

日本船舶振興会 昭和47年度補助事業  
“船体の構造計算方法の精密化に関する開発”

研究資料 No. 176

## 第131研究部会

# 波浪外力に関する水槽試験

## 報告書

昭和48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47年度補助事業「船体の構造計算方法の精密化に関する開発」の一部として、日本造船研究協会が第131研究部会においてとりまとめたものである。

### 第131研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	元 良 誠 三(東京大学)	
幹事	川上 益 男(広島大学)	鶴田 悅 司(石川島播磨重工業)
	新谷 厚(防衛省)	郷田 國 夫(船舶技術研究所)
	高木 又 男(日立造船)	菅井 和 夫(船舶技術研究所)
	田才 福 造(九州大学)	竹沢 敏 二(横浜国立大学)
	中村 彰 一(大阪大学)	寺沢 一 雄(大阪大学)
	姫野 洋 司(大阪府立大学)	花岡 達 郎(船舶技術研究所)
	藤井 斎(三菱重工業)	福田 淳 一(九州大学)
	別所 正 利(防衛大学校)	藤野 正 隆(東京大学)
	樹田 審 郎(日本海事協会)	前田 久 明(東京大学)
委員	会田 長次郎(日本造船工業会)	安藤 文 隆(船舶技術研究所)
	安部 光 弘(三井造船)	植竹 優次郎(日立造船)
	北川 弘 光(船舶技術研究所)	後藤 大 三(石川島播磨重工業)
	滋野 正 照(佐野安船渠)	鈴木 省 輔(函館ドック)
	錦木 駿(日本造船技術センター)	角本 幸 雄(笠戸造船)
	立木 正 照(佐世保重工業)	永井 保(防衛省)
	富山 稔(日本鋼管)	永元 雄 一(三菱重工業)
	中野 稔(三井造船)	浜本 剛 美(防衛省)
	野本 謙 作(広島大学)	藤原 芳 夫(名村造船所)
	羽室 英 一(大阪造船所)	山口 雄 三(住友重機械工業)
	山内 保 文(船舶技術研究所)	山本 善 之(東京大学)
	渡辺 四 郎(川崎重工業)	

## 目 次

1. まえがき .....	1
2. 船体運動および変動圧に関する基礎研究 .....	3
2. 1 強制動揺法による横運動方程式の係数の計測（笠木山丸） .....	3
2. 2 強制動揺法による横方向運動方程式の係数、変動水圧の計測（タンカー船型） .....	20
2. 3 特殊な断面に働く変動圧 .....	32
2. 4 波浪変動圧計算の精密化 .....	50
2. 4. 1 斜波中の拘束船体に働く変動圧 .....	50
2. 4. 2 静水面上で上下動揺する時の変動圧 .....	58
2. 4. 3 速度ポテンシャルを用いた変動圧力の計算法 .....	65
2. 4. 4 Ursell-Tasaki法をもととした変動水圧の新しい計算法 .....	74
2. 5 過渡応答法による波浪変動水圧の検討 .....	79
3. 波浪変動圧に関する研究 .....	87
3. 1 縦波中の波浪変動圧の計測 .....	87
3. 2 斜波中の波浪変動水圧の計測 .....	97
3. 2. 1 角水槽における模型試験 .....	97
3. 2. 2 3 m自航模型船による波浪変動圧の計測（続報） .....	114
3. 3 波浪変動圧の計算 .....	129
3. 3. 1 笠木山丸の模型実験と理論計算の比較 .....	129
3. 3. 2 タンカー船型の波浪変動圧に関する計算 .....	141
4. 波浪衝撃圧に関する研究 .....	159
4. 1 衝撃圧力計 .....	159
4. 2 模型船による波浪衝撃圧の計測 .....	163
4. 3 衝撃圧に及ぼす構造弾性の影響 .....	178
4. 4 異常波に関する研究 .....	183
4. 4. 1 破波に関する実験 .....	183
4. 4. 2 Freak Wave の発生とその構造 .....	189
4. 5 第2面造波装置 .....	192
5. 甲板および船首外板の衝撃圧の計測に関する研究 .....	209
5. 1 甲板および船首外板の波浪衝撃の模型実験 .....	209
5. 2 異常波中における衝撃水圧に関する実験 .....	221
6. むすび .....	234

## 1. まえがき

船体構造の計算を行なうには、苛酷な航海条件のもとで船体に働く波浪外力を知る必要があるが現在ではこれを推定する資料もなく、方法も確立されていない。また実船試験は実際就航中の船を供試船とするための制約があって、これのみによって任意の船に働く波浪外力を推定するだけの資料や方法を求めるることは不可能である。

本部会では、試験水槽における系統的な模型試験を行ない、これを理論計算および実船試験の結果と合わせて解析し、荒天中で船体に加わる波浪外力とその分布を求める方法を確立しようとするものである。

波浪中で船体に加わる外圧は大別して 1) 波浪変動圧、2) 波浪衝撃圧および 3) 甲板衝撃圧に分けられると考えられる。

1) の波浪変動圧は主として碎けない波の中で、相対的に船が運動するときに生ずる圧力で時間的にはほぼ正弦的に変化する部分であり、

2) の波浪衝撃圧は、碎けた波又は非常に斜面の急な波に船体が打たれて生ずる衝撃的な圧力で、値は大きいかわりに継続時間は非常に短かいものである。

3) の甲板衝撃圧は、甲板に打込む背波の量とその速度に左右される衝撃的な圧力である。

本部会ではこの 3 種の波浪による外圧の大きさの分布を推定する方法を確立するために大体次のような方針で研究を進めようとしている。

### 1) 波浪変動圧

これは比較的理論的な計算が可能な部分であり、計算の方法はある程度確立されている。然しながら実験的な裏打ちはまだ充分行なわれていないのと、斜め波の中への拡張も緒についたばかりである。したがって本部会では種々の水槽試験により、理論計算を各段階でチェックし、修正を行いつつ最終的には任意の船型が任意の波の中で運航するときに船体に加わる波浪変動圧の大きさと分布を推定する計算プログラムを作製することを目標としている。

### 2) 波浪衝撃圧

波浪衝撃圧の生ずるメカニズムは現在ほとんど判っていない。従って研究の初期の努力は、衝撃圧発生のメカニズムの解明に向けられる必要がある。何れにしてもこの現象は非線型であり、純理論的に取扱うことは先ず不可能であろう。

本部会では、波浪衝撃の生じる条件（波高、波長、出合角度、船速及び波の不規則性）および発生する衝撃圧の大きさを推定する方法を模型実験を中心とした実験式又は半実験式の形で求めようとするものである。

衝撃圧は全く同じ条件でも微妙な水面の形状の変化でその値が大きく変わるので、統計的な表わし方が必要になるものと予想される。

### 3) 甲板衝撃圧

甲板に打込む背波の量とその水頭として左右されると予想されるので、模型実験により修正された理論により打込み海水の水頭を推定し、半実験的に衝撃圧を推定する方法を確立することを目標としている。

本年度は 4 年計画の第 2 年度として前年度に引き続き笠木山丸の模型船につき、拘束状態、強制動揺および自由航走の各状態について波浪変動圧を計測し、理論計算と比較を行なった。又波浪変動圧の理論計算法の改良も試みた。

波浪衝撃圧については、拘束および強制動揺模型を用いて衝撃圧の計測を行ない、衝撃圧の発生する条件を求めると同じに、その発生機構についての基礎的な研究を行なった。

本年度部会の研究を構成する研究課題とその研究担当者は次のとおりである。

#### 研究課題

#### 研究担当者

強制動揺法による横運動方程式の係数の計測（笠木山丸）

田才福造（九州大学）

強制動揺法による横方向運動方程式の係数；変動水圧の計測

藤井齊（三菱重工業）

（タンカー船型）

特殊な断面に働く変動圧	(梶田 悅司(石川島播磨)) 前田 久明(東京大学)
斜波中の拘束船体に働く変動圧	(中村 彰一(大阪大学)) 高木 又男(日立造船)
静水面上で上下動揺する時の変動圧	田才 福造(九州大学) 船舶技術研究所
速度ボテンシャルを用いた変動圧の計算法	船舶技術研究所
Ursell-Tasaki法をもととした変動水圧の新しい計算法	竹沢 誠二(横浜国立大学)
過渡応答法による波浪変動水圧の検討	中村 彰一(大阪大学)
縦波中の波浪変動圧の計測	船舶技術研究所
角水槽における模型試験	藤野 正隆(東京大学)
3m自航模型船による波浪変動圧の計測	(福田 淳一(九州大学)) 藤井 斎(三菱重工業)
笠木山丸の模型実験と理論計算の比較	(福田 淳一(九州大学)) 藤井 斎(三菱重工業)
タンカー船型の波浪変動圧に関する計算	船舶技術研究所
衝撃圧力計	(元 良誠三(東京大学)) 前田 久明(東京大学)
模型船による波浪衝撃圧の計測	高木 又男(日立造船)
衝撃圧に及ぼす構造弾性の影響	高木 又男(日立造船)
碎波に関する実験	野本 謙作(広島大学) 船舶技術研究所
Freak Waveの発生とその構造	川上 益男(広島大学)
第2面造波装置	竹沢 誠二(横浜国立大学)
甲板および船首外板の波浪衝撃の模型実験	
異常波中ににおける衝撃水圧に関する実験	

## 2. 船体運動および変動圧に関する基礎研究

### 2.1 強制動搖法による横運動方程式の係数の計測(笠木山丸)

#### 2.1.1 緒言

九大応力筋では前年度から船体運動試験船笠木山丸の3m模型船について強制動搖試験法によって流体力の計測を行なってきた。今年度は実験法を改良し再実験を行なったので、その計測結果を報告する。

#### 2.1.2 横運動強制動搖試験法

Fig. 2.1.1 の如く船体固定座標を  $O - x_b y_b z_b$  、等速移動座標を  $O - x_{\text{ref}} y_{\text{ref}}$  とする。船体を強制的に各モードの運動させた時、 $y$  方向に働く力を  $Y_1, Y_2, Y_3$  とすれば、Sway force、Yaw moment ならびに Roll moment はこれらの力を合成して次の如くなる。

$$\text{Sway force } F_y(t) = Y_1 + Y_2 + Y_3 = Y_A \sin(\omega t + \epsilon_Y) \quad (2.1.1)$$

$$\text{Yaw moment } M_\phi(t) = Y_1 \ell_1 - Y_2 \ell_2 = N_A \sin(\omega t + \epsilon_N) \quad (2.1.2)$$

$$\text{Roll moment } M_\psi(t) = Y_3 \ell_3 = L_A \sin(\omega t + \epsilon_L) \quad (2.1.3)$$

$\eta, \psi, \phi$  をそれぞれ Sway、Yaw、Roll の変位とし、 $F_{y\text{ref}}, M_{\psi\text{ref}}, M_{\phi\text{ref}}$  をそれぞれ波浪強制力およびモーメントとすれば波浪中の線型連成運動方程式は次のように書くことができる。

$$\begin{aligned} (M + A_{22})\ddot{\eta} + B_{22}\dot{\eta} + A_{26}\ddot{\psi} + B_{26}\dot{\psi} + A_{24}\ddot{\phi} + B_{24}\dot{\phi} &= F_{y\text{ref}} \\ (J_{66} + A_{66})\ddot{\psi} + B_{66}\dot{\psi} + A_{64}\ddot{\phi} + B_{64}\dot{\phi} + A_{62}\ddot{\eta} + B_{62}\dot{\eta} &= M_{\psi\text{ref}} \\ (J_{44} + A_{44})\ddot{\phi} + B_{44}\dot{\phi} + C_{44}\phi + A_{42}\ddot{\eta} + B_{42}\dot{\eta} + A_{46}\ddot{\psi} + B_{46}\dot{\psi} &= M_{\phi\text{ref}} \end{aligned} \quad (2.1.4)$$

船体に、既知の振幅  $y_A, \psi_A, \phi_A$  の周期的正弦運動を与え、計測される流体反力を位相解析することによって、加速度に比例する項(慣性項)、速度に比例する項(減衰項)とを分離して運動方程式(2.1.4)式の左辺の諸係数を求めることができる。

前年度報告に述べた方法は操縦性の運動方程式の諸係数を求める方法と全く同じである。<sup>1)</sup> Pure Sway 試験、Pure Roll 試験は良いとして、耐航性と操縦性の場合とでは異なる座標系を使用しているから、前年度の Pure Yaw 試験で得られた値をそのまま耐航性の運動方程式の諸係数とするには問題がある。従来、操縦性の強制ヨーイング試験法については Pure Yaw 試験と Combined Yaw 試験の二つの試験法があるのに対して、耐航性の運動方程式の諸係数を求めるための試験法ならびに解析法はまだ確立されていない。そこで、Pure Yaw および Combined Yaw の各試験法について耐航性の立場から改めて考えてみることにする。

#### (1) Combined Yaw 試験

重心を前進方向( $x$  方向)に拘束( $\eta = 0$ )して船首擣れ角だけを正弦状( $\phi = \phi_A \sin \omega t$ )に変化させるから

$$\phi = \phi_A \sin \omega t$$

$$\eta = 0$$

$$\psi = 0$$

となる、これらを(2.1.4)式に代入して、整理すると

$$\left. \begin{aligned} J_{66} + A_{66} &= -\frac{N_A \cos \epsilon_N}{\omega^2 \phi_A} \\ B_{66} &= \frac{N_A \sin \epsilon_N}{\omega \phi_A} \end{aligned} \right\} \text{Yaw の主要項} \quad (2.1.5)$$

$$\left. \begin{aligned} A_{26} &= -\frac{Y_A \cos \epsilon_Y}{\omega^2 \phi_A} \\ B_{26} &= -\frac{Y_A \sin \epsilon_Y}{\omega \phi_A} \end{aligned} \right\} \text{Yaw-Sway の連成項係数} \quad (2.1.6)$$

$$\left. \begin{array}{l} A_{46} = -\frac{L_A \cos \varepsilon_L}{\omega^2 \psi_A} \\ B_{46} = \frac{L_A \sin \varepsilon_L}{\omega \psi_A} \end{array} \right\} \text{Yaw-Rollの連成項係数} \quad (2.1.7)$$

となる。

## (2) Pure Yaw試験

空間重心軌跡を正弦状 ( $\eta = y'_A \sin \omega t$ ) に拘束し、船体中心線方向が常にこの軌跡の接線となるように運動させる。従って等速移動座標からみると次式で表わされる。

$$\eta = y'_A \sin \omega t \quad (2.1.8)$$

$$\dot{\eta} = \psi_A \cos \omega t \quad (2.1.9)$$

Yawの角振幅  $\psi_A$  は運動周波数  $\omega$  と電車速度  $V$  との関数で次のように表わされる。

$$\psi_A = \frac{\omega y'_A}{V} \quad (2.1.10)$$

$$\therefore \eta = y'_A \sin \omega t = \frac{\psi_A V}{\omega} \sin \omega t \quad (2.1.11)$$

(2.1.11)式より

$$\dot{\eta} = \psi_A V \cos \omega t$$

$$\ddot{\eta} = -\omega \psi_A V \sin \omega t$$

となる。(2.1.9)式より

$$\dot{\psi} = -\omega \psi_A \sin \omega t$$

$$\ddot{\psi} = -\omega^2 \psi_A \cos \omega t$$

であり、また横揺れはしないから

$$\phi = \dot{\phi} = \ddot{\phi} = 0$$

となる。

以上の式を(2.1.4)式に代入すると次式が得られる。

$$\left. \begin{array}{l} \{ -\{ (M + A_{22})V + B_{26} \} \omega \psi_A \sin \omega t + (B_{22}V - \omega^2 A_{26}) \psi_A \cos \omega t \\ = Y_A \cos \varepsilon_Y \sin \omega t + Y_A \sin \varepsilon_Y \cos \omega t \\ - \{ (J_{66} + A_{66}) - \frac{B_{62}}{\omega^2}V \} \omega^2 \psi_A \cos \omega t - (B_{66} + A_{62}V) \omega \psi_A \sin \omega t \\ = N_A \cos \varepsilon_N \omega t + N_A \sin \varepsilon_N \cos \omega t \\ - \{ (A_{42}V + B_{46}) \omega \psi_A \sin \omega t - (A_{46} - \frac{V}{\omega^2}B_{42}) \omega^2 \psi_A \cos \omega t \\ = L_A \cos \varepsilon_L \sin \omega t + L_A \sin \varepsilon_L \cos \omega t \end{array} \right\} \quad (2.1.12)$$

以上より各係数は次のようになる。

$$\left. \begin{array}{l} (J_{66} + A_{66}) - \frac{B_{62}}{\omega^2}V = -\left(\frac{1}{\omega^2 \psi_A}\right) N_A \sin \varepsilon_N \quad ; \text{ Yawの見掛けの慣性モーメント} \\ B_{66} + A_{62}V = -\left(\frac{1}{\omega \psi_A}\right) N_A \cos \varepsilon_N \quad ; \text{ Yawの減衰モーメント} \end{array} \right\} \quad (2.1.13)$$

$$\left. \begin{array}{l} A_{26} - \frac{B_{22}}{\omega^2}V = -\left(\frac{1}{\omega^2 \psi_A}\right) Y_A \sin \varepsilon_Y \\ B_{26} + (M + A_{22})V = -\left(\frac{1}{\omega \psi_A}\right) Y_A \cos \varepsilon_Y \end{array} \right\} \quad ; \text{ Yaw-Swayの連成項} \quad (2.1.14)$$

$$\left[ \begin{array}{l} \text{A}_{46} - \frac{\text{B}_{42}}{\omega^2} \text{V} = - \left( \frac{1}{\omega^2 \psi_A} \right) L_A \sin \epsilon_L \\ \text{B}_{46} - \frac{\text{A}_{42}}{\omega^2} \text{V} = - \left( \frac{1}{\omega \psi_A} \right) L_A \cos \epsilon_L \end{array} \right] : \text{Yaw-Rollの連成項} \dots \dots \dots \quad (2.1.15)$$

(2.1.13)、(2.1.14)式は別の方法で求めた高木の修正式<sup>2)</sup>と全く同じ形となる。高木<sup>2)</sup>は Rollへの連成を考えていないが、この連成を考えると上の文献(2)の修正の他に(2.1.15)式の修正項がでてくる。

今回、我々は従来の Pure Sway, Pure Yaw, Pure Roll 試験の他に Combined Yaw 試験も実施した。これらの結果を用い前年度の解析法に従って従来の Pure Yaw 試験結果を×印、Combined Yaw 試験結果を△印で Fig. 2.1.2 ~ 2.1.7 に示す。また、Pure Yaw 試験結果に(2.1.13)、(2.1.14)、(2.1.15)式中のアンダーラインの修正項を加えたものを▲印で同図に示す。

以上の図からもわかるように Pure Yaw 試験結果を修正したものは Combined Yaw 試験結果の値に近く傾向にある。特に Fig. 2.1.5 の  $\hat{A}_{22}$ 、Fig. 2.1.7 の  $\hat{B}_{46}$  ほぼ一致している。

以上の結果から耐航性の運動方程式の諸係数を決定するための強制動揺試験において実験法のむずかしい従来の Pure Yaw 試験を行なう必要性なく、Combined Yaw 試験を行なう(2.1.5)、(2.1.6)、(2.1.7)式の解析法を用いればよいことになる。

また Pure Sway, Combined Yaw, Pure Roll 等の名称は操縦性試験法からきたもので耐航性試験法においてそのまま使用することは混乱を招くので、これらの名称をそれぞれ Forced Sway 試験、Forced Yaw 試験、Forced Roll 試験と呼び、Forced Sway, Forced Roll 試験は従来の解析法を、また Forced Yaw 試験は(2.1.5)、(2.1.6)、(2.1.7)式を用いねばよい。

### 2.1.3 水槽試験

#### (1) 係続模型

供試模型船は鉄石運搬船笠木丸の長さ 3m の相似模型(プラスチック製)である、Table 2.1.1 に船体主要目を示す。プロペラの作用はそれぞれの流体力に影響があるが、今回の実験では取付けなかった。

#### (2) 実験範囲

強制動揺試験は従来の Pure Sway (Forced Sway)、Pure Yaw, Pure Roll (Forced Roll) および Combined Yaw (Forced Yaw) によって Table 2.1.2 に示すような運動振幅、前進速度および周波数範囲の実験を行なった。

### 2.1.4 試験結果の表示法

運動方程式の諸係数  $A_{ij}$ 、 $B_{ij}$  を無次元化し、無次元周波数 ( $\hat{\omega} = \omega \sqrt{B/2g}$ ) を横軸にフルード数  $F_n$  をパラメータとしてプロットした。それらの無次元化方法は次の通りである。

運動方程式の無次元化係数

#### (a) Sway

$$\begin{aligned} \hat{A}_{22} &= \frac{A_{22}}{\rho \nabla} \quad , \quad \hat{A}_{42} = \frac{A_{42}}{\rho \nabla B} \quad , \quad \hat{A}_{62} = \frac{A_{62}}{\rho \nabla L} \\ \hat{B}_{22} &= \frac{B_{22}}{\rho \nabla} \sqrt{-B/2g} \quad , \quad \hat{B}_{42} = \frac{B_{42}}{\rho \nabla B} \sqrt{-B/2g} \quad , \quad \hat{B}_{62} = \frac{B_{62}}{\rho \nabla L} \sqrt{-B/2g} \end{aligned}$$

#### (b) Yaw

$$\begin{aligned} \hat{A}_{66} &= \frac{A_{66}}{\rho \nabla L^2} \quad , \quad \hat{A}_{26} = \frac{A_{26}}{\rho \nabla L} \quad , \quad \hat{A}_{46} = \frac{A_{46}}{\rho \nabla L B} \\ \hat{B}_{66} &= \frac{B_{66}}{\rho \nabla L^2} \sqrt{-B/2g} \quad , \quad \hat{B}_{26} = \frac{B_{26}}{\rho \nabla L} \sqrt{-B/2g} \quad , \quad \hat{B}_{46} = \frac{B_{46}}{\rho \nabla L B} \sqrt{-B/2g} \end{aligned}$$

(c) Ro.1.1

$$\hat{A}_{44} = \frac{\hat{A}_{44}}{\rho \nabla B^2}, \quad \hat{A}_{64} = \frac{\hat{A}_{64}}{\rho \nabla LB}, \quad \hat{A}_{24} = \frac{\hat{A}_{24}}{\rho \nabla B}$$

$$\hat{B}_{44} = \frac{\hat{B}_{44}}{\rho \nabla B^2 \sqrt{B/2g}}, \quad \hat{B}_{64} = \frac{\hat{B}_{64}}{\rho \nabla LB \sqrt{B/2g}}, \quad \hat{B}_{24} = \frac{\hat{B}_{24}}{\rho \nabla B \sqrt{B/2g}}$$

$$\text{運動円周波数} \quad \hat{\omega} = \omega \sqrt{B/2g}$$

$$\text{前進速度} \quad F_n = V \sqrt{LBg}$$

但し L: 船長 (Lpp)       $\rho$ : 流体密度      B: 船幅      g: 重力加速度

$\nabla$ : 排水量

V: 前進速度

### 2.1.5 計算値と実験値の比較

New strip method<sup>4)</sup>による計算値および強制動搖試験で得られた実験値とを比較したものが Fig. 2.1.2 ~ Fig. 2.1.25 である。

#### (1) Sway の主要項

$\hat{A}_{22}$  の実験値は計算値とよく合っている (Fig. 2.1.8)。 $\hat{B}_{22}$  には前進速度影響が実験値に現われている (Fig. 2.1.9)。

#### (2) yaw の主要項

$\hat{A}_{66}$  の実験値は低周波領域を除いて計算値とほぼ一致している (Fig. 2.1.2)。

$\hat{B}_{66}$  には前進速度影響が実験値に現われているが、全般的に傾向は計算値とよく合っている (Fig. 2.1.3)。

#### (3) Ro.1.1 の主要項

$\hat{A}_{44}$  の実験値は周波数の小さい領域で計算値より非常に小さくなる (Fig. 2.1.14, Fig. 2.1.20)。

$\hat{B}_{44}$  については New strip method では造波減衰しか考慮していない、Fig. 2.1.15, Fig. 2.1.21 中には文献(5)の計算値をプロットした。図からわかるように低周波数領域を除いて実験値と文献(5)の計算値とは比較的よく一致している。

#### (4) 連成項

New strip method では前進速度  $V = 0$  の時

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

また前進速度の有無にかかわらず

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

の関係がある。

$\hat{A}_{26} = \hat{A}_{62}$  の関係は、満足されていない (Fig. 2.1.4, Fig. 2.1.12)。

$\hat{B}_{26} = \hat{B}_{62}$  の関係は、ほぼ満足されている (Fig. 2.1.5, Fig. 2.1.13)。

$\hat{A}_{46} = \hat{A}_{64}$  の関係は、符号は合っているが  $\hat{A}_{64}$  の方がその絶対値が大きくなっている (Fig. 2.1.6, Fig. 2.1.16)。

$\hat{B}_{46} = \hat{B}_{64}$  の関係は、符号および傾向はよく合っているが  $\hat{B}_{64}$  の値の方が大きくなっている (Fig. 2.1.7, Fig. 2.1.17)。

$\hat{A}_{24} = \hat{A}_{42}$  の関係は、ほぼ満足されているが周波数の大きい領域で  $\hat{A}_{24}$  の値の方が大きくなっている (Fig. 2.1.10, Fig. 2.1.18, Fig. 2.1.24)。

$\hat{B}_{24} = \hat{B}_{42}$  の関係は、 $V = 0$  の実験結果では満足されている (Fig. 2.1.11, Fig. 2.1.19)。前進速度があると負の値が現われて計算値と大きくなりずれている (Fig. 2.1.25)。

#### (5) Critical Speed

Critical Speed  $\frac{\omega V}{g} = \frac{1}{4}$  の近傍で、横運動の場合<sup>6), 7)</sup> と同様に流体力が著しく不連続になっているのが実験値

全般に見られる。

#### 2.1.6 考 察

以上の結果から次の事がいえる。

- (1) Yaw 試験において実験法のむずかしい従来の Pure Yaw 試験を行う必要はなく、従来の Combined Yaw 試験を行って係数を決定する方法がよい。また、この試験法を Forced Yaw 試験と呼ぶことにする。
- (2) 各主要項は Roll の  $\hat{B}_{44}$  を除いて New strip method によってほぼ満足すべき値が得られる。  
Roll の  $\hat{B}_{44}$  については粘性影響および船速影響を考慮した計算方法を開発する必要がある。
- (3) 連成項に関しては計算上対称関係を満足する項も実験結果では必ずしもそうなっていない。特に前進速度のある場合は計算値と実験値の不一致が大きい場合がある。
- (4) 実験値は Critical speed の近傍で不連続な形となって現われる。

#### 参 考 文 献

- 1) 藤井齊、野本謙作：“操縦性試験法”、第2回操縦性シンポジウム 1970.11
- 2) 高木文男：“耐航性および操縦性の運動方程式と強制動揺試験法に関する二三のコメント”、耐航性委員会資料 昭47.7.11
- 3) 藤井齊、高橋雄：“強制動揺法による横方向運動方程式の係数の計測結果”、造船学会論文集第130号 昭46.11
- 4) F.Tasai：“On the Sway, Yaw and Roll Motions of a ship in short Crested Waves.”  
Rep. Res. Inst. Appl. Mech., Vol. XIX, No. 2, July 1971.
- 5) 田才福造、藤井齊：“船体運動および変動圧に関する基礎研究”、第131研究部会、波浪外力に関する水槽試験報告書、昭47.3
- 6) 田中拓、北川弘光：“強制動揺法による船体縦運動の研究(その1)”、日本造船学会誌第496号、昭45.11
- 7) 田中拓、北川弘光：“強制動揺法による船体縦運動の研究(その2)”、日本造船学会誌第502号、昭46.4

Table 2.1.1 船 体 主 要 目

船 長 L <sub>pp</sub> = 3.00 m	縦揺環動半径 k <sub>ℓ</sub> = 0.2356 · L <sub>pp</sub>
船 幅 B = 0.493 m	横揺環動半径 k <sub>t</sub> = 0.2602 · B
吃 水 d = 0.194 m	メタセンター高さ G <sub>M</sub> = 0.0453 m
排水量 ▽ = 233.2 kg	K <sub>G</sub> = 0.1537 m
Block coeef. C <sub>B</sub> = 0.8243	ビルジキール、舵付 プロペラ無し

Table 2.1.2 実 験 範 囲

実 験 種 類	振 幅	前 進 速 度	周 波 数
Pure Sway (Forced Sway)	$\gamma_A = 20 \text{ mm}$	$F_n = 0$ ( $v = 0 \text{ m/sec}$ )	$\sqrt{L/\lambda} = 0.4 \sim 2.0$ $\tilde{\omega} = 0.287$
Pure Yaw	$\psi_A = 2^\circ$	$F_n = 0.1$	$\sim 1.437$
Combined Yaw (Forced Yaw)		$(v = 0.542 \text{ m/sec})$	$\omega = 1.809$
Pure Roll (Forced Roll)	$\phi_A = 5^\circ$ $\phi_A = 10^\circ$ $\phi_A = 15^\circ$		$\sim 9.059$ (1/sec)

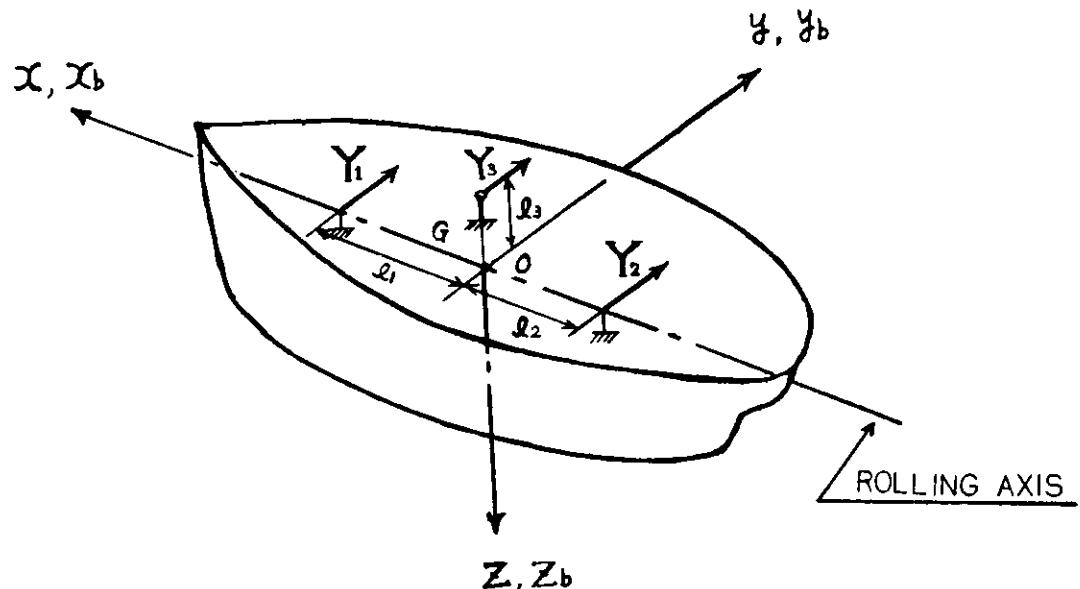


Fig. 2.1.1 Coordinate

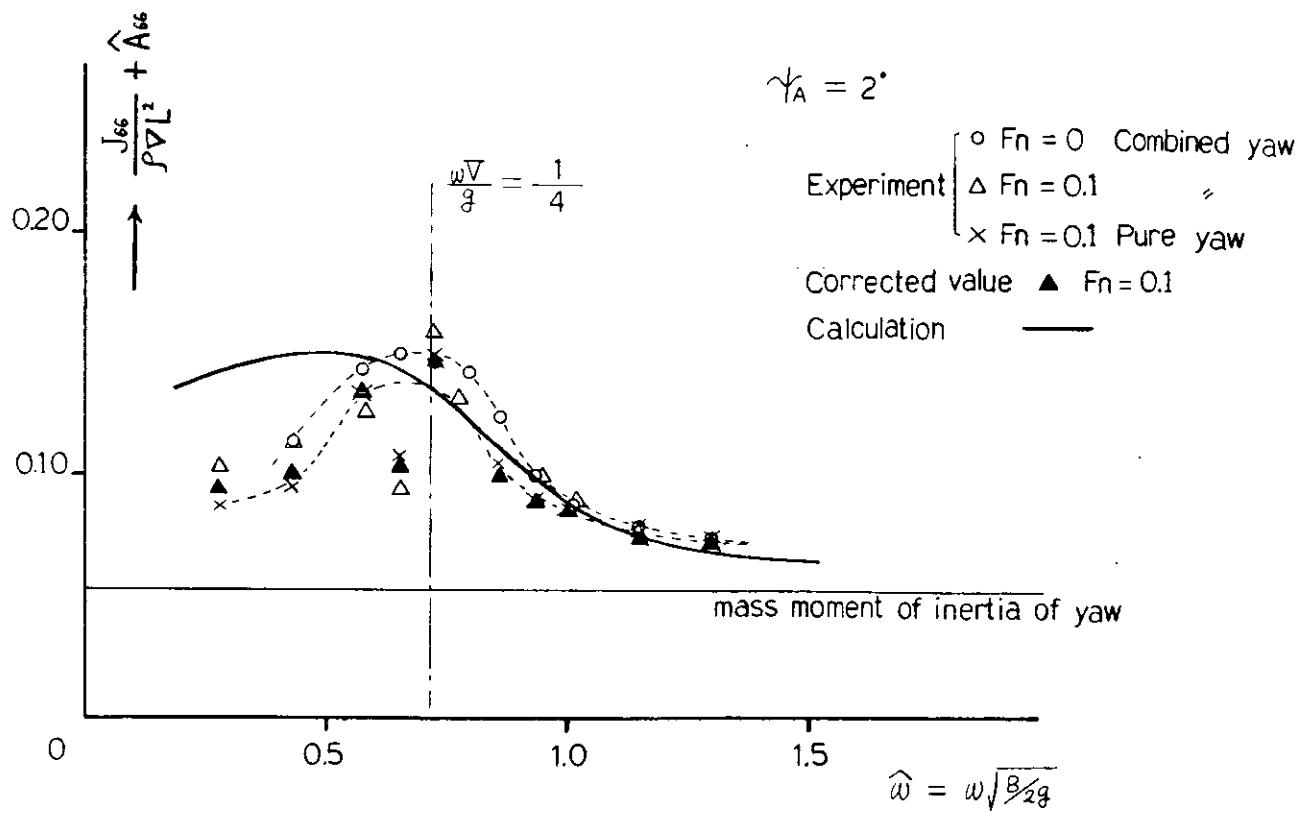


Fig. 2.1.2  $\frac{J_{66}}{\rho V_L^2} + \hat{A}_{66}$  : Virtual mass moment of inertia of yaw

