

第94研究部会

船体機関の振動防止対策に関する実験研究

報告書

(その1)

昭和42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41年度補助事業「巨大船に関する調査研究」の一部として日本造船研究協会が第94研究部会において造船所・海運会社ならびに学識経験者の協力を得てとりまとめたものである。

本研究は、船体振動および機関振動のそれぞれについて実験研究を行ない、さらにそれら相互の関連性を追求して巨大船の振動防止対策を確立しようとするもので、最終的には1つの報告書としてまとめる予定であるが、さし当たり41年度は「その1」に船体振動関係を「その2」に機関振動関係をまとめて別々に報告することとした。

第94研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	原	三郎	（日本海事協会）
主査	熊井	豊二	（九州大学）
	小泉	磐夫	（東京大学）
幹事	赤沢	政彦	（石川島播磨）
	大高	勝夫	（三菱重工業）
	金沢	武	（東京大学）
	狩野	慎一郎	（三菱重工業）
	服部	堅一	（浦賀重工業）
	葉山	真治	（東京大学）
	広渡	智雪	（日立造船）
	星野	次郎	（日本海事協会）
委員	榎本	圭助	（三井造船）
	植田	靖夫	（船舶技術研究所）
	仰木	盛綱	（佐世保重工業）
	岡田	弘昭	（佐野安船渠）
	越智	義夫	（呉造船所）
	門田	道雄	（舞鶴重工業）
	川上	益男	（広島大学）
	久津間	裕良	（運輸省船舶局）
	後藤	大三	（石川島播磨）
	鈴木	宏	（日本鋼管）
	高橋	肇	（船舶技術研究所）
	田中	兵衛	（昭和海運）
	塚本	周吉	（函館ドック）
	富田	治	（佐世保重工業）
	中川	万蔵	（三菱重工業）
	中林	次平	（日立造船）
	中村	昭和	（川崎重工業）
	新田	頭	（日本海事協会）
	野崎	政治	（防衛庁）
	長谷川	敬	（三菱重工業）

委	員	原	野	二	郎	(三井造船)
		福	田	安	助	(日本鋼管)
		藤	井	克	哉	(石川島播磨)
		藤	井	澄	二	(東京大学)
		真	砂		宏	(大阪商船三井船舶)
		増	田	勝	己	(藤永田造船所)
		松	浦	義	一	(大阪大学)
		松	前		宏	(三菱重工業)
		松	村	徳	郎	(川崎重工業)
		松	本	瓦	平	(日立造船)
		山	越	道	郎	(九州大学)
		山	下	郁	夫	(浦賀重工業)
		山	本	善	之	(東京大学)
		吉	田		真	(呉造船所)

討議参加者(敬称略、五十音順)

石	田	国	昭	(呉造船所)	○	杉	山	脩	(佐世保重工業)	
○井	関	義	弘	(三井造船)		砂	原	浩	(舞鶴重工業)	
井	上	吉	行	(佐世保重工業)		関	岡	信	明	(三菱重工業)
今	橋		武	(浦賀重工業)	○	蓼	沼	太	門	(佐世保重工業)
祝		輝	彦	(佐世保重工業)		田	中		稔	(日本鋼管)
内	山	高	昭	(船舶局)	、	出	口	一	彦	(浦賀重工業)
○梅	崎	一	夫	(三菱重工業)	○	寺	田	邦	夫	(三菱重工業)
○漆	原		熙	(三井造船)	○	寺	本		晋	(三菱重工業)
遠	藤		肇	(三井造船)	○	土	井	丈	士	(三井造船)
○大	石		剛	(三井造船)	○	永	井		将	(日立造船)
○岡	田	勝	晴	(川崎重工業)		西	木	戸	実	(三井造船)
○岡	久	泰	明	(川崎重工業)	✕	橋	本	義	敏	(三井造船)
岡	元	信	義	(呉造船所)		泰		数	実	(日本鋼管)
○小	椋	一	郎	(呉造船所)	○	藤	田	宏	美	(三菱重工業)
太	田		徹	(日本鋼管)	○	牧	野	利	雅	(浦賀重工業)
太	田	治	孝	(日本鋼管)	○	松	永	恒	規	(佐世保重工業)
○大	沼		覚	(三菱重工業)		正	岡	勝	彦	(三井造船)
香	川	洸	二	(三菱重工業)	○	森	田	寿	郎	(三菱重工業)
加	藤		瞭	(佐世保重工業)		山	口	富	夫	(三菱重工業)
金	子	浩	一	(防衛庁)		吉	村		望	(三菱重工業)
河	津	威	信	(浦賀重工業)	○	米	田	正	春	(浦賀重工業)
越	川		滋	(三井造船)	○	渡	辺	昌	建	(三菱重工業)
小	菅	昭	一郎	(三菱重工業)	○	渡	辺		勉	(日本鋼管)
○堺		由	輝	(川崎重工業)	○	綿	屋	吾	郎	(佐世保重工業)
清	水		湜	(川崎重工業)						

○ 総会 議 事 録

目 次

まえがき	1
第1編 昭和41年度実船振動計測結果	3
第1章 日本鋼管（鶴見）計測結果	5
第2章 浦賀重工業計測結果	11
第3章 三菱重工業（神戸）計測結果	15
第4章 川崎重工業計測結果（その1）	27
第5章 川崎重工業計測結果（その2）	31
第6章 呉造船所計測結果	35
第7章 三菱重工業（長崎）計測結果	67
第8章 佐世保重工業計測結果	77
第9章 日立造船計測結果	87
第2編 主として昭和40年度実船振動計測データによる解析結果	93
第1章 船体固有振動	95
1.1 船体上下固有振動数	95
1.2 船体水平固有振動数	106
1.3 船体縦固有振動数	110
第2章 局部振動	117
2.1 上部構造の前後固有振動数	117
2.2 油槽船の船底振動	125
2.3 船体振動と船底振動との関連に関する模型実験	129
第3章 付加水質量	135
3.1 緒言	135
3.2 実船によるJの計算結果	135
3.3 固有振動数の推定における付加水質量の取扱い法	137
第4章 減衰率および応答	141
4.1 減衰率	141
4.2 応答計算	144
第5章 プロペラ起振力	157
5.1 緒言	157
5.2 模型船による水圧変動の計測	157
5.3 実船計測	162
5.4 今後検討すべき問題点	163
第6章 巨大船の船体上下振動	171
6.1 基礎方程式と近似たわみによる固有値および固有振動数	171
6.2 数値計算例	172
6.3 模型実験	172
6.4 結 言	172

ま え が き

1. 研究の目的

巨大船においては、船体諸寸法の増大に伴う固有振動数の低下、機関出力の増大にもとづく起振力の増大などのため在来船に比較してより高次の振動を発生する可能性がある。しかし、従来でも6節以上の高次振動については、その性状がきわめて不明確であり、したがって巨大船のこれら高次船体振動を防止するにはその性状について理論的、実験的に明確にしておく必要がある。また、これらの船舶では居住区、航海計器などを収容するいわゆる船橋は船尾に置かれることが多く、その振動は乗心地の悪さ、航海計器の故障、構造部材の損傷などを招来することになるが、一方これら船橋は主船体の振動、推進器および主機関の起振外力などの影響を受けやすいのでこれらについても十分な検討が必要である。

本研究ではこれらの点を究明するために次のような実験的研究を実施した。

- (1) 上部構造と船体振動との関連に関する研究
- (2) 起振力による応答に関する研究
- (3) 高次固有振動に関する研究
- (4) 船体振動と船底振動の関連に関する研究
- (5) 主として昭和40年度実験結果の系統的解析

実験結果の詳細データは「実船振動試験、JSSC振動委員会報告」(造船協会 1966)に所載。

2. 研究の方法および経過

実験はその大部分が各造船所で建造された実船について行なわれているが、一部、実船では実験が困難な項目については模型船による実験が行なわれている。すなわち、前記(1)の項目については船体上甲板上に取付けた大型起振機により船体を起振し、これを各計測点上で同時測定して上部構造と船体振動との関連を求め、(2)、(3)の項目については上記の実船実験により6節以上の船体固有振動について、起振力と振巾との関係、固有振動数、減衰率などを求めた。この際使用した起振機には従来各社の所有していた起振機に加えて、本研究部会で製作した20 tonの大型起振機が用いられた。また、(4)の項目については既存の1/40縮尺の大型模型船を使用して実験を行なった。なお、(5)の項目については前年度の実験結果を中心にして、船体振動およびこれに関連を有する船底振動、上部構造の振動などを系統的に解析検討した。

3. 研究により得られた成果

3.1 昭和41年度実船実験

本年度の実験により得られた結果は国際船体構造会議で定められた型式に従って整理され、各供試船ごとにとりまとめられている。すなわち、供試船の主要寸法、主機関の諸元、船体構造の概要、推進器間隙などを最初に、また、供試船の試験時の状態、計測機器、Load Conditionなどを次にとりまとめられている。続いて共振曲線、Mode Curve、振動節数と振動数との関係など今後の解析に必要な事項が示されている。これらの実験により明らかにされた事項は次年度にさらに詳細な検討が加えられる予定であるが、現在の段階では次のような事項を述べることができる。

- (1) 巨大船の船体振動では5～6節程度(振動数で250%程度)以上で従来のBeam Theoryが成り立たないように思われる。
- (2) 上記に関連して船底のみならず上甲板においてもかなり大きなPanel Vibrationが認められる。
- (3) 船体自身の縦振動についてもかなり特異な振動現象が認められる。

3.2 主として昭和40年度実験結果の解析

「実船振動試験、JSSC振動委員会報告」(造船協会 1966)その他に所載の昨年度の実験結果を用いて次のような検討を行なった。

- (1) 船体固有振動数についての検討〔上下、水平、縦振動〕
- (2) 船体振動と局部振動との関連についての検討〔船底振動、上部構造〕
- (3) 応答に関する検討〔減衰率、プロペラ起振力、付加水質量など〕

その結果、(1)については従来とほしかつた巨大船の固有振動数に関する資料が充実し、設計の初期段階で実用可能な Empirical Formula が求まりつつある。また、(2)については船底振動の性状がかなり明らかとなり、また、上部構造の固有振動数をごく Rough に Estimate する方法が得られつつある。(3)については減衰率、プロペラ起振力、付加水質量などの資料が豊富となり、これらを用いて起振外力と船体のこれに対する応答が明らかにされつつある。

しかし、巨大船特に 10 万 DWT 以上の船舶については実験値もまだきわめて少なく、今後本年度得られた実験結果をも加味してより正確な計算法を研究する必要がある、特に 3.1 に示したような巨大船特有の複雑な振動性状については、より詳細な検討を行なう必要があるものと考えられる。

第 1 編 昭和 4 1 年度実船振動計測結果

第 1 章 日本鋼管（鶴見）計測結果

RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENT

PARTICULARS OF SHIP

SHIP NO.	—
BUILDER	NKK TSURUMI

HULL		MAIN ENGINE	
KIND & TYPE	BULK CARRIER	KIND & TYPE	"URAGA" SULLER WITH BALANCER
CLASS	NK	NUMBER	6 RD 90 1 SET
CONSTRUCTION	LONGE SYSTEM	POSITION OF ENG.	ABFT 0.389 Lpp
Loa	248 ^M 412	BHP	15 000
Lpp	236 ^M 220	RPM	122
Bmd	31 ^M 852	FV1	0
Dmd	18 ^M 745	FV2	0
dFull	11 ^M 930	FH	0
Δ Full	75.931 ^{KT}	MV1	0
D.W.	62.800 ^T	MV2	0
CbFull	0.8241	MH1	0
MOMENT OF INERTIA	1V 240.321,000 ^{m²mm²}	PROPELLER	
W E B	1H —	NUMBER	1
AREA	AV 1,930,000 ^{mm²}	NO. OF BLADES	5
	AH —	DIAMETER	6.000

SKETCH OF SECTION

SKETCH OF SCREW APERTURE

$$a_m = \frac{a_1 + a_2}{2}$$

$$b_m = \frac{b_1 + b_2}{2}$$

$$a_m/D = 14.3\%$$

$$b_m/D = 28.2\%$$

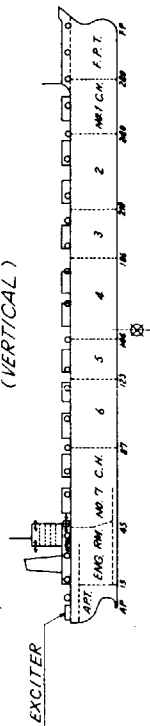
$$c/D = 42\%$$

$$d/D = 6.5\%$$

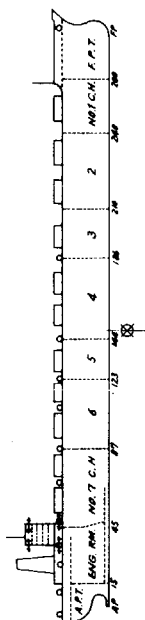
LOCATION OF MEASURING POINT

○ VERTICAL DIRECTION
 → FORE AND AFT.

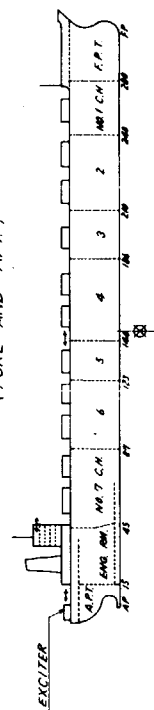
EXCITER TEST (VERTICAL)



TRIAL TEST

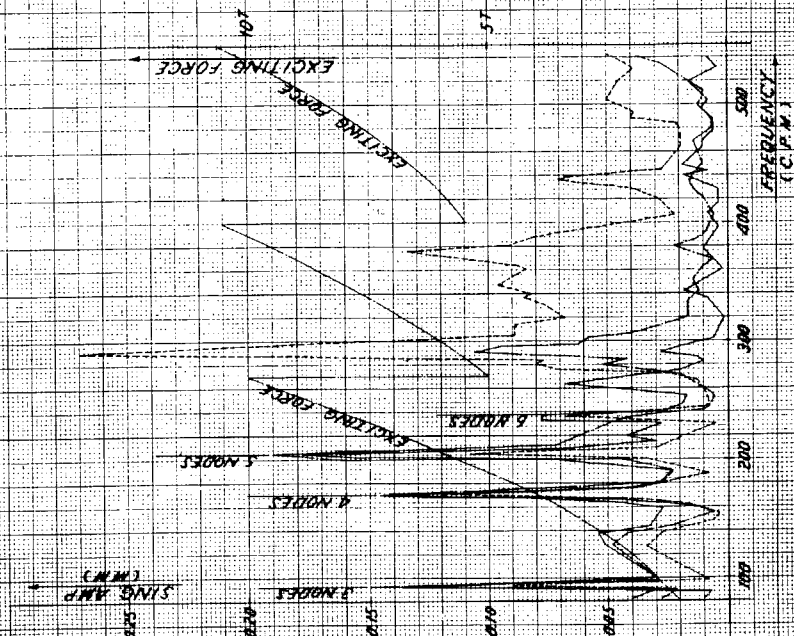


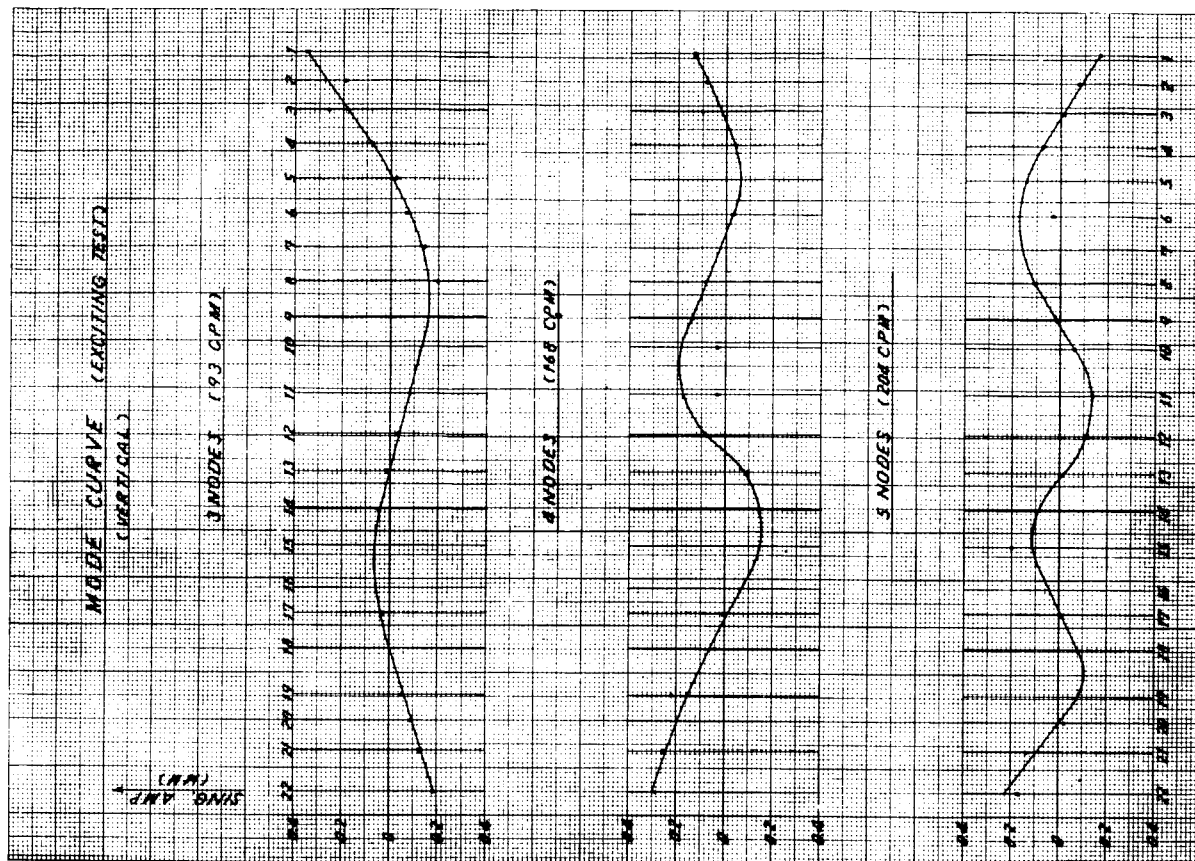
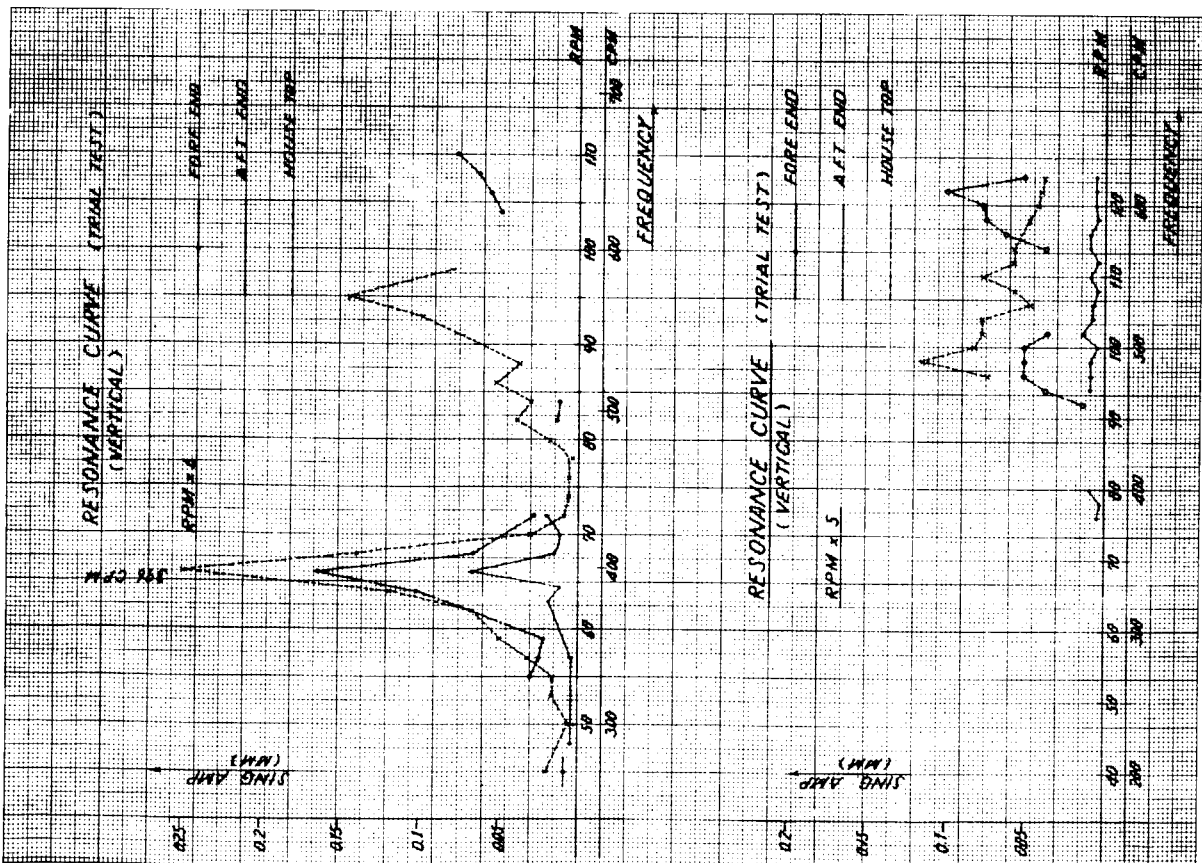
EXCITER TEST (FORE AND AFT)



RESONANCE CURVE (EXCITER TEST) (VERTICAL)

FORE END (NO. 1)
 AFT END (NO. 23)
 HOUSE TOP (NO. 30)

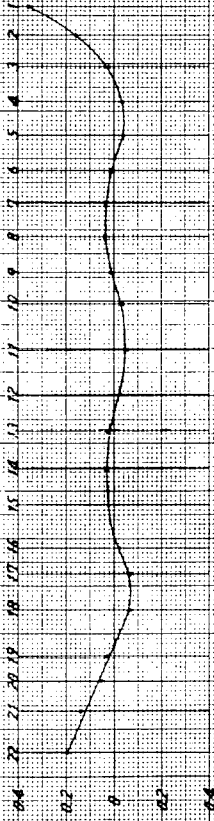




MODE CURVE (EXCITING TEST)

(VERTICAL)

6 NODES (238 CPM)



MODE CURVE (TRIAL TEST)

396 CPM (66 RPM)

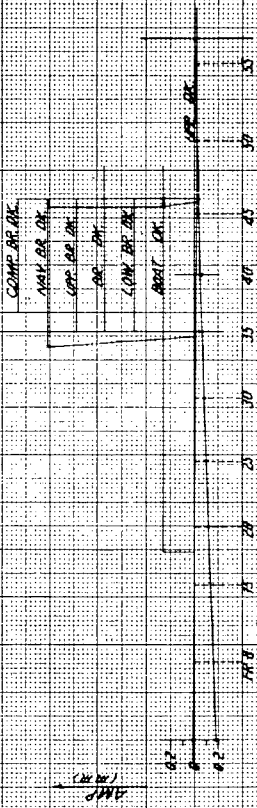


MODE CURVES OF AFTER SHIP AND BRIDGE

(VERTICAL EXCITATION)

3 NODES (193 CPM)

AMP (MM)



MODE CURVES OF AFTER SHIP AND BRIDGE

(VERTICAL EXCITATION)

6 NODES (118 CPM)

AMP (MM)

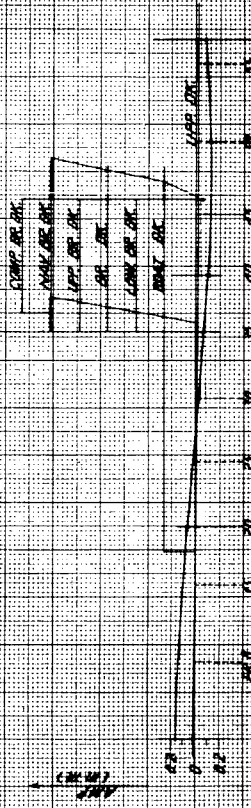


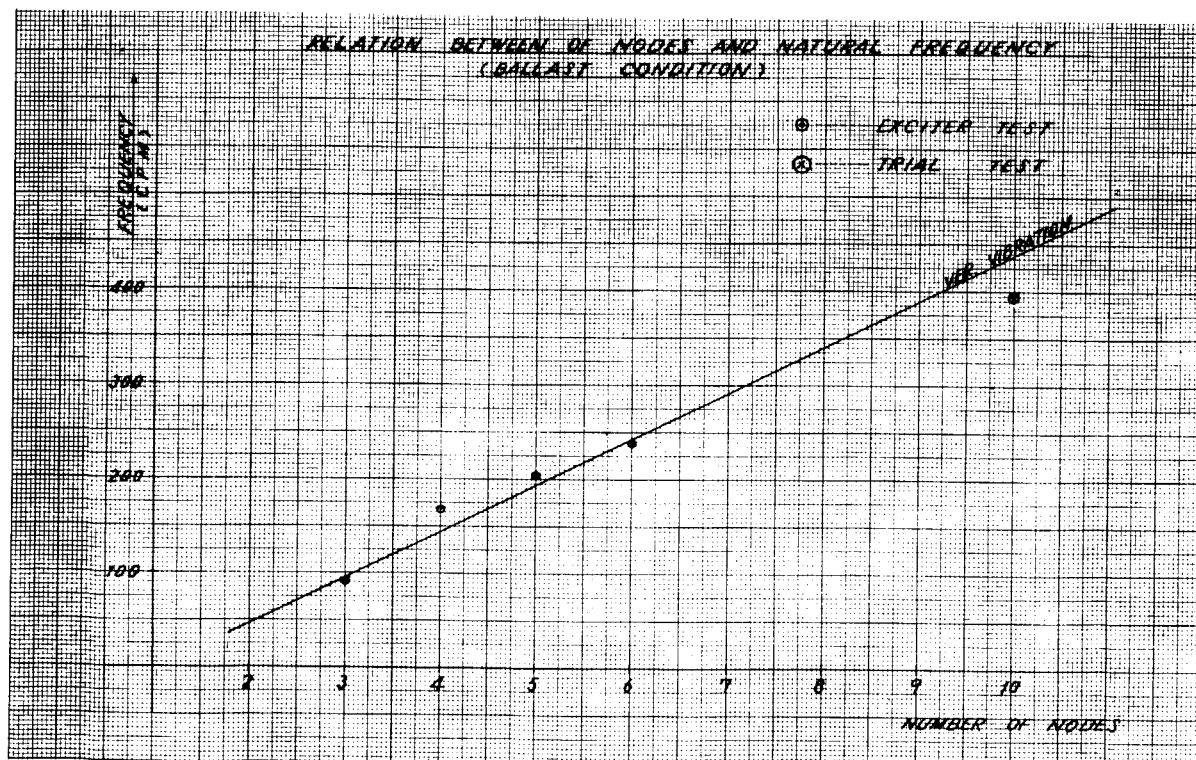
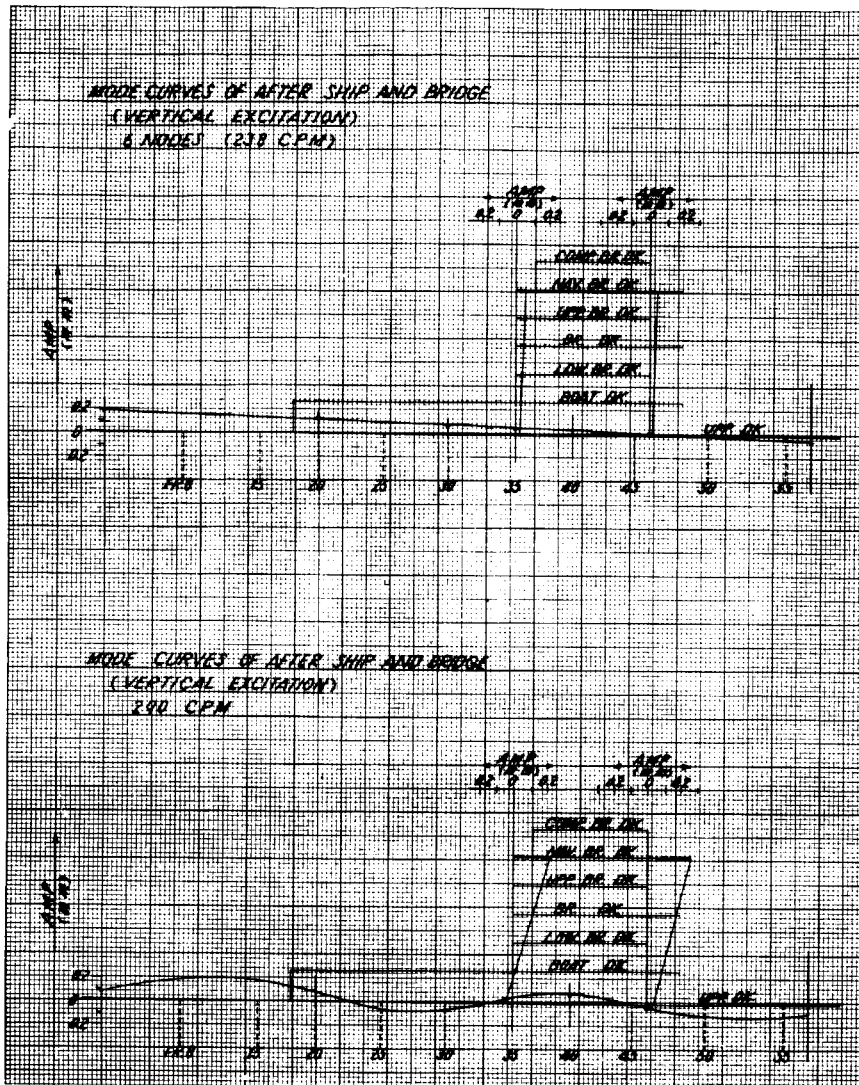
MODE CURVES OF AFTER SHIP AND BRIDGE

(VERTICAL EXCITATION)

3 NODES (204 CPM)

AMP (MM)



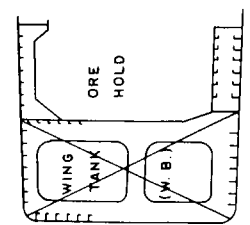


RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENT

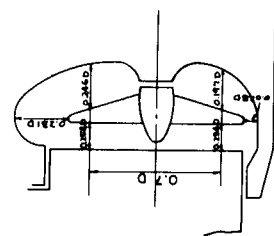
SHIP NO.	URAGA
BUILDER	URAGA

PARTICULARS OF SHIP					
HULL		MAIN ENGINE			
KIND & TYPE	ORE CARRIER FLUSH DECKER WITH FOLE	KIND & TYPE	URAGA SULZER 8RD76		
CLASS	N. K.	NUMBER	1		
CONSTRUCTION	LONG L SYSTEM	POSITION OF ENG.	0.380 LPP FROM S		
Lod	190 ^M 00	SHP	12,800 PS		
Lpp	183 ^M 00	RPM	122 R.P.M.		
B mid	29 ^M 50	UNBALANCED FORCE	Fv1	0	
D mid	14 ^M 90		Fv2	0	
d full	10 ^M 06		Fh	0	
A full	45,207 T	UNBALANCED MOMENT	Mv1	12.3 tm	
D.W.	37,300 T		Mv2	0	
Cb full	0.810	PROPELLER	Mh	12.3 tm	
MOMENT OF INERTIA	IV		NUMBER	1	
	Ih		NO. OF BLADES	5	
WEB AREA	AV	DIAMETER	5'60		
	Ah				

SKETCH OF SECTION



SKETCH OF SCREW APERTURE



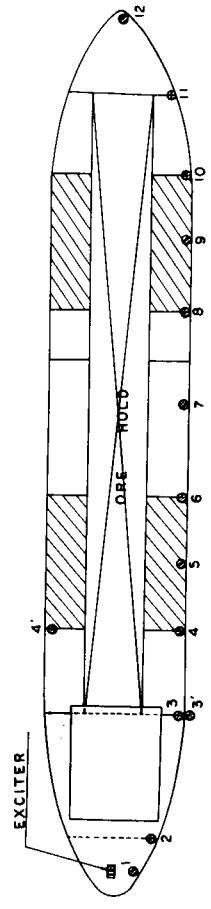
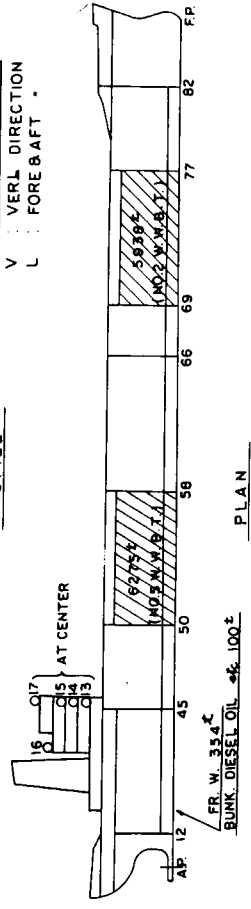
第2章 浦賀重工業株式会社

TEST CONDITION		MEASURING INSTRUMENTS	
DATE	SEP. 16. 66.	TYPE OF PICK UP	MOVING COIL TYPE ACCELEROMETER
PLACE	OFF YOKOSUKA TOKYO BAY	NO. OF MEAS. PTS	19 POINTS
WEATHER	CLOUDY	DETAIL OF EXCITER	
SEA CONDITION	SMOOTH	TYPE OF EXCITER	UNBALANCED FORCE TYPE
DEPTH OF WATER	ABOUT 50 ^M 0	MAX. EXCIT. FORCS	3.0 T
Δ test	20,340 T	DIRECT. OF EXCIT.	VERL AND FORE & AFT
d f	3 ^M 40		
d m	6', 22 ^M	OTHER DESCRIPTIONS	
d n	4', 81 ^M	THE 50KG HEITEN TO BE USED IN UPP. DECK NO TRANS. BHD. IN ORE HOLD TO BE FITTED.	
PROPELLER IMMERSION	45 %		

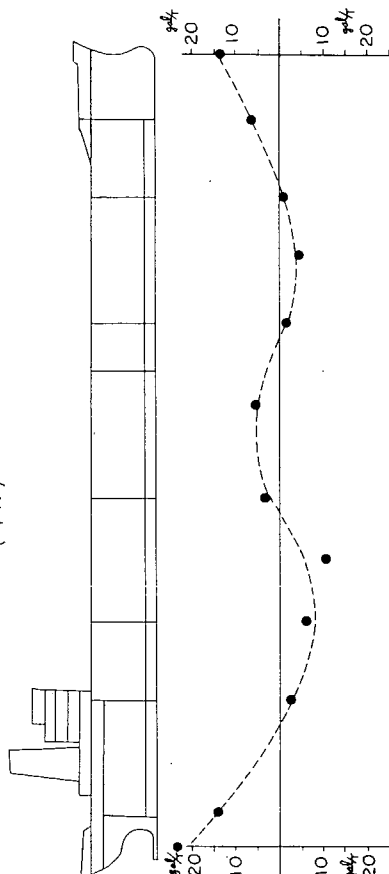
ROUGH ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS AND LOADING PLAN

DIRECTION	POINT NO.	VERL	FORE & AFT
3'	1~12	L	L
13~17	13~17	V	L

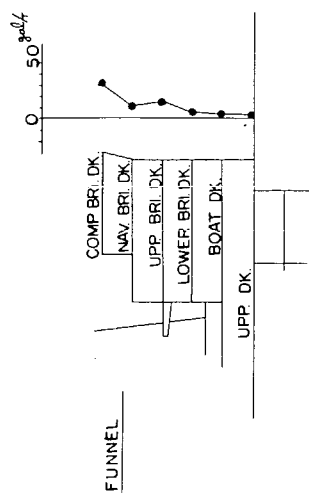
PROFILE



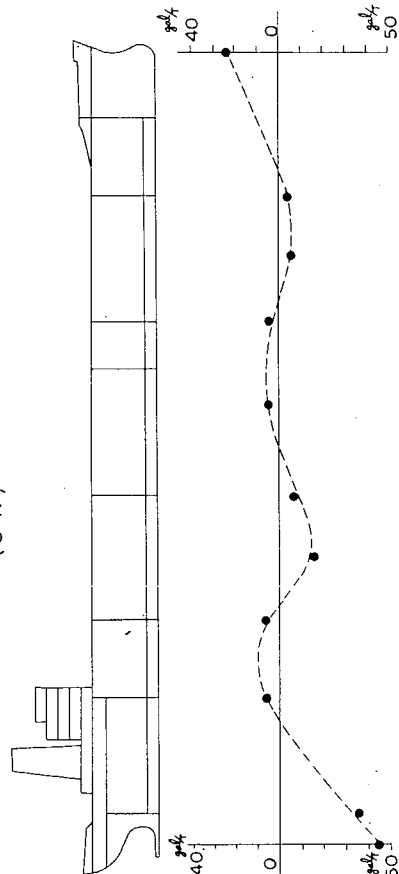
MODE CURVE
210 C.P.M.
(4 N)



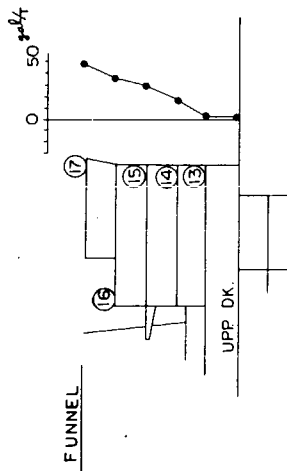
210 C.P.M.



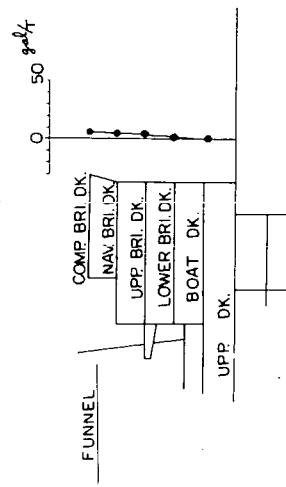
MODE CURVE
285 C.P.M.
(5 N)

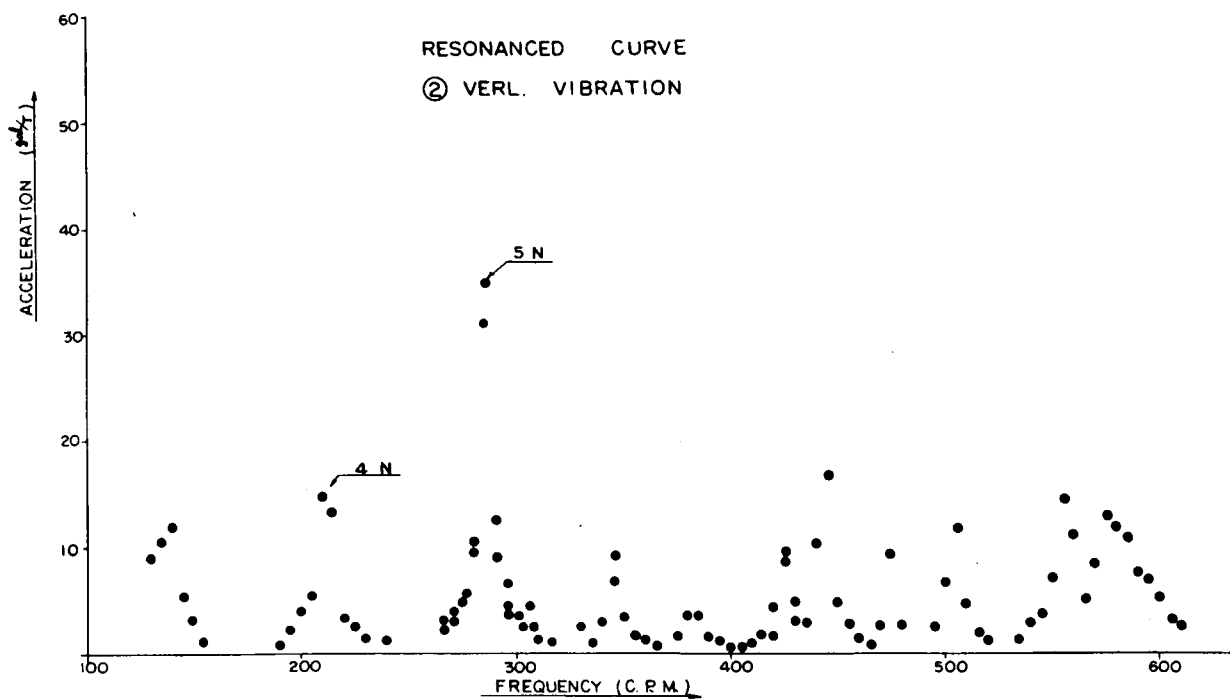


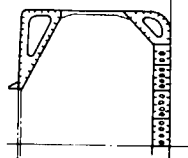
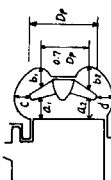
285 C.P.M.



555 C.P.M.

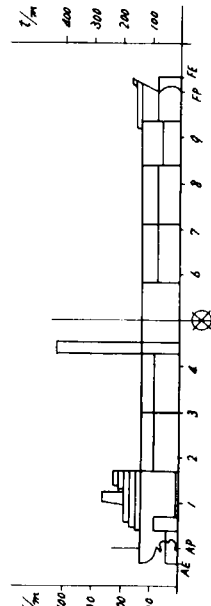




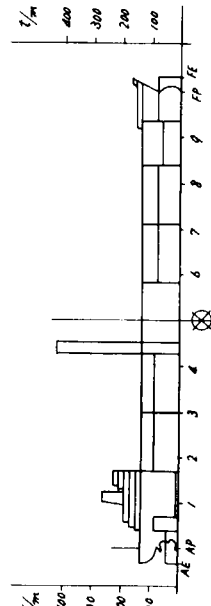
RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENT																					
PARTICULARS OF SHIP				SHIP NO.																	
				BUILDER		MITSUBISHI-KOBE															
HULL				MAIN ENGINE																	
KIND & TYPE		BULK CARRIER FLUSH DECKER		KIND & TYPE		DIESEL 6RD00															
CLASS		N/K		NUMBER		1															
CONSTRUCTION		COMB/N		POSITION OF ENG.		FROM AP 0.182 Lp															
L oa		224.00 m		SHIP		15,000 PS/MCR															
L pp		211.00 m		RPM		122 RPM															
B mld		31.80 m		UNBALANCED FORCE		Fv1		0 t													
D mld		17.50 m				Fv2		WITHOUT BALANCE 0 t													
d full		11.527 m				Fh		0 t													
Δ full		65,400 t		UNBALANCED MOMENT		Mv1		0 t-m													
D.W.		54,390 t				Mv2		156 t-m													
Cb full		0.8260				Mh		0 t-m													
MOMENT OF INERTIA		I _{vm}		190.65 m ⁴		PROPELLER															
		I _{hm}				NUMBER															
		A _{vm}		0.665 m ²		NO. OF BLADES															
WEB AREA		A _{hm}				DIAMETER															
						6.000 m															
SKETCH OF B SECTION				SKETCH OF SCREW APPATURE																	
																					
				<table><tr><td>a₁/D_p</td><td>18.3 %</td></tr><tr><td>a₂/D_p</td><td>18.3 %</td></tr><tr><td>b₁/D_p</td><td>20.3 %</td></tr><tr><td>b₂/D_p</td><td>23.4 %</td></tr><tr><td>c/D_p</td><td>20.3 %</td></tr><tr><td>d/D_p</td><td>7.3 %</td></tr></table>						a ₁ /D _p	18.3 %	a ₂ /D _p	18.3 %	b ₁ /D _p	20.3 %	b ₂ /D _p	23.4 %	c/D _p	20.3 %	d/D _p	7.3 %
a ₁ /D _p	18.3 %																				
a ₂ /D _p	18.3 %																				
b ₁ /D _p	20.3 %																				
b ₂ /D _p	23.4 %																				
c/D _p	20.3 %																				
d/D _p	7.3 %																				

EXCITER TEST & NO. 1 SEA TRIAL			
TEST CONDITION		MEASURING INSTRUMENT	
DATE	NOV. 9-10, 1966	TYPE OF PICK UP	• DISPLACEMENT METER • ACCELEROMETER
PLACE	OSAKA BAY	NO. OF MEAS. PTS.	• EXCITER TEST 48 • TRIAL 43
WEATHER	FINE	DETAIL OF EXCITER	
SEA CONDITION	SMOOTH	TYPE OF EXCITER	ROTATING-ECCENTRIC TYPE
DEPTH OF WATER	ABOUT 50 M	MAX. EXCIT. FORCE	20 t at 800 RPM
Δ test	20,150 t	DIRECT. OF EXCIT.	VERTICAL FORE & AFT
d f	3,820 m	OTHER DESCRIPTION	
d a	7,210 m		
d m	5,515 m		
PROPELLER IMERSION	55.5 %		

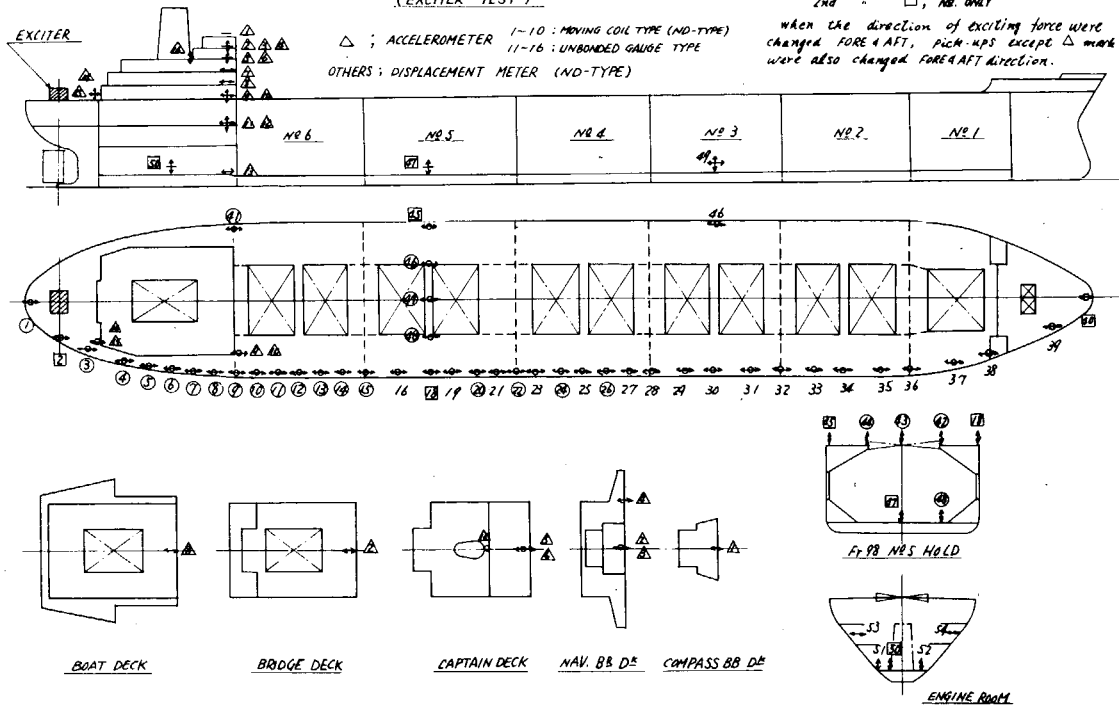
ROUGH ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS & LOADING PLAN



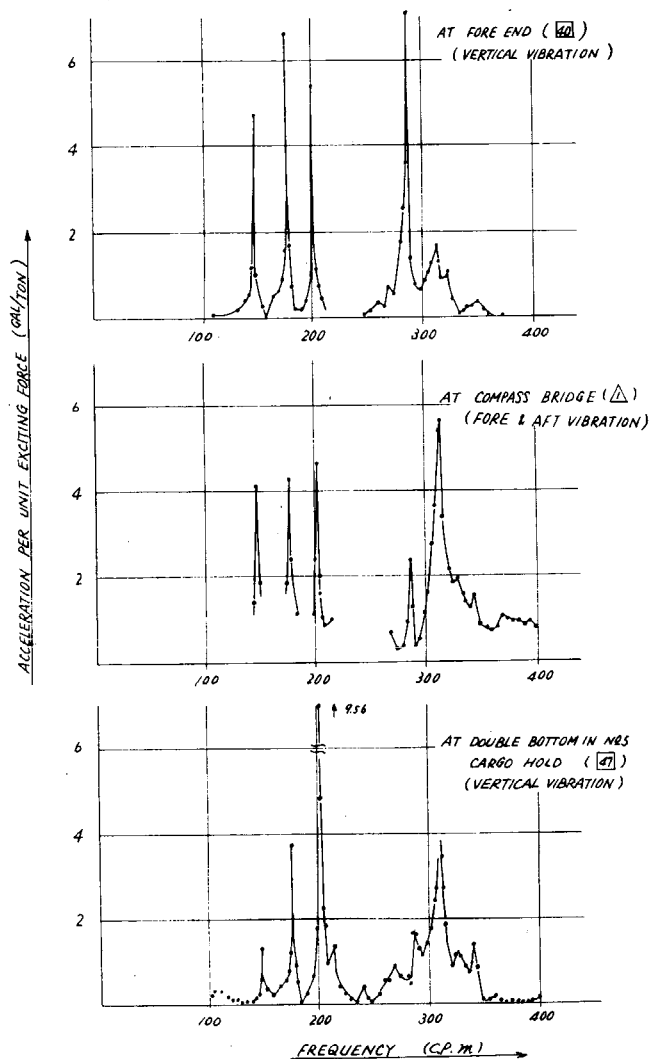
LOADING PLAN



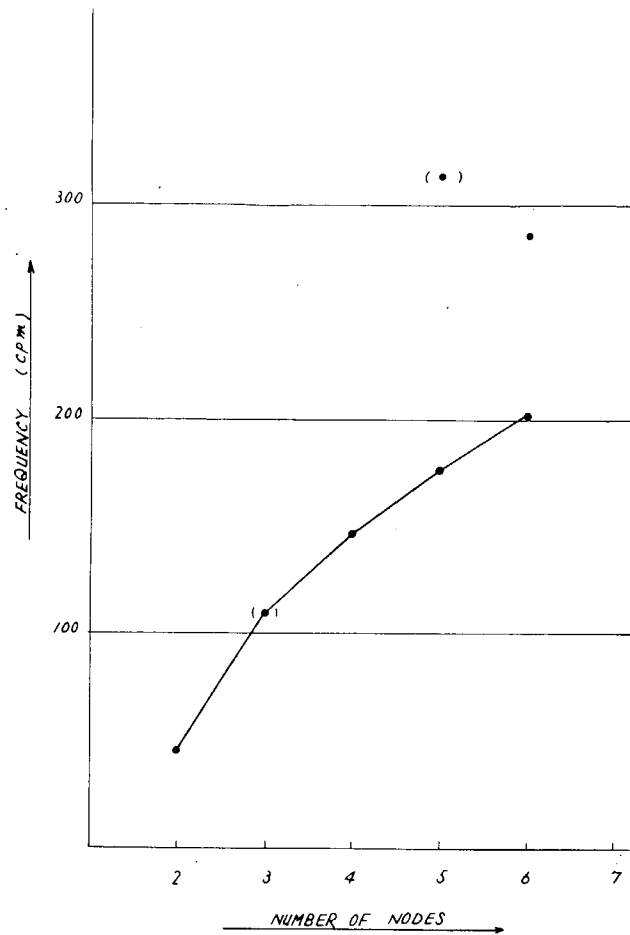
ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS
(EXCITER TEST)



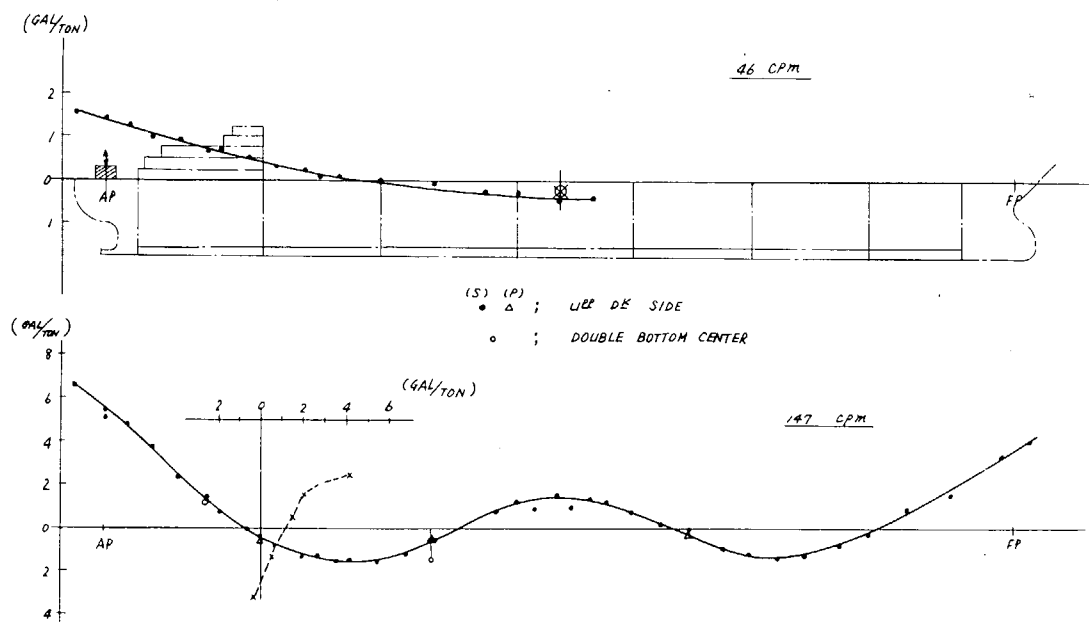
RESONANCE CURVES OBTAINED IN EXCITER TEST
(DIRECTION OF EXCITED FORCE ; VERTICAL)



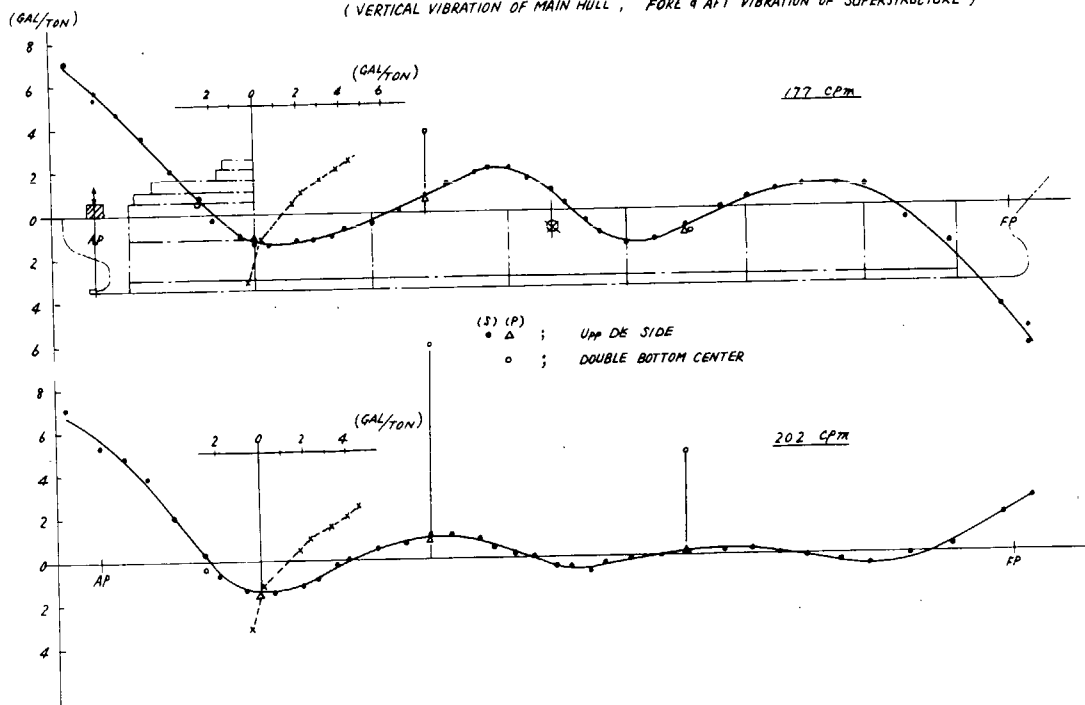
NATURAL FREQUENCY OF VIRTUAL VIBRATION



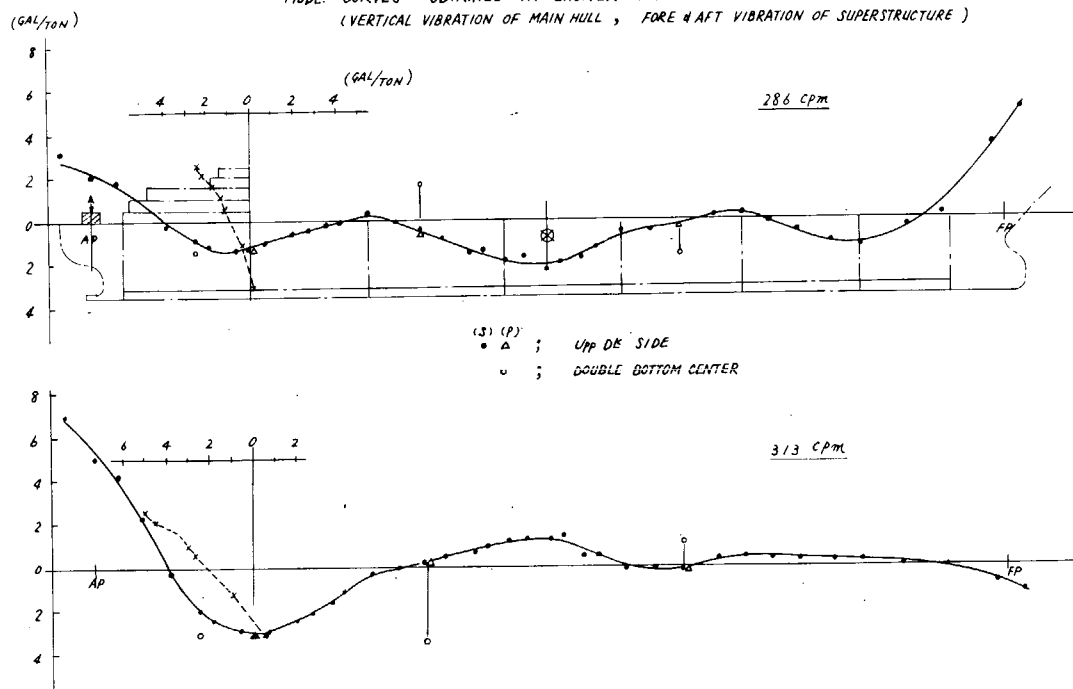
MODE CURVE OBTAINED IN EXCITER TEST
(VERTICAL VIBRATION OF MAIN HULL . FORE & AFT VIBRATION OF SUPERSTRUCTURE)



MODE CURVES OBTAINED IN EXCITER TEST
(VERTICAL VIBRATION OF MAIN HULL, FORE & AFT VIBRATION OF SUPERSTRUCTURE)



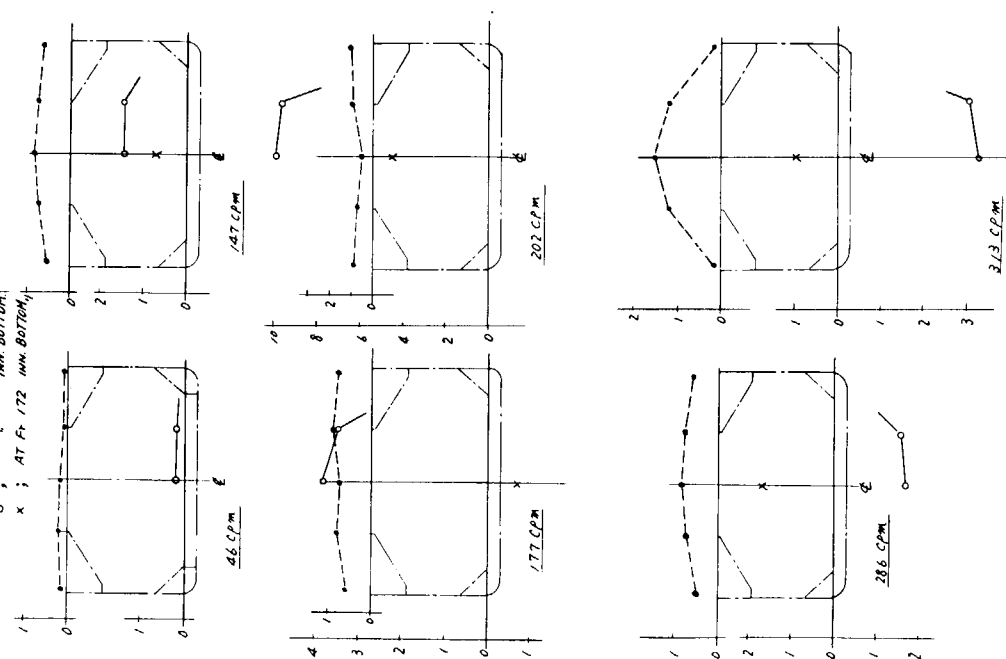
MODE CURVES OBTAINED IN EXCITER TEST
(VERTICAL VIBRATION OF MAIN HULL, FORE & AFT VIBRATION OF SUPERSTRUCTURE)



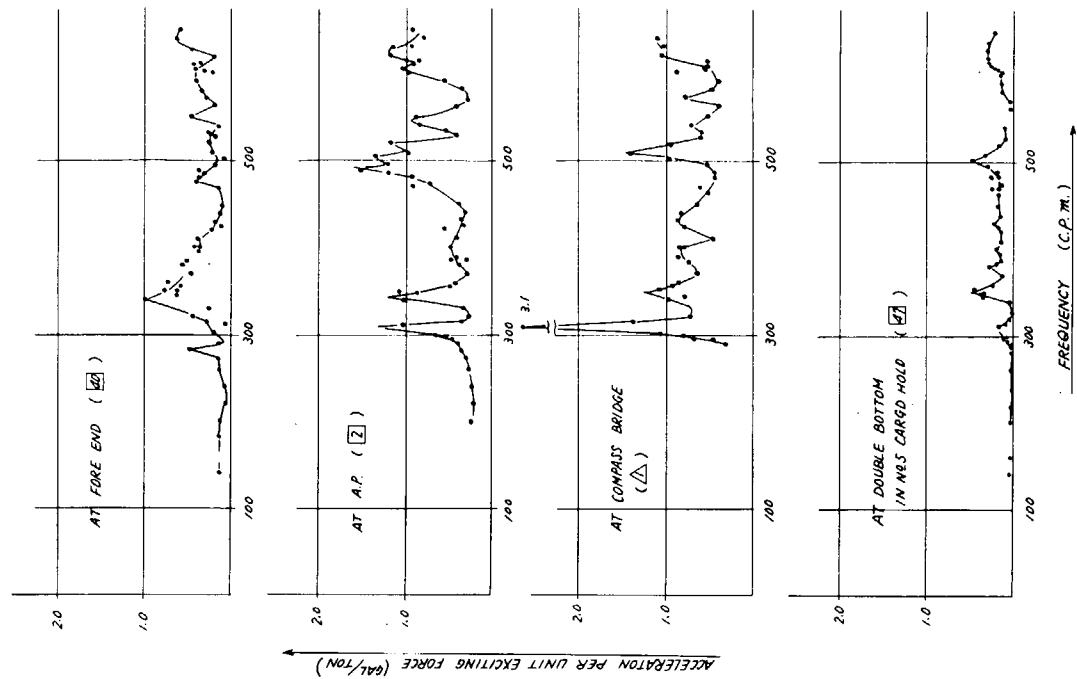
MODE CURVES OBTAINED IN EXCITER TEST
(DIRECTION OF EXCITED FORCE : VERTICAL)

• : AT F_r 98 UP DE
○ : INM. BOTTOM
x : AT F_r 172 INM. BOTTOM

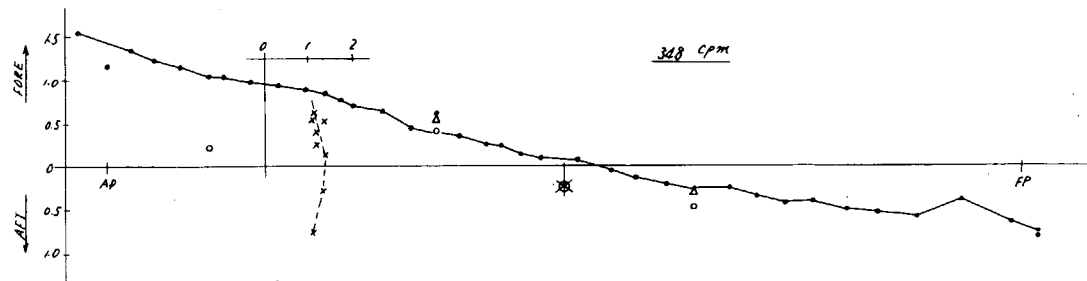
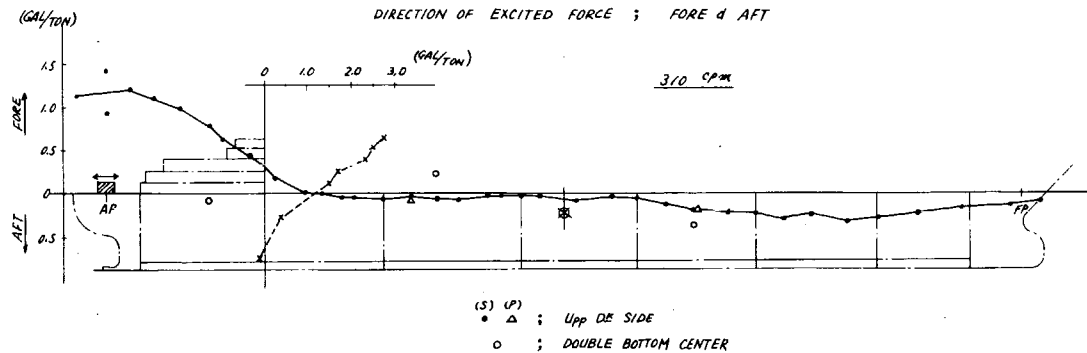
(GAL/TON)



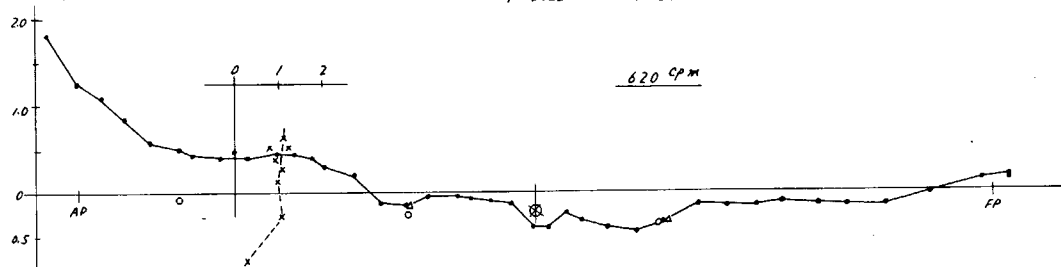
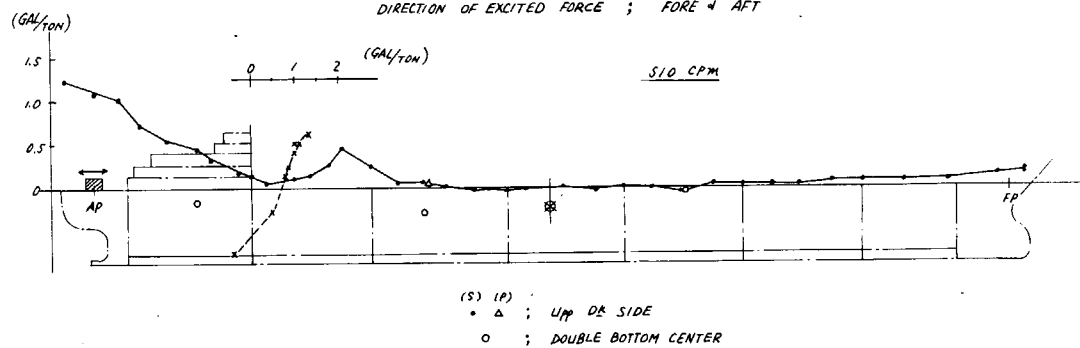
RESONANCE CURVES OBTAINED IN EXCITER TEST
(DIRECTION OF EXCITED FORCE : FORE & AFT)



MODE CURVES OBTAINED IN EXCITER TEST
FORE & AFT VIBRATION OF MAIN HULL & SUPERSTRUCTURE
DIRECTION OF EXCITED FORCE ; FORE & AFT

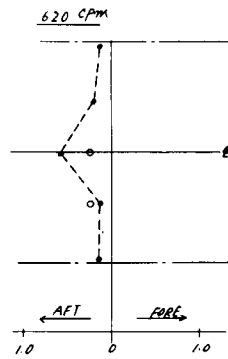
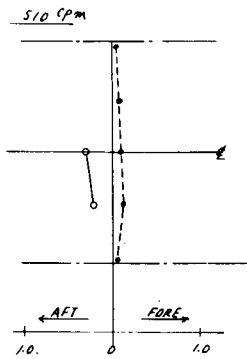
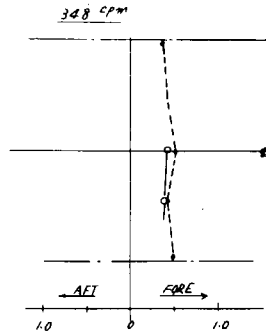
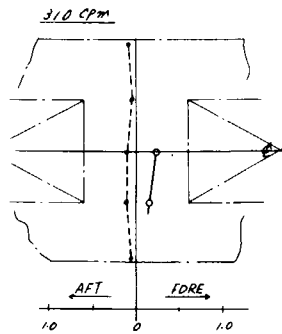


MODE CURVES OBTAINED IN EXCITER TEST
FORE & AFT VIBRATION OF MAIN HULL & SUPERSTRUCTURE
DIRECTION OF EXCITED FORCE ; FORE & AFT



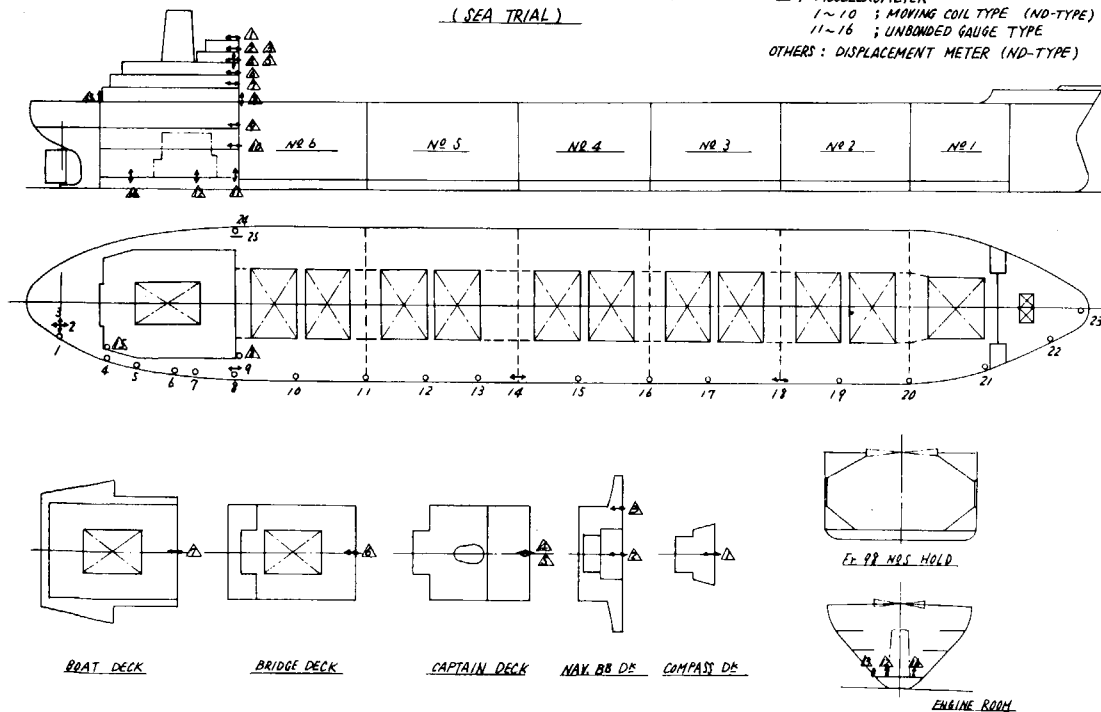
MODE CURVES OBTAINED IN EXCITER TEST (Fr. 98 SECTION)
DIRECTION OF EXCITED FORCE : FORE & AFT (GAL/TON)

---○--- ; UPP DE
---○--- ; INNER BOTTOM



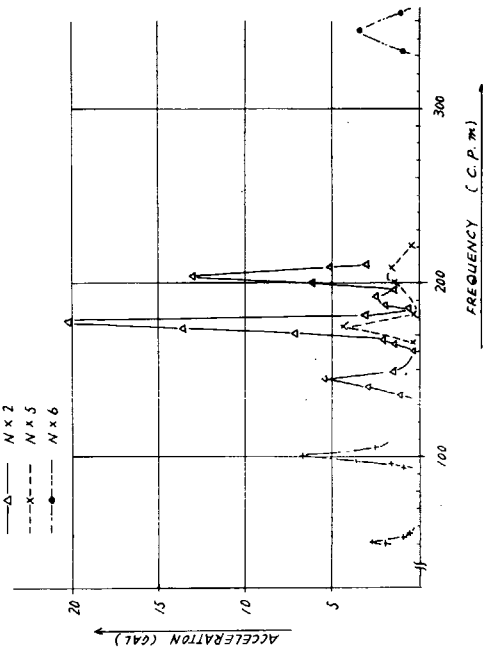
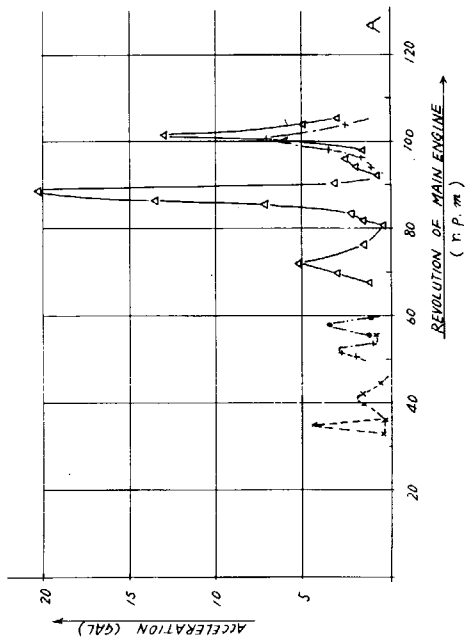
ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS
(SEA TRIAL)

△ : ACCELEROMETER
1~10 ; MOVING COIL TYPE (ND-TYPE)
11~16 ; UNBONDED GAUGE TYPE
OTHERS : DISPLACEMENT METER (ND-TYPE)



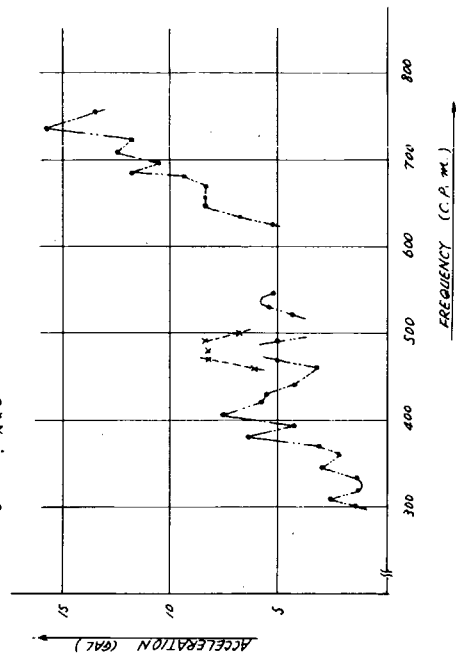
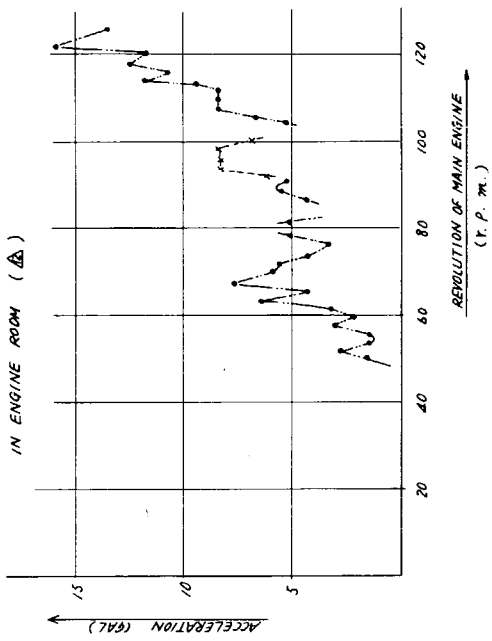
RESONANCE CURVES OBTAINED IN SEA TRIAL

VERTICAL VIBRATION MEASURED AT FORE END (23)



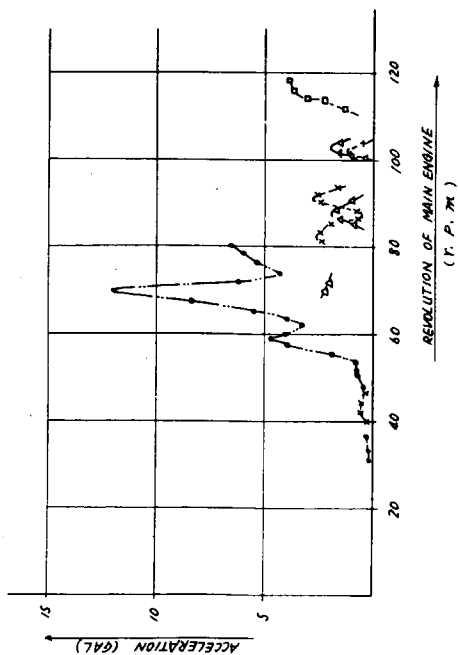
RESONANCE CURVES OBTAINED IN SEA TRIAL

VERTICAL VIBRATION MEASURED AT DOUBLE BOTTOM IN ENGINE ROOM (24)

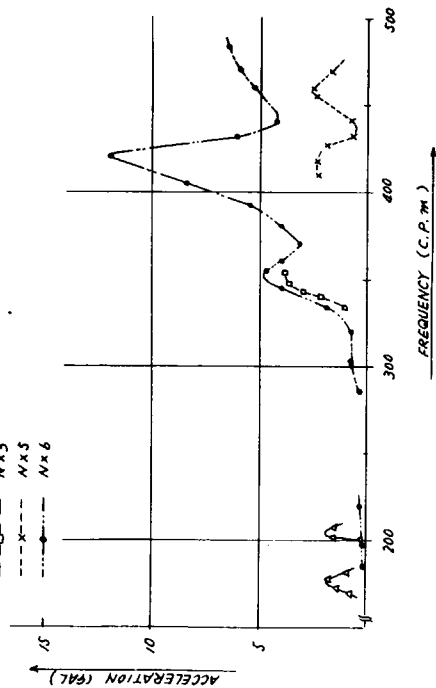


RESONANCE CURVES OBTAINED IN SEA TRIAL

FORE & AFT VIBRATION MEASURED AT F. 48 (FRONT WALL SIDE)
ON UPPER DECK (25)

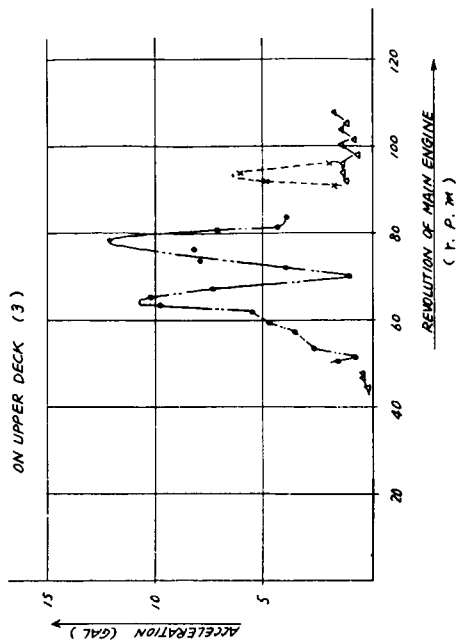


Nx1
Nx2
Nx3
Nx4
Nx5
Nx6

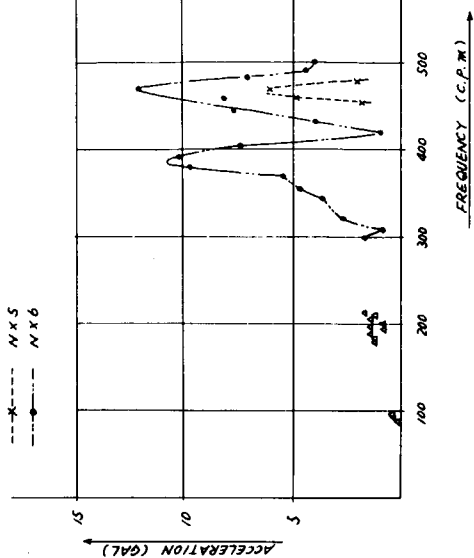


RESONANCE CURVES OBTAINED IN SEA TRIAL

HORIZONTAL VIBRATION MEASURED AT A.P.
ON UPPER DECK (3)

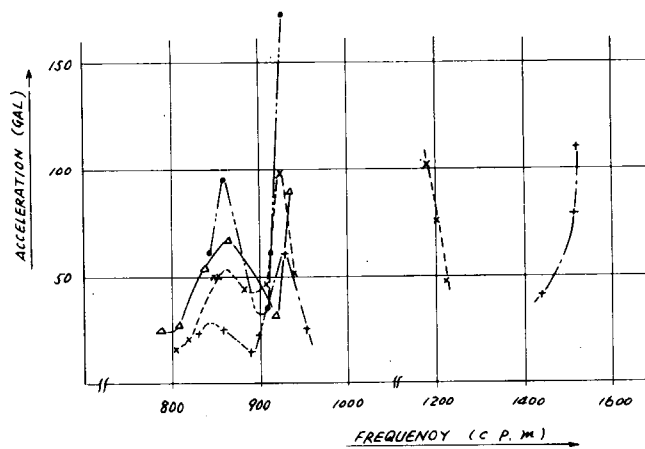
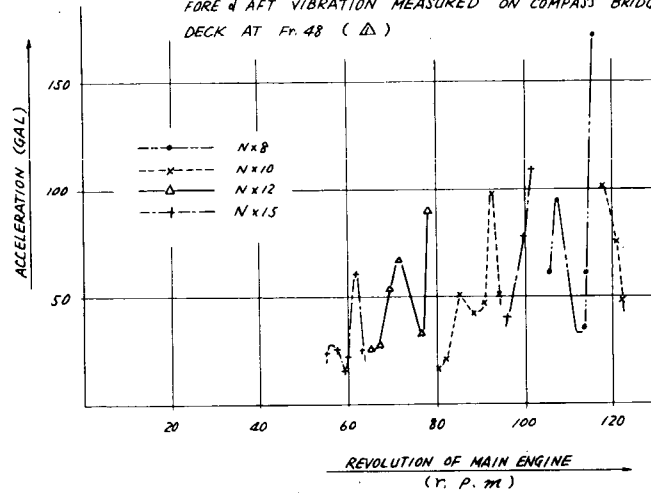


Nx2
Nx5
Nx6



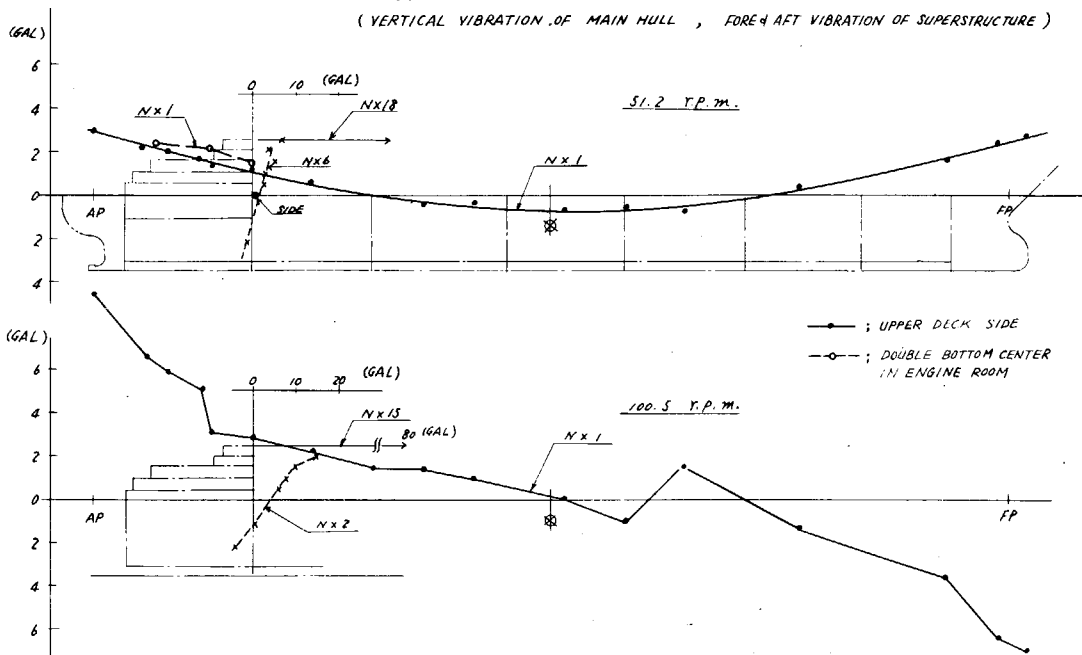
RESONANCE CURVES OBTAINED IN SEA TRIAL

FORE & AFT VIBRATION MEASURED ON COMPASS BRIDGE
DECK AT Fr. 48 (Δ)



