

日本船舶振興会昭和55年度補助事業

研究資料 No. 342

第183研究部会

船尾振動・騒音の軽減を目的とした

プロペラ及び船尾形状の研究

報 告 書

昭和56年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

本報告書は船尾振動及び騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状についての3か年研究の中の初年度分の成果をまとめたものである。

調査研究の内容は伴流計測法、起振力推定法、振動軽減法等についての詳細調査、在来型プロペラのほかにハイスキュープロペラの性能研究、船尾形状と伴流分布の関連の研究等多岐にわたっている。

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会昭和55年度補助事業として日本造船研究協会第183研究部会において実施した「船尾振動・騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究」の成果をとりまとめたものである。

第183研究部会委員名簿

(敬称略、順不同)

部会長	乾 崇夫(玉川大学)
副部会長	横尾 幸一(日本造船技術センター)
委員	田古里 哲夫(東京大学) 加藤 洋治(東京大学) 田中 一朗(大阪大学) 仲渡 道夫(広島大学) 山崎 隆介(九州大学) 中武 一明(九州大学) 高橋 肇(船舶技術研究所) 熊野 厚(日本海事協会) 佐藤 和範(日本造船技術センター) 塩原 修(日本造船技術センター) 川口 弇(三菱重工業) 谷林 英毅(三菱重工業) 片桐 徳二(石川島播磨重工業) 杉村 泰(三井造船) 湯浅 肇(三井造船) 藤本 留男(日立造船) 国米 昭久(日立造船) 岡本 洋(川崎重工業) 坂尾 稔(川崎重工業) 白木 東(日本鋼管) 芦立 黙(日本鋼管) 岡本 幸彦(日本鋼管) 牛島 秀利(住友重機械工業) 川隅 一道(佐世保重工業) 黒田 直(尾道造船) 東 哲朗(大阪造船所) 荻野 繁之(佐野安船渠) 相沢 幸治(新潟鉄工所) 林原 一成(三保造船所) 三沢 俊彦(三保造船所) 高幣 哲夫(明石船型研究所) 山崎 正三郎(神戸製鋼所) 菅野 博志(ナカシマプロペラ) 板沢 順(かもめプロペラ) 平山 伝治(赤坂鉄工所) 浅井 孝雄(日本郵船) 笹部 敏次(大阪商船三井船舶) 湯峰 昭五(新和海運) 田中 正人(日本船舶品質管理協会) 萩野 芳造(日本無線) 大東 俊一(小野測器)

第183研究部会第1小委員会委員名簿

(敬称略、順不同)

主査	杉村 泰(三井造船)
委員	田古里 哲夫(東京大学) 武井 幸雄(船舶技術研究所) 児玉 良明(船舶技術研究所) 佐藤 和範(日本造船技術センター) 並松 正明(石川島播磨重工業) 藤田 孝(三菱重工業) 湯浅 肇(三井造船) 斎藤 泰夫(明石船型研究所) 佐々木 紀幸(住友重機械工業)

第183研究部会第2小委員会委員名簿

(敬称略, 順不同)

主 委 員	高 橋 肇(船 舶 技 術 研 究 所)	
	山 崎 隆 介(九 州 大 学)	加 藤 洋 治(東 京 大 学)
	右 近 良 孝(船 舶 技 術 研 究 所)	塙 原 修(日本造船技術センター)
	熊 野 厚(日 本 海 事 協 会)	片 桐 徳 二(石 川 島 播 磨 重 工 業)
	笹 島 孝 夫(三 菱 重 工 業)	湯 浅 肇(三 井 造 船)
	芦 立 勲(日 本 鋼 管)	岡 本 幸 彦(日 本 鋼 管)
	永 松 宣 雄(川 崎 重 工 業)	一 色 浩(日 立 造 船)
	佐 々 木 紀 幸(住 友 重 機 械 工 業)	山 崎 正 三 郎(神 戸 製 鋼 所)

第183研究部会第3小委員会委員名簿

(敬称略, 順不同)

主 委 員	田 中 一 朗(大 阪 大 学)	
	田 古 里 哲 夫(東 京 大 学)	門 井 弘 行(船 舶 技 術 研 究 所)
	佐 藤 和 範(日本造船技術センター)	森 正 彦(石 川 島 播 磨 重 工 業)
	岡 本 洋(川 崎 重 工 業)	田 中 陽(川 崎 重 工 業)
	永 松 秀 一(住 友 重 機 械 工 業)	玉 井 浩 正(明 石 船 型 研 究 所)
	富 永 博 之(佐 世 保 重 工 業)	川 口 昇(三 菱 重 工 業)
	藤 本 留 男(日 立 造 船)	高 橋 通 雄(神 戸 製 鋼 所)

討 議 參 加 者 名 簿

(敬称略, 順不同)

荒 川 和 彦(運 輸 省)	坂 本 義 雄(ナ カ シ マ プ ロ ペ ラ)
泉 田 泰 弘(日 本 鋼 管)	堤 弘(日本船舶品質管理協会)
塙 友 雄(佐 野 安 船 渠)	宮 沢 多(三 菱 重 工 業)
渡 辺 茂 雄(住 友 重 機 械 工 業)	小 柴 幸 雄(石 川 島 播 磨 重 工 業)
飯 田 利 三(日 本 無 線)	村 上 光 功(日 立 造 船)

目 次

1. まえがき	1
2. 実船伴流の計測及び装置に関する研究	2
2.1 緒 言	2
2.2 各種伴流計測装置の調査	2
2.2.1 調査方針	2
2.2.2 ピトー管式	3
2.2.3 超音波式	5
2.2.4 レーザー式	8
2.2.5 そ の 他	20
2.2.6 実船伴流計測装置調査一覧表	22
2.3 海水条件及び船体条件の調査	27
2.3.1 海水条件	27
2.3.2 船体条件	29
2.3.3 供試船の調査	32
2.4 検討及び選定	33
2.4.1 ピトー管式	33
2.4.2 超音波式	33
2.4.3 レーザー式	33
2.4.4 そ の 他	34
2.5 計測法の開発	35
2.5.1 開発の方針及び計画	35
2.5.2 レーザー流速計の構成	35
2.5.3 トラバース装置	35
2.5.4 解析と制御	35
3. プロペラに関する研究	61
3.1 緒 言	61
3.2 プロペラフォース推定法の研究	62
3.2.1 起振力推定法の調査	62
3.2.2 幅広浅吃水船(SR171)抵抗・自航試験及び伴流計測	87
3.2.3 SR171可変ピッチプロペラ不均一流中キャビテーション試験	88
3.2.4 SR171可変ピッチプロペラ変動圧力計測	89
3.3 プロペラ翼形状の研究	90
3.3.1 振動軽減法の調査	90
3.3.2 ハイスキュープロペラの設計及びプロペラ単独試験	95
3.3.3 ハイスキュープロペラ装備模型船の自航試験	98
3.3.4 ハイスキュープロペラのキャビテーション試験(均一流中)	99
3.3.5 ハイスキュープロペラの設計(56年度チャート用プロペラ)	99

3. 3.A 計測器の設計・製作	101
4. 船尾形状に関する研究	195
4.1 緒言	195
4.2 実験	195
4.2.1 供試船型	195
4.2.2 実験状態	196
4.2.3 実験方法及び実験結果	196
4.3 考察	197
4.3.1 抵抗及び自航要素	197
4.3.2 伴流分布	198
4.3.3 船尾の変動圧力	199
4.3.4 流線観測	200
5. あとがき	223

1. まえがき

船の振動、騒音に関する研究はSR 112, SR 144で実施されたほか、かなり以前から各所で取上げられてきたが、船尾流場の状況が必ずしも十分に解明されていないことや、プロペラキャビテーションと流れの不均一性との関係、キャビテーションとプロペラ起振力との関係、船尾形状と船尾流れとの関係等が必ずしも明確でないこと等から、船の振動・騒音に関する問題はいまだ未解決となっている。しかるに、最近の燃料価格の高騰によって船の省エネルギー化の要望は非常に強く、プロペラ効率を向上させるために大直径プロペラを採用することも多く、ややもすれば船体とプロペラとの間隙も小さくなりがちなうえ、長大かつ平坦な船尾張り出し部を採用する船も増加しているので、プロペラ起振力に起因する船体振動の問題は最近になって再び大きくクローズ・アップされるようになってきた。

このような情勢下にあって、日本造船研究協会としては船尾振動、騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究を昭和55年度よりの3ヶ年計画として取上げることにしたが、一方、日本造船技術センターでは同様な目的を達成する一つの手段として、振動軽減に効果が著しいと言われているハイスクュープロペラの系統的試験研究を昭和55年度よりの2ヶ年計画で実施しようとしていた。

この2つの研究は、手段は多少異っているが目的とするものは同一なので、同一の場で検討・研究を行うことが望ましいということになり、両方の研究内容を盛り込んだSR 183が発足することになった。したがって、本研究の内容は非常に多岐にわたるが、大別すれば実船伴流の計測及び装置に関する研究、プロペラに関する研究及び船尾形状に関する研究に分けられる。

実船伴流の計測及び装置に関する研究としては、当初の計画では、実用的な伴流計測装置の製作も行って、その装置による実船伴流の計測も行う予定であったが、予算上の制約から装置の製作は不可能であることが分ったので、実船伴流計測法のみにとどめることにした。

プロペラに関する研究としては、プロペラ起振力推定法の研究とプロペラ翼形状の研究、ハイスクュー・プロペラの系統的試験及び騒音測定、起振力軽減に関する研究等を行う。これらの研究においては、理論的研究に基づく数値計算及び模型試験を行うほか、それらの結果を実船試験データーと比較することによって、プロペラ・キャビテーション及びプロペラ起振力の推定法を確立する。

船尾形状に関する研究では、船尾形状と伴流との関係を示すような資料の調査及び理論的検討を行うとともに、小型模型による実験を行う。

本研究の初年度である昭和55年度としては、実船伴流の計測及び装置に関する研究としては、各種伴流計測装置の調査、海水条件及び船体条件の調査、計測装置の検討及び選定、計測装置開発のための研究を行い、プロペラに関する研究としては、プロペラ起振力推定法の研究とプロペラ翼形状の研究を行い、船尾形状に関する研究としては、回流水槽を使用して小型模型による伴流計測及び船尾変動水圧の計測を行った。

以下に章を分けて、これらの研究内容について詳述する。

2. 実船伴流の計測及び装置に関する研究

2.1 緒 言

プロペラ起振力やプロペラキャビテーションの推定には、プロペラ位置における伴流分布が必要不可欠なものであるが、その実船での実績データは極めて少ない。従って、実船伴流の計測については、各方面からの要望が強く、従来いくつか試みられてはいるが、そこで採用された方法は実際的に手軽に船尾流場を計測する方法とはなっていないのが現状である。

実船伴流計測法として、適当な方式を確立し、これにより、実船伴流のデータを手軽に得ることによって、理論との対応を明確にするとともに、プロペラ起振力やプロペラキャビテーションを精度良く推定することを可能とし、振動や騒音の軽減に寄与するものである。

本年度は3ヶ年研究の初年度であり、本研究事業計画に従い、伴流計測方法について調査し、実船伴流計測法として適当な方式を選定するとともに装置の構成等を計画する。

2.2 各種伴流計測装置の調査

2.2.1 調査方針

調査は、現在使用され、あるいは使用される可能性のあるものを対象とするが、まず整理・分類してみる必要がある。

実船伴流計測方法について分類の方法は種々考えられるが、実船計測という観点から、船体外側に計測装置の支持構造を必要とするか否かで分類してみる。図2.2.1.1参照。

A. 突出型

- (1) 圧力式（ピトー管、5孔管等）
- (2) 翼車式
- (3) 熱フィルム式
- (4) 電磁式
- (5) 抵抗式
- (6) 振動式
- (7) 超音波式

B. 非突出型

B-1 人工的トレーサーを必要としない方法

- (8) レーザー式
- (9) 超音波式

B-2 人工的トレーサーを必要とする方法

- (10) 可視標識法

これらの中で従来既に調査され、実船伴流計測装置として不適当なものを除いて、調査対象として次の方々を考える。

- ピトー管式
- 超音波式
- レーザー式
- その他の（主として可視標識法）

調査内容は、原理、性能、工事、取扱性、実施例、コスト、問題点等とする。

ただし、以上の諸形式のうち、レーザー式以外については、既にSR107¹⁾やSR159^{2), 3)}において対水速度計測

方法として調査報告されており、また、これらに関する文献⁴⁾⁵⁾も多い。従って、これらについては、上記文献を参考にし、技術的動向の調査を行う。

参 考 文 献

1. 日本造船研究協会 ; 研究資料 № 109 (1970)
2. " ; " № 255 (1976)
3. " ; " № 309 (1979)
4. 田 古 里 哲 夫 ; 対水速度計のいろいろ、造船学会誌 № 502, 504, 505, 509, 510 (すべて 1971)
5. 高 橋 肇 ; 実船まわりの流れの計測、粘性抵抗シンポジウム (1973)

2.2.2 ピトー管式

試験水槽で伴流を測るには、ピトー管が最も多く使用されている。また、実船伴流を計測した例もピトー管を使用したものが多い。

(i) 原理と種類

ピトー管の原理は、計測したい場所に設けられた複数個の孔にかかる圧力を測り、適当な 2 個所の孔の圧力差から流速または流向を求めるものである。圧力差と流速、流向の関係は理論値を用いることもあるが、正確には製作したピトー管に対して実験による検定係数または検定曲線を用いる必要がある。孔の数や形状により色々の種類があり流場と目的に応じて使いわけられている。

(1) 単孔ピトー管

総圧孔と静圧孔から成る 2 孔管である。但し静圧孔は 1 個のピトー管の一部に設けられたものばかりでなく計測位置の近くの適当な所のものを代用することもある。単孔ピトー管は、手軽であるが流向は測れない。

(2) 3 孔管

3 個の圧力計測孔の圧力差から、3 孔を含む面内の流向と流速を求めることが出来る。3 つの孔は球または球面の一部に設けたもの、円柱の柱部に設けたもの等がある。棒状の先端に 3 孔が並んだ形式のものをアローヘッド型ピトー管と呼ぶこともある。また、静圧孔を併用する場合もある。

(3) 5 孔管

中心孔と上下、左右の各 2 個の孔を有する 5 孔管は、3 次元の流速、流速を測ることができる。球面上に 5 個の孔を有する球面 5 孔管と 5 本の円管を中心、上下、左右に束ねて周囲の管を斜めに切断した NPL 型 5 孔管がある。

球状 5 孔管は、球の臨界レイノルズ数^{*}のところで特性曲線が複雑になっているので、球の直径(D) の決定には注意が必要である。

$$* R_N = Dv / \nu \approx 1 \times 10^5 \quad (v : \text{計測速度})$$

大進丸、新鶴丸、龍光丸の実船実験の場合は、この臨界レイノルズ数以上の範囲で使用するために直径 80mm の大型ピトー管を使用している。NPL 型 5 孔管は球状 5 孔管より一般に軽いが、レイノルズ数特性は明らかでない。

(4) 8 孔管、11 孔管など

ピトー管を移動して測る場合、大きな斜流が存在する場合等で、測るべき流向の変化範囲が大きいときは 8 孔管、11 孔管……が用いられる。これは 5 孔管を同一球面上に 2 組、3 組……設けたものである。

(ii) 圧力の計測方法

ピトー管の圧力を測る方法としては、液柱マノメーター、空気吹出し式マノメーター、圧力変換器による方法

があり、この数を節約するためにバルブによる切換方式も用いられる。

実船計測の場合、特に注意すべきことは、ピトー管から上部甲板までの高さが高いのでこの間を配管すると大きな負圧部分が出来て液中の空気が遊離して気泡が発生し圧力が伝わりにくくなつて計測誤差が増すことである。従つて、この部分に空気を使う「空気吹出し式」や水面下の船側から船内に直接配管する方法、水中または水面近くで電気信号に圧力変換するなどの工夫が必要である。

また、単孔管は勿論5孔管でも各孔の絶対圧を測るよりも差圧(5孔の場合は中心孔と他の孔の圧力差)として測る方が、波浪や船の動搖の影響を受けにくい。

(iii) 実船伴流計測装置とその例

ピトー管を用いて実船の伴流分布を測る方法としては、計測面内に適當な数のピトー管を固定する方法と適當な数のピトー管を移動して測る方法がある。いずれも一長一短であるから船型、試験の目的、費用、計測時間、人手……等によって選定する必要がある。

以下に過去における計測例等を中心に代表的なものについて簡単に説明する。

(1) 固定式

トラス等の計測桁にピトー管を固定する方法で、位置の設定等も確実であるが、計測点の数だけピトー管が必要である。

- | | |
|--------------------------------|------------------|
| 例 1. やよひ丸 ¹⁾ (SR 4) | 単孔管25本……図2.2.2.1 |
| 2. 新鶴丸 ²⁾ (SR 107) | 5孔管21本……図2.2.2.2 |
| 3. 龍光丸 ³⁾ (IHI) | 5孔管30本……図2.2.2.3 |

(2) 回転腕方式

プロペラ軸またはプロペラ前方の適當な位置を中心回転できる計測桁にピトー管を取付ける方法で、ピトー管の数の割合に広い範囲の流場分布を測ることができる。計測桁の回転はワイヤー、ベルト、ギヤー等で行っている。

- | | |
|--------------------------------------|------------------------|
| 例 4. 大進丸 ⁴⁾⁵⁾ (船研・広大・SSK) | 5孔×5本+単孔×2本……図2.2.2.4 |
| 5. Meteor ⁶⁾ (Humbrg) | 単孔×9本+5孔×1本……図2.2.2.5 |
| 6. マーガレット ⁷⁾⁸⁾ (IHI) | 5孔×(6本+1本固定)…図2.2.2.6 |
| 7. クローバー ⁸⁾ (IHI) | 5孔(NPL型)×5本 ……図2.2.2.7 |

(3) その他の方式

計測の実例はないが、図2.2.2.8に示すようなX-Yトラバース方式または、図2.2.2.9に示すような移動方式も考えられる。前者は、最近水槽試験で良く用いられる方法の実船版であり、後者は実船の境界層計測に用いられる方法を伴流分布計測に応用したものである。

また、回転腕方式も図2.2.2.10に示すように、プロペラ直前の一部分を測ることも考えられる。これはプロペラ起振力、プロペラキャビテーションに特に関係の深い場所の流場に着目したもので当然のことながら、プロペラ前方全般を測るより比較的簡単である。

前記の計測例1～7の計測法の詳細と計測結果については、下記の文献1～8に、またその主なものについては文献9、10にまとめて紹介されている。但し、例8のデータは未公開で、3)その他の方式で述べた方法の実例はない。

参考文献

1. 第4研究部会：船体及び推進器の汚損が推進性能に及ぼす影響に関する研究、日本造船研究協会報告、第11号（1956）

2. 第107研究部会：船舶の速度計測および馬力推定法の精度向上に関する研究，日本造船研究協会報告，第142号（1972）
3. 並松正明外3名：肥大船における実船と模型船の伴流分布，日本造船学会論文集，第134号，（昭和48年12月）
4. 高橋豊外7名：実船における船尾流速分布の計測—主として計測法について—西部造船会会報，第42号（1971）
5. 高橋豊外7名：追加資料—実船における船尾流速分布の計測，西部造船会会報，第43号（1972）
6. Schuster, S. and Others.: Meteor-Meßfahrten 1967, Jahrbuch STG, 62 Band, (1968)
7. 並松, 村岡：肥大船型の船尾の流れ, IHI技報, 第14巻, 第1号(昭和49年1月)
8. 第159研究部会：新経済船型開発のための船尾まわりの流場に関する研究，日本造船研究協会 研究資料No.273, P.277～280 (昭和52年3月)
9. 高橋豊：実船まわりの流れの計測，粘性抵抗シンポジウム，昭和48年5月
10. K. Yokoo : Measurement of Full-scale Wake Characteristics and Their Prediction from Model Results —State of the Art, Symposium on high-powerd propulsion of lerge ship (1974)

2.2.3 超音波式

(i) 原理

(1) 概要

本方式による流速計測については、既にSR 107¹⁾ にても調査されており、ドップラー方式が試験使用されている。また、一般原理については造船学会誌²⁾にも紹介されている通りで、原理的には特に新規性のあるものに出現していない。即ち、実用化されている主な原理としては、次の3種である。

- (a) 伝搬速度差法
- (b) ドップラー法
- (c) ビーム偏位法

これらは最近の電子回路技術の急速な進歩によって、より汎用性のある実用的装置として出現して来ており、今回はそれらを利用対象として実船伴流への転用について検討調査を行った。

尚、(c)についてはSR 107でも調査されている様に精度的に問題があるため、利用対象としては(a), (b)の2種を取り扱った。

(2) 基本原理

(a) 伝搬速度差法

超音波が流体中を伝搬する時、流速があると、流速分だけ超音波の伝搬速度が変化する事を利用している。即ち、図2.2.3.1に示す様に2組の送受波器(T_1, R_1), (T_2, R_2)を距離 L を隔てて置き、静止流体中の音速を C 、流速を V とすると、それぞれの送受波器間を超音波が到達する時間 t_1, t_2 は

$$t_1 = L / (C + V) \quad (1)$$

$$t_2 = L / (C - V) \quad (2)$$

従って、 t_1, t_2 を検出する事により流速 V を求める事が出来る。

実際にはこの時間差を検出する方法として更に位相差法、時間差法、シングアラウンド法の3種ある。

位相差法に角周波数を ω とすると、2種の超音波の位相差 $\Delta\phi$ と時間差($t_2 - t_1$)とは次式の関係がある。

$$\Delta\phi = \omega(t_2 - t_1) = -\frac{2\omega L}{C^2} + V \quad (3)$$

従って流速 V は

$$V = \frac{1}{2} C^2 \cdot \Delta \phi / \omega L \quad (4)$$

次に時間差法は、超音波パルスを順逆両方向に同時発射し、それぞれの受波の立上りまでの時間を計測する事で次式により流速Vを求める事が出来る。

$$V = \frac{1}{2} L \left(\frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2} \right) \quad (5)$$

一方、シングアラウンド法ではそれぞれ t_1, t_2 後に受波した超音波パルスを増幅して再び発射をくり返す事で t_1, t_2 の逆数であるシングアラウンド周波数 f_1, f_2 を計測する。従って、流速Vは次式により求まる。

$$V = \frac{1}{2} L (f_1 - f_2) \quad (6)$$

以上3種の方法は伝搬速度差をそれぞれ、位相差、時間差、周波数差の異なった検出量で処理しているだけで計測原理としては同一である。

(b) ドップラー法

図2.2.3.2に示す様に、流速Vの流体と共に流れる微粒子があると、送波の周波数 f_T はドップラー効果により微粒子からの反射波を受波する周波数 f_R は次式で表わされる。

$$f_R = \frac{C - V \cos \theta}{C + V \cos \theta} f_T \quad (7)$$

従って、ドップラーシフト周波数 $\Delta f = f_T - f_R$ を測定すれば流速Vは $V \ll C$ である事を考慮して

$$V = \frac{1}{2} C \Delta f / f_T \cos \theta \quad (8)$$

ドップラーシフト Δf の計測には普通、ゼロクロス法が用いられるが、最近のコンピューター技術の普及により不規則波信号である Δf を周波数分析する方法も考えられている。

また、送信波としては連続波が一般であるが、パルス波を用いて、受信を遅延ゲートを開いて行う方式もある。この場合は遅延時間から計測位置も求める事が出来る。

(3) 種類と特徴

(a) 伝搬速度差法

詳細には(2)で述べた様に3種に分類されるが、いずれも図2.2.3.3に示す様なセンサーを流体中に入れる必要がある。これは3軸分の送受波器を組合せ、流速の3成分を同時計測可能である。

それぞれの主な問題点としては、位相差法は水温による音速の変化の影響を受けるのでその補正が必要であり、また時間差法は微小時間の精密測定技術が必要である事があげられるが、いずれも実用化された装置が出ている。

また、センサーを突出させるため浮遊物により破損する恐れがある事、海水中に気泡等の異物が含まれるとノイズを発生し精度を減じると言った事も問題点としてあげられる。

一般的な機能としては、

流 向 成 分	3成分
流速測定範囲	0 ~ ± 2 m/s
精 度	1% FS
応 答 周 波 数	100 Hz
超 音 波 周 波 数	1 MHz
送 受 波 器 間 隔	100 ~ 200 mm

(b) ドップラー法

この方法によればセンサーを流体中に突出させないで、船体表面に適当に配置する事で計測可能である。

反面、計測点をトラバースさせる装置が複雑となる。

一般的問題点としては、非突出に出来るため浮遊物による破損の危険性が少ない反面、計測には気泡等の微粒子が海水に含まれている必要がある事、キャビテーションノイズ及び固体からの散乱反射波の影響を受けやすい事、測定位置分解能を高めるためには到達距離を下げる事になると言った事があげられる。

現在、実用化の可能な概略機能としては、

流 向 成 分	3 成分
流速測定範囲	0 ~ ±10 m/s
精 度	1 % FS
応 答 周 波 数	10 Hz
超音波周波数	1.5 MHz ~ 11 MHz
測定点水塊径	200 mm ~ 10 mm
到 達 距 離	10 m ~ 0.5 m

(ii) 構 成

(1) 基本構成

基本構成としては超音波送受波器センサー、発振受信信号処理装置、データ解析処理装置及び測定点、トラバーサーより成る。図 2.2.3.4 に突出型の伝搬速度差法と非突出型のドップラー法とを含めた構成のブロック図を示す。いずれの場合も、信号処理装置及びトラバーサーからの電圧出力に変換されたデータを小型コンピューターで実時間処理する方式をとっている。

(2) 解析処理機器

図 2.2.3.4 の構成に示す様に、今回のデータ処理方式としては、既製の信号処理装置より出力される流速の各成分に比例した電圧信号と、トラバーサーより出力される測定位置情報を含む電圧信号を A/D 変換してコンピューターに入力し実時間処理を行う事にしている。

従って出力は実時間で伴流の各成分の分布として得られる。

(3) センサーの配置

突出型(伝搬速度差法)の場合、ピトー管方式と同様の配置をとるが、高価なセンサーの数を最少にする必要があるため、回転アーム式トラバーサーにセットする。図 2.2.3.5 はその概略配置状態を示す。

非突出型(ドップラー法)の場合は図 2.2.3.6 に示す様に、受波器を船尾 3ヶ所に配置し独立した流速の 3 成分を計測する方式となる。この場合、測定点は送受波器の軸の角度をコントロールする事でトラバースされる。

(iii) 実船伴流計測装置

(1) 概 要

超音波式は原理的には実用の可能性が期待出来るが、精度、計測条件の面でなお制約があり全面的な実用化には至っていない。その主な理由としては突出型の場合、

- (a) 測定流速範囲が ±2 m/s と狭い。
- (b) 気泡等の異物の影響を受ける。
- (c) センサーが堅ろうでない。

ドップラー式の非突出型の場合、

- (a) キャビテーションノイズ、固体からの反射波によるノイズの影響を受ける。
- (b) 流体中に気泡等の微粒子が一様に分布している必要がある。

(c) 測定領域（到達距離）はノイズ、水塊分解能の点から制限される。

従って現段階の技術では船体表面に近い低速域又は逆流域と言った限られた領域の測定には適用可能であるが、全面的な適用にはなお改良の余地がある様である。

(2) 実施例と工事、取扱性（工事範囲、問題点）

実施例としては、SR 107¹⁾でのドップラー法がある。これは船尾部に設けたトラスに送受波器を取り付けたもので、突出型であり、速度成分も船速方向の1成分のみであった。本方法は試験的に実施されたものであったが、ドップラー法の弱点である散乱微粒子（気泡）が少ないと測定困難となると言う問題を生じている。

従ってドップラー法の場合、海水条件にかなり制約される事になる。

(3) 各方式の比較と評価

項目	方 式	突 出 型	非 突 出 型
原 理	伝搬速度差法	ドップラー法	
測 定 範 囲	0～±2 m/s	0～±10 m/s	
精 度	1%FS	1%FS	
ト ラ バ ー ス 方 式	回転アーム式	送受波器軸回転式	
測 定 領 域	半径 5 m	到達10m	
水 塊 径	100～200 mm	200 mm	
キャビテーションノイズ	影響小	影響大	
プロペラ等の反射	"	"	
海 水 条 件	要透明	要気泡含有	
耐 浮 遊 物	弱	影響小	
工 事 範 囲	APT & SGF	APT & SGF	
工 事 規 模	中	大	
取 扱 性	やゝ容易	複雑	
評 価	低速流の領域に限られる。 他の領域はピトー管等の 他の方式と併用する必要 がある。	ノイズ、固体の反射の影 響を避ける必要あり、従 って超音波周波数を高め めると、到達距離は小さ くなる。	

参 考 文 献

- 船舶の速度計測および馬力推定法の精度向上に関する研究、第107研究部会報告書、No 109、昭和45年3月
- 田古里哲夫：対水速度計のいろいろ（その2），日本造船学会誌、第504号、昭和46年6月

2.2.4 レーザー式

(i) 原 理

(1) 概 要

計測対象の流場に何らの影響を与えずに流速を測定できるものであり、キャリブレーション不要、信号周波数と速度との間に直線性があること、周囲条件（密度、温度、圧力、測定環境など）の影響を受け難いこと、周波数シフトにより速度の方向測定および高乱流の測定ができるなどの特徴を有する。

原理については、干渉縞方式・参照光方式・2焦点方式の3種類が一般に良く知られており、特に干渉縞方式が最も広く使用されているようである。また、レーザー光のドップラーバースト信号を受信してからの信号処理法にもいくつかの方式があり、それぞれの用途に応じて使い分けられている。

2次元、3次元の速度成分の測定および速度の正負判別などにも各種工夫がこらされている。

(2) 基本原理

(a) 干渉縞方式(フリンジ方式)

流れの場において細く絞ったレーザー光線を交叉させると流速の存在する交叉領域内では干渉縞(図2.2.4.1)が生じる。この部分を、流体中に含まれている微粒子が通過すると光が散乱されて、図2.2.4.2に示すような散乱光の変化(ドップラーバースト信号)が生じる。図2.2.4.2から容易にわかるように散乱光の変化の周波数は粒子の速度に依存しており、これをVとすると

$$V = f_D \cdot \lambda / 2 \sin \frac{\theta}{2}$$

となる。ここに f_D は散乱光の周波数、 θ は2本のレーザー光線の交叉する角度である。従って微粒子が流体中をスリップすることなしに運動すれば、流体の速度が測定できる。

(b) 参照光方式

入射光と流れの中に存在する粒子からのドップラシフトした散乱光を重ね合わせる方式で、ドップラーピート(うなり)信号を得て、その周波数から流速を得る。

図2.2.4.3より次の関係式が導びかれる。

$$f_D = |f_s - f_i| = \frac{c}{\lambda_i} \cdot \frac{|\mathbf{V} \cdot \mathbf{e}_s - \mathbf{V} \cdot \mathbf{e}_i| / c}{1 - (\mathbf{V} \cdot \mathbf{e}_s / c)} = \frac{1}{\lambda_i} \cdot \frac{|\mathbf{V}(\mathbf{e}_s - \mathbf{e}_i)|}{1 - (\mathbf{V} \cdot \mathbf{e}_s / c)}$$

$V \ll c$ より、

$$f_D \approx |\mathbf{V}(\mathbf{e}_s - \mathbf{e}_i)| / \lambda_i = (n / \lambda_0) \cdot |\mathbf{V}(\mathbf{e}_s - \mathbf{e}_i)|$$

上図の如きに入射光と散乱光の2等分線に垂直な方向の速度成分を

$$V_n = V \sin(\sigma + \frac{\theta}{2})$$

とすれば、

$$f_D = |V_n| \cdot (2n / \lambda_0) \sin \frac{\theta}{2}$$

これより、

$$|V_n| = f_D \cdot (\lambda_0 / 2n) \cdot \sin \frac{\theta}{2}$$

によって、n方向の速度成分の絶対値が求まる。¹⁾

ただし、本方式は後方散乱方式をとれないため、実船計測用には適さない。

(c) 2焦点方式

レーザビームを2本に分けて計測点で焦点を結ばせる。2つのビームの間を通過する粒子の散乱光を2つのフォトマルチプライヤーで受信してビーム間を通過する時間を計測する(図2.2.4.4)。信号処理は、多数の粒子からの信号を統計処理する。ただし、本方式はバックグラウンドノイズに大きく影響をうけるので実船計測には適さないと思われる。

(3) 信号処理

(a) トラッカーワイド

トラッカーワイドはフォトマルチプライヤーから出力されるドップラーバースト信号の周波数(速度

に比例している)を自動的に追従して周波数に比例した電圧に変換する装置である。トラッカー信号処理器には、FLL(Frequency Locked Loop)方式とPLL(Phase Locked Loop)方式の2種類があるがFLLについて説明する。

図2.2.4.5のブロック線図に従って原理を簡単に説明すると入力ビート信号 f_i は混合器においてVCO(電圧制御発振器)からの周波数 f_v と混合され両周波数の和および差の周波数に変換される。

つぎに、狭帯域フィルタを通過した信号は周波数弁別器に入る。周波数弁別器は、ミキサーからの信号がこのフィルタの中心周波数からずれている場合、それに比例した直流信号を出す。

この直流信号は、増幅器で増幅されて、積分器で適当な時定数を持たせたのち電圧制御発振器に加えられ f_i と f_v の差が狭帯域フィルタの中心周波数になるようにフィードバックされる。このフィードバックによる制御によって $f_v - f_i = \text{一定}$ となり f_i の変化に f_v が追従するようになる。積分器の出力は f_v に比例し、さらに f_i に比例するので周波数が電圧に変換されたことになる。

トラッカーは連続信号が得られれば理想的であるが、信号がドロップアウトした時は、そのときの値を保持するようになっているので、その保持時間が長いと誤差の原因となる。したがって、散乱粒子の多い場合に適していると言える。また、流速変動の追従性は、狭帯域フィルタの帯域幅を狭めると悪くなり、積分器の時定数によっても変化する。

(b) カウンター方式

カウンタ信号処理器はドップラ・バースト信号を波形整形し、高さの揺った方形波のパルス列にして、周期測定を行い、流速を出力する装置である。図2.2.4.6に従ってその原理を簡単に説明する。ビート信号をフィルタを通して、ペデスタルを除き、さらに波形整形して、そのN個をとてゲート信号に変換する。そのゲートのON, OFFの間に水晶発振器でつくられたクロックパルスの数を計数する。計数された値は時間を表わし、ビート信号の周波数 V_D は

$$V_D = \frac{N f_c}{n}$$

で求められる。ここで f_c はクロック周波数、nはカウンタの読みである。Nとしては通常 $N \geqq 8$ に設定されている。雑音による誤動作をチェックするためにNが5パルスのときと8パルスのときの時間の比を確認して、その差が設定以内であれば正しい信号と看做す方法がとられている。²⁾ カウンタ信号処理器は、急激な流速変動にも追従できて散乱粒子の少ない場合でも計測できる。しかしパルス回路であるので雑音に弱い面がある。

(c) 周波数分析器

入力信号と掃引周期で変化する局部発振を混合して帯域フィルタを通して周波数成分を求め、周波数を基にして表示する。

掃引時間がかかるので瞬時の速度計測に用いることはできない。レーザ・ドップラ流速計に対しては、初期のころよく用いられたが、現在では用いることは少い³⁾。しかし、使い易く周波数幅が大きいので予備的な信号処理器として使用することができる。

(d) 相関計

ドップラ・バースト信号の自己相関を求めることができる。アナログあるいはデジタルで計算することができて、求めた自己相関の周期から平均流速が、その減衰曲線から乱れの強さが分る。

相関計は、処理時間が長ないので変動する流速のリアルタイムの測定はできない。しかし、フォトンコリレータのようにパルス状信号の相関が求められる相関計もあり、微弱なドップラ・バースト信号から平均流速を求める能够性をもっている。

(4) 2次元、3次元の速度成分測定法

(a) 2カラー方式

アルゴンイオンレーザは数種類の波長の光線を発振しているが、その中で強度の大きいのは波長488.0nmと514.5nmの2種類である。この2色の光線を分けて、異なる方向から同一測定点に入射して異なる方向の干渉縞を形成させる。互いに波長が異なるので干渉縞は独立に形成される。粒子からの散乱光は光学的フィルタで分けられて2つのフォトマルチプライヤーで独立にドップラ・バースト信号として受信され、さらに独立に信号処理されて、2方向の速度成分が同時に求められる。

3次元測定の場合は、図2.2.4.7および2.2.4.8に示すように、計測速度範囲の小さい成分を選び、同一波長の光をブレッジ・セルにより周波数をずらせておいて、1つのフォトマルチプライヤーで受信して、電気的に各成分に分離する方法がある。⁴⁾

(b) 変則2次元、3次元

前に述べたとおり、2本のレーザ光線を交叉させたとき生ずる干渉縞は2本の光線を含む平面に垂直であるので光学装置全体を90°回転させて計測すると、同時測定とはならないが、1次元の測定装置で(x, z)の方向の速度成分が求められる。この方法を変則2次元測定方式と称する。(図2.2.4.9)

変則3次元方式とは、変則2次元に、もう1つの異なる方向から、同一測定点を測定する。この場合、1次元の測定装置を2台用意する場合と、1台の1次元測定装置で行う場合を考えられるが、後者は実際に行うとき、装置の移動などで時間がかかり、能率が悪いであろう。しかしコストは前に述べた2カラーによる測定よりも小さいであろう。

(5) 速度の正負判定法

(a) 進行回折格子による方式

図2.2.4.10(a)に示すように、周囲に回折格子のレプリカをはりつけた円板を一定の角速度で回転させ、これに入射光をあてて周波数のずれた2本のビームをとり出す。

この2本の光線を入射光として、測定点に交叉させると、

$$f_D = f_0 + (2V/\lambda) \sin\frac{\theta}{2}$$

で表わすドップラ・バースト信号 f_D が得られる。ここで、 f_0 は回折格子と円板の回転速度で決る常数、 V は流速、 λ はレーザ光線の波長、 θ は光線の交叉角である。

この方式で測定された結果は図2.2.4.10(b)に示されるように、流速とドップラ周波数の関係は f_0 を通る直線で表わされ、 $f_D > f_0$ のとき、 $V > 0$ 、 $f_D < f_0$ のとき $V < 0$ となって速度の正負判別ができる。

(b) 超音波進行波管による方式

レーザ・ドップラ流速計で、流速はドップラ周波数の形で現われるので、そのままでは流れの方向が区別できない。干渉縞方式で考えてみると、図2.2.4.11からわかるように粒子が同じ速度で逆の方向に運動する場合は全く同じドップラ周波数が発生して、その流れの方向は区別できない。

流れの方向を区別する方法の1つとして、超音波進行波管(ブレッジセルと呼ぶ)の応用がある。ブレッジセルは図2.2.4.12に示すように光媒体の中に超音波が進行している時にレーザ光を入射させると、 $\eta = \frac{\lambda}{2A}$ を満足するような角度に超音波の周波数だけずれた回折光が得られる。⁵⁾

このようにして得られた回折光ビームと周波数シフトしていないビームを交叉させる干渉縞はシフトされた周波数に比例した速さで移動するようになる。したがって散乱粒子が静止していてもドップラバースト信号が発生するので、その周波数を中心にして周波数の大小が速度の正負に対応することになる。

(ii) 構成

(1) 基本構成

(a) レーザ装置

量子光学的に光を增幅し、コヒーレント（可干渉）な光を発振する装置で、レーザ・ドップラ流速計の光源である。

実船計測では、計測距離が長く最大10mになるので、レーザ装置の出力の大きなアルゴン・イオンレーザ装置が必要となる。現在、アルゴン・イオンレーザは2Wから40Wまで市販されている。水冷却装置が必要で全消費電力は、4Wの出力の場合およそ13KWである。

(b) 光学装置

光学装置はレーザ・ドップラ流速計の中心をなすものであり、光学装置の調整が計測の成否を決定すると言われている。

標準的な光学装置の概要を図2.2.4.13に示す。レーザ光の進む順序に従って各部分をまとめると表2.2.4.1となる。

(c) 信号処理装置

(2)の光学装置で得られたドップラ・バースト信号の周波数を検出して流速に変換する装置で、2.2.4(j)で述べたトラッカ方式、カウンタ方式、周波数分析器、相関計などがある。選定にあたっては各機器の得失を十分検討する必要がある。

(2) 周辺機器

以上述べた以外に、レーザ・ドップラ流速計を円滑に運用するためには、次のような機器が必要である。

(a) レーザ電源装置

レーザ装置に付属していて、レーザ発振器に電力を送り、制御する。また、冷却用水ポンプの制御を兼ねている場合が多い。

(b) 周波数シフター

プラグセルの超音波トランステューサに高周波(40MHz内外)の電気信号を送る装置である。

(c) P.M.電源装置

フォトマルチプライヤーに高圧(1.5KV内外)を供給する装置で信号処理器の1部として組み込まれている場合もある。

(d) 記録器

信号処理装置のアナログ信号を記録する必要がある場合、用いる記録器、データコーダ、ビジグラフ、ペンオシログラフ等が考えられる。またドップラ・バースト信号のモニタ用として、帯域幅50MHz以上のシンクロスコープが必要である。

(e) コンピュータ

流速の2次元、3次元計測を行う場合は、各次元成分を計算するにコンピュータが必要となる。

また実船計測では、船体条件から人間が直接操作できないので、つぎに述べるトラバース装置の制御をコンピュータを使用して行う必要がある。

(3) トラバース装置

実船においては、船体に大きな窓をつけることは困難であるので、小さな窓1点を中心にして放射状に望む方法すなわち、 r （距離）、 θ （角度）方式が一般的であると考えられる（図2.2.4.14）。 r の変化はズームレンズ、あるいは装置全体を移動する方法が考えられる。また θ の変化は、ミラーによって光の方向を曲げる方法または装置全体を回転する方法が考えられる。実船の場合、計測距離が長く、計測ボリュームの位置を確認する手段が無いので、その r 、 θ の設定には非常な精度が要求されると思われる。

(iii) その他の問題点

(1) パワーと水中到達度

水中の電磁波の減衰特性として、図2.2.4.15に示すようなデータがある⁶⁾。減衰の少ない窓と呼ばれる部分が丁度可視光線の部分にあることは幸いしている。大西洋のジブラルタル付近の、透過率の非常によい海域で測定した例で、表2.2.4.2のような計測例がある⁶⁾。この計測は波長465nmの光で行ったものであるが、それはアルゴンイオンレーザの発振波長にはほぼ等しい。この結果をみると減衰は比較的小さいと考えられるが、近海の海水中には、気泡、微生物、その他小さな固体物を含むので上の表の値より大きいと予想される。海水のモデルをつくり、実験室で試験する必要がある。

現在、アルゴンイオンレーザの出力は市販されている中では、40W程度のものまであるが、光の減衰をパワーで補なうことは適切であるかどうか検討する必要がある。レーザの出力を大きくすることは、装置の大きさ、消費電力、冷却水の増大から急激なコスト増加となる。

(2) 耐振性

レーザ・ドップラ流速計を構成する中で最も衝撃に弱い部分は光学装置である。

光学装置には実際に大きな衝撃は与えることはできない。船体条件の項で推定された程度の定常的振動を加振機等で与えて、光軸のアライメントのくるいなどを調べることが考えられる。

また、レーザ・ドップラ流速計と船体との相対的な変位、特に r 、 θ トラバース方式における θ 方向の変位はわずかな変位でも計測点に大きな誤差を与えることが考えられるのでレーザ・ドップラ流速計の取付方法についても振動を考慮しなければならない。

耐振性を持たせるためには、柔かい取付が必要となり、上に述べたことと矛盾するが、最適な取付方法を見出すように調査する必要がある。

(3) 光ファイバーの応用

近年光通信用に研究開発された光ファイバーはレーザ光線を伝送することができる。したがって、レーザ・ドップラ流速計に応用することが可能である。

光ファイバーが使用できた場合のメリットは、まず光学装置のアライメントが容易になることである。例えば、レーザ装置を光学装置から離れたところへおくことが可能となり、装置が2つに分かれるため、それぞれコンパクトにすることができる。さらにトラバース装置も、光ファイバーが柔軟性をもつために光軸の回転が容易にできるので、装置を簡単にすることができます。

しかし、現在開発されている光ファイバーはレーザ光の位相を揃えて伝送することは未だ1m未満しかできず、またアルゴンイオンレーザ程度のパワー(5W内外)を伝送できる光ファイバーは未だないようである。

現在、光ファイバーをレーザ・ドップラ流速計に応用した例があるが⁷⁾。それは光ファイバーをプローブとして水中に入れた場合であり、我々が目的としている実船計測には応用できない。

光ファイバーについては、さらに進んだ研究開発を待って、応用して行くこととする。

IV 実船伴流計測装置

(1) 概要

実船の伴流計測装置としてレーザー流速計に要求される各種機能および性能等の満足すべき仕様を列挙し、専門メーカー2社に見積りを依頼した。その結果、それぞれ2種の方式が提案された。

(2) 仕様条件

メーカーに提出した仕様条件を下記に示す。

(a) レーザー流速計

a. 後方散乱方式とする。

b. レーザー出力については、2W、5W、10Wの3種それぞれにつき必要電力(冷却装置を含む)、海水

中計測可能距離範囲、価格、その他一覧表を添えるものとする。

- c. 1 カラー（変則 2 次元）および 2 カラー（変則 3 次元）の 2 種につきそれぞれ見積りのこと。
- d. 流速計測範囲は $-0.5 \sim 20 \text{ m/sec}$ とする。
- e. 変動流速の計測範囲は $\pm 100\% \text{ mean value}$ とする。
- f. 変動流速の周波数上限は、100 Hz とする。
- g. 測定ボリュームについては特に定めない。しかし距離によってボリュームが変化する量を明示する。

(b) 信号処理システム

- a. トラッカー、カウンター、トランジメント・レコーダおよびその他の方式の可能性について論じ、本目的に適切なものを提案する。
- b. マイコンまたはミニコンにより計測位置および流速成分の表示まで一連のリアルタイム解析装置を付加する。ただし流速成分の表示等は、入力した原点に関して直交座標系および極座標系の 2 種につき行なうものとする。ハードコピーも含む。
- c. 大きな気泡からの信号を受けたとき等につき有効データかどうかの判断回路・表示を設ける。

(c) 光学系およびトラバース装置

- a. 光学系およびトラバース装置は一体型とし、次の寸法内に納める。

長さ 600 mm × 幅 2,000 mm × 高さ 2,000 mm

ただし、長さ 600 mm の範囲は観測窓部の幅 600 mm まで、それ以外では、1,400

長さ 400 mm × 幅 1,400 mm × 高さ 2,000 mm

とする。

- b. 観測窓の口径は 300 mm ϕ (有効部) とする。

- c. ズームレンズを含む光学系の最大焦点距離は 10 m とする。最小焦点距離は 0.5 m, 1.0 m および 1.5 m のそれぞれにつき比較見積りする。

- d. 電動ズーム等を使用し、トラバース装置の作動はすべてリモートとし、かつ、焦点位置の表示を (b) b. に準じて行なう。

- e. 観測窓部のスペースが小さいため、ここには光学系の最終段のみを設置すべく、glass fiber 等の利用を積極的に試みる。

(d) 海水条件

- a. 透明度については実船プロペラ・キャビテーションの写真を参照のこと。
- b. 粒子分布については、Weitendorf et. al の論文を参照のこと。

(e) 船体条件

- a. 船体振動については、図 2.2.4.17 参照のこと。必要に応じて防振装置を用意すること。ただし、後進時等の 1,000 gal (非作動) にも耐えること。

- b. 図 2.2.4.16 に設置スペース (観測窓部) の典型例を示す。

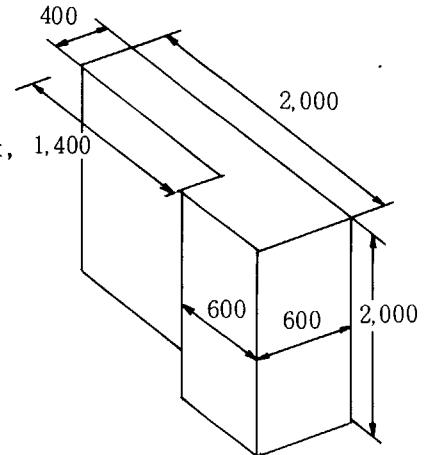
- c. 観測窓部とは別にそこから約 50 m (コード長として) 位置に計測室を設け、トラバース装置のコントロールおよびデータ解析処理を行なう。

- d. 船内発電機は普通、60 Hz, 220 V, 100 KW 以上あり。これまでの例では計測機器を使用する際 AVR, 定電圧装置を使用している。ただしベンチテスト用に 50 Hz でも使用可とする。

(f) その他

計測に際しレーザー流速計の operator を常時乗船させる。期間は、調整・撤去を含め 2 週間とする。

資料-1. LDV 実船計測に関する Kux の論文 (文献 8)



資料-2. Free Air Contentに関するWeitendorfの論文〔文献9〕

資料-3. トラバース範囲図 [図2.2.4.14参照]

資料-4. LDV設置スペース図 [図2.2.4.16参照]

資料-5. 船体振動の許容限界図 [図2.2.4.17参照]

(3) 見積仕様

前項(2)の仕様条件を必ずしも満してはいないが、2つのメーカーより2通りの方式が提案された。これらは既存の光学系、計測処理器および小型電算機とを組合せたもので、いずれも後方散乱方式である。上記2種の装置の相違点は、光学系に大型のズームレンズ1個使用する場合と、中型のズームレンズを2個使用して送光用と受光用に使い分ける場合である。前者は光学系を吊り下げ装置によって船尾船底へ降す方式をとっていることから「本体吊り下げ後方散乱方式」、後者は本体を船底に固定し、かつ散乱光を斜め後方の受光レンズで探るため「全体固定斜め後方散乱方式」と称することとした。

(a) 本体吊り下げ後方散乱方式

(特徴)

出力4Wのアルゴン・イオン・レーザを用いた2チャンネルのデュアル・ビーム・モード・レーザ流速計で、アルゴン・イオン・レーザの4880Å(青色)と5145Å(緑色)の発振波長を各チャンネルに対応させている。既存の光学系のはかに収束レンズとして口径300mmのズームレンズを採用し、ミラーシステムと共に船尾のプロペラ近傍の測定点位置をトラバースすることができる。また、測定点までの距離が長いことに起因するSN比の劣化と信号の弱化を補完するため、ビーム・エキスパンダの採用とフォトンコリレーション・システムの採用によって対処している。さらに、周波数シフタの採用により逆転流の判定も行なう。

光学系は平面式ベースに設置され、本体形状を薄くし、また、各光学素子はユニット・ハウジングに固定されており、各ユニットをはめ合わせて連絡し、光学系の一体化をはかっている。

(構造)

吊り下げ装置を、例えば船尾のSteering Gear Flatの天井に取り付け、Aft Peak Tankを貫いた仮設のホールを介して光学系を船底の測定窓近くまで、エレベータ様に吊り降す。測定時には、光学系を隔壁等に固定する。

装置の校正および調整を行なう場合、または保管の際には光学系を校正用フロア(図2.2.4.18)に置くことができる。

光学系のシステムブロック図を図2.2.4.19に示す。これを収納する本体の寸法は、2,500mm×1,000mm×350mmである。

ミラーシステムは、ズームレンズ・システム以降の光路を調節し、船底に用意された直径300mmの窓を通して船外の測定点にフリンジ(干渉縞)を形成するためのユニットである。その構成は口径約300mmの2枚のミラーの組合せである。また、測定点を扇形にトラバースする必要があるので、ミラーに2軸の角度調整機構を持たせ、ステップモータにより駆動する。

ズーム・レンズ・システムは、レンズの移動をステップモータにより行なって測定点位置を水中で3m～8mの間で可変とする。ズームレンズ・システムの長さは約1mである。

周波数シフトセンサは、ダブルブレッゲセル・モジュール、駆動電源および増幅器から成っており、レーザ流速計における速度と周波数の関係を直線的にシフトし、流れの方向が逆転する場合でも測定可能としている。

本方式の光学系の構成は次のとおりである。

送光部	アルゴン・イオン・レーザ	4W	1セット
	リターダ		2
	ビームスプリッタ		2
	ダブルブレーキングセル, 電源, ミキサ		各2
	ビーム・ディスプレーサ		1
	ビーム・エクスパンダ		1
	ビーム・トランスレータ		2
	カラースプリッタ		1
受光部	バックスキャッタ・モジュール		2
	フォトマルチプライヤ・アセンブリ		2

本方式の信号処理系の構成は次のとおりである。

コリレータ	2セット
ディスクリネータ	2
コンピュータ 48 KB	1
フロッピーディスク	
ビデオ表示装置	か
測定点位置決定用インターフェイス	1

(解析処理)

レーザー流速計が受けた散乱光を電気信号に変換してドップラー信号を出力するフォトマルチプライヤまでの信号処理システムは、従来の方式と共通である。この出力をフォトンコリレータによって相関分析し、内蔵のマイクロプロセッサによる離散フーリエ変換から流速変動のスペクトラムを得ることができる。ここに提案された装置の分析周波数レンジは、0.01HZから50MHZである。またデジタル出力も用意されており、X-Yプロッタやコンピュータへデータを転送することができる(図2.2.4.20)。

(工事範囲、取扱性、実績、問題点)

図2.2.4.18に示すように本方式を船体に設置する場合、船尾のSteering Gear Flatに本体格納部、校正装置および吊り下げ装置を設け、さらに、Aft Peak Tankを上下に貫ぬき船底まで達するホールを作ることになる。従って工事範囲はS.G.F. および A.P.T. であり、その規模は比較的大きいといえよう。

本方式の取扱性については、本体の校正や調整をS.G.F.上の校正フロアで行なえる利点があり、また、ここに格納することができるため、特に強い振動衝撃が予想される場合、事前に対処できる。また比較的大口径のズームレンズを1個使用する後方散乱方式であるため、測定点にフリンジを作ることで受光のための焦点も合うので、ズームレンズの操作は1度で済む。さらに、フォトンコリレータの使用によって遠距離の測定点からの微弱な信号に対する検出が可能であり、また、不要なノイズを除去することも容易である。

本方式の実績については、BSRAによる実船伴流計測の計画に応用されたようであるが、その成果については不明である。

問題点としては、船体工事が大掛かりであること、装置が大きいこと、流速変動のリアルタイム信号が取り出せないこと等である。

(b) 全体固定斜め後方散乱方式

(特徴)

出力5Wのアルゴン・イオン・レーザーを用いた1チャンネル(1カラー、変則2次元)のレーザー流

速計である。

光学系には既存のもののはかに口径 200 mm のズーム・レンズ 2 個を採用し、1 つを送光用、他を受光用に分けて使用している。測定点位置をトラバースするには、ズーム・レンズの調整と 2 個のミラーの移動および回転により行なう。2 個のズーム・レンズと 2 個のミラーの駆動は、コンピュータによって制御される。また、信号処理にカウンタープロセッサを用い、デジタル化されたカウント信号をインターフェースを介して上記と同じコンピュータによって処理する方式をとる。逆転流の計測も a) と同様に可能である。

光学系全体は 1 個のマウンティング・フレーム・サポートに取付けられ、これは直接船尾船底に横にして固定される。

(構造)

図 2.2.4.21 に示すように、マウンティング・フレーム・サポートの長辺方向に 2 個のズーム・レンズを平行に配置する。送光用レンズから出たビームは送光用ミラーによって、フレーム・サポートの短辺方向に反射され、船底窓を通過して船外へ送られる。フリングから散乱光は、普通の後方散乱方式では送光した同じ光学系によって受光されるわけではあるが、本方式では、別に設けられた受光用ミラーとズームレンズによる。これらの組合せによって測定点がトラバースされるため、船底に設けるべき測定用の窓の形状は長方形となる。光学系本体および窓の寸法は下記のとおりである。

光学系本体 : 2,000 mm × 600 mm × 300 mm

窓(強化ガラス) : 1,000 mm × 200 mm × 30 mm (t : 厚さ)

水中における計測可能距離は、2 m ~ 10 m の範囲である。

光学系の構成は次のとおりである。

送光部 :	アルゴン・イオン・レーザ	5 W	1 セット
	リターダ		1
	ビーム・スプリッタ		2
	ブレグセル・セクション		1
	ビーム・ウェストアジャスタ		1
	ビーム・トランスレータ		1
	ダミーピンホール・セクション		1
受光部 :	バックスキャッタ・セクション		1
	フォトマルチプライヤアセンブリ		1
	ビームエクスパンダ		1
	干渉フィルタ		1

信号処理系の構成は次のとおりである。

カウンタープロセッサ	1
バッファーアンターフェイス	1
コンピュータ 64 KW	1 セット
フロッピーディスク (2 MB)	
X-Y プロッタほか	

(解析処理)

カウンタープロセッサから出力されるドップラー周波数とデータの時間間隔をバッファインターフェイスにストアし、コンピュータで処理する (図 2.2.4.22)。

フリングを通過する微粒子からのドップラーバースト信号は、ランダムな位置と時間に得られる。従っ

て、信号間の時間間隔が重要な意味をもち、バッファインターフェイスは、この時間情報をも得ることによって流速変動のリアルタイムな記録を採取することができ、これによってその統計処理の精度も保たれている。

バッファインターフェイスからコンピュータへ送られた信号は、計測の目的に応じたプログラムによって処理される。コンピュータ・システムは、フロッピーディスクが用意されており、プログラムや測定データ・処理データの蓄積に用いられる。

(工事範囲、取扱性、実績、問題点)

光学系本体を収納したマウンティング・フレーム・サポートは、比較的コンパクトであり、船尾船底に固定して使用することから、工事範囲は、Aft Peak Tank 内の 1 部に水密区画を設けることによって限定することができる。ただし、本体を分解して搬入することは不可能であるため、かなりの重量と大きさのものを運び込む方法を工夫しなければならない。例えば、新造船の場合であれば外板の 1 部を予め空けておいて、外部から本体を搬入して外板でふたをするか、または Steering Gear Flat の床に充分な大きさのホールを設け、設置場所まで運び込むことのできるルートを作つておくなどである。計測終了後の撤去についても同様な問題がある。

本方式の取扱性については、光学系本体が比較的コンパクトにまとめられているので余分なスペースをとらず、また装置全体の剛性を高めるのに有利である。(a)のような後方散乱方式では、測定点が 10m 遠方になると、口径 300mm のレンズ使用の場合、フリンジの長さが 10cm にも及び、ここに流入する数多くの微細な粒子からのノイズの方が個々の大きな粒子の信号よりも大きくなつて SN 比を悪化させる。ここに提案された斜め後方散乱方式では受光レンズの焦点がフリンジに対して斜めに通るため、ノイズを少くすることができる利点がある。

本装置を実際に使用した例は無い。ただし、実験室規模の斜め後方散乱方式の例が(1)の(4)図 2.2.4.7 に紹介されており、曳航水槽における模型船の伴流計測に使用されている。

問題点としては、本体を船底に設置した後の調整が困難なこと、防振装置を装備しているが、厳しい振動に対する防護処置を予め施すことができないこと、また、比較的小さな口径のズーム・レンズ 2 個の焦点を 10m 遠方の 1 つの測定点に一致させ、かつトラバースさせることができないことが確認されておらず、さらに船体振動下でこれらが確実に作動して目的を達成できるかどうかは全くの未知数であること等である。

コストに関しては(a) 及び(b) 方式とも大略下記のとおりである。

レーザー式流速計、トラバーサー	35,000,000 円
計測処理装置	25,000,000 円
その他の調査等	5,000,000 円
合 計	65,000,000 円

(4) 実績との比較対照

(a) 全体回転後方散乱方式¹⁰⁾

(特徴)

出力 4 W のアルゴン・イオン・レーザーを用いた 2 チャンネル (2 カラー) のレーザー流速計である。既存の光学系および口径 300mm のズーム・レンズを採用し、図 2.2.4.23 に示すように光学系本体を回転させることによって測定点位置を変える。すなわち、ズームレンズで距離を、一方、装置全体を回転させて角度を調整してトラバースを行なう。トラバース範囲は最大 3 m、水の状態によっては 7 m および 視野にして 15° までである。

(構造)

詳細については明らかでないが、文献⁸⁾の紹介によると図 2.2.4.24 のようにマウンティング・フレーム

上に、レーザーチューブ、ズームレンズを含む全光学系が固定されている。また、光学系の1部を回転させて変則3次元の流速成分の計測も可能のようである。窓は直径300mmである。

(解析処理)

カウンター方式を採用しており、コンピュータによる即時解析も行なえるようになっている。

(実績)

Kuxらによって実船境界層の計測に初めて使用され、次に小型船(Survey ship)およびコンテナ船(Sydney Express)の実船伴流計測に使用され、良好な結果を得ているようである。

ただし、前者では吃水が浅く、気泡混入が激しいため、これが障害となって、3mまでしか計測できなかった。測定点位置は図2.2.4.23に示すとおりであり、プロペラ面の前方15~17cmである。後者についても、流速の2成分まで計測するが、もし3成分を計測することになれば、7mもの遠いところでしかも海水中で焦点を同じ個所に結ばせることは非常に難かしいとのことである。

前者の経験からKuxは計測誤差の原因として次の事項を挙げている。

- ・エンジンからの排水などの熱影響によって、ビームが曲がるのでcrossingが外れる。
- ・海水中の粒子は大部分が気泡であり、散乱光は強いが数が多く過ぎてもいけない。
- ・船体振動に対しては、integrated set upを使用すれば害はない。
- ・船体動揺によるもの等が考えられる。

なお、本装置の電源は下記のとおりである。

220V 3φ, 35A ; 約15KW

(工事範囲、取扱性、問題点)

工事は、Aft Peak Tank内に水密区間を設ける範囲のものであるが、その内部は実験室並みの広さを有し、レーザー流速計の調整や計測、解析も行なえる設備をもたせている。従って、工事の規模はやや大きいと思われる。

取扱性については、本体が実船用として、プロトタイプ的な意味をもつように思われ、実験室並みの環境化では良好な性能を発揮するであろう。

問題点としては、従って実船装備の場合、航行中に環境条件が変化するため、trial & error的に長期の計測期間を必要とすること。また、本装置のトラバース範囲、特に視野が小さいこと、工事の規模がやや大きいこと等が挙げられよう。

(b) 各方式の比較と評価

項目	方式	本体吊り下げ後方散乱方式	全体固定斜め後方散乱方式	全体回転後方散乱方式
型式	Direct backscatter	Oblique (Coaxial) backscatter	Direct backscatter	
光学系	300mmφズーム×1	200mmφズーム×2	300mmφズーム×1	
出力	4W	5W	4W	
信号処理	フォトンコリレータ	カウンター	カウンター	
コンピュータ	SYSTEM 3531 (45KB)	PDP-LSI 11/23 (64KW)	Hewlett Packerd 21MXE	
トラバース方式	吊り下げ、ズーム、鏡	2軸、ズーム、鏡	傾斜、ズーム	
計測(ズーミング)範囲	3~8m	2~10m	~3m(水の状態によつては7m), 視野15°	
工事範囲	S.G.F. ~ A.P.T.	A.P.T.	A.P.T.	

項目	方式	本体吊り下げ後方散乱方式	全休間定斜め後方散乱方式	全体回転後方散乱方式
工事の規模	吊り下げ装置設置及びS.G.F.とA.P.T.を上下に貫通するホールの設置	A.P.T.内に本体固定及びアクセス用ホール設置	A.P.T.内にやゝ大きな計測室を設置	
計測用窓寸法	300 mm ϕ	1,000 mm \times 200 mm \times 30 mm t	300 mm ϕ	
実施例	不明 (BSRA)	無	2隻 (Ifs)	
計測精度	0.1 %	0.1 %	0.1 %	
トランバース精度	1 mm \sim 10 mm	\pm 5 mm	不明	
コスス	64,541,000 ←	60,790,000 ←	不明	
振動対策	S.G.F.に格納して対処	耐振装置	耐振装置	
取扱性	校正・調整に便利	コンパクト	実験室なみの環境を要す	
評価	実船計測に適する。 ただし、工事が大がかりなこと、装置が大きいこと、乱流変動のリアルタイム信号を取り出せないという点の考慮を要す。	実船計測に適する。 ただし、2個のズームの焦点を船体振動下でも一致させることができるとかどうか技術的に未知なところあり。	実船計測に適する。 ただし、本装置は長期の航海中にtrial & error的に計測するプロトタイプ的なものと思われる。	

参考文献 (2.2.4 レーザー式)

1. 内田茂男外, レーザー流速による施回流の測定
日本航空宇宙学会誌, 第25巻, 第286号, 昭和52年
2. 中島 建 信号の性質とその処理, LDVの基礎と応用, 流れの計測懇談会編
日刊工業新聞社, 昭和55年
3. 朝倉利光 レーザ・ドップラ速度計の原理と応用, レーザ・ドップラ技術とその応用, 精機学会主催シンポジウム, 昭和55年
4. J. Laudan, Measurement of the Wake of a Model in a Towing Tank with a Laser Doppler Anemometer with and without Driving Propeller, Lecture at the Meeting of the Branch Committee Schiffsvibrationen der STG on 21st November 1979
5. 五味光男外, レーザ・ドップラ流速計データ処理方法の研究
航空宇宙技術研究所報告 521号, 昭和53年
6. 稲葉文男外, レーザーハンドブック 朝倉書店, 昭和48年
7. 西原 浩外, 光ファイバー・レーザーシステムによる自流速度計測レーザー研究,
第8巻, 第2号, 昭和55年
8. Kux, J., Application of Laser-Velocimeter to Ship Flow-Field Measurements, International Symp. on Ship Viscous Resistance, SSPA, Göteborg, 1978
9. Weitendorf, E. A. & Keller, A. P., A Determination of the Free Air Content and Velocity in Front of the "SYDNEY EXPRESS" — Propeller in Connection With Pressure Fluctuation Measurements, 12th Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington D.C. June 1978
10. Kux, J.: Lasermessungen auf dem Schiff Schiffsbautechnische Gesellschaft, Berlin, Nov. 1980

2.2.5 その他

(i) センサー式

(1) 種類と特徴

センサー式としては、ピトー管式、超音波式以外の方法としては、翼車式、熱フィルム式、電磁式、抵抗式及び振動式が考えられる。翼車式は、その原理がSimpleで信号変換の過程で誤差が混入する可能性は小さいが、機械的な可動部分を有するので堅固さに欠ける。熱フィルム式は、センサーとしての強度・安定性・取扱性に問題があるが、船尾流場の乱流構造を調査することができる。電磁式・抵抗式は構造を堅固にすることができると共に、ある程度変動流速も計測できるが、信号変換・增幅部をセンサーの極く近くに配置しないと誤差混入の恐れがある。振動式は、定常流のときは問題ないとしても、船尾流場のような非定常流では、流速変動とカルマン渦による抵抗変化の弁別に困難が生ずる可能性がある。

(2) 実船伴流計測装置としての適合性

これらのセンサー式は、いづれもピトー管式と同様、突出型構造物を必要とする。また、実際上、流速の3次元成分を計測することはできない。従って、突出型としては、ピトー管式に比べて特に優れているところもない。また、流速変動計測が必要なときでも、実船伴流計測においては圧力変換器組込み型の大きなピトー管を使用することができるので、圧力型の方が優れていると考えられる。

(ii) 可視標識法

(1) 種類と特徴

可視標識法には各種方式がある¹⁾が、実船伴流計測法に採用できる可能性があると考えられる方法は以下のとおりである。

(イ) 注入流脈法	色素流脈法
(ロ) 注入流跡法	発 ^光 光粒子法 空気法、油滴法
(ハ) 懸濁法	空気法、アルミ粉法
(ニ) タイム・ライン法	色素線法
(ホ) 電解微粒子発生法	

いづれにしても、何らかの方法で計測したい領域にトレーサーを注入又は発生させ、それをストロボ照明等で写真撮影ないしTV撮影し、その画像から一定時間毎のトレーサーの位置変化を読み取ることによって流速を求めようとするものである。この方法は、平均的な流速しか計測できないが、2台のカメラのステレオ撮影によって3次元計測が可能である。

(2) 解析処理機器の構成

画像上の座標読み取り及びそのステレオ解析については、データ数が少ないとManualでも可能であろうが、能率を考えると、やはり専用機や電算機プログラムが必要であろう。写真撮影及びTV撮影のときの解析処理機器の構成例を図2.2.5.1に示すが、いづれもかなり高価なものとなろう。

(3) 実船伴流計測装置としての適合性

上記(イ)～(ホ)のうち、(ロ)注入流跡法——発^光光粒子法以外は、ピトー管式等の場合程大がかりではないが、計測点付近にトレーサーを注入又は発生させるための装置が必要であり、非突出型としてのメリットは余りなくなってしまう。プロペラ前方より発^光光粒子を投入する方法は、かなり多量の粒子を供給しなければ撮影のタイミングが難しいことが考えられるが、(a)方法がSimpleなこと、(b)非突出型なので2つの窓をあければよいこと、(c)トラバースの必要がないこと、(e)撮影技術は既存の技術として利用できること等のメリットがある。

参考文献

1. 浅沼強編；流れの可視化ハンドブック，朝倉書店（1977）

2.2.6 実船伴流計測装置調査一覧表

	区分	5孔ピトー管	超	
			突	
			時間差式	シングアラウンド式
原理	受感部	5個の圧力計測孔	超音波振動子	同左
	媒体体	水、空気	水	"
	検出量	圧力	超音波パルス	"
	変換器	マノメーター(電気式)圧力変換器	タイマー	カウンター
	変換量	長さ、電圧(流)	時間(t_1, t_2)	シングアラウンド周波数(f_1, f_2)
	変換量と速度の関係	検定曲線	$V = \frac{1}{2} L (\frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2})$	$V = \frac{1}{2} L (f_1 - f_2)$
解析処理	精度(単体)	0.1~1%	1% FS	同左
	方程式	検定値使用	AD変換による実時間処理	同左
	電算機容量	36 KB以下	64 KB	"
	助記憶容量	不要	2 MB, 8" FD	"
性能	即時性	有	有	"
	低速・零流速	不可	可	同左
	逆流	"	"	"
	乱流成分	"	不可	"
	2次元成分	可	可	"
	3次元成分	可	"	"
トライバーサ	総合精度	1%	1% FS	"
	方程式	固定式、回転腕式、その他	回転アーム式	同左
	設置場所	船外 同左 同左	プロペラ前方	"
	寸法・重量	— — —	$\ell = 5\text{m}$, 約100 Kg	"
	計測用窓の寸法	— — —	良	"
	耐振性	有 大体有 不明	半径5mの半円	"
トライバーサ	トラバース範囲	—	5m	"
	プロペラまでの最接近距離	0.2 m以上	—	"
	位置検出精度	1mm 10mm 不明	100~200mm	"
	付帯設備	解析、圧力変換器用	AC 100V, 1 KW	同左
工事	必要電源	—	不要	同左
	冷却却水装置	—	"	
	設置位置	船外	APT 及び SGF	
	取撤去付	やゝ難	工事量中	
取扱性	設置位置	手直しが必要	同左	
	操作(計測時間)	容易(30秒~1分/1点)	やゝ容易(30S~1M/点)	
	検定・保守(就航時検定)	"(不要)	要(不要)	同左
	浮遊物からまり等	有	危険性大	
実績	隻数(実船のみ)	約8隻	無	
	日報書価	有	同左	
	評価	80%は成功か?		
	問題点	寸法大、船外取付 安価 大きな浮遊物は不可 船外から船内に配管、配線 プロペラへの流れにやゝ影響あり	高速域には不適(2m/s以下) トラバーサー関係が大がかり 気泡、異物が少ない事 船外から船内に配管、配線 浮遊物による破損有り	同左
コスト		1,000~2,000万円	25,000,000-	同左
総合評価		適/不適は目的次第、 起振力同時計測には不適か?	低速域のみ適	同左

音 波		レ ザ ー	
出 位 相 差 式	型 ド ッ プ ラ 一 式	非 突 出 型 ド ッ プ ラ 一 式	干 涉 編 方 式 本体吊り下げ後方散乱方式
同 左	同 左	同 左	光電変換器
"	"	"	レーザー光, 微小粒子
連続超音波	"	連続超音波又はパルス	光量
位相検波	カウンター	同 左	
位相差 ($\Delta\phi$)	ドップラー周波数 (Δf)	"	ドップラー周波数 (f_d)
$V = \frac{1}{2} C^2 \Delta\phi / \omega L$	$V = \frac{1}{2} C \Delta f / f_T \cos \theta$	"	$v = f_d \cdot \lambda / 2 \sin \frac{\theta}{2}$
同 左	同 左	"	0.1 %
同 左	同 左	同 左	フォトンコリレータ
"	"	"	45 KB (SYSTEM 3531)
"	"	"	4.8 MB (フロッピーディスク)
"	"	"	有
同 左	同 左	同 左	可
"	"	"	"
"	"	"	スペクトルとして可
"	"	"	可
"	"	"	(")
"	"	"	1 %
同 左	同 左	送受波器軸回転式	吊り下げ, ズーム, 鏡
"	"	同 左	A.P.T. (格納・S.G.F.)
"	"	約50 Kg	2,500 mm × 1,000 × 350 約 250 Kg
"	"	不明	300 mm φ
"	"	"	不明
"	"	プロペラ直前	2.6 ~ 7.5 m
"	10mm	200 mm	無制限
			1 mm ~ 10 mm
同 左	同 左	同 左	220 V, 3 φ, 40 A
			真水, 循環式
			格納式ゆえ特に無し
同 左	同 左	同 左 工事量 大	A.P.T. (計測), S.G.F. (格納) やゝ難, 工事量大
		同 左 "	"
			有(目立たない)
同 左	同 左	複 雜 同 左 危険性 少	やゝ容易 (30秒~1分/1点) 容易(不要) 無
同 左	1隻 (SR107 固着型) 1971 SR107 略成功 (1成分)	無	無
同 左	キャビテーションノイズ, プロペラからの反射によるノイズの影響を受ける 同 左 気泡等の微粒子の含有が必要 同 左 多成分用のセンサーの寸法が大	同 左 トラバーサーの精度が悪い 同 左 " 測定水塊径が大となる	寸法大 大がかり 透明度の高い海域 スペースに余裕が必要
同 左	同 左	50,000,000以上	64,541,000 -
同 左	1成分用としては適	不 適	適, ただし工事が大掛り, 亂流のリアルタイムな変動はとれず

	区分		レーザー		参照光方式	
	種類		干涉縞方式			
			全体固定斜め後方散乱方式	全体回転後方散乱方式		
原理	受感部	光電変換器	同左	同左		
	媒体体	レーザー光、微小粒子	"	"		
	検出量	光量	"	"		
	変換器	ドップラー周波数 (f_d)	同左	同左		
	変換量	$v = f_d \cdot \lambda / 2 \sin \frac{\theta}{2}$	"	"		
	変換量と速度の関係精度(单体)	0.1%	"	"		
解析処理	方程式	カウンター・プロッサ	同左	同左		
	電算機容量	64 kw (PDP-LSI 11/23)	? (Hewlett Packerd 21MXB)	"		
	補助記憶容量	4.8 MB (フロッピーディスク)	?	"		
性能	即時性	有	同左	"		
	低速・零流速	可	同左	同左		
	逆流	"	"	"		
	乱流成分	可	"	"		
	2次元成分	"	"	"		
	3次元成分	(")	(")	"		
トライバーサ	総合精度	1%	同左	"		
	方程式	共軸、ズーム、鏡	傾斜、ズーム	実船への適用不可		
付帯設備	設置場所	A.P.T.	A.P.T.			
	寸法・重量	2,000mm × 600 × 300 約200kg	かなり大きい			
	計測用窓の寸法	1,000mm × 200 × 30t	300mmφ			
	耐振性	不明	良			
	トラバース範囲	2~10m	~3 m (視野15°)			
	プロペラまでの最接近距離	無制限	同左			
工事	位置検出精度	±5mm	?			
	必要電源	220V, 3φ, 40A	同左			
冷防振装置	冷却水	真水、循環式	"			
	防振装置	有	"			
取扱性	設置部位	A.P.T.	A.P.T.			
	取付	工事量や少	工事量や中			
	撤去	"	"			
実績	撤去跡	有(目立たない)	同左			
	操作時間(計測時間)	容易(30秒~1分/1点)	同左			
	検定・保守(就航時検定)	"(不要)	"			
問題点	浮遊物からまり等	無	"			
	隻数(実船のみ)	無	2隻(1fs)			
	期間告書		1979, 1980			
	報評価		無			
コスト	本体	2個のズームレンズが同一焦点を結ぶようにトラバース装置の剛性増を要す。	実験室並みの環境要す			
	周辺機器	透明度の高い海域	大がかり			
	海水条件		同左			
総合評価	船舶条件		スペースに余裕が必要			
		60,790,000-	?			
		適, ただし, 2個のズームレンズ焦点を一致させられるか検討要す。	適, ただし, 長期間の試験航海を要す。	不適		

	翼車式	熱フィルム式	電磁式
2焦点方式			
光電変換器 レーザー光、微小粒子 光量 時間(t) $v = 2\text{焦点の距離}/t$ 1%	翼車 — 回転数(N) 各種あり " $\infty A - B$ 0.1%	熱フィルム 熱伝達 電圧 or 電流 電圧 or 電流 $\infty \sqrt{A + B/v}$ 不良	電圧 電圧 ∞v 0.1 Knots
時間一次高値変換 有	カウンター — —		
可 " 不可 " " 良	0.2 m/sec 不可 不可 不可 不可 良	可 不可 可 不可 不可 悪	良 可 可 不可 不可 良
実船への適用不可	アーム回転式 プロペラ位置 max. 半径 1m, 重量不詳 なし 有 360° — 不明(良好?)		
実船への適用不可	AC 100 V 不要 不要		
	突出型構造物 計測位置 やや難, 工事量大 やや難, 工事量大 あり	突出型構造物 計測位置 やや難, 工事量大 やや難, 工事量大 あり	突出型構造物 計測位置 やや難, 工事量大 やや難, 工事量大 あり
	容易(30秒~1分/1点) 容易・要注意(不要) 発見・除去困難	やや難(同左) やや難(不可能) 発見・除去困難	容易(同左) 容易(不要) 発見除去困難
	1 1953. 7 SSPA Rep. №27 余りよくない。		
	軸有 系り 経時 変化	特になし, 有り 特になし, 特になし, 浮遊物の少な 特になし, いこと 特になし,	弱い 安定性に問題 汚れに弱い
	余り高価とは考えられない。		
	現在では不適, 機械的な可動部 あり堅固さに欠ける。	不適, 強度, 安定性, 取扱性に 問題あり。	不適, 信号変換・増幅部をセン サーの極く近くに置く要あり,

	区分	抵抗式	振動式	可視標識式
	種類			写真方式
原 理	受感部 媒検出量 変換器 変換量 変換量と速度の関係 精度(单体)	物体 抵抗 歪ゲージ 電圧 $\propto v^2$ 1%位か	物体 振動数 力の変動 $\propto v$ 1%	フィルム, 乾板 白色光 トレーサーの位置変化 $\propto v$ 1%
解 析 処理	方程式 電算機容量 補助記憶容量 即時性			ステレオ解析 小小無
性 能	低速・零流速 逆流成分 乱流成分 2次元成分 3次元成分 総合精度	悪可可不可不可 悪	悪不可不可不可不可 悪	悪不可不可可可 やや悪
ト ラ バ ー ス	方程式 設置場所 寸法重量 計測用窓の寸法 耐振性 トライバース範囲 プロペラまでの最接近距離 位置検出精度			
付 帯 設 備	必要電源 冷却装置 防振装			ストロボ
工 事	設置位置 取り付け 撤去 撤去跡	計測位置 やや難, 工事量大 やや難, 工事量大 あり	計測位置 やや難, 工事量大 やや難, 工事量大 有	窓あけ工事 A.P.T. 工事量小 工事量小 有(小)
取扱性	操作(計測時間) 検定・保守(就航時検定) 浮遊物からまり等	容易(30秒~1分/1点) 容易(不要) 発見・除去困難	容易(同左) 容易(同左) 発見・除去困難	容易(不明) 容易(不要) 無
実績	隻数(実船のみ) 定期報告書 評価			
問 題 点	本周海船 週海水体 双边機体 条件件			人工的トレーサー必要
コ 料				30,000,000円 ~40,000,000円
総合評価		不適, 信号変換・増幅部をセンサーの極く近くに置く要あり。	不適, 流速変動とカルマン渦の弁別が困難。	非突出型ゆえ将来性あり, ただし人工トレーサーを測定部へ流すことが困難。

2.3 海水条件及び船体条件の調査

実船伴流計測法の調査にあたり、特にレーザー式に関連し、海水条件（海域別透明度、粒子密度等）および船体条件（船種別設置用スペース、振動状況等）を調査する。

また、船体条件には供試船の選定条件についての調査も含めることにする。

2.3.1 海水条件

(i) 調査方針

調査対象となる海域は、対象船によって決まる場合が多いため、どの海域を調べれば良いか的を定めにくい。また、いくつかの海域につき1度づつサンプル採取しただけでは沈殿腐敗・変質等も予想されるため不適当であろう。さらに調査の時期その他、例えば、

季節、時刻、水深、水温、気象、海象

等の条件によっても答が違ってくるであろうと、長期間の調査を要するものと思われる。

従って当面は、文献・海洋研究機関等を頼りに、一般的な情報を得ることに努めるものとする。

また、機会があれば、他の実船計測時に参加するなど、より実際的な手段を採れるよう心掛ける必要がある。

調査対象は、国内造船所が公海試運転を行なう海域を代表して、相模湾沖・紀伊半島沖および五島列島沖とする。また、調査項目は次のとおりである。

- 粒子の大きさ・密度
- 透明度
- その他レーザー流速計に関する事項

(ii) 海域別透明度、粒子密度

日本近海についての海洋観測は気象庁の各海洋気象台所属の海洋観測船によって定期的に実施されているものの他に、各海区の水産研究所や大学の水産学部などによる観測も実施されている。しかし、系統的にしかも広範囲に観測されているものとしては、海洋気象台が実施しているものが第一のようである。

海洋気象台所属の観測船による観測は観測および計測の項目が多く、通常の気象、海象情報の他に、海水中に含まれる化学成分、重金属類、動植物プランクトン、油汚染状況等の情報が含まれている。これらの中でL.D.V.による実船伴流計測に関係ある項目としては透明度、プランクトン分布状況などがある。

観測の結果は年2回に分けて、気象庁海洋気象観測資料として気象庁より発行されている。また、各地の海洋気象台から観測航海毎に海洋速報として一部分の資料が公表されている。したがって、これらの資料を調査することにより所定の海域の概況を把握することは可能である。ただし、気象庁の海洋観測船の観測位置は必ずしも各地の試運転海域が含まれている訳ではない。例えば気象庁海洋気象観測資料^{1), 2)}によると、1978年はその観測位置と時期は図2.3.1.1に示すとおりである。これらをまとめたものが海洋資料センターに収録されている。新造船の公試時にL.D.V.により伴流計測をするとすれば、別途調査を行なわねばならぬ場合が多かろうと推定される。

(1) 相模湾

相模湾のマクロプランクトンは春秋に2山をつくる季節変化をくり返し、その山は、一般に春季の方が大きい。

プランクトンの生物群では、COPEPODA(みじんこ)が優占しており、他の海域で見られるDIATOMS(珪藻類)の出現は少ない。この現象は昭和50年以降の黒潮の蛇行により、沖合水の流入が活発なため、沿岸水の停滞によるこれらの生物群の増大がない為である。そのため、その年間湿重量は、昭和44年の106g/1000m³に対し、昭和53年には、31g/1000m³と減少の傾向にあるが平均的な透明度は、そう大きな変化が見られない。透明度の季節変化も、春から秋にかけて透明度が落ち、冬に回復するパターンが普通で相模湾の場合、12月～3月に最も透明度が進み、約25～30mとなる。

又、海水中に含まれる微細な粒子や微生物の量が間接的に判断出来る方法として、水色の調査結果が参考となるが、これは、一般にフォーレルの水色階級が用いられ、この定義は表 2.3.1.1 に示されるとおり、海水の散乱を基準としている。相模湾の水色は、ほぼ 3 ~ 6 にあたりもっとも懸濁粒子の少ないと考えられる 2 月では水色の 2 を示すこともある。図 2.3.1.2 は、日本近海の水色分布を示したものであるが、相模湾は、日本近海の中では、水色の低い* 方と考えられる。

水色の原因は、海水に入った太陽光が水の分子や海水中に浮遊する微細な粒子や生物によって散乱され、海面から再び空気中に送り帰されてくるためである。分子散乱は波長の 4 乗に逆比例するから、散乱が分子散乱だけの場合は、海水の光の吸収が波長の長い赤色光に対して大きいこととあいまって、水色はフォーレルの水色階級の 1、すなわち青色となる。(主波長 475 m μ) 散乱が分子散乱だけでなくなると、しだいに水色は緑色に近づきついには、フォーレルの水色階級の 7 となる(主波長 490 m μ)

この様に水色は、海水の散乱を量的に表わすひとつの指標とも考えられる。

(2) 紀伊沖

紀伊沖の情報は余り多くないが、ごく沿岸を除けば、おおむね、透明度は年間を通じて 20 ~ 30 m、水色は、フェーレルの水色階級の 3 と考えられ、相模湾と比較して、透明度も水色も高いと考えられる。

又、季節変化も、余りないがやはりプランクトンの発生する(図 2.3.1.3)春季は透明度が落ちる様である。

(3) 五島列島沖

日本近海の海水の透明度は一般に水深の大きい所では、黒潮系で 30 ~ 40 m、親潮系で 10 ~ 15 m といわれている。今回の文献調査で、九州西南海区の海水の透明度については、水深 200 m を越える所では大体 20 ~ 30 m の値であるが、水深 100 m 以下の所では全般的にこれより透明度は悪く、10 m 以上のケースはほとんどない。水深 60 m 位の所でも時と場所によっては透明度 3 m 以下のケースも見られるので、水深が十分ある試運転海域でも常に透明度が十分あるとは限らないことが判明した。

海水中の粒子については、今回はプランクトン分布に着目して調査を行なった。海洋気象台の海洋観測結果によると、動物プランクトンについては重量分布で示されているため、粒子密度の参考値にはならない。植物プランクトンについては、単体数/ ℓ の値で示されているので粒子密度の参考となる。

プランクトンの分布は季節、場所により大いに異なるが、一般にはその密度は春季に最大値となり、夏は減少し、秋に再び増加するが春の 1/2 ~ 2/3 程度で冬季は最小値となる。

今回の調査によると、九州西南海域では最も多いのが珪藻類である。珪藻類の平均的な大きさは、長さ 20 μ m、幅 5 ~ 10 μ m であり、大きいものは長さ 1 mm 以上、幅 10 μ m 以上のものもあるとのことである。平均的な大きさの珪藻類の分布は非常に少ないケースで 2,000 cells/ ℓ 、多いケースで 70,000 cells/ ℓ 、平均的には 4,000 cells/ ℓ 位である。また、微小プランクトンで、その大きさが、長さ 3 ~ 4 μ m、幅 1 ~ 2 μ m 程度のものは、1,000 cells/ ℓ ~ 13,000 cells/ ℓ 程度の分布状況であった。

なお、種々の大きさの植物プランクトンの総数でみると 5,000 cells/ ℓ ~ 142,000 cells/ ℓ 程度の分布幅があることが判明した。

プランクトン以外の微粒子の分布および大きさについては、海洋気象台以外の研究機関でも観測していないので、実船試験前に独自に調査の必要がある。

(4) その他

海水の光エネルギー吸収係数は、外洋の清澄な海域では、図 2.3.1.4 に示すように 0.470 μ m に最小値をもち、0.600 μ m より長波長で大きくなる。海水が水色に見える理由は、この性質によるものといえる。また、海域によって海水の色が異なり、沿岸の濁った海では吸収係数の最小値が 0.540 μ m にあって、緑から黄緑へ、

* 数字の大きさと逆の表現をとる。

そして極端な場合には褐色になることもある。これは海水中に含まれる植物プランクトンの溶存有機物による短波長の吸収のためと考えられている。³⁾

一般に、大洋特に熱帯や亜熱帯地方では青色、沿岸、内湾、極地方の海では緑色が卓越していることから、それぞれに吸収係数の最小値があることがわかる。

文献4), 5)ではレーザー光の散乱を利用して、海水中の粒子密度を計測した結果を紹介している。測定海域はインド洋であり、粒子の直径は20~40μm(図2.3.1.5)で、かつ1cm³の海水中に含まれる粒子の数は数10~100のオーダーであることが示されている。

同じ図中に大西洋と太平洋のデータが比較のため示されており、ほぼインド洋における今回のデータと似たような粒子径の分布と密度であることがわかる。

(iii) 船速と吃水の影響

文献4)に、船速の相違による海水中の粒子分布計測結果が示されている(図2.3.1.6)。船速の高い場合と低い場合の粒子分布形状に差がみられ、次のような特徴を有している。

- 船速が高いとき、直徑の大きな粒子が増える。

- 船速の相違による影響は直徑80μmより大きい部分だけで、それ以下の粒子分布には影響しないようである。

すなわち、船速の増加による気泡の混入の増すことが定量的に測定されたものと言えよう。これは、レーザー流速計による測定が、船速の増加によって影響を受けることを意味している。海水中の散乱粒子が少ない場合は好都合であるが、過度に多くなると流速測定を困難にする。

吃水の影響に関しては、実船プロペラのキャビテーション観測の経験から、レーザー流速計の設置場所が水面に近いところにあると、軽荷状態等で計測困難な場合が生ずる。すなわち、レーザー流速計の測定窓と測定点位置との間に気泡が多数混入し、光を遮断したり、減衰したりの影響を及ぼす。また極端な場合、浅吃水のためおよび船体運動によって測定窓が水面上に露出することもありうる。従って、実船伴流の計測に際し、計測可能な船尾吃水について実施し、他は計測を断念せざるを得ないであろう。

参 考 文 献

1. 気象庁海洋気象観測資料 № 63
2. 同 上 № 64
3. 岸野元彰 海面付近の光に関する諸問題 海洋科学, 588号, Vol. 4
4. Weitendorf, E-A & Keller, A.P.: A Determination of the Free Air Content and Velocity in Front of the "SYDNEY EXPRESS" — Propeller in Connection With Pressure Fluctuation Measurements, 12 th Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington D.C. June 1978
5. Weitendorf, E-A.: Conclusions from Full Scale and Model Investigations of the Free Air Content and of the Propeller Excited Hull Pressure Amplitudes due to Cavitation ASME Dec. 1979

2.3.2 船体条件

(i) 調査方針

光学系を主体とするレーザー流速計は、剛性を高めるため一体構造のマウンティング・フレームに固定されている。これを船体に設置するには、比較的広いスペースを必要とし、かつ振動等の環境条件も許容しうるものでなければならない。

本項では、レーザー流速計の主な設置場所である船尾部の設置可能なスペースについて、船種別に調査する。

また、船尾部の船体振動および動揺による加速度についても実体を把握して、振動対策の基礎データとする。

さらに、レーザー用電源および冷却水として、船内装備分から供給可能かどうかチェックする。

(ii) 船種別スペース、振動、動揺等

(1) 船種別スペース

レーザー流速計を設置する場所は、伴流計測を目的とするため、船尾の Steering Gear Room および Aft Peak Tank に限定しても差支えないと考える。そこで図 2.3.2.1 に示すように、プロペラ直上よりやゝ前方の船底に想定した測定窓の周囲に、レーザー流速計本体の設置スペースを計画した場合、その諸寸法の最大可能限度およびプロペラ直径等関連寸法について各船種別に調査した。図 2.3.2.1 に示した各符号の説明を下記する。

a : Aft Peak Tank または Steering Gear Room の長さ

b : レーザー流速計本体設置スペースの長さ

c : 測定窓・軸芯間の距離

D_p : プロペラ直径

F_r : b 部分のフレーム・スペース

f : b 部分の幅

g : b 部分の窓における高さ

h : b 部分の船側部における高さ

以上の項目について、大型・中型タンカー、バルクキャリア、コンテナ、自動車専用船、Ro/Ro 船およびフェリー等の、いわゆる実船伴流計測の対象船の候補として考えられるものを選び、合計 22 隻のデータを調査した。結果は、表 2.3.2.1 に示すとおりである。

本体設置スペースは、 $b \times f \times g \sim h$ で決定されるが、本調査の結果、最小値を各船種毎に記せば、

タンカー : $b \times f \times g \sim h = 3.66 \times 3.50 \text{ m} \times 4.0 \text{ m} \sim 2.3 \text{ m}$

バルク : $4.6 \times 8.8 \times 5.3 \sim \dots$

コンテナ : $5.0 \times 6.0 \times 3.3 \sim \dots$

自動車運搬船 : $4.2 \times 3.2 \times 2.0 \sim \dots$

Ro/Ro 船 : $4.1 \times 3.0 \times 1.8 \sim \dots$

となり、Ro/Ro 船の 1 部を除けば充分余裕のある測定部を設けることが可能のようである。

測定窓の寸法に直接影響すると思われるフレーム・スペースは、0.61 m が大部分であり、他はこれより大的ものが普通であるため、窓の直径 300 mm は充分設置可能な範囲に入るであろう。

レーザー流速計の水中到達度に関係する C と D_p については、大型タンカーでは両パラメータ共 8 m 程度になって、軸芯より下方の計測が困難であろう。中型タンカー、バルクキャリアおよびコンテナではこれらが共に 6 ~ 7 m 程度、プロペラ下部までは約 9 m となる。さらに自動車専用船および Ro/Ro 船では、C と D_p が共に 3 ~ 5 m 程度、プロペラ下部までは 6 ~ 8 m となり、それについて計測範囲をカバーすることのできる能力を有するレーザー流速計を必要とする。

(2) 振動

レーザー流速計を設置する Aft Peak Tank 等における振動の代表的な値として船尾端における上下方向加速度の例を Fig. 2.3.2.2 および 3 に示す。これらは SR94¹⁾ 及び SR112 研究部会²⁾において行われた実船計測値において回転数ベースに現われる極大値を選び、これを振動周波数ベースにプロットしたものである。この図によると船尾端における上下加速度は最大 80 gal に達している。レーザー流速計が振動の大きい船の対策検討用に用いられることを考えると、レーザー流速計自体は 100 ~ 200 gal の振動には十分に耐えられるものであること

が必要と思われる。

(注) 図2.3.2.3には船尾振動のBlade frequency成分のみをプロットしてある。これ以外の周波数成分の大きさは高々 Blade Frequencyと同程度又はそれ以下である。

(3) 動揺による加速度

一般に船体加速度は、タンカーよりもコンテナ船の方が大きいので、ここでは後者について考察する。

SR108研究部会³⁾では1軸コンテナ船($L_{pp} = 175\text{ m}$)の耐航性能諸要素に関する長期予測を行なっている。船体加速度の評価は、船首(F.P.)と船体中心(箇)の2ヶ所のみであるため、今回の調査対象に合致しないが、船尾相当の加速度がF.P.の場合に近いものと仮定すれば、これを1つの目安とすることができる。船尾付近の計算例として、文献4)では3軸コンテナ船($L_{pp} = 252\text{ m}$)のSQ, ST, $2\frac{1}{2}$ の船体加速度の長期予測を行なっている。これらはいずれも北大西洋の波浪データを用いており、平均波周期は約7秒である。また、長期の累積確率Qと期間N年との関係は次式で近似できる。

$$Q = 6.7 + \log_{10} N$$

以上より船体加速度の最大値が各期間ごとに求まり、SR108の1軸コンテナ船では1ヶ月間で1.5g、1年間で2.0gの上下加速度、1年間で1.1gの横加速度に遭遇すること、また、3軸コンテナ船では1年間に0.5gの上下加速度、0.3gの横加速度に遭遇することがわかる。

実船伴流の計測を、船体動揺の大きいときには行なわないとしても、周期約7秒2.0gの上下加速度、1.5gの横加速度に耐えるように、レーザー流速計の構造・取付・格納を考慮する必要があろう。

(iii) その他

(1) 計測範囲(視野)

測定窓は、レーザー光の送受を目的として、本体設置スペースの船底に設けられる。従って、その大きさと形状は必要とする計測範囲をカバーするものでなければならないが、安全性および経済性の見地から限度がある。前節における設置スペースの調査から、2.2.4(iii)(3)(a), (b)および(4)(a)の各方式の測定窓仕様：

(3) (a) および(4)(a) 直径 300 mm

(3) (b) 幅×長さ×厚さ = 1,000 mm × 200 mm × 30 mm

の取付は、すべての船種で可能であることがわかる。また、直径300mm程度の窓であれば、複数個設けることもでき、すでにプロペラキャビテーション観測における実績もある。(3)(a) および(4)(a)では測定窓が小さいことによる視野の制限を、複数個の窓を設けることで解決することができるし、かつ、3次元流速を計測する際には、正規(変則3次元2.2.4(i)(4)(b)に対して)の3次元を実現できるメリットもある。

実際の計測に際しては、設置スペースおよび船尾の形状等に対応した測定窓の数・位置等を計測範囲を満足するよう、ケース・バイ・ケースで検討する必要がある。

(2) 電源と冷却水

本節で調査対象とした船の場合、普通、数100kwの発電機容量を有しており、レーザー等の40~50kw位までの使用は差支えないものである。定格値は一般に440V, 60HZ, 3相であり、220Vおよび110Vに換えるための変圧器を保有している。ただし、船尾部への配電には、キャブタイア・ケーブル等を予め用意しておく必要があろう。

冷却水に関しては、普通50~100トン毎時の容量があって、これも電力と同様、レーザー用に供給する程度の余裕はある。ただし、その供給には配管を必要とするため、もし、小容量であればレーザー専用の冷却装置を使用した方がよい。

参 考 文 献

1. SR第94研究部会 船体機関の振動防止対策に関する実験研究
2. SR第112研究部会 機関およびプロペラの起振力と船体振動の応答に関する研究
3. SR第108研究部会 高速貨物船の波浪中における諸性能に関する研究, 日本造船研究協会, 研究資料No 143, 昭47年3月
4. 湯浅肇ほか, 船舶の耐航性に関する理論計算プログラム(その2, 計算プログラムおよび船体運動等計算例)三井造船技報, 第92号, 昭50年10月

2.3.3 供試船の調査

(i) 調査条件

- 実船試験の供試船の選定にあたり, 考えるべき条件はつきのようなものがある。
- (1) 模型伴流と実船伴流との対応がつきにくい船型としては船尾肥大度の大きい一軸船が考えられる。
 - (2) 実船においてプロペラ起振力による振動等の問題が起き易い船型としてはRo/Ro およびPCC等の浅吃水高馬力船が考えられる。
 - (3) 実船試験においては季節, 水域により海水条件が変り, また船速, 吃水等の船体条件によっても計測状況の制限を受けることが予想されるので, 一度のみの試験ではなく, 断続的な試験を行なえることが望ましい。
 - (4) また, 水域の選定および季節・時刻の選定に比較的自由度の高いことが望まれる。
 - (5) 試作した伴流計測装置の機能をできるだけ広範囲に検証できる必要がある(特にトラバース範囲, 船速等)
 - (6) 伴流計測装置が搭載できるスペースが確保できること。
 - (7) 伴流計測装置の搭載・撤去ができるだけ容易に行なえること。
 - (8) 計測作業等ができるだけ容易に行なえること。
 - (9) 観測窓の取付撤去ができるだけ容易に行なえること。
 - (10) 電源・冷却水の利用ができるだけ容易であること。

(注) (5)~(10)項については, 伴流計測装置の具体的機能, 尺寸, 重量, 取付要領等が判明した時点で改めてチェックすることになる。

(ii) 考察検討

前述の条件に基づいて考察する。

(1) 既存船／新造試運転船

既存船は準備等に制限を受けるが, 試験日数には自由度がある。

新造試運転船は準備等の余裕はあるが, 契約納期等の関連から時期的に制限があり, 試験回数に制限を受ける。また, 試験の趣旨の徹底, 準備, 計測等において国内船が望ましい。

(2) 大きさ

計測装置の形状, 重量等にもよるが, できるだけ大きい船が良い。

(3) 船種

タンカー・バルク等の肥大一軸船や, Ro/Ro・PCC・コンテナ船等の浅吃水高馬力船が好ましいが, 船尾荷役方式のRo/Ro船は計測装置を積むスペースが狭く, 供試船になりにくこともある。

(4) 実船試験において, 海水条件・船体条件によっては長期にわたる断続的な計測の必要性も予想されるため, 商業船よりもむしろ官庁船等の非商業船が好ましい。

(5) また, 試験の準備, 計測, 撤収等から考え, 国内の港に定期的に入港することが望ましい(この点から, 沿岸航路船が良い)。

(iii) 調査方針

以上の考察検討から次の選定基準に基づいて供試船の選定を行なう。

- (1) 模型伴流と実船伴流との相関関係に重点を置く場合、レーザー流速計の設置スペース・必要電源等が確保できることは当然として、
 - (a) 船尾肥大度が大きいか、あるいは浅吃水型の一軸国内非商業船（既存船）
 - (b) 船尾肥大度が大きいか、あるいは浅吃水型の一軸国内商業船（既存船）
 - (c) 船尾肥大度が大きいか、あるいは浅吃水型の一軸国内船主新造試運転船
- (2) レーザー流速計の性能確認に重点を置く場合

上記の選定基準にかかわることなく、計測装置の設置スペース・必要電源等が確保できる範囲で、できるだけ小型で試験の時期・期間・回数等に自由度の高い一軸国内非商業船が望ましい。

なお、二軸船でも上記の内容を満足し、かつスペース等についても好条件のものは対象として考えることにする。

2.4 検討及び選定

選定基準としては実船に装備して計測するという観点から、

- a. できるだけ特殊な専門知識がなくても計測できること。
- b. 取扱いができるだけ容易なこと。
- c. 試運転等で、できるだけ取付け、取外しが容易にできること。
- d. できるだけ精度が良いこと。

を条件と考える。

以上の条件から調査対象とした各計測装置について、前述の調査結果をふまえ検討してみる。

2.4.1 ピトー管式

ピトー管式はセンサーを船外に配置する必要があるが、取扱いが容易であり、ほど確実に計測でき、実績もあるので、計測トラバース範囲が比較的狭く船外への突出量が少なくてすむ場合には適した方法といえる。

しかし、プロペラ直前の流速分布の計測においては計測範囲は広く、トラバーサーは大型となり、トラバーサーの存在によって流速分布そのものが影響を受けること、また、その取付け、取外しには入渠する必要があること、さらに性能として、低速、逆流速、乱流成分等の計測には無力であることなどから、この場合には適当な方式とはいえない。

2.4.2 超音波式

超音波式はセンサーを船外に配置する突出型と船体外板面に装備する非突出型がある。

突出型についてはピトー管式と同じくトラバーサーが必要であり、同じ理由により、プロペラ直前の流速分布を計測する方法としては最適な方式とは云えない。

非突出型については、突出型の短所は無くなることになる。しかし、超音波機器に共通な問題であるが、大きな障害となる可能性のあるノイズに関連し、計測領域のごく近傍にプロペラという音響反射物とノイズ源がある。従って、超音波信号処理において、ノイズ除去が極めて大きなウエイトを占めることになる。これは現在の超音波関連機器のノイズ対策から判断して、最も重要で、且つ難度の高い問題と考えられる。

2.4.3 レーザー式

レーザー式はセンサーを船外に配置する必要はなく非突出型であり、計測精度もその原理からいって最も精度が良く、ノイズの影響も無い。

従って、これらの点からは最も好ましい計測方式と云える。

一方、技術そのものの歴史が浅いこともある、実験室レベルでの実績は多数あるが、実際の船舶に適用した例は少なく（国内では無い）、また、費用も高いことから手軽に実現はされていない。

しかし、原理的に優れた方式であること、技術的にもコンピューターを含めた周辺機器の進歩等、将来性もあると考えられるので、実船伴流計測装置として最も適したもの一つと判断する。

2.4.4 その他

ピトー管式、レーザー式および超音波以外の方法としては、調査範囲が広範囲であることから、今回の目的から判断して調査対象の重点を「流れの可視化による流場計測（トレーサー法）」において。トレーサー法はトレーサーの形状、大きさはその確認方法との関連、またその数量についても流し方や費用の面と関連があり、これらは、レーザー式や超音波式が流体中に自然に存在する粒子を利用することと比べ、不利となると考えられる。

以上の検討結果および選定条件から考えて、実船伴流の計測領域が大きいことから突出型は好ましくない。非突出型には、超音波式・レーザー式・可視標識法の3種があるが、超音波式についてはノイズ・固体反射の問題等があり、可視標識法については人工標識の材料・流し方・識別の問題等がある。これらはいずれもレーザー式では問題とならない点である。レーザー式については、実船での実績は希少であり、コストも高いが、原理的には最も将来性のある優れた方式であるので、今後指向すべき実船伴流計測装置としては、レーザー式が最も望ましい。

レーザー式のうち、計測原理としては、干渉縞方式が最適である。またプロペラ・キャビテーション、起振力および推進性能の推定には軸方向以外の流速成分も不可欠であり、3次元型のレーザー式が必要である。

ただし、3次元型については実船計測では、過去に類例のない新しい計測方法であるため、解決すべき技術的問題があり、2つに大別できる。

第1に、船体に取付ける際、計測スペース、計測窓など工事がやゝ複雑となる。これについては、今回の船体条件、海水条件の調査結果を踏まえ、将来、実船伴流計測装置の製作が具体化した時点での検討は必要であるが、技術的に解決可能である。

第2に、レーザー式流速計本体側の問題に関しては、これまでの調査から次の各項の検討を早急に行なう必要がある。

- ・長距離計測の際の到達範囲の限界および計測精度

- ・長距離計測の際のトラバース位置検出精度

これらに関しては、早期に実験室ベースで調査検討し、実船計測用レーザー式の実現に備える必要がある。

また、レーザー式はすでに曳航水槽¹⁾やキャビテーション水槽²⁾³⁾⁴⁾において使用され、成果を上げつつあること、1975年以来西独でレーザー式による実船計測プロジェクト⁵⁾が継続していることなどから考えても本方式の実船への応用の見通しは明るいといえよう。

さらに、コストが高いことについては、数多くの研究者の努力および多大なコストをかけて永年にわたって蓄積された模型実験や理論解析による知見を実船で手軽に確認でき、かつ精度の良いプロペラキャビテーションやプロペラ起振力の推定が可能になるという観点から本方式への開発投資を評価する必要があり、その実現に向かって進むべきである。

参考文献

1. Laudan, J. & Kirschneck, E. : Laser - Aufmessungen des Nachstromfeldes am Modell ohne und mit Propeller, Schiffbautechnische Gesellschaft, Berlin Nov. 1980, または Wake Field Measurements on a Ship Model With and Without Working Propeller using the Laser Doppler Anemometer DISA特別技術セミナー, 昭和55年10月8日
2. Laudan, J. : LDA for Cavitation, DISA特別技術セミナー 昭55年10月8日

3. 岡村尚昭：レーザドップラー流速計によるプロペラ近傍流場の計測例 第54回 JTTC 第1部会資料 54-4, 昭56年2月17日
4. 田岡賢輔, 加藤洋治：レーザー流速計を用いた伴流中プロペラ近傍の流速測定, 同上, 54-7
5. Kux, J. : Lasermessungen auf dem Schiff, Schiffbautechnische Gesellschaft, Berlin, Nov. 1980

2.5 計測法の開発

2.5.1 開発の方針および計画

レーザー式流速計で実船伴流計測を成功に導くためには、多数の問題をのり越えなくてはならないが、第1のステップとして、それらの予想される問題点について十分研究調査を行い、さらに実験室規模のレーザ・ドップラ流速計を利用して、予備試験を行う。

具体的には、実船計測の場合、実験室規模の計測距離のおよそ10倍（最大）の計測距離があるので、散乱光が、光学装置に帰ってくるときの強度は（光の強度は距離の自乗に反比例することから）非常に微弱であり、ドップラ信号のSN比が非常に悪いと考えられる。

したがって、まず、ドップラ・バースト信号のSN比を高めるための努力をする。光学的には、ビーム・エクスパンダの多重化などが考えられる。また電気的には、信号処理装置に何なる方式の装置を採用したらよいか検討を行う。

また、トラバース装置については、実船試験の場合は、計測点の確認ができないことからその精度については十分な考慮をして方式の検討を行う必要がある。

2.5.2 レーザ流速計の構成

構成はレーザ装置、光学装置、信号処理器、トラバース装置、解析制御装置の各部から成る。

レーザは、出力の大きいアルゴンイオンレーザとする。

光学的SN比を向上するため、ズームレンズにビームエクスパンダの多重化、ピンホール・セクションの付加等を行い、それらの効果について検討する。

信号処理器には、微弱な信号の解析可能なフォトンコリレータも検討の対象に入る。

2.5.3 トラバース装置

前に述べたとおり、実船計測では、 r, θ 方式をとるのは妥当と考えるが、いずれにしても、トラバースの精度については十分検討する必要がある。また、振動等、船体条件についても十分検討を行う。

トラバース装置の方式としては、本体吊り下げ、全体固定および全体回転の3種があり、いずれが最も好ましいか、計測の信頼性等の見地からさらに検討する必要がある。しかし、コスト的には3種とも同程度である。

2.5.4 解析と制御

解析装置は信号処理器と密接な関係にあるので、信号処理器の種類によって、その構成は異なることになるが、流速の3次元測定を行い、リアルタイムで各速度成分を求めるためには、ミニコンピュータ規模の解析装置が必要となるであろう。そのため、それらコンピュータの機能、ソフトウェアなどの調査研究を行う。

また、コンピュータには、トラバース装置を制御する機能を兼ねさせて、遠隔操作を可能にする必要がある。そのための機能について種々の機種について検討を行う。最近ではマイクロコンピュータの機能も向上したので調査の範囲にマイクロコンピュータを含めて検討をする。

