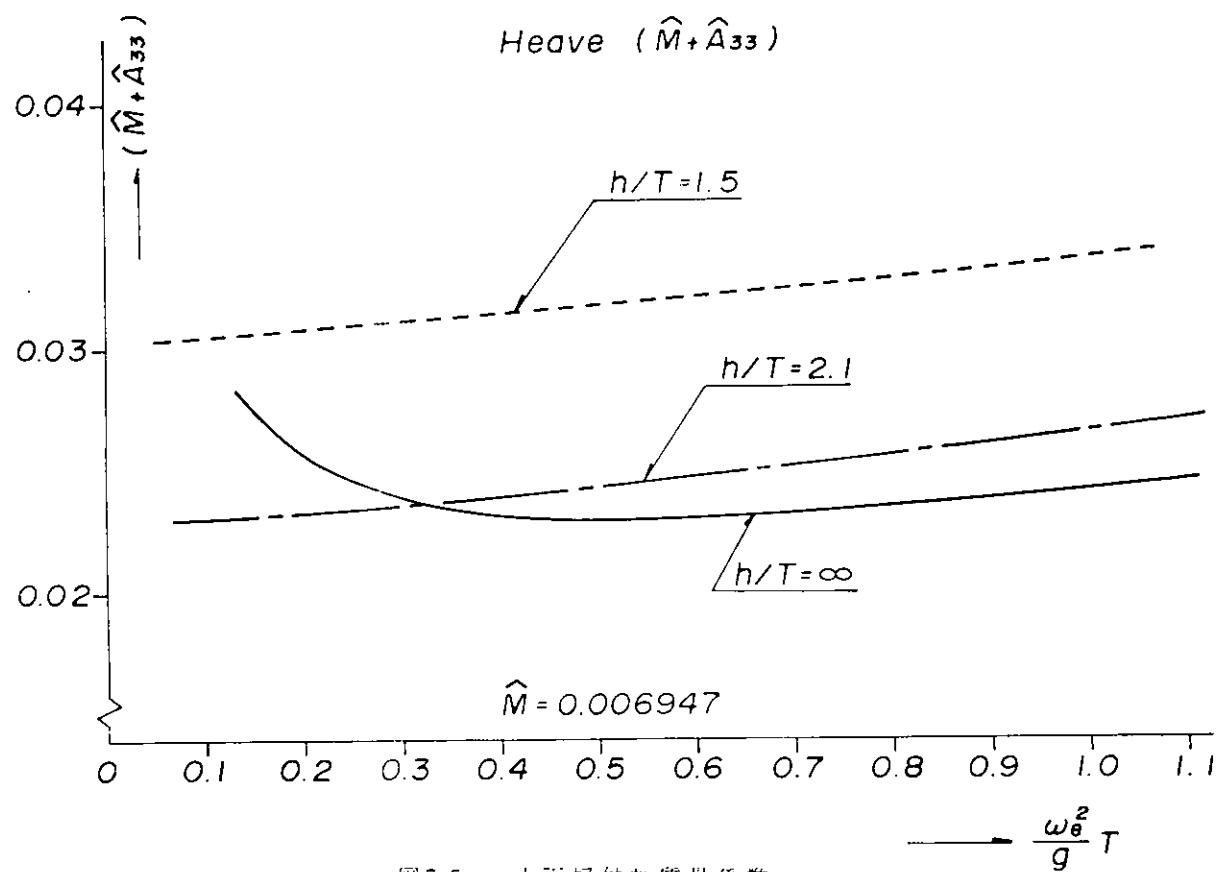


図 7.5 上下揺付加質量係数

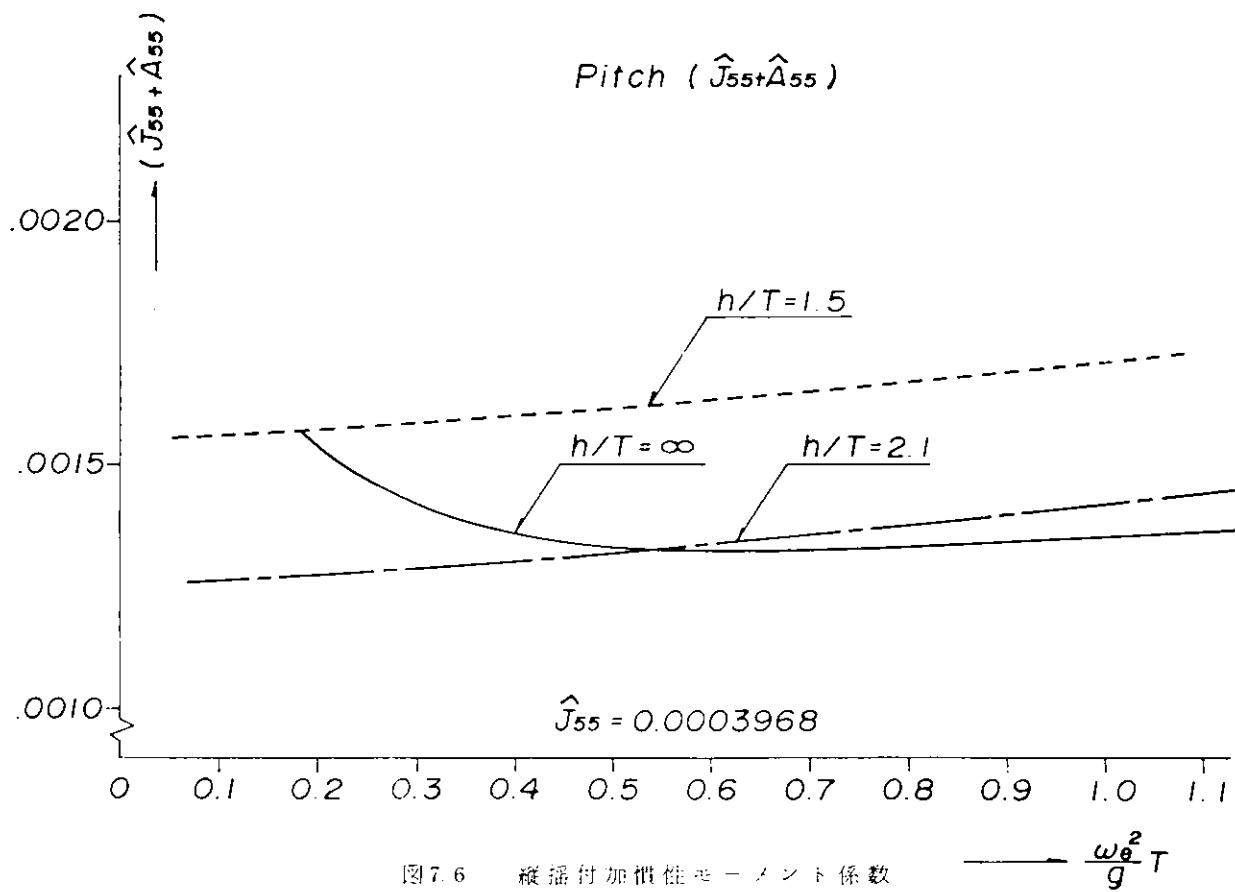
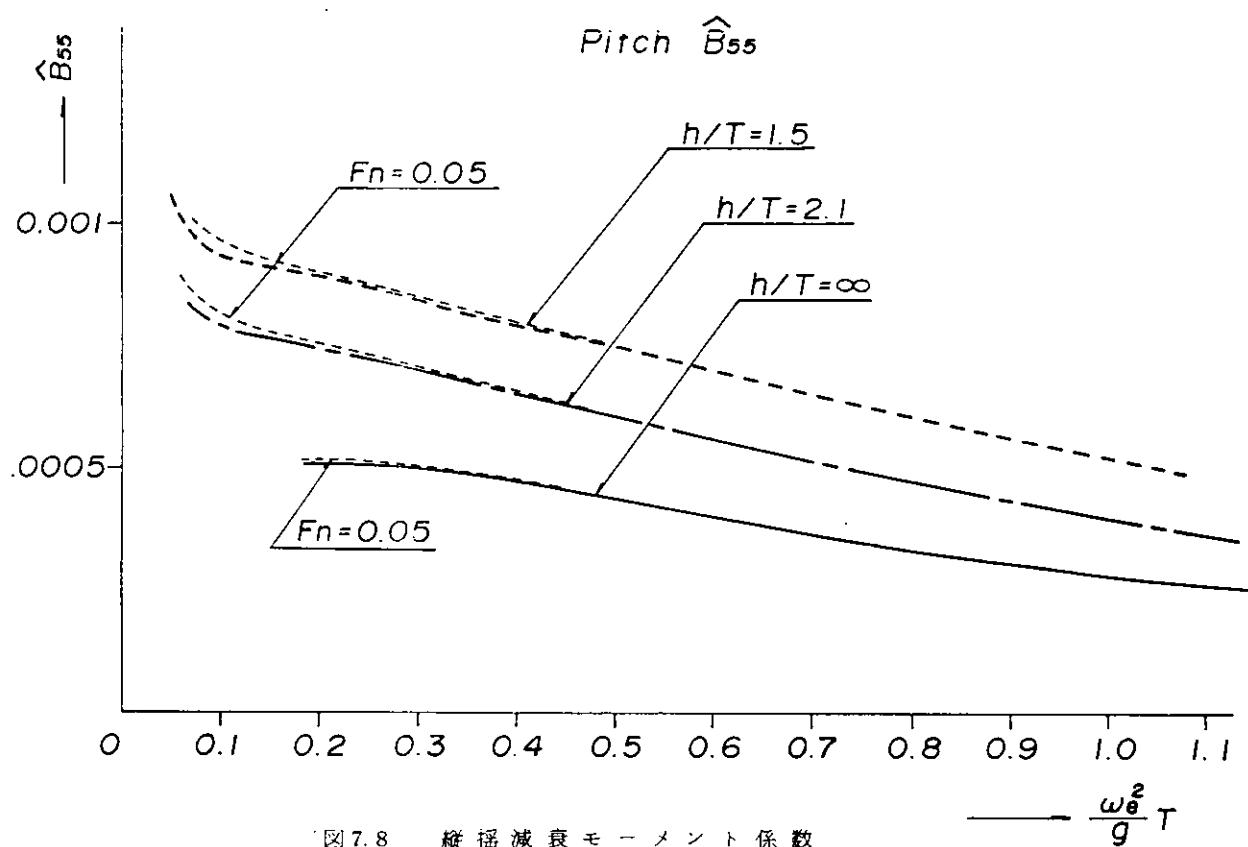
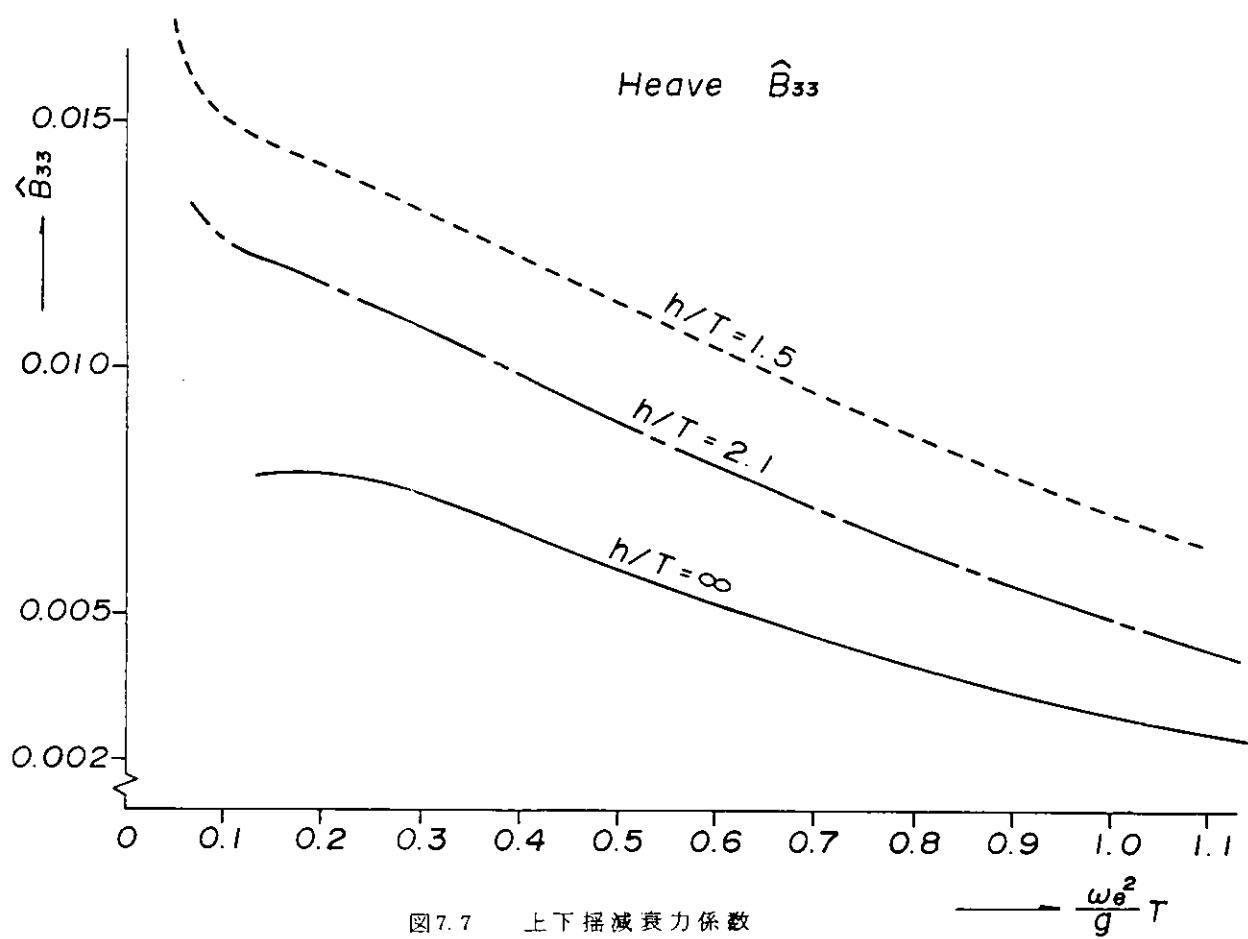