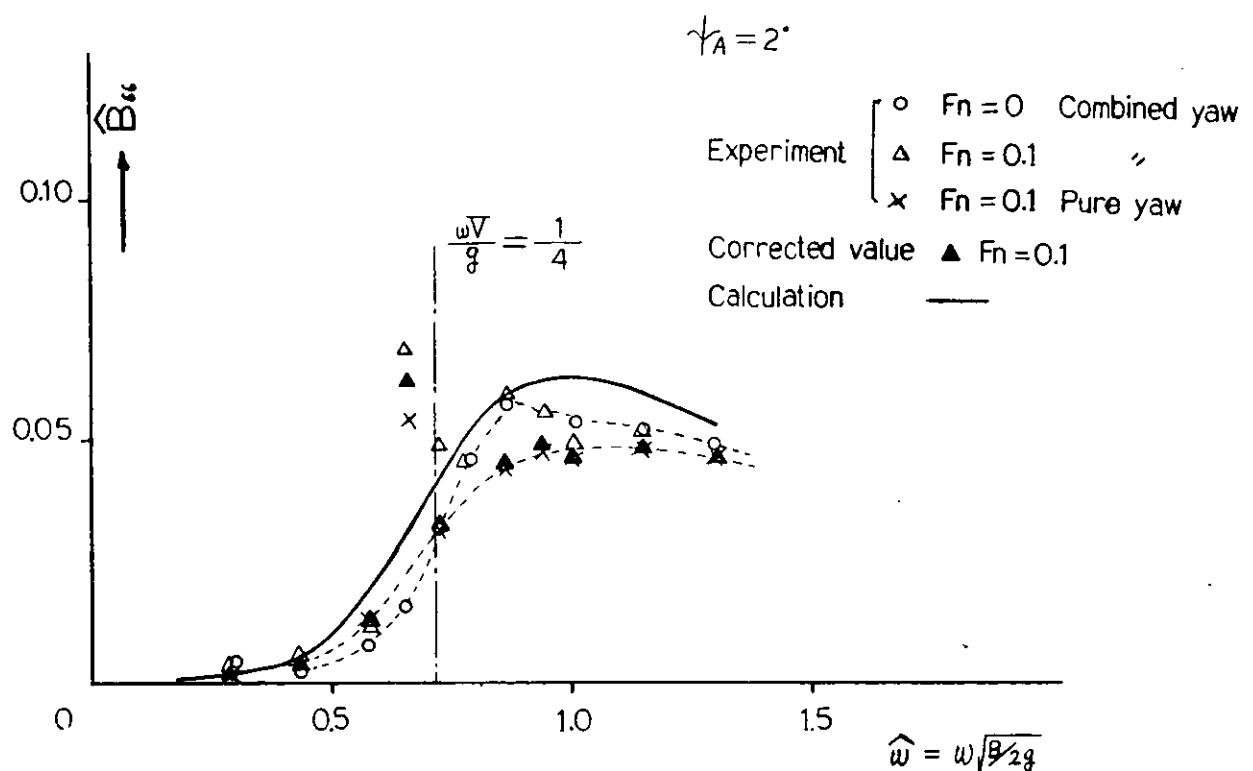


Fig. 2.1.3  $\hat{B}_{66}$  : Damping moment coeff. of yaw

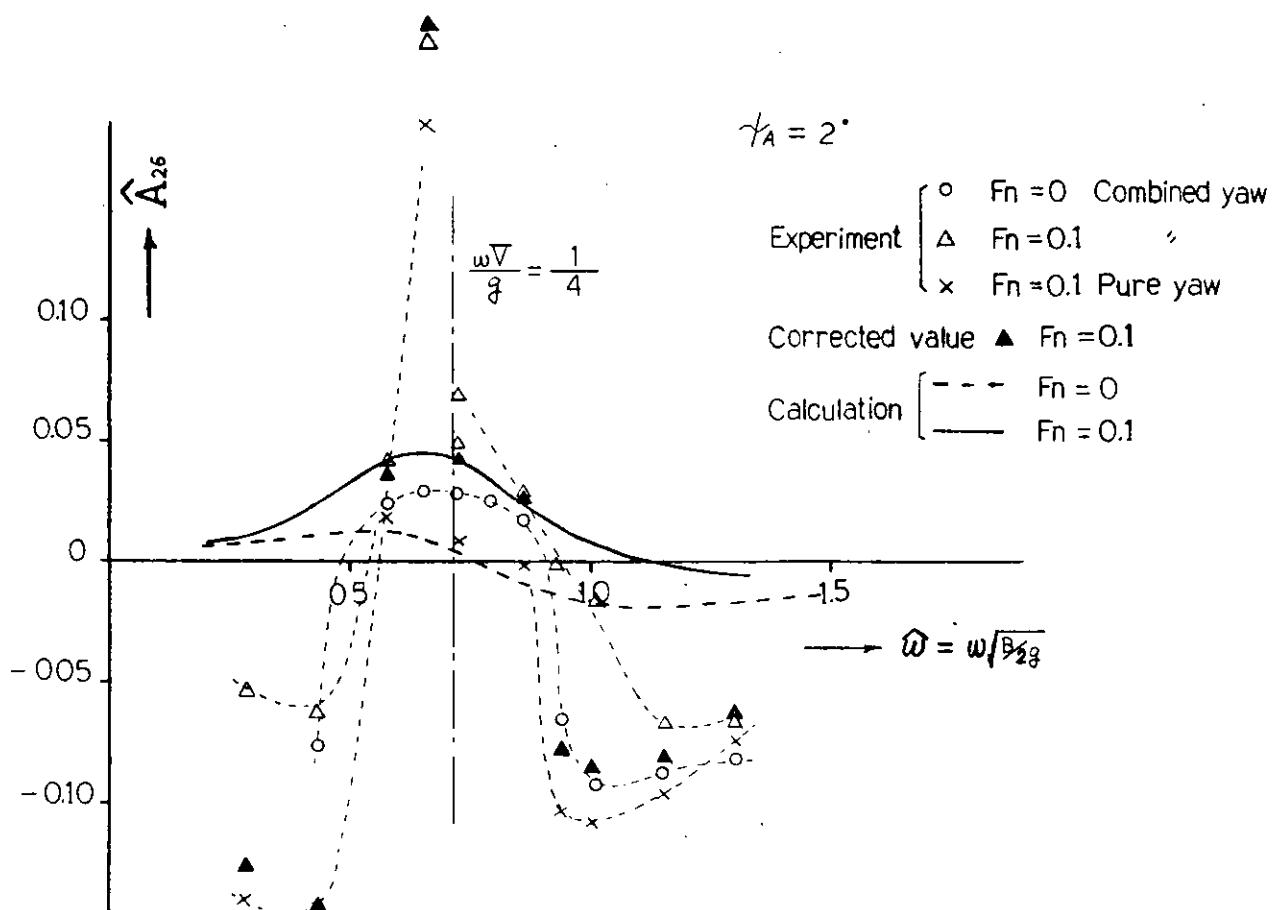


Fig. 2.1.4  $\hat{A}_{26}$  : Coupling force coeff. of yaw into sway

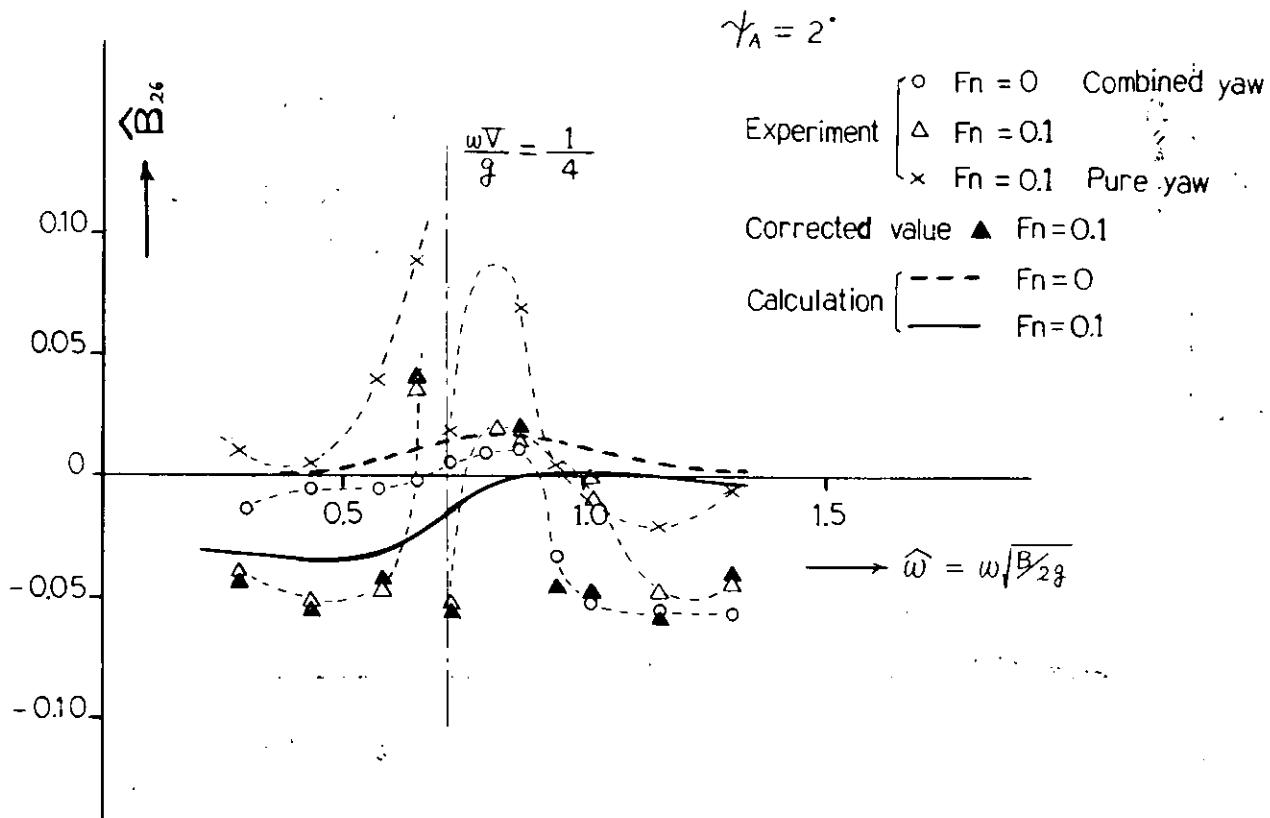


Fig. 2.1.5  $\hat{B}_{26}$  : Coupling force coeff. of yaw into sway

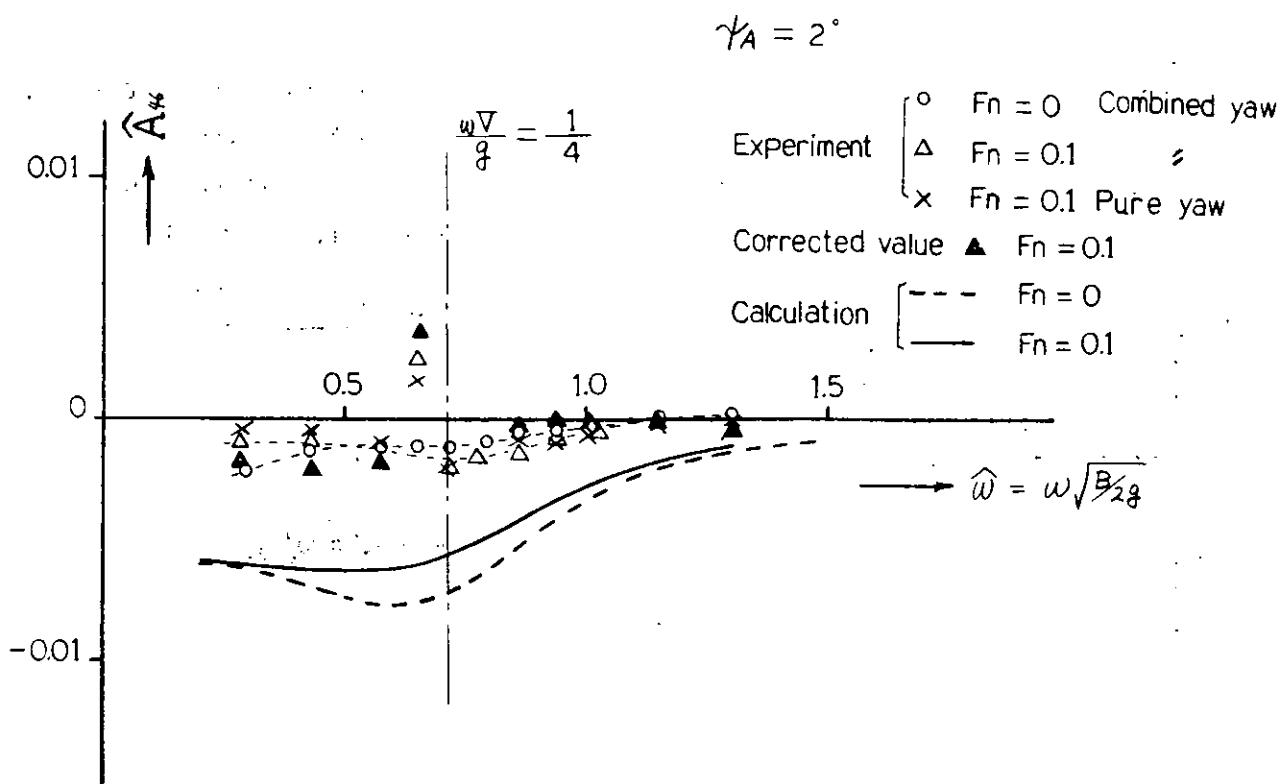


Fig. 2.1.6  $\hat{A}_{46}$  : Coupling moment coeff. of yaw into roll

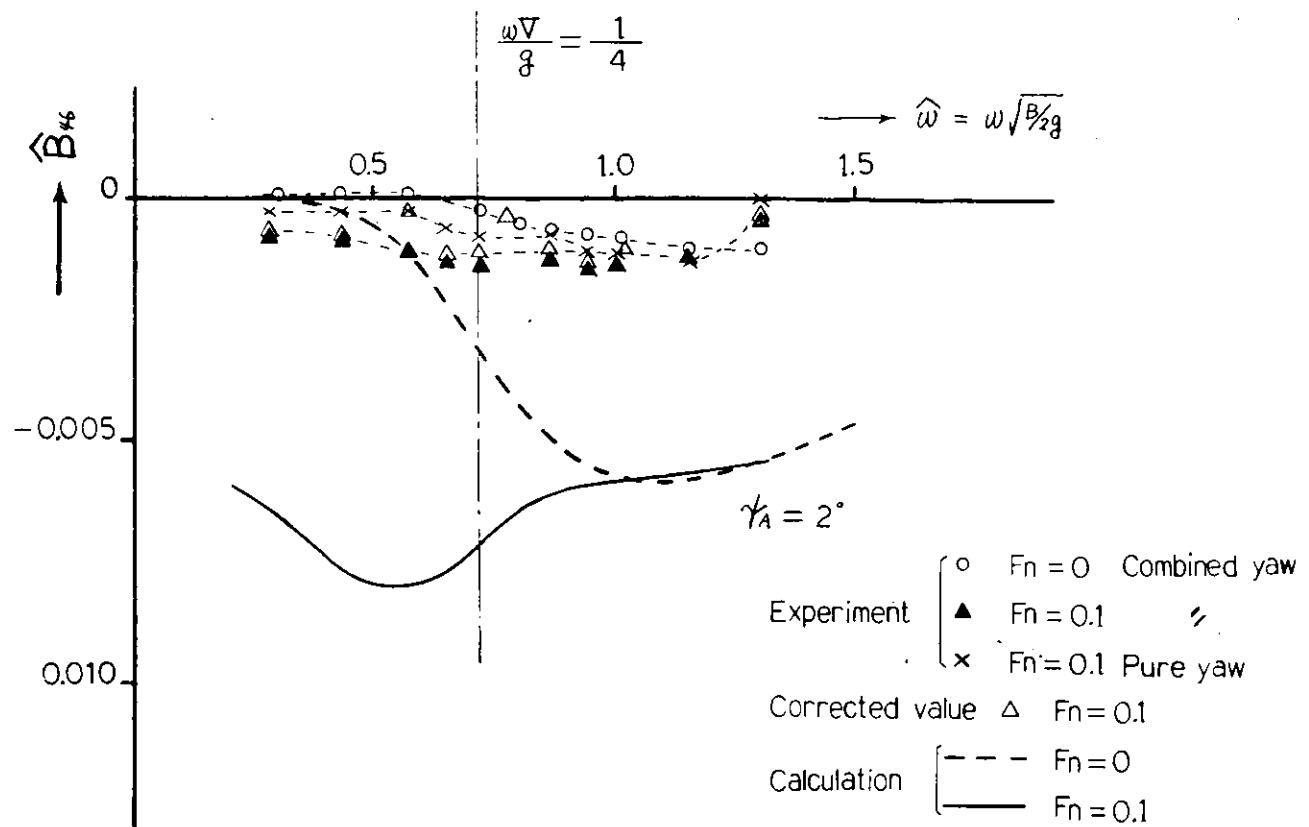


Fig. 2.1.7  $\hat{B}_{46}$  : Coupling moment coeff. of yaw into roll

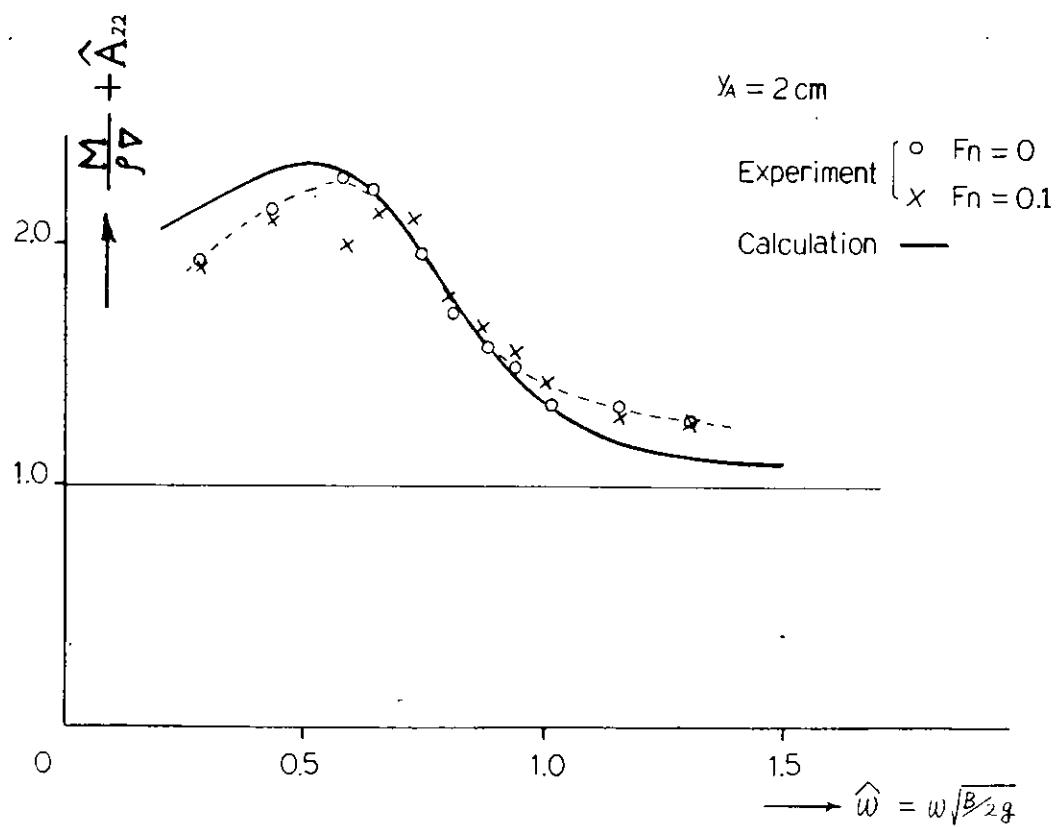


Fig. 2.1.8  $\frac{M}{\rho V} + \hat{A}_{22}$  : Virtual mass of sway

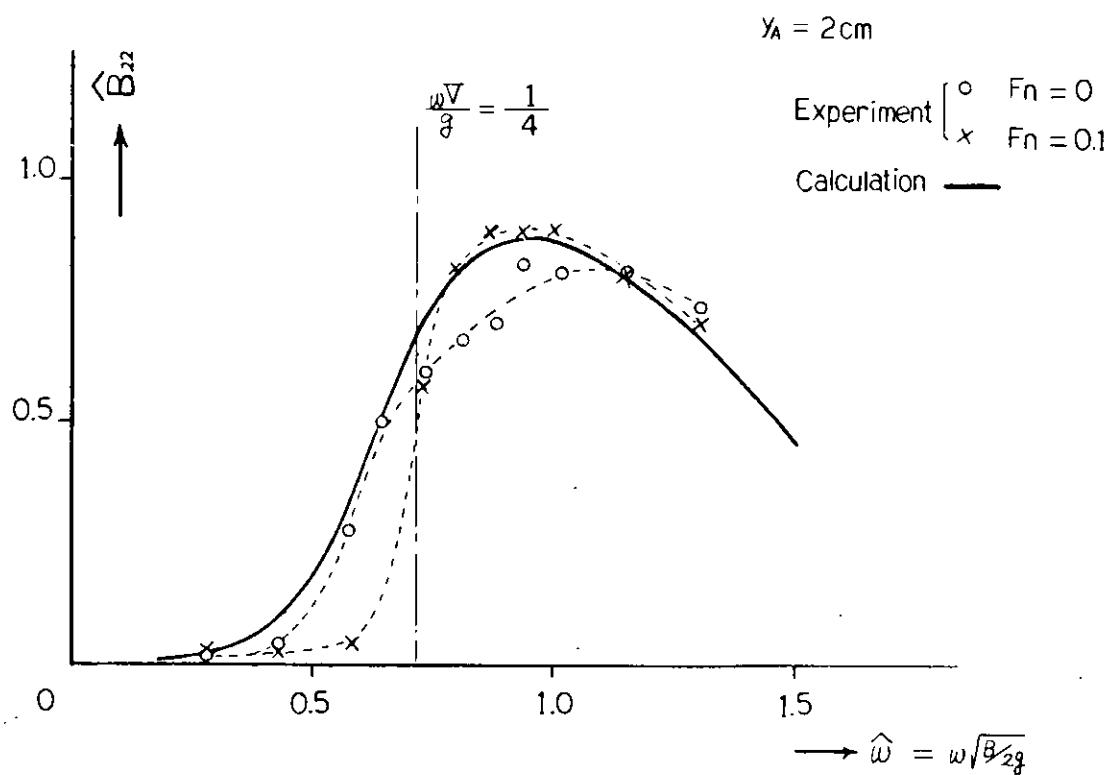


Fig. 2.1.9  $\hat{B}_{22}$  : Damping coeff. of sway

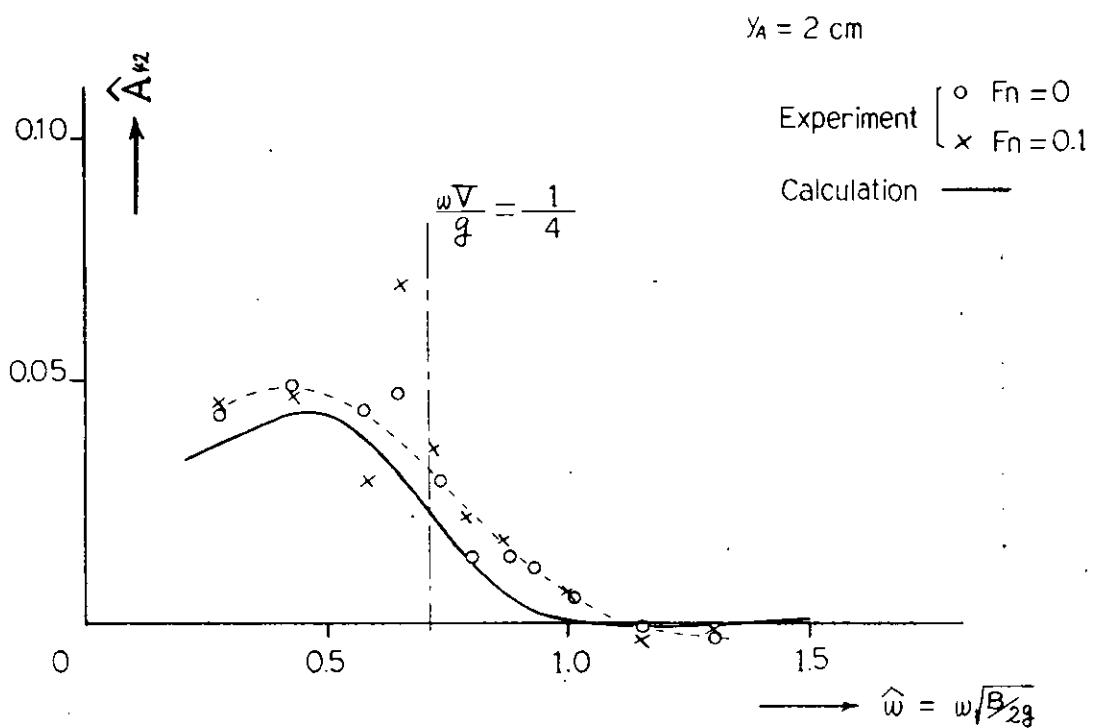


Fig. 2.1.10  $\hat{A}_{42}$  : Coupling moment Coeff. of sway into roll

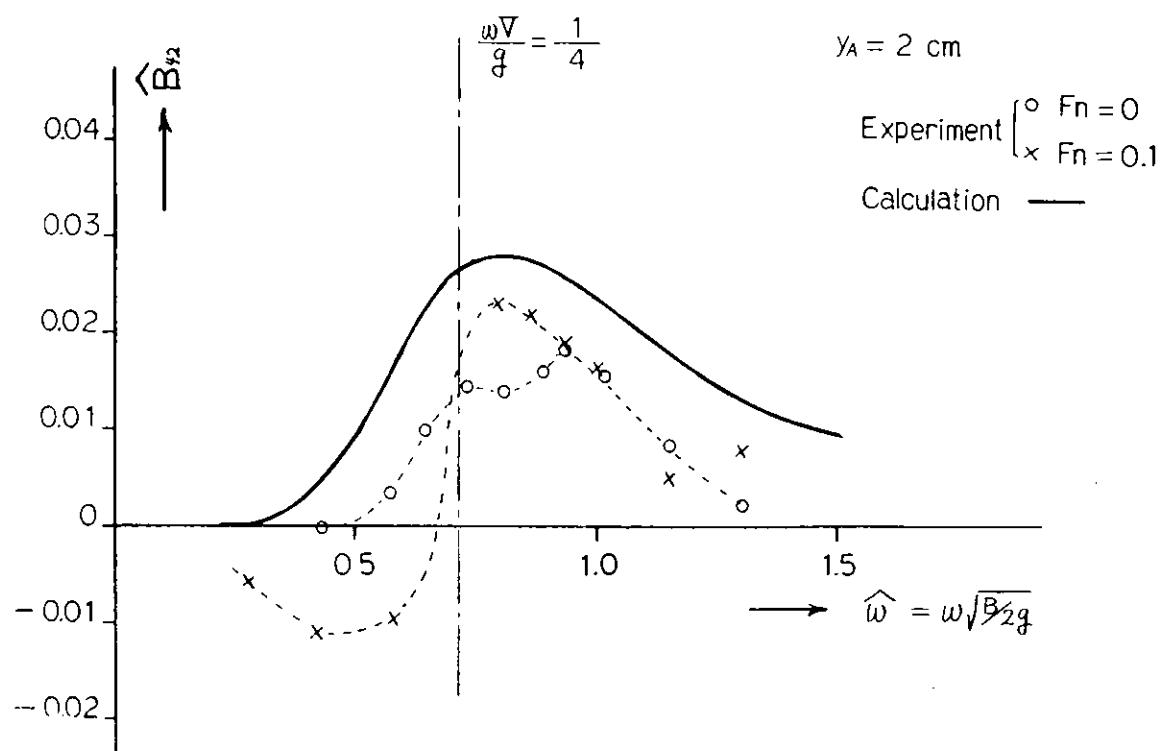


Fig. 2.1.11  $\hat{B}_{42}$ : Coupling moment coeff. of sway into roll

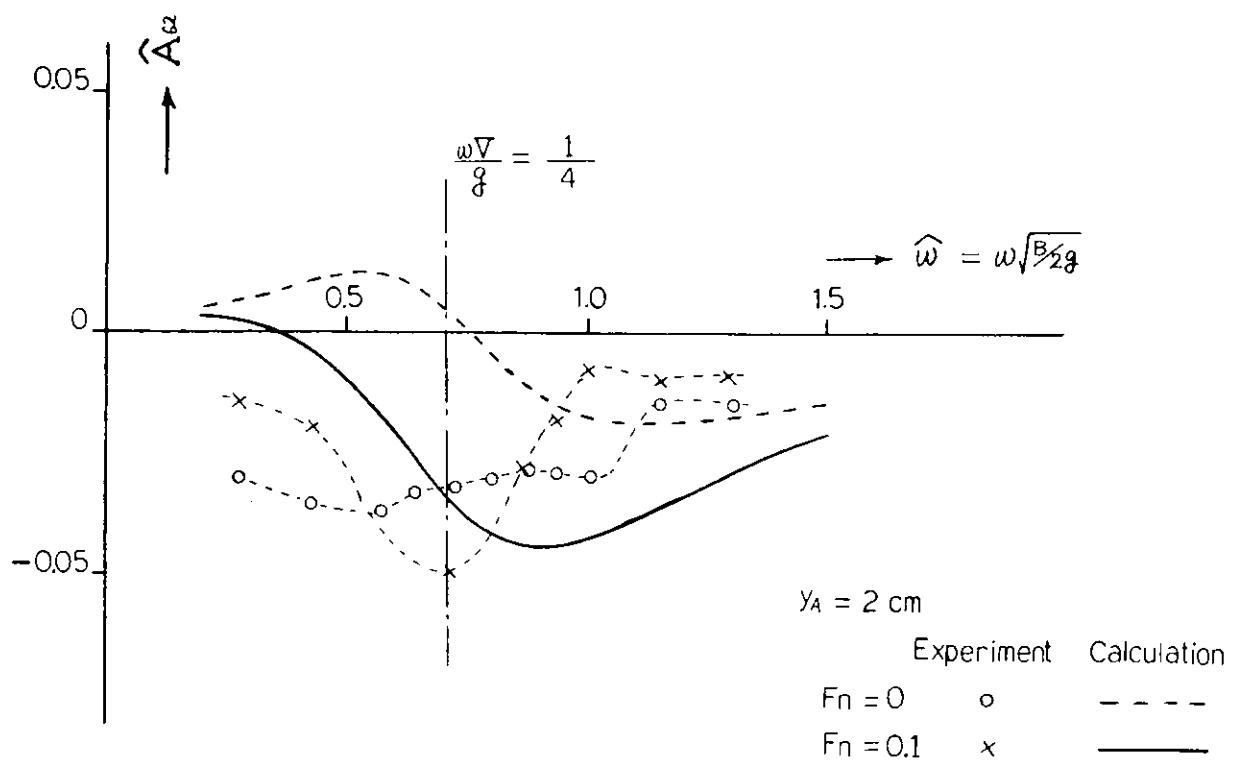


Fig. 2.1.12  $\hat{A}_{62}$ : Coupling moment coeff. of sway into yaw

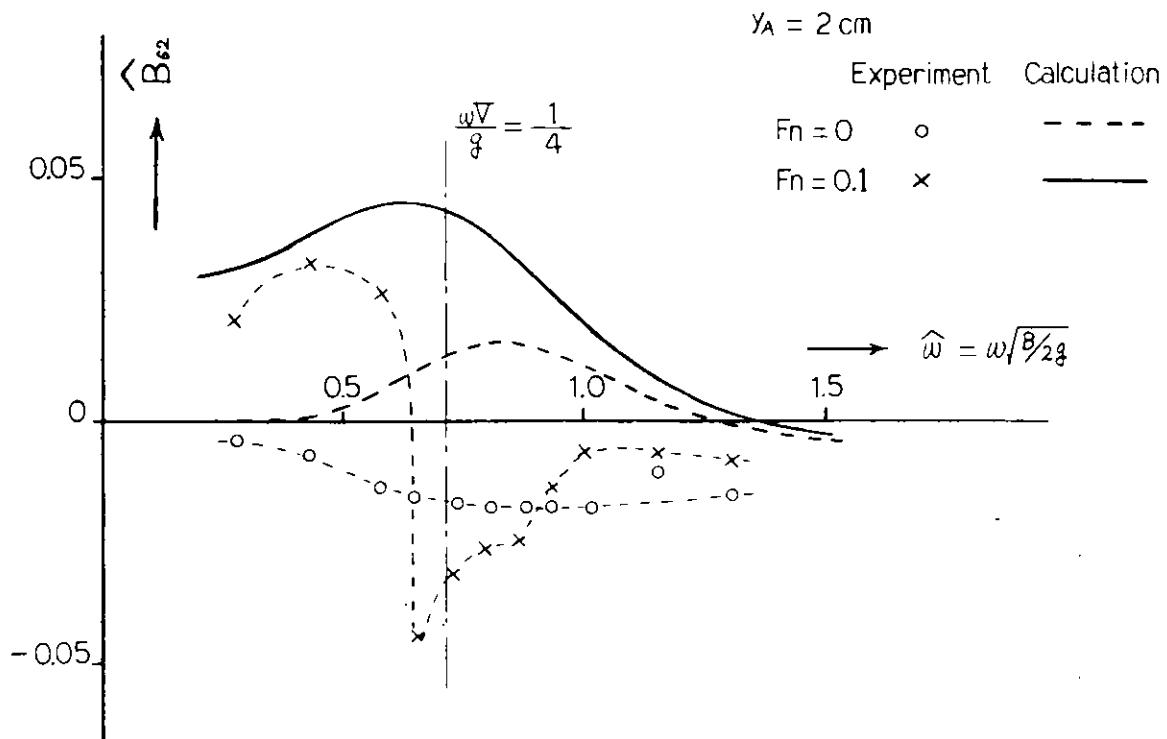


Fig. 2.1.13  $\hat{B}_{62}$  : Coupling moment coeff. of sway into yaw

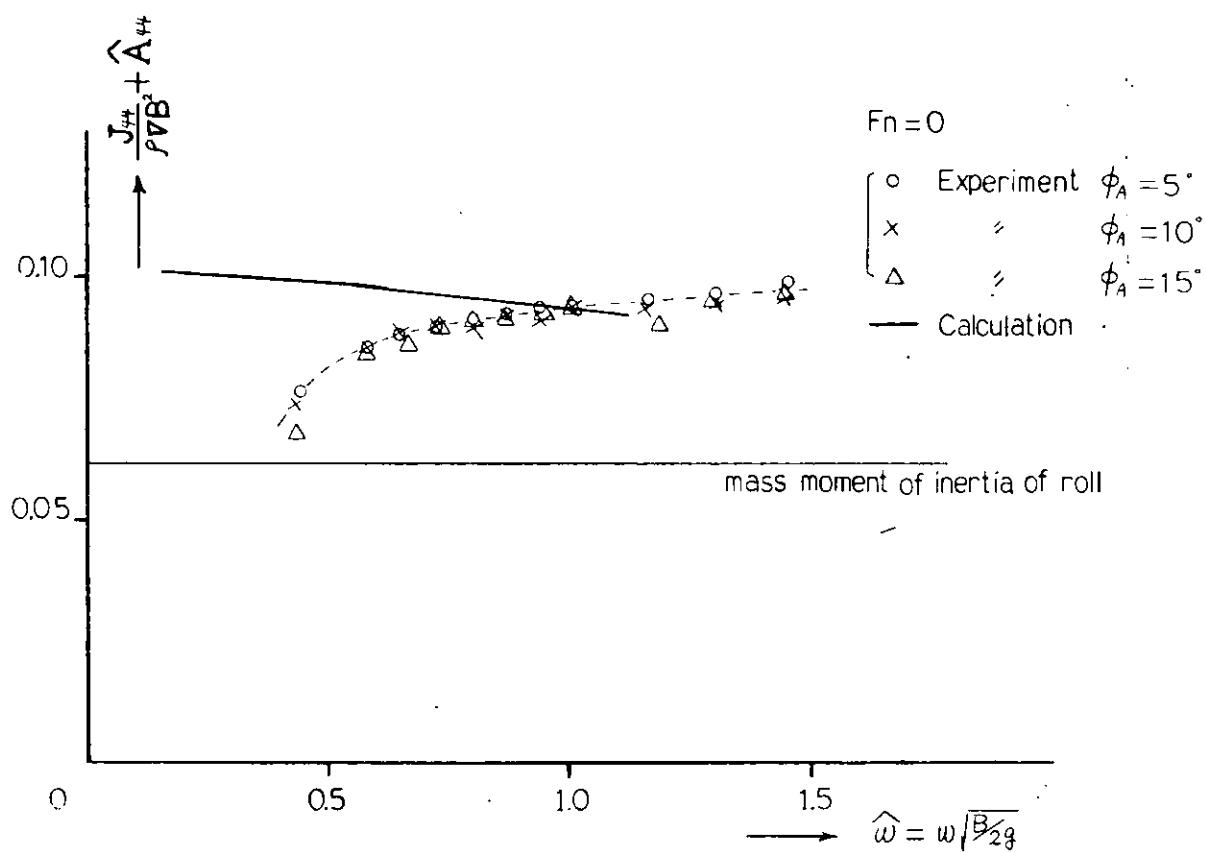


Fig. 2.1.14  $\frac{J_{44}}{\rho V B^2} + \hat{A}_{44}$  : Virtual mass moment of inertia of roll

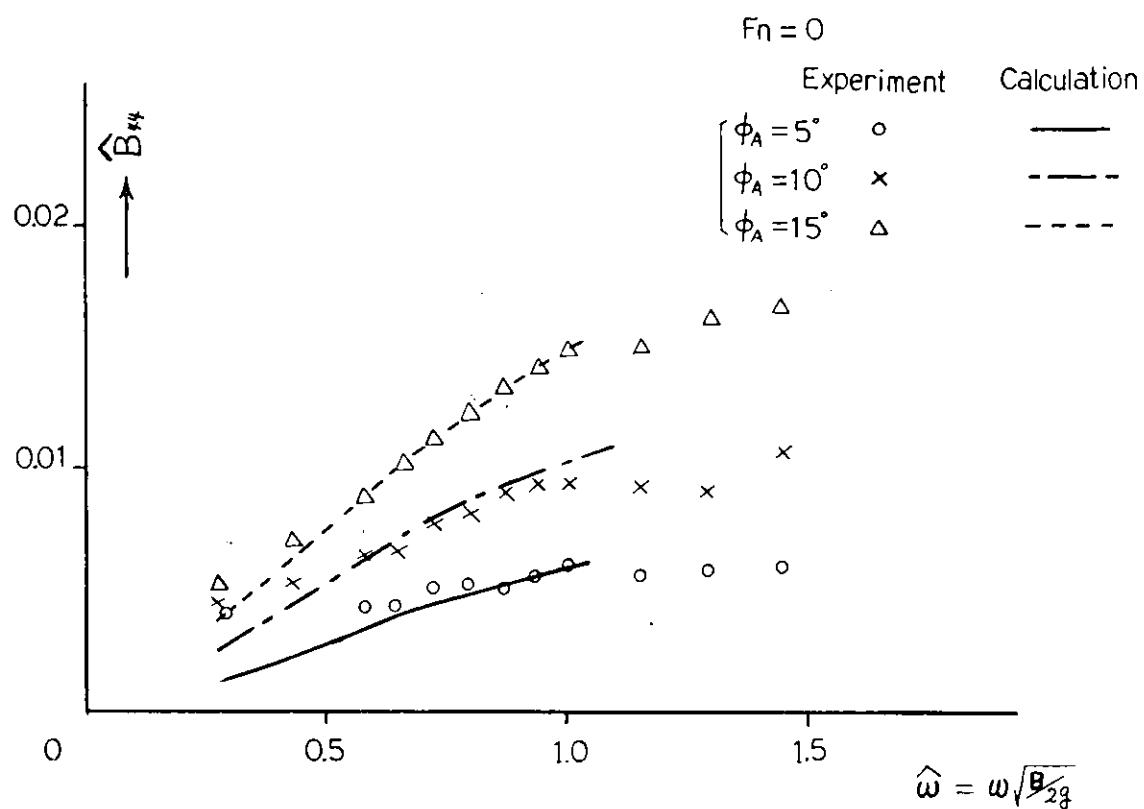


Fig. 2.1.15  $\hat{B}_{44}$  : Damping moment coeff. of roll

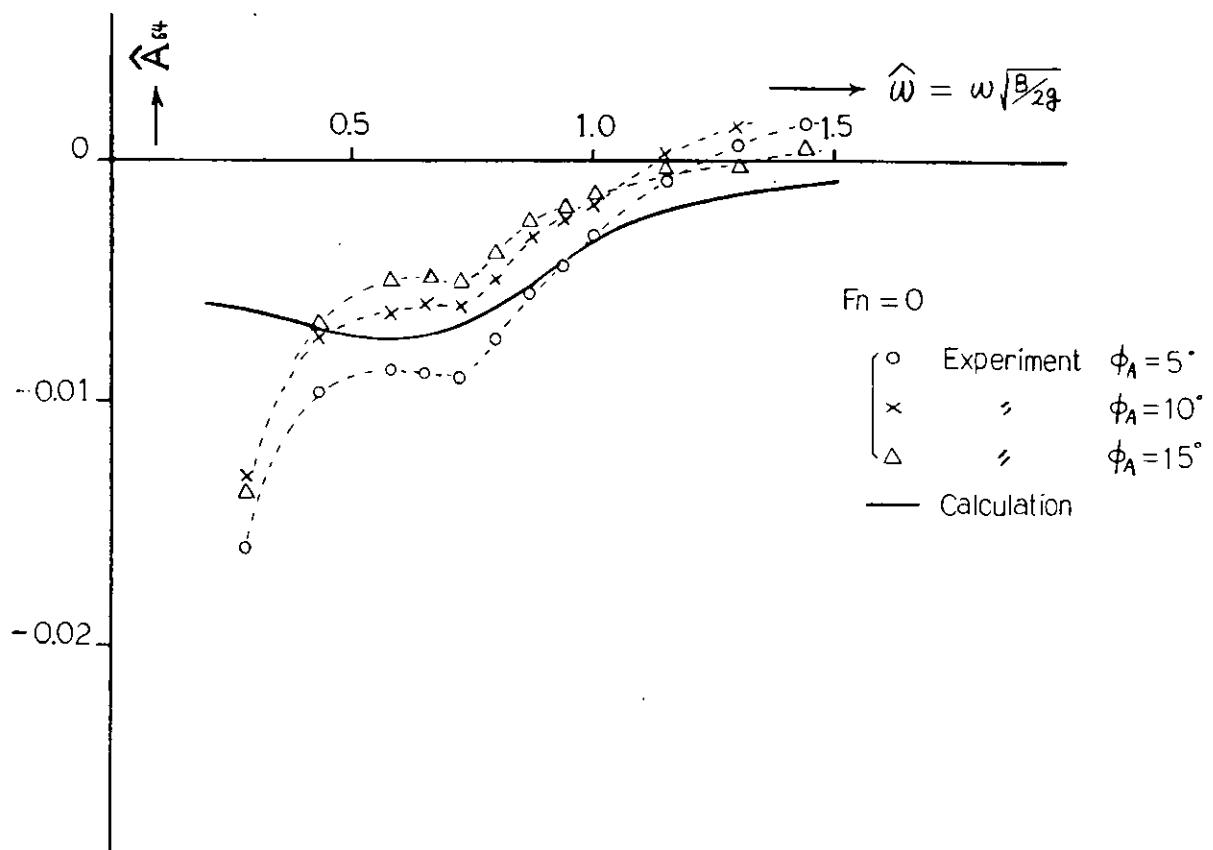


Fig. 2.1.16  $\hat{A}_{64}$  : Coupling moment coeff. of roll into yaw

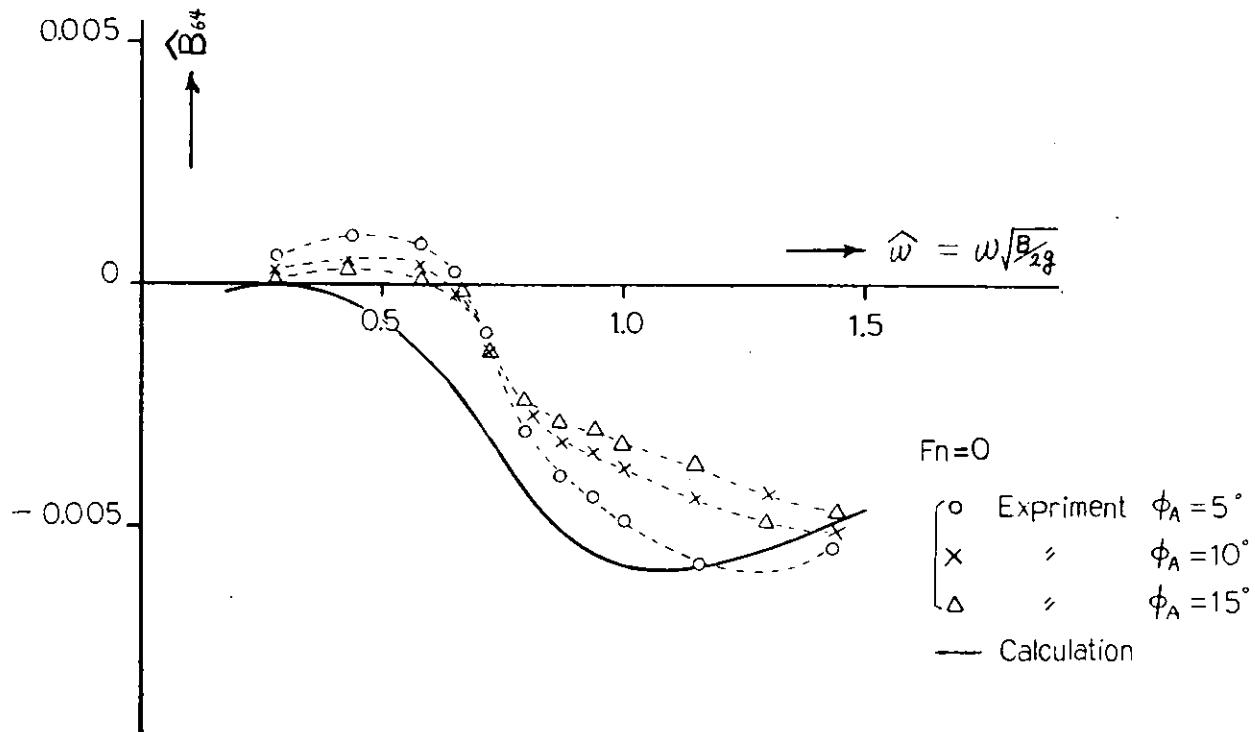


Fig. 2.1.17  $\hat{B}_{64}$  : Coupling moment coeff. of roll into yaw

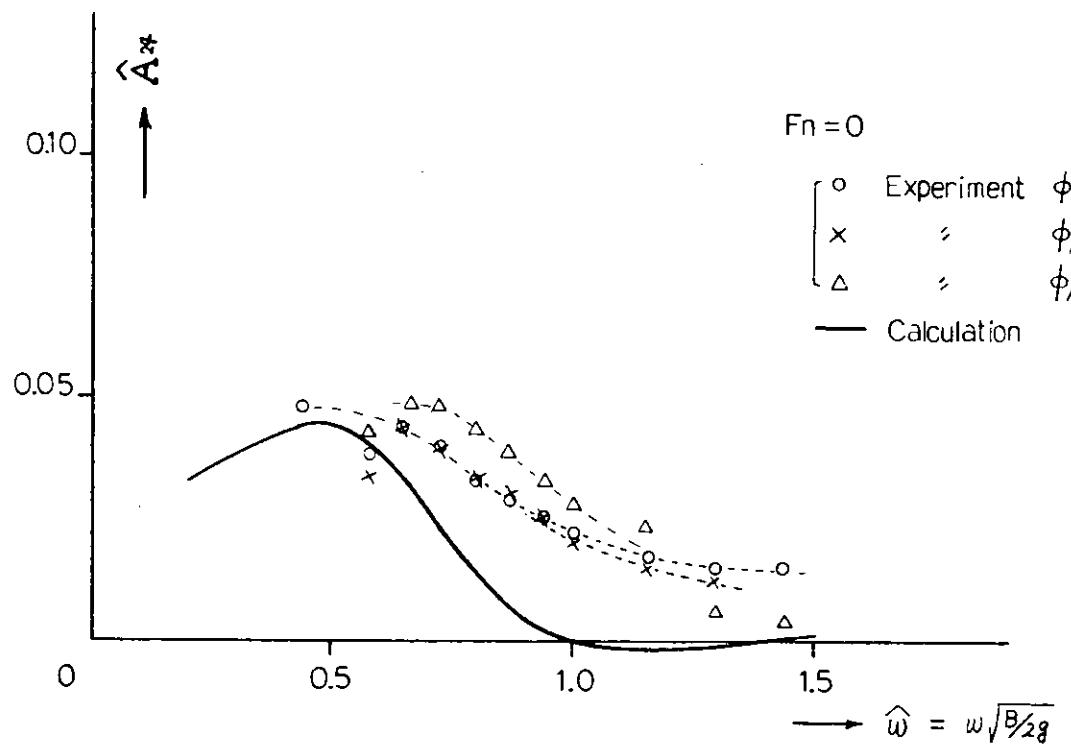


Fig. 2.1.18  $\hat{A}_{24}$  : Coupling force coeff. of roll into sway

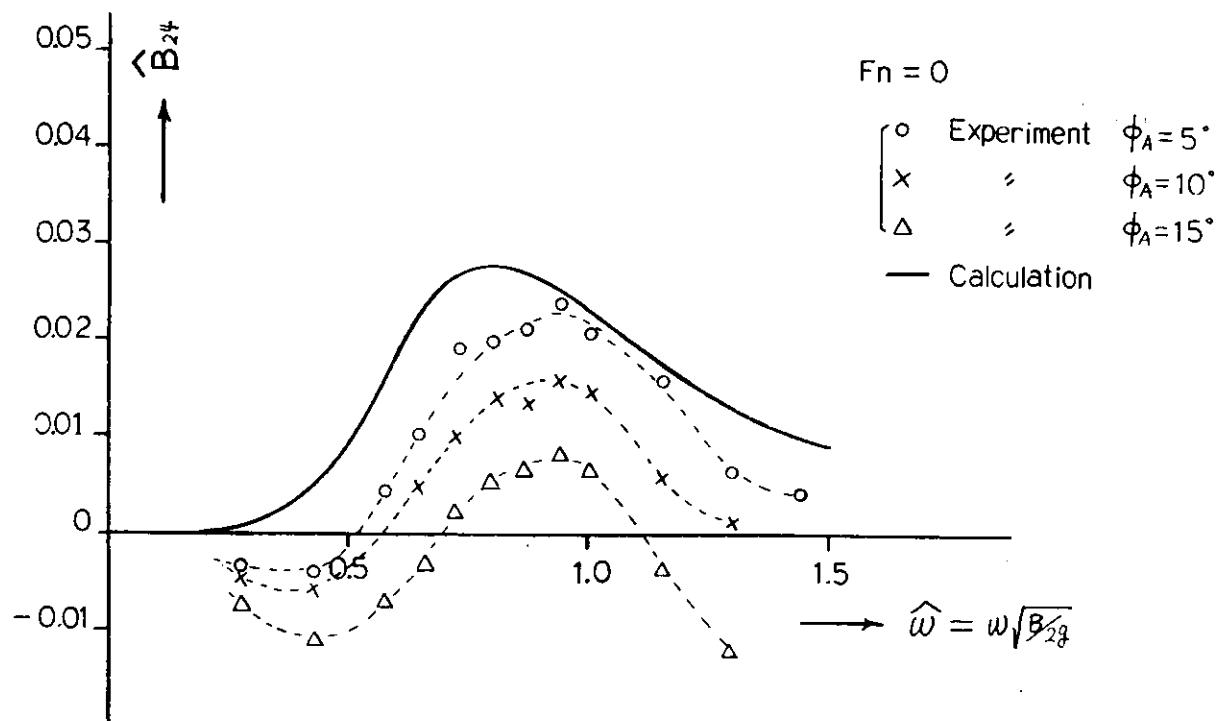


Fig. 2.1.19  $\hat{B}_{24}^*$  : Coupling force coeff. of roll into sway

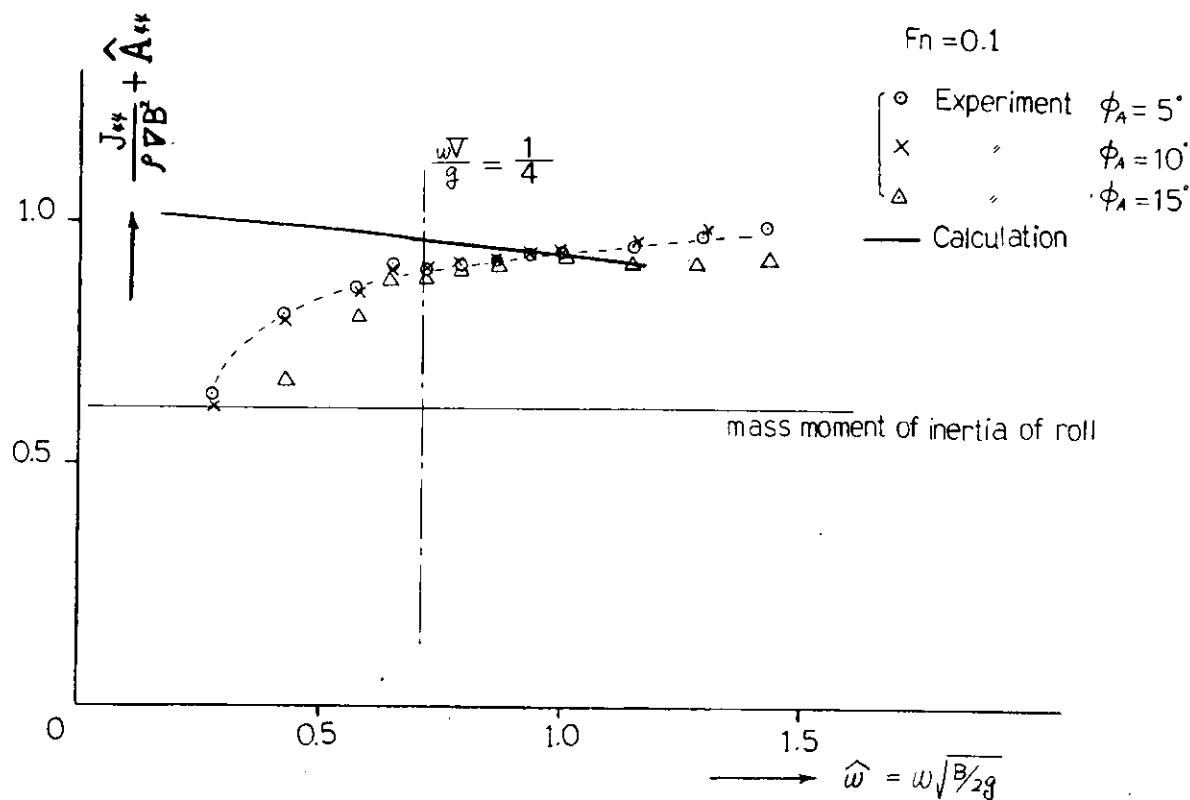


Fig. 2.1.20  $\frac{J_{44}}{\rho V B^2} + \hat{A}_{44}$  : Virtual mass moment of inertia of roll

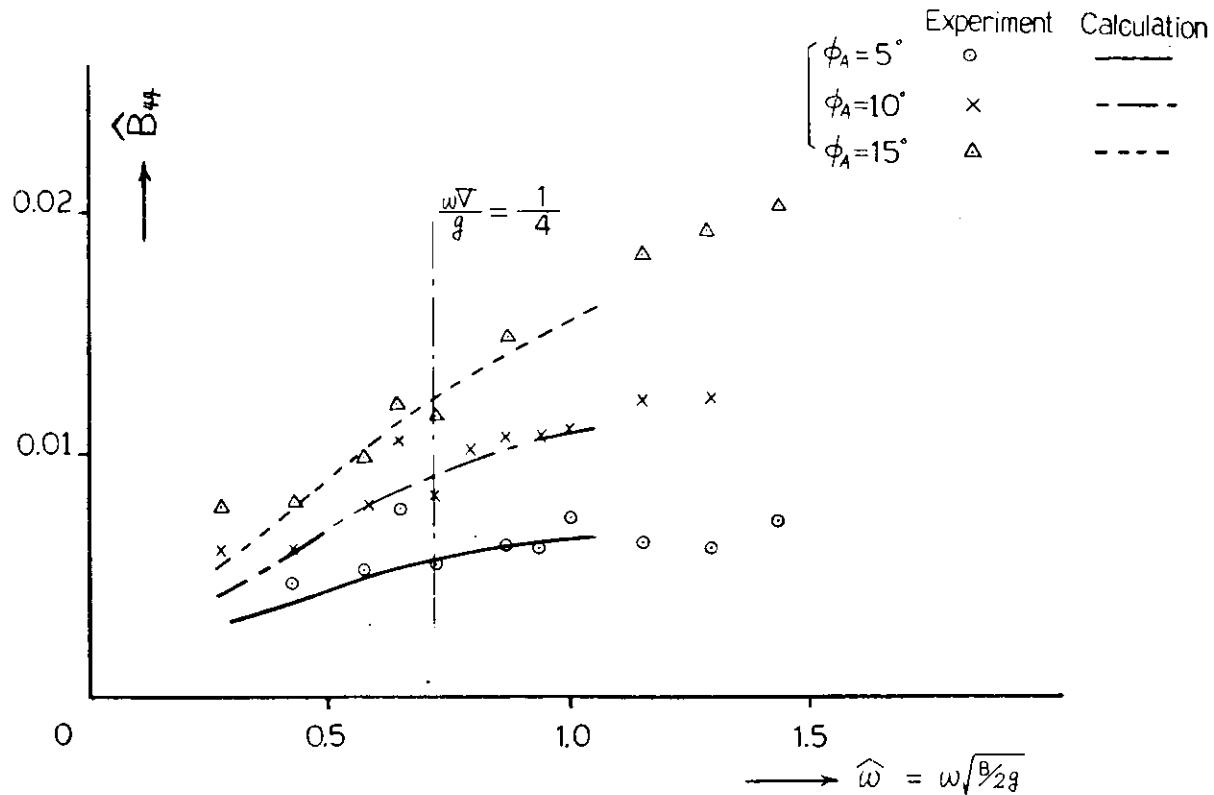


Fig. 2.1.21  $\hat{B}_{44}$  : Damping moment coeff. of roll

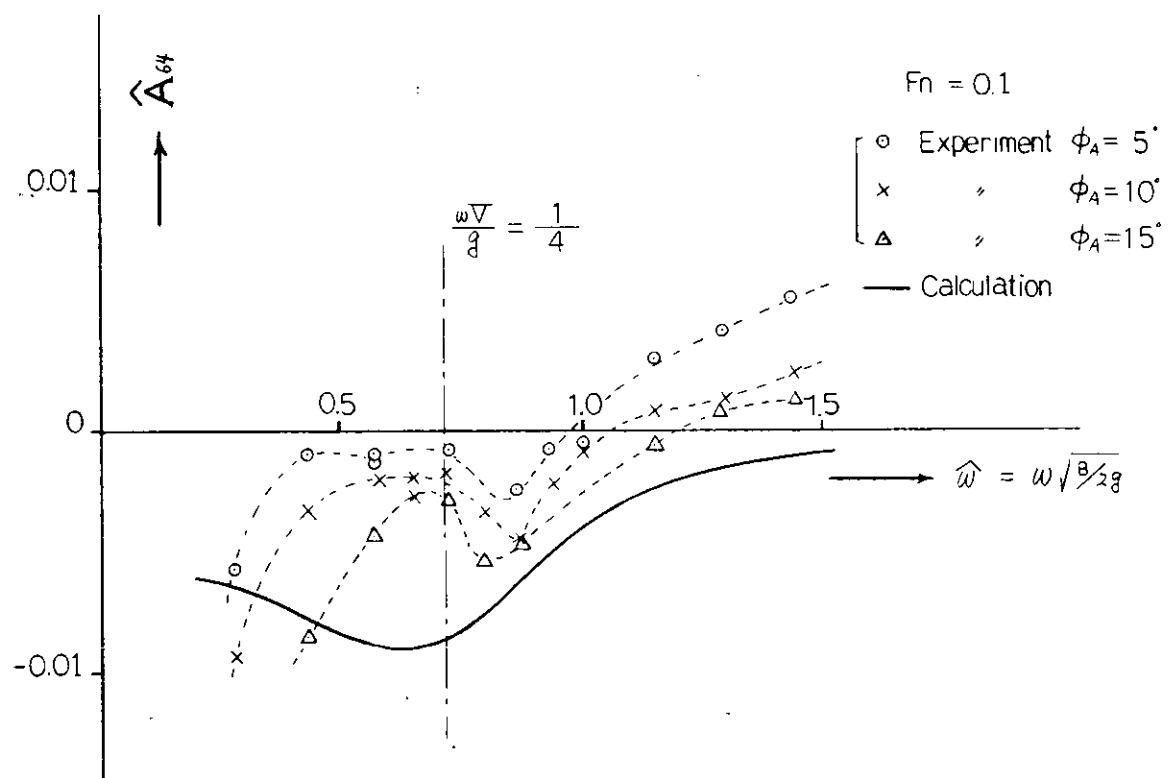


Fig. 2.1.22  $\hat{A}_{64}$  : Coupling moment coeff. of roll into yaw

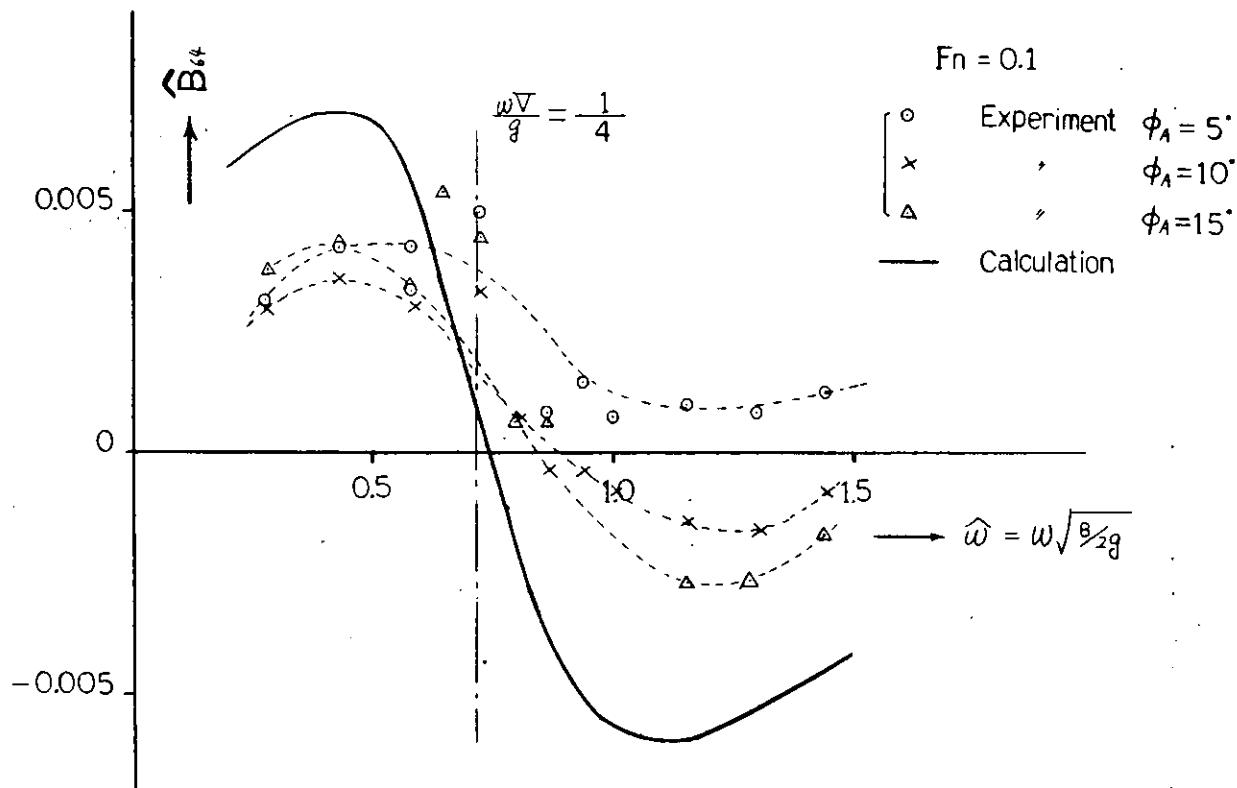


Fig. 2.1.23  $\hat{B}_{64}$  : Coupling moment coeff. of roll into yaw

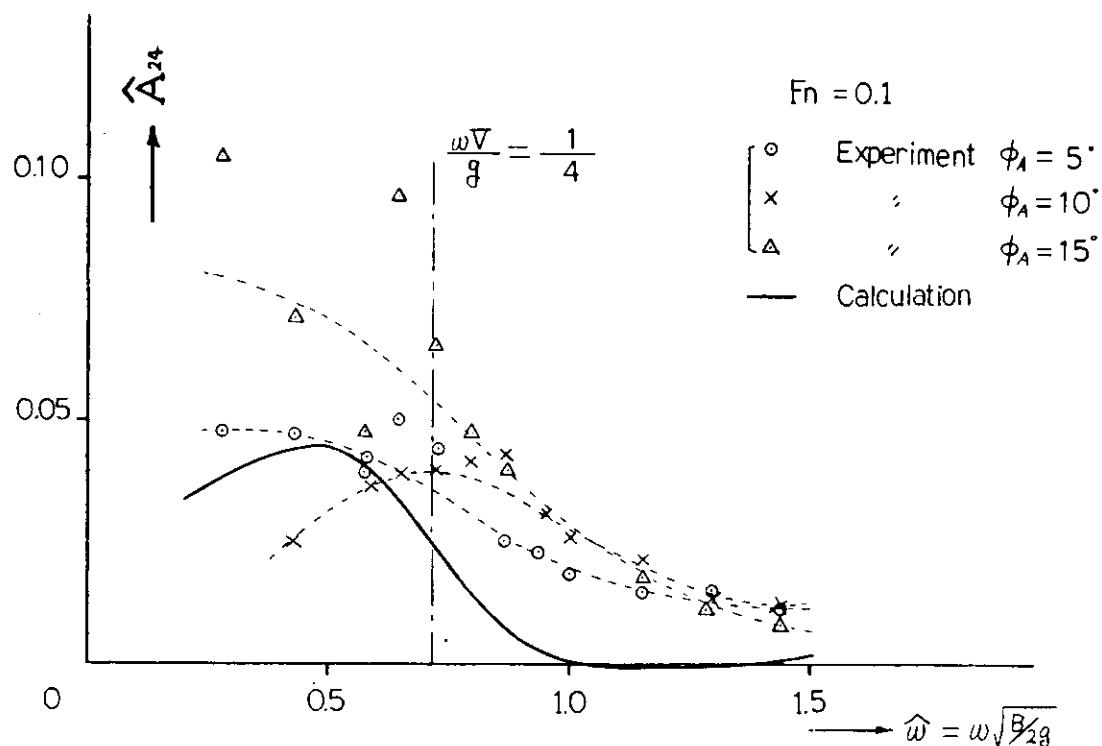


Fig. 2.1.24  $\hat{A}_{24}$  : Coupling force coeff. of roll into sway

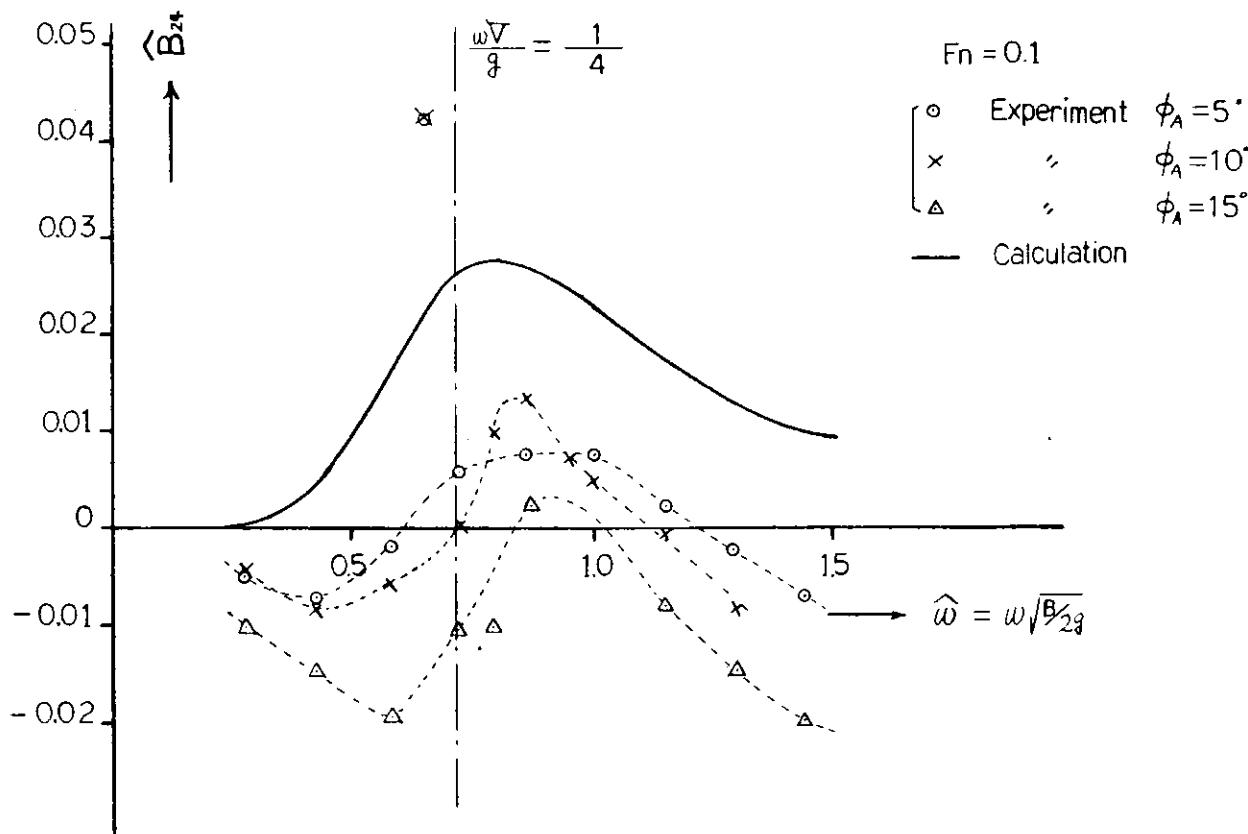


Fig. 2.1.25  $D_{24}$  Coupling force coeff. of roll into sway

## 2.2 強制動搖法による横方向運動方程式の係数、変動水圧の計測（タンカー船型）

波浪中における Sway、Yaw および Roll の運動は strip 法により計算で求められているが、その実験的検証が十分なされていないため、前年度は鉛石運搬船笠木山丸の 3m 模型船について強制動搖試験法によって運動方程式の係数を求め、計算値との比較を行なった。また同時に船体に働く変動水圧 (Radiation Pressure) の計測も行ない計算値との比較を行なった。本年度はタンカー船型について同様の計測を行なったのでその結果を報告する。

### 2.2.1 供試模型、試験状態

供試船型は 210 型タンカーの約 1/100 縮尺木製模型で、その主要寸法を Table 2.2.1 に示す。Roll の環動半径は模型船を空中に吊り下げ Rollさせたときの周期を計測して算出し、Yaw の環動半径は計測された Pitch の環動半径と等しいと仮定した。しかし Roll の環動半径はバラストウェイトの配置上計画値に一致させることができなかったので、できるだけ計画値に近くなるよう調整した。GM の値は傾斜試験により調整し、Roll の回転軸は 0 のまわりとした。

試験状態は満載状態、深穀抵抗状態とし、プロペラは作動させなかった。前年度の試験結果でも Rollに対する減衰項に関して問題点の多いことが指摘されているので、今回は Bilge Keel の Roll に対する影響を調べることを目的に Bilge Keel の 2 状態について試験を行なった。

強制動搖時に船体に働く変動水圧を計測するため、微小圧力変換器を S.S. 1, S.S. 5, S.S. 9 の 3 断面の 2WL, 8WL, 14WL, LWL および船底の中心線より 0.254 B の点に合計 15 ケ取付けた。

強制動搖試験装置は前年度報告のように三菱重工長崎工場に既存の装置そのままを使用し、運動モードは、Forced sway, Forced yaw, Forced roll の 3 種とし、Sway 振幅は  $\gamma_A/B = 0.0424$ 、Yaw 振幅は  $F_n = 0$  のとき  $\phi_A = 2^\circ$ ,  $F_n = 0.15$  のとき  $\phi_A = 3^\circ$  とし、Roll の振幅は  $\phi_A = 5^\circ, 10^\circ$  とした。

### 2.2.2 試験結果の解析法、表示法

試験結果の解析法は前年度と同様であるが、耐航性関係の強制動搖試験の解析では 2.1 に示されているように yaw の係数に対し修正が必要である。鉛石運搬船船型とタンカー船型の各値を比較できるよう、前回と同様の解析を行ない forced yaw 試験の結果に対しては修正値を併記することとした。

ここに横方向運動 Sway、yaw、Roll の連成運動の線型化された運動方程式を

$$a_{11}\ddot{y} + a_{12}\dot{y} + a_{13}\ddot{\psi} + a_{15}\dot{\psi} + a_{17}\ddot{\phi} + a_{18}\dot{\phi} = Y$$

$$a_{21}\ddot{y} + a_{22}\dot{y} + a_{23}\ddot{\psi} + a_{24}\dot{\psi} + a_{26}\ddot{\phi} + a_{27}\dot{\phi} + a_{28}\ddot{\phi} + a_{29}\dot{\phi} = N$$

$$a_{31}\ddot{y} + a_{32}\dot{y} + a_{34}\ddot{\psi} + a_{35}\dot{\psi} + a_{37}\ddot{\phi} + a_{38}\dot{\phi} + a_{39}\dot{\phi} = L$$

と表わし、このときの各係数の無次元化表示を Table 2.2.2 に示す。また運動圧の無次元表示は、適当な方法がないので Table 2.2.2c 併記してあるように、前年度と同様とした。

### 2.2.3 運動方程式の係数の計測結果と計算値の比較

強制動搖試験で得られた運動方程式の係数の値を Strip 法によって求めた値と比較して Fig. 2.2.1~2.2.3c に示す。

これより次のことが云える。

1) Sway と Roll の連成項  $\hat{a}_{17} = \hat{a}_{31}$ 、 $\hat{a}_{18} = \hat{a}_{32}$  の対称関係はほぼ満足されている。

2)  $F_h = 0$  で対称関係となる連成項については、

a)  $\hat{a}_{14} = \hat{a}_{21}$  については符号および大きさのオーダーはほぼ合っている。

b)  $\hat{a}_{15} = \hat{a}_{22}$  については符号および大きさのオーダーはほぼ合っている。

c)  $\hat{a}_{34} = \hat{a}_{27}$  の関係はほぼ満足している。

d)  $\hat{a}_{35} = \hat{a}_{28}$  の関係はほぼ満足している。

3) Roll の減衰項の係数  $a_{38}$  は  $\phi_A = 5^\circ, 10^\circ$  となるに従って大きくなり非線形影響が見られ、また前進速度の影響も認められる。

4) Sway、Yaw および Roll の主要項については、Roll の減衰項の係数  $a_{38}$  以外は、計算値は実験値とかなりよく一致している。

5) 連成項については  $F_h = 0$  で計算値が実験値には近い値を示す項もあるが、オーダー的にも十分でない項が見られる。

Forced Roll 試験では、Bilge keels の効果を見るため、実船対応の Bilge keels を取付けた場合、これを取去った場合について計測を行なった。その結果を Fig. 2.2.4 に示す。これより次のことが云える。

1) Bilge keels を取付けることにより最も大きな影響を受けるのは Roll 減衰項の係数  $a_{38}$  である。この影響は  $a_{38}$  にも明瞭にみられる。

2) Bilge keels は流体力の着力点（付加質量分布あるいは減衰力分布の深さ方向の中心）を下方に下げる作用があると考えられ、その程度は吃水の 5 ~ 6 % 位である。

3) Bilge keels の影響は、 $a_{27}$ 、 $a_{28}$ 、 $a_{37}$  に対し  $F_h = 0$  の場合へくらか見られるが、航走時にはほとんどなくなっている。

以上のように、前年度とは同様の結果が得られ、Strip 法によって各係数を求める場合、特に Roll の減衰項の係数  $a_{38}$  に対しては、造波減衰だけでなく、粘性、前進速度の影響を含んだ合理的な修正法を求める必要があると云える。

### 2.2.4 変動水圧の計測結果と計算値の比較

強制動搖試験の際、船体表面に作用する変動水圧を計測し、これを Strip 法によって求めた値と比較して Fig. 2.2.5~2.2.8 に示す。これより次のことが云える。

1) Forced sway 試験の場合、各断面、各点で計算値は、実験値と傾向、絶対値ともよく一致していると云える。また前進速度の影響はほとんどないようである。

- 2) Forced yaw 試験の場合、 $F_n = 0$ で実験値と計算値は非常によく一致している。
- 3) Forced roll 試験の場合、 $\phi_A = 10^\circ$  の場合を示してあるが、 $\phi_A = 5^\circ$  の場合も同様、各断面、各点で計算値は実験値と傾向、絶対値ともほぼ一致している。
- また実験結果より、前進速度影響は D/W付近で多少現われているが、Bilge keelsの影響はほとんどないと見える。
- 4) 変動水圧に対する運動の円周波数の影響は Fig. 2.2.8 のようになり、周波数の高いところで実験値と計算値の差が大きくなるようであるが、一定していない。
- 以上のように、強制動揺試験時に計測された Radiation pressure  $P_H$ 、 $P_R$ は、前年度よりも実験値と計算値の一致度が良くなっている。

#### 参考資料

- 1) S R 131 昭和46年度報告書 2.1
- 2) S R 131 昭和46年度報告書 2.1

Table 2.2.1 Main Particulars of Tested Model

	Ship	Model
Length between Perpendiculars ( $L_{PP}$ )	310.00 m	3.00 m
Breadth Moulded ( $B_0$ )	48.71 m	471.9 mm
Depth Moulded ( $D$ )	24.50 m	
Draught Moulded ( $d_0$ )	19.00 m	182.6 mm
Displacement ( $W$ )	250,535.5 t	220.6 kg
Block Coefficient ( $C_b$ )	0.8519	
Midship Coefficient ( $C_m$ )	0.9947	
Water Plane Area Coefficient ( $C_w$ )	0.9021	
Center of Gravity from Midship ( $x_g$ )	10.26 m	10.4 mm
Center of Gravity below Water Line ( $z_g$ )	1.47 m	50.8 mm
Metacentric Radius ( $G_M$ )	6.28 m	59.4 mm
Longitudinal Gyroradius ( $k_L$ )	0.2494L	0.231L
Transverse Gyroradius ( $k_t$ )	0.3231B	0.373B *
Rolling Period ( $T_s$ )	14.20 sec	1.45 sec

Table 2.2.2 Non-dimensional quantity

Coefficient of Equations of Motions

$$\begin{aligned}\hat{a}_{11} &= \frac{a_{11}}{\rho \nabla} & \hat{a}_{14}, \hat{a}_{21} &= \frac{a_{14}, a_{21}}{\rho \nabla L} \\ \hat{a}_{12} &= \frac{a_{12}}{\rho \nabla} \sqrt{\frac{B}{2g}} & \hat{a}_{15}, \hat{a}_{22} &= \frac{a_{15}, a_{22}}{\rho \nabla L} \sqrt{\frac{B}{2g}} \\ \hat{a}_{24} &= \frac{a_{24}}{\rho \nabla L^2} & \hat{a}_{16}, \hat{a}_{23} &= \frac{a_{16}, a_{23}}{\rho g \nabla} \frac{B}{2L} \\ \hat{a}_{25} &= \frac{a_{25}}{\rho \nabla L^2} \sqrt{\frac{B}{2g}} & \hat{a}_{17}, \hat{a}_{31} &= \frac{a_{17}, a_{31}}{\rho \nabla B} \\ \hat{a}_{37} &= \frac{a_{37}}{\rho \nabla B^2} & \hat{a}_{18}, \hat{a}_{32} &= \frac{a_{18}, a_{32}}{\rho \nabla B} \sqrt{\frac{B}{2g}} \\ \hat{a}_{38} &= \frac{a_{38}}{\rho \nabla B^2} \sqrt{\frac{B}{2g}} & \hat{a}_{27}, \hat{a}_{34} &= \frac{a_{27}, a_{34}}{\rho \nabla LB} \\ \hat{a}_{39} &= \frac{a_{39}}{\rho g \nabla (2B)} & \hat{a}_{28}, \hat{a}_{35} &= \frac{a_{28}, a_{35}}{\rho \nabla LB} \sqrt{\frac{B}{2g}} \\ && \hat{a}_{29}, \hat{a}_{36} &= \frac{a_{29}, a_{36}}{\rho g \nabla (2L)}\end{aligned}$$

Circular Frequency of Motion

$$\hat{\omega} = \omega \sqrt{\frac{B}{2g}}$$

Hydrodynamic Pressures

$$\begin{aligned}\text{Sway} \quad \hat{p} &= \frac{H_A}{y_A} \\ \text{Yaw} \quad \hat{p} &= \frac{H_A}{\frac{1}{2} \psi_A L} \\ \text{Roll} \quad \hat{p} &= \frac{H_A}{\frac{1}{2} \phi_A B}\end{aligned}$$

Theory	Experiment	
—	—+—	$F_n = 0$
—○—	—○—	$F_n = 0.15$

Swaying  
Amplitude  
 $\hat{y}_s/B = 0.0424$

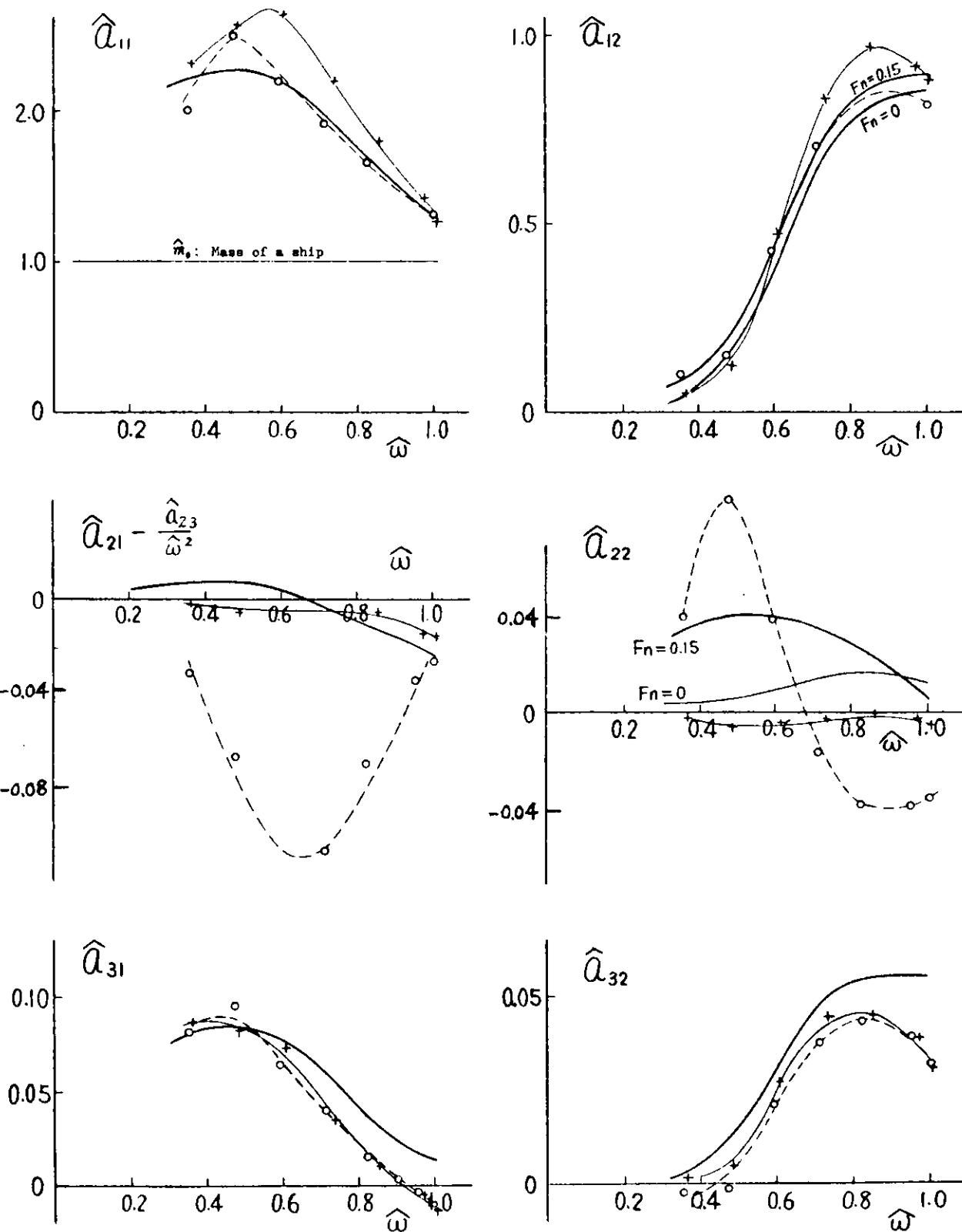


Fig. 2.2.1 Results of Forced Sway Test

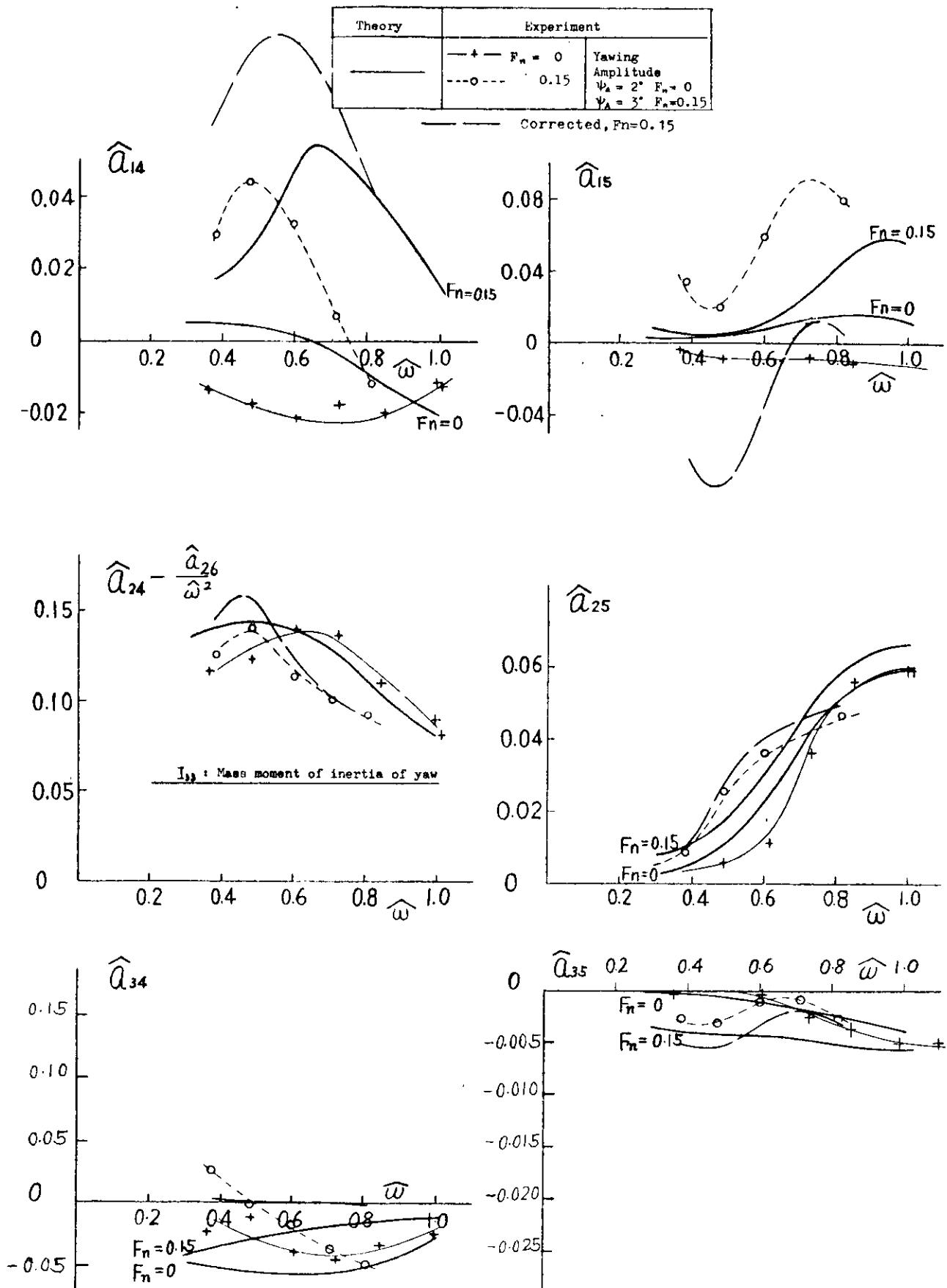


Fig. 2.2.2 Results of Forced Yaw Test

Theory	Experiment	
—	—+—	$F_n = 0$
---○---	0.15	Rolling Amplitude $\phi_A = 10^\circ$

