日本船舶振興会昭和46年度補助事業
"船舶の構造・性能に関する基礎的研究"

研究資料 No. 147

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

報　告　書

昭和47年3月

社団法人
日本造船研究協会

はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和４６年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会が第１１２研究部会においてとりまとめたものである。

本研究の委員は次のとおりである。

第１１２研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長	熊井豊二	（九州大学）			
委員	安東重美	（三井造船）	飯塚晴彦	（三菱重工業）
	植田靖夫	（船舶技術研究所）	梅崎一夫	（三菱重工業）
	榎本圭助	（三井造船）	大浦啓義	（佐世保重工業）
	大高勝夫	（三菱重工業）	大坪昇	（日立造船）
	岡田弘昭	（佐野安船渠）	金沢武	（東京大学）
	川上肇	（川崎重工業）	川上益男	（広島大学）
	河津威信	（住友重機械工業）	河本達郎	（三菱重工業）
	熊倉靖	（石川島播磨重工業）	小泉磐夫	（東京大学）
	小林三蔵	（名村造船）	後藤寿穂	（日立造船）
	関内実	（三井造船）	高橋通雄	（神戸製鋼所）
	高橋肇	（船舶技術研究所）	田村暢重	（川崎重工業）
	辻寿一	（大阪造船所）	辻川吉郎	（舞鶴重工業）
	富田治	（佐世保重工業）	難波篤直	（川崎重工業）
	野崎政治	（防衛庁）	野沢登	（函館ドック）
	葉山真治	（東京大学）	原野二郎	（三井造船）
	日高正孝	（日本海事協会）	広渡智雪	（日立造船）
	福田安助	（日本鋼管）	藤井克哉	（石川島播磨重工業）
	藤居正規	（臼杵鉄工所）	星野次郎	（日本海事協会）
	堀之北克朗	（運輸省）	高橋紘一	（住友重機械工業）
	松浦義一	（大阪大学）	松村治雄	（日本鋼管）
	真砂宏	（大阪商船三井船舶）	宮本哲陽	（石川島播磨重工業）
	村松省吾	（三保造船所）	本岡隆雄	（三菱重工業）
	森川卓	（日本船主協会）	山口富夫	（三菱重工業）
	山越道郎	（九州大学）	山本善之	（東京大学）
	吉田真	（石川島播磨重工業）	渡辺昭二	（昭和海運）
	渡辺昌建	（三菱重工業）		

第１小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

主査	熊井豊二	（九州大学）		
委員	安東重美	（三井造船）	飯塚晴彦	（三菱重工業）
	梅崎一夫	（三菱重工業）	榎本圭助	（三井造船）
	大浦啓義	（佐世保重工業）	大高勝夫	（三菱重工業）

金沢　武	（東京大学）	川上　肇	（川崎重工業）
川上益男	（広島大学）	河本達郎	（三菱重工業）
熊倉　靖	（石川島播磨重工業）	関内　実	（三井造船）
高橋　肇	（船舶技術研究所）	辻川吉郎	（舞鶴重工業）
寺田邦夫	（三菱重工業）	難波篤直	（川崎重工業）
野崎政治	（防衛庁）	日高正孝	（日本海事協会）
広渡智雪	（日立造船）	藤井克哉	（石川島播磨重工業）
藤居正規	（臼杵鉄工所）	高橋紘一	（住友重機械工業）
松浦義一	（大阪大学）	松村治雄	（日本鋼管）
宮本哲陽	（石川島播磨重工業）	山越道郎	（九州大学）
山崎隆介	（九州大学）	山本善之	（東京大学）
渡辺昌建	（三菱重工業）		

第2小委員会委員名簿　（敬称略、順不同）

主査	小泉磐夫	（東京大学）	
委員	植田靖夫	（船舶技術研究所）	梅崎一夫　（三菱重工業）
	川上益男	（広島大学）	河津威信　（住友重機械工業）
	後藤寿穂	（日立造船）	富田　治　（佐世保重工業）
	葉山真治	（東京大学）	原野二郎　（三井造船）
	福田安助	（日本鋼管）	藤盛豊介　（川崎重工業）
	星野次郎	（日本海事協会）	南方潤三　（神戸製鋼所）
	本岡隆雄	（三菱重工業）	森田寿郎　（三菱重工業）
	吉田　真	（石川島播磨重工業）	

第3小委員会委員名簿　（敬称略、順不同）

主査	川上益男	（広島大学）	
委員	植田靖夫	（船舶技術研究所）	梅崎一夫　（三菱重工業）
	榎本圭助	（三井造船）	大高勝夫　（三菱重工業）
	越智義夫	（石川島播磨重工業）	川上　肇　（川崎重工業）
	河津威信	（住友重機械工業）	熊井豊二　（九州大学）
	熊倉　靖	（石川島播磨重工業）	小泉磐夫　（東京大学）
	後藤寿穂	（日立造船）	関内　実　（三井造船）
	富田　治	（佐世保重工業）	難波篤直　（川崎重工業）
	葉山真治	（東京大学）	原野二郎　（三井造船）
	広渡智雪	（日立造船）	福田安助　（日本鋼管）
	藤井克哉	（石川島播磨重工業）	藤盛豊介　（川崎重工業）
	星野次郎	（日本海事協会）	高橋紘一　（住友重機械工業）
	松村治雄	（日本鋼管）	本岡隆雄　（三菱重工業）
	山口富夫	（三菱重工業）	山越道郎　（九州大学）
	山本善之	（東京大学）	吉田　真　（石川島播磨重工業）

第4小委員会委員名簿 （敬称略、順不同）

主査	金沢　武（東京大学）		
委員	新井淳一（日本海事協会）	井垣快彦（大阪商船三井船舶）	
	植田靖夫（船舶技術研究所）	梅崎一夫（三菱重工業）	
	大浦啓義（佐世保重工業）	大高勝夫（三菱重工業）	
	川原　隆（日本郵船）	神田　寛（海上労働科学研究所）	
	後藤大三（石川島播磨重工業）	白木万博（三菱重工業）	
	鈴木　宏（日本鋼管）	玉木一三（三井造船）	
	中野有朋（石川島播磨重工業）	難波篤直（川崎重工業）	
	難波精一郎（大阪大学）	葉山真治（東京大学）	
	原野二郎（三井造船）	日高正孝（日本海事協会）	
	広渡智雪（日立造船）	福田安助（日本鋼管）	
	藤井克哉（石川島播磨重工業）	高橋紘一（住友重機械工業）	
	三輪俊輔（労働衛生研究所）	本岡隆雄（三菱重工業）	

目　　次

1. 船体振動の総合的特性に関する研究 …… 1

まえがき …… 1

1.1 アナログ記録データの解析 …… 1

1.1.1 解析項目 …… 1

(1) 波浪外力と Whipping …… 1

(2) 船体高次振動及び局部振動との関連 …… 1

(3) 局部振動による振動応力 …… 1

1.1.2 解析方法 …… 1

(1) アナログ解析 …… 1

(2) デイジタル解析 …… 1

1.1.3 解析結果 …… 1

(1) 波浪中振動の連続計測結果 …… 1

(2) 八角航走試験結果 …… 2

(3) 波浪中振動と船体運動及び縦曲げ応力解析結果 …… 3

(4) 水圧計測に於る加速度の影響 …… 3

(5) 満載時の波浪中振動と変動応力 …… 4

(6) 風力とＲＭＳ …… 4

(7) 衝撃的水圧と船体の応答 …… 4

(8) 軸振動とプロペラベアリングフォース …… 5

(9) プロペラ変動水圧 …… 5

(10) 局部振動応力 …… 6

1.1.4 衝撃に対する船体過渡振動の理論解析 …… 6

(1) 過渡振動の理論計算 …… 6

(2) 計算結果 …… 7

Table 1.1.1 記号一覧表 …… 8

1.2 船舶の振動データ処理プログラム …… 87

1.2.1 概　　要 …… 87

1.2.2 適用範囲 …… 87

1.2.3 プログラムの構成 …… 87

1.2.4 プログラムの内容 …… 87

(1) 磁気テープのエラーチエックとデータ変換 …… 87

(2) データの前処理 …… 87

(3) 解析計算 …… 89

(4) 補正計算 …… 92

1.2.5 実 施 例 …… 92

2. 機関台、機関架構および軸系の振動に関する研究 …… 115

2.1 メカニカルインピーダンスによる架構・二重底の振動解析 …… 115

2.1.1 研究の目的 …… 115

2.1.2 予備実験 …… 115

(1) 実験の目的 …… 115
(2) 簡単な直列結合架構・二重底模型の実験 …… 115
(3) 1／10縮尺架構模型と二重底模型の実験 …… 131
2.1.3 架構模型と模型船の実験 …… 146
(1) 実験の方法 …… 146
(2) 実験の結果 …… 149
(3) 実験結果の検討と問題点 …… 150
(4) 加振力と振動の位相関係（参考） …… 170
2.2 ディーゼル船機関架台ー架構系の振動応答解析 …… 171
2.2.1 緒　言 …… 171
2.2.2 計算方法 …… 171
(1) 固有振動 …… 171
(2) 強制振動 …… 174
2.2.3 計算結果および検討 …… 177
(1) 固有振動 …… 177
(2) 強制振動 …… 185
2.2.4 実験結果との比較 …… 199
(1) 固有振動数 …… 199
(2) 振　幅 …… 199
2.2.5 ま と め …… 199
3. 振動感覚の調査・解析 …… 206
3.1 現在までの研究結果よりの問題点 …… 206
3.1.1 物理量の決定 …… 206
3.1.2 振動が乗組員に与える影響の要素 …… 206
(1) 振動不快感 …… 206
(2) 船内日常生活への影響 …… 207
(3) 作業能率への影響 …… 207
3.1.3 振動許容値の決定 …… 207
3.1.4 その他の問題点 …… 208
3.2 振動感覚の実船試験 …… 208
3.2.1 笠木山丸における試験 …… 208
(1) 測定項目 …… 208
(2) 測定および測定結果 …… 208
(3) 解析結果および考察 …… 208
3.2.2 22,000トン型貨物船における試験 …… 211
(1) 測定項目 …… 211
(2) 測定及び測定結果 …… 213
(3) 考　察 …… 213
3.3 因子分析 …… 213
3.3.1 SD法尺度の因子分析 …… 213
3.3.2 振動・騒音に関する意見調査の因子得点 …… 216

1. 船体振動の総合的特性に関する研究

まえがき

船体振動の総合的特性を知るための実船試験は、昭和４５年度に、鉱石運搬船神和丸についておこなわれ、ぼう大な量の試験データが得られた。

この試験によるアナログ記録データについて、波浪外力と Whipping，船体高次振動と局部振動の関連および局部振動による振動応力の解析を実施した。デイジタル記録データについては、フーリエ解析および各種統計解析等の処理をおこなえる電子計算機プログラムを作成し、現在実船データの試計算を実施中である。以下に、アナログ記録データの解析結果、および振動データ処理プログラムの内容を述べる。

なお、供試船の要目および実船試験の詳細は、昭和４５年度報告書（資料№１２９－１）を参照されたい。

1.1 アナログ記録データの解析

1.1.1 解析項目

(1) 波浪外力と Whipping

最近の大型船で特に顕著といわれる波浪中の船体振動の性状を把握するため船体各部に設けた振動計、水圧計、及び歪計の計測データにより海象、船体運動、波浪外力、及び波浪中振動との関連を検討すると共に振動時の船央部の動的応力、振動振巾との関係、衝撃的水圧などを考察した。本解析項目に関する解析結果は 1.1.3 (1)～(7)に示している。

(2) 船体高次振動及び局部振動との関連

航海中の船体に生ずる高次振動、及びプロペラ起振力の性状を把握するため、船体及び軸系に設けた振動計、水圧計及び歪計の計測データにより軸振動、プロペラベアリングフォース、プロペラ変動水圧、及び船体振動を検討し起振力と船体振動及び局部振動との関連などを考察した。本解析項目に関する解析結果は 1.1.3 (8)～(9)に示している。

(3) 局部振動による振動応力

船殻を構成する Transverse Ring，Horizontal Girder などのいわゆる大骨材に発生する亀裂損傷の一因になるといわれる局部振動による振動応力の性状を把握するために、これら各局部構造の要所に配置された歪計の計測データにより局部振動応力及び主船体との関連などを検討した。本解析項目に関する解析結果は 1.1.3 (10)に示している。

1.1.2 解析方法

(1) アナログ解析

アナログ型データ解析装置（ＳＤ社製1005Ａ振動分析装置）を用いて船体高次振動及び局部振動関係の計測データについてＲＰＭトラッキング分析及び次数比分析を行ない、共振曲線の作成及び周波数解析を行なつた。

(2) デイジタル解析

データ処理用小型デイジタル電子計算機（日本電子社製ＪＲＡ－５ Spectrum Computer）を用いて波浪中の振動関係の計測データについて相関解析及びスペクトル解析を行ない自己相関関数及びパワースペクトル密度を求めた。なお本デイジタル解析に際してはアナログデータレコーダーの出力は所要の低域フイルター（共和電業社製ＬＦＭ－６ＡＴ）を経て電算機への入力とし、高周波成分は除去した。

1.1.3 解析結果

(1) 波浪中振動の連続計測結果

波浪中振動の連続計測結果の典型的な例として Test No.⑦（４５年１１月４日）の解析結果を示す。計測時の条件は、軽荷状態（$d_f = 7.05\,m$，$d_a = 8.25\,m$）、風力６、右舷向波、波高1.5～２m、波長５０～６０m（目

測）で時々船首部で波飛沫があがるときにかすかに目視可能な Whipping が生じていたが船底露出及び海水打込みは無かつた。主軸回転数は船体運動と同程度の周期で108rpm～115rpm 間を変動していた。当時の主要計測点の配置を Fig. 1.1.1 に、記録波形を Fig. 1.1.2 に示す。記録波形より周期7～8秒の成分と、周期約1秒の成分とが振動及び応力の計測記録に混在している事が認められる。また長周期（低周波数）成分にはビートが生じている。水圧計測記録には短周期（高周波数）成分はあまりはつきり認められない。V_1（船首上下加速度）についてビート解析を行なつた結果、ビートの周期9 2.5秒及び V_1 の周期7.57秒が得られた。これより低周波成分にビートを形成した2成分の周波数は、夫々 0.1213Hz 及び 0.1429Hz となる。次に主要計測点について、約8分間の連続計測データを用いて自己相関関数及びパワースペクトル密度を求めた。自己相関関数を Fig. 1.1.3 に、パワースペクトル密度を Fig. 1.1.4 に示す。自己相関関数により、低周波数成分と高周波数成分の有無が記録波形よりも一層明瞭に認められる。更にパワースペクトル密度により、この低周波数成分が計測点により若干の差はあるが、0.11Hz～0.15Hz であり高周波数成分が0.89Hz であること、これら2個の成分が他に比較して卓越していることなどがわかる。

また、記録波形の低周波数成分のビートの原因となつた近接した2個の低周波数の存在が S_2（船央部縦応力）及び V_{18}（船尾上下加速度）のパワースペクトル密度に認められ夫々 0.11～0.12Hz 及び 0.15Hz となつておりビート解析結果の 0.1213Hz 及び 0.1429Hz と概略一致している。この近接した2個の低周波数のうち 0.12Hz が応力計測点に、一方 0.15Hz が加速度計測点によく現われていることから 0.12Hz は波との出会周波数（波浪による縦曲げ応力の周波数）及び 0.15Hz は船体運動の周波数（縦動揺及び上下揺れ）と考察され、本計測状態は波との出会周波数と船体運動の周波数が近接していたものと推定される。

高周波数成分の周波数 0.89Hz（53.4cpm）は船体上下2節振動数で高周波数成分は振動成分である。船央部の縦応力（S_2）のパワースペクトル密度によれば、振動成分の応力は波浪曲げ応力より若干大きくなつている。（注；V_{18} のパワースペクトル密度には直流分が大きく残つているので、振巾に関して検討する場合には注意する必要がある。）

(2) 八角航走試験結果

波との出会角と船体の応答との関連を調査するために行なつた八角航走試験（Test No.② 45年10月27日）の結果を示す。試験中の針路、条件及び主要計測点の配置を Fig. 1.1.5 に、記録波形の一部を Fig. 1.1.6 に示している。船が追い波から向波になるにつれて、振巾が増加する様子が記録波形に認められるが記録波形だけでは短時間の様子しかわからず、また不規則成分も含まれているので約4分間の計測データより V_1（船首上下加速度）、S_2（船央部縦応力）、P_1（球状船首底水圧）について自己相関関数を求め、Fig. 1.1.7 に示した。

自己相関関数により規則成分が明瞭になり出会角によらず、周期10～15秒の低周波数成分が主体であること、この周期は計測点及び出会角によりわずかながら変化していること、向い波になると振動成分（高周波数成分）が出現することなどがわかる。ただし、P_1 には振動成分ははつきり現われていない。

次に主要計測点について各針路毎にパワースペクトル密度を求めた。S_2，P_1 及び P_{12} の結果を Fig. 1.1.8，Fig. 1.1.9 及び Fig. 1.1.10 に示す。S_2 のパワースペクトル密度には前節と同様に2個の卓越した成分（低周波数成分及び振動成分）が認められる。以後、この両者の周波数を f_1 及び f_2 で表わすことにする。S_2 のパワースペクトル密度には向え波になるに従い振動成分の増加する様子がよく現われているが、P_1，P_{12} の振動成分があまり卓越していないことは球状船首の起振力を考える場合に考慮する必要がある。低周波数成分の周波数 f_1 について波との出会角及び計測点による相違を Fig. 1.1.11 によつて見ると S_2 の f_1 は追い波の場合周波数が低く向え波に近づくに従い周波数が増加している。（この関係は自己相関関数の周期でも認められる。）これに反し V_1 の f_1 はほぼ一定の値を示し、P_1 の f_1 は追い波では S_2 に、向え波に近づくと V_1 に一致しており向え波では三者共 f_1 = 0.12Hz となつている。この様に向え波になるに従い S_2 の f_1 が増加すること及び V_1 の f_1 はほぼ一定である

ことから S_2 の f_1 は波との出会周波数を、一方 V_1 の f_1 は船体運動の周波数を示していると考察され、この関係は前節で行なつたビート解析の結果とも一致している。次に主要計測点に於ける f_1，f_2，f_1成分、f_2成分及びＲＭＳを各針路毎に求め Fig. 1.1.12 に示している。Fig. 1.1.12 より各計測点と波との出会角との関連を知ることが出来る。S_2 の f_1 成分は向え波に従い、むしろ若干減少する傾向を示しているが、f_2 成分は急速に増加しており波浪中振動は波との出会角に敏感であることが判る。しかし本計測では振動応力は波浪による縦曲げ応力には達していない。

(3) 波浪中振動と船体運動及び波浪曲げ応力の解析結果

これまでパワースペクトル密度には２個の卓越した周波数成分があり、低周波数成分の周波数 f_1 は船体運動または波との出会周波数と考えられ、高周波数成分の周波数 f_2 は船体上下２節振動数であることが判つているが本節ではこれら２成分の大きさ、（振動数）／（出会周波数）、（運動の周波数）／（出会周波数）、及び船速との関係などを S_2（船央部縦応力）と V_1（船首上下加速度）について検討する。まず f_1 成分を縦軸に f_2 成分を横軸にとり、これら２成分の相関関係を Fig. 1.1.13 及び Fig. 1.1.14 に示す。図より V_1，S_2 共に右上りの傾向を示しており、相関関係があることが判る。両成分の比は概略、f_2 成分は f_1 成分の 1／10 程度であるが、波との出会角に対し f_2 成分は敏感である。次に f_2 成分について V_1 と S_2 との相関関係を Fig. 1.1.15 に示す。f_2 成分は振動成分であることから当然予想される如く両者はほぼ比例関係にある。次に S_2 について、S_2 の f_2/f_1 は（振動数）／（出会周波数）を表すと考えて、f_2/f_1 を横軸に、縦軸には（振動成分）及び（振動成分）／（波浪曲げ成分）を Fig. 1.1.16 及び Fig. 1.1.17 に図示した。Fig. 1.1.17 によれば、f_2/f_1 が大きくなると振動成分が減少しており、出会周期の高調波起振力は次数と共に減少するといわれていること、固有振動数の低い大型船で、波浪中振動が問題になつて来たことなど考え併せられ興味深い。なお、$f_2/f_1 = 8.1$ の値は第一節で述べた Test No.⑦（風力６）の場合（船体運動がビートを呈したとき）のもので波浪中振動の大小は船体運動とも関連がある様に思われる。S_2 については更に（V_1 の f_1）／（S_2 の f_1）を（運動の周波数）／（出会周波数）と考えた場合、また船速との関係などを Fig. 1.1.18～Fig. 1.1.19 に示している。

(4) 水圧計測に於る加速度の影響

球状船首の底面に設けた水圧計 P_1 及び側面に設けた水圧計 P_{12} については、その計測結果に船体の加速度の影響を受けていると思われるので、その影響の大きさを概略検討するために、静水中に没水した円柱が加速度を持つときに作用する水圧を計算で求め、P_1，P_{12} の計測データと比較した。加速度の存在によつて生ずる水圧変動としては次の２種を考えた。

(a) 上下方向の振巾による静圧変化（吃水効果）

静水中に没水した円柱が上下方向に α（gal）の加速度と f（Hz）の周波数で振動する場合には円柱の上下振巾は $\alpha/(2\pi f)^2 (cm)$ となり、この振巾に相当する水位の変化があるので水圧計には水位変化に相当する水圧変化が生ずる。この水圧変化を以後吃水効果と呼ぶことにすれば水圧計測データに含まれる吃水効果の成分は次式で表わされる。

$$P = 2.536 \times 10^{-5} \times \frac{\alpha}{f_2} \quad (Kg/cm^2) \qquad \cdots\cdots (1.1.1)$$

従つて、パワースペクトル密度で表せば次式を得る。

$$(P\text{のPSD}) = 6.43 \times 10^{-10} \times \frac{(\alpha\text{のPSD})}{f^4} \quad (Kg/cm^2)^2 \cdot sec \qquad \cdots\cdots (1.1.2)$$

（1.1.2）式のαとして船首上下加速度（V_1）を代入すれば P_1 及び P_{12} に対する吃水効果を知ることが出来る。吃水効果については、船体運動の影響は大きく、船体振動の影響は小さいと考えられる。

(b) 付加水質量効果

静水中に没水した円柱が加速度を持つている時には、円柱に付加水質量として取り扱い得る加速度に比例した水圧が作用することは周知の通りで、この水圧が計測データの中に含まれることに注意する必要がある。直径Bの円柱が α（gal）の加速度を持つとき付加水質量効果として作用する水圧の値は次式で与えられる。

$$P = \xi \alpha B \cos\theta \quad \cdots\cdots (1.1.3)$$

stagnation point の水圧は（1.1.3）式に $\theta = 0^\circ$ を代入し $B = 5(m)$ とすれば、（1.1.3）式は以下の様になる。

$$P = 5.0 \times 10^{-4} \times \alpha \quad (Kg/cm^2) \quad \cdots\cdots (1.1.4)$$

$$(P\text{のPSD}) = 2.5 \times 10^{-7} \times (\alpha\text{のPSD}) \quad (Kg/cm^2)^2 \cdot sec \quad \cdots\cdots (1.1.5)$$

（1.1.5）式によつて水圧計測データに含まれる付加水質量効果を知ることが出来るが、以上の計算では三次元流の影響及び自由表面の影響を無視していることに注意する必要がある。

まず、球状船首の底面及び側面に設けた水圧計 P_1 及び P_{12} で計測された水圧データの f_1 成分と f_2 成分を Fig. 1.1.20 及び Fig. 1.1.21 に示す。図よりパワースペクトル密度は f_1 成分、f_2 成分共 P_1 が P_{12} より大略1桁大きな値を持つていることが判る。次に（1.1.2）式及び（1.1.5）式を用いて加速度の影響を求め、計測データと共に Fig. 1.1.22，Fig. 1.1.23 に図示した。Fig. 1.1.22 は f_1 成分について、又 Fig. 1.1.23 は f_2 成分について夫々 P_1 と P_{12} の計測データに於ける吃水効果及び付加水効果が示されており、加速度の影響は計測点と周波数によつて異つている。

P_1 の f_2 成分に於ては加速度の影響は小さく計測値は波浪圧力を示していると考えられるが、P_{12} の f_1 成分に於ては船体運動による水位変化の影響が大きく作用することが判るが、計測値は船体運動による水位変化から計算される水圧変化に比較してかなり小さく波浪と共に船首が上下して（動揺が波と共振状態に近くなつて）相対的な水位変化が小さかつたものと推定される。従つて P_{12} は波と船首との相対的水位変化を示し（$P_1 - P_{12}$）が波浪の動的圧力を示すものと考察される。f_1 成分に対する付加水効果は小さい。次に P_1 の f_2 成分に於ては付加水質量効果による成分がかなり大きく P_1 の計測値から波浪中振動の起振力を推定する場合には無視出来ないと思われるが、更に詳細に検討するためには、三次元流の影響、振動と水圧との位相などに関する調査が必要である。

P_{12} の f_2 成分に於ては加速度の影響は小さく波浪による変動水圧を示していると考えられるが、前節までに示された P_{12} のパワースペクトル密度に於て、f_2 成分が特に卓越していないことから、波浪中振動の起振力解析のためには、更に entrance 部の水圧計測データ（P_3）の解析が必要である。

(5) 満載時の波浪中振動と変動応力

本節では満載時の主要計測点についてのパワースペクトル密度計算結果を示す。Fig. 1.1.24 に振動及び水圧の主要計測点を、Fig. 1.1.25 に応力の主要計測点の配置を示している。

各計測点に於るパワースペクトル密度を Fig. 1.1.26～Fig. 1.1.27 に示す。Fig. 1.1.26 の P_5，P_6 は吃水線より約3.7 m上方の船首部船側に設けられた水圧計であるが、片舷のみに振動成分が現われている。また Fig. 1.1.27 より波浪外力によつて横強度部材に生ずる応力の値（S_{16}，S_{17}，S_{53}，S_{55} の f_1 成分）は、船央部の波浪縦曲げ応力（S_2 の f_1 成分）と同程度に達していることが判る。一方、横強度部材の振動応力は S_2 に較べて当然小さいながらも船央部の部材に認められている。

(6) 風力とRMS

主要計測点の計測データから求めたRMSを風力と共に Fig. 1.1.28 に示す。風力による差異はあまり大きくない様であるが、海象の発達状況、船と波との出会角、船速などの条件の不一致があるためと考えられる。

また、データの個数も少なく、更に、データの追加を行なう必要がある。

(7) 衝撃的水圧と船体の応答

第2節で述べた八角航走試験中（Test No.②－6）に、球状船首底面に設けた水圧計 P_1 に、衝撃的水圧が計

測された。記録波形を Fig. 1.1.29 に示す。Fig. 1.1.29 より P_1 が1度空中に露出した後、再没水する瞬間に衝撃水圧が計測されていることが判る。水圧の値は約8.4 t／m^2 であまり大きくないが、この衝撃によつて船体に過渡振動が生じている。Fig. 1.1.29 の時間軸を拡大したものを見ると球状船首底面（P_1）に衝撃水圧が作用すると同時に船首部上下加速度（V_2）に高次の過渡振動が発生し約0.3秒後に船央部の縦曲げ応力（S_2）に高次振動成分がわずかに認められ、更に約0.2秒後には船尾上下加速度（V_{18}）に伝幡している。この高次振動成分は2節振動周期の 1／8 の周期を示しており、9節程度の上下振動が衝撃水圧によつて生じたものと考察される。

V_2 の記録波形からはこの高次振動は速やかに減衰し衝撃より数秒後には上下2節振動が残つていることが判り、いわゆる whipping 現象が生じている。whipping により船央部縦応力が若干増加している。

なお、衝撃による船体の過渡応答については後述する理論解析によつて振動の伝幡を確認した。

(8) 軸振動とプロペラベアリングフォース

主軸の縦振動、捩れ振動、推力受台の前後振動などの軸系の振動及びトルク変動、スラスト変動などのプロペラベアリングフォースの計測点配置を Fig. 1.1.30 に示す。

軸振動及びベアリングフォースの共振曲線を Fig. 1.1.31～Fig. 1.1.34 に示しているが、図より主軸の危険回転数（67RPM）に於てトルク変動、捩れ振動、スラスト変動及び軸縦振動に共振点（RPM×6）が現われている。

この主軸の危険回転数は軸の捩れ固有振動数であるが、このときにスラスト変動及び軸縦振動に於ても共振点が生じていることは、デイーゼル主機関における軸系の捩れ振動と縦振動の連成の存在を示しているものと考えられるが、一方捩れ振動によるプロペラ回転数の変動に起因するスラスト変動の拡大の可能性も考えられ、今後の理論解析が待たれる。またスラスト変動には 112RPM×10 で共振点が認められるが、スラスト変動と軸縦振動はかなり振巾が不規則に変動しており、振巾の査定については今後検討の余地がある。Fig. 1.1.35 には、主軸の回転数が一定（113RPM）のときのスラスト変動の次数比分析結果を示しており、6次、10次、17次の成分が大きく、高次起振力がかなり存在していることが判る。

Fig. 1.1.36～Fig. 1.1.39 には、スラスト受台及び船尾の振動、舷側タンク内 T. Ring の振動応力の共振曲線を示している。図より、主軸の危険回転数に於て、各計測点に振動の共振点が認められており、主軸の捩れ振動に起因して起振力が増加しているものと推定される。また、103RPM×5 には船体の共振点があり、このとき舷側タンク内 T. Ring にも共振点が現われており、高次振動に於ける横断面の振動が鉱石船に於ても確認された。

(9) プロペラ変動水圧

プロペラ近傍の船体外板に設けた水圧計によつて、プロペラの回転に伴つて作用する変動水圧を計測した。

変動水圧計測点の配置を Fig. 1.1.40 に示す。また水圧計測データに及ぼす振動の影響を知るために、水圧計と同位置で振動を計測した。プロペラ変動水圧及び振動の計測結果を、主軸回転数を横軸にして Fig. 1.1.41～Fig. 1.1.42 に示している。図より Blade Frequency（RPM×5）の変動水圧は 103RPM 近傍を除いて、単調に増加しており、Blade Frequency の2次成分は1次成分の 1／2 以下である。

103RPM で Blade Frequency 成分は急変しており、しかも計測点によつて変化の仕方が相違している。即ち P_{10} は 103RPM で激減しており、P_{11} は共振峰を示している。

103RPM×5 は前節でも述べた如く、船体振動の共振点であり振動による影響が良く現われている。また計測点によつて影響が逆に出ているのは位置による位相差のためと思われる。しかしながら、この振動による影響は極めて局所的であり、十分な注意を払うことによつて水圧計によるプロペラサーフエスフォースの計測は実用的価値を失うことはないと云える。また、変動水圧及び振動には主軸の危険回転数（67RPM×6）に於て共振峰が認められるが、接水外板の振動に伴う付加水質量効果による水圧変動は本計測データの場合、0.004 Kg／cm^2 程度と推定されるのでプロペラ変動水圧の共振峰は軸振動によりプロペラサーフエスフォースが増加したものと推定される。Fig. 1.1.43 には主軸回転数113RPMに於けるプロペラ変動水圧の次数比分析結果を示しており、Blade Frequency の

成分が大きいことが判る。Fig. 1.1.44 は満載時のプロペラ変動水圧の次数比分析結果で軽荷状態の同一主軸回転数との比較により変動水圧は満載時の方が５０％程度大きくなつている。

(10) 局部振動応力

局部構造部材の損傷の一因といわれる局部振動応力を計測するため各部材に歪計が設けられたが、主要計測点の配置を Fig. 1.1.45 に示す。軽荷時（舷側タンク内バラスト状態）の各計測点について、主軸回転数一定（115RPM）に於る次数比分析結果を Fig. 1.1.46 に、共振曲線を Fig. 1.1.47 に示している。次数比分析結果により、局部構造毎に振動成分の異つていることが判る。即ち、舷側タンク内 T. Ring 剪断振動に伴うコーナ部の振動応力（S_4, S_5）は Blade Frequency 成分が、Bottom Trans. の振動応力（S_7, S_8）には主機の起振力成分（RPM×６）の影響が認められ、船側外板付 T. Ring（S_{12}）では、Blade Frequency の２次成分が大きく、多くの起振力に対し、各局部構造が選択共振的に振動していることが判る。また、振動応力は船央部より前方では減少している。Fig. 1.1.47 の共振曲線によれば、各計測点とも振動応力の値は大きくないが、主軸回転数の５～６倍に対して共振を示していることに注意する必要があり、構造によつては応力集中部でかなりの振動応力になることも考えられる。一方、満載時には、舷側タンク内は空となり、Fig. 1.1.48 に示す如く、振動応力は軽荷時に比較して小さくなつており、局部構造部材の振動問題は接水振動として取り扱う必要性を示している。

1.1.4 衝撃に対する船体過渡振動の理論解析

(1) 過渡振動の理論計算

船体に作用する衝撃的な力に対する船体の弾性応答を求めるため、modal analysis 法による計算法を導く。

計算に際して、以下の項目を計算条件として考える。

(i) 梁は変断面梁とするが、c/μ ＝一定 とする。

(ii) 梁は曲げ撓みの他、剪断撓みのある Timoshenko－Beam とする。

(iii) 梁に作用する外力を“Fte^{-ht}”で表す。

(iv) 梁に作用する外力の分布は“$\cos^2 \frac{\pi \xi}{\ell}$”で表す。

なお、記号の意味は Table 1.1.1 に示している。

基礎式として、次式が成り立つ。

$$\left.\begin{aligned} &\mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c \frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} = p(x,t) \\ &V = \frac{\partial M}{\partial x} \\ &\frac{\partial y}{\partial x} = \beta + \gamma \\ &V = -KAG \cdot \beta \\ &M = EI \frac{\partial \gamma}{\partial x} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (1.1.6)$$

ここで、$p(x,t)$ を次の様に展開する。

$$\left.\begin{aligned} &p(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} \mu(x)\, \bar{Q}_i(t)\, X_i(x) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\mu Q_i(t)\, X_i(x)}{M_i} \\ &M = \int_0^L \mu X_i^2 \, dx \\ &Q_i(t) = \int_0^L p(x,t)\, X_i \, dx \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (1.1.7)$$

解の形を次式の様に仮定する。

$$\left.\begin{aligned} y(x,t) &= \sum_{i=1}^{\infty} q_i(t)\, X_i(x) \\ M(x,t) &= \sum_{i=1}^{\infty} q_i(t)\, M_i(x) \\ V(x,t) &= \sum_{i=1}^{\infty} q_i(t)\, V_i(x) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (1.1.8)$$

(1.1.7), (1.1.8)式を用いて(1.1.6)式より、

$$\left.\begin{aligned} &M_i \ddot{q}_i + c_i \dot{q}_i + K_i q_i = Q_i(t) \\ &C_i = \int_0^L C X_i^2(x)\, dx = \frac{c}{\mu} M_i \\ &K_i = \omega_i^2 M_i \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (1.1.9)$$

初期条件 $q_{i(0)} = \dot{q}_{i(0)} = 0$ のもとに(1.1.9)式を解いて次式を得る。

$$\left.\begin{aligned} q_i(t) &= \int_0^t \frac{Q_i(\tau)}{\lambda_i M_i} e^{-\frac{C_i}{2M_i}(t-\tau)} \sin \lambda_i (t-\tau)\, d\tau \\ \lambda_i &= \sqrt{\omega_i^2 - \frac{1}{4}\left(\frac{C_i}{M_i}\right)^2} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (1.1.10)$$

計算に際しては、$p(x,t)$ を次の様に仮定する。

$$\left.\begin{aligned} &p(x,t) = \varphi(x)\, \phi(t) \quad 〔ton/m〕 \\ &\varphi(x) = \cos^2 \frac{\pi \xi}{\ell} \quad -\frac{\ell}{2} \leqq \xi \leqq \frac{\ell}{2} \\ &\phi(t) = F_t e^{-ht} \quad 〔ton/m〕 \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (1.1.11)$$

(1.1.11)式の外力の場合、$t = \frac{1}{h}$〔sec〕で最大 $p(x, \frac{1}{h}) = \frac{F}{eh} \cos^2 \frac{\pi \xi}{\ell}$〔ton/m〕となる。このときの Total Force は $\frac{F\ell}{2eh}$〔ton〕である。

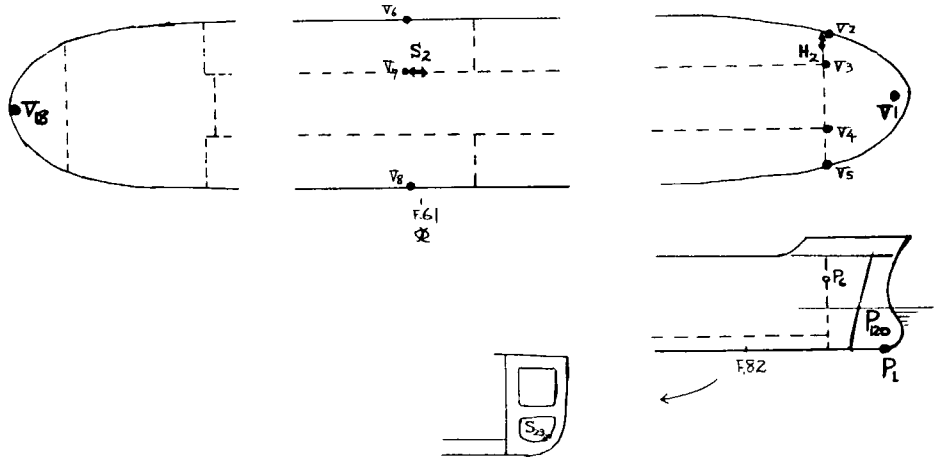
(2) 計算結果

過渡振動の計算を長さ32m、重量220tonの一様梁について行なつた。衝撃力は梁の中央部に作用するものとし、normal mode は10節振動まで考慮した。対数減衰率は、振動数に比例するものとし、$\delta_2 = 0.1$ とした。計算結果を Fig. 1.1.49 および Fig. 1.1.50 に示す。Fig. 1.1.49は衝撃力、および梁の弾性応答(加速度)の時間的変化を示しており、実船計測における記録波形に対応する。図より、衝撃力の作用と同時に衝撃力の作用点(この例では梁の中央部)に高次振動が発生しており、約0.05秒後に梁の端部に同様の高次振動が現われて、振動が伝幅していることが判る。対数減衰率をかなり大きくとつたため、高次振動は急速に減衰して、後には4節振動が残つているが、この4節振動は、2節振動に重畳しており、しかも徐々に減衰しているので最後には、2節振動が残るものと推定される。Fig. 1.1.50 には、各時刻における梁の振動モードを示しており、衝撃によつて中央部に生じた振動が梁端部へ伝幅する様子がよく分る。

Table 1.1.1　記号一覧表

$y(x,t)$	梁の全撓み 〔m〕,	$\beta(x,t)$	梁の剪断撓みによる slope
$\gamma(x,t)$	梁の曲げ撓みによる slope,	$V(x,t)$	梁の剪断力 〔ton〕
$M(x,t)$	梁の曲げモーメント 〔ton·m〕,	$\mu(x)$	梁の単位長の質量 〔ton·sec²/m²〕
$c(x)$	梁の単位長の減衰係数 〔ton·sec/m²〕		
$p(x,t)$	梁の単位長の外力 〔ton/m〕,	L	梁の長さ 〔m〕
ℓ	$p(x,t)$ の分布している長さ 〔m〕		
$X_i(x)$	梁のi次の Normal Mode 〔m/m〕		
$M_i(x)$	梁のi次の Normal Mode に対応する曲げモーメント 〔ton·m/m〕		
$V_i(x)$	梁のi次の Normal Mode に対応する剪断力 〔ton/m〕		
M_i	梁のi次の Normal Mode に対応する有効質量 〔ton·sec²/m〕		
$q_i(t)$	梁のi次の Normal Coordinate 〔m〕		
C_i	梁のi次の Normal Mode に対応する有効減衰 〔ton·sec/m〕		
K_i	梁のi次の Normal Mode に対応する有効バネ定数 〔ton/m〕		
ω_i	梁のi次の円振動数 〔sec^{-1}〕		
F	梁に働く外力の大きさを表すパラメーター 〔ton/m·sec〕		
h	梁に働く外力の減衰を表すパラメーター 〔sec^{-1}〕		
e	2.71828		

主要計測点　振動 V_1 V_{18} H_2　　⑥ 軽荷状態
応力 S_2 S_{23}　　風力 6
水圧 P_1 P_{12}　　右舷向波



計測時条件

Test ⑦　45年 11月 4日　風力 6　Ballast 状態

d_f = 7.05 M　　d_a = 8.56 M

RPM = 108 ~ 115

波長 50~60 M　波高 1.5 ~ 2 M　右舷 迎波 (目測)

Fig. 1.1.1　TEST No.⑦ 主要計測点の配置

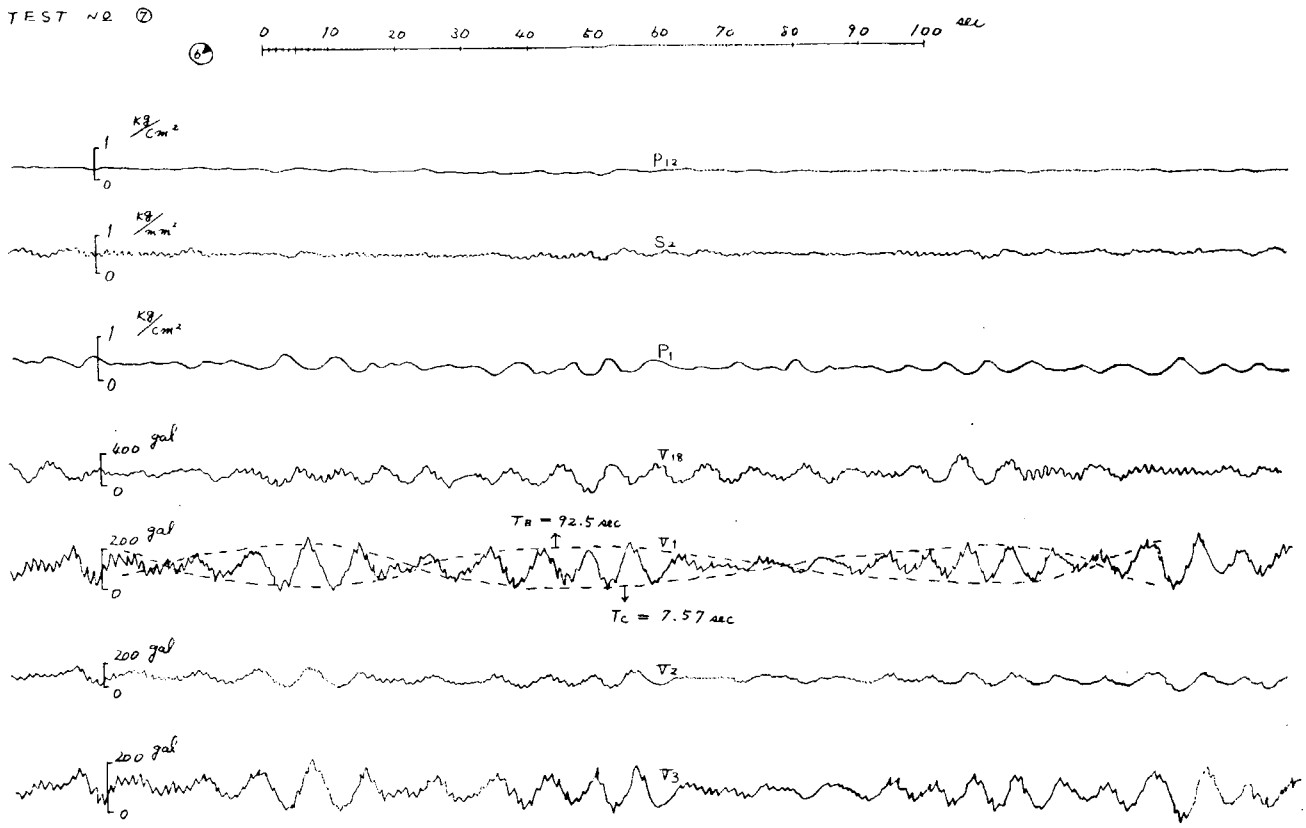


Fig. 1.1.2　記 録 波 形

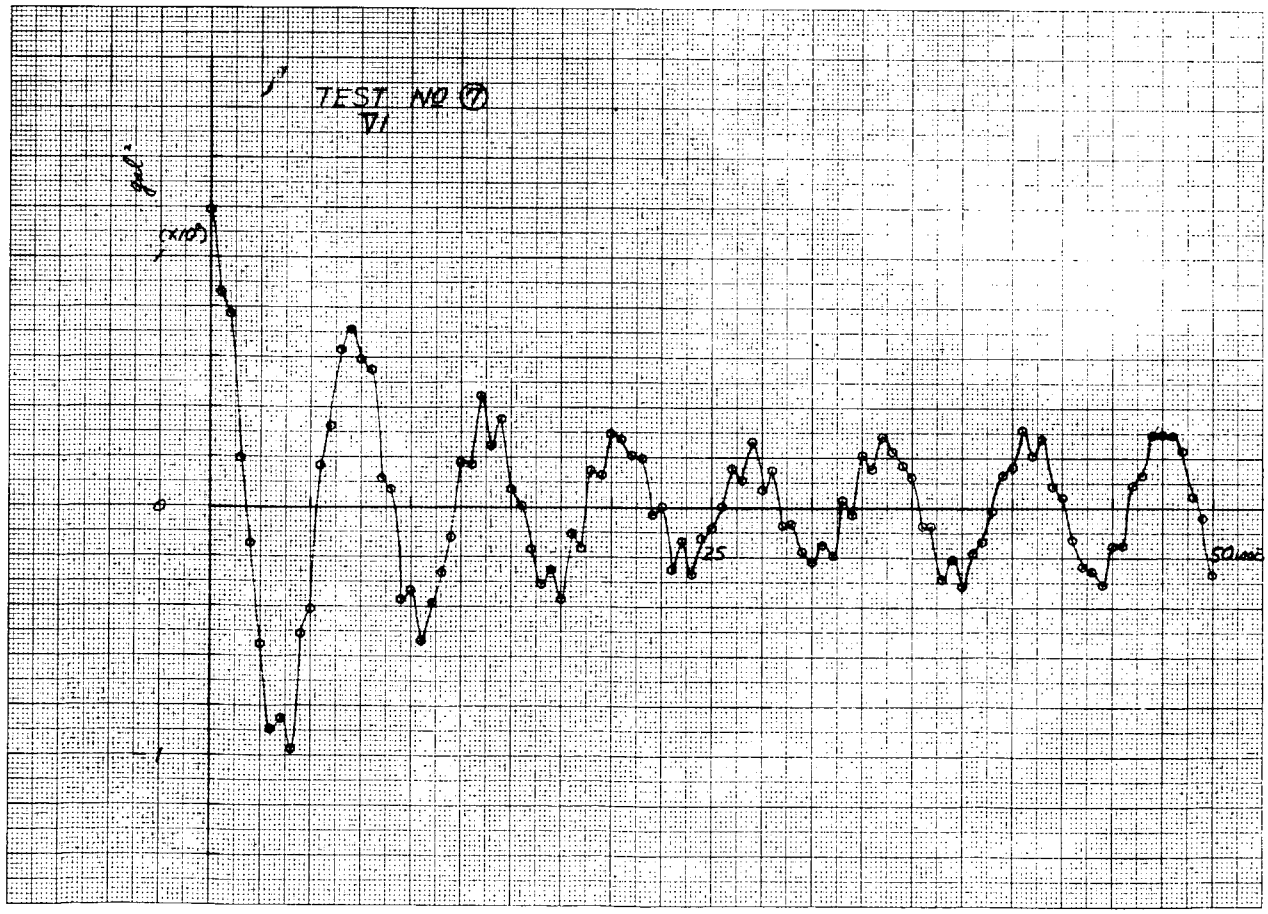


Fig. 1.1.3(a)　自己相関関数

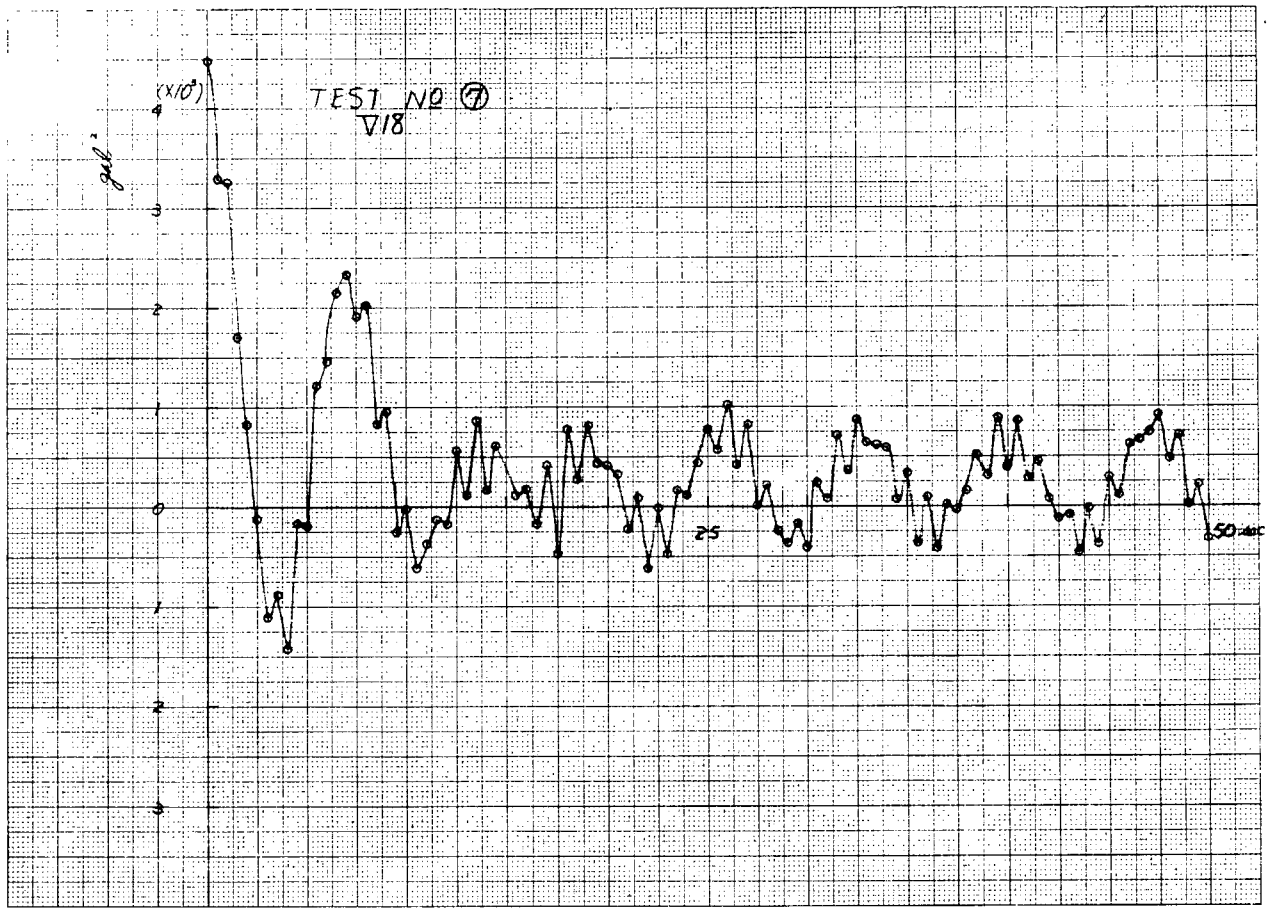


Fig. 1.1.3(b)

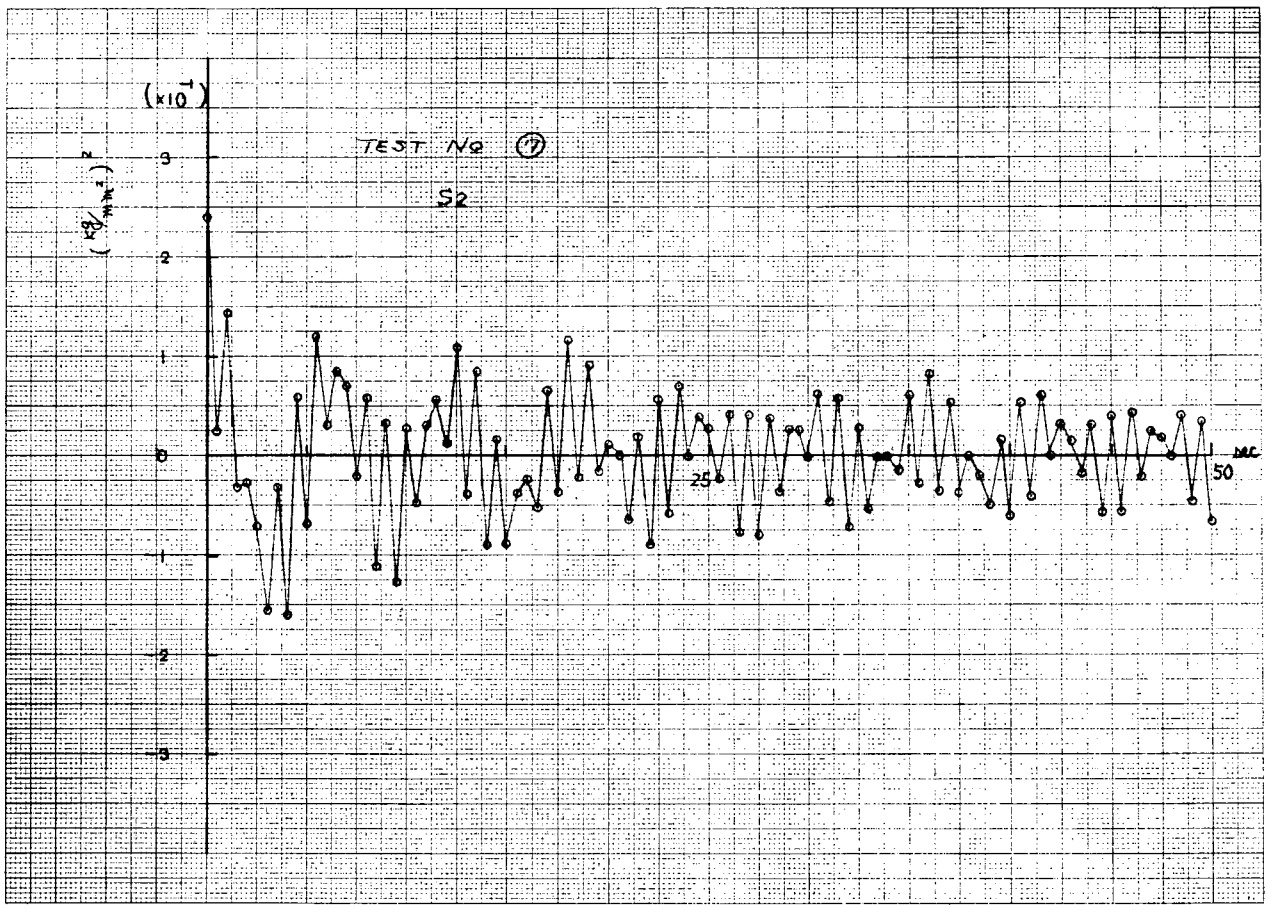


Fig. 1.1.3(c)

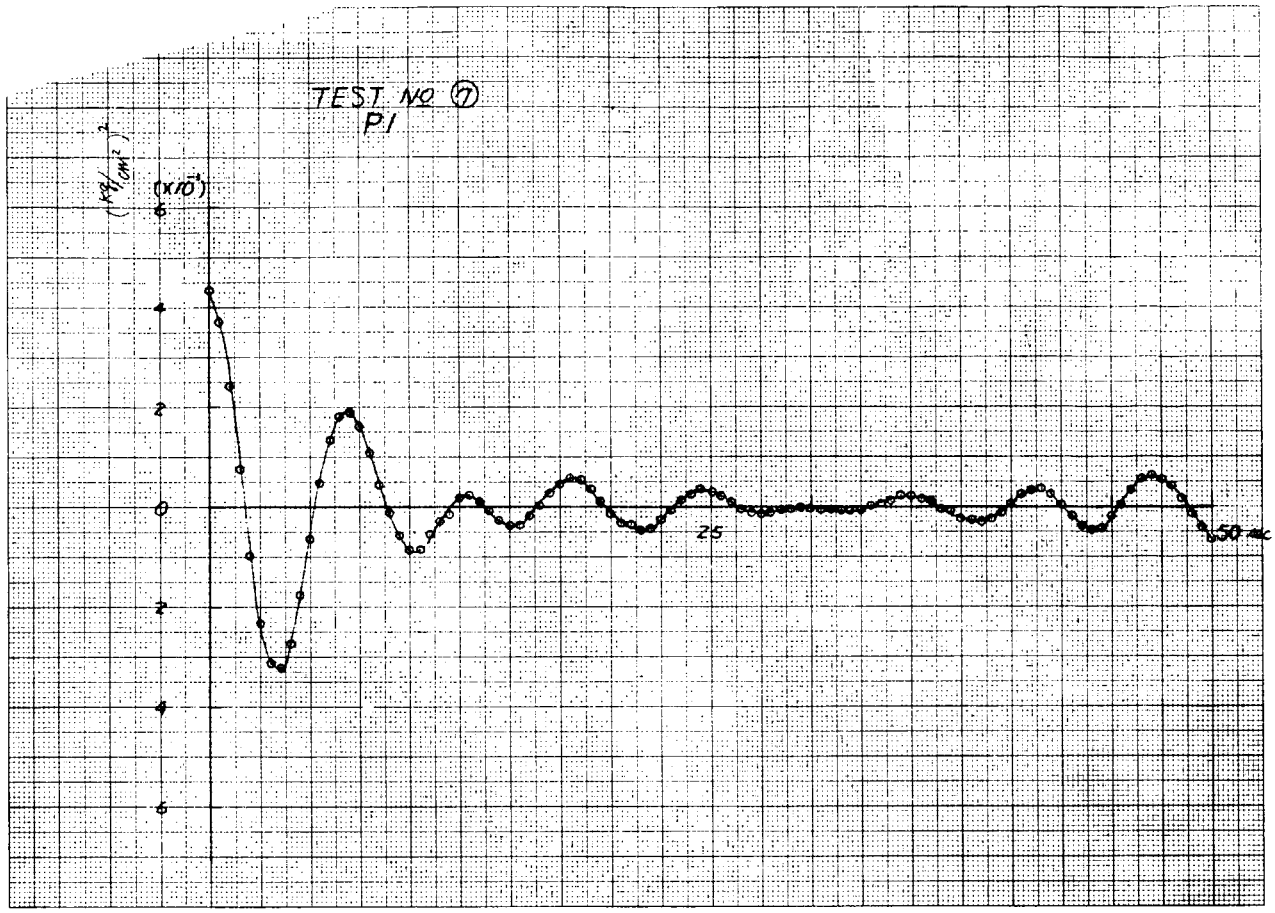


Fig. 1.1.3 (d)

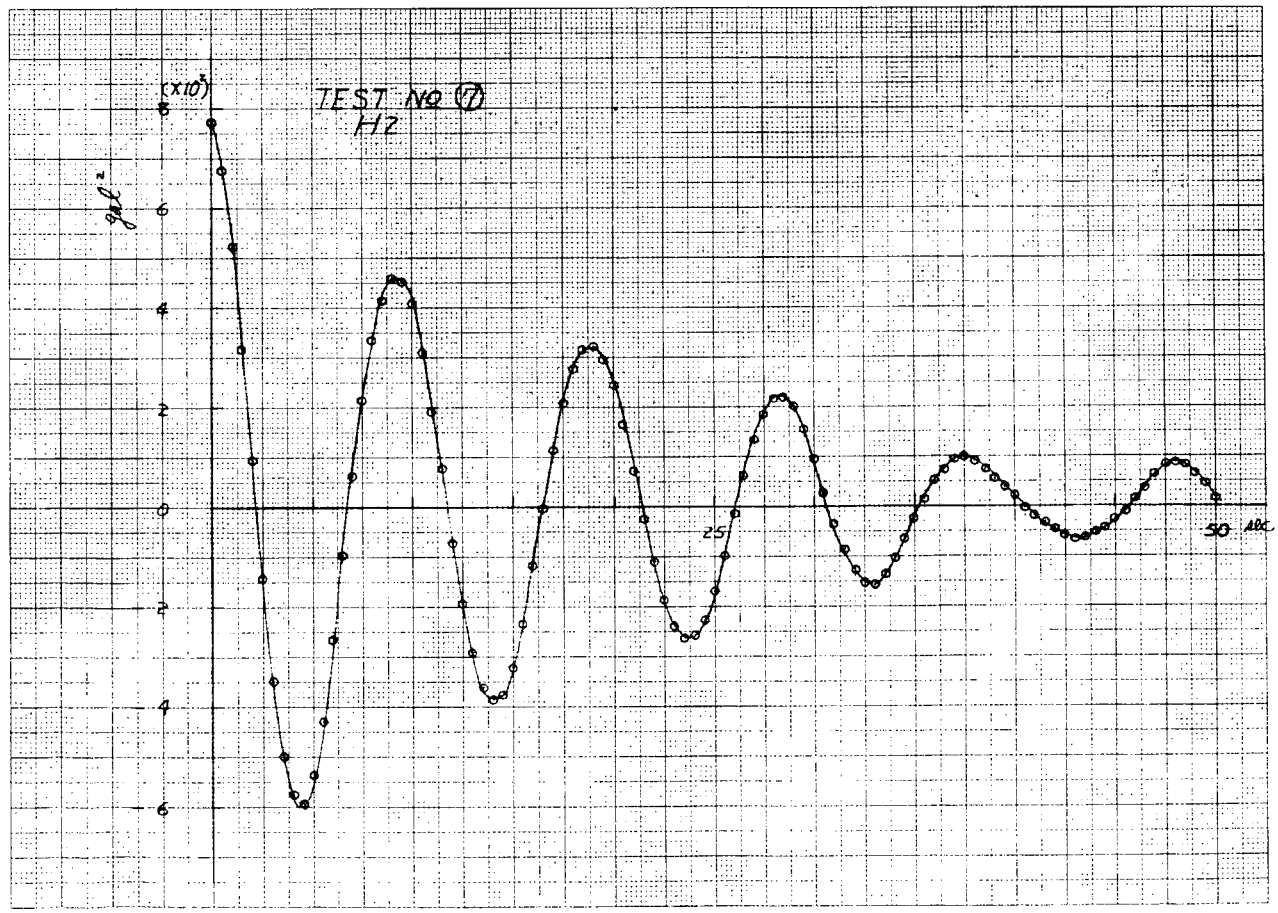


Fig. 1.1.3 (e)

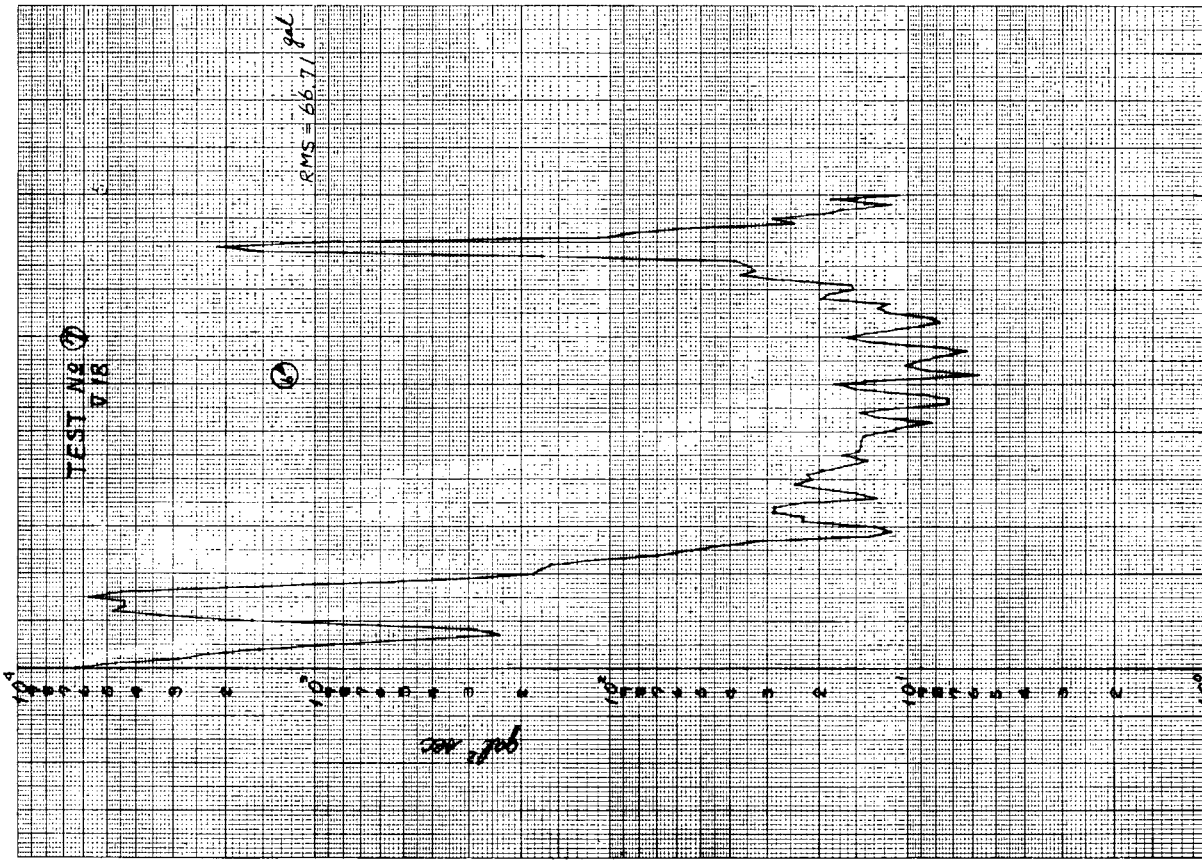


Fig. 1.1.4(b)

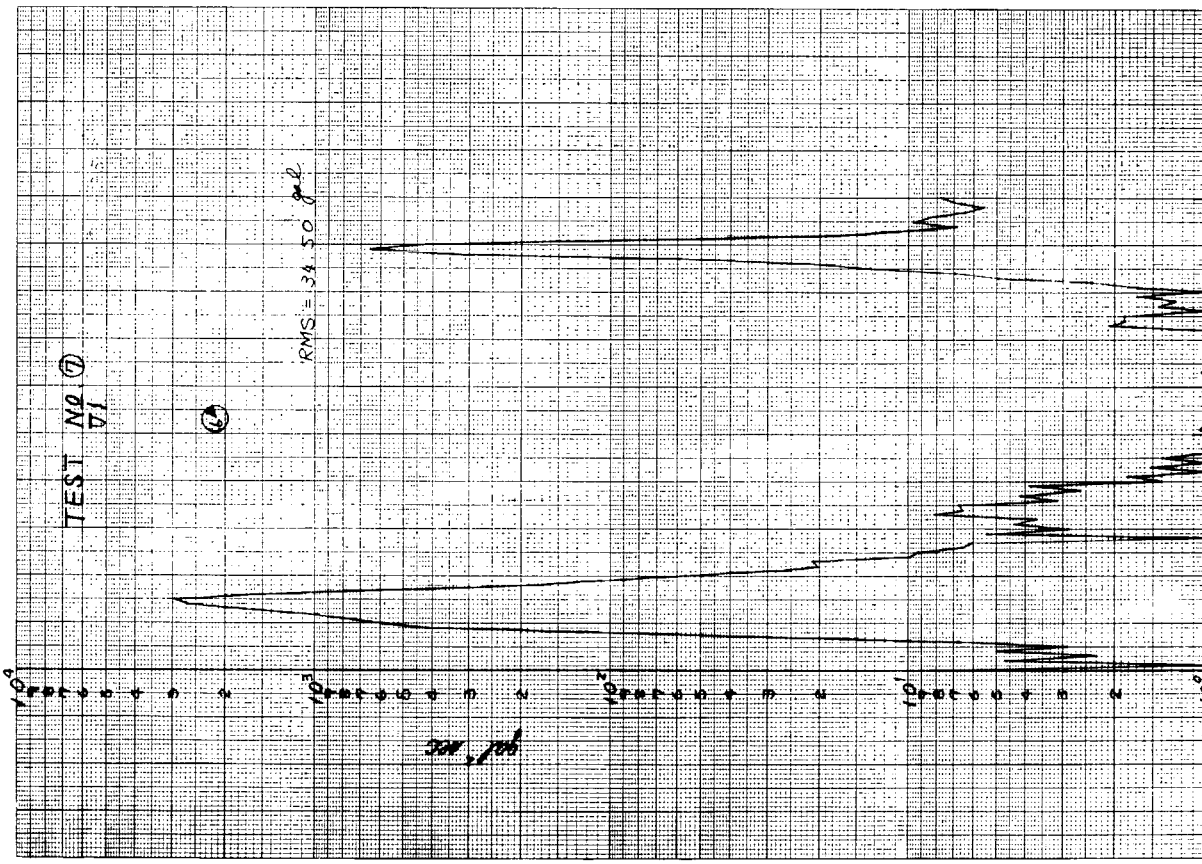


Fig. 1.1.4(a) パワースペクトル密度

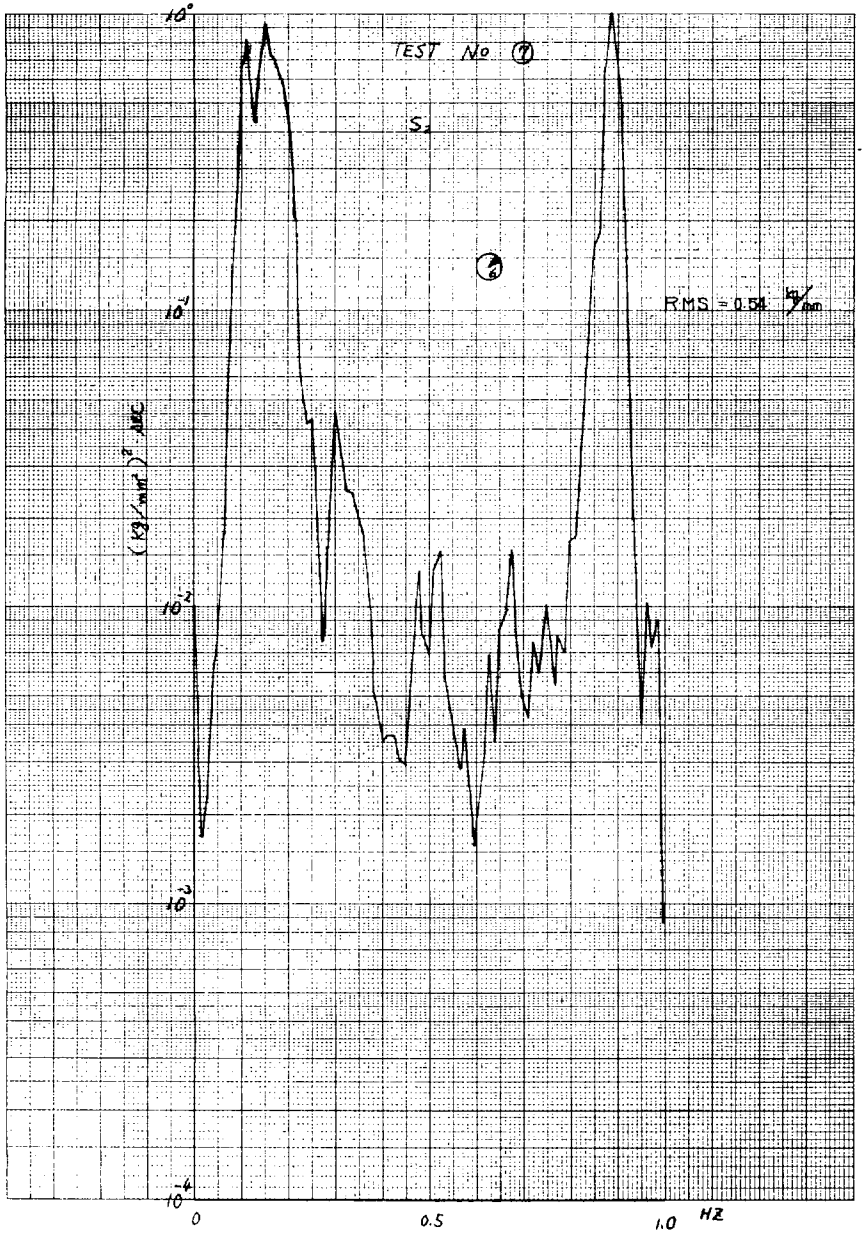


Fig. 1.1.4(c)

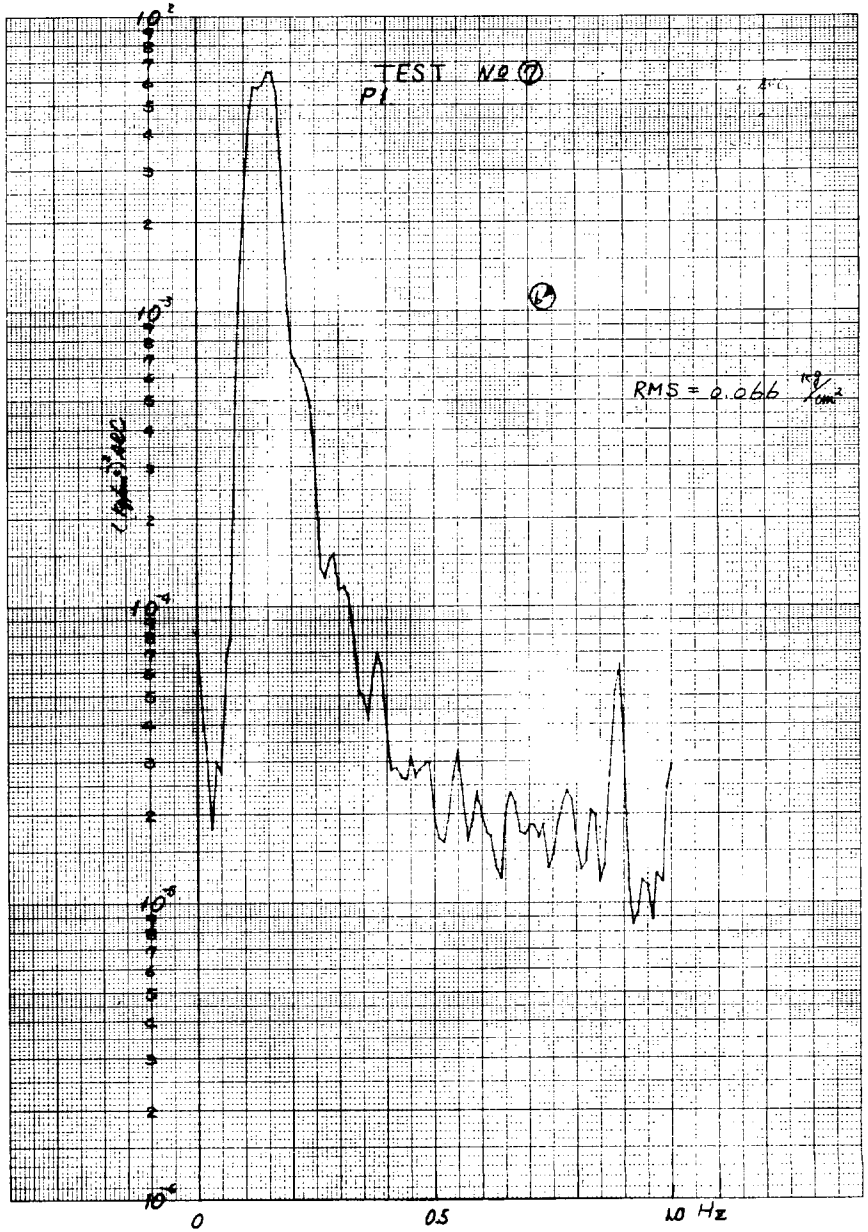


Fig. 1.1.4(d)

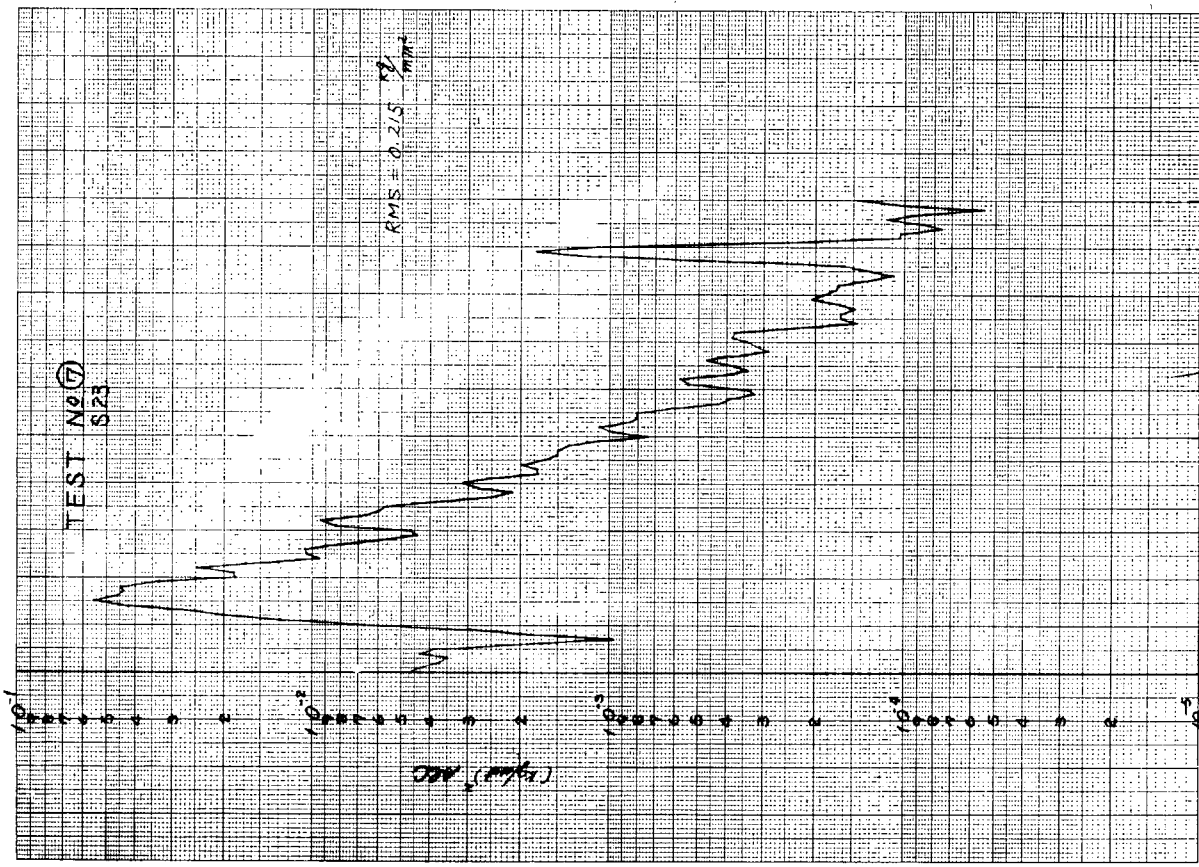


Fig. 1.1.4(f)

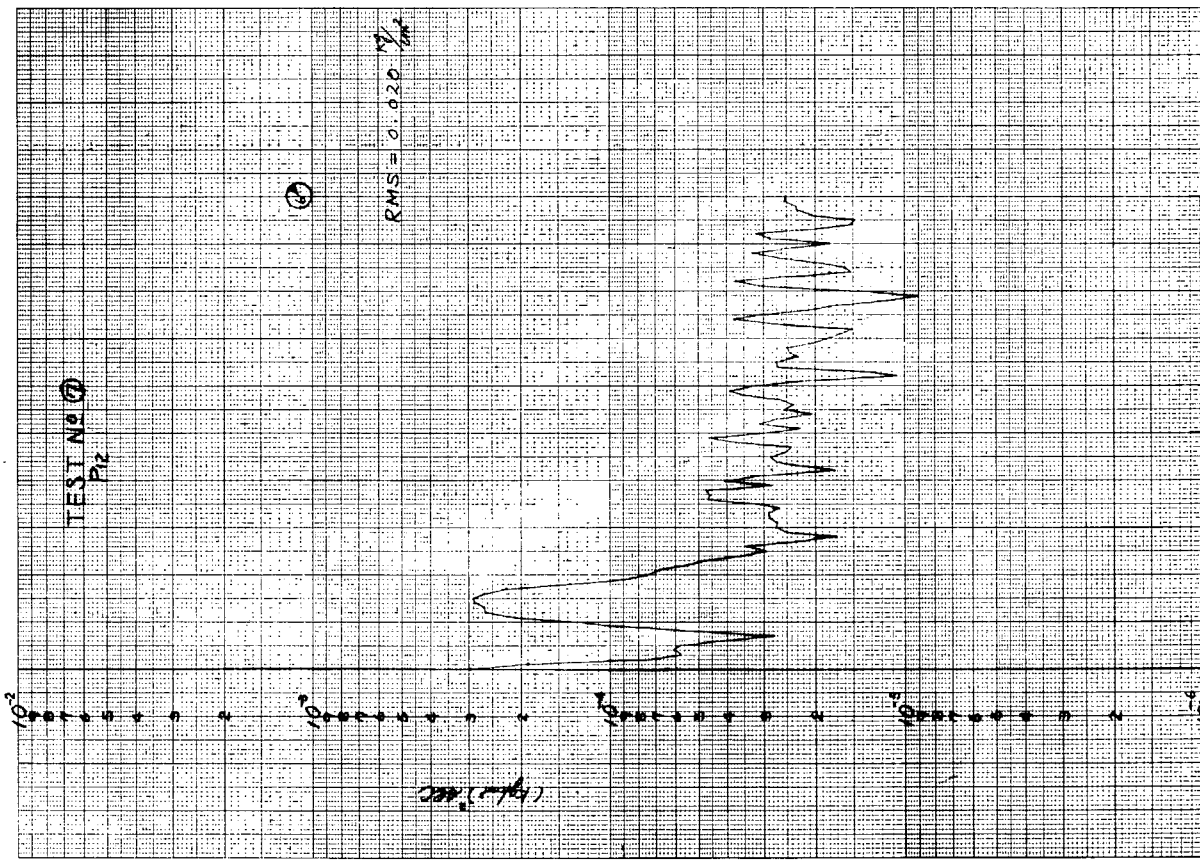


Fig. 1.1.4(e)

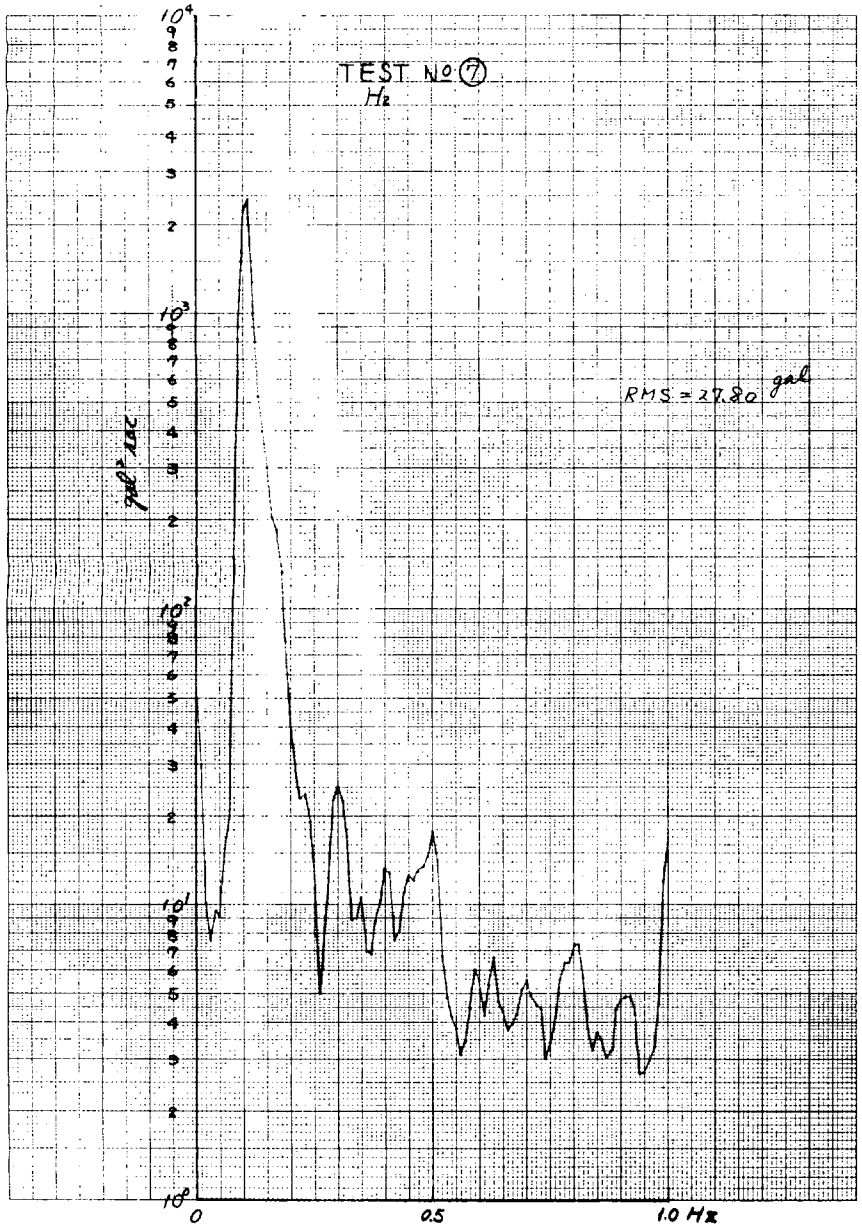
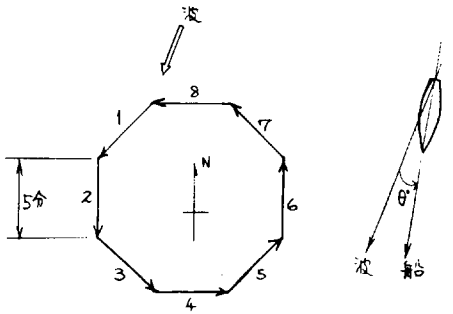


Fig. 1.1.4 (g)

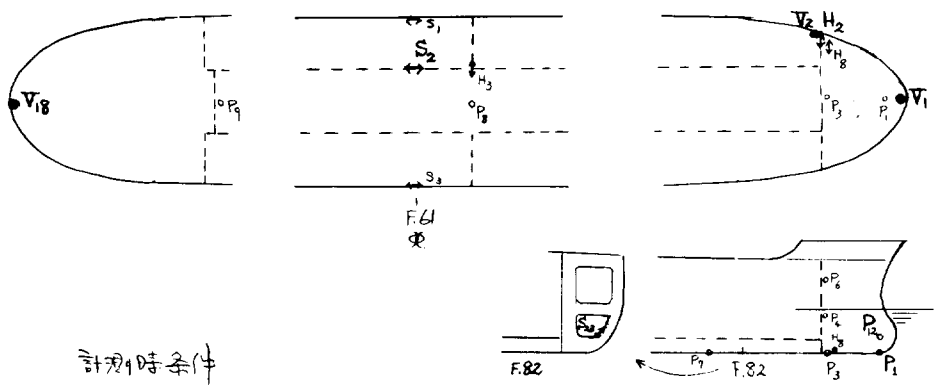


針路	θ°
1	-22.5°
2	22.5°
3	67.5°
4	112.5°
5	157.5°
6	-157.5°
7	-112.5°
8	-67.5°

主要計測点　振動　V_1　V_{18}　H_2

応力　S_1　S_{23}

水圧　P_1　P_{12}



計測時条件

Test ②　45年 10月 27日　Rカ 7　Ballast状態　$d_f = 7.05^M$　$d_a = 8.25^M$
RPM = 100 ~ 115
波浪階級 5　波長 20~40M　波高 3~4M
うねり 3~4　60~80M　3~4M　} 目測

Fig. 1.1.5　八角航走試験

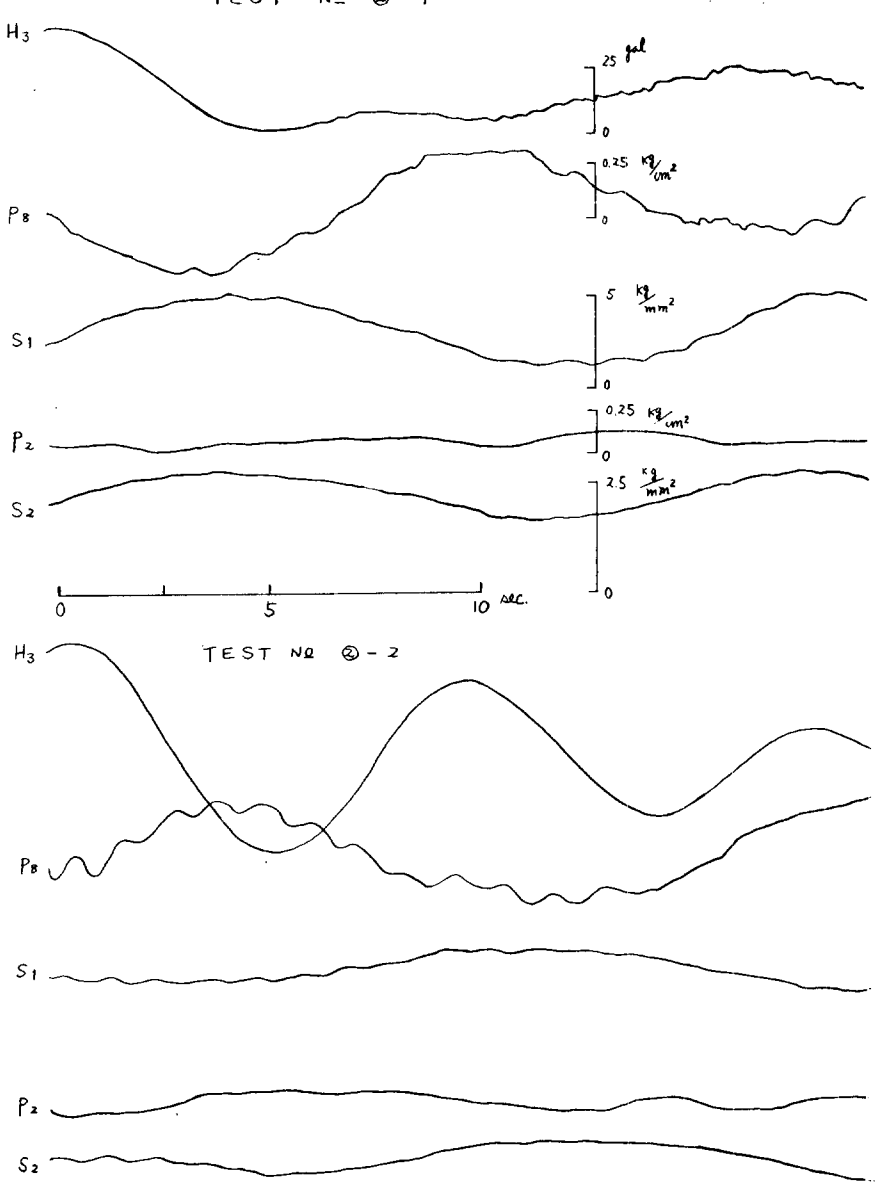


Fig. 1.1.6(a) 八角航走の記録波形

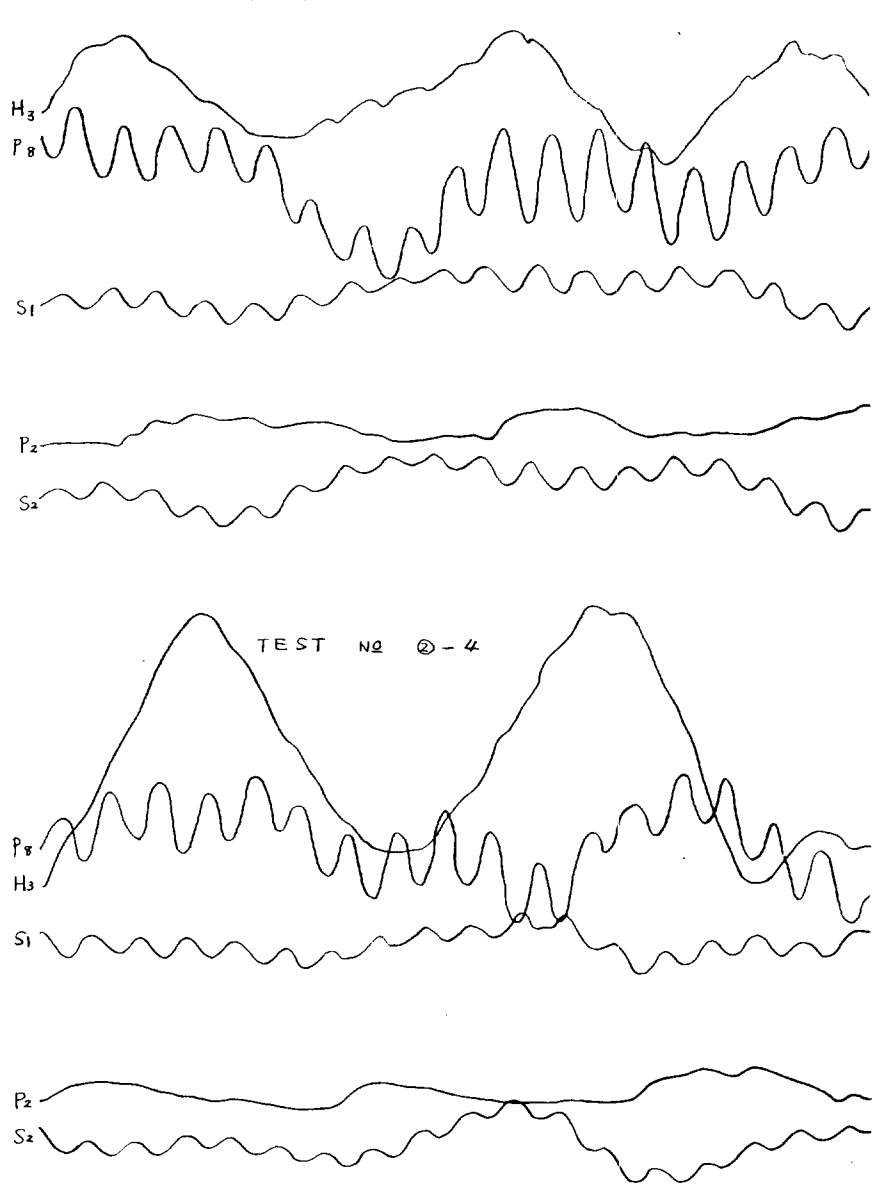
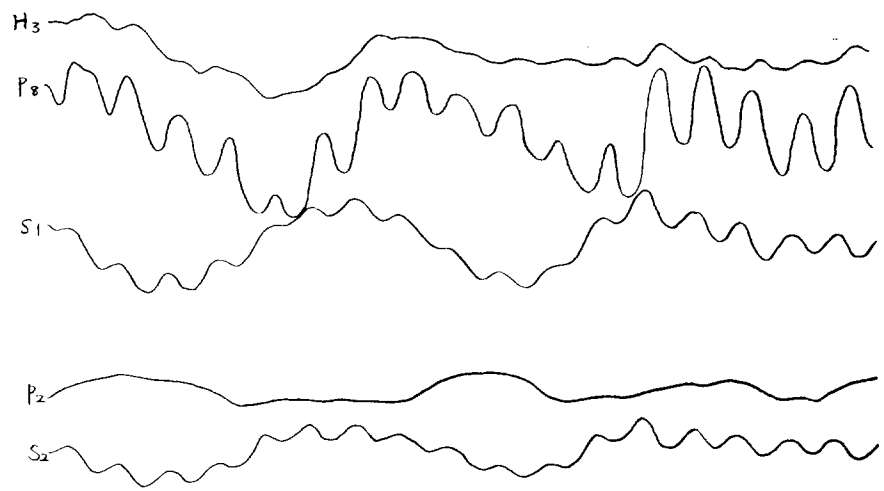


Fig. 1.1.6(b)

TEST NO ②-5



TEST NO ②-6

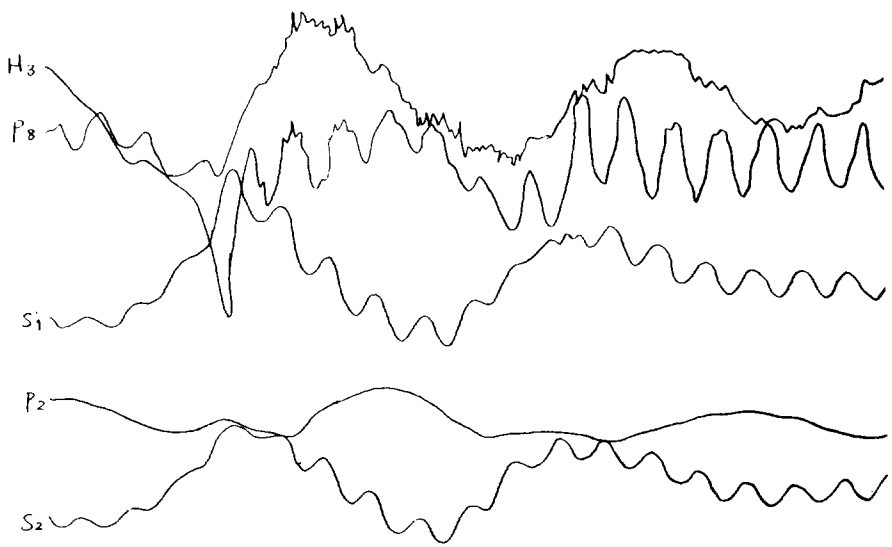
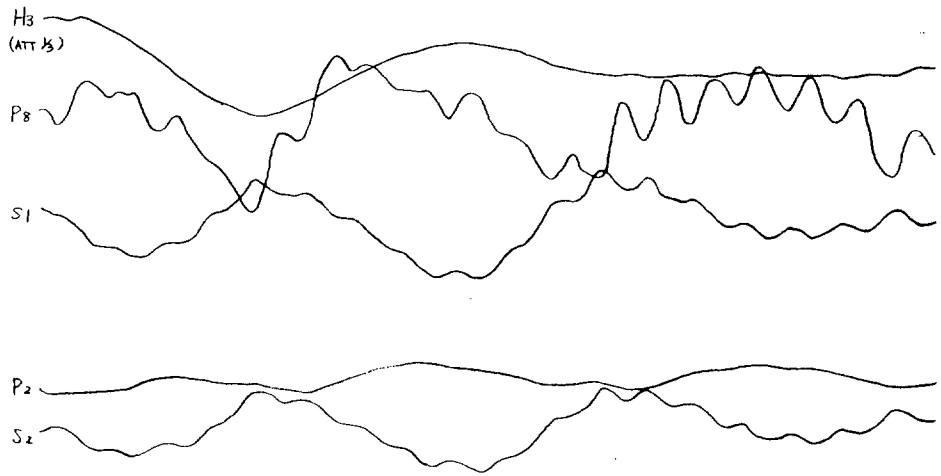


Fig. 1.1.6(c)

TEST NO ②-7



TEST NO ②-8

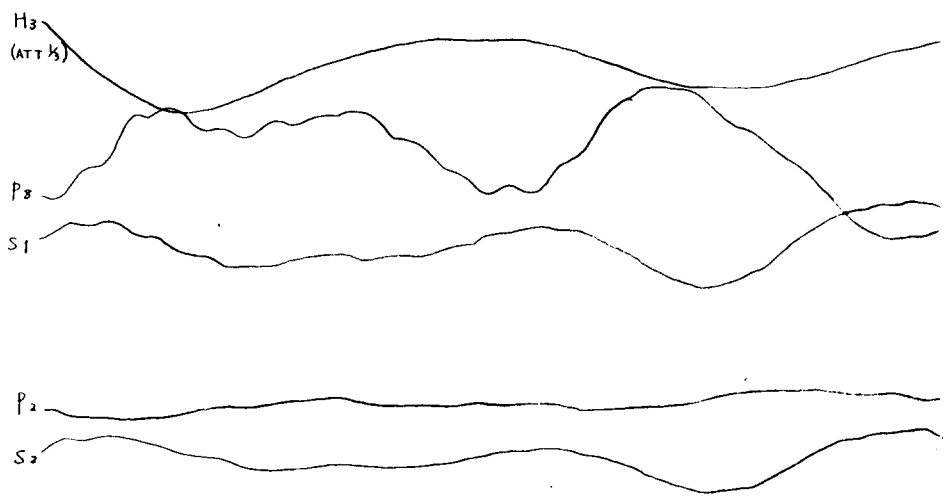


Fig. 1.1.6(d)

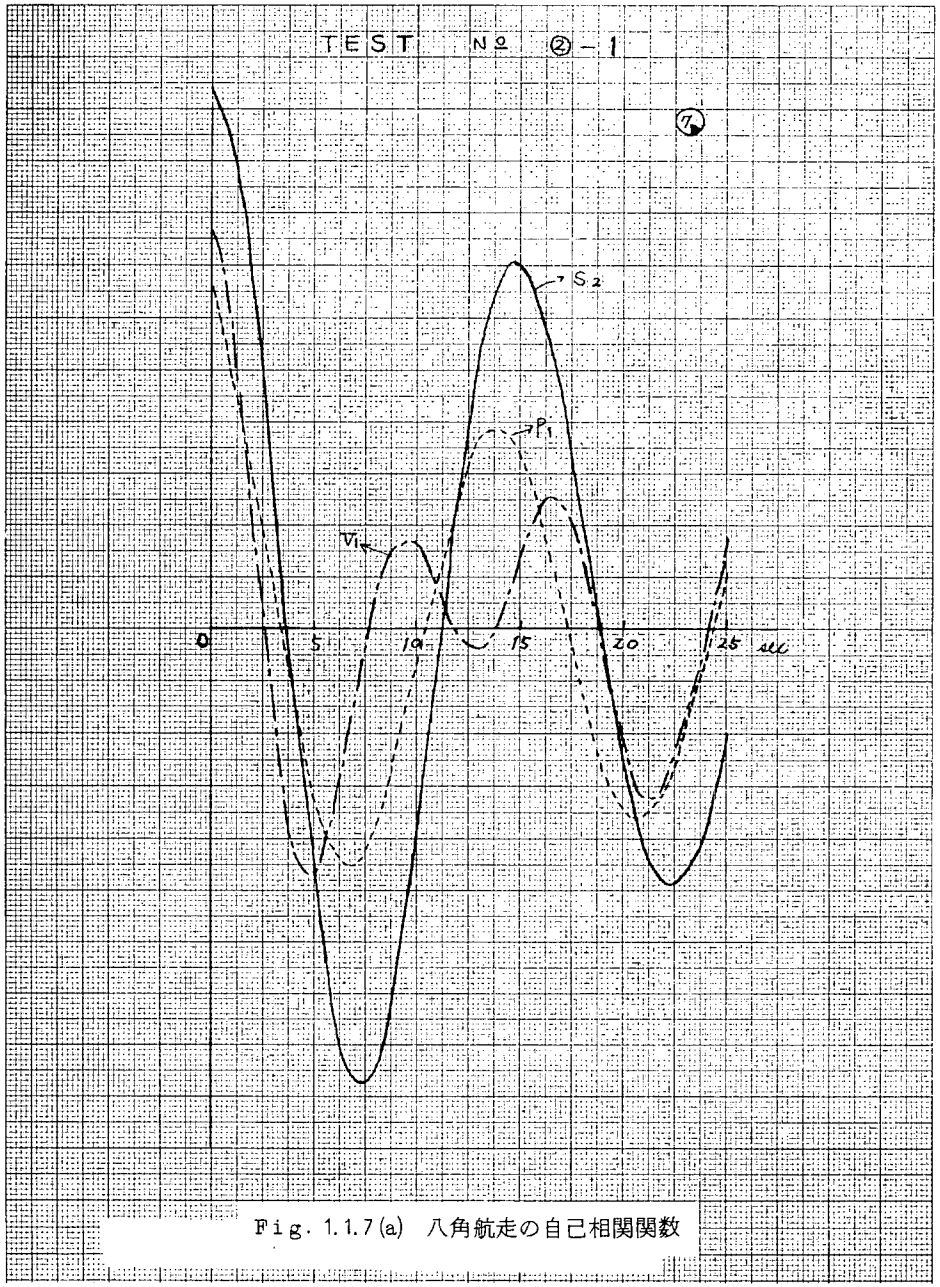


Fig. 1.1.7(a) 八角航走の自己相関関数

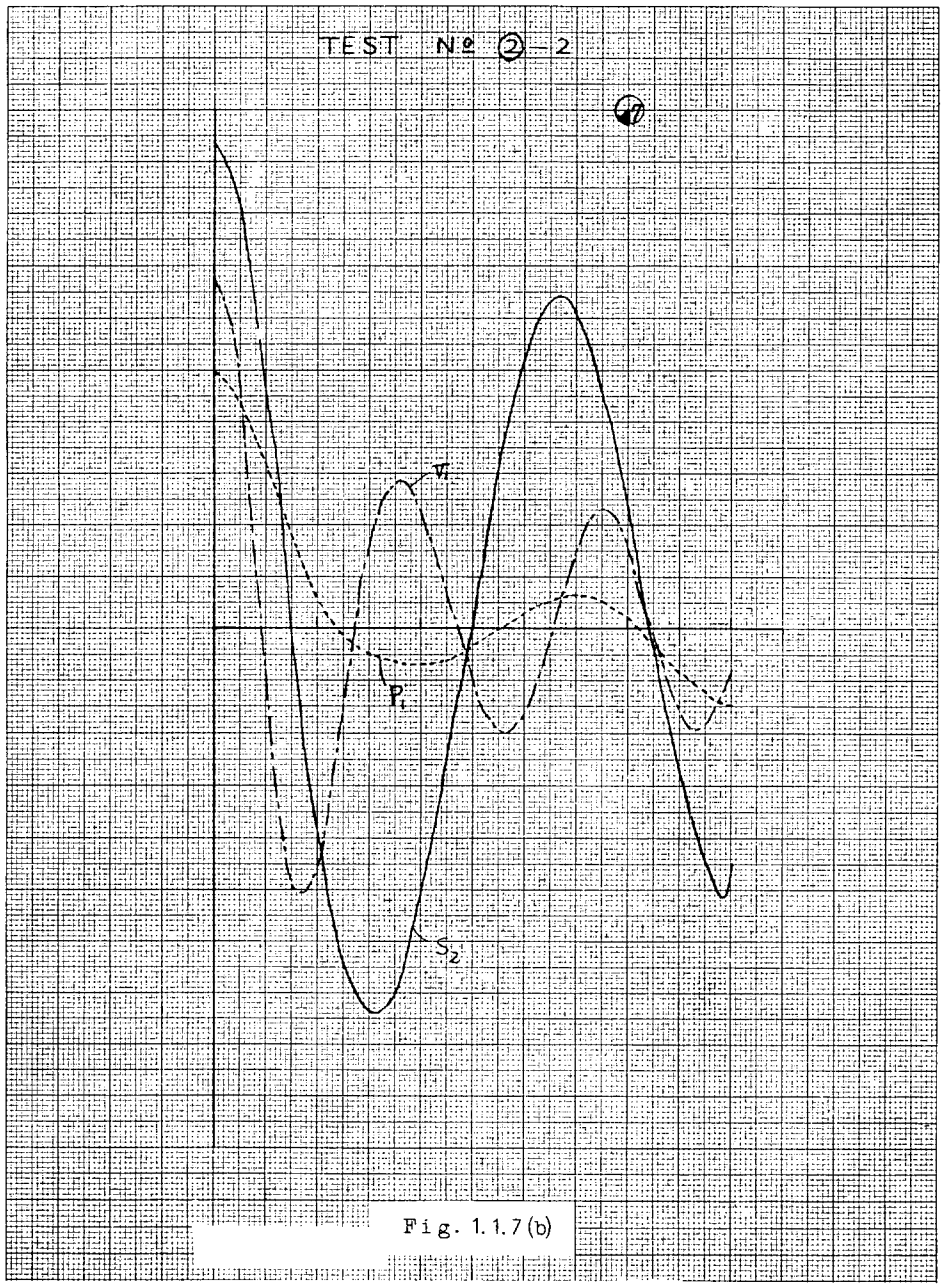


Fig. 1.1.7(b)

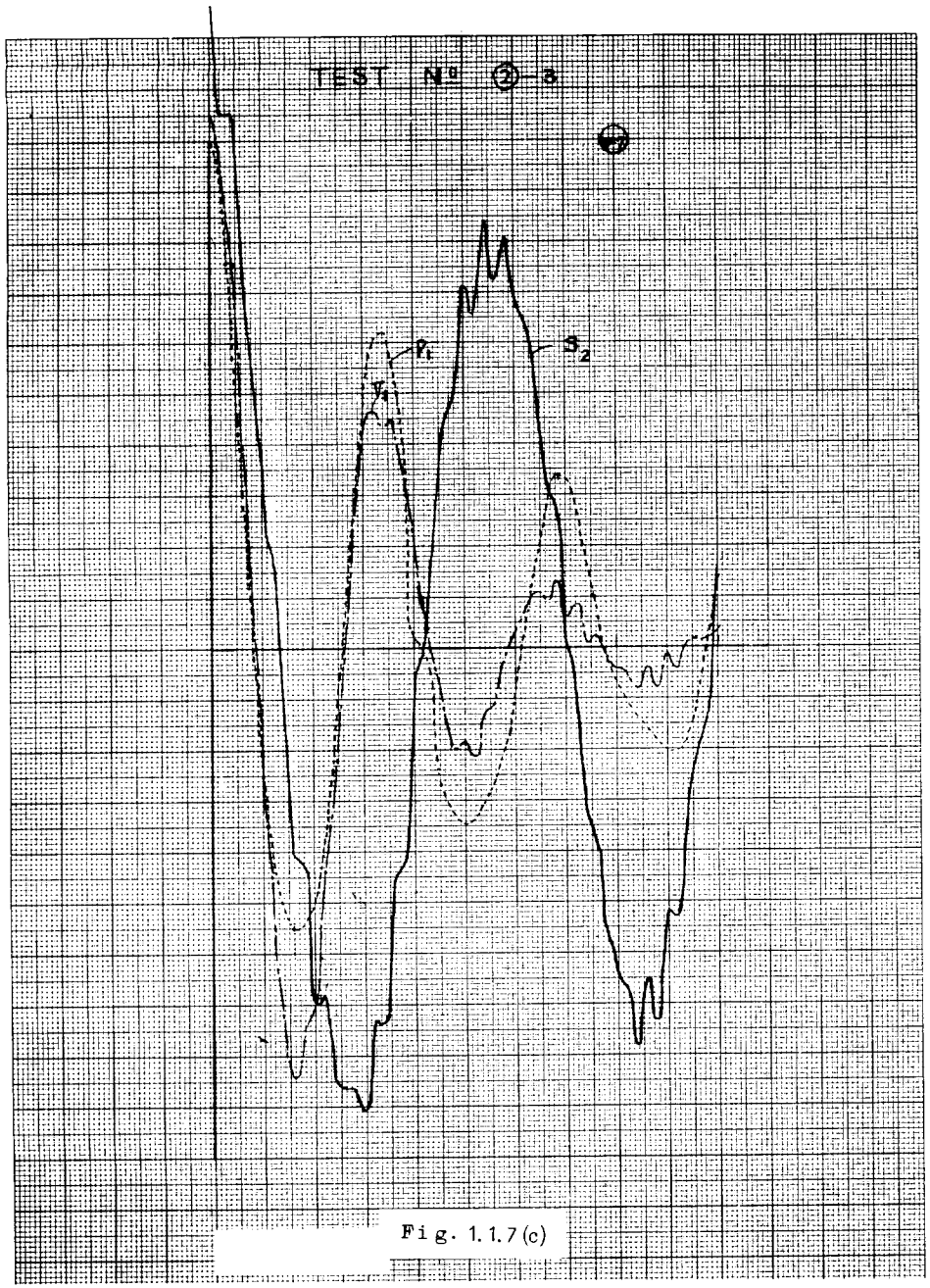


Fig. 1.1.7 (c)

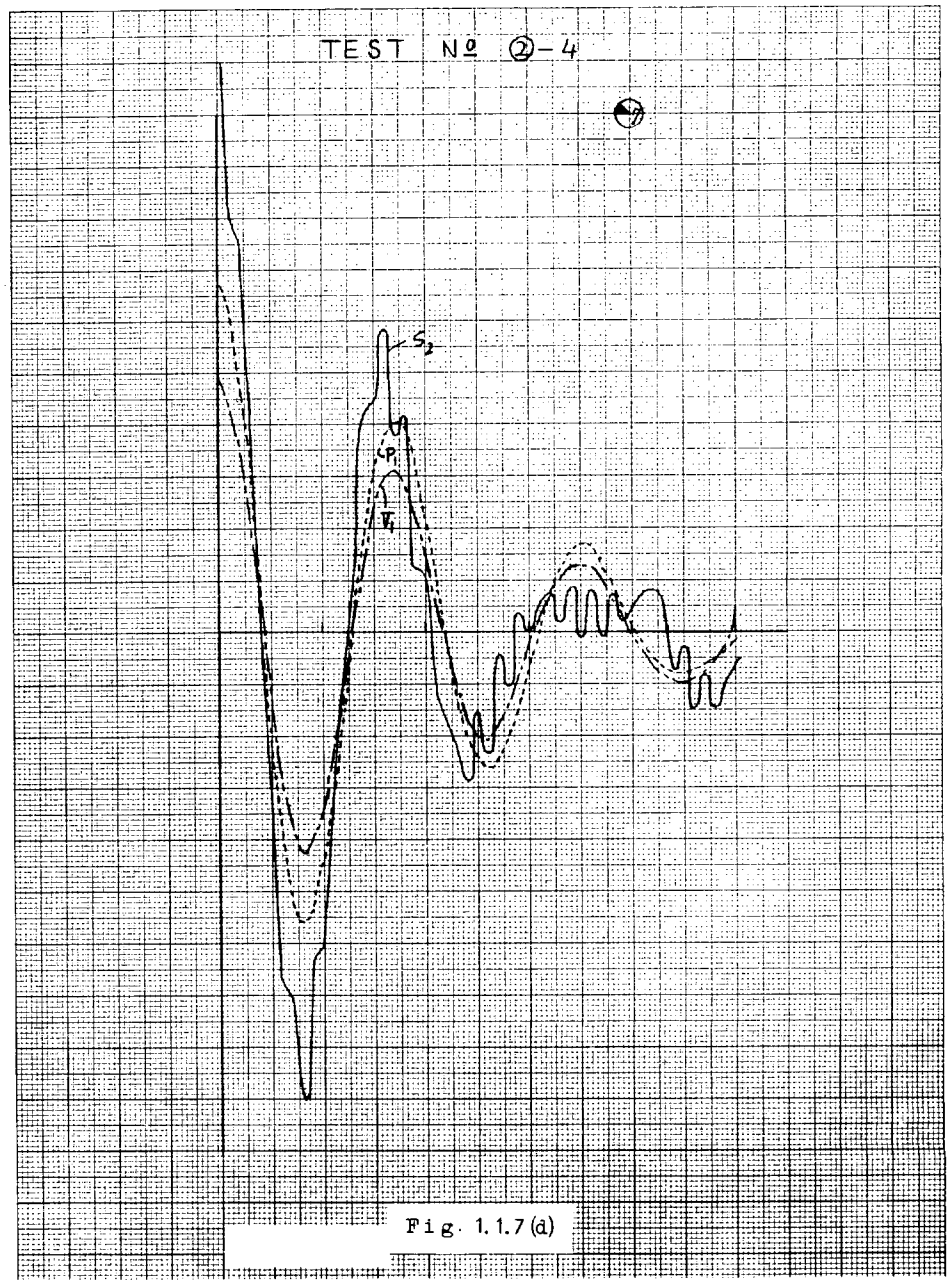


Fig. 1.1.7 (d)

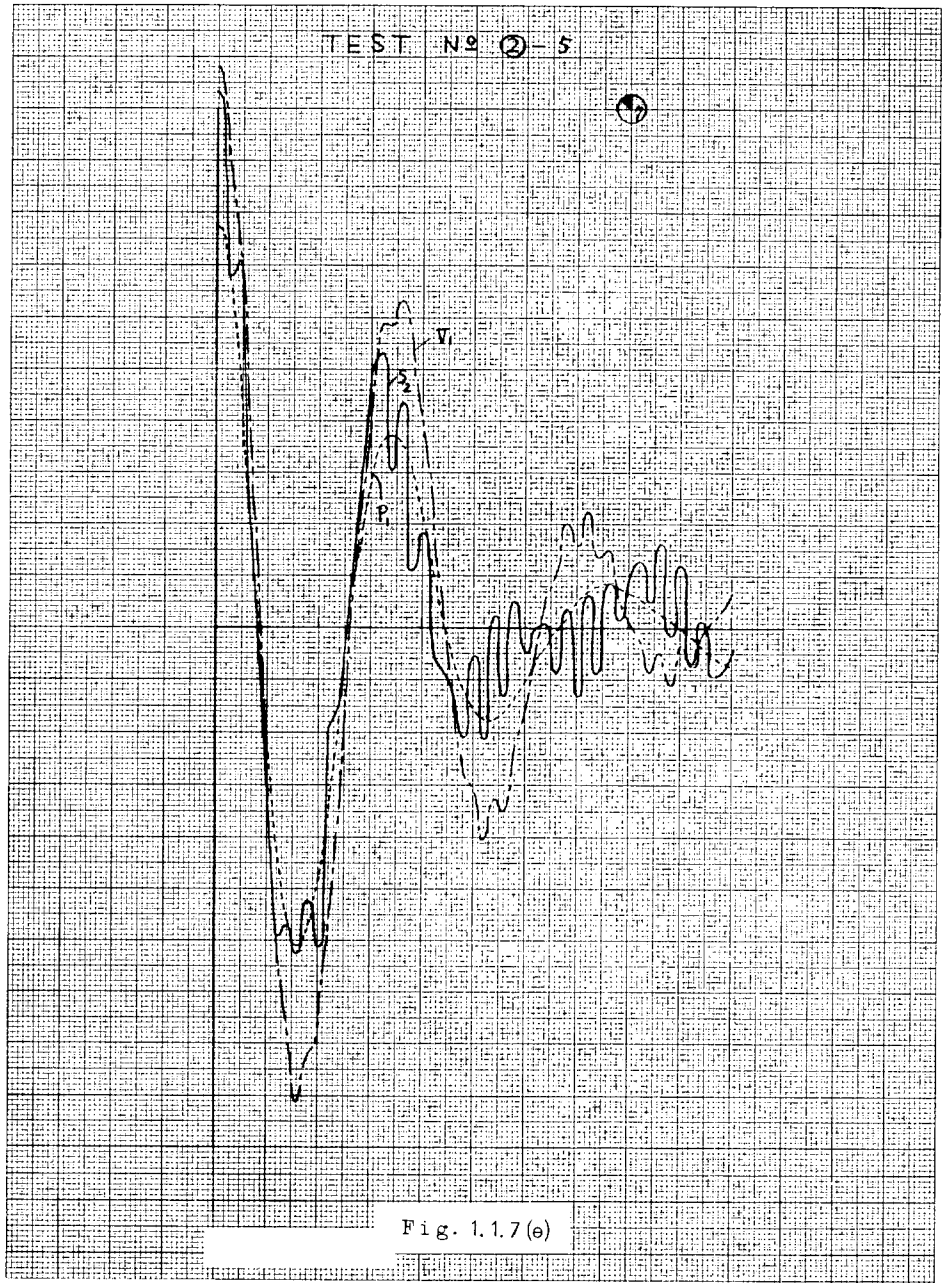


Fig. 1.1.7(e)

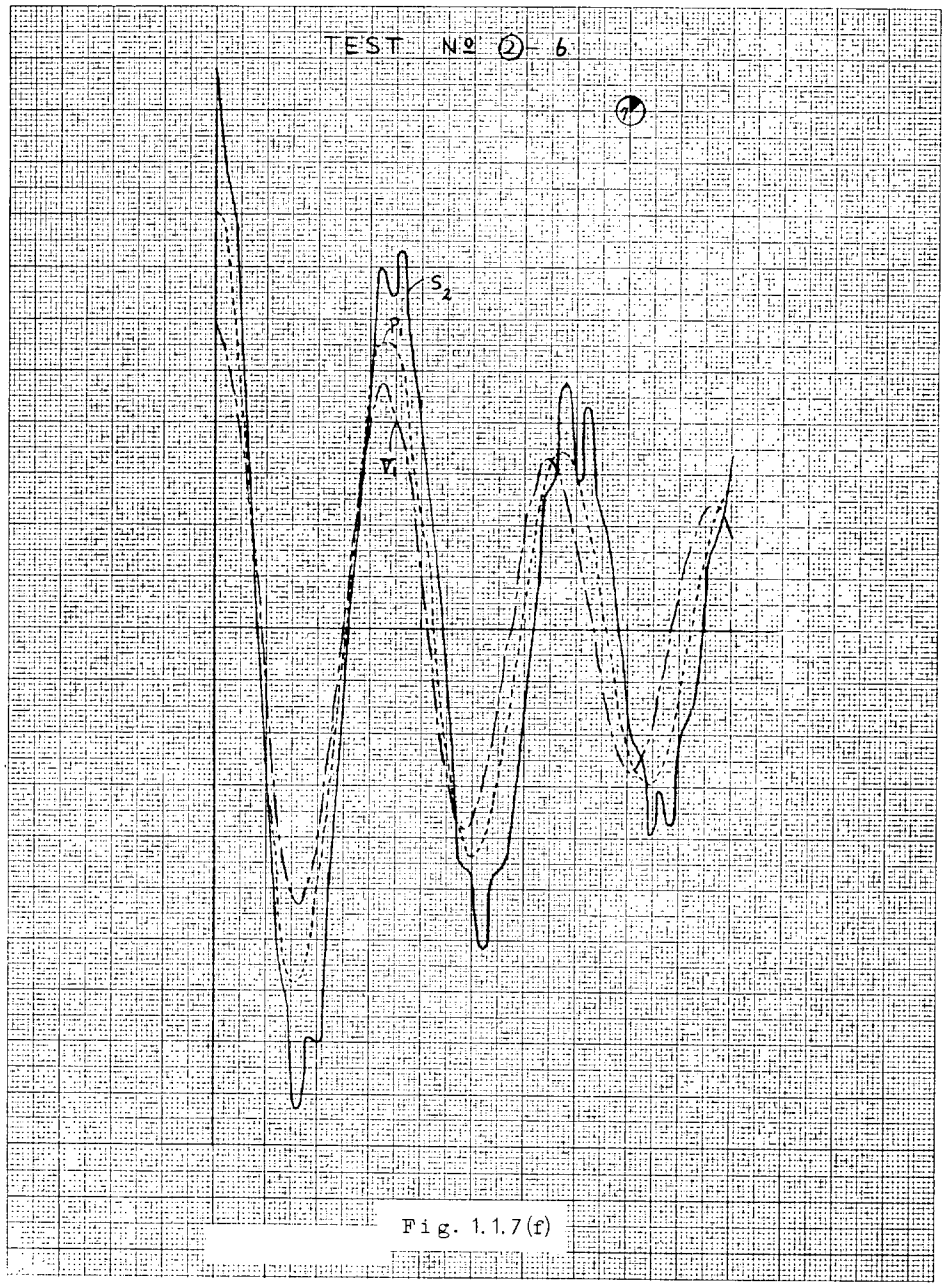


Fig. 1.1.7(f)

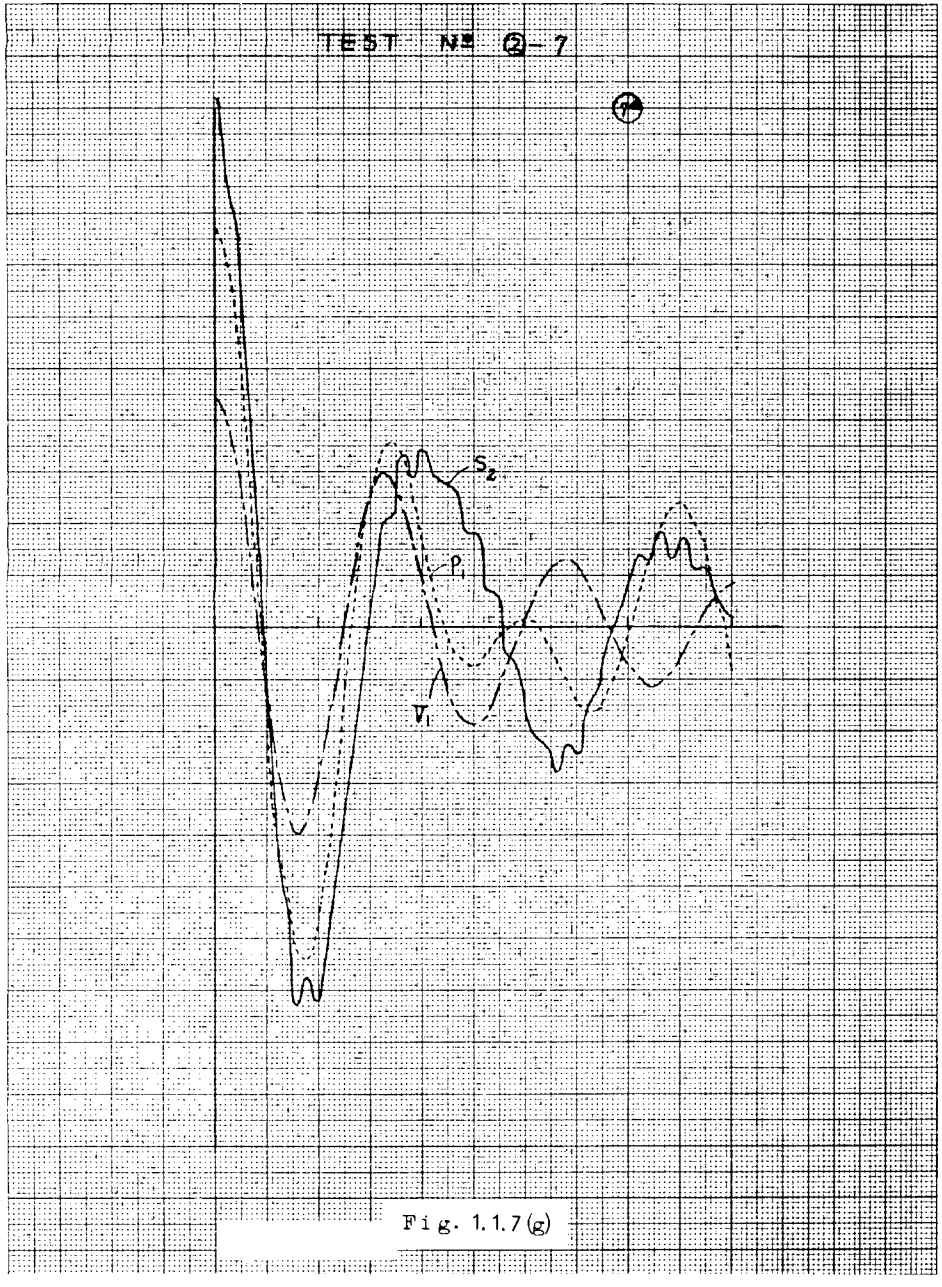


Fig. 1.1.7(g)

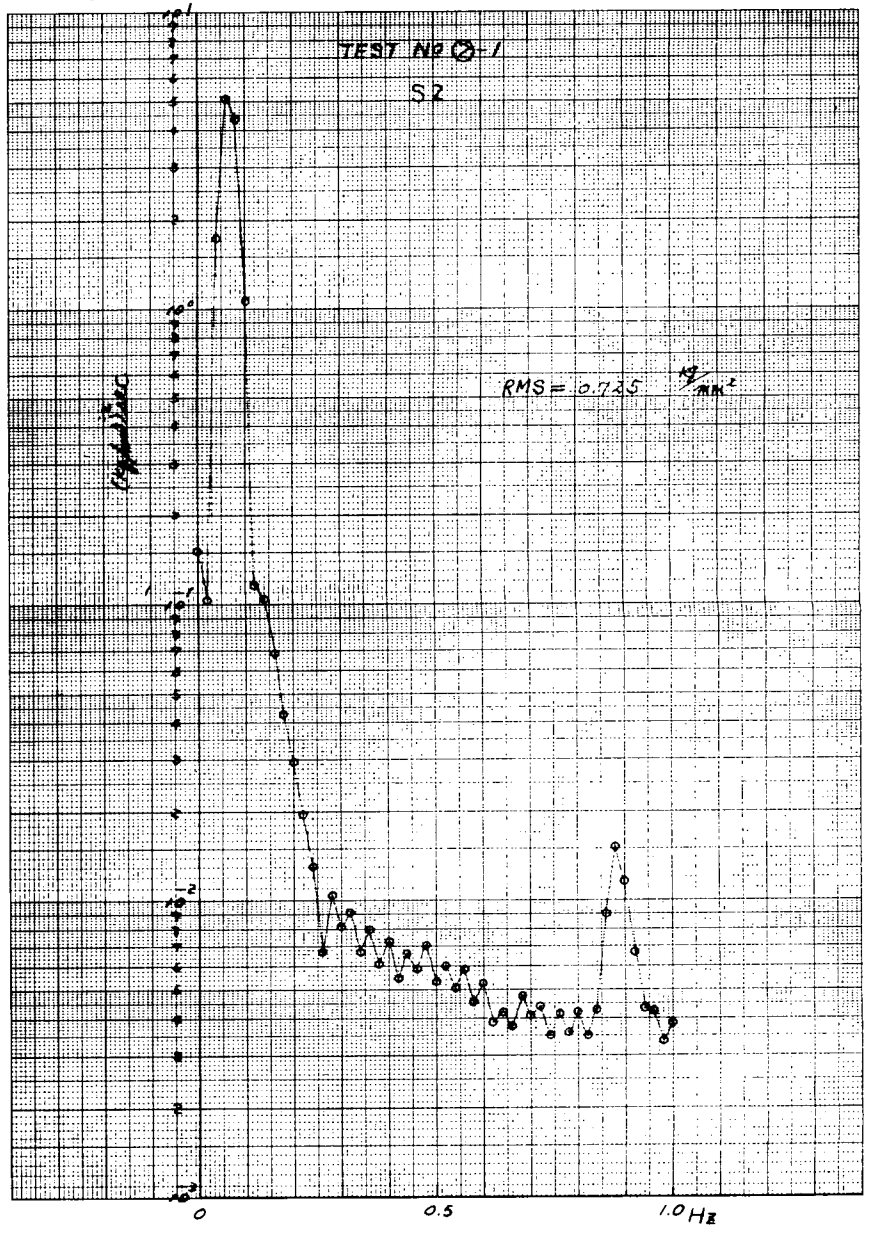


Fig. 1.1.8(a) S_2 のパワースペクトル密度

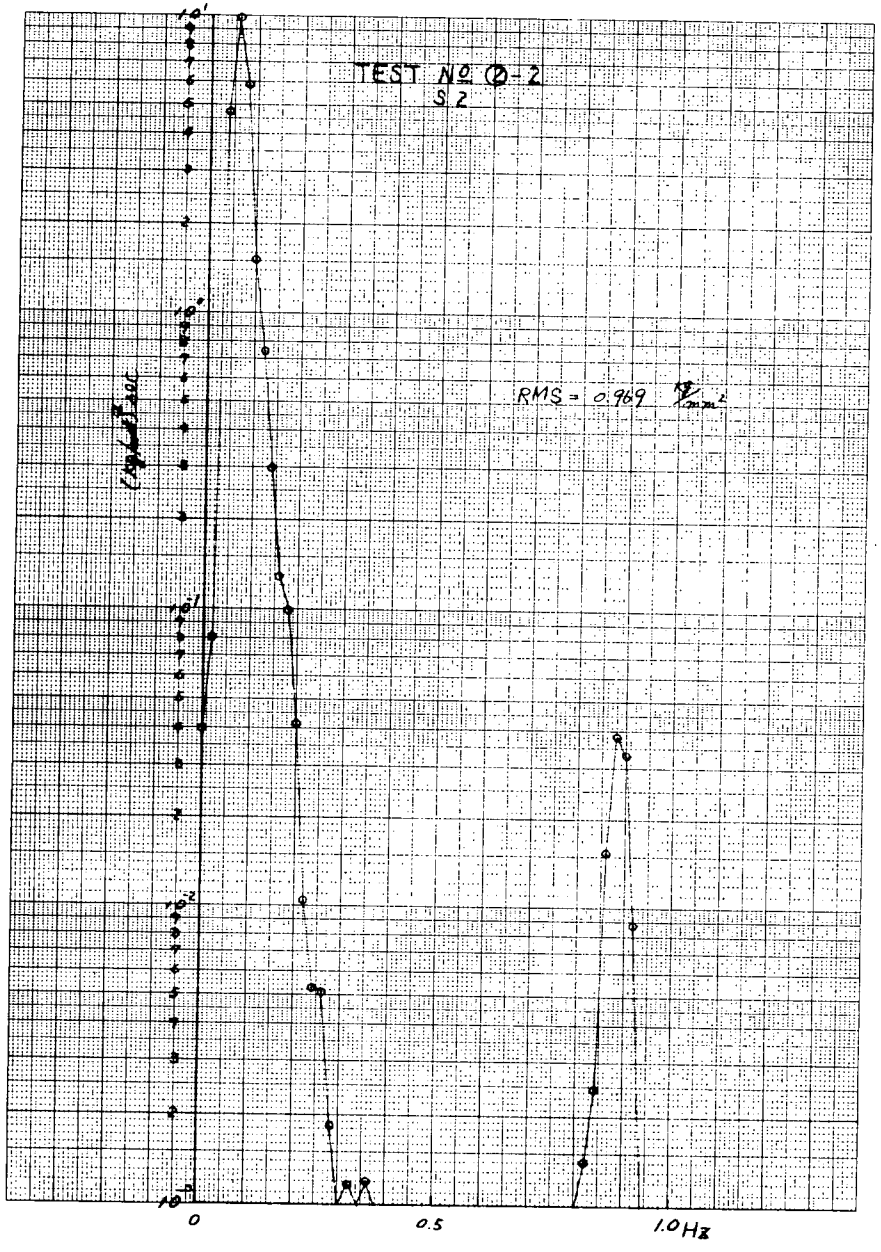


Fig. 1.1.8 (b)

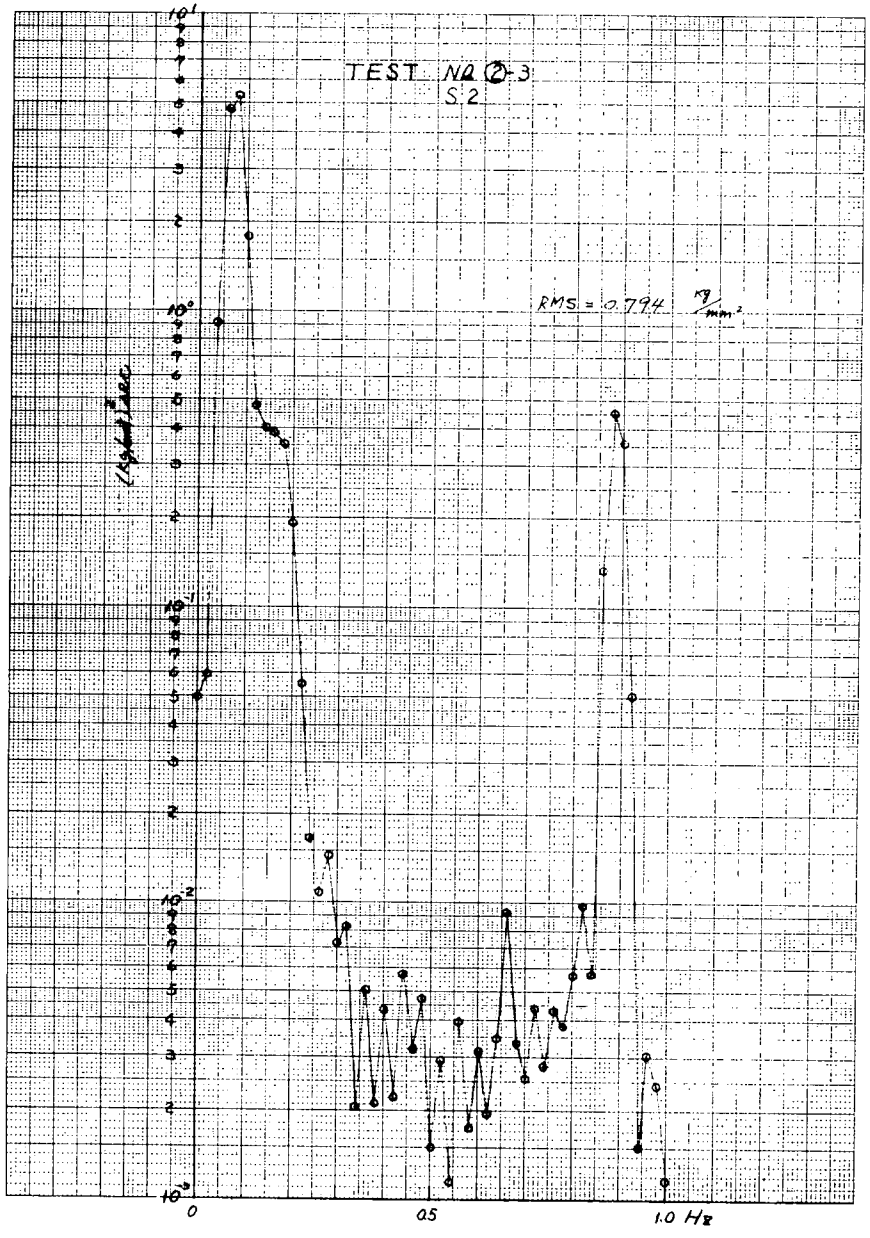


Fig. 1.1.8 (c)

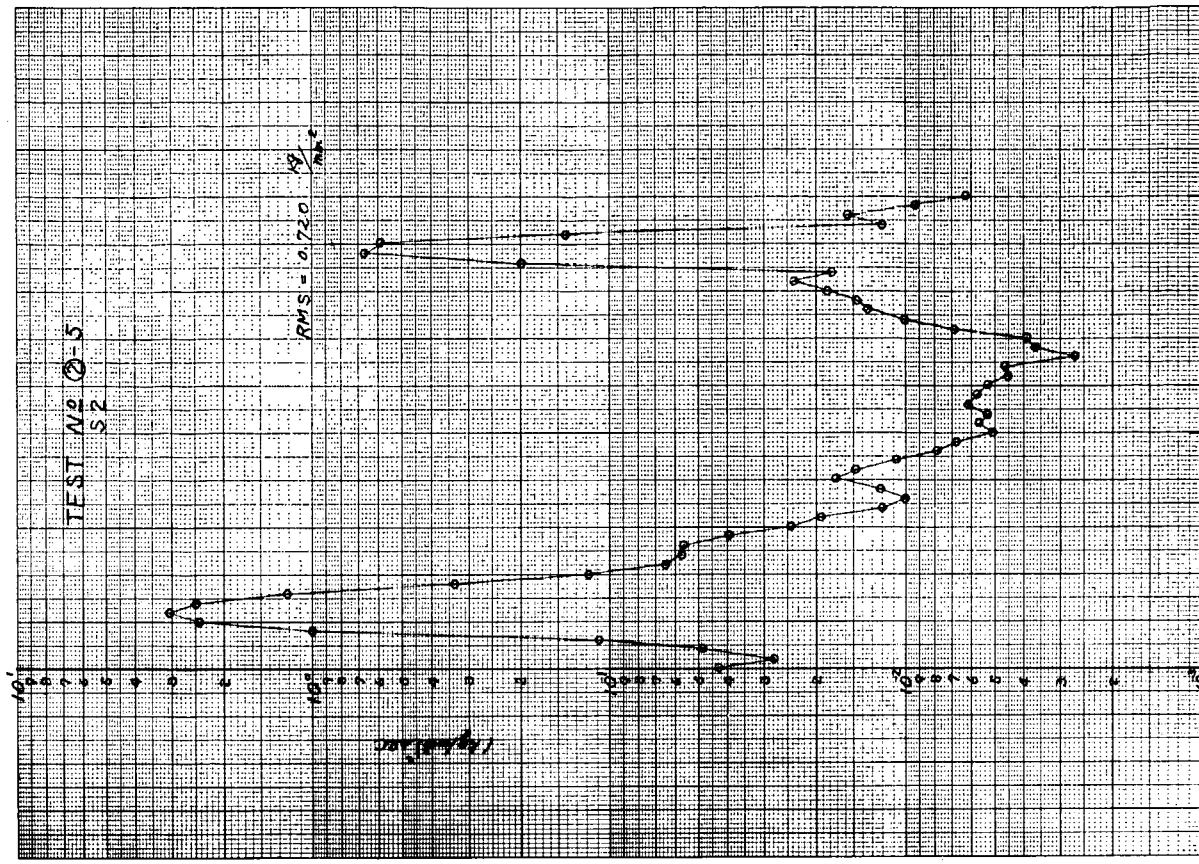


Fig. 1.1.8(e)