図 7.6 縦揺付加慣性モーメント係数



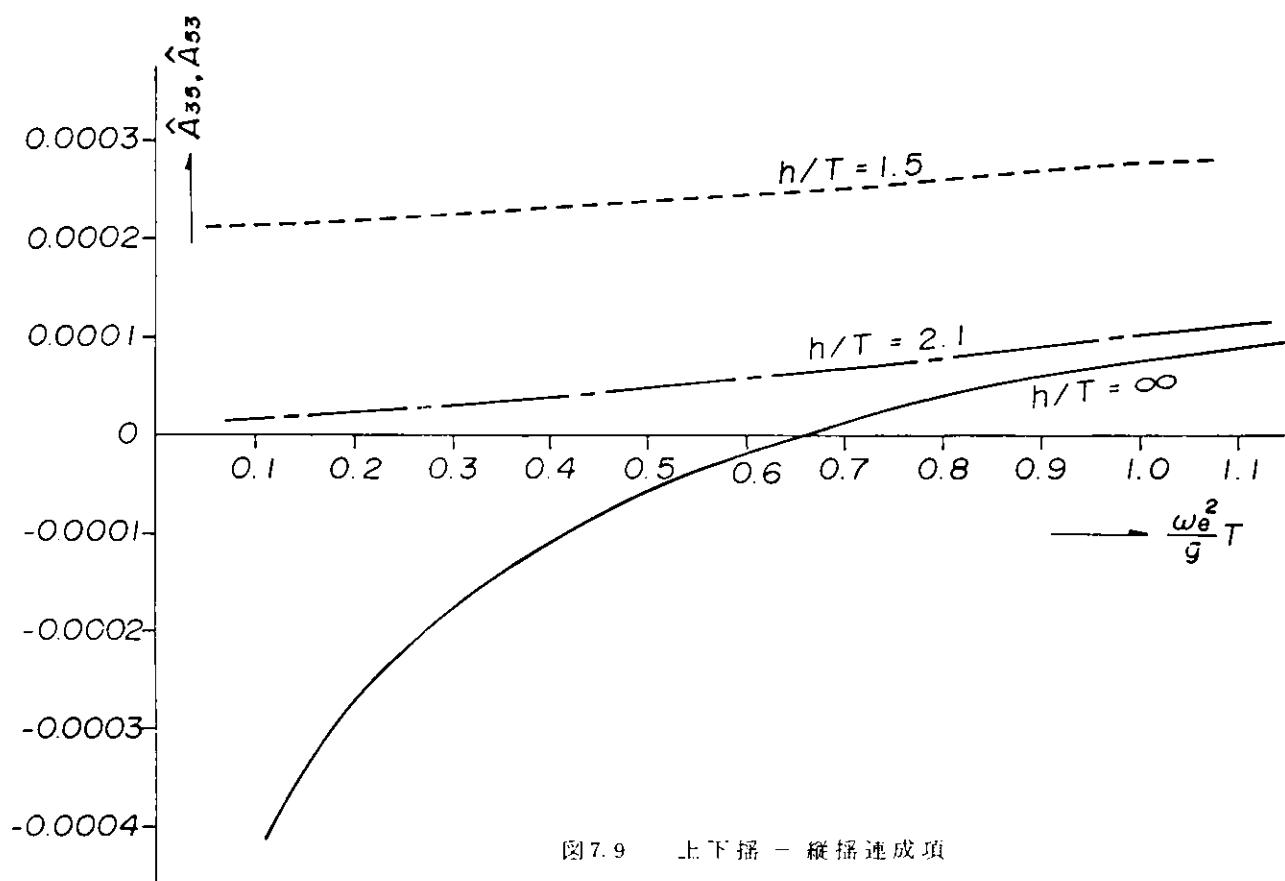


图 7.9 上下摇 - 纵摇速成项

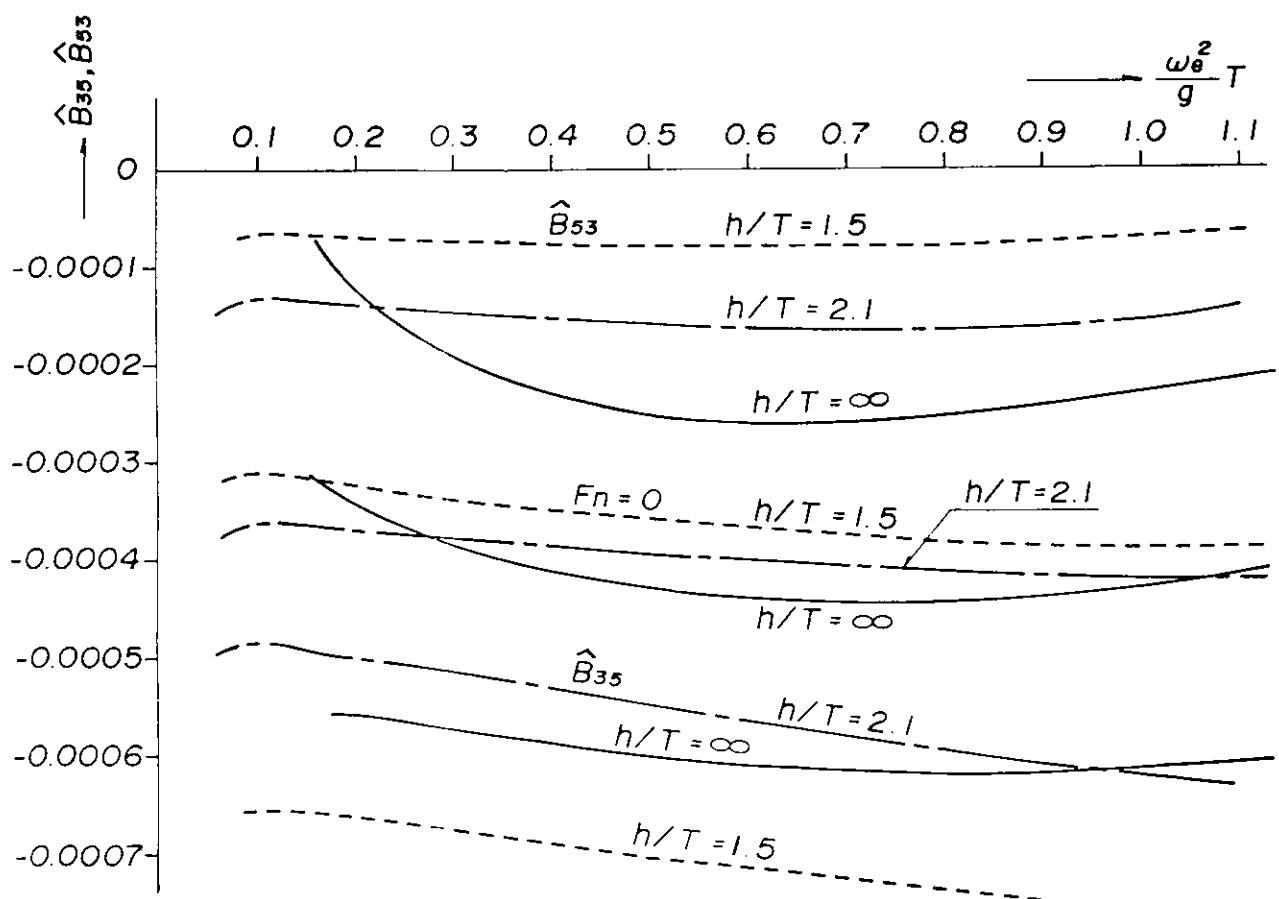


图 7.10 上下摇 - 横摇速成项

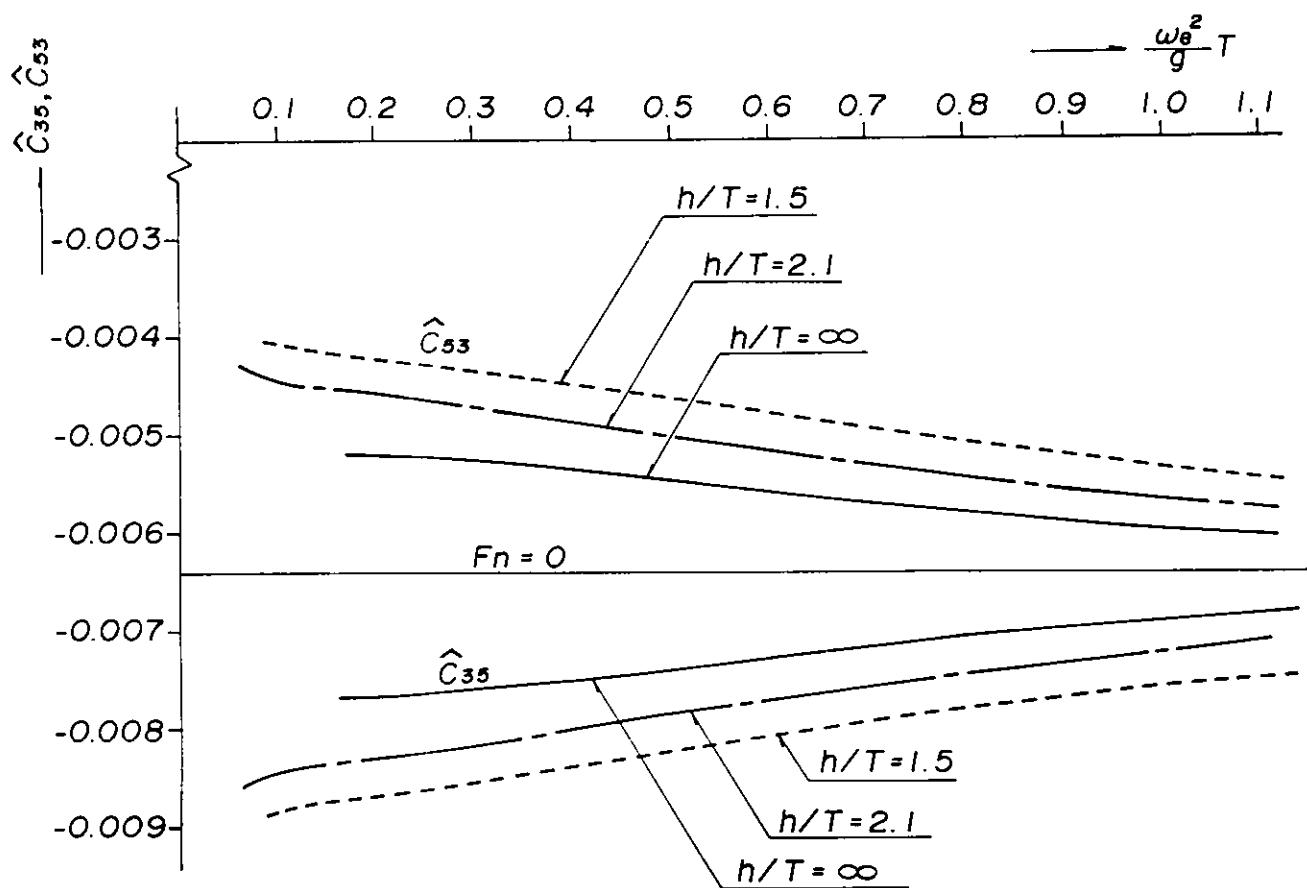


図 7.11 上下搖 - 縦搖連成項

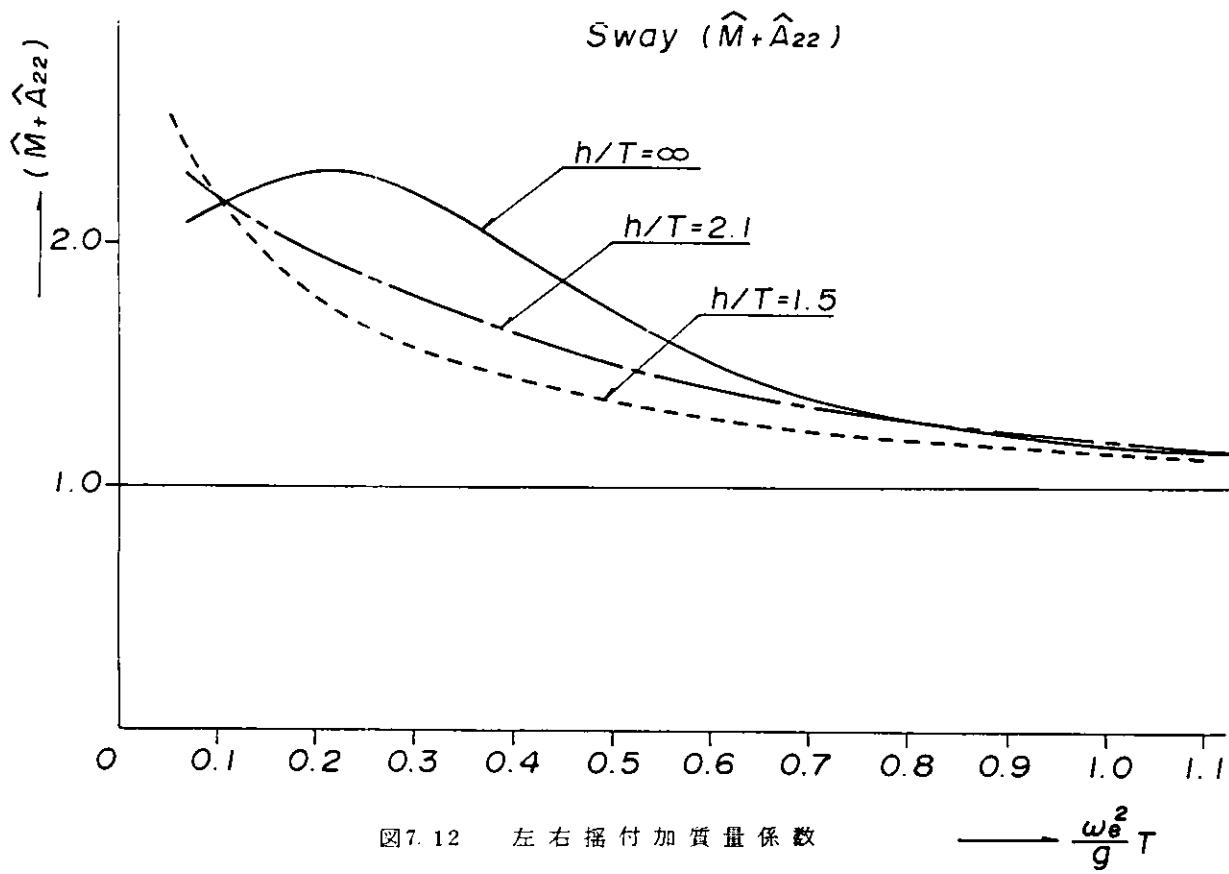
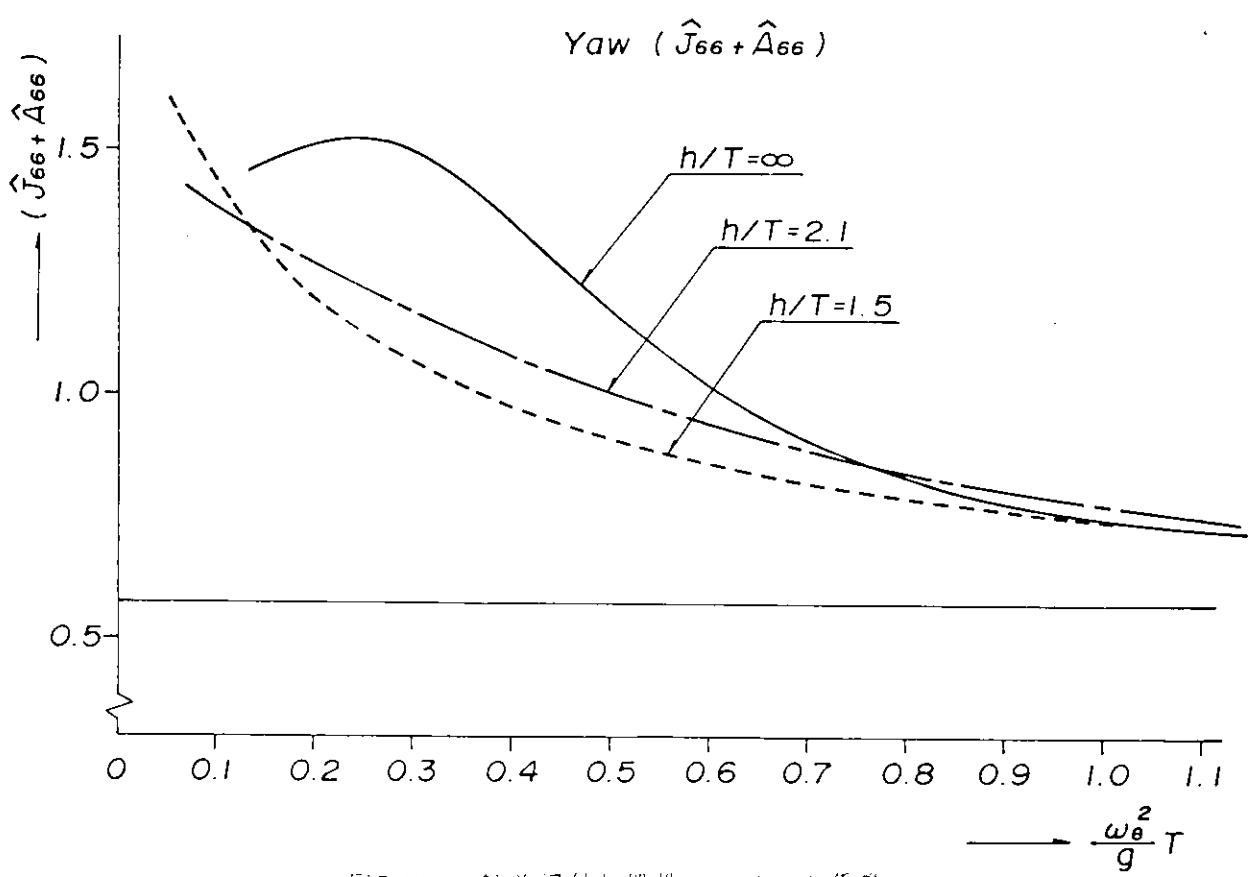
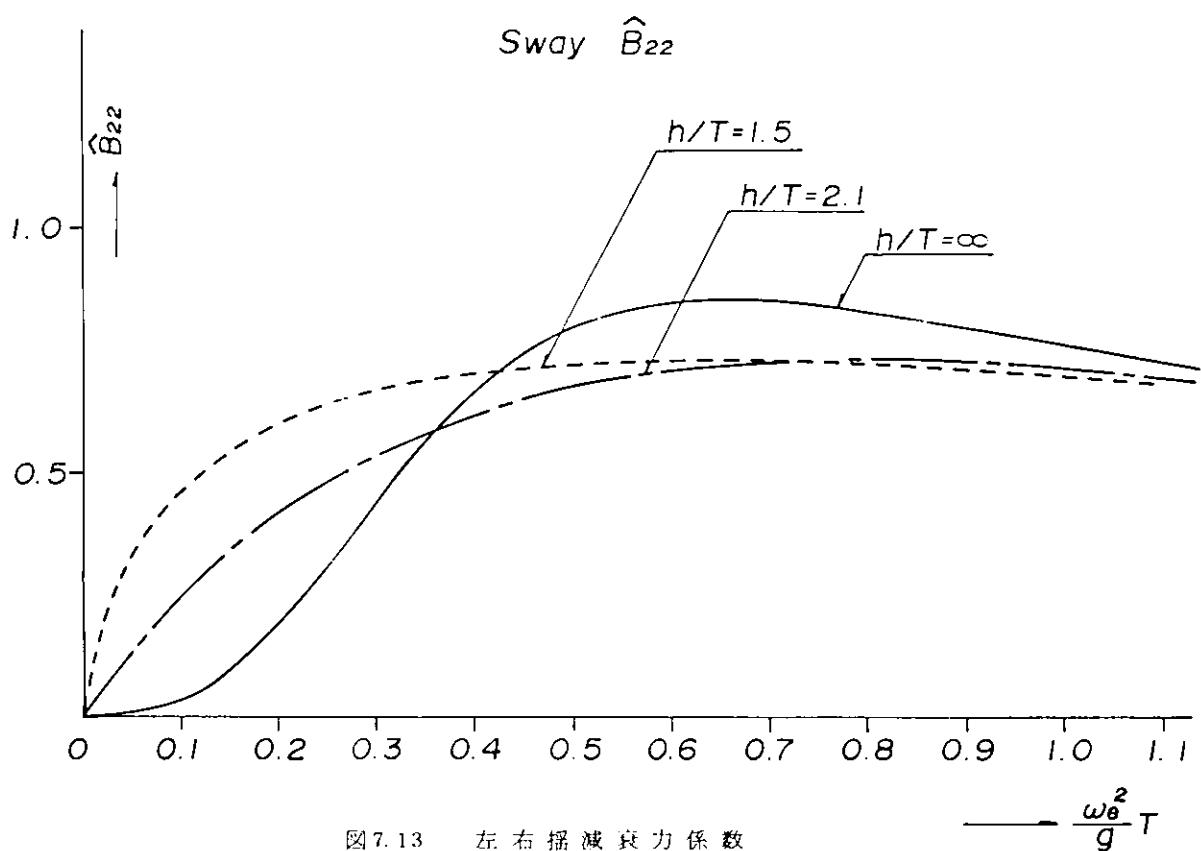