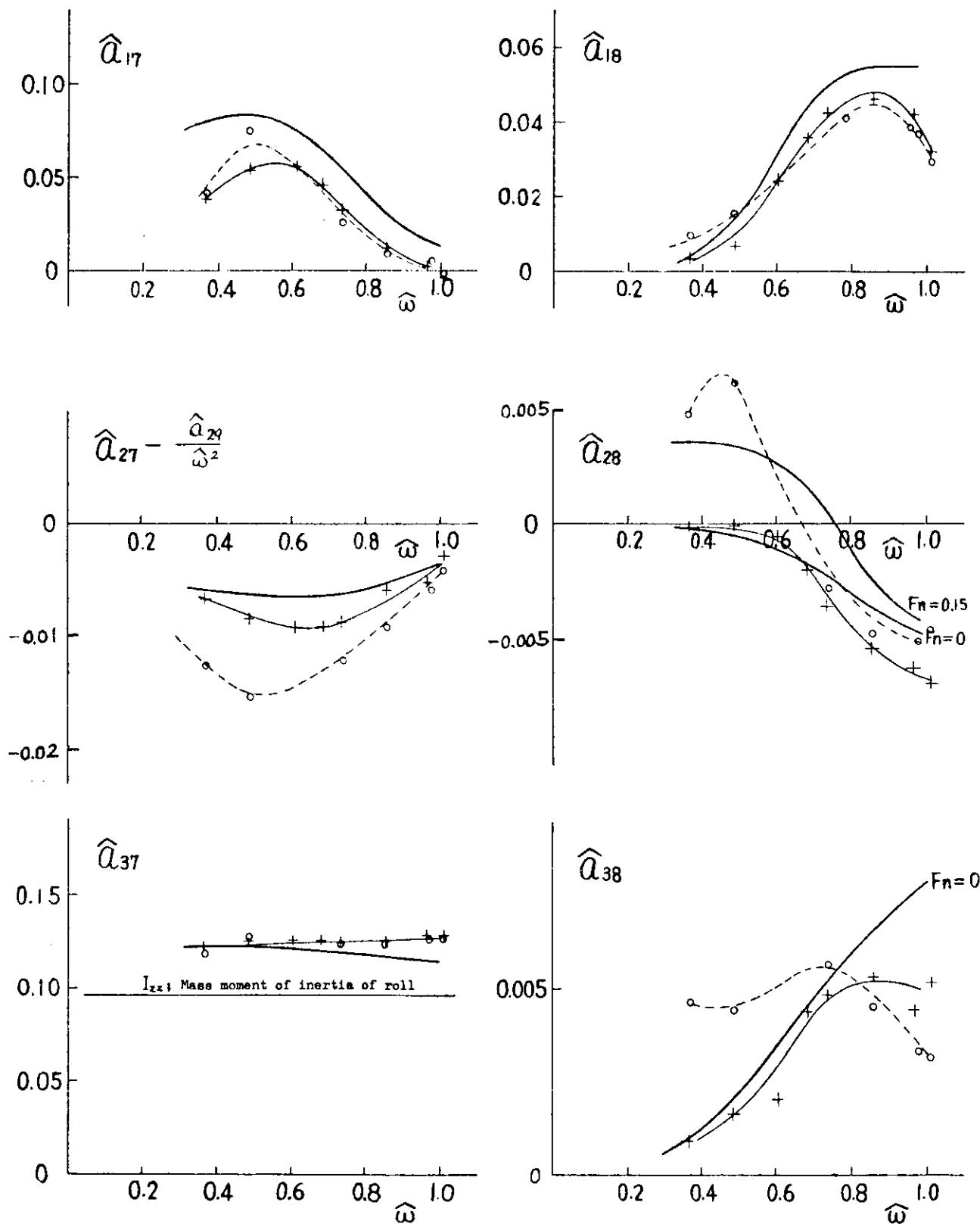


Fig. 2.2.3 Results of Forced Roll Test (1)

Bilge Keels	$F_n = 0$	$F_n = 0.15$	Rolling Amplitude $\Phi_A = 10^\circ$
without	—+—	-○-	
with	—■—	-○---	

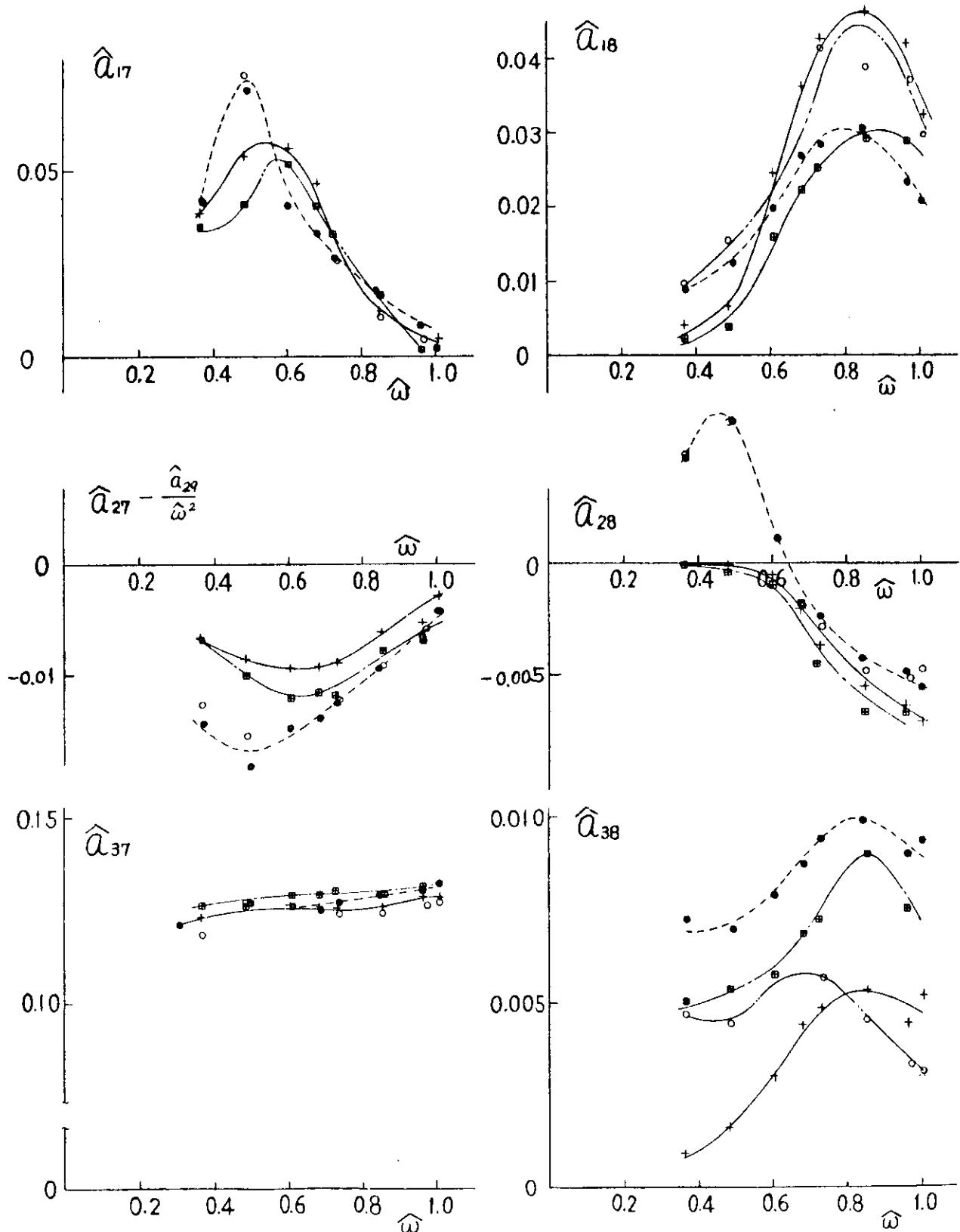
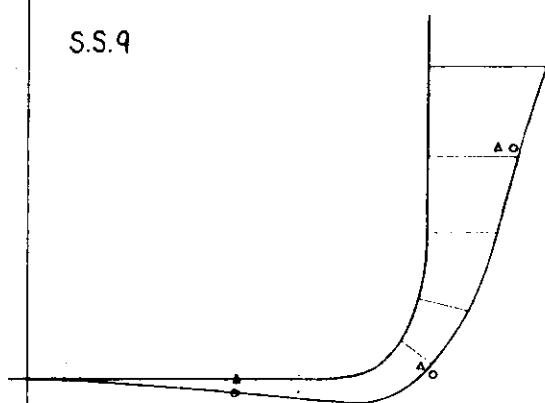


Fig. 2.2.4 Results of Forced Roll Test (2)

Mode of Motion	Amplitude		Advance Speed $F_h = 0, F_k = 0.15$	Bilge Keels
Sway	$\frac{y_A}{B} = 0.0424$	Measured	○      △	with without
		Computed	—	

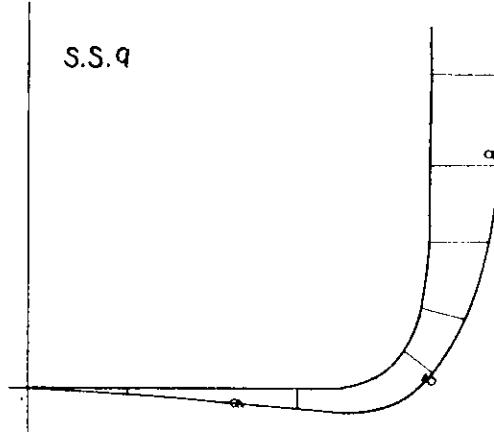
Circular Frequency  $\hat{\omega} = 1.10$

S.S.4

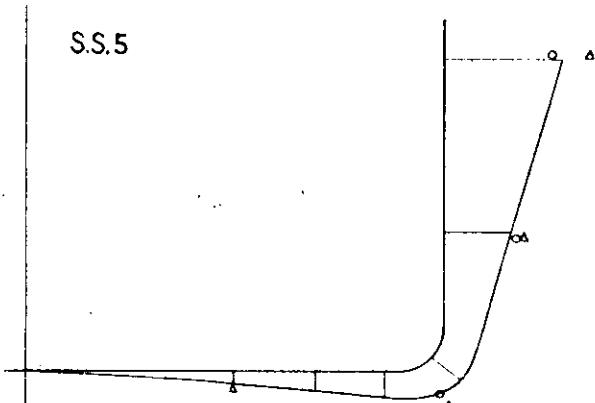


Circular Frequency  $\hat{\omega} = 0.73$

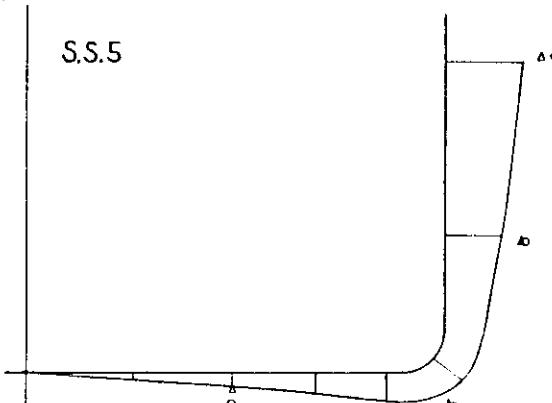
S.S.4



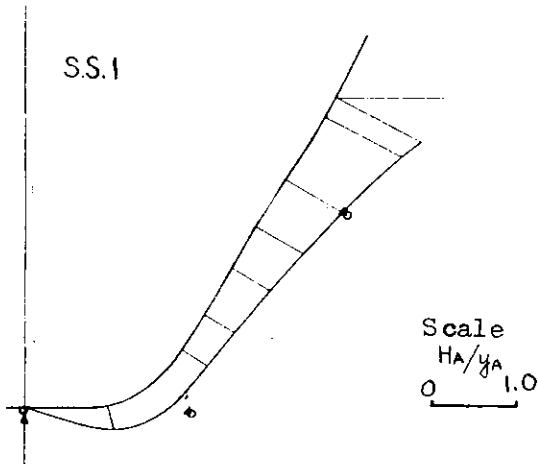
S.S.5



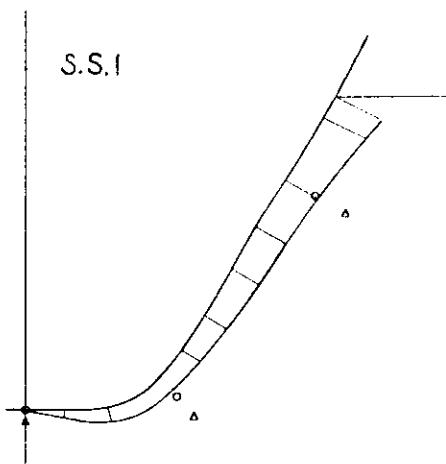
S.S.5



S.S.1



S.S.1



Scale  
 $H_A/y_A$   
0 1.0

Fig. 2.2.5 Amplitude of Hydrodynamic Pressure on the Hull Section in Forced Sway Test

Mode of Motion	Amplitude		Advance Speed $F_h = 0, F_n = 0.15$	Bilge Keels
Yaw	$\psi_A = 2^\circ$	Measured	$\circ$ $\Delta$	with without
		Computed	—	

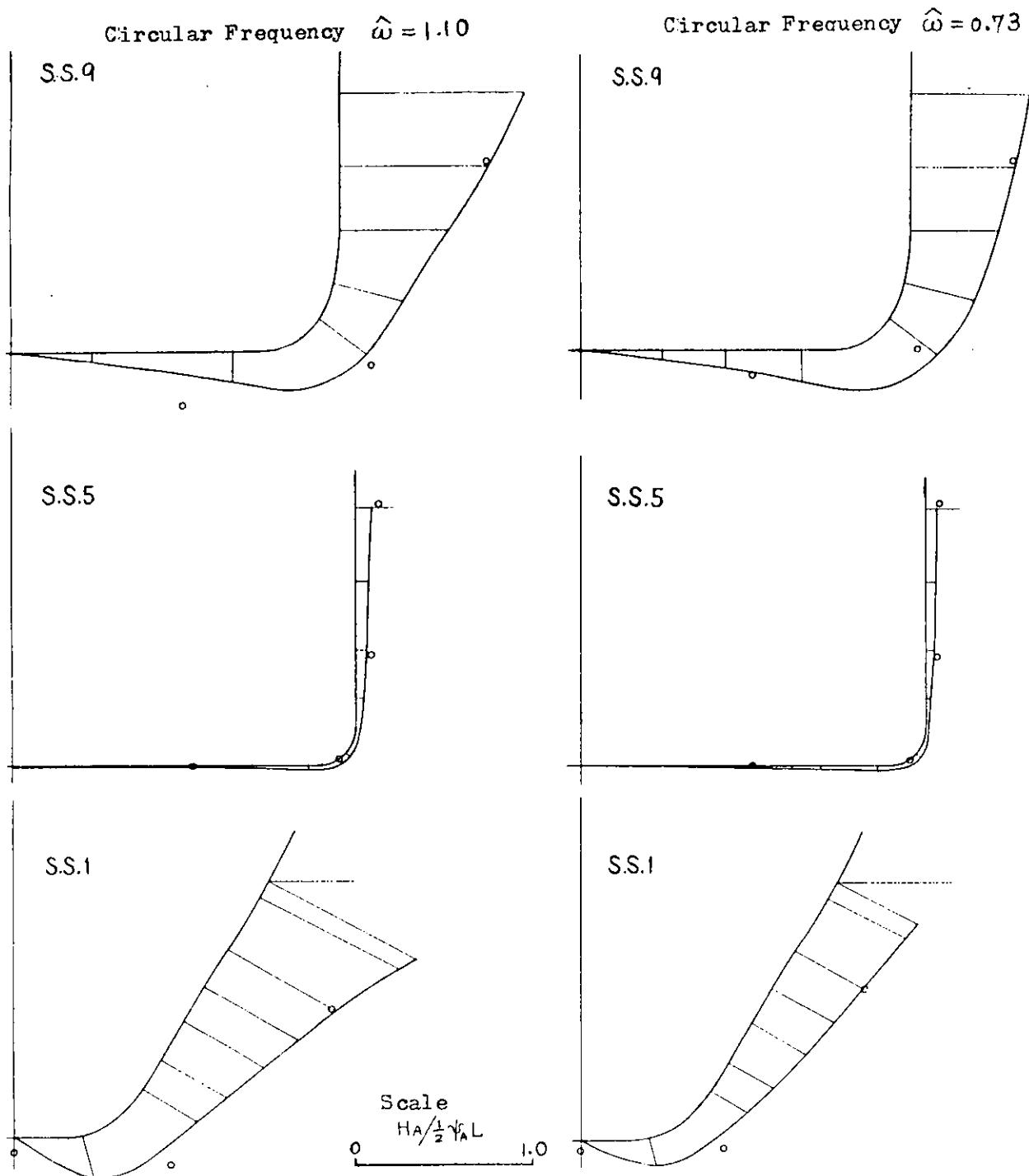


Fig. 2.2.6 Amplitude of Hydrodynamic Pressure on the Hull Section in Forced Yaw Test

Mode of Motion	Amplitude		Advance Speed $F_n = 0, F_d = 0.15$	Bilge Keels
Roll	$\phi_A = 10^\circ$	Measured Computed	○ △ ● ▲	with without

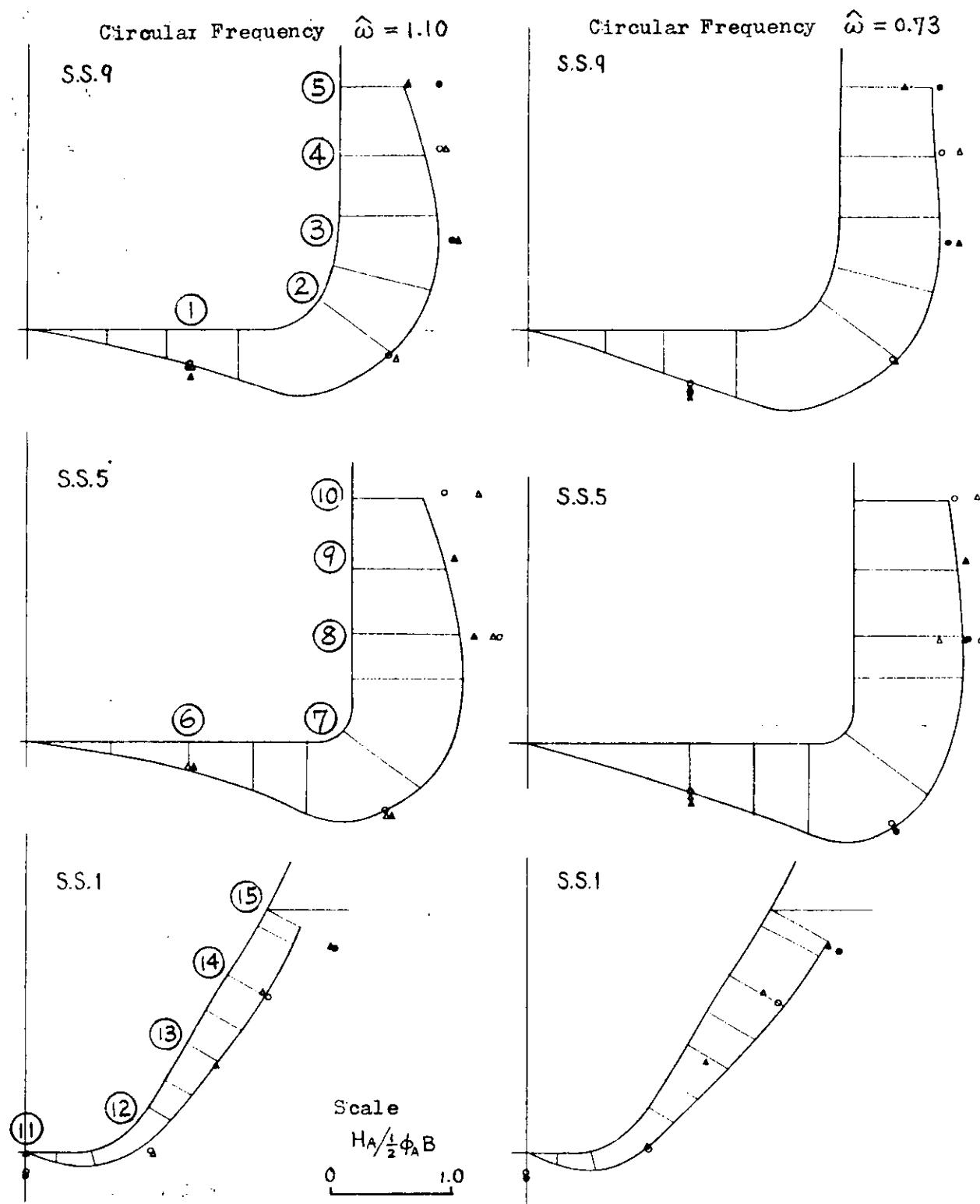


Fig. 2.2.7 Amplitude of Hydrodynamic Pressure on the Hull Section in Forced Roll Test

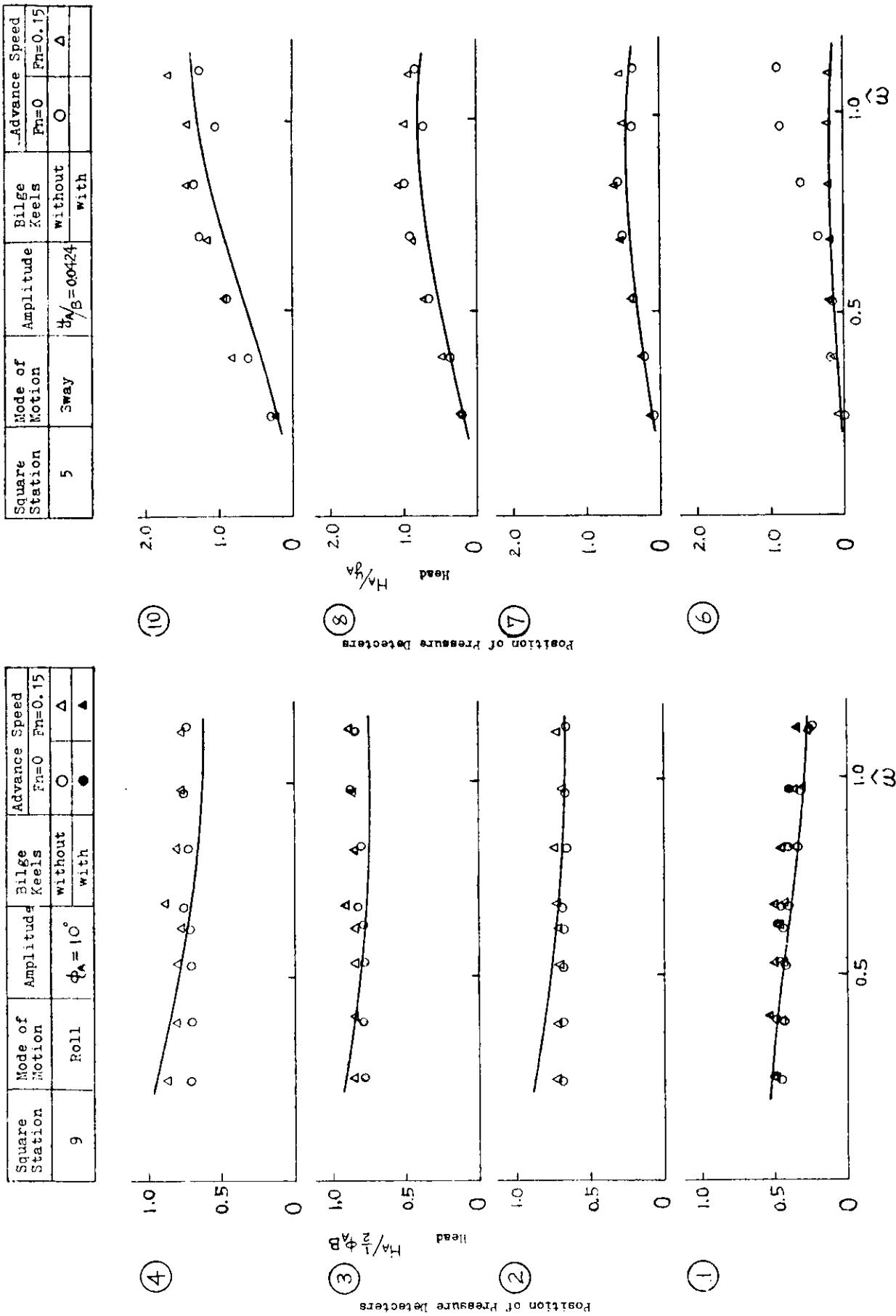


Fig. 2.2.8 Amplitude of Radiation Pressure based on Circular Frequency

## 2.3 特殊な断面に働く変動圧

### 2.3.1 まえがき

Lewis formによる近似が良好でない断面形状について、断面近似の程度の差が、変動圧力の計算結果に及ぼす影響を調査した。笠木山丸模型のF.P. および A.P. に近い断面（以下において特殊な断面と呼ぶ）および特殊な断面を中心平行部にもつ模型船（以下において船首模型および船尾模型と呼ぶ）を考え、笠木山丸模型が規則波向波中で上下揺・縦揺をするときの特殊な断面が受ける変動圧を計測し、船首模型・船尾模型の夫々が規則波向波中で上下揺・縦揺をするときの上下揺・縦揺および中央断面が受ける変動圧を計測した。夫々の実験結果と田才・福田法による理論計算結果とを比較し考察を加えた。

### 2.3.2 模型船および実験方法

笠木山丸模型の特殊な断面としては文献1）と同様に S.S.9.15/16 および S.S.3/8 をえらんだ。Table 2.3.1 に笠木山丸模型・船首模型・船尾模型の要目を示す。

圧力計は豊田工機製を用い、キャップ内部にシリコンクリスを充填する方法を採用した。圧力計は模型船にとりつけるまえに個々に静的に感度の検定が行われている。

実験は、IHI 横浜技研において実施された。船速がある場合も、船速がない場合も、模型船の運動のうち surge を拘束した。船首模型・船尾模型の船速は、 $\xi_B$  ( $\xi_B = \frac{\omega_0^2}{g} \cdot Y_w$  但し、 $\omega_0$  は波の出合、周波数、 $Y_w$  は断面の水線面半幅) を等しくするために、笠木山丸模型の船速の  $\sqrt{2}$  倍になっているが、これは後日船体運動試験結果と船体拘束試験結果と強制動搖試験結果との比較検討を意図しているためである。波浪中の船体運動試験の要目を表 2.3.2 に示す。

### 2.3.3 実験結果および計算結果

船首模型・船尾模型・笠木山丸模型の吃水線下の断面形状を Lewis form 近似した場合と、3 Parameters form で近似した場合について、文献2）の方法にもとづいて理論計算を行い、上下揺は  $c_0/h_0$ 、縦揺は  $\varphi_0/kh_0$ 、変動圧力は  $P_0/\rho gh_0$  で図示している。

なお、これらの近似と原型は Fig. 2.3.1 および Fig. 2.3.2 に示されており、3 Parameters form による近似の方がかなり原型断面に近い。

実験値の無次元化には定義波高計の  $h_0$  を用い、○印（船速がない場合）と●印（船速がある場合）で計算値に対応させてプロットしている。

圧力計の取付断面を Table 2.3.2、断面内での取付位置を Fig. 2.3.1 および Fig. 2.3.2 に示す。

また、船首模型についてのみ、船体運動の振幅と位相の実験値を用いて変動圧の計算を行い、この結果を「逆算」として示した。

実験結果および計算結果を Fig. 2.3.3 ~ Fig. 2.3.3.2 に示すが、分類すれば次のようになる。

船首模型 上下揺振幅 Fig. 2.3.3、上下揺位相 Fig. 2.3.5、縦揺振幅 Fig. 2.3.4、  
縦揺位相 Fig. 2.3.6、S.S.5 変動圧力振幅 Fig. 2.3.7 ~ Fig. 2.3.12

船尾模型 上下揺振幅 Fig. 2.3.13、縦揺振幅 Fig. 2.3.14  
S.S.5 変動圧力振幅 Fig. 2.3.15 ~ Fig. 2.3.20

笠木山丸模型 S.S.9.15/16 変動圧力振幅 Fig. 2.3.21 ~ Fig. 2.3.26  
S.S.3/8 変動圧力振幅 Fig. 2.3.27 ~ Fig. 2.3.32

### 2.3.4 考 察

船首模型の船体運動の計算値は、一般船型と異った傾向を示しているが、これは注目すべき特徴であると思う。すなわち、上下揺・縦揺とも固有周波数における同調が顕著にあらわれる。（Fig. 2.3.3、Fig. 2.3.4）また、船速がある場合、上下揺に Peak が 2 個所あらわれる。波長の長い方の Peak は上下揺の固有周波数に対応し、波長の短い方の Peak は縦揺の固有周波数に対応しており上下揺に対する縦揺の連成効果が著しいものと考えられる。

これに反して、実験値には顕著な peak はあらわれていない。このことから同調点近傍では造波減衰の他に摩擦による減衰を考慮した非線形取扱いが必要ではないかと思われる。船首模型の変動圧の計算値は、船体運動の計算結果の影響をうけて顕著な peak があらわれるが、実験値には顕著な peak はない。そして、実験による上下揺・縦揺の振幅・位相を用いて変動圧力を計算すれば、より実験値に近い結果が得られる。

船尾模型の船体運動の計算値と実験値はかなり良く一致しており、かつ、一般船型の船体運動に類似している。(Fig. 2.3.1.3, Fig. 2.3.1.4) 船尾模型の変動圧力の計算値と実験値は、 $\lambda/L \leq 1.5$  で良好な一致を示しているが  $\lambda/L > 1.5$  で定性的に異った傾向を示している。

Lewis form 近似による計算結果と 3 parameters form 近似による計算結果とを比較すれば、船首模型および船尾模型については殆んど差がない。

笠木山丸模型の変動圧力の計算値と実験値は定性的に良く合っており、かつ、実験値は Lewis form 近似による計算値に近い。

以上のことから、鉱石運搬船については、Lewis form 近似が良好でない断面でも、文献 2) による変動圧力の計算方法は实用性があるといえる。また、特殊断面の比率の高い船型、特に本研究における船首模型に近い船型の変動圧力の計算に文献 2) の方法を適用する場合は注意が必要である。

## 参考文献

1) 日本造船研究協会第 131 研究部会

「波浪外力に関する水槽試験報告書」 P. 30 ~ 39 昭和 47 年 3 月

2) 福田淳一他 「波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水圧及び横強度に関する理論計算」

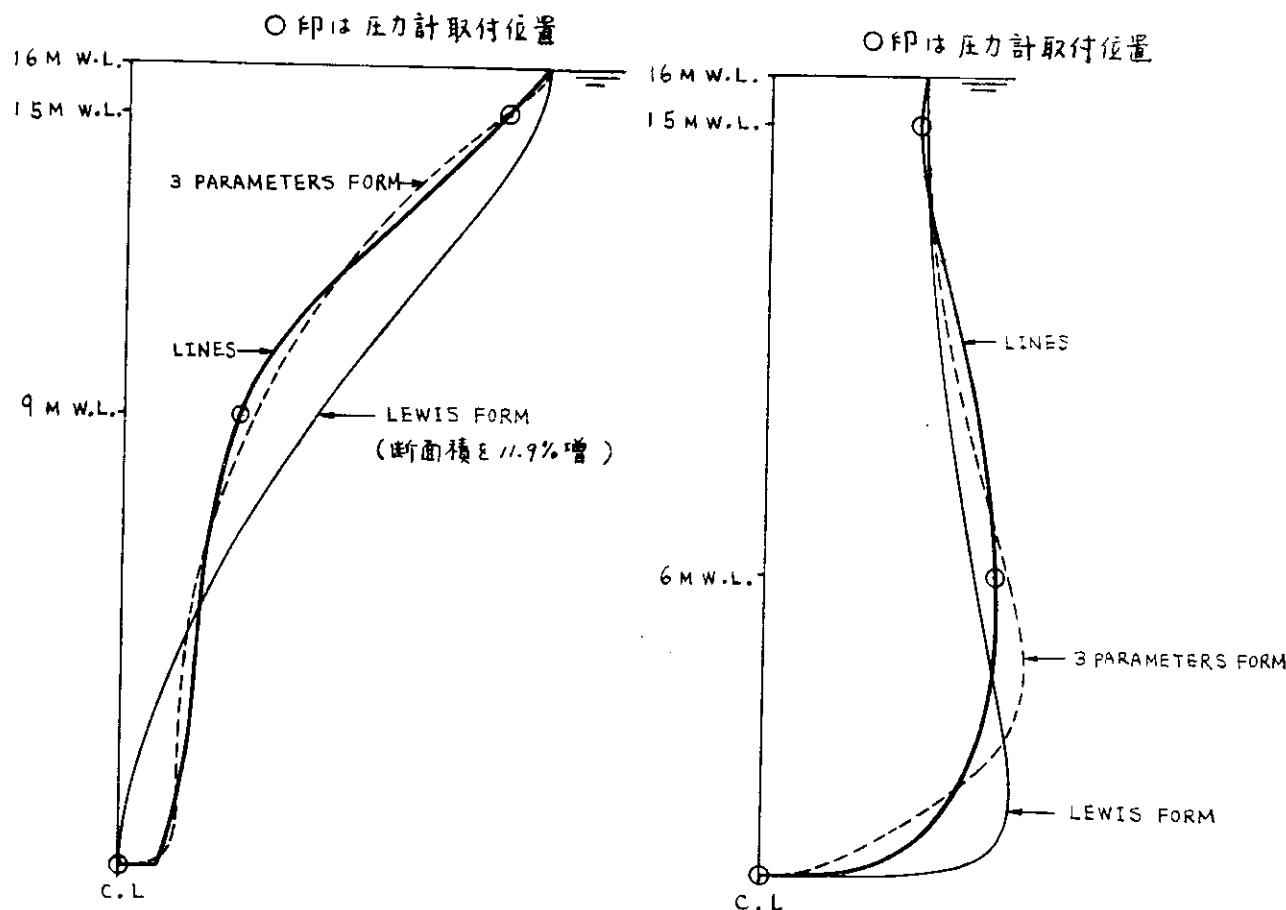
論文集 129 号、1971

Table 2.3.1 模型船要目

項目	記号(単位)	笠木山丸模型	船首模型	船尾模型
縮尺		$1/82\frac{1}{3}$	$1/41\frac{1}{6}$ (断面比)	$1/41\frac{1}{6}$ (断面比)
垂線間長	L (m)	3.0	3.0	3.0
幅	B (m)	0.4931	0.1496	0.4060
吃水	d (m)	0.1943	0.3887	0.3867
深さ	D (m)	0.2794	0.5587	0.5587
模型重量	W (kg)	237.7	192.8	146.0
流体密度	$\rho$ (kg · sec <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> )	101.88	101.88	101.88
縦重心位置 (ab aft +)	$\otimes G$ (m)	-0.089	0.	0.
縦振動半径	K $\ell$	0.2378	0.24	0.2421
ビルジキールの有無	$\ell \times b$ (m × m)	あり (0.758 × 0.005)	なし	なし
プロペラの有無		なし	なし	なし
備考(中央平行部形状)		—	笠木山丸の S.S. 9 $\frac{15}{16}$	笠木山丸の S.S. $\frac{3}{8}$

Table 2.3.2 試験要目

項目	笠木山丸模型	船首模型	船尾模型
試験種類	波浪中運動試験	波浪中運動試験	波浪中運動試験
計測項目	上下揺・縦揺・変動圧力・波高	上下揺・縦揺・変動圧力、波高	上下揺・縦揺・変動圧力・波高
圧力計取付断面	S.S. $\frac{3}{8}$ 、S.S.9 $\frac{15}{16}$	S.S.5	S.C.5
模型船速度	$F_n = 0, 0.15$	$F_n = 0, 0.212$	$F_n = 0, 0.212$
船に対する波の入射角	180°(向波)	180°(向波)	180°(向波)
波高	5cm	5cm	5cm
波長( $\lambda/L$ )	0.5~3.0	0.5~3.0	0.5~3.0
備考	SURGEを拘束	SURGEを拘束	SURGEを拘束

Fig. 2.3.1 船尾模型断面(笠木山丸 S.S.  $\frac{3}{8}$ )Fig. 2.3.2 船首模型断面(笠木山丸 S.S.9 $\frac{15}{16}$ )