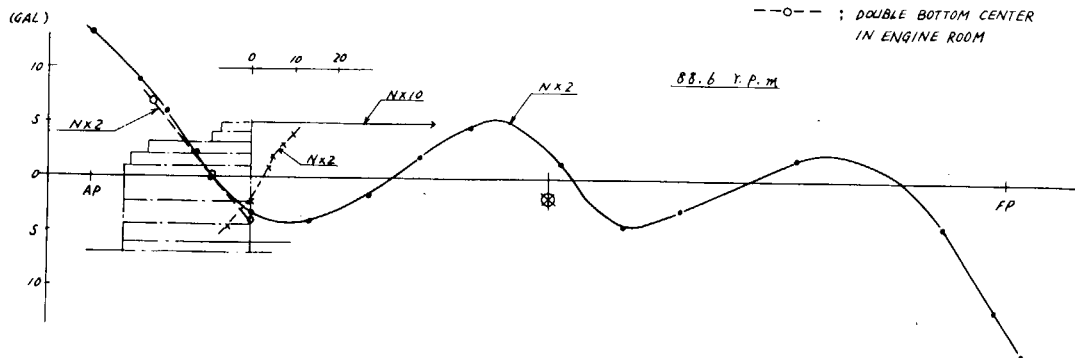
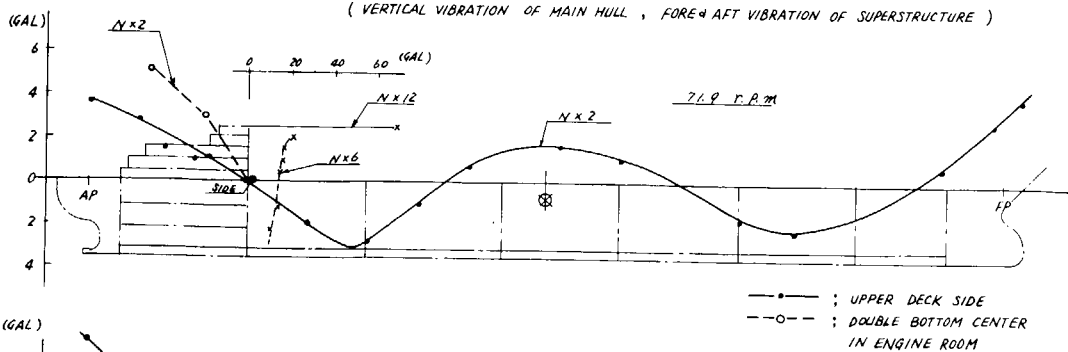
MODE CURVES OBTAINED IN SEA TRIAL

(VERTICAL VIBRATION OF MAIN HULL , FORE & AFT VIBRATION OF SUPERSTRUCTURE)



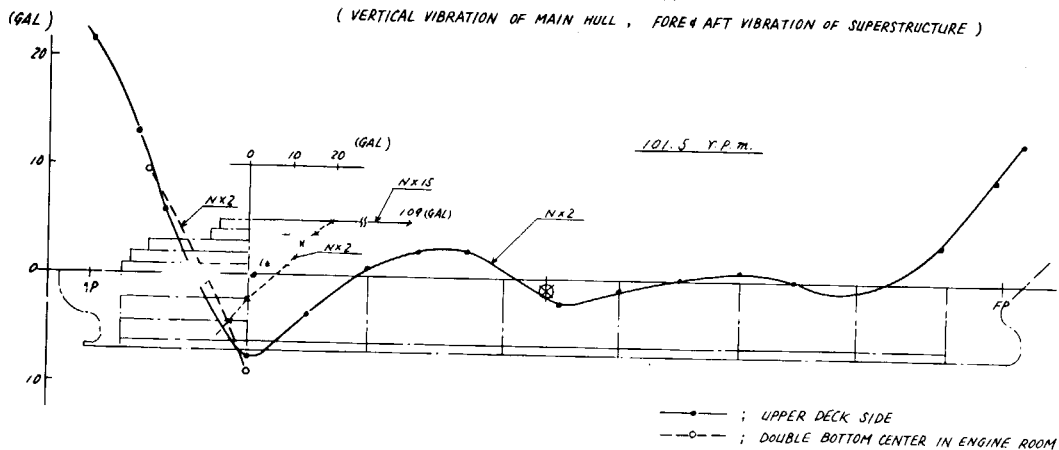
MODE CURVES OBTAINED IN SEA TRIAL

(VERTICAL VIBRATION OF MAIN HULL , FORE & AFT VIBRATION OF SUPERSTRUCTURE)

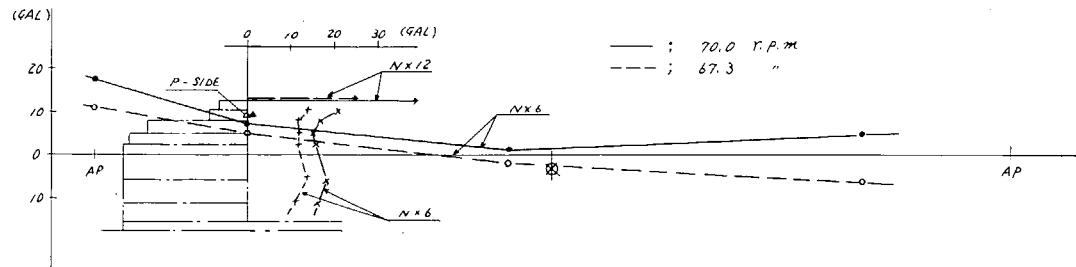
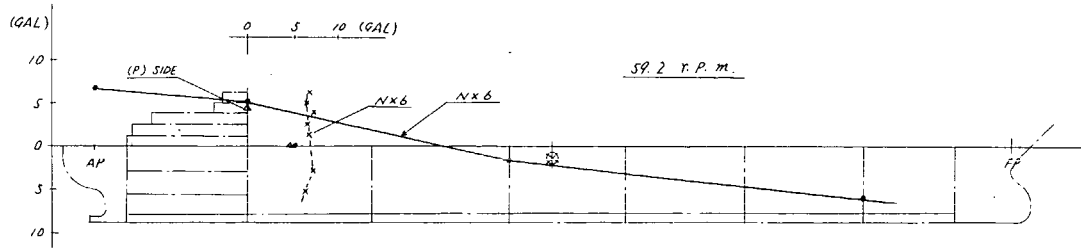


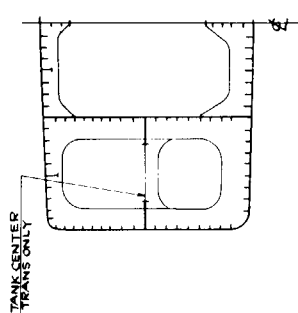
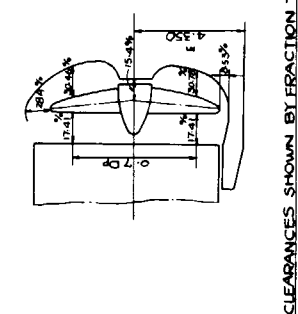
MODE CURVES OBTAINED IN SEA TRIAL

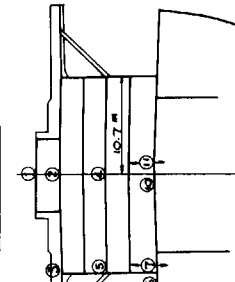
(VERTICAL VIBRATION OF MAIN HULL , FORE & AFT VIBRATION OF SUPERSTRUCTURE)



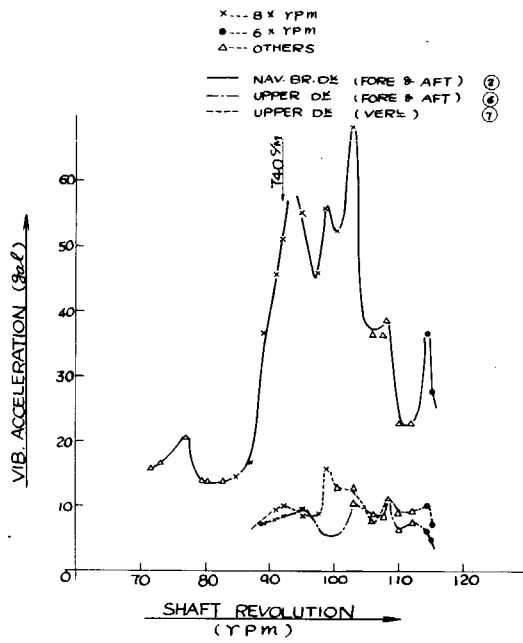
MODE CURVES OBTAINED IN SEA TRIAL
(FORE & AFT VIBRATION OF MAIN HULL & SUPERSTRUCTURE)



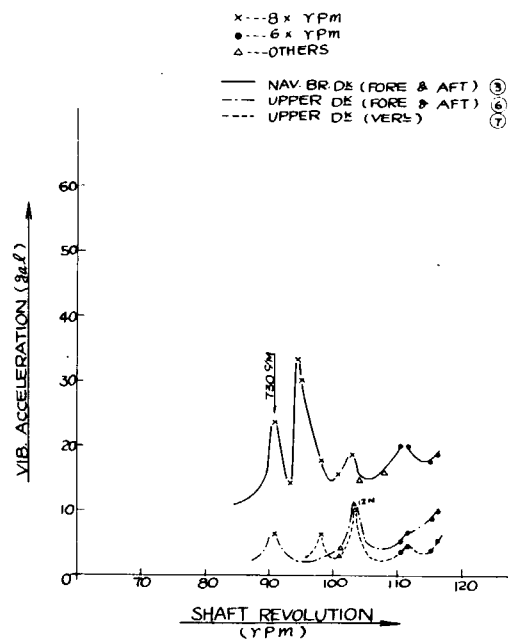
RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENT									
PARTICULARS OF SHIP									
		SHIP NO.							
		BUILDER	K D Y						
HULL				MAIN ENGINE					
KIND & TYPE	OIL TANKER	N. K.		KIND & TYPE	NUMBER	POSITION OF ENG.	AFT		
CLASS									
CONSTRUCTION									
L o a		245.40		BHP			M.C.O.	16,300	
L P P		235.00		RPM			115	110	
B m l d		38.30							
D m l d		17.70							
d f u l l		12.465							
Δ f u l l		93.580 t							
D.W.		77.830 t							
C b f u l l		0.810							
MOMENT OF INERTIA	I v	323.9 m ⁴		PROPELLER					
	I h	—							
WEB AREA	A v	1,259 m ²		NUMBER					
	A h	—		NUMBER OF BLADES					
				DIAMETER					
				6.300					
SKETCH OF A SECTION				SECTION OF SCREW APERTURE					
									

TEST CONDITION			MEASURING INSTRUMENT	
DATE	BALLAST JUL 9 '66	FULL JUL 12 '66	TYPE OF PICK UP	U-GAUGE (UNBONDED TYPE) ACCELEROMETER
PLACE	OSAKA BAY	OSAKA BAY	NO. OF MEAS. PTS.	16
WEATHER	FINE	FINE	DETAIL OF EXCITER	
SEA CONDITION	SMOOTH	SMOOTH	TYPE OF EXCITER	UNBALANCED FORCE TYPE
DEPTH OF WATER	MIN 50 M	MIN 50 M	MAX. EXCIT. FORCE	2.0 t
Δ test	46.790	93.580	DIRECT. OF EXCIT.	FORE AND AFT
d f	5.40	12.465	OTHER DESCRIPTIONS	
d a	7.75	12.465		
d m	6.58	12.465		
PROPELLER IMMERSION	$\frac{1}{3}$	54%		
EXCITER TEST WAS CARRIED OUT ON 14 th JUNE '66				
ROUGH ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS				
 FRONT VIEW  UPPER DECK PLAN				

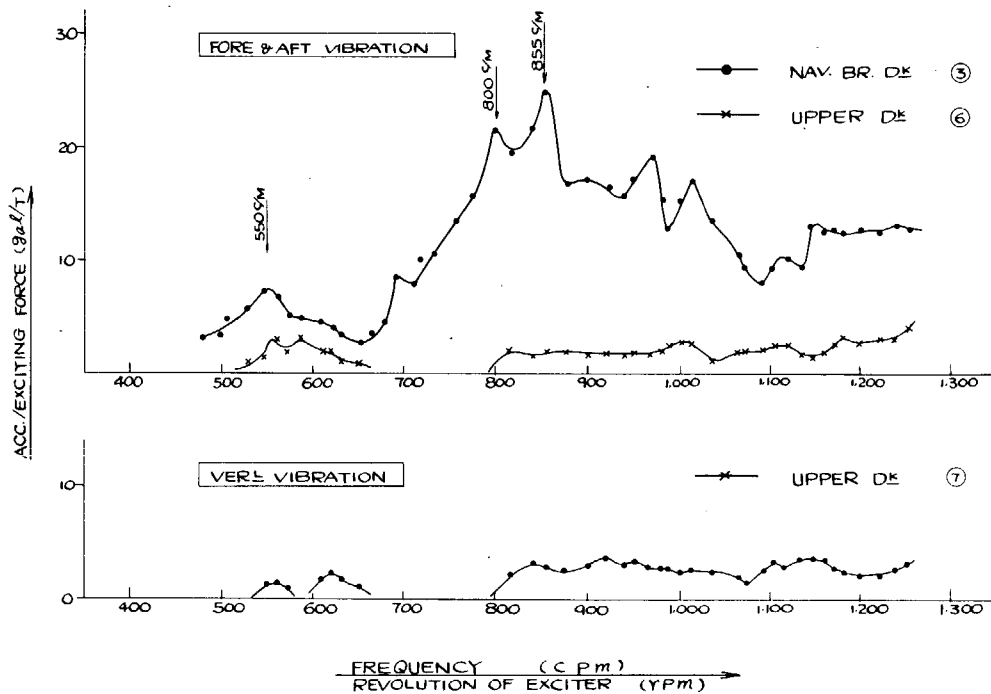
RESONANCE CURVE OF
BALLAST CONDITION



RESONANCE CURVE OF
FULL LOADED CONDITION

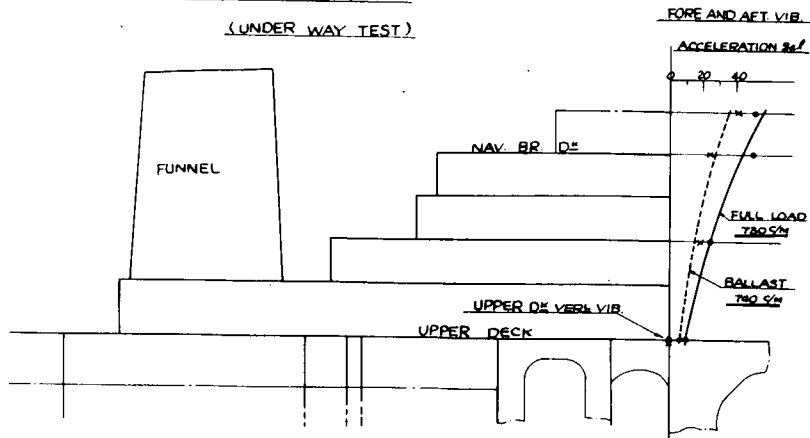


RESONANCE CURVE (EXCITER TEST)



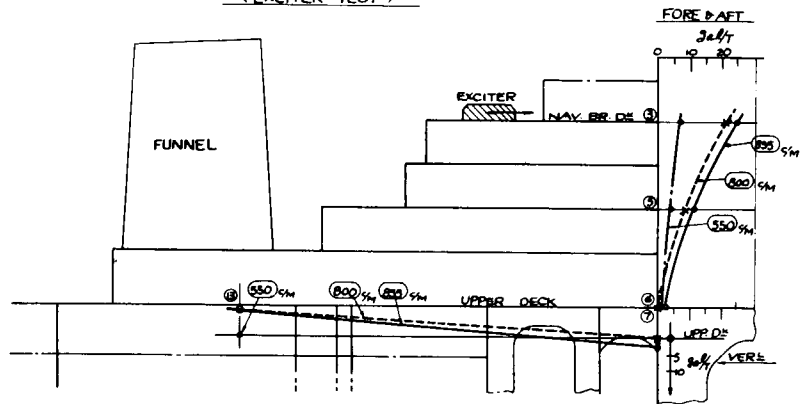
MODE CURVE

(UNDER WAY TEST)



MODE CURVE

(EXCITER TEST)



TEST CONDITION			MEASURING INSTRUMENT	
DATE	BALLAST DEC 28 66	FULL LOAD JAN 7 67	TYPE OF PICK UP	U-GAUGE (UNBONDED TYPE) ACCELEROMETER
PLACE	OFF HIMOMISAKI	OFF HIMOMISAKI	NO. OF MEAS. PTS.	15
WEATHER	FINE		DETAIL OF EXCITER	
SEA CONDITION	SMOOTH		UNBALANCED FORCE TYPE	
DEPTH OF WATER	MIN TO M	SMOOTH TO M	MAX. EXCIT. FORCE	2.0 t
Δ test	68.330	140.250	DIRECT OF EXCIT.	FORE AND AFT
d_f	6.4	15.5	OTHER DESCRIPTIONS EXCITER TEST CARRIED OUT ON DEC. 2-3 1966	
d_a	9.6	15.5		
d_m	8.0	15.5		
PROPELLER IMMERSION	$1/10$	70%		

ROUGH ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS.

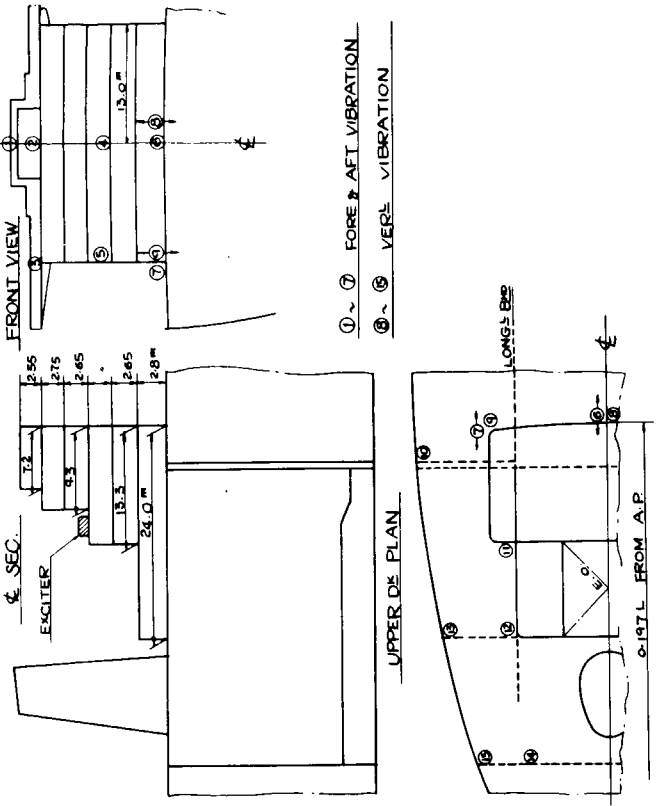
FRONT VIEW.

UPPER DE PLAN.

① ~ ⑦ FORE & AFT VIBRATION

⑧ ~ ⑮ VERT VIBRATION

ROUGH ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS.



RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENT

SHIP NO.	K D Y
BUILDER	

PARTICULARS OF SHIP

HULL				MAIN ENGINE			
KIND & TYPE	OIL TANKER FLUSH DECKER			KIND & TYPE	KAWASAKI MAN		
CLASS	N. K.			NUMBER	1		
CONSTRUCTION	LONGE SYSTEM			POSITION OF ENG.	AFT		
L oa	274.00			BHP	24,750		
L PP	260.00			RPM	115		
B mld	42.00			Fv1	0.85 t		
D mld	24.20			Fv2	0.3 t		
d full	15.50			Fh	5.3 t		
Δ full	140.260 t			Mv1	86 t-m		
D.W.	118.400 LT			Mv2	57 t-m		
Cb full	0.807			Mh	230 t-m		
MOMENT OF INERTIA	615.9 m ⁴			PROPELLER	1		
Av	1.830 m ²			NUMBER OF BLADES	6		
Ah	—			DIAMETER	6.700		

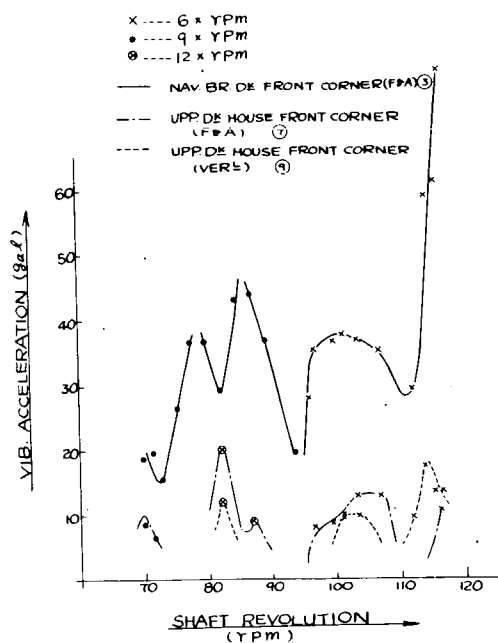
SKETCH OF A SECTION

TANK CENTER TRANS ONLY

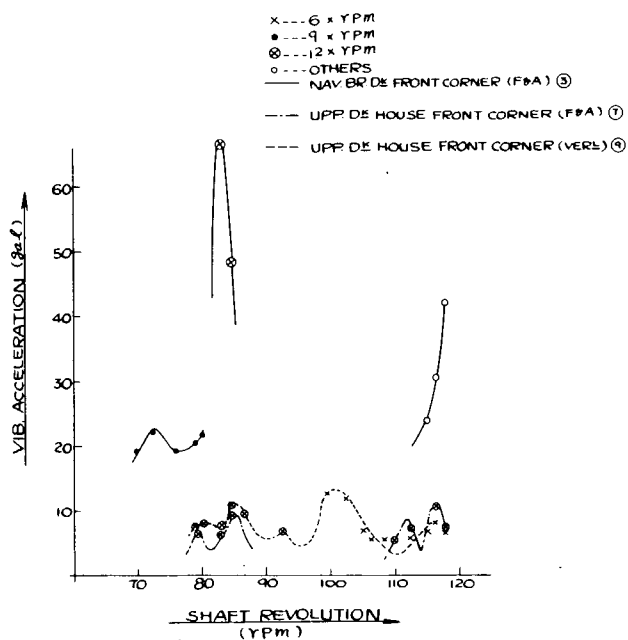
SECTION OF SCREW APERTURE

CLEARANCES SHOWN BY FRACTION TO DP

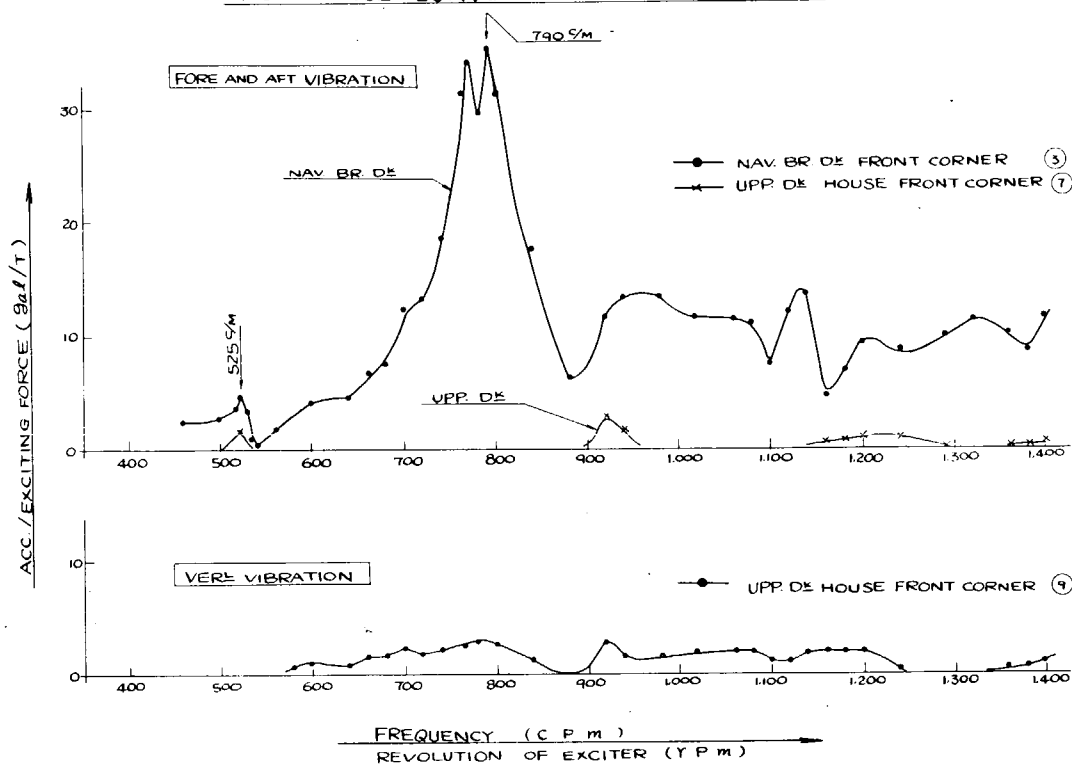
RESONANCE CURVE OF BALLAST CONDITION



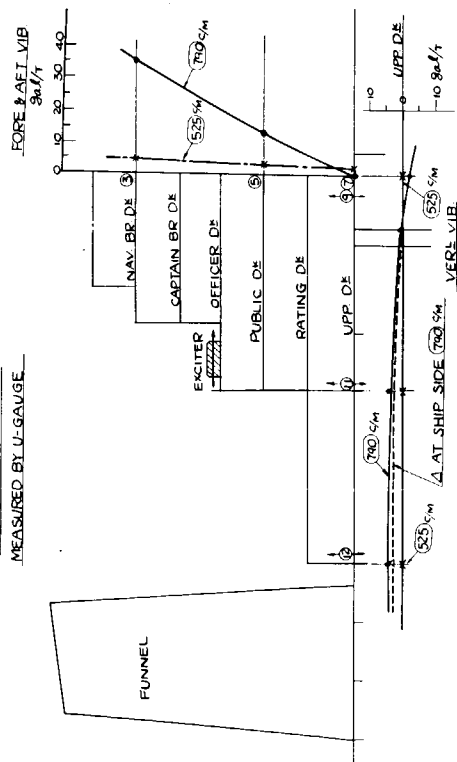
RESONANCE CURVE OF FULL LOADED CONDITION



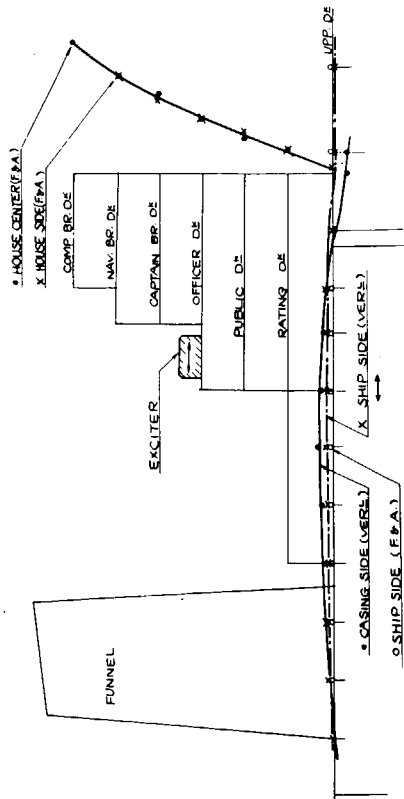
RESONANCE CURVE (EXCITER TEST)



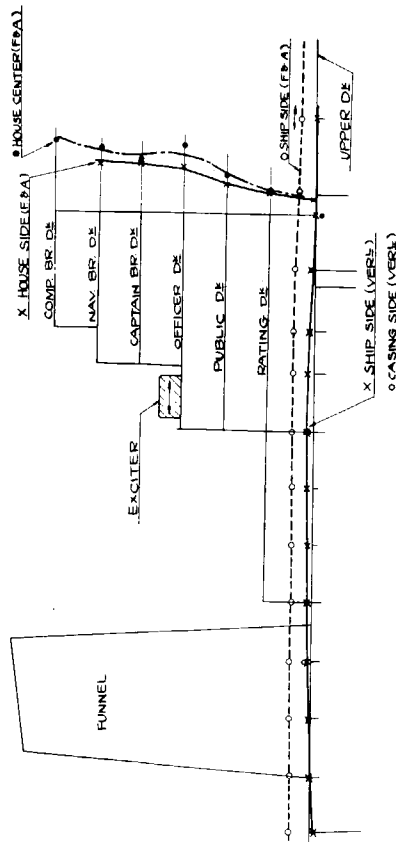
MODE CURVE AT 785 C/M
(EXCITER TEST)
MEASURED BY U-GAUGE



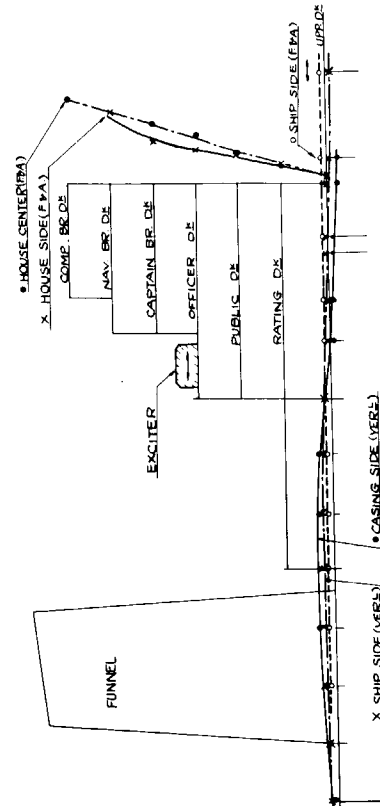
MODE CURVE AT 785 C/M
(EXCITER TEST)
MEASURED BY USING MOVING COIL TYPE PICK UP



MODE CURVE AT 515 C/M
(EXCITER TEST)
MEASURED BY USING MOVING COIL TYPE PICK UP



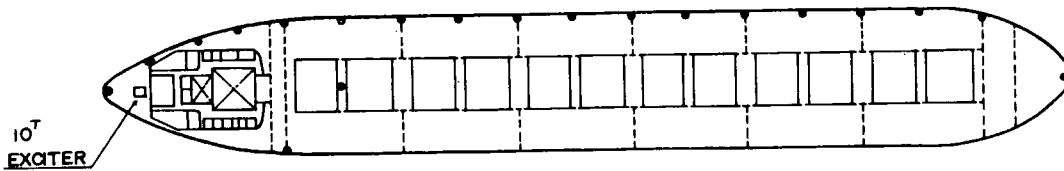
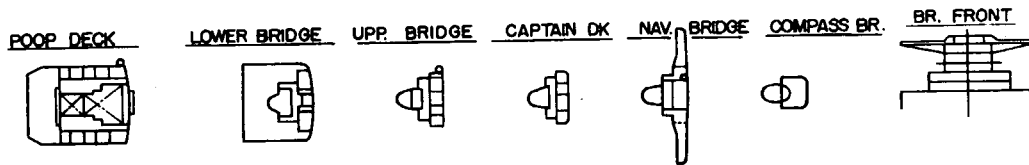
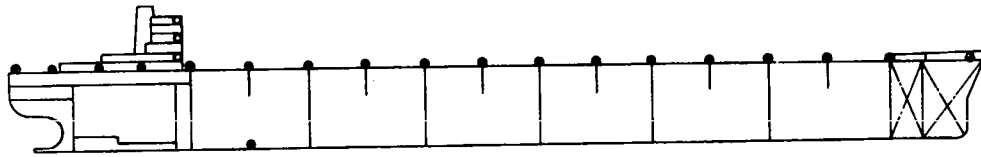
MODE CURVE AT 915 C/M
(EXCITER TEST)
MEASURED BY USING MOVING COIL TYPE PICK UP



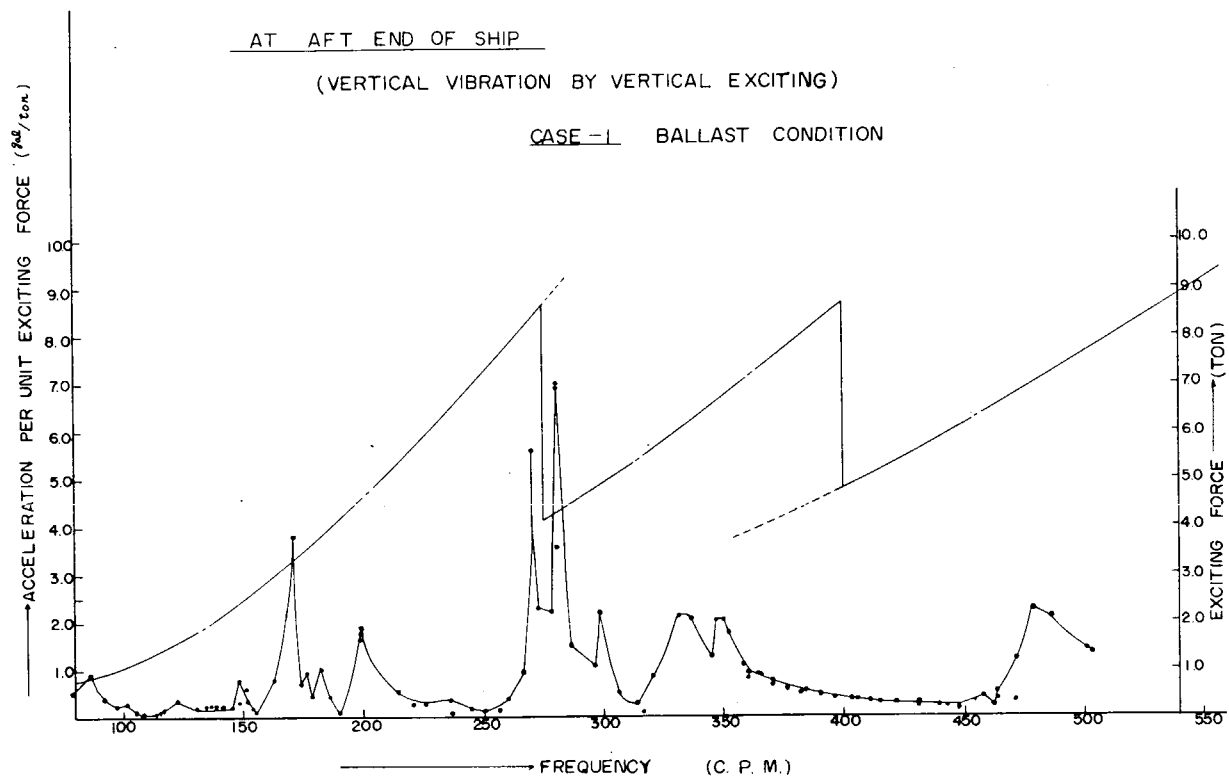
MEASURING POINTS

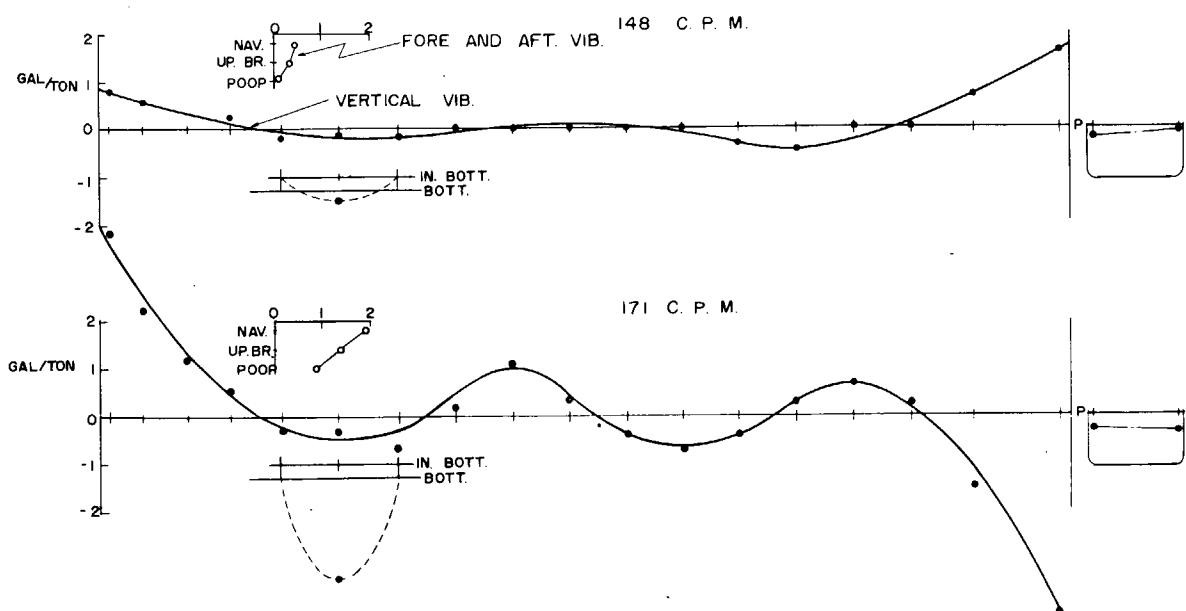
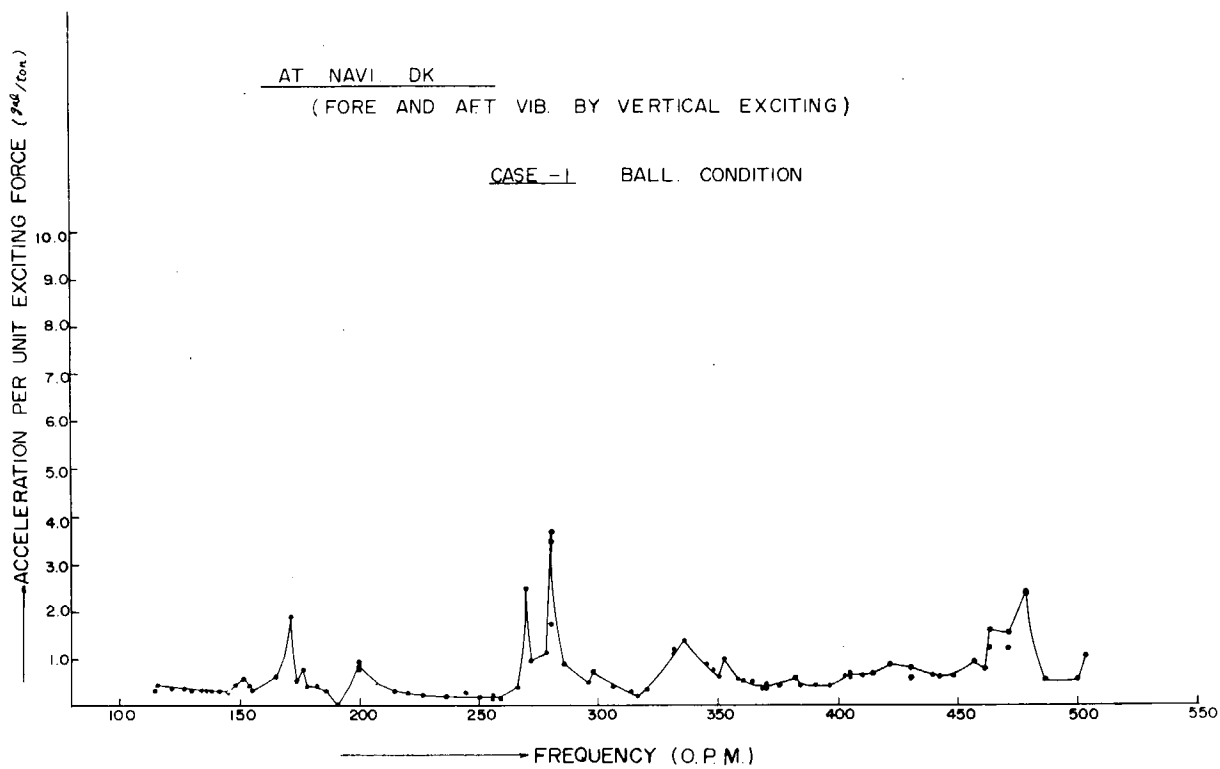
CASE 1 EXCITING TEST (BALL. CONDITION)

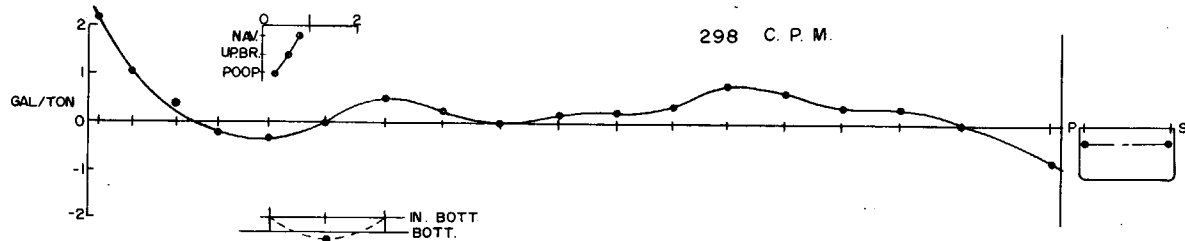
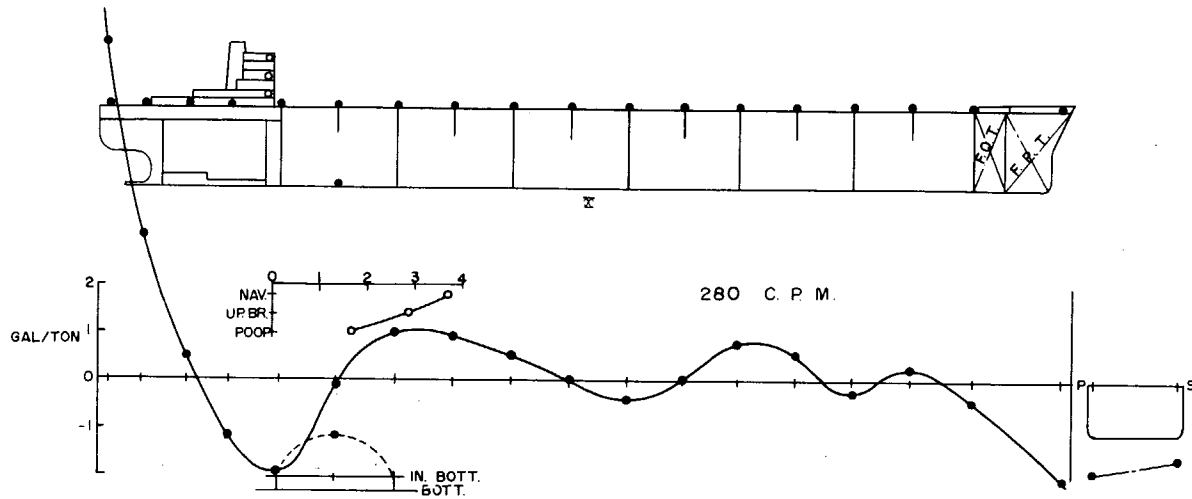
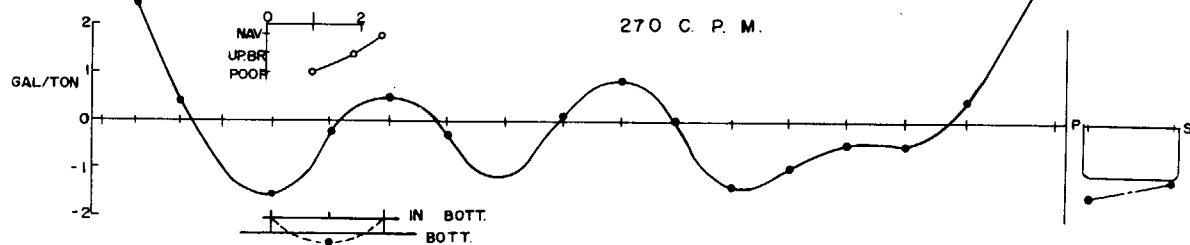
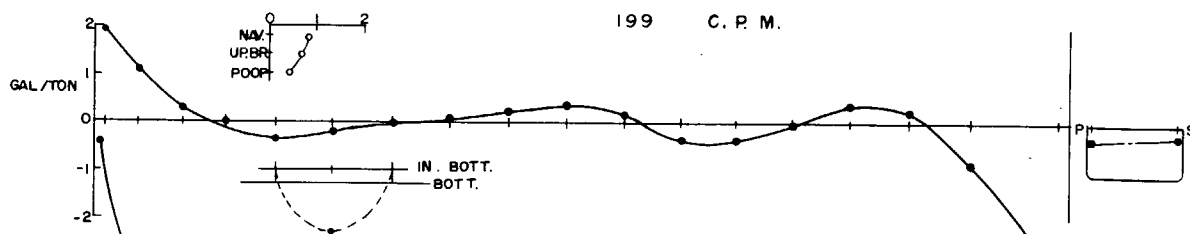
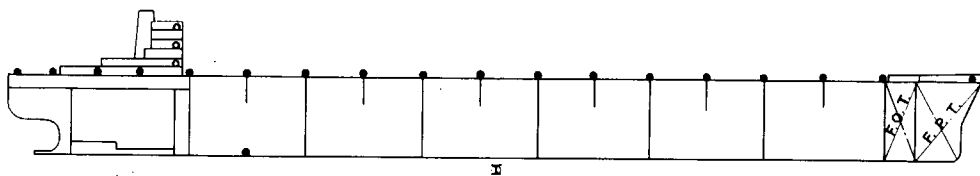
○ --- FORE & AFT VIB.
● --- VERTICAL VIB

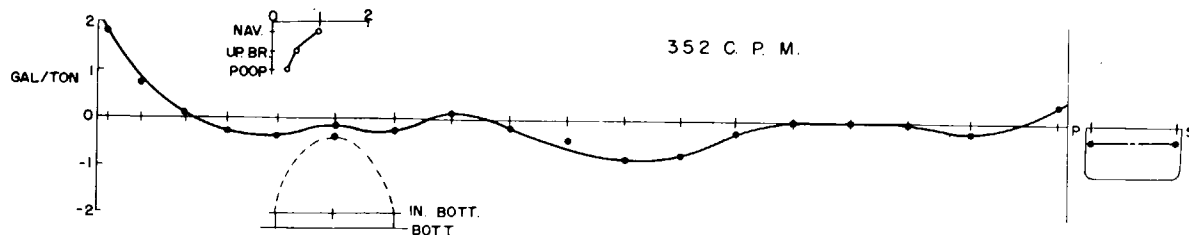
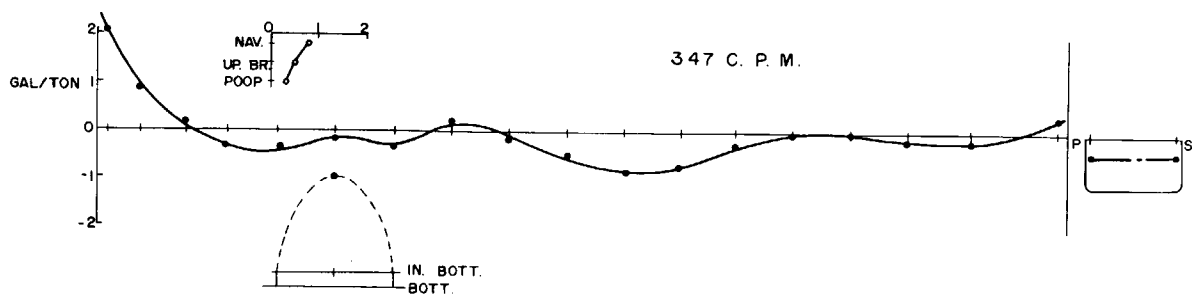
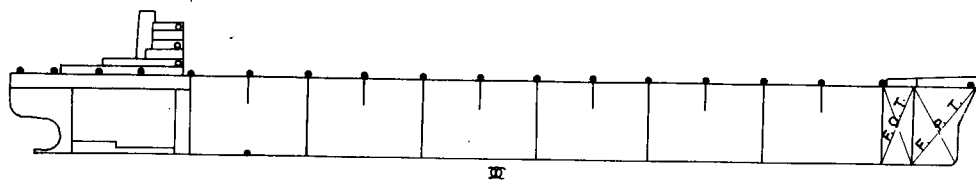
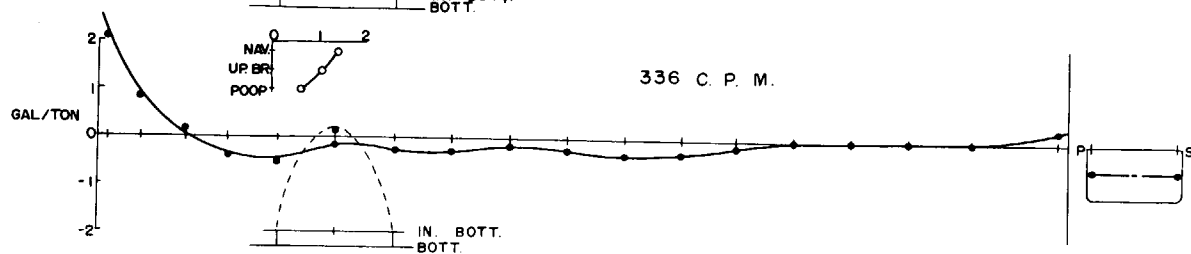
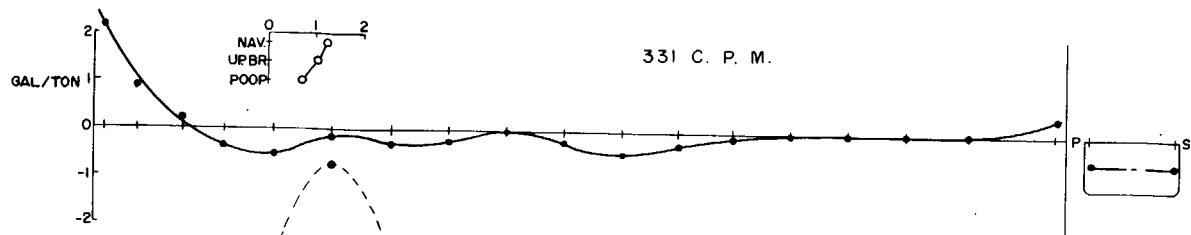
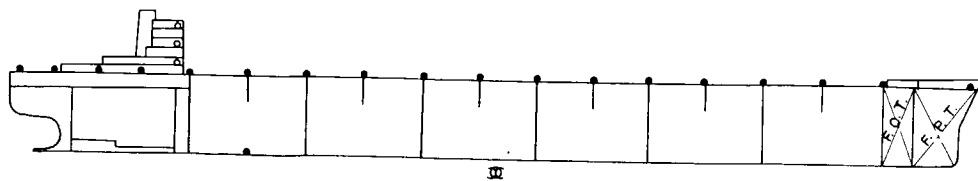


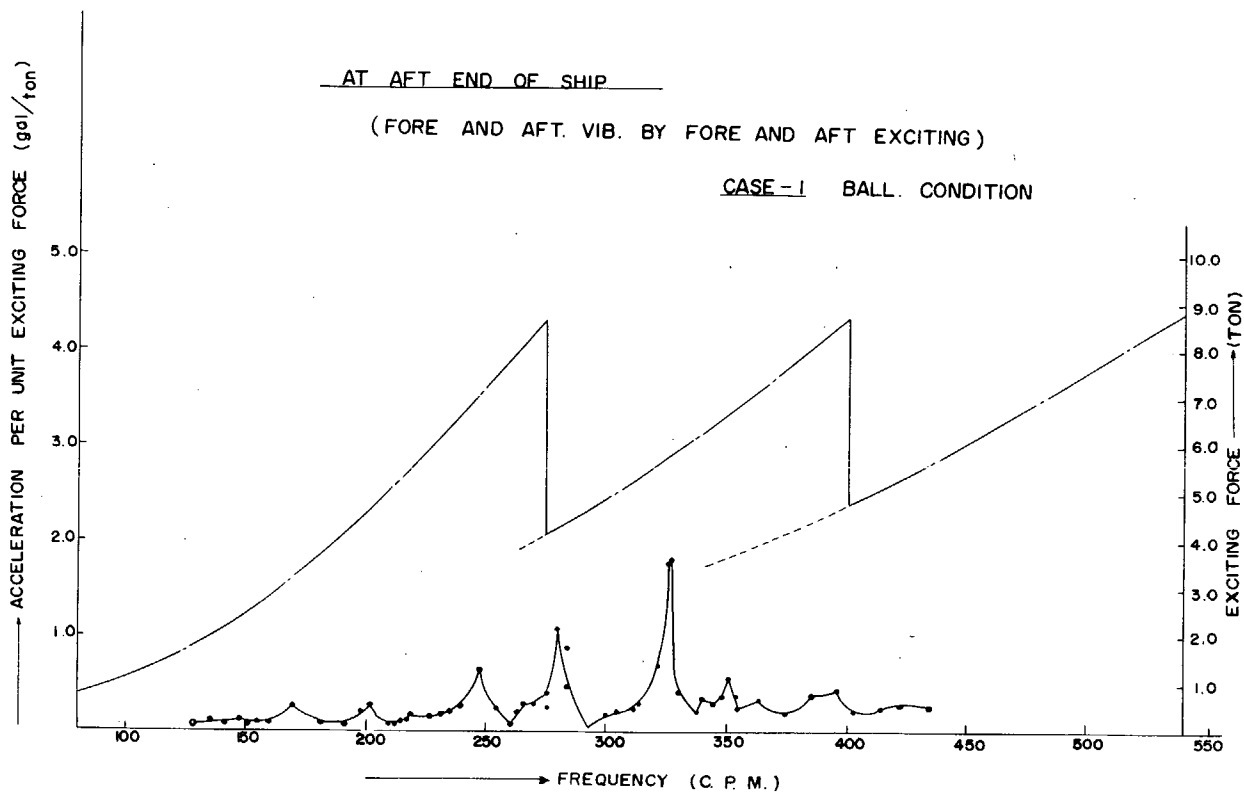
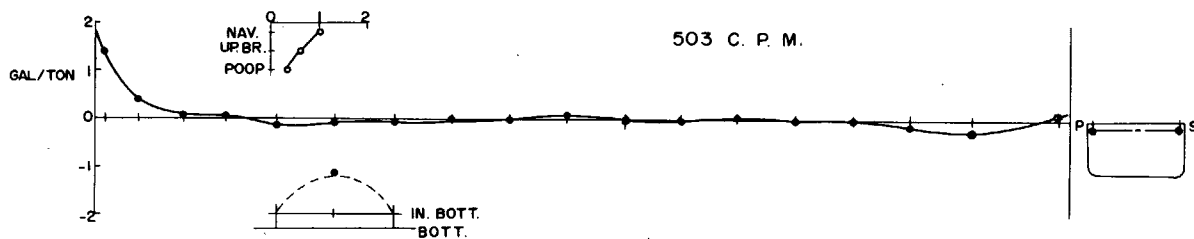
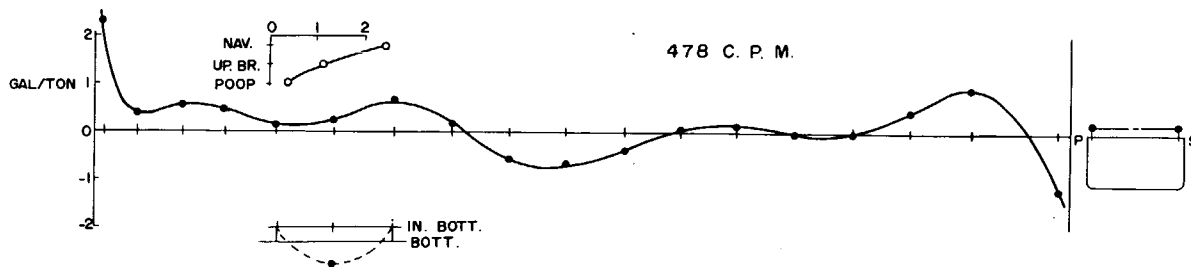
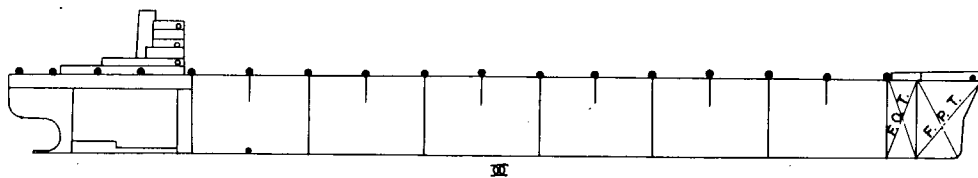
* THE ACCELEROMETERS ON MAIN STRUCTURE WERE REARRANGED FOR & AFT DIRECTION DURING THE EXCITING TEST OF FOR & AFT DIRECTION.

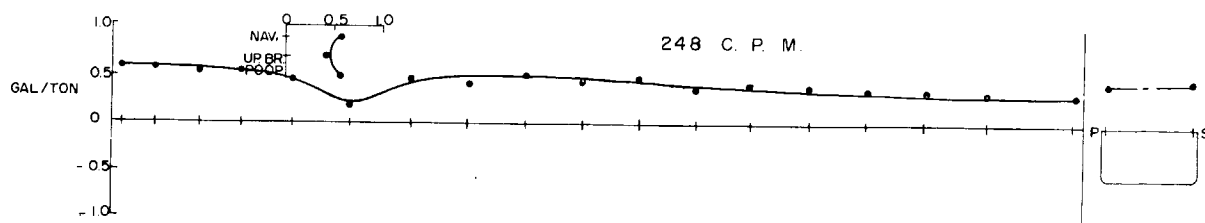
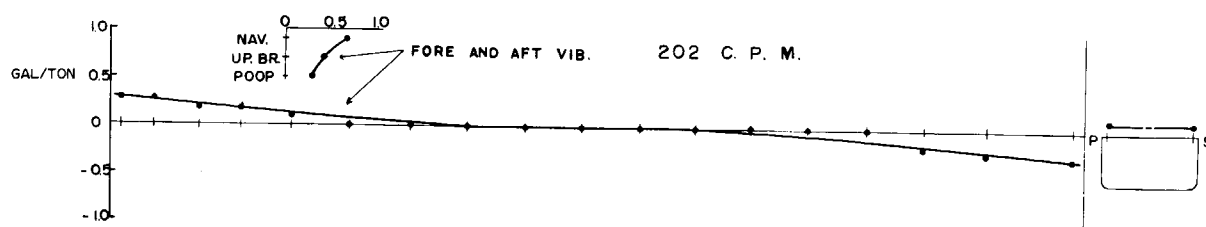
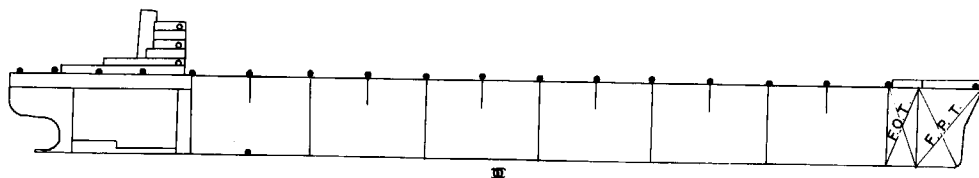
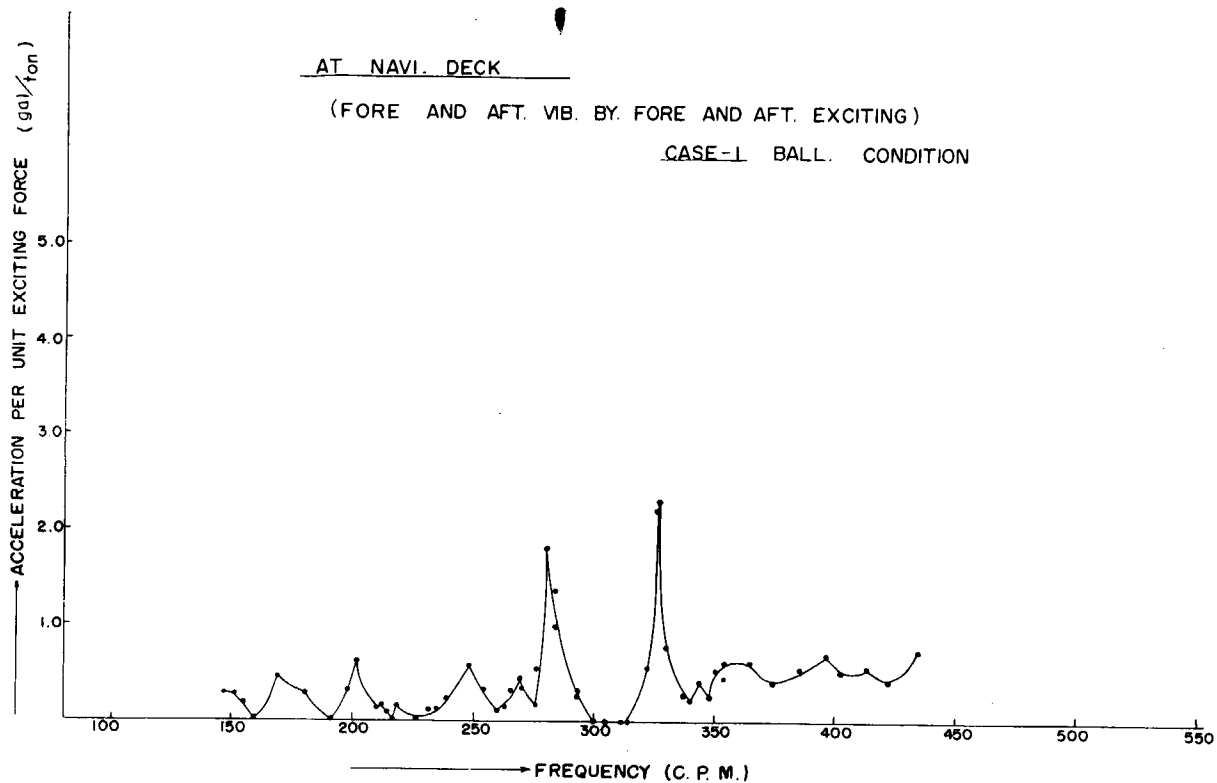


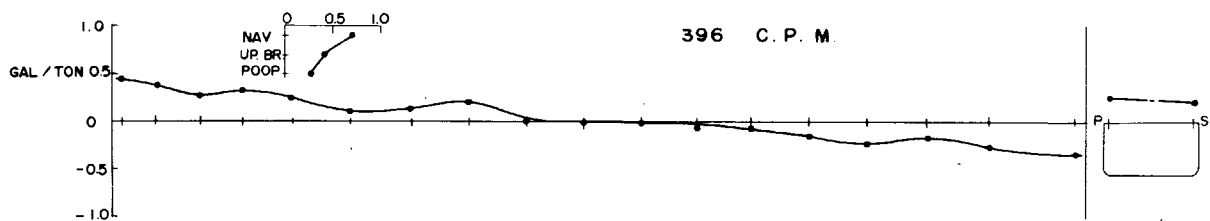
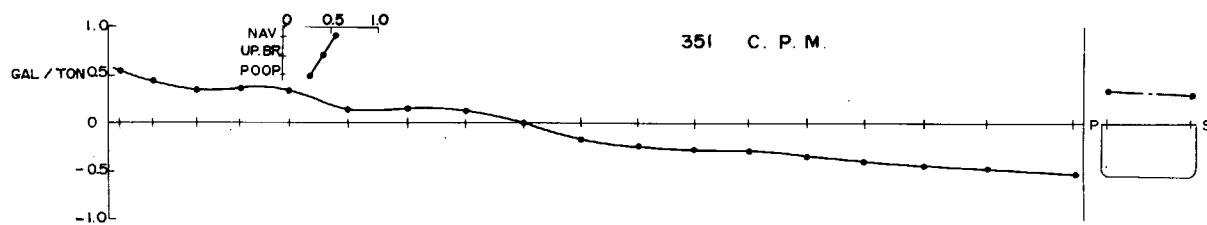
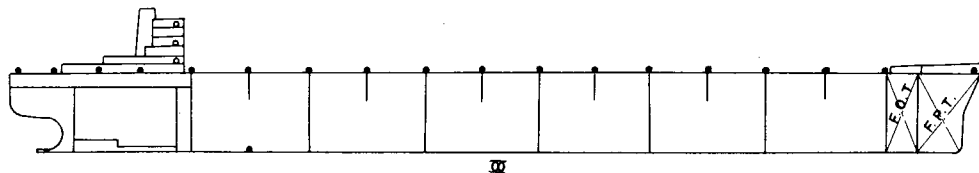
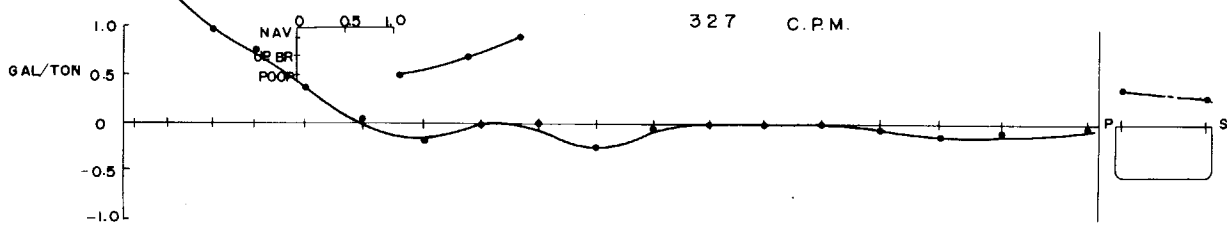
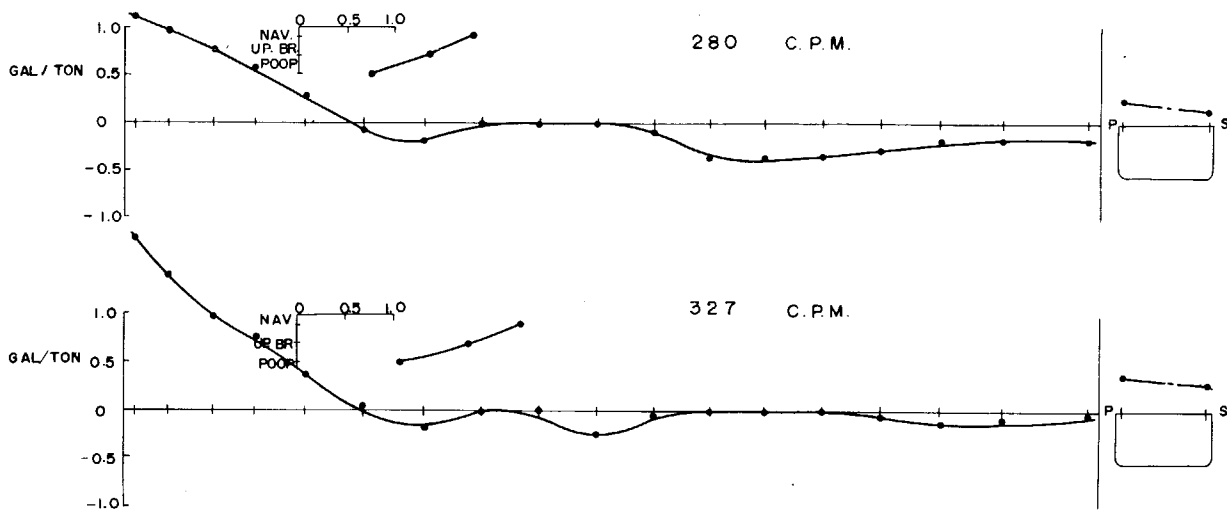
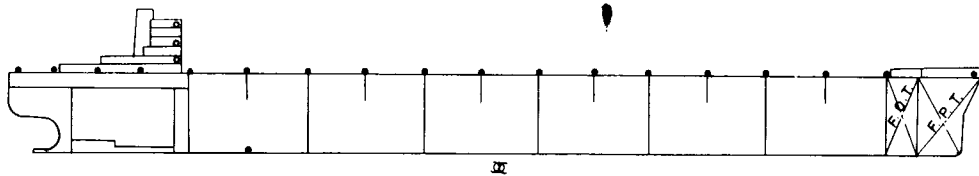






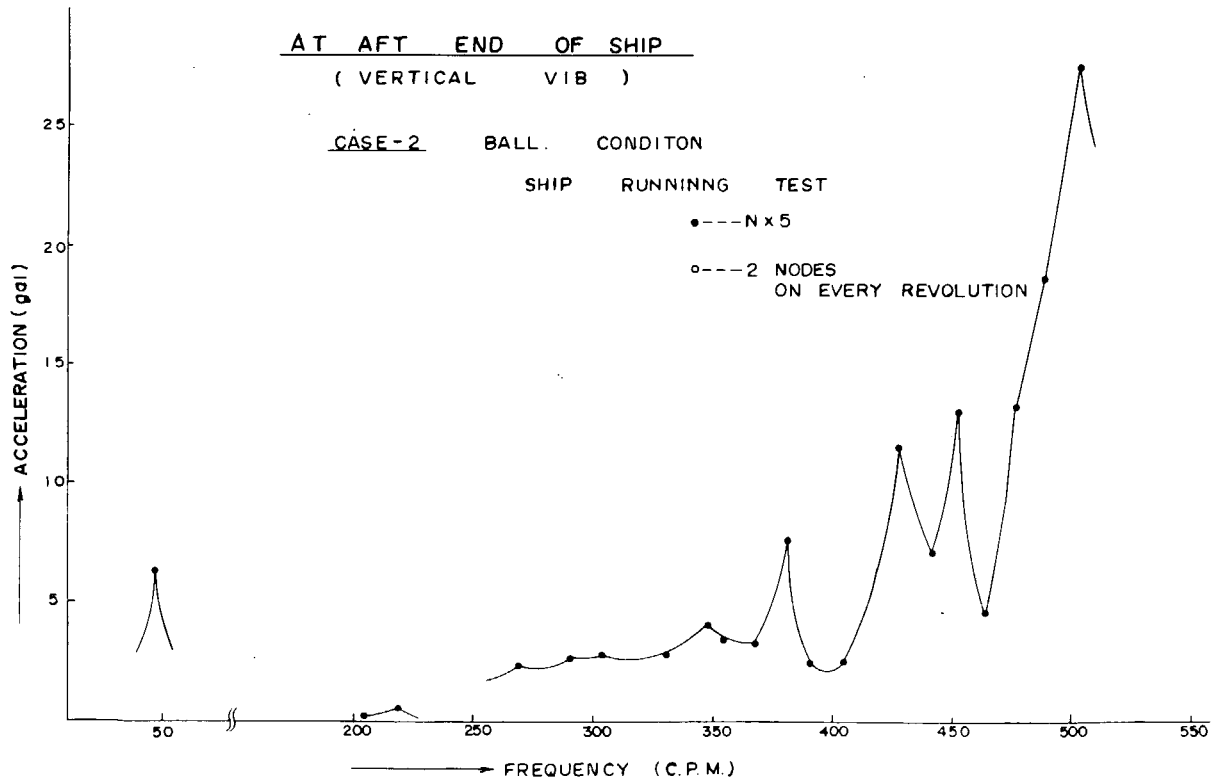
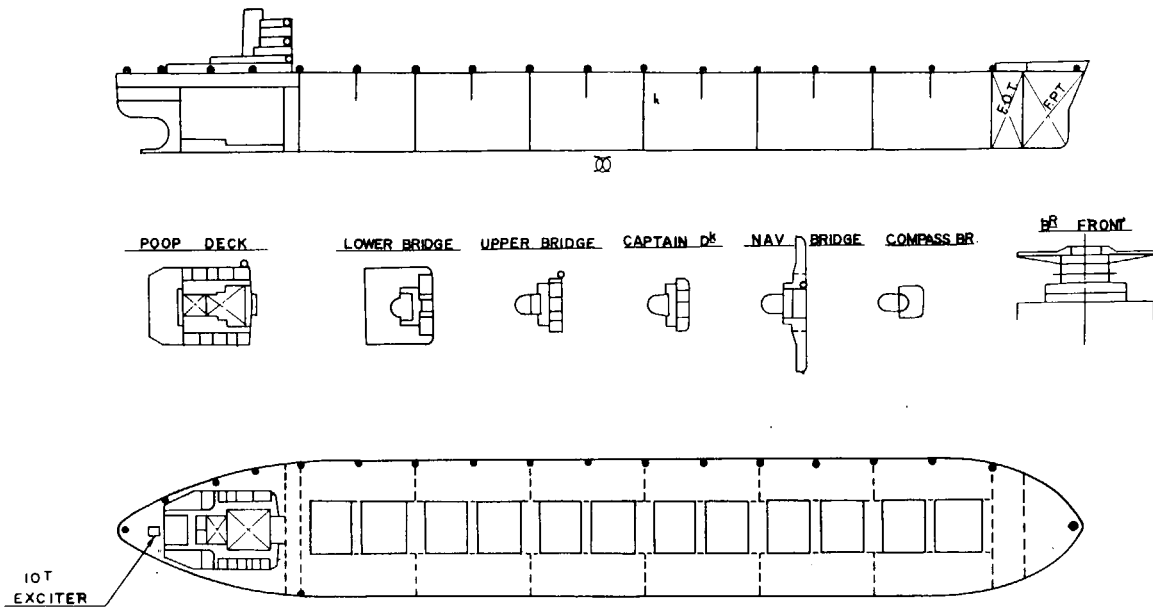


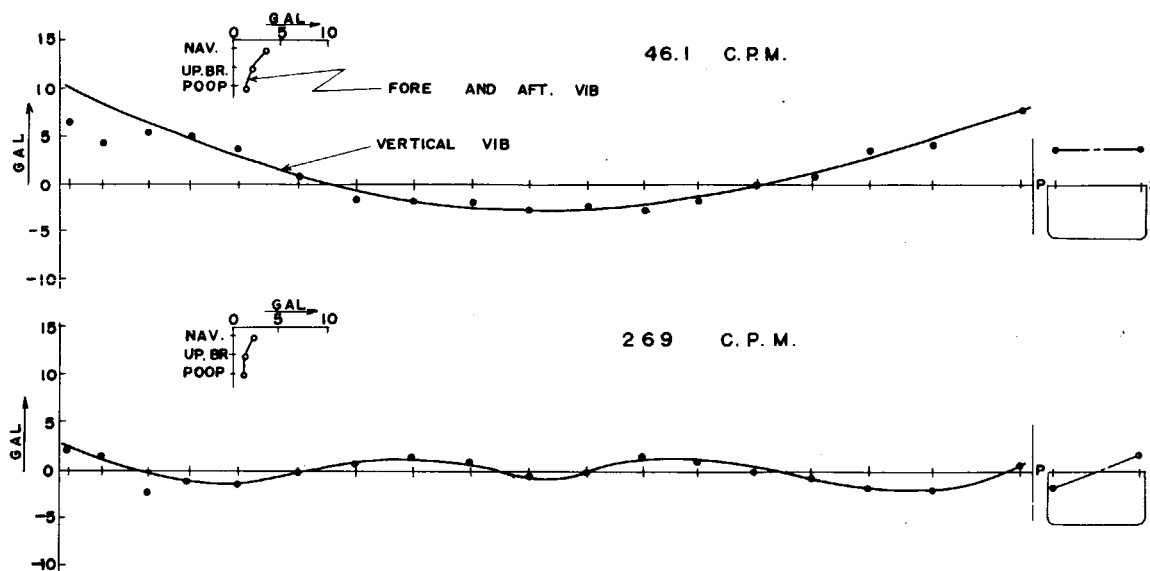
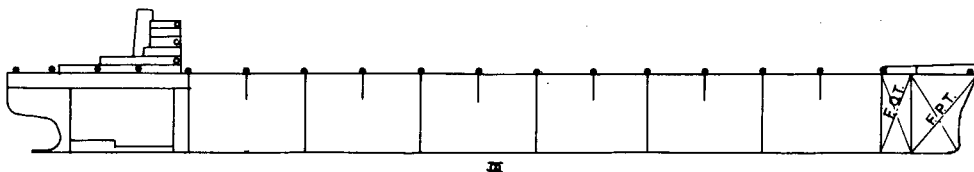
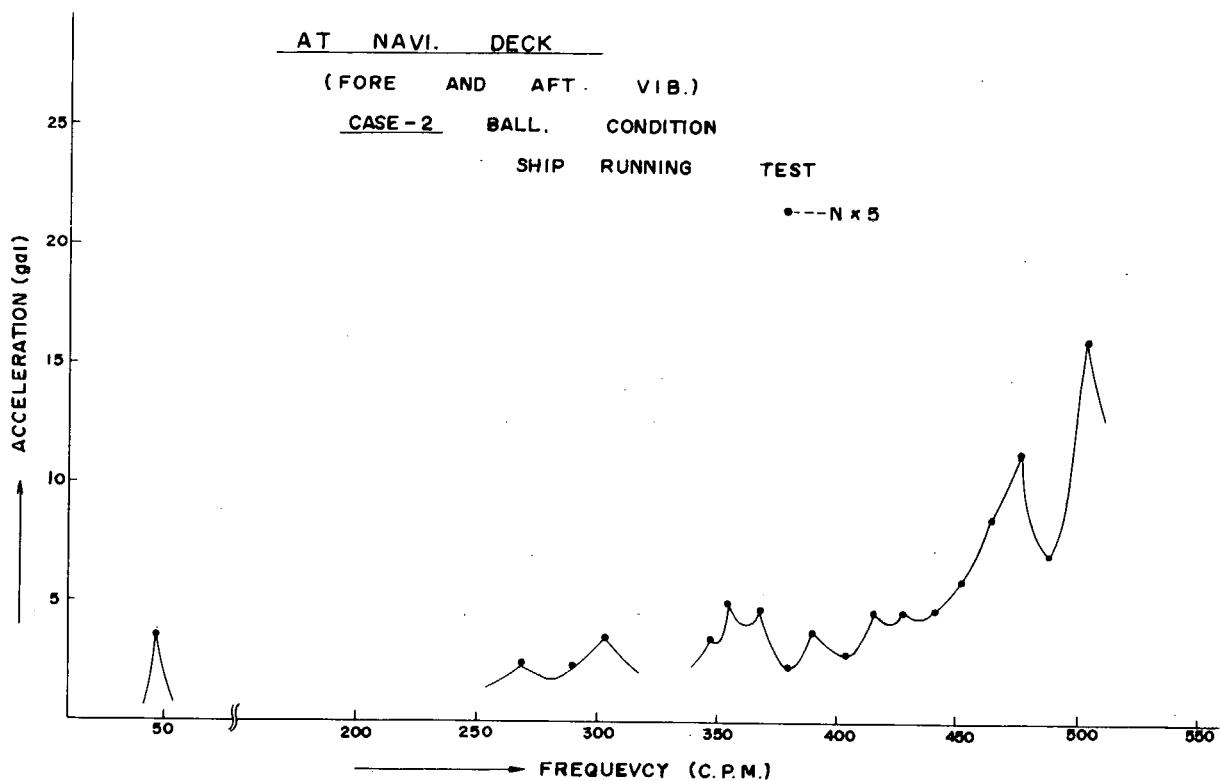


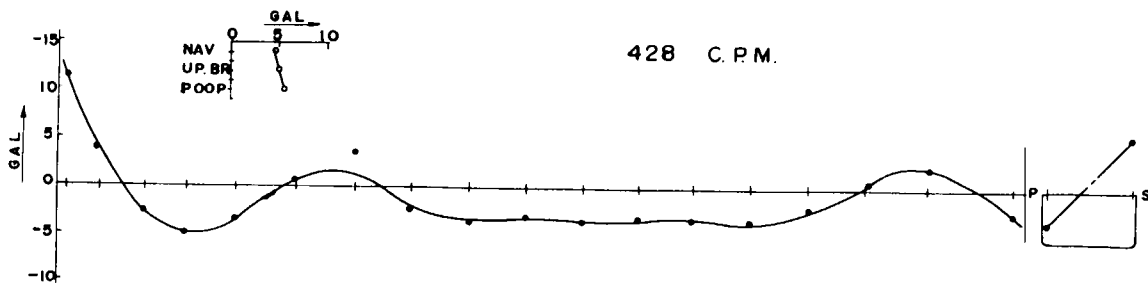
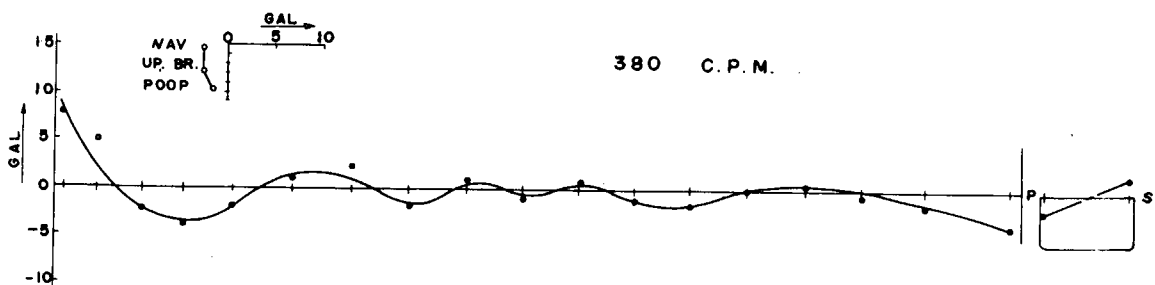
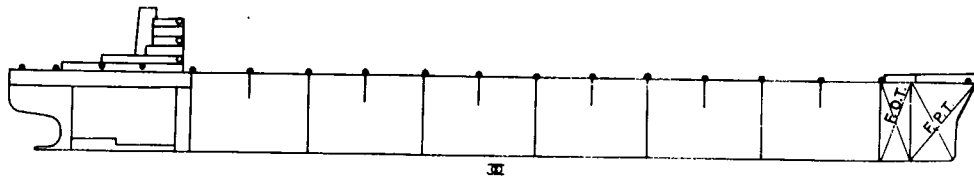
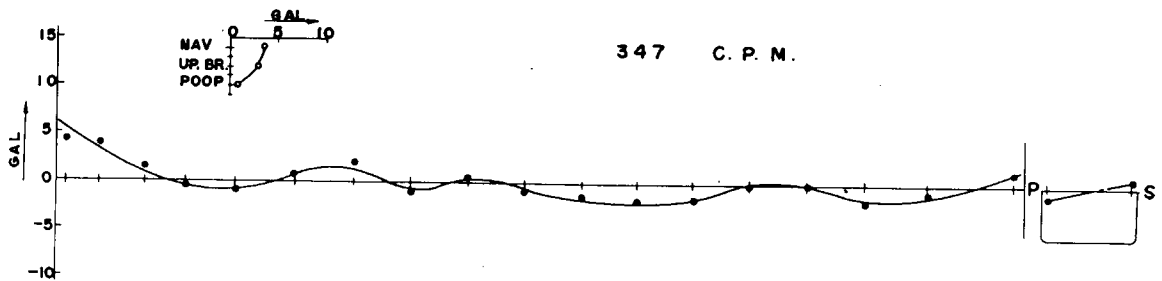
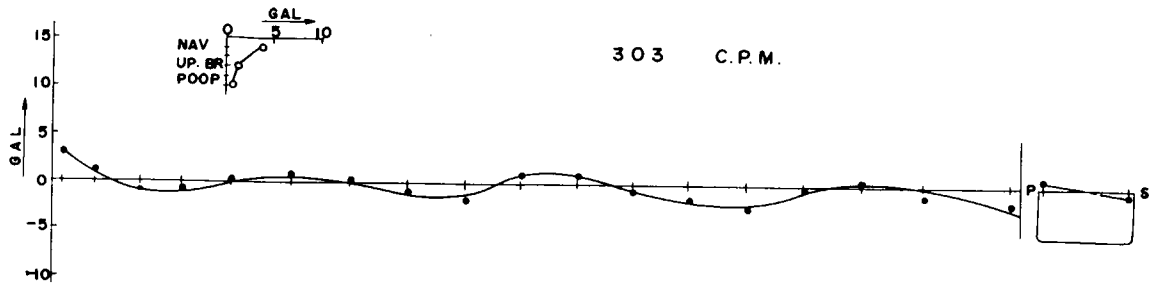
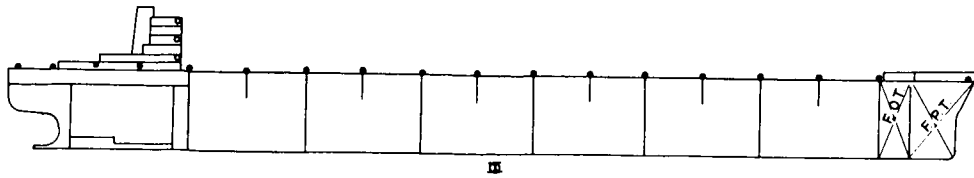


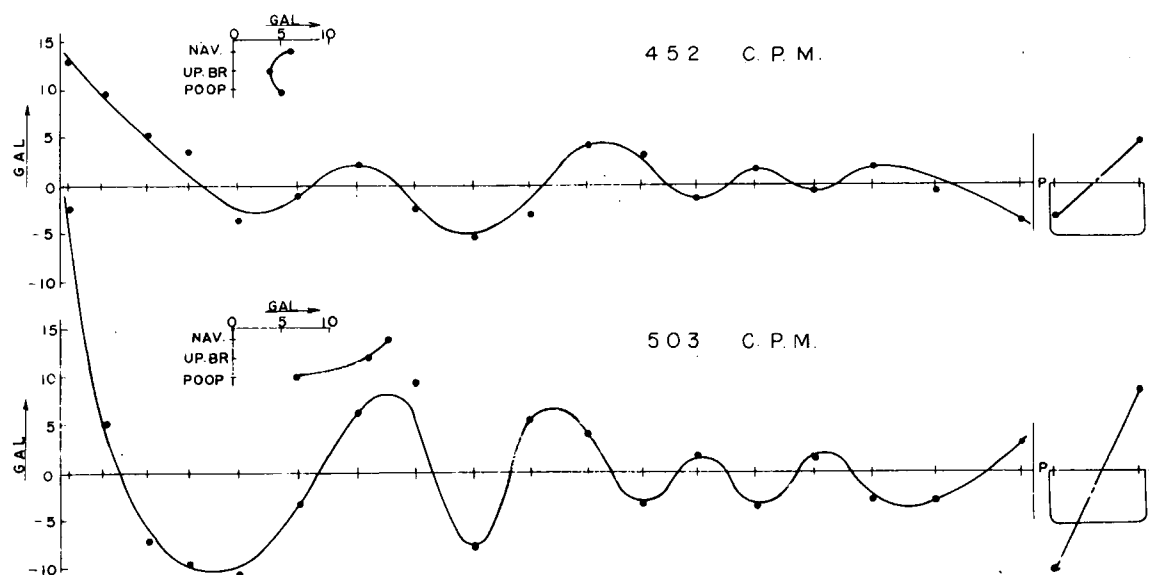
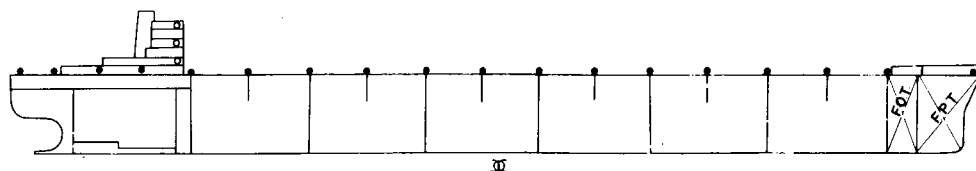
MEASURING POINTS
CASE-2 SHIP RUNNING TEST (BALL CONDITION)

○--- FOREAFT VIB.
●--- VERTICAL VIB.