図 7.12 左右搖付加質量係数



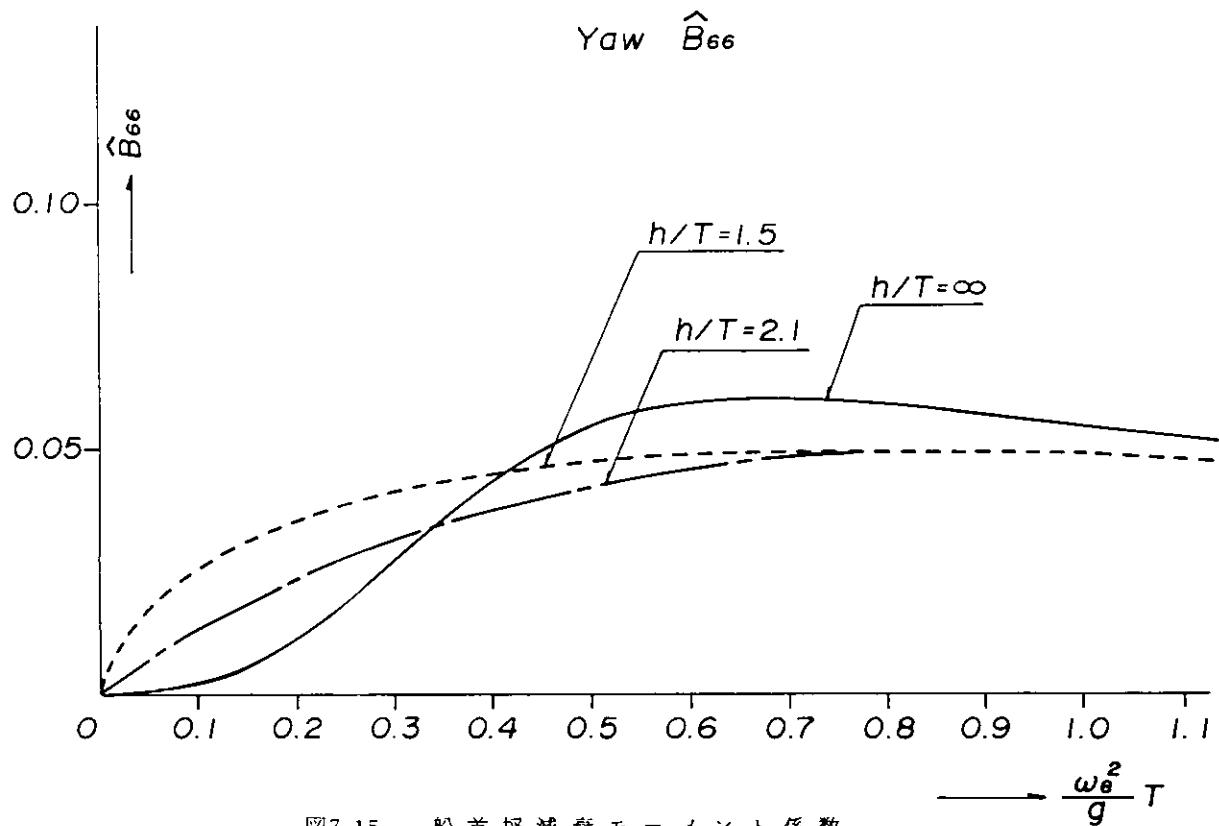


図7.15 船首揺減衰モーメント係数

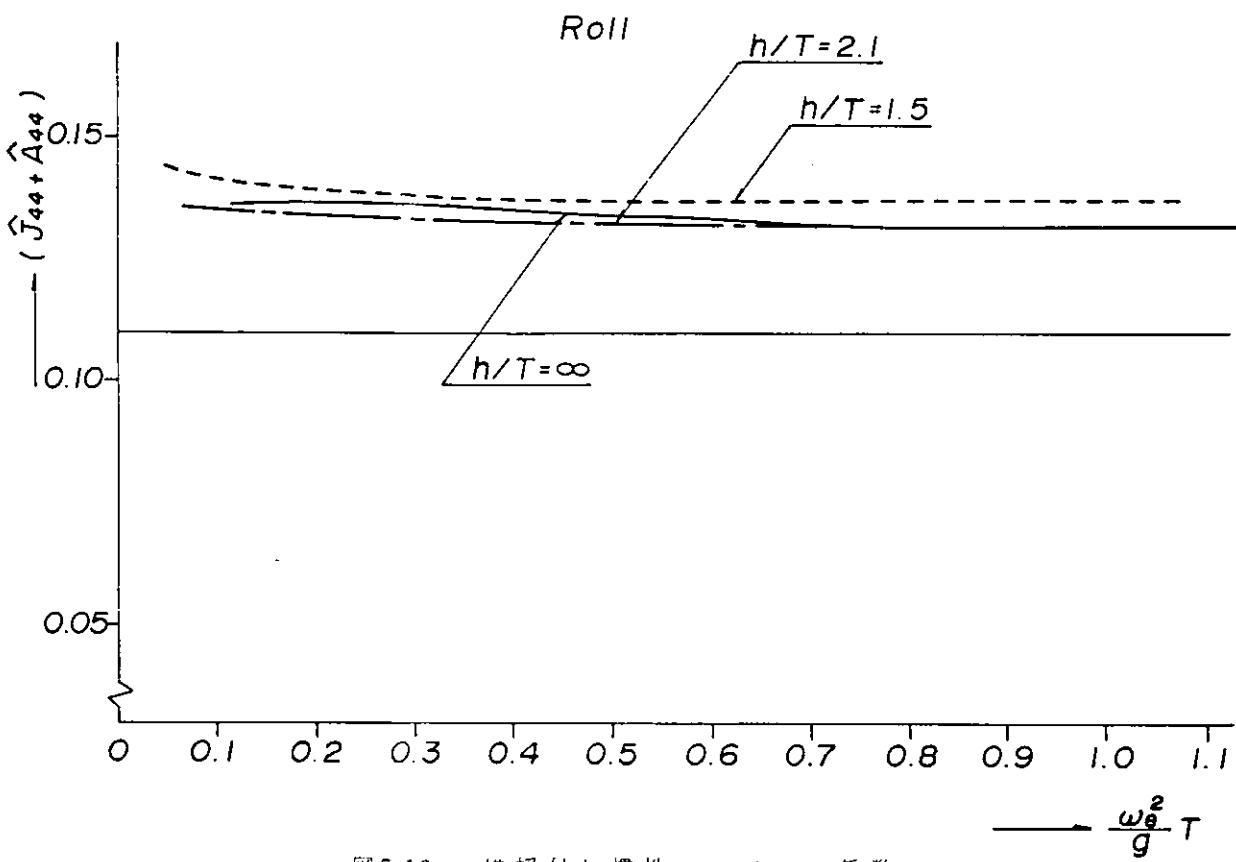


図7.16 横揺付加慣性モーメント係数

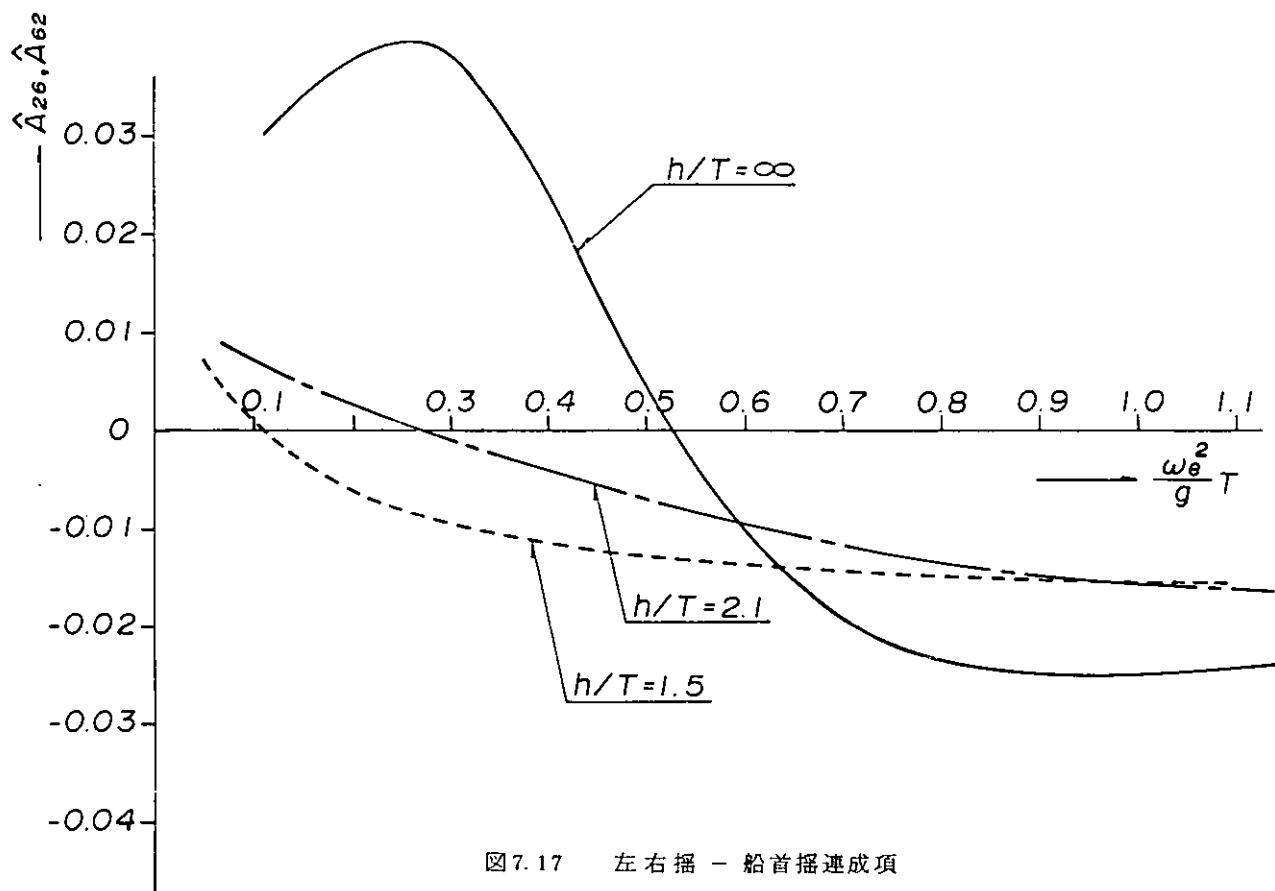


図 7.17 左右搖 - 船首搖連成項

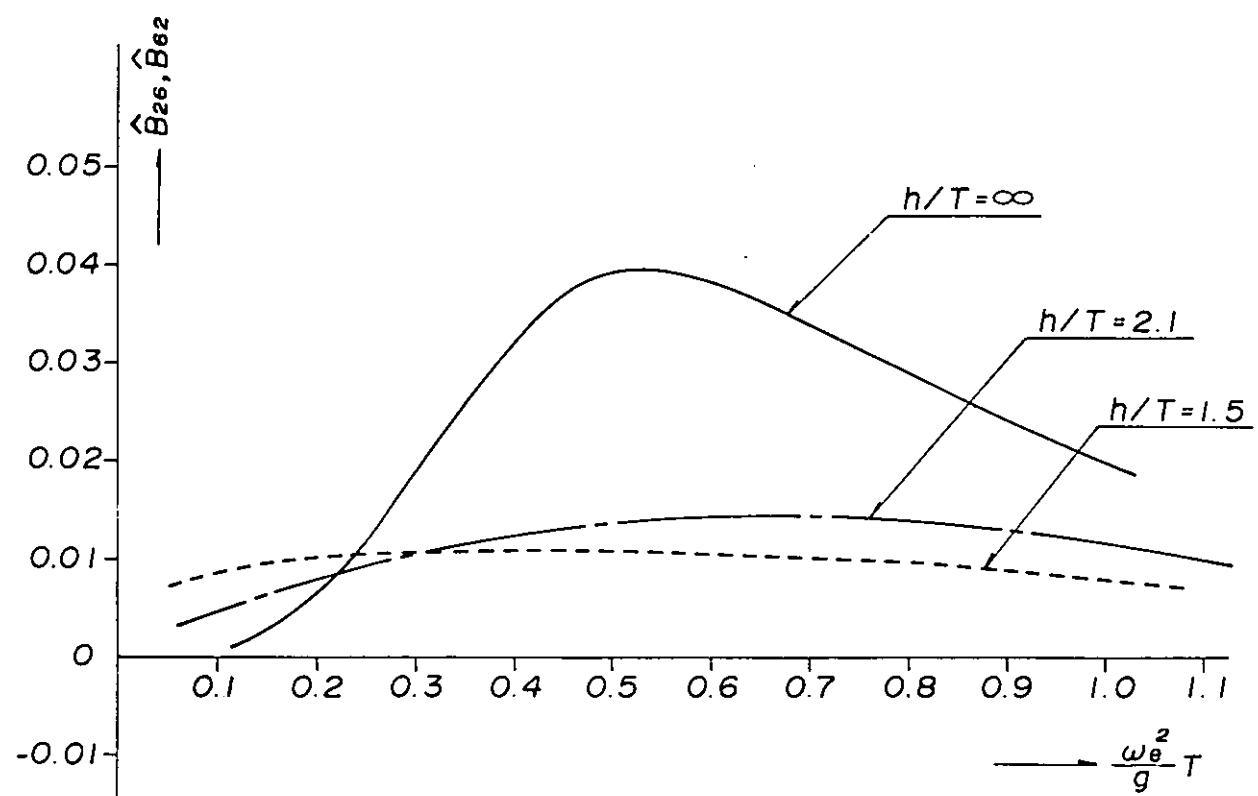


図 7.18 左右搖 - 船首搖連成項

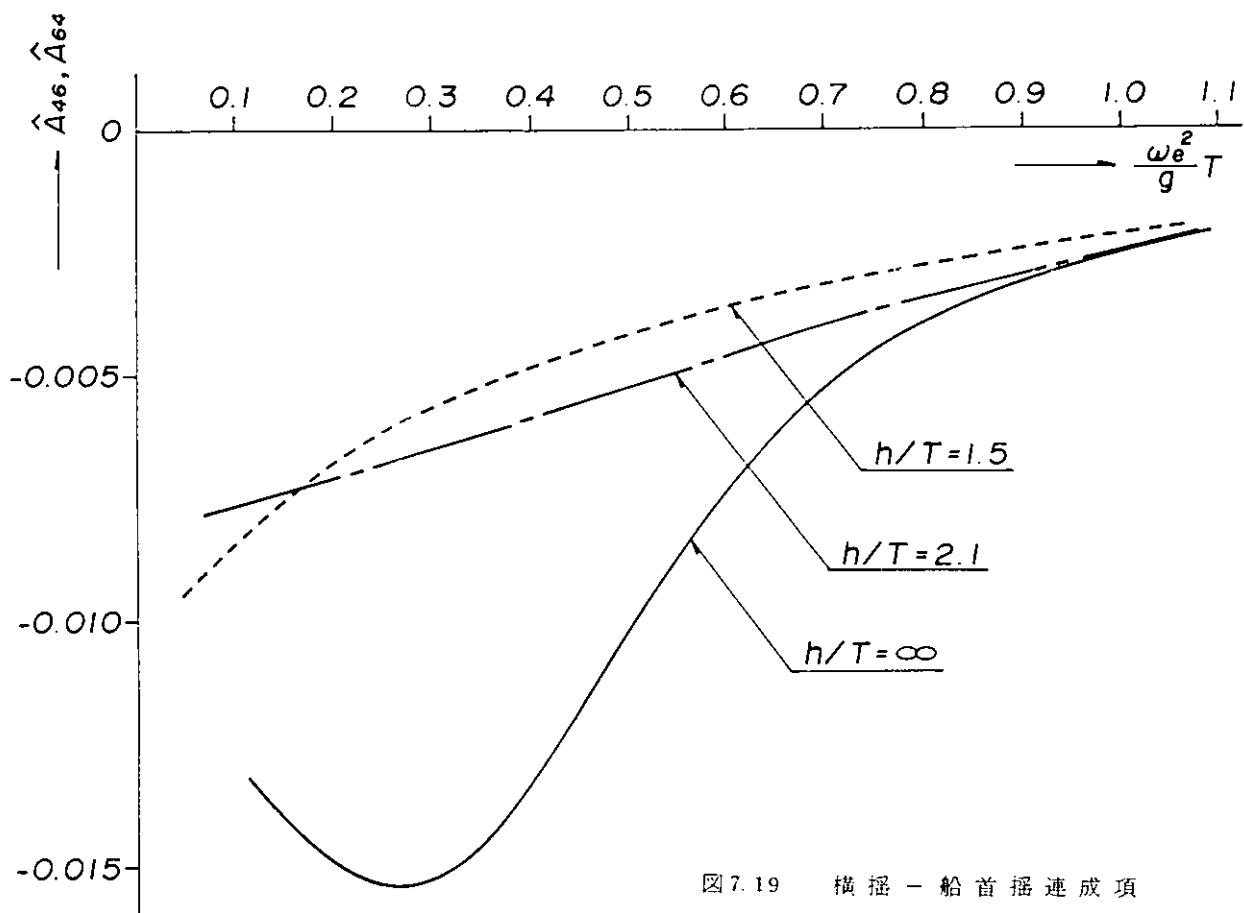


図7.19 横搖 - 船首搖速成項

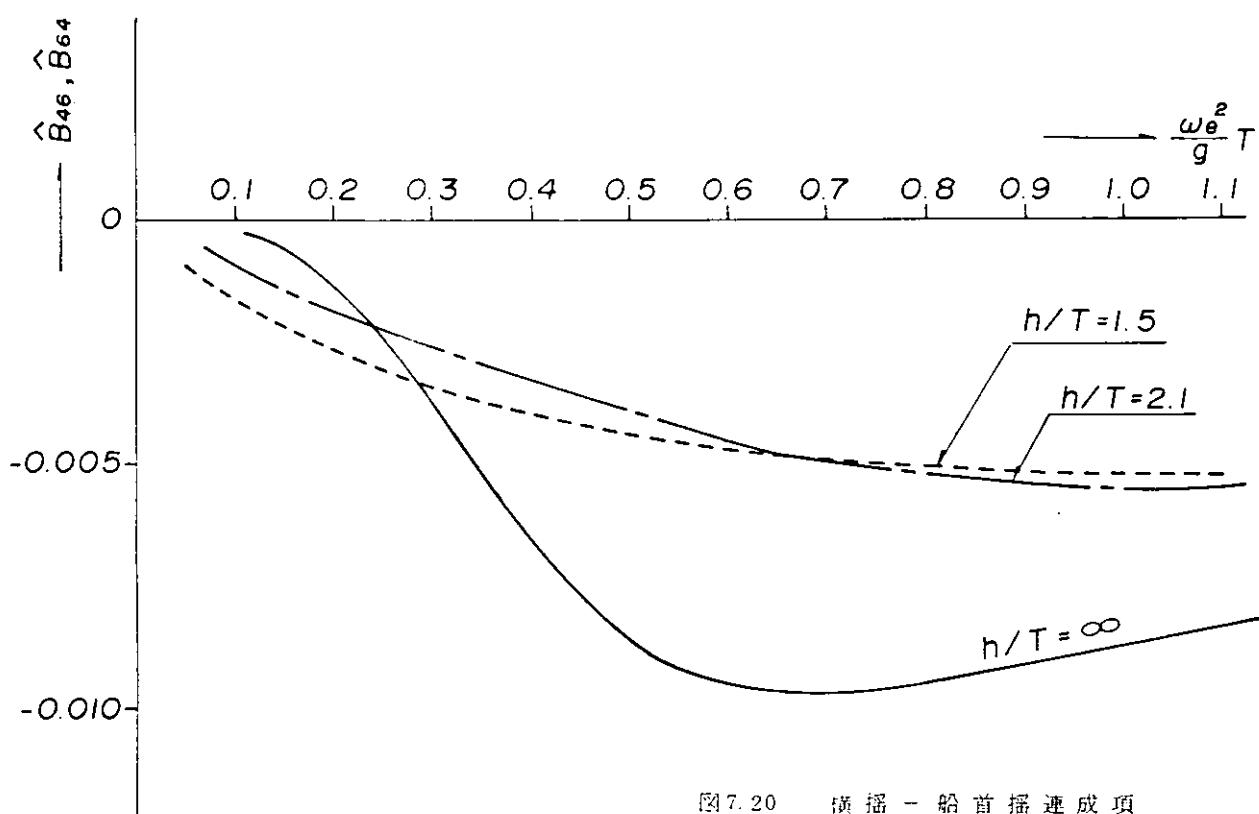


図7.20 横搖 - 船首搖速成項