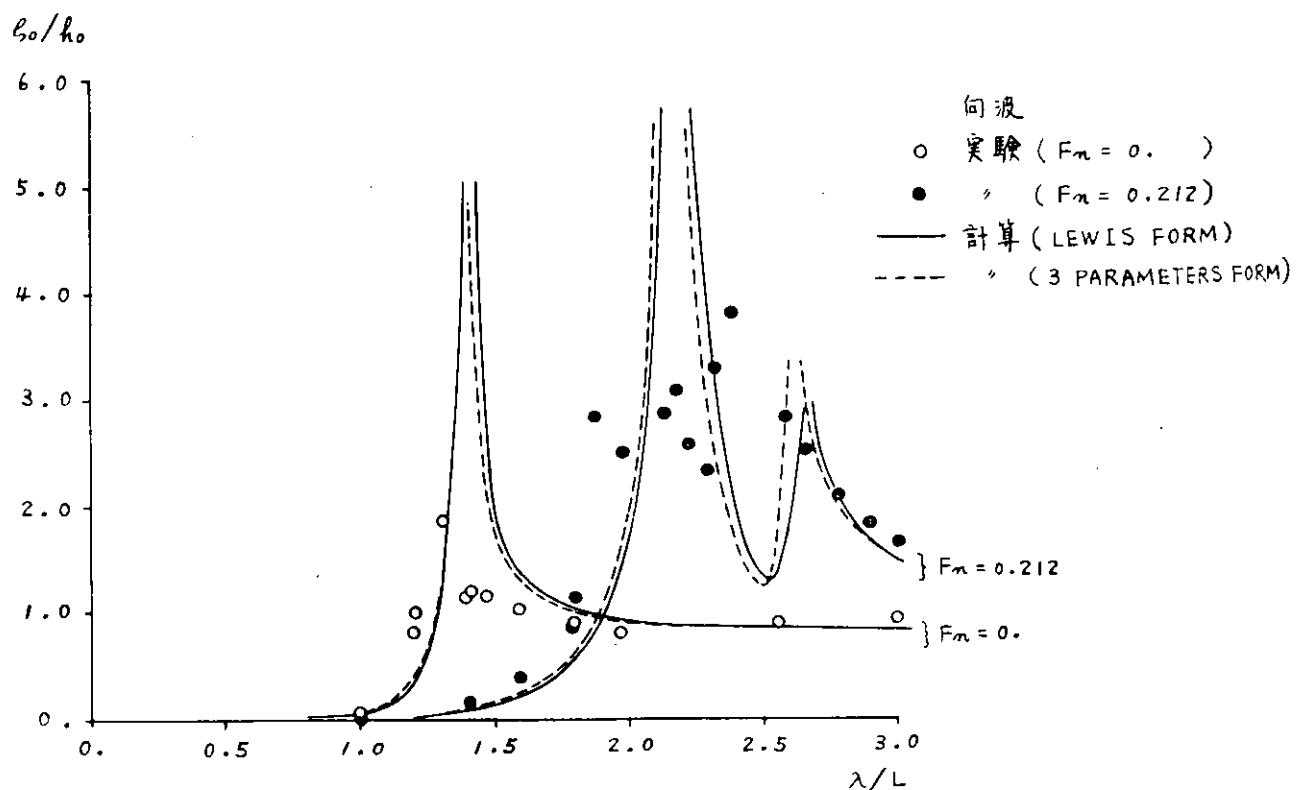


Fig. 2.3.3 船首模型上下動搖振幅

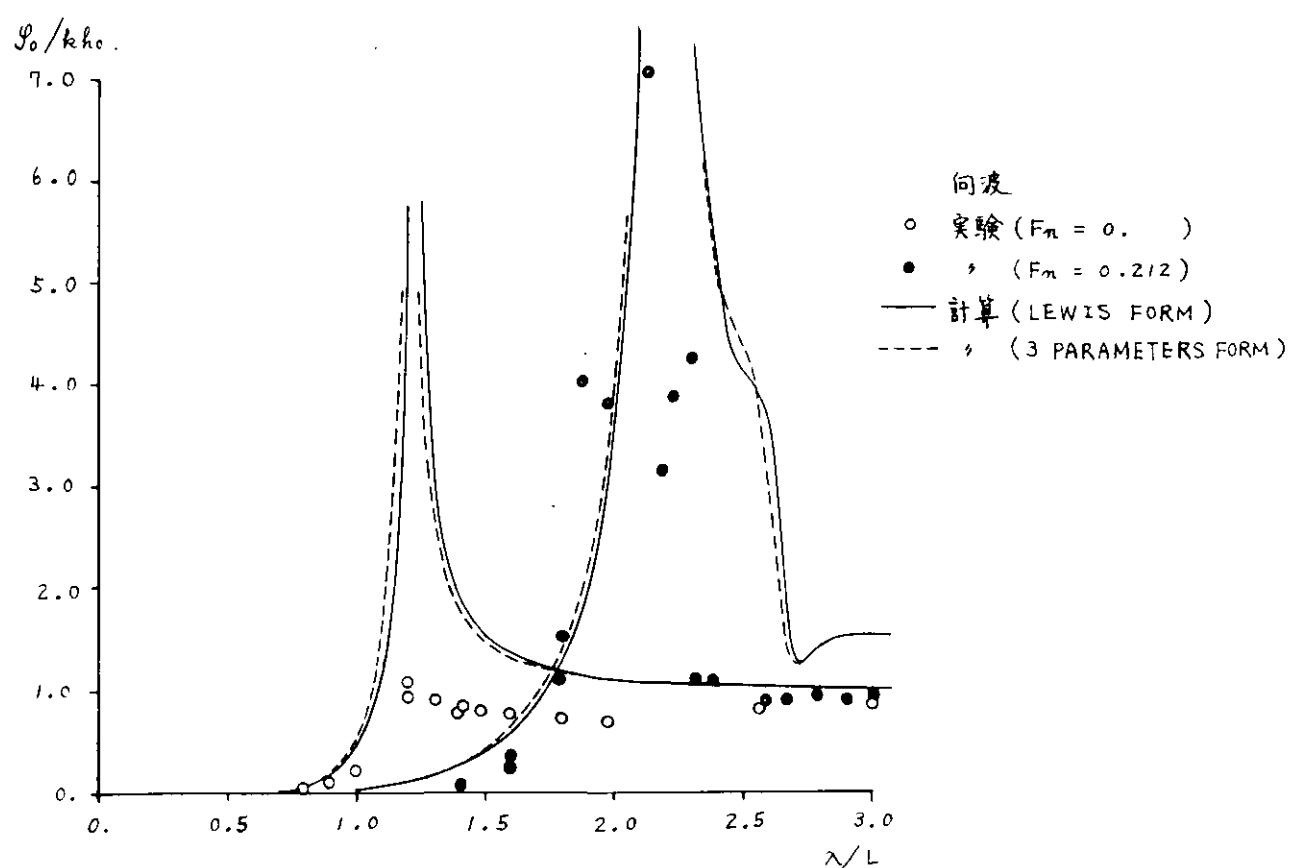


Fig. 2.3.4 船首模型綫動搖振幅

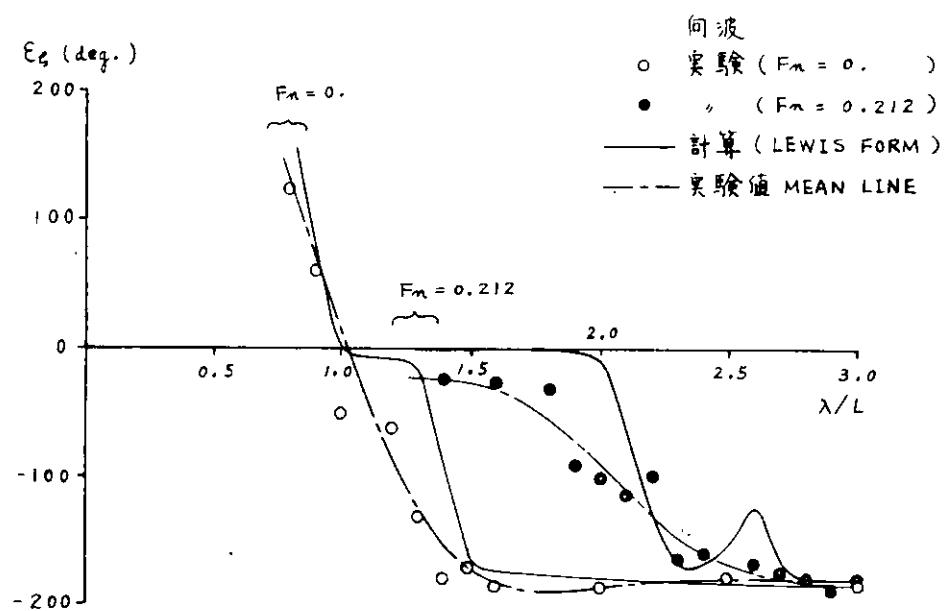


Fig. 2.3.5 船首模型上下動搖位相

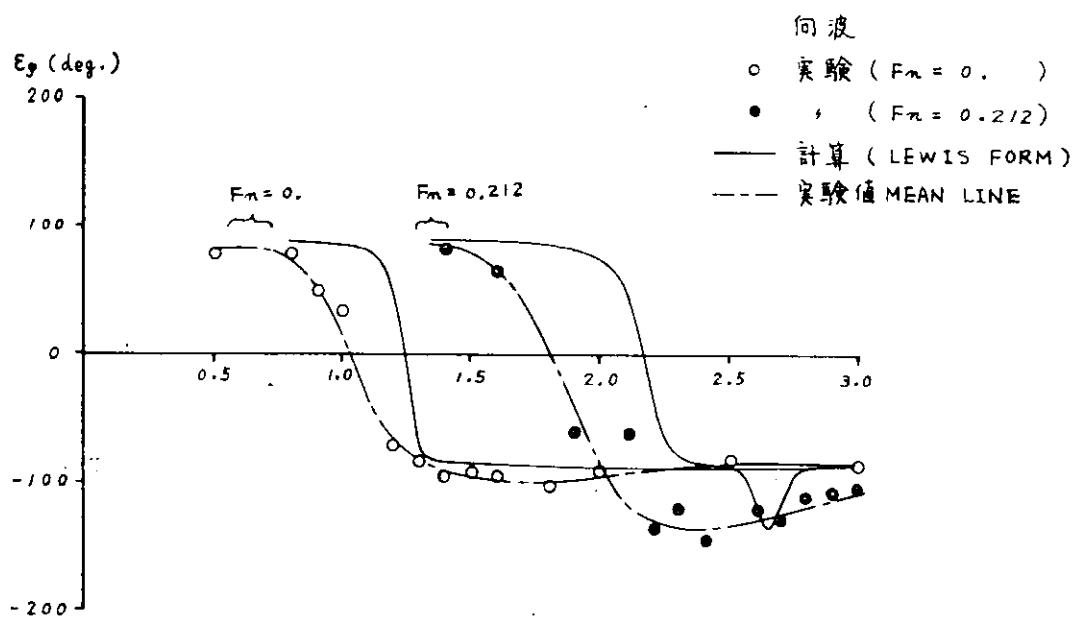


Fig. 2.3.6 船首模型縦動搖位相

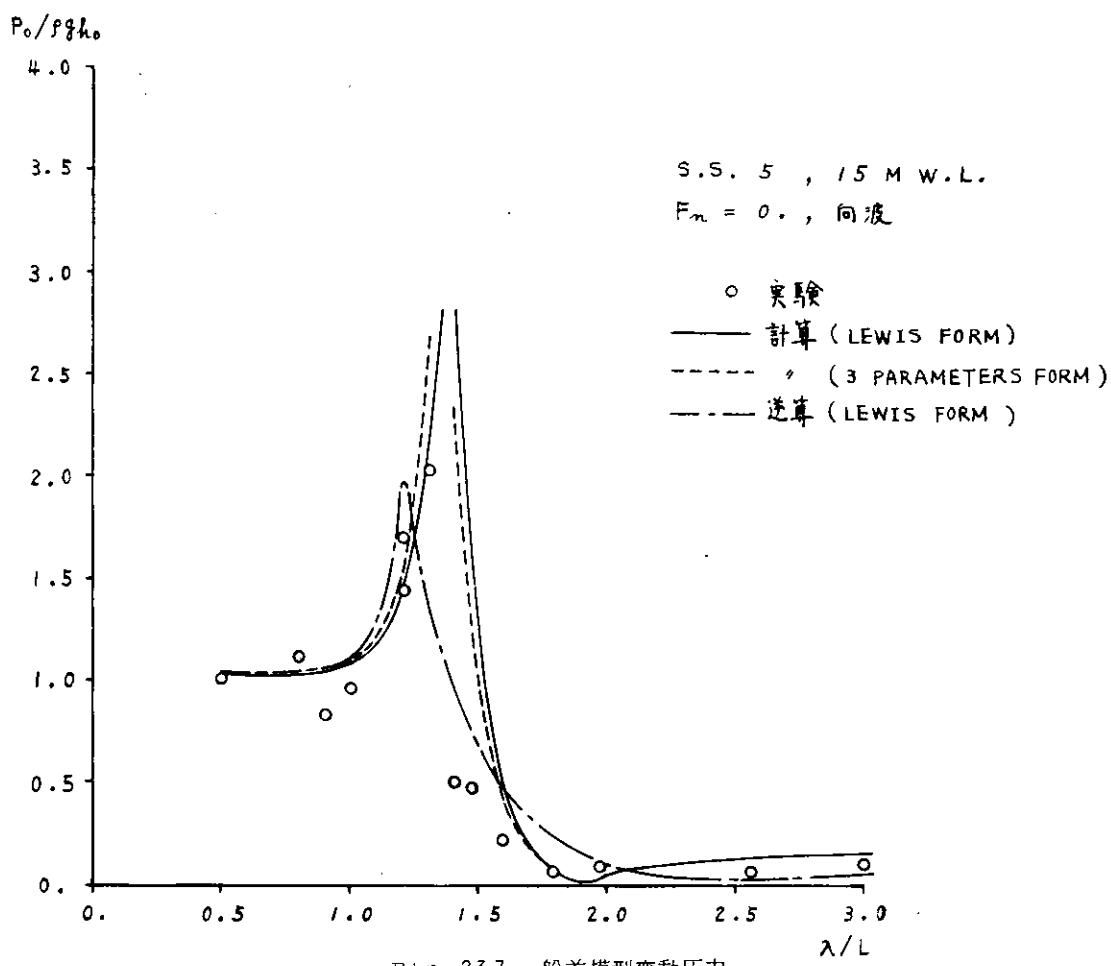


Fig. 2.3.7 船首模型変動圧力

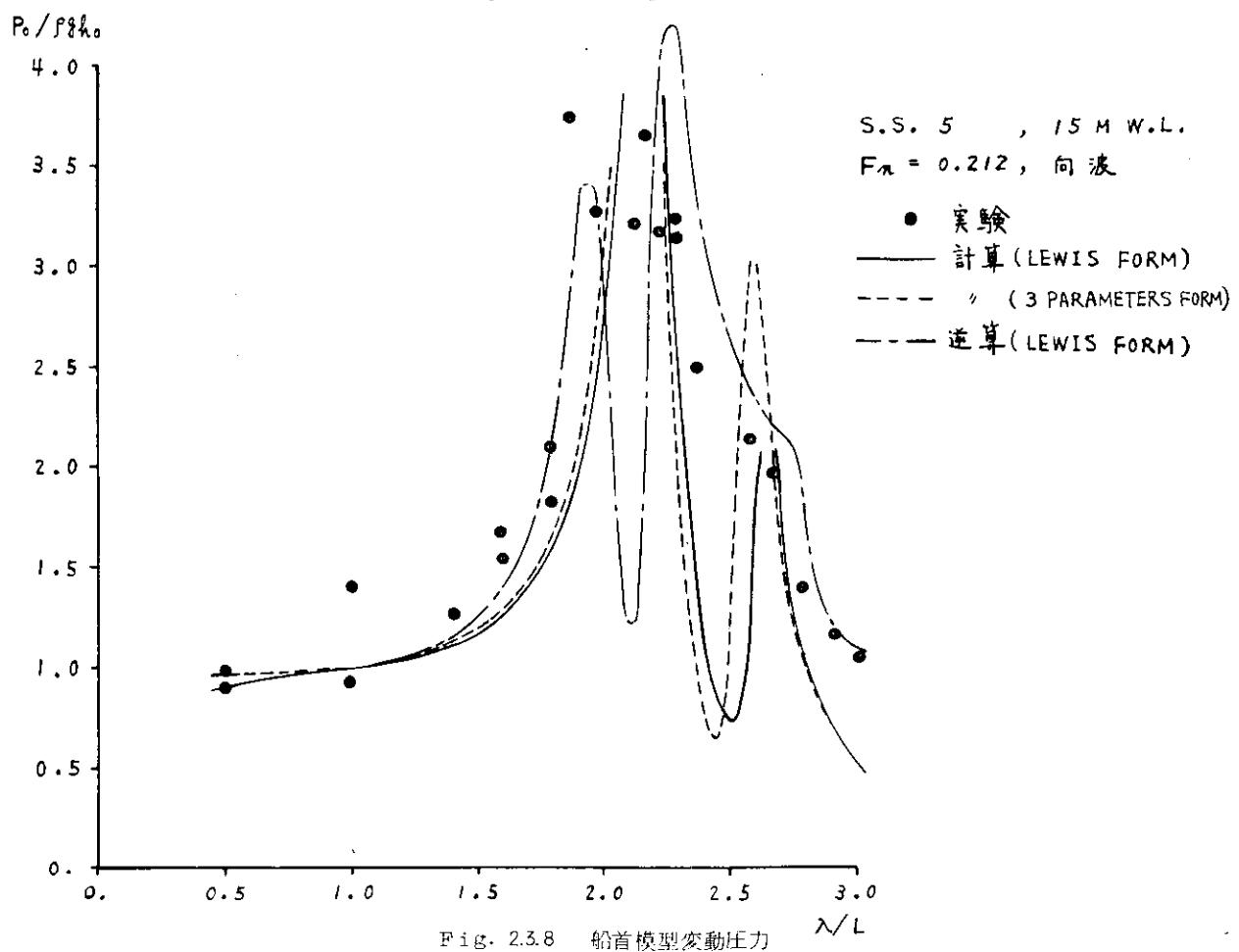
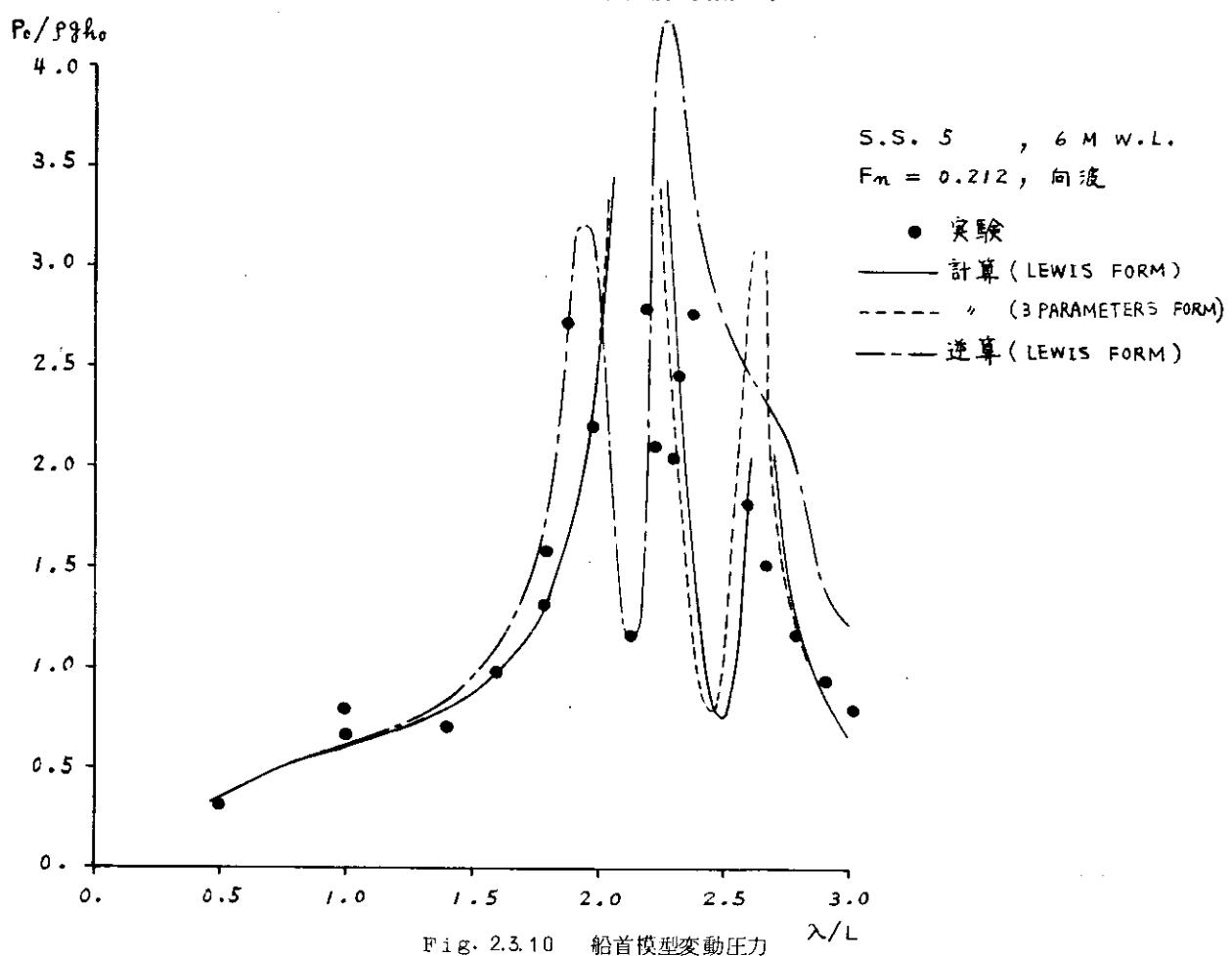
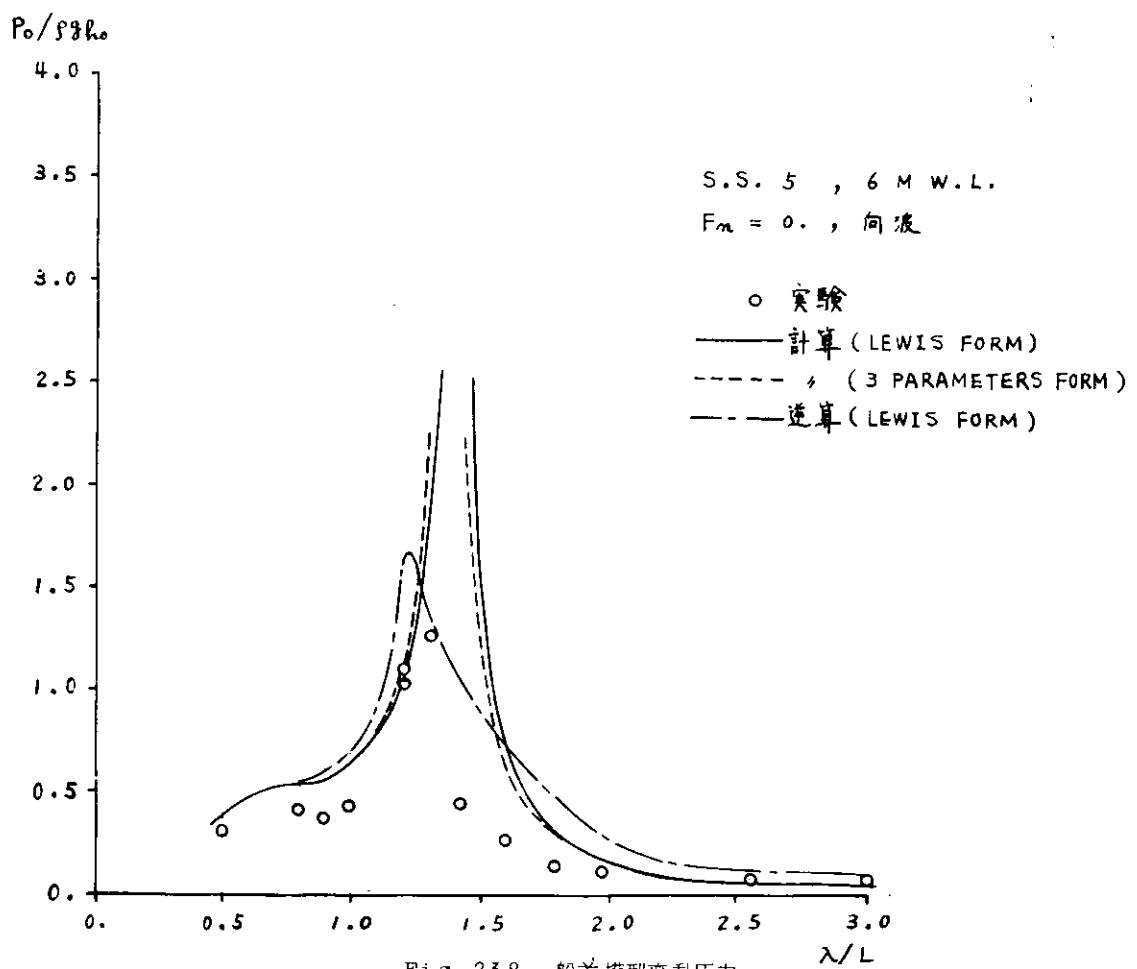
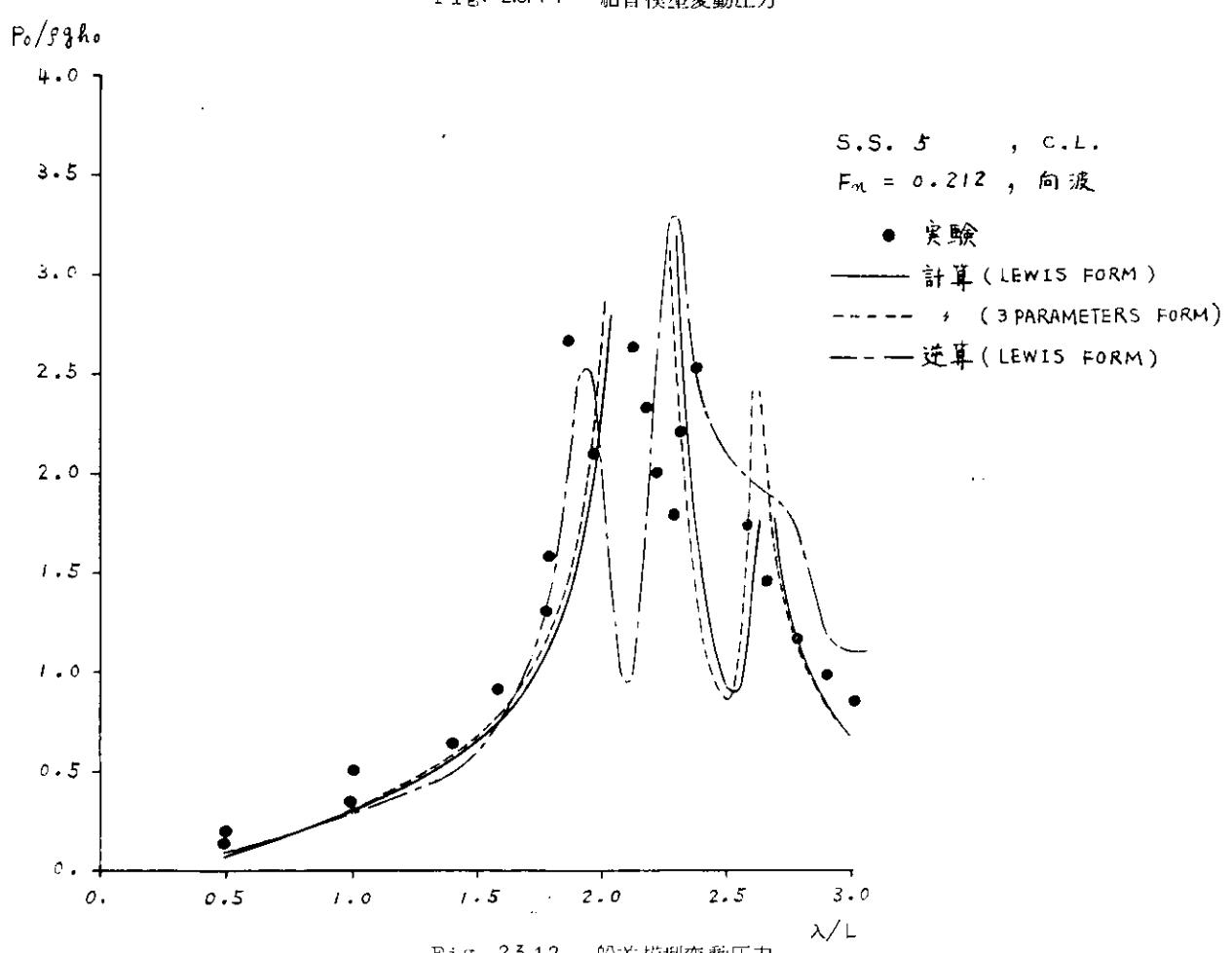
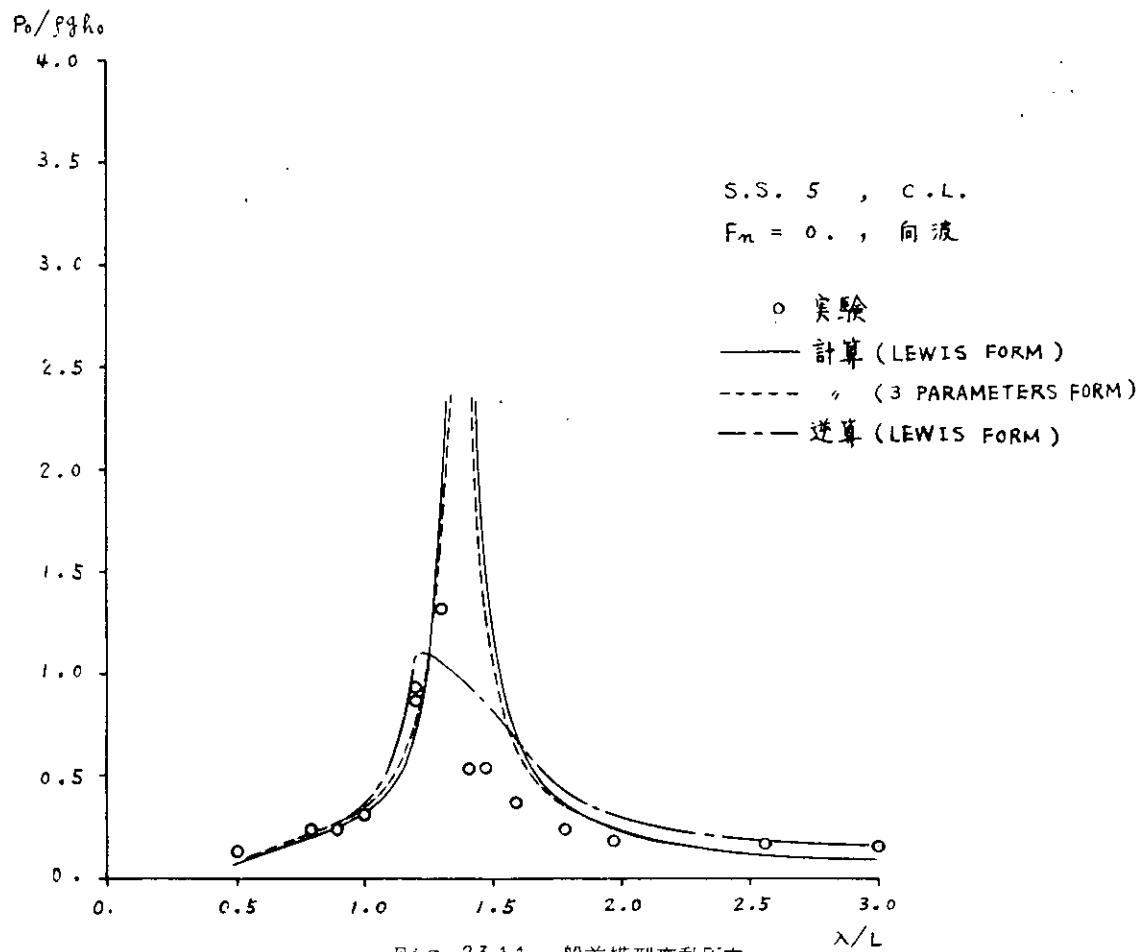