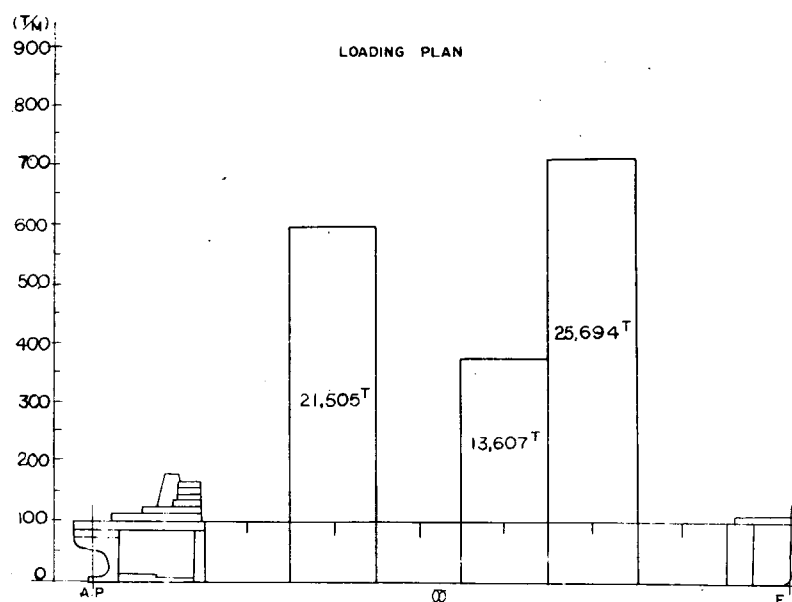








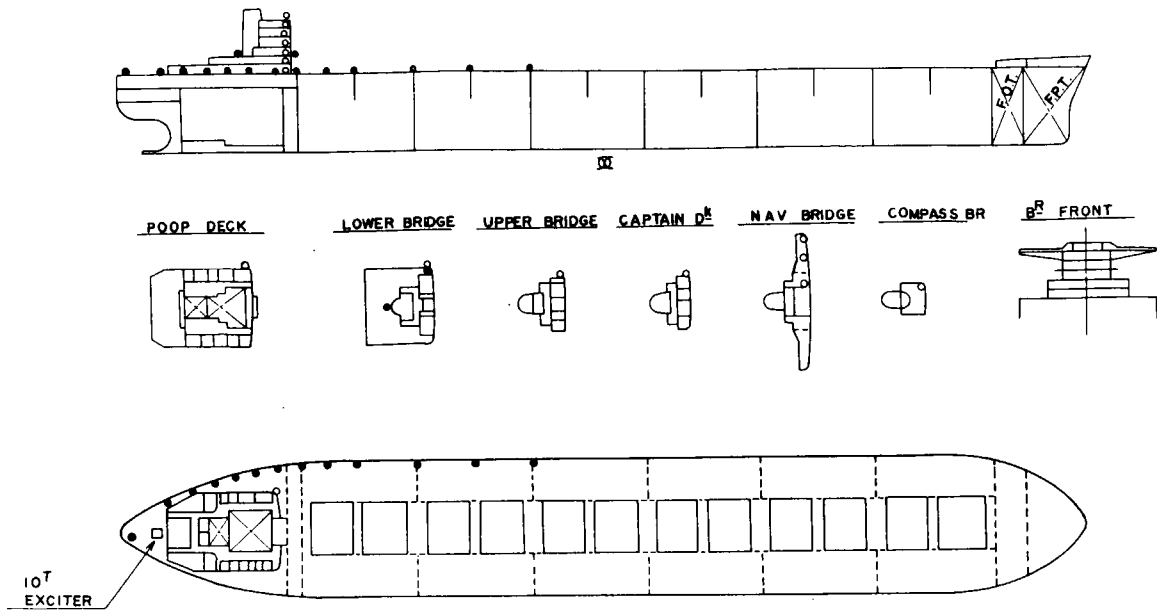
TEST CONDITION			MEASURING INSTRUMENT	
CASE	3	4	TYPE OF PICK UP	ELECT. RESISTANCE LINEAR ACCELEROMETER
DATE	OCT.12TH. 1966	OCT.12TH. 1966		NO. OF MEAS. POINTS
PLACE	KURE BAY	HIROSHIMA BAY		
WEATHER	FINE	FINE		
SEA CONDITION	SMOOTH SEA	SMOOTH SEA	DETAIL OF EXCITER	
DEPTH OF WATER	ABOUT 26 ^M	ABOUT 36 ^M	TYPE OF EXCITER	UNBALANCE FORCE TYPE
			MAX. EXCIT. FORCE	11 TON
			DIRECT. OF EXCIT.	VERTICAL & FORE AFT
Δ test	87,700 ^{KT}	87,700 ^{KT}	OTHER DESCRIPTIONS	
d f	7.855	7.855	CASE-3 shows exciting test and CASE 4 shows ship running test	
d a	9.107	9.107		
d m	8.689	8.689		
PROPELLER IMMERSION	 1/10-53.9%	 1/10-53.9%		



MEASURING POINTS

CASE-3 EXCITING TEST (BALL CONDITION)

○---FORE & AFT VIB.
●---VERTICAL VIB.

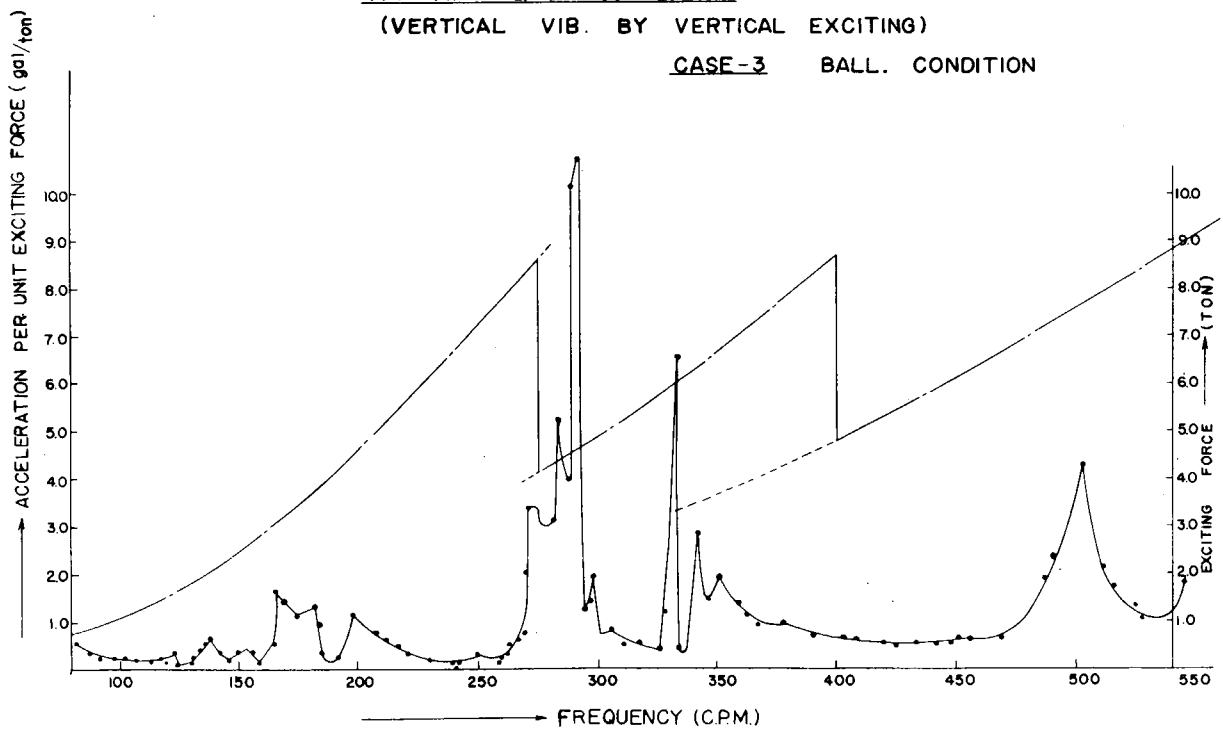


* The accelerometers on main structure were rearranged fore & aft direction during the exciting test of fore & aft direction.

AT AFT END OF SHIP

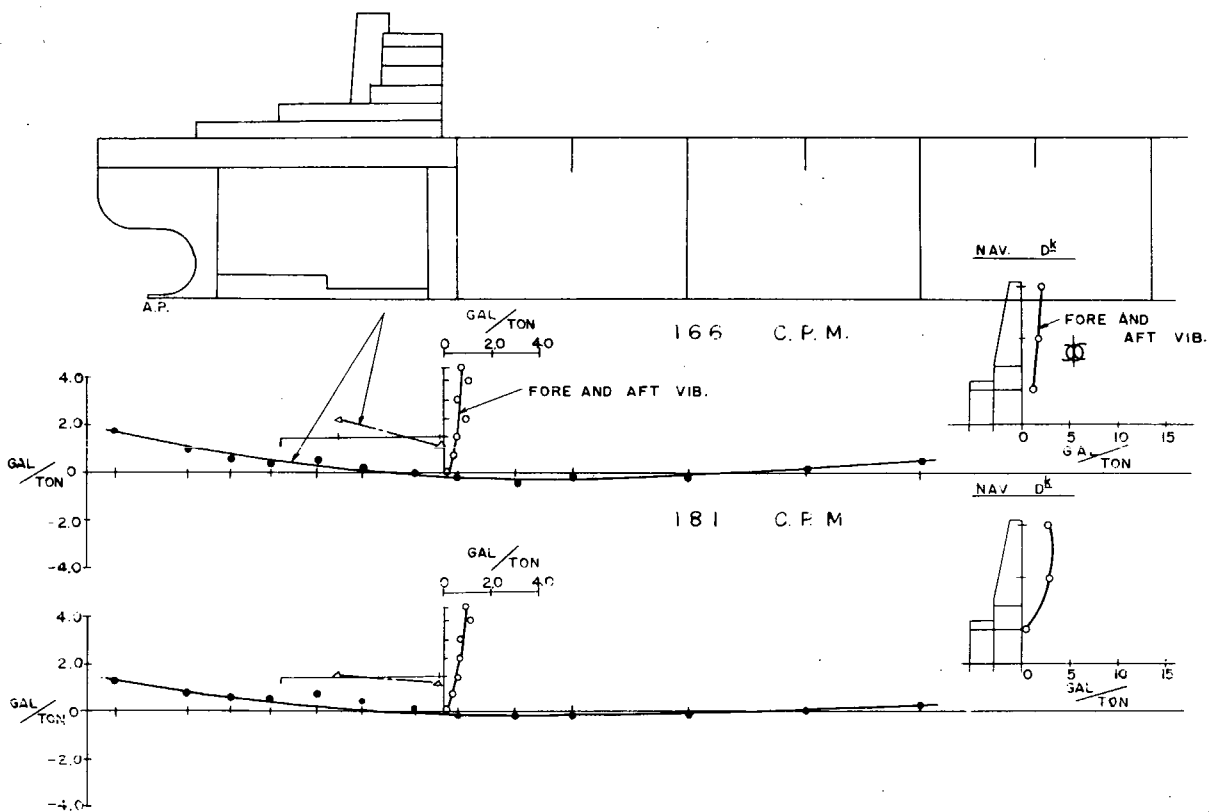
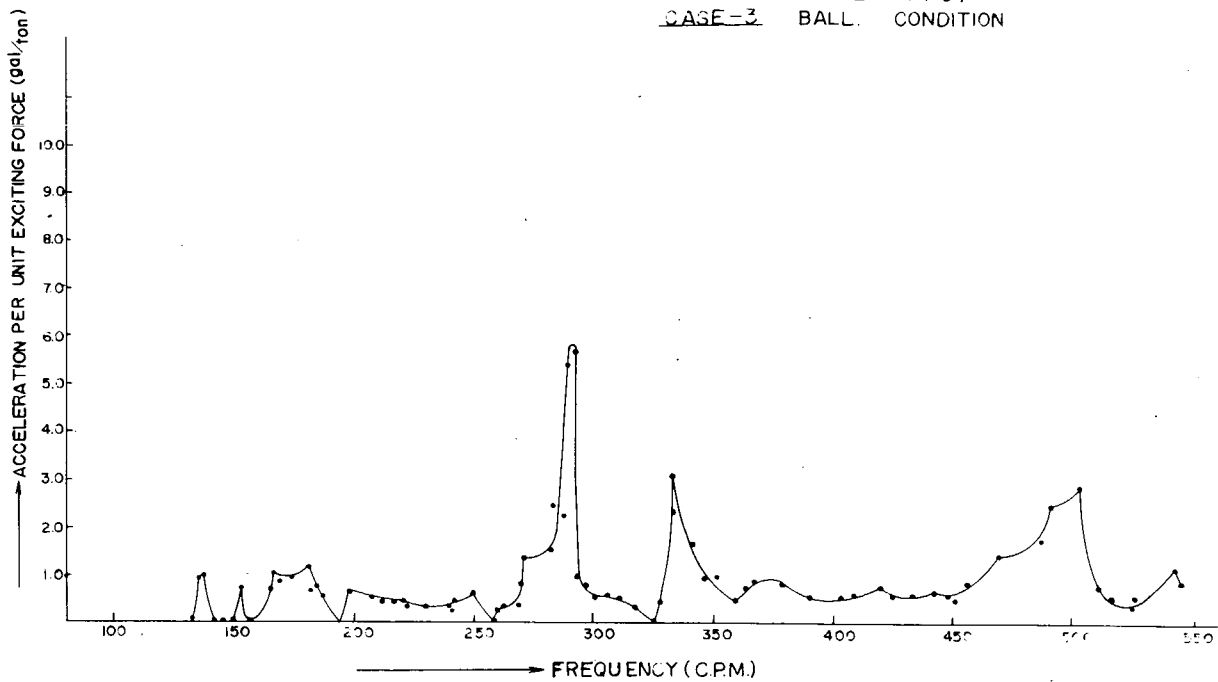
(VERTICAL VIB. BY VERTICAL EXCITING)

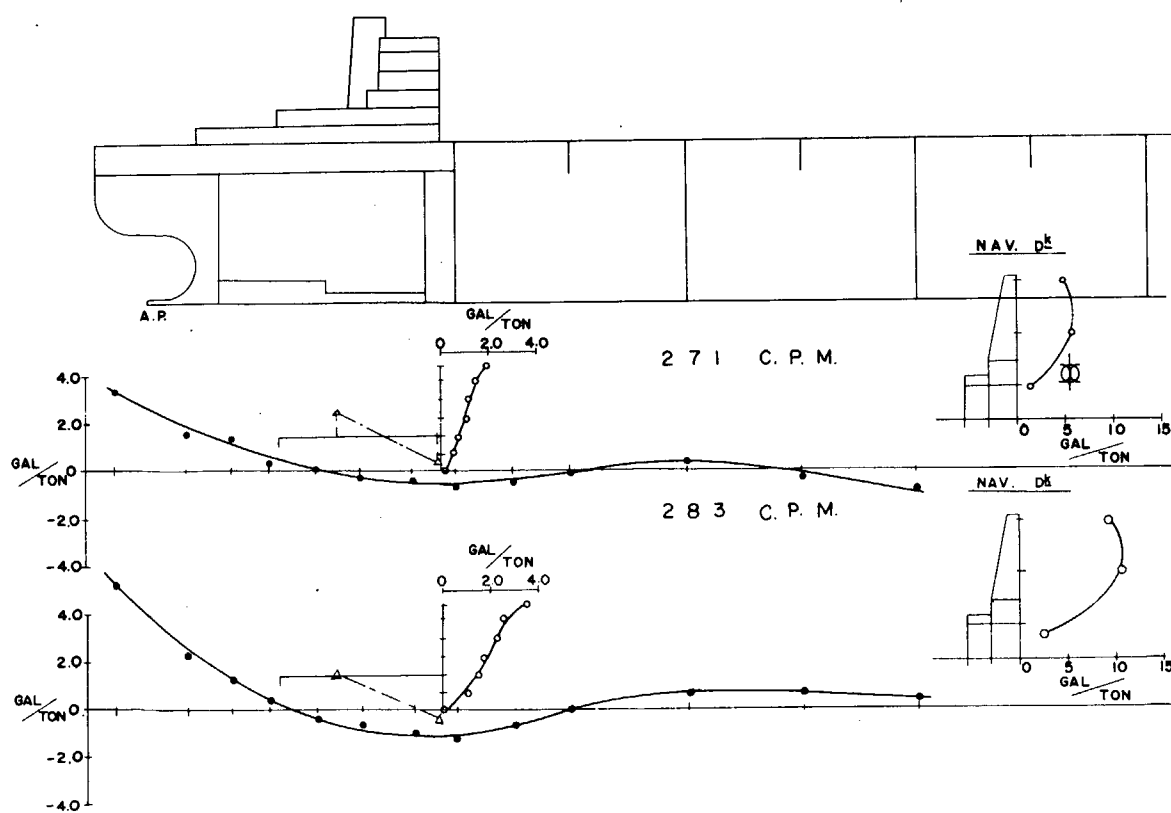
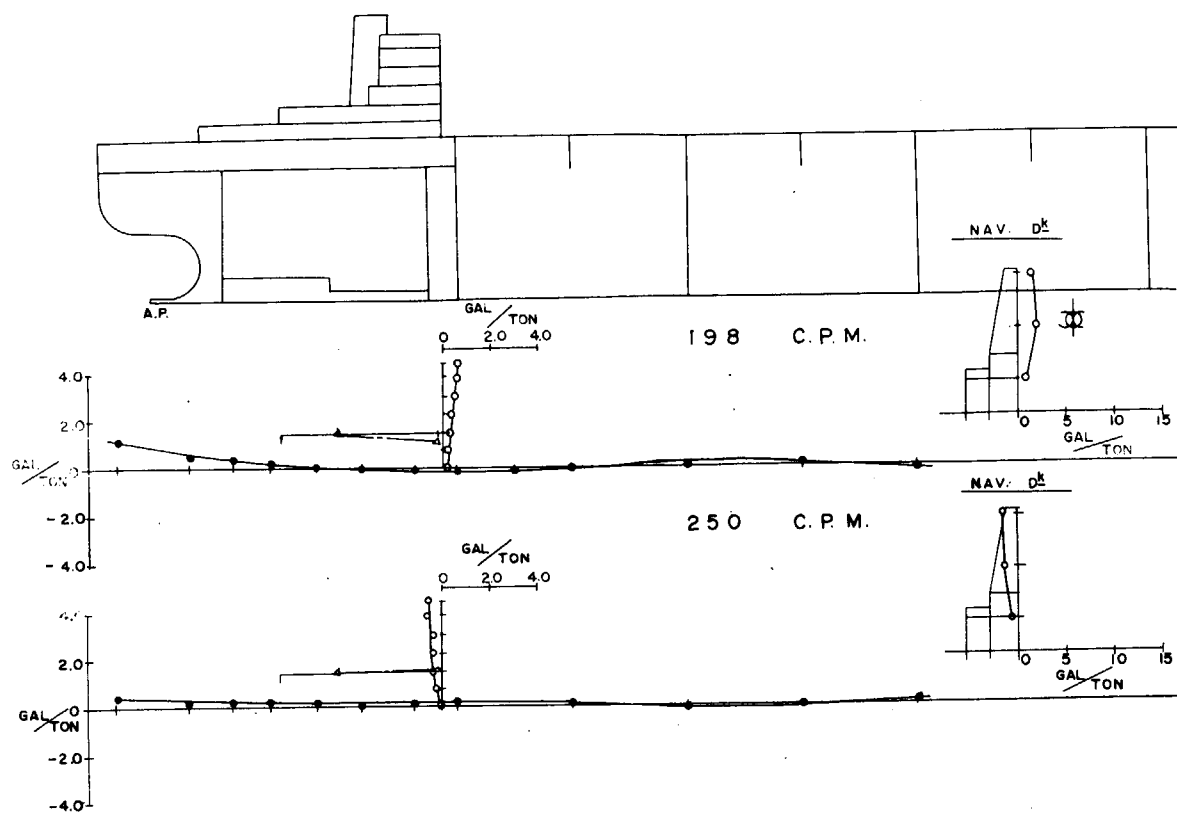
CASE-3 BALL. CONDITION

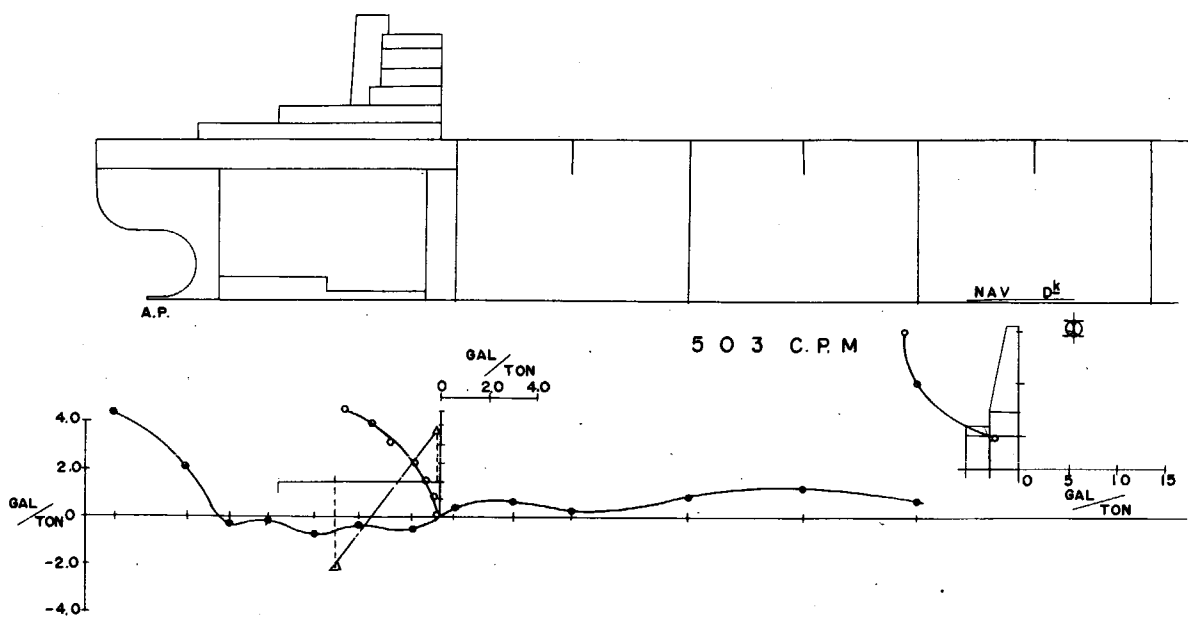
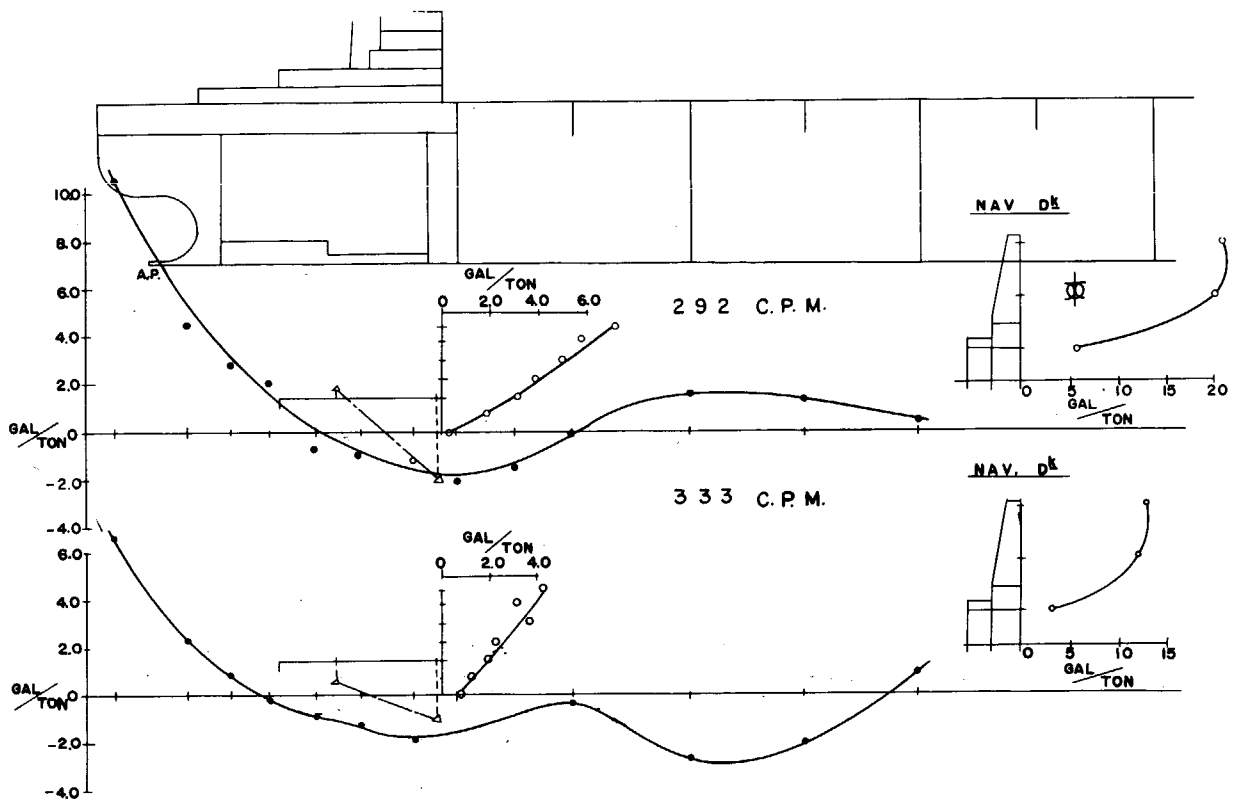


AT NAVI DECK

(FORE AND AFT VIB. BY VERTICAL EXCITING)
CASE-3 BALL. CONDITION



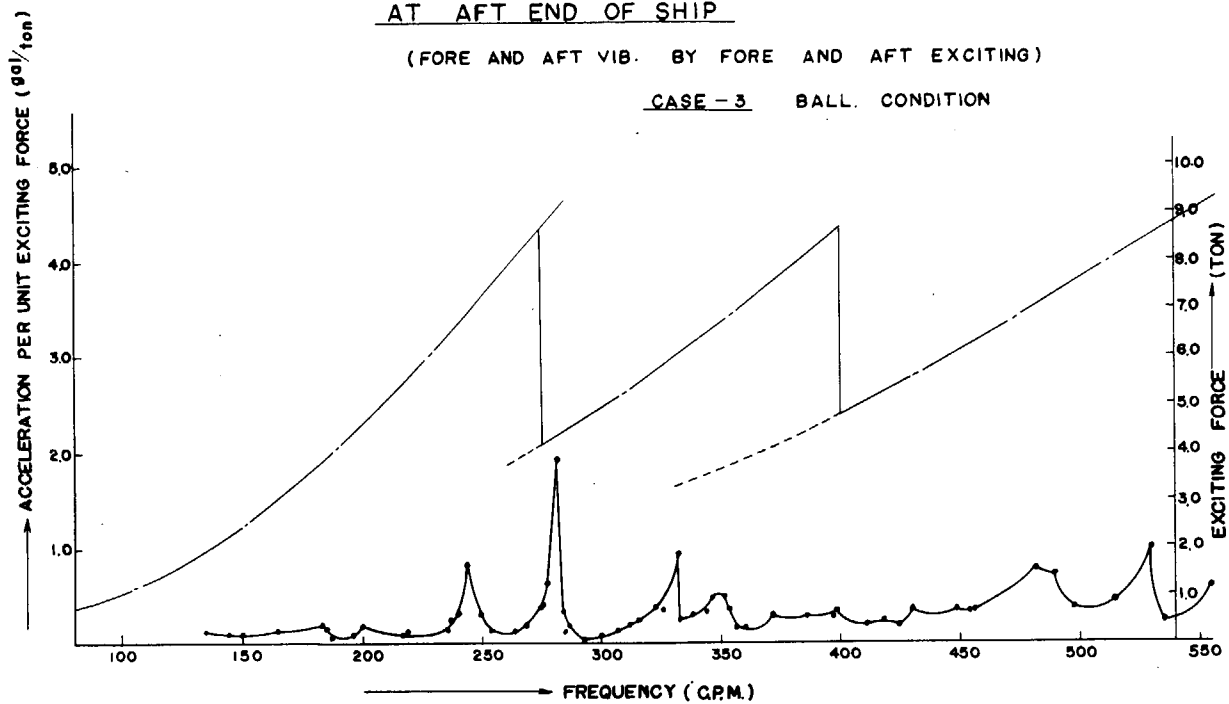




AT AFT END OF SHIP

(FORE AND AFT VIB. BY FORE AND AFT EXCITING)

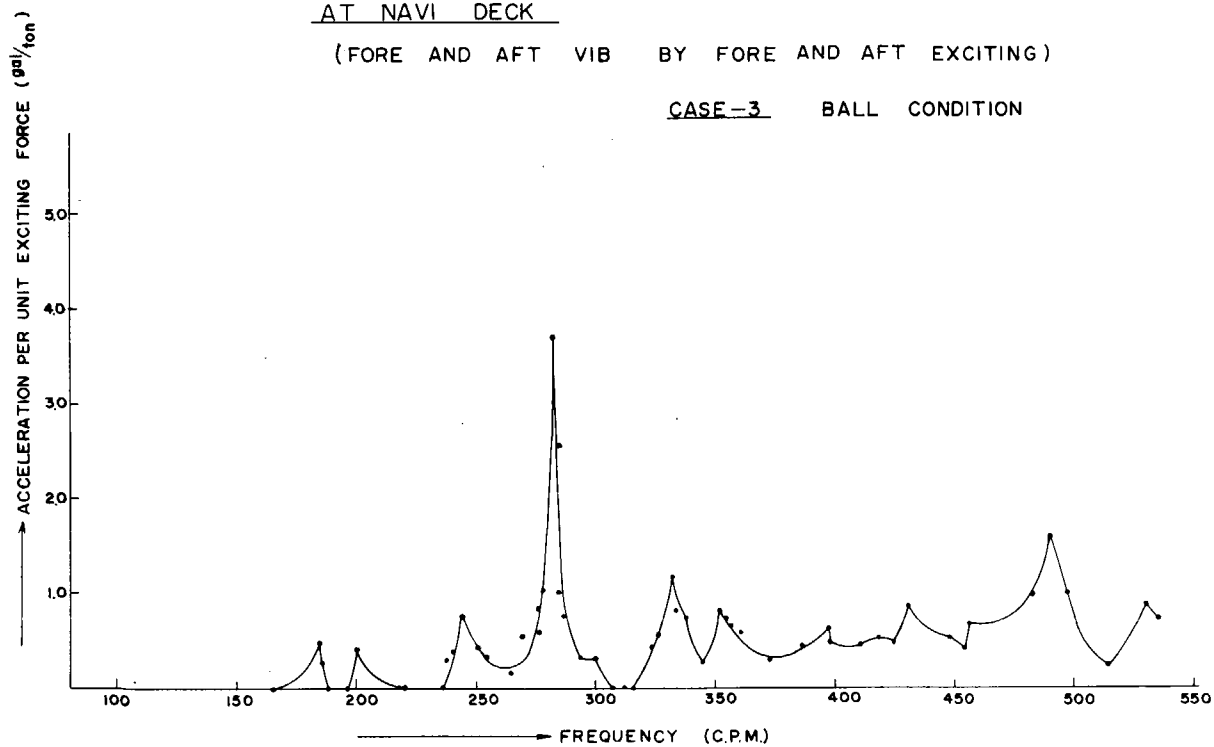
CASE - 3 BALL. CONDITION

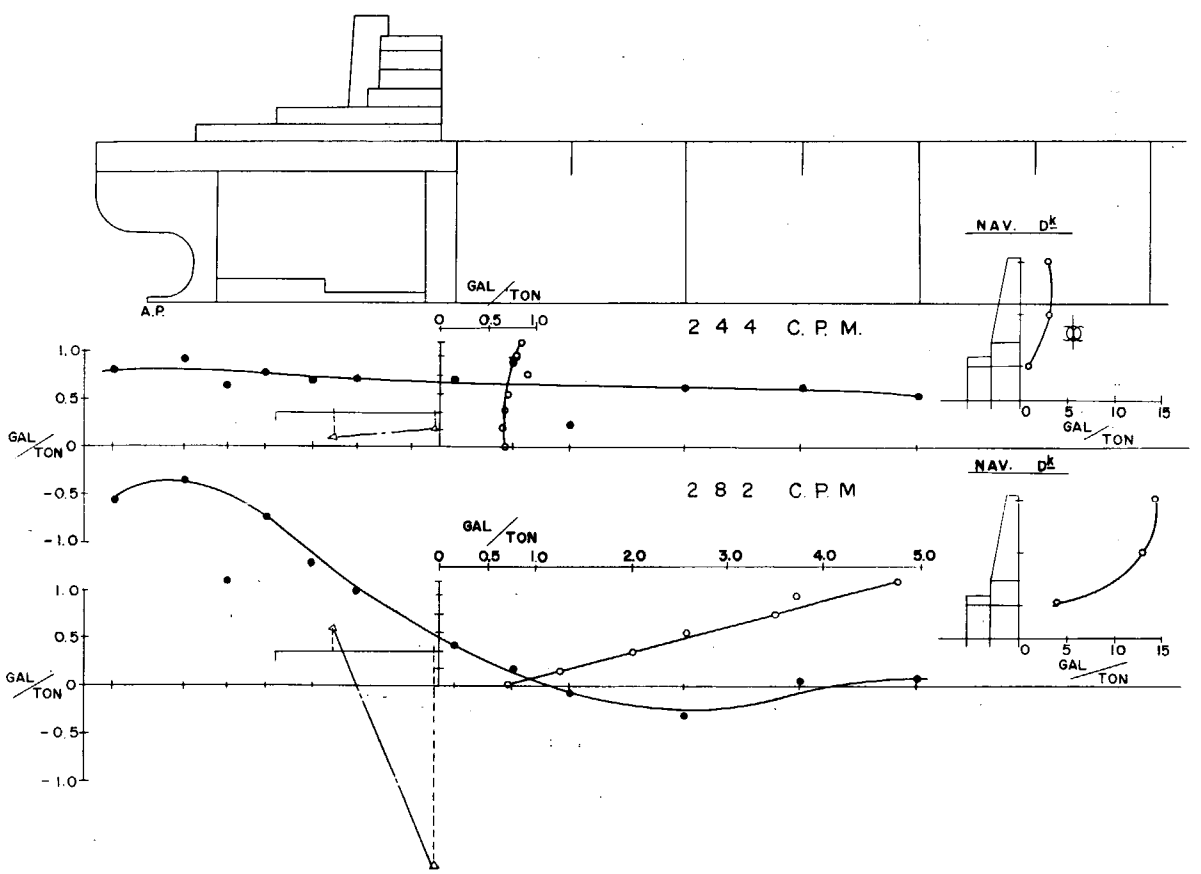
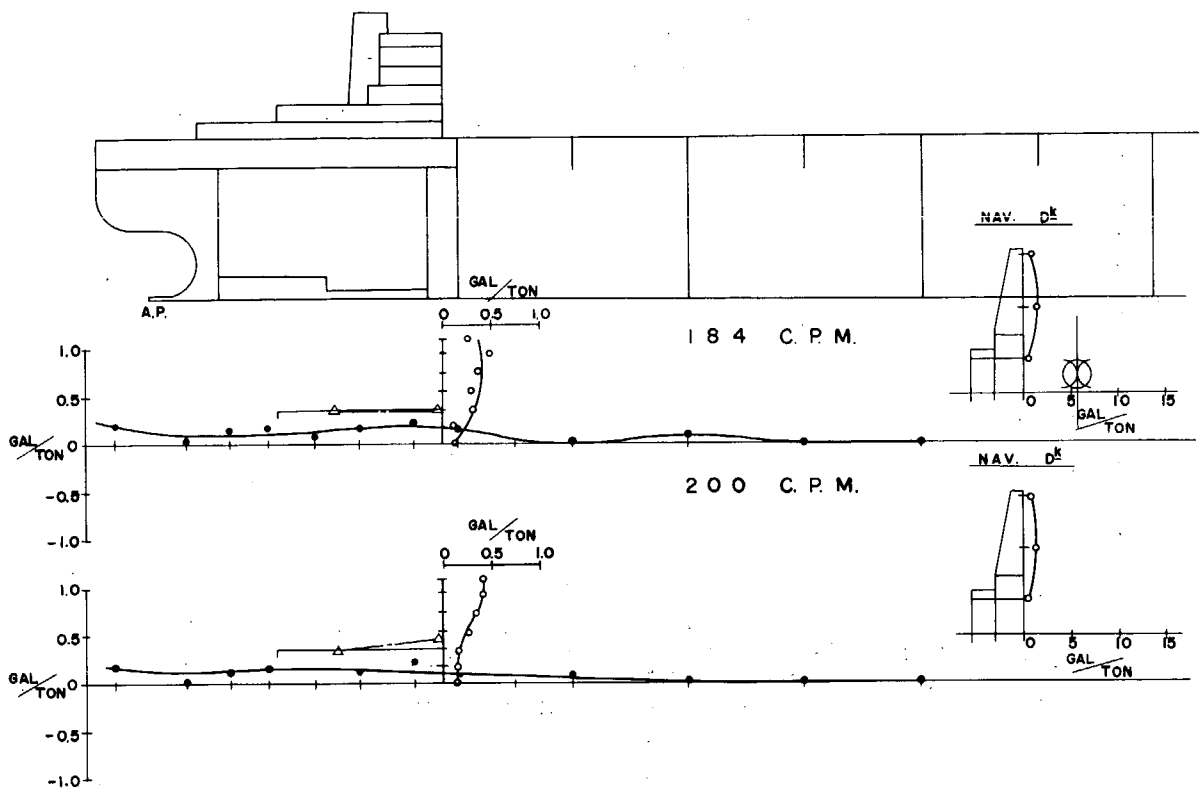


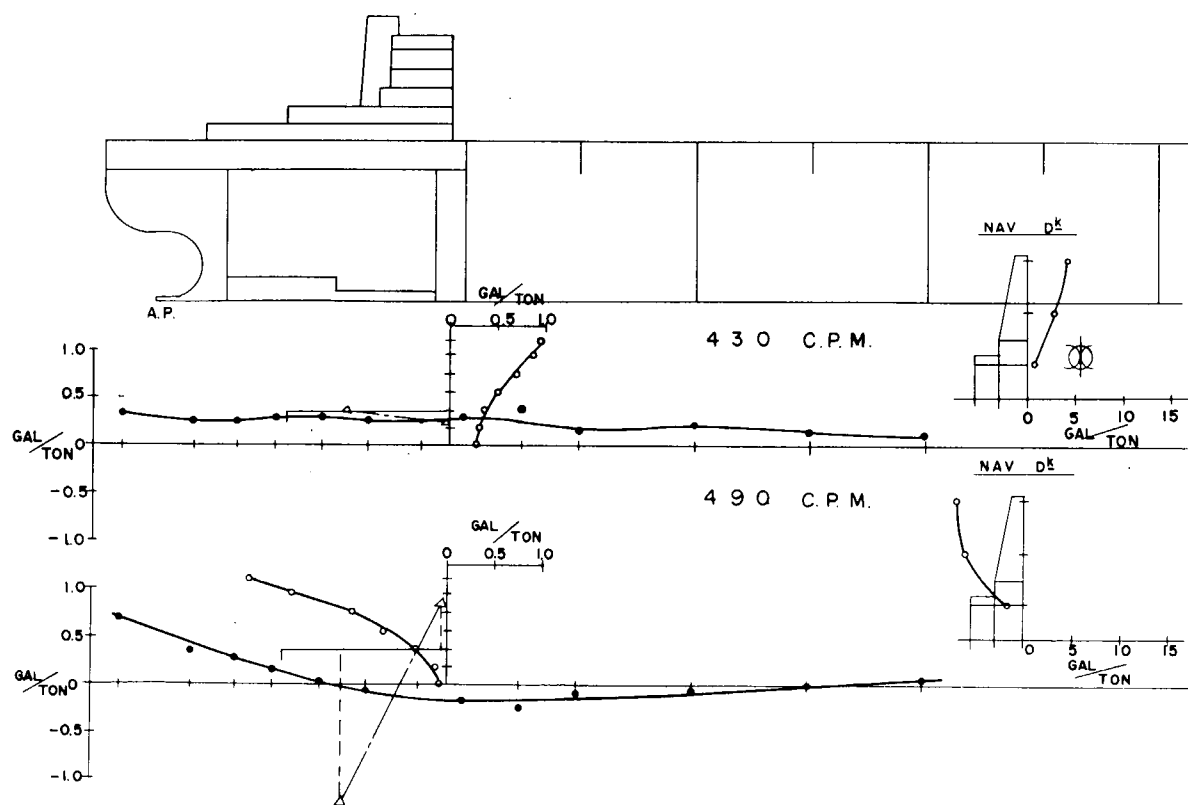
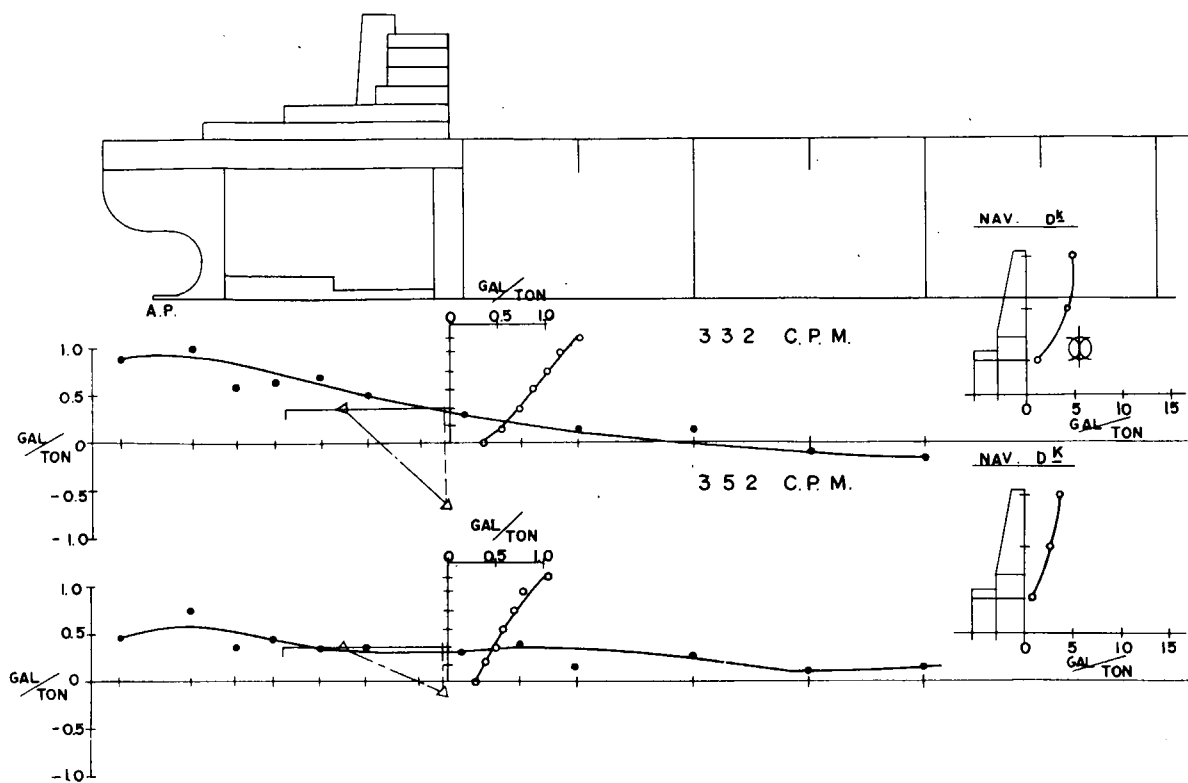
AT NAVI DECK

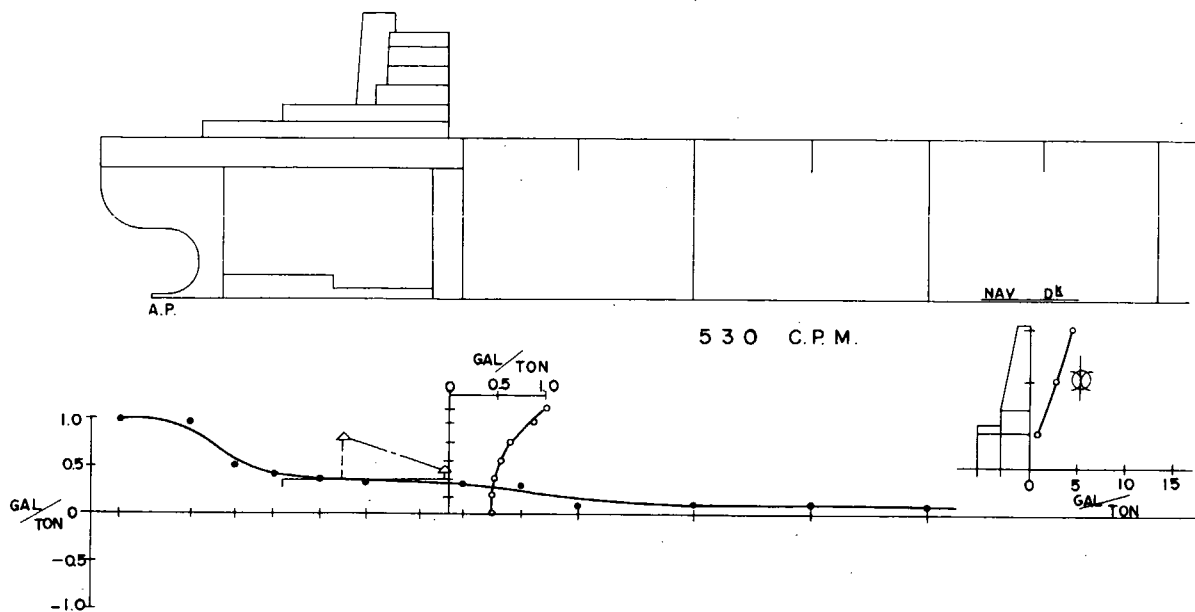
(FORE AND AFT VIB BY FORE AND AFT EXCITING)

CASE - 3 BALL. CONDITION



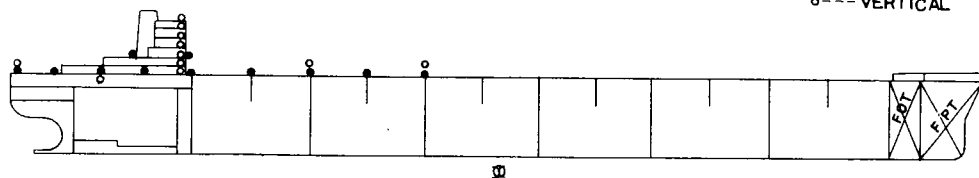




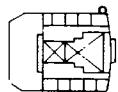


MEASURING POINTS
CASE 4 SHIP RUNNING TEST (BALL. CONDITION)

○--- FORE & AFT VIB.
○--- VERTICAL VIB.



POOP DECK



LOWER BRIDGE



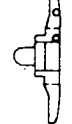
UPPER BRIDGE



CAPTAIN DECK



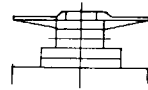
NAV. BRIDGE



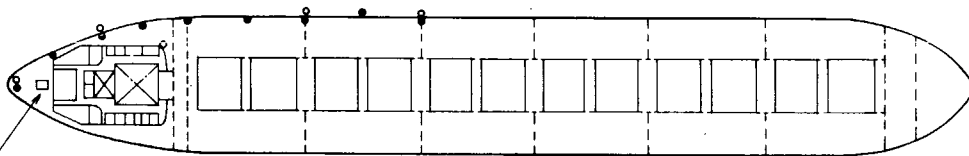
COMPASS BR

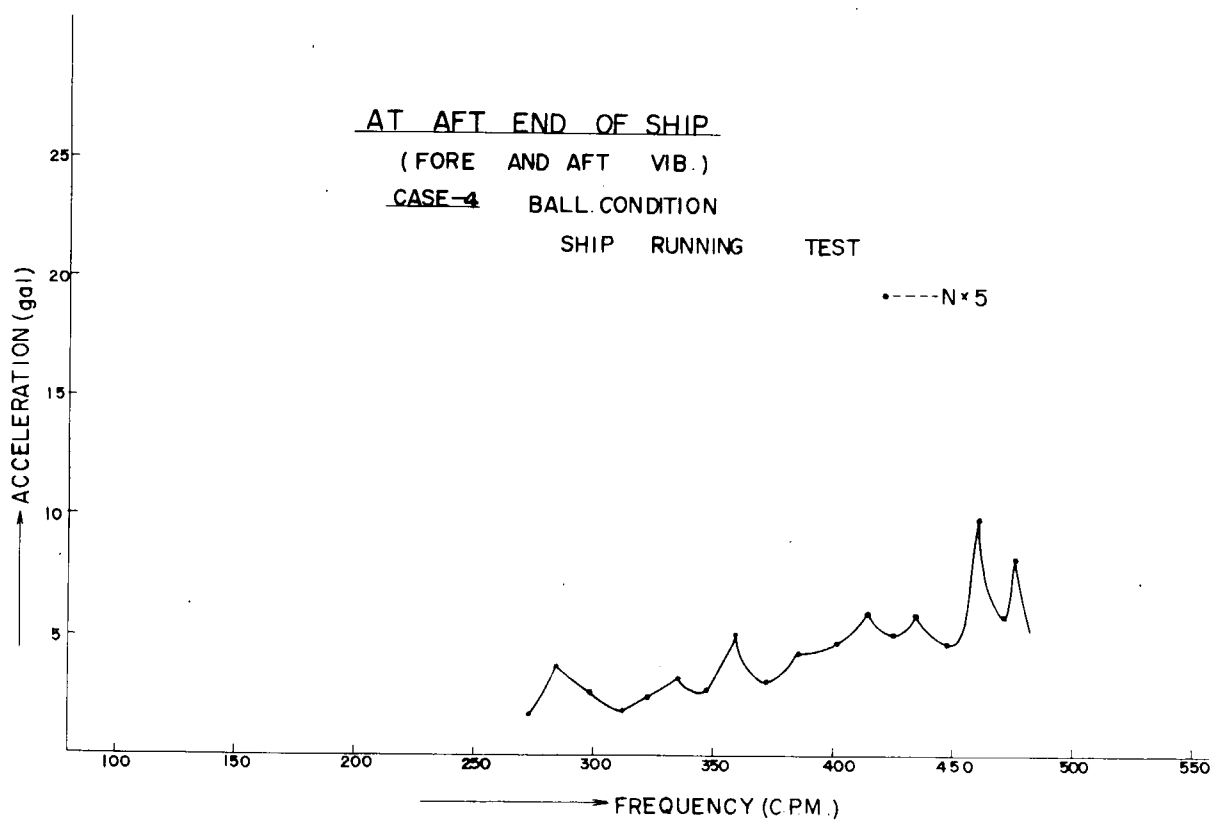
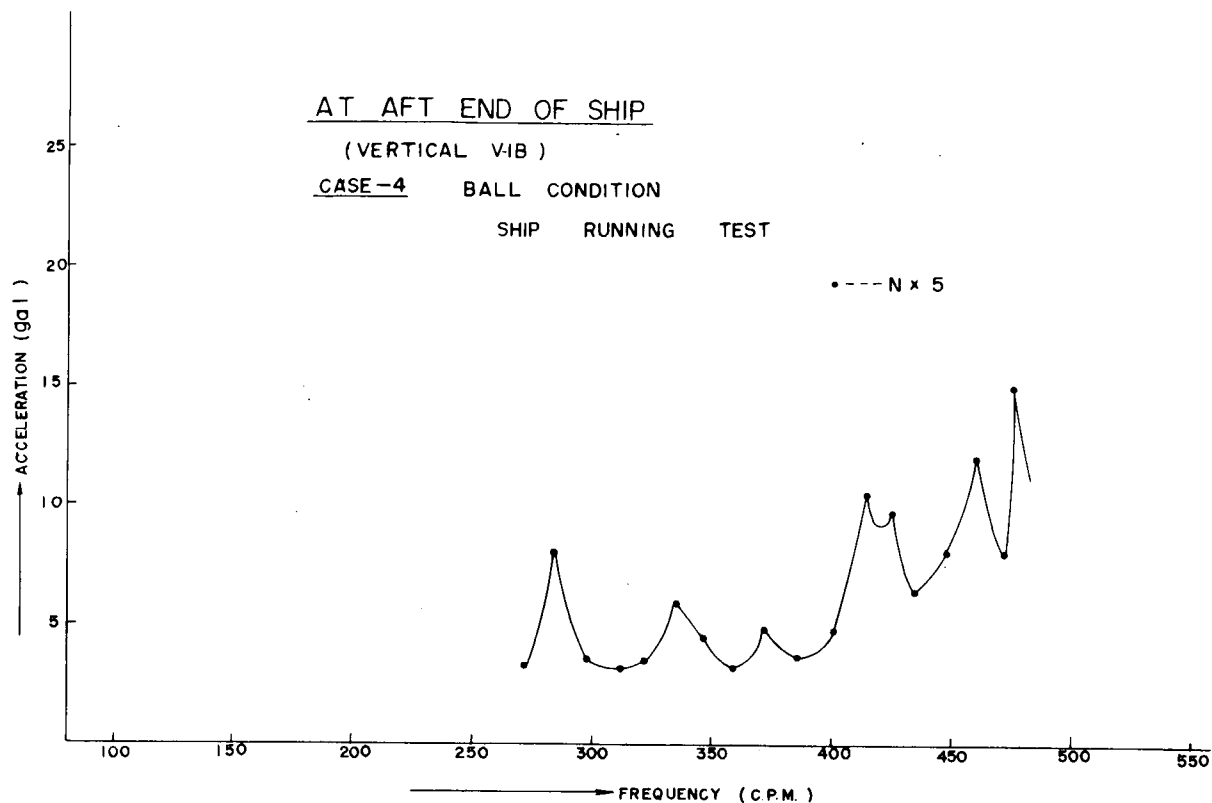


BR FRONT



10T
EXCITER





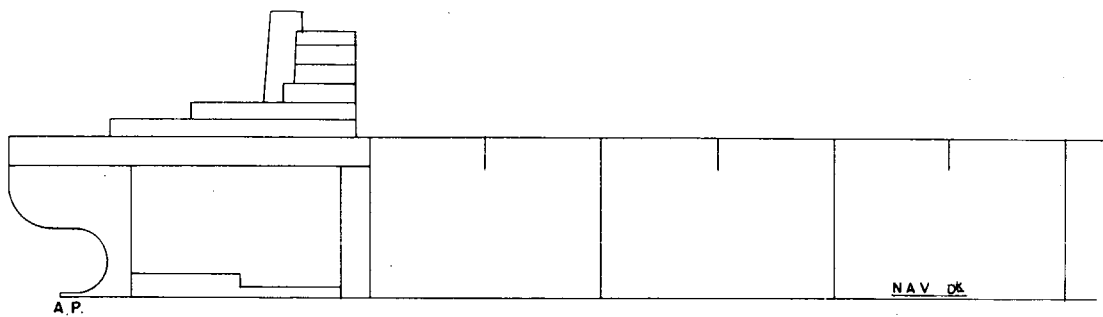
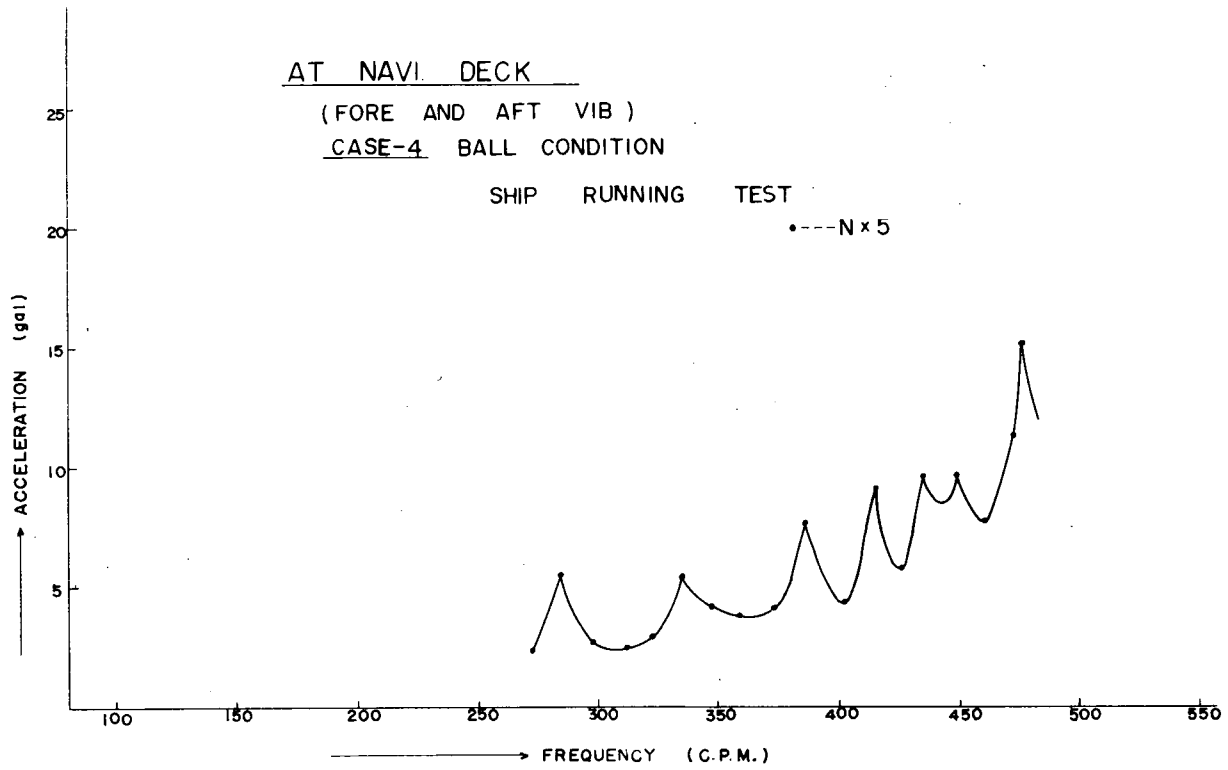
AT NAVI. DECK

(FORE AND AFT VIB.)

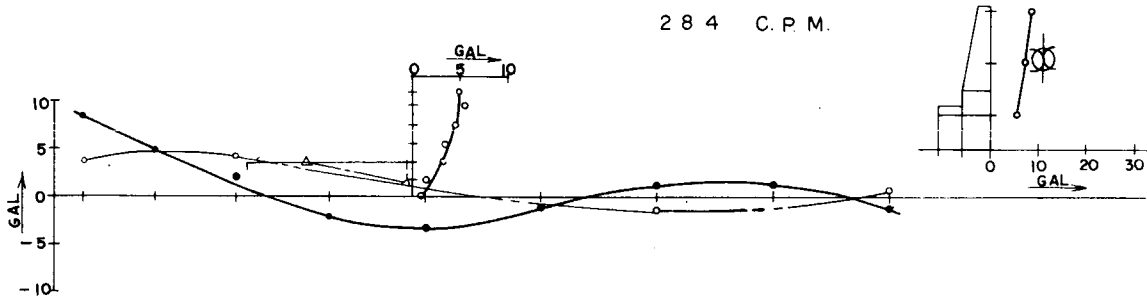
CASE-4 BALL CONDITION

SHIP RUNNING TEST

•---N x 5

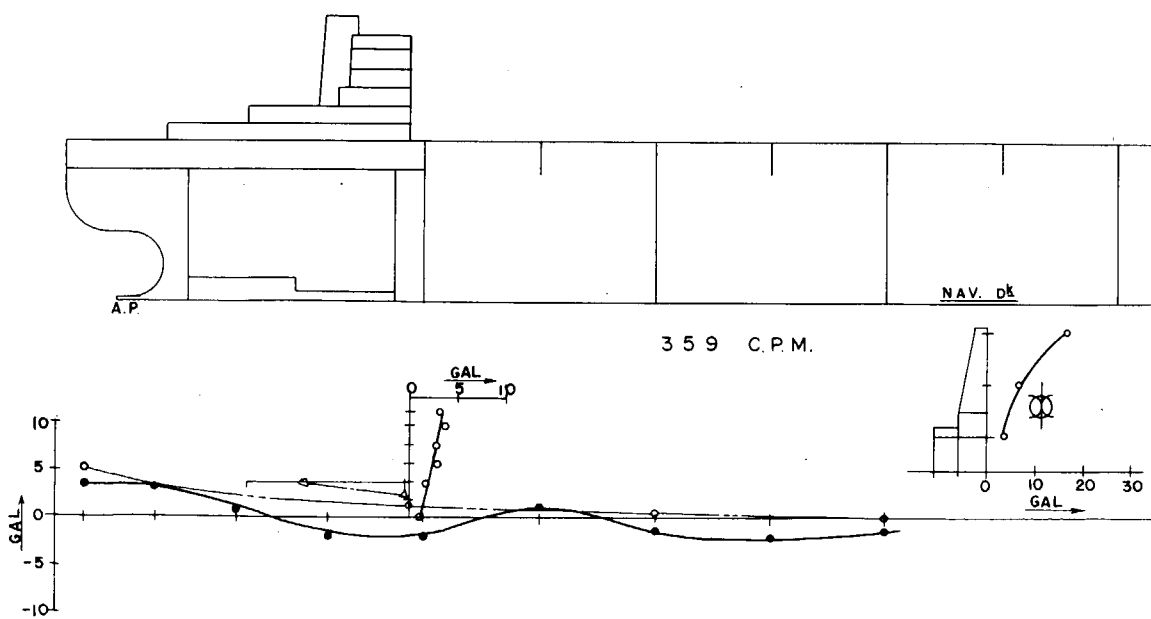
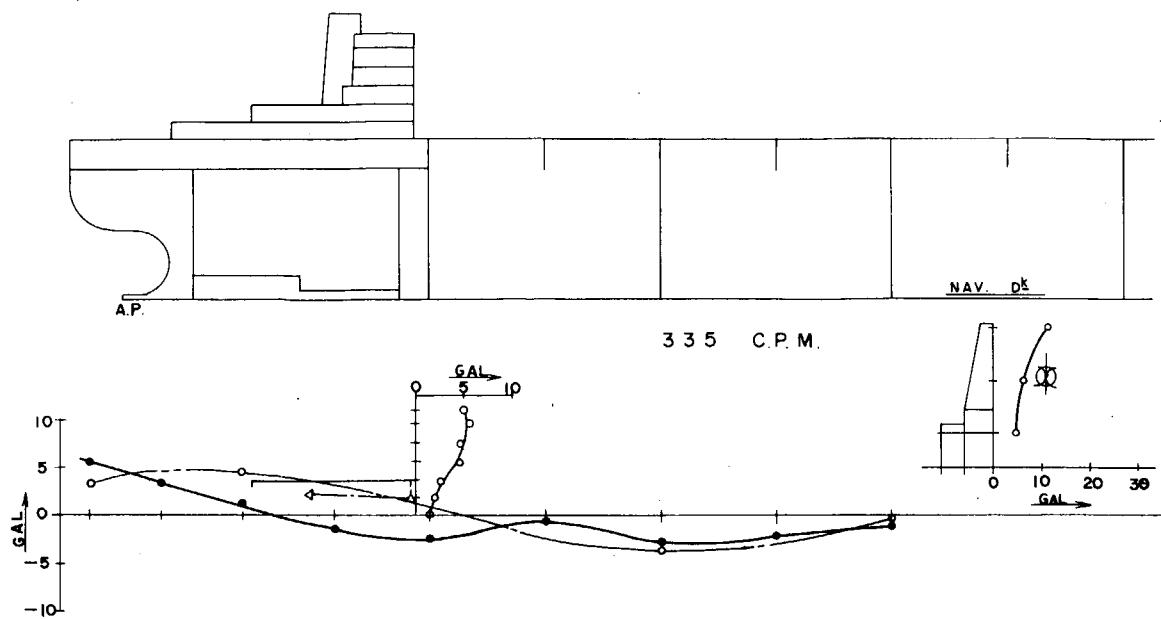


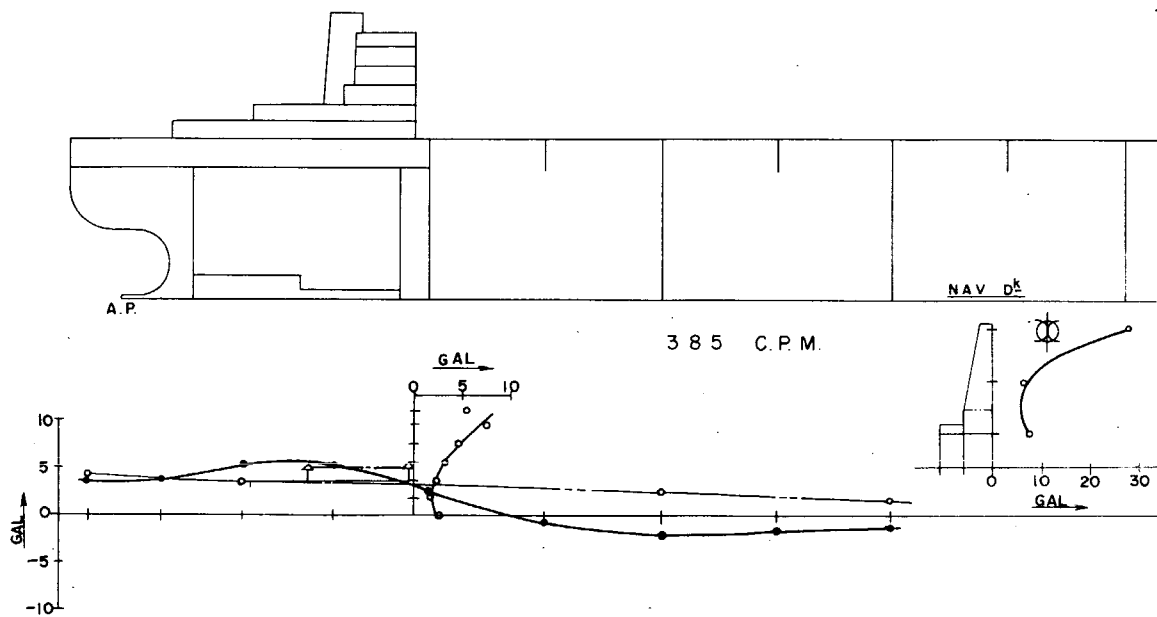
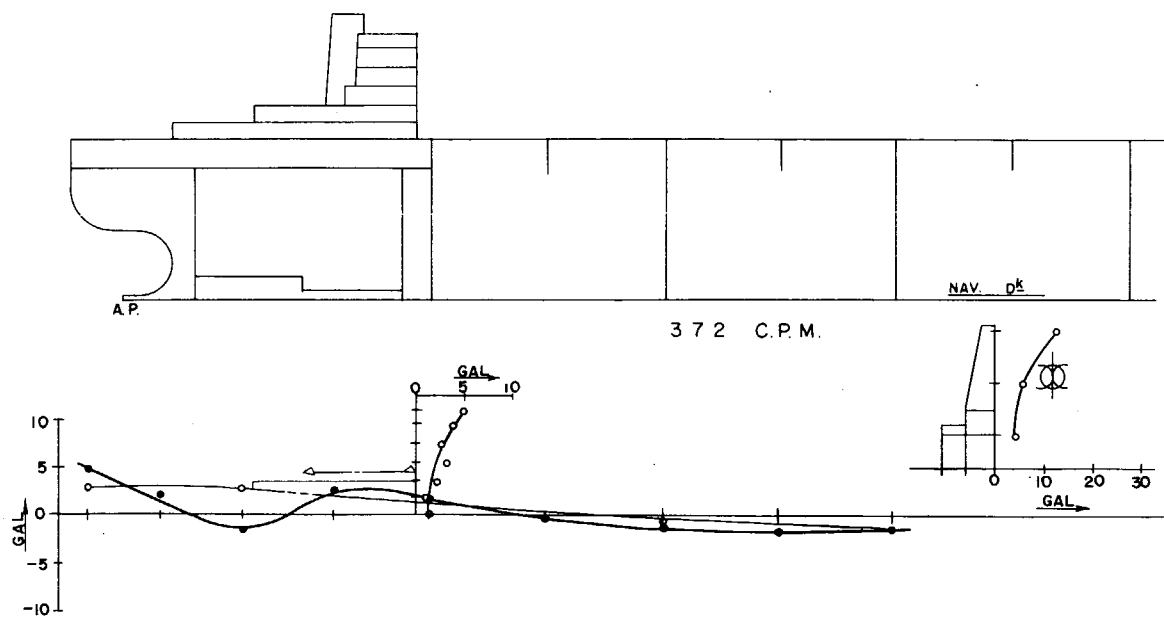
284 C.P.M.

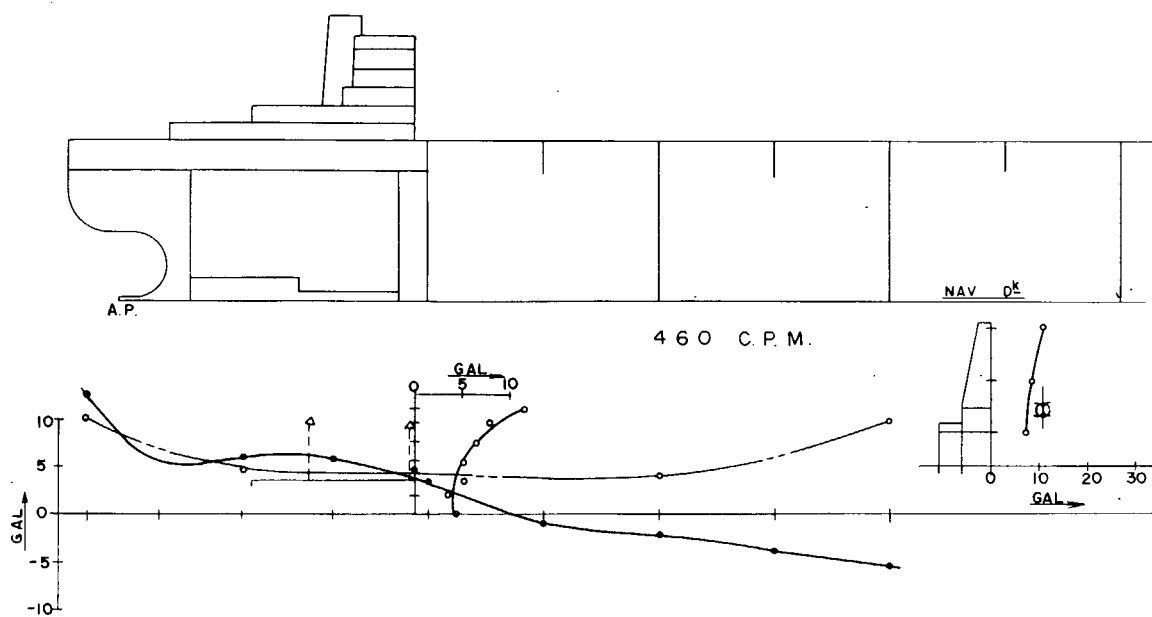
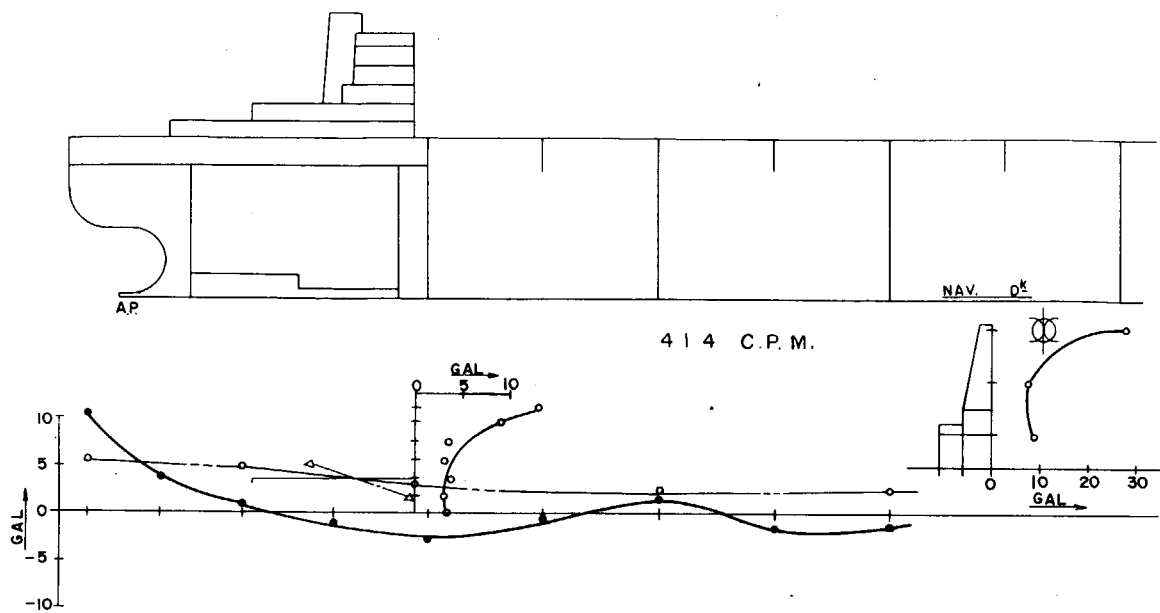


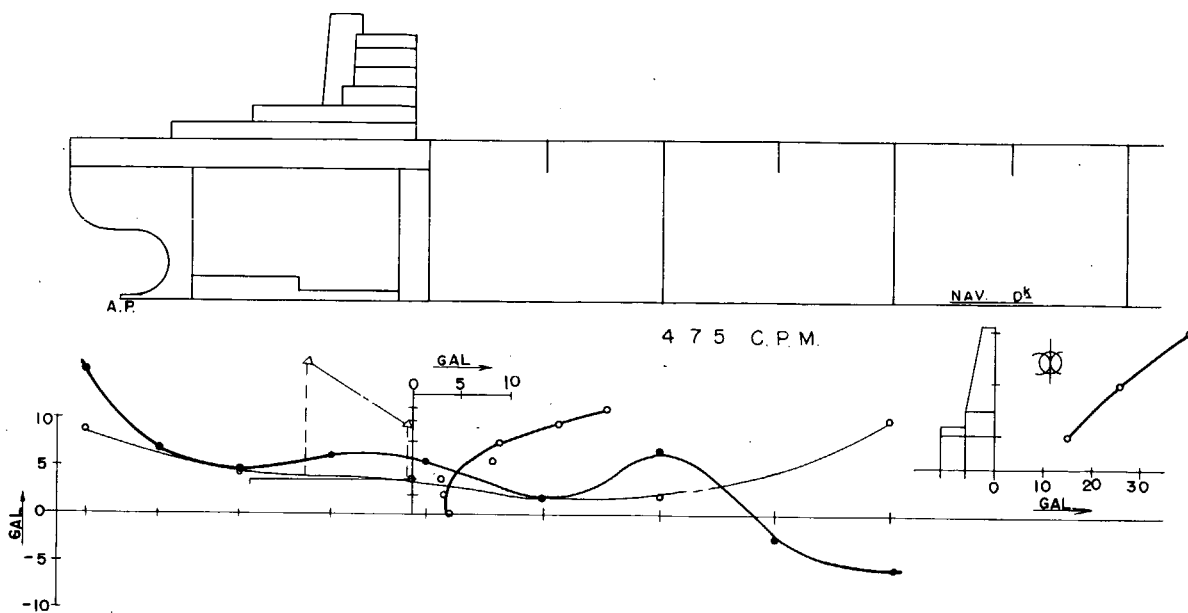
—○— FORE AND AFT VIB.

—●— VERTICAL VIB.

