

無振動型高品質船舶の開発 総合報告書

平成2年9月

(財)シップ・アンド・オーシャン財団
無振動型高品質船舶の開発委員会

はじめに

当財団は、モーターボート競走公益資金による財団法人日本船舶振興会の補助金を受け、技術開発基金を設置し、国家的見地から重要な造船技術及びこれに関連する技術の研究開発を行う者に対し、研究開発資金の補助を行っている。

わが国の造船業は、国際的には世界の指導的立場にあり、国内においても基幹産業として重要な役割を担っており、今後とも一層発展していくためには、技術開発を促進し、船舶の高品質化を図る必要がある。なかでも、船舶の振動を防止することは高品質化のために解決すべき重要な課題の一つであり、その研究開発の必要性は強く認識されているところである。

このため、昭和61年度から平成元年度までの4年間にわたり、当財団の技術開発基金による補助研究として「無振動型高品質船舶の開発」を実施した。本研究は、船舶の起振力や振動伝播等を正確に計測する技術と船舶の設計段階において船舶振動を的確に予測する技術を確立することにより、快適な居住区を確保するとともに、高知能化船と呼ばれる高度技術船舶の建造を可能とした。また、防振のための補強鋼材の節約等を図ることも目的としている。

第1年度は、振動現象と計算方法の現状を把握するとともに、実船計測法の検討を行なった。第2年度は、船体振動に係る諸現象を解明しシミュレータ開発のベースとなる技術要素を得るとともに高度技術実船計測装置の開発を行なった。第3年度は、振動及び起振力の推定法の開発と総合実船計測を実施した。最終年度は、振動応答シミュレータを開発し、総合実船計測及び実証船により、国際標準の最高レベルを満たす性能を検証し、4年間の研究成果をとりまとめ、総合報告書を刊行することとした。本報告書が今後の無振動型高品質船舶の開発に資することができれば幸である。

本研究は、運輸省をはじめ技術開発基金運用専門委員会 藤田 譲委員長のご指導、石川島播磨重工業(株)と三菱重工業(株)で構成する「無振動型高品質船舶の開発委員会」、さらに川崎重工業(株)、住友重機械工業(株)、日本鋼管(株)、日立造船(株)、三井造船(株)、のご協力により完遂したものであり、これらの方々に対し感謝の意を表する次第である。

財団法人シップ・アンド・オーシャン財団
会 長 笹 川 良 一

まえがき

船の航行中に持続的に発生する船体振動は、乗組員の居住性および作業環境を損ない、精密な電子機器の保全上の問題となる。また、構造部材に疲労損傷を発生させることがある。

この船体振動を防止するための基本的方策は起振力の低減と共振の回避であり、これに沿った防振対策をとられてはいるが、実際に建造される商船に過大な振動が少なからず発生しているのが実情である。

船の防振設計技術には今までの経験により膨大な知識が蓄積されており、すでに建造されたものと同形船については経験的知識を考慮した設計法が有効に使われている。しかし、新しい船種・船型・構造・材料・工作法・プロペラ・主機関などが採用された場合については経験的手法は有効ではなく、その振動性状を精度よく把握・推定する手法の確立が必要である。

船は超大型の複雑な鋼構造物である上、水上に浮かんでいるので接水の影響があり、また減衰が小さいので非常に振動しやすい。振動源となる周期的な複数の起振力がプロペラ・主機関・補機などから発生しそれぞれの振動数が異なる。発生した振動の大小は、通常、居住性と技術の現状を考慮して作成された振動評価の国際標準（ISO 6954: Guidelines for the overall evaluation of vibration in merchant ships, ISO6954-1984）（付録5参照）によって判定される。

このため、防振設計技術には、プロペラ・主機関などからの起振力の大きさを正確に推定できる事、常用回転数で複数の起振力に対し共振が生じないよう精度よく固有振動数を推定できること、共振が発生してもその大きさが許容値内にあれば問題が無いので振動応答を正確に推定することが要求される。振動応答は、起振力、振動重量、減衰率によって決まるので、その推定誤差は、それぞれの誤差の重ね合わせたものとなる。したがって、個々の要素の推定誤差を改良しなければ振動応答の推定精度を改良できないのでこれらを総合的に取扱うことが非常に重要である。

以上のように船体振動の推定・判定を設計段階に行ったとしても、実際には、主機、軸系、プロペラ、構造の仕様・寸法などを防振設計上の要求を満たすように決定できるとは限らないので、各種の防振装置も必要であり、これらの組合せにより防振対策が実現できる。

現在のディーゼル主機関とプロペラを起振力の無い他の推進システムに置き換えた場合は原理的な無振動化を実現できるが、現状への対策としては、以上に述べたような船体振動についての技術的な問題を解決して、無振動に近い船上の振動環境を確保するべく高品質船舶の設計技術を獲得することが無振動型船への道である。

このように考えて、「無振動型高品質船舶の開発」が開始されたものであり、開発の目的は、船体振動に関する重要な技術要素である起振力（エンジンおよびプロペラ）ならびに構造振動応答を高い精度で推定する方法を確立し国際標準（ISO 6954）の最高レベルを保証できる技術を得ることとした。本開発の開始に当たっては、

- (1) 従来、振動問題に対症療法的に処理してきたきらいがあるので、振動の本質を把握・究明したい
- (2) 流体と主機関・軸系による振動起振力を定量的にとらえること
- (3) 高次振動を含んで振動発生メカニズムを究明すること
- (4) 従来の実船計測では、問題解決に十分なデータを得ていないのでこれを解決することが要望されていたので、これらを解決すると共に上記の目的を達成するため、昭和61年度から平成元年度までの4年間にわたり次の4項目の研究を実施した。

- (1) 船体振動応答シミュレータの開発
- (2) 複合起振力減少法の開発
- (3) プロペラ起振力の推定法の開発
- (4) 実船計測

これらの研究により得られた成果の主なものを挙げると次のとおりである。

- (1) 主機関・軸系による複合起振力の性質を明らかにし、その推定精度を改良すると共に、その減少法を得た。
- (2) 船尾周りの流れとプロペラキャビテーションの実態を把握し、プロペラ起振力の推定精度を改良した。
- (3) モーダル解析手法を適用した振動応答シミュレータと供試6船の実船データベースにより、船体振動応答精度を改良すると共に、各種パラメータの振動応答への影響度の検討を可能とした。
- (4) 本開発の成果と従来設計法を組合せ適用して、実証船の防振検討を行い、その結果を実証計測により確認した。

高品質化は時代の要請に沿ったものであり、また本開発は無振動型船舶への道を開いたものとする。今後、本開発により得られた技術が幅広く有効に活用されることを期待するものである。

平成2年9月

財団法人シップ・アンド・オーシャン 財団
技術開発基金運用専門委員会
委員長 藤 田 譲

無振動型高品質船舶の開発を担当した委員会

無振動型高品質船舶の開発委員会

委員長 藤井 克哉（石川島播磨重工業）
副委員長 谷林 英毅（三菱重工業）
委員 笹島 洋（石川島播磨重工業）
藤野 良亮（石川島播磨重工業）
伏見 彬（三菱重工業）
香川 洸二（三菱重工業）

V委員会

委員長 間野 正己（石川島播磨重工業，昭和61年12月まで）
藤井 克哉（石川島播磨重工業，昭和61年12月以降）
副委員長 伏見 彬（三菱重工業）
委員 大山 綱之（川崎重工業）
伊藤 隆章（住友重機械工業）
佐藤 博一（NKK）
松本 互平（日立造船）
越川 滋（三井造船）
香川 洸二（三菱重工業）
藤野 良亮（石川島播磨重工業）

委員・分科会長

笹島 洋（石川島播磨重工業）
谷林 英毅（三菱重工業）
杠 吉行（三井造船）

構造分科会

分科会長	笹島	洋	(石川島播磨重工業)
委員	高坂	明	(川崎重工業)
	河地	三郎	(住友重機械工業)
	山本	聡	(NKK)
	斎藤	年正	(日立造船)
	松田	昭憲	(三井造船)
	藤田	一誠	(三菱重工業)
	谷田	宏次	(石川島播磨重工業)
	吉田	靖夫	(石川島播磨重工業)
	杉田	進一	(NKK)
	香川	洸二	(三菱重工業)
	谷口	友一	(川崎重工業)
	柴崎	公太	(NKK)

船型分科会

分科会長	谷林	英毅	(三菱重工業)
委員	藤野	良亮	(石川島播磨重工業)
	斎藤	泰夫	(川崎重工業)
	竹川	正夫	(住友重機械工業)
	岡本	幸彦	(NKK)
	田中	寿夫	(日立造船)
	石井	規夫	(三井造船)
	星野	徹二	(三菱重工業)
	佐々木	紀幸	(住友重機械工業)
	田中	秀信	(日立造船)
	藤本	留男	(日立造船)
	野尻	武生	(三井造船)

実船計測分科会

分科会長 杠 吉行（三井造船）
委員 斎藤 泰夫（川崎重工業）
野田 伸（石川島播磨重工業）
藤野 良亮（石川島播磨重工業）
河地 三郎（住友重機械工業）
杉田 進一（NKK）
山本 聡（NKK）
修理 英幸（日立造船）
福田 典久（三井造船）
湯浅 肇（三井造船）
星野 徹二（三菱重工業）

経理W. G.

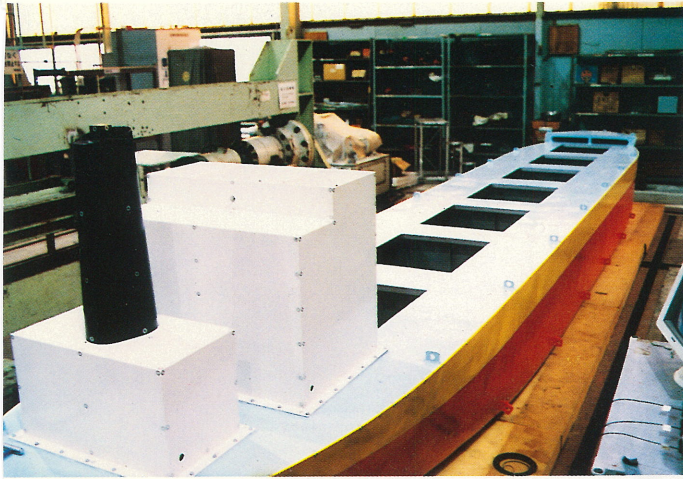
青山 圭吾（石川島播磨重工業）
河村 柳行（川崎重工業）
桐ヶ谷 昭（住友重機械工業）
丹羽 博（NKK）
関浜 昌弘（日立造船）
元木慎次郎（三井造船）
本嶋 洋介（三菱重工業）

協定W. G.

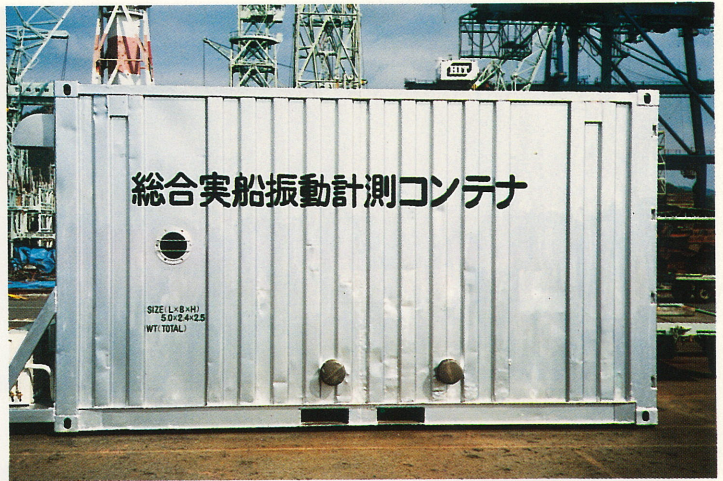
大川 幹男（石川島播磨重工業）
谷口 友一（川崎重工業）
桐ヶ谷 昭（住友重機械工業）
高橋 治雄（NKK）
原田 勉（日立造船）
黒川 祐男（三井造船）
奈須 友明（三菱重工業）

事務局

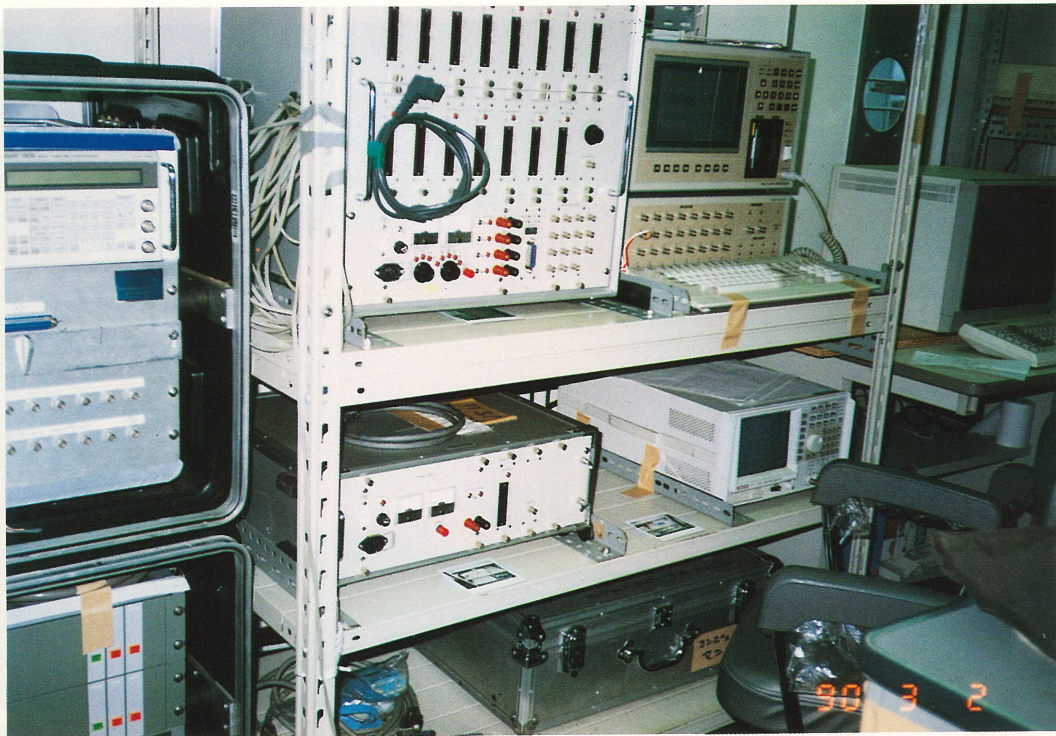
大川 幹男（石川島播磨重工業）



加振実験用大型模型船 [本文2.2]



総合実船振動計測コンテナ [本文2.3]



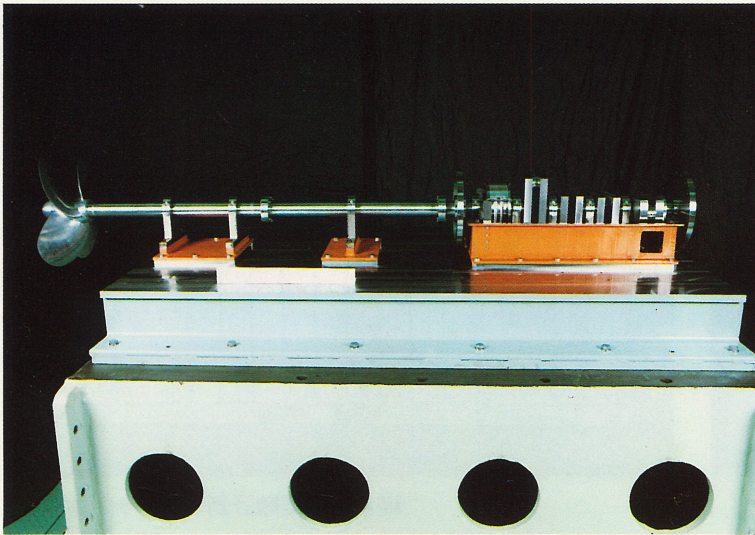
振動計測システム (計測コンテナ内) [本文2.3]



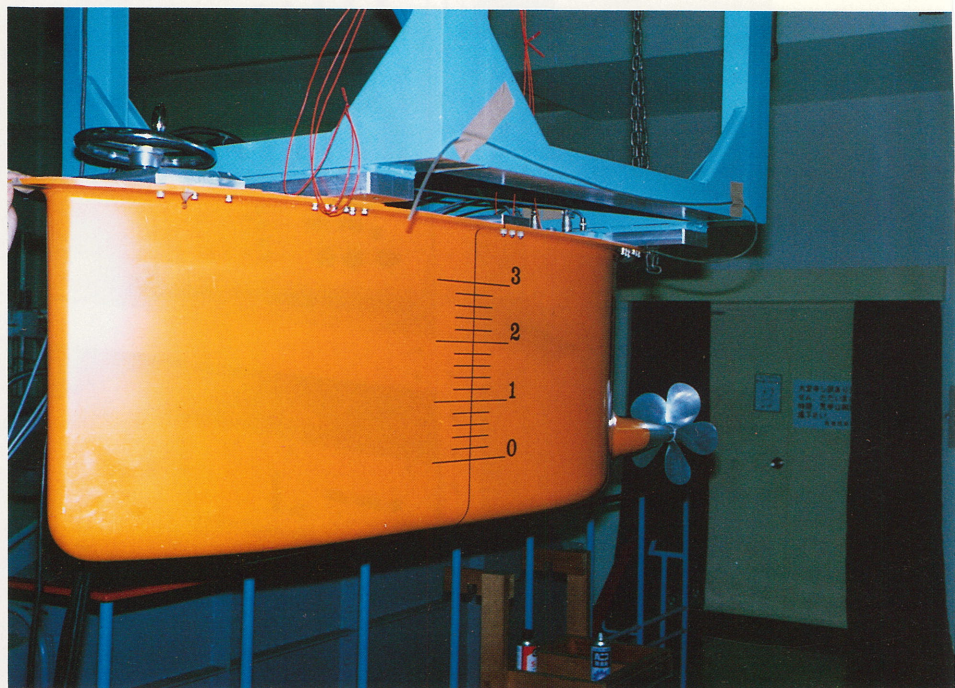
船体振動応答シミュレータ [本文2.4]



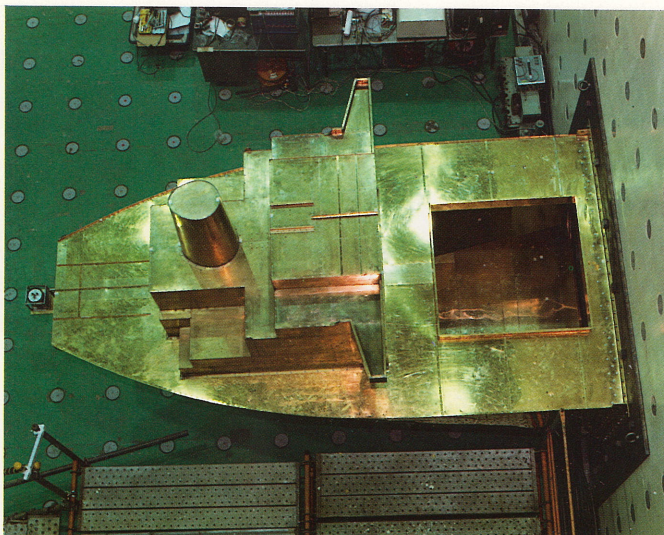
モーダル解析装置 [本文2.4]



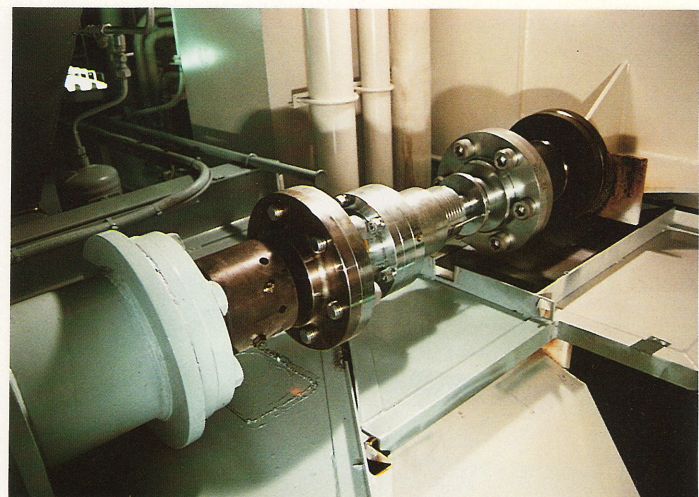
軸系模型（多点同時加振実験）〔本文3.1〕



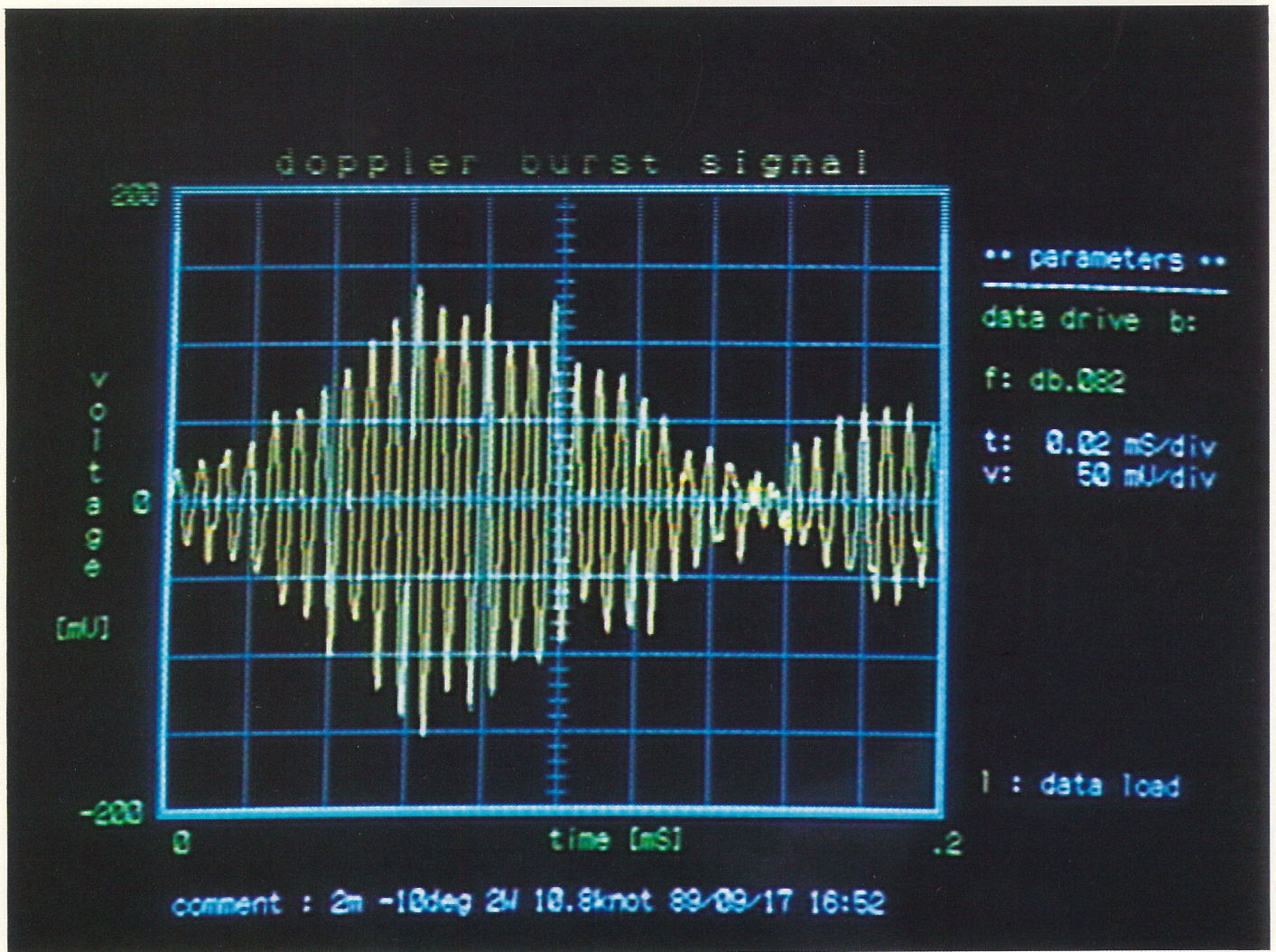
流体反力計測装置（軸系・プロペラ連成振動）〔本文3.1〕



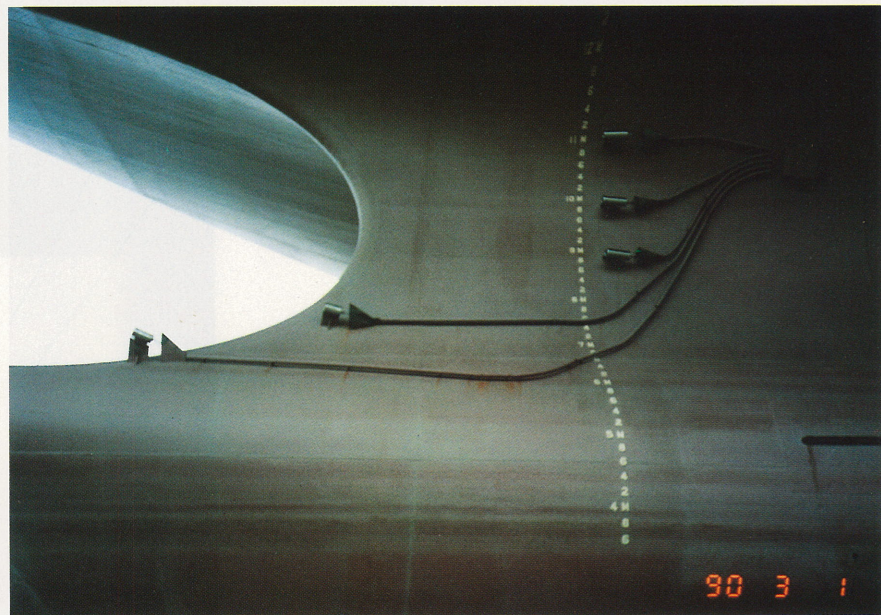
加振実験用主機・機関室・上部構造〔本文3.4〕



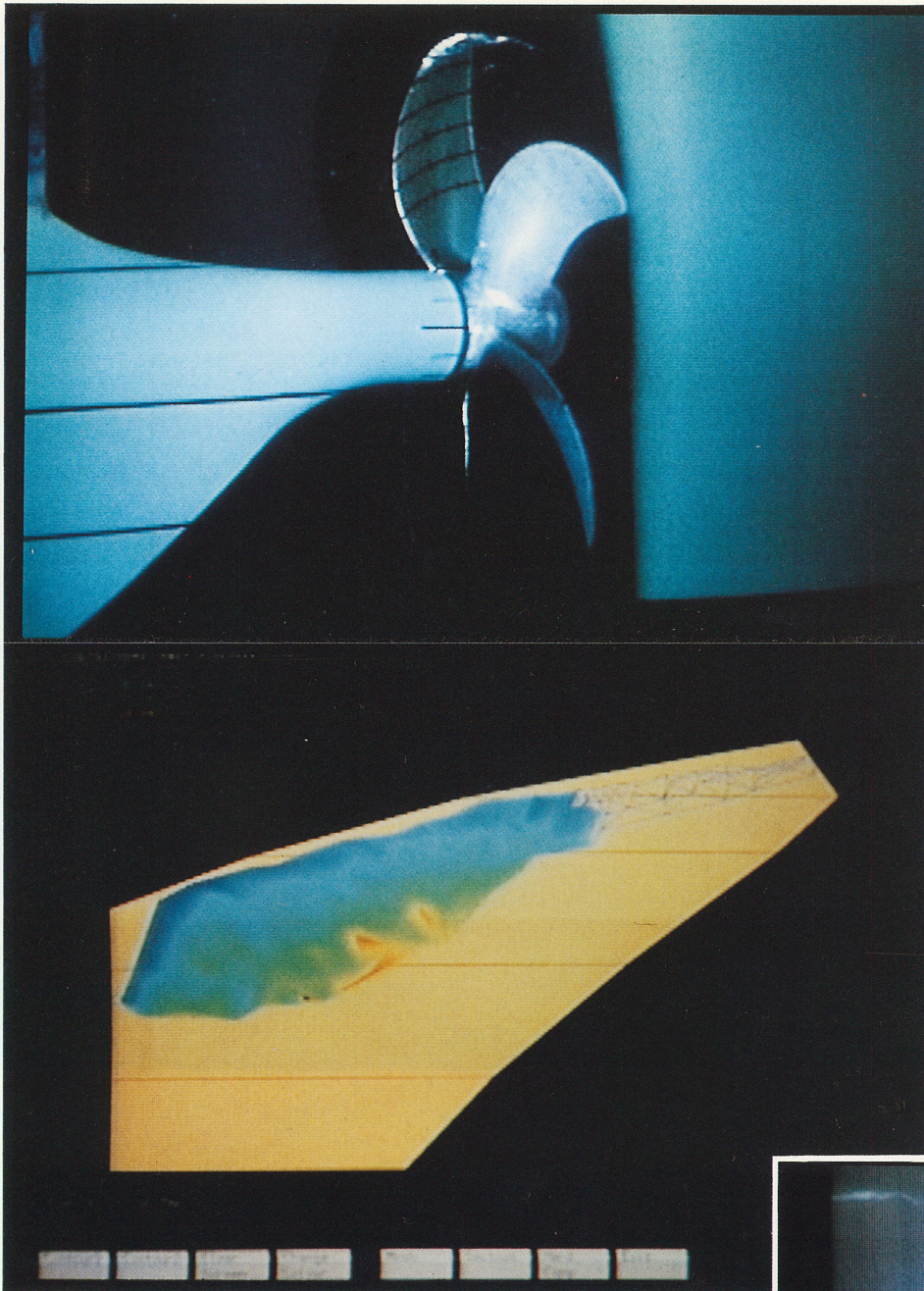
新型船用主機防振ステー〔本文3.4〕



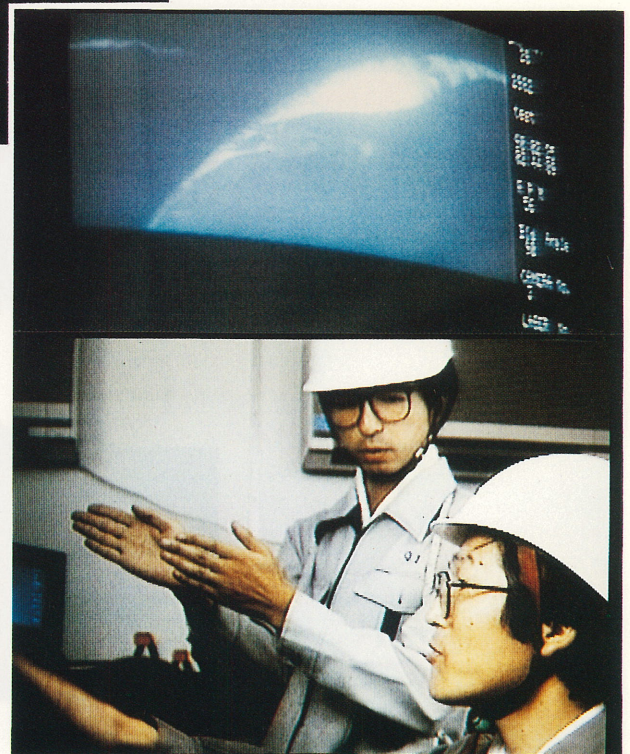
レーザードプラー流速計バースト信号 [本文 4. 2]



実船プロペラキャビテーション計測システム [本文 4. 3]



模型プロペラキャビティ厚さの計測〔本文4.3〕



実船プロペラキャビテーションの観測〔本文4.3〕

目 次

はじめに
まえがき
無振動型高品質船舶の開発を担当した委員会
カラー写真

第1章 無振動高品質船舶の開発の概要	1
第2章 船体振動応答シミュレータの開発	7
2.1 船体振動応答シミュレーション	7
2.2 模型船による振動の特性実験	8
2.3 新しい船体振動実験法の開発	9
2.4 船体振動応答シミュレータの開発	9
第3章 複合起振力の減少法の開発	20
3.1 軸系縦・ねじれ連成機構の解明	20
3.2 主機起振力の計測と解析	21
3.3 主機軸系プロペラ連成振動の解明	23
3.4 複合起振力の減少法の開発	24
第4章 プロペラ起振力の推定法の開発	36
4.1 開発方針の検討	36
4.2 プロペラ起振力推定用理論検討及び要素技術の開発	37
4.3 実船計測用流速計の開発	38
4.4 実船プロペラキャビテーション観測システムの開発	40
4.5 実船計測結果の推定法への織り込み	40
第5章 実船計測	60
5.1 総合実船計測	60
5.2 開発成果の実証計測	64
第6章 総 括	102
あとがき	106
付録1 無振動型高品質船舶の開発の実施経過	107
付録2 本開発終了後の共同運用物件	112
付録3 開発したプログラム	121
付録4 本開発に関する資料	122
付録5 振動評価の国際標準	123

第 1 章 無振動型高品質船舶の開発の概要

1.1 開発体制

本研究開発は、石川島播磨重工業（株）と三菱重工業（株）が（財）シップ・アンド・オーシャン財団の技術開発基金による補助金を受けて、昭和61年度から平成元年度までの4年間に上記3社の共同研究として実施した。厳密に言うと、初年度（昭和61年度）には、上記2社に川崎重工業（株）、住友重機械工業（株）、NKK、日立造船（株）、三井造船（株）の5社を加えた7社の共同研究としてスタートしたが、2年度目から責任体制を明確にするため、2社に5社が協力する体制とした。

研究開発の運営は、最上部に「無振動型高品質船舶の開発委員会」を置き、その下に三つの分科会（構造、船型および実船計測）に置いて遂行した。（図1-1 参照）。

1.2 目 的

船体振動に関する重要な要素である起振力（エンジンおよびプロペラ）ならびに構造応答を高い精度で推定する方法を確立し、船舶の振動について国際標準（ISO 6954）の最高品質レベルを保証できる技術の確立を可能とする。これにより快適な居住区の確保と高知能化船を始めとする高度技術船舶に搭載される精密電子機器にとり支障となる振動を生じない高品質船舶の建造を可能とし、防振のための補強鋼材の節約を図る。

振動の現象メカニズムを理解した上での振動抑止法の確立が現状の経験主義的防振法から脱する唯一の道であり、これに挑戦し、より高度な技術ポテンシャルを確保、開発成果を高い国際競争力を持つものとして活用し今後の日本造船業の永続的展開に寄与する。

1.3 目 標

上記目的を達成するために、国際標準（ISO 6954）に規定する振動の最高品質レベルを保証できる技術を確立することを目標とした。

1.4 開発の内容

この開発では、従来の経験主義的アプローチから脱するために、船体振動の現象メカニズムを理解した上での振動抑止法を得るため、船体構造・プロペラ・主機関・軸系について、模型試験から振動推定計算法、実船計測による確認までの総合的な研究を行った。表1-1 に示すように、昭和61年度から平成元年度までの4年間にわたり次の4項目について各年度の目標を設定して研究を実施した。

- ① 船体振動応答シミュレータの開発
- ② 複合起振力減少法の開発
- ③ プロペラ起振力の推定法の開発

④ 実船計測

各年度の実施内容も表1-1 に示す通りであり、複雑な様相を示す船体振動の現象メカニズムを模型実験等により理解した上、ソフトウェアとしては、主機関および軸系の振動による複合起振力、プロペラ起振力および船体振動応答の推定計算プログラムを開発した。ハードウェアとしては、航走中振動の計測・データ処理システム、起振機実験システム、レーザーによる船体周りの流速計測システムおよび実船プロペラキャビテーション観測システムを開発した。

これらの各種実船計測システムを使用して、プロペラ・エンジン・軸系および船体の振動に関連する現象の総合実船計測 6 隻（24万トン型タンカー 2 隻，8 万トン型タンカー，17万トン型バルクキャリア，3.7万トン型バルクキャリア，練習船青雲丸）を実施し，上記推定計算プログラムの改良に役立てた。更に，各種計算プログラムを総合して，起振力から振動応答までの計算を一括して行える振動応答シミュレータを完成させた。

1.5 特徴ある技術

以上に述べたように，本開発により，各種の要素技術・ノウハウを得ているが，特記できる新技術としては，

- ① レーザードブラー流速計の開発と実船伴流計測
- ② プロペラキャビテーション観測装置による実船キャビテーション厚さとパターンの観測
- ③ 船舶振動用モード解析手法の実用化
- ④ 船体振動応答シミュレータの開発

が挙げられる。

これらの技術により，

- ① 主機関・軸系による複合起振力の性質を明らかにし，その推定精度を改良した。
- ② 船尾周りの流れとプロペラキャビテーションの実態を把握し，プロペラ起振力の推定精度を改良した。
- ③ モード解析法を適用した振動応答シミュレータと供試 6 船の実船データベースにより，船体振動応答精度を改良すると共に，各種パラメータの振動応答への影響度の検討を可能とした。
- ④ 本開発の成果と従来の設計法を組合せ適用して，実証船の防振検討を行い，その結果を実証計測により確認した。

等の成果を得た。

1.6 今後の課題

本開発においては，主として振動応答の推定法について検討し多大の成果を得た。これを実際の設計に活用して行くことが今後の基本的課題であり，このため，船体振動応

答シミュレータの一層の精度改良と適用範囲の拡大ならびに本開発により取得した計測・観測装置を使用した実船計測によるデータベースの充実が必要である。残された問題を含めた今後の研究課題は次のとおりである。

(1) 振動応答の推定

- 計算モデル

本開発では、オイルタンカーとバルクキャリアーのインプットジェネレーター（I／G）を開発した。これ以外の船種についても、本開発による手法を適用してI／Gを開発し精度の良い計算を可能にすること。

実測データとの比較検討により、各計算モデルを更にリファインすること。

- 実船モード解析の適用

本開発により得られた実船モード解析の手法によれば、実船計測から正確な振動質量（m）と減衰係数（ δ ）が得られる。m値を計算との比較に用い、また δ 値を蓄積して、振動応答計算精度の一層の改良を図ること。

(2) 振動の制御

- 従来の設計手法と本開発による計算手法を組合せ適用して、最適な構造設計を実現し、振動の制御を可能にすること。

- 主機、プロペラ自体の起振力を軽減する研究は本開発では実施していないので、今後研究の必要がある。

- 本開発では新型の主機防振ステーを開発した。この種の防振装置については、現在実用化が進んでいる振動制御の考え方を取り入れた新規開発と改良が必要である。

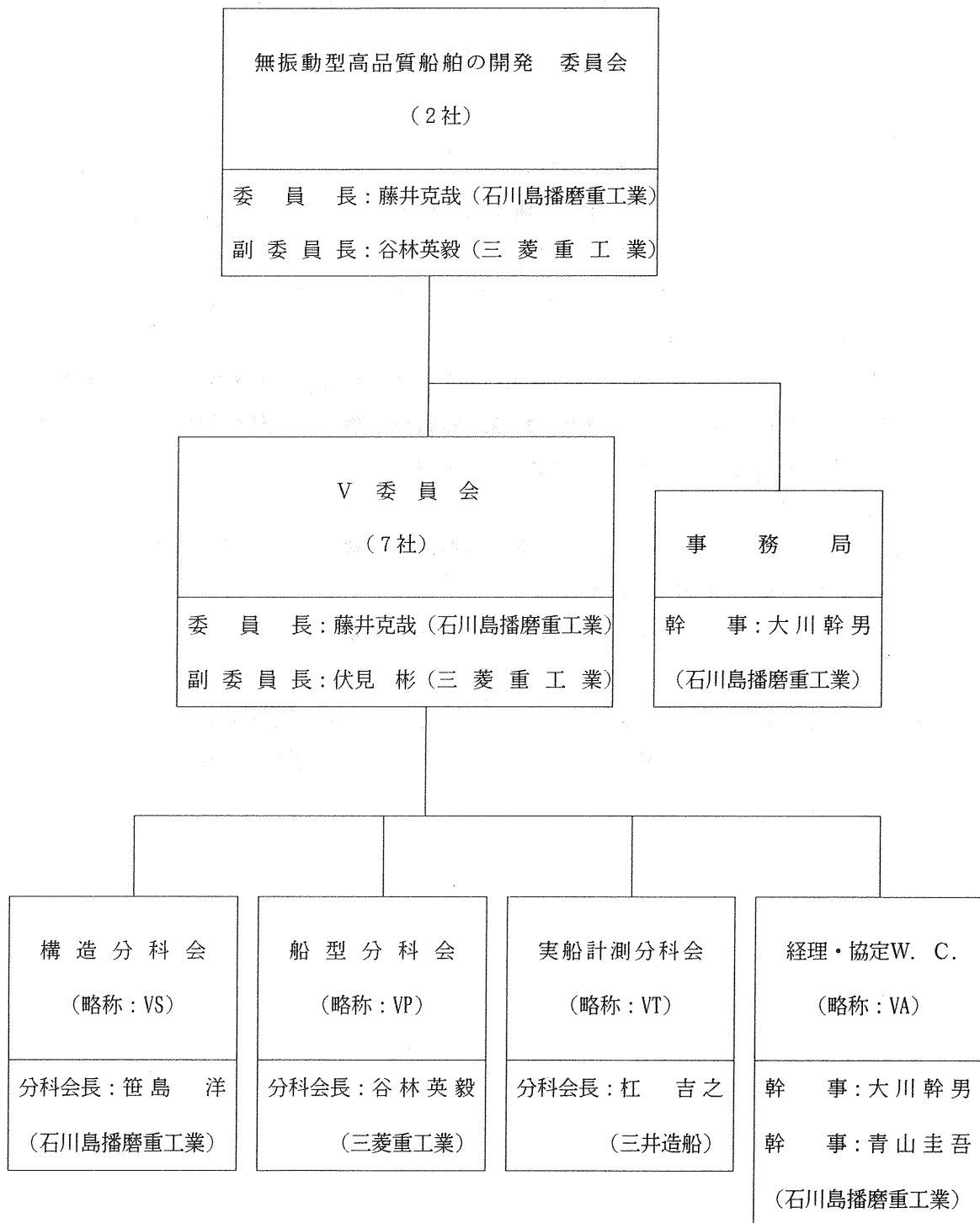


図1.1 無振動型高品質船舶の開発委員会の組織図

表1-1 「無振動型高品質船舶の開発」 年度別研究開発項目表

実 施 事 項		年 度	昭和61年度	昭和62年度	昭和63年度	平成元年度	最 終 成 果
1. 船体振動応答シミュレータの開発							
1-1.	船体振動応答シミュレーション		← 計算精度評価 →	← 基本仕様検討 →			・航走中計測の計測・データ処理システム
1-2.	模型船による振動の特性実験		← 大型模型 →	← 続（水中、空中） →			・起振機実験システム
1-3.	新しい船体実験法の開発		← 起振機システム →	← 航走中システム →			・振動応答計算システム
1-4.	船体振動応答シミュレータの開発				← シミュレータ開発 →	← 続（総合化及び精度改良）	・振動応答シミュレータ （振動応答用モジュール解析及びシミュレーションの手法を織り込む）
2. 複合起振力の減少法の開発							
2-1.	軸系縦・ねじれ連成機構の解明		← 単体模型、実機陸上テスト →	← 実機船上テスト →			・複合起振力計算システム（シミュレータ用）
2-2.	主機起振力の計測と解析		← 実機陸上テスト →	← 実機船上テスト →	← 予測法開発、解析 →		・新型主機関架構防振ステー
2-3.	機軸系プロペラ連成振動の解明			← 複合模型 →	← 予測法開発、解析 →	← 実船テスト	・複合起振力の減少法
2-4.	複合起振力の減少法の開発			← 減少法・装置の調査 →	← 減少法の開発、効果の試算 →	← 減少法の開発・改良 →	
3. プロペラ起振力の推定法の開発							
3-1.	プロペラ起振力推定用理論検討及び要素技術の開発		← 基本システム開発 →	← 要素技術の整備 →	← プログラムの作成 →		・実船計測用レーザドップラ流速計
3-2.	実船計測用流速計の開発			← 計測システム →			・実船プロペラキャビテーション観測システム
3-3.	実船プロペラキャビテーション観測システムの開発		← 試計測 →	← 観測システム →			・カベ起振力計算システム（シミュレータ用）
3-4.	実船計測結果の推定法への織り込み				← 計算法改良、模型試験 →	← 精度向上、模型試験 →	・プロペラ起振力精密計算システム
4. 実船計測							
4-1.	総合実船計測			← 方案の作成 →	← 実施（3隻） →	← 実施（3隻） →	・総合実船計測データベース（6隻分）
4-2.	開発成果の実証計測			← 実証船の調査 →	← 設計へ適用・試行 → （注記）	← 検証 → 実証船建造	・実証計測による開発成果の確認 ・開発成果の評価
5. 総合評価						開発記録作成	・開発記録
年 度 目 標			振動現象と計算法の現状を把握する。実船計測法のスタディを終わる。	船体振動に関わる諸現象を解明しシミュレータ開発のベースとなる技術要素を得る。高技術実船計測装置の開発を終わる。	振動及び起振力の推定法を作成し実船計測により精度改良する。	防振設計、防振装置により国際標準（ISO）の最高のレベルを保証できる技術の確立及び実船による検証を行う。	・上記の個別成果を組み合わせるISO6954に規定する振動の最高品質レベルを保証できる技術を確立
研究開発費 （円）	補助金額		198,100,100	280,000,000	320,000,000	360,000,000	1,158,100,000
	自己負担額		63,922,053	80,317,338	117,815,023	116,569,500	378,623,914
	総 額		262,022,053	360,317,338	437,815,023	476,569,500	1,536,723,914

第 2 章 船体振動応答シミュレータの開発

2.1 船体振動応答シミュレーション

(a) 方 法

縮尺1/25の船体模型に対し，現在使用されている各種のモデル化の方法，インプットデータの諸数値の考え方の違いによる計算精度を比較検討するため，表2-1 に示した簡易なものから複雑な 3 次元モデルによる振動応答計算を実施した。これより現状でもっとも妥当な精度のよいプログラムを開発するためのモデル化の方法と，それに関する問題点の探索を行い，エンジン及びプロペラの起振力による振動応答を計算できるシミュレータを開発するために，計算モデル及びシステムの基本仕様を作成した。

(b) 結 果

同一の対象船（模型船）に対し，8 種類のシミュレーターモデルによる応答計算を実施したことにより，モデル間相互の精度の比較が行われ，応答シミュレータ構築に関する指針が得られた。計算結果の一例を図2-1 に示す。模型船の空中振動解析に B B A（Building Block Approach）解析手法を適用してその有効性を確かめると共に部分構造の結合条件の重要性が判明した。

模型船に対する 7 種のシミュレータモデル計算及び各種実機／模型実験を基に，詳細なモデル化仕様を決定した。即ち，船体全体構造を主船体構造，上部構造，船尾機関室構造，主機軸系の各部分に分割し，主船体部には，船底の局部振動を考慮した 2 次元平面梁モデル及び板骨で形成される簡易 3 次元 F E M モデルの 2 種類のモデルを考えた。また，上部構造，船尾部機関室及び主機には簡易 3 次元 F E M モデルを，更に，軸系には，プロペラからクランク軸先端までを連続した屈曲梁モデルを考えた。プロペラ起振力はシミュレータモデルの各起振点に力と位相の形で作用させる。主機のガス圧データは接線力・半径力等の各ハーモニックスを用いる。

応答シミュレータとして，振動応答計算システムを中心として，複合起振力計算システム，プロペラ起振力計算システム，実船実験用振動計測システムを機能的に組み合わせた振動応答シミュレータの基本仕様を作成した。

モデル化仕様にしたがって，各構造の主要目と形状データ他を入力することにより，汎用構造解析ソフト用のデータが作成出来るインプットジェネレータプログラムを作成した。これにより船体の主要構造計算モデルが構築される。尚，全体構造の振動解析は汎用 B B A ソフトを用いて実施する。本システムでは，設計の基本計画段階における各種設計変更に対し，インプットジェネレータによって効率的に対応出来る。また，構造計算より得られる計算モダルパラメータ及び起振テスト航走中テストより得られる実験モダルパラメータを用いて，全体の連成振動応答解析が出来る。

本項の研究開発において各種の有用な成果を得ることができたが，今後の課題として次のことが考えられる。総合実船計測船を対象として，振動応答システム，複合起

振力及びプロペラ起振力システムによる解析と実測データとの比較検討を行うことによって、応答シミュレータの基本システムの機能を明らかにしていく。モデル化、プログラムに関しては、本シミュレータを各総合実船計測船に適用し、機能向上と精度向上をはかる。

2.2 模型船による振動の特性実験

振動応答シミュレータのモデル化手法の検討及び、その解析精度の検証を行うことを目的に、模型船を用いた空中及び水中での振動実験を昭和62年度に実施した。

2.2.1 空中振動実験

昭和61年度に製作した6万トン型バルクキャリアの模型船（縮尺1/25）を使用して、空中吊り下げ状態での加振実験を実施した。模型船は、主船体構造、居住区構造及び煙突・エンジンケーシング構造の3つの構造ブロックより構成され、各構造ブロックはボルトで結合されている。

実験では、各構造ブロックの振動特性を把握するための各構造の単体加振実験と模型船全体の振動特性及び、上部構造と主船体構造の達成影響を把握するための船体構造全体の加振実験を行った。

振動実験とデータ解析には、モーダル解析装置を用いて、加振実験より得られた周波数応答関数のカーブフィットによって、固有振動数、固有振動モード、モード減衰比、モード質量などの振動パラメータを求めた。

その結果、加振実験とモーダル解析によって模型船の振動特性（固有振動数、固有振動モード）が把握でき、振動応答シミュレータの標準モデルの選定や計算精度の検証に必要な特性データが得られた。また、船体節振動数の計算値と実験値の比較では、3次元FEMモデルが最もよく一致し、続いて船体を2次元でモデル化したモデルがよく一致することが確認できた。図2-2 に加振実験で得られた周波数応答関数の一例を示し、図2-3 に周波数応答関数のカーブフィットによって得られた固有振動数と固有モードを示す。

2.2.2 水中振動実験

空中振動実験に引き続いて、上記模型船を水槽に浮かべた状態で水中振動実験を行った。実験では、船体構造全体についてインパルス加振及び、加振機による正弦波加振とランダム加振を行って、固有振動数と固有振動モードを計測した。

また、汎用構造解析プログラムを用いて本実験状態に対応した構造・流体連成振動計算を行い実験結果との比較検討を行った。

その結果、模型船の水中での振動特性を明らかにできたと共に、汎用構造解析プログラムによる構造流体連成振動計算の結果が、本実験値と良く一致することが確認された。図2-4 に船尾部上甲板上のインパルス加振の結果得られた船尾端の周波数応答関数を示す。また、図2-5 に船体上下4節振動及び、船尾振動の振動モード及び固有

振動数（実験値，計算値）を示す。

2.3 新しい船体実験法の開発

振動応答シミュレータの検証に必要な航走中のデータを得るためには，キャンベル図解析などの他に，共振回転数における詳細なモード形などの情報も必要である。そこで，昭和61年度から新しい航走時計測システムを開発した。

2.3.1 計測システム

キャンベル図などの回転次数比解析と振動モード形の解析とでは，データの構造が全く異なっており，それらを共用することはできない。そこで，本システムでは，まず，航走中に1つの主機回転数ごとに1つのデータファイルを生成し，この中に全計測点（60点）分のデータを伝達関数とパワースペクトルの形で格納することにした。したがって，計測回転数のステップ数と同じ数のデータファイルができ，その中には回転次数比解析やモード形の解析に必要なデータが同時に格納されていることになる。

このようにして，航走中の計測が終了した後，データファイルの中から必要なデータだけを抽出して回転次数比解析プログラムや実験モード解析プログラムに転送すれば，航走中の船舶の振動特性を解析することができる。

以上のような解析を可能にするために，昭和62年度に図2-6 に示すような計測システムを製作し，航走時計測プログラムを作成した。また，起振機システム用として大型慣性起振機（5 ton）を組み込み完成させた。