表 2.2.4.1 光 学 装 置

	名 称	機 能
①	リ タ ー ダ	円偏光したレーザ光を直線偏光に変換して、光学系を任意の角度に回転できるようにする。
②	ビームスプリッタ	レーザ光線を2本に分ける
③	ブ ラ っ グ セ ル	光線の1本を周波数シフトして速度の正負の判別ができるようになる。
④	ビームデスプレーサ	2つの光線の間隔を調整する。
⑤	ビームトランスレータ	再び光線の間隔を調整する。
⑥	ビームエクスパンダー	光線の太さを調整して計測ボリュームを小さくして空間分解能を向上させる。
⑦	フロントレンズ(ズームレンズ)	2つの光線を1点に交叉させて、計測ボリューム内に干渉縞をつくる。
ここから光は粒子に散乱されて逆に進む。		
⑧	ピンホール・セクション	必要のない散乱光をシャットアウトする。
⑨	バックスキャターセクション	散乱光をフォトマルチプライヤーセクションに送る。
⑩	フォトマルチプライヤーセクション	散乱光を電気信号に変換して、ドップラー信号を得る。

表 2.2.4.2 海水の減衰特性

水 深 (m)	減衰度 (db/m)
0 - 10	0.23
10 - 25	0.21
25 - 50	0.24
50 - 75	0.28
75 - 90	0.27

表 2.3.1.1 フォーレルの水色階級と透明度、消散係数

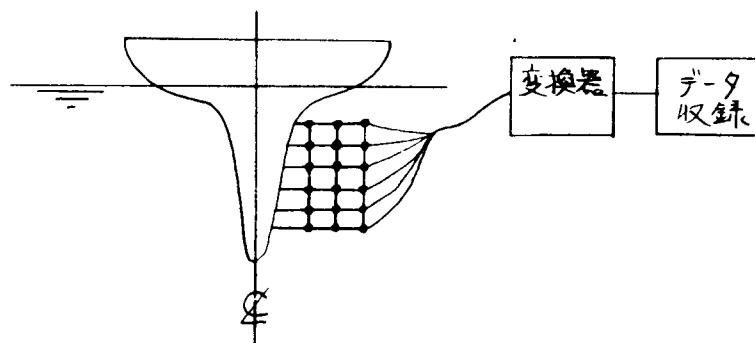
水 色 階 級	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
透 明 度 (平均) m	29.2	22.8	11.9	9.7	8.4	5.6	3.7	2.9	2.5	2.2	2.0	
消 散 係 数 (平均) m ⁻¹	0.04	0.068	0.084	0.084	0.120	0.181	0.270	0.348	0.395	0.445	0.550	
消散係数最小の波長 m μ	480	505	530	539	544	550	556	558	559	560	561	562

表 2.3.2.1 船種別スペース調査結果

単位:m

番号	船種	L × B × D ～d	a	b	c	D _p	F _r	f	g	h
1	大型タンカー	272 T 318 × 56 × 26.4 ～20.55	15.8	6.0	8.0	7.7	0.8	6.0	9.0	5.0
2		261 T 320 × 53.6 × 26.4 ～20.5	16.4	7.3	7.6	8.6	0.73	8.9	7.0	—
3	中型タンカー	137 T 260 × 44 × 22.4 ～17.0	14.2	5.5	7.5	6.3	0.77	4.75	6.5	—
4		130 T 258 × 44 × 22.9 ～17.0	13.7	4.27	5.7	6.4	0.61	8.7	7.4	7.4
5	小型タンカー	110 T 247 × 40.6 × 21.7 ～15.8	10.4	4.9	6.6	6.7	0.61	7.3	6.2	—
6		90 T 230 × 40 × 18.8 ～18.8	16.8	3.66	5.4	6.2	0.61	8.1	5.7	5.5
7	I	80 T 224 × 40.6 × 19.8 ～13.10	13.93	4.27	5.5	6.0	0.61	5.2	6.5	7.5
8		80 T 233 × 42 × 18.8 ～12.16	15.54	4.27	6.45	6.1	0.61	4.6	4.1	2.3
9		66 T 205 × 35.5 × 17.5 ～13.0	13.1	5.0	5.3	6.4	0.61	3.50	4.0	—
10	キャリアー	60 B/C 215 × 32.2 × 18.3 ～12.2	11.8	4.6	5.0	6.0	0.62	8.8	5.3	—
11	コンテナ	CONT 204 × 31.2 × 18.9 ～11.2	13.4	6.7	5.7	7.2	0.61	10.1	3.6	—
12		CONT 200 × 29.9 × 16.3 ～10.5	15.5	7.0	—	7.4	0.61	6.0	3.3	—
13		CONT 199 × 32.2 × 19 ～10.5	13.5	5.0	6.3	7.4	0.715	6.0	3.8	—
14	自動車専用船	PCC 180 × 32.26 × 29.70 ～9.0	17.2	6.5	4.4	5.8	0.61	4.68	2.0	—
15		PCC 180 × 32.2 × 30.55 ～13.05	16.0	4.90	4.13	5.65	0.70	4.8	2.3	1.2
16	PCC	166 × 32 × 28.3 (D=12.48) ～8.4	11.5	5.5	3.3	5.7	0.61	4.0	4.4	3.5
17		142.9 × 22.8 × 11.9 ～7.0	12.2	4.2	3.9	4.8	0.61	3.2	2.5	—
18		116 × 32 × 28.3 ～8.4	13.8	4.88	4.65	5.7	0.61	4.0	2.1	1.4
19	Ro/Ro	Ro/Ro 211.5 × 32.2 × 20.2 ～9.1	22.4	12.4	5.4	6.4	0.61	11.2	2.2	—
20	船	Ro/Ro 105 × 18 × 12.3 ～5.999	10.4	4.1	2.8	3.9	0.61	3.0	1.8	—
21	フェリー	Ferry 156 × 22.0 × 8.0 ～5.8	16.0	6.6	3.5	4.0	0.60	6.2	4.0	—
22	貨物船	20 C 153 × 23.7 × 13.9 ～9.2	9.5	4.6	4.2	5.2	0.65	5.4	3.6	—

(A) 突出型



(B) 非突出型

(B-2) 人工のトレーサーを 必要とする方法

(B-1) 人工のトレーサーを 必要としない方法

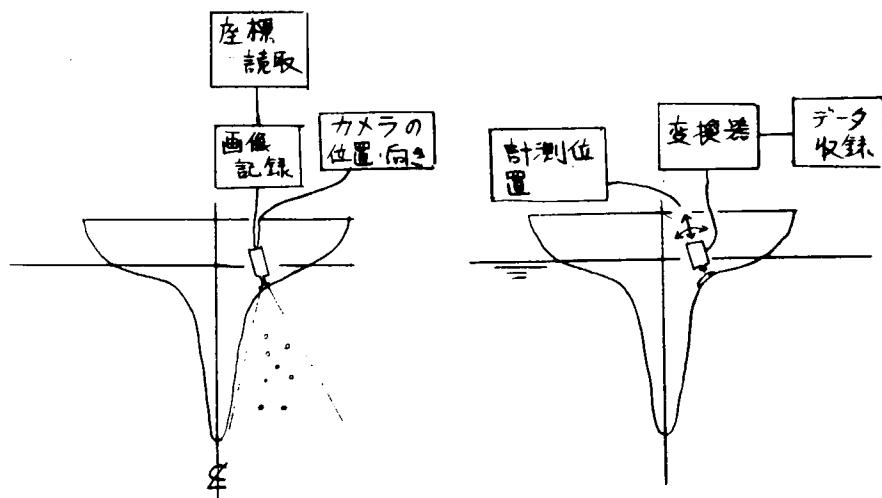


図2.2.1.1 分類法

Side View **Looking Forward**

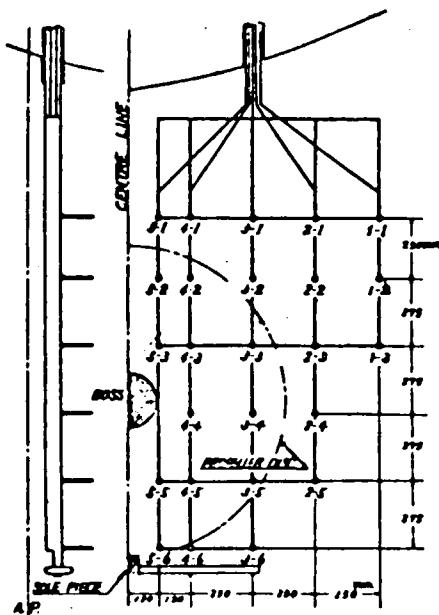


図 2.2.2.1 やよひ丸の伴流計測装置

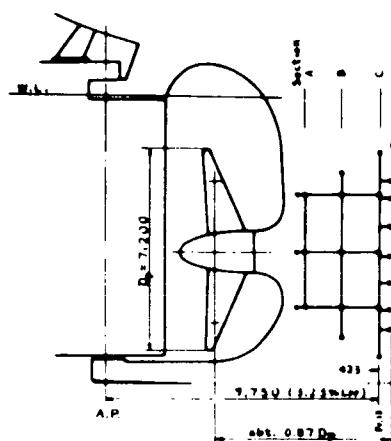


図 2.2.2.2 新鶴丸の伴流計測装置

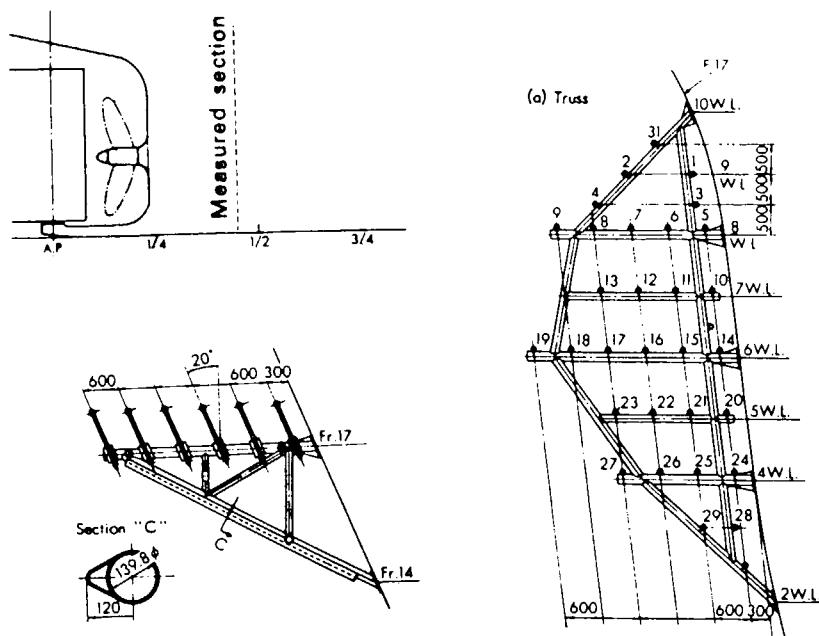


図 2.2.2.3 龍光丸の伴流計測装置

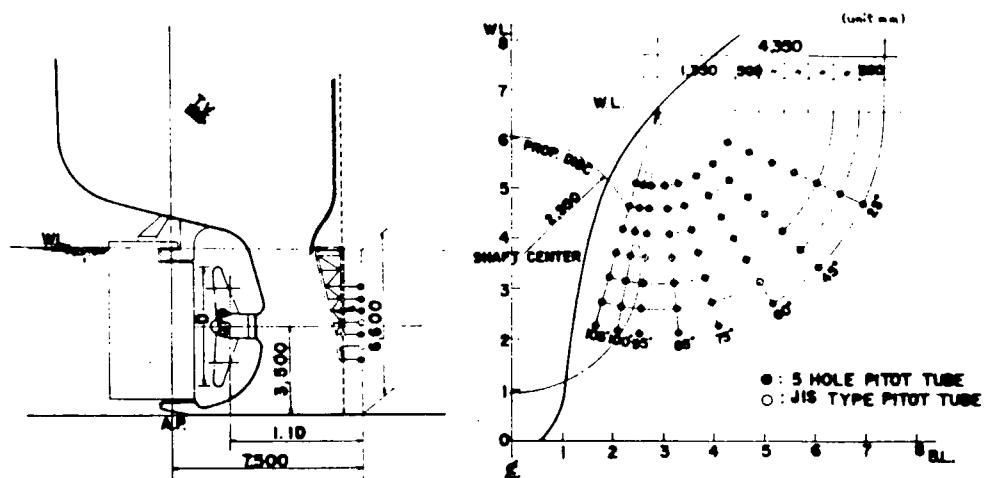


図 2.2.2.4 大進丸の伴流計測装置

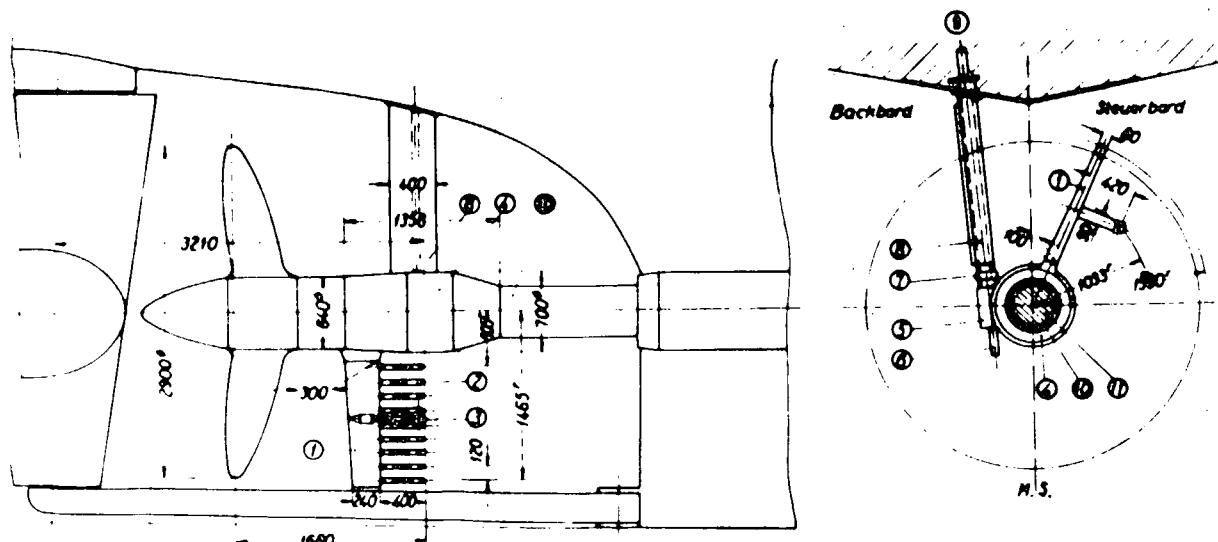


図 2.2.2.5 Metor の伴流計測装置

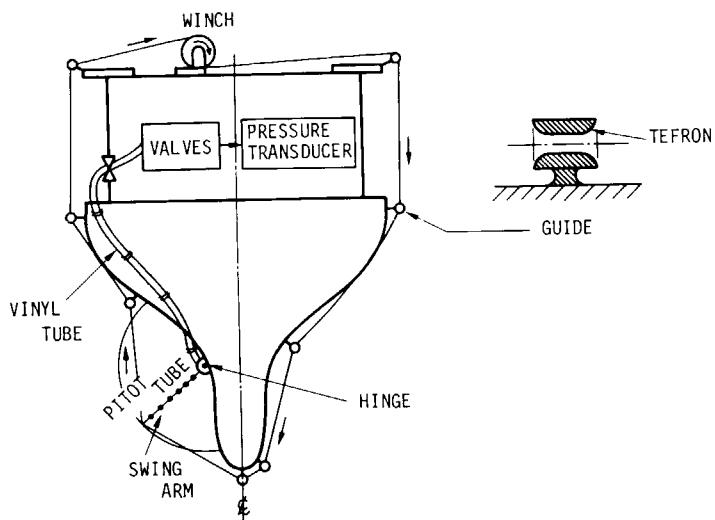


図 2.2.2.6 マーガレットの伴流計測装置

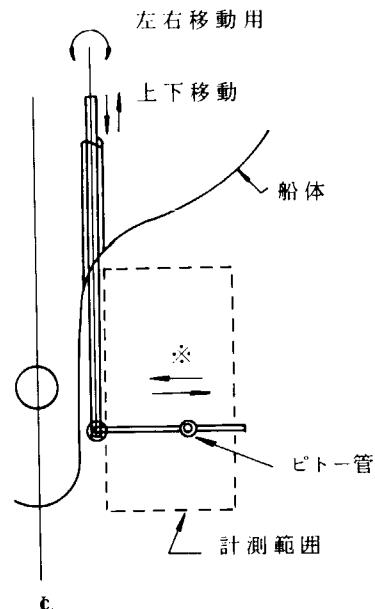


図 2.2.2.8 X-Y トランバース式
伴流計測装置

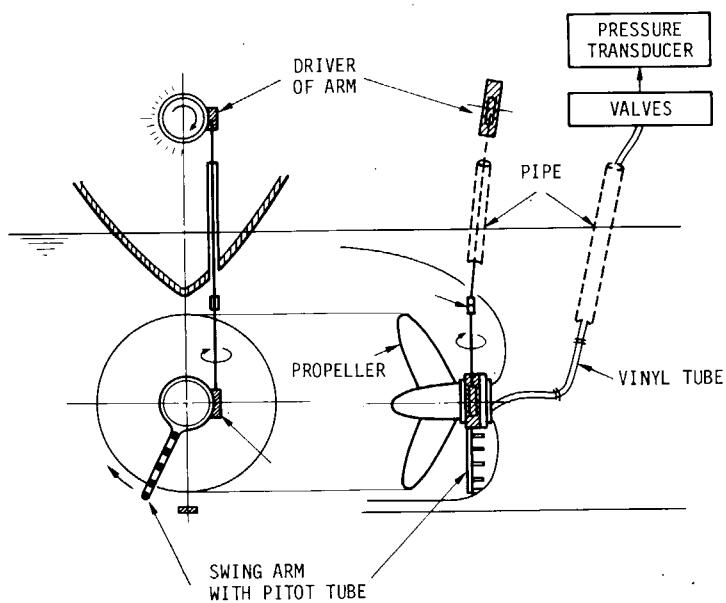


図 2.2.2.7 クローバーの伴流計測装置

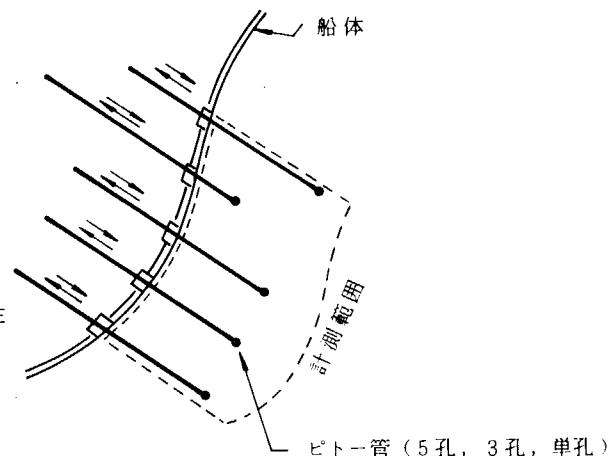


図 2.2.2.9 計測棒出入式伴流計測法

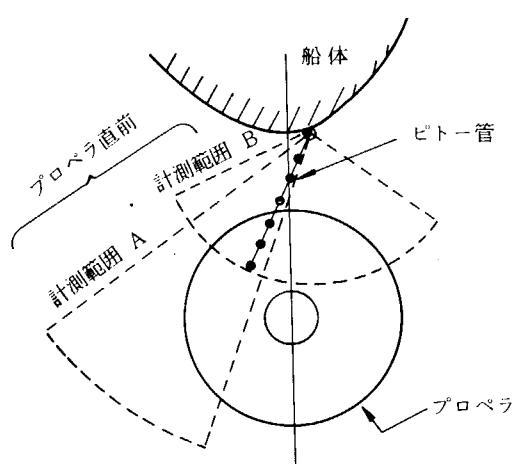
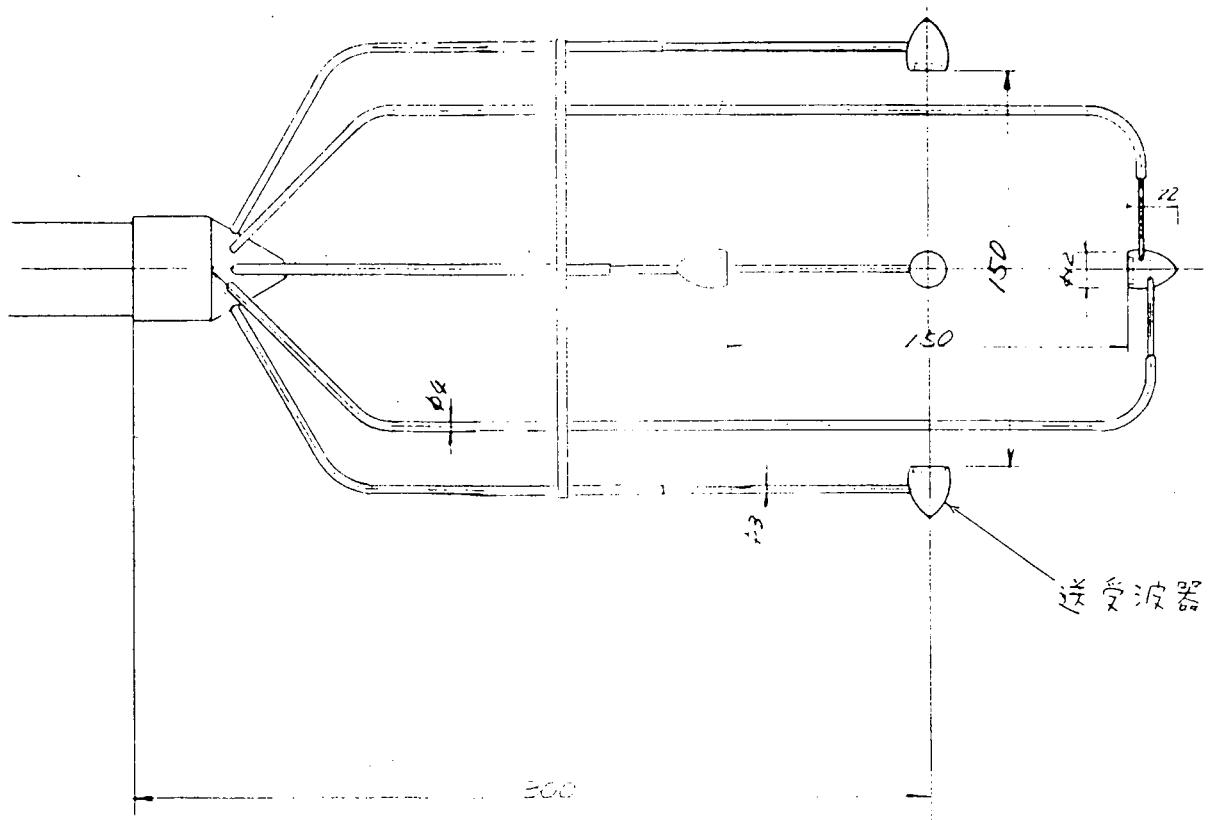
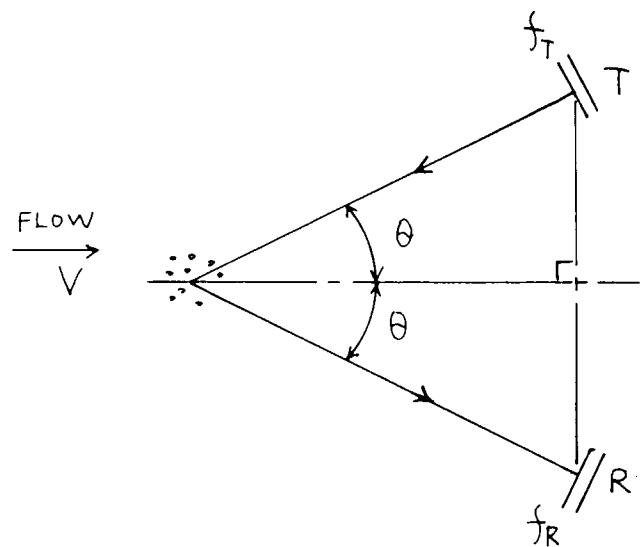
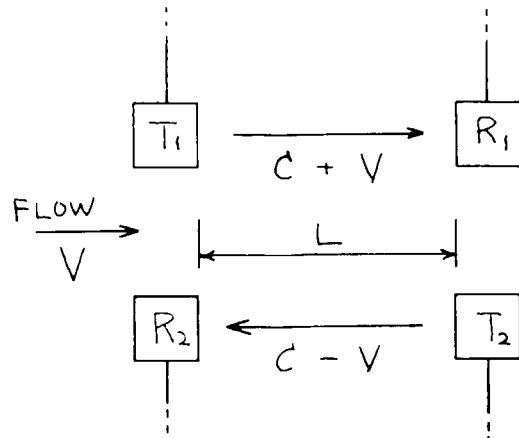


図 2.2.2.10 プロペラ直前の伴流計測
範囲の例



伝搬速度差法

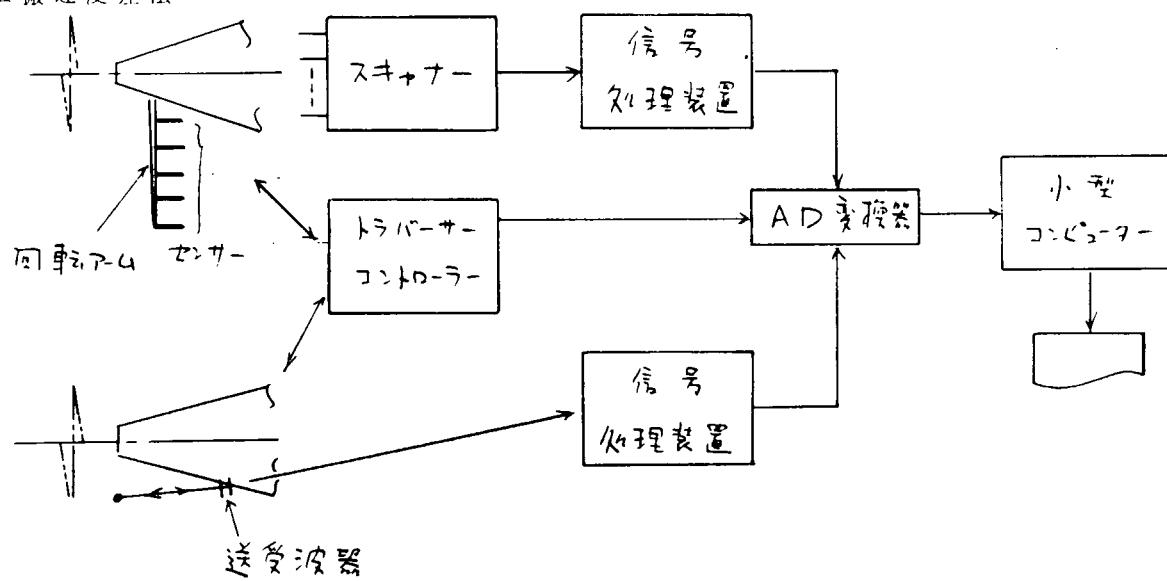


図2.2.3.4 基本構成

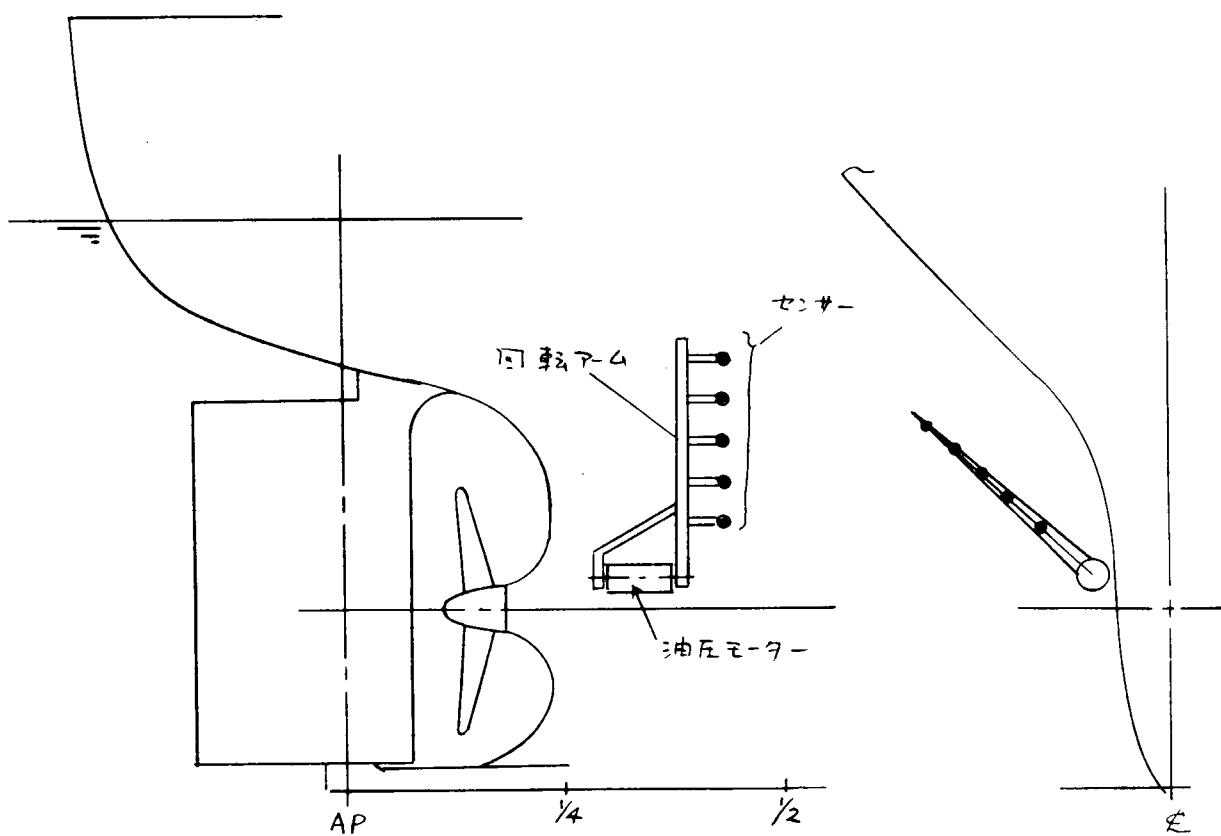


図2.2.3.5 伝搬速度差法 センサー配置

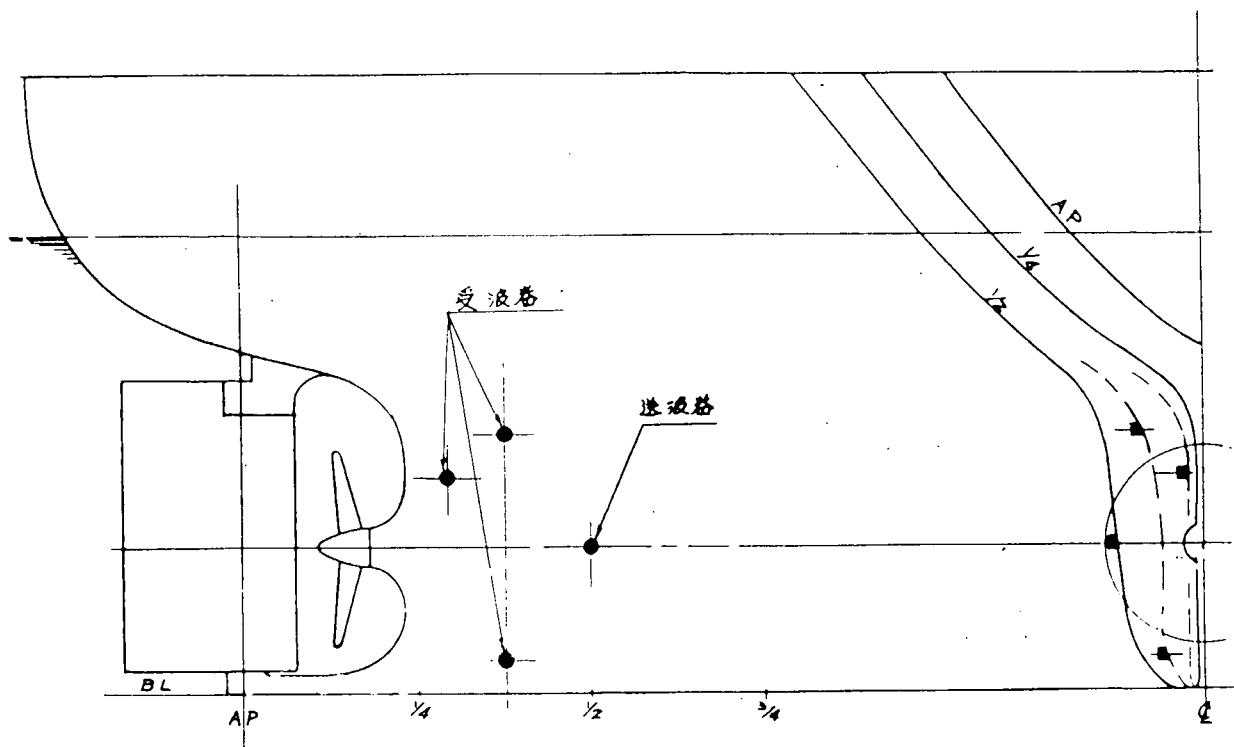


図 2.2.3.6 ドップラー法センサー配置

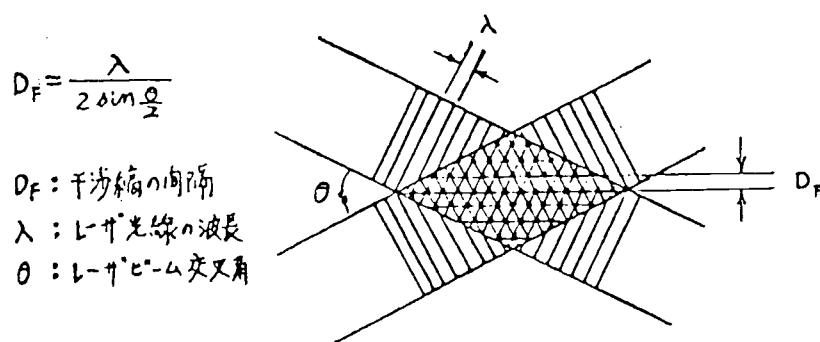


図 2.2.4.1 レーザビームによる干渉縞

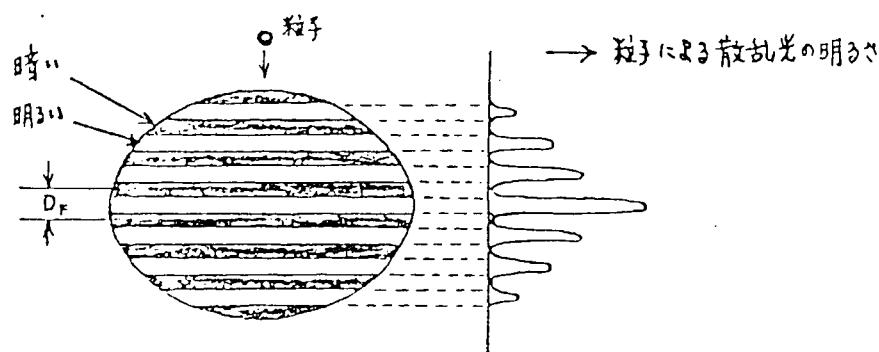


図 2.2.4.2 ドップラ・バースト信号

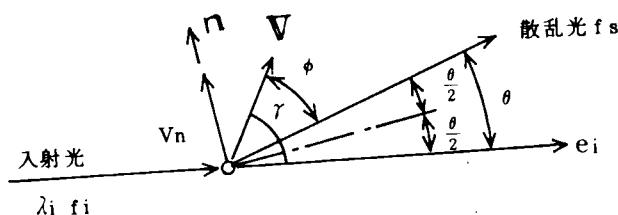


図 2.2.4.3 参照光方式

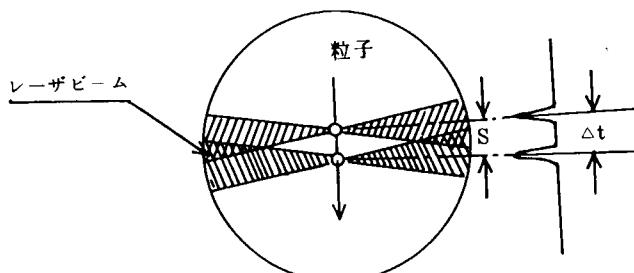


図 2.2.4.4 2 焦点方式

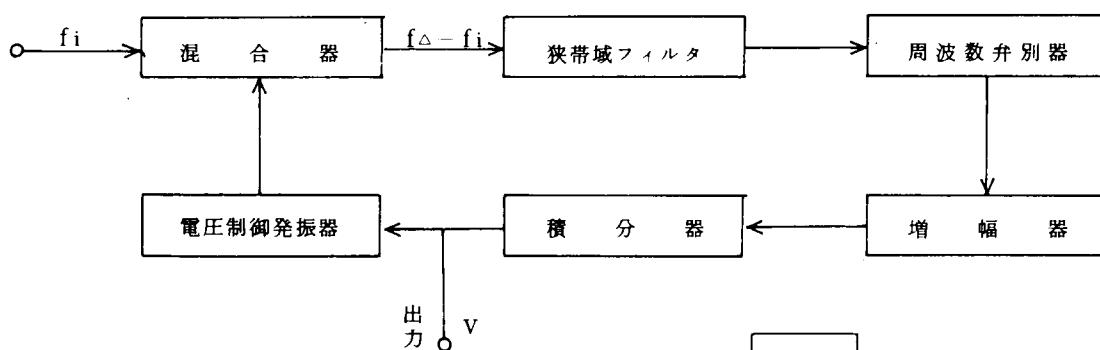


図 2.2.4.5 トラッカー信号処理のブロック図

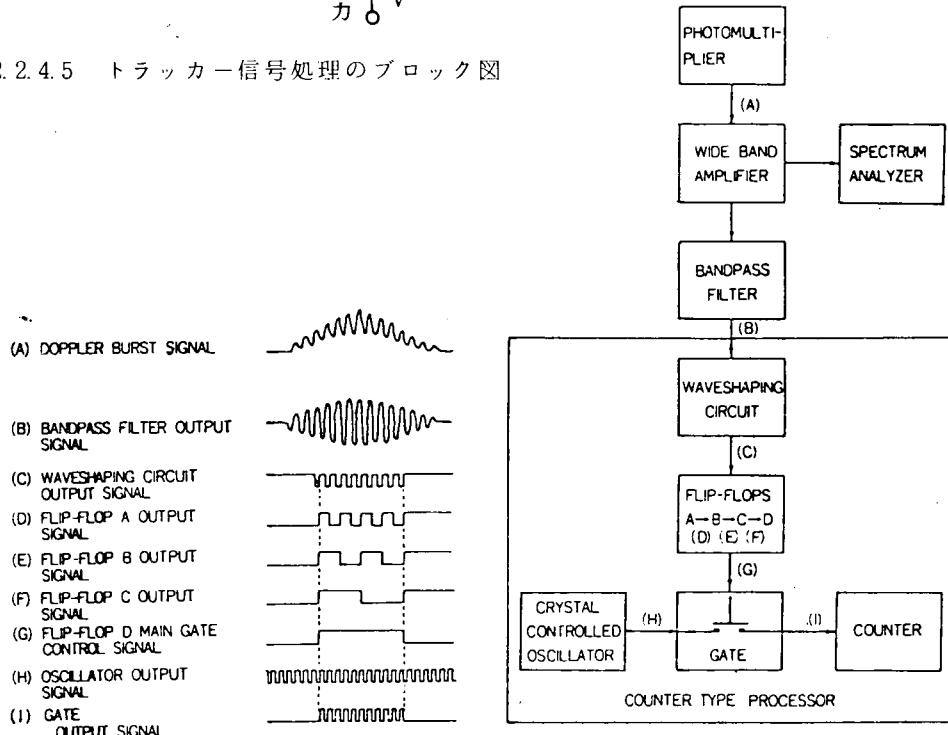


図 2.2.4.6 カウンター信号処理器の説明図

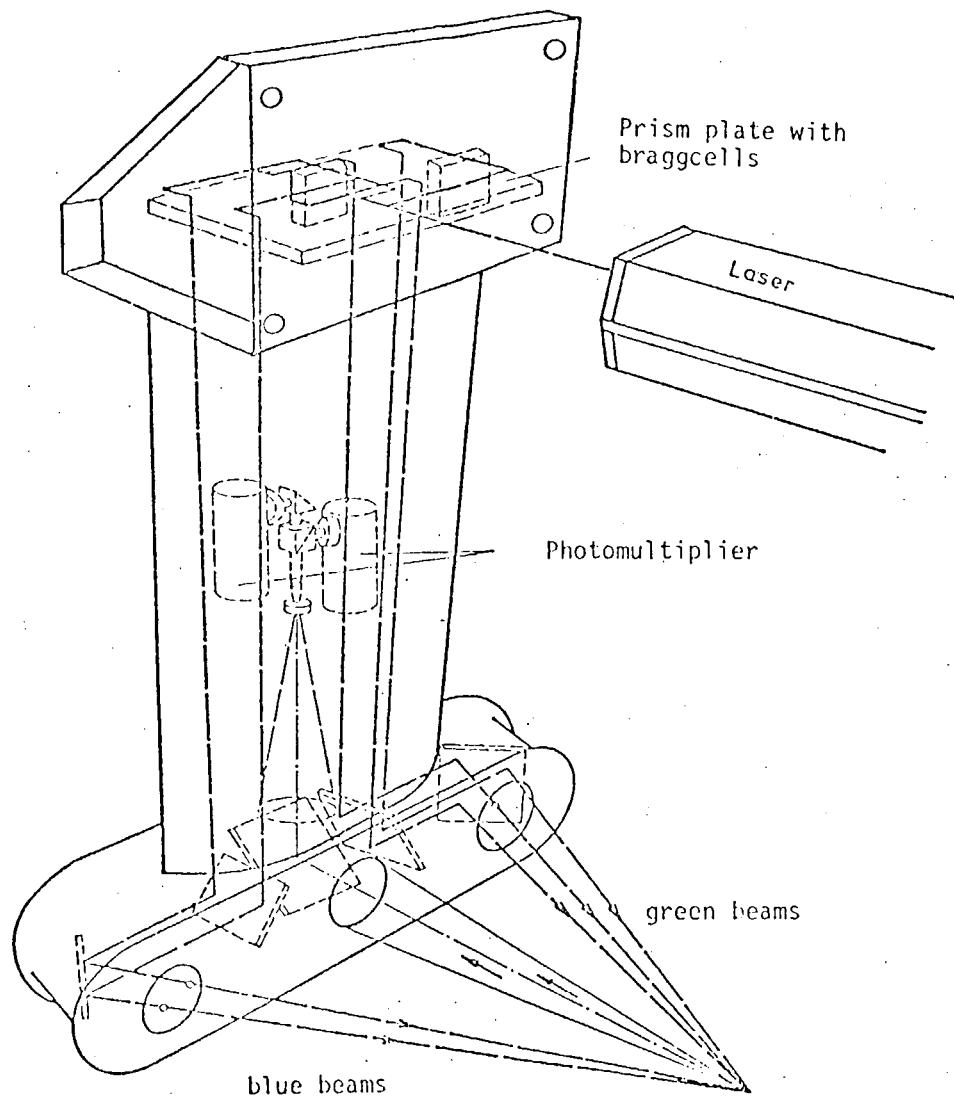


図2.2.4.7 2カラ－3次元方式

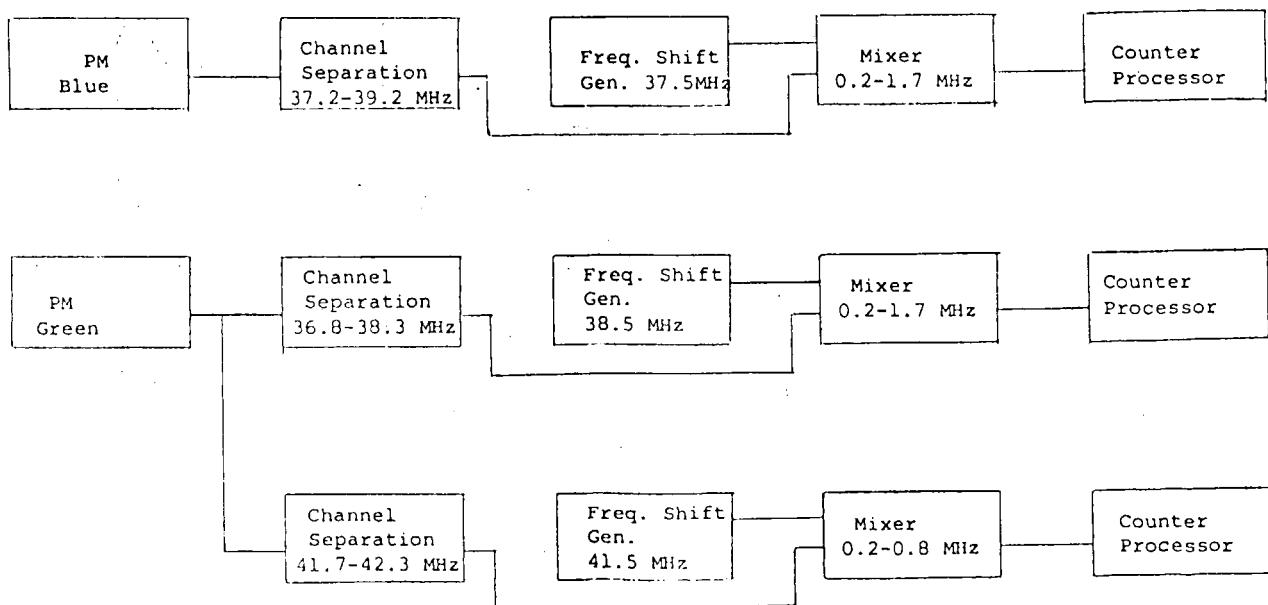


図2.2.4.8 2カラ－3次元方式の信号処理

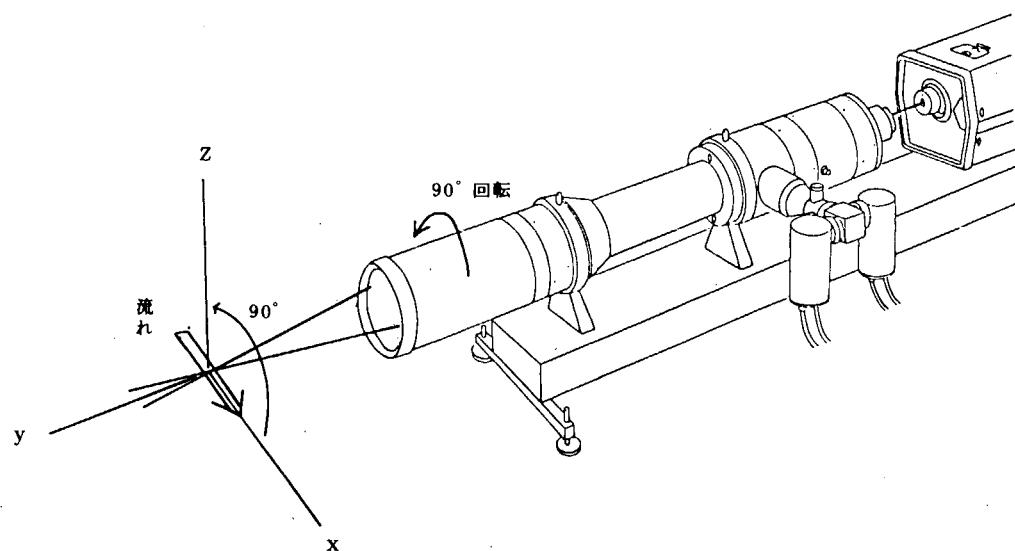


図 2.2.4.9 変則 2 次元方式

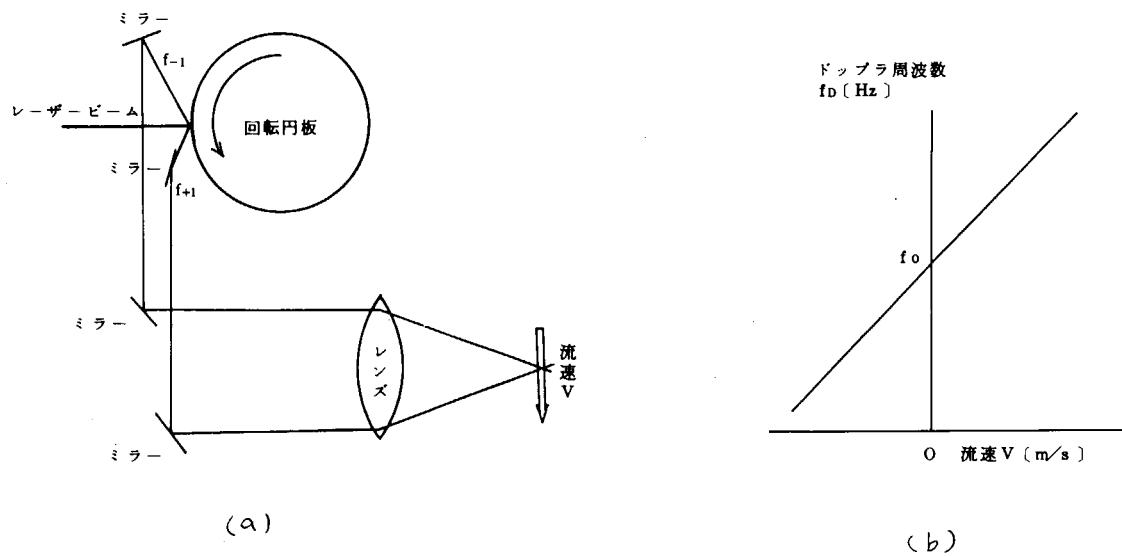


図 2.2.4.10 進行回折格による方式

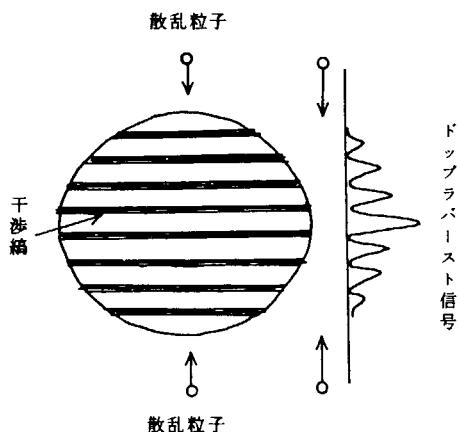
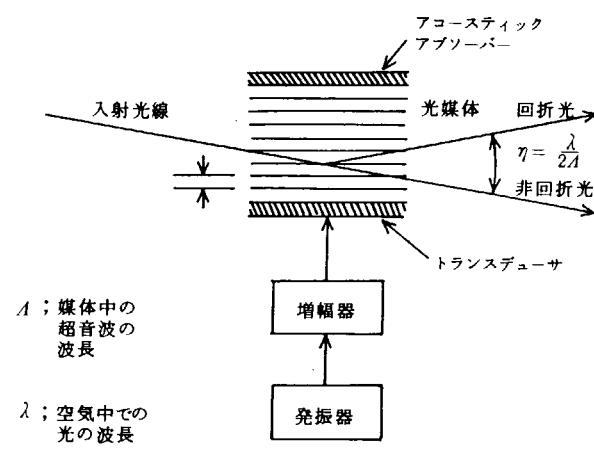


図 2.2.4.11 散乱粒子とドップラ信号



λ ; 媒体中の
超音波の
波長

λ ; 空気中での
光の波長

n ; 媒体中の
屈折率

図 2.2.4.12 超音波進行波管による方式

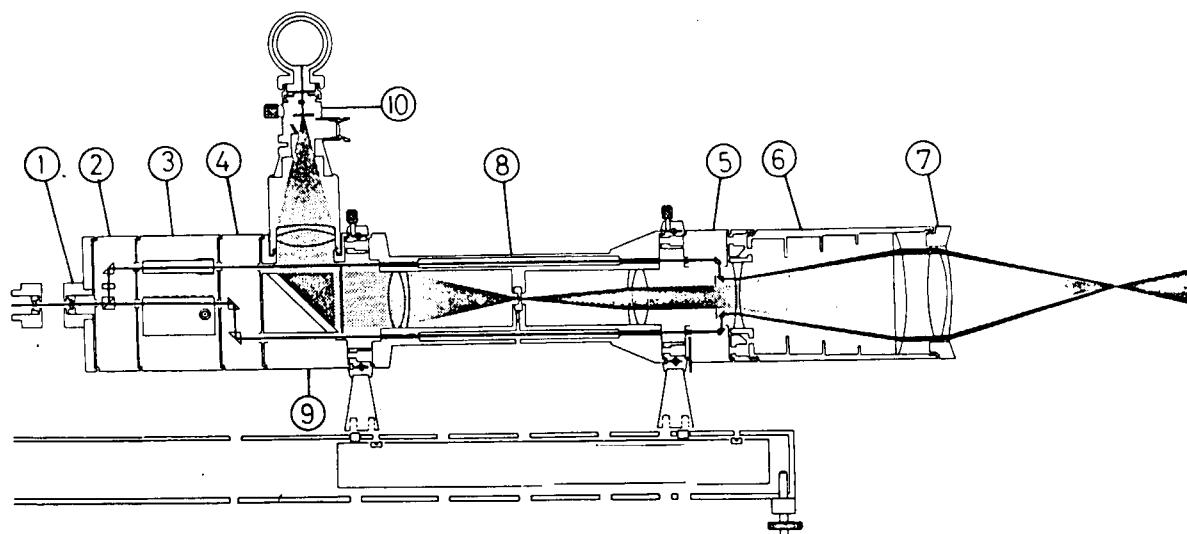


図 2.2.4.13 光 学 装 置

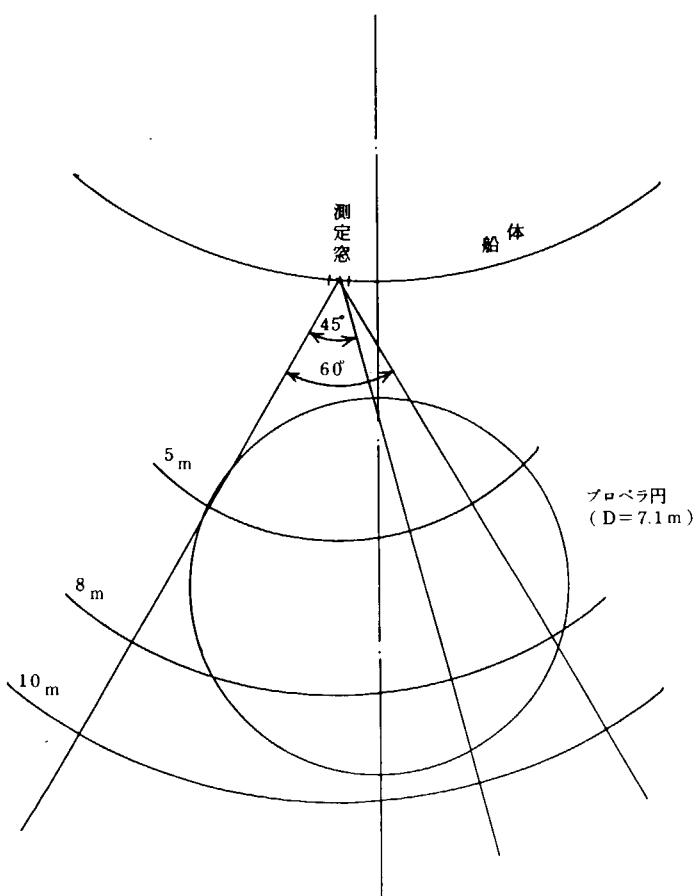


図 2.2.4.14 r, θ 方式トラバース方式の概略図

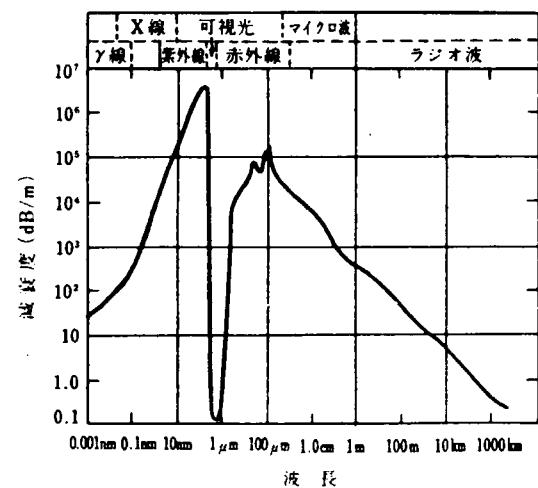


図 2.2.4.15 水中の電磁波の減衰

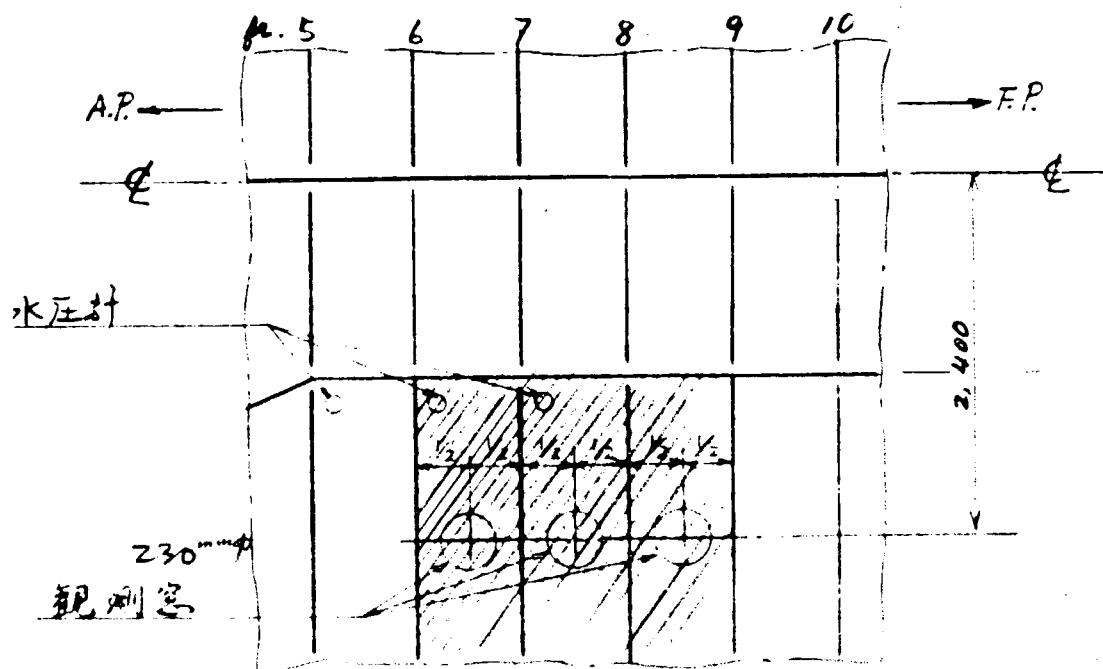
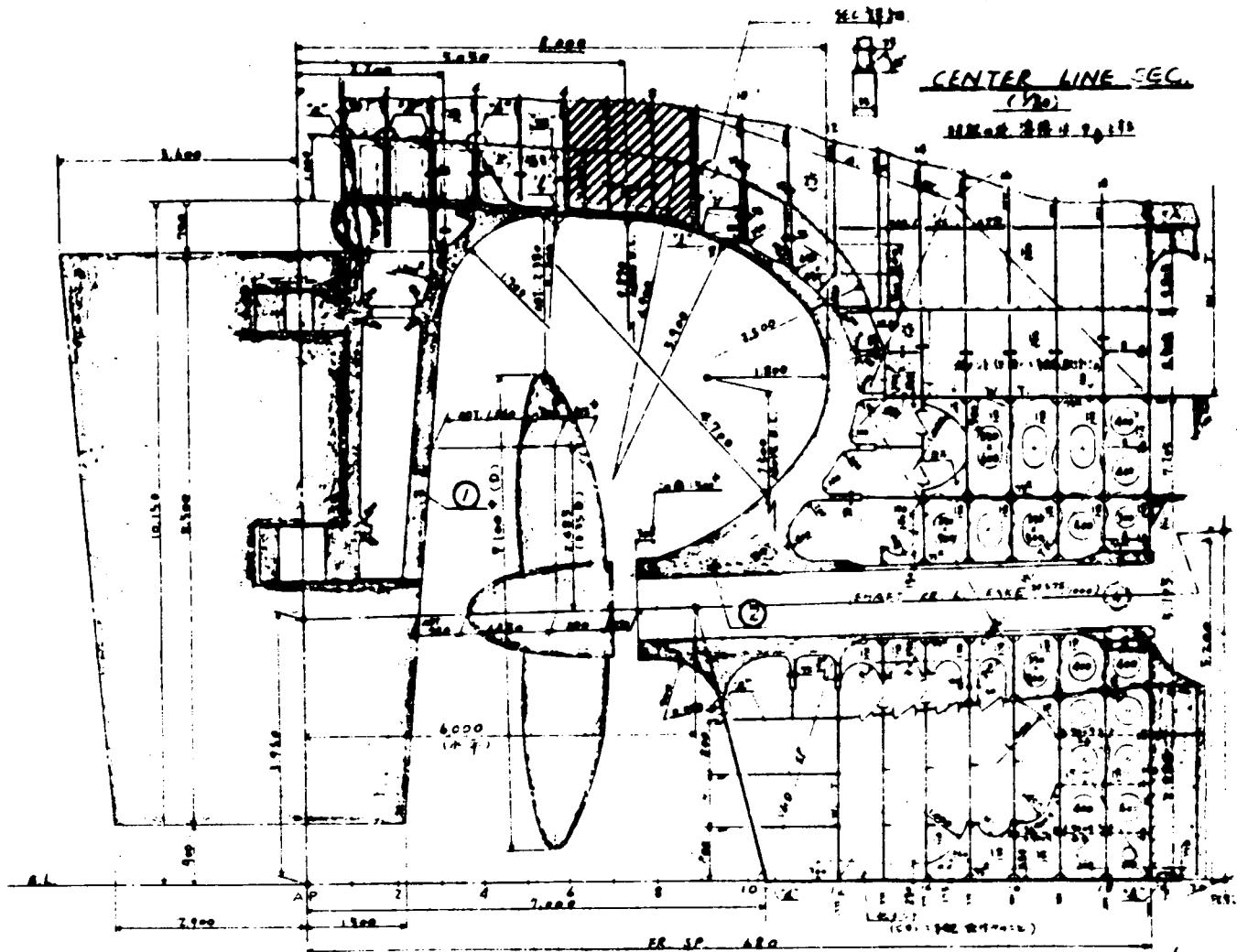


図 2.2.4.16 LDV 設置スペース（斜線部）

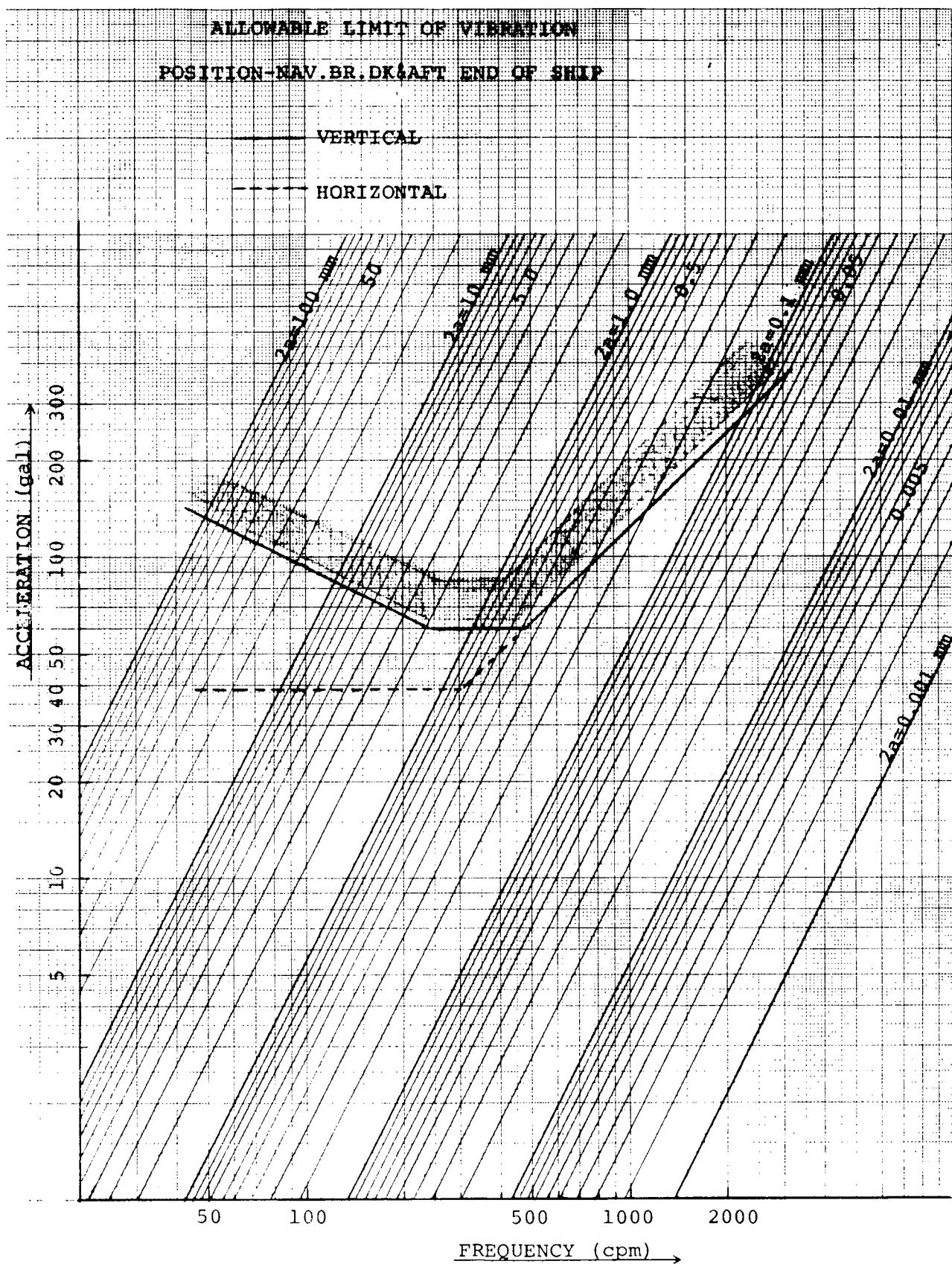


図 2.2.4.17 船体振動の許容限界

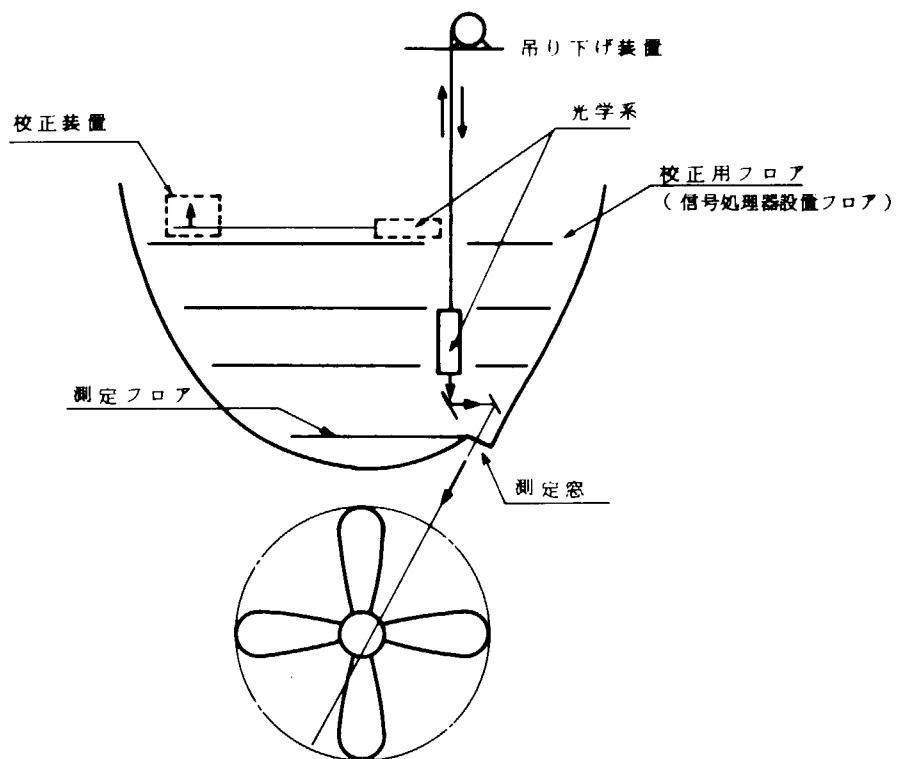


図 2.2.4.18 本体吊り下げ後方散乱方式

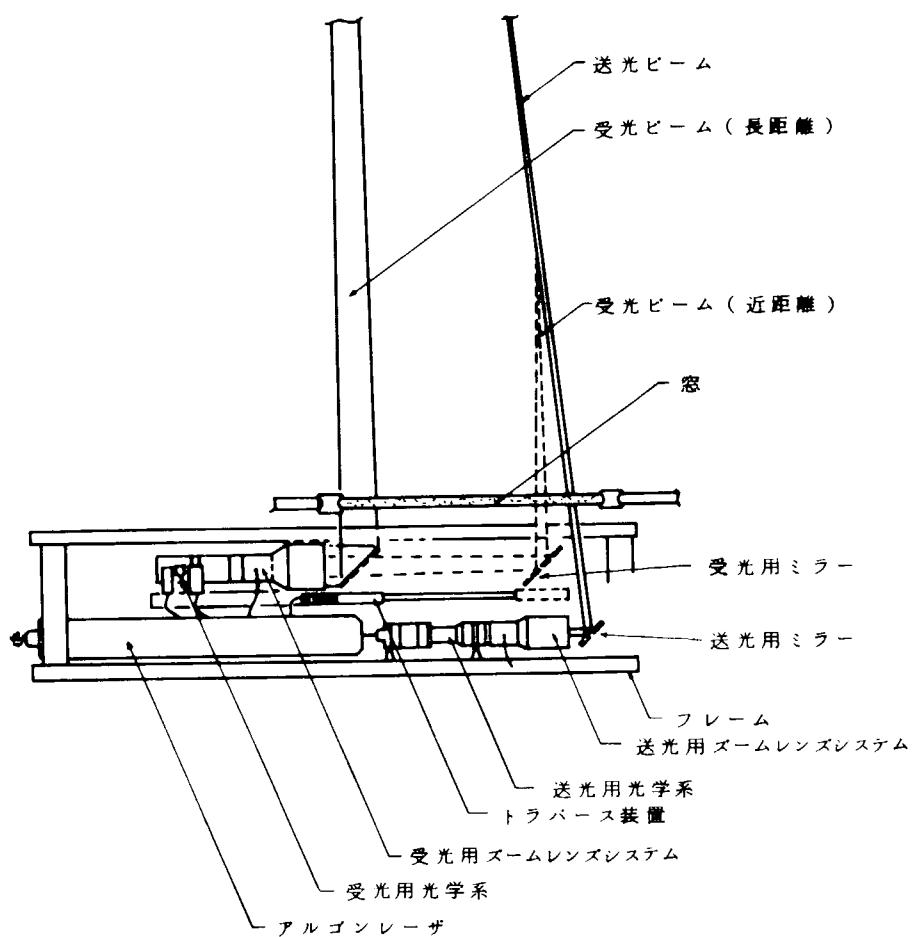


図 2.2.4.21 全体固定斜め後方散乱方式

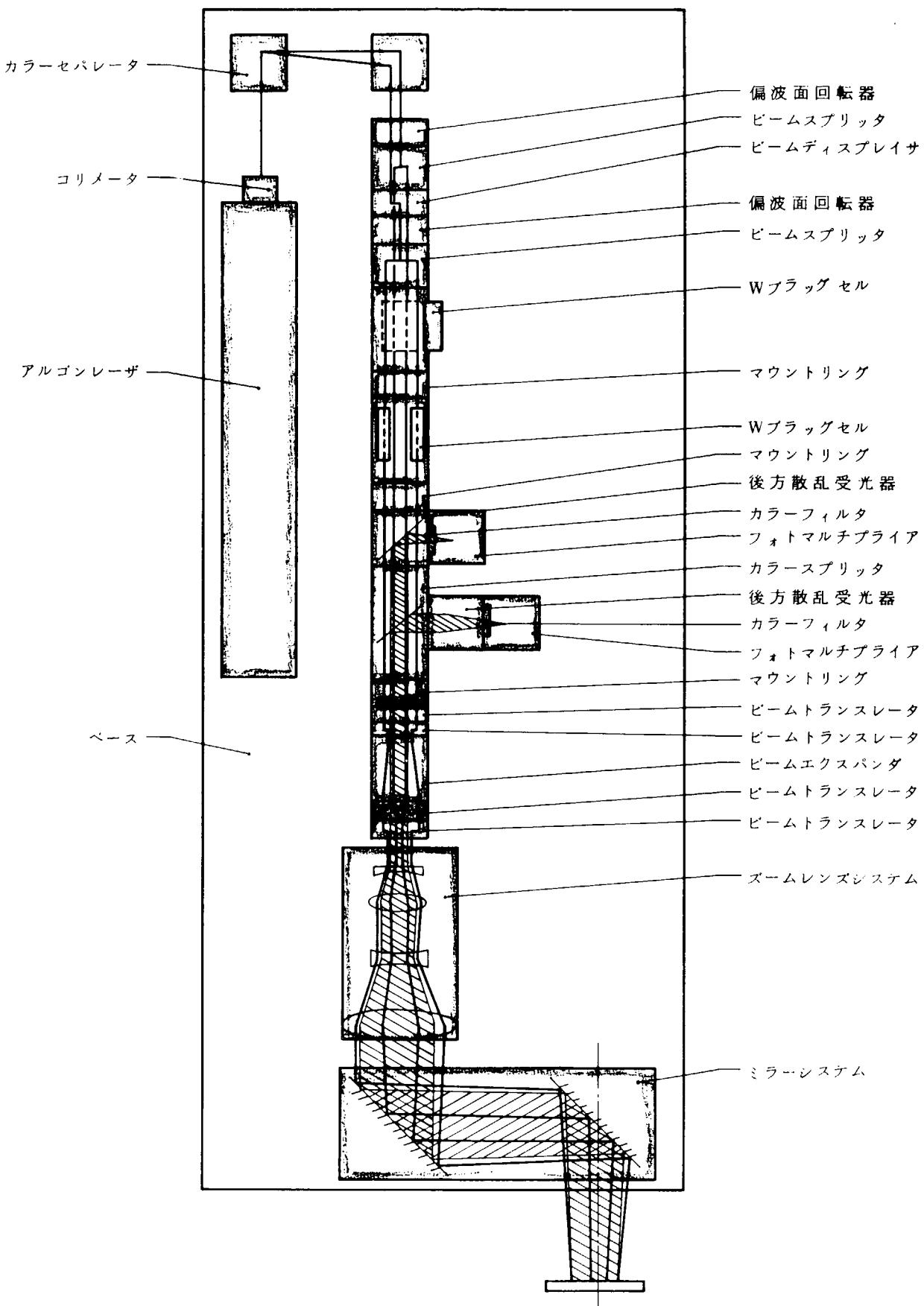


図 2.2.4.19 本体吊り下げ後方散乱方式の光学系

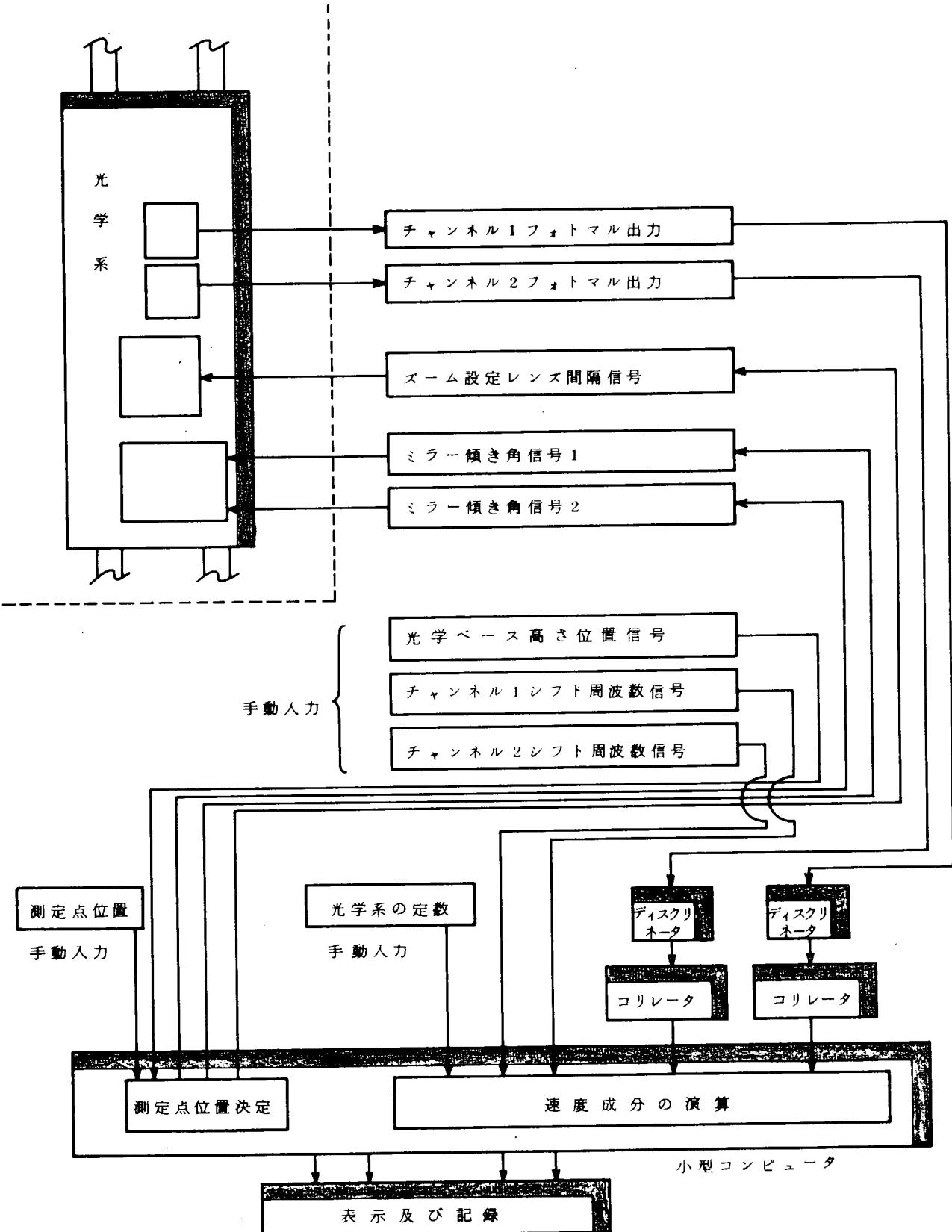


図 2.2.4.20 本体吊り下げ後方散乱方式の信号処理系

光学系 機械系



図 2.2.4.22 全体固定斜め後方散乱方式の信号処理系

-53-

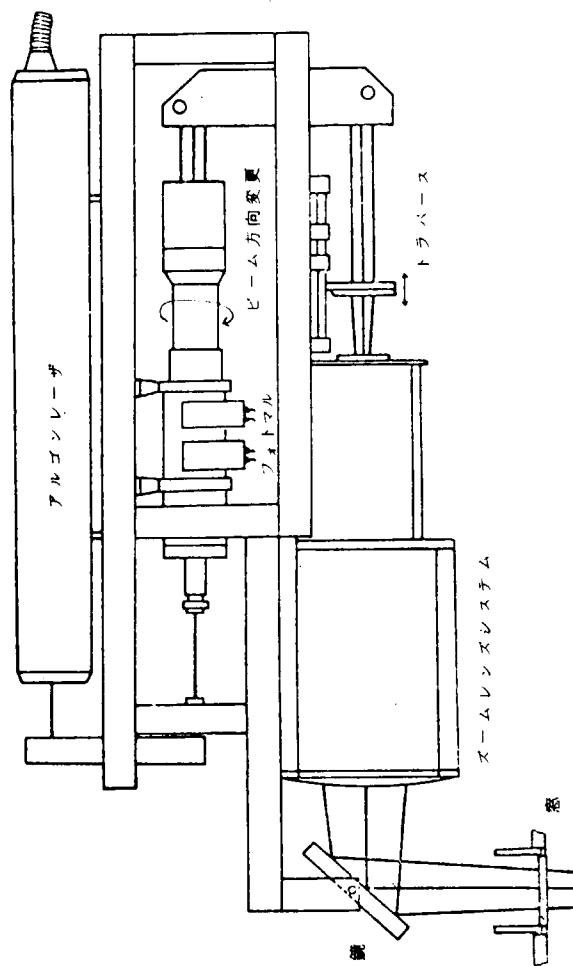
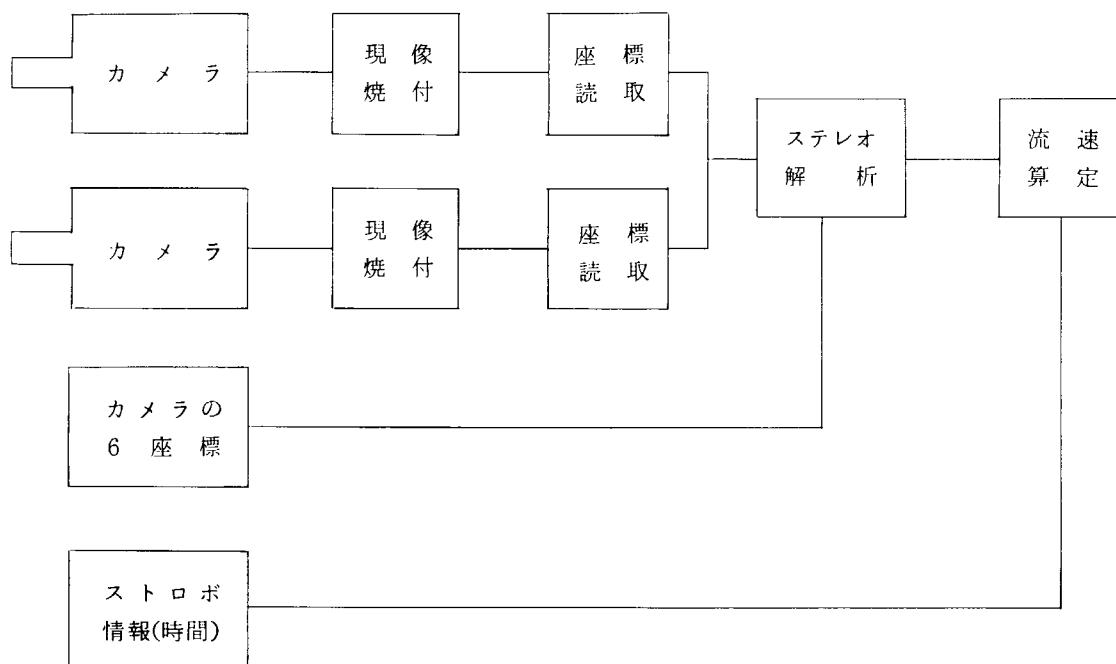


図 2.2.4.23 全体回転後方散乱方式 (実績)

図 2.2.4.24 全体回転後方散乱方式の光学系

図 2.2.4.24 全体回転後方散乱方式の光学系

(写真撮影)



(TV撮影)

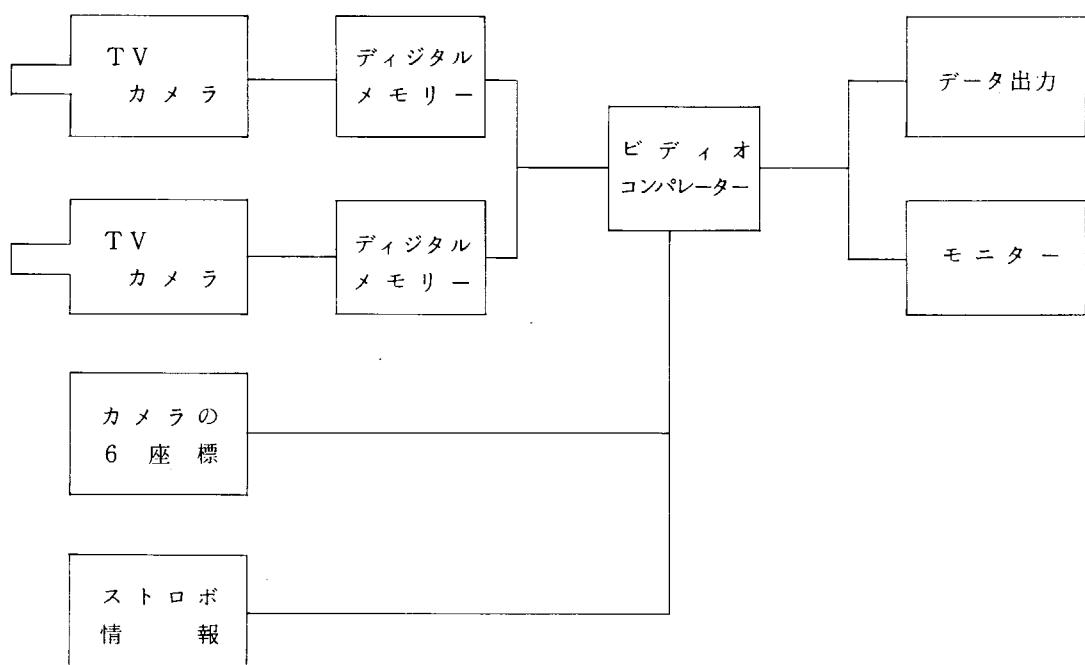
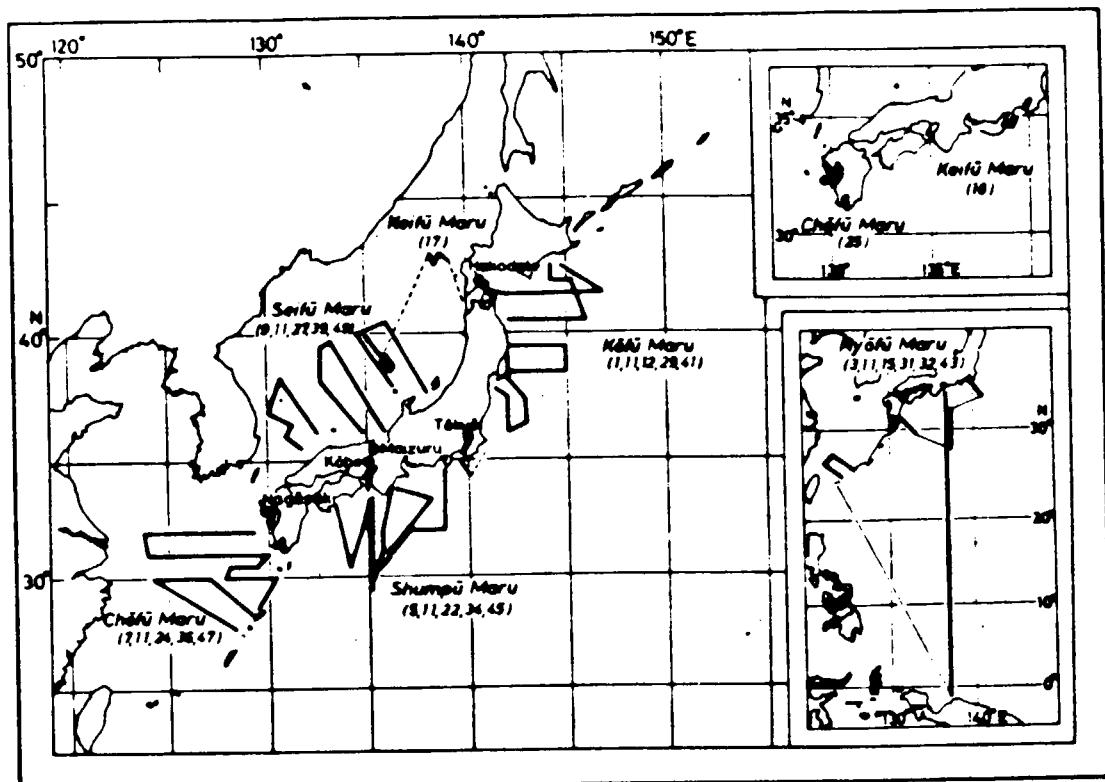
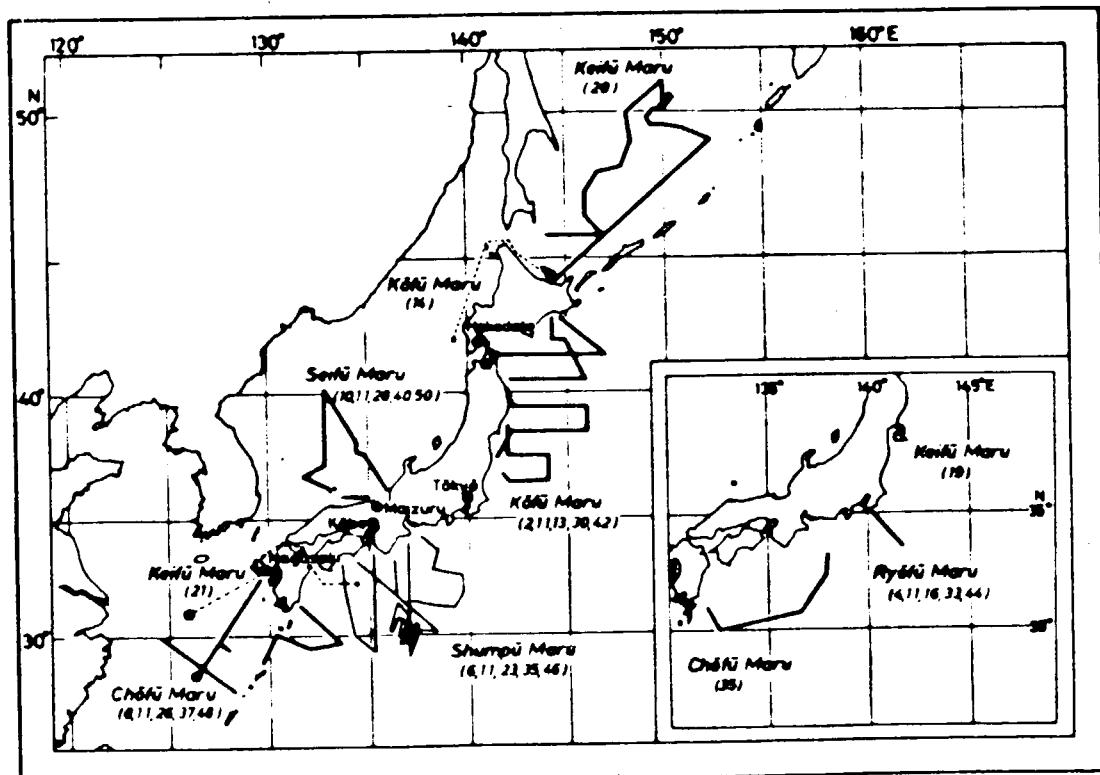


図 2.2.5.1 解析処理機器の構成

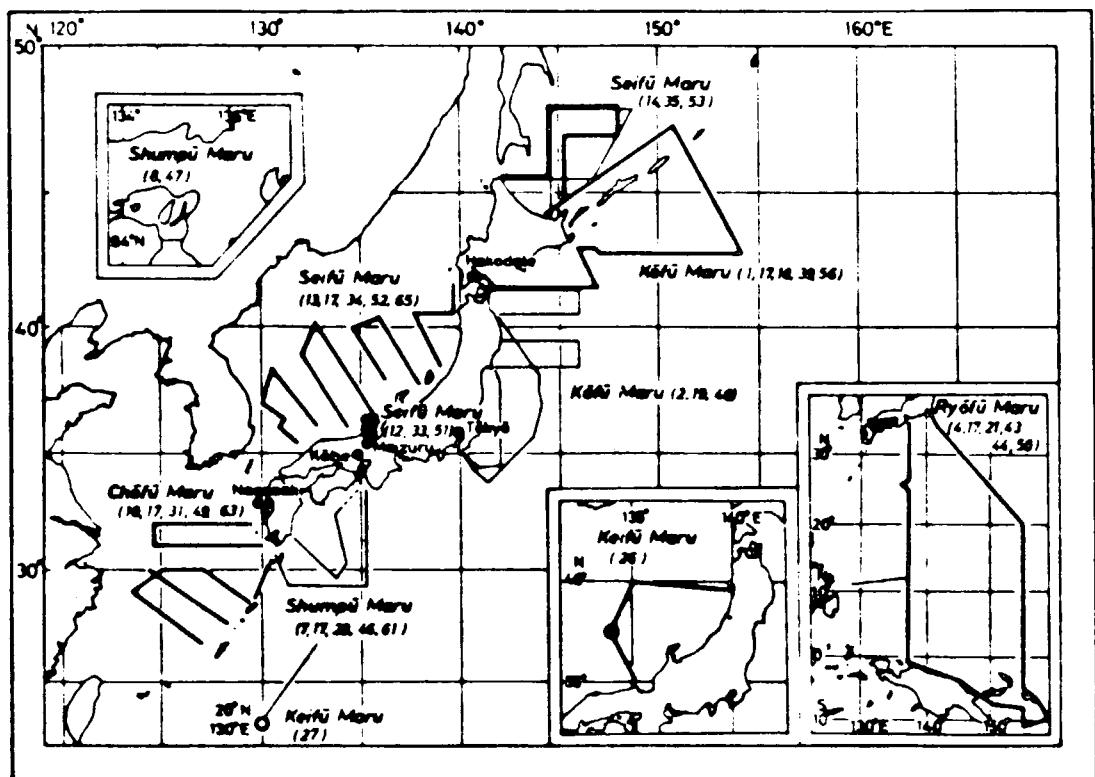


Station location chart, Jan.-Mar., 1978
The numbers in parentheses indicate the table numbers.

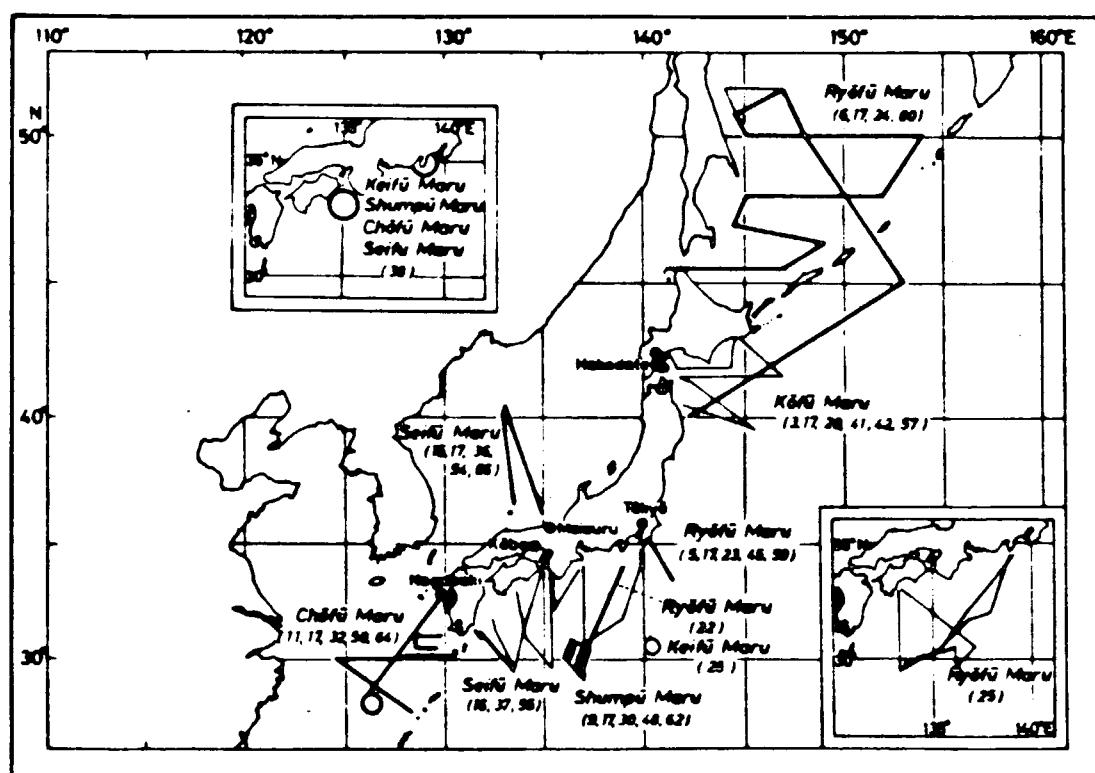


Station location chart, Apr.-June, 1978
The numbers in parentheses indicate the table numbers.

図 2.3.1.1 海洋観測船の観測位置と時期



Station location chart, June–Sept., 1978
The numbers in parentheses indicate the table numbers.



The station location chart, Oct.–Dec., 1978
The numbers in parentheses indicate the table numbers.