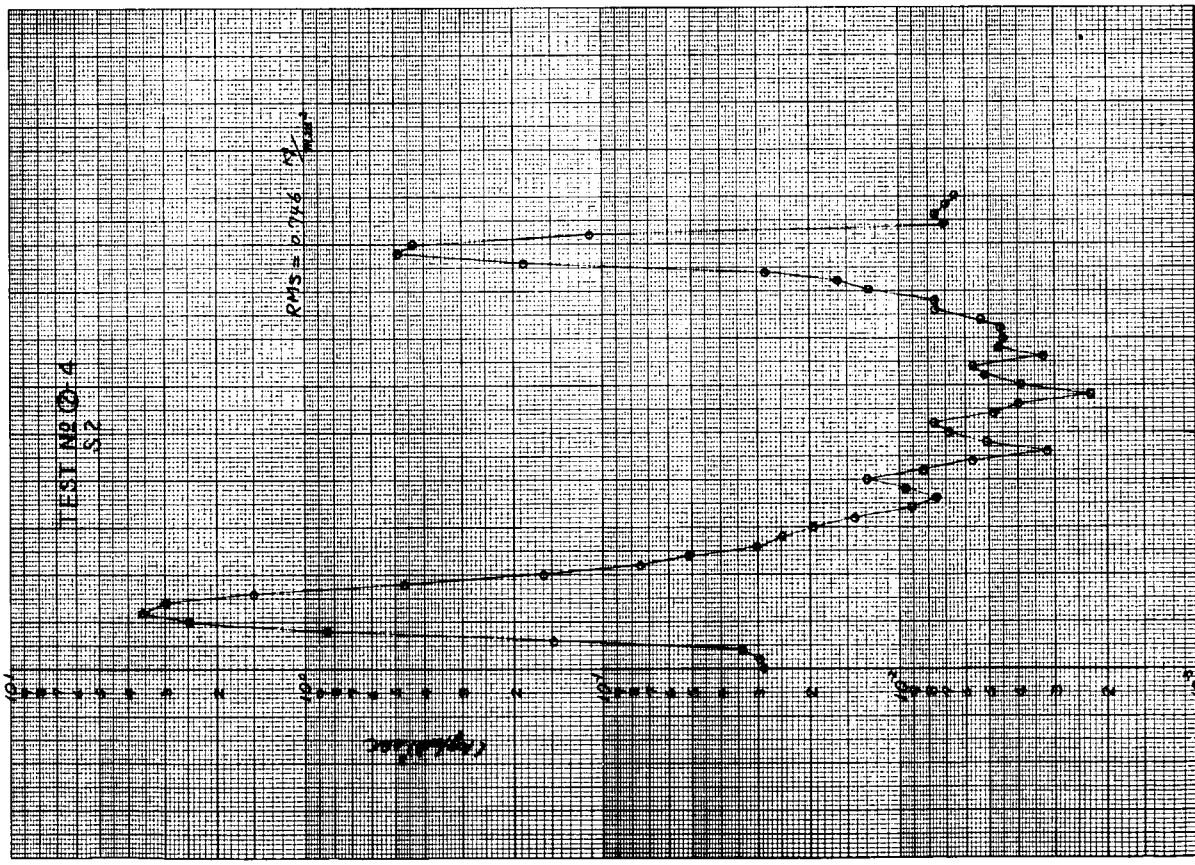


Fig. 1.1.8(d)

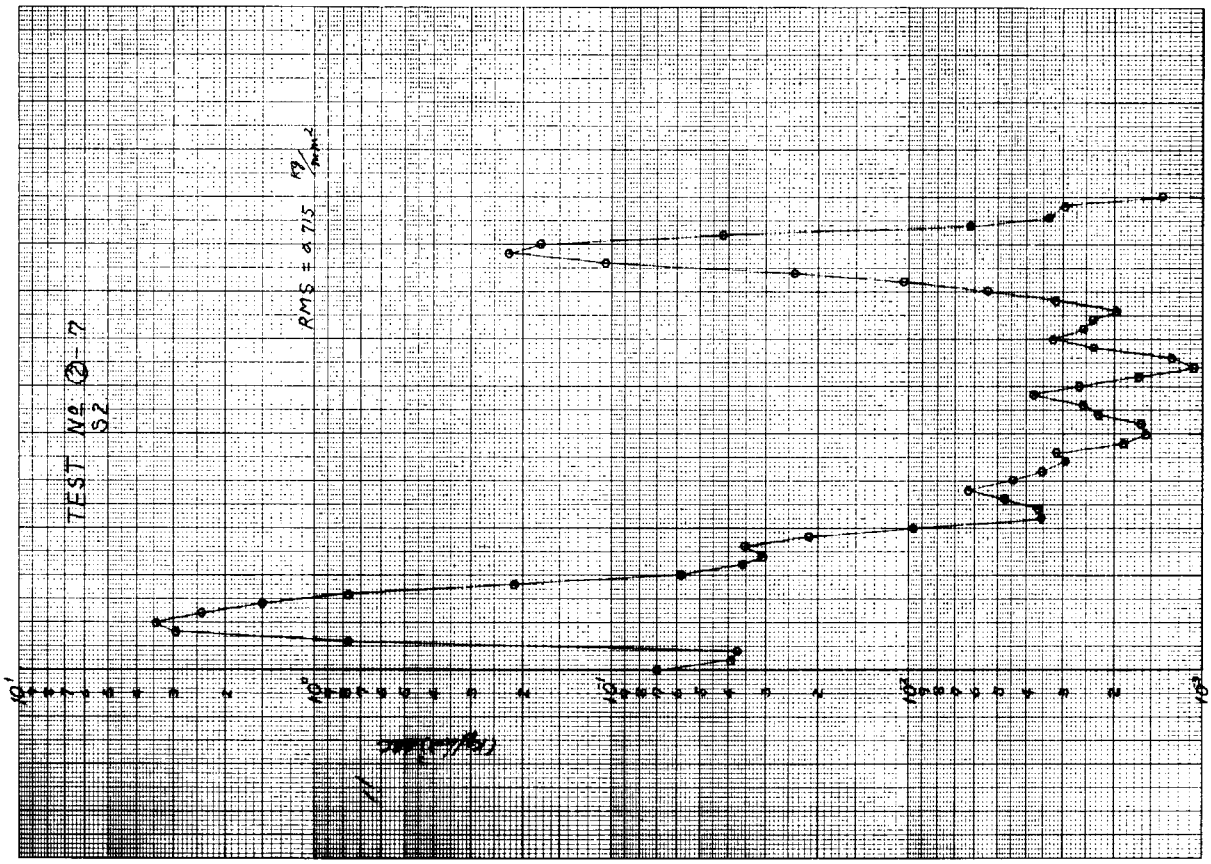


Fig. 1.1.8(g)

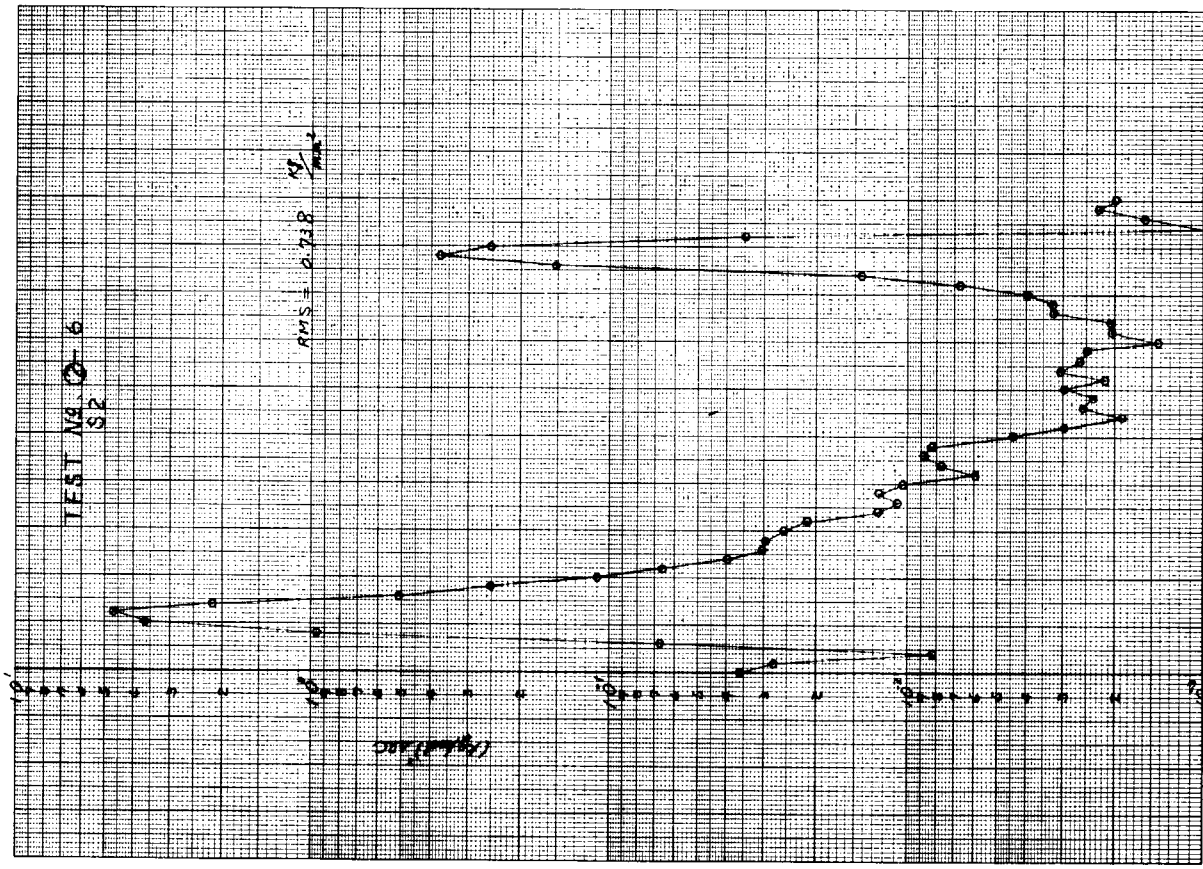


Fig. 1.1.8(f)

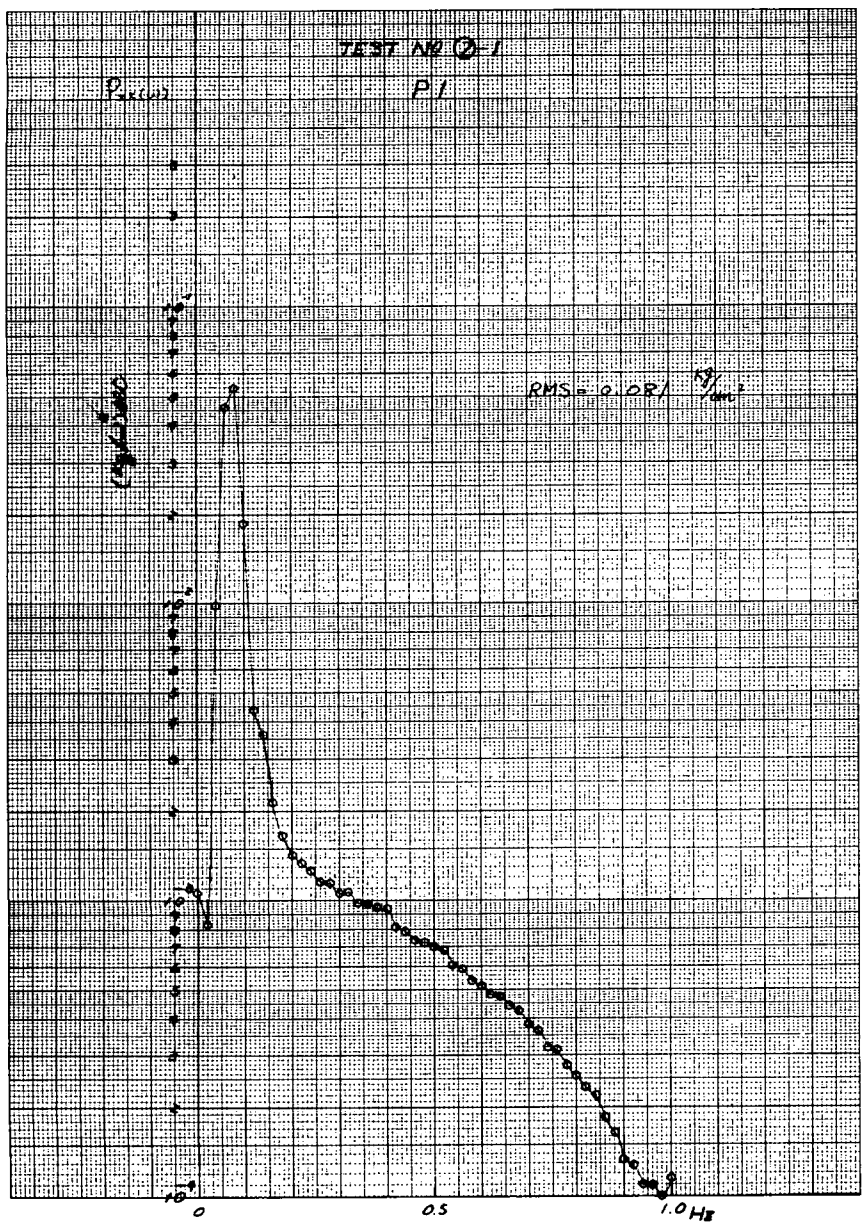


Fig. 1.1.9 (a)　P_1 のパワースペクトル密度

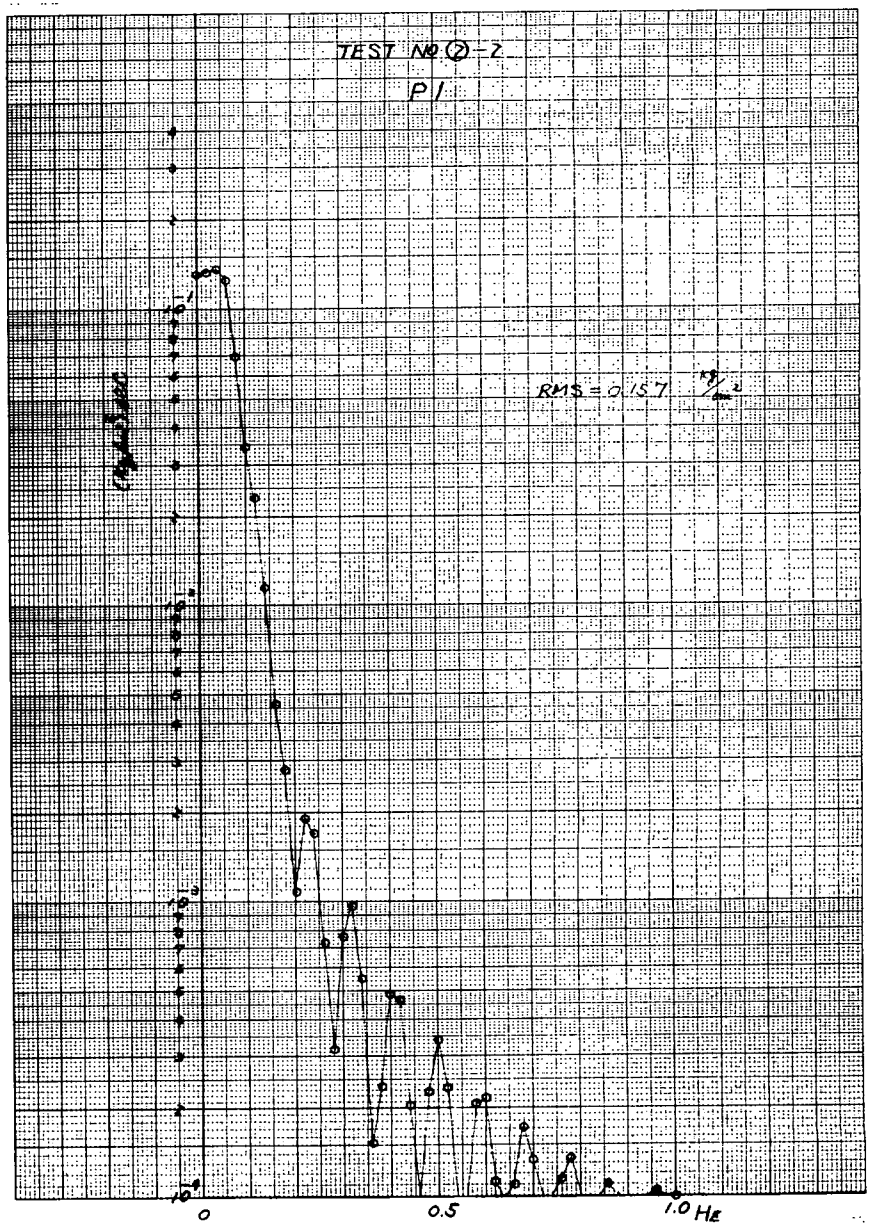


Fig. 1.1.9 (b)

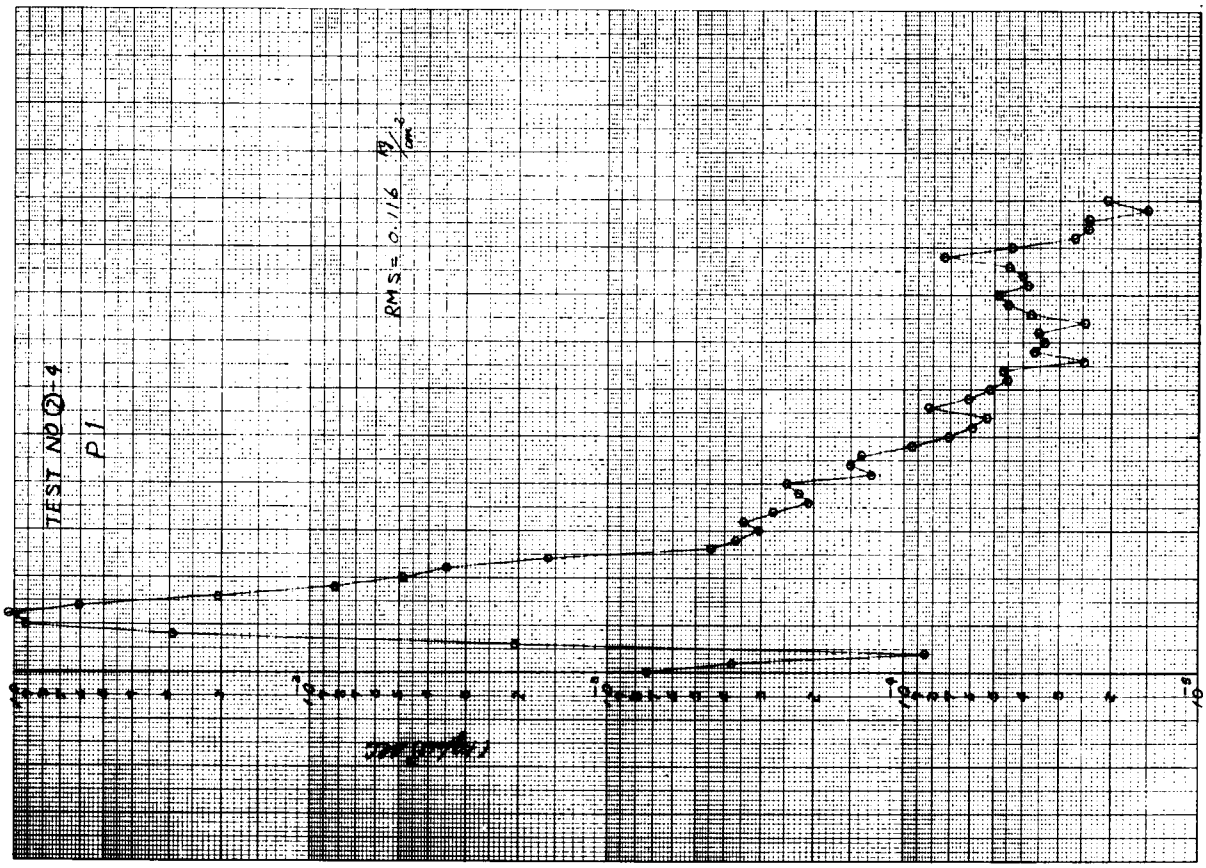


Fig. 1.1.9(d)

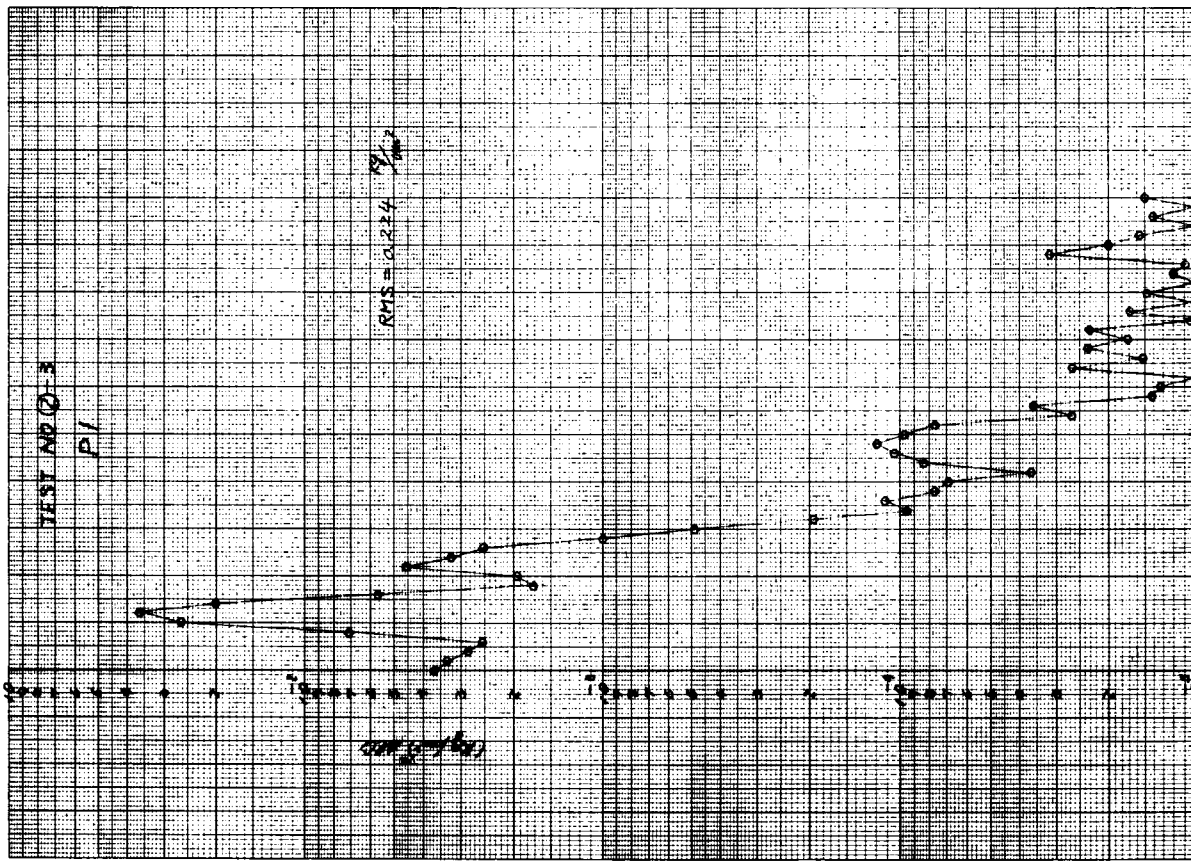


Fig. 1.1.9(c)

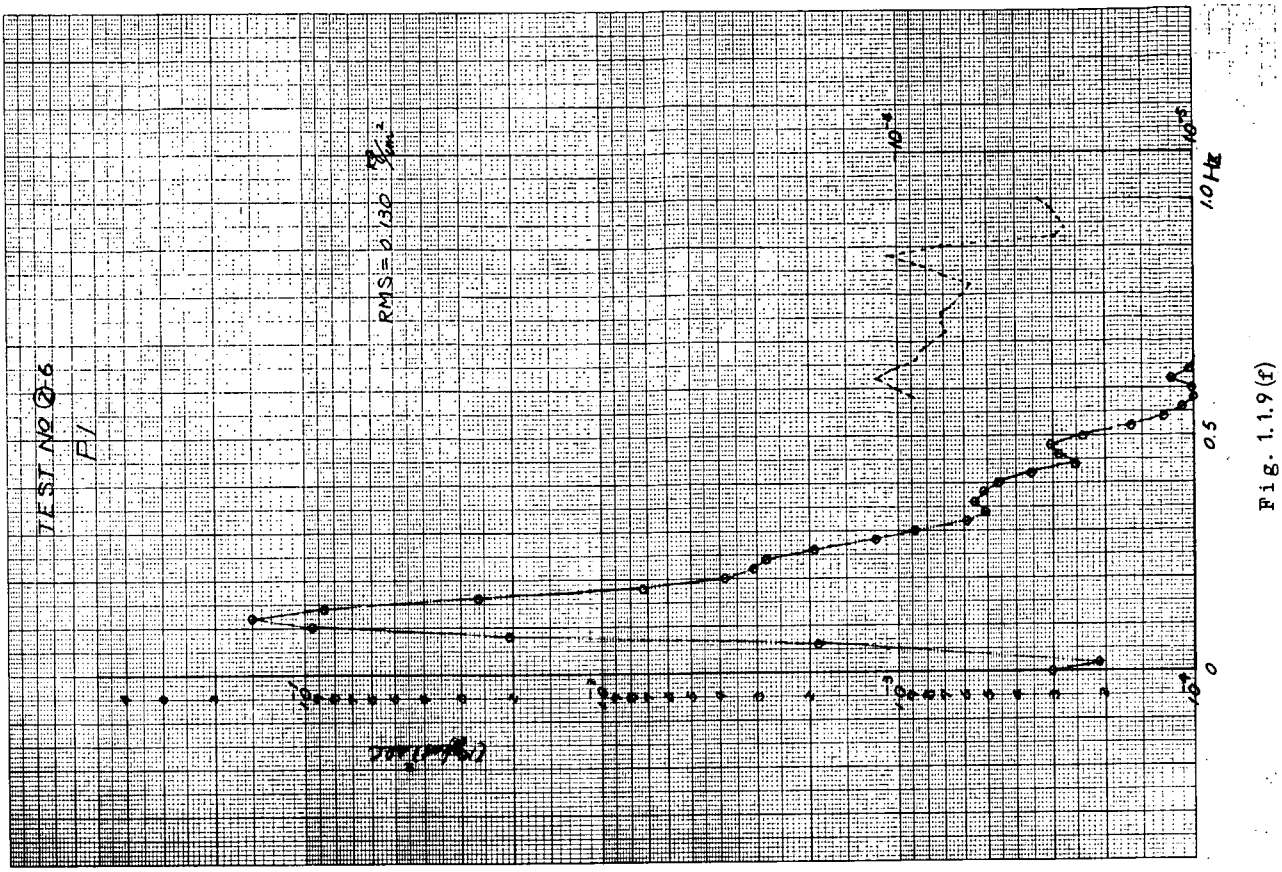


Fig. 1.1.9(f)

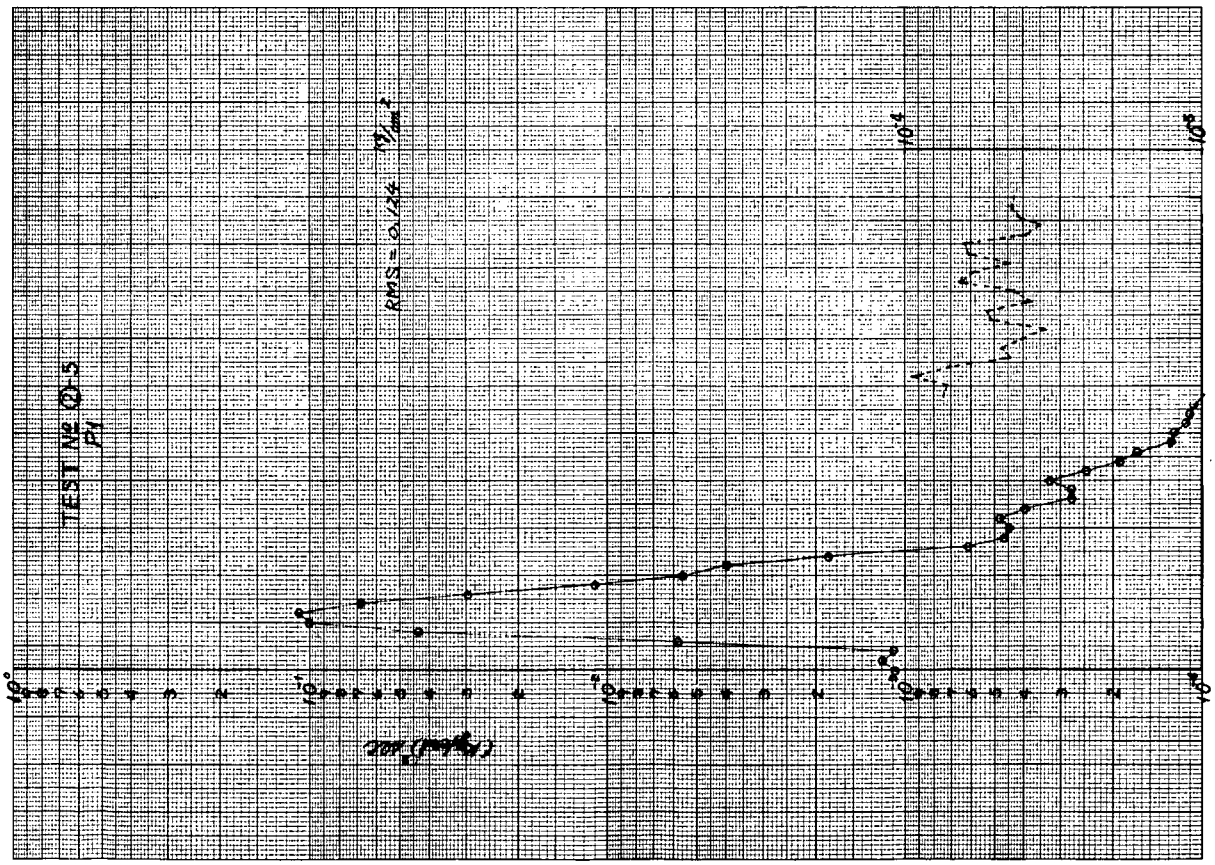


Fig. 1.1.9(e)

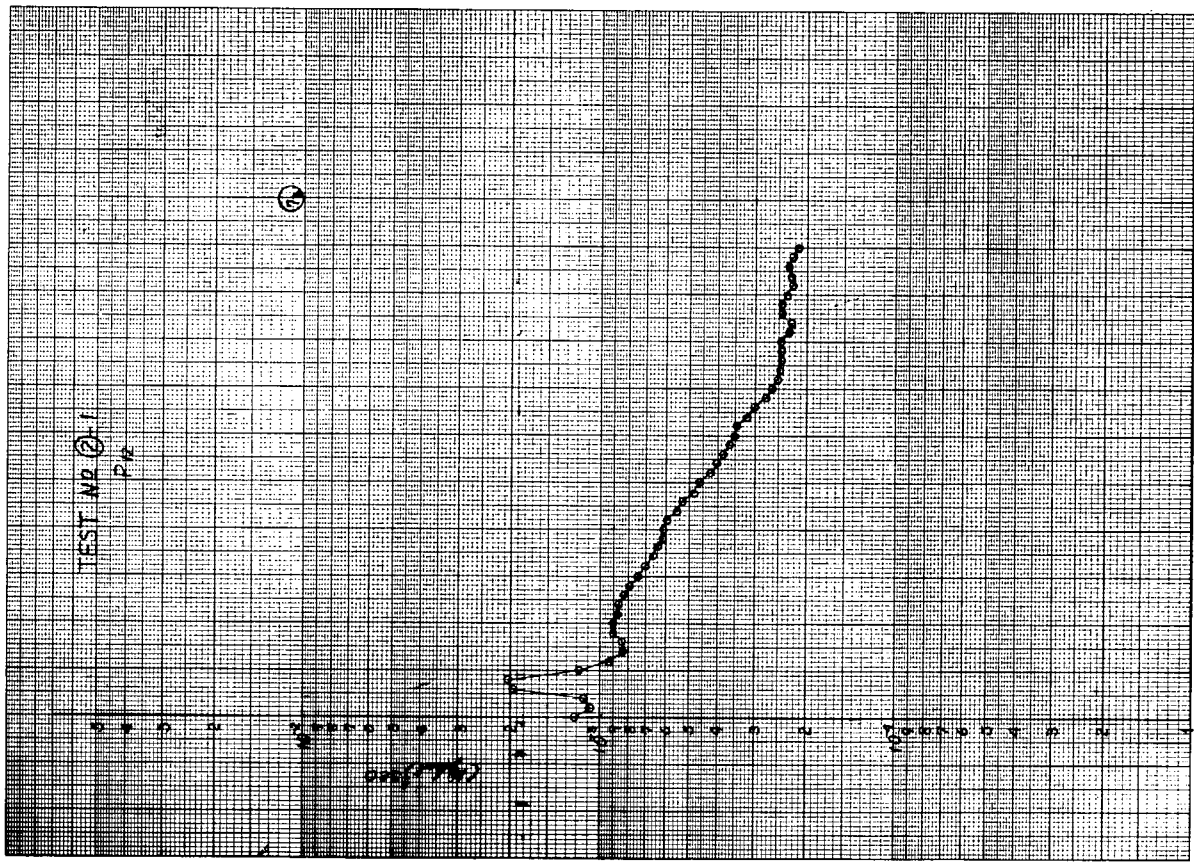


Fig. 1.1.10(a) P_{12}のパワースペクトル密度

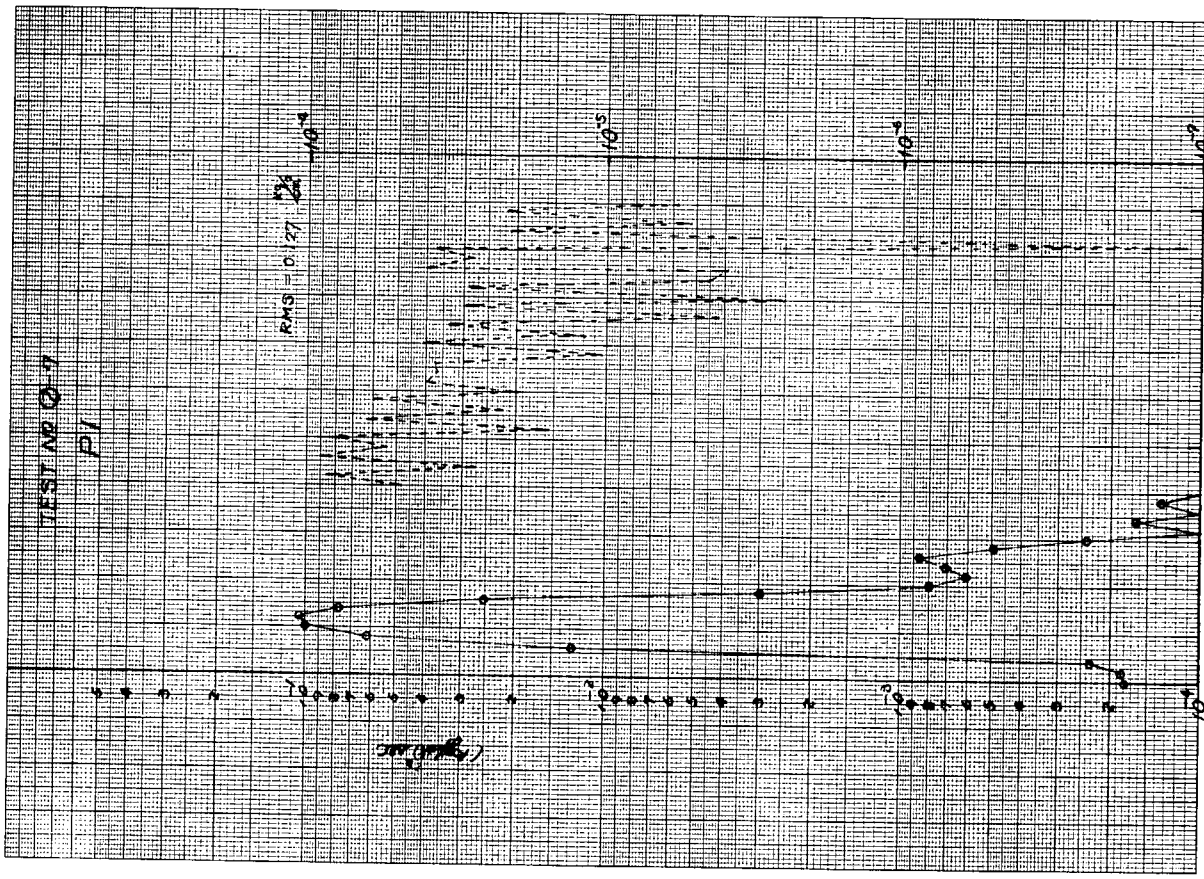


Fig. 1.1.9(g)

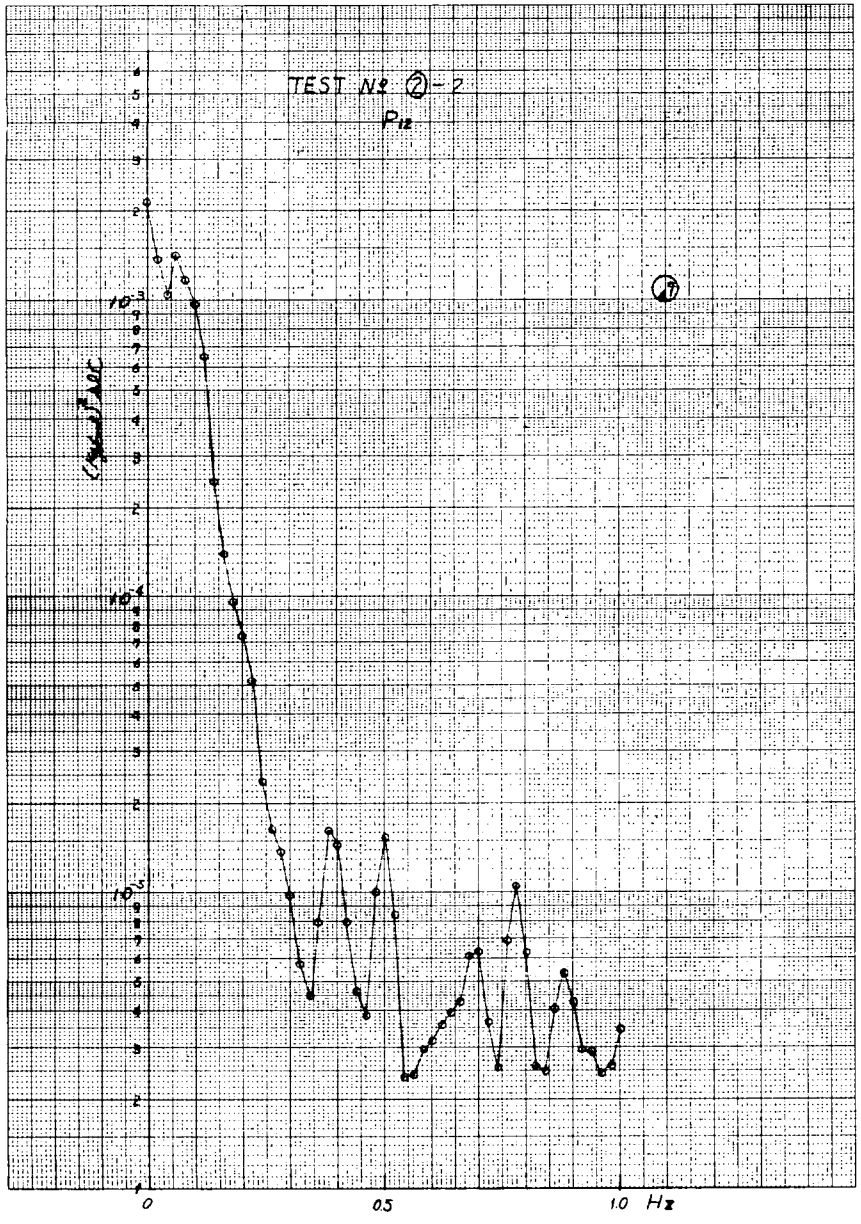


Fig. 1.1.10(b)

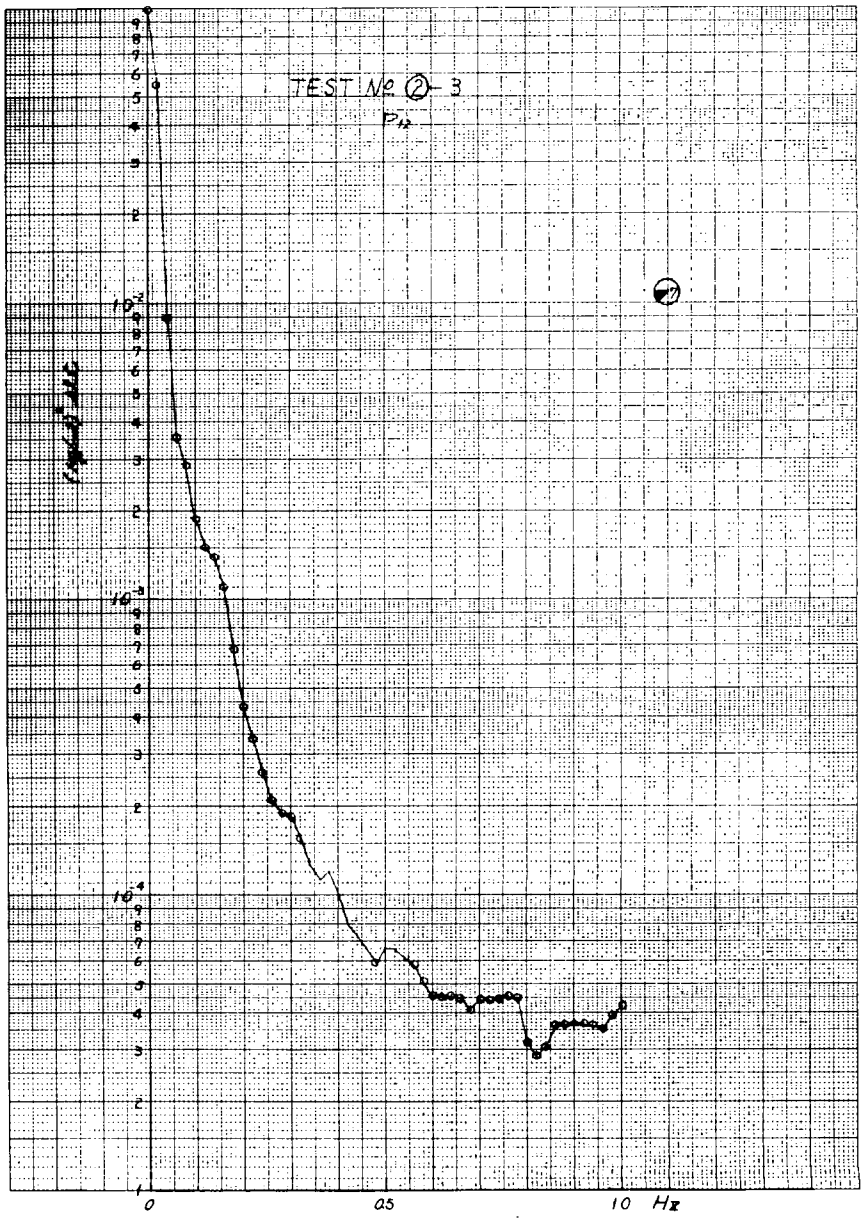


Fig. 1.1.10(c)

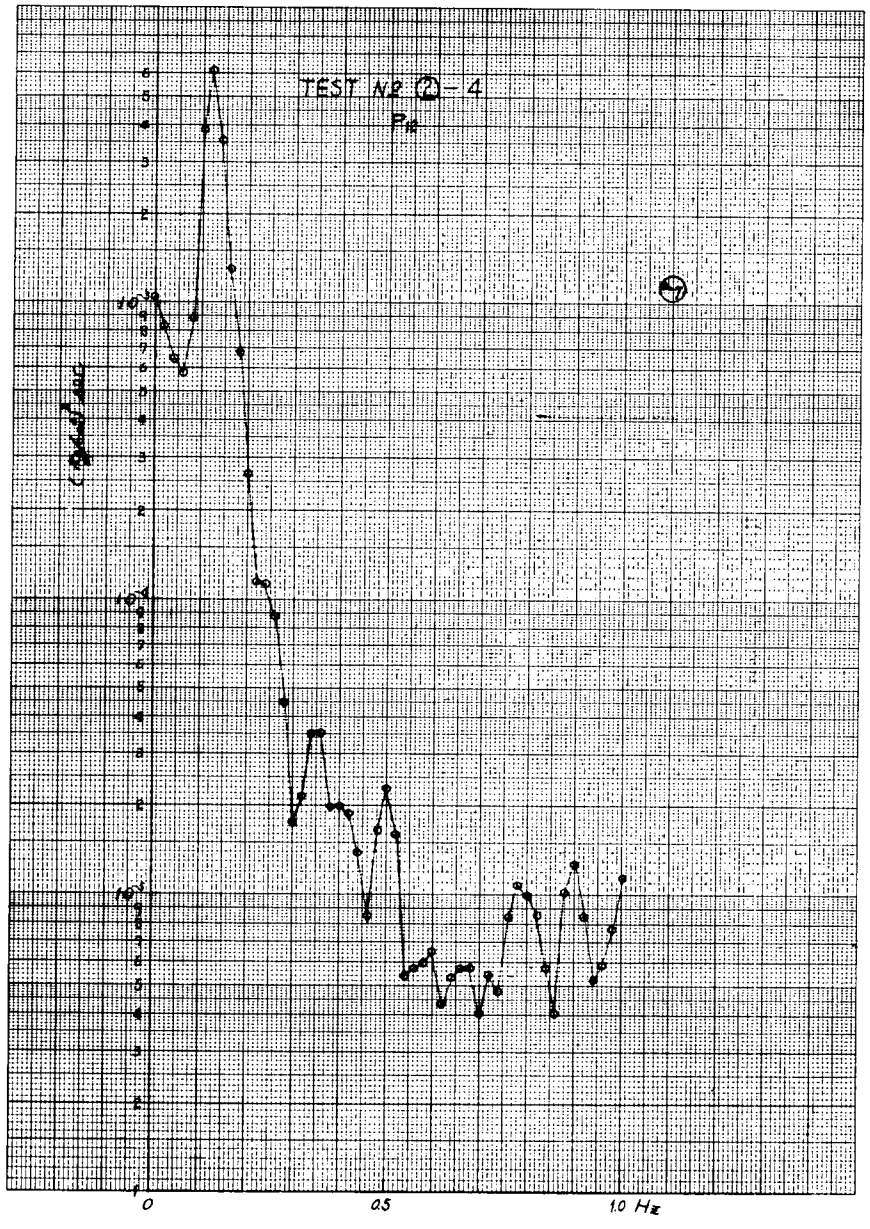


Fig. 1.1.10(d)

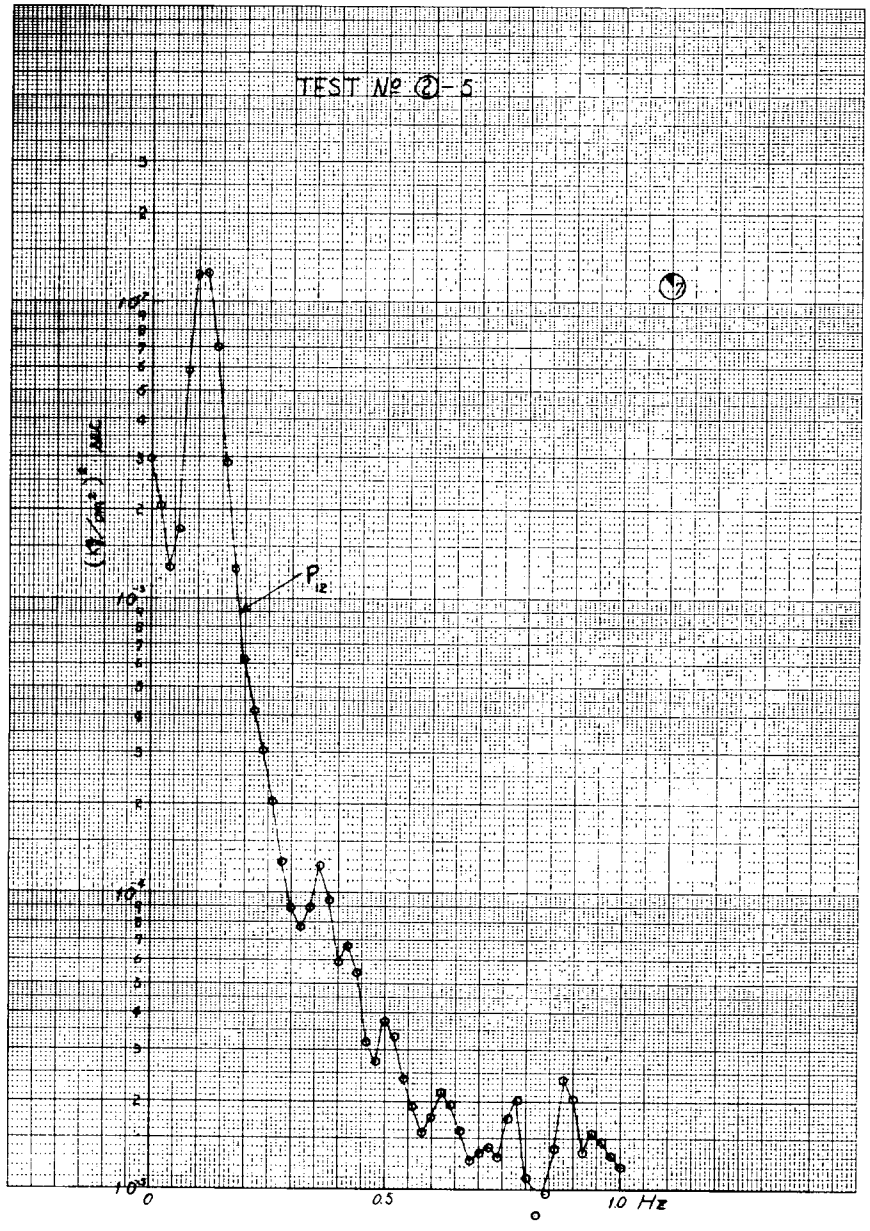


Fig. 1.1.10(e)

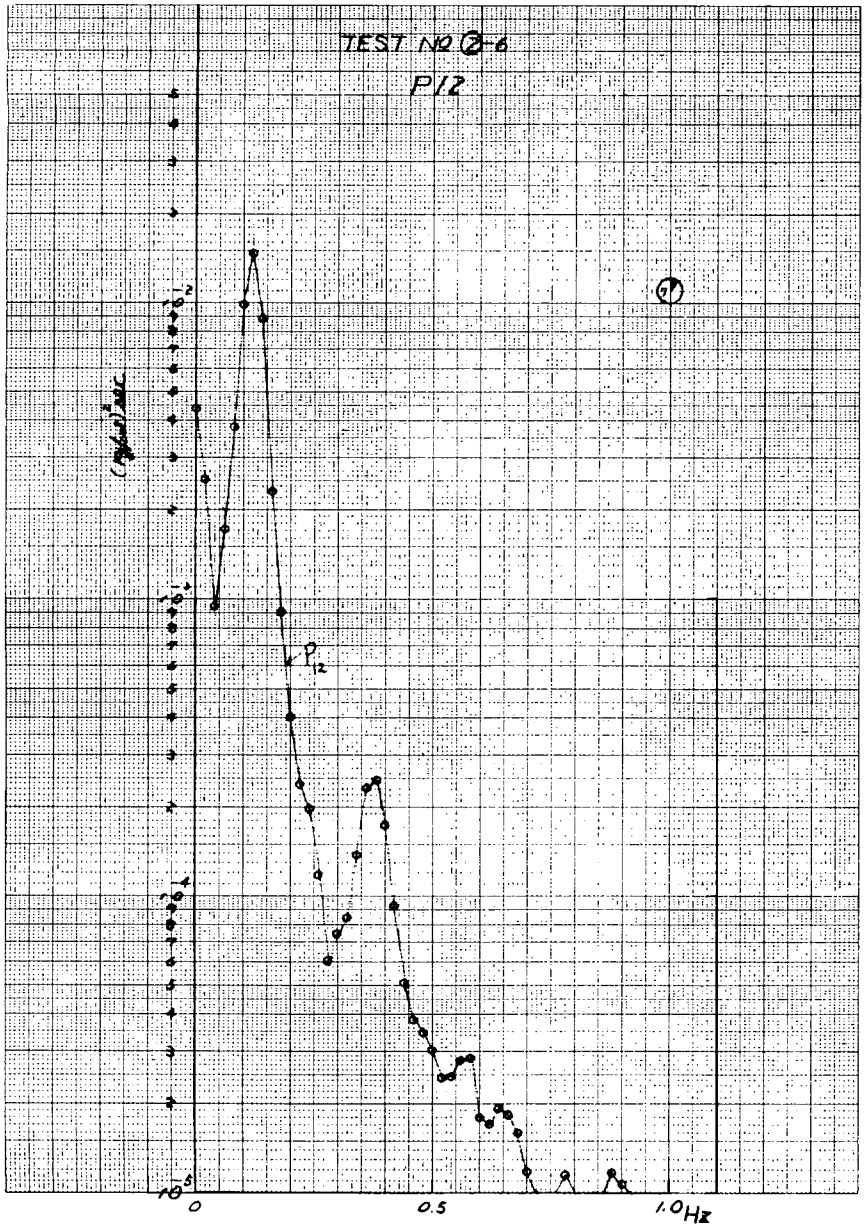


Fig. 1.1.10(f)

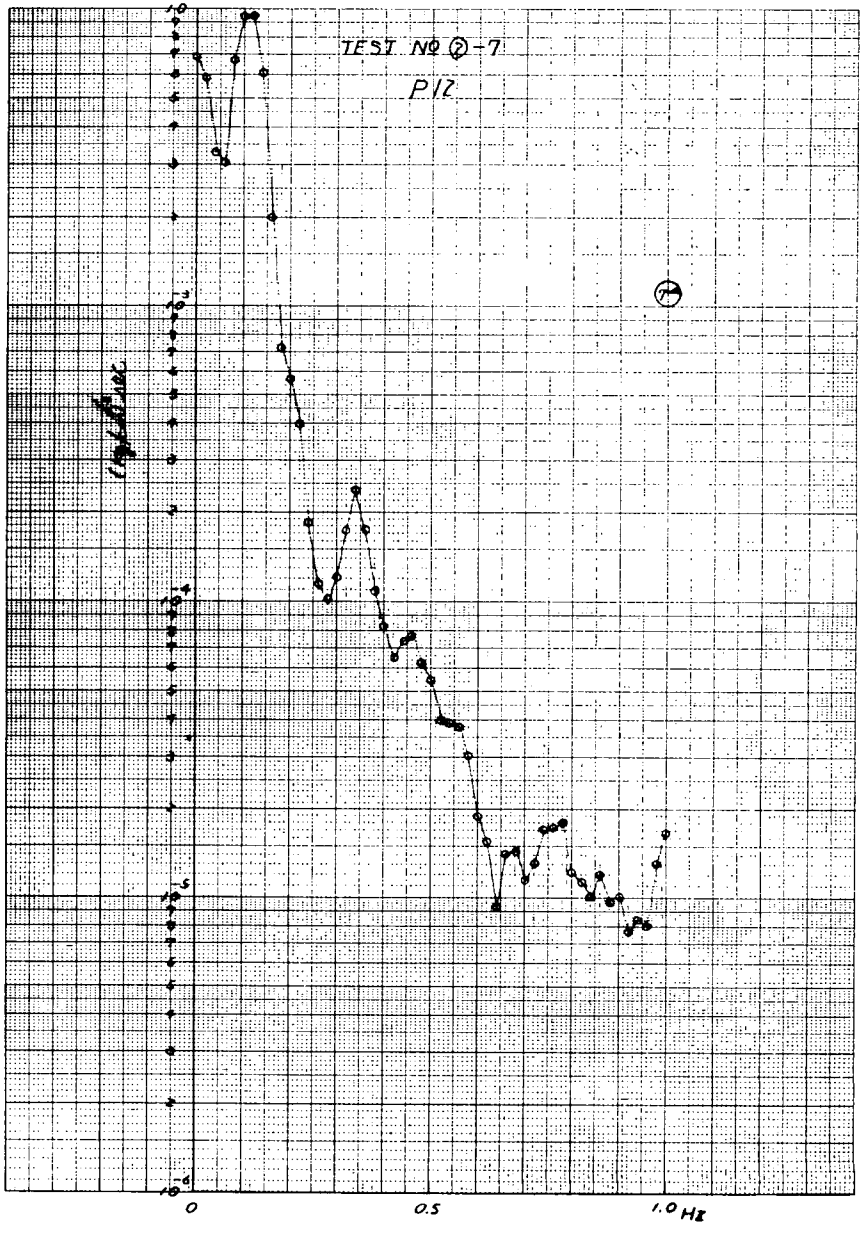


Fig. 1.1.10(g)

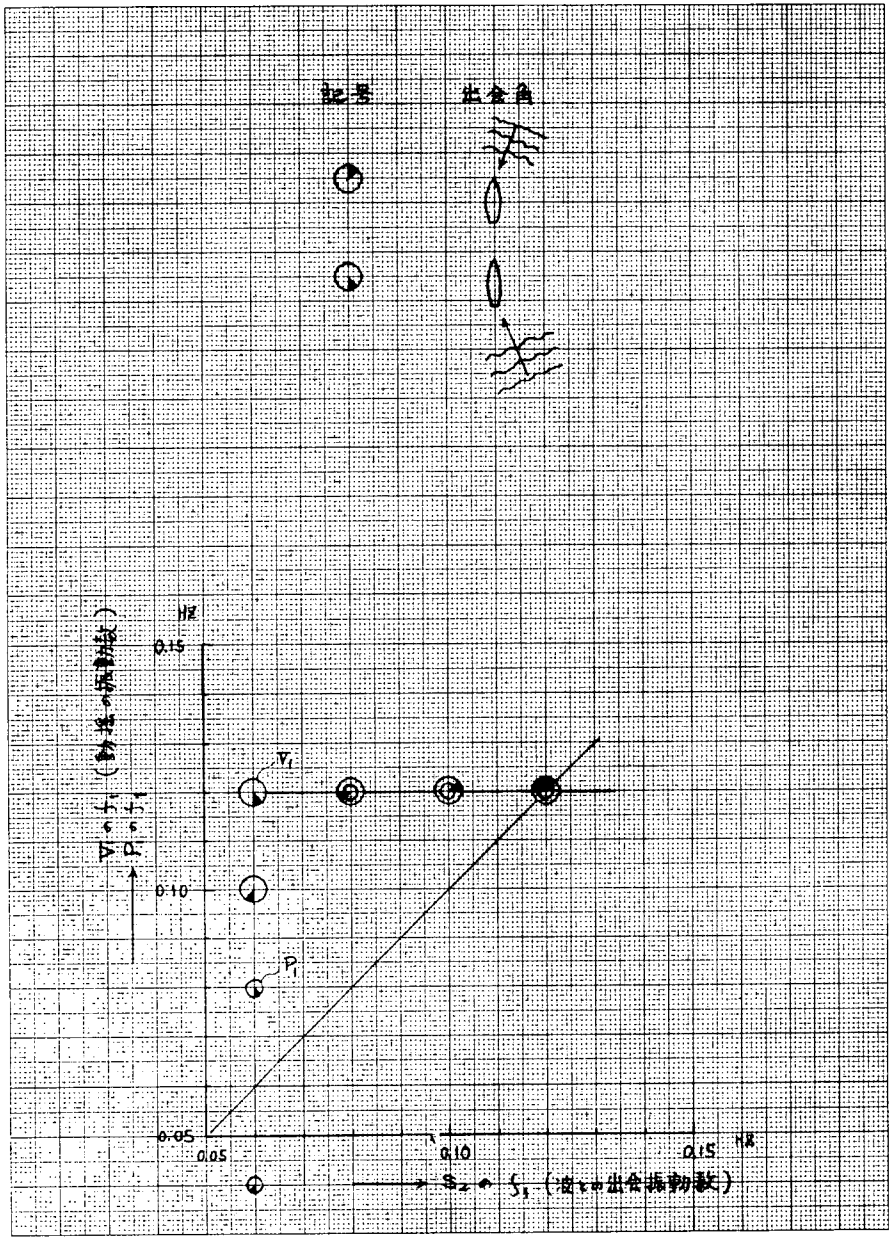


Fig. 1.1.11　出会角による f_1 の変化

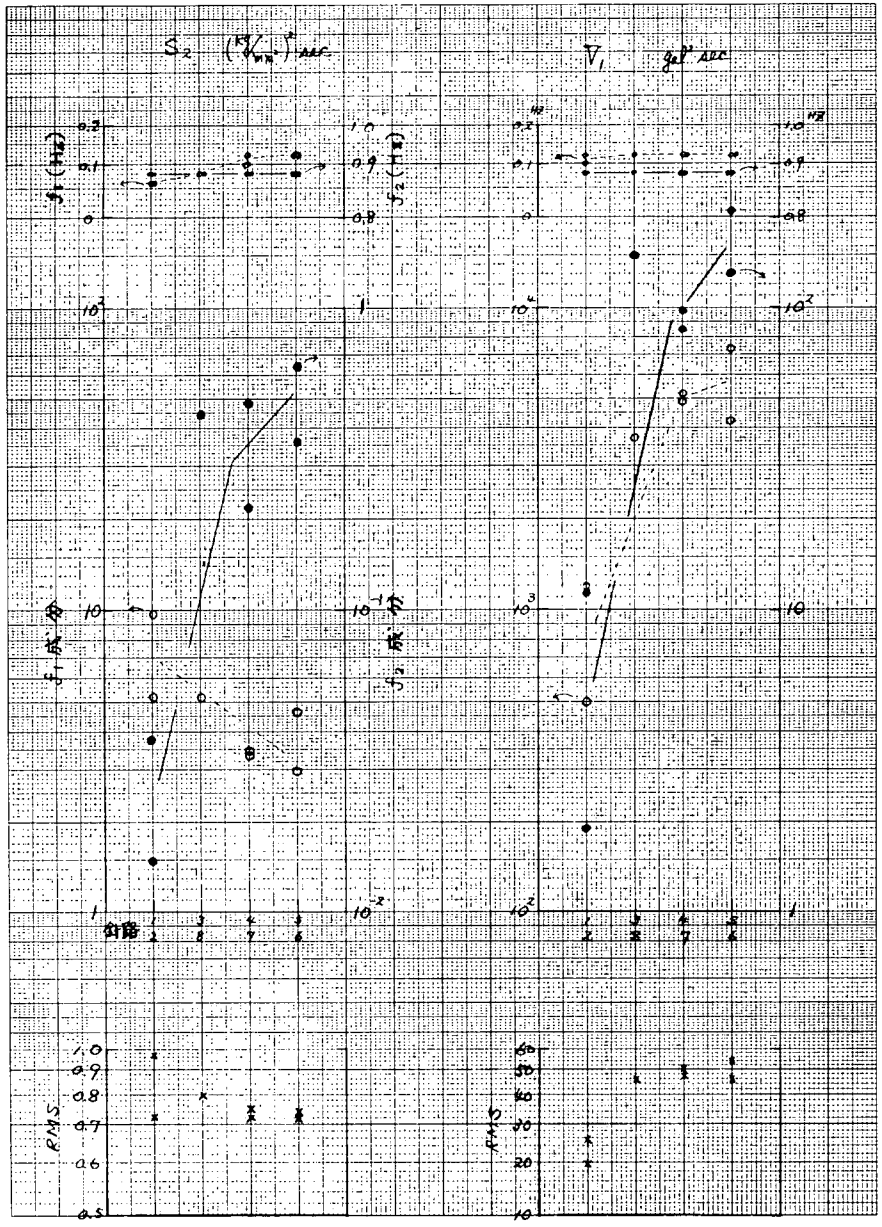


Fig. 1.1.12(a)　船の針路と応答の関係

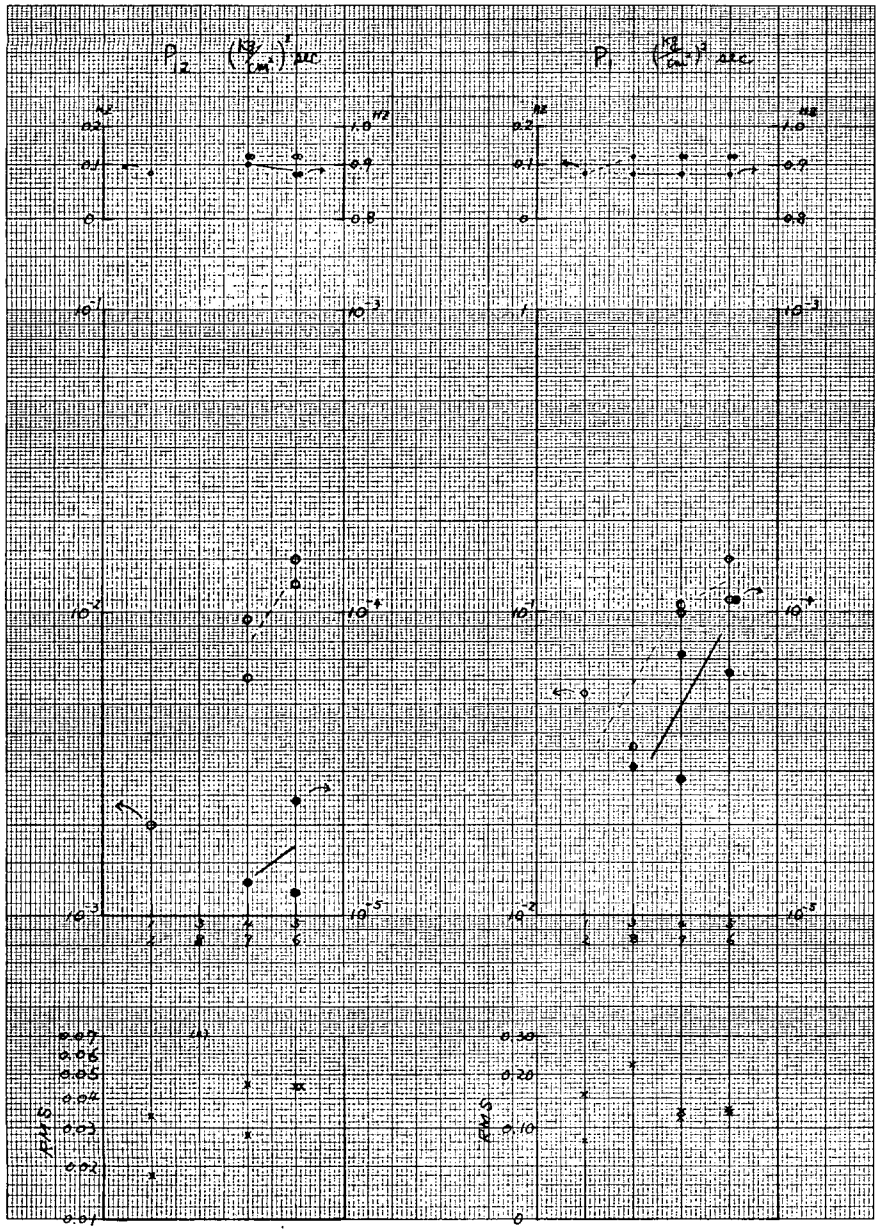


Fig. 1.1.1 2(b)

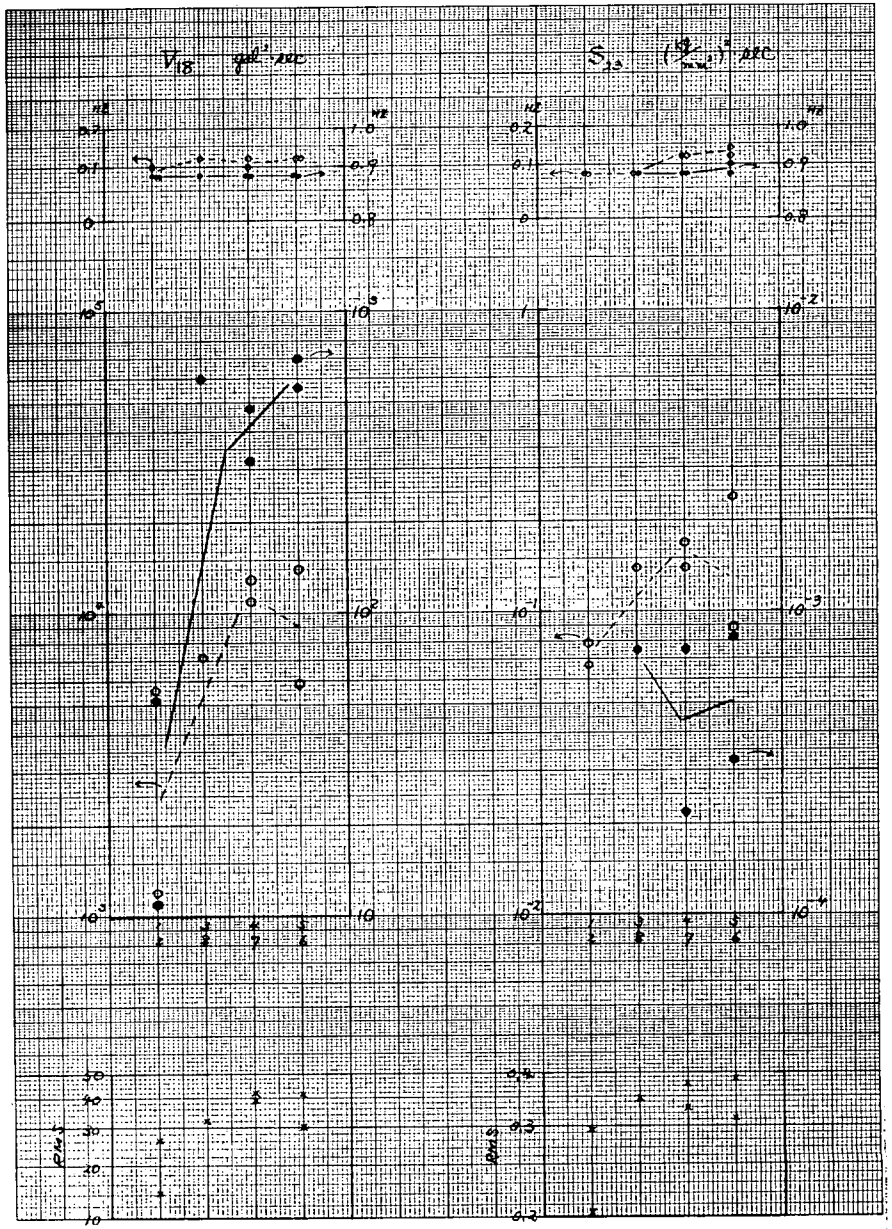


Fig. 1.1.1 2(c)

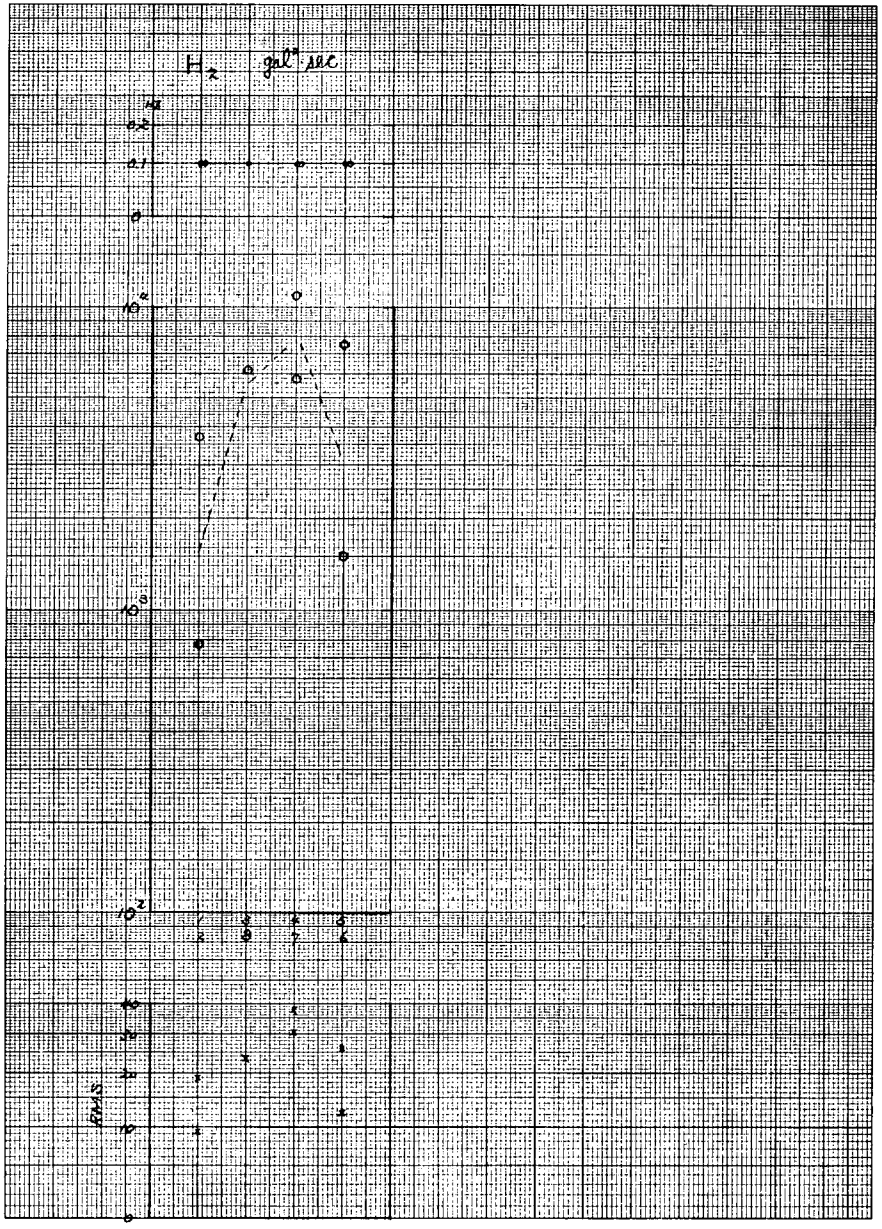


Fig. 1.1.12(a)

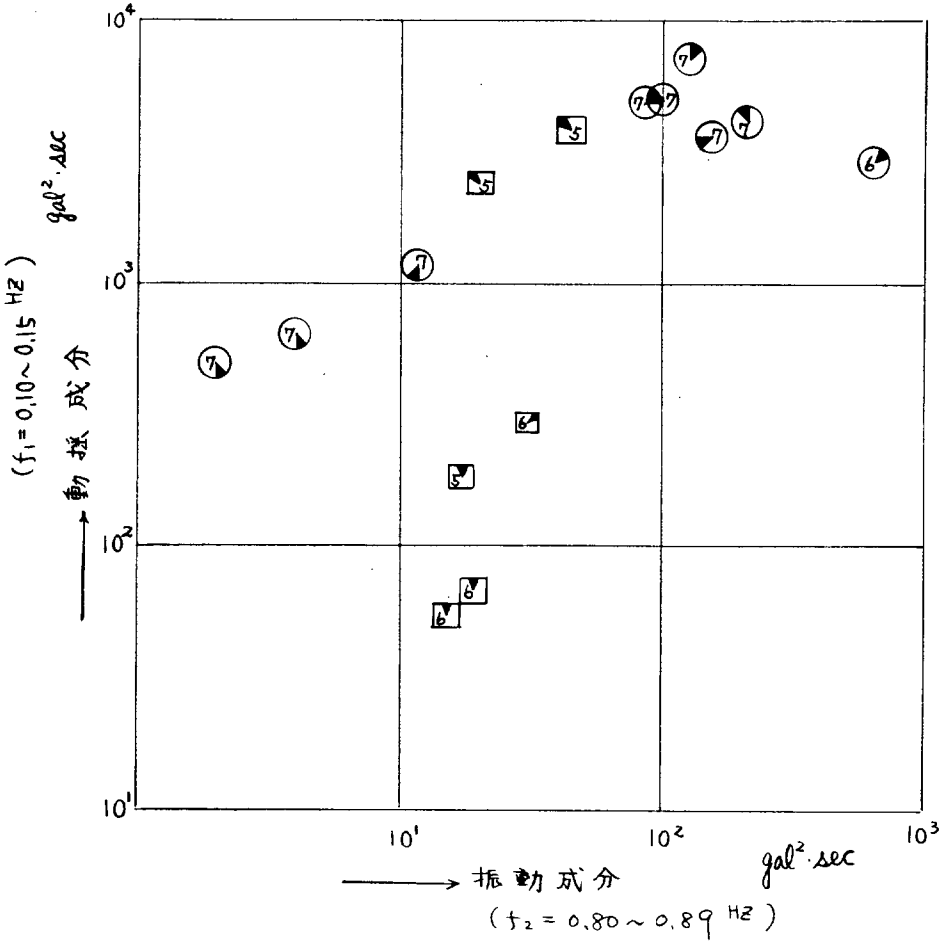


Fig. 1.1.13 V_1のパワースペクトル密度の主成分

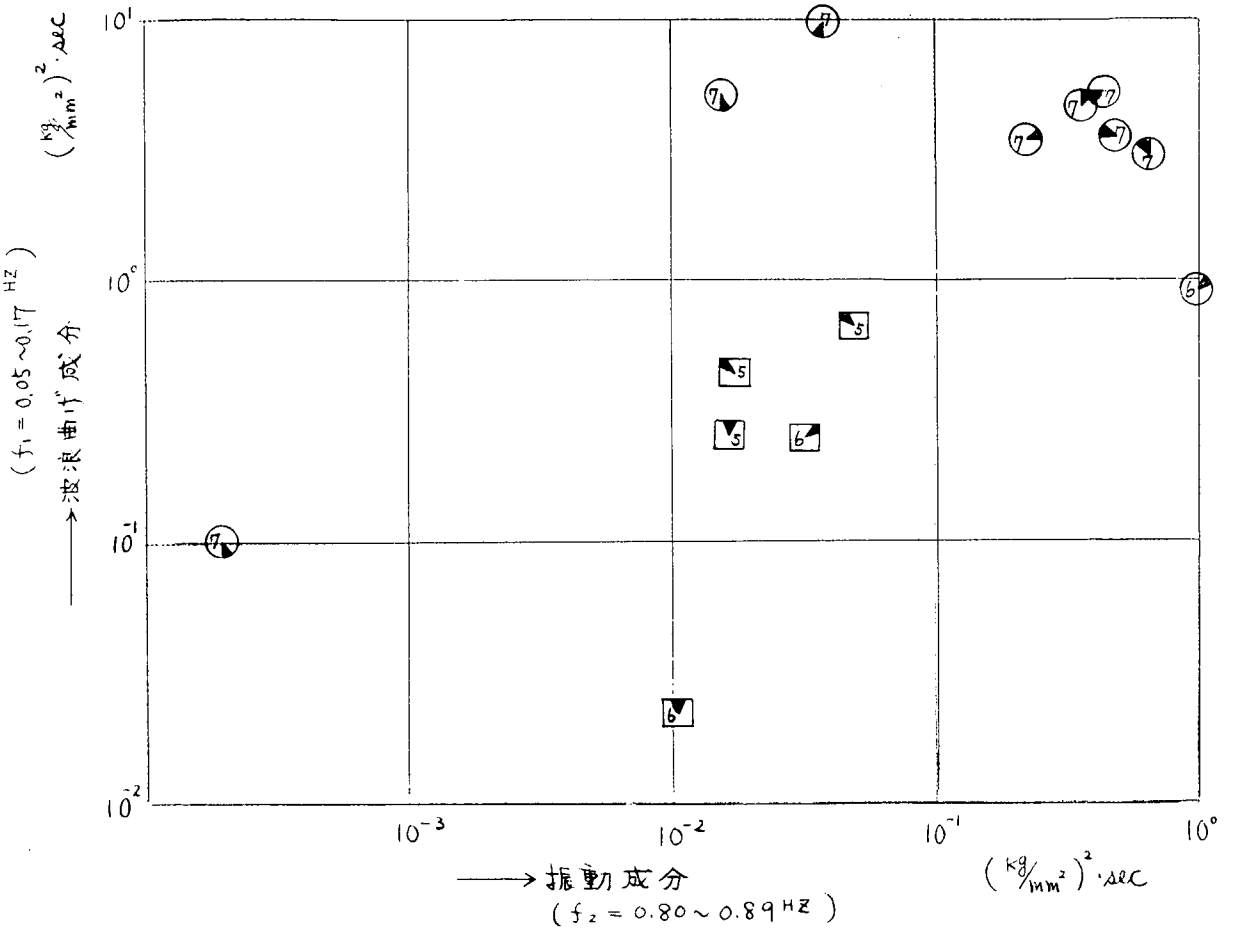


Fig. 1.1.14　S_2のパワースペクトル密度の主成分

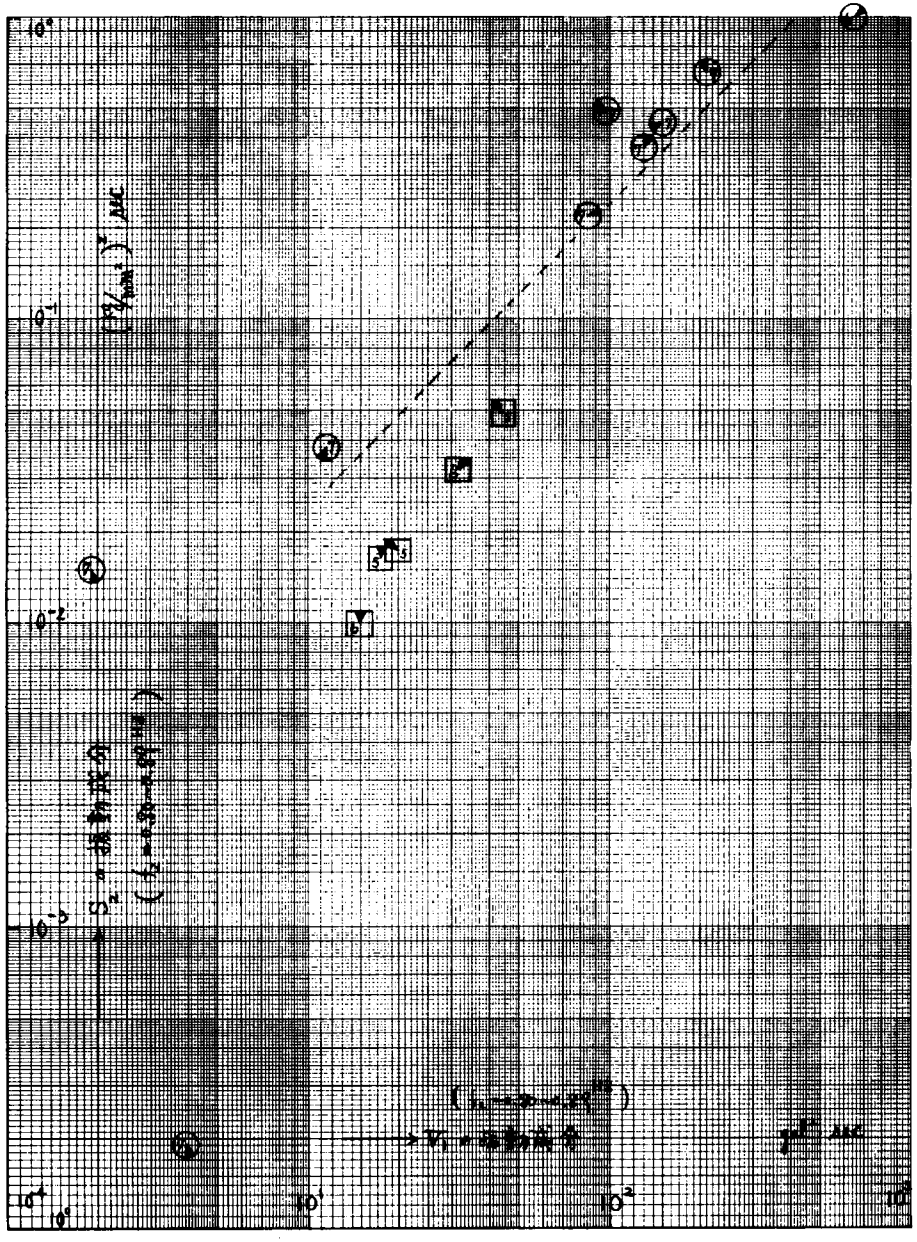


Fig. 1.1.15　振動成分の V_1 と S_2

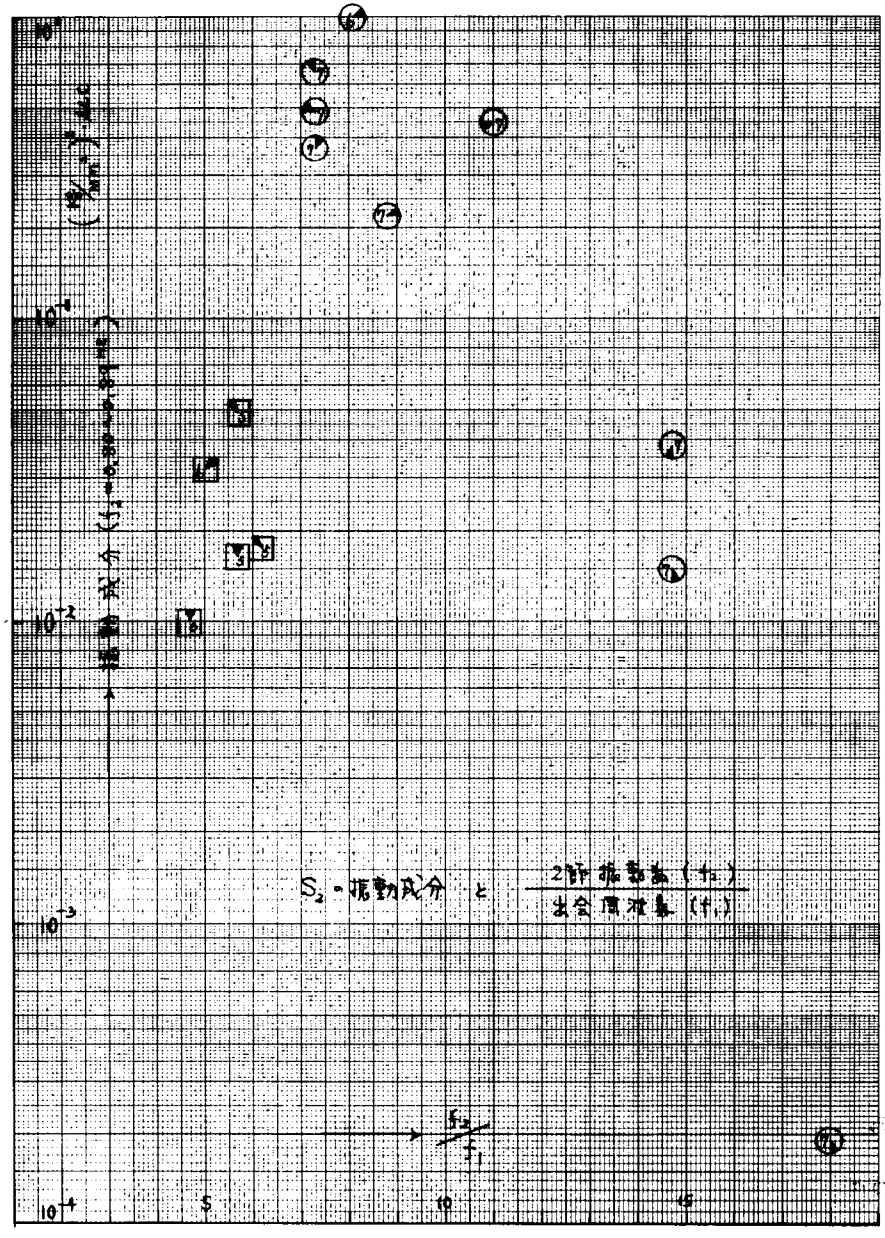


Fig. 1.1.16　S_2 の振動成分

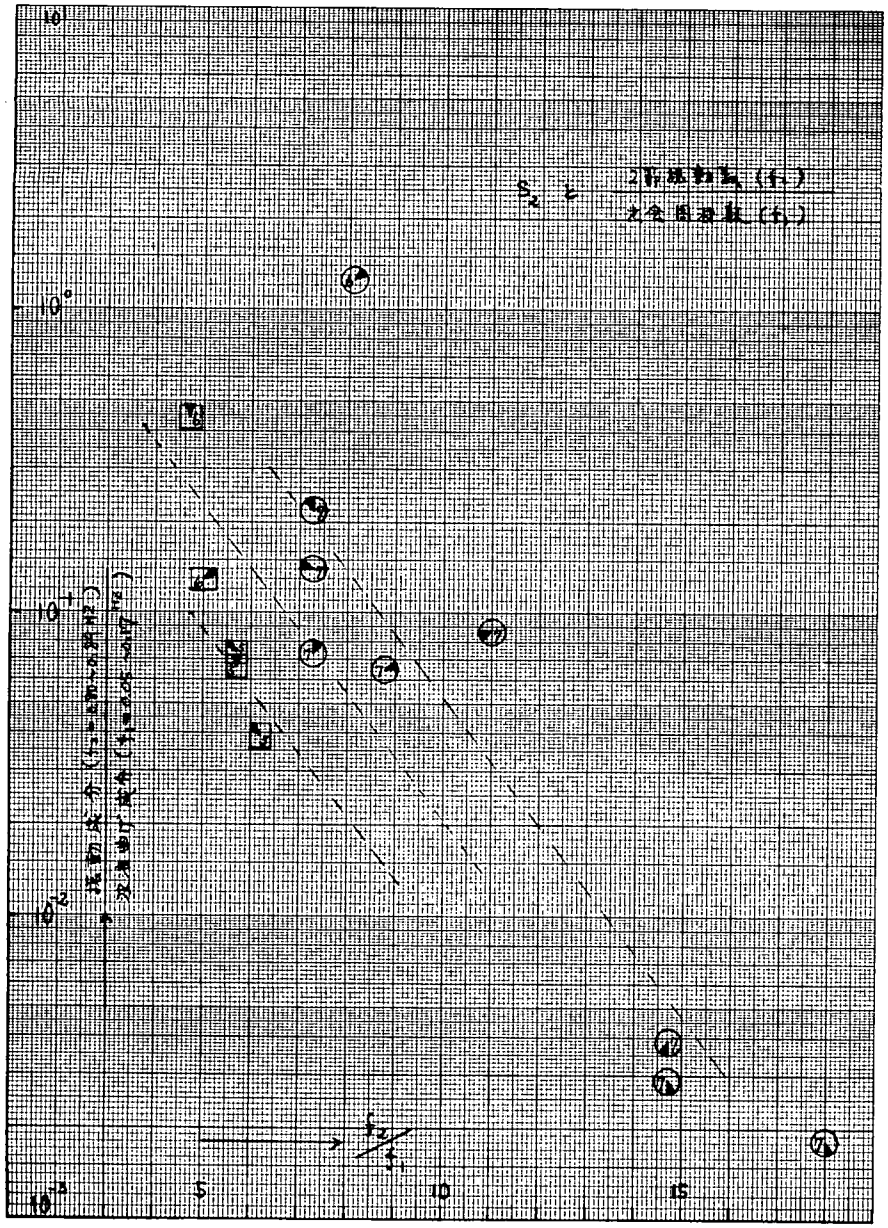


Fig. 1.1.17　S_2の（振動成分）／（波浪曲げ成分）

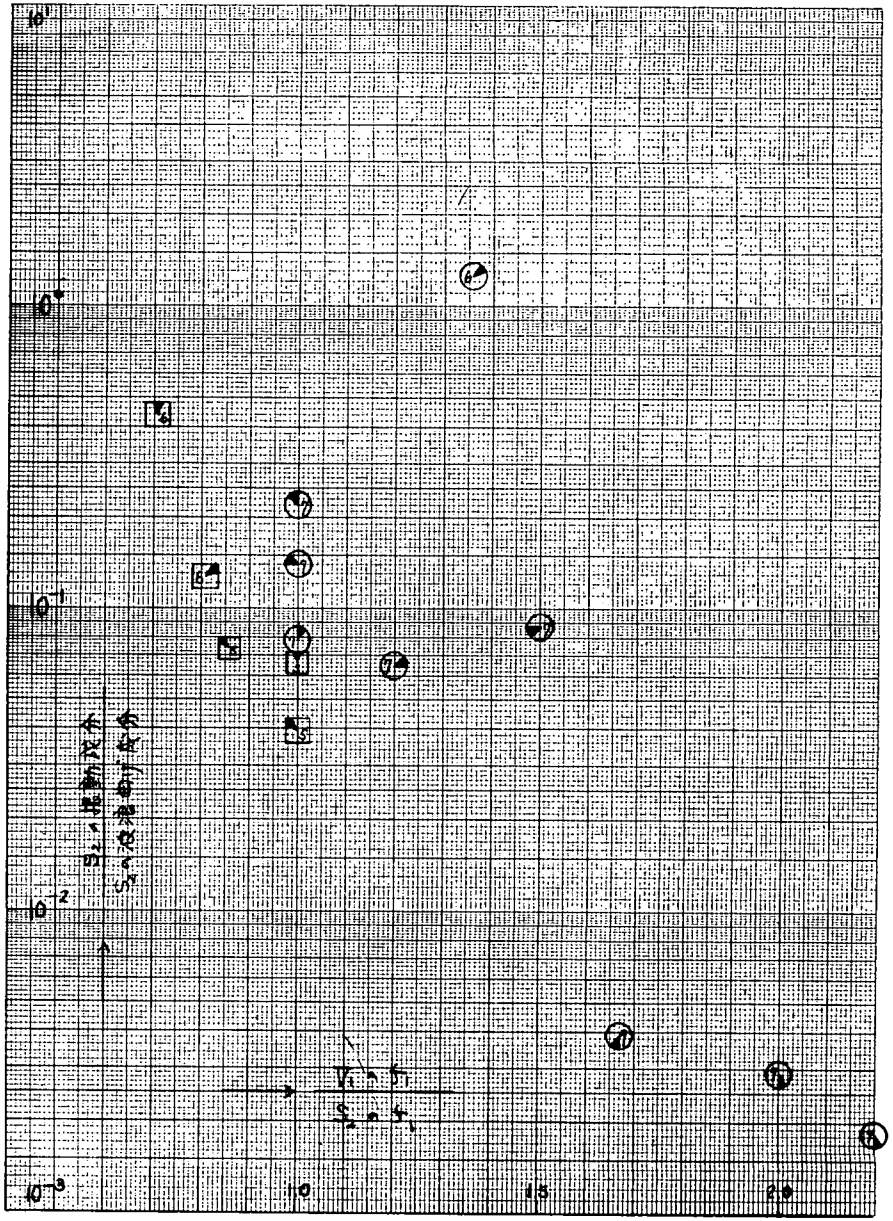


Fig. 1.1.18(a)　S_2と（運動の周波数）／（出会周波数）

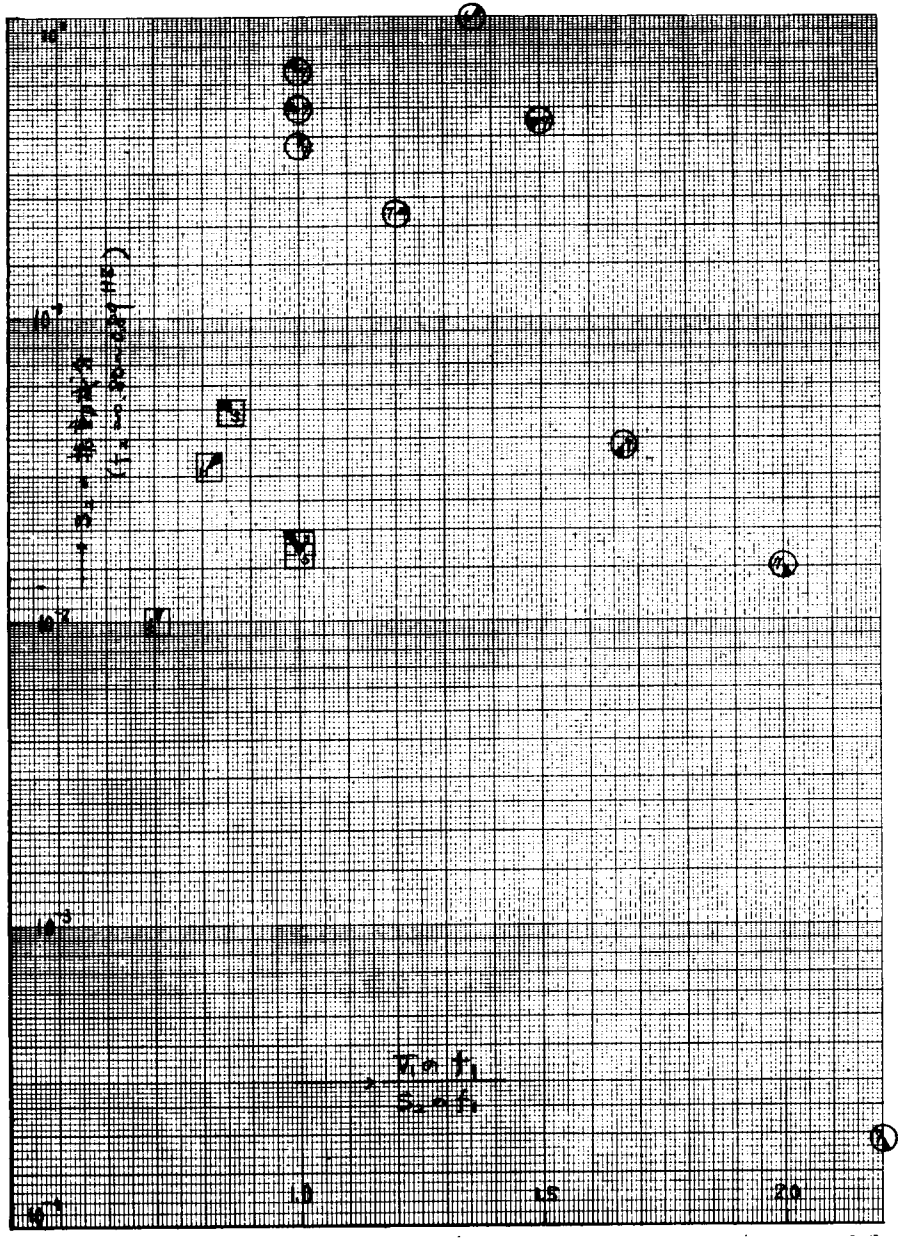


Fig. 1.1.18(b)

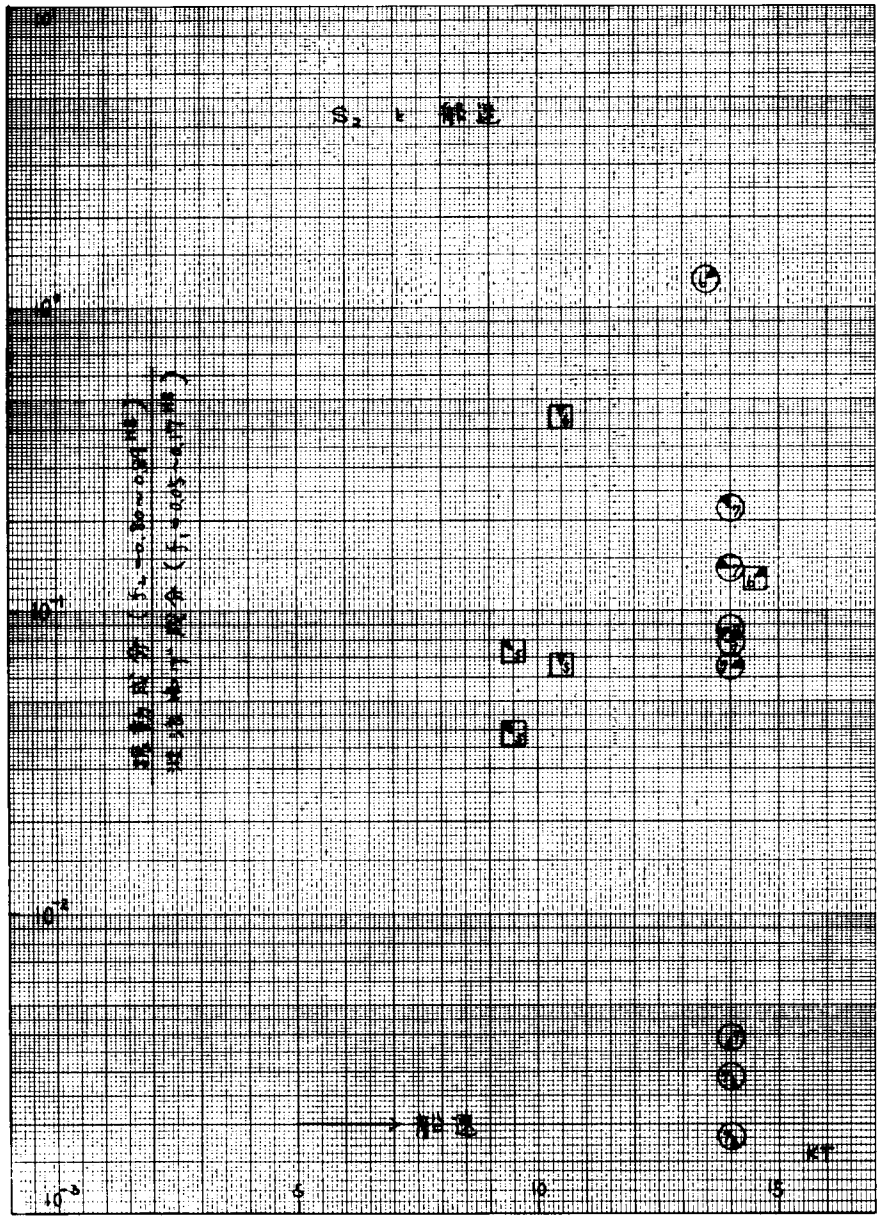


Fig. 1.1.19(a)　S_2 と船速

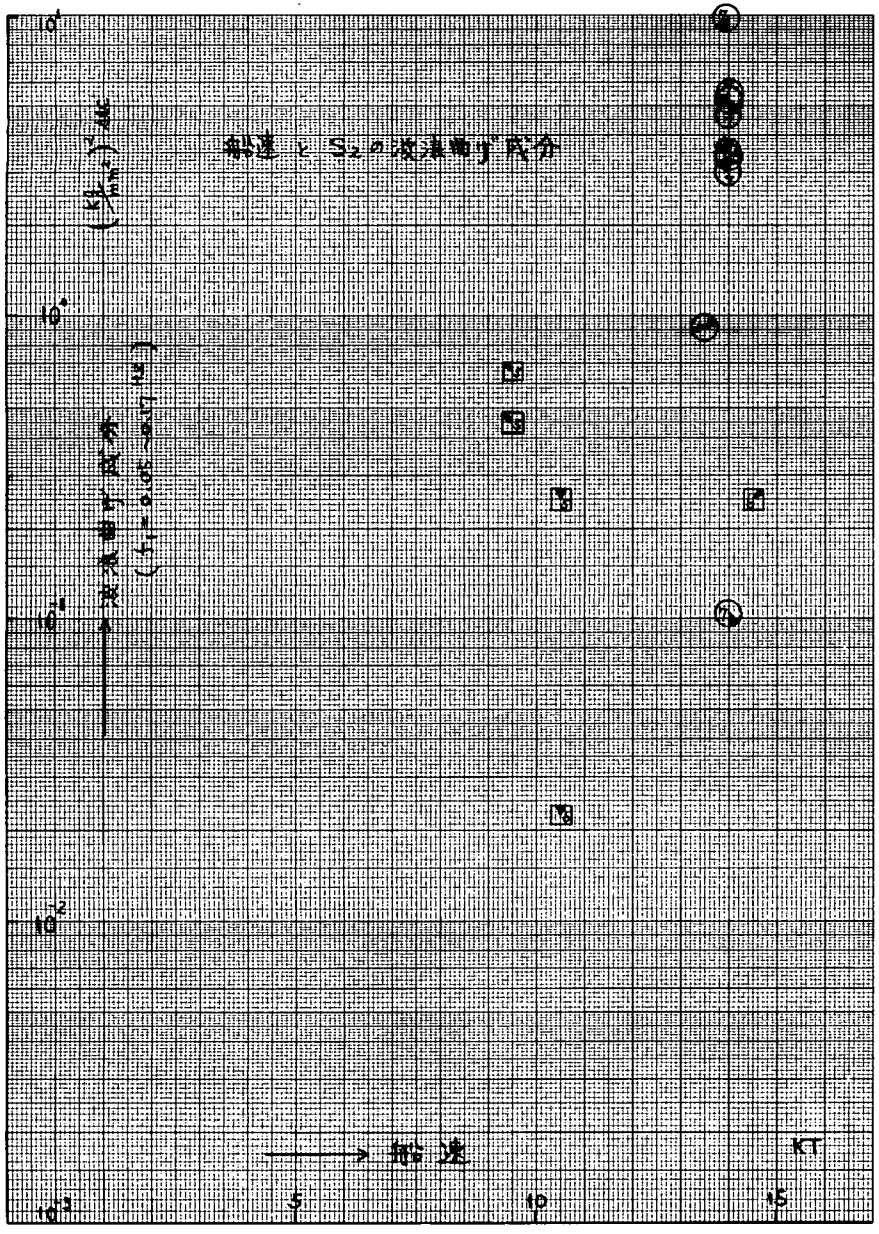


Fig. 1.1.19(b)

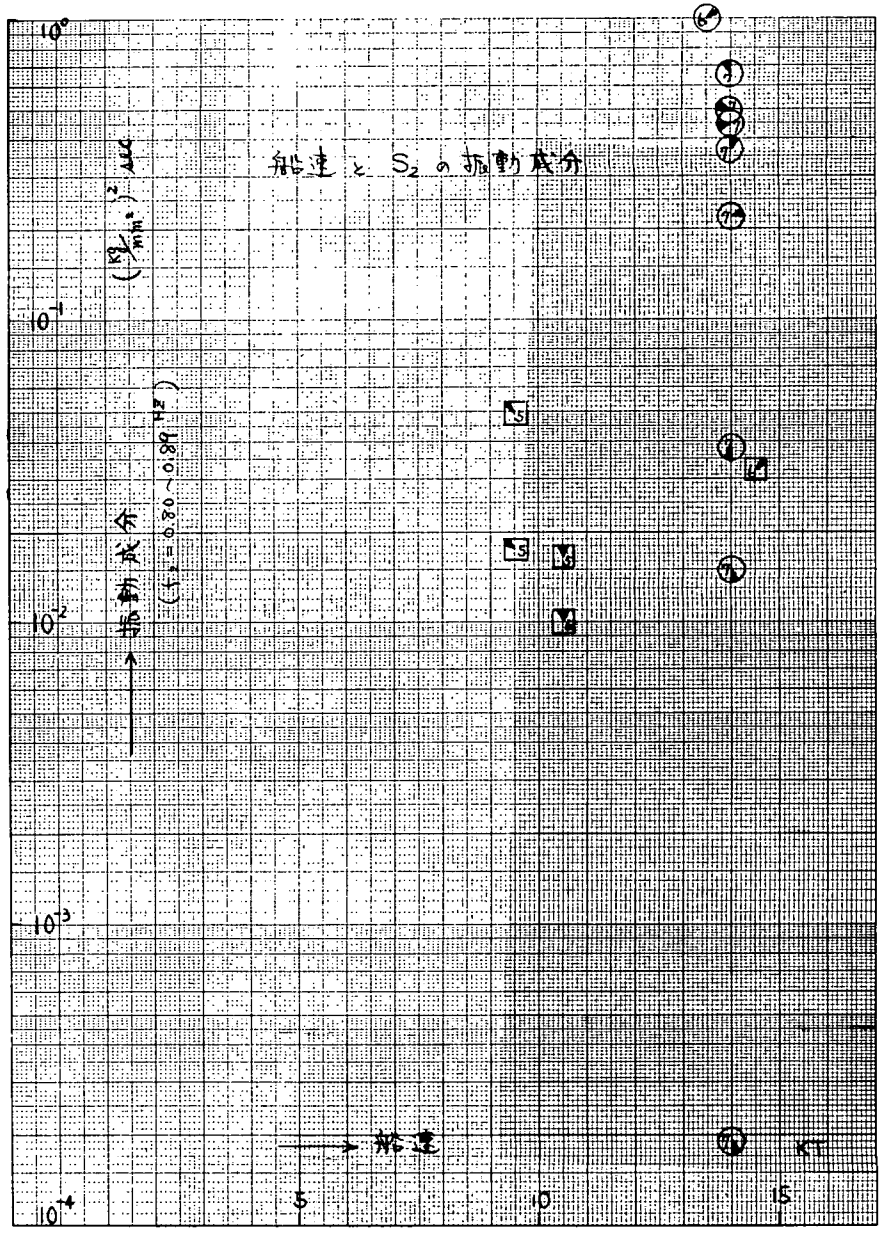


Fig. 1.1.19(c)

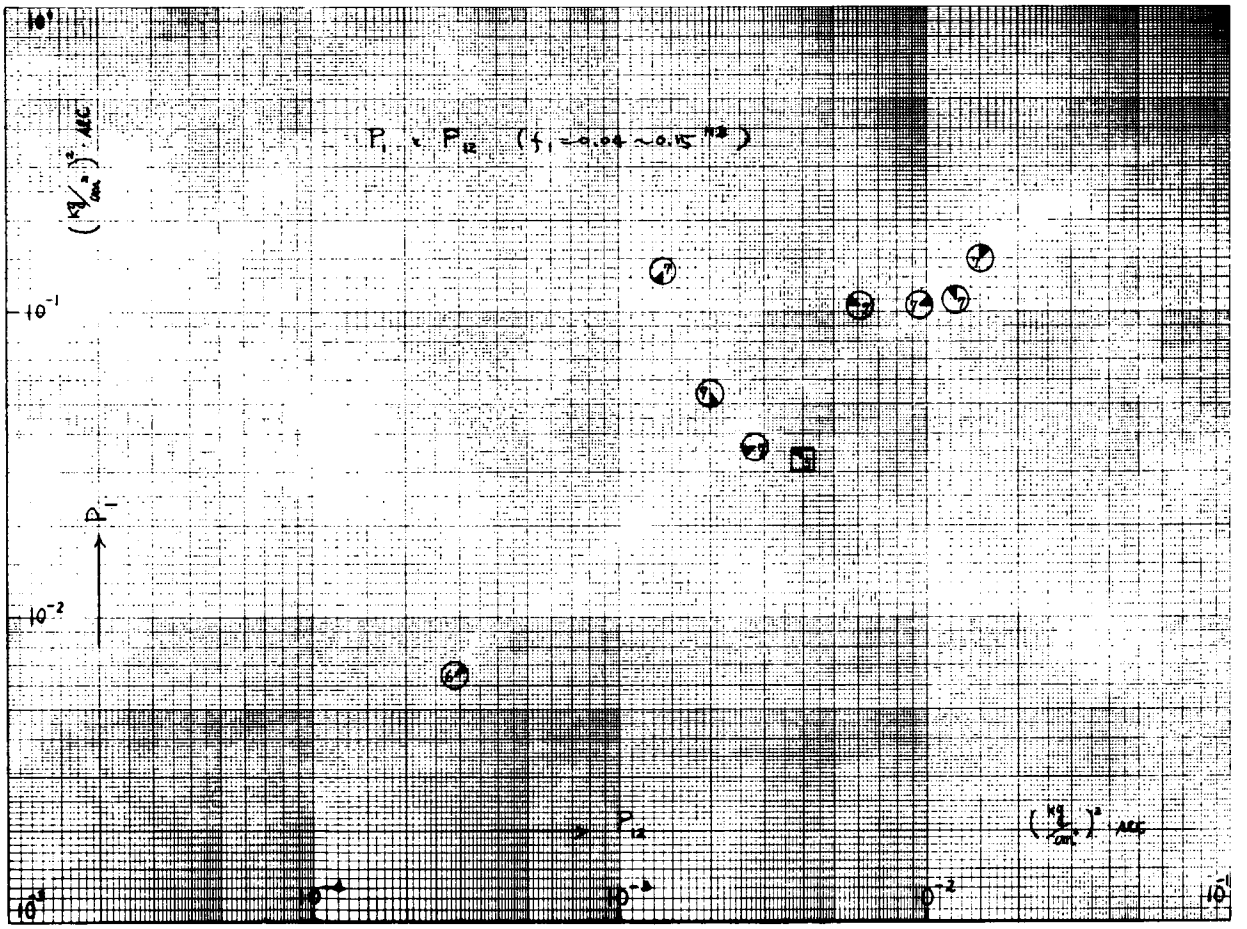


Fig. 1.1.20　P_1 と P_{12} の f_1 成分

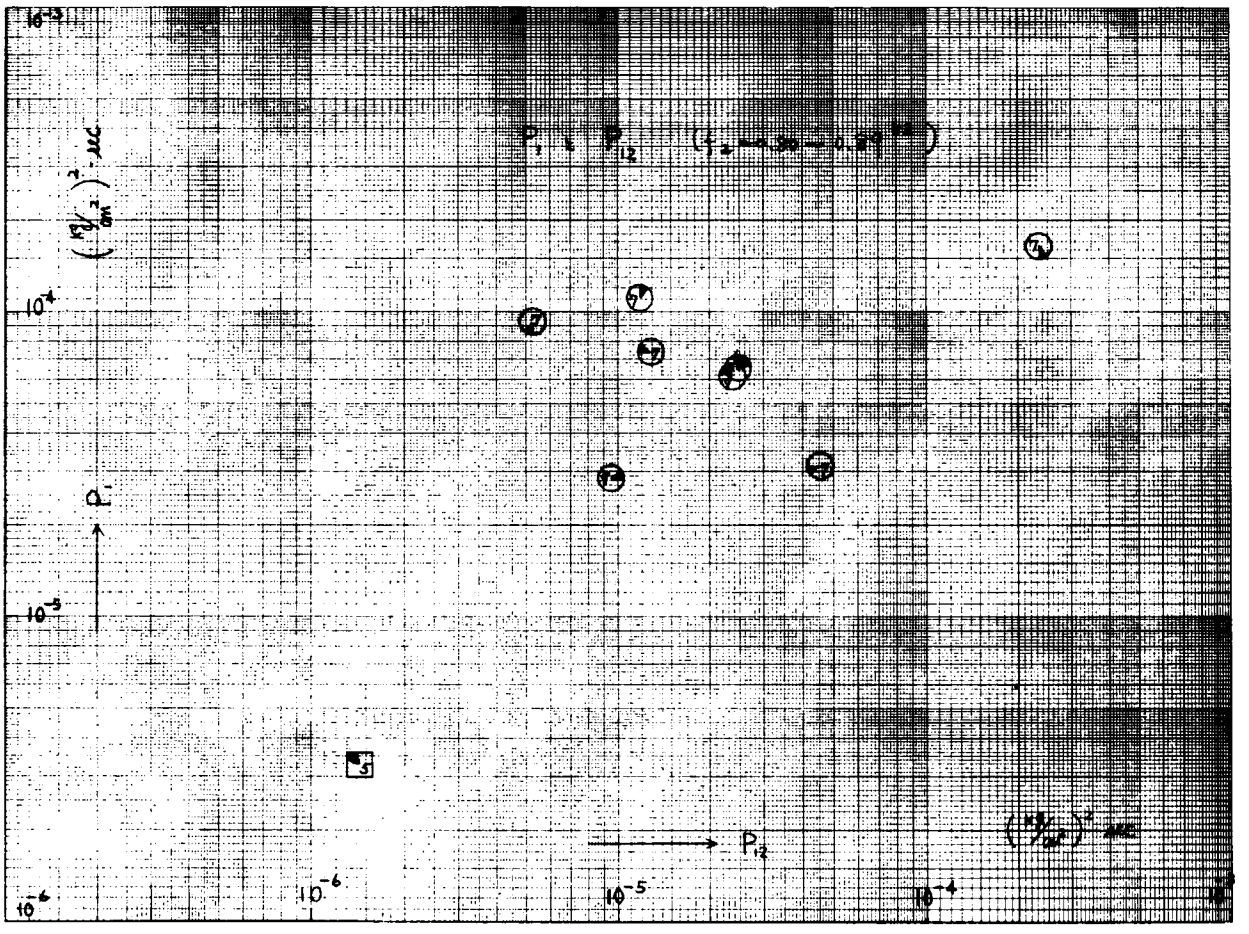


Fig. 1.1.21　P_1 と P_{12} の f_2 成分

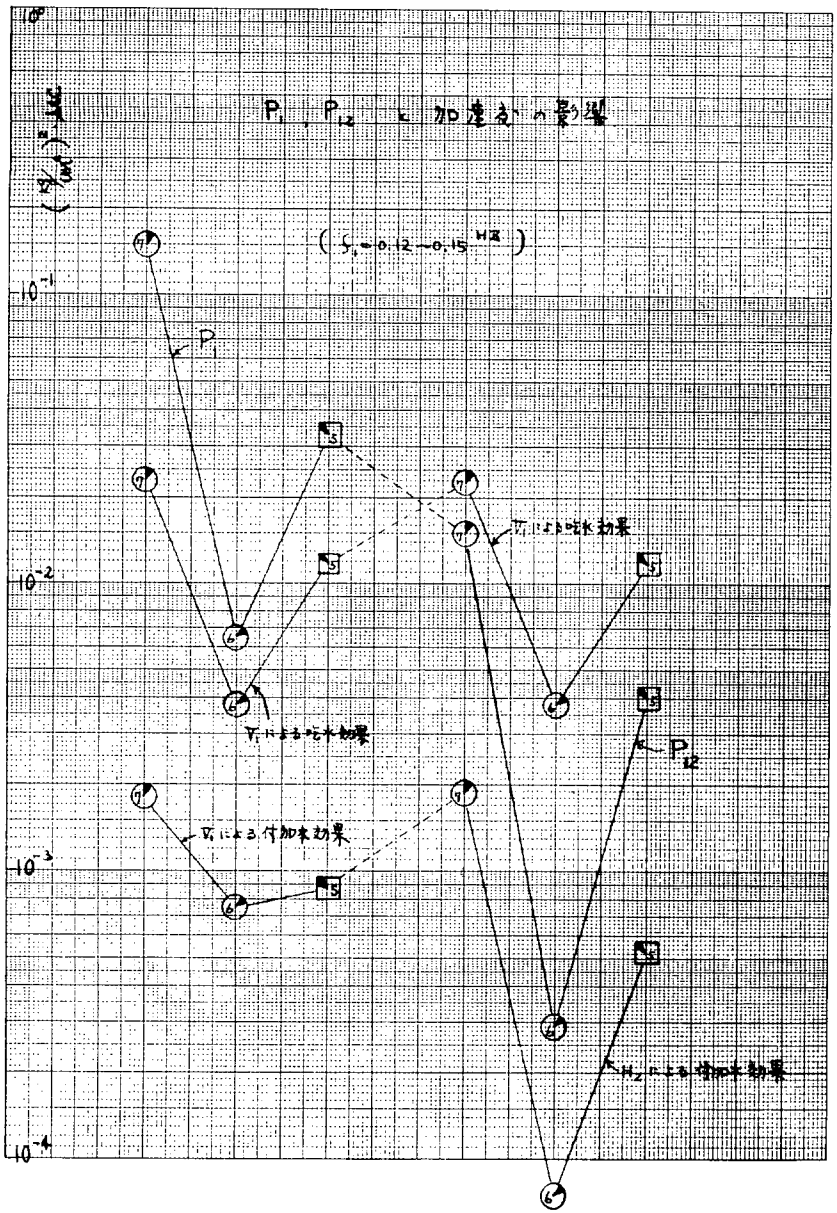


Fig. 1.1.22　f_1 成分に於ける加速度の影響

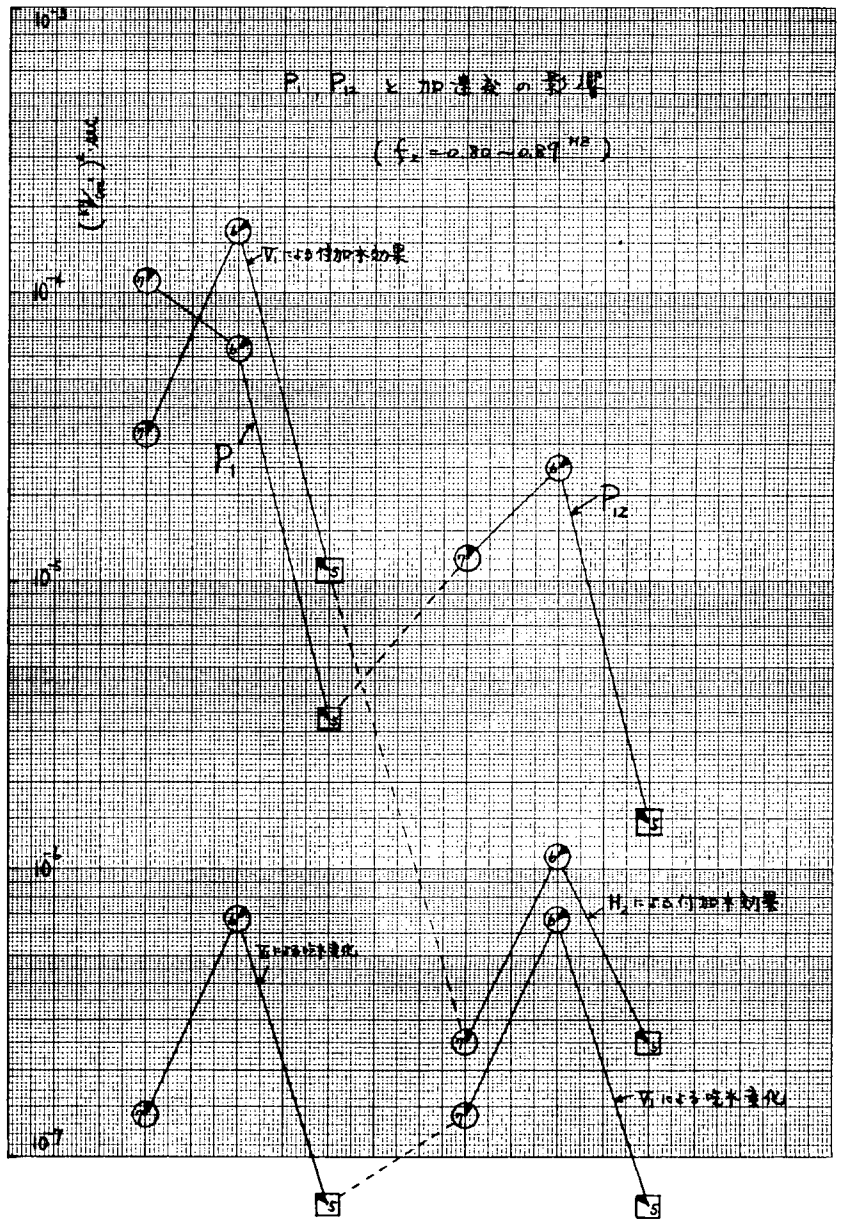
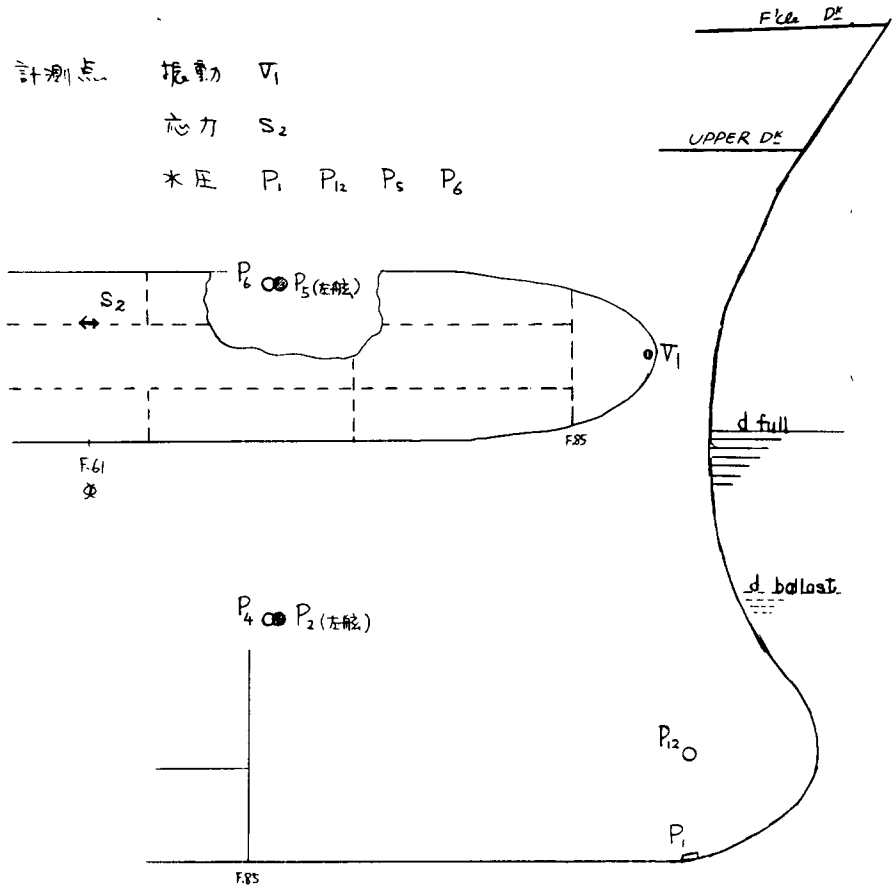


Fig. 1.1.23　f_2 成分に於ける加速度の影響

計測点　振動　V_1

応力　S_2

水圧　P_1　P_{12}　P_5　P_6



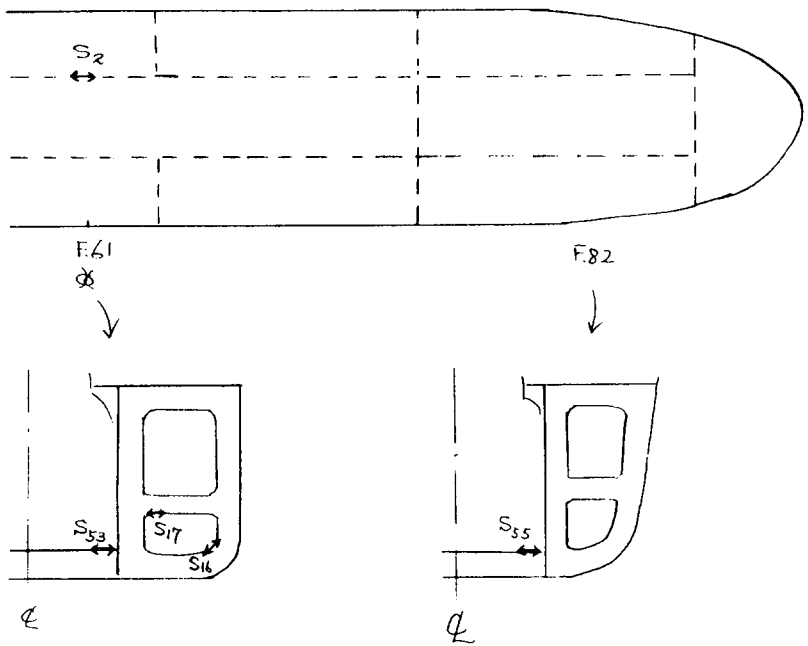
計測時条件

Test ⑰　46年 1月26日　月力 5　満載　$d_f = 11.10^M$　$d_a = 11.12^M$
RPM = 90 ～95
波長　約50M　波高 2～3M　左舷迎波（目測）

Fig. 1.1.24　満載時主要計測点配置

計測点　F.61 … S_2　S_{14}　S_{17}　S_{53}

F.82 … S_{55}



計測時条件

Test ⑱　Test ⑰に同じ

Fig. 1.1.25　満載時変動応力の主要計測点配置

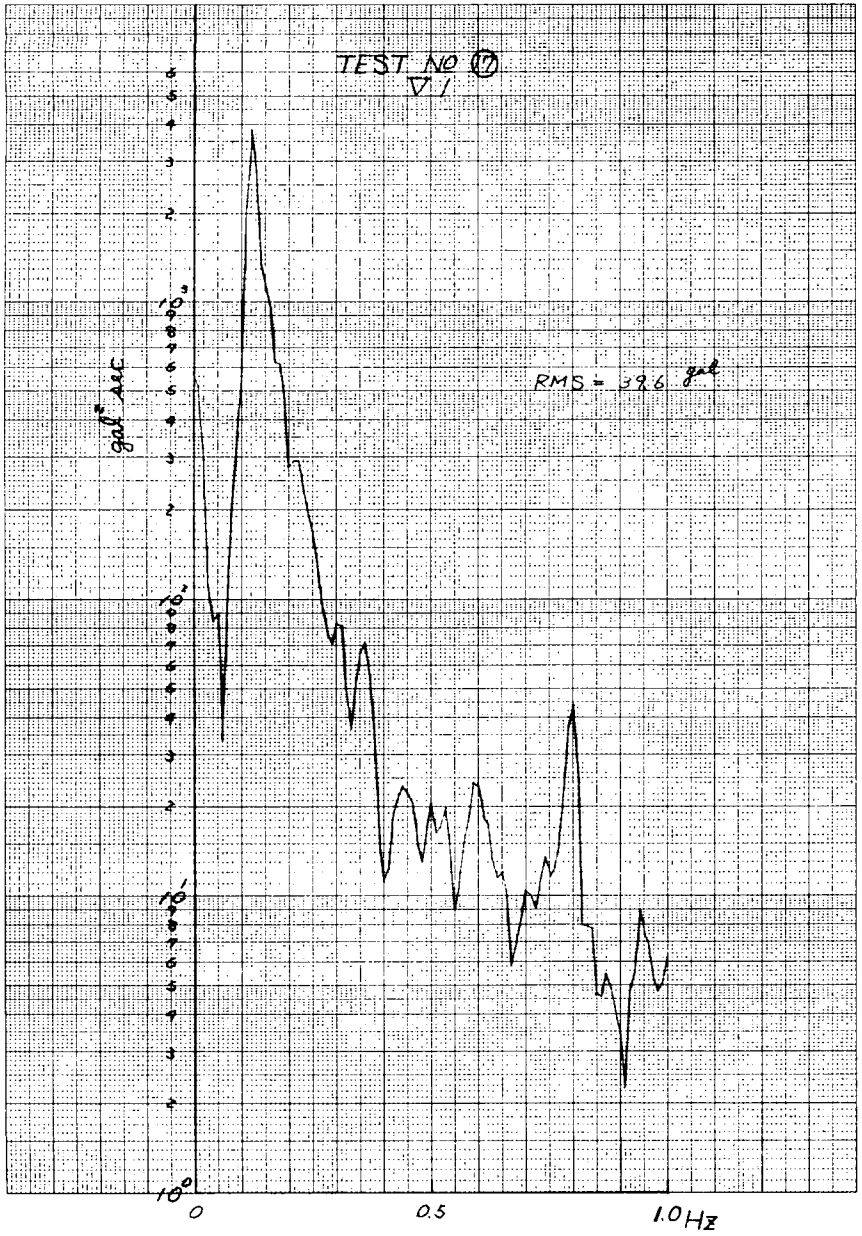


Fig. 1.1.26(a) TEST No. ⑰のパワースペクトル密度

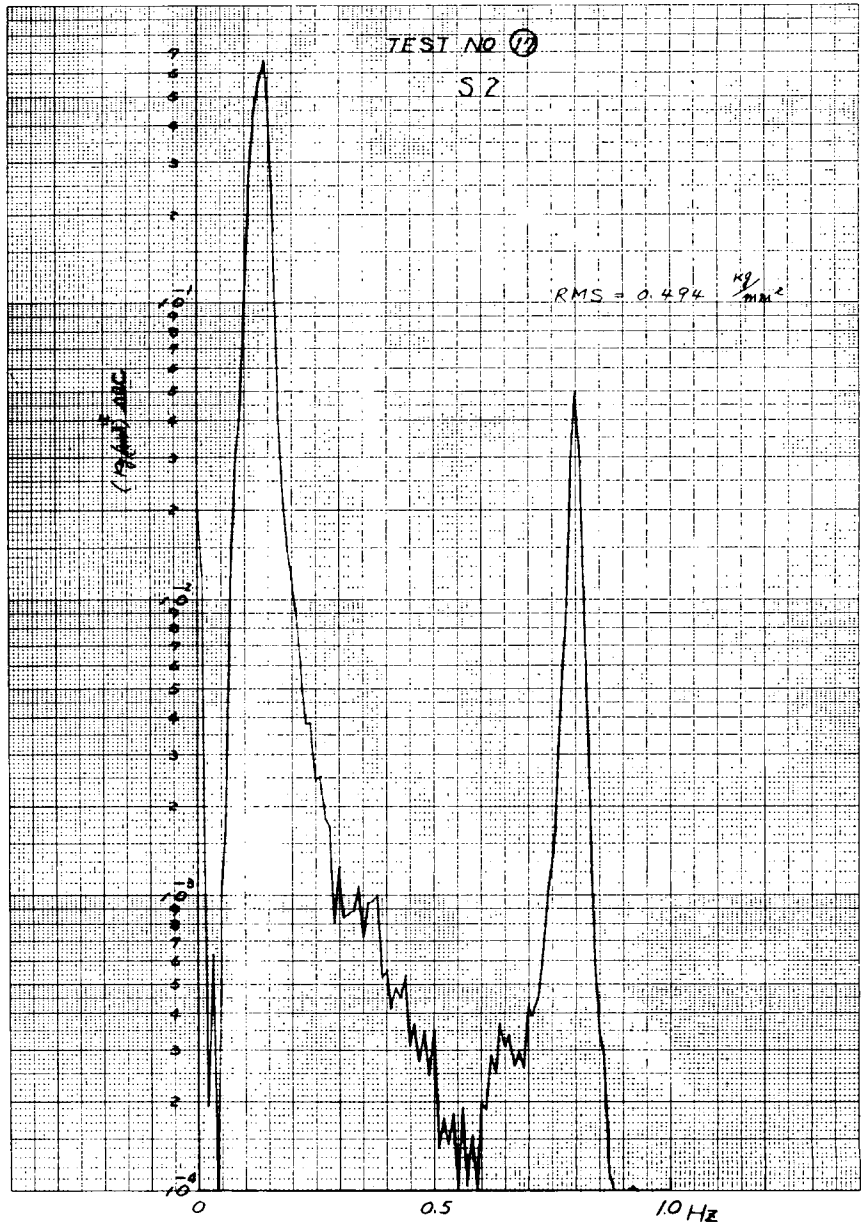


Fig. 1.1.26(b)

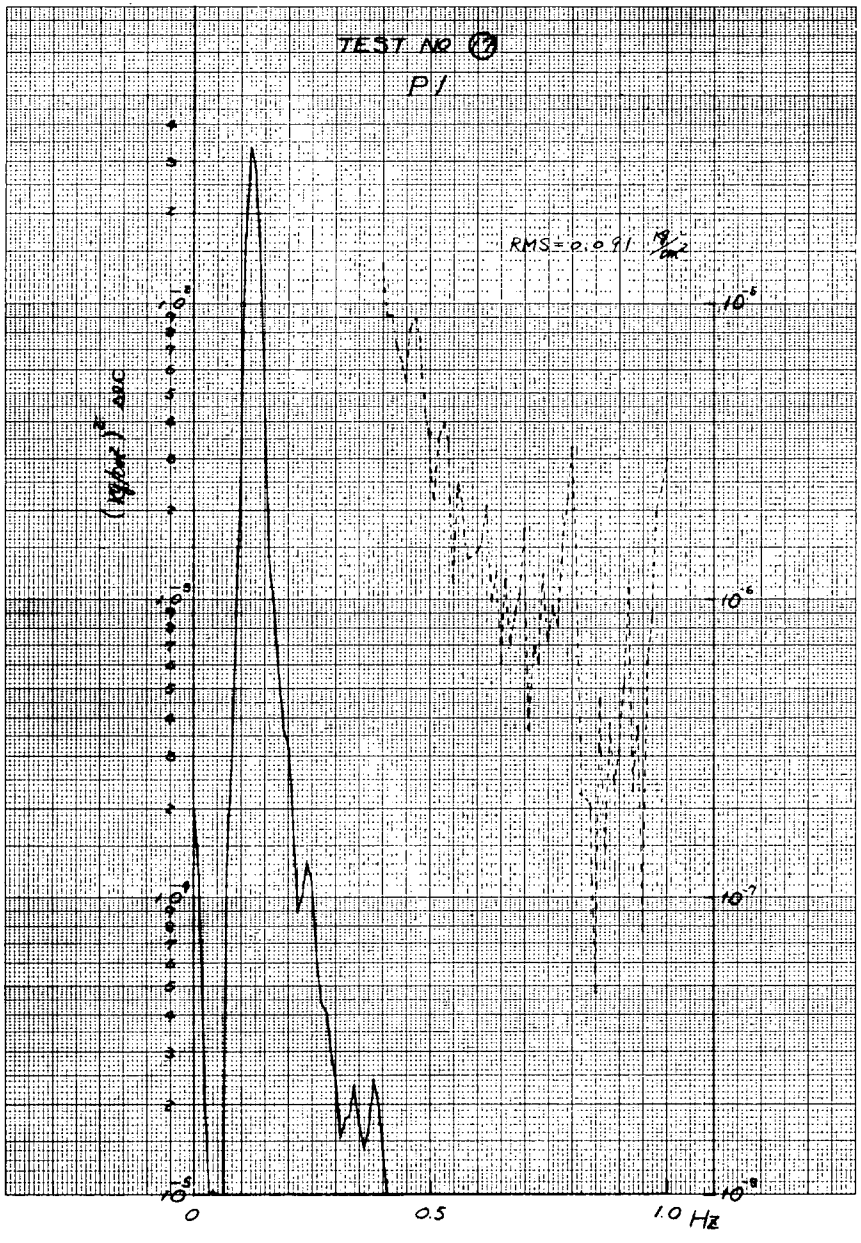


Fig. 1.1.2 6(c)