16チャンネルFFT装置は，FMテレメータ装置の出力を高速に処理して伝達関数やパワースペクトルを得るために導入した。さらに，モード形の解析に必要な基準点の振動を計測するための専用の振動計を設置している。図2-7 に，本システムの出力の一例としてキャンベル図解析の結果を示す。

上記計測システムを用いた総合実船計測が昭和63年度から実施され，その際に気づいた機能向上のための改善事項について整理し，船体振動計測の精度向上，計測時間の短縮及び計測効率の向上を計る目的で，平成元年度に計測システムの改良を行った。

2.3.2 システム格納用計測コンテナ

多くの計測機器及び計測システムを一括して格納し，効率的な計測を行うための計測コンテナを昭和62年度に作成した。

2.4 船体振動応答シミュレータの開発

振動応答シミュレータは，構造計算等より得られる計算モダルパラメータと起振機テストおよび航走中テストより得られる計測モダルパラメータ，さらに複合起振力およびプロペラ起振力計算により求められる起振力パラメータを統一データベースでコントロールするシステムであり，振動応答シミュレータを用いて，振動許容値と振動減少装置の要否判定を行う。

62年度には、振動応答シミュレータの基本仕様を決定した。このシステムは、汎用 B A ソフト、データベース、船の専用標準モデルを含む振動計算システムを内蔵した E W S (Engineering Work Station) を中心とし、計測データ用実船実験計測システム、複合起振力計算システムおよびプロペラ起振力計算システムが連動して作動するものである。

63年度には、システムの基本仕様にもとずき、応答シミュレータの基本システムを構築した。また、バルクキャリアーに対して F E M による船体各部の固有値計算の詳細仕様を決定し、このモデル化仕様に従って各構造の主要目と形状データ等の入力で汎用構造解析ソフト用データができるインプットジェネレータプログラムを作成した。

図2-8 にインプットジェネレータプログラムを使用して作成したバルクキャリアーの上部構造および主船体ホールド部の計算モデルのメッシュ分割図を示す。また、図2-9 に、本シミュレータシステムを用いて解析した総合実船計測船170 型バルクキャリアーの振動モードを示す。

平成元年度では、シミュレータシステムの機能向上修正および統合化を行った。タンカーの主船体を簡易 3 次元 F E M でモデル化するインプットジェネレータプログラムの作成と 80 型タンカーの詳細解析によってタンカー解析機能を追加すると共に、80 型タンカー、240 型タンカー、37 型バルクキャリアーおよび小型練習船の計 4 隻に対してシミュレータ解析を実施し、実船計測のフィードバックを行った。さらに、アウトプットジェネレータを作成して、振動応答計算システム、複合起振力・プロペラ起振力計算システムおよび実験・実船計測システムをデータベースと統合した振動応答シミュレータの全体システムを完成した。

図2-10 に振動応答シミュレータのシステム概要を示す。また、図2-11 に振動応答シミュレータのデータ処理の流れを示す。

振動応答シミュレータでは、E W S に組み込まれたシミュレータメニュープログラムによって、メニュー形式に必要なデータの処理を実行できる。図2-12 に、メニュープログラムの実行フローを示す。プログラムの実行は、E W S のカラーモニター画面に出力されるメニューをマウスでピックアップすることによって行われる。

インプットジェネレータメニューでは、主船体構造、上部構造、船尾機関室構造および主機・軸系に対する 7 種類のインプットジェネレータを用いて、汎用構造解析ソフト用の F E M モデルを作成することができる。さらに、作成された F E M モデルの形状チェックも行うことができる。

合成計算メニューでは、汎用構造解析ソフトで計算された計算モダルパラメータを用いて船体全体構造モデルを合成すると共に、固有振動数等の振動特性を求めることができる。

起振力計算メニューでは、複合起振力およびプロペラ起振力計算を行うと共に、合成計算で得られた船体全体構造モデルの応答計算を行うことができる。

データベースおよびアウトプットジェネレータメニューでは、実験および実船計測のデータベース（データベース1）とシミュレータ計算結果のデータベース（データベース2）を構築すると共に、計測データベースと計算データベースから専用のアウトプットジェネレータを用いて振動許容値に対する判断や振動減少装置の要否判定を行うことができる。

以上の研究開発によって、構造計算より得られる計算モダルパラメータと起振テスト・航走中テストより得られる計測モダルパラメータ、さらに複合起振力・プロペラ起振力計算より求められる起振力パラメータを統一データベースでコントロールする全体システム、即ち、船体振動応答シミュレータが完成し、振動許容値に対する判断や振動減少装置の要否の判定を比較的精度良く行うことが可能となった。

表2-1 モデルと適用要素一覧表

No	解析モデル	適用要素
1	簡易式	曲げ・せん断・回転慣性考慮（従来から用いられる簡易式）
2	梁	船体・上構 … 変断面梁，上構基部 … 回転ばね
3	2D + 梁 + ばね	船体（甲板）・船体（二重底） … 変断面梁，上構・E/C 煙突 … 二次元（平板） 上構・E/C 基部 … 等価ばね，甲板と二重底の間 … ばね（横隔壁剛性に置換）
4	2D + 梁	機関室・上構・E/C・煙突 … 二次元面内変形要素，船体（No.1 ～ No.6 C.H） … 梁 DK ^{PL} ・BTM ^{PL} ・補強材・と上構・E/Cの横壁 … トラス要素，上構・E/C・煙突基部 … ばね
5	2D	全体 … 三角形および四角形面内変形要素，U _{PP} ^{DK} ・BHPlate・Top Side・Bilge Hopper・ Trans B ^{HD} ・2ND ^{DK} ・および上構・E/Cの横壁・煙突の一部 … 棒要素 上構・E/C・煙突基部 … ばね
6	3D + 梁	機関室・No.7 C.H・上構・E/C・煙突 … 三次元（板要素，梁要素，棒要素） No. 1 ～ No. 6 C.H … （梁要素）
7	3D + 2D	船体 … 二次元（板+梁），上構・E/C・煙突 … 三次元 上構・E/C 基部 … ばね
8	3D	船体全体 … 三次元（板要素，梁要素，棒要素）

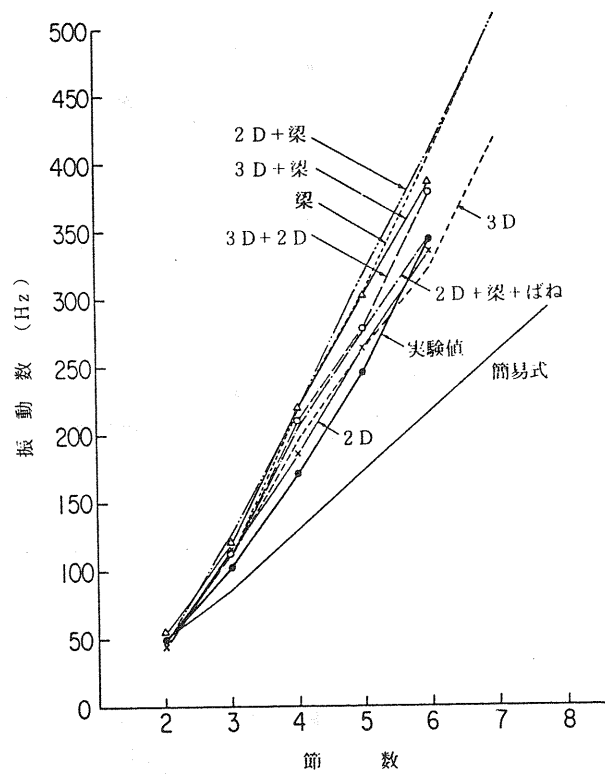


図1-1 振動計算モデルと固有振動数の比較

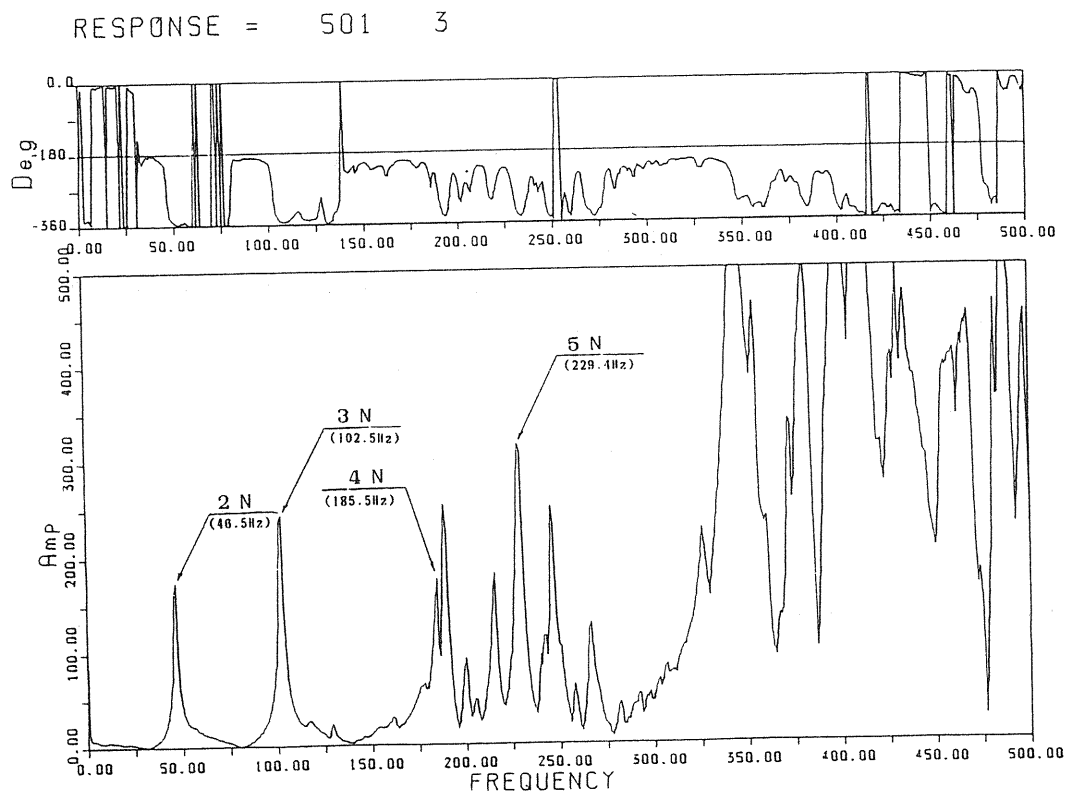
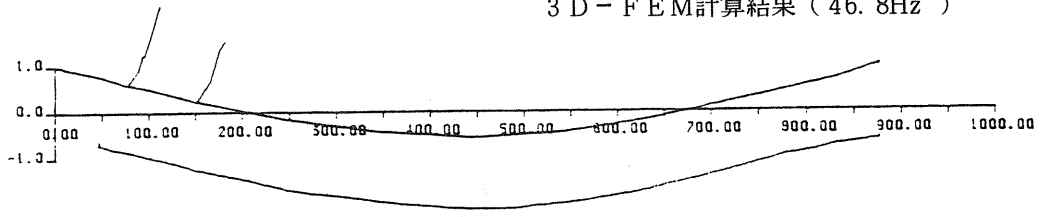
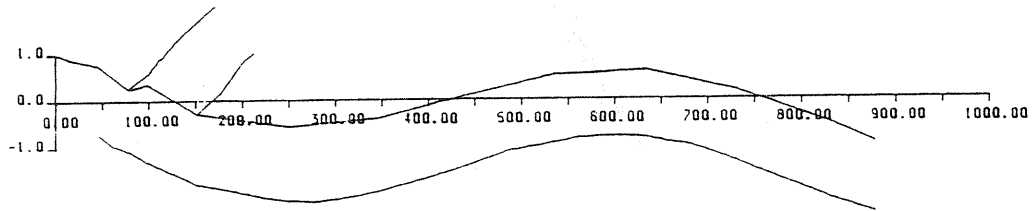


図2-2 周波数応答曲線 (船尾加振-船尾応答)

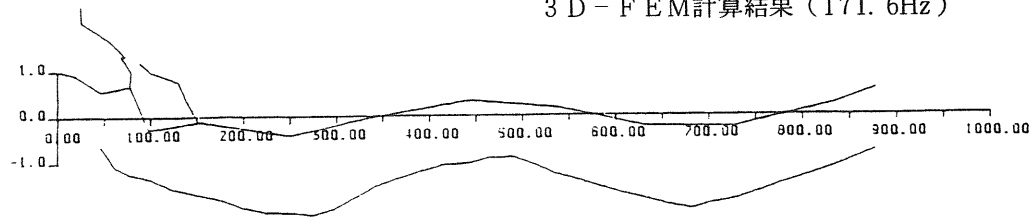
船体 2 節モード (46. 5Hz)
3 D - F E M 計算結果 (46. 8Hz)



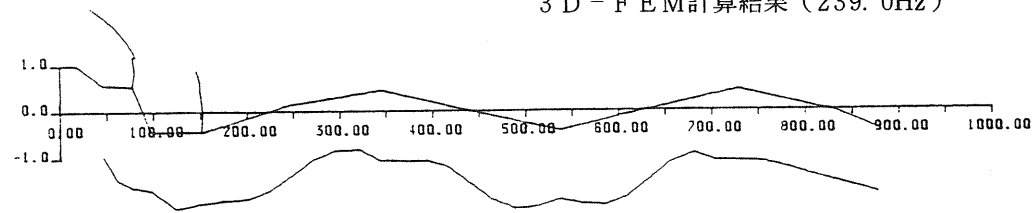
船体 3 節モード (102. 5Hz)
3 D - F E M 計算結果 (107. 2Hz)



船体 4 節モード (185. 5Hz)
3 D - F E M 計算結果 (171. 6Hz)



船体 5 節モード (229. 4Hz)
3 D - F E M 計算結果 (239. 0Hz)



船体 6 節モード (285. 9Hz)
3 D - F E M 計算結果 (283. 4Hz)

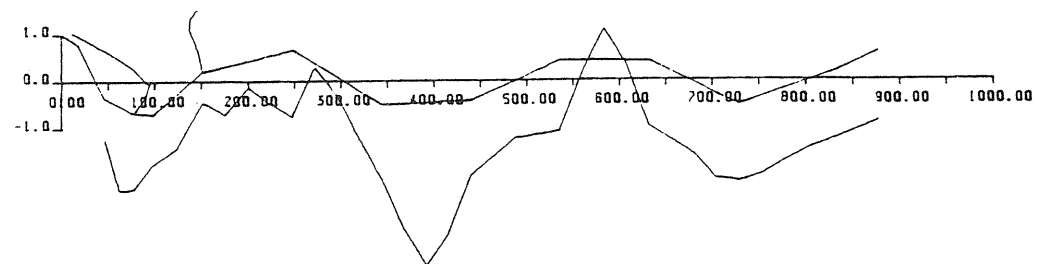


図2-3 模型船の振動モード

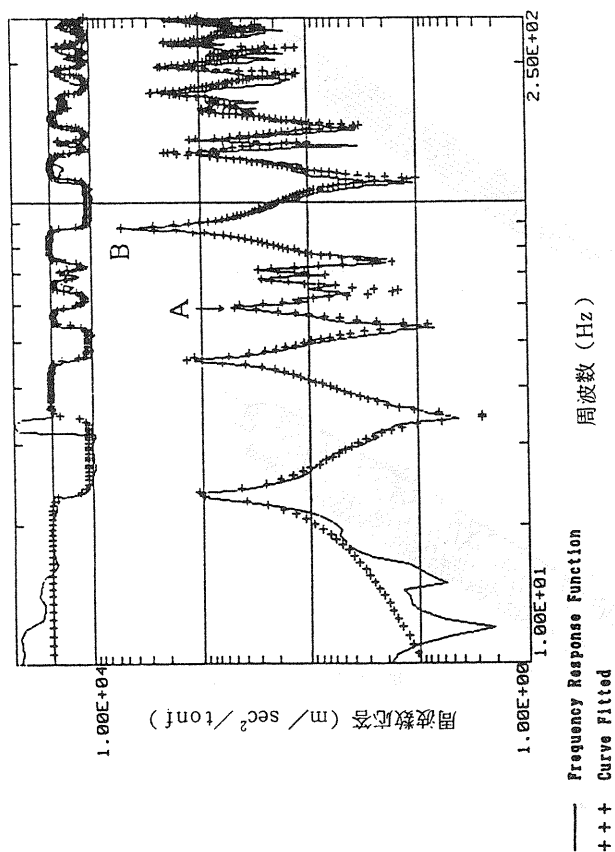


図2-4 船尾端の周波数応答関数とSEARCH PEAK による
CURVE FIT (船尾インパルス加振)

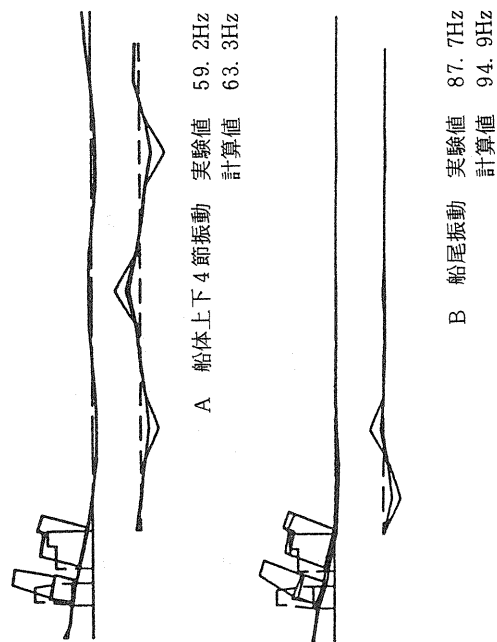


図2-5 振動モード

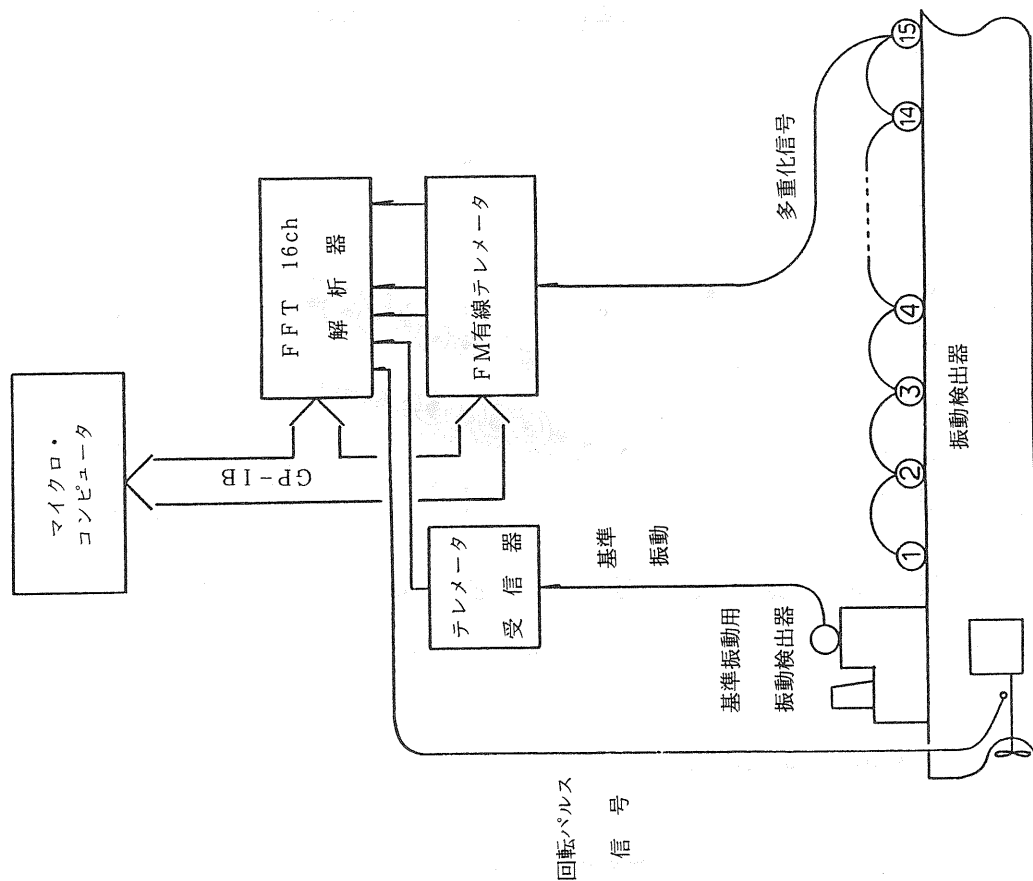


図2-6 計測システム

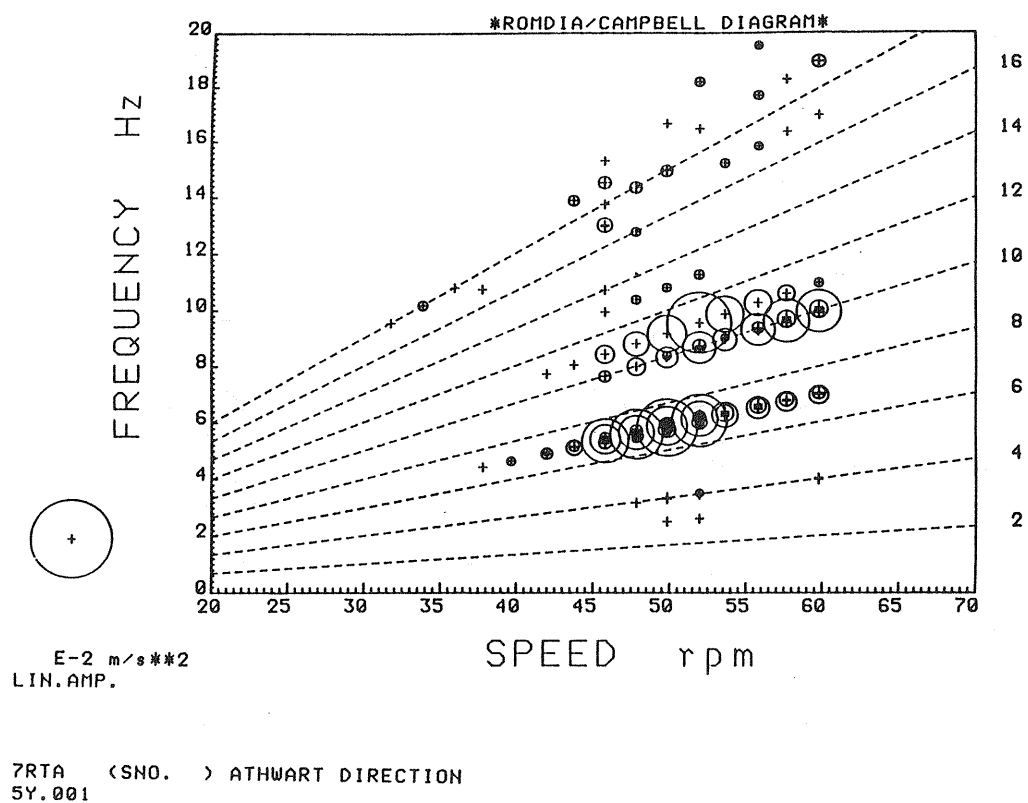


図2-7 解析結果出力例

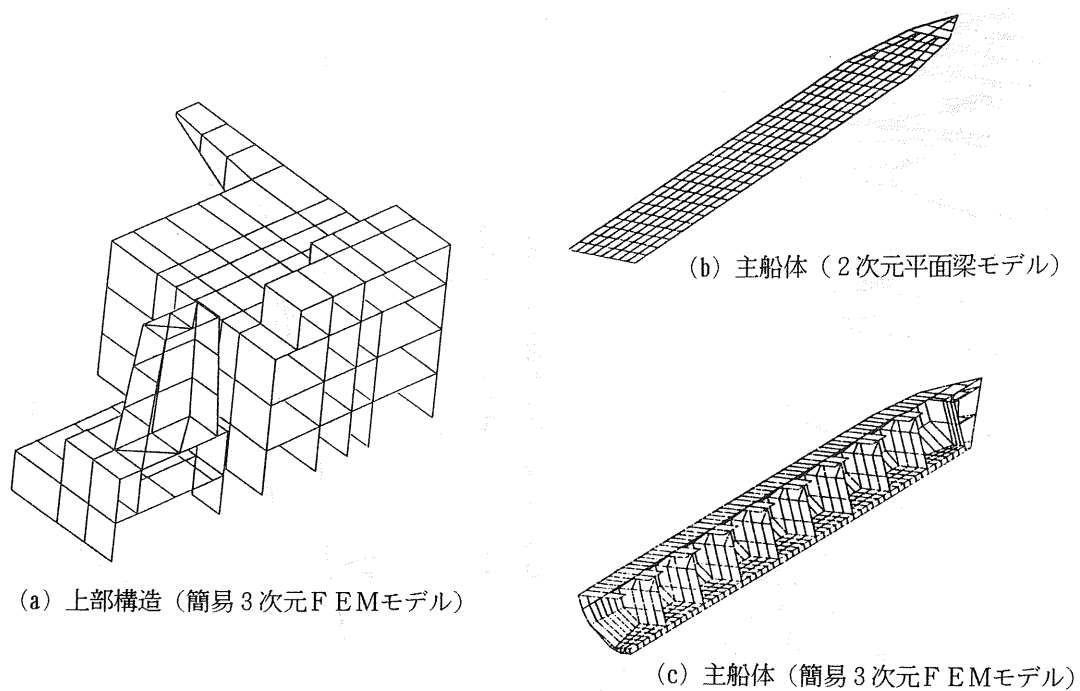


図2-8 I/Gにより生成されたモデル

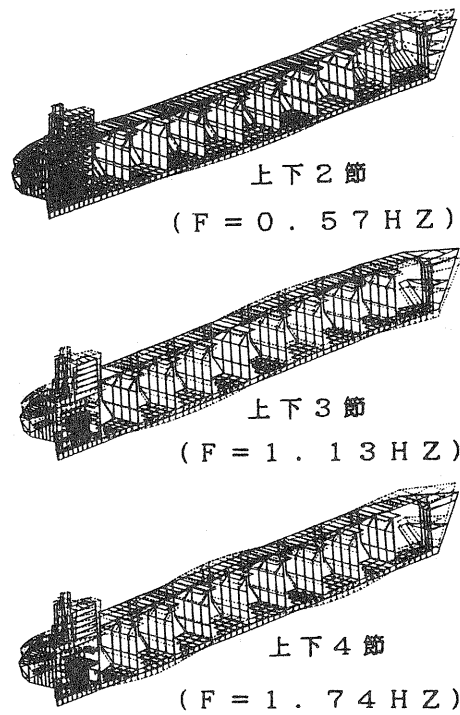


図2-9 本シュミレータによる試解析例(170B/C総合実船計測船)

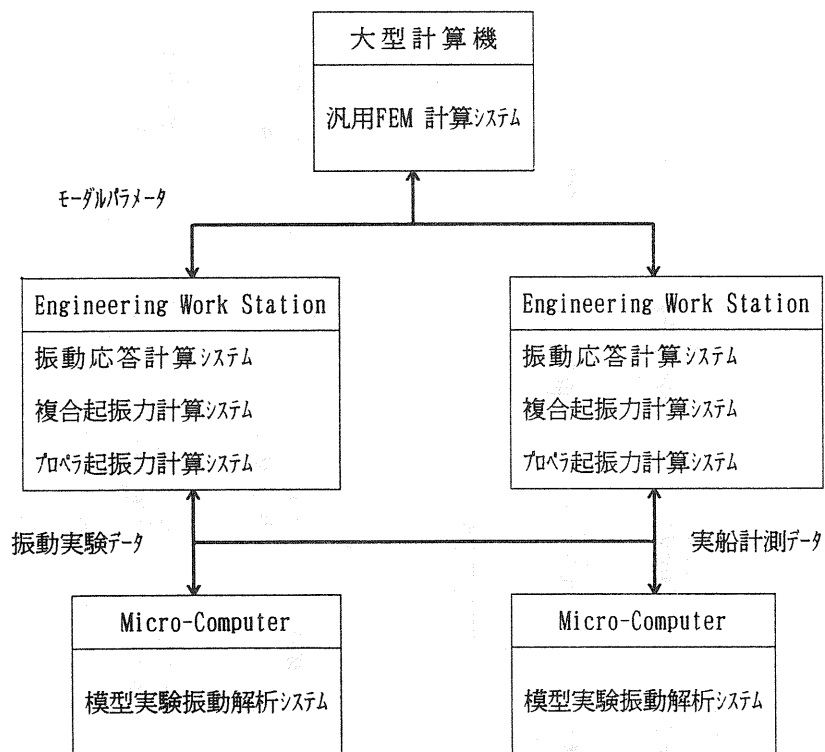


図2-10 船体振動応答シュミレータシステムの概要

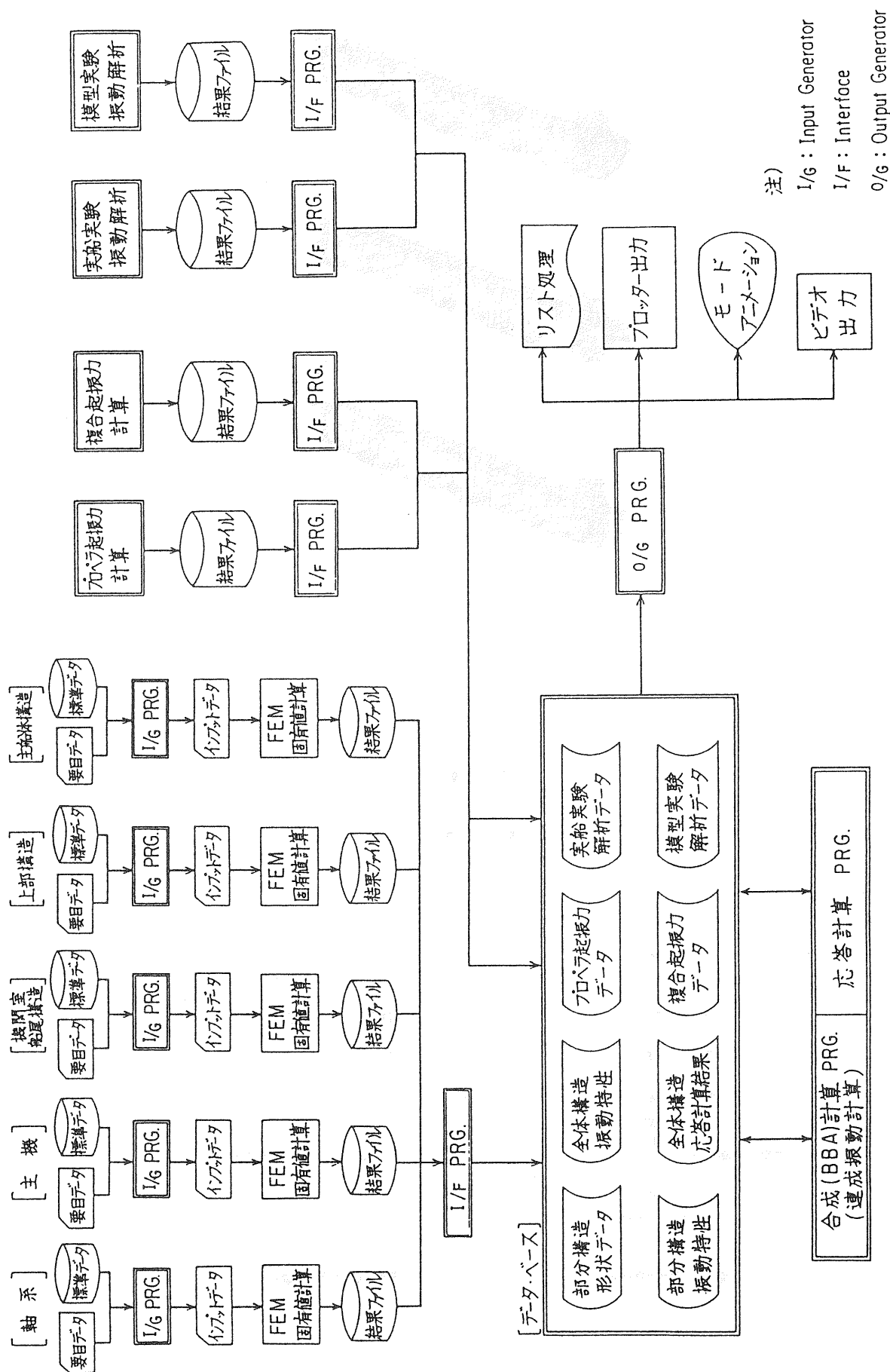


図2-11 船体振動応答シュミレータのデータ処理の流れ

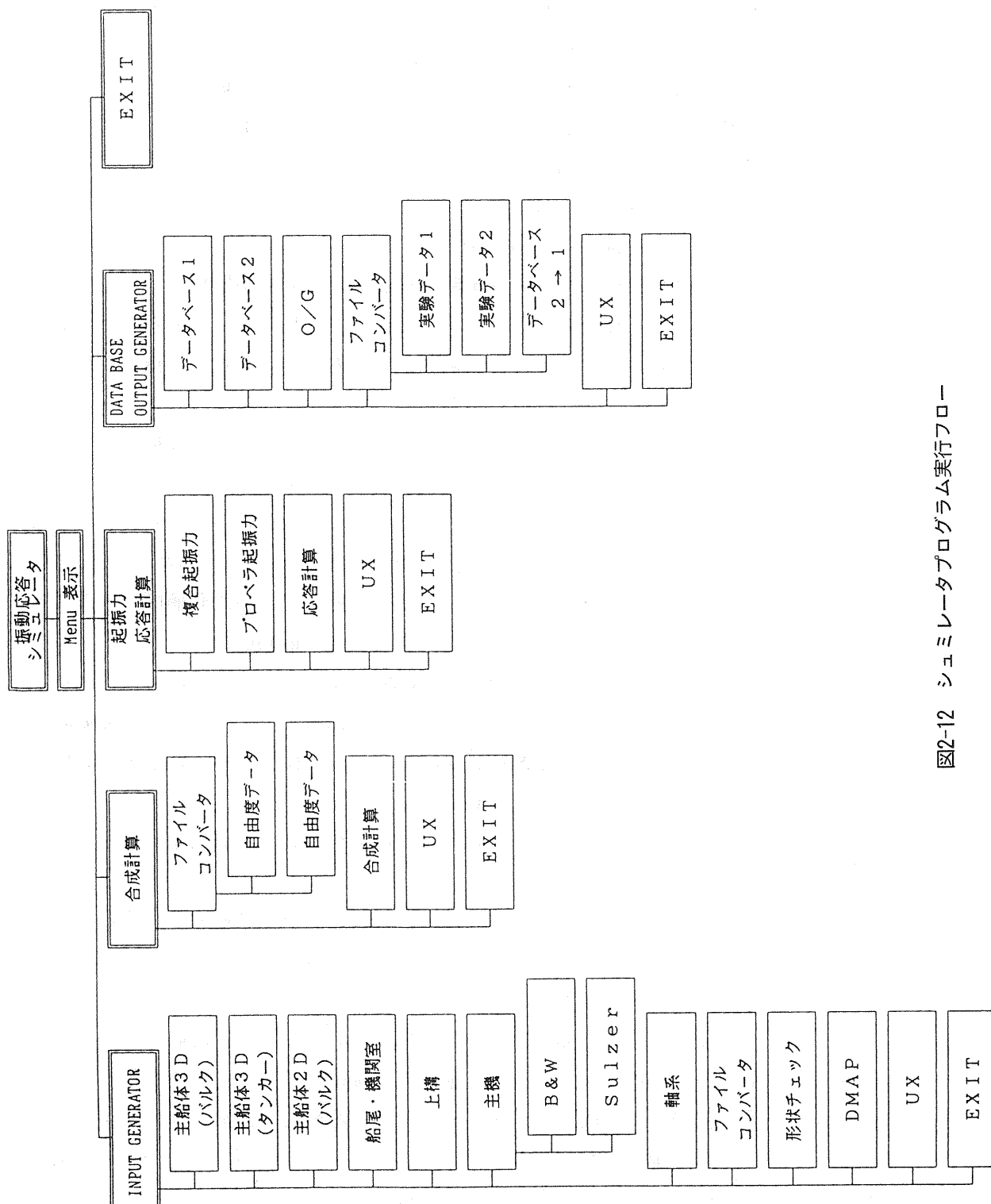


図2-12 シミュレータプログラム実行フロー

第3章 複合起振力減少法の開発

3.1 軸系縦、捩れ連成振動の解明

モデル化が容易でかつ軸系縦、捩れ連成振動を精度よくシミュレートできる軸系モデルを構築する為、以下の実験及び解析を実施した。

- 1) 実機クランク軸単体の静的、動的特性実験及び実験対応FEM解析
- 2) 1/10スケール軸系モデル多点加振応答実験及び実験対応振動解析
- 3) 軸系実船計測及び実船計測対応振動解析
- 4) クランク軸モデル化の検討
- 5) 捩り振動によるプロペラ流体反力の模型テスト

(1) 実機クランク軸単体の静的、動的特性実験及び実験対応FEM解析

静的特性実験はクランク軸に軸力、半径力、接触力を負荷したときの変位を計測し、クランク軸の縦剛性、捩り剛性、半径力の開閉力への変換率、縦変形と捩り変形との連成に関するデータを得た。実験の様子を写真3-1に示す。

また、動的特性実験はクランク軸をインパルスハンマーで軸方向及び捩り方向に加振し、モーダル解析により振動モード、固有振動数及び減衰を調べた。

更に、2次元ソリッド要素及び梁要素を用い、前述の各種実験に対応するFEM解析を実施し、3次元ソリッド要素を用いた計算結果は実験値とよく一致することを確認した。図3-1にクランク軸縦一節の3次元ソリッド要素による固有値解析例を示す。

(2) 1/10スケール軸系モデル多点加振応答実験及び実験対応振動解析

写真3-2に示す軸系モデルを用い、自由振動試験、及び、クランク部に半径力及び接線力を、またプロペラ部分に推力変動及びトルク変動相当力を加える多点加振応答実験を実施し、各起振力による軸振動応答を計測し、捩れ振動に伴う縦振動の発生と起振力の寄与度を実験的に調査した。実験結果を図3-2に示す。

また、梁要素を使用して実験モデル対応の振動解析を実施し実験結果と比較し、良い一致を得た（図3-3及び3-4参照）。

この結果軸系シミュレータ基本モデルを定めるためのクランク軸のモデル化（有効スパンと有効断面積の取り方）に対する有用なデータが得られた。

(3) 軸系実船計測及び実船計測対応振動解析

(1)でクランク軸単体の特性実験を実施した主機について、本主機搭載船の試運転時に主機軸系振動計測を実施した。本実験は運転中、軸系より主機に伝達される力及びそれによる応答を把握する目的で軸に生じるスラスト変動力、主機スラストブロックの変位、軸及び主機架構の振動変位等を計測した（写真3-3参照）。その結果、軸系振動に起因する起振力と主機架構の応答に関するデータ（例えばスラストブロックのバネ定数等）が得られた。また、本実験対応の振動応答計算も実施し、計測値との比較を行った。

(4) クランク軸モデル化の検討

軸系モデルの中で最もモデル化が難しい主機クランク軸，特にクランクスロー部に着目し，梁要素を使用し，モデル化が容易でかつ軸系振動を正確にシミュレートできるクランクスローのモデル化を検討した。

対象は前述主機とし，クランクスロー部の剛性／有効長さをパラメトリックに変更し計算し，クランク軸単体特性試験結果及び3次元ソリッド要素を使用した解析結果と比較し，精度を確認した。また本モデルの汎用性を確認するため，他主機2種についても同様のモデル化を行い計算し3次元ソリッド要素を使用したFEM解析結果と比較し，精度を確認した。

(5) 振り振動によるプロペラ流体反力の模型テスト

軸の回転速度変動によって誘起されるプロペラ流体反力を定量的に把握するため，図3-5に示すように，回流水槽中に軸に回転変動を発生させる機構を取り付けた模型を設置し，軸の回転変動に誘起されるスラスト変動力を計測した。また本計測結果とプロペラ理論に基づく計算値との比較も行った（図3-6 参照）。

3.2 主機起振力の計測と解析

3.2.1 陸上実験

(a) 方法

船上における主機は軸系，プロペラ，2重底構造との連成により複雑な挙動を示す。そこで，船上に比べ周囲の構造との連成が比較的少ない陸上運転台上に載った主機に対して，ストラトブロック剛性実験，起振機実験及び運転時試験を実施した。

なお，これらの実験は，B & W 5 S 80 M C E 及びSULZER 7 R T A 52の2機種に対して実施した。

ストラトブロック剛性試験では，反力台に取付けた油圧ジャッキにて軸端に荷重を負荷し，ストラトブロックの変形を計測した（写真3-4）。

起振機実験では，油圧慣性型1 ton 加振機をシリンダ頂部に設置し（写真3-5），左右及前後方向に起振して，主機の応答を計測した。併せて，陸上運転台上のロードセルによって，主機架構振動による慣性力を，運転台への伝達力として計測した。また，大型インパクト・ハンマーによって，架構上部及び軸端にインパルスを与え，主機架構と軸系縦振動の応答を計測した。計測データはモーダル解析機により解析した。運転時試験では，主機架構と軸系縦振動の応答を計測した。併せて，小型圧力変換機により筒内ガス圧を，また陸上運転台上のロードセルによって伝達力を，更にFMテレメータを使用してクランク軸の歪を計測した。また，これらの陸上実験に対応した3次元FEM解析を行ない，実験結果と比較検討した。

(b) 結 果

実験・解析結果の要点を列記する。

- (1) スラストブロック剛性実験により、その剛性が実験的に求められたF E M解析でもある程度推定可能なことが判った。
- (2) 起振機実験より、主機架構の固有振動特性（モーダルマス，減衰定数，固有振動数，固有振動モード）及び伝達力が明らかとなった。応答曲線の一例を図3-7 に示す。
- (3) インパクト実験結果と起振機実験結果との比較から大型インパクト・ハンマーの有効性が確認された。
- (4) 運転時試験では、これ迄に計測されることがない主機から陸上運転台への伝達力という貴重なデータが得られ、振動応答や筒内ガス圧との関係を調査することができた。
- (5) 3次元F E M計算結果と起振機実験結果とを比較検討したところ、陸上運転台の剛性等を考慮したモデルによるF E M解析手法が有効であることが判明した。

3.2.2 船上試験

実船の主機（B & W 5 S 80 M C E）について、起振機実験及び海上運転実験を行ない、F E M解析及び陸上実験との比較検討を行なった。

(a) 方 法

以下に示す船体に搭載された主機に対して、実験を行なった。また、エンジンスター（以下、スター）の単独実験を実施した。

船種：155 型 BULK CARRIER

$$(L_{pp} \times B \times D \times d_{full} = 276 \times 45 \times 24 \times 16.5M)$$

- (1) 起振機実験は油圧慣性型1 ton 加振機を主機トップ・グレーチング上に設置

（写真3-6），左右及び前後方向に起振して、主機架構，スター（写真3-7），船体及び上部構造の応答を以下の5ケースについて計測した。

- ①軸系取付前 ②スターなし ③剛性小スター付 ④標準スター付
- ⑤剛性大スター付

また大型インパルス・ハンマーによって、架構上部と軸端にインパルスを与え、主機架構とクランク軸の振動応答を計測した。

- (2) 海上運転試験では、航走時に主機架構，スター，軸系，船体及び上部構造の振動応答を、以下の2ケースについて計測した。

- ①スターなし ②スターあり

また、歪ゲージによってスターへの伝達力を、小型圧力変換器によって筒内ガス圧を計測した。

- (3) 上記実験に使用したスターについて、大型疲労試験機を使用して、スター自身の剛性等を計測した。

- (4) これらの船上実験に対応して、主機と船体との連成計算を図3-8 に示す。3次元 FEMモデルを用いて実施し、計測値と比較した。

(b) 結 果

実験及び解析結果の要点を以下に列記する。

- (1) 起振機実験結果と陸上運転台上の実験結果との比較から、主機架構の振動特性は基部剛性に大きく左右されることが判明した。また、種々のステーを取り付けて実験した結果、主機架構、船体及び上部構造の振動特性がステーの有無や剛性の大小によって変化する様子を明確に捉えることができた。

応答曲線の一例を図3-9 ～11に示す。

- (2) 海上運転実験結果から、主機架構と船体との連成振動を究明するデータや、筒内ガス圧と主機架構や上部構造の振動応答の相関関係を解明するための貴重なデータが得られた。
- (3) ステーの単独実験によって、ステーの剛性等が明らかとなった。また、摩擦板の影響、ボルトの締め付け力の影響、振動数依存の影響などが確認された。
- (4) 主機と船体との連成計算では、ステーの剛性を変えた計算を行ったところ、主機架構、船体、上部構造の振動特性が密接に連成し、応答が複雑に変化することが判明した。図3-12, 13 に示すように、主機架構左右振動及び上部構造前後振動の固有振動数と応答曲線は計算と計測で比較的良好な対応が認められた。

3.2.3 主機起振力プログラム

主機起振力プログラムの主機モデルを開発した。このモデルにエンジンのガス圧と軸系のトルク・スラスト変動力を加えることによって、主機架構振動応答及び主機台やステーへの伝達力を計算することが可能となる。

昭和61年度に実施した主機陸上実験、昭和62年度に実施した主機船上実験及びこれらの実験に対応するFEM解析の検討結果から、モデルは板要素とバネ要素の組合せとした。

前途のインプットジェネレータで作成した主機モデルの例を図3-14に示す。

今年度実施した総合実船計測船の搭載主機を対象として、上記の主機起振力プログラムを利用して解析を行なった。

この解析では、機関室及び船尾構造をシミュレータ用モデル化手法を適用してモデル化し、連成振動解析を実施した。解析用モデルを図3-15に示す。

解析と計測との比較によって得られた要点を以下に列記する。

- (1) 主機架構振動応答の解析と計測との比較例（主機トップ左右振動／ステーなし）を図3-16に示す。比較的良好な対応が見られ、主機モデルの有効性が確認された。
- (2) 主機起振力プログラムの基礎となる起振力推定手法の妥当性が確認された。

3.3 主機軸系プロペラ連成振動の解明

主機軸系の振動応答を容易に精度よくシミュレートする為、主機軸系起振力推定プログラム及び主機軸系モデル用インプットジェネレータを作成した。

主機軸系起振力推定プログラムは主機ガス圧ハーモニックデータをシミュレータ計算用起振力データに加工するもので、本プログラムと前述の主機起振力プログラム及びプロペラ起振力プログラムを合わせて使用することにより、主機及び主機軸系の起振力データを容易に推定しうる。これらプログラムで作成した起振力データをインプットジェネレータを使用して作成した主機及び主機軸系モデルに与えると、主機架構振動応答及び主機より船体構造への伝達力の計算が行なえる。本プログラムを使用した計算例（入力チェック図及び固有モード計算例）を図3-17, 18に示す。

3.4 複合起振力の減少法の開発

昭和62年度に複合起振力の上部構造への伝達機構の解明を目的として、主機・機関室・上部構造模型を作成し起振機実験を行った。その結果、主機およびプロペラから発生する起振力の上部構造への伝達率を主機防振ステーの効果も考慮して実験的に確認することが出来た。

また、実験模型に対応したFEMモデルを作成し起振機実験のシミュレート計算を実施した。

その結果起振力の伝達機構を精度良くモデル化する指針が得られ船体振動応答シミュレータに用いた。

昭和63年度以降3.1－3.3の研究による軸系起振力及び主機起振力に関する現象の解明および、上記起振力の伝達機構の解明によって得られた知識を用いて主機、軸系、プロペラ等の要目を変えて複合起振力減少法、最適化の検討を行った。

また、主機関水平振動減少装置（新型ステー）の開発試作を行い、要素実験と実船実験を行って効果の確認を行った。

主機および上部構造物の振動低減装置として、今後の開発実用化が必要と考えられる能動的制御方式と流体動吸振機方式とについて、基本仕様を検討した。

(1) 複合起振力減少、最適化の検討

(a) 方法

以下の項目について、減少・最適化の手法の効果の試計算を、シミュレータを用いて行った。

1) プロペラフェーシング

複合起振力計算プログラムによって、種々のプロペラ取り付け角度に対応する起振力を算出し、その起振力を軸系FEMモデルに作用させた時の船体へ伝達力の変化により、最適のプロペラ取り付け角を検討する。

2) 軸系縦振動ダンパの効果

軸系にダンパを装備した時の、縦振動振幅及び船体への伝達力の変化により、ダンパの効果を検討する。

3) 新型防振ステーの効果

船体振動応答シミュレータを用いて、240型タンカーへ新型ステーを取り付けた場合の最適の剛性および減衰を検討する。

(b) 結 果

各検討項目について以下のような結果が得られた。

1) プロペラフェーシング

プロペラ取り付け角度とスラストブロックから船体へ伝達される起振力の関係を検討し、最適な取り付け角が得られた。

2) 縦振動ダンパの効果

ダンパON/OFFの比較を行うと、船体への起振力が数十分の一になることが判った。詳細は実証船の項で述べる。

3) 新型防振ステーの効果

240 タンカーをモデルとした計算によって、従来のステーの固有振動数追い上げ効果に加えて、減衰力の増加も考慮した設計が可能となった。

(2) 新型ステーの開発

(a) 方 法

昭和63年度、主機関水平振動減少装置（新型ステー）として高粘性ダンパの適用を検討し、仕様（減衰、動剛性など）を決定した。本仕様を満足する新型ステーを開発するため、ステーの特性を左右すると考えられる設計因子をシリーズ的に変化させた3種類のステーを試作した。

これらの試作ステーを供試体として、周波数特性試験、振幅特性試験、温度特性試験及び耐久性試験などの要素試験を行った。実験状況を写真3-8に示す。

要素試験結果から開発された実船試験用ステーを240型OTに装備し、実船での主機起振機実験によるデータの収集及び検討を行った。

ステーと船体との取り付け部には剛性が高く、ガタの少ない取り付け機構を選定した。実船実験用ステーの外形を図3-19に示す。

起振機実験では、従来型ステーと新型ステーについて実験を行い、相互のデータを比較検討した。

(b) 結 果

要素実験の結果から、試作ステーの特性と設計因子との関係や、性能を発揮させるための条件などが明かとなり、新型ステー開発の基本方針が確立された。本方針をベースとして、実船実験用ステーを試作した。

実船実験の結果から、新型ステーの装備により初期の目的である防振効果が得られることが明らかとなった。

(3) 振動低減装置の検討

船舶の振動について国際基準を満足する高品質船舶を実現するためには、推定技術の向上と並行して、振動低減装置の開発実用化を行う必要がある。本研究ではこれらの低減装置の実状を調査し、今後開発実用化が必要と考えられる能動的振動制御方式と、流体動吸機式低減装置について基本仕様を検討した。