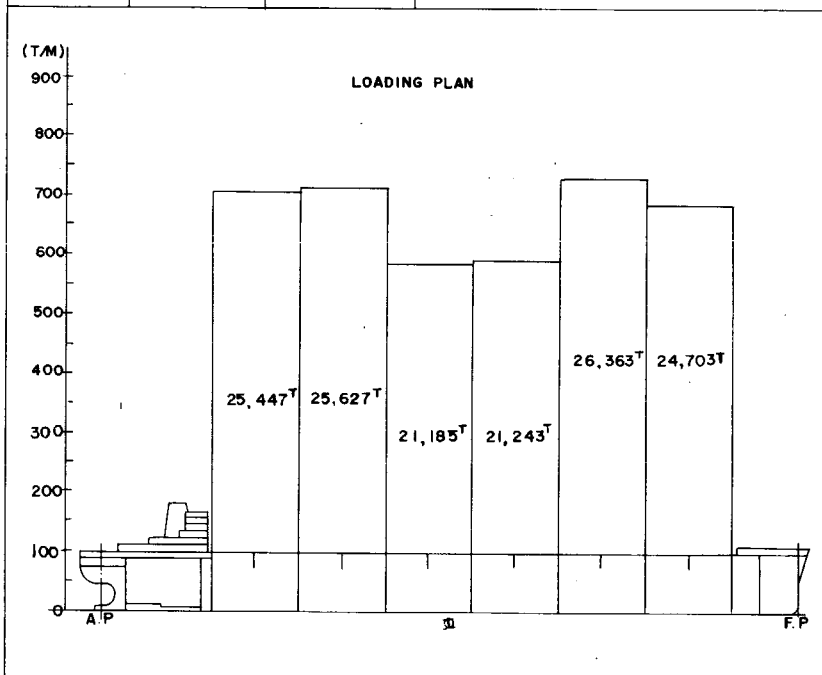






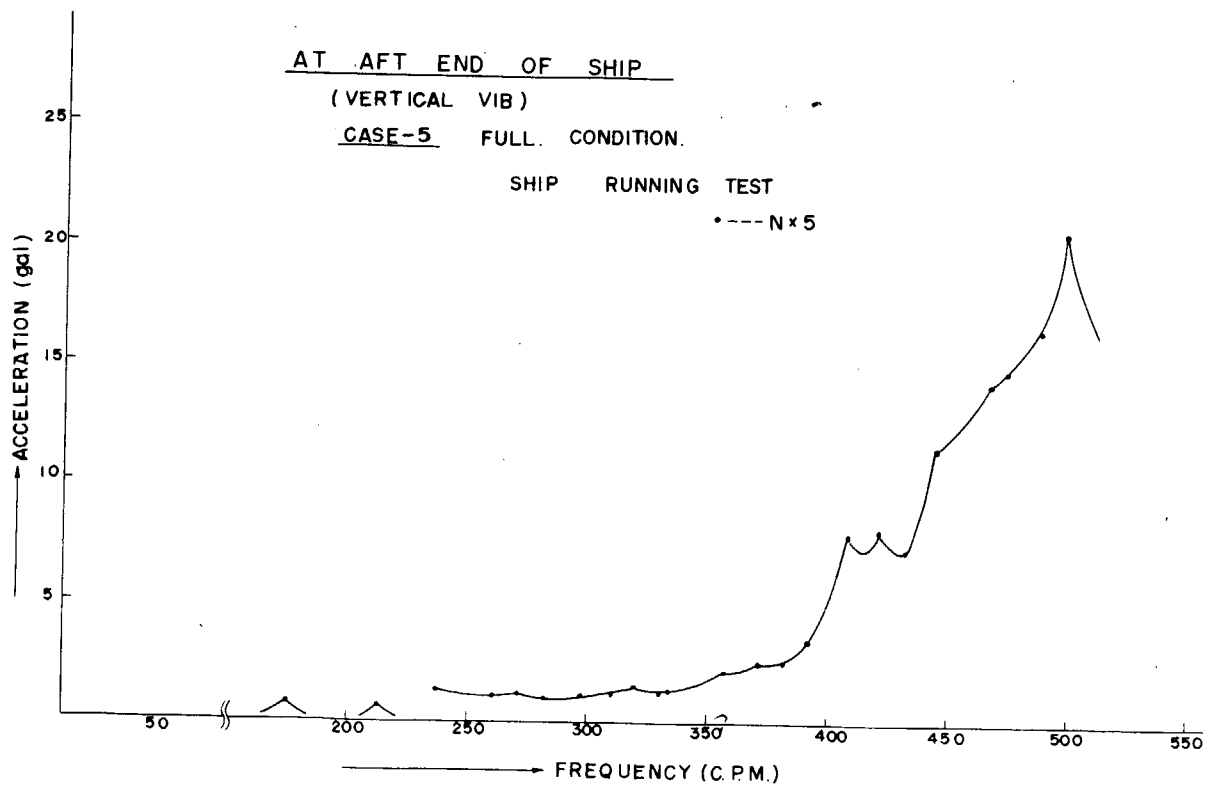
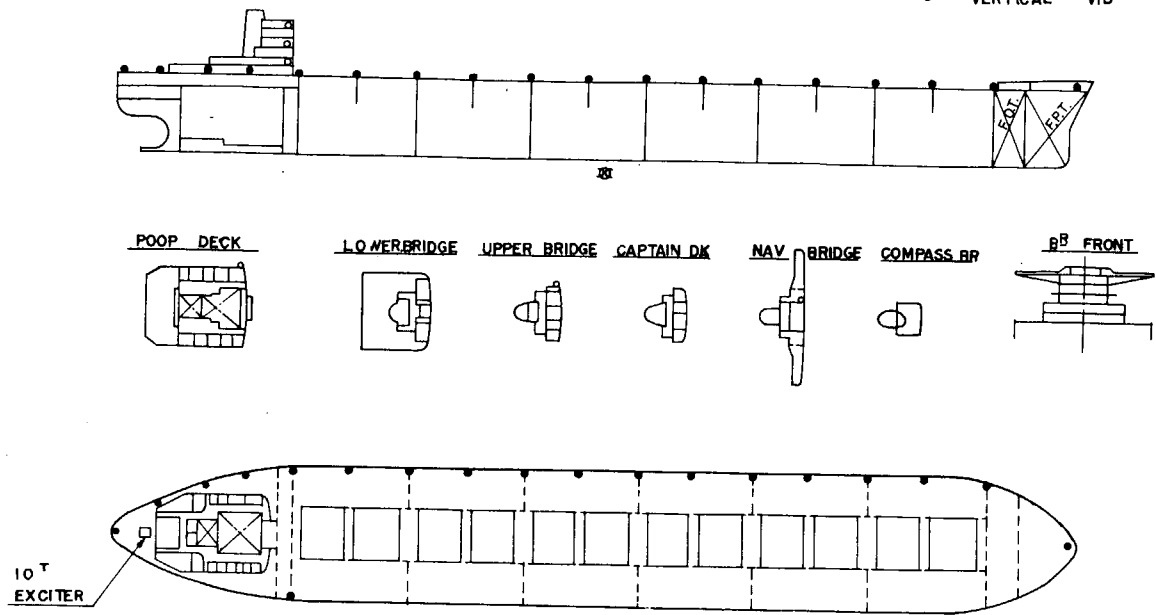


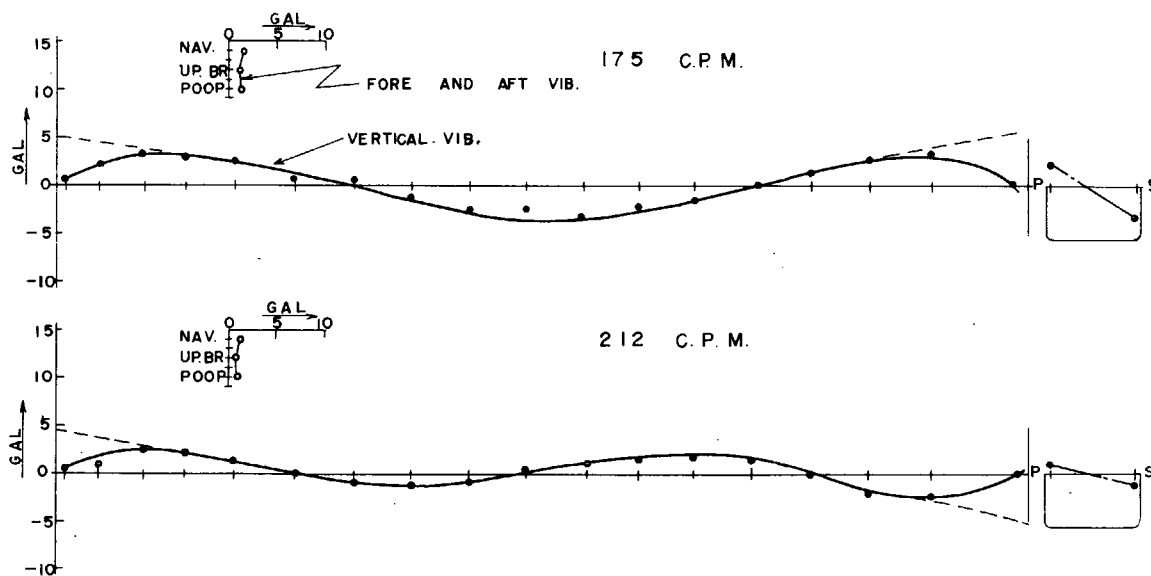
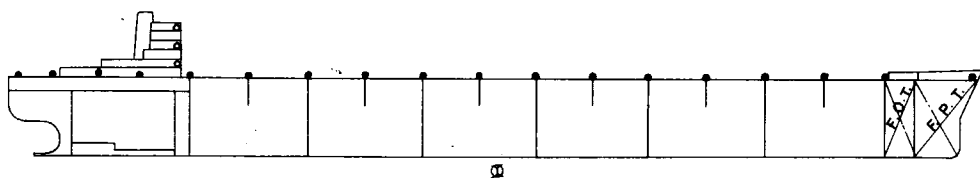
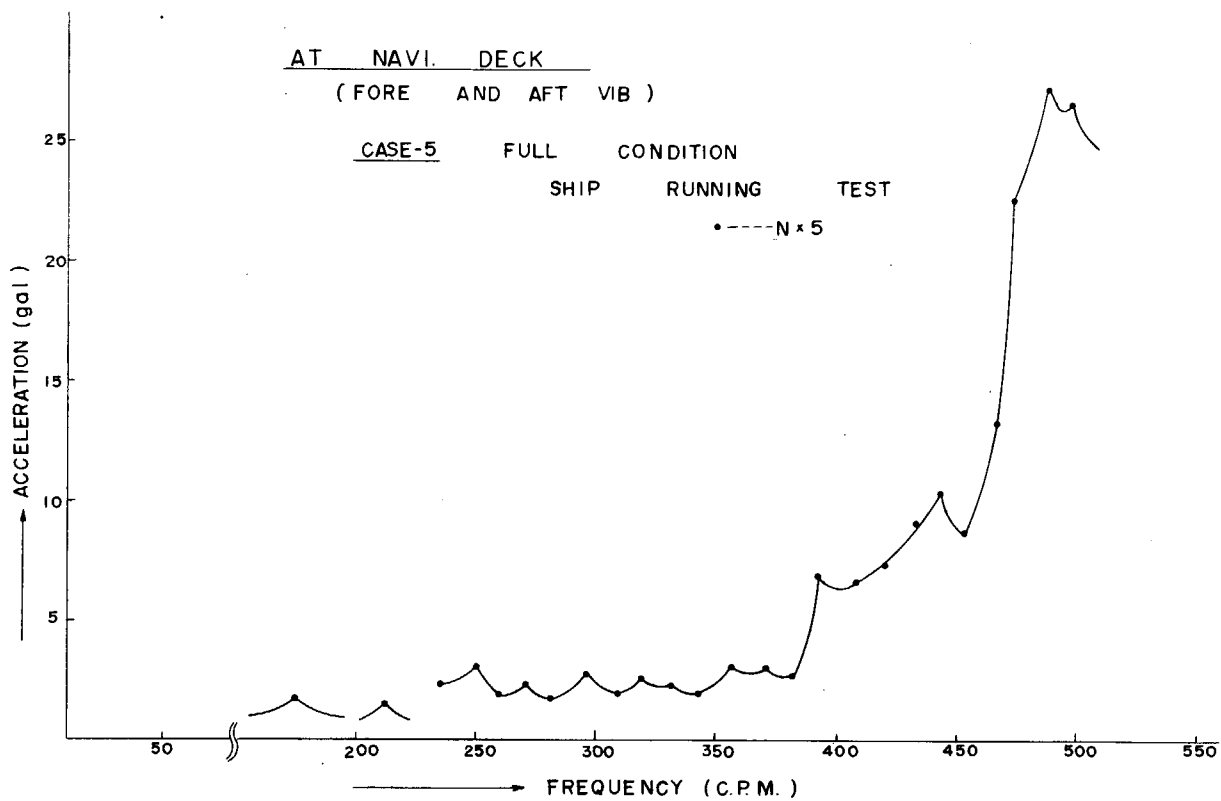
TEST CONDITION		MEASURING INSTRUMENT	
CASE	5	TYPE OF PICK UP	ELECT. RESISTANCE LINEAR ACCELEROMETER
DATE	OCT. 17TH, 1966	NO. OF MEAS. POINTS	22 POINTS
PLACE	OEF SADAMISAKI	DETAIL OF EXCITER	
WEATHER	CLOUDY		
SEA CONDITION	ROUGH SEA		
DEPTH OF WATER	ABOUT 70 ^M	TYPE OF EXCITER	
		MAX. EXCIT. FORCE	
		DIRECT. OF EXCIT.	
A _{test}	175,900 ^{KT}	OTHER DESCRIPTIONS	
d f	16.312		
d q	16.414		
d m	16.373		
PROPELLER IMMERSION	b _p = 150%		

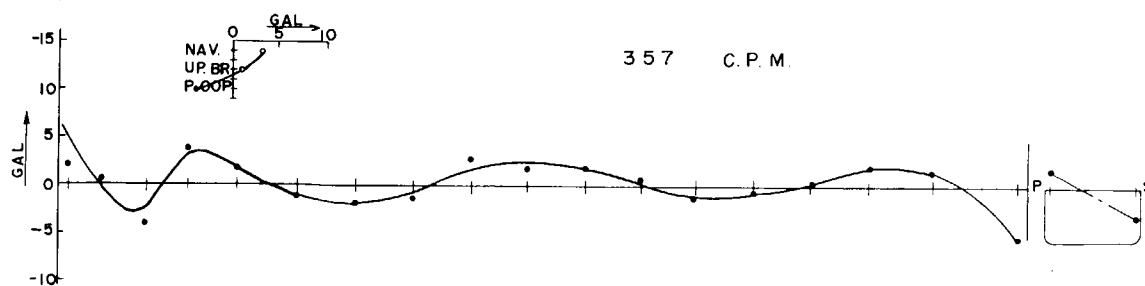
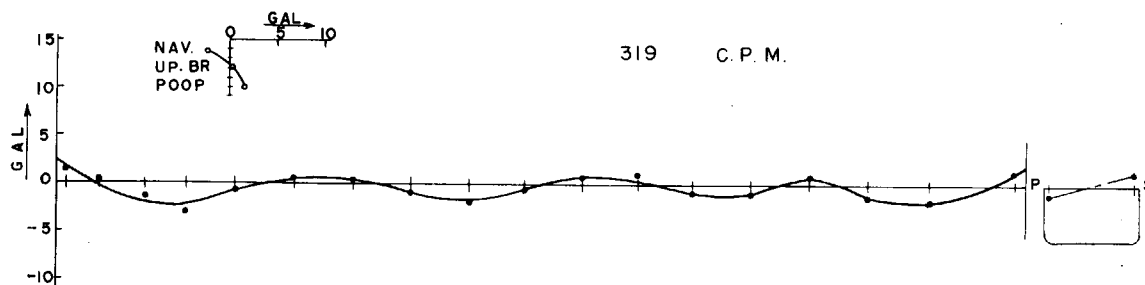
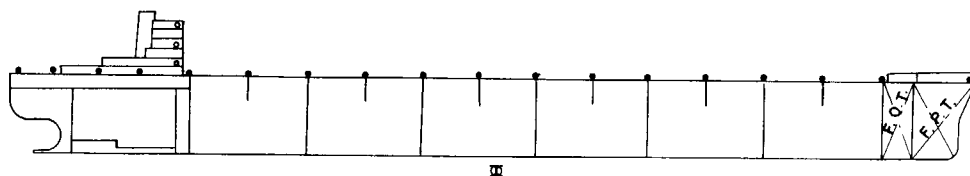
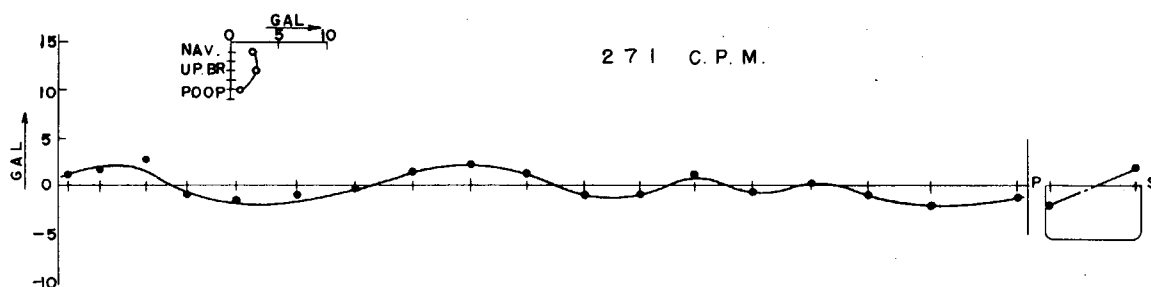
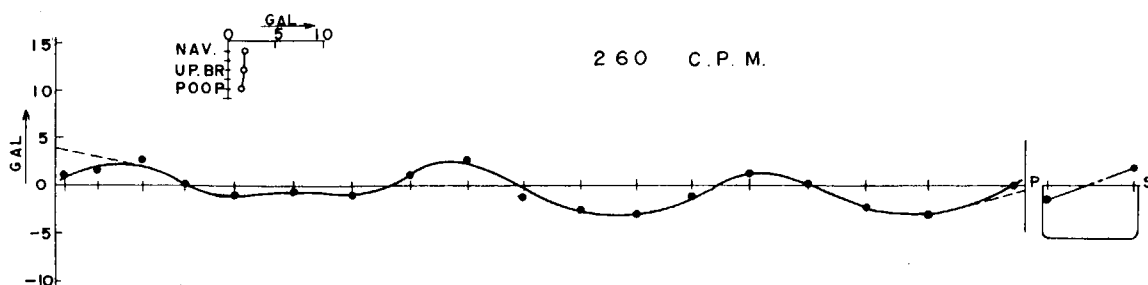
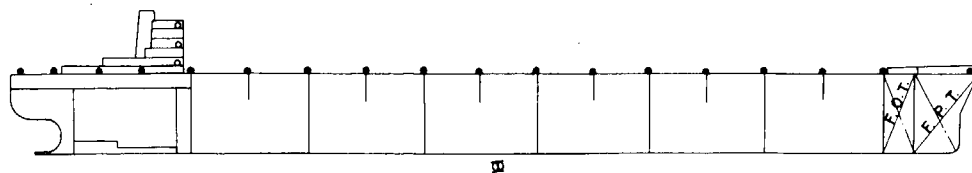


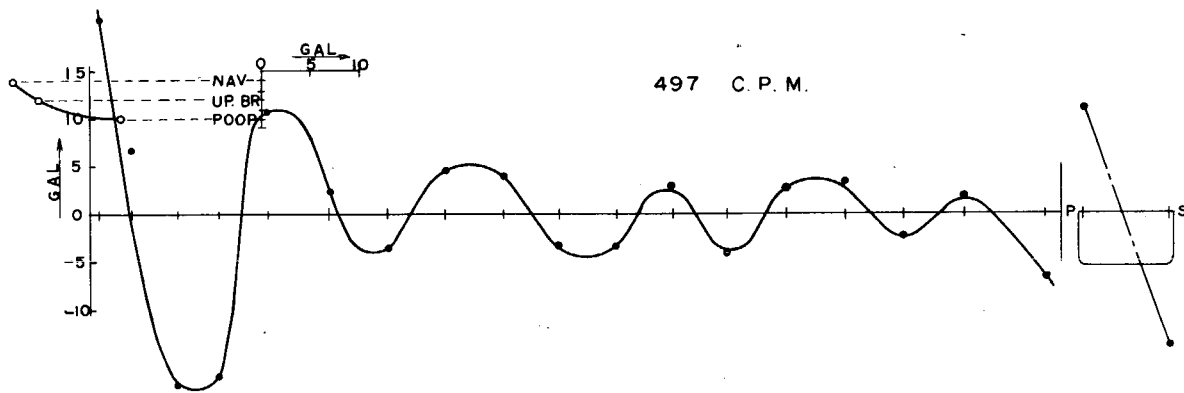
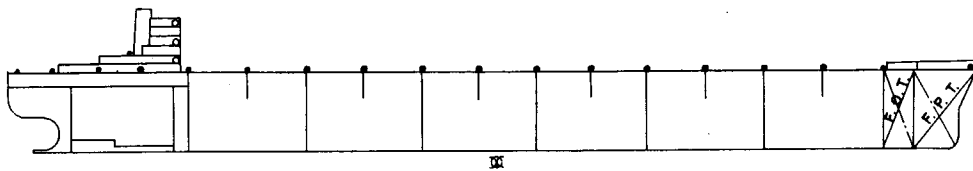
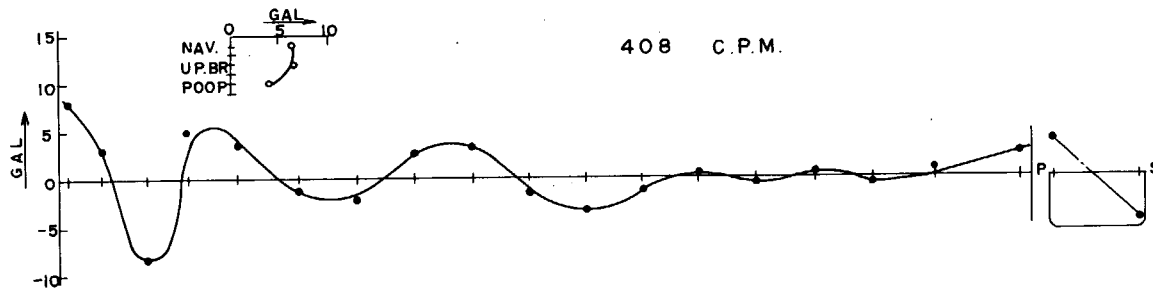
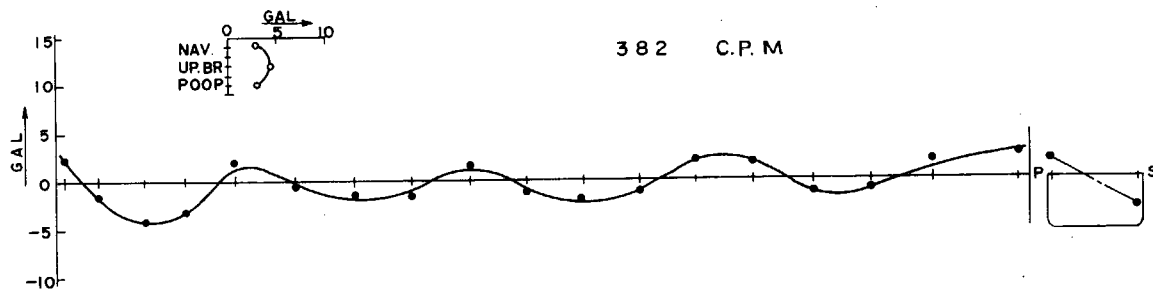
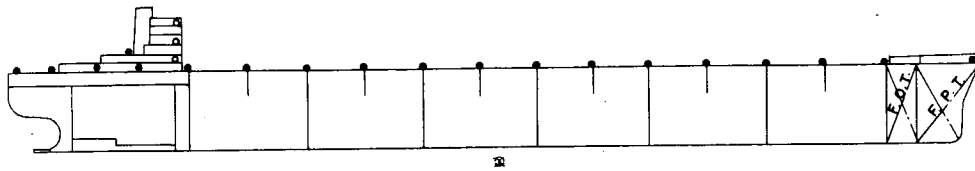
MEASURING POINTS
CASE-5 SHIP RUNNING TEST (FULL LOAD)

○---FORE & AFT VIB
 ●---VERTICAL VIB

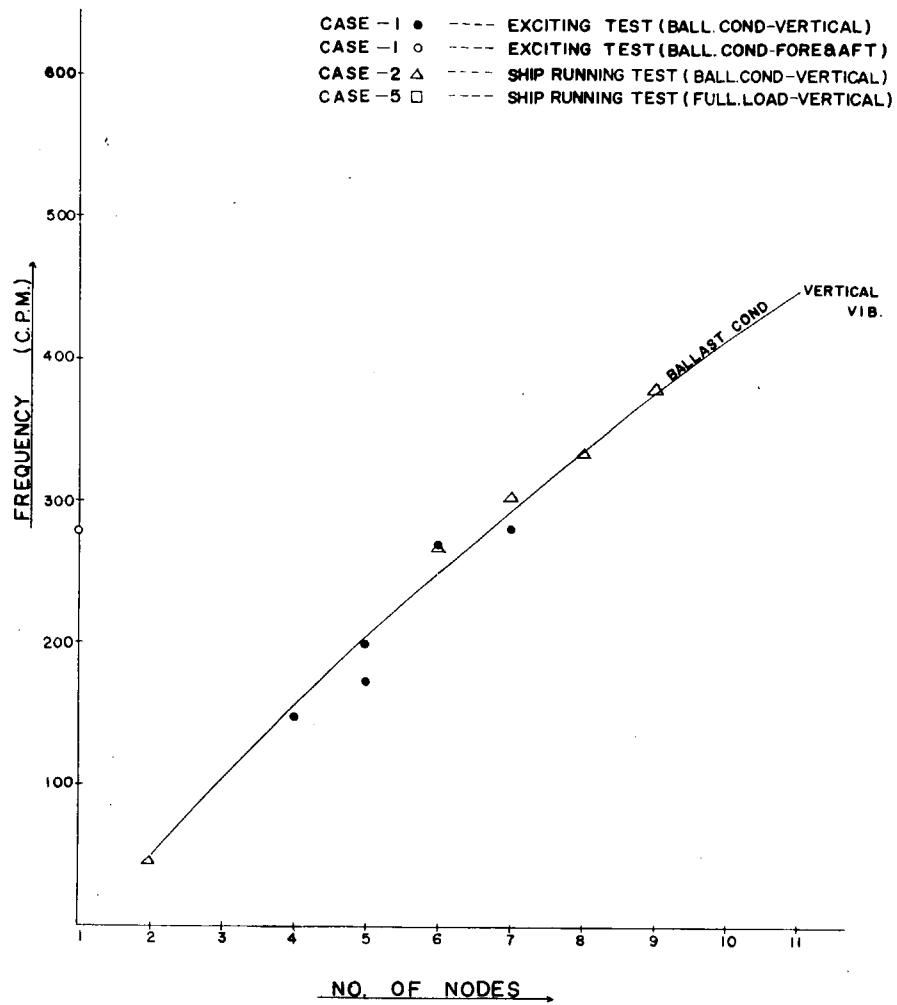








FREQ - NO. OF NODES



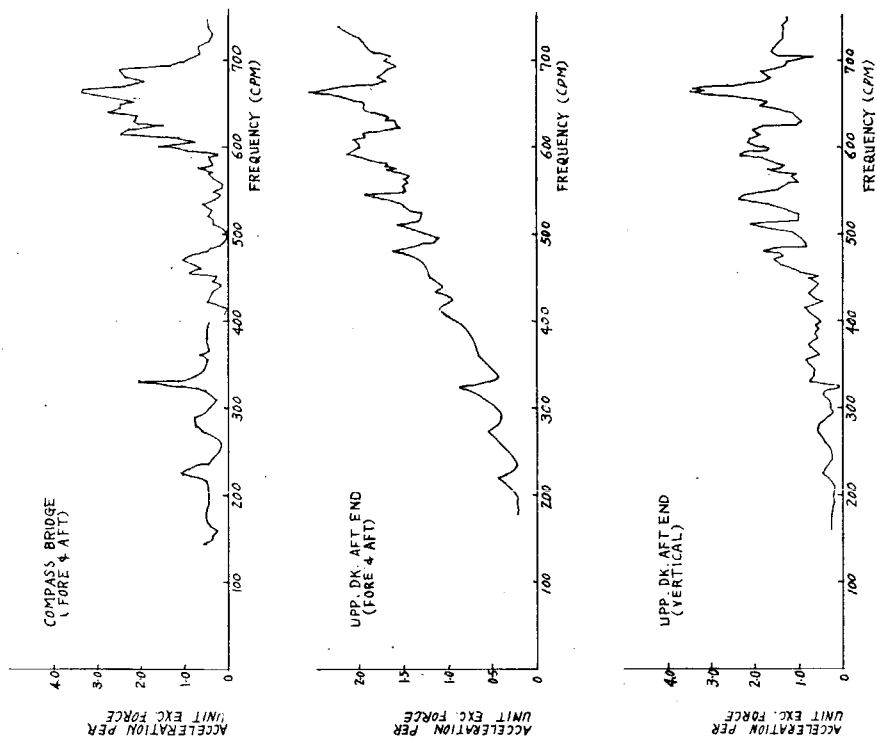
RESULT OF VIBRATION MEASUREMENT									
PARTICULARS OF SHIP									
SHIP NO.		BUILDER		MITSUBISHI NAGASAKI					
HULL		MAIN ENGINE		STEAM TURBINE (MT-300-3)					
KIND OF TYPE		KIND OF TYPE		NUMBER 1					
CLASS		POSITION OF ENGINE		SHIP					
CONSTRUCTION		SHP		PS 30,000 AT MCR					
I _{oa}		M 300.00		RPM 90					
I _{pp}		M 285.00		UNBALANCED FORCE					
I _{bd}		M 18.20		F _{v1}					
I _{hd}		M 23.50		F _{v2}					
I _{full}		M 16.30		F _h					
Δ full		187,213 TONS		M _{v1}					
D.M.		156,700 TONS		M _{v2}					
C _p full		0.816		M _h					
MOMENT OF INERTIA		I _{ya}		PROPELLER					
		I _{ys}		NUMBER 1					
WES AREA		A _{ys}		NO. OF BLADES 6					
		A _{hs}		DIAMETER 8.100					
SKETCH OF A SECTION				SKETCH OF SCREW AIRFOUR					

TEST CONDITION		MEASURING INSTRUMENT	
DATE	JAN. 20 1967	UNBOUNDED ELECTRIC RES.	
PLACE	MIKOUJIMA	INSTANCE TYPE ACC. PICKUP	
WEATHER	CLOUDY	NO. OF MEAS. PTS.	MAIN HULL.....25
		S. STRUCTURE.....3	
SEA CONDITION	SMOOTH	DETAIL OF EXCITER	
DEPTH OF WATER	AB. 9 ^M	TYPE OF EXCITER	UNBALANCED WEIGHT
Δ_{test}	56,300 ^T	MAX. EXCIT. FORCE	20 ^{TONS}
d_f	4.575 ^M	DEFECT. OF EXCIT.	FORE AND AFT
		OTHER DESCRIPTION	
d_a	6.100 ^M		
d_m	5.338 ^M		
PROPELLER IMMERSION	$\frac{D}{I} \frac{I}{D} = \%$		

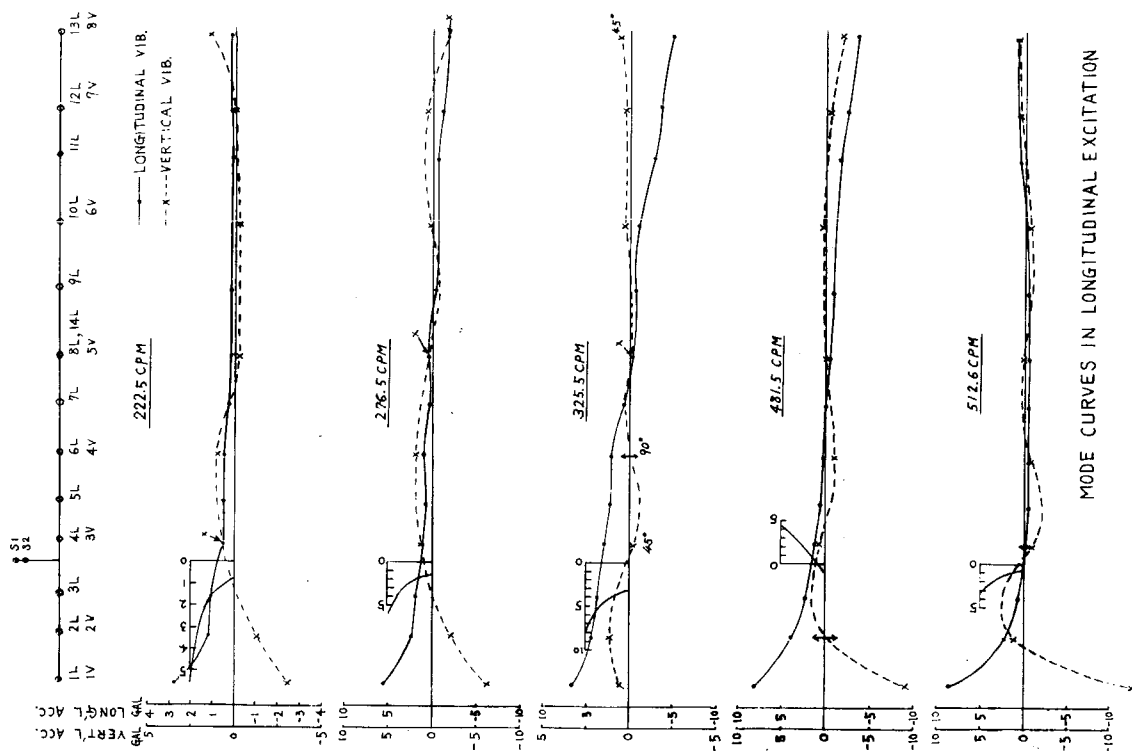
ROUGH ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS
AND LOADING PLAN

●-----VERTICAL VIB.

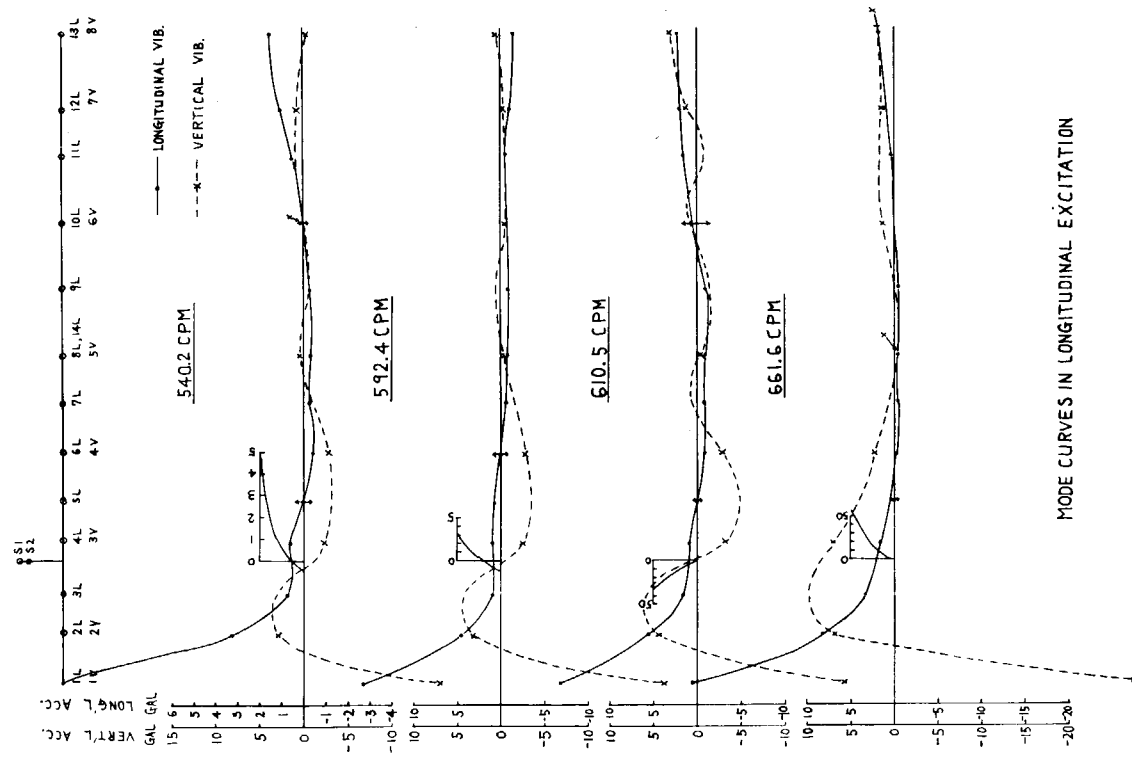
◀-----FORE AND AFT. VIB.



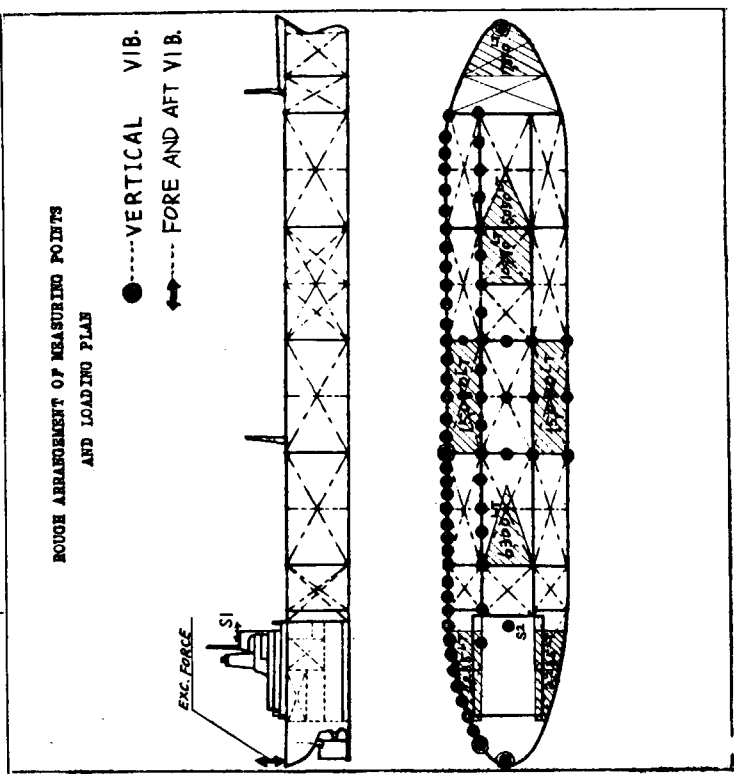
RESONANCE CURVES IN FORE & AFT EXCITATION
(EXCITER POSITION AT AFT END)

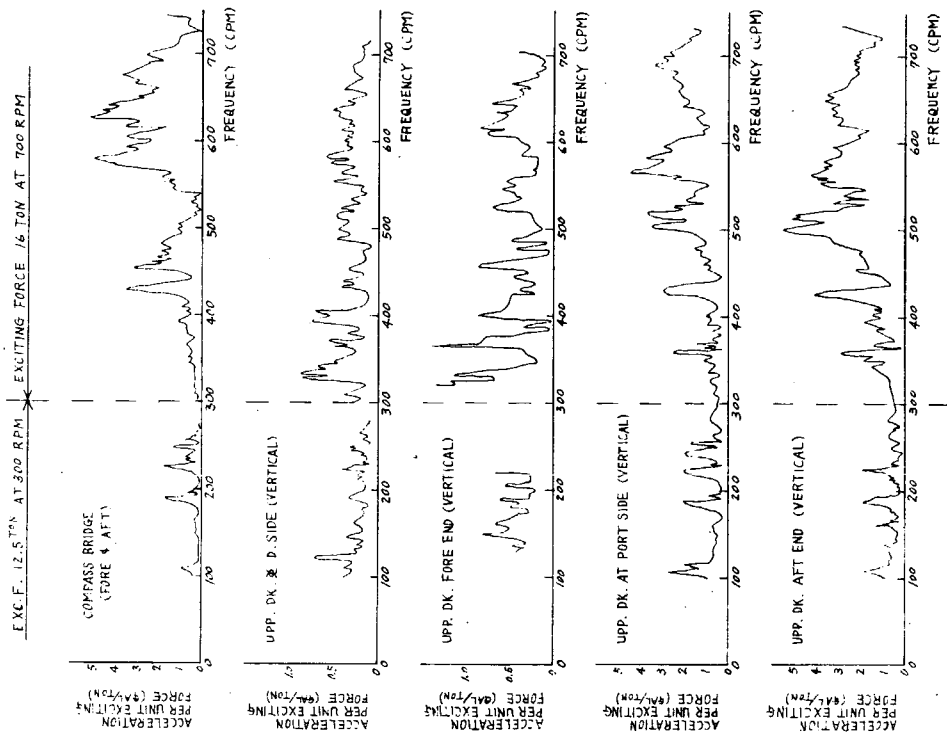


MODE CURVES IN LONGITUDINAL EXCITATION

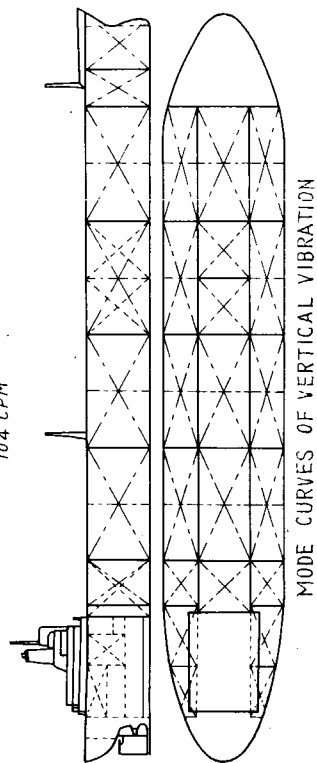
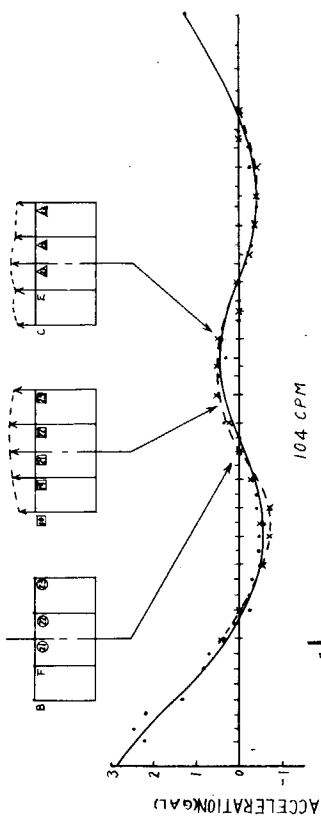
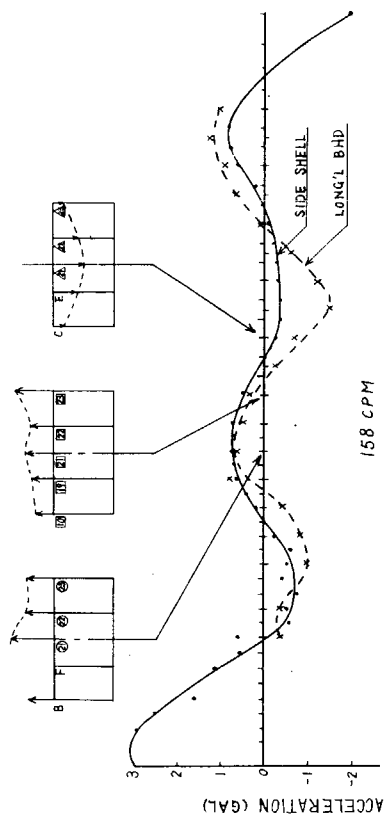


TEST CONDITION		MEASURING INSTRUMENT	
DATE	FEB. 5 & 6 1967	TYPE OF PICK UP	UNBALANCED ELECTRIC RE- DISTANCE TIE ACC. PICK
PLACE	OTAO BUOY	NO. OF MEAS. POINTS	MAIN HULL.....69 S. STRUCTURE.....2
WEATHER	CLOUDY, OCCASIONARY RAINY	DETAIL OF EXCITER	
SEA CONDITION	SMOOTH	TYPE OF EXCITER	UNBALANCED WEIGHT
DEPTH OF WATER	AB. 20 ^M	MAX. EXCIT. FORCE	20 ^T ONS
Δ test	94,900 ^T	DIRECT. OF EXCIT.	VERTICAL
d_f	7.34 ^M	OTHER DESCRIPTION	
d_a	10.06 ^M		
d_m	8.69 ^M		
PROPELLER IMMERSION	D 18 11 1/2 = 17.8%		

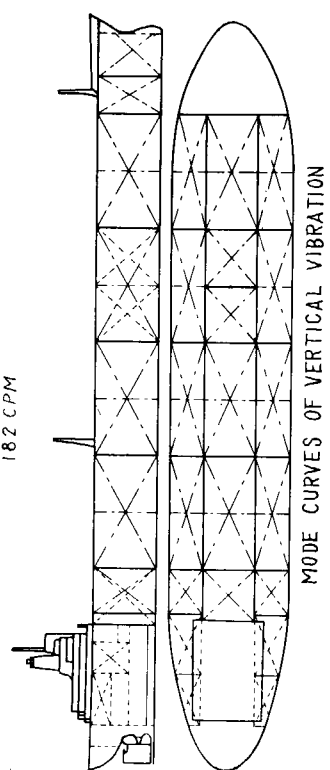
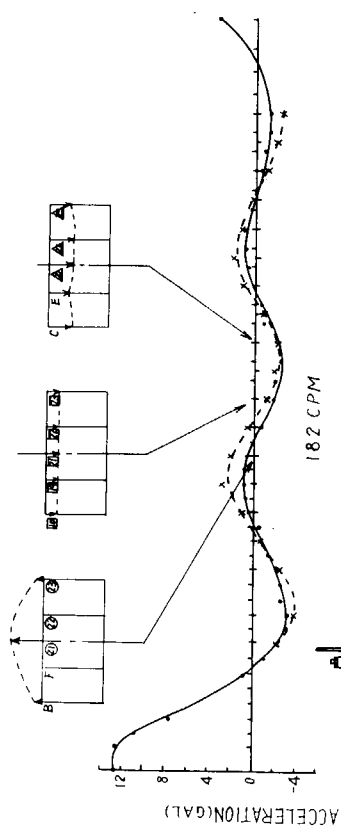
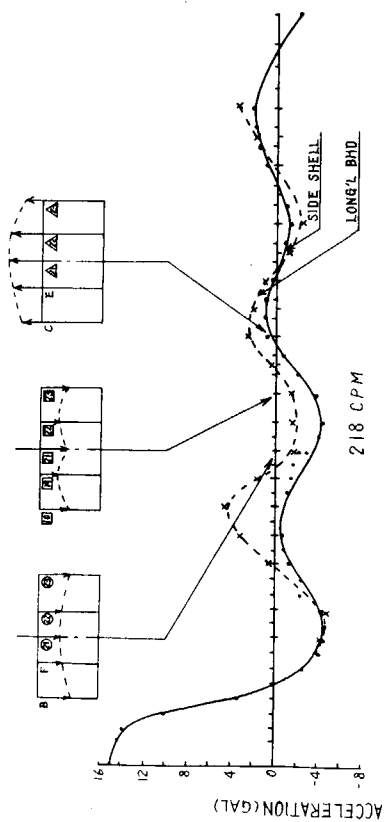
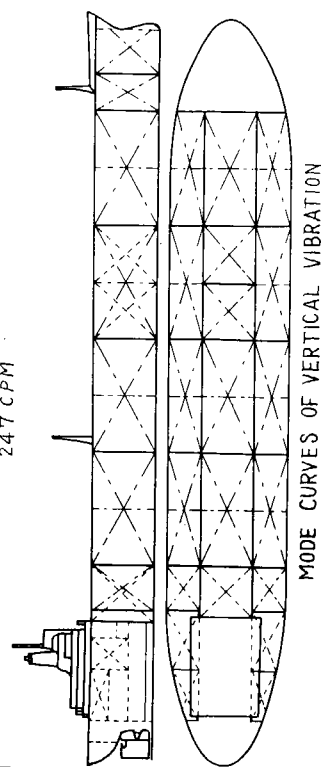
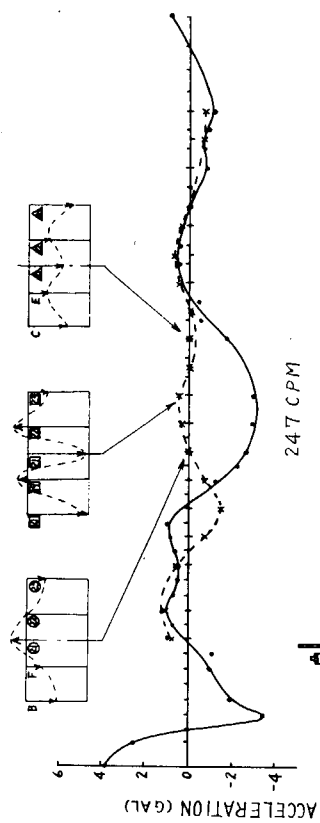
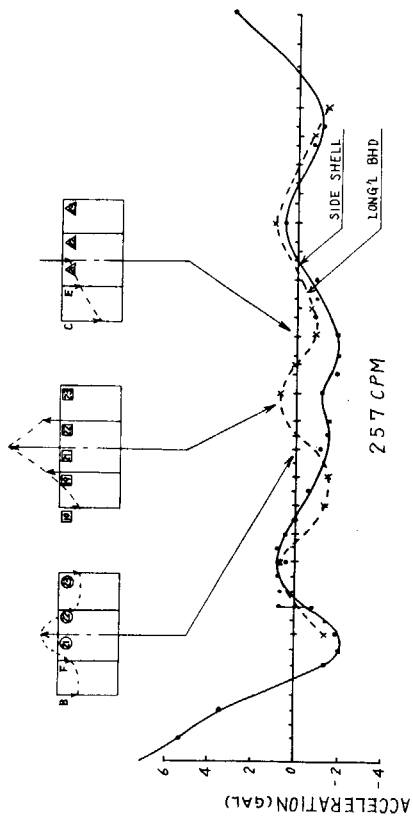




RESONANCE CURVES IN VERTICAL EXCITATION
(EXCITER POSITION AT AFT END)



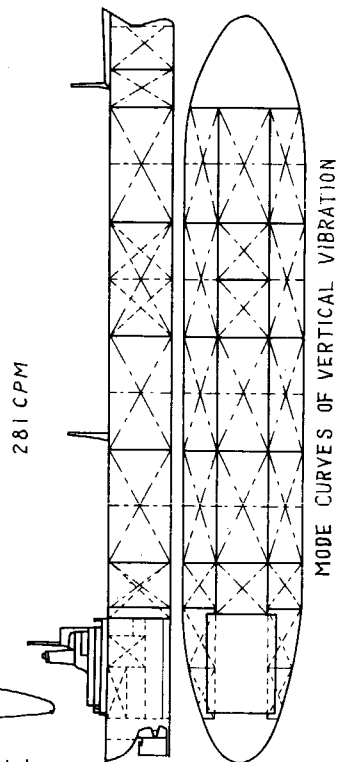
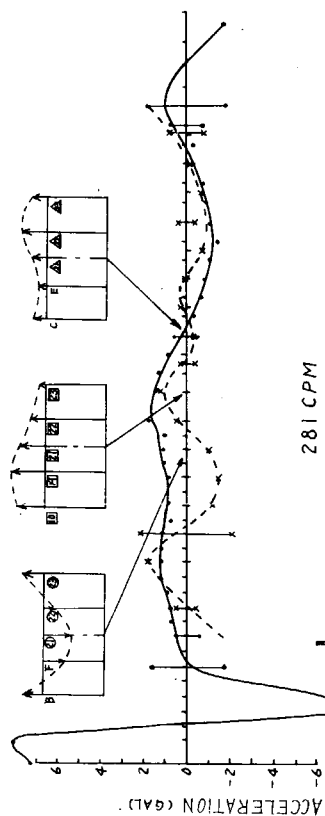
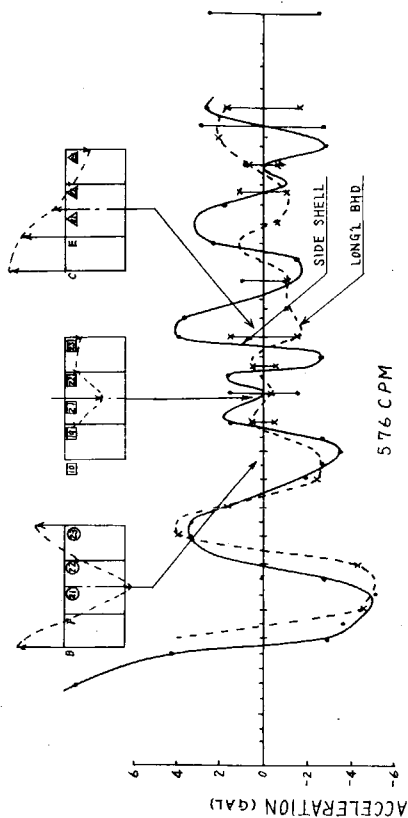
MODE CURVES OF VERTICAL VIBRATION

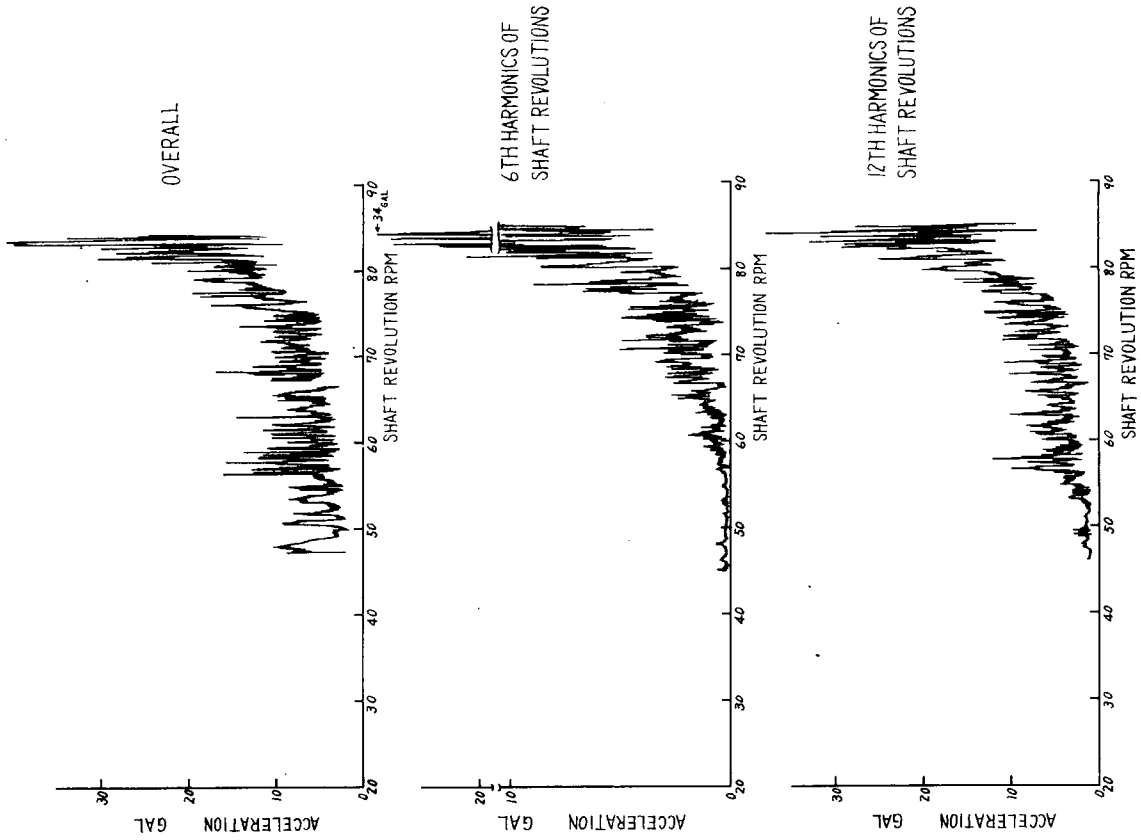


TEST CONDITION		MEASURING INSTRUMENT	
DATE	FEB. 6 1967	TYPE OF PICK UP	UNSHIELDED ELECTRIC RESISTANCE TYPE ACC. PICK UP
PLACE	OFF MIYE	NO. OF MEAS. PTS.	MAIN STRUCTURE SHAFT ETC. 11
WEATHER	CLOUDY, LATER FINE	DETAIL OF EXCITER	
SEA CONDITION	MODERATE	TYPE OF EXCITER	
DEPTH OF WATER	AB. 60 ^M	MAX. EXCIT. FORCE	
Δ test	94,900 ^T	DIRECT. OF EXCIT.	
d_f	7.34 ^M	OTHER DESCRIPTION	
d_a	10.06 ^M		
d_n	8.69 ^M		
PROPELLER IMERSION	$D \frac{1}{10} \frac{1}{D} = 17.83$		

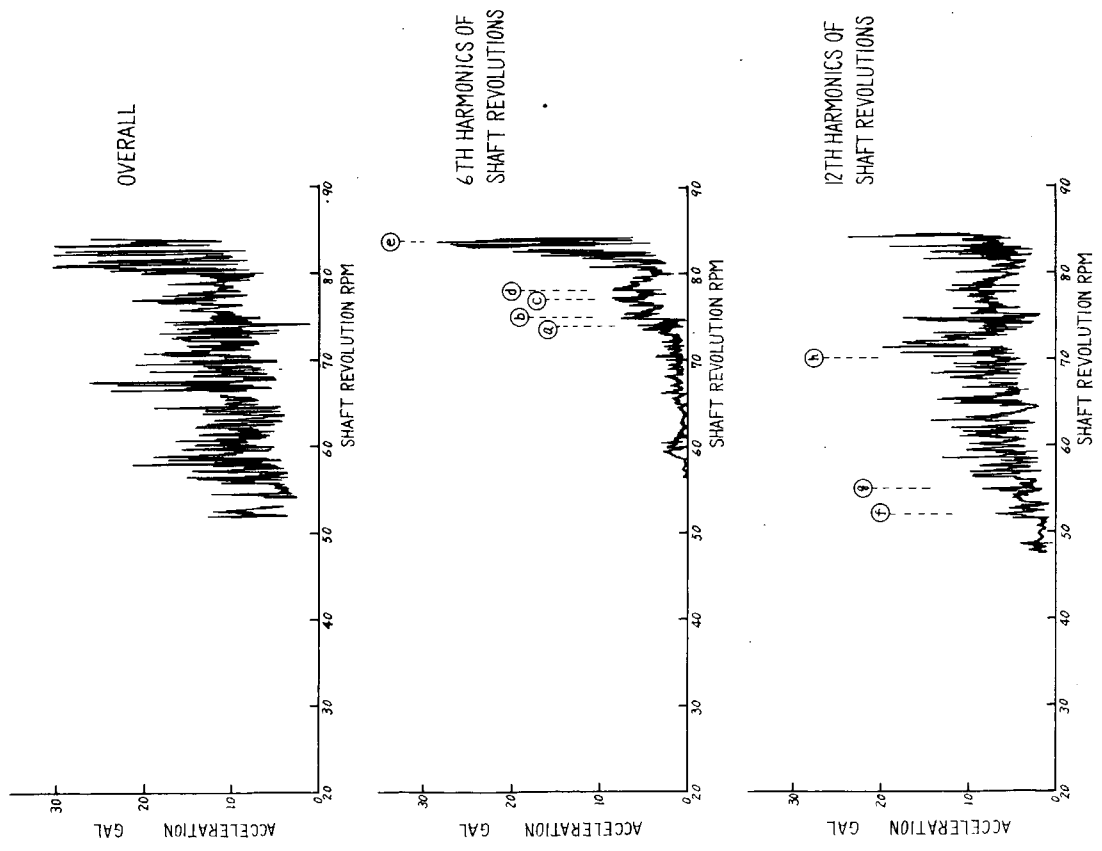
ROUGH ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS
AND LOADING PLAN

○ ---- VERTICAL VIB.
 ● ---- FORE AND AFT VIB.

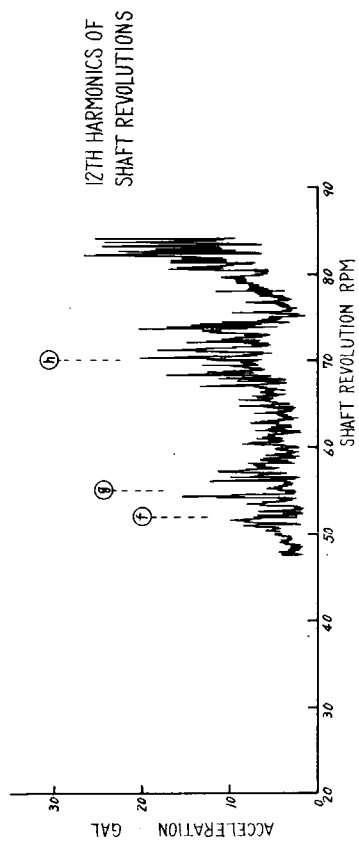
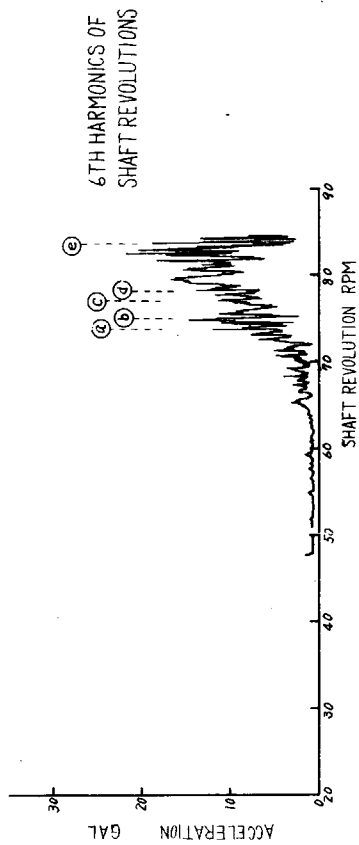
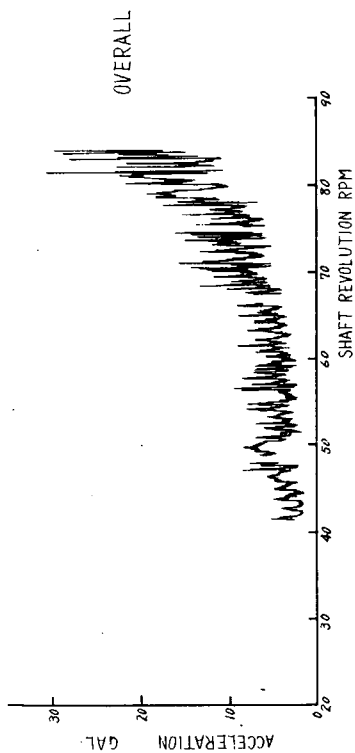




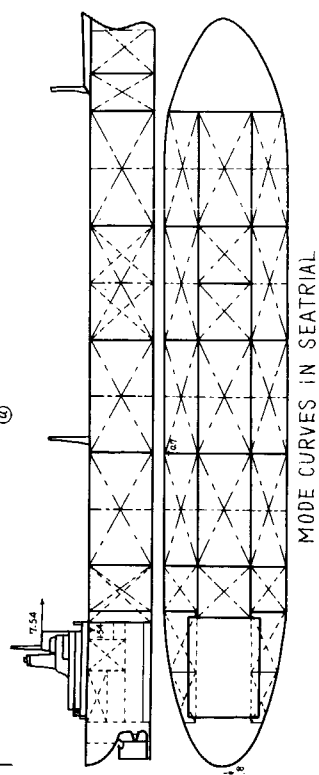
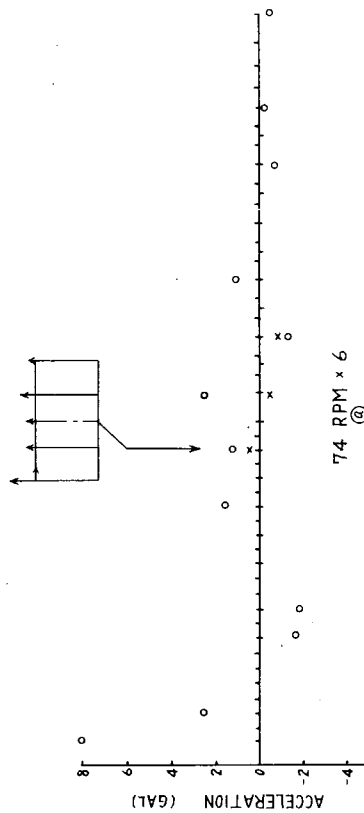
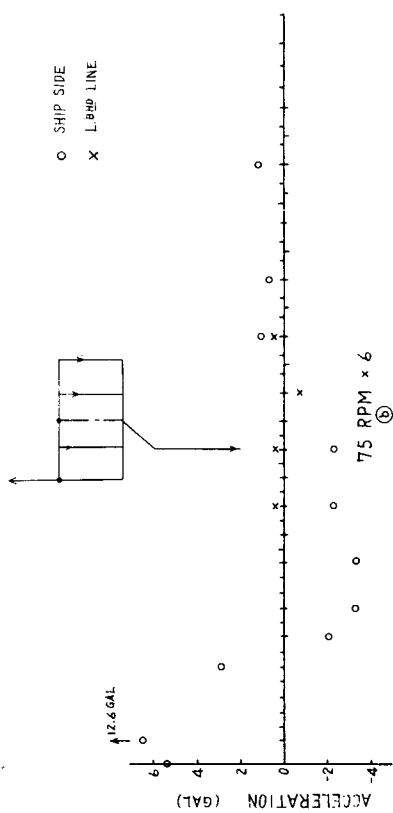
RESONANCE CURVES IN SEA TRIAL
(FORE & AFT VIBRATION AT UPP. DK. AFT END)

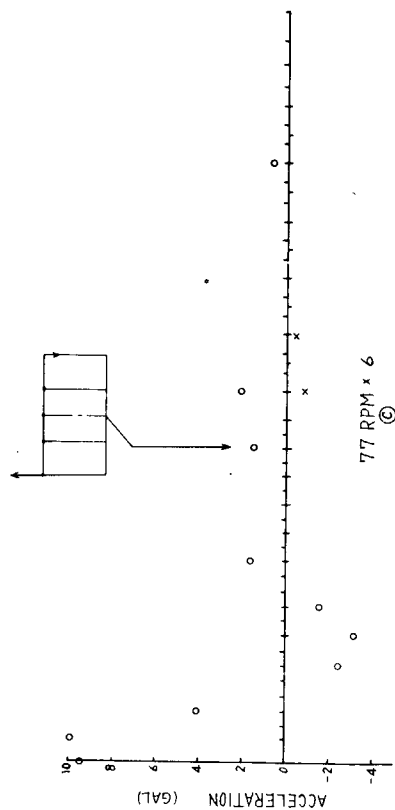
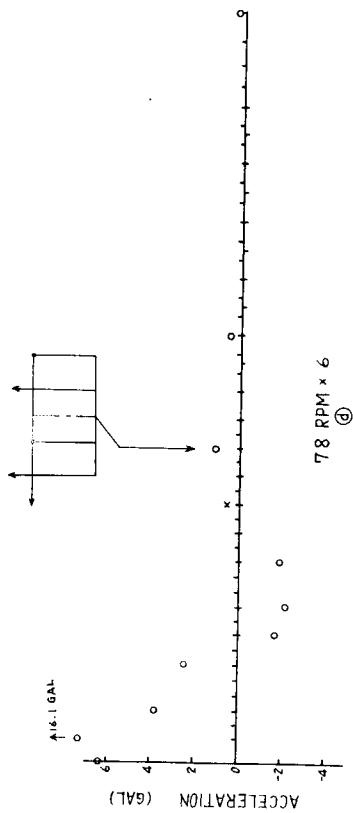
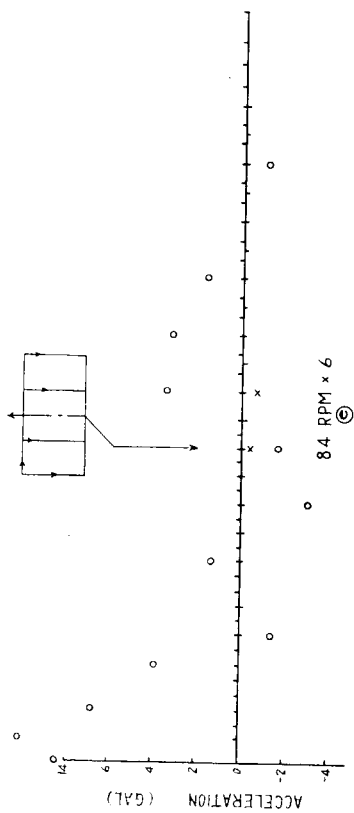


RESONANCE CURVES IN SEA TRIAL
(VERTICAL VIBRATION AT UPP. DK. AFT END)

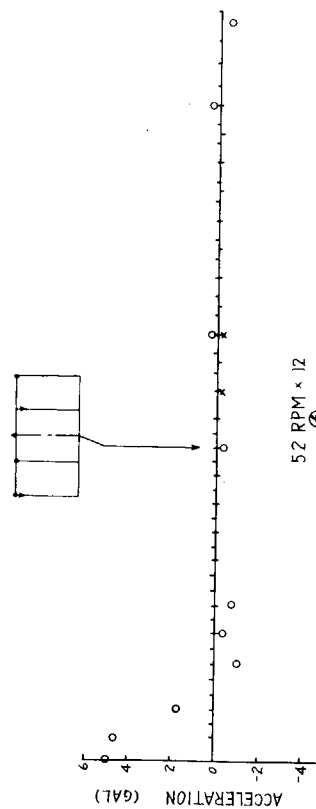
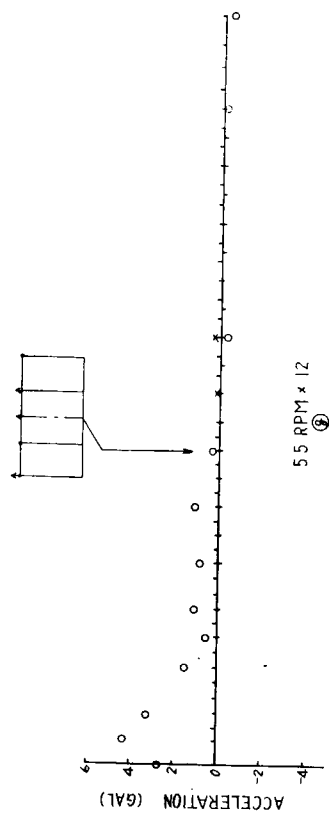
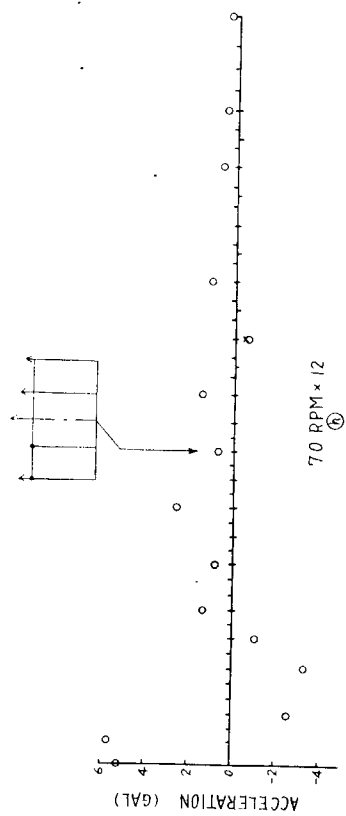


RESONANCE CURVES IN SEA TRIAL
(FORE & AFT VIBRATION AT COMPASS BRIDGE)



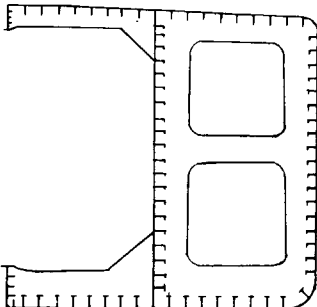
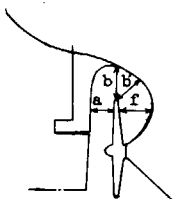


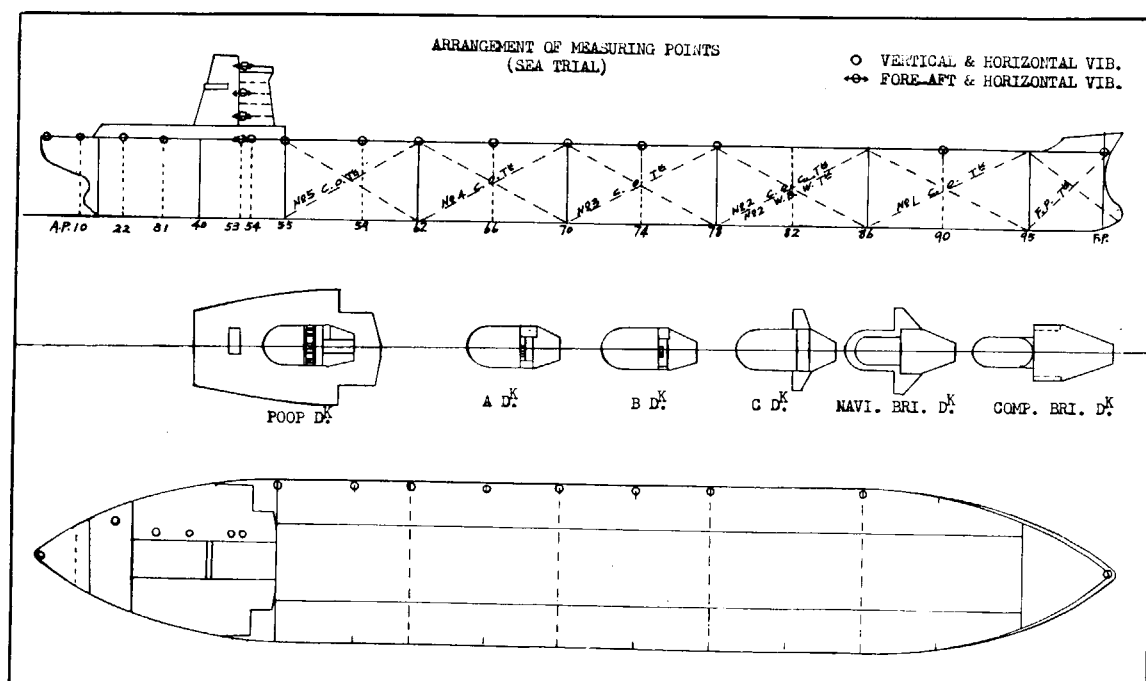
MODE CURVES IN SEATRIAL

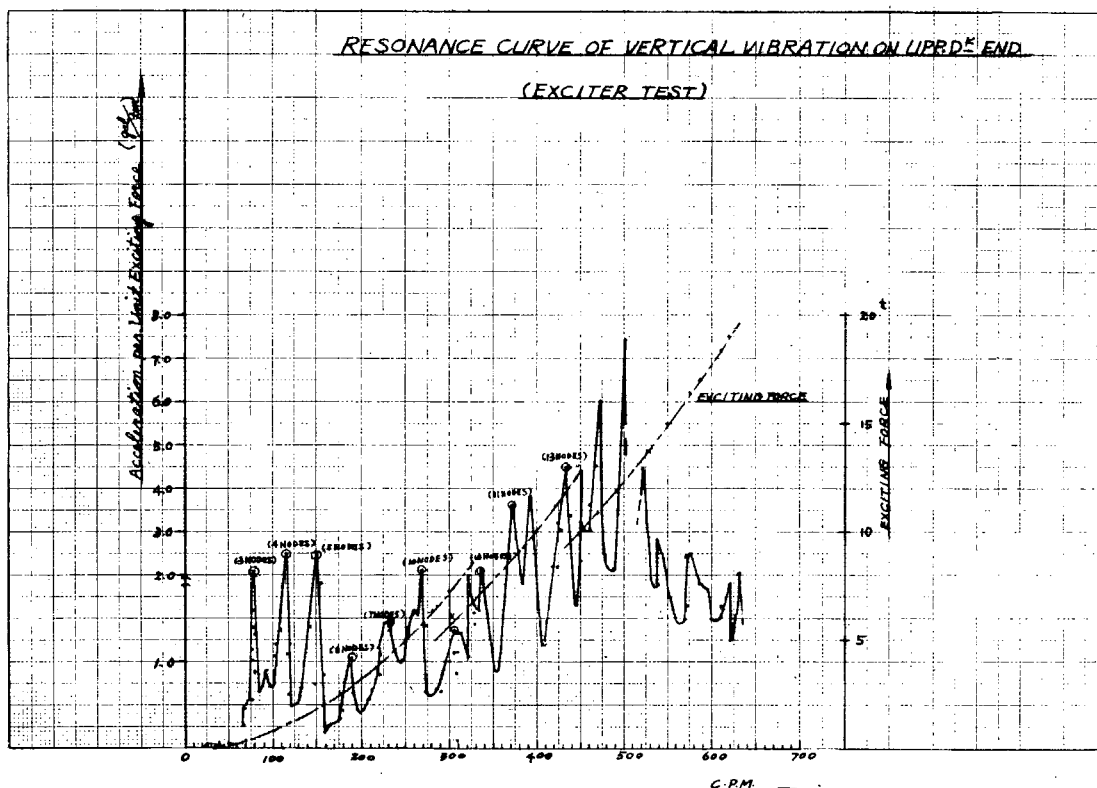
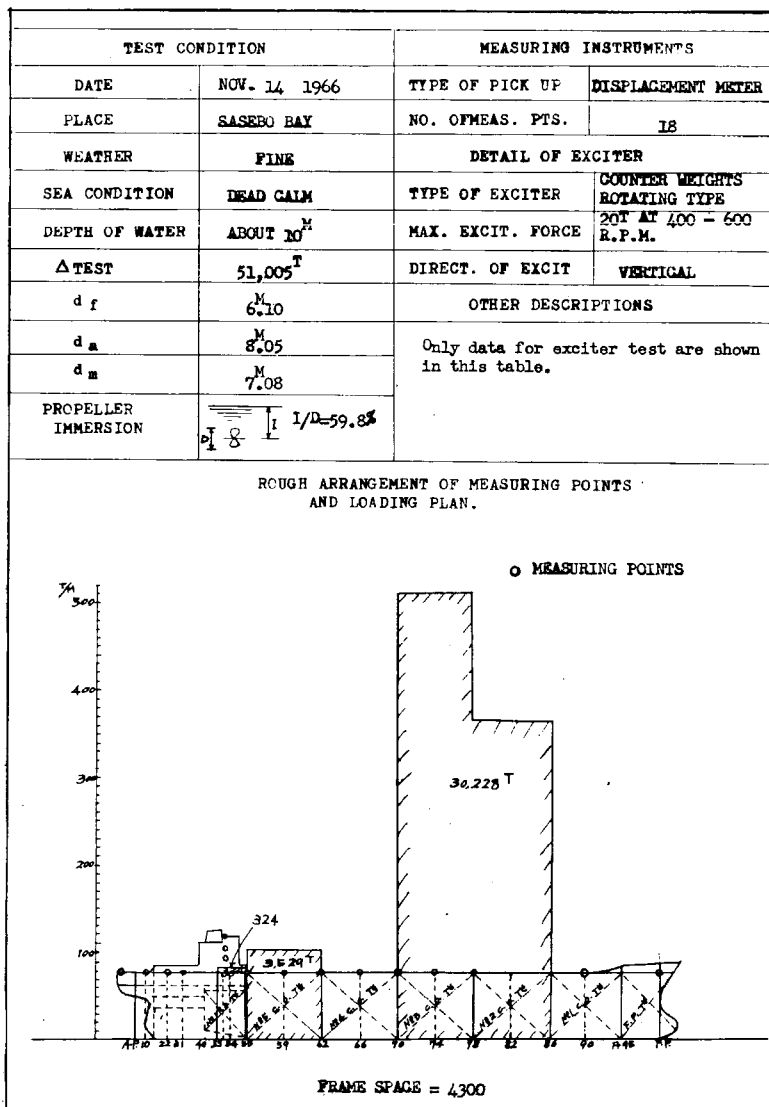


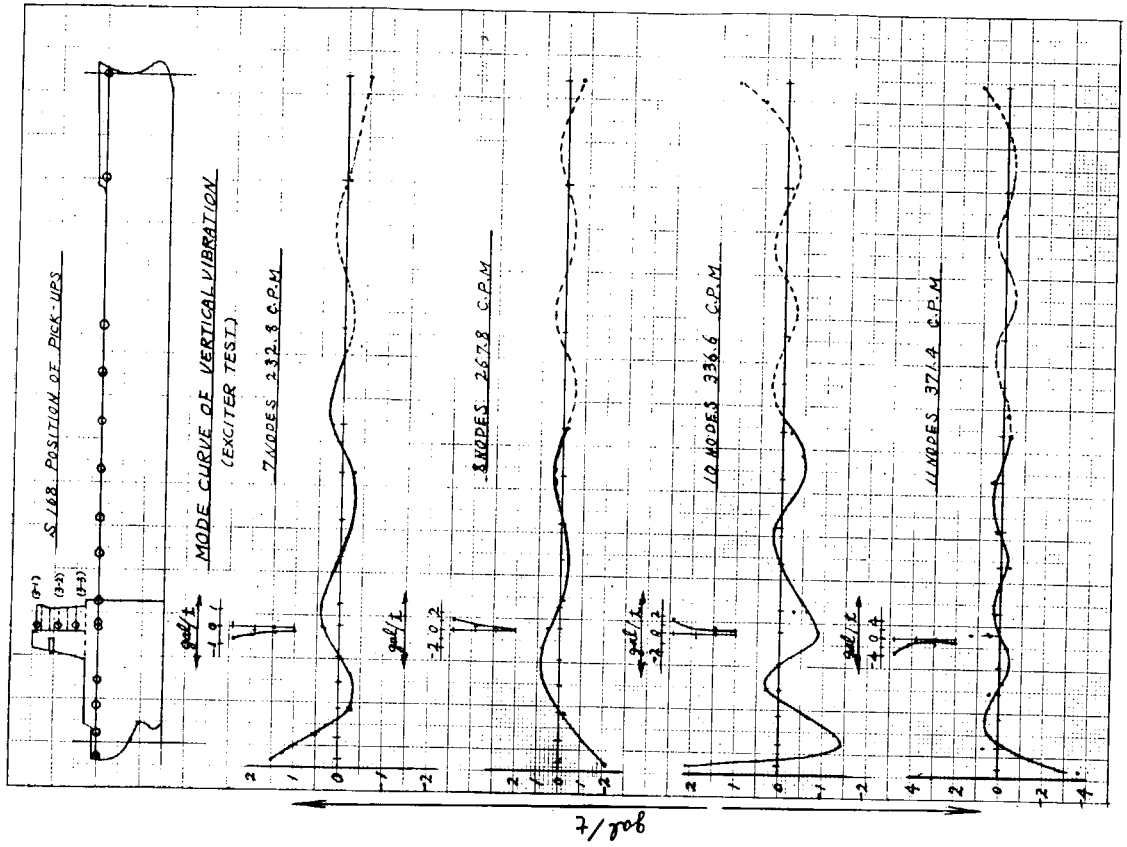
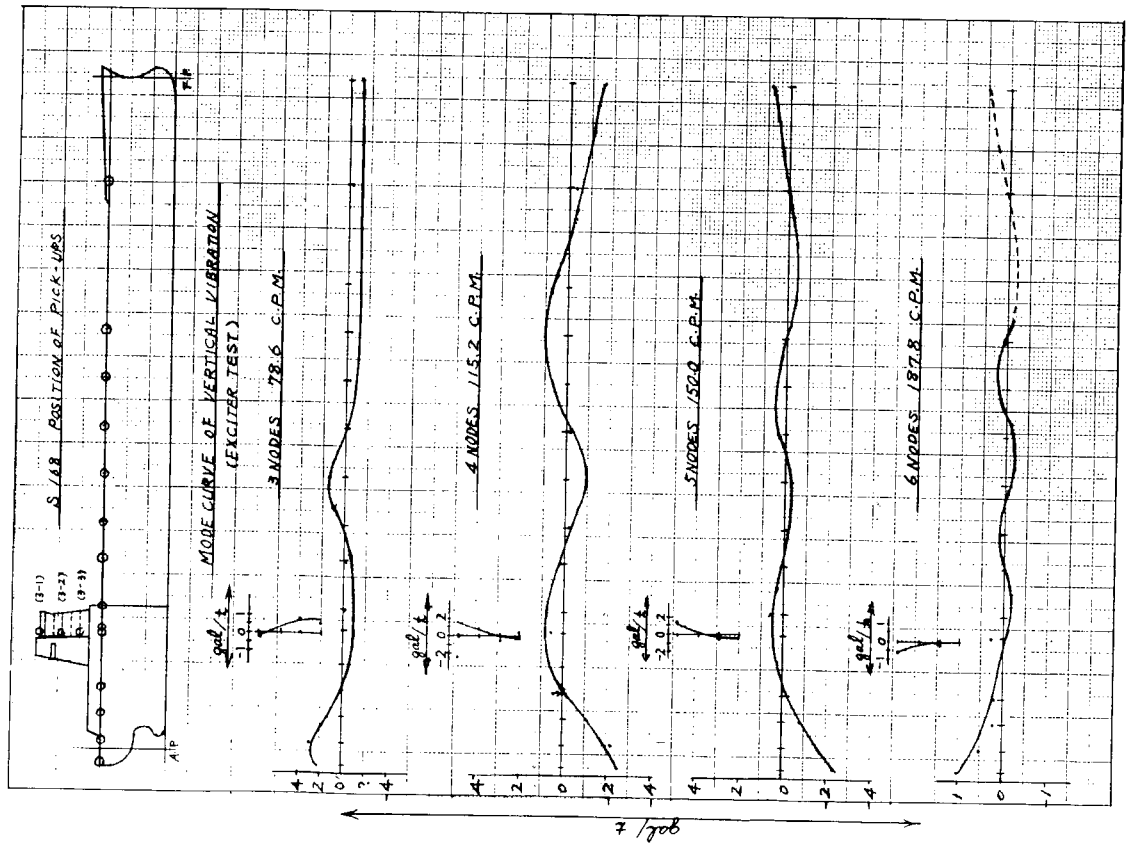
MODE CURVES IN SEATRIAL

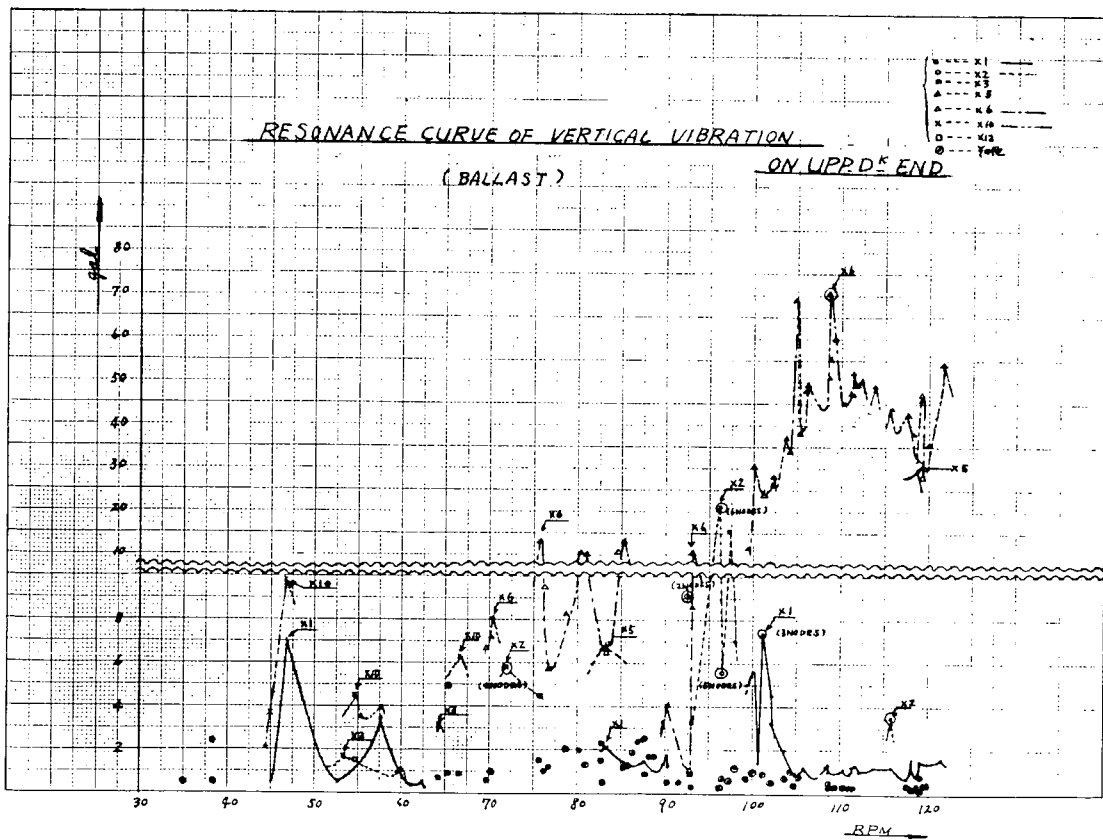
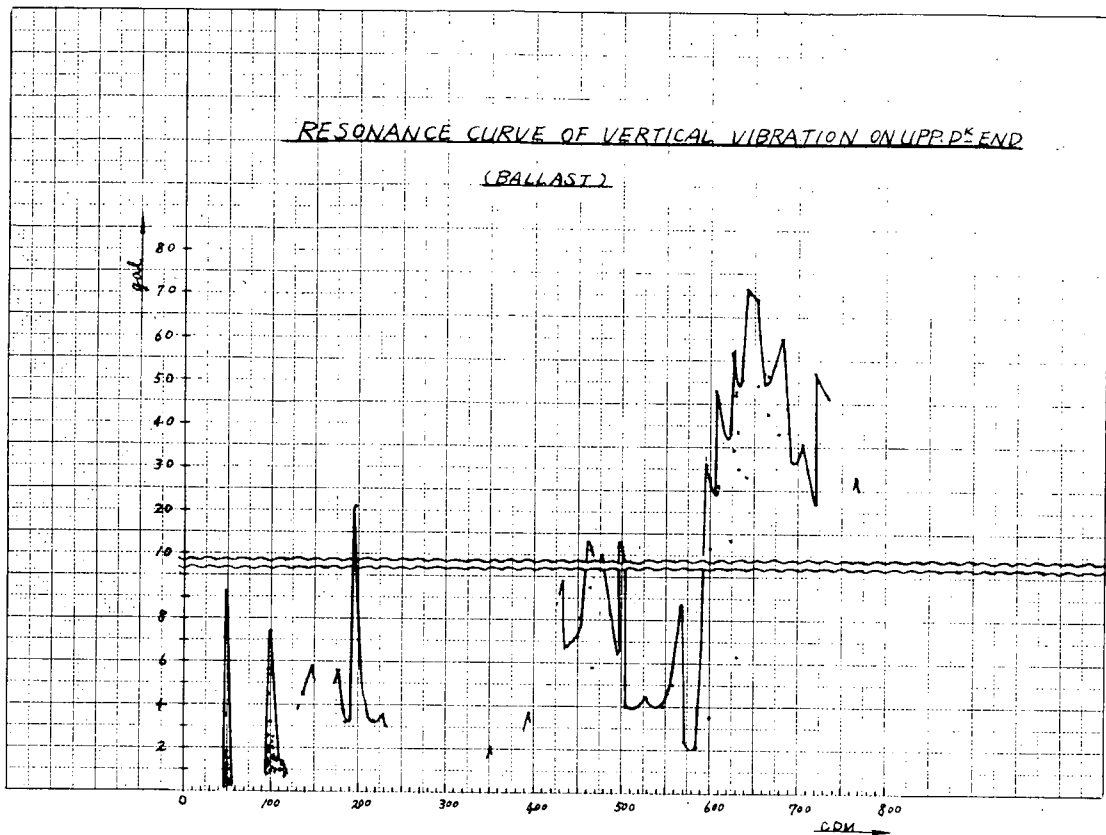
第8章 佐世保重工業計測結果