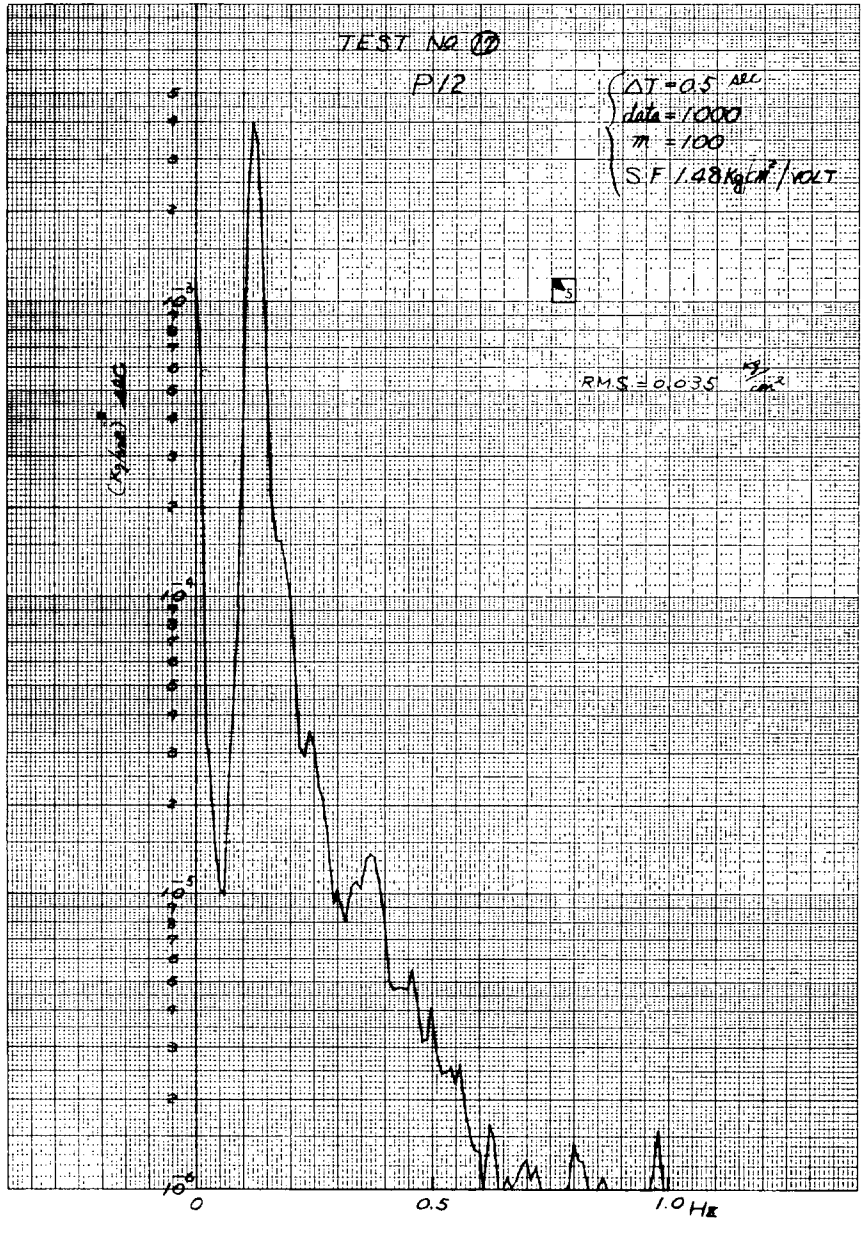


Fig. 1.1.2 6(d)

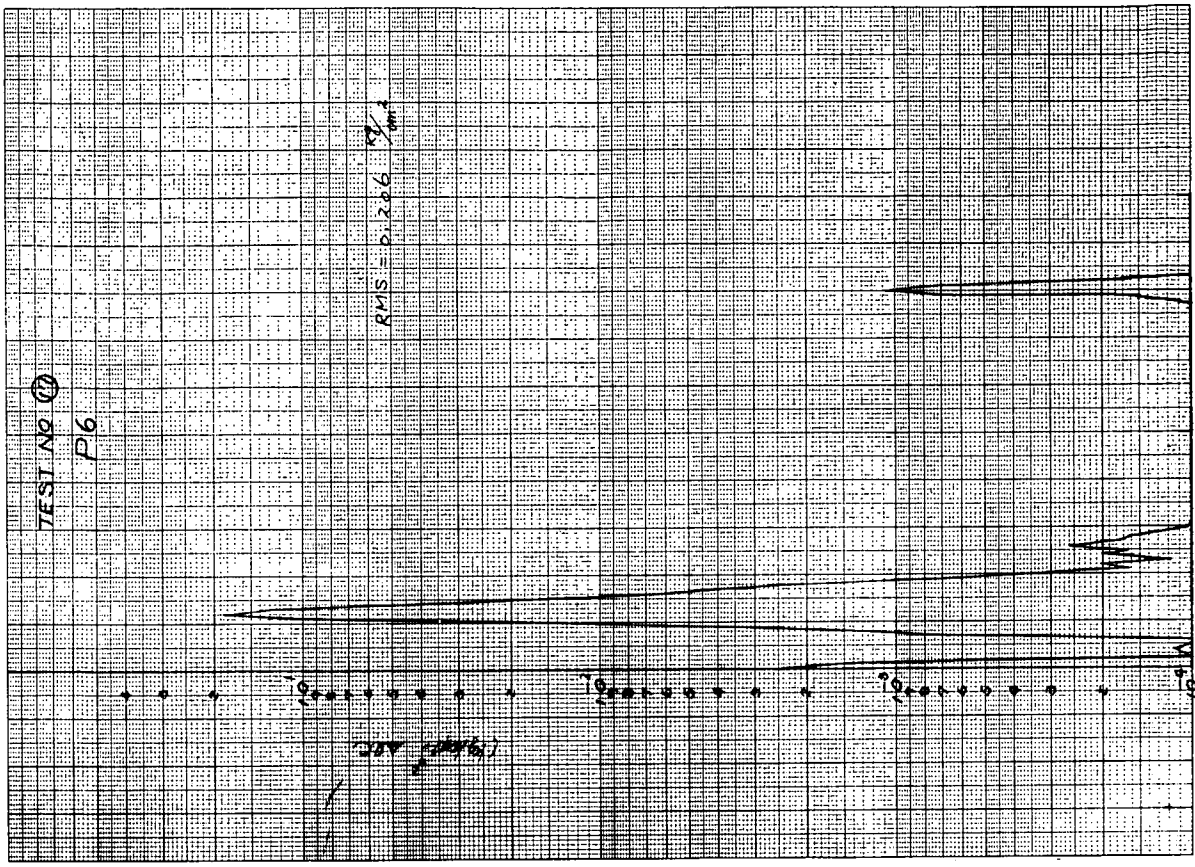


Fig. 1.1.2 6(f)

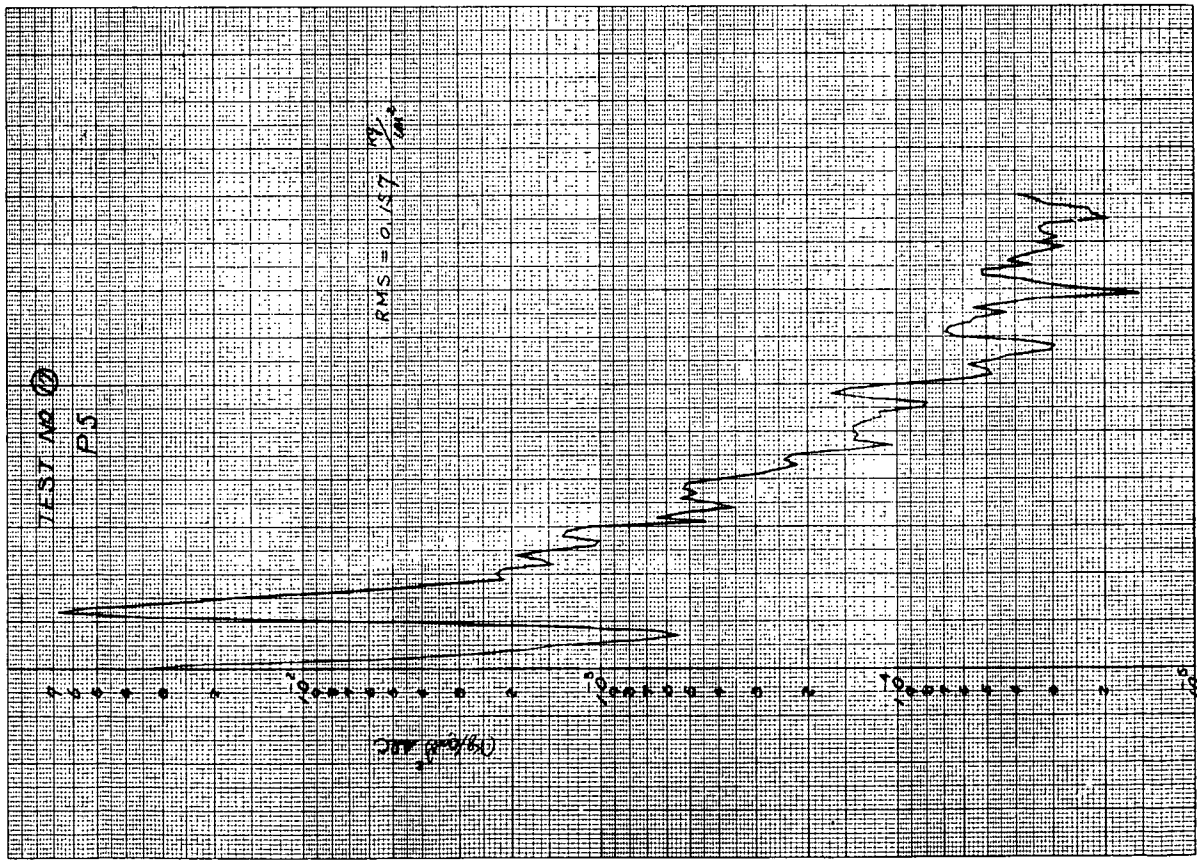


Fig. 1.1.2 6(e)

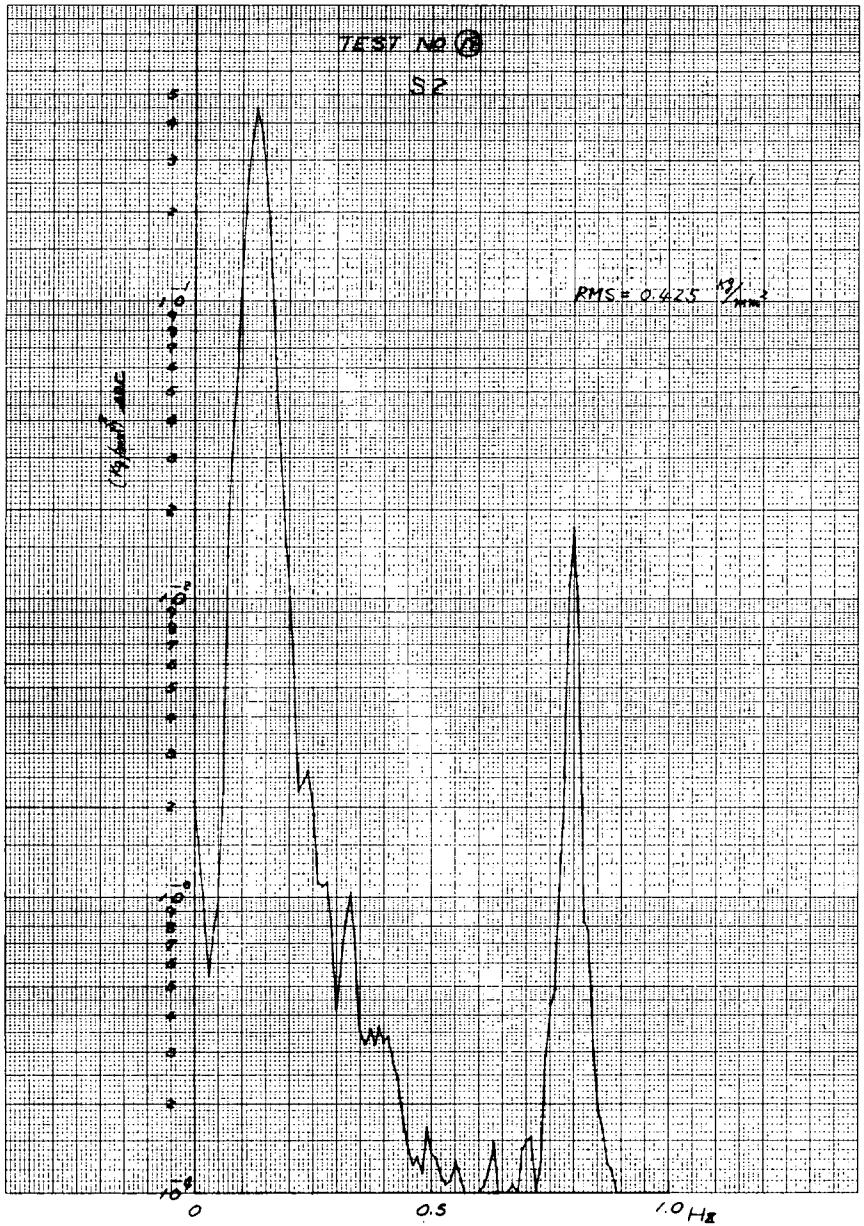


Fig. 1.1.27(a) TEST No.⑱のパワースペクトル密度

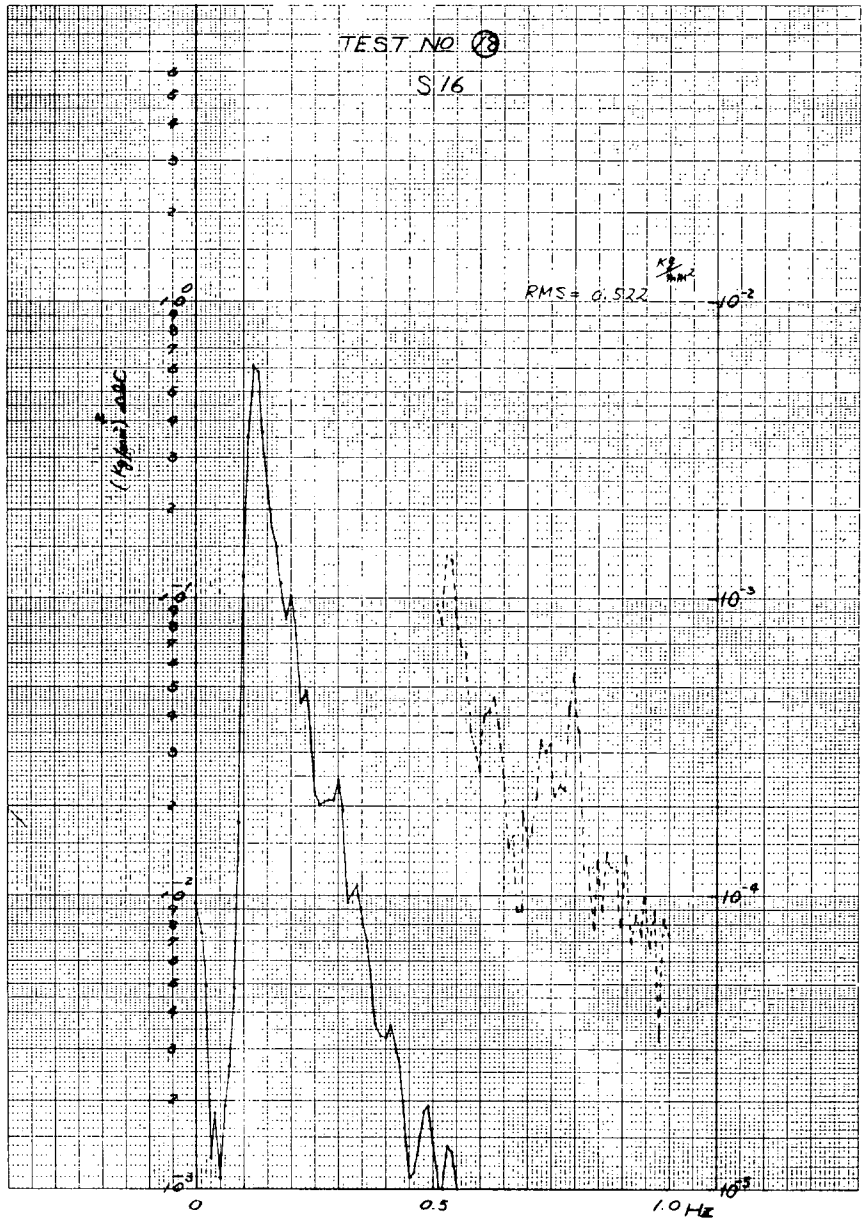


Fig. 1.1.27(b)

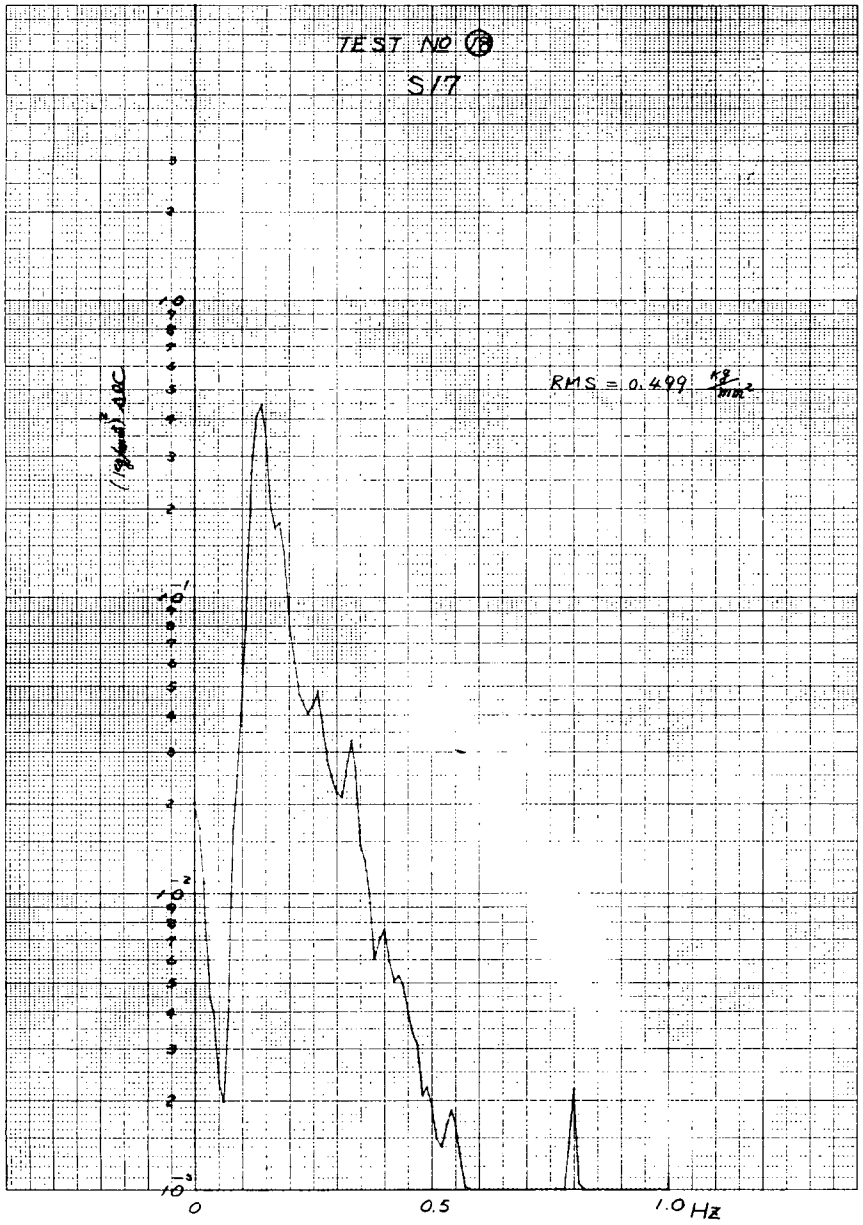


Fig. 1.1.27(c)

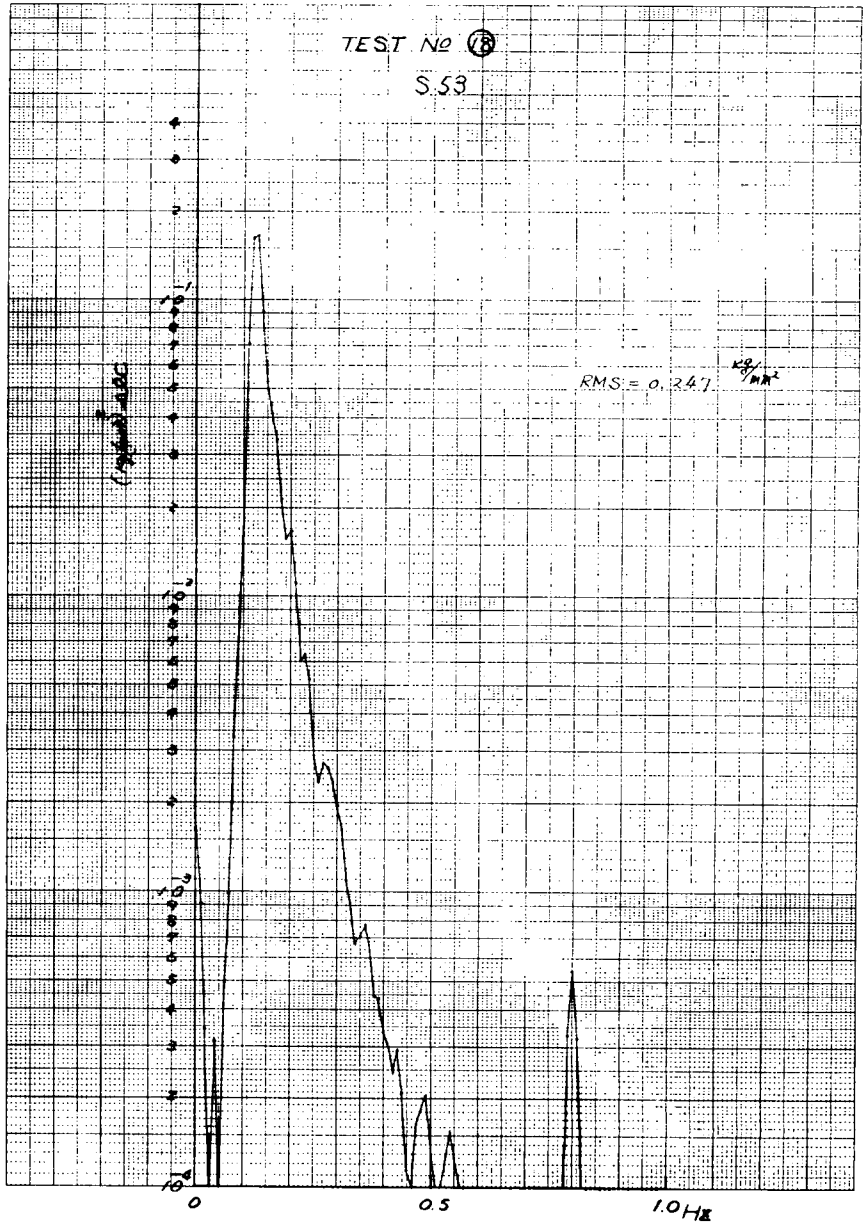


Fig. 1.1.27(d)

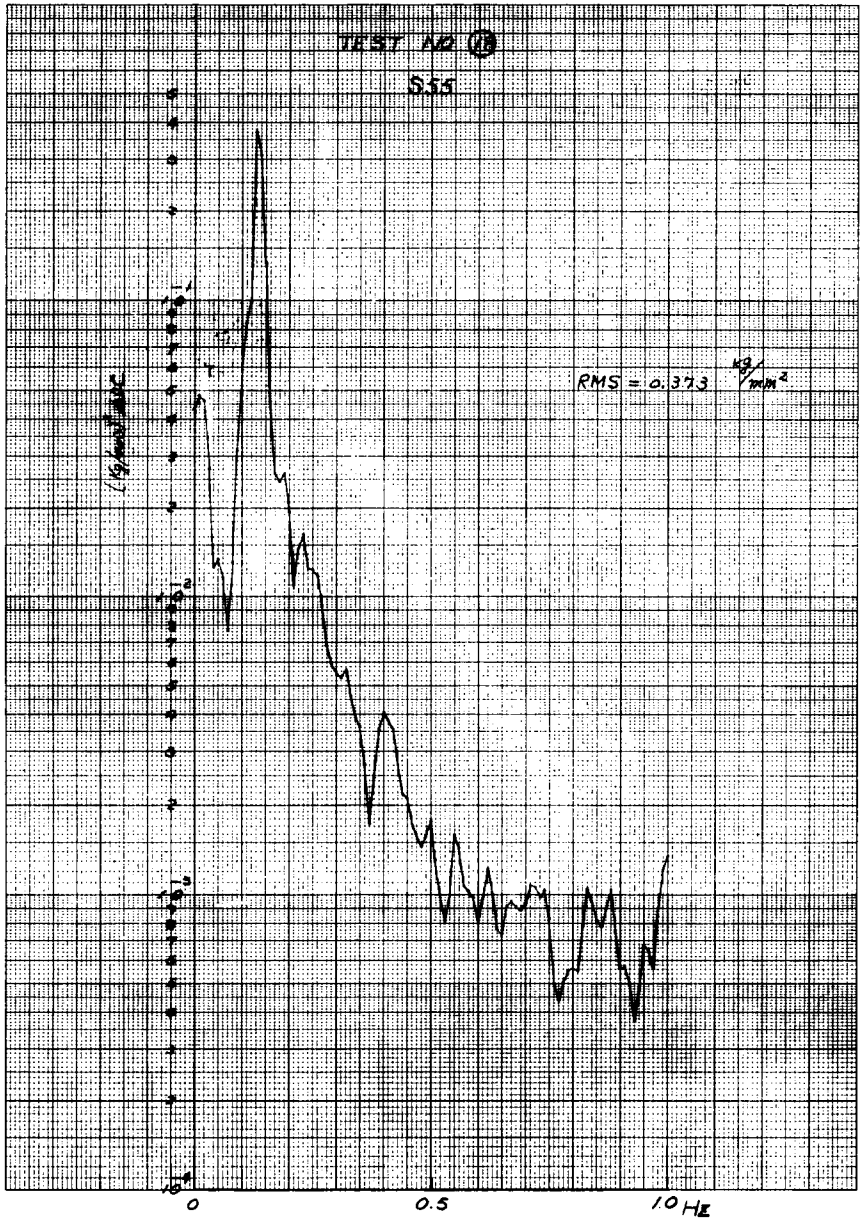


Fig. 1.1.27 (e)

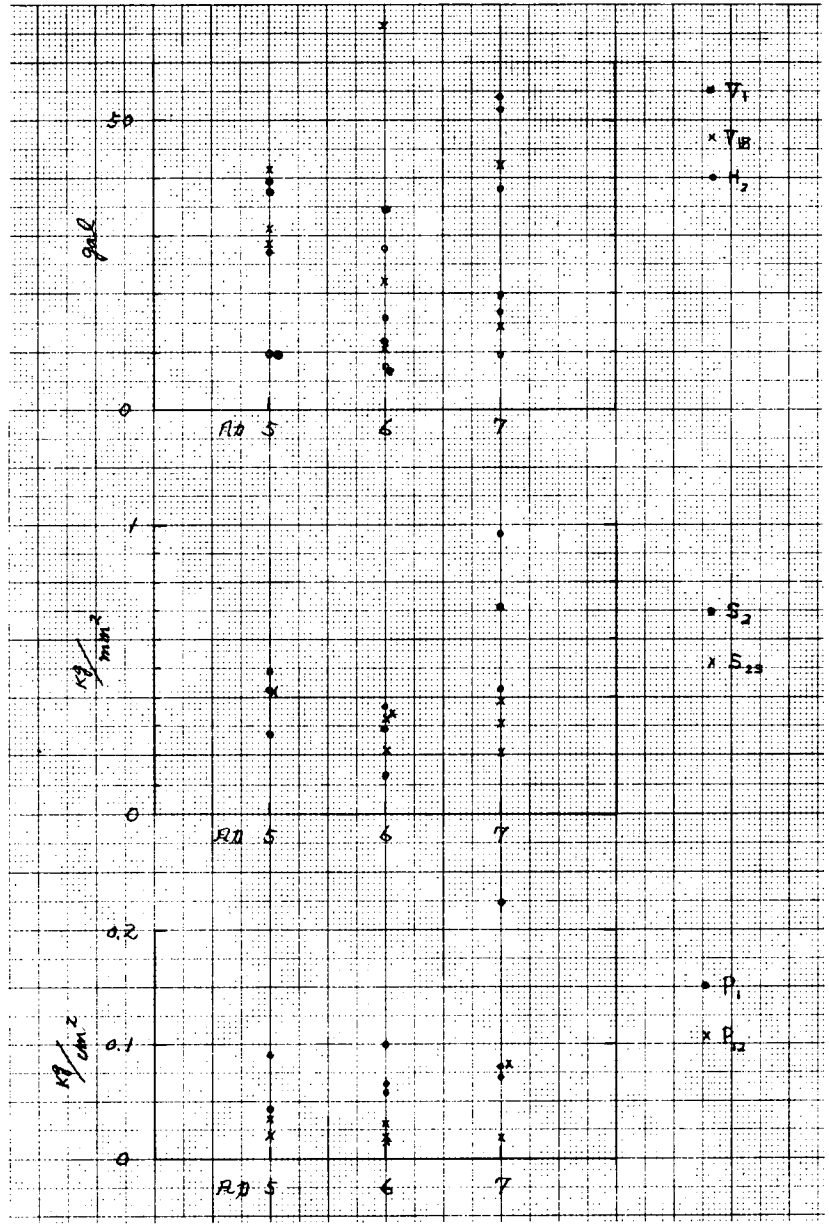


Fig. 1.1.28 風力とRMS

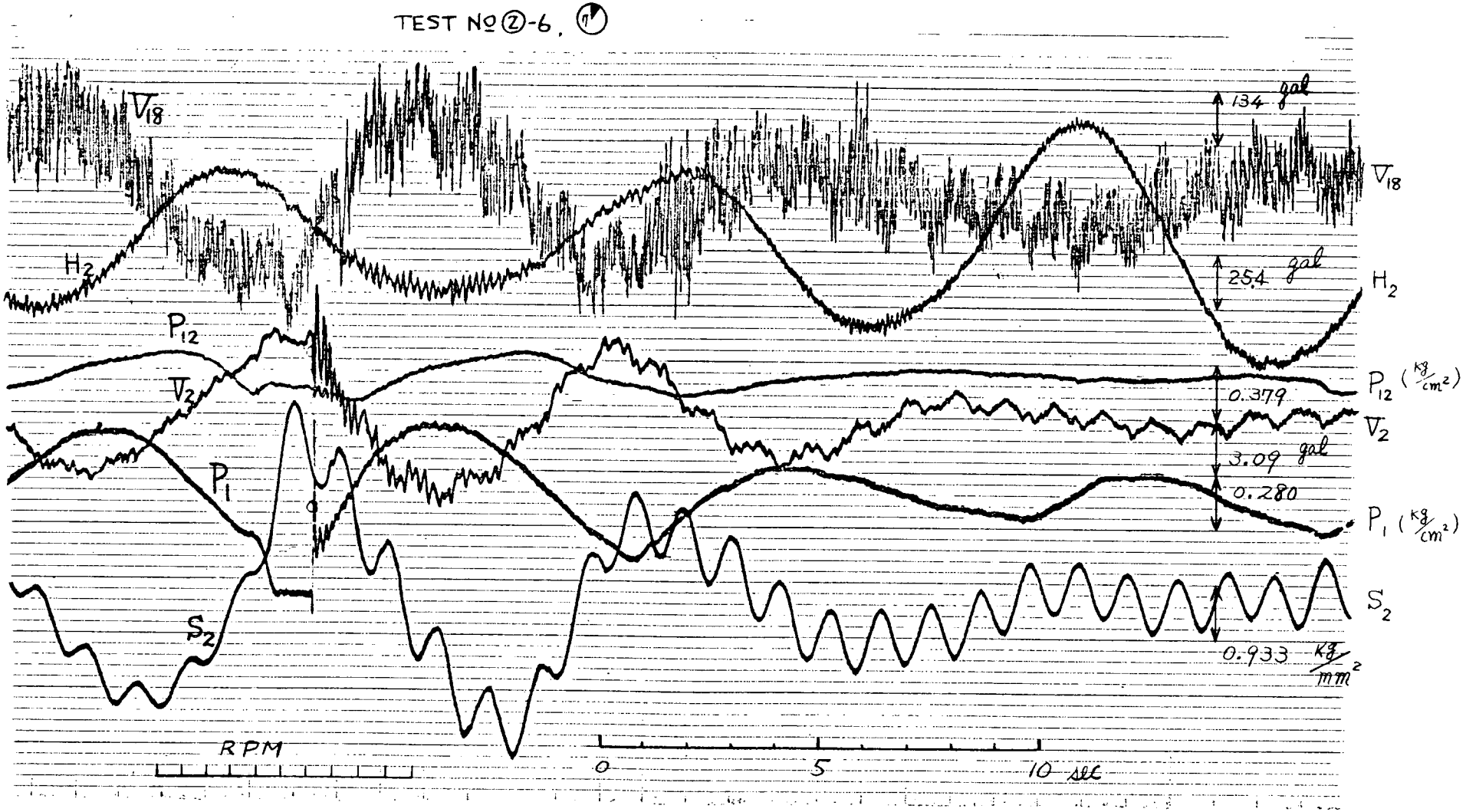


Fig. 1.1.29(a) 衝撃水圧計測記録

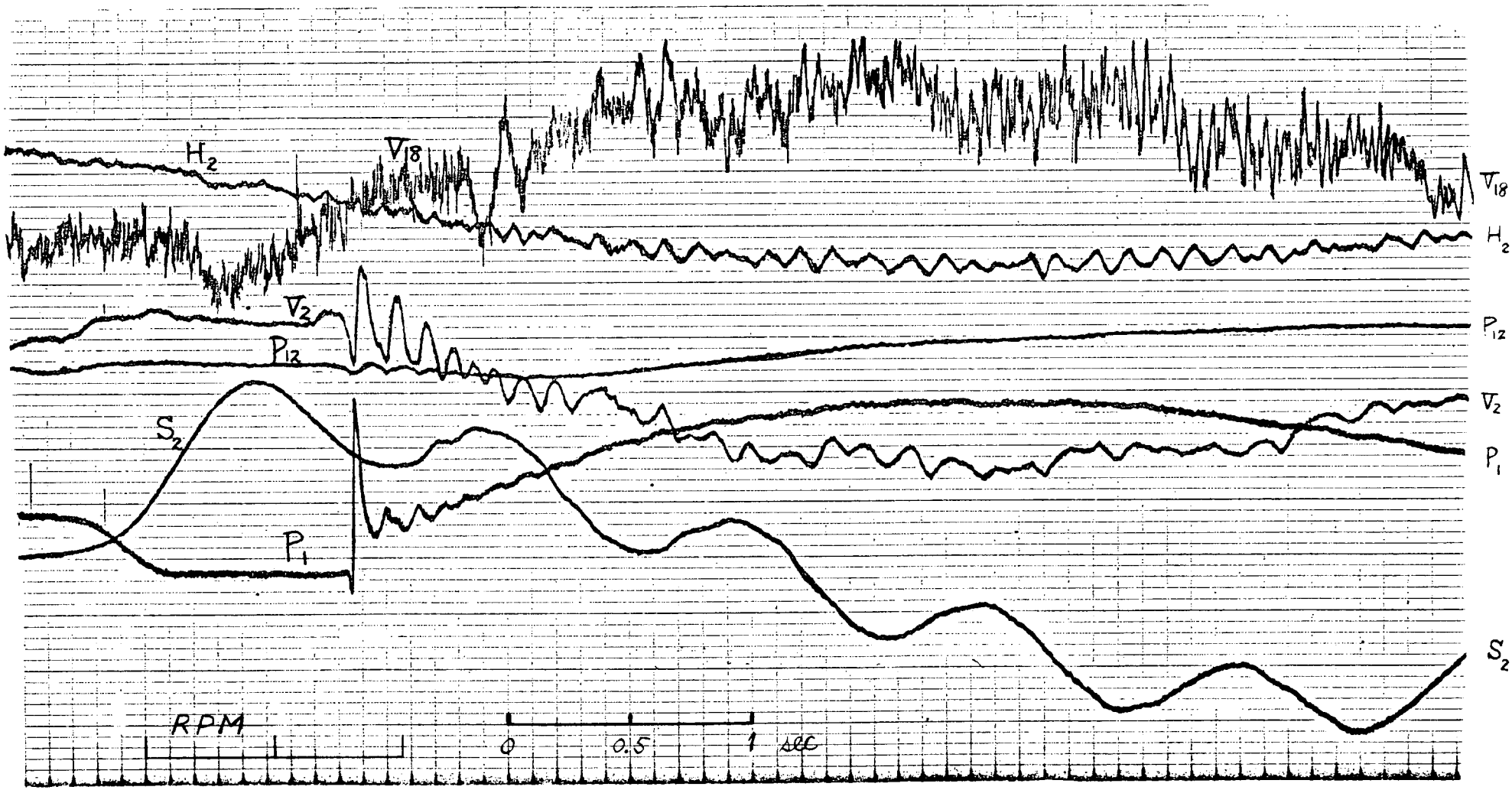


Fig. 1.1.29(b)　（時間軸拡大）

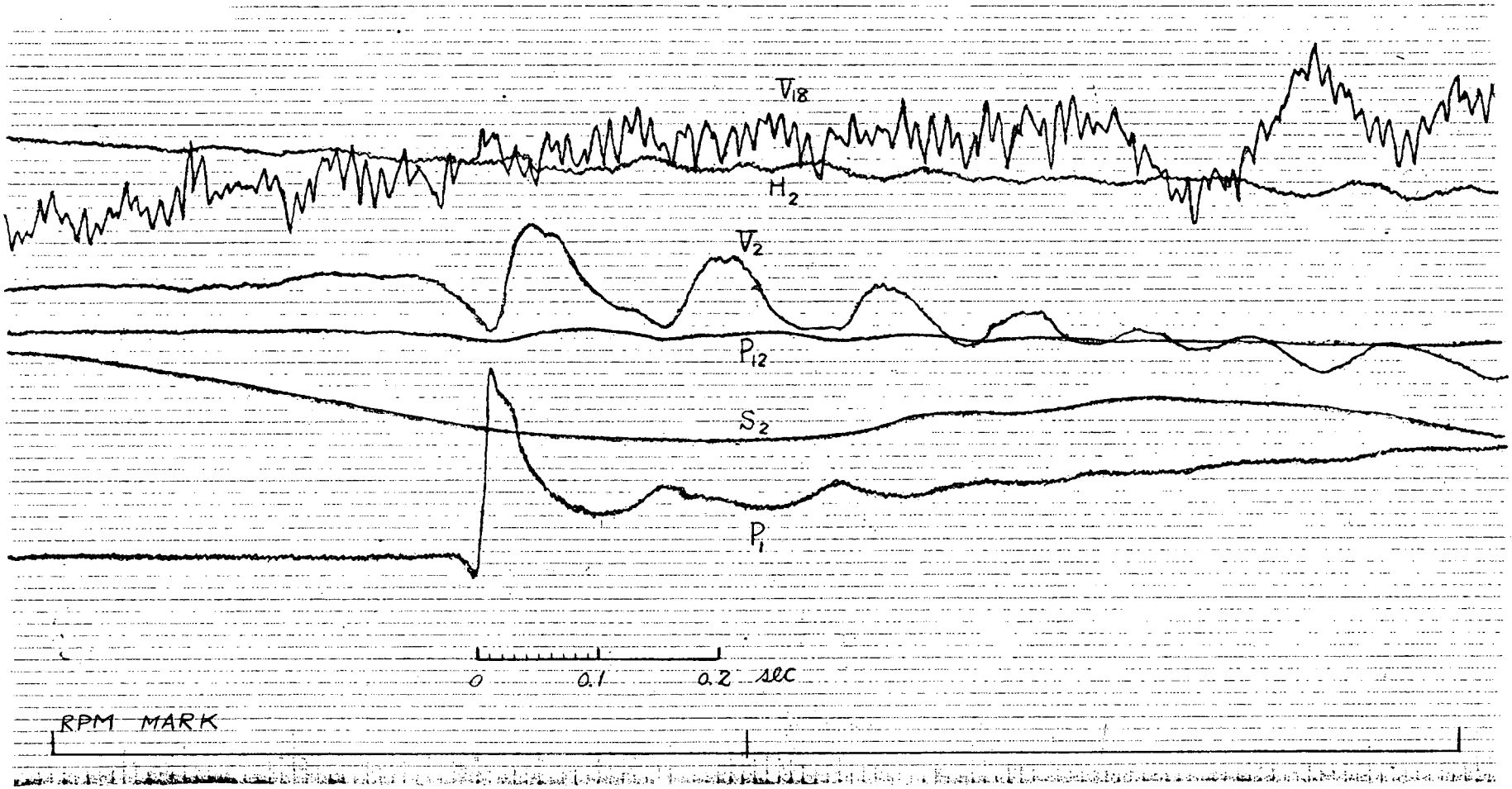
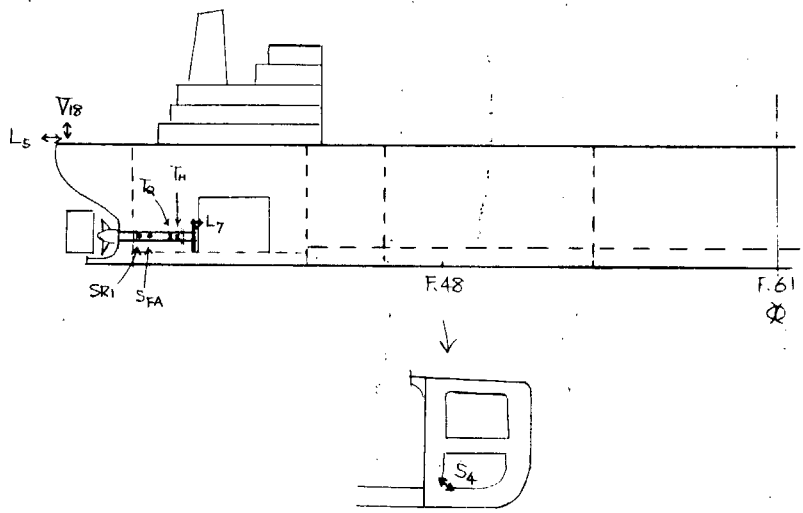


Fig. 1.1.29(c) （時間軸拡大）

計測点：　トルク変動T_Q，軸捩振動S_{R1}
スラスト変動T_H，軸縦振動S_{FA}　スラスト軸受縦振動L_7

艉縦振動L_5，艉上下振動V_{18}，タンク内応力S_4



計測時条件

Test ③　45年 11月 2日　反力2　Ballast 状態

⑥　4日　反力6　〃

Fig. 1.1.30. 軸振動とベアリングフォース計測点配置

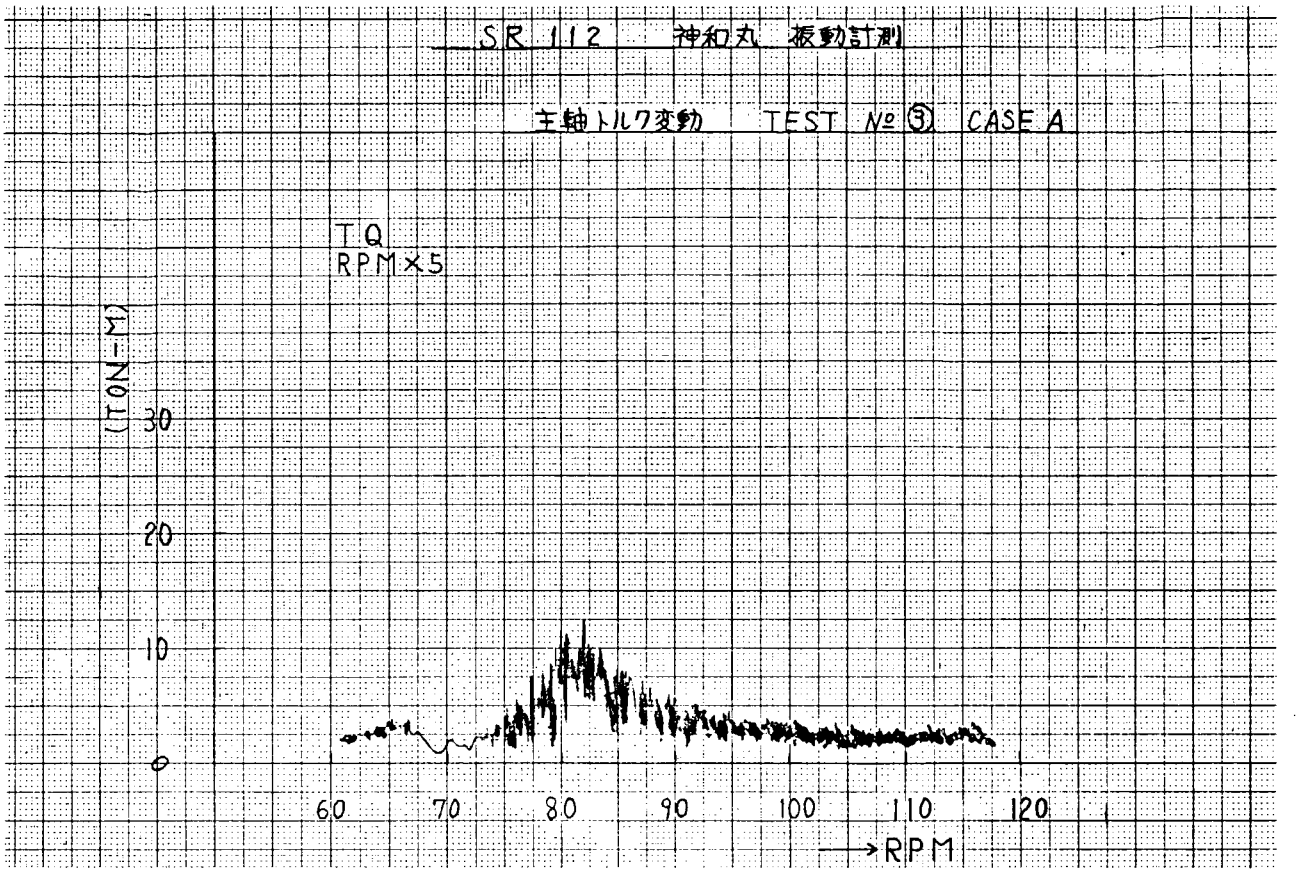


Fig. 1.1.3 1(a) 主軸トルク変動（TQ）と軸回転数

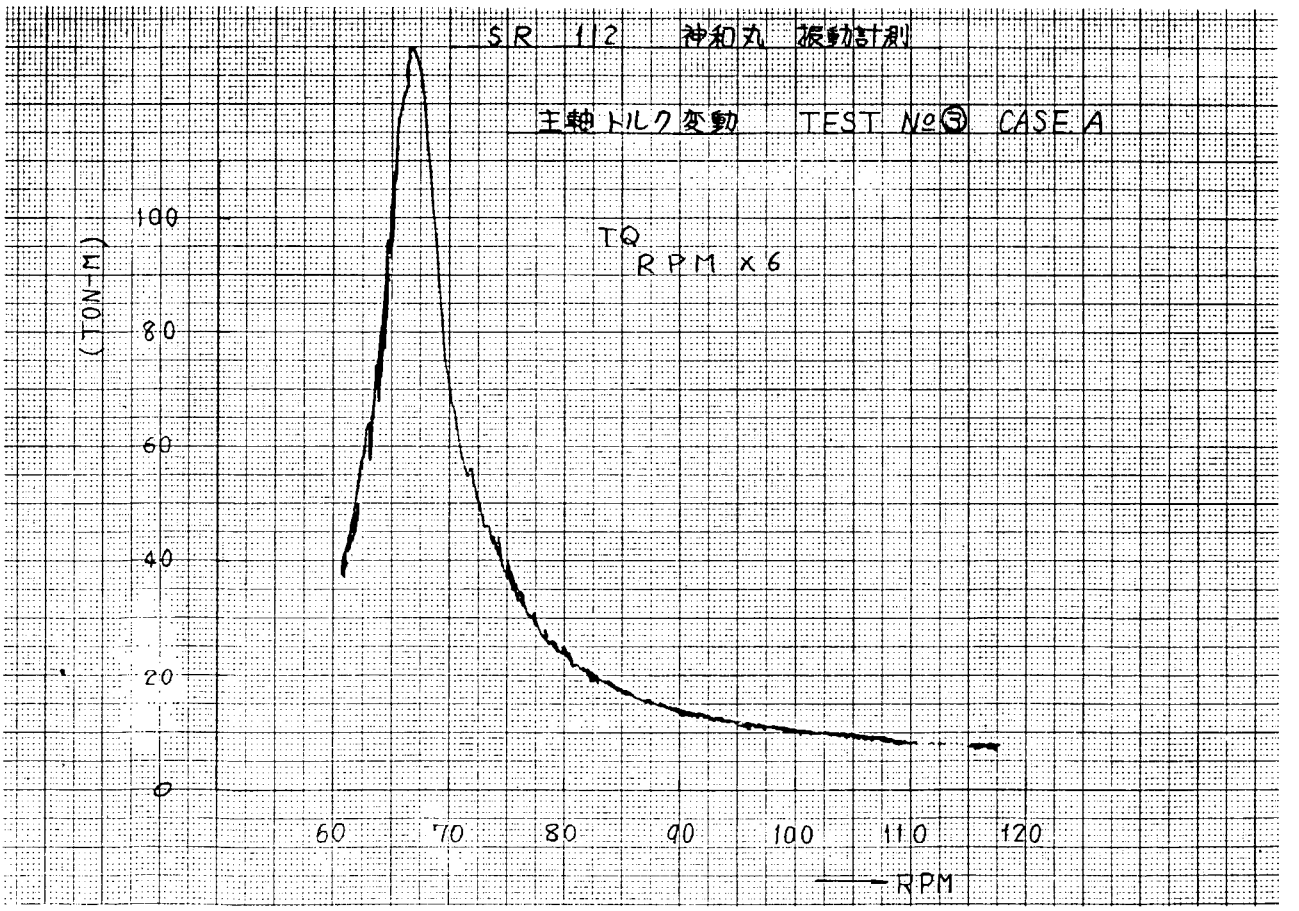


Fig. 1.1.3 1(b)

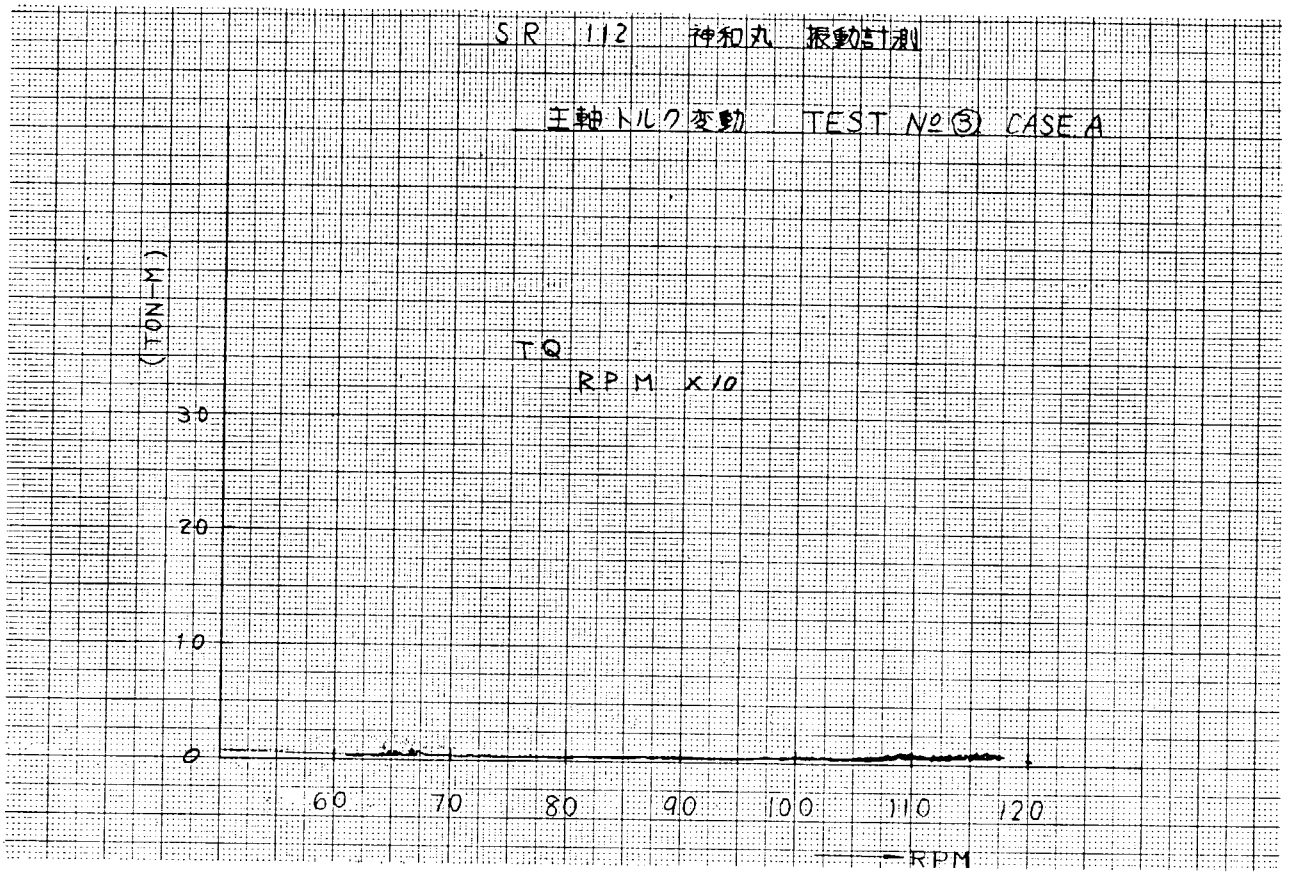


Fig. 1.1.3 1(c)

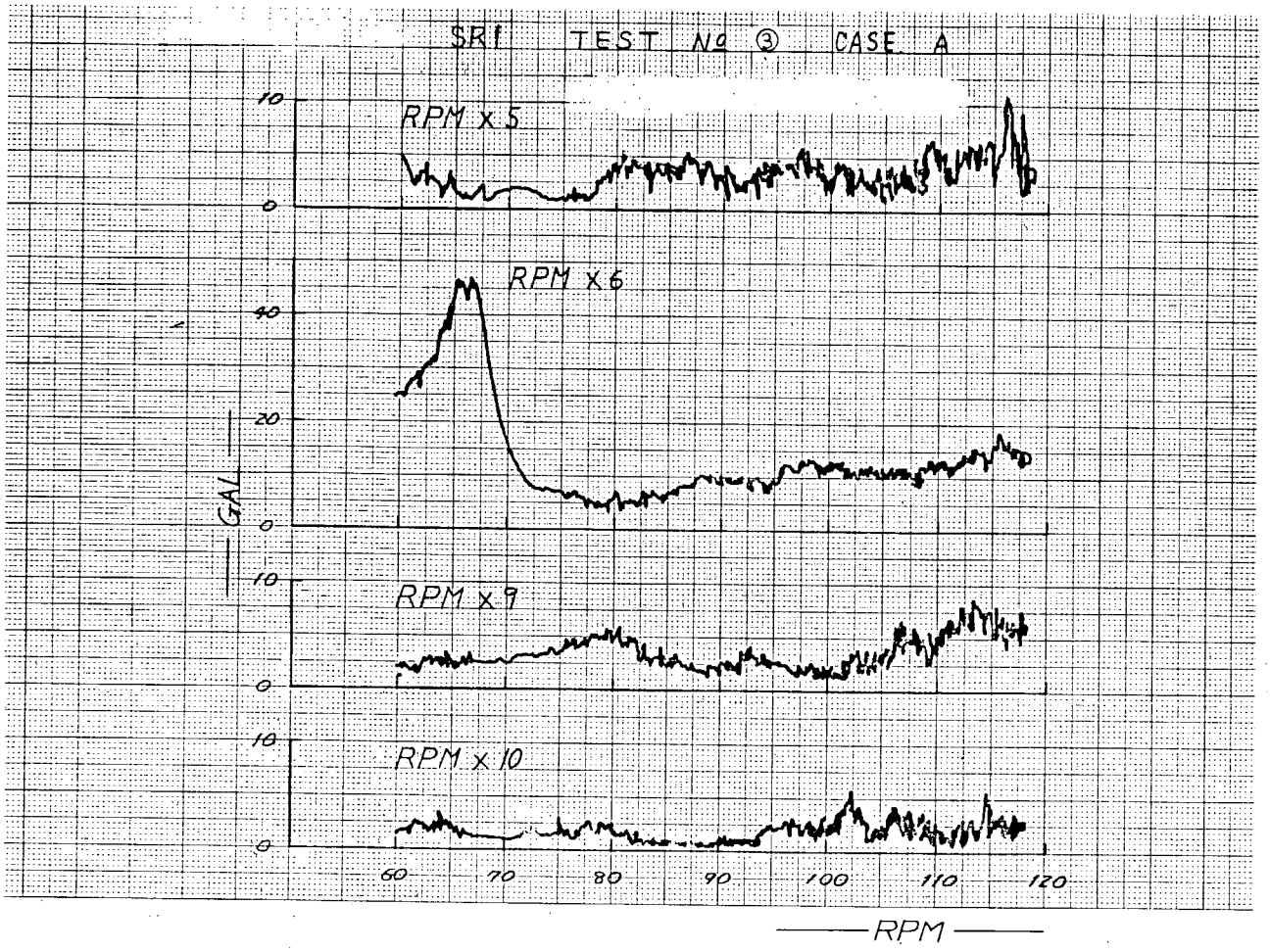


Fig. 1.1.3 2 主軸捩れ振動（SR1）の共振曲線

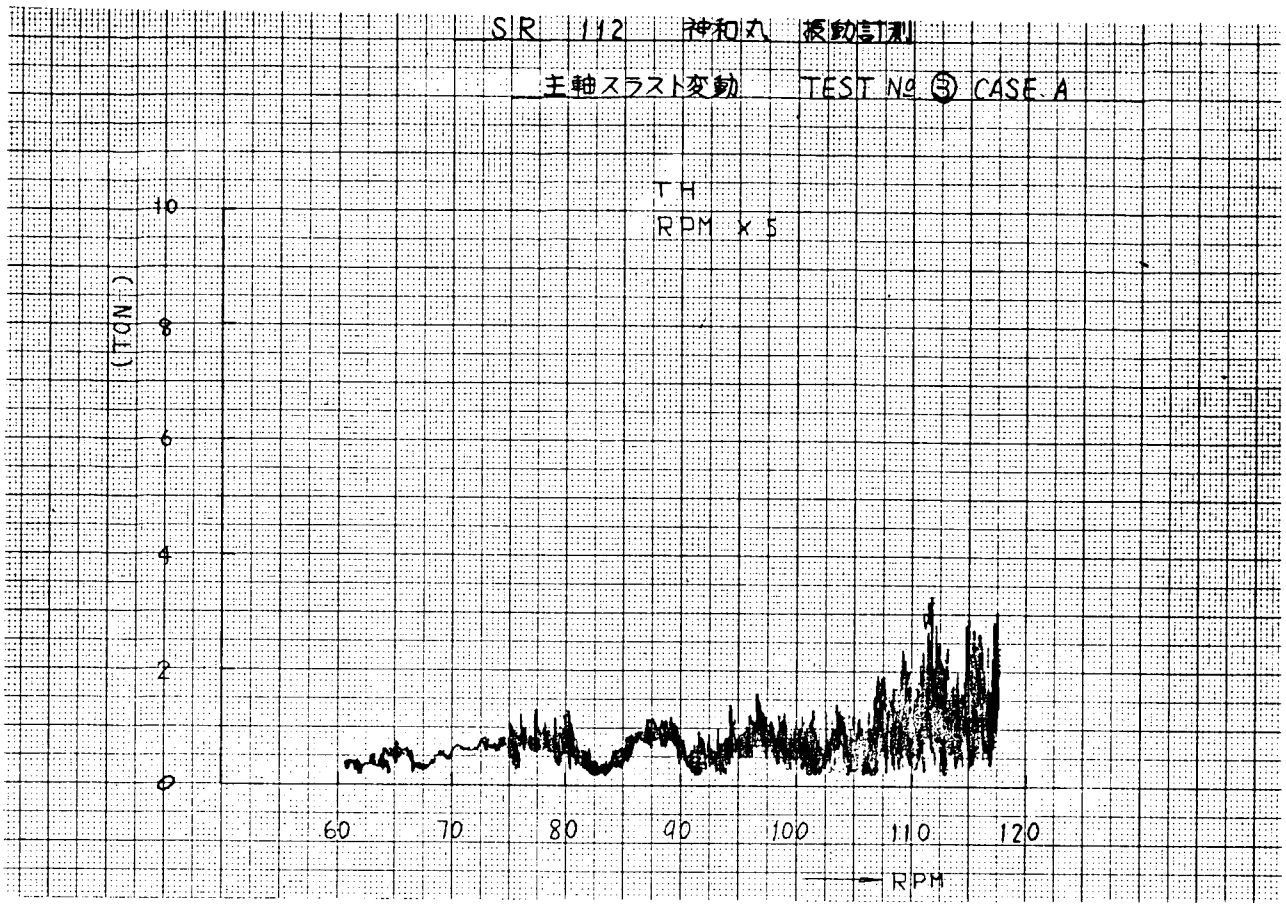


Fig. 1.1.3 3(a) 主軸スラスト変動（TH）と軸回転数

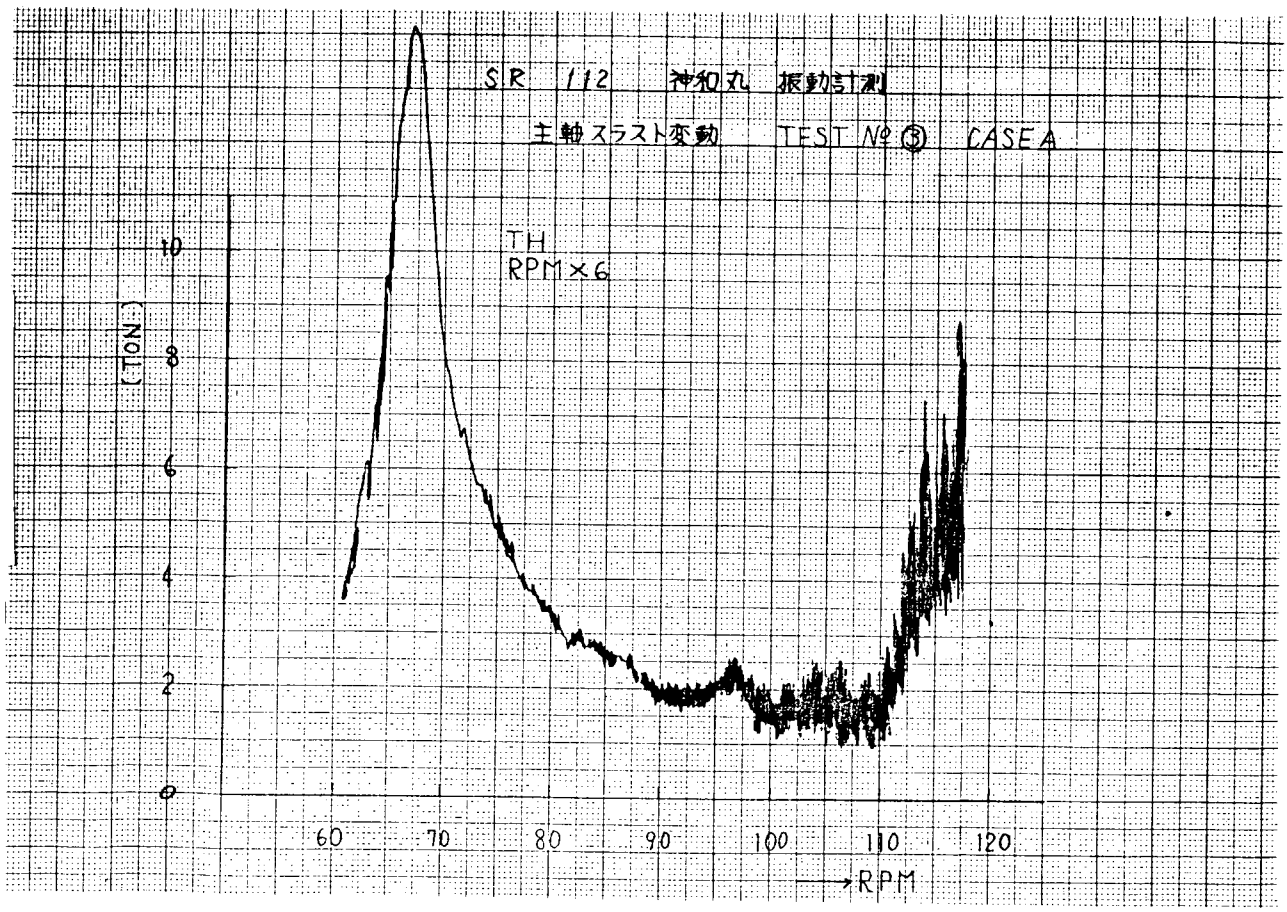


Fig. 1.1.3 3(b)

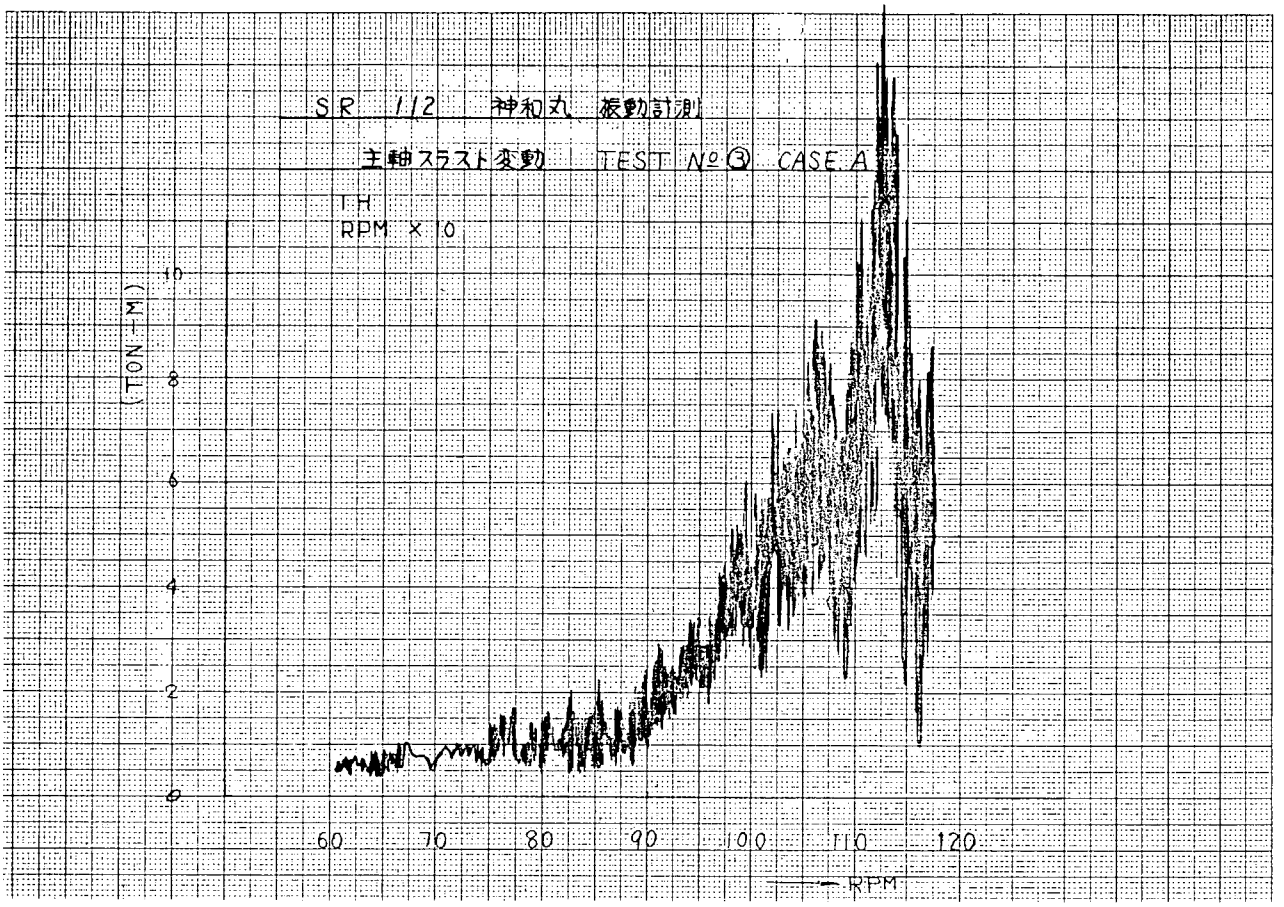


Fig. 1.1.33(c)

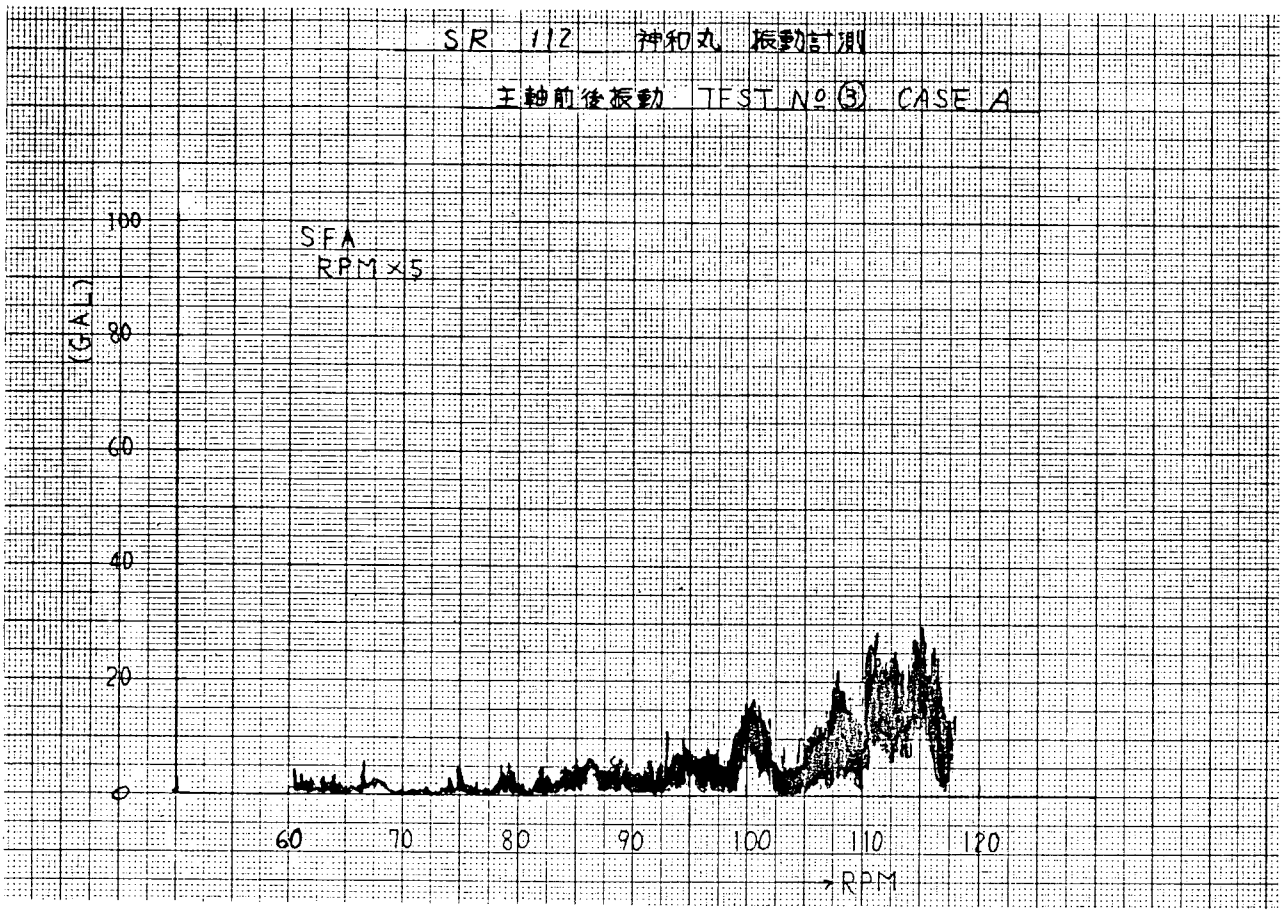


Fig. 1.1.34(a) 主軸縦振動（SFA）の共振曲線

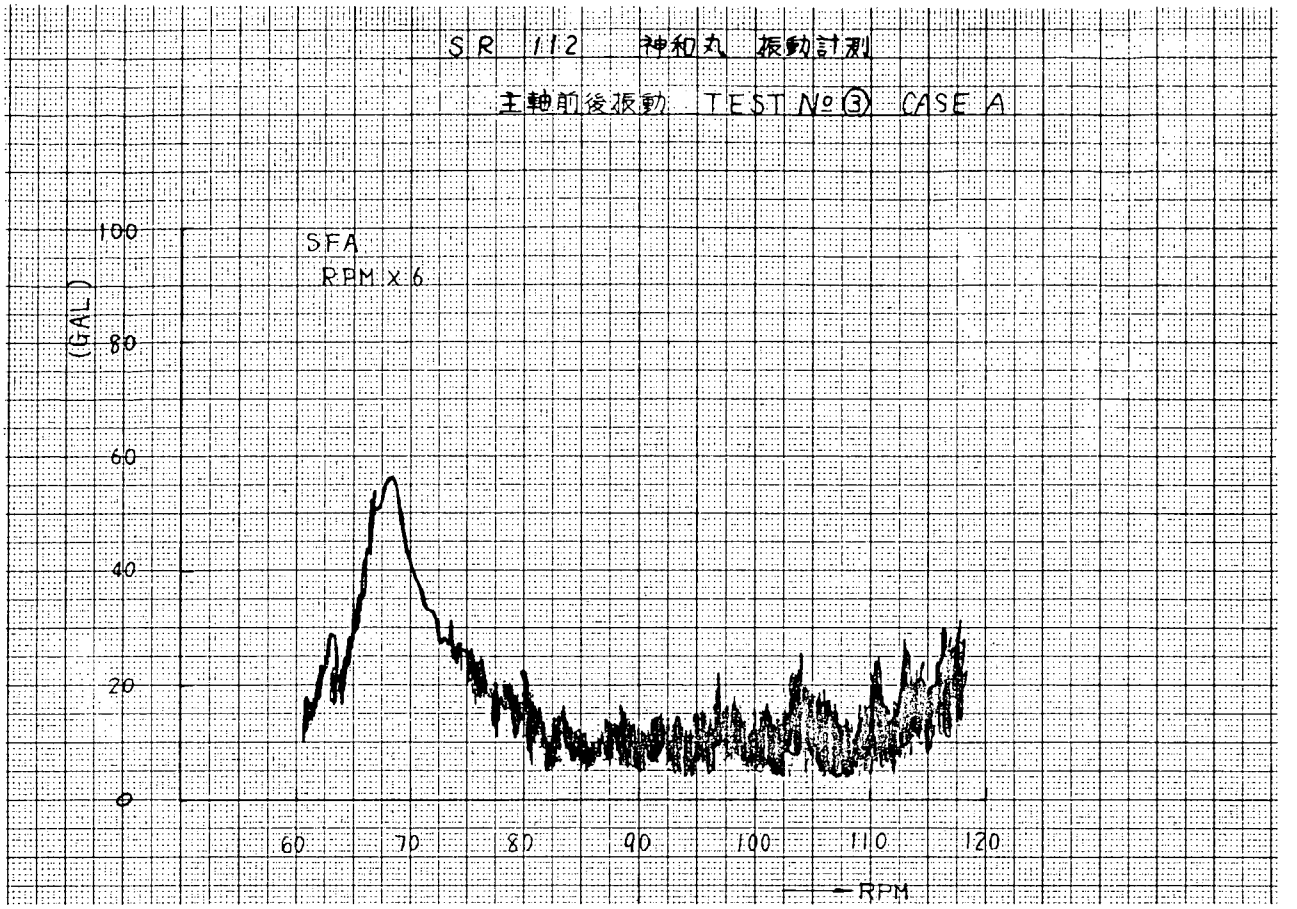


Fig. 1.1.3 4(b)

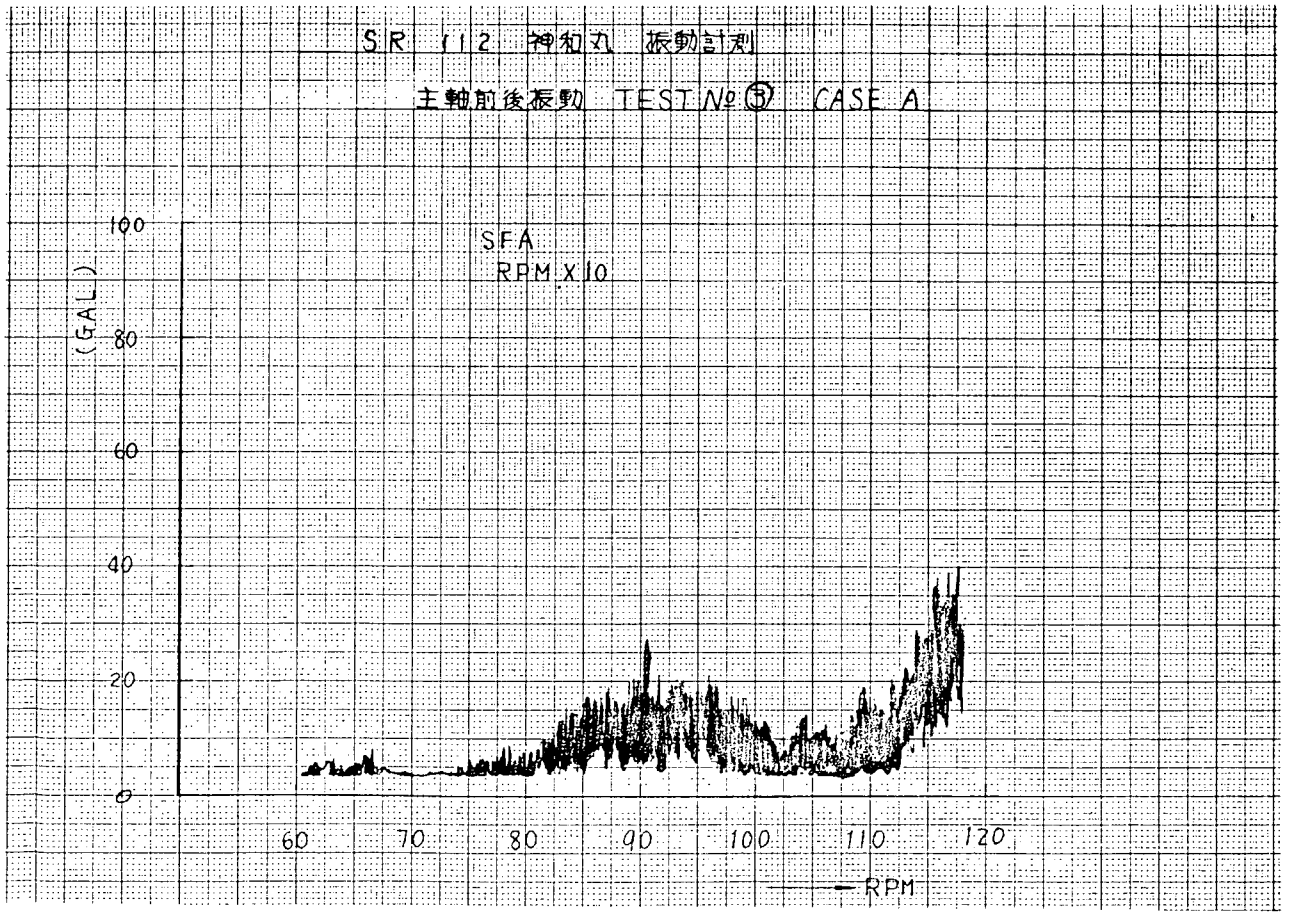


Fig. 1.1.3 4(c)

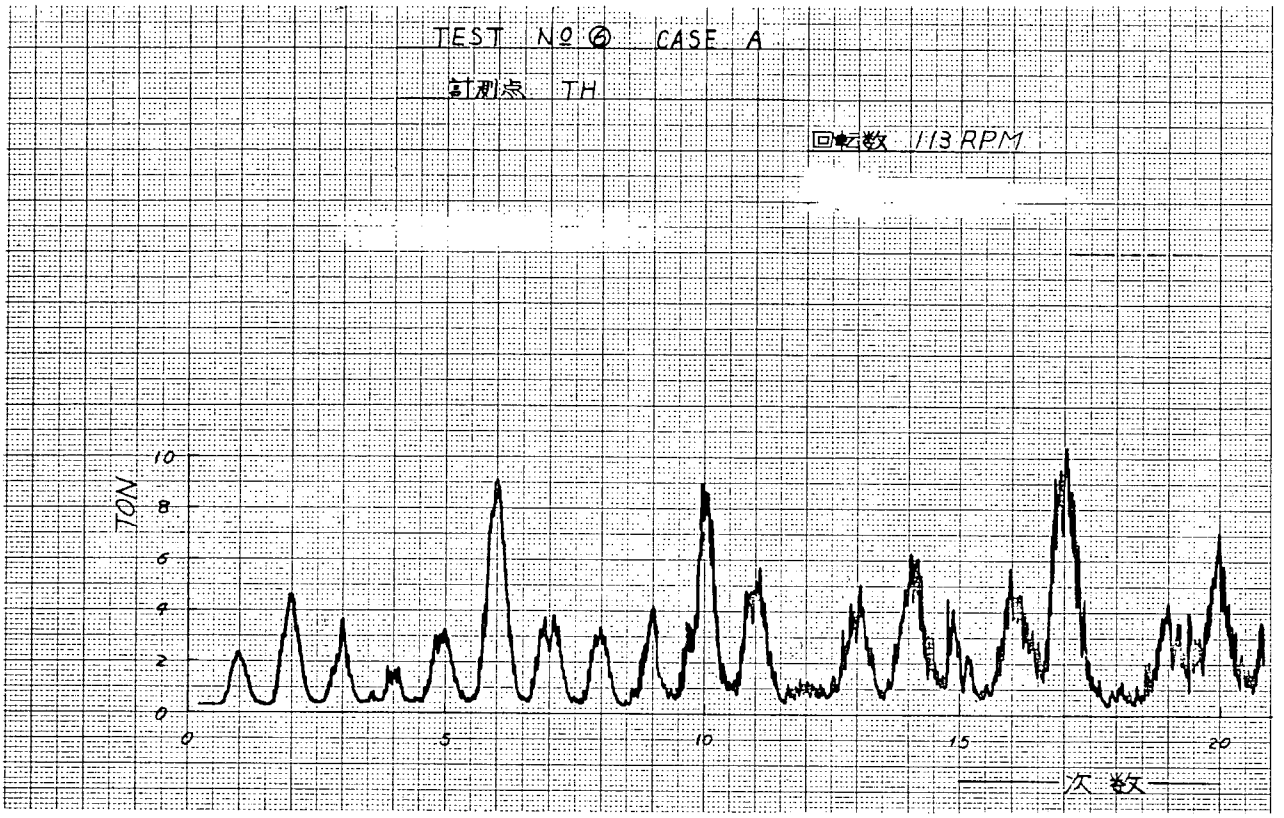


Fig. 1.1.35 主軸スラスト変動（TH）の回転次数比分析結果

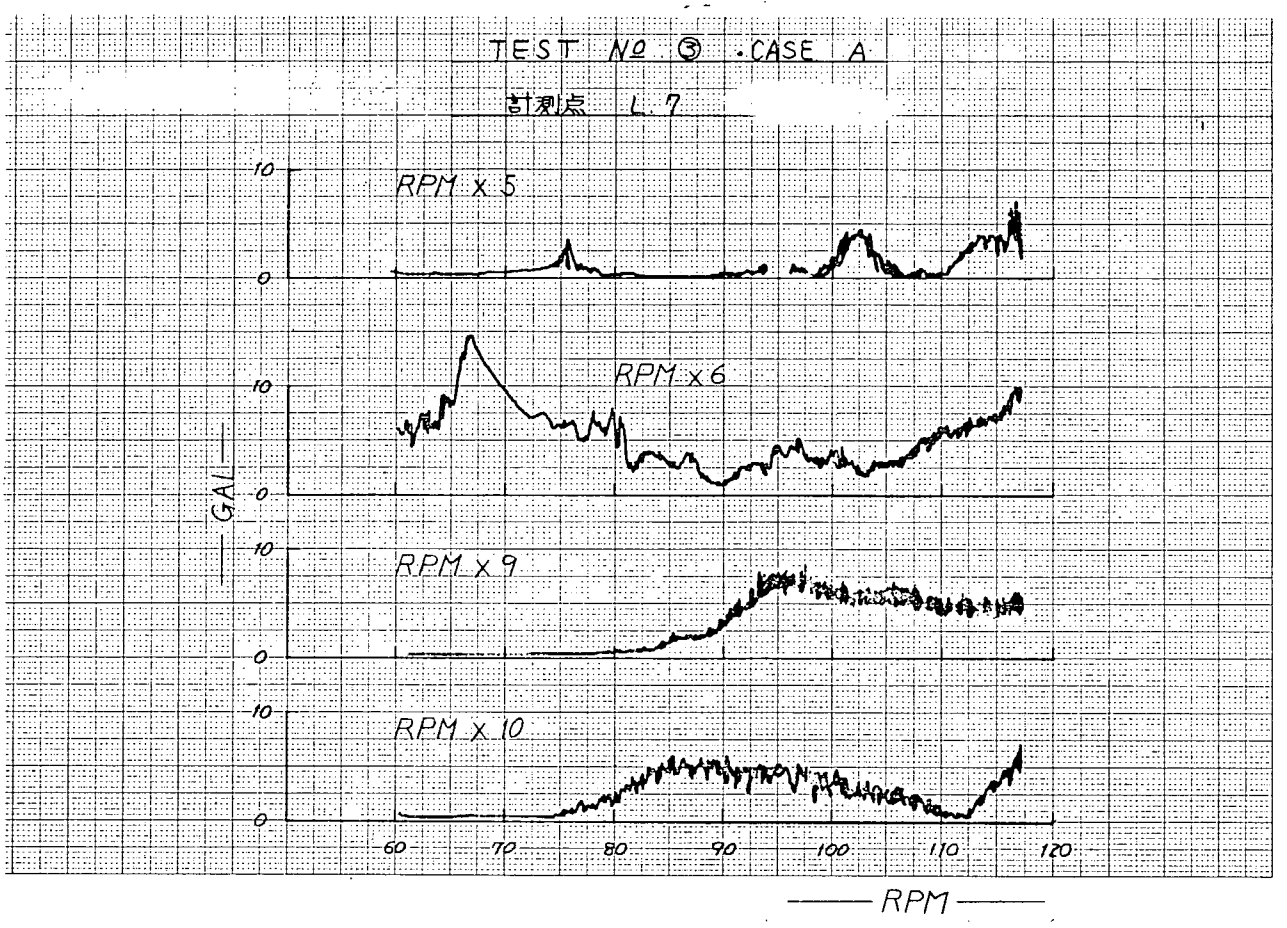


Fig. 1.1.36 スラスト受台頂部前後振動（L7）の共振曲線

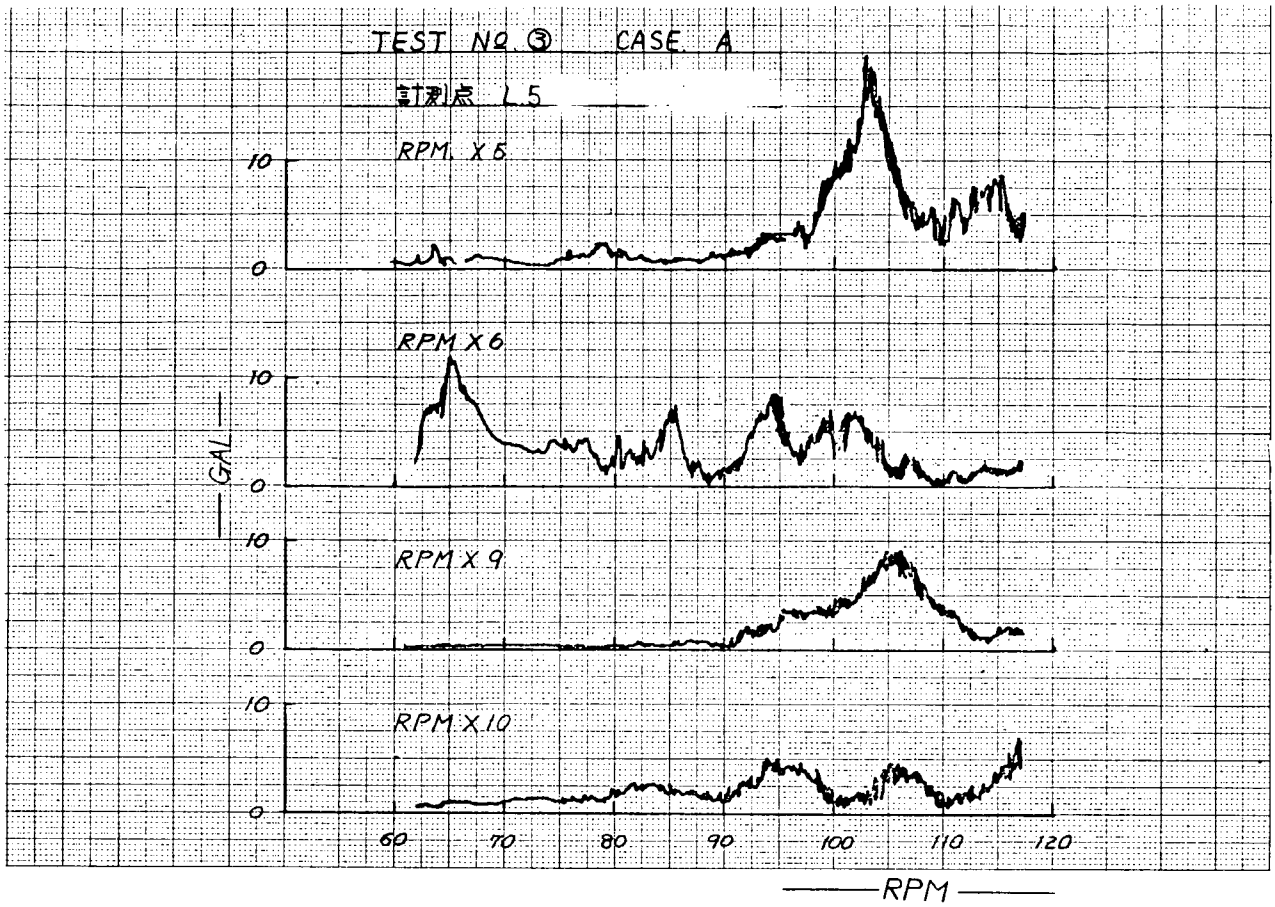


Fig. 1.1.37 船尾前後振動（L5）の共振曲線

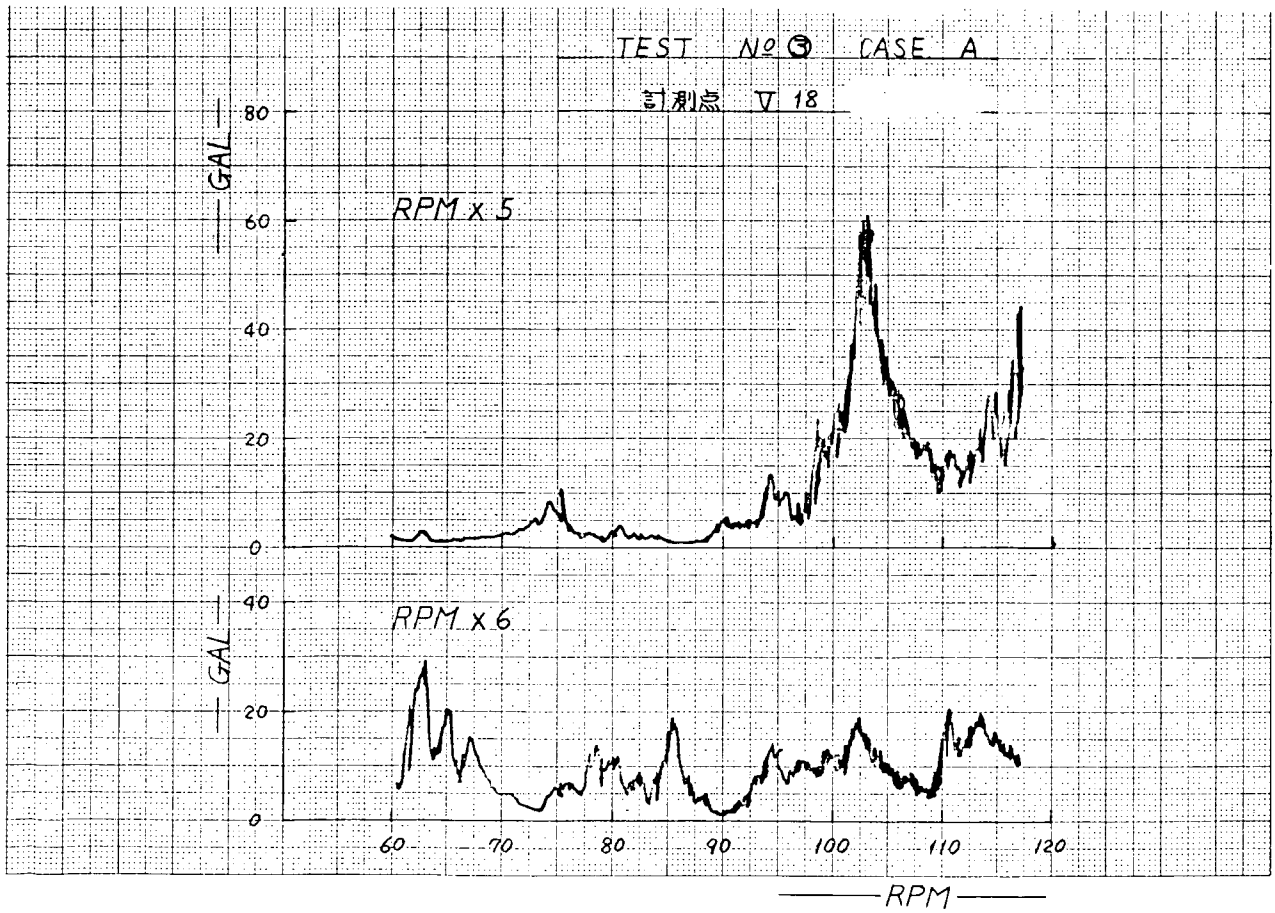


Fig. 1.1.38 船尾上下振動（V18）の共振曲線

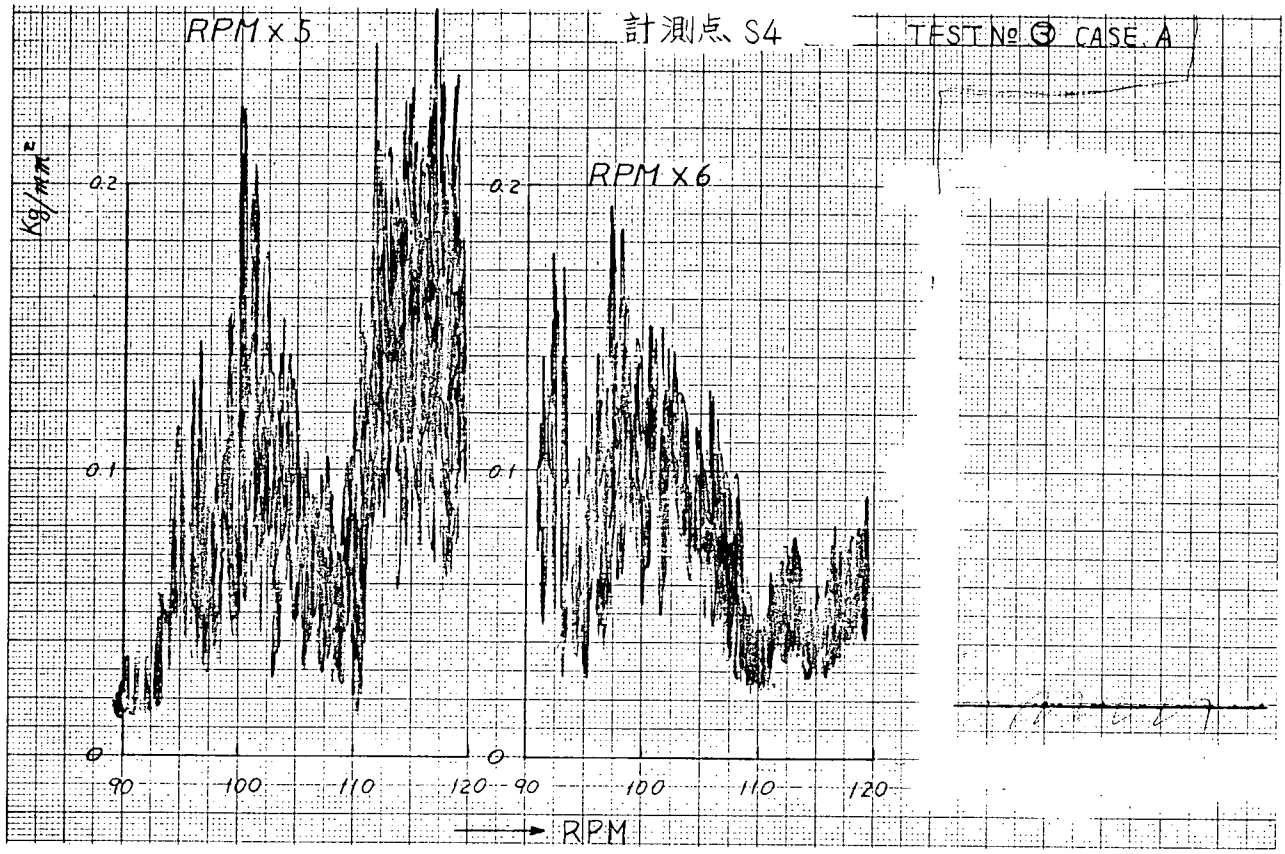
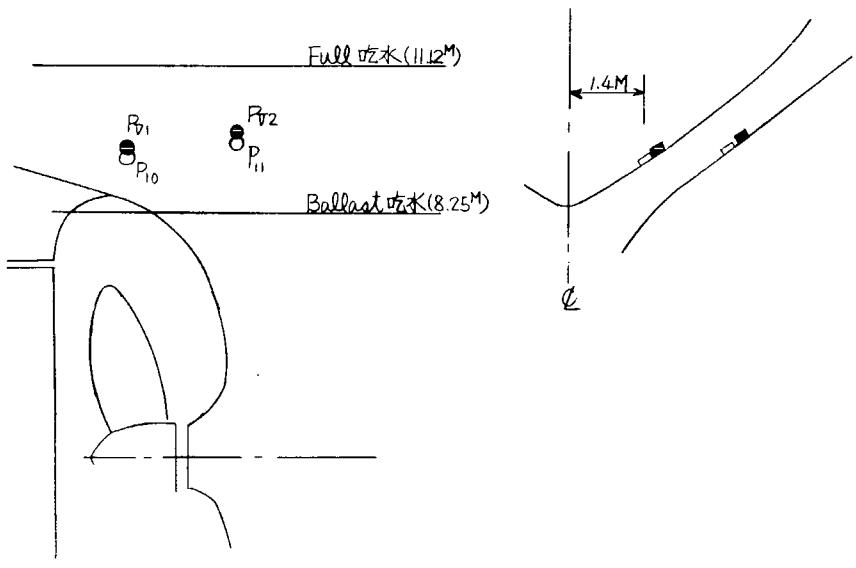


Fig. 1.1.39　舷側タンク T. Ring の振動応力（S4）の共振曲線

計測点　　艇外板変動水圧　P_{10}. P_{11}

艇外板振動　　P_{V1}　P_{V2}



計測時条件

Test ③	45年 11月 2日	風力 2	Ballast 状態
⑥	4日	風力 6	〃
⑬⑭	46年 1月20日	風力 4	満載

Fig. 1.1.40　プロペラ変動水圧の計測点配置

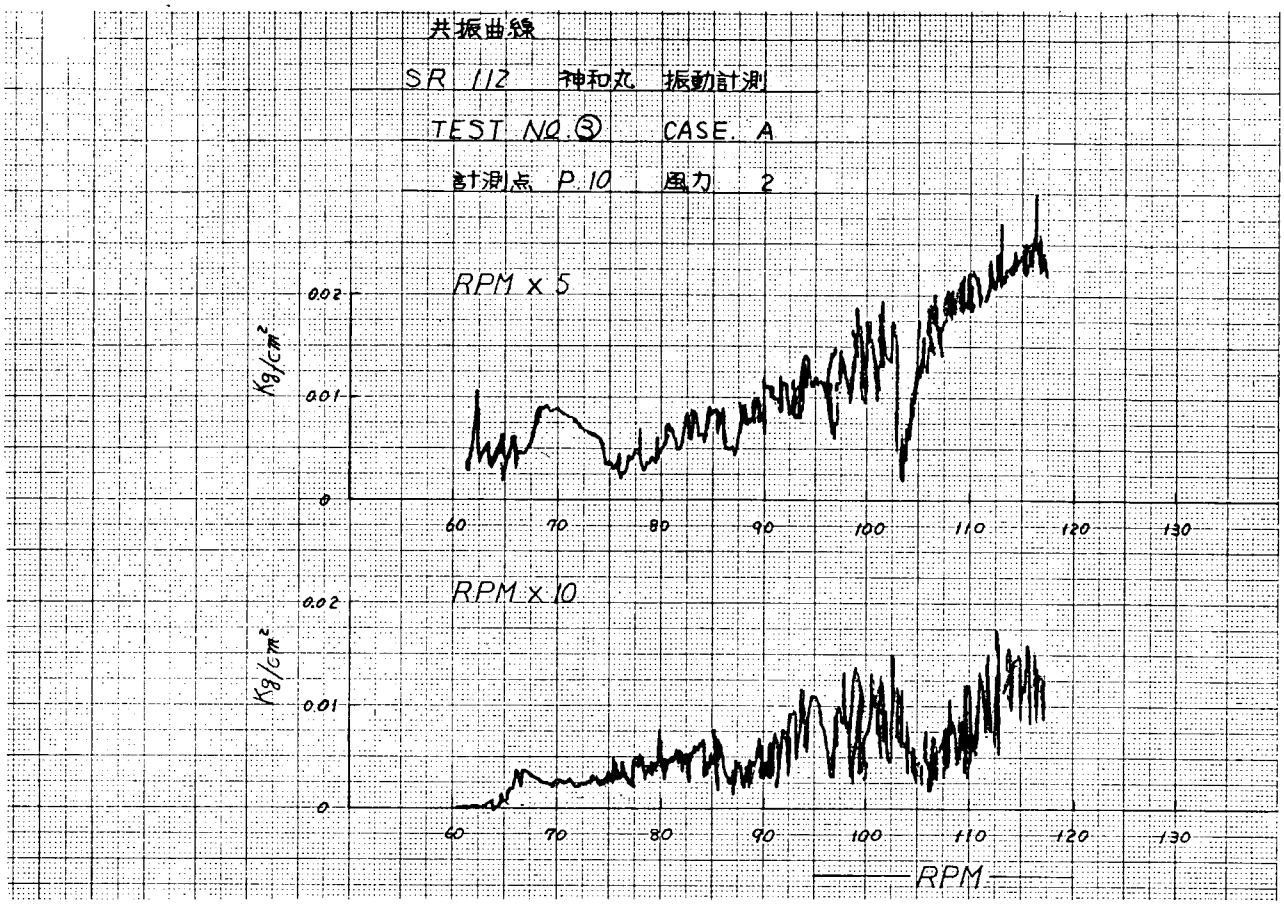


Fig. 1.1.4 1(a) プロペラ変動水圧とプロペラ回転数

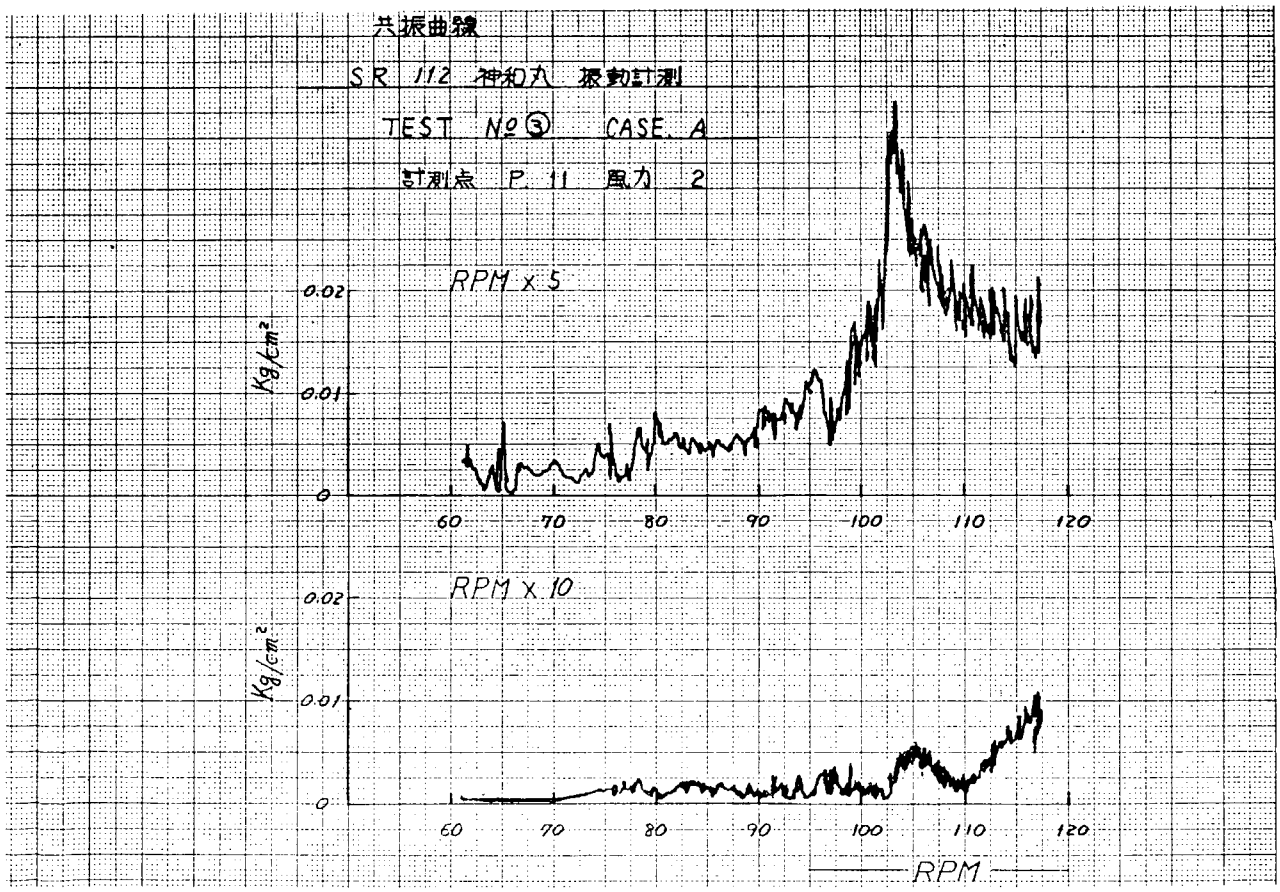


Fig. 1.1.4 1(b)

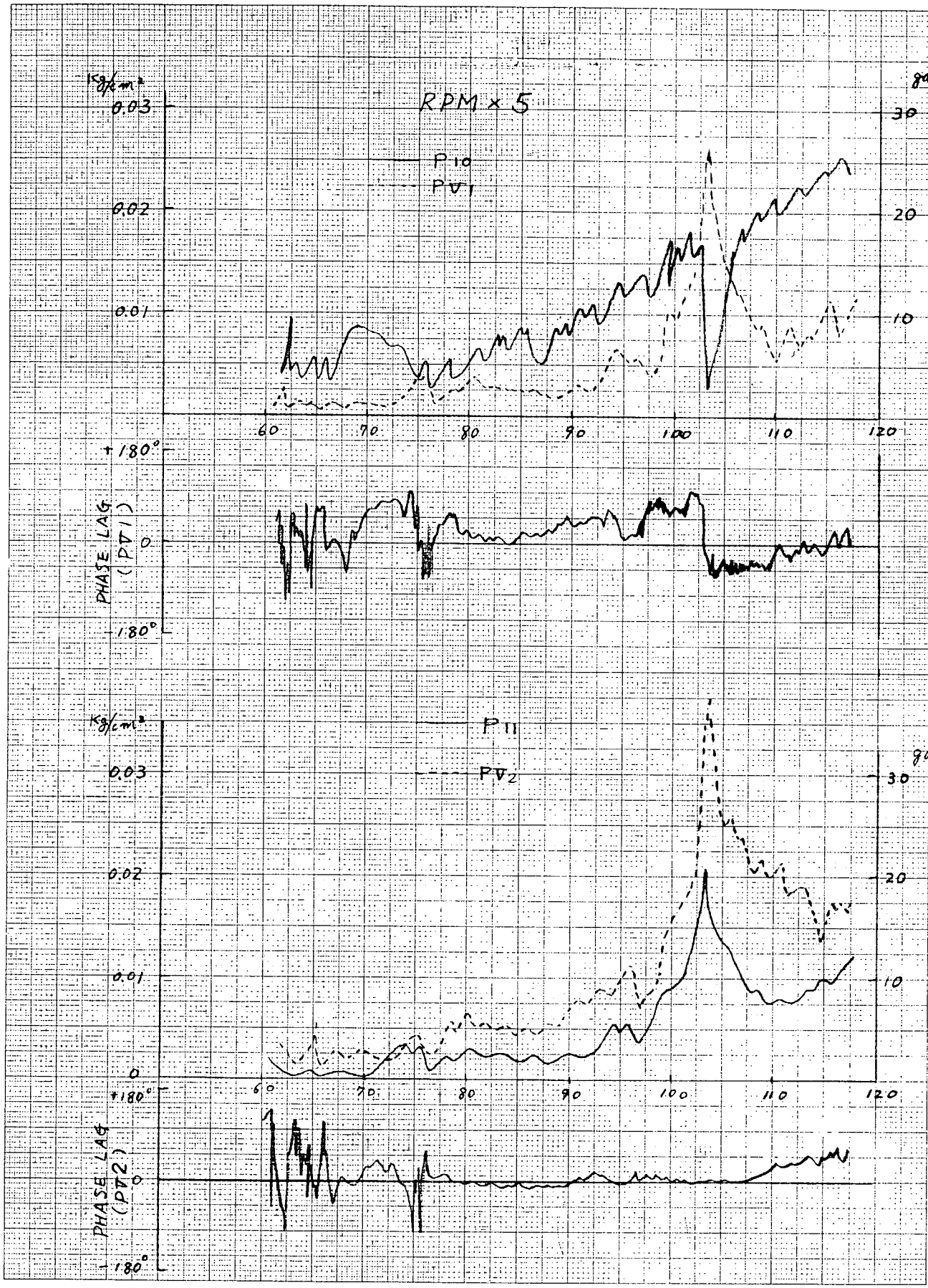


Fig. 1.1.42(a) プロペラ変動水圧と振動の関係

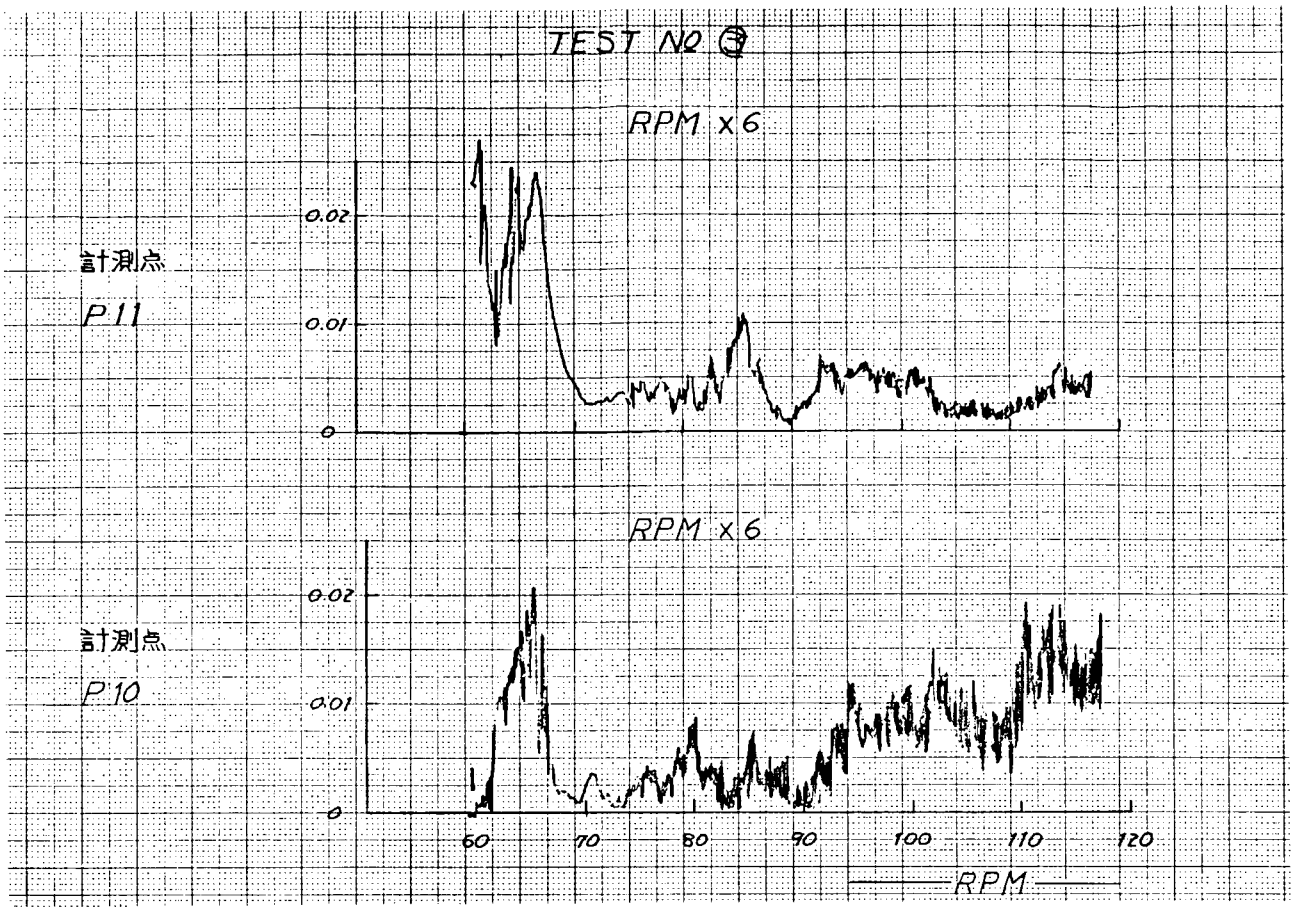


Fig. 1.1.4 2(b)

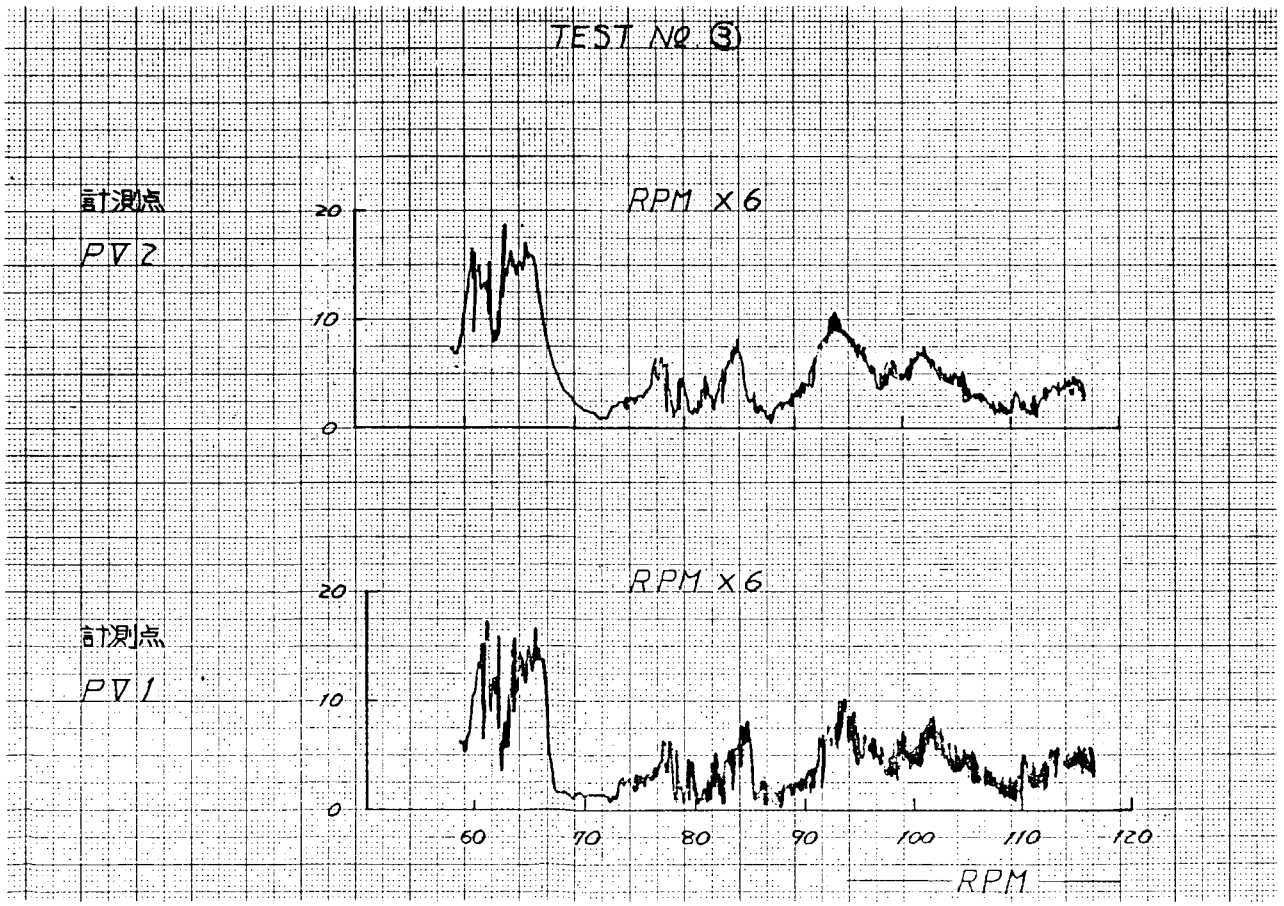


Fig. 1.1.4 2(c)

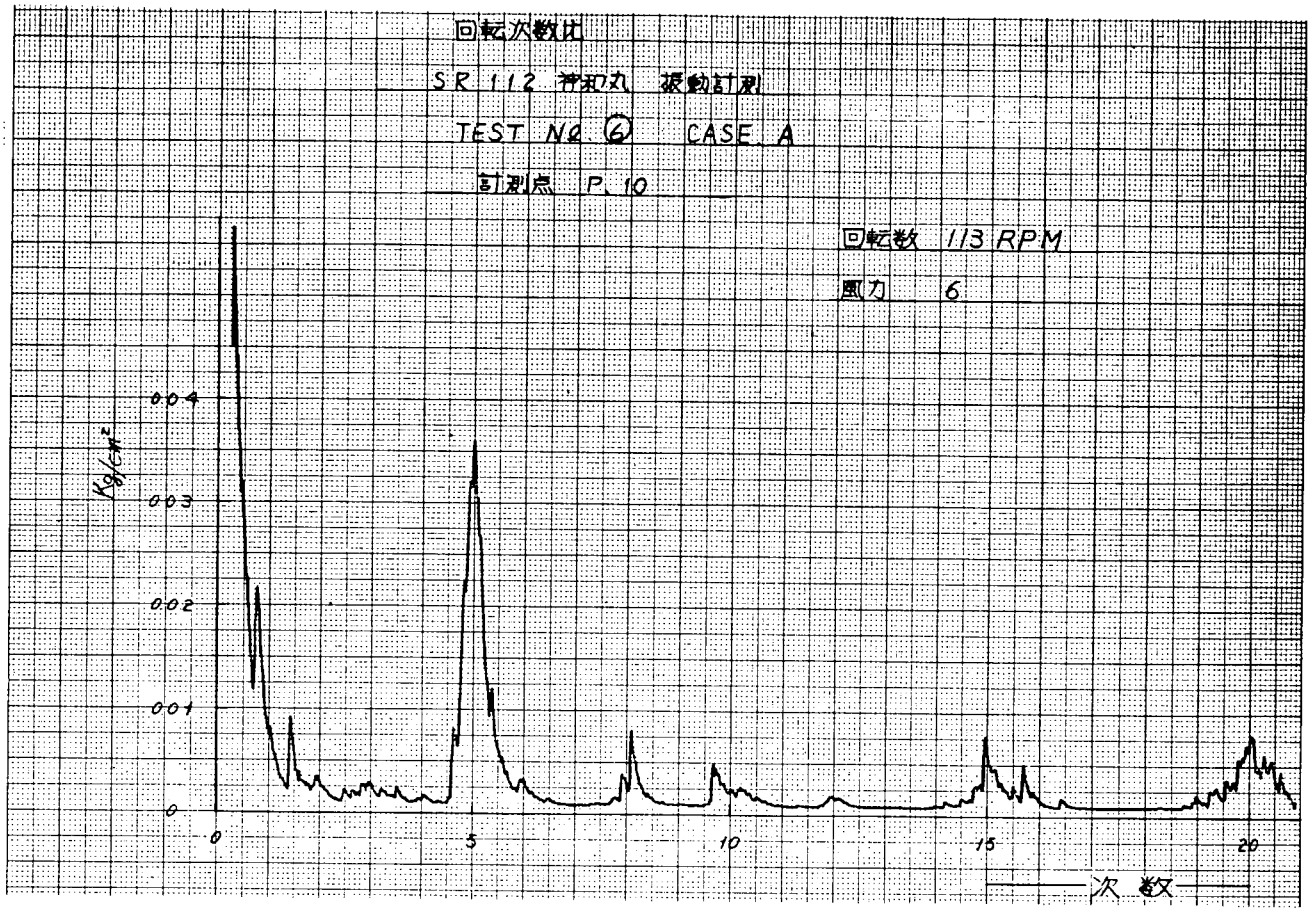


Fig. 1.1.43(a) プロペラ変動水圧の次数比分析結果

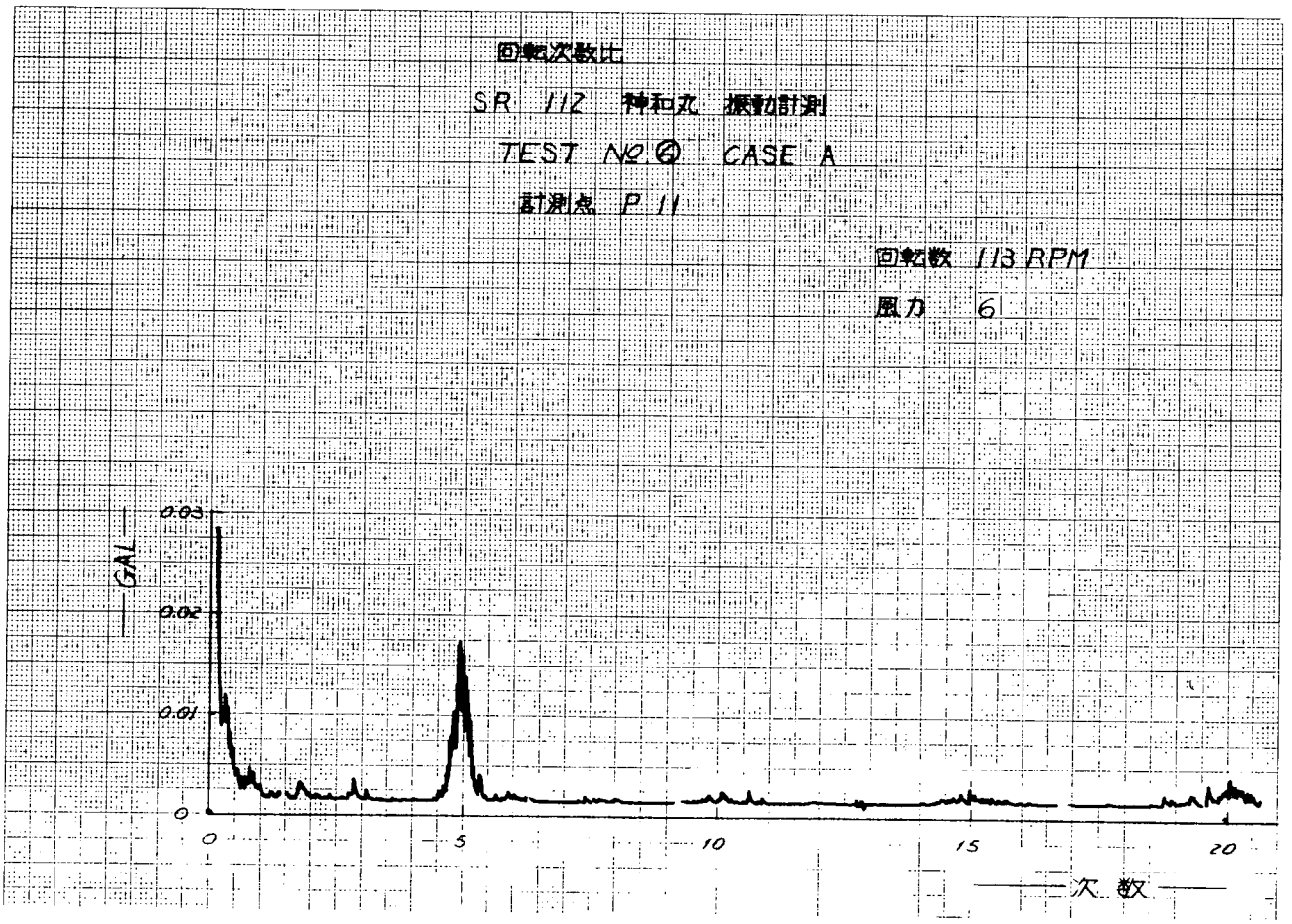


Fig. 1.1.43(b)

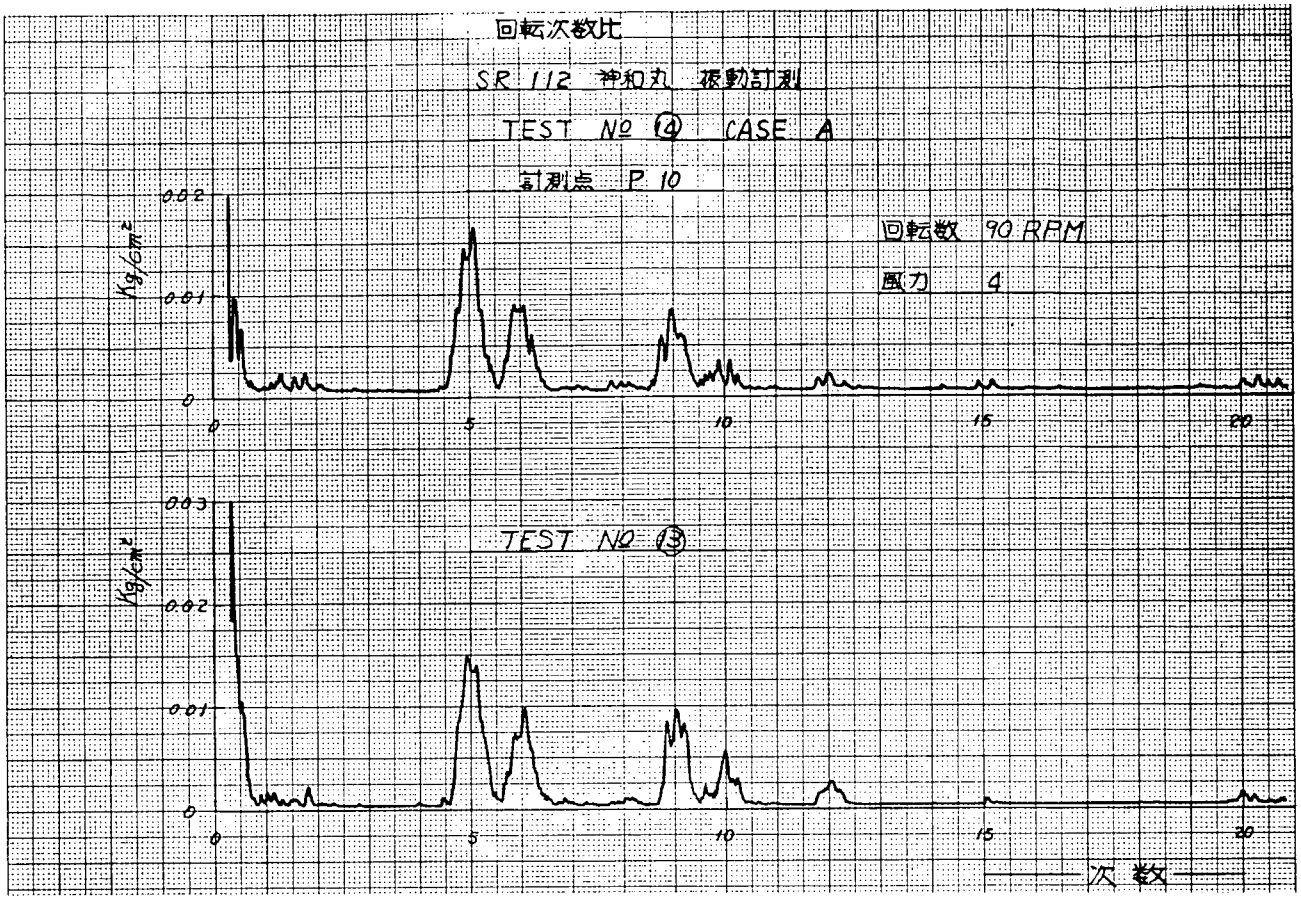


Fig. 1.1.4 4(a) 満載時のプロペラ変動水圧次数比分析結果

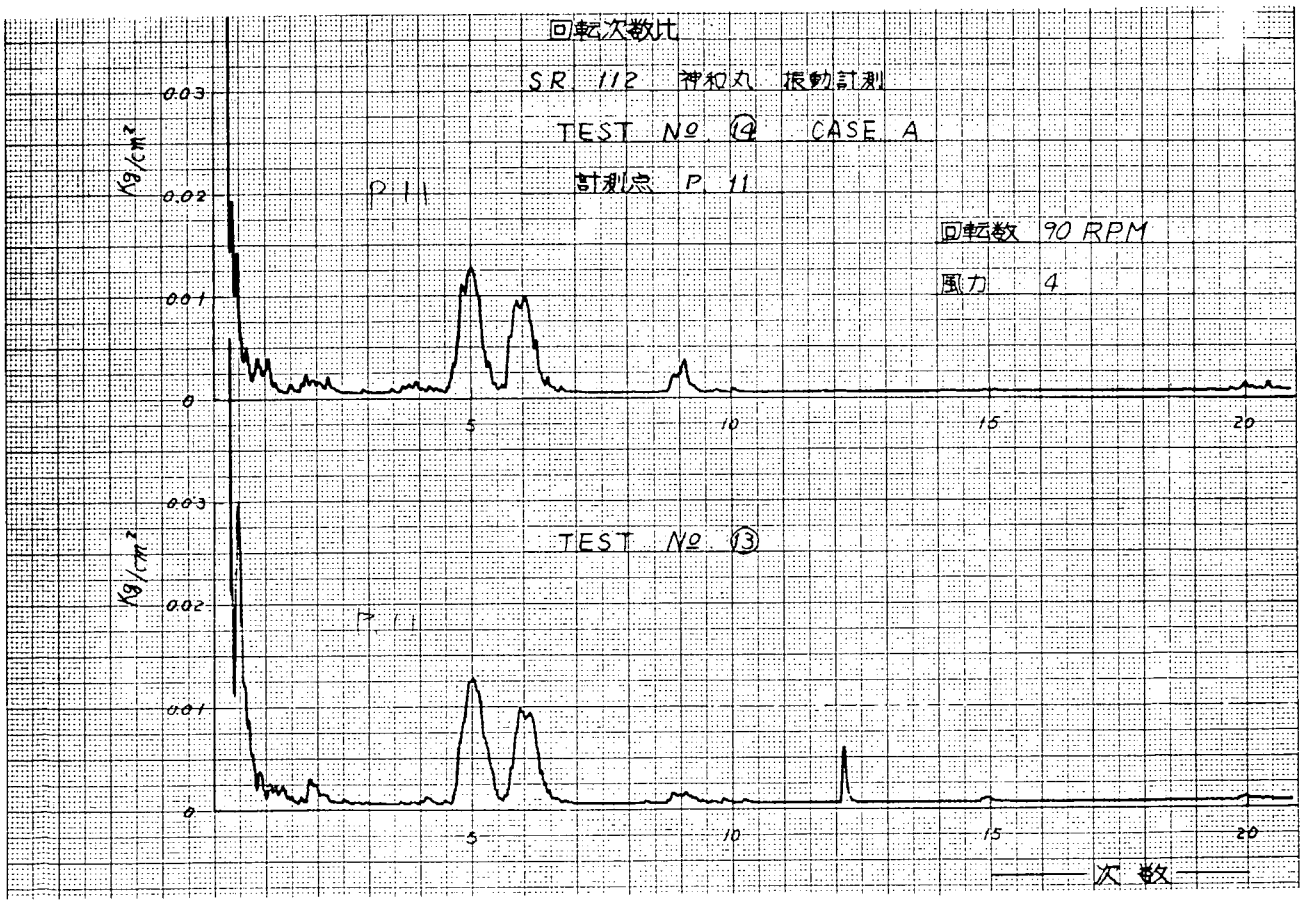
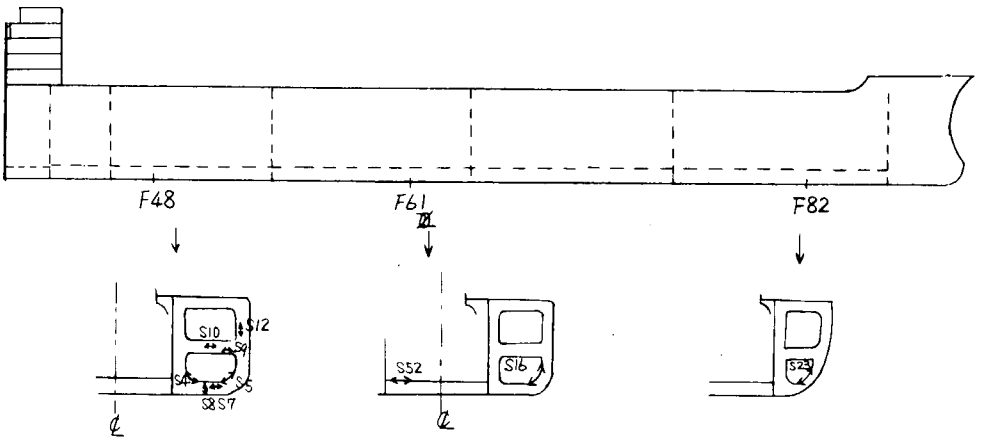


Fig. 1.1.4 4(b)

計測点、　F.48 ····· S_4 S_5 S_7 S_8 S_9 S_{10} S_{12}

F.61 ····· S_{16} S_{52}

F.82 ····· S_{23}



計測時条件

Test ④　45年 11月 3日　風力 4　Ballast 状態

⑤　〃　〃　〃

⑩　17日　風力 1　満 載

Fig. 1.1.45　局部振動応力計測点配置

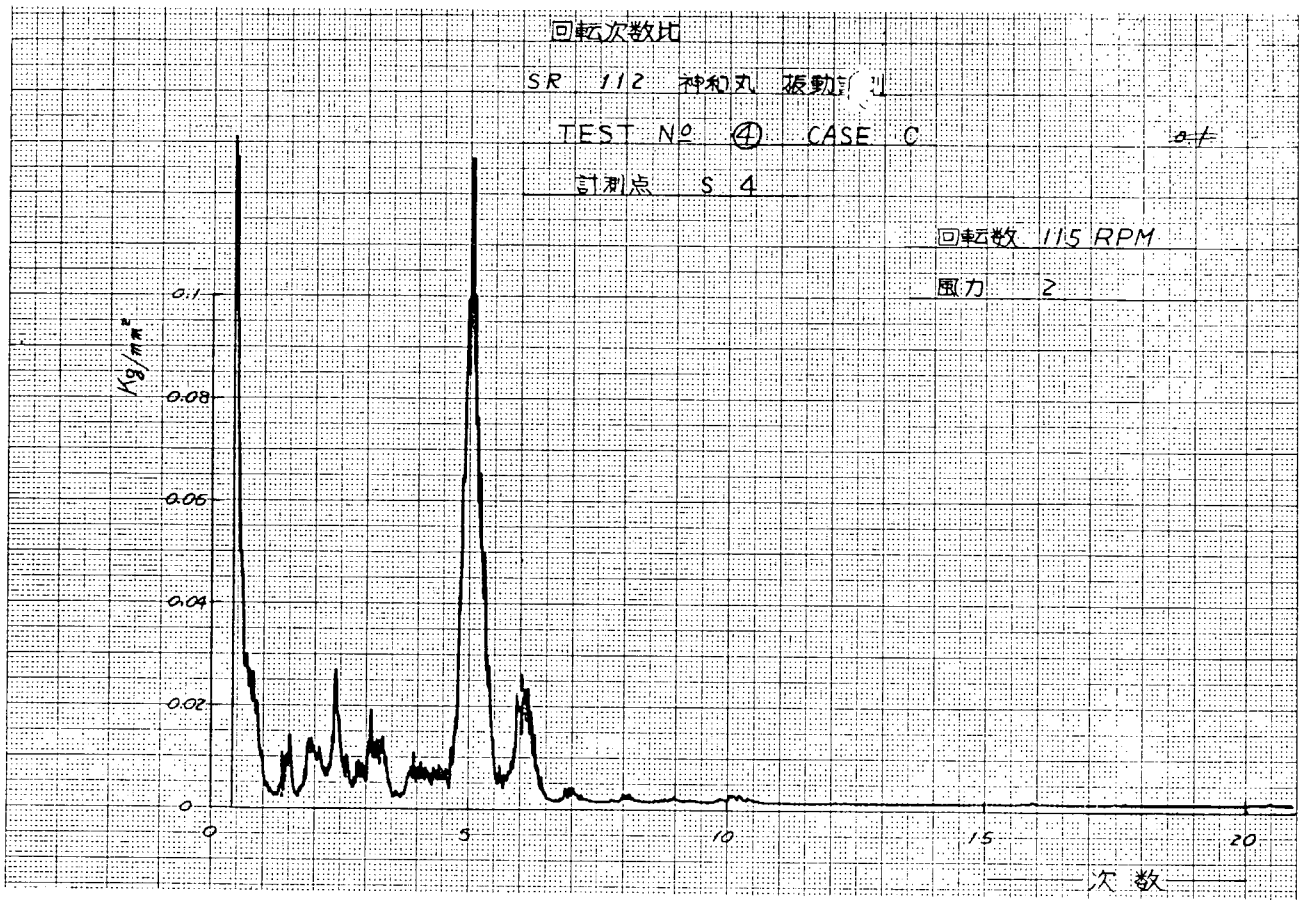


Fig. 1.1.46(a)　局部振動応力の次数比分析結果

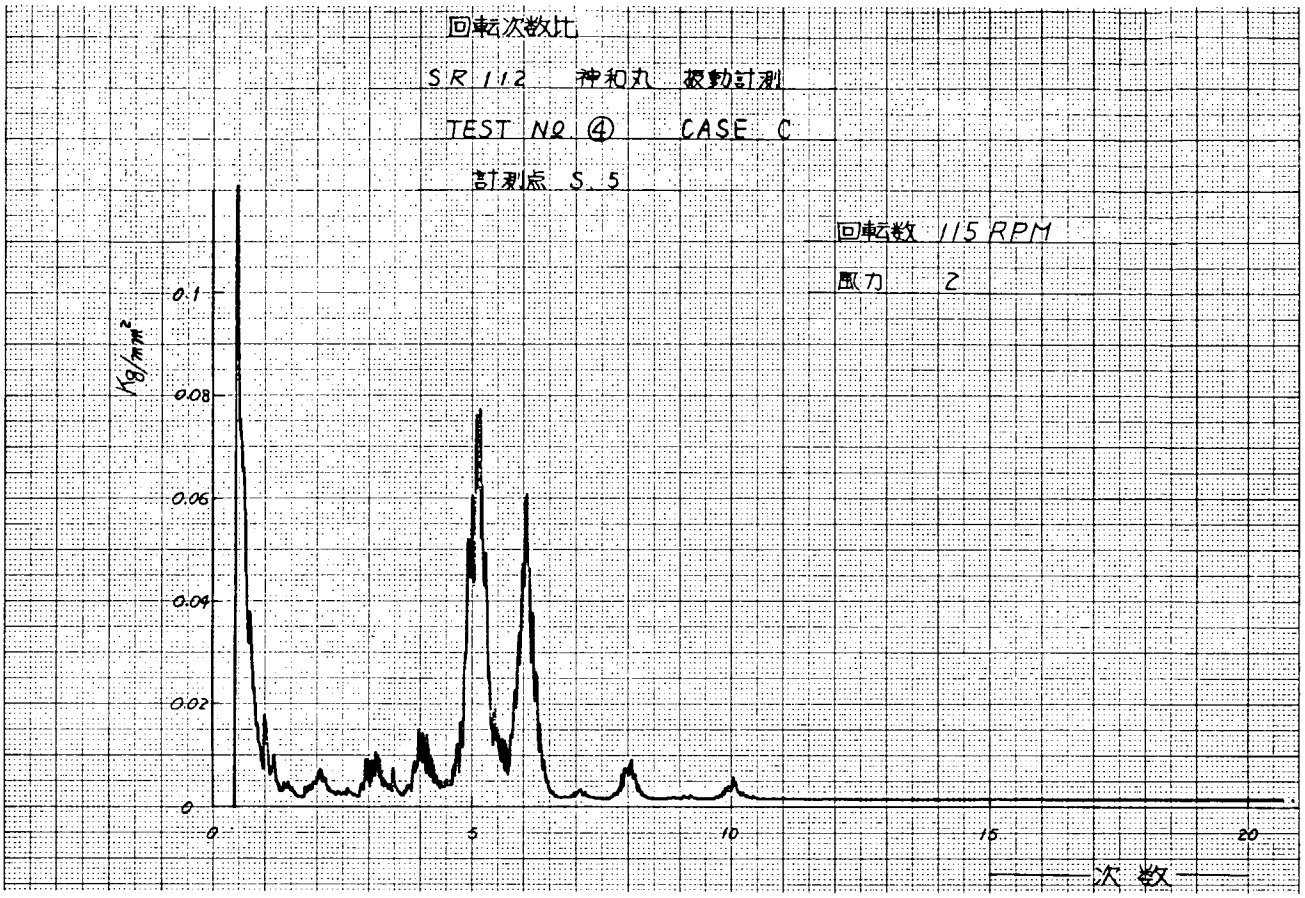


Fig. 1.1.46(b)