従来までに開発された振動低減装置との関連を表3-1 に示した。

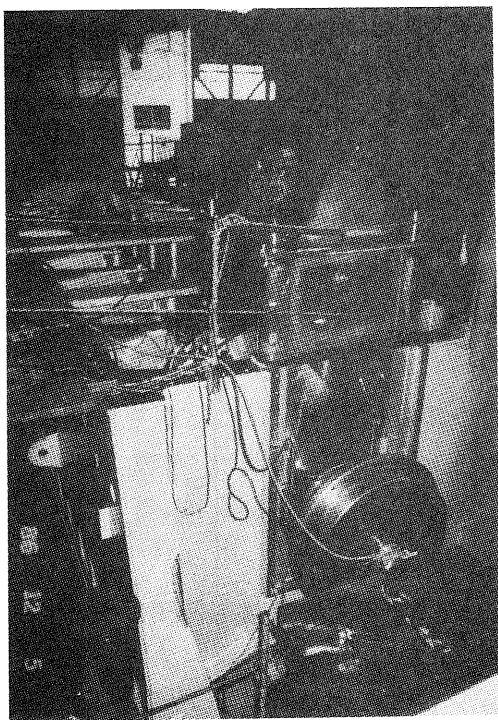


写真3-1 実機クランク軸軸力負荷試験

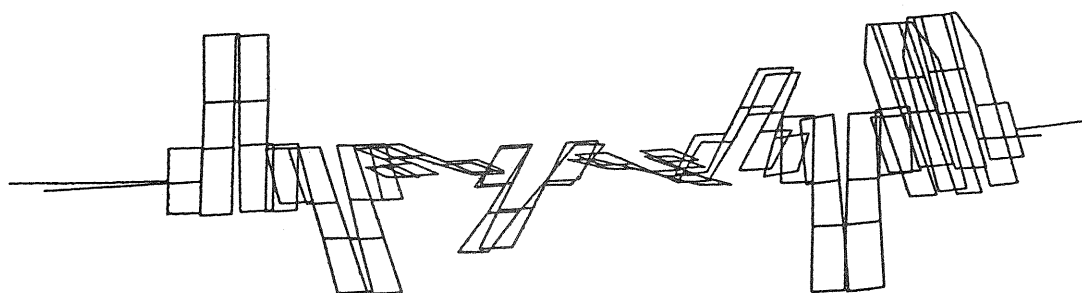


図3-1 クランク軸縦1節振動モード（3次元ソリッドFEM計算結果）

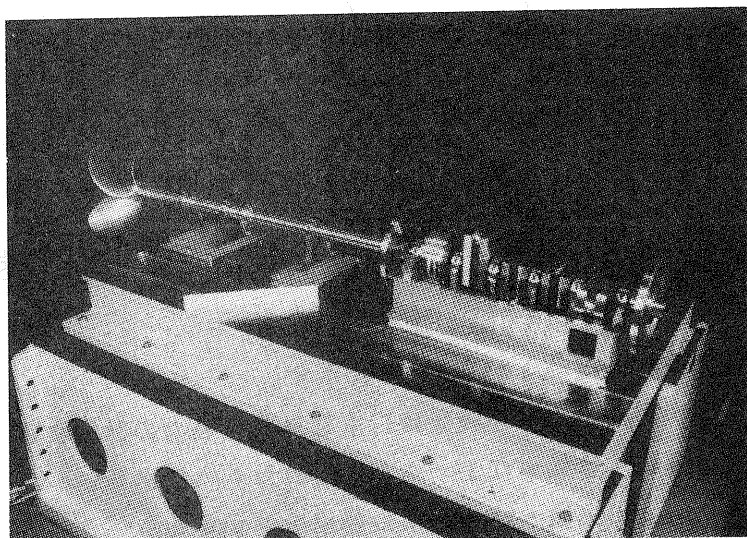


写真3-2 軸系モデル

軸振れ1節 (114.8Hz)

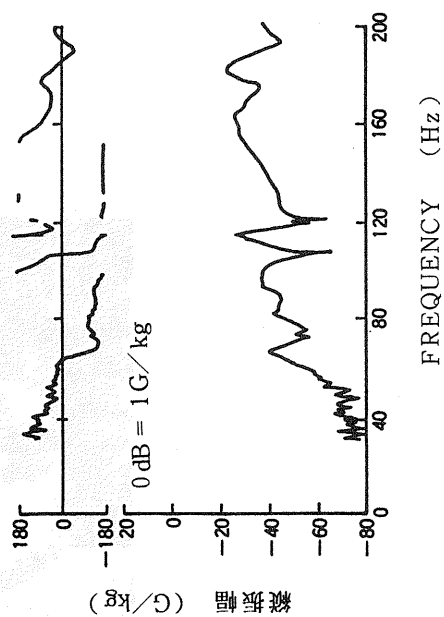
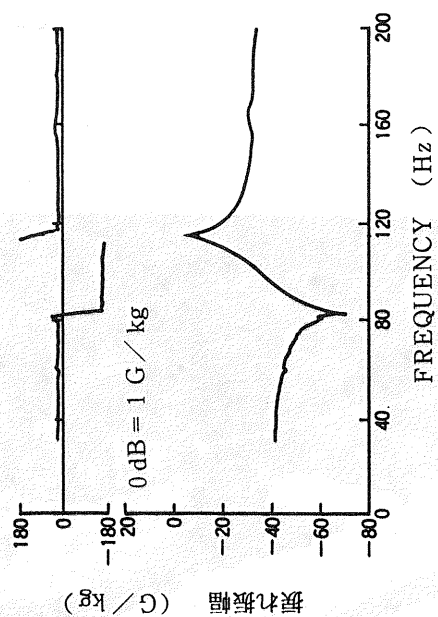
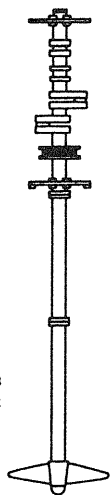


図3-2 軸縦振れ振動振幅

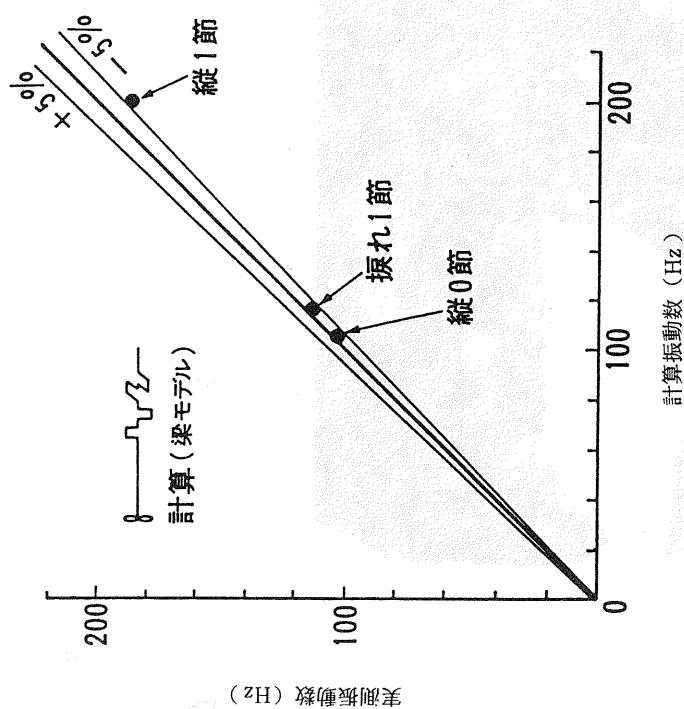


図3-3 実測と計算の振動数の比較

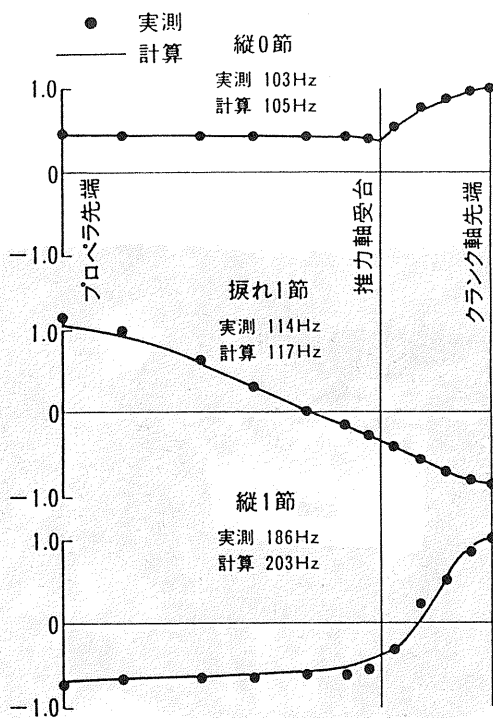


図3-4 実測と計算の振動モードの比較

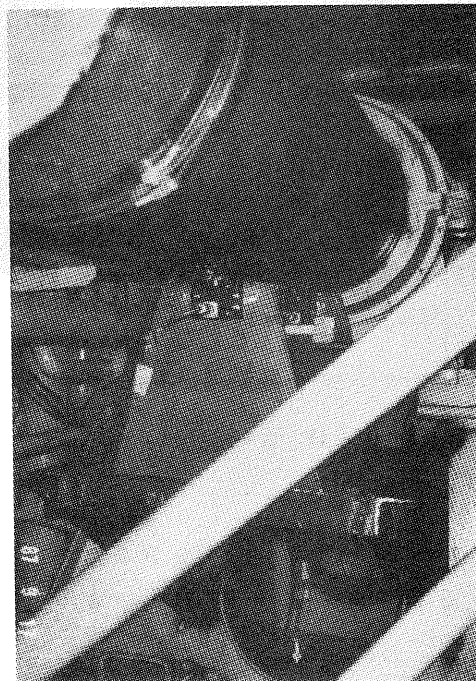


写真3-3 アングルコンバータによる
中間軸角変形の測定

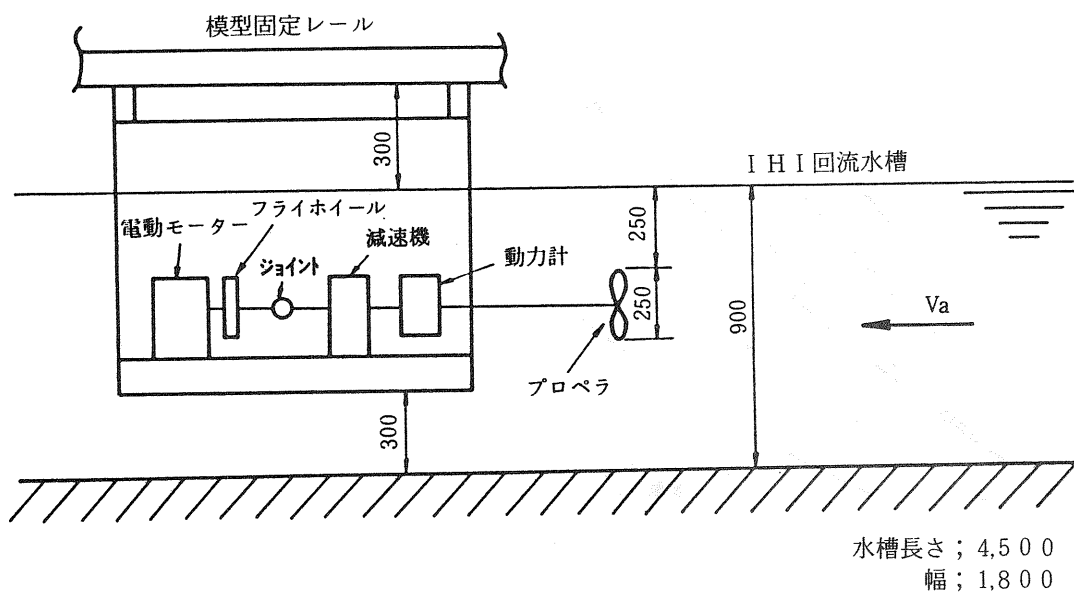


図3-5 模型試験の方法

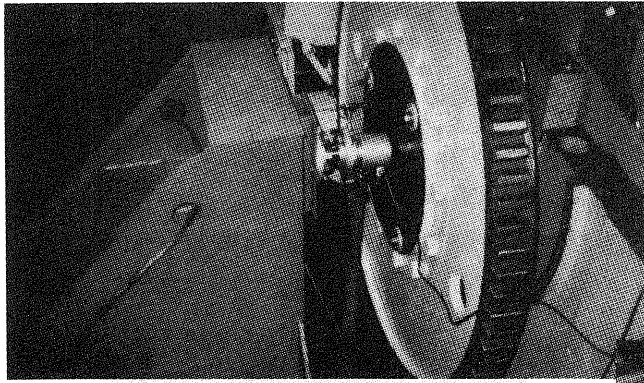


写真3-4 スラストブロック剛性実験

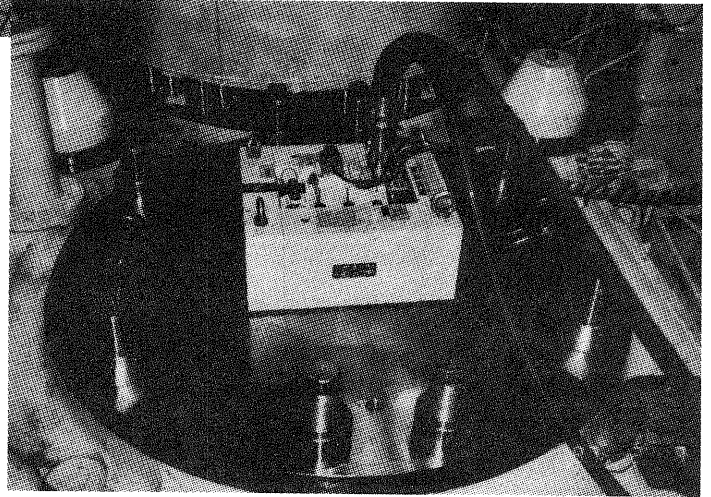


写真3-5 起振機取付状況

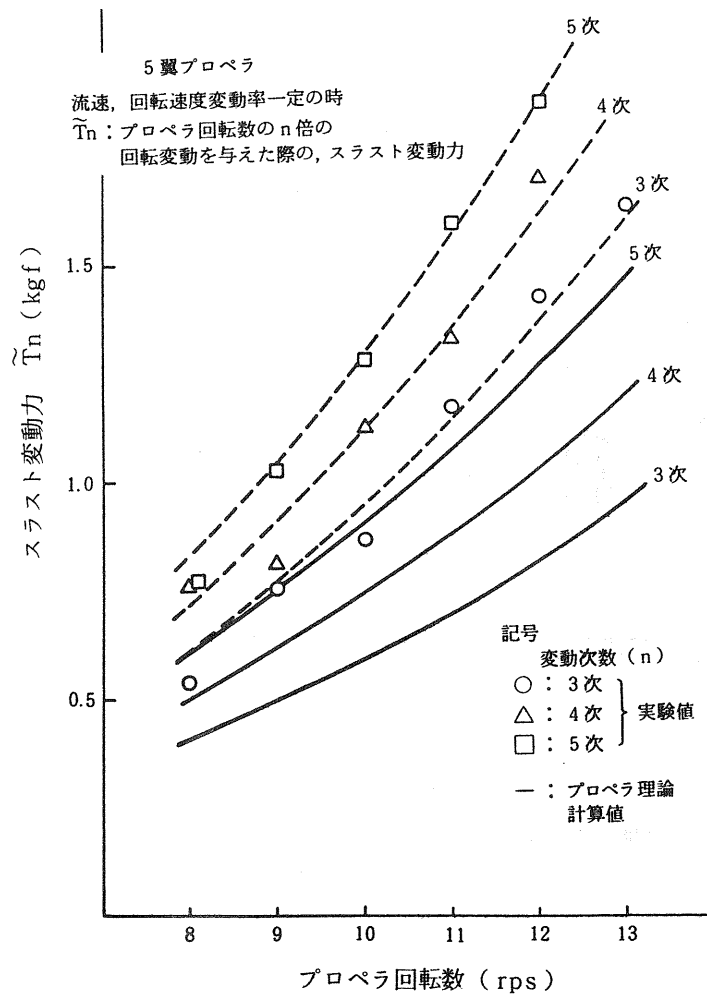


図3-6 プロペラスラスト変動の実験値と計算値の比較

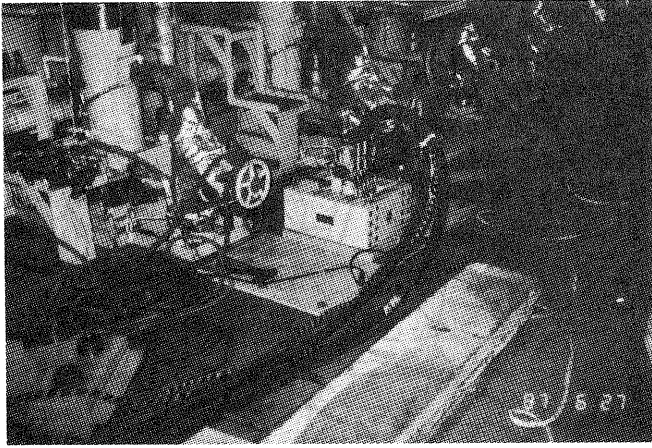


写真3-6 起振機取付状況

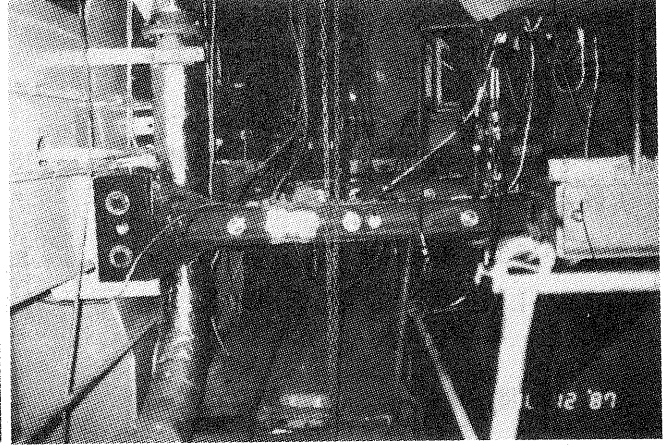


写真3-7 ステータス取付状況

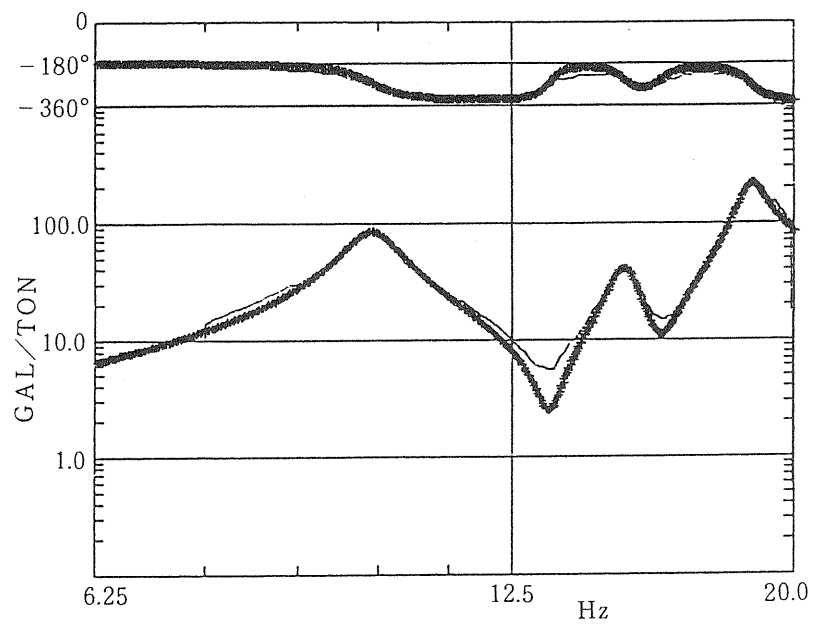


図3-7 起振機実験伝達関数カーブフィット結果

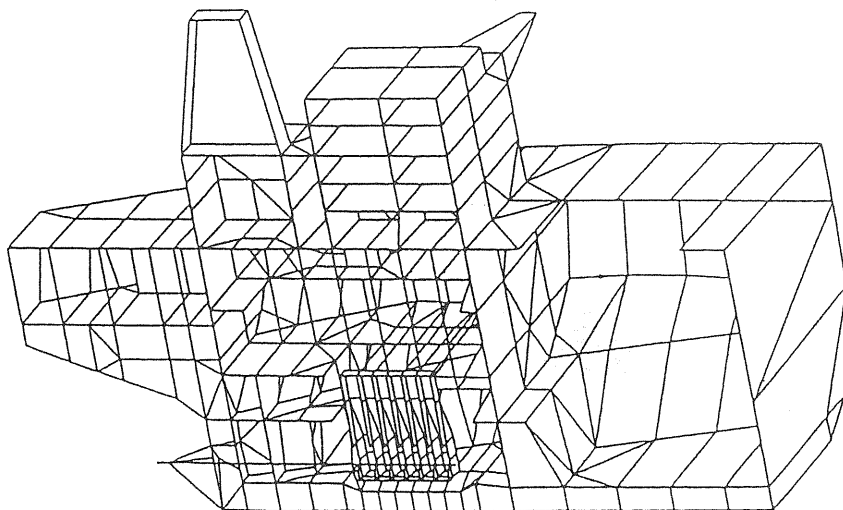


図3-8 3次元FEM計算モデル

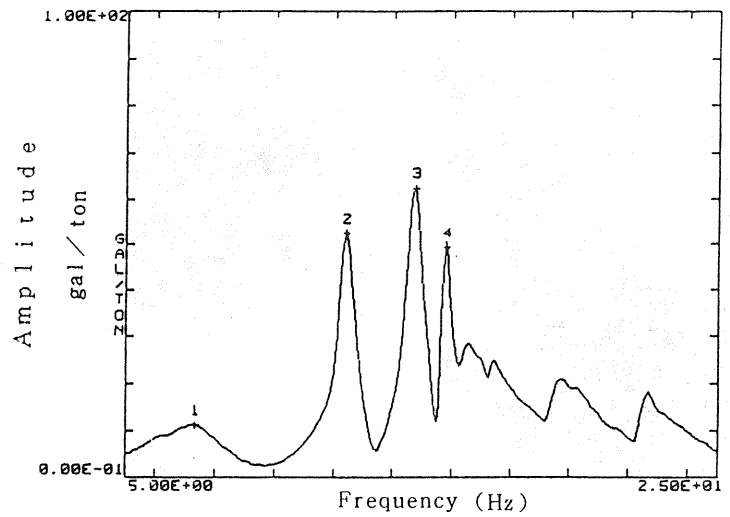


図3-9 主機左右応答曲線 (陸上運転台/61年度実施結果)

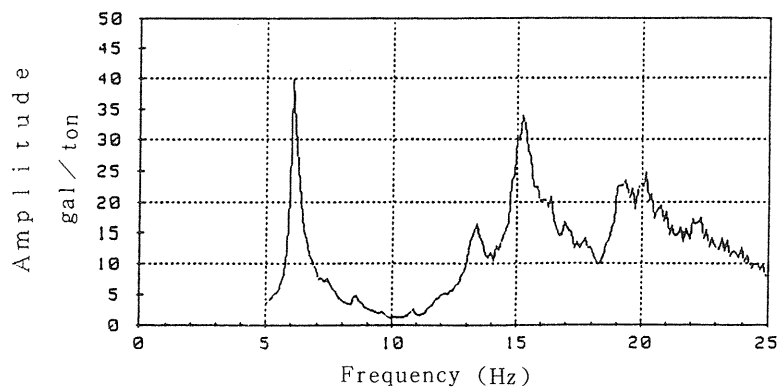


図3-10 主機左右応答曲線 (ステー取付以前)

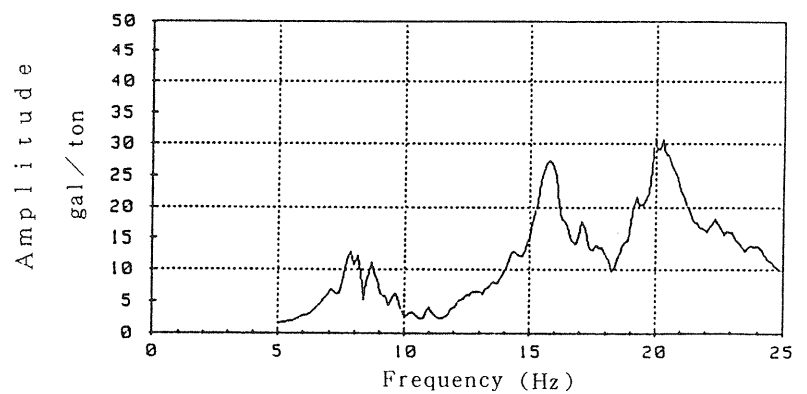


図3-11 主機左右応答曲線 (標準ステー取付時)

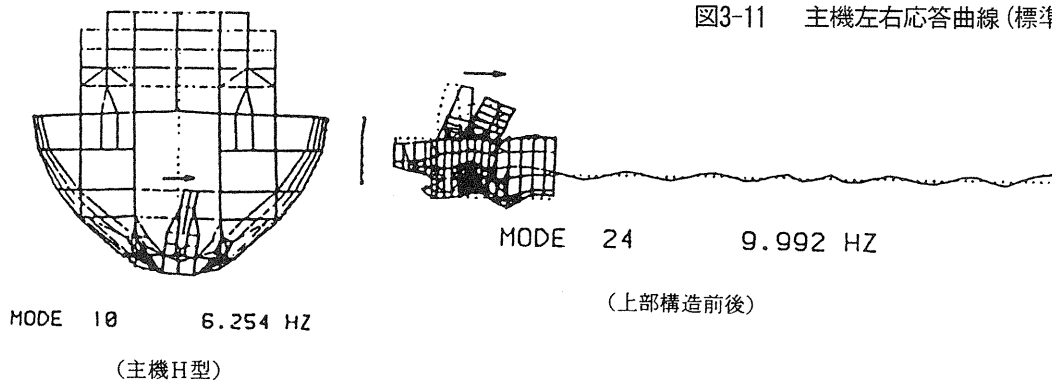
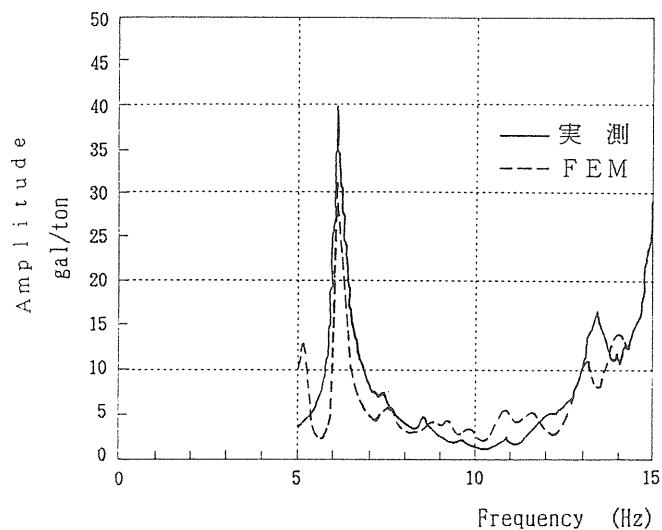
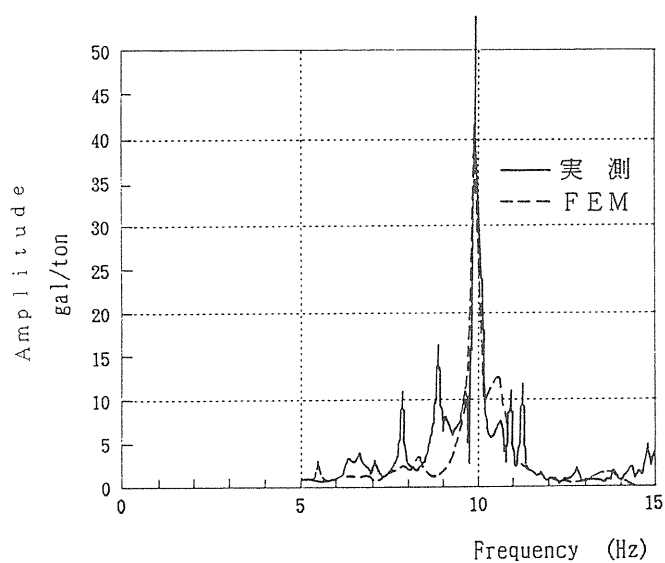


図3-12 固有振動モード (FEM)



主機頂部（左右）ステーなし



上構（NAV. DK）前後 ステーあり

図3-13 応答曲線の比較（起振実験及びFEM計算）

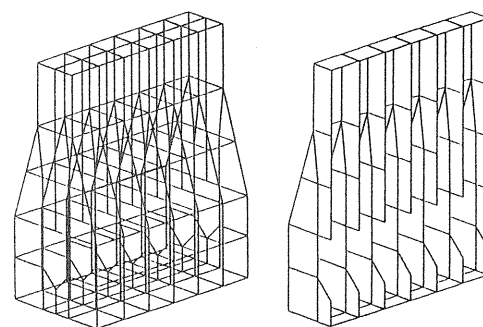


図3-14 主機モデルの例

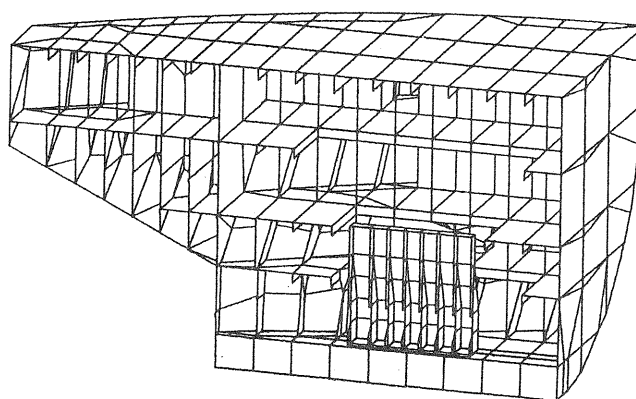


図3-15 主機起振力解析用モデル（170型BC）

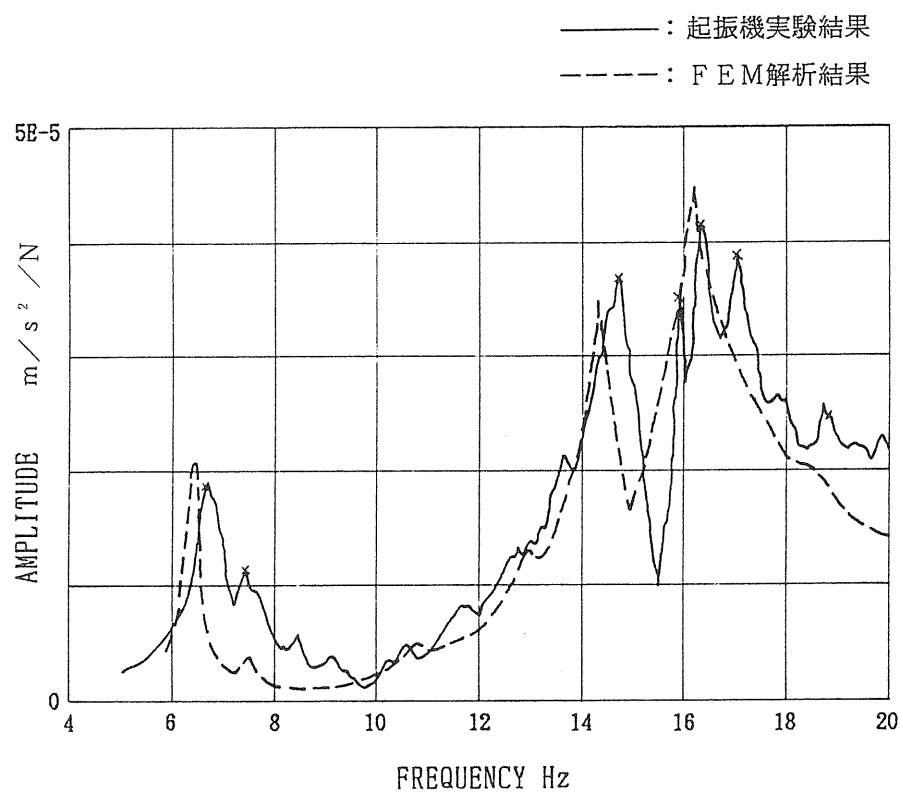


図3-16 主機架構応答解析と計測との比較例

表3-1 船舶への振動低減装置

適用対象	実用化済み技術	開発済み技術	応用研究を要する技術
船 体	電動バランサー (低振動数用)	スーパーダイナミックダンパー (財団/IHI, 機械式) NAVICS (財団/NKK, 機械式)	流体動吸振機方式 上構用として開発するが 大型化可能。 設定振動数を含む限定さ れた振動数範囲で有効。
上部構造			
主機架構	水平振動用ステー 架構運動を抑制する 船体への伝達力 発生		能動的振動制御方式 複数の振動数に有効。 船体への伝達力を吸収す る。
軸 系	縦振動ダンパー 捩振動ダンパー		

6 CYLINDER ENGINE 6S80MC

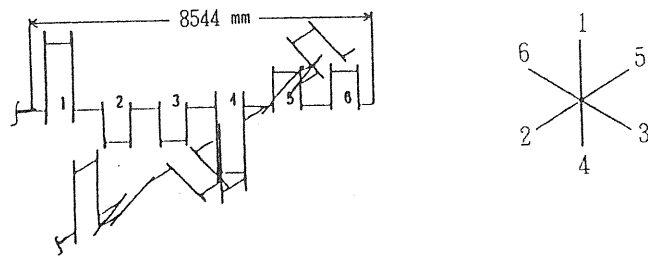


図3-17 入力チェック図

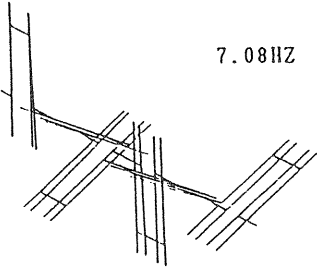
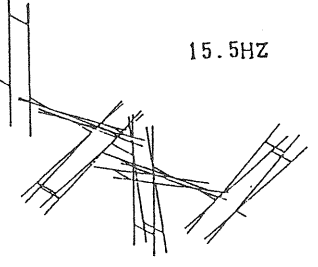
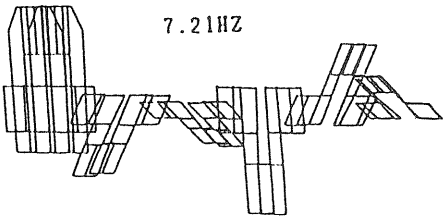
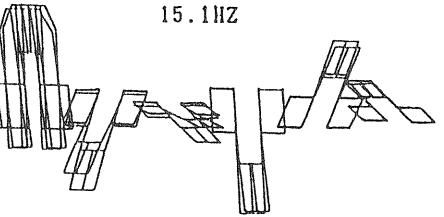
	縦一節振動モード	ねじり一節振動モード
シミュレータモデル	 7.08HZ	 15.5HZ
3Dソリッドモデル	 7.21HZ	 15.1HZ

図3-18 固有モード計算例 (B & W 6S80MC)

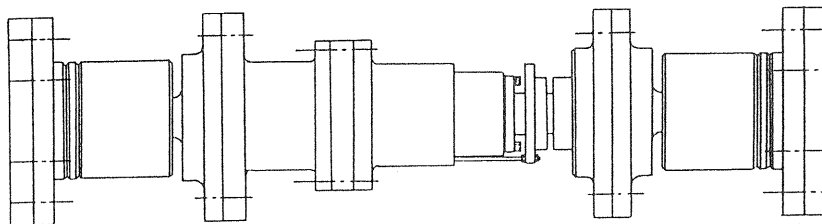


図3-19 新型ステイ外形図

第4章 プロペラ起振力の推定法の開発

4.1 開発方針の検討

プロペラの発生する起振力は

- (1) プロペラまわりの水圧変動として船体外板に作用するサーフェスフォースと
 - (2) プロペラ軸を通じて船体に伝達されるシャフトフォース
- とに大別される。

プロペラサーフェスフォースは船体の近傍をプロペラ翼が通過するたびに発生する圧力変動によるもので、船尾の不均一伴流により非定常キャビテーションが発生するとその体積変化（ポンピング効果）のために著しく大きくなることが知られている。

またプロペラシャフトフォースはプロペラに流入する水流の速度が一樣であれば時間的変動は発生しないが、これが不均一な場合にはプロペラ1翼の発生する力及びモーメントが時間と共に変化し、この合力が起振力となる。

このようにプロペラの起振力の推定にあたっては船尾の伴流分布、不均一な伴流分布中におけるプロペラの非定常特性、それによって生ずる非定常キャビテーション、変動圧力の各ステップを追ってシステムを開発する必要がある。

ただし既に推定精度の高い方法があるならば、それを基に改良を図ることによって研究開発の効率を上げることができる。そこで本開発の初年度において既存の推定方法5種を用いて共通の実験データに対して推定計算値の比較を行った。結果の数例を図4-1及び4-2として示すが、実験データによって比較的まとまったものと推定法間の相違の大きいものもある。この原因はいずれの手法も純理論的な計算を貫いているわけではなく、何らかの実験的修正係数、又は経験的定数を導入しているためと思われる。

本開発は無振動船設計への王道を目指しており、そのためには実験的、経験的係数の追及に頼ることなく、本開発でなければならないスケールとレベルを狙うべきと考えられた。そこで開発の重点を次の4点に置き研究を進めることにした。

- (1) 厳密なプロペラ理論に基づく非定常プロペラ特性及びキャビテーション推定法の開発
- (2) 実船プロペラキャビテーションに大きな影響を与える実船伴流の計測法の開発
- (3) プロペラ変動圧力計算の基になる実船プロペラキャビティ範囲及び厚さの計測法の開発
- (4) プロペラキャビテーションの実船計測に対応する横型試験法の開発
- (5) 以上の本格的な推定法と平行して船体振動シミュレータ（EWS）に使用される簡易プロペラ起振力推定法の開発

4.2 プロペラ起振力推定用理論検討及び要素技術の整備

(1) パネル法によるプロペラ翼面圧力分布の計算

(a) 方 法

これまでプロペラの理論はプロペラ翼を薄翼として扱う揚力面理論が主流であったが、本開発では翼の上面、下面の境界条件と翼厚の影響も含めて厳密に扱うパネル法を用いた理論計算法を開発した。

すなわち図4-3 に示すように境界Sに囲まれた領域Vを考え、Vに内向きの単位法線ベクトルをnとする。境界Sは翼表面 S_B 、後流画面 S_w 及びこれらの面を取り囲む外周面 S_∞ とから成る。

物体に対する一様流入速度を U_∞ とし、V内の流体が非粘性、非圧縮性とするとき、乱流ポテンシャル ϕ はラプラスの方程式

$$\Delta \phi = 0$$

を満足する。この微分方程式を次の境界条件

- (i) 物体表面 S_B を横切る流れは無い
- (ii) 後流渦面 S_w を横切る流速成分及び圧力は連続である。
- (iii) 翼後縁を回り込む流れは無い
- (iv) 無限遠の外周面 S_∞ において ϕ はゼロになる

の下に解くと次式が得られる。

$$4\pi\phi(P) = \iint_{S_B} \left\{ (\phi(Q) - \phi'(Q)) \frac{\partial}{\partial n_Q} \left\{ \frac{1}{R(P, Q)} \right\} - \left\{ \frac{\partial \phi(Q)}{\partial n_Q} - \frac{\partial \phi'(Q)}{\partial n_Q} \right\} \frac{1}{R(P, Q)} \right\} dS + \iint_{S_w} \Delta \phi(Q) \frac{\partial}{\partial n_Q} \left\{ \frac{1}{R(P, Q)} \right\} dS$$

ここで内部ポテンシャル ϕ' を面 S_B 上でゼロとすると上式は ϕ に関する積分方程式となる。Sを小面積のパネルに分割し、各パネルごとに積分を行ったものを連立させて ϕ を求める。これより誘導速度が

$$v(P) = \nabla \phi(P)$$

より、更に翼面上の圧力は

$$\frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} |v|^2 + \Omega + \frac{\partial \phi}{\partial t} = C (+)$$

より求められる。

数値計算のフローチャートを図4-4 に示す。

(b) 結 果

サンプルプロペラ(図4-5)に関する試計算結果より誘導速度 v 、翼面上の圧力 p 及び後流渦の代表例をそれぞれ図4-6, 7, 8 に示す。これまでの計算、実験データと比較して妥当な結果が得られている。

本項は船舶技術研究所との共同研究として行った。

(2) プロペラキャビテーション及び変動圧力の計算

(a) 方 法

(1)に述べたキャビテーションが発生していない状態における圧力分布を基に、キャビティ形状を推定する。これにはキャビテーションの発生前後において翼断面の揚力係数を不変とする「揚力等価法」、気泡の大きさが翼面上の圧力分布に応じて変化する過程を追跡する「気泡追跡法」、等価2次元翼のキャビテーション特性を用いる「キャビティ流れ法」を選択又は組合せて使用できるようにした。

このようにしてキャビティ形状が求まるとその体積の時間に関する2階微分よりプロペラ周りに発生する変動圧力 ΔP_c が求められる。

$$\Delta P_c \propto \frac{\partial^2 V_c}{\partial t^2}$$

これにプロペラ翼面上の揚力及び翼の厚さによって誘起される変動圧力 ΔP_L 及び ΔP_t を加えると空間の任意の点におけるプロペラ変動圧力 ΔP_T では

$$\Delta P_T = \Delta P_c + \Delta P_L + \Delta P_t$$

となる。

以上はプロペラが無限空間において作動するときの計算式であり、実際にはプロペラ近傍における船体の影響を考慮する必要がある。これをSolid Boundary Factor S_b と表わすと船体表面上の変動圧力 ΔP_H は

$$\Delta P_H = S_b \cdot \Delta P_T$$

によって表される。 S_b は船体内部にプロペラを表すポテンシャルの鏡像を置いて計算した。

更にこれを船体表面において積分するとサーフェスフォース S_F が求められる。

$$S_F = \int_{SH} \Delta P_H ds$$

計算のフローチャートを図4-9に示す。

(b) 結 果

計算結果よりキャビテーションの発生範囲とSolid Boundary Factorの例を図4-10及び4-11に示す。

4.3 実船流場計測用流速計の開発

上述のプロペラ起振力推定をより高い精度で実施するためには、理論及び計算法の精密化の他に、現象が複雑で理論のみでは推定困難なプロペラへの流入速度及びプロペラ翼面上のキャビテーションの挙動をより正確に把握する必要がある。本章ではこのうち前者の評価を行うシステムの開発について述べる。

実船プロペラの流入速度の計測は、これまでわが国ではピトー管等によるプロペラ流場の静圧及び動圧計測によって行われて来た。ピトー管は船体に固定した枠に取付けた同時多点計測方式と、やはり複数個のピトー管を取付け、それを回転させる方式とが試

みられているが、流場とピトー管との干渉は避けられない。外国ではこの他にレーザ流速計による計測が行われているが、計測に多大の時間を要するため就航中に計測を行わざるを得ず、また同一状態における模型実験結果との対比も明確にされていない。

わが国でも日本造船研究協会の研究S R 183 においてレーザ流速計の開発及び実船計測への適用が検討されたが経費の面で見送りとなった。その後を継いだS R 206 では船尾にトレーサを放出し、その挙動をテレビジョンに写し画像解析により流場を計測しようとしている。

(a) 方 法

以上の状況を考慮し本開発においては実船プロペラ流場計測用にレーザ流速計の適用を図ることにした。これはわが国では最初の試みであり、そのために最新の信号処理技術を駆使して計測及びデータ処理時間の大幅短縮と大形船対応の船外 8 メートルまでの 2 次元計測を行うことのできるレベルを狙うことにした。

光学系を図4-12に示す。プロペラ面内の相異なる多数の点における計測を可能とするには、レーザを機械的トラバース装置により移動するかレーザは船上に固定しておきズームレンズ及び反射鏡による光学系を利用することが考えられるが、本開発では計測システムのコンパクト化及び取扱いの便を考慮して後者の方式を採用した。ズームレンズの概念図を図4-13に示す。

(b) 結 果

実験室において実船と同じ測定距離 8 m として行った実験の結果を図4-14に示す。

鮮明なドップラー信号が得られており、所期の実船計測を実施する見通しが得られた。

(c) レーザー流速計の改良

昭和63年11月、上記レーザ流速計を利用した計測システム(LDV)により運輸省練習船青雲丸においてプロペラ周りの流場計測を行ったが、不測の困難に遭遇し、満足すべきデータが得られなかった。そこで、平成元年度には送光受光分離型の計測系を開発してS/N比の改善を図り、さらにバージによる海上実験によりその性能を確認して実船計測に備えた。また63年度は観測窓の内側に封入した水が実船計測中に白濁したため、元年度は内筒内面の亜鉛メッキに代えてエポキシコーティングを施した。

図4-15に分離型LDVの配置図を、図4-16にバージによる海上実験における配置図を示す。

その結果、実海面においても実験中と同様に測定距離 8 m まで良好なドップラー信号が得られることが確認されたので、これをもって一連の実船実験に備えることにした。

実船計測は青雲丸、24万トンタンカーA船及びB船について実施され、後述のように有用なデータが得られた。

4.4 実船プロペラキャビテーション観測システムの開発

(a) 方 法

昭和61年度においてはレーザーシート光方式による3次元形状計測の基本システムを構築して、主に計測原理の妥当性、各構成機器の機能適合性について調査研究を実施した。

昭和62年度は以下に示すように一部機能の向上、改良と実用観測システムとしてのシステム設計及びデータ処理プログラムの試作を行った。

- (1) 半導体レーザーシート光方式の改良
- (2) 投光ユニットの改良
- (3) システム設計及びデータ処理プログラムの試作

上述のシステムを用いてプロペラキャビテーション厚さを次の手順により計測する。

- 1) プロペラ形状の定義

直径、ピッチ、翼数、レーキ角、翼断面座標、前後位置、上下位置

- 2) カメラパラメータの同定

プロペラ表面上の既知点をマーキングしておき、その画像処理結果と実位置とからカメラパラメータを求める。

- 3) レーザシート光面の同定

投光ヘッドの位置及びティルト角とプロペラ翼面上のレーザー線状像とからシート面の線ベクトルを算出する。

- 4) キャビティ形状の計測

キャビテーションの発生有無の両状態について、プロペラ翼面上のレーザー線状像を画像処理装置のメモリーに記憶させ上記のカメラパラメータとレーザー光ベクトルとからキャビティ断面形状を算出する。

(b) 結 果

以上のシステムの概略図を図4-17、模型プロペラ計測例を図4-18に示す。このようにして実船キャビテーションを能率よく計測するシステムが開発された。

しかし総合実船計測第1船（17万トン型バルクキャリア）においてレーザーシート光方式では光量が不足することが判明したため、レーザスポット光方式に切換え、これに伴うデータ処理システムの変更を行った。

実船計測では予期しなかったトラブルに遭遇し難航したが順次不具合箇所の改善を行い、最後の実船計測対象船24万トンタンカーB船において計測に成功した。

4.5 実船計測結果の推定法への織込み

4.5.1 実船対応模型試験

(a) 方 法

プロペラ起振力の推定については前章までに述べた理論計算法と共に模型試験によ

るのも重要な手法である。ただし、これを有効かつ信頼性の高いものにするためには実船計測結果との対応を確認し、更にプロペラ起振力に重要な影響を及ぼすキャビテーションについてはその定量的計測法を開発する必要がある。

そこで、総合実船計測対象船の相似模型船及び相似模型プロペラを製作し、これらを使用して実船計測対応状態における水槽試験を行った。供試模型の主要目を表4-1に示す。

水槽試験はすべて船舶技術研究所において同所との共同研究として行った。まず曳航水槽においてプロペラ位置の伴流分布を計測し、その結果を実船換算したものをキャビテーション水槽において再現し、プロペラキャビテーション試験及び変動圧力の計測を行った。

キャビテーション水槽における模型船の取り付け状況を図4-19に示す。

船体の後方で作動するプロペラに発生するキャビテーションの発生範囲及び厚さを計測するためにレーザ光を模型船内より照射し、プロペラ翼面又はキャビティ表面の輝点の位置をCCDカメラを用いて自動計測し、キャビティの厚さを求めるシステムを開発した。システムの構成を図4-20に、計測の原理を図4-21に示す。

これを用いてまずキャビテーションが発生した状態においてレーザビームの輝点を計測し、これらを解析してキャビティ厚さを求めた。

キャビテーションの発生範囲はストロボ光にて撮影し、記録した。

(b) 結 果

試験の結果、代表的なキャビテーション及び変動圧力の状況を図4-22～24に示す。

実船計測結果との対応は良好と言える。

4.5.2 シミュレータ用プロペラ起振力推定プログラムの作成

(a) 方 法

4.2ではプロペラ起振力を高い精度で推定できるようにするために、船尾の不均一伴流におけるプロペラの作動状態の計算により変動圧力の推定に至るまでの各ステップについて極力厳密な思考過程に基づいた計算法について説明した。すなわち非定常のプロペラ翼面上圧力分布をパネル法により計算するプログラムを作成し、次にこの非常圧力分布を基にキャビテーションの発生範囲及び厚さを計算するプログラムを作成した。

しかし、このプログラムの実行には大型高速の電子計算機を使用する必要があり、また船体プロペラの形状及び作動条件について詳細な入力が必要となるので、船舶の初期設計段階を対象に船体振動応答シミュレータのEWSで利用できる簡易プログラムを開発した。

このプログラムはプロペラの基本要目、0.9 R翼断面の形状パラメーター、並びにプロペラ作動条件等を与え、プロペラ変動圧力、及びプロペラシャフトフォースを求めるものである。ここでキャビテーション特性は0.9 Rを代表断面として計算を単純

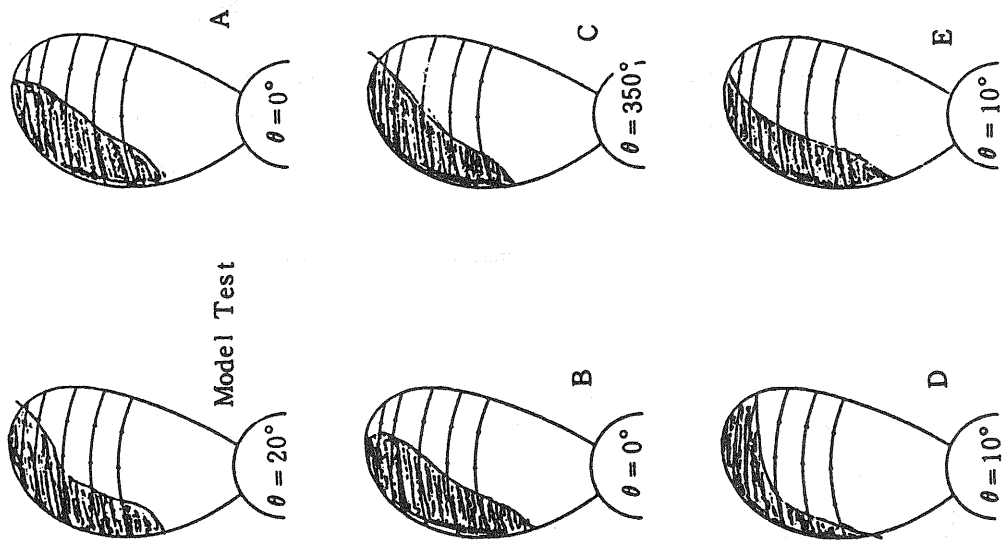
化する手法を開発し、これによって推定した。

(b) 結 果

開発したシミュレータ用プログラムのフローチャートを図4-25に示す。次にこれを用いてプロペラの形状及び作動条件を変更して行ったシリーズ計算の結果を図4-26に示す。

シミュレータ用プログラムによる計算結果と実船データとの比較を図4-27に示す。ただし実船計測データとしては本開発における総合実船計測結果以外に既存のデータの収集解析を行い、計算法に織込んで計算法の信頼度、一般性の向上を図った。計算と実測との間の差がかなり大きいデータもあるが、プロペラ形状及び船尾流場の特徴を考慮すれば、説明のつく範囲であり、本プログラムは実用精度を有するものと考えられる。