Fig. 2.3.8 船首模型変動圧力





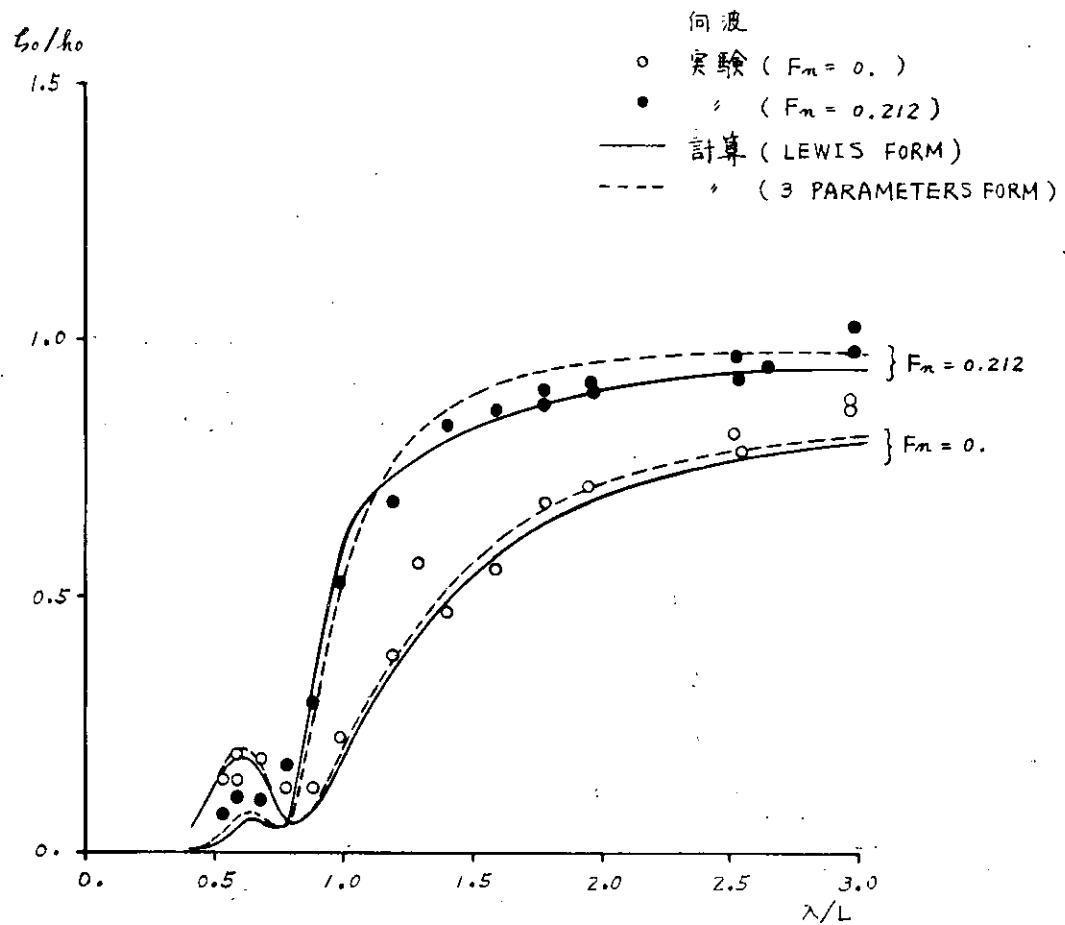


Fig. 2.3.13 船尾模型上下動搖振幅

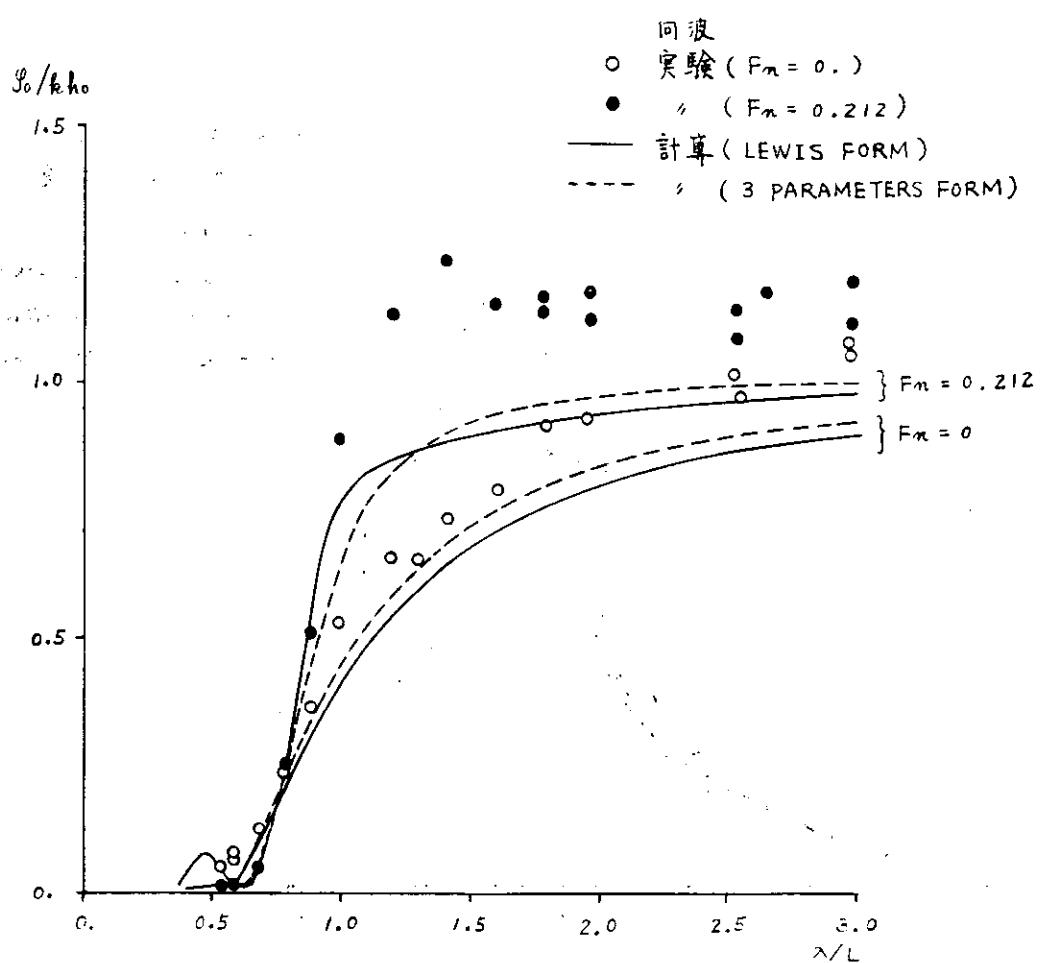


Fig. 2.3.14 船尾模型縱動搖振幅

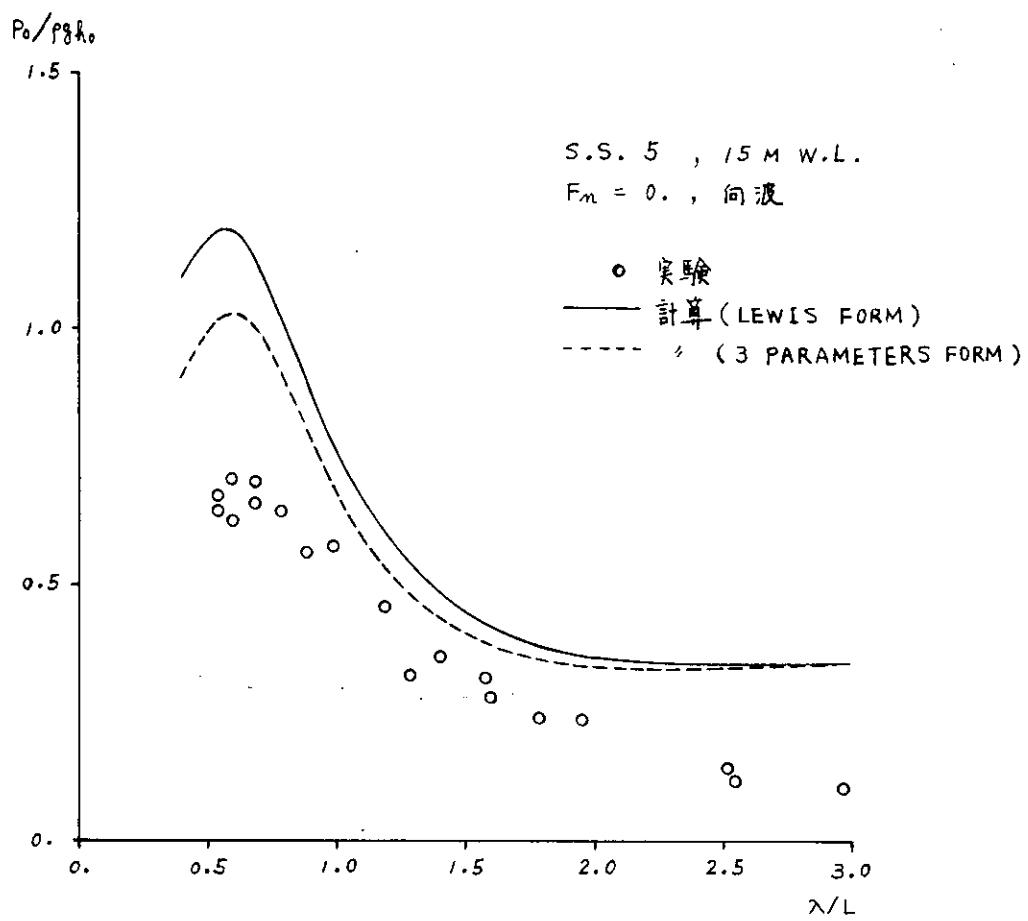


Fig. 2.3.15 船尾模型変動圧力

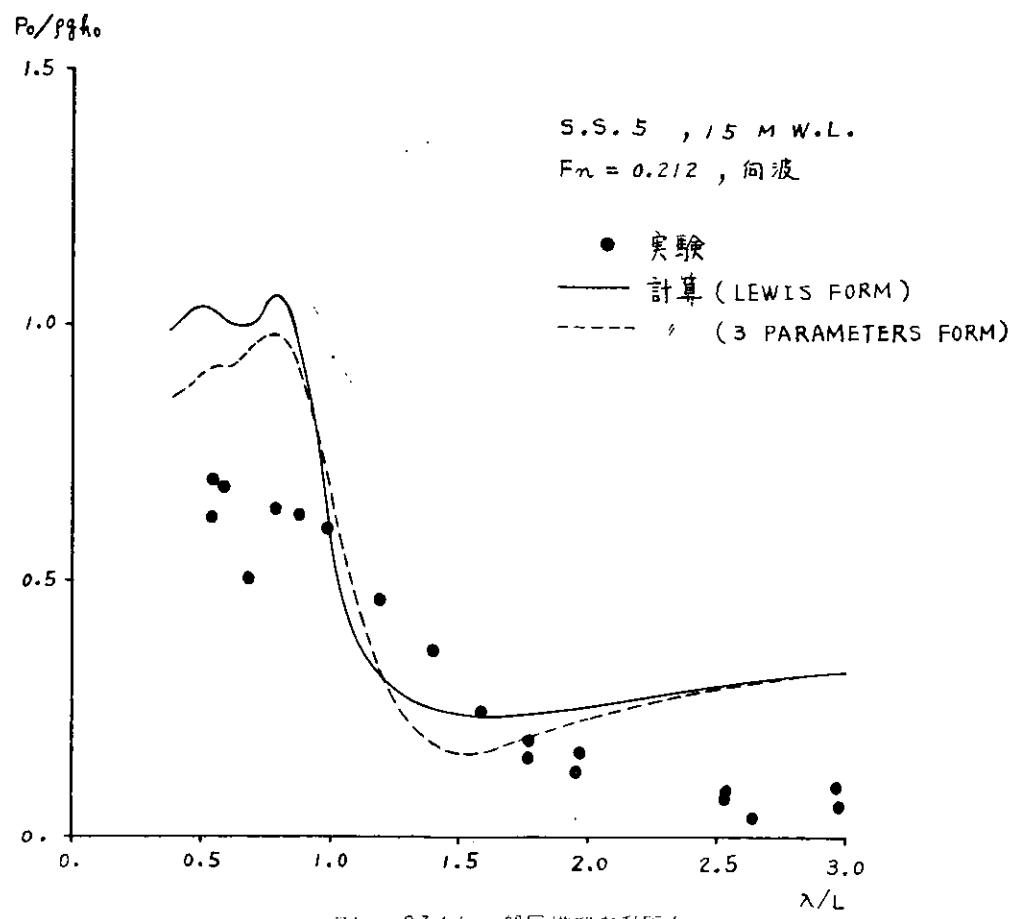


Fig. 2.3.16 船尾模型変動圧力

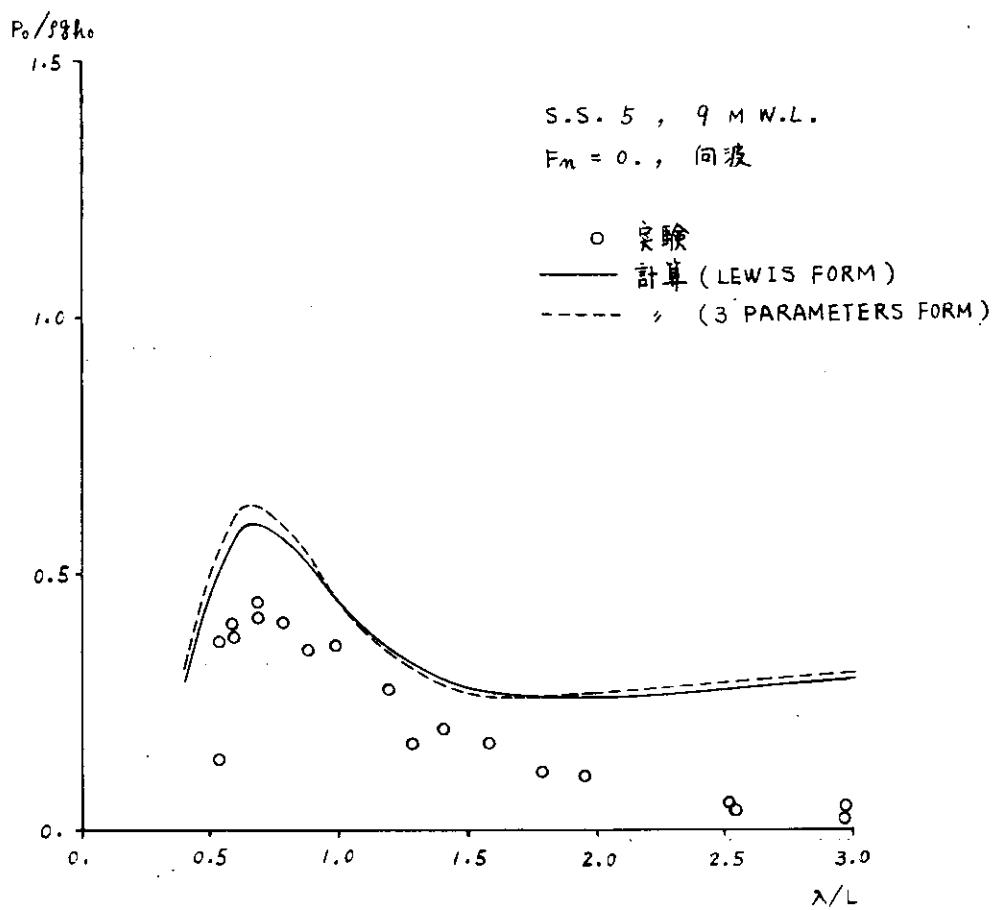


Fig. 2.3.17 船尾模型変動圧力

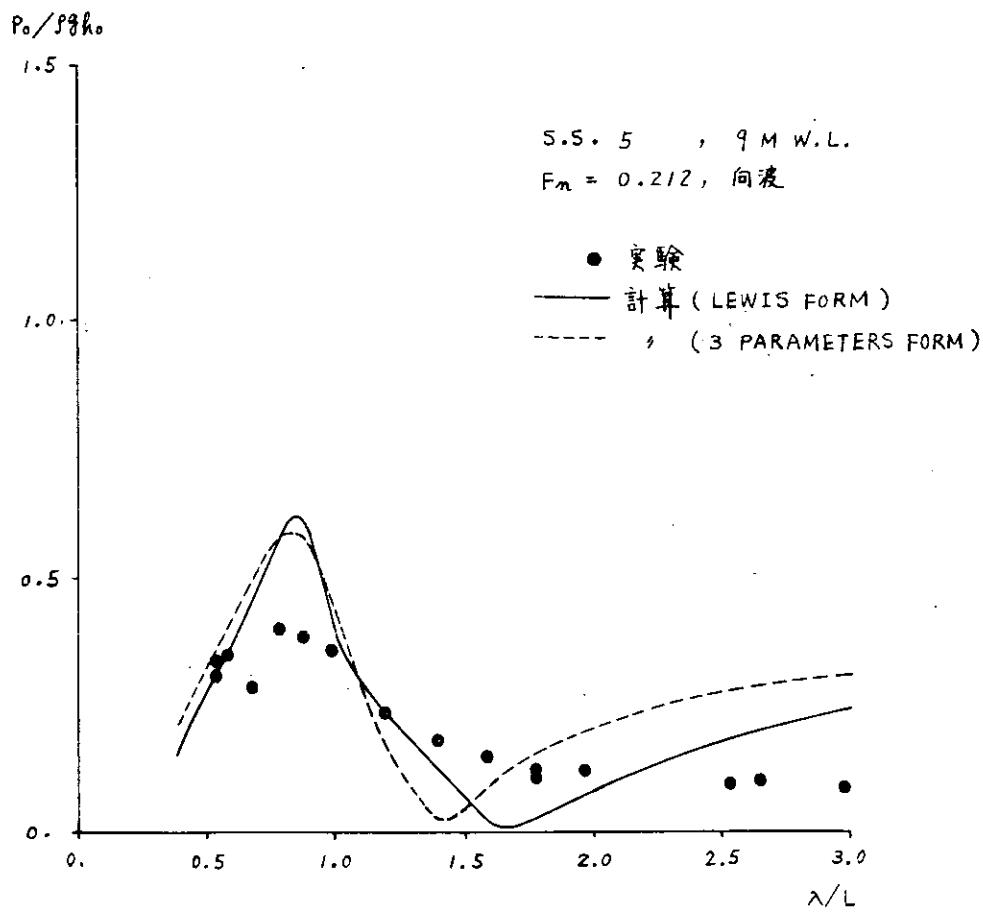


Fig. 2.3.18 船尾模型変動圧力

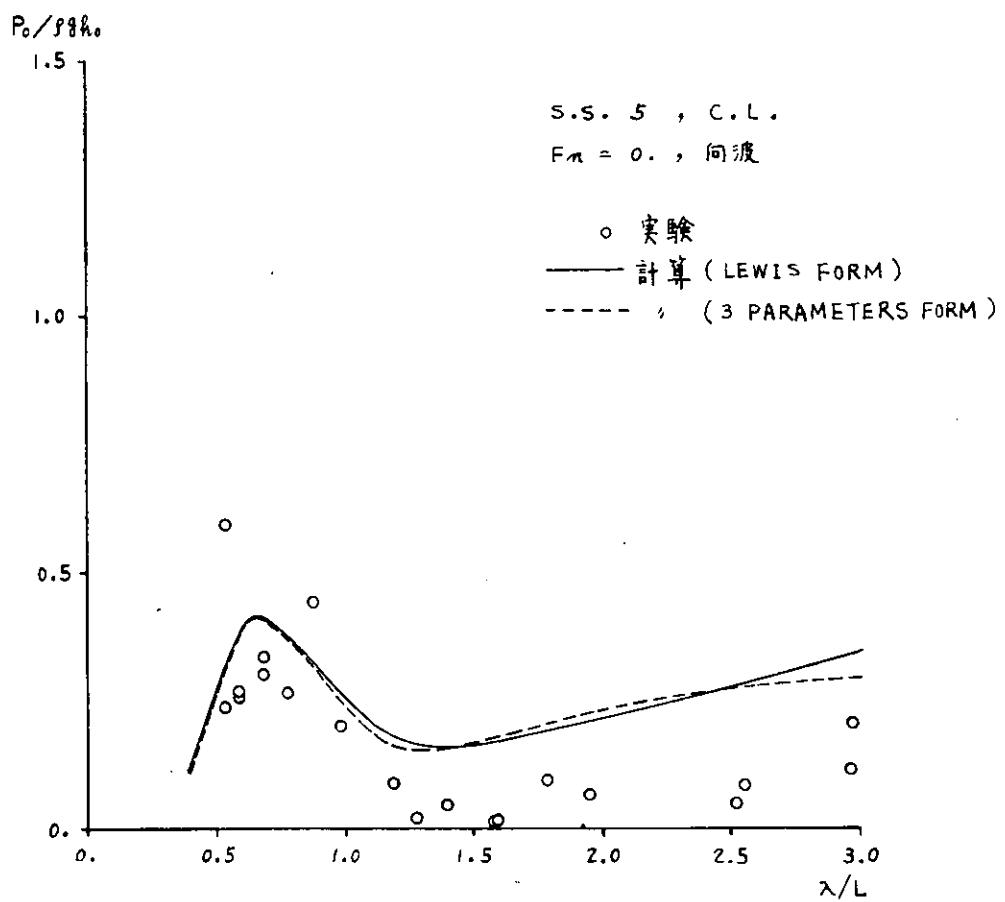


Fig. 2.3.19 船尾模型変動圧力

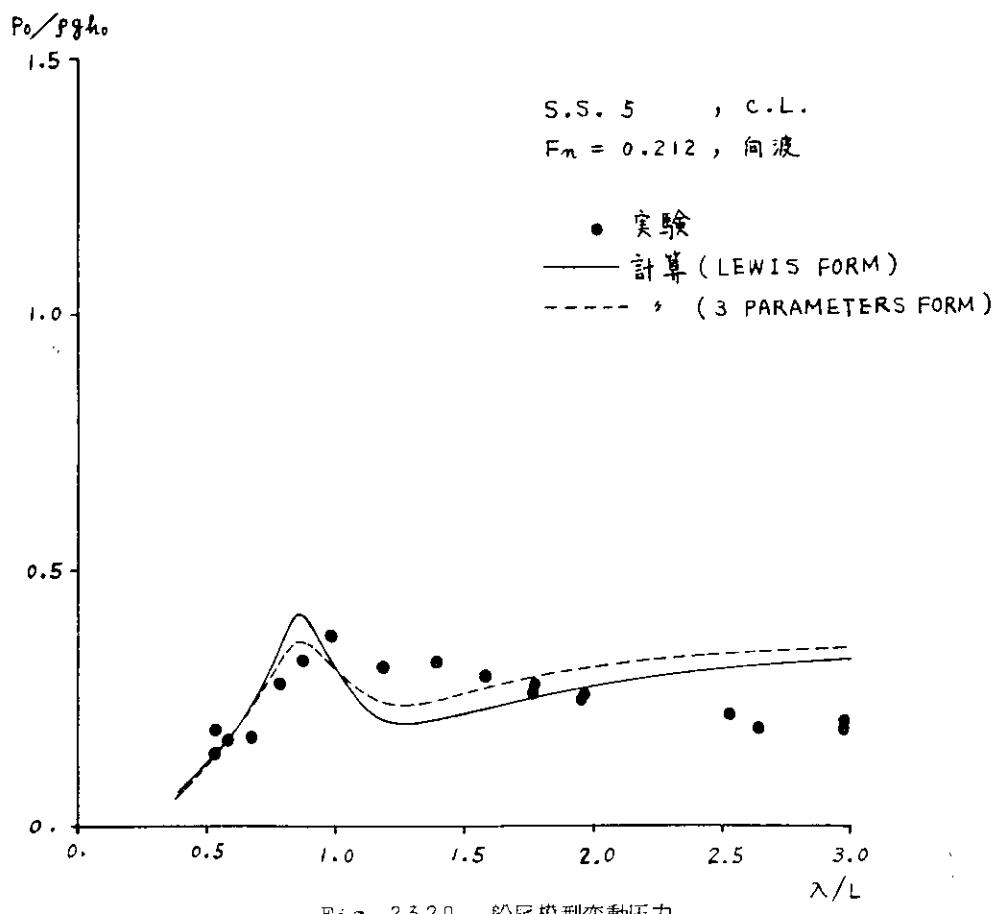


Fig. 2.3.20 船尾模型変動圧力

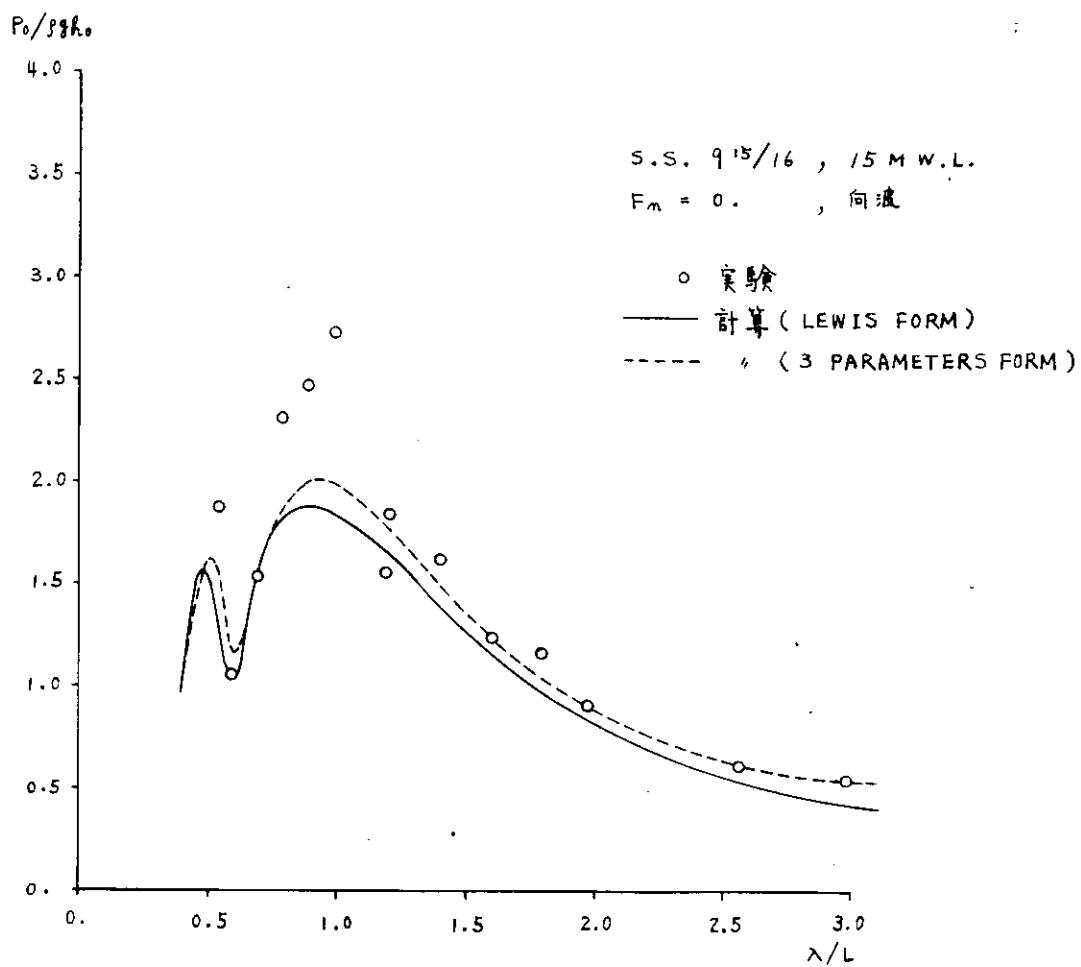


Fig. 2.3.2.1 筠木山丸模型変動圧力

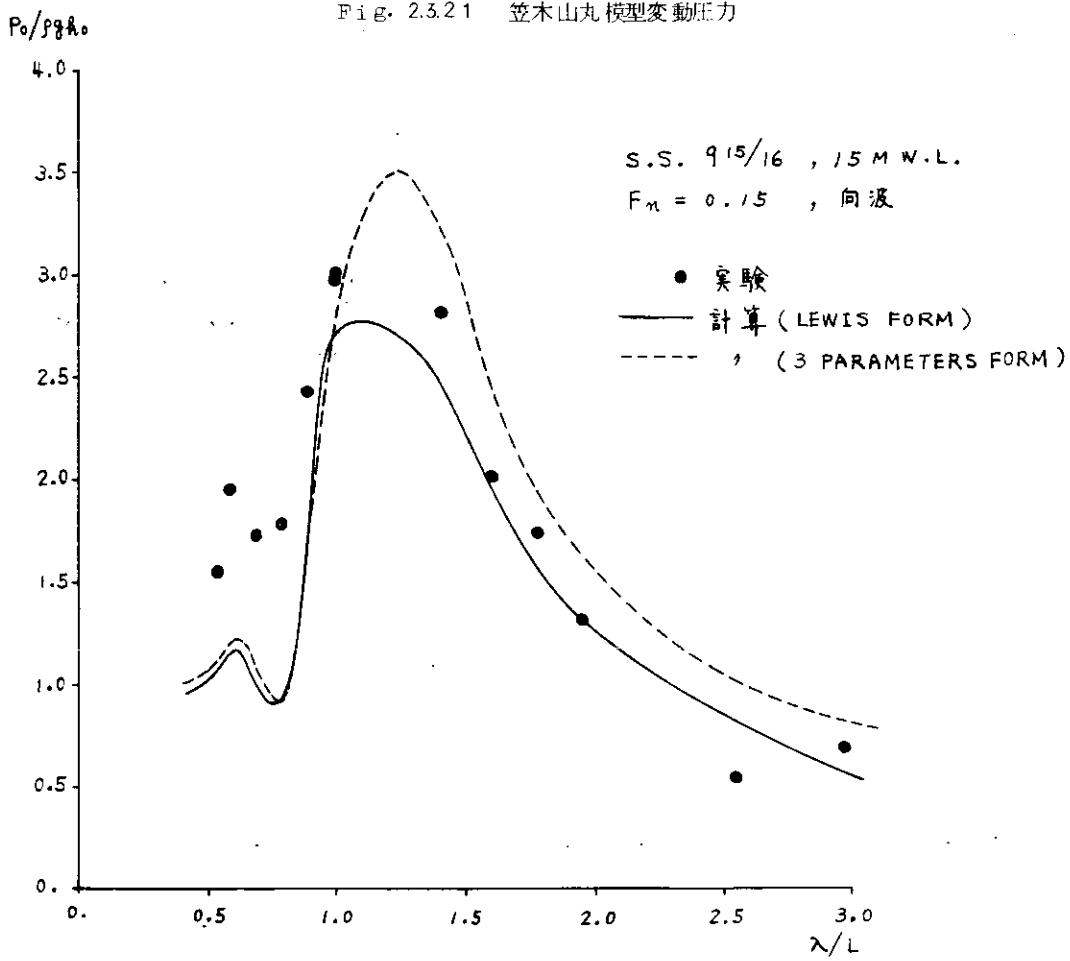


Fig. 2.3.2.2 筠木山丸模型変動圧力

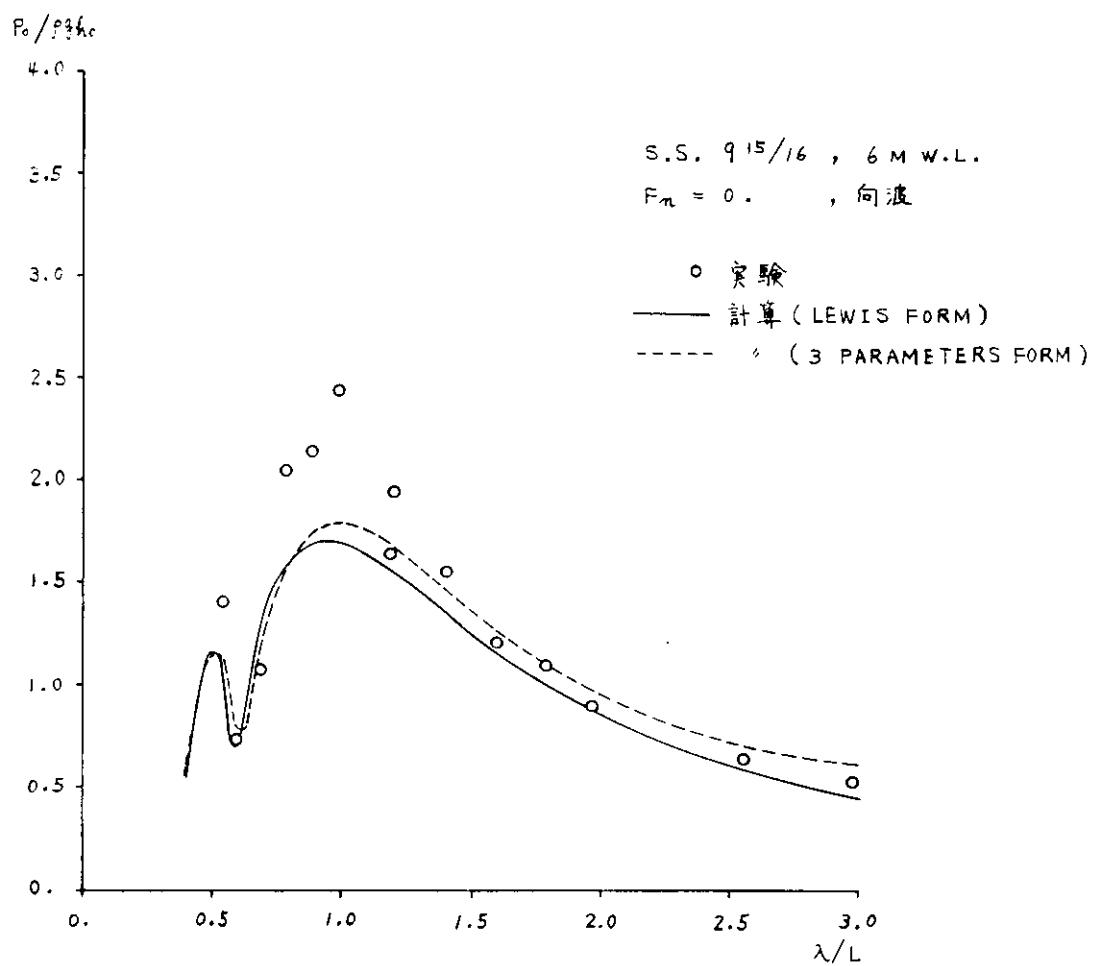


Fig. 2.3.23 筒木山丸模型変動圧力

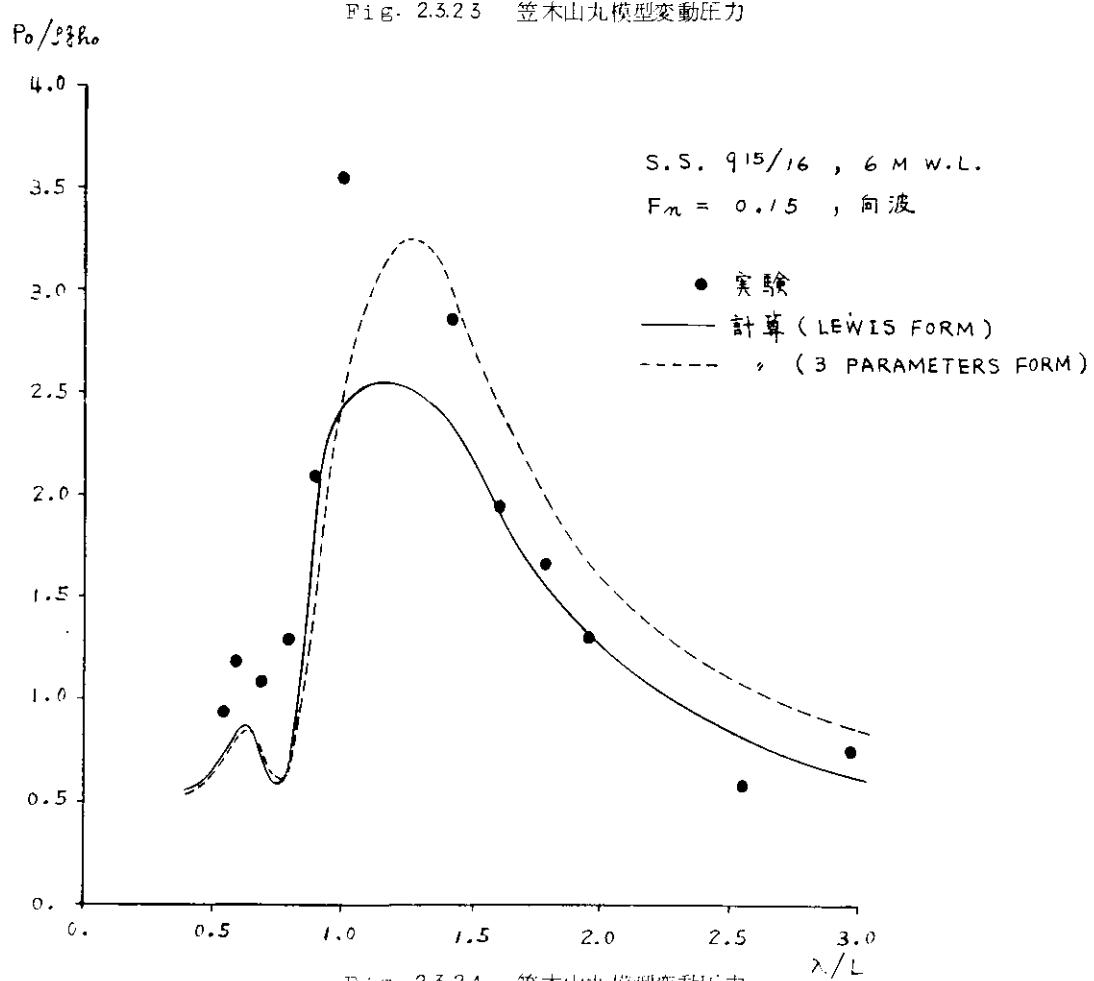


Fig. 2.3.24 筒木山丸模型変動圧力

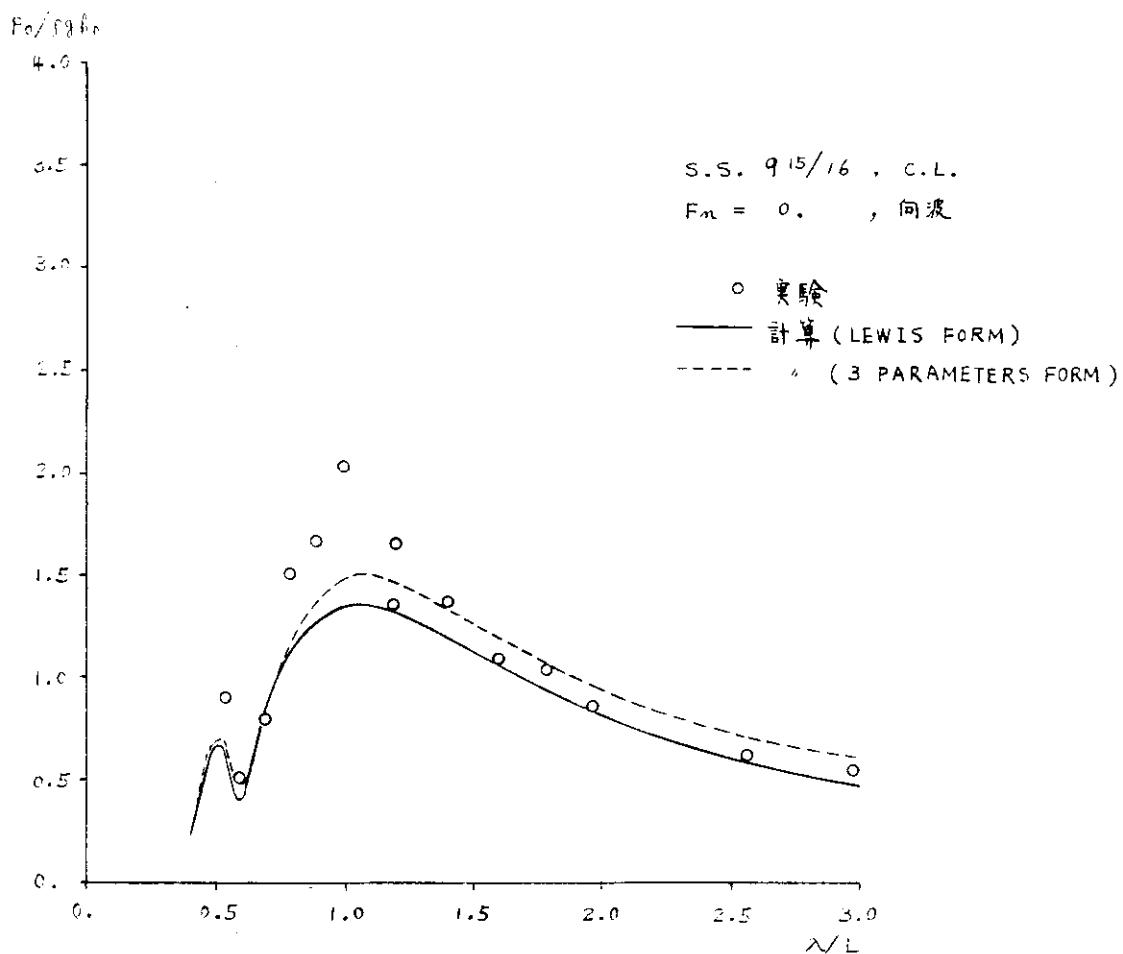


Fig. 2.3.25 篠木山丸模型変動圧力

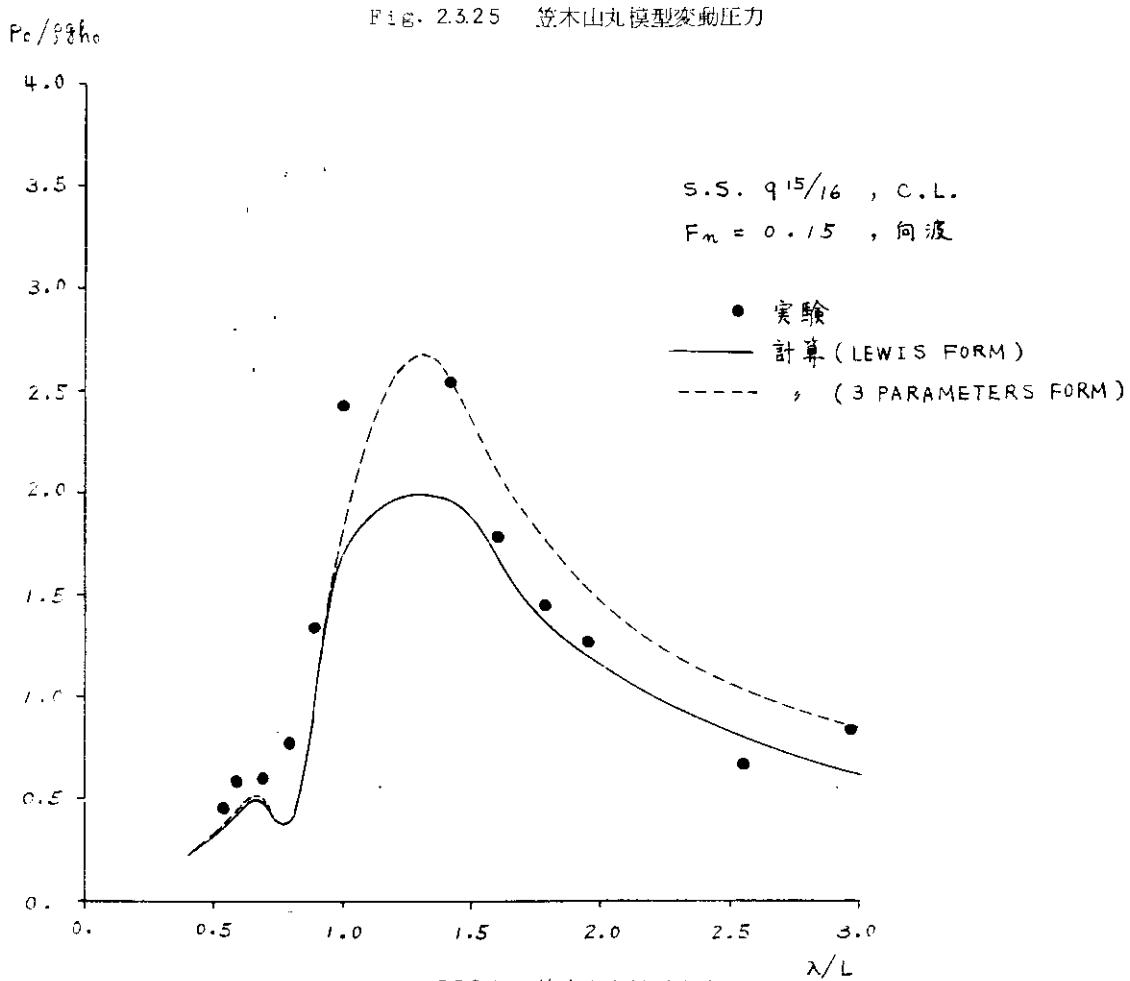


Fig. 2.3.26 篠木山丸模型変動圧力

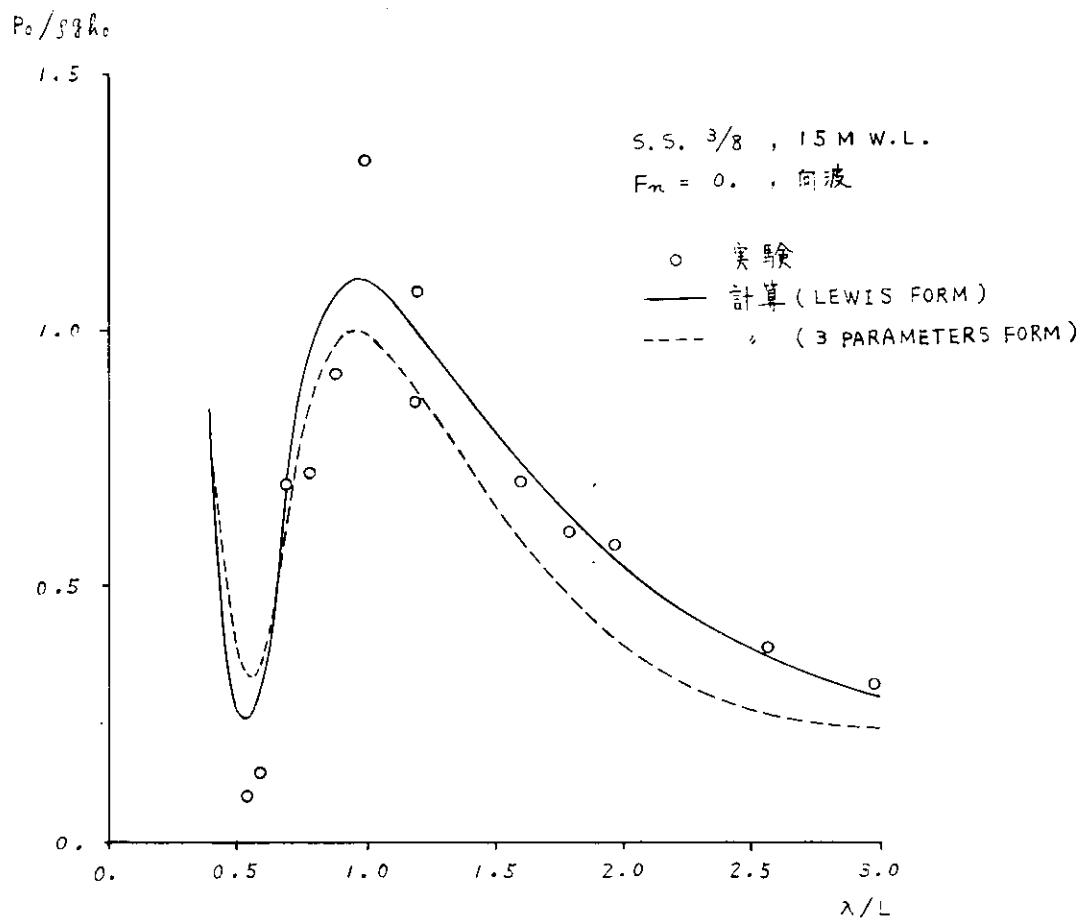


Fig. 2.3.27 筒木山丸模型変動圧力

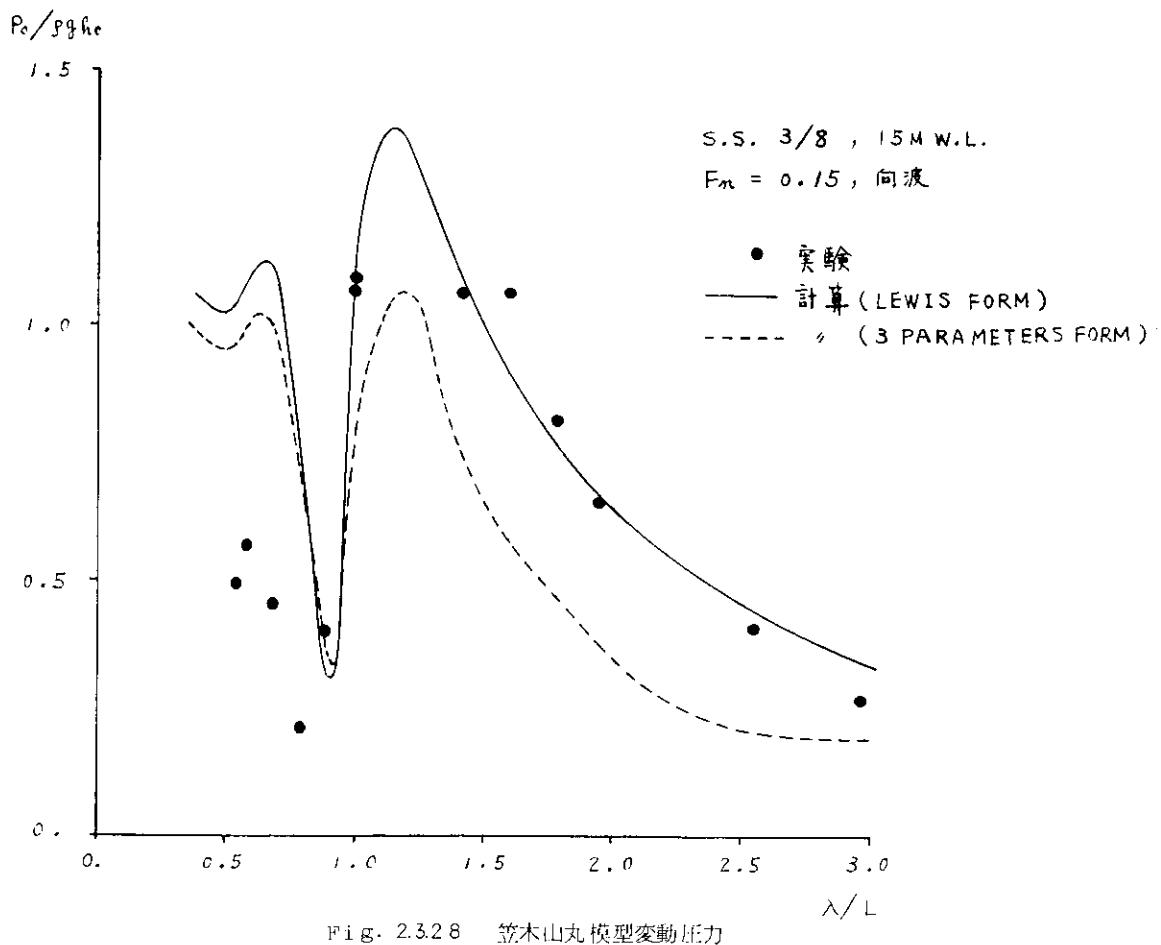


Fig. 2.3.28 筒木山丸模型変動圧力

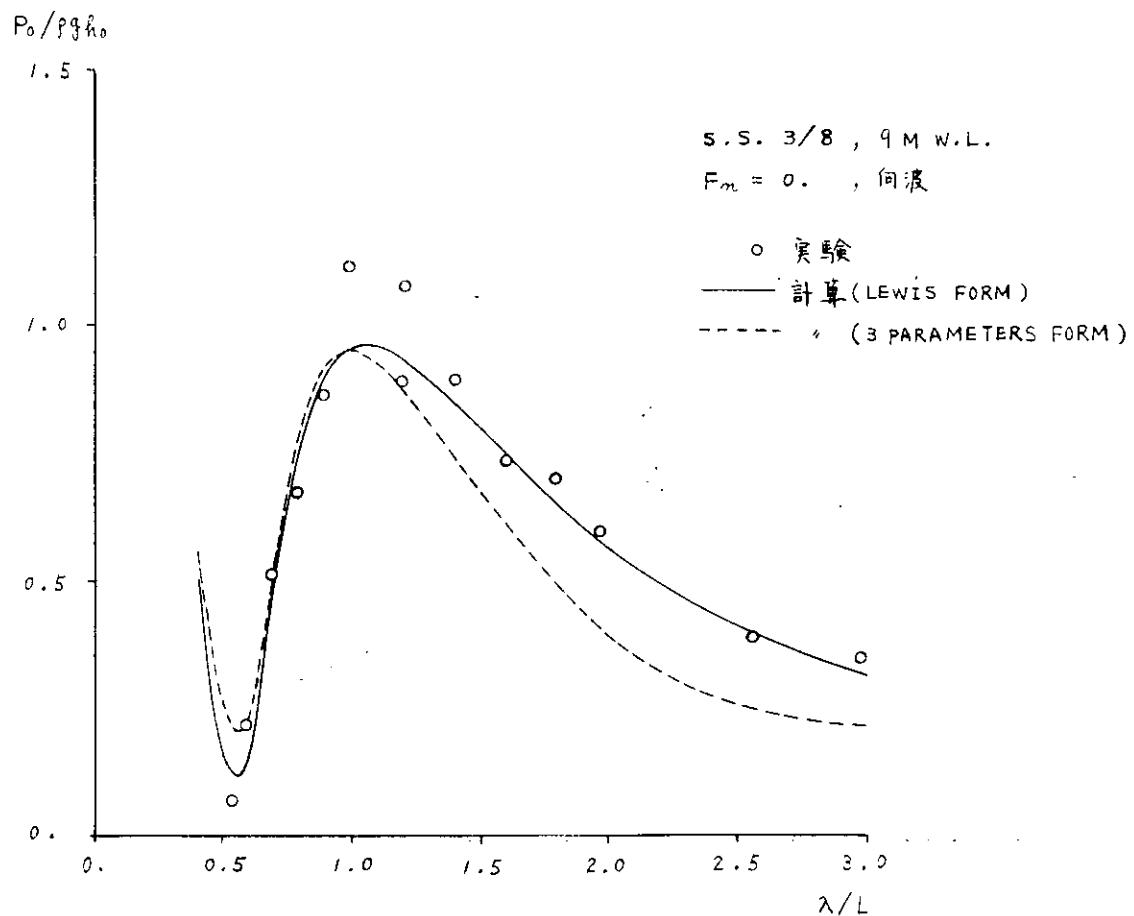


Fig. 2.3.29 笠木山丸 模型変動圧力

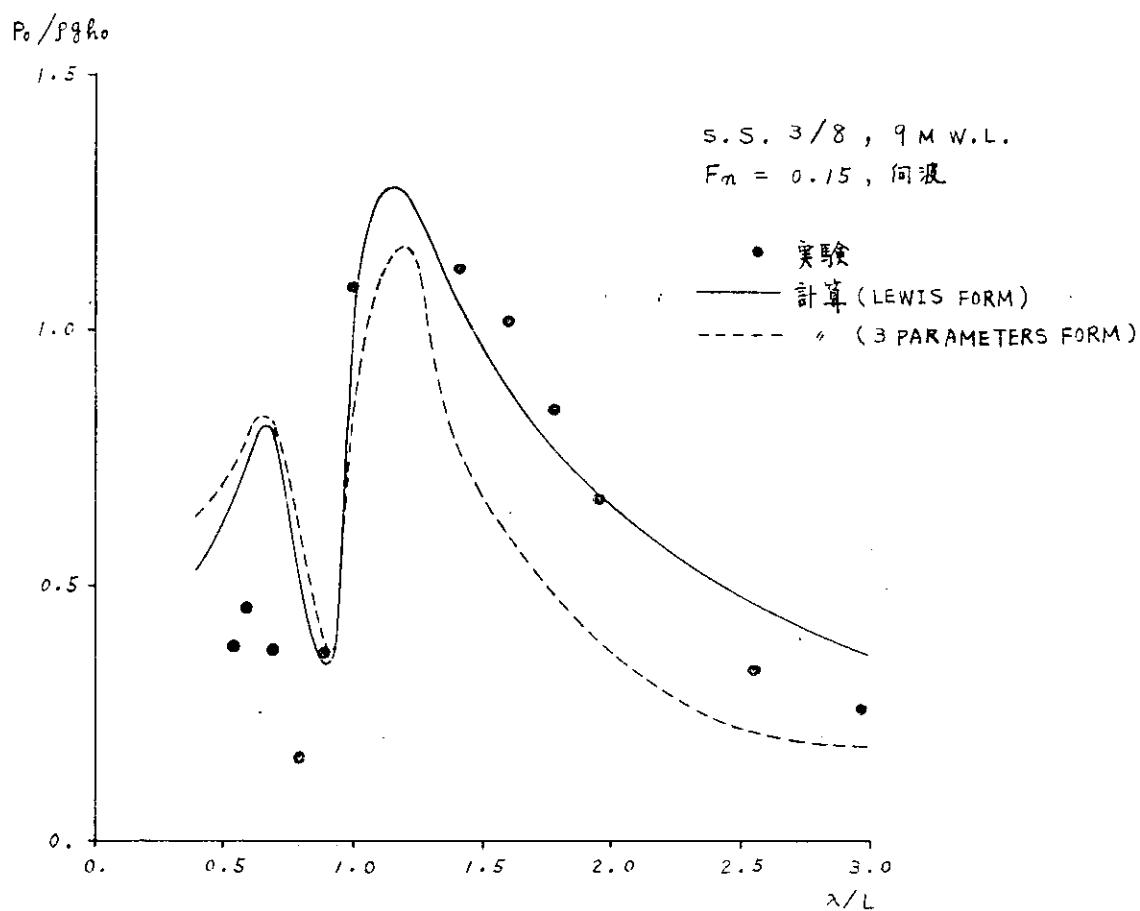


Fig. 2.3.30 笠木山丸 模型変動圧力

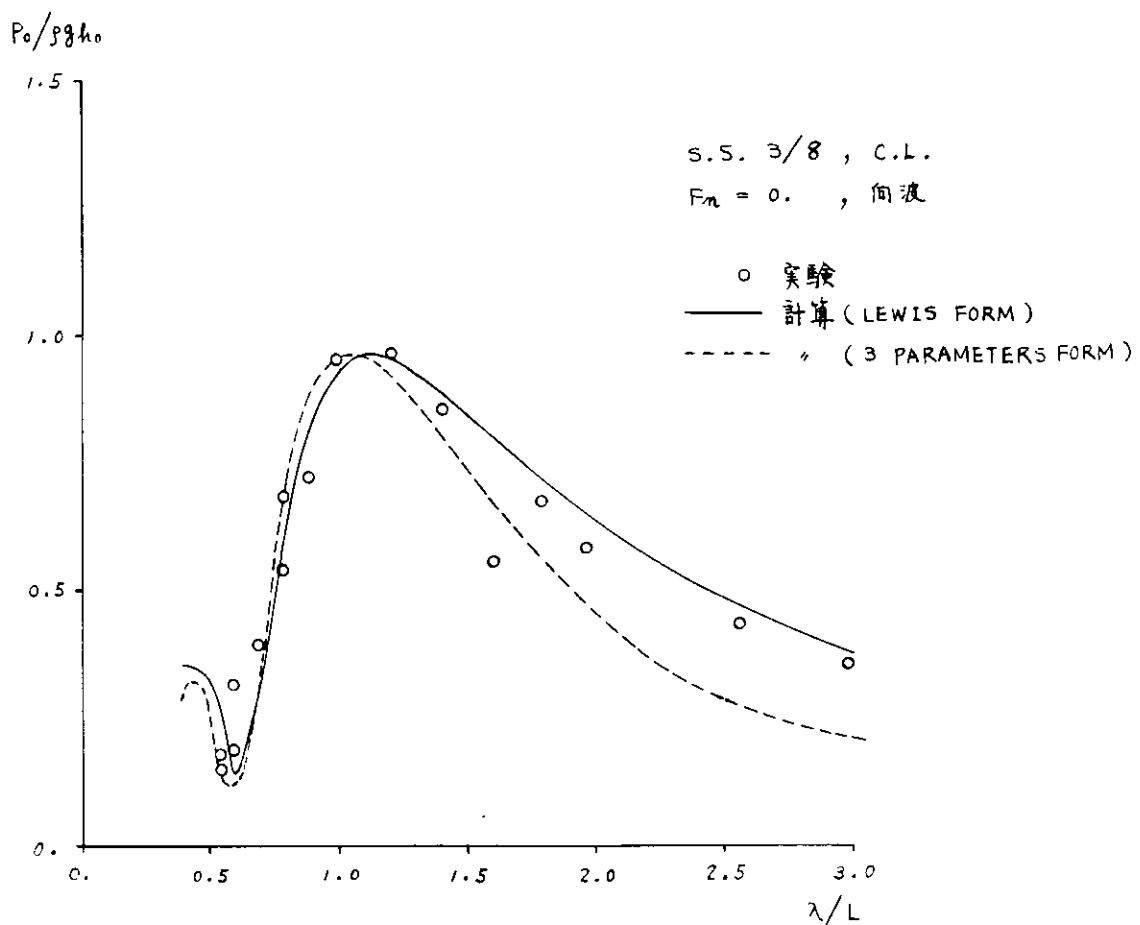


Fig. 2.3.31 笠木山丸模型変動圧力

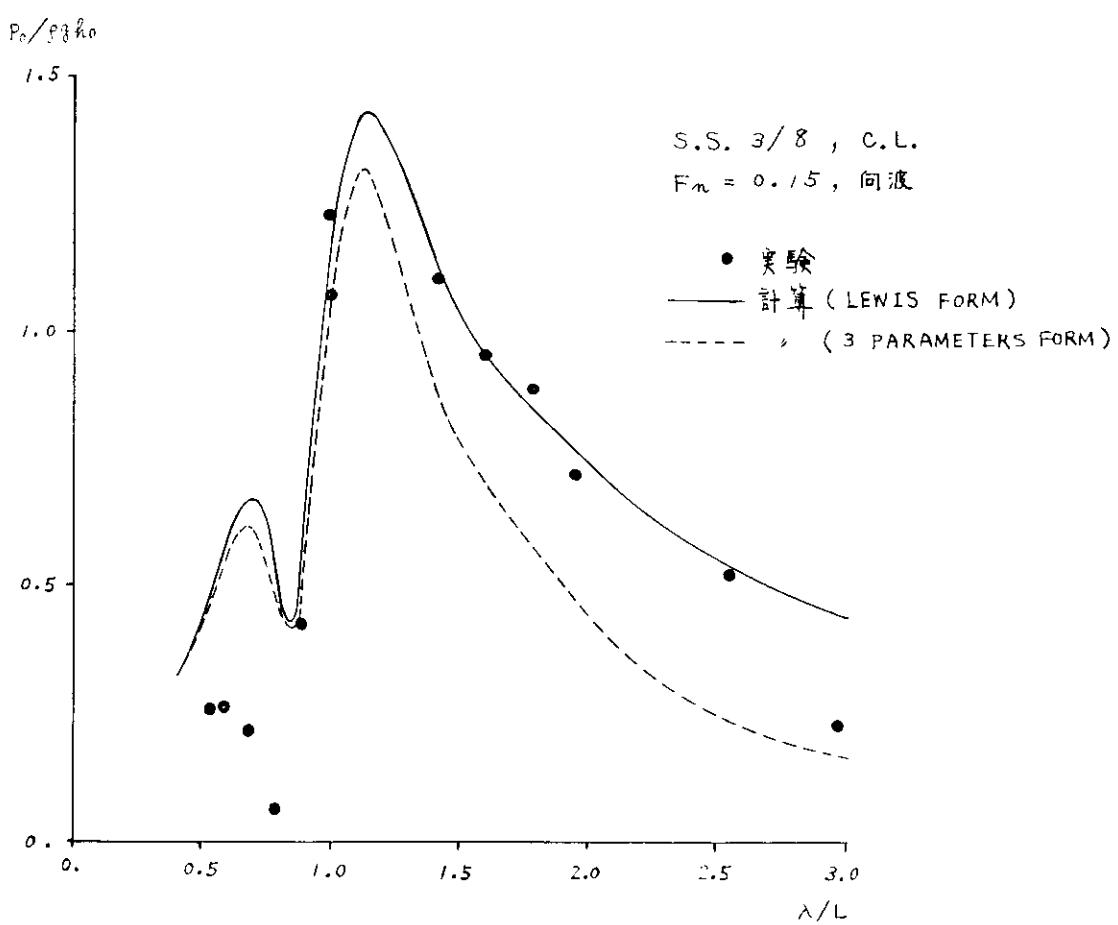


Fig. 2.3.32 笠木山丸模型変動圧力

## 3.4 波浪変動圧計算の精密化

### 3.4.1 斜波中の拘束船体に働く変動圧

#### 1) 諸 言

Ordinary Strip Method(O.S.M.)では、波浪中に固定された物体に作用する波浪変動圧は、いわゆる渡辺の近似により、radiation potentialに平均のorbital motionを乗じて求められている。この計算方法が妥当な値を与えるものかどうかを、境界条件を正しく満足する解(以下これを Strict Strip Method という意味で、S.S.M.と略称する)と、O.S.M.による解を実験値と比較することによって検討する。ただし、本報告では実験上の制約から、前進速度0の場合についてのみ検討を行なう。

#### 2) 座標系と境界条件

座標系を Fig. 2.4.1.1 に示す。O-X Y Z は空間固定座標であり、O-x' y' z' は船体に固定された座標で、x' 軸と X なる方向に速度 V で等速運動をするものとする。また O-x y z' は田才の計算方法<sup>1),2)</sup>を踏襲するために用いる座標系である。Fig. 2.4.1.2 は Lewis form 変換に用いられる変数のとり方を示す。

任意の断面における  $\alpha$  よび  $\beta$  軸方向の速度が V, W であるとき、求める diffraction potential を  $\phi_d$  とすれば、物体の外向き法線を、 $\nu$  として、物体上の境界条件は

$$\frac{\partial \phi_d}{\partial \nu} = -V \frac{\partial \chi}{\partial \nu} + W \frac{\partial \gamma}{\partial \nu} \quad (1)$$

となる。

Incident wave の速度ボテンシャルを

$$\phi_w = \text{Re} \left[ -ih_0 \frac{\omega}{k} \exp[kz' + i\{k(x' \cos \chi - y' \sin \chi) - \omega_e t\}] \right] \quad (2)$$

とすれば、

$$V = \frac{\partial \phi_w}{\partial y'} = \text{Re} \left[ -h_0 \omega \sin \chi \exp[kz' + i\{k(x' \cos \chi - y' \sin \chi) - \omega_e t\}] \right] \quad (3)$$

$$W = \frac{\partial \phi_w}{\partial z'} = \text{Re} \left[ -ih_0 \omega \exp[kz' + i\{k(x' \cos \chi - y' \sin \chi) - \omega_e t\}] \right] \quad (4)$$

となる。ただし、記号は通常用いられているものであるから特に説明を加えない。

#### 3) 速度ボテンシャルの解法

Ursell- 田才の方法<sup>1),2)</sup>を用いて速度ボテンシャルを求める。すなわち(3)(4)式を対称成分と反対称成分に分離し、それぞれ Ursell- 田才法を適用する。このとき渡辺の近似では、V, W が一定値であるのに對し、S.S.M.では場所の関数になっているので、この点の変更が必要である。

いま、流体との相対速度について in phase の成分には i、out phase 成分には 0 の脚符を、また v の対称成分に対する (S, v) 反対称成分には (A, v) のように肩付符号をつけて示せば、波による diffraction potential は

$$\phi_d = b \text{Re} \left[ V_A \{ (\phi_i^{(A, v)} + \phi_i^{(A, w)}) + i(\phi_o^{(A, v)} + \phi_o^{(A, w)}) \} - \bar{w}_s \{ (\phi_i^{(S, v)} + \phi_i^{(S, w)}) + i(\phi_o^{(S, v)} + \phi_o^{(S, w)}) \} \right] \quad (5)$$

のように求まる。ただし、 $\bar{w}_A$ 、 $\bar{w}_s$  は O.S.M. で用いられる平均流速で、

$$\bar{w}_A = \text{Re} \left[ -h_0 \omega \sin \chi \exp[-kd/2 + i(kx' \cos \chi - \omega_e t)] \right] \quad (6)$$

$$\bar{w}_s = \text{Re} \left[ -ih_0 \omega \exp[-kd + i(kx' \cos \chi - \omega_e t)] \right] \quad (7)$$

である。

#### 4) 波浪変動圧

O.S.M. の場合を  $\left[ \frac{P_w}{\rho g h_0} \right]_o$  により、S.S.M. の場合を  $\left[ \frac{P_w}{\rho g h_0} \right]_s$  によって示せば、波浪変動圧 (diffraction pressure + Froude-Kriloff pressure)  $P_w$  は、

$$\begin{aligned} \left[ \frac{P_w}{\rho g h_0} \right]_o &= Re \left[ \left( \xi_d H_0 \sin \chi \exp(-\xi_d/2) \phi_i^{(A)} - \xi_d H_0 \exp(-\xi_d) \sigma \right) \phi_i^{(S)} \right. \\ &\quad \left. + \exp(-\xi_d H_0 \cos \chi) \cos(\xi_d H_0 \cos \chi \sin \chi) - i \left( \xi_d H_0 \sin \chi \exp(-\xi_d/2) \phi_i^{(A)} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \xi_d H_0 \exp(-\xi_d) \sigma \right) \phi_i^{(S)} + \exp(-\xi_d H_0 \cos \chi) \sin(\xi_d H_0 \cos \chi \sin \chi) \right) \right] \\ &\quad \times \exp[i(kx' \cos \chi - \omega t)] \end{aligned} \quad (8)$$

となる。ただし、O.S.M. の場合は (A) の成分は  $V$  により、(S) の成分は  $W$  によるもののみであるから、上記のごとく書いてある。

$$\begin{aligned} \left[ \frac{P_w}{\rho g h_0} \right]_s &\text{については} \\ c_i^{(S)} &= \frac{\phi_i^{(S, V)} + \phi_i^{(S, W)}}{\phi_i^{(S)}}, \quad \phi_o^{(S)} = \frac{\phi_o^{(S, V)} + \phi_o^{(S, W)}}{\phi_o^{(S)}} \\ c_i^{(A)} &= \frac{\phi_i^{(A, V)} + \phi_i^{(A, W)}}{\phi_i^{(A)}}, \quad \phi_o^{(A)} = \frac{\phi_o^{(A, V)} + \phi_o^{(A, W)}}{\phi_o^{(A)}} \end{aligned} \quad (9)$$

のごとく定義しておけば、(S式の  $\phi_o^{(A)}$ )などの対応する項に  $c_o^{(A)}$ などを乗ずることによって求めることができる。

#### 5) 波浪変動圧の実験

理論計算値との比較のため、拘束模型船による波浪変動圧の計測を次の要領で実施した。

##### a) 供試模型船

実験に用いた模型船は鉛石船木山丸の長さ 3 m、FRP 製で、その要目を Table 2.4.1.1 に示す。圧力変換器の取付位置は、Fig. 2.4.1.3 に示すように Lewis 断面と対応するようにした。

##### b) 実験状態

模型実験は、大阪大学船舶試験水槽において、規則波中で模型船を拘束して行なった。規則波については、 $\sqrt{L}/\lambda = 0.9, 1.0, 1.2, 1.4$  の 4 種類の波長に対し、波高は 6 cm ( $= L/50$ ) 一定とした。また船と波との出会い角は  $45^\circ$  間隔に正面向波 ( $\chi = 180^\circ$ ) から正面追波状態 ( $\chi = 0^\circ$ ) まで変化させた。

波浪変動圧は Fig. 2.4.1.3 に示すように、Sq. St. 2 1/2, Midship, Sq. St. 81/2 の 3 断面において、それぞれ船底部中心から船側部水線付近までの 5 点で、半導体型圧力変換器により計測した。

さらに、水線付近での変動圧と比較するため、上記 3 断面における水位の変動振幅を抵抗線型水位計で同時に計測した。

#### 6) 実験値と計算値との比較

O.S.M. および S.S.M. の両計算法による数値計算結果と実験値との比較を Fig. 2.4.1.4 ~ Fig. 2.4.1.7 に示す。結果はいずれも変動圧の振幅  $P_{w0}$  を波振幅  $h_0$  に相当する水頭で無次元化して表わした。図中○、△、□のマークはそれぞれ bottom ( $\theta = 0^\circ$ )、bowge ( $\theta = 50^\circ$ )、side ( $\theta = 80^\circ$ ) における変動圧振幅の計算値で、さらに O.S.M. による計算結果を実線、S.S.M. による結果を破線で表わして区別した。一方実験値はそれに対応する黒く塗りつぶしたマークで示し、また◆印のマークは船側水位の変動振幅を、 $\theta = 80^\circ$  に対応する位置での副波の振幅に換算したもので、その点における変動圧と対比できる。

Fig. 2.4.1.4 は正面向波、追波および横波状態における波浪変動圧の波長による変化で、正面向波および追波状態では、両計算結果はほとんど同じ値を示し、実験値ともよく合っている。ただし、正面向波における Sq. St. 2 1/2、追波における Sq. St. 81/2 の実験値は計算値より低いが、これは波が船体を通過中に減衰することに起因するもの

と思われる。

一方横波状態においては、weather side 側の bottom 部から lee side 側全体にわたり両計算結果に定性的、定量的な差異がみられ、とくに、波長の短い場合にこの傾向が著しい。実験値との比較については、weather side 側の bilge 部および side 部では両計算とも実験値によく合っているが、lee side 側にかけては実験値と差がみられ、S.S.M.による結果の方がよく合っている。

Fig. 2.4.1.5は斜め向波および斜め逆波に対するものであるが、定性的には横波の場合と同じ傾向を示している。

Fig. 2.4.1.6は変動圧の断面分布を示したもので、特に横波状態の lee side 側で両計算結果はかなり異なる傾向を示す。すなわち、bottom 部では S.S.M. の方が O.S.M. より高い値を与えるが、side 部では逆になり、両分布曲線が交差する。実験値との比較では、断面分布についても S.S.M. の方が全般に実験値に近い。

Fig. 2.4.1.7は変動圧の出会い角による変化を  $\sqrt{D/\lambda} = 1.0, 1.4$  の場合について示したものである。この図からも lee side 側の  $\chi = 45^\circ \sim 135^\circ$  の範囲で両計算結果に差がみられ、S.S.M. による値の方が実験値により近いことがわかる。

## 7) 結 論

以上規則波中に拘束された船体に作用する波浪変動圧について、従来の O.S.M. と境界条件を厳密に満足させた解とについて比較検討を行なうとともに、これらの計算結果と実験値との対応を調べた。

その結果、本報告で示した S.S.M. による計算値は斜め波中の拘束船体の bottom 部から lee side 側にかけての部分に働く変動圧については、従来の O.S.M. による値よりも実験値に近い値を与えることがわかった。ただし、本報告では、前進速度が 0 の場合についてのみ検討したので、船速や影響や、さらに radiation の問題等に関する研究が必要と思われる。

## 参 考 文 献

- 1) Tasai, F.: An Approximate Calculation of Hydrodynamic Pressure on the Midship Section Contour of a ship Heaving and Pitching in Regular Head Waves, 九大応力研英文報告、Vol. XIV, No. 48, 1966.
- 2) Tasai, F.: Hydrodynamic Force and Moment Produced by Swaying and Rolling Oscillations of Cylinders on the Free Surface, 九大応力研英文報告、Vol. IX, No. 35, 1961.

Table 2.4.1.1 Principal Dimensions of ship model

Item	Ship	Model
Length between p.p.	L (m)	247.0
Breadth (moulded)	B (m)	40.6
Depth (moulded)	D (m)	23.0
Draught	d (m)	16.0
Length/Breadth	L/B	6.0837
Breadth/Draught	B/d	2.5375
Volume of displacement	$\nabla$ ( $m^3$ )	132,634
Block coefficient	$C_b$	0.8243
Midship coefficient	$C_M$	0.9975

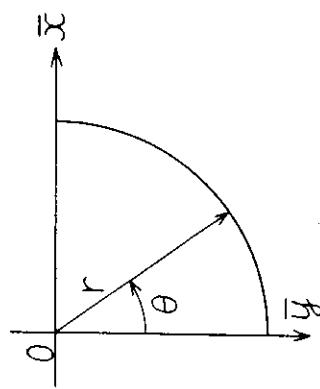
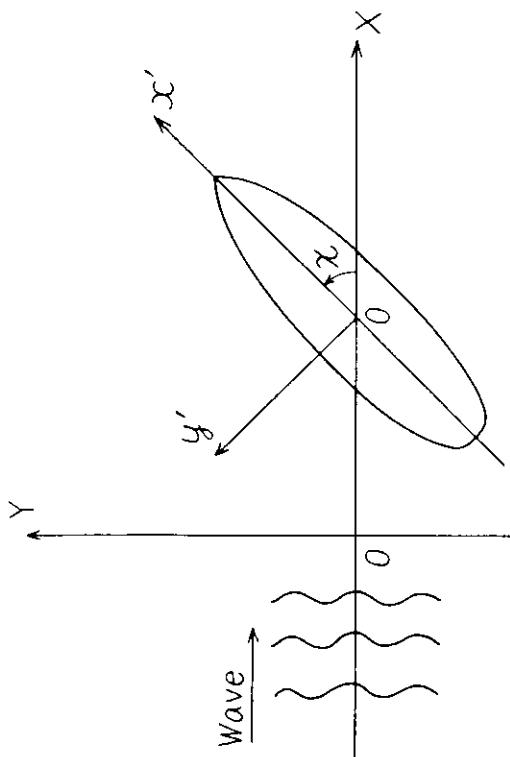
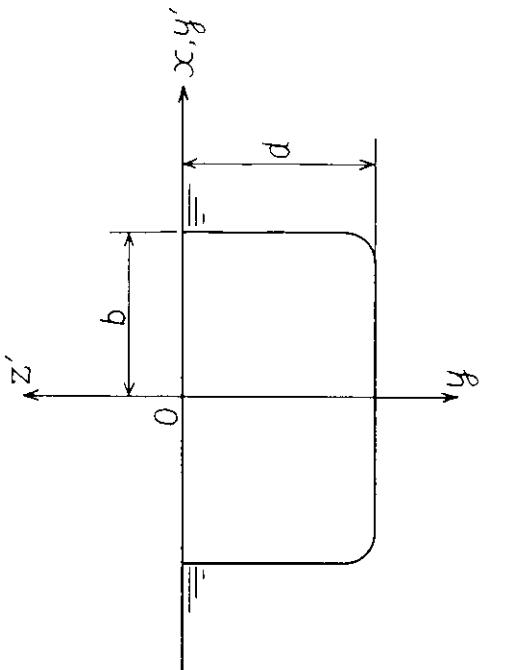


Fig. 2.4.1.2 Coordinate system for Lewis form transformation.

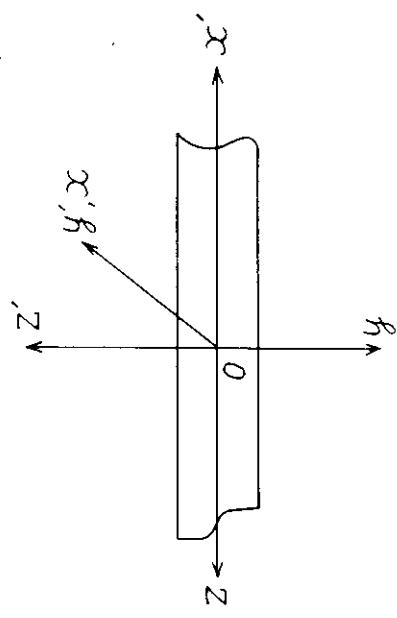


Fig. 2.4.1.1 Coordinate systems.

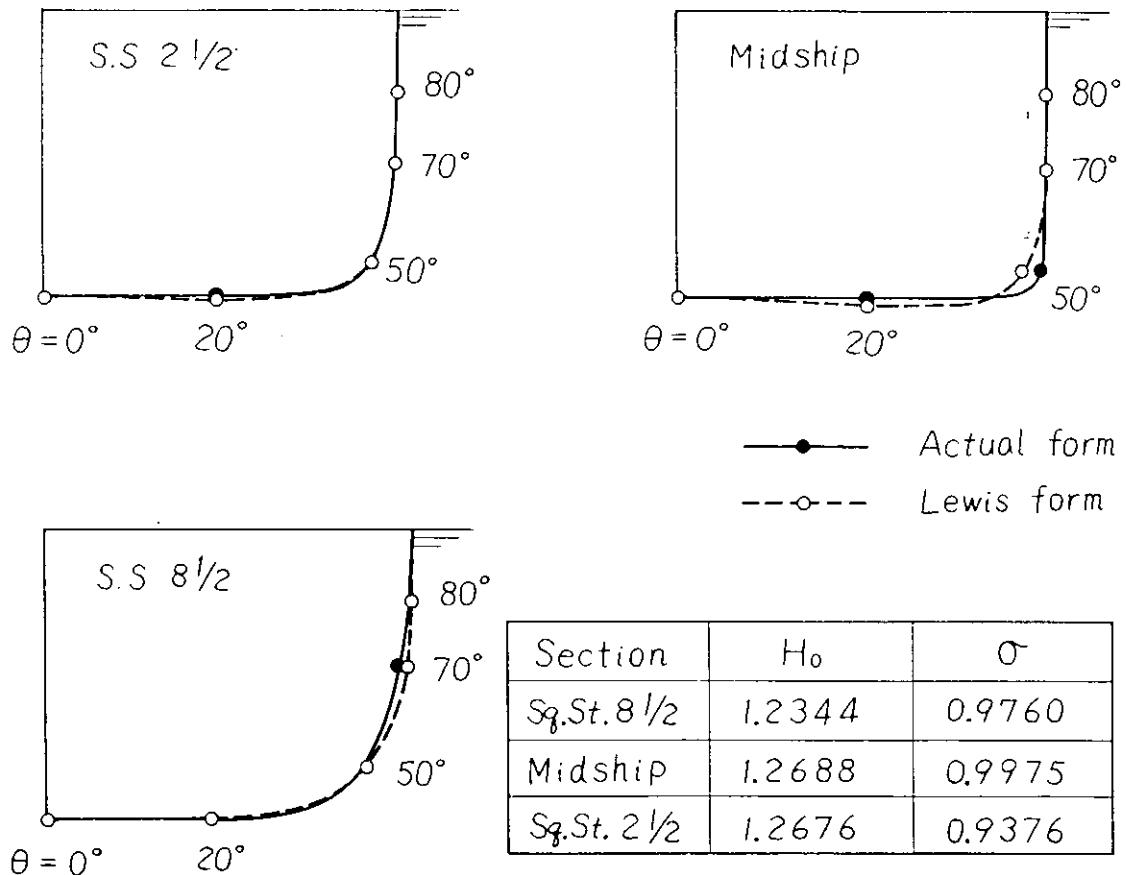


Fig. 2.4.1.3 Measuring sections and locations of pressure gage.

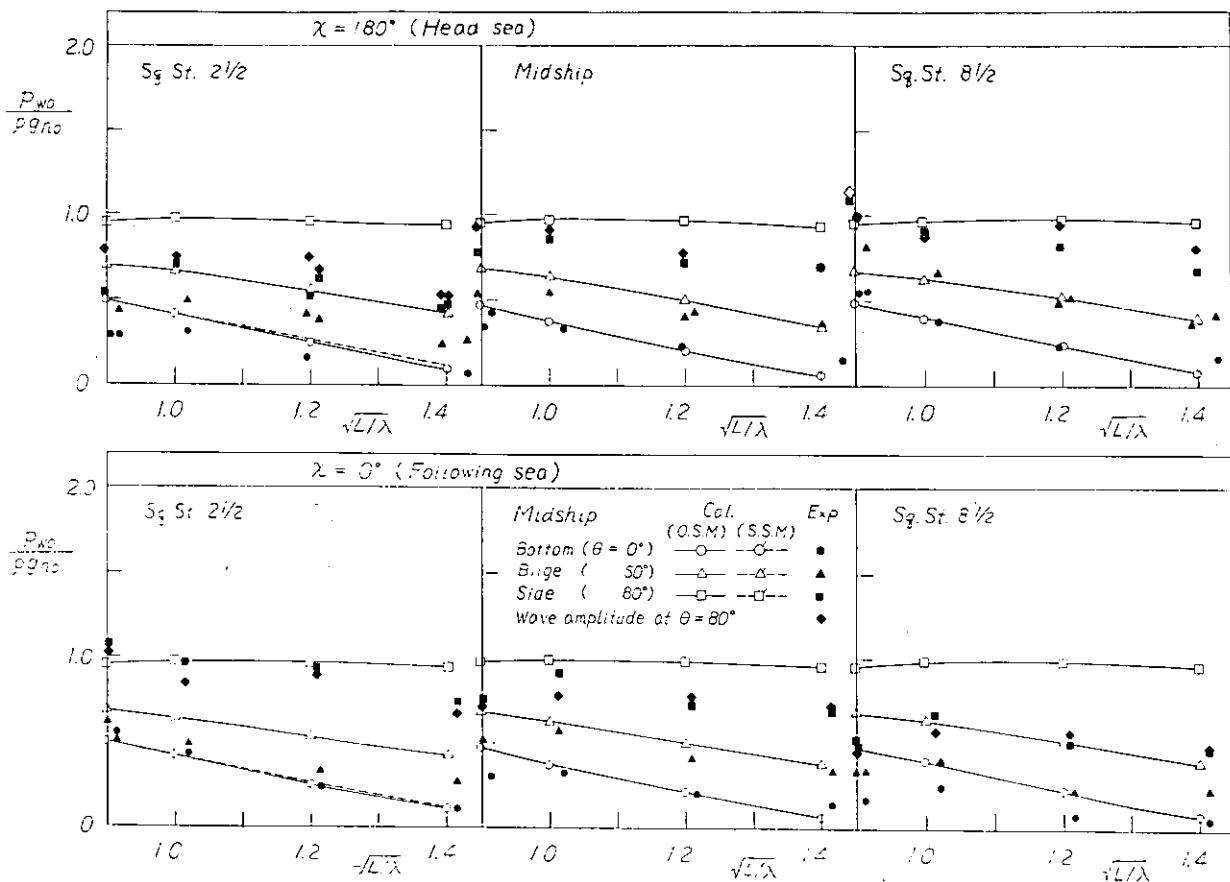


Fig. 2.4.1.4 (その1)

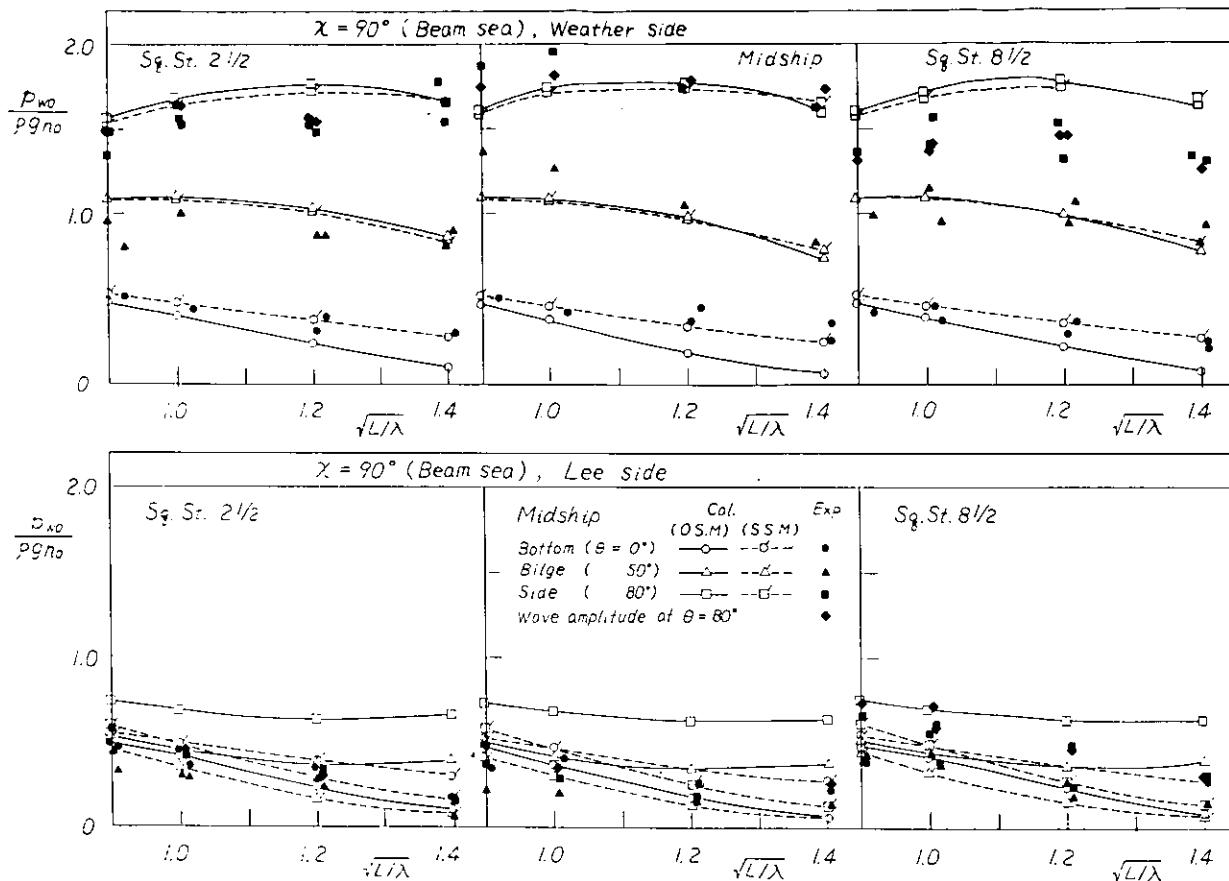


Fig. 2.4.1.4 (その2) Variation of hydrodynamic pressure with wave length in head, following and beam seas.

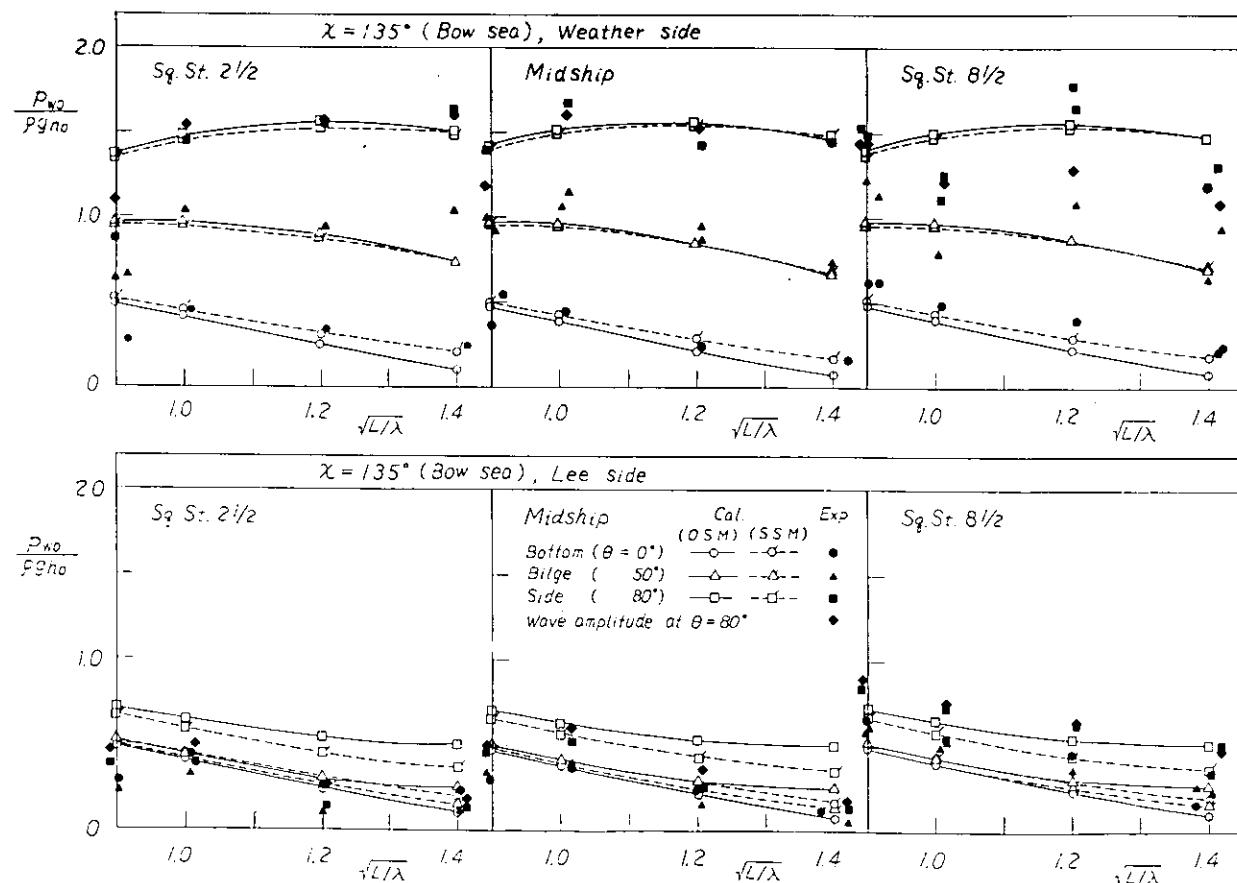


Fig. 2.4.1.5 (その1)

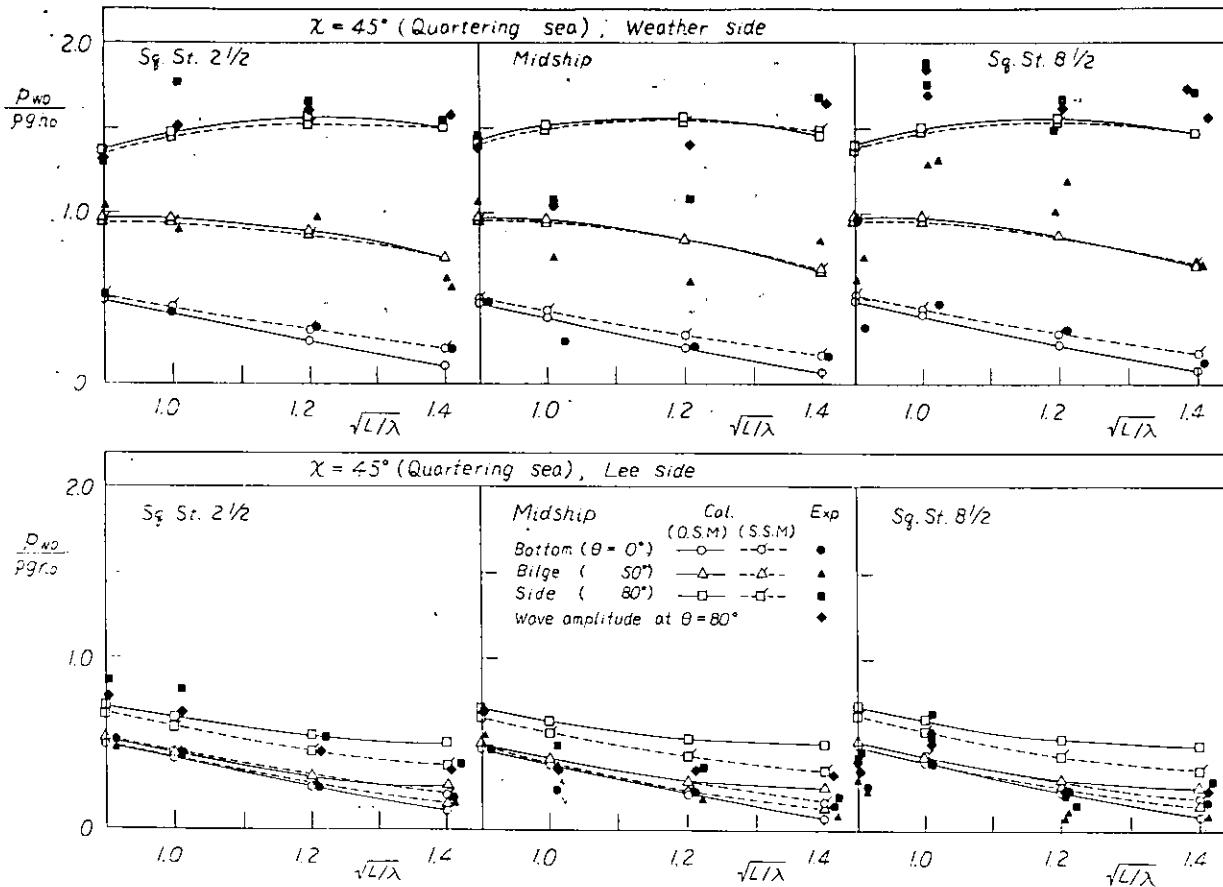


Fig. 2.4.1.5 (その2) Variation of hydrodynamic pressure with wave length in bow and quartering seas.

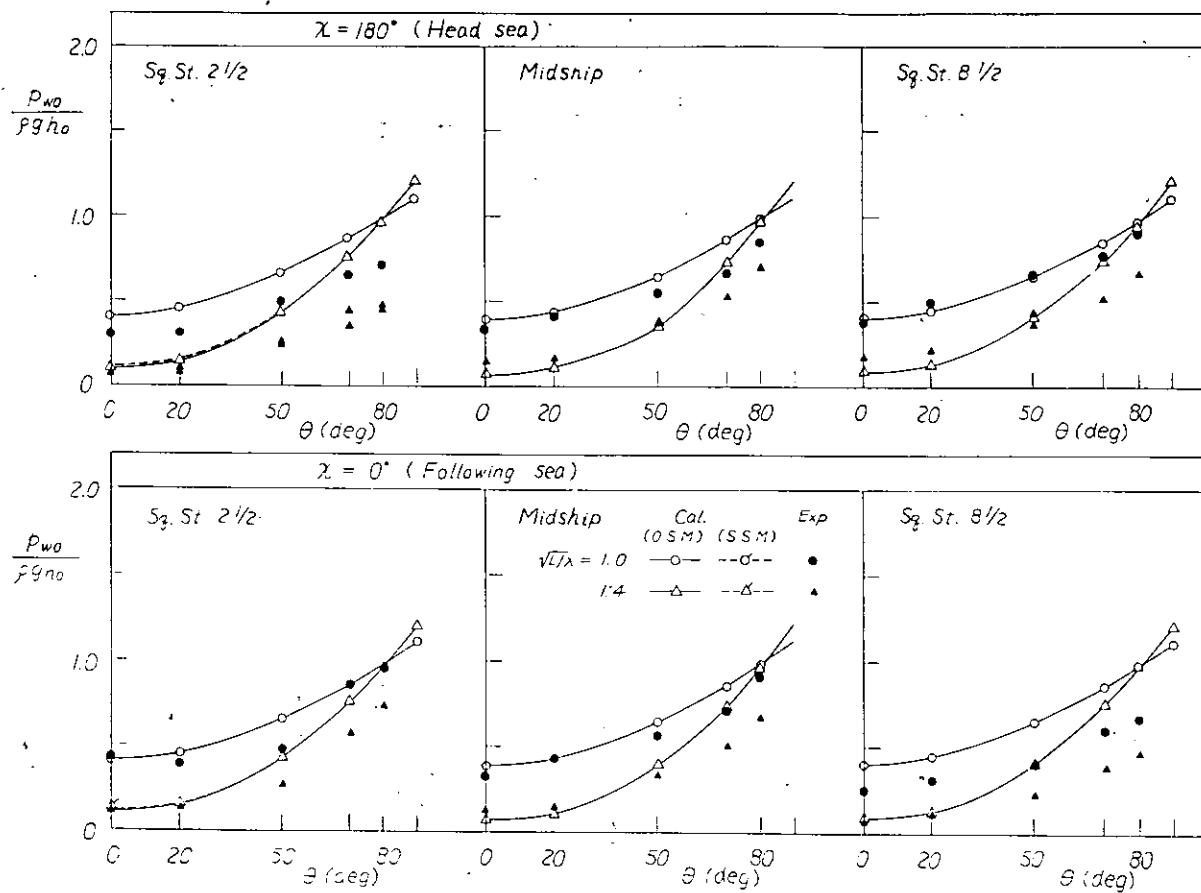


Fig. 2.4.1.6 (その1)

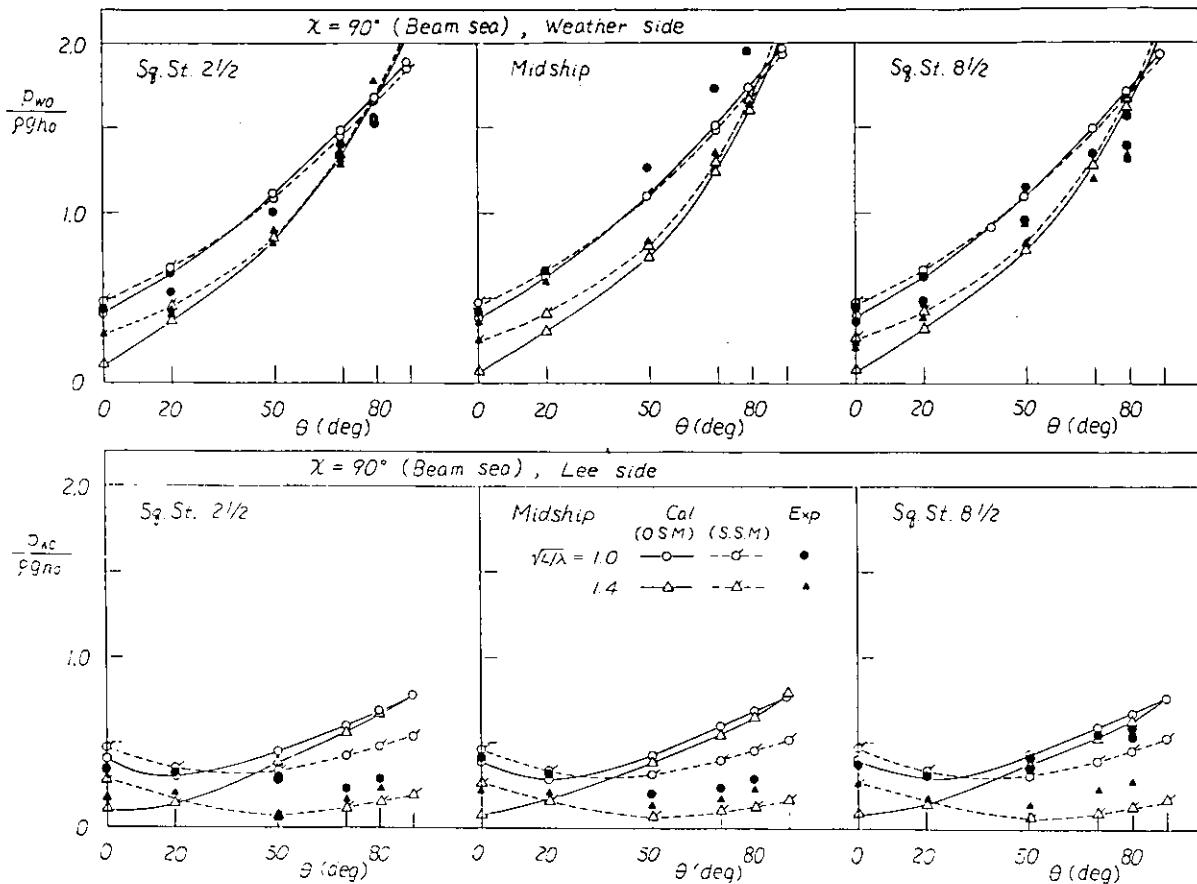


Fig. 2.4.1.6 (その2) Girthwise distribution of hydrodynamic pressure in head, following and beam seas.

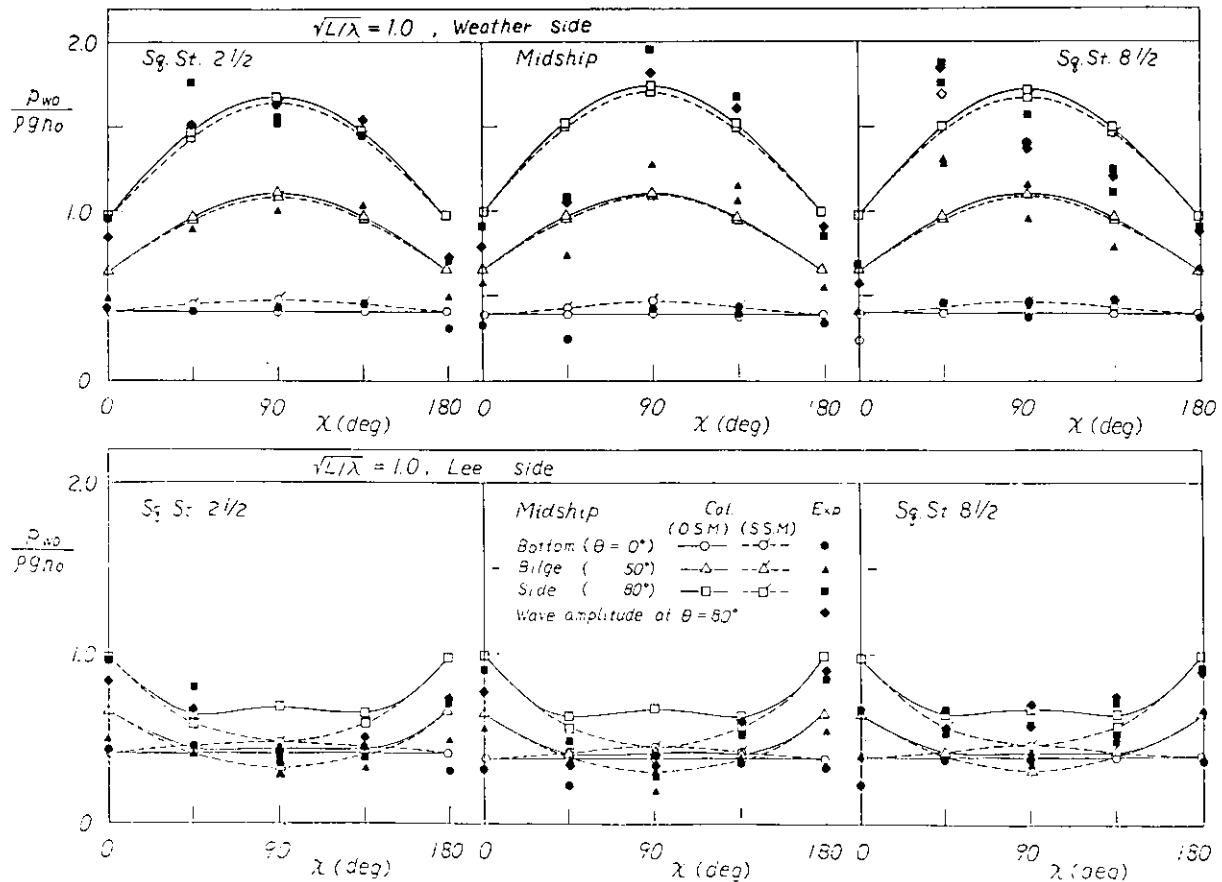


Fig. 2.4.1.7 (その1)

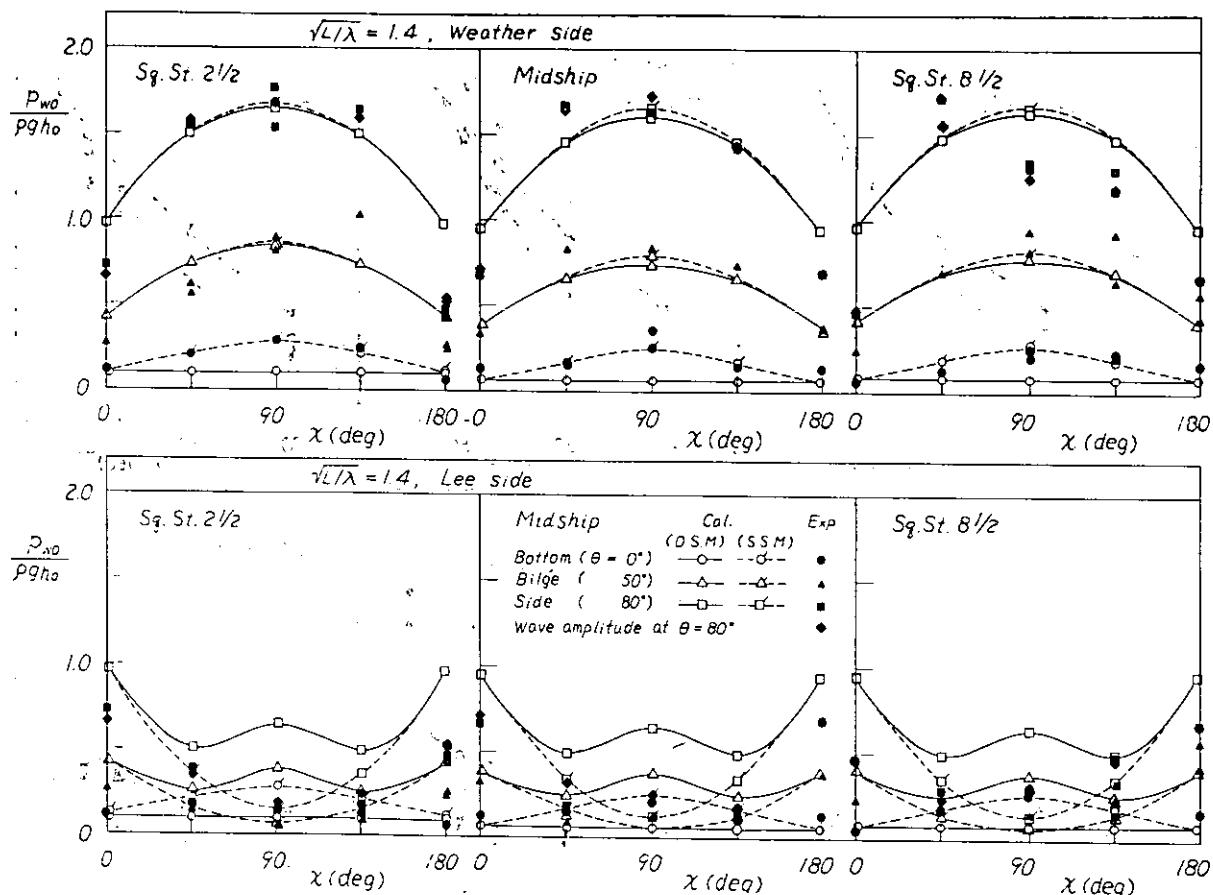


Fig. 2.4.1.7(その2) Variation of hydrodynamic pressure with heading angle

## 2.4.2 静水面上で上下動揺する時の変動圧

### 2.4.2.1 緒 言

Lewis form で近似した笠木山丸の S.S. 8 1/2 の断面形状を持つ柱状体を、その長さよりわずかに幅の広い水槽で強制上下揺させ、断面外周上 7 個の点に働く変動圧力と側面上の水位変動とを計測した。これらの計測値と線型理論による変動圧力の計算結果とを比較して種々検討を行なった。その結果について述べる。

### 2.4.2.2 使用模型

笠木山丸 S.S. 8 1/2 の断面と同一面積および幅/吃水を有する Lewis 断面柱状体である。その主要寸法は、

$$L=1.480 \text{ m}, B=0.400 \text{ m}, d=0.162 \text{ m}, H_0=1.2344, \sigma=0.976$$

である。

### 2.4.2.3 実験方法

圧力計は豊田工機製 PMS-5型で、アクリルキャップ内にシリコンオイル 10.0 を充填したものを用いた (Fig. 2.4.2.1)。又柱状体の長さ方向の中央部に、 $\theta = 0^\circ$  (底面中央)、 $25^\circ$ 、 $50^\circ$ 、 $70^\circ$ 、 $85^\circ$ 、 $90^\circ$  (水面上) および  $95^\circ$  の 7箇所に取付けた (Fig. 2.4.2.2)。

白金線の水位計は側面より 2 mm 離して圧力計の横 3 cm の所に取付けた。船体に 1 cm 毎に黒インクで目盛を付け相対水位を目視観測できるようにした。

実験は九大応用力学研究所小水槽 (長 6.0 m × 幅 1.5 m × 水深 1.3 m) で行なった。

強制上下振幅は 1.0 mm、2.0 mm、3.0 mm の 3種類とし周期は  $0.2 < \frac{\omega}{g} \cdot \frac{B}{2} < 2.0$  の範囲で 8 ~ 10 点選んだ。強制上下振装置の振動の影響を除去するためにローパスフィルターを用いて 20 c/s 以上の圧力変動は除去した。

Fig. 2.4.2.3 の断面が  $Z = \sin \omega t$  の上下振位をしている時の物体表面上の変動圧力  $P$  は、hydrodynamic pressure を  $P_h$  とおけば、次式で表わされる。

$$P = \rho g Z_a \cos \omega t + P_h$$

( 2.4.2.1 )

速度ボテンシャルを  $\phi$  とすれば、高次の微小量を無視して  $P_h$  は次式で与えられる

$$P_h = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad ( 2.4.2.2 )$$

$P_h$  は文献(1)で従って次の形に近くことができる。

$$P_h = \rho g Z_a ( P_a \cos \omega t + P_d \sin \omega t ) \quad ( 2.4.2.3 )$$

$P_a$ 、 $P_d$  は文献(1)、(2)で従って Lewis form 或は n-parameter family の断面について計算することができる。

( 2.4.2.1 ) と ( 2.4.2.3 ) 式より

$$P = \rho g Z_a \{ (1+P_a) \cos \omega t + P_d \sin \omega t \} \quad ( 2.4.2.4 )$$

或は  $P/\rho g Z_a = \bar{P} \cos(\omega t - \nu)$  とおけば

$$\bar{P} = \sqrt{(1+P_a)^2 + P_d^2}, \quad \nu = \tan^{-1} \{ P_d / (1+P_a) \} \quad ( 2.4.2.5 )$$

同様の方法で、左右揺および横揺運動する時の表面の圧力分布を計算することができる。

以上の圧力は、静水面上で動搖する時の圧力であるが、波浪中に拘束されている時の変動圧力は、 $P_a$ 、 $P_d$  と波の orbital velocity、acceleration を用いて  $P_h$  を計算し、更に波の変動圧を加えて求めることができる。

さて  $Z=0$  即ち  $\theta=90^\circ$  における  $P_h$  は、( 9 点 )  $P_h(90^\circ) = -\rho \left( \frac{\partial \phi}{\partial t} \right)_{Z=0}$  、一方 G 点における水面変化は、水位上昇を  $\zeta$  とすれば、

$$\zeta_0 = -\frac{1}{g} \left( \frac{\partial \phi}{\partial t} \right)_{Z=0} = \frac{1}{\rho g} P_{hZ=0} = \frac{1}{\rho g} P_h(Q=90^\circ)$$

となる。この  $\zeta$  が所謂 dynamic swell up である<sup>5)</sup>。G 点は  $Z_a \cos \omega t$  の変位をしているから、相対水位上昇量  $\zeta$  は、

$$\zeta = Z_a \cos \omega t + \frac{1}{\rho g} P(Q=90^\circ)$$

となり、当然ながら G 点の圧力  $P_Q=90^\circ$  と G 点における水位変化とは対応しており

$$\bar{P} = \zeta / Z_a = \bar{P} \cos(\omega t - \nu) \quad ( 2.4.2.6 )$$

でなければならない。

水位計で計測した  $\bar{P}$  を Fig. 2.4.2.4 に示す。この図より ( 2.4.2.6 ) 式の関係はほぼ満足されていることがわかる。

Fig. 2.4.2.5、2.4.2.6、2.4.2.7 に、 $\theta=0^\circ$ 、 $25^\circ$ 、 $50^\circ$ 、 $70^\circ$  および  $85^\circ$  における変動圧力  $\bar{P}$  の計測結果と計算結果との比較を示す。

$\theta=0^\circ$ 、 $25^\circ$ 、 $50^\circ$  および  $70^\circ$  に関しては、計算と実験の一致度はよい。

$\theta=85^\circ$  では、 $Z_a$  が大きくなる程、又  $\zeta$  が大きくなる程、実験値は計算値より小さくなっているが、その差は小さい。

次に  $\theta=90^\circ$  の  $\bar{P}$  の計測値と計算値とを比較したものが Fig. 2.4.2.8 である。図から次のことがわかる。

- (1)  $Z_a=1 cm$  と  $3 cm$  のデータは、すべて実験値が計算値より小さい。
- (2) 実際の水压のよみ  $\otimes$ 、▲印の方が、正弦換算水压  $\times$  印および△印よりも大きい。その差は、振動数が大きい程大きい。
- (3)  $Z_a=2 cm$  の計測値は計算値より大きくなっている。

$Z_a=1 cm$  と  $3 cm$  のデータは SR131 資料 6-2 ( 東京大学 ) と同じ傾向である。 $Z_a=2 cm$  のデータは、何か圧力計に異常があったのではないかと考えられるが、配管は正常だし、原因は未解明である。

$Z_a=3 cm$  の計測値を用い、 $\theta=85^\circ$ 、 $90^\circ$  および  $95^\circ$  の水压と、水位変化と、水压の計算値との関係を Fig.