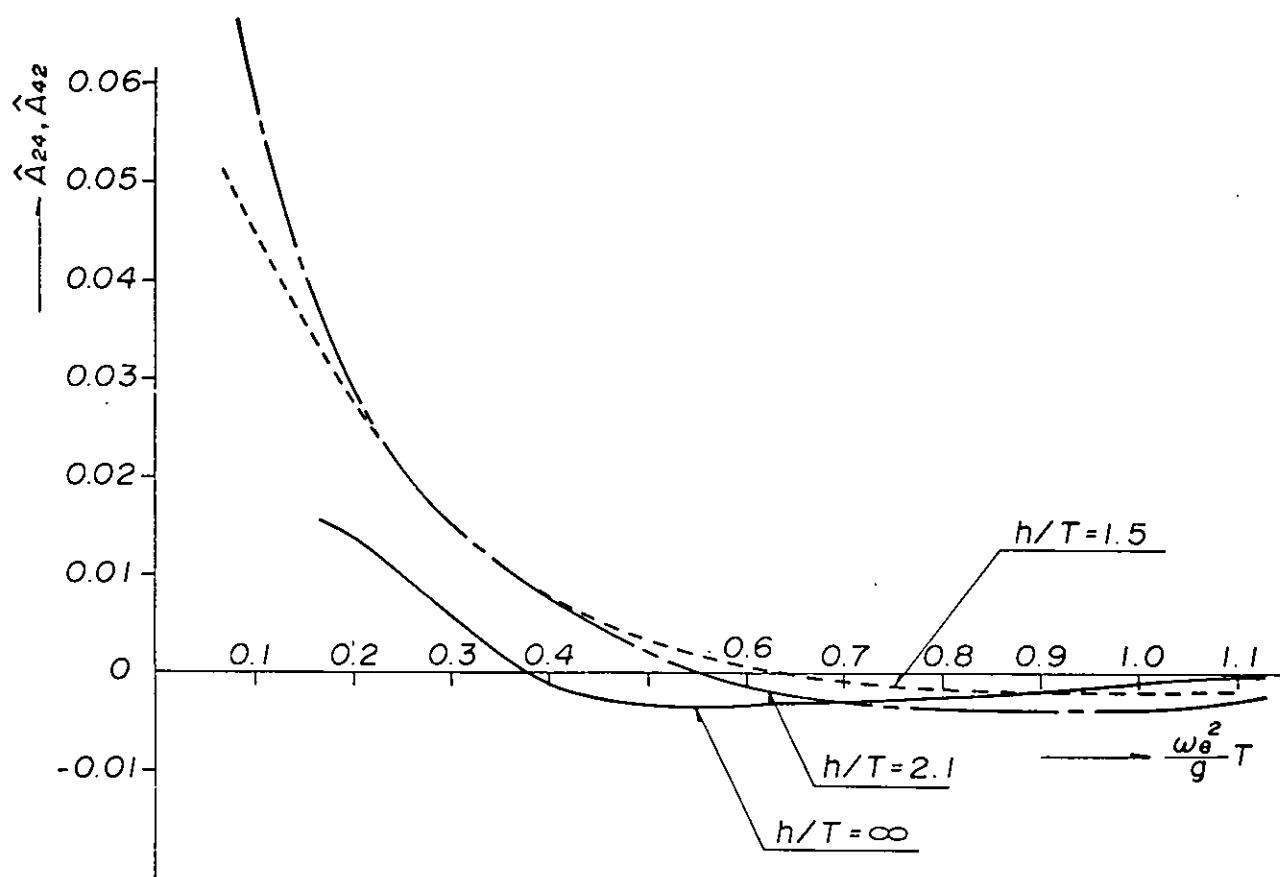


図 7.21 左右搖 - 橫搖連成項

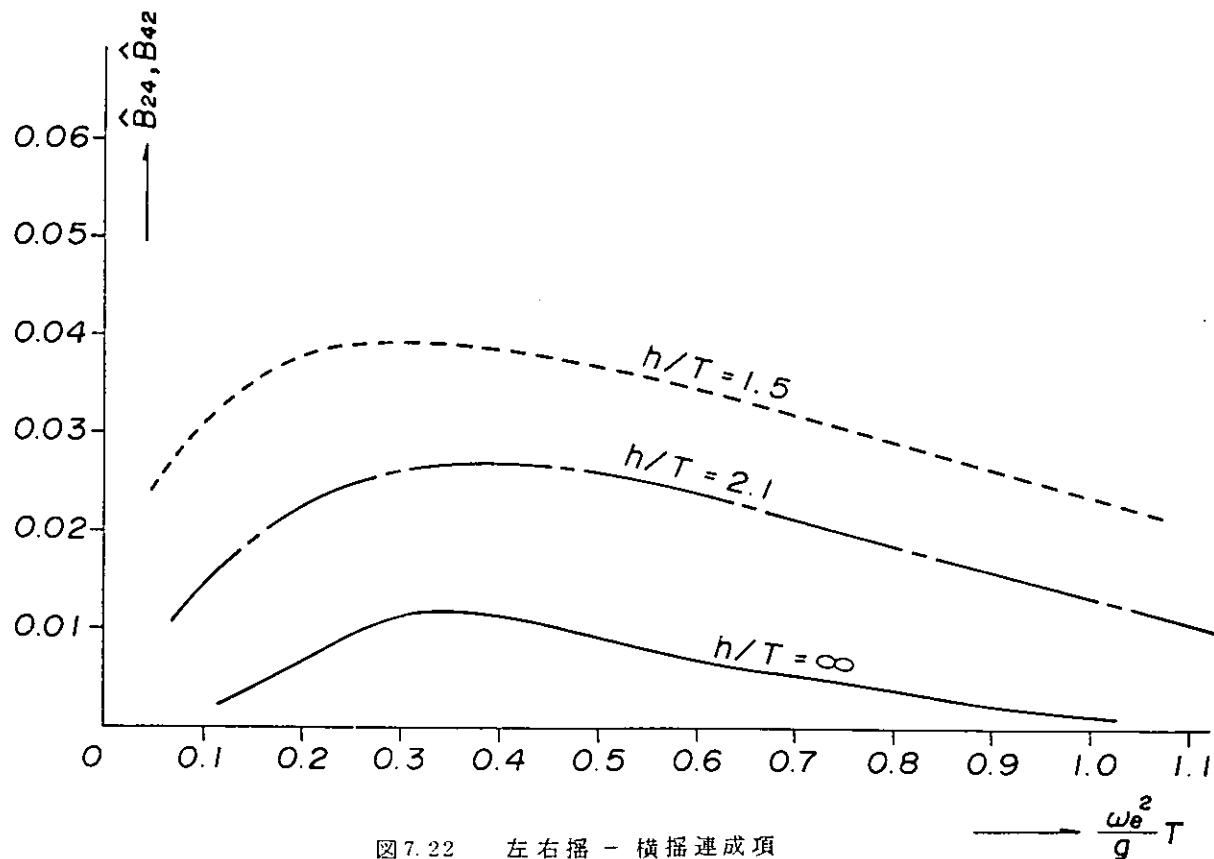


図 7.22 左右搖 - 橫搖連成項

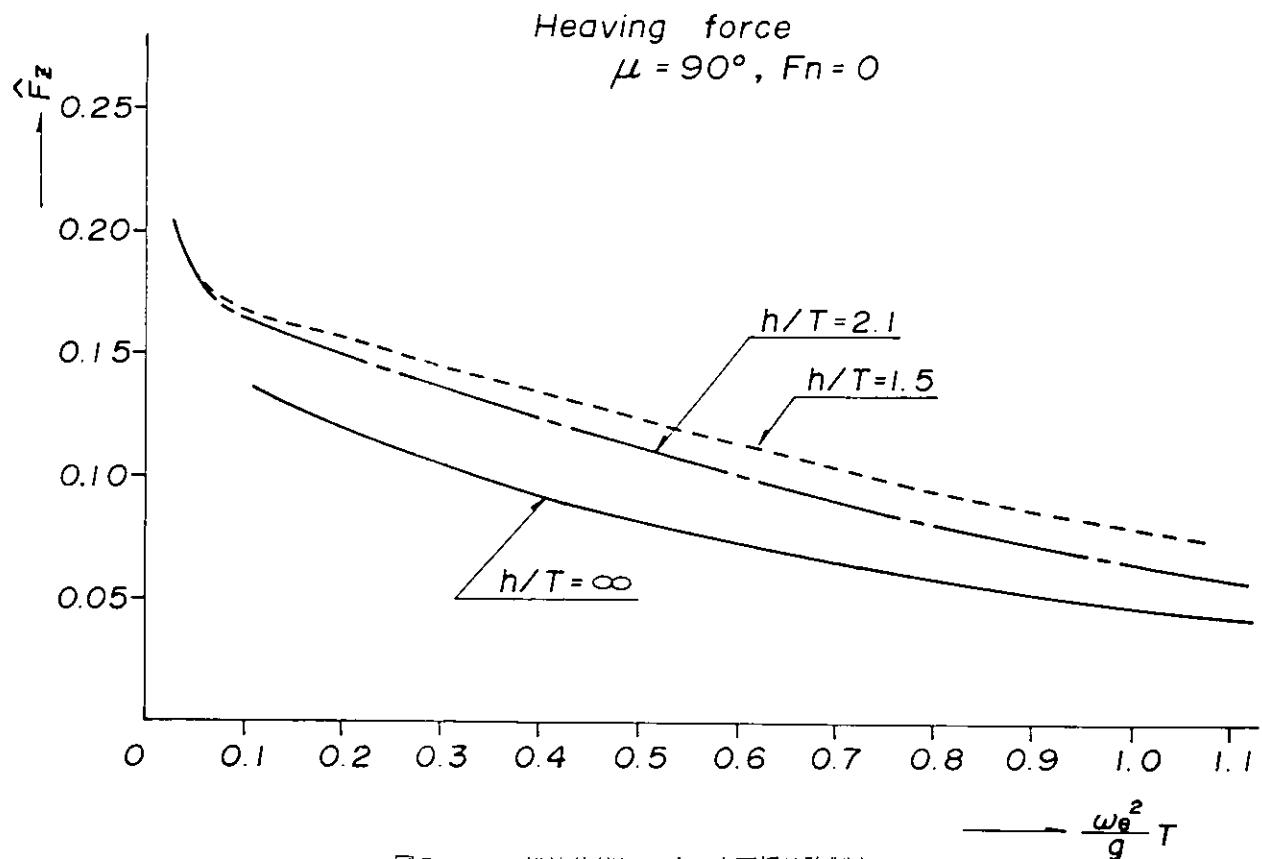


図 7.23 横波状態における上下揺波強制力

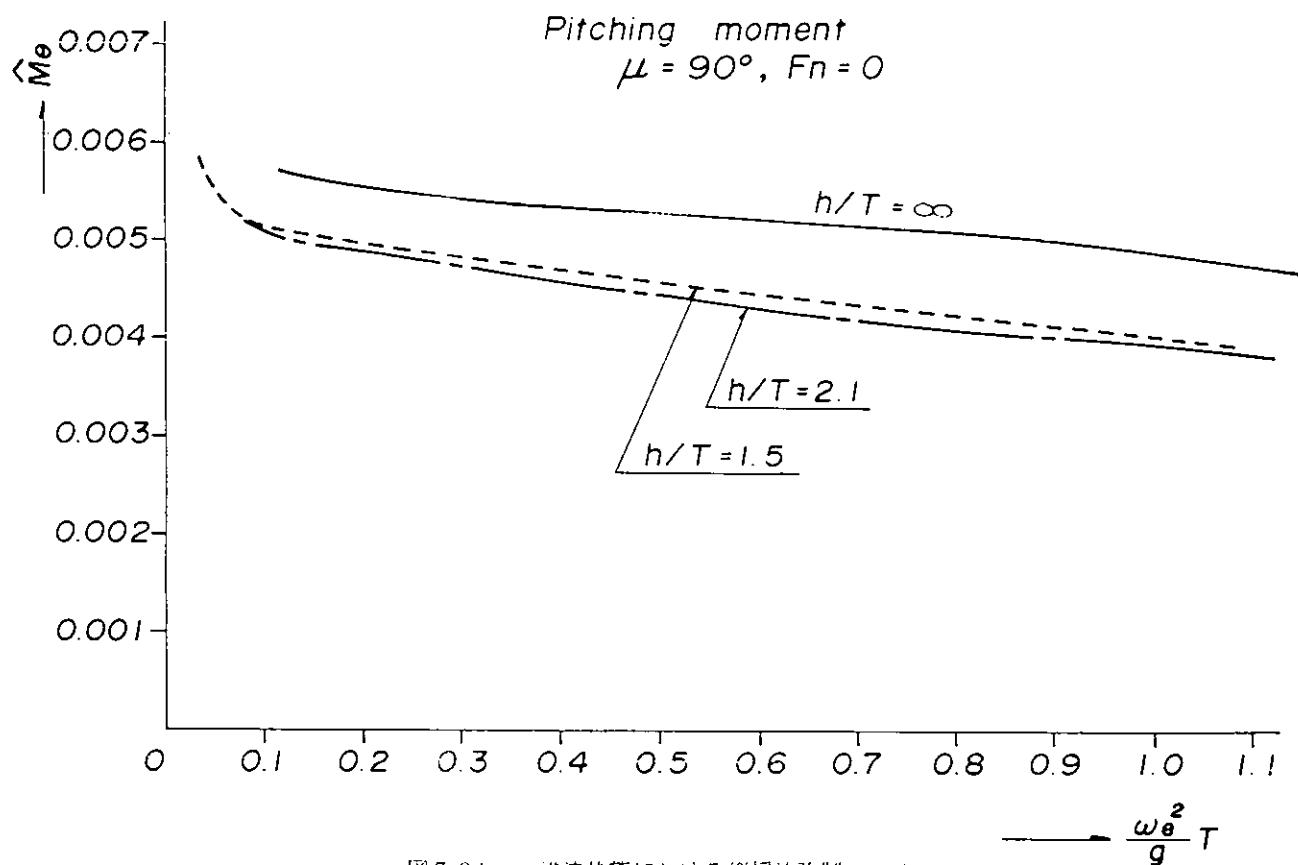


図 7.24 横波状態における縦揺波強制モーメント

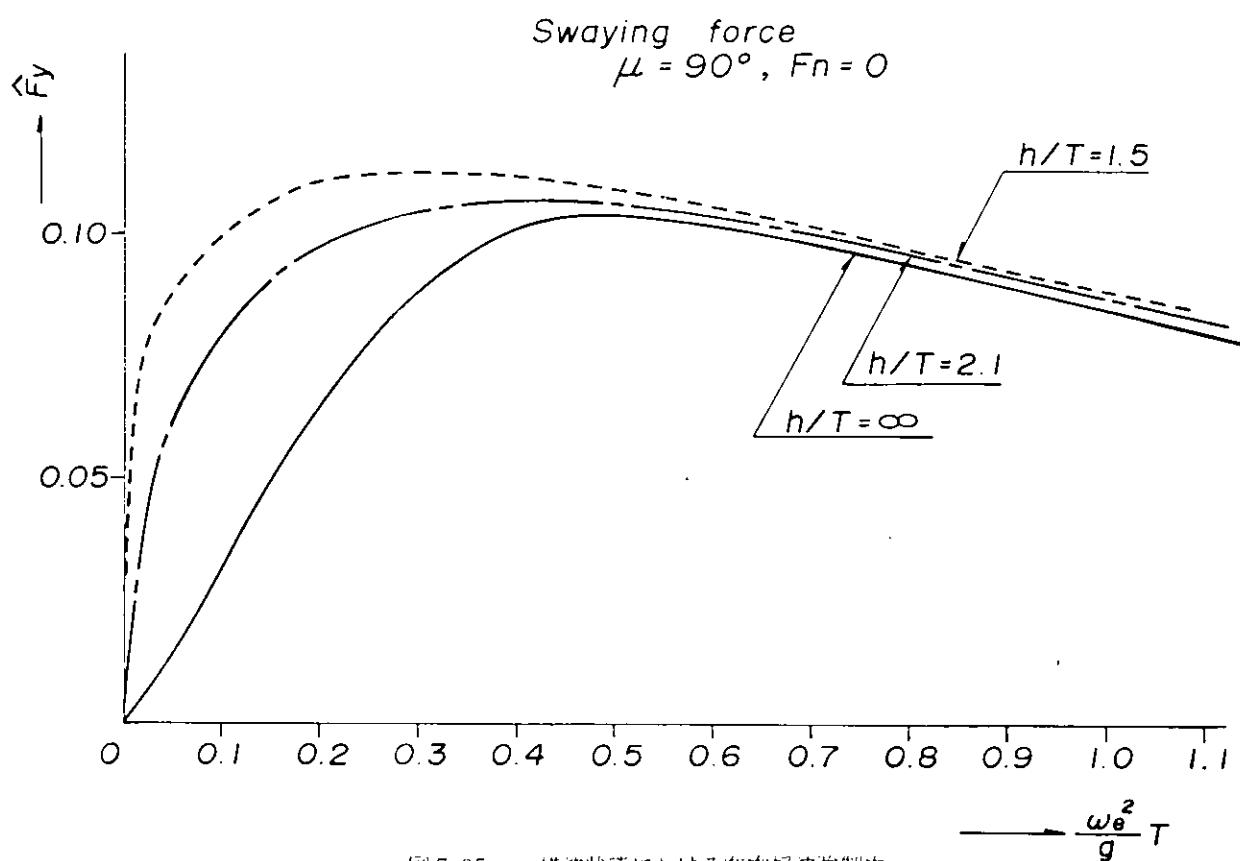


図 7.25 横波状態における左右揺波強制力

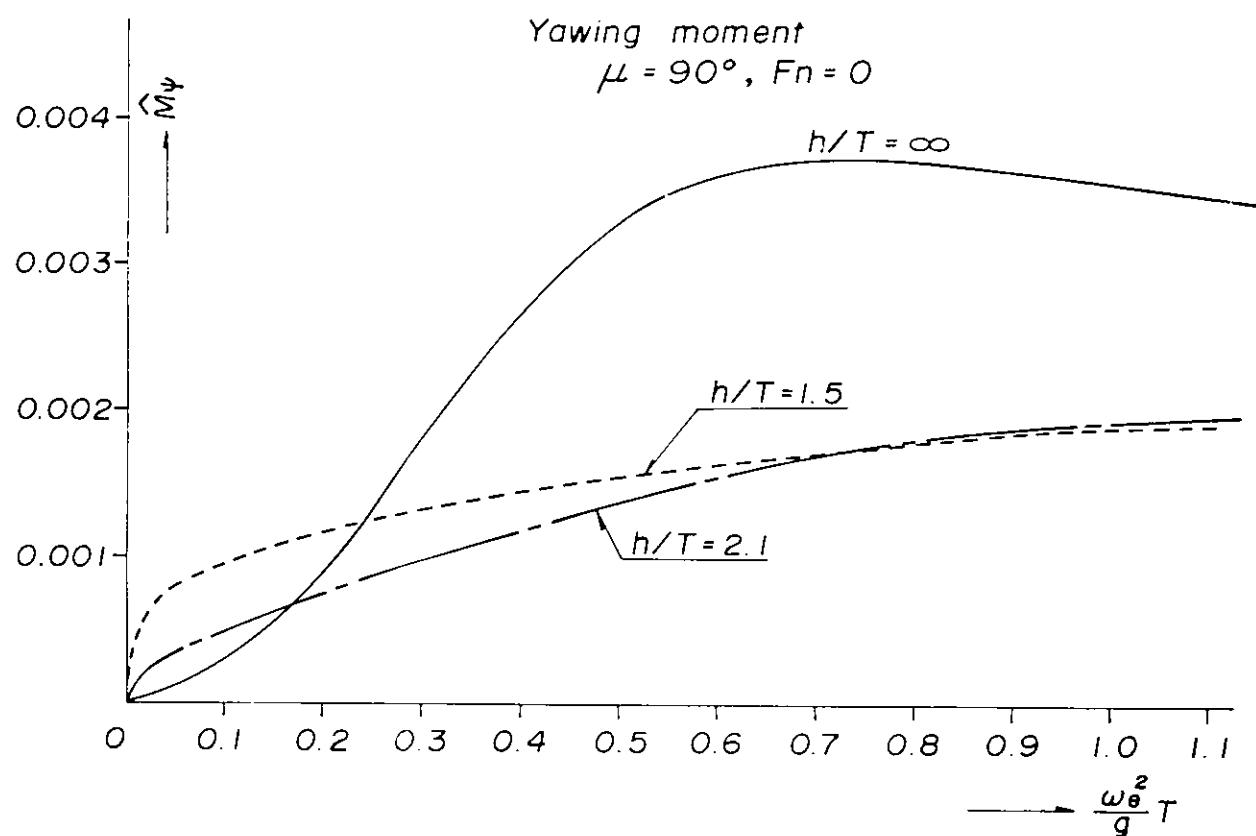


図 7.26 横波状態における船首揺波強制モーメント