図 2.3.1.1 (つづき)

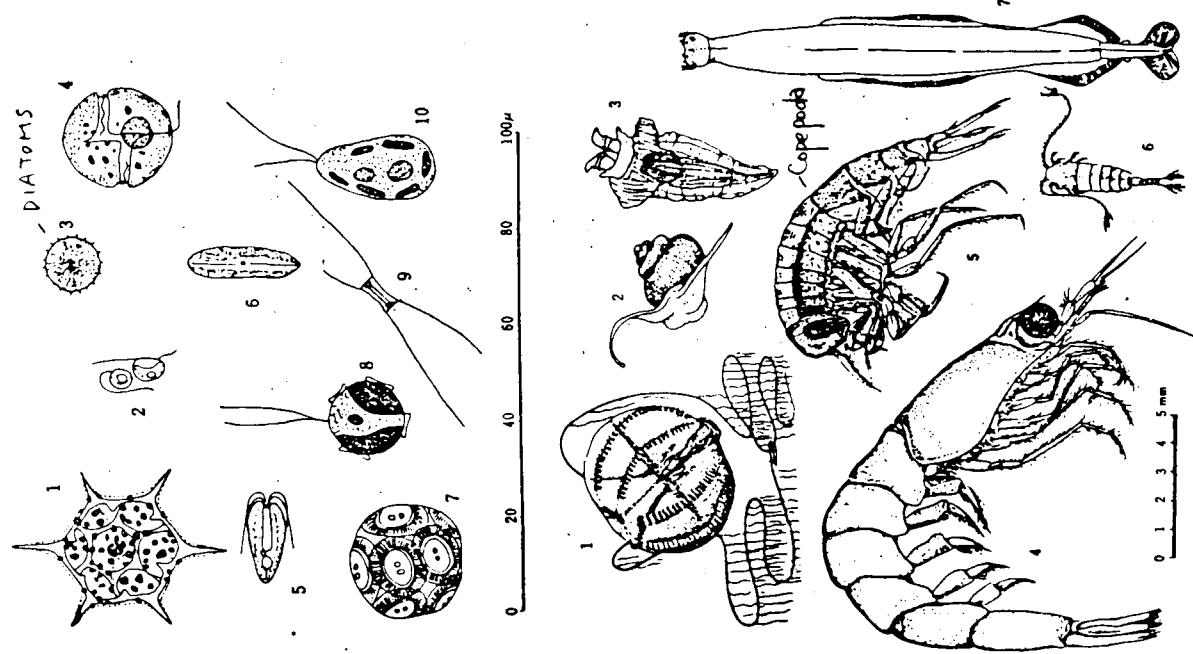


図 2.3.1.3 プラントクトン

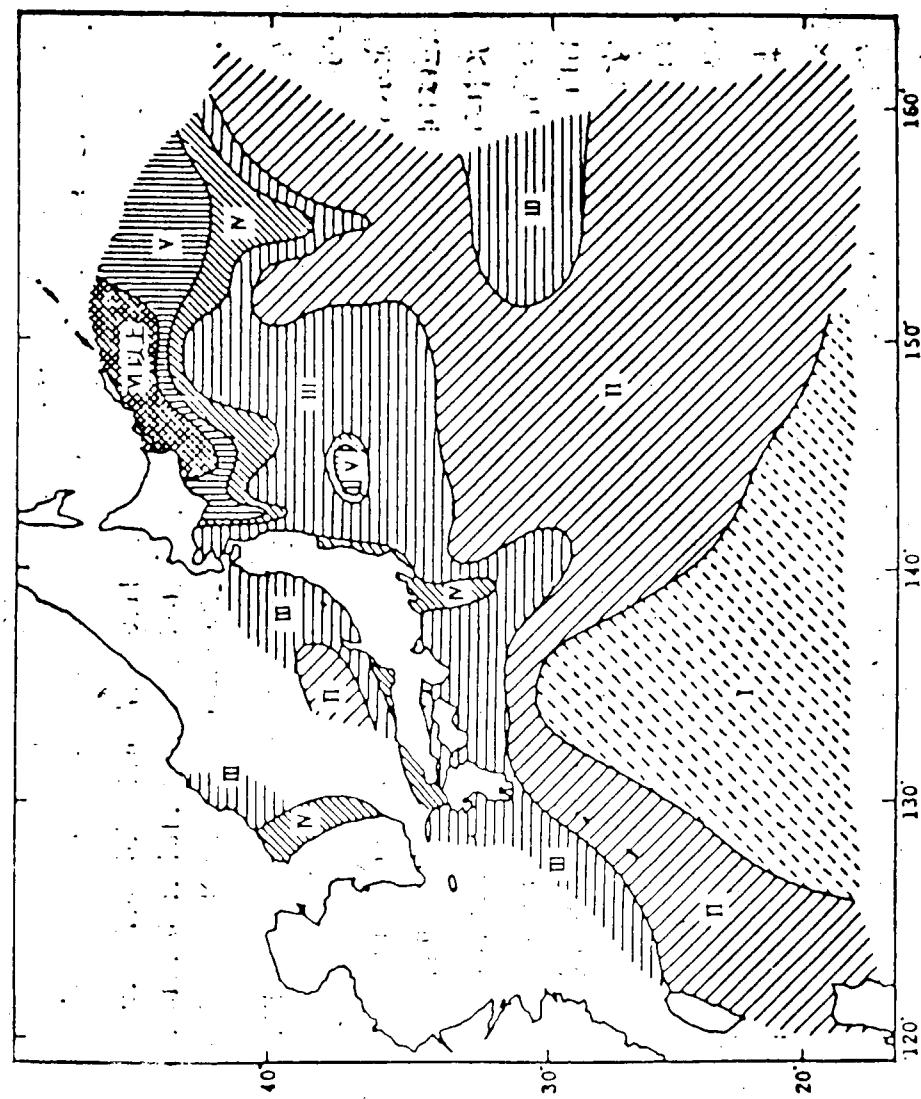


図 2.3.1.2 日本近海の水色分布 (1933年8月)

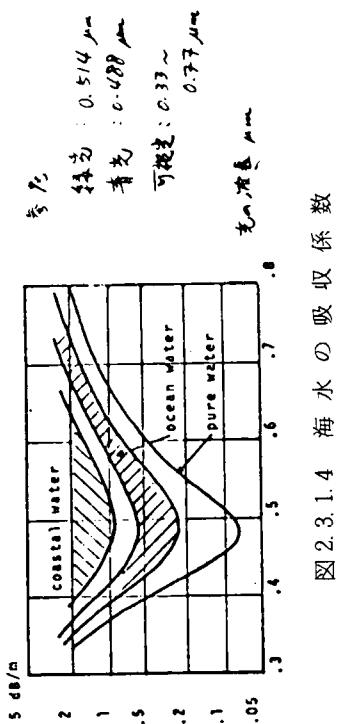


図 2.3.1.4 海水の吸収係数

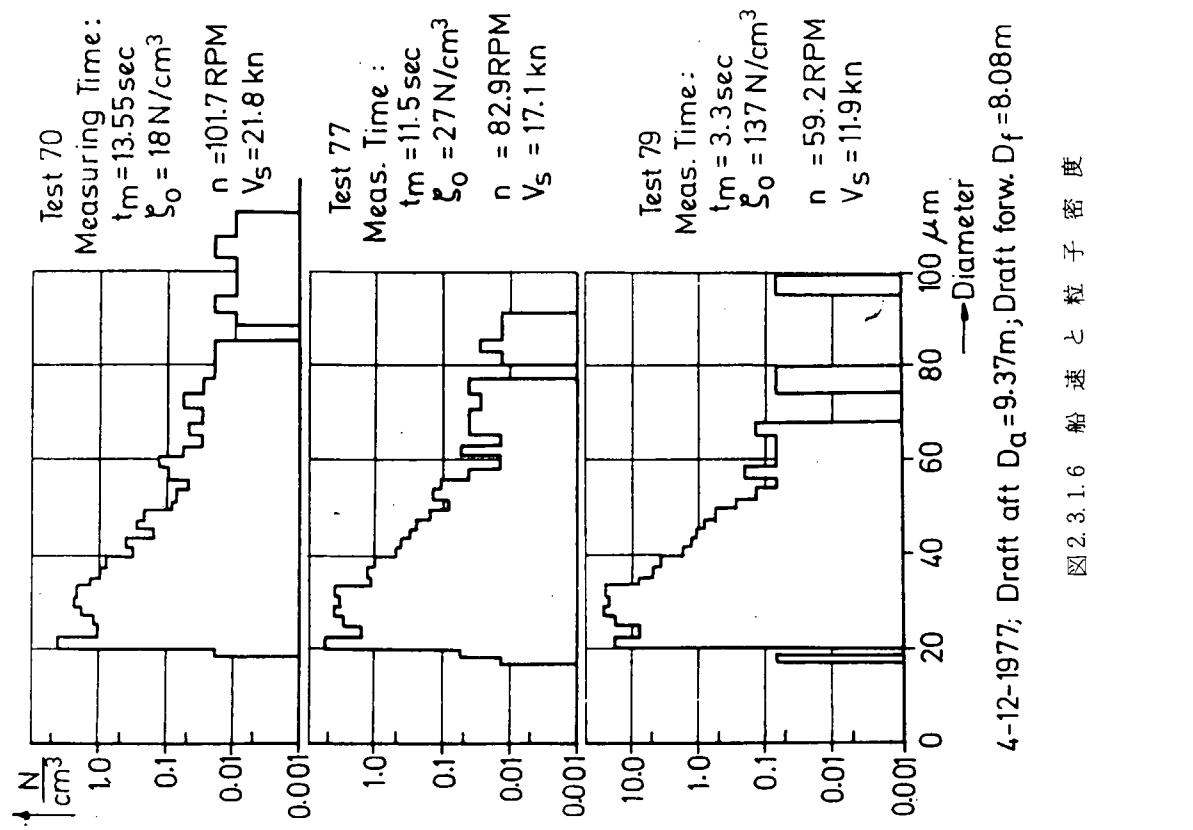


図 2.3.1.6 船速と粒子密度

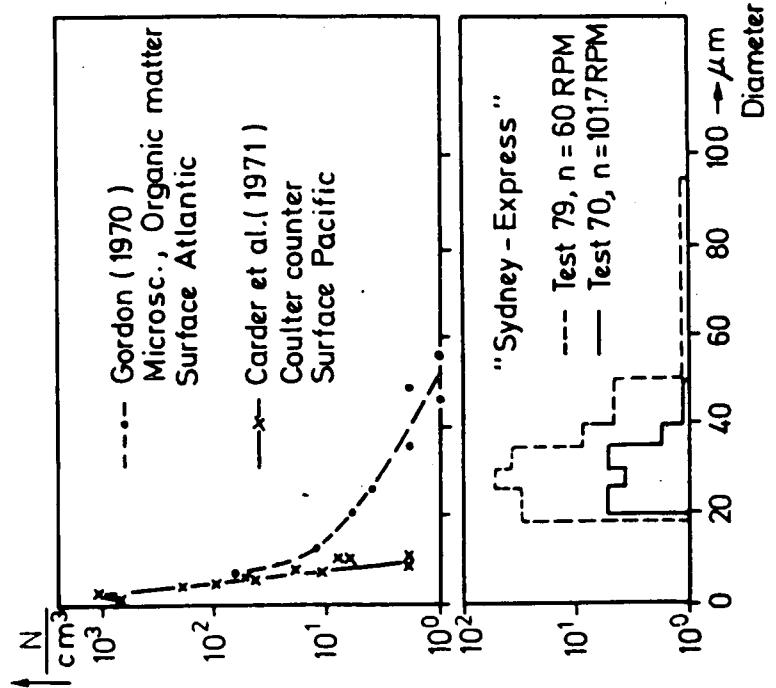


図 2.3.1.5 海水中の粒子密度

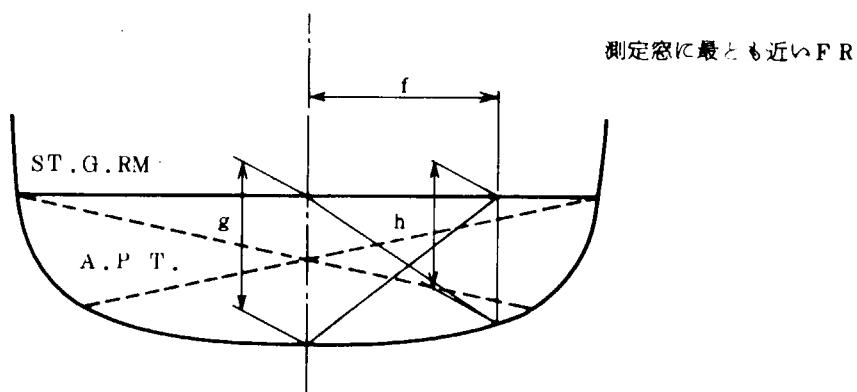
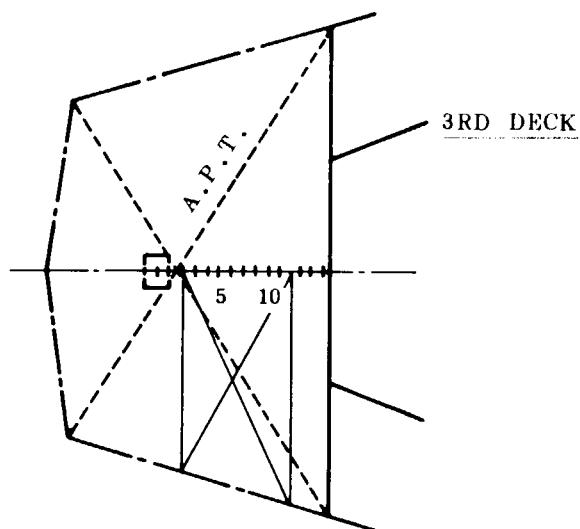
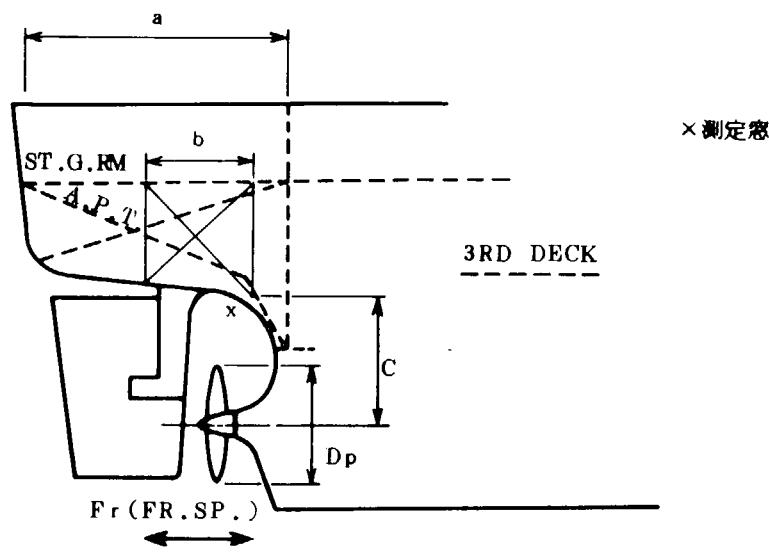


図 2.3.2.1 LDV 設置用スペース

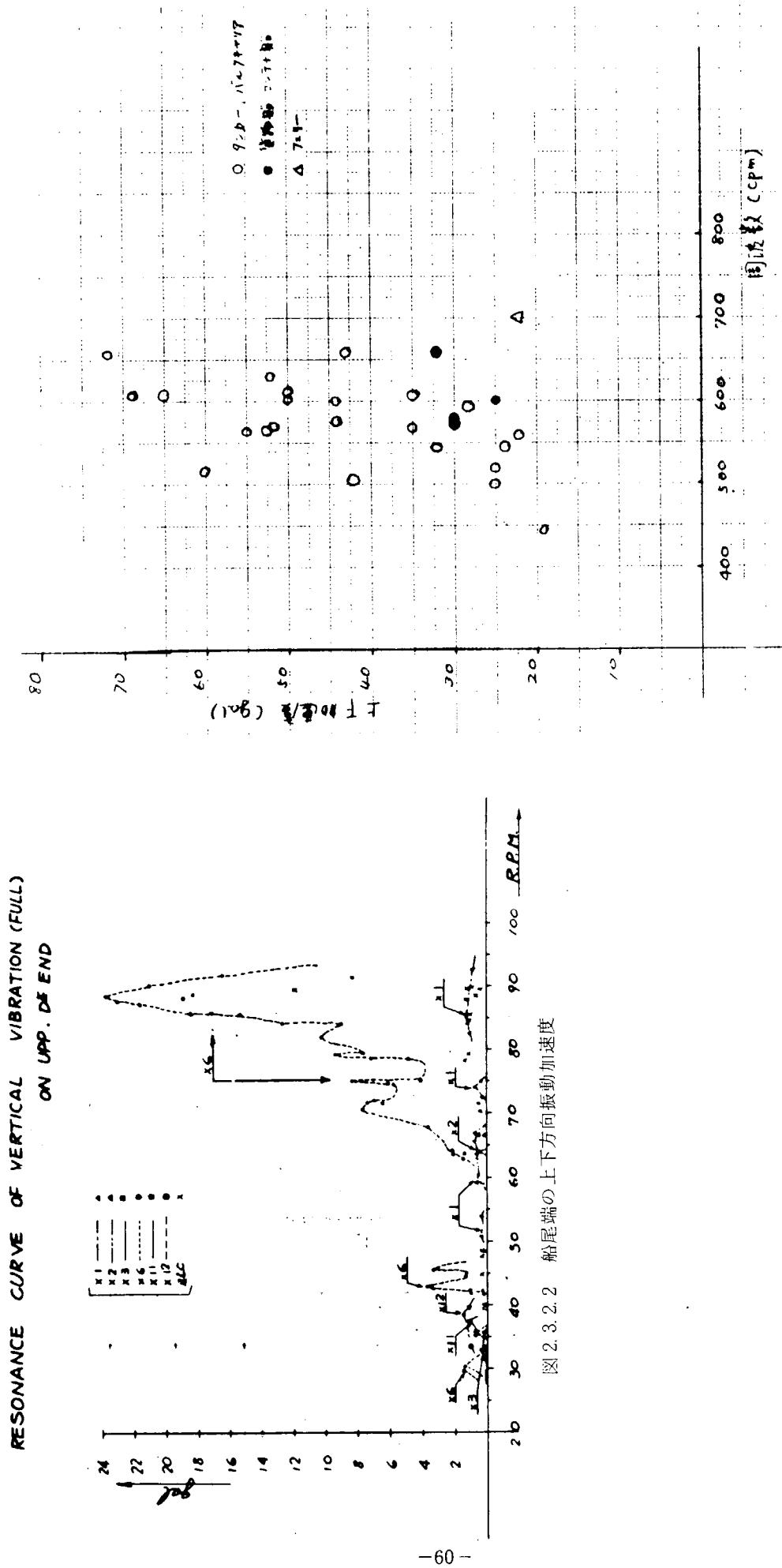


図2.3.2.2 船尾端の上下方向振動加速度

図2.3.2.3 船尾端 加速度 の 実測 例

3. プロペラに関する研究

3.1 緒言

本研究課題に対するプロペラ側よりみての研究としては、

- (a) プロペラフォース推定法の精度向上
 - (b) プロペラ翼形状を変化させることによる振動軽減法
- が挙げられる。

本研究部会で取り扱う“プロペラに関する研究”も、上記(a)および(b)についての一連の研究である。

プロペラフォース推定法の研究

プロペラにより誘起される船尾振動力（プロペラフォース）は、大別してサーフェスフォース（surface force）と※ベアリングフォース（bearing force）に分類されることはよく知られている。

サーフェスフォースもベアリングフォースも、ともに船尾に位置するプロペラが水中で回転することにより発生するフォースである。したがってそれぞれのフォースを精度よく推定するには、当然のことながらプロペラ理論の確立が必要となる。

船体の近くで回転するプロペラ翼によって船体表面に誘起される変動圧力を積分したものがサーフェスフォースと呼ばれるものである。サーフェスフォースは、キャビテーションが発生していないか、あるいは発生したとしても定常キャビテーションである場合と、非定常キャビテーションが発生している場合とでは、同一回転数で全くその大きさが異なる。非定常キャビテーション発生の場合のフォースは非常に大きくなる。この事実が、実験的に明確に証明されて（1968年）以来、キャビテーション研究者の注目は、“非定常キャビテーションとサーフェスフォースの関連の研究”におかれようになり、特に最近になって、これに関連した研究成果が数多く発表されるようになってきた。

さて、サーフェスフォースを計算により精度よく推定するには、翼がある位置にきたときに、いかなる種類のキャビテーションが、とくにサーフェスフォースの大小に影響力のある“シートキャビテーション”が“翼面上のどの位置に”“どのような形状（特にキャビテーション厚さ）”にて発生しているかを正確に推定することが必要である。これらの事柄を精度よく推定出来れば、理論計算によって、かなりの精度でサーフェスフォースを推定することが可能となる。

ベアリングフォース発生の原因は、各プロペラ翼が発生する推力あるいはトルクが、その翼位置により変化するためである。一般に、舶用プロペラは、キャビテーションが発生してもほとんど推力低下またトルク低下がないような状態で作動しているので、非定常キャビテーションが発生したからといって、ベアリングフォースはサーフェスフォースのように影響されることはない。換言すれば、プロペラ翼面上にキャビテーションが発生していない場合のプロペラ理論が確立さえしていれば、極端な場合を除いて、その理論をキャビテーションが発生している場合にそのまま使用しても、ほぼ正しいベアリングフォースを求めることができる。

上述のように、非定常キャビテーションの船尾振動におよぼす影響は、サーフェスフォースとベアリングフォースとは全くことなる。

※ 一般に、機関関係者は、“プロペラが不均一流中にて作動することにより、プロペラ翼位置ごとに変化する推力およびトルクが生じ、これによる力およびモーメントと、プロペラおよびシャフトの重量から生ずるそれらとがプロペラ軸を通して船体に伝達される。これをベアリングフォース”と呼んでいる。しかし、ここでは前者のみの力およびモーメントをベアリングフォースと定義する。最近では、ここでいうベアリングフォースを vibratory shaft forces and moments と呼ぶことが多い。

サーフェスフォースおよびベアリングフォースを計算する際に必要な入力の一つである流速、すなわち伴流の値に関する研究は、第4章で取り扱う。

プロペラ翼形状の研究

プロペラフォース推定法が確立されるということは、逆に考えれば、プロペラフォースの減少法が明確になるといつてもよい。

本章では、さらに船尾形状が与えられたとして、プロペラ翼形状を変化させることにより、プロペラフォースをどの程度減少させ得るかを調査するとともに、現在船尾振動軽減対策の一つとして世界中の注目を集めているハイスクュープロペラに関しての一連の研究を実施する。

3.2 プロペラフォース推定法の研究

3.2.1 起振力推定法の調査

1935年に、F. M. Lewis¹⁾が初めてプロペラ起振力の研究を発表して以来、数多くの研究成果が報告されている。これをわかり易く解説した文献には次のようなものがある。

谷口 中	「プロペラ起振力について」	昭和38年10月	2)
熊井 豊二	「プロペラ起振力」	昭和42年2月	3)
谷口 中、大高勝夫	「プロペラによる船体振動研究の展望」	昭和43年10月	4)
高橋 肇	「プロペラキャビテーションのSurface Forceに及ぼす影響に関する一考察」	昭和50年2月	5)
大高 勝夫	「設計における起振力の推定法」	昭和50年10月	6)
石田駿一、小山鴻一	「プロペラ起振力の推定法」	昭和54年7月	7)
谷林 英毅	「プロペラ起振力」	昭和55年10月	8)

文献2)～4)は、プロペラ起振力の基本的問題点の解説とともに歴史的な進展について詳述されている。サーフェスフォースがプロペラ翼の厚さと負荷の関数として容易に理論解を得ることができて、実験とも良い一致をみること、一方ベアリングフォースは、計算をすることができるが、実験による検証が困難であることが示されている。さらに、サーフェスフォースおよびベアリングフォースに対する船尾形状、プロペラ形状の影響に関するデータ等も示されている。

文献5)は、実船のサーフェスフォースに対して、不均一伴流中でプロペラ翼に発生する非定常キャビテーションが支配的に影響し、曳航水槽中の模型船の船尾における圧力変動と大幅な差違があることを示し、サーフェスフォースの新しい計算式を提案している。

文献6)は、造船設計者がすぐ使用できるプロペラ起振力の推定式を紹介し、平易な解説が加えられている。

文献7)は、理論計算法の紹介を中心に、その適用方法と適用限界を示している。

文献8)は、非定常キャビテーションを考慮した船尾変動水圧の理論計算法の分類評価、簡易計算法、圧力積分して得られるサーフェスフォースおよび起振力の減少対策等、現時点までの成果を整理して示している。

ここでは、起振力推定法の調査という目的から、前述の文献を参考にしつつ、起振力およびその関連する分野の現状を把握することが試みられている。現時点における全般的な解説は文献8)に示されているが、ここではさらに既存のプロペラ理論の問題点、キャビテーションの発生範囲の現状および起振力の実船計測と模型実船の現状と問題点ならびに、理論計算法、簡易計算法、そして起振力の許容限界についても言及する。

目 次

(i) プロペラ理論

(1) 在来のプロペラ理論

(2) ハイスキュープロペラへの適用例

(3) プロペラ理論の改良の試み

(ii) ベアリングフォースの推定法

(1) 実船計測および模型実験

(2) 理論計算法

(3) 簡易計算法

(4) 許容限界

(iii) キャビテーションの発生範囲およびボリュームの推定法

(1) 翼形のキャビテーションと理論

(2) プロペラでのキャビテーションの発生範囲推定法

(3) キャビティボリュームの推定法

(iv) サーフェイスフォームの推定法

(1) 実船計測及び模型実験

(2) 理論計算法

(3) 簡易計算法と統計法

(4) 許容限界

(i) プロペラ理論

(1) 在来のプロペラ理論

プロペラの起振力はプロペラ軸を通して船体に伝えられるベアリングフォースと船体表面の変動圧力として船体に伝えられるサーフェスフォースの2つに分けられる。プロペラは船尾の複雑な伴流分布において作動するので、これらの力の計算は容易ではなく、精度の高いプロペラ理論が不可欠である。

プロペラ理論は、今日、渦理論が中心であり、これは揚力線理論と揚力面理論に大別される。近年、大型コンピューターの普及によって各研究所などにおいて揚力面理論によりプロペラ特性計算がなされるようになってきたが、いまだ揚力線理論を用いているところも数多い。^{9, 10, 11)} 揚力線理論は揚力面補正をすることによって、スラストトルク計算を図3.2.1.1に示される様に、かなり精度良く計算することができる。しかし、揚力線理論によって圧力分布を計算することは、多くの仮定が含まれ、¹⁰⁾ Highly skewed propellerなどに適用して、圧力分布を精度高く計算することは難しいと思われる。これに対して揚力面理論は大きな容量をもつ計算機が必要なばかりでなく、長い計算時間がかかるので、一部の研究者によって研究されていたが、今日の計算機のめざましい発達により近年盛んに用いられるようになってきている。これらを表3.2.1.1に示す。

揚力面理論は主として航空工学の分野で発展したが、大きく分けて、その積分方程式の解き方から mode function 法と discrete function 法からなる。mode function 法としては、最適標点法、Flax の方法、核関数展開法などがプロペラ理論に応用されている。⁷⁾ 最適標点法は Multhopp により始まり、翼面上に有限個の吹上げ標点と荷重標点を選び、求められる揚力分布の誤差が最小になるようにそれらの配置が決められる。吹上げ標点で境界条件が満足される様な解をみつける方法である。^{14, 15, 16)} Flax の方法はプロペラ揚力面の積分方程式の両辺に荷重関数をかけて、これを翼弦方向に積分して新しい方程式を作って解く方法である。¹³⁾ 核関数展開法は積分方程式の両辺を翼弦方向変数で Taylor 展開してその係数関数で等置して連立積分方程式をたてて解く方法^{17, 18, 19)} である。^{20, 21)}

discrete function 法としては、vortex lattice 法、doublet lattice 法などが挙げられるが、プロペラ翼面を図3.2.1.2に示される多数の渦格子によって置き換え、揚力面の渦分布に関する積分方程式を各格子の渦の強さを求める連立方程式に変換して解く方法である。この方法は比較的大容量の計算機を必要とするが、複雑な計

算（キャビテーションを発生したプロペラなどを直接計算する）に拡張しやすい利点をもつ。²²⁾ vortex lattice 法は、²³⁾ Kerwin, ²⁴⁾ Szantyr, ²⁵⁾ 湯浅などによって、プロペラに応用されている。doublet lattice をプロペラに応用したのは花岡、²⁶⁾ 小山である。²⁷⁾ mode function 法と doublet lattice 法による計算結果の比較が行われているが、比較的良く合う結果を得ている。これを図 3.2.1.3 に示す。この図において前者は、Method 1 であり、後者は Method 2 である。

揚力面の積分方程式を解いて、プロペラの揚力分布が求まると、ペアリングフォースを計算することができ、¹⁴⁾ またプロペラ翼面圧力分布の計算に用いられる 2 次元相当キャンバーが得られる。また、揚力分布によって誘起されるサーフェスフォースの計算にも利用される。プロペラ翼面の圧力分布は上記の 2 次元相当キャンバーに翼断面の肉厚分布をストリップ法的に加え合わせて、流体力学的 2 次元翼断面を得て、これに対して守屋の方法、²⁸⁾ 今井の方法などによって圧力分布が計算される。

近年、計測技術の進歩によりプロペラ翼面上の圧力分布が計測されるようになってきており、理論計算と実験値の比較も可能になってきている。^{30), 31), 32)} 図 3.2.1.4 に示される様に大略、一致は良いといえる。しかしながら、第 15 回 ITTC (1978) において、各研究所でそれぞれ開発された計算方法を用いて計算された圧力分布が持ち寄られたが、入力データが同一であるにもかかわらず、図 3.2.1.5 に示す様に計算結果に大きなバラツキがみられ、圧力分布の理論計算の難しさを示しているといえよう。

(2) ハイスキュープロペラへの適用例

起振力軽減の方法としてハイスキュープロペラの採用が最も有効な方法の一つであることは良く知られており、³³⁾ 図 3.2.1.6 に示す様に実験ではスキー角の増大とともに、起振力は大幅に低下する。これに対して既存の揚力面理論計算がハイスキュープロペラに対して有効であるかどうかを調べることは、起振力の推定のために必要である。

数種類のスキーープロペラ（スキー角 $0^\circ, 36^\circ, 72^\circ, 108^\circ$ ）についてのプロペラ単独性能試験の結果と揚力面理論計算との比較がなされている。これを図 3.2.1.7 に示す。この結果、スキーなしの時は K_T, K_Q に対して実験値と計算値の一一致は良いが、スキー角が大きくなるにしたがって一致は悪くなる。Kerwin の結果によれば、スキー角が大きくなるに従い、計算では K_T, K_Q が大きくなるが、実験ではあまり変化しない。この原因として、3 次元粘性影響が考えられるとしている。同様の比較が 10° と 72° スキーのプロペラに対する菅井の方法による計算によってなされている。これを図 3.2.1.8 に示す。しかしながらこの結果では K_T, K_Q の理論計算値へのスキーの影響は余り大きくないが、実験結果ではハイスキュープロペラの方が K_T, K_Q とも大巾に大きくなっている。これはハイスキュープロペラのレーキが大きかったので半径方向の誘導速度の影響が現われたためと説明している。³⁴⁾

60° スキーとスキーなしのプロペラに対して、均一および不均一流中において翼面圧力計測を行い、花岡・小山の方法と比較した例がある。³²⁾ 均一および不均一流中において両プロペラに対して前縁附近を除き、大旨、計算値および実験値とも良い一致を示しているが、 60° スキーの方が一致は良くないようである。これを図 3.2.1.9 に図す。

以上の適用例から、特にハイスキュープロペラ (70° 以上) に対して、既存のプロペラ揚力面理論を用いて、圧力分布を充分な精度をもって計算できるとは言えないようである。これは、ハイスキュープロペラに対する根本的な揚力面渦モデルのとらえ方が不充分であることが先ず挙げられるが、粘性影響の考慮が充分なされていないことも考えられ、誘導速度の半径方向の成分を考慮する必要があるのであろう。特に、圧力分布を計算する際にプロペラへの粘性の影響を考慮するため、境界層理論の適用も必要があろう。^{35), 36)}

(3) プロペラ理論の改良の試み

上記の結果からハイスキュープロペラに対して、プロペラ理論が推力、トルク、圧力分布をキャビテーション

ンの発生範囲およびボリュームを計算できるほどの充分な精度で計算できるとは言い難い。このため近年、揚力面理論の種々の改良の試みがなされている。

先ず、ハイスクュープロペラは大きな Forward rake をもつて、半径方向の速度成分を考慮する必要がある。この影響を考慮して、揚力面理論計算をすると、実験との一致は良くなるようであり、これは Wake-adapted propeller⁴⁰⁾ や可変ピッチプロペラ³⁵⁾ に対しても有効であると考えられる。

ハイスクュープロペラは通常プロペラと比較して、同じ作動点でも発生するキャビテーションの種類の違いなどプロペラ翼表面上の流れがかなり異なるようである。このため従来の揚力面理論とは異なる渦モデルを考える必要がありそうに思われる。この様な試みの一つとして、3次元定常翼と模型プロペラに対して流れの可視化を行い、前縁からチップにかけて剥離する渦の様子が調べられている。⁴¹⁾

従来の揚力面理論（mode function 法）において、翼端近傍での解の精度が悪いことが知られている。特に、プロペラ翼端でのキャビティボリュームの計算に大きな影響を与えることが考えられる。このため翼端特異性⁴²⁾ を処理した花岡・小山の計算法により、図 3.2.1.3 に示す様に精度の良い解が得られている。この計算法は Method 3 である。計算時間は従来の揚力面計算法の 20 倍ほどになるので一般化にはもう少し時間がかかりそうである。

この他、プロペラ後流渦の変形の考慮なども行われているが余り良い効果が得られていないようである。⁴⁴⁾

(ii) ベアリングフォースの推定法

Lewis の研究^{1,45)} によって、すでにベアリングフォースとサーフェイスフォースの区別がなされ、その後ベアリングフォースについては推力変動とトルク変動を中心に Schwanecke や Schuster^{46,47)} らによって研究されたが、上下⁴⁸⁾ 方向・左右方向の力およびモーメントを含む 6 自由度のベアリングフォースに関する研究は 1956 年の谷口⁴⁹⁾ に続いて熊井^{50,51)} および Manen Wereldoma⁵²⁾ らの報告に見られるようになった。

1962 年に熊井は、プロペラ単獨特性を用いた準定常計算法に基づくベアリングフォースの推定を試み、山崎^{53,18)} の非定常揚力面理論の計算結果がこれとほぼ同じ値を得て、準定常計算法の妥当性を示した。しかし、実船計測データが皆無であり、模型実験についても伴流分布が不明であるなど推定値の実験による検証は困難であった。

本項では、その後の 1970 年代の研究成果を中心に、ベアリングフォースの推定に関連した諸問題について述べることとする。

(1) 実船計測および模型実験

ベアリングフォースに関する実船計測データは極めて少なく Hoshino & Kume⁵⁴⁾ および Vedeler⁵⁵⁾ の論文に散見される程度である。計測の際に、シャフトがスターンチューブ内で接触しているため、シャフトの歪から得られるデータは減衰している可能性があり、中間軸付近での計測が難かしいこと、またスターンチューブ内ではシャフトがどこで接触するか不明であるため、この部分またはそれより後方において計測することも困難であるなど、実船計測を容易に行ない得ない現状にある。これに対して、ベアリングフォースを間接的に計測する試みもある。これは、プロペラ翼面の歪分布の計測を実施し、プロペラ非定常揚力面理論計算結果との対応を調べて修正係数を求め、これを考慮した計算をベアリングフォースについて行ない、相当計測値とみなす方法である。

ベアリングフォースを水槽試験によって求める試みは比較的多く、その方法も様々である。熊井らによる一翼計測法⁵⁶⁾ は、翼根部を切り欠いて歪ゲージを貼付する方式であるため、比較的簡便で良く用いられていると思われる。また一翼を片持かりで支持した方式は Huse^{57,58)}、岡田等⁵⁹⁾ によって発表されているが高次の成分まで計測することは困難のようである。谷林らは、平行 2 枚板形検力計⁶⁰⁾ によってプロペラの上下・横方向の力とモーメントを計測し、1 翼動力計による計測結果と比較している。その結果、1 翼動力計から得られるスラスト・トルク変動について、それが 1 翼動力点を 0.7 R と仮定することの妥当性を示している。

(2) 理論計算法

不均一伴流中のプロペラ負荷変動の計算法には、準定常理論による計算法と非定常理論による計算法がある。両者の違いは、プロペラ後流自由渦強さを一定として取扱うか、プロペラ回転に伴なって変動するものとして取扱うかである。またそれぞれの理論にストリップ法、揚力線および揚力面がある。ストリップ法は、⁶²⁾ プロペラ翼を翼弦方向にストリップ法的に2次元翼型で表現する方法、揚力線はプロペラ翼を1本の渦線で置き換える方法^{63, 64, 65)} および揚力面はプロペラ翼を1枚の渦面で置き換える方法^{19, 20, 21, 23, 66)} をいう。このうち非定常揚力面理論が最もすぐれている。しかし、この計算結果と1翼計算法によるスラスト・トルク変動のデータとの比較では大略良い一致を示すが、計算値の位相が実験値のそれよりやゝ進み過ぎており、⁶⁷⁾ Sears の2次元翼非定常理論の結果と同様の傾向にある。⁶⁸⁾

文献23) の非定常揚力面のうち、プロペラ後流に放出する自由渦の変動を無視して一定とする方法もあり、プロペラ翼面上の境界条件は各翼角位置について局所的に満足するようにして解くものである。この方法による計算結果と実験結果との比較ではスラスト変動の位相差が非定常の場合よりも改善されているように思われる。

なお、第14回 ITTCにおいてSchwaneckeによってまとめられた世界の主要研究機関によるペアリングフォース計算比較では、⁶⁹⁾ 模型実験値に対してかなりのバラツキがみられたが、いわゆる非定常揚力面の厳密な理論解は比較的まとまったグループとしてスラスト変動振幅の実験値に近い傾向を示している。

(3) 簡易計算法

プロペラ翼が不均一伴流中を回転するとき、 $0.7 R$ 翼断面が遭遇する流入速度の変化をプロペラ前進率の変化に相当するものと見なし、プロペラ単獨特性のグラフから各回転角度ごとにスラストとトルクを読み取って翼数で除し、1翼当りの変動を算出する方法が一般に良く用いられる。⁵⁰⁾

この方法をさらに簡略化すると次式のようになる。⁴⁾

$$\text{上下変動力} : \Delta F_z = 1.02 (W_{z_b+1} - W_{z_b-1}) J_s \frac{(K'_Q)_0}{K_{Q_0}} \frac{\text{SHP}}{ND_p} \quad (\text{片振幅 } t) \quad (1)$$

$$\text{上下方向の変動モーメント} : \Delta M_y = -0.0256 (W_{z_b+1} + W_{z_b-1}) \times J_s \frac{(K'_T)_0}{K_{T_0}} \frac{\eta_p}{1-W_0} \frac{D_p \cdot \text{SHP}}{V_s} \quad (\text{片振幅 } t-m) \quad (2)$$

ここに、 Z_b = プロペラ翼数

J_s = 船速に対する前進常数

SHP = 軸馬力 [Ps]

N = 回転数 [rpm]

D_p = プロペラ直径 [m]

η_p = プロペラ効率

V_s = 船速 [kt]

W_0 = 平均の伴流係数

W_m = 伴流の m 次高調波成分

K_{T_0} = 平均流速 V_s ($1 - W_0$) に対するスラスト係数

K_{Q_0} = " " " トルク "

$(K'_T)_0 = \left(\frac{d K_T}{d J} \right)_0$: 平均流速 V_s ($1 - W_0$) に対するスラスト係数曲線の傾斜

$(K'_Q)_0 = \left(\frac{d K_Q}{d J} \right)_0$: 平均流速 V_s ($1 - W_0$) に対するトルク係数曲線の傾斜

これらの推定式は、スラスト・トルク変動が翼数次の高調波成分 W_{z_b} に関係するのに対し、 ΔF_z と ΔM_y

は翼数±1次の高調波成分 $W_{z_b \pm 1}$ に関係することを示している。

最近、この方法を拡張して0.7R翼断面の流入速度ばかりでなく、すべての翼断面の流入速度から局部的前進率を計算し、単独特性のグラフより局部的スラスト・トルクを読み取って重み関数を乗じ、積算して1翼当たりの変動とするアイデアも示されており、スキー付プロペラ等に有効であると思われる。⁷⁰⁾

このように簡易法は、いずれもプロペラ単独特性が既知の場合にのみ利用できる方法であり、初期設計の段階で手軽に使えることに意義がある。

(4) 許容限界

上記計算によって得られたベアリングフォースの値が船体振動源として危険な大きさであるかどうかの判断をするためには、これを軸系振動計算やスターンチューブを介した船尾構造計算へのインプット・データとして用い、その結果得られる振動変位や加速度が許容の範囲にあるかどうか評価する必要がある。しかし、設計の初期段階ではこの種の計算まで行なう時間的余裕は無い場合が多く、ベアリングフォースの値のみによって判断できることが望ましい。これまでに公表された文献からベアリングフォースの許容値をひろってみると次のとおりである。

Frivold ⁷¹⁾	$\Delta T / T_0, \Delta Q / Q_0$	$\leq 10\% \quad B.F. 1次$ $\leq 1 \sim 2\% B.F. 2次$
Bjorheden ⁷²⁾	" " = 5 ~ 10%	< 20%
SR 142 ⁵⁶⁾	" "	$\leq 6\% \text{ (模型伴流)}$ $\leq 12\% \text{ (実船 ")}$

$$\begin{aligned} \text{HSVA} \quad & \frac{2 \Delta F_x}{T_0} + \frac{2 \Delta Q_x}{Q_0} < 0.25 \\ & \frac{2 \Delta F_y}{T_0} + \frac{2 \Delta F_z}{T_0} + \frac{2 \Delta Q_y}{0.3 R Q_0} + \frac{2 \Delta Q_z}{0.3 R Q_0} < 0.35 \end{aligned}$$

ここに、 $\Delta T, \Delta Q$ はスラスト・トルク変動の片振幅、

T_0, Q_0 は平均のスラスト・トルク、

$2 \Delta F_x, 2 \Delta F_y, 2 \Delta F_z, 2 \Delta Q_x, 2 \Delta Q_y, 2 \Delta Q_z$ はベアリングフォースの6成分の位相を考慮した全振幅、

Rはプロペラ半径をそれぞれ表わす。

ただし、HSVAの許容値はSchwanecke & Laudanの計算法による値にのみ適用できるものである。⁷⁴⁾

そのほかの計算例としてNoormanが示した値は下記のとおりであり、この程度の値以内におさまっていれば問題はないものと考える。⁷⁵⁾

$$\Delta T / T_0 = 6.75\%, \Delta Q / Q_s = 5.05\%$$

(iii) キャビテーションの発生範囲およびボリュームの推定法

(1) 翼型のキャビテーションと理論

船舶用プロペラに発生するキャビテーションの発生範囲の推定法は、次の2つの立場で開発されている。その1つは、とにかく模型プロペラおよび実船プロペラで計算と実験とが良く合う様に経験常数を決める方法である。もう1つは、プロペラの各半径位置での翼素を考え、これに対して良く合う理論を見い出す方法、⁷⁶⁾ 2次元空洞理論を補う修正係数のみを用いる方法、²⁵⁾ 及び揚力等価法と実験結果との差異を補正するため、キャビティ長さと位相について修正係数を用いる方法等がある。⁷⁸⁾ プロペラ翼面上の圧力分布がストリップ法により計算されていることと、¹⁴⁾ 2次元翼型での実験結果を利用できることから、近年はこの考え方方が広く使われている。³⁹⁾ 前者については後に述べることとし、ここでは後者の考え方方に沿ってレビューする。

2次元翼型のキャビテーション試験は、古くから多くの研究者により行われているが、キャビテーション発

生範囲、即ちキャビティ長さを詳しく調べた実験はそれほど多くない。これは表 3.2.1.2 にまとめる。
最も広範な実験を行っているのは沼地らである。各種の翼厚をもつ翼型（Clark Y型, オジバル型, RAF型, NACA 23012 型など、翼弦長 100 mm～60 mm）について、図 3.2.1.10 および 11 に示す様にキャビティの初生点、前後端位置、振動の有無、揚力係数、坑力係数などを各種の条件のもとで実験を行っており、理論計算との比較^{79, 80, 81, 82)}に便利なデータである。同様な実験を Kormeen および Wade が行っているが、後者は、オジバル型の二次元定常翼に発生する非定常キャビティについて調べている。この非定常キャビティの変動はレイノルズ数によらないことを得ているが、詳しいデータではない。この他薄い翼型（翼弦長 150 mm）については Meijer^{83, 84)}がキャビティの長さ、揚力係数を計測している。泉田らおよび湯浅らは MAU 翼型の 0.6 R および 0.8 R（翼弦長 60 mm）について調べており、特に泉田らは NACA 型の翼型についても境界層のバースト現象とキャビテーションとを⁸⁵⁾関連付けて調べている。右近は種々の翼型（翼弦長 180 mm）について初生キャビテーション数、初生点、キャビティの前後端位置、圧力分布を計測している。初生キャビテーション数 O_i と層流剥離点、遷移点での圧力係数との関係を図 3.2.1.12 に示す。この他、Van de Meulen⁸⁶⁾が NACA 4412 および NACA 16012（翼弦長 70 mm）についてホログラフィーを用い、キャビテーションのタイプと境界層の剥離等との間に密接な関係があることを実験的に示している。

一方、キャビテーションやキャビテーションを発生した翼の特性を計算する理論として空洞理論があり、線型理論と非線型に分けられる。任意翼型に対して適用できる線型理論には、花岡、西山、Golden の方法がある。このうち花岡の方法は解析解ともいえるものを与える、西山の方法は花岡の方法とほぼ同じ数値解を与えることが知られている。^{91), 92), 93)}閉塞型モデル線型理論はキャビティの長さの実験値と比較して図 3.2.1.13 に示す様に薄い翼型（翼厚 4 %以上）に対して良く合うが、厚い翼型（翼厚 8 %以上）に対してはキャビティの長さ、ボリュームとも合わない。これを図 3.2.1.14 に示す。また、キャビティ長さが翼弦長に等しい時には図 3.2.1.15 に示す様に開放型モデル線型理論が実験と良く合う結果を得ている。非線型理論には、Wu, Furuya, Tulin の方法があるが、Wu の方法は簡単な形状の翼型に対してのみ具体的な解を与えており、Furuya および Tulin はともにキャビテーションの翼前縁からキャビテーションが発生するとして計算しており、実現象と異なり、非線型理論としては不充分なものである。平板翼に対して、非線型解は実験値と非常に良く一致するが、どの理論も任意翼型に対して良く合うかは不明である。この他、山崎（正）が線型理論の解を利用した逐次近似法により非線型数値解を得ている。^{94), 95), 96), 97)}厚い翼に発生するキャビテーションに対して改善された解を与えるが、線型解を基礎としているのでやはりキャビテーションが前縁から発生すると仮定せざるを得ず、ある程度以上厚い翼型に対して適用することは無理であろう。

キャビテーション理論としては、Rayleigh-Plesset の気泡成長方程式とそれを簡略化した気泡の動的相似則⁹⁸⁾を用いた計算法があるが、キャビテーションの発生範囲に対して良く合う場合もあるが、キャビティボリューム⁹⁹⁾については修正係数を用いないと一致しない。しかしながら、この方法は気泡の崩壊時の衝撃圧を計算できる利点をもつ。

この他、経験的にキャビテーションが発生しても厚い翼型（翼厚比 8 %以上）では図 3.2.1.11 に示す様に翼力がほとんど変化しないことを利用した揚力等価法があるが、キャビティの長さを大ざっぱに厚い翼に対して見つけるのには非常に便利な方法である。揚力等価法は、厚い翼に対して線型空洞理論とは逆に、キャビティ長さの良い近似値を与える。^{87, 88)}

以上の結果から、翼型のキャビティのボリュームに関する実験データは殆んどない。泉田らは、後述の様にキャビティの長さに対するキャビティボリュームが翼型によって大幅に異なることを得ている。現在のところ舶用プロペラ翼断面形状に対して、キャビティ長さやボリュームを普遍的に計算することのできる理論はないと言える。それ故、実験結果を利用して経験常数を用いることが必要な場合があるが、キャビテーションの発

生範囲およびボリュームの実用的計算や理論的計算にとっても、翼型のキャビテーション試験は今後も有益であろう。

(2) プロペラでのキャビテーションの発生範囲推定法

船用プロペラは船尾伴流中という複雑な流れの中を作動するため、キャビテーションの発生範囲を推定することには多くの困難を伴い、実用化のため多くの研究者による努力が払われた。

最初のキャビテーション発生範囲の推定法を提案したのは、C-A. Johnsson と言えるであろう。先ず、均一流中ではバブルキャビテーションは蒸気圧より模型実験から得られるある圧力だけ下がったら発生するとし、一方シートキャビテーションに対しては前述の単一気泡に対する動的相似則を適用し、バブルキャビテーションの結果と矛盾しない様経験常数が決定される。不均一流中に対しては、均一流中で得られた結果が準定的に適用される。実験結果との一致は良くなかったが、初期のものとしては満足すべきものであった。⁷⁶⁾

気泡の動的相似則を用いた推定法として、Van Oossanen の方法があるが、これは翼型のキャビテーションに対する実験結果から、経験常数が決定されている。実験と計算との一致は良い様である。この一例を図 3.2. 1.18 に示す。しかしながら、図 3.2. 1.17 に示す様にこの修正係数の変化は複雑かつ大きくあまり良い方法とは言えない。

同系統の推定法としては、佐藤は気泡の動的相似則の基礎式である Rayleigh-Plesset の気泡の成長方程式を翼型およびプロペラに適用し、キャビテーションの発生範囲の計算を行っている。翼型でのキャビティの長さに対しては、理論と実験との一致は良いが、ボリュームに対しては計算値に 0.27 倍することによって実験値と一致させている。図 3.2. 1.18 に示す様に模型プロペラでの発生範囲の一致は良いとは言えない。^{99), 100)}

キャビテーションの発生範囲の計算に線型空洞理論を最初に適用したのは、Noordzij であり、プロペラ翼断面を厚みのない放物キャンバーに置き換え、これに対して閉塞型モデルの線型空洞理論を適用している。実験と計算の一致は必ずしも良いとは言えない。一般に閉塞型モデルの線型空洞理論だけによるキャビテーションの発生範囲の推定法は実験より大きめの発生範囲を与えることが知られている。^{101), 102), 99), 39)}

このため閉塞型の線型空洞理論は、キャビテーションの発生範囲の推定に用いる場合には修正係数を使うか、またはその適用範囲を制限して用いられる。前者の方法として、湯浅らが翼型のキャビテーション試験から得られた 2 次元補正と実船プロペラの観測から得られたキャビティの厚みに関する 3 次元補正を入れた実験式の形にして空洞理論を適用している。図 3.2. 1.19 に示す様に実船に対して比較的良く合う結果が得られている。^{25), 39)}

後者の方法として、加藤と右近は空洞理論と揚力等価法に対して、翼型に対して適用範囲を調べ、その結果に基づくキャビテーションの発生範囲を提案している。また、キャビテーションが発生するかどうかは、粘性即ち、プロペラ翼面上の境界層の様子によって大きな影響を受ける。これを考慮したキャビテーションの発生範囲の推定法も提案されている。模型プロペラおよび実船プロペラに対しても実験値と理論値との一致は良い方と思われる。^{88, 89), 103)}

揚力等価法を利用したキャビテーションの発生範囲の推定法は、その簡明さにより古くから用いられている。しかしながら、揚力等価法は船用プロペラの 0.7 R より Tip 側では、輻厚が薄いので一般に小さめのキャビテーションの発生範囲を与え、理論と実験との一致は良くない。

星野は揚力等価法に経験常数を加味したキャビテーションの発生範囲の推定法を提案している。また、模型プロペラでのキャビテーション発生、消滅の位相の実験値が計算より 20° ほど遅れる結果を得ているので、この修正をしたキャビテーションの発生範囲の推定が必要であると主張している。この他にも、種々の経験的方法が提案されているが、本質的な方法とは考えられないで省略する。²¹⁾

(3) キャビティボリュームの推定法

船尾変動圧を理論推定しようとする時、キャビティのボリュームを正しく推定することが不可欠である。し

かしながら、キャビティボリュームのデータは殆んど発表されていない。前述の2次元翼型についての一例⁸⁷⁾
(図3.2.1.20参照)と、図3.2.1.21に示す模型プロペラと図3.2.1.22に示す実船プロペラについての数例にすぎない。これらのプロペラの例は、いずれもステレオカメラによってキャビティボリュームを計測した結果であり、この他プロペラにピンを立ててキャビティの厚みを計測した例もある。しかしながら、これらのデータは実験式を作るほど充分な量はないと思われる。一方、キャビティボリュームの理論計算はいろいろされているが、実験との比較がなされた例は殆んどない。星野はIsayの提案したキャビティ形状を適要した模型プロペラに対する実験式を得ているが、必ずしも満足すべきものとは言い難い。^{22), 104), 105), 78), 78)}

キャビティボリュームに関しては、計測方法、実験の質量とも不充分であり、精度の良いサーフェイスフォースの計算をするのにはまだ時間がかかりそうである。⁸⁾

(IV) サーフェイスフォースの推定法

過去10~15年の間、船型の肥大化・高速化およびプロペラの高荷重度化が進み、振動による船尾各部の破損(文献106)や乗組員の労働環境・居住性の悪化が大きくクローズアップされるようになってきた。また最近になってRo/Ro船・自動車専用船等のように柔構造で、かつ船尾船底が平坦な船型の出現も同様な問題をかかえているものと考えられる。

これらの主たる原因としてのサーフェイスフォースは、プロペラ翼が回転することによって生ずる船尾船体表面の変動水圧を面積分した力である。特に船後の高い伴流域をプロペラ翼が通過する際に発生する非定常キャビテーションの体積変化が、このサーフェイスフォースに支配的な影響を及ぼすことが良く知られるようになって間もない。この力としてのサーフェイスフォースを計算したり、計測することが困難であるため、ここでは船尾変動水圧に代えて論ずることにし、その総称として「サーフェイスフォース」を用いる。

(1) 実船計測及び模型実験

実船のサーフェイスフォース推定という目的に対して、非キャビテーションプロペラによる模型実験は全く無力であり、船体振動を軽減するためのプロペラ設計に決定的な指針を与えることはできなかった。一方、船後状態で発生する非定常キャビテーションがサーフェイスフォースに重大な影響を及ぼすことが、1968~70年に高橋らによって実験的に初めて証明されて以来、1971年に同じ結論に至ったJohnsson、および1972年に^{107), 108), 109)}これを実験的に追認したvan Manen等多くの研究成果が報告してきた。^{110), 111), 114), 115), 116), 117)}

van Manenは、これを、減圧曳航水槽建設のための主要な理由の1つとしている。

模型実験によってサーフェイスフォースを推定する試みは、当初、曳航水槽において大気圧状態で実施したため、一部の例を除いて、その値を5~10倍しなければ実船の計測値と同じ程度の値にならなかつた。

模型プロペラのキャビテーション水槽試験は、サーフェイスフォース推定の手段として即物的であり、サーフェイスフォースの軽減に対処するための手軽な方法として各所で用いられるようになったが、実船相当のキャビテーション現象および変動水圧計測値を得るまでには、いくつかの工夫が必要とされた。すなわち、非定常キャビテーションをシミュレートするために、プロペラへの流入速度を粗密のメッシュで人工的に不均一にするか、または模型船等の後部に模型プロペラを配置して、その不均一な伴流中で作動させる等である。前者については、文献118, 119)に代表される方式(図3.2.1.23)であり、軸方向の伴流不均一分布のみ作ることができる。後者は、3次元の伴流分布を作ることができるために、より実際に近い条件下で模型実験を行なうこ

* 模型実験と実船計測の船尾変動水圧計測値が良く合う例として、文献5)の警備艦に関する報告、および文献112, 113)の23万トンタンカーに関する報告がある。前者については、プロペラ荷重度が比較的低く、船尾流れが均一に近かったためキャビテーションが軽微で、かつ定常であったものと推論されている。後者については、低速・低回転における非キャビテーション状態の実船計測値との比較の場合である。

^{111, 117)} とができると思われる（図 3.2.1.24）。

サーフェイスフォースは、キャビテーションの非定常性に強く依存するため、伴流分布の形状次第でその大きさが決定されると言っても過言でない。すなわち、曳航水槽における模型船の伴流計測で得られた、いわゆる模型伴流は、実船伴流に較べてピーク値は同程度でもピーク幅が約 2 倍あり、その勾配もなだらかなため非定常性がやゝ弱い。これらに関するサーフェイスフォースの性質を説明した例として Huse の論文¹²⁰⁾がわかり易い。図 3.2.1.25 に示すように同じプロペラ模型を用いた変動水圧の計測において、

非キャビテーションとキャビテーション

模型伴流と実船相当伴流

のそれぞれの状態における差違を実験的に求め、かつ実船計測値と対応づけて次のような結論を得ている。

- キャビテーション体積の変化が大きくなると変動水圧の振幅が大となり、船尾全体にわたり同位相となる。
- 体積変化は、主に伴流の軸方向成分の分布に依存する。
- プロペラ面の直上付近の高い伴流域の幅が特に重要である。
- 模型の高伴流域の幅は、実船のそれに較べ約 2 倍ある。
- 従って、模型実験によるサーフェイスフォースの計測には、実船相当伴流を用いて行なうべきである。

^{107, 108, 109)} これらは、いずれもすでに高橋らが到達した結論とほぼ同じものであるが、模型実験に実船相当伴流を使うよう示唆していることは注目に値する。

以上のような模型実験法に倣って実施されたキャビテーション水槽試験による変動水圧計測値と、これに対応する実船の計測値とを比較した報告は、まずはの結果（図 3.2.1.26 および 27）を得ている。

一方、SSPA の大型キャビテーション水槽や NSMB の減圧曳航水槽では、実船の相似模型を用いてサーフェイスフォースの計測を行なっている。この方法では、実船相当伴流（プロペラ無しの場合）のシミュレートが事実上困難であるが、船体とプロペラとの相互干渉をより正しくシミュレートし、solid boundary factor（鏡像効果）も実船相當に含まれること等の長所を有すると思われる。

¹²³⁾ van der Kooij は、従来型キャビテーション水槽と NSMB の減圧曳航水槽のプロペラキャビテーション試験における相違を次のように述べている。

- 従来型キャビテーション水槽では、一般にフルード数を実船に合わせた場合よりも高いプロペラ回転数を用いるので、キャビテーション数の局部的変化、すなわち没水深度の影響が小さい。一方、減圧曳航水槽では、フルード数を実船に合わせて試験するため、この影響がやや大きい。
- 計測部の断面寸法が小さいと、船尾変動水圧の計測データに壁からの反射が多少入るが、減圧曳航水槽ではこれがほとんど無い。
- 従来型キャビテーション水槽では、乱流レベルと気泡核含有量がともに大であるが、減圧曳航水槽ではこれらがともに小で、乱流促進や水の電気分解等の方法を用いている。

図 3.2.1.28 および 29 は、それぞれ減圧曳航水槽におけるタンカーおよび Ro / Ro 船の模型実験結果と、実船計測結果との比較を示している。前者の場合、模型プロペラの翼面を平滑のまま試験した結果であり、後者の場合は、これを乱流促進し、かつ水素気泡をプロペラ面に供給して実船データとの一致度改善を試みている。

以上のように、模型実験によって船尾変動水圧に影響する各因子の性質を 1 つ 1 つ把握しながら、実船の変動水圧を精度良く推定するための試験法が開発されつつある。また、模型プロペラキャビテーション発生のメカニズムの研究は今後とも重要であり、特に翼面境界層および気泡核含有量の制御・実船伴流のシミュレーション技術の向上等に、より大きな努力が払われるべきであろう。

(2) 理論計算法

プロペラの回転により誘起される船体表面上の変動圧力は、プロペラ翼面上の荷重、翼厚、キャビティの厚

さおよびその時間的な変化よりもたらされる。サーフェスフォースの計算で普通行われている方法を図 3.2.1.30 に示す。ここでは、まず free-space の圧力場が計算され、これと solid boundary factor を用いて船体表面上の圧力分布を求め、それを積分することにより、サーフェスフォースが計算される。一方 Vorus は、これとは異なる、船体表面上の圧力積分によらないサーフェスフォースの計算法を開発している。図 3.2.1.30 のブロック 5 の non-cavitating propeller による free space の圧力場の計算に関しては、3.2.1(i) にも述べられているように、現在、かなりの精度で理論的に計算できる。しかし、その入力データである伴流分布の尺度影響とか、プロペラと伴流分布の干渉効果については、依然として問題が残っており、しかもこれらは計算精度に大きく影響する。ブロック 8 のキャビティの挙動にもとづく free-space の圧力場の計算については、キャビティ形状が時間の関数として与えられる場合には、比較的簡単に求められることが、Huse, Breslin, Noordzij 等の研究により明らかになっている。すなわち、Huse はキャビティの容積の変化は、吹出しでおきかえられることを示し、また Breslin は、強さを時間的に変えながら回転している吹出しにより平板上に誘起される力の計算式を与えた。また Noordzij は、空洞理論によるキャビティ容積の計算法を用いて、対応する吹出しを求め、Breslin にしたがって平板上のサーフェスフォースを計算している。また星野は、揚力等価法を改良した方法によりキャビティを計算し、さらに Huse と基本的には同一の方法で変動圧力を計算し、実験値との比較により、 $\frac{1}{4}$ なる修正係数を導入することを提案している。ブロック 9 に示す船体の影響については、通常は無限平板に対する solid boundary factor $S = 2$ を船体表面上の圧力の計算に用いることが多いが、Breslin, Vorus, 石田等はそれぞれ異なる方法で、船体の影響を考慮している。また自由表面の効果は、通常考慮されないが、Vorus の方法では、振動数 $\omega \rightarrow \infty$ のときの自由表面条件が考慮されている。ブロック 10 の圧力分布の積分によるサーフェスフォースの計算には、船体表面上の圧力の積分範囲と変動圧力の位相の精度が重要である。Vorus の方法では、船体表面の積分によらないのでこのむずかしさはさけられる。

(a) Non-cavitating propeller によるサーフェスフォースの計算

Non-cavitating propeller によるサーフェスフォースを求めるためには、まず、翼面上の揚力分布を知る必要がある。しかし、不均一な伴流中で作動するプロペラを取扱う非定常プロペラ理論は、今までに行われてきたペアリングフォースの研究の過程で、非定常線型揚力面理論の拡張としてすでに Tsakonas, 花岡, 山崎, Gent らによって、多少異なる形で独立に求められており、有効伴流分布が精度よく与えられれば、プロペラ形状と作動条件より、揚力分布が求まるので、これを用いれば、non-cavitating propeller のサーフェスフォースはかなりの精度で推定することが可能である。以上の点から、揚力分布および翼厚による速度ボテンシャルは既知として、サーフェスフォースを計算するいくつかの方法について以下に概説する。まず、文献 (128) に示されている船体の diffraction 問題を解く直接的な計算法について述べる。プロペラとその自由表面に関する image による誘導速度により、船体に生ずるサーフェスフォースを推定する問題をまとめて解くには、これらの流入流れにさらされている船体による diffraction Potential を求める必要がある。この方法は、最初 Breslin らにより実際の船型に応用された。さて、Laplace の方程式 $\nabla^2 \phi_n(\vec{x}) = 0$ 、無限遠の条件 $\nabla \phi_n \rightarrow 0$ at $R \rightarrow \infty$ および自由表面条件 $\phi_n(\vec{x}) = 0$ on $z = 0$ を満たすポテルシャル ϕ_n は船体表面上に source $\sigma_n(\vec{x}) e^{i n \theta t}$ を分布させることにより次のように表わせる。

$$\phi_n(\vec{x}) = -\frac{1}{4\pi} \iint_s \sigma_n(\vec{x}') \left[\frac{1}{|\vec{x} - \vec{x}'|} - \frac{1}{|\vec{x} - \vec{x}'_i|} \right] ds(\vec{x}') + \phi_{p,n} + \phi_{p,i,n} \quad (1)$$

ここで $\sigma_n(\vec{x})$ は、境界条件 $\vec{n} \cdot \nabla \phi_n(\vec{x}) = 0$ を用いて、次のような積分方程式から定めることができる。

$$\frac{\sigma_n(\vec{x})}{2} - \frac{1}{4\pi} \iint_s \sigma_n(\vec{x}') \cdot \vec{n} \cdot \nabla \left[\frac{1}{|\vec{x} - \vec{x}'|} - \frac{1}{|\vec{x} - \vec{x}'_i|} \right] ds$$

$$+ \vec{n} (\vec{x}) \cdot [\nabla \phi_{pn} + \nabla \phi_{pin}] = 0 \quad (2)$$

ここで ϕ_{pn} , ϕ_{pin} はプロペラおよび鏡像プロペラのポテンシャルを示す。この方程式は、連立方程式に変換され、Hess - Smith 法により解くことができ、吹出し分布 σ_n が求まる。サーフェスフォースは、拡張された Lagally の定理により σ_n 分布を用いて直接求めることができる。もっとも重要な上下方向のサーフェスフォースの n 次成分 F_{zn} は次のようになる。

$$F_{zn} = -\rho \iint_S [i n N \omega Z \sigma_n + \sigma_s \frac{\partial}{\partial Z} (\phi_{pn} + \phi_{pin})] ds \quad (3)$$

Vorus は、これに対し、プロペラの誘導速度に対する、船体表面による diffraction Potential を求めることを必要としないサーフェスフォースの計算法を開発した。これは、“Chertock formula”を用いてサーフェスフォースを船体の radiation potential をプロペラ面上で積分することにより求めるもので、 i 方向のサーフェスフォースの n 次の harmonic 成分 F_{in} を最終的に次の形で与えている。

$$F_{in} = \frac{N \omega}{\pi} \int_{-\pi/NW}^{\pi/NW} dt e^{inN\omega t} \iint_P(R) ds \left[\rho \sigma(R_1) \frac{\partial}{\partial n_\Sigma} \right. \\ \left. + \frac{\mu(R_1)}{U} \int_{\xi=x_1}^{\infty} d\xi e^{inN\frac{\omega}{U}(x_1-\xi)} \frac{\partial}{\partial n_p} \right] H_{in}(R_1) \quad (4)$$

ここでは H_{in} は次の条件を満足する関数である。

$$\nabla^2 H_{in} = 0 \\ H_{in} = 0 \quad \text{on} \quad Z = 0 \\ \vec{n} \cdot \nabla H_{in} = \vec{n} [i n N \omega \alpha_i - \nabla (\vec{\alpha}_i \times \vec{U})] \quad \text{on} \quad S \\ \nabla H_{in} = 0 \quad R \rightarrow \infty$$

すなわち H_{in} は速度 U で後進しながら、 i 方向に単位振幅で、振動数 $nN\omega$ で振動している船体による速度ポテンシャルである。

Vorus は、この式をキャビテーション発生時に対しても拡張し、さらに同様の考え方で、各断面上のサーフェスフォースとか、船体表面上の圧力分布も計算できることを示した。¹³⁰⁾ radiation potential は、diffraction potential に比べ、はるかに容易に求められることと、同一船型に対しいくつかのプロペラの組合せを考える際には、radiation potential は1回計算しておけばよいことなどが、前述の方法に比べて、有利な点となっている。

¹³²⁾ 石田は、加速度ポテンシャルを利用して、定常、非定常ともに、船体圧力のプロペラによる変化分を求める方法を導びいている。この方法では、流場を速度場ではなく、圧力場で表現する形となっており、圧力の問題については、計算時間の面で有利になっており、通常船型に対しても実用性のある方法となっている。数値計算の基礎となる積分方程式は、未知関数である船体面の圧力を P とすると、

$$P(A; t) - \frac{1}{2\pi} \int_S P(B; t) G ds = 2 W_0(A; t) \quad (6)$$

となっている。 W_0 はプロペラによる船体表面位置における誘導圧力であり、求めるべき船体表面上の変動圧力は、船体の影響も含んだ形で、その積分方程式の解として得られ、それを船体表面全体にわたって積分することによりサーフェスフォースが得られる。

(b) Cavitating Propeller によるサーフェスフォースの計算

プロペラ変動圧力は、翼面の揚力分布、翼厚、キャビティの容積およびその時間的な変化により誘起されるが、多くの研究者によって実証されているように、なかでもキャビティの成長、消滅にもとづくものが多くの場合、卓越している。Cavitating propeller によるサーフェスフォースの理論的研究は、Huse による¹²⁶⁾

ものが最初であろう。この理論は、キャビティ形状を既知としたものであり、キャビティを強さが時間的に変化する翼面上に分布する吹出し分布で置きかえるものである。流体中のある点の圧力は、線型化されたベルヌーイの式より次のように与えられる。

$$P_i = \rho \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} + U \frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right) \quad (7)$$

ここで、 ϕ は、source 分布による速度ポテンシャルで

$$\phi = \iint_F \frac{\mu}{D_{SF}} dF \quad (8)$$

で与えられる。 D_{SF} は、source 分布位置と field point の距離であり、 μ は source 分布密度で次式で与えられる。

$$\mu = \frac{1}{4\pi} \left(U_s \frac{\partial \tau}{\partial s} + \frac{\partial \tau}{\partial t} \right) \quad (9)$$

上式の第1項がキャビティの運動にもとづくものであり、第2項が、容積の時間的変化に対応するものであり、キャビティ形状の時間的変化が与えられれば上式は計算できる。他の研究者によるキャビテーションにもとづくサーフェスフォースの計算は、基本的には、上述の方法と同一のものに基づいており、ただ前提となるキャビティ形状の求め方がそれぞれ異なっている。Noordzij¹²⁸⁾により Cavitating propeller による簡単な hull 上のサーフェスフォースの計算法が示されている。以下にこの計算法により得られるサーフェスフォースに影響を与える各種の要素の関係や、別の要因によるサーフェスフォースへの影響について紹介する。説明の便宜上、図 3.2.1.31 に示す座標系を用いることとし、次のように問題を簡単化して取り扱う。

1) 半径 r で回転しながら成長、消滅するキャビティを $2\pi n (\partial S_M / \partial \phi)$ の強さの吹出しでおきかえる。ただし n : 回転数。この吹出しによるサーフェスフォースの存在が cavitating propeller の大きな特徴である。

2) 翼厚さの排除効果は、半径 r でまわっている $2\pi n r A (1 - \mu \sin \phi)$ の強さの2重吹出しでおきかえる。 μ は不均一伴流の効果を表わすパラメータで、 A は翼の断面積である。

3) 翼の揚力に対しては、hub vortex, bound vortex, tip vortex に構成される一定強さの渦系を考える。

プロペラ軸から R の距離にある無限平板上の $x = 0$ の点の圧力 $P = P_s + P_d + P_{vs}$ (ただし P_s , P_d , P_{vs} ; それぞれ、吹出し、2重吹出し、渦による圧力成分) は、吹出しあるいは2重吹出しと無限平板上の点の距離の逆数を、第2種 Legendre 関数を用いて展開し、さらにこれの leading term のみをとり、 $r/R \ll 1$ として高次の項を省くと次のようになる。

$$P_s = -\rho \pi n^2 \int_0^{R_0} \frac{\partial^2 S_M}{\partial \phi^2} \left(\frac{1}{R} \right) \left\{ 1 + \frac{1}{4} \left(\frac{r}{R} \right)^2 + 0 \left(\frac{r}{R} \right)^4 \right\} dr$$

$$P_d = \rho \pi n^2 \int_0^{R_0} r A \left\{ \mu \cos \phi \cdot \sin(\epsilon - \phi) + (1 - \mu \sin \phi) \cdot \cos(\epsilon - \phi) \right\} \frac{1}{R} \left(\frac{r}{R} \right) \left\{ 1 + \frac{3}{8} \left(\frac{r}{R} \right)^2 + 0 \left(\frac{r}{R} \right)^4 \right\} dr$$

また P_{vs} は Breslin により示された式を用い、上と同様の展開を行うと

$$P_{vs} = \frac{\rho U I_0}{\pi^2 R} \frac{R_0}{R} \left\{ 1 + \frac{1}{8} \left(\frac{R_0}{R} \right)^2 + 0 \left(\frac{R_0}{R} \right)^4 \right\} \sin(\epsilon - \phi)$$

これらの式から次の点が明らかとなる。まず圧力の振幅であるが、 P_d , P_{vs} は P_s に比して、 R_0/R に関して高次である。次は P_s は位相角 $(\epsilon - \phi)$ を含まない。したがって、キャビテーションの程度にもよるが、一般に P_s にもとづくサーフェスフォースは、圧力の振幅の面からも、位相の面からも、大きくなり、

P_d , P_{vs} にもとづく, non-cavitating propeller の場合のサーフェスフォースは, P_s にもとづくものに比して小となる。

(c) 実験との相関

サーフェスフォースを直接計測した例は, 非常に少ない。ここでは, Vorusの理論の検証を目的として, DTNSRDCで行われた, non-cavitating propeller による, 回転梢円体のサーフェスフォースの計測について紹介する。¹²⁹⁾ 実験装置を図 3.2.1.32に示す。結果の1例として, 半径が12 inch, $P/D = 1.077$ の3翼プロペラが tip clearance 3 inch で取りつけられた場合の blade frequency のサーフェスフォースの計測値と計算値の比較を図 3.2.1.4 に示す。cal. method 1 は(3)式によるものであり, cal. method 2 は, (4)式によるものである。両計算値とも, とくに設計点の J で実験値とよく一致している。

次に, cavitating propeller による船体表面上の変動圧力の計測値と計算値の一例を紹介する。これはNSM B の減圧水槽で, 大型タンカーの 1/33 模型の自航状態に対して行われたものであり, 自航点は, 実船で $V = 16 \text{ kt}$, $n = 1.33 \text{ rps}$ に相当する。模型船の線図を図 3.2.1.34 に, 2 個の供試プロペラを, 表 3.2.1.3, 図 3.2.1.35 に示す。図 3.2.1.36 にプロペラ前方の stern frame 上の点の圧力の blade frequency 成分の計測値と, 成因別の圧力の計算値を示す。この計算では, キャビティ形状は, Geurt, Verbrugh の理論より, $\tau_p = 0$ として求められている。この図から, キャビティ容積の変化に基づく圧力が卓越していることがわかるが, 計算値は実験値よりかなり小さくなっている。

(3) 簡易計算法と統計法

プロペラによって誘起される船尾変動水圧の推定を, 詳細な理論的アプローチによらず, 模型試験による調査も絶対に簡単に行うことができれば, 船の初期設計段階で船体振動軽減対策の検討を容易にするであろう。本項では, 実船の場合に適用できそうな簡易計算法と統計法の実用的方法を紹介する。

・簡易計算法

(a) 谷口の方法⁴⁾

平板面での模型試験等をベースに作成した推定式であり, 比較的平底の実船の場合に適用できる。

$$\Delta P = 0.358 \frac{K_p^0 - SHP}{N D_p^3} \quad [t/m^2] \text{ (片振幅)}$$

ここに, ΔP = プロペラチップ直上の変動水圧

K_p^0 = チップ直上の変動水圧振幅に比例する無次元数で図 3.2.1.37 で与えられる。

SHP = 軸馬力 (PS)

N = 軸回転数 (rpm)

D_p = プロペラ直径 (m)

なお, 変動水圧を積分したサーフェイスフォースは次式で求めることができる。

$$F_z = 0.358 K_p^0 \frac{K - SHP}{ND_p} \quad [t, \text{ 片振幅}]$$

ここに, K = 翼数および Tip clearance ratio によって定まる無次元数で, 3 翼の場合,

$$K = 0.69 \frac{C}{D_p} + 0.077, \text{ 他は図 3.2.1.38 による。}$$

(b) 高橋の方法¹³⁴⁾

非定常キャビテーションが発生している場合, プロペラ鉛直上方の点における変動水圧の片振幅は次式のとおりである。

$$\Delta P = K_{p(M)} \cdot K_Q \cdot K_A \cdot \rho n^2 D^2 \quad [t/m^2, \text{ 片振幅}]$$

ここに、

$K_p(M)$ = 谷口の方法による均一流中非キャビテーション状態での圧力係数¹³⁵⁾

K_Q = トルク係数

K_A = キャビテーションと伴流ピークの幅の関係を表わす係数

$$K_A = 1 + 0.168\sqrt{4} + 1.523(\sqrt{4})^2 - 0.273(\sqrt{4})^3$$

$$\Psi = \left\{ W_h \cdot \frac{(\ell/2)}{b} \right\} / \sigma_{0.9}$$

W_h = 0.9 Rにおける伴流ピーク値

ℓ = 0.9 Rの翼弦長

b = 0.9 Rにおける伴流の裾野の長さ(図3.2.1.39)

$$\sigma_{0.9} = (P_{atm} + \rho g I - P_v - \rho g \cdot 0.9 R) / \left[\frac{1}{2} \rho \{ V_x^2 + (2\pi n \cdot 0.9 R)^2 \} \right]$$

I = プロペラ軸の没水深度

P_v = 水の蒸気圧

P_{atm} = 大気圧

V_x = プロペラ面直上の 0.9 R における x 方向の流速

n = 軸回転数

なお、非定常キャビテーションが発生している場合の実船のサーフェイスフォース推定式は次式のとおりである。

$$F_z = 0.358 K_p^0 \cdot K_A \cdot K_c \cdot SHP / (N \cdot D_p) \quad [t, 片振動]$$

ここに、

K_p^0 = 谷口の方法と同様、図3.2.1.37で与えられる。⁴⁾

K_c = 谷口の方法の K と同様であるが、非定常キャビテーションが発生した場合の値であり、図3.2.1.40により与えられる。

SHP, N, D_p は(a)と同じ定義である。

(c) Johnsson の方法¹³⁶⁾

SSPAの大型キャビテーション水槽において収集されたプロペラ鉛直上方の船尾底の点における変動水圧計測データを整理して、次の推定式を得ている。

$$K_{pz} = K_{pz0} (\sigma_{crit} / \sigma_{0.7R})^n \quad \sigma_{0.7R} < \sigma_{crit}$$

ここに、

K_{pz0} = 非キャビテーション状態の K_{pz} で、図3.2.1.41より求められる。

$$\sigma_{crit} = [\sigma_{crit}] + [A\sigma_1] + [A\sigma_2]$$

↑ ↑ ↑

図3.2.1.42

図3.2.1.43

図3.2.1.44

$\sigma_{0.7R}$ = 0.7 Rにおける流入速度と回転数に対するキャビテーション数

n = 図3.2.1.42より求められるパラメータ

(d) Leenaars らの方法¹³⁷⁾

実船計測データ等を整理して、プロペラから 1 m 離れた固体表面における変動水圧の片振幅で次式で推定する。

$$\Delta P_{1m} = \rho n^2 D^2 \cdot K_{cav} \frac{\partial^2 \omega}{\partial D^2} / K_u \quad [\text{片振幅}]$$

ここに、

K_{cav} = 図 3.2.1.45により求められるパラメータ

$\frac{\partial^2 \omega}{\partial D^2}$ = 伴流ピーク部分の回転角度による 2 階の偏微分

K_u = ピッチ分布の関数：一定ピッチの場合は $K_u = 1$ 。これを基準として、
tip unloading なピッチ分布のプロペラの場合は図 3.2.1.46 による値
を使用する。

なお、1 m 以上離れた位置の変動水圧は、距離の逆数に比例させて求める。

(e) 間野らの方法

サーフェイスフォースの推定式を次のように提案している。

$$F_z = 0.0212 \frac{K_{cav}}{N-1} \cdot \frac{SHP}{60n \cdot D} \cdot \frac{0.1 + C/D_p}{(C/D_p)^{3/2}} \quad [\text{片振幅}]$$

ここに、

K_{cav} = 図 3.2.1.47により求められるパラメータである。

◦ 統計法

(f) Holtrop の方法

ランダムな模型試験データから統計法により簡易推定式を作っている。

$$\Delta P = \sum_{M=1}^Z \pi n^2 \rho \frac{\alpha}{d\phi} \int_{root}^{tip} \frac{d Vol_M}{D_1 \cdot d\phi} dr \quad [\text{片振幅}]$$

ただし、 $d Vol_M$ は翼素のキャビテーション体積であり、次式により求められる。

$$\Delta Vol = C (\alpha/\sigma)^e \{ 1 - \exp(-a \alpha/\sigma) \} \cdot C^2 \cdot \Delta r$$

α は有効迎角で、次式により推定する。

$$\begin{aligned} \alpha &= (\alpha_0 + \alpha_1) \frac{D}{C_r} 0.0175 \{ 1 + 0.44 \frac{C_{0.7}}{D} \left(1 - \frac{2r}{D} \right)^{0.25} \\ &\times (16 + \alpha_0 + \alpha_1) \} - \alpha_1 \end{aligned} \quad [\text{deg.}]$$

ここに、

σ = $\sigma(r, \phi)$ 局部的キャビテーション数

e = 1.5

a = 7.5

C = 4.4 (1 軸), 2.8 (2 軸)

c = $c(r)$

Δr = 翼素の幅

α_0 = 幾何学的迎角 [deg.]

D = プロペラ直徑

C_r = 半径 r における翼弦長

$\alpha_1 = \tan^{-1} \{ (1 - \frac{2r}{D}) \frac{f}{c} \}$ キャンバー修正

$f/c = 0.8 R$ におけるキャンバー／弦長比

n = 軸回転数

- ϕ = 翼角位置
 Z = 翼数
 D_1 = field point までの距離

(g) Holden の方法¹⁴⁰⁾

¹⁴¹⁾ 72隻の実船計測データを統計的に逆解析して船尾変動水圧の1次および2次のBlade Frequencyの片振幅を求める実験式を示している。

非キャビテーションプロペラによる圧力は、プロペラ直上位置の0.9 R点からdだけ離れたfield pointにおいて次式により求められる。

$$\Delta P_0 = 12.45 \rho n^2 D^2 \frac{1}{Z^{1.53}} \left(\frac{t}{D} \right)^{1.33} \left(\frac{d}{R} \right)^H [K_p / m^2, \text{ 片振幅}]$$

ここに、

$$H = 1.8 + 0.4 \cdot \frac{d}{R} : \frac{d}{R} \leq 2.0$$

$$H = 2.8 : \frac{d}{R} > 2.0$$

Z = 翼数

t/D = 翼厚比

R = プロペラ半径

キャビテーションを生じている場合は、Blade Frequency 1次の成分が

$$\Delta P_C = 0.098 \rho n^2 D^2 \frac{(J_1 - J_M) f_2}{\sqrt{\sigma_{0.7R}} \left(\frac{d}{R} \right)^H} [K_p / m^2, \text{ 片振幅}]$$

$$H = 1.7 - 0.7 \cdot \frac{d}{R} : \frac{d}{R} < 1.0$$

$$H = 1.0 : \frac{d}{R} \leq 1.0$$

$$J_1 = J_0 + \Delta J$$

$$J_0 = \text{平均前進率}$$

$$\Delta J = \{ (f_1 - 1.0) / f_1 \} K_T / \left(\frac{\Delta K_T}{\Delta J} \right)$$

$$\frac{\Delta K_T}{\Delta J} = 0.32 \pm 0.3 \quad (Z = 3)$$

$$= 0.36 \pm 0.3 \quad (Z = 4)$$

$$= 0.42 \pm 0.3 \quad (Z = 5)$$

$$= 0.48 \pm 0.3 \quad (Z = 6)$$

$$f_1 = (A_e / A_0)_N \cdot 2.13 D / (C_{0.9R} \cdot Z)$$

$$(A_e / A_0)_N = \{ T / (\pi D^2 / 4) \} / \{ 0.5 \rho V_{0.7R}^2 (0.235 \sigma_{0.7R} + 0.063) \}$$

$$\times (1.067 - 0.23 (P / D)_{0.8R}) \}$$

$$C_{0.9R} = 0.9R \text{ における翼弦長} \quad [m]$$

$$V_{0.7R} = 0.7 \pi n D \quad [m/sec]$$

$$\sigma_{0.7R} = \{ (10.4 + h) \times 1000 \} / \left(\frac{1}{2} \rho V_{0.7R}^2 \right)$$

$$h = \text{軸深} \quad [m]$$

$$f_2 = (P \cdot f)_{0.95R} / (P \cdot f)_{0.80R}$$

0.95 R と 0.80 R におけるピッチと最大キャンバーの積の比

T = スラスト

(K_p)

最終的な圧力の片振幅は ΔP_0 と ΔP_c の位相角 Z ($\epsilon - 25^\circ$) を考慮して

$$\Delta P_z = \sqrt{\Delta P_0^2 + \Delta P_c^2 - 2\Delta P_0 \cdot \Delta P_c \cos(180^\circ - \phi)} \quad [K_p/m^4, 片振幅]$$

ここに,

$$\phi = \{ 25^\circ - \arctg(-y/x) \} \cdot z$$

y, z = field point の横方向座標と上下方向座標、ただし、y は右周りでは左向きに正、z は上向きに正とする。

Blade Frequency の 2 次については次式で推定する。

$$\Delta P_{2c} = 0.024 \rho n^2 D^2 \frac{(J_1 - J_M)^{0.85}}{\sqrt{\sigma_{0.7R}} \left(\frac{d}{R}\right)^H} \quad [K_p/m^4, 片振幅]$$

図 3.2.1.48 および 49 は、これらの算式をチャート化したものであり、いくつかのパラメータを知ることにより、 ΔP_0 , ΔP_c および ΔP_{2c} を求めることができる。

(4) 許容限界

サーフェイス・フォースまたは船尾変動水圧に対する絶対的な許容限界を述べた文献は皆無といってよく、許容限界を提案している著者独自の変動水圧推定法に基づく値に対してのみ適用可能とする場合が多いものと考えられる。

(a) Huse の許容限界¹⁴²⁾

プロペラ直上の点における変動水圧の最大振幅

$$P_{max} = 850 [K_p/m^4] = 8.34 [K P_a, 片振幅]$$

ただし、Huse が試験した船型にのみ使用可能であり一般性はない。

(b) Lindgren Johnsson の許容限界¹⁴³⁾

$$2 P_r < 6250 \frac{a_x}{a_z} \cdot \frac{v}{10^3 D^3} \quad (P_a, 全振幅)$$

ただし、

$$P_r = 水圧振幅 \quad (P_a)$$

$$v = 満載排水量 \quad (m^3)$$

$$D = プロペラ直徑 \quad (m)$$

$$a_x = プロペラ先端とスタンフレームの前後方向クリアランス$$

$$a_z = \quad \quad \quad 上下 \quad \quad \quad "$$

上式は大型船の実船計測値を基礎としているので、小型船に対しては under estimate になり、次の修正式を使う。

$$2 P_{allowed} < (0.75 + \frac{75}{L}) P_r \quad (P_a, 全振幅)$$

(c) Holden の許容限界¹⁴⁴⁾

プロペラ先端（直上位置）直前の水圧振幅に対して許容限界を定めている。

$$\Delta P_{cb} < \frac{60400}{f_c \left(\frac{B}{2} + 1\right)} \left(\frac{T_A}{H}\right)^{1.5} \quad [K_p/m^4, 片振幅]$$

ここに、

$$f_c = Blade Freq. \quad (Hz)$$

$$B = 船尾喫水線の幅 \quad (m)$$

T_A = 船尾喫水 [m]

H = 型深さ [m]

一方、プロペラ直上における変動水圧の許容限界は、

$$\Delta P_{cc} < \frac{b}{c} \cdot \frac{60400}{f_c \left(\frac{B}{2} + 1 \right)} \cdot \left(\frac{T_A}{T} \right)^{1.5} \quad (K_p/m^2, 片振幅)$$

ここに、

b = プロペラ先端とスタンフレームの前後方向クリアランス

c = " 上下 "

(d) ¹⁴⁵⁾ BJORHEDENの許容限界

プロペラ直上の点における変動水圧の全振幅に対して、

$$P_{rec} = \frac{1.24 v_A}{1000 D^2} \cdot \sqrt{\left(\frac{1.4 \times 10^6 B \cdot H}{v_A \cdot L \cdot f} - f \right)^2 + 20} \quad (K P_a, 全振幅)$$

ただし、これは上下方向振動速度の実効値 (RMS) で 4 mm/s に相当し、これは recommended upper level である。

$$P_{max} = 1.75 P_{rec} \quad (K P_a, 全振幅)$$

は同時に 7 mm/s に相当し、maximum upper level である。さらに、Blade Freqの振幅に対しては

$$P_{rec} = \frac{0.84 v_A}{1000 D^2} \cdot \sqrt{\left(\frac{1.4 \times 10^6 B H}{v_A L \cdot f} - f \right)^2 + 7} \quad (K P_a, 全振幅)$$

$$P_{max} = 1.75 P_{rec} \quad (K P_a, 全振幅)$$

である。ここに、

$v_A = T_A / T$ v

v = 船の計画排水量 [m³]

T = 計画喫水 [m]

T_A = 船尾喫水 [m]

D = プロペラ直徑 [m]

L = 船の長さ bp [m]

B = 船の幅 [m]

H = 型深さ [m]

f = プロペラ Blade Frequency = $n Z / 60$ [1/sec]

n = プロペラ軸速度

Z = 翼数

参 考 文 献

- 1) Lewis, F.M.; "Propeller Vibration", Trans., SNAME, 1935
- 2) 谷口 中; 「プロペラ起振力について」, 日本造船協会誌, 第 410 号, 1963
- 3) 熊井豊二; 「プロペラ起振力」, 船用プロペラに関するシンポジウム, 日本造船協会, 1967
- 4) 谷口 中, 大高勝夫; 「プロペラによる船体振動研究の展望」, 三菱重工技報, vol. 5, No 4, 1968
- 5) 高橋 肇; 「プロペラキャビテーションの Surface Force に及ぼす影響に関する一考察」, 西部造船会会報, 第 49 号, 1975
- 6) 大高勝夫; 「設計における起振力の推定法」, 船舶の振動及び騒音に関するシンポジウム, 日本造船学会, 1975
- 7) 石田駿一, 小山鴻一; 「プロペラ起振力の推定法」, 船型設計のための抵抗・推進理論シンポジウム, 日本造船学会, 1976
- 8) 谷林英毅; 「プロペラ起振力」, 船舶の振動・騒音とその対策に関するシンポジウム, 日本造船学会, 1980
- 9) Johnson, C.-A.; "Pressure Fluctuations around a Marine Propeller", S.S.P.A. Report, Nr. 69, 1971
- 10) van Oossanen, P.; "Calculation of Performance and Cavitation Characteristics of Propellers Including Non-Uniform Flow and Viscosity", N.S.M.B. Publication No. 457, 1974
- 11) Noordzij, L.; "Pressure Field Induced by a Cavitating Propeller", I.S.P. vol. 23, No. 260, 1976
- 12) Morgan, W.B., Silovic, Vnad Denny, S.; "Propeller Lifting Surface Corrections", Trans., SNAME, vol. 76, 1968
- 13) 花岡達郎; 「プロペラ理論と揚力面理論」, 船研報告, 第 14 卷, 第 5 号, 1977
- 14) 菅井和夫; 「船舶用プロペラ特性解析法に関する研究」, 日本造船学会論文集, 第 128 号, 1970
- 15) 波多野修次, 南方潤三, 山崎正三郎; 「揚力線及び揚力面理論によるプロペラ性能の推定」, 西部造船会会報, 第 49 号, 1975
- 16) van Gent, W.; "Unsteady Lifting-Surface Theory for Ship Screws", J. of Ship Research, vol. 19, No. 4, 1975
- 17) Hanaoka, T.; "Hydrodynamics of an Oscillating Screw Propeller", 4th Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington, 1962
- 18) 山崎隆介; 「不均一流中の螺旋推進器の性能について」, 日本造船協会論文集, 第 117 号, 1965
- 19) Tsakonas, S., Jacobs, W. and Rank, P.; "Unsteady Propeller Lifting-Surface Theory with Finite Number of Chordwise Modes", J. of Ship Research, vol. 12, No. 1, 1968
- 20) 花岡達郎; 「非定常プロペラ揚力面の数値解法」, 船研報告, 第 6 卷, 第 5 号, 1969
- 21) 小山鴻一; 「新しい方法によるプロペラ揚力面の数値解析」, 日本造船学会論文集, 第 132 号, 1972
- 22) Lee, C.-S.; "Prediction of the Transient Cavitation on Marine Propeller by Numerical Lifting-Surface Theory", 13th Symposium on Naval Hydrodynamics, Tokyo, 1980
- 23) Kerwin, J. and Lec, C.; "Prediction of Steady and Unsteady Marine Propeller Performance by Numerical Lifting-Surface Theory", Trans., SNAME, vol. 86, 1978
- 24) Szantyr, J.; "A Computer Program for Calculation of Cavitation Extent and Excitation Forces for a Propeller Operating in Non-Uniform Velocity Field", I.S.P., vol. 26, No. 296, 1979
- 25) 湯浅肇, 石井規夫; 「プロペラキャビテーションと船尾変動圧力の実用計算法」, 日本造船学会論文集, 第 147 号, 1980
- 26) 花岡達郎; 「プロペラの基礎理論 - III」, 船研報告, 第 14 卷, 第 6 号, 1977
- 27) Koyama, K.; "On Application of the Lifting-Surface Theory to Marine Propellers", 13th Symposium on Naval Hydrodynamics, Tokyo, 1980

- 28) 守屋富次郎；「空気力学序論」，培風館
- 29) 今井功；「流体力学前編」，第2版，裳華房，1974
- 30) 高橋通雄，奥正光；「MAU型プロペラのキャビテーション特性に関する研究（第1報）」，日本造船学会論文集，第141号，1977
- 31) Takei, Y., Koyama, K. and Kurobe, Y.; "Measurement of Pressures on a Blade of a Propeller Model", Papers of Ship Research Institute, No. 55, 1979
- 32) 永松宣雄；「スクエープロペラの翼面圧力分布の研究」，関西造船協会誌，第177号，1980
- 33) 高橋肇；「第3篇プロペラ，第1章概論」，船型設計のための抵抗推進シンポジウム，日本造船学会，東京，1979
- 34) Boswell, R.; "Design, Cavitation Performance, and Open-Water Performance of a Series of Research Skewed Propellers", DTNSRDC, Rep. 3339, 1971
- 35) 千葉規胤；「第3編プロペラ，第2章プロペラ単独性能の計算法」，船型設計のための抵抗推進シンポジウム，日本造船学会，東京，1979
- 36) Cummings, D.; "Numerical Prediction of Characteristics", J. of Ship Research, 1973
- 37) 岡村尚昭；「粘性の影響を考慮したプロペラ特性の計算法」，日本造船学会論文集，vol. 138, 1975
- 38) Arakawa, C., Tagori, T. and Shirakura, M.; "Analysis of Three-Dimensional Turbulent Boundary Layer on the Rotating Blade of Axial Flow Pump", 10th IAHR Symposium, Tokyo, 1980
- 39) 加藤洋治，右近良孝；「第3編プロペラ，第3章キャビテーションの推定法」，船型設計のための抵抗推進シンポジウム，日本造船学会，東京，1979
- 40) 山崎正三郎；「非線型・定常プロペラ揚力面の数値解析とその応用例」，西部造船会会報，62号，1981
- 41) 湯浅肇，石井規夫；「プロペラ翼の前縁剥離渦と翼面圧力分布」，西部造船会会報，第59号，1980
- 42) 花岡達郎；「揚力面の翼端条件と数値解法（その4積分方程式の部分積分）」，船研報告，第15巻，第4号，1978
- 43) 小山鴻一；「舶用プロペラにおける翼端特異性に関する研究（第1報及び第2報）」，日本造船学会論文集，第145および146号，1979
- 44) Cummings, D.; "The Effect of Propeller Wake Deformation on Propeller Design", 3rd Lips Propeller Symposium, 1977
- 45) Lewis, F.M.; "Propeller Vibration", Trans., SNAME, 1936
- 46) Schwaneche, H.; "Gedanken zur Frage der Hydrodynamisch erregten Schwingungen des Propellers und Wellenleitung", JSTG, 1963
- 47) Schwaneche, H.; "Beiträge zur Frage der Schwingungen von Schiffswellenanlagen", Schiffstechnik, 1960
- 48) Schuster, S.; "Über die Hydrodynamisch Bedingten Schub und Drehmoment Schwankungen in Schiffsantriebs-Anlagen", VDI, Zeitschrift, 1956
- 49) 谷口中；「自航模型船におけるプロペラ起振力の測定」，西部造船会会報，12号，1956
- 50) 熊井豊二；「船体振動起振力としてのPropeller Bearing Forceの一推定法」，西部造船会会報，23号，1962
- 51) 熊井豊二，富田哲治郎ほか；「自航模型船によるプロペラ起振力の測定」，西部造船会会報，22号，1961
- 52) van Manen, J.D. and Wereldoma, R.; "Propeller Excited Vibratory Forces on a Shaft of a Single Screw Tanker, ISP, vol. 7, No. 73, 1960
- 53) Yamazaki, R.; "On the Theory of Screw Propellers", Memoirs of Faculty of Engineering, Kyushu Univ., vol. 23, 1963

- 54) Hoshino, J. and Kume, H.; "Propeller Excited Bending Moment in the Propeller Shaft", Institute of Marine Engineer, 1969
- 55) Vedeler, B.; "A Note on Wave Influence on Propulsion Systems", European Shipbuilding, No. 6, 1970
- 56) 第142研究部会報告書; 「船尾構造の剛性・変形量・船尾形状に関する研究」, 日本造船研究協会, 1976
- 57) 熊井豊二, 玉, ホーシはか; 「プロペラ Bearing 起振力の一計測法について」, 日本造船学会論文集, 第128号, 1970
- 58) 高橋肇, 岡本洋ほか; 「コンテナー船のプロペラ起振力について」, 西部造船会会報, 第44号, 1972
- 59) Huse, E.; "An Experimental Investigation of the Dynamic Forces and Moments on One Blade of a Ship Propeller", Symposium on Testing Techniques on Ship Cavitation Research, Trondheim, Norway, 1967
- 60) 岡田主; 「プロペラ翼に働く力に関する研究」, 石川島播磨技報, 第14巻, 第6号, 1974
- 61) 谷林英毅, ほか; 「プロペラベアリングフォースの計測」, 三菱重工技報, vol. 15, No 3, 1978
- 62) 池畠光尚, 湯浅肇; 「模型船後流乱れとプロペラへの影響」, 日本造船学会論文集, 第130号, 1971
- 63) Lerbs, H.W.; "Moderately Loaded Propeller with a Finite Number of Blades and an Arbitrary Distribution of Circulation", SNAME Annual Meeting, New York, 1952
- 64) 花岡達郎; 「非定常プロペラ揚力線の積分方程式について」, 日本造船協会論文集, 第110号, 1961
- 65) 山崎隆介; 「非定常螺旋推進器理論について」, 西部造船会会報, 第28号, 1964
- 66) Tsakonas, S., Jacobs, W.R. and Ali, M.R.; "Air Exact Linear Lifting-Surface Theory for a Marine Propeller in a Non-Uniform Flow Field", Journal of Ship Research, vol. 17, No. 4, 1973
- 67) Sears, W.R.; "Some Aspect of Non-Stationary Airfoil Theory and Its Practical, Application", Journal of Aeronautical Science, vol. 8, No. 3, 1941
- 68) Yuasa, H., Ishii, N. et al.; "Practical Applications of the Discrete Vortexes Element Method for Calculation of Propeller Induced Excitation Forces", 13th Symposium on Naval Hydrodynamics, Tokyo, 1980
- 69) Schwanecke, H.; "Comparison of Methods for the Calculation of Wake Induced Propeller Blade Exciting Forces", Symposium on High-Powered Propulsion of Large Ship, 1974
- 70) 谷林英毅, 星野徹二; "Calculation of Loading on Propeller Blades Working in Non-Uniform Flow Based on Quasi-Steady Technique", 西部造船研究会会報, 61号, 1981
- 71) Froivold, H.; "Vibration Excitation Forces", Seminar on Ship Vibration, Det Norske Veritas, 1977
- 72) Björheden, O.; "Dynamic Forces Due to the Interaction between Propeller and Hull", ISME, Tokyo, 1973
- 73) ITTC Report of Propeller Committee, 1978
- 74) Schwanecke, H. and Laudan, J.; "Ergelisse der Instationären Propeller theorie", Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, (STG), vol. 66, 1972
- 75) Noorman, E.F.; "State of the Art for Shipboard Vibration and Noise Control", Ship Vibration Symposium SNAME, 1978
- 76) Johnsson, C.-A.; "Theoretical Predictions of Characteristics and Cavitation Properties of Propellers", SSPA Rep. Nr. 64, 1968
- 77) 右近良孝; 「プロペラキャビテーションの発生範囲の推定法」, 船研報告, vol. 10, No 6, 1979
- 78) Hoshino, T.; "Estimation of Unsteady Cavitation on Propeller Blades as a Base for Predicting Propeller Induced Pressure Fluctuation", 日本造船学会論文集, 第146号, 1980
- 79) 沼地福三郎, 角田賢治, 干田一郎; 「既存翼型6個のキャビテーション性能」, 東北大学高速力学研究所報告, 第1卷, 第1号, 1949
- 80) 沼地福三郎, 角田賢治, 干田一郎; 「厚比の異なるC.Y.系翼型のキャビテーション性能」, 東北大学高速力学研究所報告, 第1卷, 第2号, 1949

- 81) 沼地福三郎, 角田賢治, 干田一郎; 「製作しやすい翼型のキャビテーション性能(第1報~第4報)」, 東北大学高
速力学研究所報告, 第6卷, 第56~59号, 1952
- 82) 沼地福三郎; 「翼型4個のキャビテーション性能」, 日本機械学会論文集, 第7卷, 第28号, 1941
- 83) Kermeer, R.; "Water Tunnel Tests of NACA 4412 and Walchner Profile 7 Hydrofoils in Noncavitating and Cavi-
tating Flows, C.I.T. Rep. No. 47-5, 1956
- 84) Kermeer, R.; "Water Tunnel Tests of NACA 66, -012 Hydrofoil in Noncavitating and Cavitating Flows", C.I.T.
Rep. No. 47-7, 1956
- 85) Wade, R. & Acoota, A.; "Experimental Observations on the Flow Past a Plano-Convex Hydrofoil", Trans., of
ASME, J. of Basic Engineering, 1966
- 86) Meijor, M.C.; "Some Experiments on Partly Cavitating Hydrofoils", ISP, vol. 6, No. 60, 1959
- 87) 泉田泰弘, 田宮真, 加藤洋治, 山口一; 「二次元翼に発生するキャビテーションの研究」, 日本造船学会論文集, 第
146号, 1919
- 88) Ukon, Y.; "Partial Cavitation on Two- and Three-Dimensional Hydrofoils, and Marine Propellers", 10th IAHR
Symposium, Tokyo, 1980
- 89) 佐々木紀幸, 永松秀一, 右近良孝; 「船尾フィンとプロペラキャビテーション」, 西部造船会会報, 第61号,
1981
- 90) van der Meulen, J.; "Boundary Layer and Cavitation Studies of NACA 16-012 and NACA 4412 Hydrofoils",
13th Symposium on Naval Hydrodynamics, Tokyo, 1980
- 91) 花岡達郎; 「任意翼型のキャビテーション流場の線型理論(その3, 部分空洞の解法)」, 日本造船協会論文集, 第
119号, 1966
- 92) 西山哲郎, 伊藤淳; 「特異点法による部分空洞翼の流れ場の基礎式とその解法」, 日本機械学会論文集, 第43卷,
370号, 1977
- 93) Golden, D.W.; "A Numerical Method for Two-Dimensional, Cavitating, Lifting Flow, MIT, Dept. of Ocean
Engineering, Rep. 81512-1, 1975
- 94) S R 第174部会; 「馬力節減を目的とした1軸中型船の船尾形状の開発に関する研究」, 日本造船研究協会, 研究資
料, No 329, 1980
- 95) Wu, T.Y. and Wang, D.P.; "A Wake Model for Free-Streamline Flow Theory, Part 2", J. of Fluid Mechanics,
vol. 18, Part 1, 1964
- 96) Furuya, O.; "Nonlinear Theory for Partially Cavitating Cascade Flows", 10th IAHR Symposium, Tokyo, 1980
- 97) Tulin, M. and Hsu, C.C.; "The Theory of Leading Edge Cavitation on Lifting-Surfaces with Thickness", Sympo-
sium on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion Systems, Oslo, 1977
- 98) 山崎正三郎, 高橋通雄; 「特異点分布法を用いた2次元厚翼の部分空洞の解法」, 日本造船学会論文集, 第146
号, 1979
- 99) Sato, R.; "Prediction of Extent and Thickness of Cavitation for Marine Propellers by Bubble Tracing Method",
10th IAHR Symposium, Tokyo, 1980
- 100) Isay, W. and Lederer, L.; "Kavitation an Elügelprofilen", Schiffstechnik, vol. 24, 1977
- 101) Chao, K.; "Beiträge zu Berechnung von Kavitationserscheinungen an Strömungskörpern", Schiffstechnik, vol. 26,
1979
- 102) Geurst, J.; "Linearized Theory of Two-Dimensional Cavity Flows", Delft University of Technology, Doctor
Thesis, 1961
- 103) Kuiper, G.; "Some Experiments with Distinguished Types of Cavitation on Ship Propellers", Int., Symp., on

Cavitation Inception, New York, 1979

- 104) Huse, E.; "Cavitation Induced Hull Pressures, Some Recent Development of Model Testing Techniques", Proc. of Symposium on High Powered Propulsion of Large Ships", Wageningen, 1974
- 105) Søntvedt, T. & Frivold, H.; "Low Frequency Variation of the Surface Shape of Tip Region Cavitation on Marine Propeller Blades and Corresponding Disturbances on Nearby Solid Boundaries", 11th Symposium on Naval Hydrodynamics, 1976
- 106) Hoilund, A.P., Holden, K.O. and Sputvedt, T.; "Propeller Cavitation as a Source of Vibration", Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 67 Band, 1973
- 107) 高橋肇, 上田隆康, 野中健美; 「プロペラ起振力に関する研究(第2報)」, 第2回船研講習会概要, 1968
- 108) Takahashi, H. and Ueda, T.; "An Experimental Investigation into the Effect of Cavitation on Fluctuating Pressures Around a Marine Propeller", Proceeding of 12th ITTC (1969) or Papers of the Ship Research Institute, No. 33, 1970
- 109) 高橋肇他; 「プロペラ起振力に関する研究(第5報) — 起振力に関する模型および実船試験 —」, 第16回船研究発表会, 1970
- 110) Johnsson, C.-A. "Pressure Fluctuations Around a Marine Propeller, Results of Calculations and Comparison with Experiment, SSPA Report No. 69, 1971
- 111) van Manen, J.D.; "The Effect of Cavitation on the Interaction between Propeller and Ship's Hull", I.S.P. vol. 19, No. 109, 1972
- 112) Johnsson, C.-A. and Søntvedt, T.; "Propeller Excitation and Response of 230,000 DWT Tankers, — Full Scale Experiments and Theoretical Calculations —", 9th Symposium on Naval Hydrodynamics, Paris, 1972
- 113) Lindgren, H., Johnsson, C.-A. and Simonsson, E.; Propulsion and Cavitation Investigation on 230,000 Tons DWT Tankers, — Full Scale and Model Experiments, Trans. Royal Institution of Naval Architects, vol. 114, 1972
- 114) Huse, E.; "Propeller Hull Vortex Cavitation", Int. Ship, Progress, vol. 19, No. 212, 1972
- 115) Takahashi, H.; "On Propeller Vibratory Forces of the Container Ship", Papers of the Ship Research Institute, No. 44, 1973
- 116) van Oossanen, P. and van der Kooij, J.; "Vibratory Hull Forces Induced by Cavitating Propeller", J. of R.I.N.A, No. 2, 1973—4
- 117) Dyne, G.; "A Study of Scale Effect on Wake, Propeller Cavitation and Vibratory Pressure at Hull of Two Tanker Models", SNAME, vol. 82, 1974
- 118) Lowis, F.M. and Kerwin, J.E.; "Vibratory Forces on a Simulated Hull Surface Produced by Transient Propeller Cavitation", Journal of Ship Research, vol. 22, No. 2, 1978
- 119) 石田雅信; 「プロペラ起振力に関する実験的研究」, 石川島播磨技報, 第16巻, 第6号, 1976
- 120) Huse, E.; "Cavitation Induced Hull Pressures, Some Recent Developments of Model Testing Techniques, NSFI Report No. R-35-74, 1974
- 121) Kaplan, P., Benton, J. and Breslin, J.P.; Theoretical Analysis of Propeller Radiated Pressure and Blade Forces due to Cavitation", Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA, 1979
- 122) Fitzsimmons, P.A.; "Cavitation Induced Hull Pressures, A Comparison of Analytical Results, Ship and Model Measurements", Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA, 1979
- 123) van der Kooij, J.; "Experimental Determination of Propeller-Induced Hydrodynamic Hull Forces in the NSMB Depressurised Towing Tank", Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA, 1979
- 124) Voros, W.S.; "A Method for Analysing the Propeller-Induced Vibratory Forces Acting on the Surface of a Stern",

- 125) 坂尾稔 ; “プロペラ起振力について”, 関西造船協会誌, 175号, 1969
- 126) Huse, E.; “Pressure Fluctuations on the Hull Induced by Cavitating Propellers”, Norwegian Ship Model Experiment Tank Publication, No. 111, 1972
- 127) Breslin, J.P.; “A Theory for the Vibratory Forces on a Flat Plate Arising from Intermittent Propeller Blade Cavitation”, Schiffstechnik, Bd. 23, 1976
- 128) Noordzij, L.; “Consideration on the Hull Excitation Force Induced by a Cavitating Propeller”, ISP, vol. 25, No. 288, 1978
- 129) Cox, B.D., Vorus, W.S., Breslin, J.P. and Rood E.P.; “Recent Theoretical and Experimental Developments in the Prediction of Propeller-Induced Vibratory Forces on Nearby Boundaries”, 12th ONR Symp., 1978
- 130) Vorus, W.S.; “Calculation of Propeller Induced Forces, Force Distributions, and Pressures; Free-Surface Effects”, J.S.R. vol. 28, No. 2, 1976
- 131) Vorus, W.S., Breslin, J.P. Tein, Y.S.; “Calculation and Comparison of Propeller Unsteady Pressure Forces on Ships”, Ship Vibration Sym., SNAME, 1978
- 132) 石田駿一 ; “プロペラにより誘起される Surface Force の計算法について”, 造船学会論文集, 第138号, 1975
- 133) Tsakonas, S., Breslin, J.P. and Miltler, M.; “Correlation and Application of an Unsteady Flow Theory for Propeller Forces”, Trans. SNAME, vol. 75, 1967
- 134) 高橋 肇 “Estimation of Surface Force Induced by Propeller”, Naval Architecture and Ocean Engineering, vol. 15, 日本造船学会, 1977
- 135) 谷口中 ; 「プロペラ近傍の圧力変動」, 西部造船会会報, 第16号, 1958
- 136) Johnsson, C.-A. ; “Some Experiences from Vibration Excitation Tests in the SSPA Large Cavitation Tunnel”, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA, 1979
- 137) Lunaars, C.E.J. and Forbes, P.E.; “An Approach to Vibration Problems at the Design Stage”, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA, 1979
- 138) 間野正己, 越野義夫, 藤井克哉 ; “Prevention and Remedy of Ship Vibration (Part I)”, Japan Shipbuilding & Marine Engineering, vol. 12, No. 2, 1978
- 139) Holtrop, J.; “Estimation of Propeller Induced Vibratory Hull Forces at the Design Stage of a Ship”, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA, 1979
- 140) Holden, K.O.; “Excitation Forces and Afterbody Vibrations Induced by Marine Propeller Blade Cavitation”, Norwegian Maritime Research, No. 1, 1979
- 141) Holden, K.O, Fagejord, O. and Frostad, R.; “Early Design-Stage Approach to Reducing Hull Surface Forces Due to Propeller Cavitation”, SNAME Annual Meeting, 1980
- 142) Huse, E.; “Pressure Pulses from Cavitating Propeller”, Lecture at the Nordic Ship Research Tech. Meeting, NSTM, Turku, 1971
- 143) Lindgren, H. and Johnsson, C.-A.; “On the Influence of Cavitation on Propeller Excited Vibratory Forces and Some Means of Reducing Its Effect”, PRADS International Symp. on Practical Design in Shipbuilding, Tokyo, 1977
- 144) Holden, K.O.; “Propell kavitasjon som Vibrasjonskilde, Dinamiske Krefter på Akterskip Iva Kaviterende Propell, Beregnings-metoder og Kriterien”, Det Norske Veritas, NTNF Project, 1978
- 145) Björheden, O.; “Vibration Performance of Highly Skewed C.P. Propellers”, Symposium on Prop. Induced Ship Vibration, RINA, 1979

3.2.2 幅広浅吃水船 (SR 171) 抵抗・自航試験及び伴流計測

(i) 模型船

供試模型船は、SR 171 幅広浅吃水船シリーズのうち C 船を対象とすることとした。¹⁾ただし前記 C 船は模型船の長さ $L_{pp} = 4.50 \text{ m}$ 、模型プロペラ直径 $D_p = 0.18 \text{ m}$ であるため、本研究に使用する模型プロペラ直径 $D_p = 0.25 \text{ m}$ が装備できるように供試模型船の大きさをつきの方法により修正した。

すなわち、日本造船技術センターにおいて水槽試験を実施した car carrier 10隻（1軸船）のプロペラ直径と吃水の比 (D_p/d) の平均値を求め ($D_p/d = 0.680$)、これより C 船の $B/d (= 3.40)$ 、 $L/B (= 4.50)$ を使用して供試模型船の主要目を表 3.2.2.1 のように設定した。

模型船はパラフィン製で、その船体寸法表を表 3.2.2.2 に船体線図を図 3.2.2.1 に、横截面積曲線と水線面積曲線を図 3.2.2.2 にそれぞれ示す。

なお、模型船には乱流促進のため、F.P. より前方 37.5 mm および S.S. NO 9 1/2 の位置に 10 mm 間隔で高さ 1 mm の台形スタッドを植えつけている。船体副部は、ビルジ・キールおよび舵である。

(ii) 模型プロペラ

プロペラのタイプとしては、固定ピッチプロペラと可変ピッチプロペラが考えられるが、後述するハイスキュープロペラが可変ピッチプロペラであることを考慮して研究対象を可変ピッチプロペラとすることとした、そのプロペラ形状は、AU-C P 4翼シリーズテストに使用した母型プロペラと同一とした。²⁾ただし表 3.2.2.1 の模型船に適合するようピッチ比と展開面積比を決定する必要があり、このため前記 SR 171 C 船についてパワーリングを行ない、プロペラ設計点をつきのとおりとした。

プロペラ設計点

船速 $V_s = 19.0 \text{ kt}$ ($F_n = 0.250$)

主機関 × 回転数 $21,400 \text{ PS} \times 127 \text{ RPM}$

この設計点および(i)模型船を考慮して、プロペラ主要目を表 3.2.2.3 のように決定し、これを M. P. No 1 とした。M. P. No 1 のプロペラ形状（投影形状および展開形状）を図 3.2.2.3 に示す。

なお、本模型プロペラはピッチを変える機構は持っていない。

(iii) 水槽試験

(1) 模型プロペラ単独試験結果

模型プロペラ M. P. No 1 の単独試験結果を図 3.2.2.4 に示す。模型プロペラの没水深度と直径の比 I/D は 1.0 で試験時におけるレイノルズ数は $R_n = n D^2 / \nu = 6.360 \times 10^5$ である。

また、プロペラ設計点 ($J = 0.478$) におけるプロペラ単獨特性を、船用プロペラの特性計算プログラム（その 1）により求めた。その結果を併せて図 3.2.2.4 に示す。³⁾

(2) 抵抗試験結果

抵抗試験は満載状態（オープン・キール）について実施し、結果の解析は、三次元解析法を用いたので造波現象が小さい低速度域における結果から形状影響係数 (K) を求めた。

抵抗試験により得られた全抵抗係数 (C_{TM}) を図 3.2.2.5 に示す。低速域における抵抗試験によって求められた形状影響係数 (K) は 0.36 でこれは SR 171 C 船と同一である。また、造波抵抗係数 (r_w) を図 3.2.2.6 に示す。図 3.2.2.5 および図 3.2.2.6 における C_{TM} 、 r_w のカーブの傾向は、SR 171 C 船とほぼ等しいが、本船では $F_n = 0.23 \sim 0.24$ において r_w の小さなハングが見られる。

以上の抵抗試験結果より、長さ 150.0 m の実船に対して求めた有効馬力曲線を図 3.2.2.7 に示す。ただし実船に対する $A C_F$ は、0.00030 とした。

(3) 自航試験結果

自航試験は、抵抗試験と同様に満載状態について実施し、自航試験時の摩擦抵抗修正量は、実船の垂線間長さを 150.0 m とし、かつ実船に対する粗度修正量 (ΔC_F) は 0.00030 として算定した。

模型プロペラ M. P. № 1 の単独試験結果図 3.2.2.4 を用い自航試験データについてスラスト一致法により求めた自航要素を図 3.2.2.8 に示す。

図 3.2.2.8 と SR171C 船の満載状態の自航要素を比較すると η_R は 1% 本船が低いが、 $1 - t$ は約 2%， $1 - W_T$ は約 5～3% 本船が高い。また $F_n = 0.25$ における船体効率 η_H は本船が約 1.5% 低い。

これらの結果にもとづき、参考として実船の BHP 等を計算した。結果を図 3.2.2.9 に示す。なお実船換算は $\Delta C_F = 0.00030$ ， $1 - W_S / 1 - W_M = 1.12$ として算定した。

(4) 伴流計測

伴流計測は、5 孔ピトー管により満載状態について実施した。

模型船速度は $V_M = 1.893 \text{ m/s}$ ($F_n = 0.250$)、ピトー管の位置は A. P. より 112.6 mm 前方である。プロペラ位置周辺の伴流分布および流向、流速の模様を図 3.2.2.10 に、半径方向の平均伴流分布を図 3.2.2.11 に示す。

図 3.2.2.10 と SR171C 船型の試験結果を比較すると、面内流向、流速は比較的一致している。ボス上方センターライン付近の伴流分布がかなり違っているが、SR171C 船型の計測結果をチェックしたところ計測不能な点も強引にフェアリングに使用していた。従って、計測不能点付近は比較の対象からはずすべきと考えられる。また公称伴流 W_N と M. P. № 1 による自航試験の結果より求めた $F_n = 0.25$ における有効伴流 W_T の関係は文献 4) 等よりほぼ妥当なものと思われる。

参 考 文 献

1. 第 171 研究部会：総合輸送効率向上を目指した幅広船型の開発に関する研究報告書、日本造船研究協会、昭和54年3月
2. Atsuo YAZAKI : Model Test on Four - Bladed Controllable - Pitch Propellers, PAPERS OF SHIP RESEARCH INSTITUTE, March 1964
3. 船舶技術研究所：舶用プロペラ特性の計算プログラム（その1）、昭和48年6月
4. 佐藤和範：有効伴流と公称伴流、日本造船技術センター技報第4号、昭和51年7月

3.2.3 SR171 可変ピッチプロペラの不均一流中キャビテーション試験

(i) 試験方法

キャビテーションの試験は、キャビテーション試験水槽の試験断面に曳航水槽で計測された前述の伴流分布(図 3.2.2.10) のうち、プロペラ軸方向の流れをワイヤメッシュにより simulate した伴流分布により行なった。曳航水槽で計測された軸方向伴流分布とワイヤメッシュによりキャビテーション水槽内に再現された伴流分布の一例を図 3.2.3.1 に示す。

不均一流中におけるキャビテーション試験は、 K_T 一致法により行なった。すなわち図 3.2.2.9 の BHP カーブより $BHP = 15,000 \text{ PS}$ における船速 ($V_S = 17.9 \text{ kt}$) およびプロペラ回転数 ($N = 117 \text{ RPM}$) からプロペラ前進係数 J を求め、さらに図 3.2.2.4 の単独性能曲線から前記の J における K_T を求めた。またキャビテーション係数 σ_N は次式によって求めた。

$$\sigma_N = \frac{P_0}{\frac{1}{2} \rho_S n^2 D^2} \quad (1)$$

従って不均一流中におけるキャビテーション試験時の試験状態は表 3.2.3.1 のとおりである。

なお、本試験においては、後述するプロペラ変動圧力を同時に計測した。

(ii) 試験結果

不均一流中におけるキャビテーションの観察の結果は、各プロペラとも翼の正面側にはキャビテーションの発生は見られず、いずれも背面側にキャビテーションが発生した。表 3.2.3.1 の試験状態における各プロペラのキャビテーション・パタンのスケッチを図 3.2.3.2～3.2.3.4 に示す。

M. P. №1 とハイスキュープロペラである M. P. №2 および №3 のプロペラを比較すると、船体中心面付近 (0°) の High Wake Zoneにおいては、M. P. №1 では $0.65 R$ 付近から翼端までの広い範囲にわたって間欠的に発達するチップボルテックスキャビテーションとシートキャビテーションに覆われている。M. P. №2 ではこれが $0.8 R$ 付近から、M. P. №3 では $0.7 R$ 付近からそれぞれ発生しているがその発生範囲は M. P. №1 に比較すると狭い。また翼が High Wake Zone を通過してキャビテーションが消滅するまでのキャビテーションパタンを見ると、M. P. №1 ではキャビテーションの消滅のしかたがやゝ急激であるが、ハイスキュープロペラでは比較的緩やかに消滅している。しかし M. P. №1 に見られなかったクラウドキャビテーションが、M. P. №2 および №3 の $0.9 R$ から翼端にかけて若干認められた。

以上不均一流中におけるキャビテーション観察結果としてチップボルテックスキャビテーション、シートキャビテーションおよびクラウドキャビテーションの発生範囲の翼角度を表 3.2.3.2 に示す。また今回の試験ではハイスキュープロペラのうちピッチ分布の相違、すなわち M. P. №2 (一定ピッチ) と M. P. №3 (遞減ピッチ) によるキャビテーションの発生の差はとくに見られなかった。

なお前記表 3.2.3.1 の実験的な § 3.2.2(ii) のプロペラ設計点と相違しているため 56 年度に再試験（変動圧力の計測を含む）を行なう予定である。

3.2.4 SR171 可変ピッチプロペラ変動圧力計測

不均一流中の変動圧力計測は、プロペラ上方の平板に埋め込まれた圧力変換器（豊田工機製 PD106K, 1.2 kg/cm^2 9ヶ）により計測した。なお、在来型プロペラのみならず、参考のためハイスキュープロペラ 2 個（M. P. №2, №3）についても計測した。計測時のプロペラ荷重度及びキャビテーション常数等は前項のキャビテーション観察の場合と全く同一である。

計測波形を図 3.2.4.1～3.2.4.3 に示す。

周波数解析の一例を図 3.2.4.4 に示すが、Blade Frequency の一次の成分以外はきわめて小さいので、この成分のみについて検討する。図 3.2.4.5 は Blade Frequency 一次の成分の変動片振幅である。この図を見ると、ハイスキュープロペラの変動圧力は、在来型プロペラの半分程度であること、M. P. №2 と №3 ではほとんど差がないことが解る。

3.3 プロペラ翼形状の研究

3.3.1 振動軽減法の調査

船体振動、特に船尾振動の原因となるプロペラ起振力成分の中で、非定常キャビテーションに起因するサーフェースフォースが最も大きいことが広く認識されている。¹⁾ 船の初期計画の中で船体振動がどの程度のレベルになり、どのような振動モードになるかは、起振力の推定のみならず構造設計との関連で決まることであるが、どの程度を目標にすべきかについては居住性に関する経験等に基づいた Criterion ^{2,3)} が公表されている。したがって、不幸にして振動問題が発生した場合はもちろん、船の計画段階でも問題の発生が予想される場合には、プロペラ起振力、従って、非定常キャビテーションの減少対策を検討する必要がある。振動軽減のために採られている方法は次の3つに大別される。

- 1) 船尾形状の改良等によるプロペラへの流入速度の均一化
- 2) プロペラ形状の改良によるキャビテーション発生範囲の減少及び非定常性の緩和
- 3) その他の改良策

いずれも方法自体としては知られたものであるが、実際に問題になるのはその対策が他の設計・工作上の条件に照らして採用することができるかどうか、採用できるとしてその効果はどの位かと言うことであろう。いずれも個々に事情の異なる問題であって一般的な記述を行うことは極めて困難であるが、できるだけ実例を挙げることにより、少なくともその効果についての判断ができると考えられる。

(i) 船尾形状の改良

船尾形状の改良は、プロペラ流場の均一化、特に船体直後の wake peak を下げる方向でなされている。起振力との関連で BSRA ⁴⁾ が wake peak 値で規定しているのはその一つの現われである。又、現在、広く使われている圧力変動の簡易推定法 ^{5,6,7,8)} の概算式の中にも wake peak のパラメータが含まれている。⁹⁾

さて、船型変更の具体例として SSPA のタンカー及びコンテナ船の水槽試験結果を図 3.3.1.1～2 に示すが、Bulbous stern や open stern を採用し船尾流場の均一化を図ることにより、変動圧力が大幅に減少することが示されている。

船型変更が不可能な場合の起振力軽減対策としてよく用いられているのが船尾フィンである。図 3.3.1.3 に ^{10,11)} 230,000 DWT タンカーにフィンを装着した時の実船計測の結果を、図 3.3.1.4 に NSMB で行われた LNG タンカーの模型試験結果を示す。いずれもフィンの装着により変動圧力は大幅に減少している。しかし同じく、NSMB で行われたコンテナ船の試験結果（図 3.3.1.5）では、フィン装着によりかえって変動圧力が増加しており、このことは船尾フィンを原船型の船尾流場とマッチするように設計しないと逆効果を生ずる可能性があることを示している。コンテナ船型の場合には、フィンを装着することによって伴流分布を均一化すること、すなわち変動圧力を大幅に減少させることは、かなり困難のようである。なお、これらの他に船首から混入した気泡による異常振動を、船尾フィンの装着により解決した例も報告されている。^{14),15)}

船尾フィンとならんで起振力軽減法のために用いられるものとして、Vortex generator ¹⁶⁾ がある。最近の例では Gadd は、20,700 DWT 貨物船船尾に反りをもつ翼型状の deflector を数個設置し、振動軽減に効果があったことを報告している。⁷⁾ この場合も船尾流場を良く知った上でその流に適合した設計がなされないと効果がない場合が起こりうる。

(ii) プロペラ形状の改良

(1) 翼数の影響

プロペラ起振力成分の大部分が、blade frequency 及びその整数倍であるから、翼数はそれらが船体の固有振動数と一致しないように選ぶのは当然である。しかし、翼数は船の初期設計段階で決まることが多いが、固有振動数の推定誤差や同型船の構造変更等により最終的に翼数を変更することがある。一般に船体条件が同一

(したがってプロペラ要目もほぼ同一)で、プロペラ翼数のみ増加させると、1翼あたりの推力が減少すると同時に wake peak に対する翼幅が狭くなるため、非定常影響が小さくなり、1翼の推力は一定値に近くなるが、全体としては前者の効果が勝って変動圧力の振幅が小さくなる。この傾向が、NSMBにおけるシリーズ試験の結果(図3.3.1.6)¹⁸⁾に表れている。

この実験では伴流分布及び模型プロペラの直径を同一とした場合であるが、実際にはプロペラ翼数の減少に伴ってプロペラ直径が大きくなるので、tip clearance が小さくなり、この傾向が強くなる方向にある。

ペアリングフォースは、伴流分布の影響を直接受ける。翼数を決定するにあたっては、特に伴流分布と翼数との関係が充分に検討されなければならない。¹⁹⁾

(2) 半径方向荷重分布の影響

翼端付近のピッチ、あるいは翼断面のキャンバー比を減らすことにより、さらには両者を併用することにより荷重分布が減少し、これによってキャビテーションの発生範囲が減少する。²⁰⁾これは Tip Unloadingと呼ばれるもので、その効果は、先に述べた圧力変動の簡易推定式からも想像されるが、図3.3.1.7に示すGloverの実験結果⁶⁾⁷⁾でも明瞭に示されている。ただし、Tip Unloadingにより変動圧力は低下するものの、同時にプロペラ効率も減少し、船の到達速力が減少する。したがって振動と推進性能双方の兼ね合いから、Tip Unloadingの程度を決めなければならない。

(3) 展開面積比の影響

展開面積の増加と共にプロペラ翼面上の推力密度は減少し、したがってキャビテーションが発生しにくくなることは従来から知られている。

プロペラの展開面積は主としてこのキャビテーションによる損傷(エロージョン)を避ける見地から定められるのが通例であり、プロペラの他の要目(ピッチ分布、skew back等)に関する実験データと比べて展開面積比を系統的に変更した圧力変動データは極めて少い。¹⁸⁾系統的試験結果としてはNSMBのものぐらいしかなくこれを図3.3.1.8に示す。この図では上述のような展開面積比とキャビテーションとに関する一般的傾向があり顕著でない。K_Tの小さい範囲では展開面積比の増加と共にむしろ変動圧力の増加している場合も見られる。変動圧力はキャビテーションの発生範囲そのものに比例するのではなくキャビティの体積の2階微分に比例することが示されており、²²⁾したがって展開面積増加に伴ってキャビテーションの範囲が減少はするがその時間的変化が大きくなることがあり得るためと考えられる。

同様な現象は上述の tip unloading の場合にも生じ得るわけで、サーフェスフォースの減少対策の難しさ、すなわち一般論のみでなくそのケースに対する適応性の確認が必要なことが示唆されている。

(4) 翼の skew back の影響

翼に skew back をつける(平面翼で言えば後退角に相当する)ことにより翼と wake peak との切合点が半径方向にずれるので1翼に作用する変動荷重が小さくなるためにプロペラペアリングフォースが減少する。またキャビテーションの発生する位相角の幅が広くなるのでキャビティの体積変化率が小さくなり、このため変動圧力も減少すると考えられている。

このアイデアは以前からあったのであるが近年米国のNSRDC等において実用化研究が実施され、その効果²³⁾²⁴⁾が報告されて以来、種々の機関で研究が行われるようになった。一例として三菱長崎水槽で行われた模型試験における供試プロペラ、横力変動及び変動圧力の計測結果を図3.3.1.9~11に示す。²⁵⁾いずれも大きなskewを付することによる起振力低減の効果が表れている。

また図3.3.1.12には米国のSan Clemente Class OBO Carrierにおける実船計測データを示す。この図においても high skew propeller による振動軽減の効果が表れている。

High Skew Propellerはこの他に可変ピッチプロペラにも適用されており、その成功例(例えば図3.3.1.