2.4.2.9 および Fig.2.4.2.10 に示す。これらの図から次のことがわかる。

(1)  $\xi_B = 0.5246$  より  $1.156$  では、 $\theta = 90^\circ$ における△と▲印の計測値の差は小さく、又それらの値は計算値より  $10 \sim 15\%$  小さい。

(2)  $\xi_B = 1.608$  と  $2.074$  の結果では、 $\theta = 90^\circ$ における▲印の計算値より△印の方が小さく、その差は▲印の約  $10\%$  である。又▲印の値は計算値より約  $15\%$  小さい。

(3)  $\theta = 95^\circ$  における圧力は、実際の圧力上界値であるが、この値は、ほぼ、計算結果の A-A 線上にある。

以上の結果を要約すれば、

(1) 側面上の相対的な水位変化量の計測値は計算値とほぼ一致する。

(2)  $\theta = 0^\circ, 25^\circ, 50^\circ$  および  $70^\circ$  の変動圧力の計算値と実験値はよく一致している。

(3)  $\theta = 85^\circ$  の変動圧力は上下振幅が大きくなる程、又振動数が高い時に、実験値が計算値より小さくなる傾向にあるが、その差は小さい。

(4)  $\theta = 85^\circ$  の圧力の記録から、正弦波に換算した振幅と、水柱の読みから静止時の水柱（圧力計と水面との距離）を引いた値とは、ほぼ等しい。

(5)  $\theta = 90^\circ$  の圧力は一般に計算値より小さい。振動数の大きい所でその差は大きい。又直接読みとった水柱の値は、正弦波換算値より大きい。その差は振動数が大きい程大きい。

(6)  $\theta = 90^\circ$  の圧力の計測値が計算値より大きかった例 ( $Z_a = 2\text{cm}$ ) があった。

(7)  $\theta = 95^\circ$  の水柱は、計算から推定される値にはほぼ近い値を示した。

以上の本実験から、 $\theta = 0^\circ, 25^\circ, 50^\circ, 70^\circ, 85^\circ, 95^\circ$  の変動圧力および側面の水位変化は大略計算から推定される値であり、 $\theta = 90^\circ$  の圧力の計測値は、計算値より小さく ( $Z_a = 2\text{cm}$  のデータを除外すれば)、その差は  $10 \sim 15\%$  以下である。従って  $\theta = 90^\circ$  における計測値だけを修正した方がよいという考え方は早計であり、今後の研究にまたねばならない。

## 参考文献

- 1) F.Tasai : "An Approximate Calculation of Hydrodynamic Pressure on the Midship section Contour of a Ship Heaving and Pitching in Regular Head Waves". Rep.Res.Inst.Appl.Mech., Vol.XIV, No.48, 1966.
- 2) F.Tasai : "Formula for calculating Hydrodynamic Force of a Cylinder Heaving on a free Surface (n-Parameter Family)". Rep.Res.Inst.Appl.Mech., Vol.VIII, No.31, 1960.
- 3) F.Tasai : "Wave Height at the side of Two-Dimensional Body Oscillating on the Surface of a Fluid". Rep.Res.Inst.Appl.Mech., Vol.N, Vol.35, 1961.

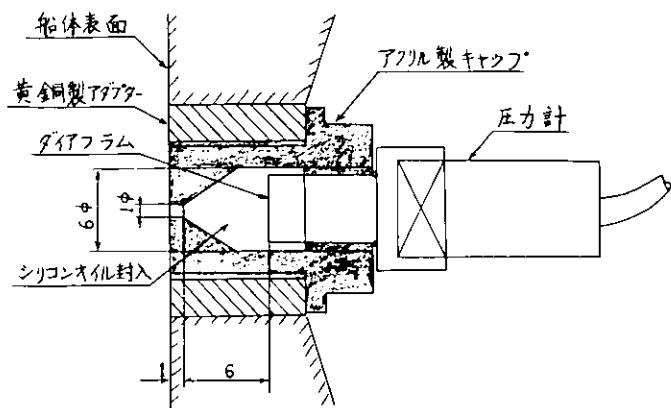


Fig. 2.4.2.1 壓力計取付図

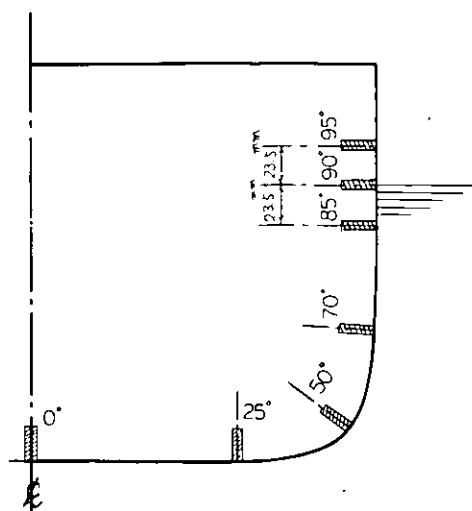


Fig. 2.4.2.2 壓力計取付位置図

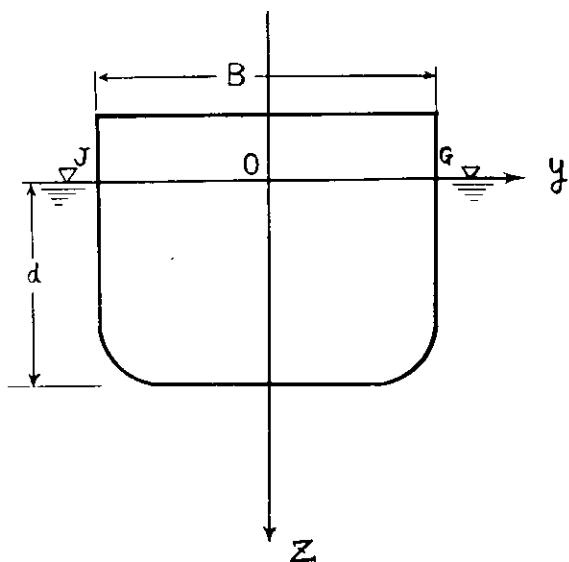


Fig. 2.4.2.3 Coordinate

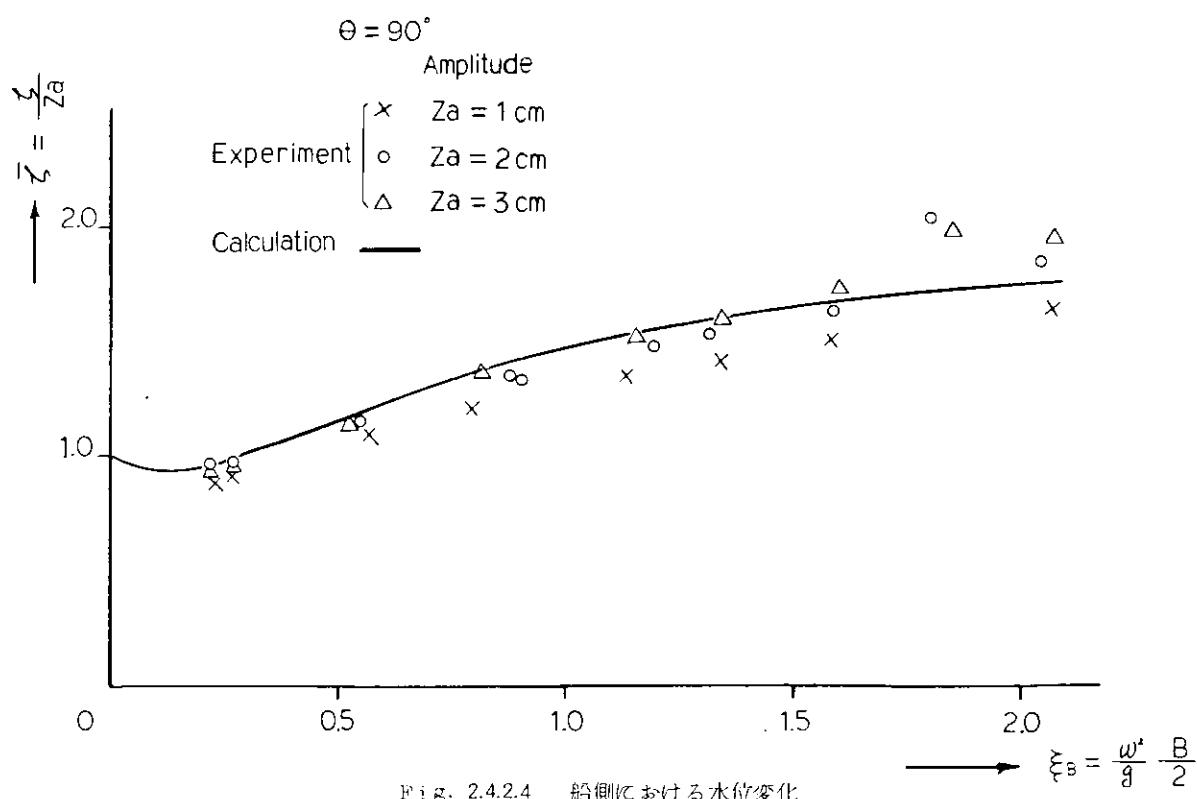


Fig. 2.4.2.4 船側における水位変化

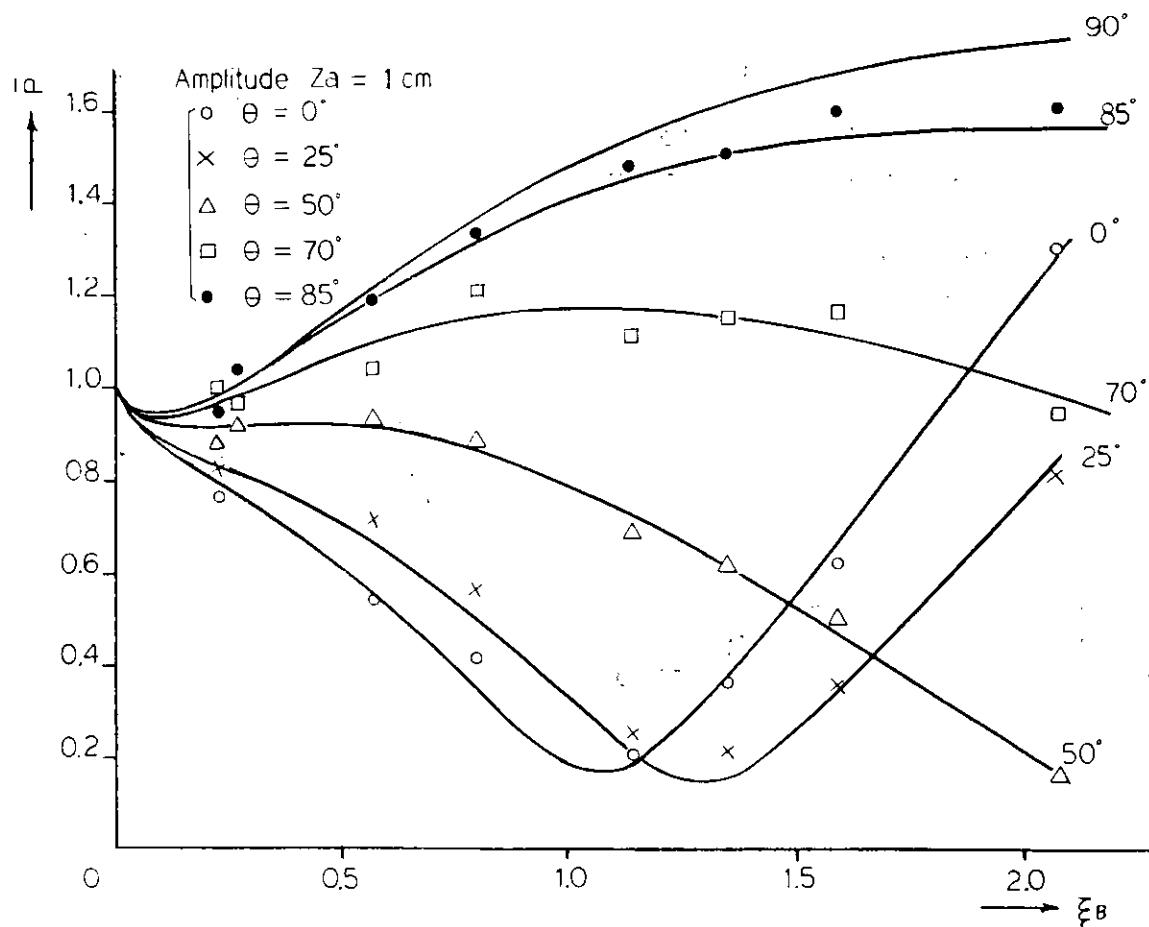


Fig. 2.4.2.5

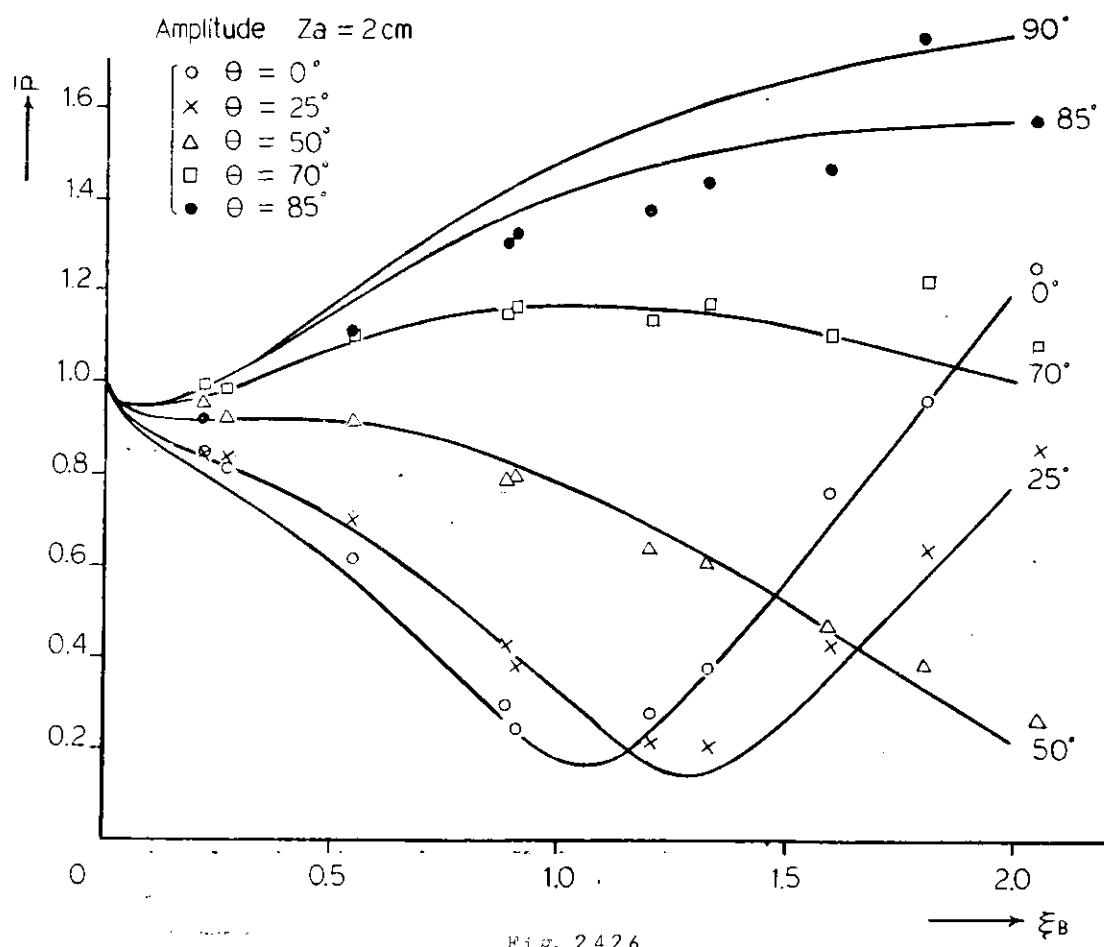


Fig. 2.4.2.6

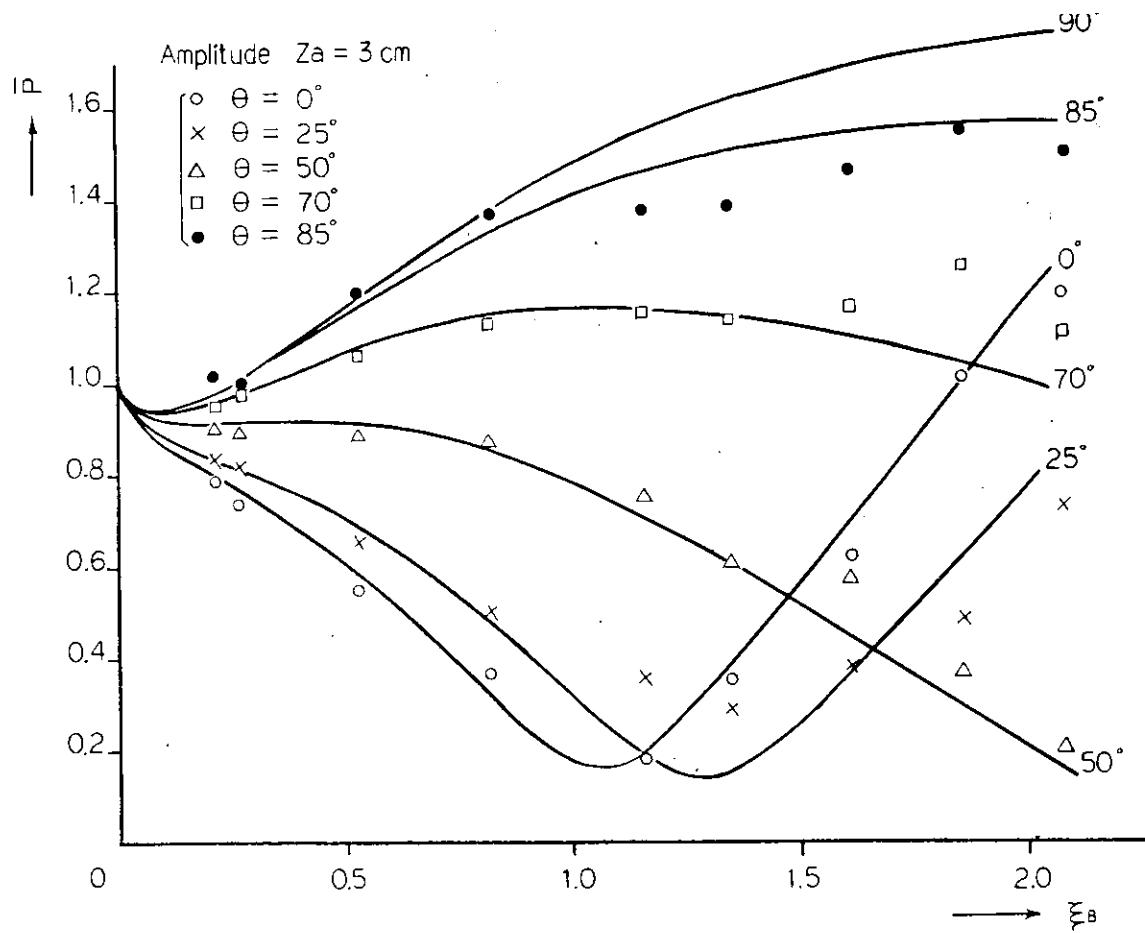


Fig. 2.4.2.7

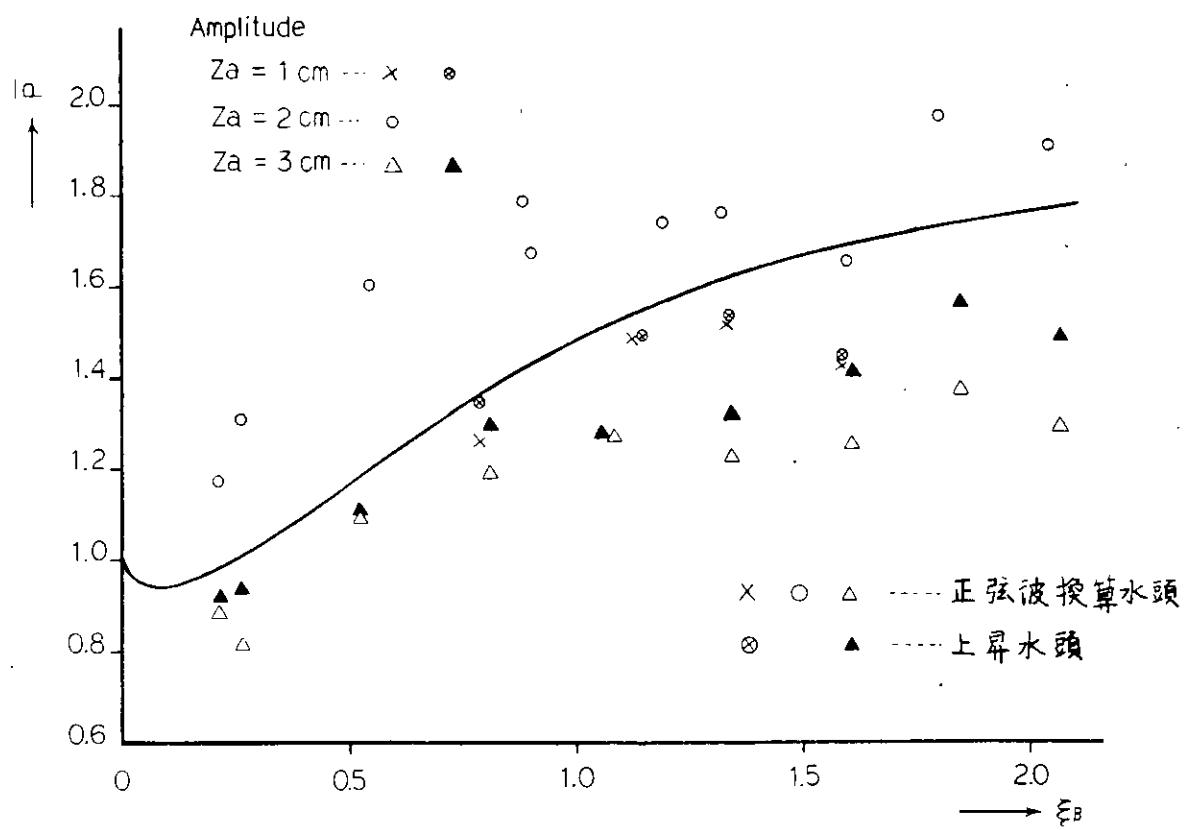


Fig. 2.4.2.8  $\theta = 90^\circ$ における  $\bar{P}$

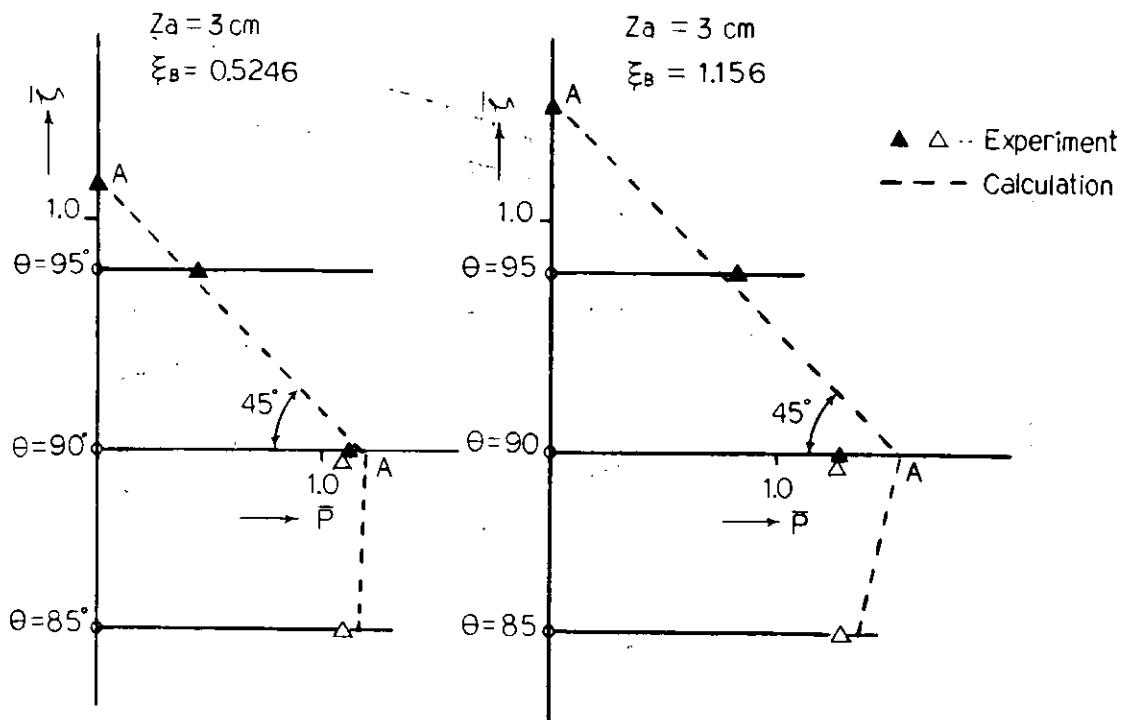


Fig. 2.4.2.9

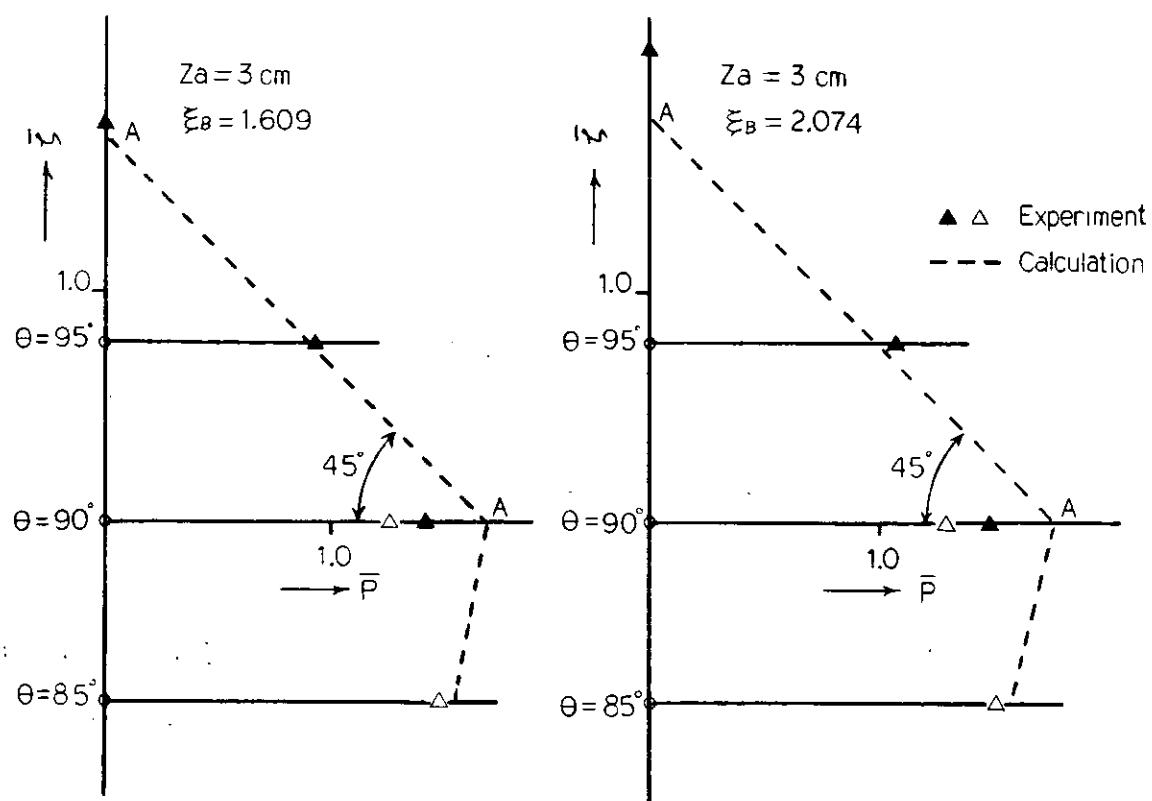


Fig. 2.4.2.10

### 2.4.3 速度ポテンシャルを用いた変動圧力の計算法

#### (1) 概 要

平水中または波浪中で調和振動する二次元柱状体に働く変動圧の計算については既に幾つかの計算法が確立されているが、こゝで述べる方法は物体表面に連続分布させた吹出しによって流場を表わし、速度ポテンシャルに関するNeumann問題の解として積分方程式を解くことによりこの吹出し密度の分布を決めるものである。従ってW.D.Kimの方法<sup>1)</sup>と同じ系統の解法に属するものである。前田の方法<sup>2)</sup>は同様に吹出しの表面分布を利用し、流れ函数に関するDirichlet問題の解として積分方程式を解くことによってこの分布を決めるものであるが、数值計算上は吹出し分布を階段状の分布で置きかえているため、精度をあげるためにには数値積分の分割数を増さなくてはならない。二次元問題ではこれらの積分方程式の核函数は特異性を持たないのであるから、吹出し分布を階段状の分布に置きかえる必要はなく、連続分布のまゝで扱える筈である。こゝで述べる方法は、この点に着目して吹出し分布を連続分布のまゝ扱うことによって、より少ない分割数で計算精度をあげることをめざし、以って三次元計算の実用化のための初步的な展望を得ることを意図して開発したものである。

#### (2) 計 算 法

##### (a) 積分方程式

平水中に浮かぶ柱体が振動率  $\nu$  の調和振動をしている時の二次元ポテンシャル流場を、その柱体の静止時における浸水面以上に強さの振巾  $f$  の吹出しを分布させることにより表わす。吹出し及び速度ポテンシャルをそれぞれ  $f_{\theta} e^{i\nu t} = (f_r + i f_i) e^{i\nu t}$ ,  $\phi_{\theta} e^{i\nu t} = (\phi_r + i \phi_i) e^{i\nu t}$  の実数部で表わすことにして、速度ポテンシャルのグリーン函数としてW.D.Kimの表示式<sup>1)</sup>を使うと、吹出し分布を決める連立積分方程式は次の様に書ける。

$$q_r(\theta) + \frac{1}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \{ q_r(\theta') \cdot K_r(\theta, \theta') - q_i(\theta') \cdot K_i(\theta, \theta') \} R(\theta') d\theta' = 2V_R(\theta) \quad (2.4.3.1)$$

$$q_i(\theta) + \frac{1}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \{ q_r(\theta') \cdot K_i(\theta, \theta') + q_i(\theta') \cdot K_r(\theta, \theta') \} R(\theta') d\theta' = 0$$

$$K_r, i(\theta, \theta') = H_r, i(\theta, \theta') \pm H_r, i(\theta, \pi - \theta'), + は上下揺、 - は左右揺、 横揺$$

$$H_r, i(\theta, \frac{\theta'}{\pi - \theta'}) = \ell \frac{\partial}{\partial x} G_r, i(x, y; \pm \xi, \eta) + m \frac{\partial}{\partial y} G_r, i(x, y; \pm \xi, \eta)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \{ G_r(x, y; \xi, \eta) + i G_i(x, y; \xi, \eta) \} = \frac{x - \xi}{R_1^2} + \frac{x - \xi}{R_2^2} - 2K e^{-K(y+\eta)} \{ \sin K(x - \xi) \cdot \cos K(x - \xi) \}$$

$$- \operatorname{sgn}(x - \xi) \cdot \cos K(x - \xi) \cdot \sin K|x - \xi| - \operatorname{sgn}(x - \xi) \cdot \frac{\pi}{2} \cos K(x - \xi) + \int_{-(y+\eta)}^0 e^{-\mu} \frac{(x - \xi) d\mu}{(x - \xi)^2 + \mu^2}$$

$$+ i\pi \sin K(x - \xi) \}$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \{ G_r(x, y; \xi, \eta) + i G_i(x, y; \xi, \eta) \} = \frac{y - \eta}{R_1^2} + \frac{y - \eta}{R_2^2} - 2K e^{-K(y+\eta)} \{ \cos K(x - \xi) \cdot \sin K|x - \xi| \}$$

$$+ \sin K|x - \xi| \cdot \sin K|x - \xi| - \ell n|x - \xi| + \frac{\pi}{2} \sin K|x - \xi| - K \int_{-(y+\eta)}^0 e^{-\mu} \ell n[(x - \xi)^2 + \mu^2] \frac{d\mu}{(y + \eta)}$$

$$+ i\pi \cos K(x - \xi) \} - K \ell n[(x - \xi)^2 + (y + \eta)^2]$$

$$(2.4.3.3)$$

$$R_1 = [(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2]^{\frac{1}{2}}, R_2 = [(x - \xi)^2 + (y + \eta)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\ell = \cos \theta + \sin \theta \cdot R \theta / R, \quad m = \sin \theta - \cos \theta \cdot R \theta / R$$

$$q_r, i = F \cdot f_r, i, \quad F = [1 + (R \theta / R)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$x = R \cos \theta, y = R \sin \theta, \xi = R' \cos \theta', \eta = R' \sin \theta', R \theta = dR / d\theta, R' = R(\theta')$$

$$(2.4.3.4)$$

$$v_n(\theta) = m(\text{上下揺}) , \ell(\text{左右揺}), mx - \ell(y - y_0) \quad (\text{横揺}, y_0 \text{は横揺中心}) \quad (2.4.3.5)$$

但し長さの次元を持つ量は物体の半巾  $B/2 (= R(0))$  で無次元化し、 $f$  (または  $q$ ) と  $\psi$  はそれぞれ  $\nu \delta$ 、 $\nu \bar{\delta}$   $B/2 (\bar{\delta} \text{は振動の線密度の振巾})$  で無次元化してあるものとする。なお、 $K = \nu^2 B^2/8$  である。

次にこの積分方程式の核函数に特異性のないことを示す。

$$\lim_{\substack{\theta \rightarrow 0 \\ x-\xi \rightarrow 0}} \frac{\int_0^{\theta} e^{-k\mu} d\mu}{(y+\eta)} \frac{(x-\xi)d\mu}{(x-\xi)^2 + \mu^2} = \operatorname{sgn}(x-\xi) \cdot \frac{\pi}{2} \\ \lim_{\substack{\theta \rightarrow 0 \\ x-\xi \rightarrow 0}} [\cos K(x-\xi) \cdot \operatorname{Ci} K|x-\xi| - \ln|x-\xi|] = \ell_n K + r, r=0.57721 \quad (2.4.3.6)$$

であるから  $\partial G_r / \partial x$  に特異性はない。また  $\partial G_r / \partial y$  のうち  $-K \ell_n [(x-\xi)^2 + (y+\eta)^2]$  の項は  $x-\xi \rightarrow 0$ 、 $y+\eta \rightarrow 0$  即ち水面のところに対数特異性を有するが、そこでは一般に  $m = 0$  と考えてよいので核函数としては特異性はないとしてよい。但し V 型船の場合、水面附近で計算精度の落ちることは考えられる。次に

$$\lim_{\theta \rightarrow 0} [\ell \left( \frac{x-\xi}{R_1^2} + \frac{x-\xi}{R_2^2} \right) + m \left( \frac{y-\eta}{R_1^2} + \frac{y+\eta}{R_2^2} \right)] = \frac{1}{2R} \left( 2 + \frac{R^2 \theta - R \theta \theta R}{R^2 + R \theta^2} - \frac{R \theta \cdot \cos \theta}{R \sin \theta} \right) \\ \lim_{\theta \rightarrow 0} [\ell \left( \frac{x+\xi}{R_3^2} + \frac{x+\xi}{R_4^2} \right) + m \left( \frac{y-\eta}{R_3^2} + \frac{y+\eta}{R_4^2} \right)] = \frac{1}{2R} \left( 2 + \frac{R \theta \cdot \sin \theta}{R \cos \theta} \right) \quad (2.4.3.7)$$

である。但し  $R_3 = [(x+\xi)^2 + (y-\eta)^2]^{1/2}$ 、 $R_4 = [(x+\xi)^2 + (y+\eta)^2]^{1/2}$ 。

$$\text{また } \lim_{\theta \rightarrow 0} R \theta \cdot \cos \theta / \sin \theta = R \theta \theta, \lim_{\theta \rightarrow \pi/2} R \theta \cdot \sin \theta / \cos \theta = -R \theta \theta \text{ である。}$$

但し  $R \theta \theta = d^2 R / d \theta^2$ 。以上により核函数に特異性のないことが示されたので、積分方程式 (2.4.3.1) を代数方程式に直して数値的に解くことは容易である。本法では、 $\theta = 0 \sim \pi/2$  を  $M$  等分し、数値積分公式として Simpson の公式を使って  $2(M+1)$  元の連立一次方程式に直して解いた。

#### (b) 变動圧、附加質量係数、減衰係数

变動圧を  $p e^{i\nu t}$  とすると  $p/\rho g \bar{\delta} = K \phi_i - i(K \psi_r + \bar{p}_s) = C_p e^{i\nu t}$  である。但し  $\bar{p}_s$  は静水圧の変動の振巾を表わすもので  $\bar{p}_s = 1$  (上下揺)、 $\bar{p}_s = 0$  (左右揺、横揺) である。 $\phi_r$ 、 $\phi_i$  は次式で計算される。

$$\phi_r(\theta) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \{ q_r(\theta') [G_r(\theta, \theta') \pm G_r(\theta, \pi-\theta')] - q_i(\theta') [G_i(\theta, \theta') \pm G_i(\theta, \pi-\theta')] \} R(\theta') d\theta' \\ \phi_i(\theta) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \{ q_r(\theta') [G_i(\theta, \theta') \pm G_i(\theta, \pi-\theta')] + q_i(\theta') [G_r(\theta, \theta') \pm G_r(\theta, \pi-\theta')] \} R(\theta') d\theta' \quad (2.4.3.8)$$

但し複号は、上下揺のとき +、左右揺、横揺のとき - をとるものとする。

$$G_r(\theta, \theta') + i G_i(\theta, \theta') = \ell_n R_1 + \ell_n R_2 + 2e^{-k(\theta+\eta)} \{ \cos K(x-\xi) \cdot \operatorname{Ci} K|x-\xi| \\ + \sin K|x-\xi| \cdot \operatorname{Si} K|x-\xi| - \ell_n |x-\xi| + \frac{\pi}{2} \sin K|x-\xi| - K \int_{-(y+\eta)}^0 e^{-k\mu} \cdot \ell_n [(x-\xi)^2 + \mu^2]^{1/2} d\mu \} \\ + i \pi \cos K(x-\xi) \} \\ G_{r,i}(\theta, \pi-\theta') = G_{r,i}(x, y; -\xi, \eta) \quad (2.4.3.9)$$

ここで、 $G_r(\theta, \theta')$  のうち  $R_1$  と  $R_2$  に、及び  $G_r(\theta, \pi-\theta')$  のうち  $R_3$  に次の様な特異性がある。

$$\lim_{\theta \rightarrow 0} R_1^2(\theta, \theta') \sim (R^2 + R_\theta^2) \cdot (\theta - \theta')^2 \\ \lim_{\theta \rightarrow 0} R_2^2(\theta, \theta') \sim (R^2 + R_\theta^2) \theta'^2 \\ \lim_{\theta' \rightarrow \pi/2} R_3^2(\pi/2, \theta') \sim (R^2 + R_\theta^2)(\pi/2 - \theta')^2 \quad (2.4.3.10)$$

これらの対数特異性は、もとの被積分函数から対数特異性を差し引いたものについて数値積分し、後で差し引いた

分の積分を解析的に行なって加える方法で処理できる。即ち

$$\int_0^{\pi/2} \tilde{q}_r(\theta') R(\theta') \ell_n R_i d\theta' = \int_0^{\pi/2} [ q_r(\theta') R(\theta') \ell_n R_i - q_r(\theta) R(\theta) \ell_n |\theta - \theta'| ] d\theta' \\ + q_r(\theta) R(\theta) \int_0^{\pi/2} \ell_n |d\theta'| \quad (2.4.3.11)$$

とすれば第1項は  $\theta' = \theta$  のとき  $q_r(\theta) \cdot R(\theta) \ell_n (R^2 + R_\theta^2)^{1/2}$  とすればよいので数値積分ができる。第2項は  $q_r(\theta) \cdot R(\theta) \{ (\pi/2 - \theta) [\ell_n(\pi/2 - \theta) - 1] + \theta (\ell_n \theta - 1) \}$  となる。 $\ell_n R_i$  については  $\theta = 0$  のときだけ、 $\ell_n R_i$  については  $\theta = \pi/2$  のときだけ同じように処理すればよい。以上で変動圧力の計算ができる。

次に附加質量係数  $K_x$  (上下揺)、 $K_y$  (左右揺)及び減衰係数  $\bar{A}$  は、それぞれ

$$K_{x,y} = \frac{1}{0\pi} \int_0^{\pi/2} \phi_r(\theta) \cdot v_n(\theta) \cdot R(\theta) d\theta \quad (2.4.3.12)$$

$$\bar{A} = K \left[ 2 \int_0^{\pi/2} \phi_i(\theta) \cdot v_n(\theta) \cdot R(\theta) d\theta \right]^{1/2}$$

で表わされる。但し、上下揺のとき  $C = C_0$  ( $K \rightarrow \infty$  のときの附加質量係数)、左右揺のとき  $C = [R(\pi/2)]^2$  である。

### (3) 計算法

#### (a) 吹出し分布

Fig. 2.4.3.2 は円柱の上下揺 ( $K = 1.0071$ ) の場合の吹出し分布を、前田の計算値(生研、前田助教授の御好意によるもので、この値そのものは未公表である。)と比較して示したものであるが、分割数  $M = 4$  で既に前田の値と一致している。また Table 2.4.3.1 は、円柱の上下揺の  $K = 0$  の場合の解析解  $c_r = 2 \sin \theta - 2/\pi$  と本法の数値解とを比較して示したものであるが、 $M = 2$  で既に 3 衍合っており、前田の方法 ( $K = \infty$  の解析解  $c_r = 2 \sin \theta$  と  $2 M = 30$  で 3 衍合う) と比べて非常に精度の良いことが判る。同表には、数値積分公式として梯形則を使った場合の結果も同時に示してあるが、この場合の精度は前田の方法と同程度のようである。Fig. 2.4.3.3 と Fig. 2.4.3.4 には、円柱の上下揺の場合の吹出し分布を  $K$  をパラメータとして示してある。図には描ききれないが、 $K$  の値が 1.8 1.8 程度の値に近づくに従い  $c_r$ 、 $c_i$  とも急激に値が大きくなり ( $10^3 \sim 10^4$  程度) 計算精度の落ちる範囲のあることが、計算実験的に確認された。これは、F. John<sup>8)</sup>により指摘され、W. Frank<sup>9)</sup> によって角柱についての計算で確かめられたところのいわゆる irregular frequency の現象であろうと思われる。

#### (b) 変動圧力

円柱の上下揺の場合の変動圧の成分を Porter の計算結果<sup>3)</sup> と比較して示したのが Table 2.4.3.2 である。 $K$  が大きくなるにつれて分割数  $M$  を増さないと精度の落ちることが判るが、 $M = 18$  の場合は  $K = 8.5$  というような高い振動率のところまで大体一致している。また船体動揺の実用範囲では  $M = 6$  でも充分一致している。Fig. 2.4.3.5 ~ Fig. 2.4.3.7 は Lewis Form ( $H_0 = 1$ ,  $\sigma = 0.9405$ ) の変動圧の成分を田才の計算値<sup>1)</sup> 及び渡辺の計算値(船研、渡辺謙技官の開発した「Ursell - 田才の方法を修正した解法」によるもので、未公表であるが同技官の御好意による。)と比較したもので、上下揺、左右揺、横揺とも渡辺の値とは完全に一致しているが、田才の値とは少し違っている。Fig. 2.4.3.8 は鉛石運搬船笠木山丸の SS.5 の断面と、それと同じ断面係数  $\sigma$ 、巾深さ比  $H_0$  を持つ Lewis Form について計算してみた一例である。Lewis Form では  $M = 12$  と  $M = 18$  での値は一致していたが、笠木山丸 SS.5 の断面の方の計算では  $M = 12$  と  $M = 18$  での値は少し離れていたので、こゝに  $M = 12$  での結果を示した。

#### (c) 附加質量係数、減衰係数

Table 2.4.3.3 は Lewis Form ( $H_0 = 1.5$ ,  $\sigma = 0.9470$ ) の左右揺についての計算結果を田才<sup>5)</sup>、田村<sup>6)</sup>

水野<sup>2</sup>)、渡辺(前述)の各計算結果と比較して示したものである。渡辺の値と完全に一致しており、田村の値とも極めて近い。但し、この表の数値のうち田村の値と水野の値は、水野の論文<sup>4</sup>)の図から読みとったもので3桁目の信頼性はない。上下揺についてはTable 2.4.3.4(前田<sup>2</sup>)、田村の各計算結果(前田の論文<sup>2</sup>)の図から読みとったものとの比較を示してある。 $\bar{A}$ についてはよく一致している。 $K_4$ については前田の値と大体一致しており、田村の値とは離れている。

#### (d) 分割数による精度、計算時間

Table 2.4.3.5は、実用範囲の振動率の代表として $K = 1$ をとり、分割数Mによって計算精度がどうなるかを示したものである。円柱の場合は $M = 6$ で充分であったが、Lewis Formでは $M = 6$ では不充分である。形状によって精度に差があり、V型船型では水面附近の精度が落ち、 $H_0 = 0.2$ というような浅長の形長の形状では船底附近の精度が落ちるなどの点はあるが、ごく大ざっぱに云って $M = 10 \sim 12$ 程度をとれば実用上は充分であろう。目的によって更に精度の必要なときは、分割数Mを増せばよい。

ある一つのKの値に対し、変動圧分布、附加質量係数、減衰係数等を計算するのに要する時間は、 $M = 6$ で17秒、 $M = 12$ で43秒、 $M = 24$ で164秒、 $M = 30$ で255秒等である。試計算により倍精度にする必要のないことを確認し、計算はすべて単語長(7~8桁)で行なっている。なお使用した計算機は船研共用電子計算機FACOM 270-20である。

#### 参考文献

- 1) W.D.Kim : On the Harmonic Oscillations of a Rigid Body on a Free Surface, J.Fluid Mech., Vol. 21 (1965)
- 2) 前田久明：任意船型に及ぼす波の強制力について、造船学会論文集 第126号(1969)
- 3) W.R.Porter : Pressure distributions added mass and damping coefficients for cylinders oscillating in a free surface, Univ. of California, I.E.R. Report 82,M.16(1960)
- 4) 田才福造：Beam Sea Condition にある船体に働く変動圧力、西部造船会々報 第35号(1968)
- 5) 田才福造：水面に浮んだ柱状体の左右揺によって生ずるHydrodynamic Force 及び Moment、造船協会論文集 第110号(1961)
- 6) K.Tamura : The Calculation of Hydrodynamical Forces and Moments acting on the Two Dimensional Body、西部造船会々報 第26号(1963)
- 7) 水野俊明：半没柱状体の左右揺れおよび横揺れについて、造船学会論文集 第127号(1970)
- 8) F.John : On the Motion of Floating Bodies II, Communications on Pure and Applied Mathematics, Vol. 3 (1950)
- 9) W.Frank : Oscillation of cylinders in or below the free surface of deep fluids, NSRDC Report 2375 (1967)

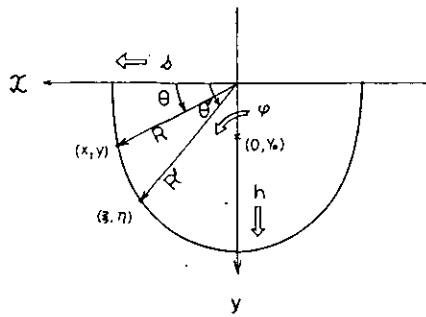


Fig. 2.4.3.1 Co-ordinate System

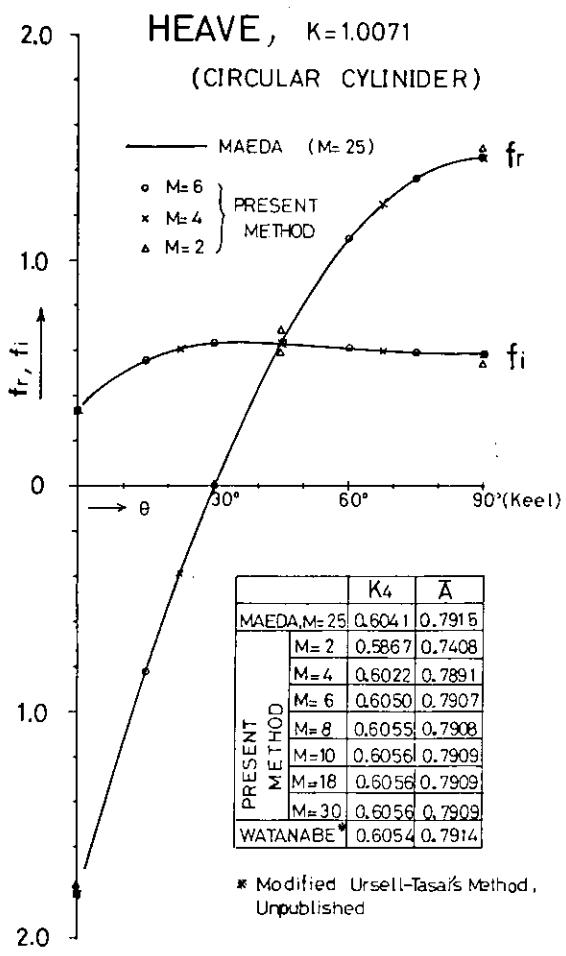


Fig. 2.4.3.2 SOURCE DISTRIBUTION  
(HEAVE,CIRCULAR CYLINDER)

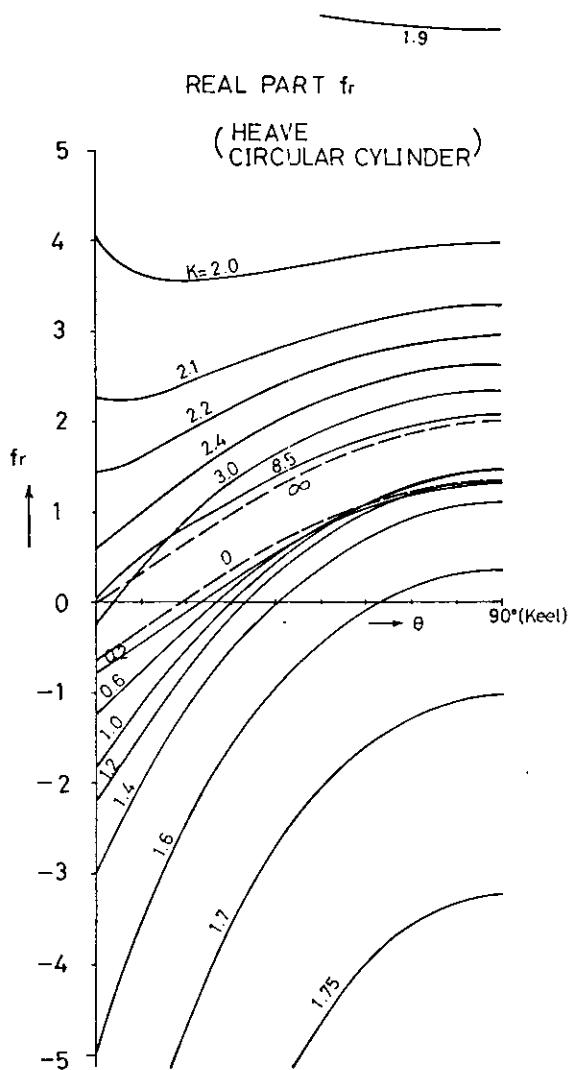


Fig. 2.4.3.3 SOURCE DISTRIBUTION  
(HEAVE,CIRCULAR CYLINDER)

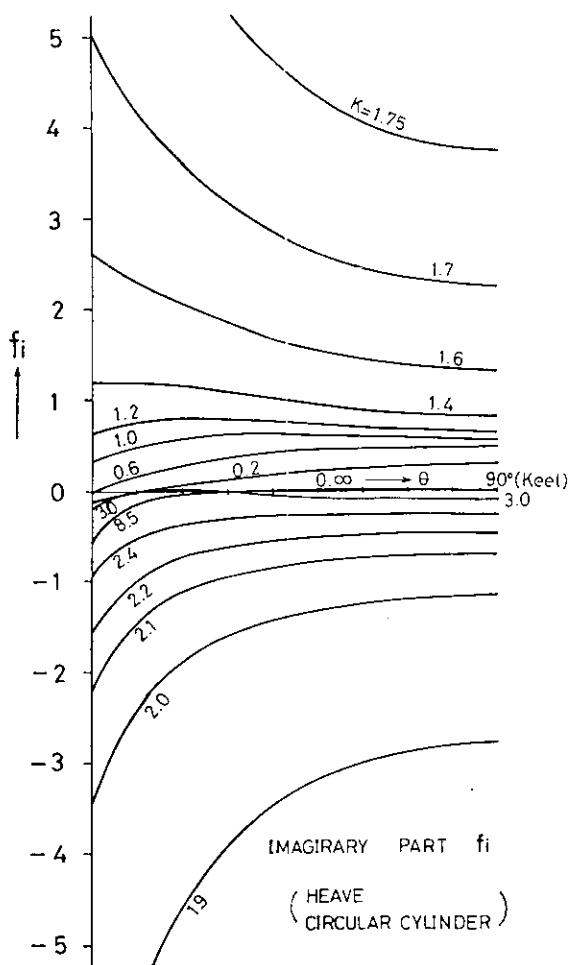


Fig. 2.4.3.4 SOURCE DISTRIBUTION  
(HEAVE,CIRCULAR CYLINDER)

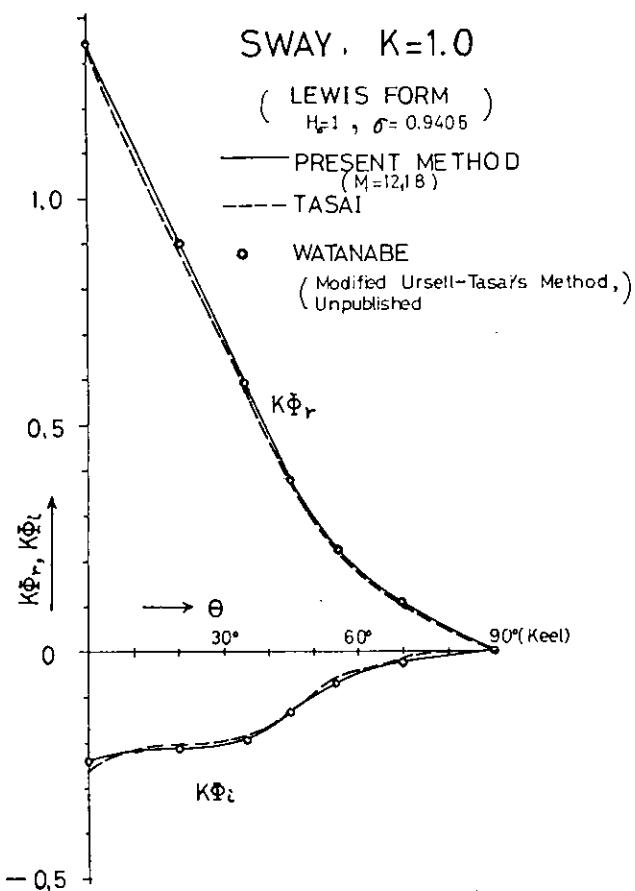


Fig. 2.4.3.6  $K\Phi_r, K\Phi_i$  (SWAY, LEWIS FORM)