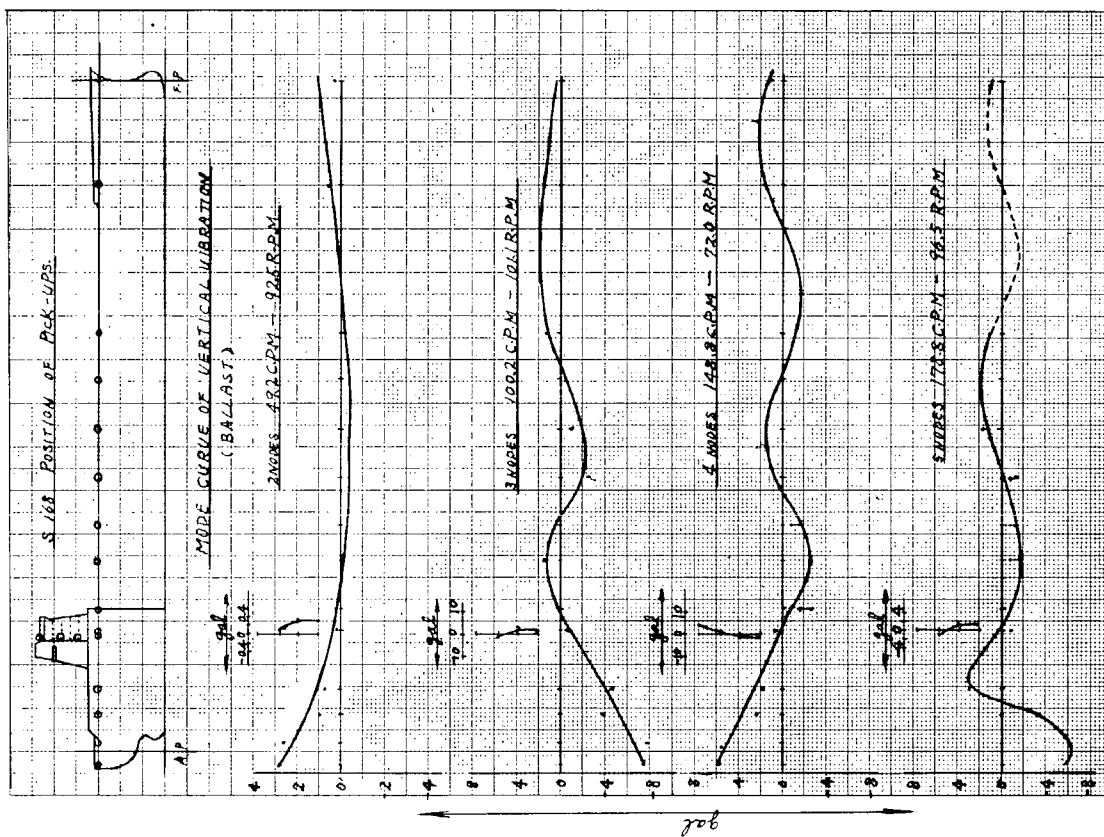
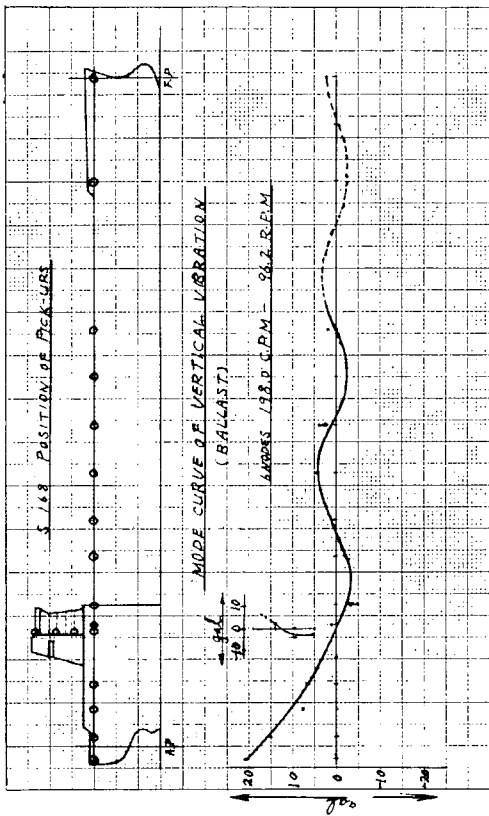
RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENT.					
PARTICULARS OF SHIP.			SHIP NO.		S 168
			BUILDER		SASEBO
HULL			MAIN ENGINE		
KIND & TYPE	OIL TANKER WELL TYPE		FIND & TYPE	SASEBO GOTAVERKEN DM 850/1,700VGA9U	
CLASS	N. V.		NUMBER	1	
CONSTRUCTION	LONG ^L SYSTEM		POSITION OF ENG.	AFT.	
L ca	247.100 ^M		SHP	21,600BHP x 119	
L pp	237.00 ^M		RPM	19,800BHP x 115	
B mld	38.90 ^M		UNBALANCED FORCE	FV1	0
D mld	18.00 ^M			FV2	0
d full	13.714 ^M (EXT)		UNBALANCED MOMENT	Fh	0
Δ full	105.823 ^{KT}			Mv1	29.5 T-M
D.W.	89,114 ^{KT}			Mv2	94.5 T-M
Cb full	0.816			Mh	53.6 T-M
MOMENT OF INERTIA	lv	238.398	PROPELLER		
	lh	891.584	NUMBER	1	
WEB	Av	22,799.0 ^{CM²}	NO. OF BLADES	6	
AREA	Ab	28,466.9 ^{CM²}	DIAMETER	M 6.600	
SKETCH OF SECTION			SKETCH OF SCREW APERTURE		
					
			a=1.310 b=2.230 b=2.125 f=2.000		

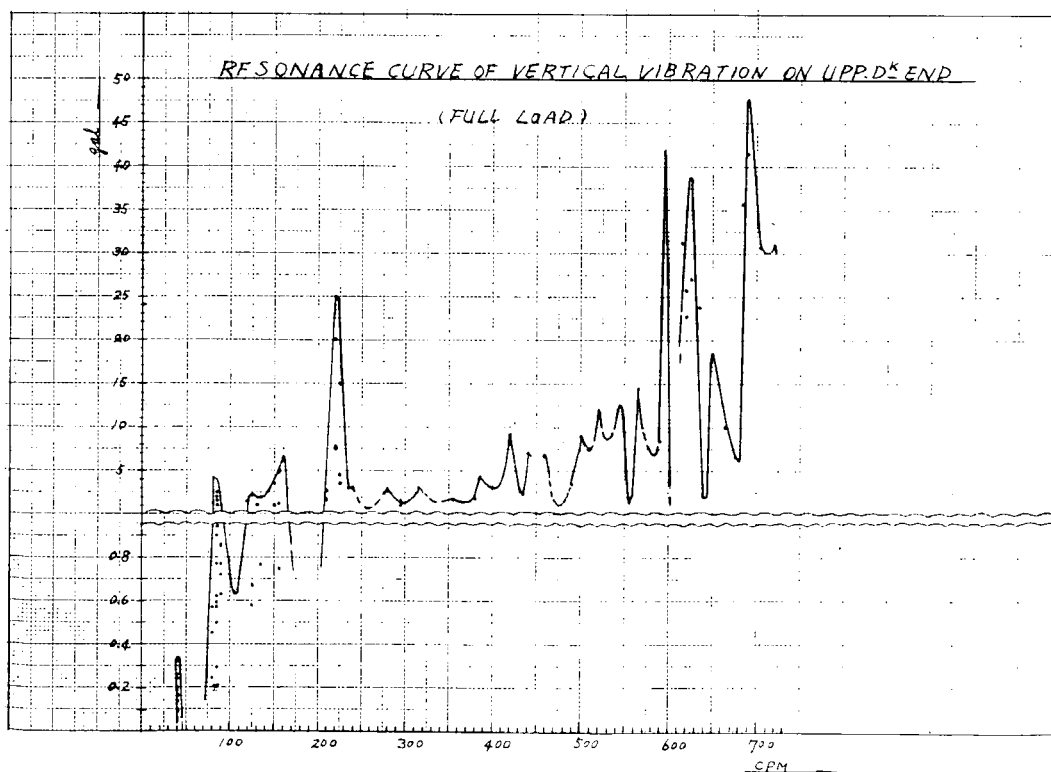
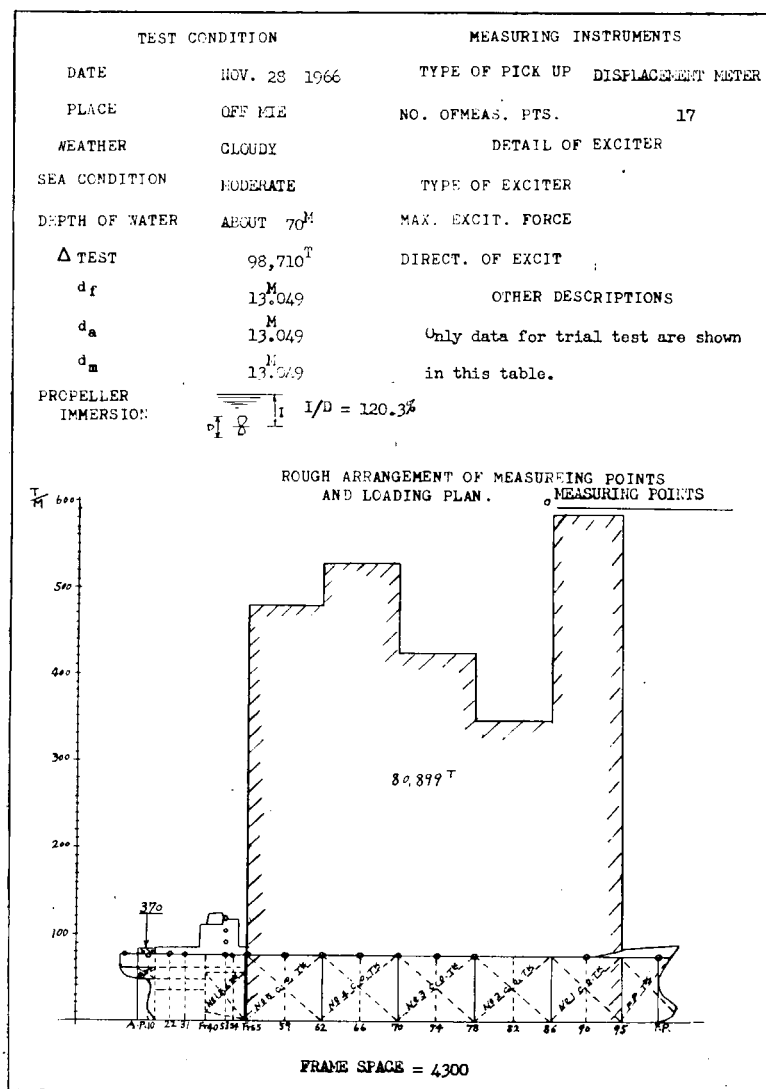


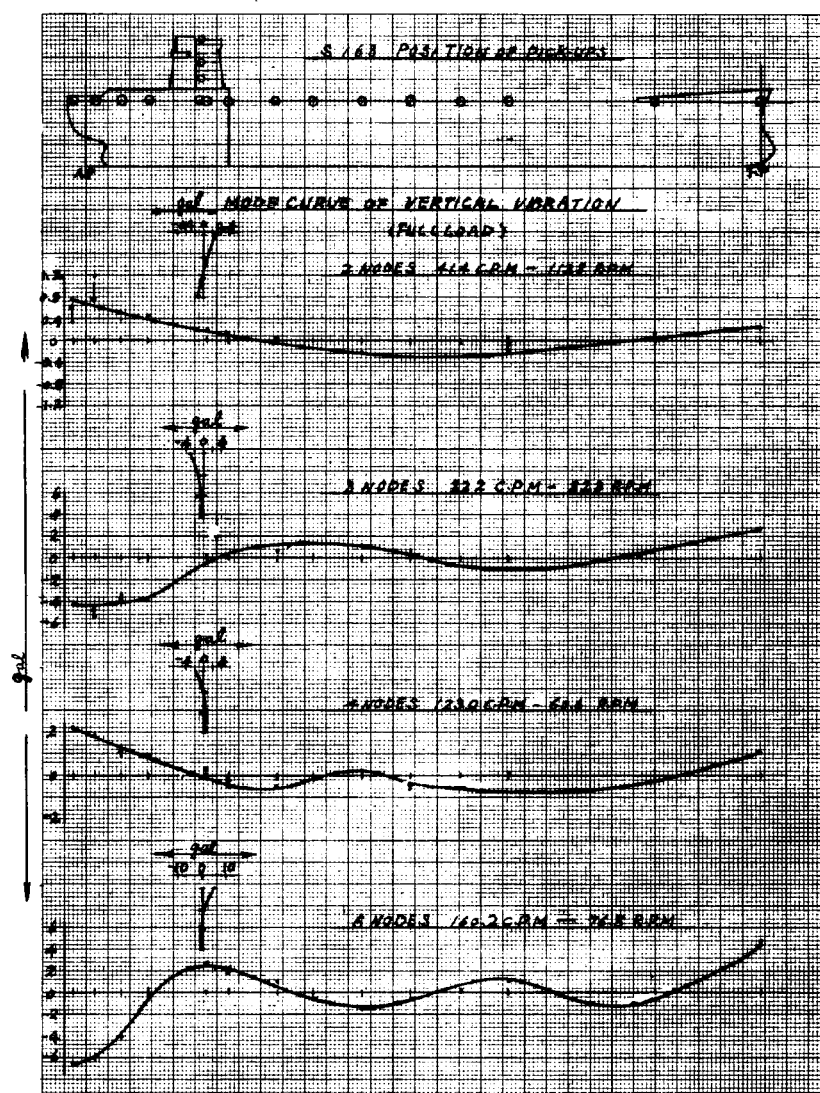
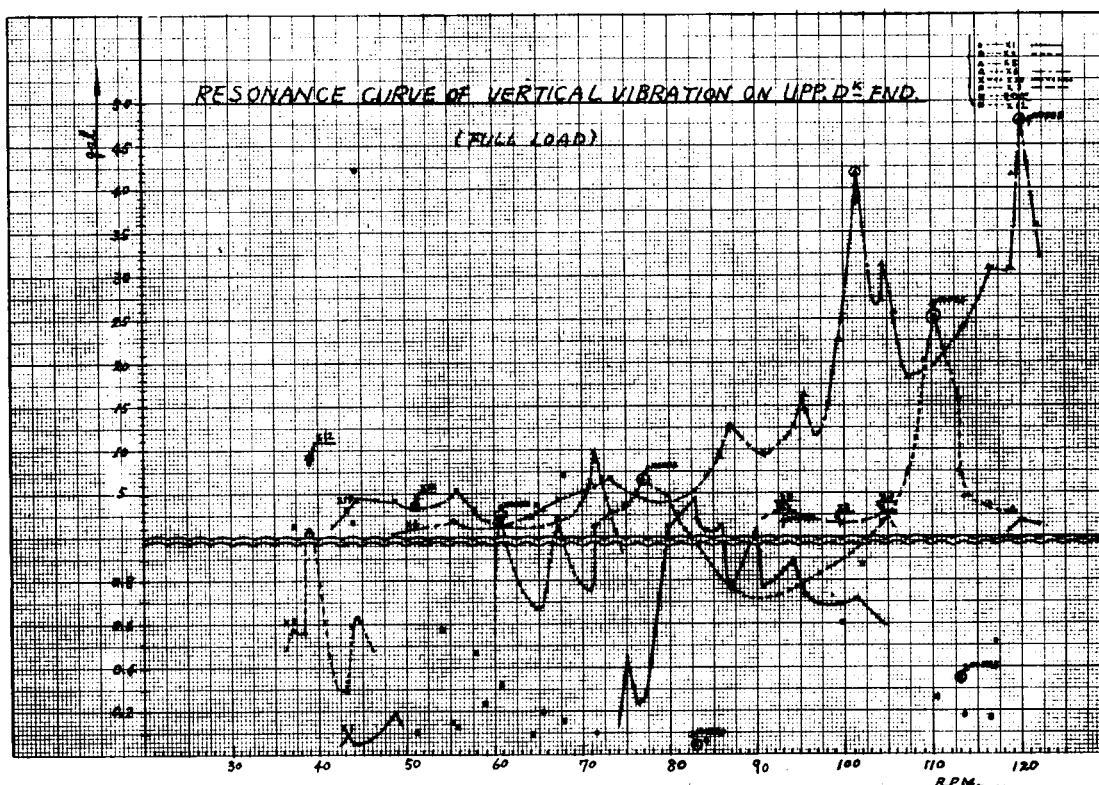


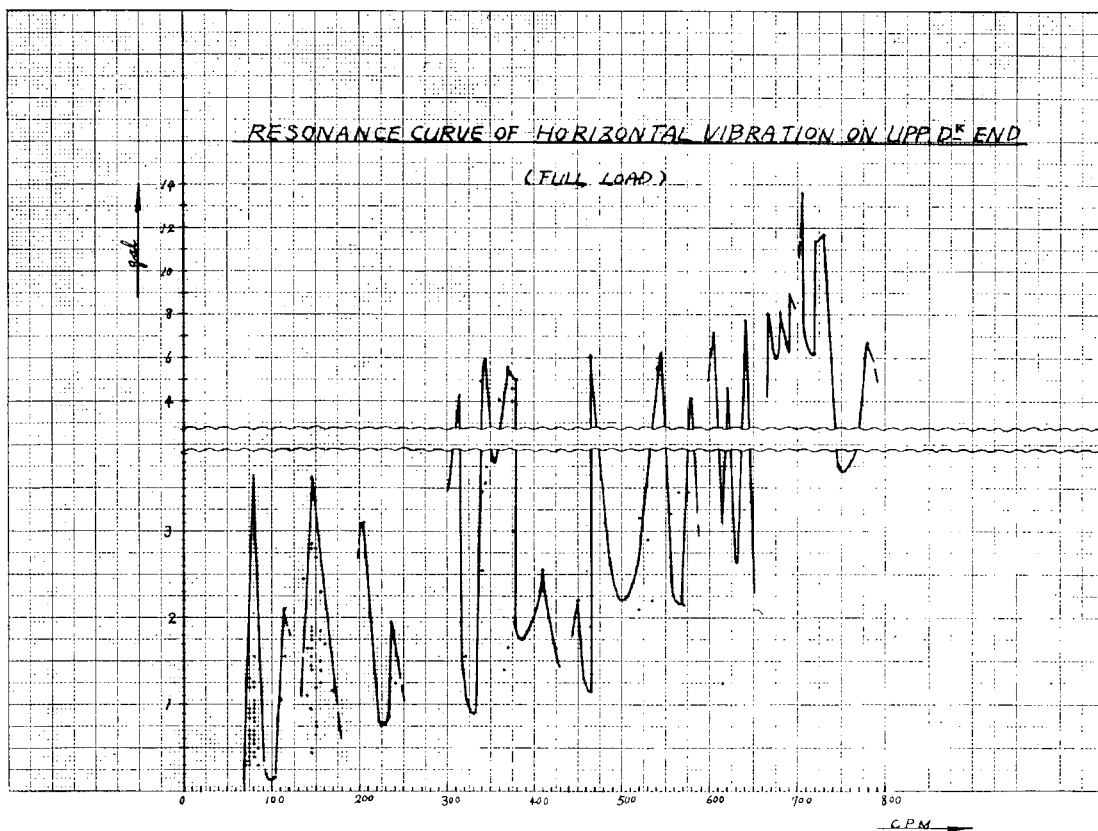
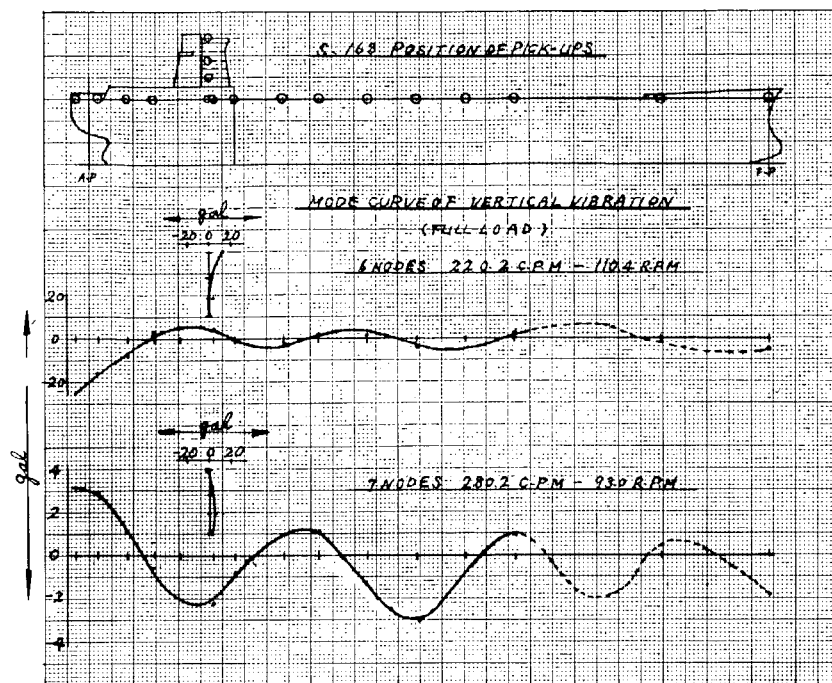


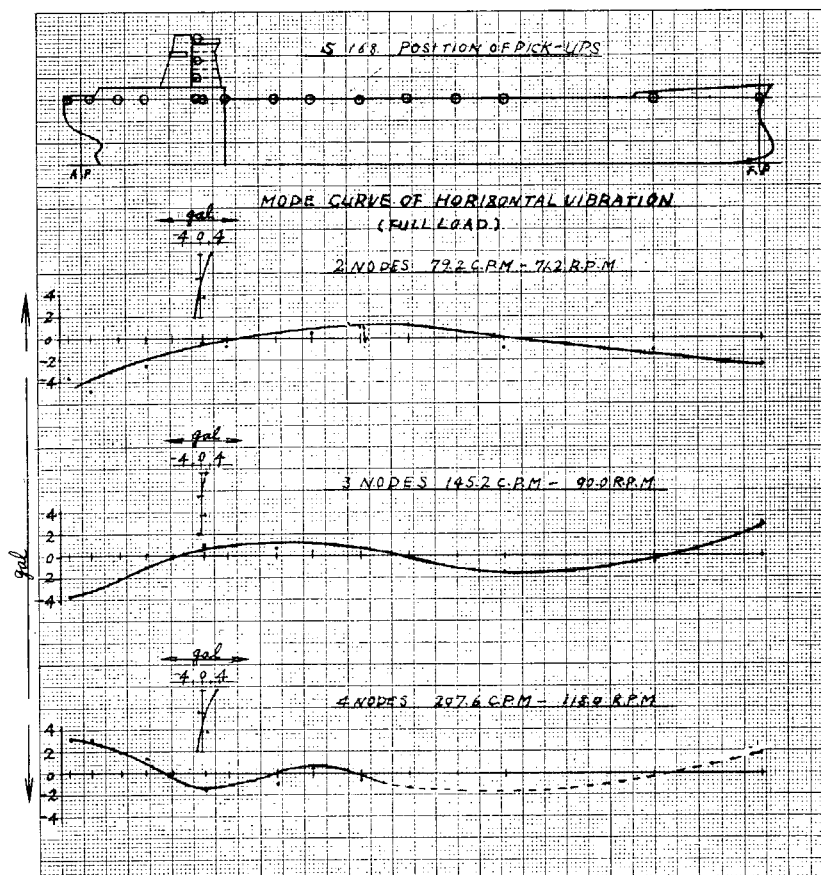
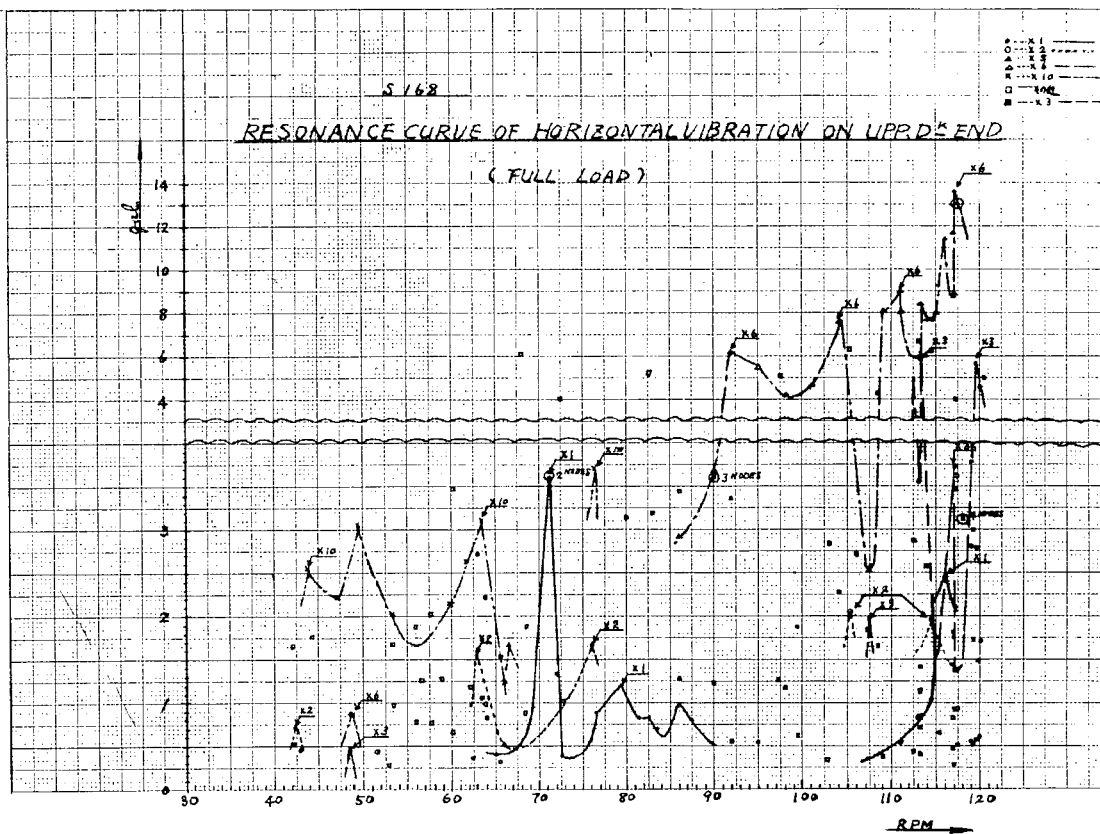












RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENT

PARTICULARS OF SHIP

SHIP NO.	HITACHI
BUILDER	HITACHI

HULL		MAIN ENGINE	
KIND & TYPE	OIL TANKER FLUSH DECKER WITH PILE	KIND & TYPE	HITACHI 1084-V12BF-180
CLASS	N K	NUMBER	1
CONSTRUCTION	LONGCL. SYSTEM	POSITION OF ENG.	AFT
L _{oa}	258 ^M 495	SHP	MAX CONT NCR 23,000PS (19,550)
L _{pp}	246 ^M 00	RPM	114 (108)
B _{mid}	40 ^M 20	UNBALANCED FORCE	Fv1 0
D _{mid}	21 ^M 80		Fv2 0
d _{full}	15 ^M 00		Fh 0
Δ full	122,230 ^{KT}	UNBALANCED MOMENT	Mv1 60 ^{T·M}
D W	103,500 ^T		Mv2 0
C _b full	0.798		Mh 60 ^{T·M}
MOMENT OF INERTIA	I _v 494,586,200 ^{MM⁴}	PROPELLER	
	I _h —	NUMBER	1
WEB AREA	A _v 1,751,300 ^{MM²}	NUMBER OF BLADES	5
	A _h —	DIAMETER	6 ^M 800

SKETCH OF SECTION

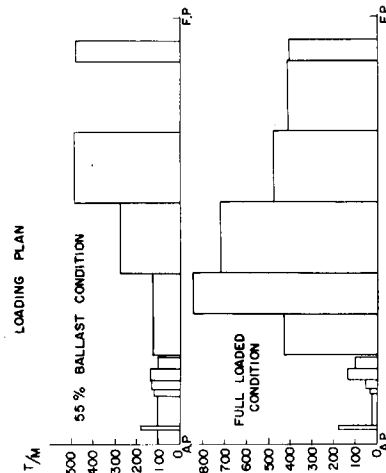
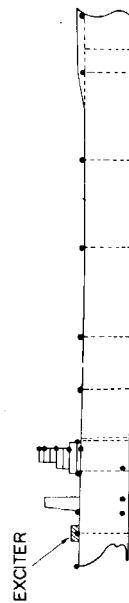
SECTION OF SCREW APERTURE

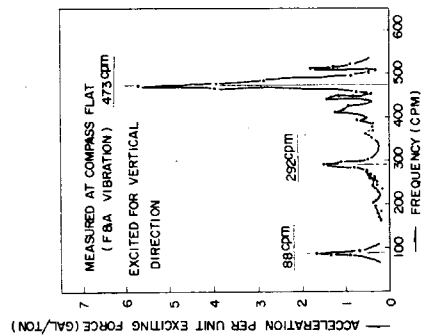
TIP CLEARANCE

a ₁ /D	14.7%
a ₂ /D	14.7%
b ₁ /D	25.6%
b ₂ /D	20.6%
c ₁ /D	29.4%
d ₁ /D	6.0%

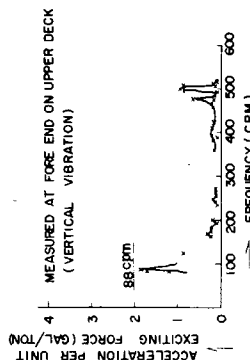
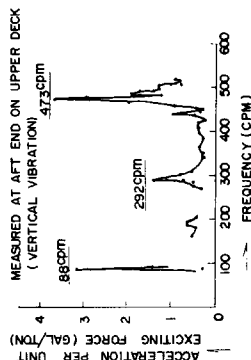
TEST CONDITION		MEASURING INSTRUMENT	
DATE	Nov. 22 '66	TYPE OF PICK UP	UNBOUND TYPE U-GAUGE ACC.
PLACE	OFF MA-THUYAMA	NO. OF MEAS. PTS.	ab. 20
WEATHER	FINE	DETAIL OF EXCITER	
SEA CONDITION	SMOOTH	TYPE OF EXCITER	UNBALANCED FORCE TYPE
DEPTH OF WATER	15 ^M	MAX. EXCIT. FORCE	1.1 TON
Δ test	67, 400	DIRECT OF EXCIT.	FORE & AFT OR VERTICAL
d f	7 ^M 555	OTHER DESCRIPTIONS	
d a	9 ^M 835		
d m	8 ^M 595		
PROPELLER IMMERSION			

ROUGH ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS

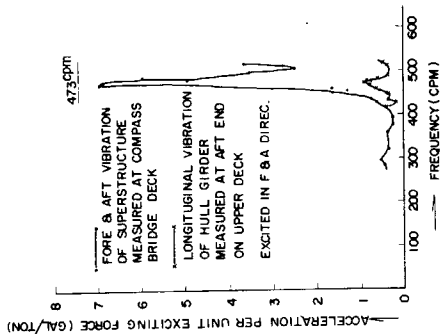




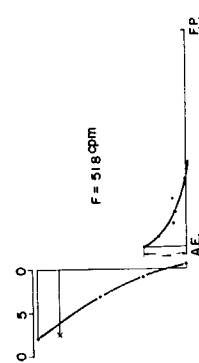
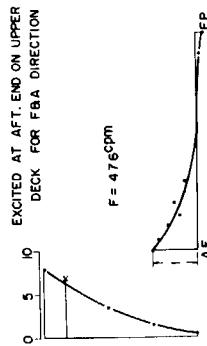
RESONANCE CURVE OF EXCITER TEST
 (FULL LOADED CONDITION)



RESONANCE CURVE OF EXCITER TEST
 (FULL LOADED CONDITION)

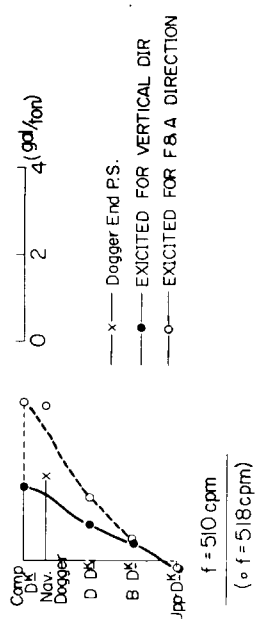
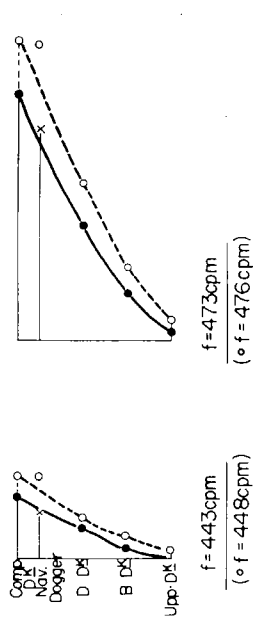
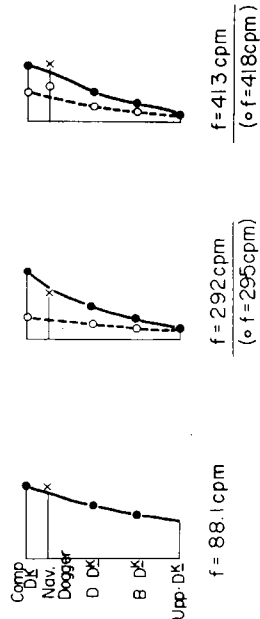


RESONANCE CURVE OF EXCITER TEST
 (FULL LOADED CONDITION)

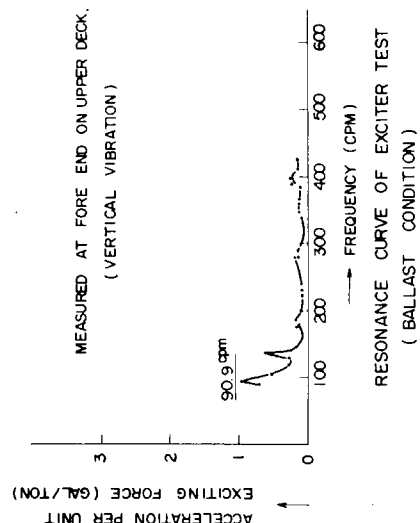
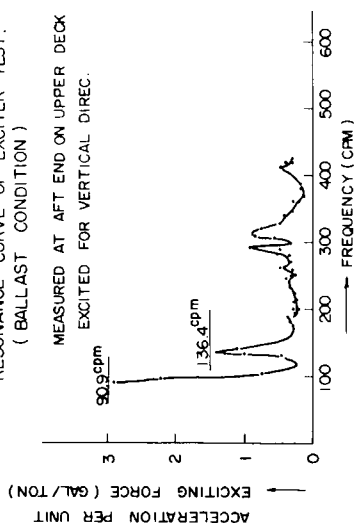
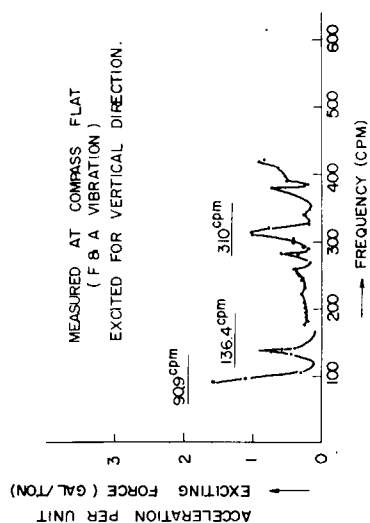


RELATION OF MODE CURVES BETWEEN SHIP'S
 HULL AND SUPER STRUCTURE
 (FULL LOADED CONDITION)

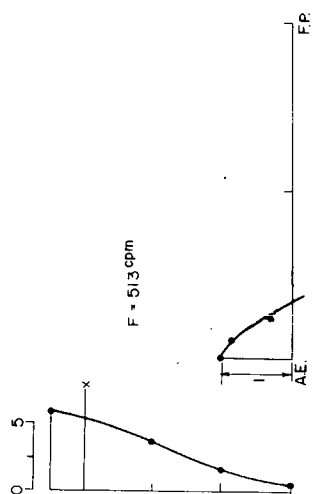
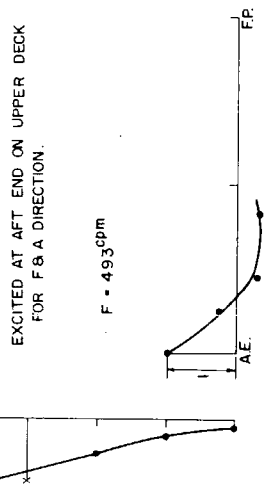
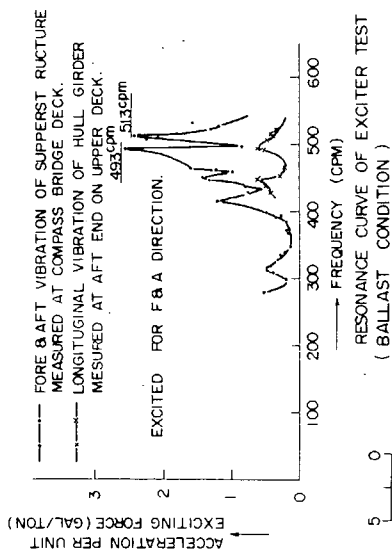
VERTICAL DEVELOPMENT OF F.B.A. VIBRATION



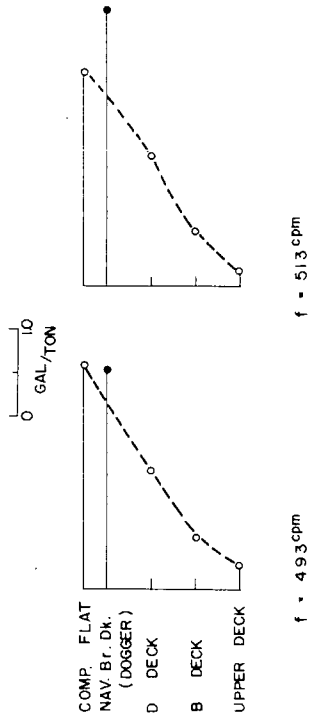
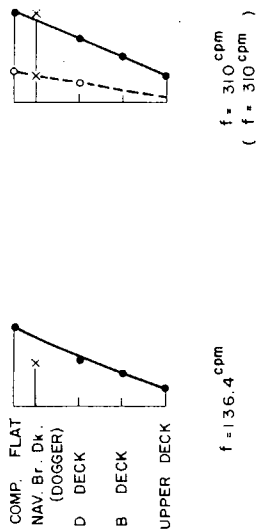
MODE CURVE OF SUPERSTRUCTURE (FULL LOADED CONDITION)



VERTICAL DEVELOPMENT OF F. & A. VIBRATION

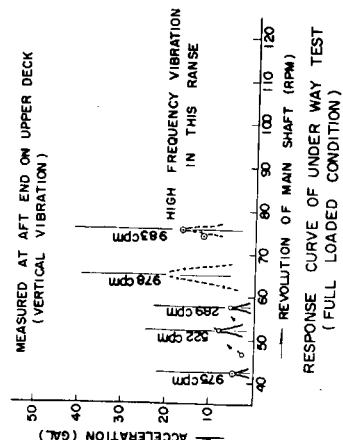
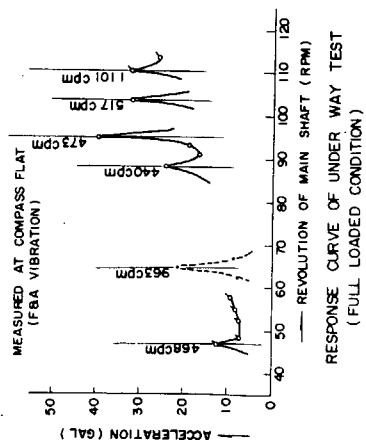
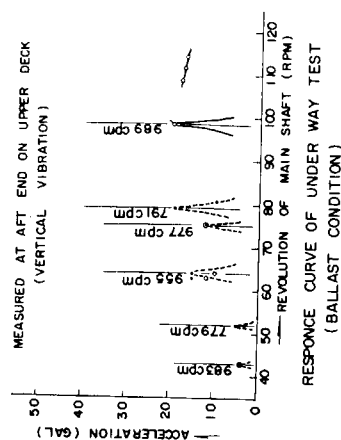
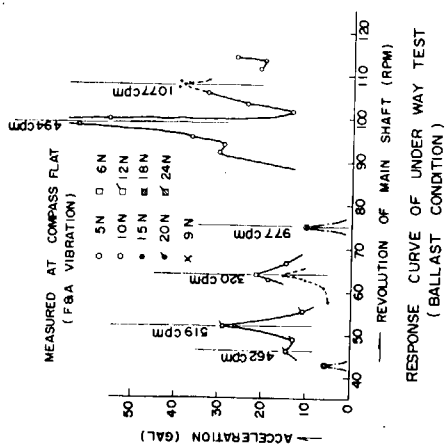


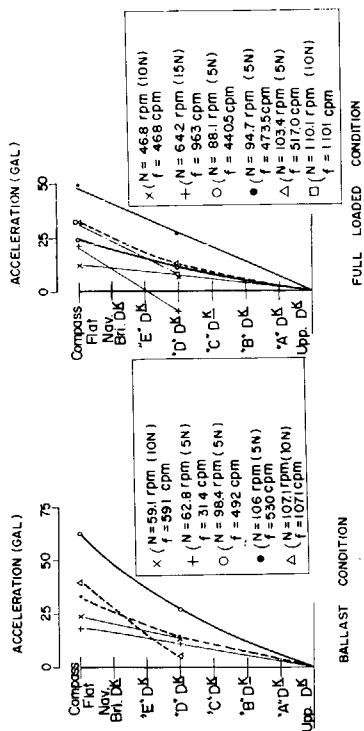
RELATION OF MODE CURVES BETWEEN SHIP'S
HULL AND SUPERSTRUCTURE
(BALLAST CONDITION)



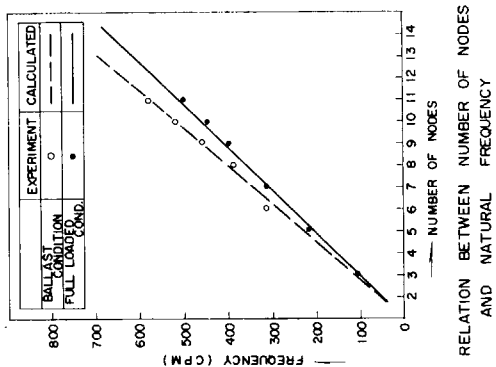
EXCITED FOR VERTICAL DIRECTION
EXCITED FOR F. & A. DIRECTION

MODE CURVE OF SUPERSTRUCTURE
(BALLAST CONDITION)





MODE CURVE OF SUPPER STRUCTURE
(UNDER WAY TEST)



第2編 主として昭和40年度実船振動
計測データによる解析結果

(実験結果の詳細データは「実船振動試験JSSC
振動委員会報告」造船協会1966,その他に所載)

第 1 章 船 体 固 有 振 動

船体振動の固有振動数を正確には握しておくことは、防止対策の立案その他にきわめて重要である。本研究では船体の固有振動のみならず、上部構造や船底のいわゆる局部振動と船体振動との連成についても計測を行なっているが、こゝでは、まず船体固有振動について若干の解析を行なうことにする。

1.1 船体上下固有振動数

1.1.1 固有振動数の解析

一様断面梁のたわみ振動を考える場合、せん断、回転慣性、および梁の内部減衰力を考慮した振動方程式は次の式で示される。^{1), 3)}

$$EI \left(1 + r \frac{\partial}{\partial t}\right) \left(1 + \nu \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - \sigma \left\{ \frac{EI}{kGA} \left(1 + r \frac{\partial}{\partial t}\right) + r^2 \left(1 + \nu \frac{\partial}{\partial t}\right) \right\} \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \partial t^2} + \sigma \left(1 + \nu \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\sigma^2 r^2}{kGA} \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial t^4} = 0 \quad (1.1)$$

こゝに $E I$: 曲げ剛性
 $k G A$: せん断剛性
 y : たわみ
 r : 直接粘性係数
 ν : せん断粘性係数
 σ : 単位長さの質量
 r : 断面の質量慣性回転半径

(1.1) 式の解をもとめる場合、両端自由の梁の Normal Function を高次振動を対象にして、近似的に $\cos \lambda x / L$ とすれば、たわみ y は次のようになる。

$$y = y_0 \cos \lambda x / L \cdot \exp(i\omega - \varepsilon) \cdot t \quad (1.2)$$

λ : 固有値 ($\lambda = n\pi$ n : 振動節数)
 ω : 固有円振動数
 ε : 減衰係数
 L : 梁の長さ

(1.2) 式の y を (1.1) 式に代入し、減衰の項を省略し、かつ回転慣性の 2 次の項を無視すれば、次のようになる。

$$\omega = \lambda^2 \sqrt{\frac{EI}{\sigma L^4 \{1 + (\alpha + \beta) \lambda^2\}}} \quad (1.3)$$

こゝに α : せん断たわみ係数⁵⁾ ($= EI \nu / (kGA) \nu G L^2$)
 β : 回転慣性係数 ($= r^2 / L^2$)

$$\text{したがって、振動数 } N_n = \frac{60}{2\pi} \cdot \omega = \frac{60}{2\pi} \lambda^2 \sqrt{\frac{EI}{\sigma L^4 \{1 + (\alpha + \beta) \lambda^2\}}} \quad (\text{C.P.M}) \quad (1.4)$$

上下振動について、いま Empirical Factor を C_n , σL を船体の振動質量 Δ_v / g とすれば船体の固有振動数 N_{vn} は次のごとく表わされる。

$$N_{vn} = C_{vn} \frac{60}{2\pi} n^2 \pi^2 \sqrt{\frac{g E I_v}{\Delta_v L^3 \{1 + (\alpha + \beta) n^2 \pi^2\}}} \quad (\text{C. P. M}) \quad \dots\dots\dots (1.5)$$

ここに $\Delta_v = (1 + \tau) \Delta$
 τ : 付加慣性係数^{4) 6)}

(1.5)式の左辺 N_{vn} は起振機実験あるいは航走時実験によつて計測された固有振動数であり、右辺は理論式に Empirical Factor C_{vn} を乗じたものである。したがつて、実験値 N_{vn} および $\frac{60}{2\pi} n^2 \pi^2 \sqrt{\frac{g E I_v}{\Delta_v L^3 \{1 + (\alpha + \beta) n^2 \pi^2\}}}$ の値を比較すれば各船の Empirical Factor C_{vn} が求まる。

実船の諸数値をまとめ Table 1.1 に示す。

1.1.2 実船の固有振動数と主要寸法および剛性等の諸数値との関係

L 、 L^3 および BD^3 と I_v ならびに L と Δ_v との関係を示せば Fig. 1.1 ~ Fig. 1.4 のとおりである。

なお、データとしては近時の船舶の大形化と船級協会規則の変更などにより、振動性能は変化していることが考えられるが、先年原子力船研究協会主催で実施された実験結果もあわせて記入した。

次に L 、 Δ_v 、 $\sqrt{I_v / \Delta_v L^3}$ 、 $\sqrt{BD^3 / \Delta_v L^3}$ および $\sqrt{\Delta_v / L}$ と N_{vn} との関係をもとめれば Fig. 1.5 ~ Fig. 1.9 のごとくである。

また、せん断たわみ、および回転慣性を考慮した (1.5) 式から $\sqrt{I_v / \Delta_v L^3 \{1 + (\alpha + \beta) n^2 \pi^2\}}$ と N_{vn} との関係を示せば Fig. 1.10 に示す。

ただし、 τ の値としては

$$\text{Cargo ship に対して} \quad \tau = 0.3 B/d - 0.033 (B/d)^2$$

$$\text{Tanker に対して} \quad \tau = 0.4 B/d - 0.035 (B/d)^2$$

$CB \geq 0.75$ の船は Tanker の式を使用した。

(1.5) 式に示されている Empirical Factor C_{vn} を各船について計算しとりまとめたものが Table 1.2 である。

なお、高次振動数と2節振動数の比を実船データについてまとめ、節数とそれらの比との関係を Fig. 1.11 および Fig. 1.12 に示す。

1.1.3 節数と固有振動数

高次振動数の推定には2節振動数をもとにして $N_{vn}/N_{v2} = (n-1)^\mu$ を用いるのが普通であるが、この μ の値を実験結果から求めてみると Fig. 1.13 ~ Fig. 1.14 のごとくである。

1.1.4 計測されたモード曲線

実験で計測されたモード曲線を船尾端における振巾を1としかつ船の長さを同じにして、重ねあわせ、その平均曲線を書いてみると Fig. 1.15 のごとくである。

1.1.5 考察

以上の検討により次のような事項が推論される。

- (1) Empirical Factor C_{vn} の値は Table 1.2 に示されるように供試船によつて多少の差はあるが同一船ではほぼ一定である。
- (2) Fig. 1.10 から推察されるように、最近の Tanker は従来の実験値に比較して上下固有振動数が若干低下しているようである。
- (3) 高次固有振動数と2節固有振動数との関係を示す $N_{vn}/N_{v2} = (n-1)^\mu$ の μ の値は、Tanker、Ore Carrier、Bulk Carrier の場合ほとんど同じで $\mu = 1.0$ であり、Cargo ship はこれよりやや小さく、 $\mu = 0.85$ の値を示している。

Table I. 1-(1) NATURAL FREQUENCY OF TESTED SHIPS (FOR VERTICAL VIB.)													
SHIP NAME & TYPE	LPP (m)	B (m)	V (m/s)	AV (m/s)	Q (m/s) AT TEST	1+T	$\frac{\Delta V}{\Delta t}$ (M.T.) X 10	$\frac{\Delta V}{\Delta t}$ (M.T.) X 10	$\frac{\Delta V}{\Delta t}$ (M.T.) X 10	$\frac{\Delta V}{\Delta t}$ (M.T.) X 10	$\frac{\Delta V}{\Delta t}$ (M.T.) X 10	$\frac{\Delta V}{\Delta t}$ (M.T.) X 10	$\frac{\Delta V}{\Delta t}$ (M.T.) X 10
H-1 (T)	229	35.2	245	2078	6185	2141	86100	154	394	332	585	939	45*
				Ball	Ball								
				5.435	2.120	7.4200	166	4.25	3.58				
				Ball	Ball								
				12.03	1.871	131.000	1.16	2.98	2.51				
H-2 (T)	290	47.5	881.3	2.751	8.81	2.135	206.200	1.29	3.61	2.05	98.9	13.1	42*
				Ball	Ball								
				12.03	1.871	131.000	1.16	2.98	2.51				
H-3 (O/C)	210	32.2	211.2	1.298	7.22	2.087	81.300	1.68	4.90	2.76	96.0	11.8	60
				Ball	Ball								
				7.22	2.087	81.300	1.68	4.90	2.76	96.0	11.8	60	120
H-4 (O/O)	208	32.2	242	1.237	7.92	2.046	80.600	1.83	4.43	2.72	117.5	10.94	57
				Ball	Ball								
				7.92	2.046	80.600	1.83	4.43	2.72	117.5	10.94	57	112
H-5 (T)	225	37.2	313.4	1.387	12.47	1.882	84.900	1.85	3.57	1.94	115.1	12.5	43*
				Ball	Ball								
				12.47	1.882	84.900	1.85	3.57	1.94	115.1	12.5	43*	95
H-6 (B/C)	216.4	31.7	195.2	1.931	6.00	2.135	80.600	1.55	4.48	3.32	56.1		66
				Ball	Ball								
				6.00	2.135	80.600	1.55	4.48	3.32	56.1			140
A (C)	145	19.6	55.9	0.4688	4.16	1.880	13.910	3.63	9.39	4.82	114.8		102
				Ball	Ball								
				4.16	1.880	13.910	3.63	9.39	4.82	114.8			175
B (B/O)	187.5	25.6	107	1.117	9.887	1.801	70.200	1.52	3.84	2.92	69.5		60*
				Ball	Ball								
				9.887	1.801	70.200	1.52	3.84	2.92	69.5			123
C (T)	197	28.4	120.2	1.102	618	2.068	51.200	1.75	4.30	3.31	73.0		67
				Ball	Ball								
				618	2.068	51.200	1.75	4.30	3.31	73.0			129
				10.52	1.883	63.300	1.37	3.37	2.59				60
				Ball	Ball								
				10.52	1.883	63.300	1.37	3.37	2.59				120
D (T)	195.07	27.43	128.7	1.115	10.535	1.806	81.800	1.46	3.19	2.68	78.0		53
				Ball	Ball								
				10.535	1.806	81.800	1.46	3.19	2.68	78.0			183
E (T)	204	28.2	164.5	1.205	5.491	2.080	50.500	1.96	4.52	3.42	85.1	13.0	72
				Ball	Ball								
				5.491	2.080	50.500	1.96	4.52	3.42	85.1	13.0	72	137
				10.871	1.802	63.500	1.44	3.32	2.51				61*
				Ball	Ball								
				10.871	1.802	63.500	1.44	3.32	2.51				123
F (T)	204.4	28.8	158.7	1.115	10.765	1.819	94.800	1.40	3.36	2.40	88.1		58
				Ball	Ball								
				10.765	1.819	94.800	1.40	3.36	2.40	88.1			111
G (T)	213	30.5	197.5	1.283	7.00	2.078	75.300	1.65	3.84	2.83	88.0		60
				Ball	Ball								
				7.00	2.078	75.300	1.65	3.84	2.83	88.0			123
				11.22	1.829	107.000	1.36	3.16	2.33				50*
				Ball	Ball								
				11.22	1.829	107.000	1.36	3.16	2.33				410

Table I. 1 - (2) NATURAL FREQUENCY OF TESTED SHIPS
(FOR VERTICAL)

SHIP NAME & TYPE	LPP (m)	B (m)	V (m/s)	AV (m/s)	d (m) AT TEST	ΔV	$\sqrt{\frac{100}{\Delta V^2}}$	$\frac{100}{\Delta V^2}$	$\frac{100}{\Delta V^2}$	$\frac{100}{\Delta V^2}$	$\frac{100}{\Delta V^2}$	N2V (cps)	N3V (cps)	N4V (cps)	NSV (cps)
H [⊙]	213	30.5	201.7	1.343	Ball	5.867	2.078	75.300	1.79	4.13	3.12	85.9	10.3	66*	131
(T)					Ball	1.824	11.000	1.37	3.16	2.39		56*	121		229
					11.302										270
J [⊙]	145	19.5	405.4	0.442	4.656	1.677	14.090	3.08	9.19	4.65	113	11.2	100	180	375
(C)					Ball	1.678	13.710	3.380	9.30	5.30	106		114	193.5	353
					4.66										482
K [⊙]	145.38	19.5	478.0	0.558	4.66	1.678	13.710	3.380	9.30	5.30	106		114	193.5	353
(C)					4.66										482
L [⊙]	152	21.0	62.12	0.636	4.115	2.130	20.330	2.949	8.59	4.53	110	13.3	90	176	250
(B/C)					4.115										330
M [⊙]	167	22.6	74.45	0.598	4.216	2.138	24.400	2.56	6.91	3.83	116	11.5	79	157	232
(B/C)					4.216										300
N [⊙]	204.4	28.8	158.7	1.115	10.8	1.816	84.900	1.399	3.36	2.40	89.1	12.9	54	111	176
(T)					10.8										234
P [⊙]	211.8	31.7	190.7	1.243	7.27	2.077	78.950	1.585	3.79	2.71	88.9	9.56	55	114	167
(T)					7.27										250
					11.09										282
Q [⊙]	145	19.5	43.37	0.469	4.622	1.678	13.860	3.21	9.25	4.82	115	12.7	110	193	283
(C)					4.622										
R [⊙]	145.38	19.5	42.7	0.688	3.769	1.667	10.530	3.643	10.06	6.71	77.0		113	198	301
(C)					3.769										356
S [⊙]	193	27.6	158.5	1.048	5.43	2.119	47.500	2.155	5.75	3.38	106		65*	125	185
(B/C)					5.43										250
															310
T [⊙]	195	27.0	130.5	1.033	5.80	2.103	48.700	1.881	4.67	3.30	85.0	10.85	72*	140	209
(T)					5.80										281
					10.63										328
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										
					10.63										

※ : ESTIMATED VALUE
 f : USED TANKER'S VALUE WHEN $G \geq 0.75$
 $\Delta V = (1 + \tau) \Delta$
 $\tau = 0.3 \frac{B}{L} - 0.033 \left(\frac{$

Table 1.2 EMPIRICAL FACTOR $C_N = \frac{N_{VL}}{1352 \times \pi^3 \times 10^6 \sqrt{L^3 (1 + 0.00032 L^2)}} \text{ WHERE } (N_{VL}) \text{ L (M)}$ $\Delta \text{ ----- (TON)}$												
SHIPS NAME	LPP	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C		
H-1	229 M	0.608	0.568	0.549	0.519	0.565				0.562		
	Ball	0.595	0.734	0.658						0.662		
	Full	0.769	0.807	0.771	0.792					0.787		
H-2	290 M	0.723	0.730	0.733	0.695	0.679				0.712		
H-5	225 M	0.526	0.627					0.632	0.680	0.616		
	Ball	0.799	0.788	0.808	0.757	0.744	0.741	0.715	0.703	0.757		
	Full	0.922	0.965	0.984	0.943	0.894	0.861			0.929		
H	213 M	0.802	0.820	0.794	0.747					0.791		
	Ball	0.891	0.984	0.896	0.908	0.877	0.836			0.899		
	Full	0.843	0.902	0.990	0.928					0.916		
P	211.8 M	0.759	0.814	0.775	0.867	0.775				0.799		
	Ball	0.892	0.984	0.915	0.924	0.864	0.918	1.020	0.997	0.941		
	Full	0.831	0.829	0.810	0.807	0.747	0.984	0.946		0.939		
T	195 M	0.884	0.937	0.792						0.805		
	Ball	0.789	0.820	0.883	0.788	0.836	0.794			0.906		
	Full	0.707	0.735	0.794	0.736	0.697	0.804			0.820		
H-3	210 M	0.887	0.937	0.792						0.734		
H-4	208 M	0.689	0.709	0.671	0.665					0.872		
	Ball	0.697	0.738	0.732	0.706					0.683		
	Full	0.735	0.700	0.697	0.725	0.716	0.732			0.718		
H-6	216.4 M	0.779	0.722	0.712						0.718		
L	152 M	0.759	0.670	0.658	0.610	0.565	0.555			0.738		
M	167 M	0.670	0.520	0.602	0.548	0.532	0.529			0.636		
J	145 M									0.568		
Q	145 M											
K	145.38 M											
R	145.38 M											

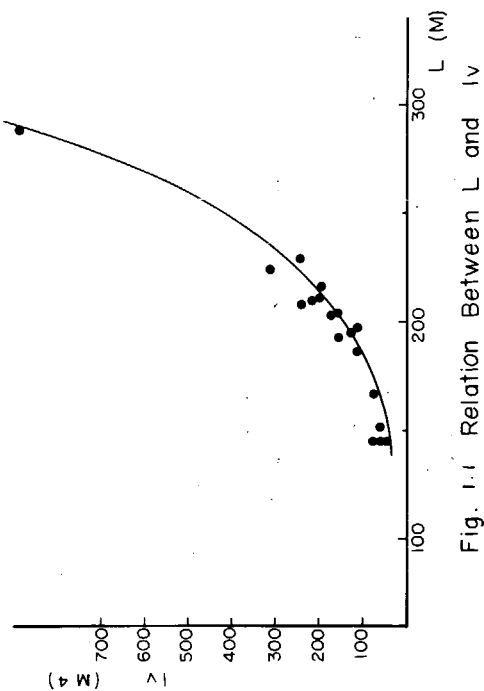


Fig. 1.1 Relation Between L and Iv

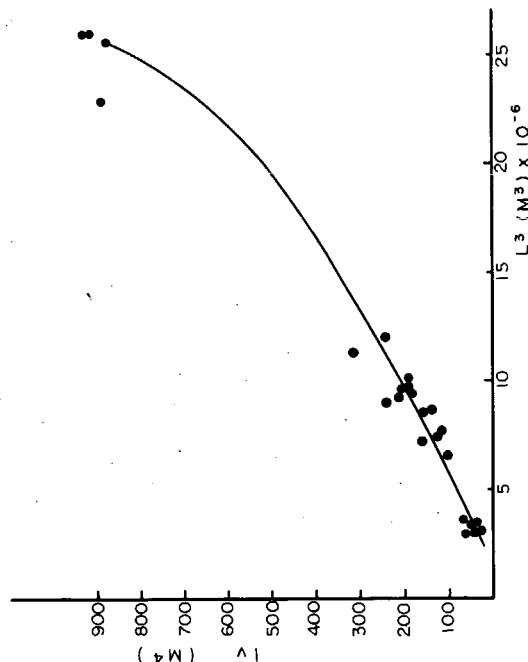


Fig. 1.2 Relation Between L³ and Iv

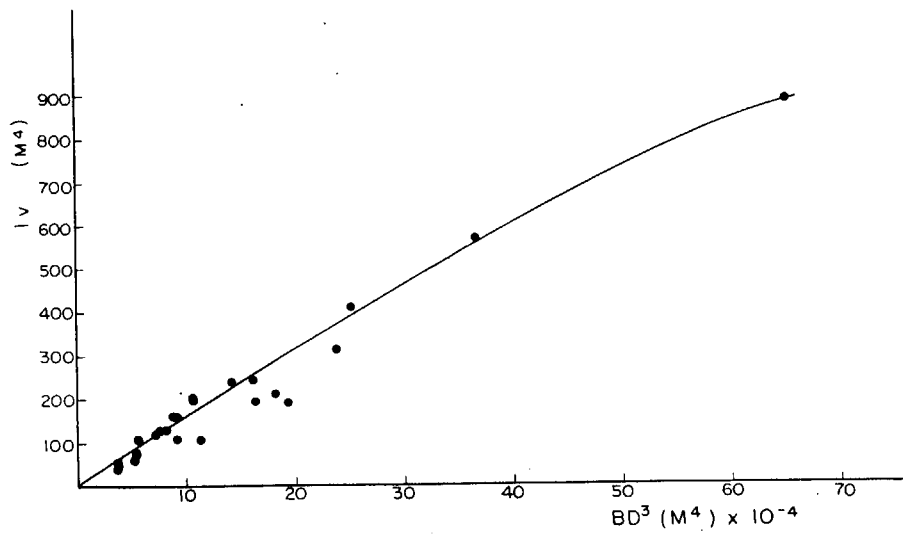


Fig. 1.3 Relation Between BD^3 and I_v

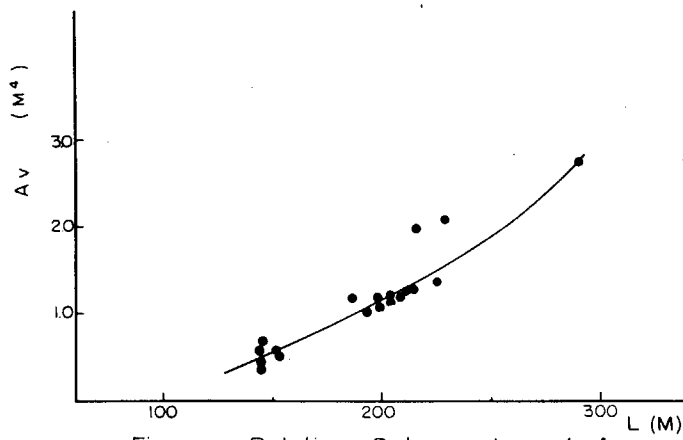
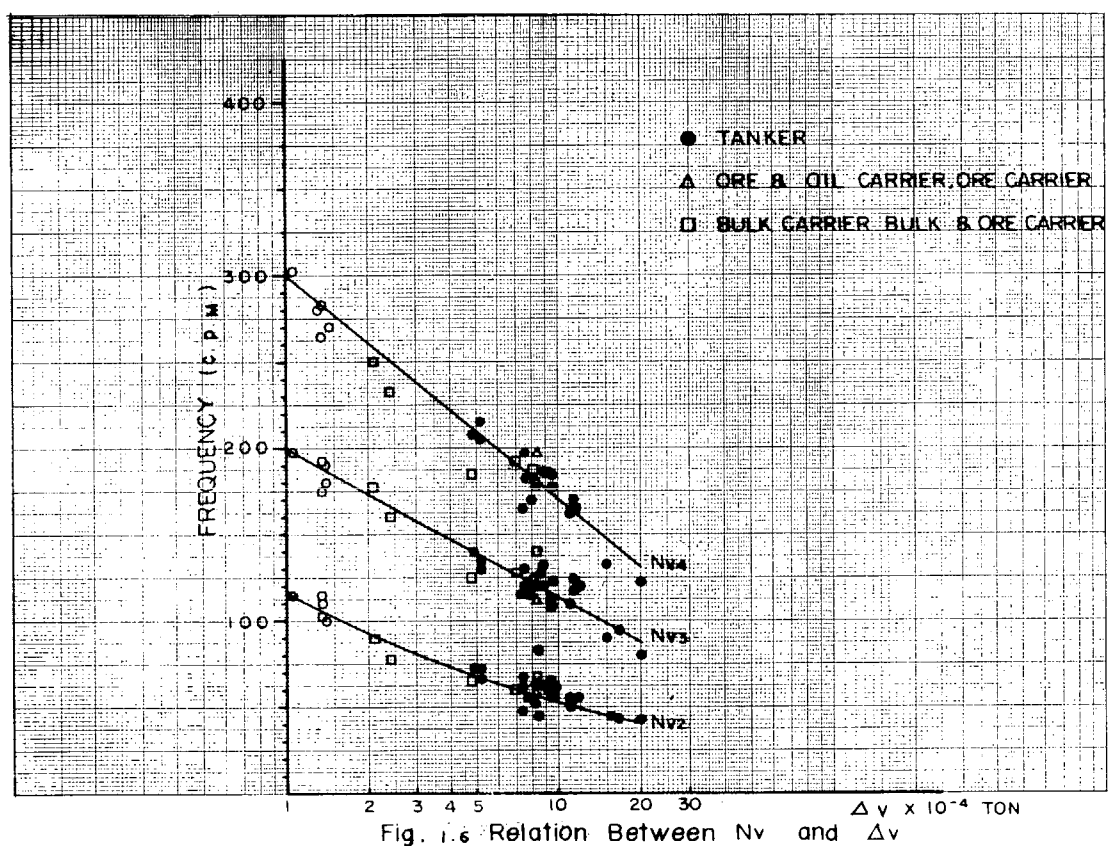
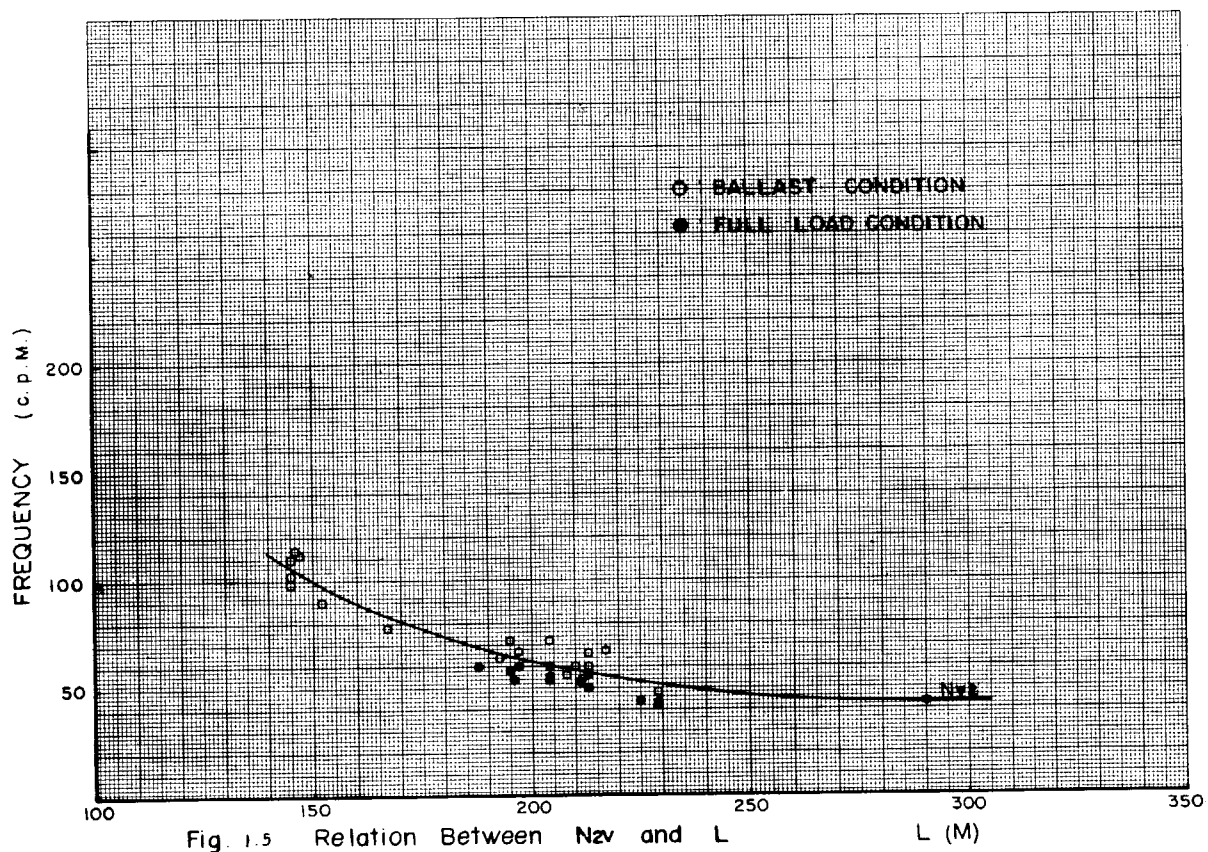


Fig. 1.4 Relation Between L and A_v



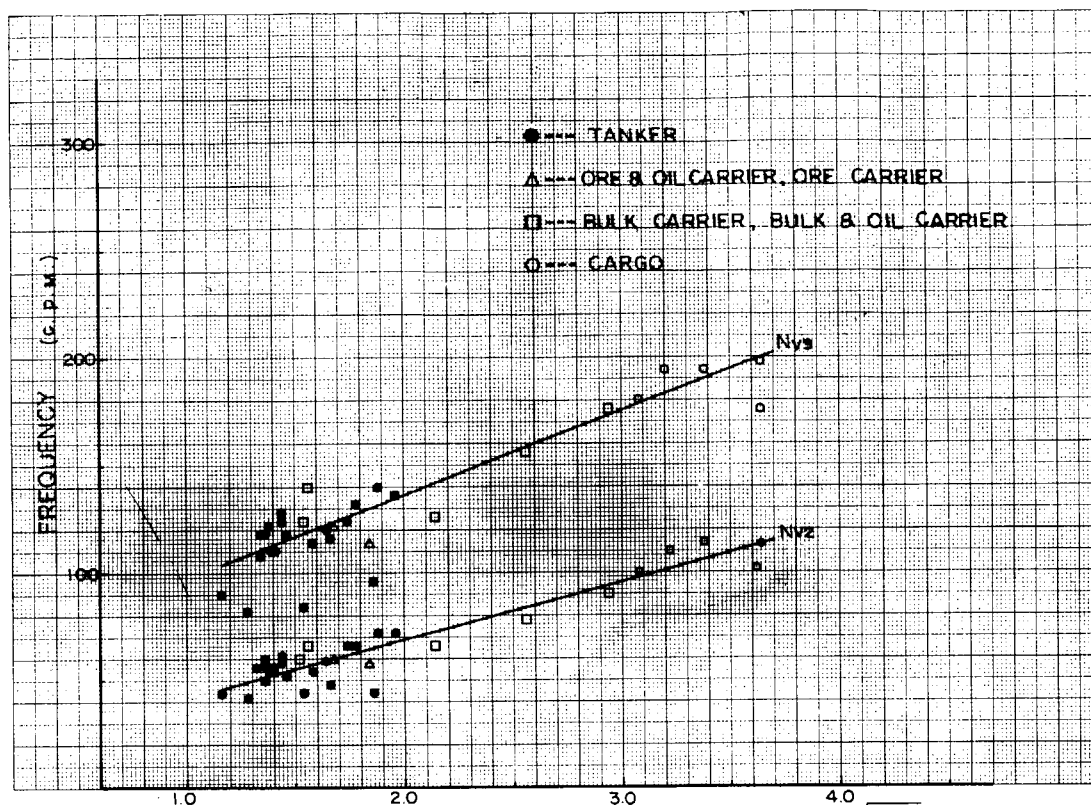


Fig. 1.7 Relation Between Nv and $\sqrt{\frac{V}{\Delta V L^3}} \times 10^{-5}$

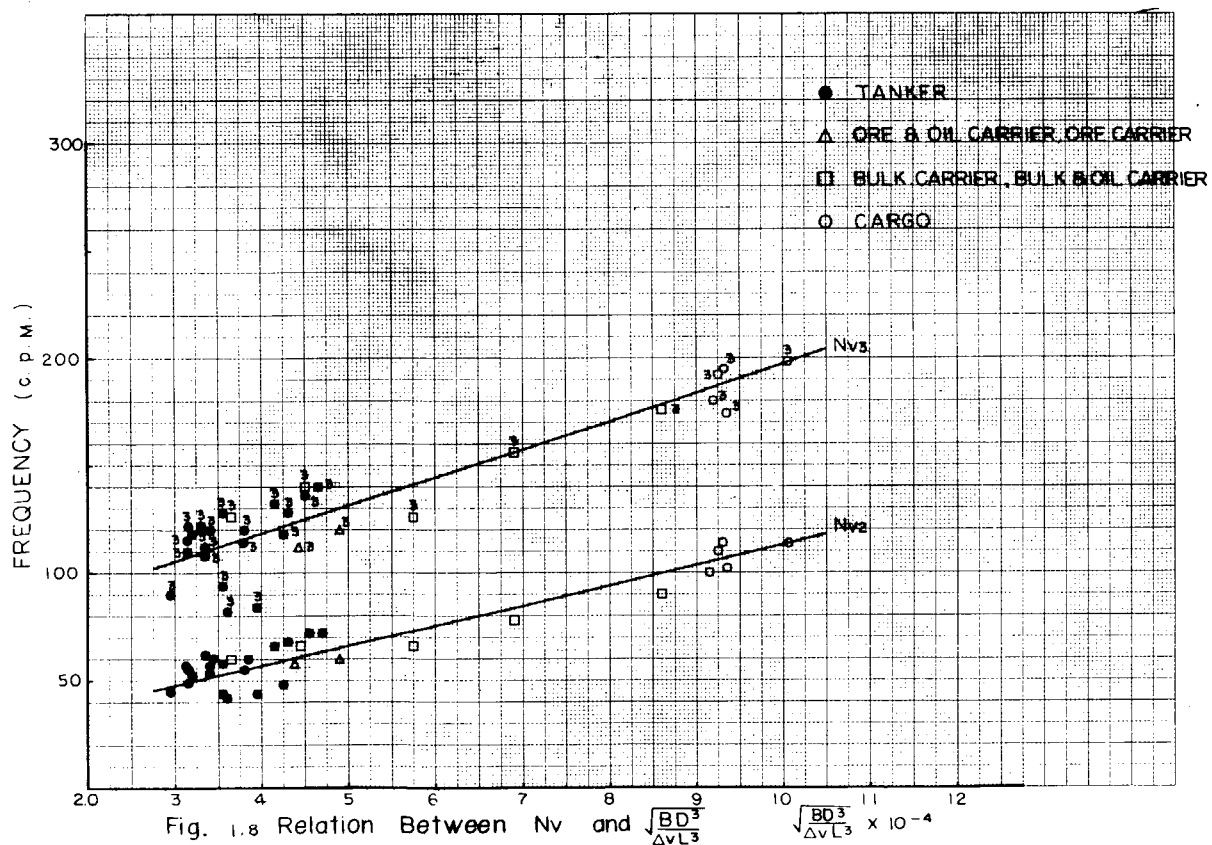
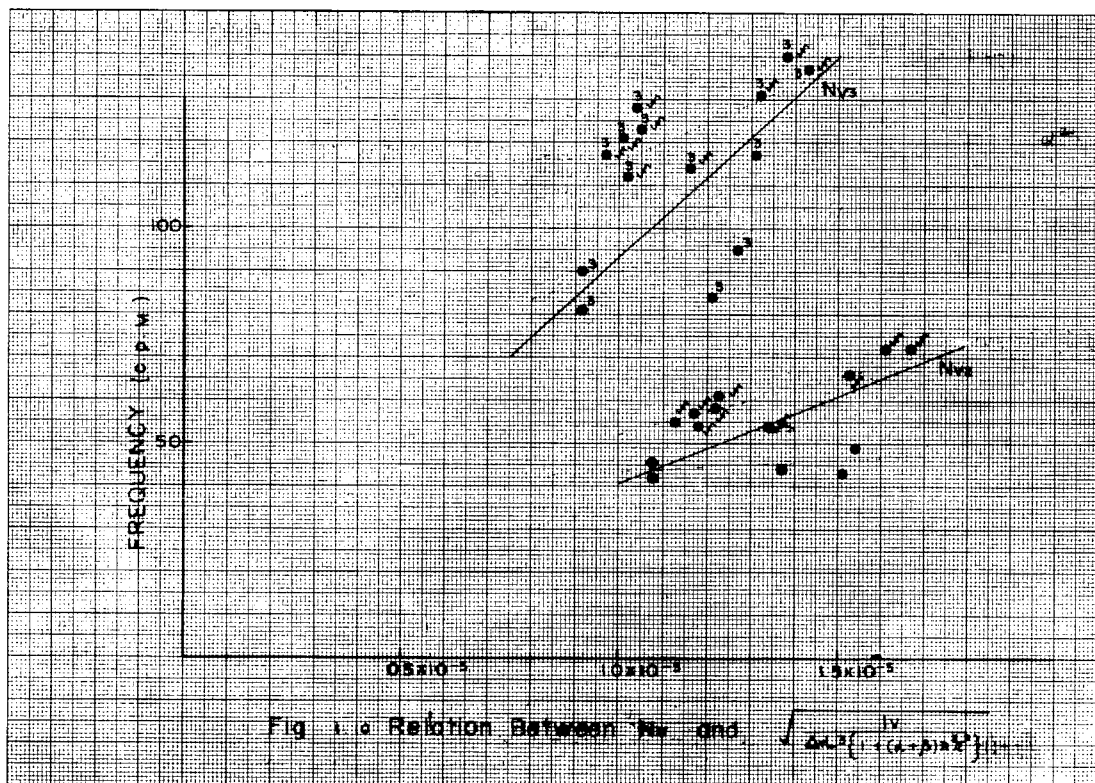
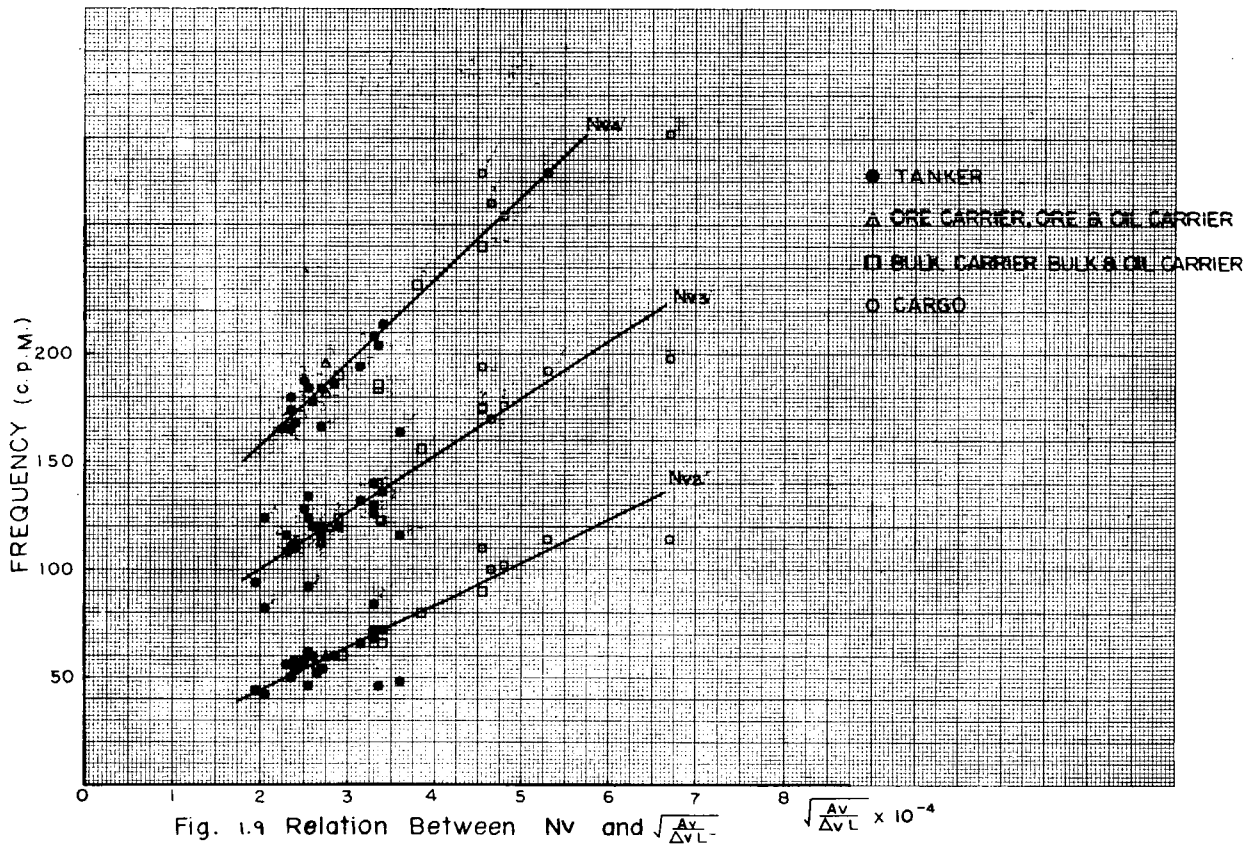
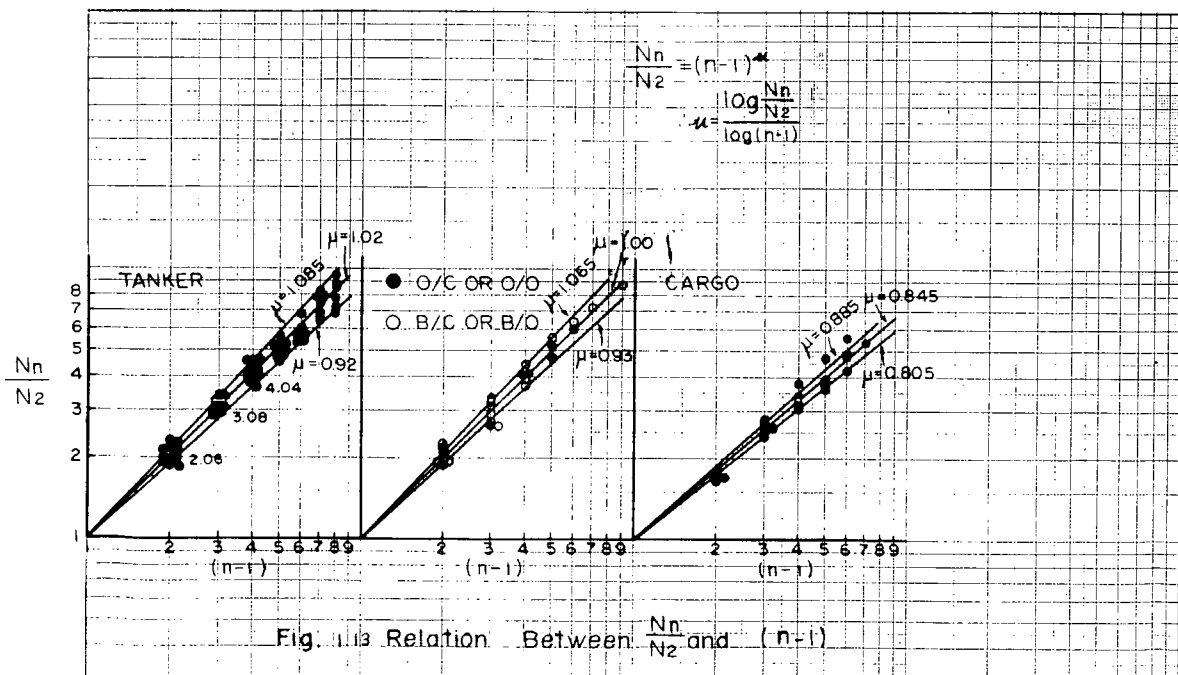
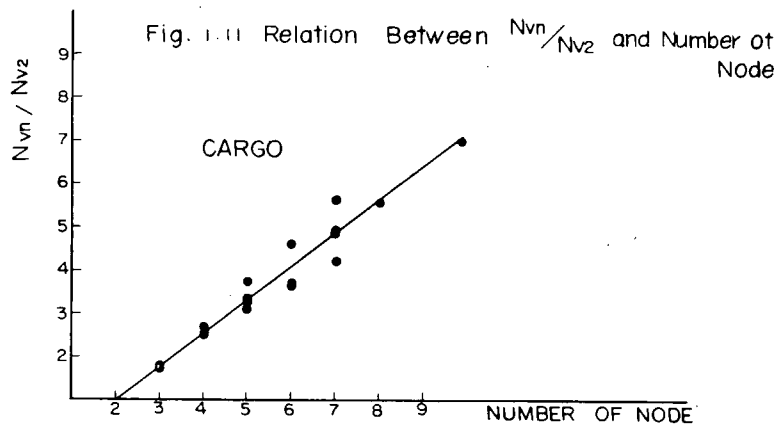
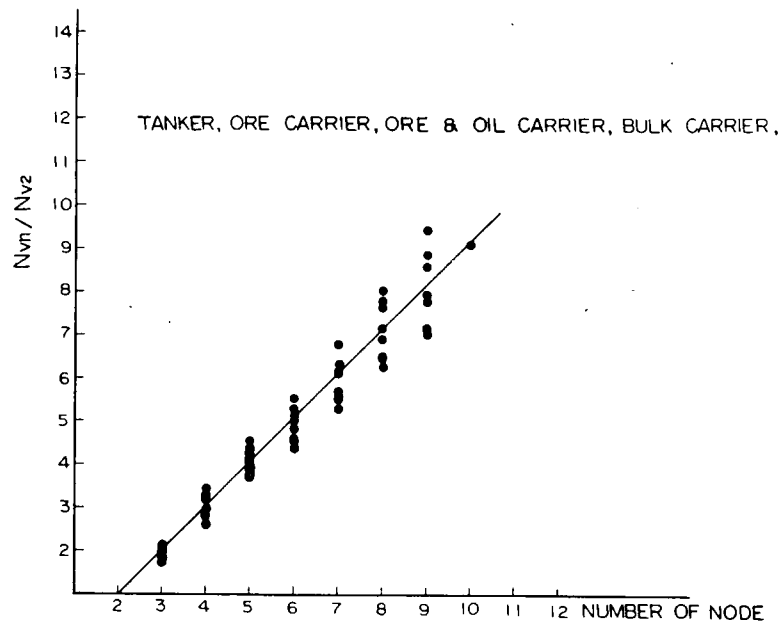


Fig. 1.8 Relation Between Nv and $\sqrt{\frac{BD^3}{\Delta V L^3}} \times 10^{-4}$