²⁷⁾ ²⁸⁾ 13) もいくつか報告されている。

以上、skew によってプロペラによる起振力及び船体振動の減少例を示したが、実用にあたっては効率、エロージョン、強度、後進性能等広い面からの検討が必要である。特に翼強度については翼根部より少し外側の後縁付近に最大応力が生ずる可能性がある（図 3.3.1.14）ので、翼厚の増加あるいは翼輪部の変更等についても考慮しておくべきである。

(5) 特殊プロペラ

以上は通常のプロペラの場合の形状の影響について述べたが、プロペラの形状を工夫することにより圧力変動 — 特に tip vortex — による高次成分を減らす試みが Pien によって発表されている。²⁹⁾

図 3.3.1.15 はその例である looped blade propeller で、当然のことながら試験例をみると tip vortex は全く生じていない。

又、Ring propeller (図 3.3.1.16) の採用により通常のプロペラに比較して振動レベルが減少した例がある。

(iii) その他の改善策

プロペラ流場を改善するという見地から、他の方法で wake peak を下げようとする試み、あるいは圧力の船体への伝搬を軽減しようとする方法も一つの振動軽減策とみなすことができる。前者の例をあげると次のようなものが知られている。

1) 複数個のプロペラを配置して wake の均一化を図る方法

Overlap propeller は一時広く研究されたが、これにも起振力の低減がうたわれている。³¹⁾ しかしその後の実験では必ずしも起振力が小さくならない場合も出ている。また、図 3.3.1.17 のように船体中心面の wake の大きい箇所に小さな補助プロペラを設置し、流れを加速するアイデアもあるが（補助プロペラを Vertical axis propeller にすれば side thruster と兼用できる）、実用化されたという情報はない。³²⁾ ³³⁾

2) 船体中心部の wake の高い範囲の流れを加速する方法

流れを加速する手段として water jet を用いる方法が提案されている。³⁴⁾ 図 3.3.1.18 のような装置を用いた模型試験では 30~40% の起振力減少があったと報告されている。また漁船に同様の装置を取り付けた模型試験で 15~22% のペアリングフォースの減少があった事が報告されている。³⁵⁾

圧力の船体への伝搬を軽減する方法の例として次のようなものがある。

3) 空気を吹出してプロペラキャビテーションの崩壊圧を緩和する方法

艦艇用プロペラの放射雑音低減のために用いられるブレーリーシステム（プロペラ翼前線から空気を吹出す）は間接的にキャビテーションの崩壊を緩和していると考えられるが、圧力変動に及ぼす影響は明瞭でない。他方、細い管を通じて tip vortex に空気を送り込み、tip vortex の pulsation による圧力変動を緩和する方法は English が試みており図 3.3.1.19 に示すように blade frequency の二次の成分に効果がある結果を得ている。³⁶⁾

4) 船体表面の受圧側で圧力波を緩和する方法

プロペラ直上の圧力変動が最も厳しい部分を開口にして圧力を逃がすアイデアは Fountaine によって提案されているが Medja らは図 3.3.1.20 に示すタイプの開口をプロペラ直上に設けることにより $L_{pp} = 134$ m のタンカーの過度の振動を大幅に減少させることに成功したことを報告している。³⁷⁾ ³⁸⁾

又、プロペラ直上部にハニカム構造を介して空気層を構成する方法、外板にゴムを貼る方法、あるいは外板の振動を減少させるためにスロットを設ける方法⁴¹⁾ 等が提案され、前二者はその効果が確められている。³⁹⁾ ⁴⁰⁾

いずれにせよ、ここで述べた方法は過度の振動が生じた場合の応急的振動軽減策の色彩が濃い。

参考文献

- 1) 谷口英毅：プロペラ起振力、船舶の振動・騒音とその対策に関するシンポジウム，第2章，日本造船学会(1980)
- 2) Interim Guideline for the Evaluation of Vibration in Merchant Ships: Draft Technical Report, ISO/TC108/SC2, No. 19 (Aug., 1977)
- 3) Ship Vibration and Noise Guide Lines : SNAME Project HS-7-1 (1977)
- 4) Fitzsimmons, P.A.: Cavitation Induced Hull Pressures; A Comparison of Analytical Results, Ship and Model Measurements, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA (1979)
- 5) 高橋 肇:Estimation of Surface Force Induced by Propeller, Naval Architecture and Ocean Engineering, Vol. 15, 日本造船学会 (1977)
- 6) Holden, K.O.: Excitation Forces and Afterbody Vibrations Induced by Marine Propeller Blade Cavitation, Norwegian Maritime Research No. 1 (1979)
- 7) Johnsson, C.A.: Some Experiences from Vibration Excitation Tests in the SSPA Large Cavitation Tunnel, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA (1979)
- 8) Leenaars, C.E.J. and Forbes, P.E.: An Approach to Vibration, Problems at the Design Stage, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA (1979)
- 9) Lindgren, H. and Johnsson, C.A.: On the Influence of Cavitation on Propeller Excited Vibration Forces and Some Means of Reducing Its Effect, PRADS Symposium, Tokyo (1977)
- 10) Vossnack, E. and Voogd, A.: Developments of Ship's Afterbodies, Propeller Excited Vibrations, 2nd Lips Propeller Symposium (1973)
- 11) Carlton, J.S. and Banham, I.: Full Scale Experience Relating to the Propeller and Its Environment, PROPELLER '78 Symposium, SNAME (1978)
- 12) Johnsson, C.A. and Sontvedt, T.: Propeller Excitation and Response of 230,000 TDW Tankers, SSPA Rep. 70 (1972)
- 13) Hylarides, S.: Some Hydrodynamic Considerations of Propeller Induced Vibrations, Ship Vibration Symposium, SNAME (1978)
- 14) 高橋 肇:On Propeller Vibratory Forces of the Container Ship — Correlation between Ship and Model, and the Effect of Flow Control Fin on Vibratory Forces —, Papers of Ship Research Institute, No. 44 (1973)
- 15) Takekuma, K.: Vibration Problem with a Class of Cargo Liner and the Solution from Fitting a Fin, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA (1979)
- 16) Fink, P.T. et al: A Problem in Aft End Vibration: Interim Report on a Case Study, Report NAV/ARCH 74/4, The University of South Wales (1974)
- 17) Gadd, G.E.: Flow Deflectors — a Cure for Vibration, The Naval Architect, (Nov., 1980)
- 18) van Oossanen, P. and van der Kooy, J.: Vibratory Hull Forces Induced by Cavitating Propellers, Trans., RINA, Vol. 115 (1973)
- 19) Ueda, T. and Takahashi, H.: Characteristics of Propeller-Excited Vibratory Forces on Fishing Boats, PRADS Symposium, Tokyo (1977)
- 20) 織水 権二雄外: Wake Adapted Propellerに関する実験的研究, 西部造船会会報, 第56号 (1978)
- 21) Glover, E.J. and Patience, G.: Aspects of the Design and Application of Off-loaded Tip Propellers, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA (1979)
- 22) Chiba, H Sasajima, T. and Hoshino, T.: Prediction of Propeller Induced Fluctuation Pressure and Correlation

- with Full Scale Data, 13th Symposium on Naval Hydrodynamics, ONR (1980)
- 23) Cumming, R.A., Morgan, Wm.B. and Boswell, R.J.: Highly Skewed Propellers, Trans. SNAME, Vol. 80 (1972)
- 24) Valentine, D.T. and Dashnaw, F.J.: Highly Skewed Propeller for San Clemente Class Ore/Bulk/Oil Carrier Design Considerations, Model and Full Scale Evaluation, First Ship Technology and Research Symposium, SNAME (1975)
- 25) 千葉規胤, 中村直人 : Highly Skewed Propeller について(続), 日本船舶機関学会誌, 第15巻, 第3号(1979)
- 26) Hammer, N.O. and McGinn, R.F.: Highly Skewed Propellers — Full Scale Vibration Test Results and Economic Considerations, Ship Vibration Symposium, SNAME (1978)
- 27) Bjorheden, O.: Vibration Performance of Highly Skewed CP Propellers, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA (1979)
- 28) Sasajima, T. and Maruhashi, M.: Performance of Highly Skewed Controllable Pitch Propellers for High-Speed Twin Screw Vessels, 10th Symposium IAHR (1980)
- 29) Pien, P.C.: Discussion to "Cavitation Study on Ducted Propellers of Large Ship, SNAME, Vol. 83 (1975)
- 30) van Gunsteren, L.A.: Ring Propellers and Their Combination with a Stator, Marine Technology (Oct., 1970)
- 31) Pien, P.C. and Strom-Tejsen, J.: A Proposed New Stern Arrangement, NSRDC Rep. 2410 (1967)
- 32) Kerlen, H. et al: Propulsion, Cavitation and Vibration Characteristics of Overlapping Propellers for a Container Ship, ISP, Vol. 19, No. 214 (1970)
- 33) Munk, T. and Prohaska, C.W.: Unusual Two-Propeller Arrangements, 7th Symposium on Naval Hydrodynamics, ONR (1968)
- 34) Bjorheden O.: Dynamic Forces due to the Interaction between Propeller and Hulls, Supplementary Presentation, ISME Tokyo '73 (1973)
- 35) 上田隆康, 菅井信夫, 横尾直幸 : 漁船のプロペラ起振力減少法に関する水槽試験例 — 水ジェットによる — , 船舶技術研究所報告, 第16巻, 第1号 (1979)
- 36) English, J.W.: Cavitation Induced Hull Surface Pressure Measurements in a Water Tunnel, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA (1980)
- 37) Fountain, W.R. and Hinterthan, W.B.: Prediction of Hull Vibration, First Conference of Hull Vibration, David Taylor Model Basin & Stevens Institute of Technology (1965)
- 38) Medja, B. and Feric, M.: Examples of Reduction of Excessive Ship Vibrations by Making Holes in the Shell Plating above the Screw, Ship Trial Conference, Zagreb (1980)
- 39) Huse, E. and Nielsen, F.G.: Reduction of Propeller Induced Pressure Fluctuations by an Air Layer at the Hull, Norwegian Maritime Research, No. 1 (1978)
- 40) Zuo-Zhang, M.: Discussion to the Paper "General View of UK Research on Propeller-Hull Interaction and Associated Ship Vibration" by Meek, M. et al, Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA (1979)
- 41) Gerry, U.K.: Discussion to the Paper "Propeller Excited Vibration the Practical Application of Theoretical Methods to Ship Design Part 2, Response" by Wills, M.A., Symposium on Propeller Induced Ship Vibration, RINA (1979)

3.3.2. ハイスキュープロペラの設計およびプロペラ単独試験

(1) ハイスキュープロペラの設計

(1) 設計方針

プロペラのタイプは、逆転時の安全性の面から可変ピッチとした。ハイスキューカ変ピッチプロペラは、本年度の研究事業では模型プロペラを4種各1個設計・製作することとなり、4個のハイスキューカ変ピッチプロペラにおける設計パラメーターは、スキー角、スキューライン、レーキおよび半径方向のピッチ分布とし、他の主要目等はすべて前記M.P.№1と同一とすることとした。この結果つぎのような模型プロペラのシリーズを構成した。

M. P. №	Skew Angle	Skew Line	Rake	Pitch Distribution	記 事
(1)	11°	AU-CP4	0°	Constant	Conventional C. P. P. (AU-CP4)
2	45°	Foward & Backward	* -4.0°		ハイスキューカ変ピッチプロペラの原型
3		Backward	* -7.0°	Tip-Unload-Type (Decrease)	ピッチ分布による比較
4		Foward & Backward	* -6.0°		スキューラインによる比較
5	60°			Constant	スキー角による比較

* 船体とのおさまり具合から決定した。

ただし本文で使用するスキー角およびスキューラインの定義は図3.3.2.1のとおりとする。

(2) 設計手順

設計作業は、前記M.P.№1と同じプロペラ主要目をもつ4個のハイスキューカ変ピッチプロペラ（以下ハイスキュープロペラという）を設計することとなる。したがって4個のハイスキュープロペラについては、それぞれスキー角、スキューライン、レーキおよび半径方向のピッチ分布のみについて求めればよい。以下の設計手順について述べる。

(a) M. P. №2 (ハイスキュープロペラの原型)

(1) スキー角およびスキューラインについて

スキー角およびスキューラインの決定に当っては、以下の方法によった。すなわちSR171C船の伴流分布について文献1)の方法により翼素から見た変動吹き上げ（プロペラ翼素に垂直な速度成分）が最大となる周方向の位置を各半径について求めた。この結果をWake Crest Mapとして図3.3.2.2に示す。

一般にスキューラインを決めるに当っては、翼素に垂直な速度成分の位相の半径方向の分布曲線、すなわちCrest Lineと可能な限り大きな角度で交わることが望ましい。本プロペラは、4翼であるから図3.3.2.2の3次($P=3$)、4次($P=4$)および5次($P=5$)のCrest Lineに着目し、さらに可変ピッチプロペラであることを考慮してスキー量を45°(50% Skew)として図3.3.2.2のようなA、B2本のスキューラインを設定した。ここでスキューラインAは0.3 RからFowardに向い、0.5 Rで反転、Backwardに向い、0.75 RにおいてGenerator Lineとクロスし、翼端に向うスキューラインである。一方スキューラインBは、0.5 RまではAと同一で、0.8 RにおいてGenerator Lineとクロスし、翼端に向うものである。

つぎにM.P.№2のスキューラインをAまたはBとした場合とM.P.№1について、SR171C船の伴流

分布を利用して ($J = 0.4503$) 船用プロペラ特性計算プログラム (その 2) により起振力を求めた。その結果を無次元値として図 3.3.2.3 および表 3.3.2.1 に示す。これらの計算結果およびスキューライン A, B 両者の翼輪郭の形状の比較から模型プロペラ M. P. № 2 のスキューラインは B とした。なお、スキューライン B は前述したとおり $0.3 R$, $0.5 R$, $0.8 R$ および $1.0 R$ の 4 点をおさえ、かつ $0.5 R$ において図 3.3.2.2 の直線 O C と接するような滑らかなカーブとした。したがって上記 4 点以外の各半径位置におけるスキューラインはこのカーブから求めたもので、その値は図 3.3.2.4 のとおりである。

(d) レーキについて

M. P. № 2 を船体に装備したとき、プロペラクリアランスを考慮して翼先端の位置を M. P. № 1 のそれに合わせた。そのため翼を前方（船体側）に 4° 傾斜させた。

以上前記(i)および(d)にもとづいて設計したプロペラの要目を表 3.3.2.2 に、プロペラ形状（投影形状および展開形状）を図 3.3.2.5 に示す。

(b) M. P. № 3 (Tip - Unload Type)

(i) スキューラインおよびスキューラインについて

M. P. № 3 のスキューラインおよびスキューラインは、M. P. № 2 と同一である。

(d) 半径方向のピッチ分布について

M. P. № 3 は M. P. № 2 の一定ピッチ分布に対して Tip - Unload Type にしたプロペラである。その半径方向のピッチ分布は以下の方法によって設計した。

すなわち翼輪郭が在来形のプロペラについてピッチ分布を変えた計算を実施し、その結果が、ハイスクエアプロペラについても成立すると仮定した。その場合のピッチを変化させる条件は

- Tip - Unload とする。 $0.9 R$ における全循環 G またはスラストが一定ピッチプロペラの約 10% 減となるようにする。
- 半径 $0.7 \sim 0.8 R$ 付近では両者のピッチ比はほぼ同一になるようとする。
- Total としての K_T (同一の J のとき) を一定ピッチと Tip Unload Type とはほぼ同一になるようとする。

さらに単独効率 η_0 は一定ピッチプロペラの値より $\pm 1.5\%$ の範囲内であること。

とした。

このようにして求めたピッチ分布を模型プロペラ M. P. № 3 のピッチ分布とし、図 3.3.2.6 に示す。またこれを次式のシェンヘルの方法によって平均ピッチを求める

$$\left(\frac{H}{D} \right)_{mean} = \frac{\int \frac{H}{D} \cdot x^2 \cdot \sqrt{1-x} dx}{\int x^2 \sqrt{1-x} dx}$$

0.728 となる。図 3.3.2.6 にはまた M. P. № 1 を Wake Adapted としたときの半径方向のピッチ分布を Manen の方法により求め、参考として示した。ただし、図 3.3.2.6 に示した Wake Adapted Pitch は翼断面を共通としたためキャンバーの修正は行なっていない。

以上図 3.3.2.6 のピッチ分布が、前述した条件を満足しているかどうかを確認するため、翼輪郭は M. P. № 1 と同一で、ピッチ分布は一定ピッチ ($H/D = 0.730$) と図 3.3.2.6 の遜減ピッチ分布の両者について均一流中 ($J = 0.4780$) のプロペラ単独特性等を船用プロペラ特性計算プログラム (その 1) により求めた。計算結果のうち各半径位置における全循環と単独特性を図 3.3.2.7 に示す。図 3.3.2.7 から一定ピッチと遜減ピッチ分布の両者を比較すると

- $0.9 R$ における G は遜減ピッチが一定ピッチに比べ約 9% 小さい。
- $0.74 R$ において両者の G は等しい。
- Total としての K_T は遜減ピッチが一定ピッチに比べ約 1% 小さい。また η_0 はほぼ等しい。

したがって前述した条件はほぼ満足していると思われる。

(b) レーキについて

レーキはM. P. № 2 と同一としたので -4° となる。

以上前記(i)～(iv)にもとづいて設計したプロペラの要目を表 3.3.2.2 に、プロペラ形状（投影形状および展開形状）を図 3.3.2.8 に示す。

(c) M. P. № 4 (Backward Skew Type)

M. P. № 4 は M. P. № 2 の Forward & Backward Skew に対してスキューラインを Backward Skew としたプロペラである。

(i) スキューアル角度およびスキューラインについて

M. P. № 4 のスキューアル角度は、M. P. № 2 のスキューアル角度と同一とすることとしたのでスキューアル角度 θ_s は 45° となる。これより各半径位置におけるスキューアル角度 $\theta_{s(r)}$ ⁵⁾ は、直線分布として次式によって求めた。

$$\theta_{s(r)} = \left(\frac{r - 0.3 R}{0.7 R} \right) \cdot \theta_s$$

$x = r / R$	0.3.	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.95	1.0
$\theta_{s(r)}$ deg	0	6.43	12.86	19.26	25.71	32.14	38.57	41.79	45.0

(ii) レーキについて

レーキは、M. P. № 2 と同一の方法によって求め、その値を -7.0° とした。

以上前記(i), (ii)にもとづいて設計したプロペラの要目を表 3.3.2.2 に、プロペラ形状（投影形状および展開形状）を図 3.3.2.9 に示す。

(d) M. P. № 5

M. P. № 5 は、当初 M. P. № 2 に対してレーキを 0° としてレーキの差によるプロペラ単独性能、推進効率などの影響を研究するためのプロペラとすることを考えたが、実際にプロペラを設計してみると両者のレーキの差は 4° となった。これほどのレーキの差では、プロペラ単独効率に与える影響はごくわずかであると予想されることから、第2回第2小委員会 (S 55. 8. 27), 第3回委員会 (S 55. 9. 9) において当初のレーキシリーズを中止し、スキューシリーズとしてスキューアル角度 $\theta_s = 60^\circ$ の模型プロペラを製作し、実験することになった。

(i) スキューアル角度およびスキューラインについて

スキューラインは M. P. № 2 と同一の方法によって求めた。すなわち M. P. № 2 のスキューライン B にはほぼ相似となるように設計したもので各半径位置におけるスキューアル角度は図 3.3.2.10 に示すとおりである。

(ii) レーキについて

レーキは、M. P. № 2 と同一の方法によって求め、その値を -6° とした。

以上前記(i), (ii)にもとづいて設計したプロペラの要目を表 3.3.2.2 にプロペラ形状（投影形状および展開形状）を図 3.3.2.11 に示す。

(iii) ハイスキュープロペラの単独試験

模型プロペラ M. P. № 2 ～ M. P. № 5 の単独試験結果を図 3.3.2.12 に示す。模型プロペラの没水深度と直径の比 I / D は 1.0 で試験時におけるレイノルズ数 R_n はつぎのとおりである。

M. P. №	2	3	4	5
$R_n = \frac{nD^2}{\nu} \times 10^5$	6.573	6.590	6.069	6.047

また図3.3.2.12には参考のためM.P.Na1の単独試験結果を掲載し、同プロペラの設計点($J = 0.478$)におけるプロペラ単獨特性を、船用プロペラ特性計算プログラム(その1)により求めた。その結果を併せて同図に示す。

図3.3.2.12の単獨性能の比較に見られるようにハイスキュープロペラ(M.P.Na2~5)はM.P.Na1に比較して K_T , K_Q とも増加しているが J が0.6以上になるとM.P.Na4を除いて K_T , K_Q ともM.P.Na1にほぼ等しくなっている。また単獨効率 η_0 はM.P.Na1 → Na2 → Na3 → Na5 → Na4の順に低下しており、 $J = 0.6$ におけるM.P.Na1とNa4の η_0 の差は約2.7%となっている。また荷重度 K_T/J^2 を横軸にとってそれに対応する η_0 および $1/J$ の値を図3.3.2.13に示した。図3.3.2.13から K_T/J^2 に対する η_0 はM.P.Na1とNa2はほぼ等しく、以下Na3, Na4, Na5の順に低下している。M.P.Na1の設計点である $K_T/J^2 = 0.635$ ではM.P.Na1に対してM.P.Na5は約2.3%の効率低下となっている。一方 K_T/J^2 に対する $1/J$ では、 $K_T/J^2 < 1$ において各プロペラの $1/J$ はほぼ等しく、 $K_T/J^2 > 1$ なるに従い、その差が表わされてくる。

参 考 文 献

1. 小山鴻一：スキューフィルム変化のペアリング・フォース軽減効果、昭和54年度秋季（第34回）船舶技術研究所発表会講演集、1979.12
2. 千葉規胤、中村直人：Highly Skewed Propellerについて、日本船用機関学会誌、第11巻、第9号、昭和51年9月
3. 船舶技術研究所：船用プロペラ特性の計算プログラム（その2）、昭和49年10月
4. Ir. A. J. W. LAP, Dr. Ir. J. D. VAN MANEN : Fundamentals of Ship Resistance and Propulsion
5. R. A. Cumming, Wm. B. Morgan, R. J. Boswell : Highly Skewed Propellers, Trans. SNAME, vol. 80, 1972

3.3.3 ハイスキュープロペラ装備模型船の自航試験

(i) 試験状態

自航試験はすべて満載状態（イーブン・キール）について実施した。

自航試験時の摩擦抵抗修正量は実船の垂線間長さを150mとし、かつ実船に対する粗度修正量(ΔC_F)は0.00030として算定したものを用いた。

(ii) 試験結果

試験に用いた模型プロペラM.P.Na2~5の単独試験結果図3.3.2.12からそれぞれの単獨性能曲線を用い、自航データについてスラスト一致法により自航要素を図3.3.3.1に示す。また図3.3.3.1には参考のためM.P.Na1による自航要素を併せて掲載した。

この図によるとハイスキュープロペラでは、 η_R , $1-t$ および $1-W_T$ すべてが若干小さくなっている。一例として $F_n = 0.25$ の位置におけるM.P.Na1とハイスキュープロペラの自航要素を比較すると η_R ではM.P.Na4が約0.5%, Na2, 3 & 5が約1.5%低下、 $1-t$ ではNa2, 4 & 5が約1.5%, Na3が約2.5%低下、 $1-W_T$ ではNa2, 3 & 4が約3.3%, Na5が約4.8%それぞれ低下している。したがってスキューフィルムによる自航要素の変化は、 $1-W_T$ にもっとも多く表われており、同じハイスキュープロペラでもスキューフィルム角が大きくなるに従い、 $1-W_T$ が低下している。

η_R では同じハイスキュープロペラでもBackward TypeがForward & Backward Typeより若干(約1%)高く、 $1-t$ では一定ピッチ分布のプロペラの方が遞減ピッチ分布(Tip-Uload Type)のプロペラよりわずかに高い。

つぎに図3.3.3.1の自航要素のうち $1-t$ と $1-W_T$ から船体効率 $\eta_H = 1-t/1-W_T$ を求め、さらに、模型船の推進効率 $\eta = \eta_H \times \eta_0 \times \eta_R$ を求めた。結果を図3.3.2に示す。図3.3.2から推進効率 η はM.P.Na1 →

No.2 → No.4 → No.5 → No.3 の順に低下している。 $F_n = 0.25$ の位置における M.P. No.1 と No.3 の η の差は約 3 % である。以上ハイスキュープロペラではとくに $1 - W_T$ の改善により η_H が M.P. No.1 より上昇して、 η_o の低下を補なっている。

3.3.4 ハイスキュープロペラのキャビテーション試験（均一流中）

(i) 試験方法

均一流中のキャビテーション試験は、キャビテーション試験水槽において、プロペラ回転数 n を一定とし、いくつかの流速についてタンク内の圧力、すなわちキャビテーション係数 σ_N を少しづつ変えながらキャビテーション観察とスラスト・トルク計測を実施した。試験時におけるレイノルズ数等は表 3.3.4.1 のとおりである。

なお、本試験においても後述するプロペラ変動圧力を同時に計測した。計測方法その他は、不均一流中の計測の場合（3.2.3）と全く同一である。

(ii) 試験結果

プロペラ回転数 n を一定とし、流速（プロペラ加速度）及びキャビテーション係数 σ_N を変えながら観察したキャビテーションパターンおよび同時に計測したスラスト、トルクから作成したキャビテーションパケット図を図 3.3.4.1～図 3.3.4.3 に示す。なおパケット図中の記号の意味は表 3.3.4.2 のとおりである。

これらの図から、 σ_N の低下に伴なうキャビテーションパターンの変化はプロペラ荷重度の比較的大きな $J = 0.25 \sim 0.43$ の範囲では背面側にシートキャビテーションが発生し、 $J = 0.27 \sim 0.53$ の範囲ではチップボルテックスキャビテーションが発生している。さらにプロペラ単独効率 η_o の最大値を越えたプロペラ荷重の小さな領域である $J = 0.65$ 以上になると正面側にもキャビテーションが発生している。また $\sigma_N = 0.76 \sim 0.96$ の範囲においてバブルキャビテーションが発生している。

つぎに各プロペラのパケット図を比較すると M.P. No.1 に比べハイスキュープロペラの方がパケットが広く、したがって同一条件ではキャビテーションが起り難いことを示している。ただし M.P. No.1 では発生しなかったルートキャビテーションがハイスキュープロペラでは M.P. No.2, 3 ともに正面、背面の両側に発生している。

ハイスキュープロペラのうちピッチ分布の相違、すなわち M.P. No.2（一定ピッチ）と M.P. No.3（遞減ピッチ）を比較すると M.P. No.3 の方が若干、パケット図が広くなっている。

圧力変動計測の結果を図 3.3.4.4～3.3.4.6 に示す。また図 3.3.4.7 に周波数解析の結果を示す。これも、図 3.2.4.5 と同じく Blade Frequency 成分のものであるが、この図を見ると、結論は、不均一流中の計測の場合と全く変わらない。均一流中と不均一流中の比較では、前者が若干小さいがほとんど同じオーダーである。

3.3.5 ハイスキュープロペラの設計（56年度チャート用プロペラ）

本研究の次年度研究計画の一部としてハイスキュープロペラ設計チャートの作成があり、この実験に供する 6 個の模型の可変ピッチハイスキュープロペラを以下の方針により設計した。

(i) 設計対象

設計対象プロペラは次年度チャート作成のためのシリーズプロペラとし、シリーズの構成は展開面積比 2 種、ピッチ比 3 種による 6 個のプロペラとする。またプロペラの種類は可変ピッチハイスキュープロペラとした。

(ii) 設計方針

本年度実施したハイスキュープロペラの試験の種類および評価はつきのとおりである。

試験		M.P.N _a	2	3	4	5	評価
単独試験			○	○	○	○	η_o で比較するとN _a 2が最もよい。次にN _a 3→N _a 5→N _a 4の順である。
自航試験			○	○	○	○	$\eta^{(1)}$ で比較するとN _a 2が最もよい。次にN _a 4→N _a 5→N _a 3の順である。
キャビテーション	不均一		○	○	—	—	キャビテーションの発生状況はN _a 2とN _a 3はほぼ同一。
	均一		○	○	—	—	バケット図を比較するとN _a 3の方がやや広い。
変動圧力	不均一		○	○	—	—	変動圧力はN _a 2の方がやや低い。
	均一		○	○	—	—	同上
備考	ピッヂ比	0.730	0.741 ⁽²⁾	0.730			
	レーキ角		-4.0°	-7.0°	-6.0°		
	スキュー角		45°		60°		
	スキューライン	F&B ⁽³⁾	B ⁽⁴⁾	F&B			

注 (1) $\eta = \eta_H \times \eta_o \times \eta_R$

(2) 0.7 Rにおけるピッヂ比を示す (N_a 3は Tip-Unload-Typeとした過減ピッヂである)

(3) F & B = Forward and Backward Type

(4) B = Backward Type

以上の試験結果を総合判断して次年度シリーズプロペラの設計はM.P.N_a 2を母体として実施することとし、そのプロペラ主要目をつきのとおりとした。

Dia	0.250
Boss Ratio	0.300
Pitch Ratio	0.70, 0.90, 1.10
Exp. Area Ratio	0.40, 0.55
Blade Section	MAU
Number of Blades	4
Rake Angle (deg.)	-4.0
Skew Angle (deg.)	45.0
Skew Line	Forward & Backward Type

また上記プロペラ主要目以外の設計条件として

- 翼幅および翼厚の半径方向の分布はAU-CP4翼シリーズテストの母型プロペラを参考とする。
- スキューラインおよび翼断面は以下に述べる数式表示を用いる。

とした。

(iii) プロペラの数式表示

(a) スキューラインの数式表示

(イ) 計算方法および条件

スキューラインを4次式 $y = a x^4 + b x^3 + c x^2 + d x + e$ の形で近似する。この4次式は、つきの条件を満足するものとし、このとき $a \sim e$ までの各係数の値を求め、 x に x/R の値を代入して y の値すなわ

ち $y = s$ (スキュー角度) を求めるものである。

条件：4点を与える（図3.3.5.1参照）

- ① r/R がボスの位置におけるスキュー角度は 0 とする ($S_1 = 0$)
- ② Max. Forward の r/R の値 (スキューラインが反転する位置) とそのスキュー角, S_2
- ③ $S_1 = S_3 = 0$ として S_3 の r/R の値
- ④ $r/R = 1$ (翼先端) におけるスキュー角, S_4

さらに接線の条件として

- ⑤ スキュー角 S_2 の位置においてスキューラインは x 軸に平行となる。

(a) 計算結果

実際の計算はプログラムを作成し、電子計算機により行なった。計算例としてスキュー角 45° 、ボス比 = 0.30、Max. Forward の $r/R = 0.50$ 、 $S_2 = -13.5^\circ$ 、 $S_4 = 31.5^\circ$ 、 $S_3 = 0$ となる r/R として 0.70, 0.75, 0.755, 0.80 および 0.85 の計算結果を図3.3.5.2に示す。なお、前記3.3.2(i)において設計したM.P.No 2のスキューラインは、図3.3.5.2の $S_3 = 0$ となる r/R が 0.80 のスキューラインにはほぼ等しくなっている。

(b) 翼断面の数式表示

対象とする翼断面はMAUタイプとし、これを数式表示する。

(IV) Spindle Axis (プロペラ翼回転軸) の選定

次年度チャート作成のためのシリーズプロペラは、前述したように、ハイスキュータイプの可変ピッチプロペラであるためスピンドルトルクが最少となるように Spindle Axis (S.A.) を選定しなければならない。これにはつぎに述べる方法によった。すなわちシリーズプロペラの母型となったM.P.No 2を対象とし、同プロペラの設計ピッチ ($H/D = 0.730$) および $V_s = 19.0 \text{ kt}$ ($F_n = 0.25$) の前進自航時におけるスピンドルトルクについて検討した。ここでスピンドルトルクは、各半径位置において翼に作用する流体力を前縁から翼弦長の30%の位置にかかる集中荷重におきかえて求めた。円周方向及び軸方向に S.A. をいくつか移動した場合のスピンドルトルクを計算した結果、S.A. を Generator Line から前縁側に約 10° 回転させるとスピンドルトルクが零となつた。

以上の結論にもとづいて設計したシリーズプロペラの形状（投影形状および展開形状）を図3.3.5.3～3.3.5.8に示す。

3.3.3 計測器の設計・製作

(i) ベアリングフォース計測装置の設計及び製作

(1) 計測方式の選択

ベアリングフォースを計測する方式は大きくわけて3つある。1つは、回転するシャフト自体にストレーン・ゲージをはりつけないしモーメントを回転座標系で検出する方法である。¹⁾ もう1つは、軸受けに加わる力ないしモーメントを固定座標系で検出する方法である。^{2),3)} 最後の1つはプロペラ翼自体にゲージをはりつけてその歪を検出する方法である。^{4),5),6)}

回転座標系で検出する方法は、計測器を剛にすることで丈夫なだけでなく固有振動数を高くとることが比較的容易であるが、軸受けに加わる力ないしモーメントを直接求めることができないので座標変換の必要がある。固定座標系で直接検出する方法では計測器の構造が比較的複雑になり取り扱い性に難がある。翼の歪を計測する方法は、計測するプロペラ毎にゲージをはりつけなければならないので効率が悪いと共に、6分力を計測するときの較正に難がある。

今回は、以上の考えから、固有振動数をできるだけ大きくすること、及び取扱いの点から、回転座標系で検出する方式を採用した。

(2) 設 計

(a) 基本性能

- (イ) 回転座標系で6分力計測すること。横力及び横方向モーメントは各1成分だけ計測すればよいが、チェック機能と計測精度向上のため6分力計測とする。座標変換はノフトによる。
- (ロ) 水密であること。オープン状態でも使えること、及び水の冷却効果及び振動減衰効果を利用するため水密とする。
- (ハ) 減圧下で使用できること。キャビテーションの有無によるペアリングフォースの違いを見ることができるように、減圧下でも使用可能とする。
- (ニ) プロペラ付近のセンサー径は60mm以下とすること。
- (ホ) 固有振動数を400Hz以上とすること。使用頻度の多いのは、(5翼×2次+1)×15RPS = 165Hzであるのでその約2.5倍の400Hzとする。かなりの誤差を覚悟すれば(6翼×3次+1)×20RPS = 380Hz程度まで計測可能と思われる。

(b) 構 成

6分力検出器	1台
前置増幅器	6台
スリップリング	1台
ロータリーエンコーダー	1台
駆動機構部	1式
2次較正器	6台
電 源	2系統
その他	

(c) 容量 (F S) 及び出力

F_x (スラスト) $\pm 40\text{kg}$
 F_p, F_q (横力) $\pm 20\text{kg}$
 M_x (トルク), $M_p, M_q \pm 1.0 \text{kg} \cdot \text{m}$
各分力共, F Sにて 1500μ 出力

(d) 静的精度

非直線性	$\pm 1\%$ Reading
ヒステリシス	$\pm 1\%$ Reading
許容過負荷	150 % F S
干渉	$\pm 3\%$ F S / F S

(e) 動的精度

500gのプロペラをつけたときの固有振動数400Hz以上
許容回転数 ± 3000 RPM

(f) ノイズ

機械的ノイズ 無負荷 1500 RPMで $\pm 0.5\%$ F S 以下
電気的ノイズ スリッピング出力端にて 10mV_{rms} 以下

(g) 温度ドリフト

零点 $\pm 0.02\%$ F S / $^{\circ}\text{C}$
感度 $\pm 0.03\%$ Reading / $^{\circ}\text{C}$

(h) 2 次較正器

F_x, M_x	1 / 2 F S
F_p, F_q, M_p, M_q	1 / 10 F S

(i) 電気系

ゲージ印加電圧	10 VDC
前置増幅器増幅率	200 倍
主増幅器増幅率	~15倍
ローパスフィルター	500 Hz, -12 dB / Oct.
製作後追加	

設計の結果を図 3.3.A.1 ~ 3.3.A.2 に示す

(3) 検査

(a) 静的精度

静的試験結果より、出力、非直線性、ヒステリシス、零点、温度影響を表 3.3.A.1 に、干渉を表 3.3.A.2 に示す。すべて、設計条件の範囲内である。

(b) 動的精度

センサーの動的性能を正確に検査することは非常に困難であるので、今回は、衝撃試験及び無負荷回転試験によって個有振動数を推定することとした。衝撃試験結果を図 3.3.A.3 に無負荷回転試験 (20 RPS) 結果を図 3.3.A.4 に示す。また、この 2 つの試験で得られた振動の周波数を表 3.3.A.3 に示す。これによると、衝撃試験において、横力及び横方向モーメントに 120 及び 230 Hz の振動が出ているが、これは、センサーの個有振動ではなくてセンサー全体の片持ちはりとしての横振動であると推定される。よって、センサーの個有振動数は 700 Hz 及び 1500 Hz と推定し得る。

(c) ノイズ

機械的ノイズと電気的ノイズを分離することは実際上難しいが、シャフトが停止しているとき出力にノイズはほとんど認められなかったので、ノイズは実際上機械的なものがほとんどすべてであると推定される。図 3.3.A.5 は無負荷回転試験時の出力の振動（電磁オッショロに記録）のピーク・ピークを読み取ったものであるが（但し、500 Hz ローパスフィルターは使用していない）通常使用する 15 RPS で、 M_x 以外では、0.5~2 % F S 程度である。 M_x では非常にノイズが大きいが、これは前述した 700 Hz の振動であるので、常用周波数 (150~360 Hz) の 2 倍程度となり、データ処理によってその影響を実用上さしつかえない程度に消すことができる。

図 3.3.A.6 はフィルターによるノイズ除去の例であるが、 M_x では 300 Hz 程度、その他の分力では 600~1 kHz 程度のフィルターでかなり減衰させることができる。実際には、出力端に 500 Hz / -3 dB, -12 dB / Oct. のフィルターを挿入し、更に減衰させたいときは、別の可変フィルターを使用することとした。

(4) 計測例

計測例を図 3.3.A.7 ~ 3.3.A.16 に示す。これは、表 3.3.A.4 に示した状態における記録とそのパワースペクトルである。なお、データは、200 Hz / -6 dB, 48 dB / Oct. のローパスフィルターを通してある。これらの図を見ると、ほぼ妥当なデータが得られているが、船後状態のトルク変動が異常に小さい。これは、今回のデータ採りに当って、船後状態のみは防振の試みの 1 つとしてモータ出力軸直後にゴム・カップリングを挿入したことによると思われる。

参考文献

1. 谷林他, プロペラベアリングフォースの計測, 三菱重工技報, Vol. 15, No. 3 (1978-5)
2. 山口, プロペラ起振力に関する実験的研究, 石川島播磨技報, Vol. 16, No. 6 (1976-11)
3. 熊井他, 自航模型船によるプロペラ起振力の測定, 西部造船会会報, No. 22 (1961)
4. 熊井他, プロペラ Bearing 起振力の一計測法について, 日本造船学会論文集, No. 128 (1970-12)
5. 栖原他, 一翼計測法による Overlapping propeller の起振力の実験, 日本造船学会論文集, No. 137 (1975-6)
6. 高橋他, コンテナ船のプロペラ起振力について, 西部造船会会報, No. 44 (1972-5)

(ii) サーフェスフォース計測装置及び回転式5孔管の設計

(1) サーフェスフォース計測装置の設計

(a) 概要

サーフェスフォースを計測する方法としては、大きく分けて2つある。1つは、サーフェスフォースそのものを力として検出する方法で、もう1つは、いくつかの点の変動圧力を計測してその数値積分によってサーフェスフォースを算出する方法である。前者は直接求める力が得られるので、効率はよいが、力計測系の固有振動数を高くすることが難しいこと、及び圧力分布が解らぬこと等の問題がある。後者は、普通使われている方法で、データの蓄積もかなりのものになる。また、実船でも同様の方法でデータを得ることができるので対応がつけやすい。しかし、設計時においては、圧力よりも力やモーメントとして与えられた方が便利であるし、位相差を考慮した圧力積分にもわずらわしさがあり、実用的には前者の方法も捨て難い。

本項では、図3.3.A.17(i)(ロ)のような方法でサーフェスフォースを計測する方式について基本的な設計をする。

(b) 計測量、固有振動数

サーフェスフォースのうち特に重要な上下力は、6m模型船の自航状態では0.5kg程度と考えられるのでこれを設計点とする。また、周波数範囲としては、使用頻度が大きいのは5翼×15RPSで2次の成分まで検出するとして150Hz、大きい場合として6翼×20RPSで3次の成分まで検出するとして360Hzである。精度よく計測するためには、計測系の固有振動数を計測周波数の5倍以上にとらなければならないが、余りせいたくも言えないで、ベアリングフォース計測器の場合と同じく400Hzを設計点とする。ただし、参考のために、1kHzの場合も検討することとした。

(c) 検討

変動量計測においてまず問題になるのは計測系のノイズレベルである。ノイズレベルについては、機械的なものと電気的なものがあるが、前者は、モータや動力伝達系に起因するもので大きさも電気的なものに比べて大きい。しかもそのレベルは諸機械のセット状態によって變るので予め大きさを推定することは非常に難しい。しかし、これは、ある周波数に集中することが多いので防振処理及びデータ処理によってある程度逃げ得るので、ここでは電気的ノイズのみについて考える。

通常の力検出センサーの電気系統図は、図3.3.A.18(i)のようなものであるが、この方法では誘導ノイズを拾いやすいので同図(ロ)のような方法を採用する。この2つの方法の推定ノイズレベルを図3.3.A.19に示したが、(ロ)の方法では、

$$0 \sim 400 \text{ Hz} \text{ で } 0.6 \mu\text{V}$$

$$0 \sim 1 \text{ kHz} \text{ で } 1.2 \mu\text{V}$$

程度である。

次に、容量の決定であるが、0.5kgの計測量を1%の精度で計測するためには、誤差を5g以下にする必

要がある。図3.3.A.20は、ノイズ=誤差と考え、ブリッジ電圧12V、フルスケールにおける出力 1500μ Strainと仮定したときの容量を決定する図である。これによると、5 gの精度で計測しようとする際容量はノイズレベル $0.6 \mu V$ のとき80kg

" 1.2 μV のとき40kg

程度になる。

最後に固有振動の推定であるが、そのためにはセンサーの剛性が既知である必要がある。センサーの剛性は詳細設計の段階の繰返し計算においてできるだけ大きくする努力がなされるが、図3.3.A.21は、過去の経験から推定したセンサーのバネ常数である。これを用いて、質点—バネ系と仮定したときの固有振動数を図3.3.A.22に示す。これによると、容量80kgで固有振動数を400 Hzにするためには、可動部分の質量を1 kg程度にする必要がある。これは、図3.3.A.17の(ロ)の方法では可能であろうが、(イ)の方法では实际上不可能である。また、容量40kgのセンサーで固有振動数を1 kHzにするためには可動部分を0.1 kg（スケルオーバー）程度にする必要があるが、これは实际上不可能である。固有振動数1 kHzを重視するならば容量を300 kg（質量を1 kgとしたとき）程度にしなければならない。このとき電気的ノイズによる誤差は、40 g（0.5 kgの8%）程度になる。

(d) 容量等の設計

以上のことから、サーフェスフォース計測装置としては、以下のように設計される。

<150 Hz 程度まで計測するとき>

容量	80kg
固有振動数	1.0 kgの質量を付加したとき 400 Hz
誤差	1 % (計測量 500 g)

<360 Hz 程度まで計測するとき>

容量	300 kg
固有振動数	1.0 kgの質量を付加したとき 1 kHz
誤差	10 % (計測量 500 g)

実際上の問題としては、容量の違ういくつかのセンサーを用意しておき、計測周波数、必要精度、受力面の大きさ等を考えてその都度最適のセンサーを選択する方法をとらざるを得ないと思われる。

なお、ここでは、上下力についてのみ検討したが、他の分力は計測量も小さく事情は更に困難であろう。

しかし、センサーとしては、多少誤差が大きくとも各分力やモーメントも計測できることが適當と思われる。

(2) 回転式5孔管の設計

プロペラディスク面の流速・流向を計測するための5孔管をトラバースする方法はいくつかあるが、本5孔管は、シャフトセンター回りに回転させることによって、計測作業効率を高めようとするものである。この方式による計測は、既にいくつかの水槽で実用化されていると思われると共に、技術上の問題も特ないので設計結果のみを図3.3.A.23～3.3.A.24に示す。

表 3.2.1.1 プロペラ揚力面理論の各解法

プロペラ揚力面理論	
Mode Function 法	
最適標点法	菅井, ¹⁴⁾ 山崎(正), ¹⁵⁾ Van Gent ¹⁶⁾
Flax の方法	花岡, ¹⁷⁾ 山崎(隆), ¹⁸⁾ Tsakonas ¹⁹⁾
核関数展開法	花岡, ²⁰⁾ 小山 ²¹⁾
Discrete Function 法	
Vortex Lattice 法	Kerwin, ^{22), 23)} 湯浅, ²⁵⁾ Szantyr ²⁴⁾
Doublet Lattice 法	花岡, ²⁶⁾ 小山 ²⁷⁾

表 3.2.1.2 翼型キャビテーション試験

翼型名	翼厚 $t/c [\%]$	キャンバー $f/c [\%]$	(実験範囲) 迎角 [deg.]	計測項目	文献
A _{3.5}	3.5	1.75	4°～-2°	3分力, キャビ長	
O _{3.5} ¹⁾	"	1.3	4°～-2°	"	81
O _{3.5} ²⁾	"	1.2	8°～-2°	"	81
MAU 0.9 R	3.8	1.8	8°～-2°	圧力, キャビ長, 体積	25, 87
Clark Y 4	4.0	1.2	5°～-3°	3分力, キャビ長	80
Bi - Convex	"	0	4°～2°	"	86
Plano - Convex	"	2.0	5°～1°	"	86
"	"	"	8°～-4°	圧力, キャビ長, 体積	25, 87
Clark Y 6	6.0	1.8	5°～-3°	3分力, キャビ長	79
RAF 6	"	2.4	7°～-3°	"	79
O ₇	7.0	3.3	5°～-2°	"	81
Plano - Convex	"	3.5	10°～4°	"	85
MAU 0.6 R	7.6	2.9	8°～-2°	圧力, キャビ長, 体積	25, 87
Clark Y 8	8.0	2.4	5°～-3°	3分力, キャビ長	80
Clark Y 10	10.0	3.0	5°～-3°	"	80
Walchner 7	11.0	5.5	7°～-7°	"	83
NACA 4412	12.0	4.0	16°～-6°	"	83
"	"	"	12°～8°	圧力, キャビ長	89
"	"	"	16°～0°	初生値, 剥離点	90
NACA 16012	"	0	10°～6°	"	88
"	"	"	12°～2°	"	90
NACA 66,-012	"	"	8°～4°	3分力, キャビ長	84
NACA 23012	"	1.5	8°～-3°	"	82
NACA 0015	15.0	0	12°～6°	圧力, キャビ長, 体積	54
"	"	"	10°～4°	"	54, 87
NACA 4415	"	4.0	8°～2°	"	87
NACA 16015	"	0	8°～4°	"	87
EMAU 0.7 R	"	3.3	15°～6°	"	54

表 3.2.1.3 プロペラ要目

diameter	D = 10.226 m
expanded blade area ratio	$A_e/A_o = 0.608$
hub / diameter ratio	$d/D = 0.199$

表 3.2.2.1 模型船主要目

Ship Items	Model	Actual
L_{pp} (m)	5.6241	150.000
W_{wt} (")	5.8491	156.000
B_{MLD} (")	1.2498	33.333
d_{MLD} (")	0.3674	9.800
Trim (")	0	0
Displacement (m³)	1.5573	29.545
" (t)		30,284
Wetted Surface (m²)	8.1183	5,774.9
C_B	0.604	
C_p	0.623	
C_M	0.970	
ℓ_{cb} (% L_{pp})	1.809	
L/B	4.500	
B/d	3.401	

表 3.2.2.3 模型プロペラ主要目 (M. P. № 1)

Diameter (m)	0.250
Boss Ratio	0.300
Pitch (Const.) (m)	0.1825
Pitch Ratio (Const.)	0.730
Exp. Area Ratio	0.550
Blade Thickness Ratio	0.050
Blade Section	M A U
Number of Blades	4
Rake Angle (deg.)	0

表3.2.2.2 模型船船体寸法表

MODEL SHIP NO. 3707

PARTICULARS		MODEL	ACTUAL
LENGTH BETWEEN PERPENDICULARS	LPP	(M)	5.6241 150.0000
LENGTH AT DESIGNED LOAD WATER LINE	LCWL	(M)	5.8491 156.0000
BREADTH	B	(M)	1.2498 33.3333
DEPTH		(M)	0.0 0.0
DRAFT (DESIGN)		(M)	0.3674 9.800
RISE OF FLOOR		(M)	0.0109 0.290
STARTING POINT OF RISE OF FLOOR FROM CENTER LINE		(M)	0.0329 0.877
RADIUS OF BILGE CIRCLE		(M)	0.1335 3.560
MEAN THICKNESS OF SHELL PLATINGS		(M)	0.0 0.0
WATER LINE, BOW AND BUTTOCK LINE APART		(M)	0.0373 1.0
SQUARE STATION APART		(M)	0.5624 15.0000

WL.NO.	HEIGHT (M)	OFFSET (HALF BREADTH)										
		A.E.	A.P.	1/4	1/2	3/4	1	1 1/2	2	2 1/2	3	4
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0020	0.0080	0.0196	0.0329	0.0329	0.0329	0.0329	0.0329	0.0329
0.5	0.0187	0.0	0.0	0.0155	0.0343	0.0560	0.1196	0.2077	0.3078	0.4021	0.5308	0.5424
1.0	0.0375	0.0	0.0	0.0240	0.0471	0.0745	0.1465	0.2425	0.3483	0.4430	0.5641	0.5743
2.0	0.0750	0.0	0.0	0.0312	0.0619	0.0979	0.1854	0.2918	0.4027	0.4939	0.5978	0.6067
3.0	0.1125	0.0	0.0	0.0325	0.0705	0.1136	0.2147	0.3321	0.4441	0.5302	0.6144	0.6214
4.0	0.1500	0.0	0.0	0.0310	0.0754	0.1252	0.2418	0.3690	0.4803	0.5579	0.6224	0.6249
5.0	0.1875	0.0	0.0	0.0294	0.0787	0.1365	0.2708	0.4057	0.5128	0.5796	0.6249	0.6249
6.0	0.2250	0.0	0.0	0.0287	0.0847	0.1531	0.3021	0.4435	0.5414	0.5962	0.6249	0.6249
7.0	0.2625	0.0	0.0	0.0331	0.1015	0.1815	0.3487	0.4808	0.5662	0.6083	0.6249	0.6249
8.0	0.3000	0.0	0.0	0.0506	0.1407	0.2378	0.4112	0.5212	0.5868	0.6166	0.6249	0.6249
8.5	0.3187	0.0	0.0	0.0737	0.1833	0.2860	0.4437	0.5393	0.5956	0.6196	0.6249	0.6249
9.0	0.3374	0.0	0.0	0.0169	0.1531	0.2633	0.3468	0.4746	0.5562	0.6031	0.6217	0.6249
9.5	0.3562	0.0	0.0815	0.1518	0.2513	0.3260	0.3953	0.5016	0.5706	0.6097	0.6232	0.6249
10.0	0.3749	0.0444	0.1743	0.2456	0.3131	0.3766	0.4358	0.5264	0.5843	0.6148	0.6243	0.6249
11.0	0.4124	0.1831	0.2835	0.3428	0.3987	0.4497	0.4954	0.5647	0.6047	0.6219	0.6249	0.6249
12.0	0.4499	0.2650	0.3525	0.4041	0.4528	0.4977	0.5366	0.5927	0.6181	0.6249	0.6249	0.6249
13.0	0.4874	0.3197	0.4015	0.4487	0.4927	0.5328	0.5666	0.6114	0.6243	0.6249	0.6249	0.6249
14.0	0.5249	0.3606	0.4375	0.4818	0.5228	0.5581	0.5881	0.6224	0.6249	0.6249	0.6249	0.6249

WL.NO.	HEIGHT (M)	OFFSET (HALF BREADTH)									
		6	7	7 1/2	8	8 1/2	9	9 1/4	9 1/2	9 3/4	F.P.
0.0	0.0	0.0329	0.0329	0.0329	0.0329	0.0202	0.0077	0.0045	0.0022	0.0015	0.0
0.5	0.0187	0.4814	0.2906	0.1931	0.1243	0.0890	0.0644	0.0540	0.0435	0.0337	0.0225
1.0	0.0375	0.5199	0.3343	0.2231	0.1581	0.1132	0.0850	0.0725	0.0606	0.0492	0.0384
2.0	0.0750	0.5614	0.3918	0.2887	0.2031	0.1441	0.1075	0.0919	0.0775	0.0645	0.0522
3.0	0.1125	0.5843	0.4318	0.3283	0.2356	0.1650	0.1187	0.1000	0.0831	0.0682	0.0544
4.0	0.1500	0.5982	0.4617	0.3606	0.2620	0.1807	0.1237	0.1016	0.0815	0.0642	0.0470
5.0	0.1875	0.6064	0.4846	0.3871	0.2848	0.1940	0.1250	0.0970	0.0735	0.0531	0.0350
6.0	0.2250	0.6118	0.5032	0.4100	0.3056	0.2069	0.1250	0.0925	0.0642	0.0409	0.0219
7.0	0.2625	0.6149	0.5189	0.4300	0.3246	0.2202	0.1285	0.0894	0.0566	0.0300	0.0112
8.0	0.3000	0.6171	0.5314	0.4471	0.3432	0.2350	0.1351	0.0897	0.0525	0.0222	0.0094
8.5	0.3187	0.6180	0.5369	0.4550	0.3525	0.2429	0.1397	0.0923	0.0528	0.0210	0.0024
9.0	0.3374	0.6189	0.5421	0.4629	0.3615	0.2515	0.1457	0.0960	0.0546	0.0212	0.0012
9.5	0.3562	0.6196	0.5465	0.4699	0.3704	0.2600	0.1530	0.1019	0.0593	0.0236	0.0004
10.0	0.3749	0.6203	0.5507	0.4768	0.3793	0.2682	0.1612	0.1096	0.0654	0.0279	0.0003
11.0	0.4124	0.6214	0.5574	0.4897	0.3968	0.2896	0.1812	0.1297	0.0831	0.0406	0.0040
12.0	0.4499	0.6224	0.5644	0.5017	0.4147	0.3118	0.2056	0.1544	0.1057	0.0581	0.0140
13.0	0.4874	0.6234	0.5703	0.5127	0.4325	0.3353	0.2327	0.1810	0.1302	0.0794	0.0290
14.0	0.5249	0.6243	0.5762	0.5239	0.4499	0.3606	0.2612	0.2096	0.1557	0.1031	0.0500

表 3.2.3.1 キャビテーション試験状態（不均一流）

項目	M.P.№	1	2	3
キャビテーション係数, σ_N			1.926	
スラスト係数, K_T		0.1327	0.1326	0.1327
プロペラ回転数, n_{RPS}		25.75	25.03	25.10
水温 (°C)		16.2	13.9	13.5
レイノルズ数, $R_n = n D^2 / \nu$		1.458×10^6	1.334×10^6	1.323×10^6
備考	プロペラ形状	在来形プロペラ	ハイスクープロペラ	
	ピッチ分布	一定 ($H/D = 0.730$)	一定 ($H/D = 0.730$)	遞減 ($H/D = 0.741, AT 0.7R$)

注 M.P.№1のプロペラ要目は表 3.2.2.3を, M.P.№2, №3のプロペラ要目は表 3.3.2.2をそれぞれ参照のこと。

表 3.2.3.2 キャビテーション発生範囲

キャビテーションパターン	M.P.№	1	2	3
チップボルテックスおよびシートキャビテーション		290°~75°	320°~90°	330°~85°
クラウドキャビテーション		——	70°~90°	60°~85°
備考	プロペラ形状	在来型プロペラ	ハイスクープロペラ	
	ピッチ分布	一定 ($H/D = 0.730$)	一定 ($H/D = 0.730$)	遞減 ($H/D = 0.741, AT 0.7R$)

表 3.3.2.1 M.P.№2とM.P.№1のペアリングフォース計算結果

Model Propeller №			M.P.№2				M.P.№1	
			Skew Line A		Skew Line B			
THRUST	Max.	* 変動量	0.1571	0.0124	0.1444	0.0097	0.1576	0.0143
	Mini.		0.1447		0.1347		0.1433	
UPWARD FORCE	Max.	"	0.0052	0.0045	0.0036	0.0050	0.0049	0.0048
	Mini.		0.0007		-0.0014		0.0001	
HORIZONTAL FORCE	Max.	"	0.0085	0.0071	0.0076	0.0078	0.0118	0.0101
	Mini.		0.0014		-0.0002		0.0017	
TORQUE	Max.	"	0.0169	0.0014	0.0154	0.0011	0.0175	0.0016
	Mini.		0.0155		0.0143		0.0159	
HORIZONTAL BENDING MOMENT	Max.	"	0.0064	0.0049	0.0039	0.0050	0.0047	0.0039
	Mini.		0.0015		-0.0011		0.0008	
VERTICAL BENDING MOMENT	Max.	"	0.0099	0.0057	0.0084	0.0070	0.0144	0.0102
	Mini.		0.0042		0.0014		0.0042	

* 変動量 = Max. - Mini.

* 力は $\rho n^2 D_p^4$ で、モーメントは $\rho n^2 D_p^5$ で無次元化した。

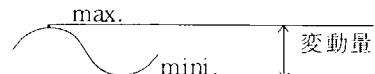


表 3.3.2.2 ハイスキューモデルプロペラ主要目 (M. P. № 2 ~ № 5)

Model Propeller №	2	3	4	5
Diameter (m)	0.250			
Boss Ratio	0.300			
Pitch (m)	CONST. 0.1825	AT 0.1853	0.7 R	CONST. 0.1825
Pitch Ratio	CONST. 0.730	AT 0.741	0.7 R	CONST. 0.730
Exp. Area Ratio	0.550			
Blade Thickness Ratio	0.050			
Blade Section	MAU			
Number of Blades	4			
Rake Angle (deg.)	-4.0		-7.0	-6.0
Skew Angle (deg.)	45.0			60.0
Type of Skew Line	Foward & backward		Backward	Foward & backward

表 3.3.4.1 キャビテーション試験状態 (均一流中)

項目	M. P. №	1	2	3
プロペラ回転数, n_{RPS}	26.0	26.0	26.0	
水温 (°C)	15.6	16.1	13.6	
レイノルズ数, $R_n = n D^2 / \nu$	1.449×10^6	1.468×10^6	1.374×10^6	
備考	プロペラ形状	在来型プロペラ	ハイスキュープロペラ	
	ピッチ分布	(H/D = 0.730)	(H/D = 0.730)	(H/D = 0.741, AT 0.7 R)

注 M. P. № 1 のプロペラ要目は表 3.2.2.3 を, M. P. № 2, № 3 のプロペラ要目は表 3.3.2.2 をそれぞれ参照のこと。

表 3.3.4.2 キャビテーションパケットチャートの記号一覧表

- TVC ; Tip vortex cavitation
SC0.8R ; Sheet cavitation spreading down from blade tip to 0.8 R at blade edge of back surface
SC0.7R ; Sheet cavitation spreading down from blade tip to 0.7 R at blade edge of back surface
BCA ; Bubble cavitation appearance of midchord
BCDA ; Bubble cavitation disappearance of midchord
FCA ; Face cavitation appearance
BRCD ; Root cavitation disappearance of back surface
FRCD ; Root cavitation disappearance of face surface

表 3.3.A.1 非直線性等

分 力	容 量	出 力 (μ Strain)	非直線性 (% FS)	ヒステリシス (% FS)	零点移動 (% FS/ $^{\circ}$ C)
F_x	$\pm 40\text{ kg}$	2,000	0.11	0.22	0.002
F_p	$\pm 20\text{ kg}$	900	0.05	0.11	0.002
F_q	$\pm 20\text{ kg}$	900	0.07	0.11	0.006
M_x	$\pm 1\text{ kg} \cdot \text{m}$	2,000	0.09	0.14	0.001
M_p	$\pm 1\text{ kg} \cdot \text{m}$	900	0.03	0.08	0.003
M_q	$\pm 1\text{ kg} \cdot \text{m}$	900	0.07	0.09	0.007

Xは軸方向, P, QはX軸に垂直な面内の方

表 3.3.A.2 干渉

	F_x	F_p	F_q	M_x	M_p	M_q
F_x		2.4	0.0	1.3	0.1	1.9
F_p	0.1		0.1	1.4	0.3	2.0
F_q	0.2	0.4		2.0	1.2	1.3
M_x	0.4	1.7	0.8		0.0	2.2
M_p	1.9	0.1	1.2	0.7		0.5
M_q	1.4	1.7	0.4	1.6	0.7	

%FS/FS

表 3.3.A.3 動的試験

分 力	F_x	F_p	F_q	M_x	M_p	M_q
P 方向衝撃試験	700 230	120 230	230	700	230 120 230	
Q 方向衝撃試験	700	230	120 230	700	120 230	230
無負荷回転試験	700	700 1,500	1,500	700	700	700

Hz

表 3.3.A.4 計測例

図	Open or Behind	プロペラの有無	I/D	プロペラ回転数(RPS)	スリップ比	圧 力	備考
3.3.A.7	Open	無	—	15.0	—	大気圧	
3.3.A.8	"	有	1.2	"	0.43	"	
3.3.A.9	"	"	0.4	"	"	"	空気吸込み
3.3.A.10	Behind	"	1.2	15.2	"	"	
3.3.A.11	"	"	1.2	15.2	"	減圧	キャビテーション発生

* プロペラは5翼, $D_p = 22\text{cm}$ のStock Propeller

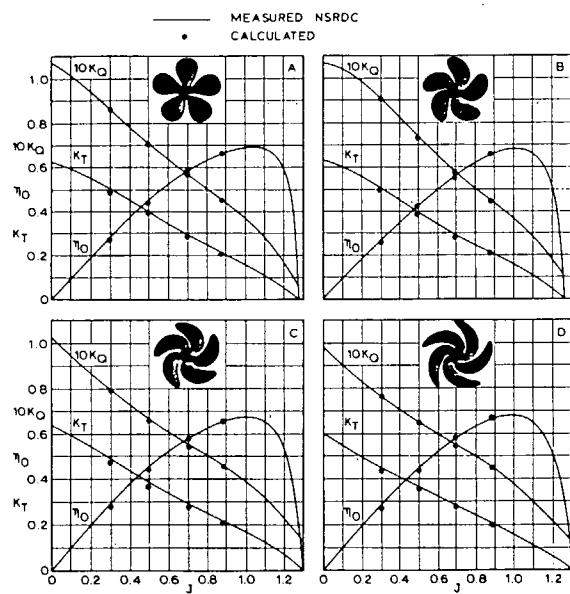


図 3.2.1.1 種々のスキーをもつプロペラの単独性能の実験結果と揚力線理論による計算値との比較

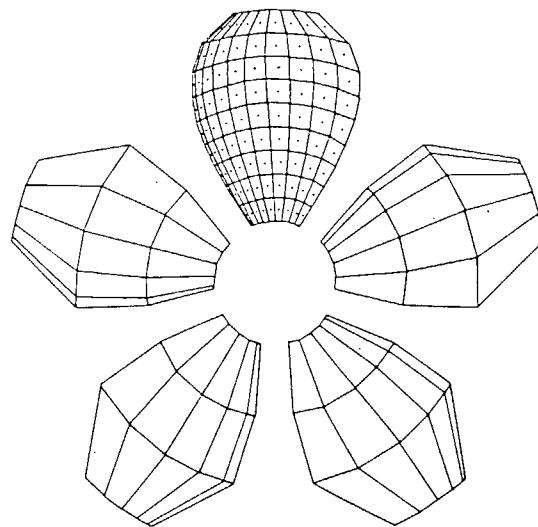


図 3.2.1.2 プロペラ翼面の渦格子の配置の一例

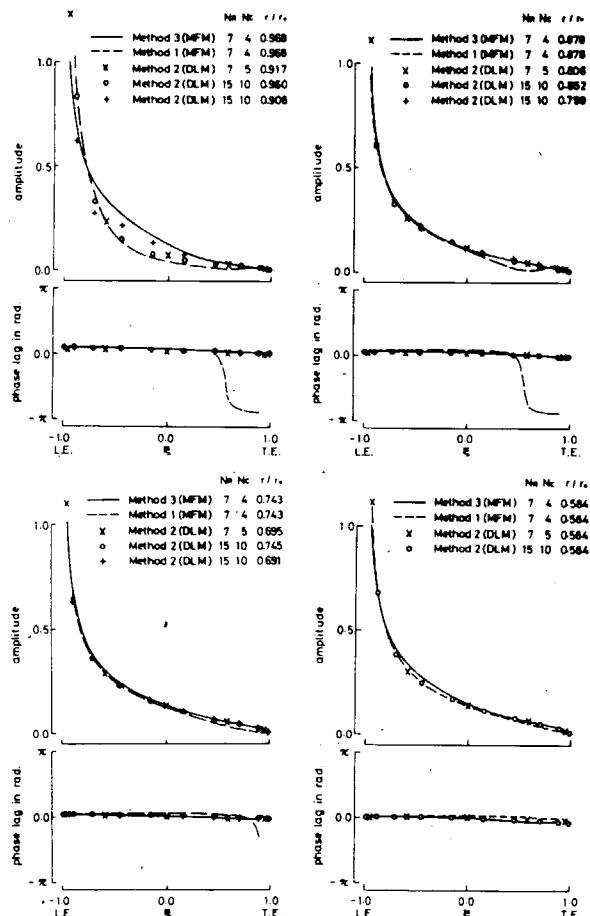


図 3.2.1.3 種々のプロペラ揚力面理論により得られる揚力分布の計算値の比較 [19]

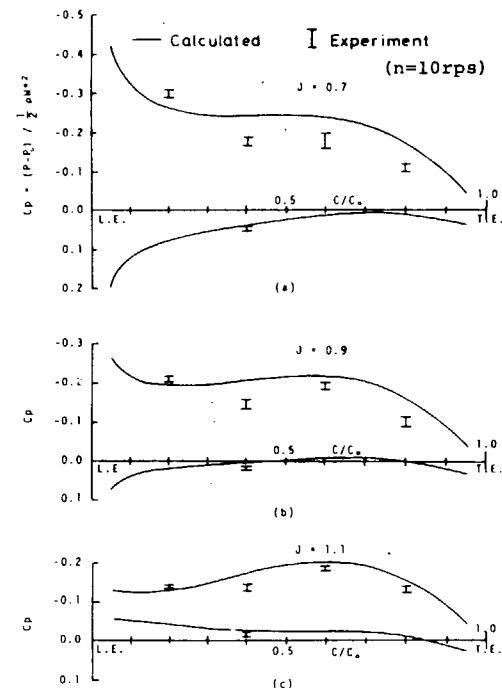
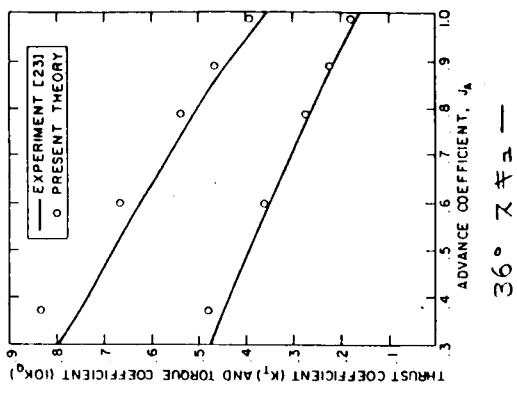
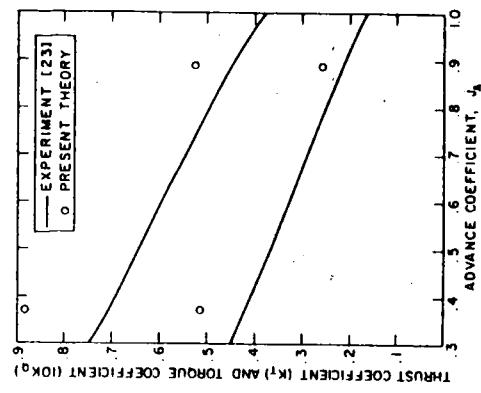


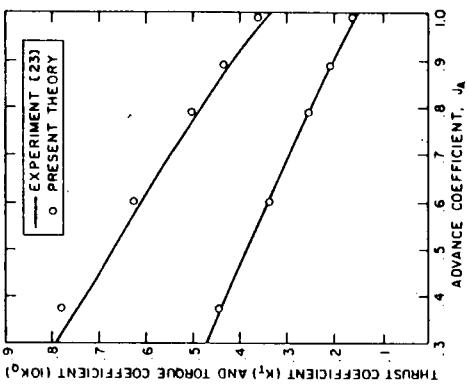
図 3.2.1.4 プロペラ翼面上の圧力分布の計算値と実験値との比較 ($r/R = 0.77$) [13]



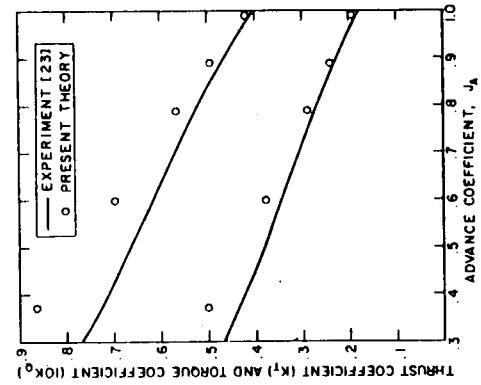
36° スキュー



108° スキュー



0° スキュー



72° スキュー

図 3.2.1.7 種々のスキューをもつプロペラの単独性能についての実験値と理論計算値との比較

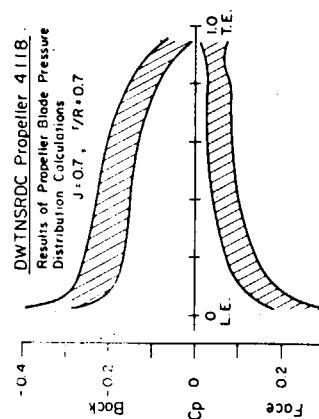


図 3.2.1.5 各種計算法による圧力分布の比較

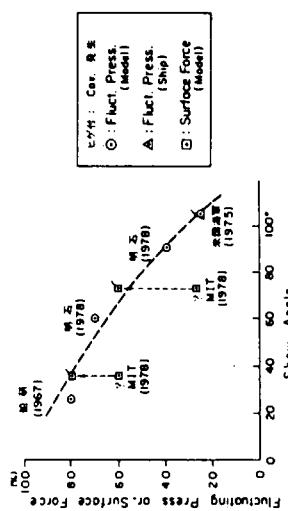


図 3.2.1.6 ハイ・スキュー・プロペラの圧力変動に対する効果

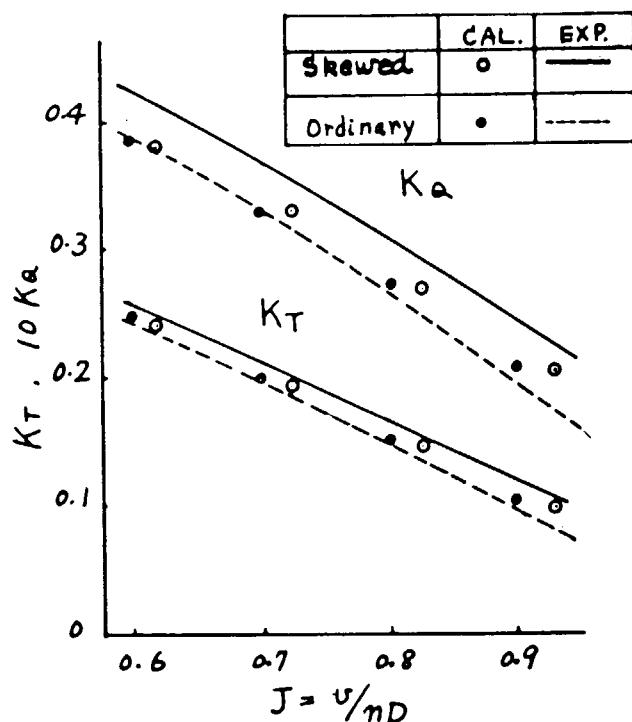


図 3.2.1.8 通常プロペラとハイ・スキュー・プロペラの単独性能の実験値と菅井のプロペラ揚力面計算との比較

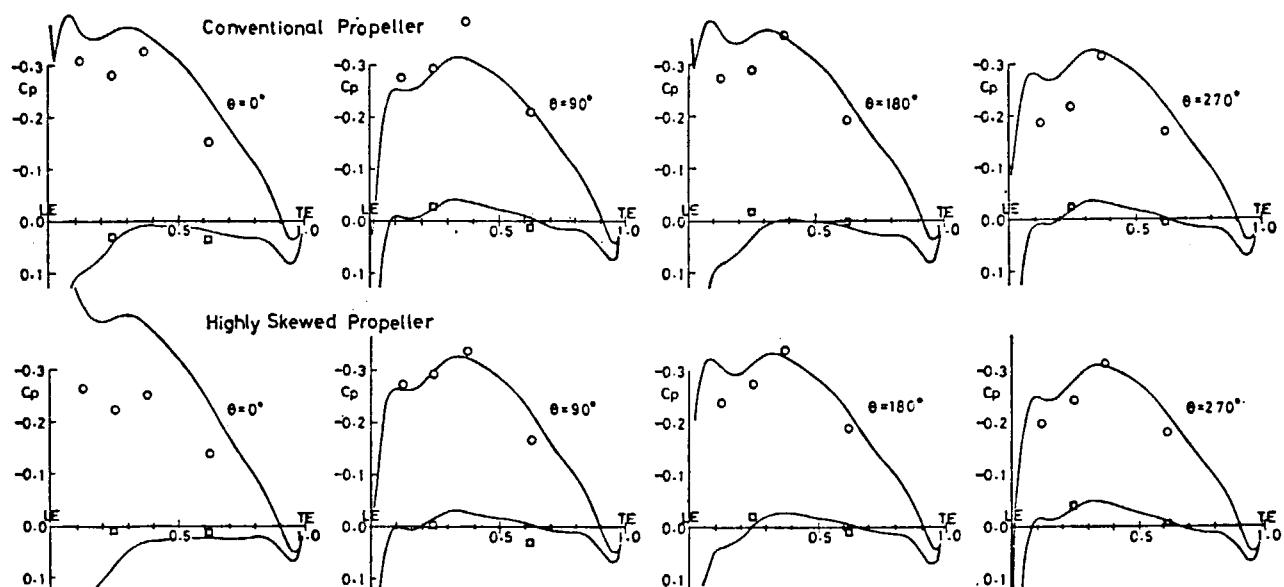


図 3.2.1.9 通常プロペラとハイ・スキュー・プロペラの圧力分布（不均一流中， $J = 0.5$ ）

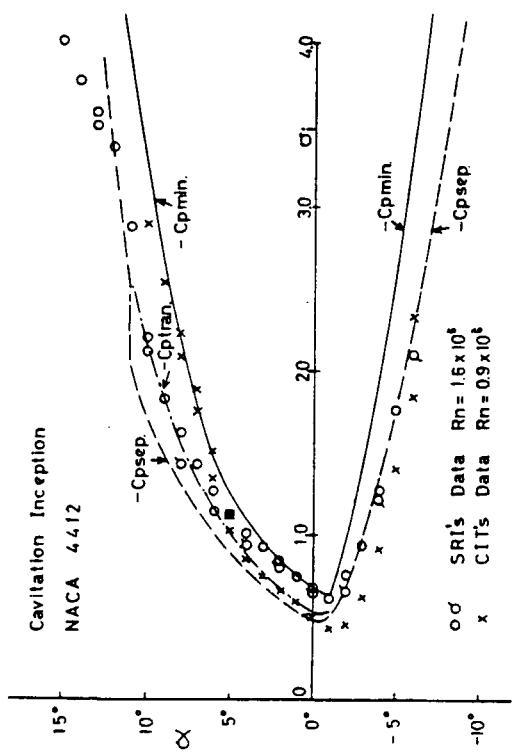


図 3.2.1.12 キャビテーションの初生
に対する粘性影響

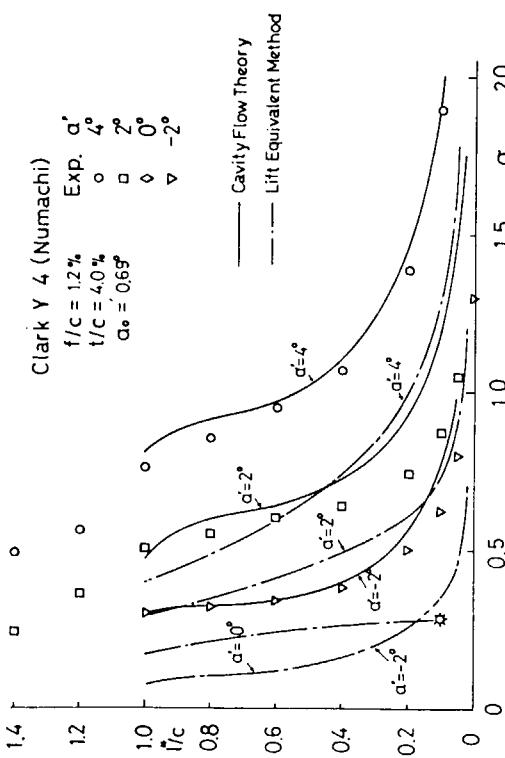


図 3.2.1.13 薄い翼型でのキャビティ
長さの比較

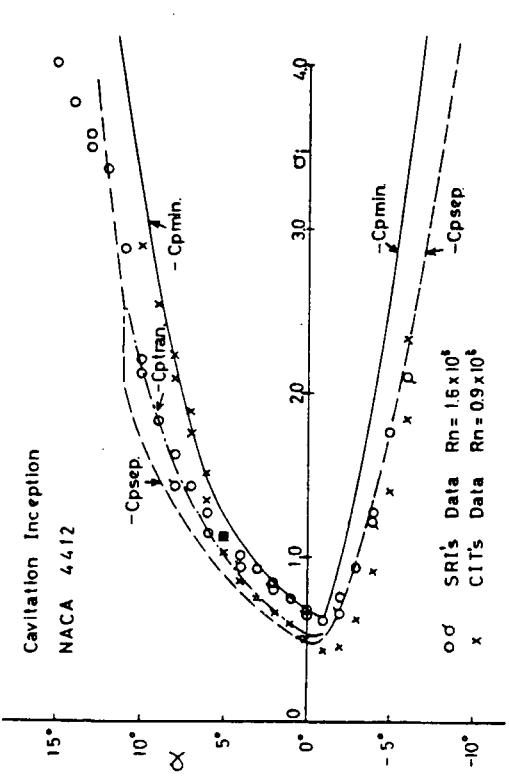


図 3.2.1.10 2次元翼型のキャビテーション
発生範囲

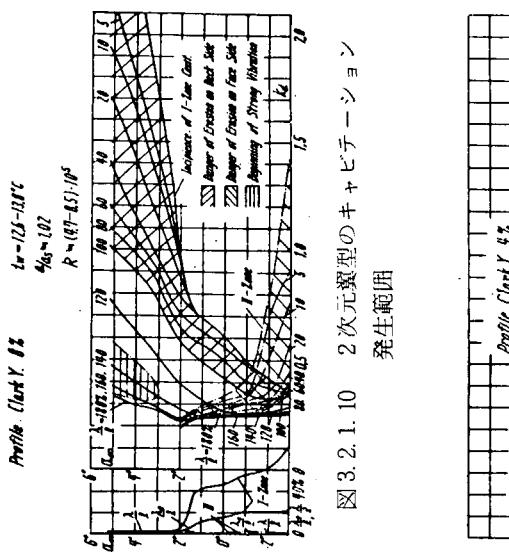


図 3.2.1.11 キャビテーションを発生した
2次元翼型の揚力係数

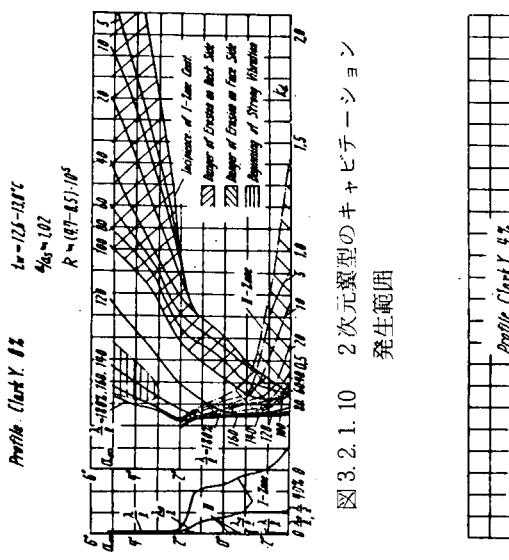


図 3.2.1.10 2次元翼型のキャビテーション
発生範囲

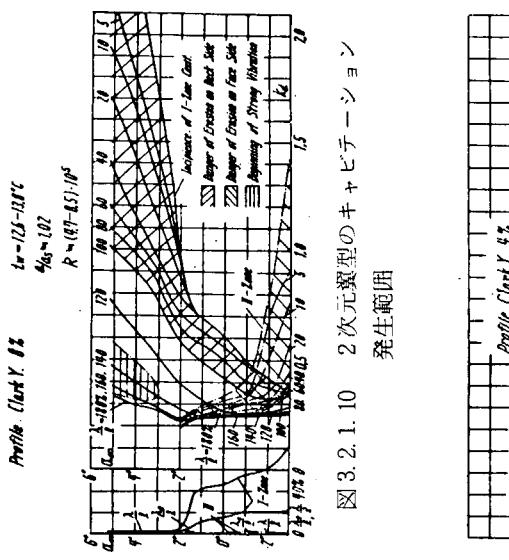


図 3.2.1.11 キャビテーションを発生した
2次元翼型の揚力係数

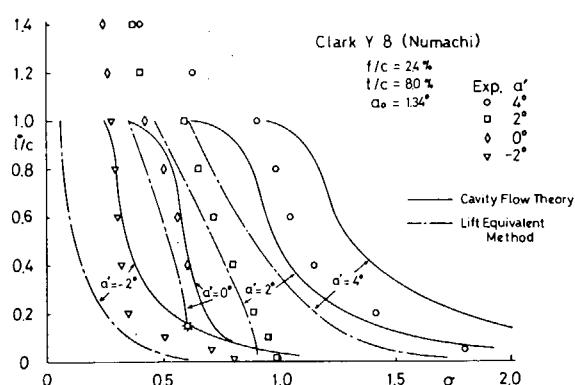


図 3.2.1.14 厚い翼型でのキャビティ長さの比較

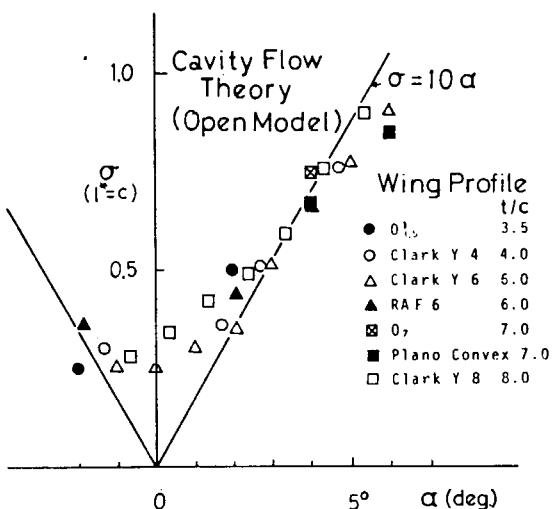


図 3.2.1.15 キャビティ後端が翼後縁に一致した時の関係

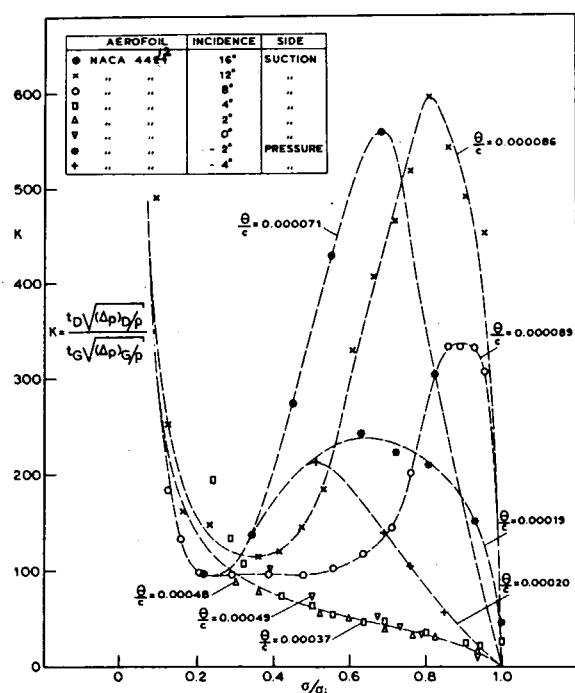


図 3.2.1.17 気泡の動的相似則の修正係数

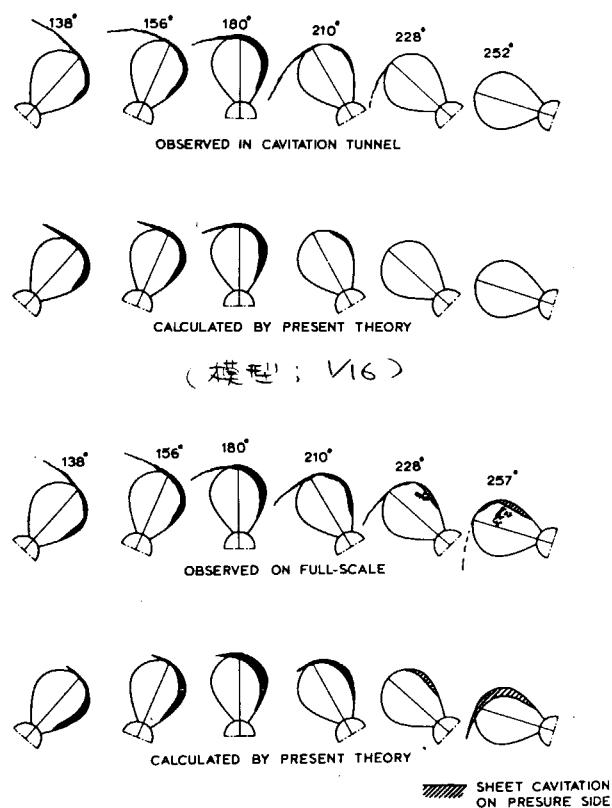


図 3.2.1.16 気泡の動的相似則によるキャビテーション発生範囲 (2)
($K_T = 0.18$, $\sigma_n = 2.013$)

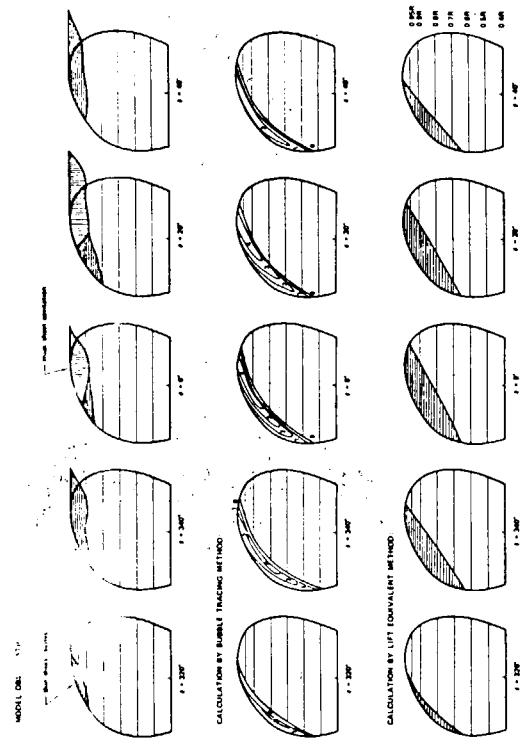


図 3.2.1.18 気泡追跡法および揚力等価法による
キャビテーションの発生範囲

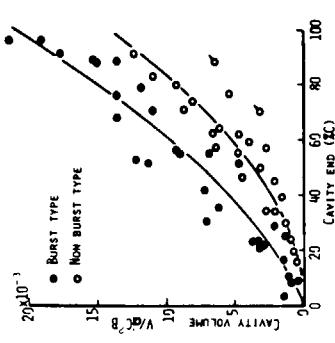


図 3.2.1.20 2 次元翼型のキャビティ
ボリューム (均一流)

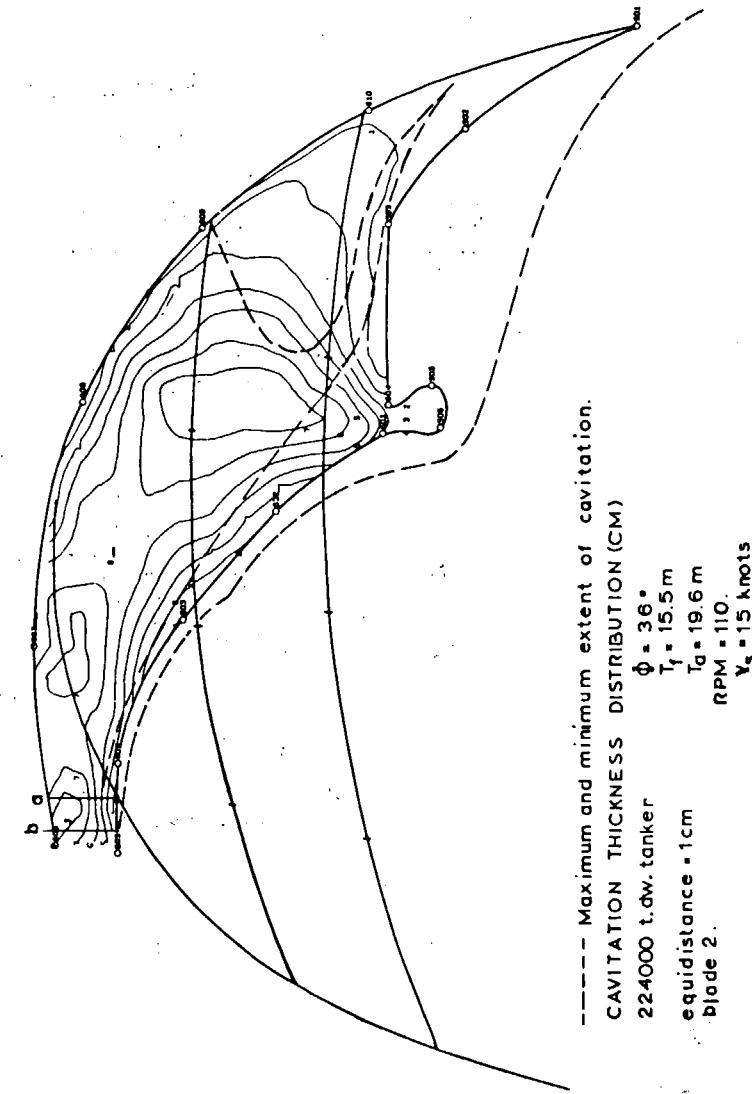


図 3.2.1.21 模型プロペラのキャビティ
ボリューム (均一流)

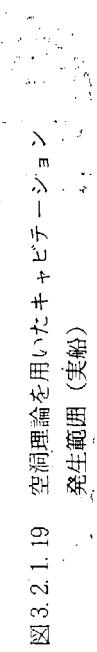
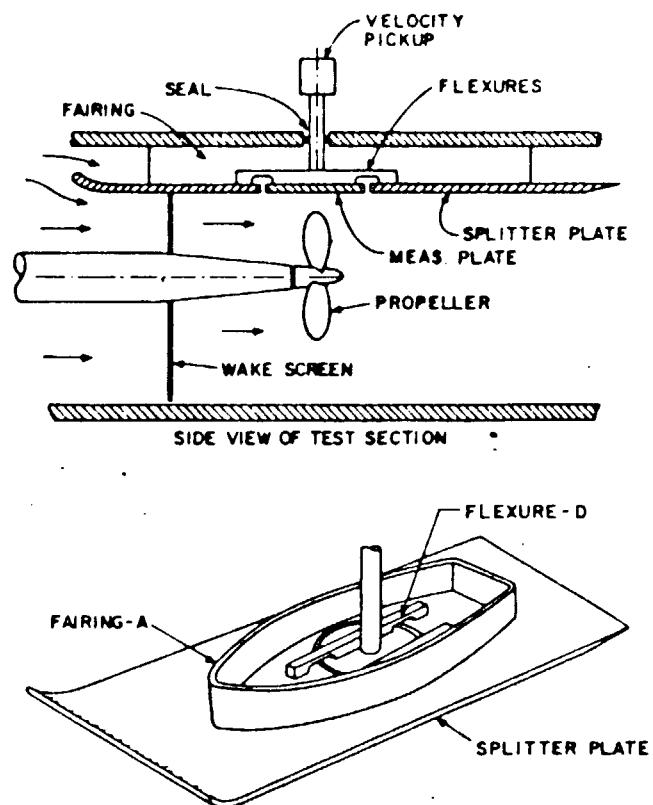


図 3.2.1.19 空洞理論を用いたキャビティーション
発生範囲 (実船)

図 3.2.1.22 実船プロペラのキャビティ・ボリューム



VIEW OF SPLITTER PLATE & FAIRING
Pictorial of test setup in water tunnel

図3.2.1.23 ワイヤ・メッシュ法によるキャビテーション試験

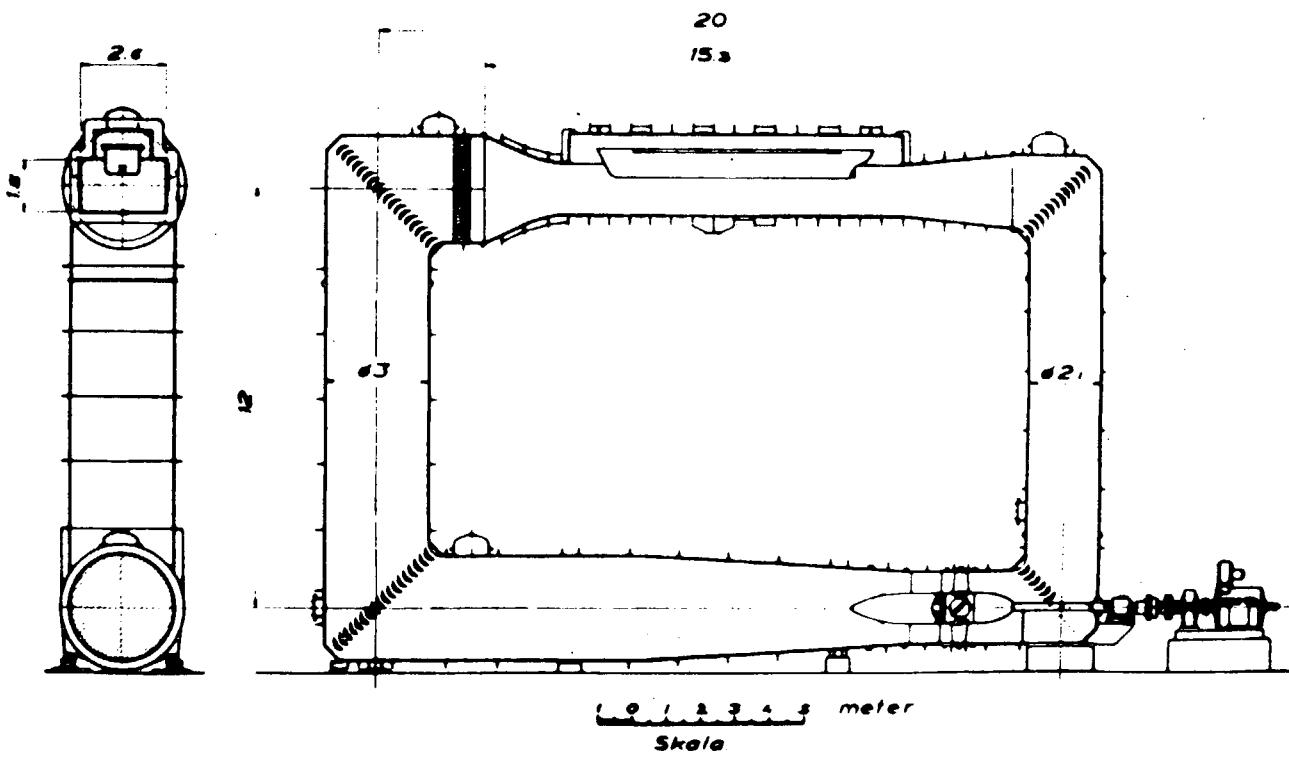
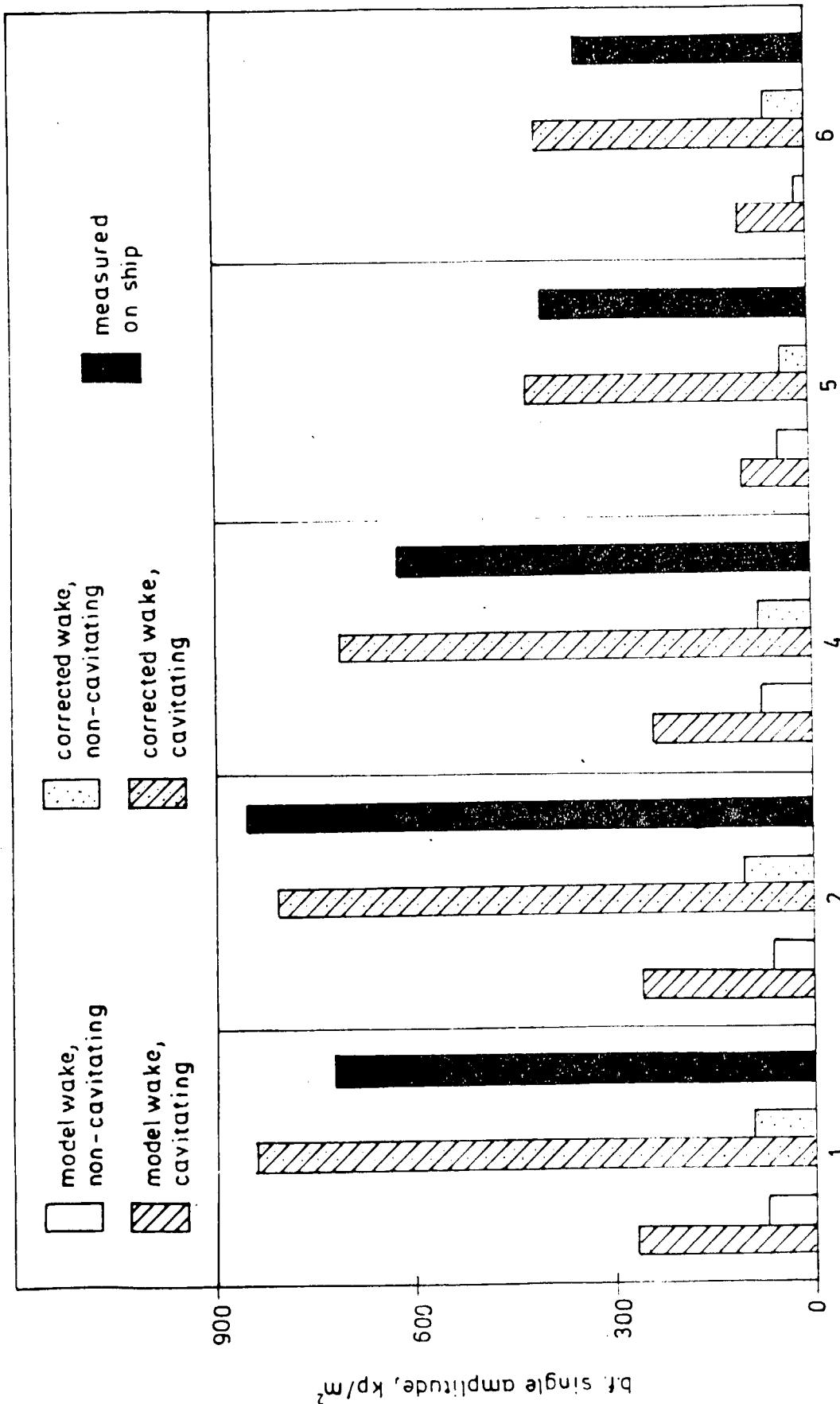


図3.2.1.24 模型船々後におけるキャビテーション試験

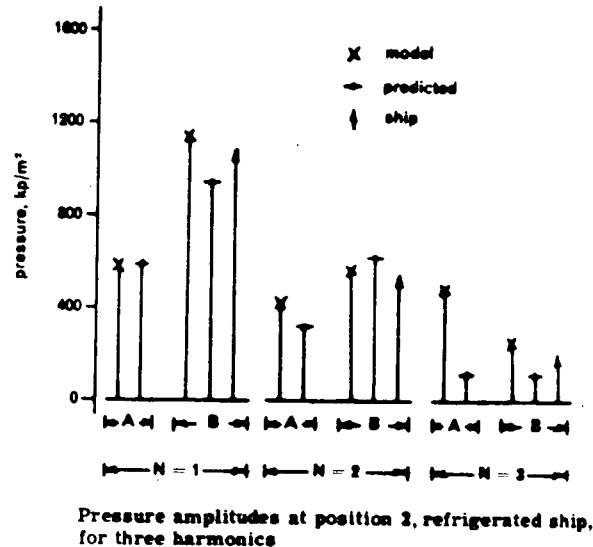
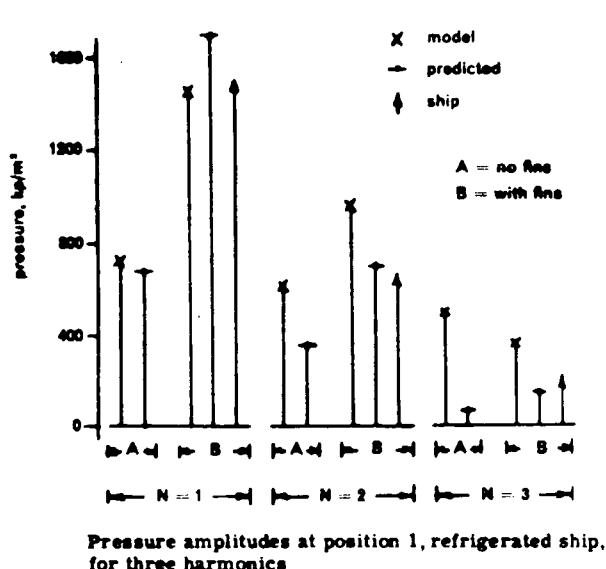


Ship No. 1, blade frequency pressure amplitudes on hull.
 Note: Test in model wake and corrected wake have here been done with cav. number adjusted to height of prop. center and tips in top position, respectively.