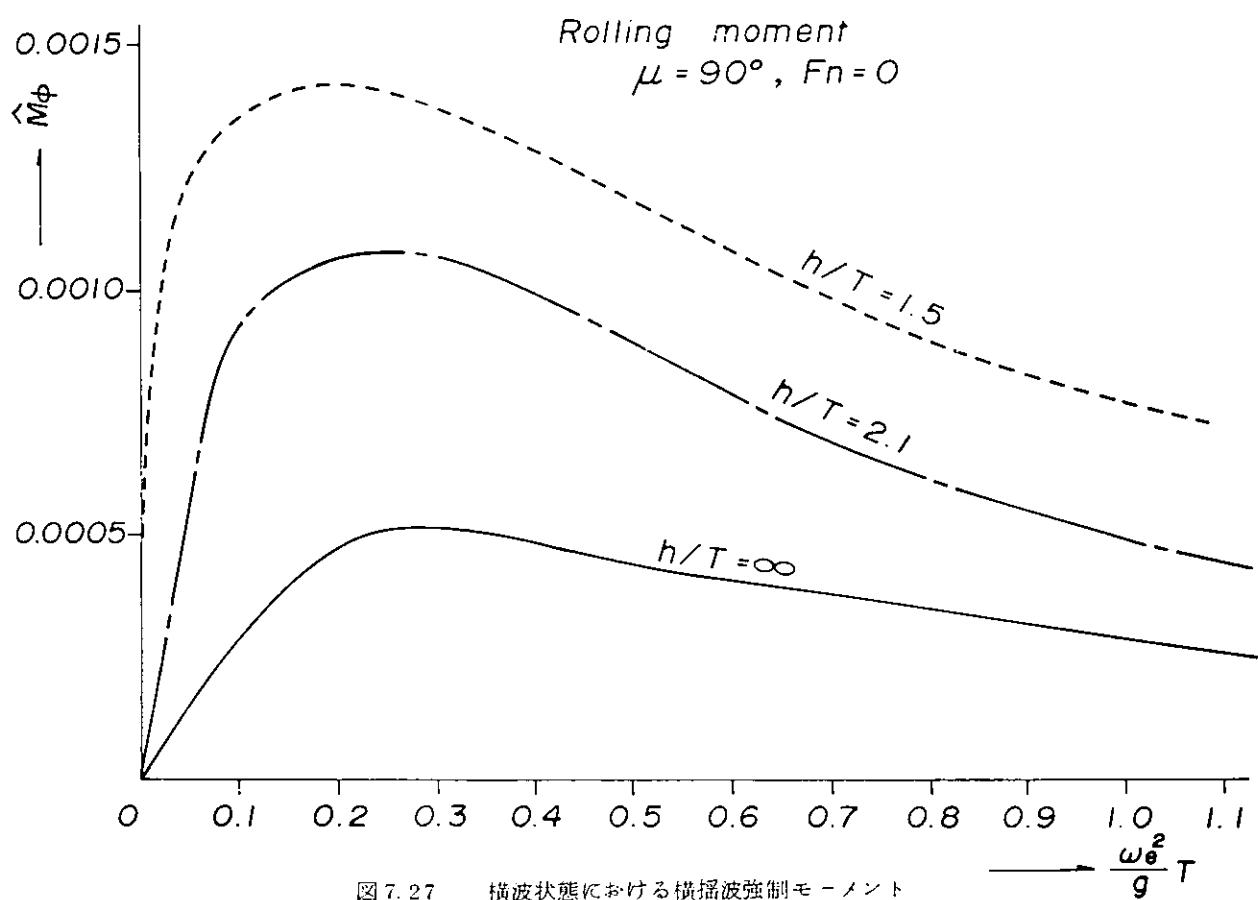


図 7.27 横波状態における横揺波強制モーメント

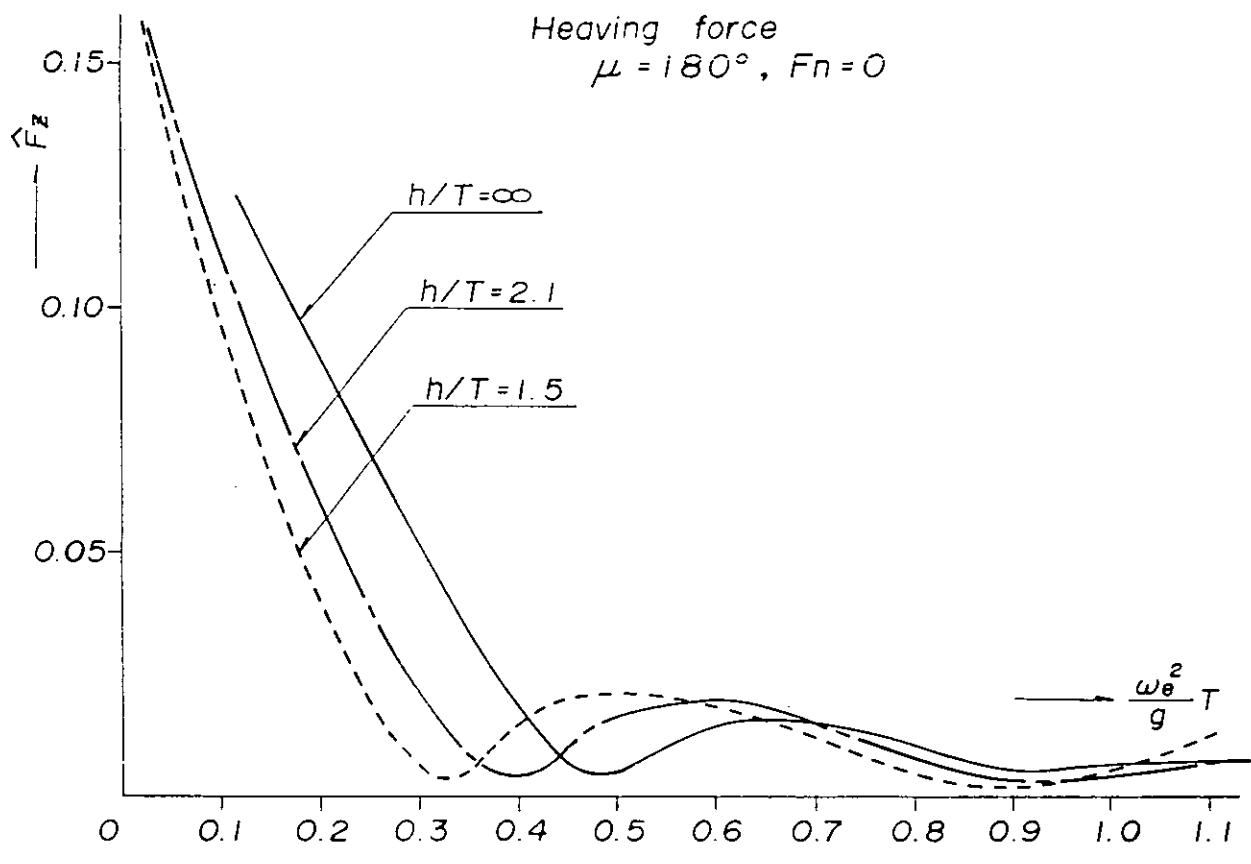


図 7.28 向い波状態における上下揺波強制力

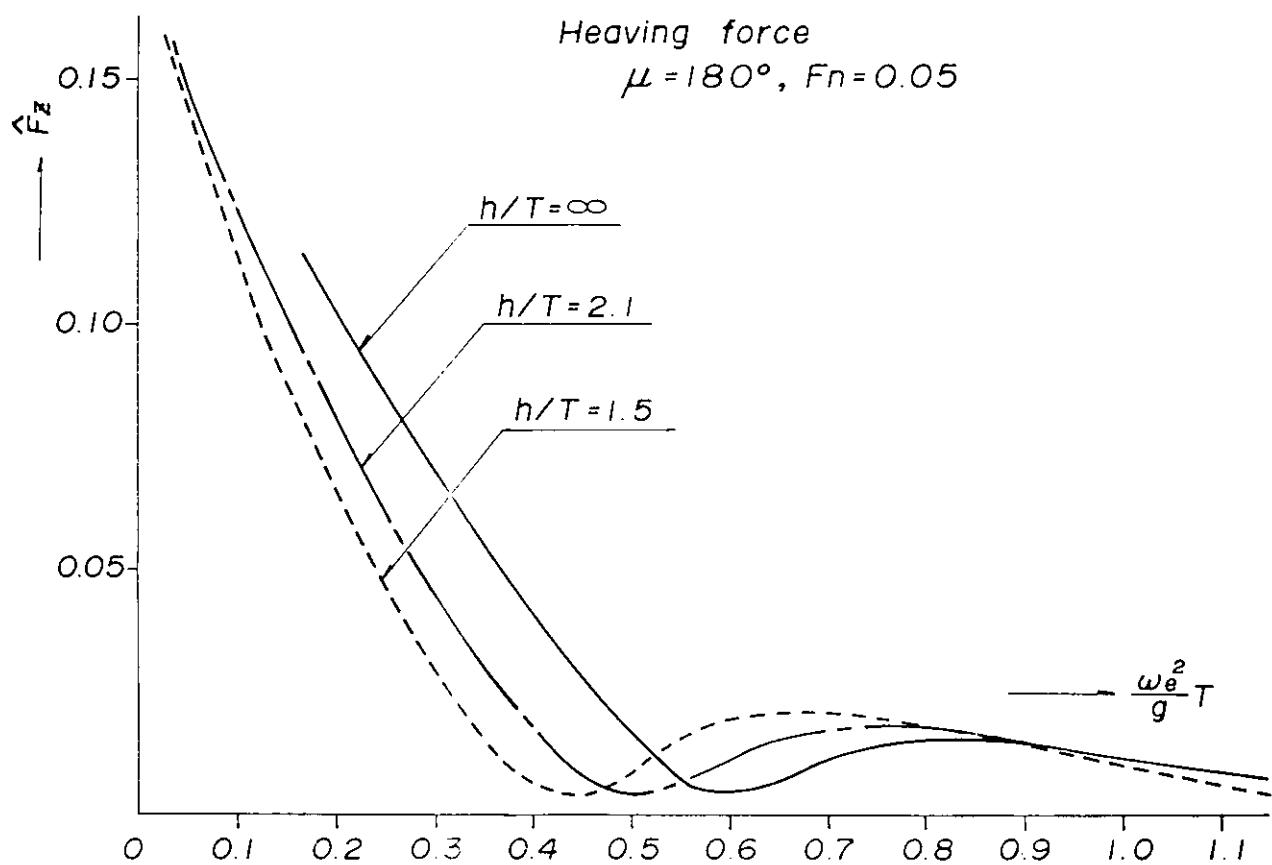


図 7.29 向い波状態における上下揺波強制力

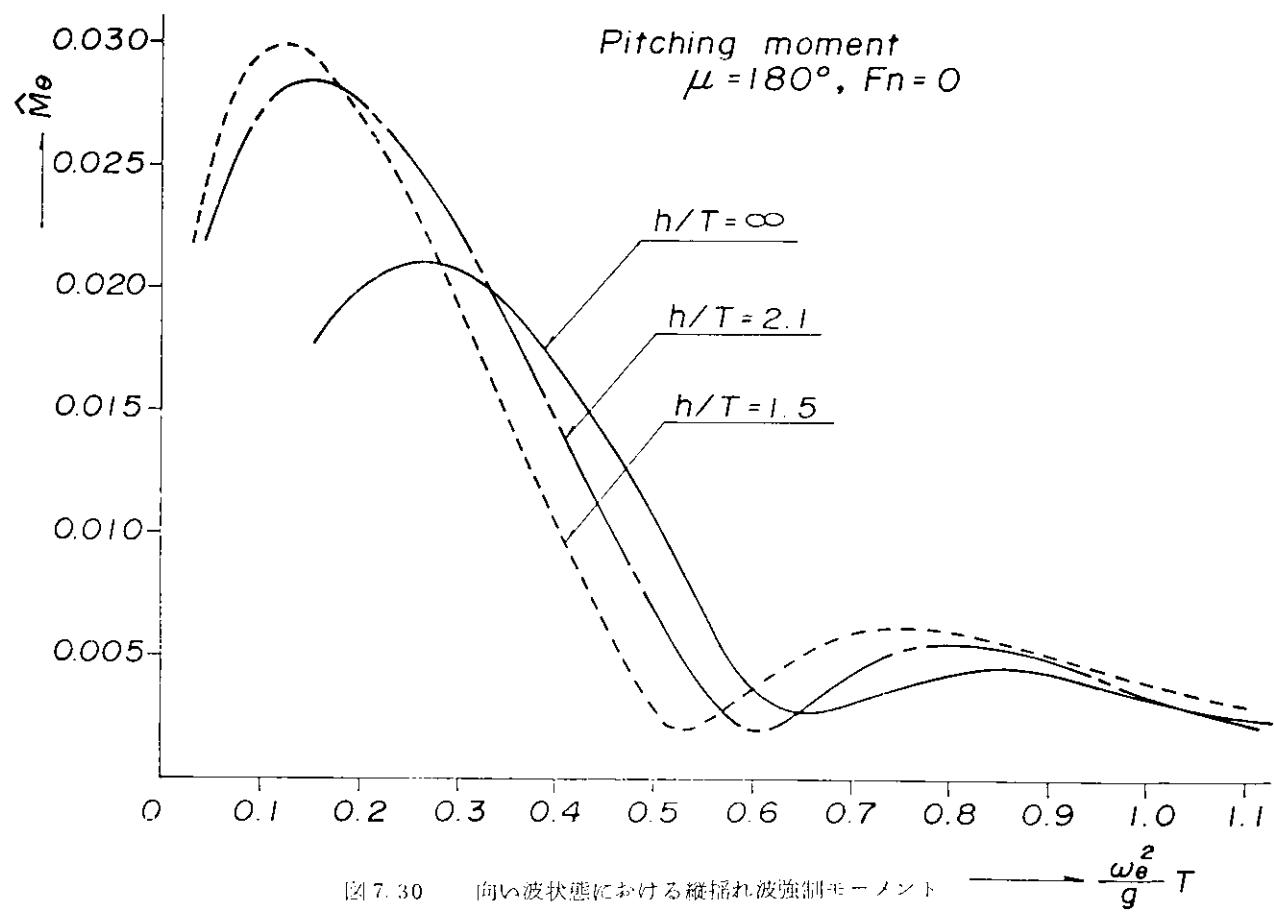
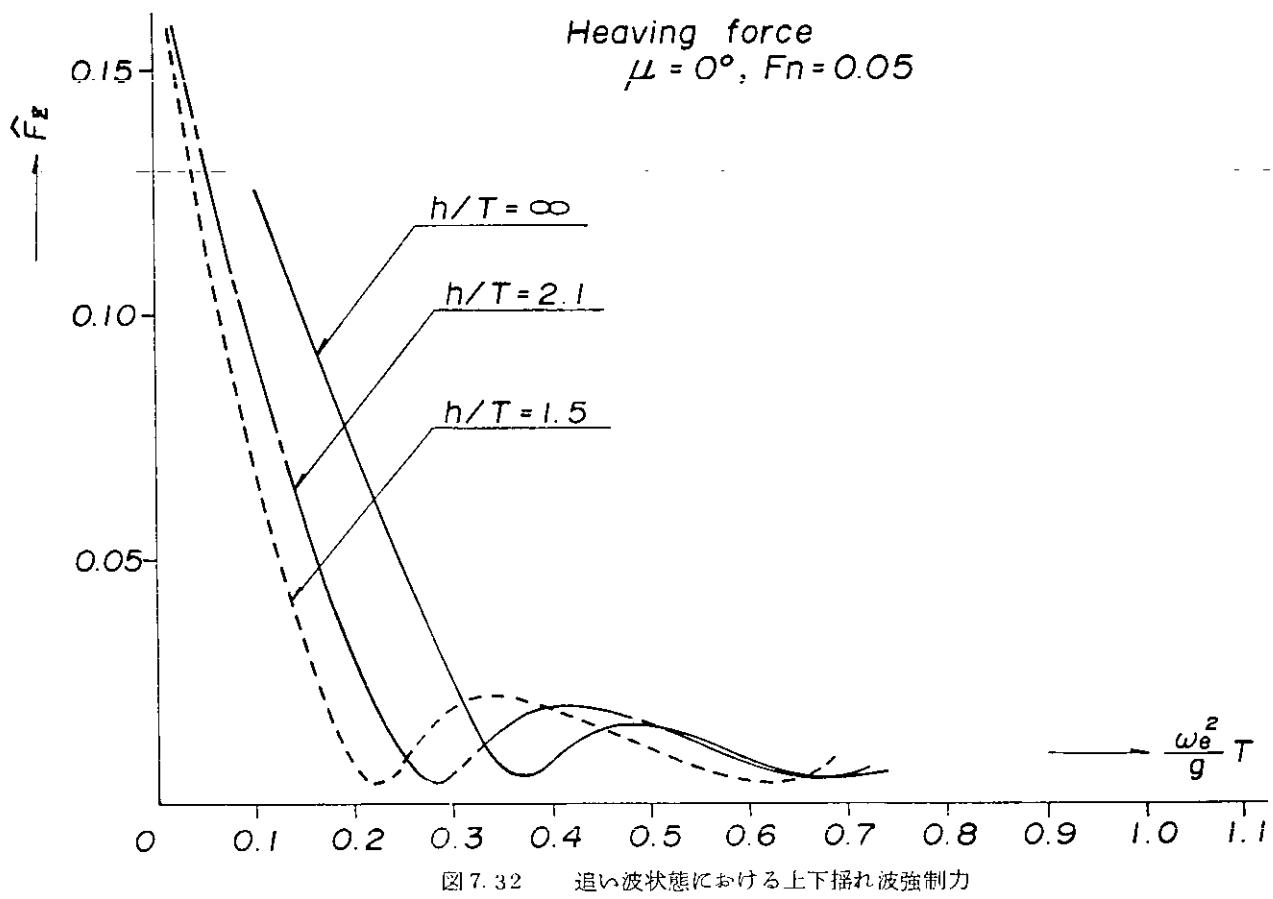
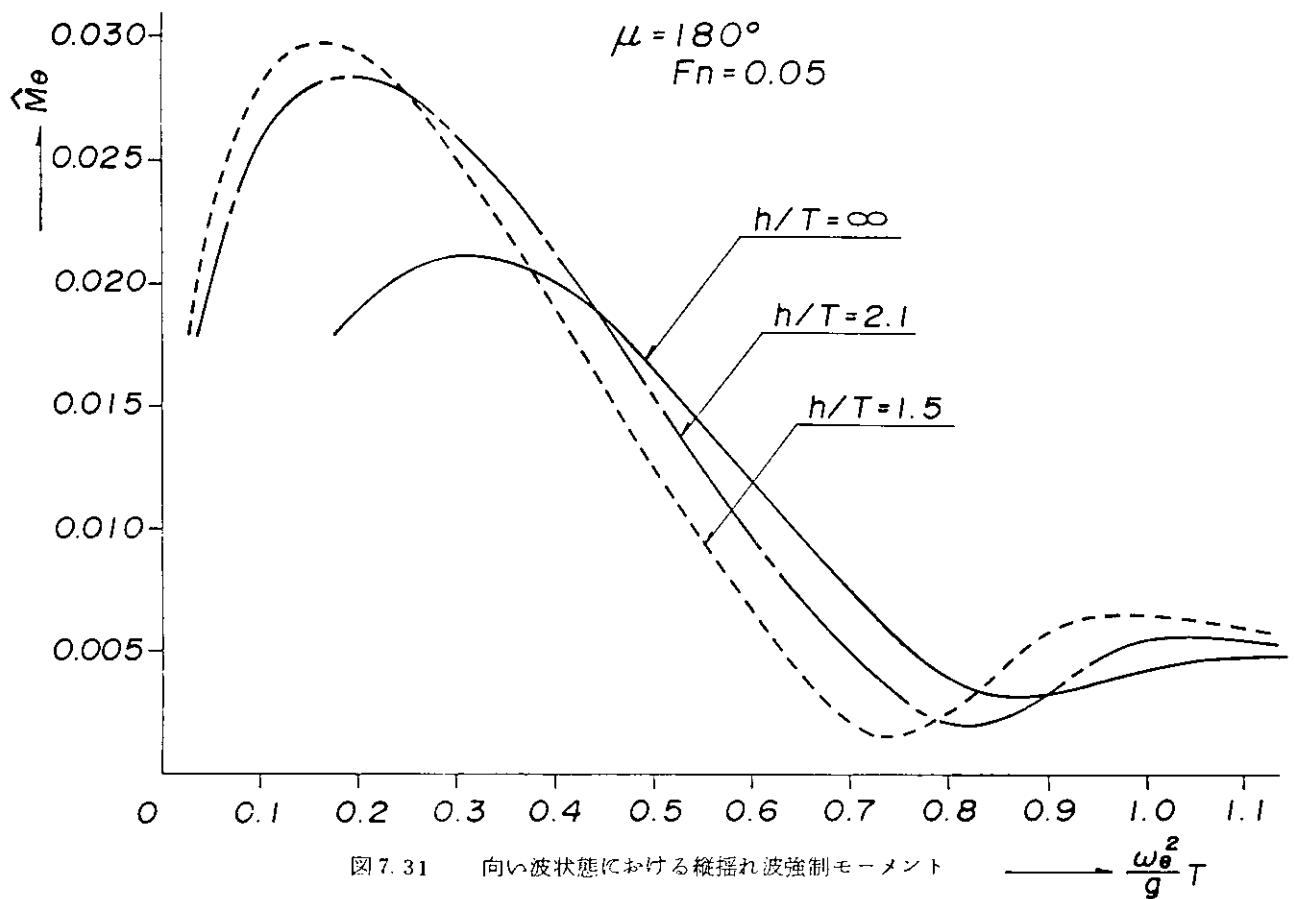
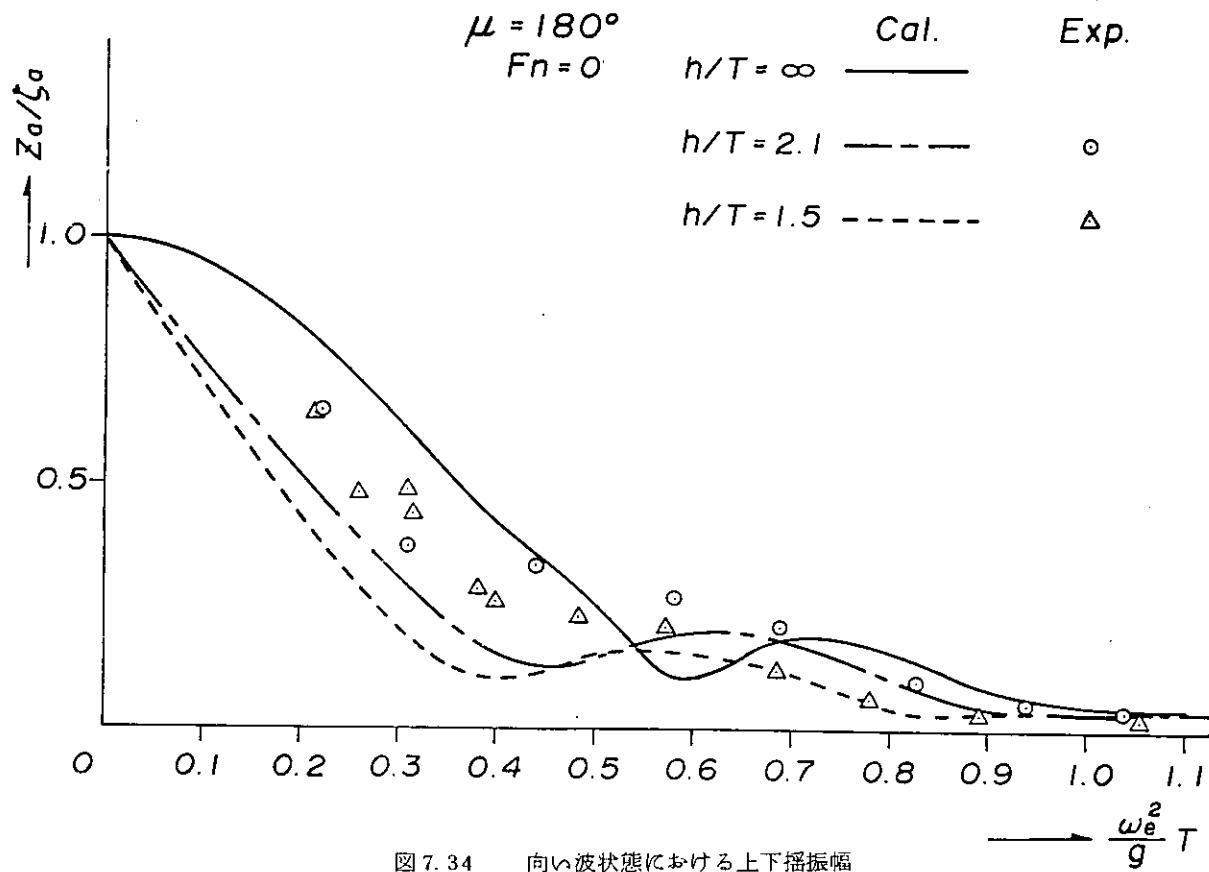
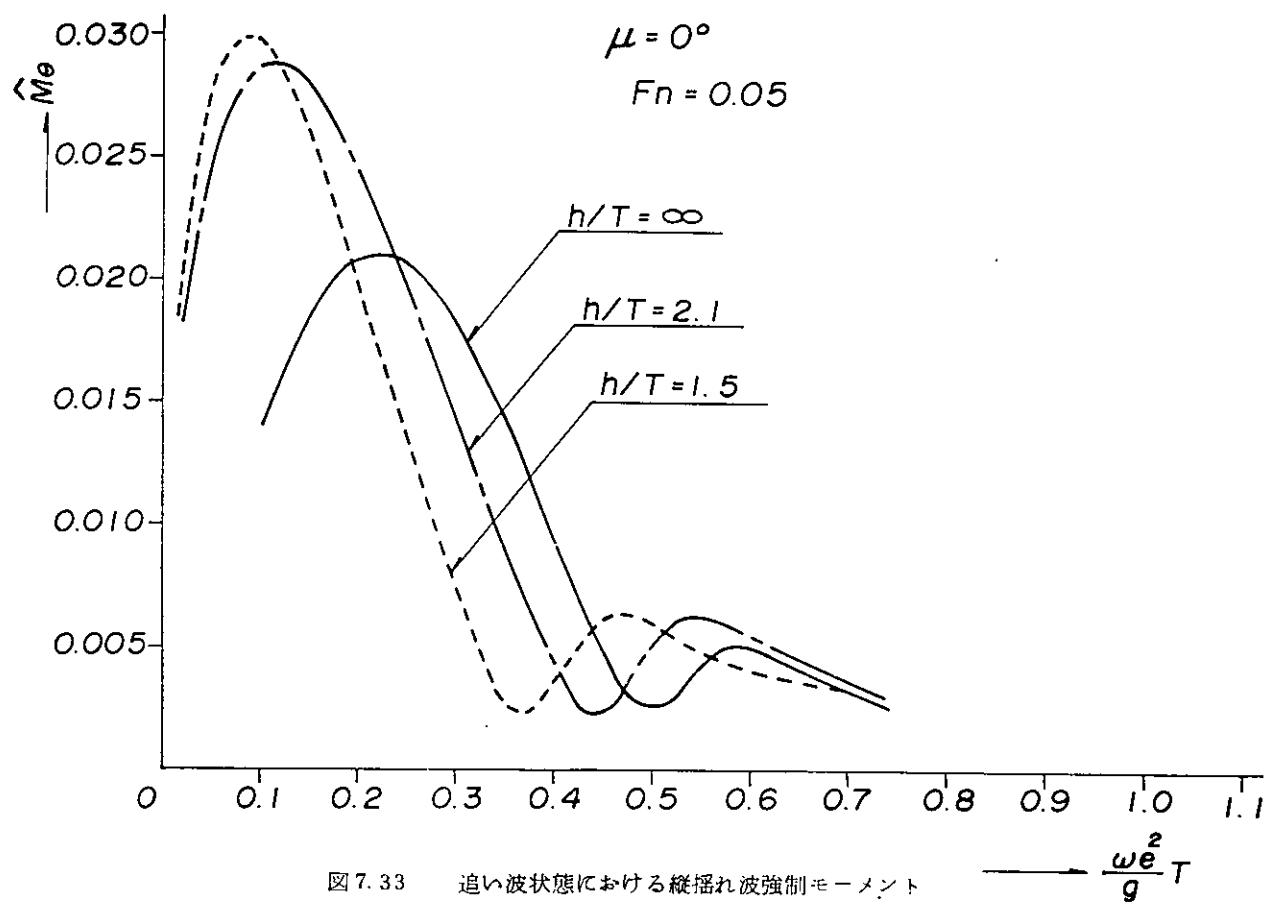