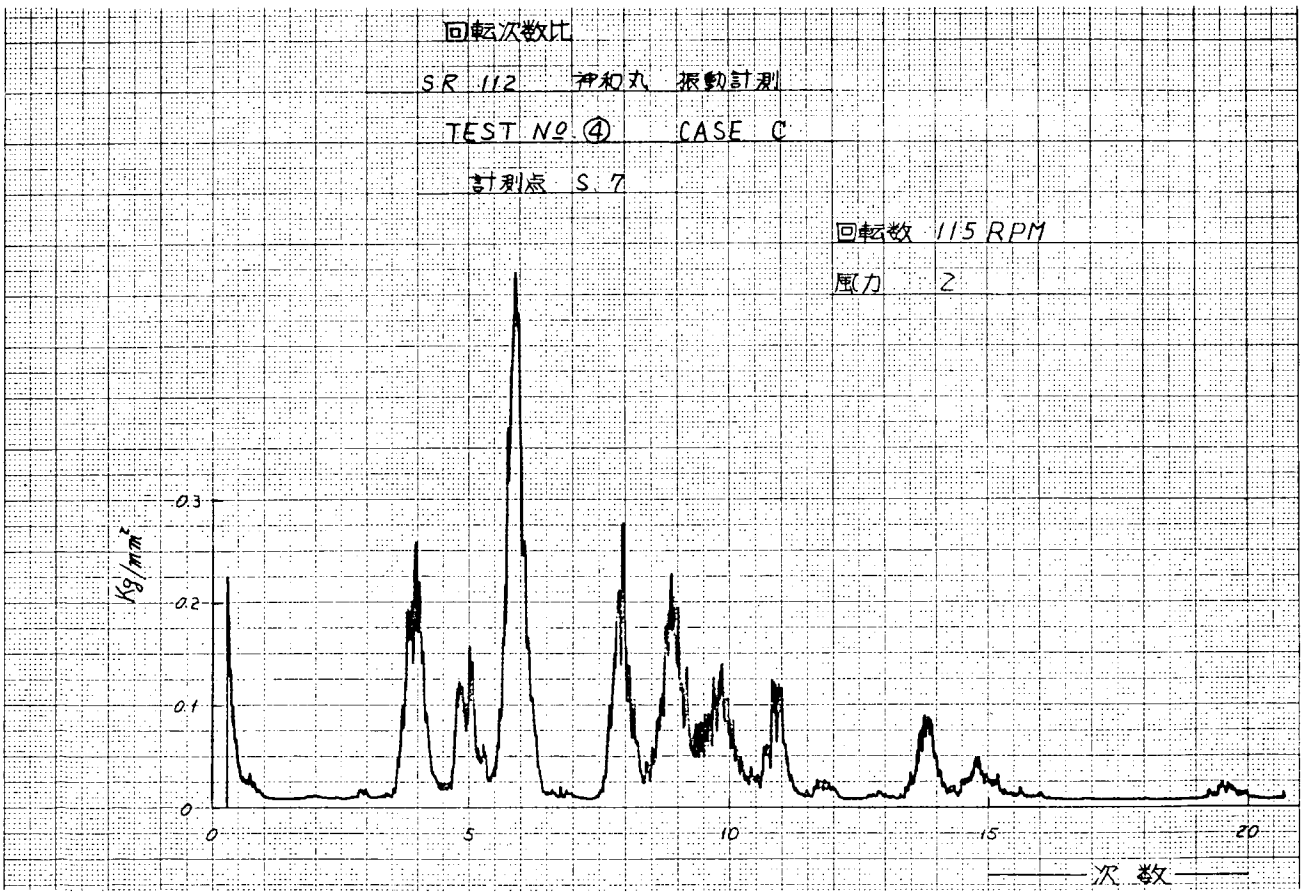


Fig. 1.1.46(c)

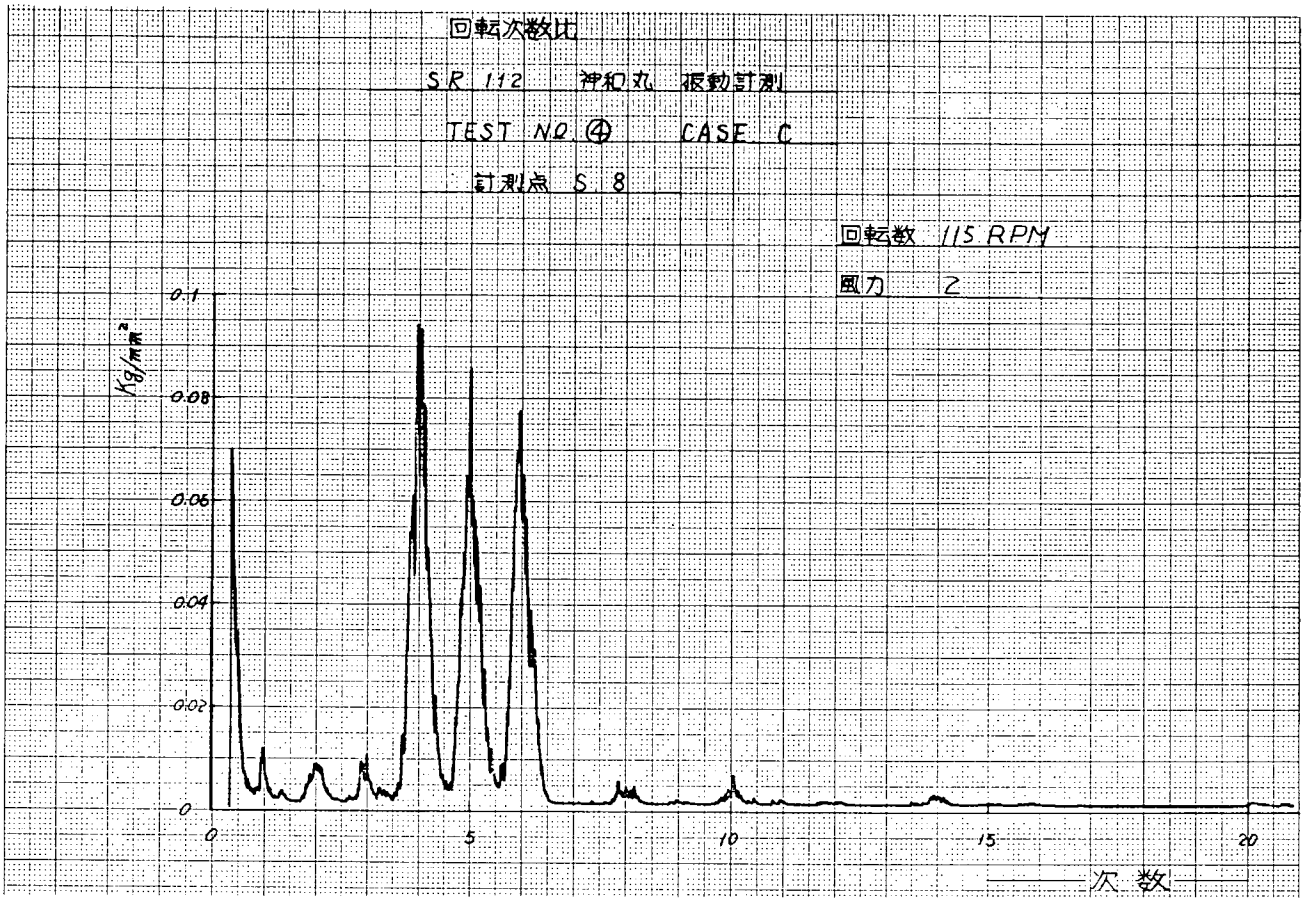


Fig. 1.1.46(d)

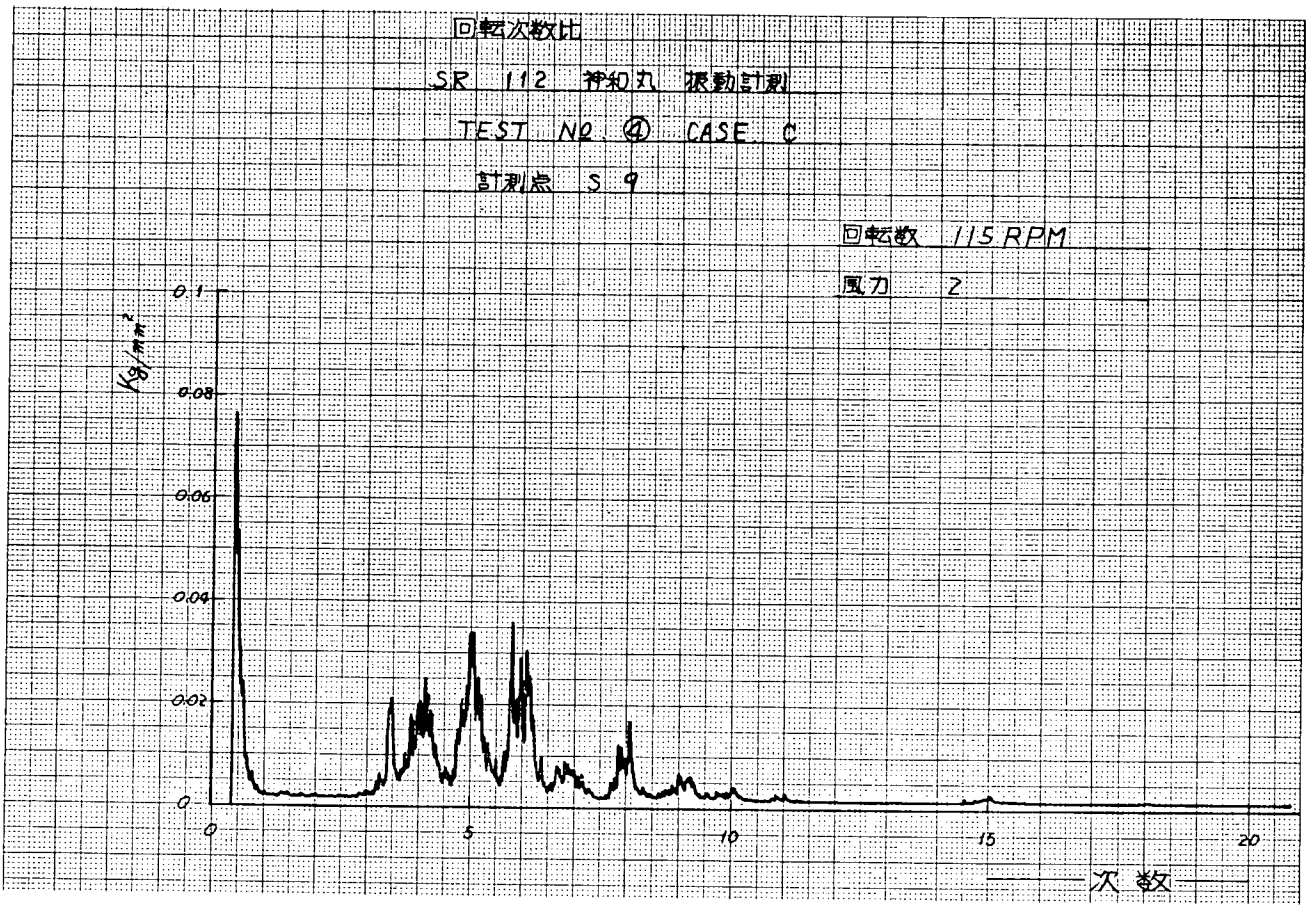


Fig. 1.1.46(e)

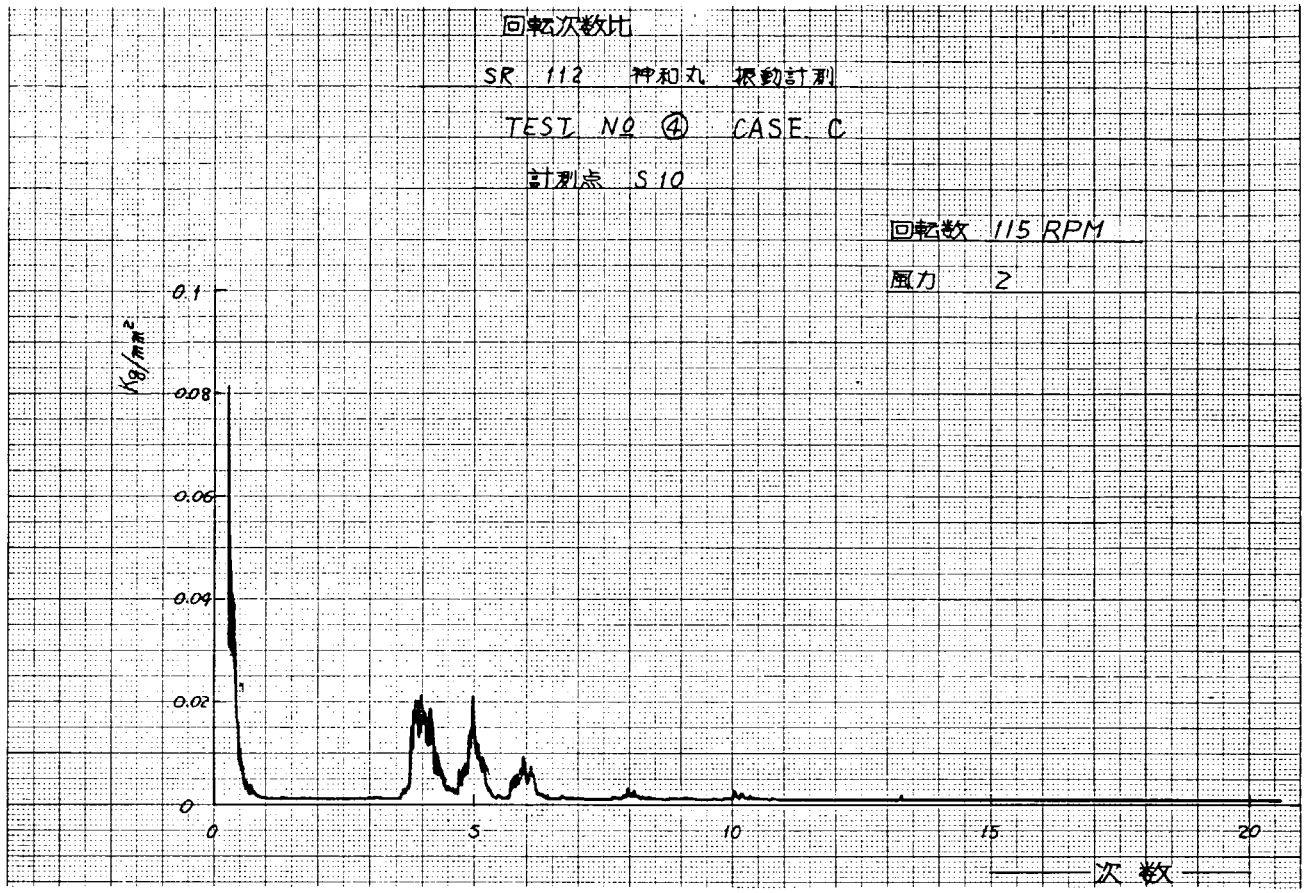


Fig. 1.1.4 6(f)

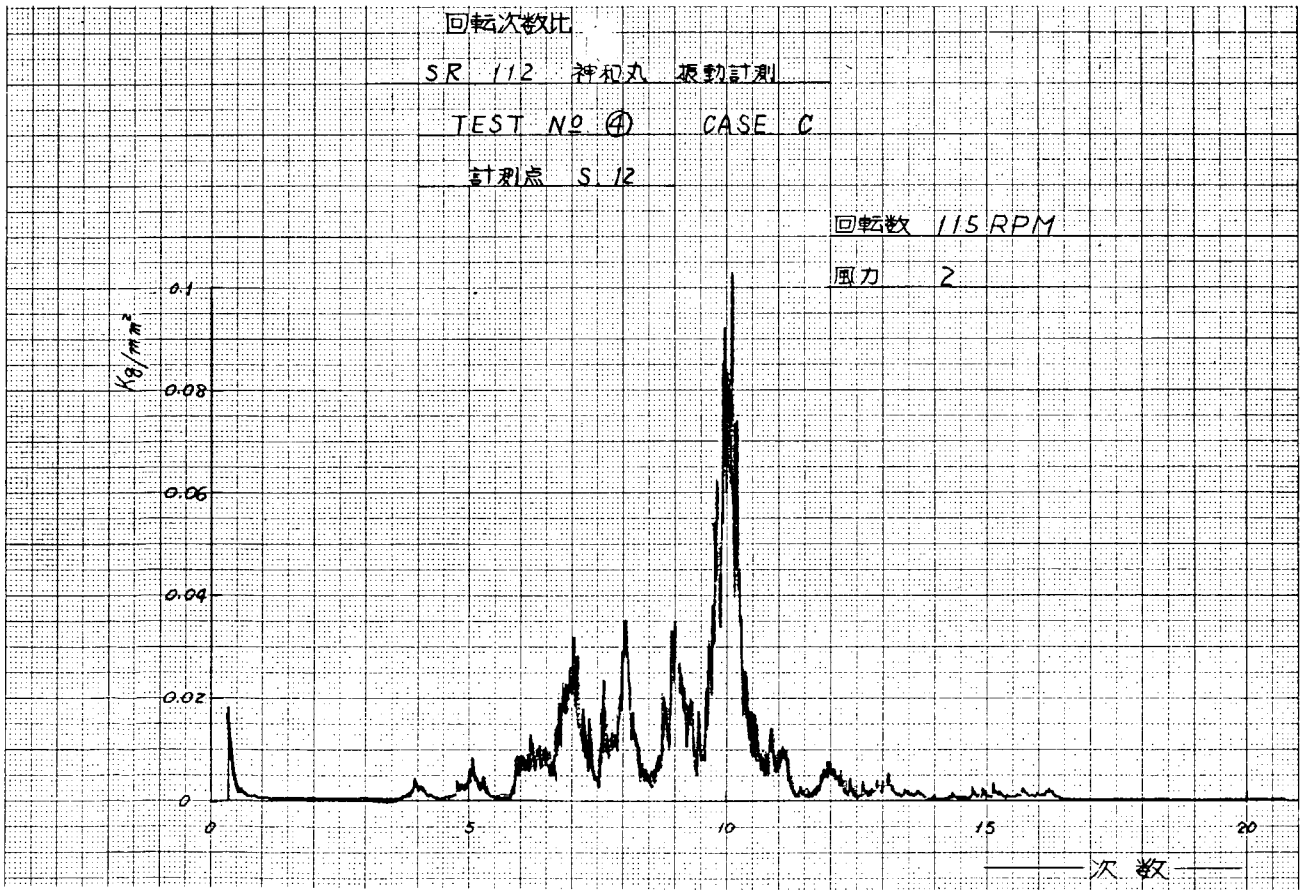


Fig. 1.1.4 6(g)

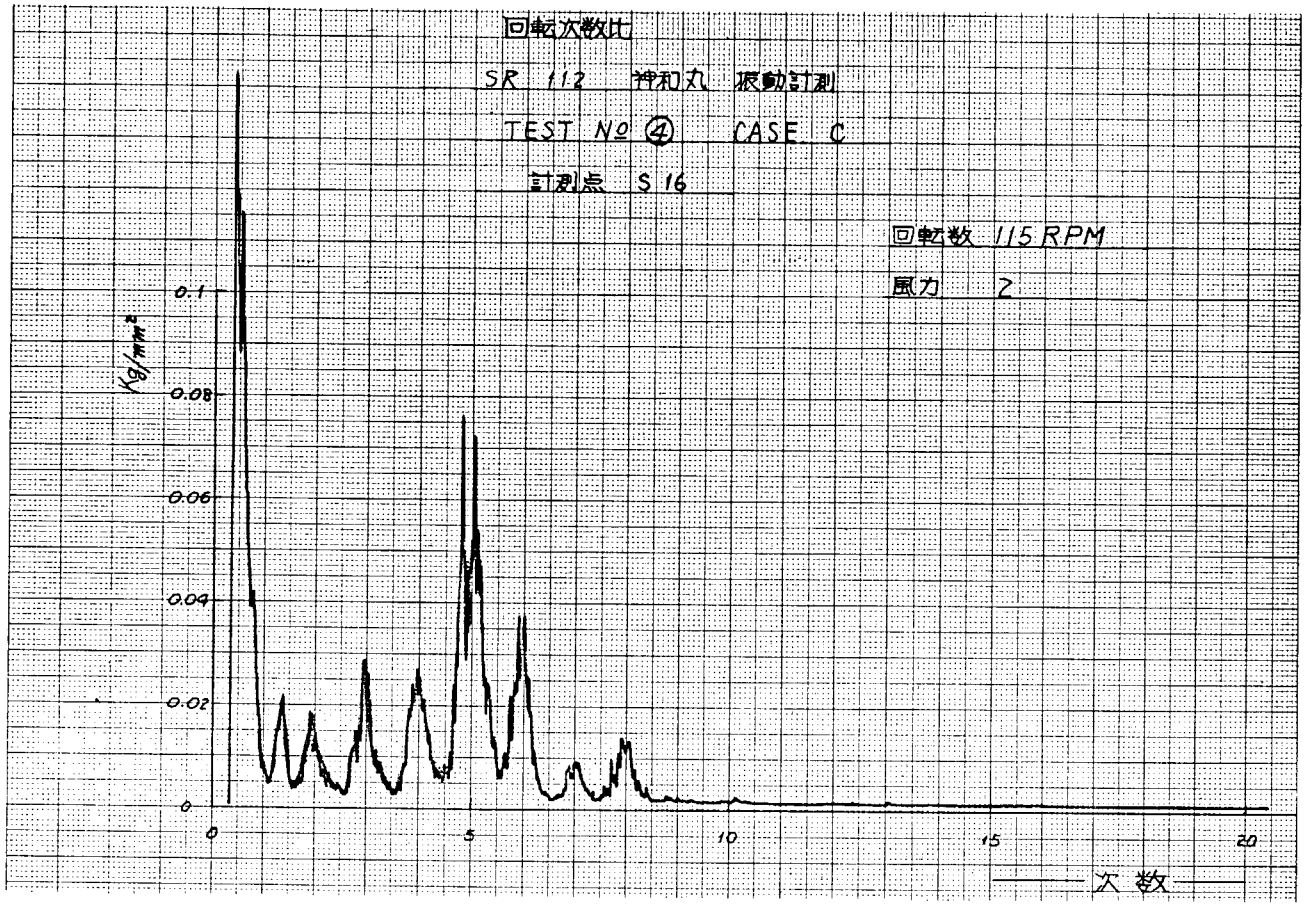


Fig. 1.1.46(h)

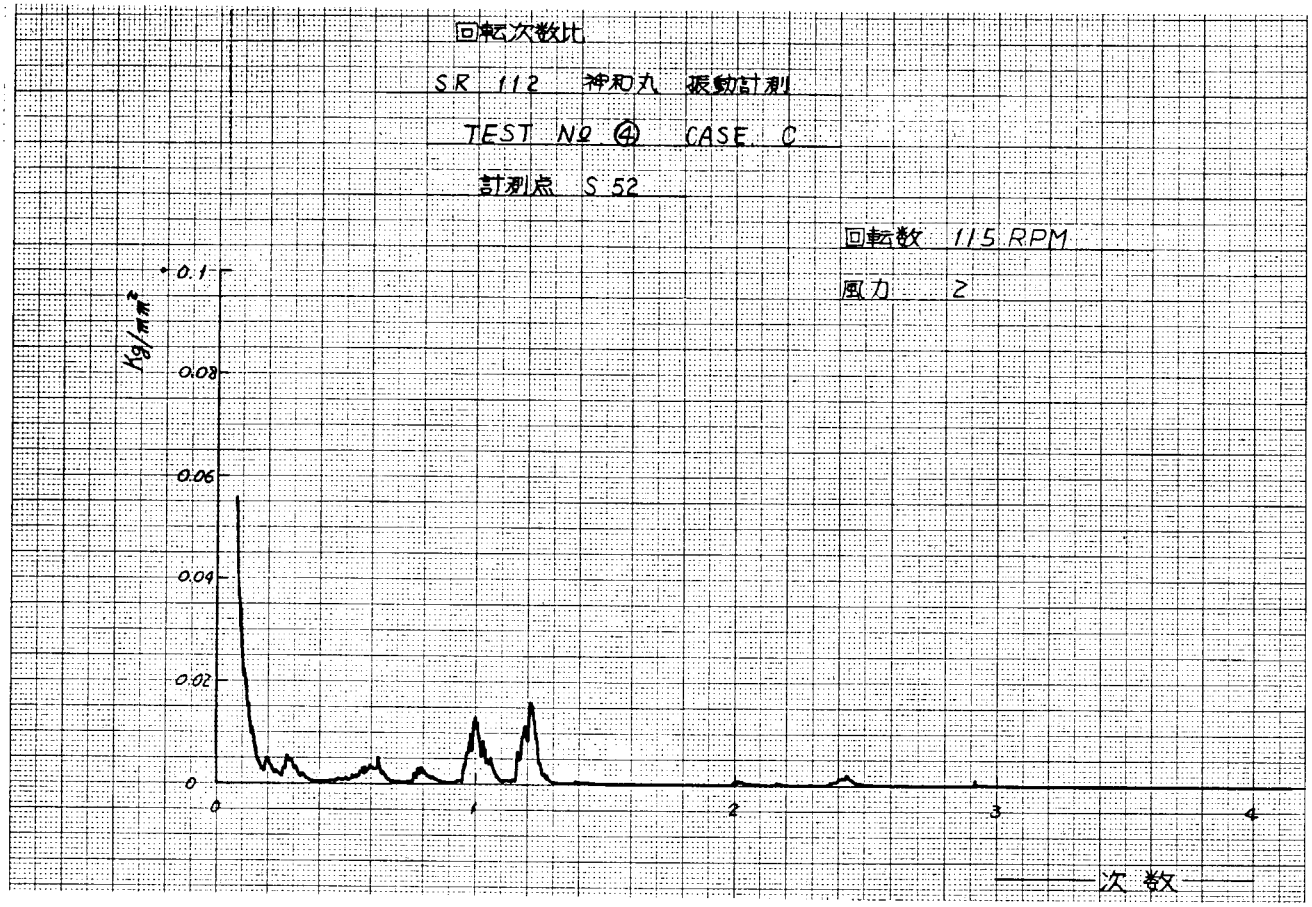


Fig. 1.1.46(i)

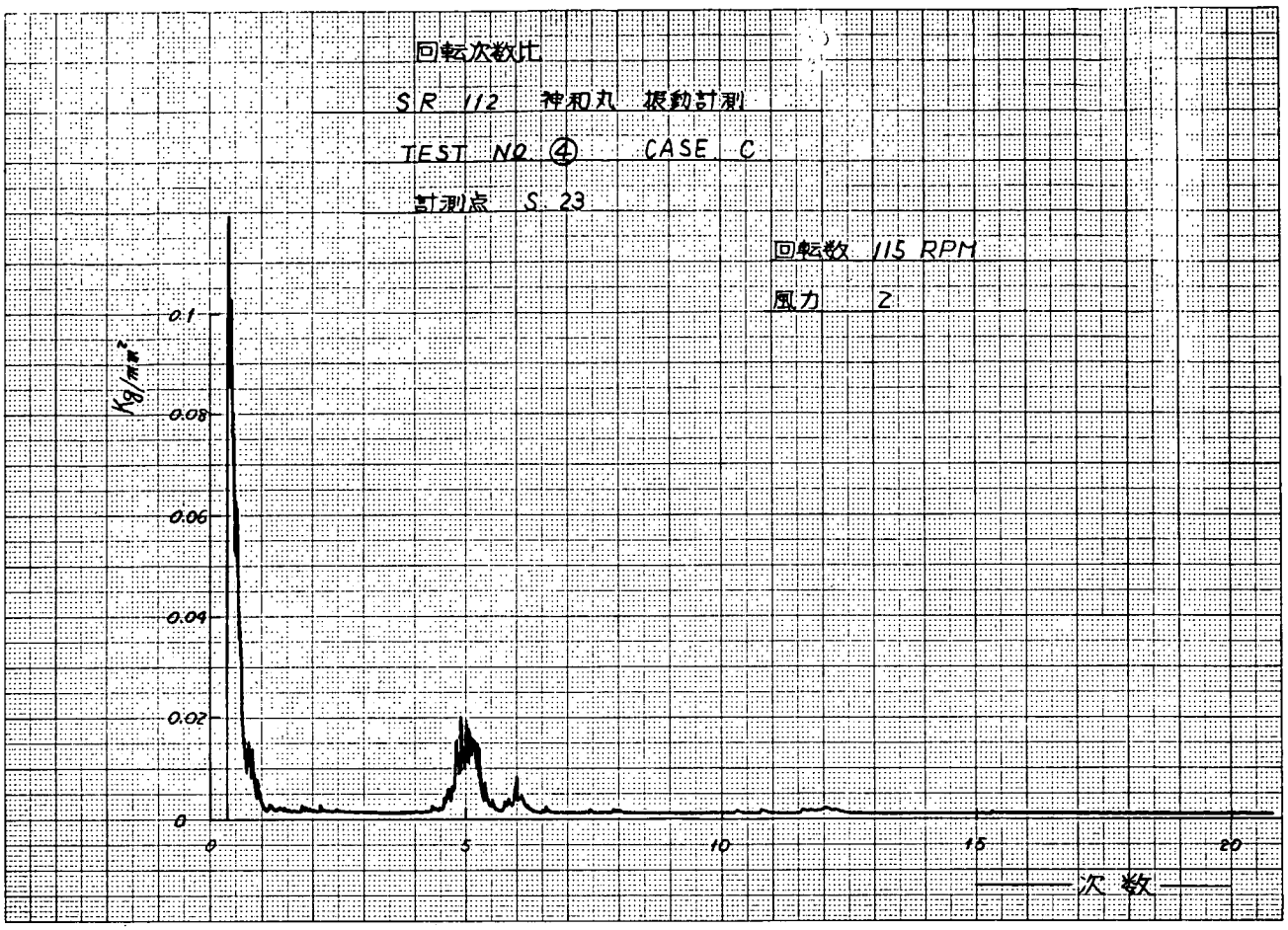

回転次数比
SR 112 神和丸 振動計測
TEST NO ④ CASE C
計測点 S. 23
回転数 115 RPM
風力 2
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
kg/mm²
0
5
10
15
20
次数

Fig. 1.1.46(j)

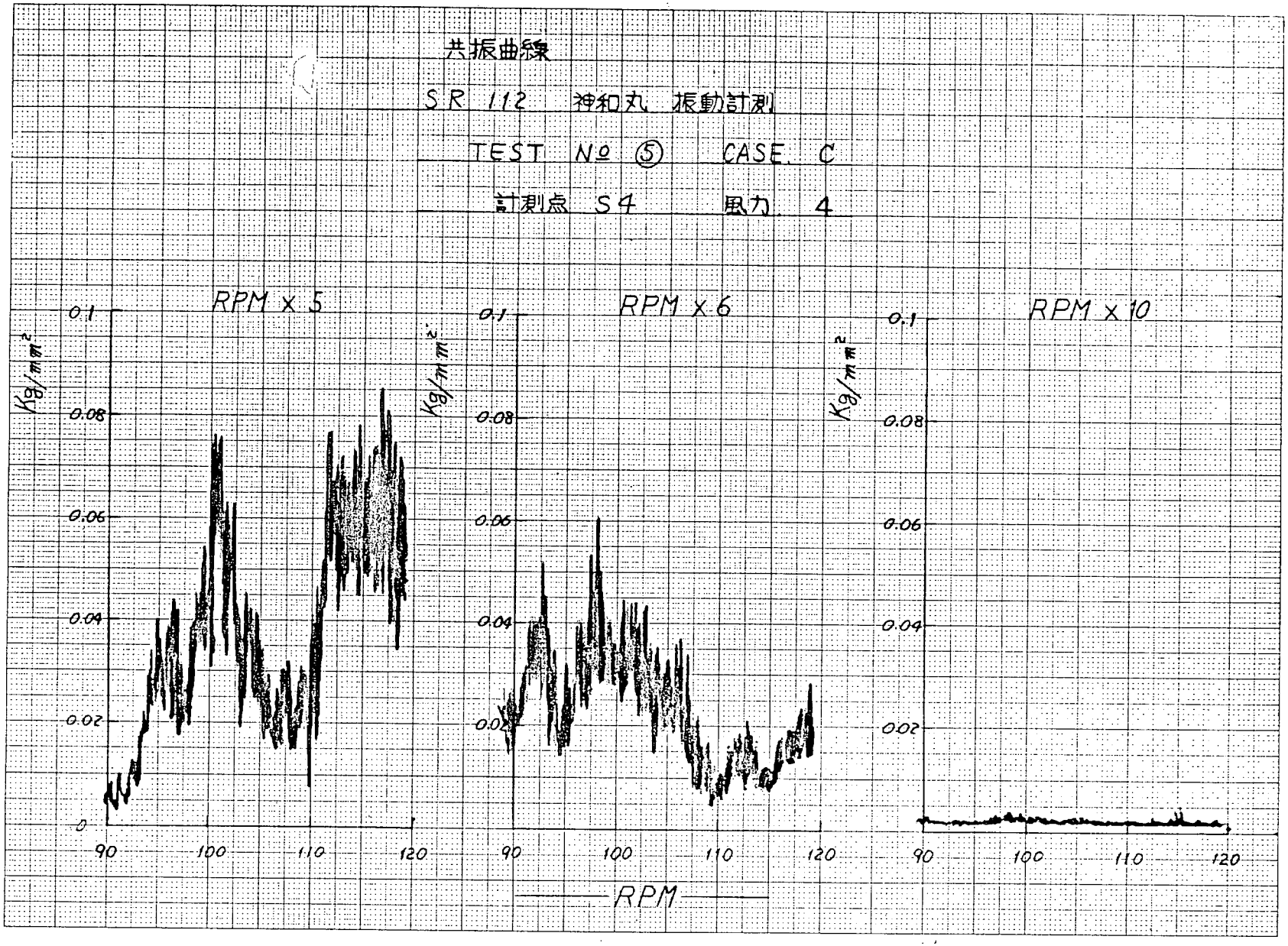


Fig. 1.1.47(a) 局部振動応力の共振曲線

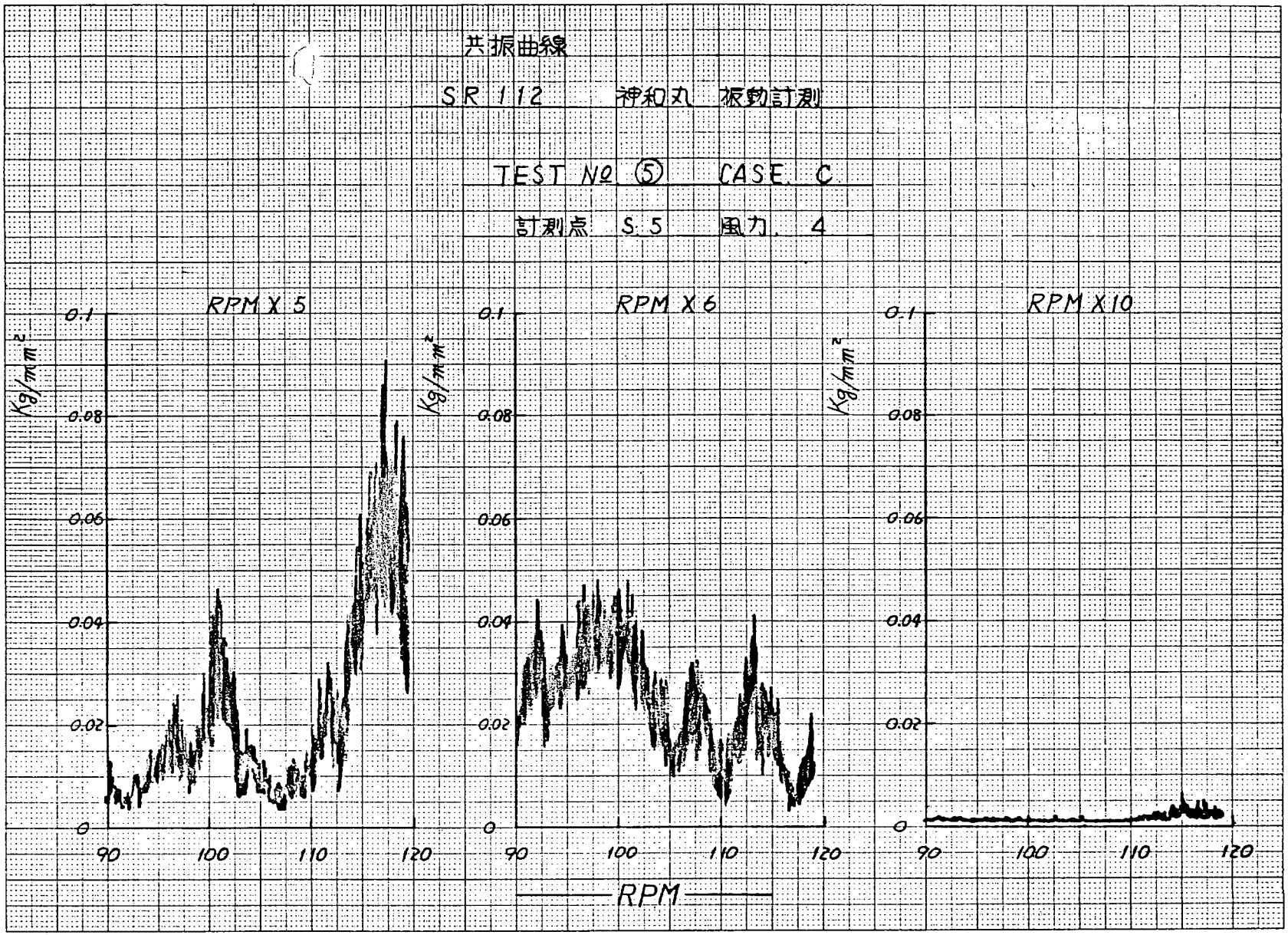

共振曲線
SR 112　神和丸　振動計測
TEST No ⑤　CASE C
計測点　S 5　風力 4
RPM X 5
RPM X 6
RPM X 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.47 (b)

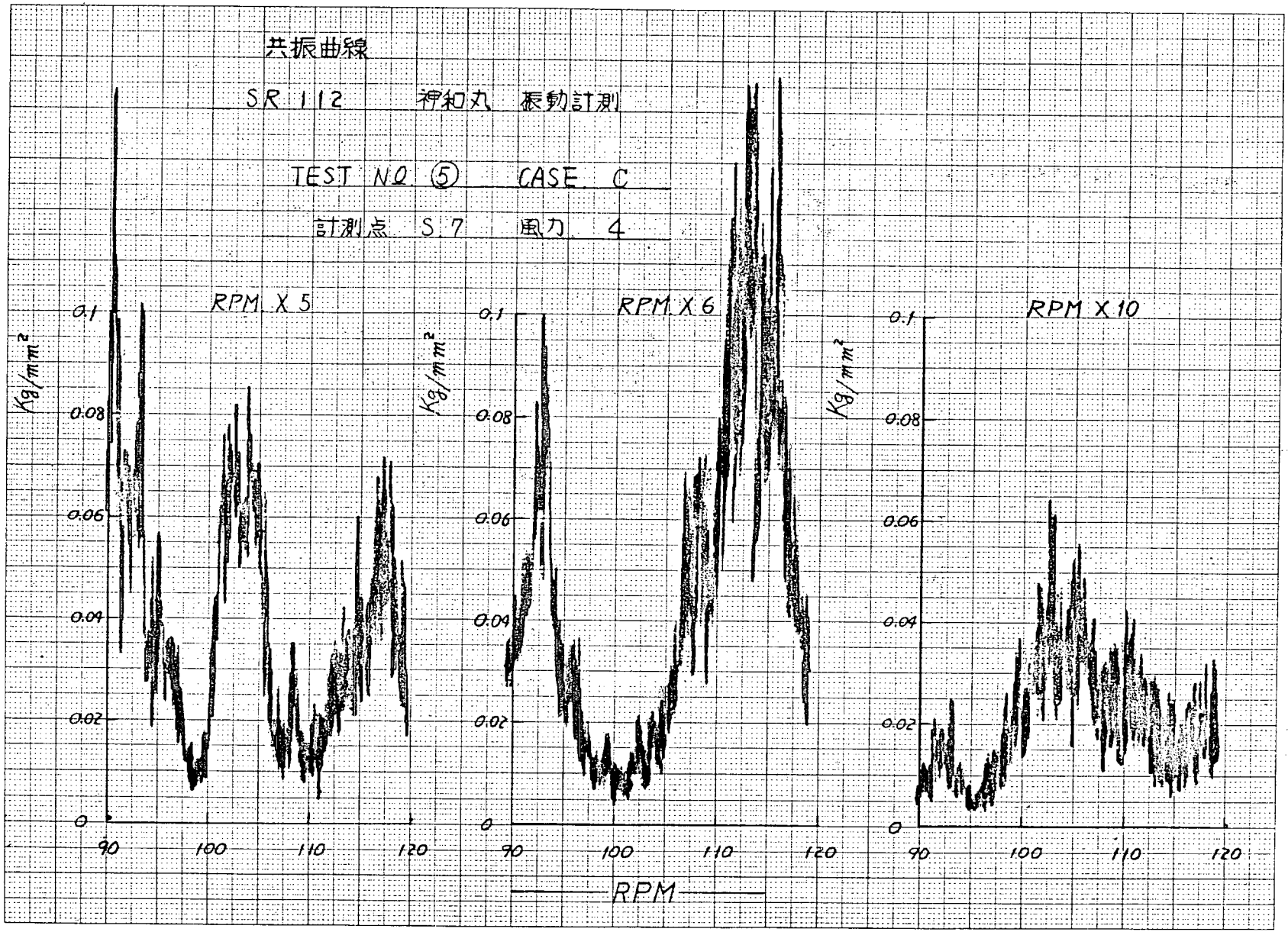

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST NO ⑤ CASE C
計測点 S.7 風力 4
RPM X 5
RPM X 6
RPM X 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.4 7(c)

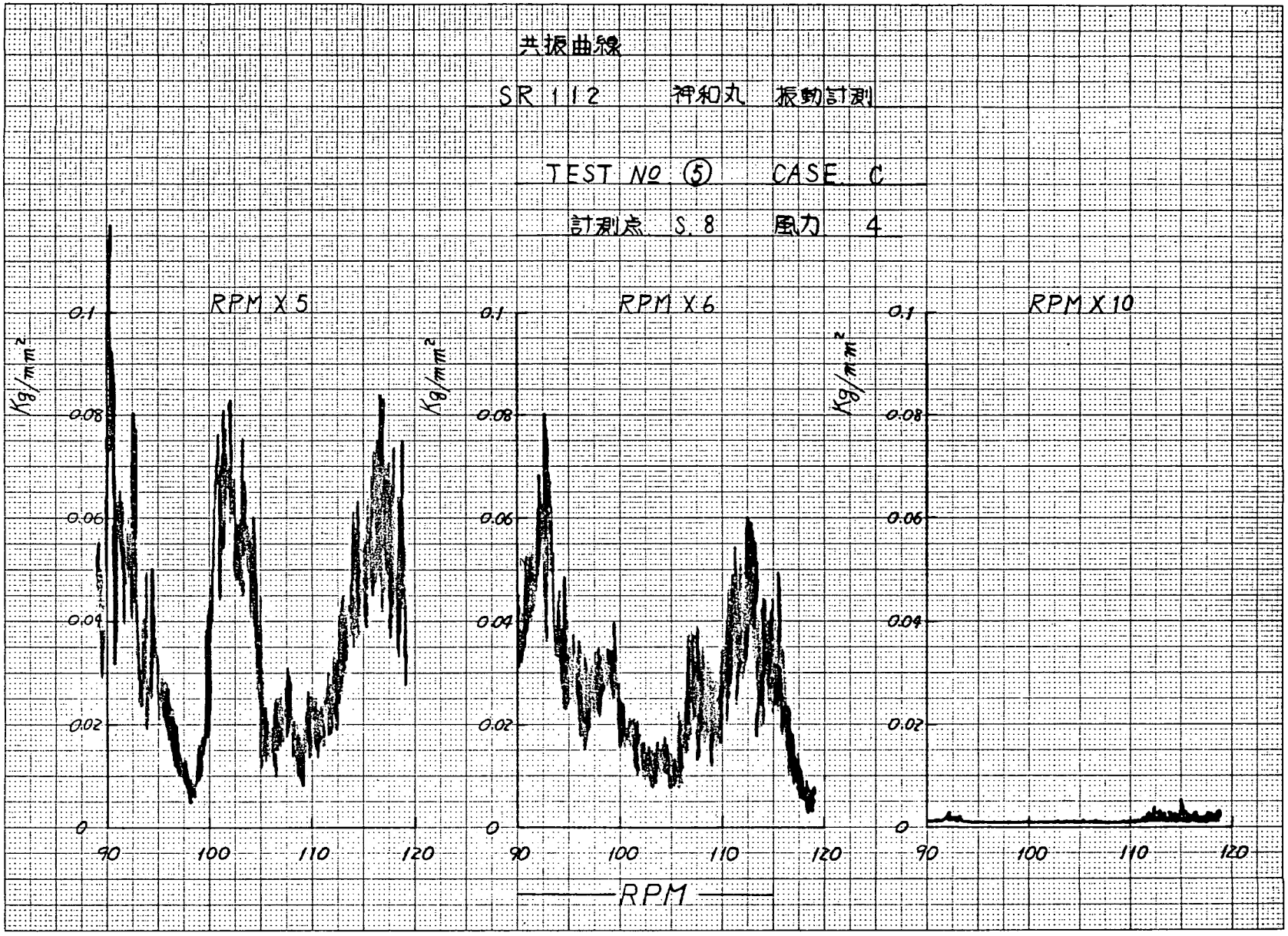

共振曲線
SR 112　神和丸　振動計測
TEST No ⑤　CASE C
計測点 S.8　風力 4
RPM X 5
RPM X 6
RPM X 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.47(d)

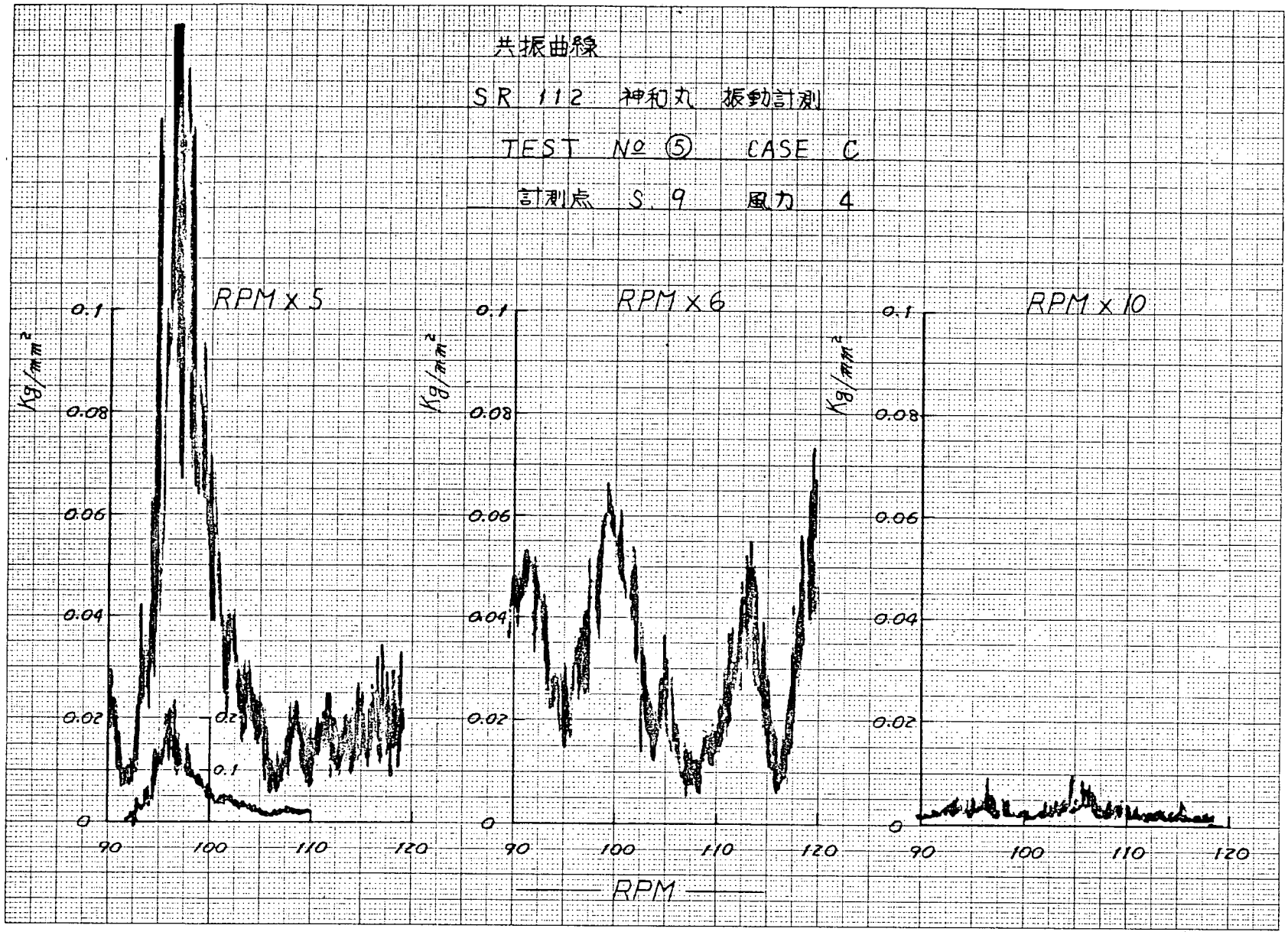

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST No ⑤ CASE C
計測点 S 9 風力 4
RPM x 5
RPM x 6
RPM x 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.47(e)

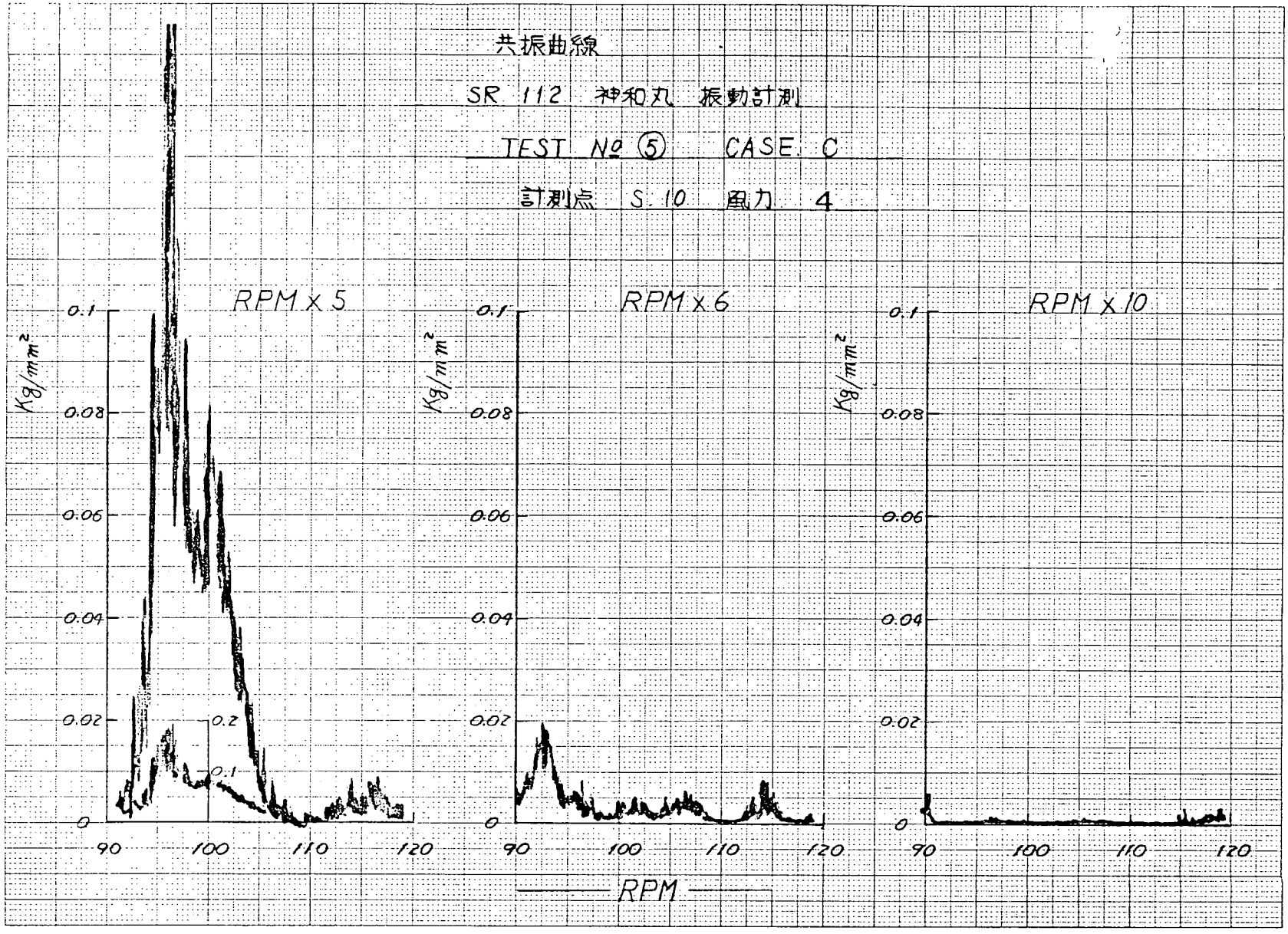

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST No ⑤ CASE. C
計測点 S. 10 風力 4
RPM x 5
RPM x 6
RPM x 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
0.2
0.1
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.47(f)

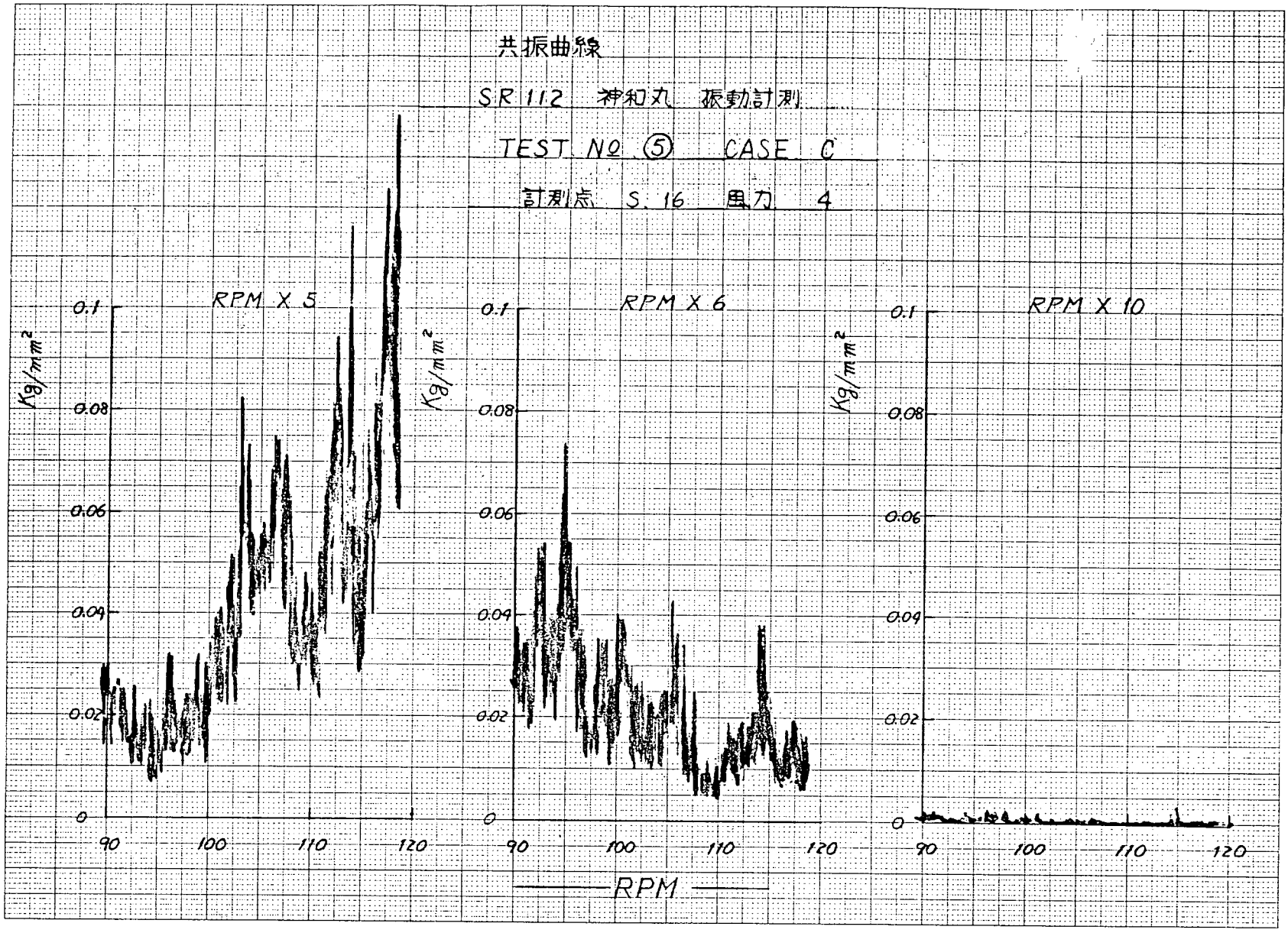

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST NO ⑤ CASE C
計測点 S. 16 馬力 4
RPM X 5
RPM X 6
RPM X 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.47(g)

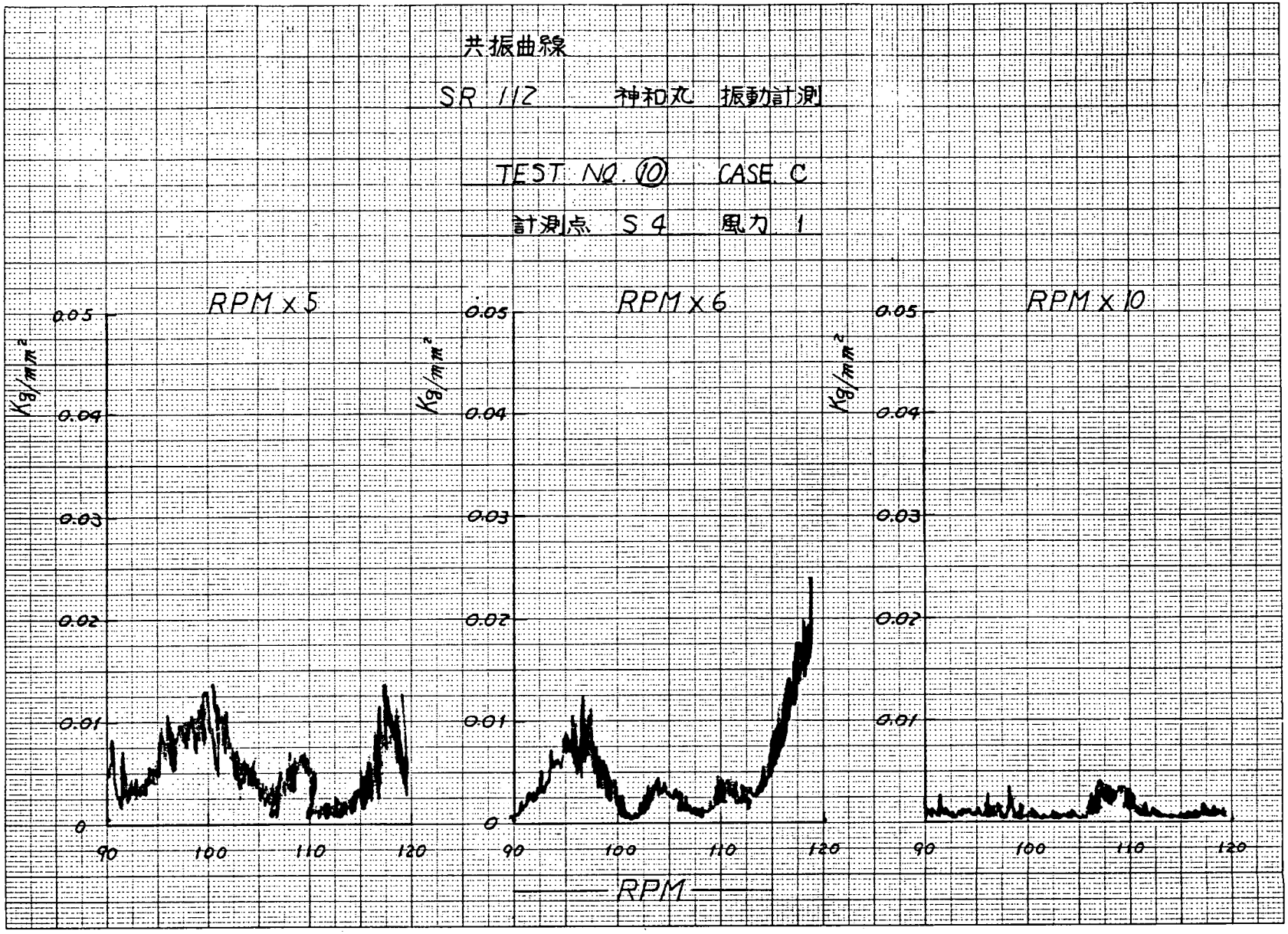


Fig. 1.1.4 8(a) 満載時局部振動応力共振曲線

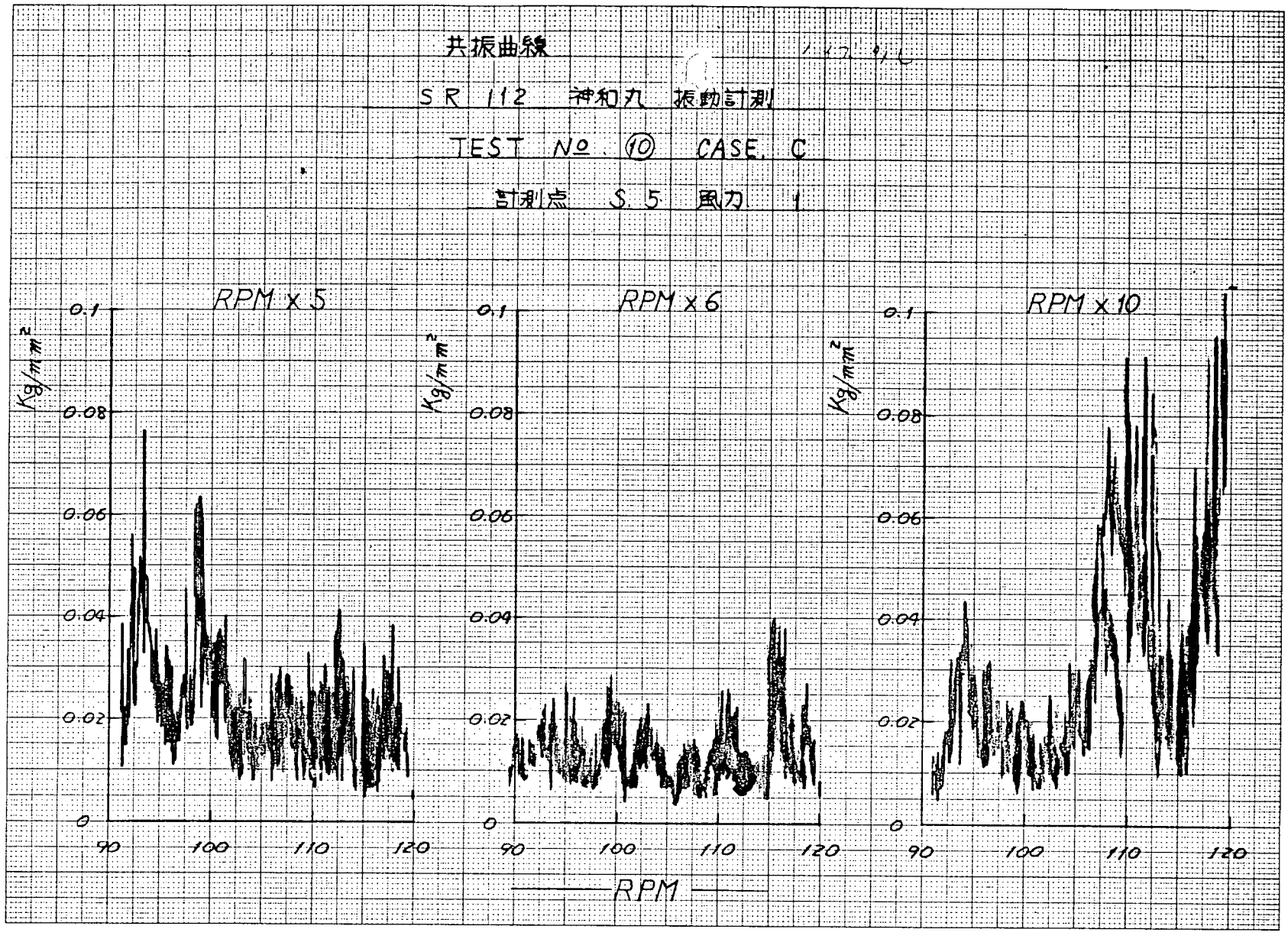

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST No. ⑩ CASE C
計測点 S.5 風力 1
RPM x 5
RPM x 6
RPM x 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.48 (b)

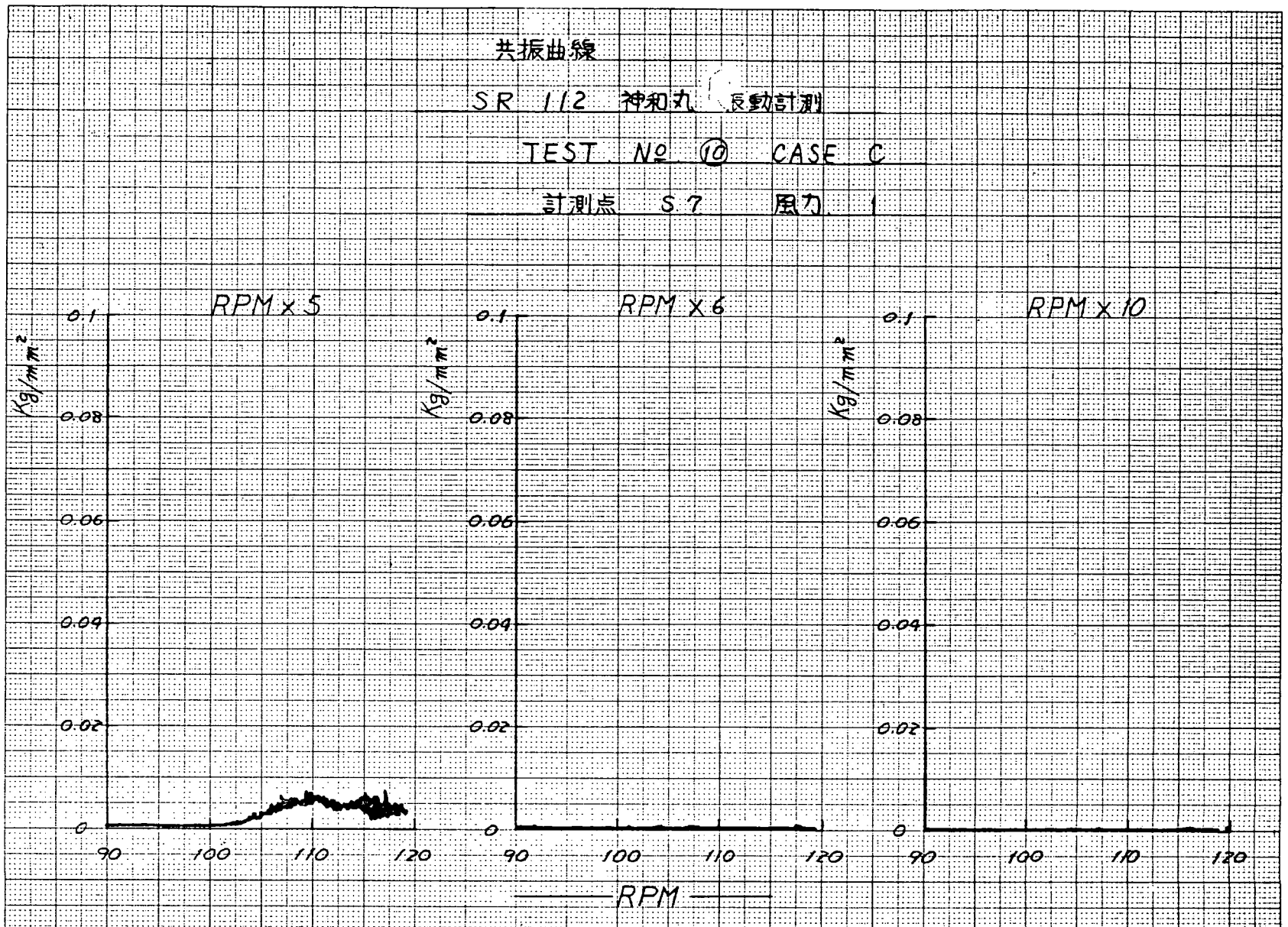

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST No. ⑩ CASE C
計測点 S7 風力 1
RPM×5
RPM×6
RPM×10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.48(c)

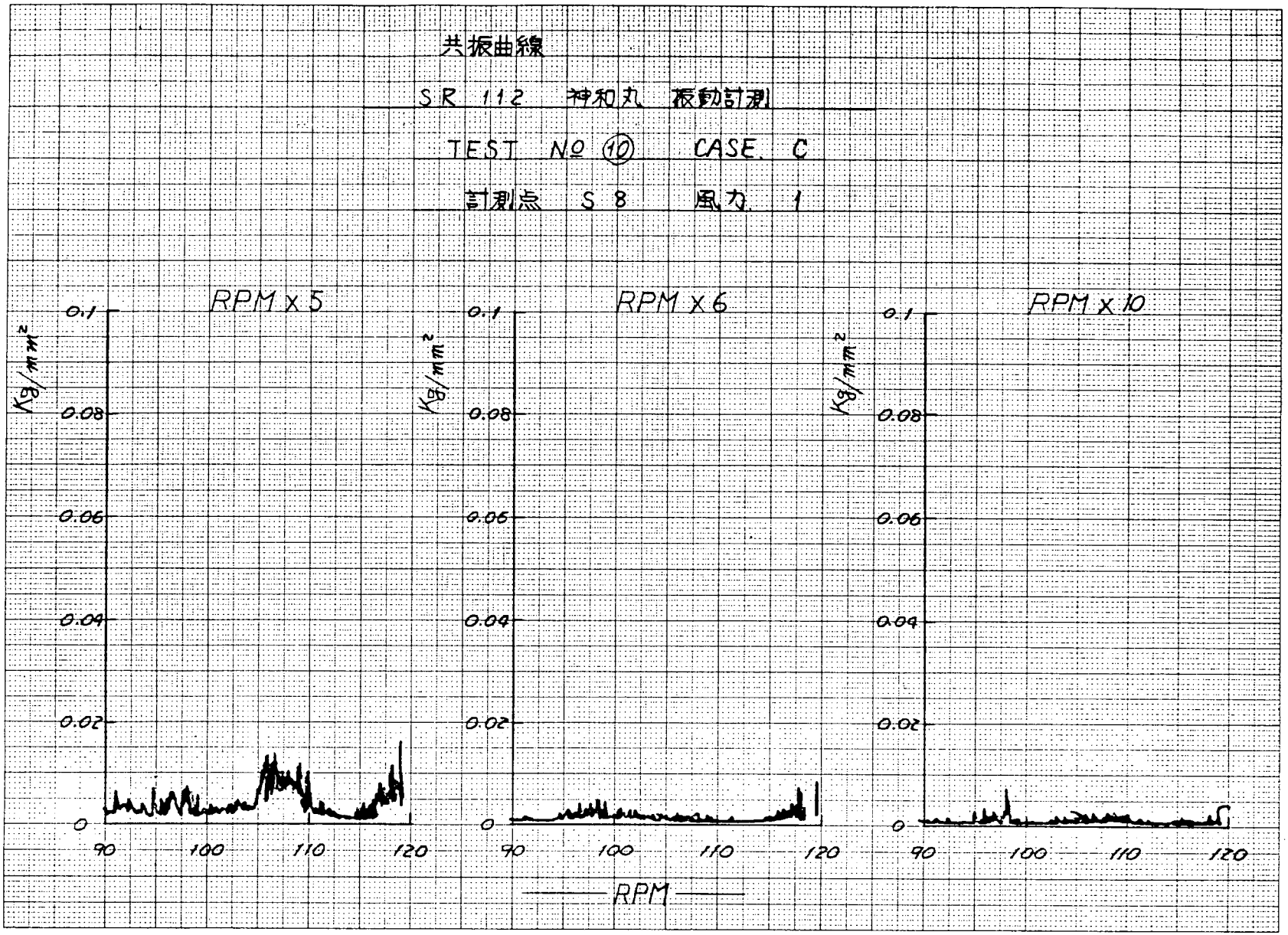

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST No ⑩ CASE C
計測点 S 8 風力 1
RPM x 5
RPM x 6
RPM x 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.48(d)

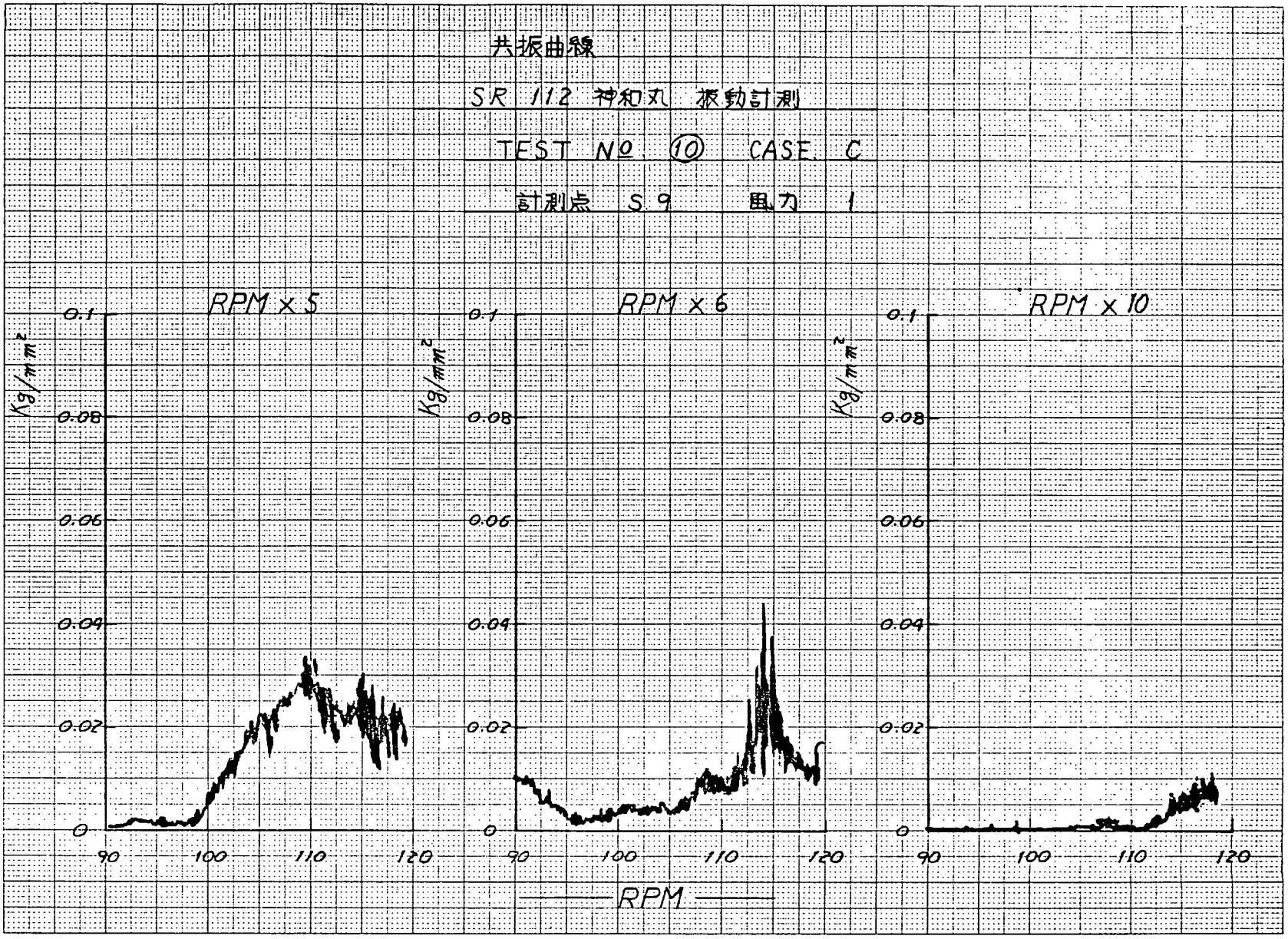

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST NO ⑩ CASE C
計測点 S 9 風力 1
RPM × 5
RPM × 6
RPM × 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.48(e)

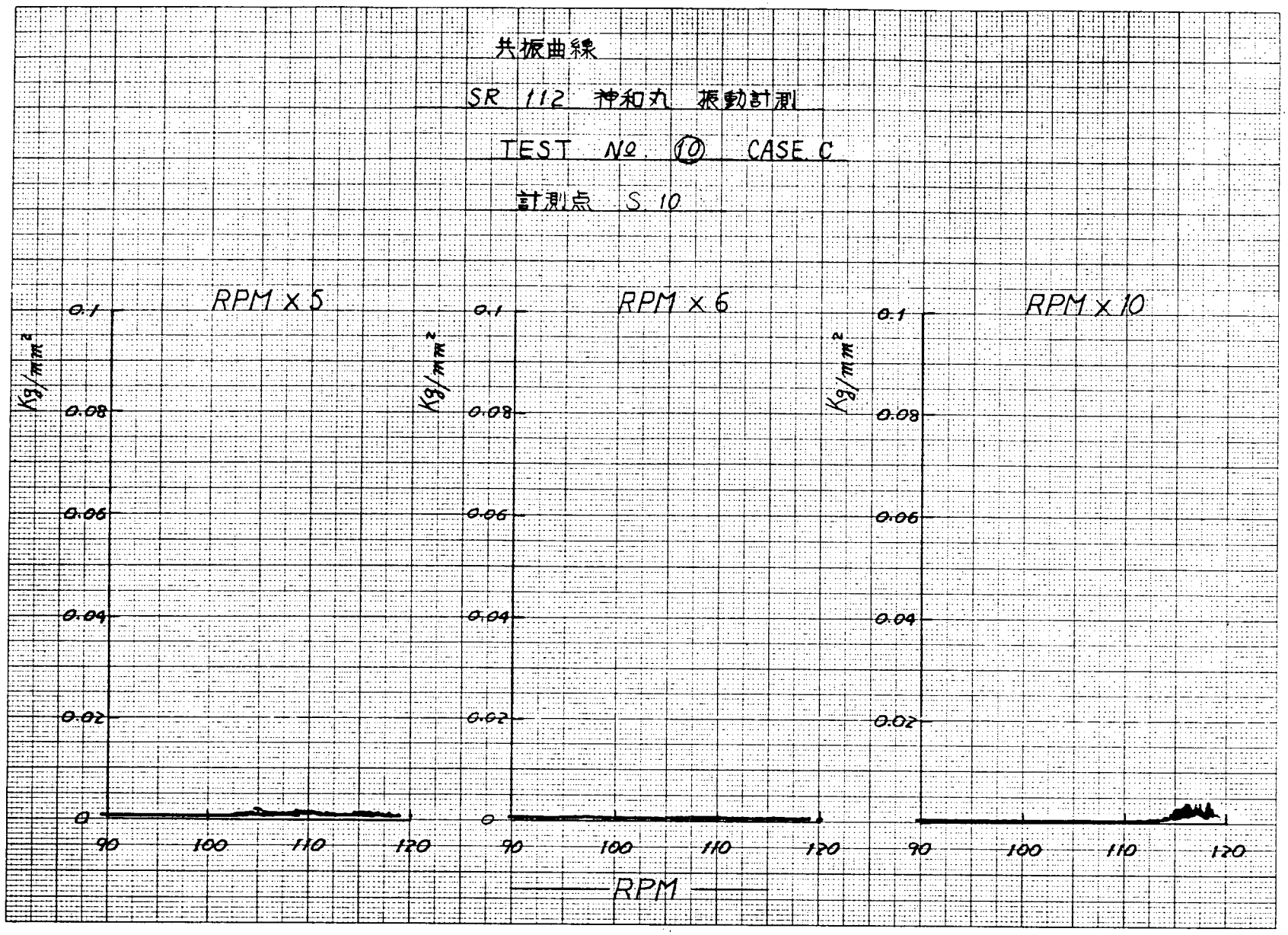

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST No. ⑩ CASE C
計測点 S 10
RPM x 5
RPM x 6
RPM x 10
Kg/mm²
0.1
0.08
0.06
0.04
0.02
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.48(f)

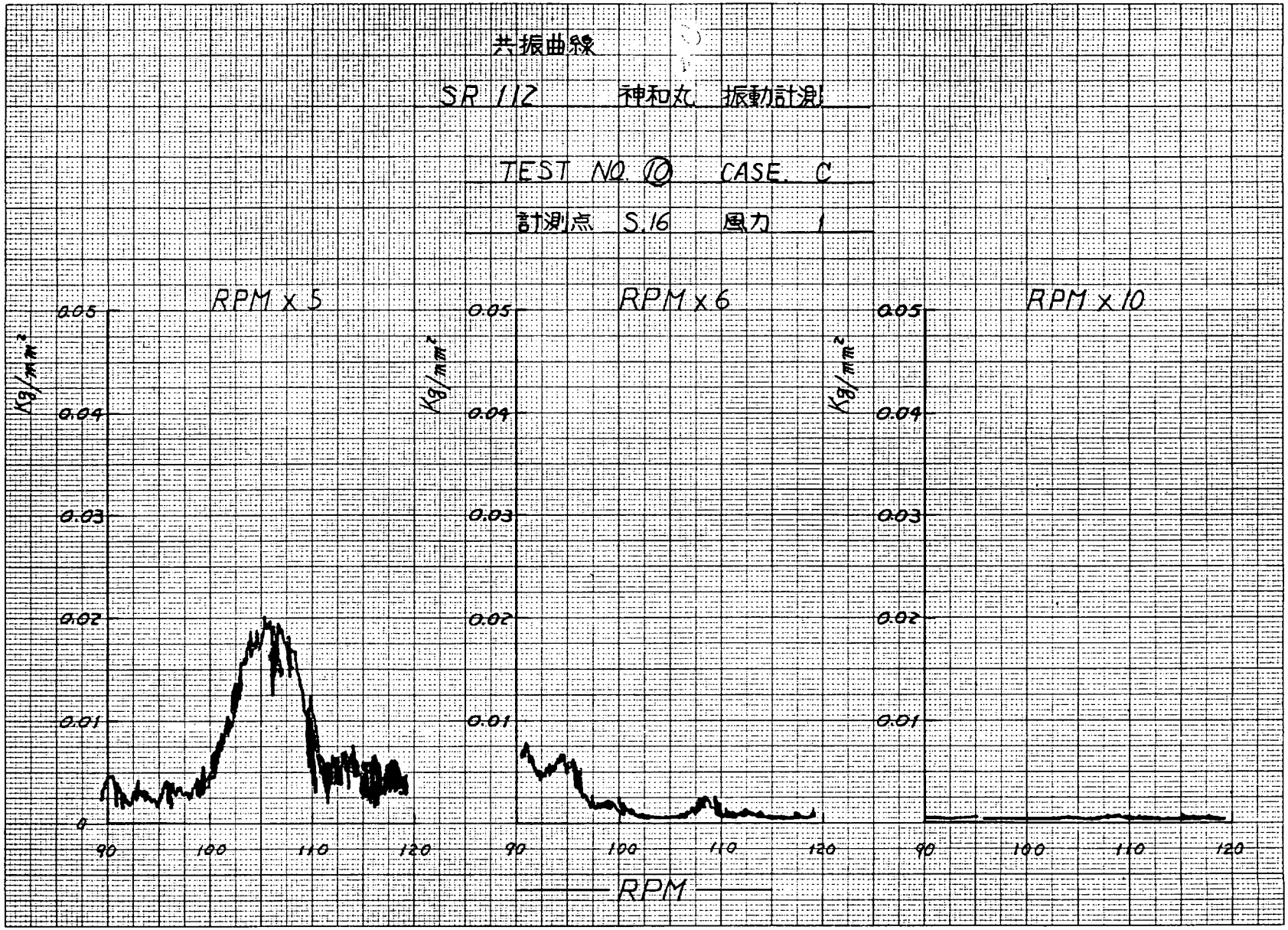

共振曲線
SR 112 神和丸 振動計測
TEST NO. ⑩ CASE. C
計測点 S.16 風力 1
RPM x 5
RPM x 6
RPM x 10
Kg/mm²
0.05
0.04
0.03
0.02
0.01
0
90
100
110
120
RPM

Fig. 1.1.48(g)

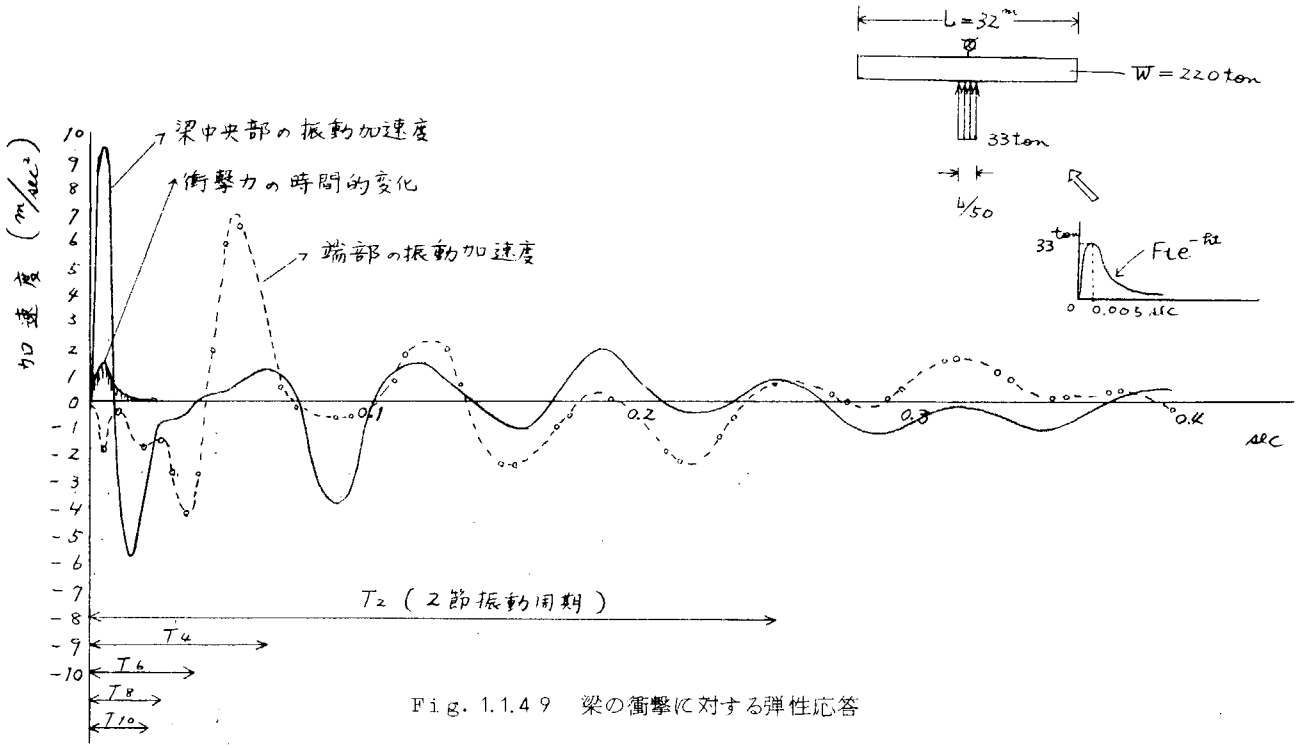


Fig. 1.1.49 梁の衝撃に対する弾性応答

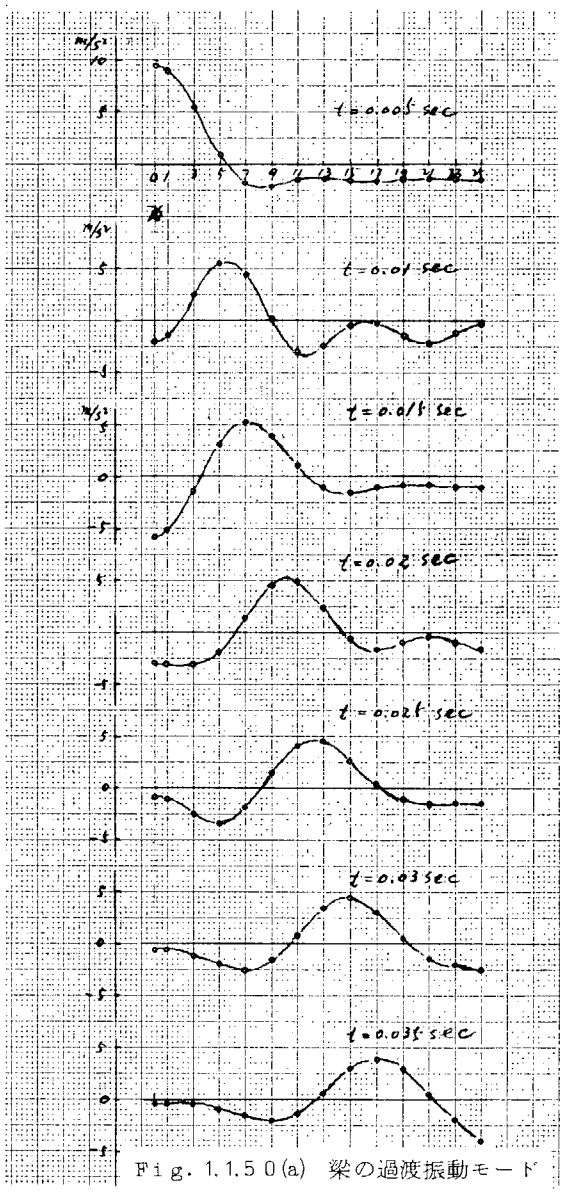


Fig. 1.1.50(a) 梁の過渡振動モード

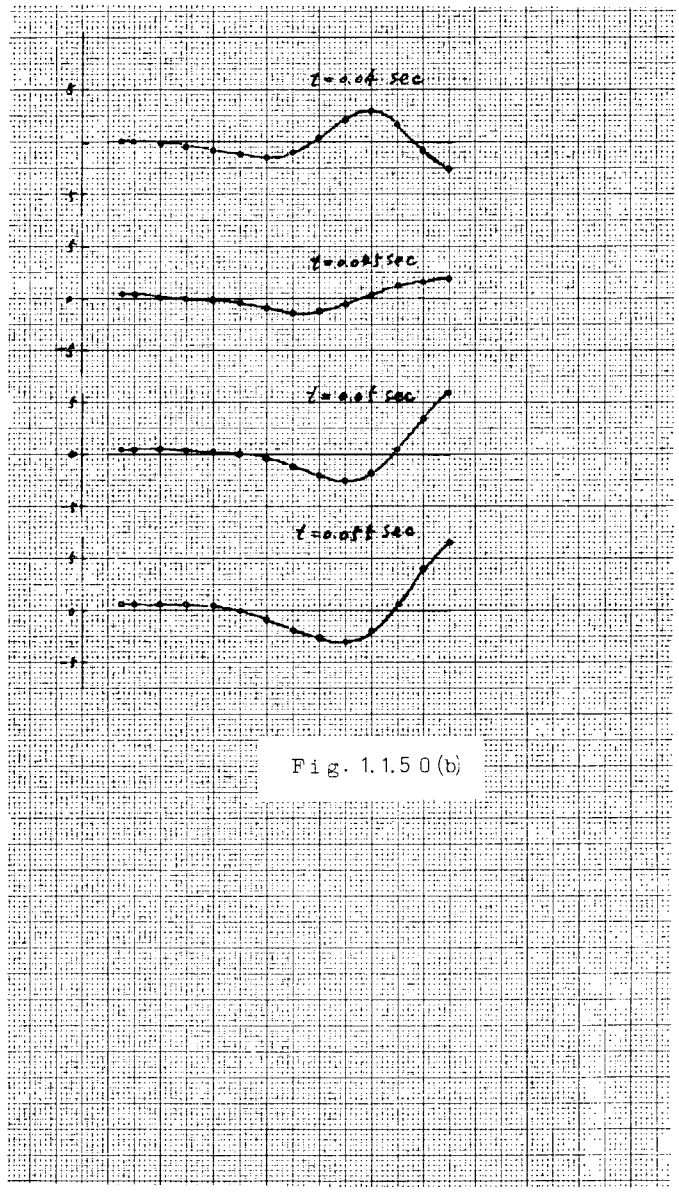


Fig. 1.1.50(b)

1.2 船舶の振動データ処理プログラム

1.2.1 概　要

本プログラムは、離散的にサンプルされた時系列データに対して、フーリエ解析および各種統計解析を選択適用できるものである。処理の対象が大量の実験データである事を考慮して、計算結果は補助記憶装置にファイルし、必要に応じ任意にアウトプットできるものとした。

1.2.2 適用範囲

電算機による実験データ処理は、記録からデータ処理までを一貫して構成する必要がある。本プログラムは、Fig. 1.2.1 のデータ集録処理システムに適用される。但し、解析演算ルーチンおよび結果の出力ルーチンは、JIS 7000 水準の FORTRAN で作られており、64,000 Bytes 程度の電算機に適用可能である。

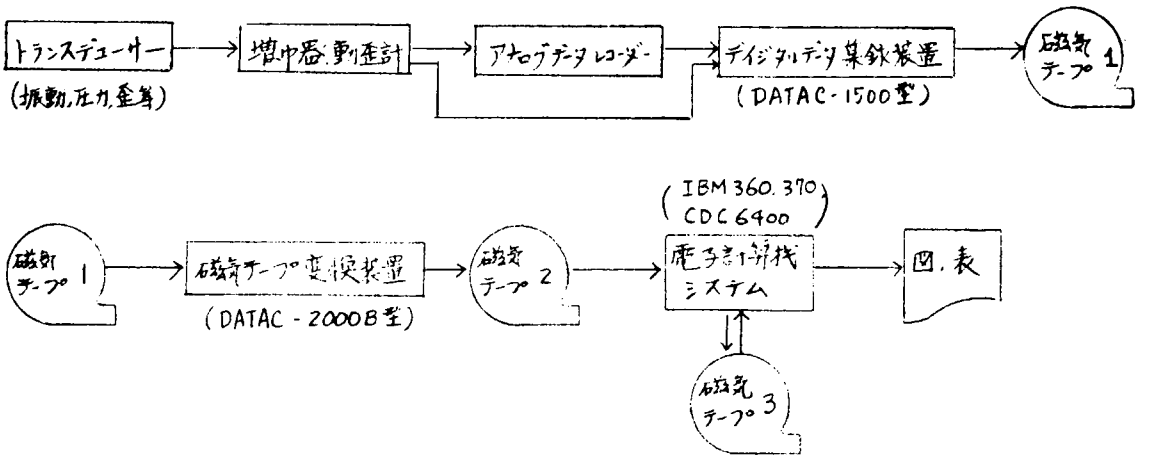


Fig. 1.2.1　データ集録処理システム

1.2.3 プログラムの構成

プログラムは、Fig. 1.2.2 に示すように、概略4ステップに大別できる。

ステップ1は、磁気テープ変換装置で作られた磁気テープのエラーを検査し、電算機で計算可能な2進数に変換する。

ステップ2は、読み込みデータの前処理（補間、平均修正、ドリフト修正、等）、解析演算（フーリエ解析、各種統計解析）および出力ファイル作成をおこなう。

ステップ3は、出力ファイルからプリント出力を作成する。

ステップ4は、出力ファイルから、プロッター出力を作成する。

なお、プログラムの使用法、内容の詳細は、「船舶の振動関係データ処理説明書」を参照されたい。

1.2.4 プログラムの内容

プログラムによる処理項目は、Fig. 1.2.2 に示す通りであり、以下に各項目毎に説明を加える。

(1) 磁気テープのエラーチエックとデータ変換

磁気テープ変換装置（DATAC－2000B）により電算機で読取可能な磁気テープを作れるが、磁気テープエラーの確率はゼロではなく、I／O エラーを生じ、Job Step Termination の原因となり得る。

このプログラムは、磁気テープエラーでも、読取を続行してエラーを検査し、磁気テープ上の数値を電算機で計算可能な数値に変換する。

磁気テープ全体のエラーをチエックする検査用、実験番号を指定してエラーチエックとデータ変換をおこなう場合、エラーチエックずみの磁気テープのデータ変換をおこなう場合がある。

(2) データの前処理

指示にしたがい、欠損データの補間、算術平均減算、移動平均操作、ドリフト修正をおこなう。修正前と後のデー

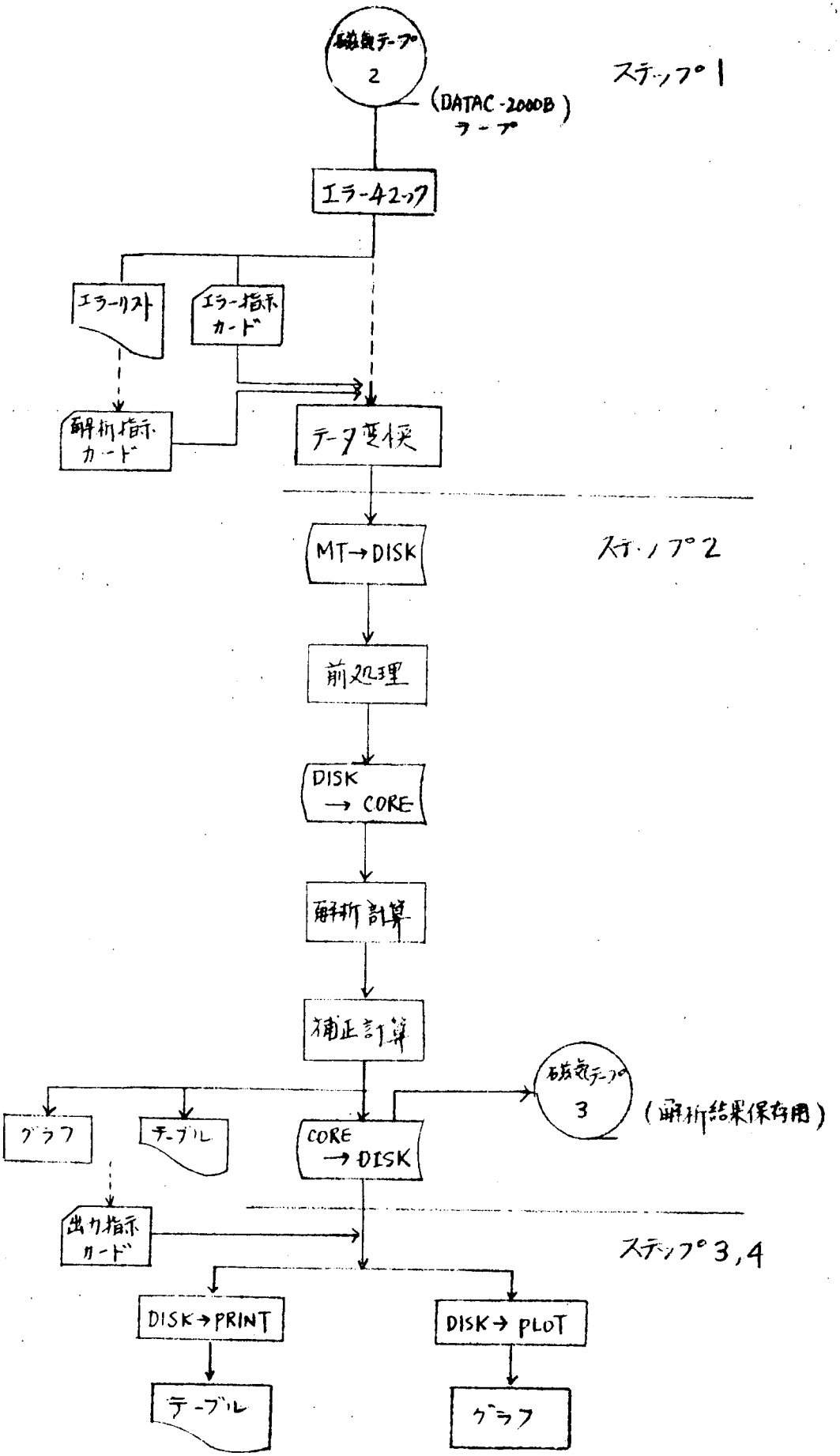


Fig. 1.2.2　プログラムのフロー概略

タを $x(t_k)$，$X(t_k)$，データ数をMとする。

(a) 欠損データの補間

標準補間形式は、内そう又は外そう直線補間とする。

(b) 算術平均減算

$$X(t_k) = x(t_k) - \frac{1}{M}\sum_{j=1}^{M} x(t_j) \quad \cdots\cdots (1.2.1)$$

(c) 移動平均操作

$$X(t_k) = x(t_k) - \frac{1}{m+1}\sum_{j=k-\frac{m}{2}}^{k+\frac{m}{2}} x(t_j), \quad m：移動平均区間 \quad \cdots\cdots (1.2.2)$$

(d) ドリフト修正

フーリエ解析の場合に、指定の修正限界を超える場合のみに実施する。Fig. 1.2.3 において、修正限界（p）が（1.2.3）式を満たす場合に（1.2.4）式のドリフト修正をおこなう。

$$P < \frac{|x(t_M) - x(t_1)|}{x_{max} - x_{min}} \quad \cdots\cdots (1.2.3)$$

$$X(t_k) = x(t_k) - \frac{x(t_M) - x(t_1)}{M-1}\cdot(k-1) \quad \cdots\cdots (1.2.4)$$

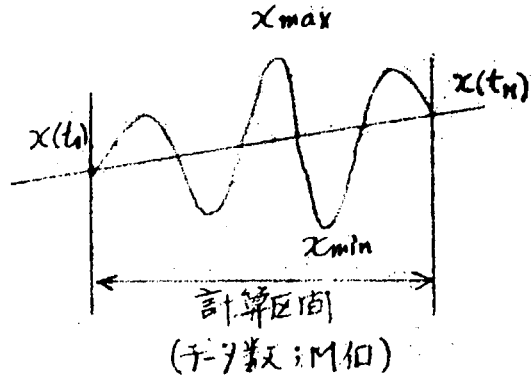


Fig. 1.2.3

(3) 解析計算

(a) フーリエ解析

計測値を（1.2.5）式に近似し、フーリエ係数（A_j，B_j）を求める。

$$X(t_k) = A_0 + \sum_{j=1}^{m}\left\{A_j\cdot\cos\frac{2\pi}{M-1}(k-1)\cdot j + B_j\cdot\sin\frac{2\pi}{M-1}(k-1)\cdot j\right\} \quad \cdots\cdots (1.2.5)$$

(i) データ数が偶数（2N個）の場合

$$\left.\begin{aligned} A_j &= \frac{1}{N}\sum_{k=1}^{2N} X(t_k)\cdot\cos\frac{\pi}{N}(k-1)\cdot j \quad (j=0,1,2,\cdots\cdots) \\ B_j &= \frac{1}{N}\sum_{k=1}^{2N} X(t_k)\cdot\sin\frac{\pi}{N}(k-1)\cdot j \quad (j=1,2,\cdots\cdots) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (1.2.6)$$

(ii) データ数が奇数（2N＋1個）の場合

$$\left.\begin{aligned} A_j &= \frac{2}{2N+1}\sum_{k=1}^{2N+1} X(t_k)\cdot\cos\frac{2\pi}{2N+1}(k-1)\cdot j \quad (j=0,1,2,\cdots\cdots) \\ B_j &= \frac{2}{2N+1}\sum_{k=1}^{2N+1} X(t_k)\cdot\sin\frac{2\pi}{2N+1}(k-1)\cdot j \quad (j=1,2,\cdots\cdots) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (1.2.7)$$

(iii) 高速フーリエ変換

データ数が2n個の場合は、この方法による。高速フーリエ変換の理論および計算手順は（文献1）による。

(iv) フーリエ解析区間の設定

区間の設定は、回転パルスの立上り又は立下りのレベルを指定し、区間の開始点、終了点を求める方法による。

軸回転数は、（1.2.8）式で与える。

$$\text{軸回転数} = \frac{\text{サンプリング周波数}}{\text{チャンネル数}} \times \frac{60}{\text{データ数}} \times \text{軸回転数} \quad \cdots\cdots (1.2.8)$$

(b) スペクトル解析

スペクトル解析の計算方法は、（文献２）、（文献３）を参考としているので、詳細の説明は省略し、以下に計算式のみを述べる。

(i) 自己相関関数（$R_{xx}(t)$）

$$R_{xx}(t_k) = \frac{1}{M}\sum_{j=1}^{M-k} X(t_j)\cdot X(t_{j+k}) \Big/ \frac{1}{M}\sum_{j=1}^{M} X^2(t_j) \quad \cdots\cdots (1.2.9)$$

(ii) パワースペクトル密度（$P_{xx}(f)$）

$$\bar{P}_{xx}(f_k) = \Delta t \left\{ R_{xx}(0) + 2\sum_{j=1}^{h-1} R_{xx}(t_j)\cdot\cos\left(\frac{\pi}{h}k\cdot j\right) + (-1)^k \cdot R_{xx}(t_h) \right\}$$

$$(k = 0, 1, 2, \cdots\cdots h) \quad \cdots\cdots (1.2.10)$$

$$P_{xx}(f_k) = \sum_{j=-n}^{n} a_j \bar{P}_{xx}(f_{k\cdot j}) \quad \cdots\cdots (1.2.11)$$

但し、 $f_k = \frac{k}{h}\cdot\frac{1}{2\Delta t}$ ， h ；表示点数

a_j ；ウインドウ修正係数

(iii) 分　散（σ^2）

$$\sigma^2 = 2\cdot\int_0^\infty P_{xx}(f)\,df \quad \cdots\cdots (1.2.12)$$

(iv) 経過頻度など

単位時間当りのゼロクロス数、極大値総数をそれぞれ N_0 ， N_1 とすると、

$$N_0 = \left(\int_0^\infty f^2 P_{xx}(f)\,df \Big/ \int_0^\infty P_{xx}(f)\,df \right)^{\frac{1}{2}} \quad \cdots\cdots (1.2.13)$$

$$N_1 = \left(\int_0^\infty f^4 P_{xx}(f)\,df \Big/ \int_0^\infty f^2 P_{xx}(f)\,df \right)^{\frac{1}{2}} \quad \cdots\cdots (1.2.14)$$

(v) 相互相関関数（$R_{xy}(t)$）

$$\left.\begin{aligned} \bar{R}_{xy}(t_k) &= \frac{1}{M}\sum_{j=1}^{M-k} X(t_j)\cdot Y(t_{j+k}) \quad (k \geqq 0) \\ &= \frac{1}{M}\sum_{j=1-k}^{M} X(t_j)\cdot Y(t_{j+k}) \quad (k < 0) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (1.2.15)$$

$$R_{xy}(t_k) = \bar{R}_{xy}(t_k) \Big/ \sqrt{\bar{R}_{xx}(0)\cdot\bar{R}_{yy}(0)} \quad \cdots\cdots (1.2.16)$$

(vi) クロススペクトル密度（$P_{xy}(f)$）

コースペクトル、クオードレイチュアスペクトル、ゲイン、位相をそれぞれ C_{oxy}，Q_{uxy}，G_{np}，P_{hp} であらわすと、

$$P_{xy}(f_k) = C_{oxy}(f_k) + i\,Q_{uxy}(f_k) \quad \cdots\cdots (1.2.17)$$

$$|G_{np}(f_k)| = \left\{ C_{oxy}^2(f_k) + Q_{uxy}^2(f_k) \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \cdots\cdots (1.2.18)$$

$$P_{hp}(f_k) = \tan^{-1}\left(Q_{uxy}(f_k) \Big/ C_{oxy}(f_k) \right) \quad \cdots\cdots (1.2.19)$$

C_{oxy}，Q_{uxy} は、（1.2.20）～（1.2.23）式で計算する。

$$\bar{C}_{oxy}(f_k) = \Delta t \left\{ R_{xyK}(o) + 2 \sum_{j=1}^{h-1} \overset{+}{R}_{xjK}(t_j) \cos\left(\frac{\pi}{h} k_j\right) + (-1)^k \overset{+}{R}_{xyK}(t_h) \right\} \quad \cdots\cdots (1.2.20)$$

$$\bar{Q}_{uxy}(f_k) = -\Delta t \left\{ 2 \sum_{j=1}^{h-1} \bar{R}_{xjK}(t_j) \sin\left(\frac{\pi}{h} k_j\right) \right\} \quad \cdots\cdots (1.2.21)$$

但し、 $\overset{+}{R}_{xyK}(t_j) = \frac{1}{2} \left\{ R_{xy}(t_{K+j}) + R_{xy}(t_{K-j}) \right\}$

$$\bar{R}_{xyK}(t_j) = \frac{1}{2} \left\{ R_{xy}(t_{K+j}) - R_{xy}(t_{K-j}) \right\}$$

$$C_{oxy}(f_k) = \sum_{j=-n}^{n} a_j \bar{C}_{oxy}(f_k) \quad \cdots\cdots (1.2.22)$$

$$Q_{uxy}(f_k) = \sum_{j=-n}^{n} a_j \bar{Q}_{uxy}(f_k) \quad \cdots\cdots (1.2.23)$$

(vii) 周波数応答関数（T(f)）

ゲイン、位相、コヒーレンシーを Gnh，Phh，γ^2 とすると、

$$Gnh(f_k) = \left\{ T_r^2(f_k) + T_i^2(f_k) \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \cdots\cdots (1.2.24)$$

$$Phh(f_k) = \tan^{-1}\left(T_i(f_k) / T_r(f_k) \right) \quad \cdots\cdots (1.2.25)$$

$$\gamma^2(f_k) = |A(f_k)|^2 / \left(\frac{P_{yy}(f_k)}{P_{xx}(f_k)} \right) \quad \cdots\cdots (1.2.26)$$

$$T(f_k) = P_{xy}(f_k) / P_{xx}(f_k) = T_r(f_k) + i\, T_i(f_k) \quad \cdots\cdots (1.2.27)$$

(c) 頻度解析および累積エネルギー密度

(i) 頻度計数

Table 1.2.1 に示す頻度計数法をとる。次にピーク値（σ_j）の2乗平均（E）から各種統計量を求める。

ピーク値の2乗平均 ； $E = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^{N} \sigma_j^2$ $\cdots\cdots (1.2.28)$

ピーク値の短期分布 ； $p(\sigma_j) = \frac{2\sigma_j}{E} e^{-\frac{\sigma_j^2}{E}}$ $\cdots\cdots (1.2.29)$

平　均　値　　$= 0.866\sqrt{E}$

有義平均値　　$= 1.414\sqrt{E}$

N回に1回の最大期待値 $= \sqrt{\log_e N} \cdot \sqrt{E}$

(ii) 累積エネルギー密度（R）

$$r^2(\omega) = \frac{1}{2\pi} \left| \lim_{B \to \infty} \int_{-B}^{B} X(t) \cdot e^{-i\omega t} dt \right|^2 \quad \cdots\cdots (1.2.30)$$

$$R = \int_0^{\infty} r^2(\omega) \cdot d\omega \quad \cdots\cdots (1.2.31)$$

Rより、下記の総計量を求める。

最大頻度の片振巾　　$= 0.707\sqrt{R}$

平均片振巾　　$= 0.886\sqrt{R}$

有義片振巾　　$= 1.415\sqrt{R}$

1／10 最大平均振巾　　$= 1.80\sqrt{R}$

N回に1回の最大期待値 $= \sqrt{\log_e N}\cdot\sqrt{R}$

(4) 補正計算

フーリエ解析に対しては、位相および振巾の補正をおこない、その他の解析に対しては振巾補正のみをおこなう。

トランスデューサー及びフイルターの特性による位相角を θ_t，θ_f，振巾の修正係数を C_t，C_f とする。

(a) 位相角（θ_n）の補正

求められたn次の位相角を $\bar{\theta}_n$，回転マークと原点との位相角を θ_0 とすると、

$$\theta_n = \bar{\theta}_n + n\cdot\theta_0 + \theta_t + \theta_f \quad \cdots\cdots (1.2.32)$$

(b) 振巾（A）の補正

求められた振巾を $\bar{A}$ とすると、

$$A = \bar{A}\cdot C_t\cdot C_f \quad \cdots\cdots (1.2.33)$$

1.2.5 実施例

解析結果の作図の例として、フーリエ解析と頻度計数の結果を示す。Fig. 1.2.4～Fig. 1.2.7は、操舵室前後振動（L6）の共振曲線を軸回転数を横軸にとつて図示したものであり、Fig. 1.2.8～Fig. 1.2.11 は振動数を横軸にとつて図示したものである。Fig. 1.2.12は、1次～12次の振巾を示すキヤンベル線図である。Fig. 1.2.13は、記録波形の最大値と最小値の差（total amp.）と2乗平均振巾を示し、Table 1.2.2には、作表の一例としてその数値を示した。

Fig. 1.2.14は、117RPMは117rpmにおける記録波形とフーリエ係数から復元した波形（軸回転の10周期を1次と見なした場合、その120次までのフーリエ係数を使用）とを重ねて図示した。Fig. 1.2.15，Fig. 1.2.16は、同じ記録のスペクトルである。

Fig. 1.2.17は船首部船底の水圧（P2）の記録波形で、Fig. 1.2.18は、頻度計数のため極値のデータのみを集めたデータ点列を示す。Fig. 1.2.19～Fig. 1.2.23は、Fig. 1.2.17の波形について各種頻度計数を実施した結果である。

参　考　文　献

(1) 吉沢　正　　高速フーリエ変換とその応用、計測と制御、昭和44年12月

(2) 中村一郎　　試験データ処理、産業図書、昭和45年

(3) 山内保文　　海洋波中の応答、日本造船学会耐航性に関するシンポジウム、昭和44年7月

Table 1.2.1 頻度計数法

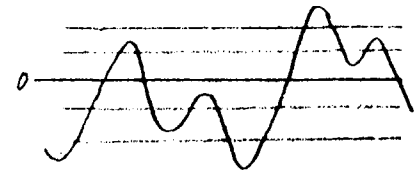
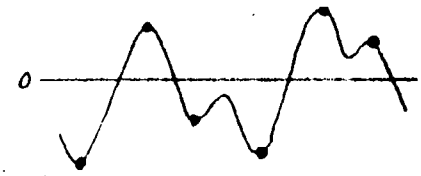
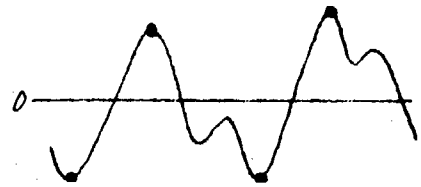
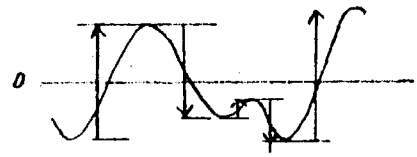
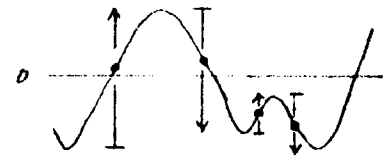
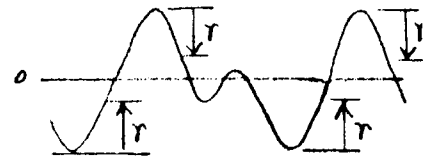
名　　称	方　　法	説　明　図
経過頻度計数法 (Level Crossing Count)	指定のレベルを横切る頻度を計数する。	
極値頻度計数法 (Peak Count)	正の極大値と負の極小値のレベルを計数する。	
平均値経過最大ピーク計数法 (Mean Crossing Peak Count)	ゼロクロス点と次のゼロクス点との間の最大ピークのレベルを計数する。	
振巾頻度法 (Range Count)	ピークと次のピークのレベルの差（振巾）を計数する。	
振巾一平均値計数法 (Range Mean Count)	振巾とその平均値の組を計数する。	
一対振巾法 (Range Pair Count)	ある振巾(r)を定め、rの上昇振巾とこれに続くrの下降振巾の組数を数える。	

Table 1.2.2 最大振巾と2乗平均振巾

JOB TITLE ***SHINWA MARU (SR-112) ***

TOTAL AMPLITUDE TABLE

EXPERIMENT NUMBER	DATA NUMBER	CHANNEL NUMBER
* 3A *	* 14 61 *	* L6 *

DATA NO	RPM(INPUT)	RPM	TOTAL DOUBLE AMP. (GAL)	RMS.AMP
14	60	60.64	0.540169E 02	0.598367E 01
16	62	61.30	0.631626E 02	0.154239E 02
15	61	61.76	0.660206E 02	0.194291E 02
17	63	63.04	0.527308E 02	0.157806E 02
18	64	63.76	0.528737E 02	0.124446E 02
19	65	65.12	0.101317E 03	0.441187E 02
20	66	66.42	0.106891E 03	0.427476E 02
21	70	66.69	0.125615E 03	0.426585E 02
23	76	75.10	0.784531E 02	0.266702E 02
22	75	75.22	0.685634E 02	0.277518E 02
24	77	77.11	0.103773E 03	0.408905E 02
25	78	78.10	0.956013E 02	0.327917E 02
26	80	78.92	0.821685E 02	0.291424E 02
27	81	81.55	0.829747E 02	0.244459E 02
28	82	81.82	0.815187E 02	0.256406E 02
29	82	81.82	0.759814E 02	0.219531E 02
30	83	83.36	0.940294E 02	0.285072E 02
31	84	84.22	0.897424E 02	0.271204E 02
32	85	85.47	0.978074E 02	0.270288E 02
34	87	86.61	0.959302E 02	0.302948E 02
33	86	86.91	0.937436E 02	0.249424E 02
36	89	88.41	0.845979E 02	0.179485E 02
35	88	88.49	0.764235E 02	0.147066E 02
37	90	89.46	0.954788E 02	0.147955E 02
38	91	90.53	0.894947E 02	0.181955E 02
39	92	91.98	0.911714E 02	0.286582E 02
40	93	93.03	0.103771E 03	0.261994E 02
41	94	94.11	0.103747E 03	0.327003E 02
42	96	95.95	0.110327E 03	0.378078E 02
43	97	97.88	0.118873E 03	0.434245E 02
45	99	98.27	0.141298E 03	0.415083E 02
44	98	98.87	0.126377E 03	0.448368E 02
46	100	99.67	0.108320E 03	0.467389E 02
47	101	100.80	0.578571E 02	0.175739E 02
48	103	102.71	0.487724E 02	0.194948E 02
49	106	106.28	0.478916E 02	0.173008E 02
50	107	106.86	0.496292E 02	0.159726E 02
51	108	107.92	0.454428E 02	0.226989E 02
52	109	108.40	0.665923E 02	0.383860E 02
53	110	109.01	0.499072E 02	0.198655E 02
54	111	109.86	0.488724E 02	0.186601E 02
55	112	111.25	0.406498E 02	0.174253E 02
56	113	112.26	0.513018E 02	0.202462E 02
58	113	112.78	0.540169E 02	0.262027E 02
57	114	113.30	0.611398E 02	0.299666E 02
59	115	114.84	0.589127E 02	0.281736E 02
60	116	115.59	0.614478E 02	0.242389E 02
62	117	116.35	0.236434E 03	0.903229E 02
61	117	116.81	0.735945E 02	0.241126E 02

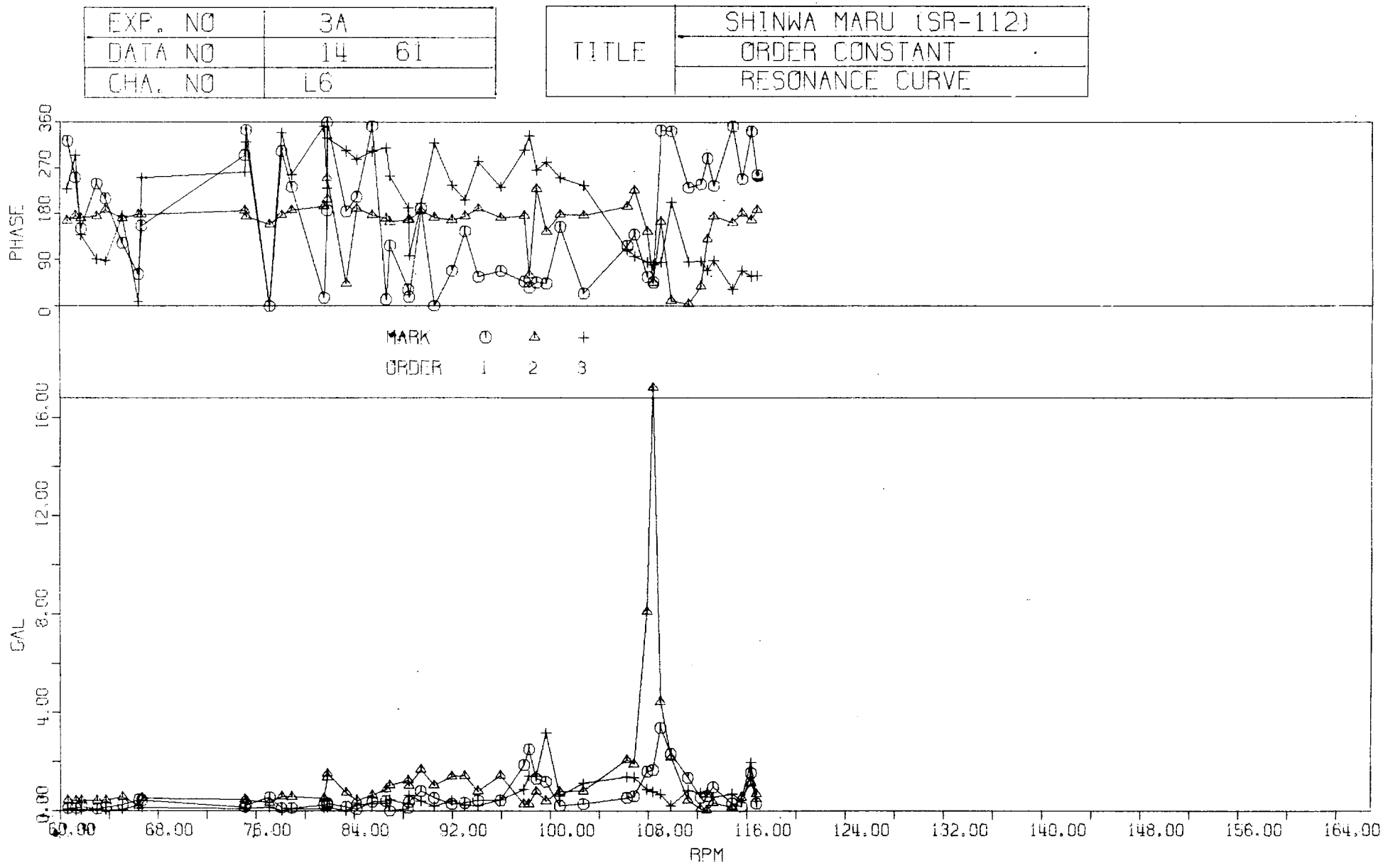


Fig. 1.2.4 共振曲線（1次～3次）

EXP. NO	3A
DATA NO	14 61
CHA. NO	L6

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	ORDER CONSTANT
	RESONANCE CURVE

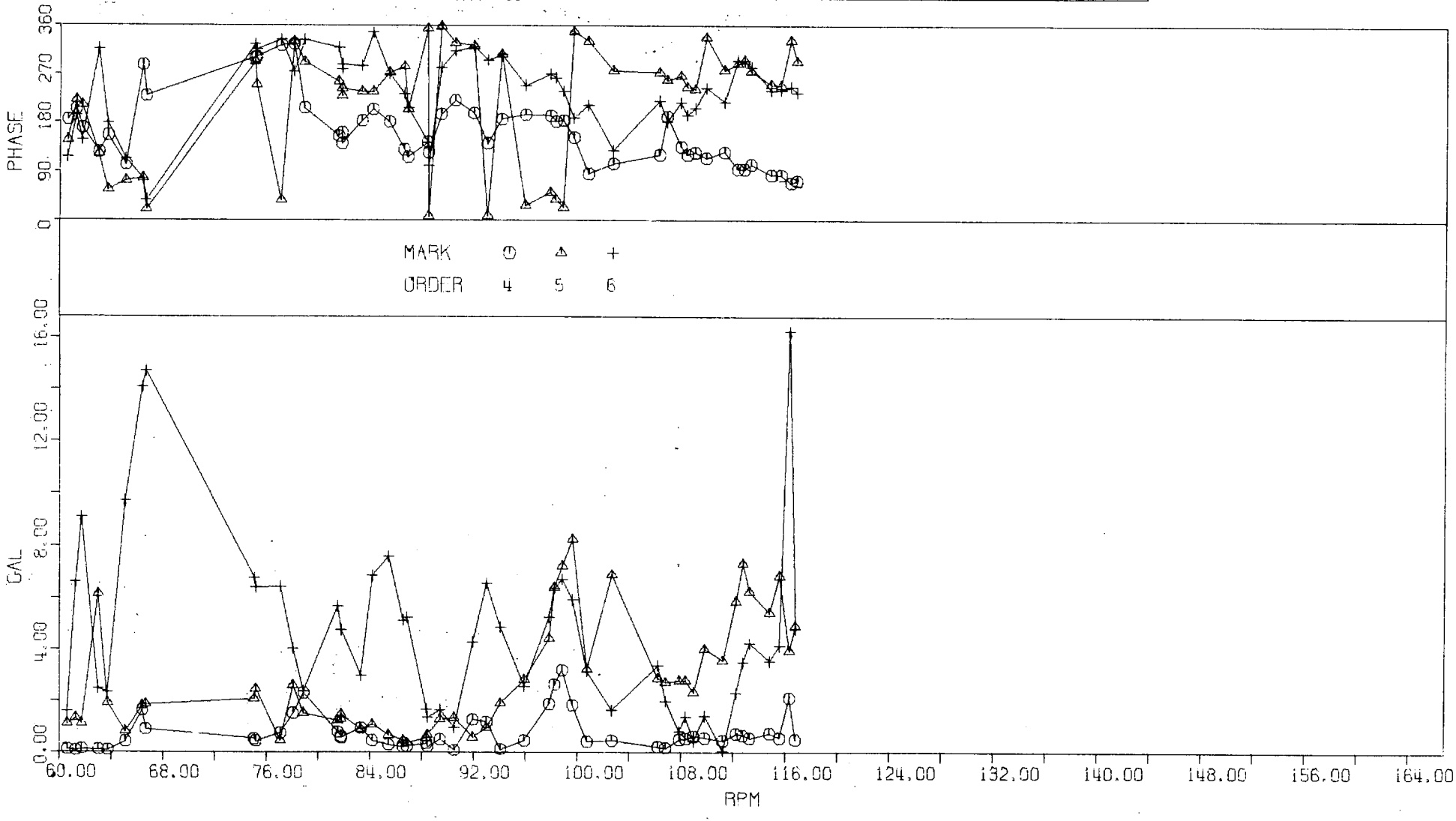


Fig. 1.2.5 共振曲線（4次～6次）

EXP. NO	3A
DATA NO	14 61
CHA. NO	L6

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	ORDER CONSTANT
	RESONANCE CURVE

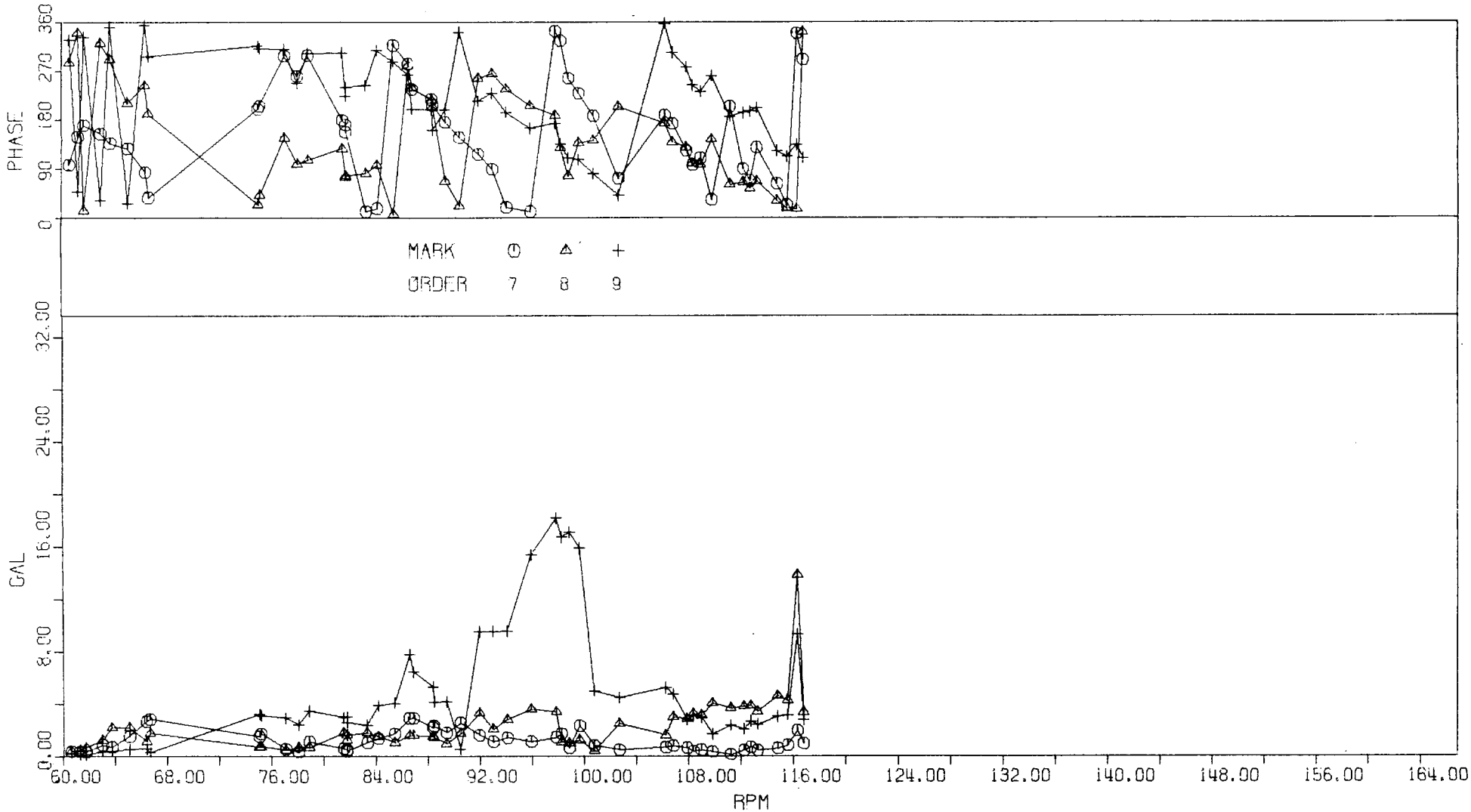


Fig. 1.2.6 共振曲線（7次～9次）

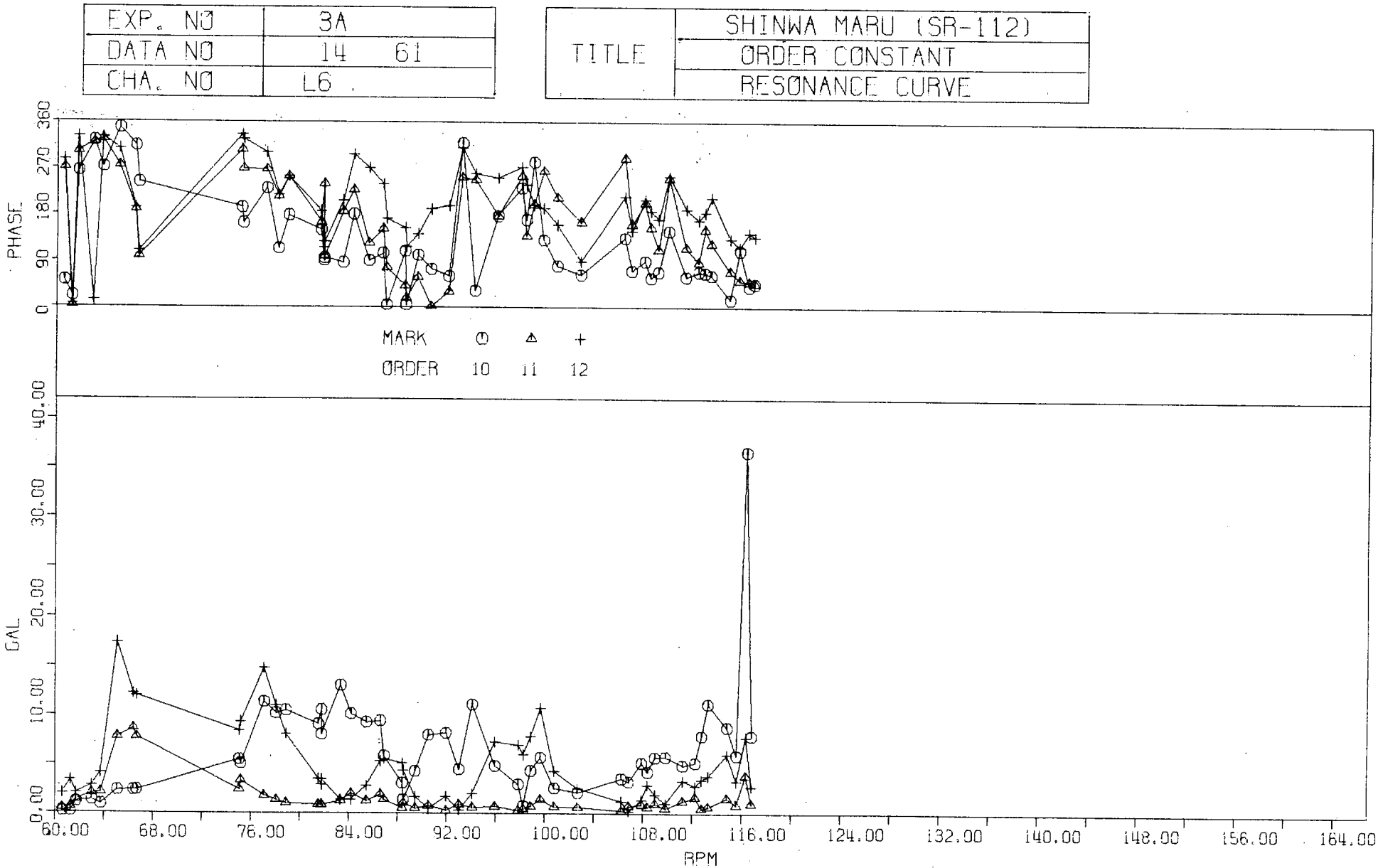


Fig. 1.2.7 共振曲線（１０次～１２次）

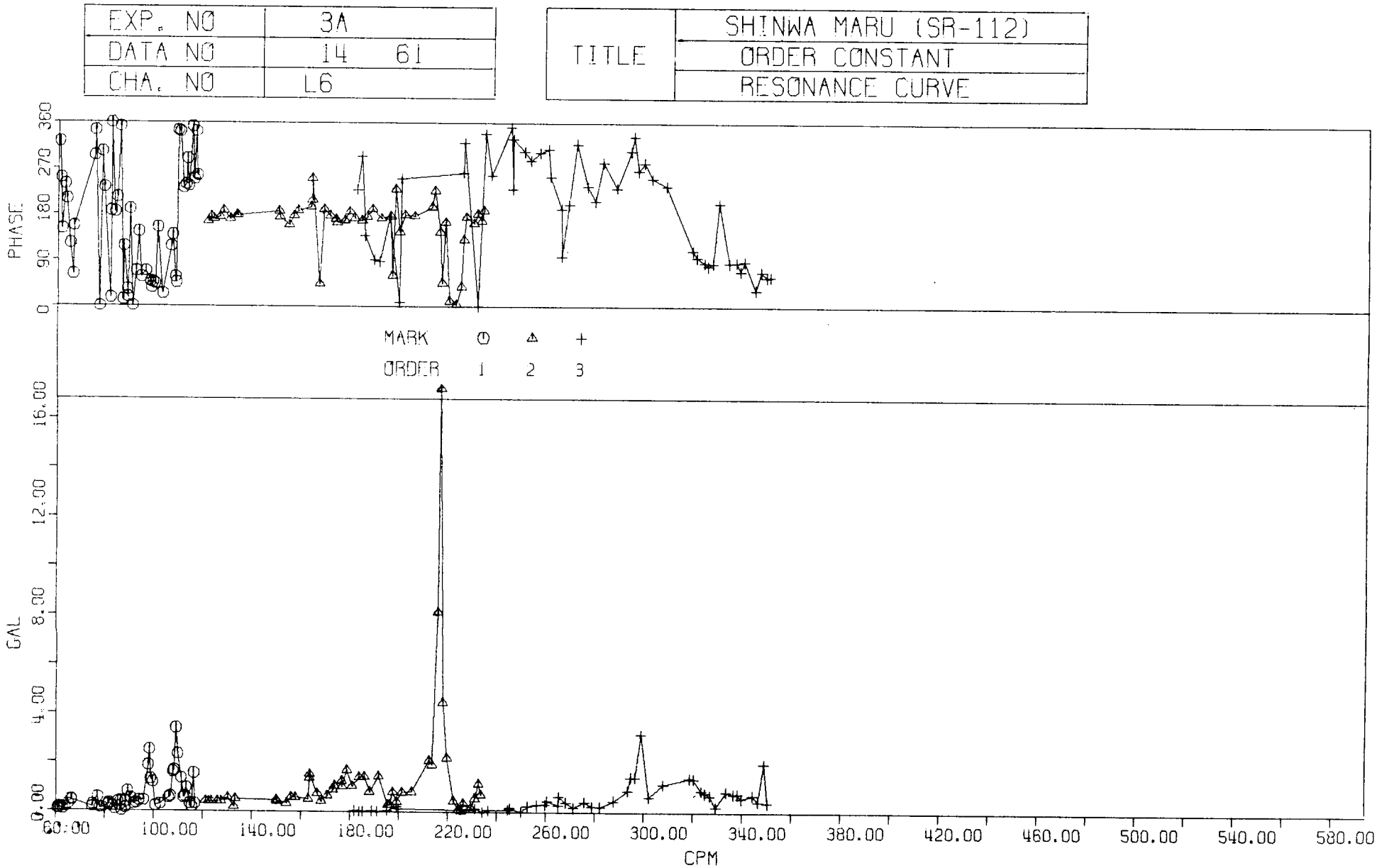


Fig. 1.2.8 共振曲線（1次～3次）

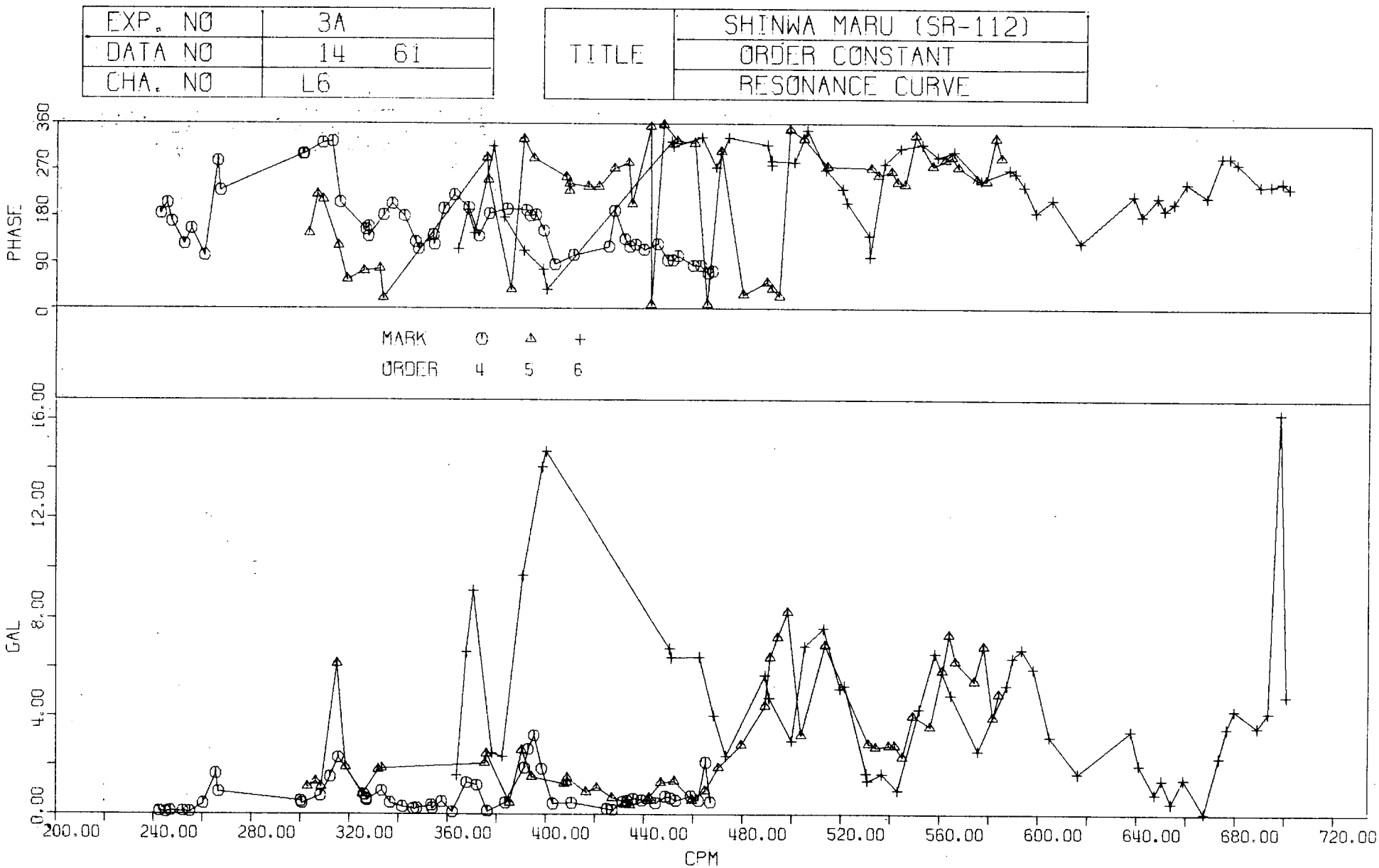


Fig. 1.2.9　共振曲線（4次～6次）

EXP. NO	3A
DATA NO	14 61
CHA. NO	L6

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	ORDER CONSTANT
	RESONANCE CURVE