図 3.2.1.25 船尾変動水圧振幅の模型実験値と実船計測値

Refrigerated ship propeller characteristics

Number of blades	4
Diameter	5.18 m
Pitch/diam. ratio at 0.7 prop radius	1.065
RPM	124
Ship Speed	18 kt
SHP	12,000



Roll On/Roll Off Carrier propeller characteristics

Number of blades	4
Diameter	4.2 m
Pitch/diam. ratio at 0.7 prop rad.	0.9
RPM	187
Ship Speed	21 kt
SHP	10,400

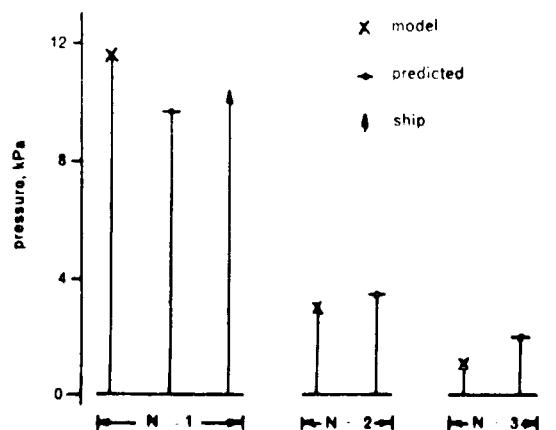
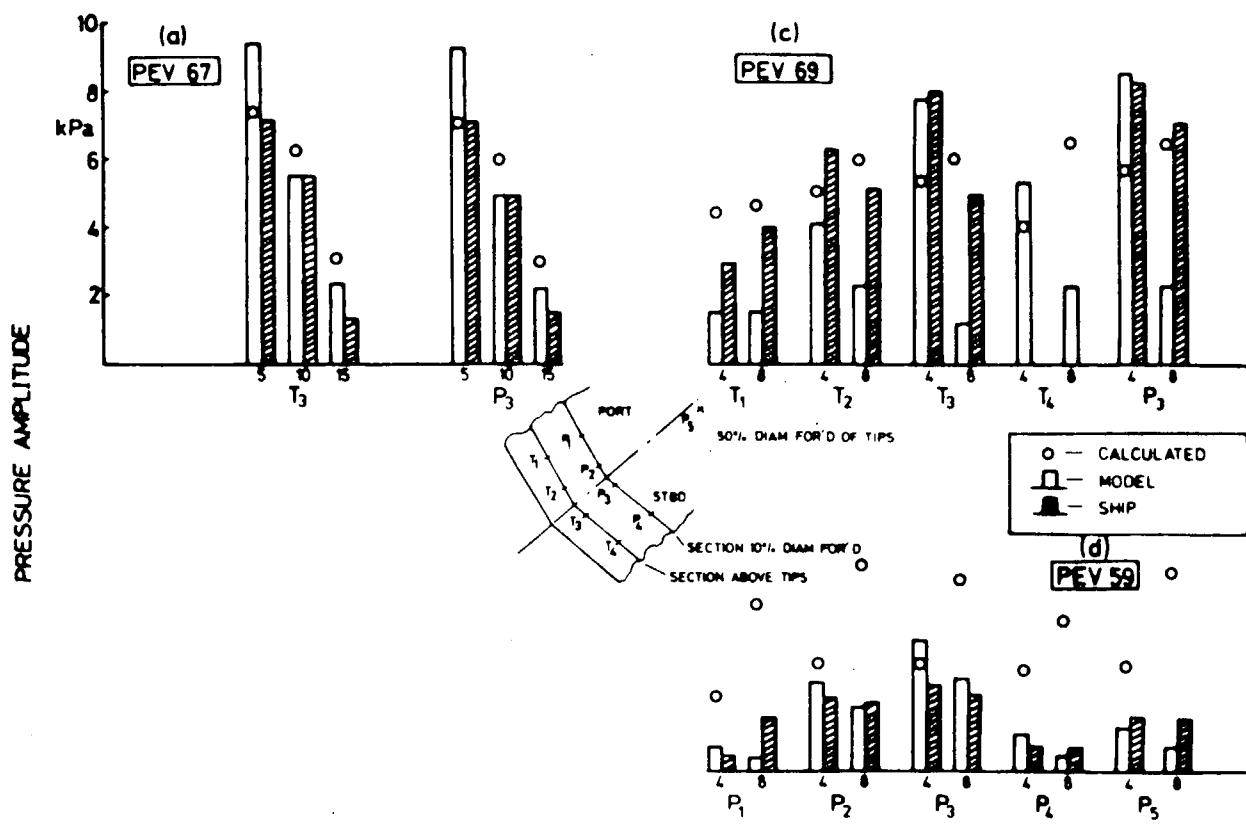
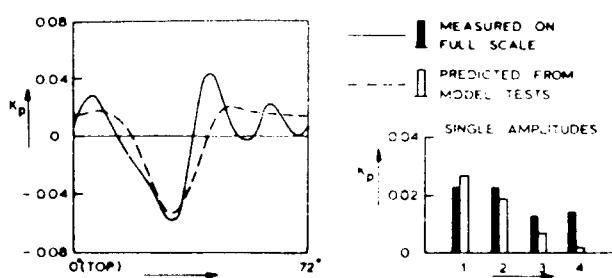


図 3.2.1.26 船尾変動水圧振幅の実船計測値と模型実験値



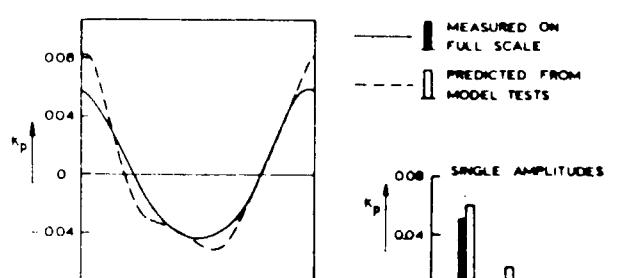
Comparisons of calculated cavitation induced pressure amplitudes with measurements from ship trials and scaled model tests

図 3.2.1.27 船尾変動水圧振幅の実船計測値と模型実験値



Comparison between predicted and measured pressure fluctuations for a tanker with a 5-bladed propeller

図 3.2.1.28 船尾変動水圧振幅の実船計測値と模型実験値



Comparison between predicted and measured pressure fluctuations for a ro-ro vessel with a 5-bladed propeller

図 3.2.1.29 船尾変動水圧振幅の実船計測値と模型実験値

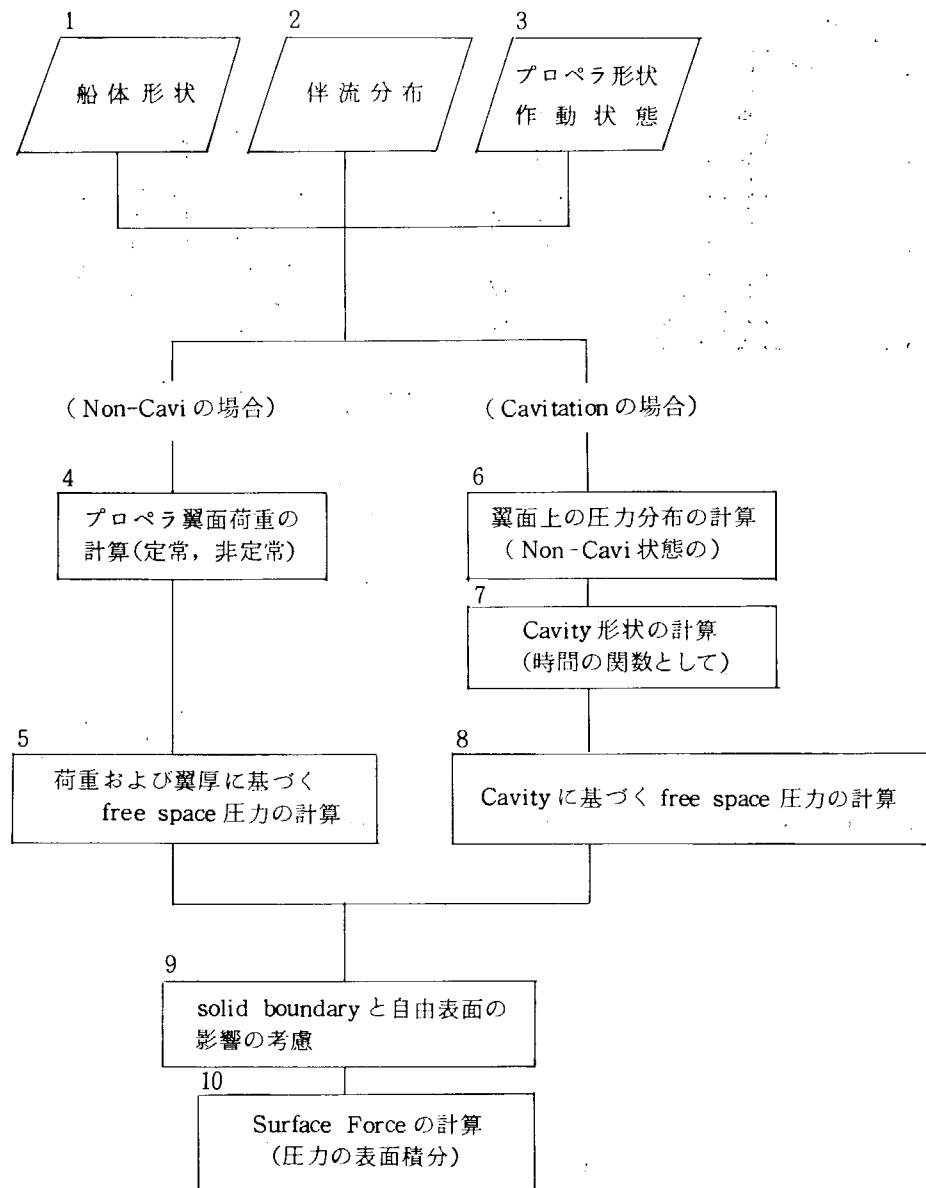


図 3.2.1.30 Surface Force 計算のブロックダイヤグラム

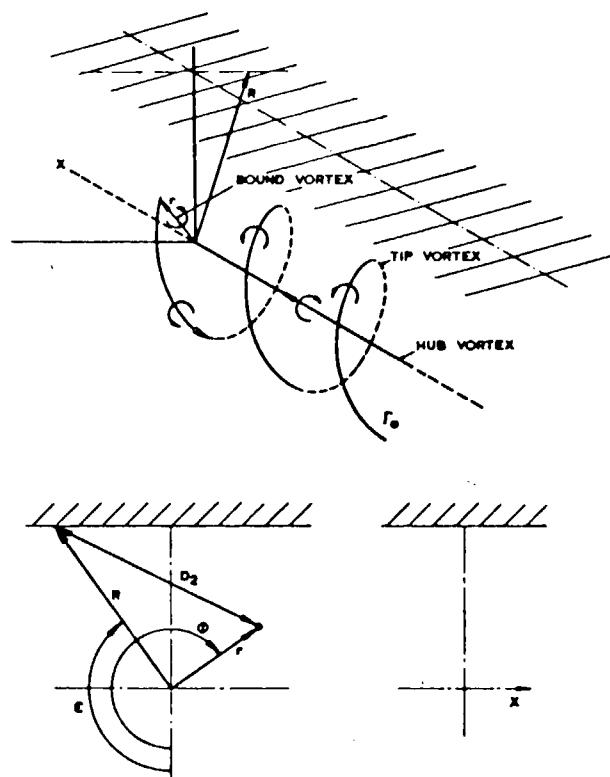


図3.2.1.31 座標系

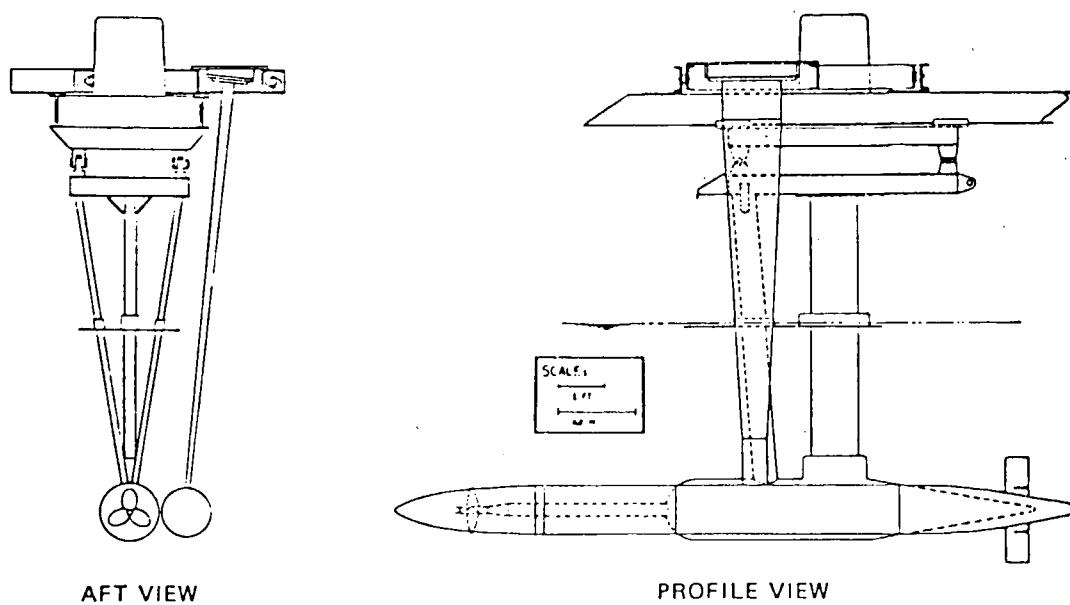


図3.2.1.32 実験装置

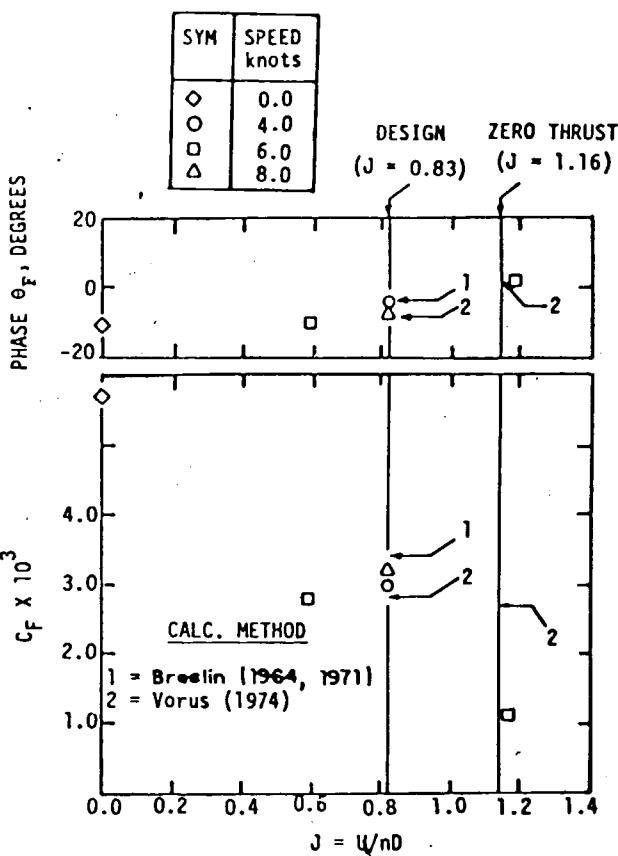


図 3.2.1.33 実験と計算の比較

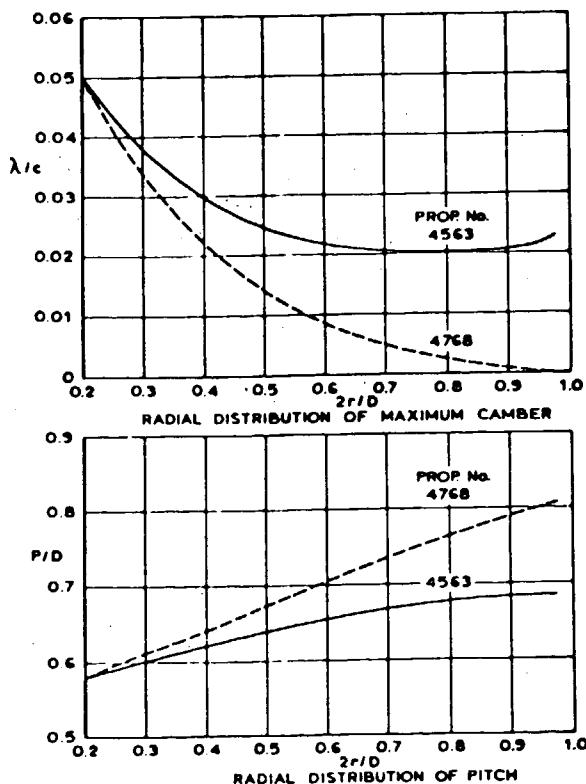


図 3.2.1.35 プロペラ形状

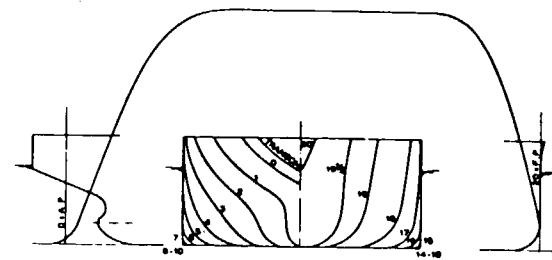


図 3.2.1.34 供試船線図

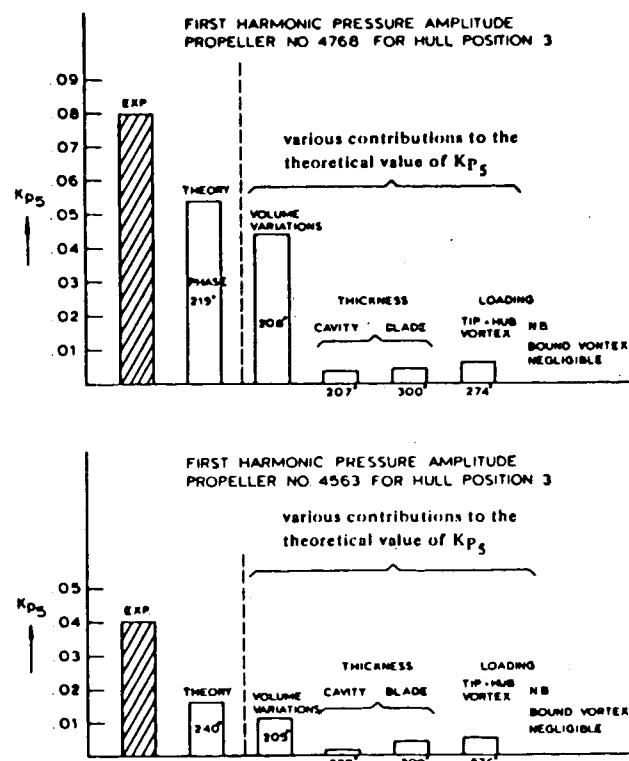


図 3.2.1.36 実験と計算の比較

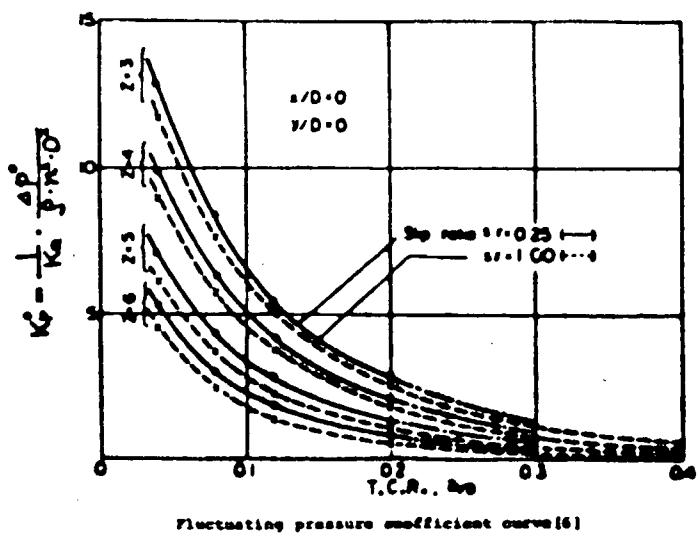


図 3.2.1.37 谷口の式の K_p^0 の値

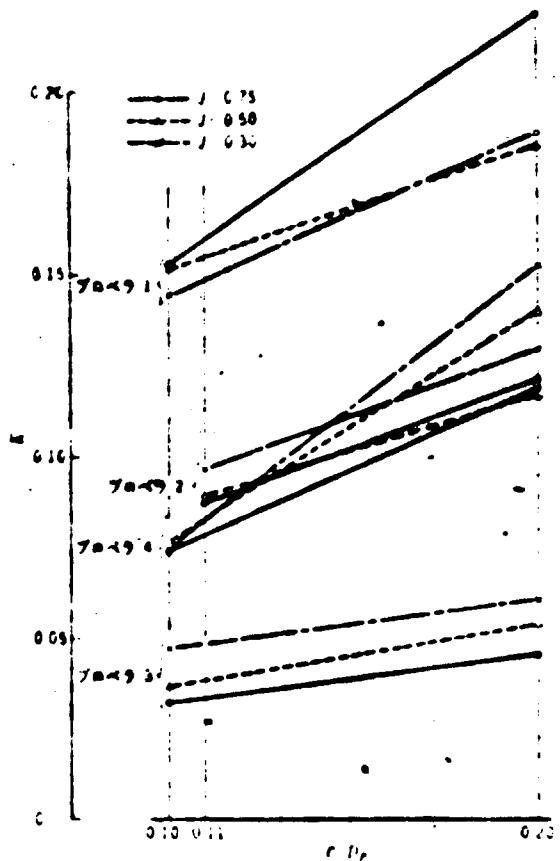


図 3.2.1.38 谷口の式の K の値

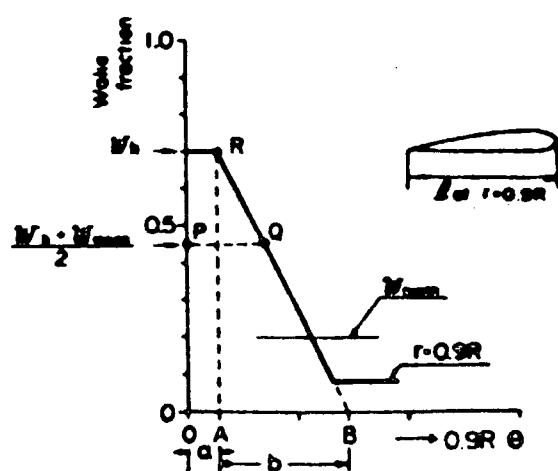


図 3.2.1.39 0.9R における伴流変化モデル

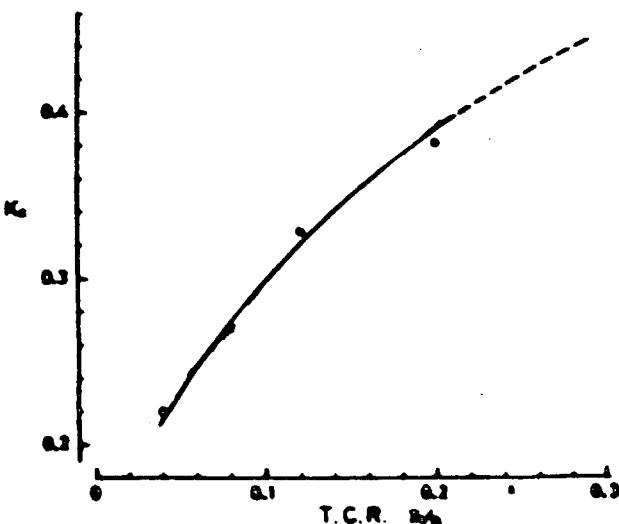


図 3.2.1.40 高橋の式の K_C の値

C_{z0} = Amplitude , blade frequency
Non-cavitating part of pressure pulse

- Amplitudes from loop oscilloscope
- Amplitudes from digitised signal
(5 per cent largest)

$$K_{pz0} = \frac{2C_{z0}}{\rho D^2 n^2}$$

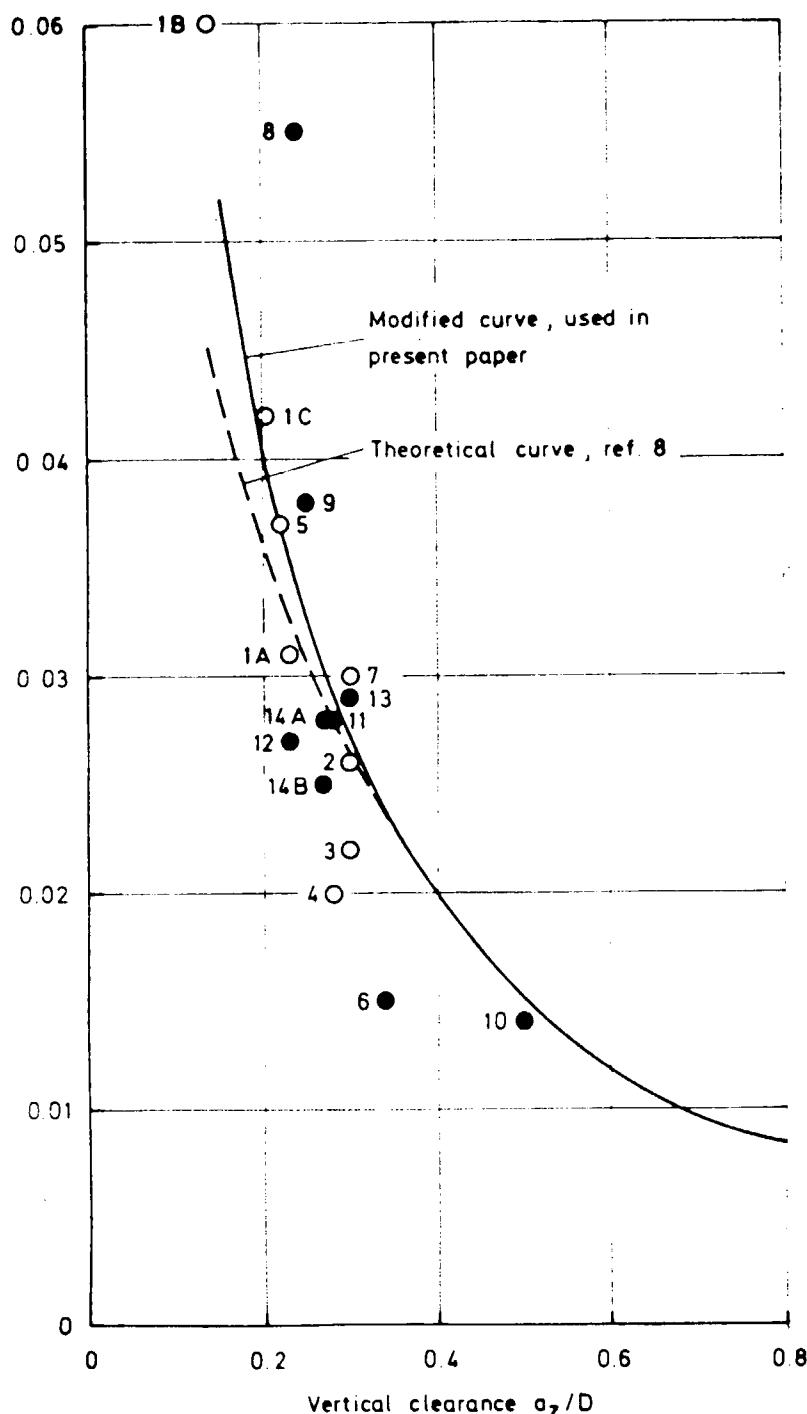
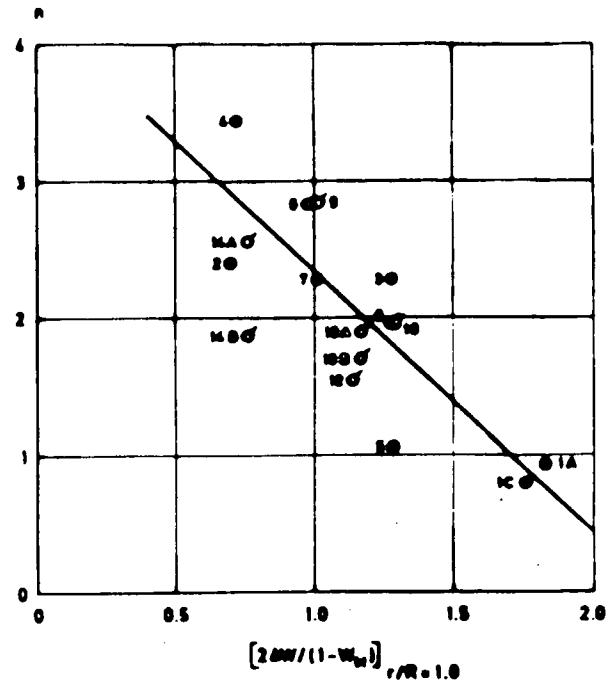
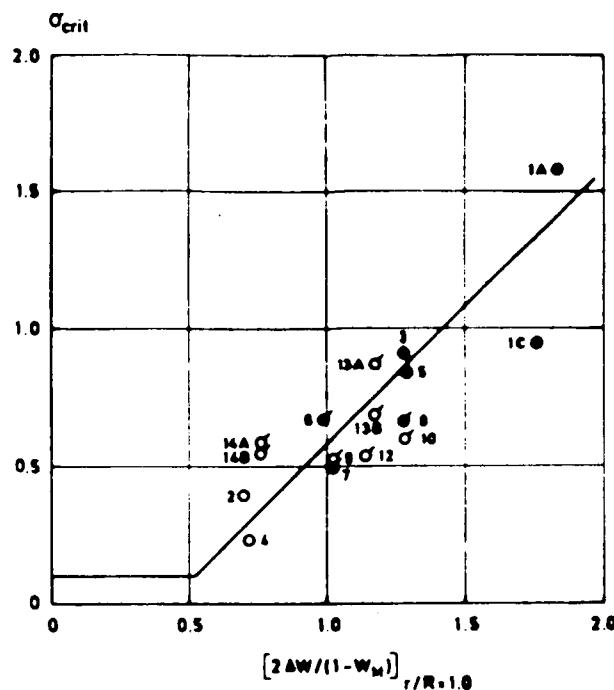


Diagram for the calculation of amplitudes of the non-cavitating part of the blade frequency pressure fluctuations at a reference point D above the propeller

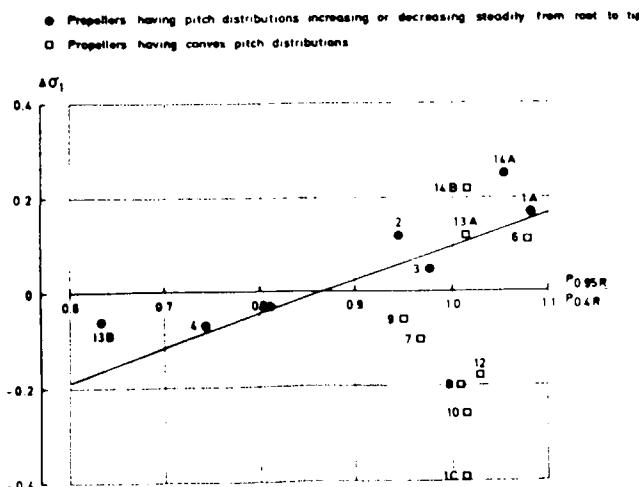
図 3.2.1.41 Johnsson の式の K_{pz0} の値

● Wave measurements in towing tank
 ○ Wake measurements in tunnel
 □ Amplitudes from loop oscilloscope
 ◻ Amplitudes from digitised signal (5 per card largest)



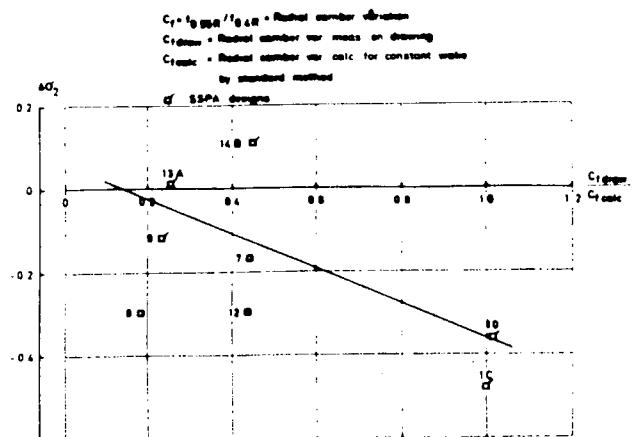
Amplitudes of pressure fluctuations at blade frequency, Critical cavitation number and amplitude growth exponent n of Fig. 4 versus wake distribution parameter of Fig. 6

図 3.2.1.42 Johnsson の式の σ_{crit} と n の値



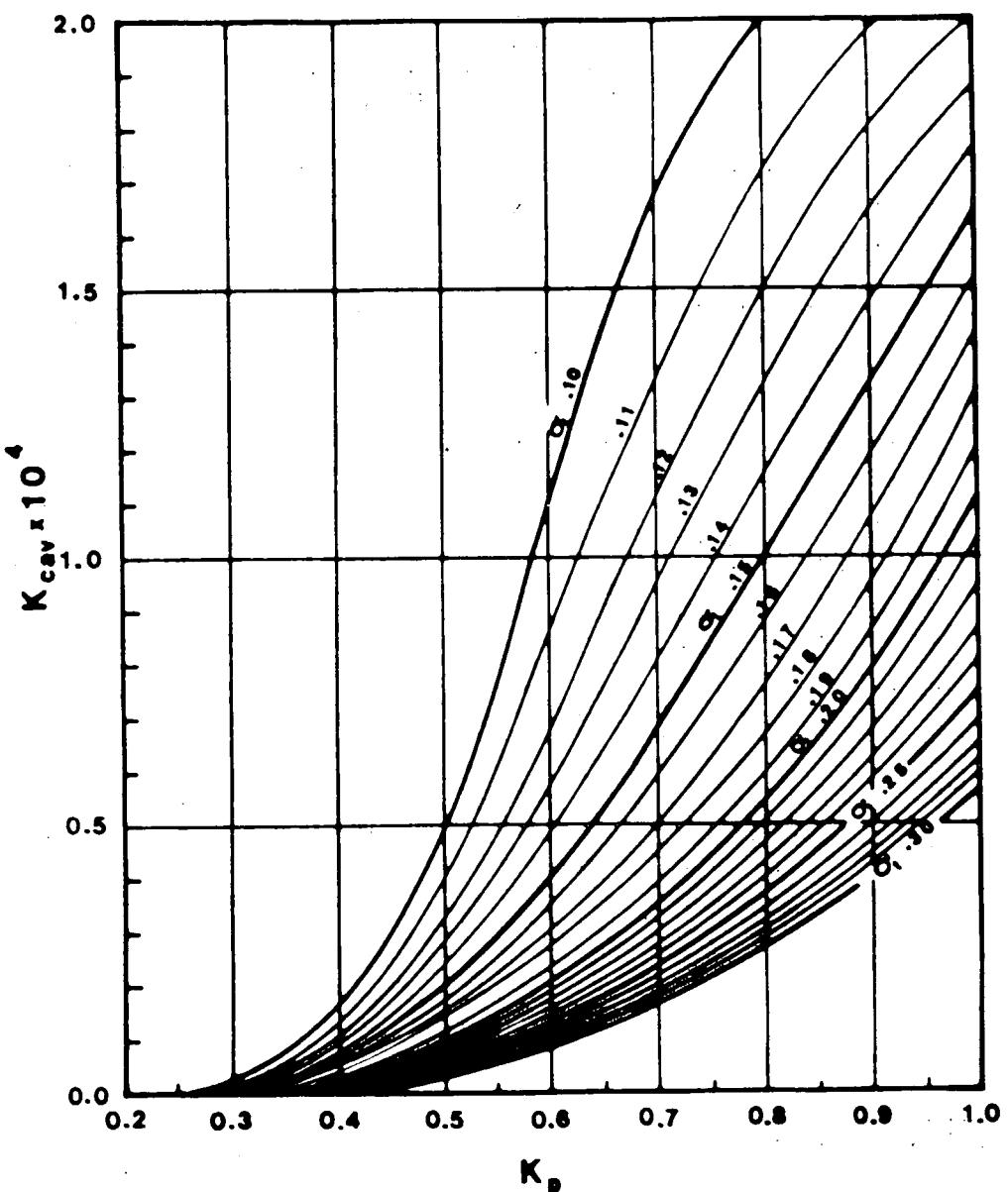
Correction of critical cavitation number for radial pitch distribution of propeller blades

図 3.2.1.43 Johnsson の式の $\Delta \sigma_1$ の値



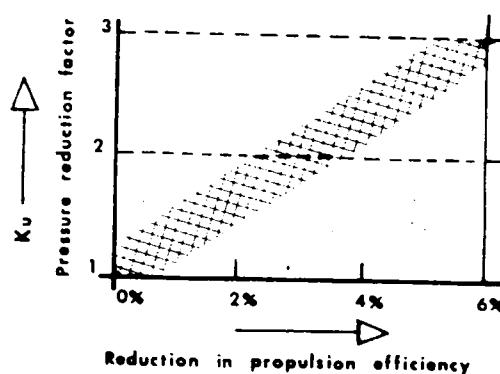
Correction of critical cavitation number for radial camber distribution of propeller blades; applicable to propellers having convex pitch distributions, see Fig. 8

図 3.2.1.44 Johnsson の式の $\Delta \sigma_2$ の値



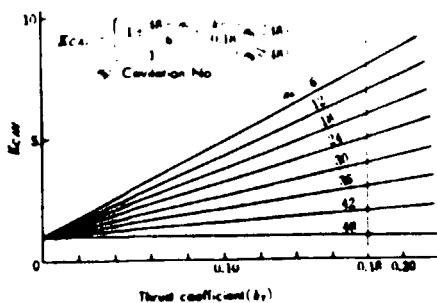
Cavitation factor diagram

図3.2.1.45 Leenaarsの式の K_{cav} の値



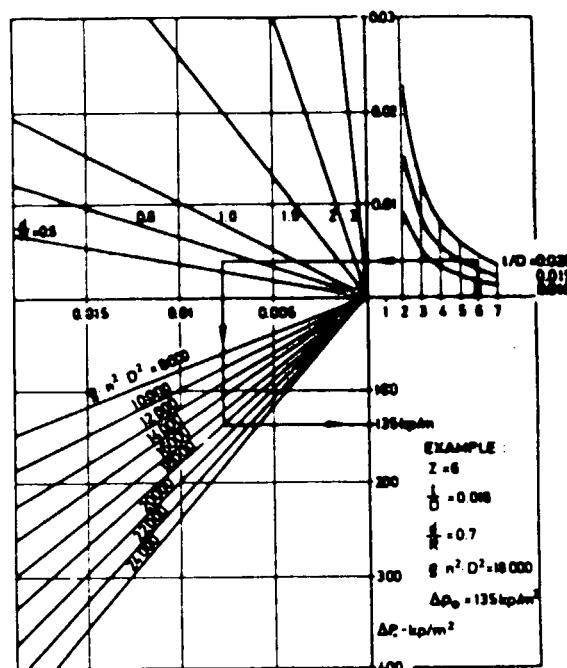
Range of pressure reduction attainable by altering propeller with approximate effect on propulsion efficiency

図3.2.1.46 Leenaarsの式の K_u の値



Correction Factor K_{CAV} for Cavitation

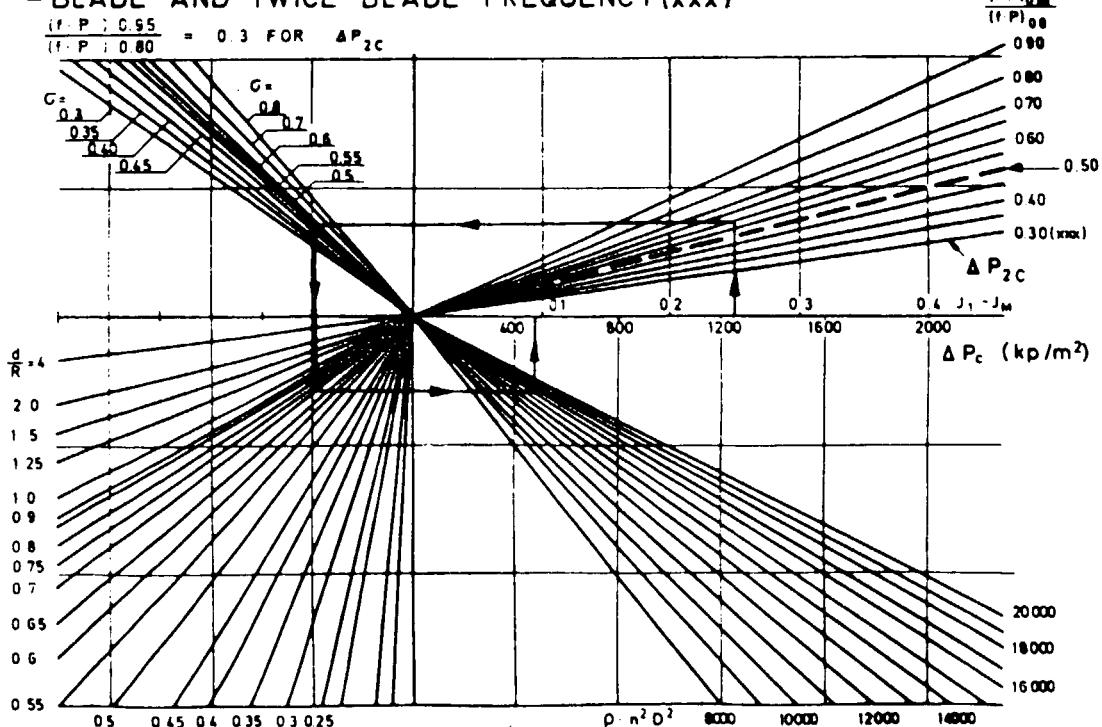
図 3.2.1.47 間野らの式の K_{CAV} の値



Pressure amplitudes induced by the non-cavitating propeller - blade frequency - $0 < \Delta P_0 < 400 \text{ kp/m}^2$

図 3.2.1.48 Holdenの ΔP_0 を求めるチャート

PRESSURE AMPLITUDES INDUCED BY PROPELLER BLADE CAVITATION
- BLADE AND TWICE BLADE FREQUENCY (xxx)



Pressure amplitudes induced by blade cavitation - $0 < \Delta P_{c(2c)} < 2400 \text{ kp/m}^2$

図 3.2.1.49 Holdenの ΔP_c および ΔP_{2c} を求めるチャート

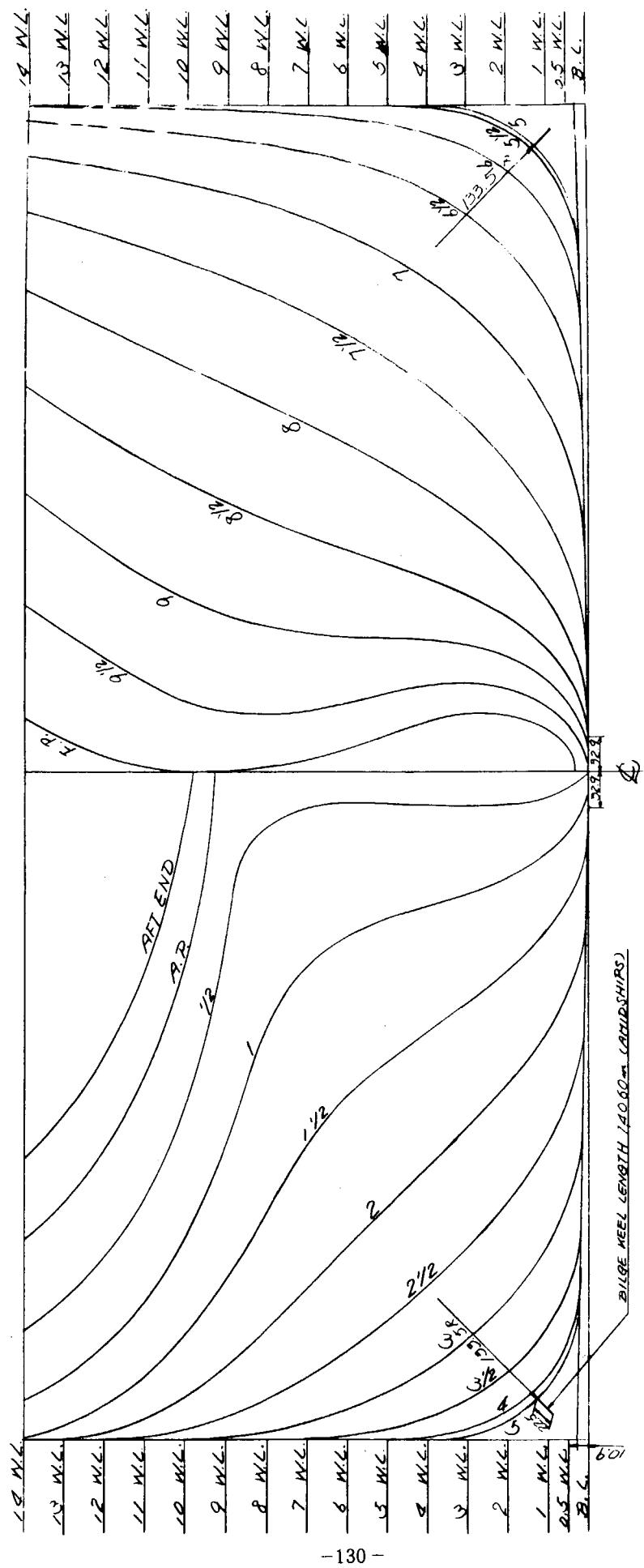


図 3.2.2.1(1) 模型船体線図（その 1 正面線図）

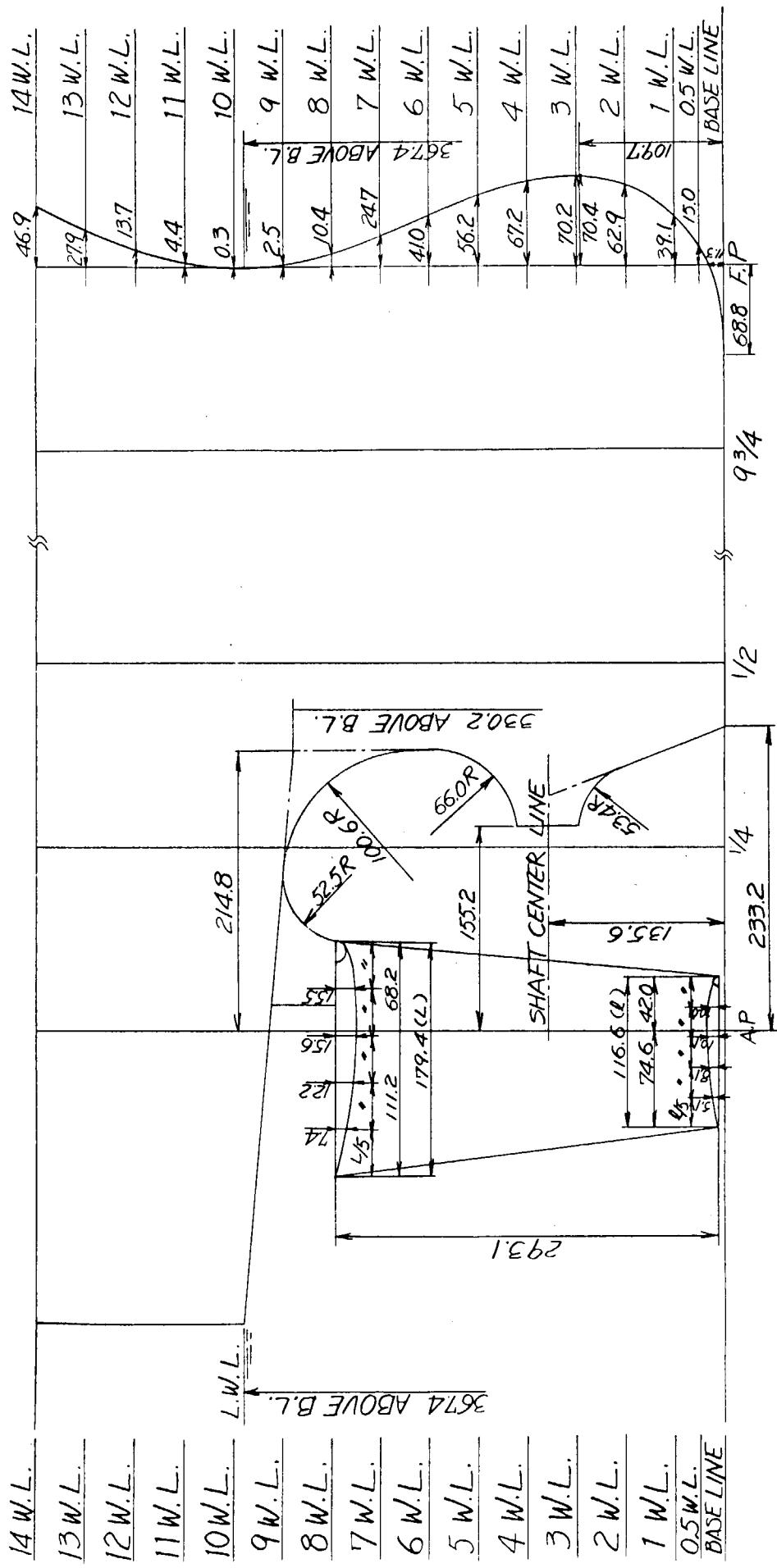


図 3.2.2.1(2) 模型船体線図（その2 船首尾線図）

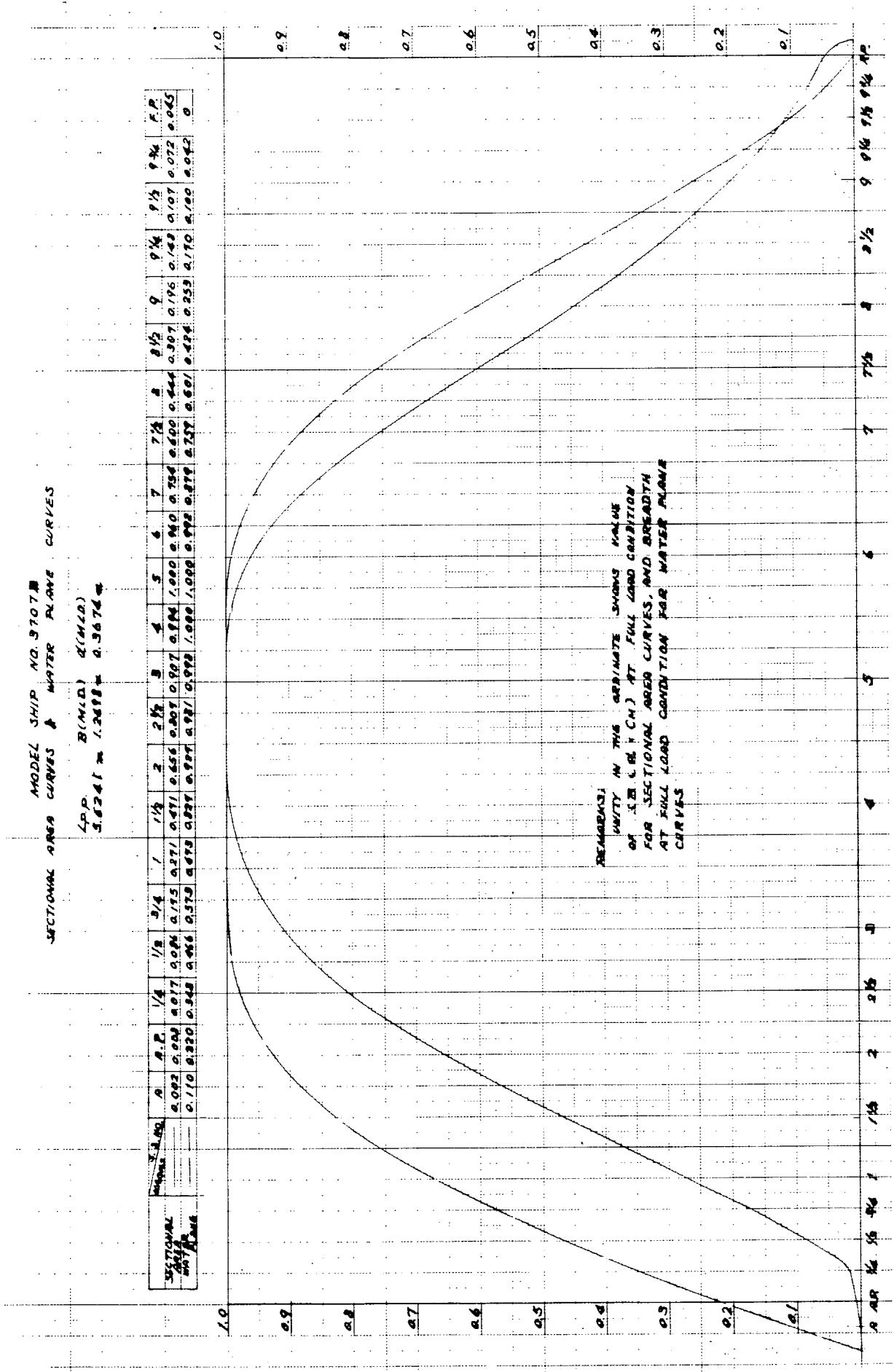


図 3.2.2.2 横積面積および水線面積曲線

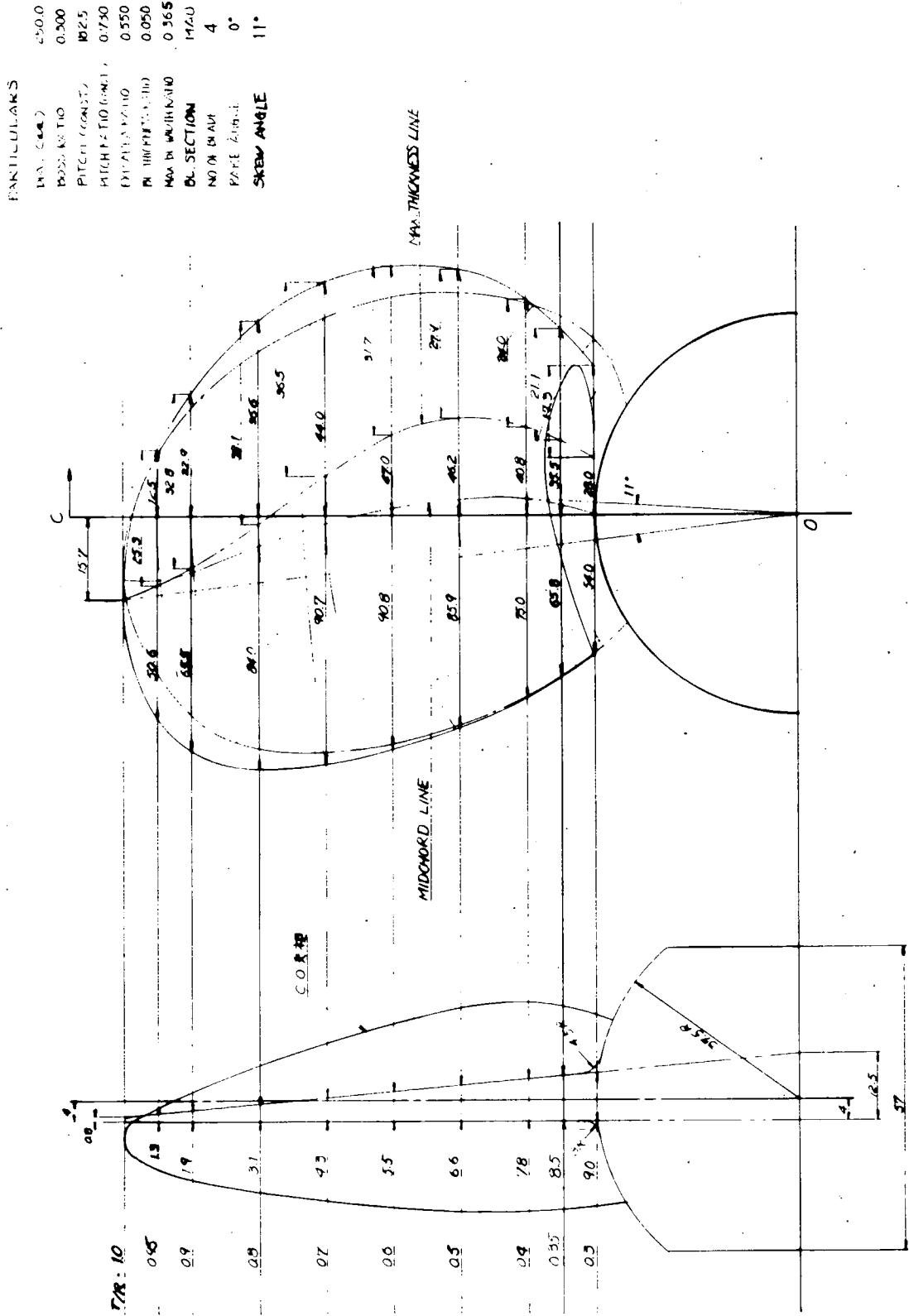


図 3.2.2.3 模型プロペラ形状 (M.P. No.1)

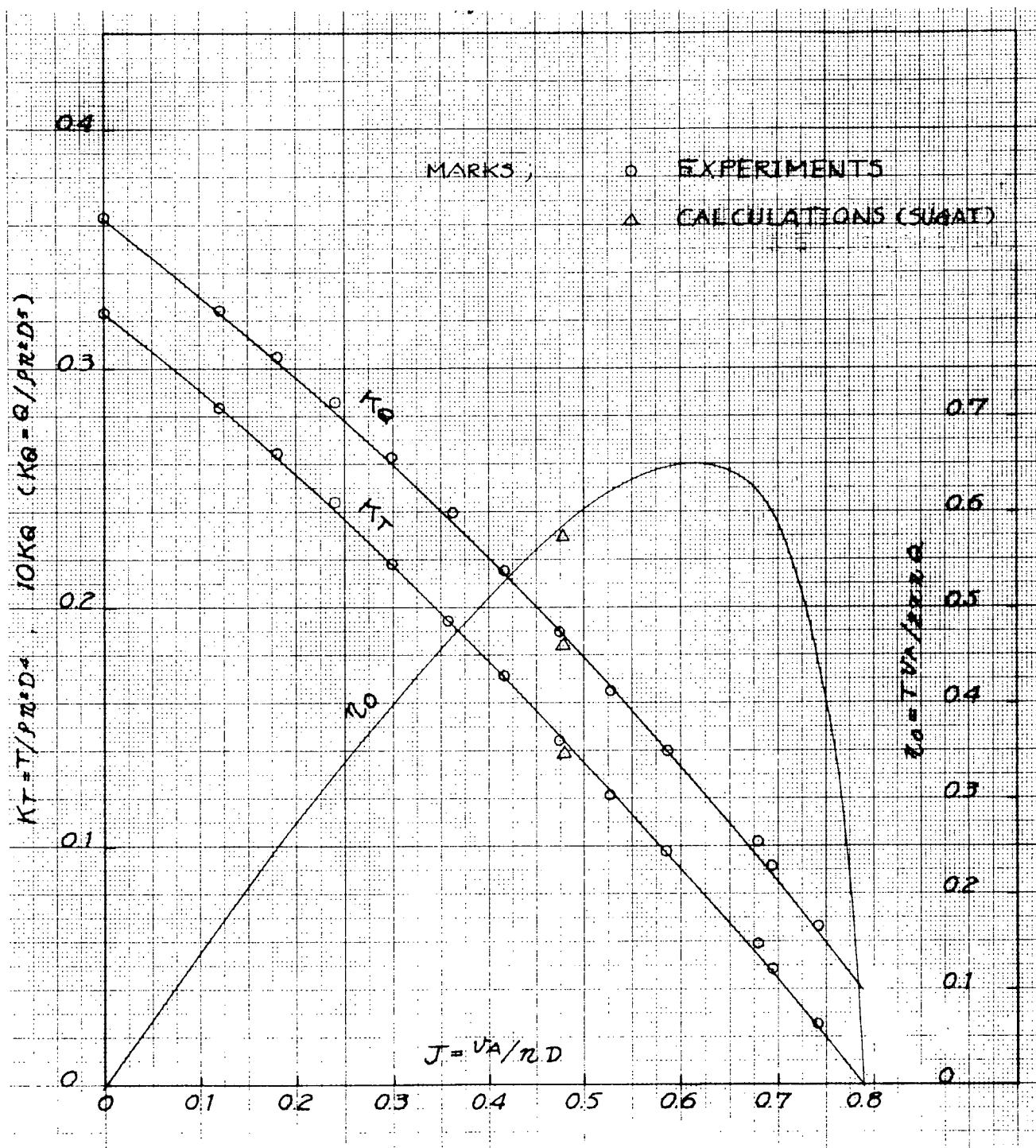


図 3.2.2.4 プロペラ単独性能曲線 (M.P. No 1)

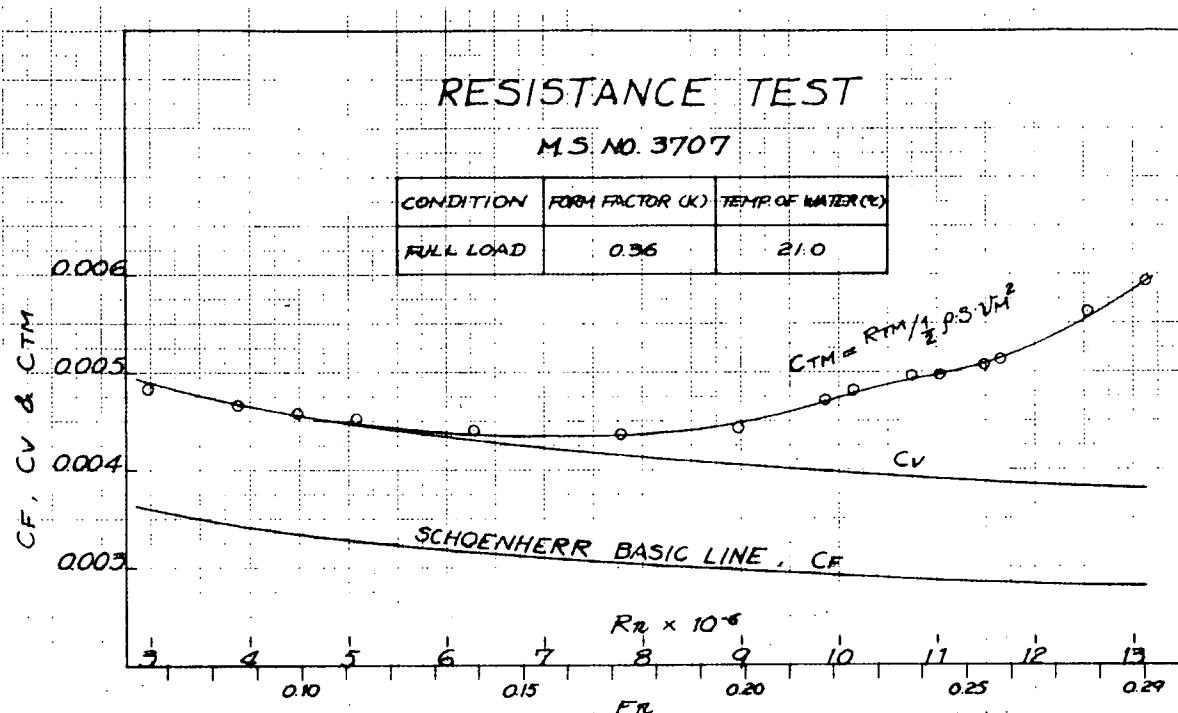


図 3.2.2.5 抵抗試験結果 (C_{TM})

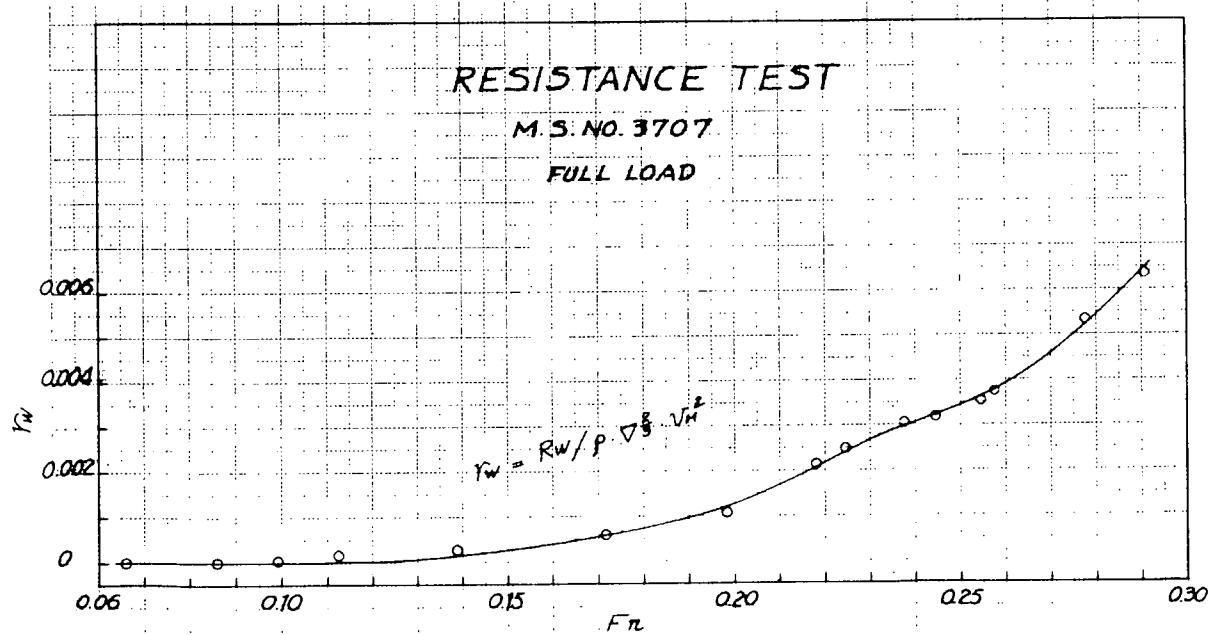


図 3.2.2.6 抵抗試験結果 (r_w)

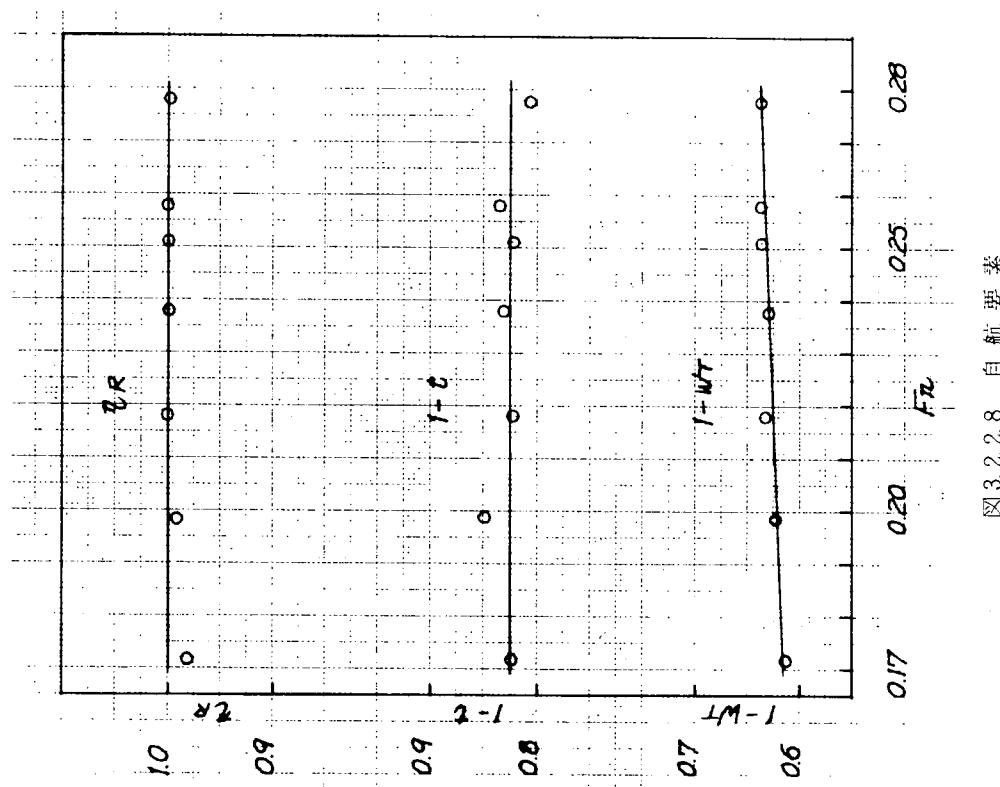


図 3.2.2.8 自航要素

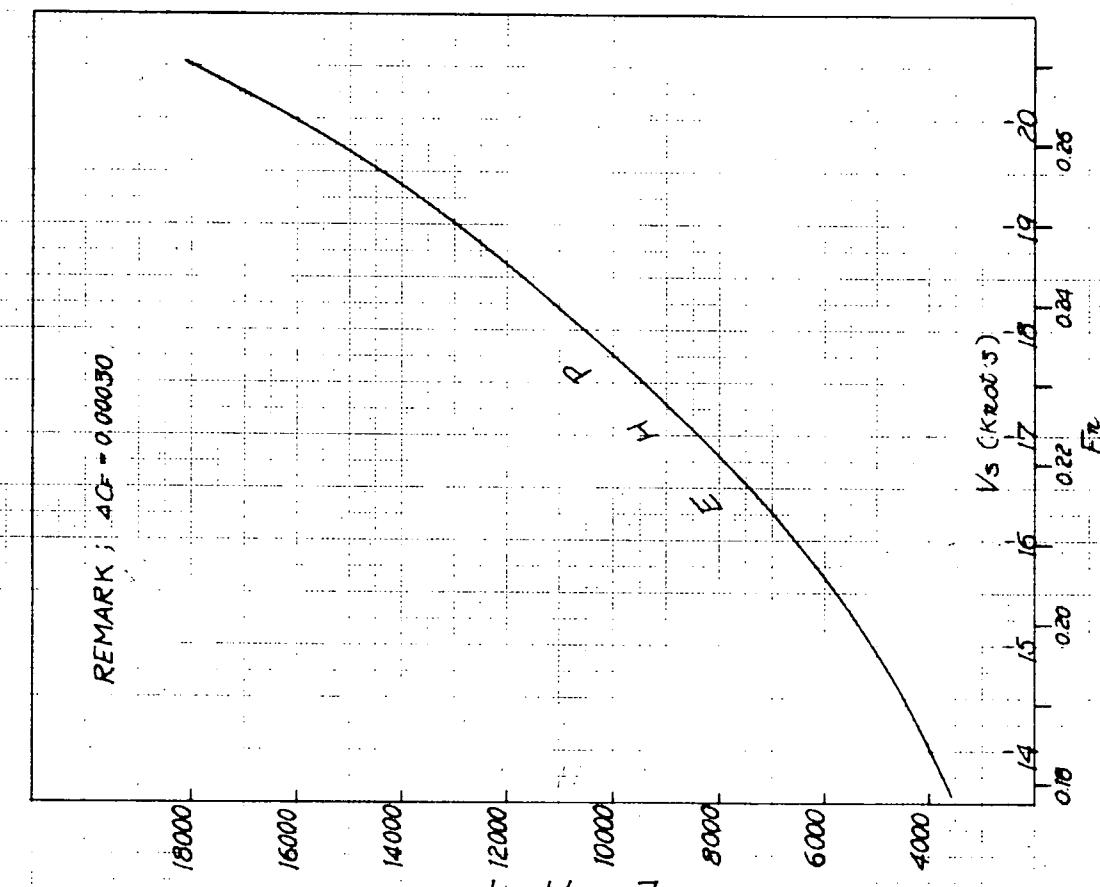


図 3.2.2.7 EHP カーブ

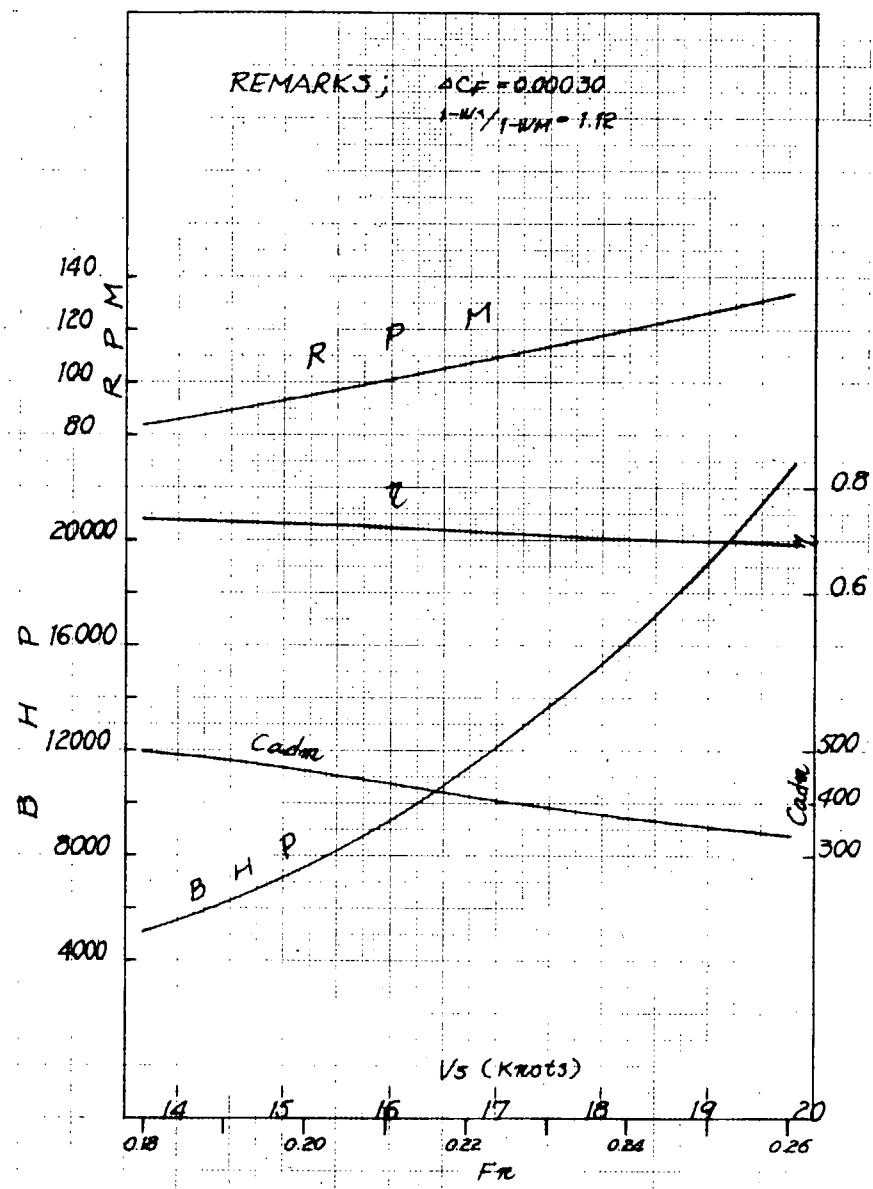
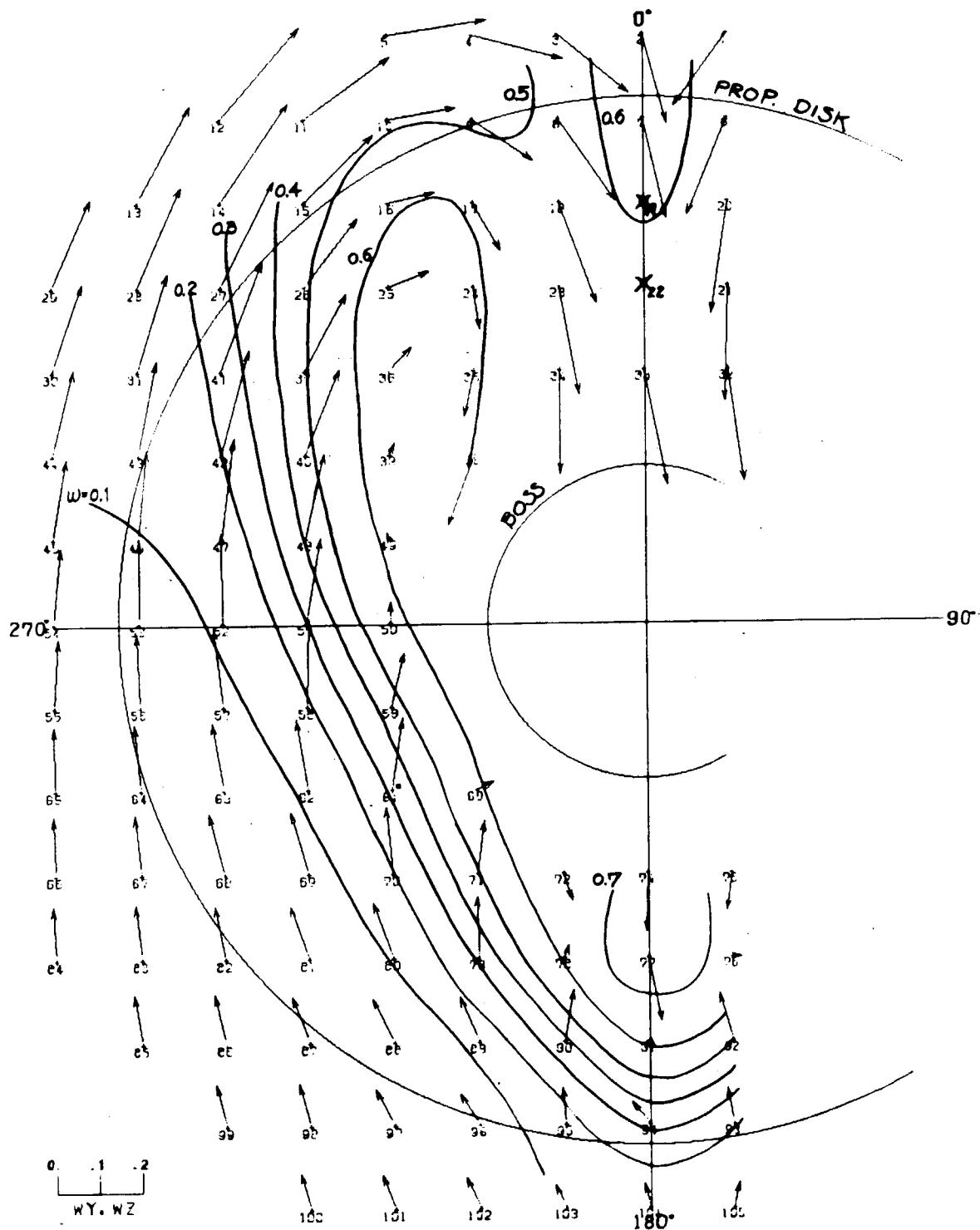


図 3.2.2.9 BHP 等 カーブ

MODEL SHIP NO. 3707 (SR 183)
 FLOW PATTERNS UNDER FULL LOAD CONDITION
 PORT SIDE

REMARKS :

- 1) LOCATION OF 5-HOLE SPHERICAL PITOT TUBE AT 112.6 mm BEFORE A.P.
- 2) TEMP. OF WATER ($^{\circ}$ C) = 21.2
- 3) V_H (m/sec) = 1.893 F_n = 0.250
- 4) \rightarrow ; DIRECTION OF FLOW
- 5) w ; WAKE FRACTION



注、X印は計測不能点

図3.2.2.10 伴流分布

AXIAL DISTRIBUTION OF CIRCUMFERENTIAL MEAN WAKE

M. S. NO. 3707

CONDITION	V_m (ft/sec)	F_m	TEMP. OF WATER (°C)
FULL LOAD	1093	0.250	21.2

1000

500

0

1000

500

0

1000

500

0

10

5

0

10

5

0

10

5

0

RADIUS r (cm.)

TIP OF PROP. $r = 125.0$ mm.

$w_r = 0.419$

BOSSES OF PROP. $r = 375.0$ mm.

図 3.2.11 各半径位置における軸方向平均伴流分布

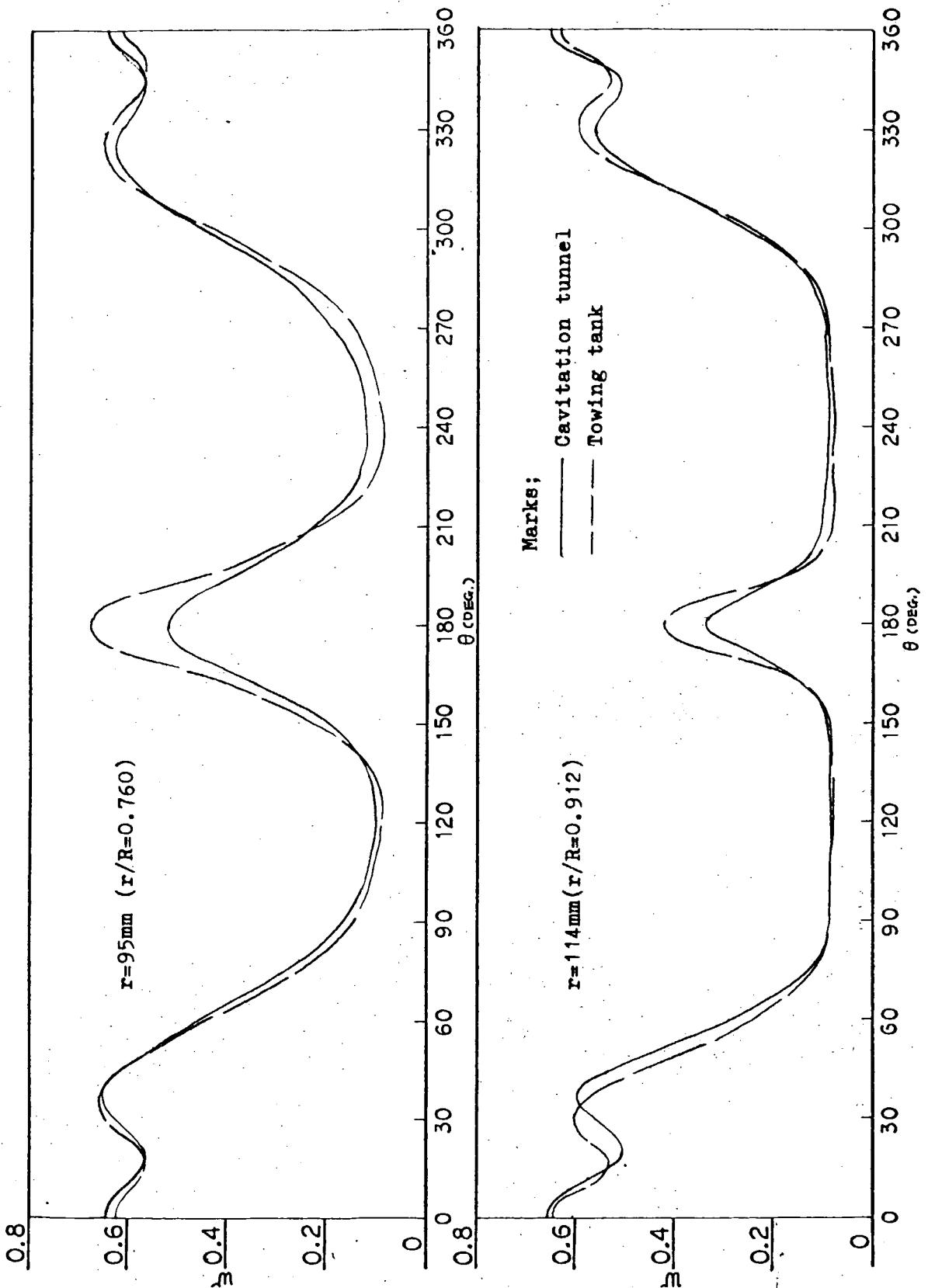


図3.2.3.1 戻航水槽とキャビテーション試験水槽における伴流分布の比較

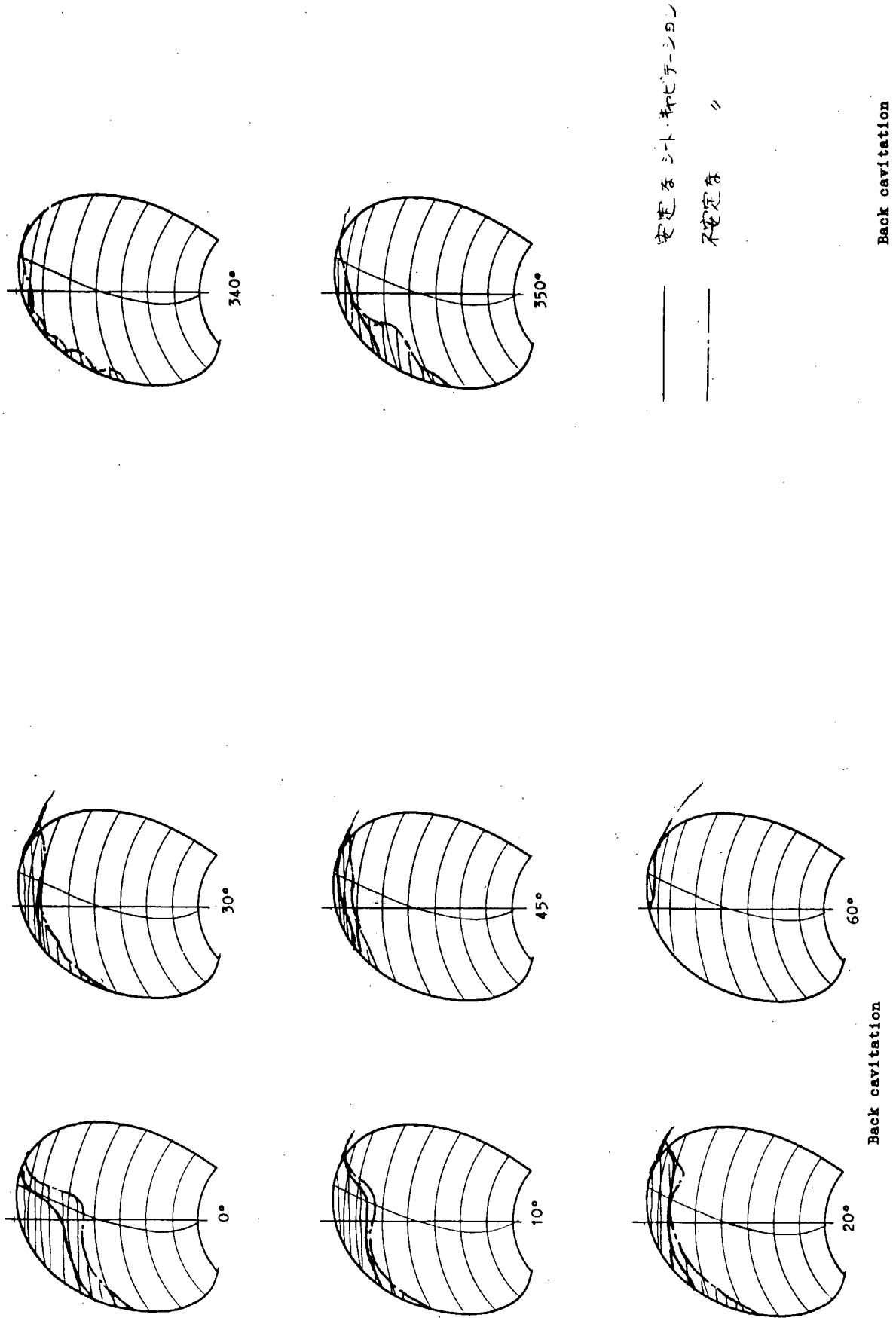


図 3.2.3.2 M.P. No 1 ボタンバルブのシート・キャビテーション (その1)

図 3.2.3.2 M.P. No 1 ボタンバルブのシート・キャビテーション (その2)

Back cavitation

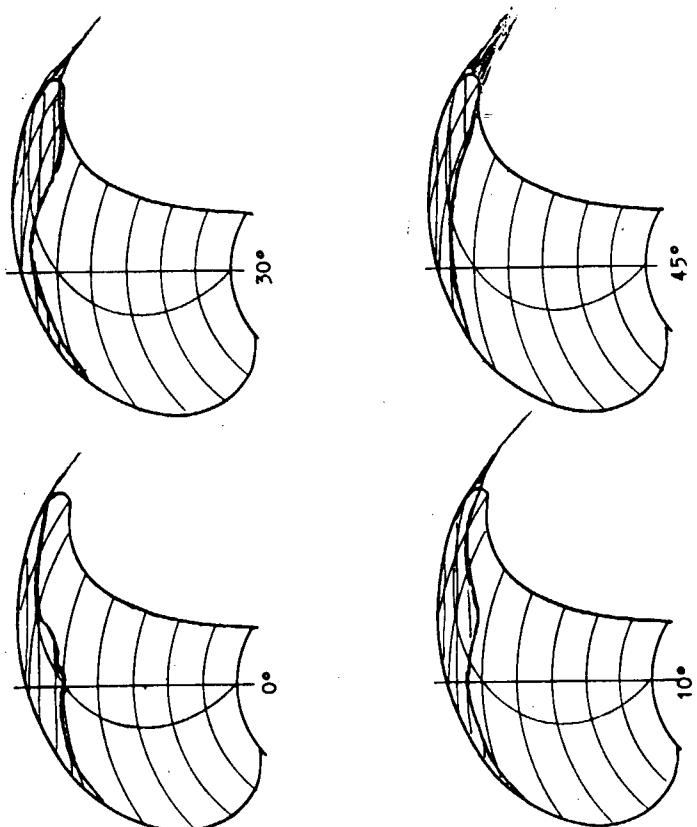
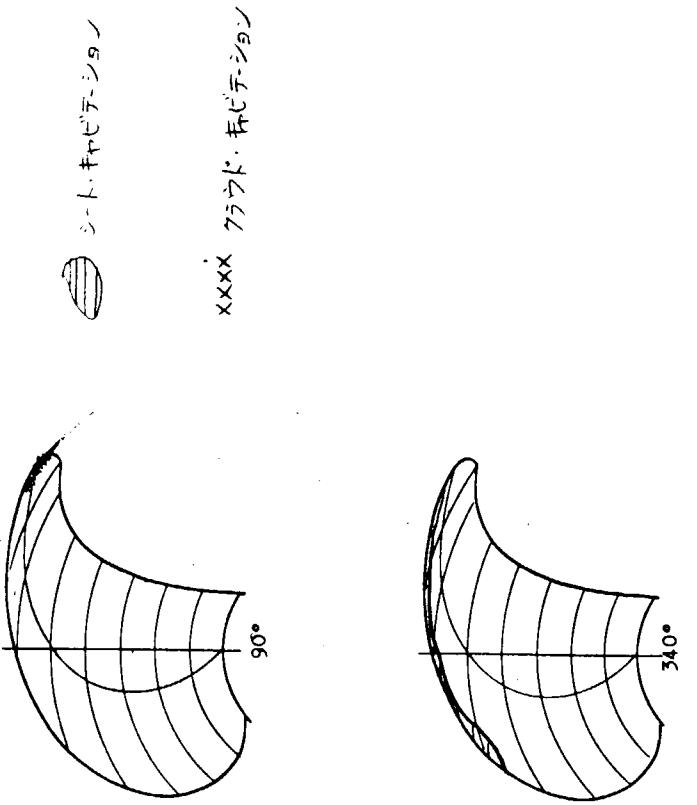


図 3.2.3.3 M.P. No 2 キャビテーション・パタンのスケッチ (その 1)

図 3.2.3.3 M.P. No 2 キャビテーション・パタンのスケッチ (その 2)

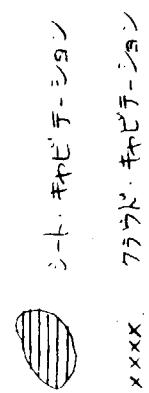
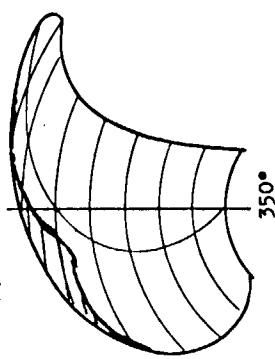
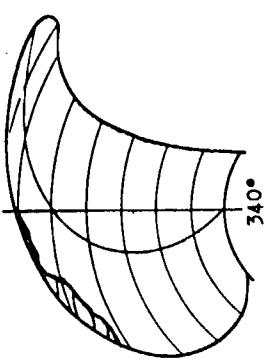


図3.2.3.4 M.P.No.3 キヤビテーション・パタンのスケッチ (その2)

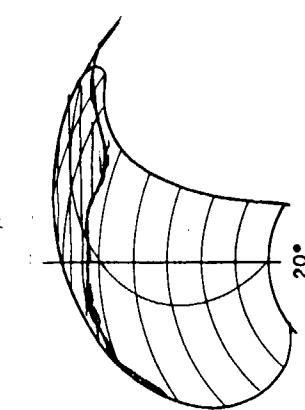
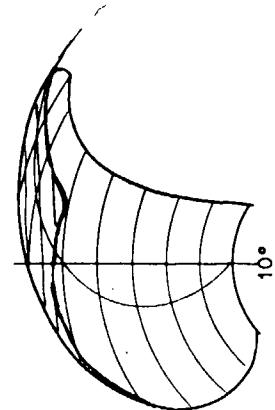
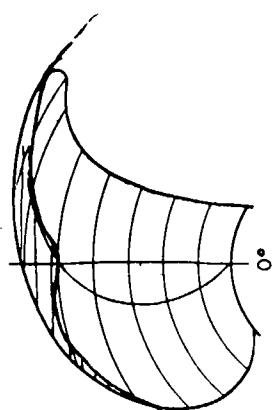
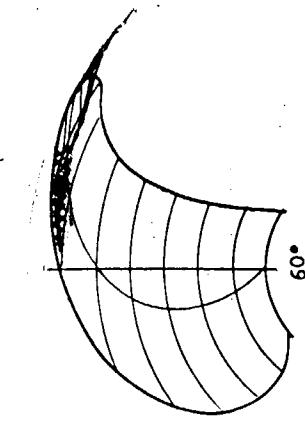
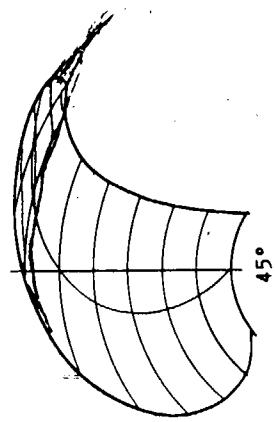
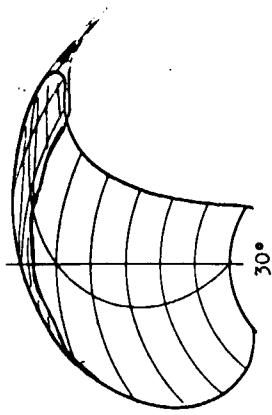


図3.2.3.4 M.P.No.3 キヤビテーション・パタンのスケッチ (その1)

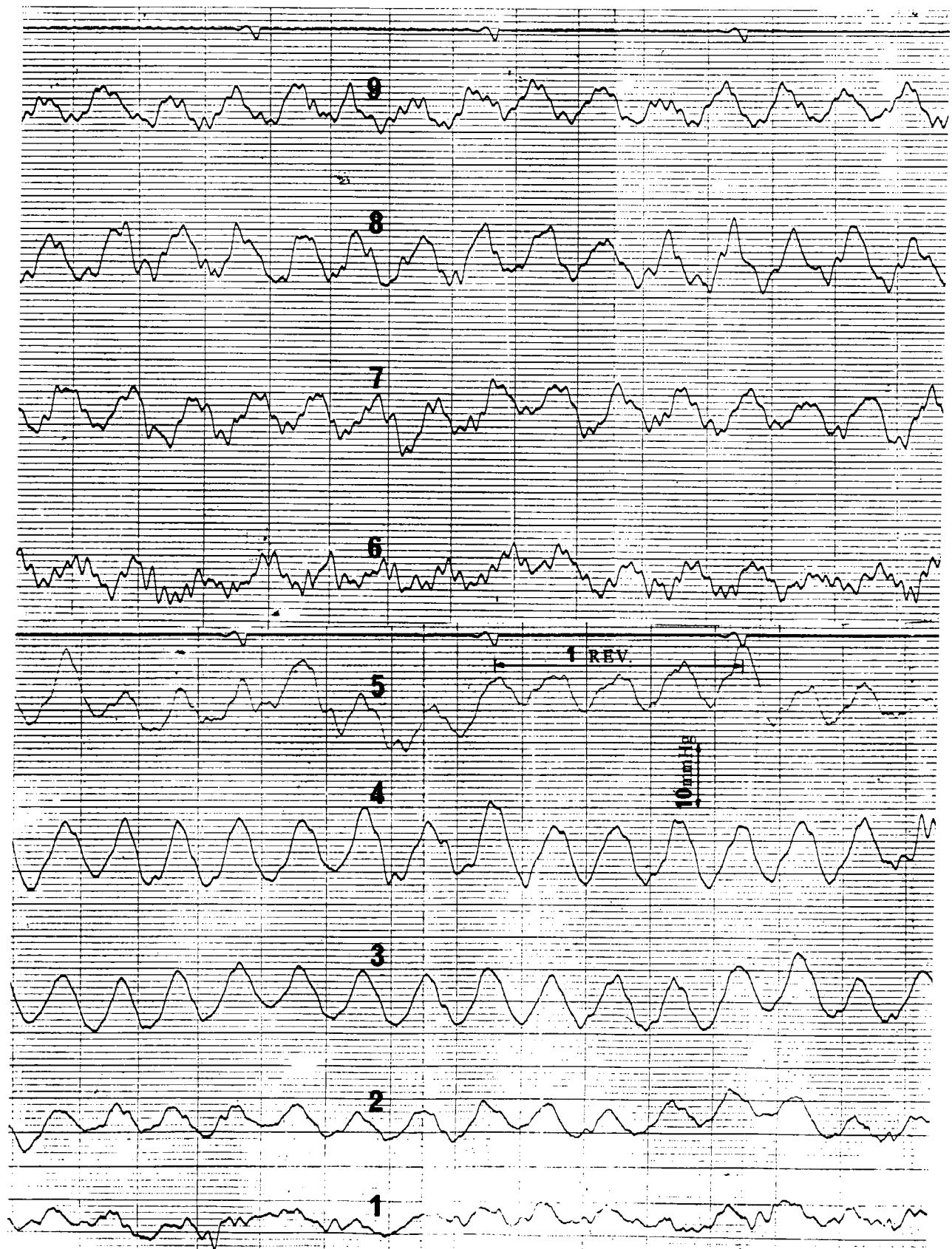


図 3.2.4.1 變動圧力 (P. No.1, 不均一流中)

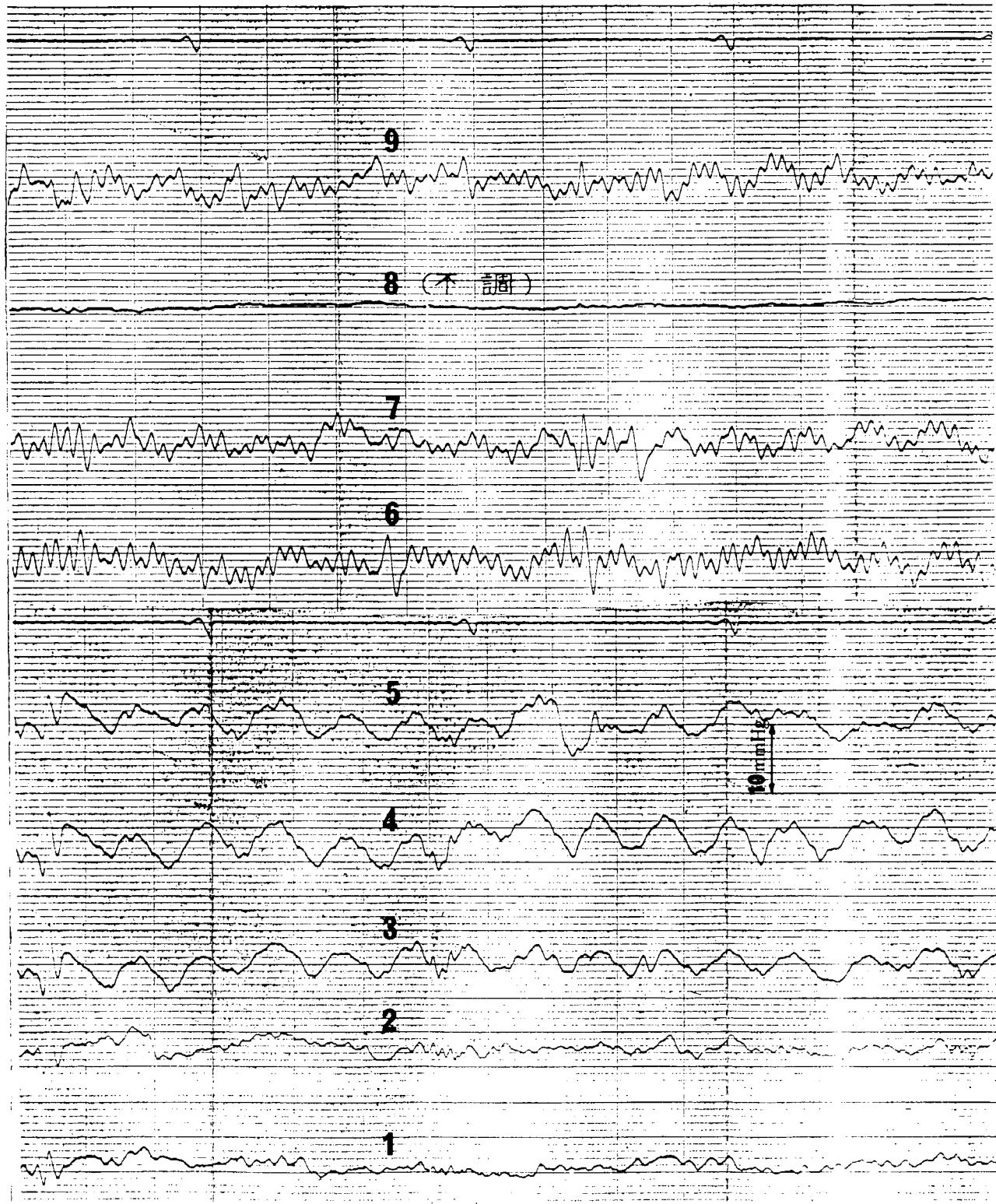


図 3.2.4.2 變動圧力 (P. No 2, 不均一流中)

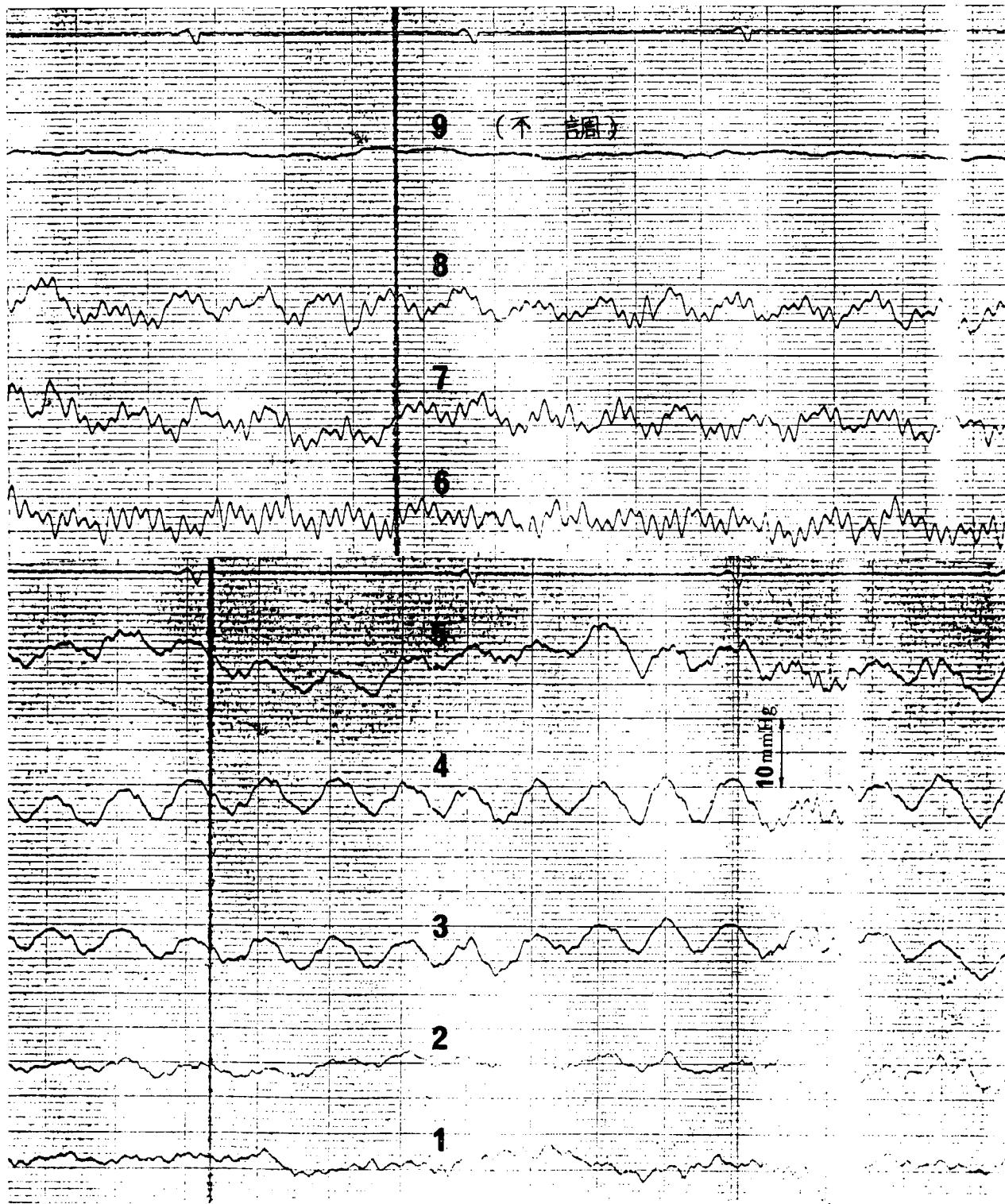


図 3.2.4.3 変動圧力 (P. No.3, 不均一流中)

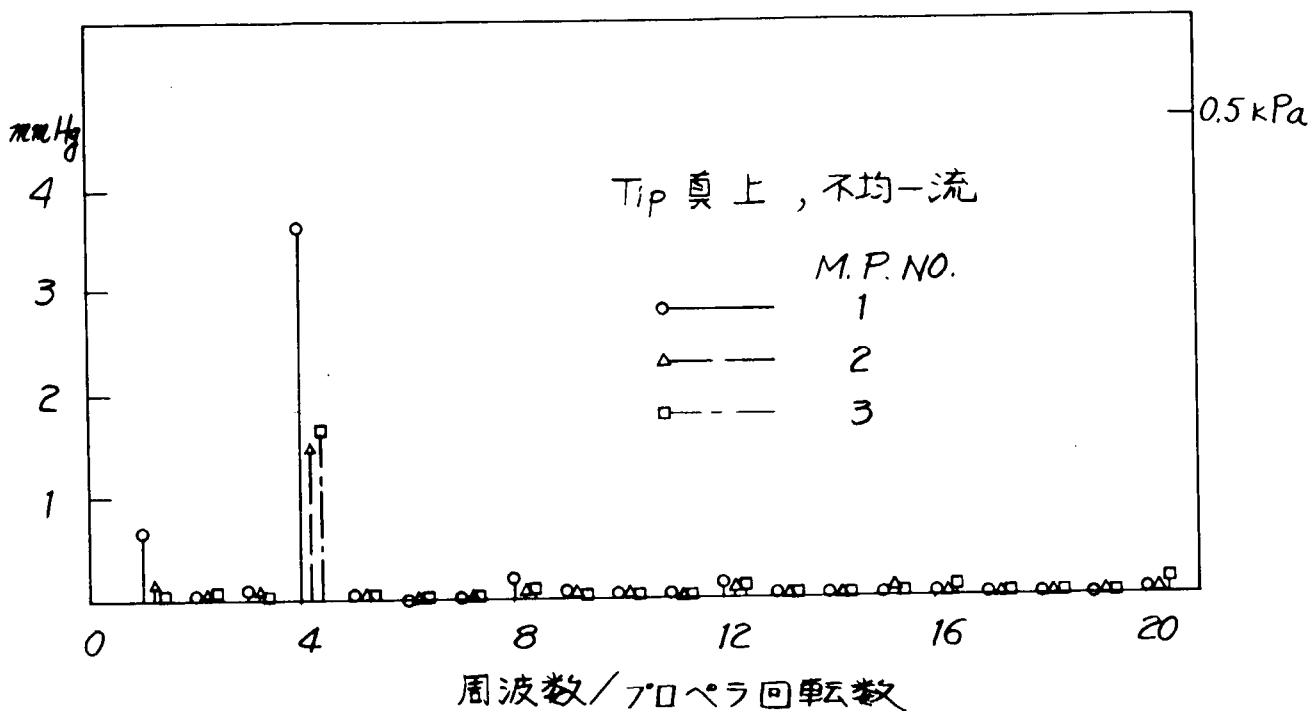


図 3.2.4.4 周波数解析例 (片振幅)

MARKS; M.P. NO.