PROPELLER I



PROPELLER II

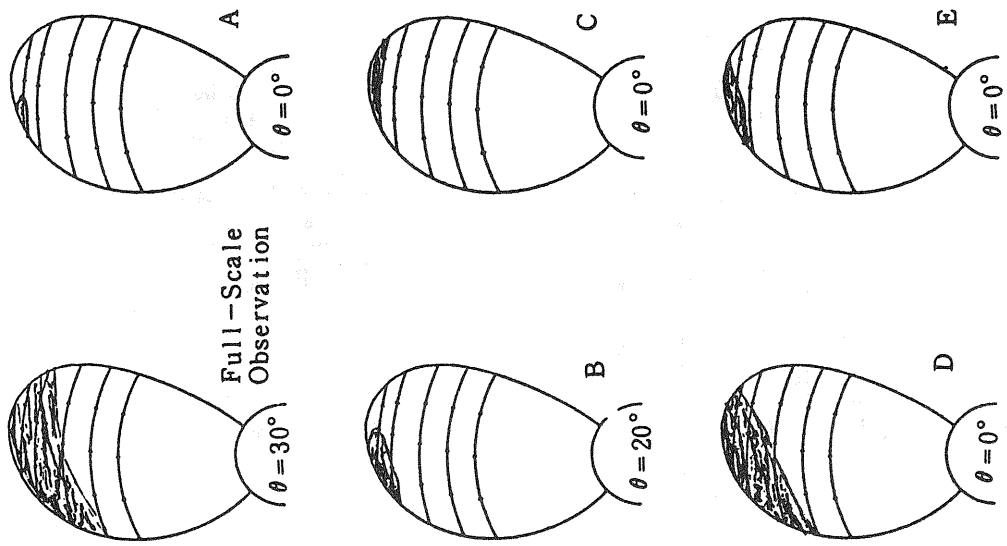
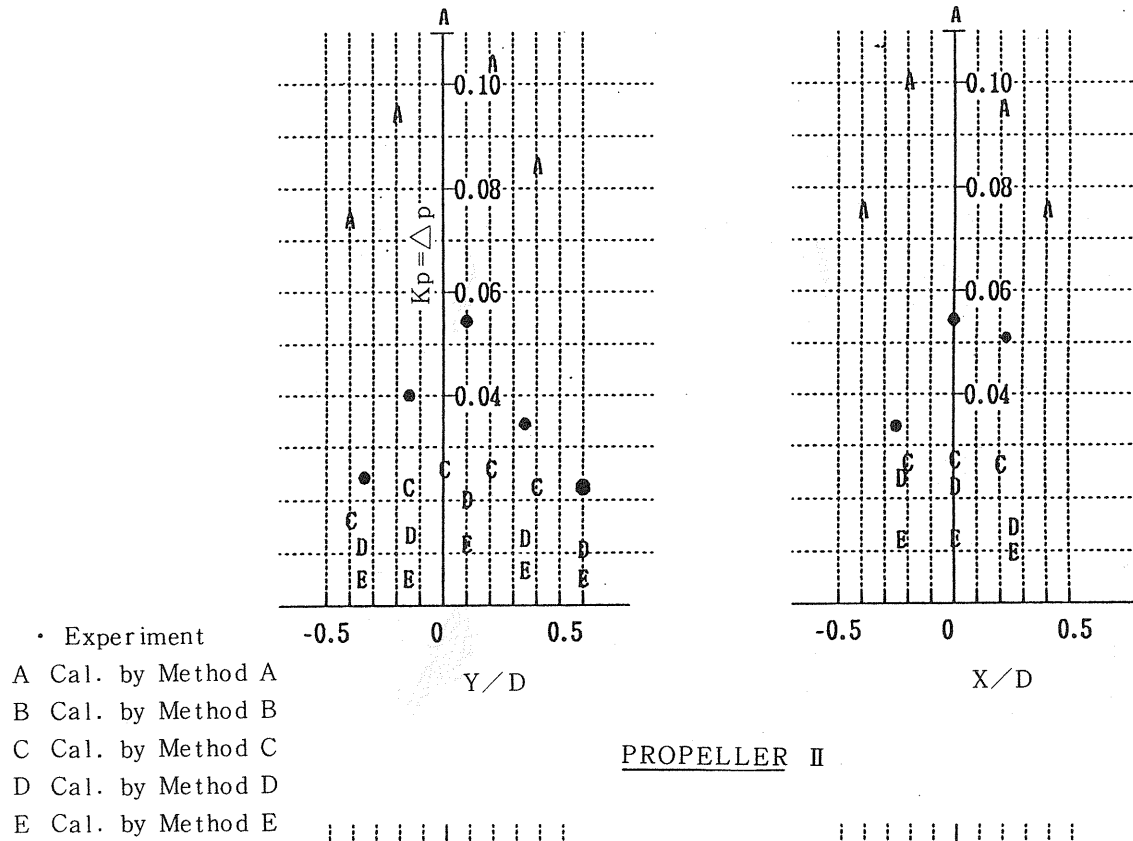


図4-1 プロペラキャピテーション比較計算結果

PROPELLER I



PROPELLER II

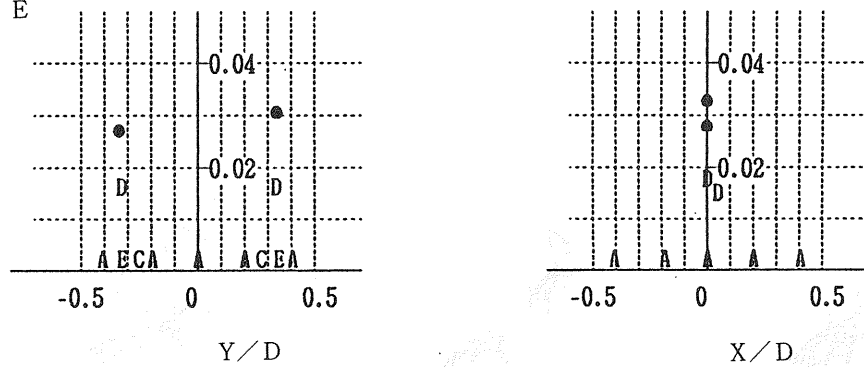


図4-2 プロペラ変動圧力計算結果の比較

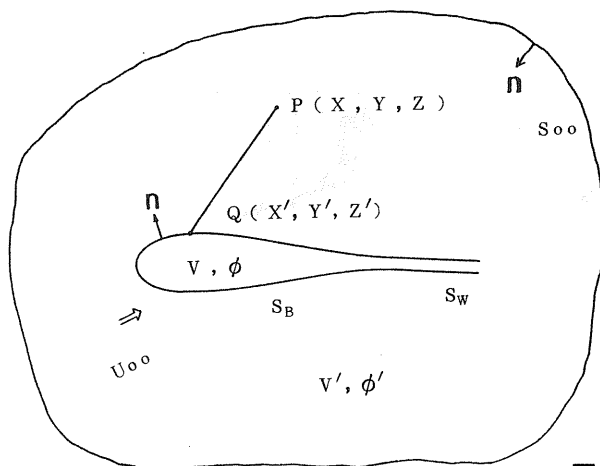


図4-3 プロペラ翼周り流れの概念図

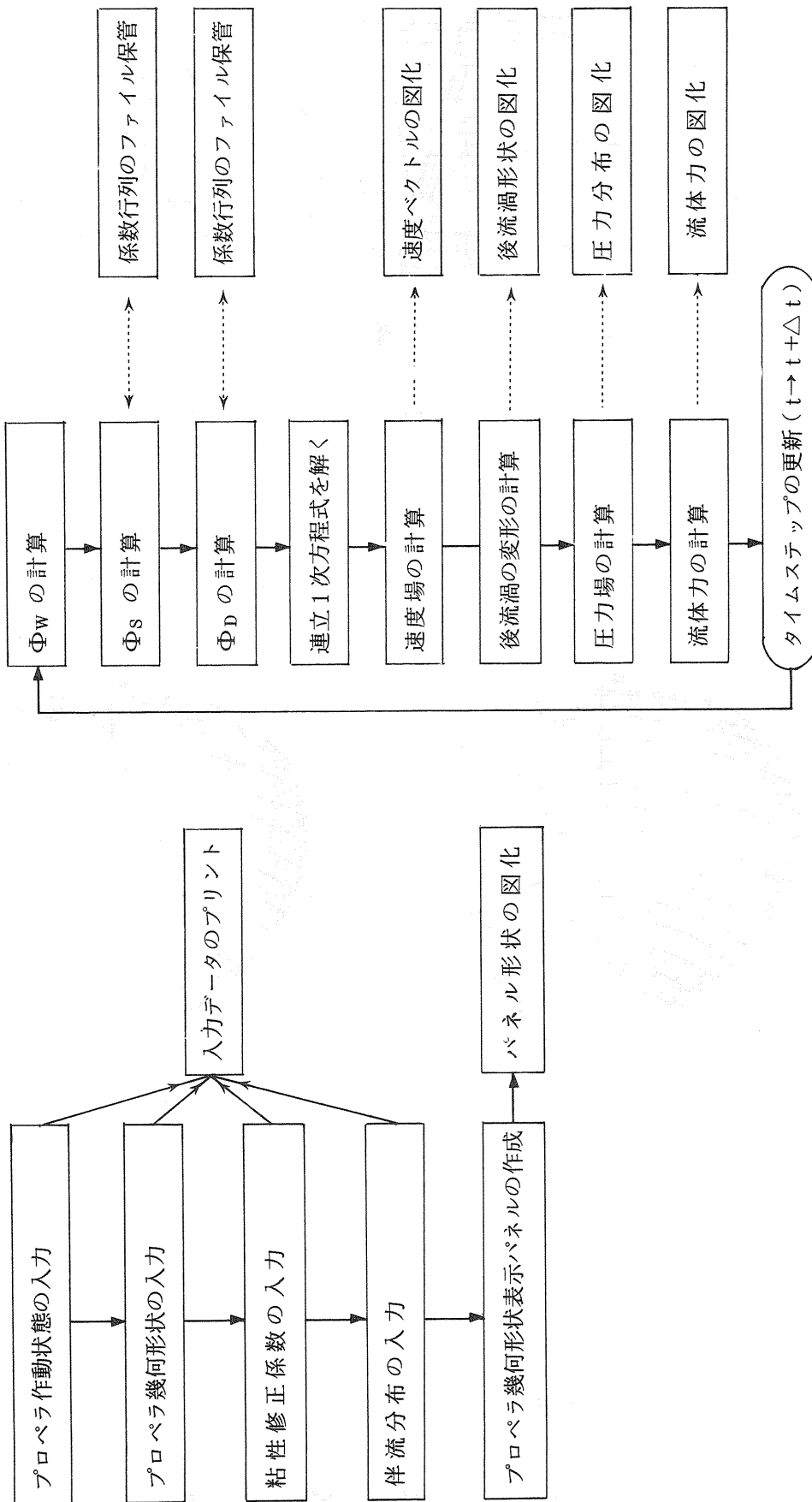


図4-4 パネル法によるプロペラ計算のフローチャート

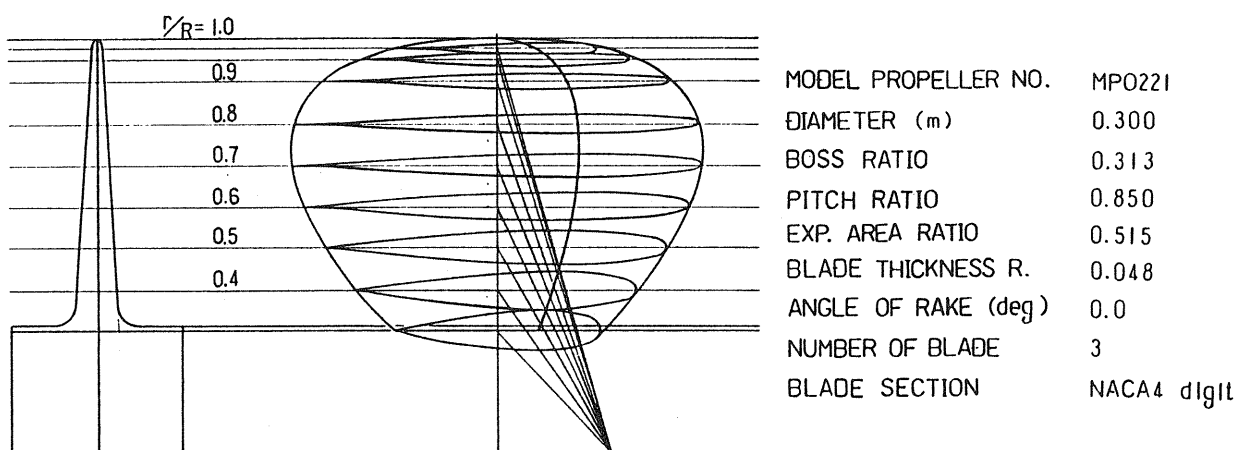
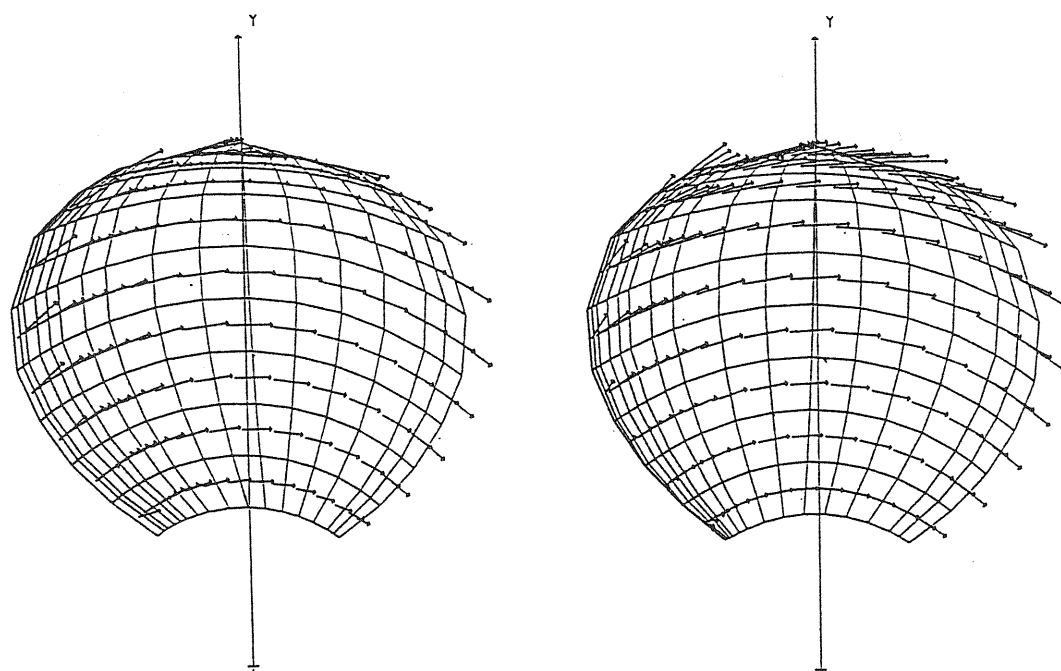


図4-5 パネル法計算用サンプルプロペラ MP0221



VELOCITY VEC. (BACK)

CASE SAMPLE=1
 NO. OF PROPELLER NP= 1
 NR = 9 NX = 17
 VIEW P. (-100 0 . -0)
 TIME : 0.000 01/18/89

VELOCITY VEC. (FACE)

CASE SAMPLE=1
 NO. OF PROPELLER NP= 1
 NR = 9 NX = 17
 VIEW P. (-100 0 . -0)
 TIME : 0.000 01/18/89

図4-6 サンプルプロペラの誘導速度計算結果

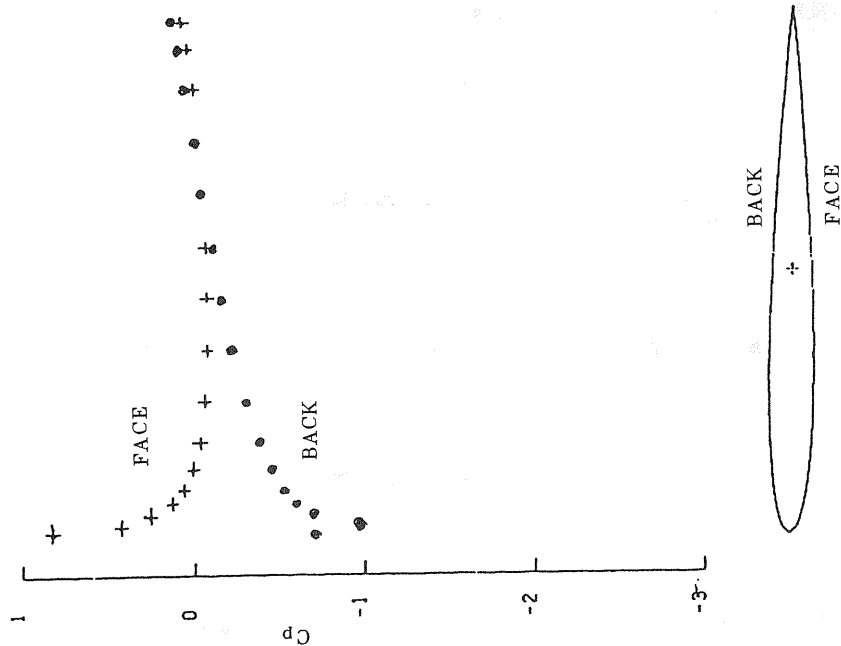


FIG. DIST. PRESSURE COEFF. (FROM POTEN.)

CASE SAMPLE#1
 NO. OF PROPELLER MP= 1
 NR = 9 NX = 17
 RADIUS RML(3) = 7.50
 TIME : 0-100 01/21/89

図4-7 サンプルプロペラの圧力分布計算結果

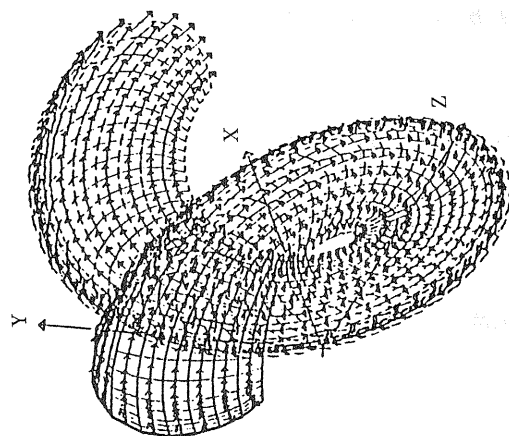


FIG. VELOCITY VEC. (BACK)

CASE SAMPLE#1
 NO. OF PROPELLER MP= 1
 NR = 9 NX = 17
 VIEW P-1 -5}.50 .51)
 TIME : 0-100 01/21/89

図4-8 サンプルプロペラの後流渦計算結果

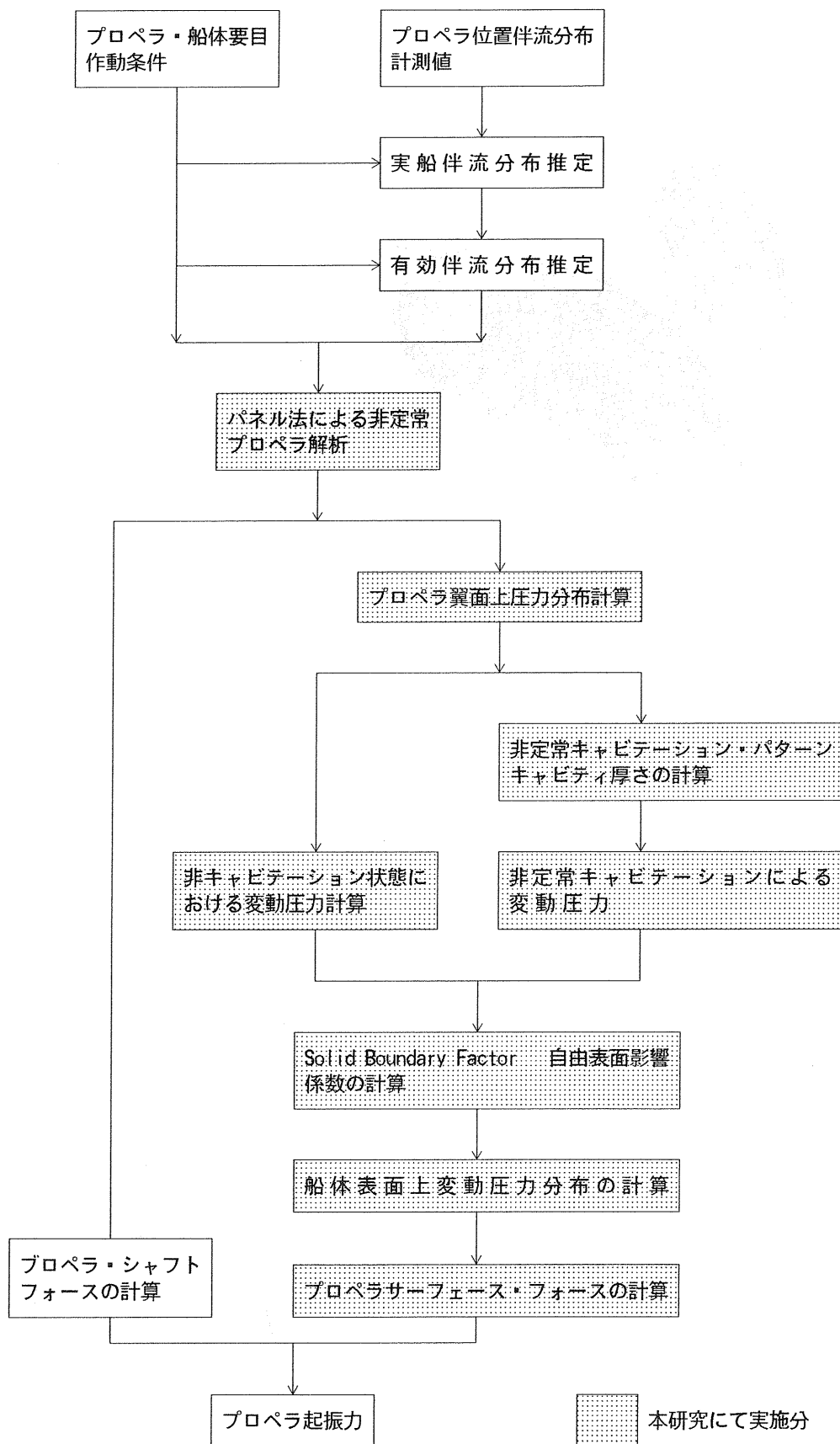


図4-9 キャビテーション及び変動圧力プログラムフローチャート

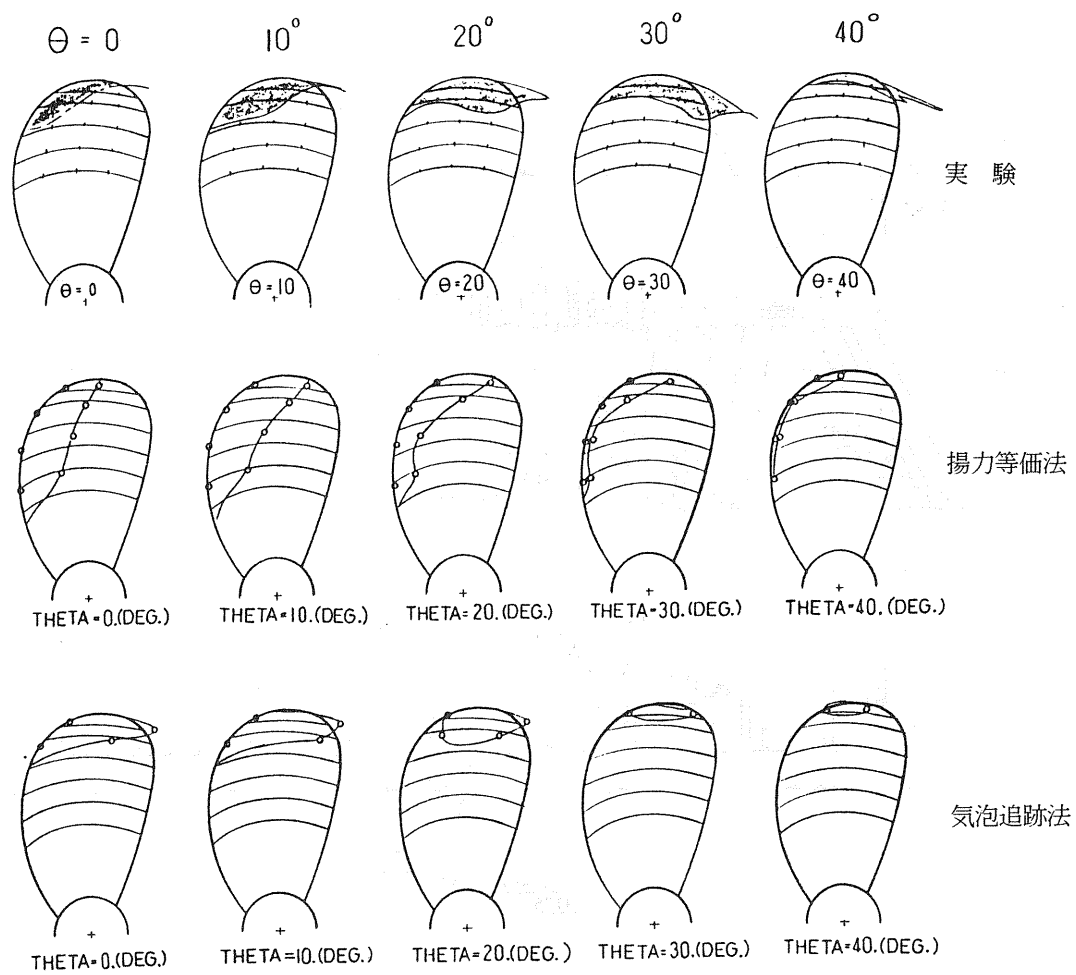


図4-10 キャビテーションの発生範囲の計算例

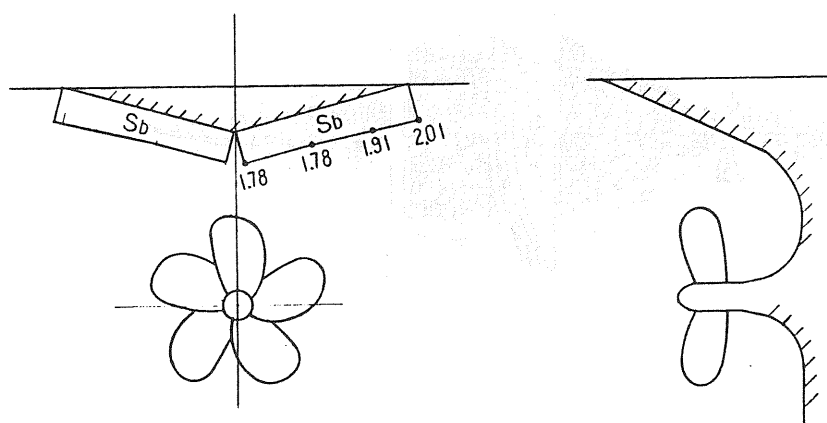


図4-11 Solid Boundary Factor の計算例

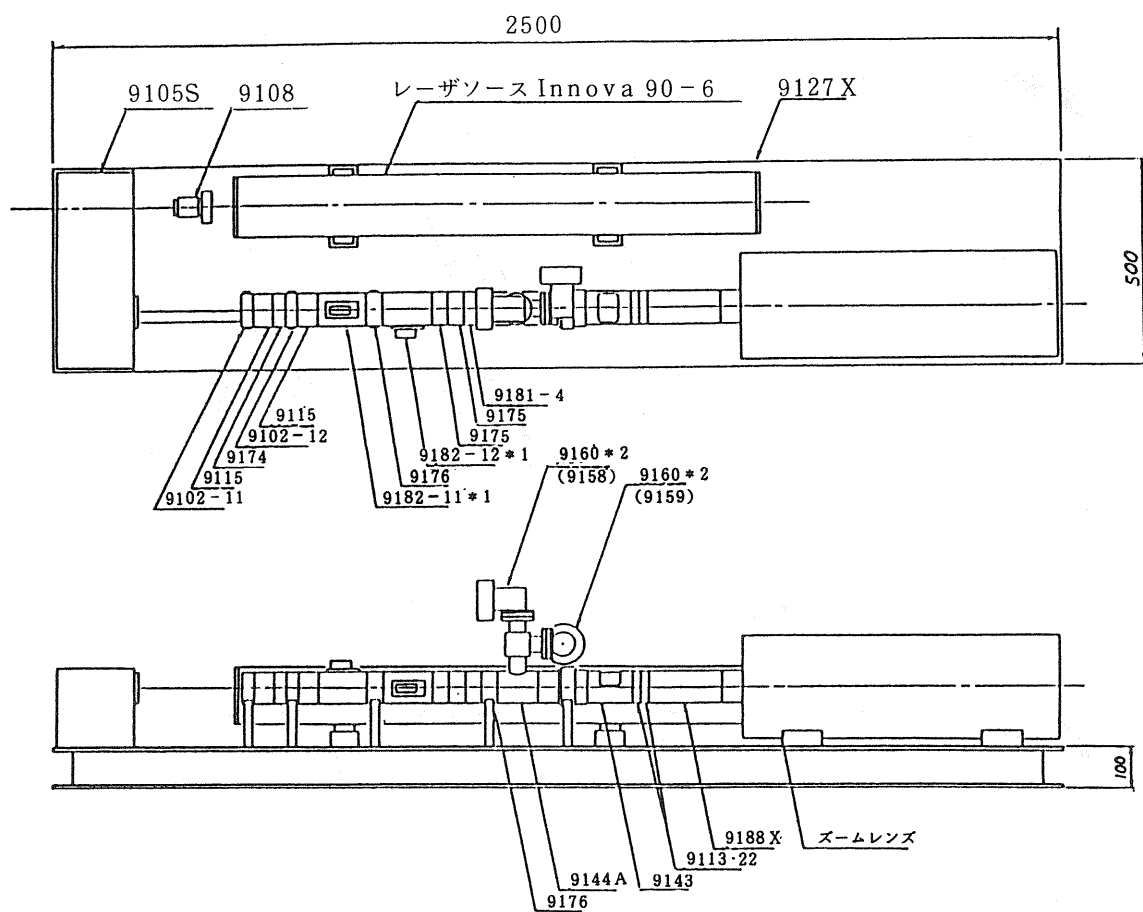


図4-12 レーザ流速計用光学計概略図

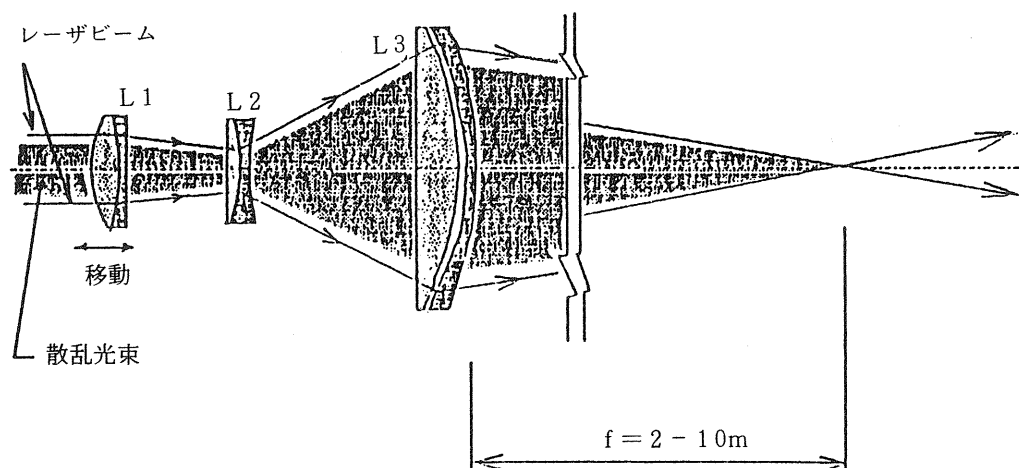
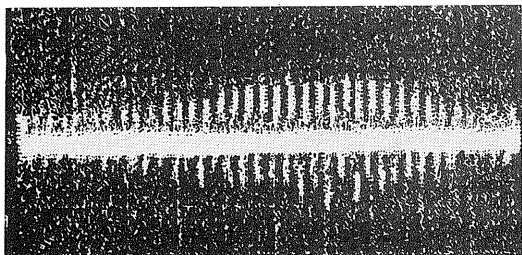
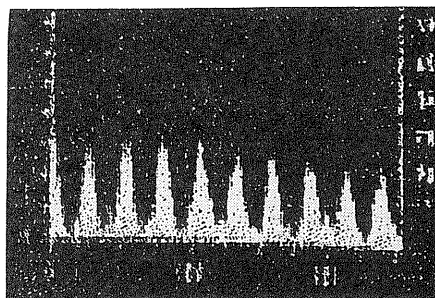


図4-13 ズームレンズ



水中の測定距離 8 mの場合の
ドップラバースト信号



コリログラム

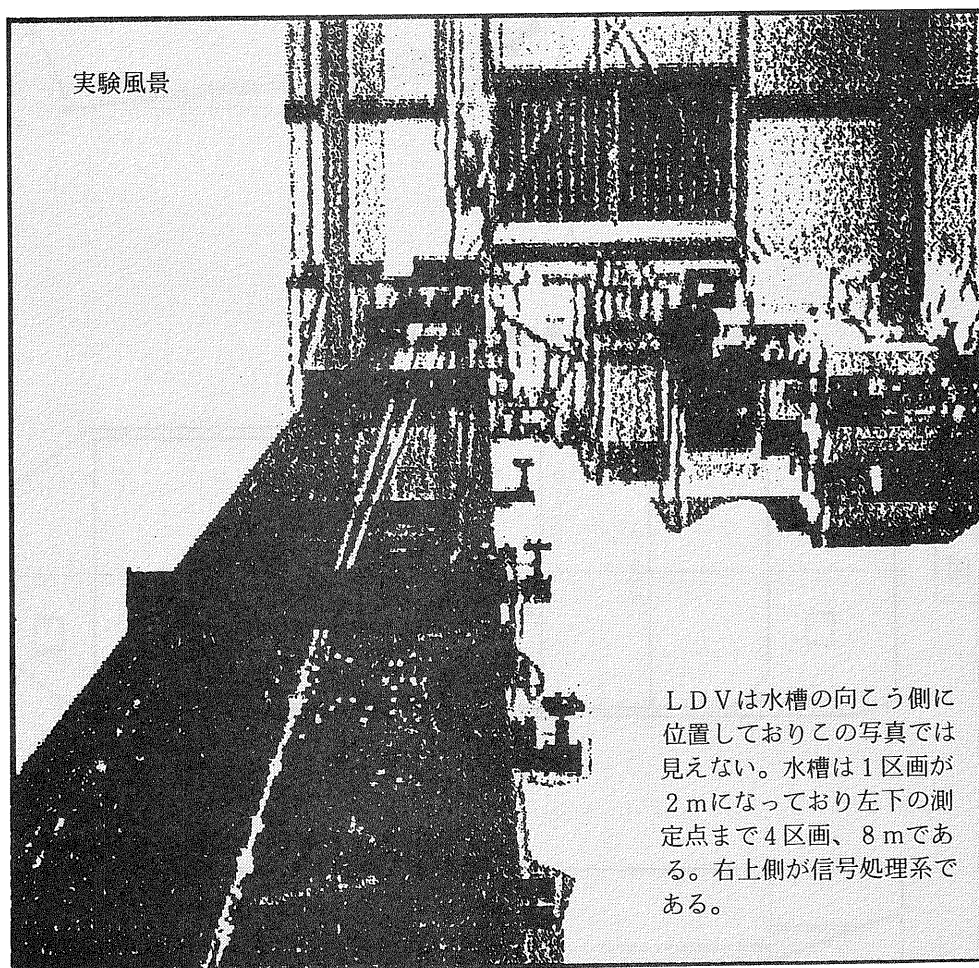


図4-14 ロングレンジLDV実験

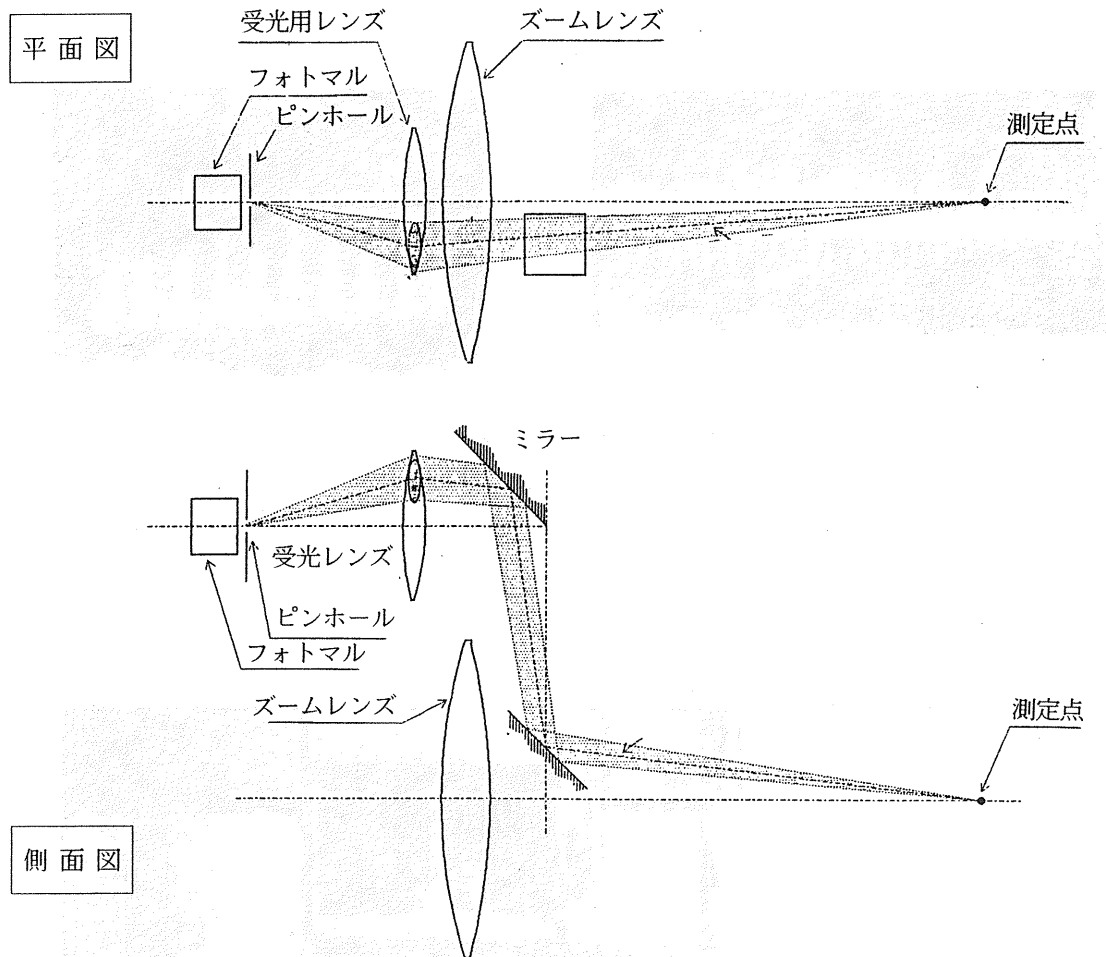


図4-15 送光受光分離型LDVシステム

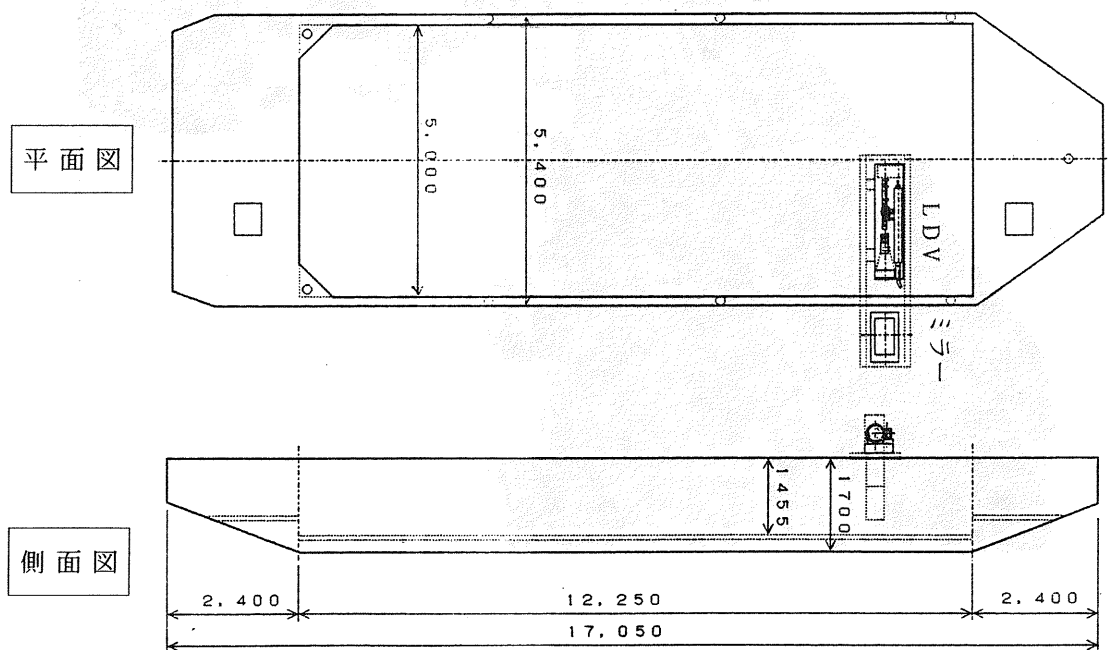


図4-16 バージによるLDV海上実験配置図

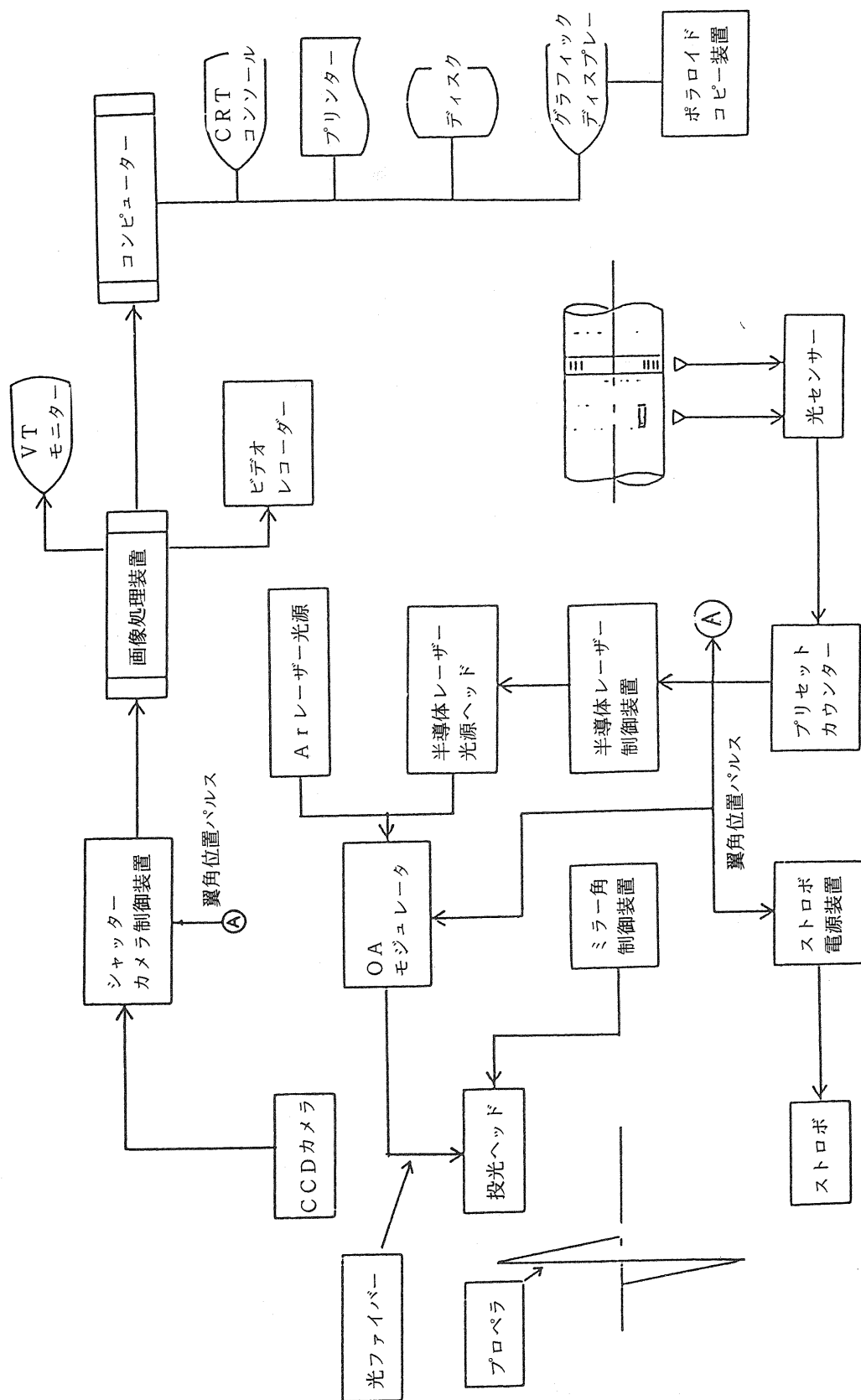


図4-17 キャビテーション観測システム構成

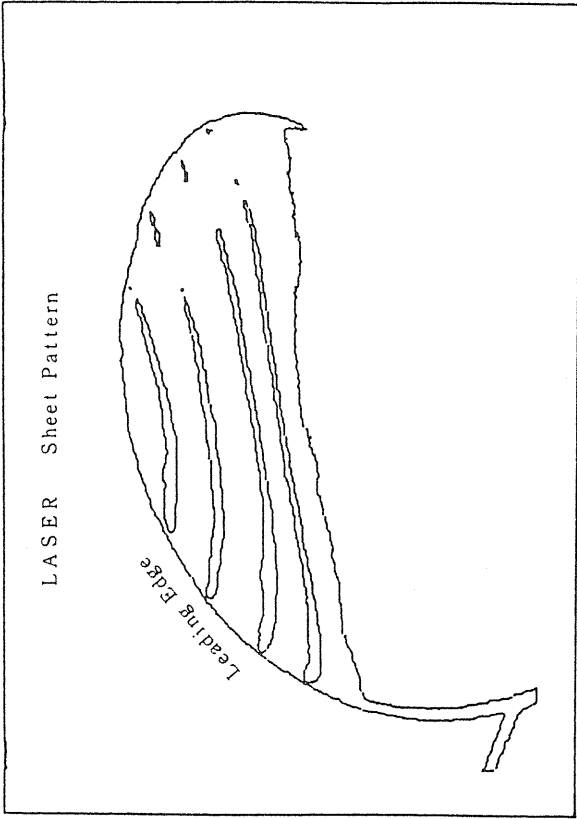


表4-1 供試模型船及びプロペラ要目

		17万トンバルクキャリア		8万トンタンカー	
		模 型	実 船	模 型	実 船
船 体	長 さ (m)	5.935	278	5.858	222
	幅 幅 (m)	0.982	46	1.108	42
	吃 水 (m) 前 後	0.177 13.8	2.8		
プロペラ	直 径 (m)	0.190	8.9	0.190	7.2
	翼 数	5	5		4
縮 尺		1/46.84		1/37.90	

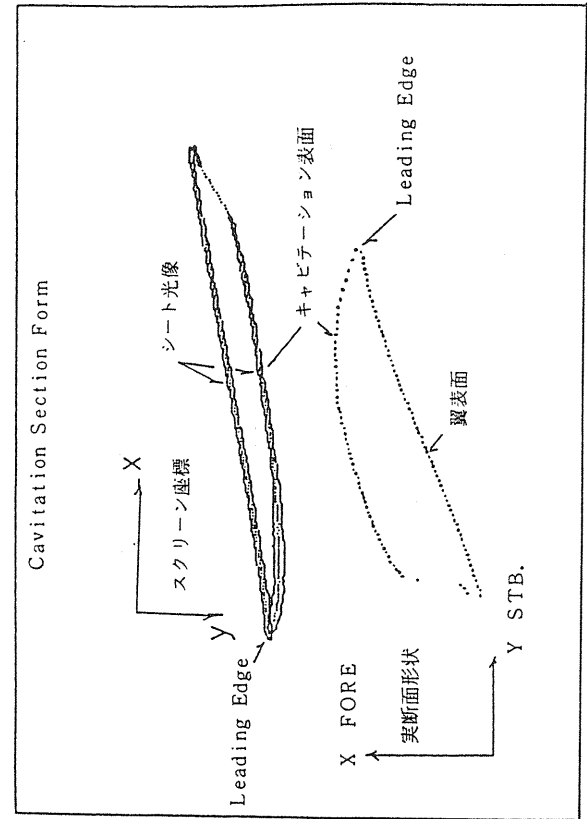


表4-2 供試模型船及びプロペラ要目

		24万トンタンカー A 船		3万7千トン バルクキャリア		24万トンタンカー B 船	
		模 型	実 船	模 型	実 船	模 型	実 船
船 体	長 さ (m)	5.698	302	5.845	167	5.775	310
	幅 幅 (m)	1.094	58	1.033	29.5	1.080	58
	吃 水 (m) 前 後	0.345 18.3 0.345 18.3	18.3 18.3	0.132 0.226	3.9 6.9	0.349 0.349	18.75 18.75
プロペラ	直 径 (m)	0.200	10.6	0.210	6.0	0.190	10.2
	翼 数	4	4	4	4	5	5
縮 尺		1/53		1/28.57		1/53.68	