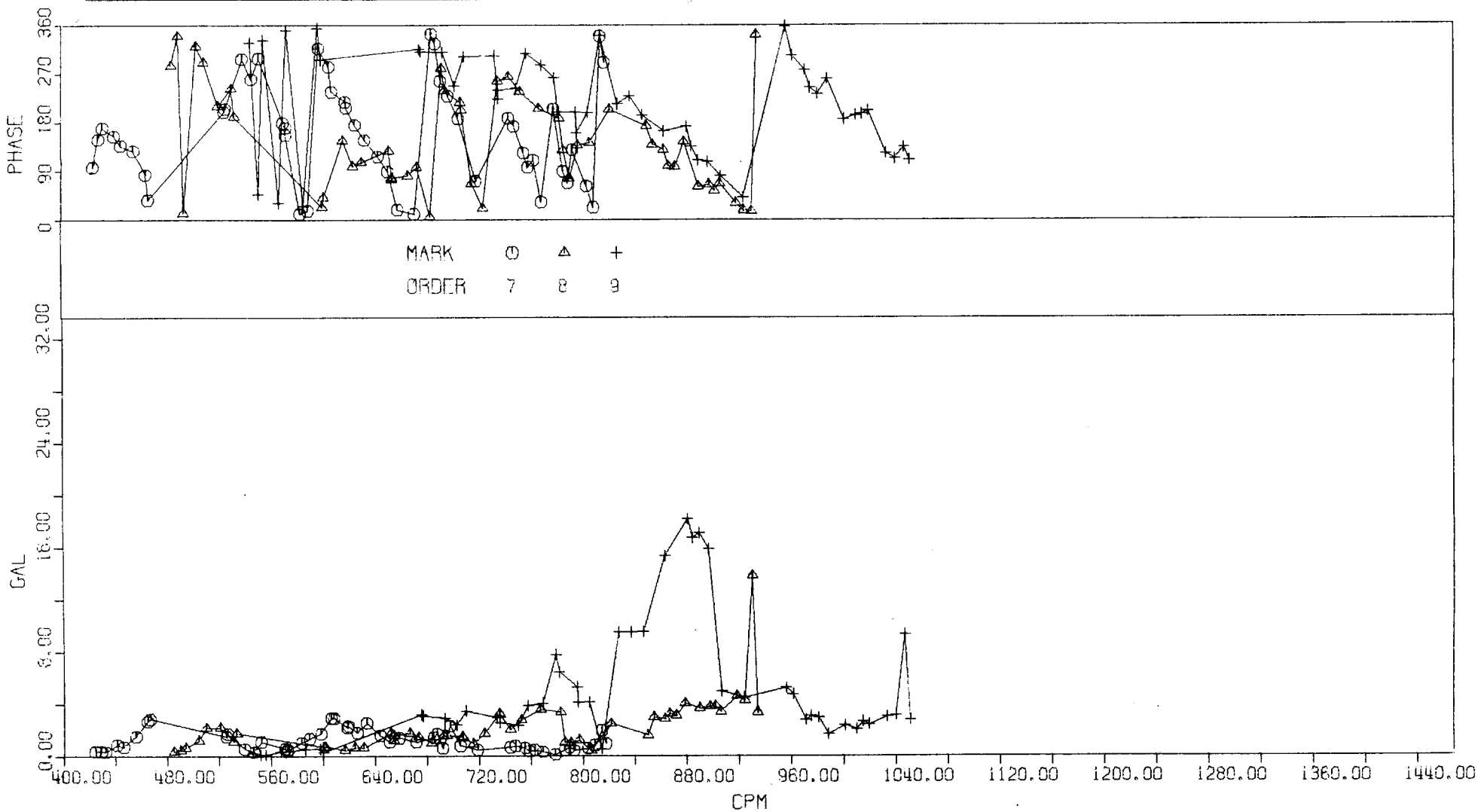


Fig. 1.2.10 共振曲線（7次～9次）

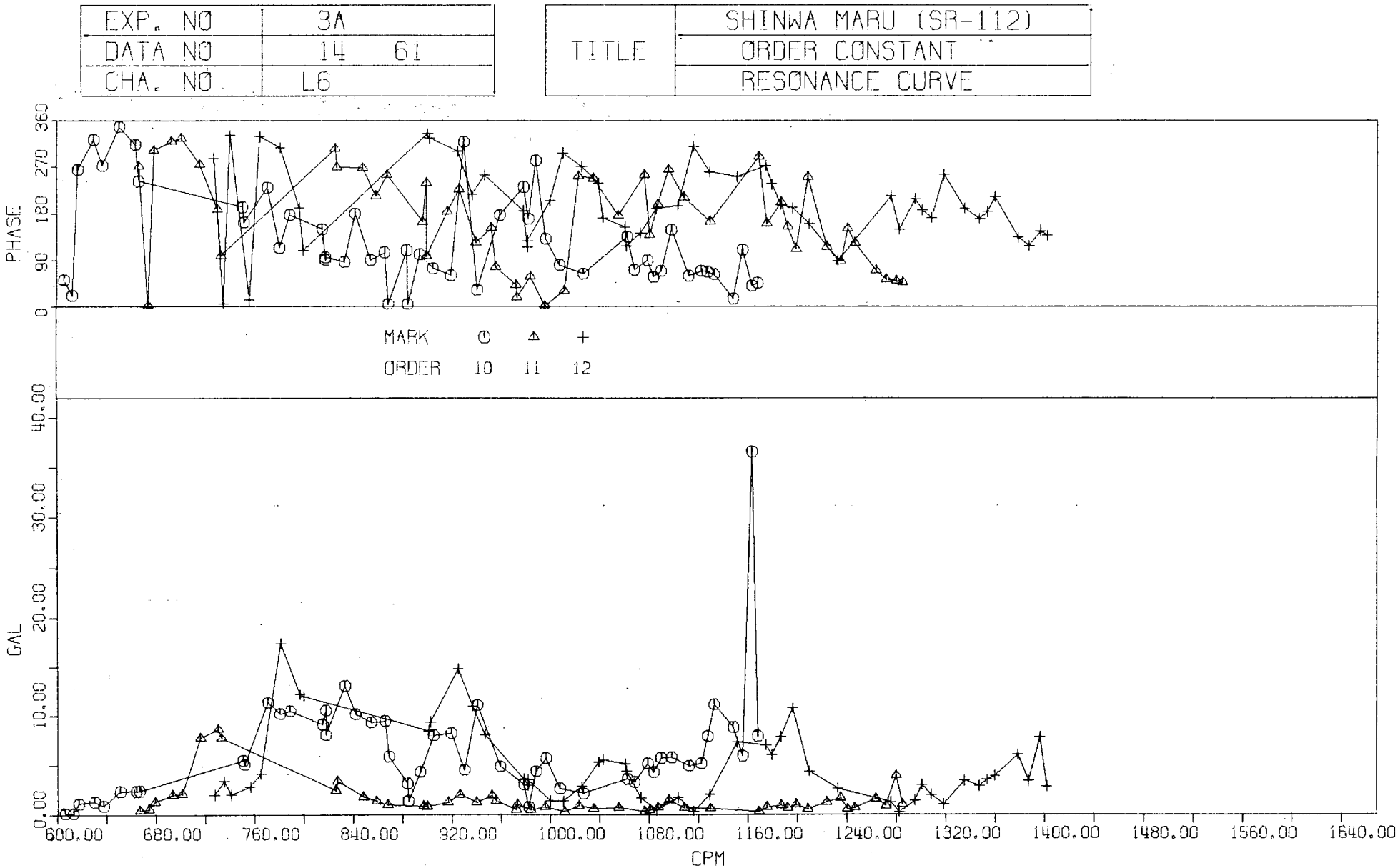


Fig. 1.2.11 共振曲線（10次～12次）

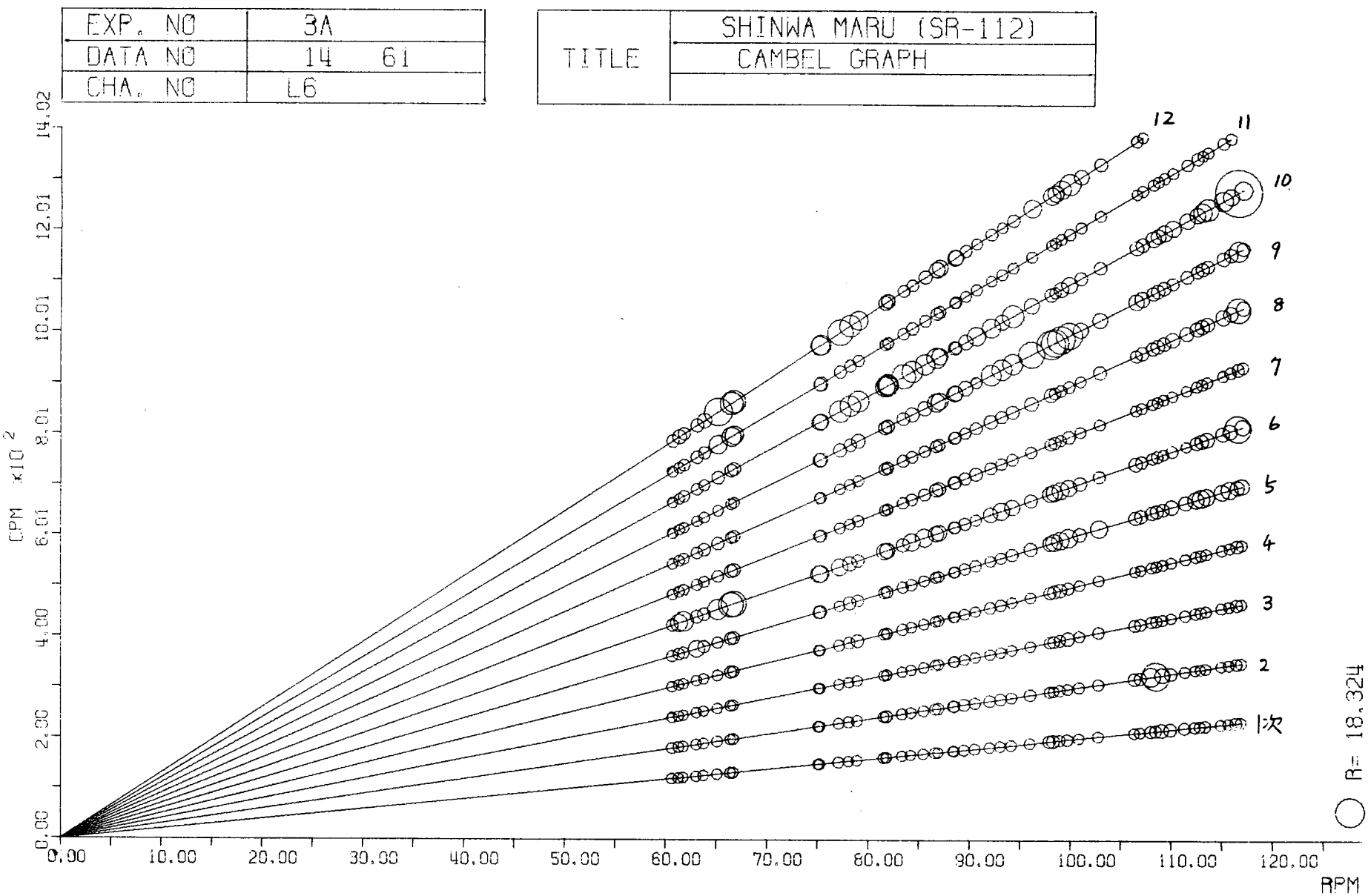


Fig. 1.2.12 キャンベル線図

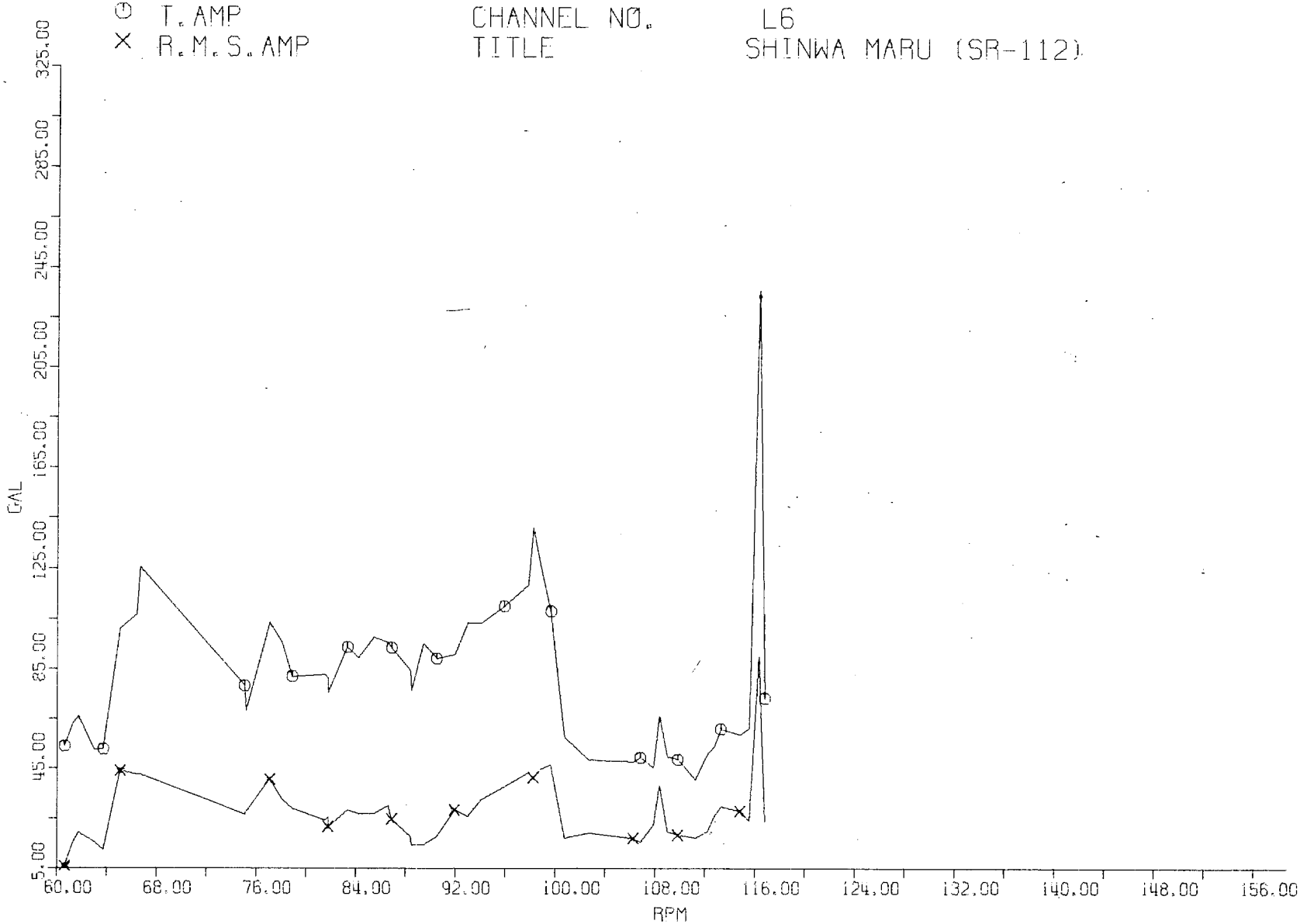


Fig. 1.2.13　2乗平均振巾と最大振巾

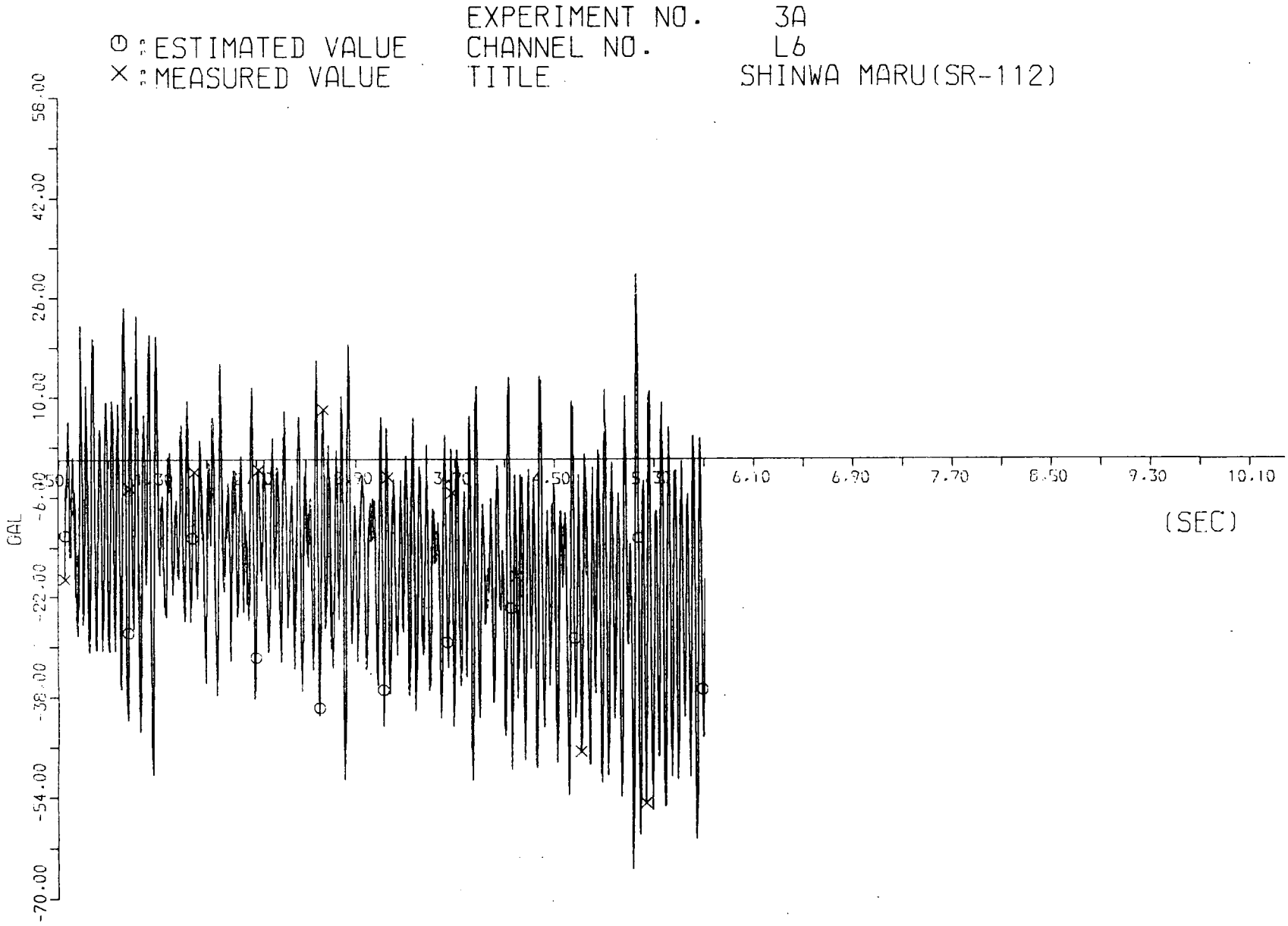


Fig. 1.2.14 操舵室前後振動の記録とフーリエ係数を用いて復元した波形

EXP. NO	3A
DATA NO	117
CHA. NO	L6

TITLE	SHINWA MARU(SR-112)
	PERIOD GRAPH
	RPM CONSTANT

RPM	116.3
N	764

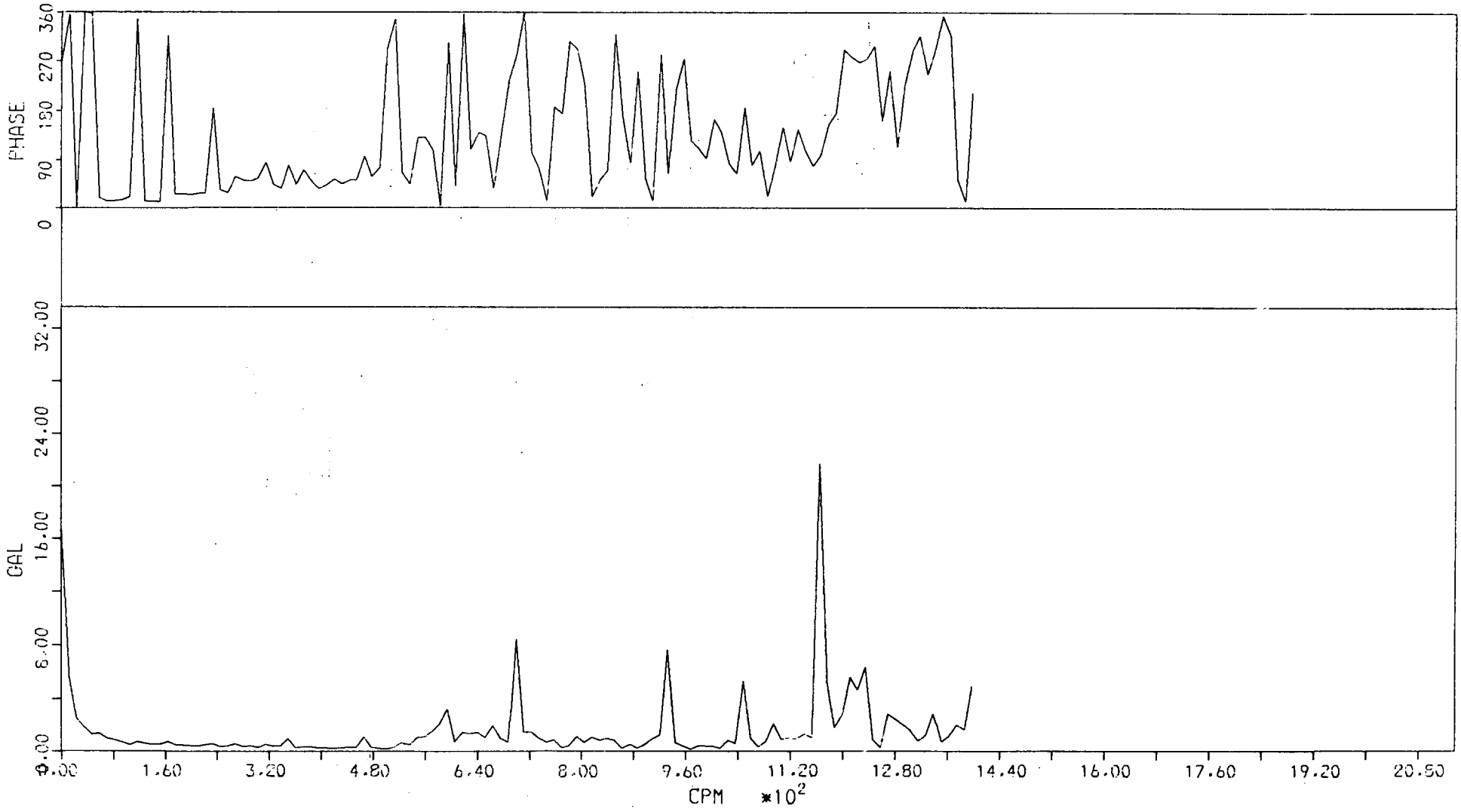


Fig. 1.2.15 Fig. 1.2.14 の振動数スペクトル

EXP. NO	3A
DATA NO	117
CHA. NO	L6

TITLE	SHINWA MARU(SR-112)
	PERIOD GRAPH
	RPM CONSTANT

RPM	116.3
N	764

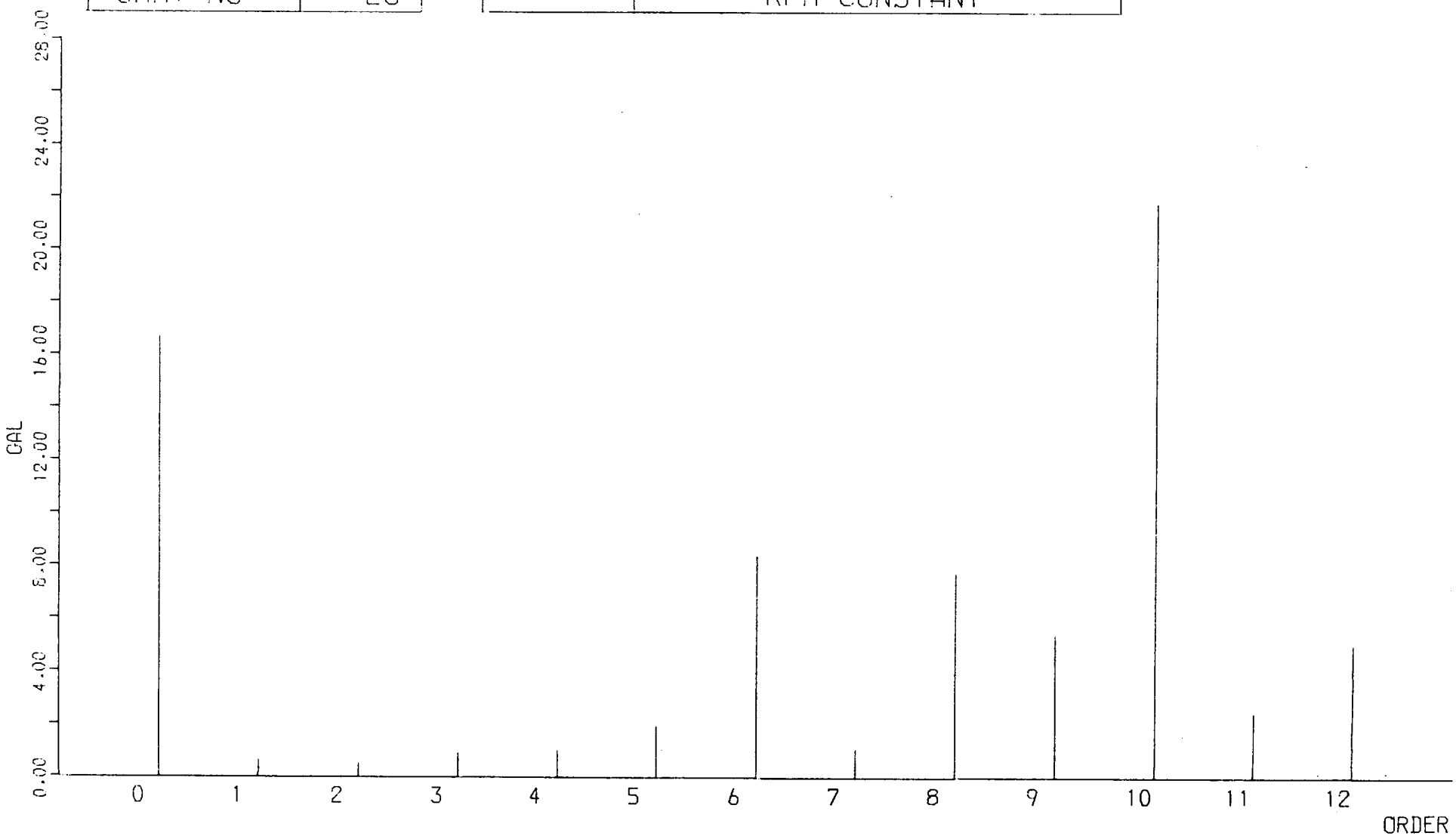


Fig. 1.2.16　Fig. 1.2.14 の線スペクトル

EXP. NO	17B1
DATA NO	94
CHA. NO	P2

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	TIME HISTORY OF
	DATA WITH CALIB

N	2000
T	.08437

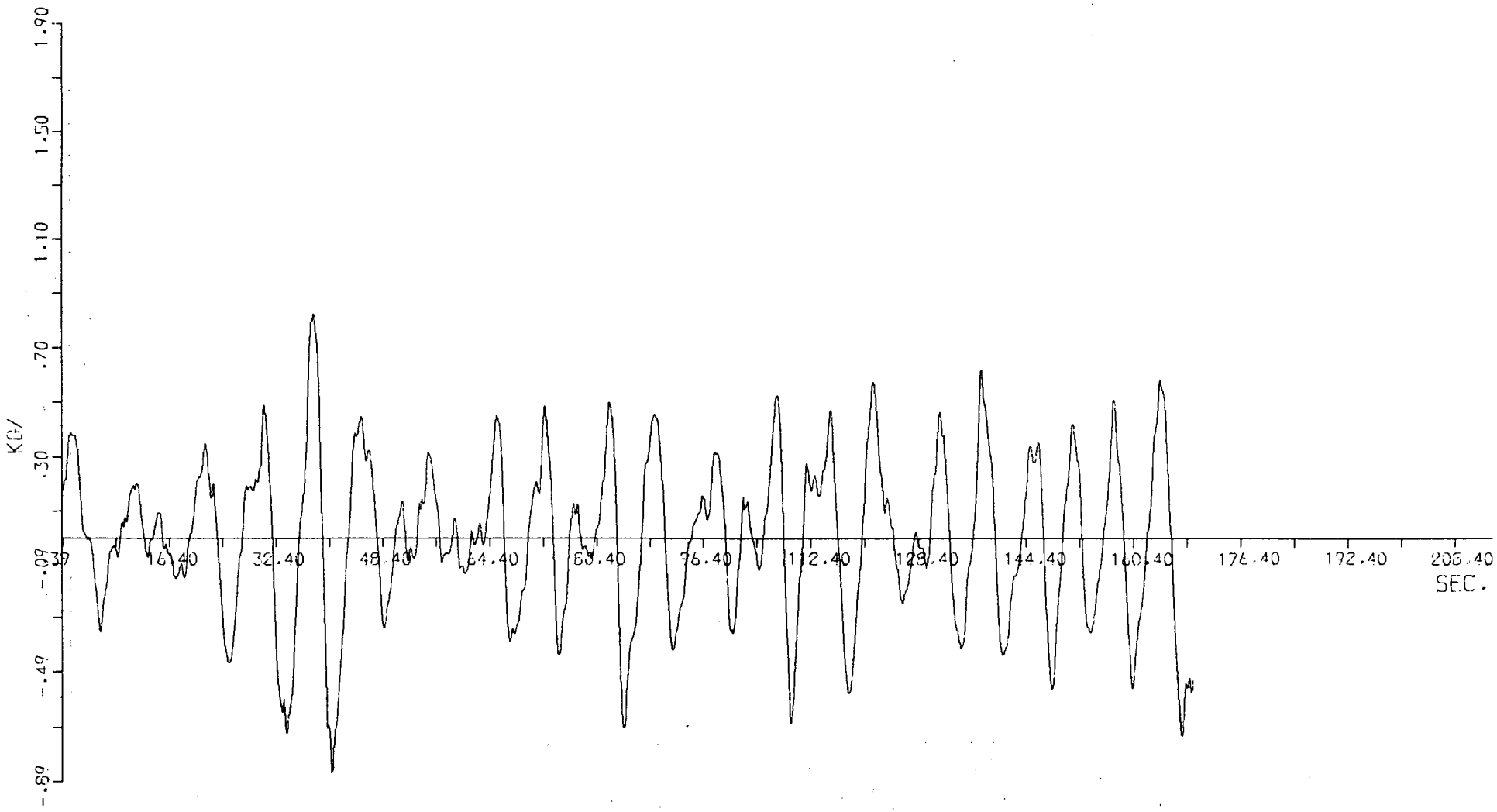


Fig. 1.2.17　船首部船底の水圧記録

EXP. NO	17B1
DATA NO	94
CHA. NO	P2

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	PREPARE FOR FRE-
	QUENCY ANAYSIS

N	204
T	.08437

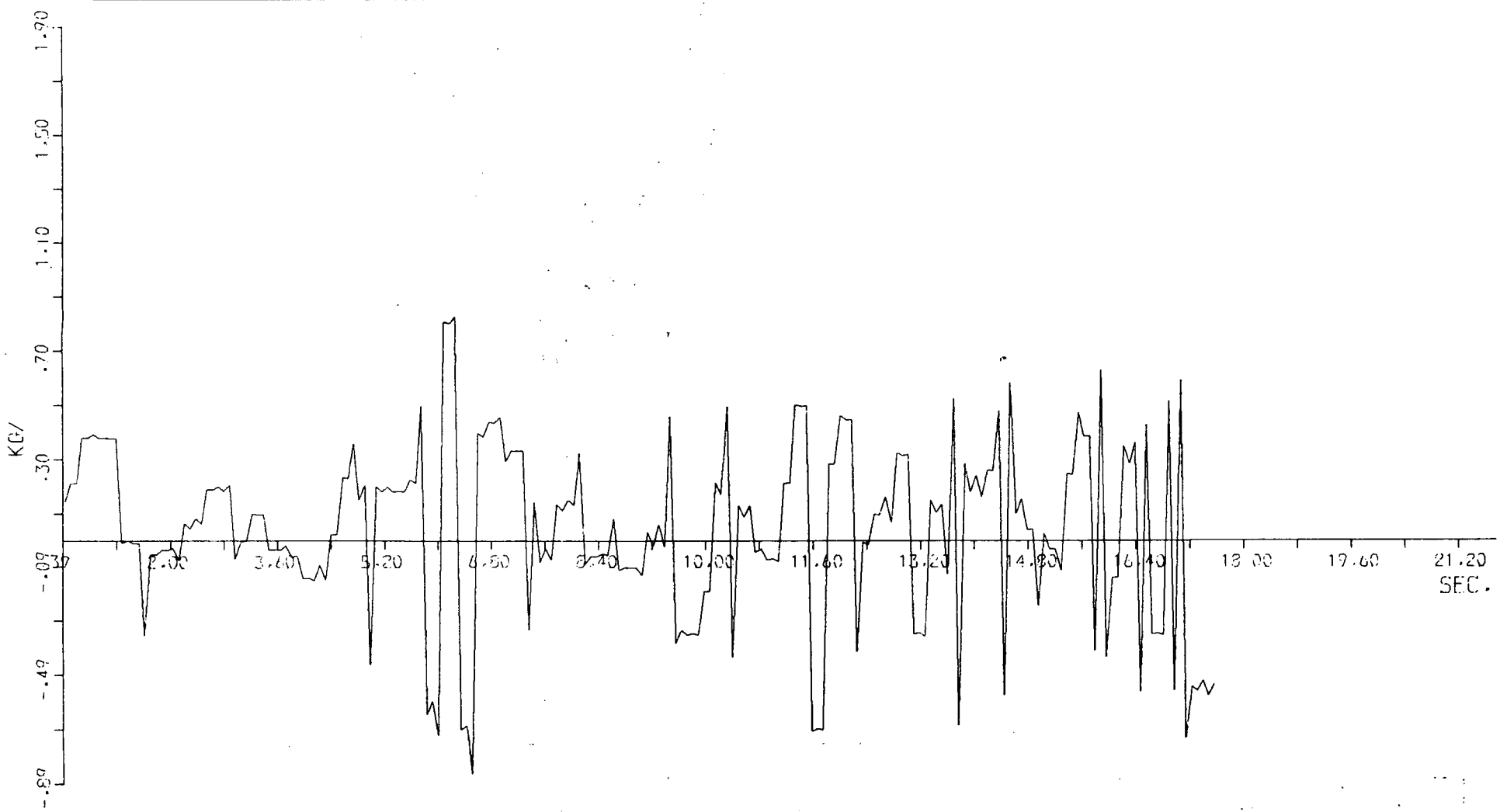


Fig. 1.2.18　Fig. 1.2.17 の極値のみを集めたデータ

EXP. NO	17B1
DATA NO	94
CHA. NO	P2

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	PEAK COUNT

N	204
T	.08437

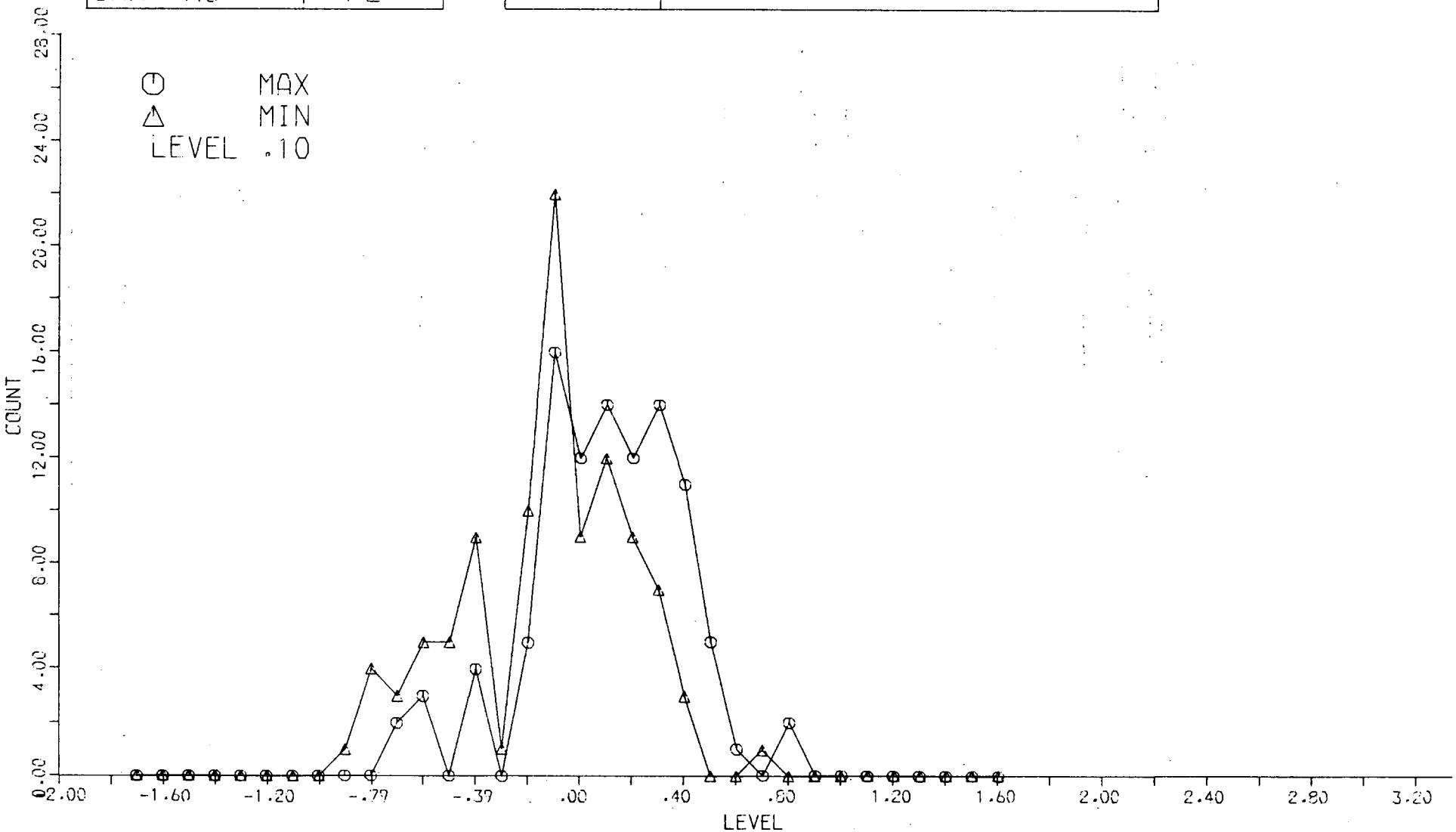


Fig. 1.2.19 極 値 頻 度

EXP. NO	17B1
DATA NO	94
CHA. NO	P2

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	MEAN CROSSING
	PEAK COUNT

N	204
T	.08437

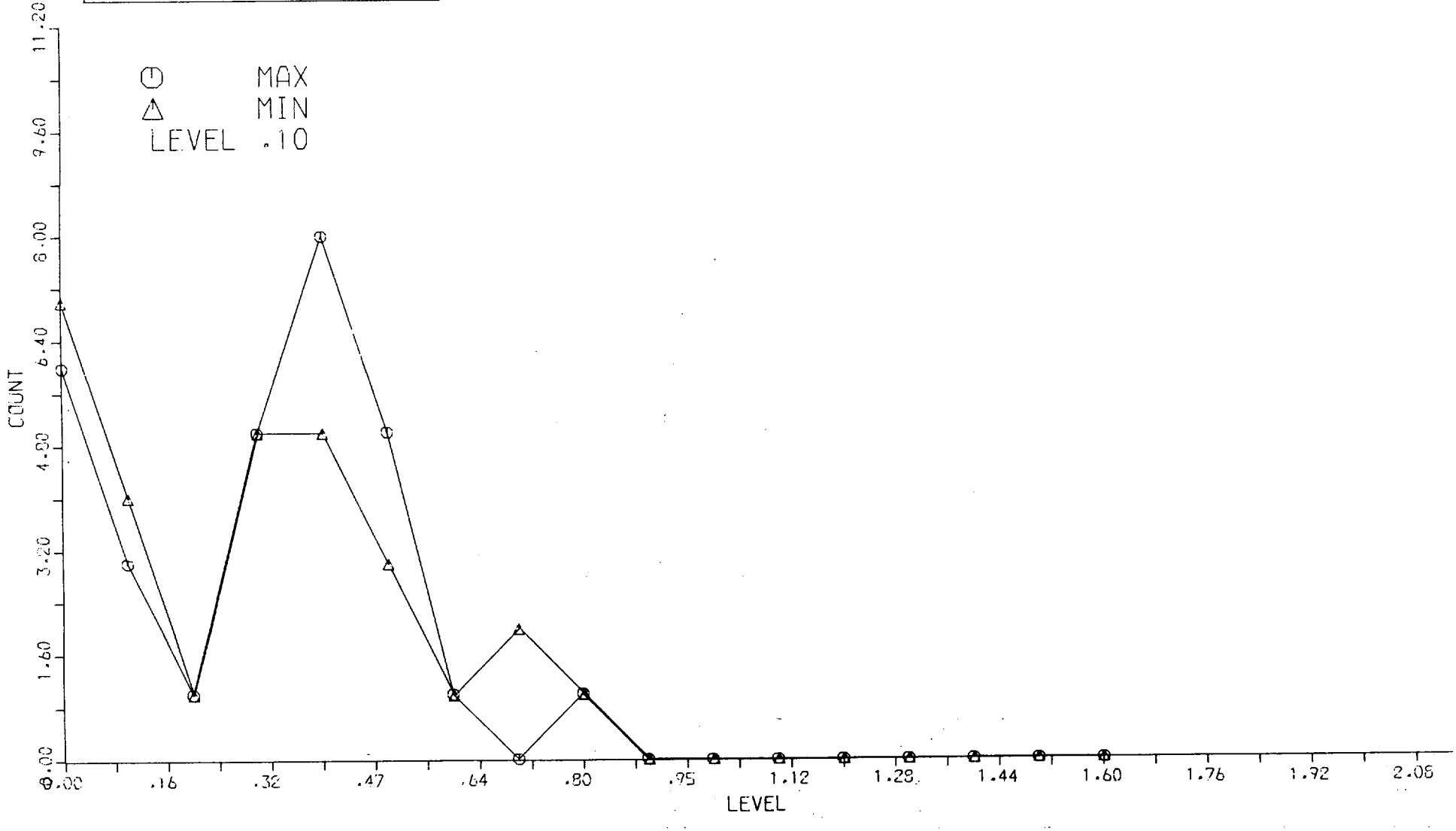


Fig. 1.2.20　平均値経過最大ピーク

EXP. NO	17B1
DATA NO	94
CHA. NO	P2

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	LEVEL CROSSING
	COUNT

N	204
T	.08437

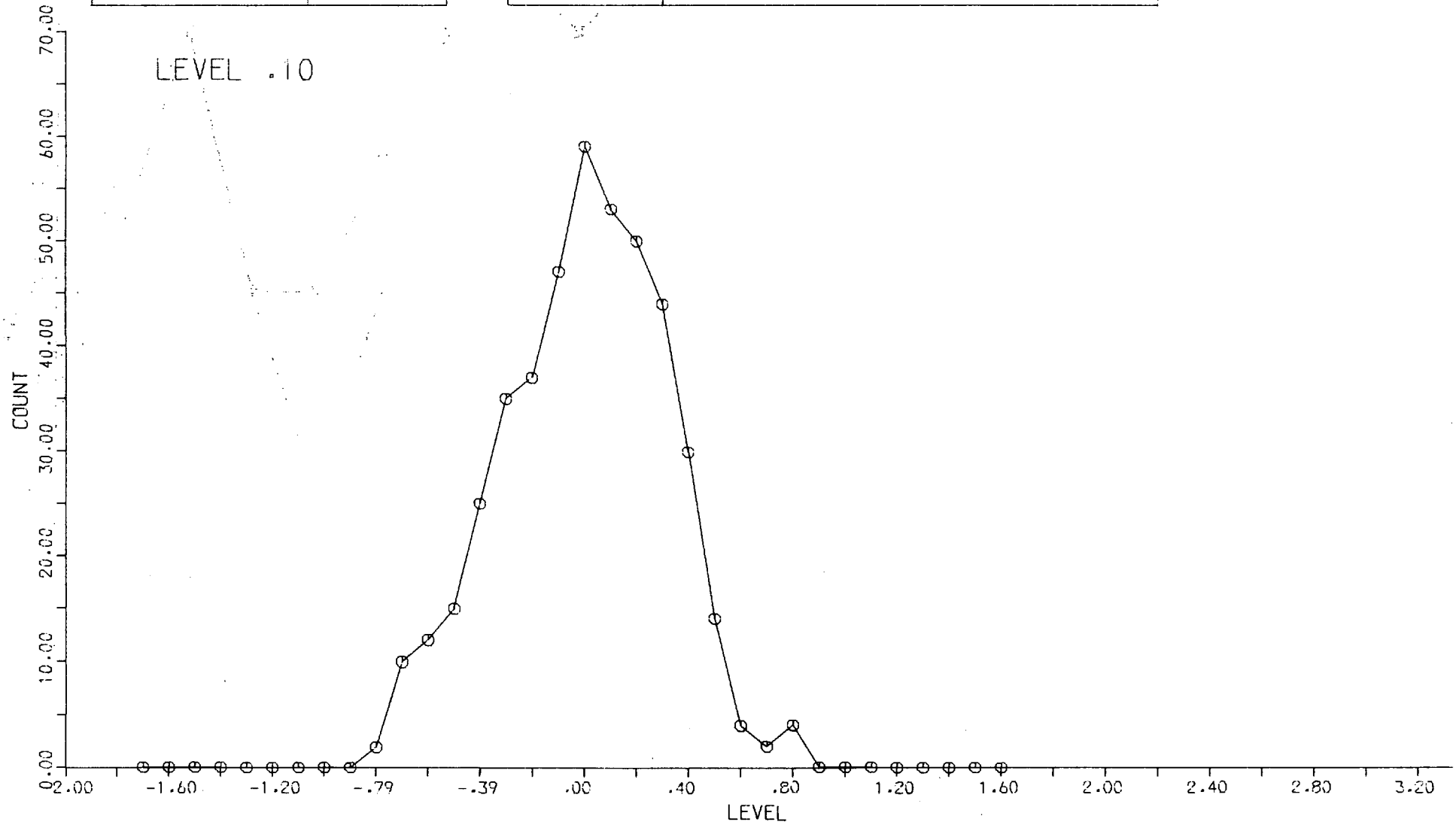


Fig. 1.2.21 経過頻度

EXP. NO	17B1
DATA NO	94
CHA. NO	P2

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	RANGE COUNT

N	204
T	.08437

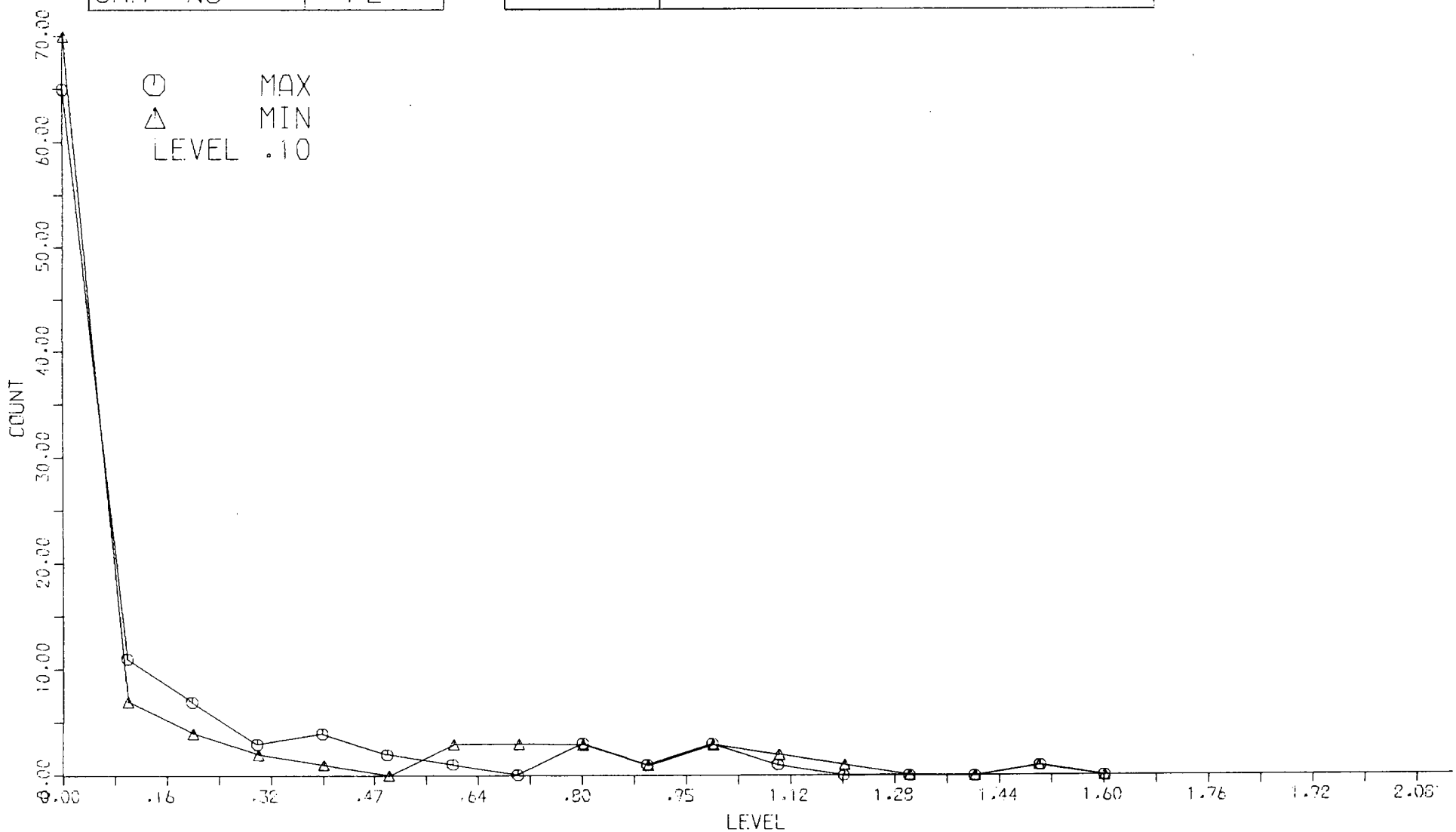


Fig. 1.2.2 2　振 巾 頻 度

EXP. NO	17B1
DATA NO	94
CHA. NO	P2

TITLE	SHINWA MARU (SR-112)
	RANGE PAIR
	COUNT

N	204
T	.08437

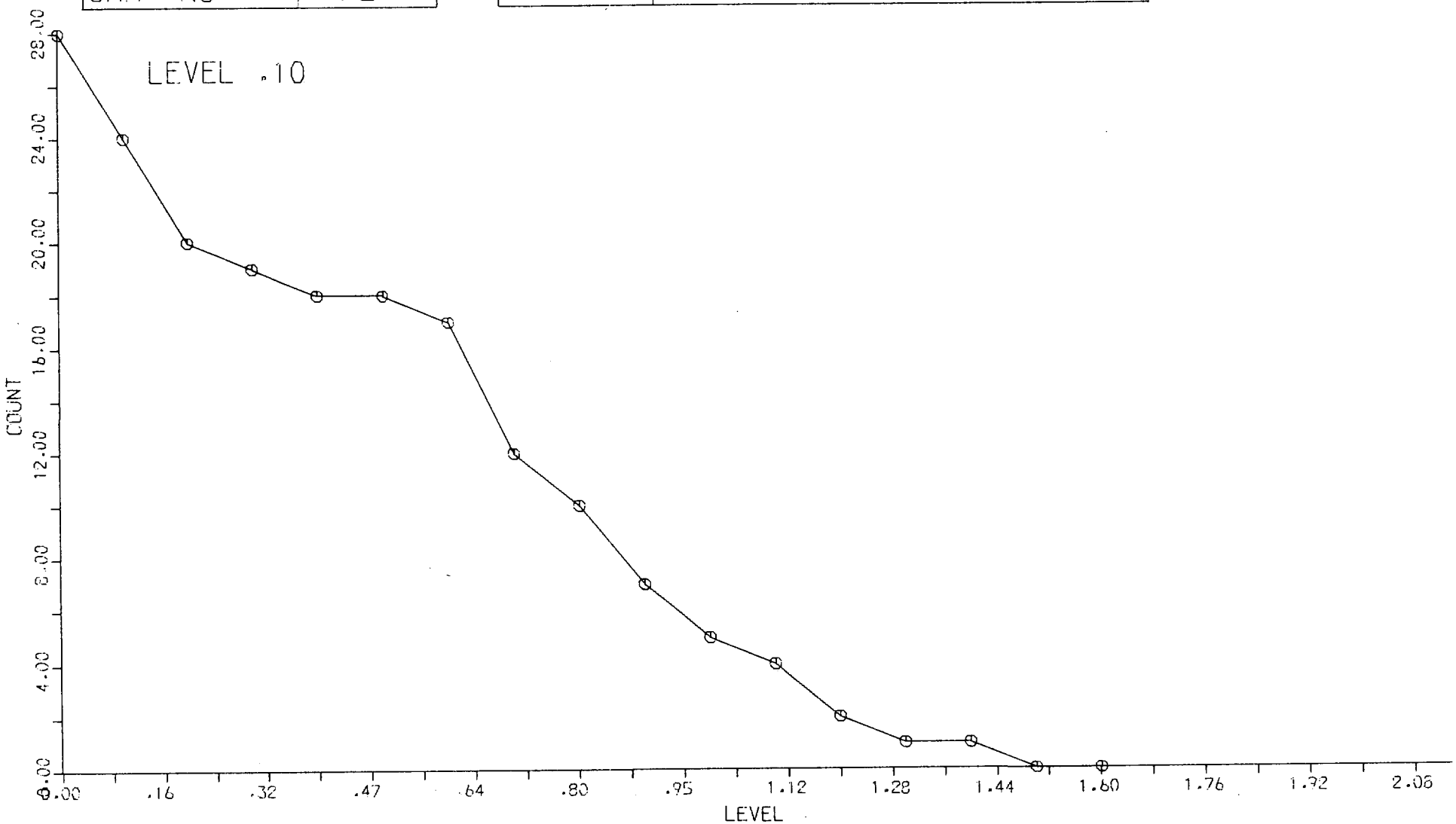


Fig. 1.2.23 一対振巾法による頻度

2. 機関台、機関架構および軸系の振動に関する研究

2.1 メカニカルインピーダンスによる架構・二重底の振動解析

2.1.1 研究の目的

内燃機関架構と船体振動の関連については、従来、理論解析、模型実験あるいは実船計測などにより種々検討されてきたが、理論解析については、構造が非常に複雑で巨大なものになるため、電子計算機を使用する場合の計算モデル化の段階で、各部の剛性を正確に評価することが困難である。また、実船計測においては、計測方法および使用計器などにやや問題があり、いずれも実際の状態を正しく把握していない恐れがある。

近年、機械インピーダンス計測装置が開発されているが、この計測器は非常にシャープなフイルタ特性と幅広いダイナミックレンジを有している点で従来の計測器と比較すると優れたものであるといえるだろう。

本研究は、この計測器を使用して、架構頂部、基部（二重底取り付け部）のインピーダンスおよび二重底（架構取り付け部）のインピーダンスを測定し、両者を結合した場合の各部のインピーダンスを計算により求める手法を確立することを目的として、まず、予備実験として本手法を架構・二重底を模擬した平板の組合せによる直列結合の架構模型および1／10縮尺の架構模型と二重底模型に適用して実験を行なつた後、架構模型を模型船に搭載した場合に適用して実験を実施し、理論解析を行なつて架構・二重底系の振動特性について検討した。

今回の実験では、特に架構の横振動と船体振動の関連性に着目して検討を進めた。この手法が妥当であることが確められると、実船においては、あらかじめ各種機関架構のインピーダンスと、各種船体のインピーダンスを知つておけば、任意に組み合せた場合の架構および二重底の振動応答特性は、計算のみにより求めることが可能となる。

2.1.2 予備実験

(1) 実験の目的

架構および二重底のおのおののインピーダンスが前もつてわかつていれば、これを組合せた場合の振動応答は計算により求めることができる。

この実験は、船体模型に搭載した架構模型の実験に先立ち、架構・二重底を模擬した平板の組合せによる簡単な直列結合の架構・二重底模型について実験を行なつて理論計算値と比較検討すること、および二重底模型上に取付けた6ＲＤ９０型機関の1／10縮尺架構模型の振動特性を把握するため、実施した。

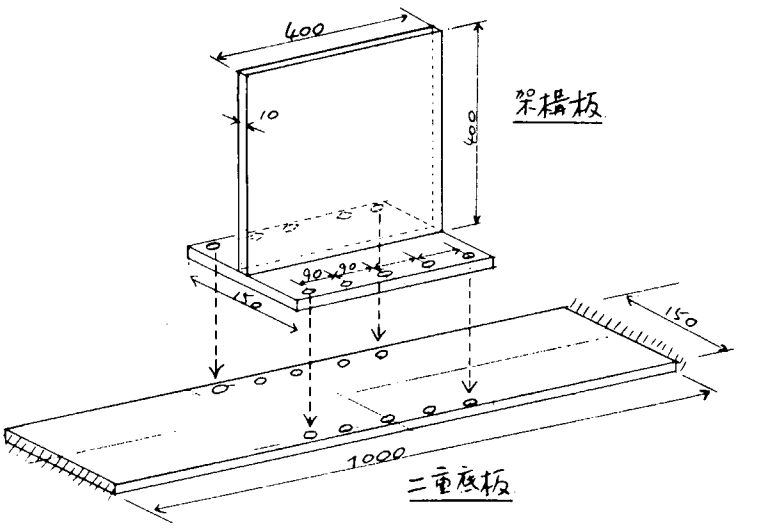


Fig. 2.1.1 実験モデル

(2) 簡単な直列結合架構・二重底模型の実験

(a) 実験模型

この実験に使用した平板のモデルを Fig. 2.1.1 に示す。二重底板の境界条件は両端で固定とした。

(b) インピーダンス計測点

インピーダンスの計測点を Fig. 2.1.2 に示す。この点に関するポイントインピーダンス、トランスファーインピーダンスを計測することになるので、計測点数は

架構板　　7×7 ＝ 49点

二重底板　　6×6＝36点

計85点となる。この実験では二重底板の水平方向の振動は無視する。

(c) 計測結果

まず、架構板をfreeの状態にして各点のインピーダンスを計測する。その結果の1例をFig. 2.1.3に示す。G_{ij} でiは計測点、jは加振点を意味する。

計測結果より主な固有振動数を列挙すると、178.4，224.5，444.3，520.3，567.3，882.7Hz である。これらの振動数に対する振動モードを測定した結果をFig. 2.1.4～2.1.6に示す。

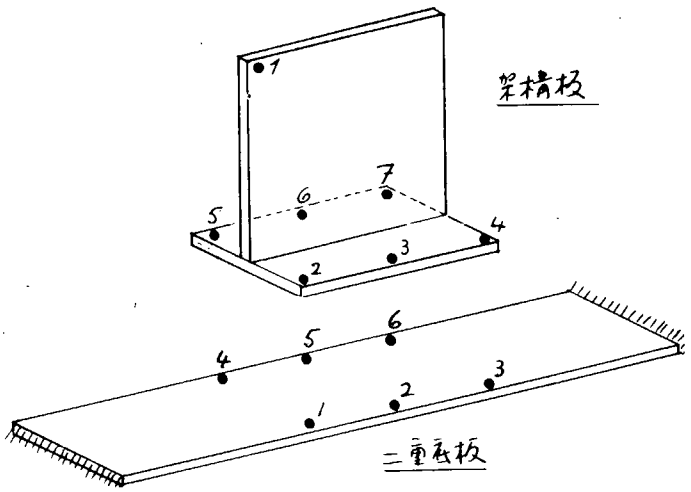


Fig. 2.1.2　インピーダンス計測点

次に、二重底板のインピーダンスを計測する。この場合の支持条件は両端で固定とする。計測結果の1例をFig. 2.1.7に示す。二重底板の固有振動数は70.8，187.4，193.2，314.1，338.6，350.5，369.1，464.7，669.3Hz 等であり、これらの振動数に対するモードは Fig. 2.1.8～2.1.12に示すとおりである。

最後に架構板と二重底板を結合した状態で実験を行なう。結合の方法は、

架構板　二重底板

(i)　4点結合　　2 — 1　，　4 — 3，　5 — 4，　7 — 6，

(ii)　6点結合　　〃　，　〃　，　〃　，　〃　，　3 — 2，　6 — 5

(iii)　10点結合　　べたづけ

の3種類とした。

この場合、架構上端（点1）を加振した場合のポイントインピーダンス G_{11} のみを計測した。これらの結果をFig. 2.1.13～2.1.15に示す。主な固有振動数は、4点結合の場合、38.2，139.2，188.7，216.7，345.1，441.6Hz 等であり、これらの振動数に対応するモードを記すと Fig. 2.1.16～2.1.21のようになる。

(d) 実験結果の検討

4点結合、6点結合および10点結合の場合の固有振動数は下表のようになる。

次　数	モ　ー　ド	4 点 結 合	6 点 結 合	10点べたづけ
1	H_1 形	38.2 Hz	38.3 Hz	38.8 Hz
2	X　形	139.2	139.9	142.0
3		188.7	188.8	190.2
4	H_2 形	216.7	216.6	218.9
5		(345.1)	—	—
6	x　形	441.6	442.9	443.0

これらの振動数のうち、次数が3，5のものは応答量も小さいので今回の検討では一応無視する。

今回の実験モデルでは、架構中間に一つのノードを持つ振動（仮りに H_2 形と称する）があらわれた。結合状態について見ると、当然のことながら結合点が多く取付けが剛となるに従つて振動数は増加する。しかし、これらの変化はごくわずかであり、実用上は取付部の固定の数による影響は考慮しなくてもよいであろう。

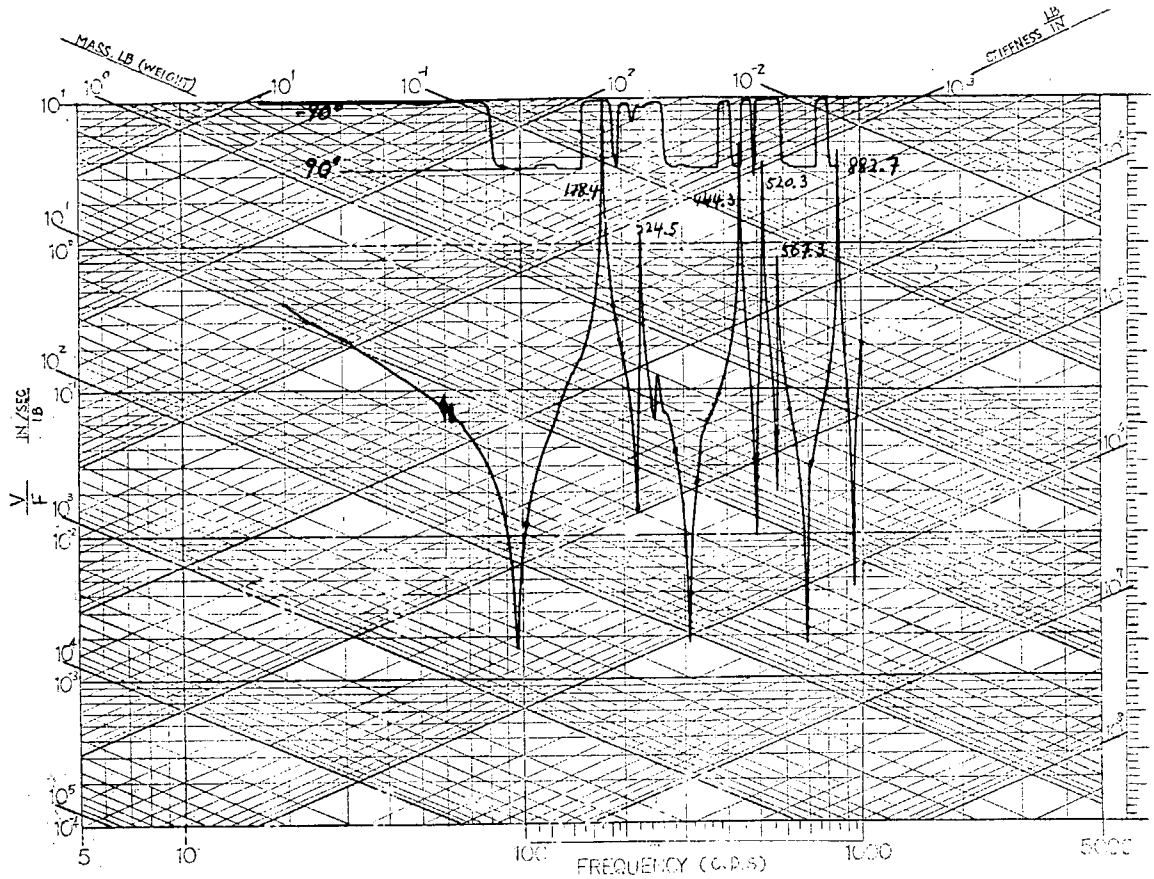


Fig. 2.1.3

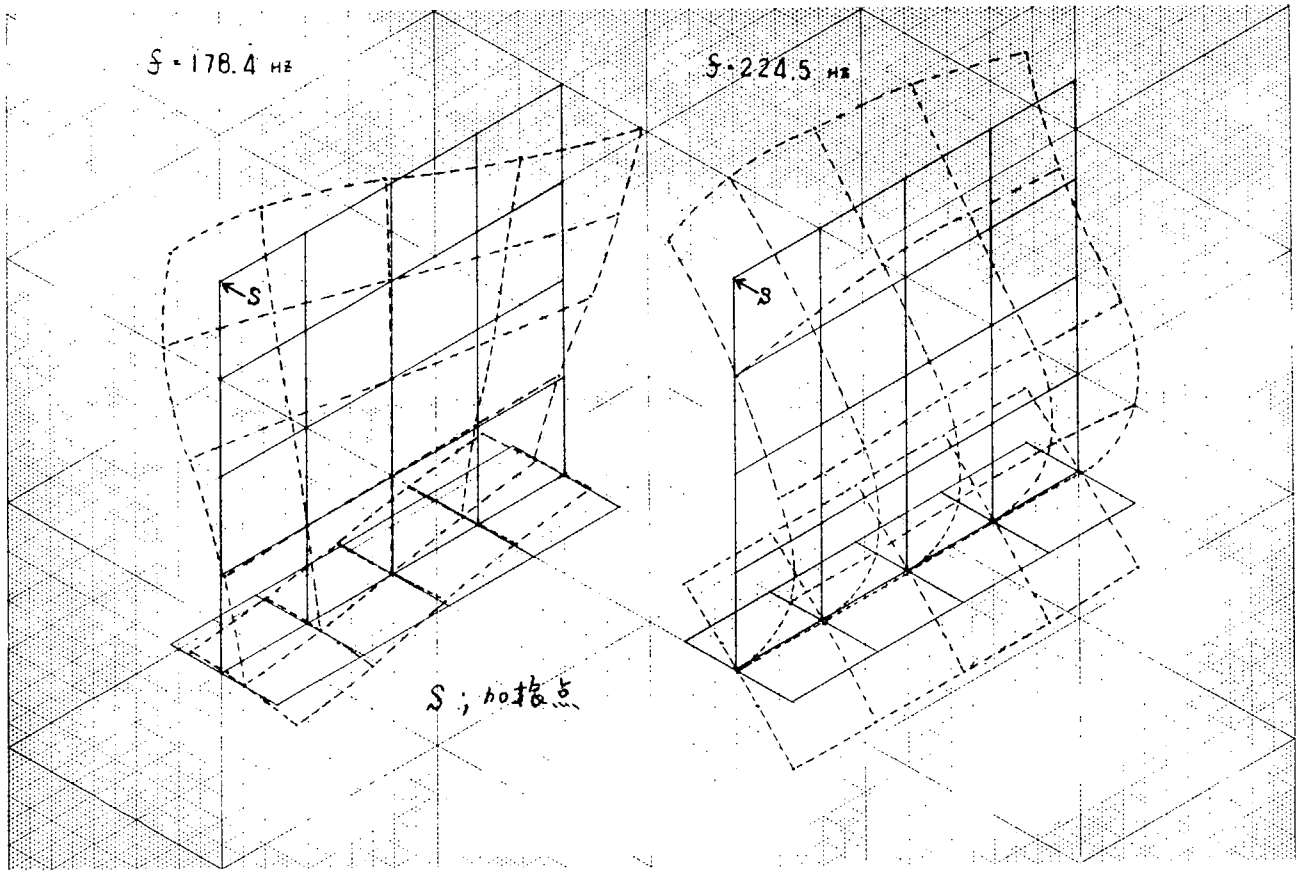


Fig. 2.1.4　架構板振動モード

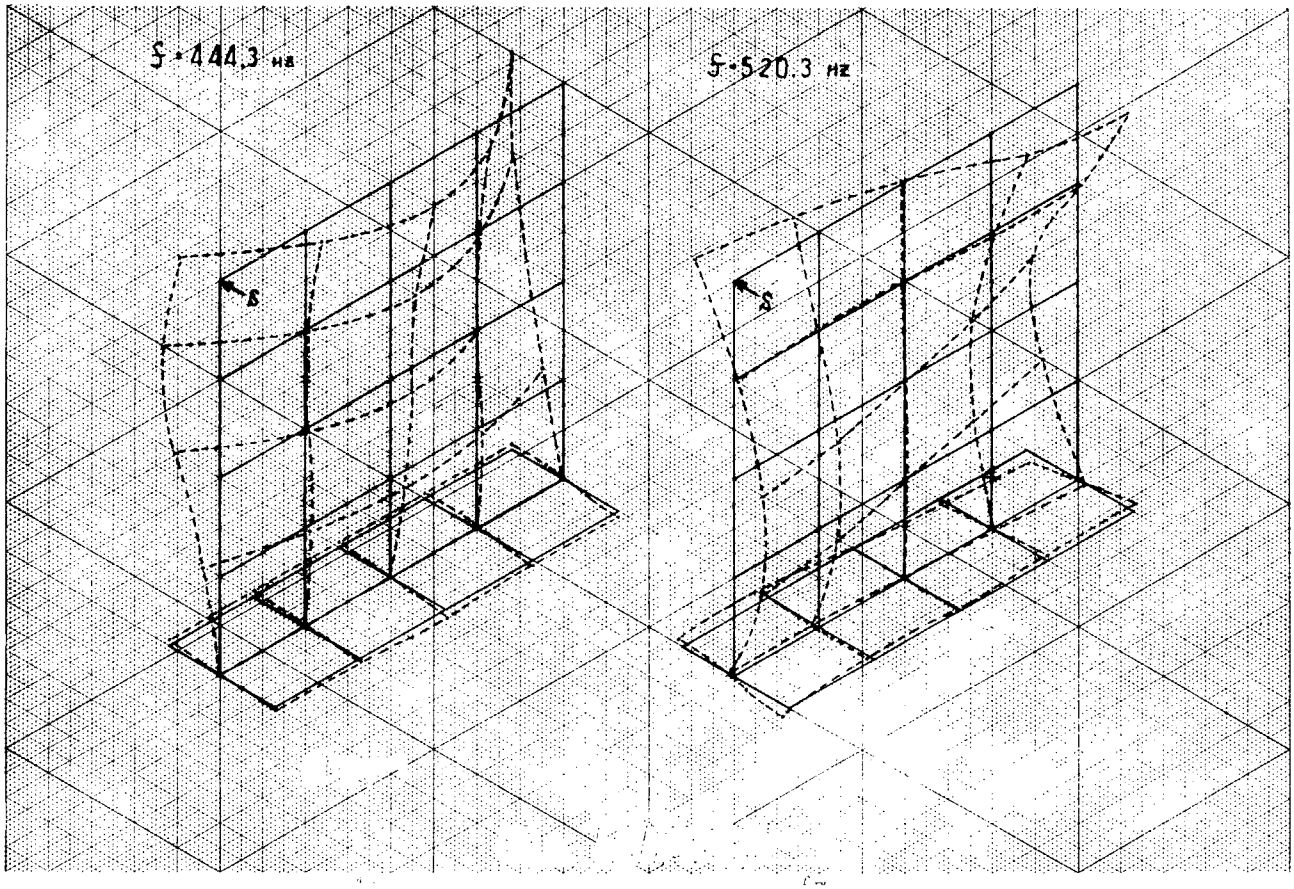


Fig. 2.1.5　架構板振動モード

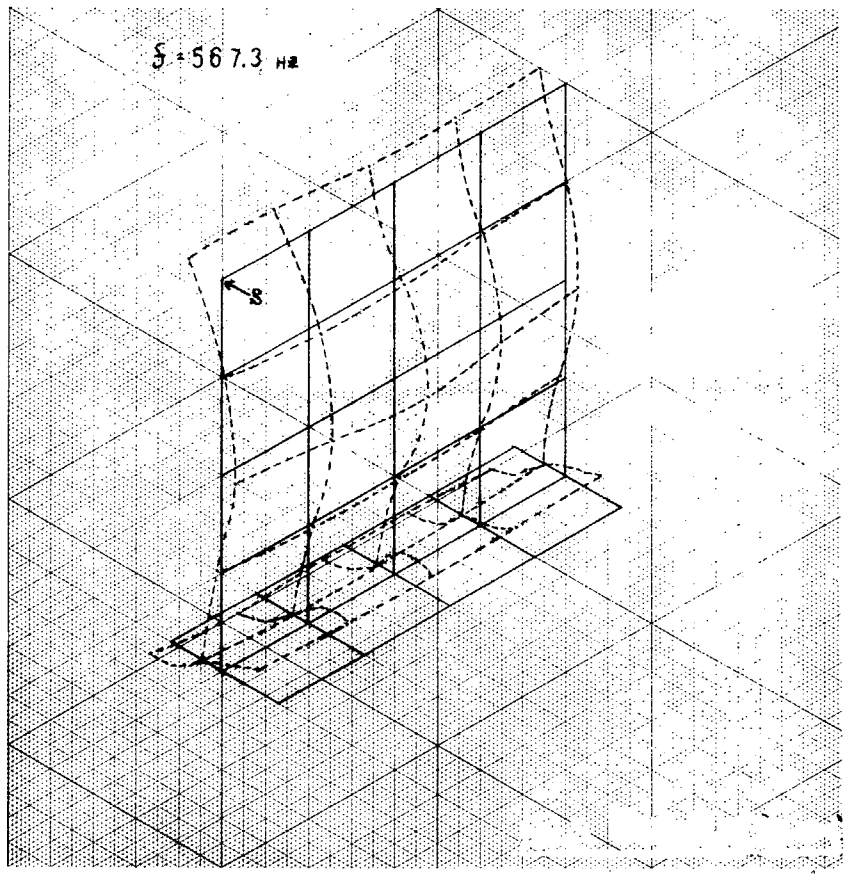


Fig. 2.1.6　架構板振動モード

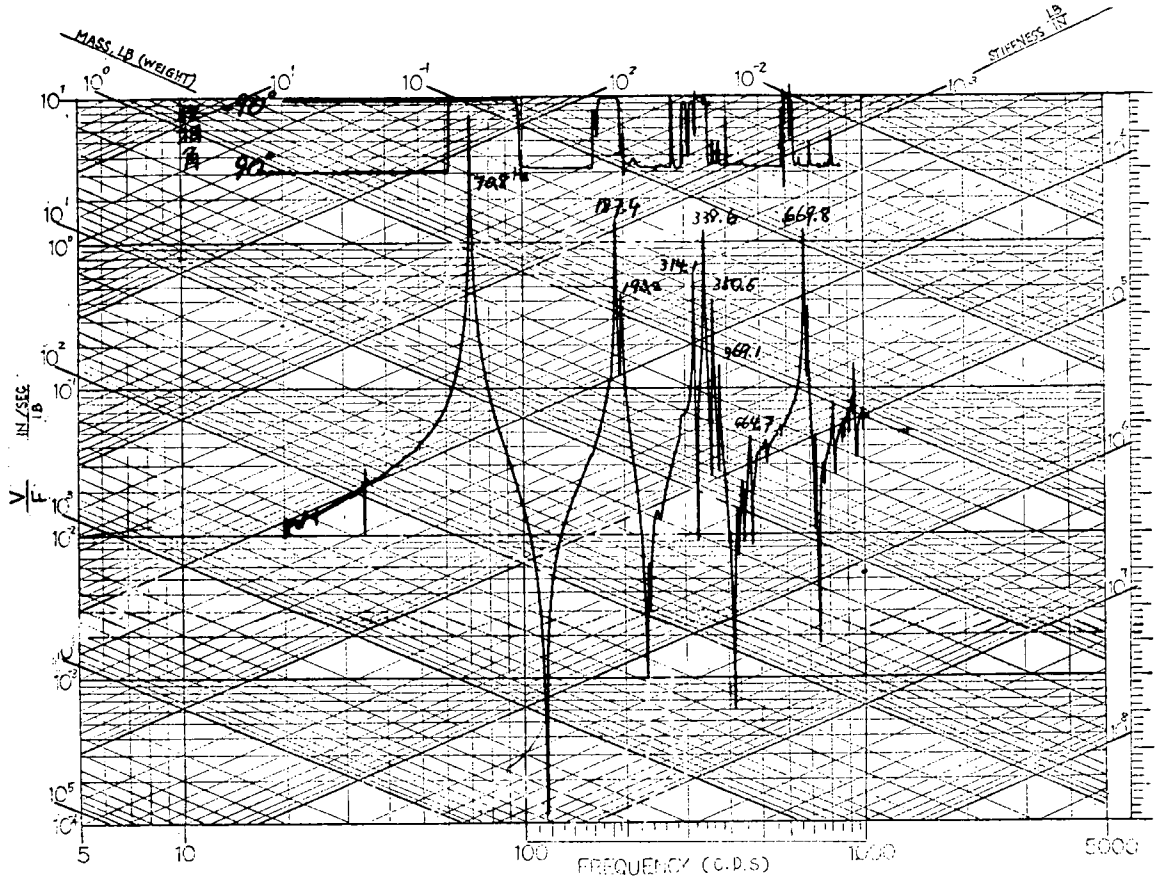


Fig. 2.1.7

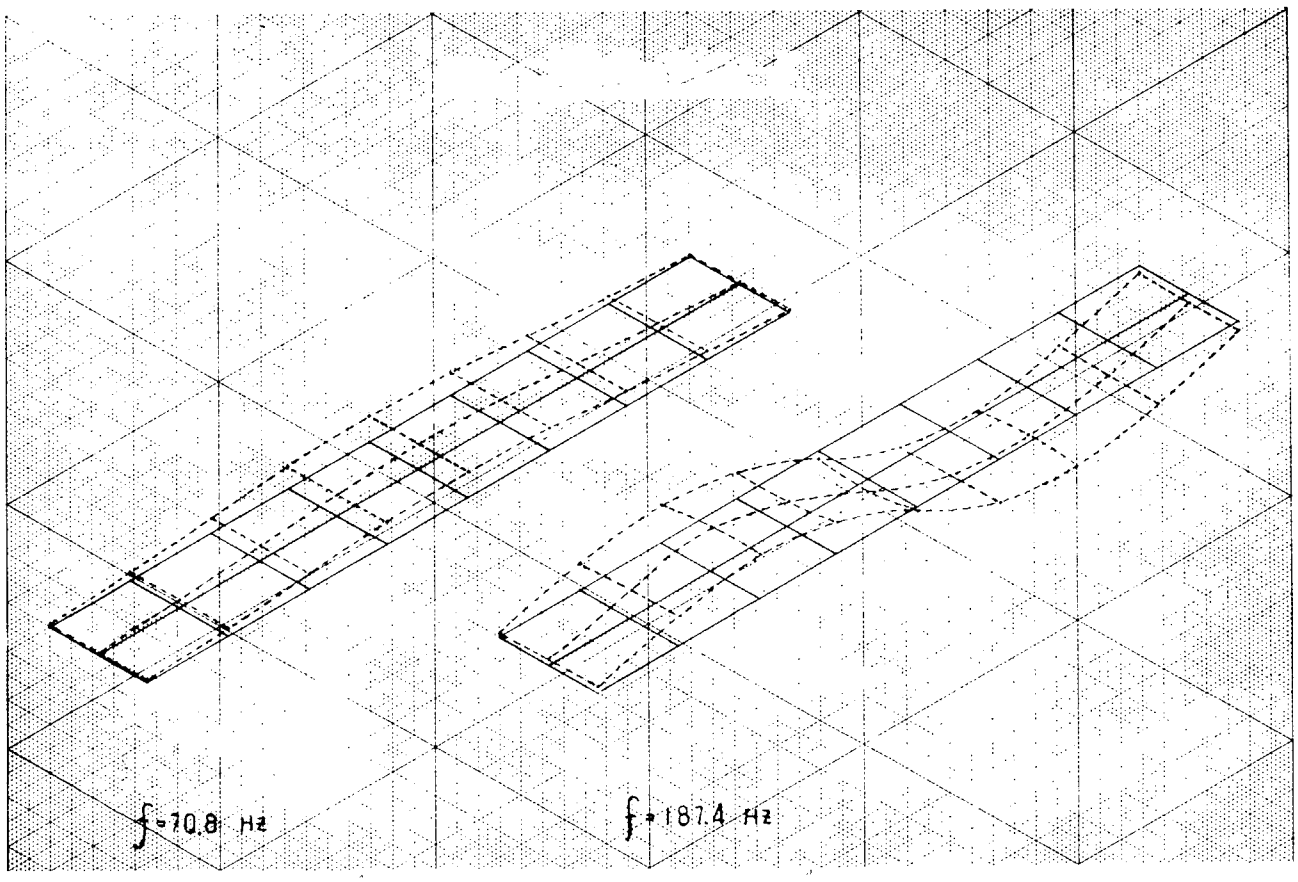


Fig. 2.1.8　二重底板の振動モード

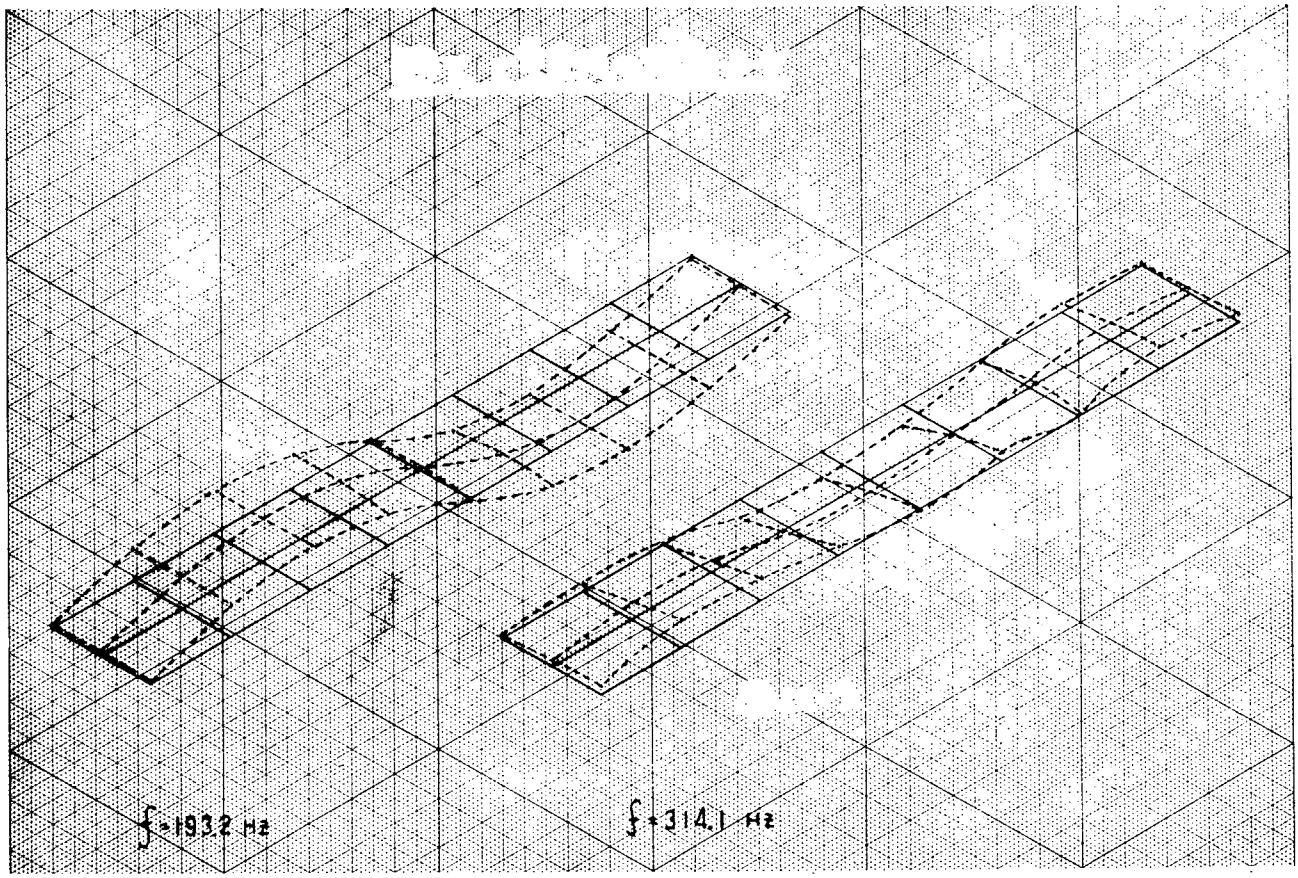


Fig. 2.1.9　二重底板の振動モード

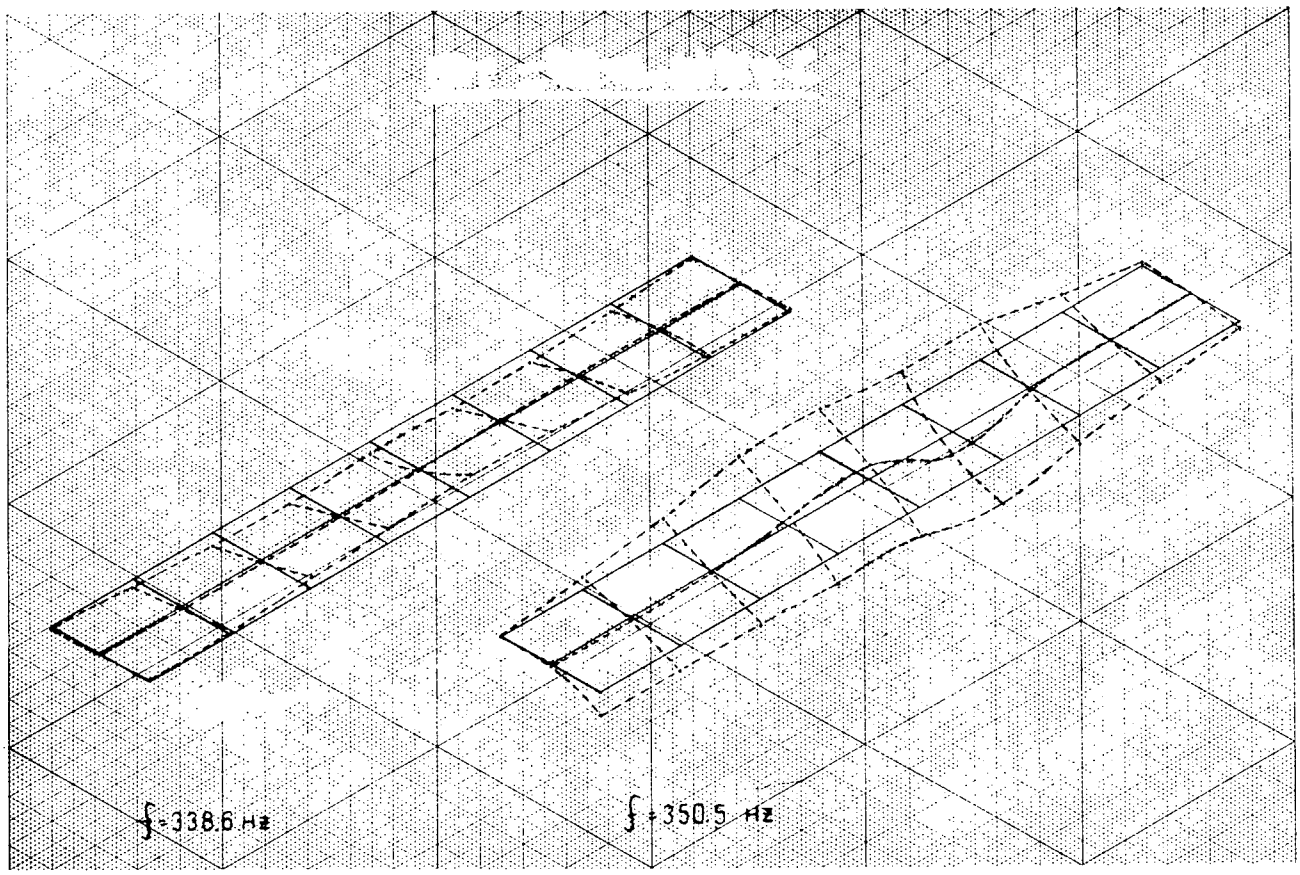


Fig. 2.1.10　二重底板の振動モード

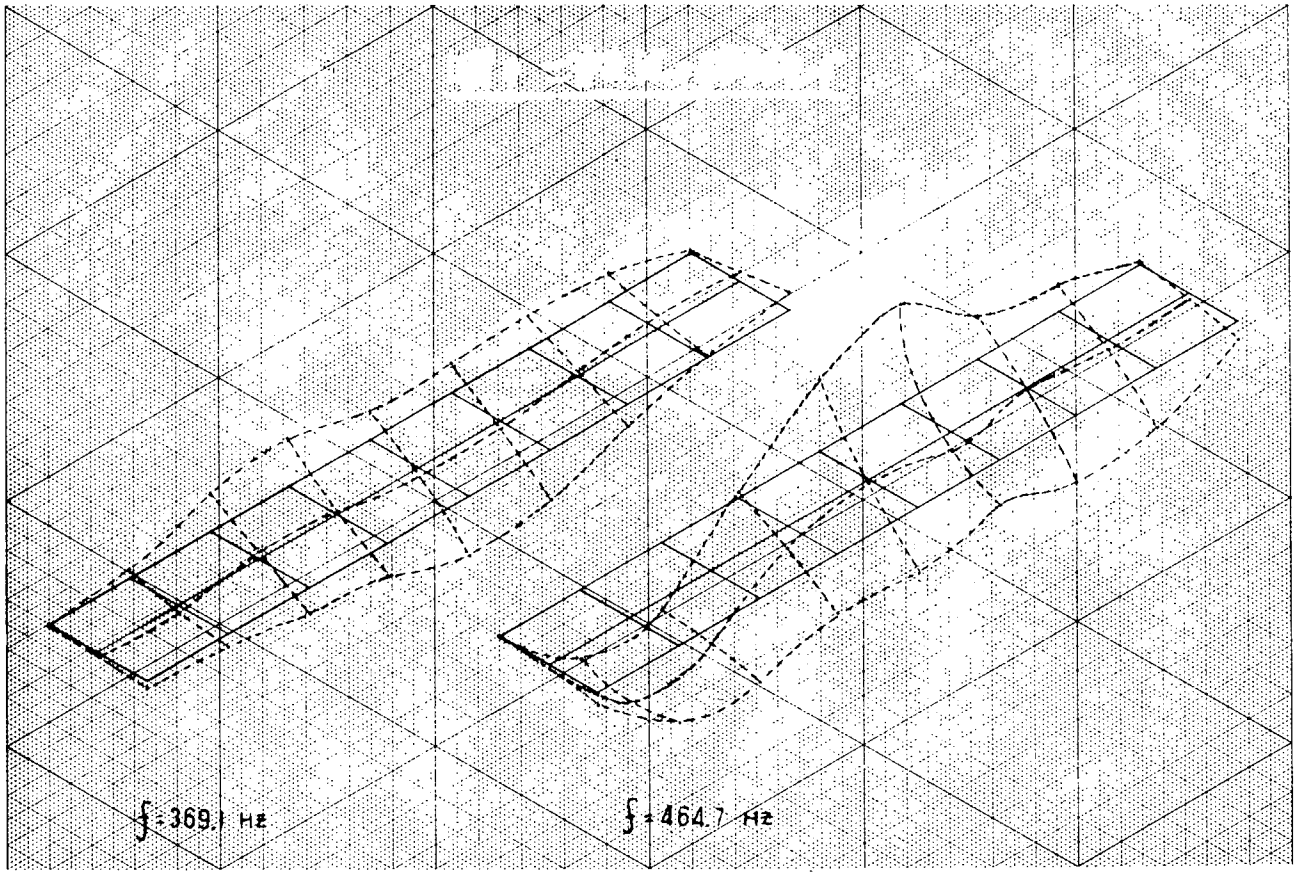


Fig. 2.1.11　二重底板の振動モード

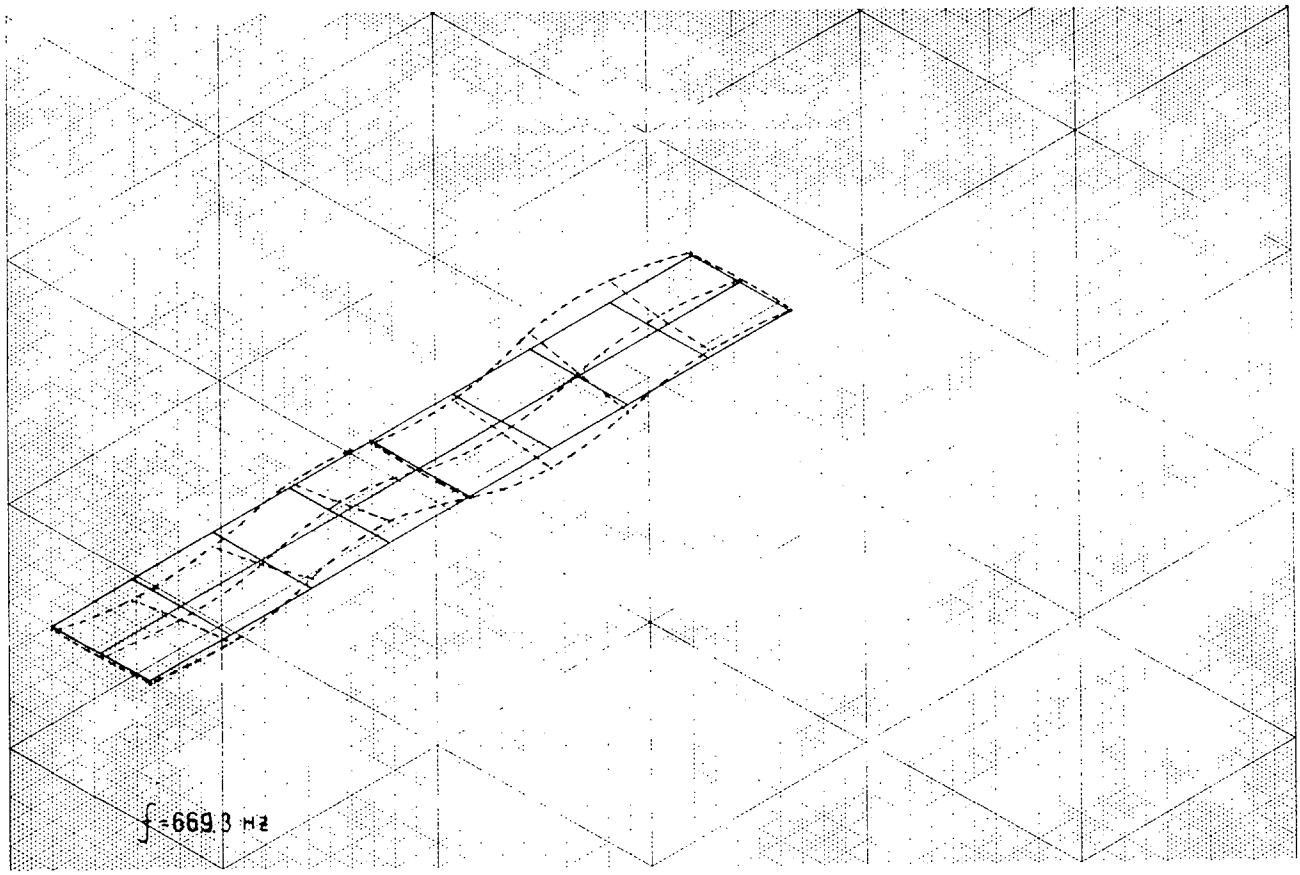


Fig. 2.1.12　二重底板の振動モード

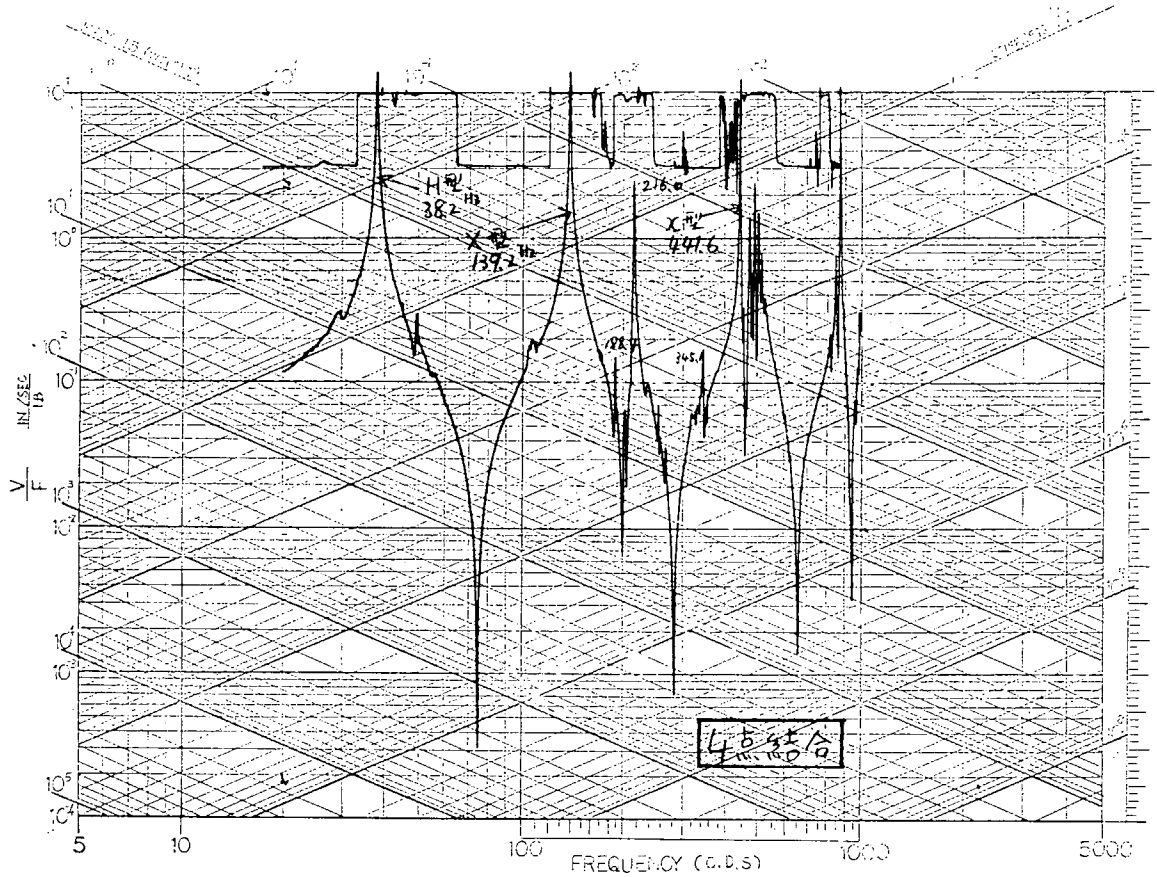


Fig. 2.1.13

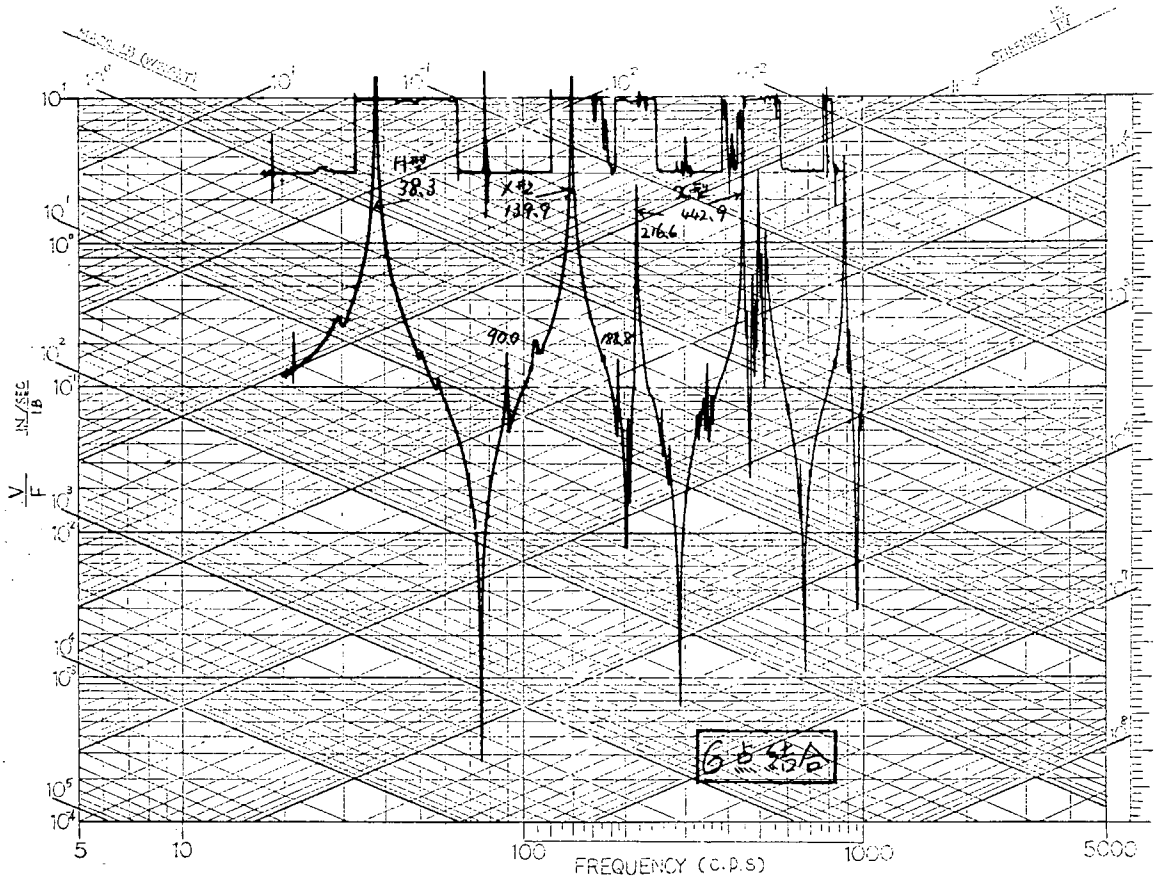


Fig. 2.1.14

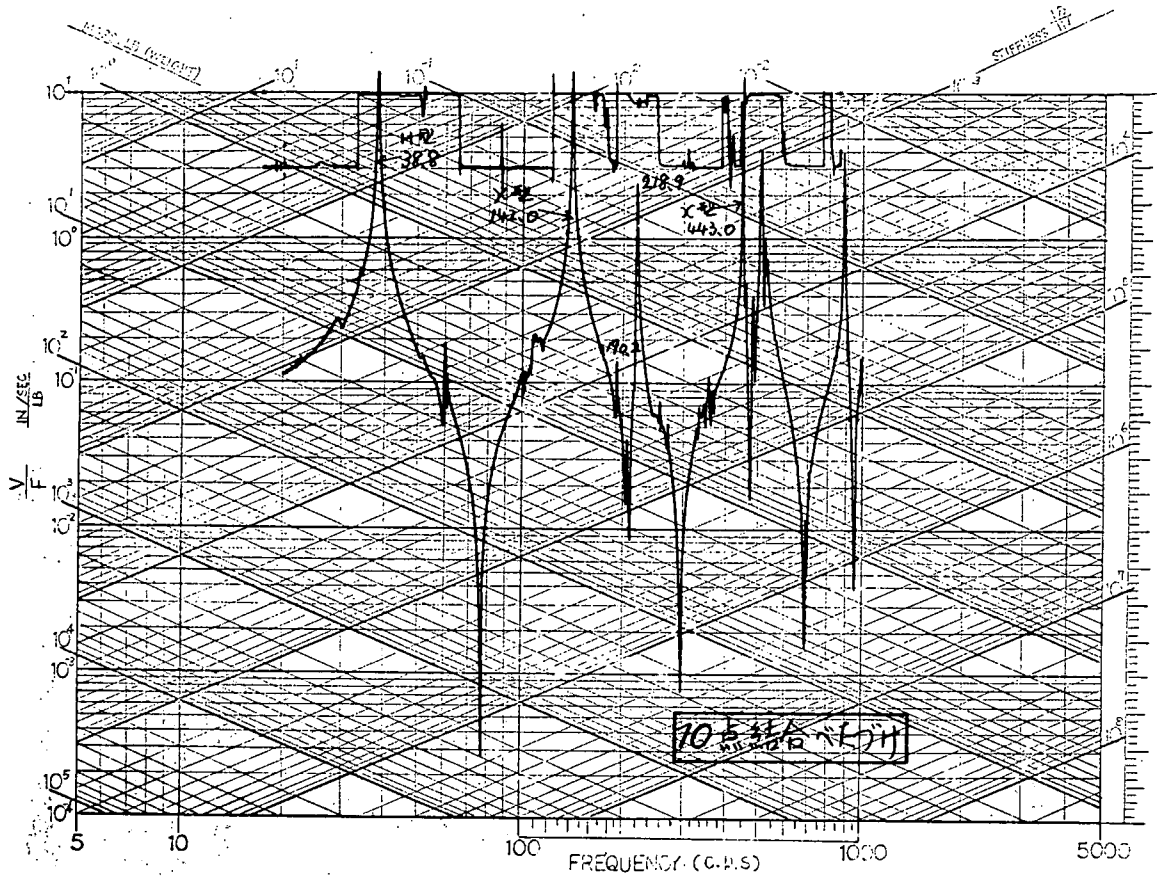


Fig. 2.1.15

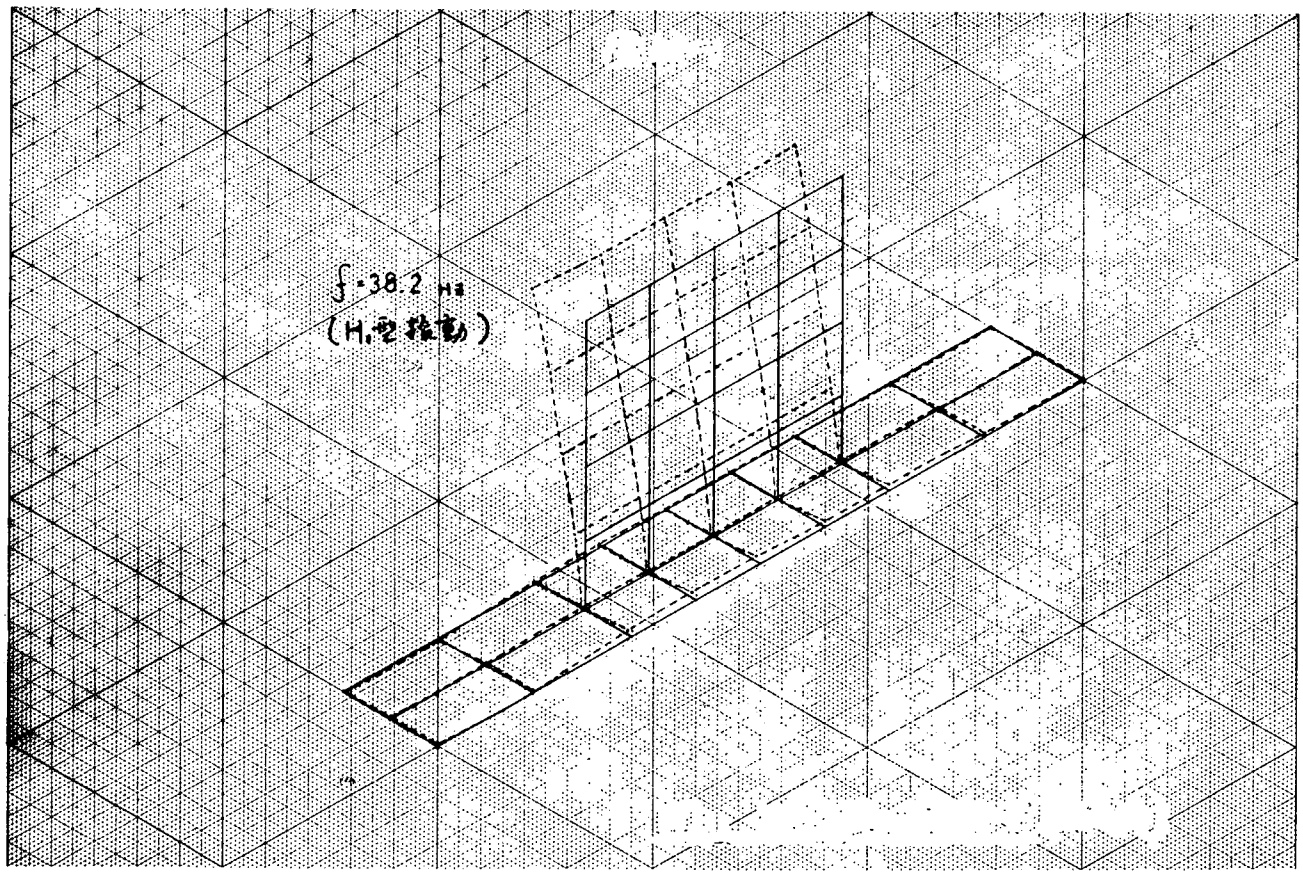


Fig. 2.1.16　結合状態の振動モード（４点結合）

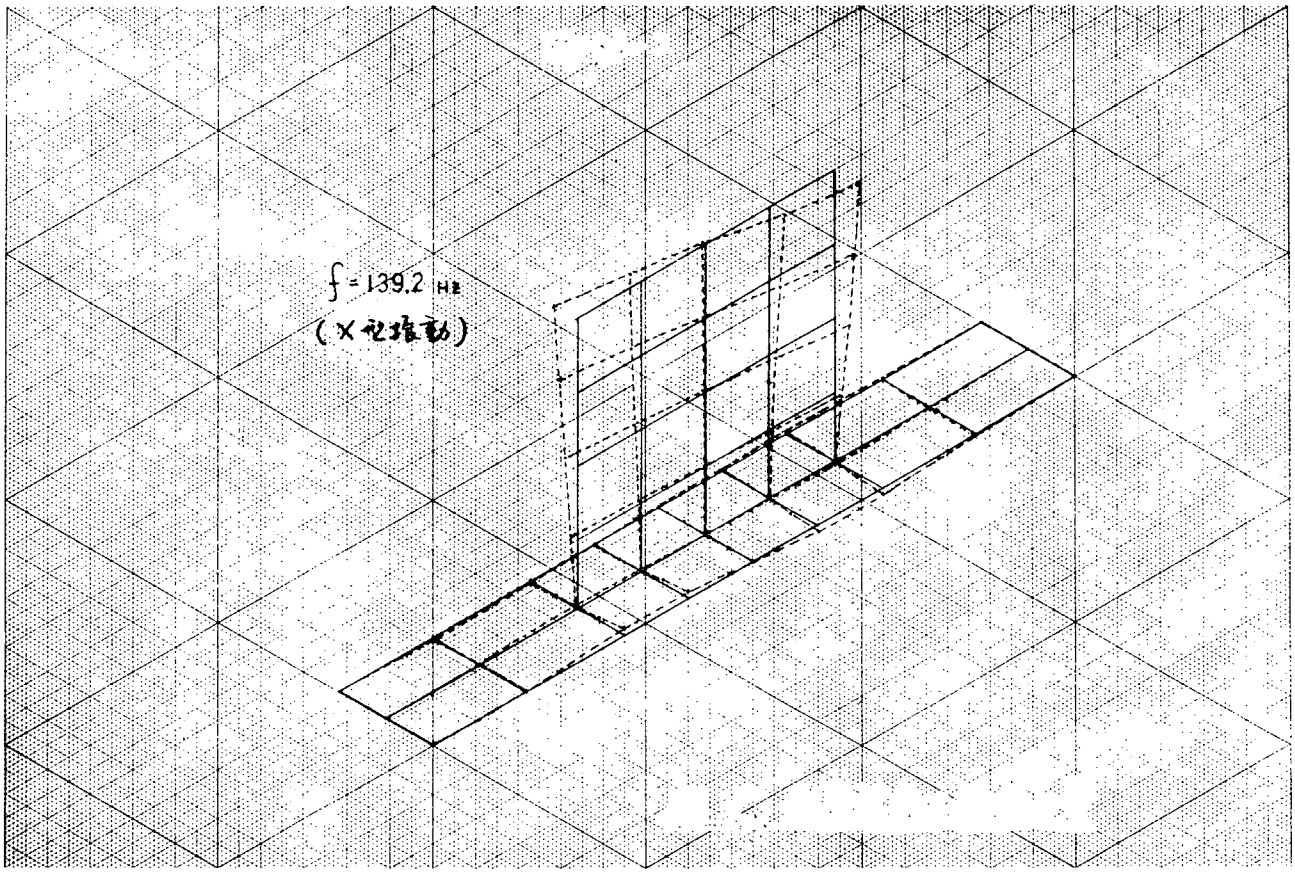


Fig. 2.1.17　結合状態の振動モード

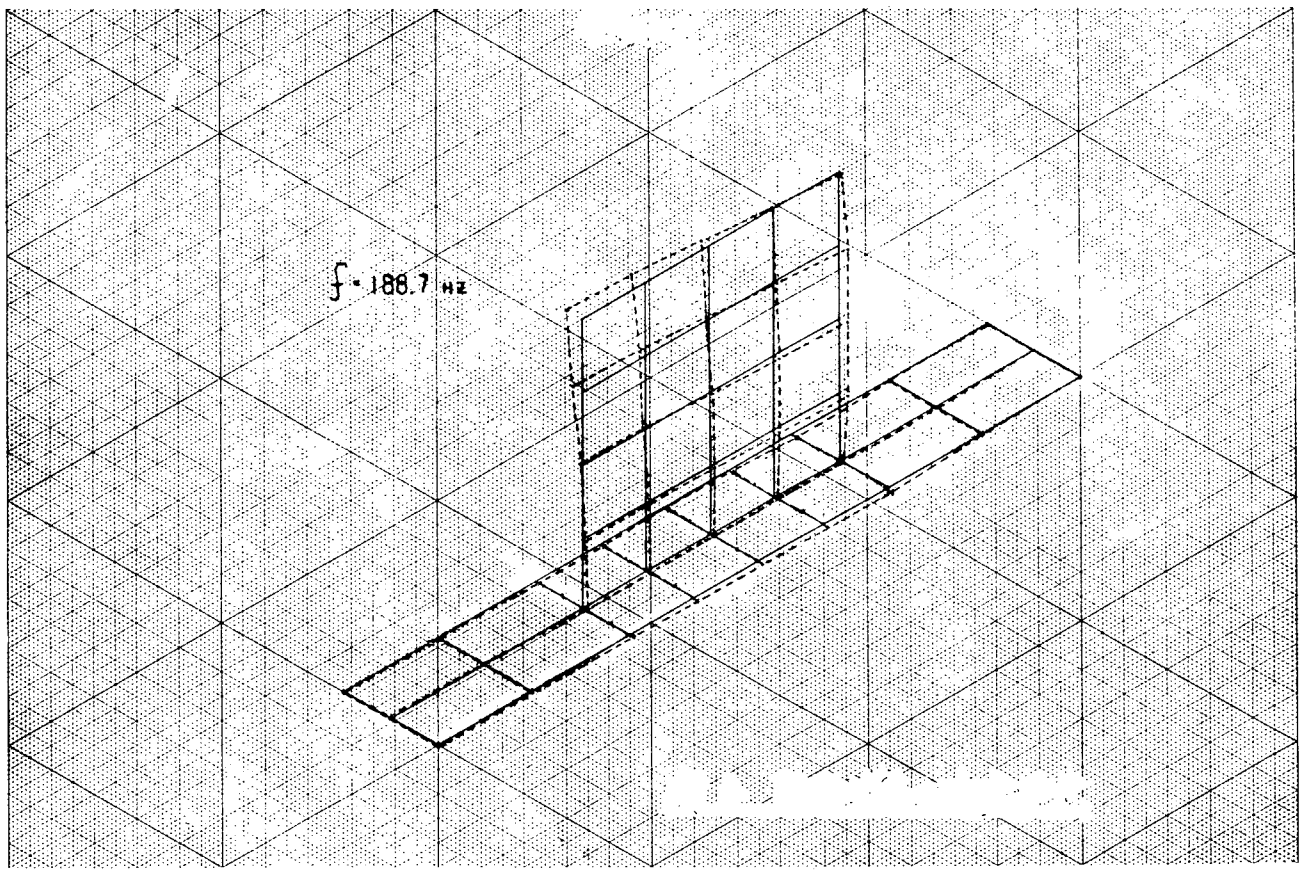


Fig. 2.1.18　結合状態の振動モード

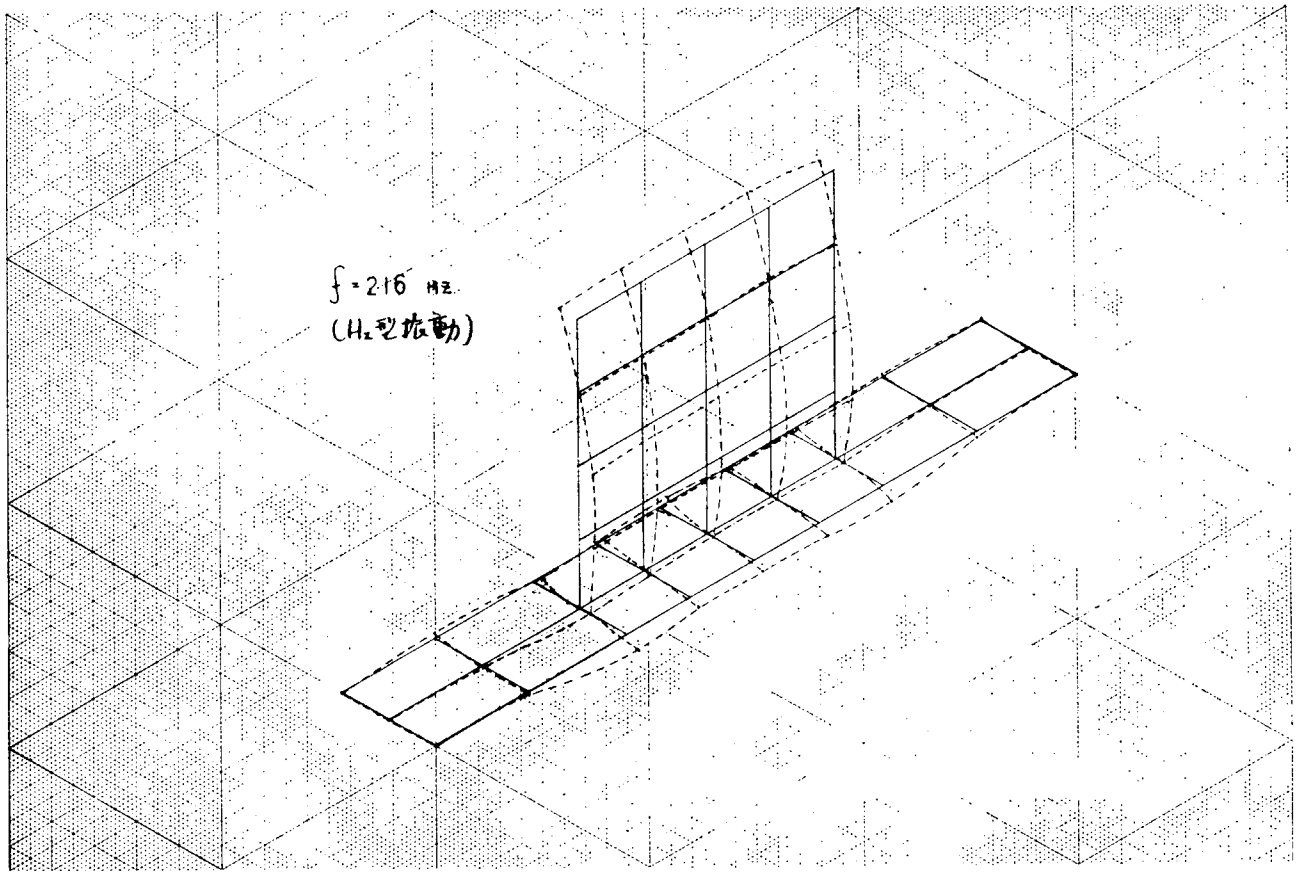


Fig. 2.1.19　結合状態の振動モード

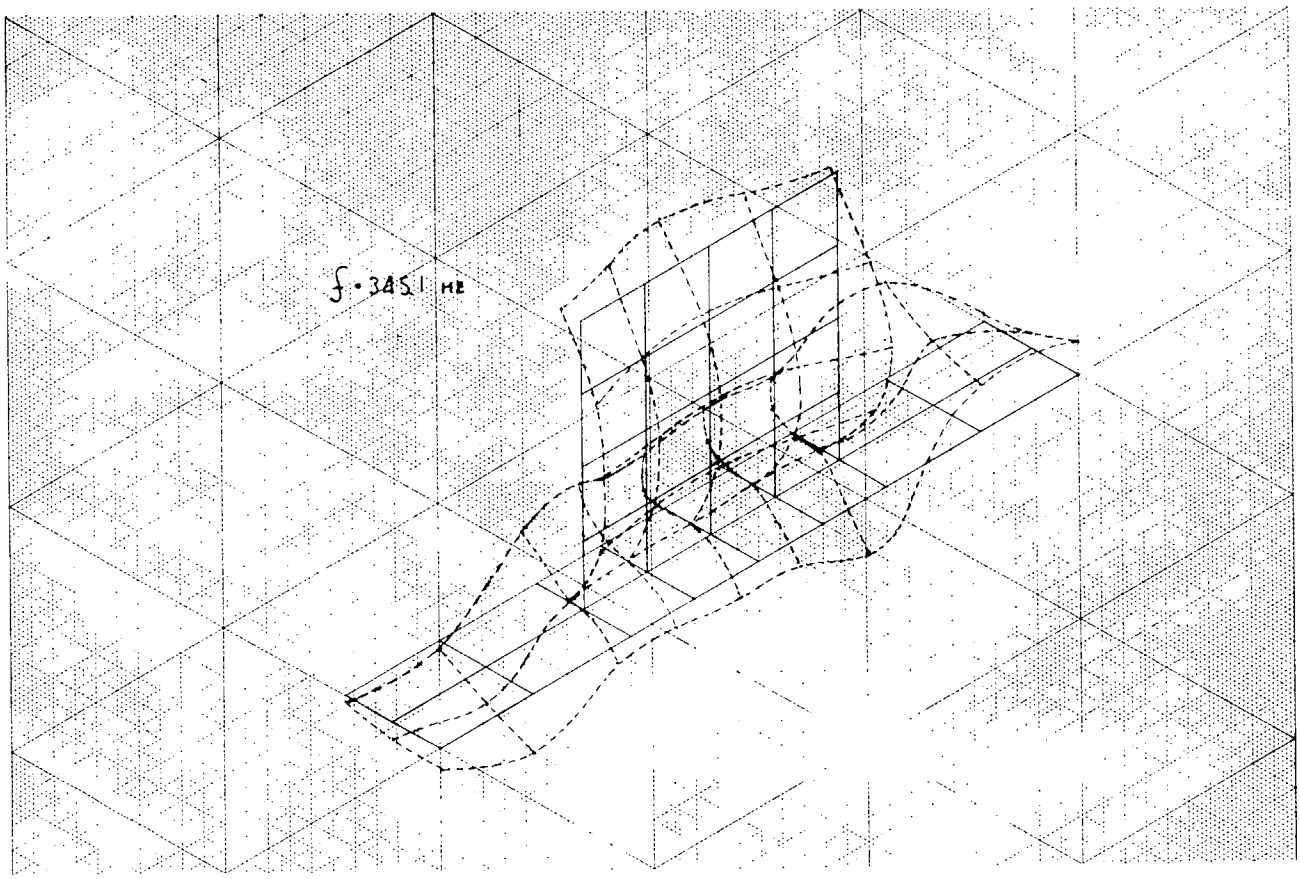


Fig. 2.1.20　結合状態の振動モード

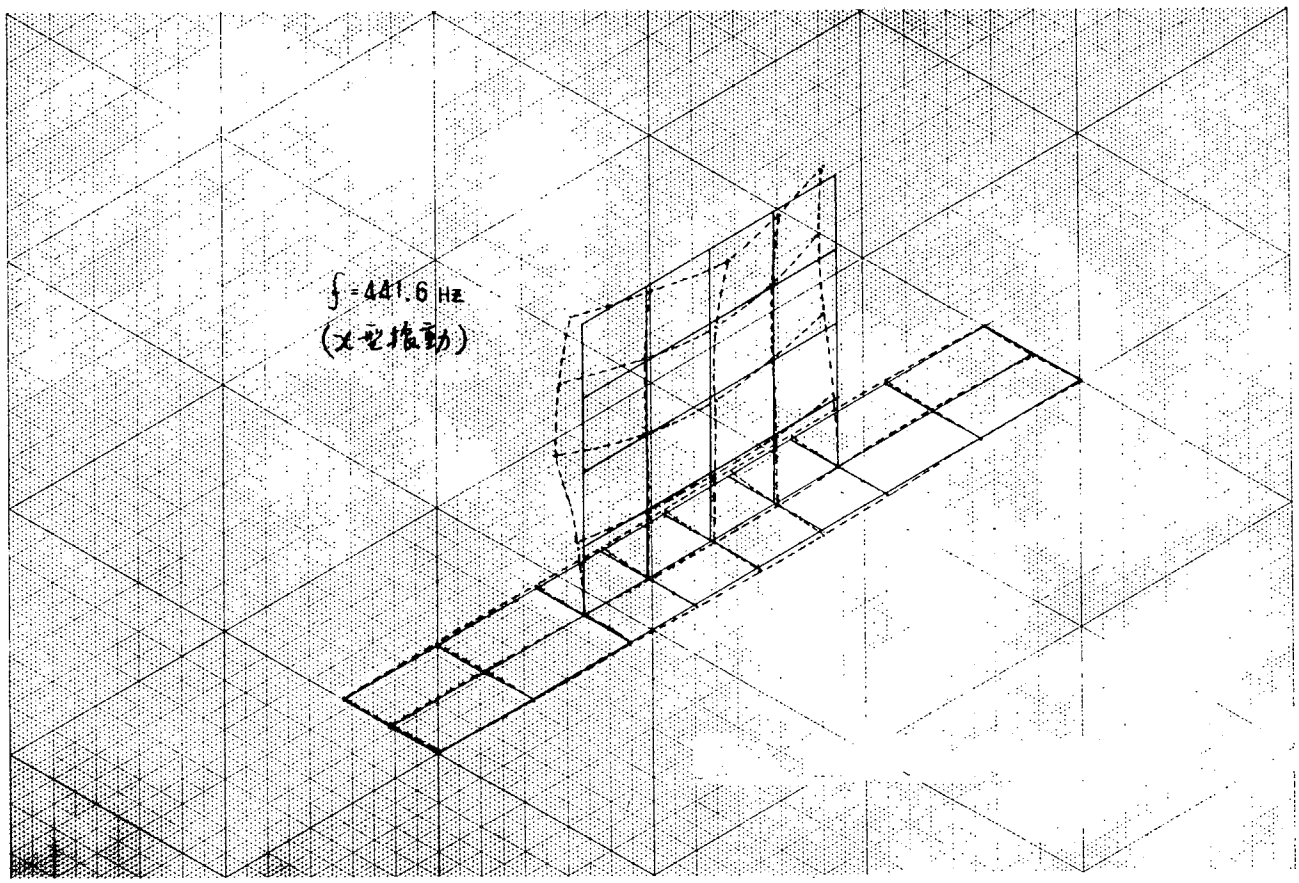
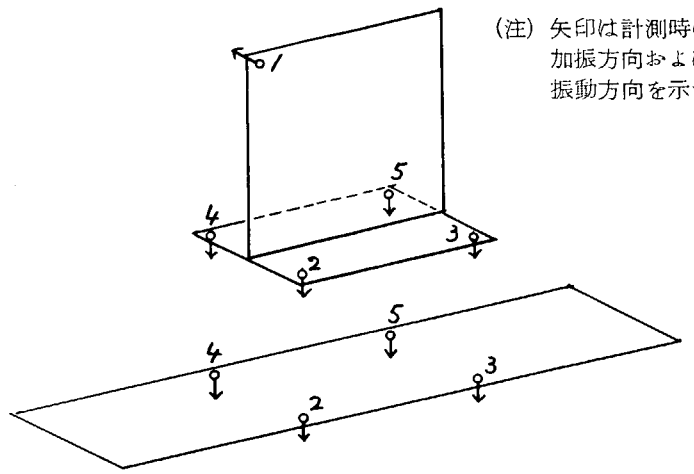


Fig. 2.1.21　結合状態の振動モード

(e) 解析の手法

実験結果より、架構板と二重底板の結合点数の変化が系の固有振動、振動応答に及ぼす影響はごくわずかであると見られるので、解析は簡単のため4点結合の場合について考える。

いま、架構板、二重底板の各点にFig. 2.1.22のように番号をうち、これらの点のモビリテイを G_{ij} であらわすと、次の式が成立つ。



(注) 矢印は計測時の加振方向および振動方向を示す。

Fig. 2.1.22

架構板に関して、

$$V_1 = G_{11}F_1 + G_{12}F_2 + G_{13}F_3 + G_{14}F_4 + G_{15}F_5$$
$$V_2 = G_{21}F_1 + G_{22}F_2 + G_{23}F_3 + G_{24}F_4 + G_{25}F_5$$
$$V_3 = G_{31}F_1 + G_{32}F_2 + G_{33}F_3 + G_{34}F_4 + G_{35}F_5$$
$$V_4 = G_{41}F_1 + G_{42}F_2 + G_{43}F_3 + G_{44}F_4 + G_{45}F_5$$
$$V_5 = G_{51}F_1 + G_{52}F_2 + G_{53}F_3 + G_{54}F_4 + G_{55}F_5$$

二重底板に関して、

$$V_1 = G^D_{22}F_2 + G^D_{23}F_3 + G^D_{24}F_4 + G^D_{25}F_5$$
$$V_2 = G^D_{32}F_2 + G^D_{33}F_3 + G^D_{34}F_4 + G^D_{35}F_5$$
$$V_3 = G^D_{42}F_2 + G^D_{43}F_3 + G^D_{44}F_4 + G^D_{45}F_5$$
$$V_4 = G^D_{52}F_2 + G^D_{53}F_3 + G^D_{54}F_4 + G^D_{55}F_5$$

ここで、 V ; 振動速度

F ; 加振力

G ; モビリテイ

これらの式をマトリクスの形に書くと F_1 の加振力に対して、

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -G_{12} & -G_{13} & -G_{14} & -G_{15} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -G_{22} & -G_{23} & -G_{24} & -G_{25} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -G_{32} & -G_{33} & -G_{34} & -G_{35} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -G_{42} & -G_{43} & -G_{44} & -G_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -G_{52} & -G_{53} & -G_{54} & -G_{55} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -G^D_{22} & -G^D_{23} & -G^D_{24} & -G^D_{25} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -G^D_{32} & -G^D_{33} & -G^D_{34} & -G^D_{35} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -G^D_{42} & -G^D_{43} & -G^D_{44} & -G^D_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -G^D_{52} & -G^D_{53} & -G^D_{54} & -G^D_{55} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \\ V_4 \\ V_5 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} G_{11} \\ G_{21} \\ G_{31} \\ G_{41} \\ G_{51} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} F_1$$

ここで、G_{ij} は複素数の形ですでに求められているので上式は計算できる。実際の計算にあたつては任意の振動数における G_{ij} を求めておいて各振動数ごとに計算していくことになる。

今回の計算では、一応20～300Hz間に注目して計算した。振動数の分割は計43点とした。それらを列挙すると、

20Hz	30	33	36	37	38	40	42	45
50	55	60	65	70	72	75	80	85
90	95	100	106	112	117	120	128	132
135	140	150	165	173	185	190	195	200
213	220	230	245	268	290	300		

計算結果をプロットすると Fig. 2.1.23 に示すとおりである。

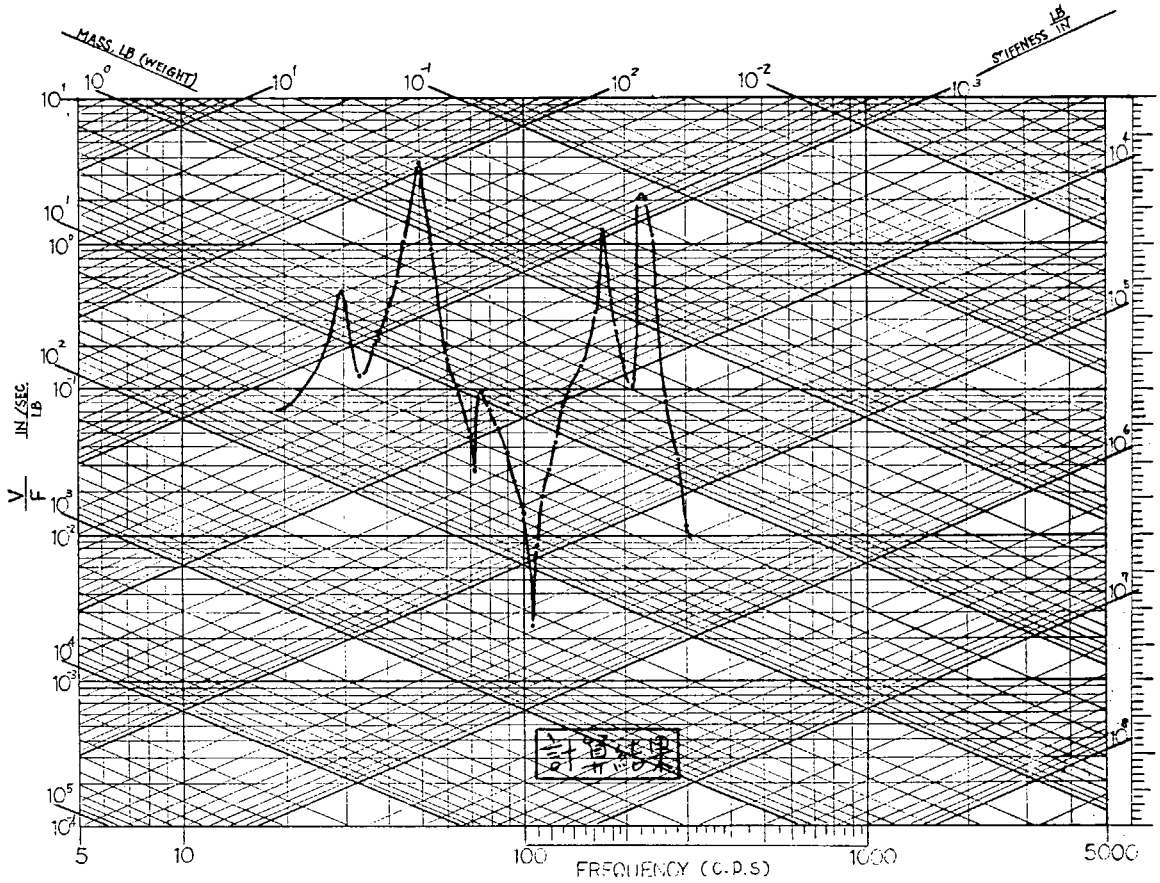


Fig. 2.1.23

(f) 実験値と計算値の比較および検討

Fig. 2.1.23 の計算値と Fig. 2.1.13 の実験値を比較すると Fig. 2.1.24 のようになる。これを見ると計算値は実験値と同様3個の大きな共振点があらわれていて、これがおのおの H_1 形、X 形、H_2 形振動と考えられ似たような傾向を示している。しかし、振動数に関しては実験値の 38.2，139.2，216.0 Hz に対して、計算値は55，173，230 Hz であり、定量的にはかなりの差が見られる。

この原因について少し検討してみる。

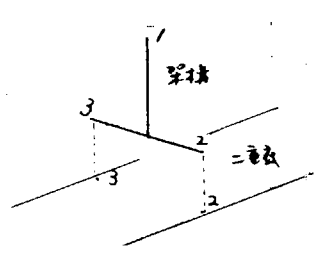
まず、振動系をさらに簡単に考え、架構の長手方向の影響を無視し H_1 形振動だけについて考えてみる。

この場合は右図より、架構に関しては、

$$V_1 = G_{11}F_1 + G_{12}F_2 + G_{13}F_3$$

$$V_2 = G_{21}F_1 + G_{22}F_2 + G_{23}F_3$$

$$V_3 = G_{31}F_1 + G_{32}F_2 + G_{33}F_3$$



二重底に関しては、

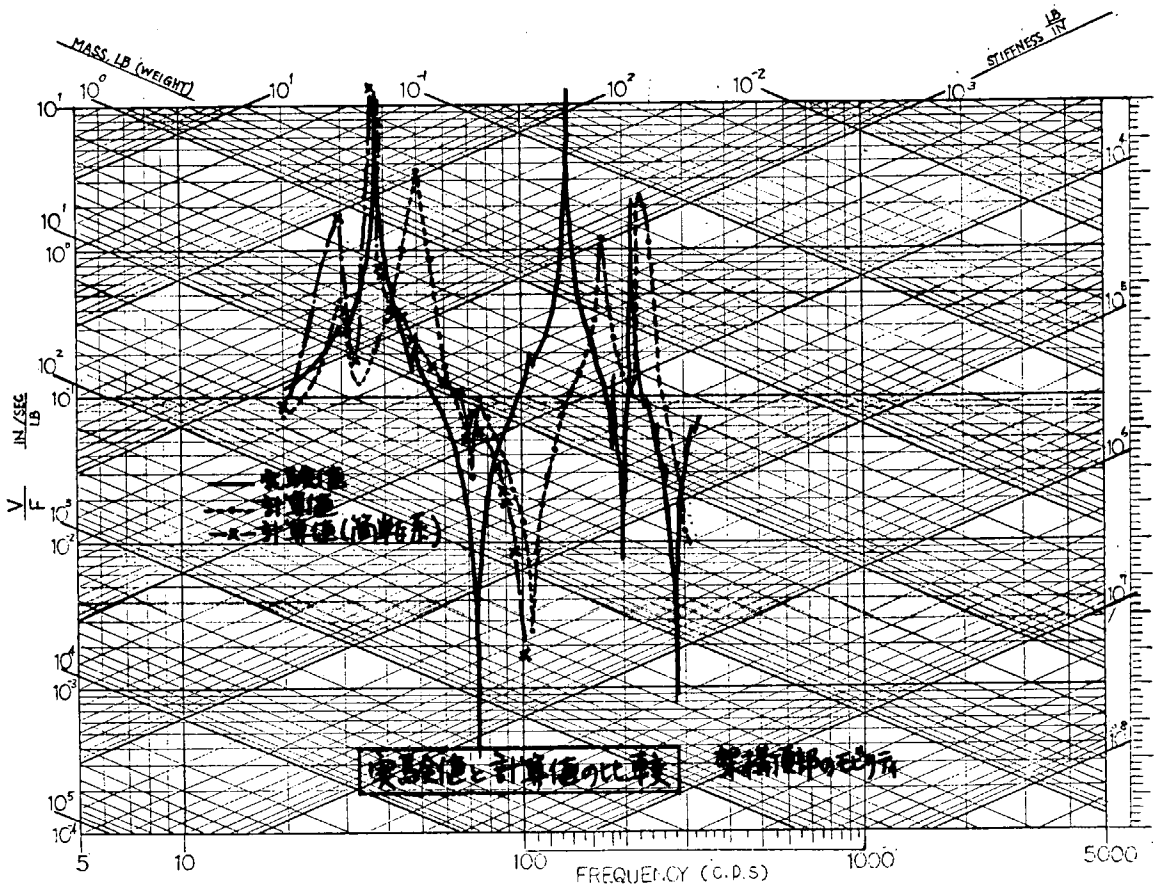
$$V_2 = G^{D}_{22}F_2 + G^{D}_{23}F_3$$

$$V_3 = G^{D}_{32}F_2 + G^{D}_{33}F_3$$

したがつて、

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -G_{12} & -G_{13} \\ 0 & 1 & 0 & -G_{22} & -G_{23} \\ 0 & 0 & 1 & -G_{32} & -G_{33} \\ 0 & 1 & 0 & -G_{22}^{D} & -G_{23}^{D} \\ 0 & 0 & 1 & -G_{32}^{D} & -G_{33}^{D} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} G_{11} \\ G_{21} \\ G_{31} \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

この式を２０～１００Ｈｚ間で計算したものを Ｆｉｇ．２．１．２４に同時に示す。これによると H_1 形振動に関しては、実験値とほぼ一致している。



Ｆｉｇ．２．１．２４

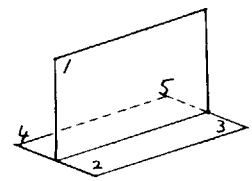
ここで計測結果の対称性について調べてみる。

架構板を ｆｒｅｅ とした状態では、

$$G_{24} = G_{42} = G_{35} = G_{53}$$

$$G_{23} = G_{32} = G_{45} = G_{54}$$

.....