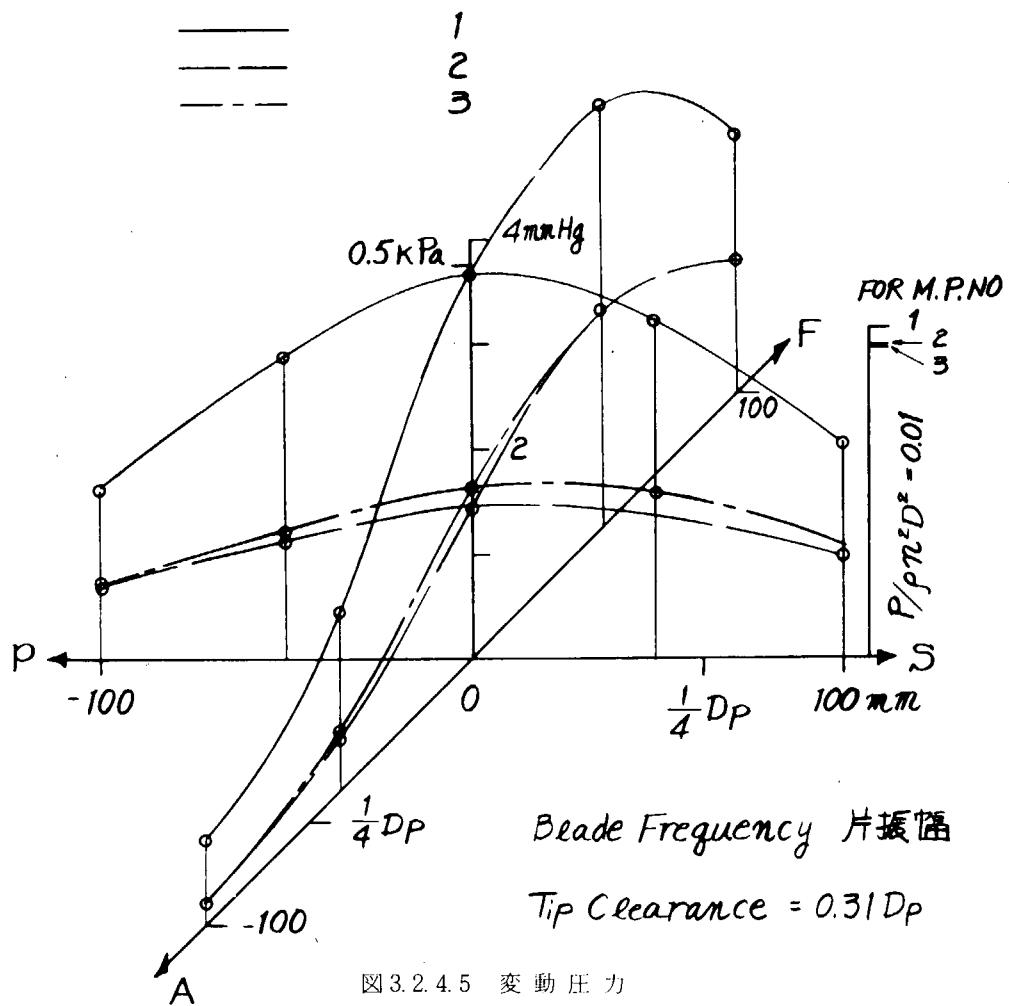


図 3.2.4.5 変動圧力

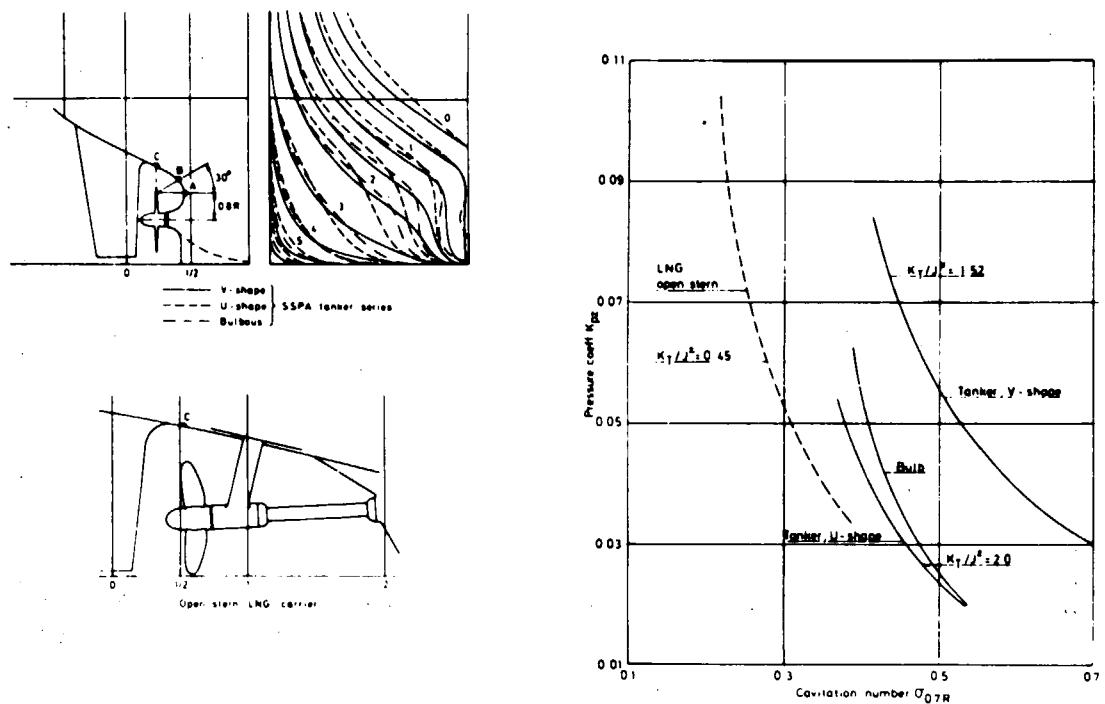


図 3.3.1.1 船尾形状の圧力変動への影響（タンカー及びLNG タンカー）

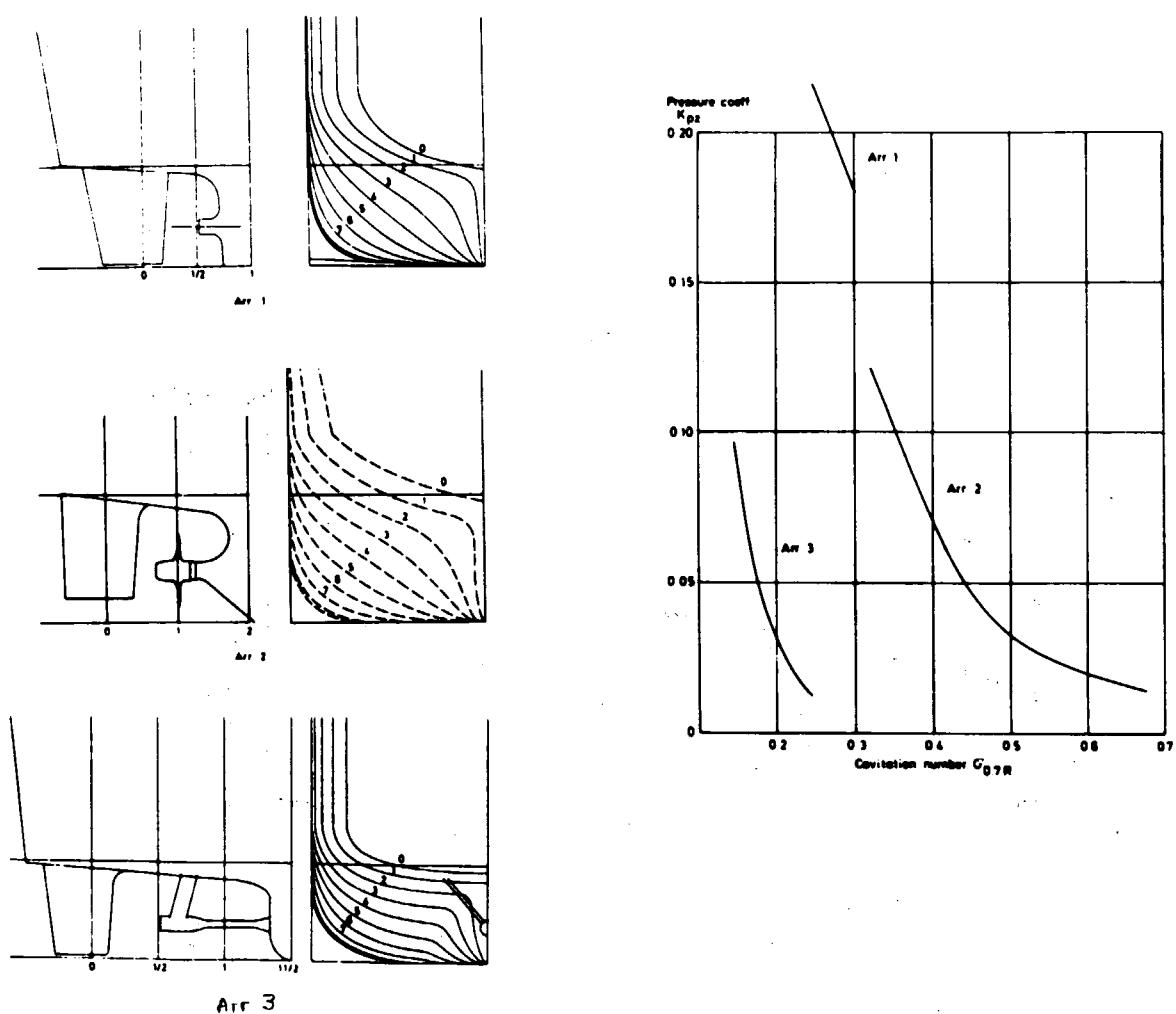


図 3.3.1.2 船尾形状の圧力変動への影響（コンテナ船）

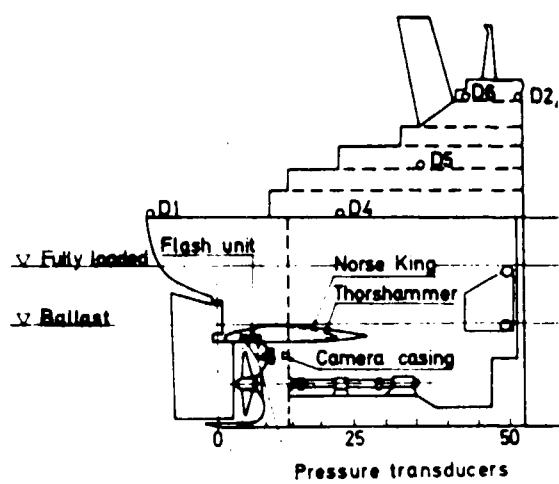
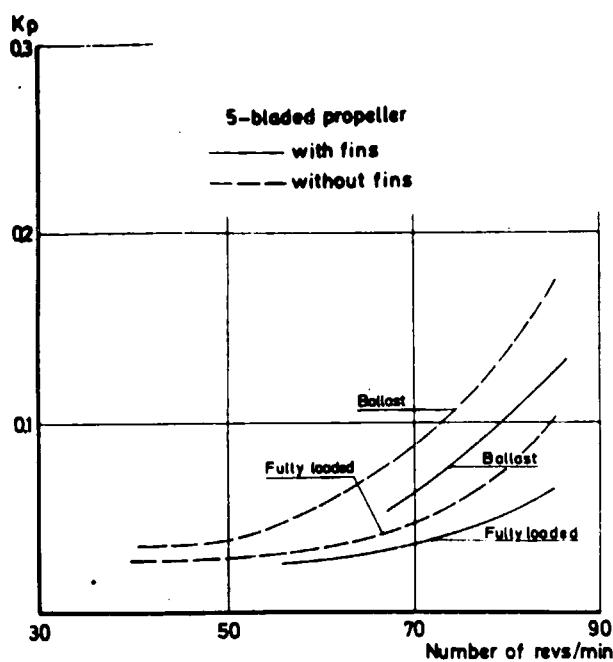
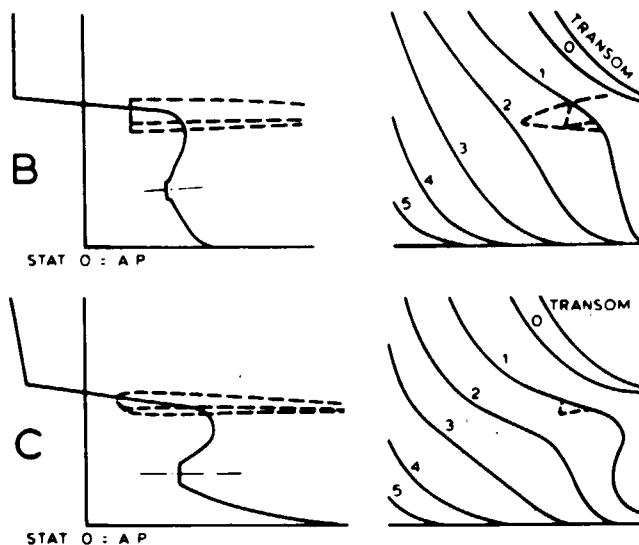


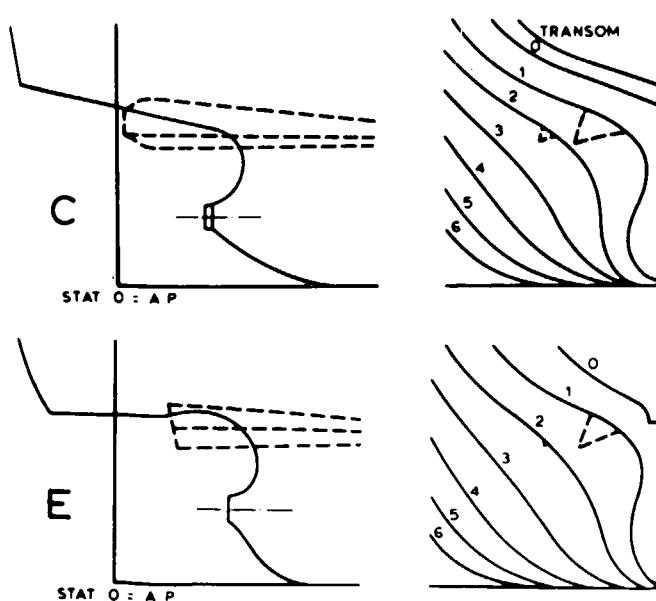
図 3.3.1.3 船尾 フィンの効果
(230,000 D T タンカー)



$$\frac{K_{pN}(\text{with fin})}{K_{pN}(\text{without fin})} = 0.40$$

$$\frac{K_{pN}(\text{with})}{K_{pN}(\text{w/o})} = 0.24$$

図 3.3.1.4 船尾 フィンの効果
(120,000 m³ LNG タンカー)



$$\frac{K_{pN}(\text{with})}{K_{pN}(\text{w/o})} = 1.21$$

$$\frac{K_{pN}(\text{with})}{K_{pN}(\text{w/o})} = 1.50$$

図 3.3.1.5 船尾 フィンの効果
(コンテナ船)

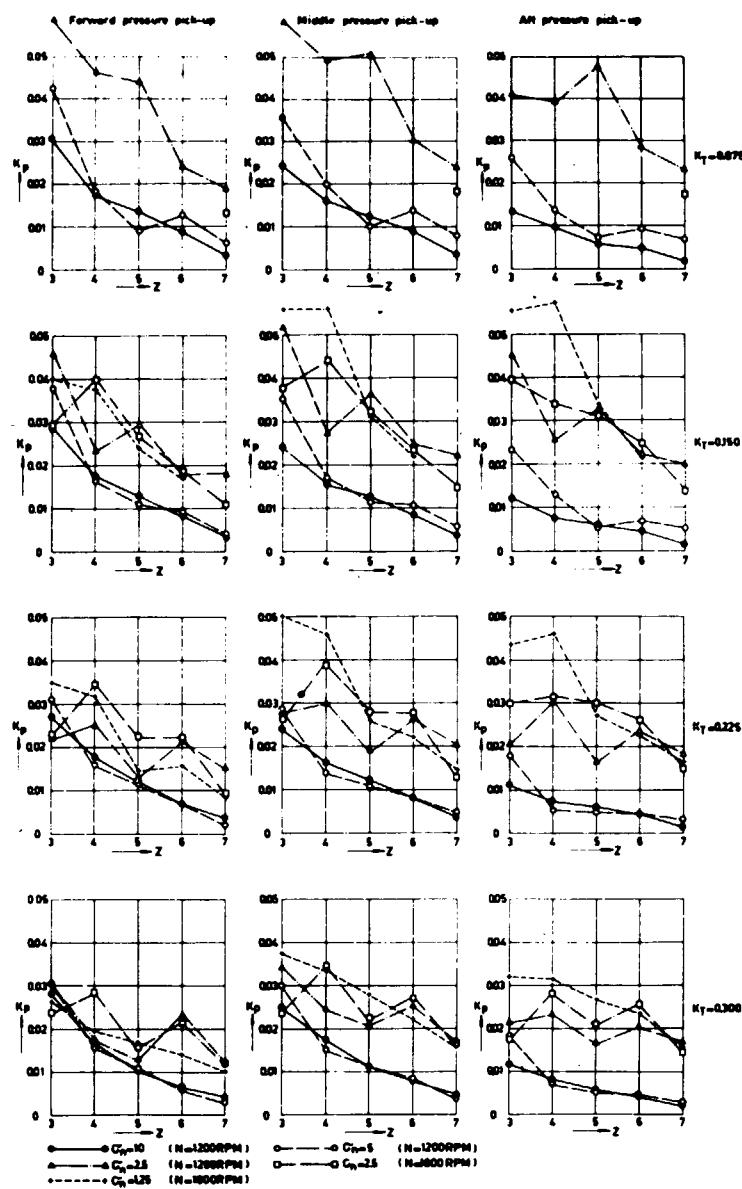
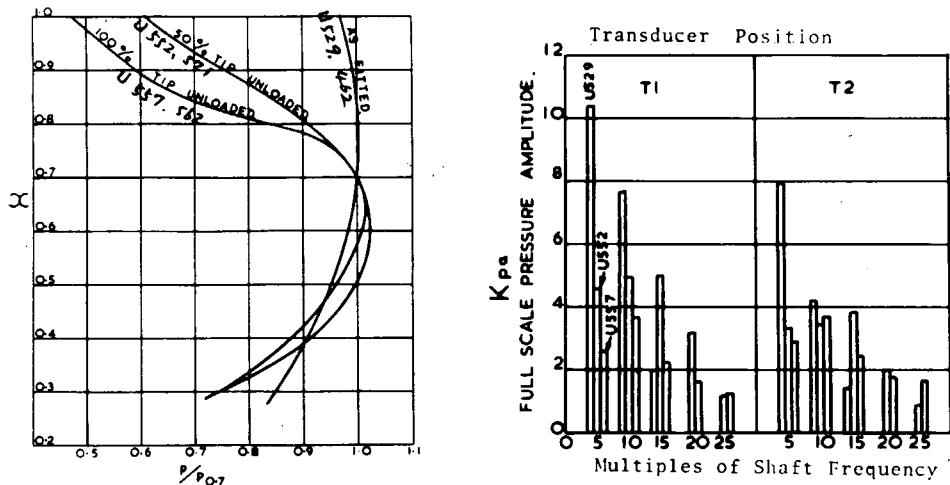


図 3.3.1.6 翼数の圧力変動に及ぼす影響



(a) Tip Unloaded Pitch Distribution

(b) Pressure Amplitudes at 140 rpm

図 3.3.1.7 翼端負荷減少の圧力変動に及ぼす影響

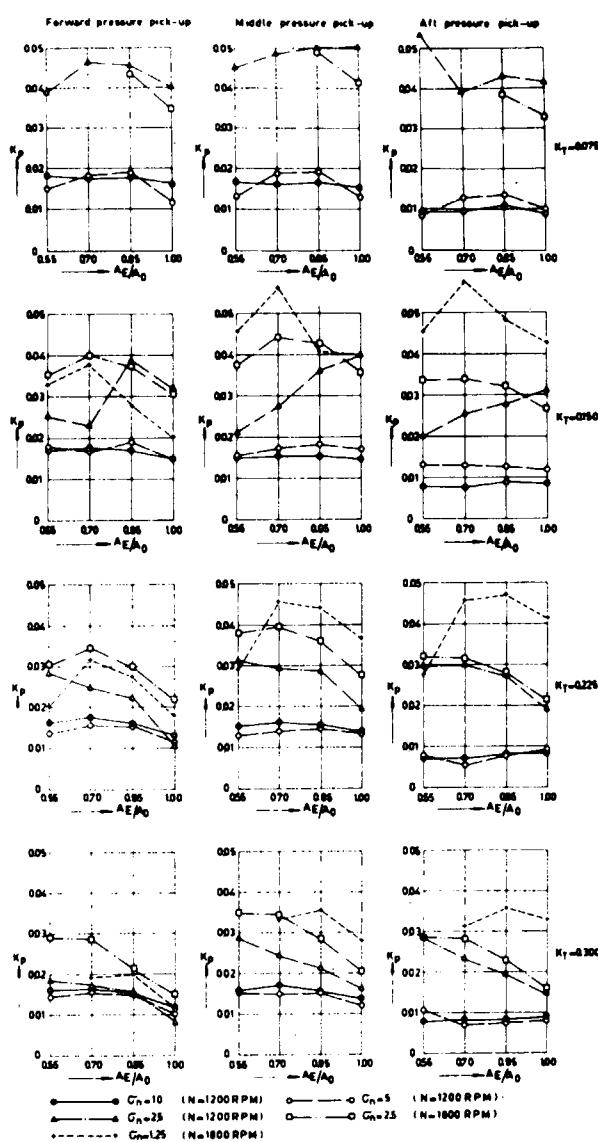


図 3.3.1.8 展開面積比の圧力変動
に及ぼす影響



図 3.3.1.9 ハイ・スキー・プロペラの例

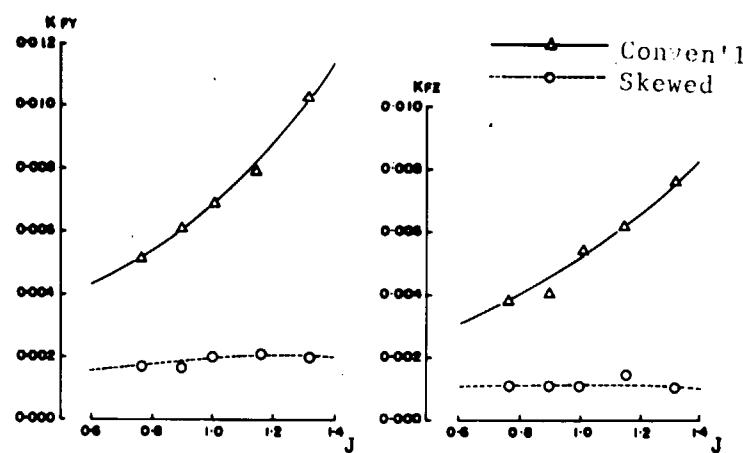


図 3.3.1.10 ベアリングフォース（横力変動）
に及ぼすスキューの影響

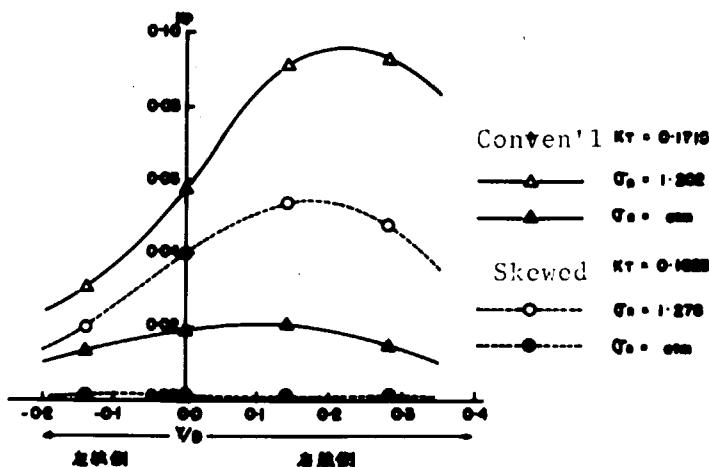
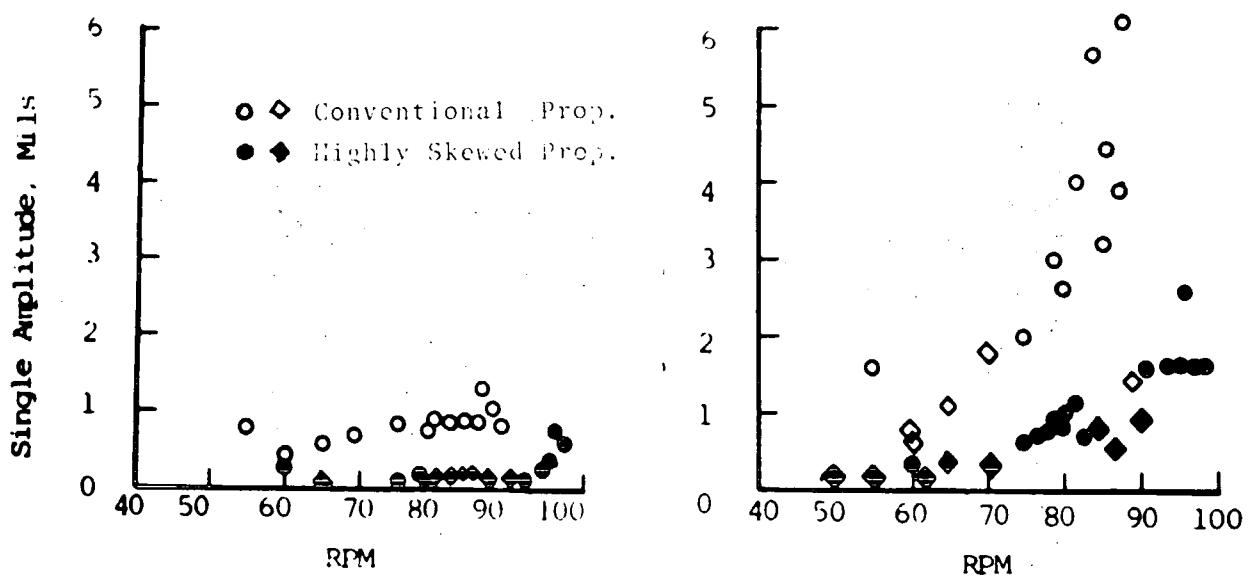


図 3.3.1.11 圧力変動に及ぼすスキューの影響



Vertical Hull Vibration at Stern

Longitudinal Vibration of Thrust Bearing

図 3.3.1.12 船体振動に及ぼすスキューの影響

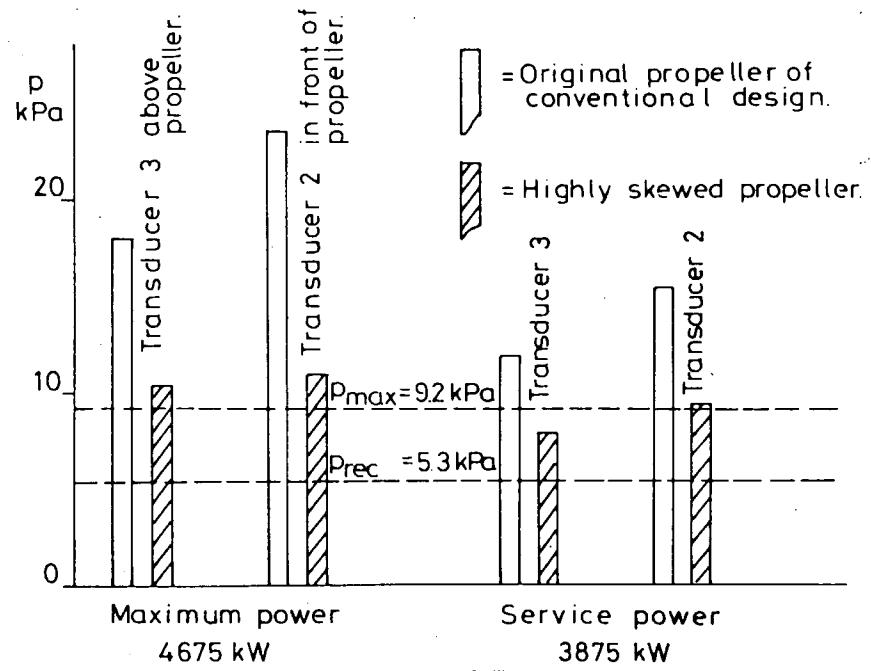


図3.3.1.13 圧力変動に及ぼすスキーの影響
(1軸船可変ピッチプロペラ)

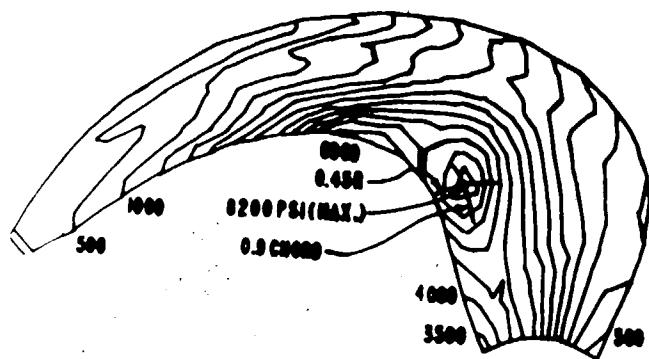


図3.3.1.14 ハイ・スキー・プロペラの応力分布
(正面側, 主応力)

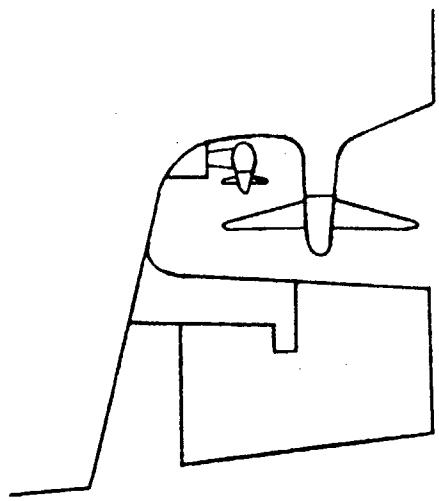


図 3.3.15 Looped blade propeller

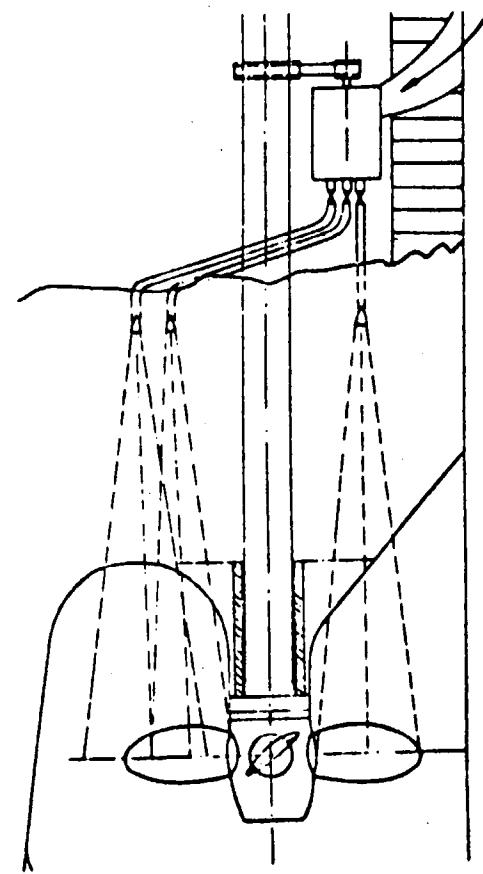
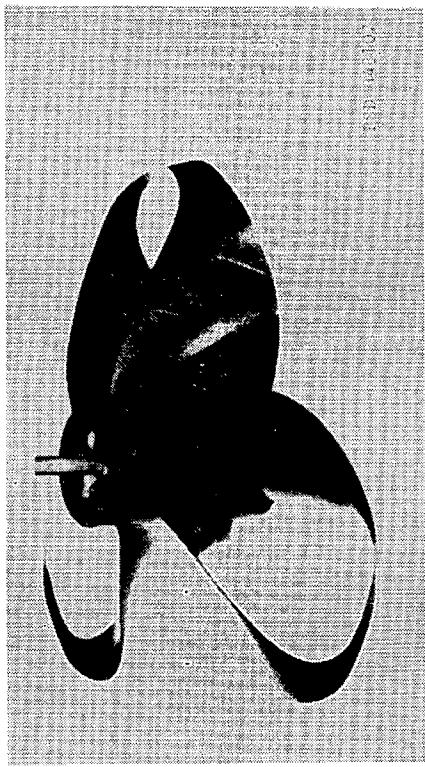


図 3.3.17 機助プロペラによる船尾伴流の加速

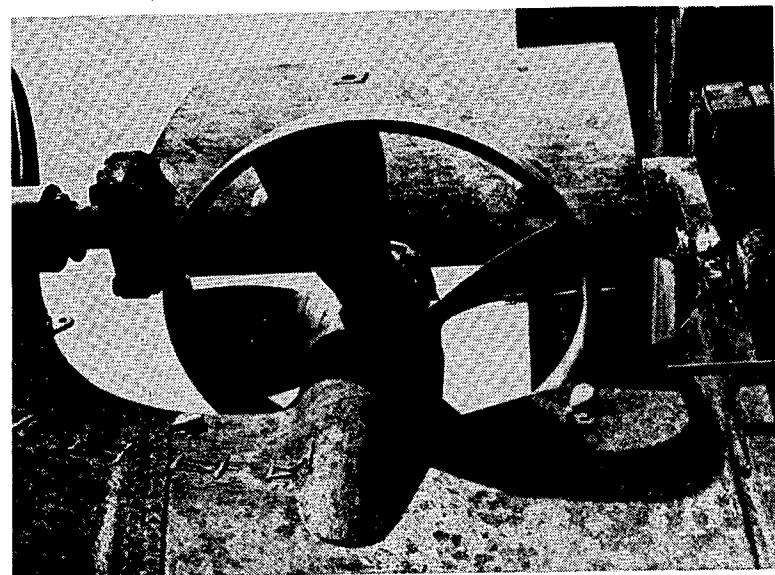


図 3.3.16 Water jetによる船尾伴流の加速

図 3.3.18 Ring propeller

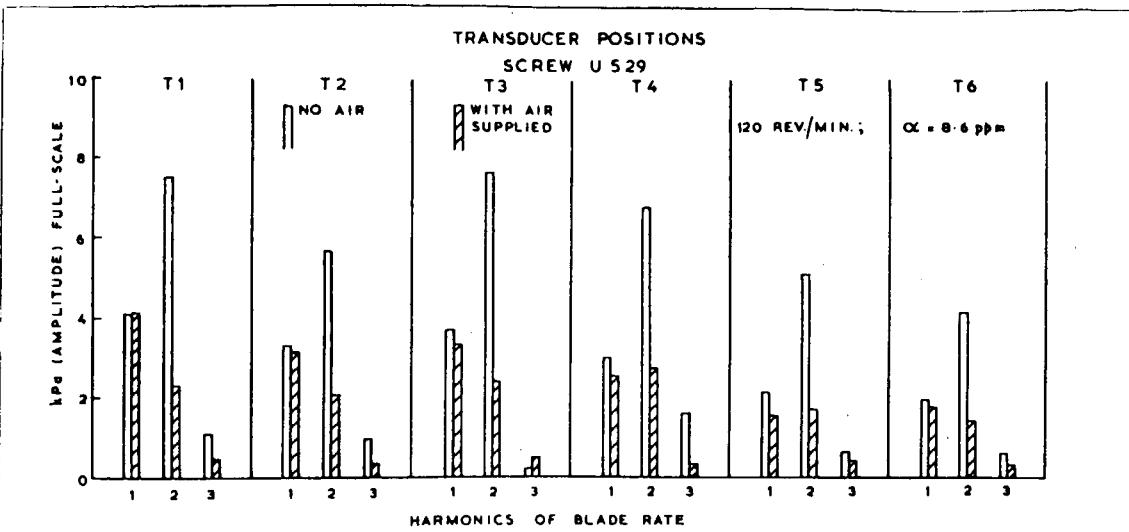


図 3.3.1.19 Tip vortex への空気吹込みによる
圧力変動の変化

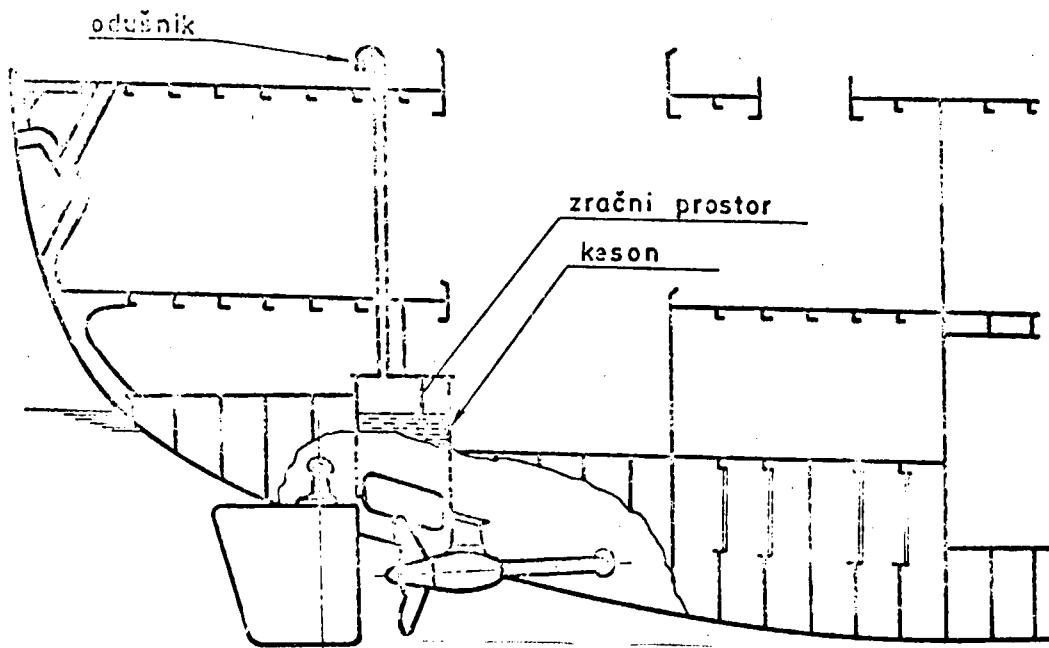
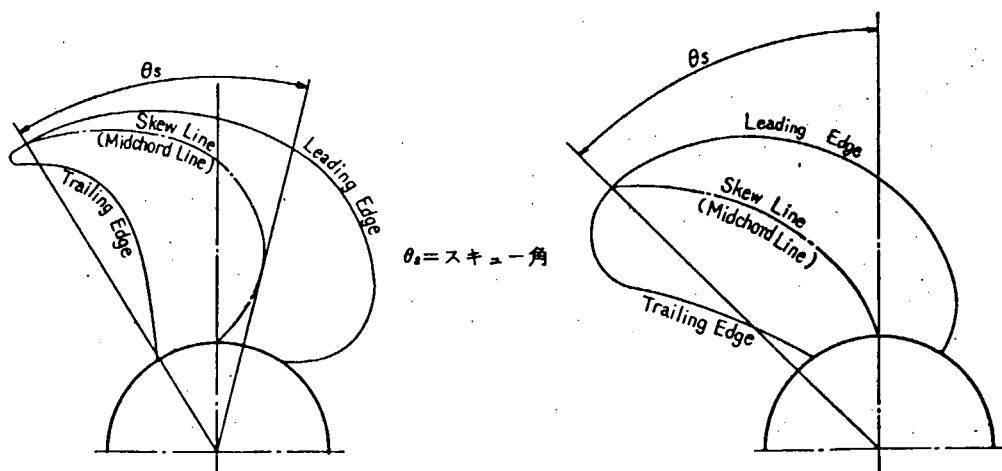


図 3.3.1.20 開口によるプロペラ圧力変動の緩和策



Forward & backward skew type

Backward skew type

図 3.3.2.1 スキューの定義

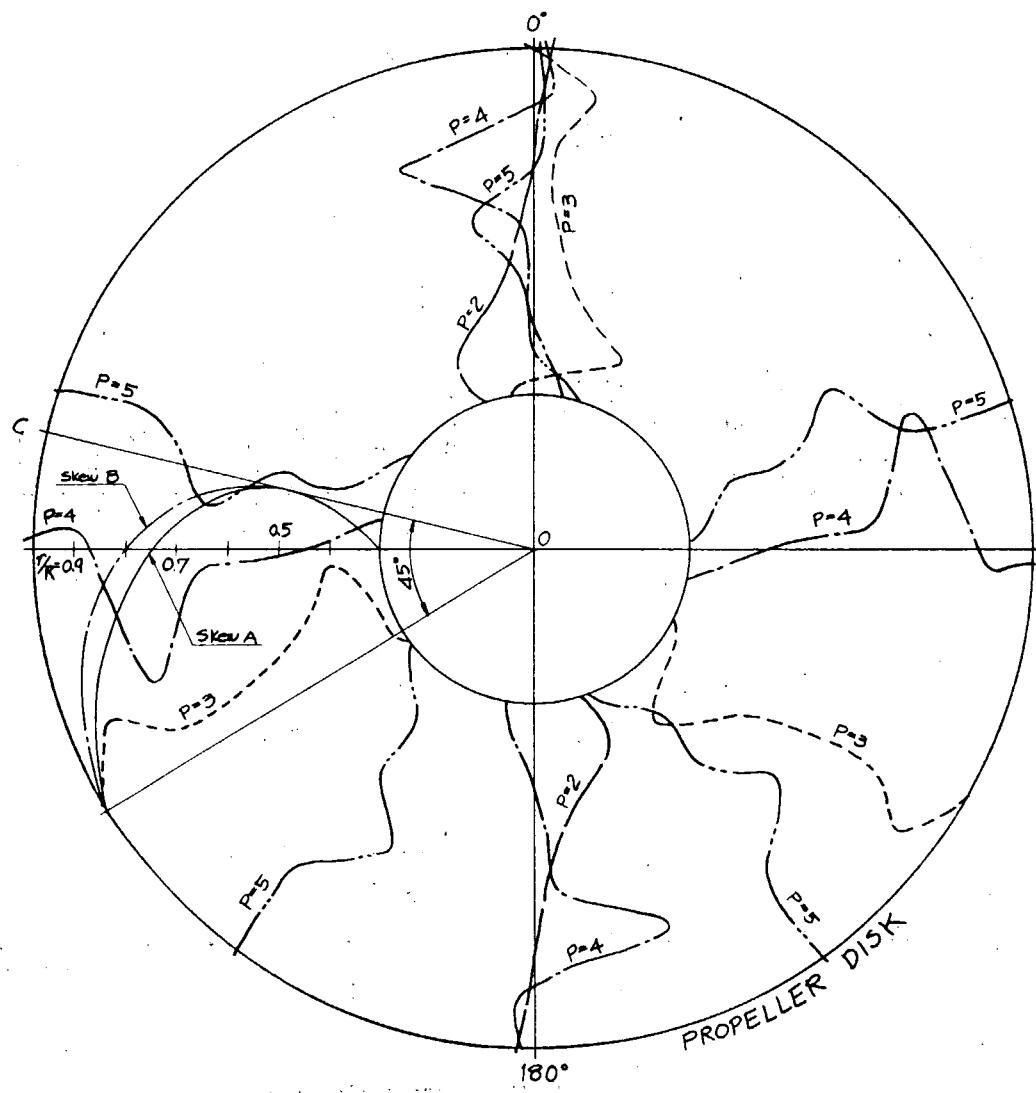


図 3.3.2.2 SR 171 C 船 Wake crest map ($J=0.4503$)

r/R	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.95	1.0
$\theta_3 (\text{deg})$	13.5	24	0	18	6.5	13.5	26.2	35.5	45.0

注、○は Skew Line の端点位置

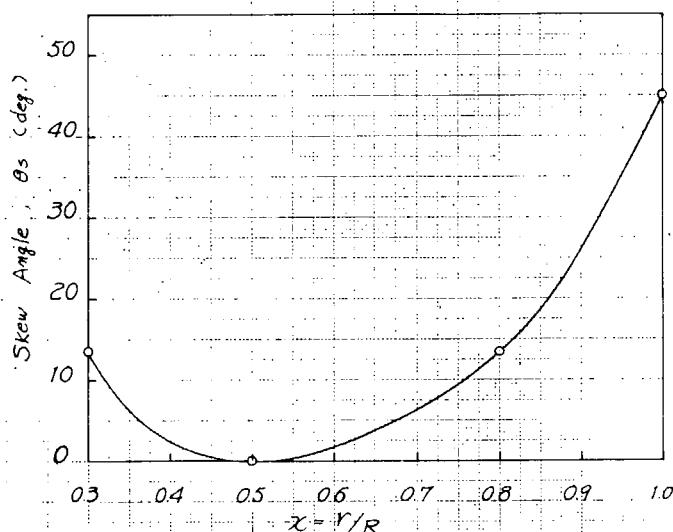


図 3.3.2.4 スキュー角度 (M. P. No.3)

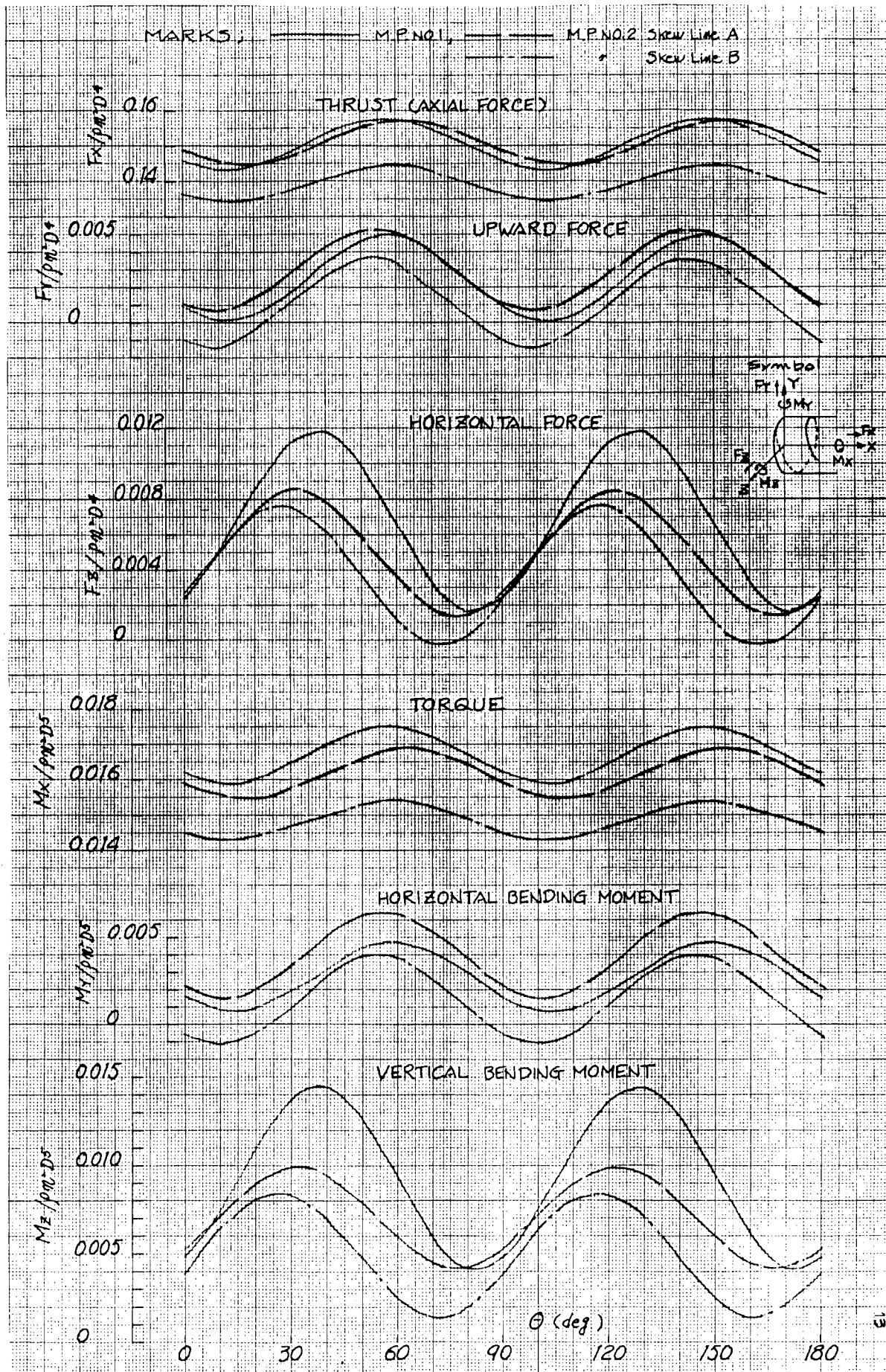


図 3.3.2.3 M.P.No1 および M.P.No2 (Skew Line A,B)についてのペアリング・フォース計算結果 ($J=0.4503$)

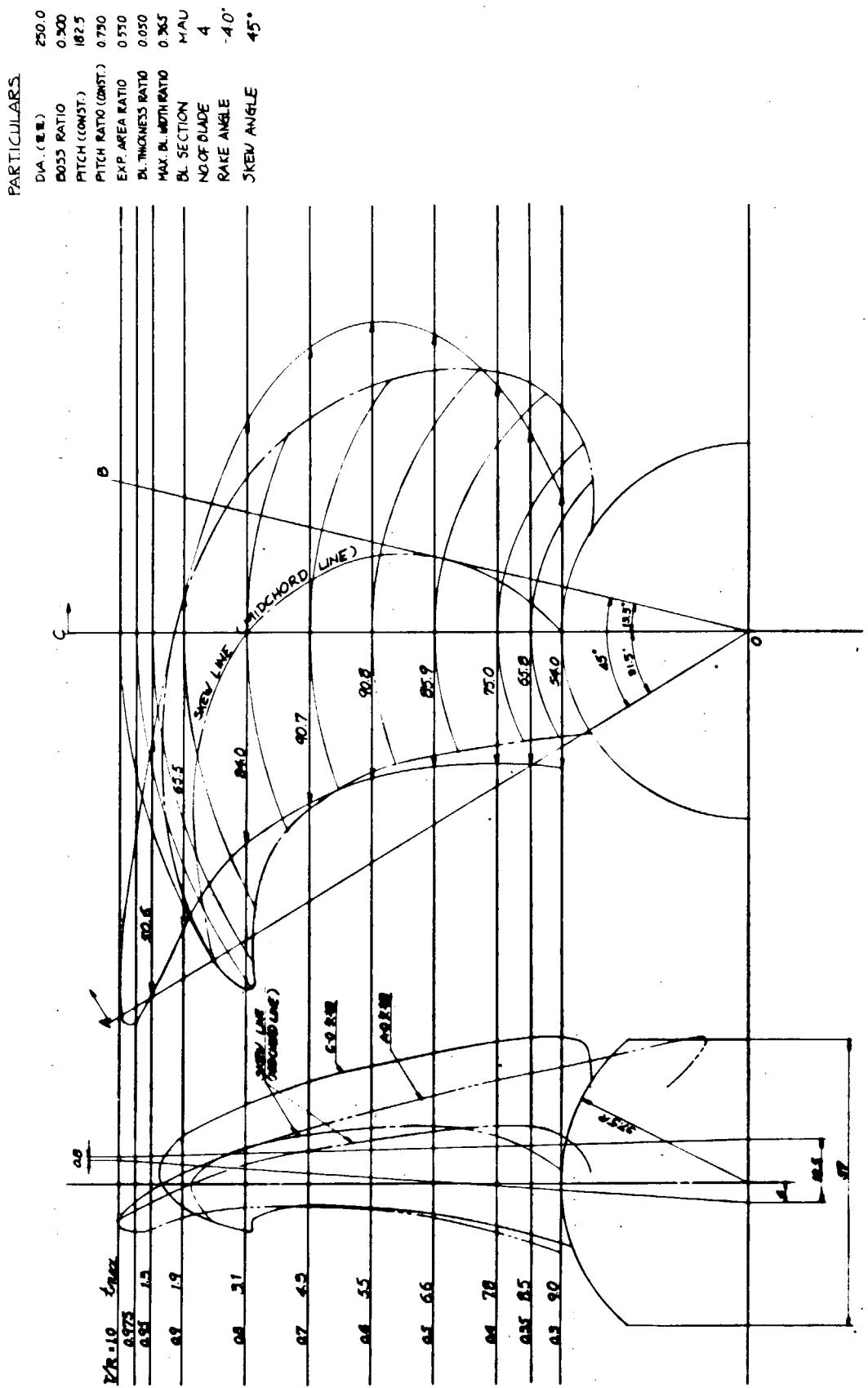


図3.3.2.5 模型プロペラ形状 (M.P. No.2)

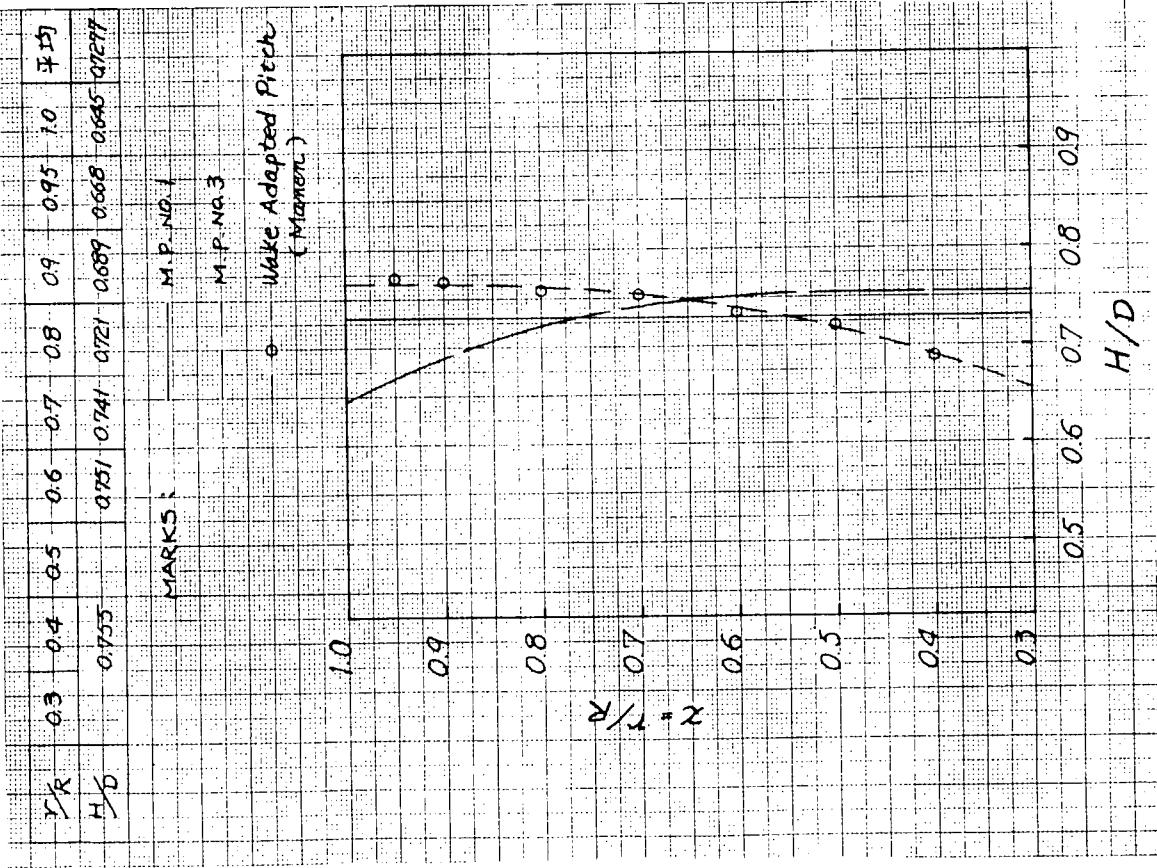


図 3.3.2.6 ピッチ分布 (M.P. No.3)

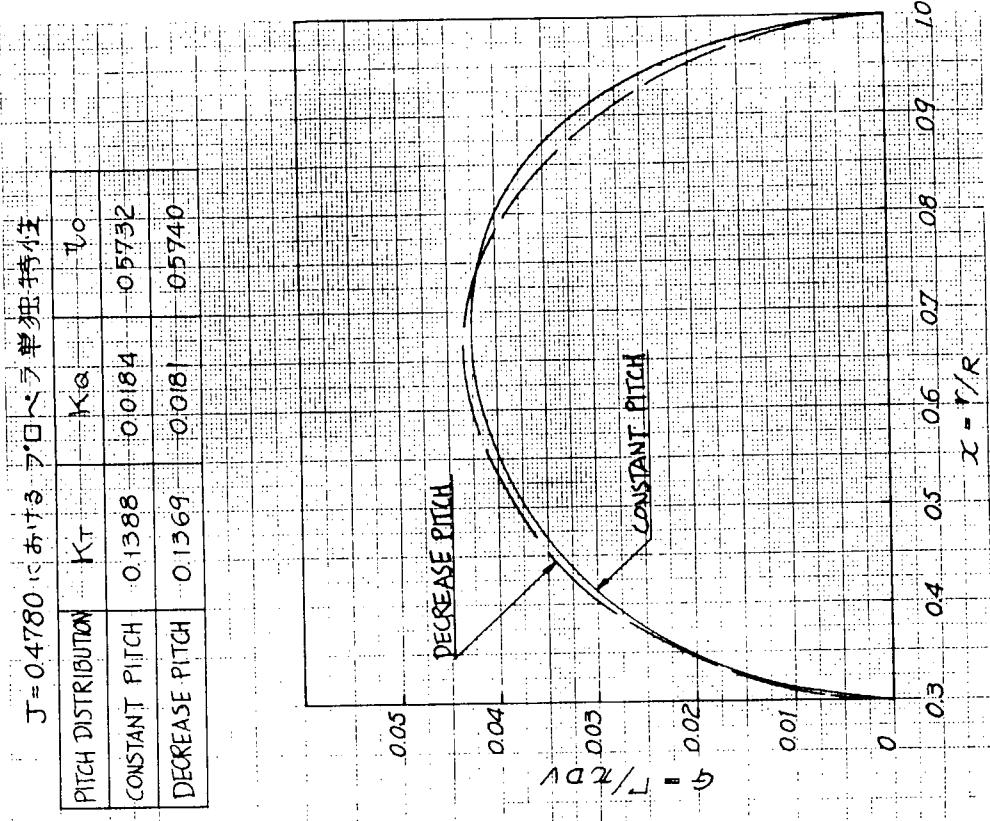


図 3.3.2.7 均一流中 ($J=0.4780$)における全循環 G とプロペラ単獨特性

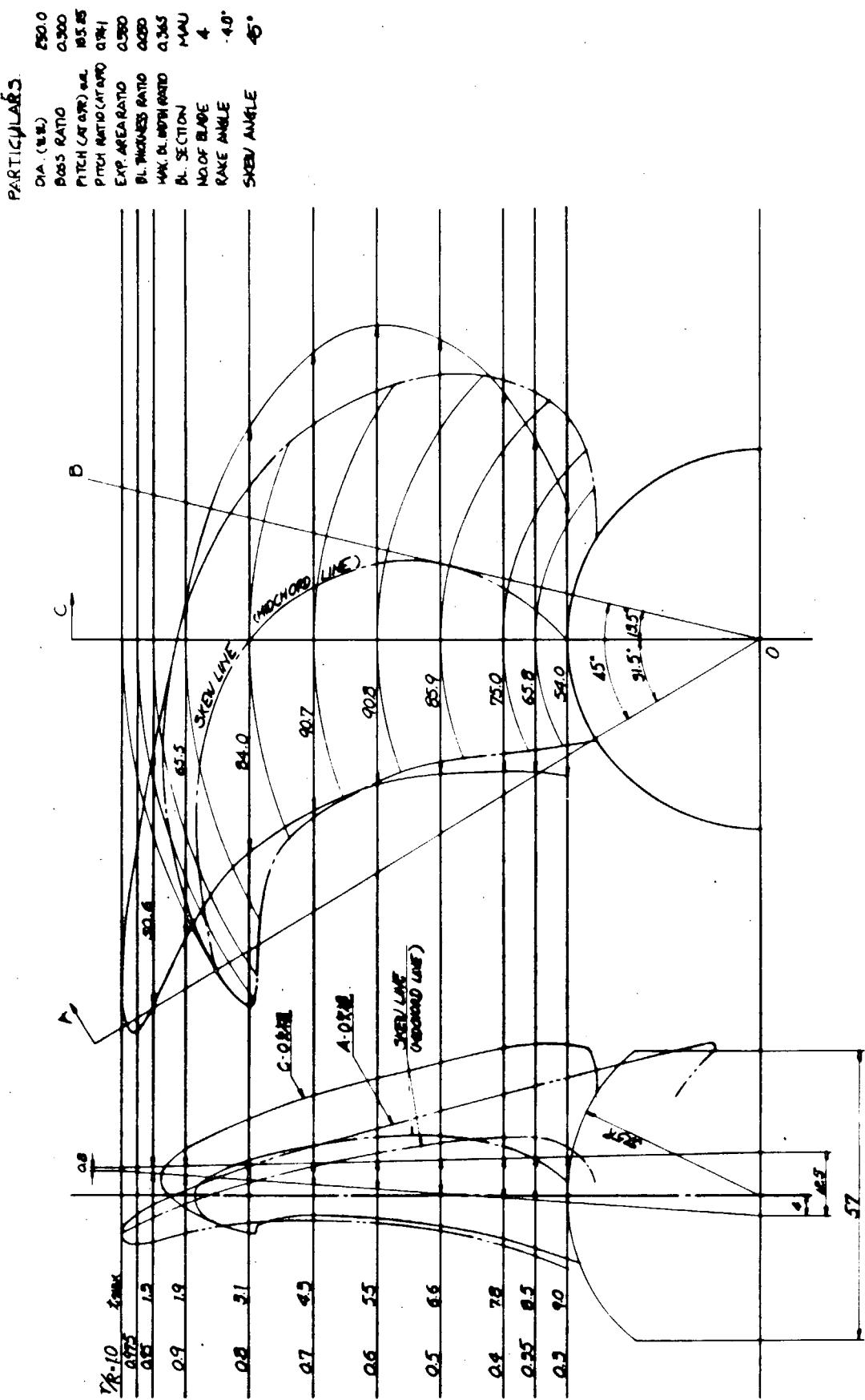


図 3.3.2.8 模型プロペラ形状 (M. P. № 3)

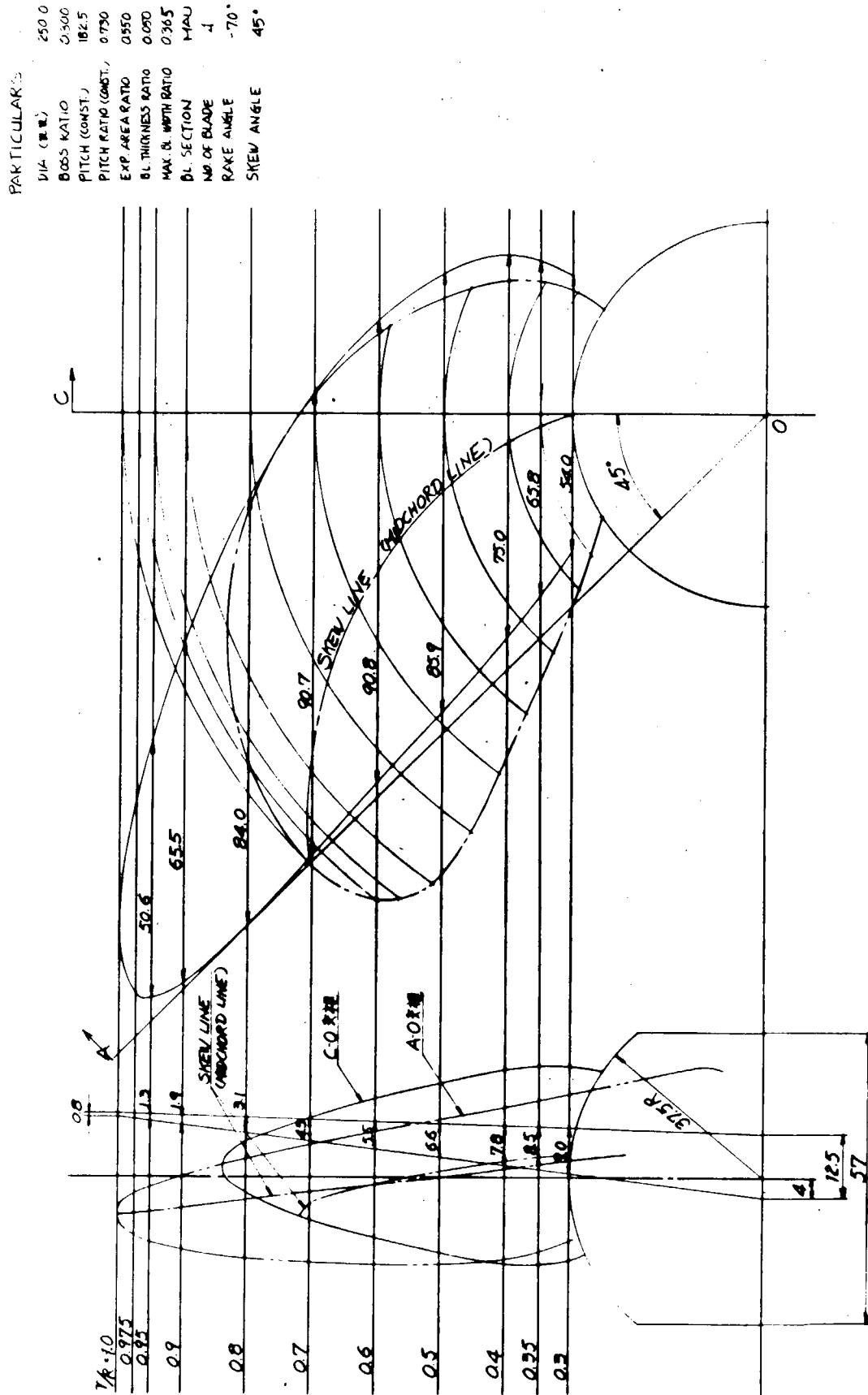


図 3.3.2.9 模型プロペラ形状 (M.P. No.4)

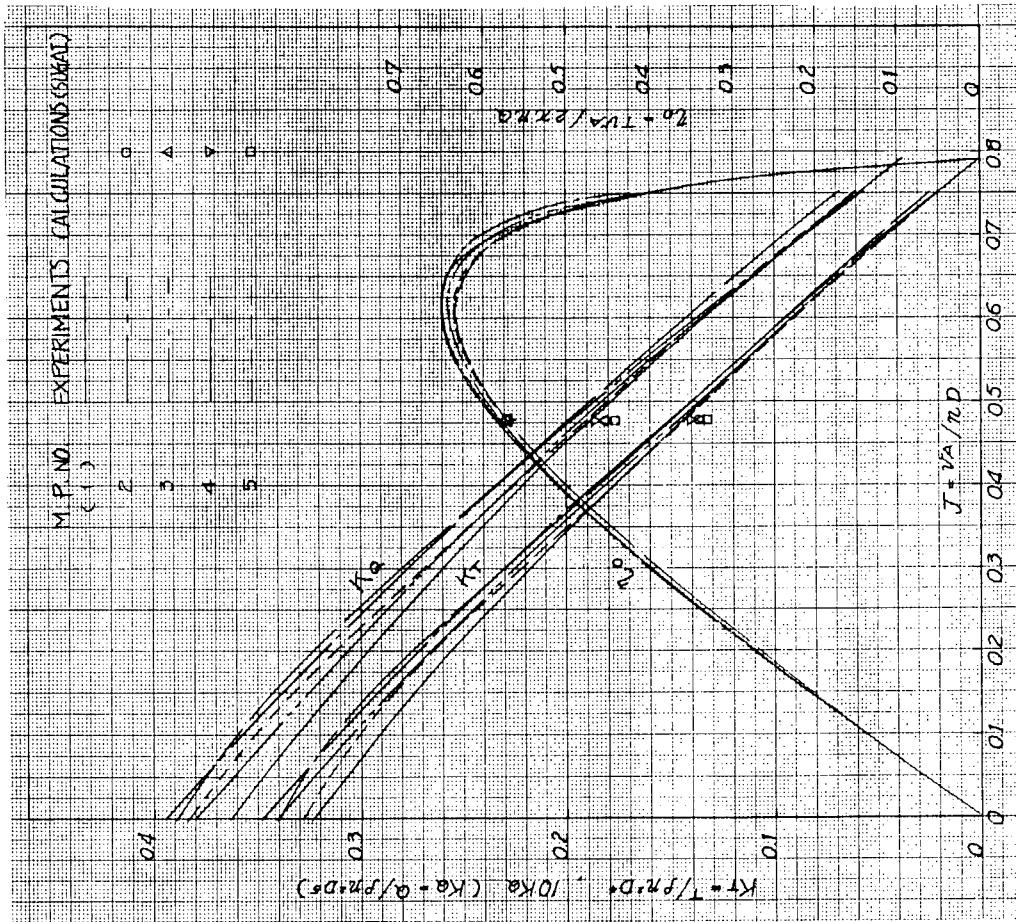


図 3.3.2.12 プロペラ単独性能曲線

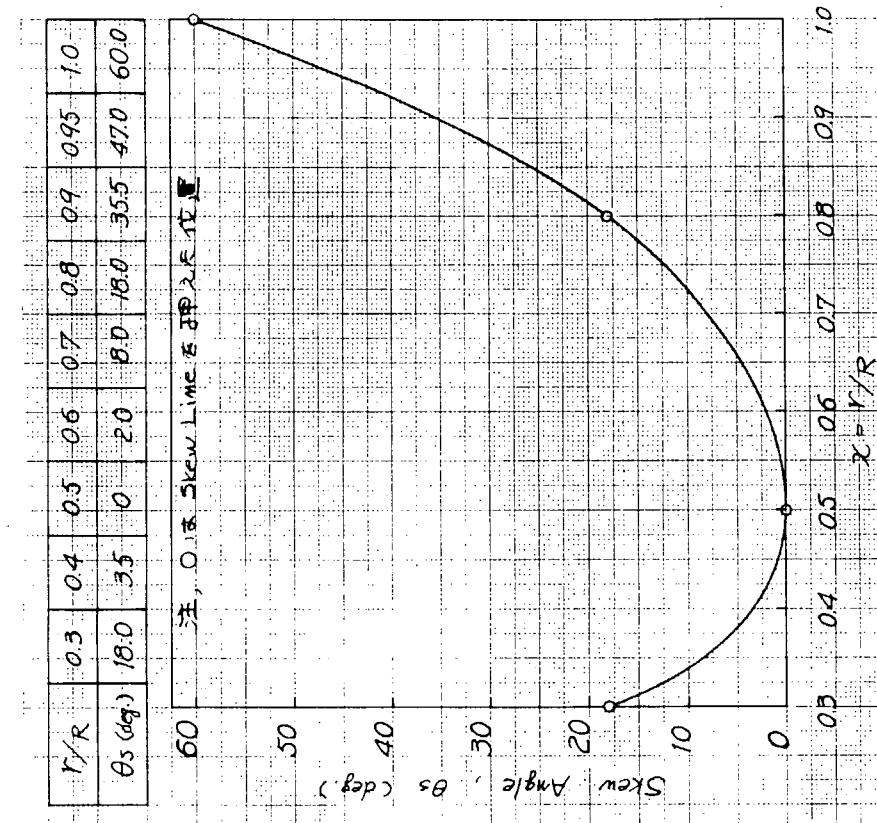


図 3.3.2.10 スキューアングル (M. P. No. 5)

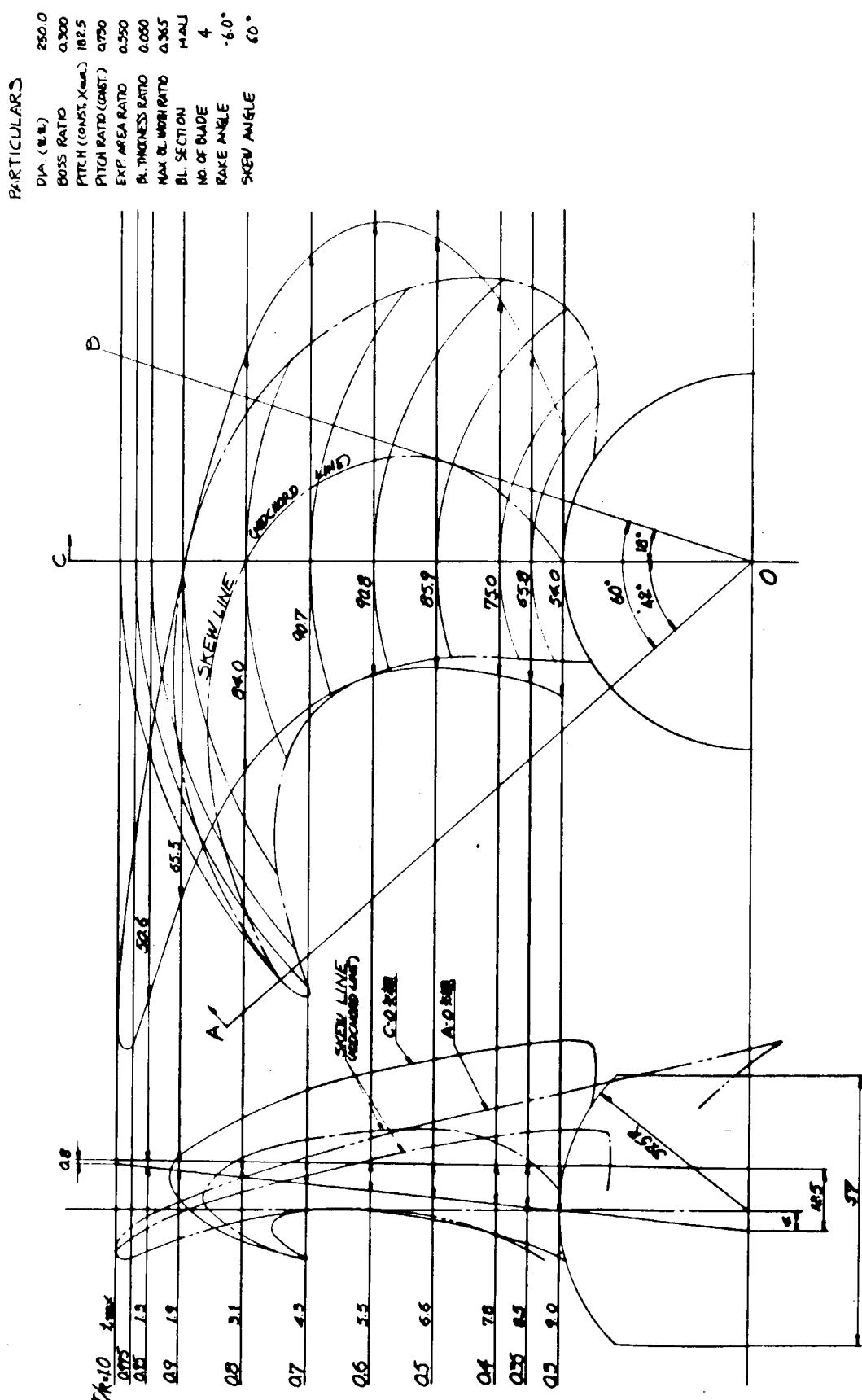


図 3.3.2.11 模型プロペラ形状 (M.P. No.5)

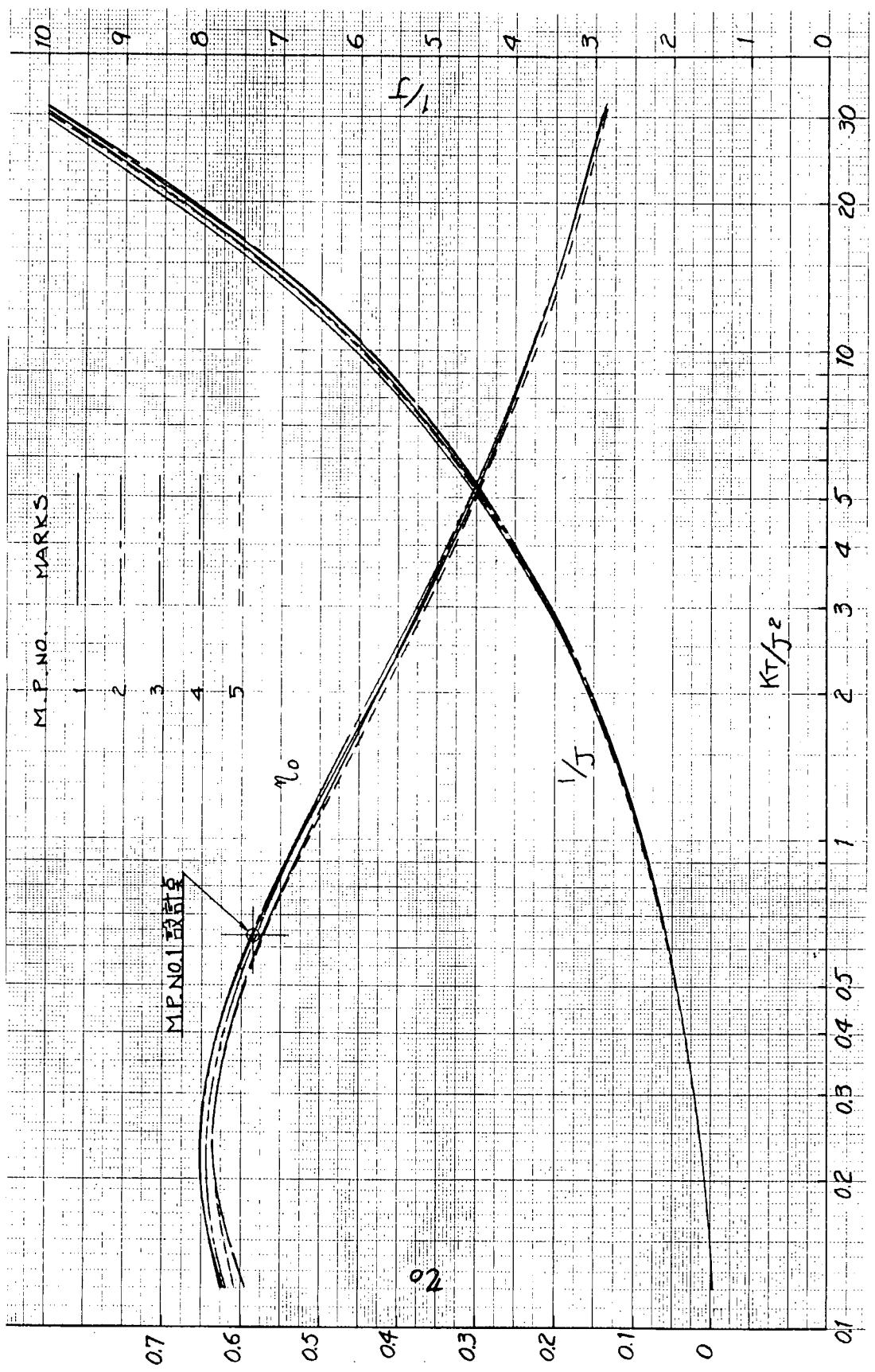


図 3.3.2.13 K_r/J_2 を横軸にとったときの η_0 および $1/J$

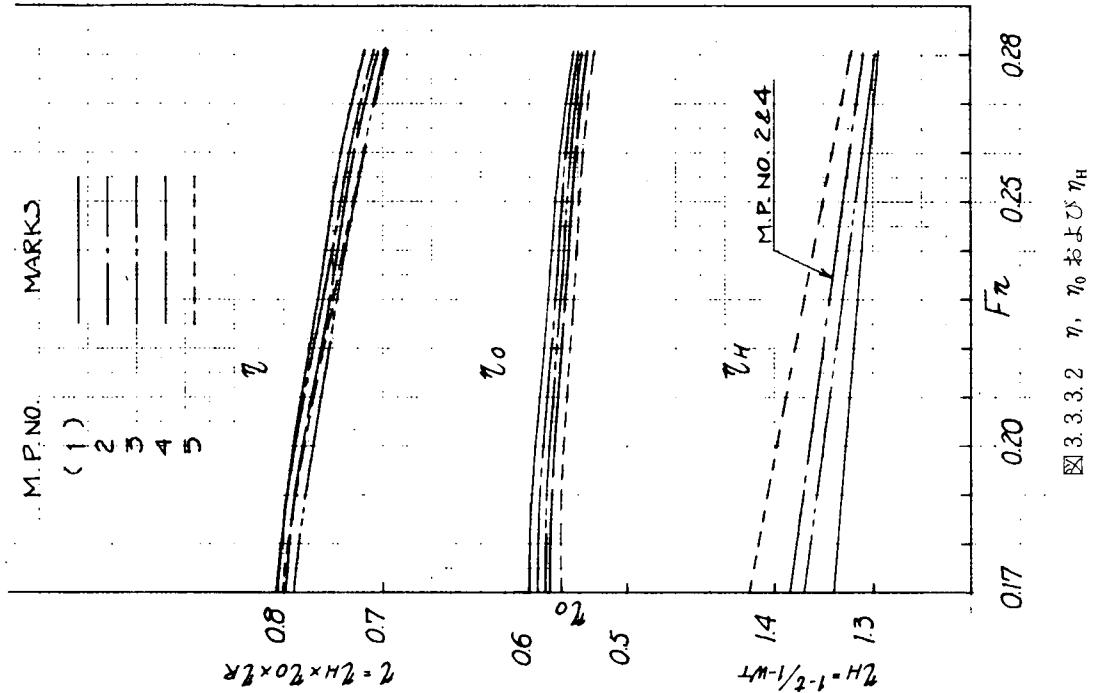


図 3.3.3.1 自航要素

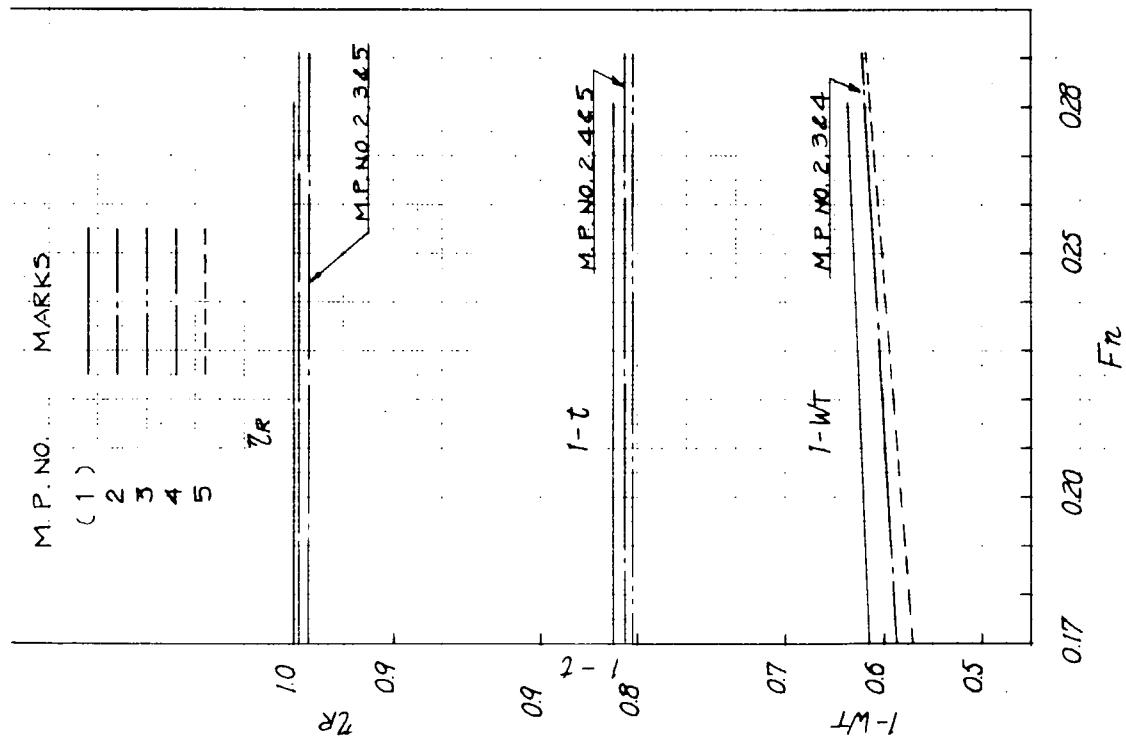


図 3.3.3.2 η , η_0 および η_H

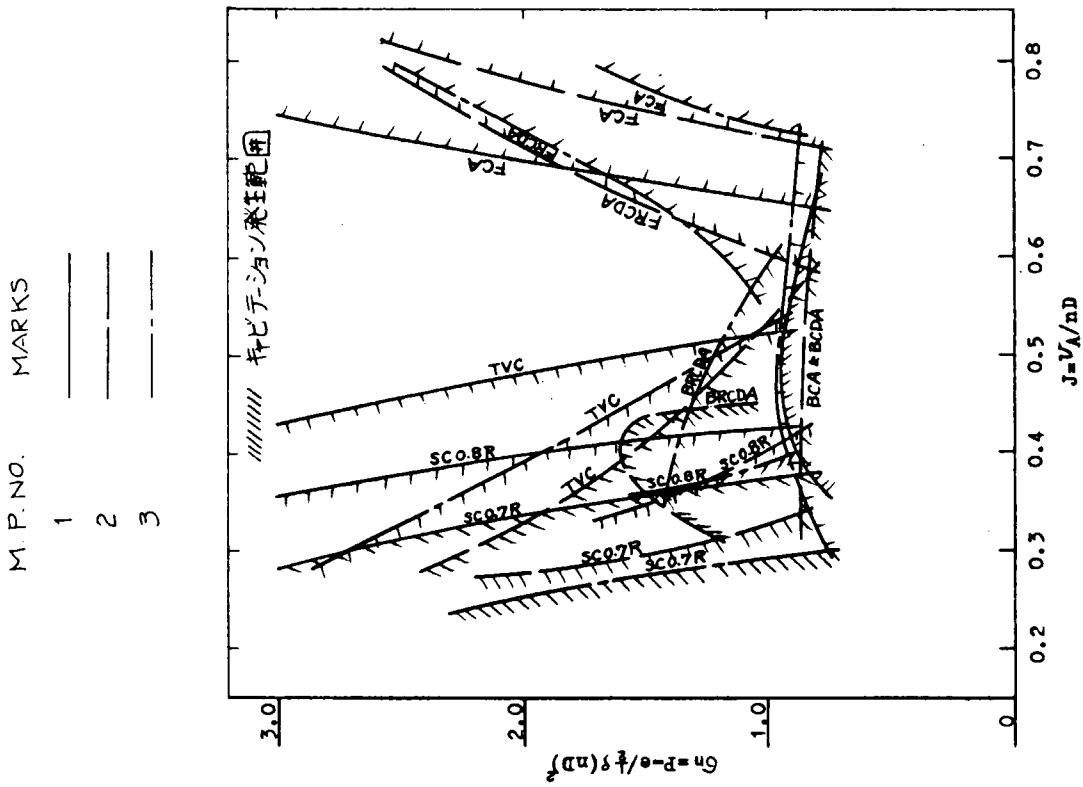


図 3.3.4.1 $J - \sigma_N$ によるキャビテーション・バケット・チャート

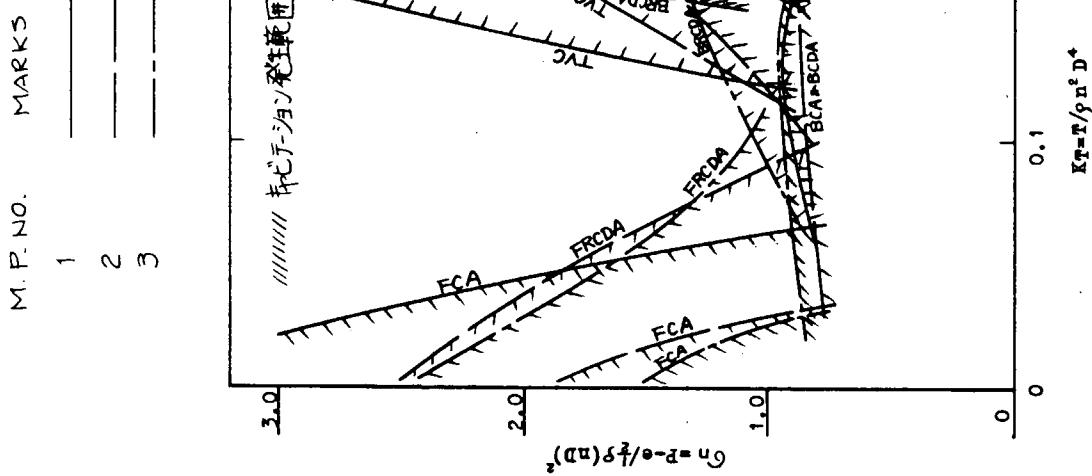


図 3.3.4.2 $K_T - \sigma_N$ によるキャビテーション・バケット・チャート

M. P. NO. MARKS

1 _____
 2 _____
 3 _____

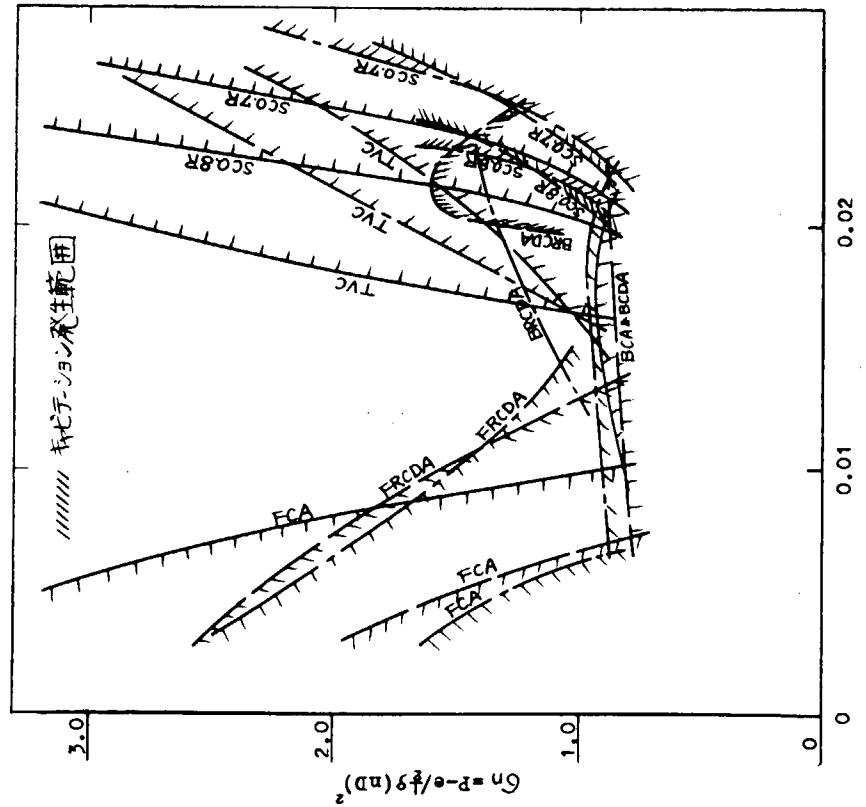


図 3.3.4.3 $K_Q - \sigma_N$ によるキャビテーション・バケット・チャート

MARKS ; M. P. NO.