図 7.30 向い波状態における縦揺れ波強制モーメント





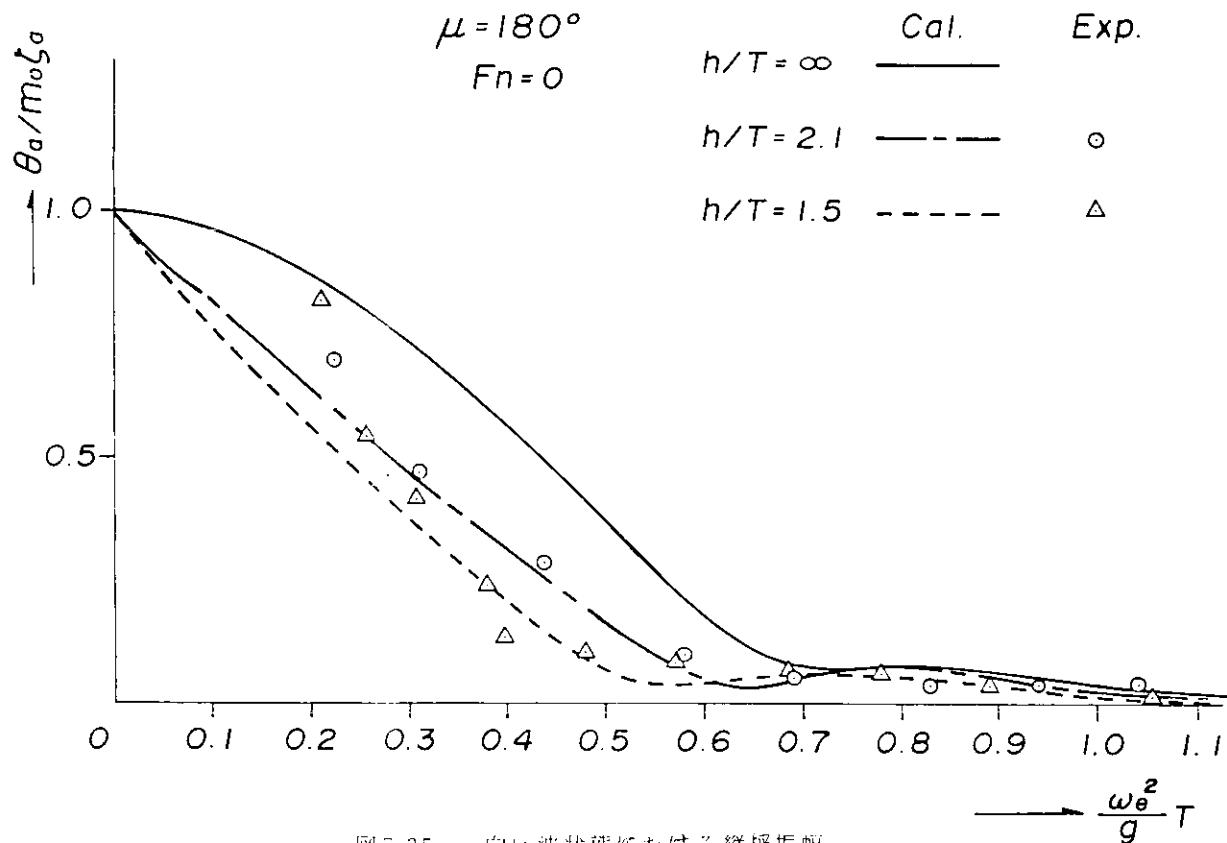


図 7.35 向い波状態における縦振幅

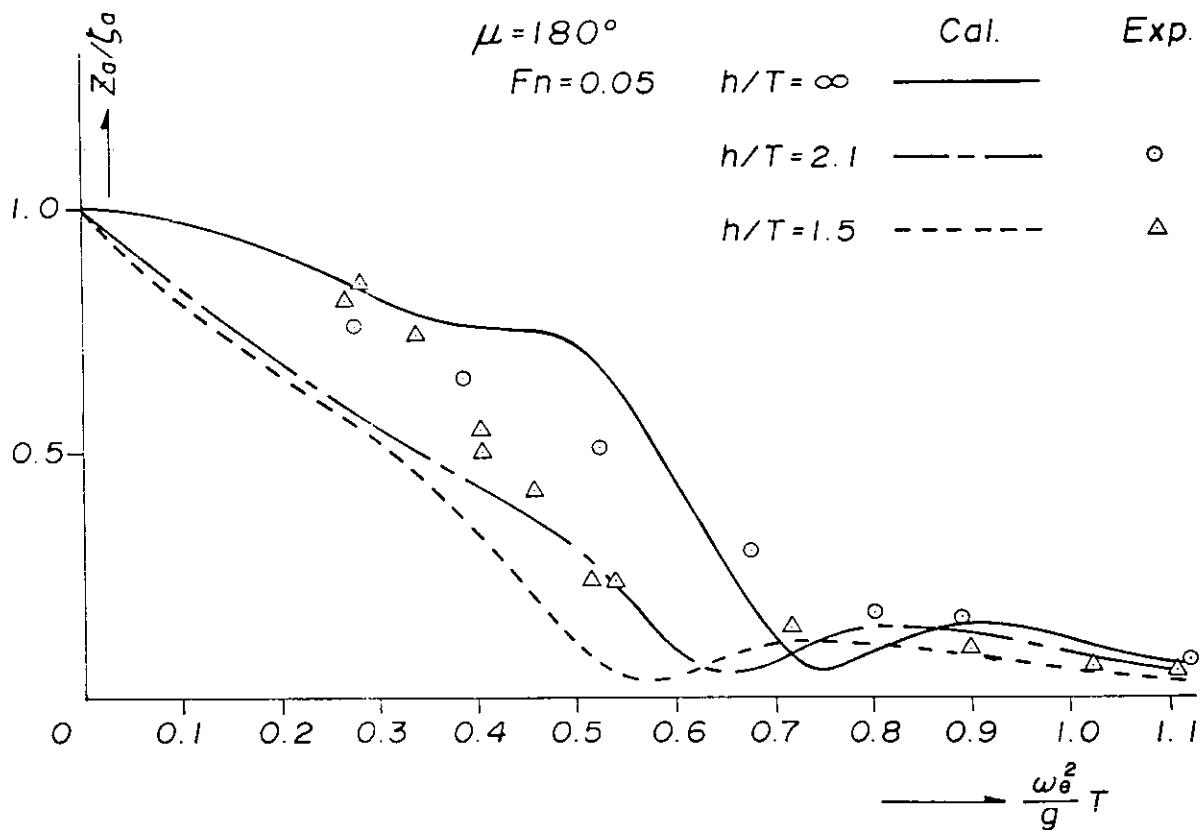
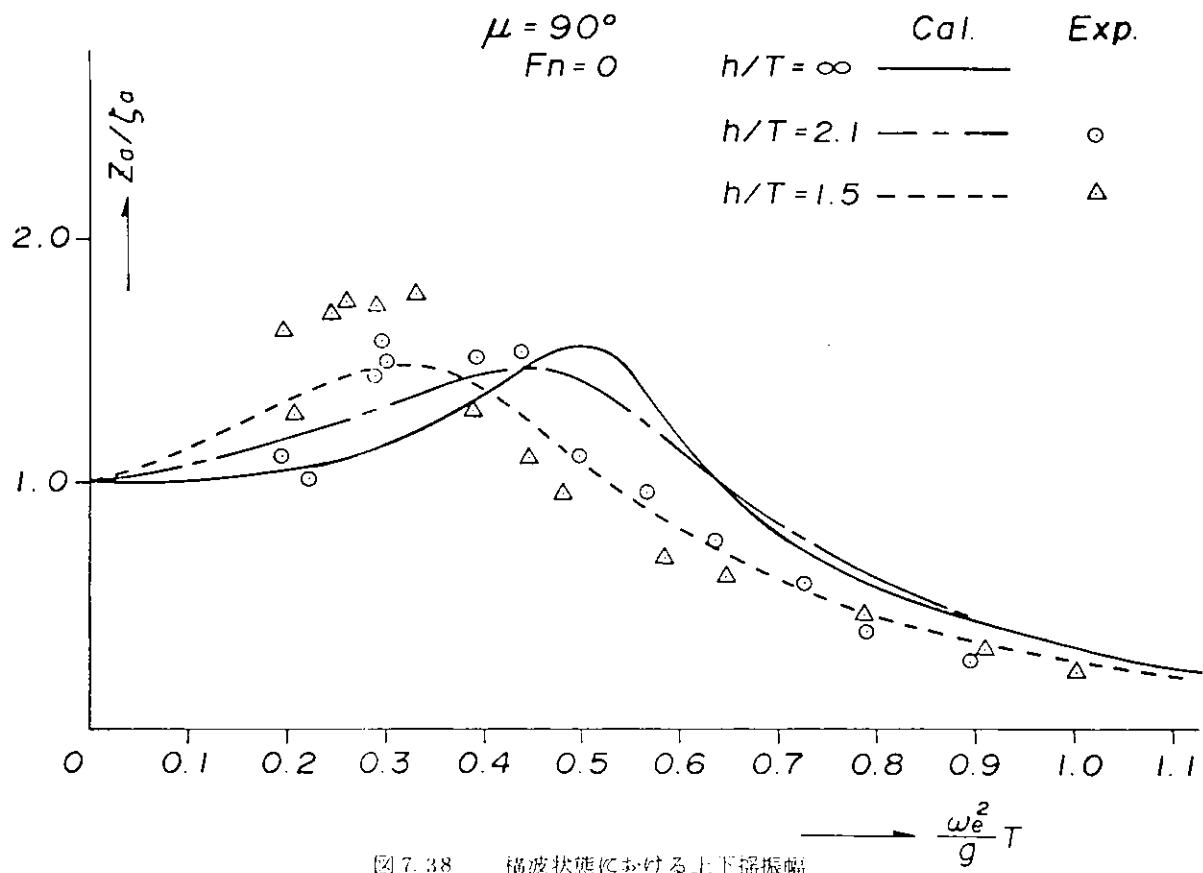
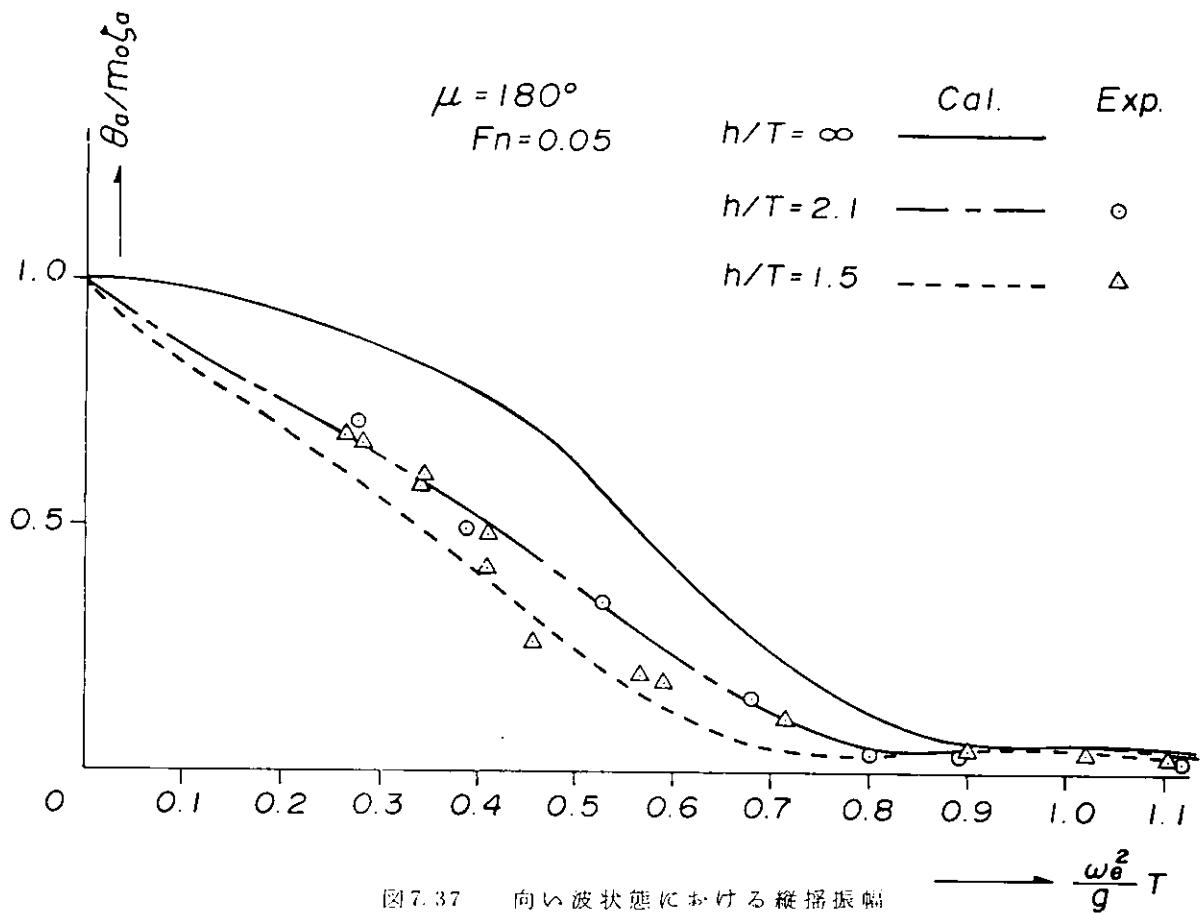