等の計測データの対称性が考えられる。

上の二例を図に示すと Ｆｉｇ．２．１．２５，２．１．２６のようになる。前者はほぼ完全に一致しているが、後者に関しては２０～２００Ｈｚ間でかなりの差異が認められる。ただし、共振点については両者とも完全に一致している。また二重底板については完全に対称性が保たれている。

これらの結果より次のように考えられる。

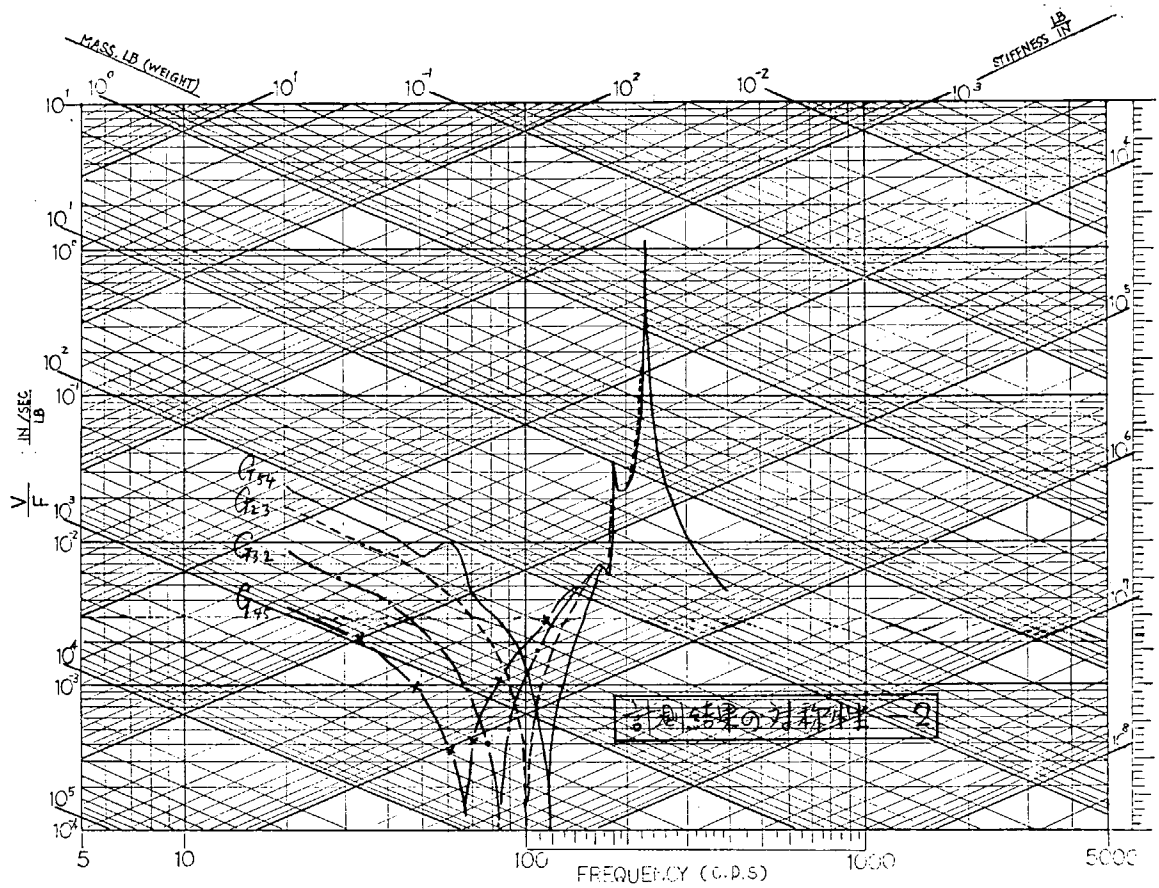


Fig. 2.1.25

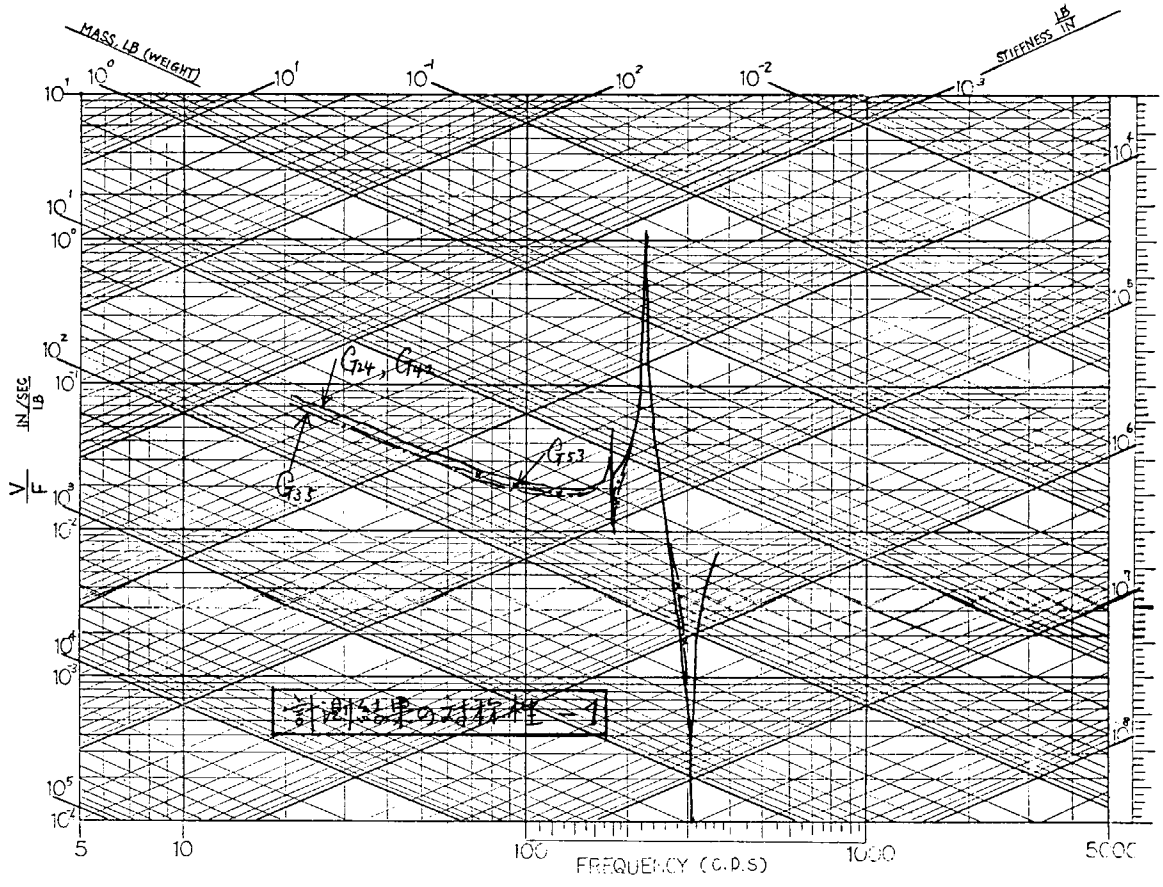


Fig. 2.1.26

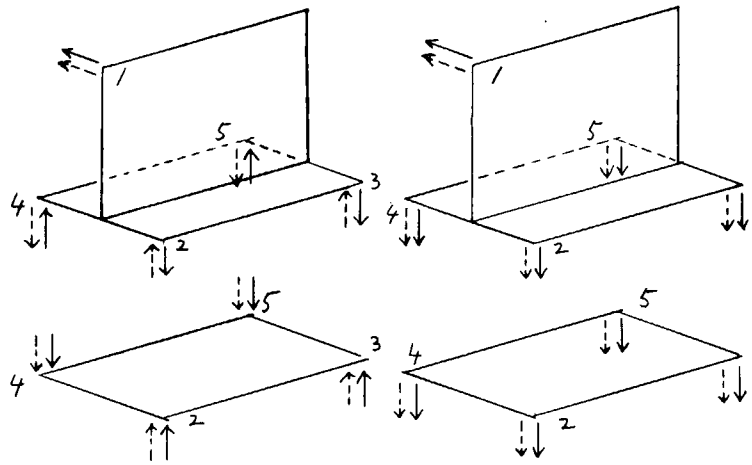
(i) 架構板については対称性が完全に保たれたデータも見受けられるので、モデルの非対称性は全くないものと考えてもよいだろう。

(ii) 計測データの非対称性が両端固定とした二重底板には全く見受けられず、free とした架構板のみに認められ、しかも第1反共振点までの曲線に大きな差があることからモデルの剛体運動（並進および二方向の回転）の成分に影響されているものと推定される。この剛体運動が Shaker のわずかの傾きにより微妙に変化をうけると考えられる。

この点に関してはさらに検討を加えていく必要がある。

（参考） 加振力と振動の位相関係

外力と内力の関係　　今回の計測状態



ここで、⟵ 加振方向

⇐--- 振動方向　を示す。

右図と左図を対比させて位相角の符号を修正する。

架　構

i \ j	1	2	3	4	5
1	+	+	+	−	−
2	−	−	−	+	+
3	−	−	−	+	+
4	+	+	+	−	−
5	+	+	+	−	−

二　重　底

i \ j	1	2	3	4
1	+	+	−	−
2	+	+	−	−
3	−	−	+	+
4	−	−	+	+

ここで、　G_{ij}　　i ；振動計測点

j ；加振点

(3) 1／10 縮尺架構模型と二重底模型の実験

(a) 実験モデル

この実験に使用する架構および二重底のモデルを Fig. 2.1.27 に示す。

なお、この架構モデルは模型船の実験にも用いるものである。二重底の境界条件は前後端で固定。また水平方向の振動は無視した。

(b) 計 測 点

Fig. 2.1.2 7 に計測点を示す。架構頂部で３点、基部で４点、二重底で４点である。架構頂部では水平振動のみに着目し、架構基部および二重底では上下振動のみを考える。

(c) 計測結果

二重底のインピーダンスを計測した結果の２例を Fig. 2.1.2 8 , 2.1.2 9 に示す。各共振点に対応するモードを Fig. 2.1.30～2.1.3 5 に示す。

また、二重底の４，５，６および７の点のインピーダンスは Fig. 2.1.3 6～2.1.5 1 に示す。

なお、架構と二重底を４点結合した場合の架構頂部のポイントインピーダンス（点１）および H 形振動……２６.１Hz、X 形振動……１３６.５Hz のモードを Fig. 2.1.5 2～2.1.5 4 に示す。

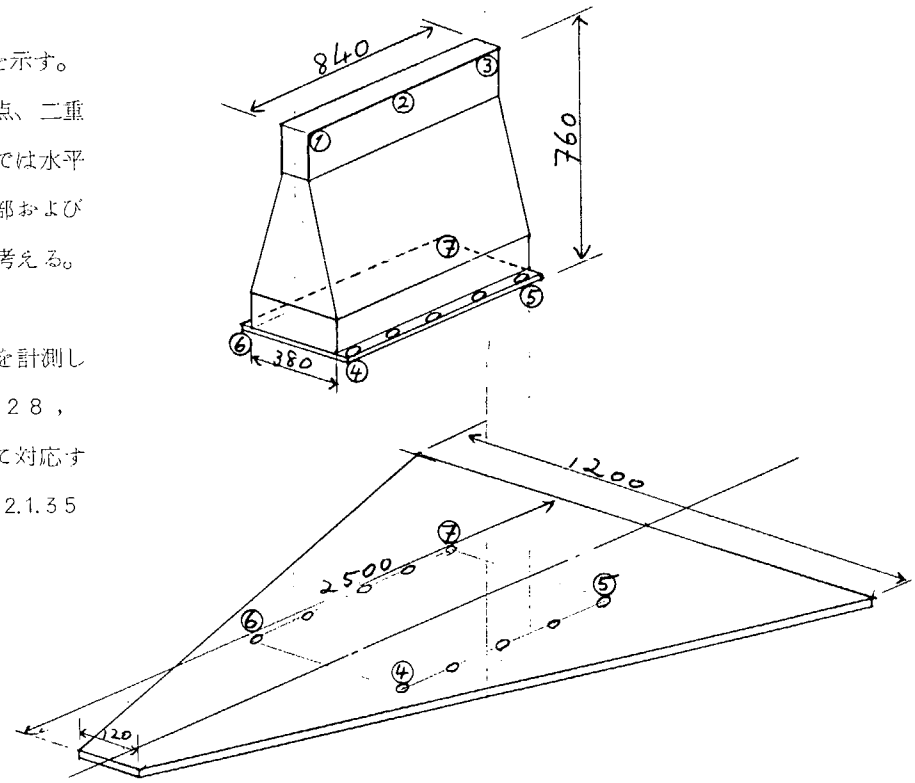


Fig. 2.1.2 7　実験用モデル

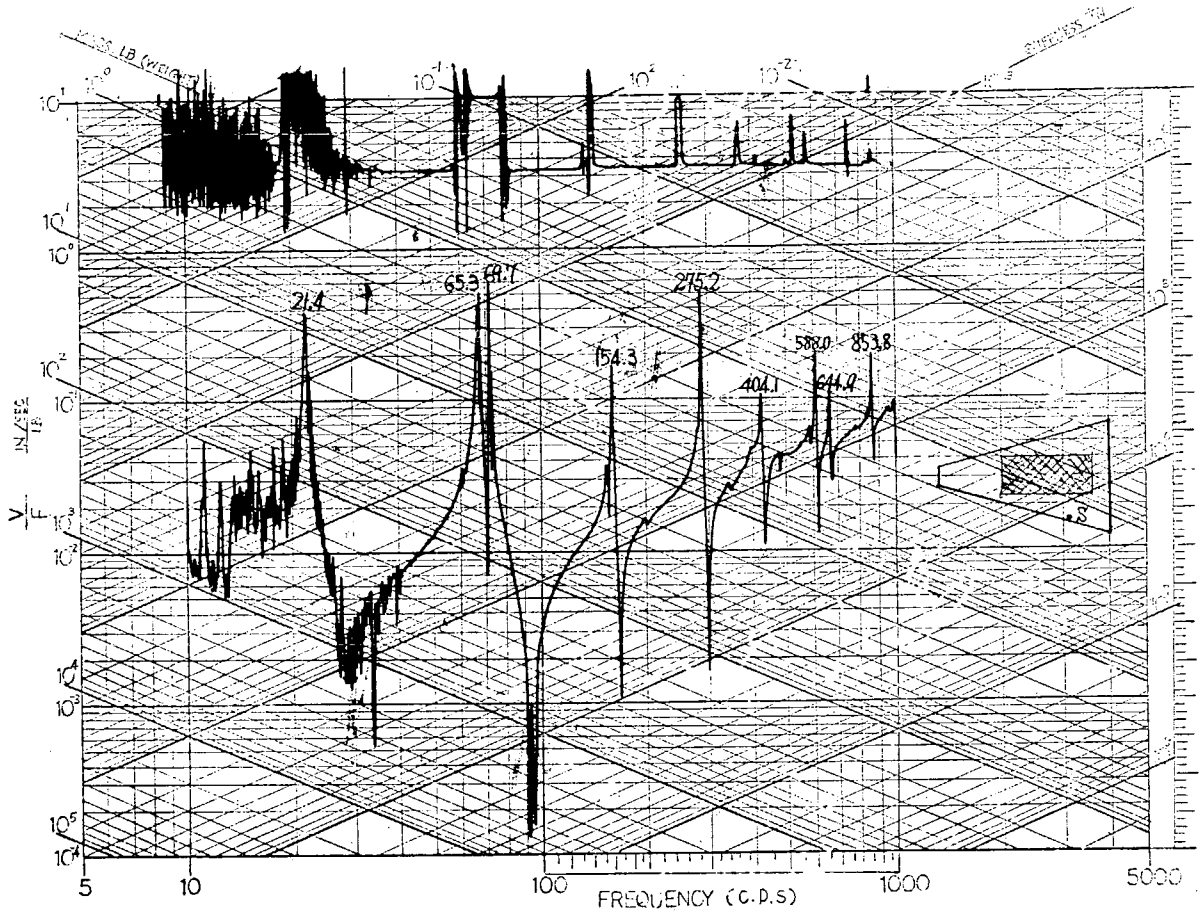


Fig. 2.1.2 8

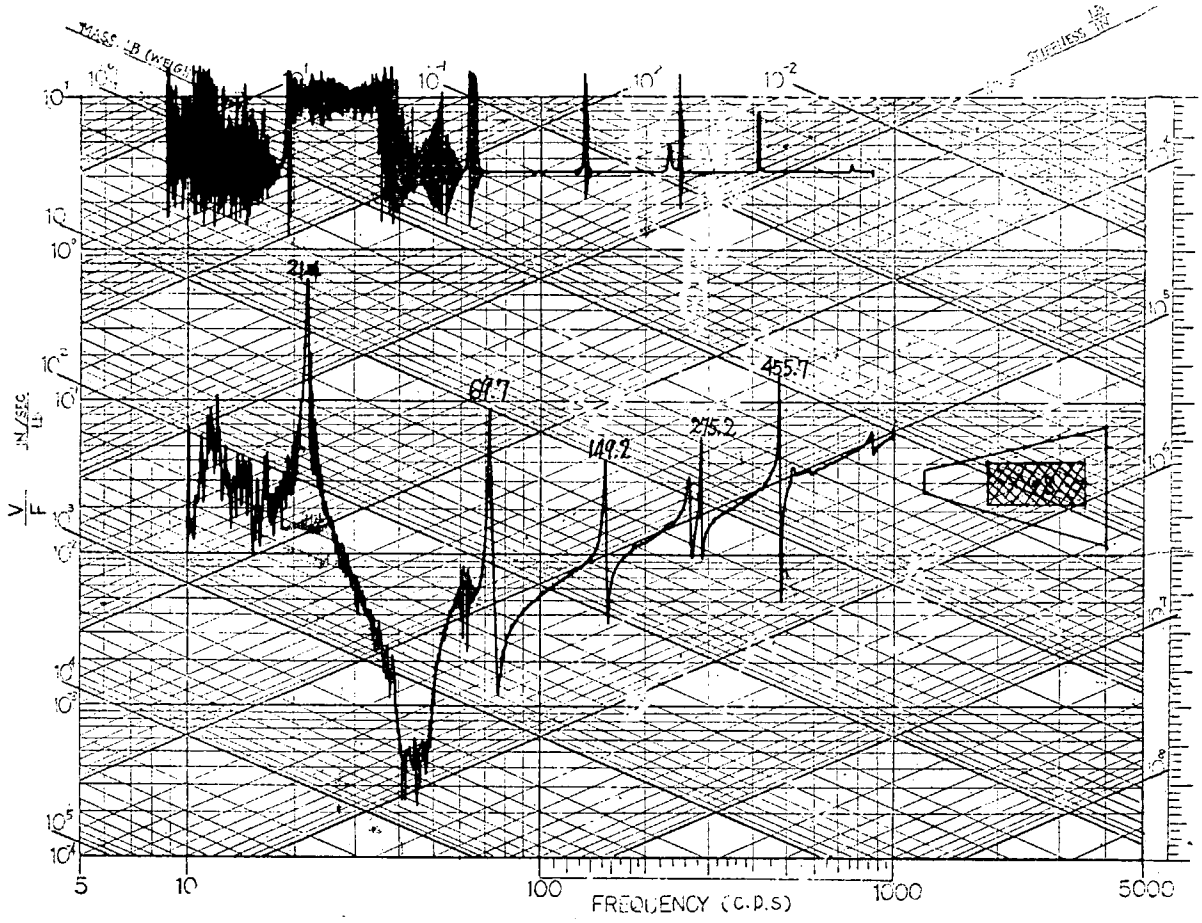


Fig. 2.1.29

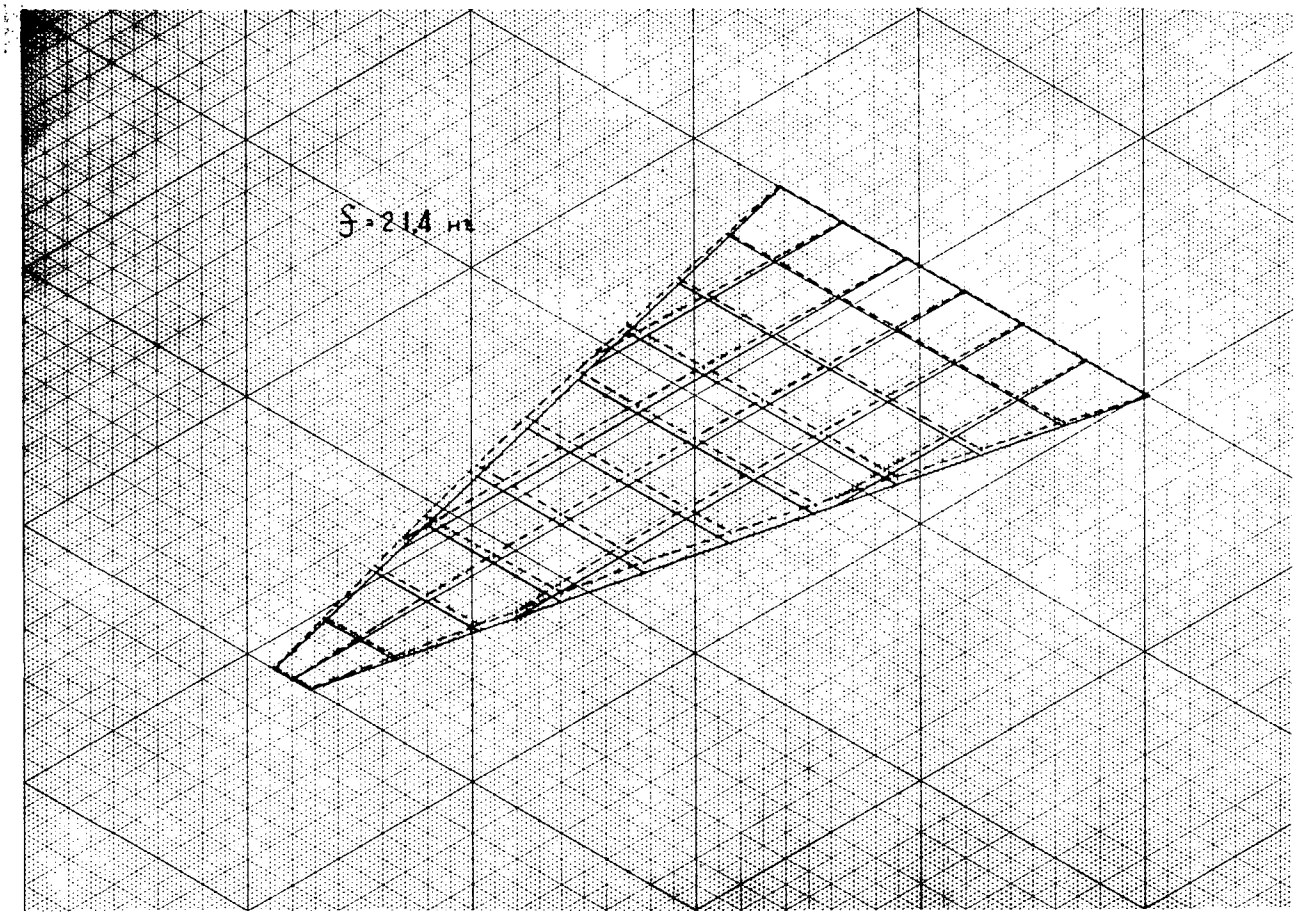


Fig. 2.1.30

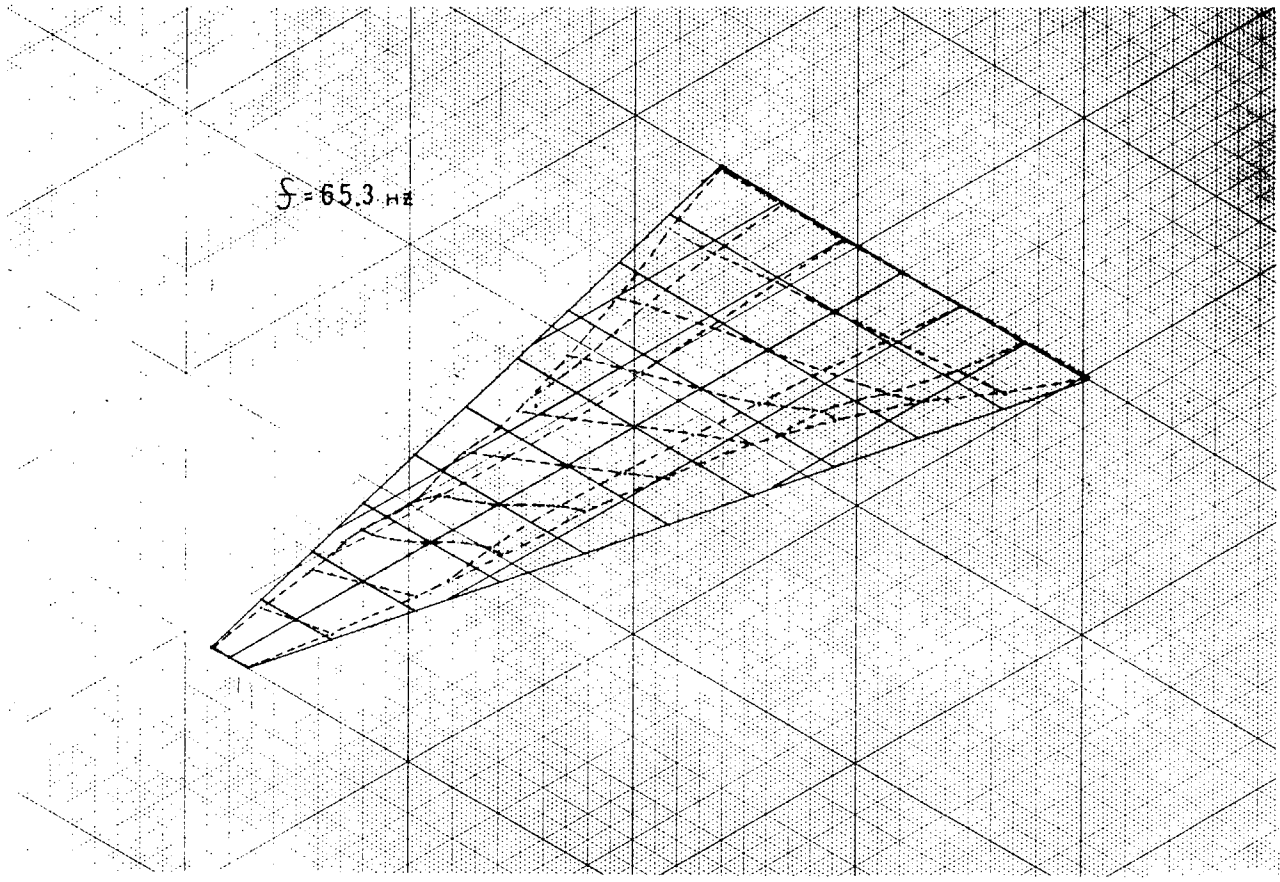


Fig. 2.1.3 1

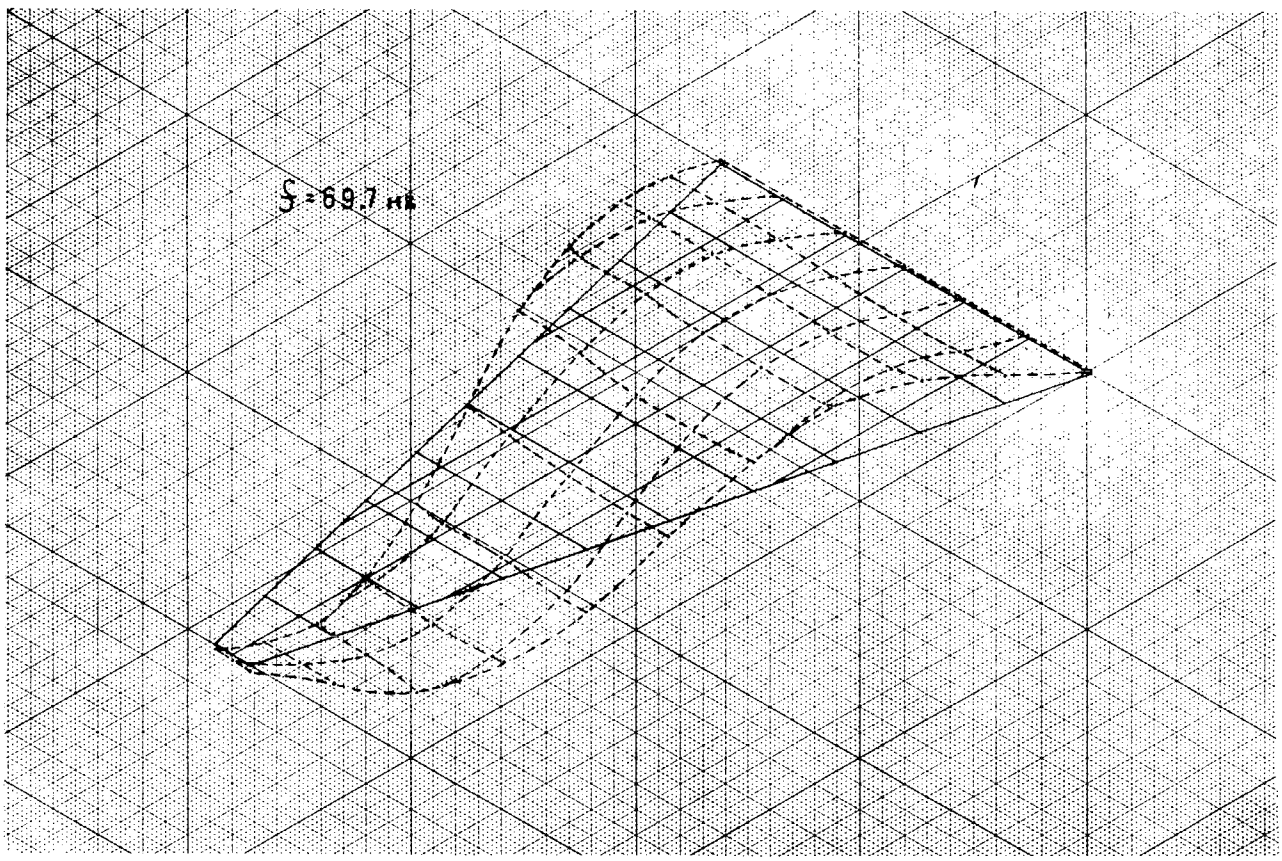


Fig. 2.1.3 2

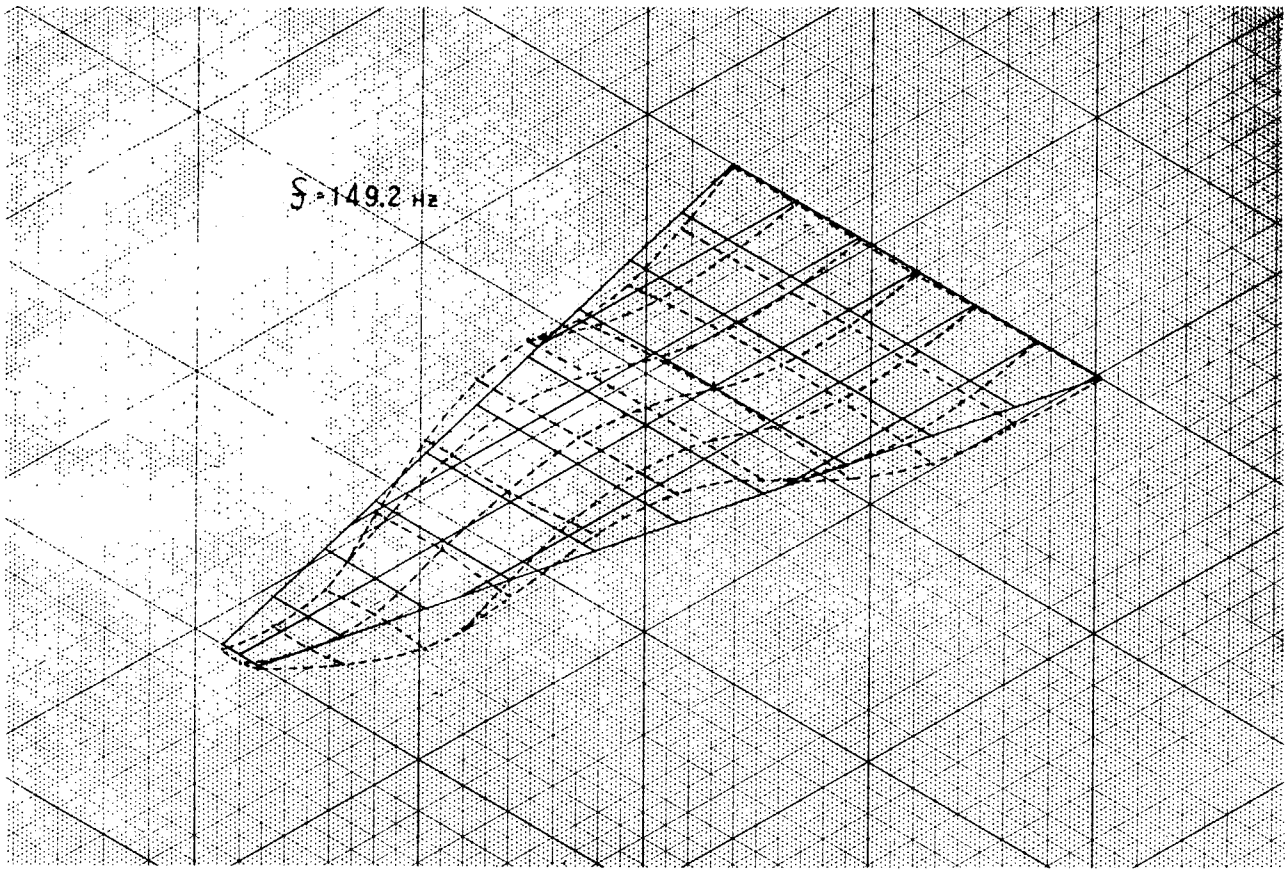


Fig. 2.1.3 3

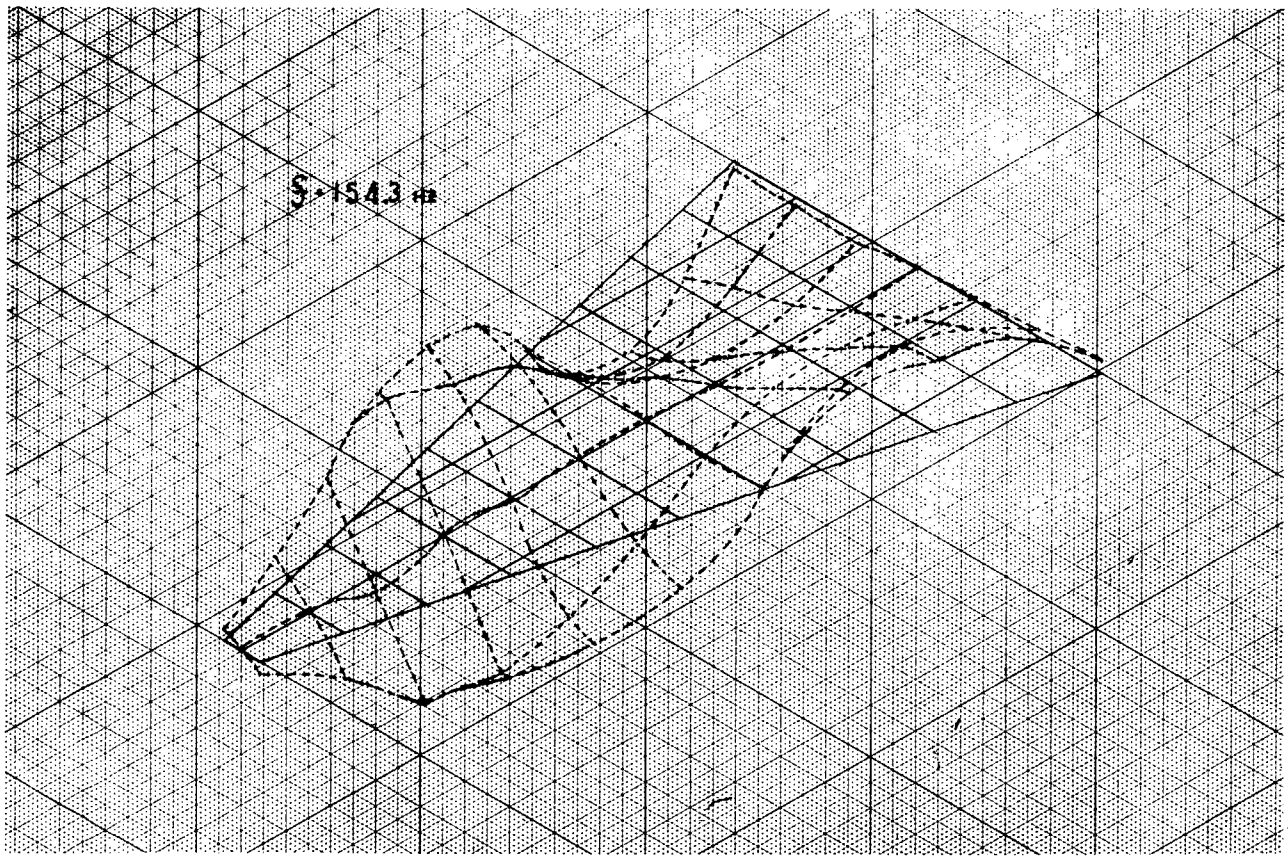


Fig. 2.1.3 4

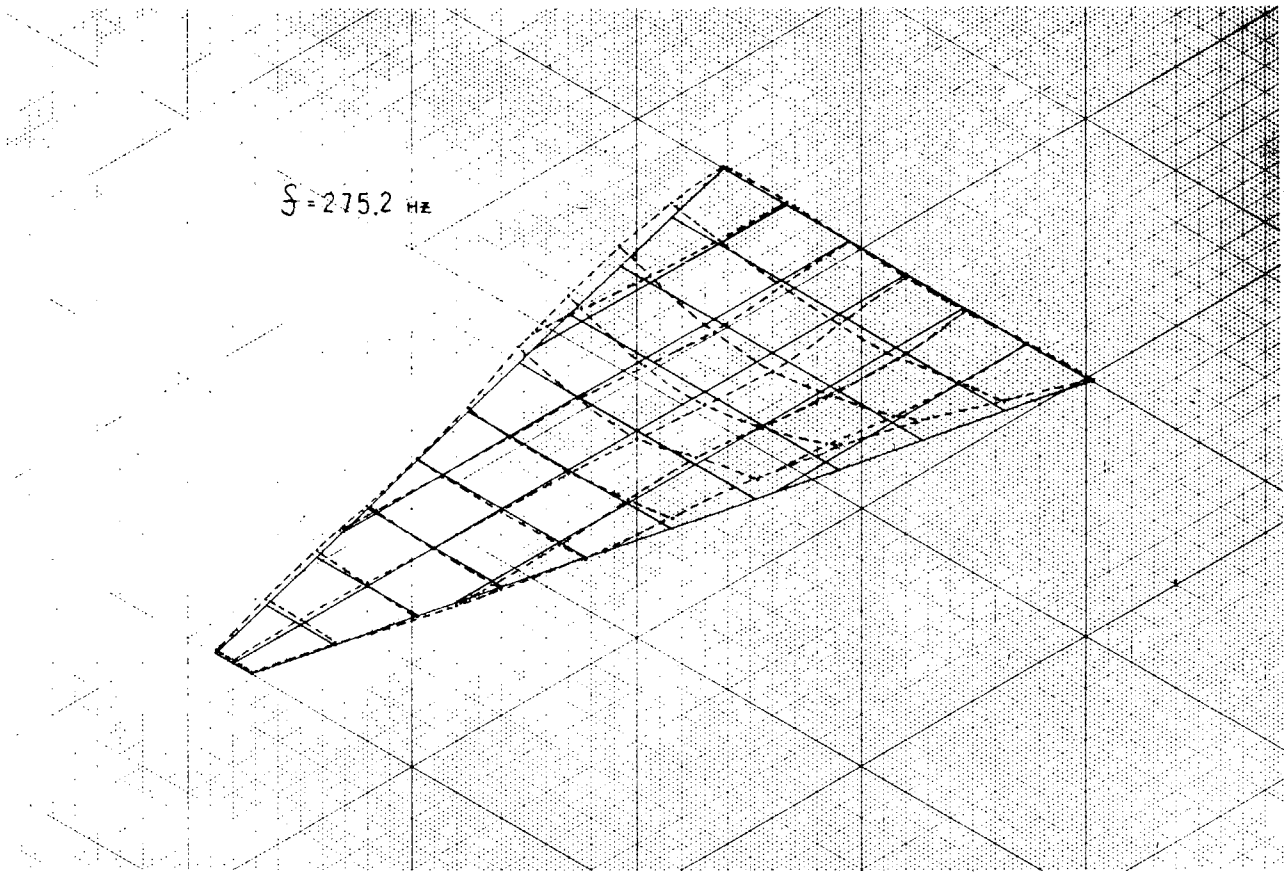


Fig. 2.1.35

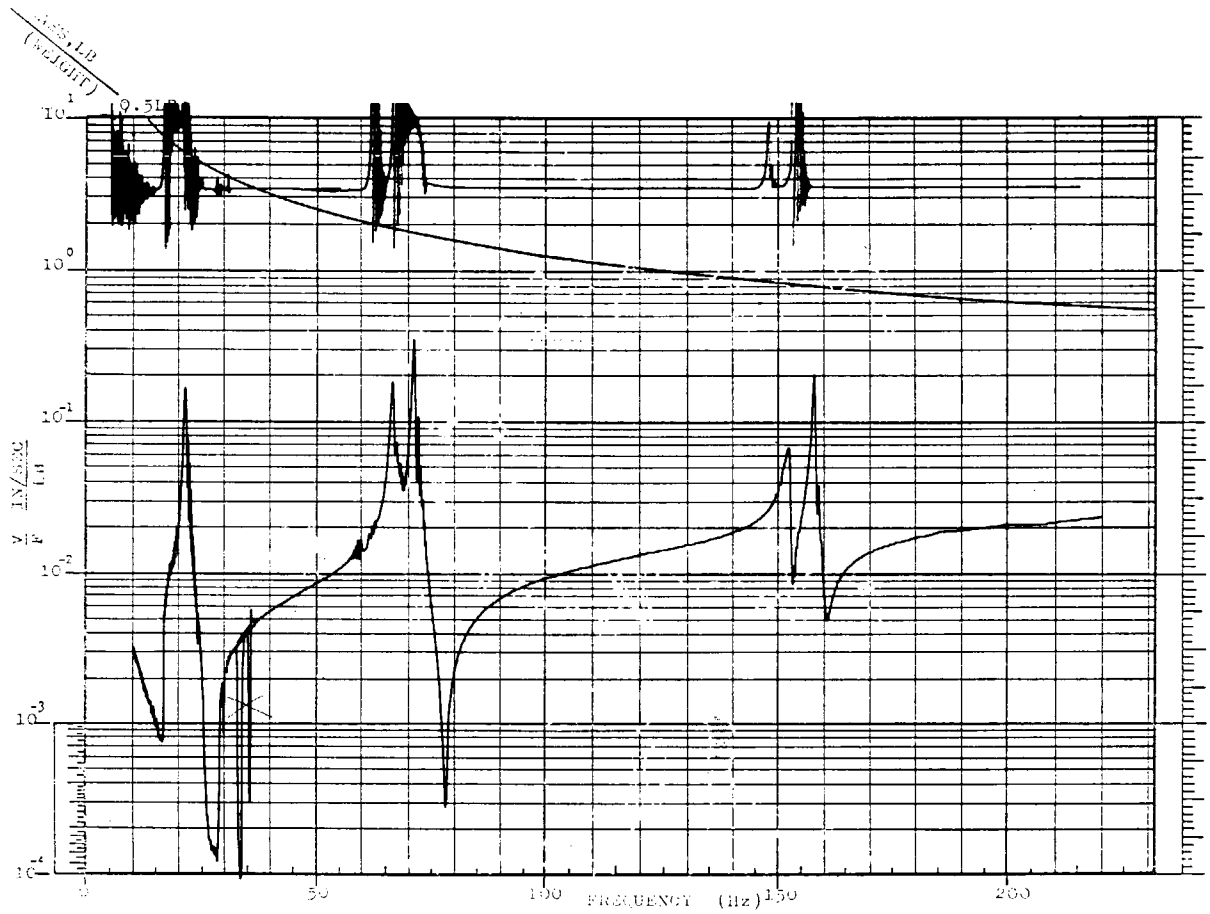


Fig. 2.1.36



Fig. 2.1.3 7

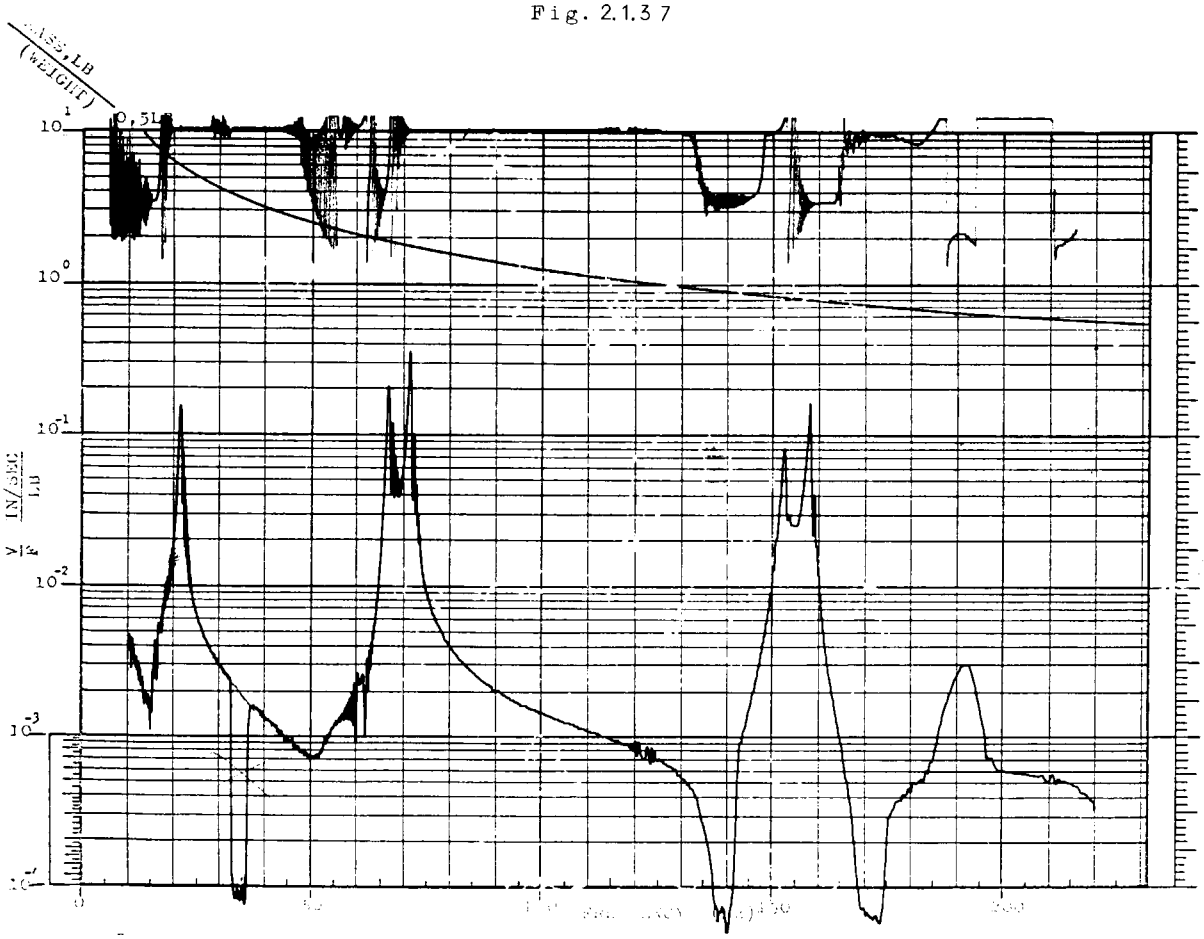


Fig. 2.1.3 8

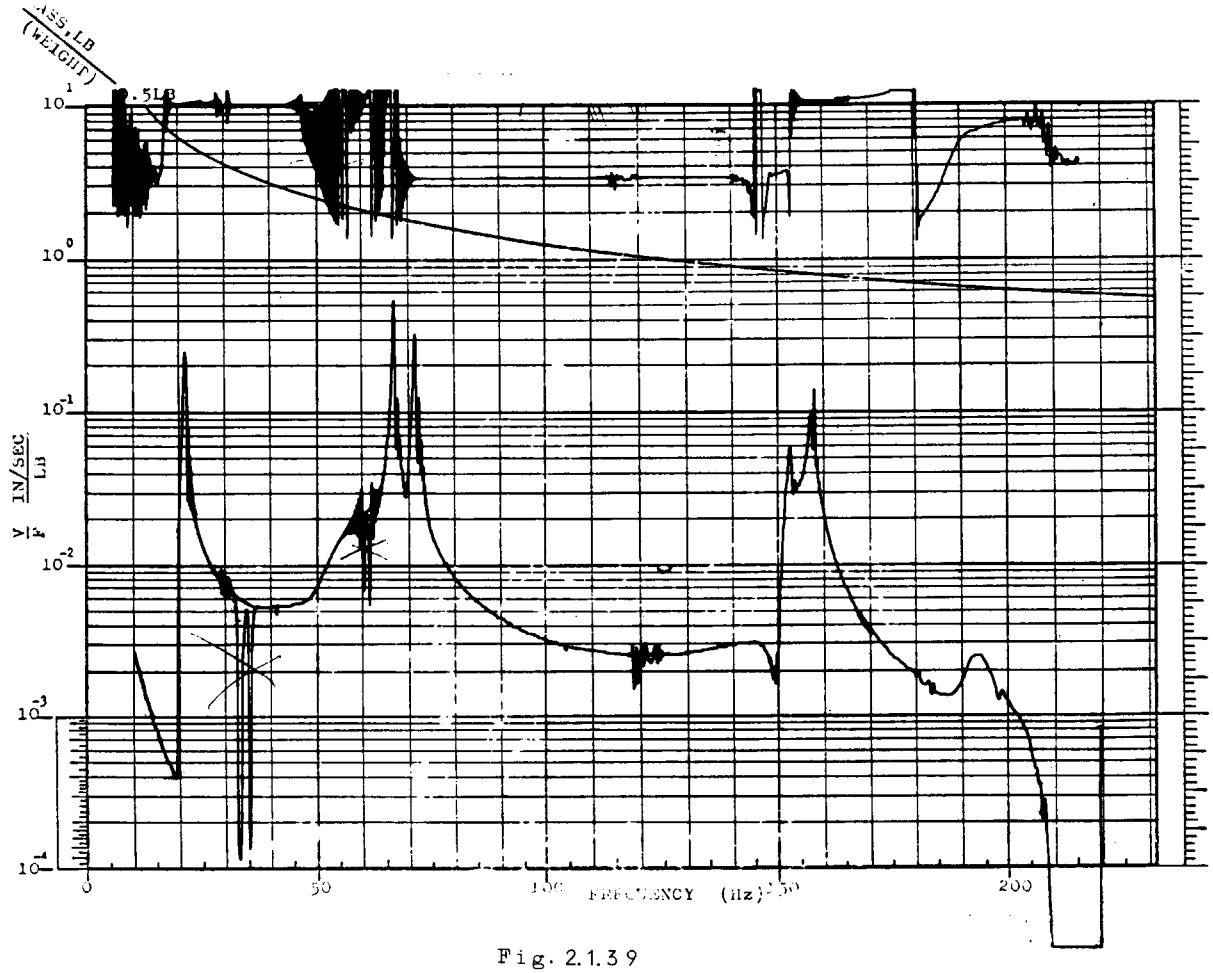


Fig. 2.1.39

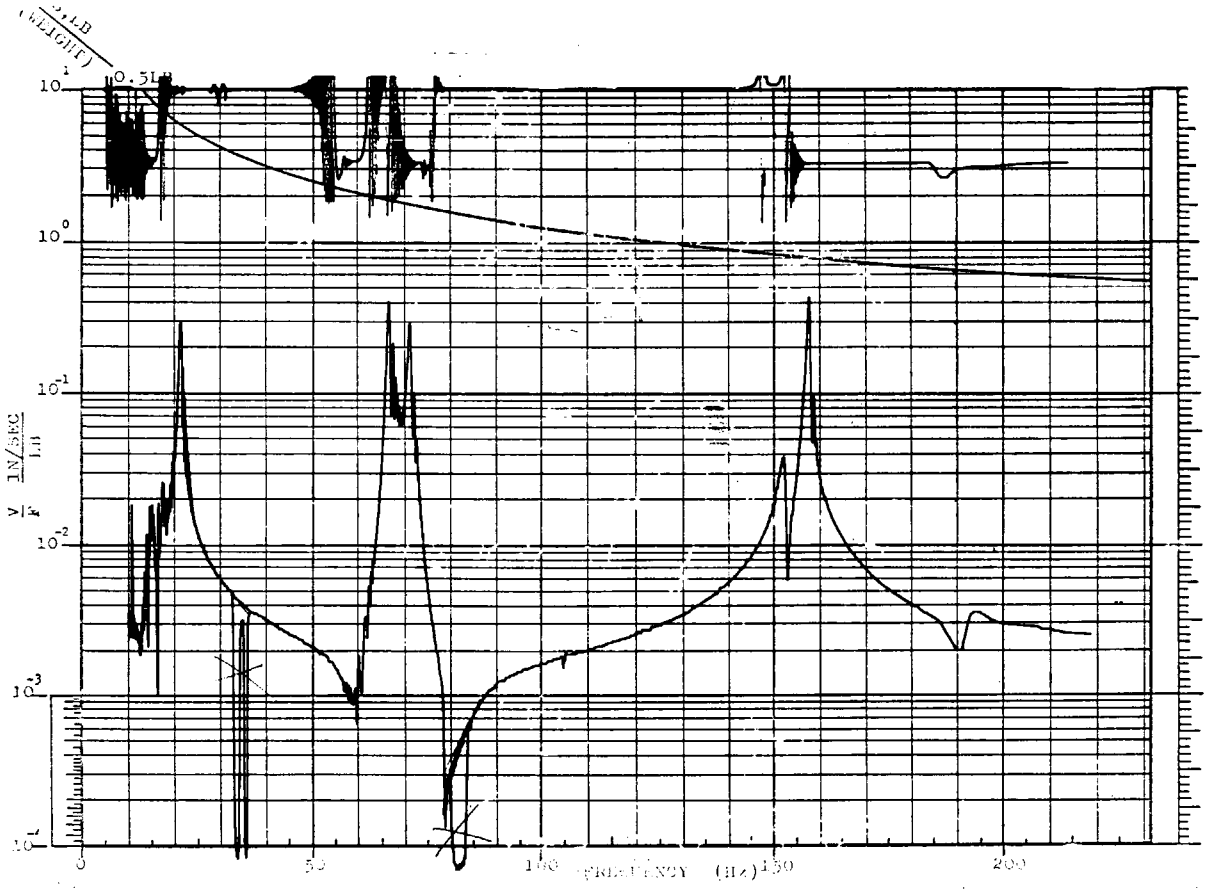


Fig. 2.1.40

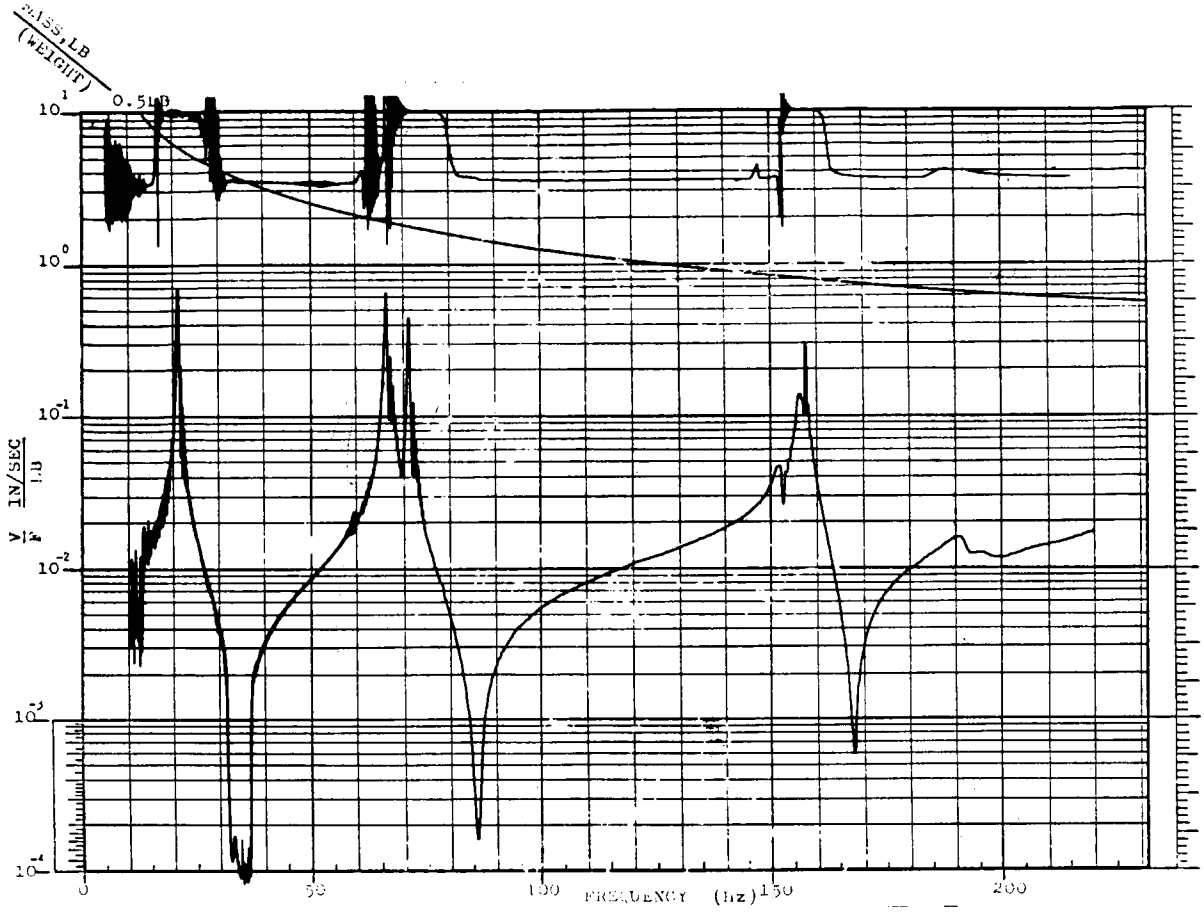


Fig. 2.1.4 1

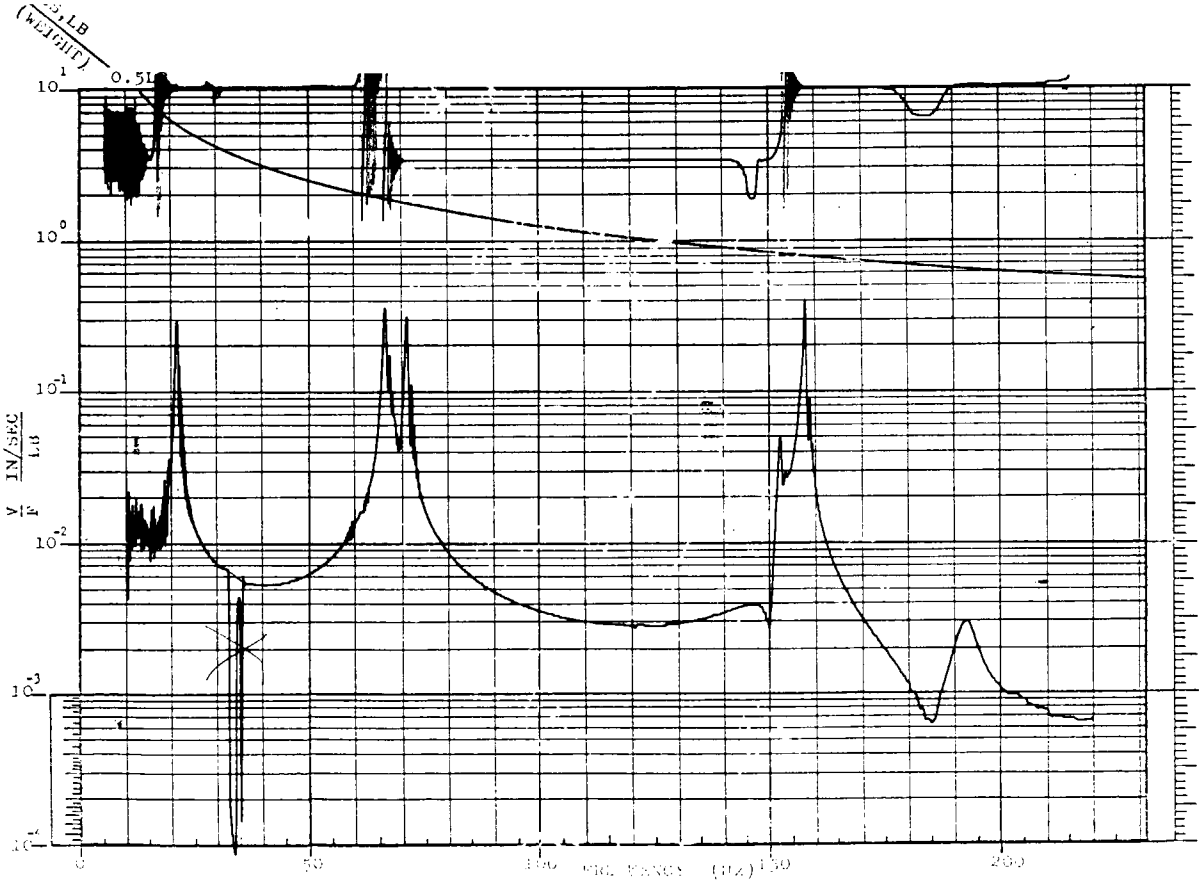


Fig. 2.1.4 2

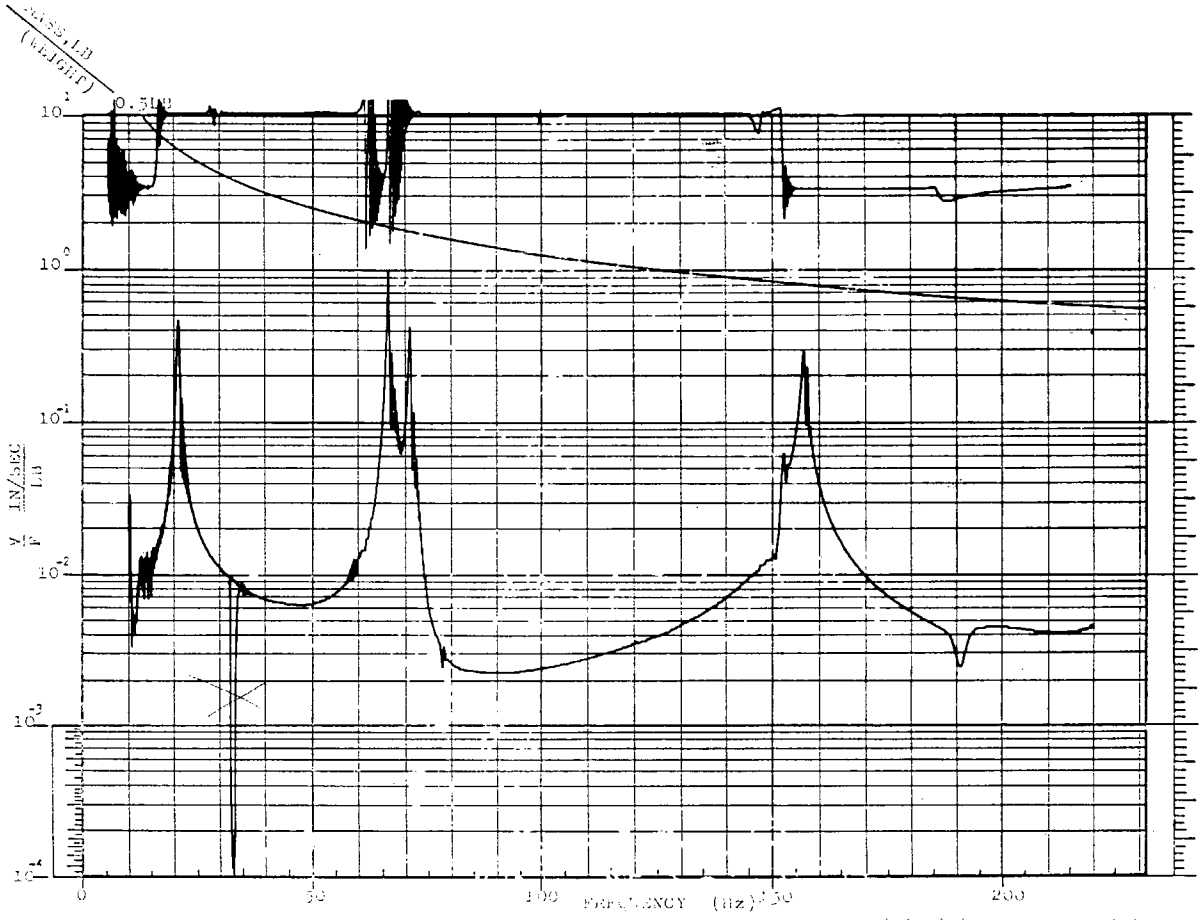


Fig. 2.1.4 3

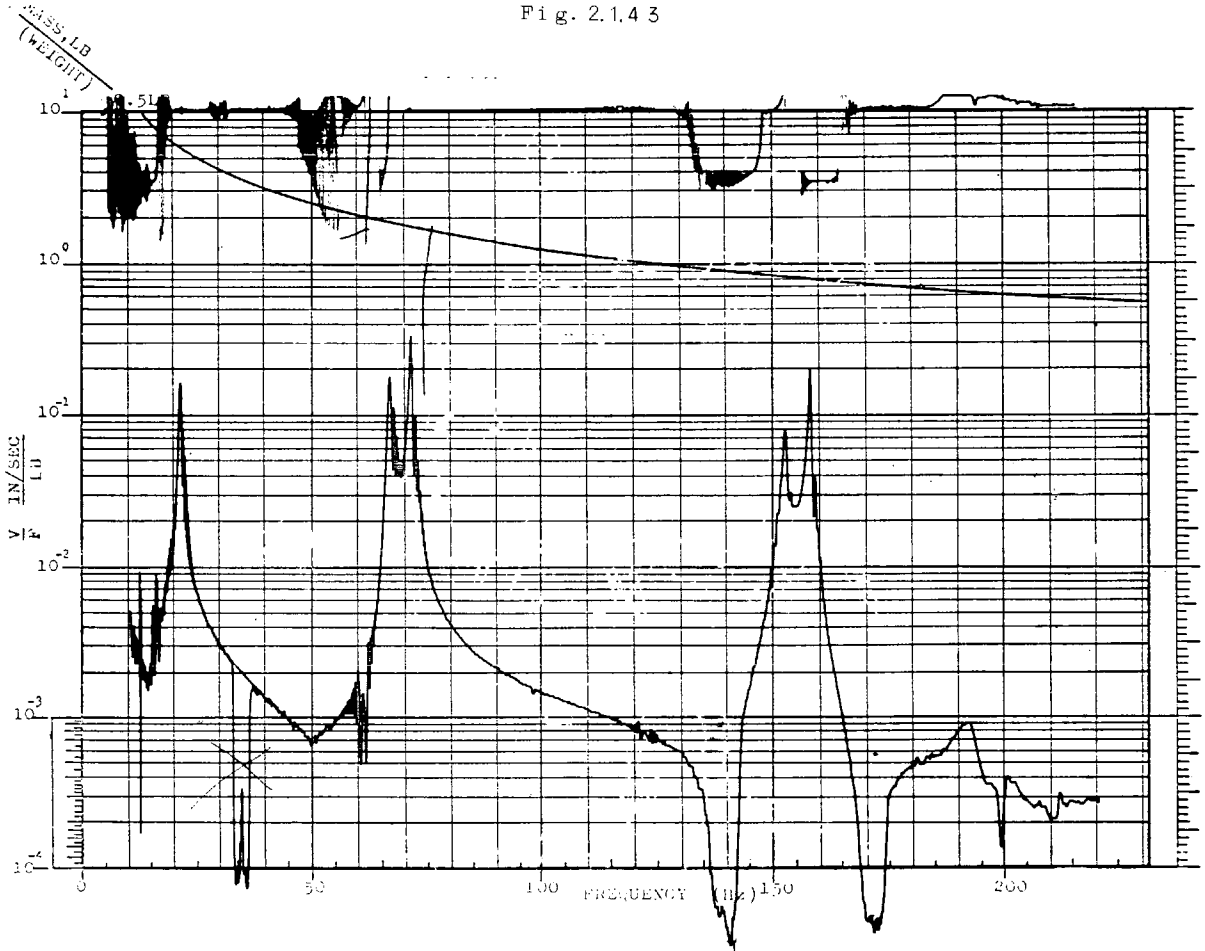


Fig. 2.1.4 4



Fig. 2.1.4 5

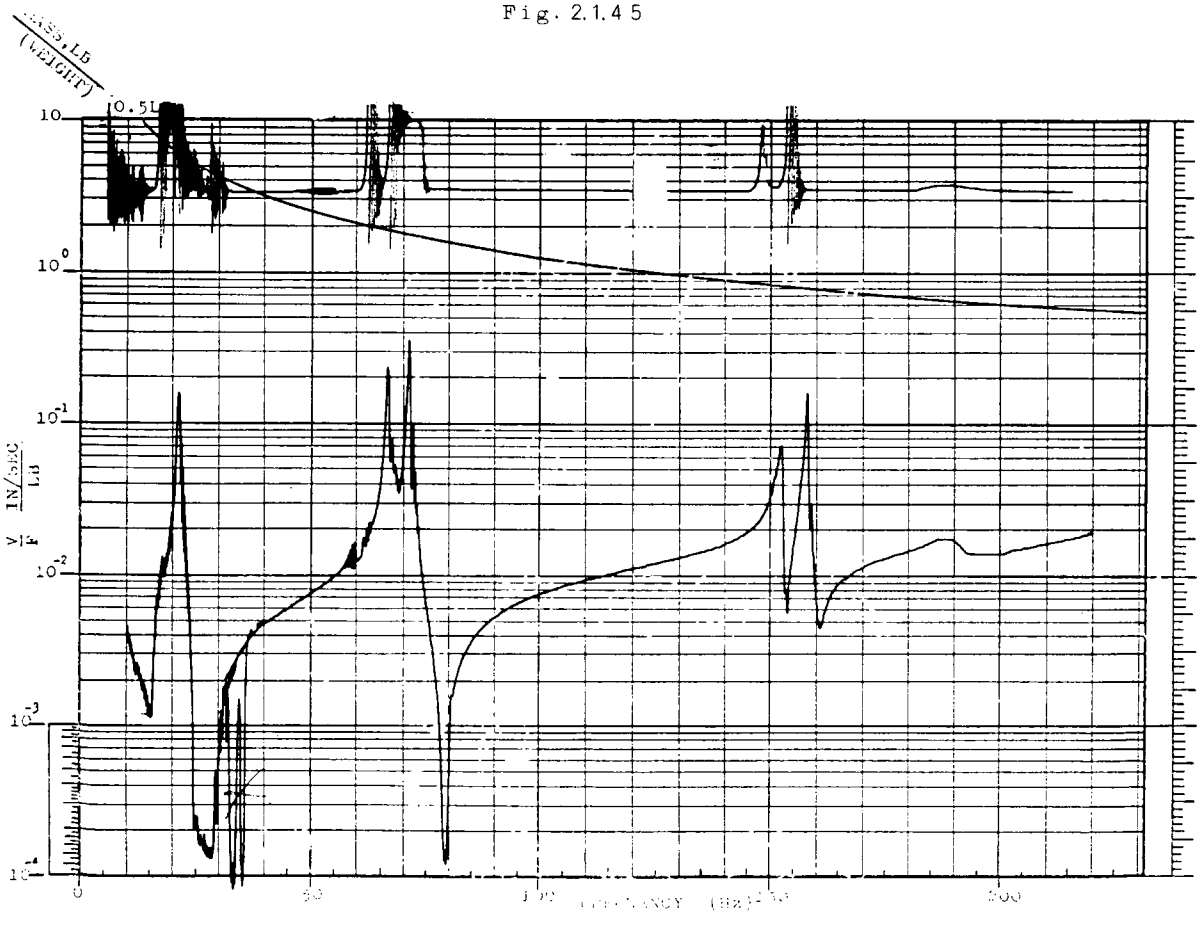


Fig. 2.1.4 6

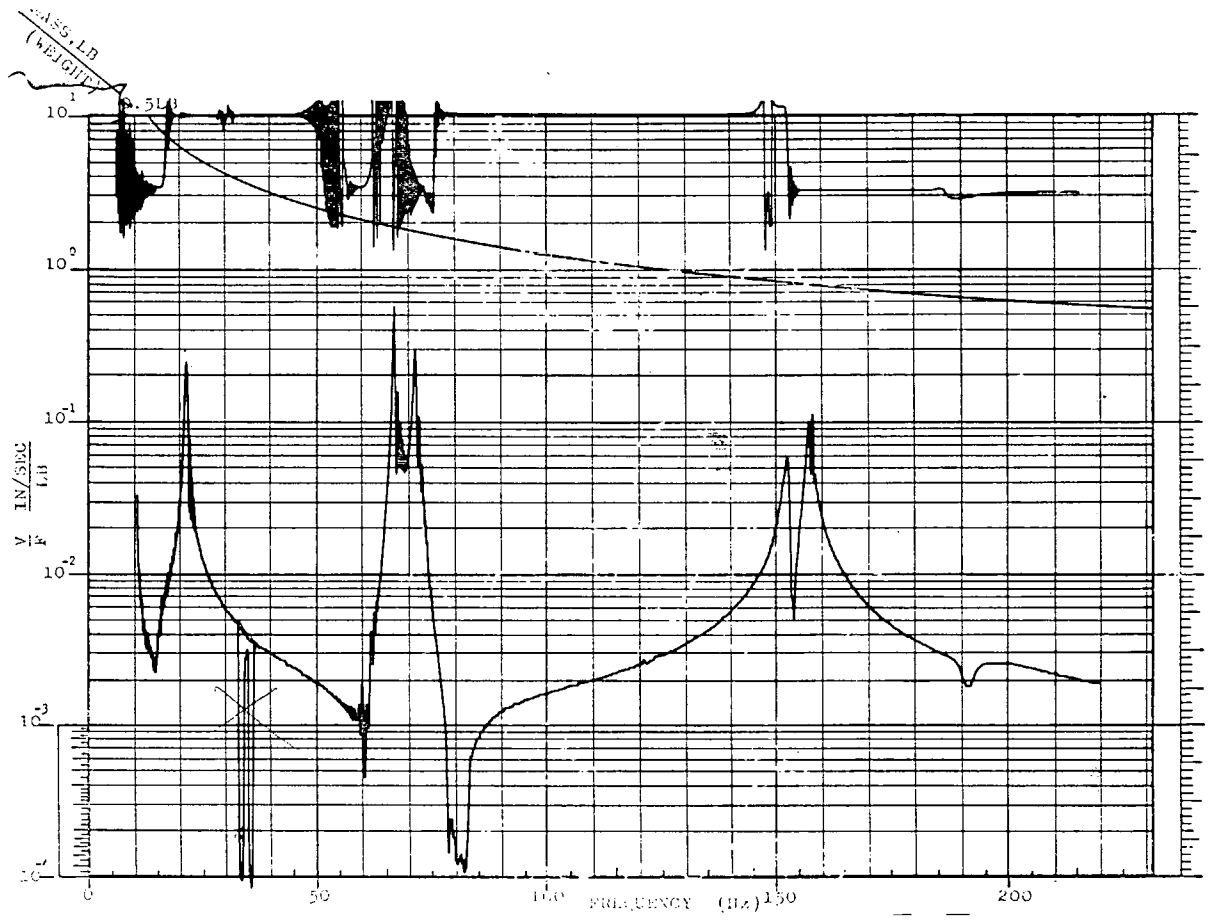


Fig. 2.1.47

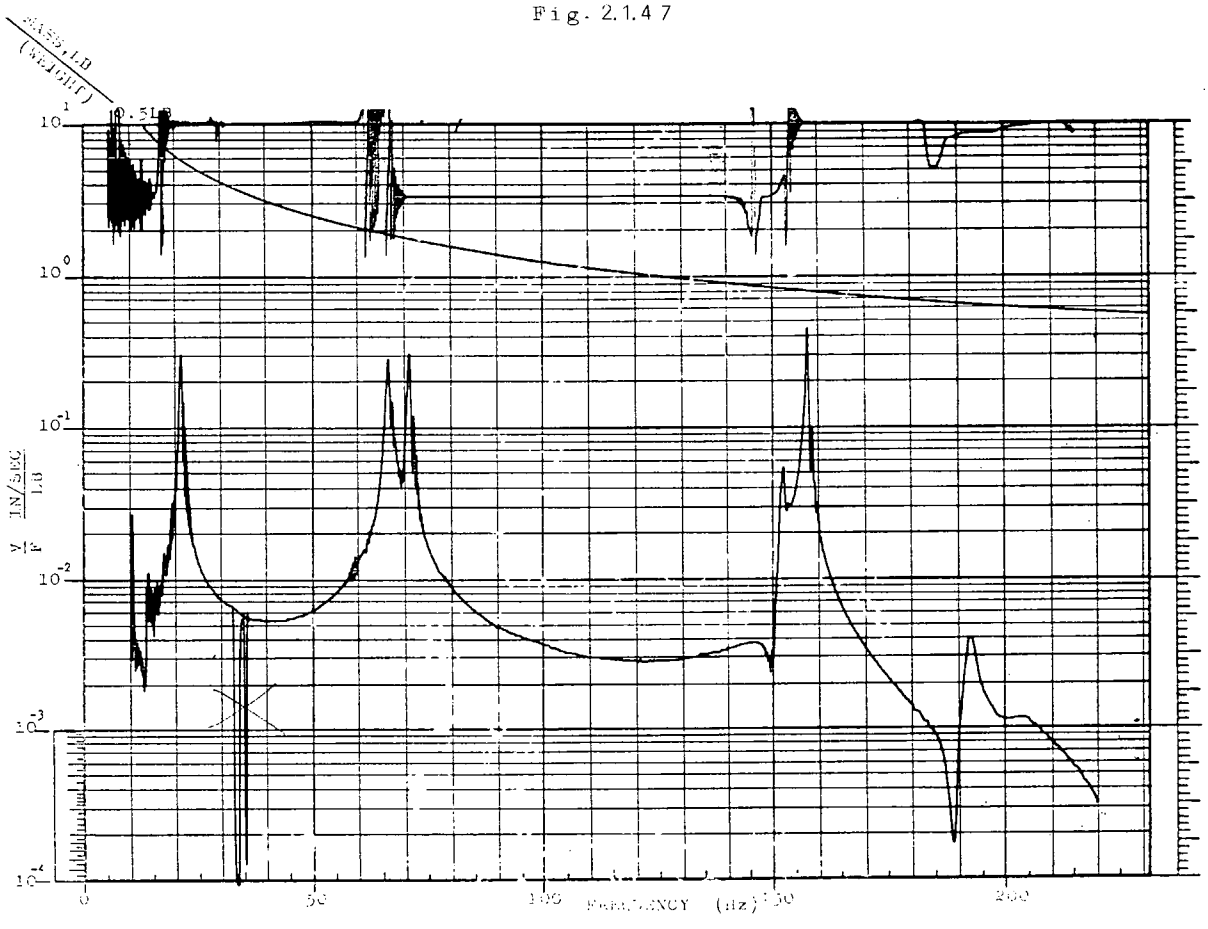


Fig. 2.1.48

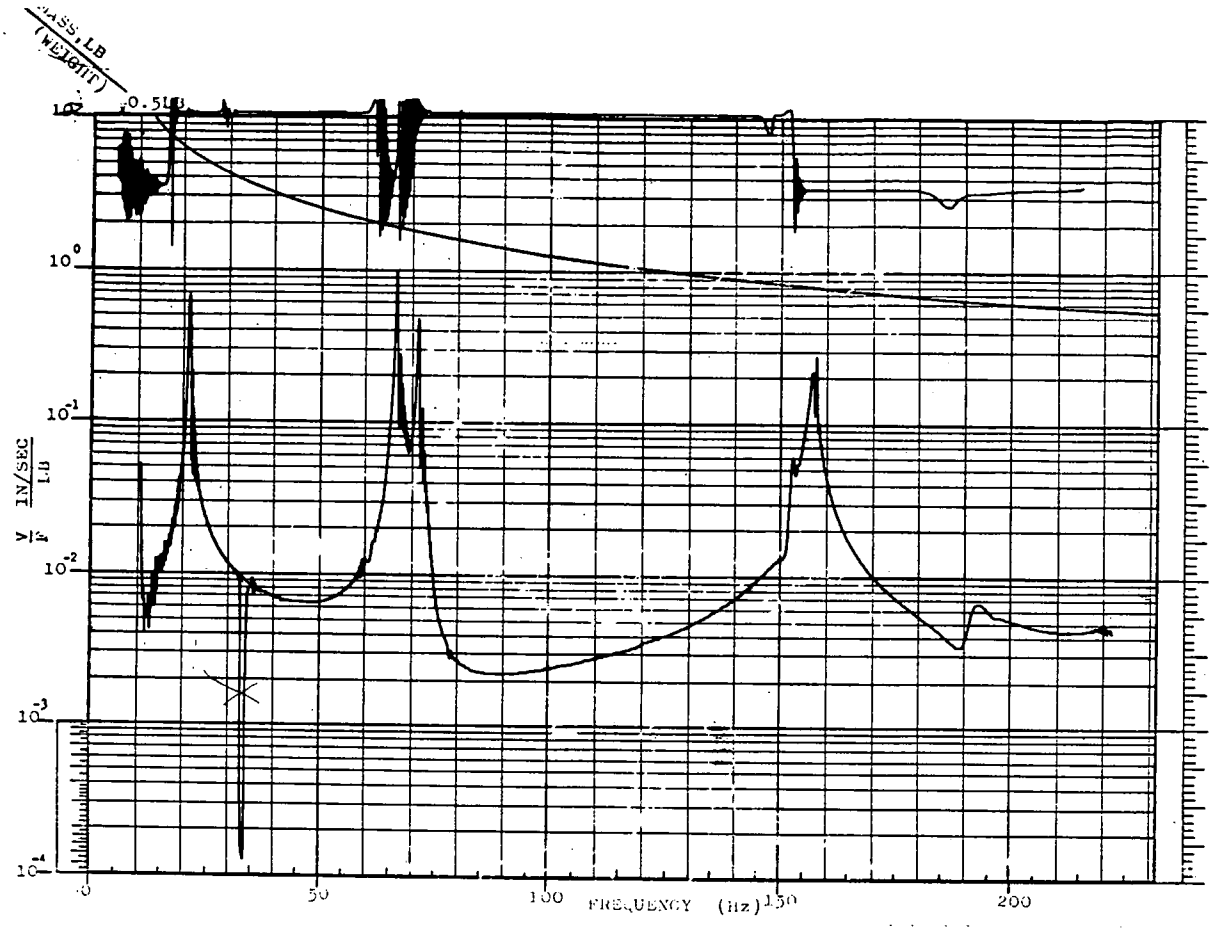


Fig. 2.1.49

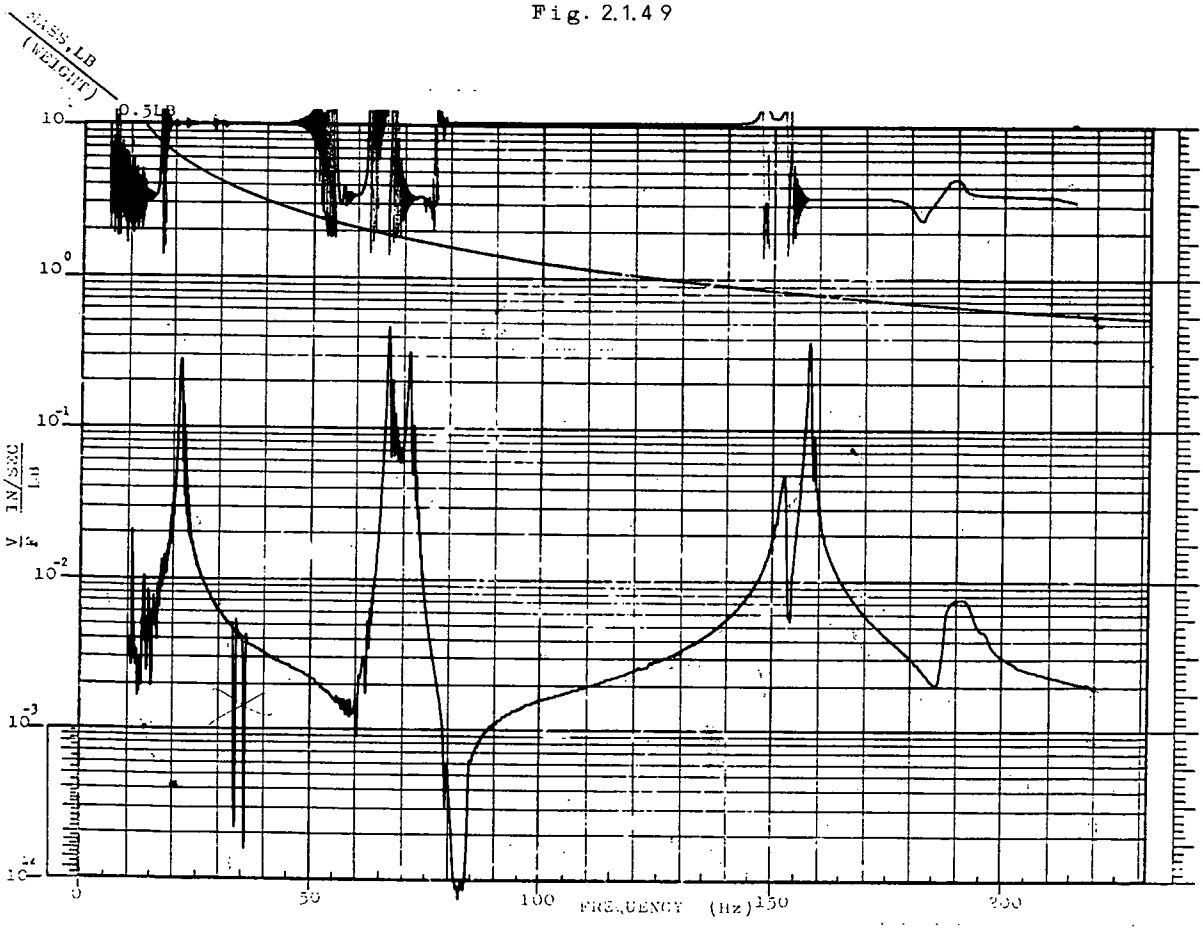


Fig. 2.1.50



Fig. 2.1.5 1

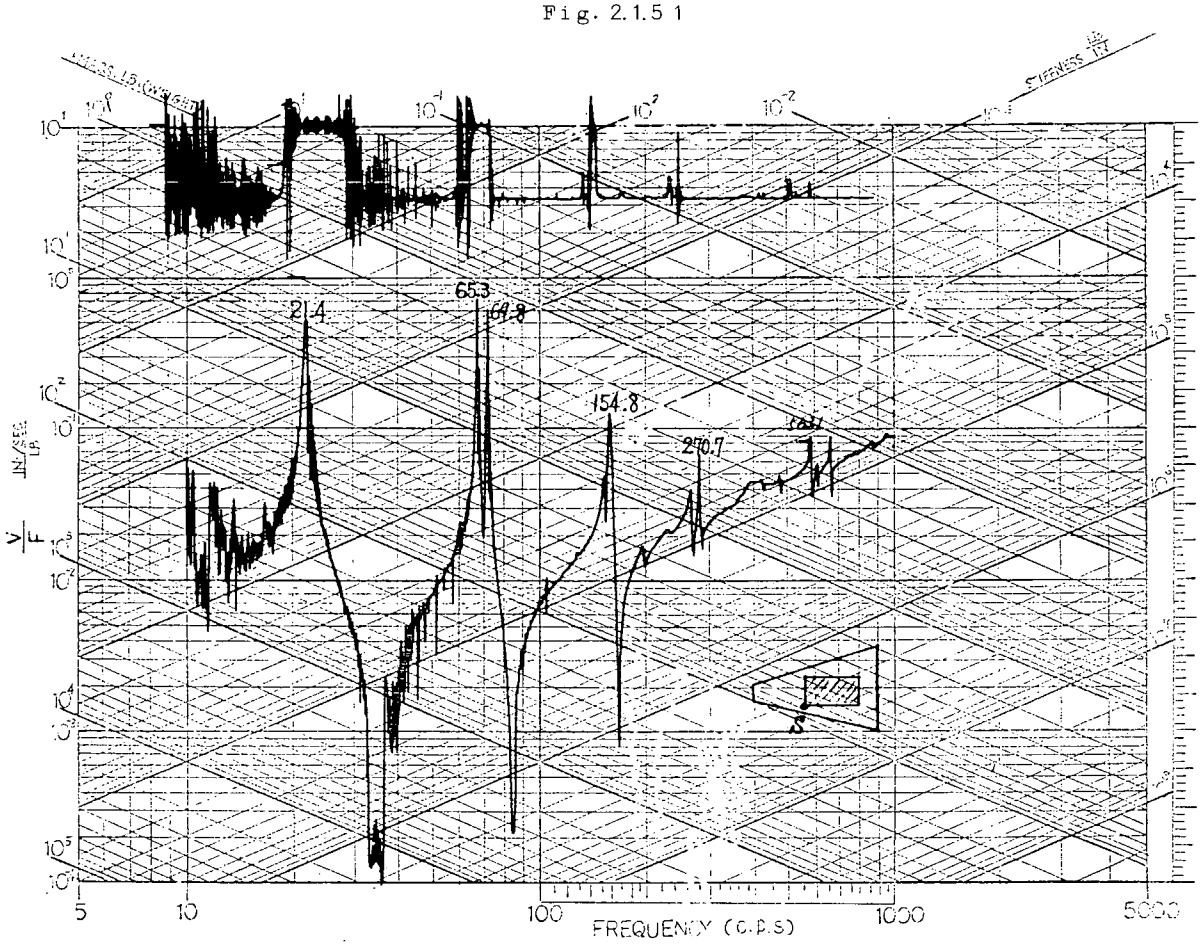


Fig. 2.1.5 2

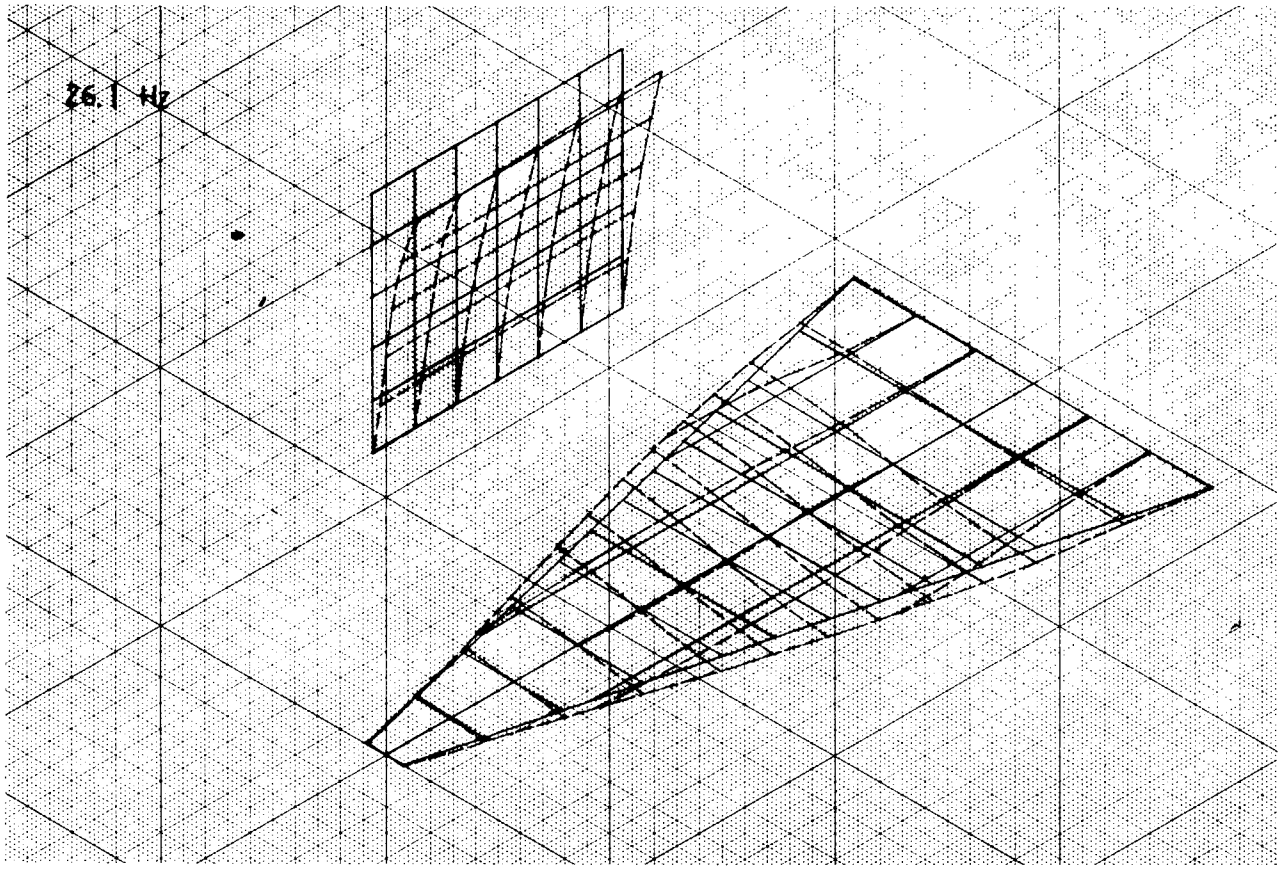


Fig. 2.1.5 3

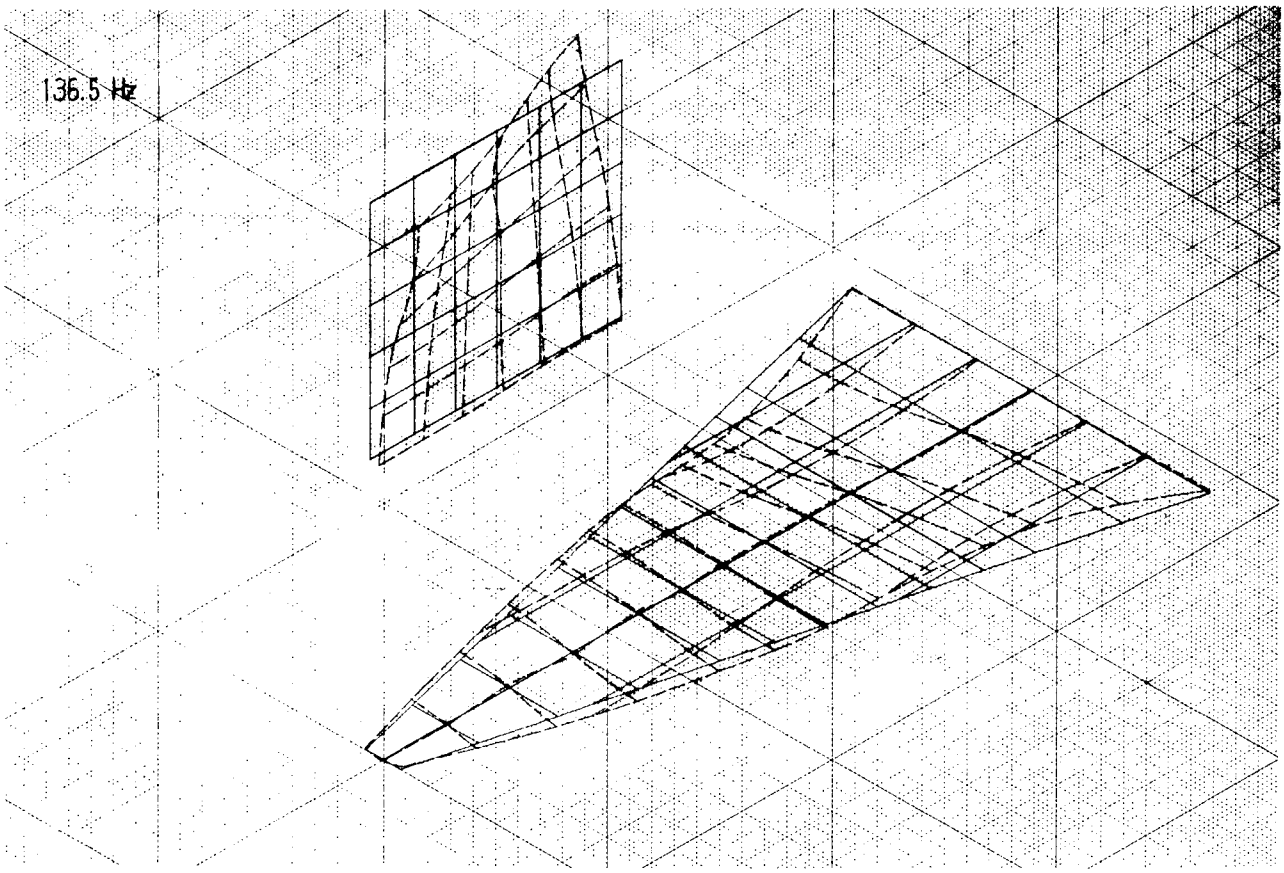


Fig. 2.1.5 4

2.1.3 架構模型と模型船の実験

(1) 実験の方法

インピーダンスを測定する前に、まず架構および船体の振動特性を把握しておく必要がある。したがつて、実験の順序としては、個々のものから行ない、その後連成振動実験を行なつた。

(a) 実験項目

(i) 架構の振動実験

架構モデルを free の状態にしておき各点のインピーダンスを測定した。

(ii) 船体の振動実験

船体の上下・水平・ねじり振動および二重底機関室の振動と二重底の架構取り付け部の上下・水平の各インピーダンスを測定した。

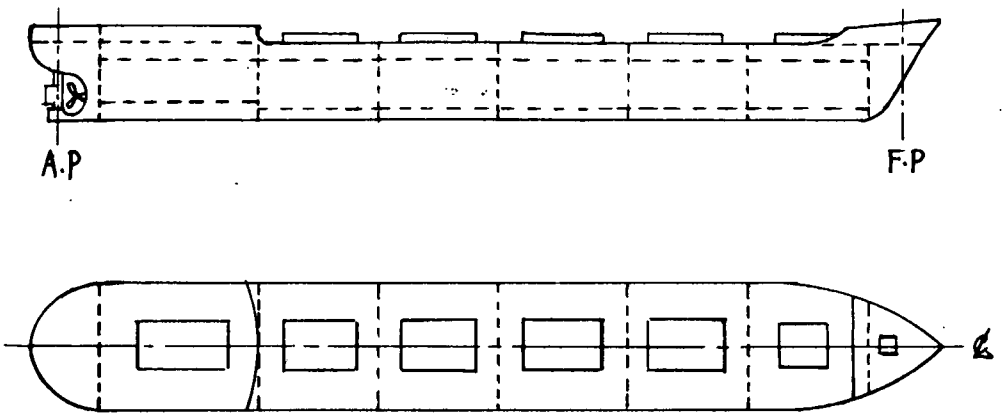
(iii) 架構と船体の連成振動実験

架構搭載時の応答特性およびそのときの船体の上下・水平・ねじり振動および二重底機関室の振動の変化を調べた。

(b) 船体模型および架構モデル

船体模型は、15,000Ton 貨物船型の 1／10 の模型、架構モデルは、6RD90 機関に相当する1／10 の模型を使用した。

それぞれの概略寸法を Fig. 2.1.55 と Fig. 2.1.56 に示した。



PRINCIPAL DIMENSION

LENGTH B.P.	14.50 M
BREADTH (MLD)	2.02 M
DEPTH TO UPP DK (MLD)	1.26 M
DEPTH TO 2ND DK (MLD)	.98 M

Fig. 2.1.55 船体模型

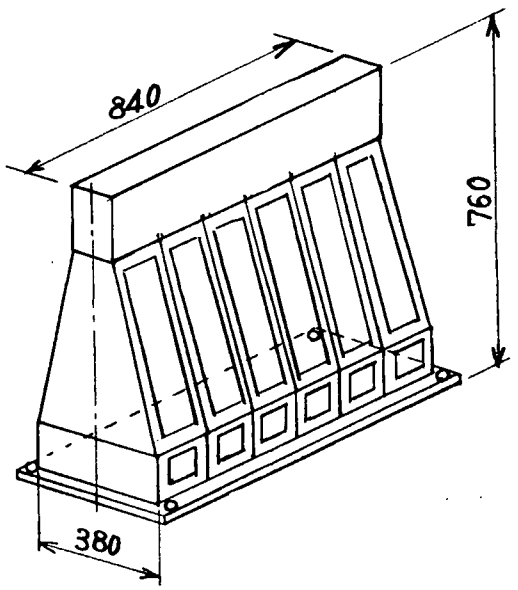
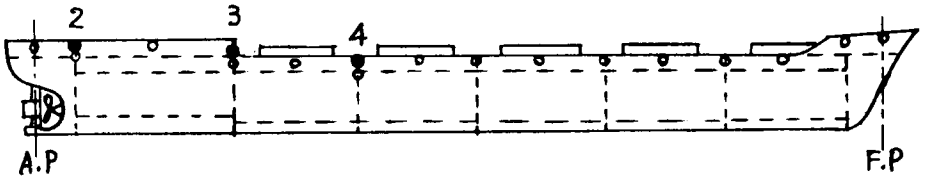


Fig. 2.1.56 架構モデル

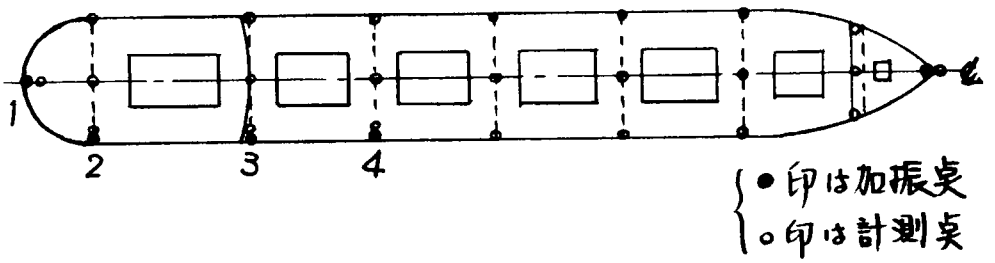
(c) 船体振動計測点および機械インピーダンス計測点

(i) 船体振動

(イ) TRANSVERSE 方向



(ロ) VERTICAL 方向



(ii) 機械インピーダンス

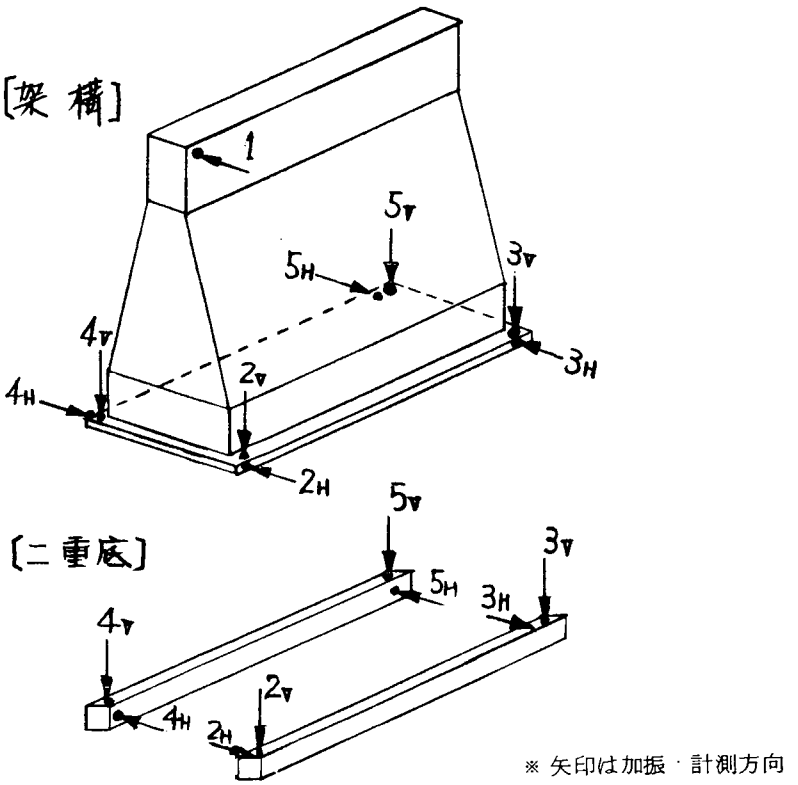
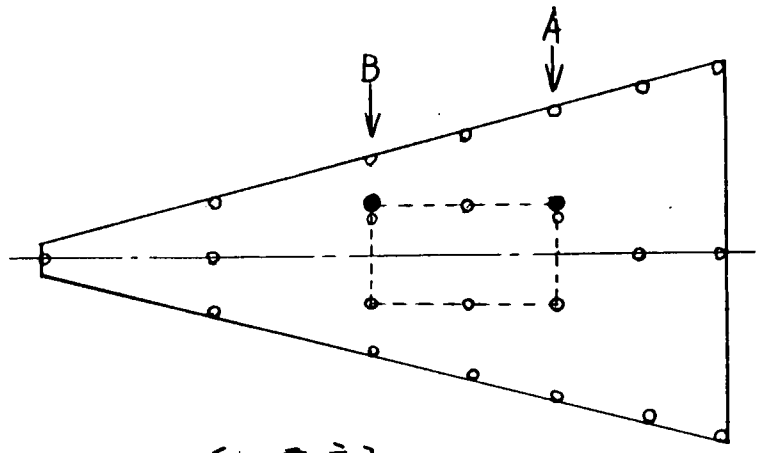


Fig. 2.1.57 インピーダンス計測点

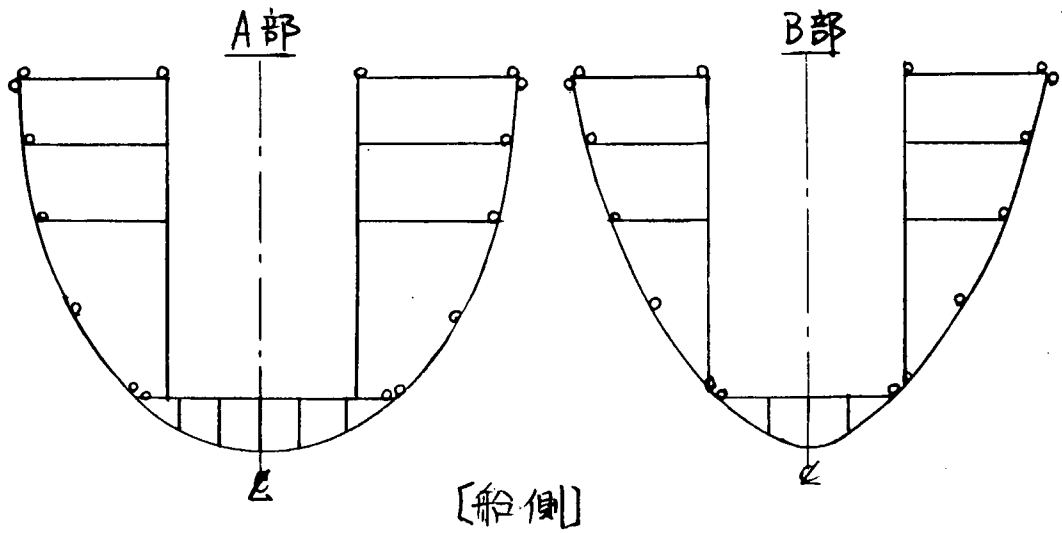
機械インピーダンス計測点は、Fig. 2.1.57 に示すとおりである。これらおのおののポイントインピーダンスおよびトランスファインピーダンスを計測するので計測データとしては下記のとおりとなる。

架　構	9 × 9 = 81
二重底	8 × 8 = 64
	計　145 case

(iii) 機関室二重底および機関室船側



〔二重底〕



〔船側〕

●印は加振点
○印は計測点

以上に記した方法にて今回の実験を行なつた。使用した計測装置は機械インピーダンス計測装置である。この計測装置は以上に記した実験項目の全てを計測できるものである。

(2) 実験の結果

(a) 船体振動実験結果（機関室二重底および船側を含む）

船体の固有値および各モードを把握するために前に述べた方法にて実験を行ない各固有値の振動モードを計測した。また、架構搭載時にも同様の計測をした。

これらの結果のうち明確と思われるデータのみを示した。

Table 2.1.1 に架構搭載時との比較を示し、Fig. 2.1.58 には振動節数と振動数の関係を示した。Fig. 2.1.59, 2.1.60 に垂直振動の応答曲線を、Fig. 2.1.61～2.1.65 に各振動モードを示した。Fig. 2.1.66 に水平振動の応答曲線を、Fig. 2.1.67, 2.1.68 に各振動モードを示した。Fig. 2.1.69 にねじり振動の応答曲線を、Fig. 2.1.70～2.1.73 に各振動モードを示した。架構搭載時の結果として Fig. 2.1.74～2.1.77 に垂直振動を示し、Fig. 2.1.78～2.1.80 に水平振動を示し、Fig. 2.1.81～2.1.85 にねじり振動を示した。Fig. 2.1.86～2.1.90 に架構上端を加振した結果を記した。Fig. 2.1.88 に架構H形振動を示し、Fig. 2.1.90 に架構X形と思われるモードを示した。

以上が今回実験を行なつて得られた主な結果である。

Table 2.1.1 船体振動の比較

振動 / 架構の有無 / 節数	垂直振動		水平振動		ねじり振動	
	無	有	無	有	無	有
1					48.1 Hz	36.0 Hz
2	19.0 Hz	18.3 Hz	36.9 Hz		71.0 Hz	
3	32.8 Hz (33.6)	31.2 Hz	70.8 Hz	70.9 Hz	112.2 Hz	70.4 Hz
4	43.3 Hz	41.4 Hz				
5	50.2 Hz					
6	65.1 Hz					

☆ 架構の振動

振動型	振動数
H 形	36.0 Hz
X 形	144.6 Hz
x 形	?

(b) 機械インピーダンス実験結果

インピーダンス手法による計算結果と実験結果の比較を Fig. 2.1.91～2.1.93 に示した。計算は 3 case 行なつた。Case 1 は実験データをそのまま計算したもの、Case 2 は実験データを直線的に変換して計算したもの、Case 3 は実験データを省き1シリンダのみのデータを取り出して計算したものである。

(3) 実験結果の検討と問題点

船体振動実験結果の振動モードにおいては、予想していた低次のものについてはほぼ得られたけれども、高次のものになると部分共振がひどく、特に加振部分が非常に大きく振れてまともなデータが得られなかつた。また、二重底においても同じような現象が見られ、振れかたがまちまちで基礎実験で得られたようなデータは全々得られなかつた。

この原因として考えられることは模型船の構造に関係があると思われる。というのは船体が非常に薄い鉄板で作られているためと思われる。

船体振動結果としては、予想していた結果がほぼ得られたと思われる。

機械インピーダンス計測結果のほうは、実験値と計算値の比較において満足な結果が得られなかつた。これに関しては、いろいろな問題点がある。これらの問題点として考えられるものに次に記すものがある。

(a) 加振方法の問題

この問題に関しては以前よりいろいろな方法の検討を行なつて来たが、いま一つ満足な方法が得られていない。上方からの加振に関してはうまくいくが水平方向の加振に問題がある。

(b) 架構モデルを free－free にする問題

今回は大きなスポンヂを使用して行なつたけれども、モデルが重いためこの条件を満足していなかつたように思われる。この問題の解決策として、いまのところ考えているものは空気バネを使用するという方法である。この方法にてこの条件が満たされるのではないかと思われる。

以上が今回実験を行なつた結果においての主な問題ではないかと考えられる。

機械インピーダンス計測装置を使用しての実験および計算は簡単な系のものから初まつて現在に至つている。系の簡単なものについてはかなり良好な結果が得られたが、系が複雑になつてくると期待するような結果が得られていない。

これらの原因として、実験データの誤差とマトリクス計算上の誤差が考えられる。したがつて、これらをいま一度くわしく調べる必要があるものと思われる。

最後に、本実験を行なうにあたつてご協力いただいた船舶技術研究所の各位と、模型船を貸与された石川島播磨重工㈱に感謝する次第である。

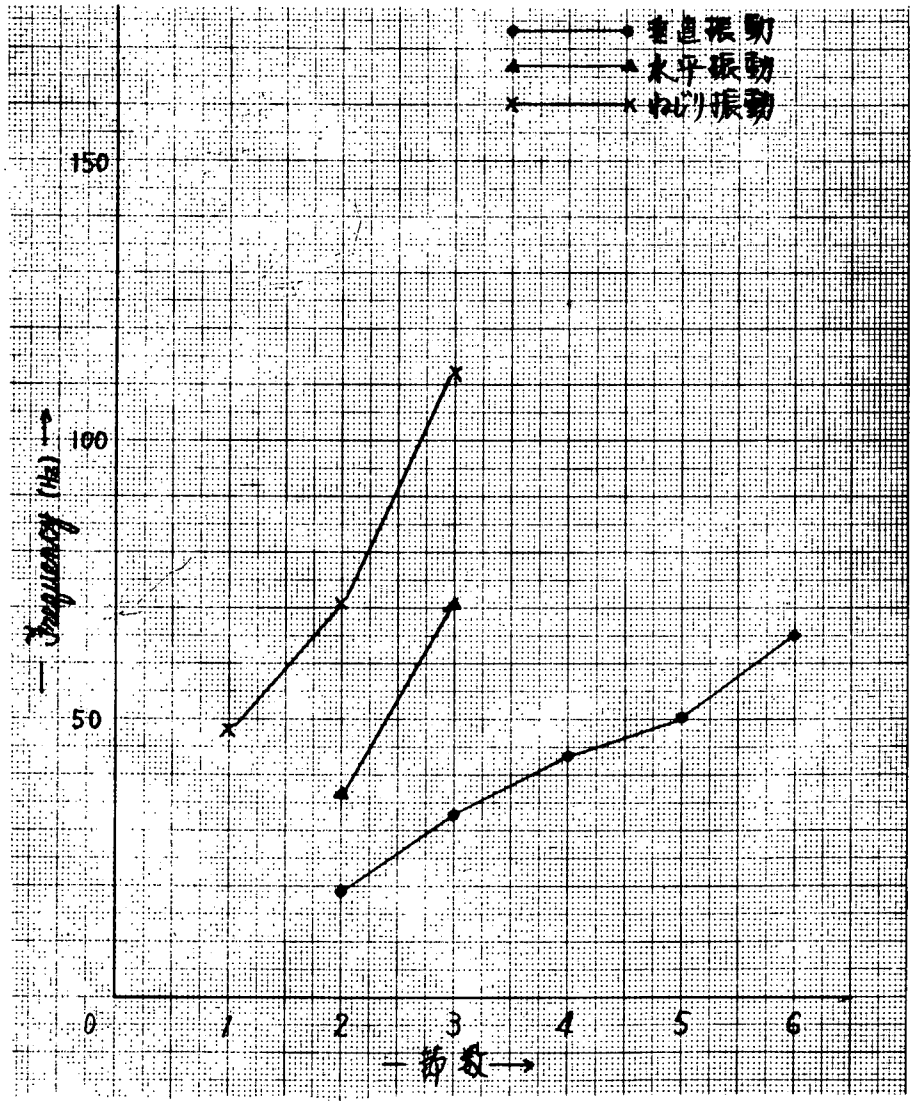


Fig. 2.1.58　模型船実験の節数と振動数の関係

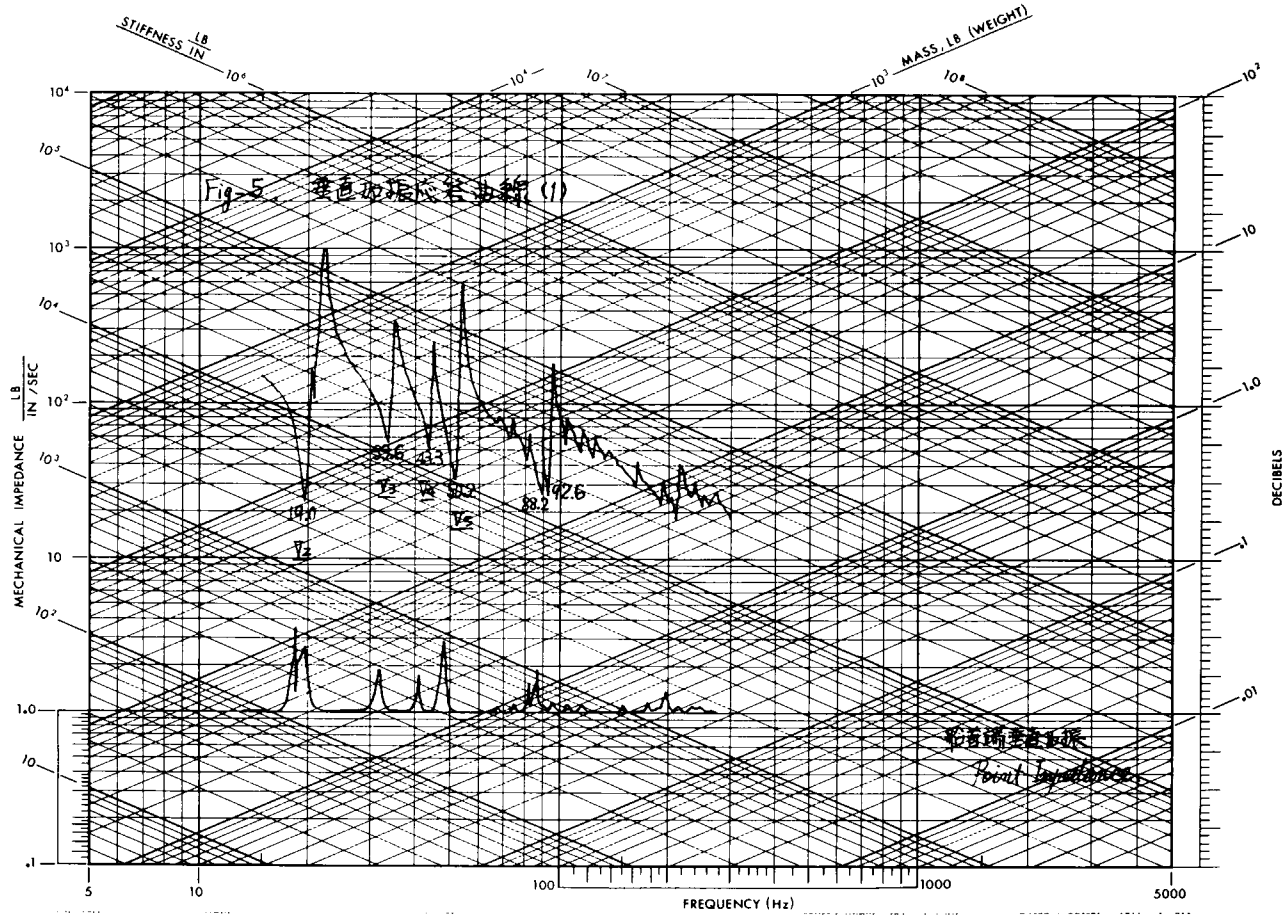


Fig. 2.1.59　垂直加振応答曲線(1)

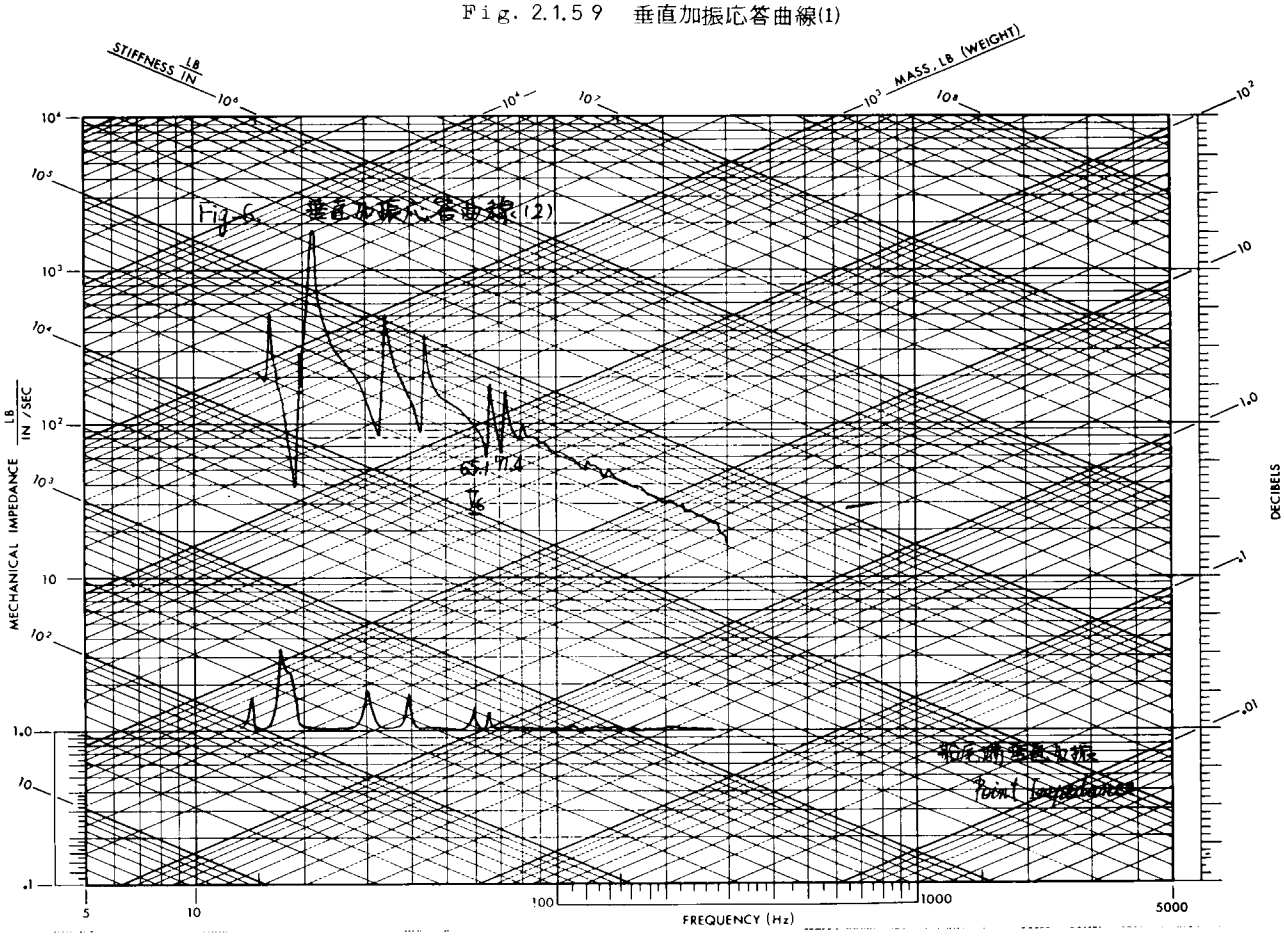


Fig. 2.1.60　垂直加振応答曲線(2)