図4-18 キャビテーション形状の計測

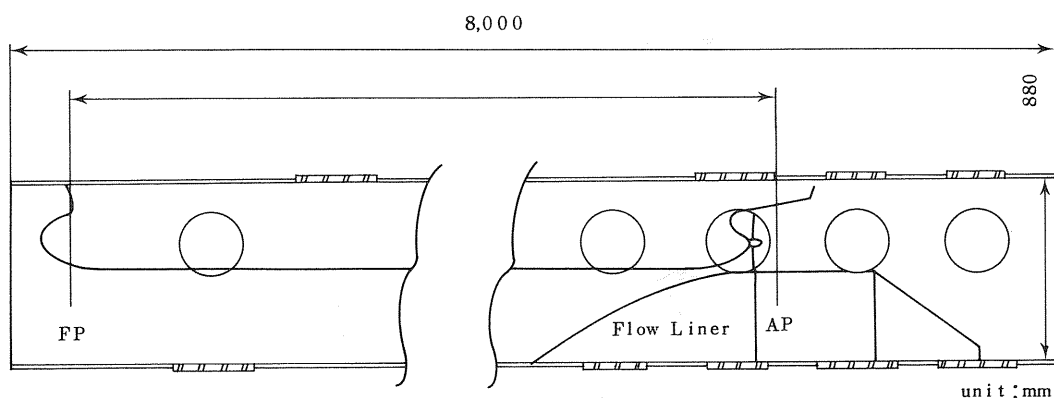


図4-19 キャビテーション水槽における模型船の取付け例

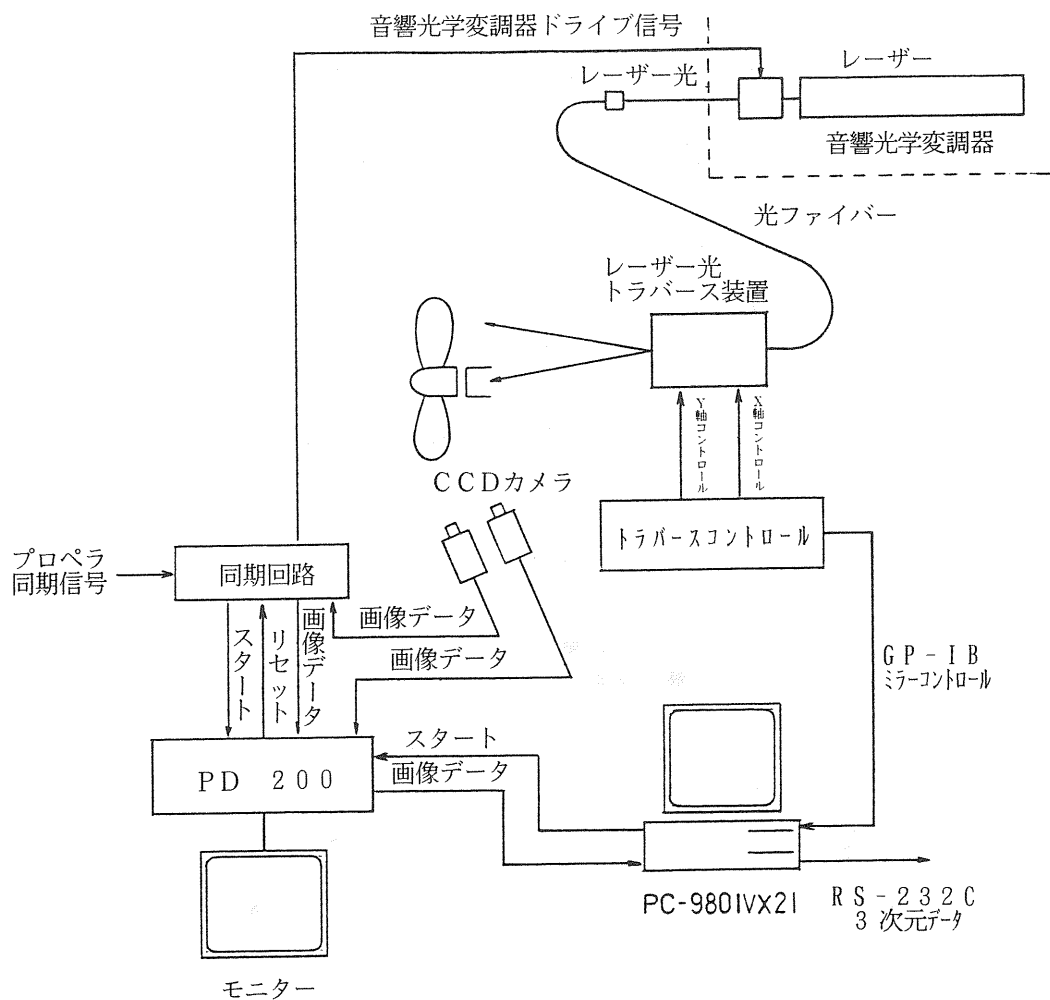


図4-20 キャビティ厚さ計測システムの構成

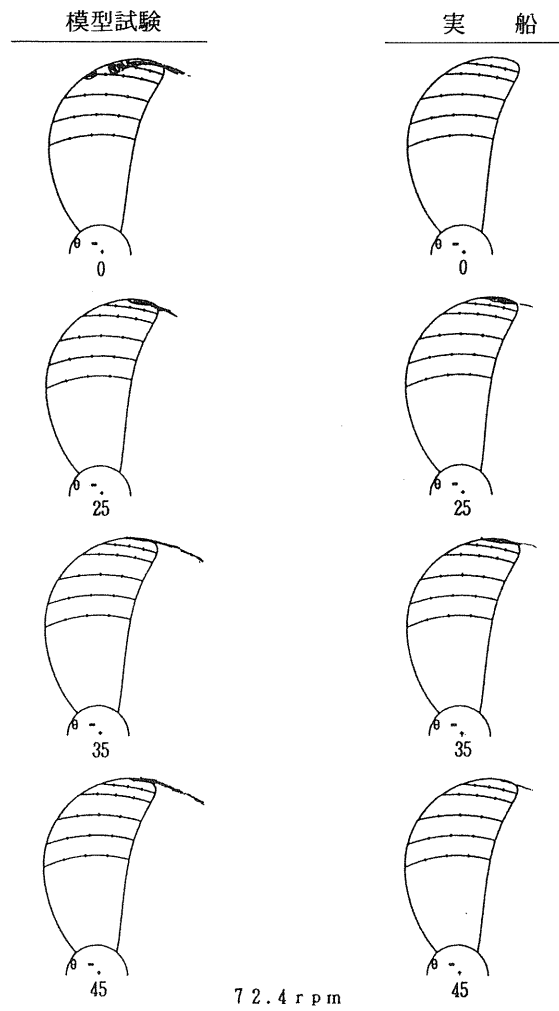


図4-23 プロペラキャビテーションパターン観測結果 240 O/T A船

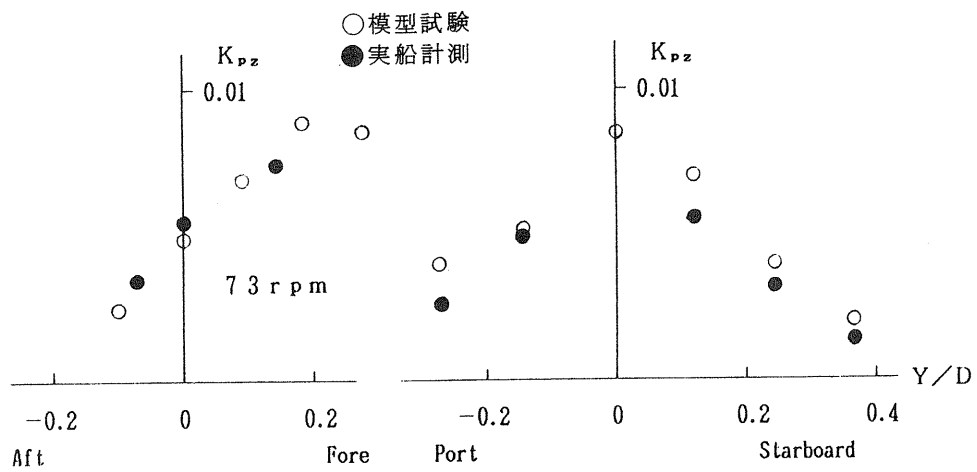


図4-24 プロペラ変動圧力計測結果 240 O/T A船

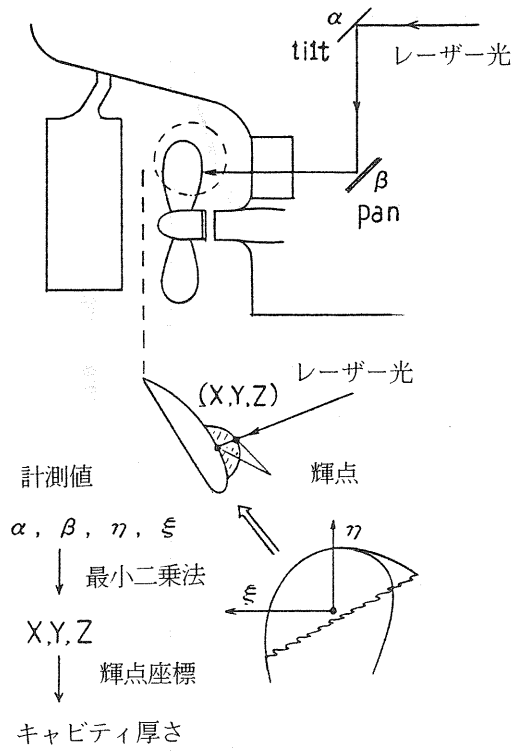


図4-21 キャビティ厚さの計測原理

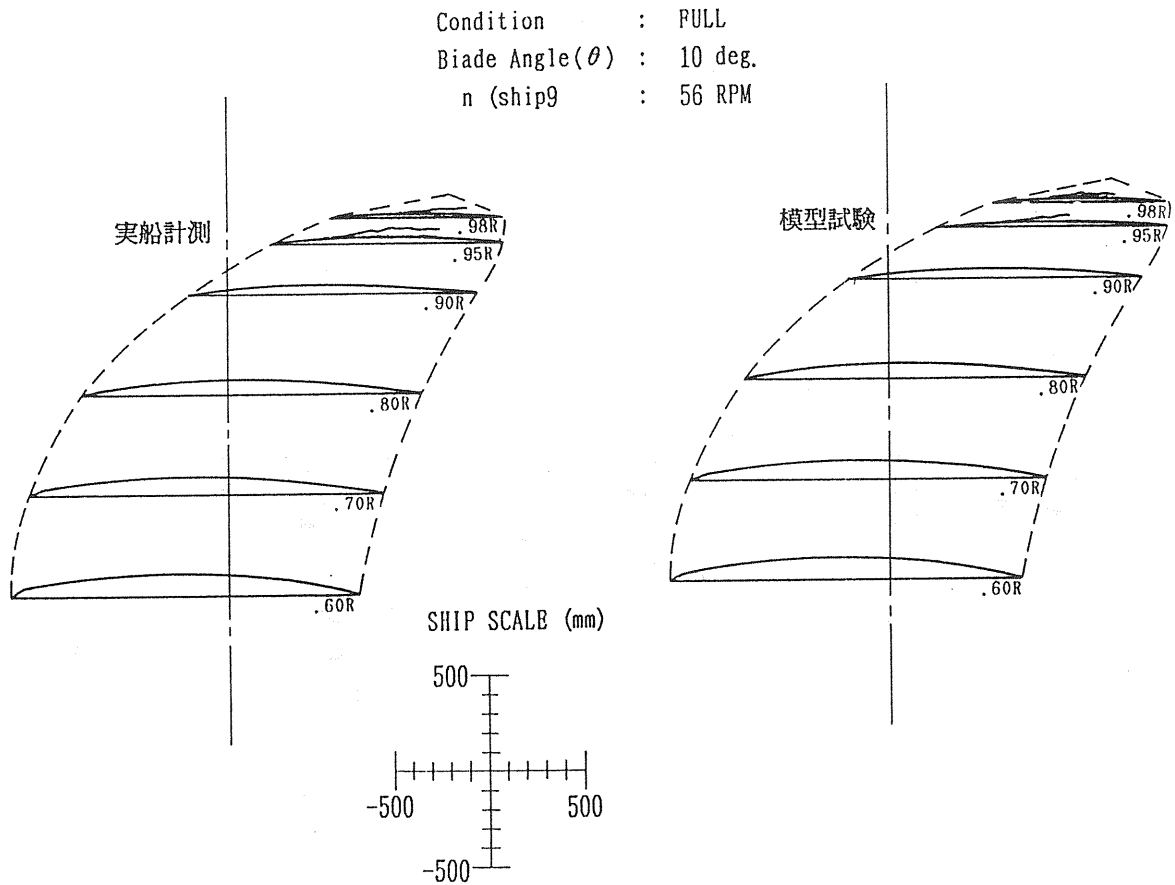


図4-22 キャビティ厚さ計測結果の例

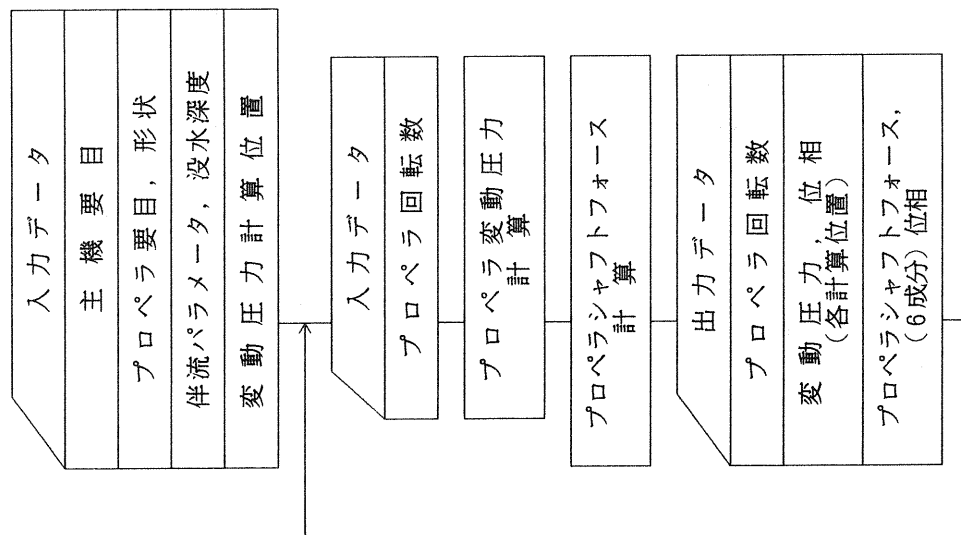


図4-25 シミュレータ用プロペラ起振力推定プログラムのフローチャート

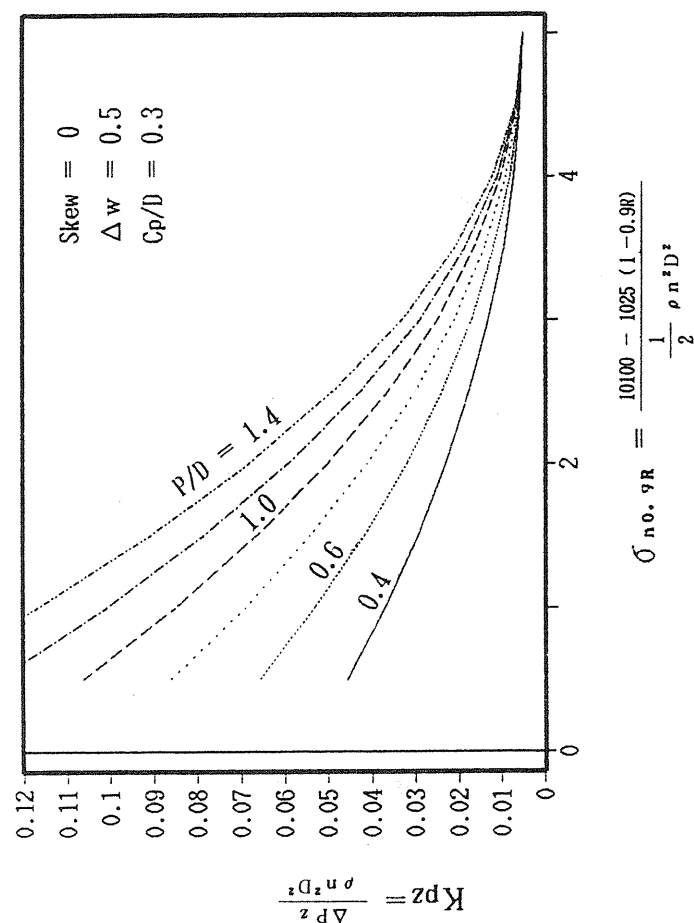


図4-26 プロペラ変動圧力のシリーズ計算結果

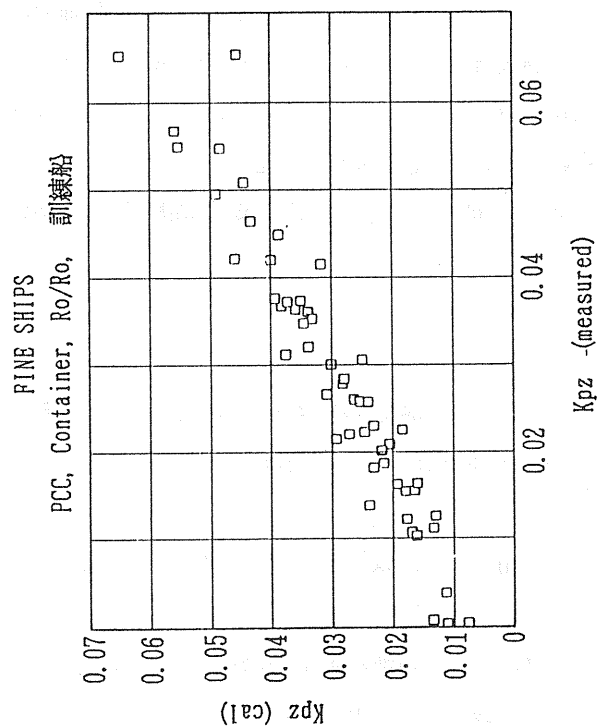
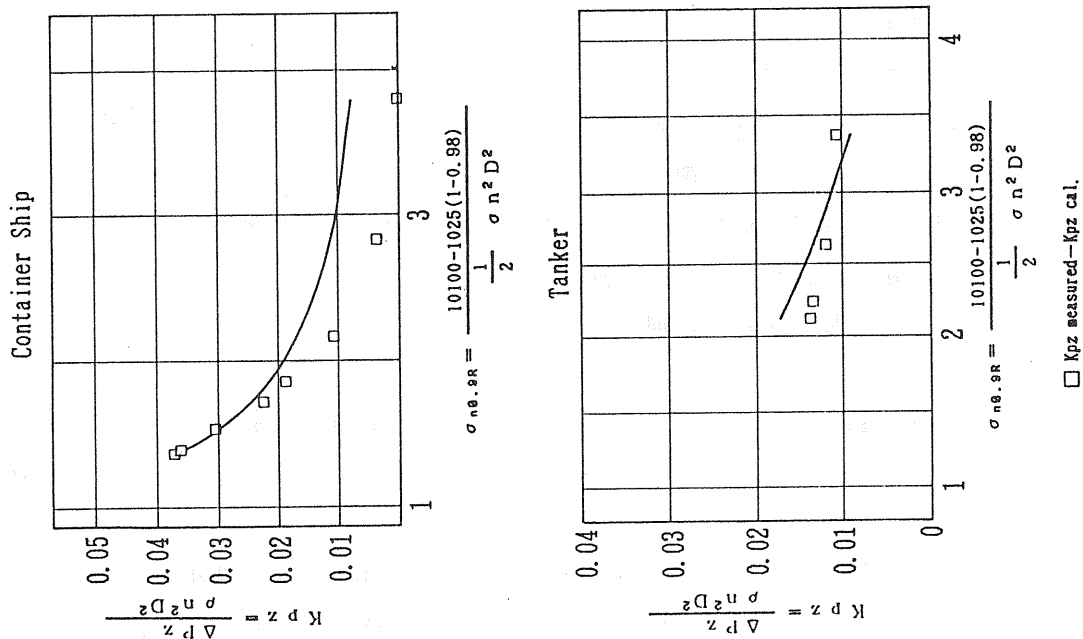


図4-27 プロペラ起振力の推定値と実船計測値との比較

第 5 章 実船計測

5.1 総合実船計測

船体振動の起振力と構造応答の推定精度向上に必要なデータを確保するため、プロペラ起振力関連の計測並びに船体振動計測について新しい計測システムを構築すると共に、これらの計測システムを利用して、プロペラ、主機等起振力側と機関室船体及び上部構造の構造応答側にまたがる総合的な実船計測を実施した。

実船計測は昭和63年度 3 隻，平成元年度 3 隻計 6 隻の商船並びに練習船について実施した。

表5-1 及び表5-2 に供試船の要目を示す。

(a) 方 法

実船計測は，起振機を使って主に構造の応答を求める試験と，船を航走させプロペラ起振力関連の計測と船体応答を求める航走時試験の中で実施した。

(1) 起振機実験

主機起振力，船体と上部構造の連成振動，及びプロペラ起振力に対応する船体振動のモーダルパラメータ（固有振動数，振動モード，モード減衰比，モード質量）を求めるため，主機起振実験，上部構造起振実験及び船尾起振実験を行った。

実験は昭和63年度までに開発された油圧慣性型の加振機と FM テレメータを利用した起振機実験計測システムを用いて行った。

写真5-1 に船尾起振実験時の油圧起振機の据付状況を示し，写真5-2 に船体振動計測システム（計測コンテナ内）を示す。

(2) 航走時実験

1) 船体振動応答関連の計測

実船の起振外力作用時の振動応答及び振動モードを求めるため，船体，上部構造，主機，軸系の振動計測を行った。

計測は回転次数比解析やモード解析の機能を持つ60チャンネルの FM デレメータ方式の航走時計測システムを使用した。

2) プロペラ起振力関連の計測

① 船尾流場計測

我国で最初の試みであるレーザードップラー流速計を利用した計測システム（LDV）によりプロペラまわりの伴流計測を行った。図5-1 に LDV 装置の配置図を，写真5-3 に実船での据付状況を示す。

なお63年度の計測では，我国初の試みである事もあり，満足すべきデータが得られなかったため，平成元年度送光受光分離型の計測系（4.3 参照）の開発や観測窓内部の塗装仕様の変更等の改善が計られた。

② キャビテーション計測

ストロボ、TVカメラを用いてキャビテーションパターン観測を行い、またレーザースポット光を利用してキャビテーションの厚みの計測を行った。

図5-2 にキャビテーション観測装置の配置図を、写真5-4 に実船取付状況を示す。

③ 変動圧力及び加速度計測

船尾部外板に複数個の圧力センサー及び加速度計を取付け、変動圧力及び加速度の計測を行った。図5-3 に圧力センサー及び加速度計の取付位置を示す。

④ その他主機との複合起振力の関連を掴むため、歪ケージによりスラスト、トルク変動も計測した。

なおこれらの計測は計測コンテナ内に設置された計測システムにより集中的に行われた。

計測コンテナ内の計測システムを写真5-5 に示す。

総合実船計測に関し昭和63年度に実施された諸試験を表5-3 に、平成元年度試験項目を表5-4 に示す。

また図5-4 から図5-9 に各船の計測点配置図を示す。

(b) 結 果

本研究開発の中で実施された7隻の供試船の総合実船計測結果の概要を以下に示す。

(1) 17万トン型バルクキャリア

1) 船体振動関連

- ・起振機実験結果から主機、上部構造船体振動及び貨物艙二重底等の局部振動のモーダルパラメータが明確に捉えられた。

図5-10, 図5-11にそれぞれ上部構造起振実験の共振曲線及び振動モードを示す。

- ・航走時実験から船体上下節振動の固有振動数と振動モードを捉える事ができた。振動モード図を図5-12に示す。また上部構造や主機の架構振動についても固有振動数や、振動の応答を計測できた。

- ・主機ガス圧、クランク軸変位等、主機起振力に関するデータが確保でき、エンジンスターの効果についても貴重なデータが得られた。

2) プロペラ起振力関連

- ・主機回転数50rpm に於て観測窓より約2.3mまでの伴流が計測された。計測結果を図5-14に示す。

- ・主機回転数42rpm ～60rpm のキャビテーションパターンが計測された。また主機回転数50rpm においてキャビテーション厚みが計測された。

キャビテーションパターンの計測結果を図5-15に示す。

- ・主機回転数32rpm ～67rpm の範囲で船尾部変動水圧が計測された。

60rpm における計測結果を図5-13に示す。

・船尾部加速度及びスラスト変動の計測結果を図5-16及び図5-17に示す。

(2) 8 万トン型タンカー

1) 船体振動関連

・起振機実験により、主機前後・左右振動、上部構造前後振動、船体節振動等のモーダルパラメータが得られた。

主機起振実験の応答関数及び振動モードを、それぞれ図5-18、5-19に、船尾起振実験における船体節振動モードを図5-20に示す。

・航走時実験では、船体節振動、主機・軸系振動及び上部構造の振動応答、並びに主機ガス圧等の複合起振力に関するデータが計測され、起振力と構造応答に関する有益なデータが得られた。

2) プロペラ起振力関連

主機出力75%、NOR、MCRの3状態において、キャビテーションパターン計測、キャビテーション厚さ計測、船尾船底の変動水圧並びに加速度計測が実施され、プロペラ起振力に関する貴重なデータが取得された。また、主機回転数増試験時には、スラスト・トルク変動の計測も行われ、上記データと合せて、今後の総合的な検討の際には有効なデータとなろう。

解析の一例として図5-21にMCR出力時のキャビテーションパターンを、また図5-22に75%出力時の変動水圧の計測例を示す。

(3) 青雲丸（運輸省航海訓練船）（昭和63年度）

1) 船体振動関連

起振機試験（1ton 起振機による上下加振）は2Hz～15Hzの範囲で行った。試験の結果（共振曲線）を図5-24に示す。

また2～8節に対応する振動モードを図5-24に示す。航走時の結果は、海上状態が悪く振動がほとんど表れていなかったので省略する。

2) プロペラ起振力関連

L D Vによるプロペラ位置伴流計測は、観測窓下方1mまでの範囲で実施した。代表的なバースト信号を図5-25に示す。計測範囲が上記に留まったのは観測窓の内側に封入した水が実船計測中に白濁したためである。これは水容器内面の亜鉛メッキの溶出によるものと考えられ、平成元年度に改善が計られた。

プロペラキャビテーション及び変動圧力の計測は表5-5 に示す回転数において行った。代表的な計測結果を図5-26に示す。

(4) 240 型タンカー（A船）

1) 船体振動関連

・起振機実験より主機前後・左右振動、上部構造前後振動、船体節振動等のモーダルパラメータが得られた。主機起振実験の応答曲線及び振動モードを図5-27、

図5-28に船尾起振実験における応答曲線と船体節振動モードを図5-29, 図5-30に示す。

- ・航走時実験では船体節振動, 主機軸系, 及び上部構造の振動応答, 並びに主機ガス圧, クランク軸変位等複合起振力に関するデータが計測され, 起振力と構造応答に関する有益なデータが得られた。航走中の計測の一例として上構振動応答を図5-31に示す。

2) プロペラ起振力関係

- ・主機回転数58rpm において観測窓より約7 mまでの伴流が計測された。計測結果を図5-32に示す。
- ・主機回転数56rpm ~72.4rpm のキャビテーションパターンが計測された。キャビテーションパターンの計測結果を図5-33に示す。
- ・主機回転数30rpm ~73rpm の範囲で船尾変動圧が計測された。73rpm に於ける計測結果を図5-34に示す。
- ・船尾加速度やスラスト, トルク変動についてもデータが得られた。計測結果の例を図5-35, 図5-36に示す。

(5) 37型バルクキャリア

航走時実験結果から船体上下節振動の固有振動数と振動モードを捉えることが出来た。振動モード図と固有振動数を図5-37に示す。

また上部構造や主機の架構振動についても振動応答量を計測することが出来た。尚, 本船については航走時の船体振動関連の計測のみを実施した。

(6) 青雲丸(平成元年度)

1) 船体振動関連

- ・船尾起振機実験結果から船体上下節振動のモーダルパラメータを明確に捉えると共に主機及び上部構造の固有振動数を把握できた。
図5-38, 図5-39にそれぞれ船尾起振機実験で得られた伝達関数と振動モード図を示す。

2) プロペラ起振力関係

- ・本項については本年度はLDVによるプロペラ位置流場計測のみ行った。計測はプロペラ回転数90rpm (船速約9ノット), 及び110rpm (約11ノット) の2種について, 船底よりプロペラ軸下方約1 mの範囲まで計測を行った。計測結果を図5-40に示す。流速分布の等高線はほぼ相似のパターンとなっており, また流速の船尾に対する比は110rpmの方が高めの値を示している。いずれも理論的, 経験的に妥当な傾向であり貴重な実船データが得られた。

(7) 240 型タンカー (B 船)

1) 船体振動関連

- ・起振機実験より, 主機振動, 上部構造振動及び船体振動についてそれぞれ振動

のモーダルパラメータが得られた。

主機起振機振動の応答曲線と振動モードを図5-41に、また船尾起振機実験における応答曲線とモード図を図5-42に示す。

- ・航走時実験から船体節振動の振動特性のデータが得られた。

航走中の計測結果の一例として図5-43に上部構造の振動応答を示す。

また主機ガス圧，クランク軸変位，エンジンスターの効果等複合起振力関連についても有益なデータが得られた。

2) プロペラ起振力関連

- ・主機回転数51rpm において観測窓より約7.5 mまでの伴流が計測された。

計測結果を図5-44に示す。

- ・主機回転数45rpm ～56rpm のキャビテーションパターンが計測された。

キャビテーションパターンの計測結果を図5-45に示す。

- ・主機回転数45rpm ～56rpm の範囲で船尾変動圧が計測された。

51rpm に於ける計測結果を図5-46に示す。

- ・船尾加速度やスラスト，トルク変動についてもデータが得られた。

計測結果の例を図5-47，図5-48に示す。

5.2 開発成果の実証計測

I S Oの最高水準レベルを保証できる低振動化対策を実船に織り込み確認するための実証船の設計及び計測の計画を立案し，本開発によって解明された要素技術を参照し，

I S O 6954の最高水準を満足するよう低振動化対策を検討して，実証船設計に織り込んだ。さらに実証計測結果との比較考察により防振設計の効果およびシミュレータの予測精度の評価を行った。

(a) 方 法

- (1) 通常の設計にて計画された主船体，機関室及び後部構造，上部構造，主機及び軸系を用いて船体振動応答シミュレータにて固有振動数および船体振動応答を計算する。起振力は，計画時の複合起振力（主機，軸系からの起振力）とプロペラ起振力を用いる。

実証船の主要目および一般配置を表5-6 及び図5-49に示す。

表5-6 実証船主要目 (B 船)

主 要 寸 法	: 310.0m×58.0m× 28.55m× 18.75m
載 荷 重 量	: 24万トン
船 種	: OIL TANKER
主 機	: IHI SULZER 7RTA84M (NOR. 54.1RPM)
プ ロ ペ ラ	: 5 翼一体型
上 部 構 造	: 分離型 6 層
防振ステー	: 左右 両舷各 2 本 (摩擦式)
	前後 なし

- (2) 上部構造の振動は、振動数が回転数 7 倍 (7 次) の振動で原因は 7 気筒の主機にあることが推定される。

上部構造の振動を減少させる対策としては、

- A) 上部構造の層数を減らして (高さを低くして) 固有値を追い上げる。
- B) 主機を変更する。
- C) 複合起振力を減少させる。

等が考えられる。しかし、A) は乗組員からくる居住区の広さの制限、B) は船速からくる主機出力の制限のために不適切である。そのため、C) の対策を用いることとした。

主機のクランク軸縦振動を調べると常用回転数付近で振動が大きくなっておりこれが原因と考えられる。(図5-50)

対策として主機に縦振動用ダンパーを装備することにした。

- (3) オリジナルデザインにて船体振動、特に上部構造の振動に問題がある場合は、対策を行ったうえで船体振動応答シミュレータにて再度計算を行い応答の減少を確認する。
- (4) 最終の状態において応答が予想通りであったか否かを実証船の計測データとの比較で判断し、併せて上部構造の振動が振動の国際基準 (ISO6954) のどのレベルにあるかを見る。

(b) 結 果

- (1) 実証船の船体振動応答シミュレータモデルにプロペラ起振力、複合起振力を作用させてシミュレータ計算を行った場合の上部構造の応答を図5-51に示す。

図5-51より本船の常用回転数付近にて上部構造の振動が大きくなっており、このままでは問題のあることが分る。

ダンパー装備の状態でのクランク軸縦振動は図5-50から分かるように数十分の一

に減少しており対策として期待できる。

対策後の船体振動応答シミュレータの計算結果を図5-51に示す。

これから対策は十分効果のあることが分かった。また図5-51から分かるように設計時の応答推定時と比較して良好な近似であり，対策後の振動はISOの下限值以下であり十分な防振対策が達成されている。

シミュレータを用いた設計のフローを図5-52に示す。

- (2) プロペラ翼数，主機の異なる同種の船舶についてもシミュレータを用いた設計を行い有効性を確認した。

表5-1 計測船要目 (昭和63年度)

	17万トン型 バルクキャリア	8万トン型タンカー	青 雲 丸 (練 習 船)
主 要 寸 法 (m) L × B × D/d	278×46×27.5/17.0	222×42×20.3/12.2	105×16×8/5.8
載貨重量 (トン)	166,000	80,000	5,780 (排水量を示す)
主 機 (出力×回転数)	B&W 6S80MC (19,650×65)	SULZER 6RTA62 (14,200×103)	B&W 750-VT2BF-110 (3,970×176)
プ ロ ペ ラ 翼数×直径 (m)	5 × 8.9	4 × 7.2	5 × 3.6
計測時船首吃水(m) (航走時)	2.4	12.2	4.93
計測時船尾吃水(m) (航走時)	13.8	12.4	5.65

表5-2 計測船要目 (平成元年度)

	240 O/T (A 船)	240 O/T (B 船)	37 B/C	青 雲 丸 (練 習 船)
主要寸法 (m) L × B × D/d	302×58×28.3/18.8	301×58×28.55/18.75	167×29.5×14.9/10.5	105×16×8/5.8
載貨重量 (トン)	240,000	240,000	27,000	5,780 (排水量を示す)
主 機 (出力×回転数)	7UEC75LS II (23,200×70)	7RTA 84M (22,560×56)	7RTA 58 (15,120×127)	B&W750-VT2BF-110 (3,970×176)
プ ロ ペ ラ 翼数×直径 (m)	4×10.6	5×10.2	4×6.0 (cpp)	5 × 3.6
計測時船首吃水(m) (航走時)	18.8	18.77	3.91	5.55
計測時船尾吃水(m) (航走時)	18.8	18.77	6.30	5.40

表5-3 昭和63年度 総合実船計測試験項目

供 試 船		青 雲 丸				170 B/C				80 O/T			
試験 計測項目		E-1	E-2	E-3	R	E-1	E-2	E-3	R	E-1	E-2	E-3	R
VS 関 係	振 動 計 測			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	応 力 計 測					○			○	○			○
	軸 系 振 動								○				○
	スラスト・ トルク回転変動				○				○				○
	ガス圧変動（主機）								○				○
VS 関 係	流 場 計 測				○				○				○
	キャビテーション				○				○				○
	プロペラ起振力			○	○			○	○			○	○

注) E-1: 主機起振実験 E-3: 船尾起振実験
 E-2: 上部構造起振実験 R: 航走時実験

表5-4 平成元年度 総合実船計測試験項目

供 試 船		240 O/T (A 船)				240 O/T (B 船)				37 B/C				青 雲 丸 (練習船)			
試験		E-1	E-2	E-3	R	E-1	E-2	E-3	R	E-1	E-2	E-3	R	E-1	E-2	E-3	R
計測項目																	
VS 関 係	振 動 計 測	○	○	○	○	○	○	○	○				○			○	○
	応 力 計 測					○			○								
	軸 系 計 測				○				○								
	スラスト・トルク 回 転 変 動				○				○								
	ガス圧変動(主機)				○				○								
VP 関 係	流 場 計 測				○				○								
	キャビテーション				○				○								○
	プロペラ起振力			○	○			○	○								

注) E-1: 主機起振実験 E-3: 船尾起振実験 VS: 構造分科会
 E-2: 上部構造起振実験 R: 航走時実験 VP: 船型分科会

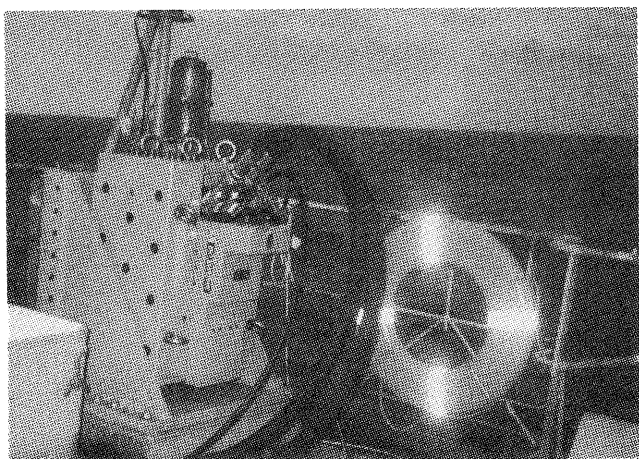


写真5-1 船尾起振実験用 5 トン油圧起振機

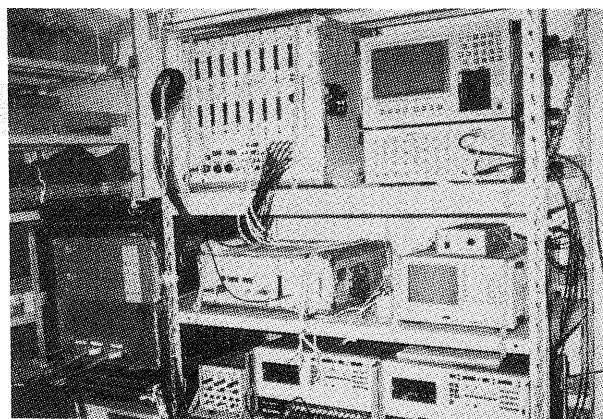


写真5-2 船体振動計測システム
(計測コンテナ内)

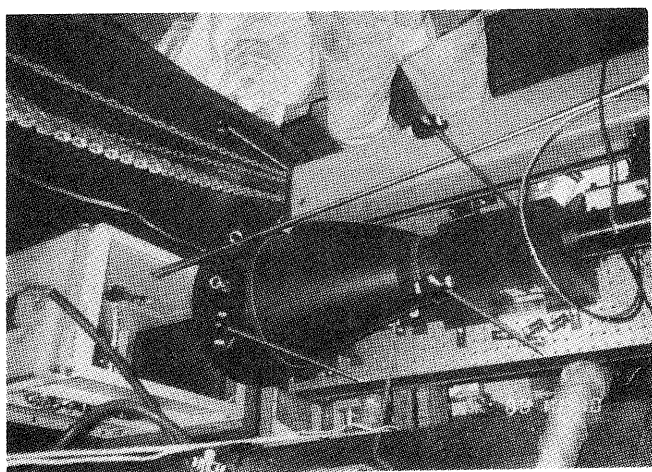


写真5-3 L D V 装置実船据付状況

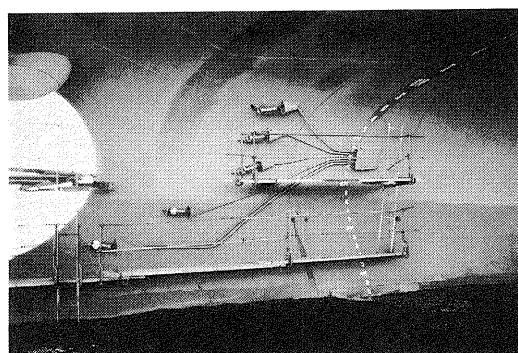


写真5-4 水中カメラ等取付状況

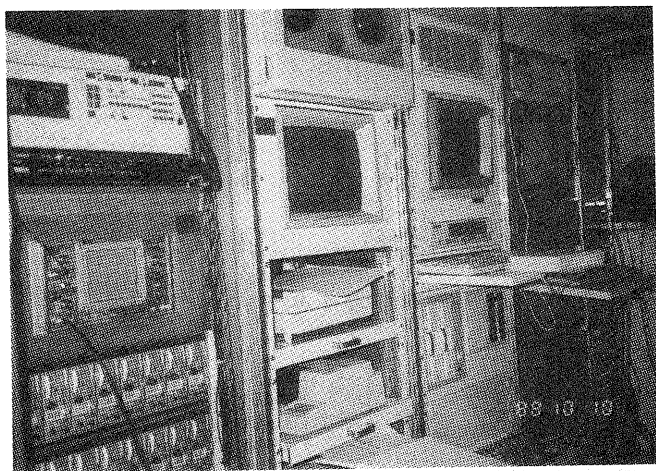


写真5-5 プロペラ起振力関係計測システム (計測コンテナ内)

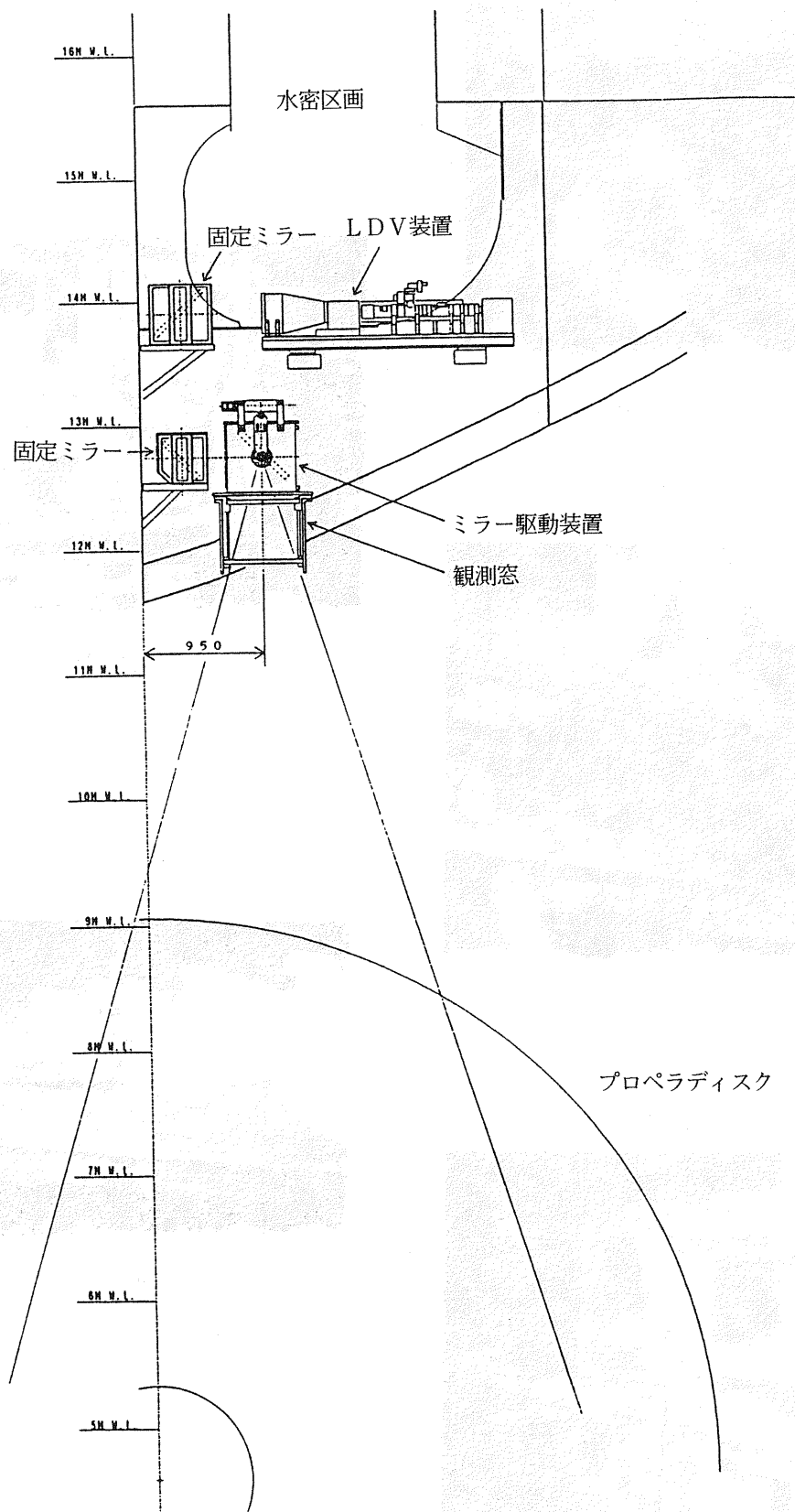


図5-1 実船LDV装置船内配置図

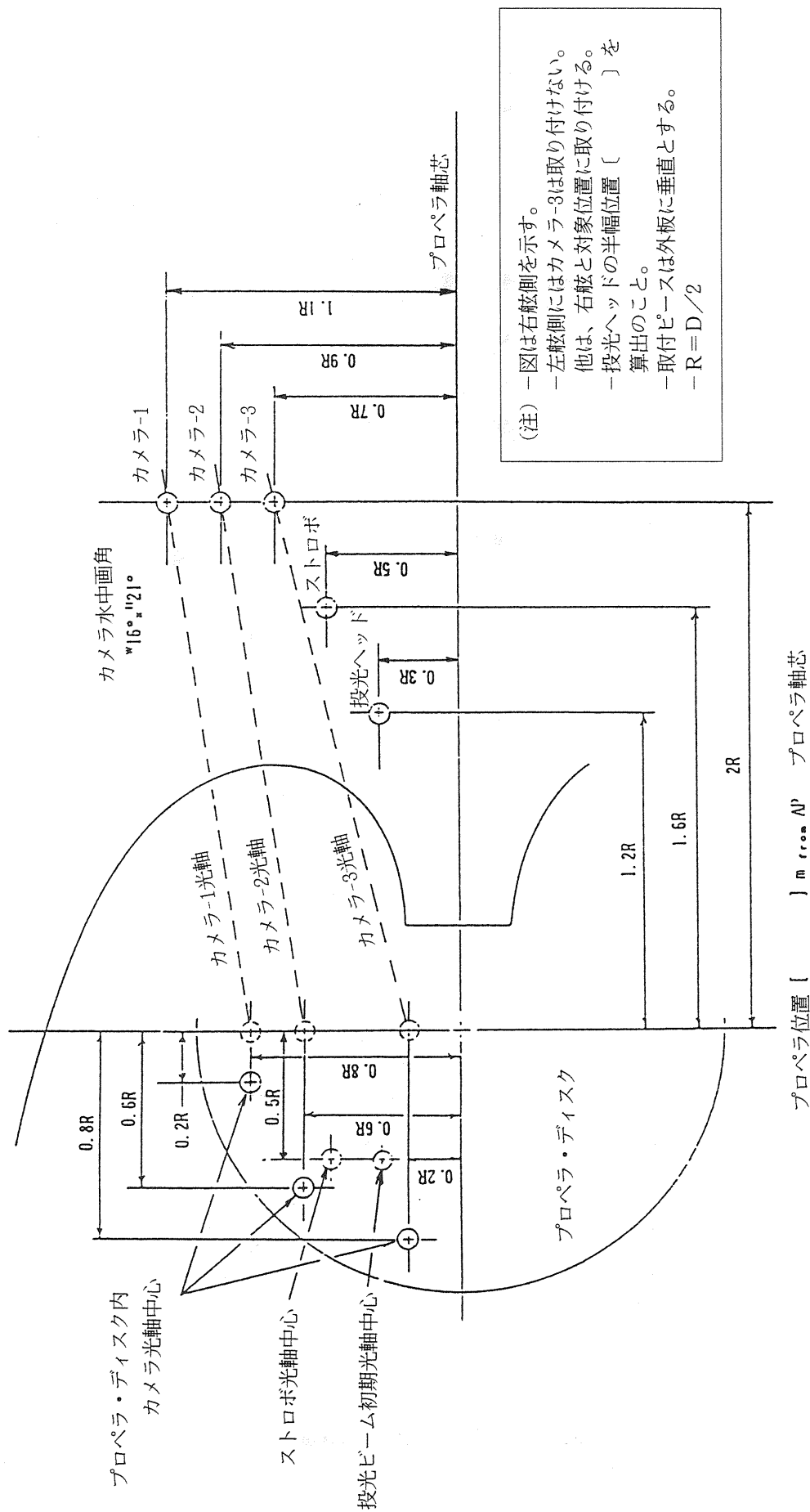
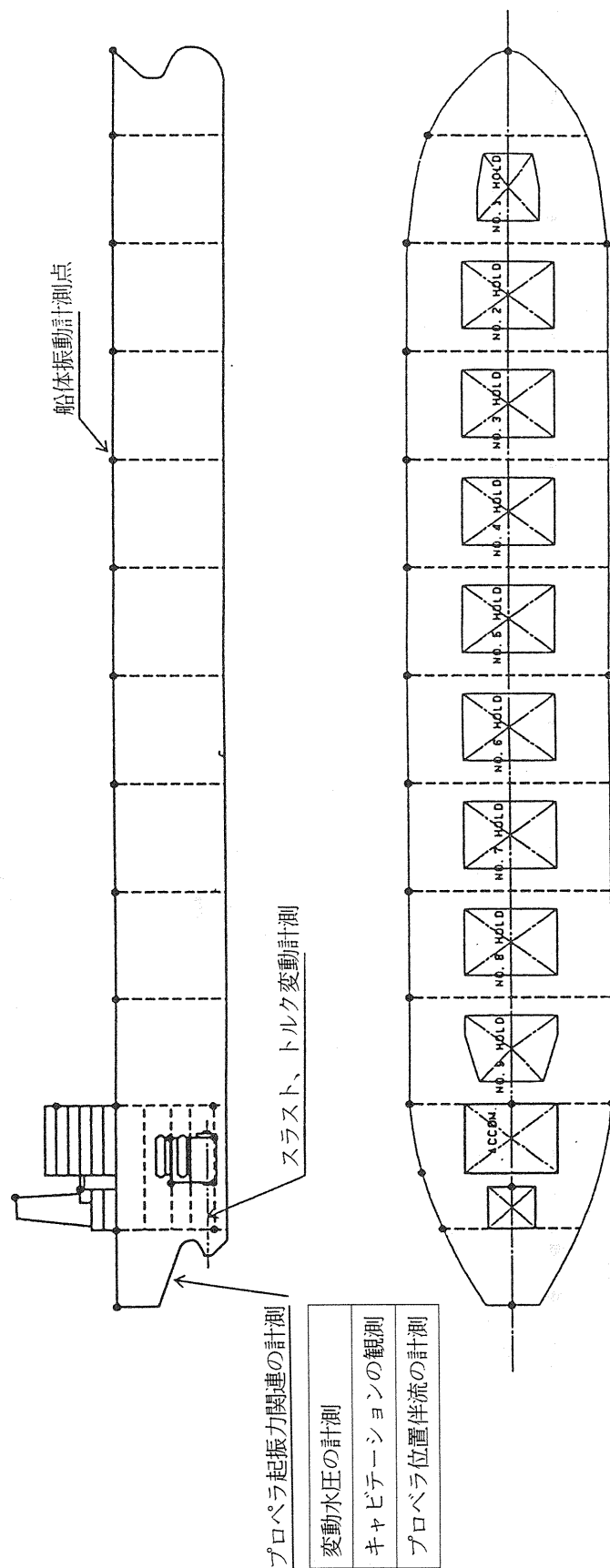


図5-2 キャビテーション観測・水中カメラ等外板上配置

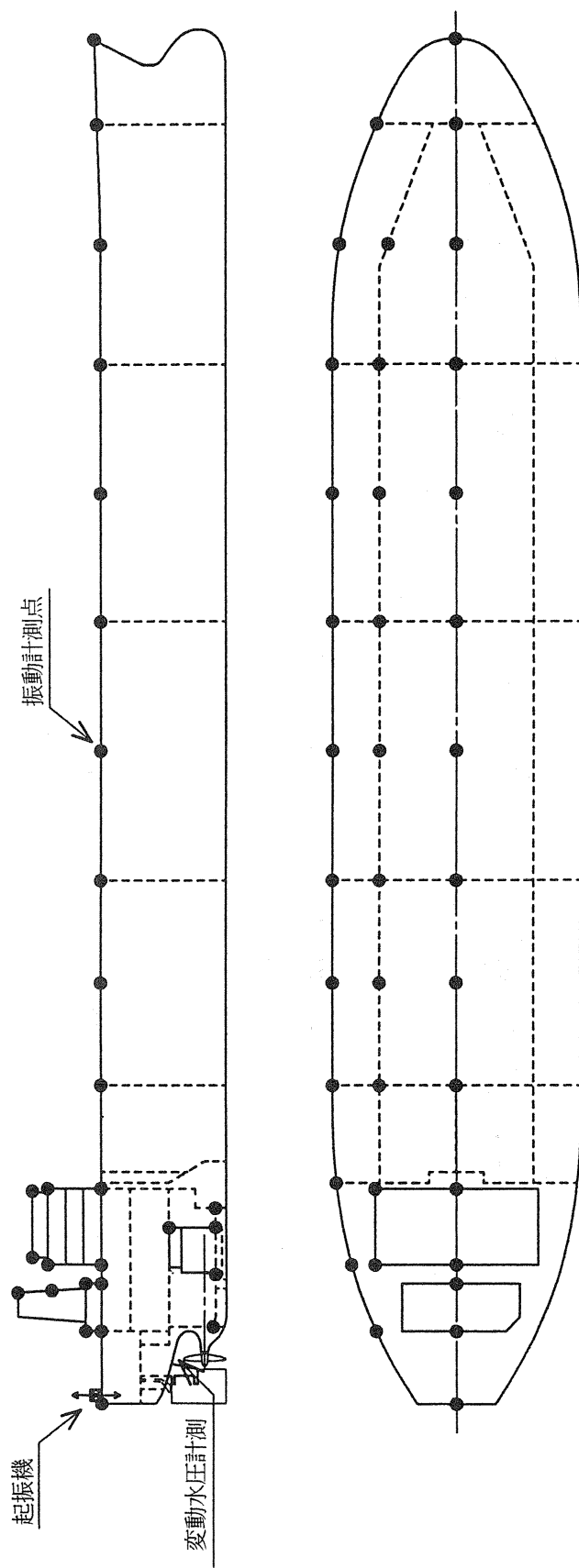


複合起振力計測

場所	計測点数	計測項目
船体	23	ガス圧
上部構造	15	クランク軸首端変位
機械室	4	ターシャフト前後変位
主機械	13	回転変動
計	55	中間軸振れ角
		回転変動