図 7.36 向い波状態における上下振幅



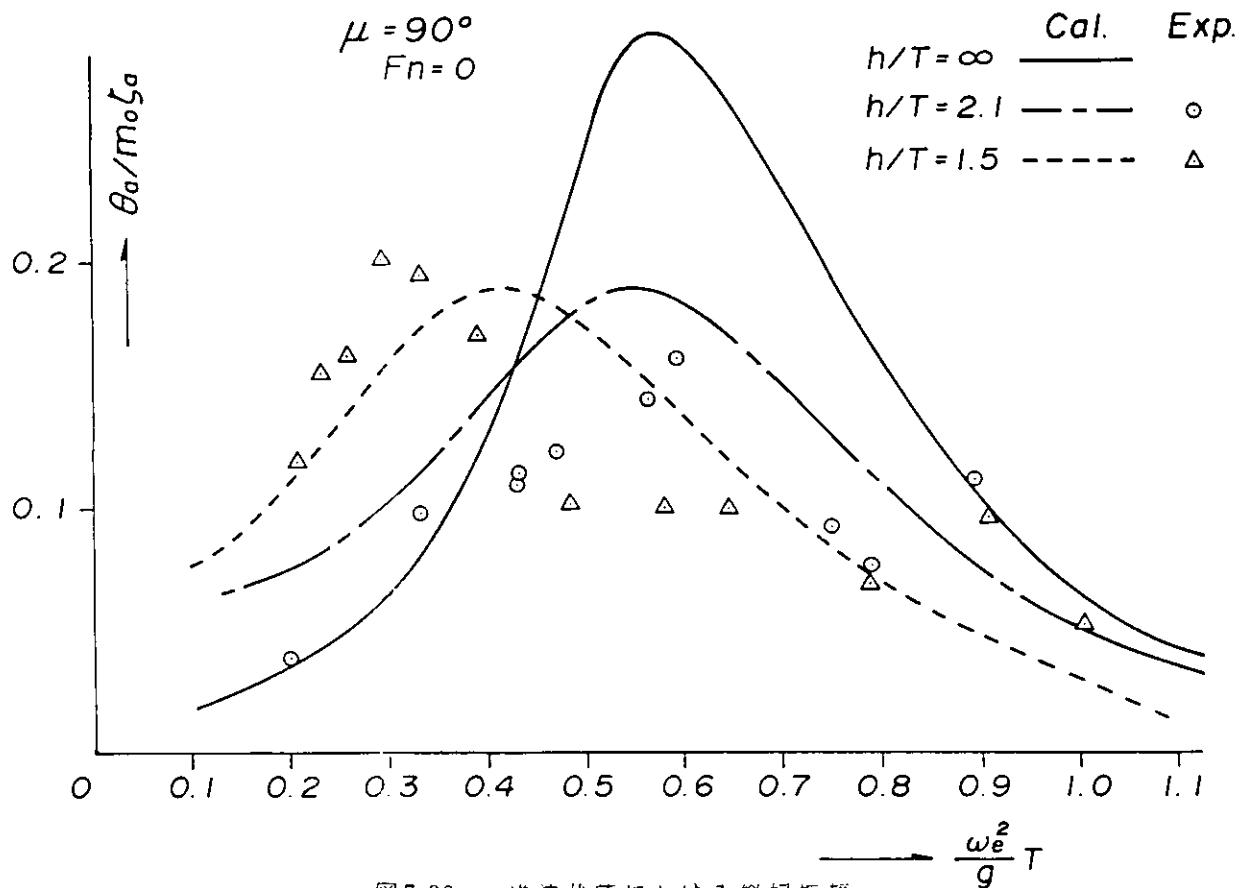


図 7.39 横波状態における縦振幅

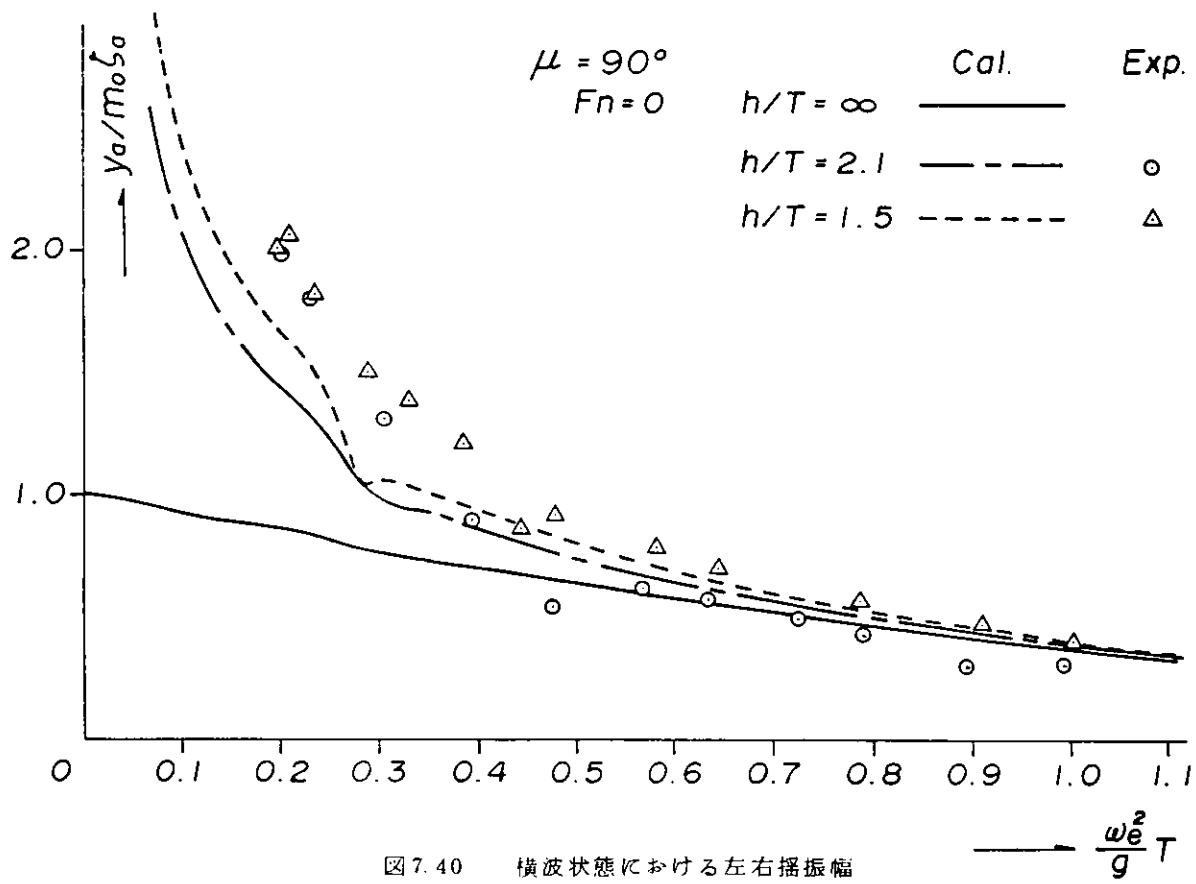


図 7.40 横波状態における左右振幅

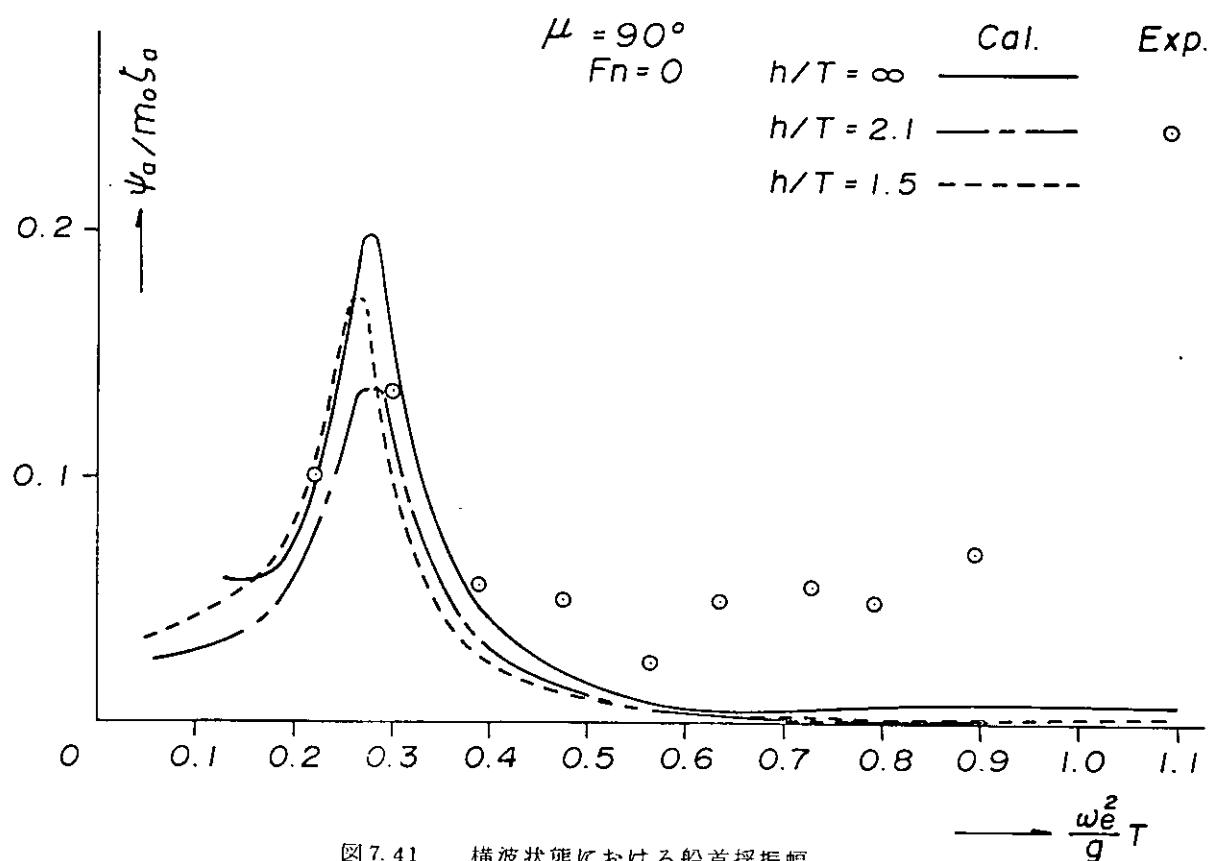


図 7.41 横波状態における船首搖振幅

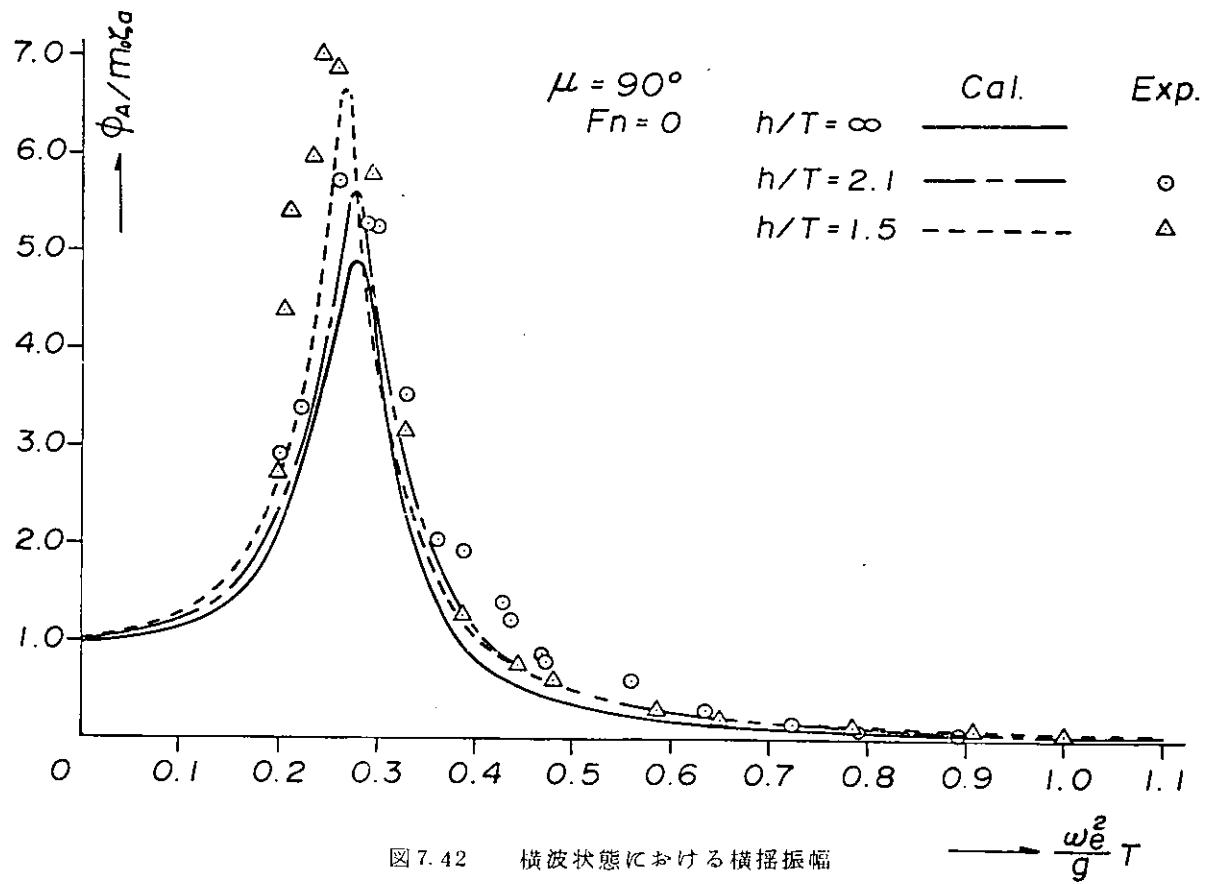


図 7.42 横波状態における横搖振幅

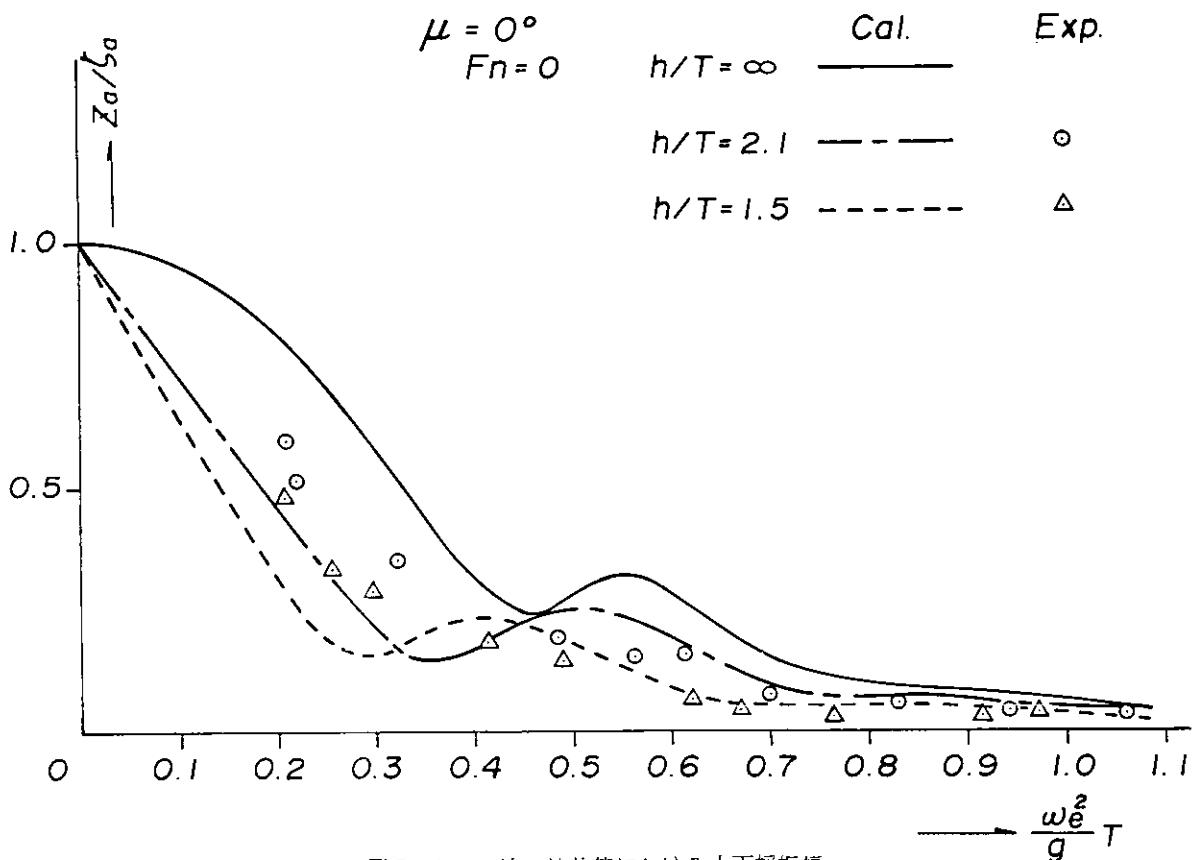


図 7.43 追い波状態における上下振幅

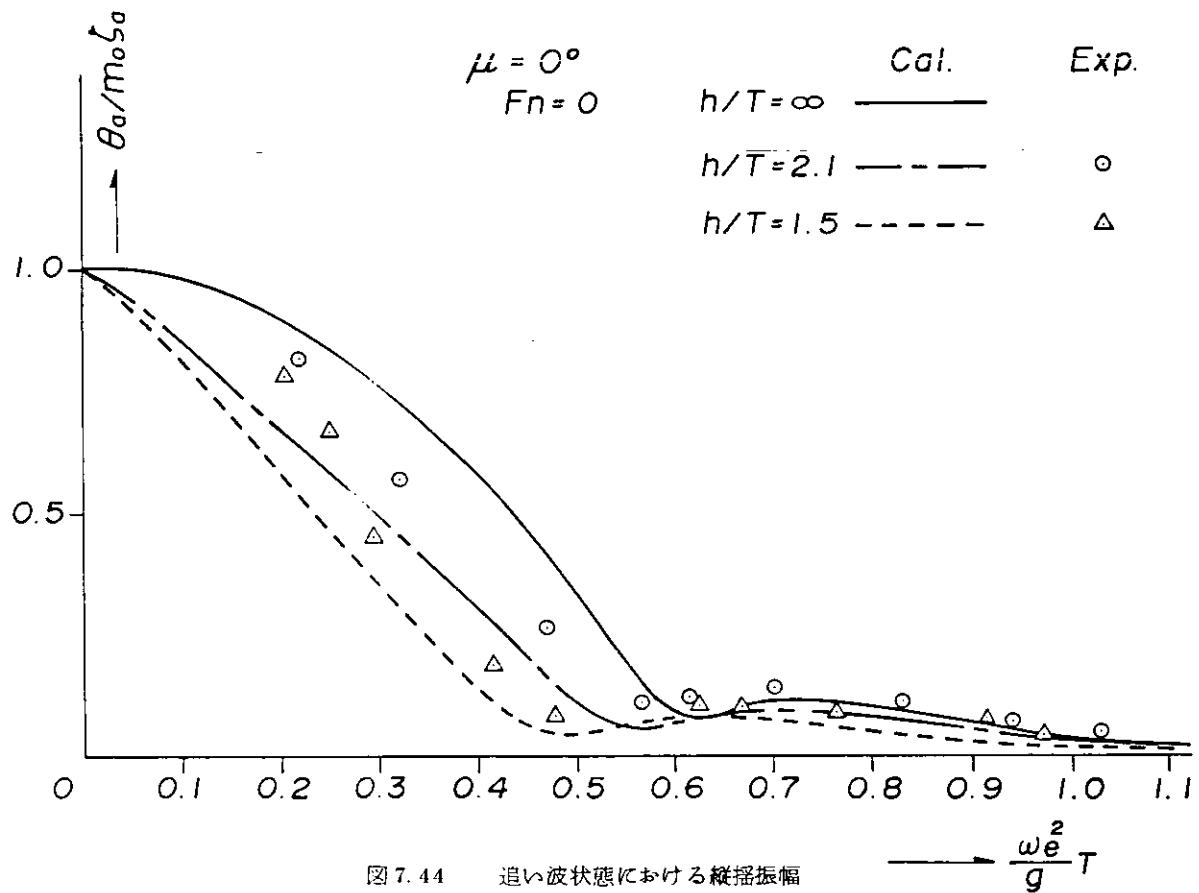


図 7.44 追い波状態における縦振幅

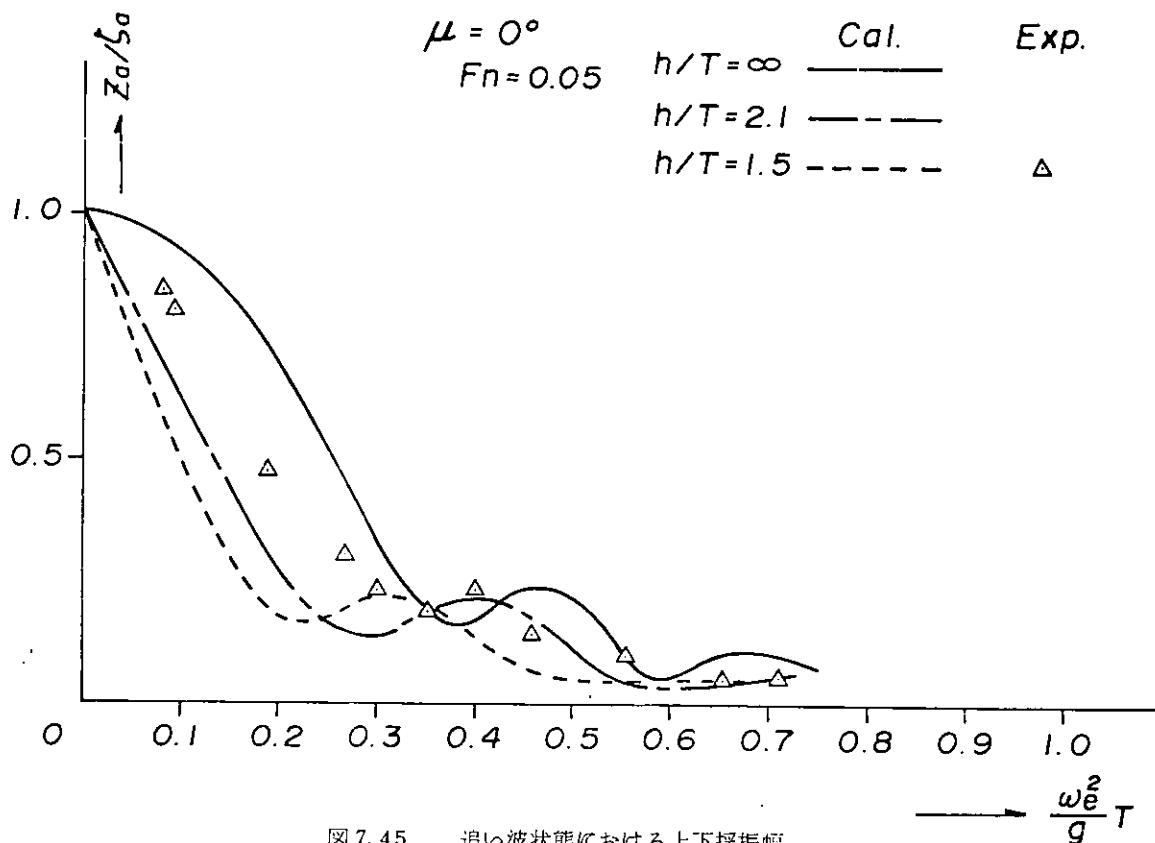


図 7.45 追い波状態における上下振幅

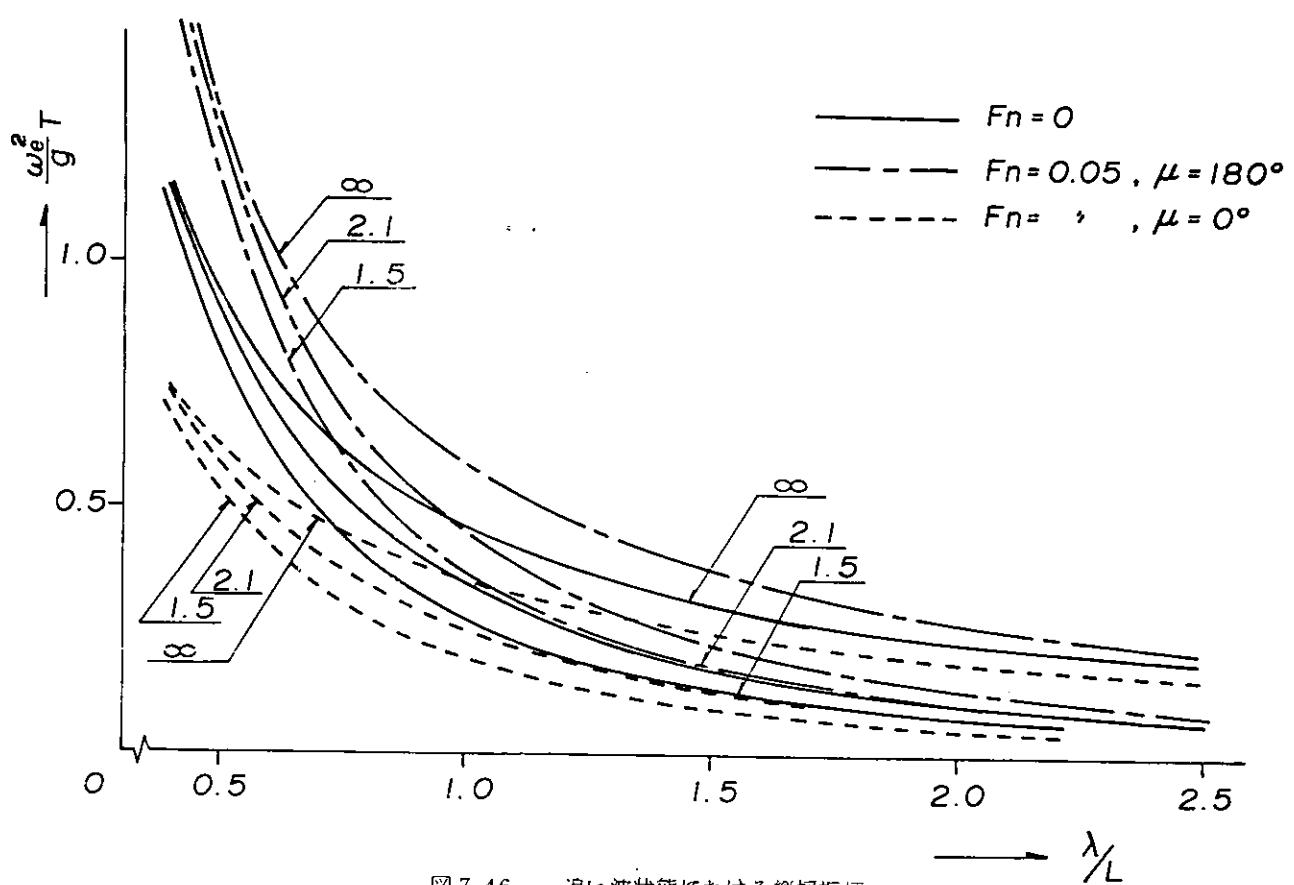


図 7.46 追い波状態における縦振幅

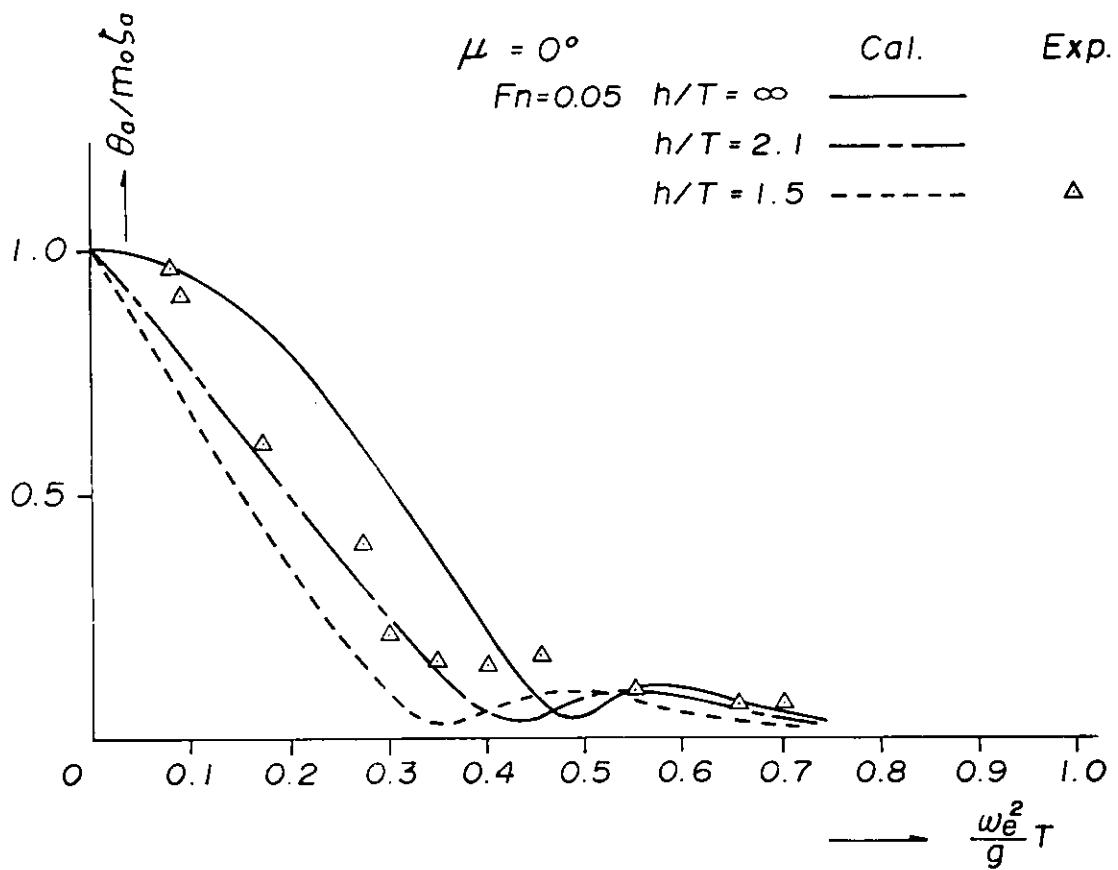


図 7.47 $\lambda/L - \frac{\omega_e^2}{g} T$ 曲線

8. 結果のまとめと考察

3ヶ年に亘って実施して来た本研究の結果を取纏めて見ると大略次のようなようになる。

8.1 推進性能

推進性能に関しては先づ大型化するに従って単軸では馬力が不足で多軸化するであろうという予測のもとに、今迄全然データーのない多軸船の相似則の問題と、喫水に較べて水深の小さい水域で航行が多いことを考慮して浅水域での推進性能とを主な命題として取り上げ、更に最終年度で浅水における急速停止性能についての研究を行なった。

(1) 多軸船の推進性能と尺度影響

$L/B = 5 \quad B/d = 2.73$ の母型について 4.5 m、6.0 m 及び 8.0 m の 3 種の模型で自航試験を行なった結果を比較して 2 軸船に対する模型試験の尺度影響を求めた。

結果は図 2.1.1 7 IV 最もよく要約されているが、relative rotative efficiency と wake fraction では尺度影響が顕著に現われており、thrust deduction にはそれほど尺度影響は現われていない。

relative rotative efficiency では R_n の低い低速域で特に小型模型に尺度影響が強く出ているのに對し、wake fraction に対しては R_n に関係なく小型模型に強い尺度影響が見られる。この結果は 2 軸船の自航試験を行なう際に有力な参考になるものと考えられる。

(2) 浅水域における推進性能及び船体沈下

鉱石船笠木山丸及び 2 軸船母型について浅水時の曳航及び自航試験を行ない大略次のような結果を得た。

- (i) 抵抗は水深が浅くなると共に増加するが、造波抵抗に影響の現われるのは Fnh ($V\sqrt{gh}$ 、 h = 水深) ≥ 0.65 であることがわかり、従って通常の運航速度では主として粘性抵抗の増加と考えられ、形状抵抗の見掛け上の増加として処理できることが判った。(資料 250 号、図 2.2.2 参照)
 - (ii) 自航要素も relative rotative efficiency 以外にはかなり強く浅水影響が現われ浅くなるに従って η_0 及び $1 - WT$ は共に減少することがわかった。
 - (iii) 船体沈下量は前に神戸商船大で山口等が行なった実験結果と同じ傾向はあるが数値としては小さく出ている。これは山口等の用いた模型が小さいため尺度影響が現われて過大に出ているものと考えられる。
 - (iv) 浅水時の実験では定常状態になるのに時間が掛かり水槽の長さが必要となること、及び加速のしかたが結果に影響を及ぼすことが判った。
- (3) 急速停止距離に対する浅水影響を自航模型により計測し、水深が浅くなるに従って停止距離が短かくなることを確かめた。