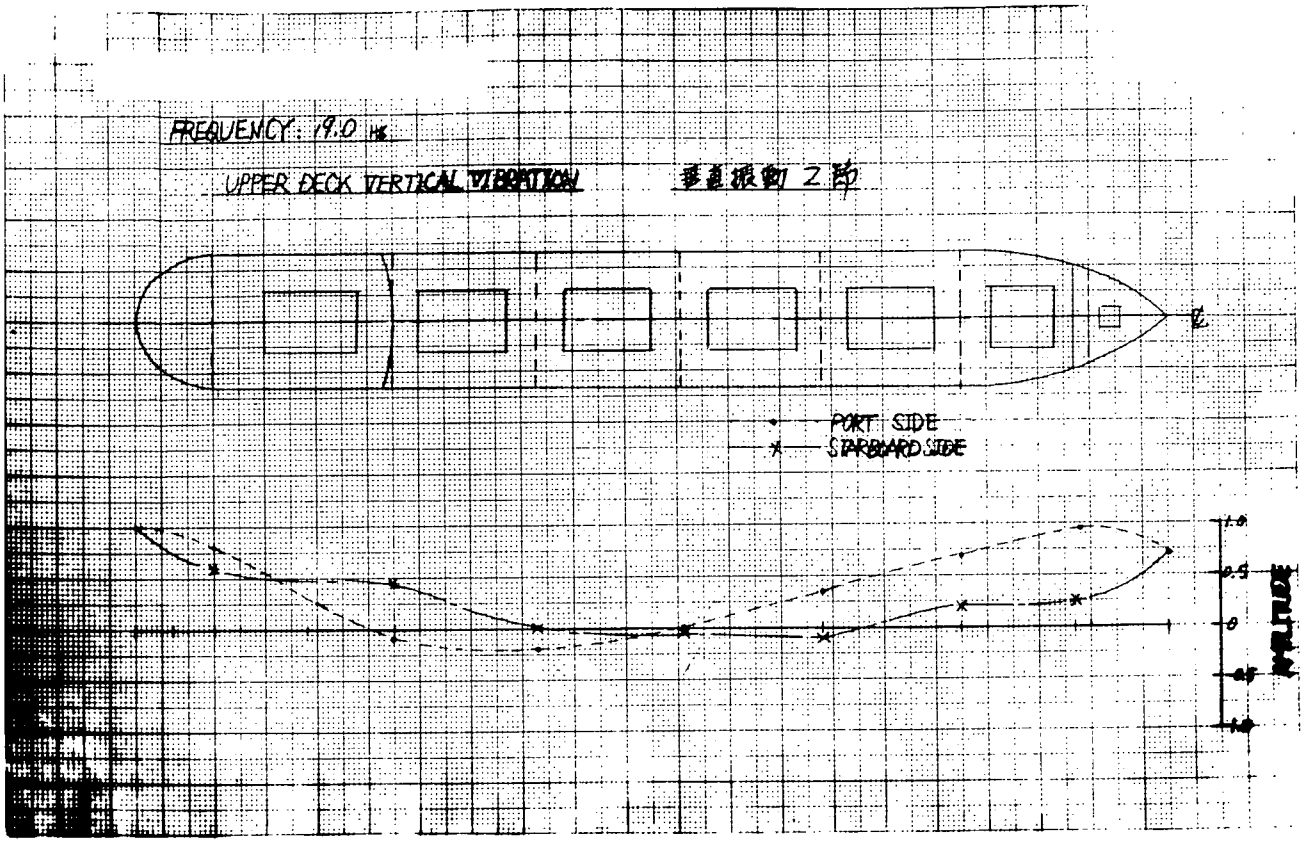


Fig. 2.1.6 1 VIBRATION MODE

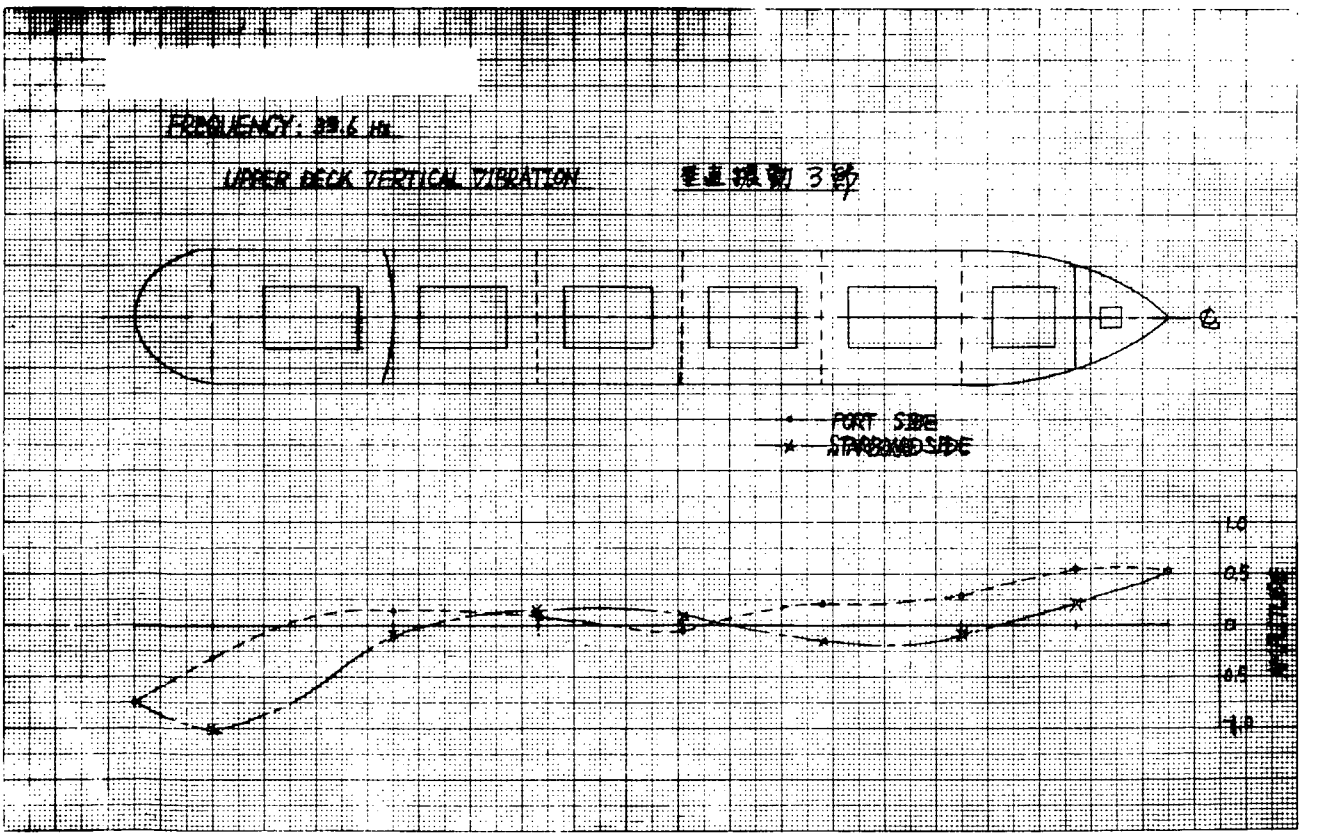


Fig. 2.1.6 2 VIBRATION MODE

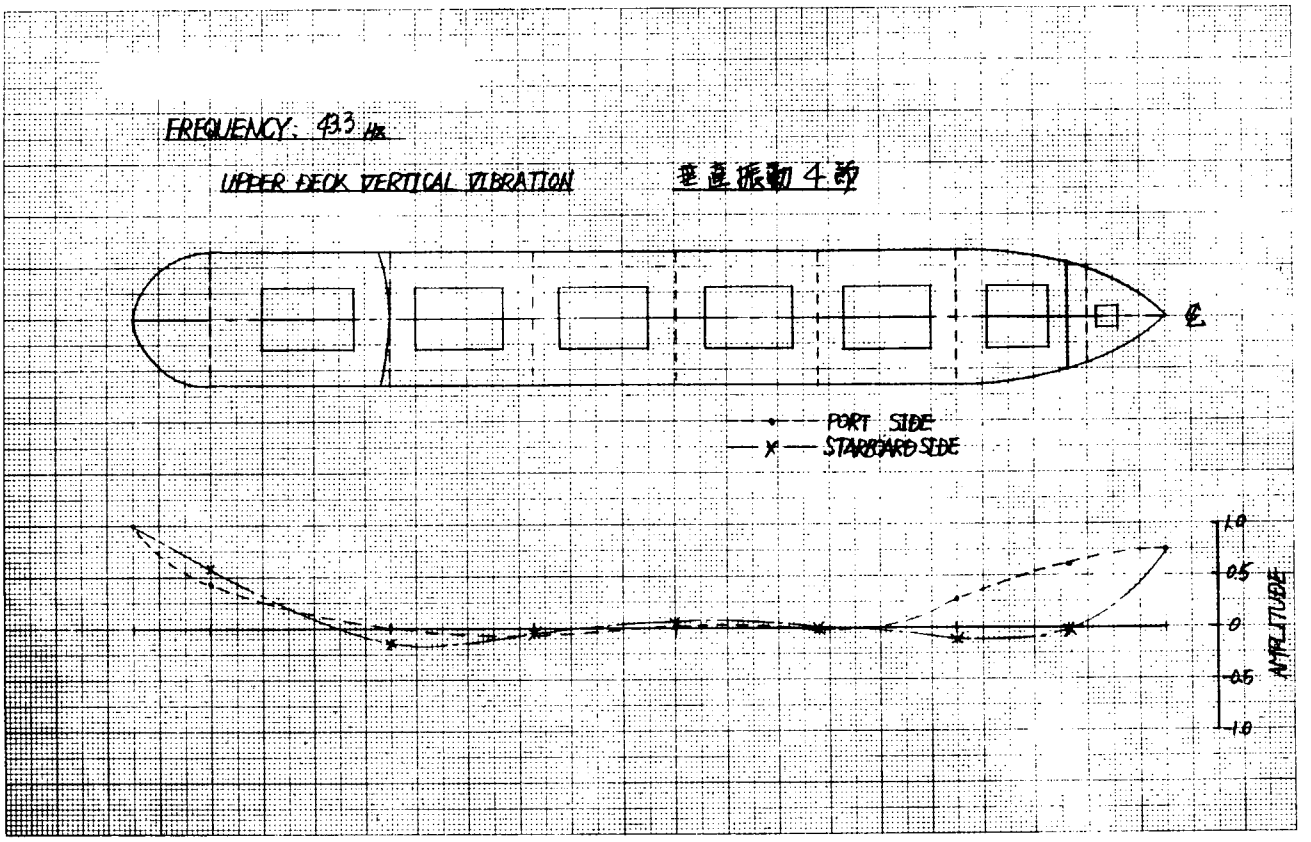


Fig. 2.1.63 VIBRATION MODE

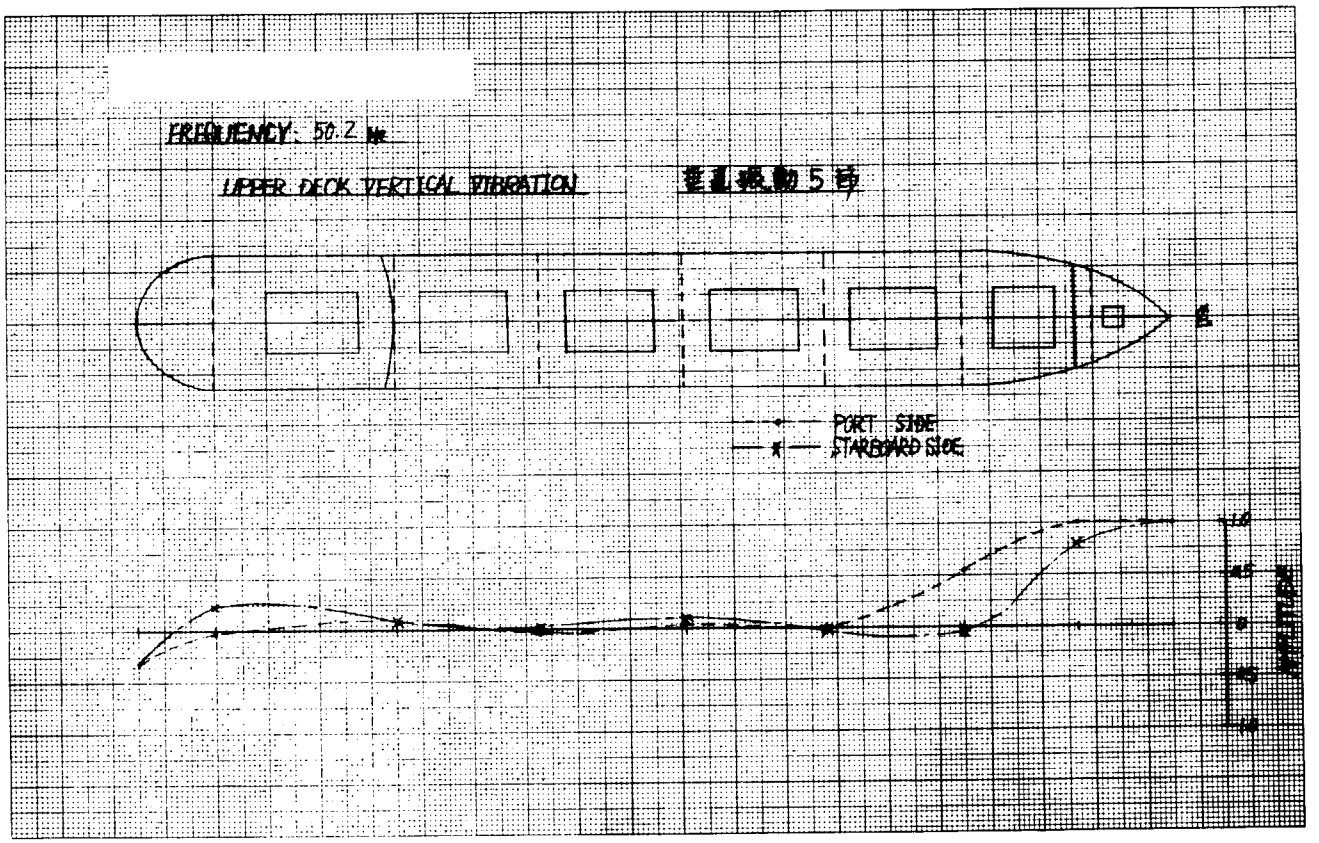


Fig. 2.1.64 VIBRATION MODE

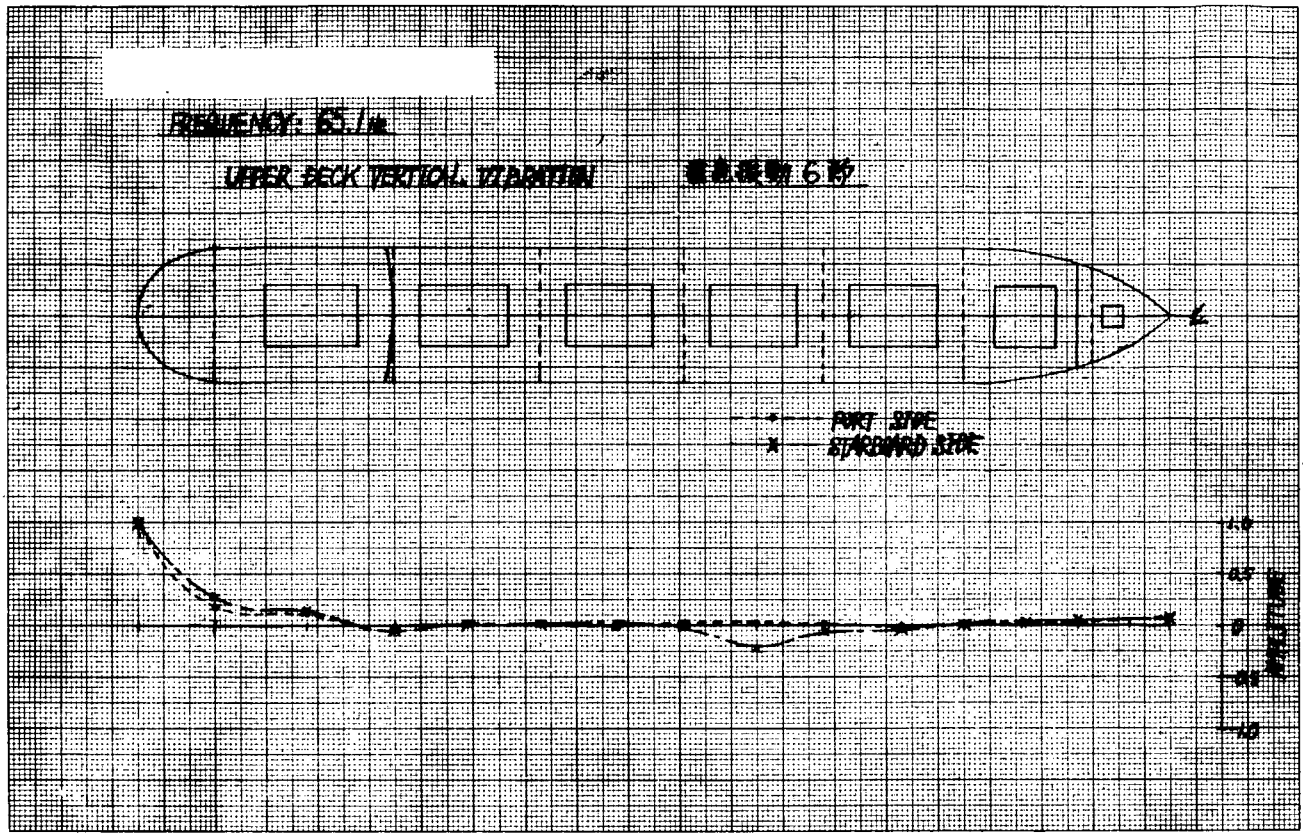


Fig. 2.1.65 VIBRATION MODE

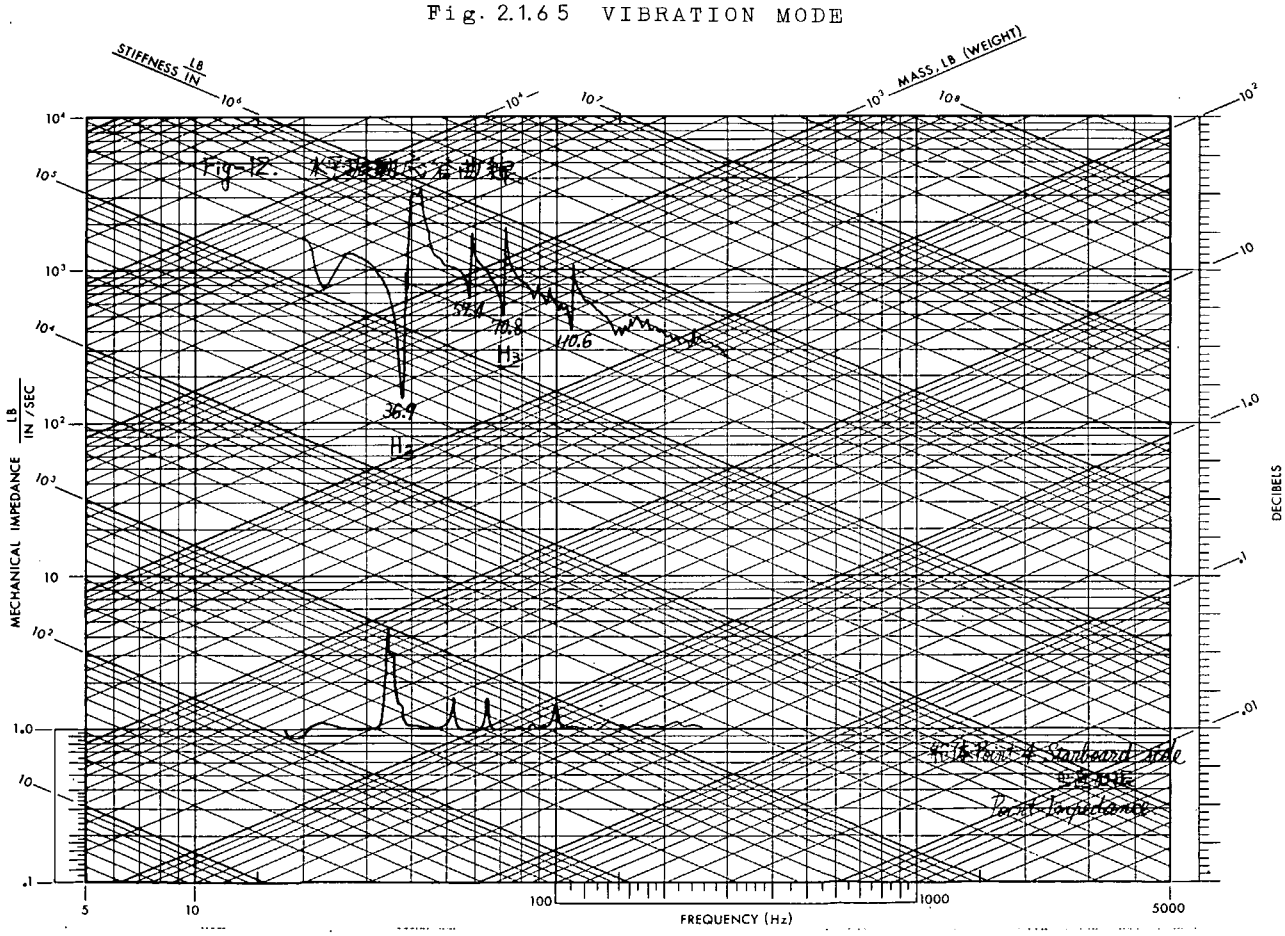


Fig. 2.1.66 水平振動応答曲線

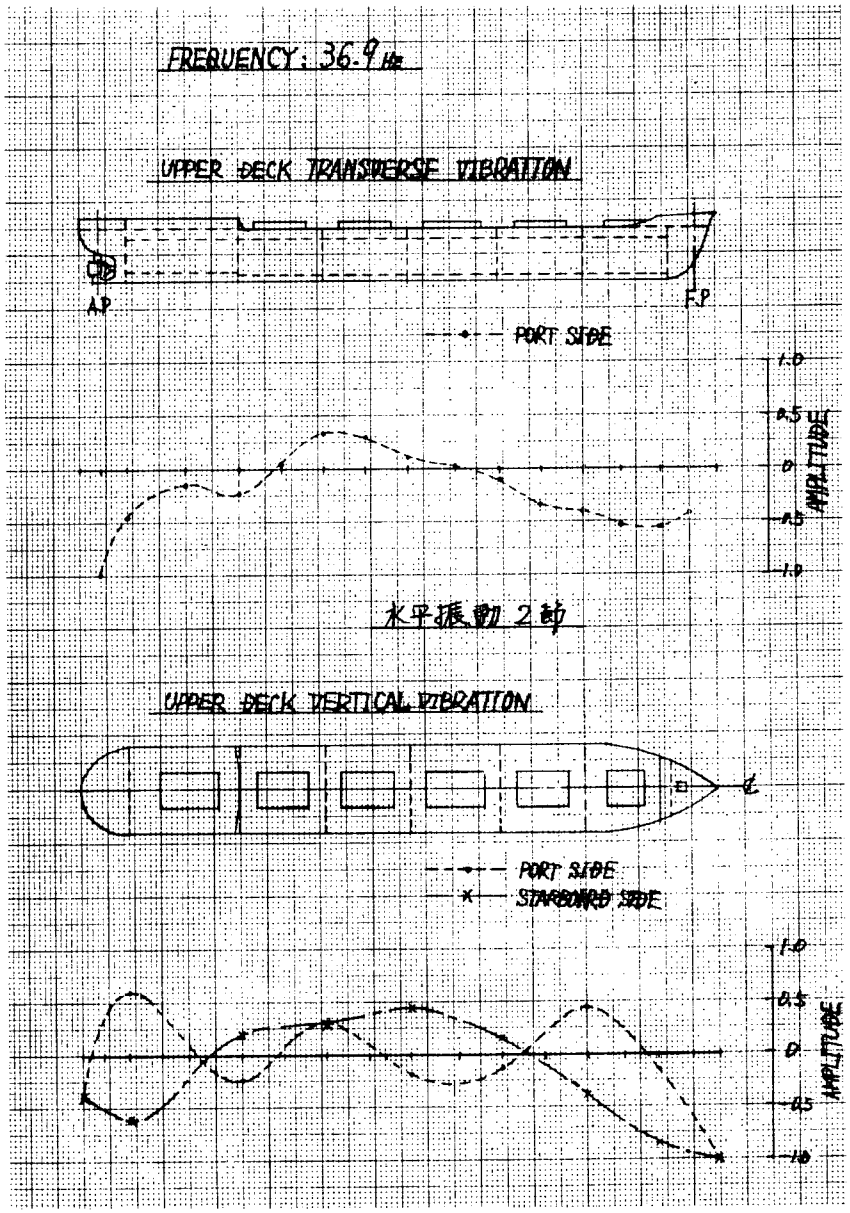


Fig. 2.1.67 VIBRATION MODE

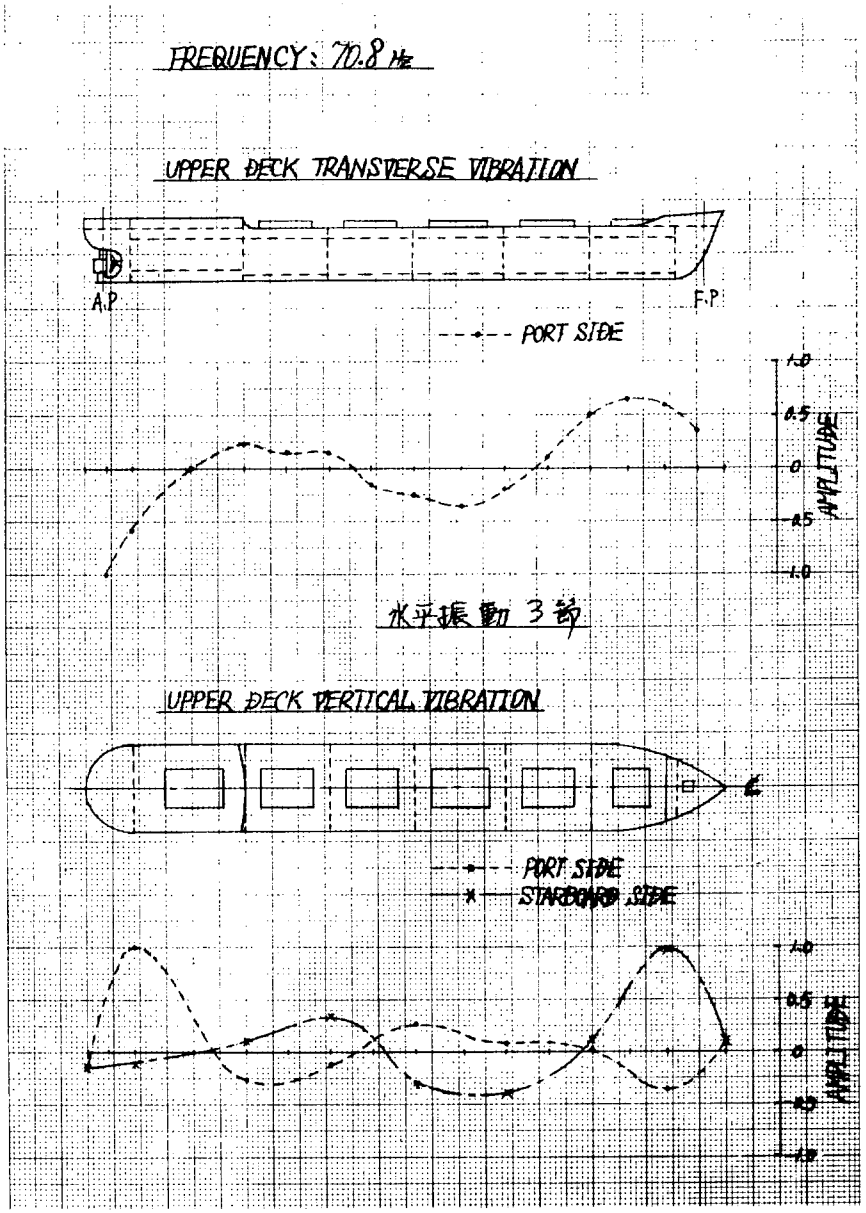


Fig. 2.1.68 VIBRATION MODE

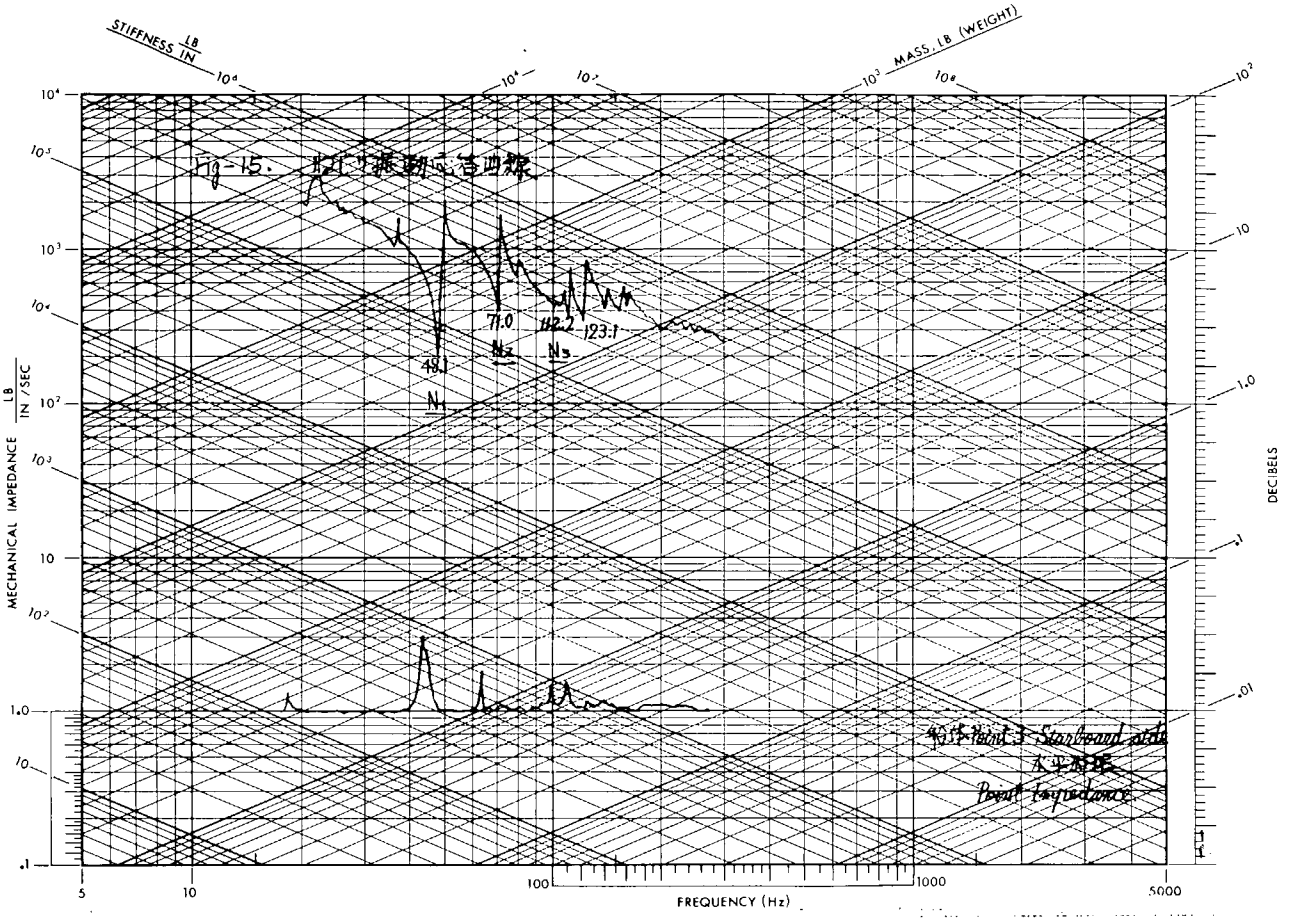


Fig. 2.1.69　ねじり振動応答曲線

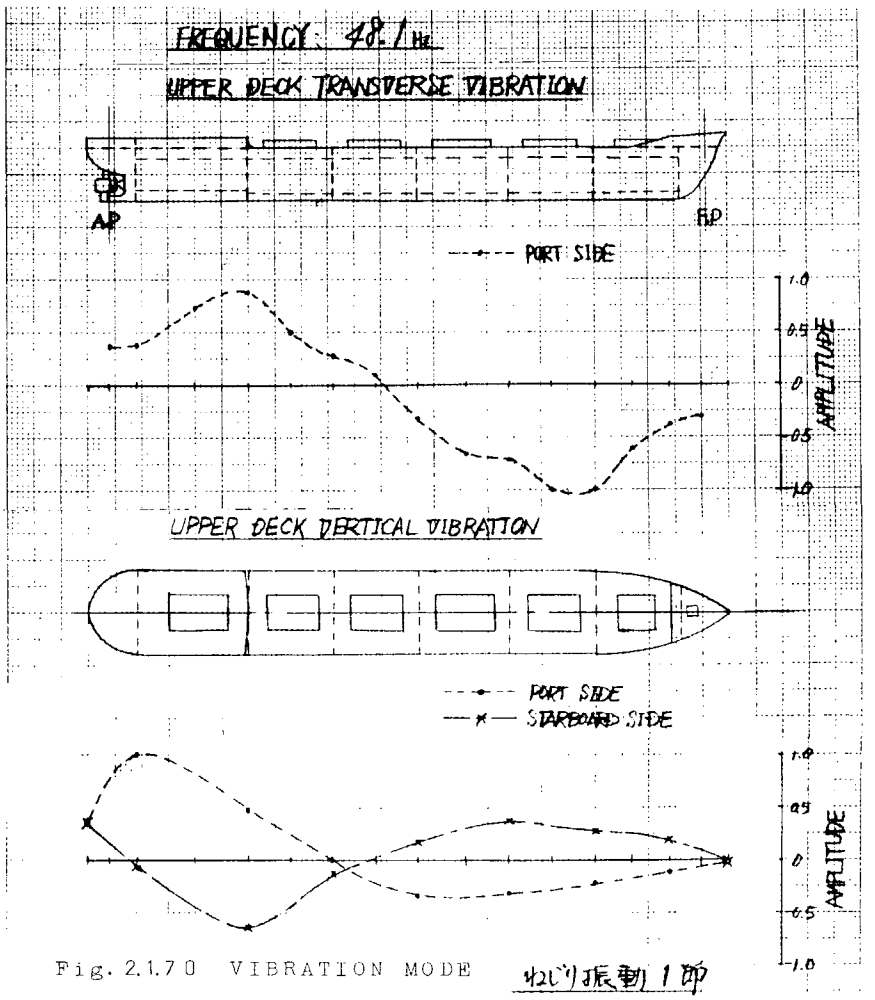


Fig. 2.1.70　VIBRATION MODE　ねじり振動1節

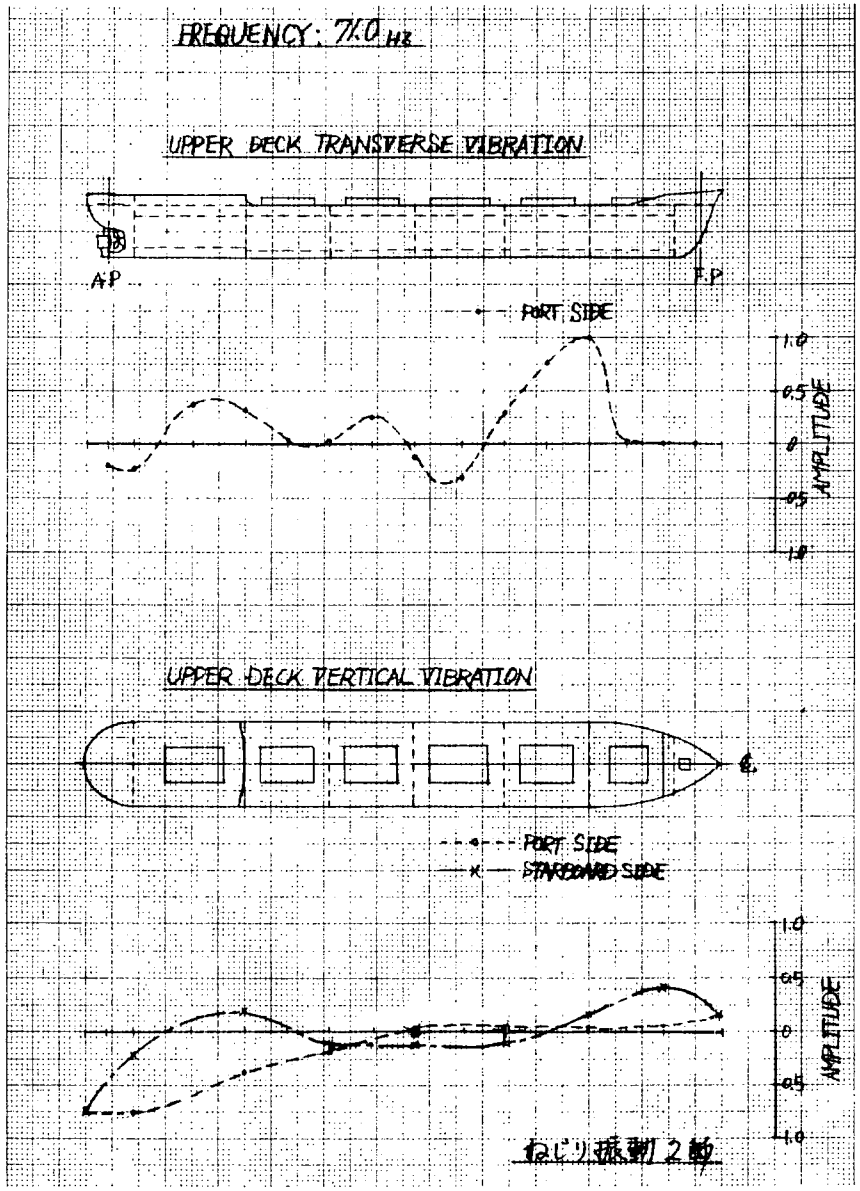


Fig. 2.1.71 VIBRATION MODE

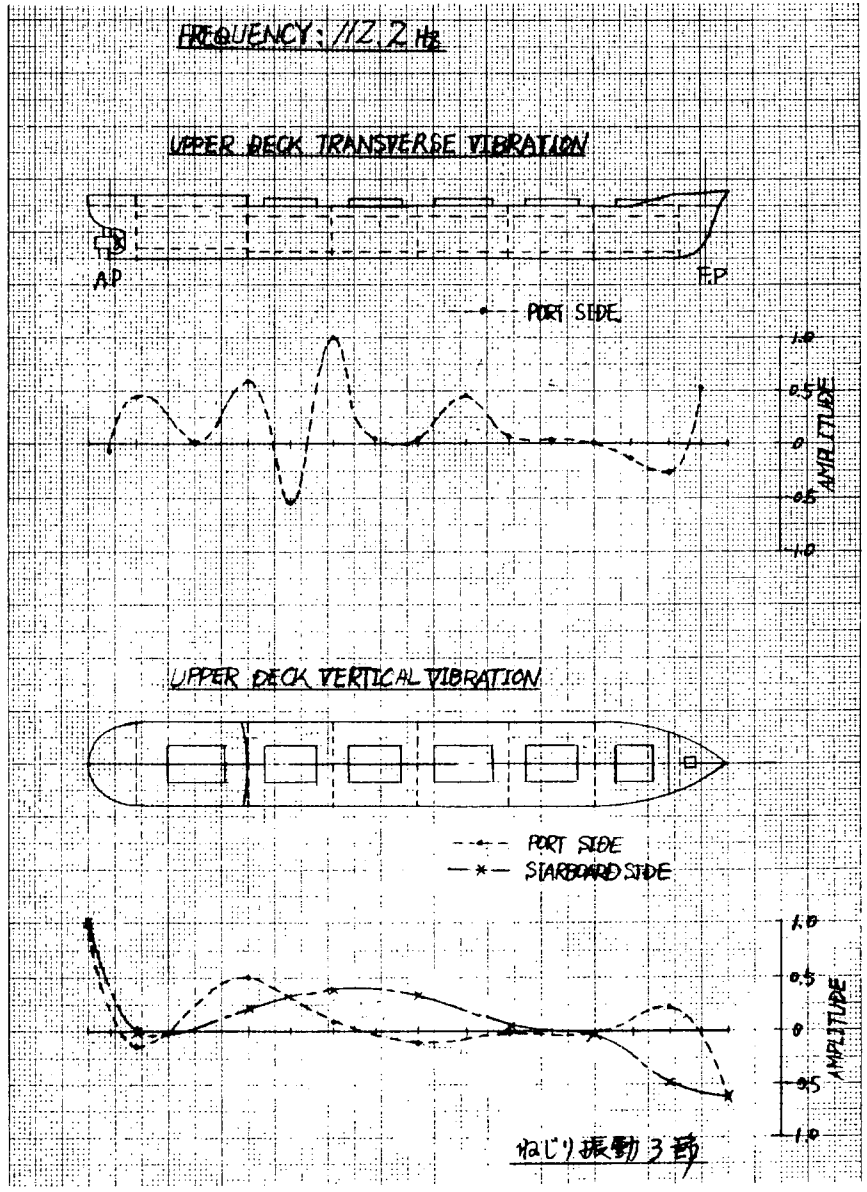


Fig. 2.1.72 VIBRATION MODE

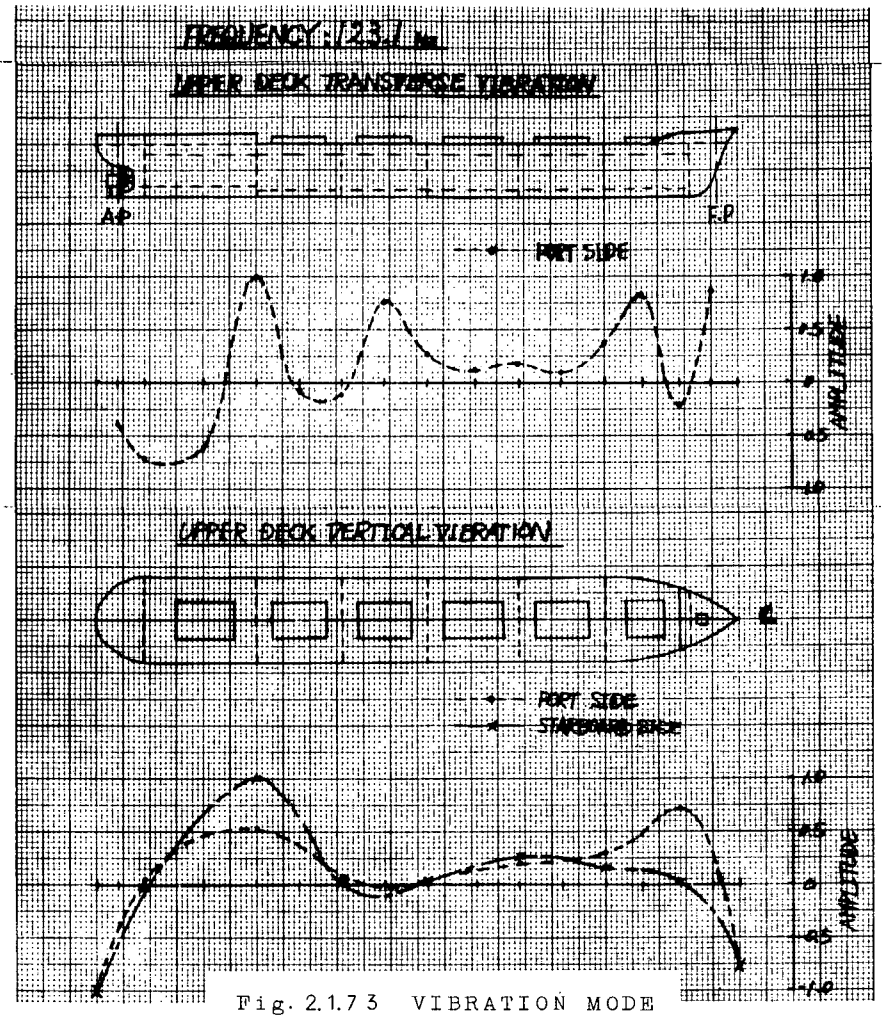


Fig. 2.1.7 3 VIBRATION MODE

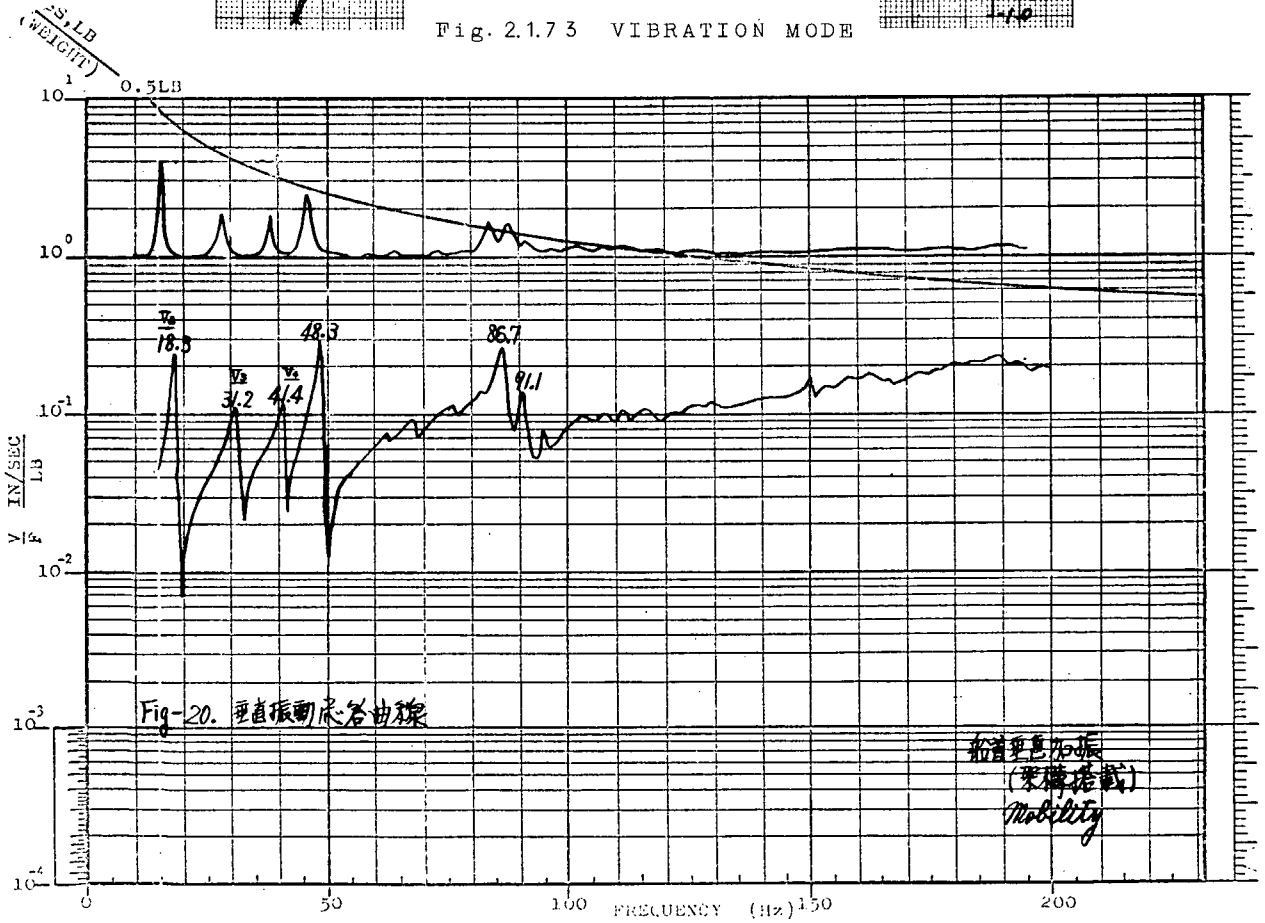


Fig-20. 垂直振動応答曲線

Fig. 2.1.7 4 垂直振動応答曲線

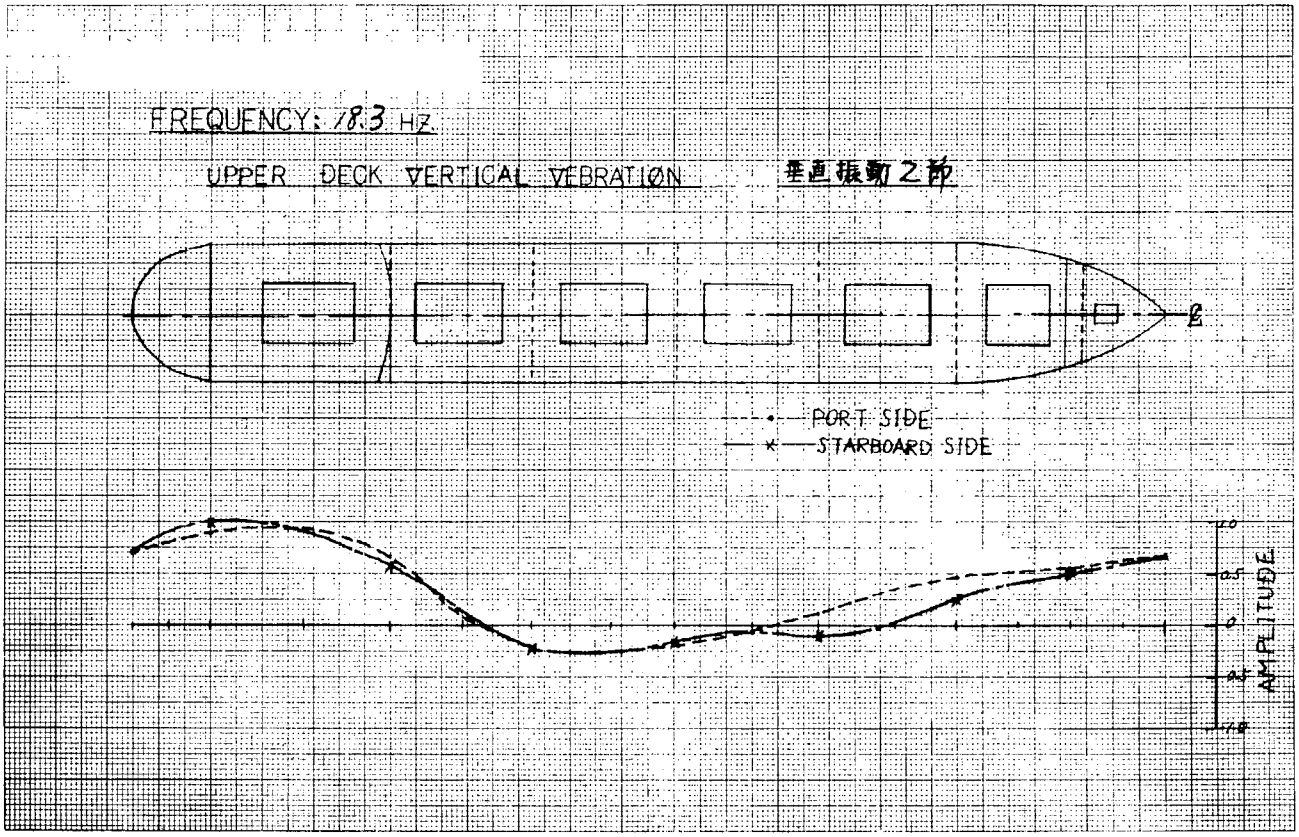


Fig. 2.1.75 VIBRATION MODE

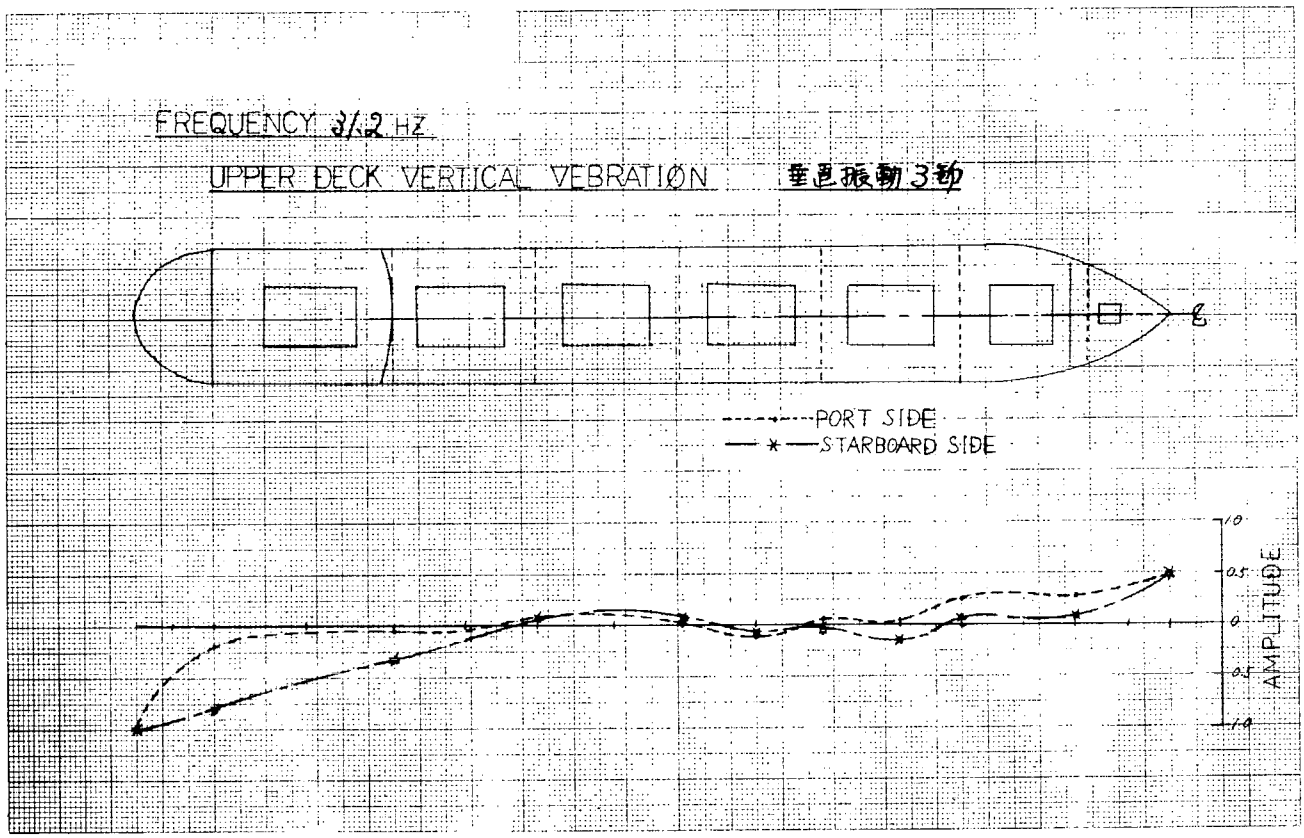


Fig. 2.1.76 VIBRATION MODE

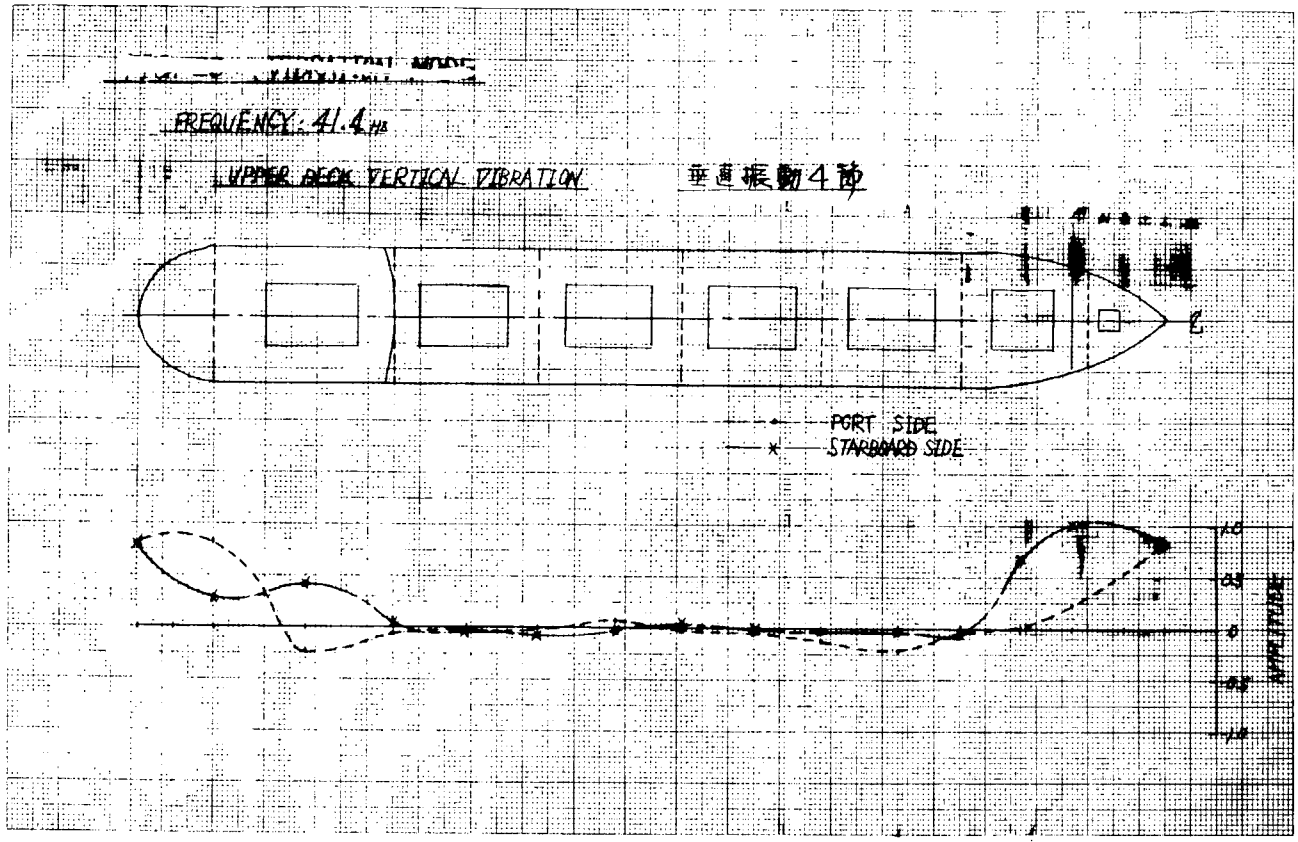


Fig. 2.1.77 VIBRATION MODE

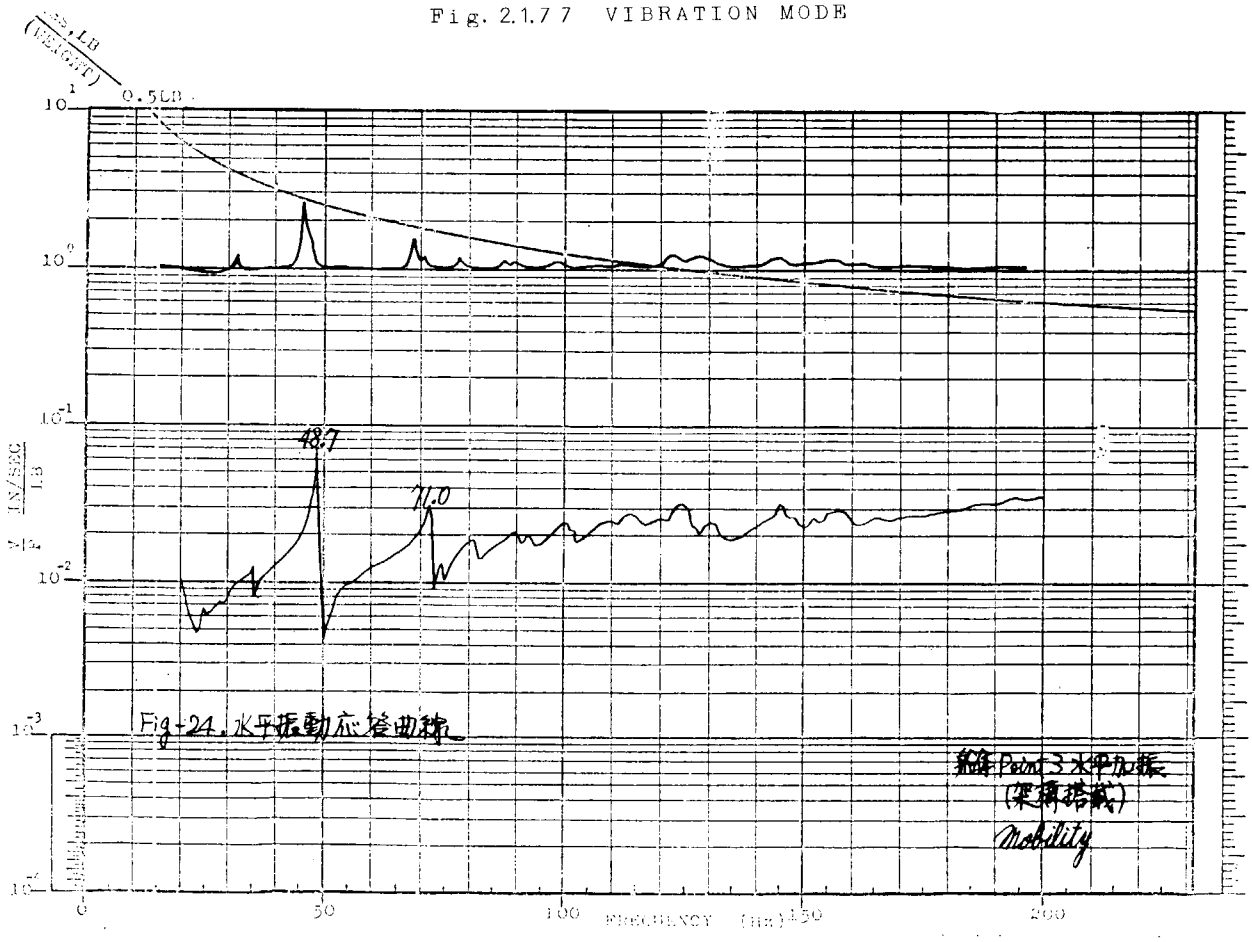


Fig. 2.1.78 水平振動応答曲線

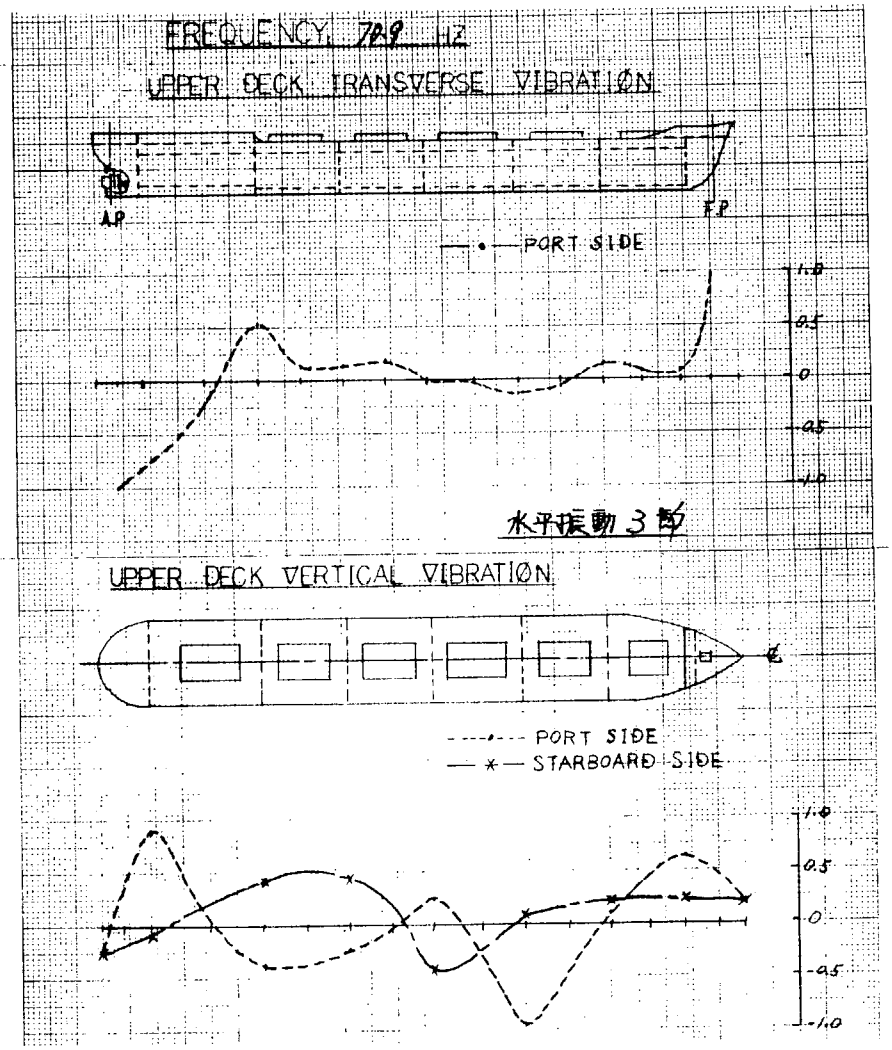


Fig. 2.1.79 VIBRATION MODE

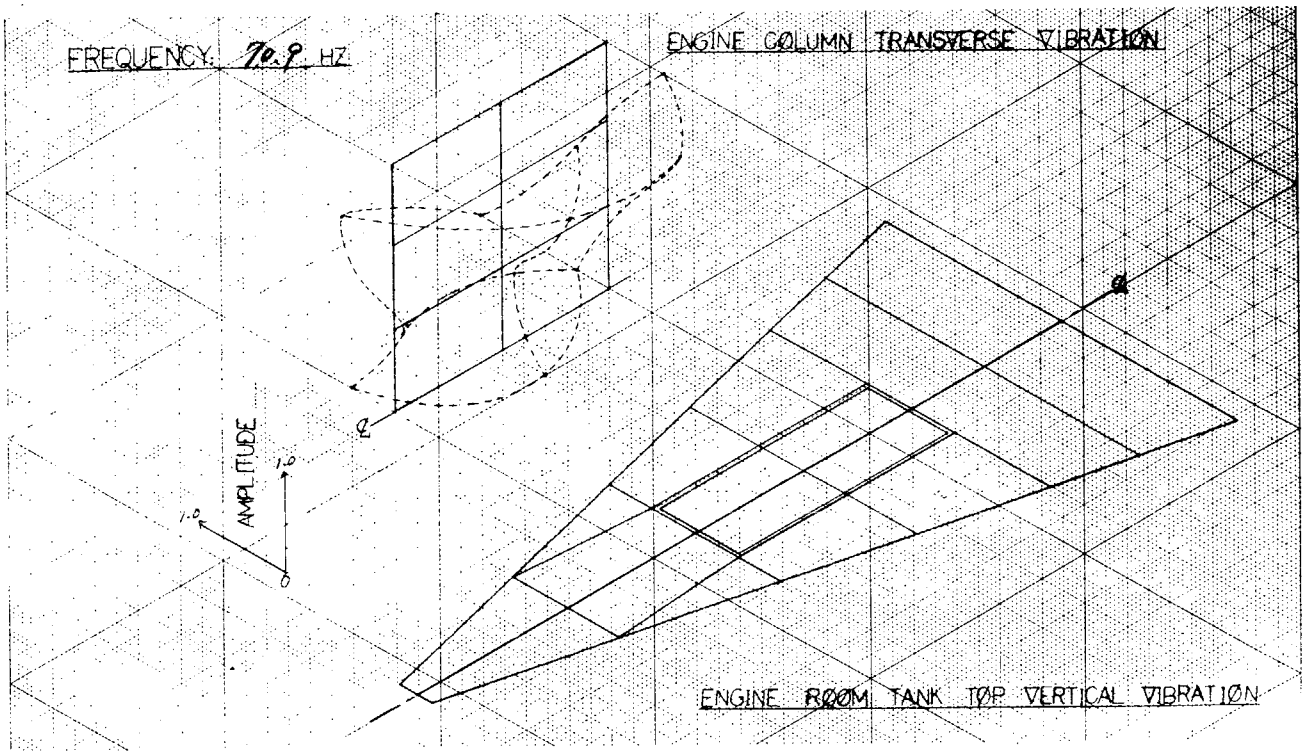


Fig. 2.1.80 VIBRATION MODE

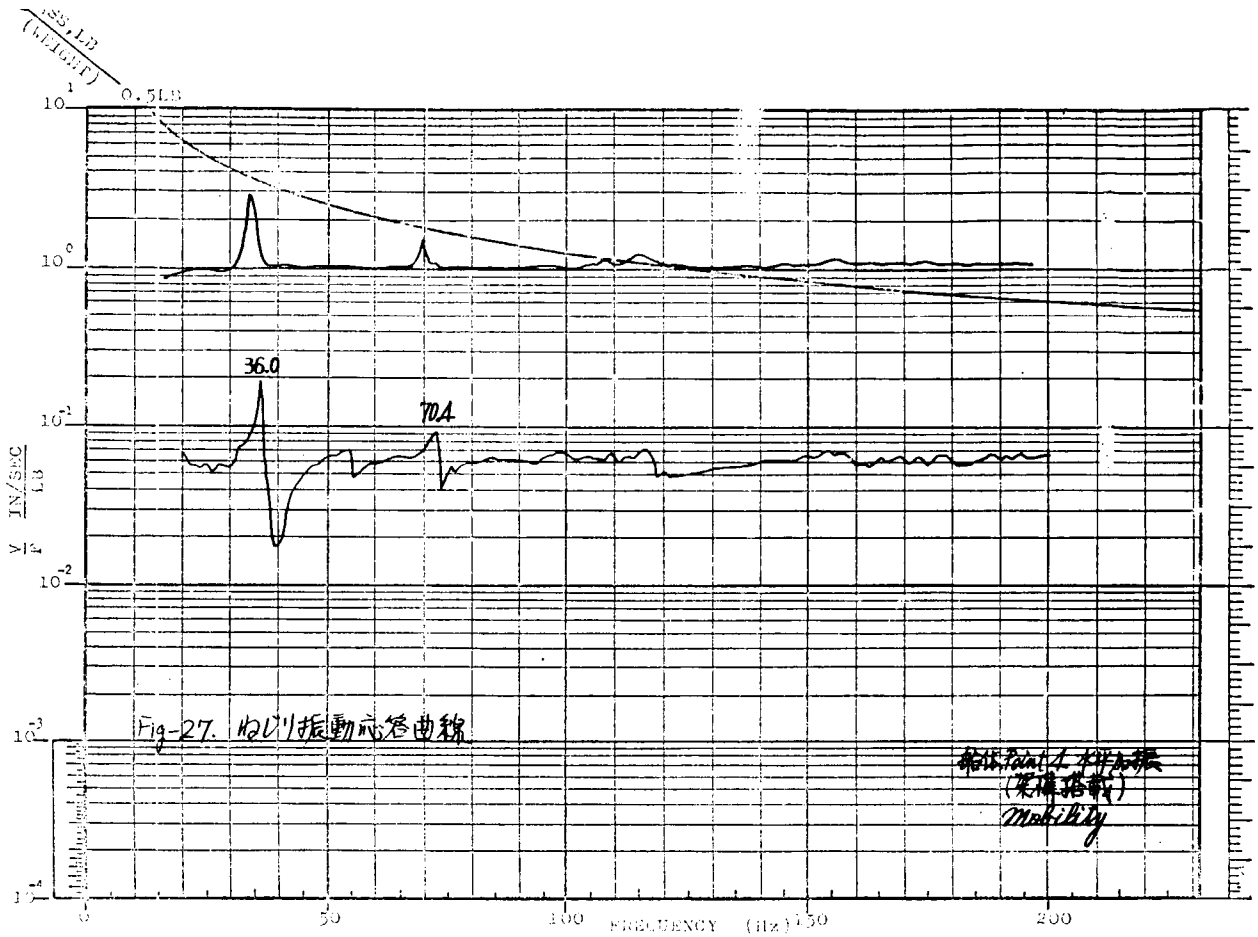


Fig. 2.1.8 1　ねじり振動応答曲線

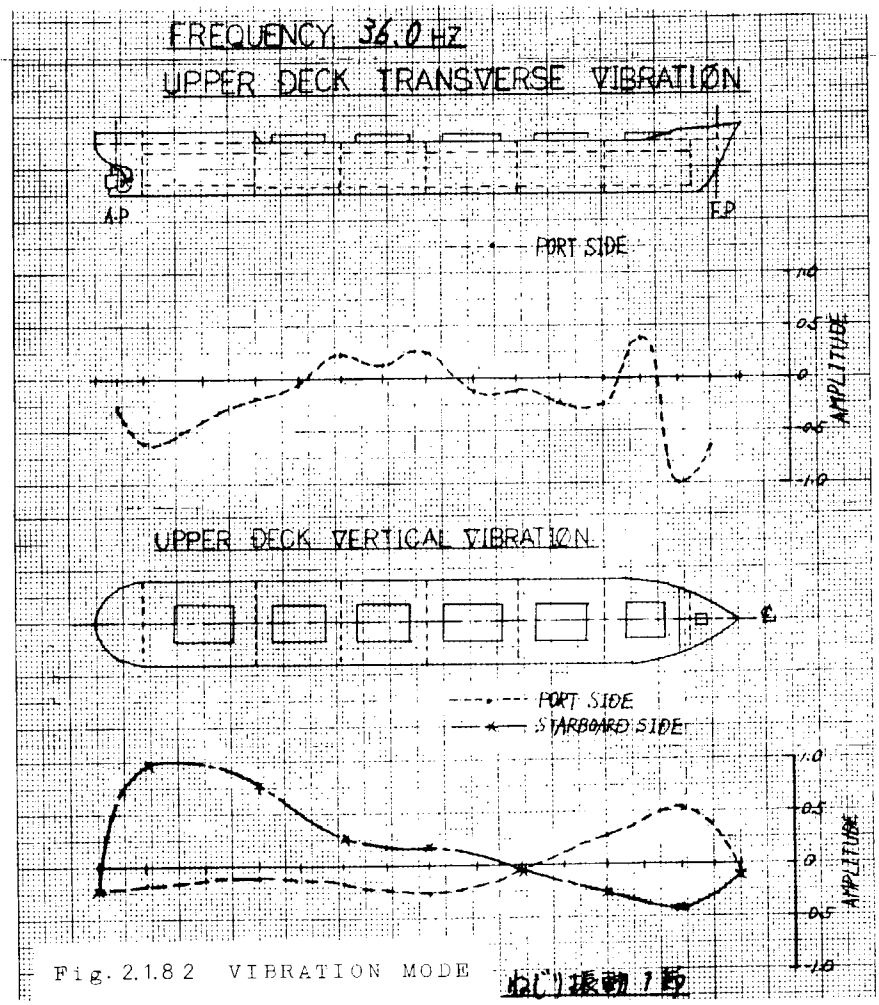


Fig. 2.1.8 2　VIBRATION MODE　ねじり振動 1 節

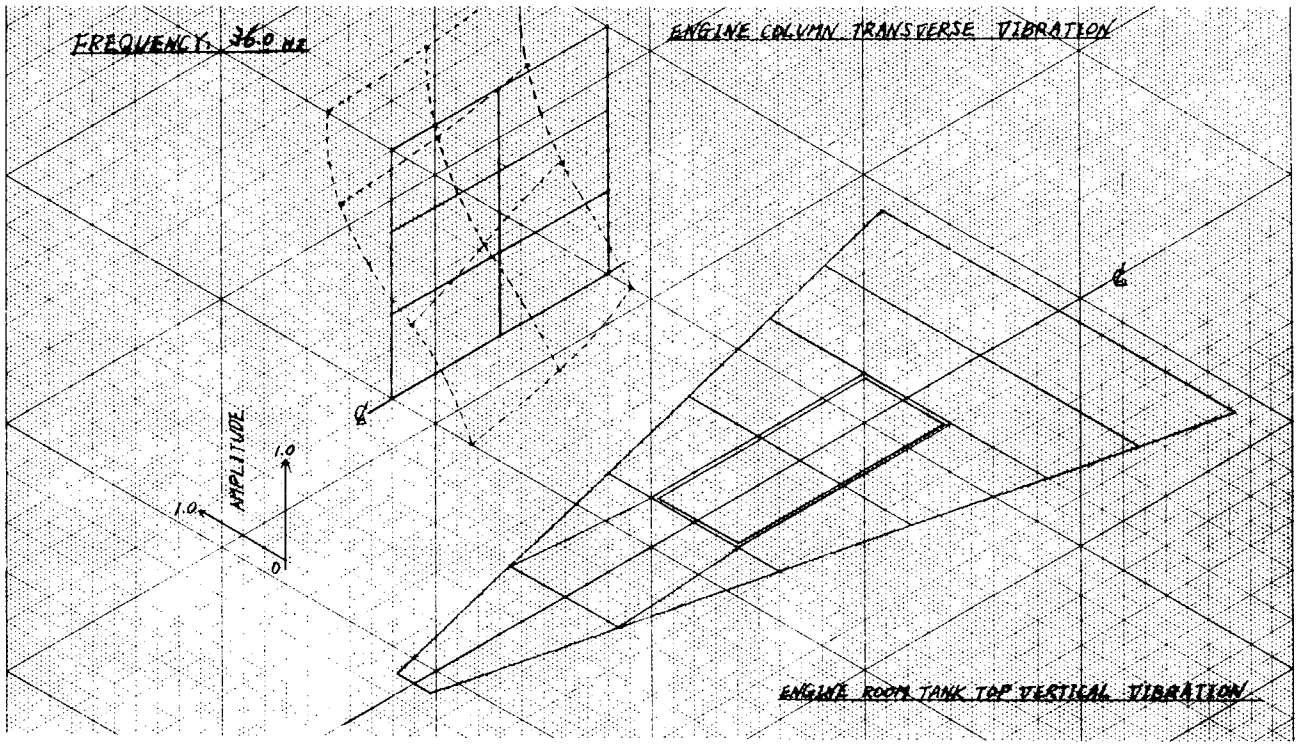


Fig. 2.1.83 VIBRATION MODE

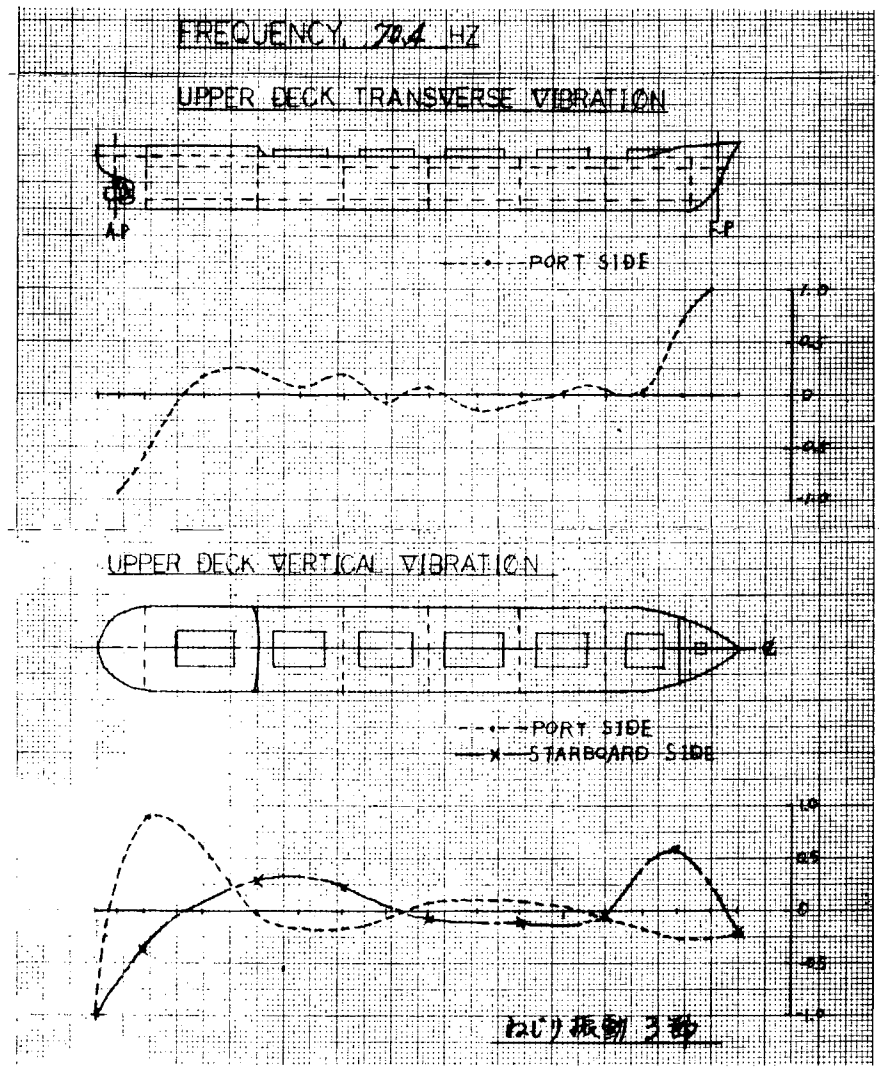


Fig. 2.1.84 VIBRATION MODE

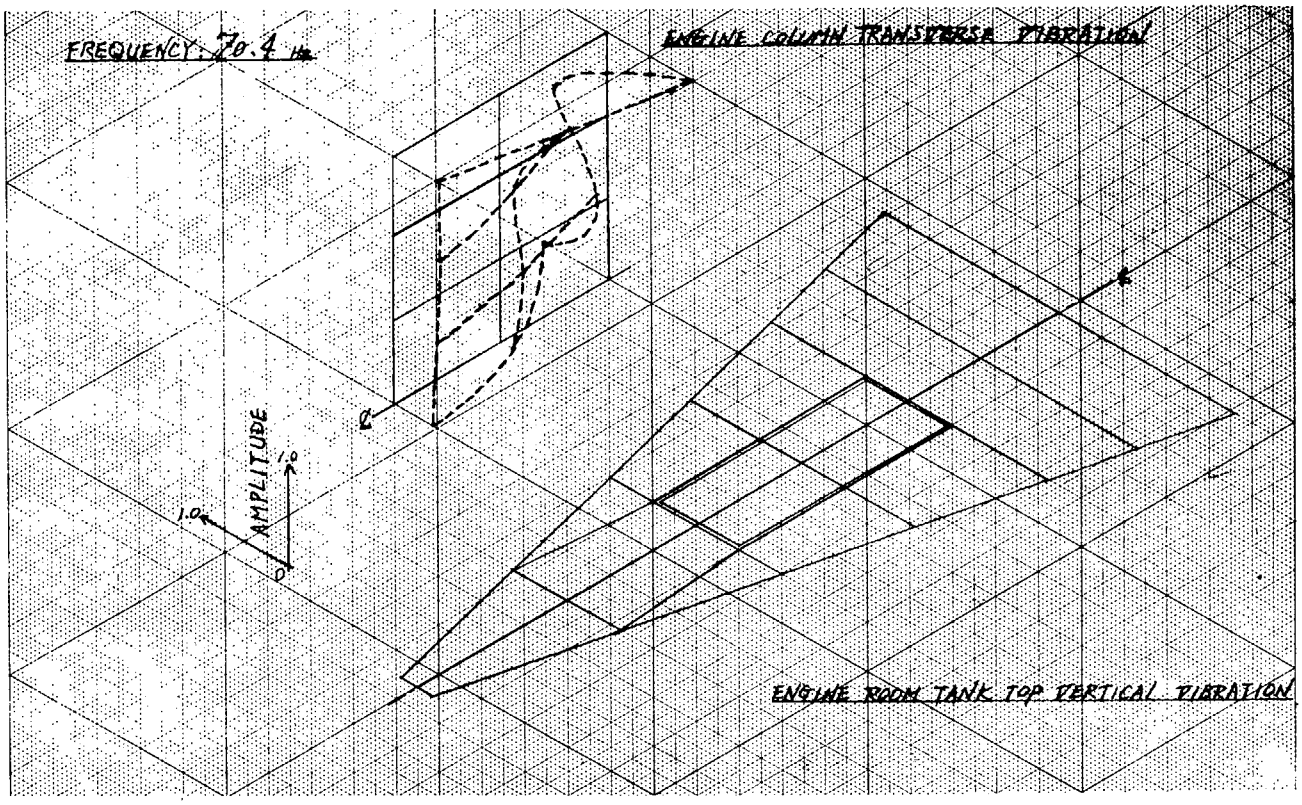


Fig. 2.1.85 VIBRATION MODE

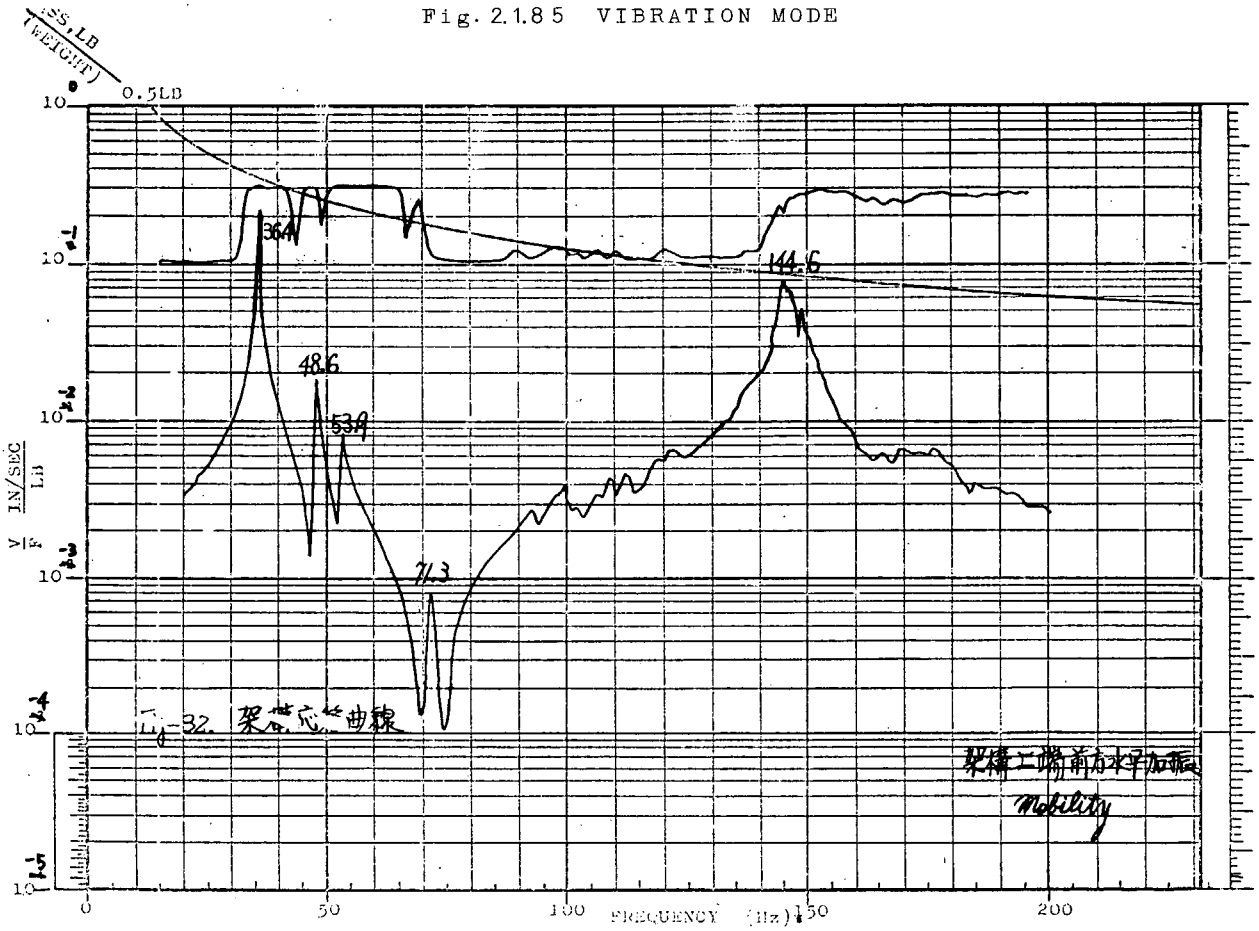


Fig. 2.1.86 架構応答曲線

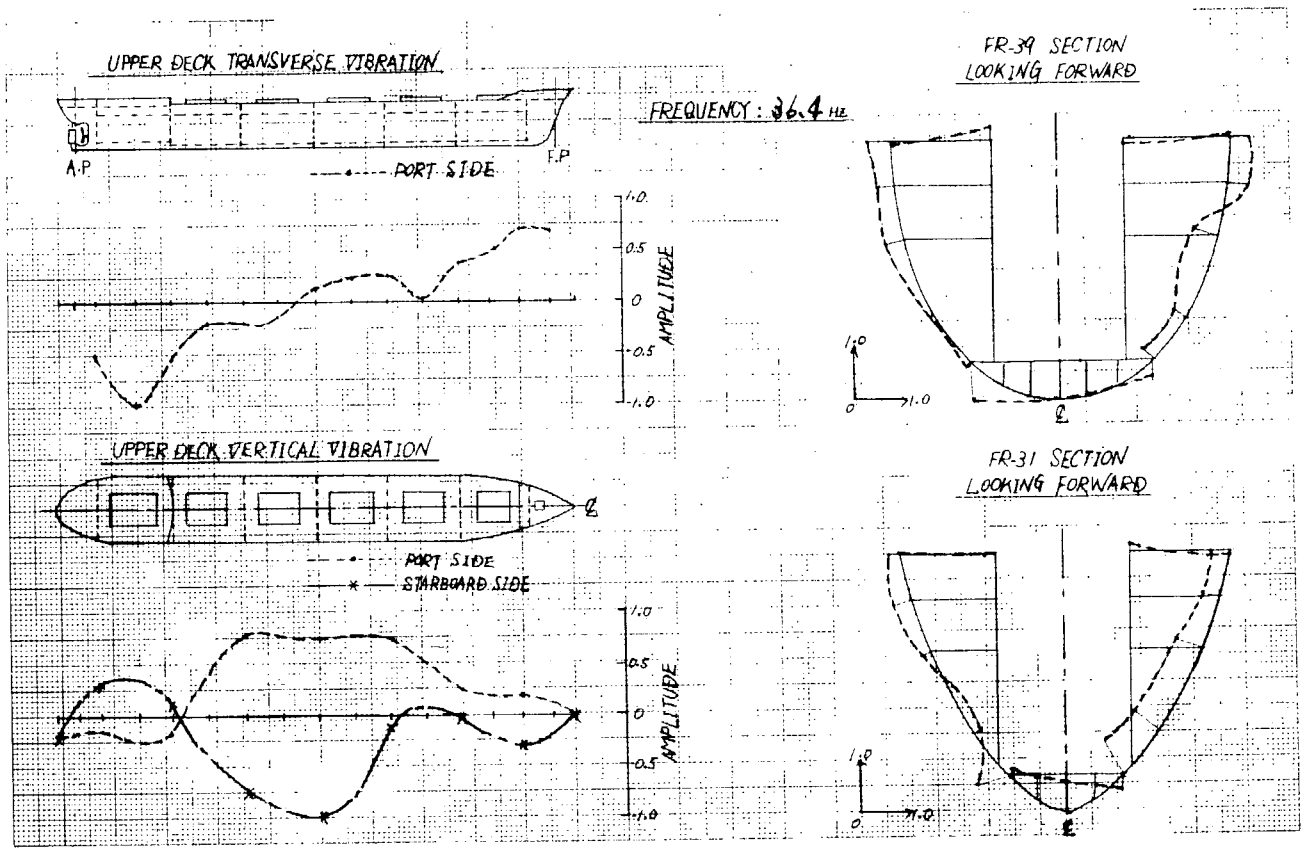


Fig. 2.1.87 VIBRATION MODE

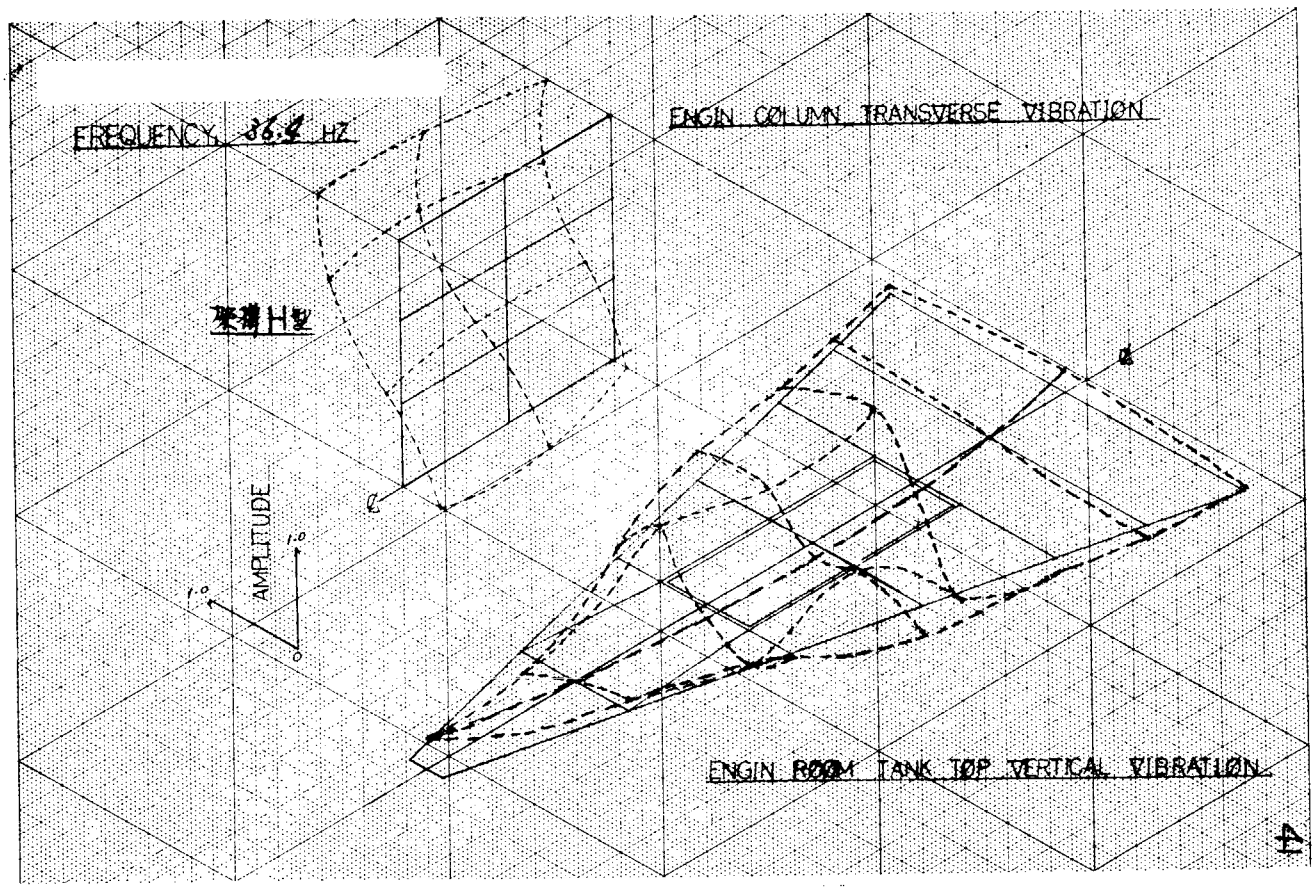


Fig. 2.1.88 VIBRATION MODE

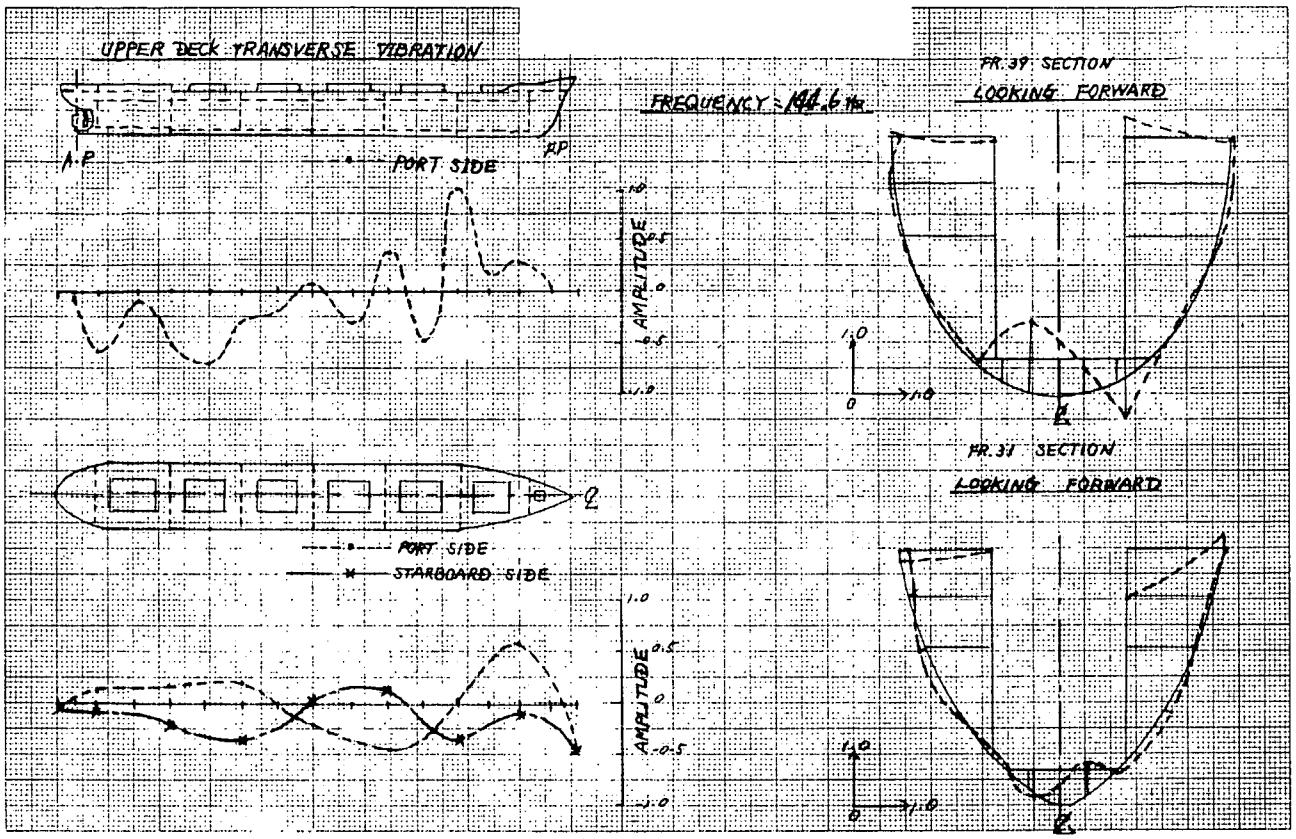


Fig. 2.1.89 VIBRATION MODE

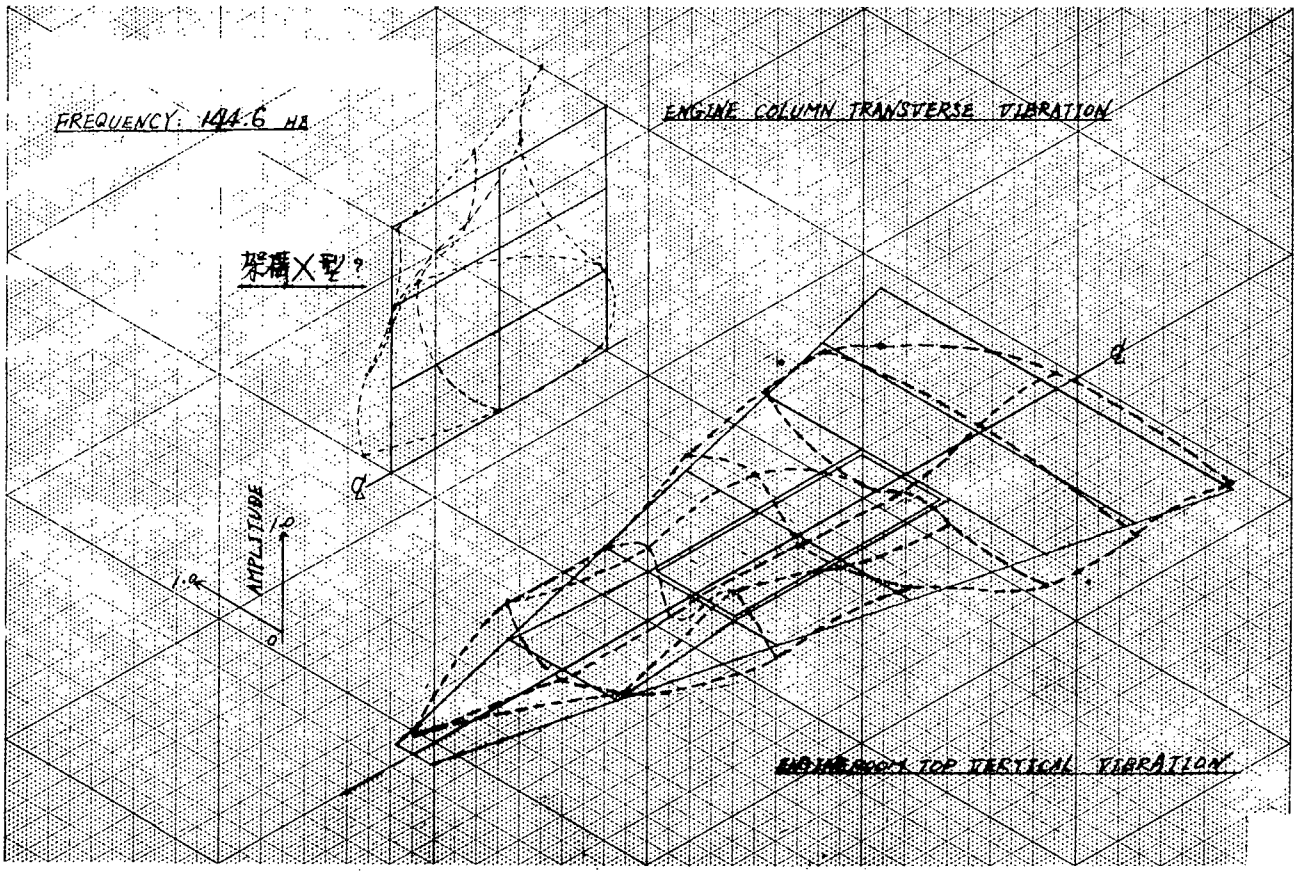


Fig. 2.1.90 VIBRATION MODE

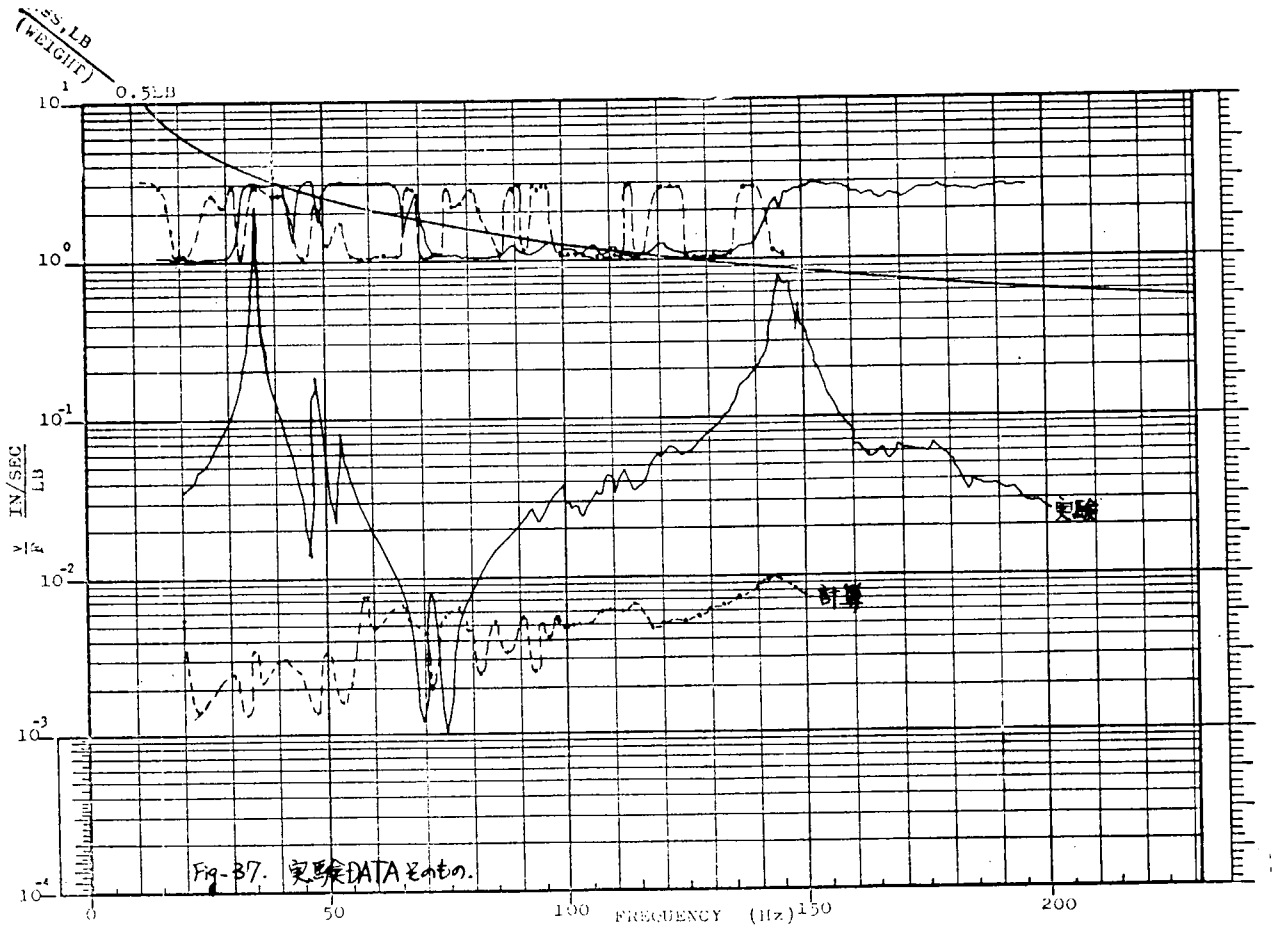


Fig-87. 実験DATAそのもの.

Fig. 2.1.9 1　実験 DATA そのもの

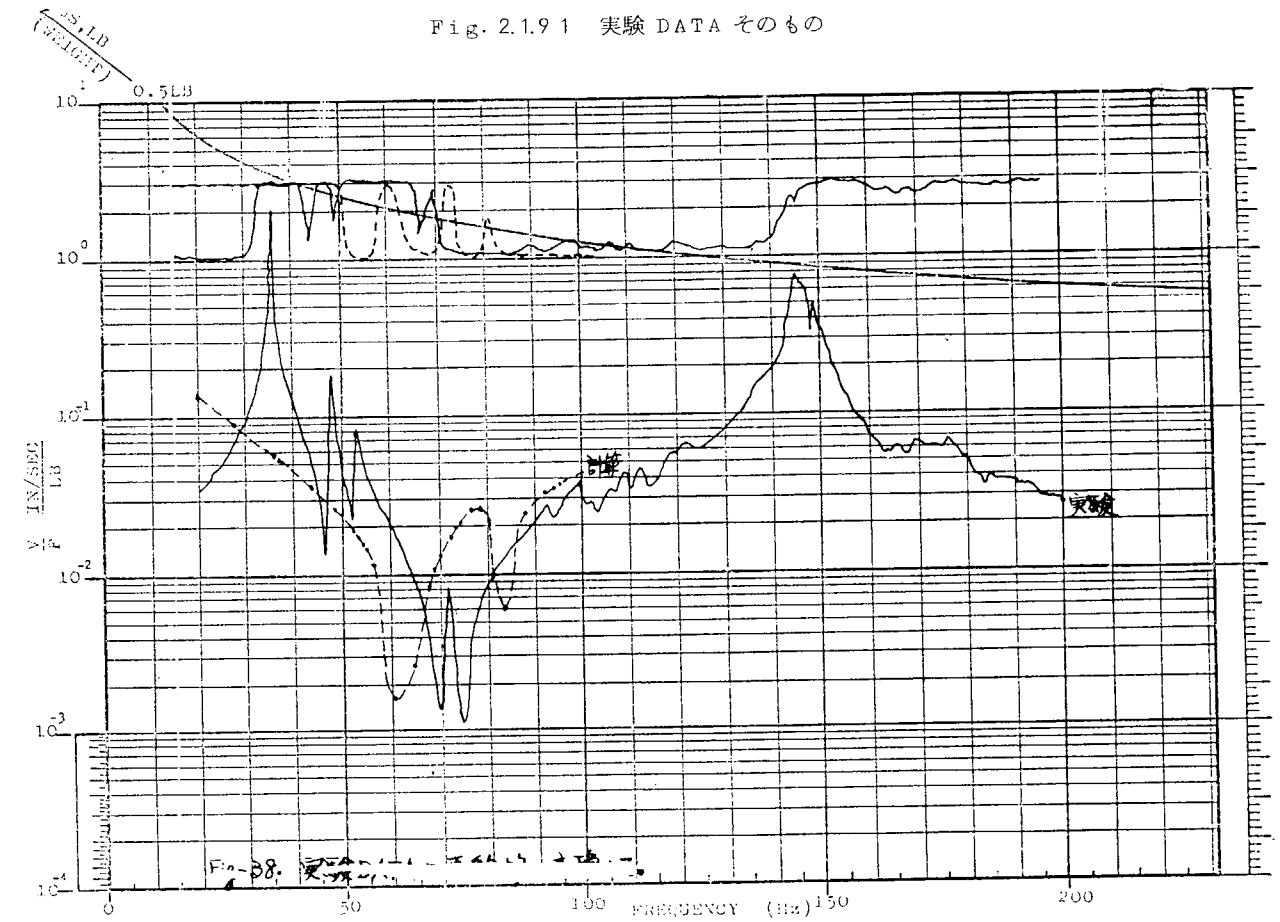


Fig-88.

Fig. 2.1.9 2　実験 DATA を直線的に変換して

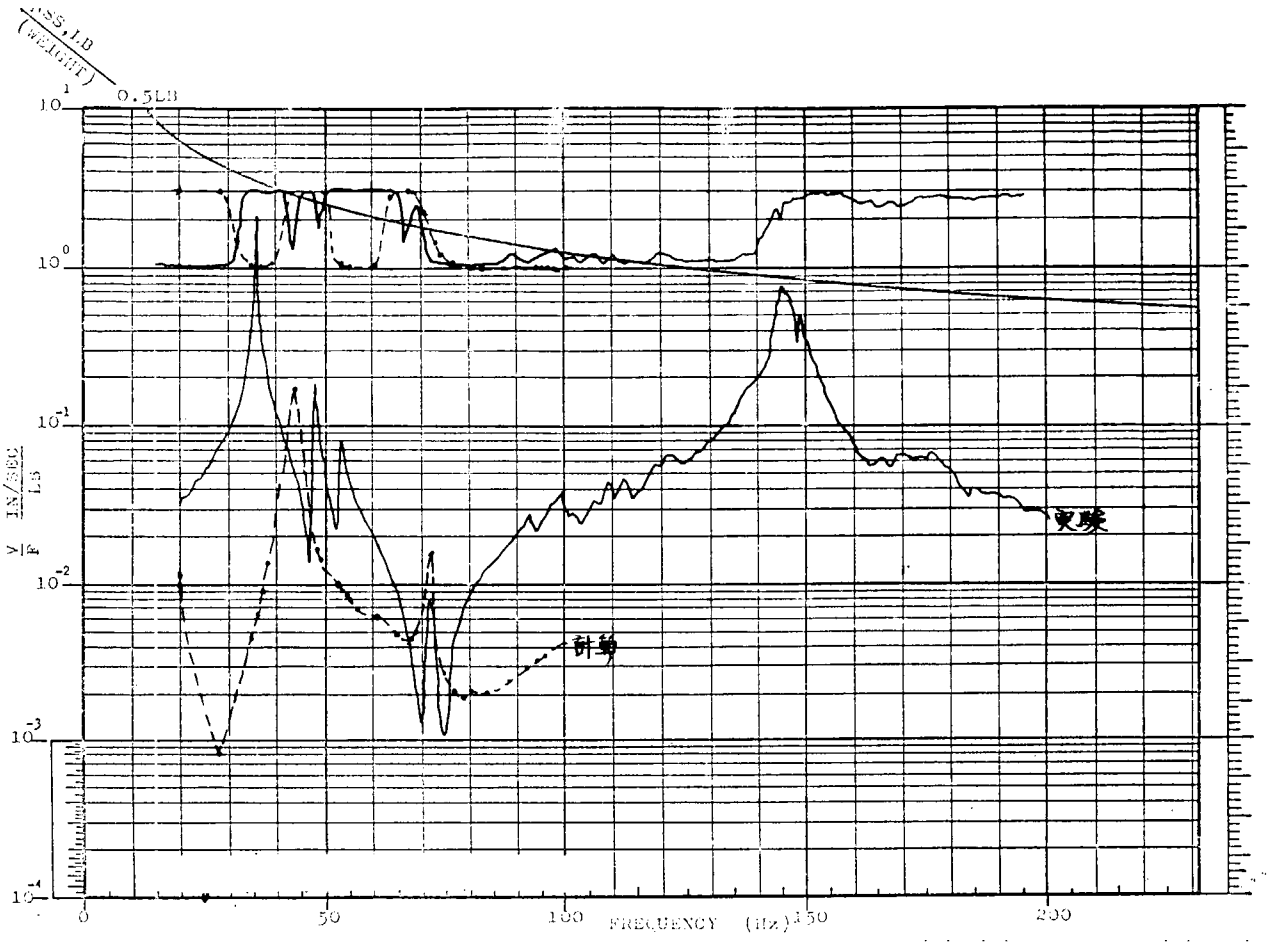
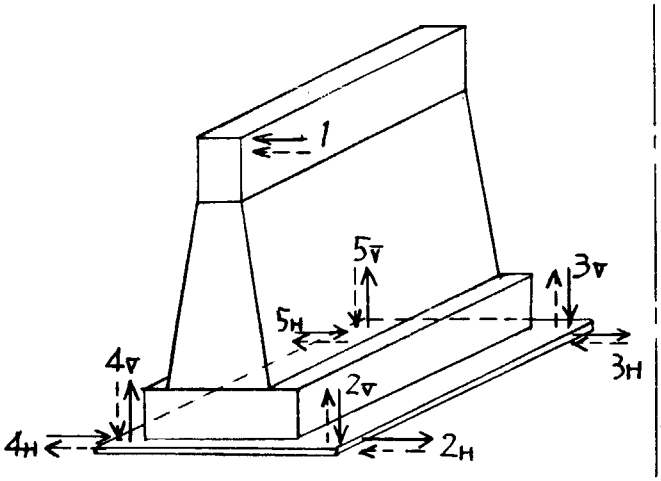


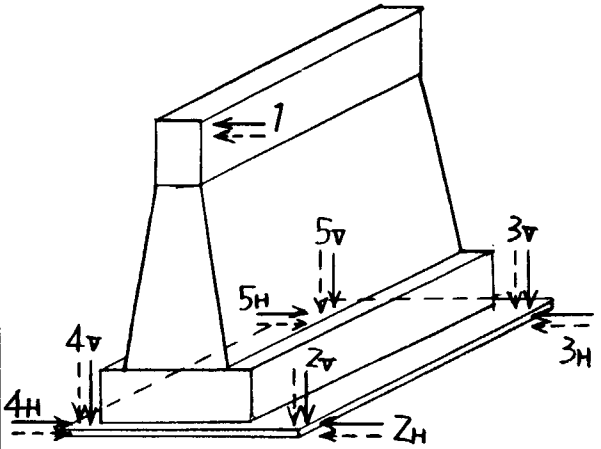
Fig. 2.1.93　実験 DATA の１シリンダのみ取り出す

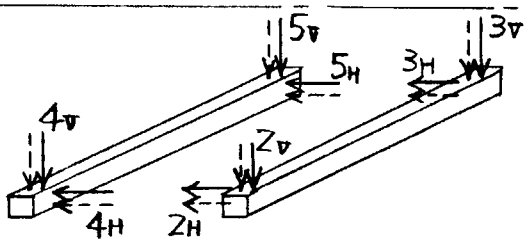
(4) 加振力と振動の位相関係（参考）

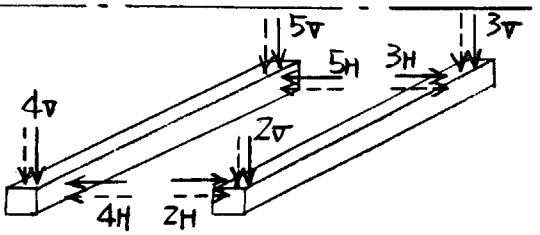
※ 外力（加振力）と内力



※ 今回の計測状態







←外力(加振力)
←--内力

架構

i \ j	1	2V	2H	3V	3H	4V	4H	5V	5H
1	+	+	−	+	−	−	+	−	+
2V	−	−	+	−	+	+	−	+	−
2H	+	+	−	+	−	−	+	−	+
3V	−	−	+	−	+	+	−	+	−
3H	+	+	−	+	−	−	+	−	+
4V	+	+	−	+	−	−	+	−	+
4H	−	−	+	−	+	+	−	+	−
5V	+	+	−	+	−	−	+	−	+
5H	−	−	+	−	+	+	−	+	−

二重底

i \ j	2V	2H	3V	3H	4V	4H	5V	5H
2V	+	+	+	+	−	−	−	−
2H	+	+	+	+	−	−	−	−
3V	+	+	+	+	−	−	−	−
3H	+	+	+	+	−	−	−	−
4V	−	−	−	−	+	+	+	+
4H	−	−	−	−	+	+	+	+
5V	−	−	−	−	+	+	+	+
5H	−	−	−	−	+	+	+	+

2.2 ディーゼル船機関架台ー架構系の振動応答解析

2.2.1 緒　言

ＳＲ９４研究部会および４４年度本研究部会において、シリンダ数の異なつた機関数種類について起振機実験を行ない、機関架構、二重底、機関室の振動系の振動特性を実験的に把握した。

そこで、本研究では４５年度に引き続き、起振機実験結果によつて機関架構・二重底の振動系のモデル化を計り、それらの諸数値の妥当性を検討するとともに、アナログ型言語によるデイジタルシミュレーションを行なつて機関架構・二重底連成振動系の振動応答特性を求めた。

2.2.2 計算方法

(1) 固有振動

(a) 機関架構・二重底のモデル化

(i) 機関架構

架構を各シリンダごとに分割し、Fig. 2.2.1 に示すようにそれぞれを１個のばね一質点に置換する。ここで、Mは架構１シリンダ当りの等価質量、K_Eは架構の基礎を固定としたときの１シリンダ当りのばね定数、k_E はシリンダ間のばね定数、K_θ は架構取付部の回転ばね定数である。このとき、MおよびKEは Myklestad 法により求められ、k_E および K_θ は架構の起振機実験によつて求められる。

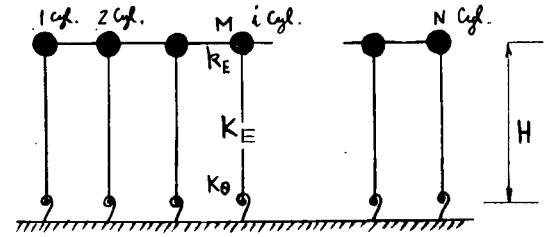


Fig. 2.2.1　機関架構のモデル

いま、i Cyl. の振動振幅を x_i とすると、各質点についての運動方程式は、

$$\left.\begin{aligned}
&M\ddot{x}_1 + (K1 + k_E)x_1 - k_E x_2 = 0\\
&M\ddot{x}_2 - k_E x_1 + (K1 + 2k_E)x_2 - k_E x_3 = 0\\
&\vdots\\
&M\ddot{x}_i - k_E x_{i-1} + (K1 + 2k_E)x_i - k_E x_{i+1} = 0\\
&\vdots\\
&M\ddot{x}_{N-1} - k_E x_{N-2} + (K1 + 2k_E)x_{N-1} - k_E x_N = 0\\
&M\ddot{x}_N - k_E x_{N-1} + (K1 + k_E)x_N = 0
\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (2.2.1)$$

となる。ここで、

$$K1 = \frac{K_E \cdot K_\theta}{H^2 K_E + K_\theta}, \qquad H ; \text{架構高さ}$$

である。

いま、架構が円振動数 ω で調和振動すると考えると、式(2.2.1)は振動方程式

$$|\omega^2 [M] - [K_E]|\{x\} = 0 \quad \cdots\cdots (2.2.2)$$

となる。ここで、

$$[M] = \begin{bmatrix} M & & & 0 \\ & M & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & M \end{bmatrix}$$

$$[K_E] = \begin{bmatrix} K1+k_E & -k_E & & & 0 \\ -k_E & K1+2k_E & -k_E & & \\ & \ddots & \ddots & \ddots & \\ & & -k_E & K1+2k_E & -k_E \\ 0 & & & -k_E & K1+k_E \end{bmatrix}$$

$$[x] = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_N \end{bmatrix}$$

である。

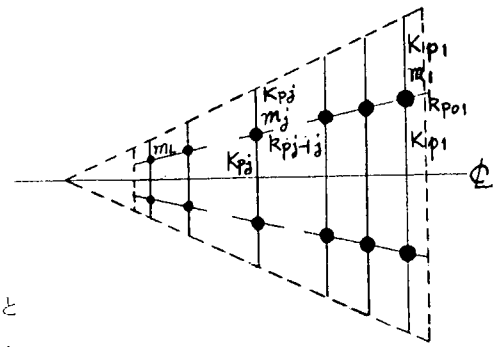


Fig. 2.2.2　二重底のモデル

(ii) 二 重 底

ここでは、二重底を等方性板とみなし、全周を単純支持として取扱う。Fig. 2.2.2 に示すように、二重底を船の長さ方向にシリンダ間隔に分割し、それぞれを２個の質点とばねに置換する。このとき、振動モードとして架構のH形およびX形振動を対象とするため、二重底の中央部（ ℄ ）を単純支持とする。Fig. 2.2.2 において、m_j は振動エネルギ等価の条件によつて求められる集中質量で、二重底の中央部と船側部の中央に置く。また、K_{Pj} は二重底の幅方向のばね定数、k_{Pj-1j} は質点間のばね定数であり、二重底の固有振動数を用いて求めることができる。

各質点について運動方程式を立てると、

$$m_j \ddot{y}_j - k_{Pj-1j} y_{j-1} + (K2_j + k_{Pj-1j} + k_{Pjj+1}) y_j - k_{Pjj+1} y_{j+1} = 0 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.2.3)$$

$$(j = 1, 2, \cdots\cdots, L)$$

となる。ここで、y_j は j 質点の上下方向の変位（ ただし、$y_0 = y_{L+1} = 0$ ）、$K2_j = 2K_{Pj}$ である。

いま、二重底が調和振動をすると考え、

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & & & \\ & m_2 & & 0 \\ & & \ddots & \\ 0 & & & m_L \end{bmatrix}$$

$$[K_P] = \begin{bmatrix} K2_1 + k_{P01} + k_{P12} & -k_{P12} & & \\ -k_{P12} & K2_2 + k_{P12} + k_{P23} & -k_{P23} & \\ & \ddots & \ddots & \ddots \\ 0 & & -k_{PL-1L} & K2_L + k_{PL-1L} + k_{PLL+1} \end{bmatrix}$$

$$[y] = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_L \end{bmatrix}$$

とおくと、式（ 2.2.3 ）は、

$$| \omega^2 [m] - [K_P] | [y] = 0 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.2.4)$$

となる。

(b) 機関架構・二重底連成振動系

Fig. 2.2.3 に示すモデルにおいて運動方程式を立てると、式（ 2.2.5 ）を得る。

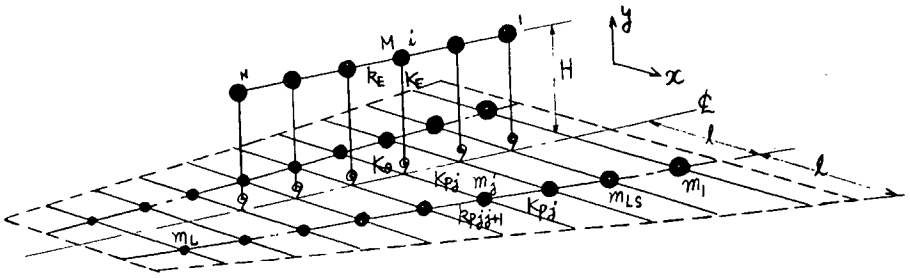


Fig. 2.2.3　機関架構・二重底モデル

$$
\left.
\begin{array}{lllllll}
M\ddot{x}_1 & & +(K1+k_E)x_1 & -k_E x_2 & +K1\theta_1 y_{LS} & =0 \\
M\ddot{x}_2 & -k_E x_1 & +(K1+2k_E)x_2 & -k_E x_3 & +K1\theta_2 y_{LS+1} & =0 \\
\vdots & & & & & \\
M\ddot{x}_i & -k_E x_{i-1} & +(K1+2k_E)x_i & -k_E x_{i+1} & +K1\theta_i y_j & =0 \\
\vdots & & & & & \\
M\ddot{x}_{N-1} & -k_E x_{N-2} & +(K1+2k_E)x_{N-1} & -k_E x_N & +K1\theta_{N-1} y_{LS+N-2} & =0 \\
M\ddot{x}_N & -k_E x_{N-1} & +(K1+k_E)x_N & & +K1\theta_N y_{LS+N-1} & =0 \\
m_j\ddot{y}_j & -k_{Pj-1j} y_{j-1} & +(K2_j+k_{Pj-1j}+k_{Pjj+1})y_j & -k_{Pjj+1} y_{j+1} & +K2\theta_i x_i & =0
\end{array}
\right\} \cdots (2.2.5)
$$

ここで、

$$K1\theta_i = \frac{2\ell_j}{H} K2_j + \frac{3H}{2\ell_j} K1$$

$$K2\theta_i = \frac{2H\ell_j K1 K2_j}{3H^2 K1 + 4\ell_j^2 K2_j}$$

である。ただし、　$j = LS + i - 1$

いま、

$$x_i = x_{0i} \sin(\omega t - \alpha_i)$$

$$y_j = y_{0j} \sin(\omega t - \beta_j)$$

とし、

$$[K_{E\theta}] = \begin{bmatrix}
0 & 0 \cdots & 0 & K1\theta_1 & & & 0 \cdots & 0 & 0 \\
 & & & K1\theta_2 & & & & & \\
 & & & & 0 & & & & \\
 & & & 0 & & & & & \\
0 & 0 \cdots & 0 & & & K1\theta_N & 0 \cdots & 0 & 0
\end{bmatrix}$$

(LS-1)ケ　　N ケ　　(L-LS+1-N)ケ

$$[K_{P\theta}] = \begin{bmatrix}
0 & & & & 0 \\
0 & & & & 0 \\
0 & & & & 0 \\
K2\theta_1 & & & & \\
 & & 0 & & \\
 & K2\theta_2 & & & \\
 & 0 & & & \\
 & & & K2\theta_N & \\
0 & & & & 0 \\
0 & & & & 0 \\
0 & & & & 0
\end{bmatrix}
\begin{matrix}
\} (LS-1)ケ \\
\\
\\
\} N ケ \\
\\
\\
\} (L-LS+1-N)ケ
\end{matrix}$$

とおくと、式(2.2.5)は、

$$\begin{bmatrix} -\omega^2[M]+[K_E] & [K_{E\theta}] \\ [K_{P\theta}] & -\omega^2[m]+[K_P] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix} \quad \cdots\cdots (2.2.6)$$

となる。ここで、

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} [M] & 0 \\ 0 & [m] \end{bmatrix}, \qquad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} [K_E] & [K_{E\theta}] \\ [K_{P\theta}] & [K_P] \end{bmatrix}$$

とおくと、振動方程式

$$| \omega^2 \mathbf{M} - \mathbf{K} | \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = 0 \quad \cdots\cdots (2.2.7)$$

を得る。

(2) 強制振動

(a) 減衰を考慮しない場合

(i) 機関架構

Fig. 2.2.1 において、No. i Cyl. の質点に周期的外力 $P = P_0 \sin \omega t$ が作用する場合を考えると、運動の方程式は、

$$\left.\begin{aligned}
&M\ddot{x}_1 + (K1 + k_E)x_1 - k_E x_2 = 0 \\
&M\ddot{x}_2 - k_E x_1 + (K1 + 2k_E)x_2 - k_E x_3 = 0 \\
&\vdots \\
&M\ddot{x}_i - k_E x_{i-1} + (K1 + 2k_E)x_i - k_E x_{i+1} = P_0 \sin \omega t \\
&\vdots \\
&M\ddot{x}_{N-1} - k_E x_{N-2} + (K1 + 2k_E)x_{N-1} - k_E x_N = 0 \\
&M\ddot{x}_N - k_E x_{N-1} + (K1 + k_E)x_N = 0
\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (2.2.8)$$

となる。ここで、ωは強制円振動数である。

いま、No. i Cyl. の質点が、振幅 x_{0i}、位相角 α_i の定常振動をすると考えると、

$$x_i = x_{0i} \sin (\omega t - \alpha_i)$$

と置けるから、これを式(2.2.8)に代入することにより、ωに対する各質点の振幅 x_{0i} を求めることができる。

(ii) 機関架構・二重底

Fig. 2.2.3 において、No. i Cyl. の質点を周期的外力 $P = P_0 \sin \omega t$ で起振する場合、運動の方程式は、

$$\left.\begin{aligned}
&M\ddot{x}_1 + (K1 + k_E)x_1 - k_E x_2 + K1_{\theta 1} y_{LS} = 0 \\
&M\ddot{x}_2 - k_E x_1 + (K1 + 2k_E)x_2 - k_E x_3 + K1_{\theta 2} y_{LS+1} = 0 \\
&\vdots \\
&M\ddot{x}_i - k_E x_{i-1} + (K1 + 2k_E)x_i - k_E x_{i+1} + K1_{\theta i} y_{LS+i-1} = P_0 \sin \omega t \\
&\vdots \\
&M\ddot{x}_{N-1} - k_E x_{N-2} + (K1 + 2k_E)x_{N-1} - k_E x_N + K1_{\theta N-1} y_{LS+N-2} = 0 \\
&M\ddot{x}_N - k_E x_{N-1} + (K1 + k_E)x_N + K1_{\theta N} y_{LS+N-1} = 0 \\
&m_j \ddot{y}_j - k_{Pj-1j} y_{j-1} + (K2_j + k_{Pj-1j} + k_{Pjj+1}) y_j - k_{Pjj+1} y_{j+1} + K2_{\theta i} x_i = 0
\end{aligned}\right\} \quad (2.2.9)$$

となる。ただし、j＝1，2，……，L，　i＝j－LS＋1，　$y_0 = y_{L+1} = 0$　である。

この場合も定常状態時について考えると、(j)と同様にして、各質点の振幅 x_{0i}，y_{0i} を求めることができる。

(b)　減衰を考慮する場合

(i)　機関架構

いま、Fig. 2.2.4 に示す粘性減衰が作用する振動系において No. i Cyl. の質点に周期的外力 $P = P_0 \sin \omega t$ が作用する場合、運動の方程式は、

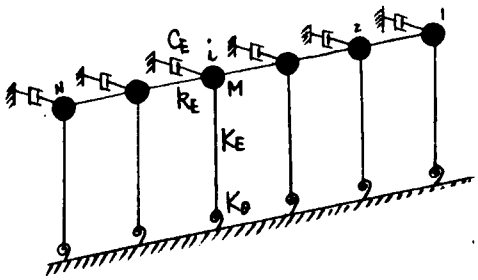


Fig. 2.2.4　機関架構モデル

$$
\left.
\begin{aligned}
&M\ddot{x}_1 + C_E\dot{x}_1 + (K1 + k_E)x_1 - k_E x_2 = 0\\
&M\ddot{x}_2 + C_E\dot{x}_2 - k_E x_1 + (K1 + 2k_E)x_2 - k_E x_3 = 0\\
&\vdots\\
&M\ddot{x}_i + C_E\dot{x}_i - k_E x_{i-1} + (K1 + 2k_E)x_i - k_E x_{i+1} = P_0 \sin\omega t\\
&\vdots\\
&M\ddot{x}_{N-1} + C_E\dot{x}_{N-1} - k_E x_{N-2} + (K1 + 2k_E)x_{N-1} - k_E x_N = 0\\
&M\ddot{x}_N + C_E\dot{x}_N - k_E x_{N-1} + (K1 + k_E)x_N = 0
\end{aligned}
\right\}
\quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.2.10)
$$

となる。ただし、C_E は粘性減衰係数である。

ここで、減衰係数は、架構のH形あるいはX形振動を対象として、次に示す方法で共振曲線から求めることができる。

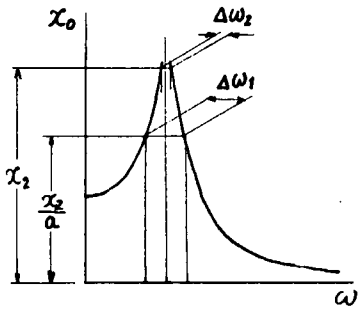


Fig. 2.2.5　共振曲線

強制振動の共振曲線においては、しばしば共振点の振幅 x_{0max} が不安定で測定し難いことがあるが、このような場合には Fig. 2.2.5 に示すように、x_0 の正確な範囲で大きな値 x_2 および $x_1 = x_2/a$（$a > 1$）に対する共振曲線の幅を $\Delta\omega_2$ および $\Delta\omega_1$ とすると、

$$
2\zeta = \frac{\sqrt{\Delta\omega_1^2 - \Delta\omega_2^2}}{\omega_0\sqrt{a^2 - 1}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.2.11)
$$

となる。ここで、ζ は減衰係数比で臨界減衰係数を $C_C = 2\sqrt{MK_E}$ とすると、

$$
\zeta = C/C_C \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.2.12)
$$

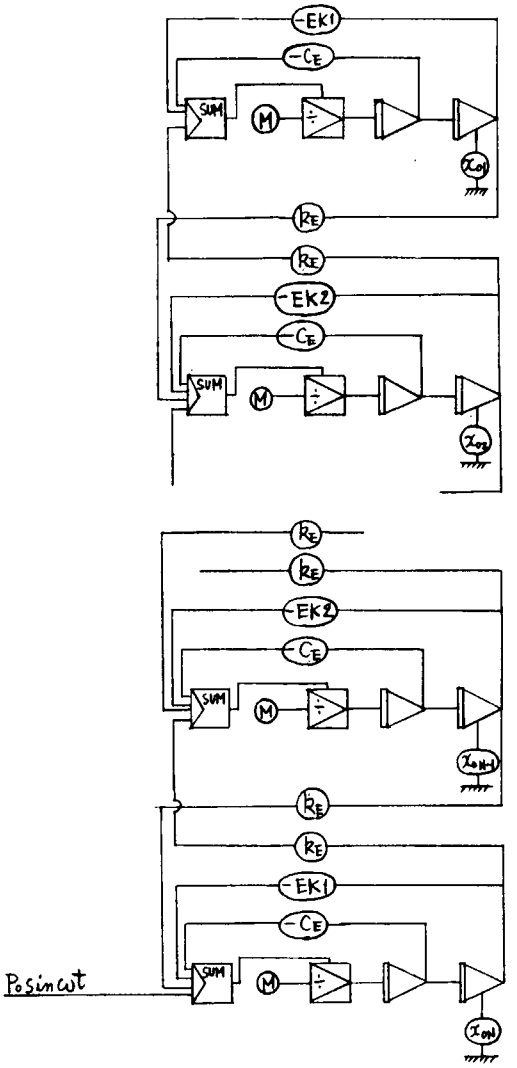
となる。

さて、Fig. 2.2.4 に示すような系の振動挙動を観察するには、アナログ計算機を用いればよいのであるが、それには計画時にスケールファクターを考慮しなければならないという面倒があり、また精度も悪いなどの欠点が存在する。そのためここでは、アナログ計算機で行なうシミュレーションをデイジタル計算機で行なうプログラム“DIMULATOR”を用いて解析する。なお、プログラムは FORTRAN Ⅳ で書かれており、これを用いればデイジタル計算機では扱いにくい「動特性解析」などが、ブロックダイヤグラムを用意することにより簡単に実行できる。

Fig. 2.2.6 に No. N Cyl. 起振時のブロックダイヤグラムを示す。この図において ▷ は積分器、⬭ はポテンショメータを表わしている。

(ii)　機関架構・二重底

Fig. 2.2.7 に示すような粘性減衰が二重底に作用する振動系において、架構の No. i Cyl. の質点に周期外力 $P = P_0 \sin \omega t$ が作用する場合、運動の方程式は、



$$\begin{cases} EK1 = K1 + k_E \\ EK2 = K1 + 2k_E \\ K1 = \dfrac{K_E \cdot K_\theta}{H^2 K_E + K_\theta} \end{cases}$$

$x_{01}, x_{02}, \cdots\cdots, x_{0N}$ ： 初期値

Fig. 2.2.6　機関架構 No. N Cyl. 起振時振動応答計算ブロックダイヤグラム

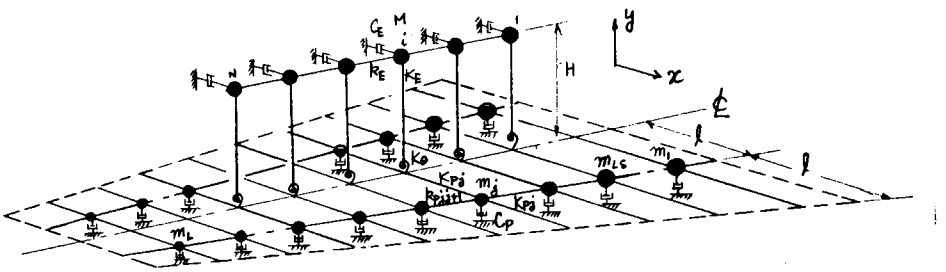


Fig. 2.2.7　機関架構・二重底モデル

$$
\left.\begin{aligned}
&M\ddot{x}_1 + C_E\dot{x}_1 + (K1 + k_E)x_1 - k_E x_2 + K1\theta_1 y_{LS} = 0\\
&M\ddot{x}_2 + C_E\dot{x}_2 - k_E x_1 + (K1 + 2k_E)x_2 - k_E x_3 + K1\theta_2 y_{LS+1} = 0\\
&\vdots\\
&M\ddot{x}_i + C_E\dot{x}_i - k_E x_{i-1} + (K1 + 2k_E)x_i - k_E x_{i+1} + K1\theta_i y_j = P_0 \sin\omega t\\
&\vdots\\
&M\ddot{x}_{N-1} + C_E\dot{x}_{N-1} - k_E x_{N-2} + (K1 + 2k_E)x_{N-1} - k_E x_N + K1\theta_{N-1} y_{LS+N-2} = 0\\
&M\ddot{x}_N + C_E\dot{x}_N - k_E x_{N-1} + (K1 + k_E)x_N + K1\theta_N y_{LS+N-1} = 0\\
&m_j\ddot{y}_j + C_P\dot{y}_j - k_{Pj-1j} y_{j-1} + (K2_j + k_{Pj-1j} + k_{Pjj+1})y_j - k_{Pjj+1} y_{j+1} + K2\theta_i x_i = 0
\end{aligned}\right\}
\quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (2.2.13)
$$

となる。ここで、C_P は二重底における粘性減衰係数であり、起振機実験結果より求められる。

No. N Cyl. 起振時のブロックダイヤグラムは Fig. 2.2.8 のようになる。

2.2.3 計算結果および検討

(1) 固有振動

(a) 機関架構

Fig. 2.2.9 に陸上での起振機実験を行なつた機関（S形）の断面図を、また Table 2.2.1 にその主要目を示す。

Table 2.2.1 供試機関主要目

シリンダ数	9
シリンダ径	840 mm
ピストンストローク	1,800 mm
回転数 (M.C.O)	114 rpm
最大出力	20,700 BHP
全重量	710 tons
ターボチャージャ数	3

この機関架構を Fig. 2.2.1 のようにモデル化したときの等価質量 M、等価ばね定数 K_E，k_E および架構取付部回転ばね定数 K_θ を求めると Table 2.2.2 のようになる。（Appendix 参照）

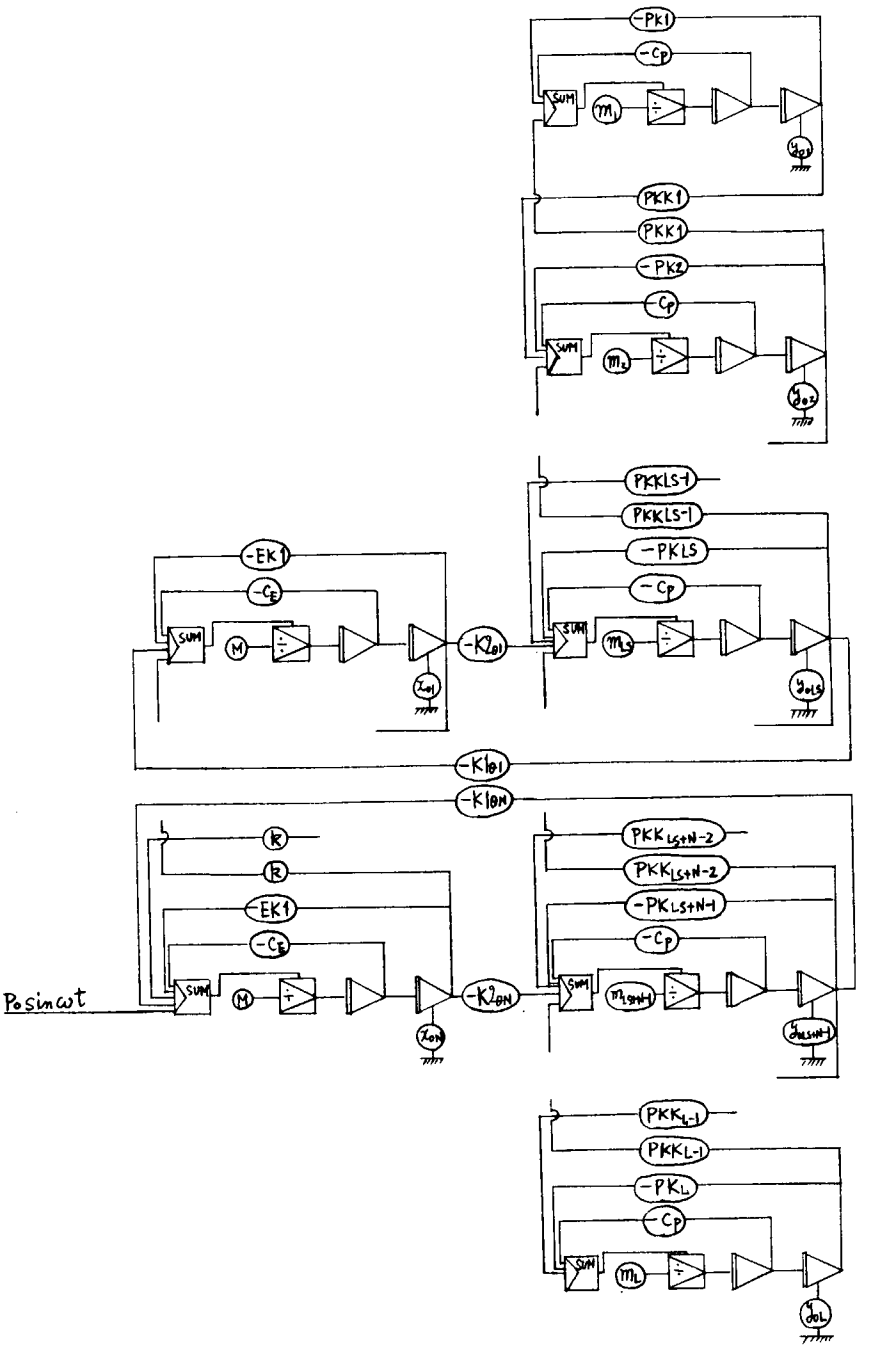
Table 2.2.2 機関架構の等価質量および等価ばね定数

機関条件	M ($Kg\cdot S^2/cm$)	K_E (Kg/cm)	k_E (Kg/cm)	K_θ ($Kg\cdot cm/rad.$)
機関標準状態時	19.80	1.883×10^5	3.540×10^5	6.055×10^{10}

ここで、機関標準状態時において、$K_\theta = \infty$ すなわち機関架構取付部を完全固定とした場合の架構のH形およびX形固有振動数は Table 2.2.3 のようになり、また、そのときの振動モードは Fig. 2.2.10 および Fig. 2.2.11 に示すようになる。

Table 2.2.3 架構固有振動数（取付部完全固定時）

H形固有振動数	X形固有振動数
931 cpm	1,013 cpm



$$
\begin{cases}
EK1 = K1 + k_E \\
EK2 = K1 + 2k_E \\
K1 = \dfrac{K_E \cdot K_\theta}{H^2 K_E + K_\theta} \\
PK_i = K2_i + k_{Pi-1i} + k_{Pii+1} \\
PKK_i = k_{Pii+1} \\
K2_i = 2K_{Pi}
\end{cases}
$$

$x_{01}, \cdots\cdots, x_{0N}$ ： 初期値

$y_{01}, \cdots\cdots, y_{0L}$ ： 〃

Fig. 2.2.8　架構 No. N Cyl. 起振時架構・二重底振動応答計算ブロックダイヤグラム

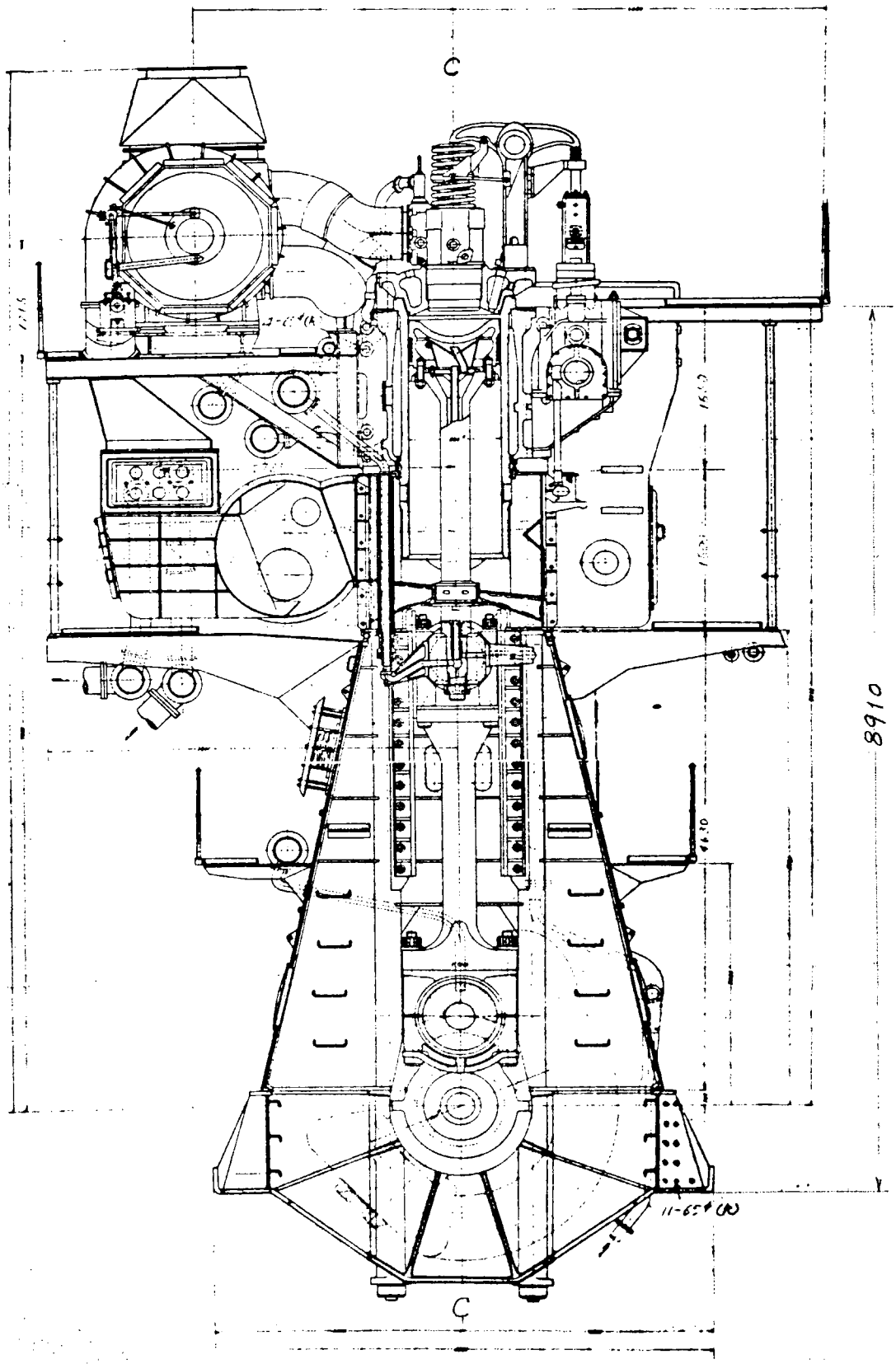


Fig. 2.2.9　機関架構断面図（シリンダ径 840 mmφ）

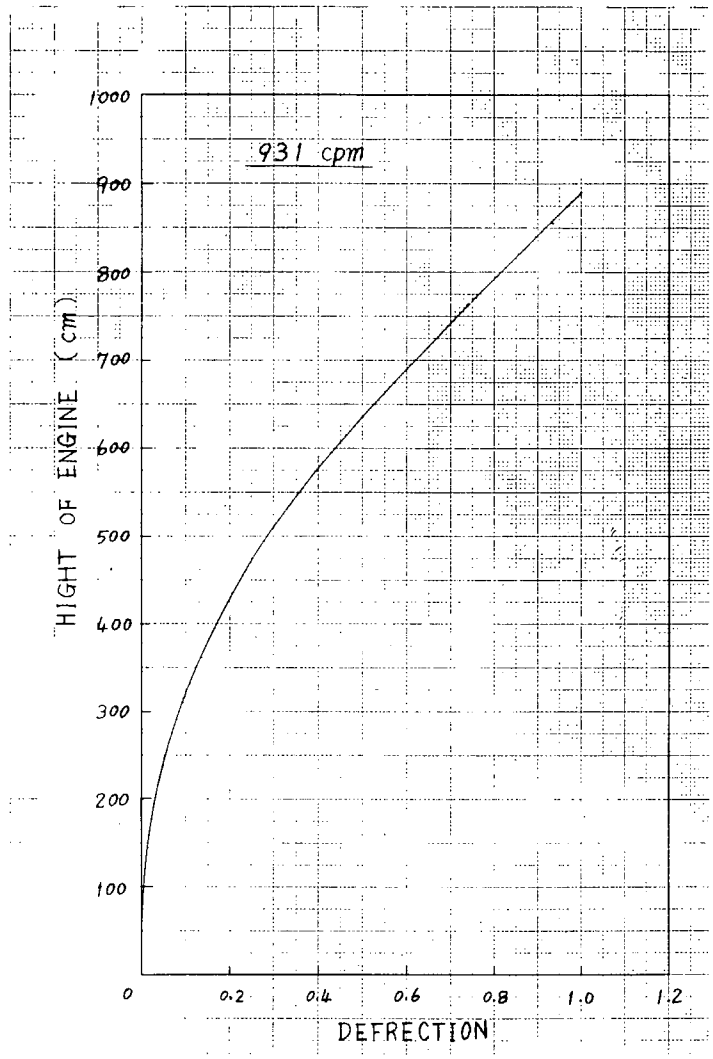


Fig. 2.2.10　機関架構H形振動モード（架構取付部固定時）

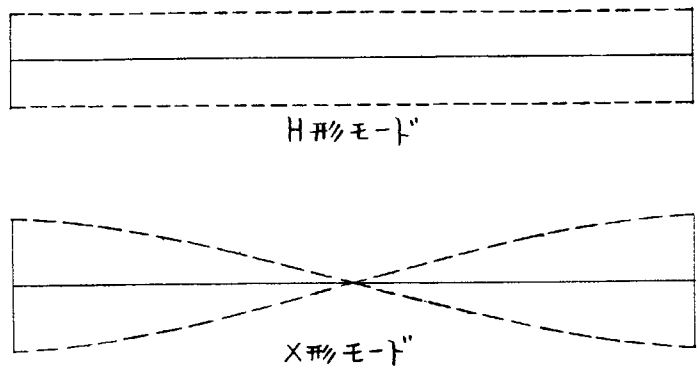


Fig. 2.2.11　機関架構H形、X形振動モード（架構取付部固定時）

ここで、機関を陸上の据付台に載せたときの固有振動数（H形が500 cpm，X形が640 cpm）と架構取付部を固定としたときの固有振動数の比をとると、H形振動の場合 1／1.86、X形振動の場合 1／1.58 となる。