- TANKER, O/C, O/O, B/C
- GARGO

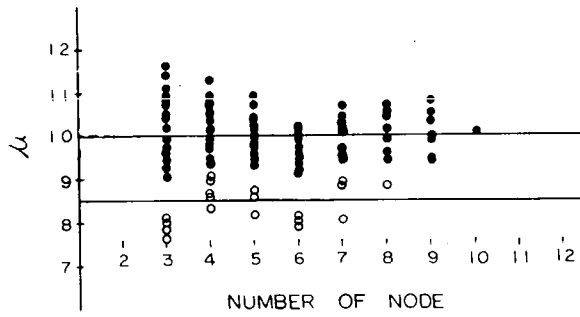


Fig. 1.14 Relation Between μ and Number of Node

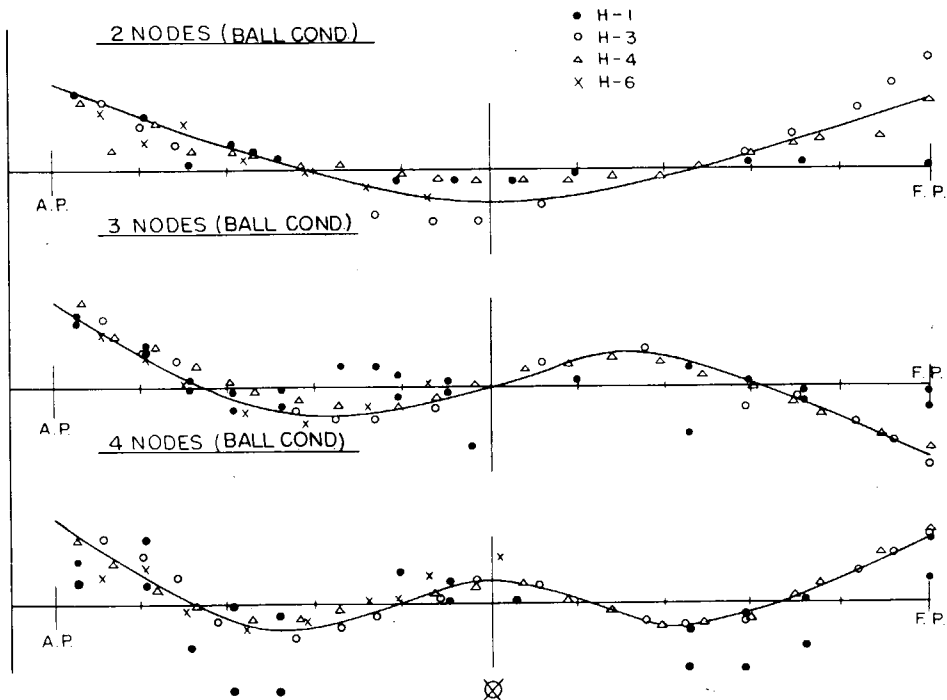
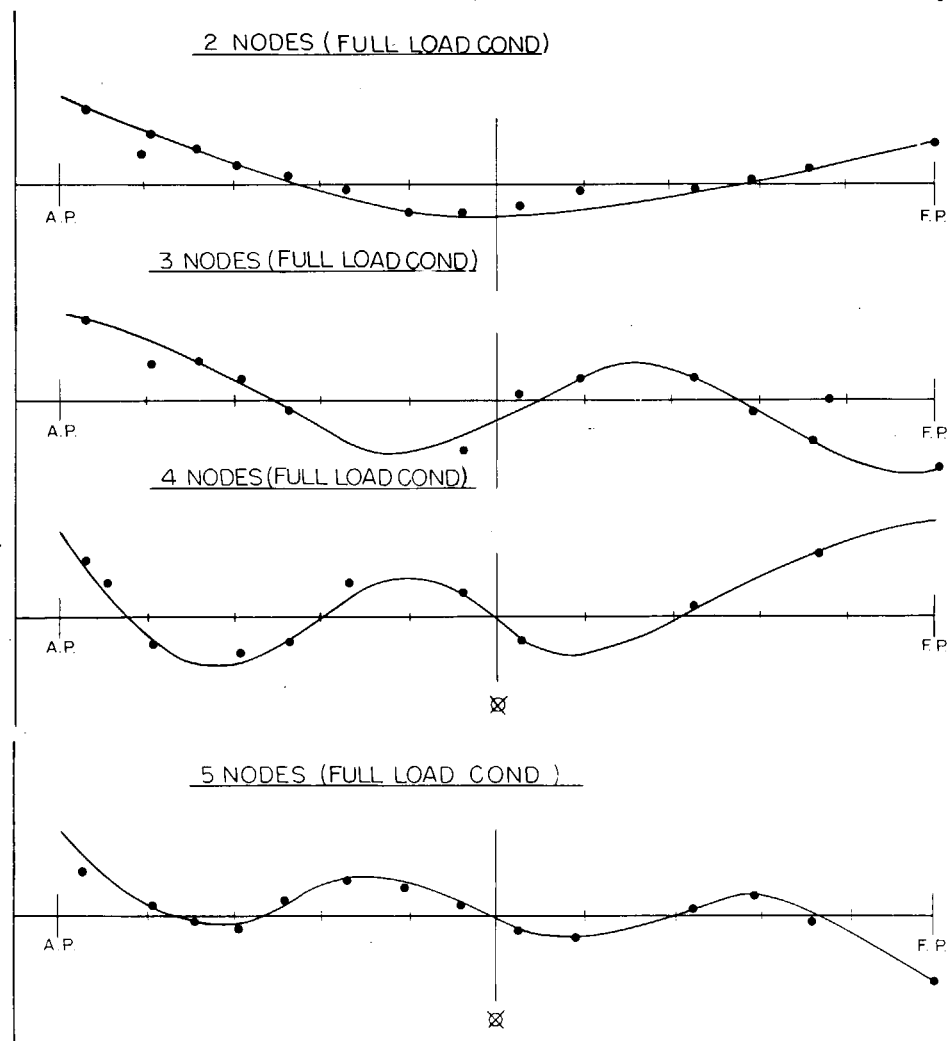
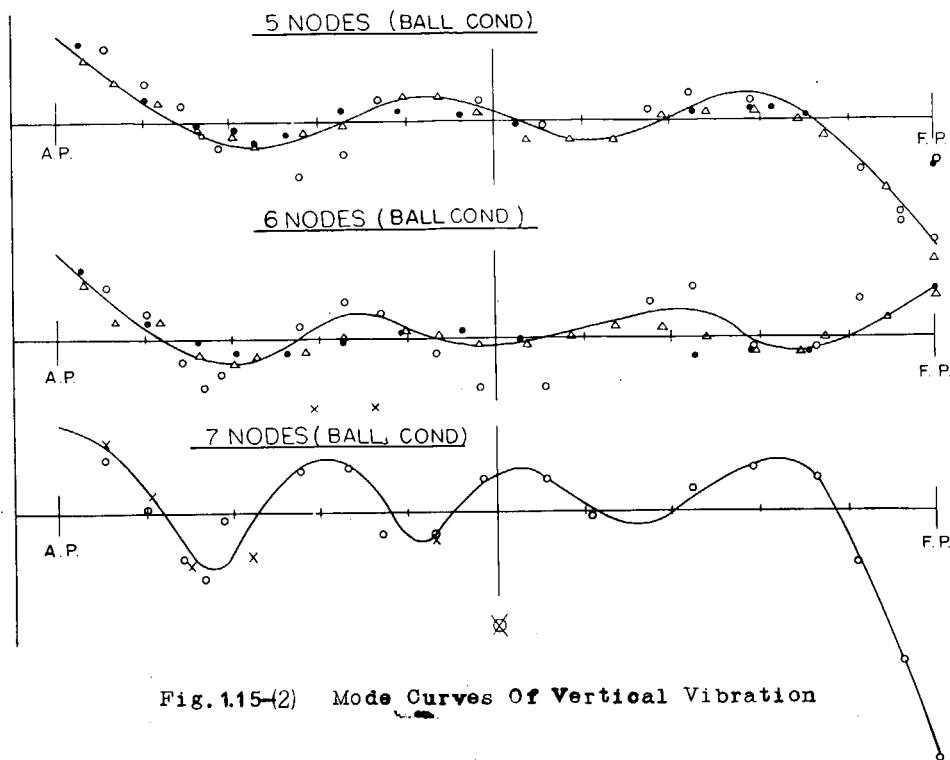


Fig. 1.15-(1) Mode Curves Of Vertical Vibration



1.2 船体水平固有振動数

船体水平固有振動数についても先に 1.1 船体上下固有振動数のところで述べたと同様の解析方法を用いた。すなわち船の主要寸法と剛性などとの関係を求めるとともに

$$N_{hn} = C_{hn} \cdot \frac{60}{2\pi} n^2 \pi^2 \sqrt{\frac{gEI_h}{\Delta_h L^3 \{1 + (\alpha + \beta) n^2 \pi^2\}}} \dots\dots\dots (1.6)$$

を用いて、実験値から N_{hn} と $\frac{60}{2\pi} n^2 \pi^2 \sqrt{\frac{gEI_h}{\Delta_h L^3 \{1 + (\alpha + \beta) n^2 \pi^2\}}}$ との関係などを求めることとした。

- ただし
- Δ_h : Virtual Mass ($=\Delta(1.0 + 1.1 d/B)$)
 - C_{hn} : Empirical Factor
 - α : せん断たわみ係数 ($=EI_h/(k'A)_{hg} L^2$)
 - β : 回転慣性係数 ($=r^2/L^2$)

1.2.1 実船の水平固有振動数と主寸法および剛性等の諸数値との関係

L , L^3 および B^3D と I_h ならびに L と A_h との関係は Fig. 1.16 ~ Fig. 1.19 に示したとおりである。

次に L , Δ_h , $\sqrt{B^3D/\Delta_h L^3}$, $\sqrt{A_h/\Delta_h L}$, および $\sqrt{I_h/\Delta_h L^3}$ と N_{hn} との関係を求めれば Fig. 1.20 ~ Fig. 1.24 に示したとおりである。

上記図中には参考のため原子力船研究協会で行なわれた実船実験の資料を点線にて示してある。

また上述した (1.6) 式から $\sqrt{I_h/\Delta_h L^3 \{1 + (\alpha + \beta) n^2 \pi^2\}}$ と N_{h2} との関係を求めると Fig. 1.25 のごとくである。

次に高次振動数と 2 節振動数との比と節数との関係を Fig. 1.26 に示す。

1.2.2 節数と固有振動数

上下振動の場合と同様、2 節振動数と高次振動数との間に

$$N_{hn}/N_{h2} = (n-1)^\mu \dots\dots\dots (1.7)$$

の関係が成りたつものとして、この μ の値を実船実験よりもとめると Fig. 1.27 のごとくである。

1.2.3 計測されたモード曲線

実験で計測されたモード曲線を上下振動の場合と同様の方法で整理すると Fig. 1.28 のごとくである。

1.2.4 考 察

以上水平振動について若干の検討を行なつたが、上下振動に比較すると、実験資料の数が少ないので、得られた結果も必ずしも十分とはいえない。したがって今後も資料を集め、これらを明確にしていく必要があるものと考えられる。

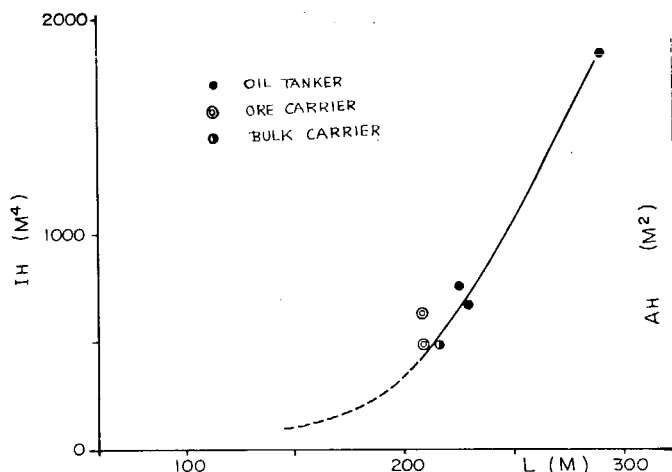


Fig. 1.16 Relation Between L and I_h

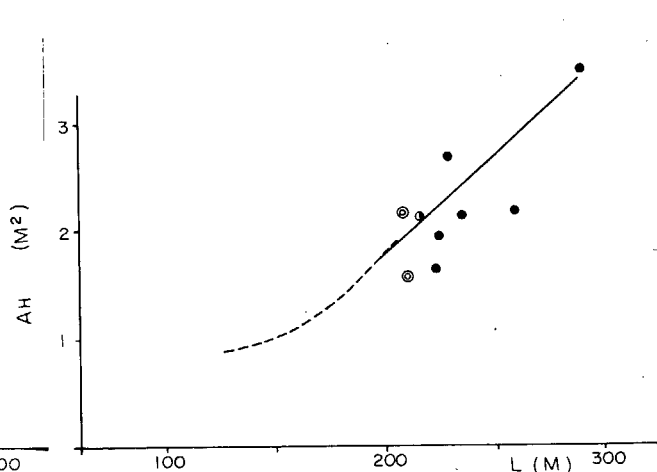


Fig. 1.17 Relation Between L and A_h

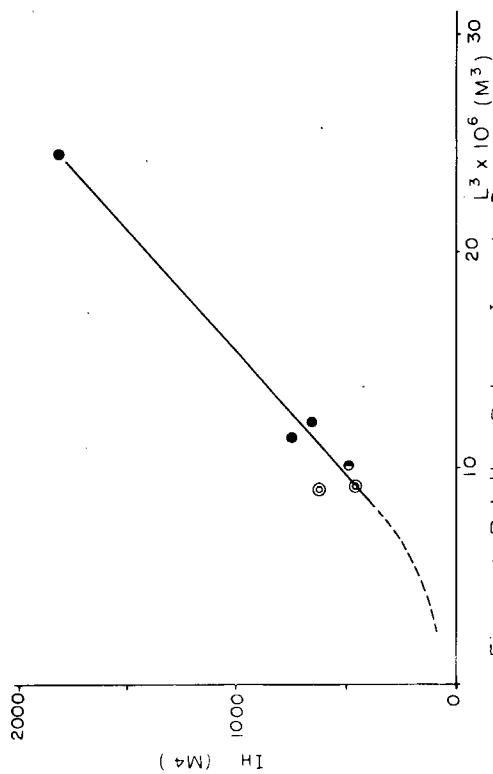


Fig. 1.18

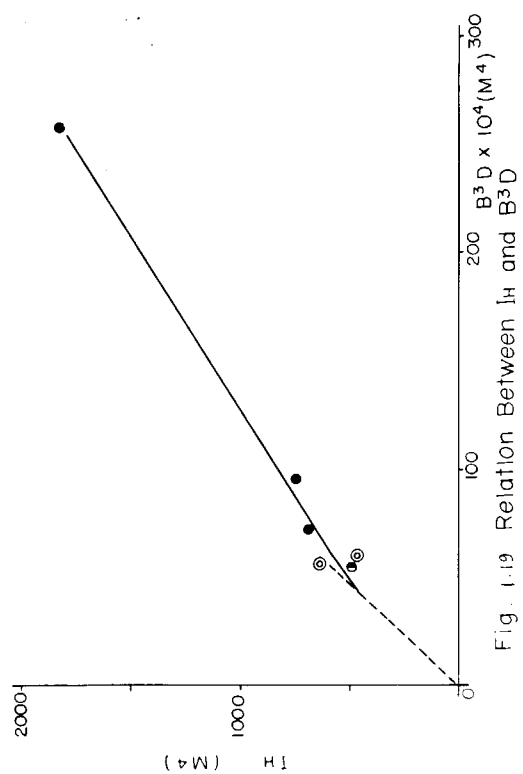


Fig. 1.19

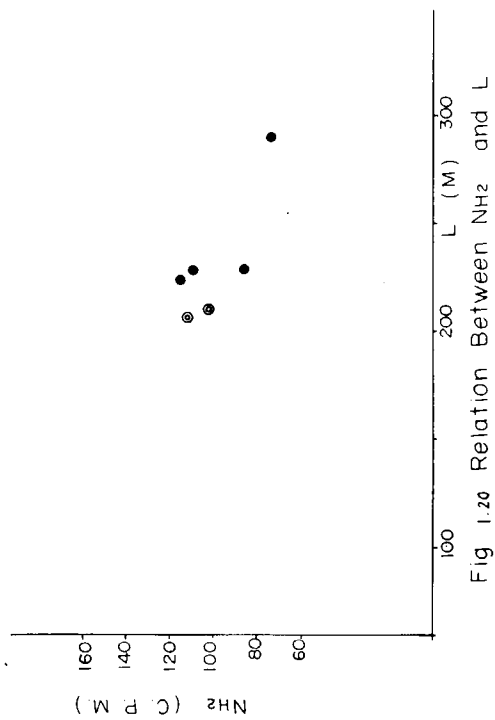


Fig. 1.20

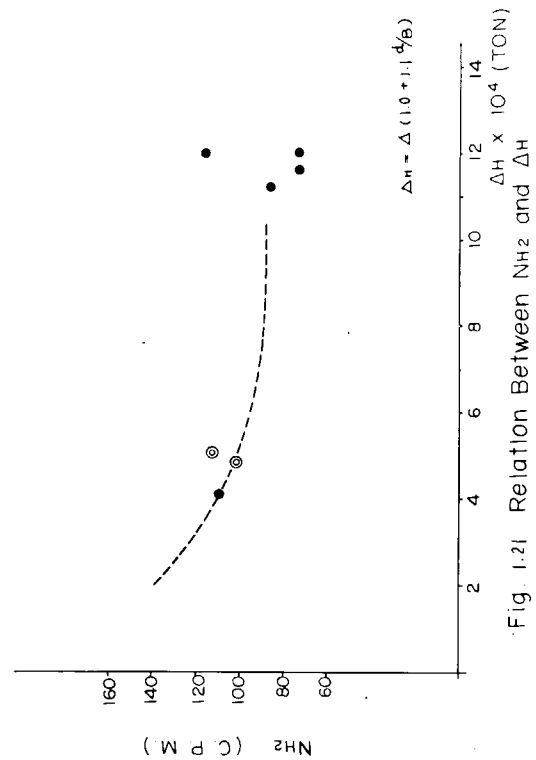


Fig. 1.21

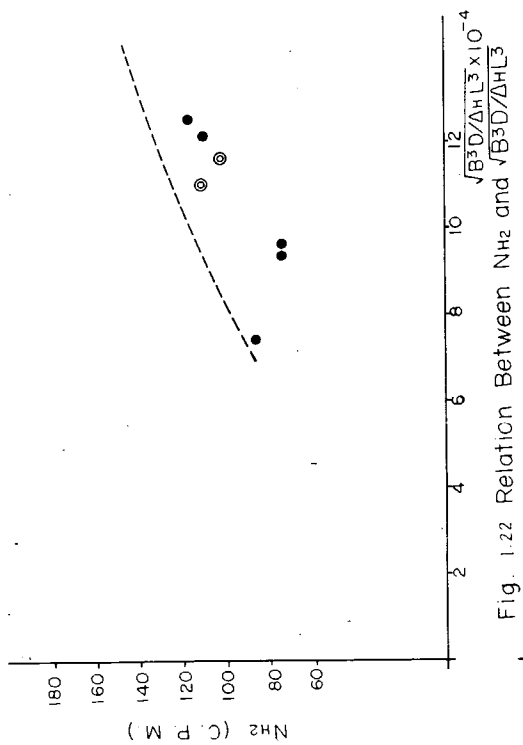


Fig. 1.22 Relation Between N_{H2} and $\sqrt{B^3 D / \Delta H L^3} \times 10^{-4}$

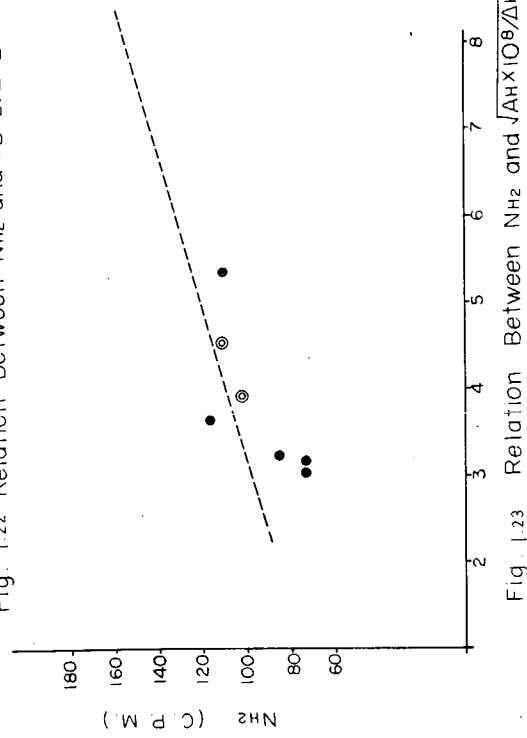


Fig. 1.23 Relation Between N_{H2} and $\sqrt{A_H \times 10^8 / \Delta H L}$

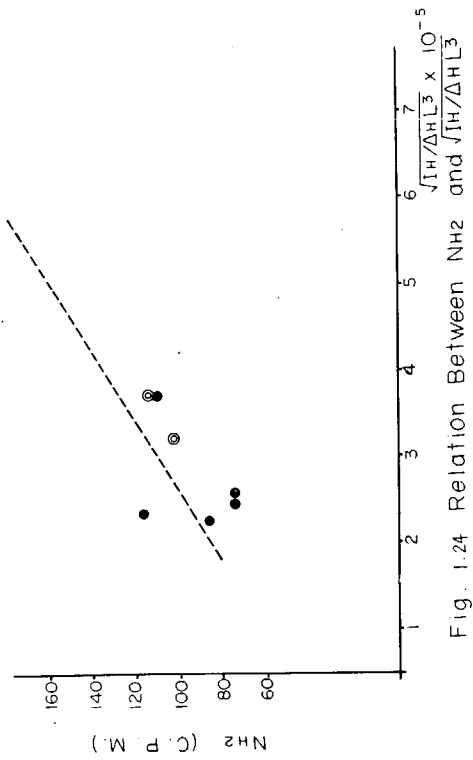


Fig. 1.24 Relation Between N_{H2} and $\sqrt{I_H / \Delta H L^3} \times 10^{-5}$

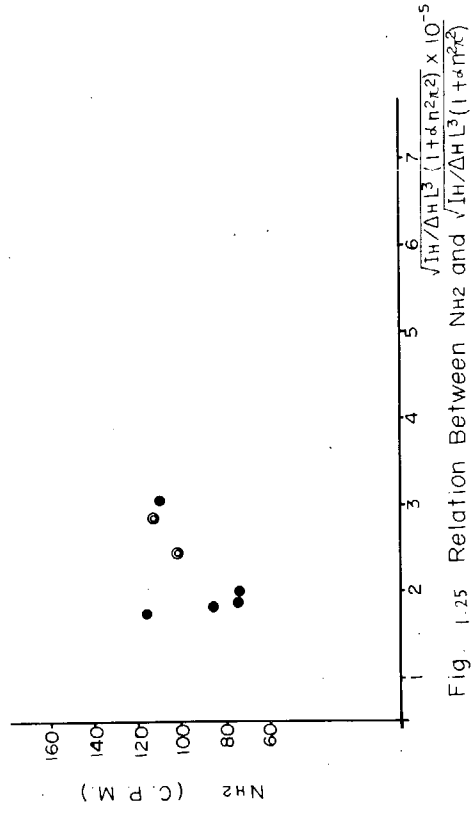


Fig. 1.25 Relation Between N_{H2} and $\sqrt{I_H / \Delta H L^3 (1 + 4 \pi^2 k^2)} \times 10^{-5}$

$N_{H1} / N_{H2} \sim \text{NO. OF NODES}$

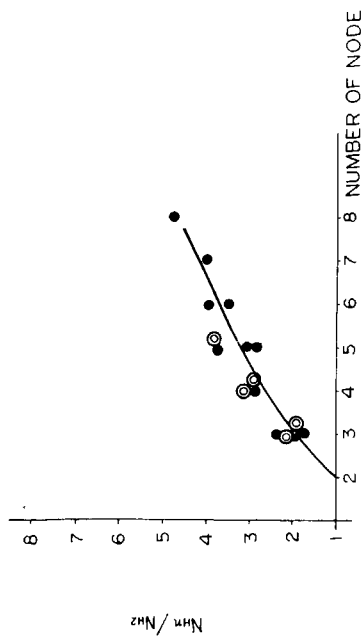


Fig. 1.26 Relation Between N_{H1}/N_{H2} and Number of Node

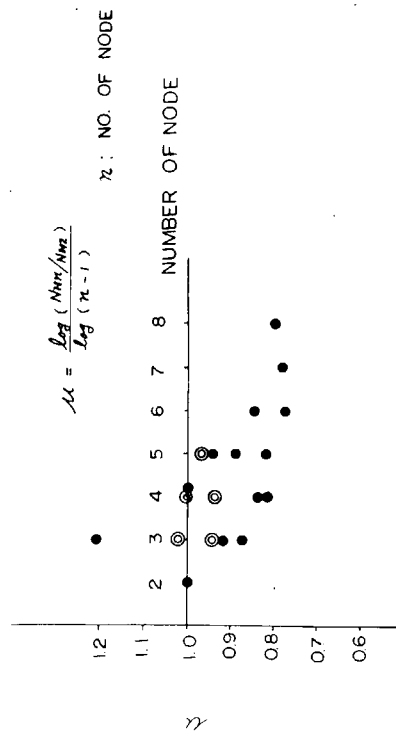


Fig. 1.27 Relation Between μ and Number of Node

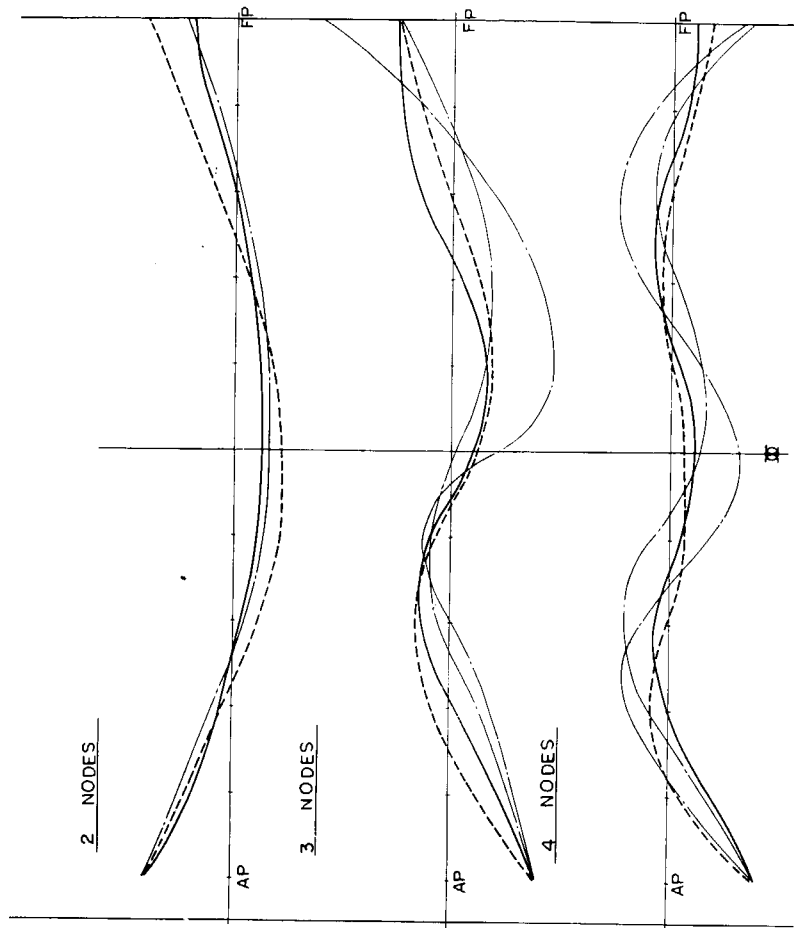


Fig. 1.28-(1) Mode Curves Of Horizontal Vibration

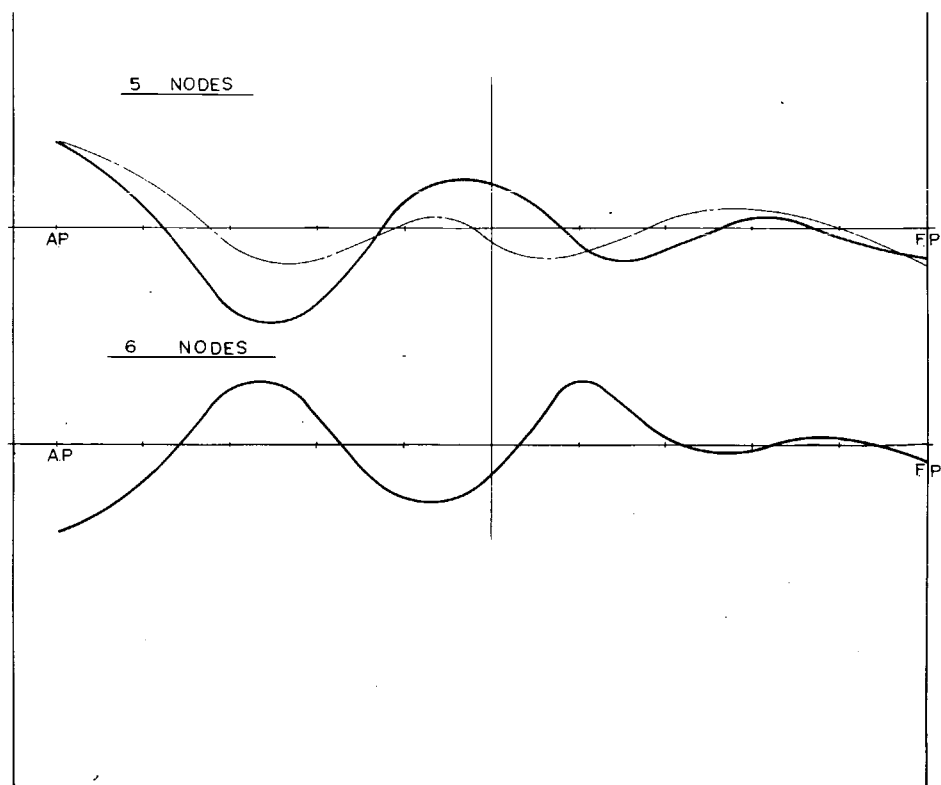


Fig. 1.28 -(2) Mode Curves Of Horizontal Vibration

1.3 船体縦固有振動数²⁾

船体自身の前後方向の振動（以下では縦振動と称する）は従来高い固有振動数を有するものと考えられて来ていたが、近來この縦振動にともなう軸系や機械台の振動、さらには上部構造や煙突の振動などが Blade Frequency の範囲で経験されるようになり、問題となりつつある。

したがって、本研究では特に船体の縦振動についても若干の検討を加えた。

いま、船体を n 個の区間に分け、その区間内では断面積一定、および振動質量一定と仮定し、縦固有振動数を計算する場合、次の関係式が成り立つ。

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = E \cdot \frac{A_i}{\mu_i} \cdot \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} \quad \dots\dots\dots (1.8)$$

- ここに
- u_i : i 番目の区間の前後方向の変位
 - A_i : " の強度部材の断面積
 - x_i : 船の長さ方向の座標
 - E : Young 率
 - μ_i : 単位長さ当りの質量

上式の解は y_i を Normal Function として $u_i = y_i \cos pt$ と置けば y_i の解が得られる。境界条件として船の前後端で Strain が 0、各区間端で変位および Force が等しいという条件を考慮して円振動数 P を算定する。

1.3.1 解析船

解析船としては昭和40年度造船協会にて実施した船 L-1, L-2, S-3, S-7 および舞鶴重工業(株)にて行なつた A 船および B 船の計6隻を対象とし、これらの船の上甲板において明らかに縦振動を生じている場合について、甲板と船底の位相、上下振動のピークの有無を確かめて解析を行なつた。

1.3.2 解析の範囲

解析船の資料に応じて L-1, L-2, S-3, S-7 および A, B 船の計 6 隻については後述の Empirical Factor $C_{\ell n}$ を求めるとともに L-1, A および B 船については縦固有振動数 $N_{\ell n}$ を (1.8) 式によつて直接計算を行なつた。

1.3.3 Empirical Factor $C_{\ell n}$

一般に船体の縦振動の固有振動数は (1.8) 式を用いて算出するのが正しい方法であるが、そのためには船体の断面積分布や重量分布を正確に知る必要がある。しかし、これらが不明の場合も少なくないので、上下振動や水平振動の場合によく用いられる方法に従つて船体を一様断面梁と仮定した計算を行ない、実験値から Empirical Factor を求めることを試みた。すなわち、

$$N_{\ell n} = 30 \cdot n \cdot C_{\ell n} \sqrt{\frac{gEA\Delta}{\Delta \cdot L}} \quad \dots\dots\dots (1.9)$$

ここに Δ : 排水量
 L : 船の長さ
 $A\Delta$: 船の中央部における縦通部材の断面積
 n : 節 数
 $C_{\ell n}$: Empirical Factor
 $N_{\ell n}$: n 節の縦固有振動数

実験値から (1.9) 式により求めた $C_{\ell n}$ の値は Table 1.3 に示したとおりである。

Table 1.3

	L - 1	L - 2	S - 3	S - 7	A	B
$N_{\ell 1}$	319 C.P.M.	(420.7)	(550)	—	329	334
$C_{\ell 1}$	0.978	(1.035)	(0.880)	—	1.049	1.065
$N_{\ell 2}$	585 C.P.M.	(786.1)	—	(590)	(540)	—
$C_{\ell 2}$	0.888	(0.967)	—	(0.844)	(0.855)	—

() 内は Mode Curve は確認できなかったが、他の実験の振動数と比較して節数を類推したものについての値である。

1.3.4 (1.8) 式による係数 $C'_{\ell n}$ と (1.9) 式による係数 $C_{\ell n}$ との比較

(1.8) 式を用いた詳細計算の結果を実験値と比較しても前節と同様に Empirical Factor $C'_{\ell n}$ を求めることができるが、この $C'_{\ell n}$ は (1.9) 式における $C_{\ell n}$ と当然異なつた値となる。今、これらの両者の比を η とすれば、L-1, A および B 船について求めた $C_{\ell n}$ および η の値は Table 1.4 に示したとおりである。

Table 1.4

		L - 1	A	B
1	$C_{\ell 1}$	1.05	1.14	1.15
NODE	η_1	1 / 1.07	1 / 1.09	1 / 1.08
2	$C_{\ell 2}$	1.02	(1.07)	—
NODE	η_2	1 / 1.14	(1 / 1.15)	—

() 内は Mode Curve は確認できなかったが、他の実験の振動数と比較して節数を類推したものについての値である。

1.3.5 N_{en} と $\sqrt{\frac{gEAx}{\Delta L}}$ との関係および節数と C_{en} との関係

N_{en} と $\sqrt{gEAx/\Delta L}$ との関係および C_{en} と n (節数) との関係を図示すれば Fig. 1.29 ~ Fig. 1.30 のごとくである。

なお、Fig. 1.31 ~ Fig. 1.36 は参考のために供試船の重量分布、断面積分布および実測された Mode Curve を示したものである。重量分布曲線は任意の点における単位長さ当りの重量 w_x と船全体での単位長さ当りの重量 (排水量を船長で除したもの) との比を示したものである。

1.3.6 考 察

船体の縦固有振動数については、まだ実験データの数が不十分であるが、現在までの解析の結果次のことが考察される。

(1) Fig. 1.29 の N_{en} と $\sqrt{gEAx/\Delta L}$ 曲線よりわかるごとく、 N_{en} と $\sqrt{gEAx/\Delta L}$ とはほぼ直線関係にあり、一様断面梁として計算を行ない、それに Empirical Factor C_{en} を乗ずることによつて比較的簡単に求められる。

(2) Empirical Factor C_{en} と節数の関係は Fig. 1.30 に示されている。

これより、1節振動では $C_{en} = 1.0$ 、2節振動では $C_{en} = 0.87$ と考えられる。

(3) 本報告では船体縦振動の諸計算に Virtual Mass を考慮していないが、この点については実験資料の集積をまつてさらに検討する必要がある。

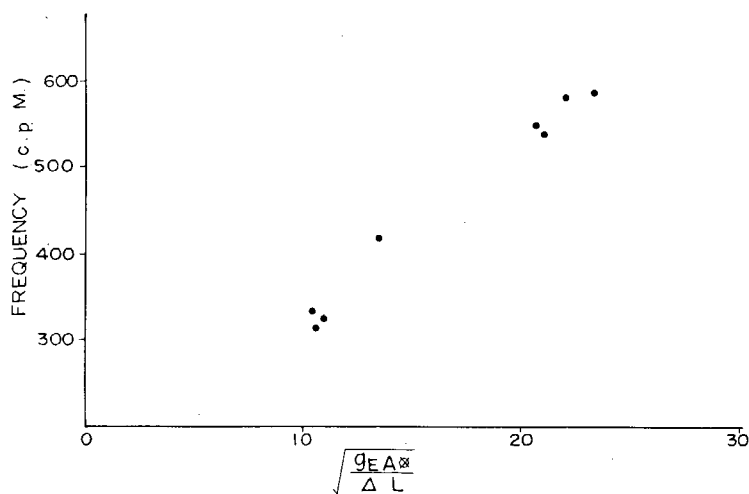


Fig. 1.29 Relation Between N_{en} and $\sqrt{\frac{gEAx}{\Delta L}}$

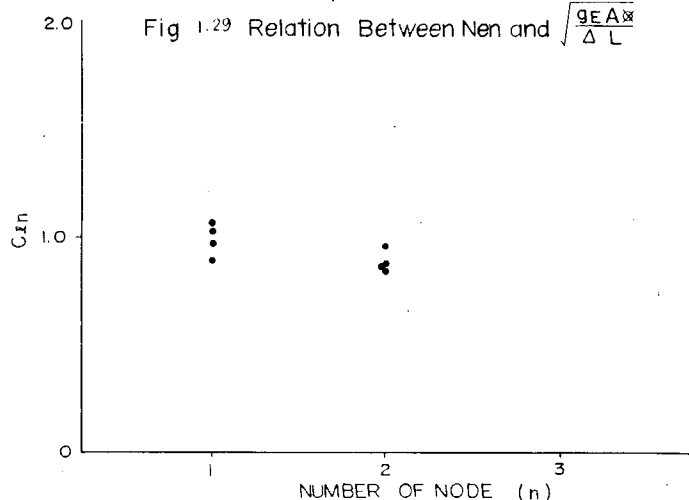


Fig. 1.30 Relation Between n and C_{en}

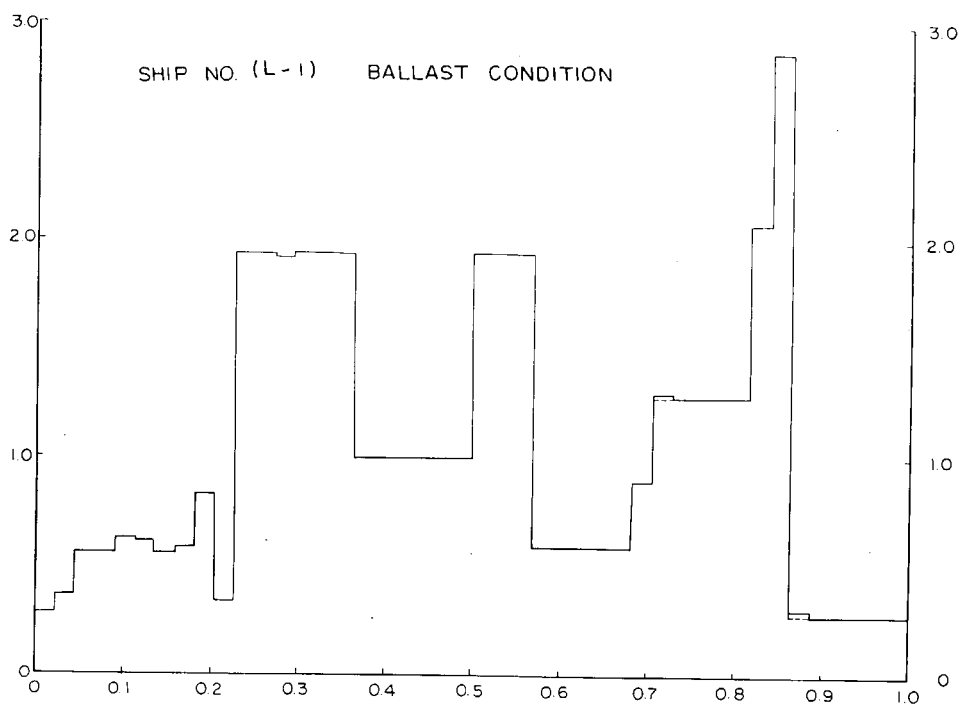


Fig. 1.31 Weight Distribution Curve

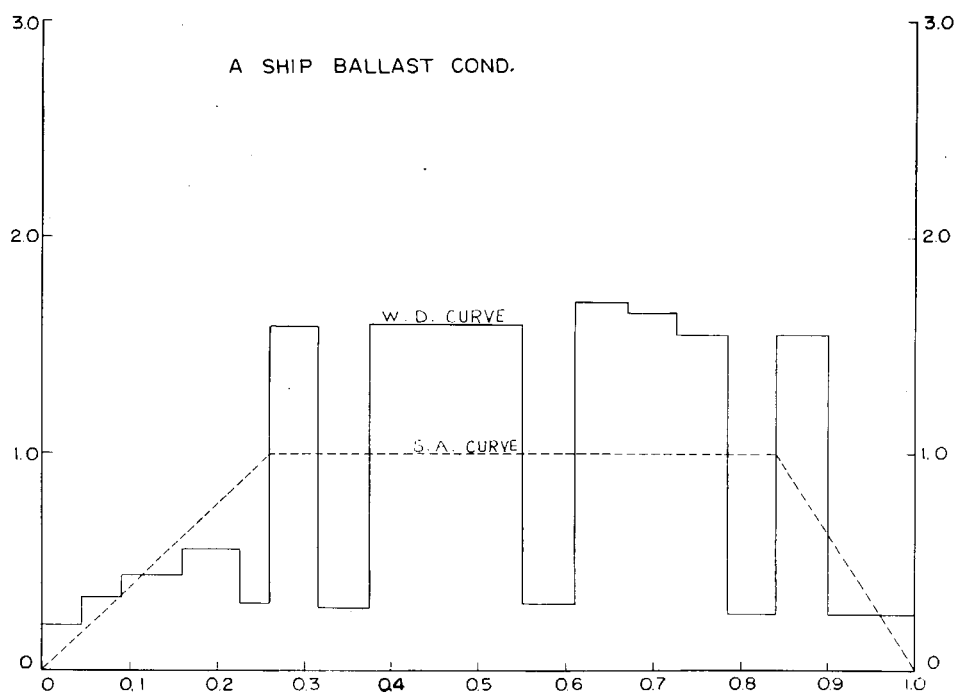


Fig. 1.32 Weight Distribution Curve and Sectional Area Curve

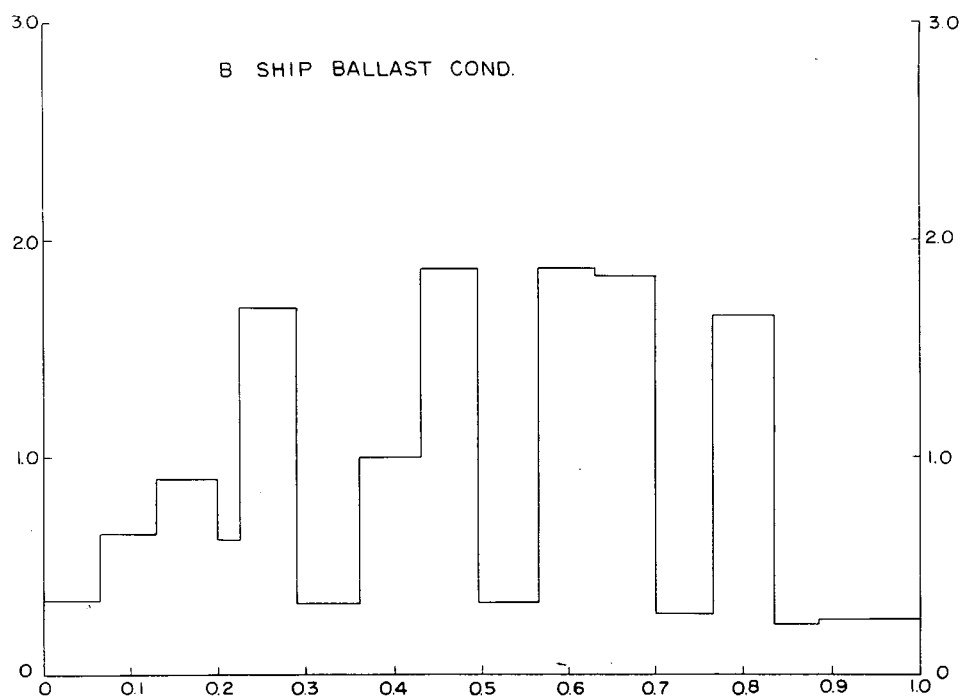


Fig. 1.33 Weight Distribution Curve

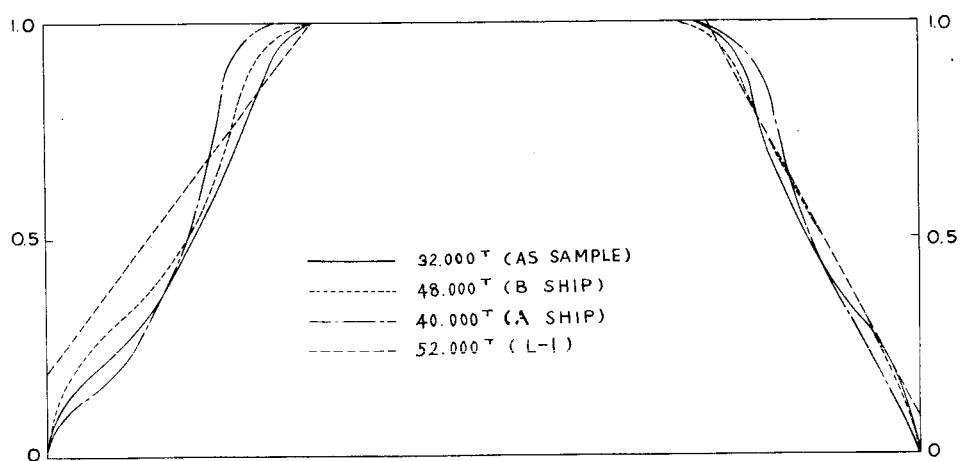


Fig. 1.34 Sectional Area Curves

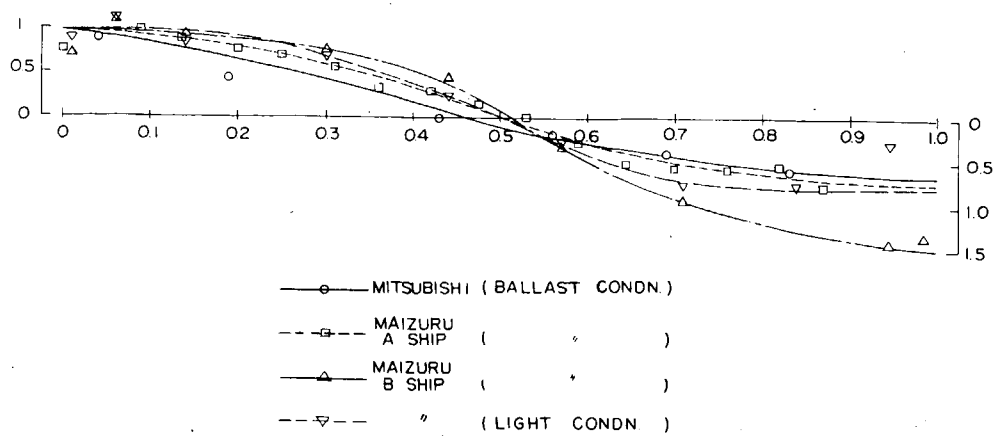


Fig. 1.35 Mode Curves (1 NODE)

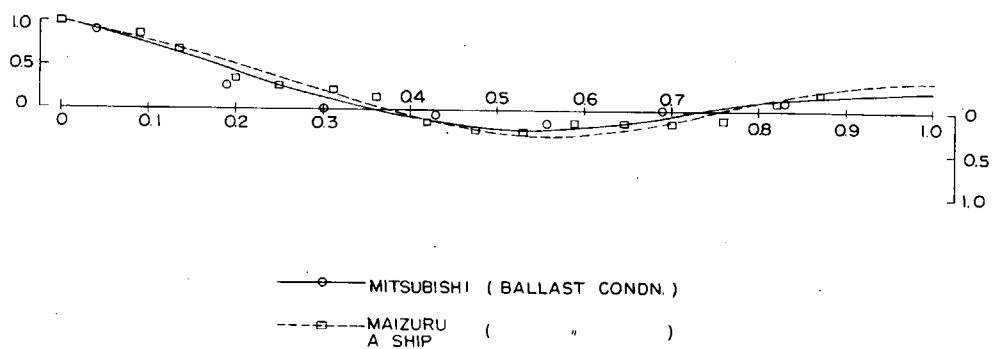


Fig. 1.36 Mode Curves (2 NODES)

参 考 文 献

- 1) 熊 井 豊 二 “船体高次振動の減衰率におよぼせん断たわみおよび回転慣性の影響について” 船論115号 (昭39)
- 2) 振動専門委員会 資料 V-22-5
- 3) 渡 辺 恵 弘 “船体屈曲振動におけるせん断の影響について” 九州造船会々報 昭和9年
- 4) 熊 井 豊 二 “船体上下振動における付加慣性係数について” 船論105号 (昭34)
- 5) Ohtaka K, F Takaira, F Hibino and M Ohji “A Study of Vertical Vibration of Ship” (2nd report) J.S.N.A. Vol.119 (1966)
- 6) Kumai T. “On the Estimation of Natural Frequencies of Vertical Vibration of Ships” J.S.N.A Vol.121 (1967)

第 2 章 局 部 振 動

船体には種々の局部振動体があるが、本報告では最近の巨大船で特に問題となつている“上部構造の前後振動”ならびに船体の全体振動と特に密接な関連を有すると考えられる“船底の振動”の兩者について若干の検討を行なつたのでその結果について述べることにする。

2.1 上部構造の前後固有振動数

最近の巨大船では船尾に上部構造を設置するケースが多いが、これらの上部構造にはしばしば激しい前後振動が生じ問題となることが多い。この問題を検討するために昭和40年度に数隻の実船について振動実験を行なつてゐるが、今回その実験結果を用いて上部構造の前後固有振動数の推定法について考察を行なつた。

2.1.1 供試船

昭和40年度に行なわれた実船実験のうち、上部構造の前後振動について計測を行なつたものは11隻であるが、そのうち9隻については起振機実験をも行なつてその固有振動数が求められている。これら9隻の供試船の要目は、Table 2.1に示したとおりであり、また、その上部構造の概略配置は Fig. 2.1に示したとおりである。なお、上部構造の構造寸法などについては各建造造船所によつてその Practice にかなり差があることが考えられたので、以下の図表においては各供試船の記号を会社別に次表のように分類してあらわすことにする。

Table 2.1 Principal Particulars of Test Ship

TEST SHIP	S - 2	S - 3	S - 4	S - 5	S - 6	S - 7	S - 8	S - 10	S - 11
SHIP BUILDER	KAWASAKI	KAWASAKI	HITACHI	KAWASAKI	IHI	MITSUBISHI YOKOHAMA	MAIZURU	URAGA	MITSUBISHI HIROSHIMA
TYPE OF SHIP	OIL TANKER	OIL TANKER	OIL TANKER	OIL TANKER	OIL TANKER	ORE CARRIER	BULK CARRIER	COAL CARRIER	ORE CARRIER
DEAD WEIGHT	61,400	72,450	103,354	118,000	153,685	55,880	46,485	41,150	56,581
L (M)	223.0	235.0	246.0	260.0	290.0	210.0	200.0	189.0	211.0
B (M)	33.2	36.5	40.2	42.0	47.5	32.2	29.2	29.5	31.8
D (M)	17.8	17.8	21.8	24.2	24.0	17.8	17.1	16.2	17.5
d _{full} (M)	12.0	12.395	15.0	15.5	16.0	12.0	11.78	10.97	11.75

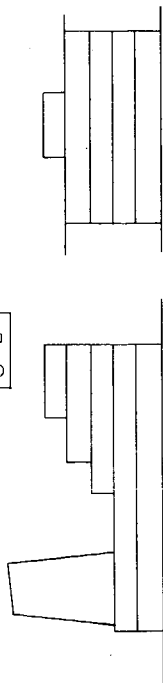
PROPELLER	5	6	5	6	5	5	5	5	5
-----------	---	---	---	---	---	---	---	---	---

MAIN ENGINE	KAWASAKI U-160 DOUBLED GEARED TURBINE	KAWASAKI MAN K8Z 86/160	HITACHI B&W 1084-VT2BF -180	KAWASAKI MAN K10Z 93/170	IHI SINGLE PLANE TYPE TURBINE	YOKOHAMA MAN K8Z 86/160	MAIZURU SULZER 8RD76	URAGA SULZER 9RD76	MITSUBISHI SULZER 6RD90
-------------	---	-------------------------------	--------------------------------------	--------------------------------	--	-------------------------------	----------------------------	--------------------------	-------------------------------

Table 2.2 Marks for Shipbuilder and Test Ship

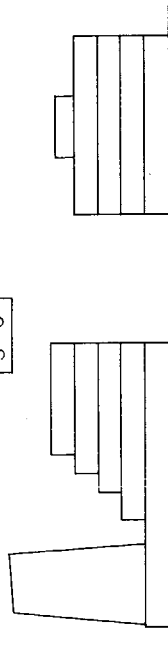
MARK	NAME OF SHIP BUILDER	NAME OF TEST SHIP
•	KAWASAKI DOCK YARD	S - 2, S - 3, S - 5
◦	HITACHI SHIPBUILDING CO.	S - 4
+	ISHIKAWAJIMA HARIMA H.I.	S - 6
×	MITSUBISHI HEAVY INDUSTRY	S - 7, S - 11
△	MAIZURU HEAVY INDUSTRY	S - 8
□	URAGA HEAVY INDUSTRY	S - 10

S-2



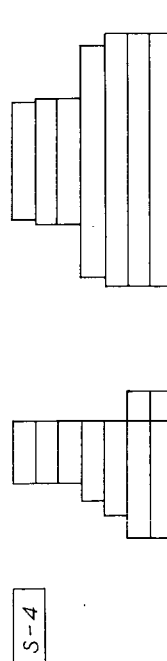
$N=5$ $n=3$ $H=13.5^m$ $h=7.85^m$
 $a_1=8.5^m$ $b_1=7.5^m$ $h_1=2.55^m$
 $a_2=13.75^m$ $b_2=22.0^m$ $h_2=2.65^m$
 $a_3=17.35^m$ $b_3=22.0^m$ $h_3=2.65^m$
 $a_4=33.0^m$ $b_4=22.0^m$ $h_4=2.65^m$
 $a_5=33.0^m$ $b_5=22.0^m$ $h_5=3.0^m$

S-3



$N=5$ $n=4$ $H=13.4^m$ $h=10.6^m$
 $a_1=10.0^m$ $b_1=7.2^m$ $h_1=2.55^m$
 $a_2=14.0^m$ $b_2=20.6^m$ $h_2=2.75^m$
 $a_3=15.5^m$ $b_3=20.6^m$ $h_3=2.65^m$
 $a_4=20.0^m$ $b_4=20.6^m$ $h_4=2.65^m$
 $a_5=30.0^m$ $b_5=20.6^m$ $h_5=2.8^m$

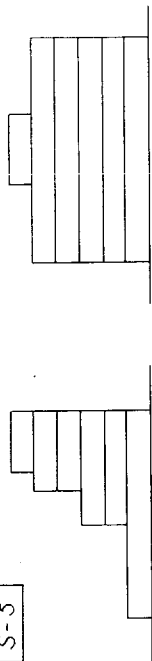
S-4



$N=7$ $n=7$ $H=18.3^m$ $h=18.3^m$
 $a_1=7.2^m$ $b_1=13.8^m$ $h_1=2.6^m$
 $a_2=7.2^m$ $b_2=14.4^m$ $h_2=2.6^m$
 $a_3=7.2^m$ $b_3=14.4^m$ $h_3=2.6^m$
 $a_4=9.0^m$ $b_4=27.0^m$ $h_4=2.6^m$
 $a_5=10.8^m$ $b_5=28.8^m$ $h_5=2.6^m$
 $a_6=17.0^m$ $b_6=28.8^m$ $h_6=2.6^m$
 $a_7=17.0^m$ $b_7=28.8^m$ $h_7=2.7^m$

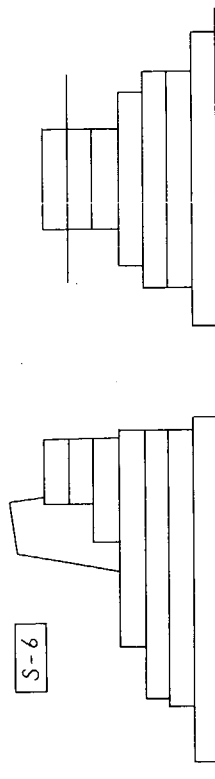
Fig 2 1-(1) Rough Arrangement of Superstructure

S-5



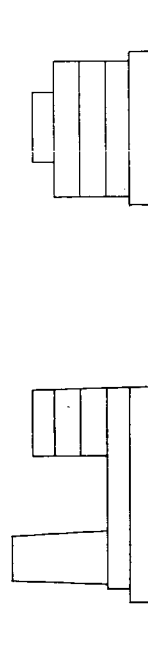
$N=6$ $n=5$ $H=16.05^m$ $h=13.25^m$
 $a_1=7.2^m$ $b_1=7.2^m$ $h_1=2.55^m$
 $a_2=9.3^m$ $b_2=26.0^m$ $h_2=2.75^m$
 $a_3=9.3^m$ $b_3=26.0^m$ $h_3=2.65^m$
 $a_4=13.3^m$ $b_4=26.0^m$ $h_4=2.65^m$
 $a_5=13.3^m$ $b_5=26.0^m$ $h_5=2.65^m$
 $a_6=24.0^m$ $b_6=26.0^m$ $h_6=2.80^m$

S-6



$N=7$ $n=3$ $H=19.6^m$ $h=8.4^m$
 $a_1=7.5^m$ $b_1=11.3^m$ $h_1=2.8^m$
 $a_2=7.5^m$ $b_2=11.3^m$ $h_2=2.8^m$
 $a_3=12.0^m$ $b_3=11.3^m$ $h_3=2.8^m$
 $a_4=24.7^m$ $b_4=20.1^m$ $h_4=2.8^m$
 $a_5=30.1^m$ $b_5=24.4^m$ $h_5=2.8^m$
 $a_6=31.9^m$ $b_6=24.4^m$ $h_6=2.8^m$
 $a_7=37.5^m$ $b_7=27.1^m$ $h_7=2.8^m$

S-7

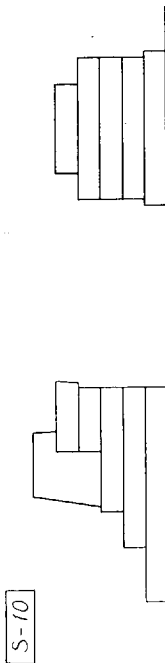


$N=5$ $n=3$ $H=13.6^m$ $h=8.4^m$
 $a_1=7.87^m$ $b_1=9.1^m$ $h_1=2.4^m$
 $a_2=7.87^m$ $b_2=15.8^m$ $h_2=3.0^m$
 $a_3=7.87^m$ $b_3=15.8^m$ $h_3=3.0^m$
 $a_4=23.0^m$ $b_4=15.8^m$ $h_4=2.6^m$
 $a_5=24.8^m$ $b_5=17.9^m$ $h_5=2.6^m$

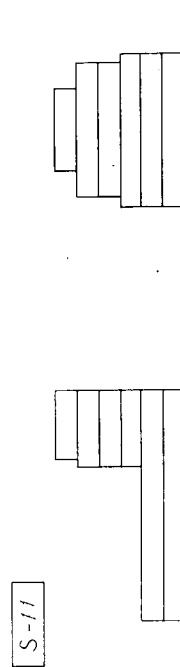
Fig 2 1-(2) Rough Arrangement of Superstructure



$N=6$ $n=5$ $H=15.6M$ $h=13.0M$
 $a_1=12.5M$ $b_1=11.4M$ $h_1=2.6M$
 $a_2=12.5$ $b_2=29.2$ $h_2=2.6$
 $a_3=27.3$ $b_3=29.2$ $h_3=2.6$
 $a_4=27.3$ $b_4=29.2$ $h_4=2.6$
 $a_5=30.0$ $b_5=29.2$ $h_5=2.6$
 $a_6=40.8$ $b_6=29.2$ $h_6=2.6$



$N=5$ $n=4$ $H=12.5M$ $h=10.0M$
 $a_1=7.3M$ $b_1=10.2M$ $h_1=2.5M$
 $a_2=7.3$ $b_2=16.4$ $h_2=2.5$
 $a_3=14.4$ $b_3=16.4$ $h_3=2.5$
 $a_4=18.4$ $b_4=16.4$ $h_4=2.5$
 $a_5=24.6$ $b_5=17.6$ $h_5=2.5$



$N=6$ $n=4$ $H=14.9M$ $h=9.75M$
 $a_1=8.0M$ $b_1=9.4M$ $h_1=2.4M$
 $a_2=8.8$ $b_2=15.4$ $h_2=2.45$
 $a_3=8.8$ $b_3=15.4$ $h_3=2.45$
 $a_4=8.8$ $b_4=17.6$ $h_4=2.45$
 $a_5=26.4$ $b_5=17.6$ $h_5=2.45$
 $a_6=26.4$ $b_6=17.6$ $h_6=2.7$

Fig 2 1-(3) Rough Arrangement of Superstructure

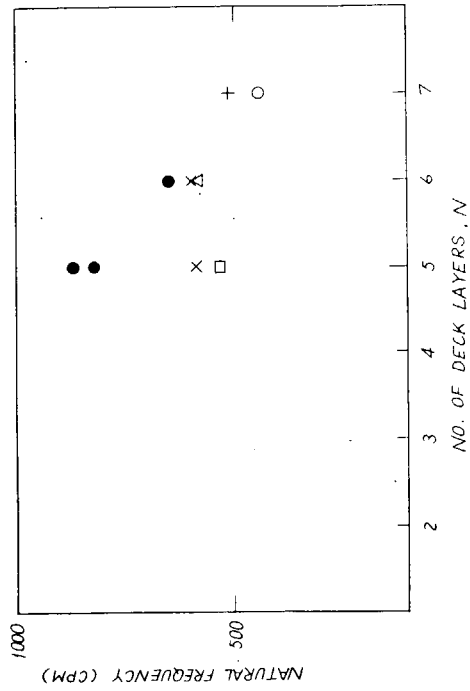


Fig 2.2 Relation between No of Deck Layers of Superstructure and Natural Frequency

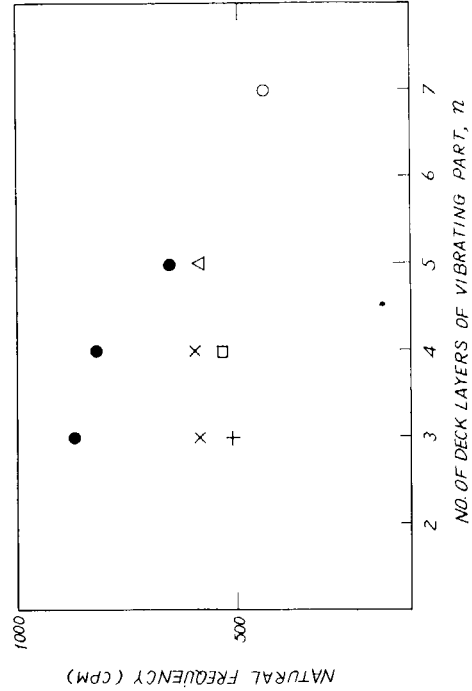


Fig 2.3 Relation between No of Deck Layers of Vibrating Part and Natural Frequency

2.1.2 実験結果と二三の検討

各供試船について行なわれた振動実験の結果については、すでに昭和40年度の報告書に取りまとめて示してあるの
でここでは省略するが、起振機の取付位置、計測された固有振動数などを表示すれば Table 2.3 のとおりである。

Table 2.3 Natural Frequency of Superstructure

TEST SHIP	VIBRATION EXCITER		VIBRATION OF SUPERSTRUCTURE	
	CAPACITY OF EXCITER (TON)	LOCATION	NATURAL FREQUENCY (C/M)	ACCELERATION/FORCE (GAL/TON)
S - 2	1.5	2 DECK LAYERS BELOW UPPERMOST DECK	870	Com.Bri. 43.7
S - 3	"	"	820	Nav.Bri. 25.1
S - 4	2.0	UPPERMOST DECK	440	Nav.Bri. 97.0
S - 5	1.5	4 DECK LAYERS BELOW UPPERMOST DECK	650	Nav.Bri. 50.0
S - 6	2.0	AFTER PART OF UPPER DECK	510	Bri.Top 6.6
S - 7	0.3	UPPERMOST DECK	585	Bri.Top 334.0
S - 8	1.0	4 DECK LAYERS BELOW UPPERMOST DECK	580	Nav.DK. 17.8
S - 10	1.5	AFTER END OF UPPER DECK	530	Bri.Top 23.8
S - 11	0.4	UPPERMOST DECK	595	Bri.Top 18.7

これらの実験値から上部構造の全層数と固有振動数との関係を求めてみると Fig. 2.2 のごとくである。図から明らかなように固有振動数は層数の増加とともに低下することがわかる。

また、上部構造は一般に変断面の片持ち梁として考えられるのが普通であるが、この場合、上部構造の下層の船の長さ方向に長い船楼を変断面の梁の一部とするのは不適当と考えられるので、このような部分を切り離して梁としての振動を考える層数 (Fig. 2.1 中では n で表わしてある) と固有振動数との関係を求めたものが Fig. 2.2 である。

次に上部構造の高さと固有振動数との関係を上記と同じ考えで、すなわち、上部構造の全層数をとつた場合の高さと固有振動数との関係を Fig. 2.4 に、また、梁としての振動を考える高さと固有振動数との関係を Fig. 2.5 に示した。これらの両図は傾向的に層数との関係を示した前述の2図と全く同じであることがわかる。ただ・印の供試船は Side Wall の板厚が他船の約2倍程度もあり、そのために固有振動数が他船よりも高い値を示しているが、それ以外の船では高さおよび層数の増加とともに多少固有振動数が低下する程度である。

Fig. 2.6 は上部構造の高さ (H) を船の長さ (L_{PP}) で割つた H/L_{PP} と固有振動数との関係を示したものであり、また、Fig. 2.7 は上部構造の有効断面積 (すなわち Side Wall の長さと板厚との積) を各上部構造の層数 n で除した値と固有振動数との関係を示したものである。なお、Fig. 2.7 の図中に示した数字は層数を示している。これらの図はいずれも固有振動数に影響する因子との間に何らかの傾向があることを示唆してはいるが、何分資料の数が不十分であるためこれだけでは断定的なことはいえない。

2.1.3 上部構造固有振動数の算定

上記のような上部構造の前後固有振動数は、上部構造を変断面の梁と仮定し、その基部が回転ばねによつて支持されたものと考えて、梁のせん断および曲げ変形を考えることによつて求めることができる。上記の各供試船9隻のうち、この計算に必要な上部構造各層の重量、せん断有効断面積、曲げ剛性および基部の回転ばね定数を既知の6隻の船について計算を行なつてみた。各船の資料を Table 2.4 ~ Table 2.6 に示す。

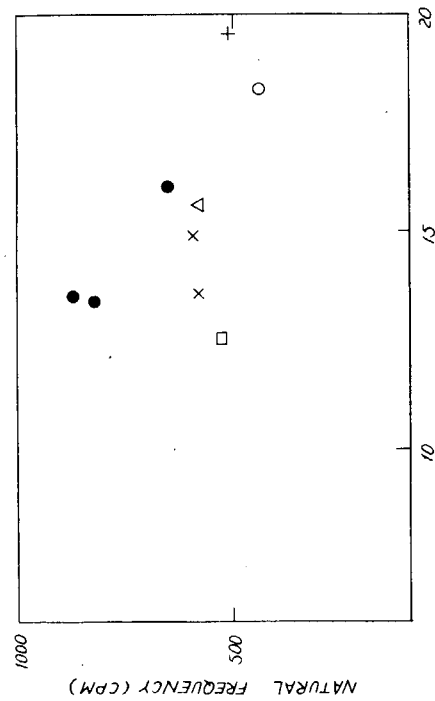


Fig 24 Relation between Height of Superstructure and Natural Frequency.

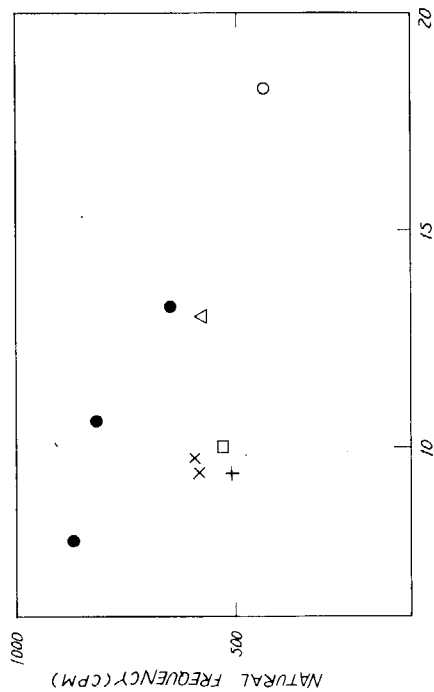


Fig 25 Relation between Height of Vibrating Part and Natural Frequency.

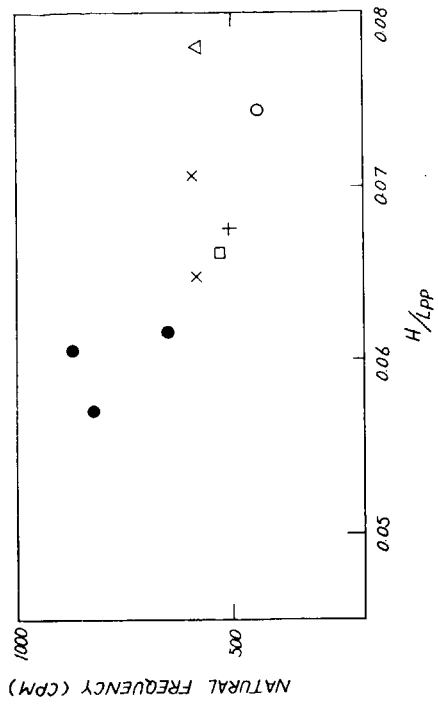


Fig 26 Relation between H/L_{pp} and Natural Frequency.

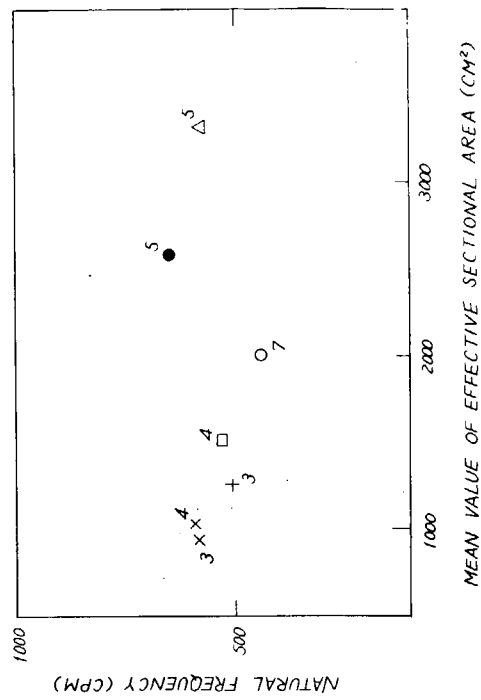


Fig 27 Relation between M.V. of Effective Sectional Area and Natural Frequency.

Table 2.4 Weight of Deck Layer in Superstructure (TON)

TEST SHIP DECK LAYER	S - 4	S - 5	S - 6 *	S - 7 *	S - 8	S - 11
W ₁	27	17	21	14	13	14
W ₂	48	76	102	36	12	33
W ₃	34	69	36	34	20	34
W ₄	53	82			32	55
W ₅	57	100			34	
W ₆	111					
W ₇	154					

ただし * 印 S-6, S-7 は近似計算式 $W = kW_H$ を使用している。

ここに W_H : Steel Weight

k : 重量修正係数

= 1.296 (W_1 に対して)

= 1.208 (W_2 に対して)

= 1.476 (W_3 以下に対して)

Table 2.5 Effective Sectional Area of Each Deck Layer in Superstructure for Shear Vibration (CM²)

TEST SHIP DECK LAYER	S - 4	S - 5 *	S - 6	S - 7	S - 8	S - 11
A ₁	544	627.12	325	576.8	1585	597.48 (418.08)
A ₂	1068	2018.5	889	771.6	1668	936.0 (902.35)
A ₃	1096	2018.5	1369	715.2	3761	876.6 (902.35)
A ₄	1244	2886.7			4902	984.0 (902.35)
A ₅	1448	2886.7			6561	
A ₆	2805					
A ₇	3471					

S-5およびS-11のかつこは近似計算式 $A = Ca(2ats)$ を使用したものである。

ここに a : Side Wall の長さ

t_s : Side Wall の板厚

Ca : 有効断面積修正係数

= 0.4357 (A_1 に対して)

= 0.8545 (A_2 以下に対して)

Table 2.6 Moment of Inertia of Each Deck Layer in Superstructure ($\times 10^6 \text{CM}^4$)

TEST SHIP DECK LAYER	S - 4	S - 5 *	S - 6	S - 7	S - 8	S - 11
I ₁	1562.17	6680.6	847.5	125.0		1555.14 (949.32)
I ₂	2357.6	6469.63	220.86	291.0		547.536 (294.09)
I ₃	2236.7	6469.63	495.61	314.0		552.470 (294.09)
I ₄	671.18	1512.197				578.934 (332.28)
I ₅	1137.53	1512.197				
I ₆	2685.50	1701.222				
I ₇	4238.20					

S-5およびS-11のかつこは近似計算式 $I = C_b (a^2 b t_f / 2)$ を使用している。

ここに a : Side Wall の長さ
 b : Front Wall の長さ
 t_f : Front Wall の板厚
 C_b : 慣性モーメント修正係数
 = 0.5257 (I_1 に対して)
 = 0.8218 (I_2, I_3 に対して)

Table 2.4～Table 2.6に示した各資料を用いて、基部回転ばね定数と固有振動数の関係を各供試船についてもとめた。その結果の一例を Fig. 2.8 に示す。

これらの計算結果より、上部構造の基部固着度を固定とした場合の固有振動数 N_∞ を梁としての振動を考へうる上部構造の高さ h をベースに置点すれば Fig. 2.9 のごとくなる。供試船の数が少ないため正確ではないが、本図によれば両者の間には大略次のような近似式の成立つことがわかる。

$$N_\infty = 1524 - 47h \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

ここに h : 梁としての振動を考へうる上部構造の高さ (M)
 N_∞ : 固着度 ∞ における固有振動数 (CPM)

次に基部の固着度に関係すると考えられる基部を構成する層数 $N-n$ (すなわち〔全層数〕-〔梁としての振動を考へうる層数〕) と、固有振動数の実験値と完全固着と考へた場合の固有振動数計算値との比 N_E / N_∞ との関係を求めたものを Fig. 2.10 に示す。ただし、 N_E は基部が完全固着でない場合の固有振動数である。この場合も資料が少ないので明確ではないが両者の間にほぼ実線で示したような関係が認められる。

上記の考察により、設計初期の段階で上部構造の前後固有振動数を近似的に推定するには (2.1) 式および Fig. 2.10 を利用できるものと考えられる。その一例として上記の計算を行なつていない供試船 S-8 について、この方法で上部構造の固有振動数を推定してみると次のごとくである。

S-8 の場合 $h = 13.0$, $N - n = 6 - 5 = 1$

であるから (2.1) 式から $N_\infty = 913$

また、Fig. 2.10 から $N_E / N_\infty = 0.61$

であるから $N_E = 913 \times 0.61 = 557$ (CPM)

S-8 の実験値は $N = 580$ CPM であるから本方法による推定値との差は約 4 % である。

2.1.4 むすび

上部構造の前後固有振動について昭和40年度に行なわれた実船実験の結果を用いて二三の検討を行なつた。しかし、供試船の数が少ないため十分な結果はえられていないが、現在の段階で上部構造の前後固有振動数をごく Rough に推定する方法として次の方法がえられた。

(1) 上部構造の梁としての振動が考へられる高さ h (M) により基部を固定とした場合の固有振動数 N_∞ は次式により求められる。

$$N_\infty = 1524 - 47h$$

(2) 基部の固着度によつて固有振動数は低下するが、その割合 $C = N_E / N_\infty$ は Fig. 2.10 により求められる。

(3) したがつて推定固有振動数 N_E は次式から算定される。

$$N_E = C \cdot N_\infty$$

なお上部構造の前後固有振動数についてはまだ種々の問題が残されており、これらについては今後も検討を行なう必要があると考えられる。今、これらを列挙してみると次のごとくである。

(a) Side Wall に Corrugated Wall を使用した場合の効果

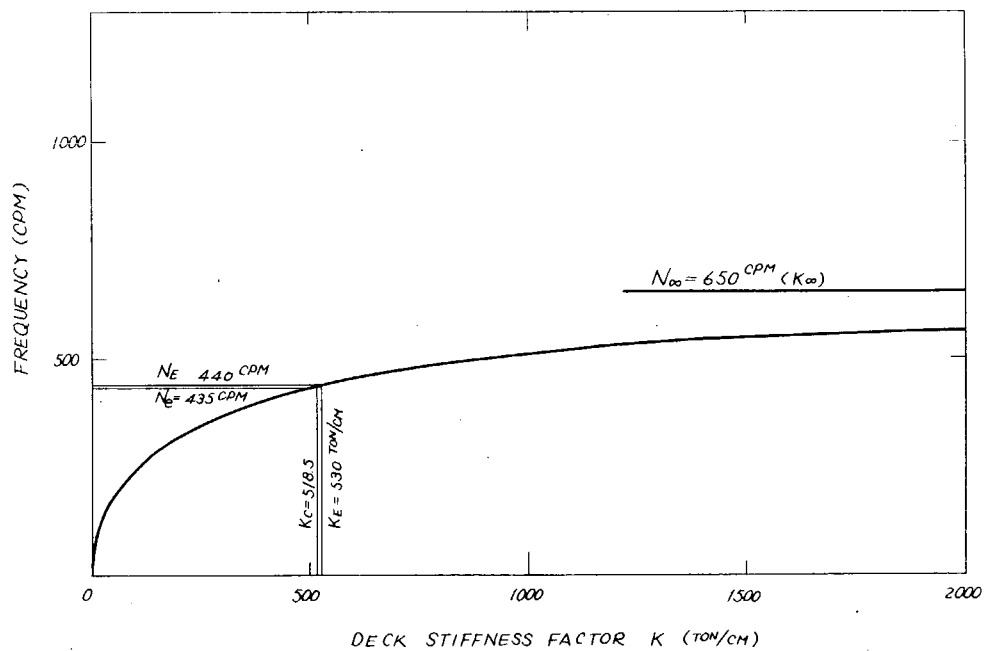


Fig 2.8 Relation between Deck Stiffness and Frequency

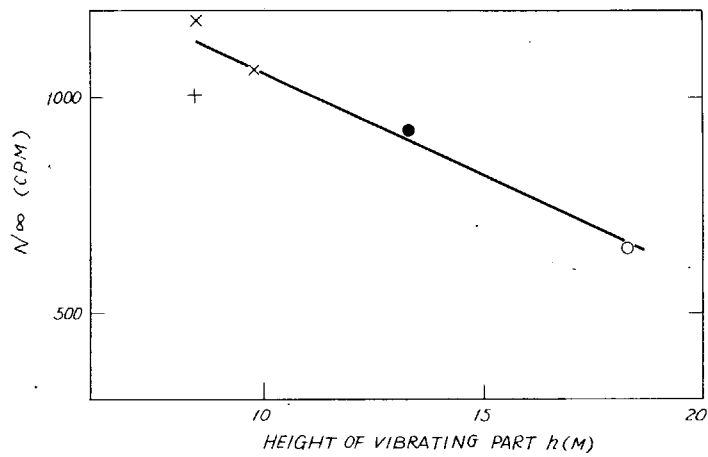


Fig 2.9 Relation between h and N_∞

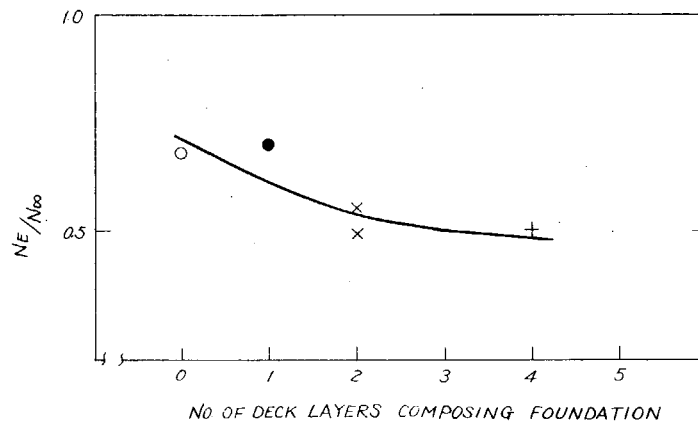


Fig 2.10 Relation between No. of Deck Layers Composing Foundation and N_E/N_0

(b) 煙突が上部構造と一体となっているような構造の場合の検討

(c) 各層甲板における固着度の影響

これらの問題については実験値の整備を急ぐとともに、できるだけ合理的な検討を行なつて、より精密な推定法を究明することが必要であると考えられる。

2.2 油槽船の船底振動

船底の振動は従来から船体の全体振動に影響を与えるといわれてきたが、最近のような巨大船では船底の固有振動数そのものが低下しているので、比較的低次の船体振動に対しても影響を及ぼすものと考えられる。ここではこれらのいわゆる船底振動について固有振動数の算定法やその実験値との比較について述べる。

2.2.1 固有振動数の計算式

油槽船の船底構造は Fig. 2.11 に示したように Deep Girder などにより縦横に補強された板と考えられるので、これをいわゆる格子構造と考え、振動のモードを仮定してエネルギー法によりその固有振動数を求める。振動モードは曲げたわみとせん断たわみの両者を考えるものとして、そのたわみ曲線を次式のように表わす。すなわち、

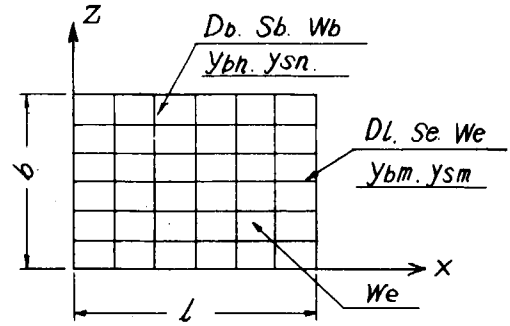


Fig. 2.11 Bottom Plan

両端支持の曲げたわみおよびせん断たわみは $y = \sin \frac{\pi}{\ell} x$

両端固定の曲げたわみは $y = \sin^2 \frac{\pi}{\ell} x$

と仮定する。

Fig. 2.11 に示したパネルの固有振動数を上述の方法によつて求めると、曲げのみによる固有振動数 ω_b およびせん断のみによる固有振動数 ω_s はそれぞれ

$$\omega_b = \frac{60}{2\pi} \left\{ \frac{\pi^4 g \left\{ \alpha_b \frac{D_b}{b^3} \sum_n B_n^2 + \alpha_\ell \frac{D_\ell}{\ell^3} \sum_m B_m^2 \right\}}{\beta_b \cdot w_b \cdot b \cdot \sum_n B_n^2 + \beta_\ell \cdot w_\ell \cdot \ell \cdot \sum_m B_m^2 + \beta_b \cdot \beta_\ell \cdot w_0 \cdot b \cdot \ell} \right\}^{1/2}$$

$$\omega_s = \frac{60}{2\pi} \left\{ \frac{\pi^2 g \left\{ \frac{S_b}{b} \sum_n S_n^2 + \frac{S_\ell}{\ell} \sum_m S_m^2 \right\}}{w_b \cdot b \cdot \sum_n S_n^2 + w_\ell \cdot \ell \cdot \sum_m S_m^2 + \frac{1}{2} w_0 \cdot b \cdot \ell} \right\}^{1/2}$$

ただし y_{bn}, y_{bm} : 曲げたわみ y_{sn}, y_{sm} : せん断たわみ

B_n, B_m : y_{bn}, y_{bm} の最大値 S_n, S_m : y_{sn}, y_{sm} の最大値

D_b, D_ℓ : 曲げ剛性 S_b, S_ℓ : せん断剛性

w_b, w_ℓ : ガーダの単位長重量 (パネルの重量は含まない)

w_0 : パネルの単位面積当りの重量 (Ballast Water, Virtual Weight を含む)

α, β : ガーダの端末条件により決まる係数

両端支持の場合 $\alpha = 1/2, \beta = 1/2$

両端固定の場合 $\alpha = 2, \beta = 3/8$

となる。曲げとせん断の両者考えた場合の固有振動数 ω はダンカレーの方法により

$$\omega = \omega_b \sqrt{1 + \omega_b^2 / \omega_s^2}$$

となる。

2.2.2 計算結果

船底パネルの振動¹⁾は山越などが取扱っているように、梁としての船体と板としての船底パネルとの連成振動として取扱うのが正確であるが、ここでは単独に存在する板としての船底パネルの固有振動数を前述の方法で計算する。

計算の対象としたパネルは後述する実験値との比較の関係から Fig. 2.12 に示したような船底を選んだ。図からわかるように船底の構造は全長 54M で、18M 間隔で Swash Bulkhead が設けられている。このような船底パネルは、パネル周辺の強制変位により起振されるものであり、したがって、そのモード曲線は船体振動のモードに影響されるところが大きい。したがって、ここではその一例として制水隔壁と縦隔壁でかこまれたパネル A および横隔壁と制水隔壁でかこまれたパネル B を考えることにする。(パネル A および B については Fig. 2.13 参照) ただし、パネル B では制水隔壁により区切られていることを考慮して、制水隔壁位置の Web の内側をパネルの幅に選んでいる。

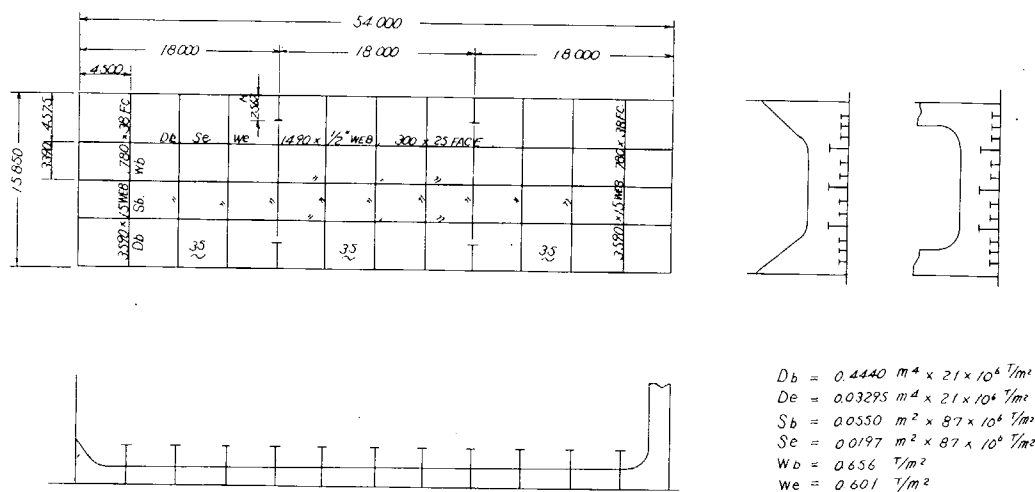


Fig. 2.12 Construction of Bottom Panel

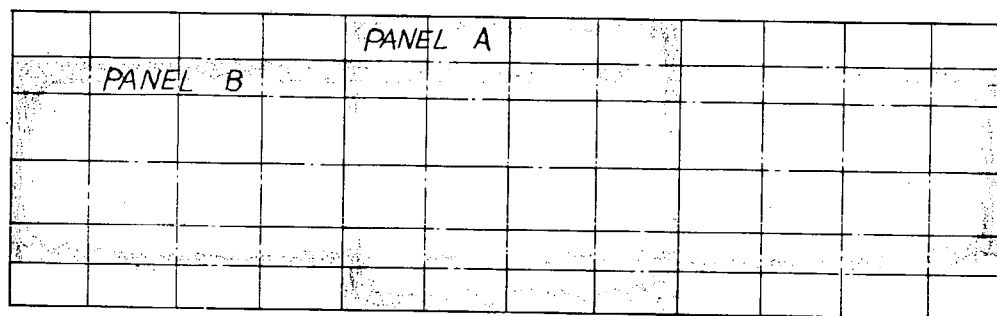


Fig. 2.13 Panels A and B

パネルの端末条件は横隔壁位置にて支持とし、縦隔壁位置では支持と固定の2種を選んだ。また、外部の水による Virtual Weight は長さ方向には連続する正弦波、横方向には単独に存在する正弦波のたわみ曲線を有する板の値を用いた。²⁾ (Fig. 2.14 参照) Tank 内の Ballast Water は文献³⁾の方法によりパネル A に対する値 (69% 有効) を用いた。パネルの重量 (w_0) は Table 2.7 に示したとおりである。

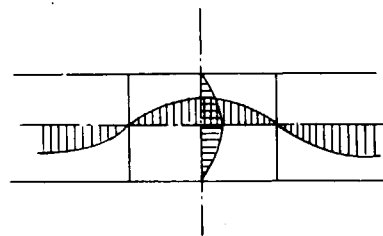


Fig. 2.14 Deflection Curves of Panel

Table 2.7 Weight of Panel (TON/M²)

PANEL	A	B
w_{plate}	0.28	0.28
$w_{ballast}$	9.76	9.76
$w_{virtual\ w}$	5.06	6.18
w_0	15.10	16.22

上記の諸数値を用いて計算した固有振動数の計算値を Table 2.8 に示す。この表から明らかなように ω_b , ω_s , ω の計算値ではせん断が比較的良好に効いていることがわかる。

Table 2.8 Calculated Natural Frequency (CPM)

END CONDITIONS	PANEL A		PANEL B	
	SIMPLY SUPPORTED AT FOUR EDGES	SUPPORTED AT T. AND FIXED AT L.	SIMPLY SUPPORTED AT FOUR EDGES	SUPPORTED AT T. AND FIXED AT L.
ω_b (BENDING)	443.5	999.3	905.2	2084.6
ω_s (SHEAR)	571.8	571.8	709.4	709.4
ω (BENDING AND SHEAR)	350.6	496.4	558.3	671.6

固有振動数の真の値は船底パネルの構造から考えて二つの端末条件の間にあると考えられる。また、以上の計算結果から、350 CPM 程度より高い振動数範囲では船底パネルの振動が発生し船体振動に影響を及ぼすものと考えられる。

2.2.3 実験結果とその考察

上記の計算値と比較検討するため 150,000 Ton Tanker ($L_{pp} \times B \times D = 290^M \times 47^M \times 24^M$, Ship No. B-1) において船底振動の計測を行なった。すなわち、長さ 54 M および 36 M の Center Tank の船底に Fig. 2.15 のように加速度計を配置して航走時の振動を測定した。これらの測定により 54 M Tank については A-5 ~

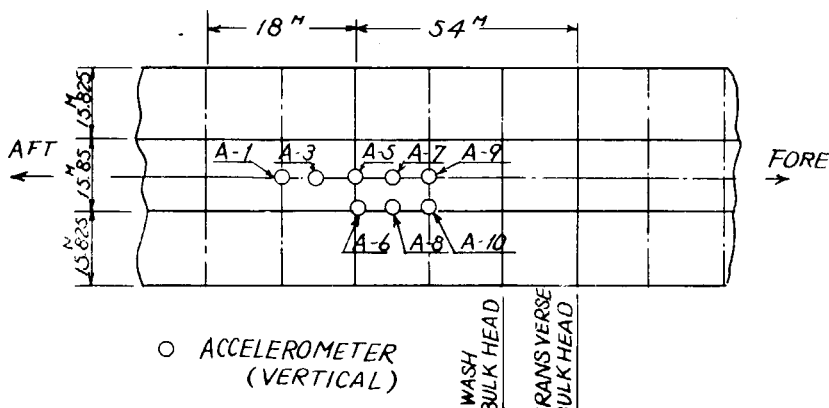


Fig. 2.15 Measuring Points

A-10 によつて Center Line と Longitudinal Bulkhead 位置での Data が得られているので、

以下においては主としてこの54M Tank について検討を加えることにする。

実験から得られた共振曲線から300CPM程度以上で船底振動の発生していることがわかったので、まず、これら300CPM以上の振動のうちピークの比較的大きい場合のモード曲線を求めてみると、Fig. 2.16のごとくである。これから明らかにように Longitudinal Bulkhead 位置にくらべて Center Line 位置の振幅の方が大きいことが認められる。パネルの振動モードは Longitudinal Bulkhead 位置での船体振動のモードとも関連があるので、これらの資料だけから共振を判別することは困難であるが、303.5CPMの振動ではFr. 67~71を半波長 l とするモードが、また、443.0CPM、469.5CPMおよび509.5CPMでは303.5CPMよりも波長の長い

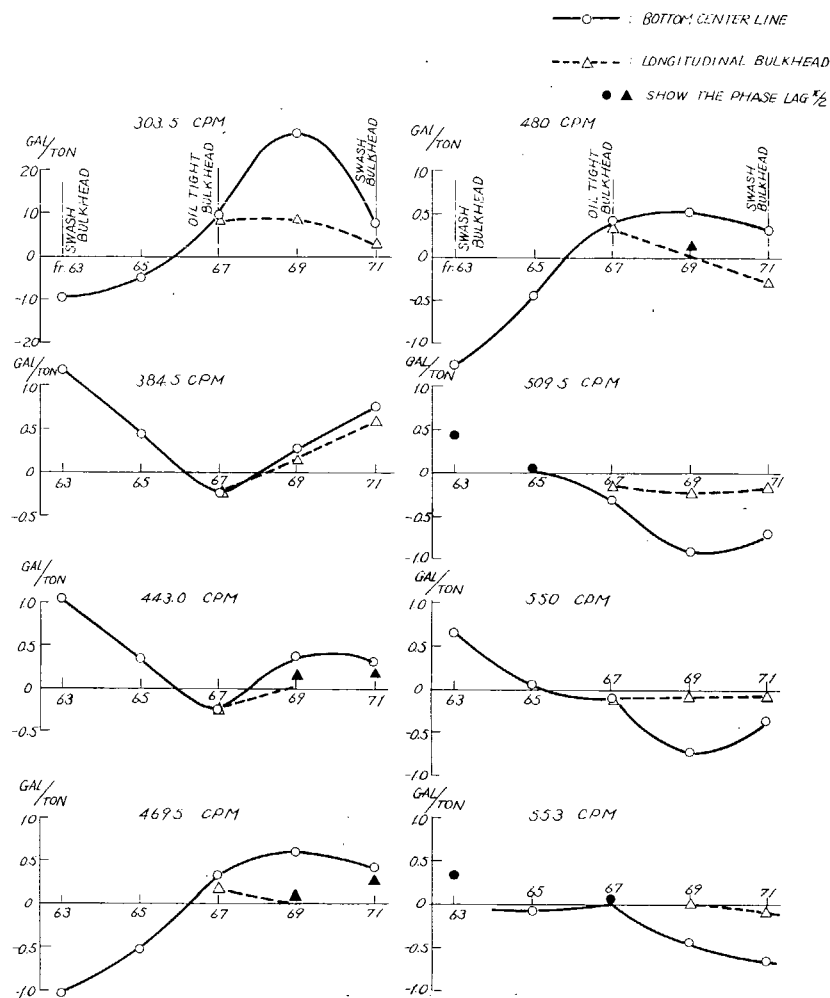


Fig 2.16 Mode Curves of Bottom Panel.