船体振動計測点

図5-4 170型B／C航走時計測点概要



場所	計測点数
船体	54
上部構造	29
機械室	4
主機械	3
計	90

図5-5 80型O/T船尾起振実験計測点概要

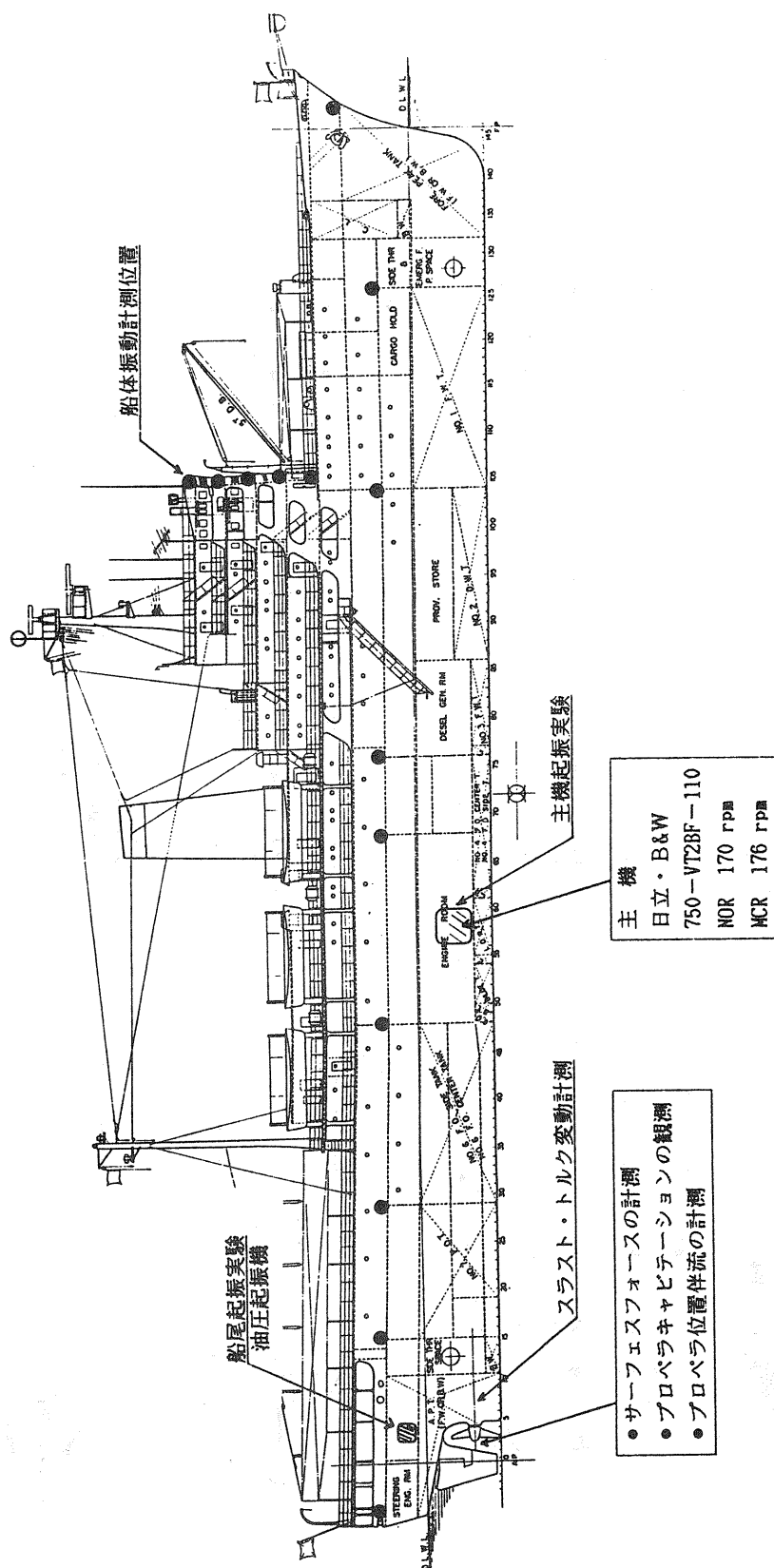


図5-6 青雲丸の実船計測概要

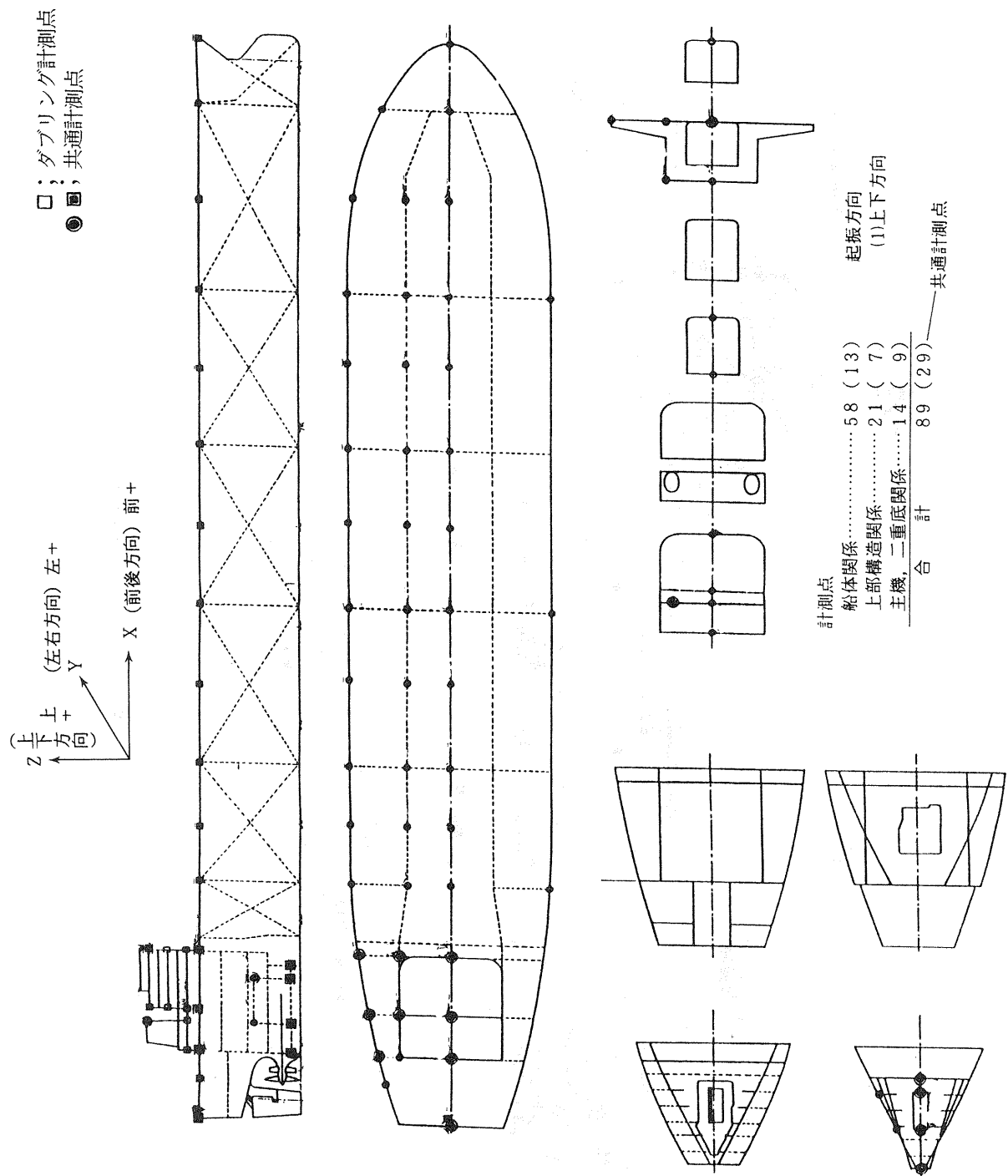
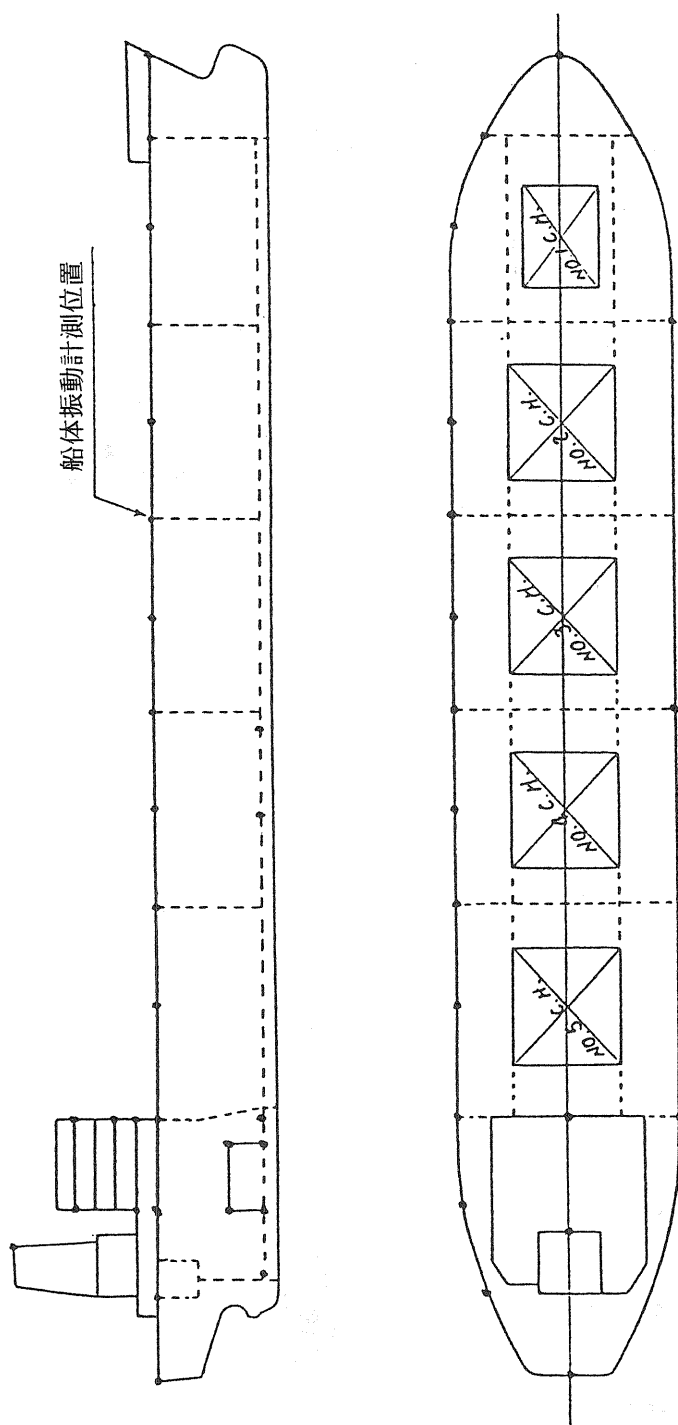


図5-7 240型O/T (A船) 船尾上下起振試験時の計測点位置図



船体振動計測点

場 所	計測点数
船 体	3 0
上部構造	6
機 関 室	8
主 機 関	8
計	5 2

図5-8 37型B/C航走時計測点概要

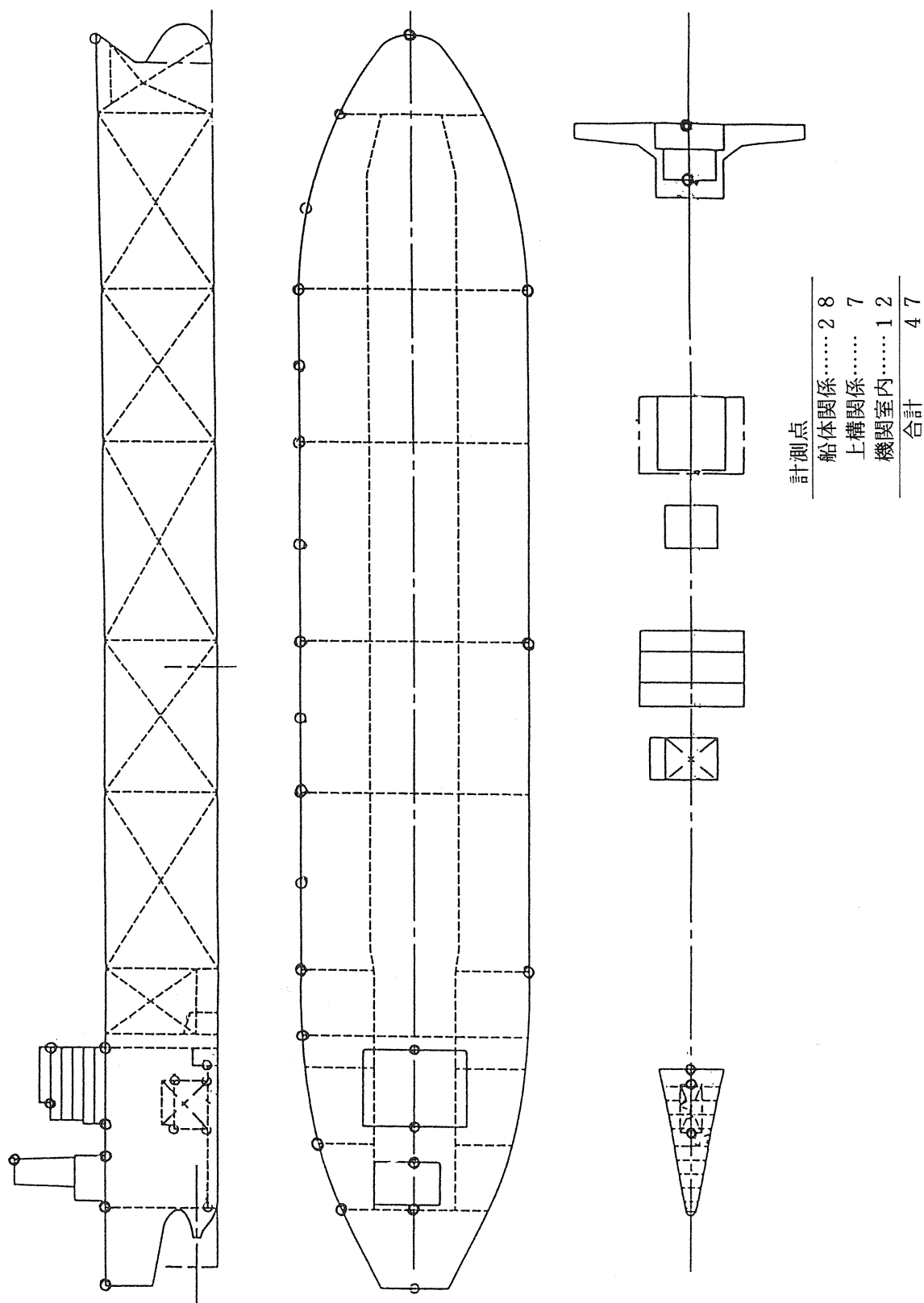


図5-9 240型O/T (B船) 航走時船体振動計測点配置

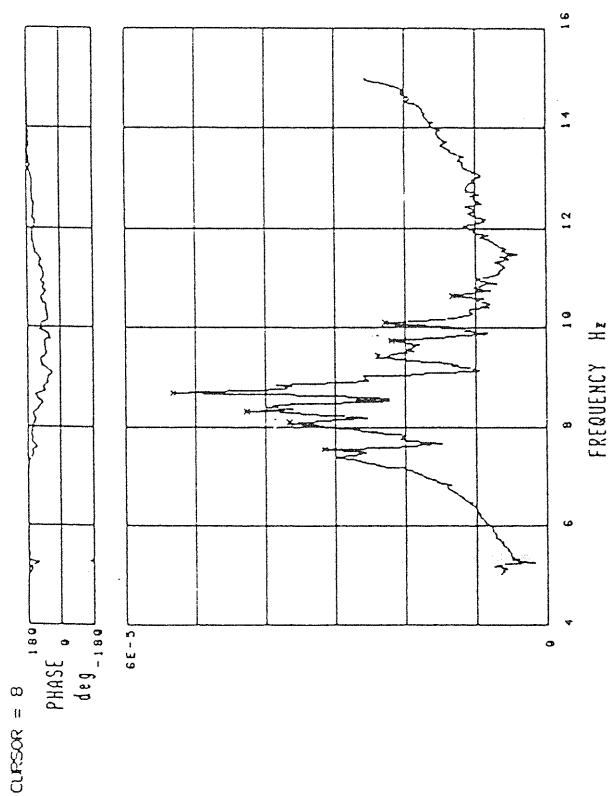


図5-10 170型B／C上部構造起振実験結果（共振曲線）

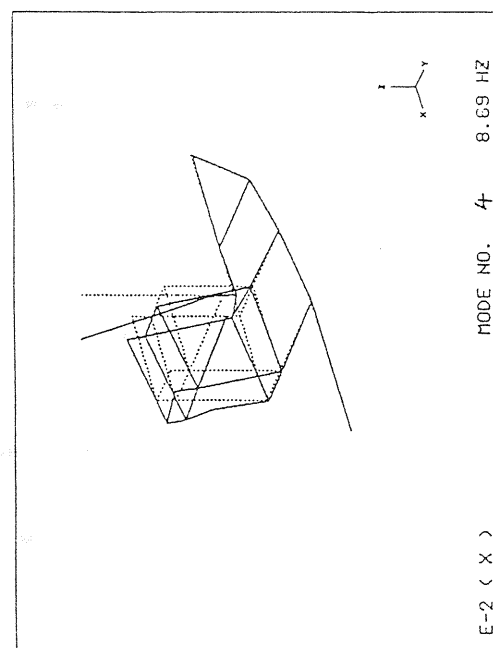


図5-11 170型B／C上部構造起振実験結果（振動モード）

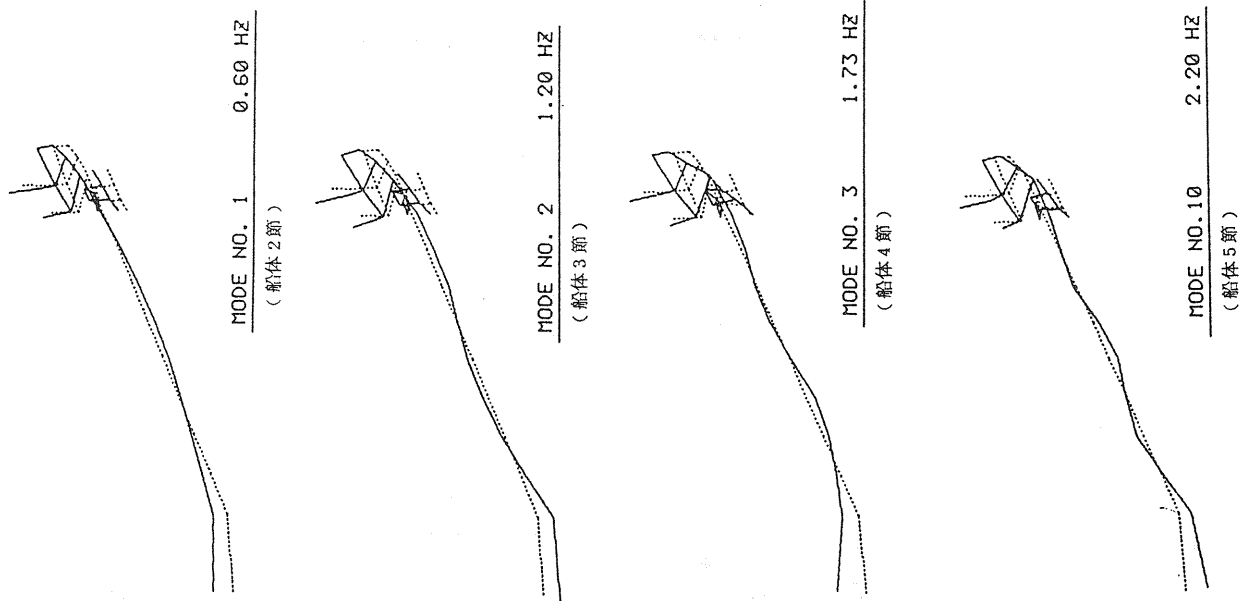


図5-12 170型B／C上航走時実験結果

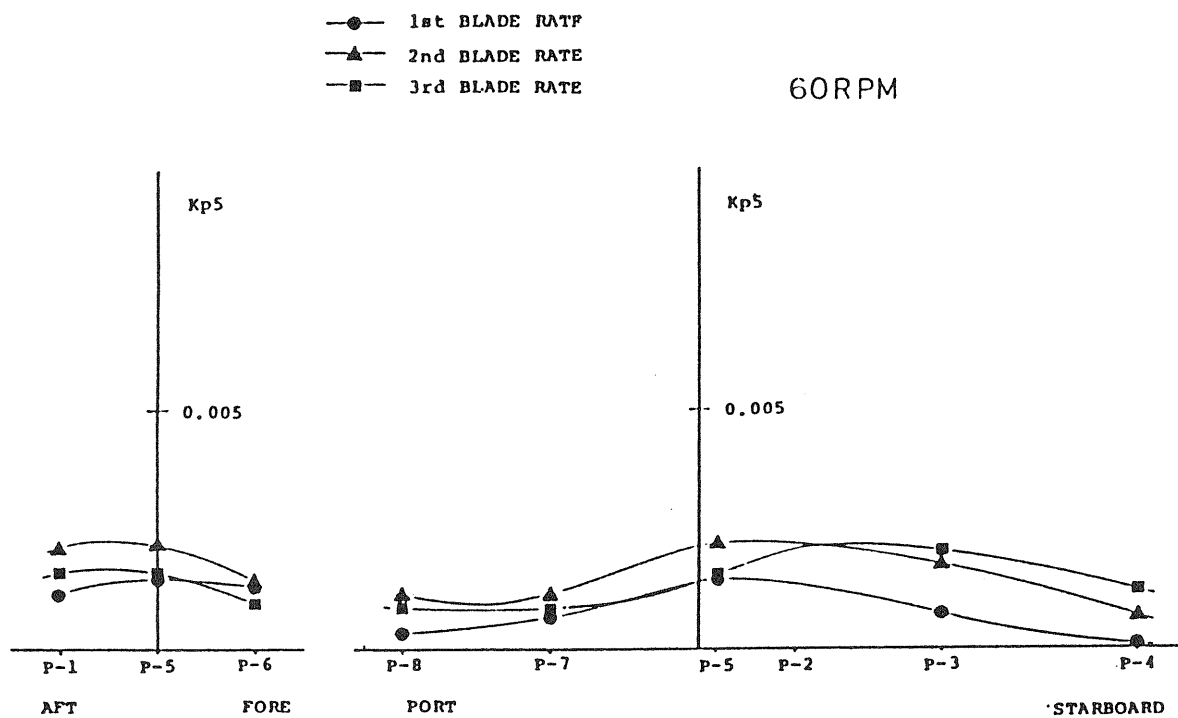


図5-13 170型B/C船尾変動圧力計測結果例

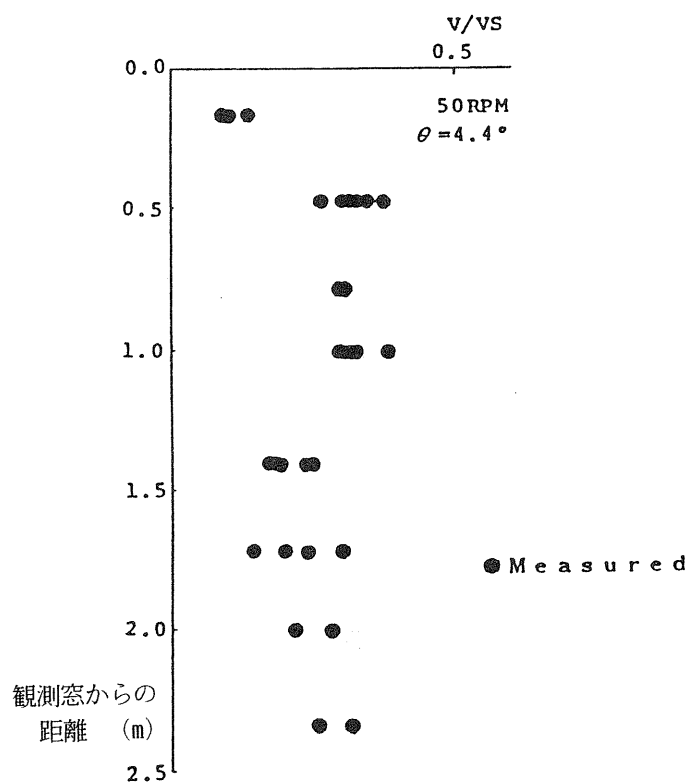


図5-14 170型B/C LDV計測例

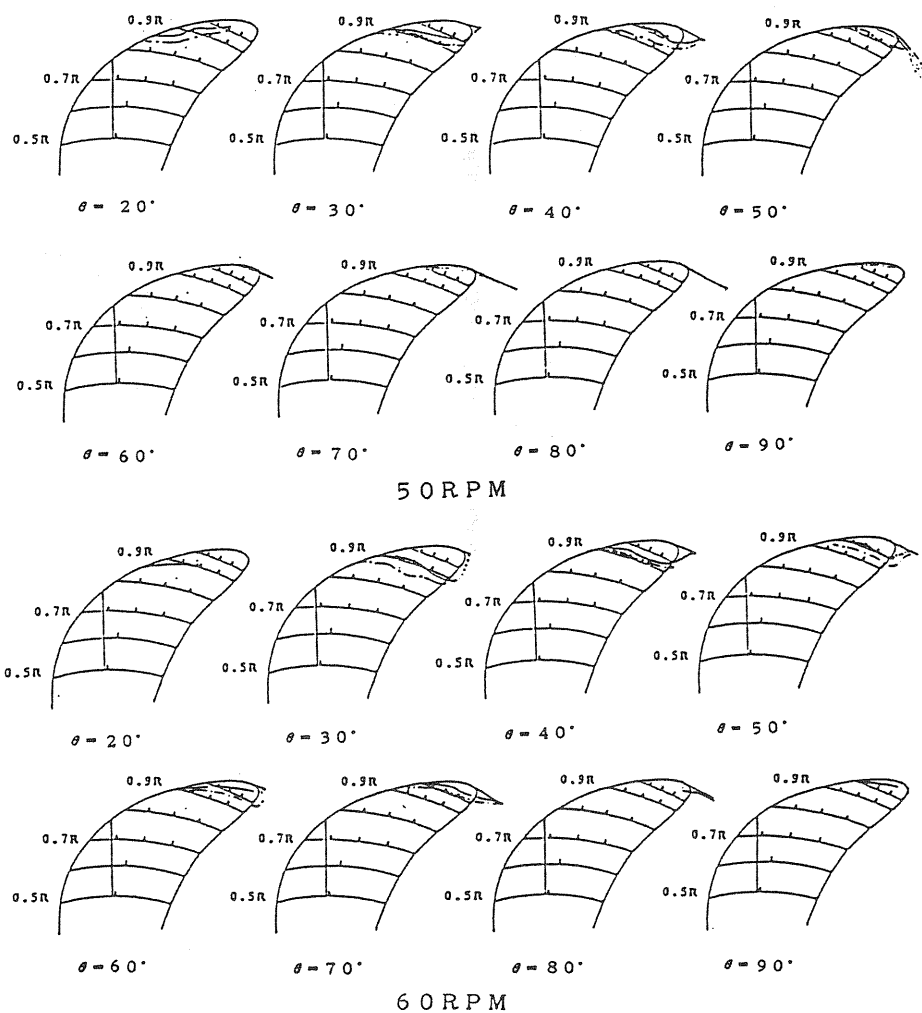


図5-15 170型B/Cキャビテーションパターン計測結果

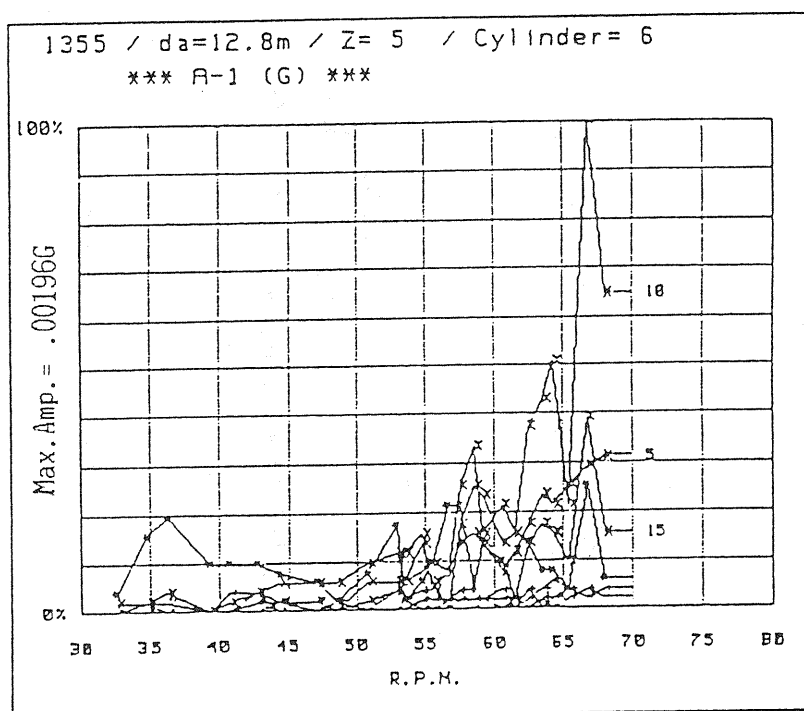


図5-16 170型B/C加速度計測例

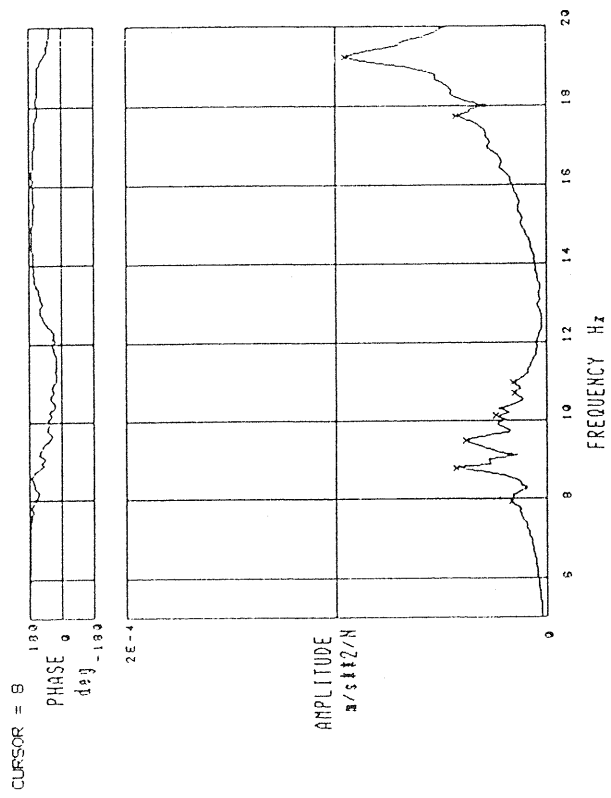


図5-18 80型O/T主機起振実験結果 (共振曲線)

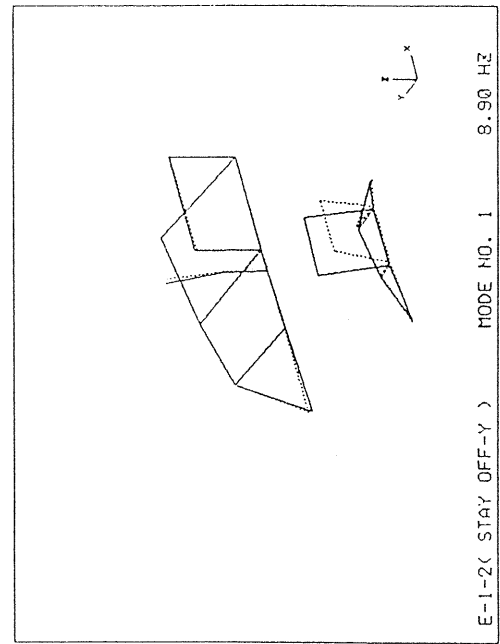


図5-19 80型O/T主機起振実験結果 (振動モード)

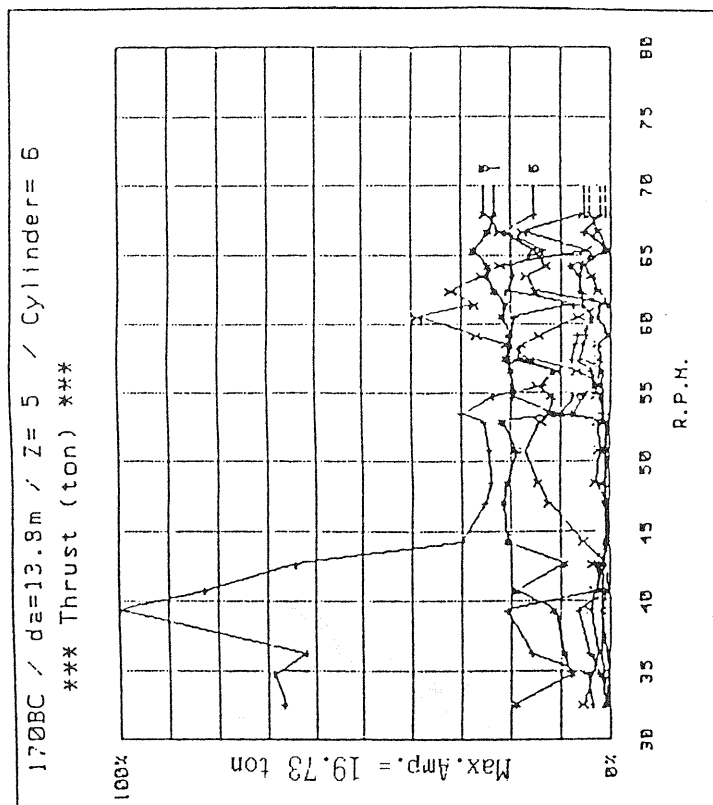


図5-17 スラスト変動計測結果

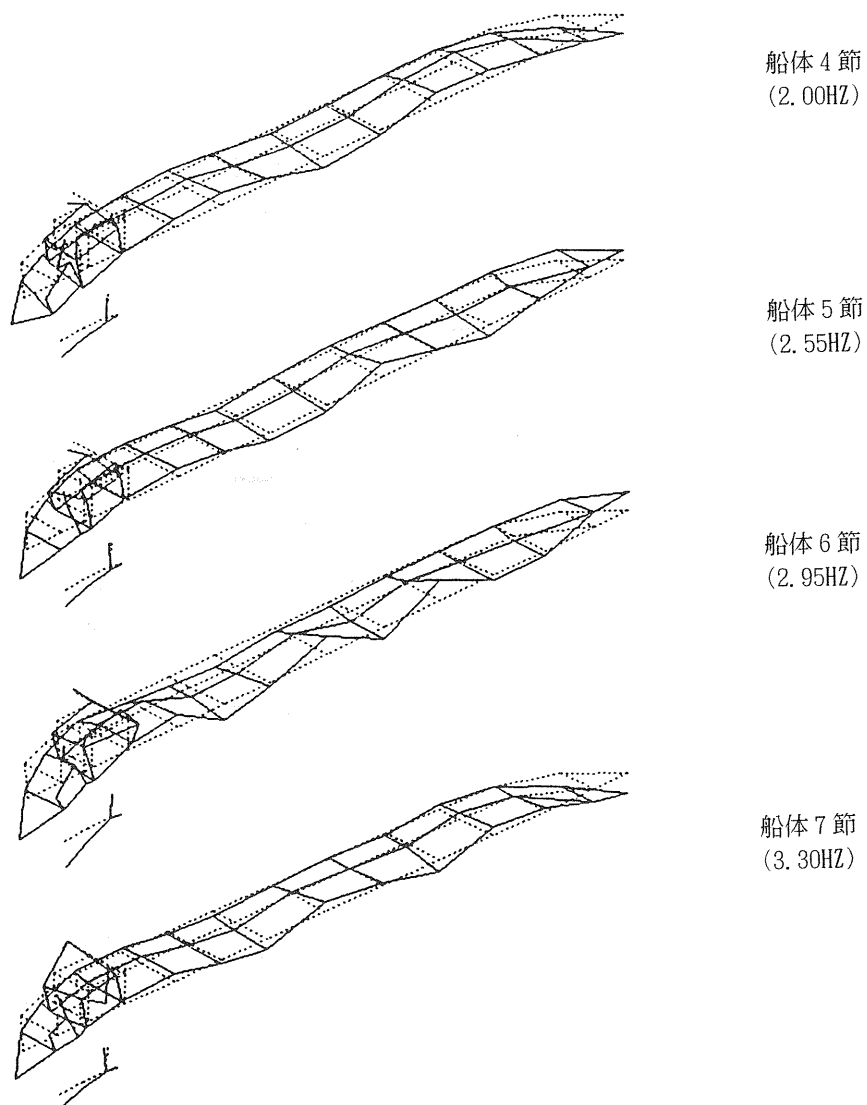


図5-20 80型O/T船尾起振実験結果（船体節振動モード）

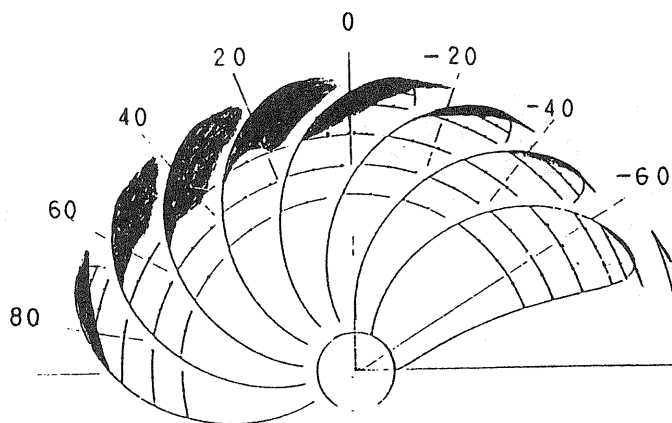


図5-21 80型O/Tキャビテーションパターン計測結果

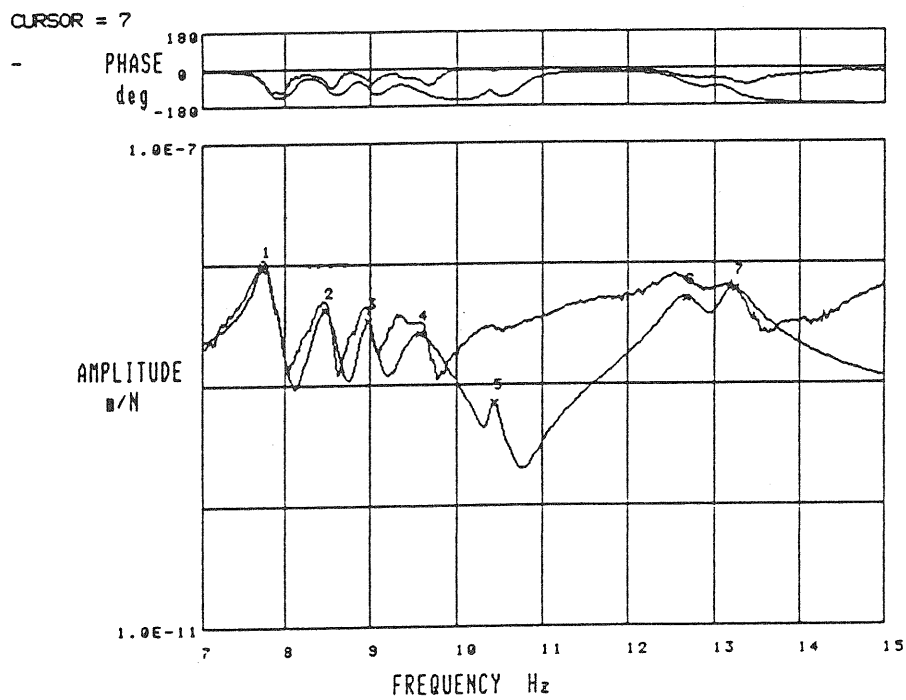
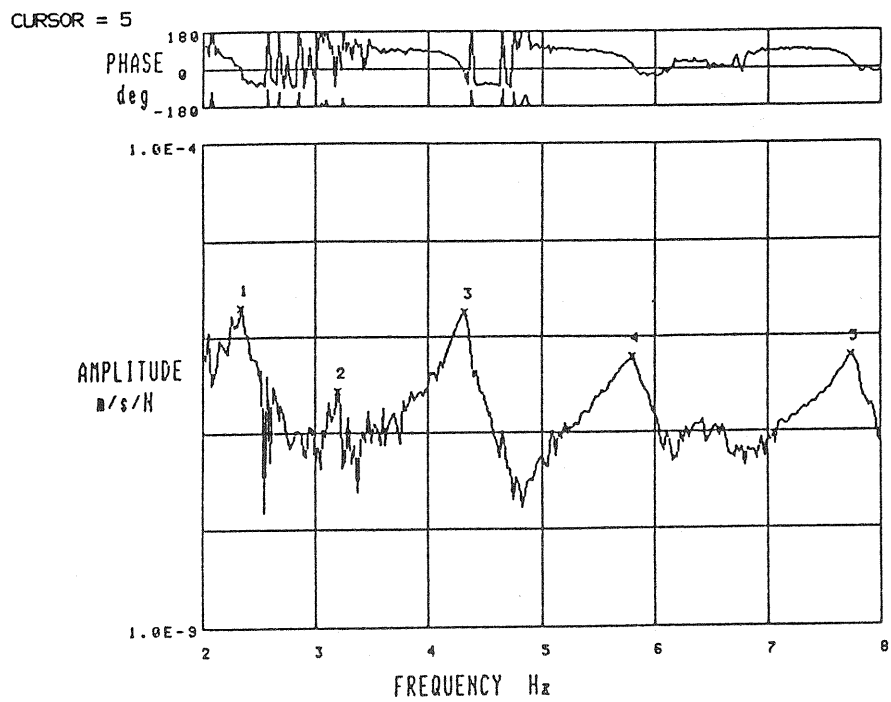
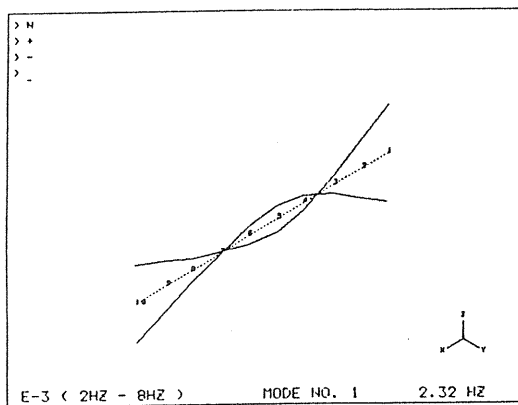
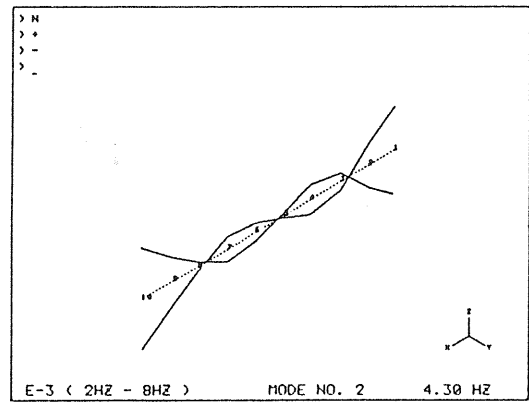


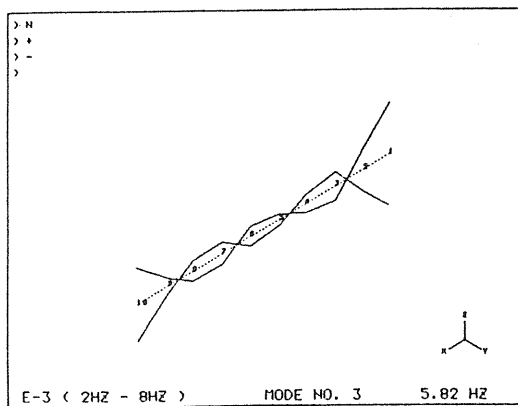
図5-23 青雲丸船尾起振実験結果(共振曲線)



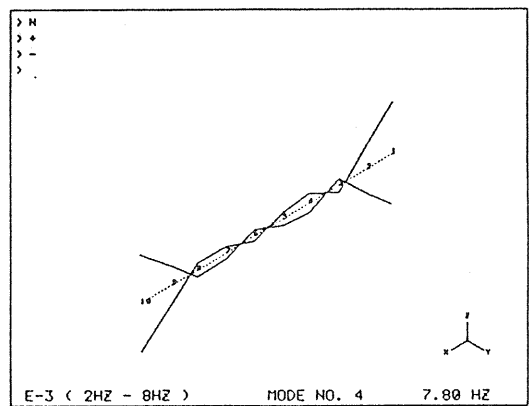
(2 節)



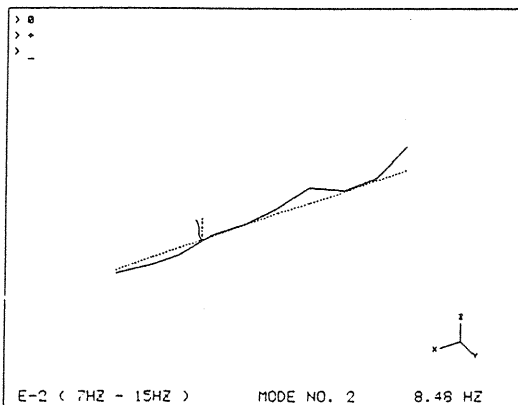
(3 節)



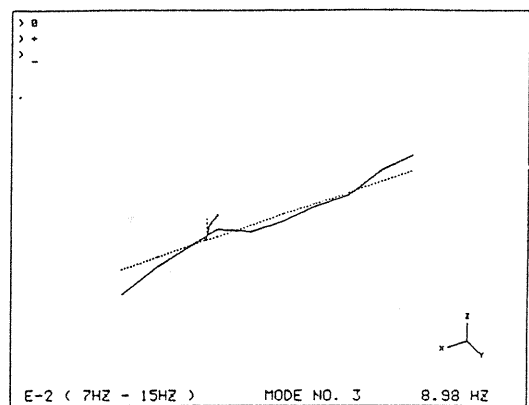
(4 節)



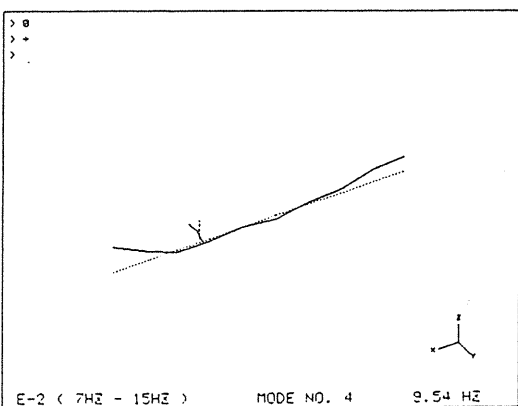
(5 節)



(6 節)



(7 節)



(8 節)

図5-24 青雲丸船尾起振実験結果(船体節振動モード)

File name : T001.006
Date,time : 88/12/01 17:00
dist.,rad. : 0.2m 0.0deg.