1

 2

 3

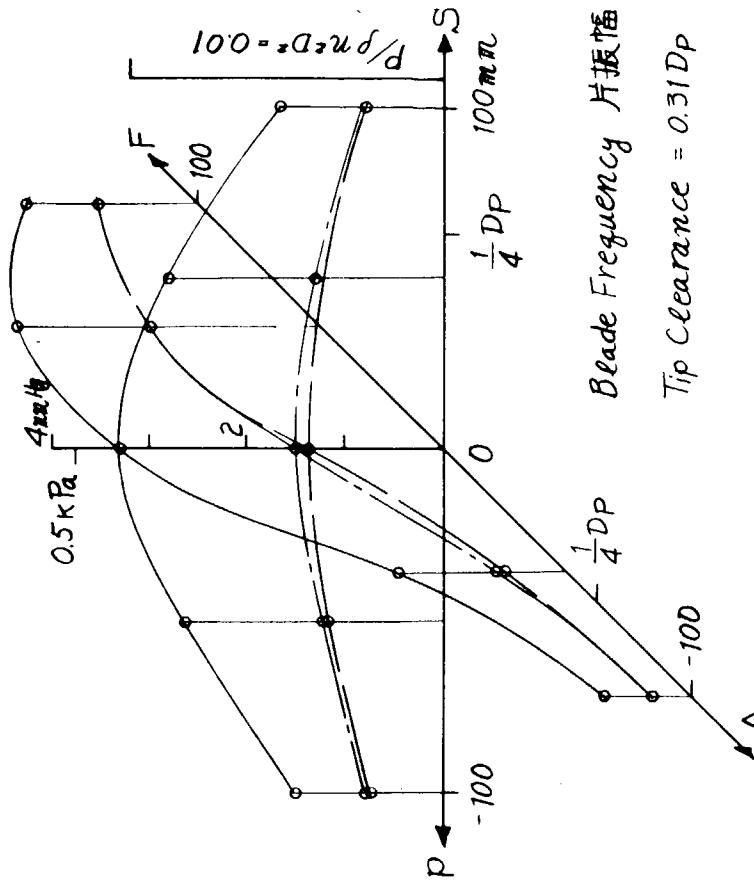


図 3.3.4.7 変動圧力

$$Tip Clearance = 0.31D_p$$

Blade Frequency 片振幅

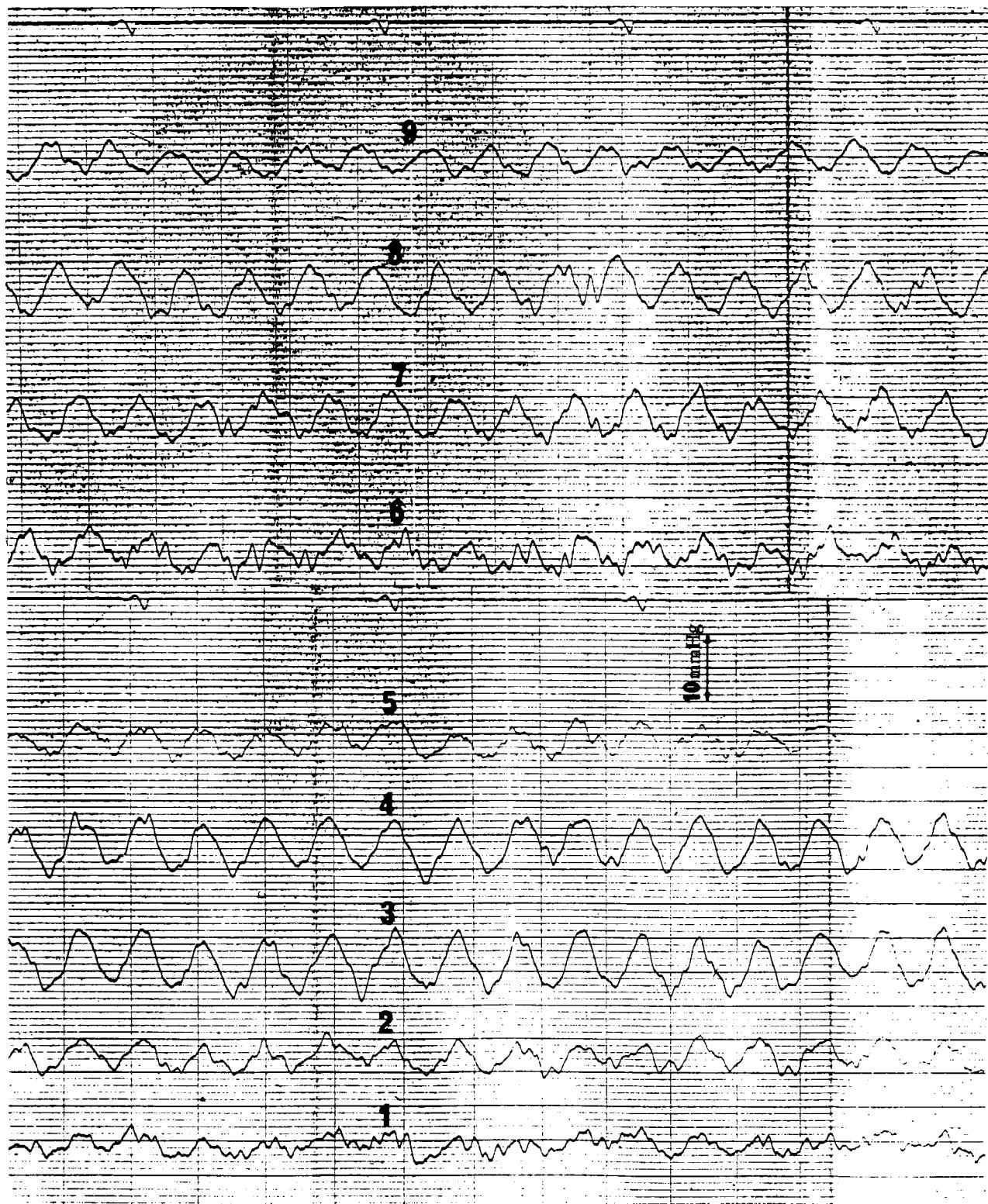


図 3.3.4.4 変動圧力 (M.P. No 1, 均一流中)

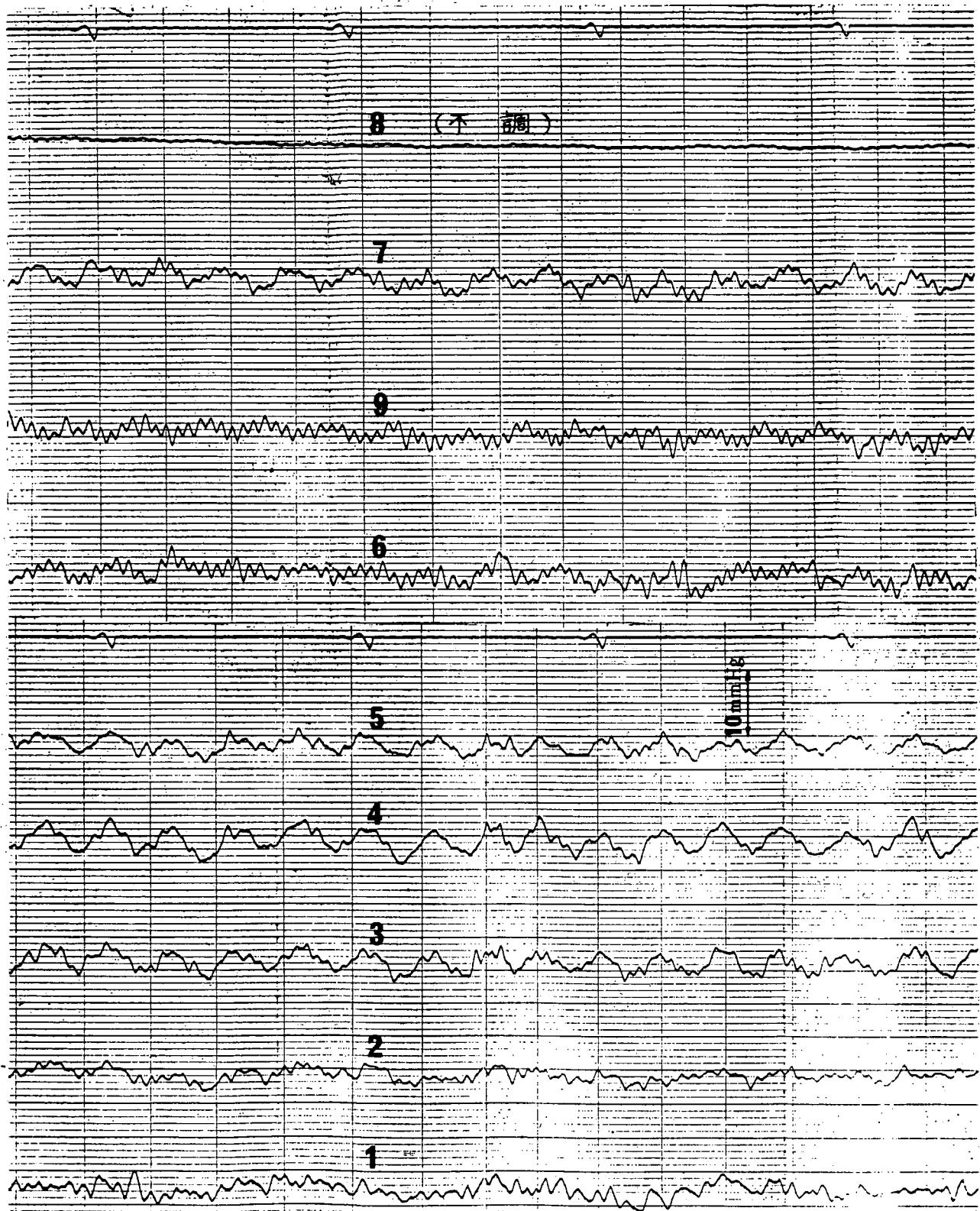


図 3.3.4.5 変動圧力 (M.P.Na2, 均一流中)

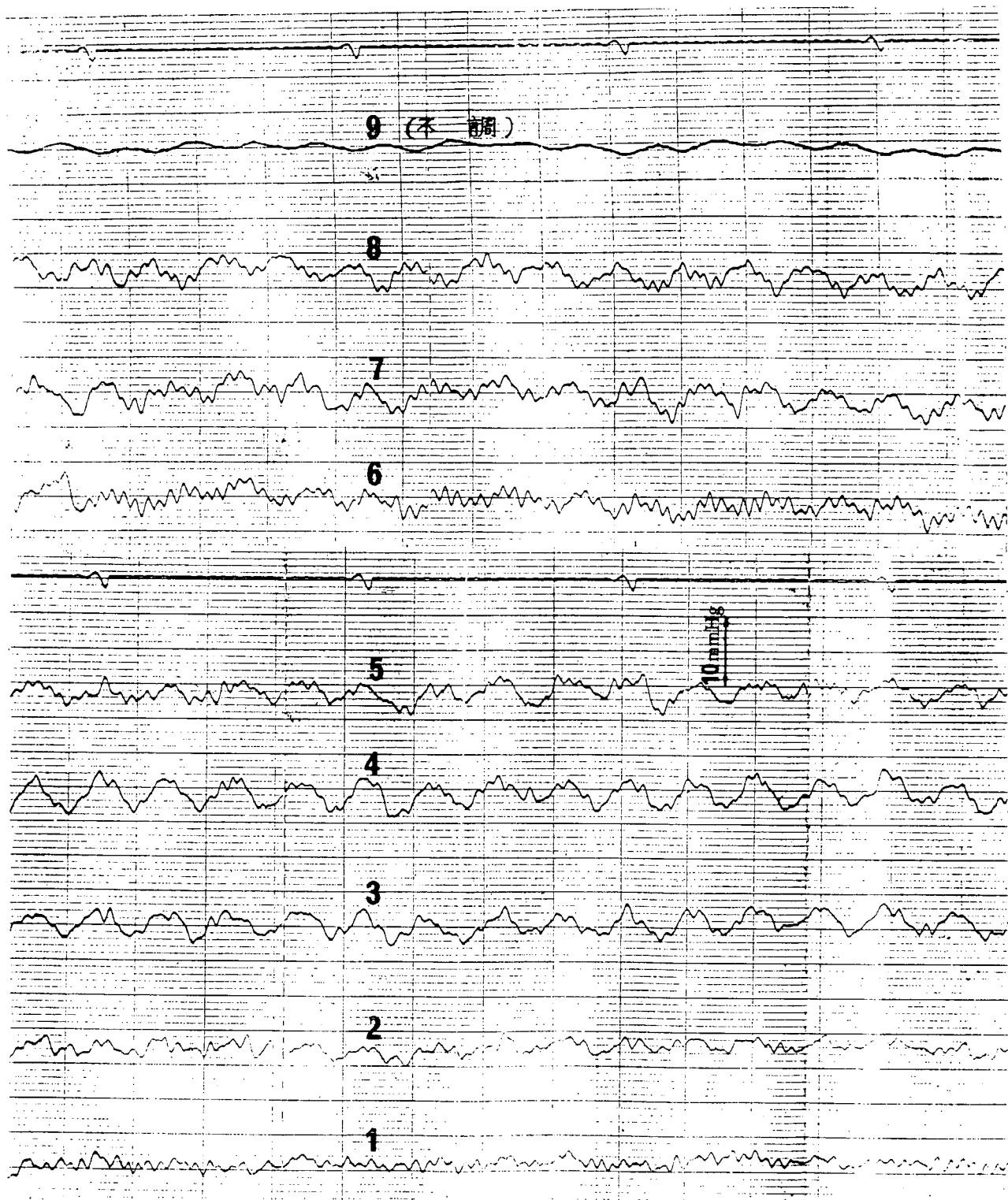


図 3.3.4.6 変動圧力 (M.P. No.3, 均一流中)

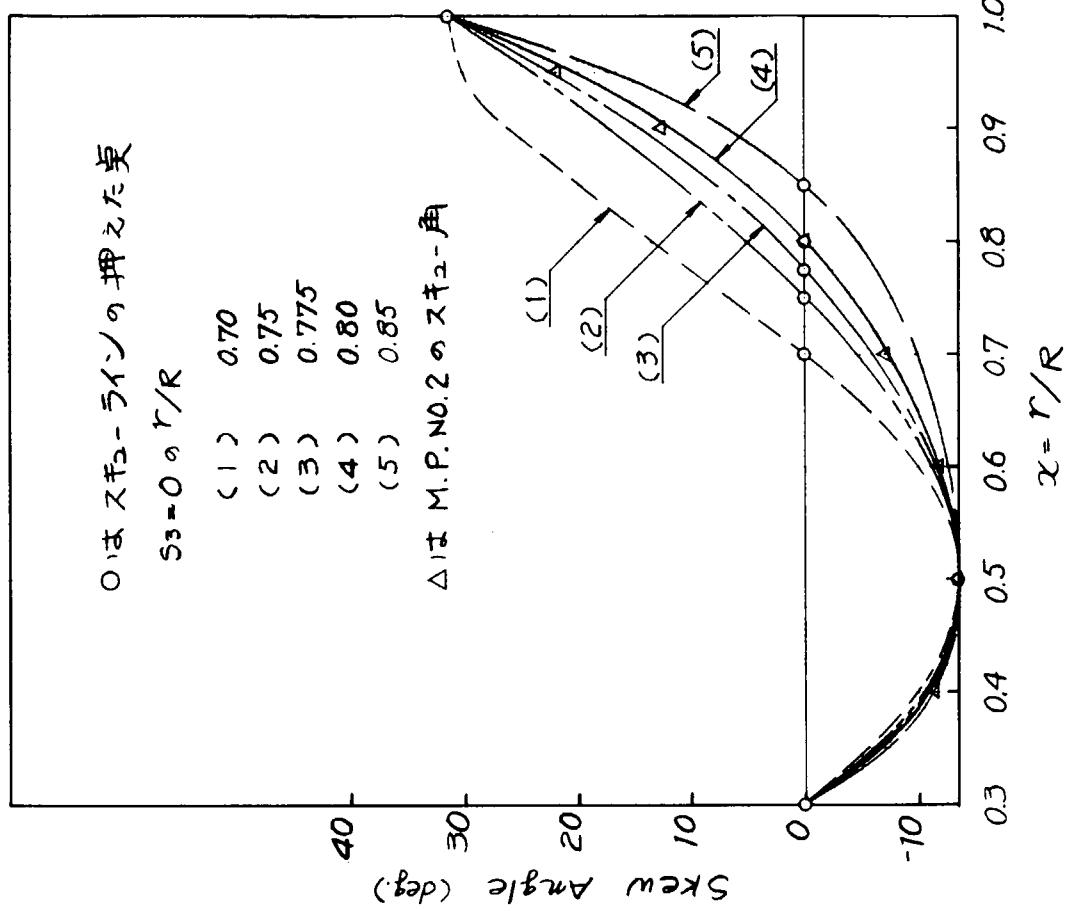


図 3.3.5.2 スキー-ラインの数式表示 (スキュー角 45°の例)

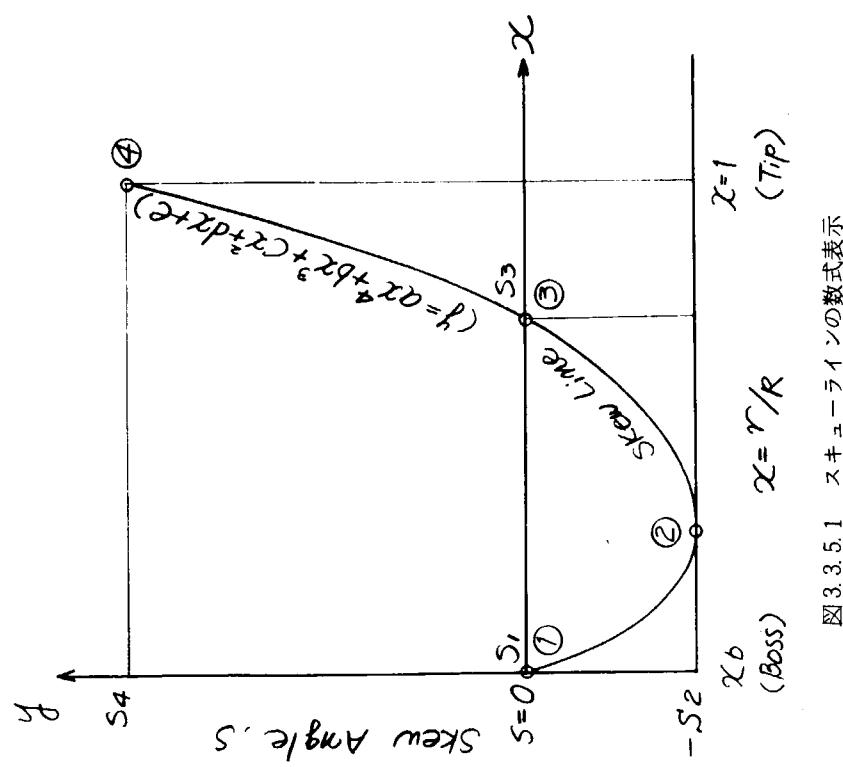


図 3.3.5.1 スキー-ラインの数式表示

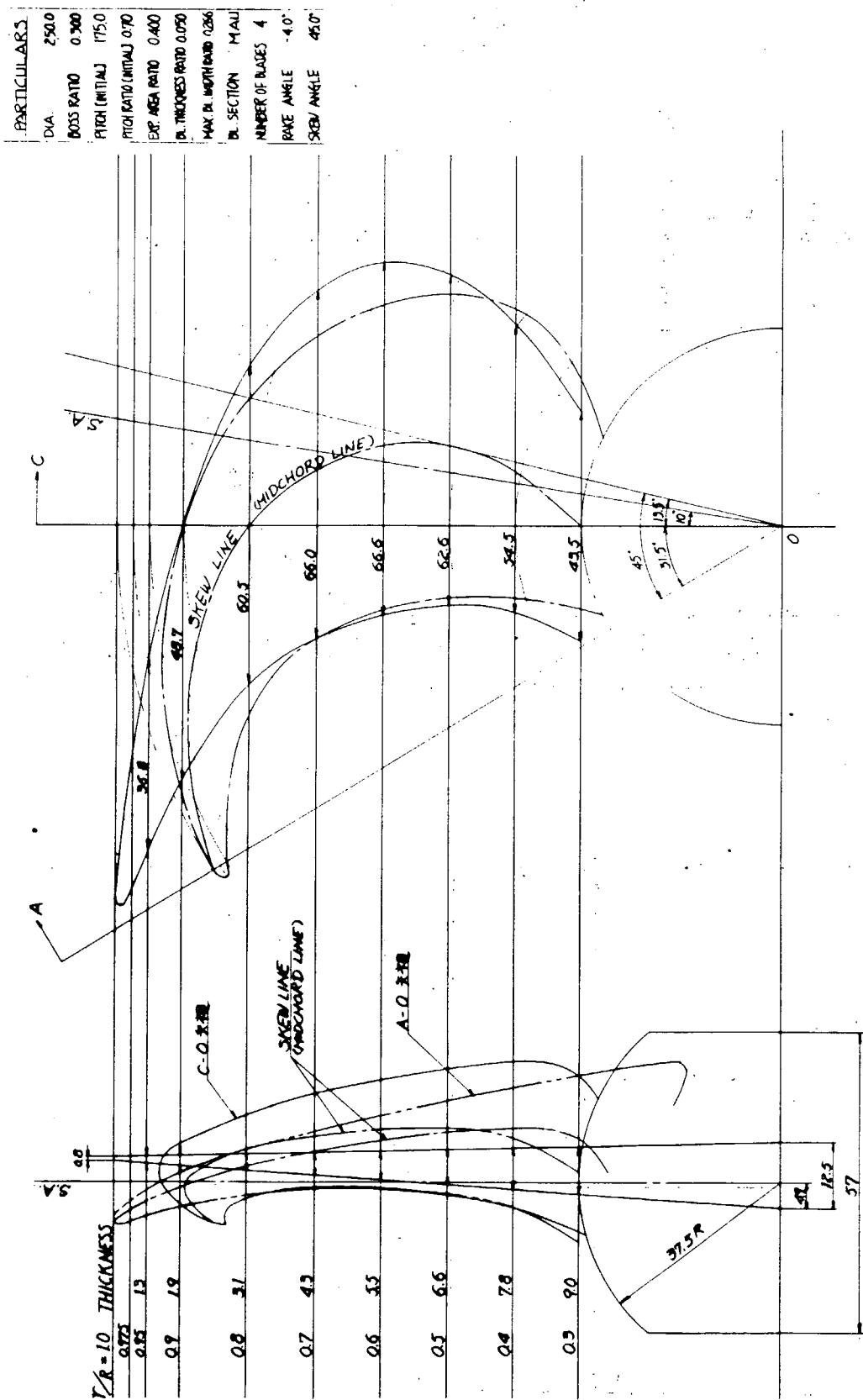


図 3.3.5.3 模型プロペラ形状 ($aE = 0.40$, $H/D = 0.70$)

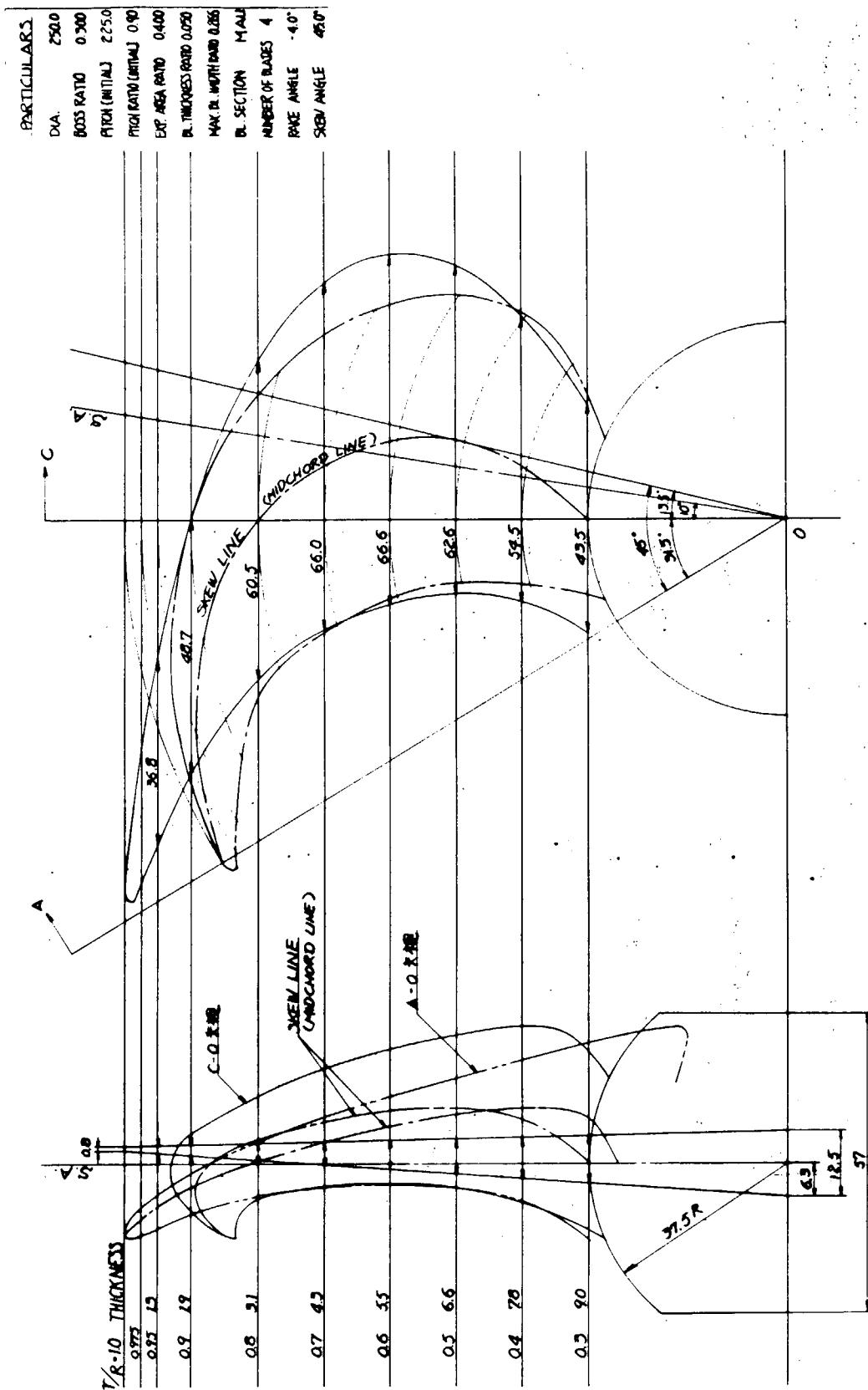


図 3.3.5.4 模型プロペラ形状 ($aE = 0.40$, $H_D = 0.90$)

PARTULARS	
DIA.	250.0
B/D RATIO	0.300
FRIC (INITIAL)	275.0
FRIC (FINAL)	110
DR. AREA RATIO	0.400
BL. THICKNESS RATIO	0.050
MAX. BL. INTRUSION	0.250
BL. SECTION M.A.U.	
NUMBER OF BLADES	4
BL. ANGLE	-4.0°
SUB. ANGLE	45.0°

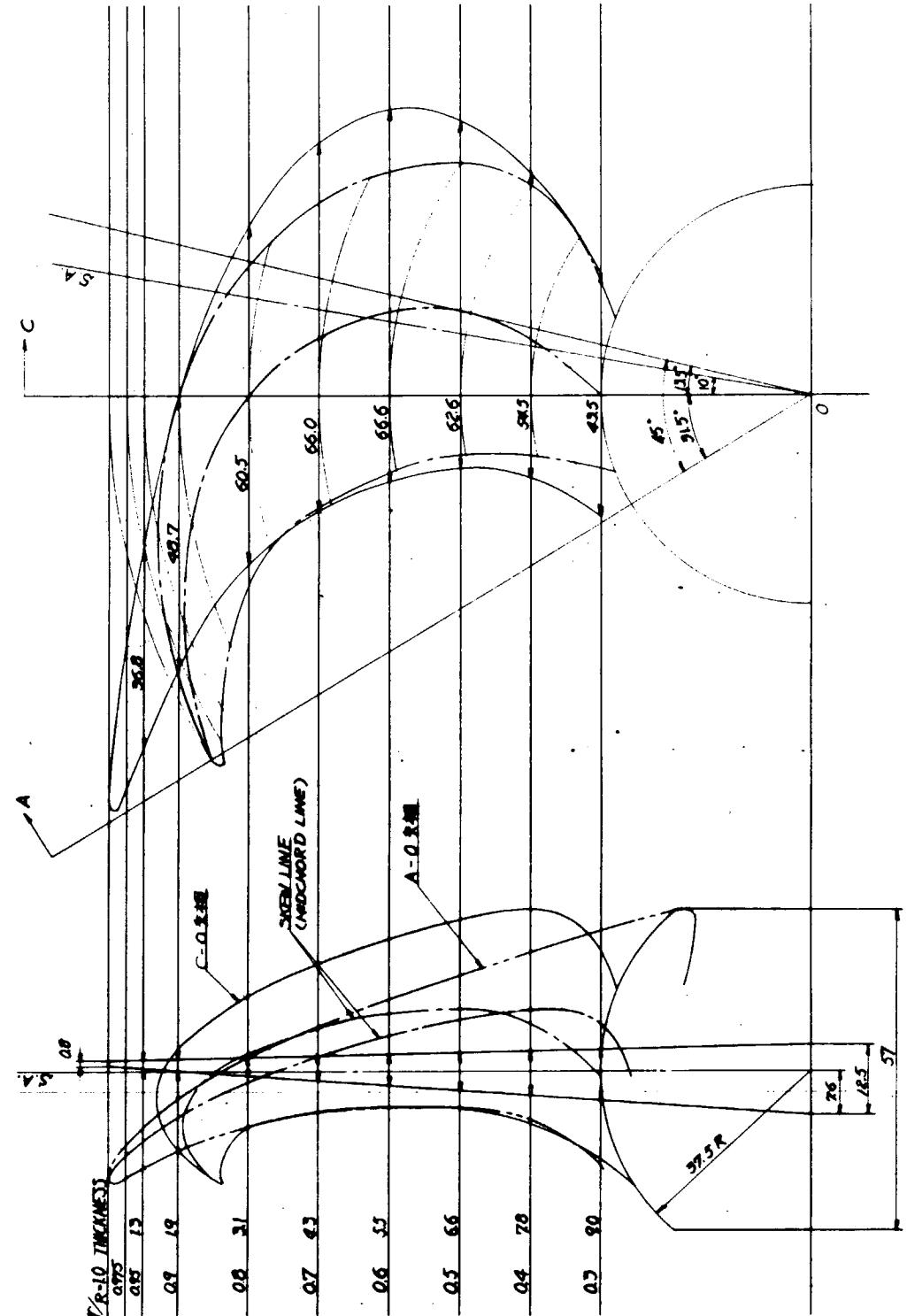


図 3.3.5 模型プロペラ形状 ($aE = 0.40$, $H_D = 110$)

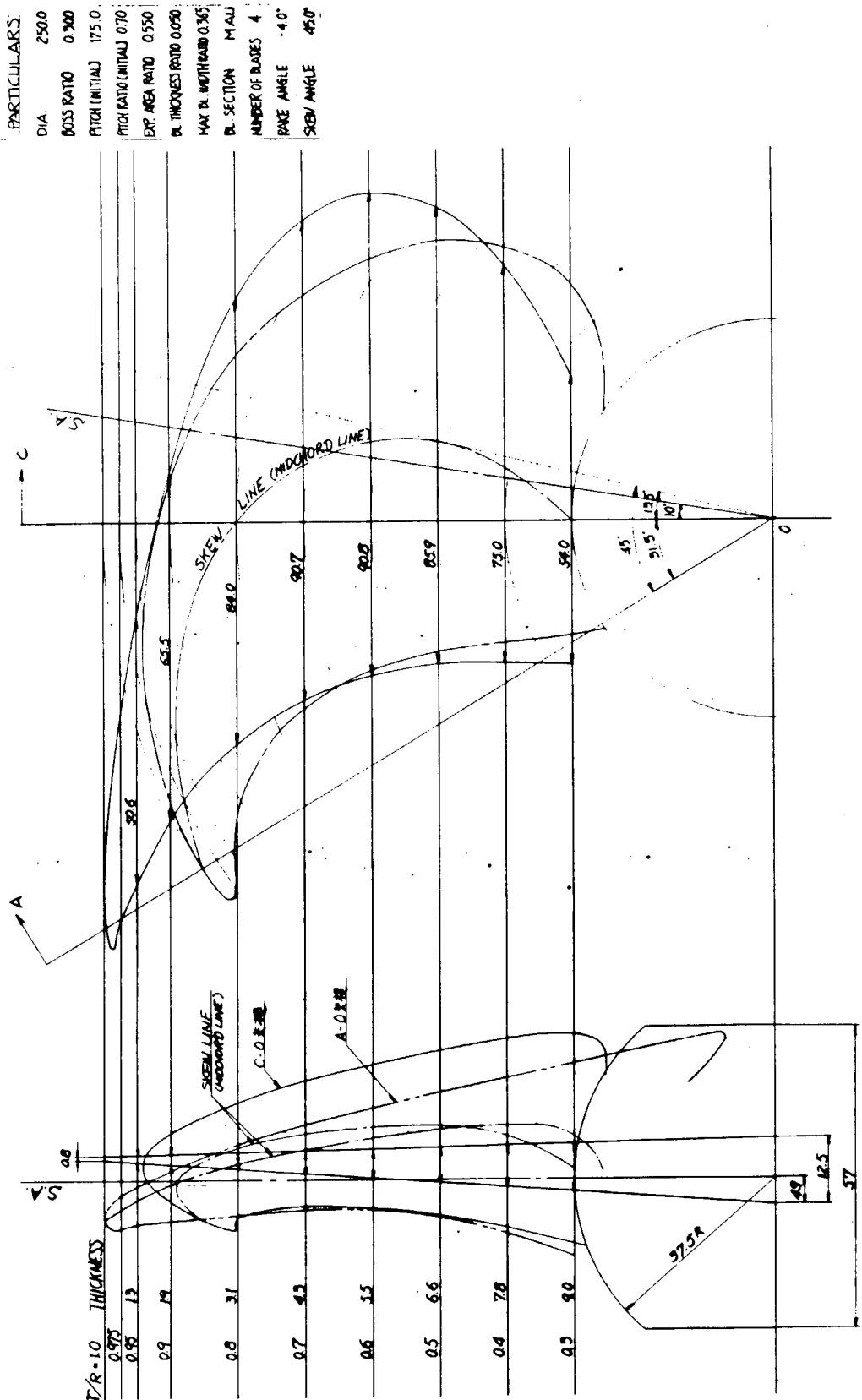


図 3.3.5.6 模型プロペラ形状 ($aE = 0.55$, $H_D = 0.70$)

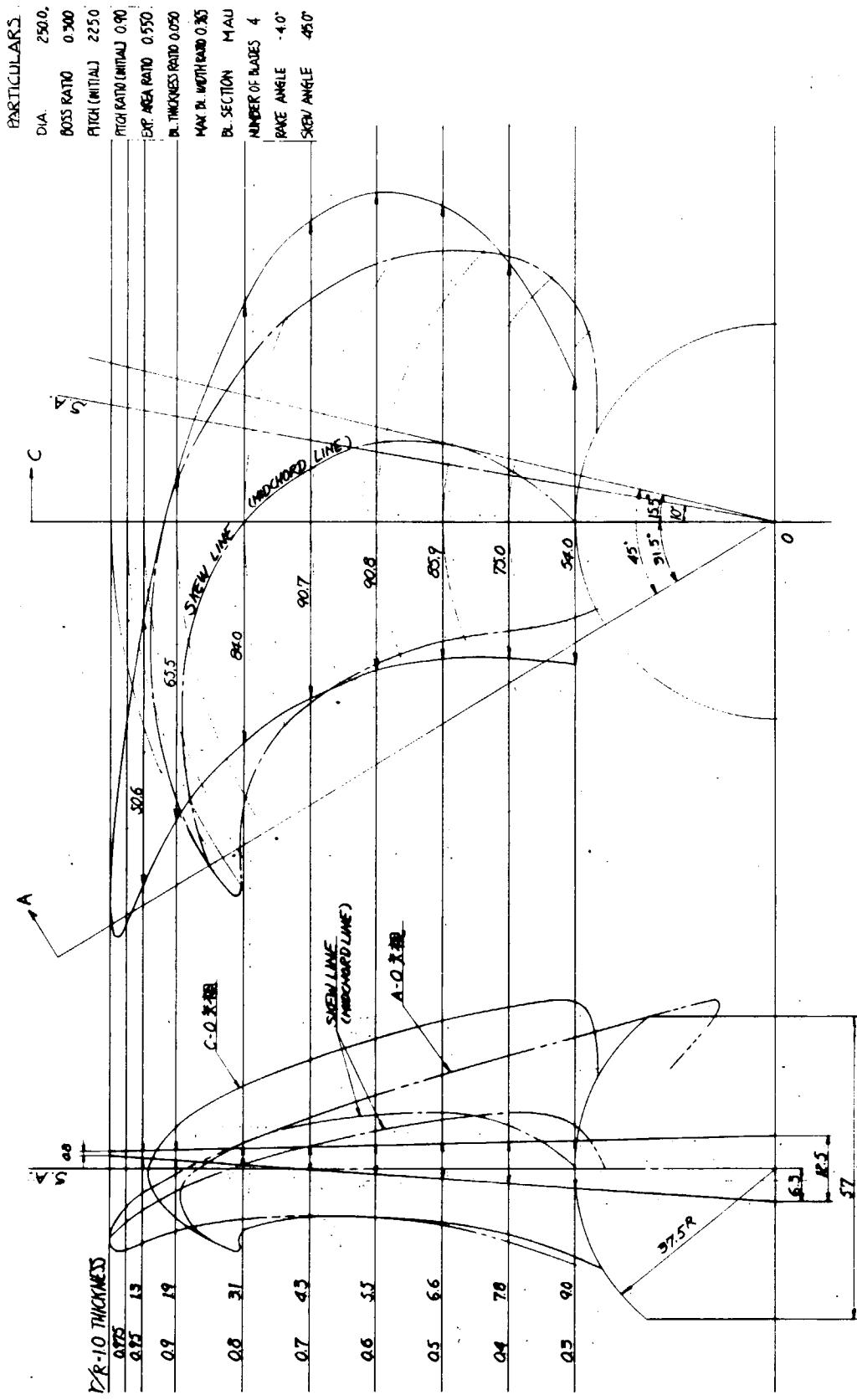


図 3.3.5.7 模型プロペラ形状 ($aE = 0.55$, $H/D = 0.90$)

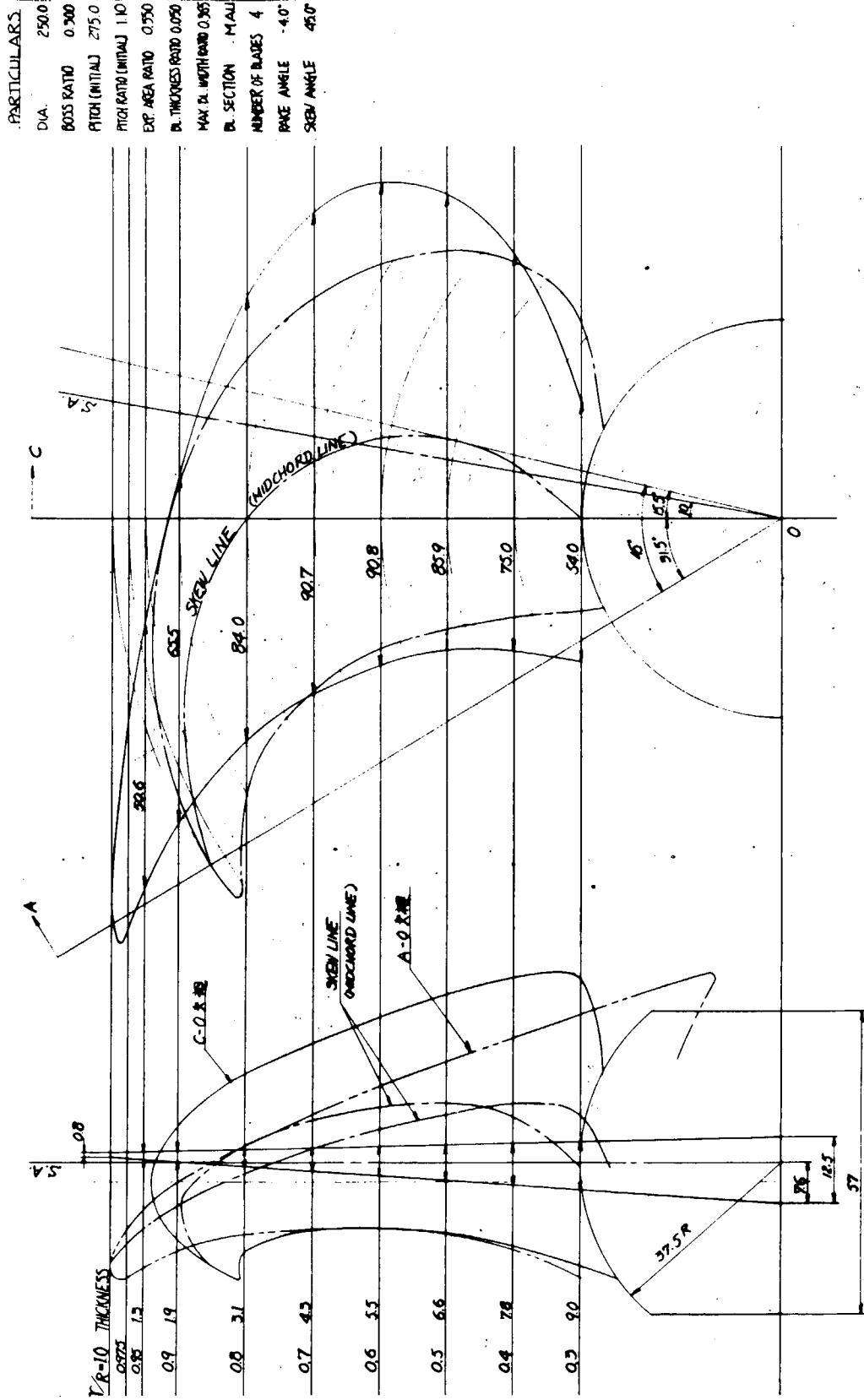


図 3.3.5.8 模型プロペラ形状 ($aE = 0.55$, $H/D = 1.10$)

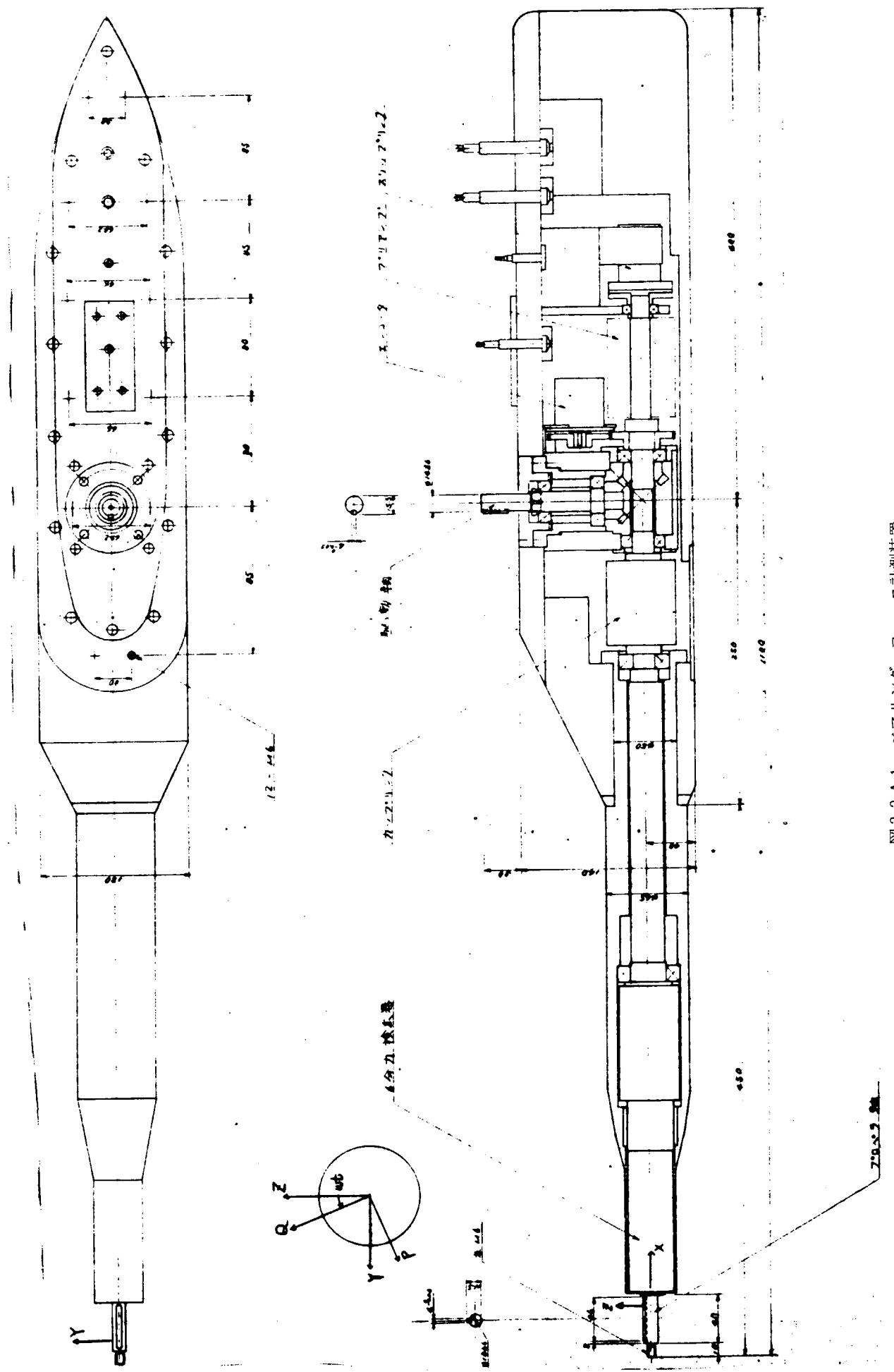


図3.3.A.1 ベアリング・フォース計測装置

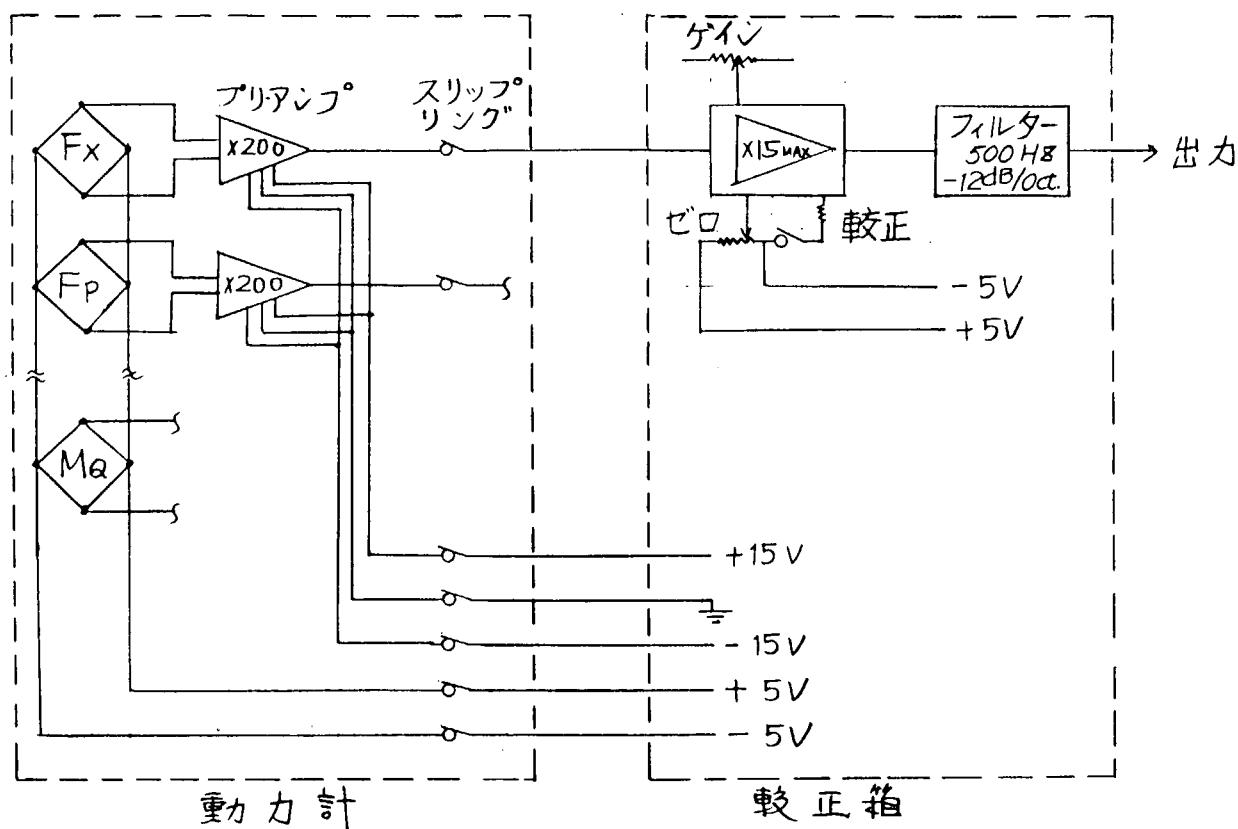


図 3.3.A.2 電気系統図

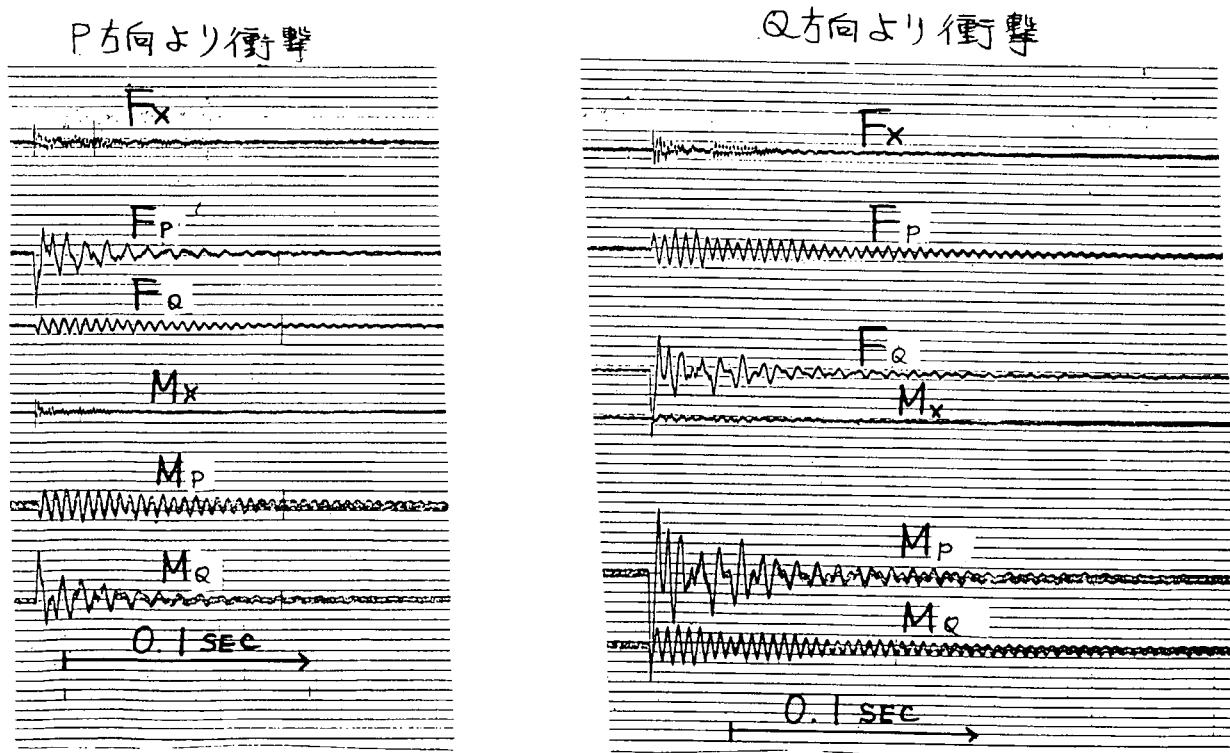


図 3.3.A.3 衝撃試験結果

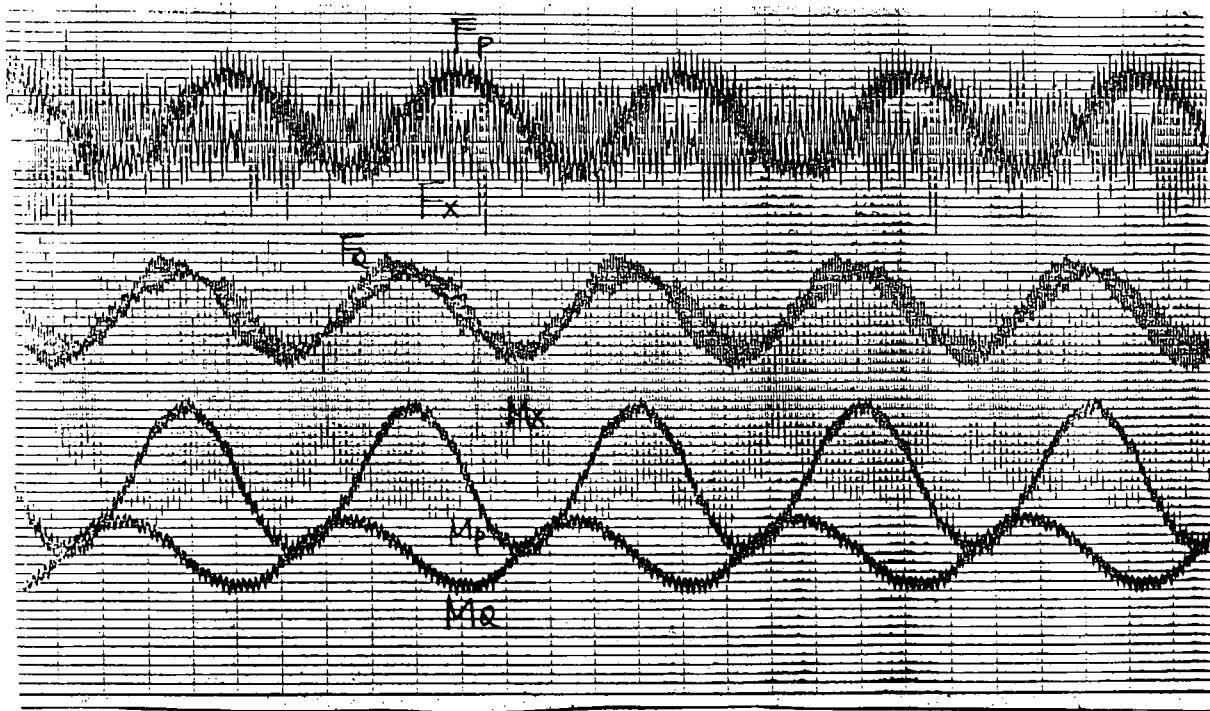


図 3.3.A.4 無負荷回転試験

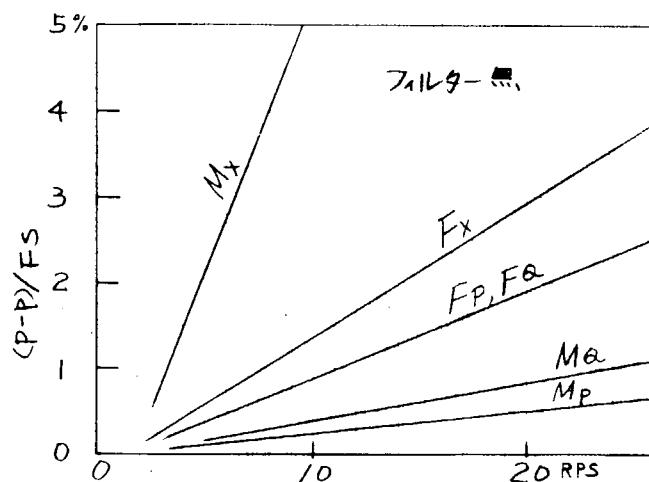


図 3.3.A.5 ノイズ・レベル

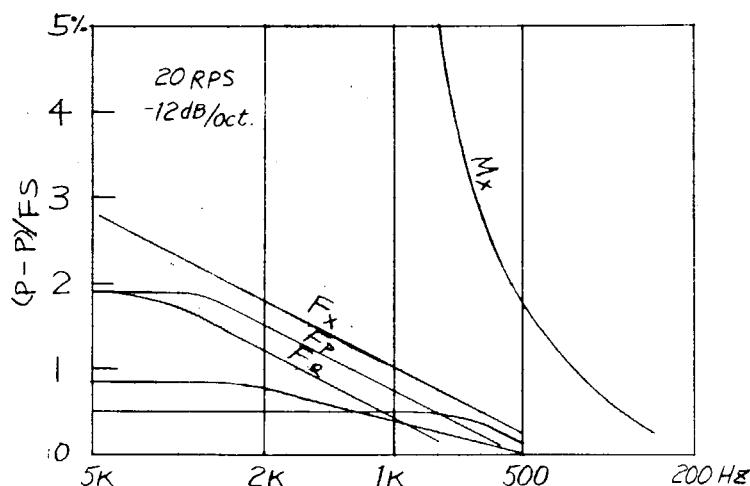


図 3.3.A.6 フィルターによるノイズ除去

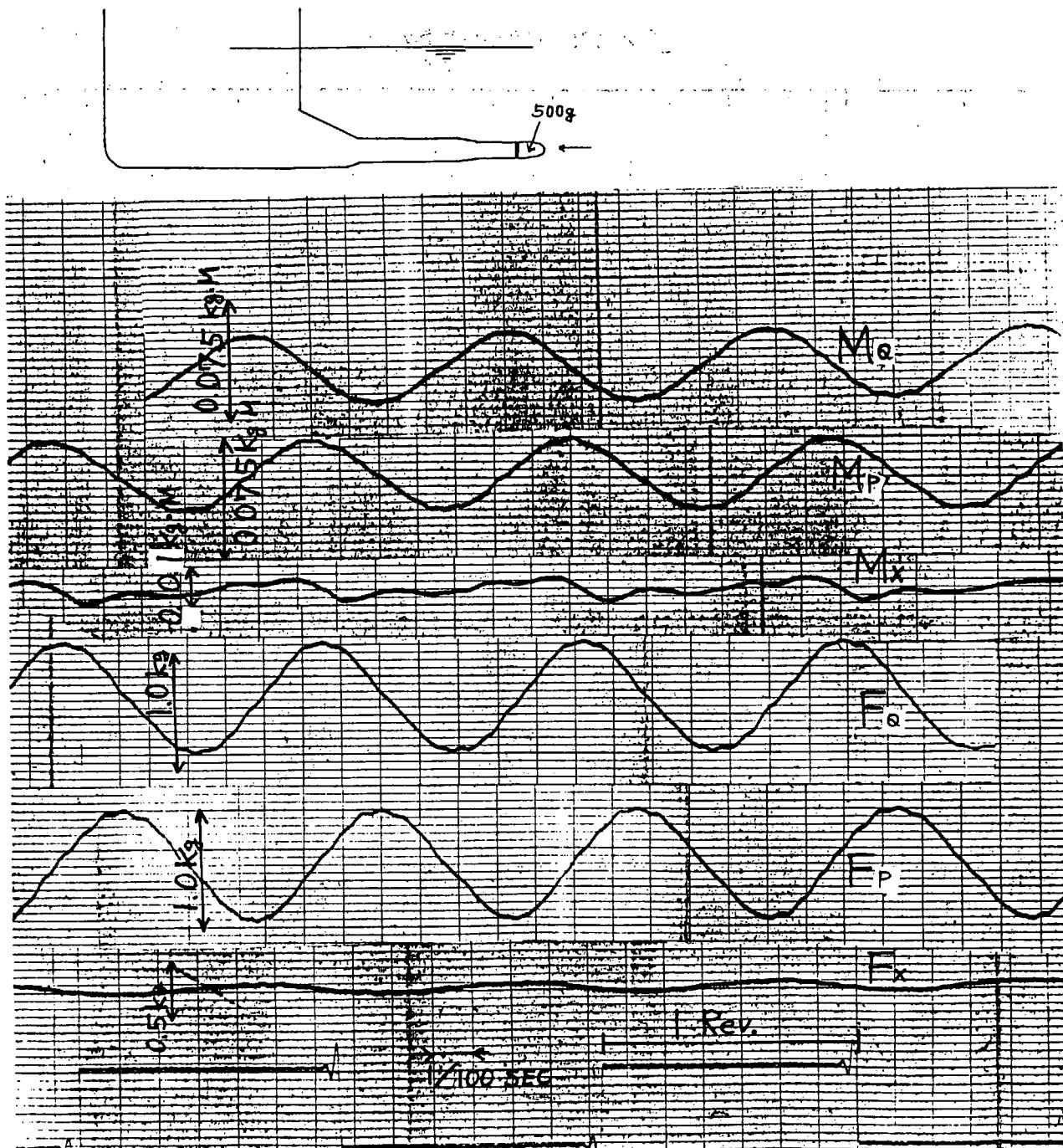


図 3.3.A.7 ベアリング・フォース計測例

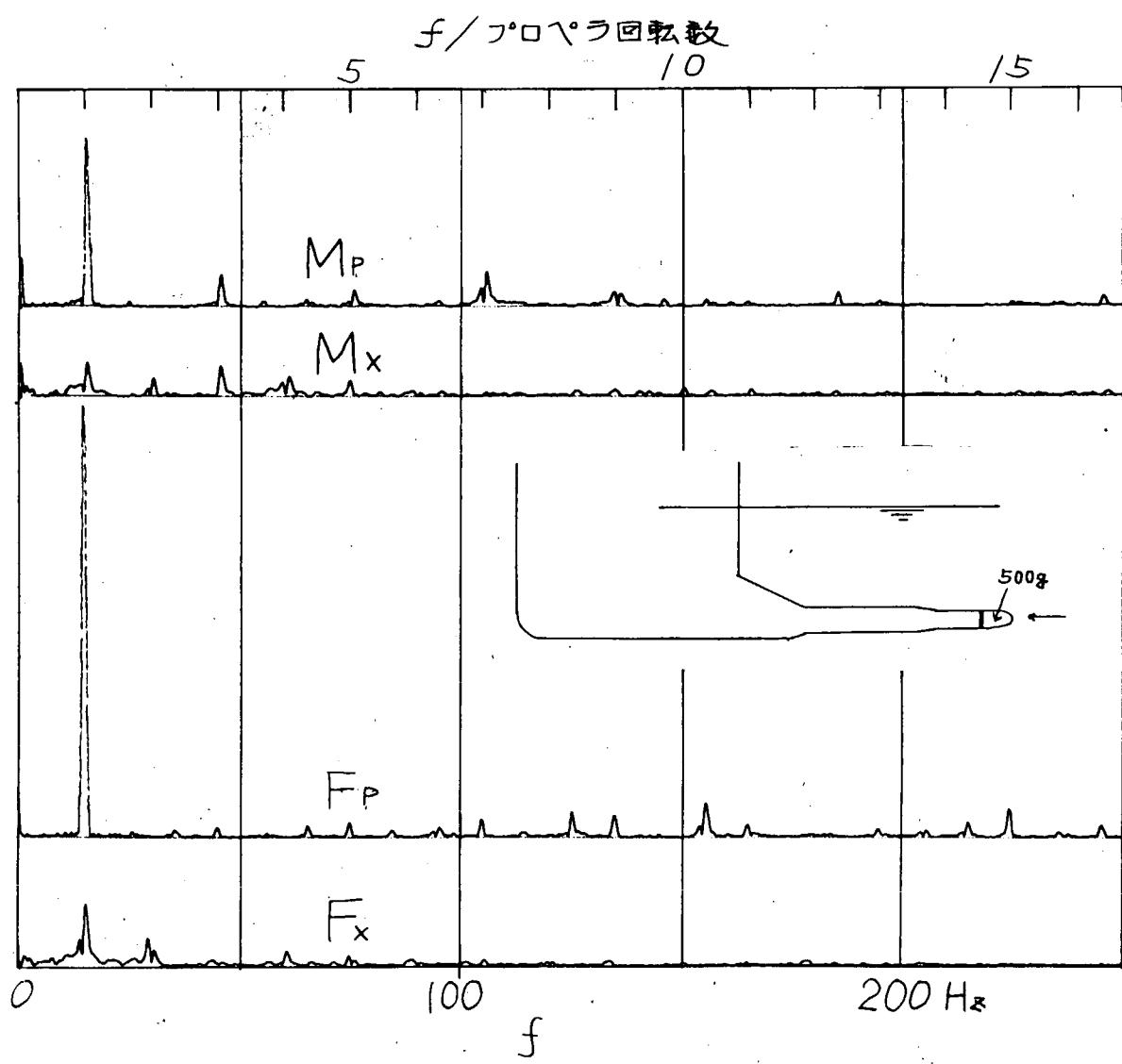


図 3.3.A.8 ベアリング・フォース計測例

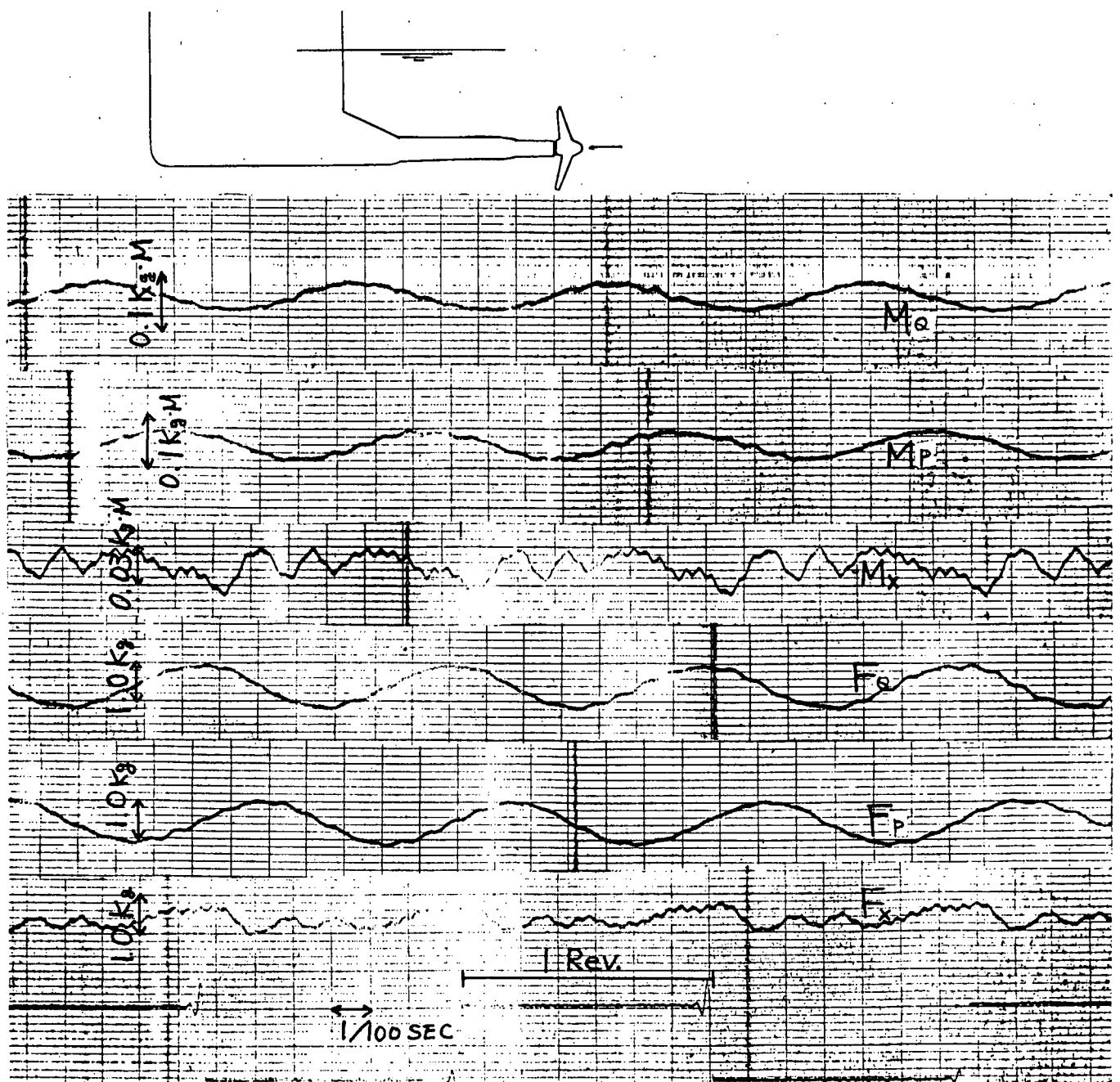


図 3.3.A.9 ベアリング・フォース計測例

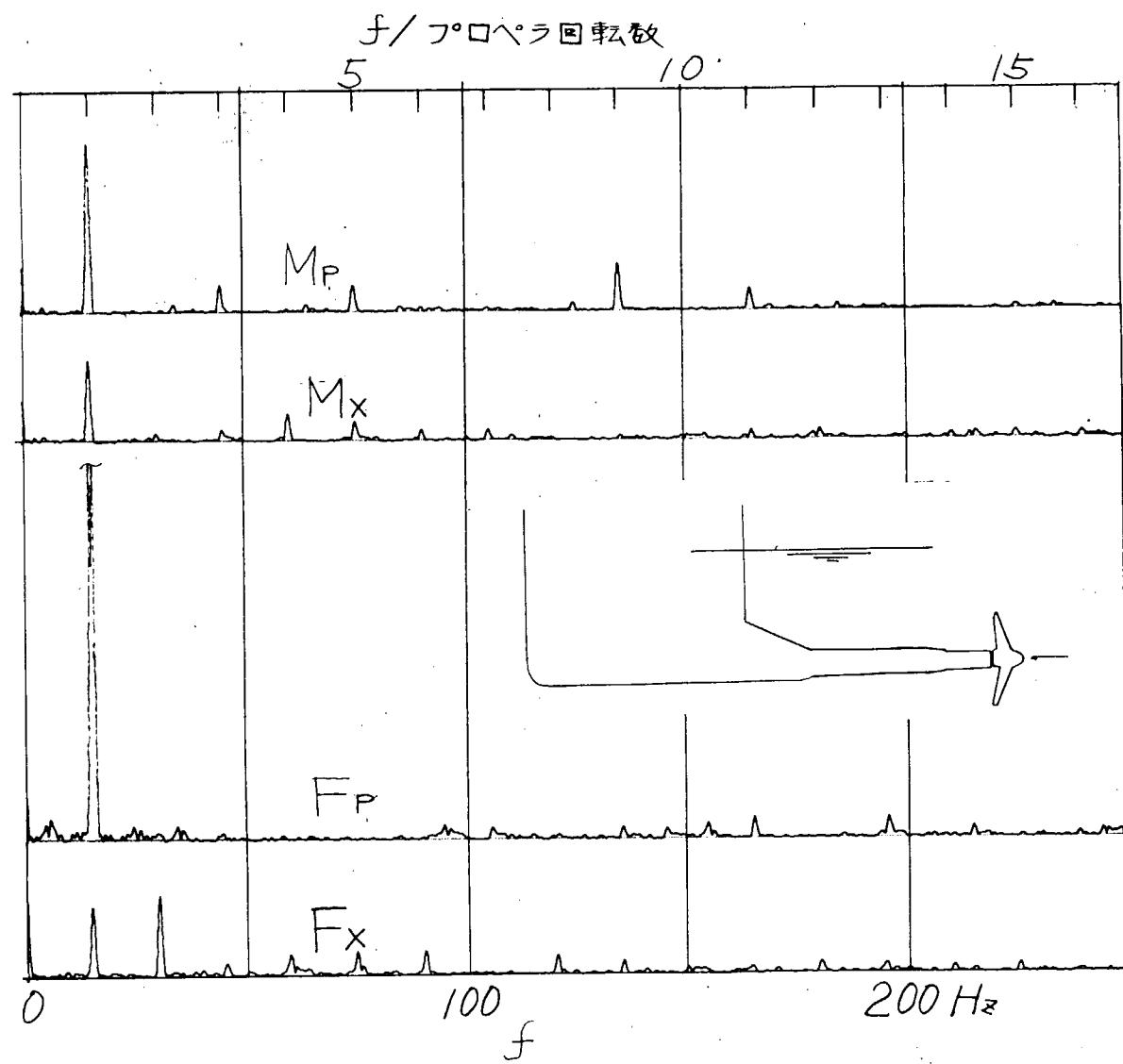


図 3.3.A.10 ベアリング・フォース計測例

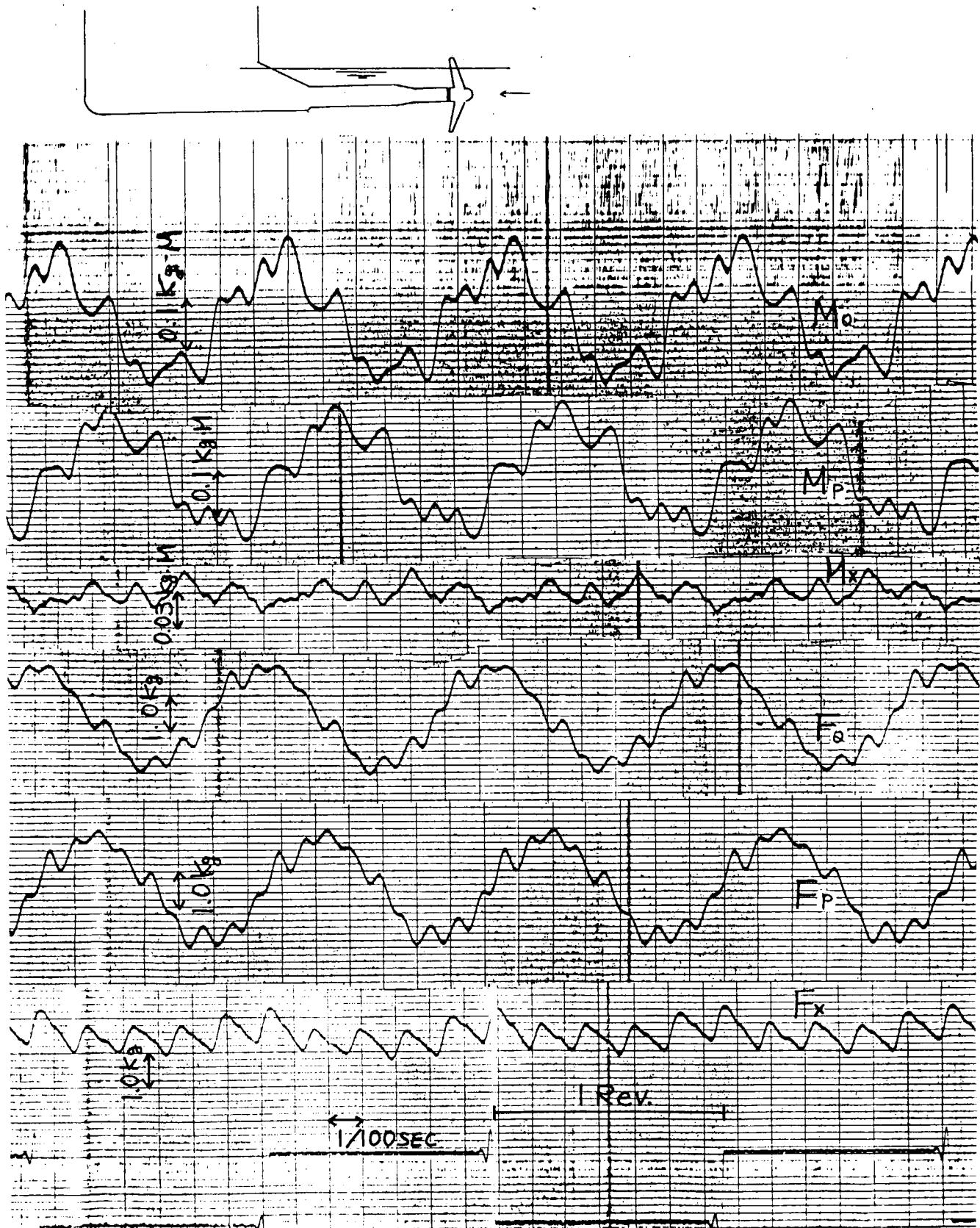


図 3.3.A.11 ベアリング・フォース計測例

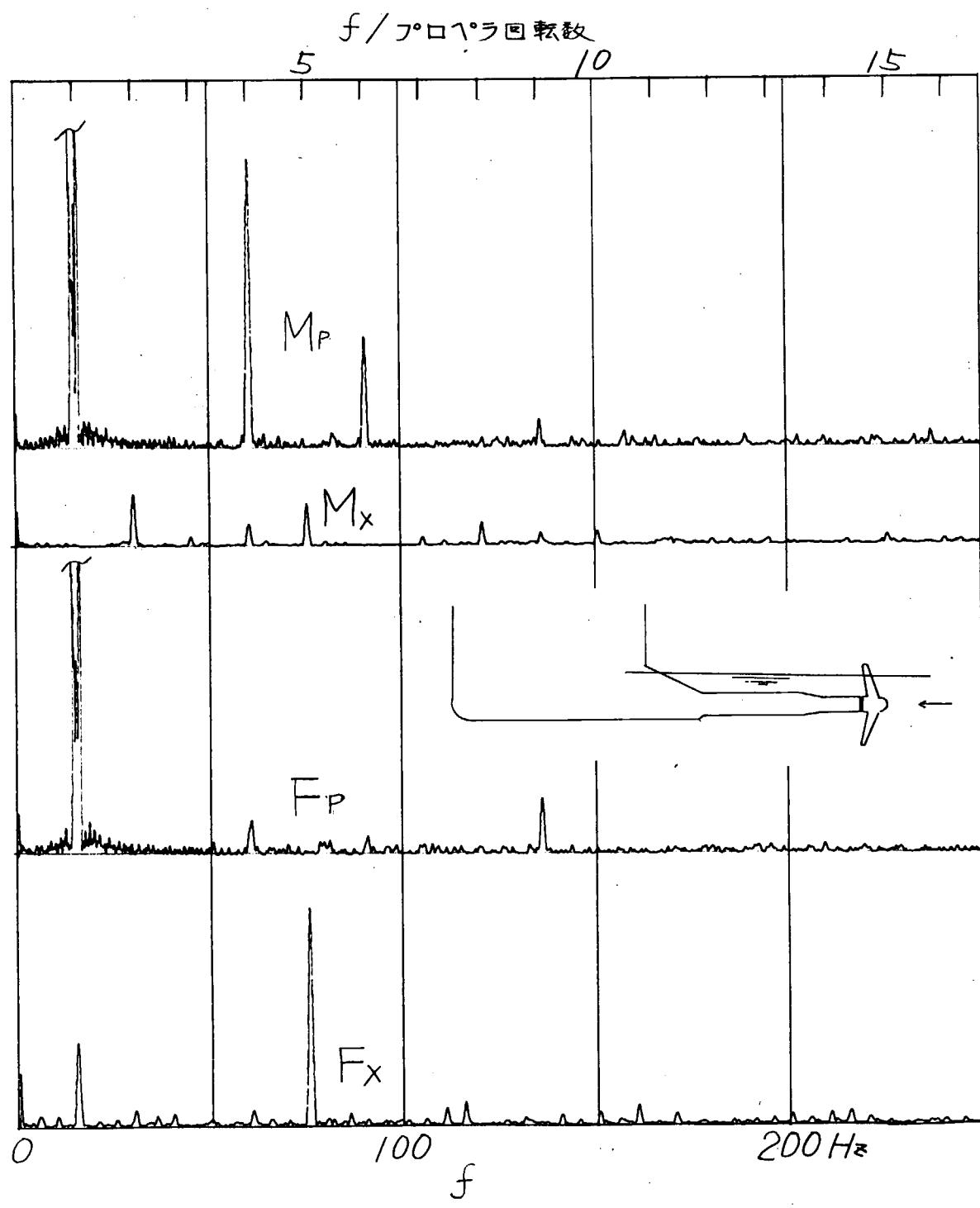


図 3.3.A.12 ベアリング・フォース計測例

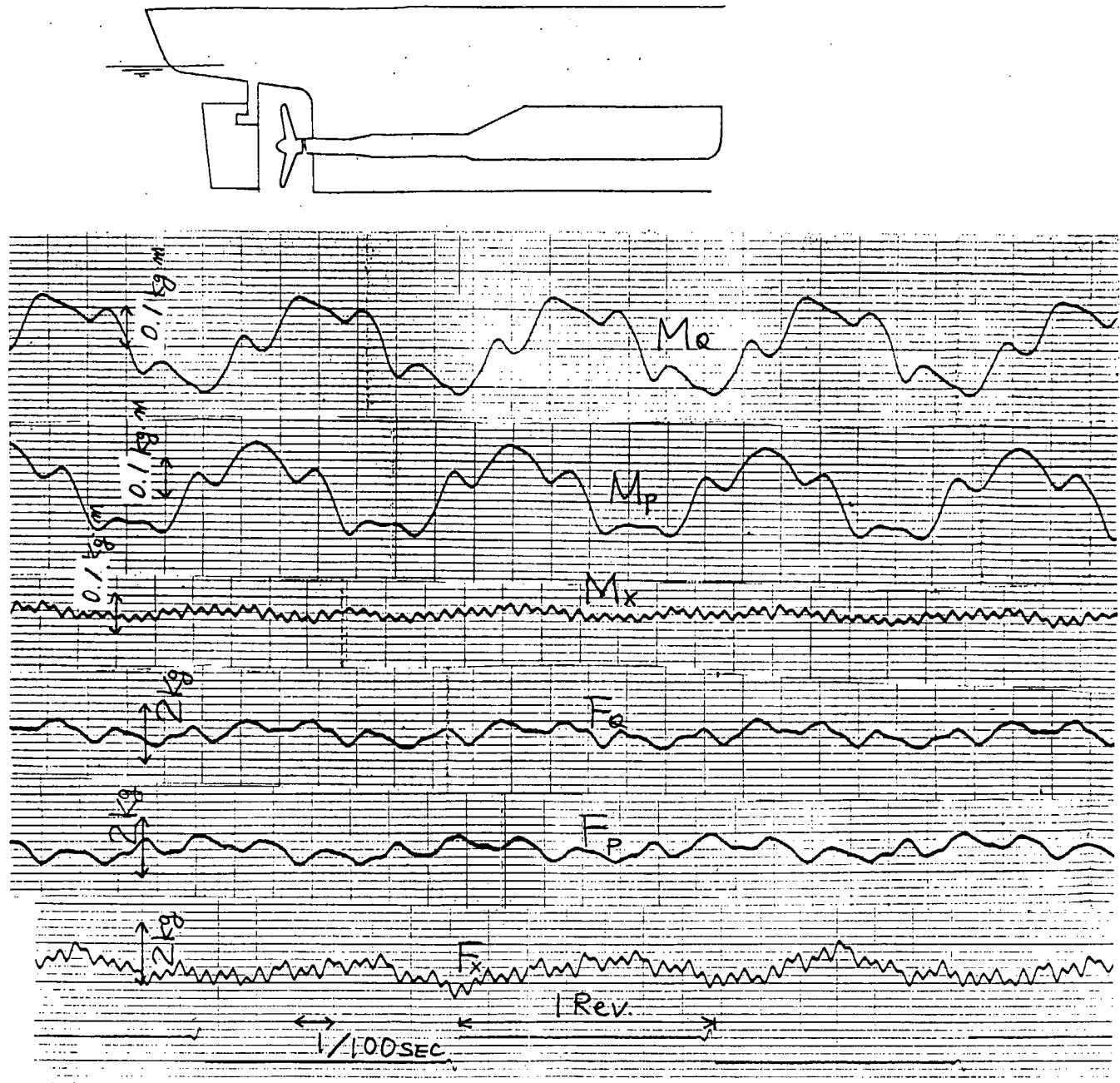


図 3.3.A.13 ベアリング・フォース計測例

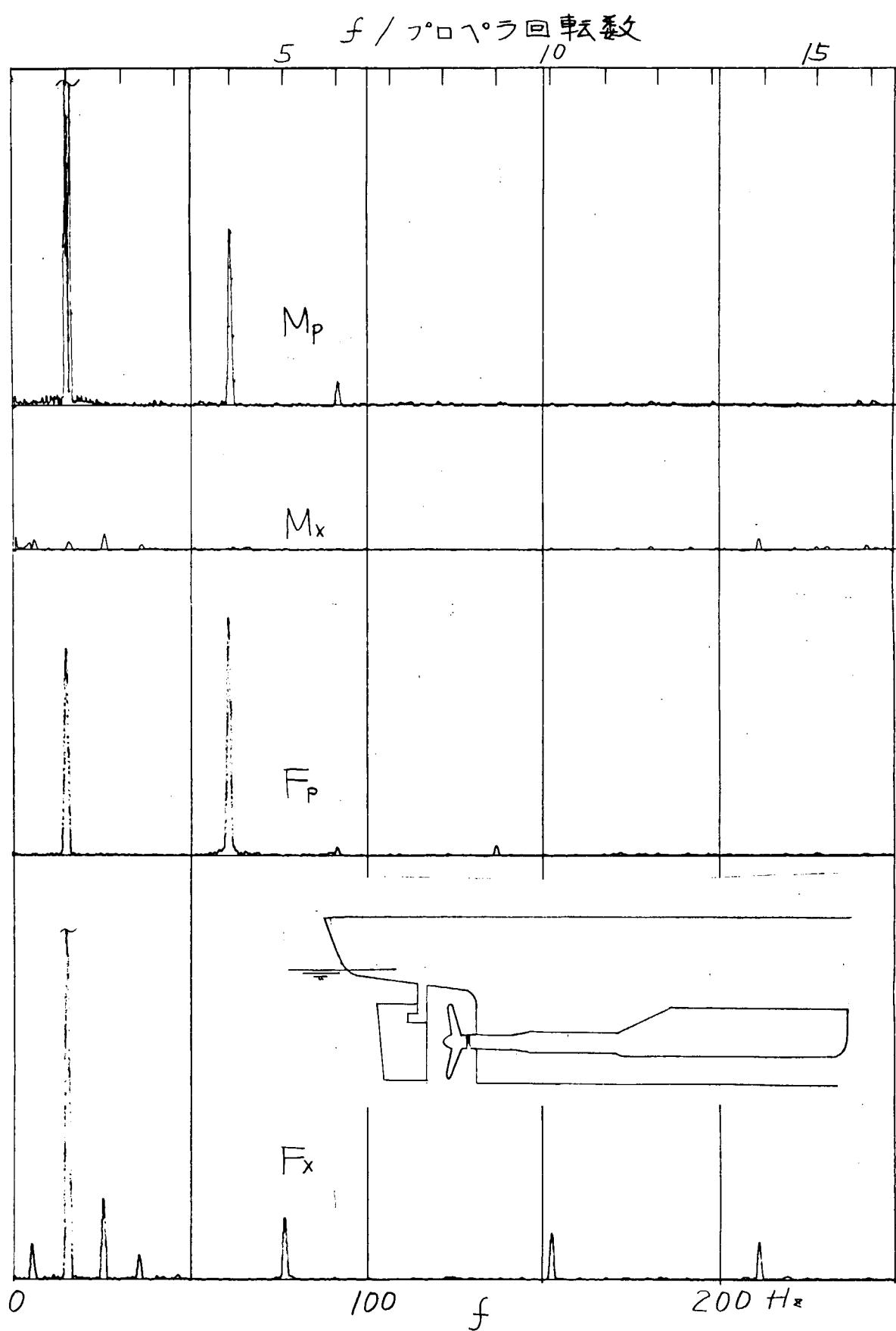


図3.3.A.14 ベアリング・フォース計測例

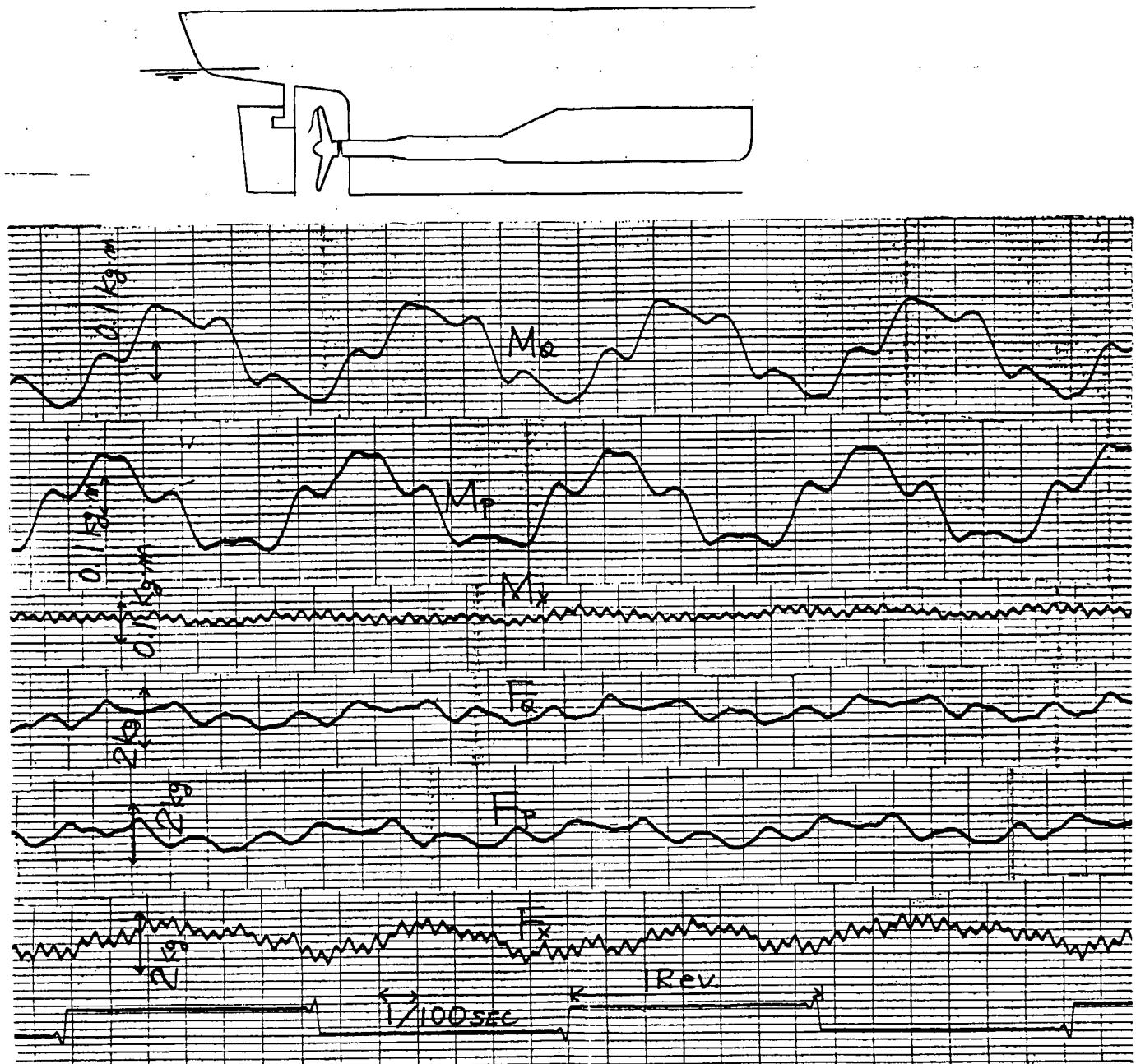


図 3.3.A.15 ベアリング・フォース計測例

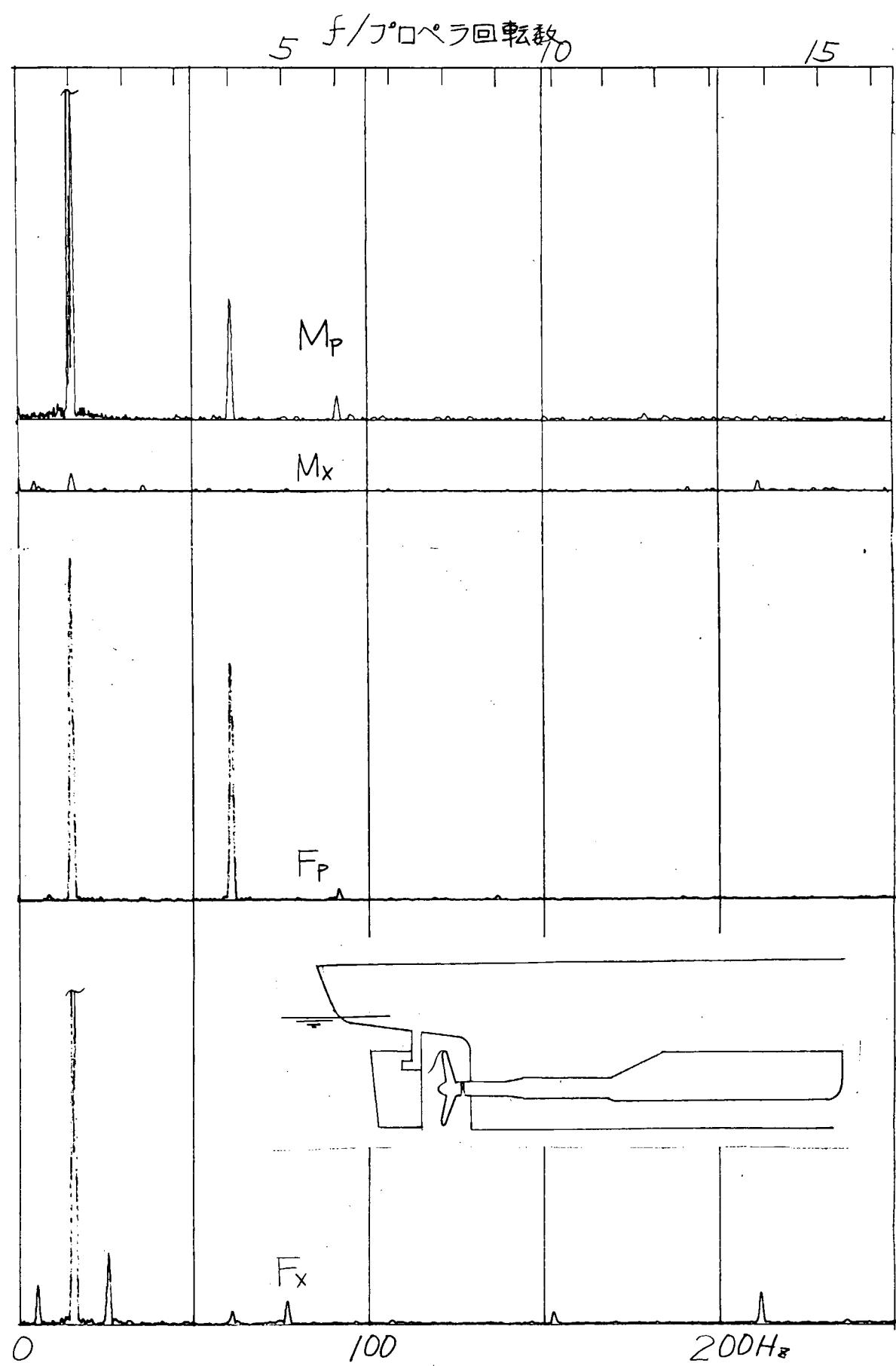


図 3.3.A.16 ベアリング・フォース計測例

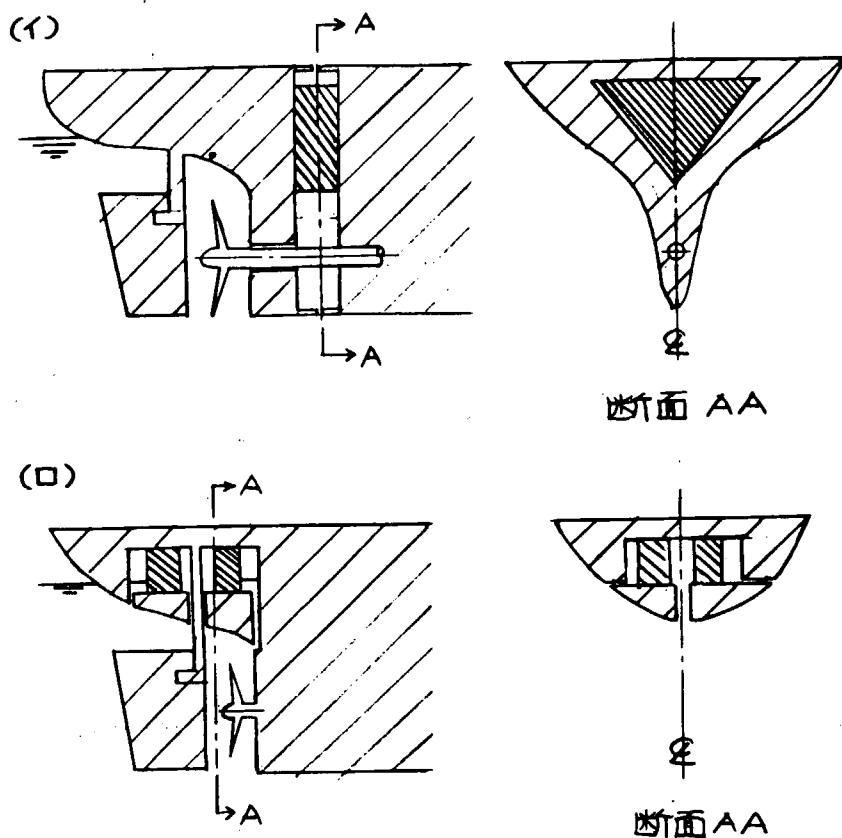


図 3.3.A.17 サーフェス・フォース計測器の配置

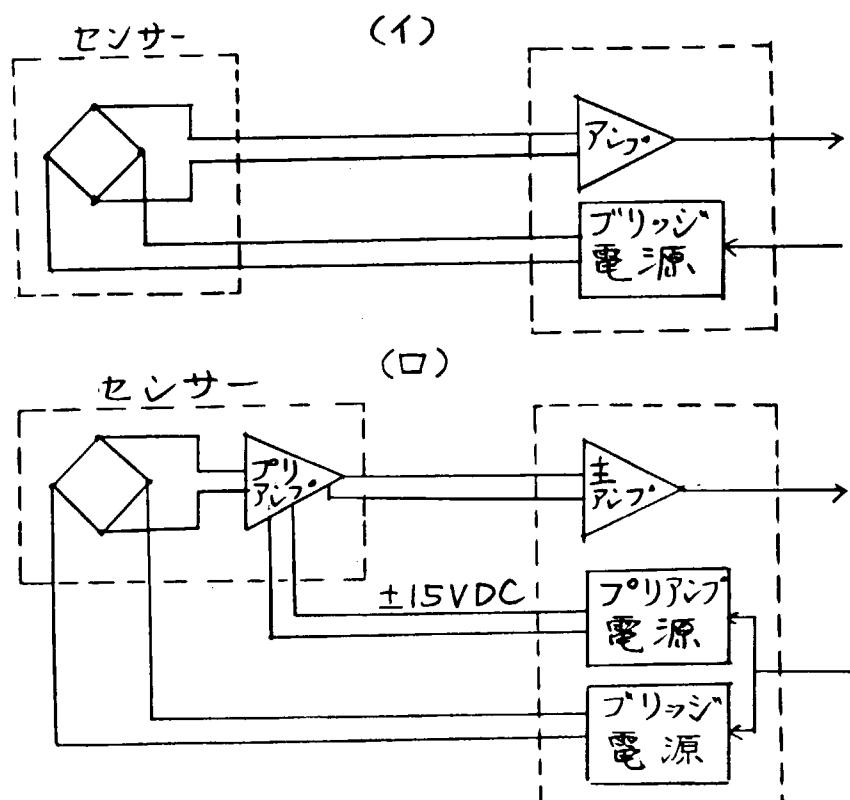


図 3.3.A.18 電気系統

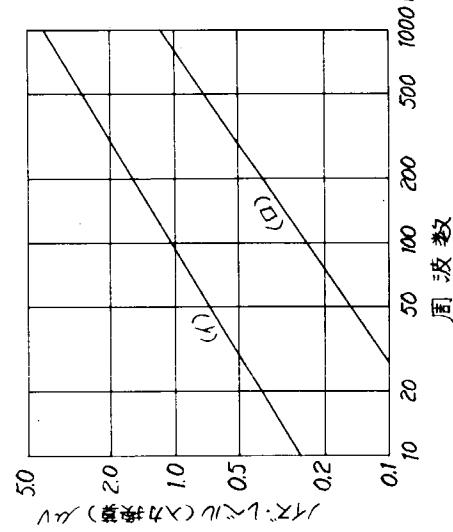


図 3.3.A.19 ノイズ・レベル

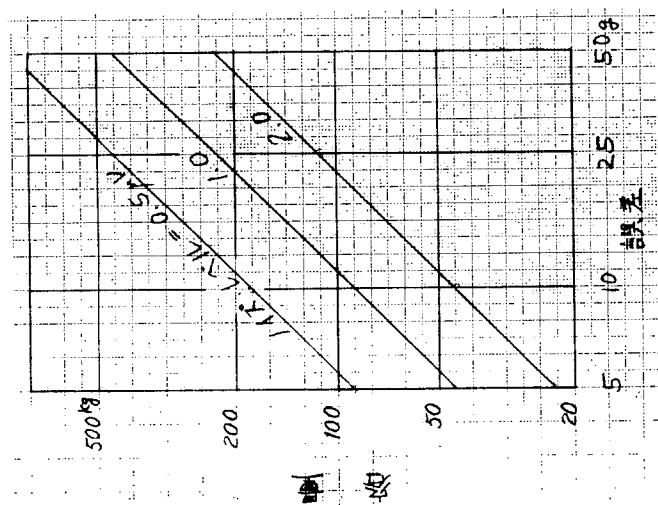


図 3.3.A.20 容量 (F.S.)

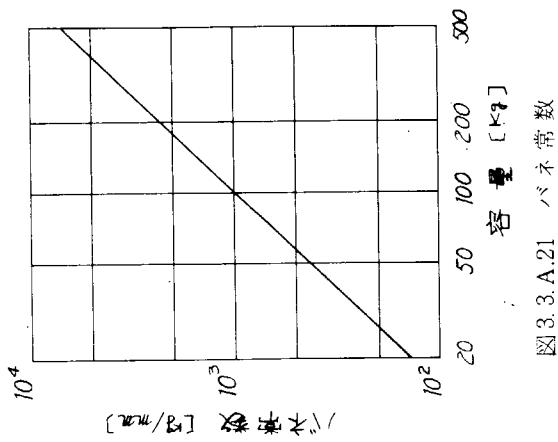


図 3.3.A.19 ノイズ・レベル

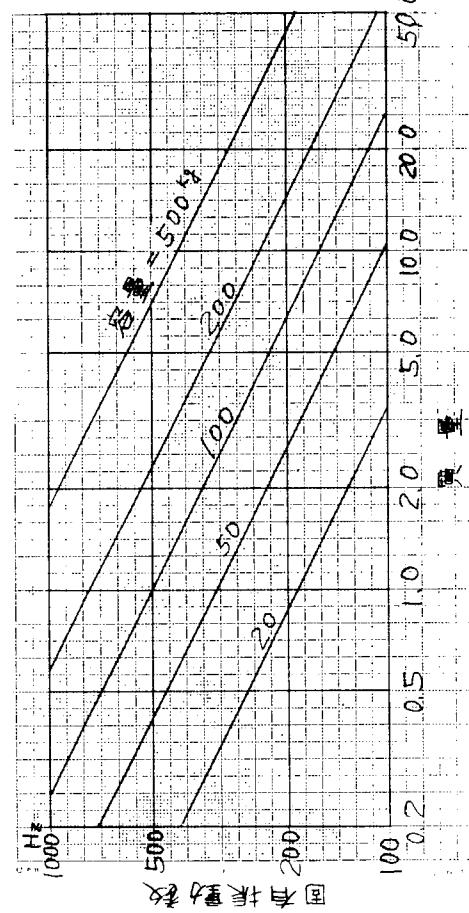


図 3.3.A.21 バネ常数

図 3.3.A.22 開有振動数

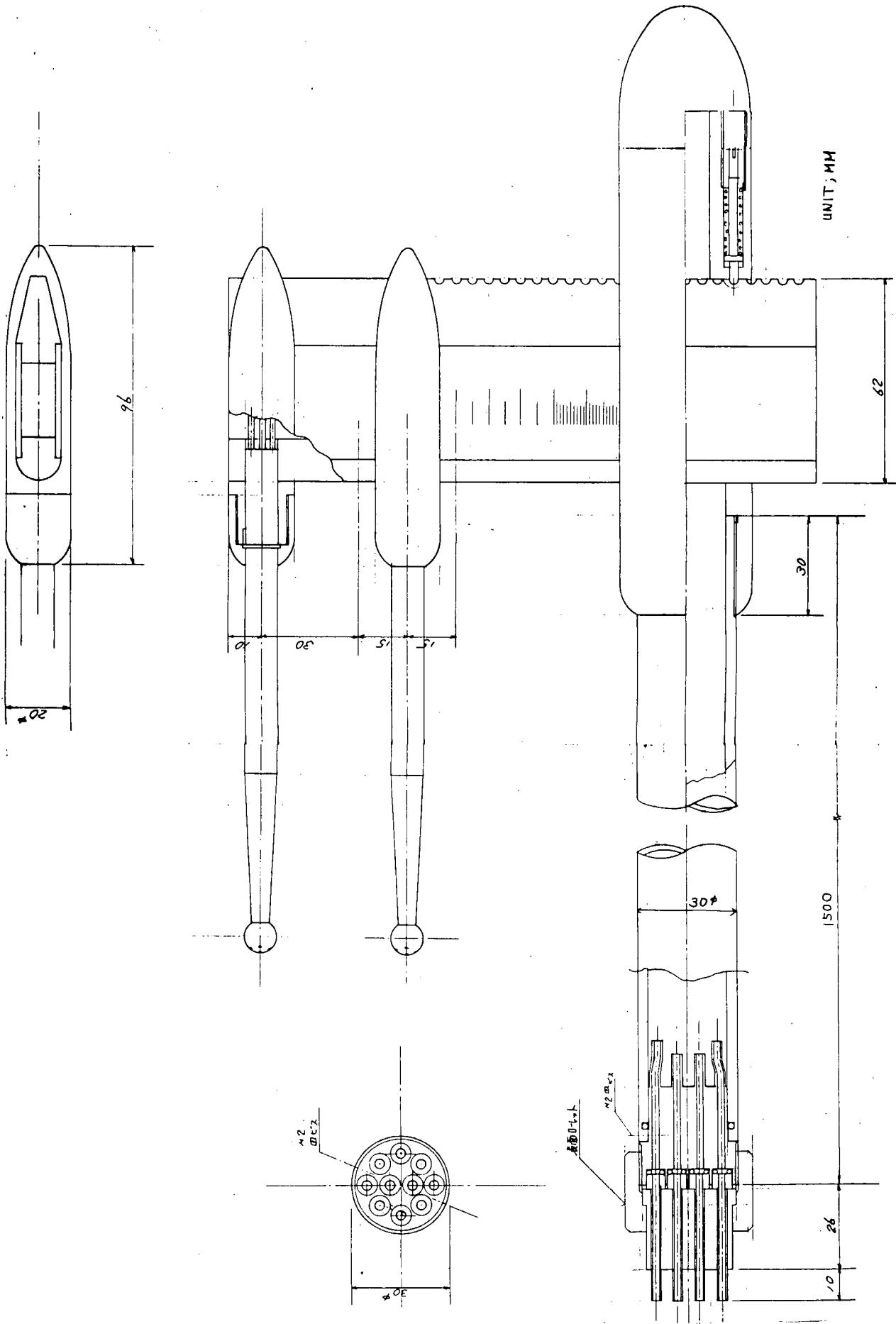


図 3.3.A.23 回転式 5 孔管 (1)

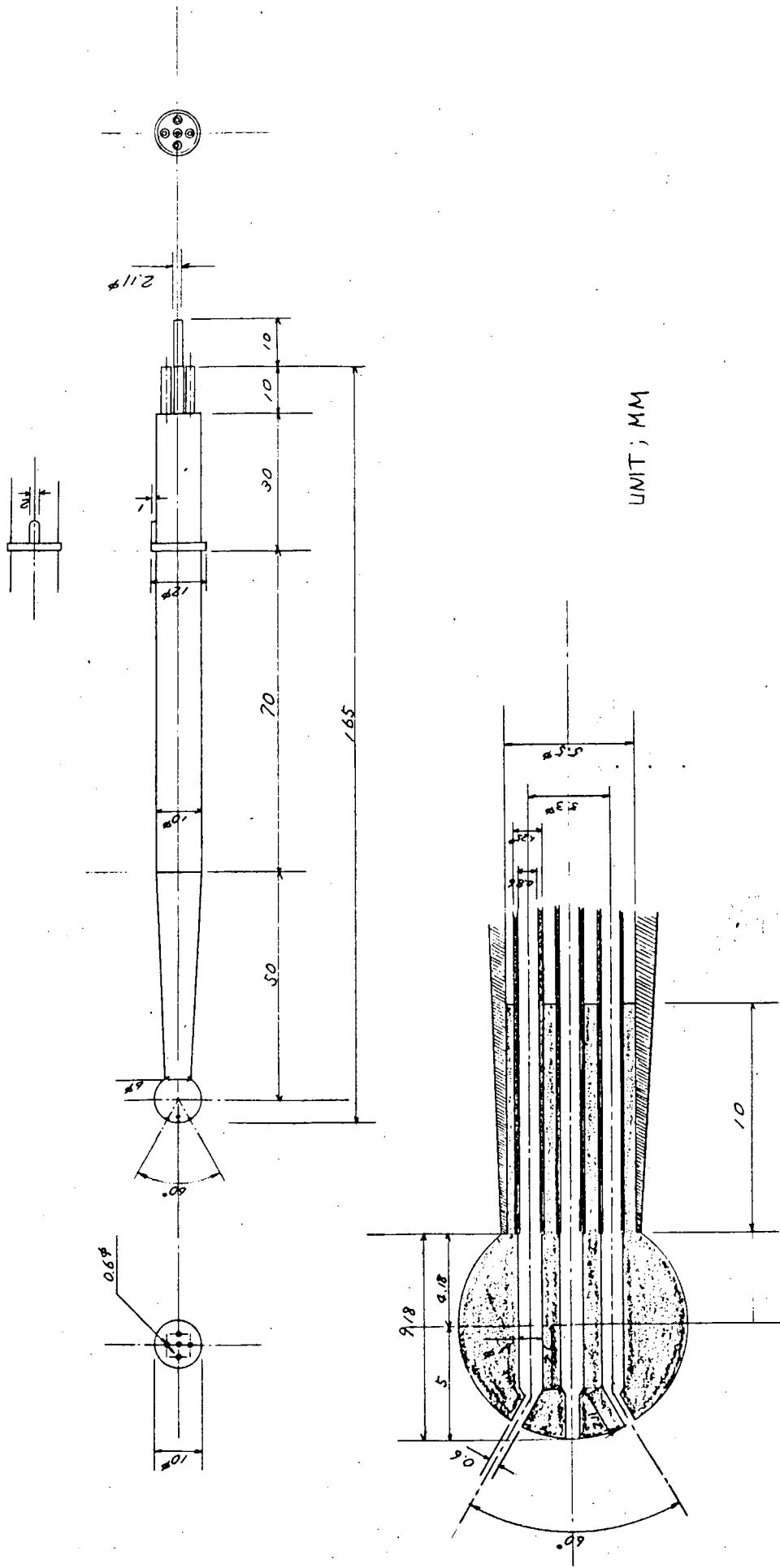


図3.3.A.24 回転式5孔管(2)

4. 船尾形状に関する研究

4.1 緒言

船尾振動と騒音の軽減法の研究の一項目として、船尾形状と伴流分布の関連を調べることを主目的とする第3小委員会が組織された。以下はその研究報告である。

船尾振動並びに騒音の発生源は流体力学的にはプロペラ起振力であるから、プロペラ起振力を減少させるため最初にとるべき方策は、円周方向に均一な伴流分布をもつ船尾形状を得ることである。もちろん実際には他の多くの条件のため、この状態が実現できるのはまれであり、常に何がしか不均一な伴流分布の中でプロペラが作動しており起振力の周期的変動状況は複雑である。しかし、プロペラ作動状況は複雑である。しかし、プロペラ作動状況は伴流分布で定まることを考えると振動、騒音上好ましい船尾形状を得るためにには、結局は船尾形状と伴流分布の関係が把握されることが必要になる。しかし、現在はまだこの関係は明らかにされていない。資料としてはある程度集められているとしても、その関係を律する理論的裏付けはまだ未完成である。

本来ならばまずこの問題を解決して後、はじめて具体的な船型の設計にとりかかるべきであるが、3次元流場で、縦渦の発生を伴う厚い粘性流場の問題は、その理論的取扱いについてはやっと緒についたばかりで、その解決には今後の研究にまつところが大きい。このような背景を考慮して、この小委員会では目標となるべく均一な伴流分布をもつ船尾形状を得ることに置き、その設計には、今考えうる理論からの帰結と経験とを活用することにした。

又実験には、研究経費上にも、定性的検討上にも有利な小型模型を利用することとし、回流水槽において実施する計画を立てた。本年度は2隻の模型（前半部は共通）を作製したが、その内1隻は母型で、第2小委員会で採用した母船型と同一のSR 171 C船とした。又、他の1隻は伴流の均一化を狙って設計した。この両船に対し伴流分布を計測、解析し、その特徴を検討するとともに、船尾形状変化と伴流分布の変化の対応関係の資料を得ることとした。

なお、当初は、この他に表面圧力を計測することを検討し、これによって直接船尾形状変化とプロペラ却振力の変化とを対応させることも計画したが、小型模型の実験では変動圧力の計測値が大変小さいためその精度を出すことがむずかしく、特に回流水槽でキャビテーションが発生していない状態では、たとえ計測できたとしても、その結果がどれほど有効に利用できるかについては多くの検討が必要である。従って、本研究では一応圧力分布はできる限り計測するが、その結果を起振力と結びつけて論ずるまでには至らないであろうという見通しの上で、実施することにした。

4.2 実験

4.2.1 供試船型

模型船は長さ2,025 mのウレタン製である。原型をA船とし、A船の船尾をホグナー型に変更した船型をB船とした。¹⁾ A船はSR 171の幅広船型のうちC船（M. S. № 3605）の相似船型として決められた。したがって3.2.2の供試模型船、M. S. № 3707とも相似である。B船の船尾形状はSR 174のホグナー船型B-4H²⁾を参考にして決定された。その際変更部分はL. W. L.以下、S. S. № 2 1/2以降とし、排水量が変化しないように留意した。

A船、B船の主要目、オフセットを表4.2.1、4.2.2に正面線図、船尾形状を図4.2.1、4.2.2にそれぞれ示す。又船体写真を図4.2.3(a)、(b)に、横截面積曲線を図4.2.4に示す。

なお乱流促進の為にF. P.より前方12.7 mmの位置に8 mm間隔で高さ1.0 mm又S. S. № 9 1/2の位置に10 mm間隔で高さ1.5 mmの台形スタッドを取り付けた。船体副部は舵のみでありビルジキールは取り付けていない。

模型プロペラはUA型4翼プロペラを使用した。プロペラ要目を表4.2.3に写真を図4.2.5にそれぞれ示す。なおプロペラ直径と船の長さの関係はM. S. № 3707と同じである。（SR 171 Cとは異なる。）

参 考 文 献

1. SR 171 : 研究資料No 317 , 昭和54年3月
2. SR 174 : 研究資料No 329 , 昭和55年3月

4.2.2 実験状態

実験状態は満載状態のみである。排水量等を表4.2.4に示す。伴流計測、変動圧力計測、及び流線観測はすべてSR171Cの伴流計測時の速力、 $F_n = 0.26$ で行った。変動圧力計測及び流線観測時のプロペラ回転数は自航試験の場合と同じである。

4.2.3 実験方法及び実験結果

佐世保重工機の回流水槽（測定部長さ4m, 幅1.5m, 水深1.0m）において以下の6種の実験を行った。

- (i) プロペラ単独試験
- (ii) 抵抗試験
- (iii) 自航試験
- (iv) 伴流計測
- (v) 変動圧力計測
- (vi) 流線観測

なおプロペラ単独試験、自航試験に使用した自航試験機はトルクの計測が不能である。

- (i) プロペラ単独試験

没水深度100mm ($I/D = 1.11$)、プロペラの回転数 $n = 15.0 \text{ r.p.s.}$ で流速を変化させて行った。結果を図4.2.6に示す。図中には参考の為にチャートから求めた単独性能を示している。スラスト係数、 K_T がチャートの値より小さいのはレイノルズ数 ($R_n = n D^2 / \nu$) が 1.173×10^5 と小さく層流影響が出ている為である。

- (ii) 抵抗試験

抵抗試験の結果を全抵抗係数、 C_t 、剩余抵抗係数 r_R で図4.2.7、4.2.8に示す。図4.2.8中に参考の為、SR171Cの r_R 曲線も合せて示す。SR183AとSR171Cとの r_R の差には模型船の尺度、制限水路の影響の他定在波、平均水面勾配等の回流水槽特有の現象による影響が含まれている。これらの考察は4.3.1で述べる。

- (iii) 自航試験

自航試験時の摩擦抵抗修正量は実船の $L_{pp} = 150 \text{ m}$ とし粗度修正量、 $\Delta C_f = 0$ として算定したものを用いた。自航要素は図4.2.6の模型プロペラ単独試験結果を用いてスラスト一致法により求めた。その結果を図4.2.9に示す。図中に参考の為SR171Cの自航要素を示す。なおA船の舵を取った場合の自航要素を黒丸で示す。

- (iv) 伴流計測

直径6mmの球形5孔ピトー管によりプロペラ面（A P 前方40.5mm）における $F_n = 0.26$ での伴流分布を計測した。結果を図4.2.10(a), (b)に、又同図より求めた円周方向の平均伴流の半径方向分布をA, B船比較して図4.2.11にそれぞれ示す。次に図4.2.12に0.9R, 0.7R, 0.5Rにおける左右平均した伴流の回転方向の変化をA, B船比較して示す。（ただしB船では対称軸が右に約10度ずれている為伴流分布を反時計方向に10度回転したものを作成した。）図4.2.10(a), (b)の \otimes 印は流入角度が主流方向から30度を越えた点であり、その点での流速、流向は検定曲線を外挿して求めた。したがって信頼性が乏しいが参考までに解析結果を破線で示しておく。

- (v) 変動圧力計測

プロペラ上方の船体表面に4個の圧力計を取りつけ、その点での変動圧力を計測した。圧力計は豊田工機PD104R（容量100gr/cm²）を使用した。圧力計にはアダプターを取りつけシリコンを封入した。（下図参照）圧力計位置及び名称を図4.2.1, 4.2.2の線図上に示す。また圧力計及び圧力計の船体取りつけ状況を図4.2.13

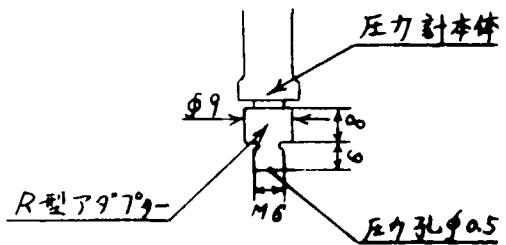
に示す。なお圧力計取りつけ部の船体は厚さ 6 mm の木製である。計測は $F_n = 0.26$ で行い、プロペラ回転数は自航時と同じ ($n = 18.6 \text{ r.p.s.}$) に設定した。圧力変動はローパスフィルターを介して電磁オシロで記録した。ローパスフィルターの打切り周波数 $C.O.F. = \infty$, 160, 80 ヘルツの 3 通りで計測したがそのうち $C.O.F. = 160$ ヘルツの計測記録の中から無作為に抽出した計測例の比較を図 4.2.14 に示す。なお今回の計測ではアンプが一台しかないため同時計測ではなく個々の圧力計毎に計測されている。

(vi) 流線観測

鉛白、硫化アンモニウム法により自航状態 ($F_n = 0.26$) での船体表面近傍の流線を可視化した。結果を図 4.2.15(a), (b) に示す。

(vii) 船側波形

A, B 船の $F_n = 0.26$ での船側波形を図 4.2.16 に示す。



参 考 文 献

1. 浅沼強：流れの可視化ハンドブック

4.3 考 察

4.3.1 抵抗及び自航要素

A, B 船の抵抗試験の結果を比較する前に回流水槽における小模型船の抵抗試験の有効性について考察する。言いかえれば「曳航水槽における大模型船の抵抗性能とどの程度定量的に関連づけられるか。」という問題である。ただしここでは計測精度の問題は考えない。回流水槽で抵抗試験を行う場合 1) 流速分布の不均一, 2) 平均水面勾配, 3) 定在波, 4) 制限水路の影響が問題となる。4) は回流水槽だけの問題ではないが回流水槽では水槽の大きさに比べ模型船が相対的に大きくなりがちであり、特に今回のように船尾の変動圧力計測の精度を確保する為模型船を小さく出来ない場合はその影響は大きい。¹⁾ 文献によれば特に問題となるのは 2), 3), 4) である。2), 3) の影響をみると $F_n = 0.26$ での水槽中心線上で水位を計測して図 4.3.1(a) に示す。これより模型船の F. P., A. P. 間で最小自乗法により求めた平均水面勾配は $1/5,000$ であり抵抗値が平水面の場合に比べ約 14gr 増加している。又定在波の平均波高は 8 mm, 平均波長は 0.65 m である。文献に従って模型船計測位置を前後に動かした場合の定在波による抵抗値の変化量を A 船の場合に Froude - Krylov 力から計算して図 4.3.1(b) に示す。また実際に A 船の計測位置を移動した場合の $F_n = 0.26$ における抵抗値の変化を図 4.3.1(c) に示す。平均水面勾配は水槽の長さ方向にはほぼ一定であるから図 4.3.1(c) は定在波の抵抗に及ぼす影響を表わしている。定在波の影響は計算値ほど大きくなく抵抗試験を行った模型船位置(図中の $\ell = 1.54$ m) では定在波の為に約 10gr 抵抗値が減少している。したがって $F_n = 0.26$ での抵抗値は平均水面勾配の修正をほどこすと約 2.4% 減少し定在波の修正をほどこすと約 1.7% 増加し結局両者を合せて約 0.7% 減少する。文献によれば平均水面勾配の抵抗に及ぼす影響は流速 V の自乗し定在波の抵抗に及ぼす影響は V の 4 乗に比例するから低速では平均水面勾配の影響は残るが定在波の影響は小さくなる。

³⁾ 次に田村の式により SR 171C と対応するように制限水路の修正を施した。その結果、全抵抗係数 C_t 、剩余抵抗係数 r_R は図 4.2.7, 4.2.8 中に示す太い実線のようになる。又造波抵抗係数 r_w を図 4.3.2 に示す。図中には SR 171C および M.S. No 3707 の r_w を比較の為に示している。制限水路の修正を施した場合 A 船の形状影響係数 $K = 0.31$ となるが、仮に SR 171C および M.S. No 3707 と同じ $K = 0.36$ とした場合の r_w も合せて示す。これと M.S. No 3707 の r_w とは $F_n = 0.16$ 以下の低速域, $F_n = 0.27$ 以上の高速域を除き比較的よく合っている。

以上述べた事をまとめると今回の抵抗試験に関しては

- 1) 制限水路の影響が抵抗に及ぼす影響が最も大きい。
- 2) その次に平均水面勾配の影響が大きいが高速では定在波の影響とキャンセルする為両者を合わせたものは小さくなる。
- 3) スタッドの高さが低く、乱流促進が不充分な為低速抵抗が低めにでている。
- 4) しかし適当な高さのスタッドを用い、平均水面勾配および定在波が小さくなるよう水位を調整して実験を行えば制限水路の修正を施すことによりある程度曳航水槽での試験結果と関連づけられそうである。

図4.2.7, 4.2.8からわかるようにA, B船の抵抗性能はほぼ同じである。低速抵抗より求めた形状影響形数KはB船の方が0.01低いが前述したように乱流促進が充分ではなかった事、船尾の造波はA, B船で特に変化はなかった事から考えると有意な為とはいえないであろう。

図4.2.9に示した自航要素からみるとホグナー船型にしたB船はA船に比べ $F_n = 0.18 \sim 0.25$ の範囲では $1 - t$ が約4%向上したが $1 - w$ は約6.5%劣化した η_R は計測されていないがほぼ同じと仮定すれば推進効率はほぼ同程と考えられる。伴流計測より求めた公称伴流係数 W_n と自航試験結果から求めた有効伴流係数 W_e を $F_n = 0.26$ で比較すれば下表のようになる。(図4.2.9, 4.2.11参照) A, B船の比較ではB船の方が W_n , W_e とも小さくほぼ妥当であるが W_n と W_e の関係は文献の傾向と異なる。これは模型船長さが小さい為であろうか。A船について W_n と舵なしの場合の W_e とがほぼ等しいのは興味深い。

$$F_n = 0.26$$

		舵つき	舵なし
M. S. No	W_n	W_e	W_e
SR 183 A	0.477	0.557	0.462
SR 183 B	0.471	0.530	—

4.3.2 伴流分布

A, B船とも左右の非対称がでているがB船の非対称性が大きい。これは回流水槽の流れの不均一性が主な原因であるが船型によっても非対称性の大きさが左右されるようであり、船尾をホグナー型にしたB船の方が非対称性が大きく対称軸が右に10度傾斜しているようにみえる。(図4.2.10(b))