8.2 操縦性能

操縦性能については、船型の影響、水深の影響及び急速停止における船の挙動について研究を行なった。

(1) 操縦性に対する船型の影響

従来極端な幅広船型の操縦性については、異常現象等のため系統模型試験の行われた例がないので、本研究では $L/B = 5 \quad B/d = 2.73$ の母型を中心とし、 B/d 一定及び L/d 一定の条件で L/B を 4 及び 5 にかえ、都合 5 隻の系統模型船につき操縦性試験を行なって、操縦性に対する船型の影響を調べた。初年度に選んだ母型は異常現象を示したが、次年度に改良した母型は異常現象を示さず、船型の変化に従って操縦性の変化するのかはっきり計測された。これらの結果は満載状態については資料 No. 250 図 3.2.1 及び図 3.2.2.2 に、又半載及びバラスト状態については No. 268、図 3.1.8 及び図 3.1.9 に比較してあるが、 $L/B = 4$ までの系統試験データーとしては世界最初のものであろう。

この外 2 軸船に対する船型の影響及び拘束模型による流体力の計測も実施して興味ある成果を収めた。

(2) 浅水における操縦性

操縦性に対する浅水の影響を調べるために前出の系統模型船について自航模型による旋回試験およびローテーティングアームによる流体力の計測を実施し基礎的な資料を得た。

自航模型による旋回試験の結果では、大舵角のときには水深が浅くなる程旋回性が悪くなるが、 10° 以下の小舵角では中程度の水深ではかえって旋回性がよくなり、それより浅くなると旋回性が悪くなるのが認められた。

又浅水におけるプロペラ逆転時の船の運動を調べるため、浅水において拘束模型を斜航させ、プロペラを逆転させて流体力を計測し、浅水影響を調べた。

(3) プロペラ逆転時の船の挙動

衝突防止の見地から幅広肥大船の加減速時の操縦性、特にプロペラ逆転時の船の挙動を明らかにする必要が痛感されたので、最終年度にこの問題を取り扱った。

(i) 自航模型によるプロペラ逆転時の船の運動の計測

自航模型を用い、プロペラ回転を夫タディーゼル機関の場合、ターピン船の場合に応じて正転から逆転に切りかえた時の船の運動を詳細に計測した結果、正転プロペラ回転数と逆転プロペラ回転数の比の大小によって船の旋回方向が変わり、逆転回転数が大きいと右旋回、小さいと左旋回する傾向が認められた。

(ii) 拘束模型によるプロペラ逆転時の流体力の計測

拘束模型によりプロペラ逆転時に船体に加わる流体力及びモーメントを計測した結果、逆転回転数が船速に較べて小さいときは左旋回、大きいときは右旋回モーメントが出ることがわかった。この事は(i)の結果とも符合する。

(iii) サイドスラスターによるクラッシュアスター時の姿勢制御

クラッシュアスター時の気紛れな船の方向変化の性質は(1), (iii)の研究でかなりはっきりしては来たが、船が急速停止に伴なって向きを変えることは特に狭水道では都合の悪いことである。

これをサイドスラスターによって制御し、直進のまま制動をかけることが出来れば操船上都合がよいことは勿論である。最終年度はこの問題を取り上げて実験を行って来た結果、高速前進からフルアスターをかけた場合にはスラスターで方向制御するのは困難であるが前進速度が余り大きくなく、又後進回転数を適当に選べばスラスターにより姿勢を制御することは可能なことが判った。

8.3 浅水における運動（動搖）性能

C T S 等比較的浅い所での幅広肥大船の動搖特性を調べるため、浅海水槽において自航模型を用いて波浪中の応答を計測し、浅水の流体力係数を用いたストリップ法による計算値と比較した結果、次のような結論を得た。

- (1) 浅水域における船体運動はストリップ法によって大略推定することができる。
- (2) 縦波中の運動振巾は横波中の運動振巾に比べて推定精度が悪い。
- (3) 横波中ににおける左右揺振巾は、水深が浅くなると全周波数にわたって大きくなるので、係船の場合は注意を要する。
- (4) 橫揺れ減衰係数は水深の影響を大きく受けるのでその正確な推定法が必要である。