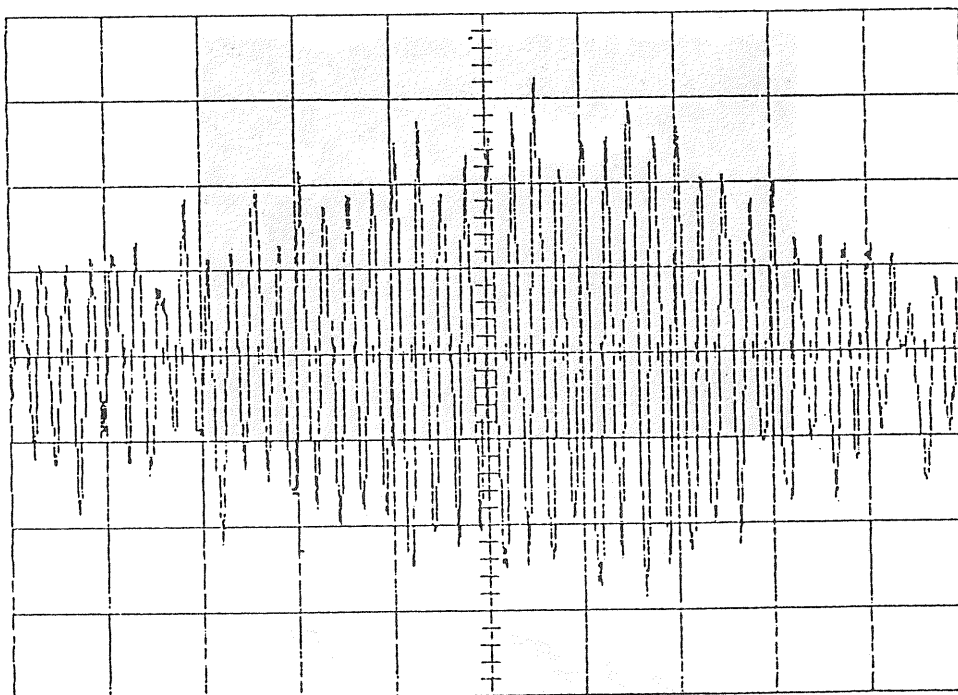


図5-25 LDVバースト信号の1例（青雲丸）

表5-5 1988.11.27-28 「青雲丸」定常航走テストデータ

月 日	時 分	回転数 RPM	船 速 kt	舵 角 度	方 位 度	風 向 度	風 速 m/s	馬 力 SHP	スラスト ton	備 考
11.27	18:00 ∧ 21:30	149	14.5 ∧ 15.3	S 1° ∧ P 5°	169 ∧ 190	S 70 ∧ 80	8 ∧ 13			
11.27 ∧ 11.28	23:00 ∧ 0:30	163	15.0 ∧ 16.3	0 ∧ P 2°	165 ∧ 175	S 30° ∧ S 60°	3 ∧ 7			反転
	1:00 ∧ 2:30	163	15.3 ∧ 16.2	P 1° ∧ S 2°	347 ∧ 355	P 20° ∧ P 40°	10 ∧ 14			
11.28	3:00 ∧ 6:00	171	16.1 ∧ 16.8	P 1 ∧ S 2	335 ∧ 356	0 ∧ P 20	8 ∧ 12			

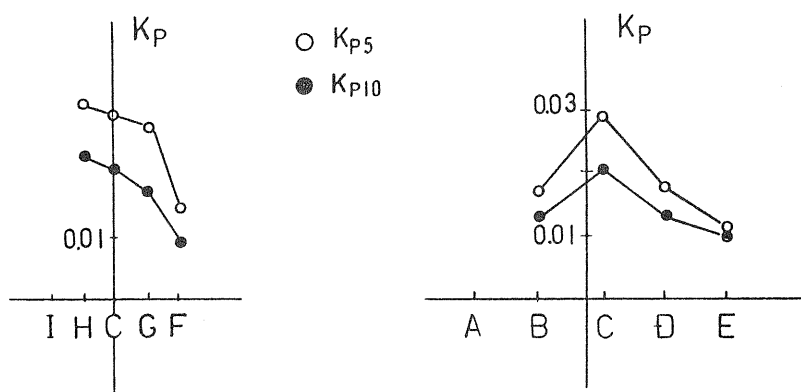
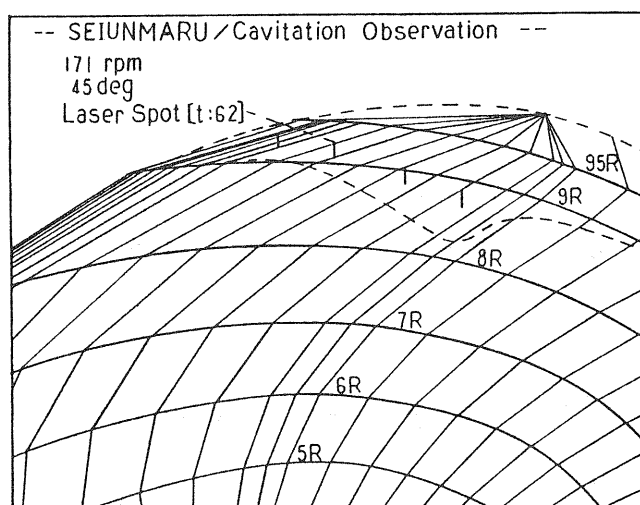


図5-26 青雲丸プロペラキャビテーション及び変動圧力の計測結果

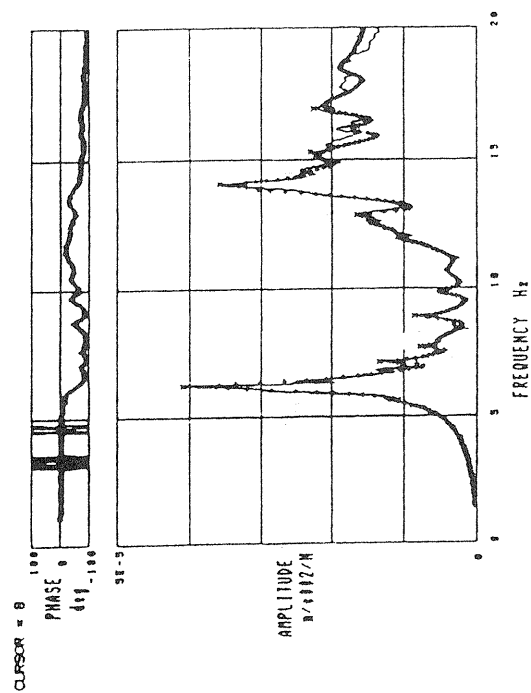


図5-27 240型タンカー主機起振実験結果（主機応答曲線）

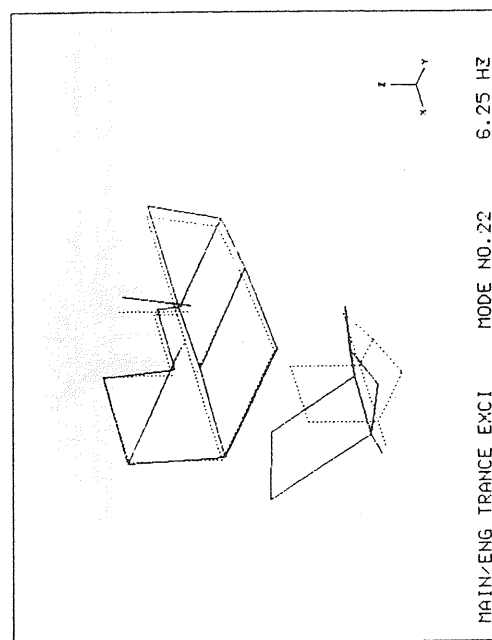


図5-28 240型タンカー主機起振実験結果（振動モード）

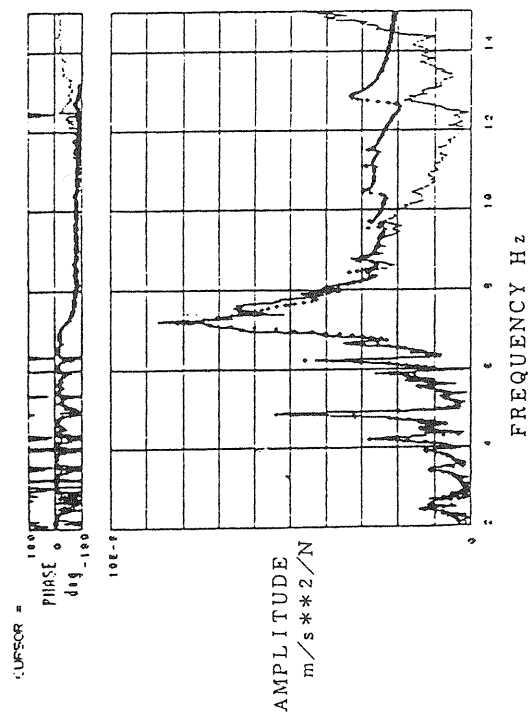


図5-29 240型タンカー船尾起振実験結果（船尾端応答曲線）

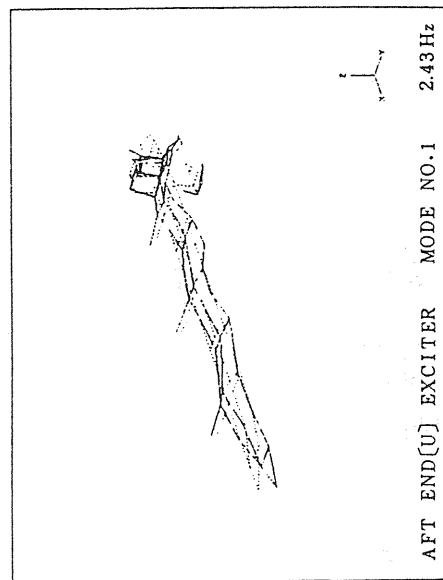


図5-30 240型タンカー船尾起振実験結果（振動モード）

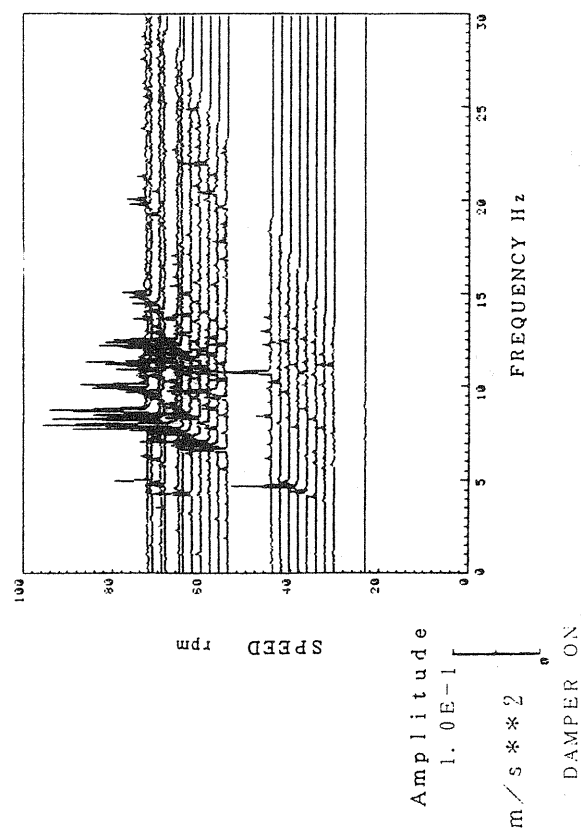
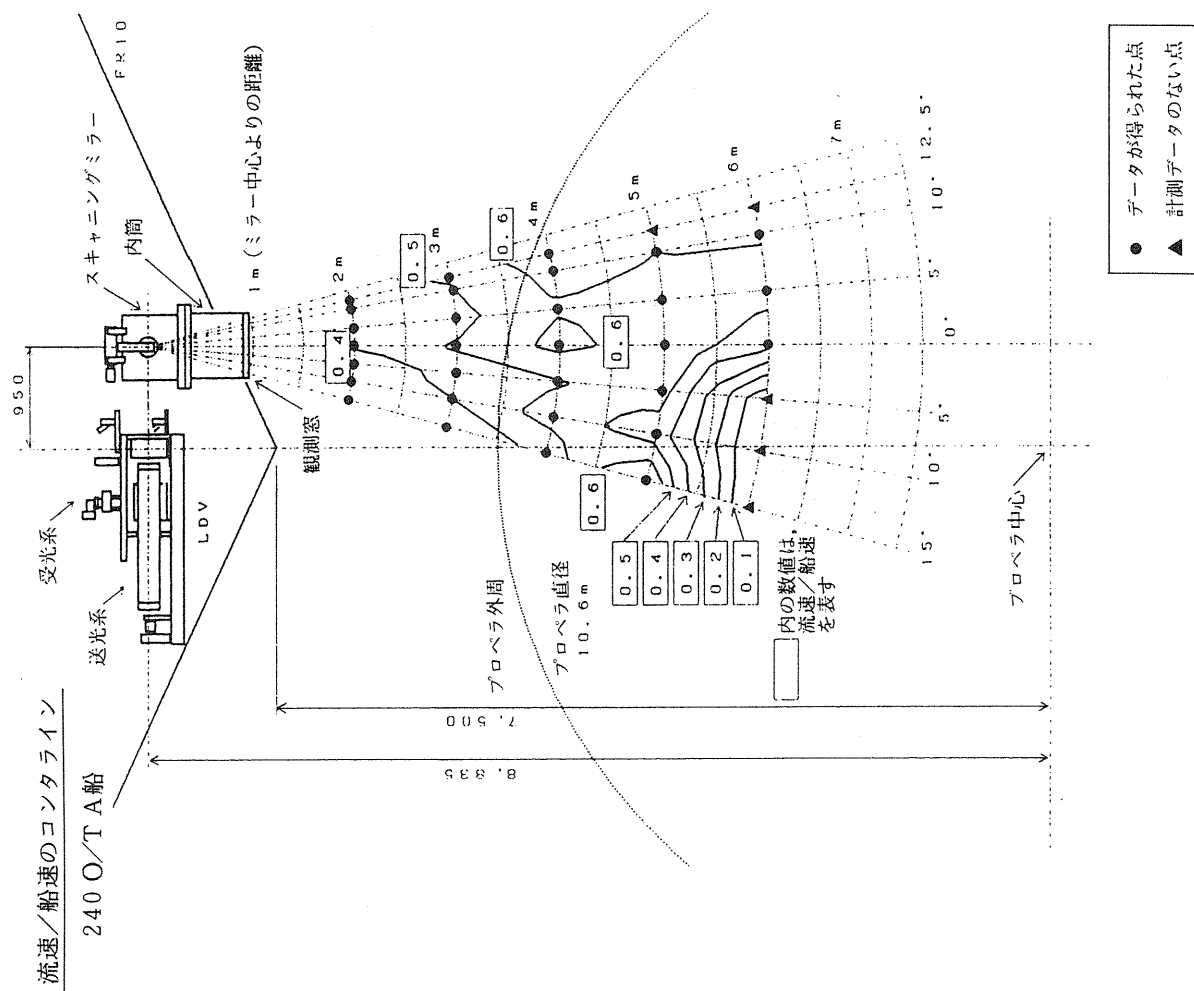


図5-31 240型タンカー航走中計測結果（上構成答）

PROPELLER : S.2014 "DIAMOND BELL"

PROPELLER : S.2014 "DIAMOND BELL"

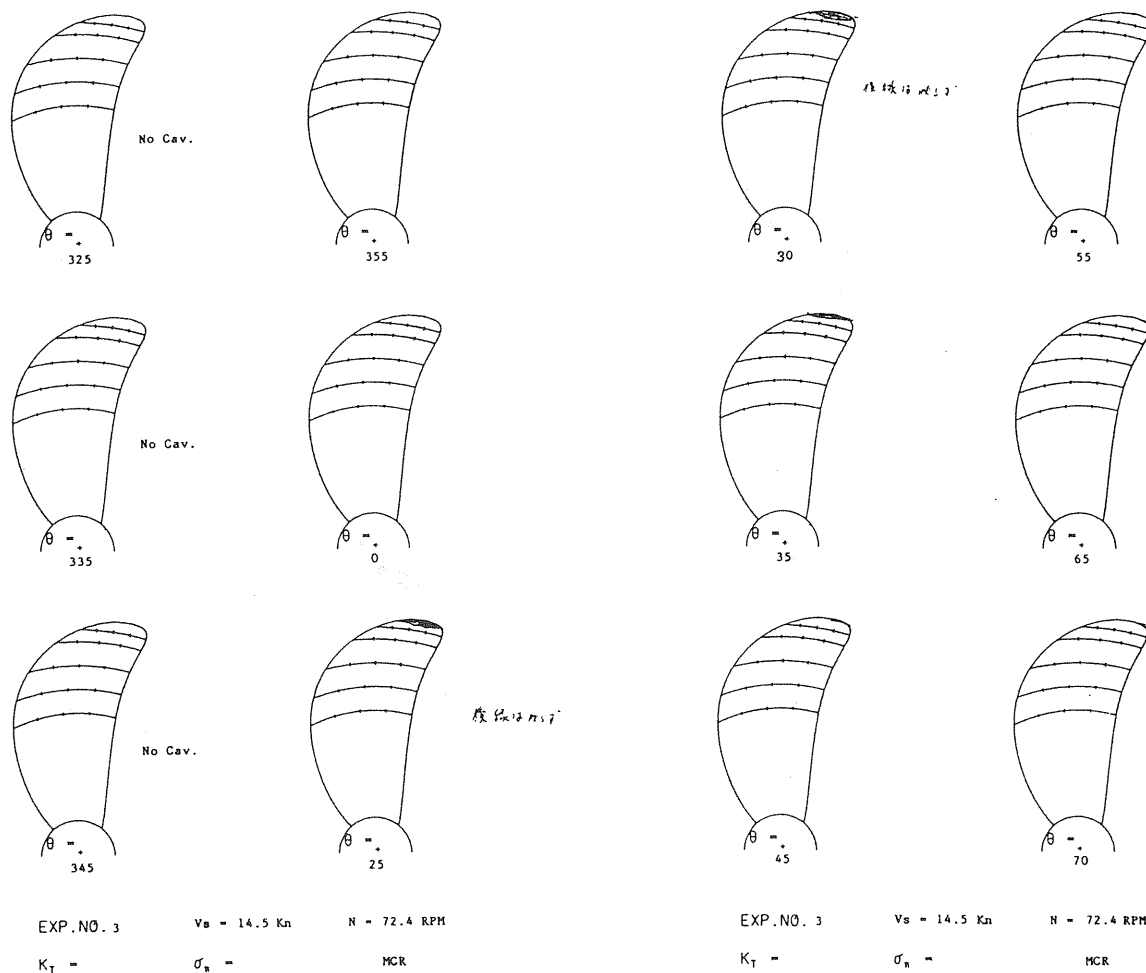


図5-33 実戦プロペラキャビテーションパターン ($N=72.4\text{rpm}$)

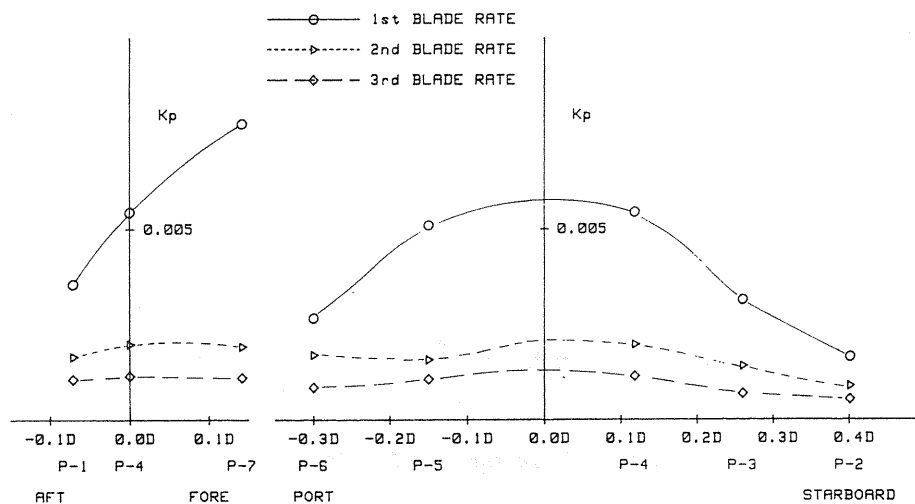


図5-34 キャビテーション計測時船尾変動圧力分布 (MAX 73rpm)

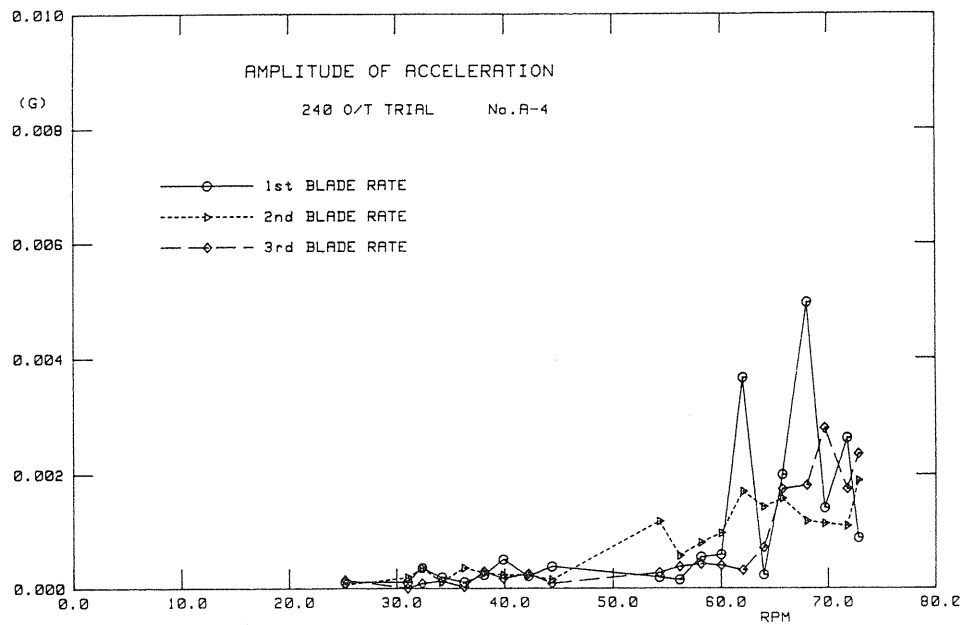


図5-35 加速度変動振幅の変化 (A-4)

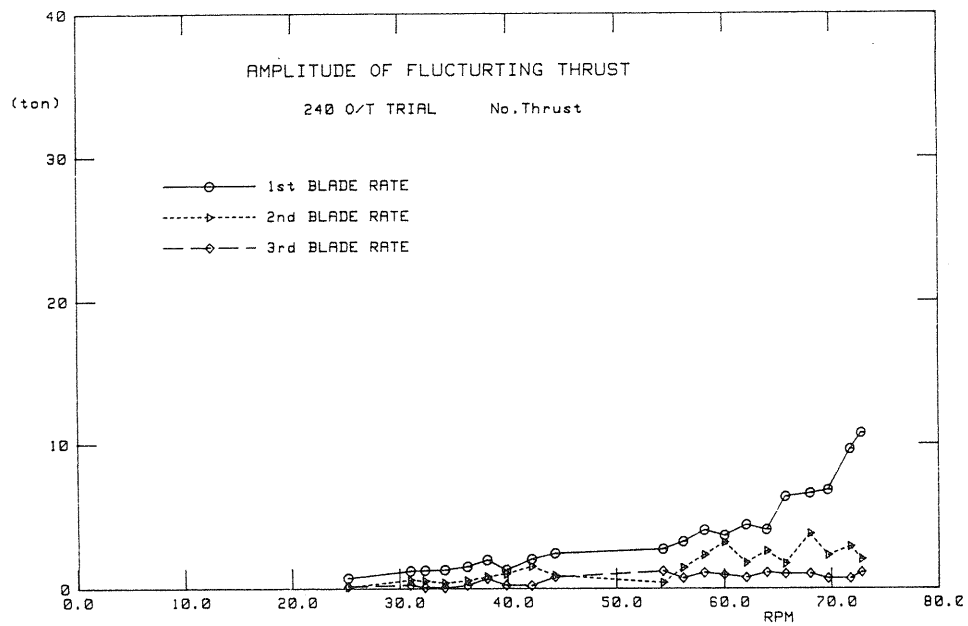


図5-36 推力変動振幅の変化 (Blade rate)

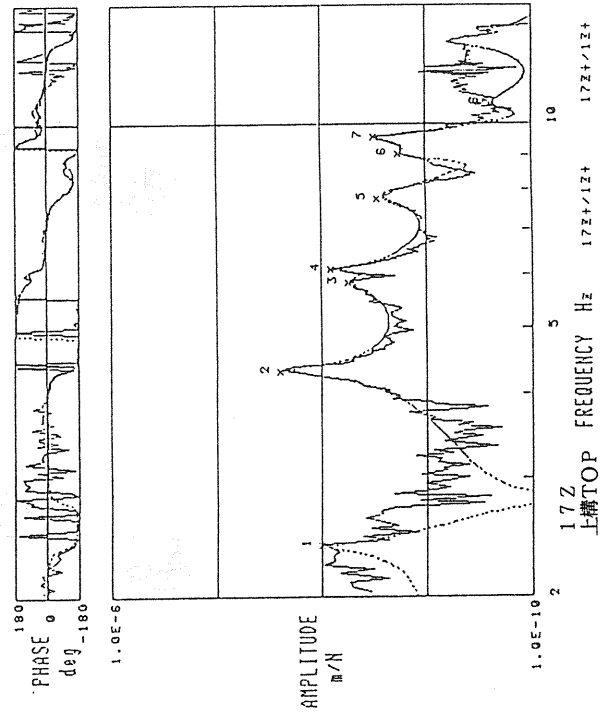
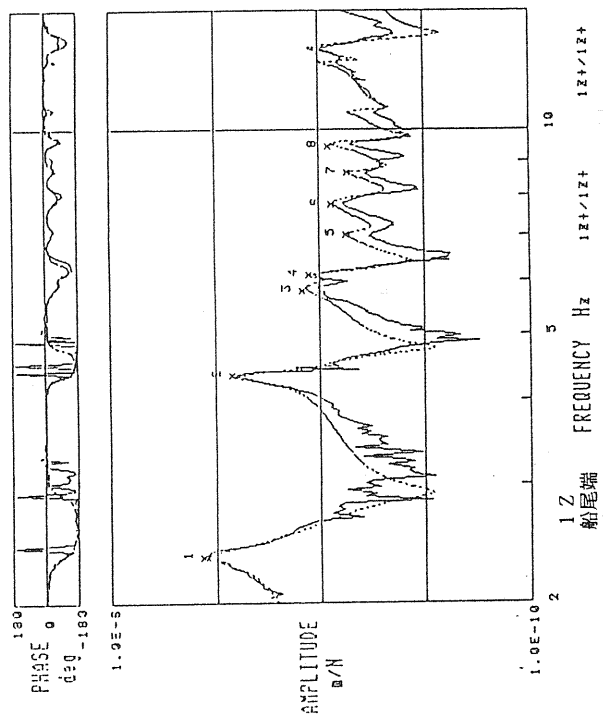
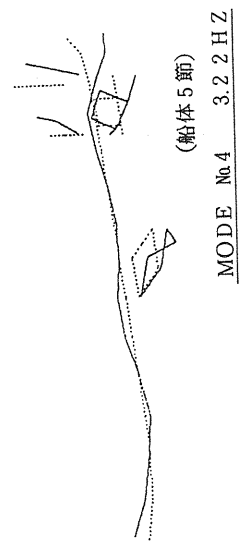
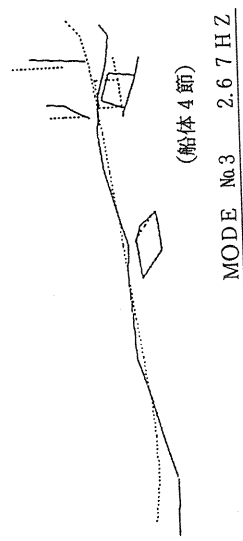
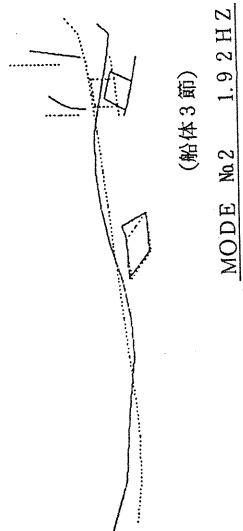
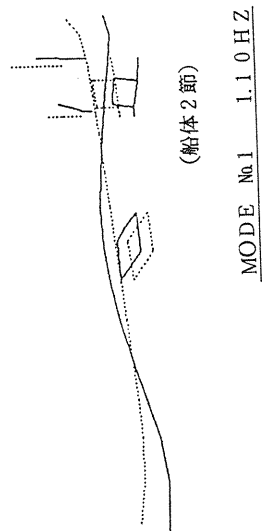
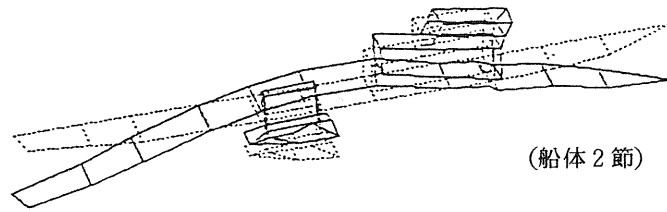


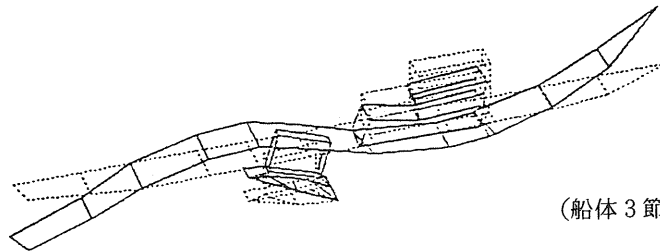
図5-37 37型B/C航走時計測結果

図5-38 青雲丸船尾起振実験結果 (伝達関数)



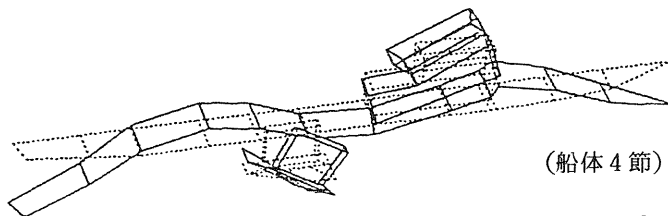
(船体2節)

MODE No.1 2.34 HZ



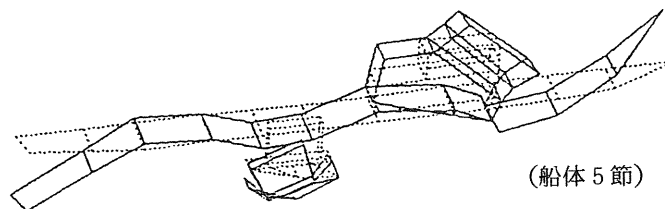
(船体3節)

MODE No.2 4.35 HZ



(船体4節)

MODE No.3 5.87 HZ



(船体5節)

MODE No.6 7.86 HZ

図5-39 青雲丸船尾起振実験結果 (船体節振動モード)

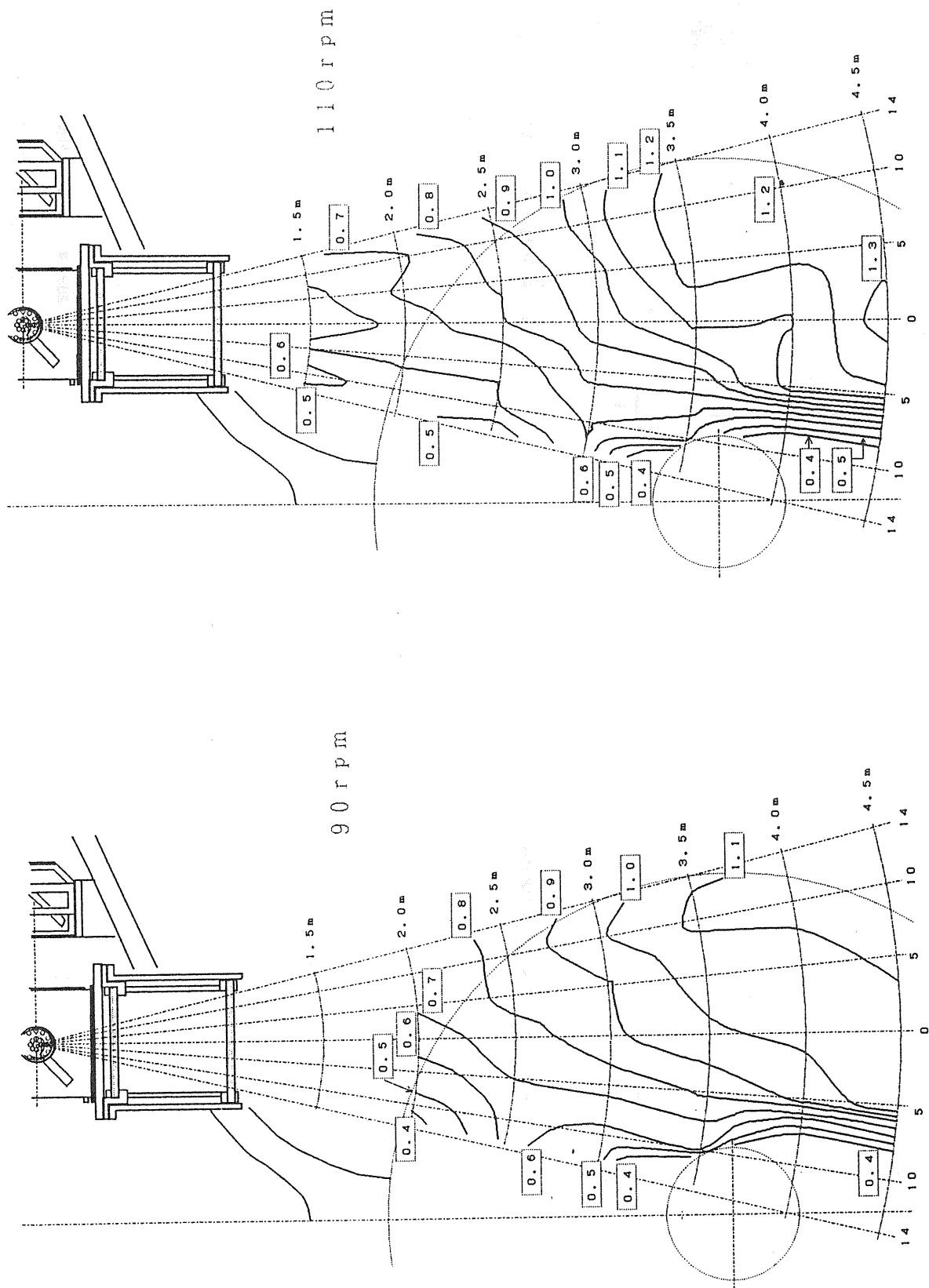
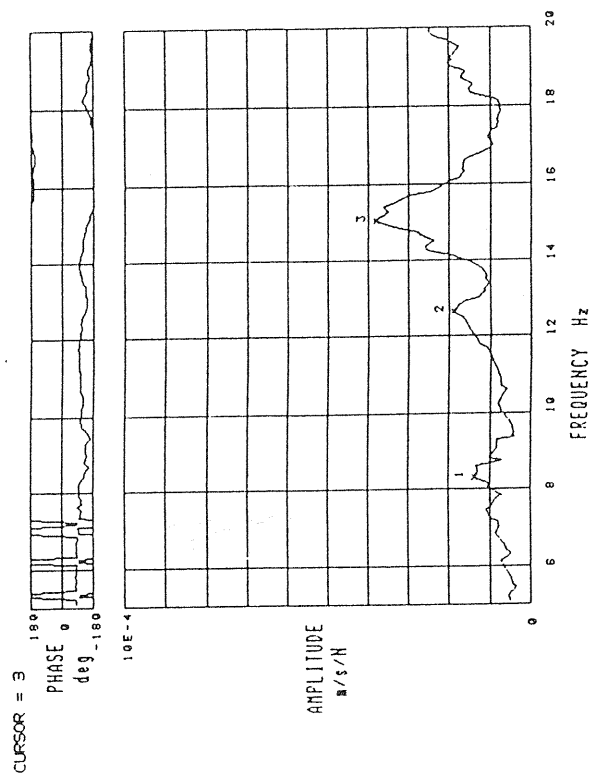
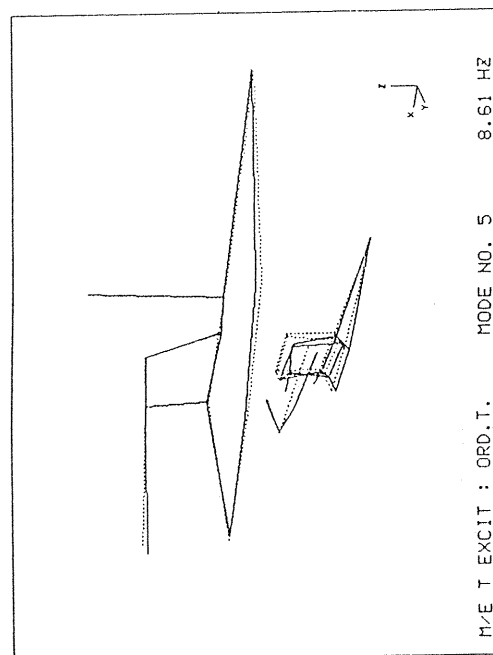


図5-40 LDVによる流速計測結果

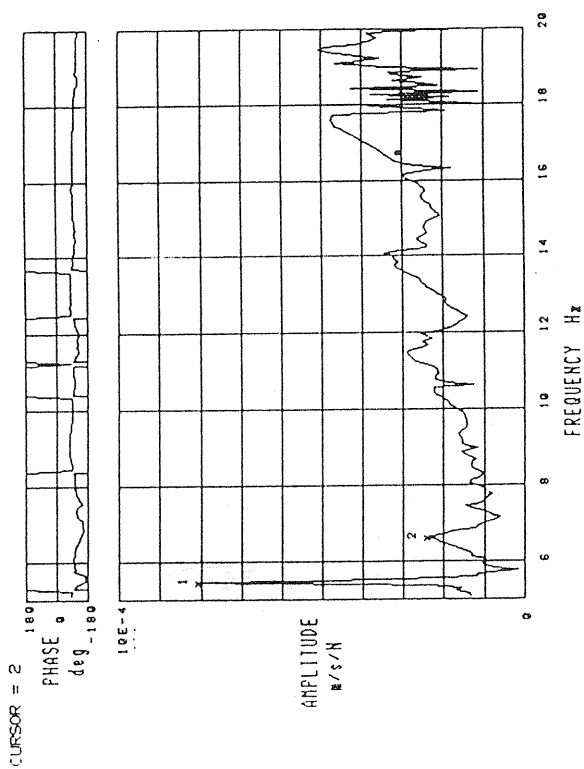


(a) 主機TOP左右伝達関数

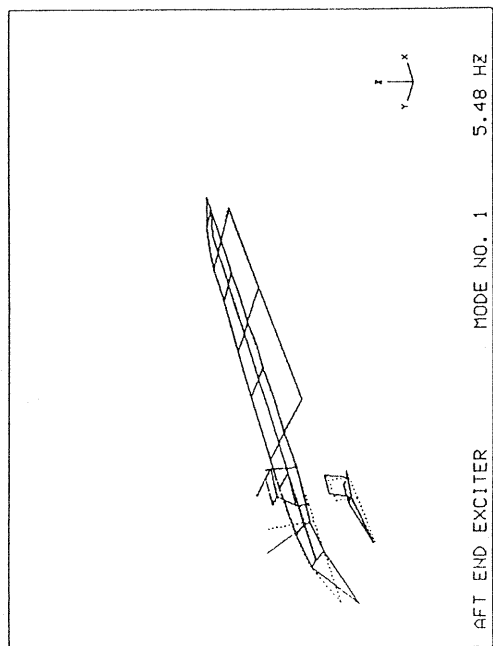


(b) 主機H型モード図

図5-41 主機起振実験結果



(a) 船尾端上下伝達関数



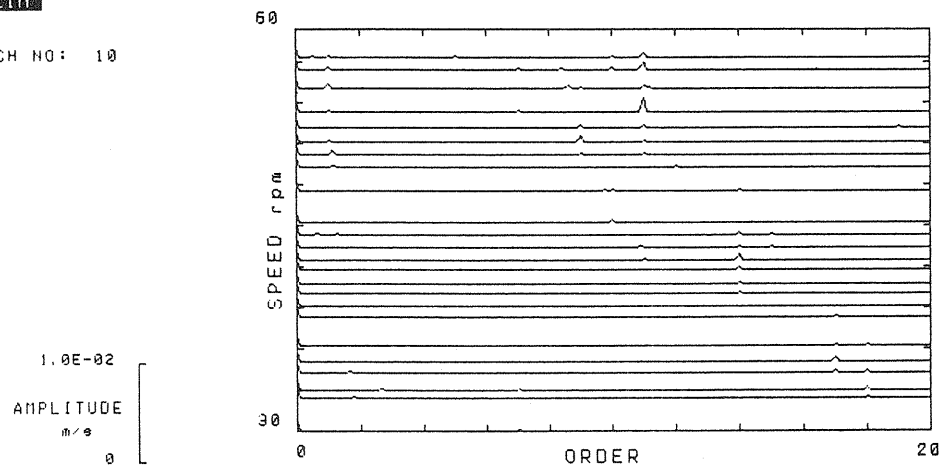
(b) 船尾端上下モード図

図5-42 船尾端起振実験結果

<1-2-3> Order Ratio Spectrum Map

LIN

CH NO: 10



ANU VIBRATION TEST
RUNNING TEST T-STAY ON, DAMPER ON

図5-43 航走時計測結果（上構前後オーダーマップ）

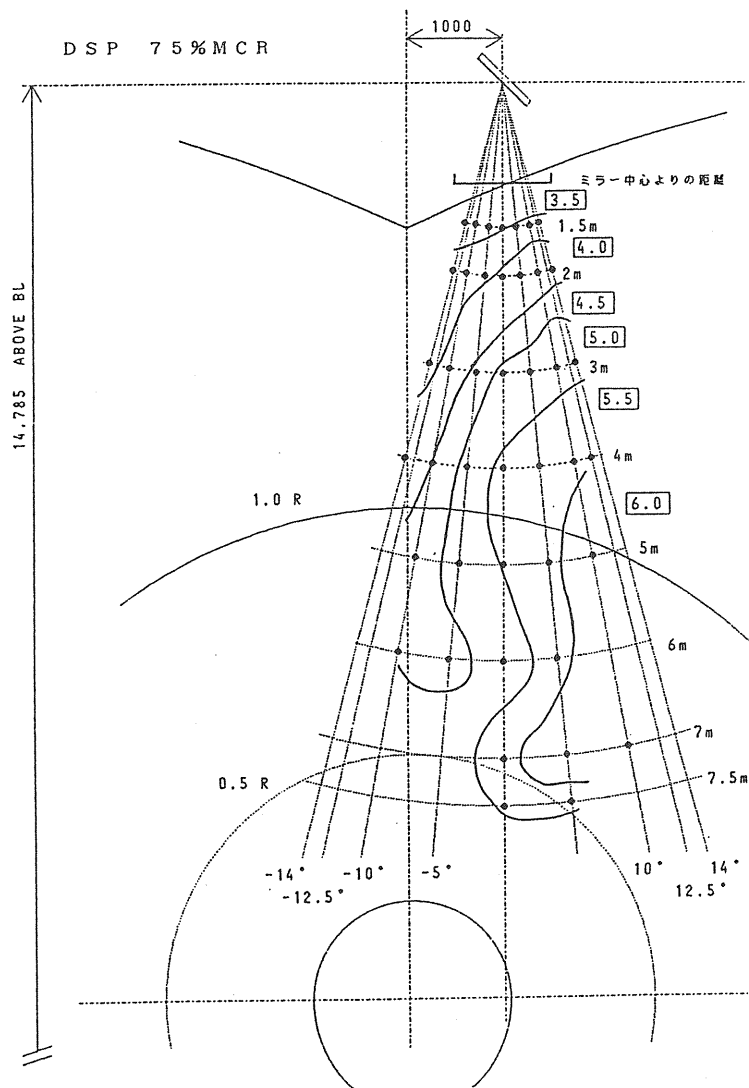


図5-44 LDVによる実船伴流計測結果（75%MCR）

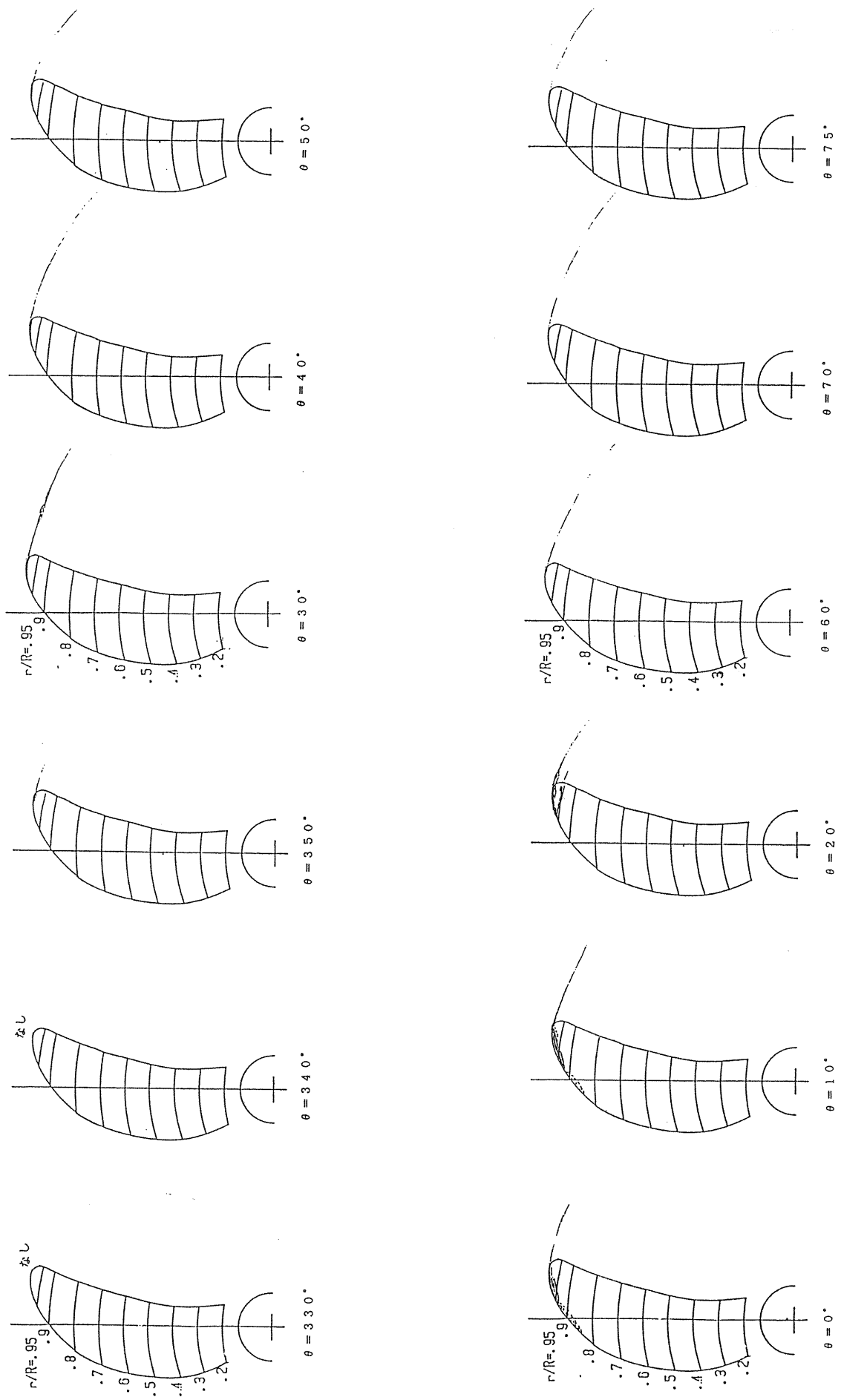


図5-45 240型タンカー (B船) キャビテーションパターン計測結果 (75%MCR)

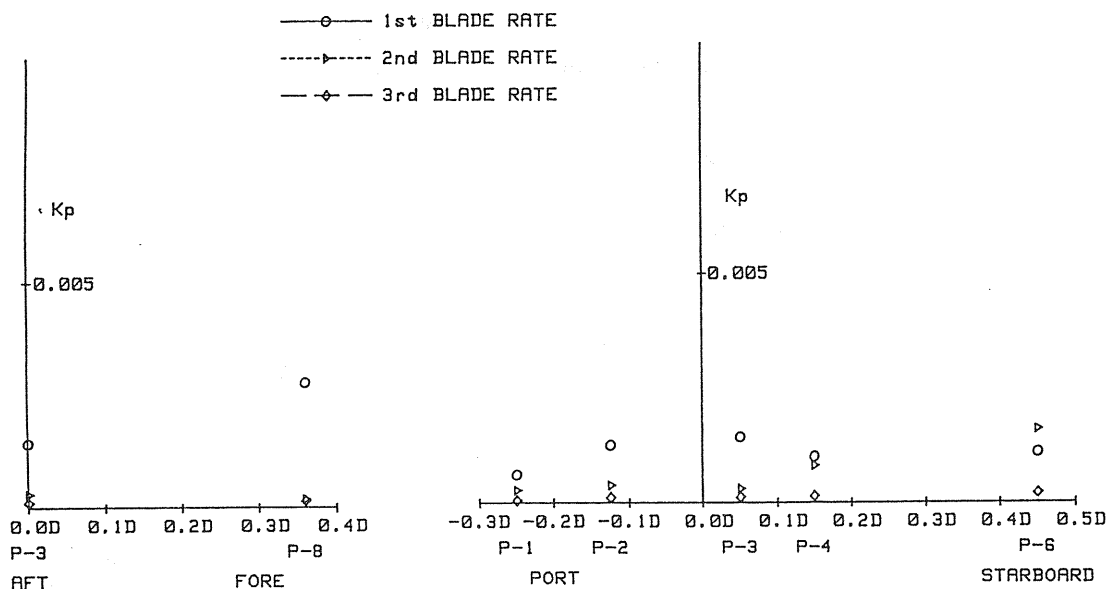


図5-46 キャビテーション計測時船尾変動圧力分布 (75% 51.1rpm)

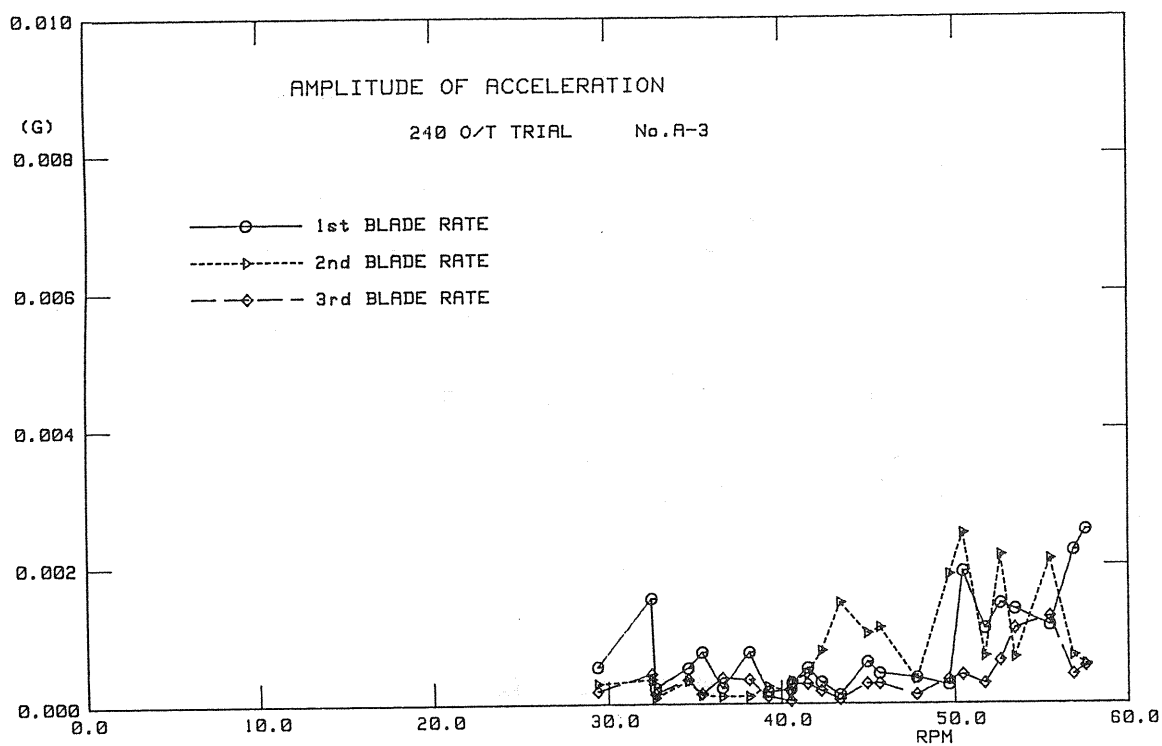


図5-47 船尾加速度計測結果 (240型タンカーB船)

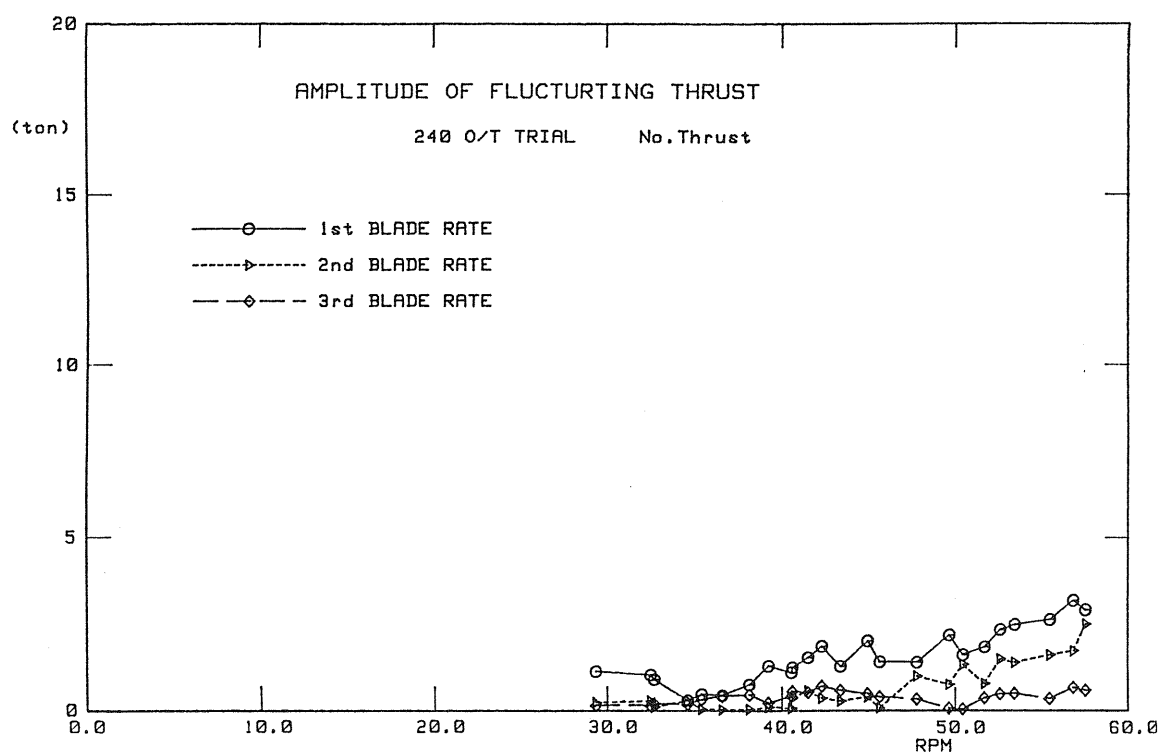


図5-48 推力変動計測結果 (240型タンカーB船)