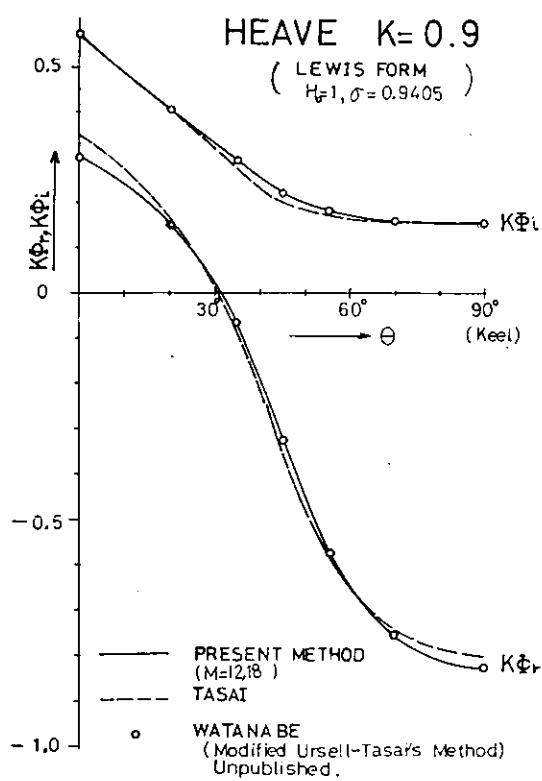


Fig. 2.4.3.5  $K\Phi_r, K\Phi_i$  (HEAVE, LEWIS FORM)

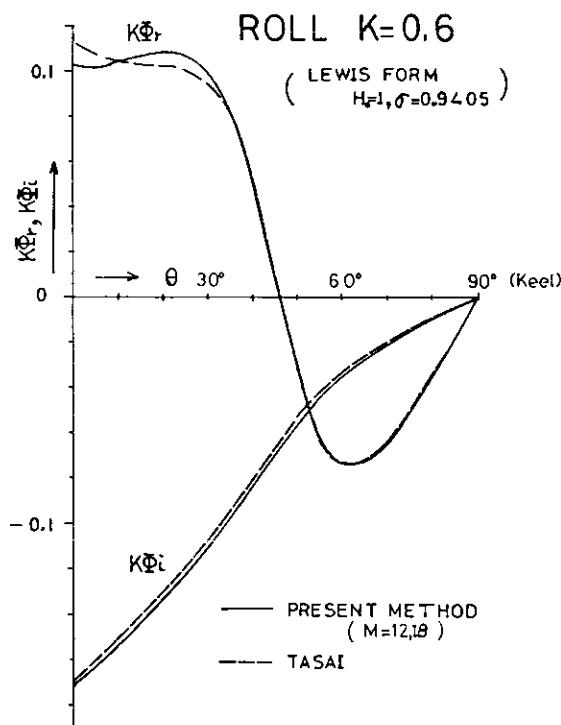


Fig. 2.4.3.7  $K\Phi_r, K\Phi_i$  (ROLL, LEWIS FORM)

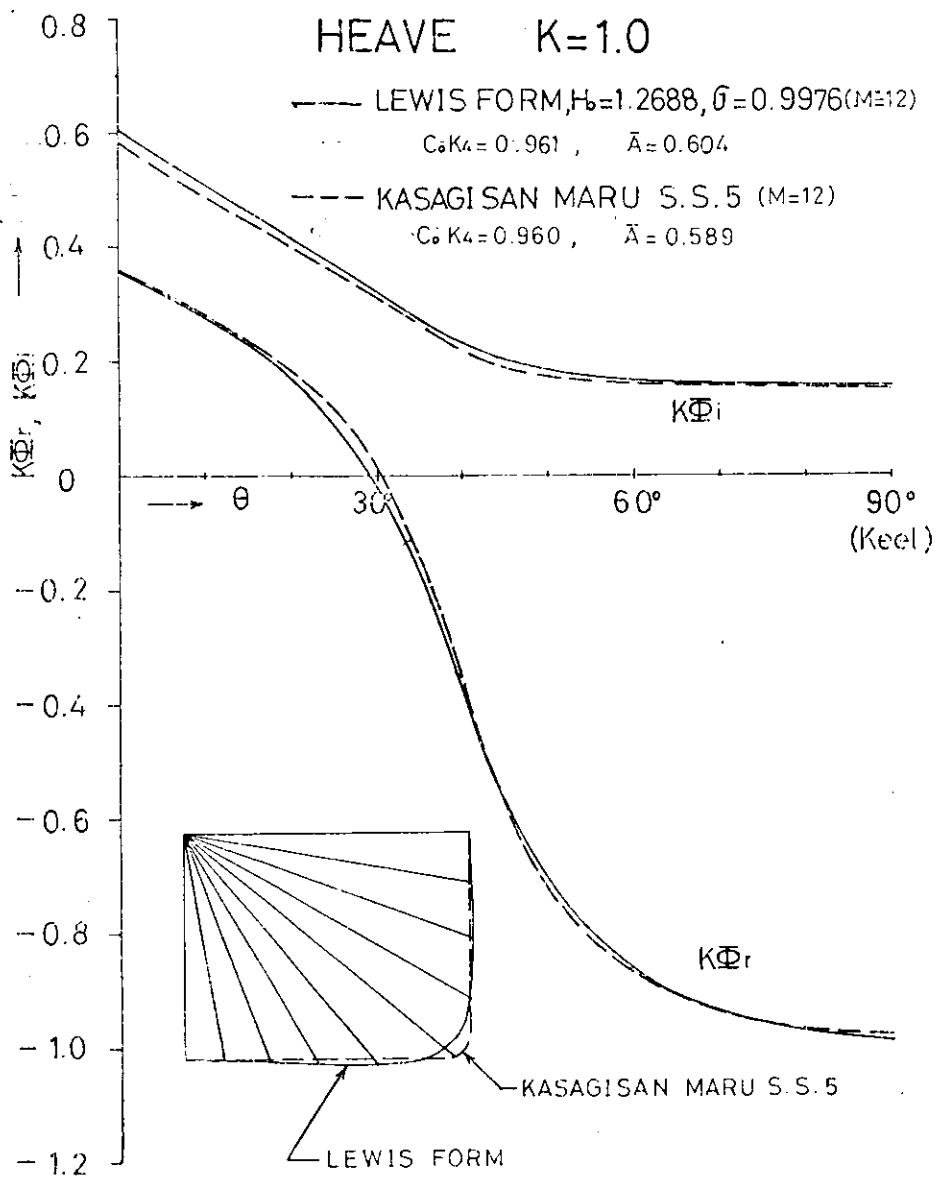


Fig. 2.4.3.8  $K\Phi_r, K\Phi_i$  (HEAVE,  $K=1.0$ , ACTUAL SHIP)

Table 2.4.3.1  $c_H(\theta)$  (HEAVE,  $K=0$ , CIRCULAR CYLINDER)

		$f_r(0^\circ)$	$f_r(45^\circ)$	$f_r(90^\circ)$
ANALYTICAL SOL		-0.636620	0.777593	1.36338
NUMERICAL SOLUTION by SIMPSON'S RULE	$M=2$	-0.638071	0.776142	1.36193
	4	-0.636704	0.777509	1.36329
	6	-0.636635	0.777578	1.36336
	10	-0.636620	0.777592	1.36338
	18	-0.636619	0.777598	1.36338
	30	-0.636618	0.777597	1.36338
NUMERICAL SOLUTION by TRAPEZOIDAL RULE	$M=2$	-0.603553	0.810660	1.39645
	4	-0.628417	0.785797	1.37158
	6	-0.632979	0.781235	1.36702
	10	-0.635310	0.778902	1.36469
	18	-0.636214	0.778000	1.36378
	30	-0.636473	0.777744	1.36352

Table 2.4.3.2  $K\Phi_r$ ,  $K\Phi_i$  (HEAVE, CIRCULAR CYLINDER)

		$K\Phi_r$				$K\Phi_i$			
		$\theta = 0^\circ$	$\theta = 30^\circ$	$\theta = 60^\circ$	$\theta = 90^\circ$	$\theta = 0^\circ$	$\theta = 30^\circ$	$\theta = 60^\circ$	$\theta = 90^\circ$
$K=0.5$	PORTER	-0.033	-0.14	-0.28	-0.34	0.52	0.38	0.30	0.27
	M= 6	-0.030	-0.136	-0.281	-0.341	0.520	0.382	0.299	0.272
	M= 18	-0.033	-0.137	-0.281	-0.342	0.519	0.382	0.299	0.272
$K=1.0$	PORTER	0.18	-0.17	-0.55	-0.70	0.75	0.42	0.27	0.23
	M= 6	0.186	-0.173	-0.553	-0.700	0.754	0.420	0.271	0.233
	M= 18	0.175	-0.174	-0.554	-0.700	0.753	0.420	0.272	0.233
$K=1.75$	PORTER	0.47	-0.38	-1.12	-1.39	0.86	0.33	0.17	0.14
	M= 6	0.659	-0.379	-1.124	-1.393	0.712	0.309	0.163	0.133
	M= 18	0.492	-0.378	-1.121	-1.389	0.845	0.327	0.171	0.138
$K=2.0$	PORTER	0.55	-0.48	-1.33	-1.64	0.86	0.29	0.14	0.11
	M= 6	0.517	-0.468	-1.325	-1.631	0.945	0.296	0.145	0.115
	M= 18	0.548	-0.475	-1.330	-1.635	0.865	0.290	0.143	0.115
$K=5.0$	PORTER	1.00	-1.97	-3.97	-4.67	0.64	0.061	0.022	0.018
	M= 6	1.182	-1.952	-3.960	-4.669	0.892	0.040	0.010	0.007
	M= 18	0.999	-1.968	-3.966	-4.674	0.674	0.061	0.022	0.018
	M= 30	1.001	-1.969	-3.967	-4.674	0.650	0.061	0.022	0.018
$K=8.5$	PORTER	1.10	-3.77	-7.03	-8.20	0.44	0.014	0.0053	0.0043
	M= 6	1.246	-3.777	-7.029	-8.199	0.412	0.01	0.0012	0.0012
	M= 18	1.139	-3.770	-7.026	-8.198	0.452	0.012	0.0047	0.0038
	M= 30	1.120	-3.770	-7.026	-8.198	0.438	0.013	0.0051	0.0042

Table 2.4.3.3  $K_x$ ,  $\bar{A}$  (SWAY, LEWIS FORM)  
 $H_0=1.5$ ,  $\sigma=0.9470$ 

		TASAI	TAMURA	MIZUNO	WATANABE	*PRESENT METHOD
$K_x$	K= 0.2	1.673	1.776	1.648	1.743	1.744
	0.4	1.668	1.759	1.616	1.738	1.738
	0.6	1.333	1.304	1.256	1.307	1.307
	0.8	—	0.859	0.859	0.876	0.876
	1.0	0.570	—	0.570	0.584	0.582
	1.5	0.239	—	0.256	0.249	0.246
$\bar{A}$	K= 0.2	0.086	—	0.091	0.089	0.089
	0.4	0.308	0.320	0.310	0.320	0.320
	0.6	0.564	0.576	0.544	0.572	0.573
	0.8	—	0.734	0.734	0.777	0.777
	1.0	0.926	—	0.886	0.935	0.935
	1.5	1.201	—	—	1.216	1.215

\* Modified Ursell-Tasai's Method, Unpublished

Table 2.4.3.4  $K_z$ ,  $\bar{A}$  (HEAVE, LEWIS FORM)  
 $H_0 = 1.5$ ,  $\sigma = 0.6231$

		TASAII	MAEDA	PRESENT METHOD
K4	K = 0.2	1.209	1.355	1.352
	0.8	0.816	0.757	0.751
	1.2	0.742	0.693	0.687
$\bar{A}$	K = 0.2	0.306	0.306	0.308
	0.8	0.897	0.897	0.896
	1.2	1.169	1.169	1.162

Table 2.4.3.5 ACCURACY OF  $K_4$ ,  $\bar{A}$ ,  $C_p$   
(HEAVE  $K=1.0$ , LEWIS FORM)

$H_0 = 1.5$ ,  $\sigma = 0.6231$

M	K4	$\bar{A}$	$C_p(0)$	$C_p(\frac{\pi}{4})$	$C_p(\frac{\pi}{2})$
6	0.668	0.976	1.304	0.668	0.576
8	0.692	1.011	1.273	0.670	0.580
10	0.702	1.026	1.254	0.671	0.581
12	0.707	1.033	1.241	0.671	0.582
18	0.709	1.038	1.226	0.671	0.582
24	0.709	1.037	1.231	0.671	0.582
30	0.709	1.037	1.220	0.671	0.582

$H_0 = 1.0$ ,  $\sigma = 0.9405$

M	K4	$\bar{A}$	$C_p(0)$	$C_p(\frac{\pi}{4})$	$C_p(\frac{\pi}{2})$
6	0.672	0.591	1.481	0.660	0.161
8	0.706	0.570	1.470	0.651	0.145
10	0.693	0.577	1.471	0.654	0.150
12	0.698	0.574	1.470	0.653	0.148
18	0.696	0.575	1.469	0.653	0.149
24	0.696	0.575	1.469	0.653	0.149
30	0.696	0.575	1.469	0.653	0.149

$H_0 = 1.0$ ,  $\sigma = 0.48$

M	K4	$\bar{A}$	$C_p(0)$	$C_p(\frac{\pi}{4})$	$C_p(\frac{\pi}{2})$
6	0.609	0.942	1.294	0.722	0.702
8	0.648	0.984	1.266	0.720	0.699
10	0.670	1.008	1.246	0.719	0.698
12	0.683	1.022	1.232	0.719	0.697
18	0.697	1.038	1.208	0.719	0.697
24	0.699	1.041	1.199	0.719	0.697
30	0.700	1.041	1.196	0.719	0.697

$H_0 = 0.2$ ,  $\sigma = 0.7854$

M	K4	$\bar{A}$	$C_p(0)$	$C_p(\frac{\pi}{4})$	$C_p(\frac{\pi}{2})$
6	0.707	0.101	1.220	0.989	0.134
8	0.742	0.103	1.228	0.989	0.125
10	0.790	0.103	1.232	0.989	0.113
12	0.825	0.103	1.234	0.989	0.102
18	0.866	0.103	1.237	0.989	0.087
24	0.872	0.103	1.237	0.989	0.082
30	0.874	0.103	1.237	0.989	0.081

#### 2.4.4 Ursell-Tasai 法をもととした変動水圧の新しい計算法

ストリップ法による船体まわりの変動圧計算法としては Lewis-form を使った Ursell-Tasai<sup>1)</sup> 法が広く行われている。所がこの方法は本来、 radiation 問題の、各運動に伴う流体力計算に主眼を置いて発展を遂げてきた方法なので、変動圧計算には若干扱いにくい形をしていると共に、 diffraction 問題への適用があまり見受けられない様である。<sup>3)</sup>

本稿は Ursell-Tasai 法の理論構成上の一つの特徴である境界条件の作り方を改め、変動圧の計算を容易にする計算式を導びく。この式は diffraction 問題も又 radiation 問題と全く同等に扱え、同じ計算の手順で物体表面の各点で境界条件を満足する解の得られる事を示す。更にストリップ法で扱っている様な、波浪中で運動する物体まわりの変動圧も、一つの境界値問題を解く事で帰着し、 radiation diffraction 問題と同じ計算法で求められる事を示す。

##### (1) 二次元境界値問題

ここで扱うのは Lewis-form である。 Fig. 2.4.4.1 の如く座標系を定め、  $r = 1$  の半円が Lewis-form: C に対するとすれば、写像の式は次の式で与えられる。

$$\begin{aligned} y &= M \left( r \cos \theta + \frac{a_1}{r} \cos \theta + \frac{a_3}{r^3} \cos 3\theta \right) \\ z &= M \left( -r \sin \theta + \frac{a_1}{r} \sin \theta + \frac{a_3}{r^3} \sin 3\theta \right) \end{aligned} \quad | \quad (2.4.4.1)$$

ここで  $M = \frac{(B/2)}{1+a_1+a_3}$

解のポテンシャルが満足すべき条件は、連続の条件、自由表面の条件、無限遠の条件、発散波の条件、物体表面の境界条件等である。一応、周知の事柄として、再び全てを述べる事はしないが、物体表面の条件は従来の書き方と少し変わっているので次に述べる。

##### (a) 物体表面の境界条件

物体の状態によって境界条件は様々な値をとる。ここでは radiation 問題、 diffraction 問題、波浪中で運動する物体の問題について色々な境界条件を示す。断らないが、 radiation 問題ではそれぞれ  $e^{i\omega t}$  の周期運動をしており、各運動の時間座標を位相の基準にとっているものとする。又運動の振幅は  $\ell$  で表わし、 suffix. h, s, r で heave sway roll の振幅をあらわす。 diffraction 問題では、入射波は  $e^{i\omega t}$  の時間変化をするものとする。尚運動の方向その他は Fig. 2.4.4.1 に示した通りである。以下の式の展開ではすべて複素関数表示とし、時間項  $e^{i\omega t}$  は省略する。 Fig. 2.4.4.1 の如く運動の方向を定めれば、流れ関数表示による境界条件式は次の通りである。

##### (i) radiation 問題

$$(i) \text{ heave} \quad \psi_h = -i\omega \ell_h y \mid_{\text{on } C} \quad (2.4.4.2)$$

$$(ii) \text{ sway} \quad \psi_s = i\omega \ell_s z + C_s \mid_{\text{on } C} \quad (2.4.4.3)$$

$$(iii) \text{ roll} \quad \psi_r = i\omega \ell_r \frac{1}{2}(y^2 + z^2) + C_r \mid_{\text{on } C} \quad (2.4.4.4)$$

(但し  $C_s$ 、  $C_r$  は積分定数である。)

##### (ii) diffraction 問題

横波及び斜波、縦波を同一の式で扱うには前田の考え方<sup>4)</sup>を導入するのが便利である。即ち入射波の時間座標を位相の基準にとれば、  $x$  軸と  $\alpha$  だけずれた方向からの入射波のポテンシャルは近似的に次の様に書ける。

$$\phi_{wa} = \frac{i g h_w}{\gamma} e^{k(z + iy \cos \alpha)} \quad (2.4.4.5)$$

静止した物体上で満足すべき境界条件は diffraction ポテンシャルを  $\phi_d$  とすれば

$$\frac{\partial}{\partial n} (\phi_d + \phi_{w\alpha}) = 0 \quad (2.4.4.6)$$

これを流れ関数の境界条件に書き換えれば

$$\psi_d = \int_C \left\{ \frac{\partial \phi_{wd}}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial n} + \frac{\partial \phi_{wa}}{\partial z} \cdot \frac{\partial z}{\partial n} \right\} ds \quad (2.4.4.7)$$

$\alpha = 0$  (横波) の時には解析的な表示式が得られる。

$$\psi_d = \frac{g h_w}{\nu} e^{k(n+iy)} + C_w \quad (2.4.4.7)'$$

(但し、 $C_w$  は積分定数)

### (iii) 波浪中で運動する物体の問題

通常ストリップ法で使う仮定に従えば、この時の境界条件は (2.4.4.2~4.7) の一次結合になる。波の時間座標を基準にとり、各運動変位の位相差を  $\epsilon_h, \epsilon_s, \epsilon_r$  とすれば、流れ関数  $\psi_t$  の満たすべき関係は

$$\begin{aligned} \psi_t = & -\phi_{wa} - i\nu \ell_h e^{i\epsilon_h} y + i\nu \ell_s e^{i\epsilon_s} z \\ & + i\nu \ell_r \frac{1}{2} (y^2 + z^2) + Ct \quad |_{\text{on } C} \end{aligned} \quad (2.4.4.8)$$

(但し  $Ct = C_s + C_r + C_w$ )

この境界値は  $z$  軸に関して、対称な場を表わす成分 (H で示す) と反対称な場を表わす成分 (S で示す) に分解できる。即ち、

$$\psi_t = G^H + G^S \quad |_{\text{on } C} \quad (2.4.4.9)$$

ここで  $G^H = -\phi_{wa}^H - i\nu \ell_h e^{i\epsilon_h} y$

$$G^S = -\phi_{wa}^S + i\nu \ell_s e^{i\epsilon_s} z + i\nu \ell_r e^{i\epsilon_r} \frac{1}{2} (y^2 + z^2) + Ct$$

以上の各境界値は、いずれも  $z$  軸に関し対称な場を表わす成分と反対称な場を表わす成分の二つに分けられる。従ってポテンシャル、流れ関係も対称、反対称成分の二つに分けて考える。

### (b) ポテンシャル、流れ関数

Ursell-Tasai 型のポテンシャル、流れ関数により、次の二種類の一次結合を作れば、各々が対称な場(H)、反対称な場を表わすものになる。但し発散波を作る吹出しの強さは従来のそれと異なり未知数である。

#### (i) $z$ 軸に関し対称な場を表わすもの

$$\text{ポテンシャル} \quad A_0^H \phi_0^H + \sum_{m=1}^{\infty} A_m^H \phi_m^H \quad (2.4.4.10)$$

$$\text{流れ関数} \quad A_0^H \phi_0^H + \sum_{m=1}^{\infty} A_m^H \phi_m^H \quad (2.4.4.11)$$

ここで  $\phi_0^H = 2 \left\{ f_0^{\infty} \frac{e^{ky} \cos kx}{k-x} dk - i\pi e^{ky} \cos kx \right\} \quad (2.4.4.12)$

$$\phi_0^H = -2 \left\{ f_0^{\infty} \frac{e^{ky} \sin kx}{k-x} dk - i\pi e^{ky} \sin kx \right\} \quad (2.4.4.13)$$

$m \geq 1$  で

$$\begin{aligned} \phi_m^H = & \frac{\cos 2m\theta}{r^2 m^2} - \frac{\epsilon_B}{1+a_1+a_3} \left\{ \frac{1}{2m-1} - \frac{\sin(2m-1)\theta}{r^2 m^2-1} \right. \\ & \left. - \frac{a_1}{2m+1} \frac{\sin(2m+1)\theta}{r^2 m^2+1} - \frac{3a_3}{2m+3} \frac{\sin(2m+3)\theta}{r^2 m^2+3} \right\} \end{aligned} \quad (2.4.4.14)$$

$$\begin{aligned} \phi_m^H = & \frac{\sin 2m\theta}{r^2 m^2} + \frac{\epsilon_B}{1+a_1+a_3} \left\{ \frac{1}{2m-1} - \frac{\cos(2m-1)\theta}{r^2 m^2-1} \right. \\ & \left. - \frac{a_1}{2m+1} \frac{\cos(2m+1)\theta}{r^2 m^2+1} - \frac{3a_3}{2m+3} \frac{\cos(2m+3)\theta}{r^2 m^2+3} \right\} \end{aligned} \quad (2.4.4.15)$$

(ii) z 軸に関して反対称な場を表わすもの

$$\text{ボテンシャル} = A_0^S \phi_0^S + \sum_{m=1}^{\infty} A_m^S \phi_m^S \quad (2.4.4.16)$$

$$\text{流れ関数} = A_0^S \phi_0^S + \sum_{m=1}^{\infty} A_m^S \phi_m^S \quad (2.4.4.17)$$

$$\text{ここで } \phi_0^S = -2 \left\{ \frac{1}{KR} \left( \frac{K}{R} \right)^{1/2} \int_0^{KR} \frac{e^{kx} \sin kx}{k-K} dk - i\pi e^{kR} \sin kx \right\} \quad (2.4.4.18)$$

$$\phi_0^S = -2 \left\{ \frac{1}{KR} \left( \frac{-K}{R} \right)^{1/2} + \int_0^{KR} \frac{e^{kx} \cos kx}{k-K} dk - i\pi e^{kR} \cos kx \right\} \quad (2.4.4.19)$$

$m \geq 1$  の時は

$$\begin{aligned} \phi_m^S &= \frac{\cos(2m+1)\theta}{r^{2m+1}} + \frac{\xi_B}{1+a_1+a_3} \left\{ \frac{1}{2m} \frac{\sin 2m\theta}{r^{2m}} \right. \\ &\quad \left. - \frac{a_1}{2m+2} \frac{\sin(2m+2)\theta}{r^{2m+2}} - \frac{3a_3}{2m+4} \frac{\sin(2m+4)\theta}{r^{2m+4}} \right\} \end{aligned} \quad (2.4.4.20)$$

$$\begin{aligned} \phi_m^S &= \frac{\sin(2m+1)\theta}{r^{2m+1}} + \frac{\xi_B}{1+a_1+a_3} \left\{ \frac{1}{2m} \frac{\cos 2m\theta}{r^{2m}} \right. \\ &\quad \left. - \frac{a_1}{2m+2} \frac{\cos(2m+2)\theta}{r^{2m+2}} - \frac{3a_3}{2m+4} \frac{\cos(2m+4)\theta}{r^{2m+4}} \right\} \end{aligned} \quad (2.4.4.21)$$

### (3) 数値計算

(2.4.4.11)、(2.4.4.17)の流れ関数を対応する流れ関数表示の境界条件式に代入して、 $A_m^H$  又は  $A_m^S$  を求めればよいのであるが、実際の計算では無限個の未知数を扱うわけにいかないので、有限項数の関数和で計算を進める。すなわちこれを有限元の連立一次方程式に直して  $A_m^H$ 、 $A_m^S$  を求めるのである。対称な部分と反対称な部分について一つずつ、二組の連立方程式が得られる事になる。

方程式の作り方は幾種類か考えられるが、ここでは物体表面上に標点を取り、境界値の二乗誤差を最小とするものを解く最小二乗法を適用する。この時得られる連立一次方程式は、与えられた境界値を  $F^H$ 、 $F^S$  とすれば、次の2つになる。標点の個数  $NS$ 、波無しの項の項数を  $H$  とする。

対称な場に成立する方程式は  $NS \leq N+1$  という条件で

$$\sum_{m=0}^H A_m^H \left\{ \sum_{k=1}^{NS} \phi_m^H(\theta_k) \phi_j^H(\theta_k) \right\} = \sum_{k=1}^{NS} \phi_j^H(\theta_k) F^H(\theta_k) \quad (2.4.4.22)$$

(  $j = 0, 1, \dots, H$  )

反対称な場に成立する方程式は  $NS \leq H+2$  で

$$\sum_{m=0}^H A_m^S \left\{ \sum_{k=1}^{NS} \phi_m^S(\theta_k) \phi_j^S(\theta_k) \right\} + C_0 \sum_{k=1}^{NS} \phi_j^S(\theta_k) = \sum_{k=1}^{NS} \phi_j^S(\theta_k) F^S(\theta_k) \quad (2.4.4.23)$$

(  $j = 0, 1, \dots, H+1$  )

解く境界値問題によって、対称、反対称の両方あるいは一方を解けばよい。又場の対称性は同じで、境界値だけ異なる事がある。この場合、右辺の定数項は様々に変わるが、左辺の  $A_m^H$ 、 $A_m^S$  の係数は対称な場か、反対称な場かで定まってしまう。これは計算機にプログラミングする時都合が良い。すなわち連立一次方程式の右辺に解きたい数だけの定数項を並べて置けば、一回の計算で(二組の方程式を一回解く)、全ての問題に対応する  $A_m^H$ 、 $A_m^S$  を求める事が可能だからである。これからボテンシャルを(2.4.4.10)、(2.4.4.16)で計算すれば、dynamic な変動圧は  $P = -i\nu p\phi$  で与えられる。

これで問題とする dynamic な変動圧が得られる。total な変動圧はこれに static な変動圧を加えればよい。  
radiation 問題の解として得られる変動圧のうち実部の運動方向成分を積分すれば、附加質量に相当する力、虚部の運動方向成分から得られる力は減衰力に相当する。又振幅比は  $|A_0^H|$  又は  $|A_0^S|$  の定数倍で与えられる。この方法ではこの辺の諸量の表示が直感的にわかりやすくなる。

#### (4) 計算例

著者は 7) の論文で波無しボテンシャルを 8 項、標点 11 点程度取れば、最小二乗法で十分の精度を得られる事を述べた。ここでも同じ方法で計算する。発散波を持つボテンシャル、流れ関数は指數積分による級数展開形を用いる。この計算法で求めた流体力、及び円柱に対する上下方向の波浪強制力を Fig. 2.4.4.2, Fig. 2.4.4.3 に示す。流体力は管の結果と良く一致しており、従来の Ursell-Tasai 法とも良く合っている。上下方向の強制力も前田の計算結果とほとんど同一の値である事がわかる。従って diffraction 問題も Lewis-form を扱う限りにおいては短時間で計算処理ができる事を考えると積極的に用いられて然るべきであろう。次にこの方法で求めた変動圧のうち、diffraction 問題の場合を Fig. 2.4.4.4 から Fig. 2.4.4.7 に示す。始めの例は  $\alpha = 0^\circ$  のいわゆる縦波の問題、後者は  $\alpha = 90^\circ$  の横波問題に相当する。radiation 問題は管の結果と同じ結果を与えるので改めて表示する事はない。只運動の振幅、位相と入射波を勝手に与えた場合の変動圧の例を Table. 2.4.4.1 に示す。表中  $P_h, P_s, P_r, R_d$  とあるのはそれぞれ、heave, sway, roll の単位振幅に対する圧力と diffraction pressure である。但し、 $P_d$  には入射波による static な変動圧も含まれている。最後の欄の  $P_t$  は (iii) の境界条件に対応する問題から得られる変動圧力(波の static な変動圧も含めた)である。この例は  $\xi_B = 1.0$  の横波( $\alpha = 0^\circ$ )の中で、 $\ell_h = \ell_s = \ell_r = h_w, \varepsilon_h = \varepsilon_s = \varepsilon_r = 0$  の運動をしている場合に相当する。上の欄は実部を下の欄は虚部を示すが、 $P_h, P_s, P_r, P_d$  の和が殆んど  $P_t$  に一致している事が解るであろう。従って運動が既知ならば本方法は有効な計算法となり得る。尚圧力はすべて  $\rho g h_w$  で無次元化して表示している。

以上の計算は連立方程式の部分は元数が比較的多い(2N+2, 又は 2N+3 元)為、倍精度語長で行っているが、それ以外は单語長である。計算機は船研共用計算機 FACCM 270-20 を使用したが、全部の変動圧計算に要する時間は 20 秒弱、1 つの運動だけならば 10 秒はかかるない。積分方程式による方法が 2 分から 3 分かかる事を考えると、Lewis-form という制約はあるにせよ実用上のメリットは大きいと思われる。

#### 参考文献

- 1) 田才福造：“船の上下動揺並びに縦搖に於ける減衰力及び附加質量について”造船学会論文集 105 号(1959)  
“水面に浮んだ柱状体の左右揺れによって生ずる Hydrodynamic Force および Moment”造船学会論文集 110 号(1961)  
“Beam Sea Condition にある船体に働く変動圧力”西部造船学会会報 35 号(1968)
- 2) HI 村欣也：“The Calculation of Hydrodynamic Forces and Moments on the Two Dimensional Body” 西部造船学会会報 26 号(1963)
- 3) 綾野昌明：高木又男：“波浪中の船体運動の計算に關係する二三の問題について”関西造船協会誌 140 号(1971)
- 4) 前田久明：“任意船型に及ぼす波の強制力について”造船学会論文集 126 号(1969)
- 5) 花岡達郎：“船体運動の流体力学”船に関する流体力学シンポジウム講演概要(1972)
- 6) 管信：“平水中で調和振動する二次元柱状体に働く変動圧力の計算”第 20 回船研講演会概要(1972)
- 7) 渡辺敬：“二次元物体まわりの変動圧計算法”造船学会春季講演会(1973)、講演予定

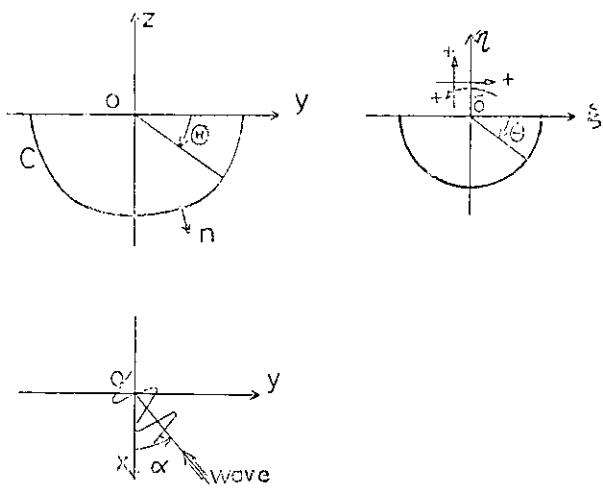


Fig. 2.4.4.1

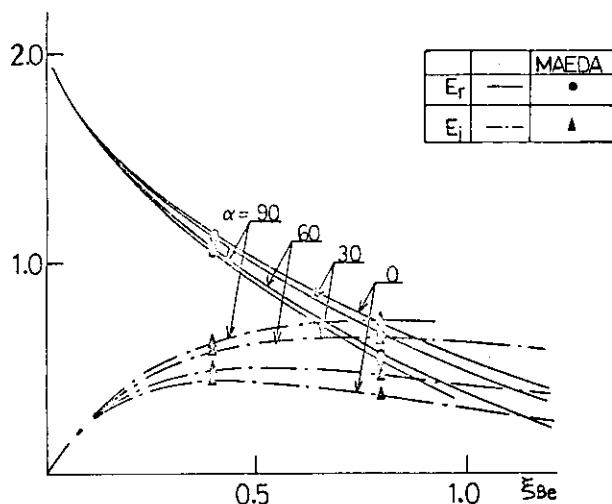


Fig. 2.4.4.2 波浪強制力

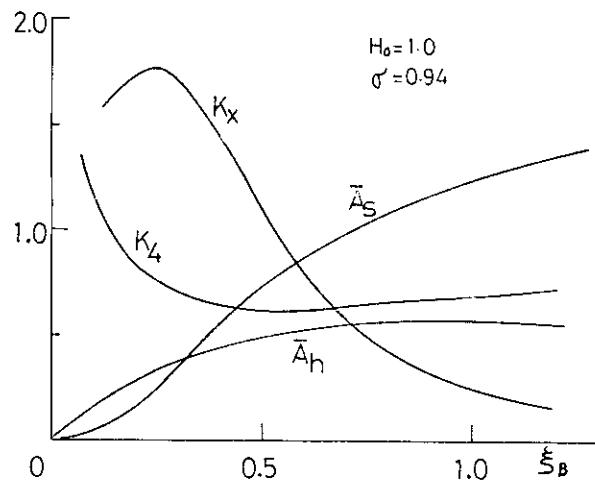


Fig. 2.4.4.3 流体力(HEAVE, SWAY)

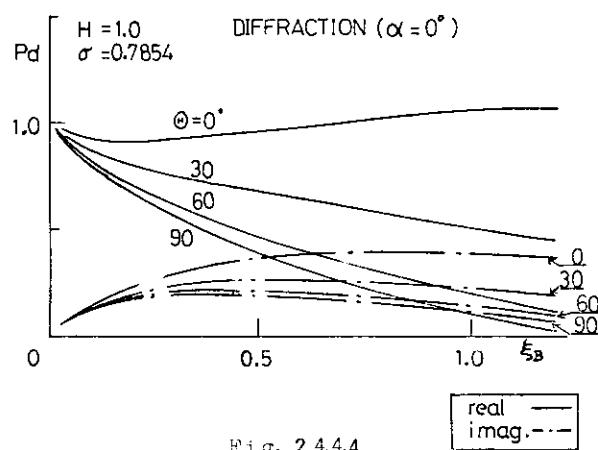


Fig. 2.4.4.4

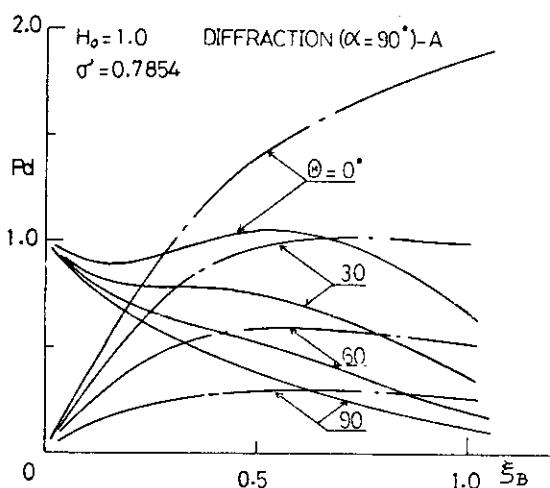


Fig. 2.4.4.5

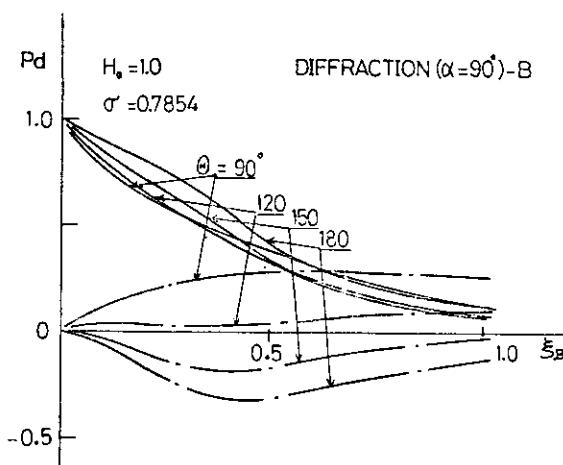


Fig. 2.4.4.6

Table 2.4.4.1 Pt, Ph, Ps, Pr, Pd

						$H_0 = 1.2$
			$\xi_B = 1.0$	$\sigma' = 0.98$		
$\theta$ (°)	Ph	Ps	Pr	Pd	Pt	
0	-0.34964 -0.60767	-0.30831 1.25467	0.07645 -0.17380	0.87598 1.90593	0.29453 2.37908	
30	0.01769 -0.32265	-0.20091 0.62583	0.06083 -0.08671	0.45228 0.97918	0.32990 1.19567	
60	0.83142 -0.16704	-0.00134 0.13812	-0.18881 -0.01914	0.17495 0.35559	0.81621 0.30752	
90	0.96448 -0.15539	0.0 0.0	0.0 0.0	0.12183 0.22620	1.08631 0.07080	
120	0.83142 -0.16704	0.00134 -0.13812	0.18881 0.01914	0.08699 0.13072	1.10857 -0.15531	
150	0.01769 -0.32265	0.20091 -0.62583	-0.06083 0.08671	0.05369 -0.03983	0.21147 -0.90167	
180	-0.34964 -0.60767	0.30831 -1.25467	-0.07645 0.17380	0.07693 -0.13684	-0.04079 -1.82537	

## 2.5 過渡応答法による波浪変動水圧の検討

### 2.5.1 まえがき

本研究委員会の前年度報告の 2.5 (研究資料 No.163) では過渡水波中 (正面に向い波) の船体運動および変動圧力を計測し、周波数応答特性を求め、これが規則水波中で得られた測定結果と一致するかどうかを検討した。すなわち波浪変動水圧に線型重ね合せの原理が適用可能かどうかを周波数領域で検討した。

今年度の研究では、その続編として側壁影響の小なる、より高速時の実験を追加すると共に、新しく過渡的強制動搖試験および過渡水波中の Diffraction Pressure 測定を実施し、変動圧力の成分についても線型重ね合せが成立するかどうかを検討している。

また、変動水圧の過渡的なタイムストリーの予測値と実測値を比較して、時間領域における線型重ね合せの検討も実施した。

### 2.5.2 模型および実験、解析法

供試模型船は前年度と全く同じく笠木山丸の 2 m 木製模型であり、試験状態および圧力計の取付位置 (6 点) も前報に示されている通りである。ただし、前述の理由から非現実的な船速であるが、 $F_n = 0.25$  を追加した。使用圧力計は、前報のものおよび本年購入の超小型圧力計を併用している。なお、使用した超小型圧力計については衝撃圧力関係の項 (5.3) に記述する。

過渡水波中の Diffraction Pressure 測定試験および強制動搖試験時にも全く同じ圧力計等が使用された。

強制動搖装置は “船体継運動における過渡応答法による船型試験その 1、その 2” (日本造船学会誌 130 号、131 号) に記載されているものと同じものであり、任意運動が可能な油圧式の装置である。今回の試験では Pure Heave および Pure Pitch 試験を行なった。

各試験ともデーター・レコーダーにはローパス・フィルターをかけない生のデータを記録しておき、A-D 変換時に

特性のそろったフィルターを解析チャンネル全部に同時にかける。うち出されたせん孔テープを中央電算機にかけて解析を行なうわけであるが、この間の方法、使用器材も前報と同じであり、“Transient Water Wave 中の船型試験法”（日本造船学会誌 128 号）に詳述されている。

なお、今回は変動水圧のタイムヒストリーの予測計算を行なっているが、使用した式およびプログラムは、“Transient Water Wave 中における船体運動の実例について”（日本造船学会誌 127 号）に示したものと同様なものである。

### 2.5.3 実験結果および考察

#### (1) 過渡水波中自由航走時の変動圧力

過渡水波（Transient Water Wave, T.W.W.）中を Pitch, Heave しながら航走する船体に働く波浪変動圧力をフーリエ変換して得られる変動水圧の周波数伝達関数が、規則的水波中の実験から得られるそれと一致することは前年度の研究により既に知られている。今年度の研究においても実験手順の関係からこの件を検討してから先に進む必要があったので、この件に関しては重複して検討を実施したことになってしまったが、得られた結果は前年度と全く同様であり、前年度の結果を再確認できた。したがって本件に関する図表は省略し、ここには掲載しなかった。

#### (2) 過渡水波中拘束航走時の変動圧力

模型船の船体運動を完全に拘束して、過渡水波中を航走し、変動水圧を計測すると、Fig. 2.5.1 のような Diffraction Pressure の過渡的タイムヒストリーから得られる。これをフーリエ解析すると Diffraction Pressure の周波数伝達関数が得られる。本報ではこれと規則波中の実験から得られた値、および理論値（前報記載の大坂大学の計算値を利用させていただいた）を比較している。

Fig. 2.5.2,3 は船底船体中心線上の計測結果の一例であるが、 $P_{w_0}/h_0$  が約 0.5 以下となり波長が短くなるに従ってその値が漸減する場合であるが、過渡水波中の実験から得られた値と、規則波中の実験値はほぼ一致し、理論値は長波長時に実験値よりやや大で、短波長時にやや小である。この傾向は前年度の阪大の実験と極めてよく一致している。

Fig. 2.5.4,5 は  $\theta = 80^\circ$  すなわち水線面近くの場合の例であるが、この場合は  $P_{w_0}/h_0$  はほぼ 1.0 に近く、波長変化による影響も小なる傾向にある。この場合は過渡水波と規則波ではほぼ一致し、さらに理論値もほぼ一致すると考えよう。

#### (3) 過渡的強制動揺時の変動圧力

例えば過渡的な Pure Heave 強制動揆試験を行ない、その時に変動水圧を測定すると Fig. 2.5.6 に示した例のように、変動水圧の過渡的タイムヒストリーが得られる。これをフーリエ解析して得られる変動水圧の周波数伝達関数は Heave に基づく Radiation Pressure の周波数特性を与える。

Fig. 2.5.7,8 には Pure Heaved 試験時の船底中心線上の計測点での解析例を示す。まず過渡的強制動揆実験から得られる結果と正弦強制動揆実験から得られる結果が一致していることがわかる。また、理論値（前報の阪大の算出値）もこれらと一致していると見てよいであろう。

Fig. 2.5.9 には Pure Pitch 試験時の例を示した。Pure Heave の場合と同様に両実験値は一致している。

#### (4) 過渡的変動水圧タイムヒストリーの予測

前述のような各種の実験からある線型系の周波数伝達関数が求まると、これから重み関数を算出できる。この関数を使用して、ある任意のあたえられた入力タイムヒストリーに対する出力タイムヒストリーを予測することができる。

例えば、Pure Heave の強制動揆試験時に、ある実験からヒープとある位置での変動圧力の周波数伝達関数が求まったとする。別の実験のヒープのタイムヒストリーとこの伝達関数から得られた重み関数を使用して変動圧力のタイムヒストリーの予測計算が可能である。変動圧力の実測タイムヒストリーと予測タイムヒストリーがよく一致すれば、この系に線型系の適用が可能であること、およびいま使用した重み関数および周波数伝達関数が正しいものであ

ることを示す。なお、ここで注意したいのは、周波数伝達関数とはゲイン特性および位相差特性を含んでおり、位相差特性もわかつていないと重み関数の計算はできない。したがって、タイムヒストリー予測計算の精度はゲイン特性と同等に位相差特性の精度に左右される。

本報では過渡的実験から求めた位相差特性を含めた周波数伝達関数を使用して、予測計算を行なっている。規則的実験から位相差特性を含めて周波数伝達関数を求めるには莫大な時間がかかるからである。

Fig. 2.5.10 に Pure Heave 強制動搖試験時における予測と実測の比較例を示した。すなわち与えられた Heave のタイムヒストリー（上段）に対して pressure-1 [C] における変動水圧のタイムヒストリーを予測計算した結果が○印で示されており、その時の変動水圧の実測値が実線で示されている。予測に使用される重み関数を算出するための実測周波数伝達関数は他の同種の実験から求められたもので、本例の場合のそれは Fig. 2.5-8 にその振幅比部分のみが示されている。予測値を実測値は一致していると見てよいであろう。

#### 2.5.4 あとがき

過渡水波あるいは過渡的強制動搖の手法を使用して、各種の実験を行なって、本年度の実験結果として下記の結論を得ることができた。

- (1) 波高の小なる線型域の範囲内では、波浪中航走時の変動水圧に対して線型重ね合せの原理の適用が可能である。
- (2) 変動水圧の成分についても線型重ね合せの原理の適用が可能である。
- (3) 波浪中航走時の変動水圧およびそれらの成分のストリップ法による理論計算値はほぼ実験値と一致するが、細部については異なる傾向を示すところもある。

以上のことから、線型重ね合せの原理を適用して不規則波中（実海面中）での変動水圧の理論値を算出することの意義が間接的に確認されたと思われるが、次の実験では不規則波中の線型重ね合せの検討を直接取扱う予定である。

#### 〔附〕 記号

$L$ ; 船長	$h_0$ ; 水波の片振幅
$\lambda$ ; 波長	$P_{wo}$ ; 水波中変動圧の片振幅
$\omega_0$ ; 出会い周波数および強制動搖周波数	$P_{zfo}$ ; Pure Heave 時の変動圧の片振幅
RAD/SEC	$P_{yfo}$ ; Pure Pitch 時の変動圧の片振幅
	$\ell$ ; 重心から計測定点までの距離

（以上）

$F_n = 0.15$  Transient WAVE (Forward 3.09 m)

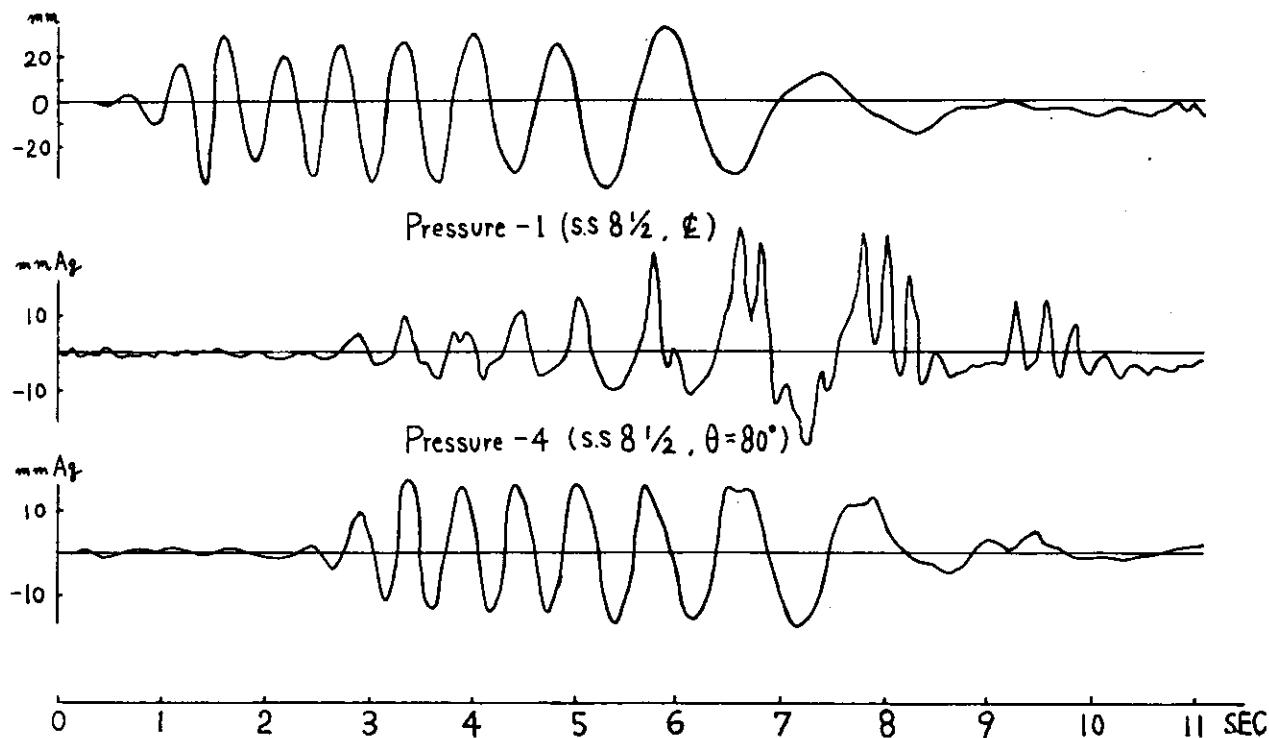


Fig. 2.5.1 Diffraction Pressure 実験時の記録例 (ローパスフィルター 5 Hz 使用)

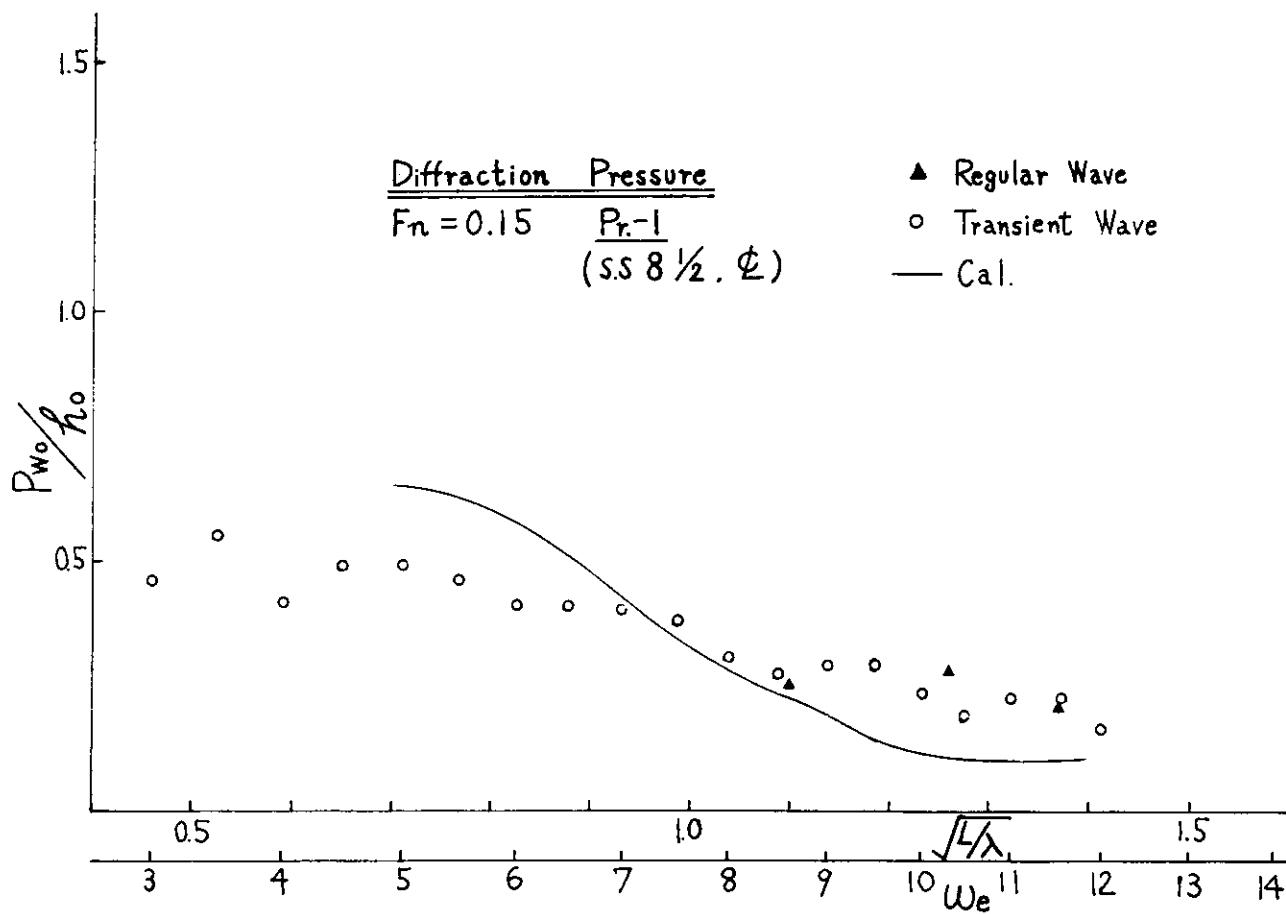


Fig. 2.5.2  $Pr-1$  (s.s. 8 1/2,  $\Phi$ ) における Diffraction Pressure

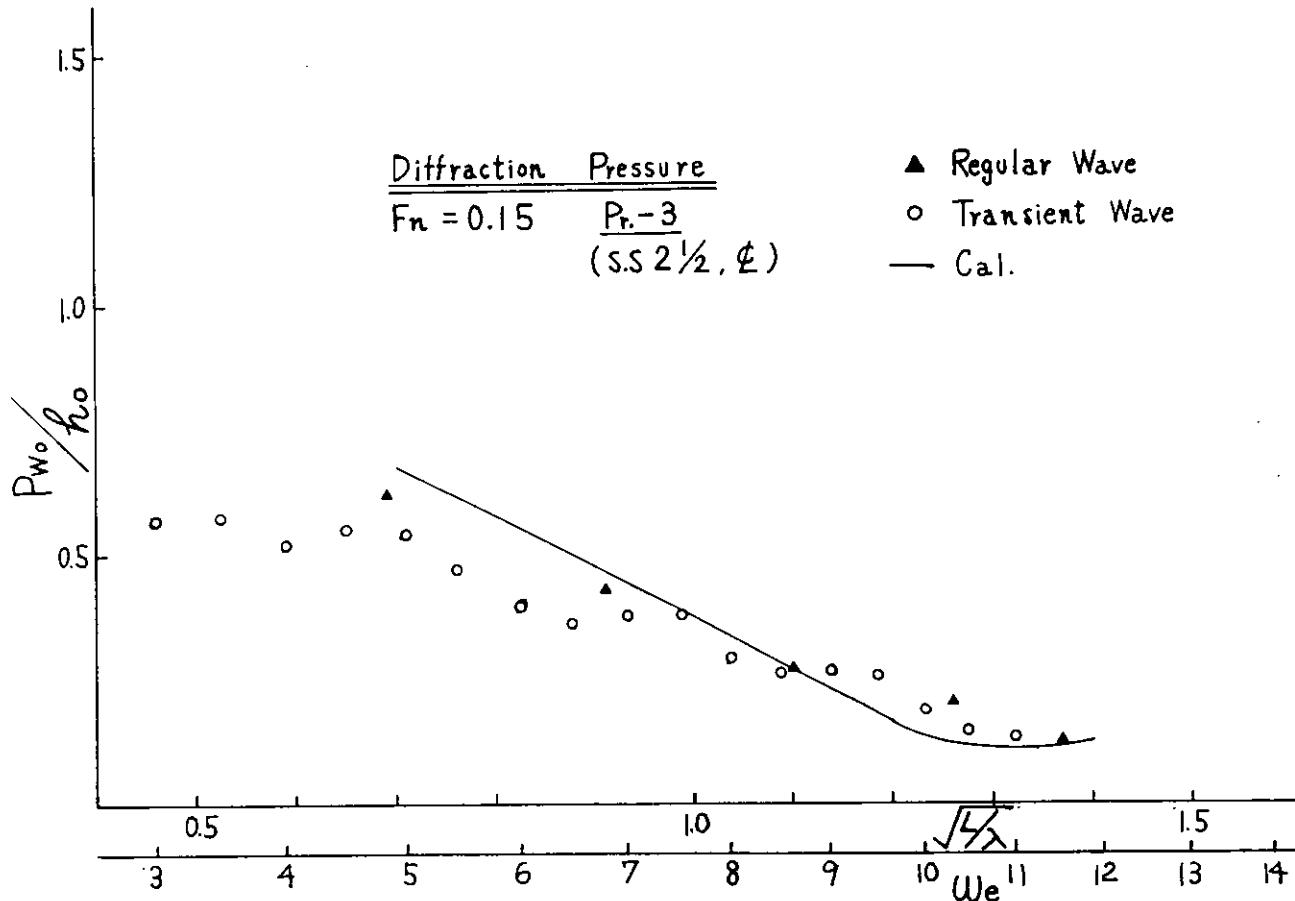


Fig. 2.5.3 Pr.-3 (S.S. 2½,  $\theta$ )における Diffraction Pressure

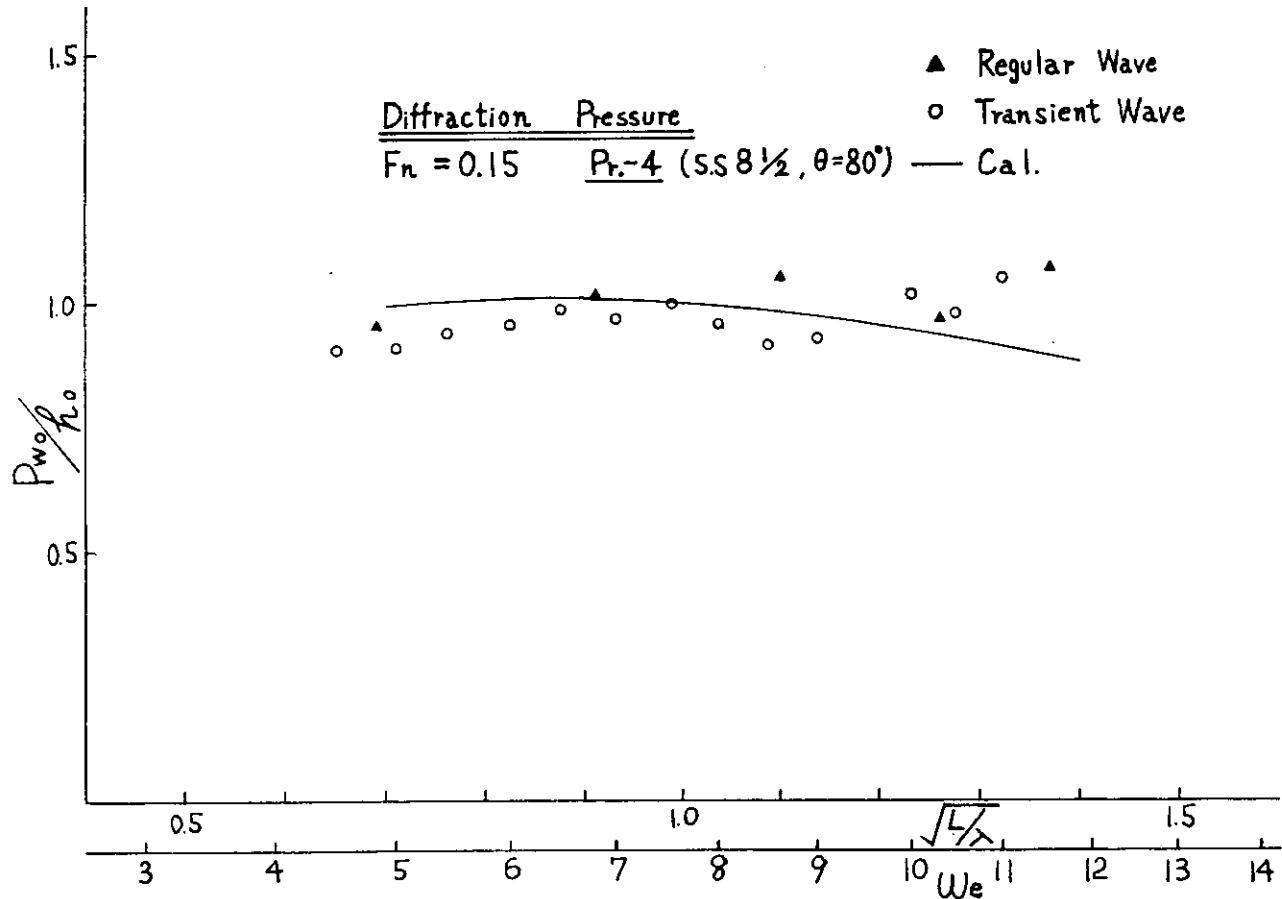


Fig. 2.5.4 Pr.-4 (S.S. 8½,  $\theta=80^\circ$ )における Diffraction Pressure

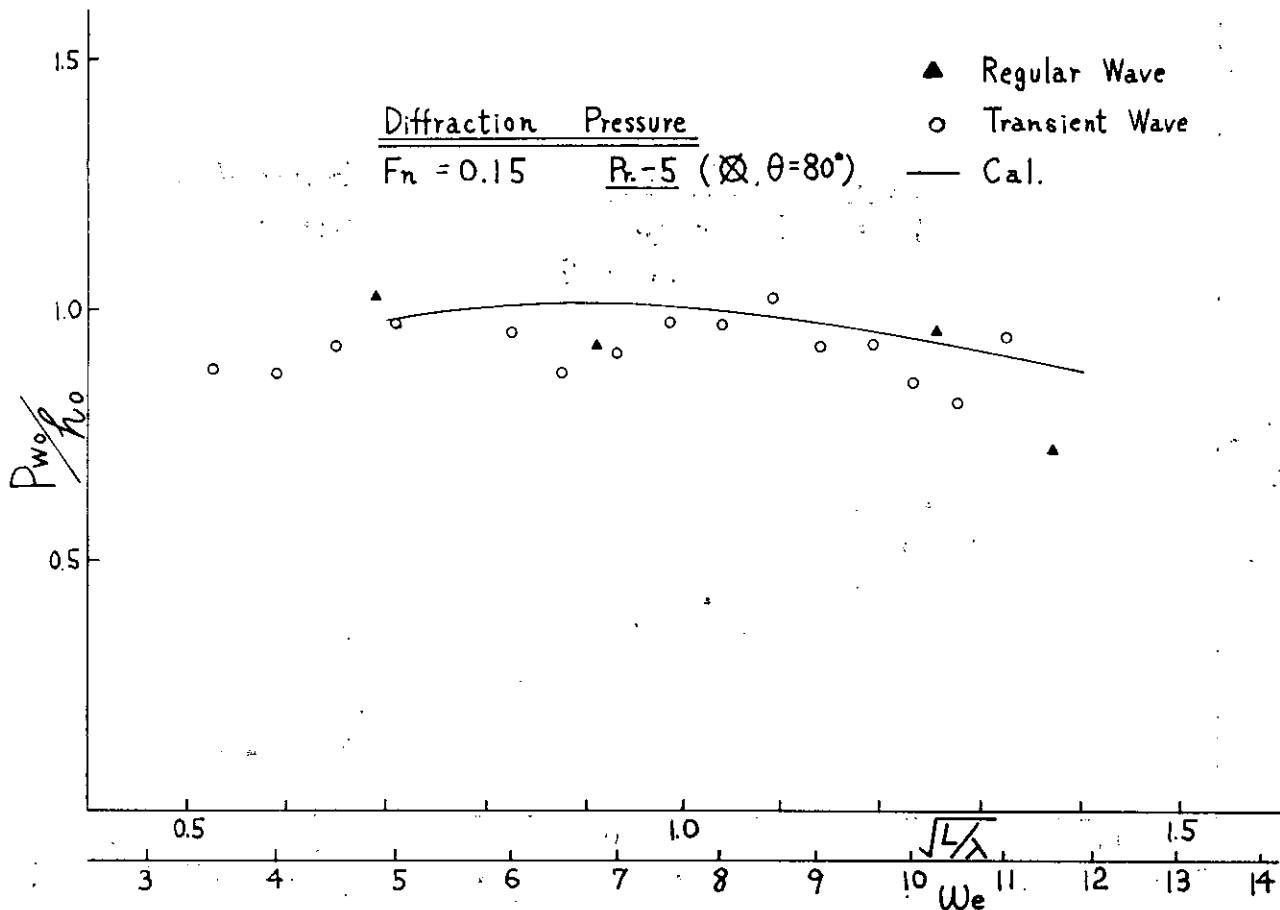


Fig. 2.5.5  $R_n = 5$  ( $\varpi, \theta = 80^\circ$ ) における Diffraction Pressure

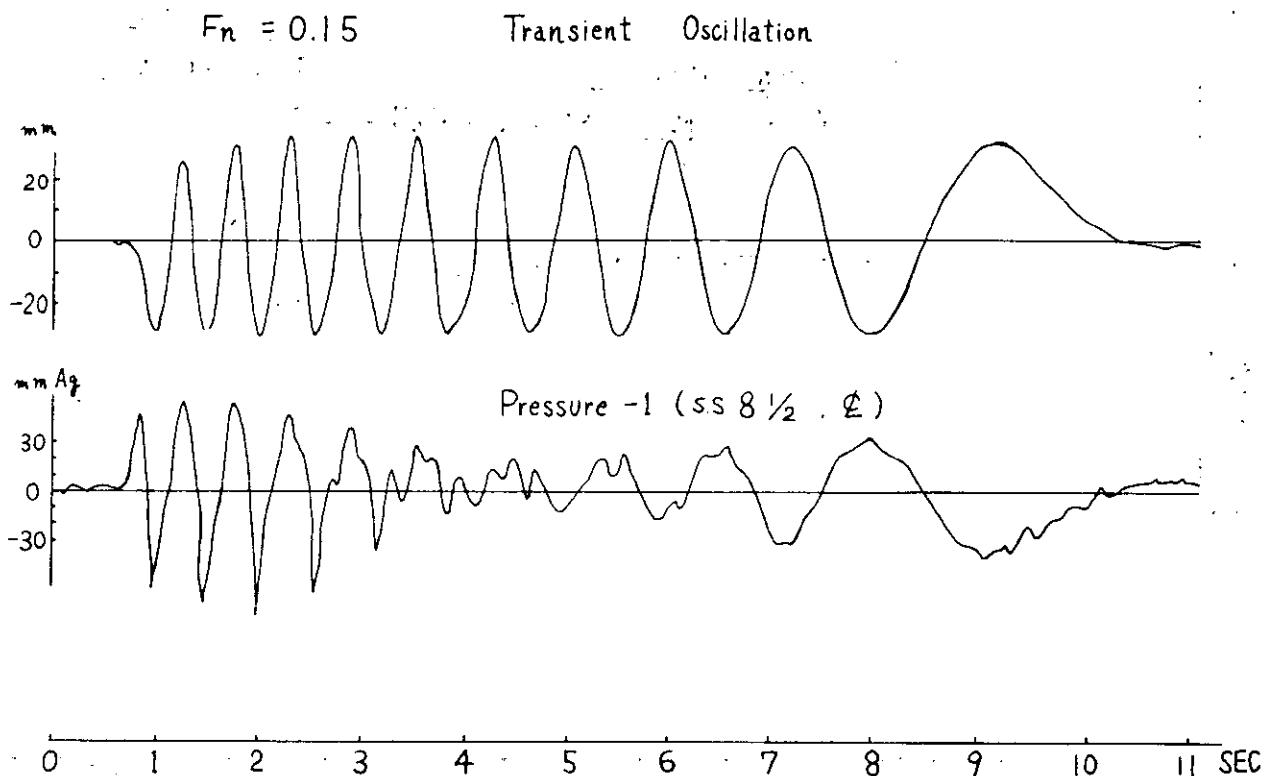


Fig. 2.5.6 Forced Pure Heave 実験時の記録例 (ローパスフィルター 5 Hz 使用)