A船の左舷側の伴流分布をSR 171 C, M.S.No 3707と比較すると伴流の等高線の形状およびプロペラ面内の流速 V_{yz} の傾向はよく合っている。模型が小さくなると境界層厚さが相対的に厚くなる為伴流が横方向に広がっている。又プロペラ上部、ボス周辺で伴流が大きくなる傾向がみられる。(図4.2.10(a), 3.2.2.10参照)

図4.2.10(a), (b)からA, B船の比較をするとB船の伴流分布はA船と比べ左右に広がっておりプロペラ下方の伴流分布はA船のくさび型から同心円型に変っている。これらの傾向はホグナー船尾船型の特徴的なものである。次に図4.2.12の伴流分布の回転方向の変化をみるとB船の伴流が θ の大きい方に広がっており傾斜もゆるやかである。これらの傾向からキャビテーション、サーフェスフォース上はB船の方が有利といえる。しかし伴流の均一化という点では必ずしも充分ではなく特にプロペラ上方の高伴流は減少していない。又4.3.1で述べたように伴流利得がA船よりも小さく振動面からも推進面からも改善の余地はある。

3次元伴流計測によりプロペラ面の流れの性質を調べる場合、軸方向成分 V_x に比べて内面成分 V_{yz} の傾向を調べることは難しい。こゝでは数値的に比較検討を行なう一つの方法として縦渦の渦度分布を調べてみた。

渦度の計算は次の二つの式について行なった。

たゞし、 \widetilde{W}_x ：縦渦の渦度

V_s : 船速

L : 船の長さ

$$W_y = V_y / V_s, \quad W_z = V_z / V_s$$

$$y' = y/L, \quad z' = z/L$$

△A：循環を求める線積分のための領域面素

(面素は計測点 4 点で囲まれる正方形とする)

これらの計算を十分な精度で行なうには、通常の伴流計測での計測点数よりさらに細かい分割での計測を行なうことが望ましいが、こゝでは通常の伴流計測結果を用いた。

まず、SR 183 船型の対象となった SR 171-C 船型と参考のために SR 171-D 船型について計算した結果を図 4.3.3 および図 4.3.4 に示す。なお、両船型の伴流分布図を図 4.3.5 に示す。

つぎに、SR 183-A船型およびSR 183-B船型についての計算結果を図4.3.6および図4.3.7に示す。計算に用いた伴流分布図は図4.2.10(a)および図4.2.10(b)による。

(1)式と(2)式による計算結果は割合よく合っている。また、SR 183-A船型とSR 171-C船型は長さの異なる同型船であるが温度の分布は多少異なるにしても傾向は合っている。

渦度分布と軸方向の伴流分布を比べると、その傾向は対応がとれている。すなわち、 W_x （ただし、 $W_x = 1 - V_x/V_\infty$ ）の大きな部分に大きな渦が存在し、 W_x の小さな所にはほとんど渦がない。

SR 183-A, B両船型についてみると、A船型ではプロペラの中心より下方にも渦があるのに対し、船尾バルブをつけたB船型ではほとんど渦がない。このことは、B船型において、船底からの流れが上方に行き過ぎて、プロペラ中心より下の流れは縦渦のない流れであることを示している。

さらに、B船型では渦度分布の左右非対称性がA船型よりも著しい。つまり、左右の渦の境である渦度 = 0 となる線が右舷の方へかなりずれており、渦の幅も右舷より左舷の方が広い。

これらのことから、船尾の流場を考える場合、 W_x の分布と縦渦の渦度分布との間には密接な関係があり、伴流分布の改善に V_y 、 V_z の計測データをさらに活用できる可能性のあることがわかる。

4.3.3 船尾の変動圧力

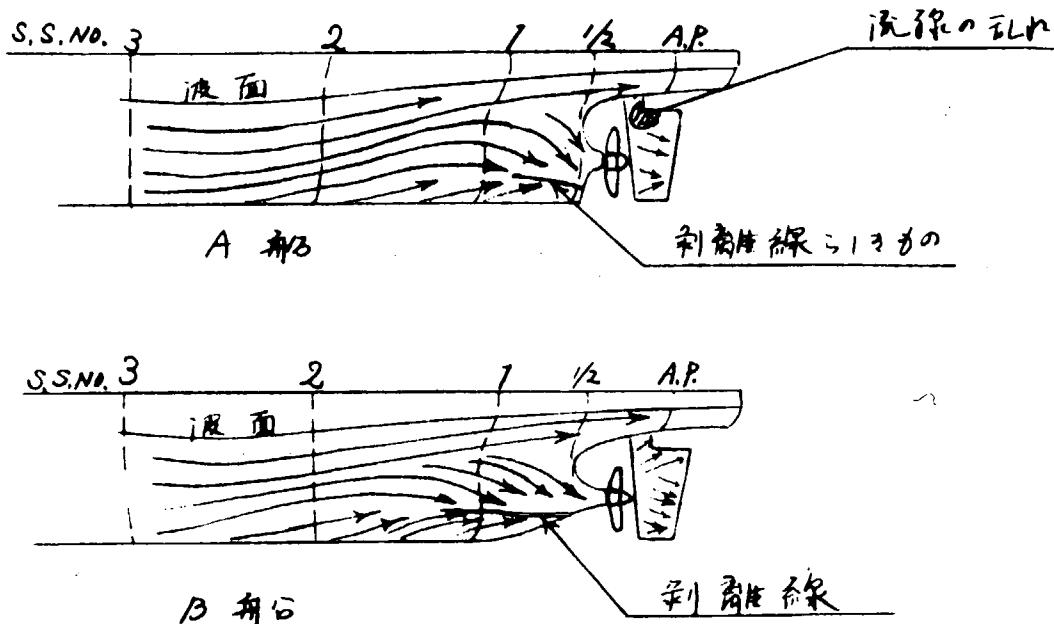
今回の計測で特に問題となったのはモーター及びシャフトから船体を通して伝わる振動をいかに除去するかであった。モーターと船体との間にゴムを入れる等したが完全には除去できなかった。モーター、シャフトの模型船への取りつけ方でも異なるのかA船では振動の影響が小さいがB船では大きい。圧力計測部船体の材質、船体への固定方法等を考える必要がある。

谷口の方法によりプロペラにキャビテーションが発生していない場合の変動圧力の振幅及び位相を求める今回の計測結果と比較したものを図 4.3.8 に示す。今回の場合プロペラチップクリアランス比 $Z_t/D = 0.32$ であり谷口の実験は $Z_t/D = 0.20$ までしかないが外挿しているが Order Check として使用するには差しつかえない。なお B 船では振動の除去が困難な為位相関係は求めていない。この図をみると圧力変動の振幅および位相の傾斜はオーダー的にはほぼ妥当である。 P_4 点での圧力振幅が A, B 船で異なる事、および位相が右舷側にずれている事は伴流分布の左右非対称性から説明がつく。(図 4.2.10(a), (b) の伴流分布と圧力計位置の関係参照の事) A, B 船ともプロペラ直上の点 P_1 より前方の点 P_3 の圧力変動が大きい。この傾向は文献にもみられる。以上を総合して考えると A,

B両船で圧力変動はほぼ同程度と考えられる。これらはプロペラ上部の伴流分布がA, B両船で差がない事からも肯ける。

4.3.4 流線観測

B船のS.S.No.1 1/4以降の2 W.L.付近にはっきりした剥離線が認められるがA船では明確な剥離線はみられず剥離しきものもS.S.No.1以降にみられる。またA船では舵の上部で流線の乱れがみられる。A, B船の船体近傍の流れの様子をスケッチして下に示す。



参考文献

1. 高橋哲夫他：回流水槽における抵抗試験，関西造協，159号
2. 姫野洋司他：回流水槽の定在波について，関西造協，155号
3. 佐藤和範：有効伴流と公称伴流，日本造船技術センター技報第4号
4. 谷口 中：プロペラ近傍の圧力変動，西部造船会，16号
5. 高橋 肇：Estimation of Surface Force Induced by Propeller, 日本造船学会論文集，140号

表 4.2.1 主要目

M.S. No.	SR183A	SR183B	SR171C
L_{DWL} (m)	2.1060	2.1060	4.6800
L_{PP} (m)	2.0250	2.0250	4.5000
B (m)	0.4500	0.4500	1.0000
d (m)	0.1324	0.1324	0.2940
c_B	0.6040	0.6041	0.6040
c_H	0.9700	0.9700	0.9700
c_P	0.6227	0.6228	0.6227
c_W	0.7583	0.7581	0.7583
l_{CB} (% of L_{PP})	1.781	1.780	1.781
L/B		4.50	
B/d		3.40	

表 4.2.3 プロペラ要目

M.P. No.	7
DIAMETER (mm)	90.0
PITCH RATIO (CONST.)	0.800
BOSS RATIO	0.250
EXPANDED AREA RATIO	0.400
MAX. BLADE WIDTH RATIO	0.242
BLADE THICKNESS RATIO	0.045
ANGLE OF RAKE	10°18'
DIRECTION OF TURNING	RIGHT HANDED
NUMBER OF BLADE	4
BLADE SECTION	UA

表 4.2.4 実験状態

M.S.NO.	SR183A	SR183B
∇ (m^3)	0.07282	0.07283
S_{NAKED} (m^2)	1.0339	1.0340
$S_{with A.A.}$ (m^2)	1.0451	1.0452

表4.2.2 船体寸法

MODEL SHIP NO. SR183B

PARTICULARS	(cm)
LPP	202.500
BREADTH (MOULD)	45.000
DEPTH (MOULD)	18.900
DRAFT (MOULD)	13.235
RISE OF FLOOR	0.392
HALF BREADTH OF KEEL	1.180
BILGE CIRCLE	4.806
DISTANCE FROM AFT END TO AP ...	8.100
FROM FORE END TO FP ...	1.688

OFFSET (HALF BREADTH)

	A.E.	A	A.P.	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$
D.FLT	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.250	1.980	4.830	8.430
HIGHT										
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.710	1.180	1.180	1.180
0.673	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2.020	4.600	7.680	11.080
1.350	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.520	2.840	5.680	8.990	12.540
2.700	0.0	0.0	0.0	0.500	2.600	3.930	7.060	10.750	14.500	
4.050	0.0	0.0	0.0	0.0	1.420	2.870	4.360	7.930	12.100	15.990
5.400	0.0	0.0	0.0	0.0	1.310	2.800	4.500	8.610	13.340	17.290
6.750	0.0	0.0	0.0	0.0	0.750	2.540	4.600	9.400	14.610	18.460
8.100	0.0	0.0	0.0	0.0	0.300	2.420	4.900	10.620	15.960	19.490
9.450	0.0	0.0	0.0	0.0	0.500	3.150	6.100	12.480	17.370	20.380
10.800	0.0	0.0	0.0	0.0	1.540	5.400	9.100	15.070	18.770	21.120
11.475	0.0	0.0	0.0	0.0	3.040	7.620	11.000	16.200	19.430	21.440
12.150	0.0	0.0	0.0	0.750	6.070	9.900	12.760	17.220	20.050	21.710
12.825	0.0	0.0	2.350	5.550	9.150	11.900	14.320	18.120	20.570	21.950
13.500	1.560	3.950	5.970	8.840	11.200	13.530	15.650	18.950	21.020	22.130
14.850	6.600	8.450	10.250	12.360	14.200	16.200	17.860	20.330	21.770	22.390
16.200	9.540	11.150	12.690	14.550	16.300	17.920	19.320	21.340	22.250	22.500
17.550	11.510	13.020	14.450	16.150	17.740	19.180	20.400	22.010	22.470	22.500
18.900	12.980	14.400	15.750	17.340	18.820	20.090	21.170	22.410	22.500	22.500
BTM CL1	13.230	12.890	12.520	12.020	2.600	0.700	0.0	0.0	0.0	0.0

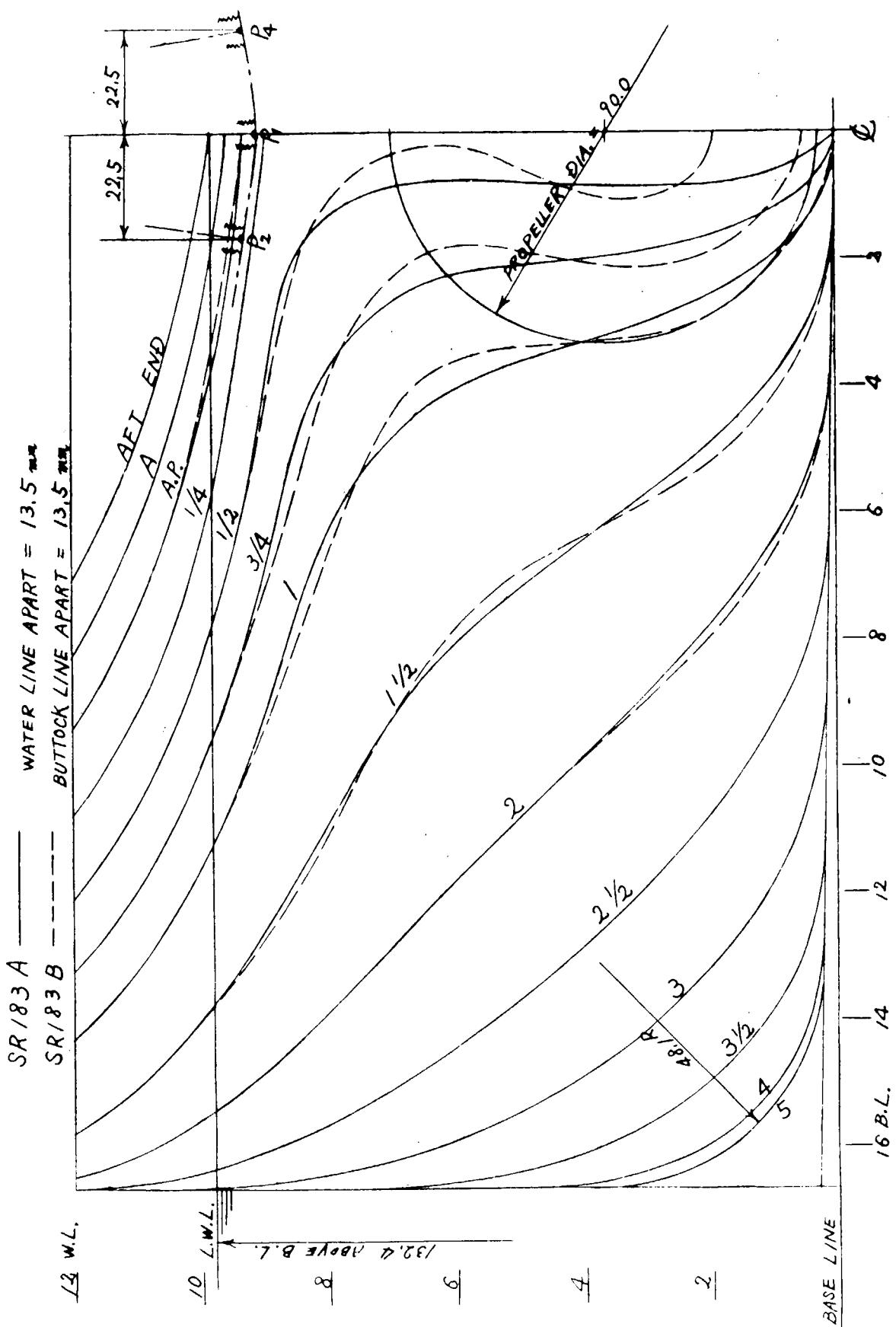


図 4.2.1 船尾部正面線図

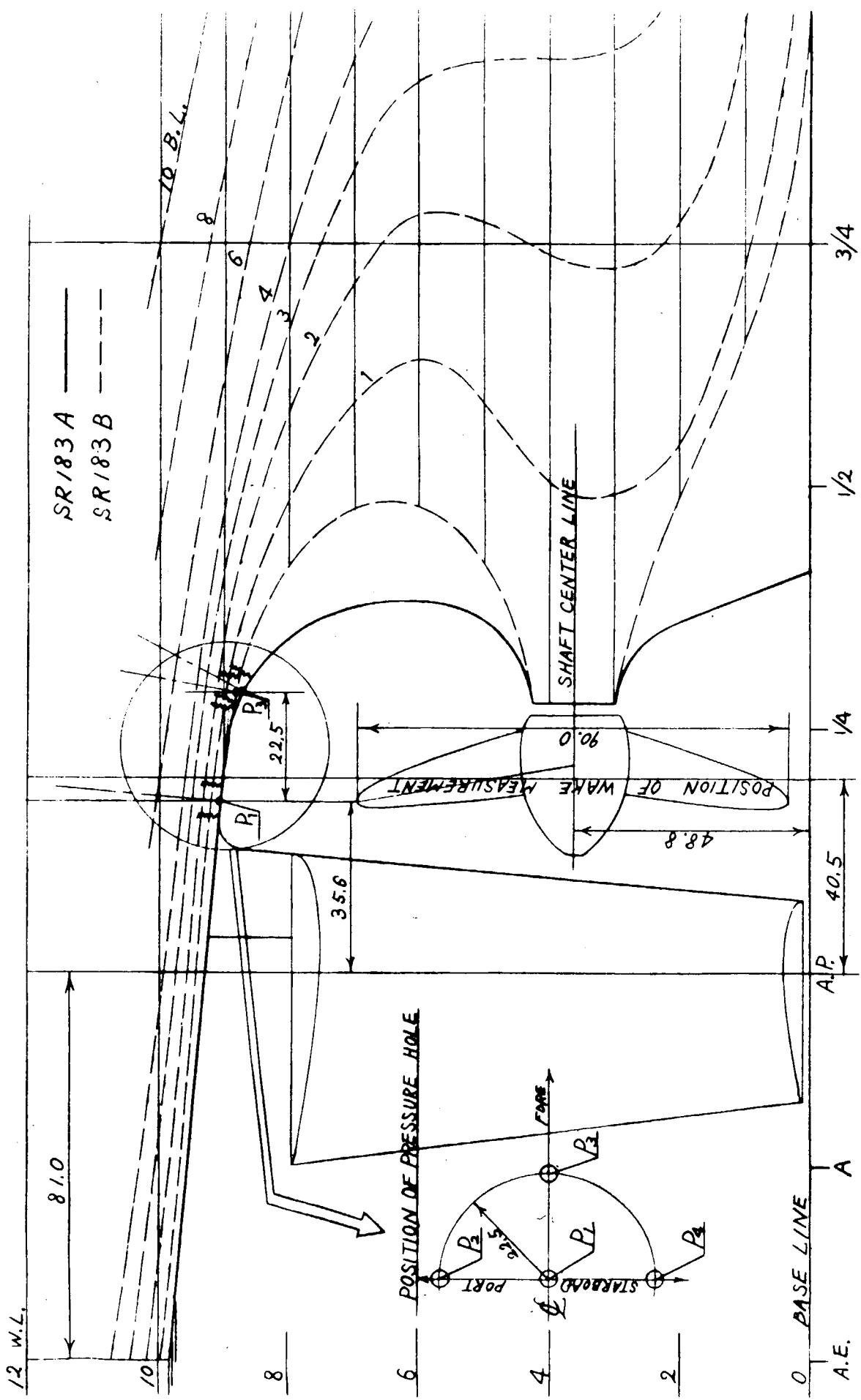


图 4.2.2 船尾形状

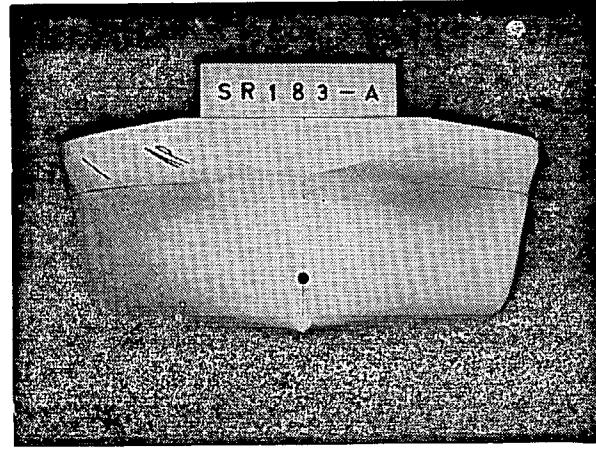
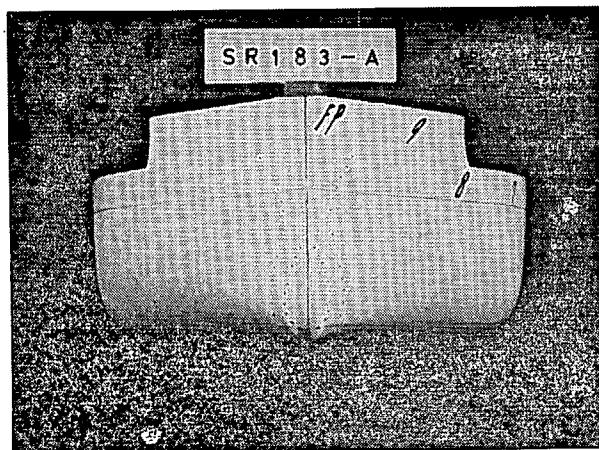
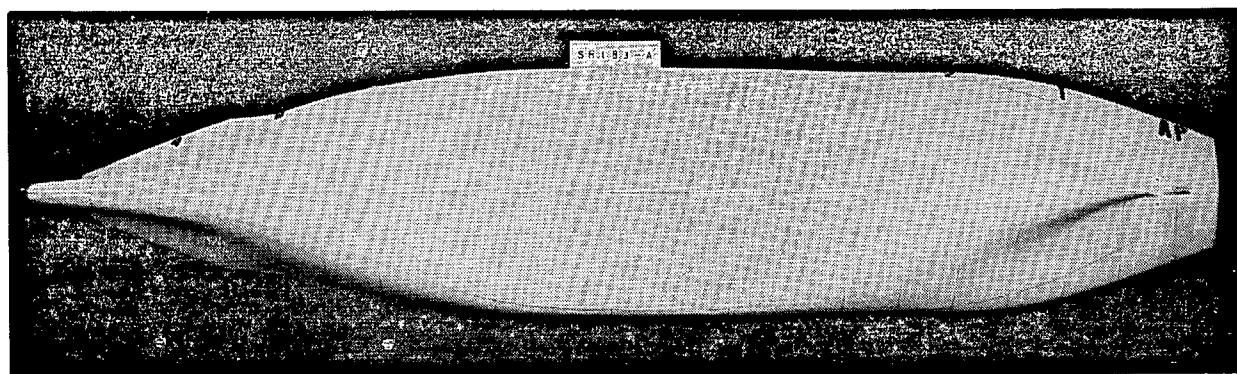
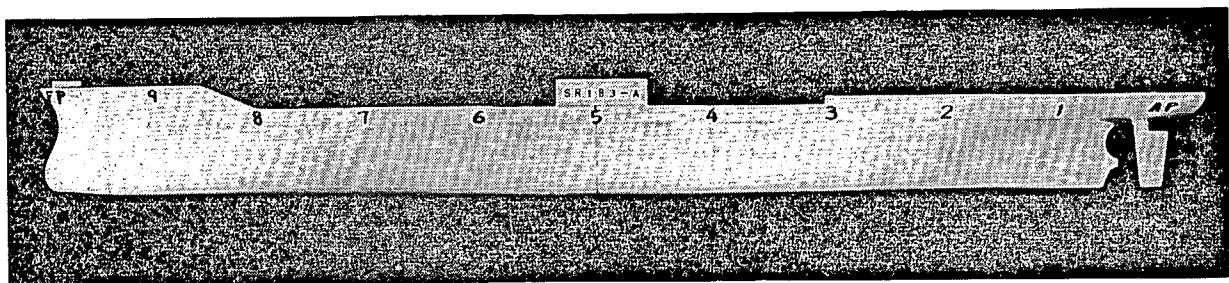


図4.2.3(a) 船体写真 (SR183A)

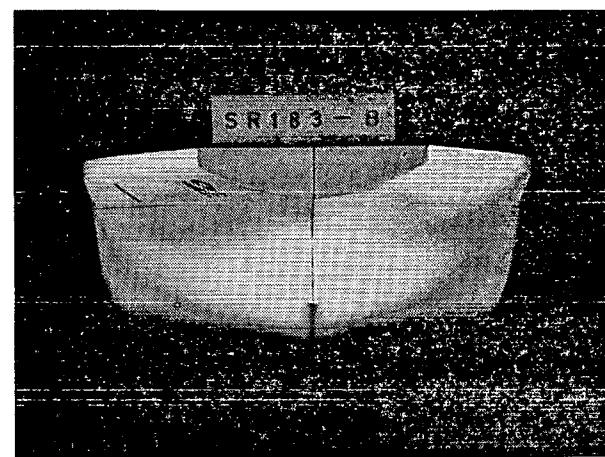
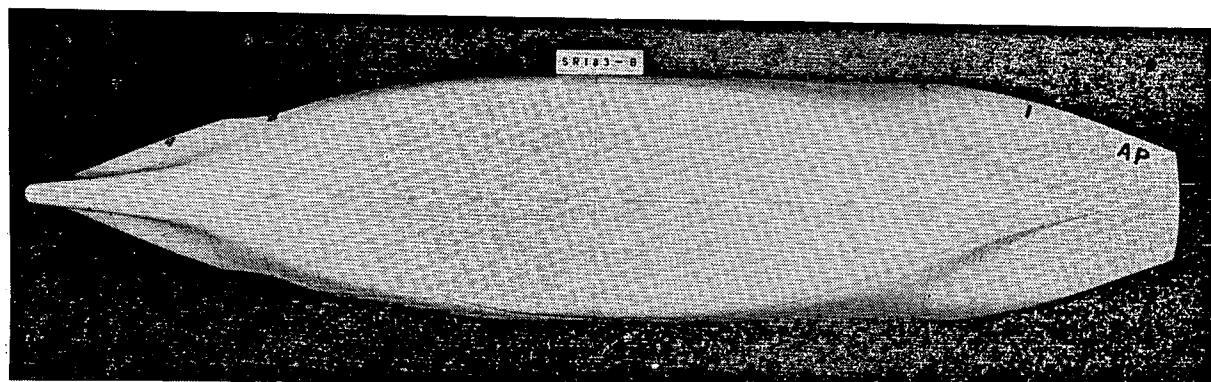
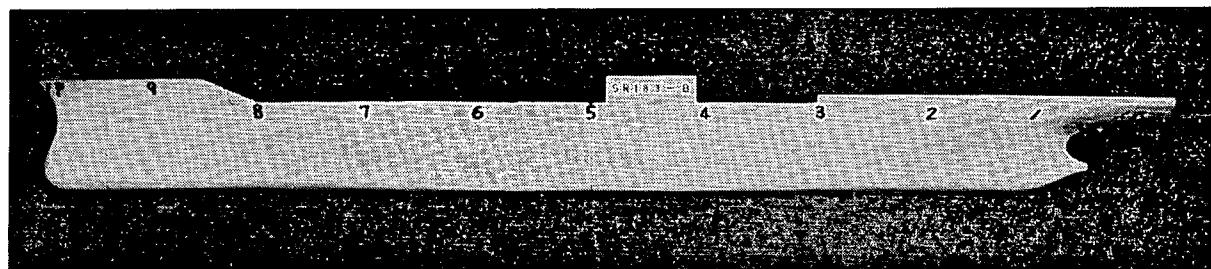


図 4.2.3(b) 船体写真 (SR183B)

M. S. No.	A	A.P.	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	4	5	6	7	$7\frac{1}{2}$	8	$8\frac{1}{2}$	9	$9\frac{1}{2}$	$9\frac{3}{4}$	F.P.	MARKS
SR/83A	0.002	0.008	0.017	0.086	0.175	0.271	0.471	0.656	0.807	0.907	0.994	1.000	0.960	0.754	0.600	0.444	0.307	0.196	0.148	0.107	0.072	0.045
SR/83B	0.002	0.007	0.017	0.072	0.173	0.273	0.474	0.660	0.807	0.907	0.994	1.000	0.980	0.754	0.600	0.444	0.307	0.196	0.148	0.107	0.072	0.045

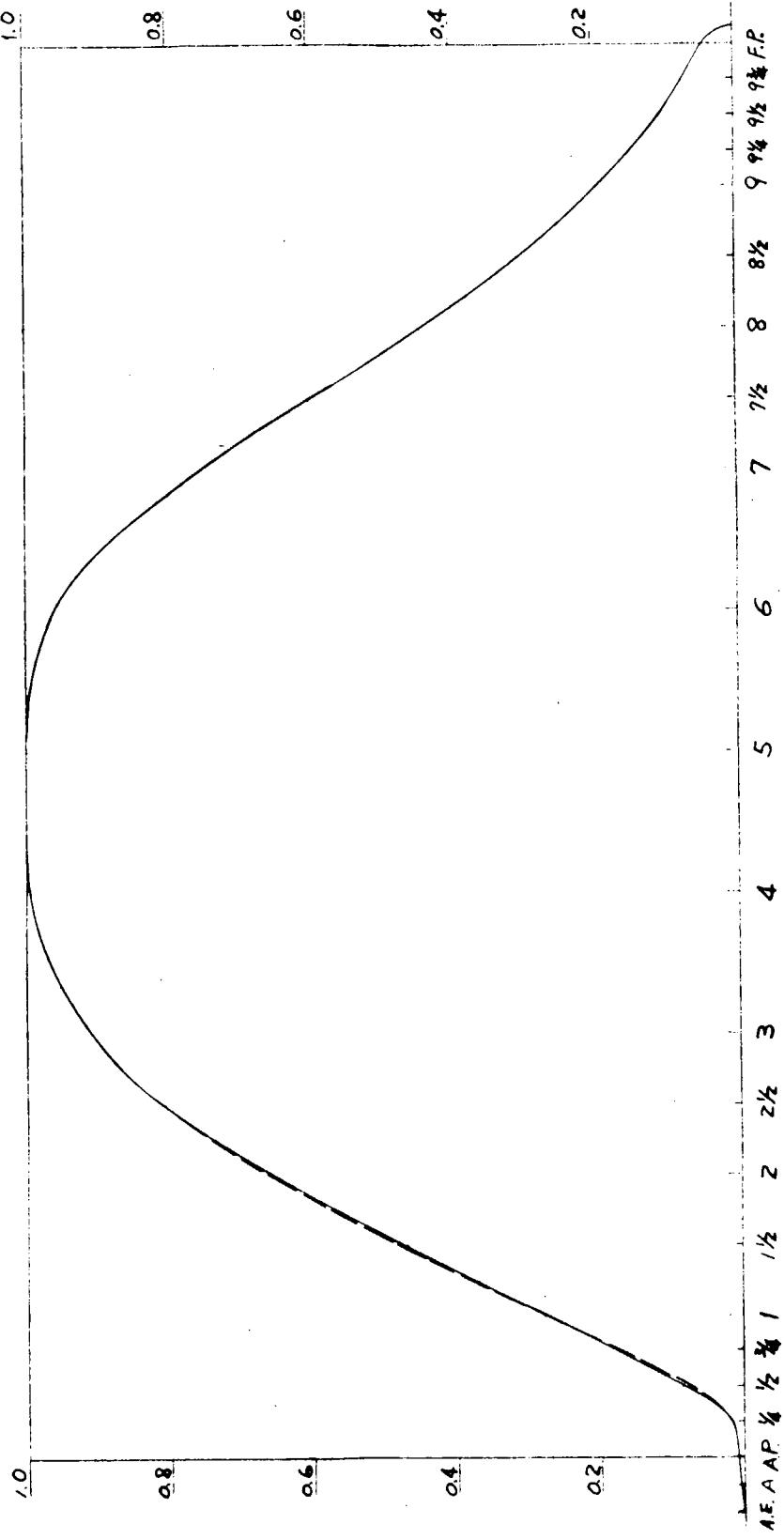


图 4.2.4 SECTIONAL AREA CURVES

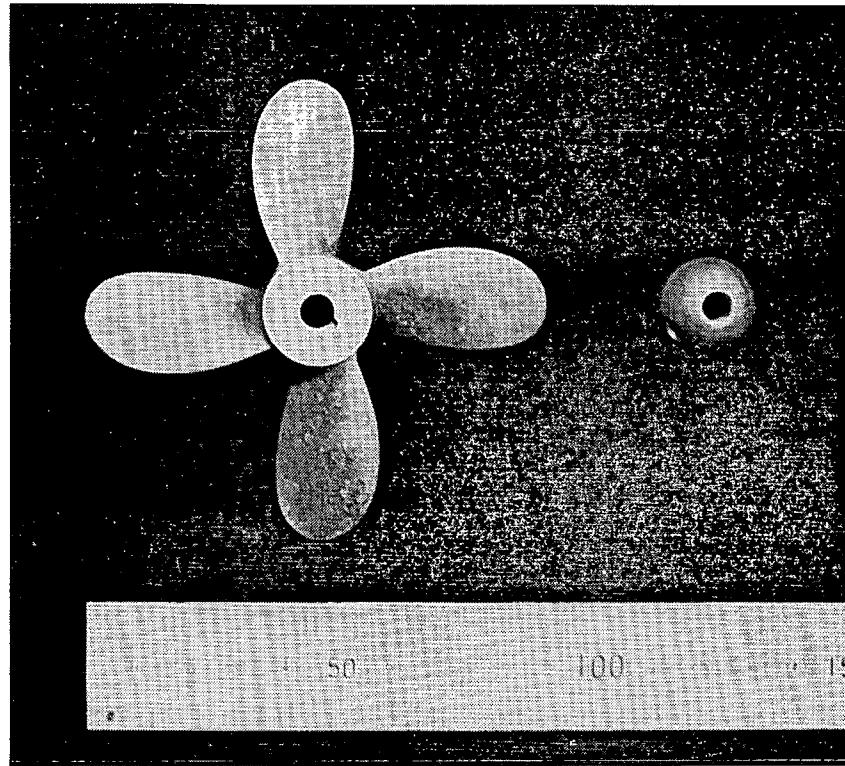


図 4.2.5 模型プロペラ (M.P.NO. 7)

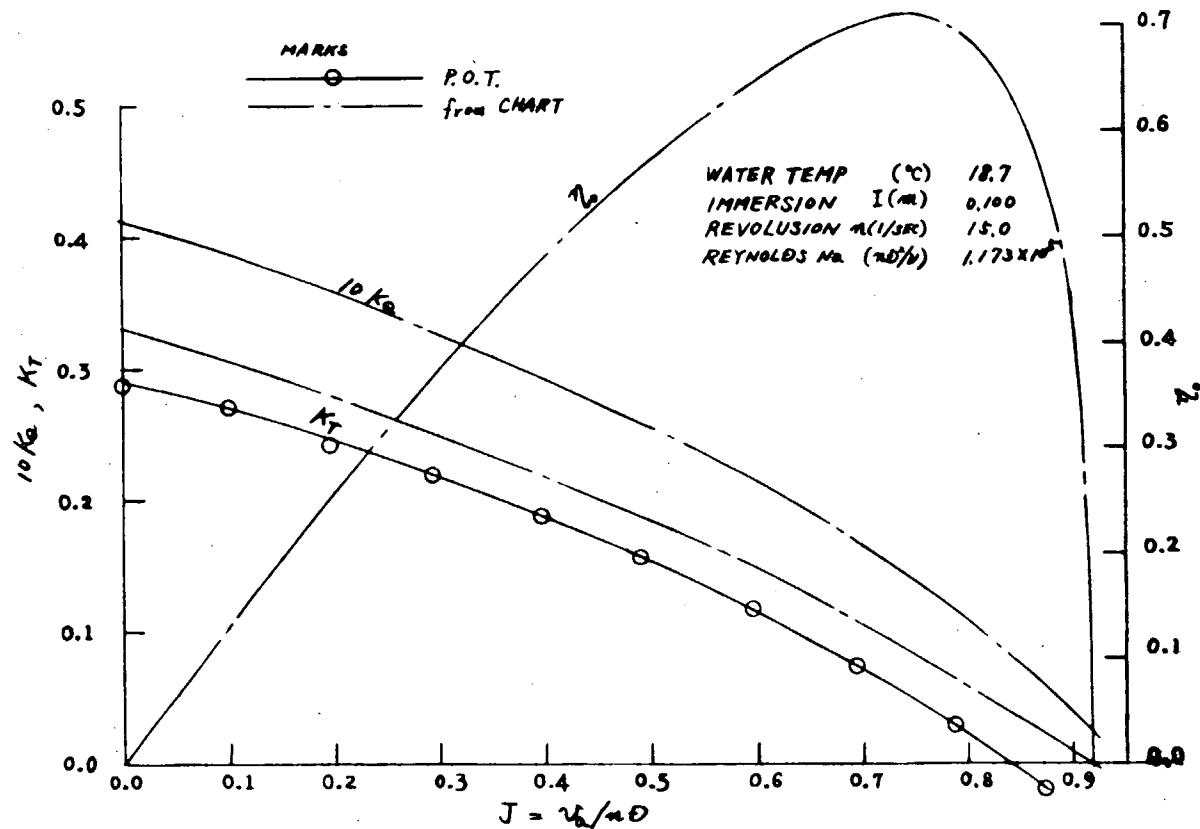


図 4.2.6 プロペラ単独性能 (UA-4-40, H/D=0.80)

FULL LOAD CONDITION

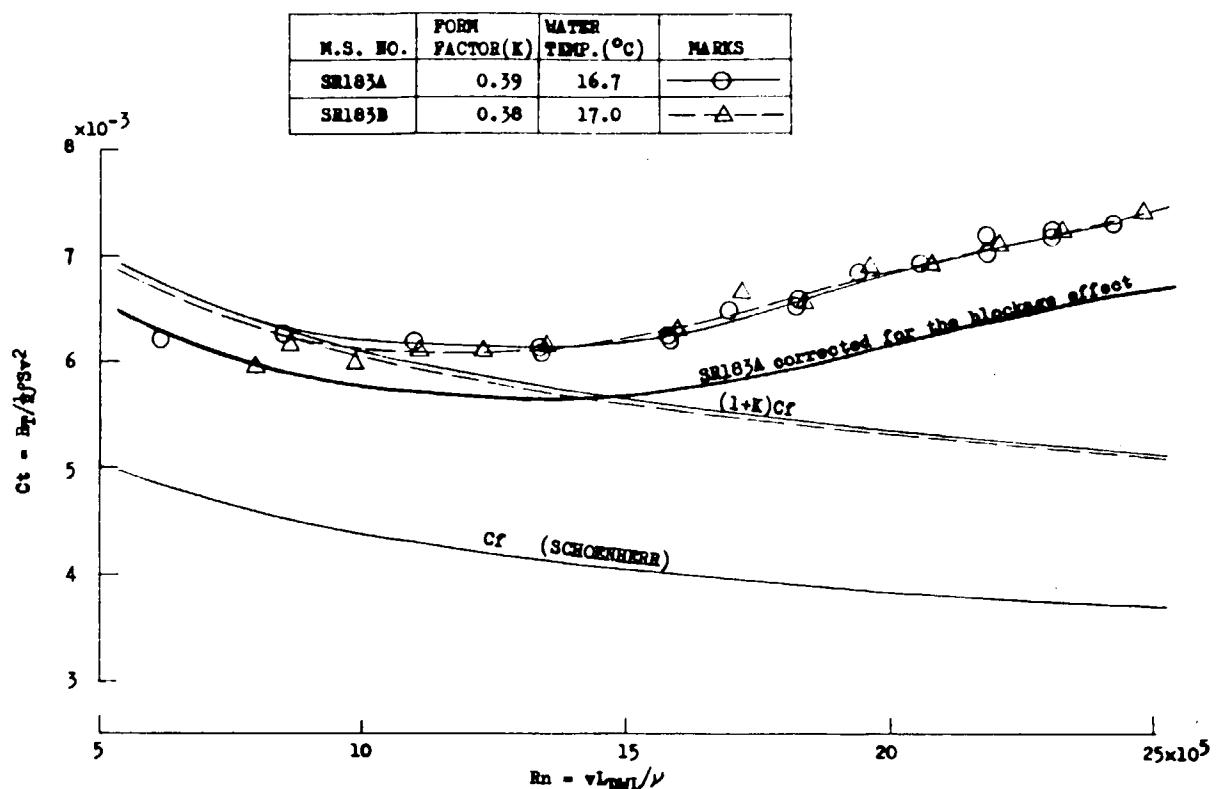


図 4.2.7 抵抗試験結果（全抵抗係数）

FULL LOAD CONDITION

M.S. NO.	L_DWL (m)	WATER TEMP. (°C)	MARKS
SR183A	2.106	16.7	—○—
SR183B	2.106	17.0	—△—
(SR171C)	4.680	14.3	———

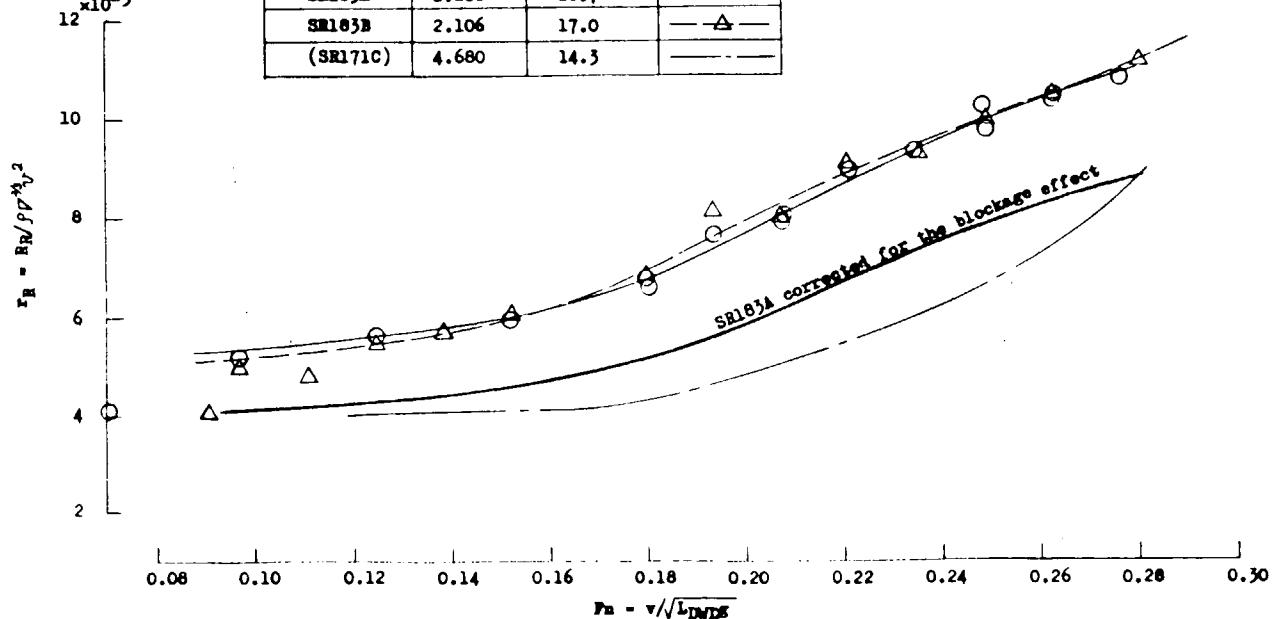


図 4.2.8 抵抗試験結果（剩余抵抗係数）

FULL LOAD CONDITION

M.S.NO.	L _{pp} (m)	PROP. DIA. D _p (m)	WATER TEMP.(°C)	MARKS
SR183A	2.025	0.090	16.7	○
SR183B	2.025	0.090	17.0	△
(SR171C)	4.500	0.180		— —

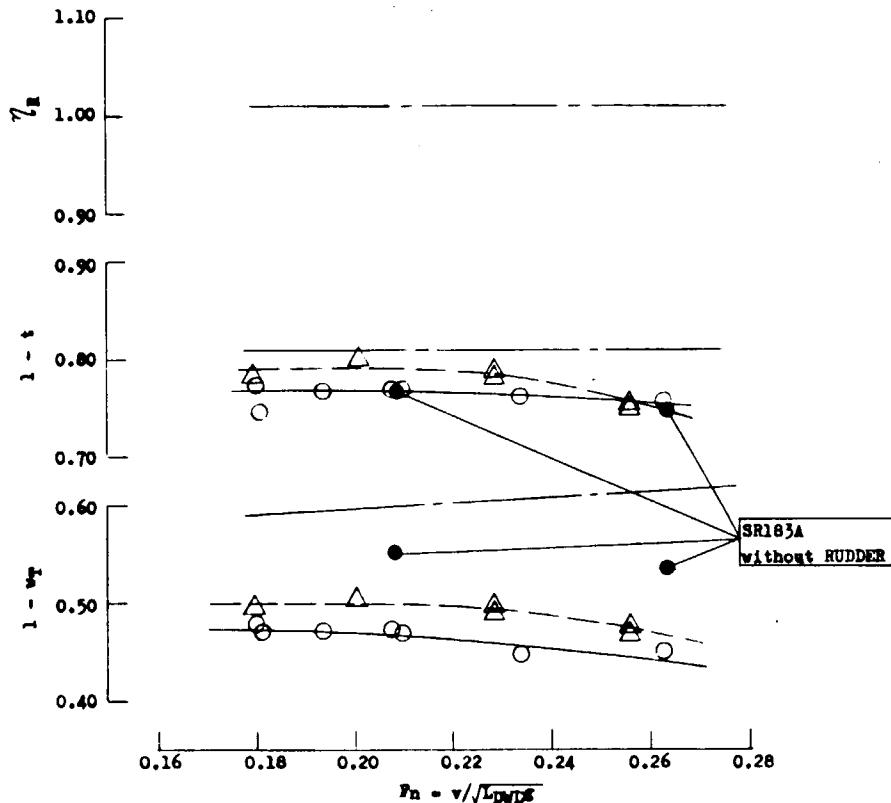


図 4.2.9 自航要素

FULL LOAD

$$F_n = 0.260$$

M.S. NO. TEMP. OF WATER (°C)

— SR183A 17.0

- - SR183B 17.3

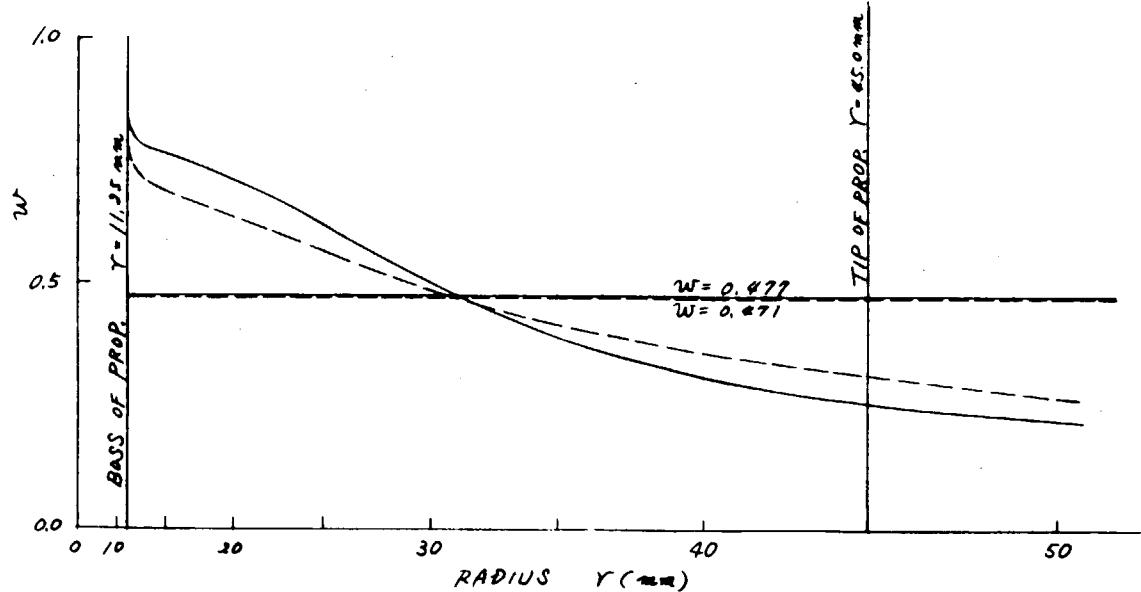


図 4.2.11 周方向平均伴流

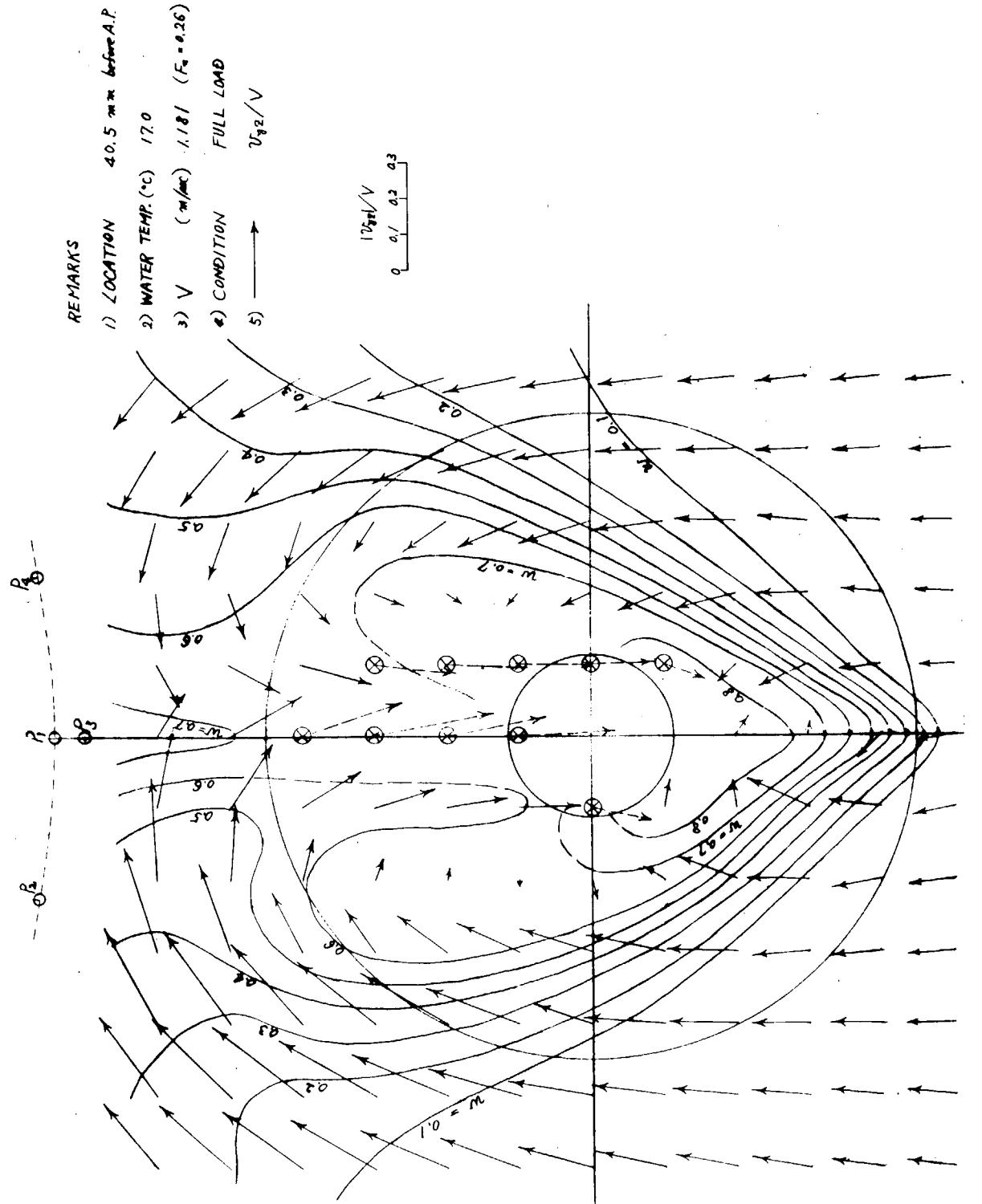


図 4.2.10(a) 伴流分布 (SR183A)

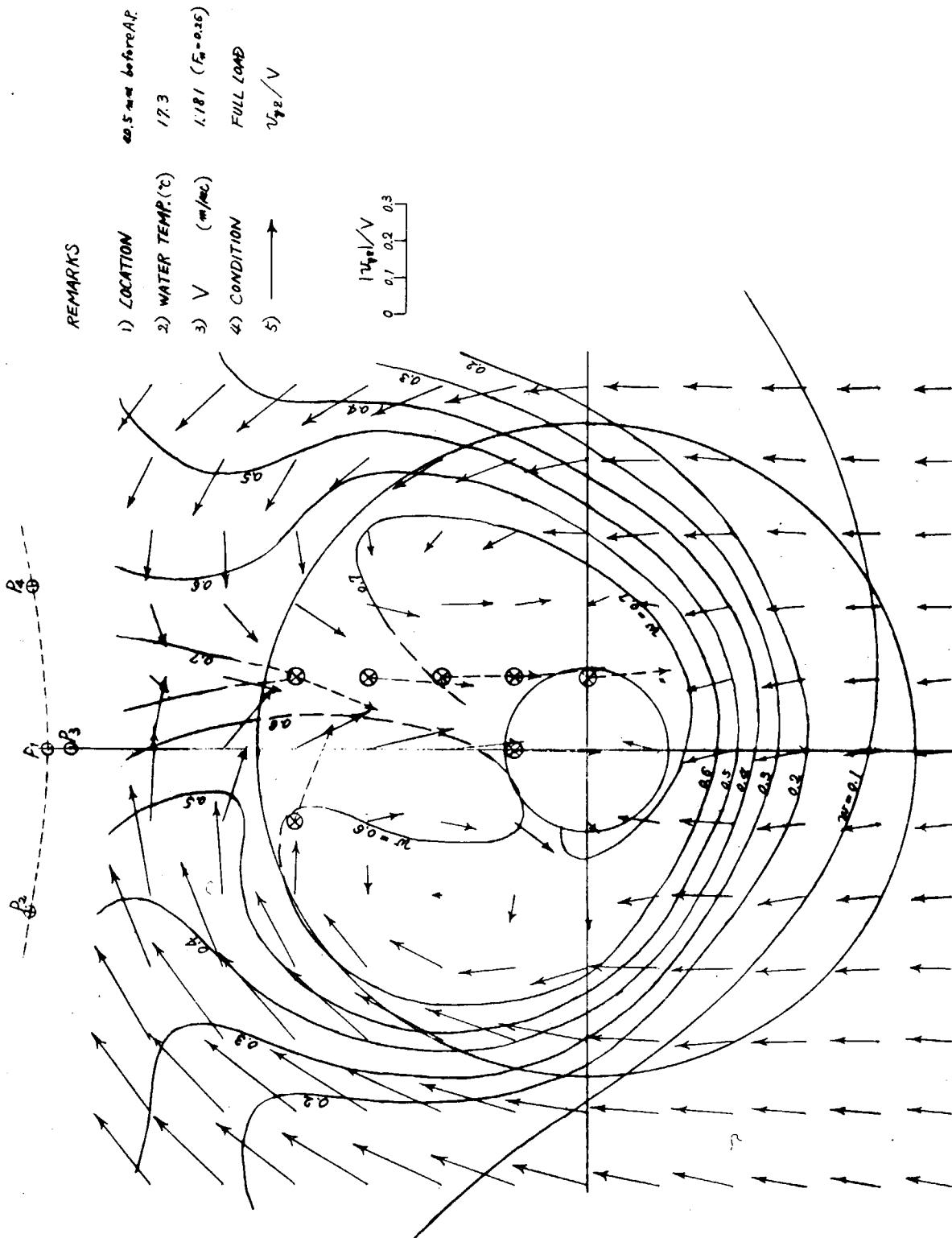


図 4.2.10(b) 伴流分布 (SR183B)

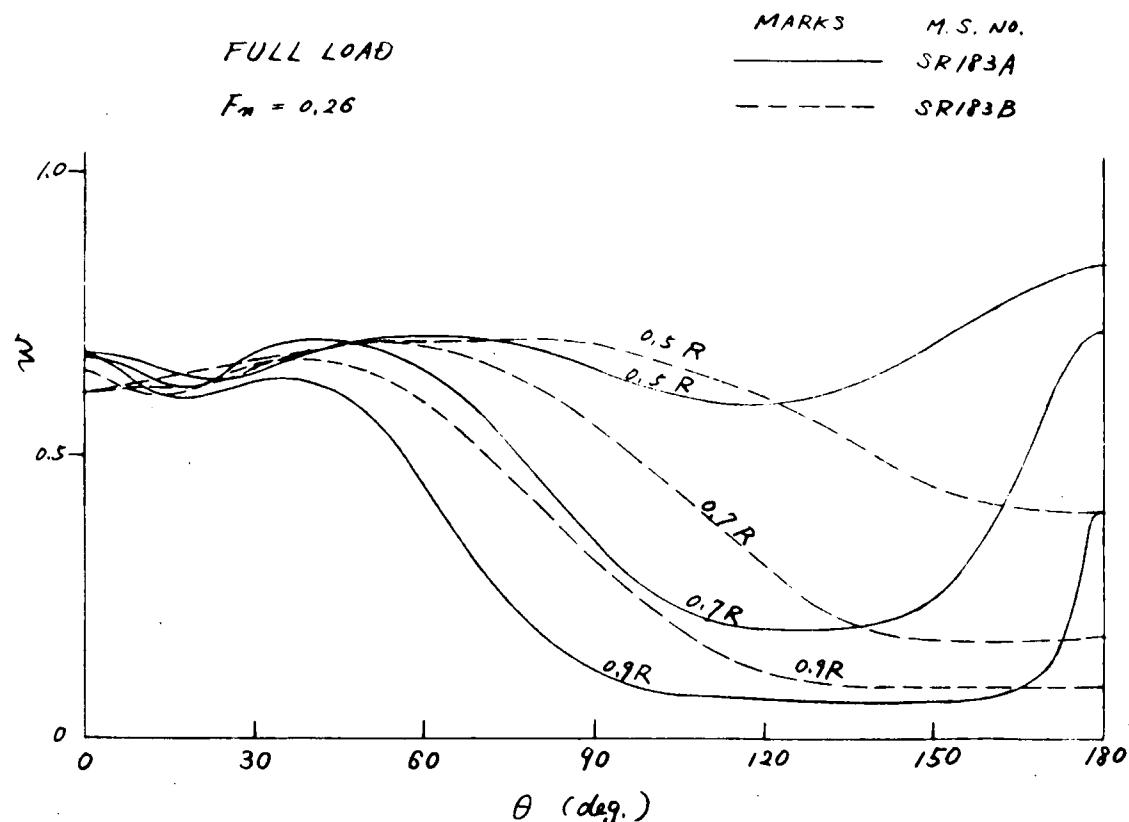


図 4.2.12 伴流分布の比較

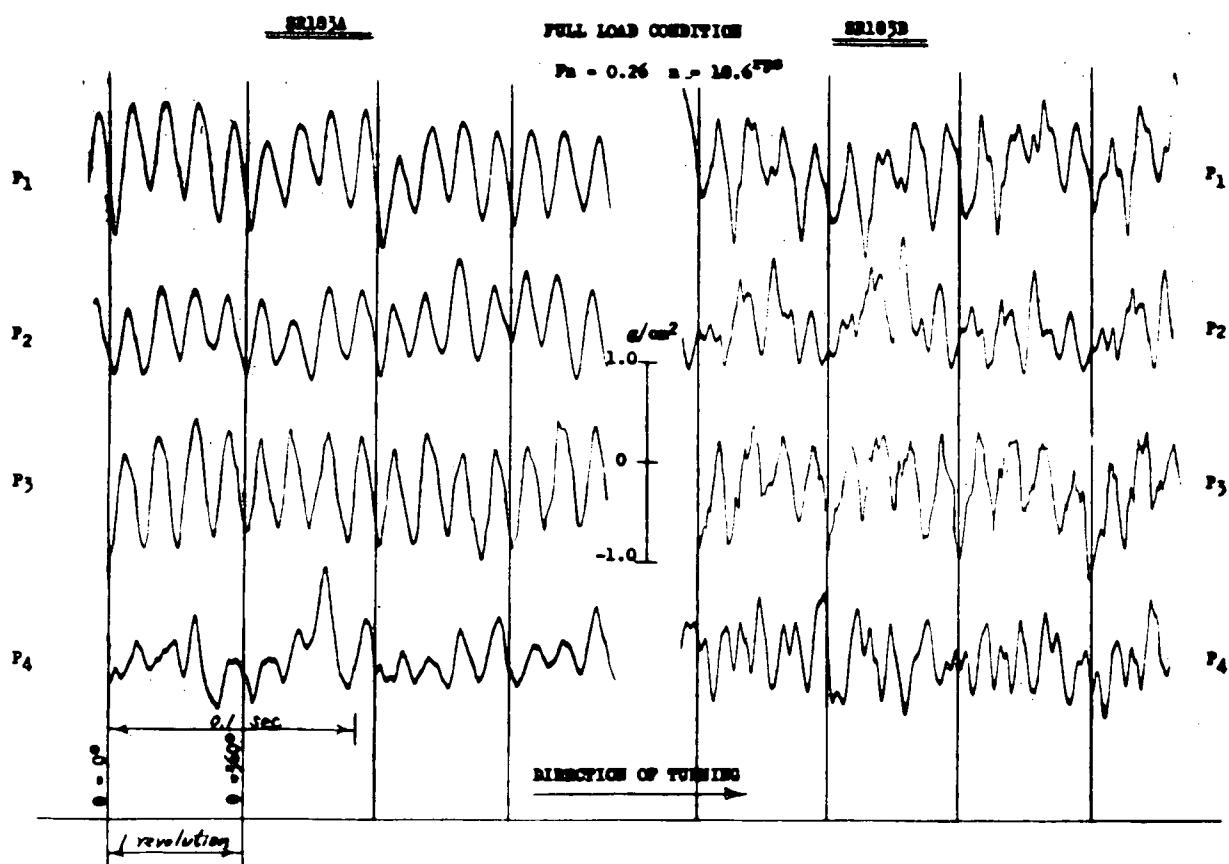


図 4.2.14 變動圧力記録例

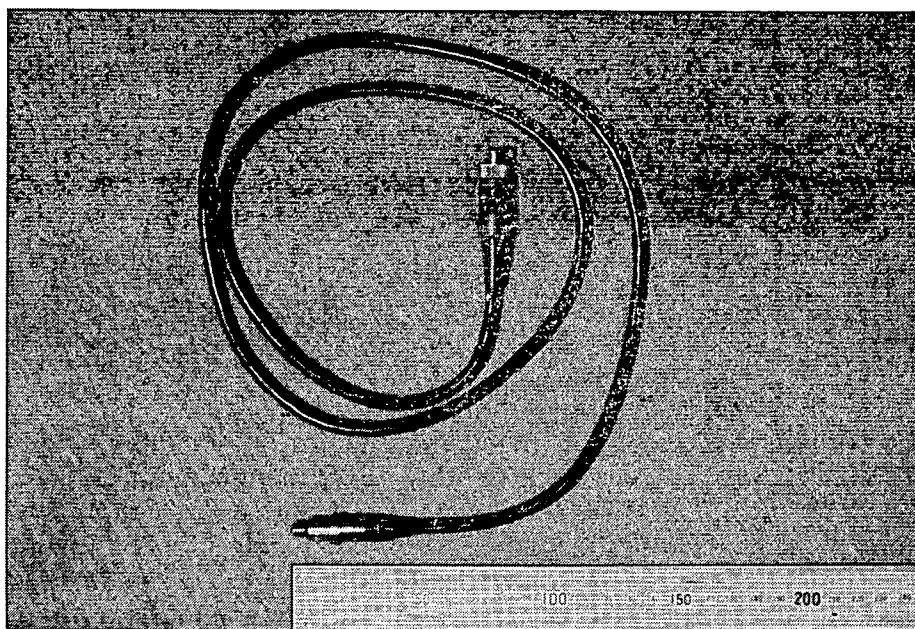


図 4.2.13(a) 圧力計

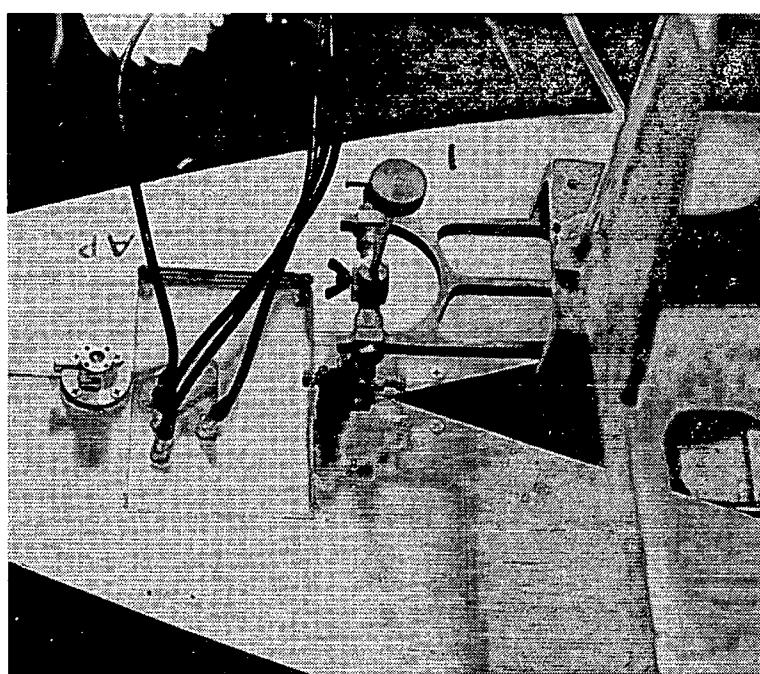


図 4.2.13(b) 圧力計取りつけ状況

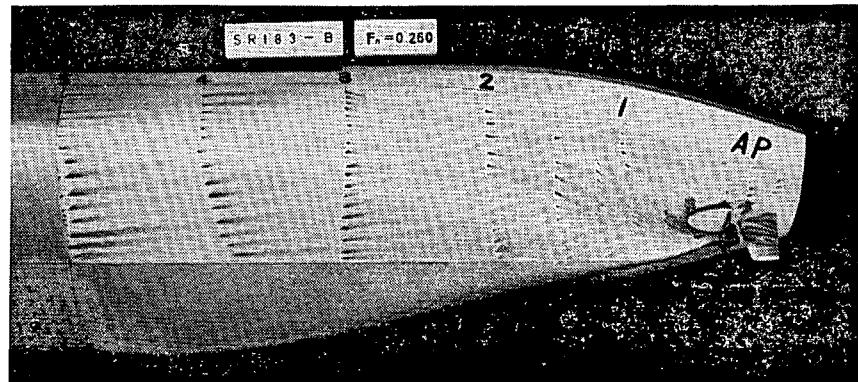
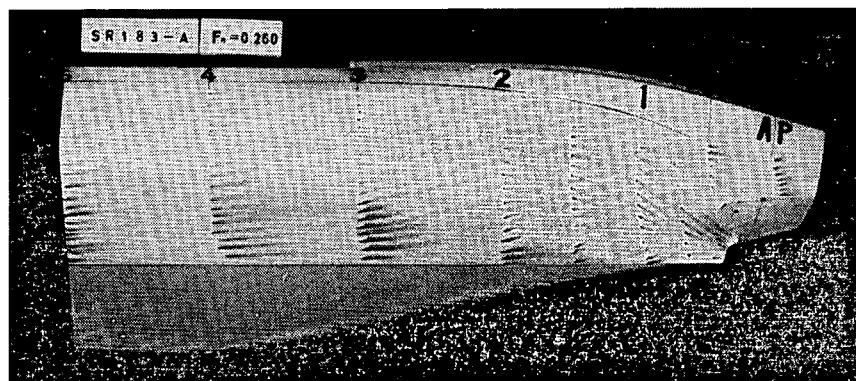
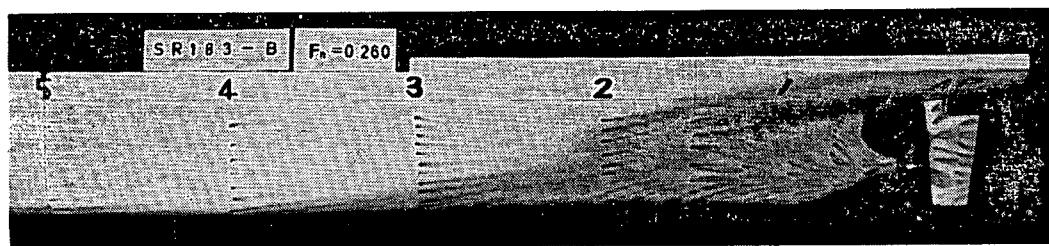
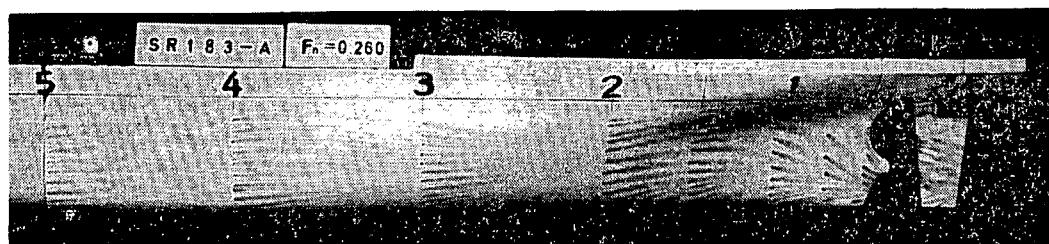


図 4.2.15(a) 流線の比較

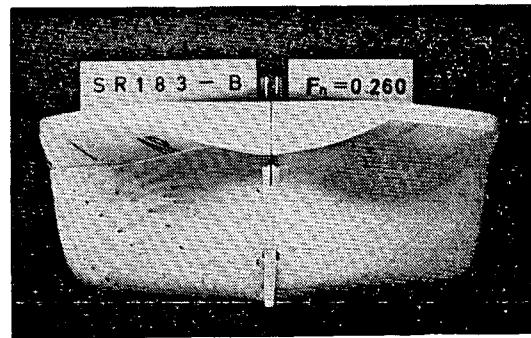
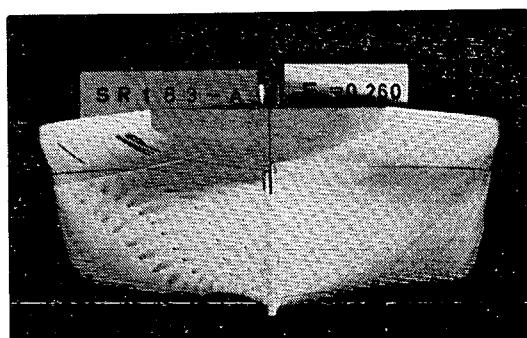
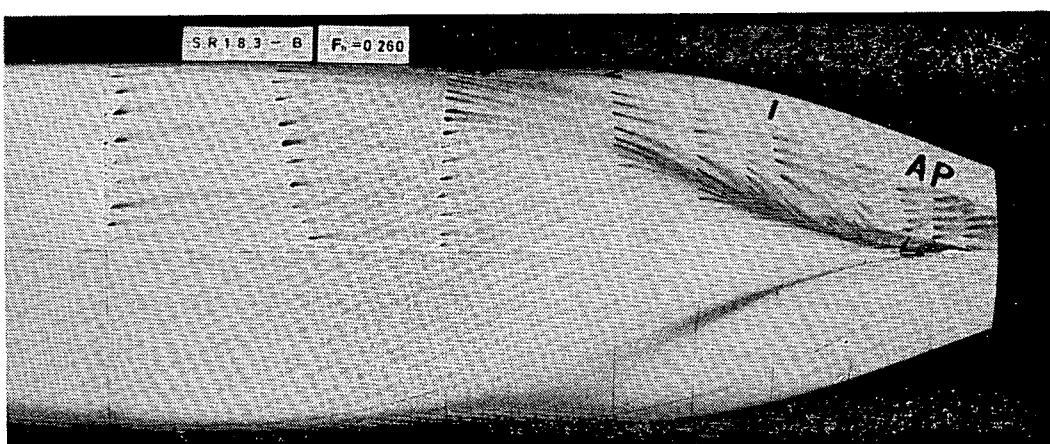
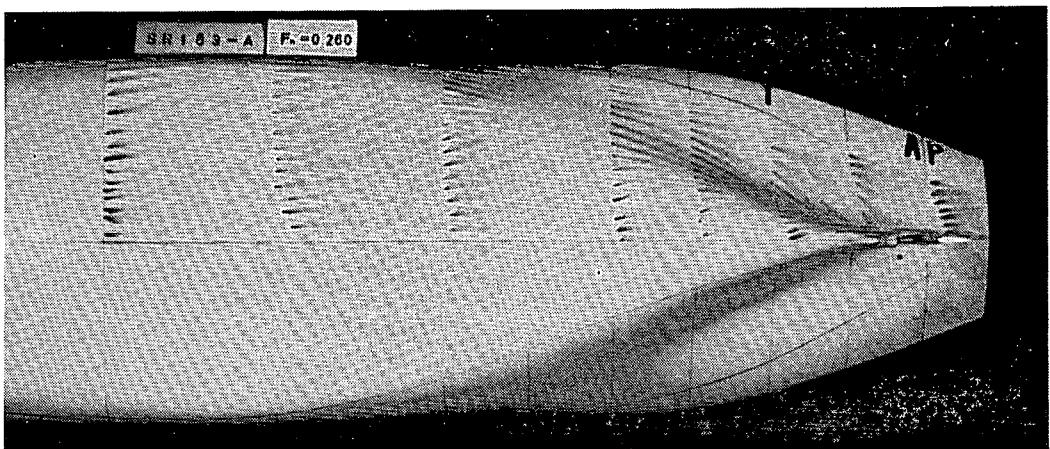
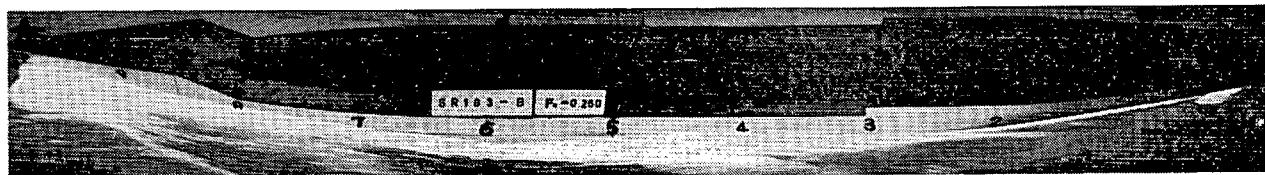


図 4.2.15(b) 流線の比較



SR183A



SR183B

図 4.2.16 船側波形

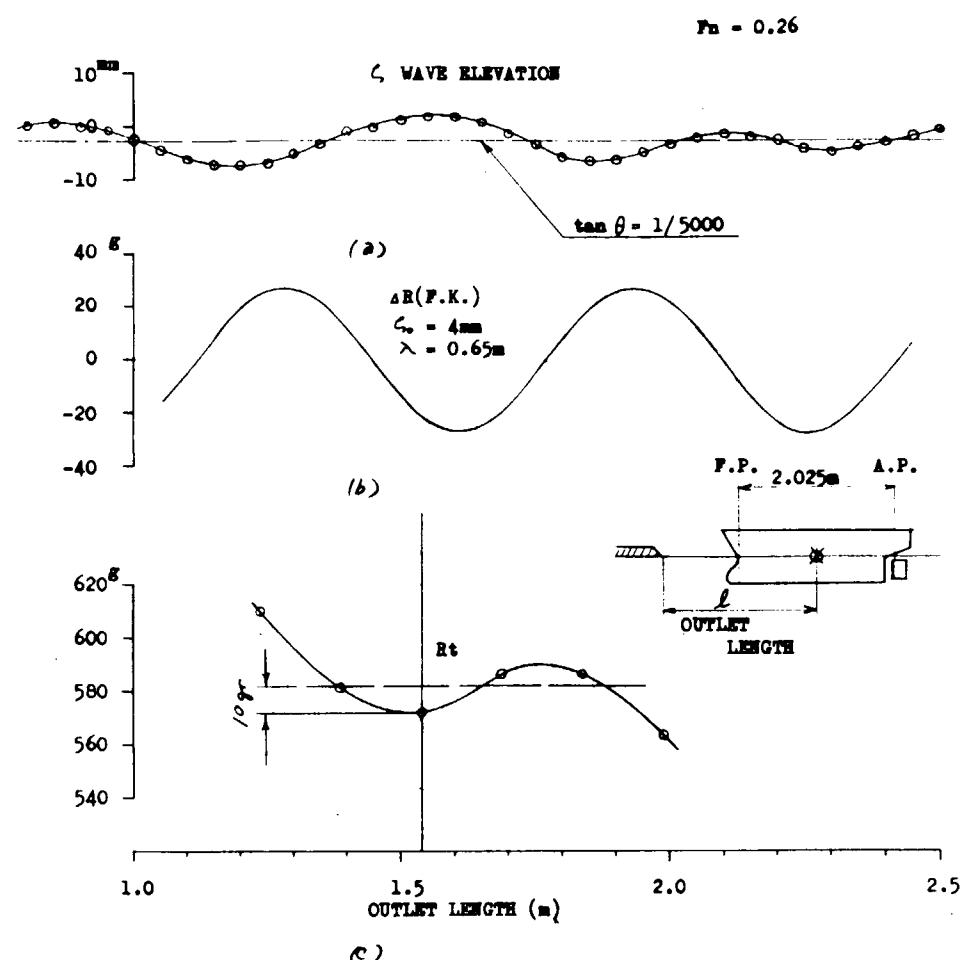


図 4.3.1 定在波が抵抗に及ぼす影響

M.S.NO.	TANK	$b \times h (\text{m})$	m	L/b	MARK
SR183A	SSK	1.5×1.0	0.0385	1.404	—
SR171C	SRC NO.2	8.0×4.15	0.0086	0.585	---
M.S.3707	SRC NO.1	10.0×6.3	0.0071	0.585	----

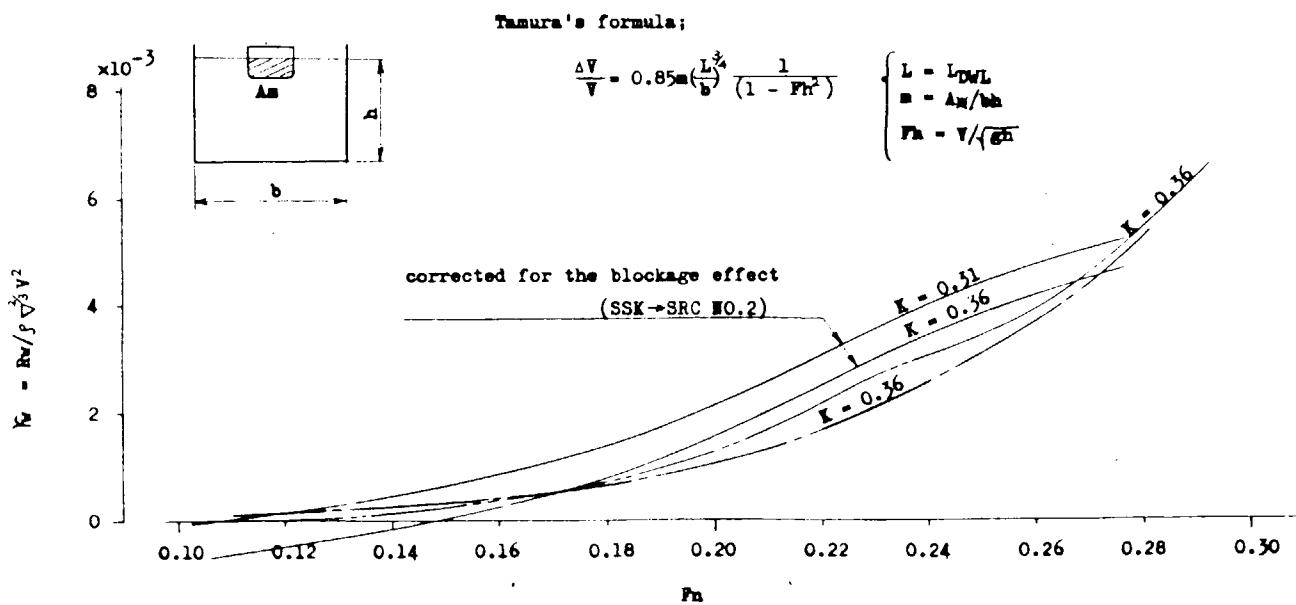
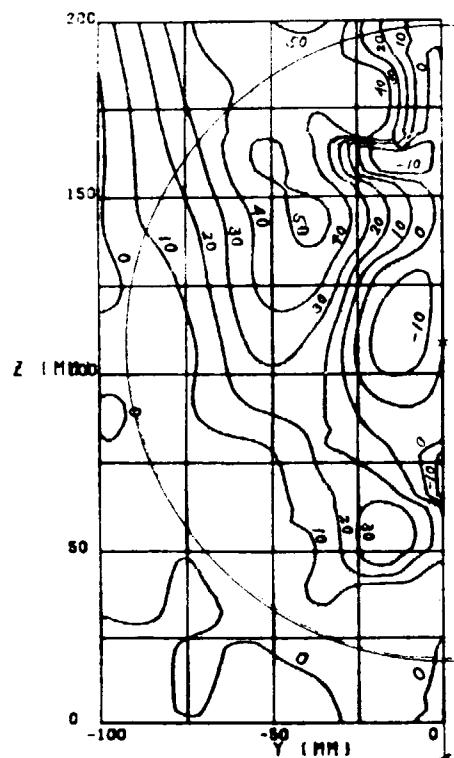


図 4.3.2 造波抵抗係数の比較

(a) VORTICITY CONTOUR LINE



(1)式による計算結果

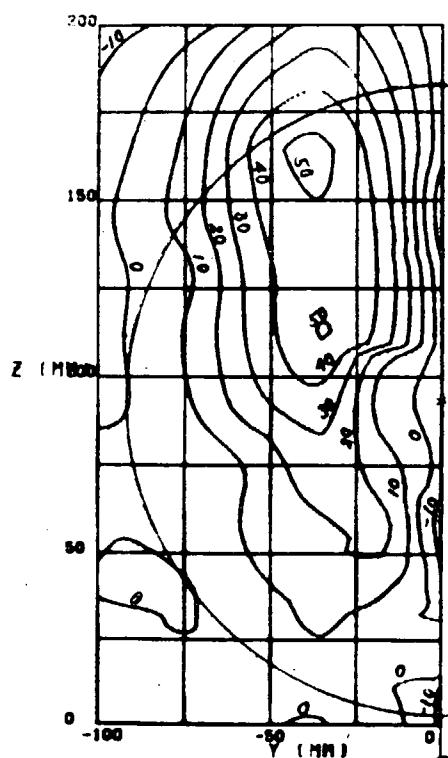
(b) CIRCULATION OF ELEMENT

180	2.1	30.4	43.9	75.1	98.6	-36.4
-2.5	23.5	37.4	60.6	21.9	-57.6	
-0.1	17.3	35.0	73.3	30.6	-45.9	
-2.0	10.6	33.1	55.3	33.4	-48.5	
1.4	3.0	26.1	55.9	7.5	-40.7	
1.1	2.0	19.0	50.6	5.4	-20.4	
0.3	1.8	7.5	31.1	29.5	-6.6	
0.6	0.5	3.9	19.8	45.5	21.4	
0.3	0.6	7.4	8.6	21.1	29.3	
-0.9	0.0	-0.4	1.8	5.9	21.8	
-0.9	0.8	-1.9	-1.0	2.9	0.4	

(2)式による計算結果

図 4.3.3 SR171-C 船型の渦度分布

(a) VORTICITY CONTOUR LINE



(1)式による計算結果

(b) CIRCULATION OF ELEMENT

183	-10.6	-4.8	14.8	28.8	25.0	7.1
-5.6	4.0	32.6	47.6	41.8	14.5	
-1.8	8.4	36.3	48.9	45.1	6.1	
-1.6	5.9	32.8	42.6	47.1	12.0	
-1.3	3.0	31.4	49.0	55.5	22.9	
-0.9	1.9	32.1	49.6	29.3	7.8	
0.8	1.4	10.9	45.1	2.5	-12.3	
0.9	2.8	5.3	28.3	41.3	5.4	
-0.3	0.4	2.0	12.6	44.9	-4.5	
1.4	1.0	0.4	7.5	20.3	13.8	
1.0	0.3	-0.1	1.7	2.0	-6.1	

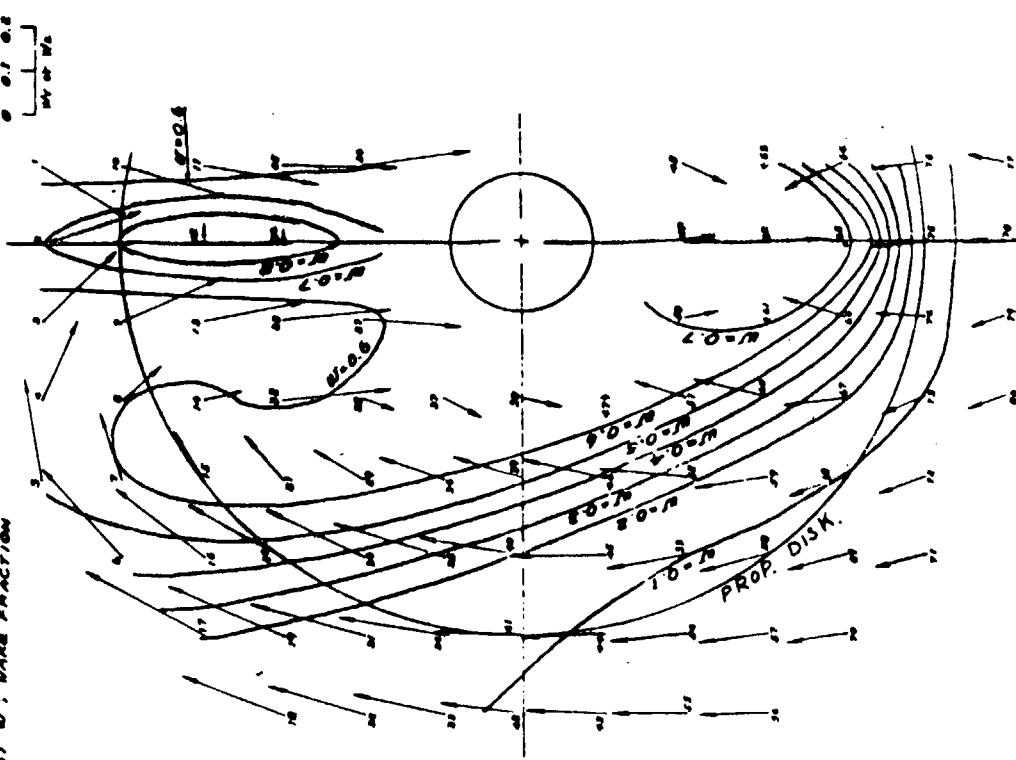
(2)式による計算結果

図 4.3.4 SR171-D 船型の渦度分布

MODEL SHIP NO. 3605 (SR NO. C)
FLOW PATTERNS UNDER FULL LOAD CONDITION
PORT SIDE

REMARKS:

- 1) LOCATION OF S-HOLE SPHERICAL PILOT TUBE AT 90.1 m BEFORE A.P.
- 2) TEMP. OF WATER ($^{\circ}\text{C}$) = 14.0
- 3) ρ_w (kg/m^3) = 1,020, μ_w = 0.250
- 4) \rightarrow DIRECTION OF FLOW
- 5) w : WAKE FRACTION



MODEL SHIP NO. 3606A (SR NO. D)
FLOW PATTERNS UNDER FULL LOAD CONDITION
PORT SIDE

REMARKS:

- 1) LOCATION OF S-HOLE SPHERICAL PILOT TUBE AT 90.1 m BEFORE A.P.
- 2) TEMP. OF WATER ($^{\circ}\text{C}$) = 17.5
- 3) ρ_w (kg/m^3) = 1,020, μ_w = 0.260
- 4) \rightarrow DIRECTION OF FLOW
- 5) w : WAKE FRACTION

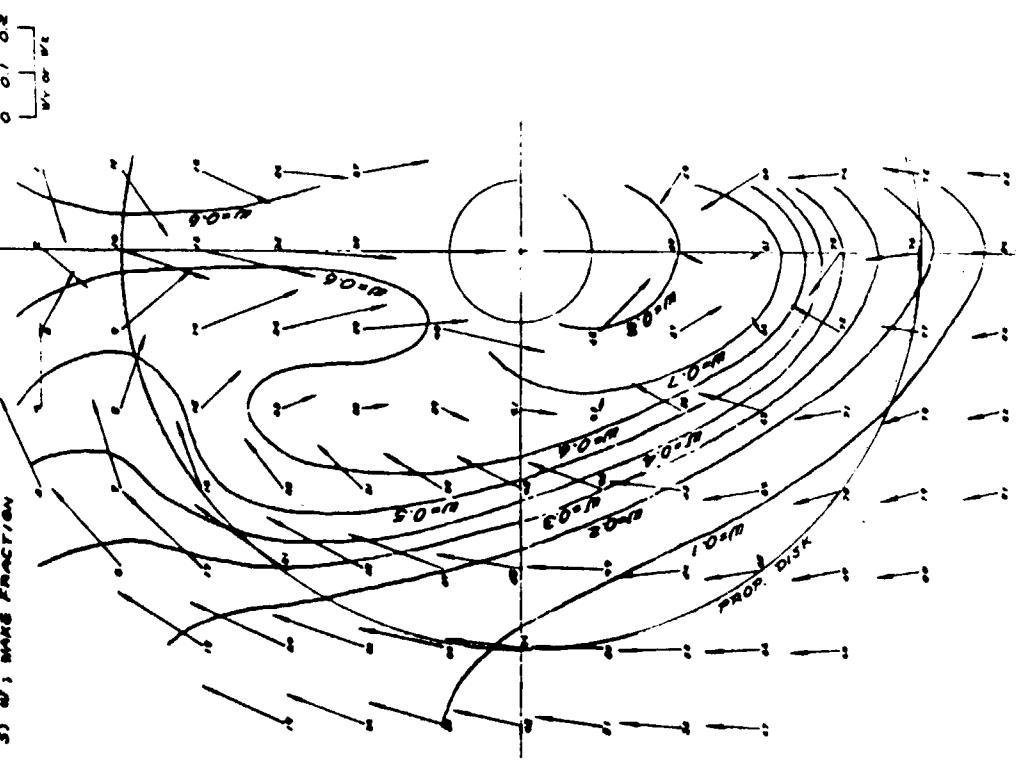
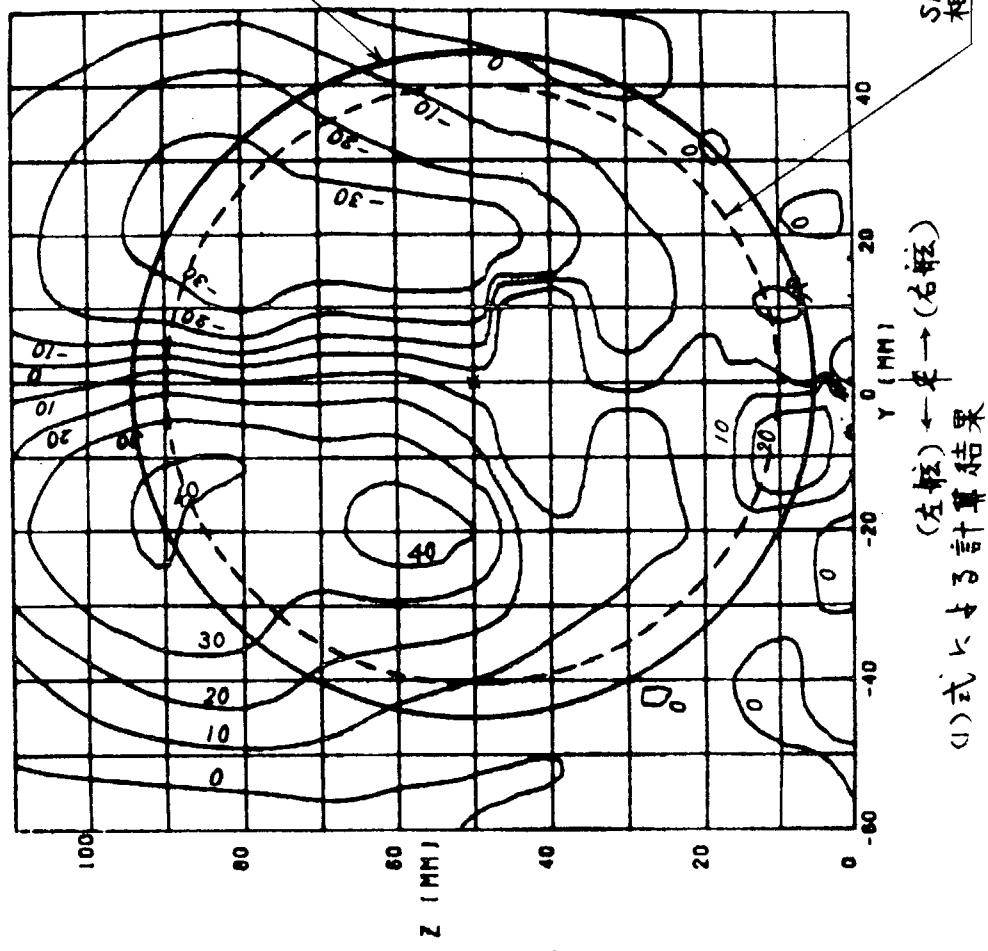
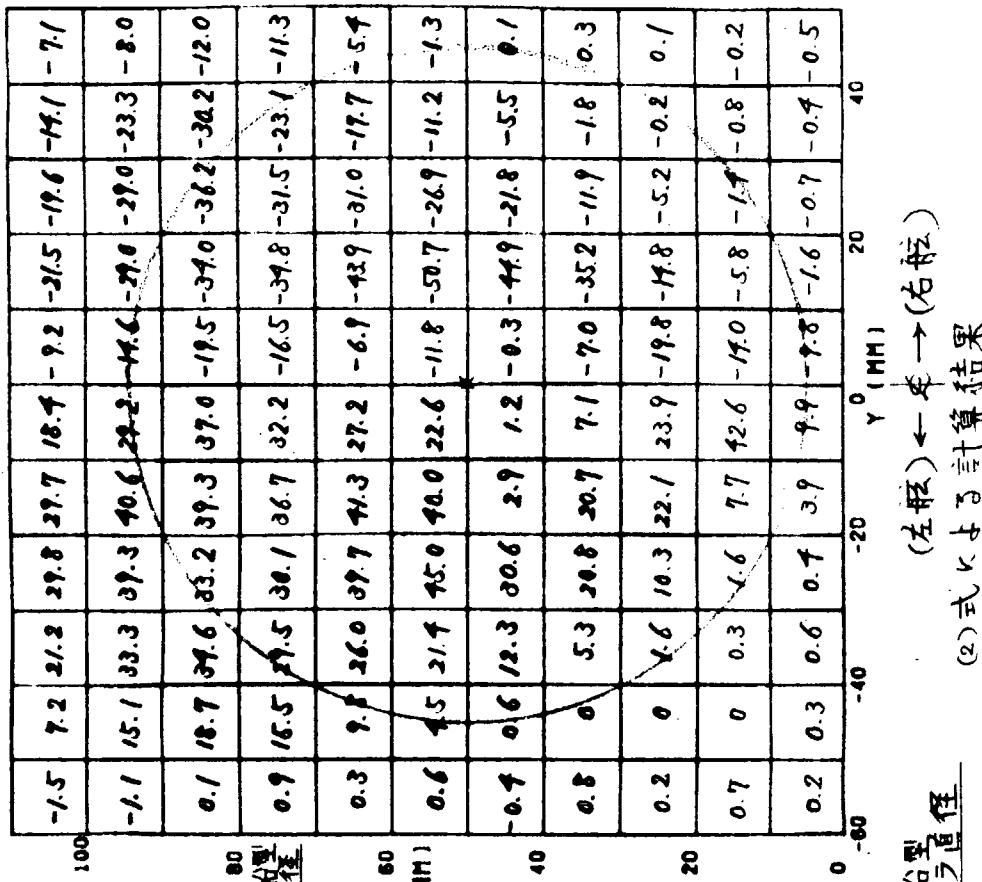


図 4.3.5 SR 171-C, D 船型の伴流分布

(a) VORTICITY CONTOUR LINE



(b) CIRCULATION OF ELEMENT



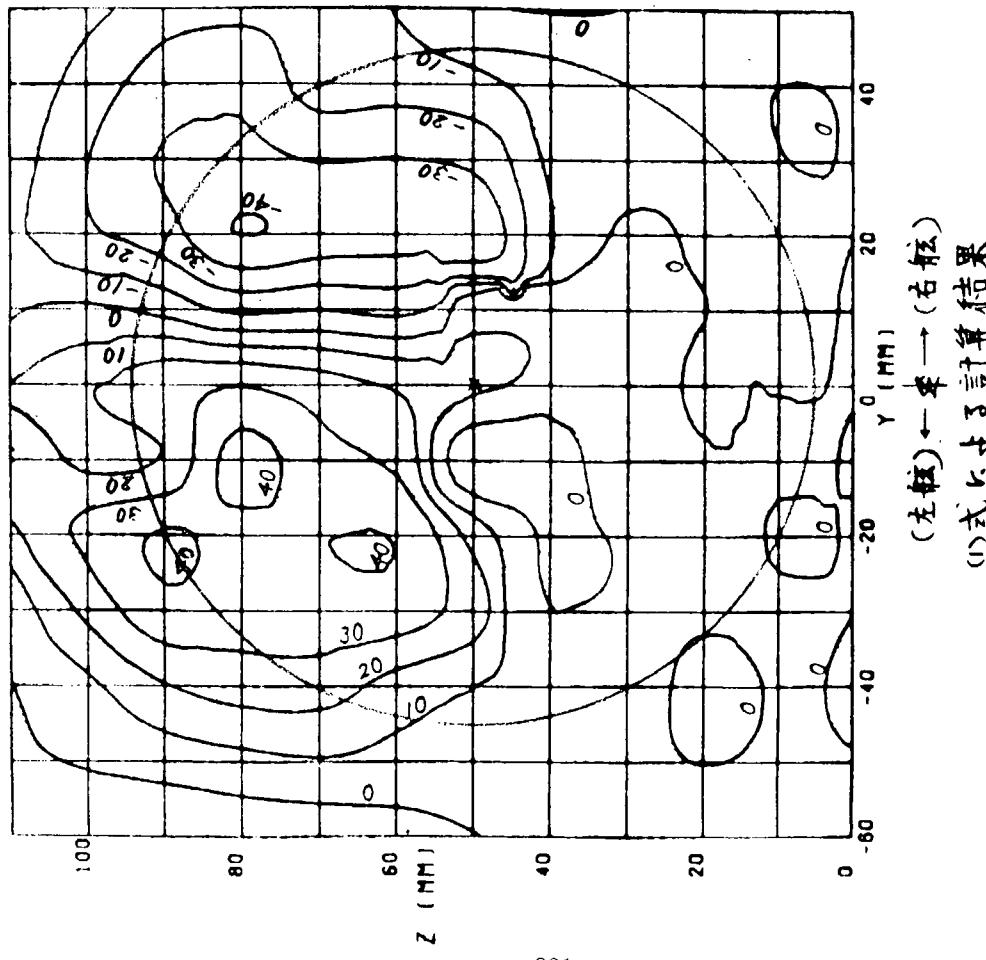
(1) 式による計算結果

SR171-C 船型
相当プロペラ直径

(2) 式による計算結果

図4.3.6 SR183-A 船型の温度分布

(a) VORTICITY CONTOUR LINE



(b) CIRCULATION OF ELEMENT

-1.0	1.6	11.0	20.1	25.2	18.6	7.3	-8.6	-15.1	-15.1	-10.0	-5.8
-1.6	9.6	28.7	38.9	24.3	12.5	45.0	-13.3	-26.0	-23.9	-19.1	
-0.9	15.8	31.4	81.5	51.3	53.6	6.2	-36.9	-35.8	-33.9	-27.2	
1.2	20.1	31.1	38.8	34.7	34.5	10.3	-34.5	-36.6	-21.7	-16.8	
0.9	13.8	32.3	42.2	38.5	35.1	5.2	-31.1	-38.9	-18.8	-15.1	
1.6	8.5	26.3	36.1	11.1	9.1	18.9	-32.7	-44.1	-21.4	-14.4	
0.8	3.3	8.3	12.0	-9.2	-1.4	33.3	-19.2	-29.1	-8.4	-1.3	
0.1	2.4	3.4	7.1	0.8	7.2	19.0	-2.2	-7.1	-3.4	-0.8	
0.4	-0.5	-1.2	3.6	6.7	2.8	0.7	-1.3	-3.7	-1.6	-0.3	
0.4	0.4	1.6	0.1	0.3	-0.5	-1.7	-1.0	-6.0	-0.2	-0.8	
0.4	-0.4	0.8	-0.1	0.9	0.3	-0.3	-0.2	-0.9	-0.4	-0.7	

(2) 式 k, f, 3 計算結果
(左舷) ← → (右舷)

図 4.3.7 SR 183-B 船型の渦度分布

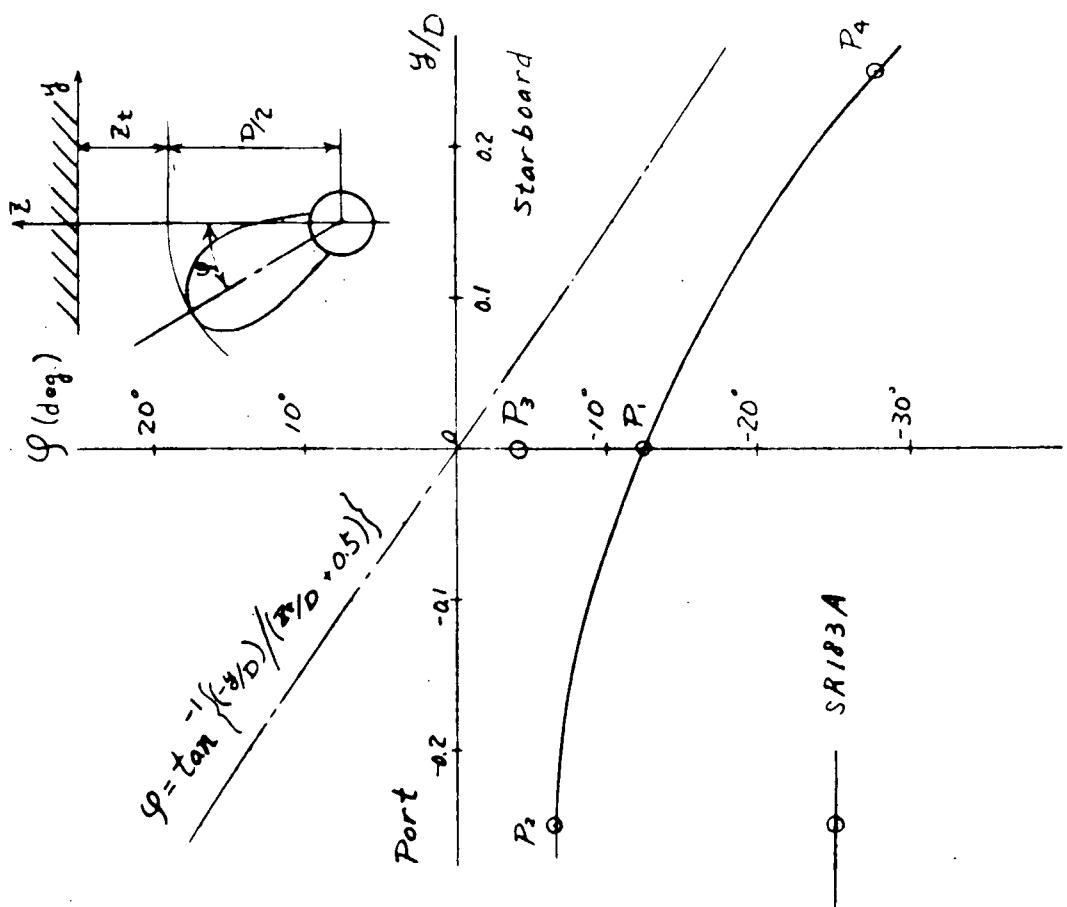


図 4.3.8(a) 変動圧力振巾

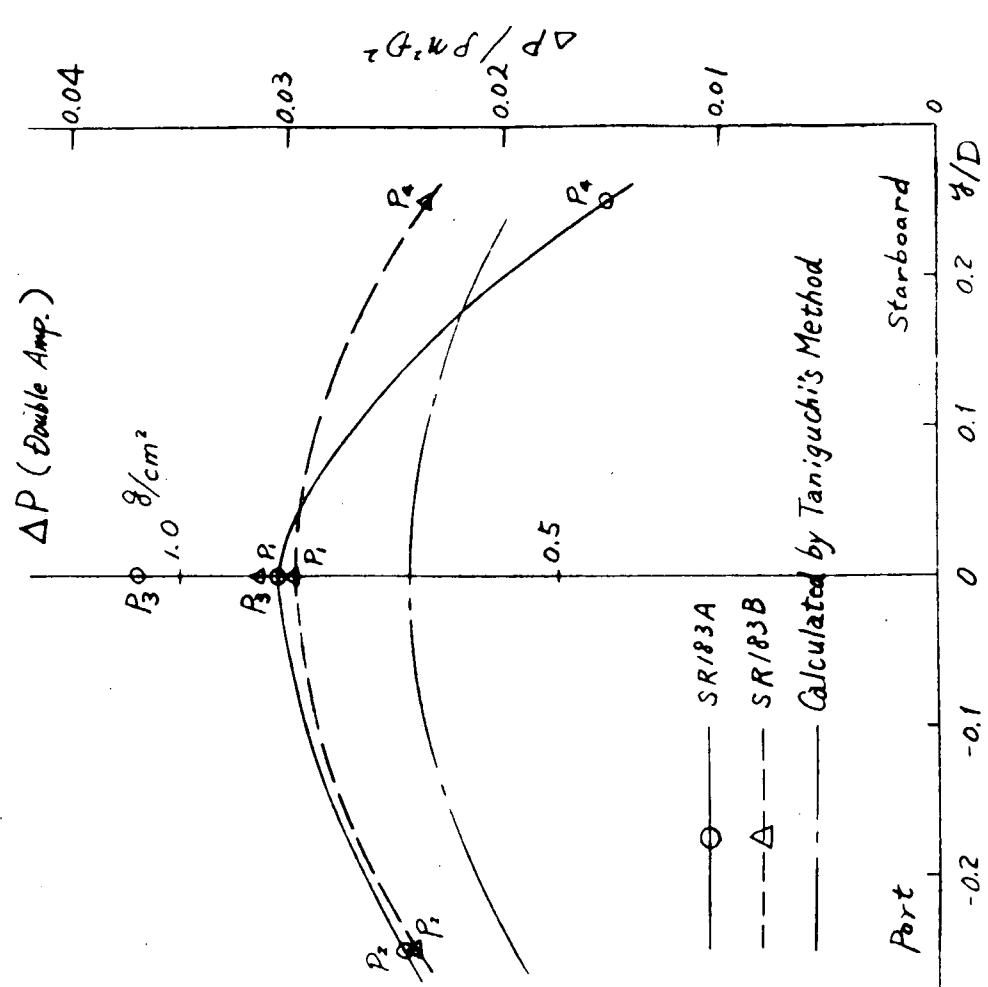


図 4.3.8(b) 変動圧力の位相(ϕ)

5. あとがき

以上に詳細に述べて来たように、今年度は3ヶ年計画の研究の初年度にあたり、調査については非常に広範囲な調査が行われて、昭和56年度以降の研究の指針が与えられたが、試験研究については、まだその緒についたばかりであって、十分に明らかな結論を得るまでに至っていない。しかし、その途中の段階においても若干の結果が得られているので、調査結果を含めて主な成果をあげると次のとおりである。

1. 実船伴流計測装置の調査を行った結果、計測装置の性能、工事の難易、取扱い性、実績、問題点、費用等を明らかにすることができた。費用の点を除けば、レーザーの干渉縞方式が最もすぐれているように思われる。
2. 主としてレーザー方式伴流計測装置に関する海水条件及び船体条件の調査を行い、模擬湾、紀伊沖、五島列島沖等の海水状態が明らかになるとともに、Ro/Ro船の一部を除けば、大中型の船ではすべて余裕のある計測部を設けることが可能なことが分った。
3. 起振力推定法及び振動軽減法についての調査を行いその現状が明らかになった。
4. 通常のプロペラと数種のハイスクュープロペラとの比較試験を行った結果、ハイスクュープロペラはキャビテーションによる変動圧力の点では有利であり、推進性能の面では多少不利であることが分った。
5. ベアリングフォース設計装置の製作が完了した。
6. 通常型船尾の船型とホグナー型船尾船型との比較試験を小型模型を用いて回流水槽で行ったが、その試験結果によると、今回使用されたホグナー型船尾船型は伴流の均一化という点では必ずしも充分ではなかったが、抵抗・推進性能上では通常型船尾船型とほとんど同様であった。

これらの成果をふまえて、昭和56年度には次の研究を行う予定である。

- (1) 実船伴流計測装置に関しては、主としてレーザー式の到達範囲の限界等の実船基礎データを得るための性能実験を行う。
56年度には、このために必要な計測装置の製作検定を行う。
- (2) ハイスキュープロペラのシリーズ試験として、プロペラ性能の計算、プロペラ単独試験及びキャビテーション試験
- (3) サーフェスフォース及びキャビティボリュームの計算
- (4) ベアリングフォース、サーフェスフォース等の計測
- (5) ハイスキュープロペラの騒音測定
- (6) 船尾形状と伴流との関連に関する研究