い1.5 l 程度の波長のモードが見られる。また、553CPMではさらに波長の長い3 l 程度の波長のモードが認められる。303.5CPMのモードは前項におけるパネルAに相当するものであり、535CPMのモードはパネルBに相当する波形である。また、パネルAおよびパネルBに対する固有振動数の計算値は、四辺支持の場合それぞれ350.6CPMおよび558.3CPMとなり、上記の実験値と近い値を示す。

2.2.4 結 言

以上船底振動に関して行なつた二三の検討により次のことが明らかとなつた。

- (1) 船底パネルの振動は約300CPM以上で明瞭に認められる。このような船底振動は船体振動にかなりの影響を及ぼすものと考えられる。
- (2) 船底パネルのモード曲線は、船体振動のモード曲線に関連があり、振動数の増加にともなつて種々の形のモード曲線があらわれる。
- (3) 船底パネルの共振点は実験結果からは明瞭に判別できなかったが、測定されたモード曲線の形から考えて、周辺条件として四辺支持の場合の固有振動数計算値が最も実験値に近いと考えられる。

参 考 文 献

- 1) 山越道郎, 大沼 覚 「船体振動と船底振動の連成について」造協論文集 Vol.1118
- 2) 松 浦 義 一 「貨物船垂直たわみ振動の解析」造協論文集 Vol.1108
- 3) 鬼 頭 史 城 「矩形水槽壁の接水振動について(第2報)」造協論文集 Vol.1107

2.3 船体振動と船底振動との関連に関する模型実験

前節にも述べたように船体の高次たわみ振動には船体各部の局部振動が大きな影響をおよぼすが、中でも船底の振動が特に大きな影響をおよぼすと考えられる。船底振動が船体の振動におよぼす影響については実船実験によつてもある程度の検討が可能であるが、その詳細については構造の複雑さや実験時間の制限などもあつて十分な検討ができないのが実情である。本研究ではこれらの難点を避けるために実船の $1/10$ 縮尺にあたる大形模型船を使用して起振機実験を行ない、船体各部の振動加速度および船底部接水面における水圧力を計測し、これらの相関々係を求めようとした。以下にその結果を報告する。

2.3.1 供試模型船

実験に使用した模型船は石川島播磨重工業株式会社技術研究所の所有する15,000 DWT型貨物船の $1/10$ 縮尺の模型船で、その主要目などは Table 2.9 に示したとおりである。

Table 2.9 Principal Particulars of Model Ship

PRINCIPAL DIMENSIONS		CONSTRUCTION		
LOA	15.40 M	No. OF DECKS		2
LPP	14.50 M	HEIGHT BETWEEN DECKS	UPPER DECK ~2ND DECK	200 MM
B	2.02 M		2ND DECK ~TANK TOP	840 MM
D	1.26 M	LENGTH OF HOLDS	AFT PEAK TANK	0.671 M
d _{FULL}	0.925 M		ENGINE ROOM	2.689 M
△ _{FULL}	20.47 T		No.5 CARGO HOLD	2.100 M
C _b (FULL)	0.737		No.4 CARGO HOLD	2.100 M
C _p	0.745		No.3 CARGO HOLD	2.100 M
C _m	0.990		No.2 CARGO HOLD	2.079 M
C _w	0.852		No.1 CARGO HOLD	1.972 M
HULL WEIGHT	3.6 T		FORE PEAK TANK	0.789 M
LOCATION OF ENGINE ROOM	AFT	HEIGHT OF DOUBLE BOTTOM	CARGO HOLD	140 MM
TYPE OF SHIP	CARGO		ENGINE ROOM	190 MM
		FRAME SPACE		75 MM
		FRAMING	UPPER DECK AND BOTTOM	LONGITUDINAL SYSTEM
			OTHER PART	TRANSVERSE SYSTEM

2.3.2 実験の方法

模型船の船倉内の船底パネル上に機械式加振機を取りつけ、15%~80% (実船の90 CPM ~ 480 CPM に相当する) の振動数で加振して船首、船尾および船底パネルの共振曲線を求めるとともに、共振点における船体各点の振動加速度および船倉部接水面の水圧力を計測した。

実験時の模型船の排水量 5.84 TON は実船の軽荷重量に相当し、き装品などに見合う重量として約 2.2 TON の銅製のおもりを積載している。実験時の模型船の状態などを Table 2.10 に示す。

Table 2.10 Test Condition of Model Ship

TEST CONDITION		EXCITER	
DATE	OCT.1~OCT.15,1966	TYPE	UNBALANCED MASS
PLACE	EXPERIMENTAL TANK	MAX. EXCITING FORCE	10 KG
DEPTH OF WATER	3.90 M	DIRECTION	VERTICAL
DISPLACEMENT	5.84 TON	LOCATION	TANK TOP OF No.4 CARGO HOLD
DRAFT FORE	13.8 CM		
" AFT	51.0 CM		
" X	32.9 CM		

2.3.3 計測機器

実験に使用した計測機器のうち主要なものは次のとおりである。

(1) トランスデューサ

圧電型加速度計 (B & K No.4312) 3 台

圧力変換器 (共和電業 MPC-10SB) 10 台

(2) 増幅器

加速度計増幅器 (B & K No.2603) 3 台

動ひずみ計 (新興通信 DS-6RJ) 2 台

(3) 記録器

ピシグラフ (三栄測器 FR-102) 1 台

(4) 加振機 (三真製作所 300RPM~6000RPM 最大加振力 10KG) 1 台

2.3.4 実験結果

上述の実験により得られた結果のうち主要なものを次に述べる。

Fig.2.17 および Fig.2.18 はそれぞれ船体および No.4 Cargo Hold 内で計測した Resonance Curve であるが、40% の近傍から船底の局所的な振動が急激に増加することがわかる。この点を示すために船体の Mode Curve と船底の Mode Curve との関連を図示したものを Fig.2.19~Fig.2.21 に示す。これらの図から 4~5 節振動までは船体振動の Mode が明瞭に認められるが、それ以上では Mode がくずれること、船底の Mode もこのあたりまでは船体振動の Mode に近いが、船体振動の Mode がくずれる 70% の近傍では複雑な Mode となること、および船体振動に比較して船底の振動振幅は格段に大きいことなどがわかる。船底の振動加速度と同時に計測した船底の水圧力分布も振動加速度とほぼ同様の分布を示しており、これから高振動数における特異な船底振動の存在が振幅のみならず水圧の面からも確認されたことが示されている。なお、参考までにこの時の船底の振動 Mode を一例として Fig.2.22 に示す。図は 4.41% の時の船底各部の Mode の測定結果を示したものであるが、船底の振動 Mode と船体各部との関連を示した興味深い資料である。

2.3.5 結 言

実船の $1/10$ 縮尺の模型船を使用して船体振動と船底振動との関連についての実験を行なった。得られた結果の数値的な解析については時間の制限もあつて不十分ではあるが、ある振動数以上になると船底の振動が船体振動よりも大きくなり、さらに高い振動数ではきわめて複雑な性状を示すことが明らかにされている。これらの問題については本実験結果を十分に解析するとともに、今後実船に関する資料も集めて検討していく必要があるものと考えられる。

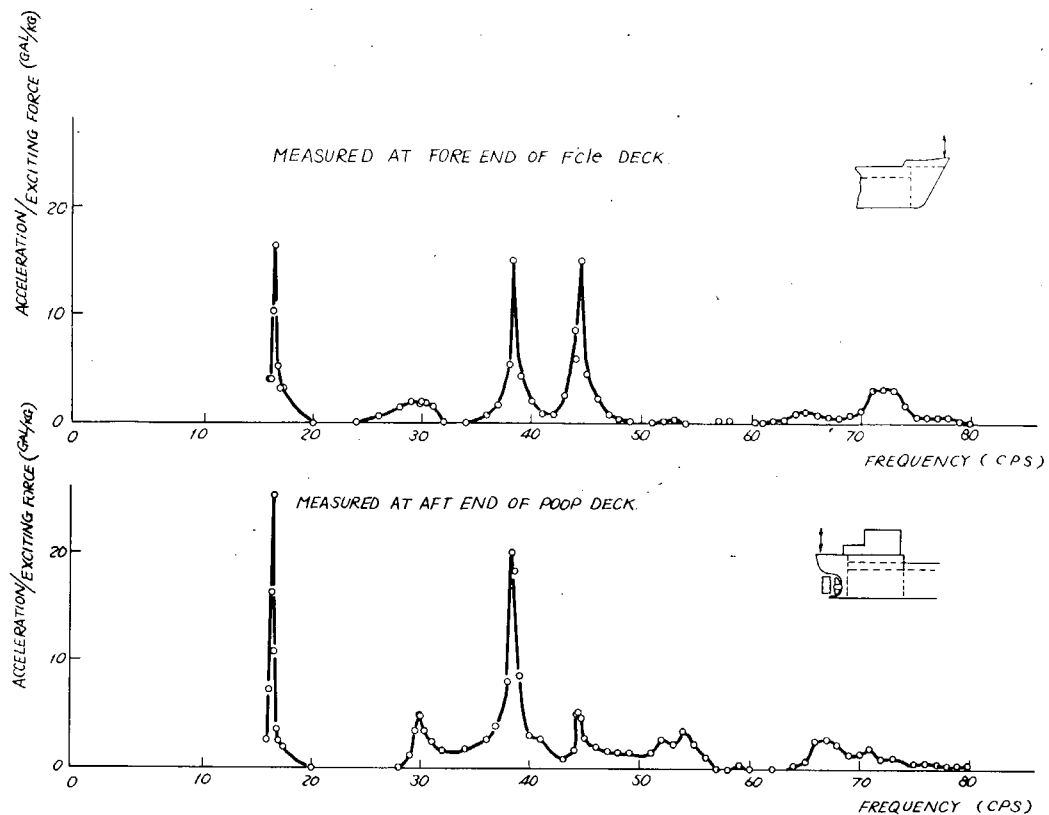


Fig. 2.17 Resonance Curves of Main Hull

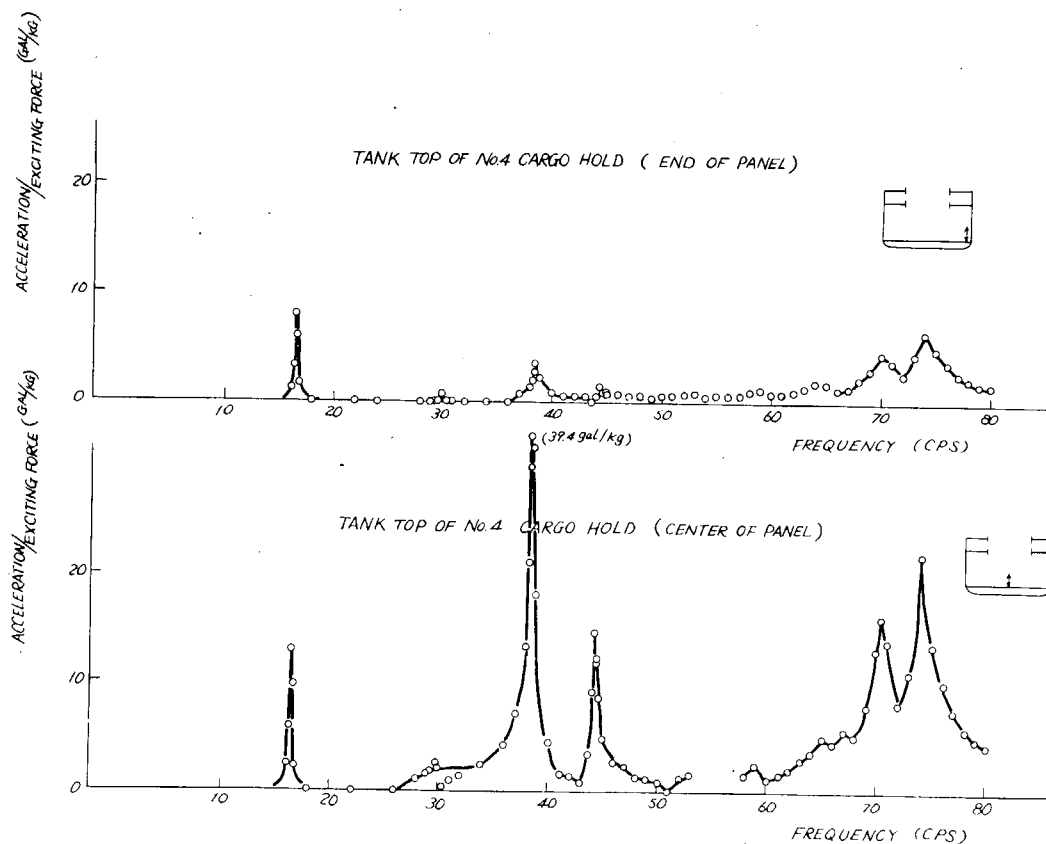


Fig. 2.18 Resonance Curves of Bottom Panel

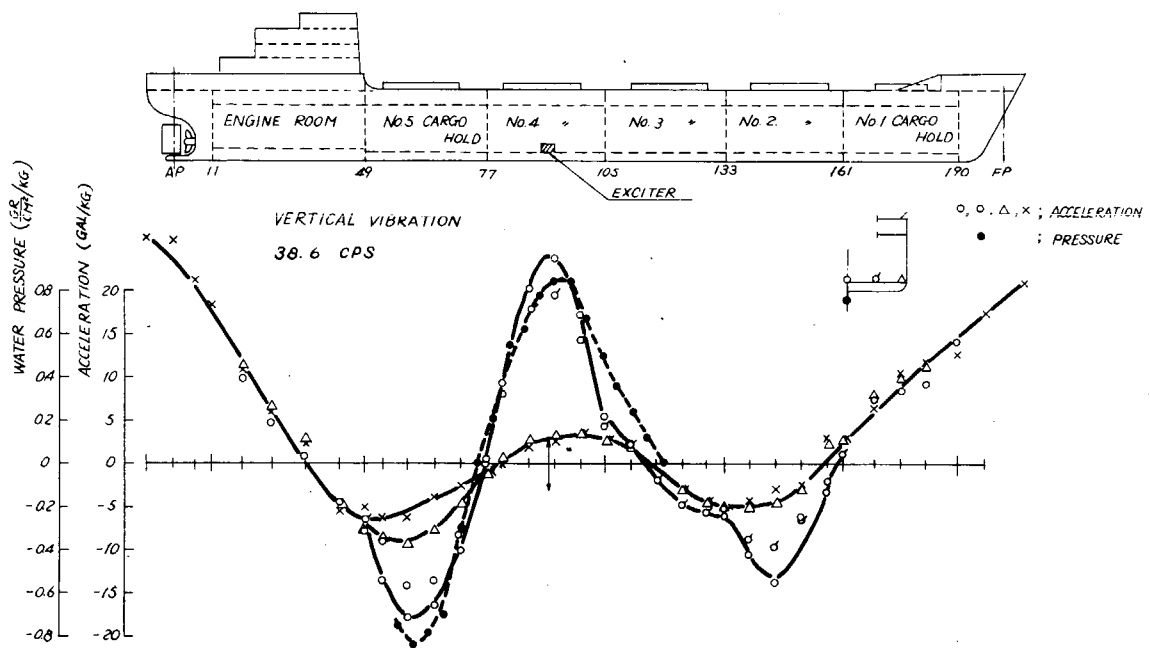


Fig 2.19 Mode Curve (1)

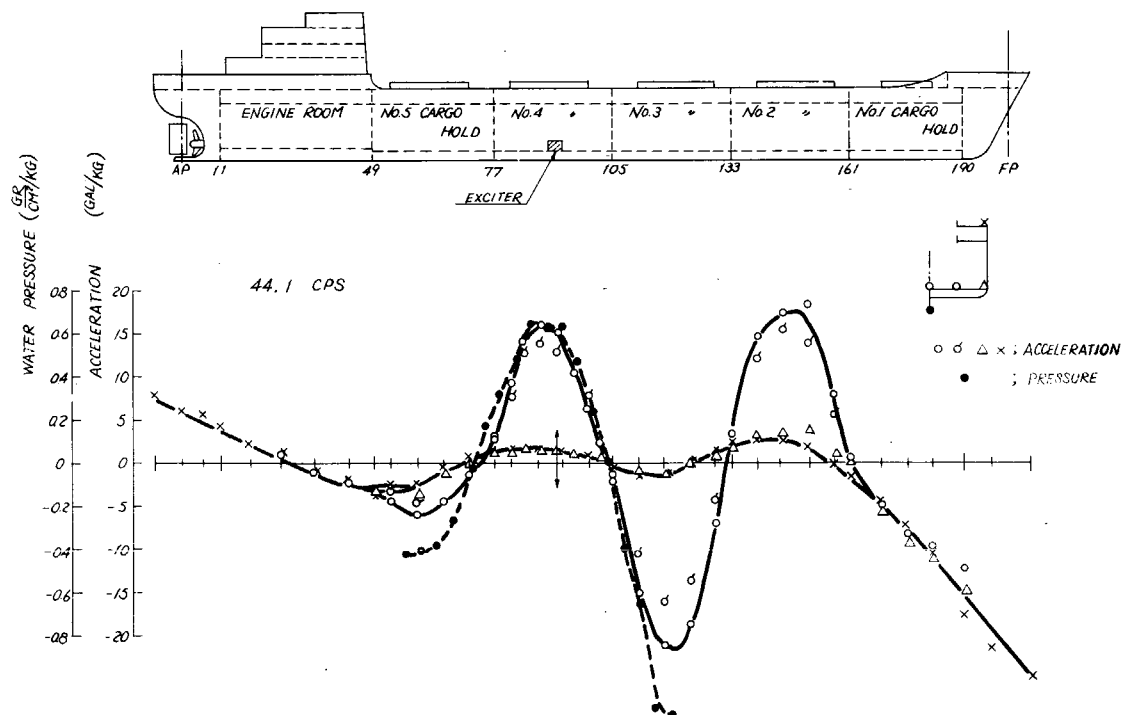


Fig 2.20 Mode Curve (2)

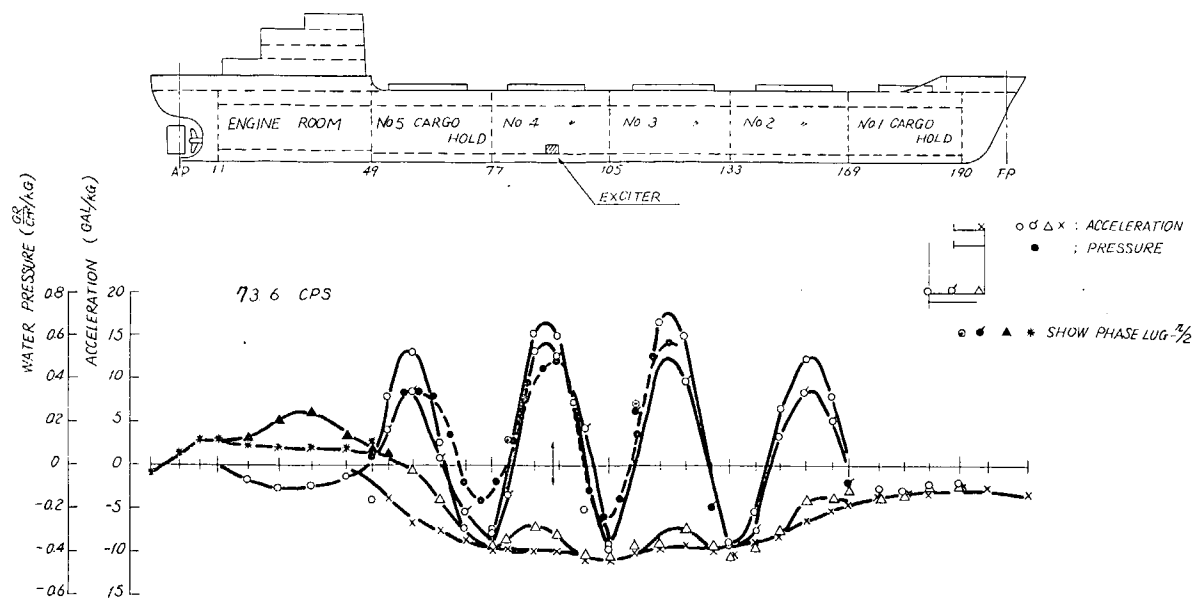


Fig 2.21 Mode Curve (3)

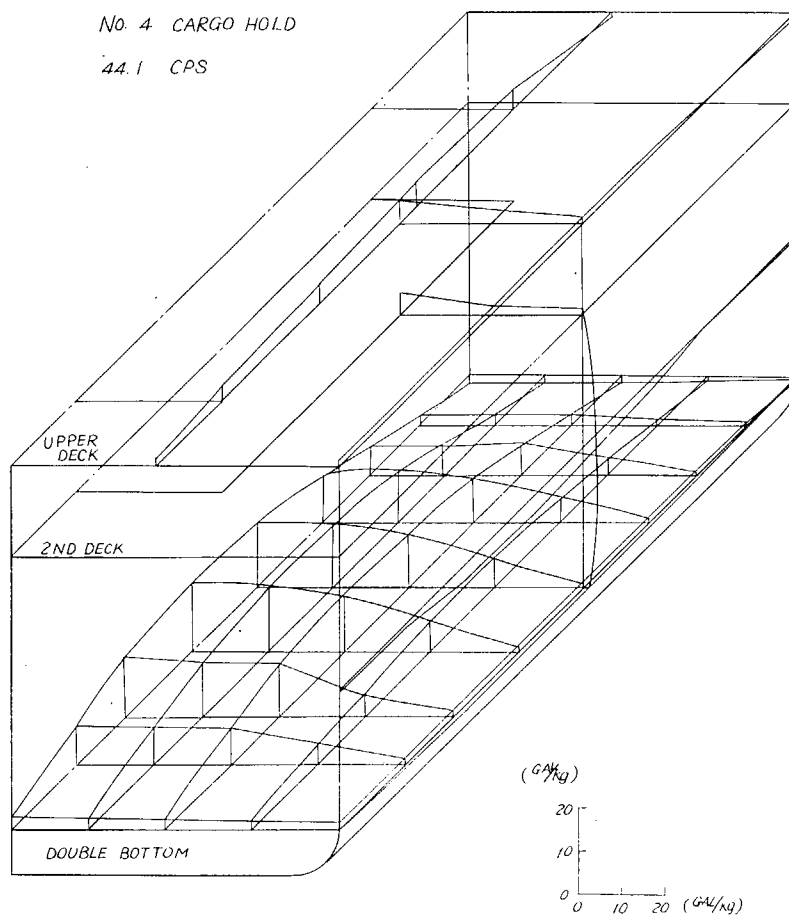


Fig 2.22 Mode Curves of Bottom Panel

$\int n^2 dn$

第 3 章 付 加 水 質 量

3.1 結 言

付加水質量は上下振動、水平振動およびねじれ振動に対してそれぞれ考えられるが、ここでは、上下振動の付加水質量のみ考える。従来の計算方法では 2 次元流としての付加水質量を各断面について求め、あとで 3 次元流の修正を行なうのが常であつて、この際 (3 次元値) / (2 次元値) の比を 3 次元修正係数「J」と称している。

2 次元流としての付加水質量計算は Lewis,¹⁾ Landweber,^{2,3)} Prohaska⁴⁾ などが計算しており、計算図表も完備しているが、3 次元修正値は Lewis,¹⁾ Taylor,⁵⁾ のものが使われているにすぎない。

これらの計算は船体を回転円体で近似して、それが弾性振動を行なうときのたわみ形状を仮定して流体力学的計算を行なつたものであるため、実際の船型とはかなり異なつており、さらに、運動エネルギーの積分により付加水質量計算を行なつているので、船全体としての J の値はわかつて、長さ方向の分布がわからないため、電子計算機を用いて振動方程式を直接解く場合などには不確実な要素はいることになる。

そこで本研究においては、熊井の J の計算法⁶⁾を用いて、昭和 40 年度実験船の 2 隻について、実測 Mode 曲線を用いて J の値を計算し、従来の Taylor の J との比較を行なつた。

また、熊井の考案した、新しい付加水質量の考え方による固有振動数の概算法について述べ、模型実験結果についても述べた。この結果を実船によつてたしかめ、かつ、実船における推定係数を算出するためには同一船型で異なつた載貨状態で計測した振動数およびモードの資料が必要であるが、そのような資料は現在非常に乏しいため、今後資料の集積が必要であると考えられる。

3.2 実船による J の計算結果

計算に用いた船は、実船実験報告⁸⁾中の H-1 および H-4 であり、要目は Table 3.1 に示す。

Table 3.1 Particulars of Ships

		H - 1	H - 4
TYPE AND DEAD WEIGHT		67,895 ^T OIL TANKER	52,000 ^T ORE/OIL CARRIER
L × B × D		229.0 ^M × 35.2 ^M × 16.6 ^M	208.0 ^M × 32.2 ^M × 16.4 ^M
d _{FULL} × Δ _{FULL}		120.4 ^M × 81,135 ^T	121.4 ^M × 66,500 ^T
TEST CONDITION		FULL LOAD	BALLAST
	d _F × d _A × d _M	120.3 ^M × 120.3 ^M × 120.3 ^M	60.4 ^M × 9.68 ^M × 7.92 ^M
	Δ	80,800 ^T	39,400 ^T
	Δ/Δ _{FULL}	0.995	0.593

計算方法は文献 6) に示されているが、概略は次のとおり。

$m_{e\parallel}$ を各断面における付加水質量の 2 次元値とすると、 $J \cdot m_{e\parallel}$ は、その断面における三次元影響を考慮した付加水質量となる。この J は、前述のように、従来は、Lewis, Taylor などの計算値を用いており、したがつて船の長さ方向に一定値であるが、文献 6) の方法で長さ方向に変化する量として計算できる。

電子計算機などで振動方程式を直接解く場合はこの $J \cdot m_{e\parallel}$ を用いればよいが、Schlick その他の概算式において計算する際は、各断面における J の平均的なもの、すなわち、 $\bar{J}$ (これが Lewis, Taylor の J に相当する) を求める必要がある。 $\bar{J}$ は次のようにして求めることができる。

$$\bar{J} = \frac{\int_0^L J m_{e\parallel} y^2 dz}{\int_0^L m_{e\parallel} y^2 dz} \quad \dots \dots \dots (3.1)$$

ここに、 z : 船の長さ方向の座標

- y : 振動モード (本計算では、計測モードを用いた)
 m_{eII} : 各断面の付加水質量の2次元値
 J : 各断面の付加水質量の3次元修正値
 L : 船の長さ

計算結果は Fig. 3.1 に両船の J および付加水質量の長さ方向の分布を、また、Table 3.2 に両船の平均的3次元係数 $\bar{J}$ を示す。

これから次の結論をうる。

- (1) 熊井の J を用いると、Taylor の J より中央で小さく端部で大きくなるが、端部は m_{eII} が小さいのでほとんどひびかず、中央で J が小さいため、熊井の方法の方が J が小さく出る。この理由は前者は、断面形がく形に近いのに対し、後者は、円であり、 J は断面形により大きく影響されるためである。
- (2) $C_b = 0.8$ 位の Full な船では、船型や載荷状態により J はあまり変化しない。
- (3) 熊井の Tanker に比して、H-1, H-4 の J が小さいのは、 L/B と C_b が異なるためであると思われる。したがって、 L/B の小さい巨大船においては、さらに J が減少することが考えられる。
- (4) 現在、電子計算機で船体振動数を計算する際の問題点は、Lewis の 2 node に対する J を高次振動まで共通に用いても高次振動では、計測値の方が計算値よりもさがることである。したがって、本計算の J を用いると、計算と計測との不一致は一層増大することになる。ゆえに今後の研究として、不一致の原因は付加水質量にあるのか、または、高次振動では、梁理論にしがわらない振動をするのか検討の必要がある。

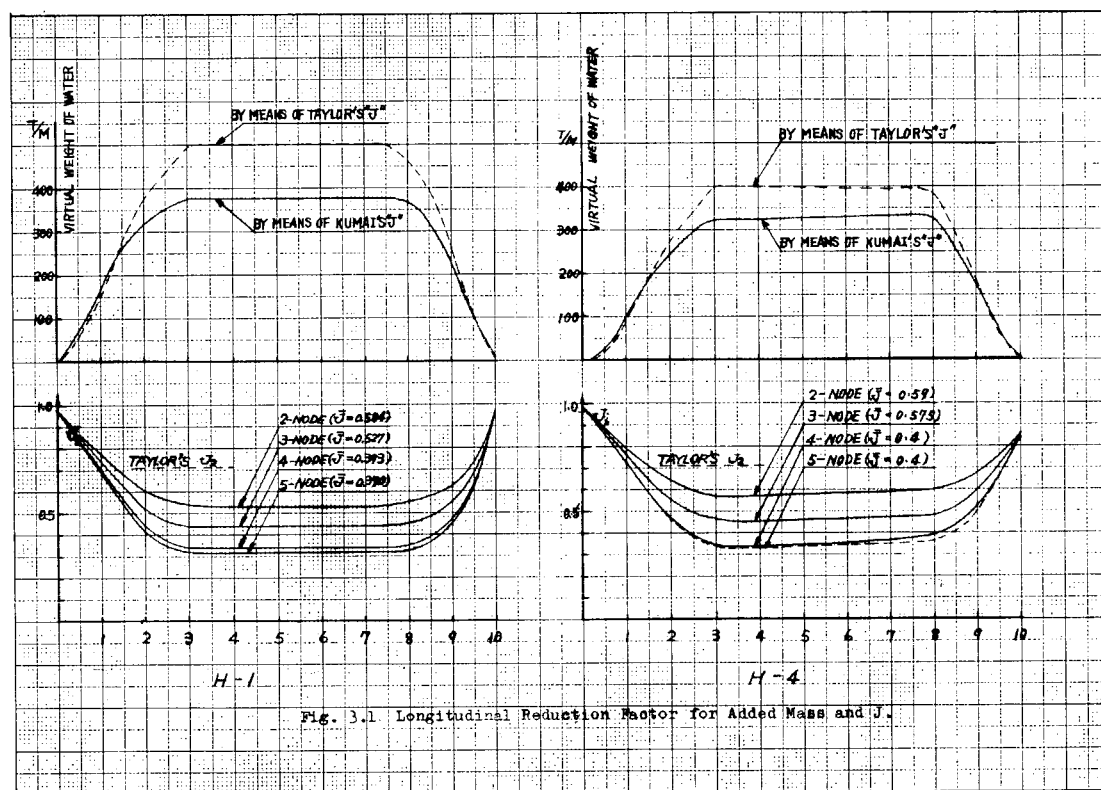


Table 3.2 Calculated Three Dimensional Reduction Factor for Added Virtual Mass

		H - 1	H - 4	TANKER (熊井 ⁶⁾)
CONDITION		FULL LOAD	BALLAST	BALLAST
L/B		6.5	6.45	7.15
C _b		0.815	0.797	0.72
TAYLOR の "J _{2T} "		0.705	0.705	0.730
PRESENT CALCULATION	2 NODE $\bar{J}_2$	0.584	0.59	0.675
	3 " $\bar{J}_3$	0.527	0.575	
	4 " $\bar{J}_4$	0.393	0.4	
	5 " $\bar{J}_5$	0.370	0.4	
$\bar{J}_2 / J_{2T}$		0.826	0.835	0.925
$\bar{J}_3 / J_{2T}$		0.747	0.815	
$\bar{J}_4 / J_{2T}$		0.557	0.567	
$\bar{J}_5 / J_{2T}$		0.525	0.567	

3.3 固有振動数の推定における付加水質量の取扱い法⁷⁾

前節で述べた方法にしたがつて付加水質量を求め、これを用いて2節上下振動に対する付加水質量係数 $\tau^*)$ を求めると、一般に次式で表わされる形になる。

$$\tau = \kappa_1 \frac{B}{d} - \kappa_2 \left(\frac{B}{d} \right)^2 \quad \dots\dots (3.2)$$

ここに、タンカは、

$$\kappa_1 = 0.4, \kappa_2 = 0.035$$

貨物船は、

$$\kappa_1 = 0.3, \kappa_2 = 0.033$$

一方、従来よく用いられた Todd の式は $\tau = 0.2 + 0.33 \frac{B}{d}$

すなわち、Todd の式は一次式で近似していることになる。これらの式の値を Fig. 3.2 に示す。Todd の式はかなり過大な τ をあたえることがわかる。

さて、高次振動に対する付加水質量は2節振動に対するものよりも減少することは理論的に確かめられているが、タンカの模

- Empirical Curve
- + Elliptical Cylinder (L/B=7-10)
- △ Tanker (Brass Sheet Model)
- ▲ Tanker (Wooden Model)
- Cargo Ship (Plastic Model)
- Cargo Ship (Wooden Model)
- - - Theoretical, for Cargo Ship
- x Tugboat (Actual Ship, 200T)

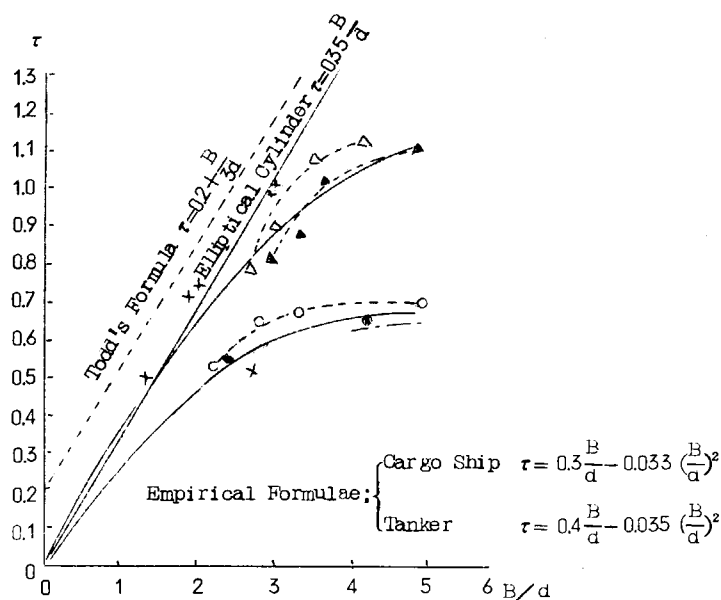


Fig. 3.2 Virtual Inertia Coefficient of 2-noded Vertical Vibration

*) 付加水慣性係数 τ は、次の定義によりきめられる。

$$\Delta_v = \Delta (1 + \tau)$$

ここに、 Δ : 船の排水量

Δ_v : 付加水質量を含む排水量 (上下振動)

型船で τ の変化の度合いを実験的に調べてみると次のようになる。

2 節	1.12	6 節	0.78
3 節	1.10	7 節	0.70
4 節	1.06	8 節	0.63
5 節	1.00	9 節	0.63

これはある一例を示したものであるが、これから高次振動に対する付加水慣性係数は激減し、9節位では半減することがわかる。

さて、高次振動においてはせん断たわみの影響および回転慣性の影響、特に前者の影響は著しいことがわかっているので、上述の考察から付加水慣性係数の変化率も考えに入れて、振動数の簡略推定式を作ると次のようになる。

$$N_{vn} = \frac{\pi}{2} \bar{C}_n n^2 \sqrt{\frac{gEI_v}{\Delta_v L^3 \{1 + (\alpha + \beta) n^2 \pi^2\}}} \quad (3.3)$$

- ここに、
 N_{vn} : n 節上下固有振動数
 C_n : n 節振動数の (CPM)
 EI_v : Midship における曲げ剛性 (TON-M²)
 Δ_v : 式 (3.2) および脚註の式で定義される付加水質量を含む排水量 (TON)
 L : 船の垂線間長 (M)
 $\alpha = \frac{EI_v}{(k'GA)_v L^2}$: せん断係数
 $(k'GA)_v$: Midship におけるせん断剛性 (上下振動に対する) (TON)
 β : 回転慣性係数 (通常 0 とおいてよい)

$\bar{C}_n$ が多くの船についてまとめた数字となれば、推定式 (3.3) は精度よい推定値を求めるために使用できる。数隻の実船の資料から計算を行なってみると次のようになる。⁷⁾

Table 3.3 Empirical Factors

TYPE OF SHIP	C_b	LOAD CONDITION	C_n
CARGO LINER	0.667	BALLAST	0.699
		HALF	0.722
		FULL	0.739
	0.559	BALLAST	0.583
		HALF	0.623
TANKER	0.8	BALLAST	0.758~0.766
ORE CARRIER		FULL	0.887

今後、多くの実船の資料を集積して、実験係数 $\bar{C}_n$ の算出を行なう必要がある。

参 考 文 献

- 1) Lewis, F.M., "The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship". Trans. SNAME. Vol. 37 (1929)
- 2) Landweber, L. and Macagno, M., "Added Mass of Two-Dimensional Forms Oscillating in a Free-Surface." Journal of Ship Research, Vol. 1 (1957)
- 3) Landweber, L. and Macagno, M. "Added Mass of Three-Parameter Family of Two-Dimensional Forms Oscillating in a Free-Surface." Journal of Ship Research, Mar. (1959)

- 4) Prohaska, C.W., "Vibrations Verticales du Navire." Bull. ATMA. (1947)
- 5) Taylor, J.L., "Some Hydrodynamical Inertia Coefficients." Phil. Mag. Vol.9 (1930)
- 6) 熊井豊二 "船体上下振動の3次元付加水質量の一推定法について" 西船報32, (1966)
- 7) Kumai, T., "On the Estimation of Natural Frequencies of Vertical Vibration of Ships." JSNA, Japan, (1967)

第4章 減衰率および応答

4.1 減衰率

4.1.1 減衰率の算定

減衰率を実験的にもとめる場合、自由減衰振動を与えてもとめる方法と、起振機実験により強制振動を与えて共振曲線をえ、これより対数減衰率 δ_n を求める方法がある。

一般に高次振動（3節あるいはそれ以上）に対しては、後者の方法でもとめる場合が多い。

したがって、本報告では後者すなわち共振曲線を用いて5～7節までの減衰率をもとめた。共振曲線より δ_n を求めるには Fig. 4.1 において、共振点 N_i における振幅

a を求め $\sqrt{\alpha_i} \cdot a$ に相当する振動数範囲 ΔN_i を求めれば

$$\delta_n = 2\pi \frac{\Delta N_i}{N_i} \sqrt{\frac{\alpha_i}{1 - \alpha_i}} \quad \dots\dots\dots (4.1)^1$$

から δ_n が計算される。この場合信頼性を高めるために、 α_i の値として 0.445, 0.25 および 0.16 の3つを選び、それぞれの計算値を算術平均してもとめることにした。その結果を Table 4.1～Table 4.3 に示す。

ただし、解析の対象として実船振動実験（JSSC 振動委員会報告）に記載されている船のうち3隻および昭和41年度実船実験分のうち現在解析の進んでいる船について検討した。

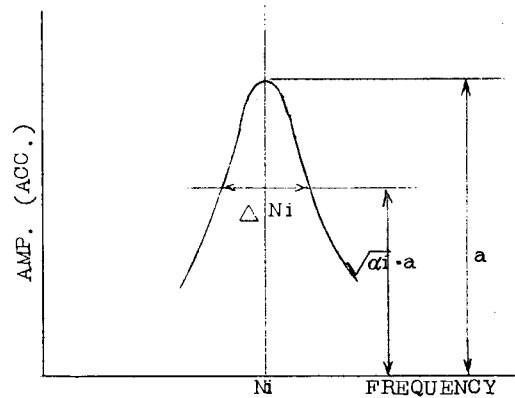


Fig. 4.1 Resonance Curve

Table 4.1 Logarithmic Decrement (Vertical Vibration)

SHIP NAME	NUMBER OF NODE	a GAL/T	C.P.M. ΔN $\alpha=0.445$	C.P.M. ΔN $\alpha=0.25$	C.P.M. ΔN $\alpha=0.16$	C.P.M. N	δ $\alpha=0.445$	δ $\alpha=0.25$	δ $\alpha=0.16$	MEAN VALUE
H-2	4	0.52	8.6	12.7	16.2	1235	0.391	0.373	0.360	0.375
	5	0.78	7.3	11.2	14.0	156	0.263	0.260	0.246	0.256
	6	0.96	7.0	11.2	14.5	191	0.206	0.212	0.208	0.209
H-3	2	2.65	—	—	—	60	—	—	—	—
	3	1.33	—	—	—	120	—	—	—	—
	4	3.17	2.5	4.5	5.5	196	0.0716	0.0831	0.077	0.0772
	5	1.85	1.5	3.0	4.0	235	0.0359	0.0461	0.0467	0.0429
H-4	2	3.75	1.5	3.5	7.0	57	0.148	0.222	0.337	0.236
	3	4.5	2.5	5.0	7.0	112	0.125	0.162	0.171	0.153
	4	2.1	8.5	13.0	18.0	181	0.264	0.260	0.272	0.265
	5	5.3	3.0	5.0	7.0	225	0.075	0.081	0.086	0.081
A	4	0.9	4.5	6.5	7.5	149	0.169	0.158	0.138	0.155
	5	4.3	6.0	8.0	9.0	169	0.199	0.172	0.146	0.173
	6	5.9	4.0	5.2	5.6	269	0.0835	0.070	0.057	0.070
	7	8.0	5.0	6.0	6.7	282	0.100	0.077	0.065	0.081
B	4	15	6	9	12	215	0.158	0.154	0.155	0.156
	5	35	3	5	7	285	0.059	0.064	0.067	0.063

Table 4.2 Logarithmic Decrement (Horizontal Vibration)

SHIP NAME	NUMBER OF NODE	a GAL/T	C.P.M. ΔN $\alpha=0.445$	C.P.M. ΔN $\alpha=0.25$	C.P.M. ΔN $\alpha=0.16$	C.P.M. N	δ $\alpha=0.445$	δ $\alpha=0.25$	δ $\alpha=0.16$	MEAN VALUE
H-2	3	0.39	6.4	10.5	13.6	170.5	0.211	0.222	0.218	0.217
	4	0.70	4.8	7.6	9.8	225	0.120	0.122	0.119	0.120
	5	0.84	6.0	9.4	12.5	274	0.123	0.124	0.125	0.124
H-3	2	2.60	3	5	7	101	0.166	0.180	0.190	0.179
	3	1.05	4	5.5	7	196	0.115	0.102	0.098	0.105
H-4	2	6.0	4.0	6.5	8.0	112	0.200	0.210	0.196	0.202
	3	5.9	13.0	17.0	20.0	227	0.322	0.272	0.241	0.278
	4	3.5	7.5	16.0	—	337	0.126	0.172	—	0.149

Table 4.3 Logarithmic Decrement (Longitudinal Vibration)

SHIP NAME	NUMBER OF NODE	a GAL/T	C.P.M. ΔN $\alpha=0.445$	C.P.M. ΔN $\alpha=0.25$	C.P.M. ΔN $\alpha=0.16$	C.P.M. N	δ $\alpha=0.445$	δ $\alpha=0.25$	δ $\alpha=0.16$	MEAN VALUE
A	1	1.2	6.5	9.0	11.0	281	0.130	0.116	0.107	0.118
B	1	1.25	10	15	21	343	0.164	0.159	0.167	0.163
L-1	1	1.15	13	—	—	319	0.229	—	—	0.229
	2	1.70	33	—	—	585	0.318	—	—	0.318
L-2	2	4.45	—	—	—	786	—	—	—	—
S-3	1	3.3	30	52	68	550	0.307	0.341	0.338	0.328
	2	2.1	29	42	52	1065	0.153	0.143	0.134	0.143

なお、減衰率の性質を検討するために、倍率係数 π/δ_n と振動数 N との関係をもとめたものを Fig. 4.2～Fig. 4.3 に、また、 π/δ_n と L との関係を整理したものを Fig. 4.4～Fig. 4.5 に示す。

なお、Fig. 4.6～4.7 は従来の資料と本報告における π/δ_n との比較を示したものである。

4.1.2 考 察

以上減衰率ないしは倍率係数について若干の検討を行なったが、現在までのところ減衰率に関して明確な結論は得られていない。従来の資料と比較した Fig. 4.6～4.7 では、ほぼ同様の傾向を示しているが、これらの妥当性については今後なおかなりの検討が必要であると考えられる。

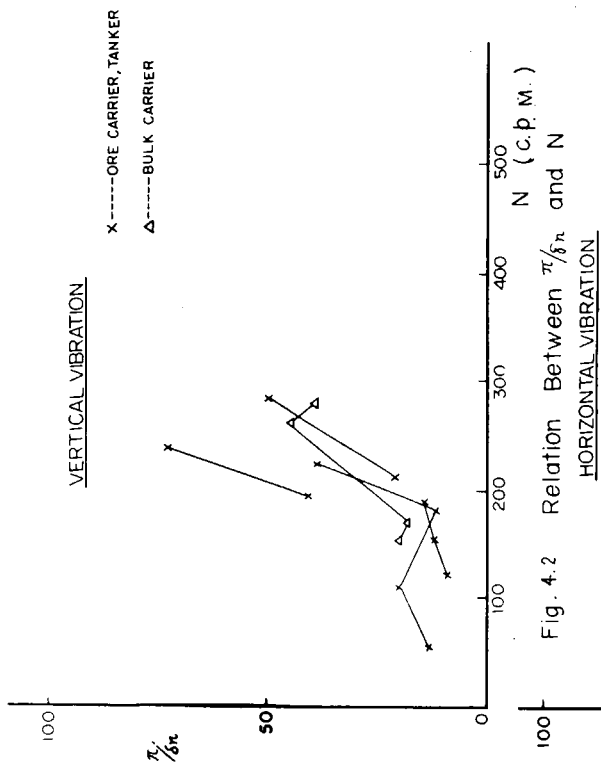


Fig. 4.2 Relation Between π/δ_n and N

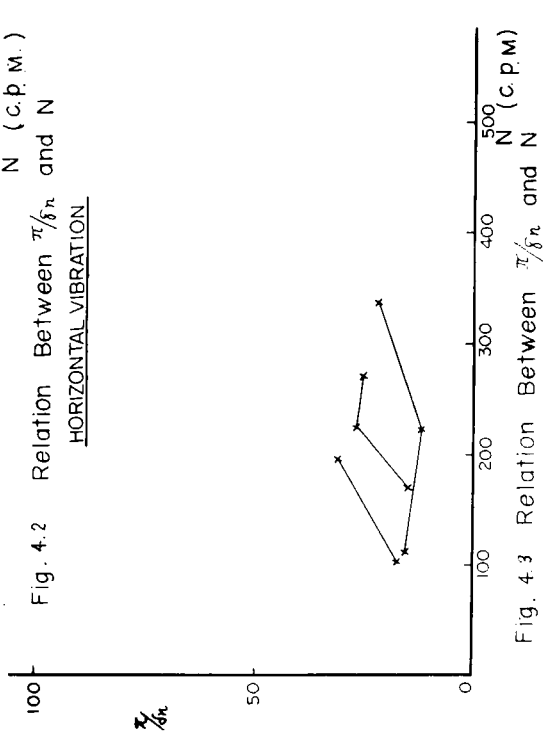


Fig. 4.3 Relation Between π/δ_n and N

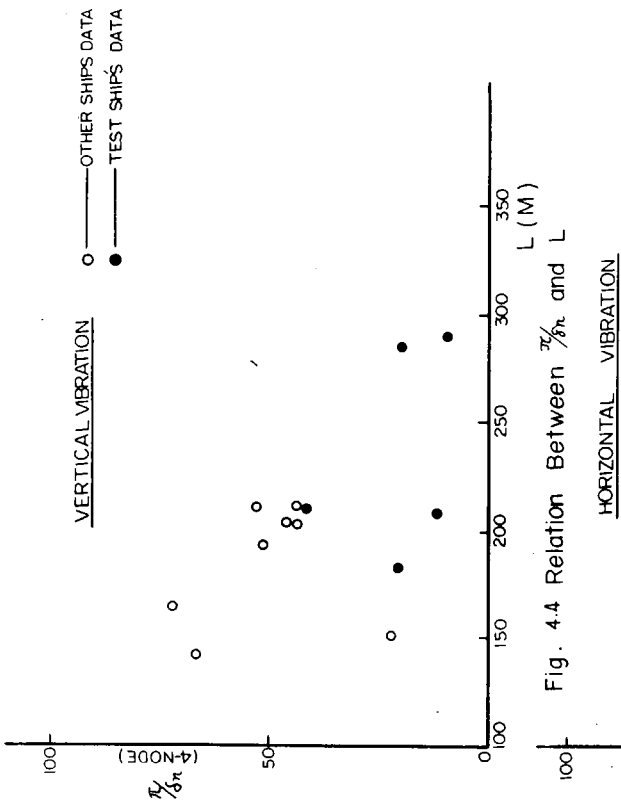


Fig. 4.4 Relation Between π/δ_n and L

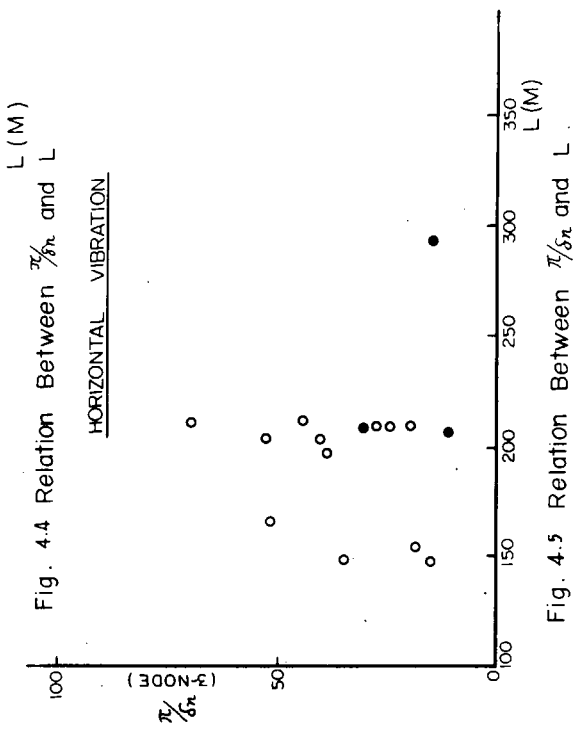


Fig. 4.5 Relation Between π/δ_n and L

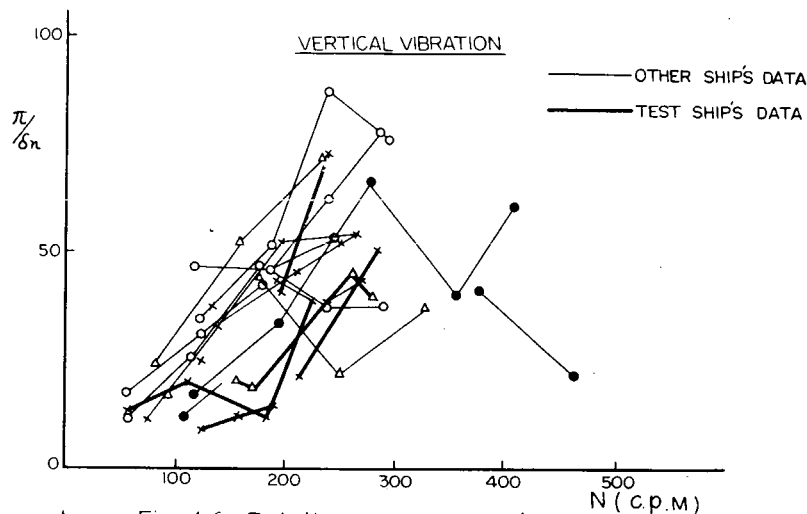


Fig 4.6 Relation Between π/δ_n and N

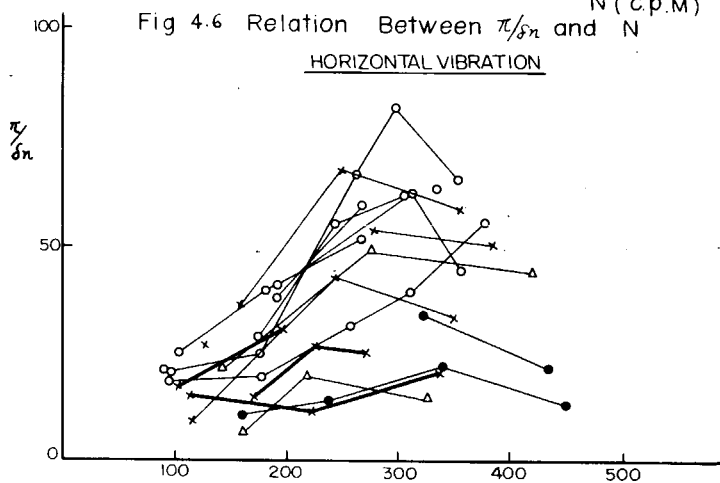


Fig 4.7 Relation Between π/δ_n and N

4.2 応答計算

4.2.1 理論解析

船体振動の共振時における単位起振力当りの振動加速度 a/F は次式で表わされる。

$$a/F = C_n \cdot \frac{g \pi}{\Delta_1 \delta_n} \quad (GAL/T) \quad \dots\dots\dots (4.1)^5)$$

ここに

$$C_n = \frac{\Delta_1 \eta_u \eta_v}{L \int_0^1 w \eta^2 d\xi} \quad \dots\dots\dots (4.2)^{4)5)}$$

C_n : n 節のモード係数

Δ_1 : 付加水重量を含む排水量

w : 単位長さ当りの荷重

ξ : 船の長さ方向の座標

η : n 節のモードを表わす関数

η_u, η_v : 起振点 u , 受振点 v における振幅

δ_n : 対数減衰率

今、対数減衰率 δ_n およびモード曲線が実験的に求められれば、(4.1) 式および (4.2) 式を用いて a/F を算出することができるが、対数減衰率を実験よりもとめることにはまだ問題があるので、ここでは実験による a/F および計算より算出される C_n を使つて、 δ_n を逆算してみることにする。なお、この計算では上下および水平振動を取り扱う。

4.2.2 計算上の仮定

(4.2) 式を使用してモード係数 C_n を計算するに際して次のような仮定を設けた。

- (1) 振動モードは日本原子力船研究協会および各造船所の振動計測結果より平均的なものを用いた。
- (2) Light Ship Weight および Ballast Water は各造船所のものをそのまま用いた。
- (3) Virtual Mass は Lewis 法により2次元値をもとめ、Taylor の2節振動の3次元修正値を用いて修正した。
- (4) 起振点および受振点を船尾端にとつて計算を行なつた。(なお、C 船については起振点が船尾端でないので平均モード曲線で修正を加え計算した。)

4.2.3 供試船の主要目等

供試船A, B, CおよびD船の主要目を Table 4.4 に示す。

Table 4.4 Particulars of Ships

	TYPE OF SHIP	D/W	$\frac{M}{L} \times \frac{M}{B} \times \frac{M}{D} \times \frac{M}{d}$
A	TANKER	6 7, 5 8 5	229×35 ×16 ×12.04
B	ORE & OIL CARRIER	5 2, 0 0 0	208×3.22×16.4×12.14
C	ORE CARRIER	5 5, 8 0 0	210×3.22×17.8×12
D	TANKER	1 5 3, 6 8 0	290×47.5×24 ×16

4.2.4 計算結果

(4.2) 式を使用して算出した C_n と実験よりもとめた a/F を用いて (4.1) 式より δn をもとめた。 C_n , a/F および δn を Table 4.5~4.6 に示す。

Table 4.5 C_n , a/F and δn (Vertical Vibration)

SHIP'S NAME	NUMBER OF NODE	Δ : (TON)	a/F (GAL/T)	C_n	δn
A	2	1 1 0, 3 7 8	2 2.5	1 0.1	0.0 1 2 5
	3	"	2 1.4	1 4.2	0.0 1 8 5
	4	"	1 9.8	1 7.9	0.0 2 5 2
	5	"	1 7.2	2 0.2	0.0 3 1 5
	6	"	1 9.2	2 6.9	0.0 3 9 0
B	2	9 7, 1 3 6	2 2.3	1 0.1	0.0 1 4 4
	3	"	1 9.2	1 4.4	0.0 2 3 7
	4	"	1 6.7	1 7.9	0.0 3 4 0
	5	"	1 4.9	1 8.8	0.0 4 0 0
	6	"	2 0.0	2 8.5	0.0 4 5 2
C	2	9 4, 0 8 0	2 3.5	1 0.8	0.0 1 5 0
	3	"	1 8.0	1 3.9	0.0 2 5 2
	4	"	1 8.1	2 0.2	0.0 3 6 5
	5	"	1 4.7	1 8.8	0.0 4 1 8
	6	"	1 9.1	3 0.0	0.0 5 0 7

Table 4.6 C_n , a/F and δ_n (Horizontal Vibration)

SHIP'S NAME	NUMBER OF NODE	Δ_1 (TON)	a/F (GAL/T)	C_n	δ_n
B	2	4 8 4 6 4	1 1.0	7.4	0.0 4 2 3
	3	"	1 0.5	1 2.0	0.0 7 2 5
	4	"	7.4	1 1.3	0.0 9 7 0
	5	"	7.3	1 3.2	0.1 1 4 8
C	2	4 4, 5 2 0	1 5.1	8.5	0.0 3 9 0
	3	"	1 1.3	1 0.4	0.0 6 3 6
	4	"	1 0.7	1 2.9	0.0 8 3 3
	5	"	9.3	1 3.7	0.1 0 1 8
D	2	1 0 4, 9 8 0	4.5	6.4	0.0 4 2 1
	3	"	6.0	1 1.9	0.0 5 8 8
	4	"	5.2	1 2.6	0.0 7 1 8
	5	"	5.8	1 6.4	0.0 8 3 7

4.2.5 考 察

本節で検討した結果次のことが考察される。

- (1) 対数減衰率は一般に節数が増加するに従つて増加の傾向にある。
- (2) その値は2節から6節に対しては $1/10 \sim 1/100$ 程度となる。
- (3) 応答係数およびモード係数を使用して対数減衰率 δ_n を逆算した場合、 δ_n の値は節数の増加に従つて増加の傾向にあることは(1)で述べたが、“4.1 対数減衰率”で述べた共振曲線よりもとめる方法で算出されたものは逆に節数の増加に従つて減少の傾向にある。

この逆の傾向の理由がなにであるかは今後の詳細な検討にまたなければならない。

参 考 文 献

- 1) 広 渡 智 雪 “原子力船の船体振動” 振動専門委資料V-3-4
- 2) 熊 井 豊 二 “船体高次振動の減衰率について” 船論102号 (昭33)
- 3) Johnson A.J., Ayling, P.W. and Couchman A.J.
“On the Vibration Amplitude of Ship's Hull”
- 4) 熊井豊二、富田哲次郎、越智義夫
“船体高次振動の応答計算におけるモード係数について” 西船報第26号 (昭38)
- 5) 造船協会々誌410号 (昭38)

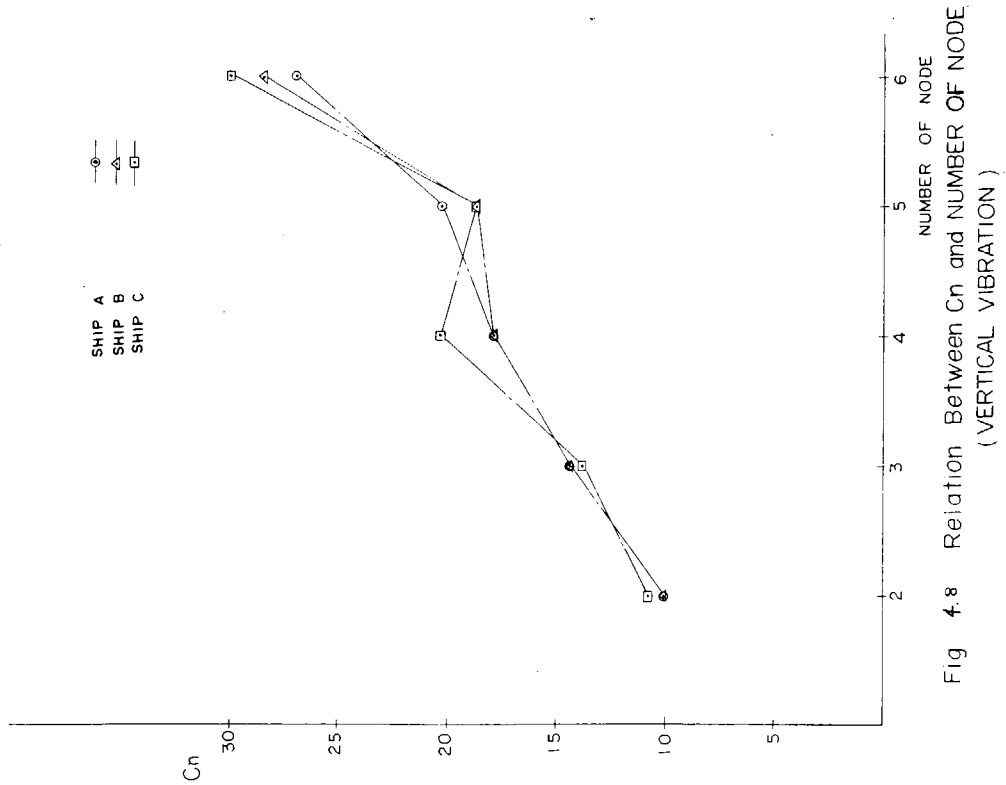


Fig 4.8 Relation Between Cn and NUMBER OF NODE
(VERTICAL VIBRATION)

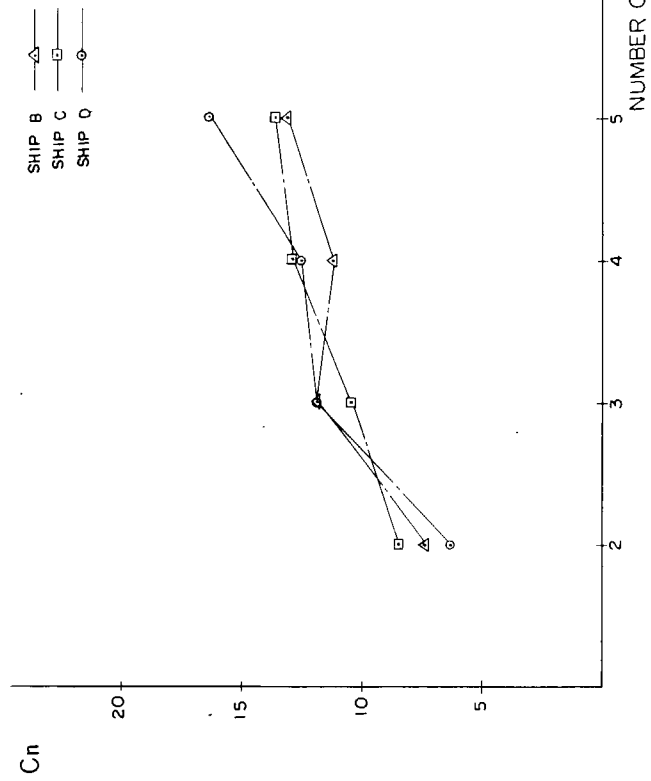


Fig 4.9 Relation Between Cn and NUMBER OF NODE
(HORIZONTAL VIBRATION)

SHIP A 0_W 67585' TANKER (VERTICAL)

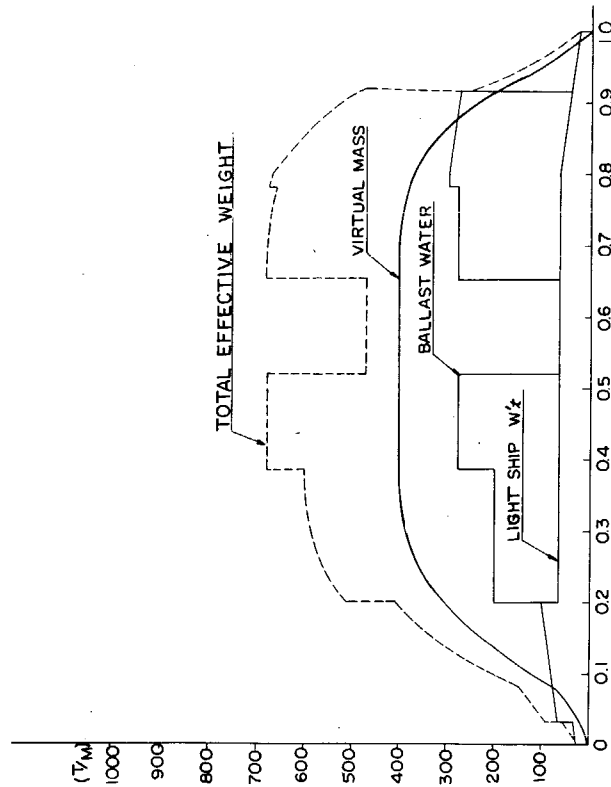
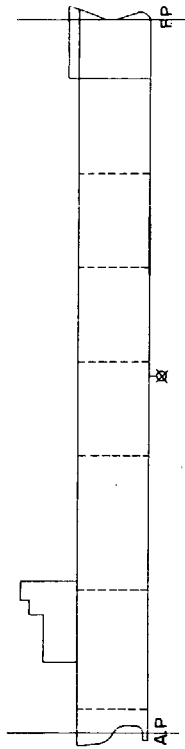


Fig. 4.12 Weight Distribution Curves

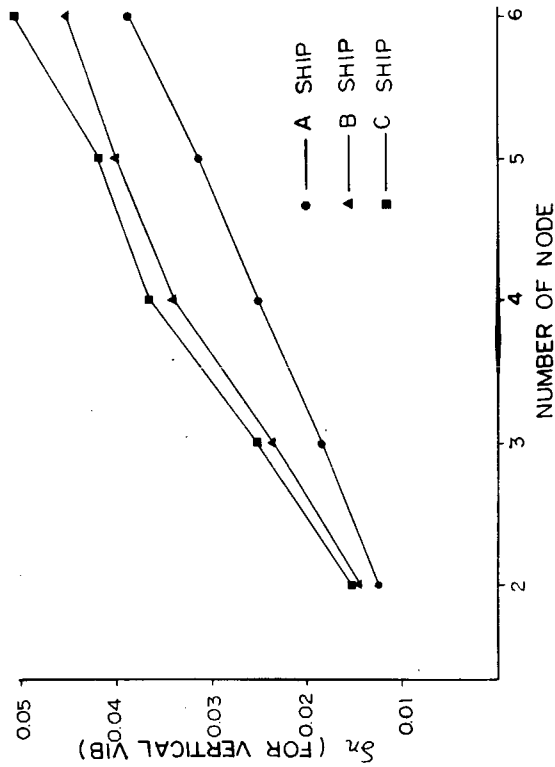


Fig 4.10 Relation Between Number of Node and δ_n

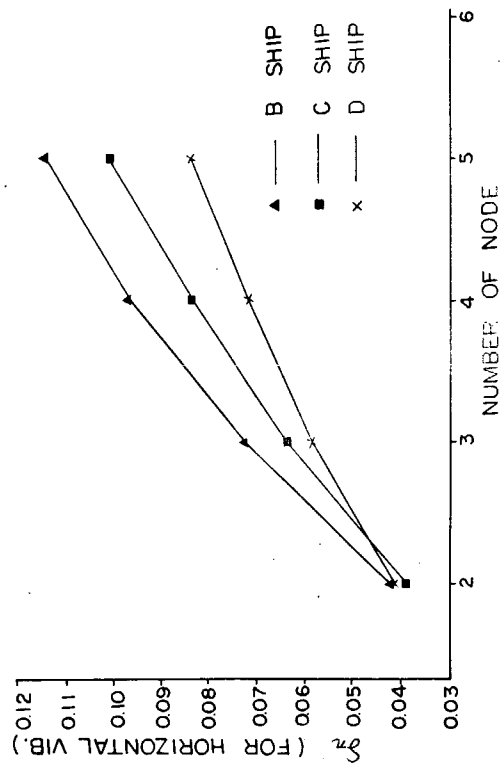
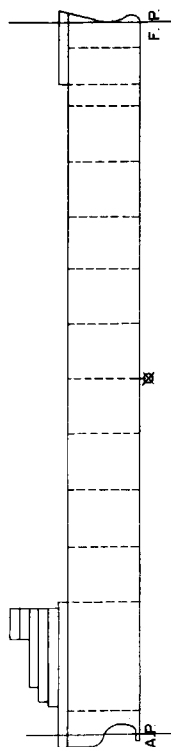


Fig 4.11 Relation Between Number of Node and δ_n

SHIP B ρ_w 52,000 T ORE/OIL
(VERTICAL)



SHIP C ρ_w 55,800 ORE CARRIER
(VERTICAL)

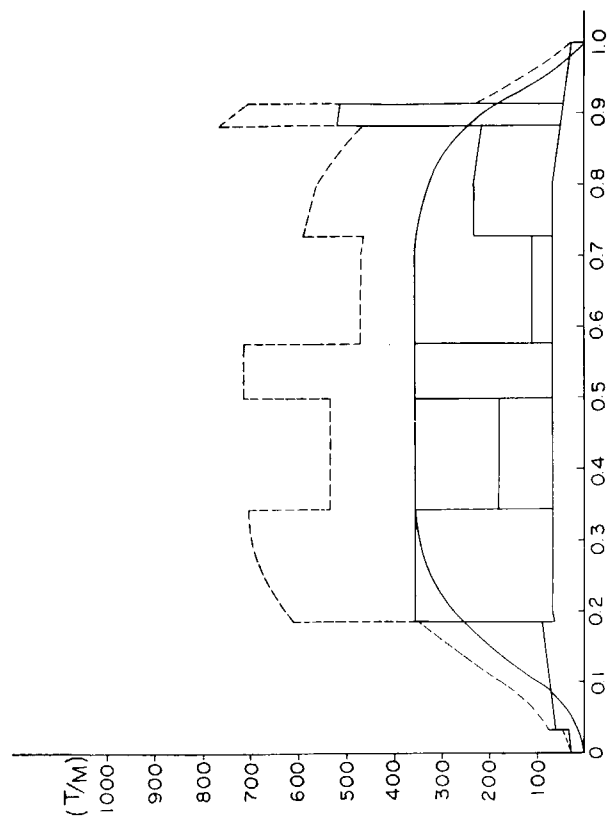
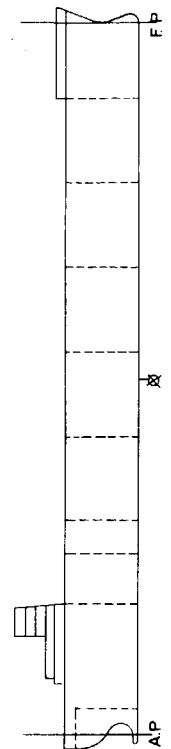


Fig. 4.13 Weight Distribution Curves

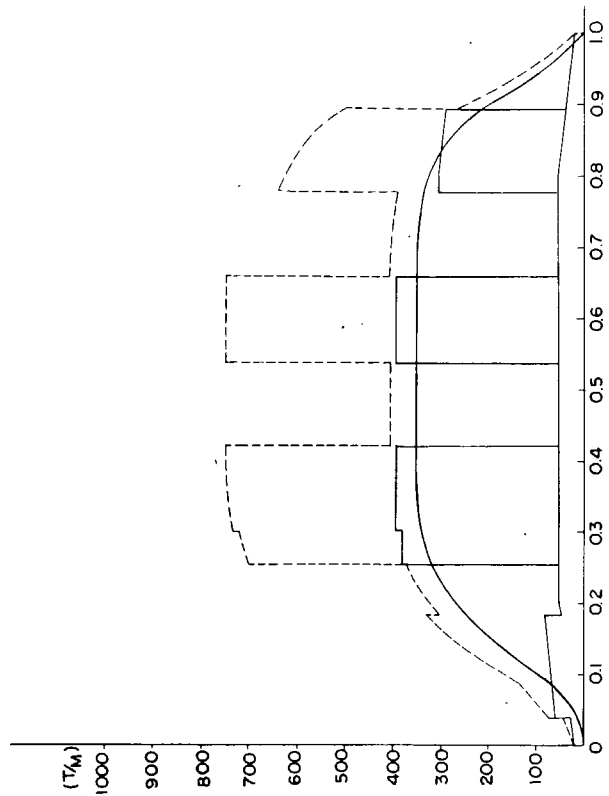
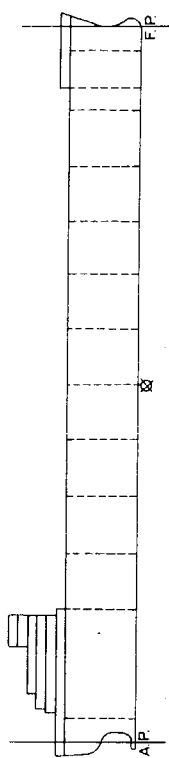


Fig 4.14 Weight Distribution Curves

SHIP B 9% 52,000T ORE/OIL
(HORIZONTAL)



SHIP C 9% 55,800 ORE CARRIER
(HORIZONTAL)

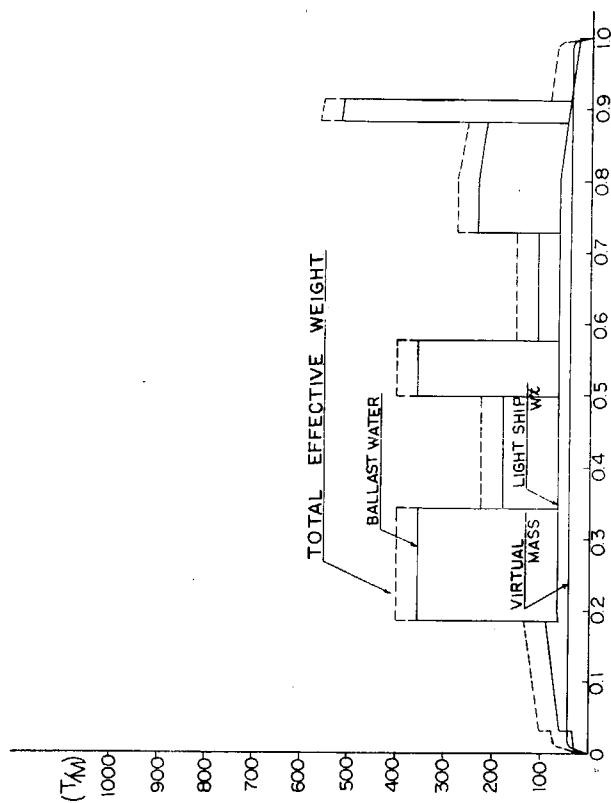
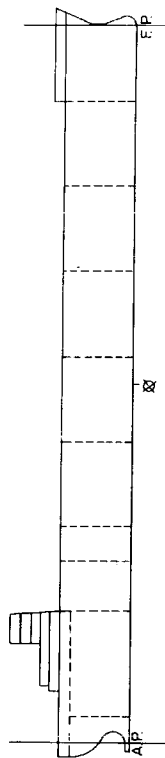


Fig. 4.15 Weight Distribution Curves

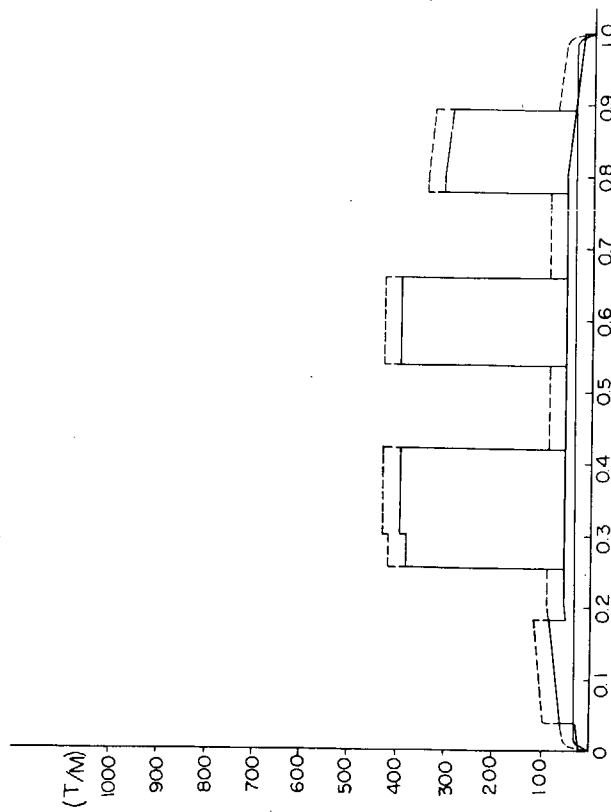


Fig. 4.16 Weight Distribution Curves

SHIP D. ∇_w 153,680^T TANKER
(HORIZONTAL)