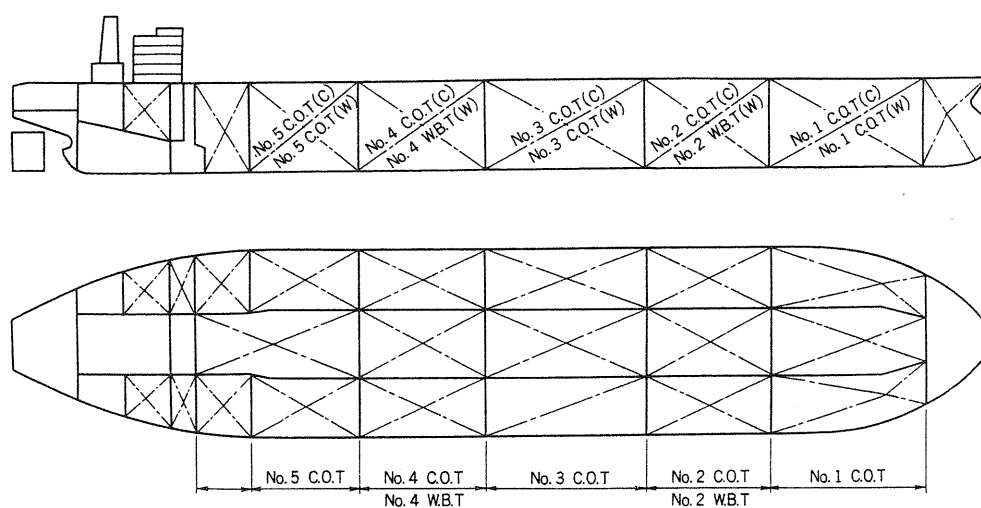


図5-49 実証船一般配置図

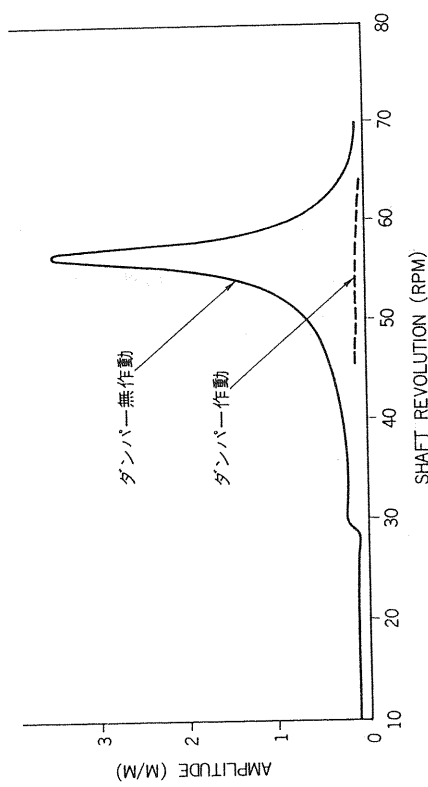


図5-50 クランク軸縦振動 ORDER:7

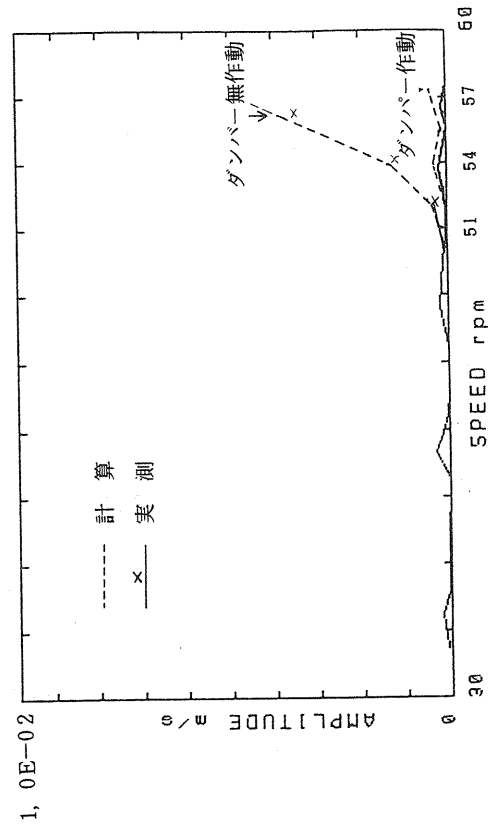


図5-51 実証船上部構造応答 (7次振動)

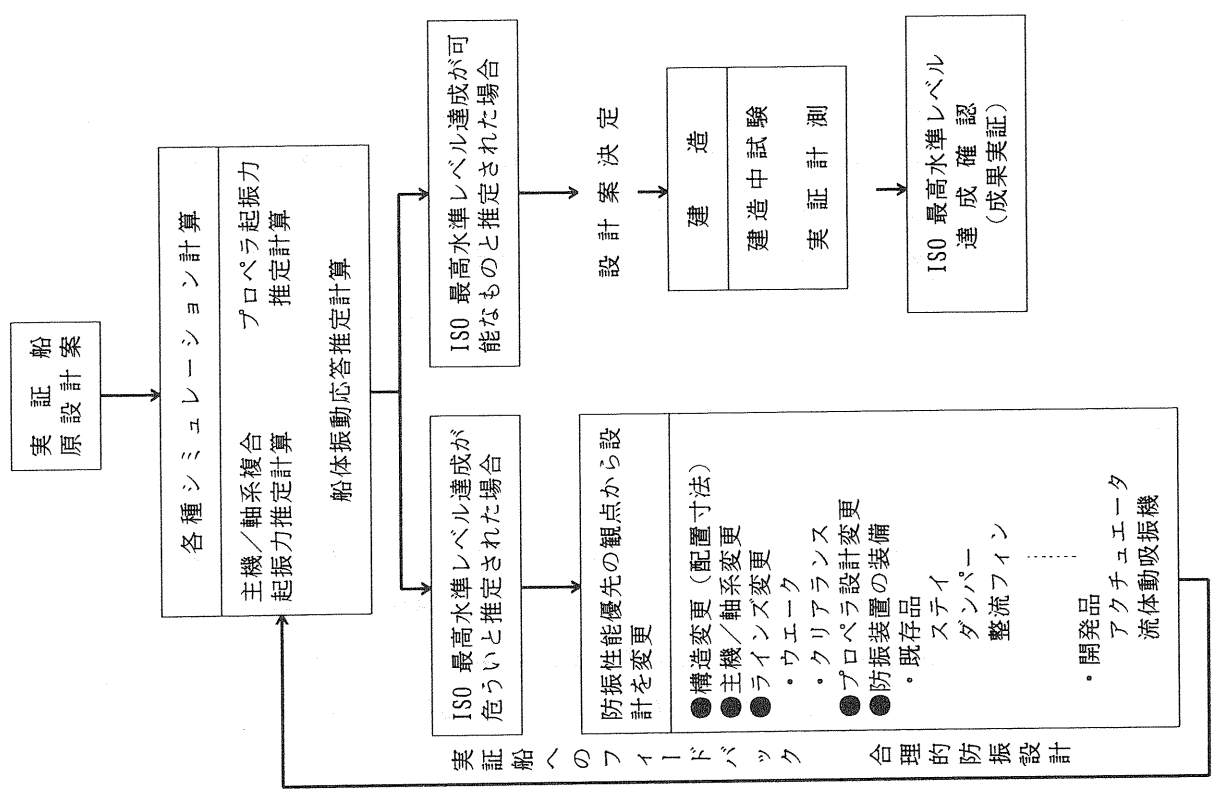


図5-52 設計フロー

第 6 章 総 括

本開発の目的は、船体振動に関する重要な技術要素である起振力（エンジンおよびプロペラ）ならびに構造振動応答を高い精度で推定する方法を確立し、国際標準（ISO 6954）の最高レベルを保証できる技術を得ることである。

この目的を達成するために、昭和61年度から平成元年度までの4年間にわたり次の4項目の研究を実施した。

- ① 船体振動応答シミュレータの開発
- ② 複合起振力減少法の開発
- ③ プロペラ起振力の推定法の開発
- ④ 実船計測

研究開発の流れは、（図6-1）に示すように、複雑な様相を示す船体振動の現象メカニズムを模型実験等により理解した上、ソフトウェアとしては、主機関および軸系の振動による複合起振力、プロペラ起振力および船体振動応答の推定計算プログラムを開発した。ハードウェアとしては、航走中振動の計測・データ処理システム、起振機実験システム、レーザーによる船体回りの流速計測システムおよび実船プロペラキャビテーション観測システムを開発した。

これらの各種実船計測システムを使用して、プロペラ、エンジン、軸系および船体の振動に関連する現象の総合実船計測（6隻）を実施し、上記推定計算プログラムの改良に役立てた。更に、各種計算プログラムを総合して、起振力から振動応答までの計算を一括して行える振動応答シミュレータを完成させた。

以下に、開発項目別の成果の概要を述べる。

① 船体振動応答シミュレータの開発

まず、船体振動の各種モデル化手法と模型船の空中・水中実験の結果を比較して船体構造モデルの基本仕様を作成すると共に詳細仕様を作成するための知見を得た。これに基づいて、船体各部構造の主要目と形状データにより有限要素法による固有値計算のインプットデータを生成できるジェネレータを作成して、各種設計変更に効率的に対応できるようにした。この計算により得られる全体構造の計算モーダルパラメータ、複合起振力およびプロペラ起振力と、実船計測で得られる実験モーダルパラメータにより振動応答計算が出来るよう、振動応答シミュレータを構成した。更に、本シミュレータを総合実船計測に適用し、シミュレータの機能向上と精度向上を図った。

航走中振動の計測・データ処理システムとして、FM有線テレメータによる多重化信号送信とFFT解析器を用い、計測およびデータ処理の高効率化を実現した。起振機実験システムとしては、大型・中型油圧加振機による加振とトラッキングフィルターによるデータ処理を組み合わせ高精度の実験モーダル解析システムを構成した。

② 複合起振力減少法の開発

複合起振力に関しては、軸系の縦・捩れ連成振動、プロペラ流体力、主機関による起振力と架構振動の相互の関係を明らかにする必要があった。このため、軸系および船尾構造の模型試験、ディーゼル主機関および軸系の実機陸上・海上試験を行い、主機・軸系による複合起振力の発生と伝達のメカニズムを検討した。これらの結果を基にして、主機と軸系プロペラの縦・捩れ連成振動応答の推定計算プログラムを開発した。更に、総合実船計測船との比較により精度向上のための改良を行った上、プログラムを振動応答シミュレータに組み込んだ。

また、主機の左右振動を制御するための新型防振ステーを設計製作し、実船試験により効果確認を行った。上記シミュレータを用いた計算による各種要目と防振ステーの組合せ検討を行い、船体に伝達される複合起振力の減少法と減少効果を確認した。

③ プロペラ起振力の推定法の開発

プロペラ起振力の推定は、船体およびプロペラの形状ならびに伴流分布を与えて、プロペラ翼面上の非定常圧力分布とキャビテーションを求め、これらを基に変動圧力（船体表面上で積分するとサーフェスフォースとなる）およびプロペラシャフトフォースを計算する。

まず、伴流分布は通常模型試験データを入力として用いるが、実船の伴流分布を把握するため、レーザー流速計を開発した。これは大型船にも適用できるよう焦点距離 8 m のもので、更に高速の信号処理システムを組み合わせ、建造船試運転時の計測を可能にした世界一の高性能機である。

次に、プロペラ翼面圧力については、理論的に最も厳密なパネル法を用いた計算法を船舶技術研究所との共同研究によって開発した。しかし、この手法はプロペラの形状および作動条件について、詳細な入力データと大型電子計算機を必要とするので、併せてプロペラの初期設計用の簡易計算プログラムを開発し、上述の船体振動応答シミュレータを用いて計算できるようにした。

プロペラキャビテーションは非常に複雑な現象で、その推定理論について現在のところ定説が無いので、これまでに提案された手法を選択または組み合わせて使用できるプログラムを開発する一方、実船プロペラおよび模型プロペラキャビテーション観測システムを開発し、両者を総合してキャビテーションを推定する方法を取りまとめた。後者の模型プロペラ試験は実船計測に対応した状態で行い、プロペラ変動力も計測した。これらの試験は実船と模型との相関関係を明確にするために、船舶技術研究所の大型キャビテーション水槽において同所との共同研究として行った。

以上によって計算されたプロペラ変動圧力を実船計測データと比較検討し、実用的なプロペラ起振力推定システムとして取りまとめた。

④ 実船計測

以上に述べたように、本開発では、多点振動計測、起振機実験、船尾伴流計測、プロ

ペラキャビテーション観測を実施できるシステムを開発した。これらの装置を同時に使用した総合実船計測を、タンカー 3 隻、バルクキャリア 2 隻、練習船青雲丸の計 6 隻について実施した。この実船計測では、停泊時に船尾加振・上部構造加振・主機関頂部加振による船体各部の振動応答特性の計測と実験モダル解析を行い、航走時には、船体・主機関・軸系の振動、主機ガス圧、軸系トルク・スラスト、プロペラ上部船体表面の変動圧力および振動の同時計測を行った。特定主機回転数においては、技術的に困難な計測であったが、プロペラ前面の流速分布、プロペラキャビテーションの厚さとパターンの計測を行い、貴重なデータを得た。

また、低振動化対策を実船に織り込み確認するため、24万トン型タンカーを実証船として選定し、各種防振検討を行って、軸系縦振動ダンパー、主機の防振ステーおよびプロペラ翼数の変更の防振対策が必要であることを明らかにすると共に、振動応答の予測計算と実測との比較による確認および実証試運転による低振動化の実証を行った。

以上に述べたように、本開発により、各種の要素技術・ノウハウを得ているが、特記できる新技術としては、

- ① レーザードプラー流速計の開発と実船伴流計測
- ② プロペラキャビテーション観測装置による実船キャビテーション厚さとパターンの観測
- ③ 船舶振動用モダル解析手法の実用化
- ④ 船体振動応答シミュレータの開発

が挙げられる。

これらの技術により、

- ① 主機関・軸系による複合起振力の性質を明らかにし、その推定精度を改良した。
- ② 船尾周りの流れとプロペラキャビテーションの実態を把握し、プロペラ起振力の推定精度を改良した。
- ③ モダル解析手法を適用した振動応答シミュレータと供試 6 船の実船データベースにより、船体振動応答精度を改良すると共に、各種パラメータの振動応答への影響度の検討を可能とした。
- ④ 本開発の成果と従来設計法を組合せ適用して、実証船の防振検討を行い、その結果を実証計測により確認した。

等の成果を得て、本開発の目標とする「ISO 6954 に規定する振動の最高品質レベルを保証する技術」、すなわち本開発による技術と従来の設計技術による「無振動型高品質船舶の設計技術」を獲得することが出来た。

無振動型高品質船舶の開発

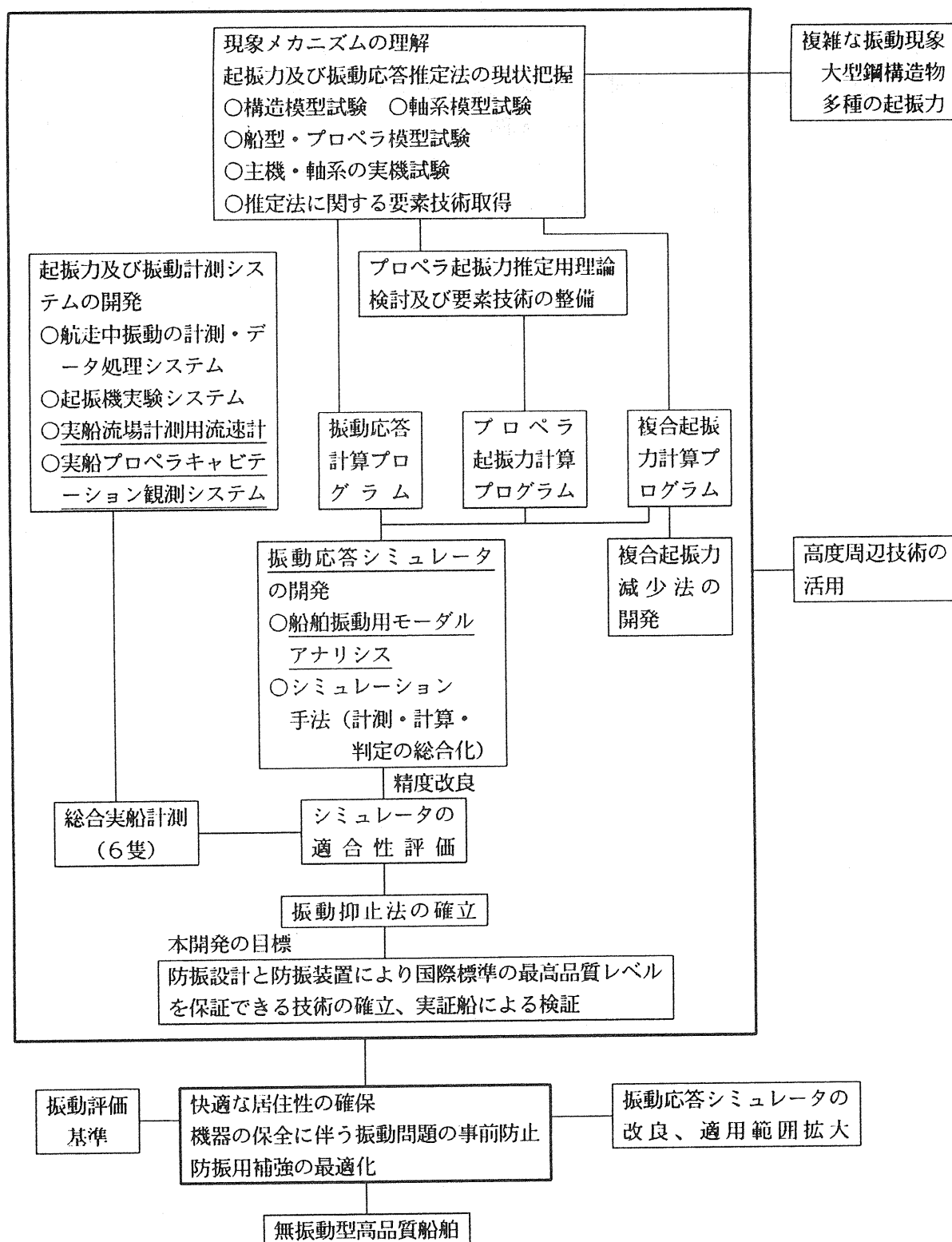


図6-1 「振動型高品質船舶の開発」研究開発の流れ

あとがき

本開発の目標としたISO標準による振動評価も人間社会のより良い振動環境への要求を満たすための改正が加えられて行くものと考えられる。したがって、本開発により得られた成果を更に安定した設計技術として確立して、船舶の快適な居住性の確保、機器の保全に伴う振動問題の事前防止、防振用補強の最適化などを継続して実現する必要がある。このため、船体振動応答シミュレータの改良と適用範囲の拡大、ならびに本開発により取得した試験・観測装置を使用した実船計測によるデータベースの充実を図ると共に、これらの技術を活用して「無振動型高品質船舶の設計技術」を定着させたい。

付 録

付録 1 無振動型高品質船舶の開発の実施経過

年 月	実 施 経 過
準備段階	
昭60. 4	第1回振動設計法委員会準備会（V委員会）を開催し、研究推進方法について打ち合わせた。第1回構造分科会（VS分科会）、および第1回船型分科会（VP分科会）を開催した。
昭60. 10	（財）日本造船振興財団（以下財団）へ昭61年度補助金交付申請書を提出した。（注：財団は平成2年9月、名称をシップ・アンド・オーシャン財団と変更した。）
第1年度	
昭61. 4	財団より昭61年度補助金交付の決定通知を受ける。 石川島播磨重工業（株）、川崎重工業（株）、住友重機械工業（株）、日本鋼管（株）、日立造船（株）、三井造船（株）、三菱重工業（株）、（以下7社）より財団へ研究開発の実施に関する「請書」および「年間実施計画書」を提出する。 V委員会の年間予定を決定し、VS委員会およびVP委員会の活動方針を決定する。
昭61. 6	リース、封印の方法およびノウハウの取扱いについて審議する。
昭61. 9	大型模型船の空中加振実験を開始する。
昭61. 10	軸系模型の多点同時加振試験を開始する。
昭61. 11	主機関の陸上試験を実施する。
昭61. 12	流体反力モデル実験を開始する。
昭62. 3	本年度事業を終了し、補助研究完了報告書を提出する。 上記のほか、V委員会を6回、VS分科会を11回、VP分科会を7回開催した。
第2年度	
昭62. 4	5気筒主機関（三井B&W型）について、船上での起振機テストおよび航行中テストを開始する。

年 月	実 施 経 過
昭62. 9	財団より昭61年度補助金交付の通知を受ける。 石川島播磨重工業（株），三菱重工業（株），（以下2社）より財団へ研究開発の実施に関する「請書」および「年間実施計画書」を提出する。 2社より協力者たる川崎重工業（株），住友重機械工業（株），日本鋼管（株），日立造船（株），三井造船（株），（以下5社）に対し本研究開発に係わる「研究開発依頼書」を発信する。 5社より上記研究開発に対する「請書」および約定書を受領する。 レーザードプラー流速計（LDV）の第1回予備試験を実施する。 8気筒主機関（川崎MAN-B&W型）について航走中テストを実施する。
昭62. 10	昭63年度の総合実船計測候補船を確認する。
昭62. 11	大型模型船について，空中実験に引続き水中実験を開始する。
昭62. 12	昭62第1回無振動型高品質船舶の開発委員会（以下開発委員会）を開催し，研究の実施状況，船舶技術研究所との共同研究内容を確認する。 船体後部構造模型について，空中実験を開始する。 「プロペラ変動圧力に及ぼすキャビテーションの影響」について，船舶技術研究所との共同研究契約を締結する。
昭63. 1	上部構造模型・主機・機関室模型による振動実験（単体別）を実施し，財団および運輸省のご視察を頂く（於，石播横浜）。
昭63. 2	レーザードプラー流速計の第2回試験を実施する。 模型船による振動特性実験（水中）を実施し，財団のご視察を頂く（於，日本鋼管・津）。
昭63. 3	上部構造模型・主機・機関室模型による振動実験（一体模型）を実施し，財団・笹川理事長および技術開発基金運用専門委員会・藤田委員長のご視察を頂く（於，石播横浜）。
昭63. 3	昭62第2回開発委員会を開催し，本年度の研究成果を確認する。 本年度事業を終了し，補助研究完了報告書を提出する。 上記のほか，V委員会を6回，VS分科会を10回，VP分科会を6回，実船計測分科会（以下VT分科会）を5回開催した。

年 月	実 施 経 過
第 3 年 度	
昭63. 4	財団より補助金交付の決定通知を受ける。 2社より財団へ研究開発の実施に関する「請書」および「年間実施計画書」を提出する。 2社より5社に対し、本研究に係わる「研究開発依頼書」を発信する。 5社より上記研究開発依頼書に対する「請書」および「約定書」を受領する。
昭63. 5	「振動インテンシティー法による主機起振力の伝達に関する研究」について、船舶技術研究所との共同研究契約を締結する。 「プロペラ変動圧力に及ぼすキャビテーションの影響」について、船舶技術研究所との共同研究契約を締結する。 昭63第1回開発委員会を開催し、委員会の年間スケジュールと方針を確認する。
昭63. 6	運輸省航海訓練所・青雲丸船上にて、本船側と実船計測に関する打ち合わせを行う。
昭63. 7	実船伴流計測用LDV装置の振動試験を実施し、財団のご視察を頂く（於、三菱重工・高砂）。
昭63. 9	財団・技術開発基金運用専門委員会に本開発の現状を説明する。 総合実船計測のための各種計測機器の準備を完了する。
昭63. 10	三井造船（株）千葉事業所にて総合実船計測見学会を行う。 三井造船建造の17万トンバルクキャリアの海上試運転時の総合実船計測を行う。
昭63. 11	昭63第2回開発委員会を開催し、本年度研究開発実施状況の報告と次年度計画の確認を行う。 運輸省航海訓練所・青雲丸にて総合実船計測を実施する。
昭63. 12	船体振動応答シミュレータ用EWSを見学する（於、日立造船・桜島）。
平成. 1	上記EWSについて、財団のご視察を頂く（於、日立造船・桜島）。 運輸省船舶技術研究所との「プロペラ変動圧力に及ぼすキャビテーションの影響」の共同契約を改訂する。
平成. 2	住友重機械工業（株）建造の8万トンタンカーの海上試運転時に総合実船計測を行う。

年 月	実 施 経 過
平元. 3	昭63第3回開発委員会を開催し、本年度の研究成果を確認する。 平成元年度事業を終了し、補助研究完了報告書を提出する。 上記のほか、V委員会を8回、VS分科会を10回、VP分科会を3回、VT分科会を3回開催した。
第4年度	
平元. 4	財団より補助金交付の決定通知を受ける。 2社より財団へ研究開発の実施に関する「請書」および「年間実施計画書」を提出する。
平元. 5	2社より5社に対し、本研究に係わる「研究開発依頼書」を発信する。 5社より上記研究開発依頼書に対する「請書」および「約定書」を受領する。 「プロペラ変動圧力に及ぼすキャビテーションの影響」について、運輸省船舶技術研究所との共同研究契約を締結する。
平元. 7	平元第1回開発委員会を開催し、委員会の年間スケジュールと方針を確認する。
平元. 9	「振動インテンシティー法による主機起振力の伝達に関する研究」について、運輸省船舶技術研究所との共同研究契約を締結する。 三菱重工業（株）長崎造船所建造の24万トンタンカーの海上試運転時に総合実船計測を行う。
平元. 10	運輸省航海訓練所・青雲丸にて、総合実船計測を実施する。
平元. 11	平元年第2回開発委員会を開催し、本年度研究開発実施状況の報告を行う。
平元. 12	NKK建造の37型バルクキャリアの海上試運転時に総合実船計測を行う。 運輸省船舶技術研究所との共同研究「プロペラ変動圧力に及ぼすキャビテーションの影響」について、中間検討会を開催する。
平2. 2	石川島播磨重工業（株）建造の24万トンタンカーの海上試運転時に総合実船計測を行う。運輸省、財団のご視察を頂く。
平2. 3	本年度事業を終了し、補助研究完了報告書を提出する。 上記のほか、V委員会を7回、VS分科会を8回、VP分科会を3回、VT分科会を1回開催した。 「無振動型高品質船舶の開発」の開発終了に関する覚書を締結する。

年 月	実 施 経 過
開 発 終 了	
平 2 . 4	開発終了後の第 1 回委員会（以下 P V 委員会）を開催し，開発成果の活用方策について協議する。
平 2 . 6	「無振動型高品質船舶の開発」の最終委員会を開催し，平成元年度の研究成果および昭和61年度から平成元年度までの 4 年間の研究成果を確認し，総合報告書案を説明する。
平 2 . 9	第 2 回 P V 委員会を開催し，開発終了後の取得物件の共同運用および開発成果の継続的維持・活用についての協議を終了する。 開発成果の概要を，日本学術会議造船学研究連絡委員会主催「新しい造船学シンポジウム」へ，「無振動船への道」の表題で発表する。

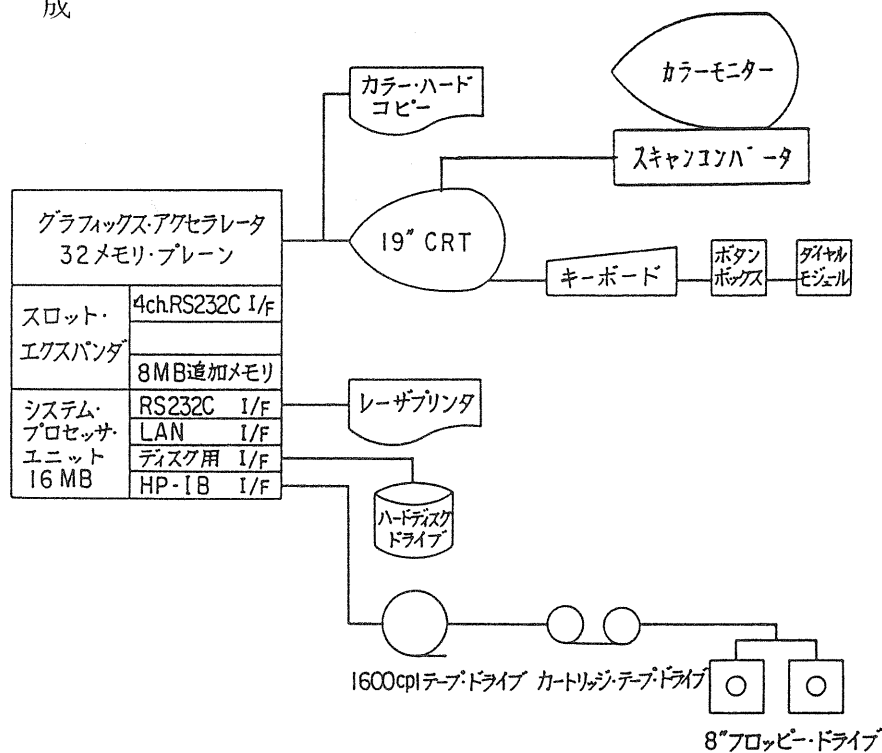
付録 2 開発終了後の共同運用物件

1. 船体振動応答シミュレータ用EWS

(1) 概 要

船体振動応答シミュレータシステムのインプットジェネレータ，汎用BBAソフト，データベースおよびアウトプットジェネレータを実行することによって，シミュレータ標準モデルの作成，連成振動計算，振動モードアニメーションの結果出力等の振動応答シミュレーション計算を行う。

(2) 構 成



(3) 仕 様

名 称	数 量	形 式 ・ 仕 様
EWS	1	HP-9000 350SRX
磁気テープ読取装置	1	読み取り速度 1600cpi
BBAソフト	1	HP YS-91025A
データベース	1	振動データ管理プログラム
スキャンコンバータ	1	カラービデオ用コンバータ

(4) 保管担当社

日立造船株式会社

2. 実船振動計測システム

(1) 概 要

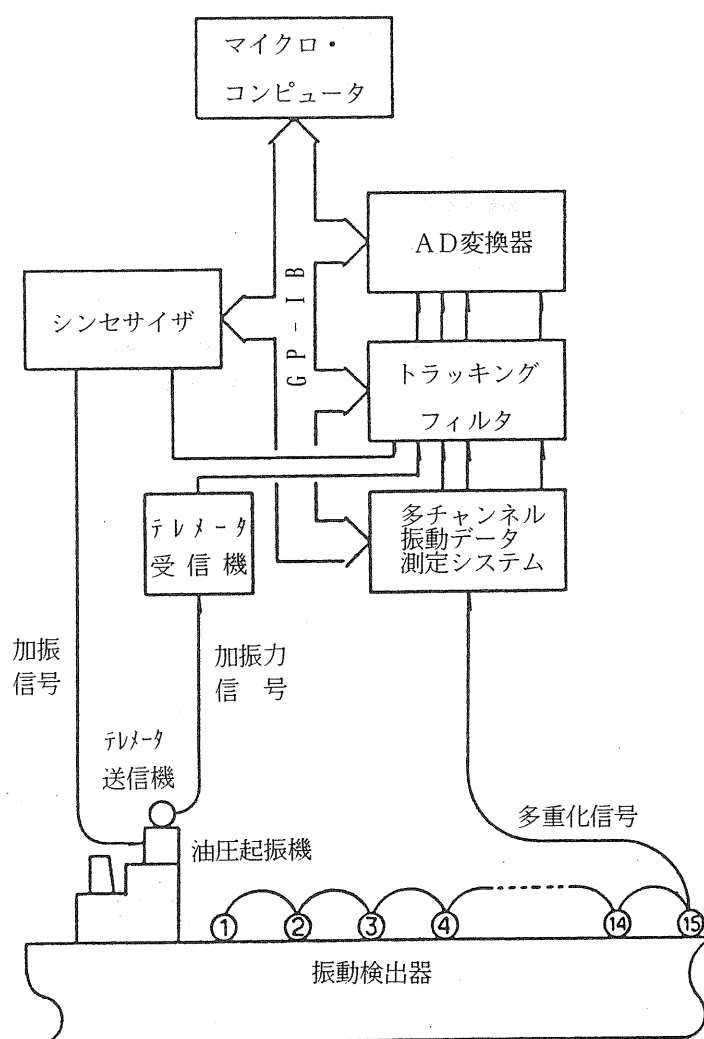
実船振動計測システムは、FM有線テレメータ方式を採用した振動データ計測システムと起振機実験計測システムからなり、精度の高い船体振動データの収集と実験準備作業および計測の効率化を図るために開発された。

起振機実験システムでは、慣性起振機と組み合わせることにより、自動計測が可能であり、高精度な実験モード解析が行える。

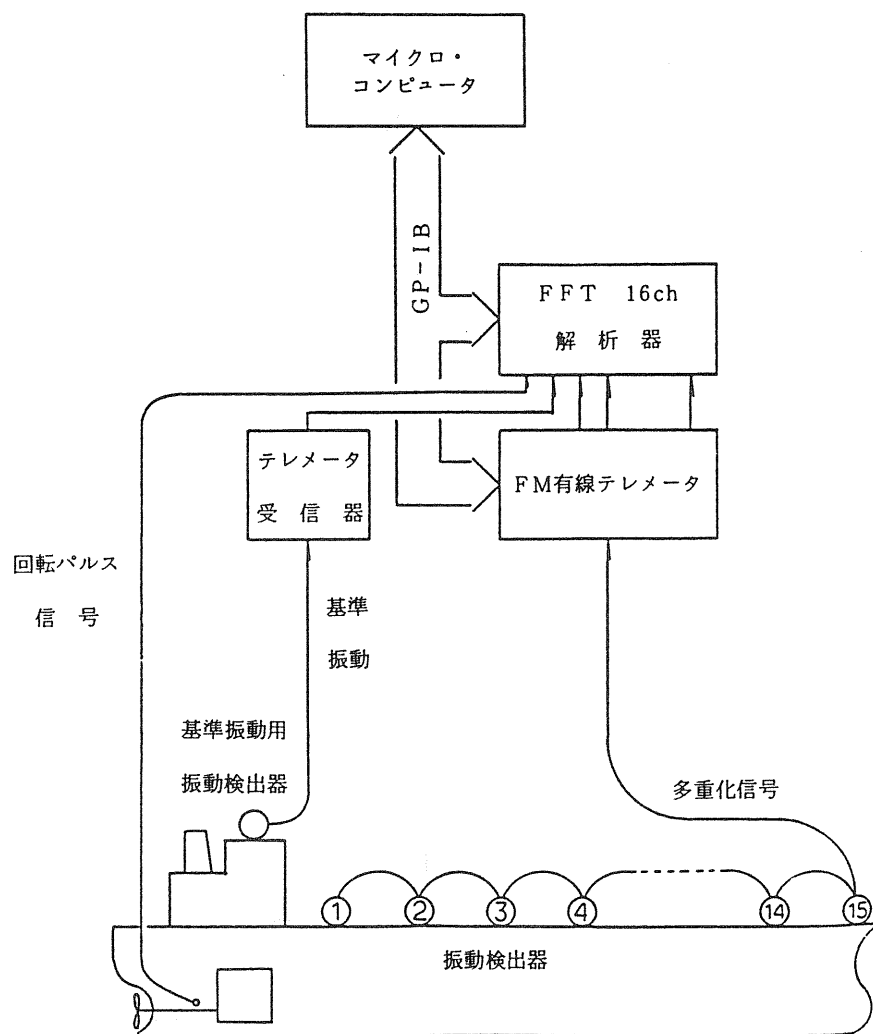
航走中計測システムでは、船舶の実験に適した回転次数比解析が可能であり、航走時に於ける船体振動特性が、各種出力図により瞬時に把握できることを特徴としている。

(2) 構 成

・起振機実験システム



• 航走中計測システム



(3) 仕 様

・振動計測システム

使用センサ……………	SHEAR 型圧電型加速度検出器
測定周波数範囲……………	0.5～100Hz
測定範囲……………	0.001～1 cm/sec (GAIN=0 dB) 0.01～10cm/sec (GAIN=-20dB)
伝送方式……………	周波数多重化FM有線テレメータ
ライン数……………	最大 4ライン
チャンネル数……………	1ライン当り, 最大 15チャンネル
最大伝送距離……………	チャンネル間 100m以下 合 計 300m以下
使用電源……………	AC 100V±10%, 50/60Hz
使用温度範囲……………	-5～+50℃

・主要解析装置

トラッキングフィルタ (Bently-Nevada 社製)
A/D 変換器 (エムティティ (株) 製)
シンセサイザー ((株) エヌエフ回路設計ブロック製)
マイクロコンピュータ (micro-11, エーエスアール (株) 製)
16chFFT ($\alpha-32$, (株) 小野測器製)

・解析出力

起振機実験計測システム…………… 振動モード図
応答曲線
モーダルパラメータ, 等
航走中計測システム…………… 振動モード図
キャンベル図
オーダースペクトラム図, 等

(4) 保管担当社

NKK (応用技術研究所津第1研究部)

3. 大型加振機システム

(1) 概 要

本システムは最大加振力1トン及び5トンの2つの加振装置からなり、試験体に取り付けて起振振動試験を行うための装置である。

本装置を「実船計測システム」に組み込むことによって「起振機試験計測システム」として利用することができる。

(2) 構成及び仕様

A) 1 Ton 慣性型加振装置

- ① 加 振 装 置 : $\pm 1 \text{ Ton } \pm 20 \text{ mm}$
慣性負荷 200kg
303×470×390／255kg
- ② 油 圧 源 : 定格圧力 210kg/cm²
定格流量 45ℓ/min
電 動 機 AC 200／220V, 3φ
- ③ アキュームレータ・スタンド : 350×480×710／30kg
- ④ 制 御 装 置 : 1000×720×1600／200kg

B) 5 Ton 慣性型加振装置

- ① 加 振 装 置 : $\pm 5 \text{ Ton}$
慣性負荷 1000kg
1040×840×785／1940kg
- ② 油 圧 源 : 定格圧力 210kg/cm²
定格流量 200ℓ/min
電 動 機 AC 440V, 3φ
3050×1550×2250／2730kg
- ③ アキュームレータ・スタンド : 1000×840×890／290kg
- ④ 制 御 装 置 : 1 Ton 加振装置と共用

(3) 保管担当会社

三井造船（株）

4. モーダル解析装置

(1) 概 要

本装置は起振装置，計測ピックアップ及び記録解析装置よりなり，振動計測，周波数分析，モード解析を行うための装置である。

(2) 構 成

① モーダル解析装置本体

GR2515, 12インチCRT , プリンタ・プロッタ, ペン・プロッタ, 8インチデュアルフロッピーディスク, 解析ソフト（回転次数比解析, モードアニメーション, モーダル解析, etc）

② 小型インパルスハンマー

③ 加速時計

④ 加速度増幅器

⑤ 2点慣性加振機

⑥ AD変換器

(3) 仕 様

CPU : LS111/23マイクロコンピュータ (256KB)

インターフェイス : RS232

入力チャンネル : 4 + 3 (増設分)

分析周波数 : DC ~ 25KHz

寸法／重量 (本体) : 43×27×61cm, 31.8kg

電源 : 115V/230V, 50Hz/ 60Hz, 500W

環境条件 : ①温度 : 5℃ ~ 45℃

②湿度 : 20% ~ 80%

(4) 保管担当会社

川崎重工業 (株)

5. 実船プロペラキャビテーション観測装置

(1) 概 要

本装置は実船のプロペラに発生するキャビテーションを計測する装置であり、次の機能を有している。

① キャビテーションの全体象（パターン）計測：

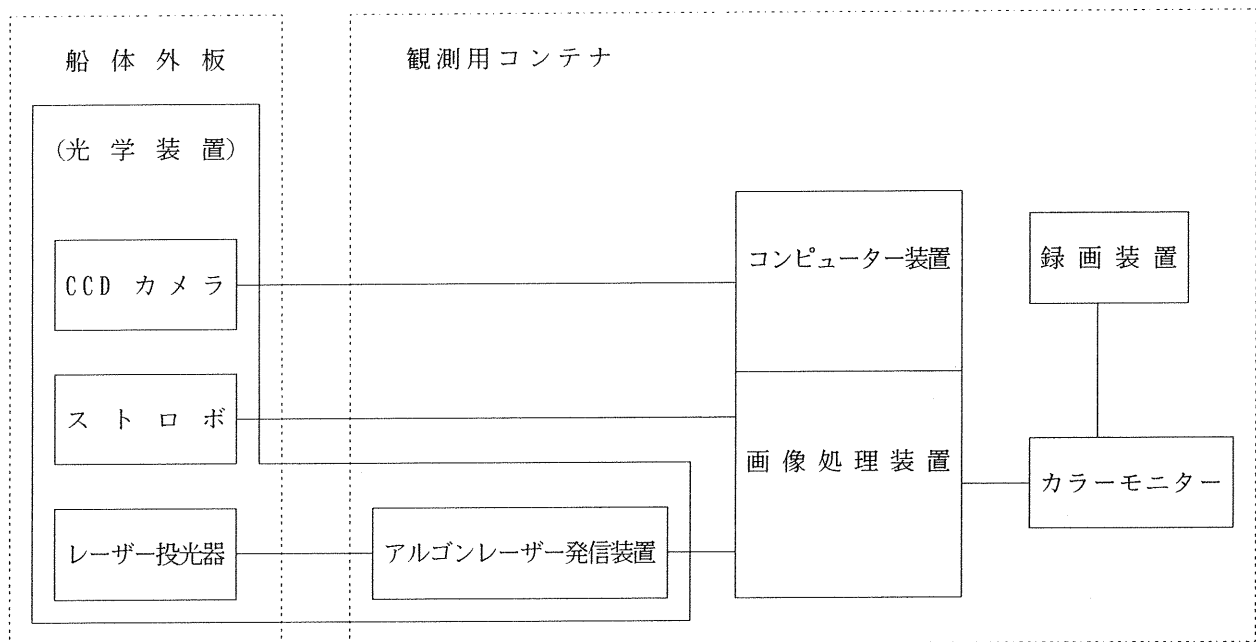
CCDカメラで観察しVTRに録画する。

② キャビテーションの厚み計測：

投光ヘッドからレーザースポット光をプロペラ翼面に当て反射させ、その点を複数のCCDカメラでとらえ、画像処理して、その点の空間位置を求める。

この操作を、キャビテーションが発生している時と発生していない時の両状態でを行い、キャビテーションの厚さを求める。

(2) 構 成



(3) 仕 様

名 称	数量	型 式 ・ 仕 様
C C Dカ メ ラ	5	FJINON-CSx17.5B-MD3
ス ト ロ ボ	2	キャノン LXF200
レーザー投光ユニット	2	シート光ヘッド、ティルト角制御ユニット
Arレーザー発信装置	1	レーザー発振器、光軸調整ユニット
コンピュータ装置	1	TEAC 98581AJ(モデル310C)
画 像 処 理 装 置	1	NEXUS-6410
モ ニ タ ー T V	1	SONY CVM-1371
録 画 装 置	1	SONY V0-5600

(4) 保管担当会社

石川島播磨重工業株式会社

6. 実船流場計測用レーザードップラー流速計

(1) 概 要

本計測装置は、実船プロペラ流場計測用に開発した長焦点型のレーザードップラー流速計（LDV）であり、レーザ光のもつ単一波長という特質を生かし流体中に含まれる微粒子からの散乱光によるドップラー効果を利用して、光学的に流体の速度を測定する装置である。本装置は、大型船対応の計測を目的として、船外最大8 mまでの二次元流れの計測が可能である。また、最新の信号処理技術を駆使して計測およびデータ処理時間の短縮を図っている。

(2) 構 成

本レーザードップラー流速計は、アルゴンイオンレーザを使用した2カラー4ビームの二次元LDVである。本装置は以下のシステムから成り立っている。

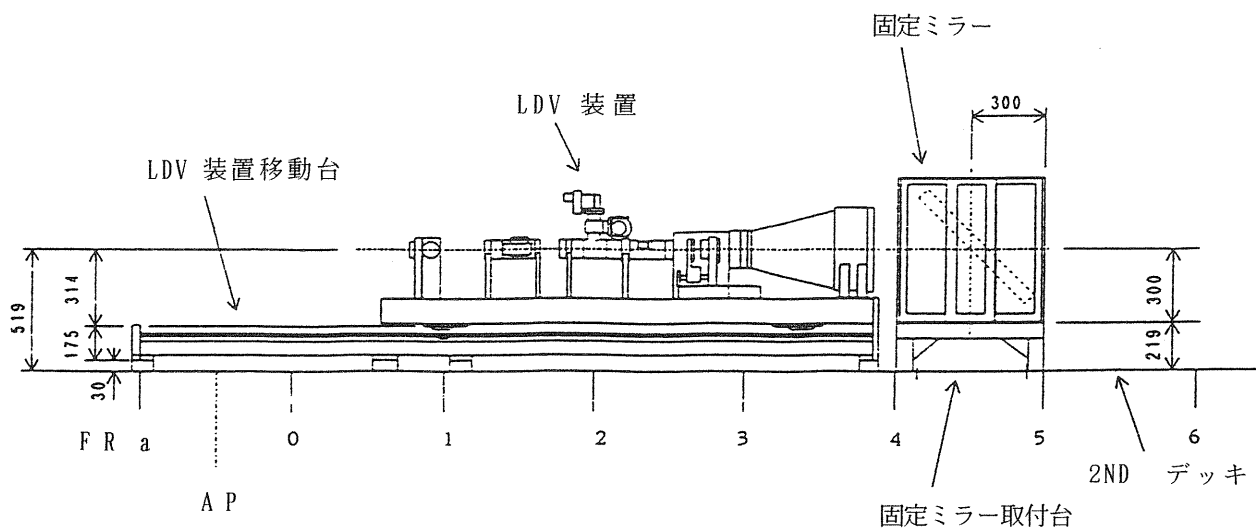
- 1) LDV光学系およびズームレンズ
- 2) スキャニングミラーシステム
- 3) 信号処理およびコントロール装置
- 4) コンピュータシステム

(3) 仕 様

レーザ出力 8 W
焦点距離 1 ～ 8 m
スキャニング角 $-15^{\circ} \sim +15^{\circ}$

(4) 保管担当会社

三菱重工業（株）



付録 3 開発したプログラム

1. インプット・ジェネレータ

BBA手法に用いる船体各部分構造の有限要素法モデルを簡便な入力により作成する。

2. インターフェース

振動計算結果、振動計測結果、起振力データ、および応答計算結果を統一したデータベースへ格納する。

3. アウトプット・ジェネレータ

ISO許容値と振動データの比較等の図表やモードアニメーションを各出力装置へ出力する。

4. 起振力ジェネレータ

プロペラ起振力（サーフェスフォース・ベアリングフォース）および主機起振力をプロペラ要目・主機要目等の入力により計算する。

5. 振動応答シミュレータ

1～4のプログラムと、汎用BBAソフトを統合し、振動応答シミュレーションを一連のメニュー選択により実施する。

6. プロペラ起振力計算プログラム

(1) プロペラ非定常特性計算プログラム

プロペラ要目、伴流分布、プロペラ作動点を与え、不均一伴流中における翼面圧力分布等非定常特性を計算する。

(2) プロペラ起振力計算プログラム

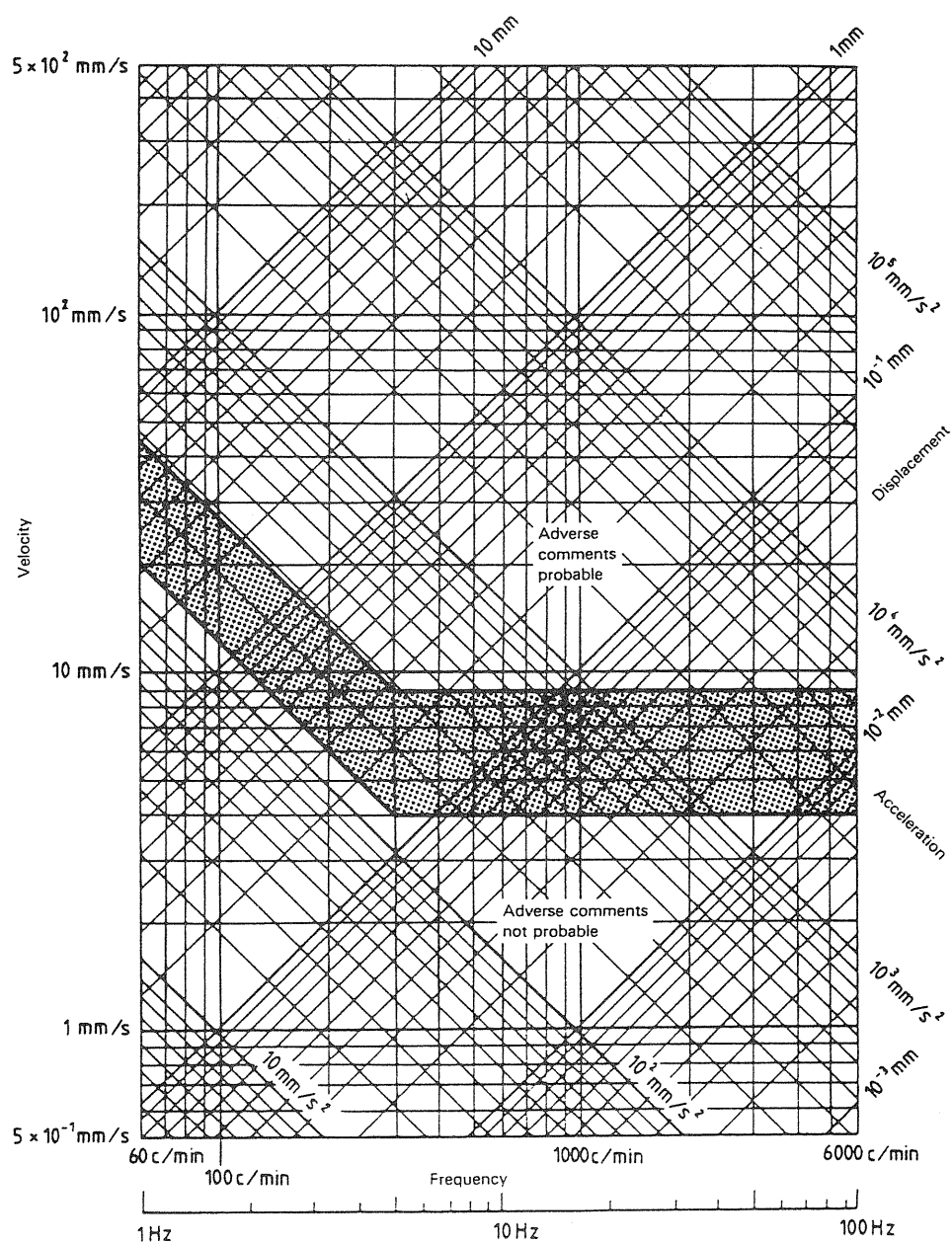
非定常翼面圧力分布を基に、プロペラキャビテーション、サーフェスフォース、ベアリングフォースを計算する。

付録 4 本開発に関する資料（平成 2 年 9 月現在）

資 料

- (1) 日本造船振興財団，昭和61年度技術開発基金による技術開発報告書（第 6 集）
補助研究 1－5：無振動型高品質船舶の開発，昭和62年 5 月
- (2) 日本造船振興財団，昭和62年度技術開発基金による技術開発報告書（第 7 集）
補助研究 1－4：無振動型高品質船舶の開発，昭和63年 4 月
- (3) 日本造船振興財団，昭和63年度技術開発基金による技術開発報告書（第 8 集）
補助研究 1－1：無振動型高品質船舶の開発，平成元年 4 月
- (4) 日本造船振興財団，昭和63年度技術開発基金による技術開発報告書（第 9 集）
補助研究 3：無振動型高品質船舶の開発，平成 2 年 4 月
- (5) ビデオテープ「海のアメニティを求めて」，企画：財団法人日本造船振興財団・無振動型高品質船舶の開発委員会，平成 2 年 3 月
- (6) 笹島 洋：無振動型高品質船舶の開発，日本造船学会船体構造委員会関東地区部会，平成元年 8 月
- (7) 藤井克哉，谷林英毅：無振動船への道，日本学術会議造船学研究連絡委員会主催「新しい造船学シンポジウム」平成 2 年 9 月
- (8) 谷林英毅ほか：Development of Means for Radical Improvement to Prediction of Propeller Excited Vibratory Forces, IMSDC（神戸）平成 3 年 5 月（予定）

付録 5 振動評価の国際標準 (ISO 6954-1984)



Curve	Frequency range	
	1 to 5 Hz	5 to 100 Hz
Upper	Peak acceleration ¹⁾ = 285 mm/s ²	Peak velocity ¹⁾ = 9 mm/s
Lower	Peak acceleration ¹⁾ = 126 mm/s ²	Peak velocity ¹⁾ = 4 mm/s

Figure — Guidelines for the evaluation of vertical and horizontal vibration in merchant ships (peak values)¹⁾

¹⁾ Peak value is the maximum repetitive value, see ISO 4867.