(b) 二重底

陸上で起振機実験を行なつた機関をとう載した船および二重底の主要目を Table 2.2.4 に示す。ここで、θ_0，a，bは Fig. 2.2.13 を参照のこと。また、Dは二重底の単位長さ当りの曲げ剛性、W_H は二重底の船殻重量、W_W は二重底の付加水重量、Lは二重底の前後端隔壁間の長さである。

この二重底のS形（架構H形振動に対するモード）および逆S形（架構X形振動に対するモード）振動時の固有振動数および振動モードは Fig. 2.2.12 のようになる。

Table 2.2.4　供試船、二重底の主要目

船		二　重　底	
種　　類	90,400DWT　TANKER	θ_0	37.6deg
L×B×D	264.00m×39.00m×19.00m	a	12,200 mm
Δ　（半載）	62,986 LT	b	1,300 mm
喫　水（半載）	FORE 6.23m　AFT 9.13m	L	32,000 mm
プロペラ直径／翼数	6,600 mmφ／5	D	1.584×10^{11} Kg·cm
エンジン位置	AFT	W_H	459 ton
船尾形状	WITH SHOE PIECE	W_W	1,155 ton

ここで、振動エネルギ等価の条件により二重底を Fig. 2.2.13 に示すようなモデルに置き変えた場合、その諸数値は Table 2.2.5 のようになる。

(c)　機関架構・二重底連成系

前項で求めた各数値を用いて、K_θ に対する連成系の固有振動数を算出すると Fig. 2.2.14 のようになる。この場合、実験結果より二重底の質量は全周単純支持としたときの等価質量の40倍の値*を用いた。

これらの振動モードを Fig. 2.2.15 に示す。これらの振動モードのうち一部、実験結果の振動モードと一致しないものが存在するが、それは実機実験の場合、二重底の振幅が小さいために測定誤差を多分に含み、また船体振動が影響したためと考えられ、実験によつて得られた固有振動数は計算結果と対応していると考えてよいであろう。

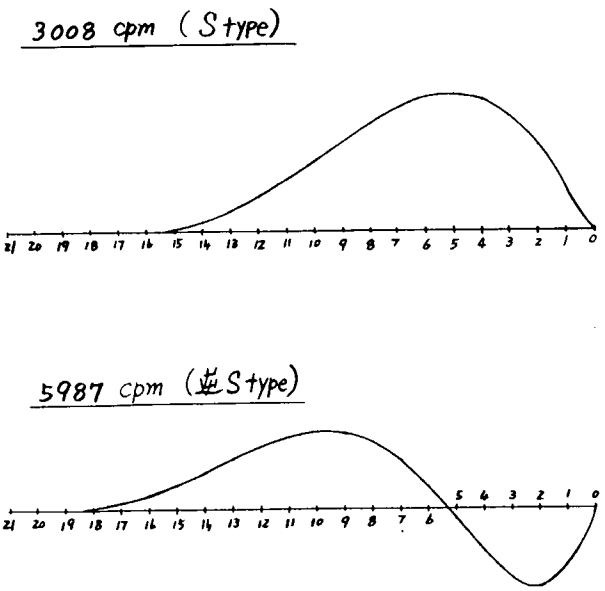


Fig. 2.2.12　二重底S形、逆S形振動モード

ここで、実験結果と計算結果とを比較して、K_θ を求めると Table 2.2.6 のようになる。（Appendix 参照）

すなわち、架構と二重底の間の回転ばね定数は起振力の増大とともに減少する傾向を示している。そのため架構・架台の連成振動系について固有振動数を算出するときには、前述の諸数値を用いればよいのであるが、回転ばね定数は起振力の関数として取扱わねばならない。

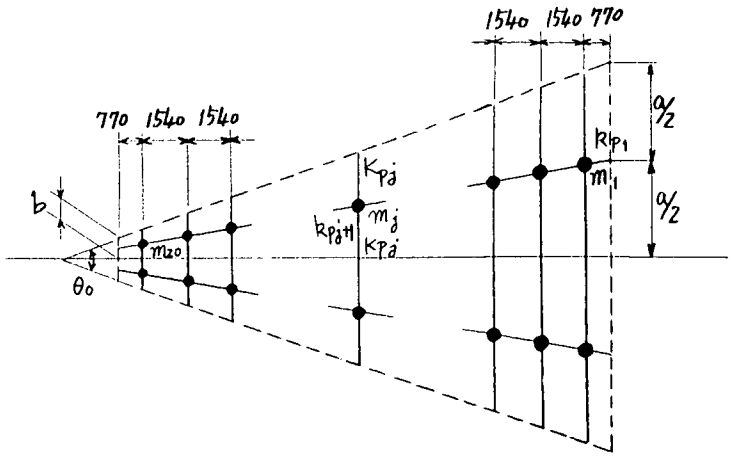


Fig. 2.2.13　二重底モデル

---

*　ここでは、二重底の重量として二重底船殻重量と付加水重量とを考慮しているが、これら以外に補機および二重底内の油水重量を考慮に入れると、この値は多少修正される。

Table 2.2.5　二重底の質量およびばね定数

i	m_j ($Kg \cdot S^2/cm$)	K_{Pj} ($\times 10^4$ Kg/cm)	k_{Pj} ($\times 10^8$ Kg/cm)
1	33.91	0.524	10.817
2	32.62	0.600	1.293
3	31.30	0.692	1.235
4	29.93	0.804	1.176
5	28.52	0.941	1.117
6	27.09	1.112	1.059
7	25.63	1.326	1.000
8	24.14	1.599	0.941
9	22.63	1.953	0.882
10	21.10	2.419	0.824
11	19.54	3.046	0.765
12	17.95	3.909	0.706
13	16.30	5.133	0.647
14	14.54	6.926	0.589
15	13.05	9.660	0.530
16	14.47	14.047	0.471
17	11.12	21.548	0.412
18	9.21	35.497	0.354
19	7.48	64.625	0.295
20	5.81	136.736	0.236
21			1.421

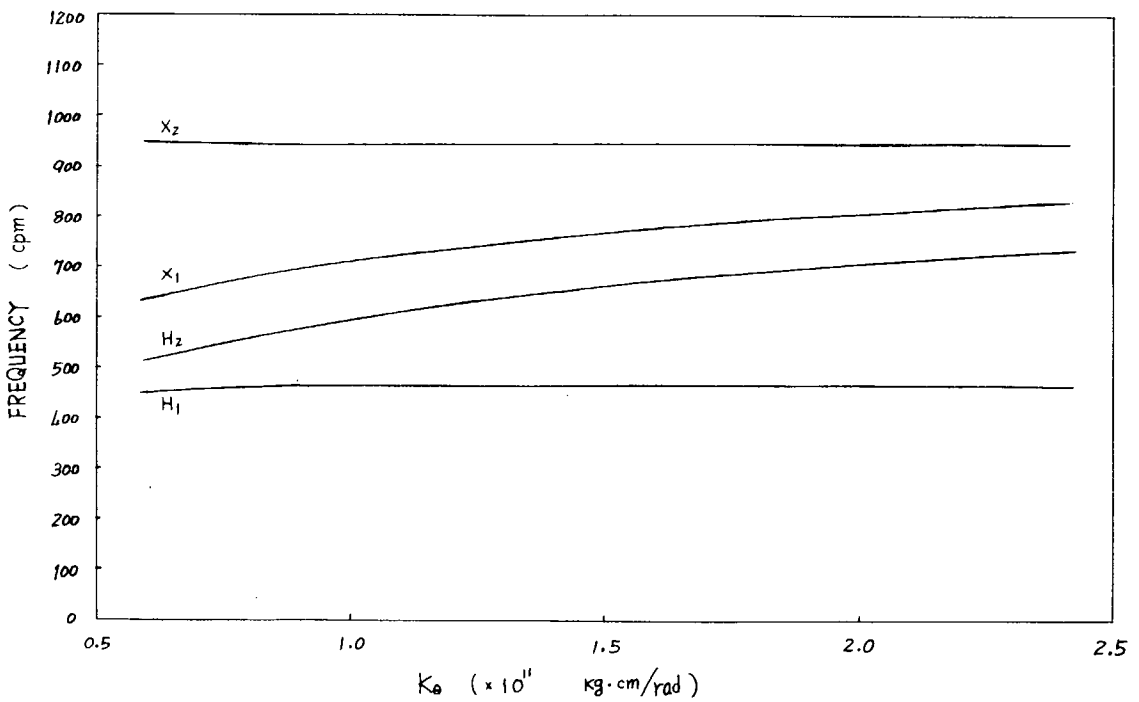
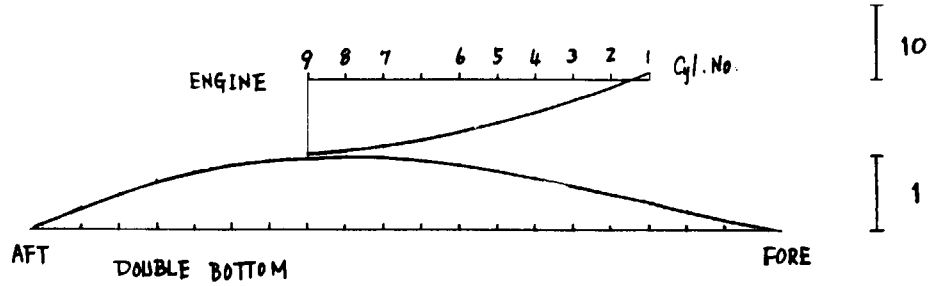


Fig. 2.2.14　K_θ に対する連成振動系の固有振動数

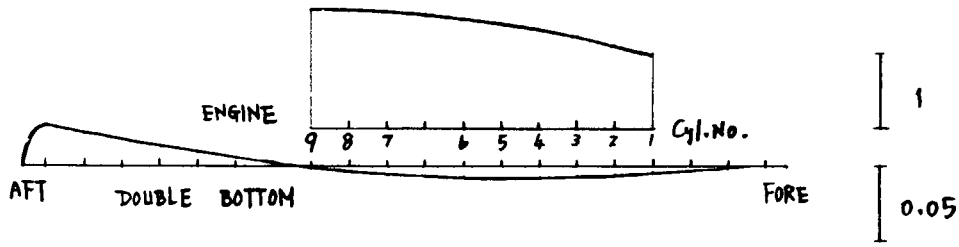
Table 2.2.6　K_θ と固有振動数の関係

起振機重すい　Mt 慣性モーメント（Kg·cm）	K_θ （Kg·cm／rad.）	H_1 （cpm）		H_2 （cpm）		X_1 （cpm）		X_2 （cpm）	
		計算値	実験値	計算値	実験値	計算値	実験値	計算値	実験値
61.7	1.65×10^{11}	467	—	679	670	783	785	947	950
245.6	0.99×10^{11}	464	475	596	590	710	710	946	—
366.0	0.86×10^{11}	463	470	572	570	690	690	945	—

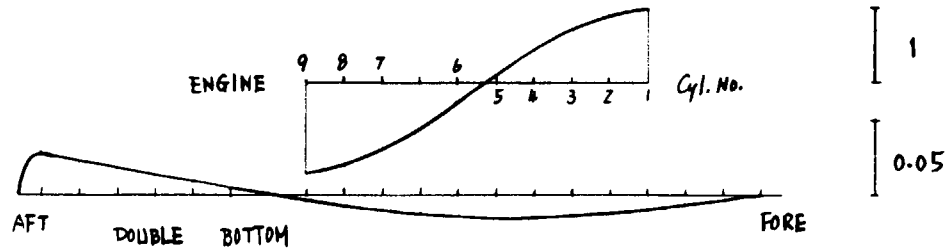
H_1　464 cpm



H_2　597 cpm



X_1　712 cpm



X_2　946 cpm

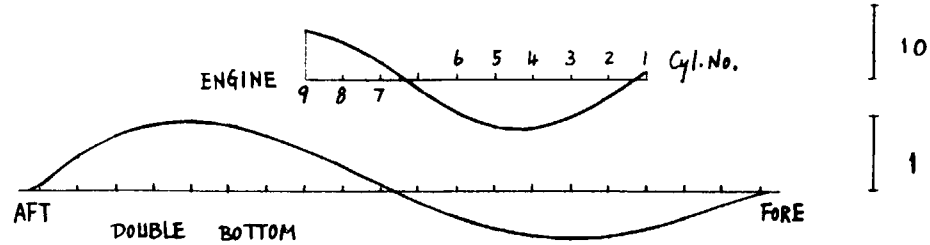


Fig. 2.2.15　架構・二重底の振動モード（$K_\theta = 1.0\times10^{11}$ Kg·cm／rad. のとき）

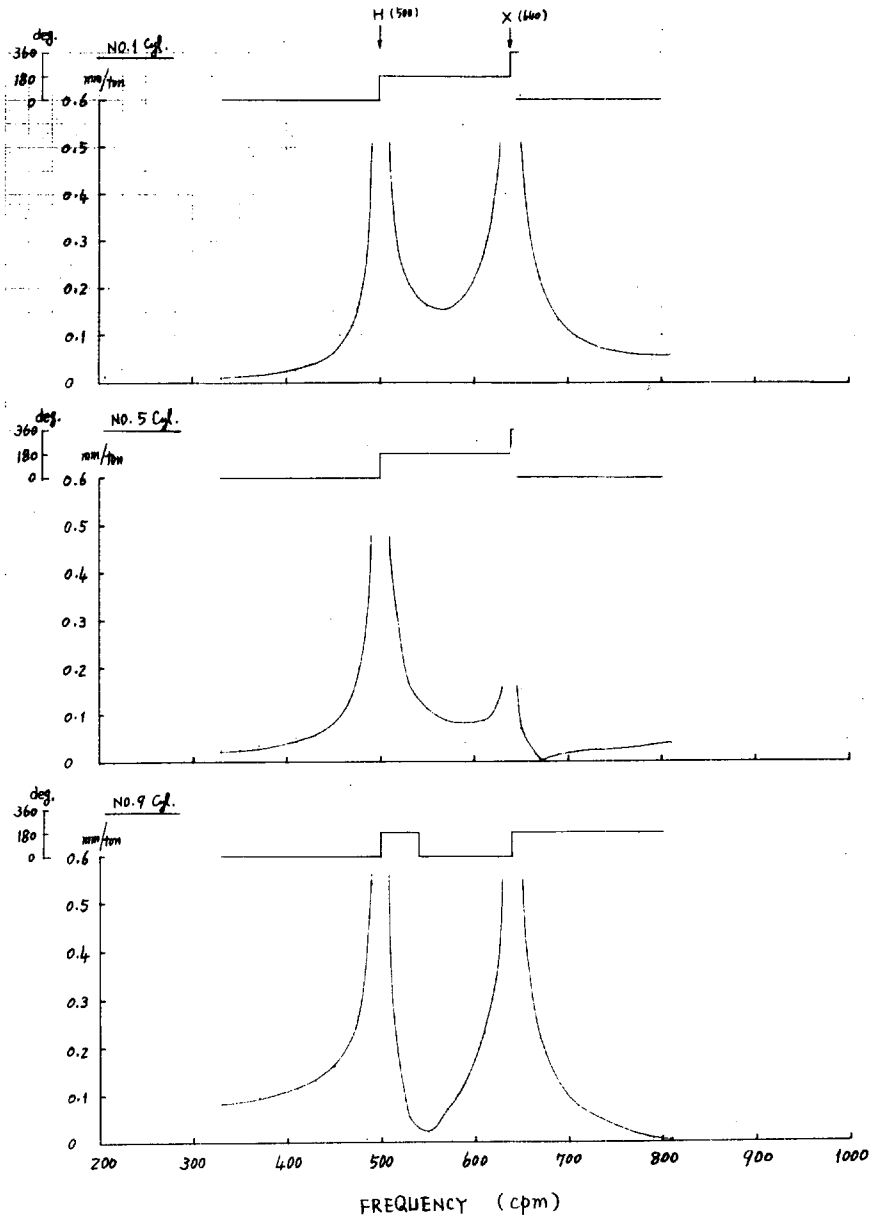


Fig. 2.2.16 No. 9 Cyl. 起振時架構振動

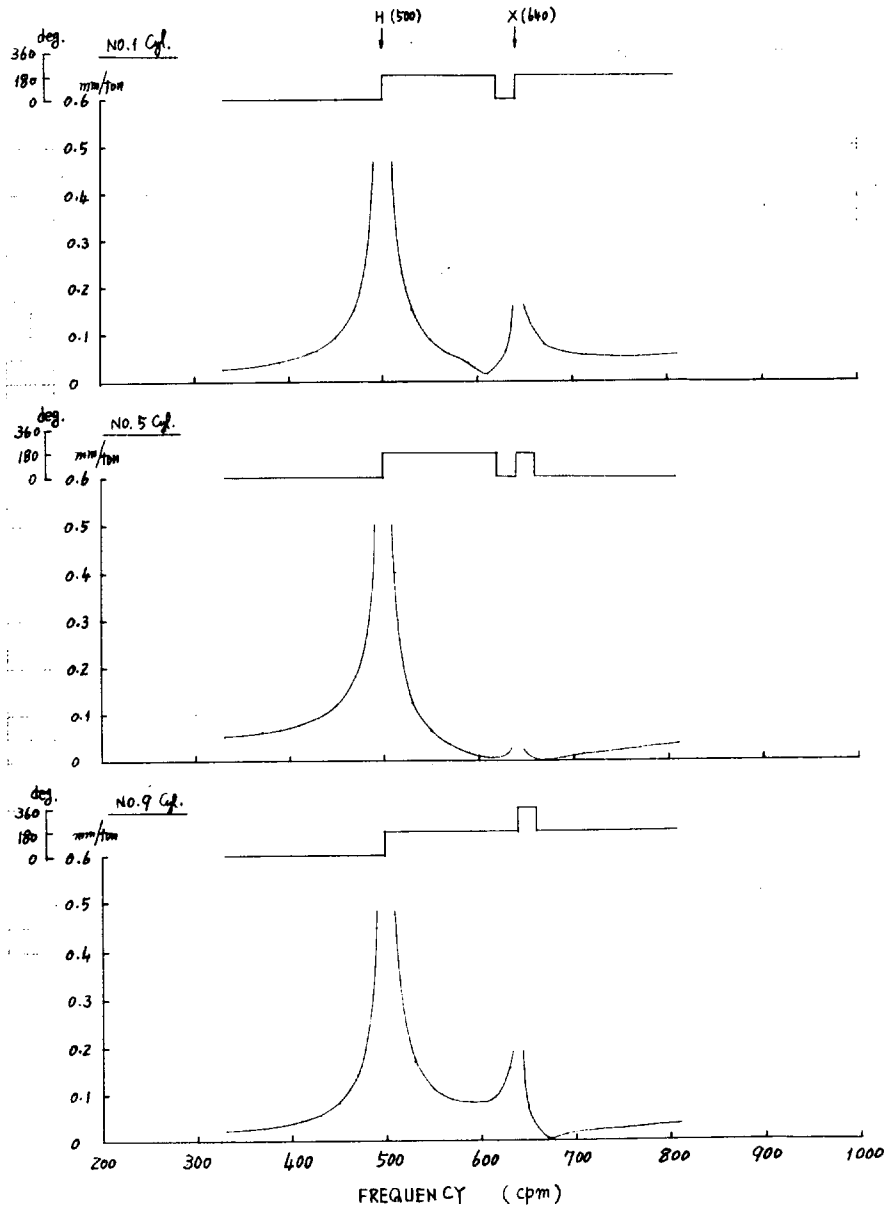


Fig. 2.2.17 No. 5 Cyl. 起振時架構振動

(2) 強制振動

(a) 減衰を考慮しない場合

(i) 機関架構

Table 2.2.1 に示す機関の陸上組立時に架構上段を $P_0 \sin \omega t$ で起振した場合を考える。前項で求めた諸数値を用いて、式(2.2.8)を各 ω に対して解き、No. 1 Cyl., No. 5 Cyl. および No. 9 Cyl. の単位起振力当りの振幅を求めると、それらの応答曲線は、No. 9 Cyl. (架構後端) 起振の場合、Fig. 2.2.16 のように、No. 5 Cyl. 起振の場合、Fig. 2.2.17 のようになる。なお、図には起振力に対する位相をも併記している。

(ii) 機関架構・二重底

前述の機関を船 (Table 2.2.4 参照) にとう載して、No. 9 Cyl. (架構後端) を起振した場合を考える。まず、P_0 , M_t , K_θ の関係を求める。

P_0 ； 起振力 (Kg)

M_t ； 起振機重すい慣性モーメント ($Kg \cdot cm$)

K_θ ； 海上とう載時の機関取付部回転ばね定数 ($Kg \cdot cm/rad.$)

N ； 起振機回転数 (cpm)

とすると、

$$P_0 = 0.1119 \times 10^{-4} M_t N^2 \quad \cdots\cdots (2.2.14)$$

である。また、Table 2.2.6 より K_θ と M_t との関係を求めると Fig. 2.2.18 のようになる。すなわち、

$$K_\theta = \left(\frac{5.254 \times 10^{32}}{M_t} \right)^{\frac{1}{2.758}} = \left(\frac{5.879 \times 10^{27}}{P_0} \right)^{\frac{1}{2.758}} \quad \cdots\cdots (2.2.15)$$

である。

ここで、各 M_t に対する K_θ の値および前項で求めた諸数値を用いて、No. 9 Cyl. 起振時の連成振動系振動振幅を式(2.2.9)から求めると、Fig. 2.2.19 (1)、(2) のようになる。図には No. 1 Cyl., No. 5 Cyl., No. 9 Cyl. およびそれらに対応する二重底の各質点の単位起振力当りの振幅、位相を示している。

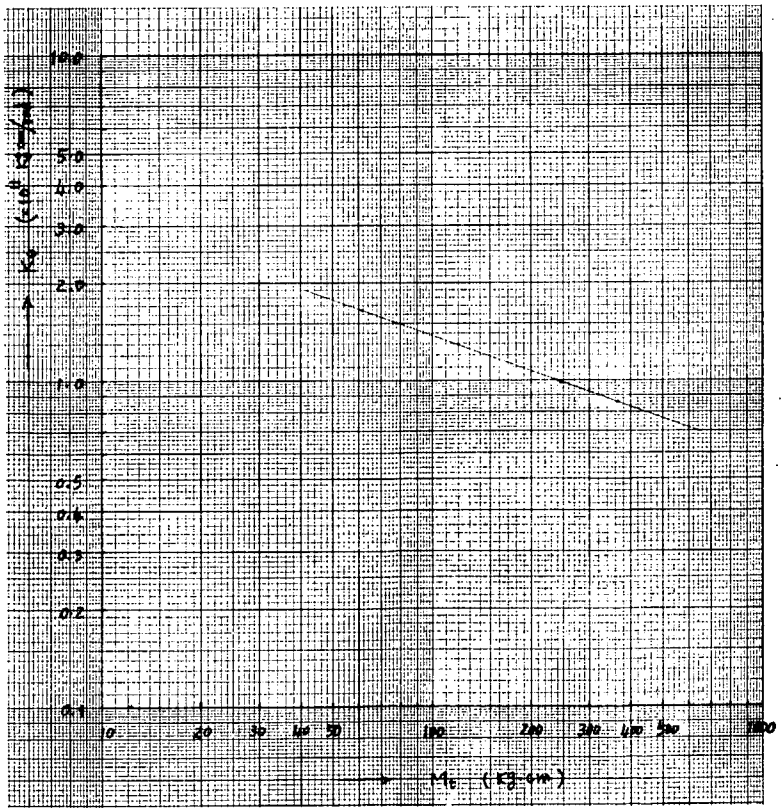
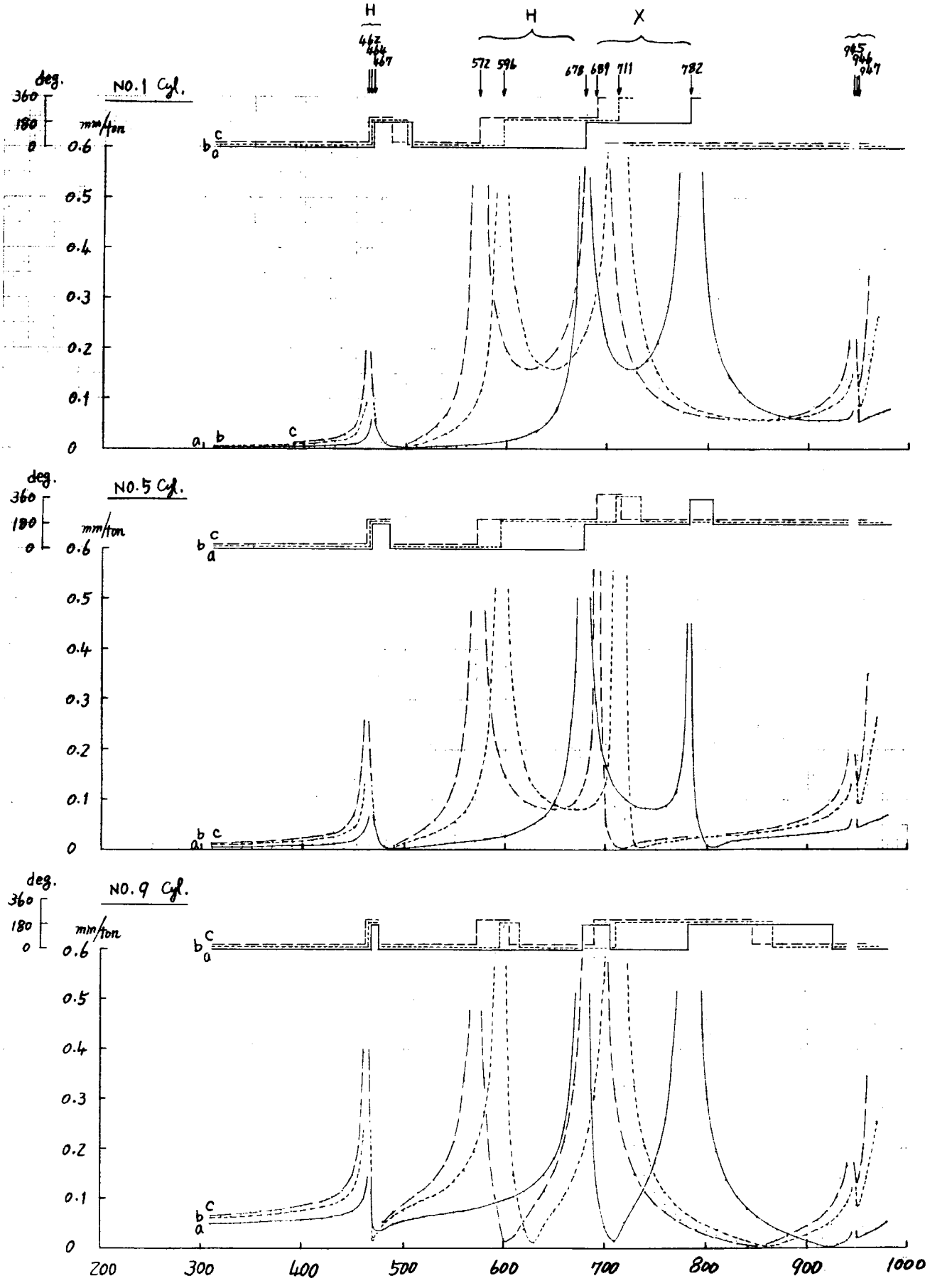
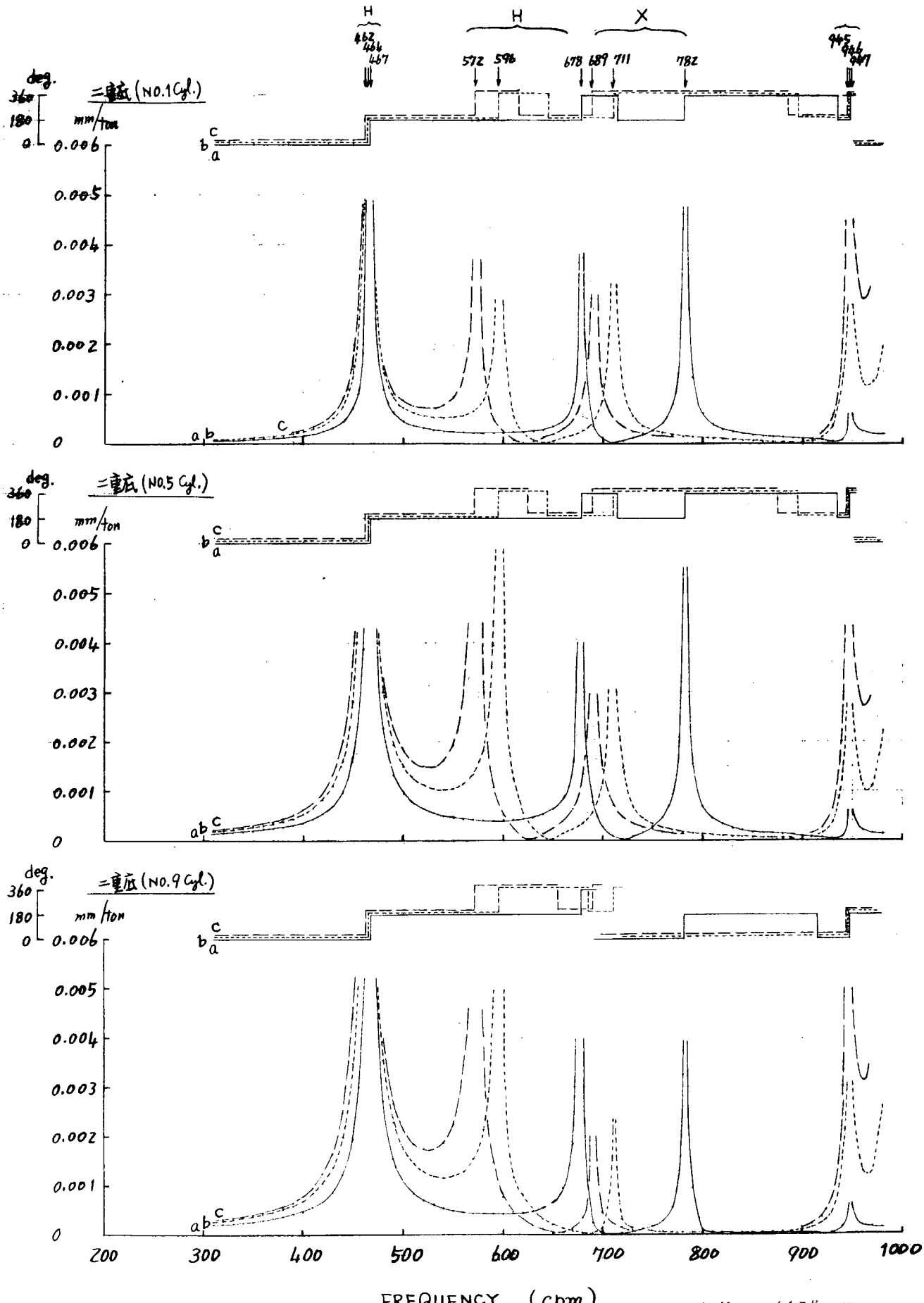


Fig. 2.2.18 M_t と K_θ の関係



a : M_t = 61.7 Kg·cm
b : M_t = 245.6 〃
c : M_t = 366.0 〃

Fig. 2.2.19(1) No.9 Cyl. 起振時架構・二重底連成振動



a : M_t = 61.7 Kg·cm
b : M_t = 245.6 〃
c : M_t = 366.0 〃

Fig. 2.2.19(2) No. 9 Cyl. 起振時架構・二重底連成振動

(b) 減衰を考慮する場合

(i) 機関架構

陸上組立時の機関起振機実験結果より、機関架構のH形振動時には、その振動振幅がX形振動時に比べて可成り小さいため、コンクリートケーソン部の粘性減衰が影響していると考えられる。そこで、架構X形振動曲線より架構の粘性減衰係数 C_E を求めると、Fig. 2.2.20 に示す結果が得られた。そして、H形振動振幅よりケーソン部の減衰係数 C_0 を求めると、$C_0 = 87.0\ Kg \cdot S/cm$ となつた。

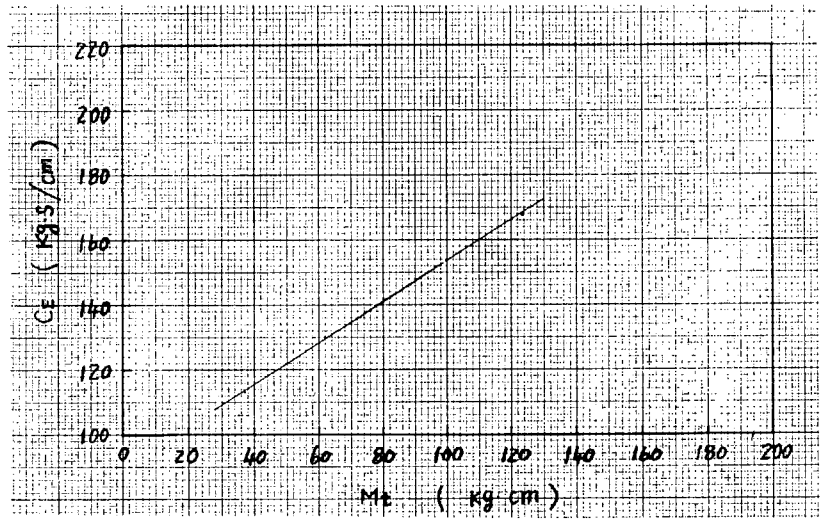


Fig. 2.2.20 $M_t - C_E$ の関係

そのため、陸上組立時の架構の減衰係数 C'_E は、Fig. 2.2.21 に示すようにH形振動時(500 cpm)に $C_E + C_0$, X形振動時(640 cpm)に C_E であると考えられる。

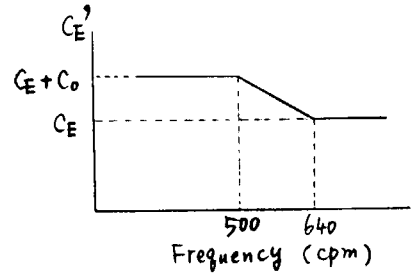


Fig. 2.2.21

これらの減衰係数を用いて、機関の No. 9 Cyl., No. 5 Cyl. および No. 1 Cyl. を起振したときの共振曲線を求めると、Fig. 2.2.22, Fig. 2.2.23 および Fig. 2.2.24 のようになる。図には架構の後端(No. 9 Cyl.)、中央(No. 5 Cyl. と No. 6 Cyl. の中間)および前端(No. 1 Cyl.)の値を示している。実験結果ではH形振動時の架構後端の振動振幅が前端のそれに比べて小さいため計算値と異なつた結果が得られている。

(ii) 機関架構・二重底

機関を船にとう載し、No. 9 Cyl. を起振したときの共振曲線を、前述の機関架構の減衰係数 C_E を用いて求めると、Fig. 2.2.25 の結果が得られた。このとき、二重底の減衰は無視して計算を行なつた。

図には No. 9 Cyl., No. 5 Cyl. および No. 1 Cyl. の結果を示している。これらの図から分かるように、振動振幅は実験値よりもかなり大きな値となり、位相角も船体振動の影響を受けて、一部実験値と異なつた値を示している。

なお、これらの値は DIMULATOR を用いて計算したのであるが、参考のためにこれらの振動ピークのうち、$M_t = 61.7\ Kg \cdot cm$ のときのH形振動時(678 cpm)の架構および二重底、X形振動時(782 cpm)の架構の振動状態を Fig. 2.2.26～2.2.28 に示す。図において縦軸は時間(sec)、Aは起振力(×10 ton)であり、B, C, Dは架構の図では No. 1 Cyl., No. 5 Cyl., No. 9 Cyl. の振幅(mm/ton)、二重底の図では No. 1 Cyl., No. 5 Cyl., No. 9 Cyl. に対応する二重底の質点の振幅($\times 10^{-2}$ mm/ton)である。

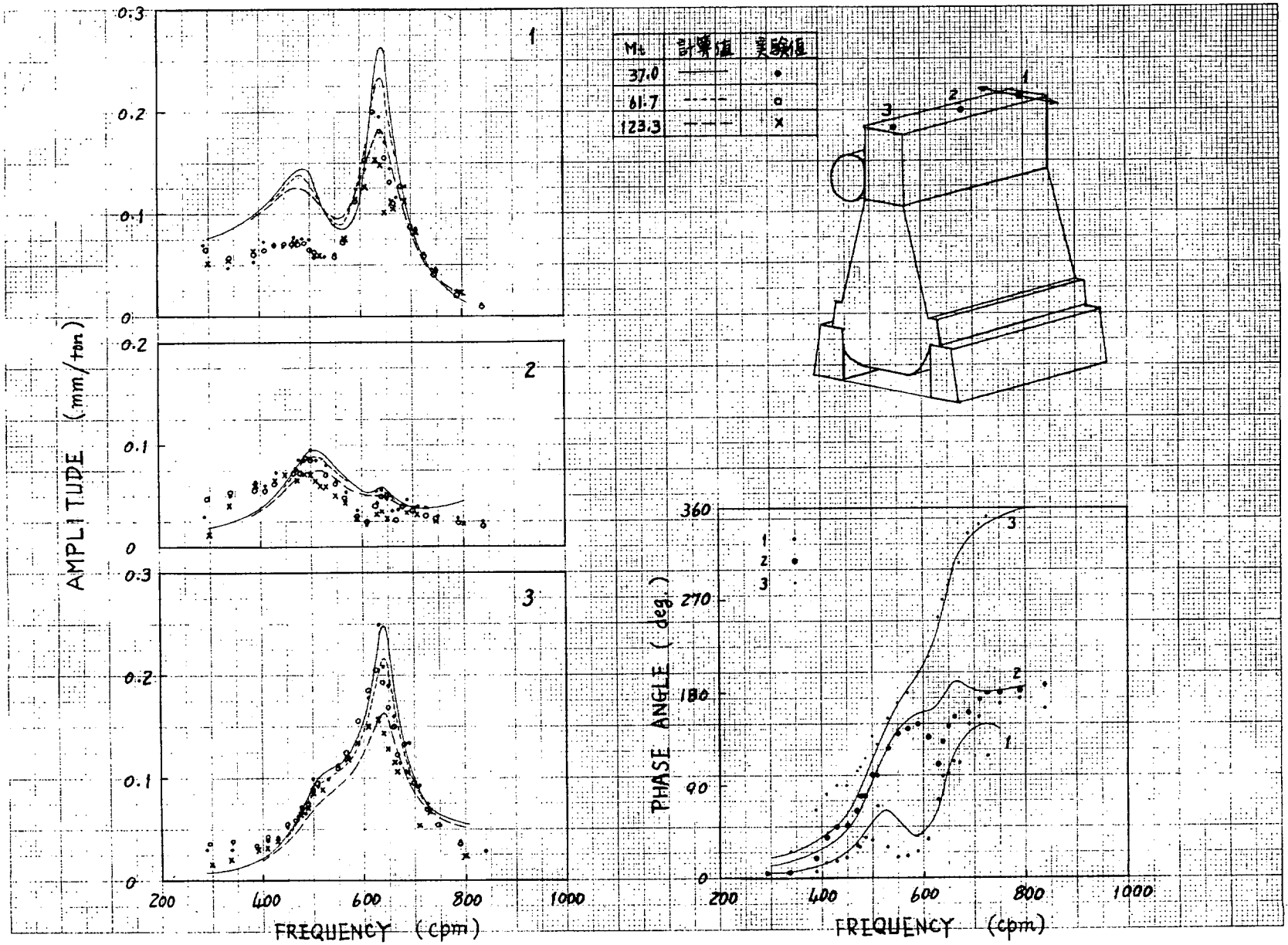


Fig. 2.2.22　機関起振時共振曲線（陸上組立時 機関架構後端(1)起振）

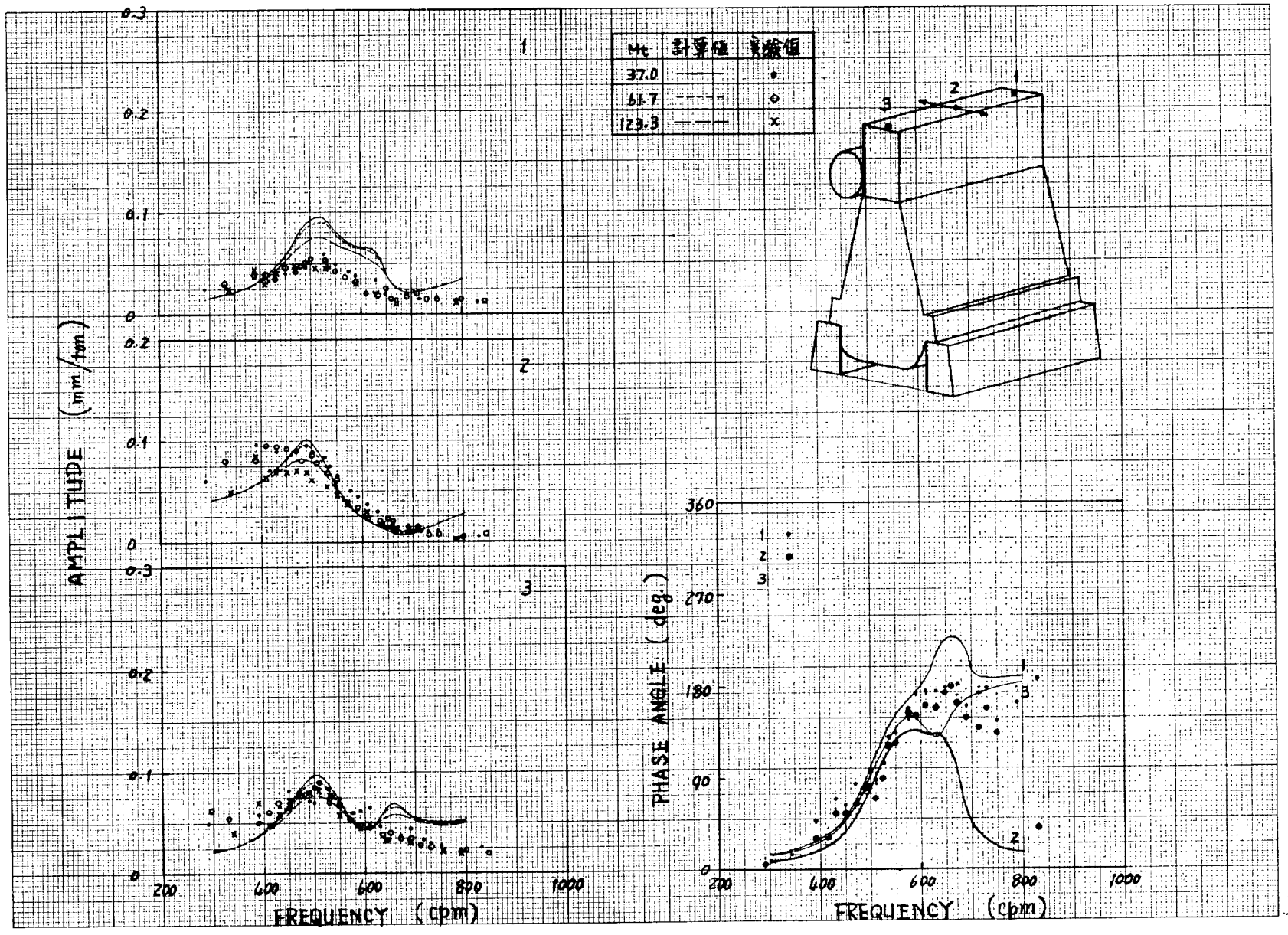


Fig. 2.2.23　機関起振時共振曲線（陸上組立時 機関架構中央(2)起振）

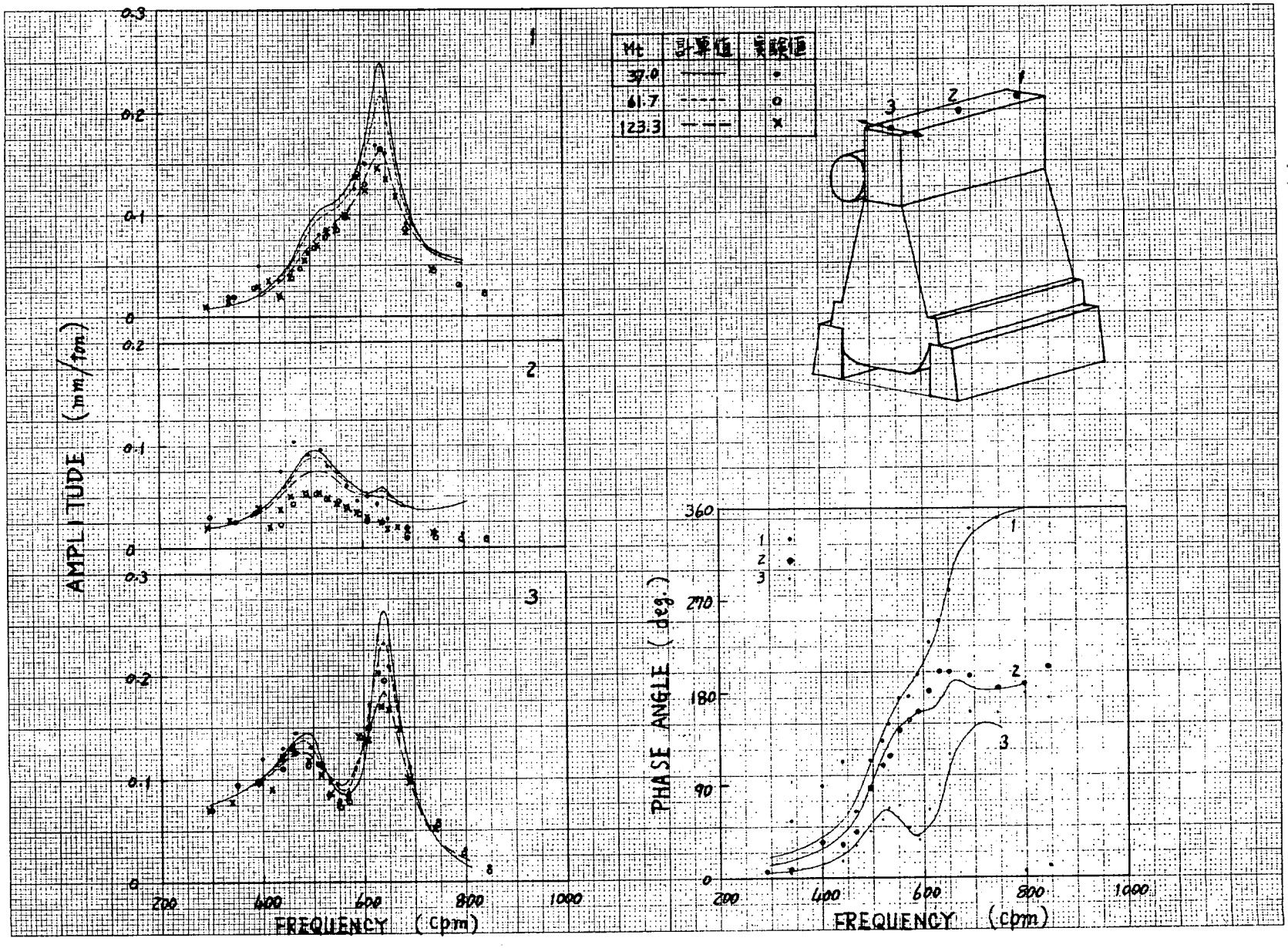


Fig. 2.2.24　機関起振時共振曲線（陸上組立時 機関架構前端(3)起振）

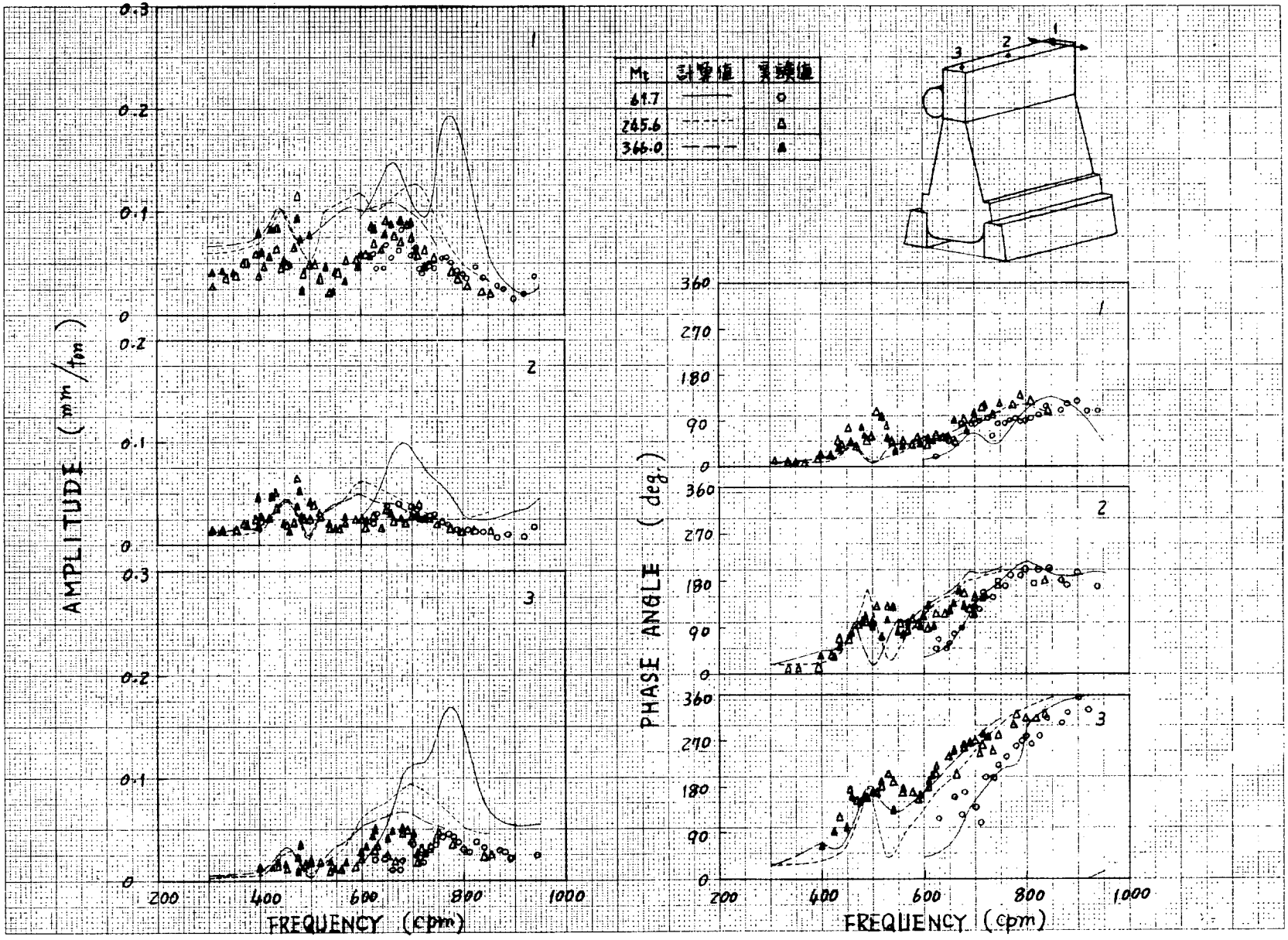


Fig.2.2.25　機関起振時共振曲線（船体搭載時 機関架構前端(1)起振）

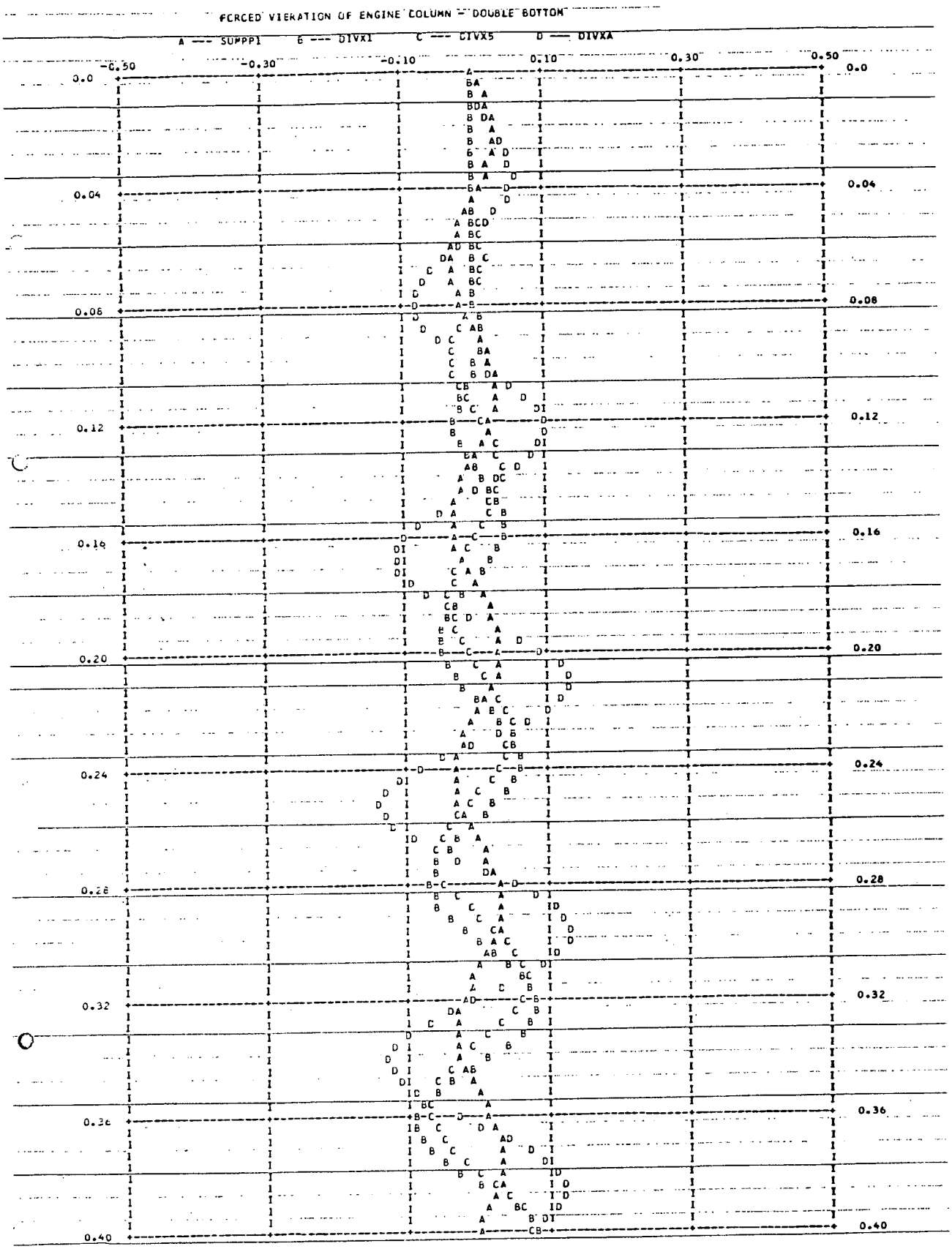


Fig. 2.2.26(1) DIMULATOR による計算結果 （H形振動時 678 cpm 機関架構）

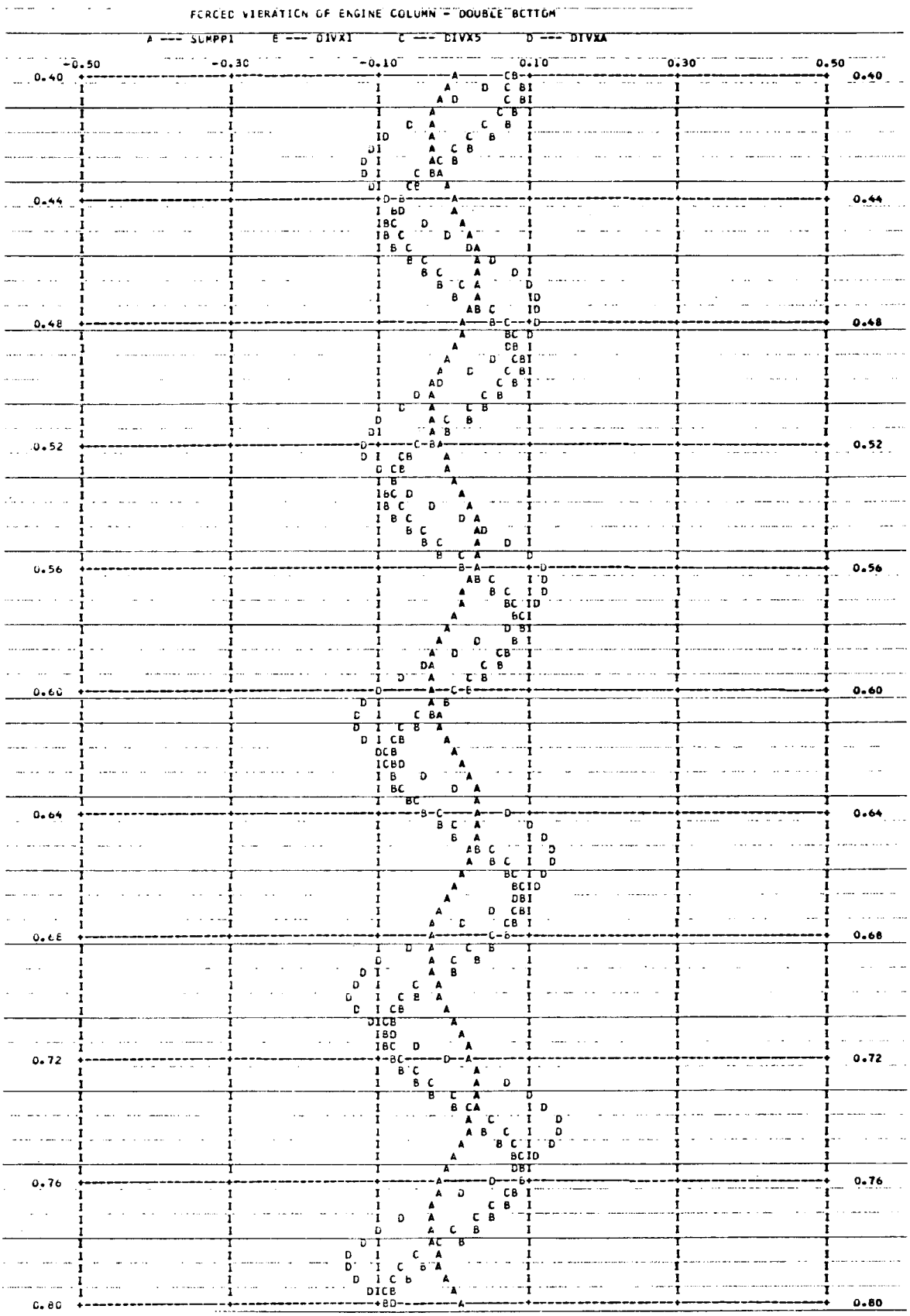


Fig. 2.2.2 6(2) DIMULATOR による計算結果 （H 形振動時 678 cpm 機関架構）

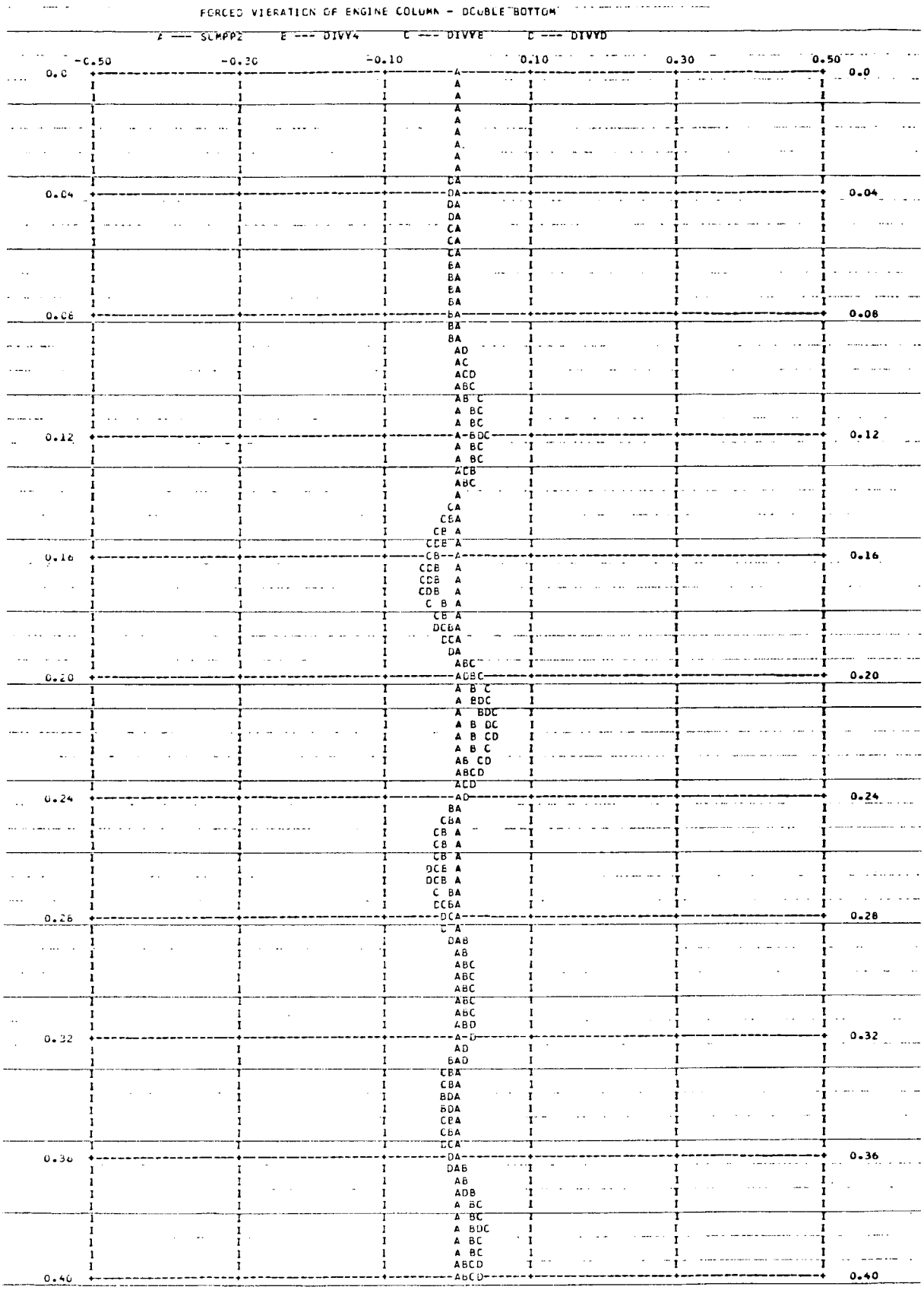


Fig. 2.2.27(1) DIMULATORによる計算結果 （H形振動時 678cpm 二重底）

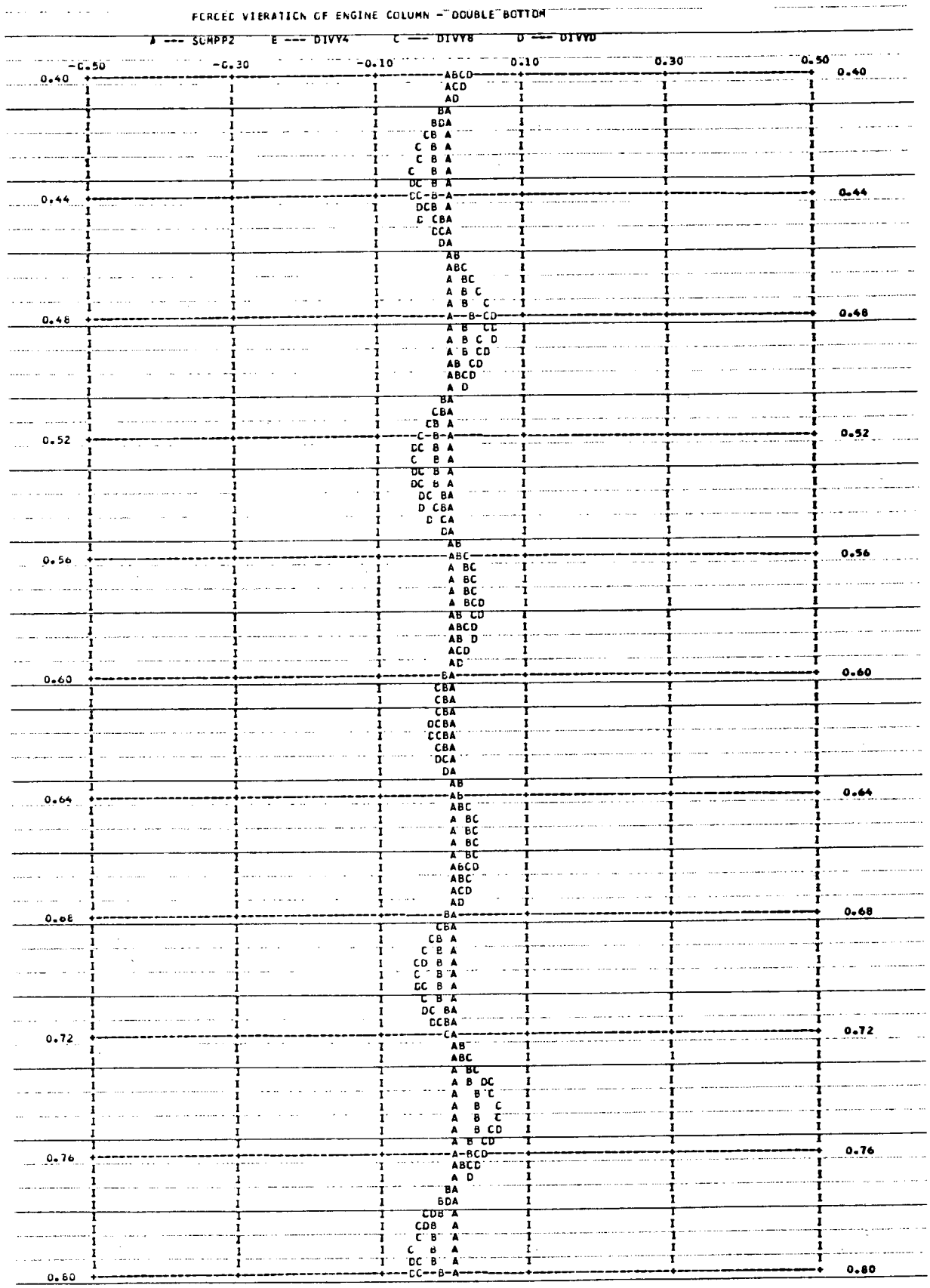


Fig. 2.2.27(2) DIMULATOR による計算結果 （H形振動時 678cpm 二重底）

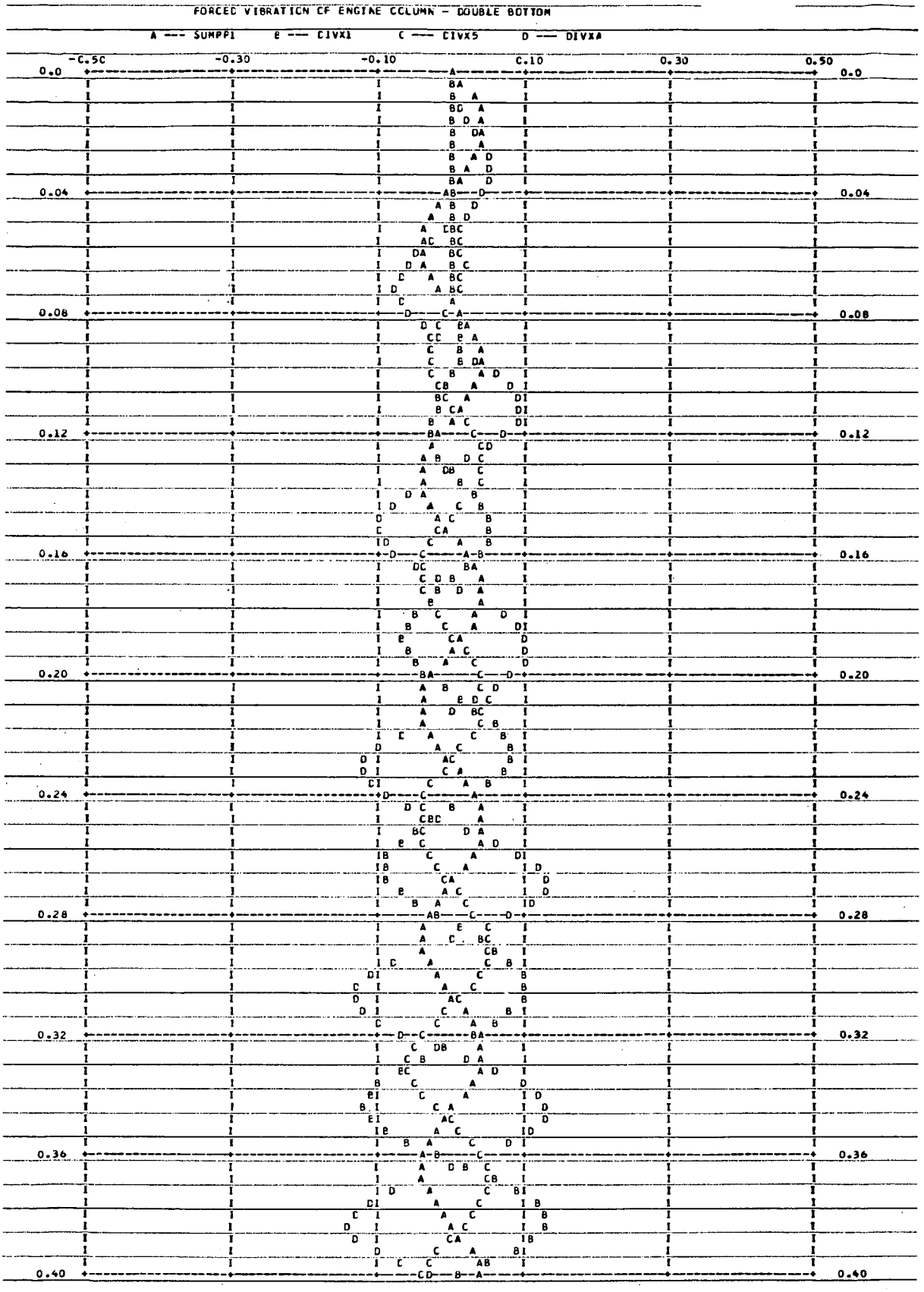


Fig. 2.2.28(1) DIMULATOR による計算結果 （X形振動時 782cpm 機関架構）

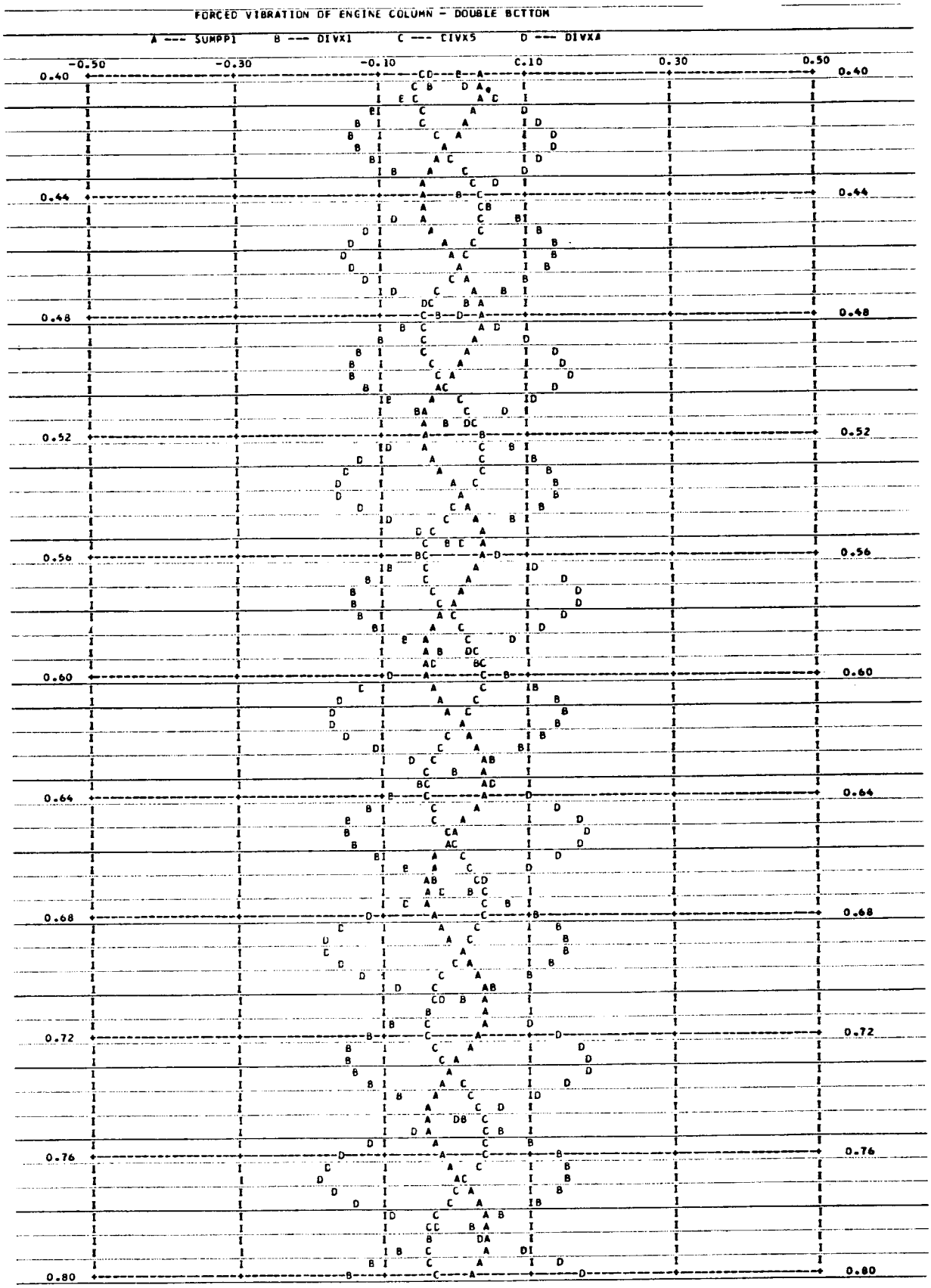


Fig. 2.2.28(2) DIMULATORによる計算結果 （X形振動時 782cpm 機関架構）

2.2.4 実験結果との比較

(1) 固有振動数

つぎに、以上の計算によつて求めた諸数値（M，K_E，k_E，K_θ）を用いて、他船における架構・二重底の振動数の計算を行ない、実験値との比較を行なう。

供試機関および船の主要目を Table 2.2.7 に示す。

Table 2.2.7 供試機関および船の主要目

項目＼船		A	C	D	E
機関	種類	S 形	K 形	K 形	K 形
	シリンダ数	8	9	11	12
	シリンダ径	840 mm	840 mm	840 mm	840 mm
	ピストンストローク	1,800 mm	1,800 mm	1,800 mm	1,800 mm
	出力／回転数（M.C.O）	18,400BHP／114rpm	23,200BHP／114rpm	27,400BHP／114rpm	30,900BHP／114rpm
	全重量	700 ton	769 ton	912ton	981 ton
船	種類	69,900DWT BULK／ORE／OIL	100,700DWT ORE／OIL	130,000DWT ORE／OIL	164,600DWT TANKER
	L×B×D	230.00m×32.30m×19.20m	250.00m×40.20m×21.40m	264.00m×44.20m×22.60m	302.00m×44.20m×24.50m
	Δ（半載）	49,520LT	66,640LT	85,490LT	84,373LT
	喫水（半載）	FORE AFT 25f7½，28f4½	FORE AFT 6.975m，9.527m	FORE AFT 8.330m，9.965m	FORE AFT 6.005m，9.890m
	プロペラ直径／翼数	6,450mmφ／5	6,800mmφ／5	7,050mmφ／5	7,200mmφ／5
	エンジン位置	AFT	AFT	AFT	AFT
	船尾形状	WITH SHOE PIECE	WITH SHOE PIECE	WITH SHOE PIECE	WITH SHOE PIECE
二重底	θ_0 (deg.)	34.68	32.71	37.84	38.71
	a (mm)	10,800	10,600	13,750	14,650
	b (mm)	1,060	1,210	1,135	1,160
	L (mm)	31,200	32,000	36,800	31,200
	D ($\times 10^{11}$ Kg·cm)	1.727	2.266	2.847	4.384
	W_H (ton)	393	435	677	888
	W_W (ton)	895	911	1,648	1,921

つぎに、Table 2.2.8 に各船の計算値と実験値を示す。H 形振動については船体振動によるものと思われるピークが数多く現われているため計算結果との対応が不明確なものがあるが、X 形振動については比較的よく一致している。

(2) 振動振幅

前述の機関架構の減衰係数 C_E を用いて、C 船の機関架構後端を起振したときの架構・二重底の振動応答計算を行ない、No.9 Cyl.，No.5 Cyl.，No.1 Cyl. の計算値を実験値と比較すると Fig. 2.2.29 の結果が得られた。

2.2.5 まとめ

以上、標準機関の起振機実験結果を用いて、機関架構および二重底のモデル化を行ない、機関架構・二重底連成振動系の固有振動数を計算して定数を決定した。そして、起振機実験を行なつた他の数船について機関架構・二重底の連成振動数の計算を行ない、実験結果と比較したところ、架構 X 形振動においてよく一致した。しかし、架構・二重底連成系の振動振幅は実験結果と可成り異なり、満足な結果が得られなかつた。

Table 2.2.8 各船の連成振動数の計算および実験の結果 （比＝実験値／計算値）

船	振動形		起振機重すい慣性モーメント （Kg·cm）			
			61.7	(123.3) 184.6	245.6	366.0
A	H_1	計算値	—	579		544
		実験値	?	?		?
		比				
	H_2	計算値	695	658		643
		実験値	?	?		?
		比				
	X_1	計算値	808	758		720
		実験値	920	890		—
		比	1.14	1.17		
	X_2	計算値	—	—		—
		実験値	1,070	—		—
		比				
C	H_1	計算値	—		—	—
		実験値	—		?	?
		比				
	H_2	計算値	567		517	500
		実験値	—		?	?
		比				
	X_1	計算値	757		691	672
		実験値	770(?)		680	665
		比	1.02		0.98	0.99
	X_2	計算値	824		784	776
		実験値	855		745(?)	—
		比	1.04		0.95	
D	H_1	計算値	467	465		463
		実験値	460	460		460
		比	0.99	0.99		0.99
	H_2	計算値	678	618		570
		実験値	685	?		?
		比	1.01			
	X_1	計算値	752	698		655
		実験値	780	675		660
		比	1.04	0.97		1.01
	X_2	計算値	951	944		943
		実験値	—	—		—
		比				
E	H_1	計算値		(498)	497	496
		実験値		—	455(?)	455(?)
		比			0.92	0.92
	H_2	計算値		(640)	591	568
		実験値		—	545(?)	535(?)
		比			0.92	0.94
	X_1	計算値		(708)	664	642
		実験値		?	670	660
		比			1.01	1.03
	X_2	計算値		(883)	848	831
		実験値		(810)	800	—
		比		0.92	0.94	

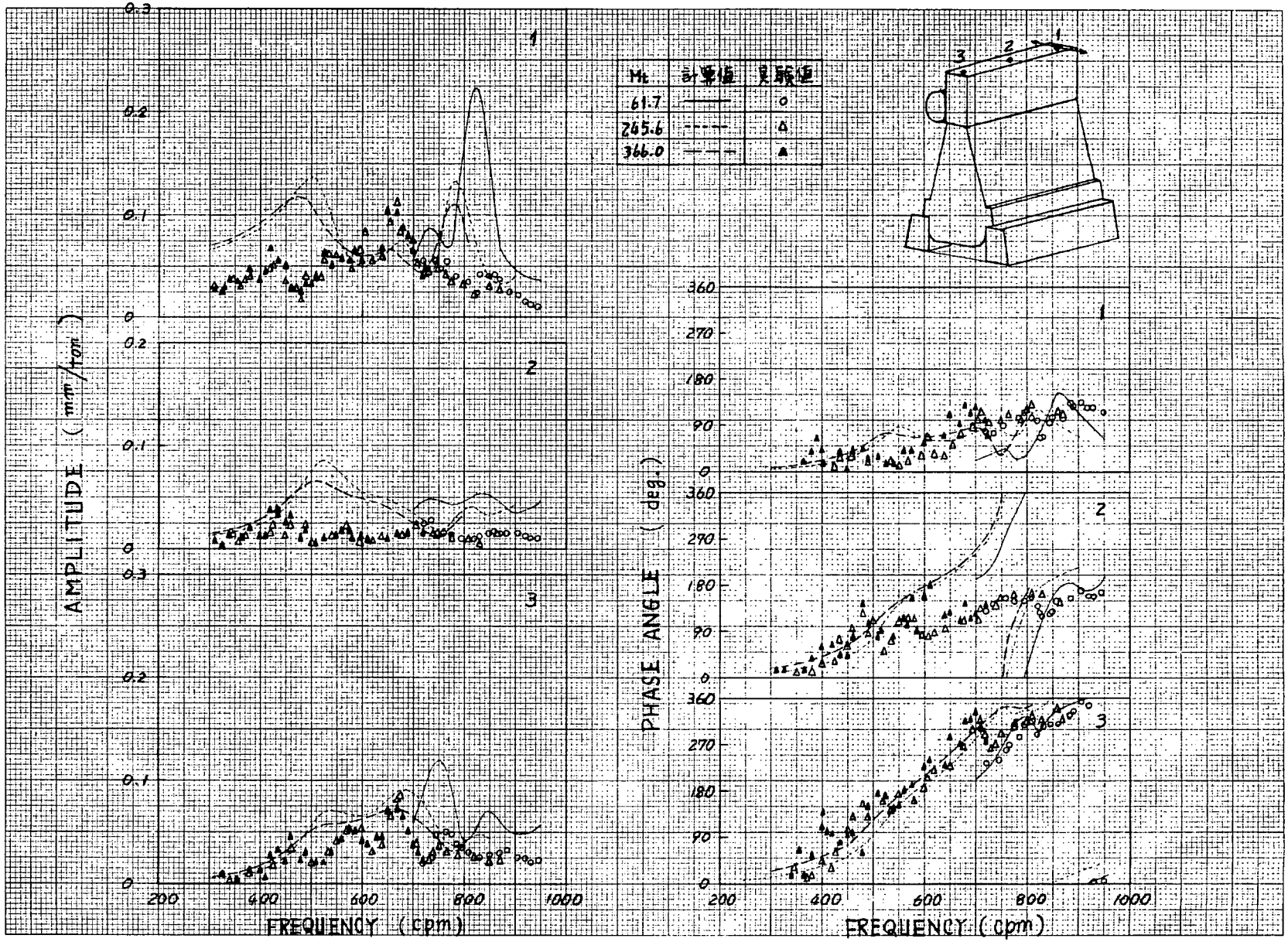


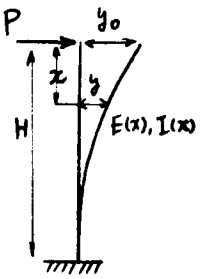
Fig. 2.2.29　機関起振時共振曲線（船体搭載時 機関架構後端(1)起振、C船）

Appendix （機関架構ばね定数について）

本文中で述べた方法では、機関架構の各質点間のばね定数および架構の取付部の回転ばね定数を実験結果から逆算して求めたのであるが、ここでは、それらの値および架構の高さ方向のばね定数の妥当性について検討する。

(1) K_E について

本文では架構の高さ方向のばね定数 K_E を動的な方法で求めたのであるが、それを静的な方法で求めた場合、どの程度の値が得られるか計算してみる。



図A－1

図A－1のような梁を考えた場合、次式を得る。

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{P_X}{EI} \qquad \cdots\cdots (A-1)$$

ゆえに、$x=0$ のところの変位、y_0 は、

$$y_0 = P\left\{H\int_0^H \frac{x}{EI}\,dx - \int_0^H\int \frac{x}{EI}\,dx\,dx\right\} \qquad \cdots\cdots (A-2)$$

式（A－2）より、ばね定数 K_E は、

$$K_E = \frac{P}{y_0} = \frac{1}{H\int_0^H \frac{x}{EI}\,dx - \int_0^H\int \frac{x}{EI}\,dx\,dx} \qquad \cdots\cdots (A-3)$$

となる。ここで、Fig. 2.2.9 に示す架構を高さ方向に５０分割して K_E を求めると、1 Cyl. 当りについて、

$$K_E = 1.899\times10^5 \quad Kg/cm$$

となり、Myklestad 法による $K_{EM} = 1.883\times10^5$ Kg/cm であるから、その比をとると、

$$\alpha = \frac{K_{EM}}{K_E} = 0.991$$

となり、ほとんど値は変らない。

ここで、架構を一様な梁に置きかえたときの断面二次モーメント I を求めると、片持梁の場合、

$$I = \frac{K_E H^3}{3E} \qquad \cdots\cdots (A-4)$$

であるから、1 Cyl. については、

$$I = \begin{cases} 2.132\times10^7 \quad cm^4 & (\text{静的に求めたとき}) \\ 2.114\times10^7 \quad cm^4 & (\text{動的} \quad 〃 \quad) \end{cases}$$

となる。

(2) k_E について

つぎに、架構の各質点間のばね定数について計算をしてみる。

84－VT2BF 機関の軸C－C（Fig. 2.2.9）に関する断面二次モーメント I_t は、

表A－1

	I_{t1} ($\times10^7$ cm^4)	I_{t2} ($\times10^7$ cm^4)
シリンダジャケット	0.863	2.468
掃　気　室	0.503	2.138
コ　ラ　ム	2.827	77.472
台　　板	5.384	84.184

である。　ここで、I_{t1} ＝ Cyl. 中心での断面二次モーメント

I_{t2} ＝ Cyl. 中心間での　〃

これらの値を機関の長さ方向に平均し、さらに架構のH形振動モード（Fig.2.2.10）を用いてエネルギー的に等価に置いて架構全体の I_t を求めると、

$$I_t = 6.13 \times 10^6 \quad cm^4$$

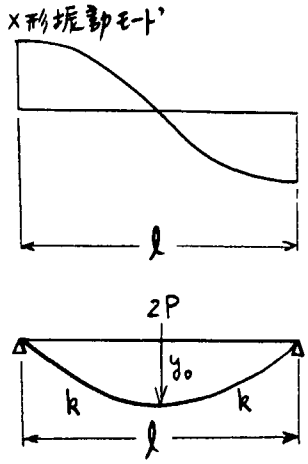
となる。

ここで、X形振動モードを図A－2に示すようなモードとみなすと、それは両端支持梁と同等とみなせるから、

$$y_0 = \frac{2P\ell^3}{48EI}$$

$$k = \frac{P}{y_0} = \frac{24EI}{\ell^3} \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (A-5)$$

を得る。式（A－5）より、前述の I_t の値を用いて、各シリンダ間のばね定数 k_E を求めると、



図A－2

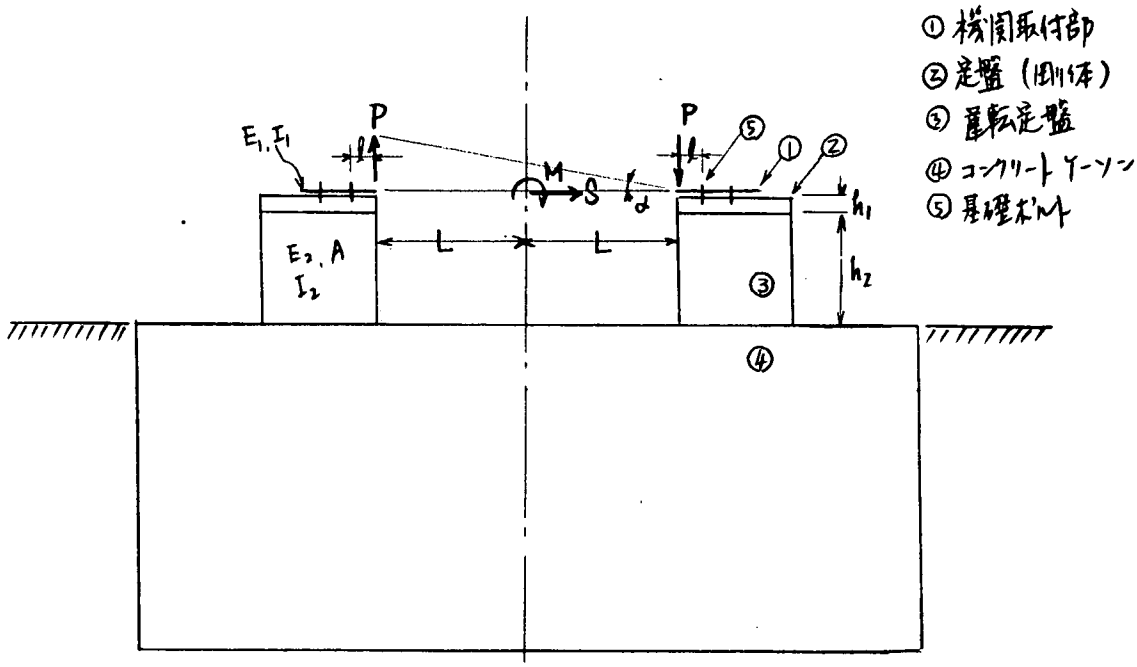
$$k_E = 3.81 \times 10^5 \quad Kg/cm$$

となり、実験結果より逆算して求めた値に近い値となる。

(3) K_θ について

架構取付部の回転ばね定数 K_θ について計算を行なう。

(a) 陸上での組立の場合



図A－3　陸上組立時機関基礎部

陸上での機関取付部の略図を図A－3に示す。この図において、

M ＝ モーメント

S ＝ せん断力

P ＝ Mによつて生ずる力

ℓ ＝ 台板側壁から基礎ボルトまでの距離

E ＝ 縦弾性係数

I ＝ 断面二次モーメント

A ＝ 断 面 積

α ＝ 架構の中心線の傾き角

とする。

いま、コンクリートケーソンが動かないものとすると、架構取付部のばね定数は部材①と③の変形によって決められる。

部材①の曲げによる変位　$y_1 = \dfrac{P\ell^3}{3E_1 I_1}$

部材③の伸び　〃　$y_2 = \dfrac{Ph_2}{E_2 A}$

であるから、

$$\alpha = \frac{y_1 + y_2}{2L} = \frac{1}{2L}\left\{\frac{P\ell^3}{3E_1 I_1} + \frac{Ph_2}{E_2 A}\right\}$$

$$= \frac{M}{4L^2}\left\{\frac{\ell^3}{3E_1 I_1} + \frac{h_2}{E_2 A}\right\}$$

ゆえに、この部分の回転ばね定数 $K_{\theta 1}$ は、

$$K_{\theta 1} = \frac{M}{\alpha} = \frac{4L^2}{\dfrac{\ell^3}{3E_1 I_1} + \dfrac{h_2}{E_2 A}} \quad \cdots\cdots (A-6)$$

また、せん断力 S による部材③の曲げによる変位 x_0 は、

$$x_0 = \frac{S}{2}\cdot\frac{h_2^2}{E_2 I_2}\left\{\frac{h_2}{3} + \frac{h_1}{2}\right\}$$

であるから、この部分の曲げによるばね定数 K_B は、

$$K_B = \frac{S}{x_0} = \frac{2E_2 I_2}{h_2^2\left\{\dfrac{h_2}{3} + \dfrac{h_1}{2}\right\}} \quad \cdots\cdots (A-7)$$

ここで、本起振機実験を行なつたときの各数値は、

L ＝ 175 cm

ℓ ＝ 15 cm

h_1 ＝ 24 cm

h_2 ＝ 150 cm

E_1 ＝ 2.1×10^6 Kg/cm^2

E_2 ＝ 1.0×10^6 Kg/cm^2

I_1 ＝ 1.093×10^4 cm^4

I_2 ＝ 4.387×10^7 cm^4

A ＝ 3.142×10^4 cm^2

であるから、式（A－6）、（A－7）より、

$K_{\theta 1}$ ＝ 2.277×10^{12} $Kg \cdot cm/rad.$

K_B ＝ 6.290×10^7 Kg/cm

となる。これらを合成したときの回転ばね定数 K'_θ は、

$$K'_\theta = \frac{1}{\frac{1}{K_{\theta 1}} + \frac{1}{(h_1 + h_2)^2 K_B}} \qquad \cdots\cdots (A-8)$$

$$= 10.37 \times 10^{11} \quad Kg \cdot cm / rad.$$

となる。ゆえに、1 Cyl. について考えると、

$$K_\theta = \frac{K'_\theta}{10} = 10.37 \times 10^{10} \quad Kg \cdot cm / rad.$$

となり、起振機実験によつて求めた値と Order 的に近い値となる。

(b) 機関を船体にとう載した場合

この場合は、機関架構取付部（図A－3の部材①）および機関据付台のばね定数を考えればよい。

本実験を行なつた船については、

$L = 175 \quad cm$

$\ell = 15 \quad cm$

$h_1 = 0$

$h_2 = 105 \quad cm$

$E_1 = E_2 = 2.1 \times 10^6 \quad Kg/cm^2$

$I_1 = 1.093 \times 10^4 \quad cm^4$

$I_2 = 3.974 \times 10^7 \quad cm^4$

$A = 1.909 \times 10^4 \quad cm^2$

であるから、式（A－6）、（A－7）および（A－8）より、

$K_{\theta 1} = 2.373 \times 10^{12} \quad Kg \cdot cm / rad.$

$K_B = 4.325 \times 10^8 \quad Kg/cm$

$K'_\theta = 1.584 \times 10^{12} \quad Kg/cm$

となり、1 Cyl. について考えると、

$$K_\theta = \frac{K'_\theta}{10} = 1.584 \times 10^{11} \quad Kg/cm$$

となる。この値は海上での起振機実験結果より求めた値と同程度の値である。

3. 振動感覚の調査、解析

ＳＲ１１２第４小委員会においては、昭和４４年以来船舶における振動の許容限について、計測法、解析法の検討を行ない、実船計測を実施し振動の物理量と人体感覚の関係を主として研究して来た。

昭和４６年度は、前年にひきつづき、約１２万トンＤＷの鉱石運搬船および約2.2万トンＤＷ貨物船について振動感覚試験を行ない、更にＳＤ法尺度、乗組員意見調査項目について今までの実船試験結果より因子分析を行なつて、調査法に対する検討を行なつたので、ここに中間報告する。

3.1 現在までの研究結果よりの問題点

船舶において人間及び機器に影響を与えるインプットとしての振動の実態をつかむために、計測器計測法、振動感覚調査法などの研究と実船計測が行なわれた。

計器については振動加速度のＲＭＳ値表示のものを用うることとしたが、振動感覚調査等に適合する計測法、評価法などについては実船における計測調査のつみ上げが不可欠である。

本委員会で研究されて来た振動感覚調査について、以下にその問題点を述べることとする。

3.1.1 物理量の決定

船体における振動感覚（乗心地）上の振動評価を行なうためには、先づ、振動感覚と対応のよい、且つ計測、解析に簡便な物理量（振動評価値）を見出すことである。考えられた物理量は下記の三通りであつた。

ＶＡＬ …… 振動加速度レベル

ＶＬ …… 感覚周波数特性に従つて WEIGHTING をした振動加速度レベル。

ISO／TC108／WG7で提案された特性にならつた加速度計の表示によつた。

ＶＧＬ …… 三輪委員の研究による感覚を考慮した振動の大きさを示すレベル。

心理学の研究に用いられる手法の一つである Semantic Differential 法（ＳＤ法）による実船調査の結果、

ＳＤ法による振動感覚と対応がよいこと、

計測、解析が簡便であること、

実験的裏付けのあるＶＧＬとも相関が高いこと、

から、現在の処ＶＬが適当であろうと考えられる。

また、ＶＬをとるとしても、周波数分析を行なうとすれば、かなり計測も複雑となるが、Over all の値で評価を行なつてもよさそうであることがわかつて来た。

（船体振動の様相を知るために研究としては、周波数分析を行なうことは必要ではある。）

3.1.2 振動が乗組員に与える影響の要素

(1) 振動不快感

幾つかの Semantic Scale （大きい～小さい、強い～弱い等）によつて振動感覚の測定を行なうＳＤ法で振動感覚の数量的把握が可能となつたが、以下のような問題点がある。

(a) 騒音の影響

現在までの計測で、振動レベルが比較的小さい場合にも、騒音レベルが比較的高いと振動に対する不快感を増すという現象が認められた。これが、振動評価値の決定を複雑にさせる一因となつている。

この対策として、騒音を遮断しての計測が必要であるが、完全遮断は不可能であり、次回の計測では耳栓をつかうことを試みることとした。

(b) 文脈効果（Context Effect）

この現象はたとえばA船の感覚計測点に振動レベル50dBの箇所があり、B船では30dBが最高であつたような場合、A船では30dBの振動は余り不快であるとは観測されず、これに反しB船では30dBの振動はかなり不快と観測される、というような現象をいう。

この文脈効果は本小委員会で実施した実船実験において一つの問題となつた。

この対策として各船の計測に例えば40dBの振動レベルの点を含むようにする、即ち係留点（Anchor）を設定することが大切である。このためには感覚計測の前に各点の振動レベルを計測し計測点を選定する要があるが実際問題としてかなり困難なことであり、数多くの計測が必要となる一つの大きな理由である。

(c) 尺度（Semantic Scale）数の削減

現在まで正式計測においては、15箇の尺度を用いることにしているが、かなり繁雑であり、その効果に重複するものもあると認められ因子分析を行なつて尺度の削減が検討された。

3.3に示すような因子分析の結果、

やわらかい …… かたい　（強さの因子）
規則的　…… 不規則的　（時間の因子）
おだやかな …… きつい　（強さの因子）
心地よい　…… 不快な　（快さの因子）
弱い　…… 強い　（強さの因子）
軽快な　…… 重々しい　（強さの因子）
かすかな　…… 激しい　（強さの因子）

が、各船計測において因子得点が大きく、しかも振動物理量との対応のよい尺度として求められた。

(2) 船内日常生活への影響

これは乗組員への45項目の「振動騒音に関する意見調査」により、乗組員の振動に対する反応と振動物理量との対応が検討されたが、全体として必ずしも明確な結論が下せなかつた。今回全項目を綜合的にとらえるために、3.3に示すような因子分析を行なつて、船体振動と船舶居住性について或る程度の傾向把握に目安を得ることができた。

(3) 作業能率への影響

(a) アンケートによる調査

作業能率を適確にあらわす具体的なチエックリストの作成が今後の作業として必要である。

乗組員の作業分析もこのためには有効である。

(b) 適性検査

作業能率の調査には簡単な適性検査を行なうのも一法として考えられる。

労働省式、阪大式などいろいろの方法があるが、検査結果から実務への影響を推定するのが困難であり、いづれにせよ、かなり大がかりな研究を必要とする。

(c) 作業研究（時間、動作研究）

これは流れ作業に効果があるといわれているが、かなりの費用と時間を必要とし、専門技術を要するので我々の研究の場合、必ずしも実際的ではない。

3.1.3 振動許容値の決定

上述のような解析計測がくりかえされ、振動物理量（振動評価値）の許容値を決定する段階となる。

これは、不快感　（3.1.2の(1)）
生活作業　（3.1.2の(1)，(2)）
健　康　（3.1.2の(2)）

の面から今後も実船などの実験のつみかさねで解析を行なつてゆく要がある。

3.1.4 その他の問題点

今後実船計測を行なつてゆく上に、振動感覚測定の簡便化、実用化、標準化をすすめる要がある。

また、振動の物理的測定の技法についても計測器をふくめて計測技術的問題を解決してゆく要がある。

3.2 振動感覚の実船試験

3.2.1 笠木山丸における試験

ＳＲ１１２第４小委員会における船体振動と振動感覚に関する実船調査の一環として、ＳＲ１２４実験供試船“笠木山丸”において振動感覚試験を行なつた。

本船は載貨重量117,571ｔの鉱石運搬船で、主機は三菱ズルツアー8RND90、船速は14.8ＫＴである。

調査を行なつた航海の日程を示す。

昭和４６年７月１４日　福山出港

〃　７月２３日　ポートダンピア（オーストラリア）入港

〃　７月２９日　ポートダンピア出港

〃　８月　８日　福山入港

(1) 測定項目

(a) ＳＤ法による測定

(i) ＶＬ　（上下、左右、前後）

(ii) ＶＡＬ（　〃　）

(iii) ＶＡＬの周波数分析とＶＧＬ　（上下）

(iv) ＳＬ（騒音レベル）　ｄＢ（Ａ）

ＳＤ法による評価を行なつた１４箇所で上記の測定を行なつた。

(b) 騒音振動に関する意見調査（アンケート）

(i) ＶＬ　（上下）

(ii) ＶＡＬ（上下）

(iii) ＳＬ　　ｄＢ（Ａ）

アンケートを求めた全乗組員の居室について調査日に上記物理量の測定を行なつた。

(2) 測定及び測定結果

(a) ＳＤ法

評価は往復航で行なわれ、各５名ずつの２班にわかれ各班は計測位置を互に逆の順序でまわつた。なお往復航では評価者を変えた。尺度は、鋭い … にぶい、おそい … はやい、大きい … 小さい等、１５種類で前年度の試験と同じである。

物理量の測定結果の一例を Table 3.2.1 に示す。なお、ＩＳＯ／ＴＣ108／ＷＧ7提案の基準との比較例を Fig. 3.2.1 に示す。

(b) 意見調査

騒音ならびに振動の船内生活におよぼす影響を知ることを目的として、物理量測定の結果との対応づけを行なうために全乗組員に意見調査用紙を配布し留置式（はい、いいえ、どちらともいえない）で記入させた。

アンケート項目は騒音振動と船内生活に関する４５種の質問で前年度の試験と同じである。

アンケート結果と物理量の関係の例を Table 3.2.2 に示す。

(3) 解析結果および考察

(a) ＳＤ法

Table 3.2.1　笠木山丸振動・騒音物理量測定結果の例（往航 46.7.21）

振動レベル単位 dB（RE. 10^{-2} m/sec²）

物理量 / 測定場所	測定方向	VL（オーバーオール）	VAL（オーバーオール）	VAL 周波数分析（上下方向） 1 Hz	2	4	8	16	31.5	63	125	VGL（上下方向）	SL (dB(A))
(1) Wheel House	上下	11	20	-5	-10	-10	10	15	15	11	10	24.82	60
	前後	17	24										
	左右	19	21										
(2) Operator's Office	上下	19	25	-3	-9	-7	14	22	15	4	5	29.81	58
	前後	13	18										
	左右	15	21										
(3) Officer's Laundry	上下	17	23	7	-6	-5	16	20	14	13	9	29.33	67
	前後	13	20										
	左右	15	20										
(4) Air Con. Room	上下	19	27	4	-10	-10	10	20	21	14	22	29.50	83
	前後	13	30										
	左右	14	27										
(5) Chief Eng's Room	上下	18	25	-4	-8	-5	17	21	15	11	8	29.60	54
	前後	13	20										
	左右	12	17										
(9) Dining Room	上下	19	28	-9	-5	-6	16	21	22	18	13	30.59	63
	前後	15	23										
	左右	13	20										
(11) Engine Control Room	上下	18	28	5	-5	-5	15	18	20	24	24	29.96	68
	前後	15	27										
	左右	11	23										
(14) Engine Room	上下	37	46	-10	-4	0	24	16	36	32	38	39.54	101
	前後	29	38										
	左右	27	41										

Table 3.2.2　笠木山丸意見調査結果と振動物理量の関係の例

項目	回答	VL（上下方向）				
		(dB) 平均	(dB) 13.0～15.0	(dB) 15.0～17.0	(dB) 17.0～20.0	合計
1. 自室の騒音は全然気にならない程静かである.	A	16.0	0人	1人	0人	1人 (4%)
	B	17.5	1人	2人	3人	6人 (24%)
	C	16.2	7人	7人	4人	18人 (72%
	合計	16.5	8人	10人	7人	25人 (100%)
2. 騒音は静かだとはいえないが我慢できない程ではない.	A	16.7	4人	6人	5人	15人 (60%)
	B	16.1	4人	2人	2人	8人 (32%)
	C	16.0	0人	2人	0人	2人 (8%)
	合計	16.5	8人	10人	7人	25人 (100%)
3. 振動や騒音のせいか気分が悪くなる時がある.	A	16.5	1人	2人	1人	4人 (16%)
	B	16.2	2人	1人	1人	4人 (16%)
	C	16.5	5人	7人	5人	17人 (68%)
	合計	16.5	8人	10人	7人	25人 (100%)
4. 騒音振動とも格別気にならない.	A	16.4	1人	3人	1人	5人 (20%)
	B	16.9	1人	5人	2人	8人 (32%)
	C	16.2	6人	2人	4人	12人 (48%)
	合計	16.5	8人	10人	7人	25人 (100%)
12 振動が少いとはいえないが我慢できないほどではない.	A	17.1	4人	4人	6人	14人 (56%)
	B	16.2	2人	3人	1人	6人 (24%)
	C	15.0	2人	3人	0人	5人 (20%)
	合計	16.5	8人	10人	7人	25人 (100%)
16. ベッドの振動が激しいので夜中に眼がさめることがある.	A	17.8	1人	1人	4人	6人 (24%)
	B	16.0	1人	1人	0人	2人 (8%)
	C	16.1	6人	8人	3人	17人 (68%)
	合計	16.5	8人	10人	7人	25人 (100%)

注. A：はい
B：いいえ
C：どちらともいえない.

評価の解析は三菱重工業のプログラム E51366 を使用して行なわれた。

本船では Fig. 3.2.1 の周波数解析に示す如く 16Hz までは中心周波数が高くなるにつれてVALは高くなつており、16Hz より高い所では略一定であつた。またISOの8時間快感減退限界(Reduced Comfort Boundary)または24時間疲労及び能率減退限界(Fatigue-decreased proficiency Boundary) をこえる点は2～3点で、いずれも非居住区であり、かなり振動レベルの低い船であつた。

そのため騒音の影響の方が大きく利いて、振動感覚と最も相関の高かつたのはSL(騒音レベル)で、またSLと相関のよいVAL(振動加速度レベル)も振動感覚との相関がよかつた。このように騒音の影響が高いことは今後解決せねばならぬ問題である。

物理量と振動感覚の相関係数も計算されたが、相関係数の絶対値が 0.8 以上の尺度(Semantic Scale)の数をあげると下表のようである。

方向 / 航海	上　下			前　後			左　右			SL
	VAL	VL	VGL	VAL	VL		VAL	VL		
往　航	1	0	2	2	0		6	0		6
復　航	9	0	0	11	0		11	0		12

各測定での各評定者の平均評価と振動物量の関係を Fig. 3.2.2 に示すが、いずれも或る傾向を示している。しかし、本船ではVLよりVALの方が相関が高いことを本図も示している。

(b) 意見調査

乗組員の一致した意見としては次のようなことがいえる。

(1) 騒音は静かだとはいえないが、我慢できないほどではない。

(2) 振動は少ないとはいえないが、我慢できないほどではない。

(3) やかましすぎて話をするのがいやになることはない。

(4) ベッドの振動がはげしく、夜中に眼がさめることはない。

(5) 騒音の中でも扉や家具がガチヤガチヤ振動して鳴るのが気にかかる。

(6) 居住性からみて問題がなく、対策は全く不要であるとはいえない。

3.2.2 22,000トン型貨物船における試験

振動感覚試験を試運転時に簡便に行なう場合について、頭記船において計測を行なつた。

本船は多目的撒積船で、主機は IHI－SEMT の 16PC－2V、最大出力8,000 PS、基準出力7,200 PS である。

計測日および条件は下記の通りであつた。

昭和46年6月17日

海面状態　　CALM

風　速　　8 m／sec

速　力　　16.6 KT

(1) 測定項目

SD法による測定

(i) VL (上下、左右、前後)

(ii) VAL(　　〃　　)

SD法による評価を行なつた10箇所で上記のオーバーオール値を計測した。

但し、尺度は次の5種とした。

大きい …… 小さい

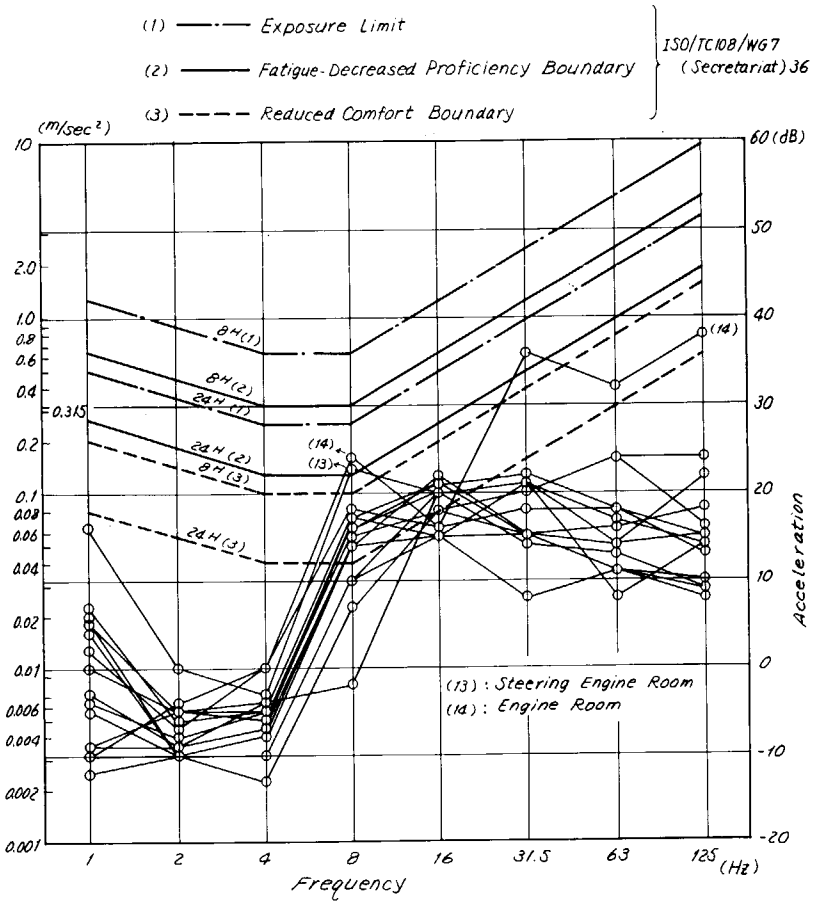


Fig. 3.2.1　ISO 基準値との対比（笠木山丸 往航－垂直方向）

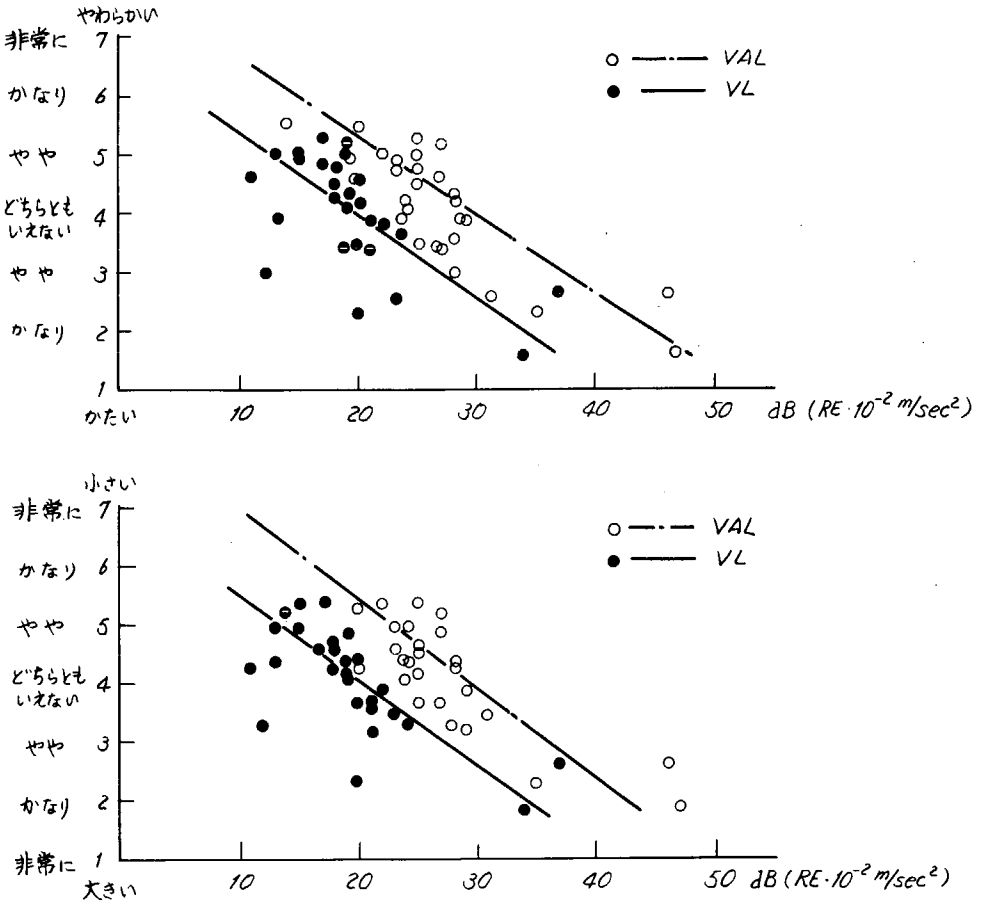


Fig. 3.2.2　笠木山丸 振動感覚尺度と物理量（上下方向）の例
（往航及び復航）

心地よい …… 不快な

強い …… 弱い

かすかな …… はげしい

規則的な …… 不規則的な

(2) 測定及び測定結果

評価はA班3名、B班2名にわかれ、測定場所を互に逆の順序でまわつた。

また、本計測に用いた計器のVL，VALの表示値は基準値を $10^{-5}m$／sec としているため、笠木山丸などの測定値より60dBだけ高い値となつている。物理量の測定結果を Fig. 3.2.3 に示す。

また、振動感覚の尺度（Semantic Scale）と物理量の対応の例を Fig. 3.2.4 に示す。

本船の振動が全般的に小さく、レベルが低かつたことと、レベルの高い位置をえらべなかつたこと、評定者の数が少なかつたことなどから、全般的にそれほど明らかな傾向はみられなかつた。しかし、VALでは多少の傾向のみられるものがあつた。

(3) 考　察

今回の測定により、試運転などで簡便に行なう方法としてその可能性が見出されたと考えられる。

しかしながら評価者の人数、より広い範囲の振動レベルをもつ計測点の選択等改良をする点はある。

そして実際の測定にあたつて、有効且つ簡便な計測方案の統一が必要で、そのためにもこの種の試験を行なつて問題点の摘出につとめる要があろう。

3.3 因子分析

3.3.1 SD法尺度の因子分析

表3.3.1は神和丸、紀見丸（往・復航）、笠木山丸（往・復航）のSD法の因子分析の結果である。

神和丸では、第Ⅰ因子は「大きい — 小さい」「きつい — おだやかな」「強い — 弱い」「激しい — かすかな」に負荷量が高く、“強さの因子”、第Ⅱ因子は「規則的 — 不規則的」「単調な — 変化の激しい」に負荷量が高く、“時間の因子”、第Ⅲ因子は「心地よい — 不快な」に負荷量が高く、“快さの因子”と解釈できる。

他船についても同様に各因子毎に負荷量の高い尺度をみることによつて因子の解釈を行なうと、次のごとくなる。

まず紀見丸（往航）の第Ⅰ因子は“強さ”、第Ⅱ因子は“時間”、第Ⅲ因子は“快さ（細さ）”；紀見丸（復航）の第Ⅰ因子は“強さ”、第Ⅱ因子は“時間”；笠木山丸（往航）の第Ⅰ因子“強さ”、第Ⅱ因子“時間”、第Ⅲ因子“快さ”、第Ⅳ因子は解釈不能；笠木山丸（復航）の第Ⅰ因子は“強さ”、第Ⅱ因子は“時間”と解釈できよう。

なお、前年度報告（研究資料 No.129−2）の進徳丸においては、強さ、時間、快さ、重さの4因子が抽出されたが、今回のいづれの分析においても、重さの因子は見出されなかつた。

さて、因子分析（主軸法）の各因子は互いに直交するので、もつとも効率的に振動感覚を測定するには、これら因子を代表する尺度を用いればよい。各因子分析を通じて、“強さ”、“時間”の2因子は不変に見出された（Factorial Invariance）。したがつて、この2因子を代表する尺度は、ぜひ必要であろう。また、“快さの因子”は笠木山丸（復航）、紀見丸（復航）には見出されなかつたが、他の4つの分析においては抽出されたし、振動感覚を情緒面から捉えるという意味あいからも、この因子を代表する尺度を用いることは望ましいと思われる。

“重さの因子”に関しては、進徳丸以外は見出されず、また、この因子に属する尺度は、他の分析においては、常に“強さの因子”に属する尺度として抽出されているので、特に“重さの因子”を代表する尺度を用いるよりも、“強さの因子”を代表する尺度を選択する際に配慮すればよかろう。

さて、代表尺度選出に際しては、単に因子の不変性の観点のみではなく、各尺度と振動物理量との対応関係のよさについて考慮しなければならない。そこで、各因子を代表し、かつ振動物理量と対応のよい尺度として、次の7尺度を選

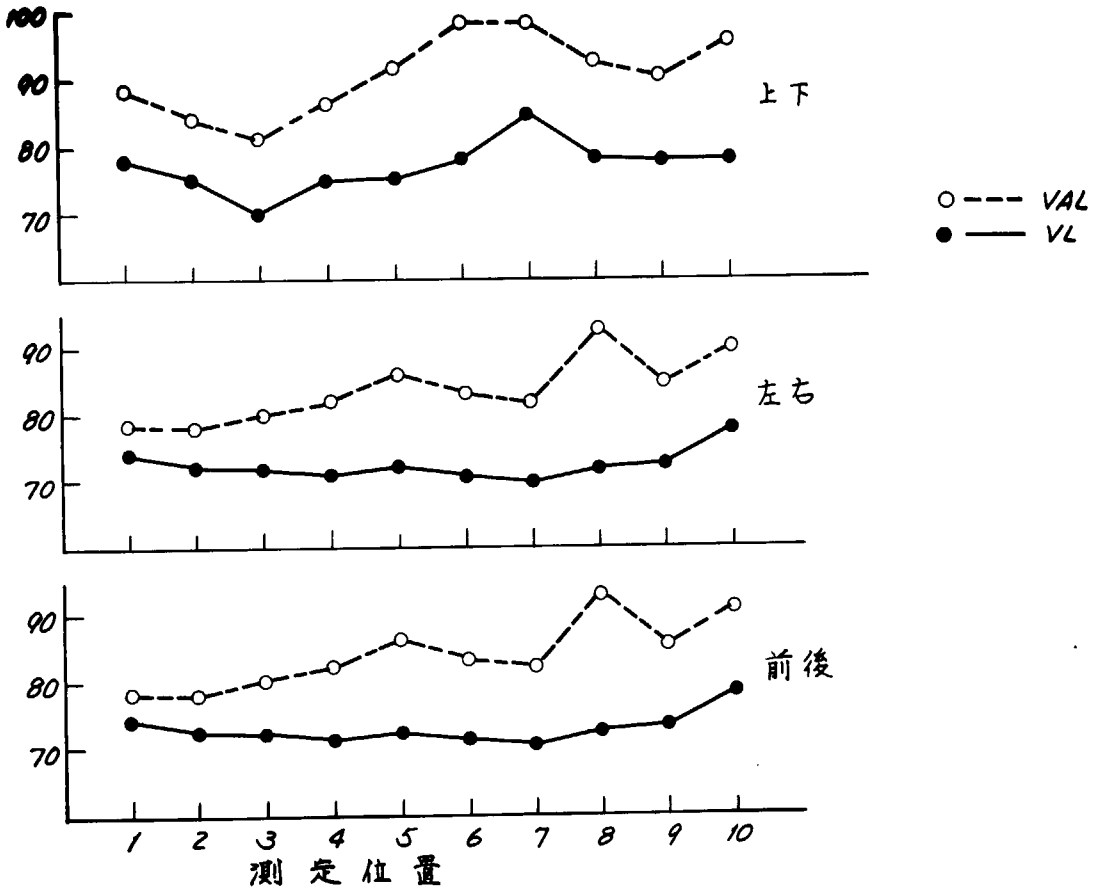


Fig. 3.2.3　各測定位置における VL，VAL（Nor Out Put）

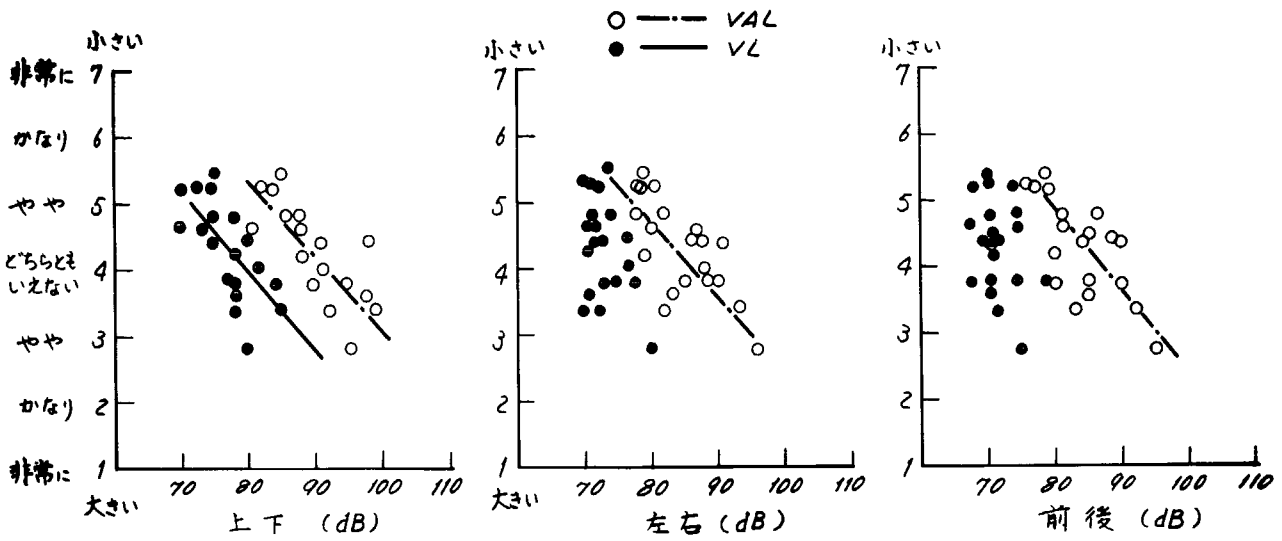


Fig. 3.2.4　VL，VAL（dB；RE. 10^{-5} m／sec²）と振動感覚尺度の例
（Nor. MCR）

Table 3.3.1

	神和丸			紀見丸					笠木山丸					
				往航			復航		往航				復航	
	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅰ	Ⅱ	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅳ	Ⅰ	Ⅱ
鋭い ── にぶい	.747	.206	.223	.800	.103	.060	.859	.027	.801	.132	.167	−.257	.829	.233
おそい ── はやい	−.650	.004	.010	−.640	−.121	−.046	−.476	−.562	−.659	−.103	.205	.367	−.731	−.298
かたい ── 柔かい	.831	.102	.140	.760	.220	.053	.841	−.042	.839	.055	.124	−.094	.825	.194
大きい ── 小さい	.902	−.007	.091	.769	−.083	.334	.861	−.140	.644	−.355	.436	.036	.805	−.277
細かい ── あらい	−.558	.466	.426	−.221	.536	−.676	−.518	.538	−.333	.680	.017	−.181	−.506	.629
規則的 ── 不規則的	−.325	.649	.532	−.264	.826	.051	−.139	.754	−.135	.624	.563	.139	−.107	.853
忙しい ── のんびりした	.776	.220	.237	.825	.288	−.012	.772	.383	.638	.525	.055	−.163	.801	.295
きつい ── おだやかな	.922	.010	.067	.902	.076	.066	.855	.132	.816	.141	.025	−.173	.884	.032
重い ── 軽い	.798	−.078	−.062	.806	−.002	.171	.872	.008	.788	−.070	.255	.050	.832	−.143
心地よい ── 不快な	−.718	−.532	.559	−.731	.130	.438	−.878	−.031	−.710	−.196	.415	.163	−.852	−.127
不安な ── 安定感のある	.803	.040	.034	.631	−.206	−.559	.722	.040	.549	.185	−.553	.324	.613	−.047
強い ── 弱い	.920	.073	.078	.894	.046	.079	.917	.043	.740	.051	−.011	.346	.901	−.057
激しい ── かすかな	.908	.057	.064	.868	.080	.067	.935	.015	.800	.024	−.072	.327	.900	.057
単調な ── 変化の激しい	−.413	.851	−.449	−.552	.529	.271	−.489	.558	−.421	.543	−.040	.483	−.603	.090
重々しい ── 軽快な	.820	−.071	−.104	.748	.233	−.004	.845	−.007	.741	−.194	.120	.393	.800	−.138
VAR				.522	.103	.080			.449	.115	.077	.071	.577	.103

定した。

1. やわらかい …… かたい　（強さの因子）
2. 規則的　…… 不規則的　（時間の因子）
3. おだやかな …… きつい　（強さの因子）
4. 心地よい　…… 不快な　（快さの因子）
5. 弱い　…… 強い　（強さの因子）
6. 軽快な　…… 重々しい　（強さの因子）
7. かすかな　…… 激しい　（強さの因子）

尺度1～7の順序にしたがつて、評定用紙上に各尺度を配列する。

なお、「2.規則的 … 不規則的」は振動物理量（ＶＬ）と必ずしも対応がよくなかつたが、従来のＶＬの測定にあたつて、その時間的変動を考慮に入れていなかつたこと、および「時間因子」の代表という点から、今回の尺度の選定にあたつて、残すことにした。

さて、今回の尺度の選定によつて、従来の１５尺度から７尺度へと大幅に尺度数を減らすことができた。これによつて、今後の実船調査における評定者の労力をかなり軽減させることが可能となつた。

この選定は上述のごとく、因子分析ならびに物理量との対応を考慮に入れて行なつたので、尺度数を減ずることによつて、測定の精度が大幅に低下するおそれはないものと思われる。

3.3.2　振動・騒音に関する意見調査の因子得点

前年度報告において、「振動・騒音に関する意見調査」に含まれる４５の意見項目に対する乗組員の反応と振動物理量との対応関係について、クロス分析を行なつた。その結果、振動の激しい居室で生活する乗組員は振動の被害を訴える率も高いという傾向が見うけられたが、意見項目の中には矛盾した結果を示すものもあり、全体として明確な結論は下せなかつた。そこで、今回は意見調査を構成する個々の項目を別々にとりあげて物理量との対応をみるのではなく、調査結果全体を総合的に捉えるために、因子分析（主軸法）を行ない、さらに得られた因子について、因子得点（合成得点）を算出した。

因子分析の結果の例を Ｔａｂｌｅ 3.3.2 に示す。

第Ⅰ因子は振動・騒音の全体的な悪影響、第Ⅱ因子は振動・騒音に対する耐性、第Ⅲ因子は振動音（ガチヤガチヤ鳴る音）、第Ⅳ因子はタービン音（キーンという音）、第Ⅴ因子は振動と読書、第Ⅵ因子は機関音（ブーンという音）、第Ⅶ因子は通風口の音、第Ⅷ因子は身体の調子と騒音に関する因子として解釈できる。第Ⅸ因子以下は解釈不能であつた。

これらの因子のうち、総合的に振動・騒音の影響を捉えている第Ⅰ、第Ⅱ因子について因子得点を各乗組員毎に算出し、その乗組員の居室の振動（ＶＬ値）と対応づけたのが Ｆｉｇ. 3.3.1 である。

第Ⅰ因子得点とＶＬ値との間には、明白な関係がみられないが、第Ⅱ因子得点の場合には、ＶＬ値が大きくなるにつれ、因子得点も大きくなつている。両者の相関係数 $r = 0.419$ で1％水準で有意である。なお、ＶＬが１４ｄＢ以上で、因子得点がマイナスになる点は目立つて少なく、１４ｄＢ以上では、居住性に問題のあることを示唆している。

前回、意見項目を個々に分析した場合には、全体的な結論を導くのが困難であつたが、今回行なつた因子得点とＶＬ値とを対応づけることによつて、船体振動と船舶居住性の関係について、ある程度の傾向を把握する目安を得ることができた。

なお、因子分析、因子得点については、文献１、文献２を参照されたい。今回の因子分析、因子得点の算出は文献１の芝氏作成のプログラムによる。

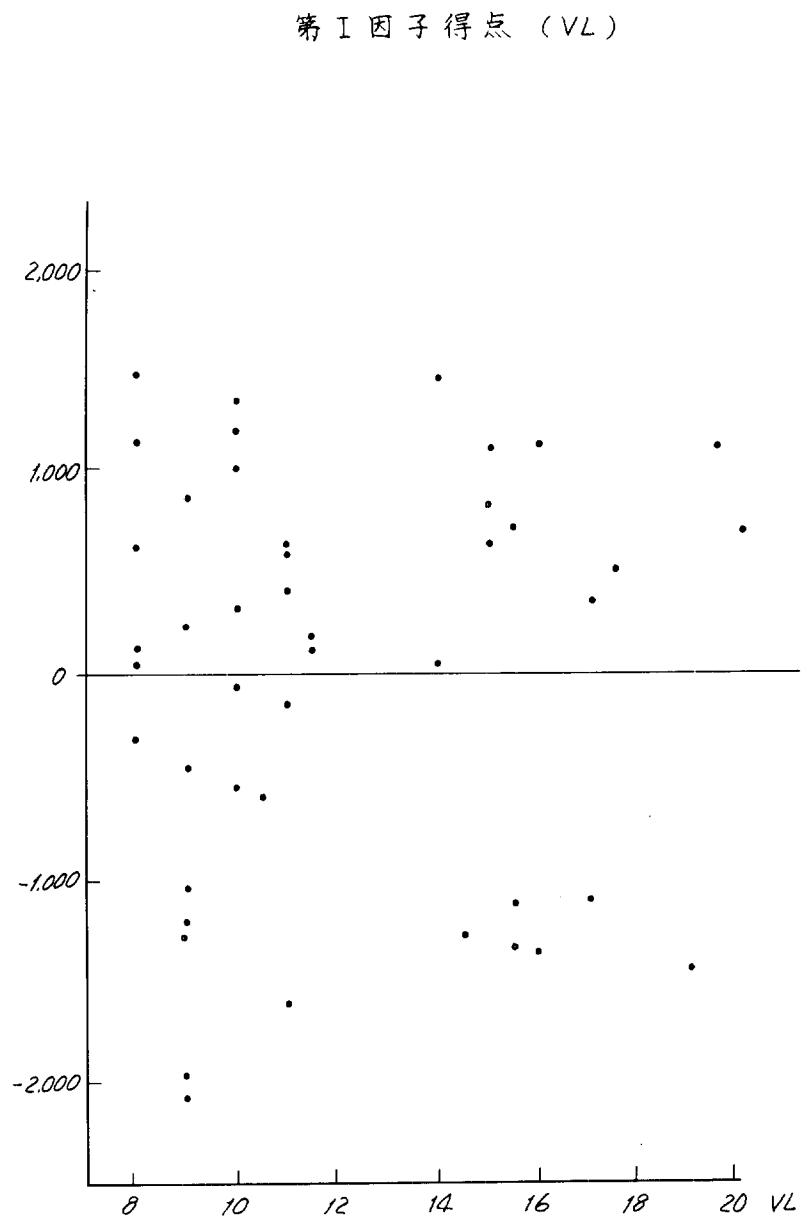
参　考　文　献

1）芝　祐順；「行動科学における相関分析法」　東大出版　（１９６７）

2）浅野　長一郎；「因子分析法通論」　共立出版　（１９７１）

Table 3.3.2

	項目	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅳ	Ⅴ	Ⅵ	Ⅶ	Ⅷ	Ⅸ	Ⅹ	Ⅺ	Ⅻ	ⅩⅢ	ⅩⅣ
1	自室の騒音は全然気にならないほど静かである.	-.533	.150	.155	-.199	-.127	-.517	.013	.120	.202	-.100	-.100	-.098	.066	.047
2	騒音は静かだとはいえないが我慢出来ないほどではない.	-.724	.140	.228	.152	.057	.137	-.143	-.022	.059	.089	.000	.224	-.224	.131
3	振動や騒音のせいか気分が悪くなる時がある.	.761	.057	-.067	-.223	.132	.201	-.050	.012	.142	-.012	.068	.141	.221	.025
4	騒音・振動とも格別気にならない.	-.794	-.031	-.227	.271	.044	.058	.133	.048	.171	-.010	-.173	.070	.013	.022
5	騒音や振動の対策に費用をかけるより乗船期間を少しでも短縮してくれる方がよい.	-.203	.402	.118	.474	.176	-.051	-.024	-.241	.291	.112	.065	.294	-.144	-.070
6	騒音がうるさくて眠れないことがある	.684	.136	.061	-.049	.338	-.044	-.139	.068	-.080	-.078	-.119	-.133	-.246	-.192
7	騒音のため耳が悪くなったような気がする.	.446	.279	-.307	.126	.349	.053	.186	-.384	-.131	-.025	-.053	-.127	.082	-.131
8	騒音にはなれたからもう平気である.	-.516	.316	.476	-.058	-.064	.391	-.081	-.019	.026	.046	-.175	.034	.206	-.018
9	騒音の中でも不規則な音(カンカンとかゴンゴンといったような)に悩まされる.	.152	.423	-.335	.394	.085	-.194	-.200	.477	-.047	-.188	-.038	-.045	.213	-.111
10	余り静かであるよりも、むしろ少々騒音がある方が却っていろいろな音が気にならなくてよい.	-.448	.511	-.242	.039	-.272	.067	.141	.046	.179	.221	.124	-.209	-.207	-.103
11	机が振動するので字が書きにくい	.639	.277	-.183	-.055	-.102	.351	-.259	.011	.091	.133	.045	.049	-.011	-.128
12	振動が少いとはいえないが我慢出来ないほどではない.	-.599	.122	-.314	-.142	.079	-.102	-.013	.025	-.188	.103	.291	.291	.263	-.154
13	騒音・振動で寝つきにくいので睡眠薬や酒を飲むことがある.	.653	-.265	-.067	.328	-.271	-.043	.043	-.084	.237	-.035	.035	-.061	.228	-.040
14	やかましすぎて話をするのがいやになることがある.	.583	-.114	-.081	-.070	-.185	.405	.264	-.079	.373	-.170	.008	-.184	-.006	.098


第Ⅰ因子得点（VL）
2.000
1.000
0
-1.000
-2.000
8
10
12
14
16
18
20
VL

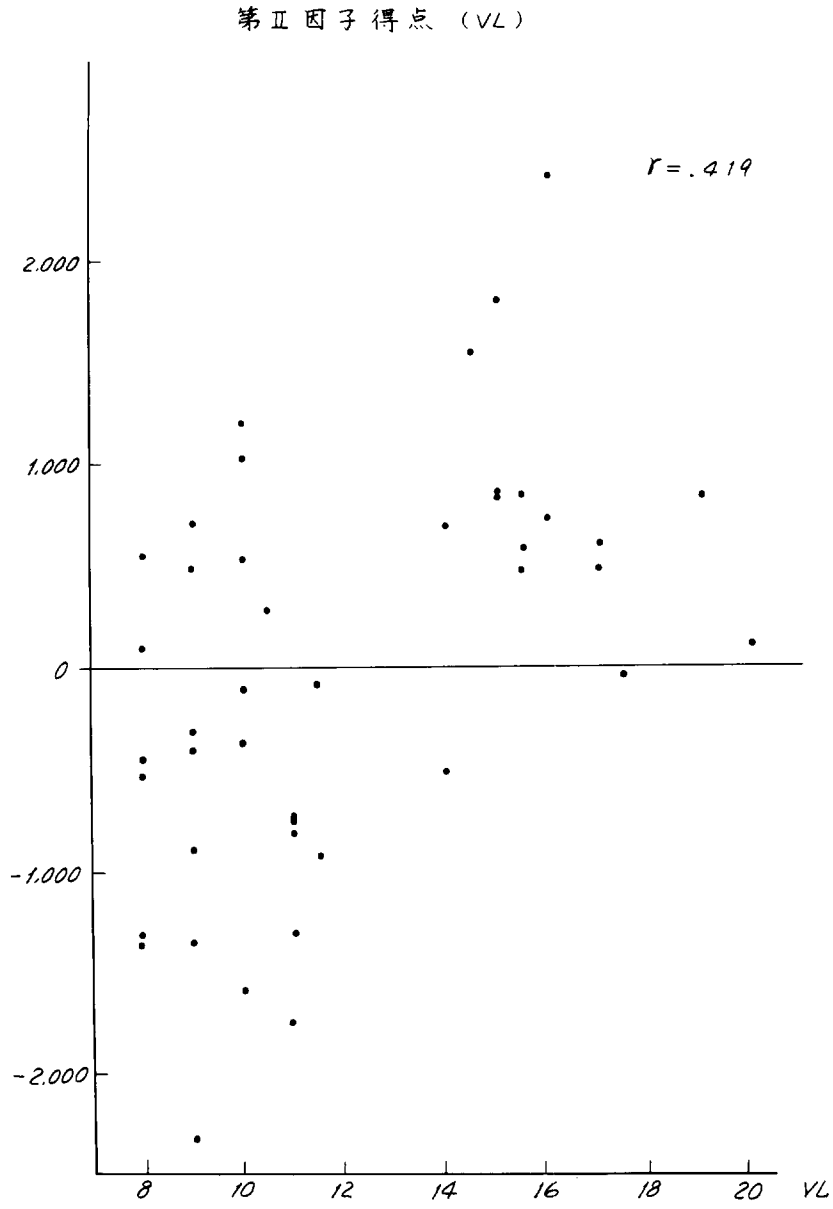

第Ⅱ因子得点（VL）
r=.419
2.000
1.000
0
-1.000
-2.000
8
10
12
14
16
18
20
VL

Fig. 3.3.1