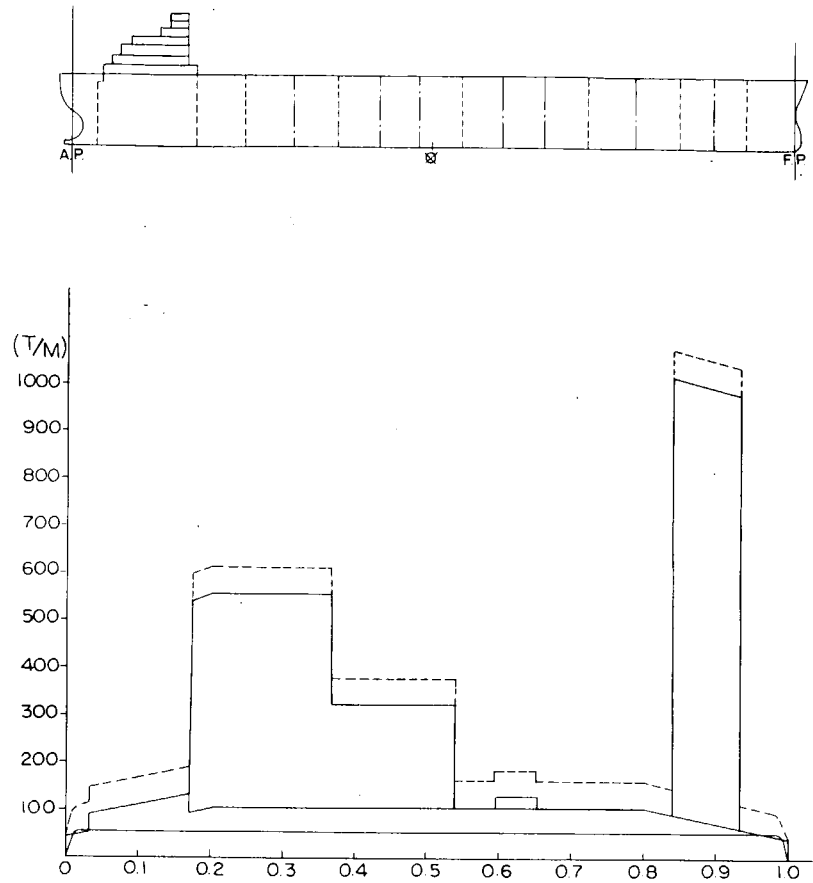


Fig. 4.17 Weight Distribution Curves

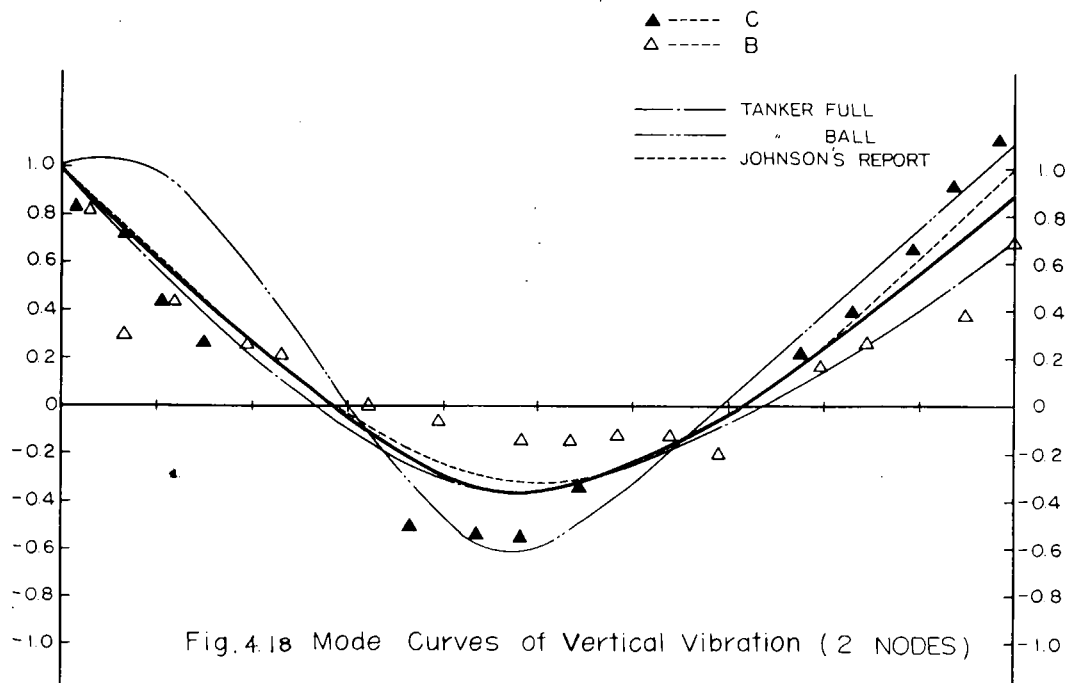
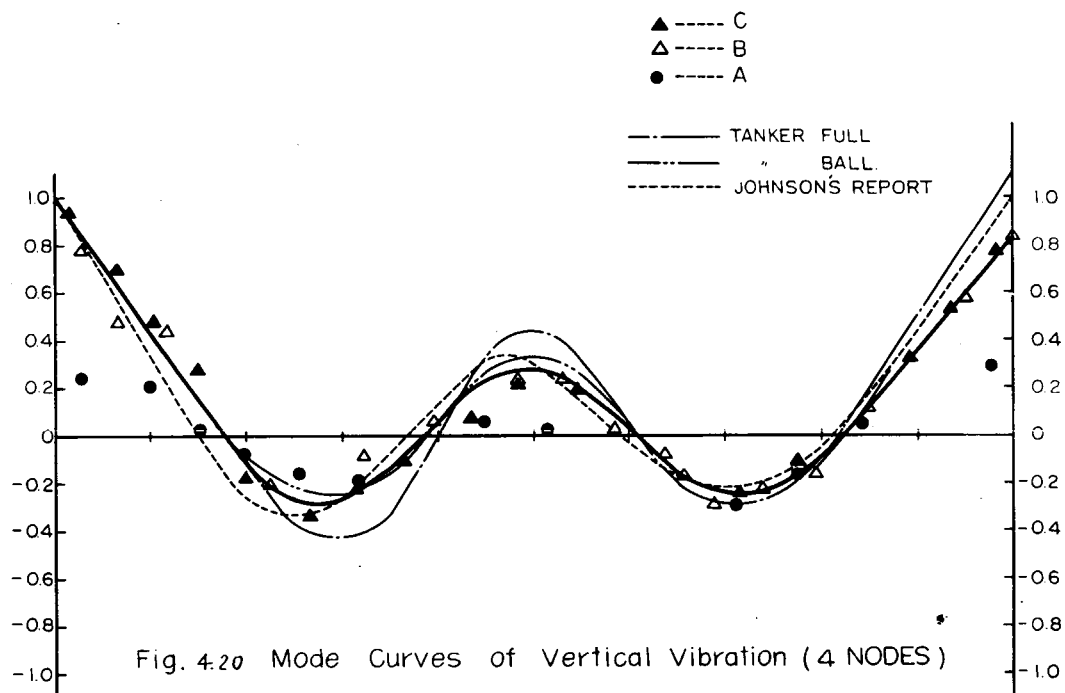
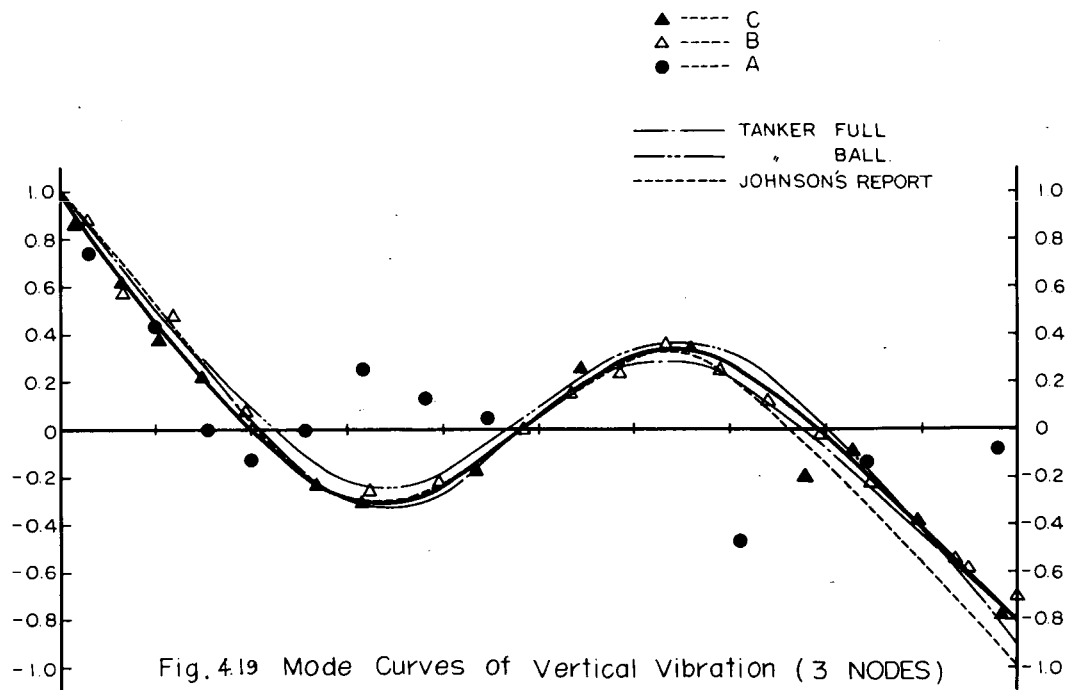
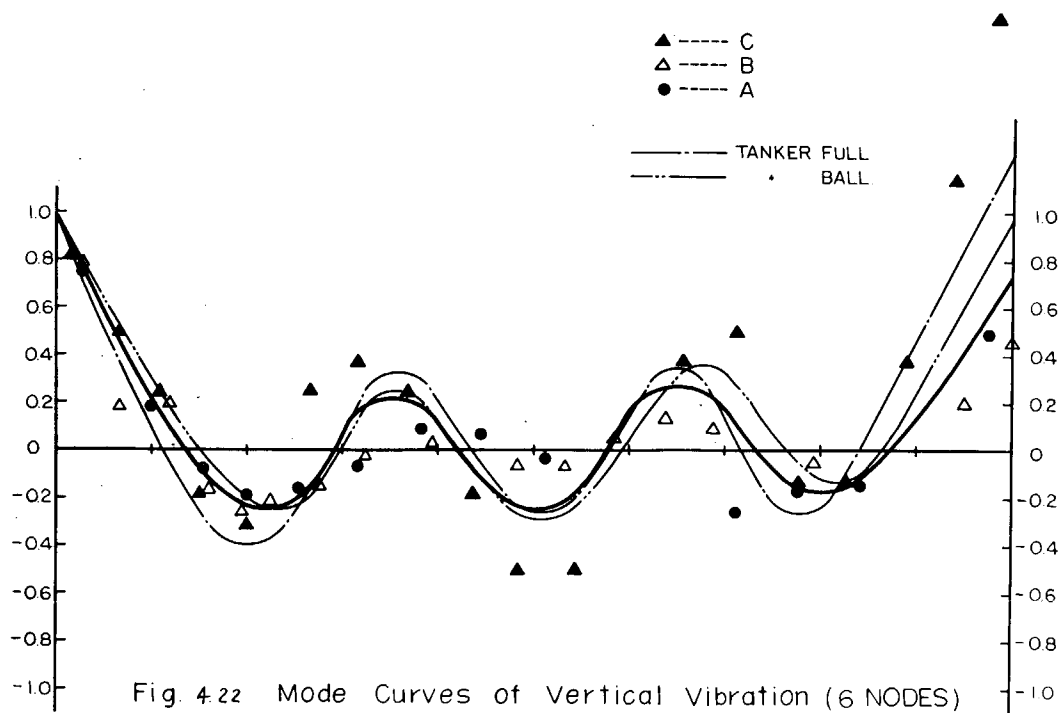
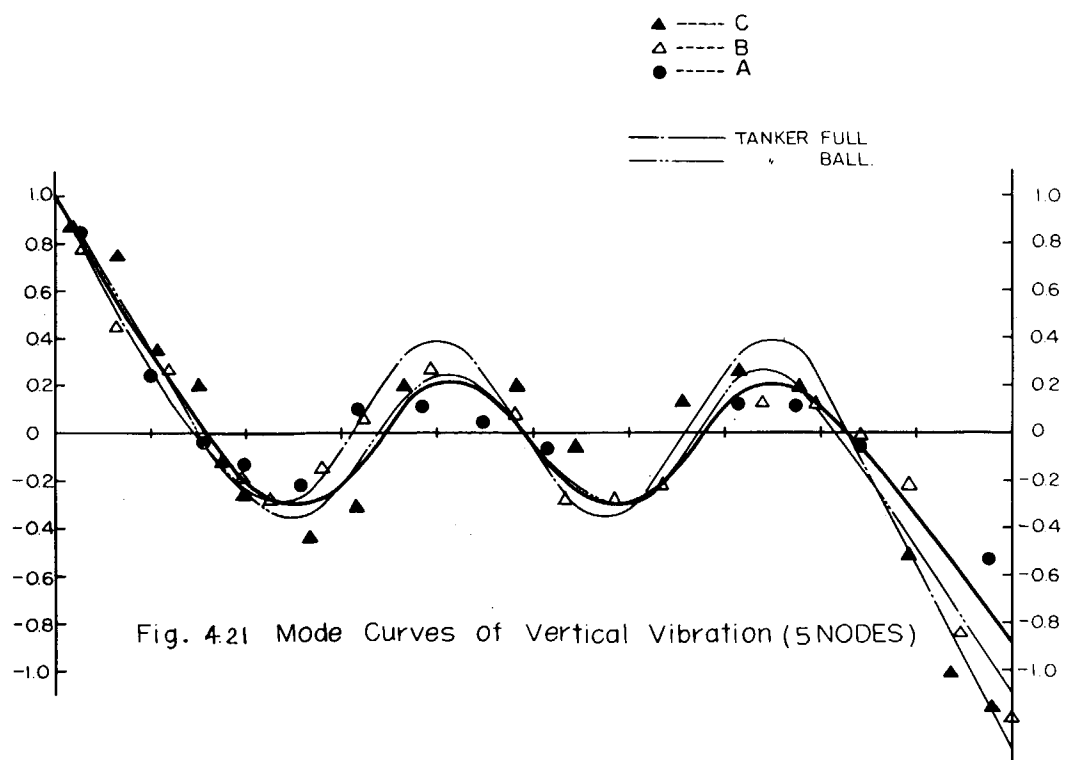
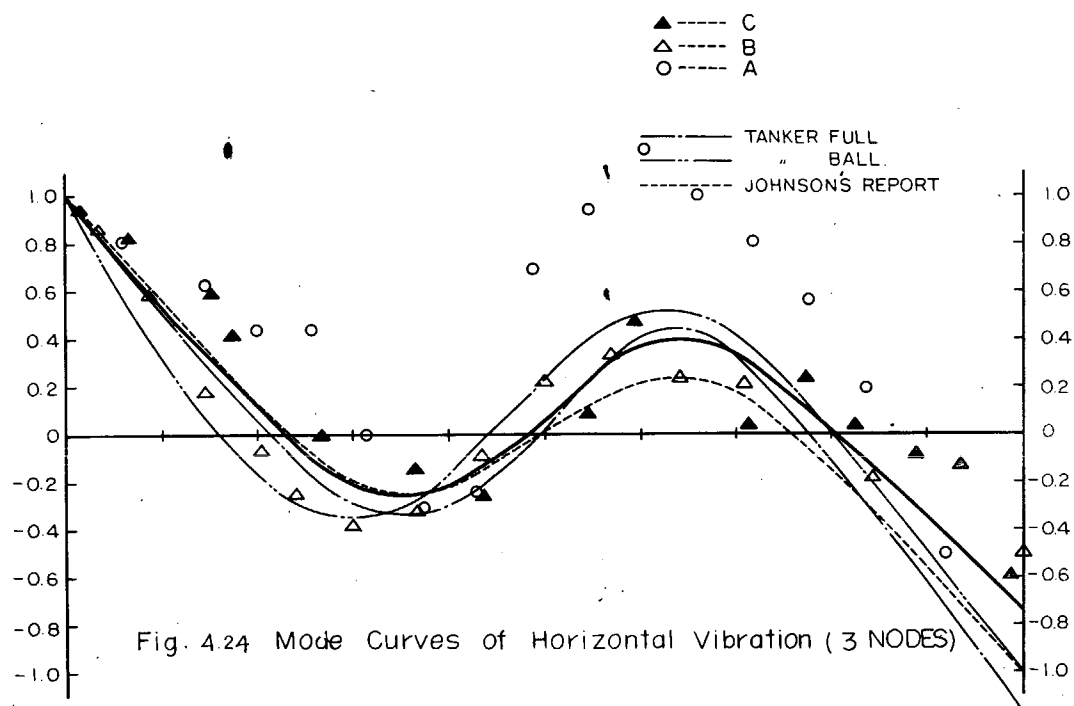
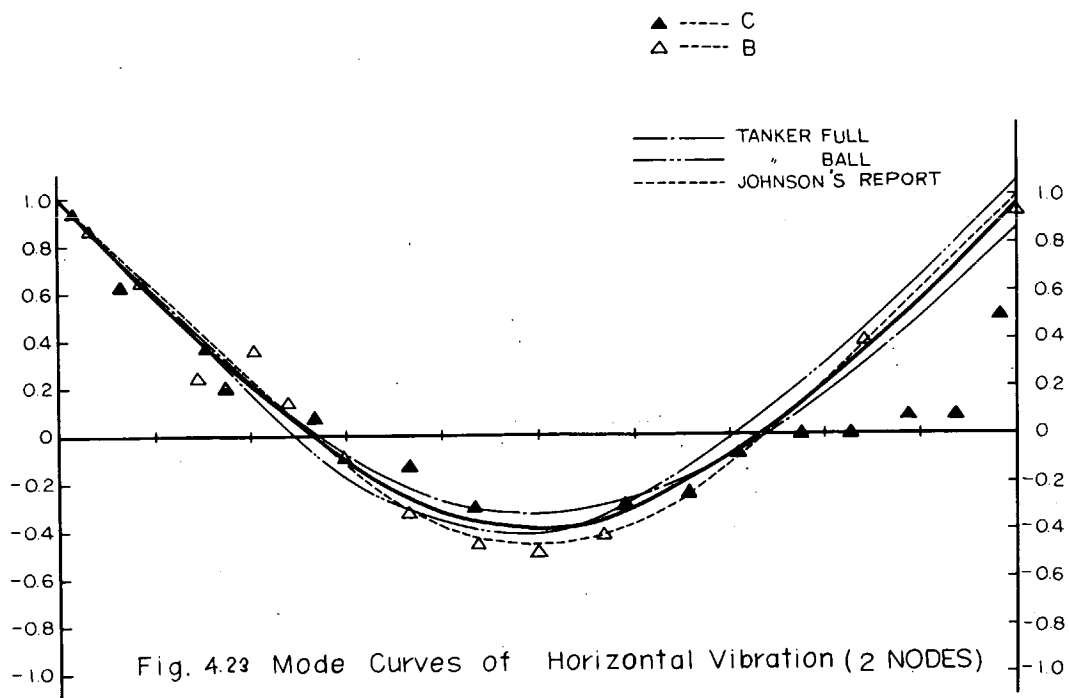
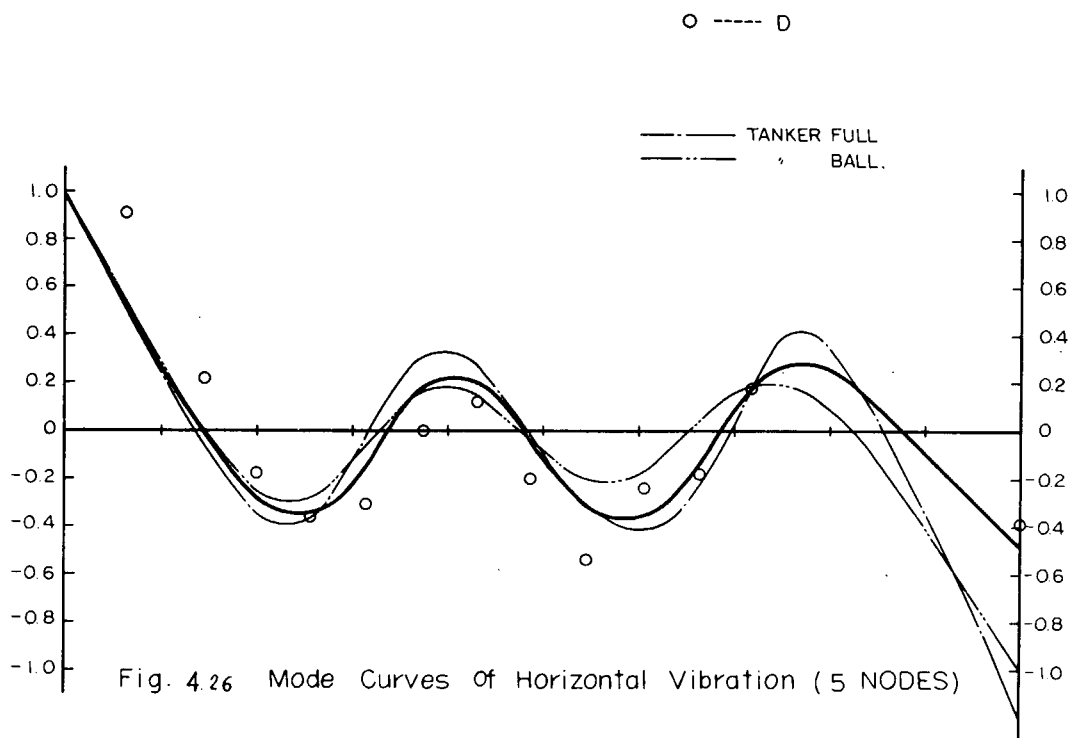
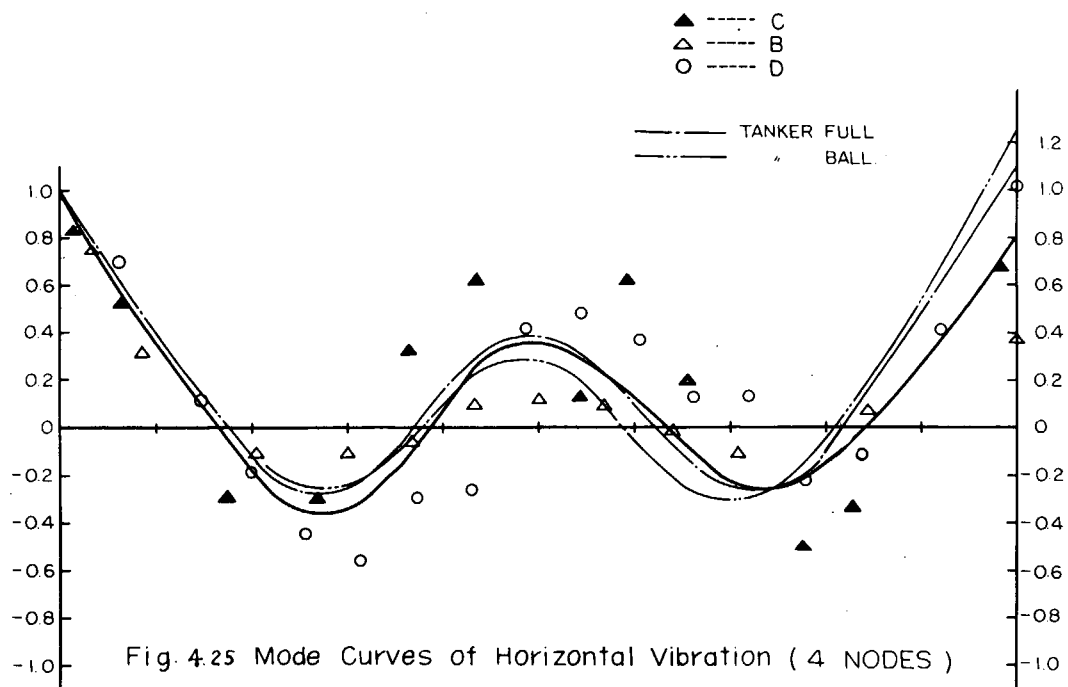


Fig. 4.18 Mode Curves of Vertical Vibration (2 NODES)









第 5 章 プロペラ起振力

5.1 緒 言

現今の大型船においては振動の主原因はプロペラの起振力であるが、その実態については不明の点が多い。設計者の立場から考えると、種々の設計要素、すなわち

- (1) 船体形状、舵形状
- (2) プロペラ翼数、ピッチ、直径、展開面積比など
- (3) Screw Aperture, プロペラ浸水度など

と、起振力との関係を知ることが必要であるが、単軸船の後部の水の流れは複雑なため簡単な結果がえられていない。この問題を解明するためには非定常プロペラ理論による計算と、模型実験や実船計測との対応により漸進的に研究せねばならないと思われるが、実船におけるプロペラ起振力の計測は容易でないので比較的例が少ない。そこで、今回の研究では模型船において船尾形状を変えた場合の船体に働く水圧の計測を行なつて、船尾形状による変動水圧の相違を検討するとともに実船の船尾部における水圧変動の計測と、軸に加わる推力変動およびトルク変動、軸の曲げモーメント変動の計測を行なつた。

5.2 模型船による水圧変動の計測

プロペラ直上の代表的な船体断面における圧力分布を模型実験によつて計測し、断面形状を Lewis Form と仮定して上下振動の起振力成分を求め、プロペラ起振力に及ぼす船尾形状の影響について調べたものである。

実験装置と実験法については参考文献 7) を参照されたい。概要は次のとおりである。

船体模型…… $L_{PP} \times B \times D \times \text{Draft}$
 $= 1,300 \text{ MM} \times 300 \text{ MM} \times 280 \text{ MM}$
 $\times 100 \text{ MM}$
 で前後対称の形状をしており、
 横断面形は、Fig. 5.1 に示す
 12 種類である。

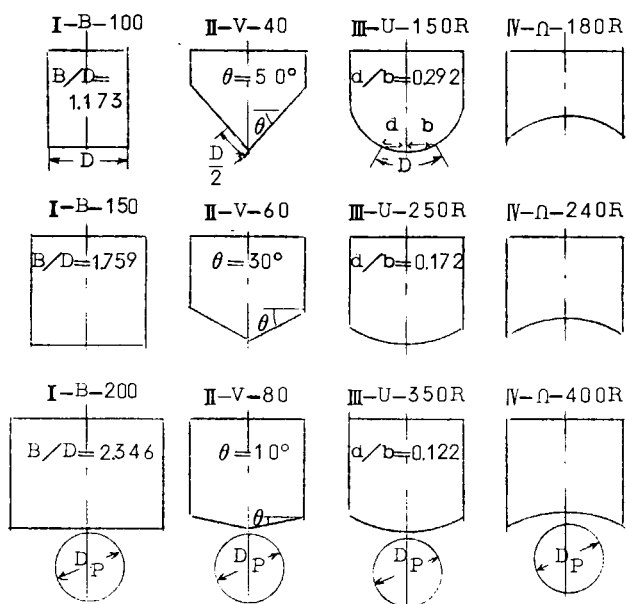
プロペラ模型…… Troost 3, 4, 5, 6 翼
 直径 170 MM

プロペラ支持台と船体とは別個に曳航電車にとりつけ、プロペラ軸にかかる力が船体に伝わらないようにし、かつ、任意に Tip Clearance を変更できるようにした。

船体表面のプロペラ近傍に 6 個の水圧計を取りつけ、表面における変動水圧の分布を計測した。

実験時プロペラ回転数は、13 RPS に保つた。したがつて船速 V_0 と前進常数 J との関係は次のようになる。

J	V_0 (M/SEC)
0.2	0.4 4 3 3
0.4	0.8 8 6 6
0.6	1.3 2 9 9
0.8	1.7 7 3 2



Diameter of propeller $D_P = 170.5 \text{ MM}$

Fig. 5.1 Shape of Cross Section of Model Ships

Fig. 5.2 (a)(b)に、船尾形状によるチップ直上の水圧変動の変化を示す。

Fig. 5.3 (a)(b)に、く形断面およびくさび形断面に対する変動水圧の分布を示す。

Fig. 5.4 に、Tip Clearance による変動水圧の変化を示す。

Fig. 5.5 に、翼数による変動水圧の変化を示す。

Fig. 5.6 (a)(b)に、前進常数J による変動水圧の変化を示す。

以上から次の結論をうる。

- (1) 船底が円弧の場合は、本実験においては常識とは逆に、とつ（凸）な断面の方がおう（凹）な断面よりも水圧変動がわずかに大きい。これに反してくさび形の場合は、船底角が鋭くなるほど水圧変動は減少する。
- (2) 水圧変動の分布形状はほぼ Pohl³⁾ の結果に近い。
- (3) Tip Clearance の増大に伴う水圧変動の減少率は船尾形状に関係なくほぼ一定である。

次に上記の実験結果から、水圧変動の長さ方向の分布を誤差関数で、横方向の分布を正弦関数の自乗で近似し、船尾形状を Lewis Form と仮定して船底に及ぼされる Surface Force の上下分力を求めると、Table 5.1 に示すようになる。

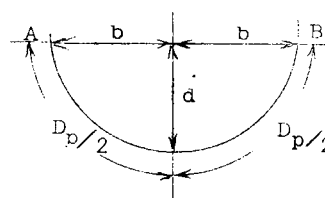
Table 5.1 Surface Force の上下分力（複振巾）

模 型 形 状	d/b *	サーフェスフォースの総和	C/D _P
U 350R } U 250R } U 150R }	0.122 0.172 0.292	3.75% × Thrust 3.75 " 3.81 "	10% " "
V 10° } V 30° } V 50° }	0.176 0.578 1.000	3.50 " 2.18 " 1.08 "	" " "

これから次の結論をうる。

- (4) U形状では Surface Force の上下分力はあまり船型の影響を受けないが、V形状ではかなり影響が大きい。
- (5) Surface Force の上下分力は推力の4%程度になることがありうる。

*) d/b は右図に示すように、断面の中心線と断面輪かくとの交点Oから、それぞれ両げんにプロペラ半径だけの距りと、断面外形に沿うとつた点A, Bの位置の水線の半幅と、この水線とOとの距りとの比である。



Z = 船長方向

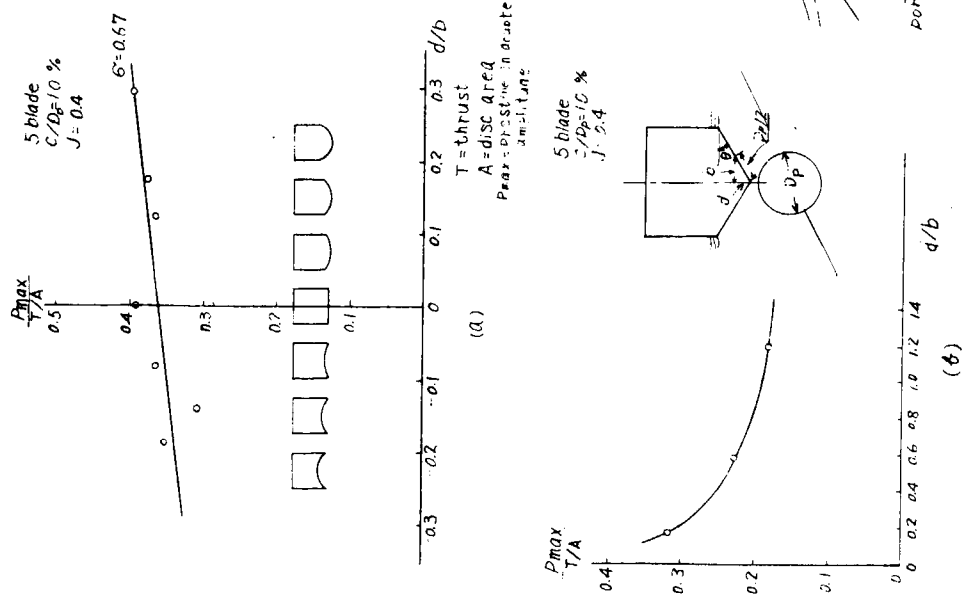


Fig.5.2 Pressure Amplitude Above the Top of Propeller.

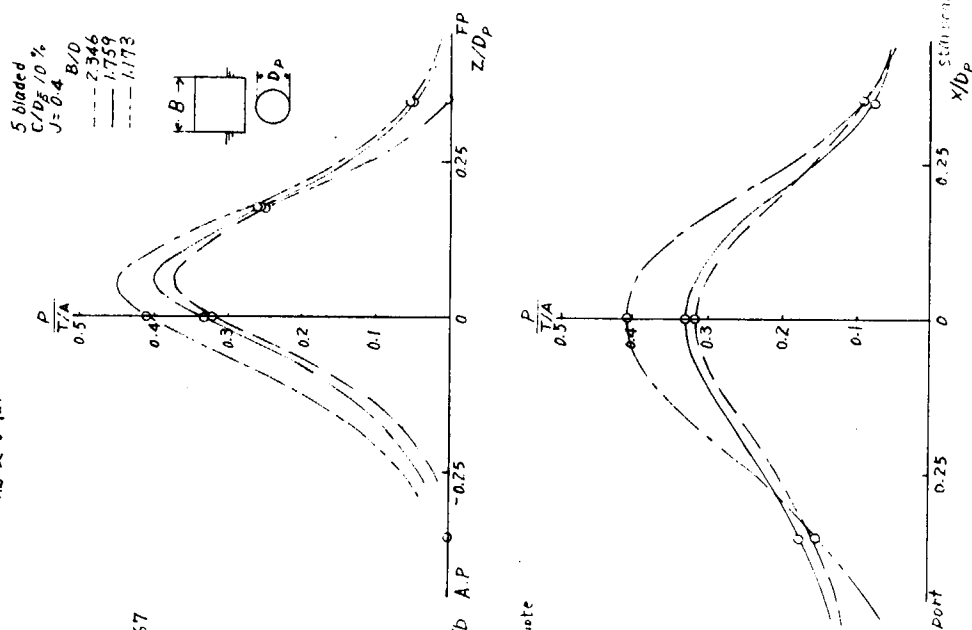


Fig.5.3(a) Distribution of Pressure Amplitude.

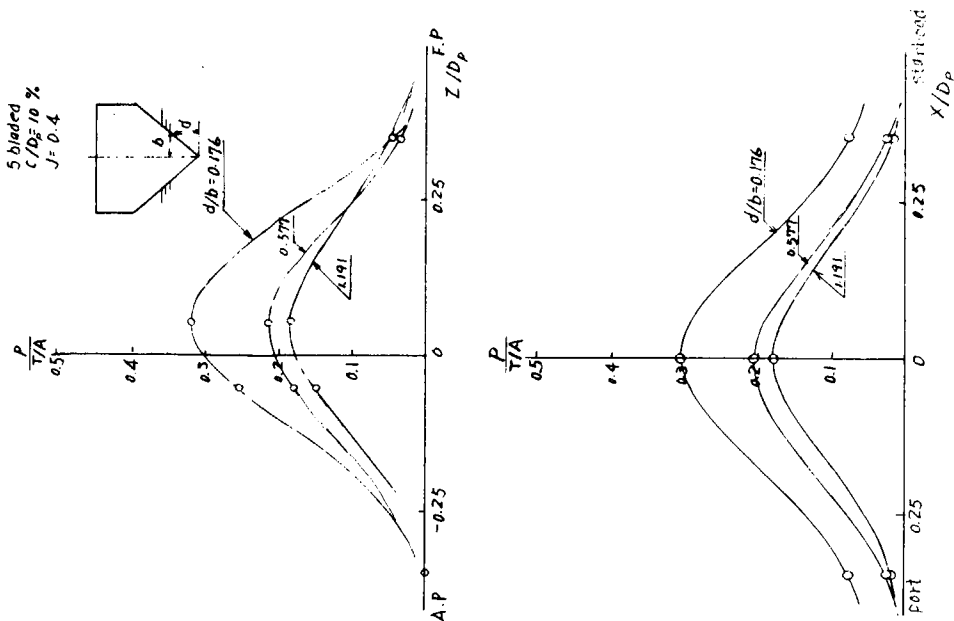


Fig.5.3(b) Distribution of Pressure Amplitude.

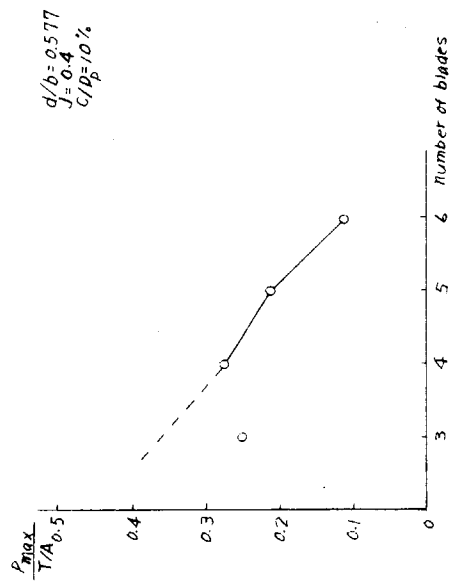
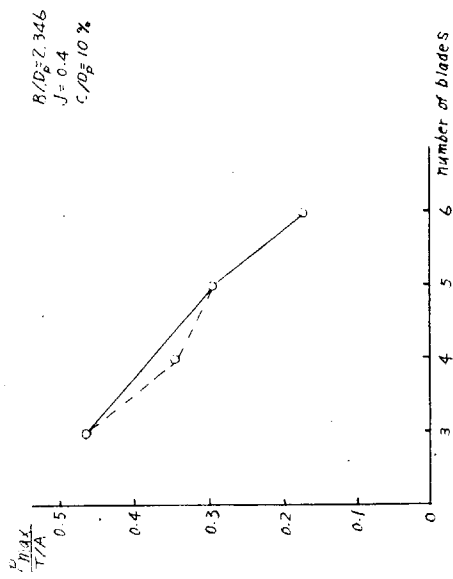


Fig.5.5 Pressure Amplitude Versus Number of Propeller Blades.

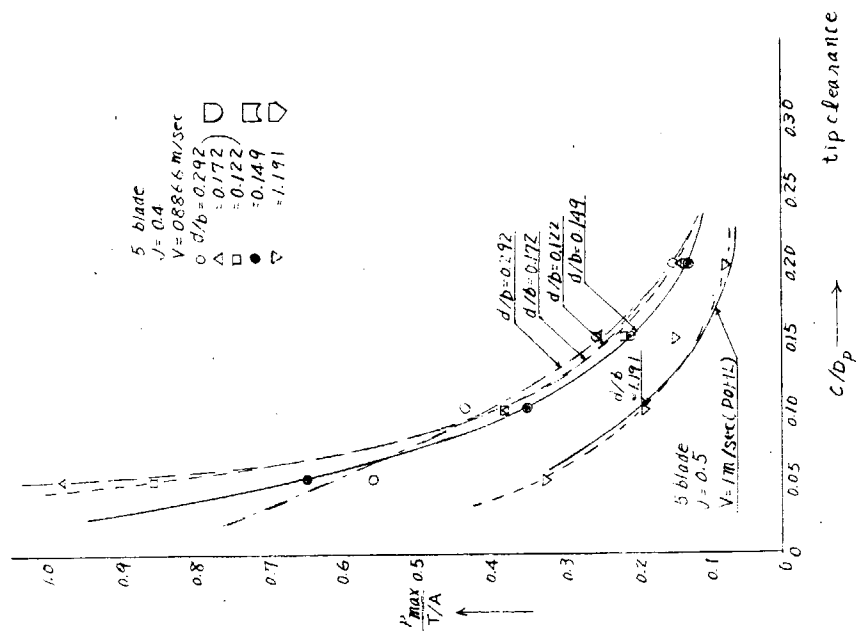


Fig.5.4 Pressure Amplitude Versus Tip Clearance

$C/D_p = 10\%$
 $B/D_p = 2.346$
 $d/b = 0$

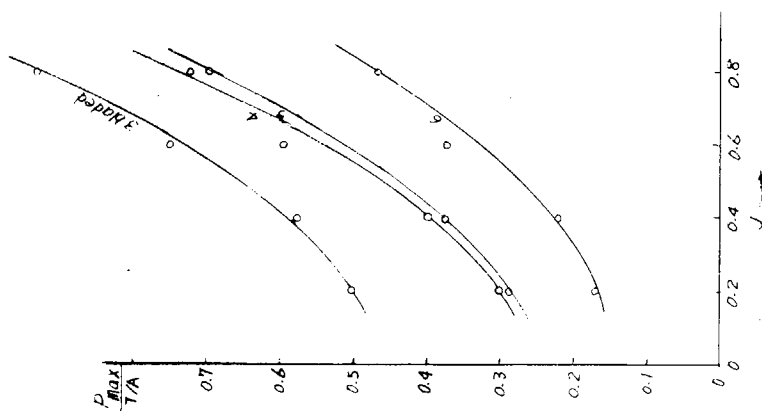
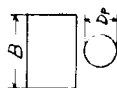


Fig. 5.6(a) Relation Between Advance Coefficient and Oscillating Pressure.

$d/b = 1.191$
 $C/D_p = 10\%$

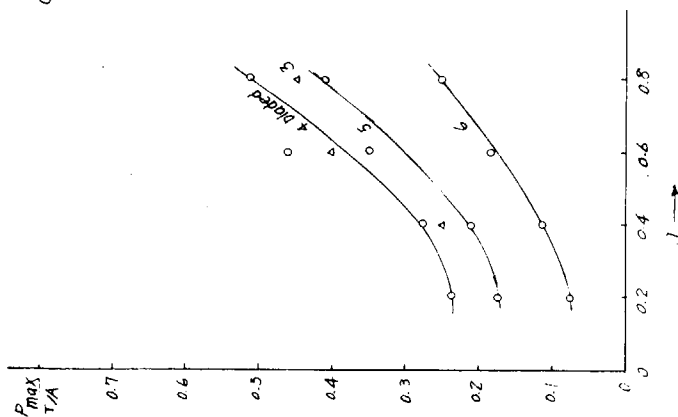
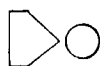


Fig. 5.6(b) Relation Between Advance Coefficient and Oscillating Pressure.

5.3 実 船 計 測

計測船の要目は次のとおり。

船 型	Ore/Oil Carrier
D / W	5 2,0 0 0 TONS
主 寸 法	208. ^M 0×32. ^M 2×16. ^M 4
満 載 排 水 量	6 6,5 0 0 TONS
満 載 吃 水	1 2. ^M 1 4
主 機 型 式	タービン
MCRにおける回転出力	105RPM×18,000PS
プロペラ翼数	5
プロペラ直径	6. ^M 7 5
プロペラピッチ	5. ^M 1 2 3
展 開 面 積 比	0.5 5 9

計測時状態	
日 時	1 9 6 5 . 1 2 . 2 3
載 荷 状 態	バラスト
d _f	6. ^M 0 4
d _a	9. ^M 6 8
d _m	7. ^M 9 2
△	39,400TONS

水圧変動の計測点は Fig. 5.7 に、軸トルクなどの計測点は Fig. 5.8 に示す。水圧変動計測オシログラムの1例を Fig. 5.9 に、また Fig. 5.10～5.12 に、それぞれ推力変動、トルク変動および軸曲げモーメントの計測オシログラムを示す。

Fig. 5.13 に、各回転における水圧変動の調和解析結果を示す。また Fig. 5.14 には、水圧変動の Blade Frequency 成分の回転数による変化を示す。

Fig. 5.16 には推力およびトルク変動を、Fig. 5.17 には軸の曲げモーメントを示す。

これらの図から次の結論をうる。

- (1) 単軸船の水圧変動は波形が複雑で、基本周波数は Blade Frequency であるが高調波成分が多い (Fig. 5.9)。Fig. 5.13 からみると2次の成分が Blade Frequency の50%以上、3次成分もかなり存在する。これは双軸船の水圧変動¹⁾と著しく異なる点で、船体後流の複雑さを物語っている。
- (2) 単軸船の水圧変動は平板における水圧変動の値よりもかなり大きい。Fig. 5.14 に平板実験からの推定値を記入してあるが、低回転ではほぼ同程度であるが高回転になると実船の方がはるかに大きくなり、平板の2～3倍の値となる。

この差は平板と船体後部との形状の差にもとづくものか、または模型と実船との寸法のちがひ、すなわち、寸法効果にもとづくものか調べるため、Pohl³⁾の単軸船型の模型実験結果および熊井の軸模型の実験結果⁴⁾を比較すると、Fig. 5.15 のようになる。ただし、熊井の計測点は実船の計測点5に対応する点であり、Pohl の計測点は計測点8に対応する。

この図からみると、単軸船では模型実験でもかなり相違があり、船型の影響が著しいことおよび実船は模型船よりも水圧変動が大きいことがわかる。

しかし、ここにあげた例では、実船と模型船とは相似船型でないから、この点をより明確にするためには相似の実船および模型船で計測を行ない確認する必要がある。

- (3) 水圧変動の大きさはプロペラから遠ざかった点ほど小さくなるが、プロペラ上方のプロペラ面よりやや前方の点 (計測点8) の変動が最も大きい (Fig. 5.7)。これは、平板の実験結果²⁾³⁾や双軸船の実験結果¹⁾と一致する。

プロペラ軸の上下の水圧変動は上方が下方より大きい。これは単軸船の模型船の模型実験結果⁵⁾と一致する。また、プロペラ後方の水圧変動は前方のそれよりも小さいが、これも模型実験結果^{2)～5)}と一致する。

- (4) 推力変動、トルク変動の計測オシログラムもかなり複雑な波形を示している。英国のBSRAで行なわれた実験⁶⁾

もこれと同傾向を示しており、現象の本質に不規則性があるものと考えられる。

- (5) 波形が不規則のため調和解析結果もばらつきが多いが、推力変動は Blade Frequency 成分、およびその2次成分とも若干回転数とともに増加の傾向がある。(推力変動の2次成分が87RPMでピークを示しているのは軸の縦振動の共振点である。) トルク変動は回転数とともに減少するように見えるが、これは58RPMにねじれ共振点があるので、回転数が共振点をはなれるにしたがつて応答が減少するためであると思われる。

5.4 今後検討すべき問題点

プロペラ起振力の解明のためには今後次の諸点の研究を進める必要がある。

(1) 模型船と実船との相関の解明

実船計測は計測点、計測条件などに制約が多いため、広範囲の条件に対して実施することができない。したがって、詳細は模型実験で検討し、最終的な絶対値のみ実船実験との比較から求める方法を取らざるをえない。そのために、現象の本質をそこなわない模型実験を行なうにはどのような条件を考慮すべきかについて明らかにしておく必要がある。

(2) 理論計算の開発

複雑な現象を実験のみから解明するにはほう大な実験データを要し、整理方法も非合理的なものとなるおそれがある。したがって、多少理想化した状態での理論計算を行ない種々のパラメータの影響を定性的に調べておくことが望ましい。特にプロペラ起振力で最大の問題点は実船の伴流分布が求められない点であるが、ある程度信頼性のある理論計算法があれば、伴流分布を仮定して推力、トルク等の計算を行ない、実測トルク、推力との比較から伴流分布の推定もある程度可能となるであろう。

参 考 文 献

- 1) Taniguchi, K. and Ohtaka, K.,
"Measurements of the Propeller-Induced Vibratory Forces on a Destroyer." J.S.N.A. Japan, Vol.114 (1964)
- 2) 谷 口 中 "プロペラ近傍の圧力変動" 西船報16号 (1958)
- 3) Pohl, K.H., "Die durch eine Schiffsschraube auf benachbarten Platten erzeugten periodischen Hydrodynamischen Drucke" Schiffstechnik, Bd.7. Heft 35, (1960)
- 4) 熊井、富田、田才、栖原、井上、肥山、福田
"自航模型船によるプロペラ起振力の測定" 西船報22号 (1961)
- 5) 熊井豊二、桜田泰弘 "自航模型船のプロペラ Surface Force の計測について" 西船報30号 (1965)
- 6) Silverleaf, A., Marwood, W.J. and Boyle, H.B.
"Some Ship and Model Measurements of Unsteady Propeller Forces." Trans. R. L. N. A. (1964)
- 7) 熊 井 豊 二 "プロペラ起振力に及ぼす船尾断面形状の影響について" 振動委員会報告 V-19-6-1 (1966)

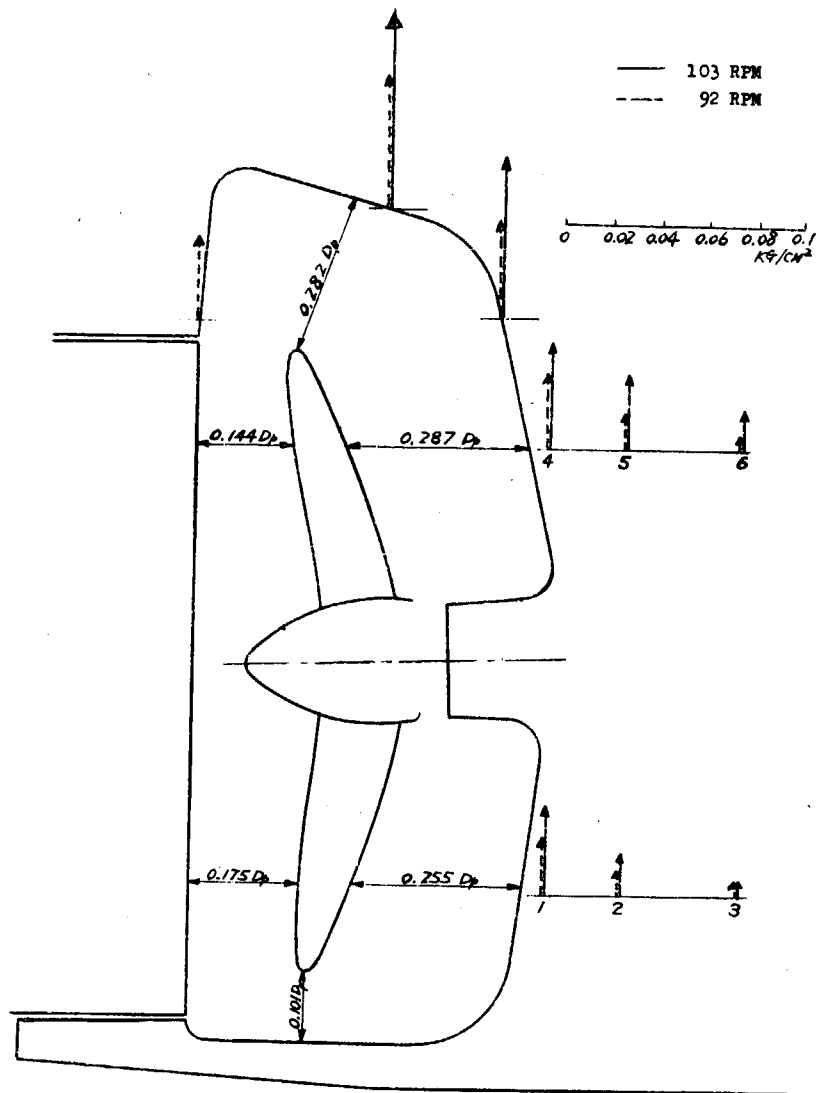


Fig. 5.7 Distribution of Blade Frequency Component of Oscillating Pressure

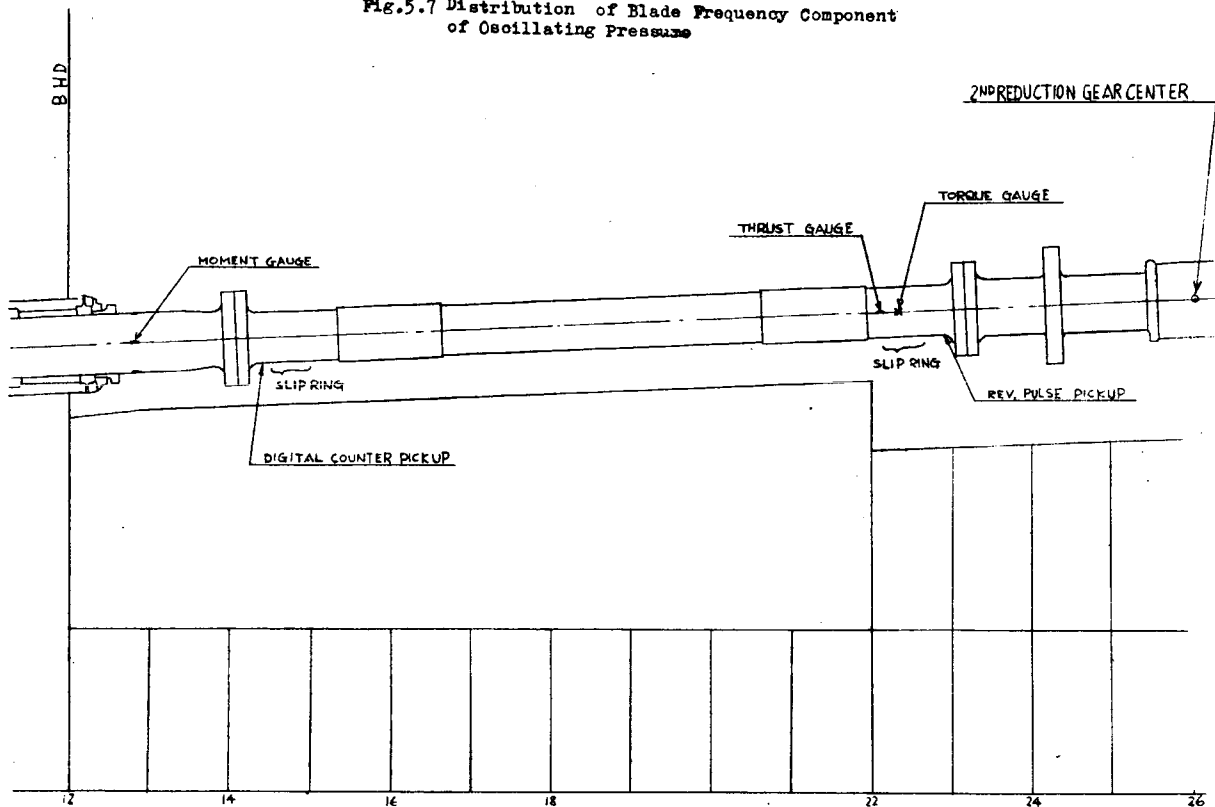
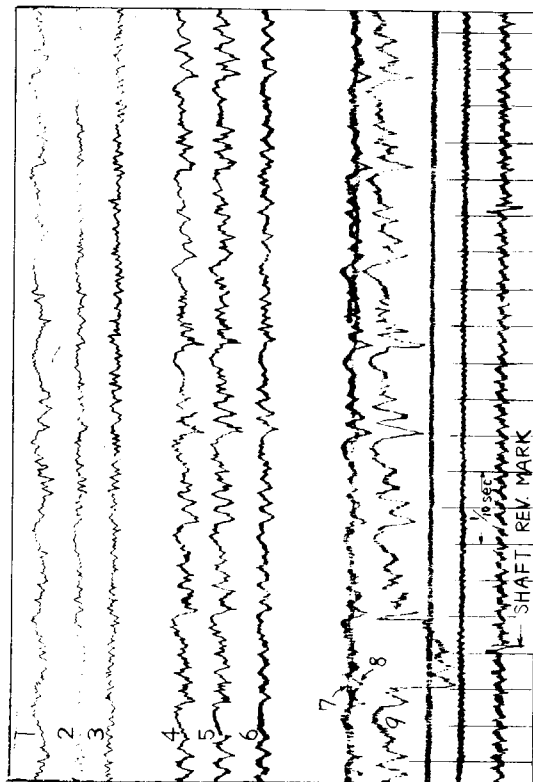


Fig. 5.8 Measuring Points of Shaft Stresses

101.5 RPM



103 RPM

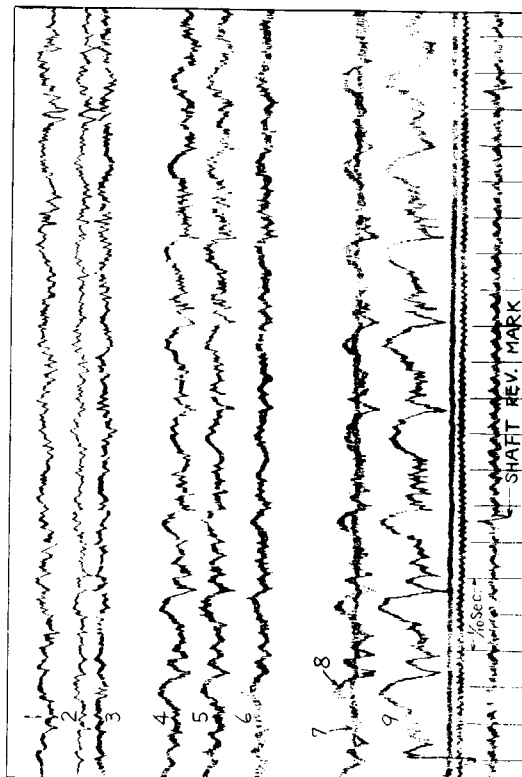
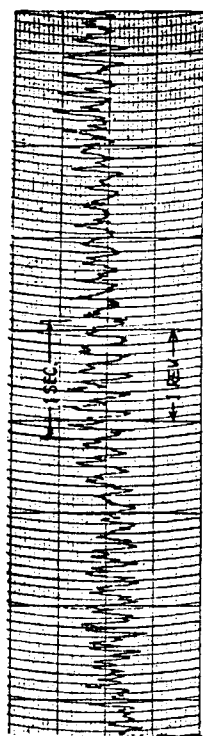


Fig. 5.9 Oscillograms of Oscillating Pressure.

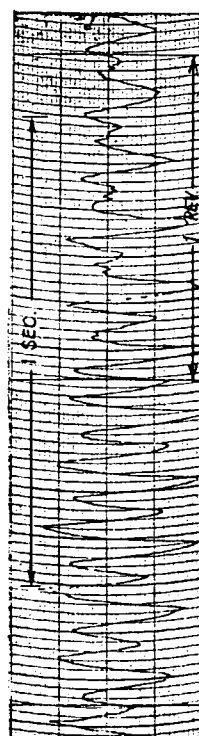
66 RPM



71 RPM



86 RPM

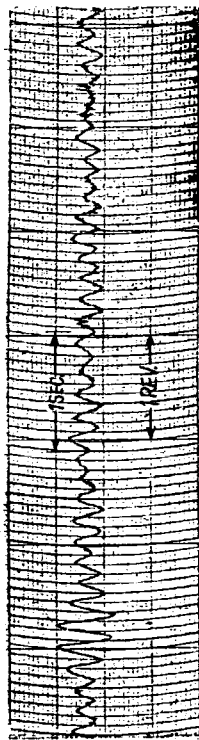


101 RPM

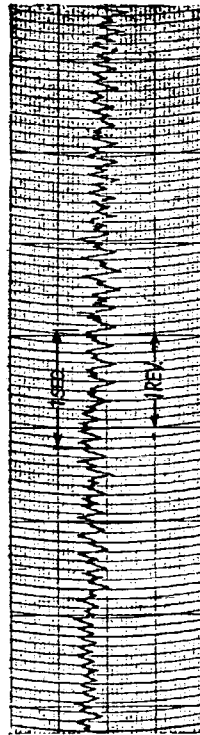


Fig. 5.10 Oscillograms of Thrust Variation.

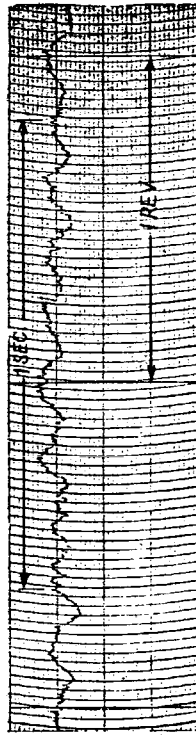
66 RPM



77 RPM



86 RPM



101 RPM

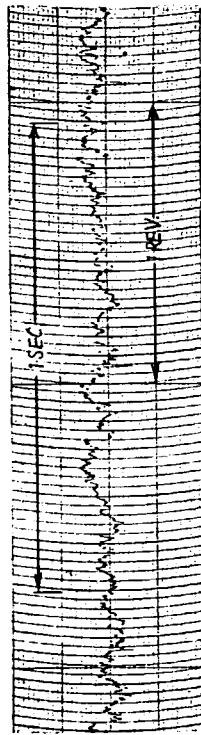
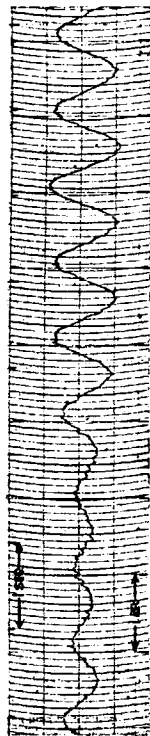


Fig. 5.11 Oscillograms of Torque Variation

66 RPM



77 RPM



86 RPM



101 RPM

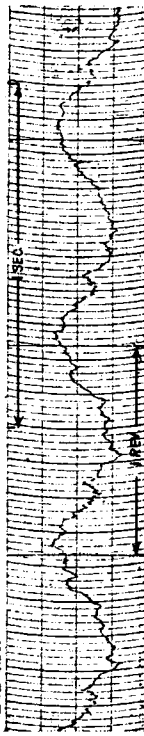


Fig. 5.12 Oscillograms of Bending Moment

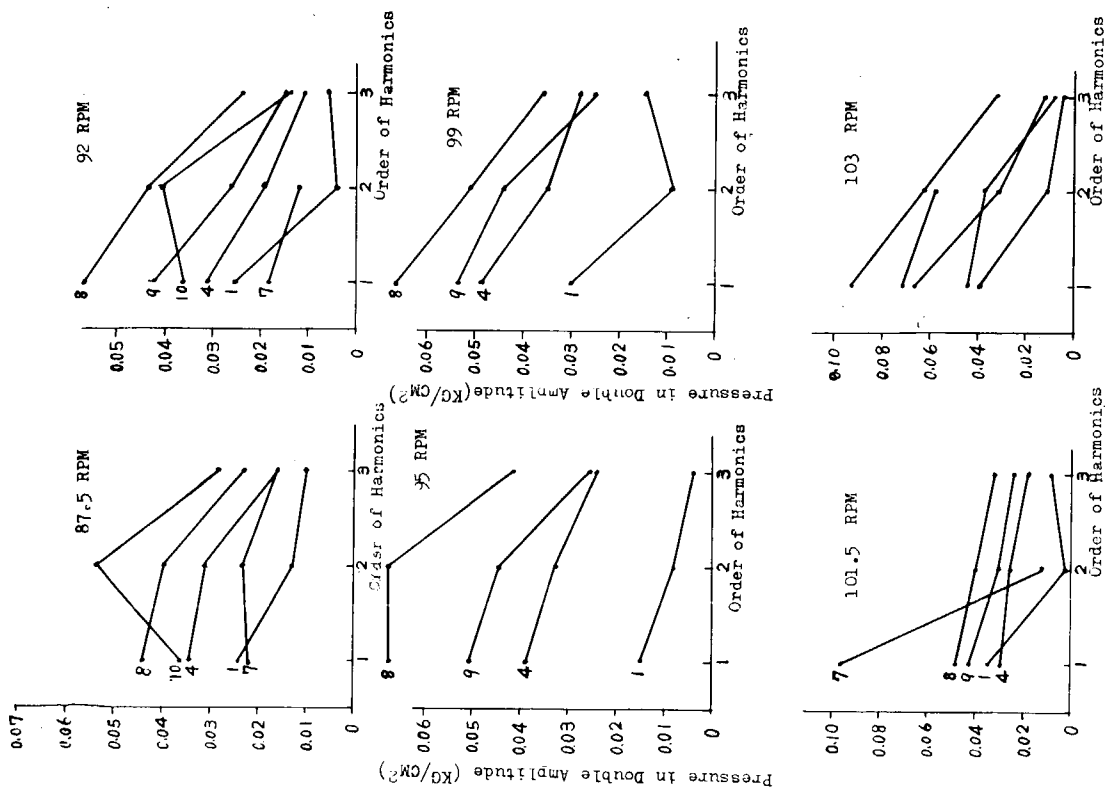


Fig.5.13 Harmonic Components of Oscillating Pressure

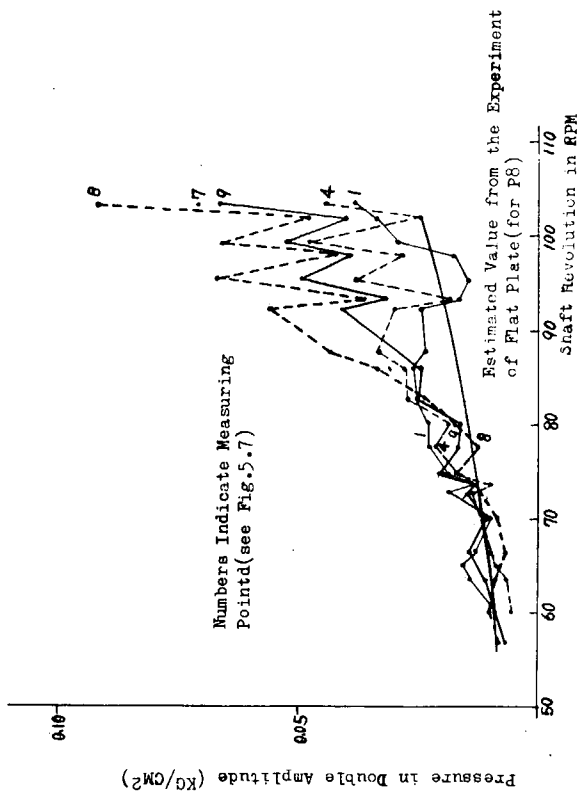
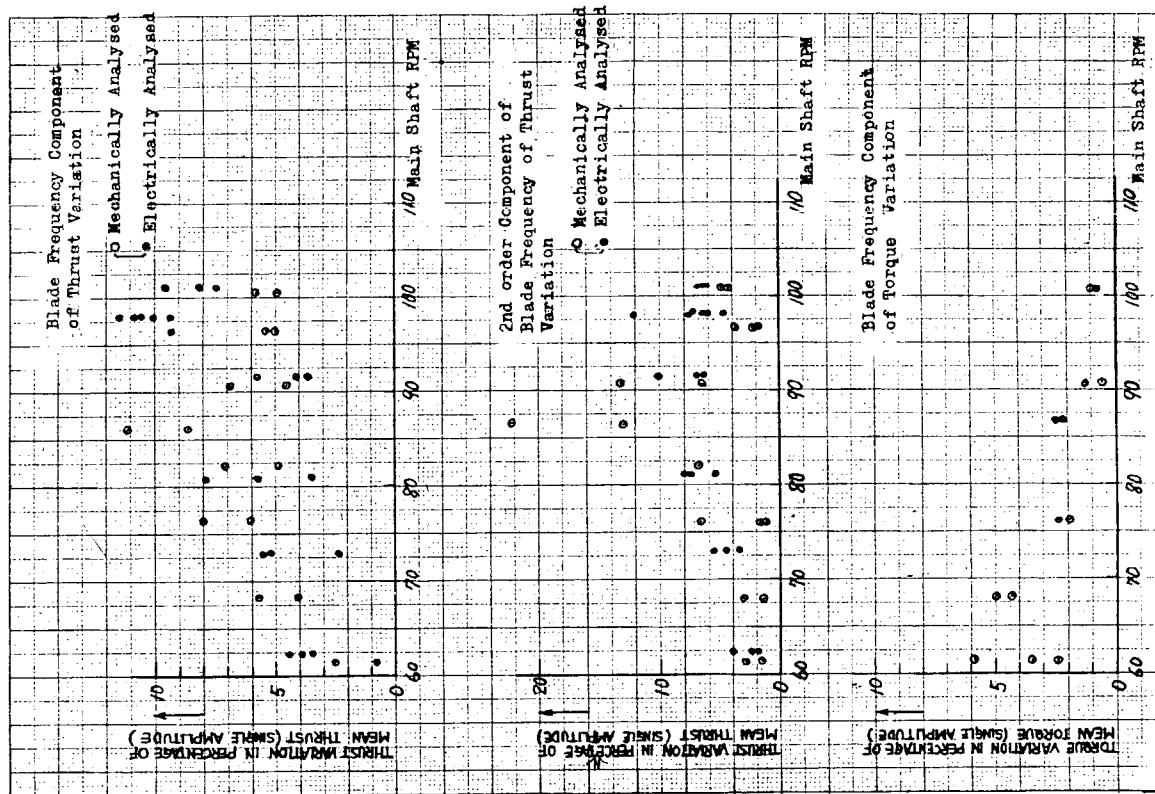
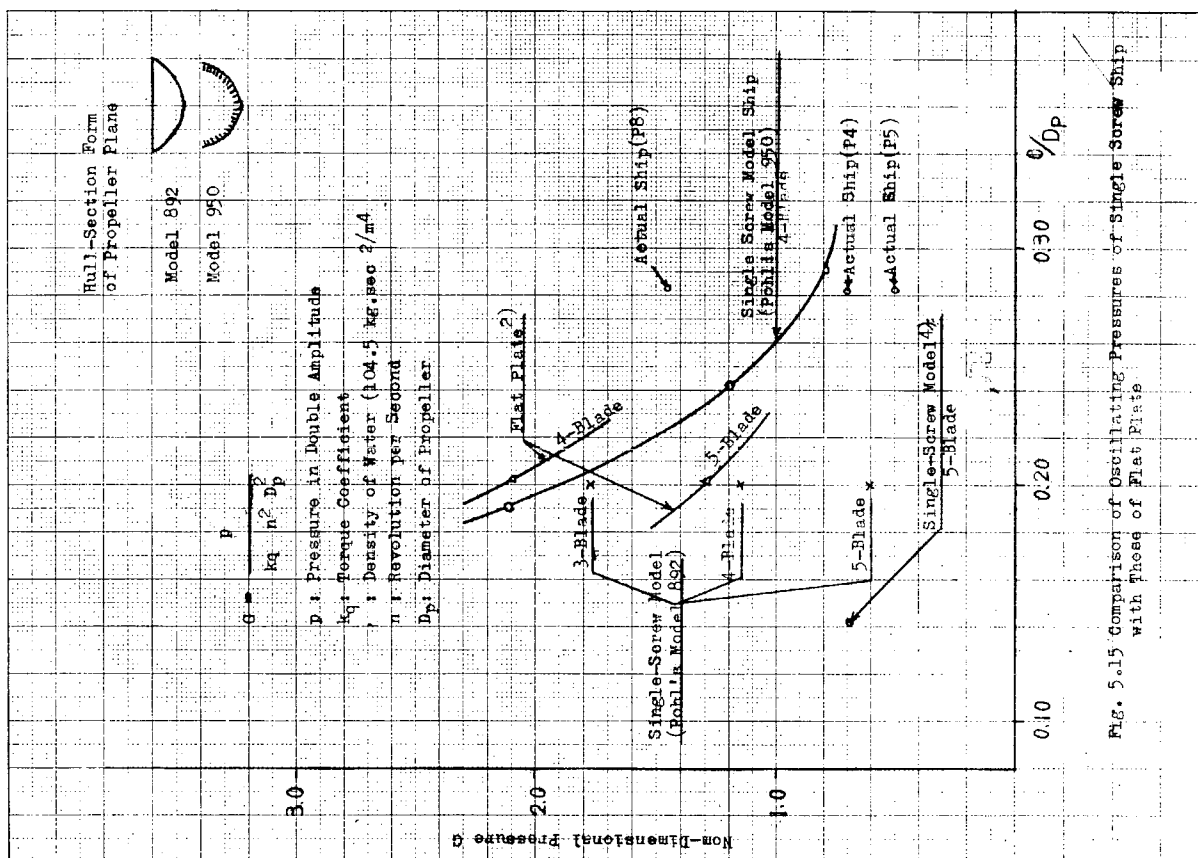


Fig. 5.14 Blade Frequency Pressure Versus Shaft Revolutions



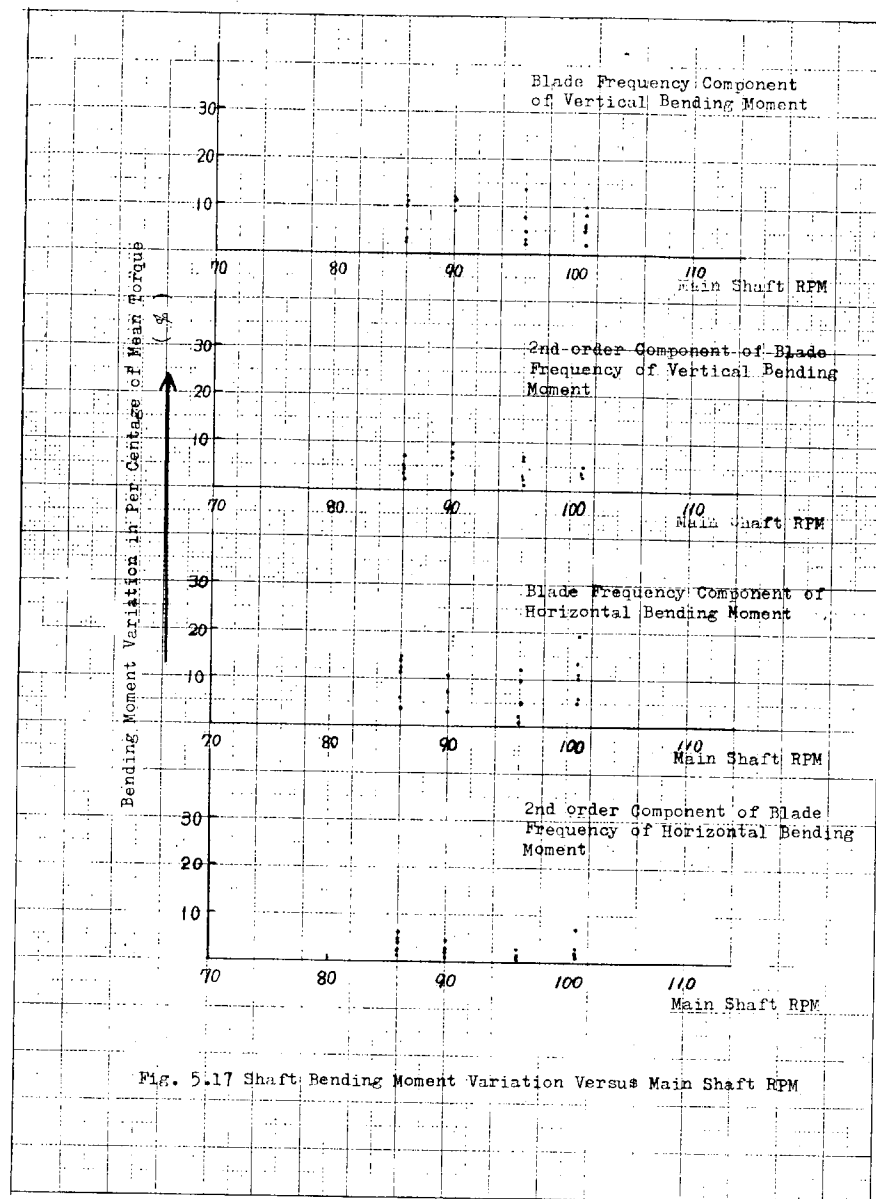


Fig. 5.17 Shaft Bending Moment Variation Versus Main Shaft RPM

第6章 巨大船の船体上下振動¹⁾

巨大船では Blade Frequency 近傍の船体上下振動の節数が10数節に達するので、その Mode 波形の半波長は船の幅よりも小さくなるのが普通である。一方、船体の横断面および縦断面のそれぞれの単位長さの剛性はおおよそ等しいものと予想されるので、このような高次の上下振動においては横断面の剛性をも考慮に入れて検討してみる必要があると考えられる。

ここでは簡単のために巨大船を一枚の等方性板と考え、上下振動の固有値の近似値を計算し、一例として数値計算を行なつて巨大船においては比較的低い固有値の付近から横断面の剛性の影響があらわれる可能性を示した。また、木製の箱梁による振動実験の結果についても簡単に報告する。

6.1 基礎方程式と近似たわみによる固有値および固有振動数

巨大船を一つの形等方性板と考えると、そのせん断たわみと回転慣性とを考慮に入れた振動方程式は次式のごとくである。(式の導出については文献(1)参照)

$$\nabla^4 w_1 + \frac{\rho}{gD} \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} - \frac{\rho}{gk'Ga} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \nabla^2 w_1 - \frac{\rho r^2}{gD} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\nabla^2 w_1 - \frac{\rho}{gk'Ga} \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} \right) = 0 \quad (6.1)$$

ここに

w_1 : 振動による船体のたわみ

$$\nabla^4 w_1 = \left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \right) w_1$$

$$\nabla^2 w_1 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) w_1$$

x : 原点(く形板の一隅にとる)から船の長さ方向の座標

y : 原点から船の幅方向の座標

t : 時間座標

ρ/g : 単位面積の質量

D : 単位面積の曲げ剛性

$k'Ga$: 単位面積のせん断剛性

r : 面素の質量回転半径

ω を固有振動数とし、 $w_1 = w \cos \omega t$ を(6.1)式に代入すれば、定常振動のモードに関する式は次のように示される。

$$\nabla^4 w + \frac{\phi^2}{L^2} (\alpha + \beta) \nabla^2 w - \frac{\phi^2}{L^4} (1 - \alpha\beta\phi^2) w = 0 \quad (6.2)$$

ここに

L, B : それぞれ船の長さと幅

$$\phi^2 = \frac{\rho \omega^2 L^4}{gD} \doteq \frac{\omega^2 \triangle L^3}{gEI} \quad (\because \rho BL = \triangle, DB \doteq EI, \nu = 0)$$

$\triangle$: 排水量

EI : 横断面の曲げ剛性

$$\alpha = \frac{D}{k'GaL^2} = \frac{EI}{k'GAL^2} : \text{せん断たわみ係数}$$

$$\beta = r^2/L^2 : \text{回転慣性係数}$$

簡単のため上下振動の近似たわみを次のようにとる。

$$w = w_0 \cos \frac{n\pi x}{L} \cos \frac{s\pi y}{B} \quad \dots\dots\dots (6.3)$$

ただし

n : 長さ方向の節数 s : 横方向の節数

(6.3) を用いて (6.2) から固有値を求めると次式が得られる。ただし、高次の回転慣性の項は省略してある。

$$\phi = \frac{(n^2 + \mu^2 s^2) \pi^2}{\sqrt{1 + (\alpha + \beta)(n^2 + \mu^2 s^2) \pi^2}} \quad \dots\dots\dots (6.4)$$

$\mu = L/B$, τ を水の付加慣性係数とすれば

$$\omega = \phi \sqrt{\frac{gEI}{\Delta L^3 (1 + \tau)}} \quad \dots\dots\dots (6.5)$$

が得られる。(6.4) 式の ϕ は横方向の剛性を考えない場合には $s=0$ となり Timoshenko Equation の固有値となる。また、 $s=1$ の Mode はねじれ振動のそれによく似てはいるが、ねじれ振動とは別個のものであつて、両者は連成系となることが予想される。

6.2 数 値 計 算 例

実船ではせん断たわみ係数は $\alpha = 0.01 \sim 0.03$, 回転慣性係数は $\beta = 0.0001$ の程度である。また、巨大船では L/B の値も小さい。そこで、 α , β および μ を次のように仮定して計算を試みた。

$$\alpha + \beta = 0.03, \quad \mu = L/B = 5 \quad \dots\dots\dots (6.6)$$

Fig. 6.1 は上の数値による固有値 ϕ を、 n を変数とし、 s をパラメータとして示し、固有値の大きさの順に直線で結んだものである。この計算例によれば図に見られるように節数 n のかなり低いところからすでに $s=1$, すなわち横断面たわみの影響があらわれてくることがわかる。また、Fig. 6.2 は $n=7$, $s=0$ より $n=10$, $s=0$ までの間に存在する ($s=1, 2$ を含めて) 固有値を順にならべた Mode である。

6.3 模 型 実 験

甲板に 3.0MM、船底に 5.5MM のベニヤ板を用い、150CM $\times$ 30CM $\times$ 15CM の箱梁の中に板厚 5.5MM のラワン材の 2 列の Longitudinal Bulkhead, 14 枚の Transverse Bulkhead をとりつけた模型について、空中および水中の固有振動数を計測した。起振点は箱梁の一端であるが、梁の中心線を起振しても $s=1$ の Mode は起らない。模型の隅を起振すれば $s=0$ と $s=1$ とが Fig. 6.3-(1), (2) に示すように発生する。この実験ではそれとは別に梁の一端に純粋ねじれモーメントを与えて模型のねじれ固有振動をも測定し、その存在を確かめた結果、ねじれの固有振動数は $s=1$ の Mode とは無関係に存在することがわかった。

Fig. 6.4 の(A)は箱梁の中心線の一端で、(B)は一隅で、(C)はねじれモーメントを与えて起振した共振曲線である。実船ではプロペラ起振力として力とモーメントが作用するから、(B)のようなピークの発生が一般であろう。この実験から実船の起振機実験において、船の中心線からはずれた場所に起振機を設置して上下方向に起振すれば、本報告の $s=1$ のモードあるいはねじれ振動のモードが同時に計測されることが推察される。

なお、実験から空中と水中との固有振動数 f_a および f_w を求め水の付加慣性係数 $\tau = (f_a/f_w)^2 - 1$ を算出したものを、 B/d を横軸にとり置点すると Fig. 6.5 のごとくである。

これらの実験によつて巨大船の船体高次振動には横断面剛性の影響がねじれ振動とは別に起りうる可能性のあることが定性的に確かめられた。

6.4 結 言

船体上下振動に横断面の変形を考慮したモードは実船においてはねじれ振動以外にはまだ考えられていない。したがつて、本報告にのべたような横断面のたわみも考えた上下振動のモードが実船において発生しているかどうかは不明であるが、SR-94 の実船実験ではこれに類似した Mode が測定されつつある。

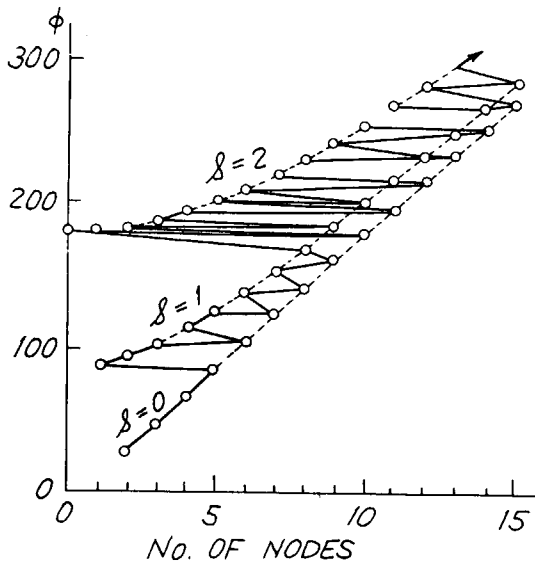


Fig. 6.1 Relation between Eigen Value and No. of Nodes

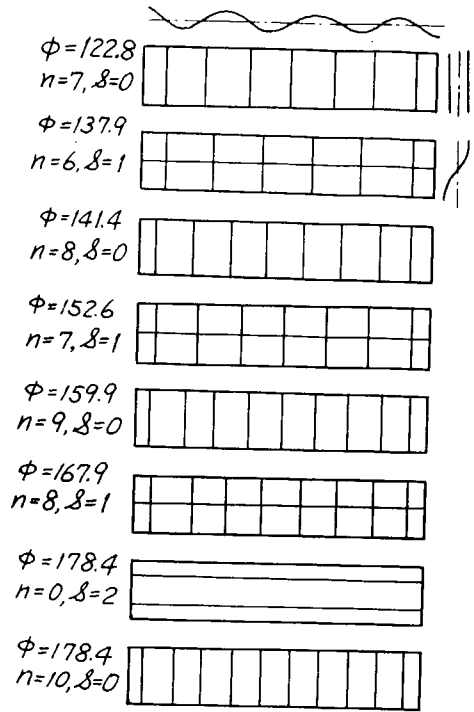


Fig. 6.2 Vibration Pattern

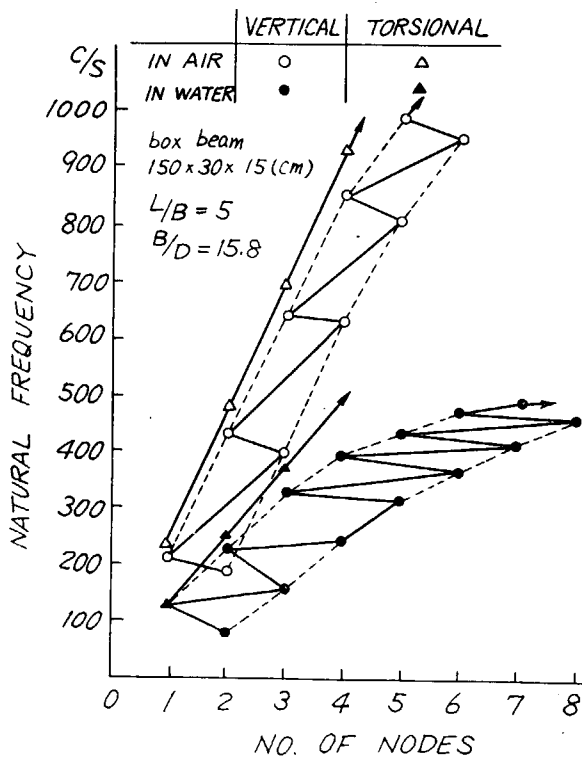


Fig. 6.3-(1) Relation between Measured Natural Frequency and No. of Nodes

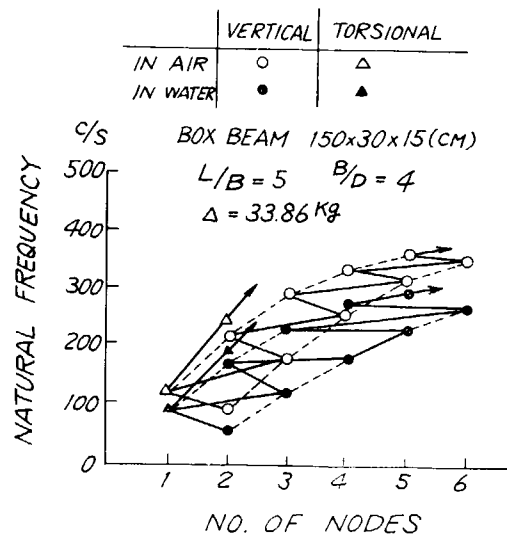


Fig. 6.3-(2) Relation between Measured Natural Frequency and No. of Nodes

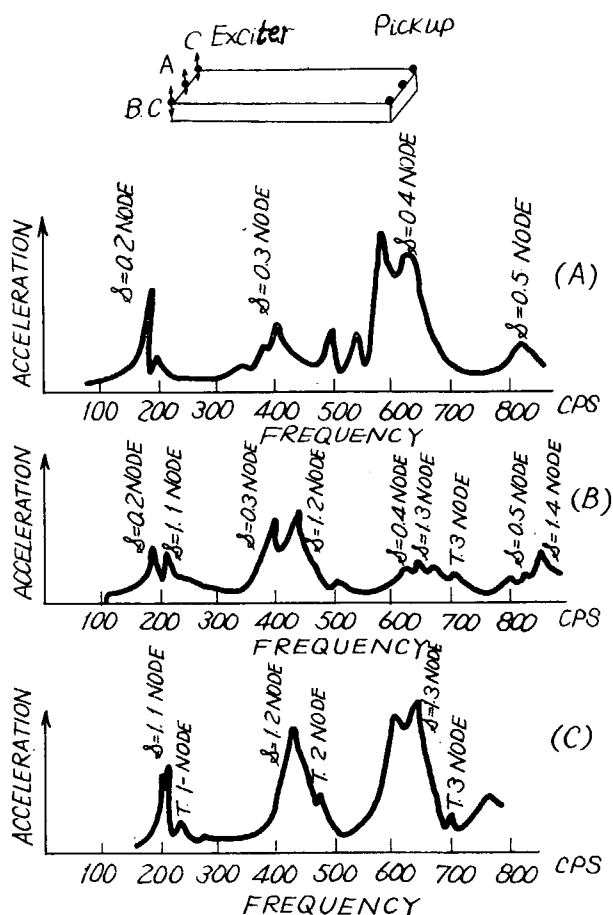


Fig. 6.4 Resonance Curves of Box Girder Model

実船におけるプロペラ起振力には Bearing Force にせよ、また、Surface Force にせよ、常にそれぞれ起振モーメントを伴うのが普通である。双軸の巨大船においてはさらに起振モーメントが増えるであろう。このことから考えると起振機実験において船の中心線上に起振機を置いた場合の船体振動の共振点の数と実船の航走中に発生する共振点の数とは、必ずしも一致しないことが予想され、航走中に発生する余分のピークの中にあるものはねじれ固有振動数であるかも知れないが、また、本報告の $s = 1$ に相当するものであるかもしれない。

今後の実験計測あるいは航走中の振動計測の結果をまたなければ本報告に示すようなモードの発生は確かめられないが、これらについては十分注意して実験を行なう必要があると考えられる。

参 考 文 献

- 1) 熊 井 豊 二 “横断面の剛性を考慮した巨大船の船体上下振動について” 西部造船会々報第 33 号

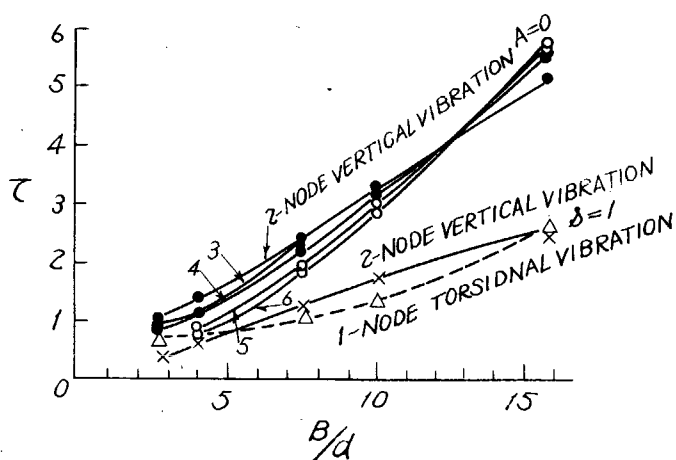


Fig. 6.5 τ versus B/d