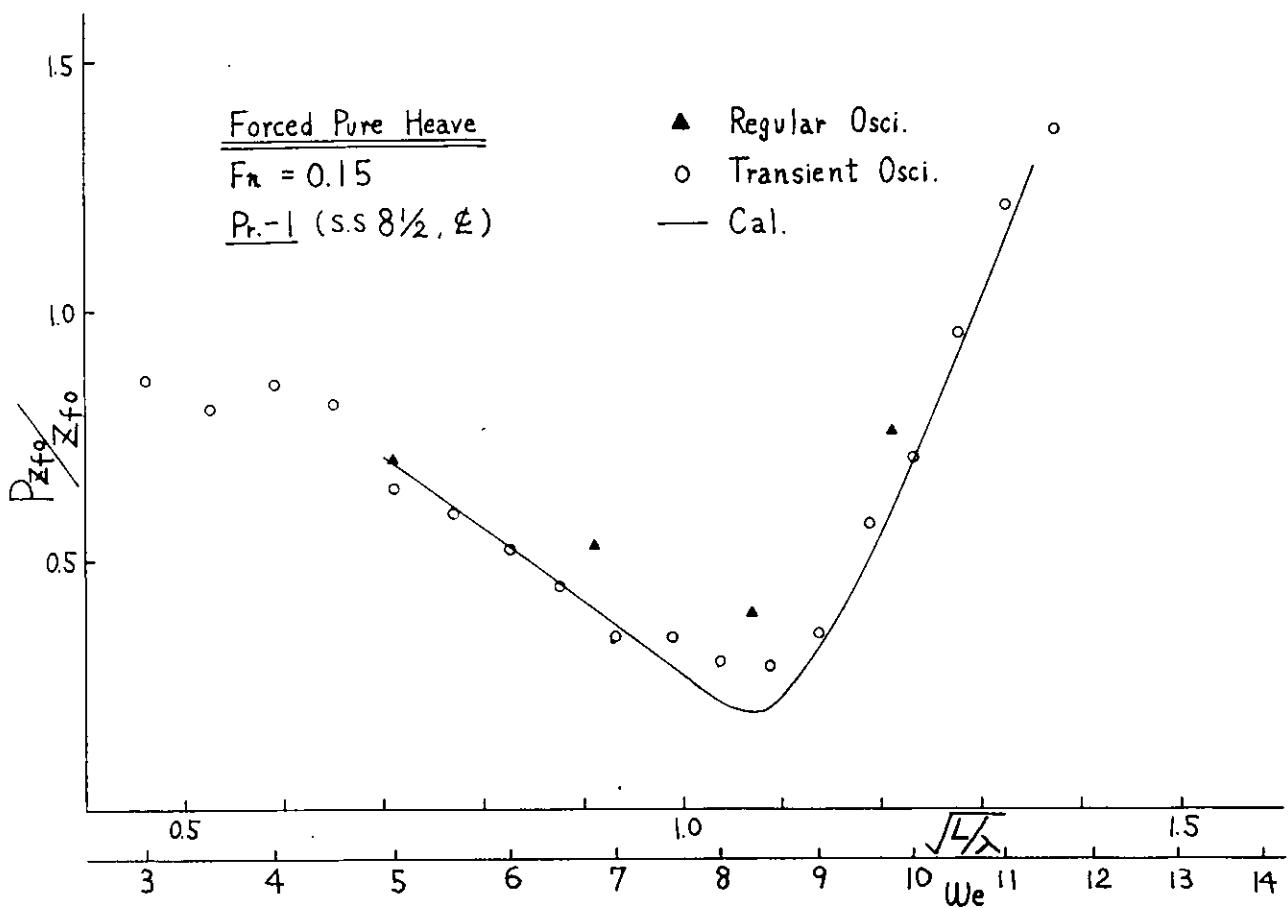


Fig. 2.5.7 Pr.-1 (S.S. 8½, £) における Radiation Pressure (Pure Heave)

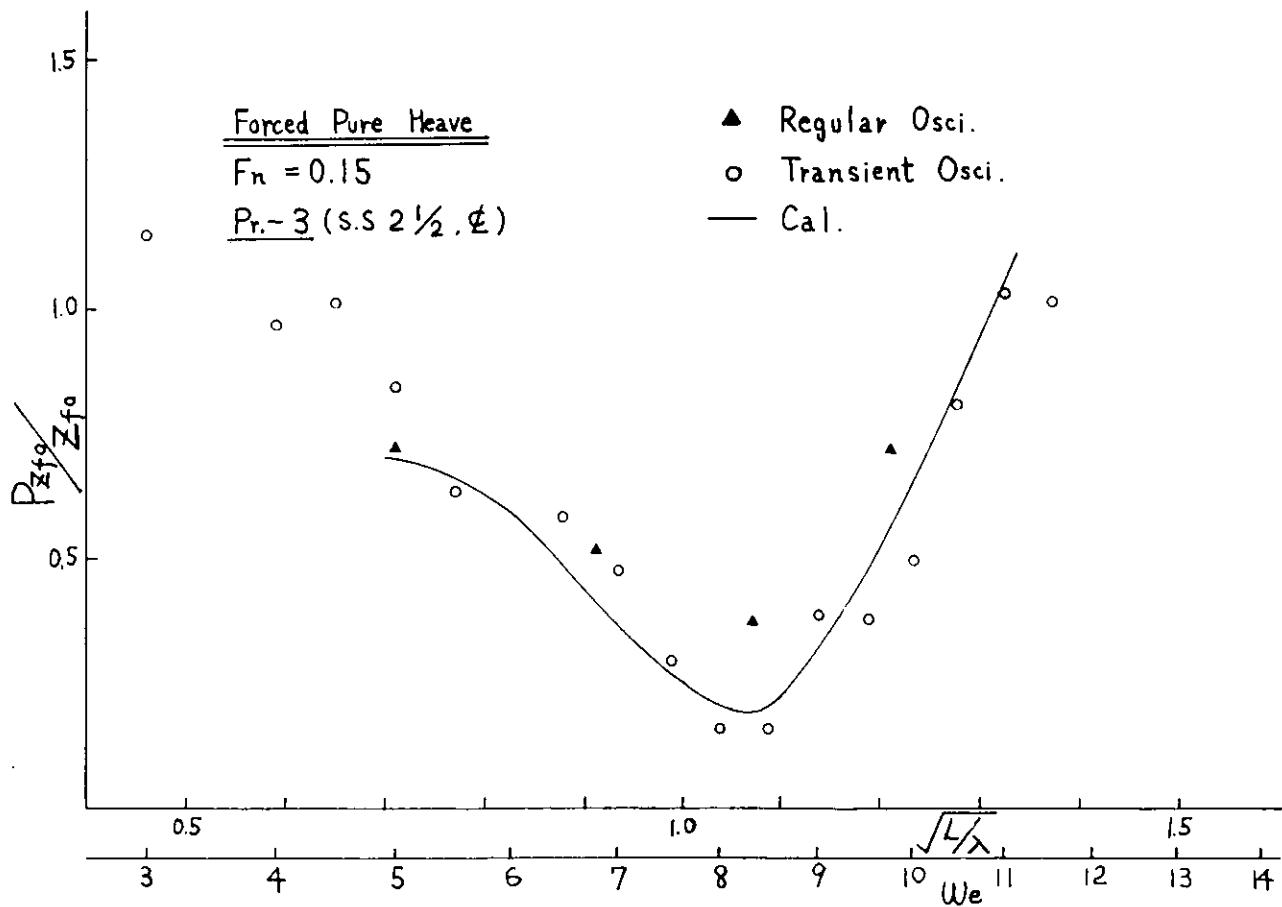


Fig. 2.5.8 Pr.-3 (S.S. 2½, £) における Radiation Pressure (Pure Heave)

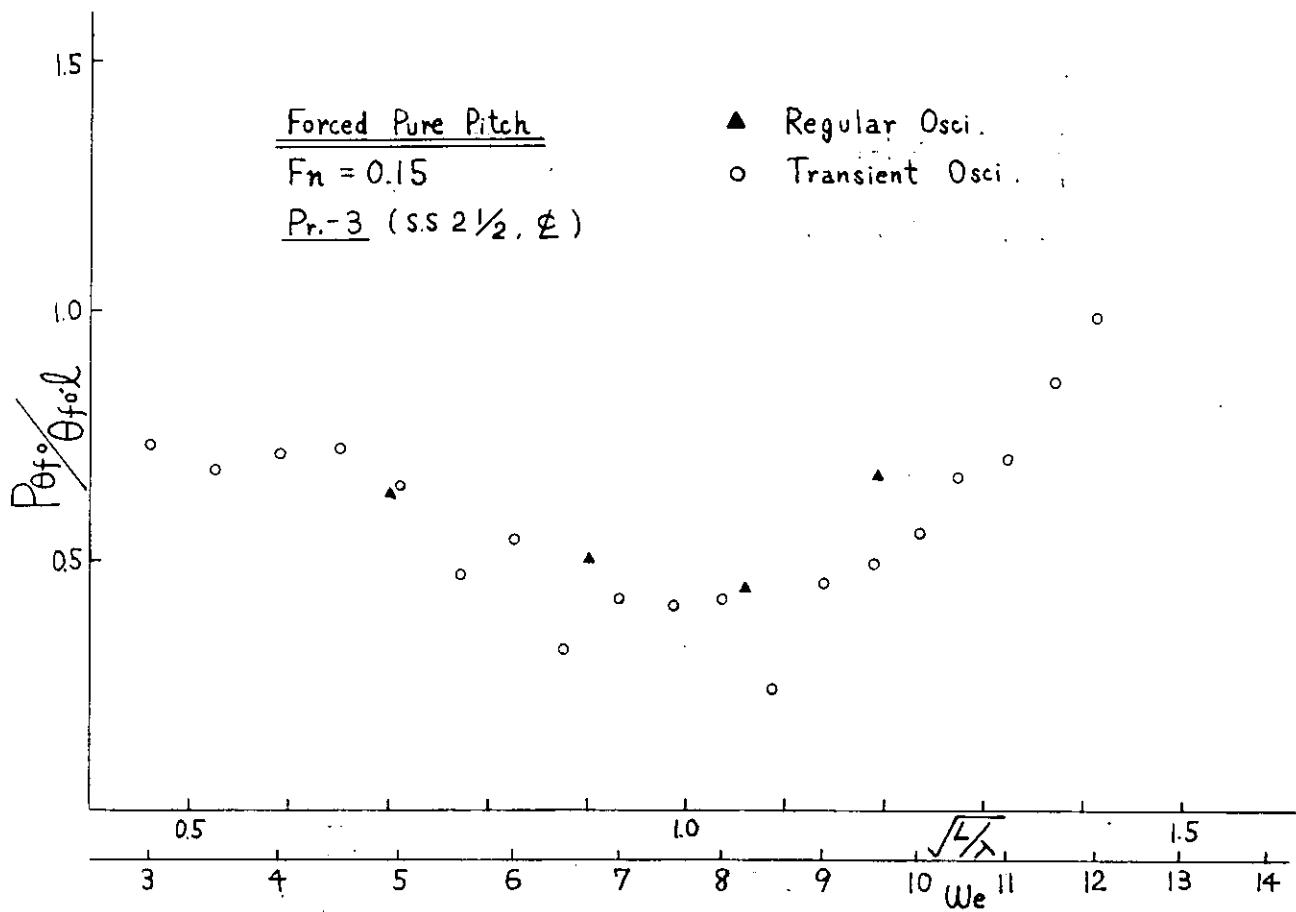


Fig. 2.5.9 Pr-3 (S.S. 2½, E)における Radiation Pressure (Pure Pitch)

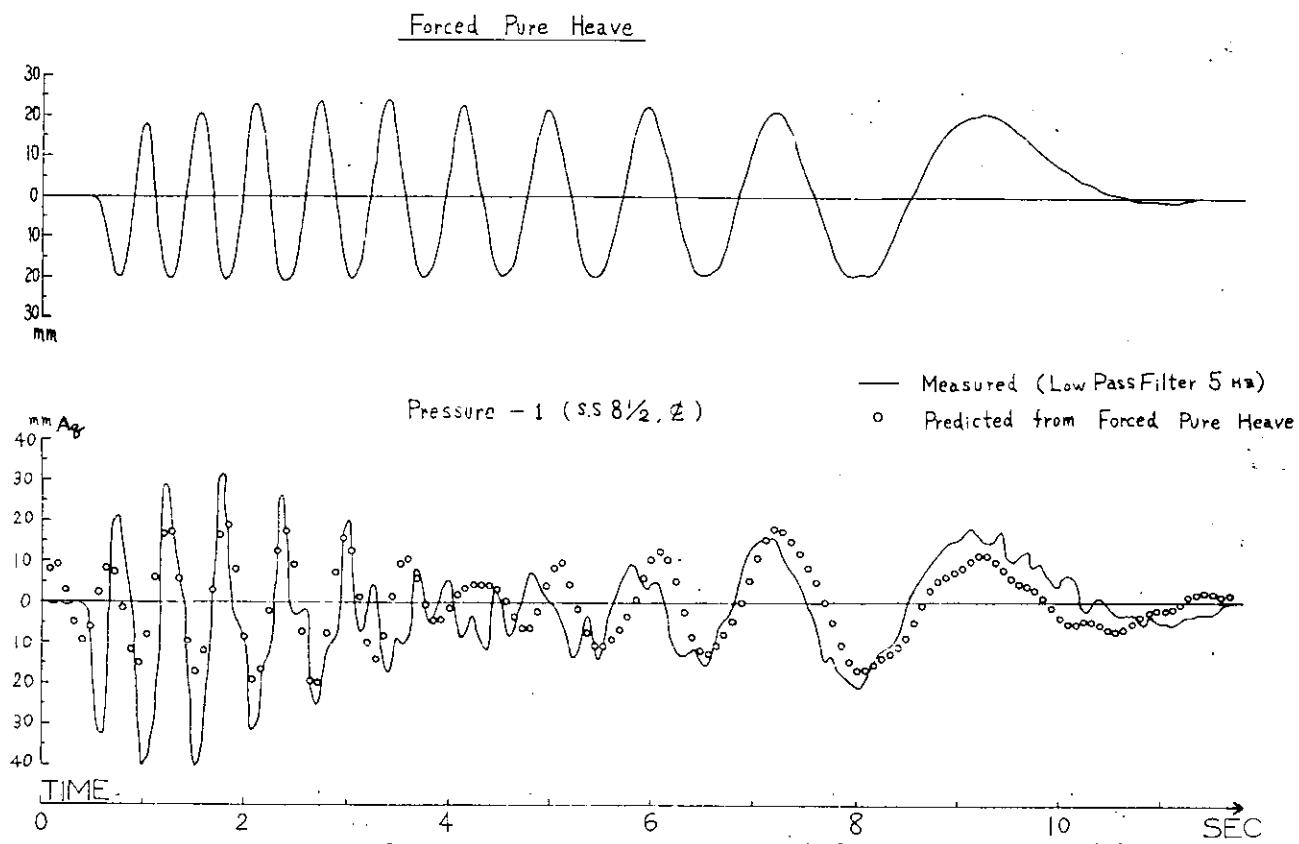


Fig. 2.5.10 ヒープから変動水圧の予測 (Pure Heave 時, S.S. 8½, E)

### 3. 波浪変動圧に関する研究

#### 3.1 縦波中の波浪変動圧の計測

##### 3.1.1 緒 言

前年度においては、縦波中の船体に働く波浪変動圧を種々の状態に対して求め計算結果と比較し、その实用性を確かめた。今年度はさらに、これらの問題に関連して i) 笠木山丸とその Lewis form 近似船型との比較、ii) 波浪変動圧の波高に対する線形性、iii) 長波頂正面不規則波中の船体に働く波浪変動圧に対して検討を行なった。

##### 3.1.2 鉱石運搬船（笠木山丸）のLewis form近似船型について

Ordinary strip method(O.S.M)に基づく変動圧力の計算では、供試船の断面形状を Lewis form で近似している。この近似はかなり良い一致を与えるが、船尾部においては差がみられる。そこで、断面形状の相違が変動圧力に及ぼす影響を見るため、Lewis form 近似船型を作製し、原船型と比較した。

###### 1) Lewis form近似船型

線図の作成にあたっては、まずTable 3.1.1に示す各断面に対し、Lewis form を求めた。ただし、船首尾端付近の断面は限界图形を与えるので、水面形状がその前後でフェアになるようにした。また、船首尾部の側面図は供試船と一致させた。得られた線図を Fig. 3.1.1に示す。図中、実線が Lewis form 近似船型、破線が供試船に対するものである。

###### 2) 平水中を強制動搖させた場合の変動圧の比較

平水中を強制上下揺させた場合の変動圧  $P_{\xi_0}$  を上下揺の振幅  $\xi_0$  に相当する水頭で無次元化して Fig. 3.1.2～Fig. 3.1.4 に示す。ここで、計測した変動圧は、Sq. St. 2 1/2, Midship, Sq. St. 8 1/2 の 3 断面において、それぞれ bottom, bilge, side 部のものである。図中、○、△のマークはそれぞれ、船速ゼロの笠木山丸原型および Lewis form 船型に対するものである。一方、船速を有する場合は、黒く塗りつぶしたマークで示し区別した。これらの場合から、bottom 部では、両船型に対する結果にほとんど差がなく、船速の影響もないと考えられる。しかるに、Sq. St. 2 1/2 side 部の変動圧は断面形状及び船速の影響を受けるものと思われる。また、Midship, Sq. St. 8 1/2 においても bilge, side 部で、動揺周波数 ( $\xi d = \frac{\omega^2}{g} d$ ) の大きい所で、差がみられる。

###### 3) 正面規則波中を航走する場合の変動圧の比較

正面規則波中を航走する場合のガース沿いの変動圧分布を両船型に対し比較した。計測断面は 2) と同じ 3 断面とし、船底部中心から船側部水線面付近までの 5 点における変動圧を求めた。規則波については、 $\sqrt{L/\lambda} = 0.9, 1.0, 1.2, 1.4$  の 4 種類の波長に対し、波高は 6 cm ( $L/50$ ) 一定とした。結果は変動圧の振幅  $P_0$  を波振幅に相当する水頭で無次元化して、Fig. 3.1.5～Fig. 3.1.8 に示す。この中、Fig. 3.1.5～Fig. 3.1.8 は  $F_n=0$  の場合、Fig. 3.1.9～Fig. 3.1.12 は  $F_n=0.15$  に対する結果である。2) の場合と同様、両船型に対する差はほとんどみられない。

###### 3.1.3 波浪変動圧に対する波高影響

O.S.Mに基づく計算結果との比較においては、実験値は通常、波高  $1/50$  の状態に対し計測される。しかし、実際の波浪変動圧を推定するという問題に対しては、波浪変動圧の波高に対する線形性を検討する必要がある。実験は、 $\sqrt{L/\lambda} = 0.9, 1.0, 1.2, 1.4$  の 4 種類の波長に対し、波高を  $6 \sim 12$  cm ( $1/50 \sim L/25$ ) に変化させて、bottom, bilge および side 部の変動圧を求めた。ここでは、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$  に対する結果を Fig. 3.1.13 に示した。横軸に波高  $h_0$  (cm)、縦軸に変動圧の両振幅をとつて表わした。図中、実線・一点鎖線及び破線はそれぞれ、bottom, bilge 及び side 部の O.S.M による線形解である。実験点にはかなりのバラつきが見られるが、線形解に対する定性的傾向を知ることができる。

###### 3.1.4 長波頂正面不規則波中の船体に働く変動圧

実際の荒海面における波浪変動圧を推定するためには、線形重ね合わせの理論に対する検討が必要である。ここでは、一つの波スペクトルに対し波浪変動圧のエネルギースペクトルを求め、線形重ね合わせの理論を用いた計算結果と比較

Table 3.1.1

Square Station	$H_0 = \frac{B}{2d}$	$\sigma = \frac{S}{Bd}$	Square Station	$H_0 = \frac{B}{2d}$	$\sigma = \frac{S}{Bd}$
AP	0.9456	0.5204	4~7½	1.2688	0.9946
¼	0.4258	0.2558	8	1.2688	0.9946
½	0.6119	0.4529	8½	1.2334	0.9760
¾	0.7650	0.5624	9	1.0768	0.9517
1	0.8979	0.6623	9½	0.9344	0.9317
1½	0.1001	0.7793	9¾	0.7382	0.9296
2	1.2214	0.8620	9¾	0.4675	0.9532
2½	1.2676	0.9307	9¾	0.2979	1.0228
3	1.2688	0.9808	F.P.	0.1671	0.9998
3½	1.2688	0.9960			

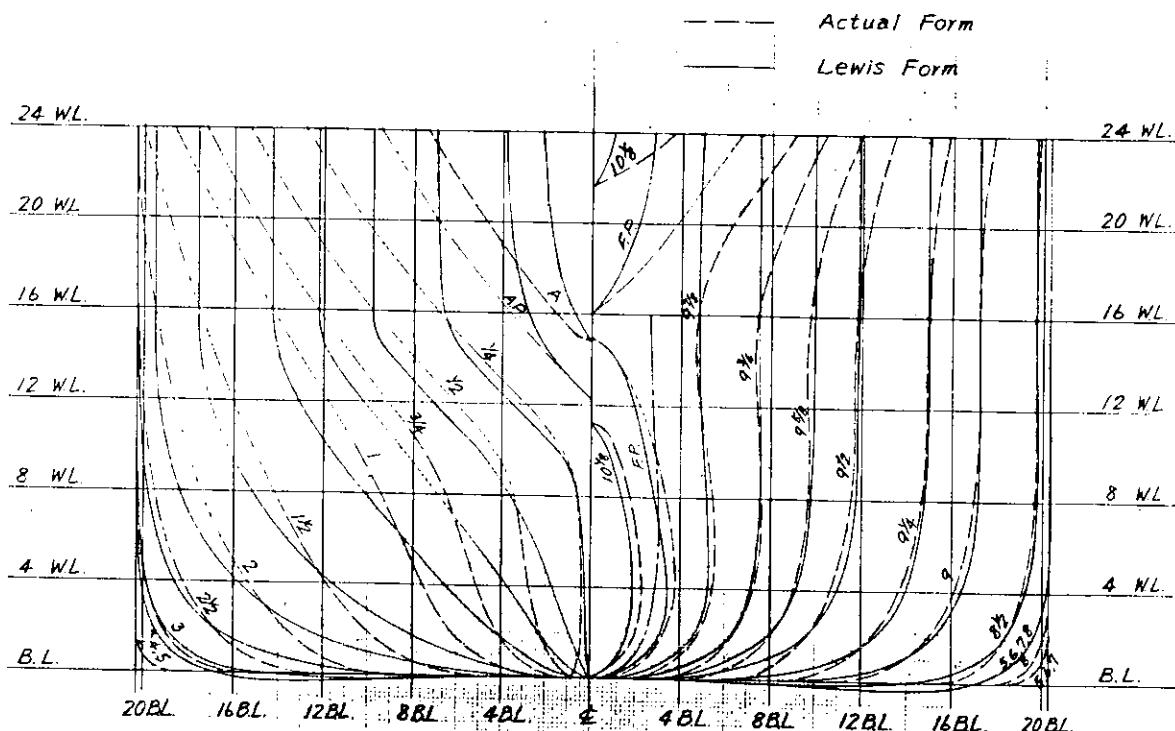


Fig. 3.1.1 Lines of Ship Models

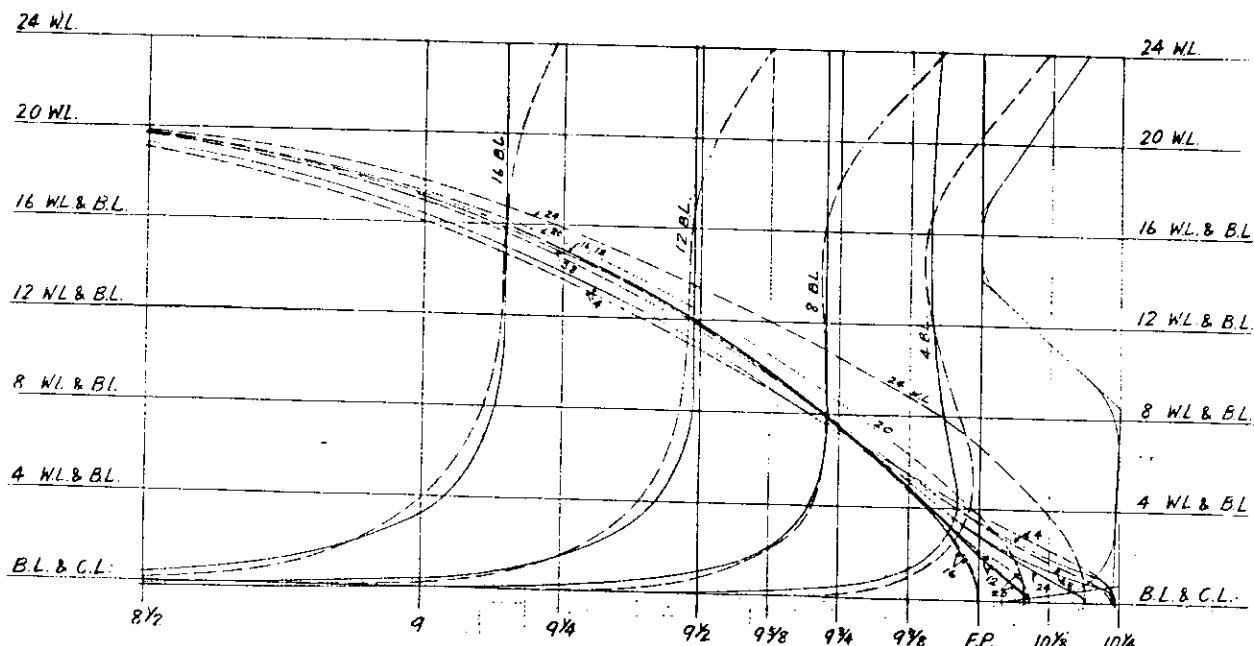


Fig. 3.1.1 (No. 2)

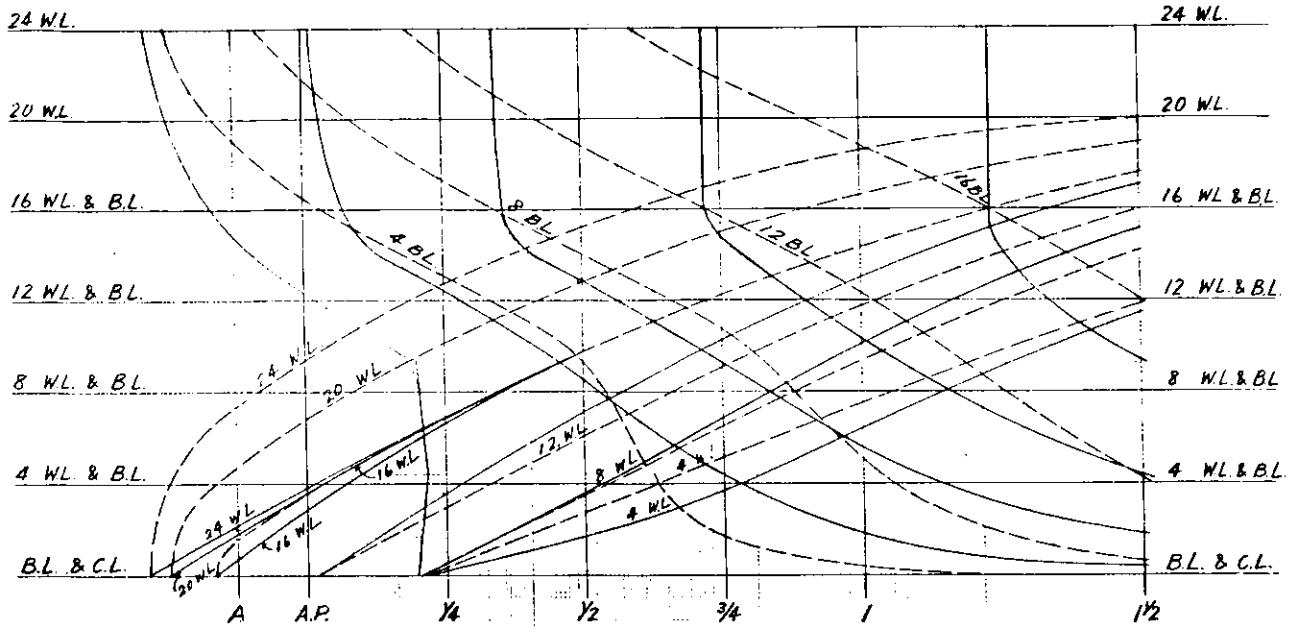


Fig. 3.1.1 (その3) Lines of Ship Models.

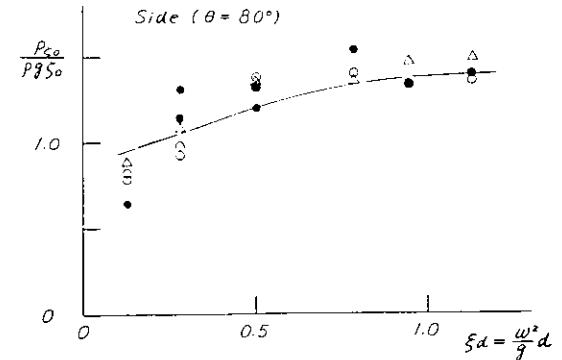
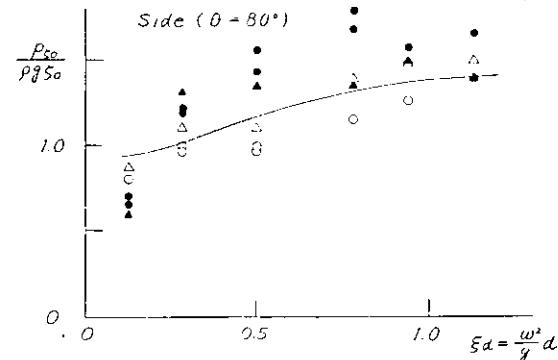
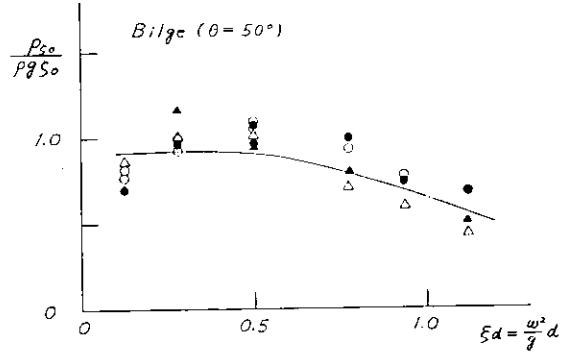
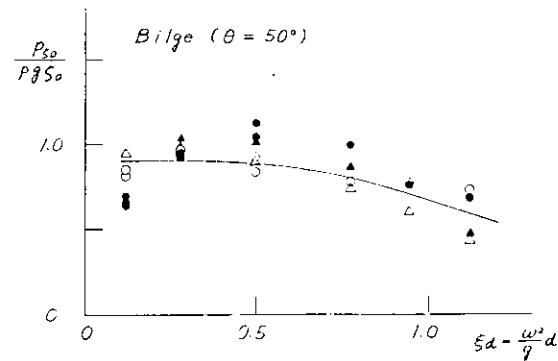
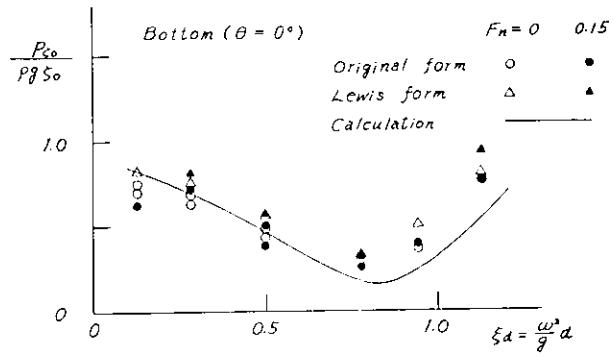
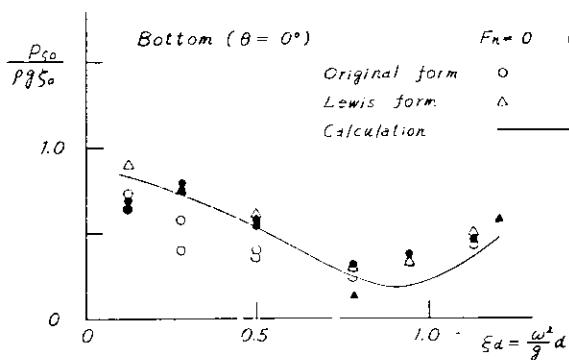


Fig. 3.1.2 Radiation Pressure due to heave motion at Sq. St 2½

Fig. 3.1.3 Radiation Pressure due to heave motion at Midship

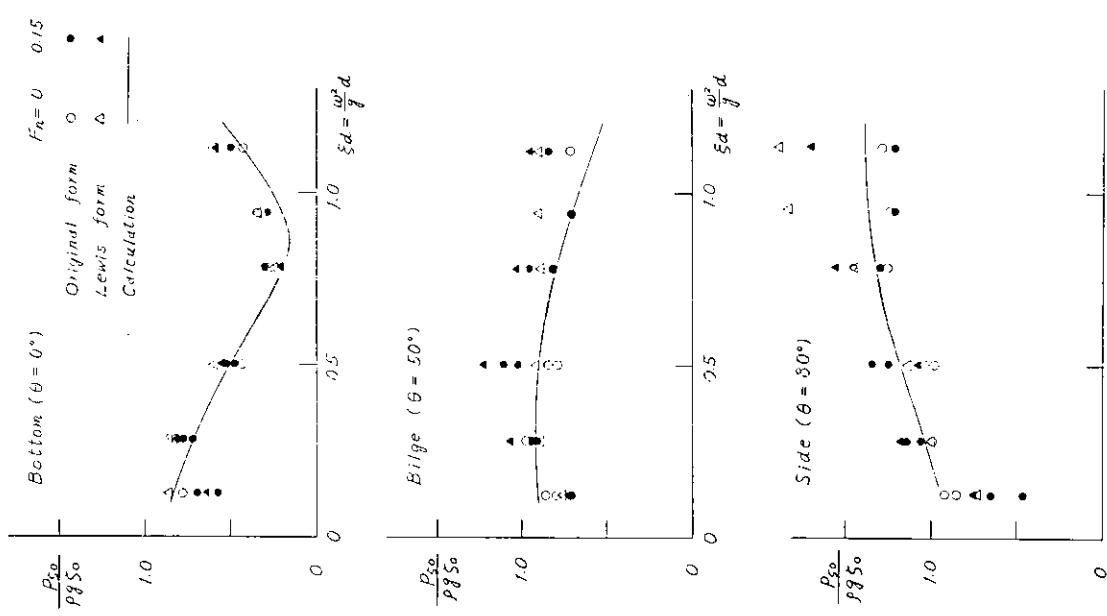


Fig. 3.1.4 Radiation Pressure due to heave motion at Sq. St. 8 1/2

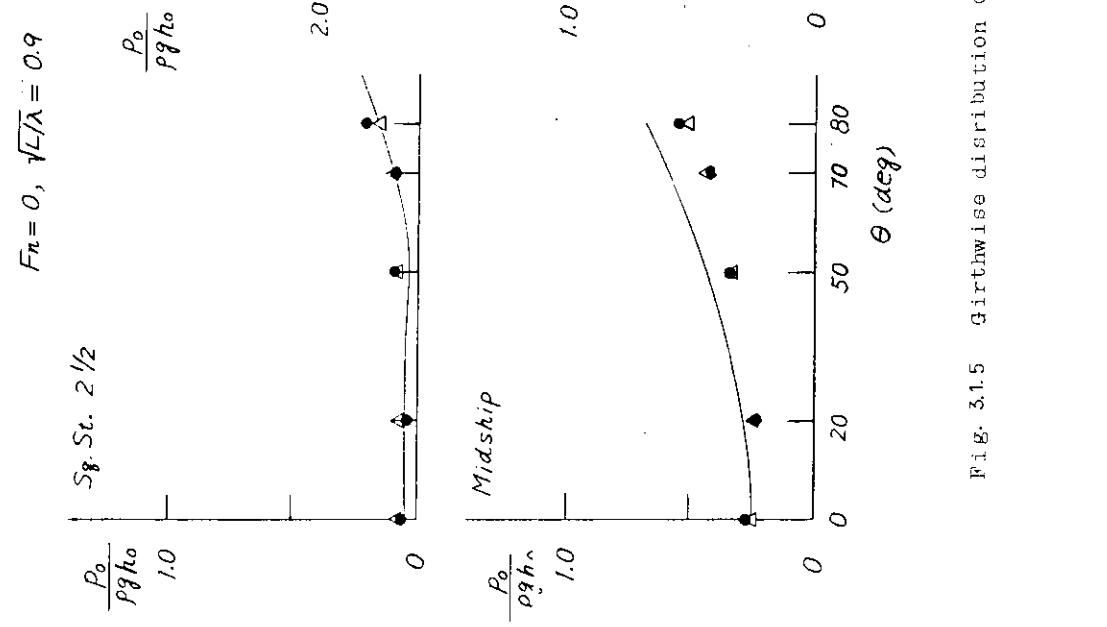
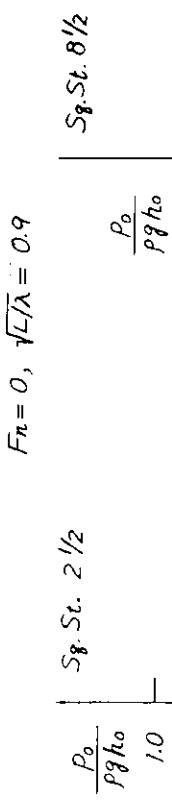


Fig. 3.1.5 Girthwise distribution of hydrodynamic pressure



$$Fn = 0, \sqrt{L/\lambda} = 1.0$$

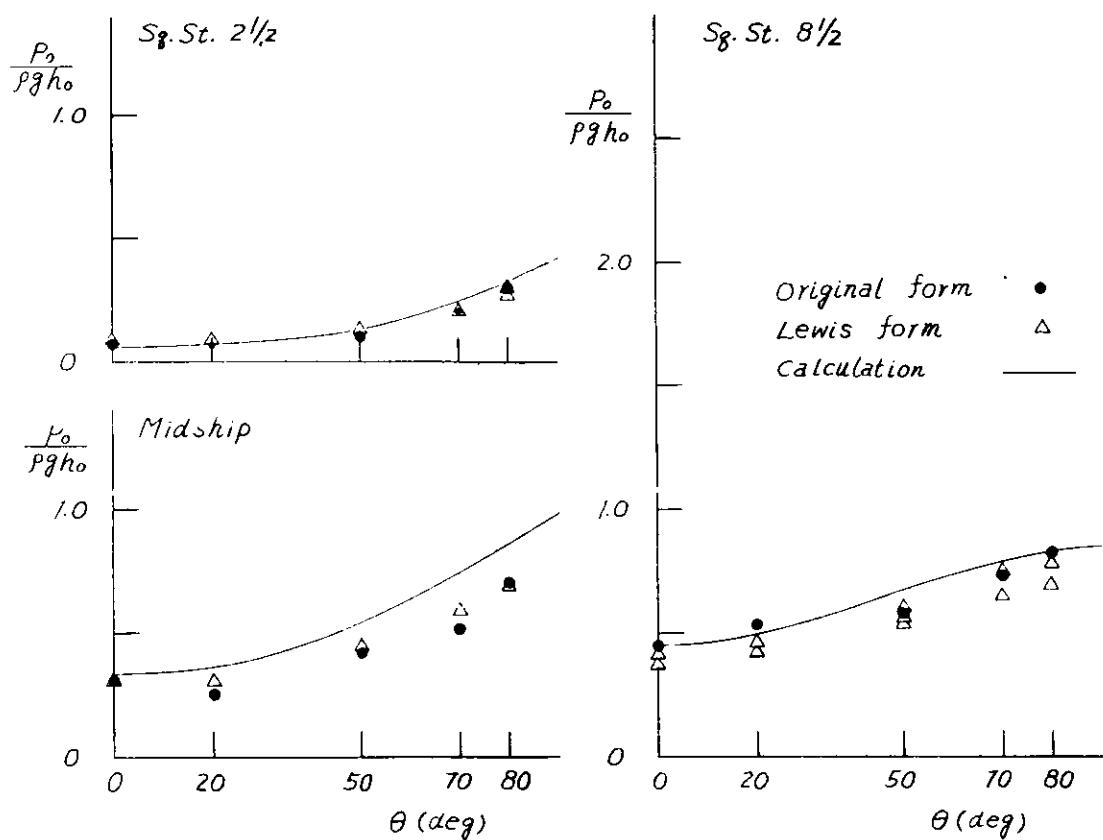


Fig. 3.1.6 Girthwise distribution of hydrodynamic pressure

$$Fn = 0, \sqrt{L/\lambda} = 1.2$$

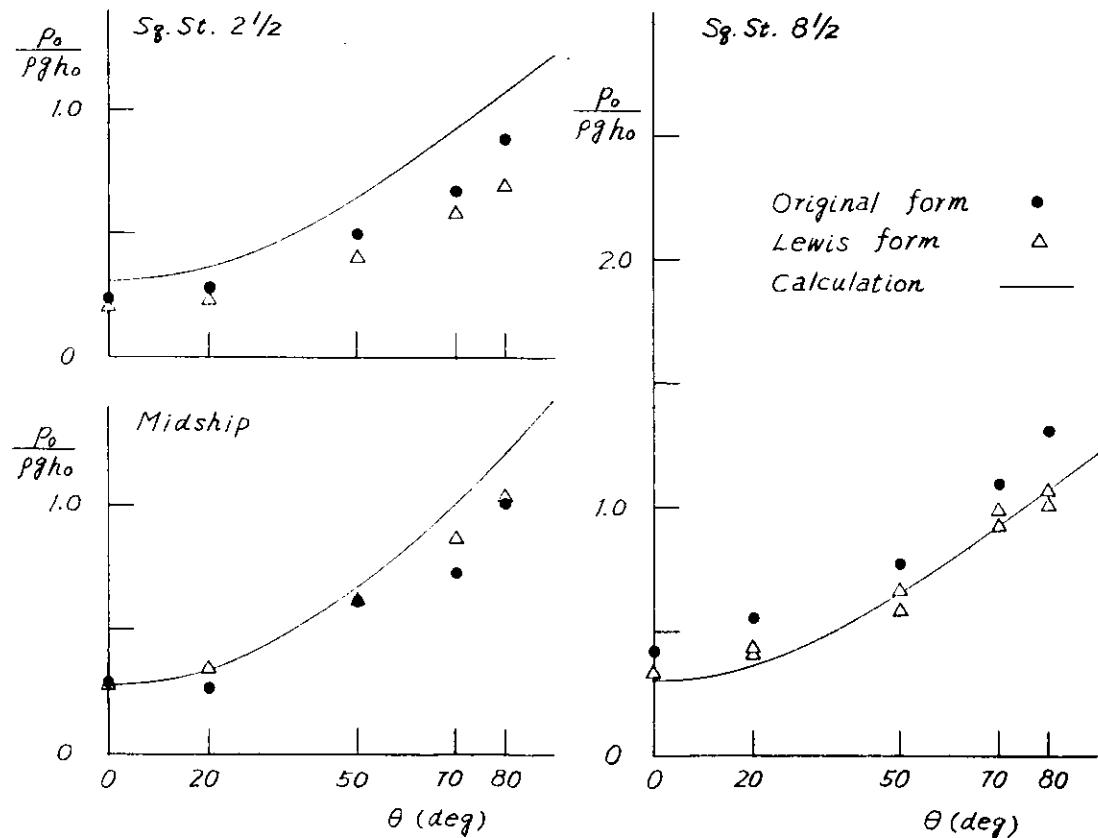


Fig. 3.1.7 Girthwise distribution of hydrodynamic pressure

$$Fr = 0, \sqrt{L/\lambda} = 1.4$$

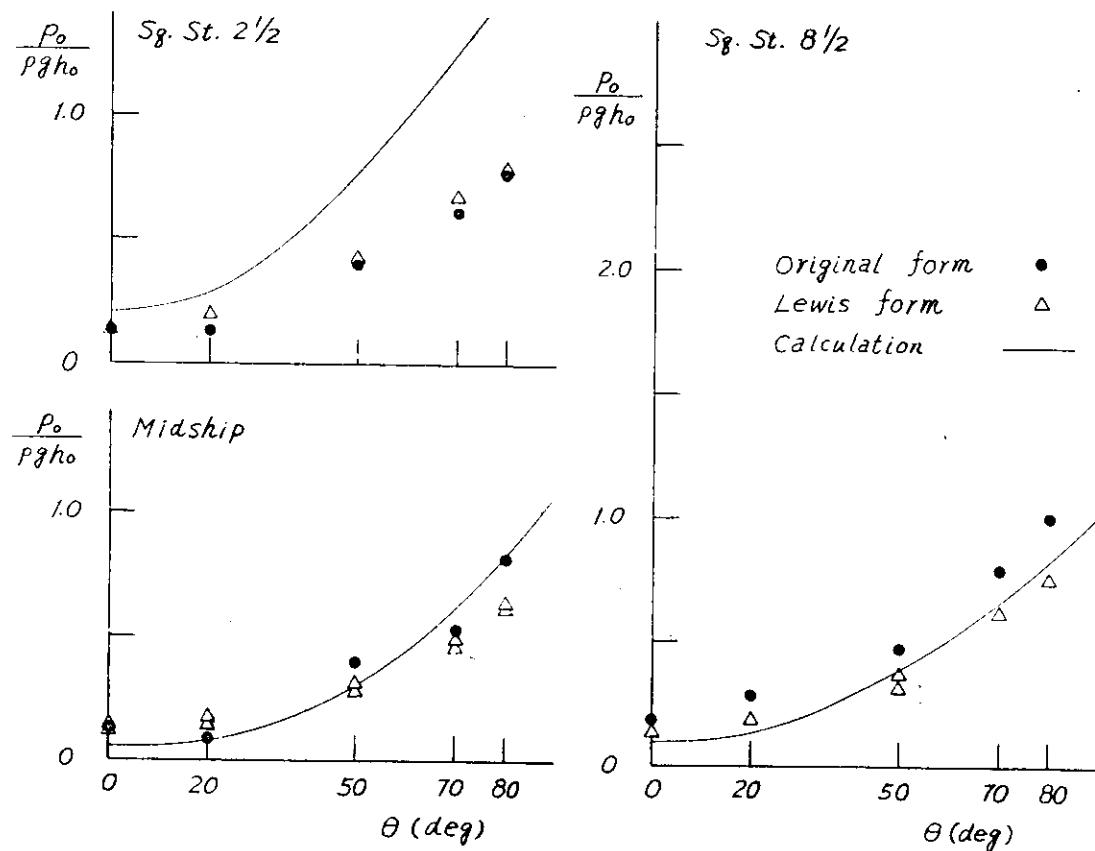


Fig. 3.1.8 Girthwise distribution of hydrodynamic pressure

$$Fr = 0.15, \sqrt{L/\lambda} = 0.9$$

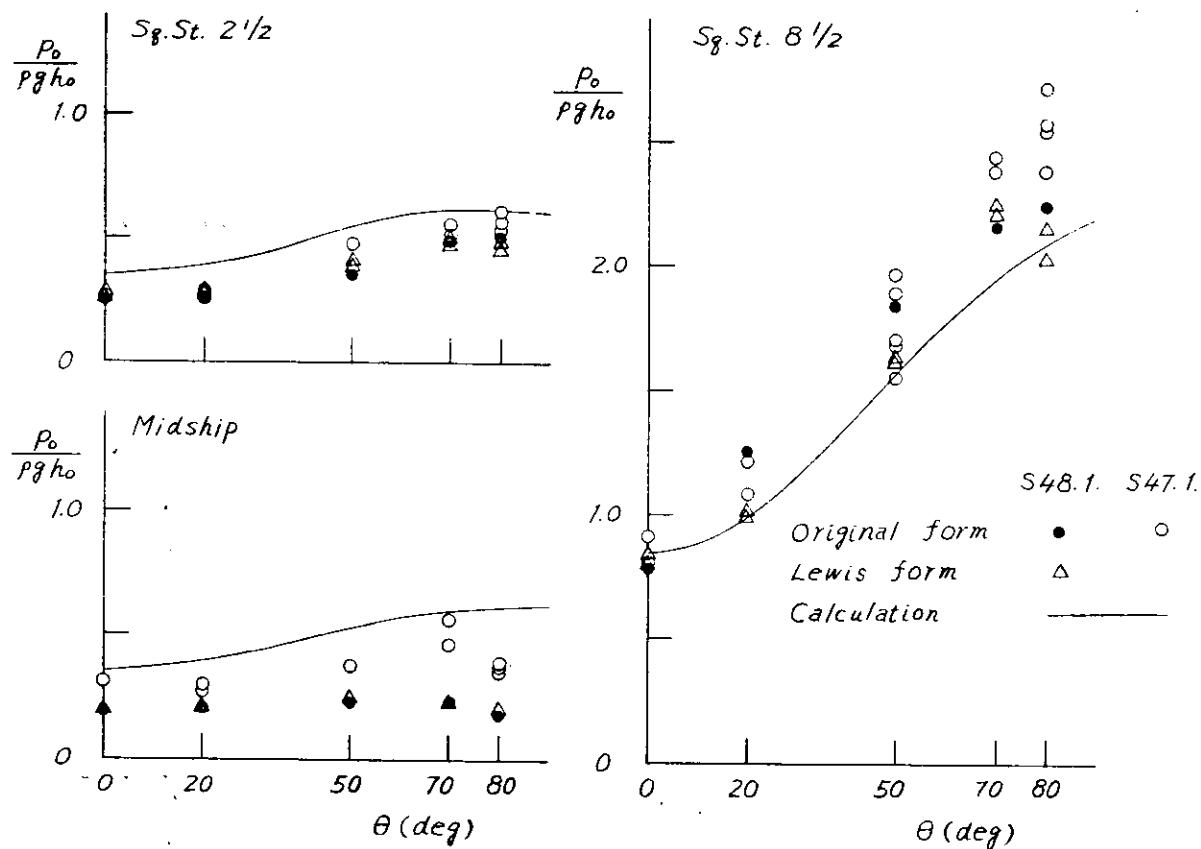


Fig. 3.1.9 Girthwise distribution of hydrodynamic pressure

$$Fr = 0.15, \sqrt{L/\lambda} = 1.0$$

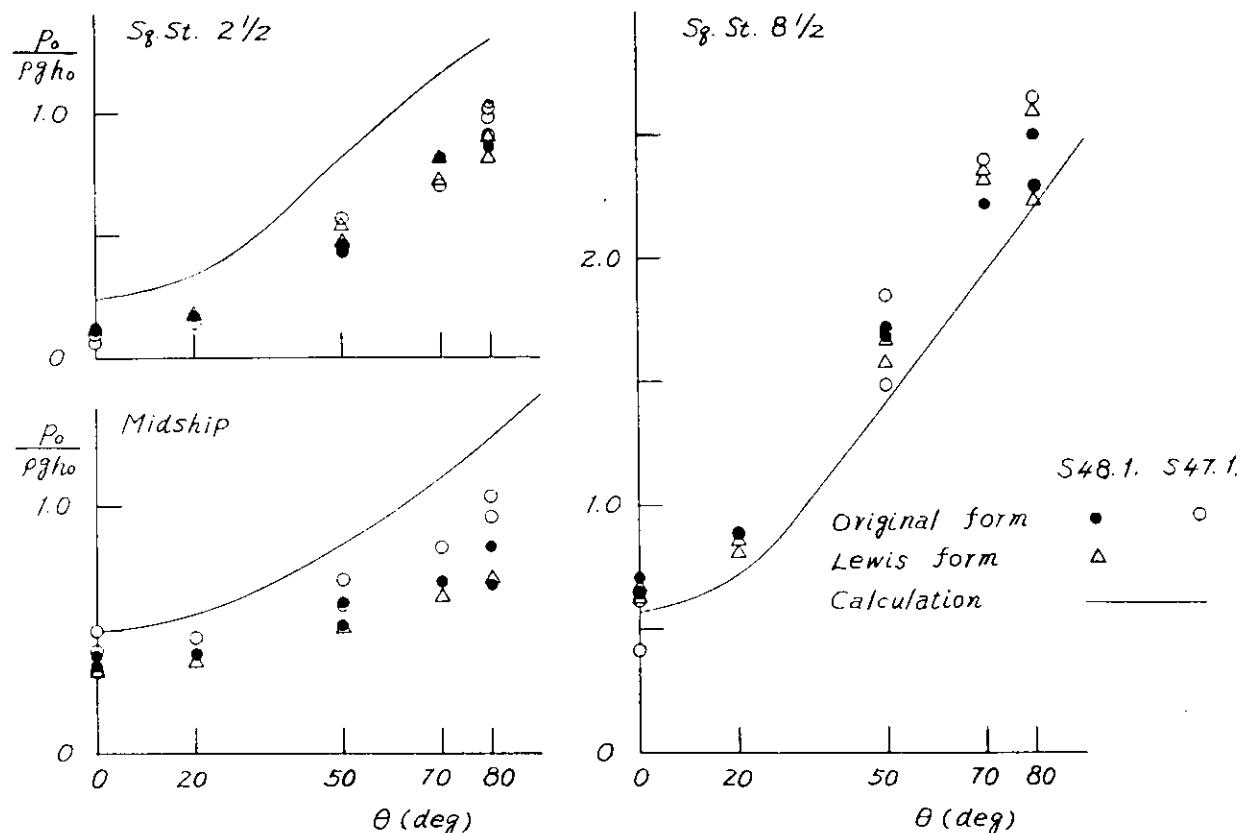


Fig. 3.1.10 Girthwise distribution of hydrodynamic pressure

$$Fr = 0.15, \sqrt{L/\lambda} = 1.2$$

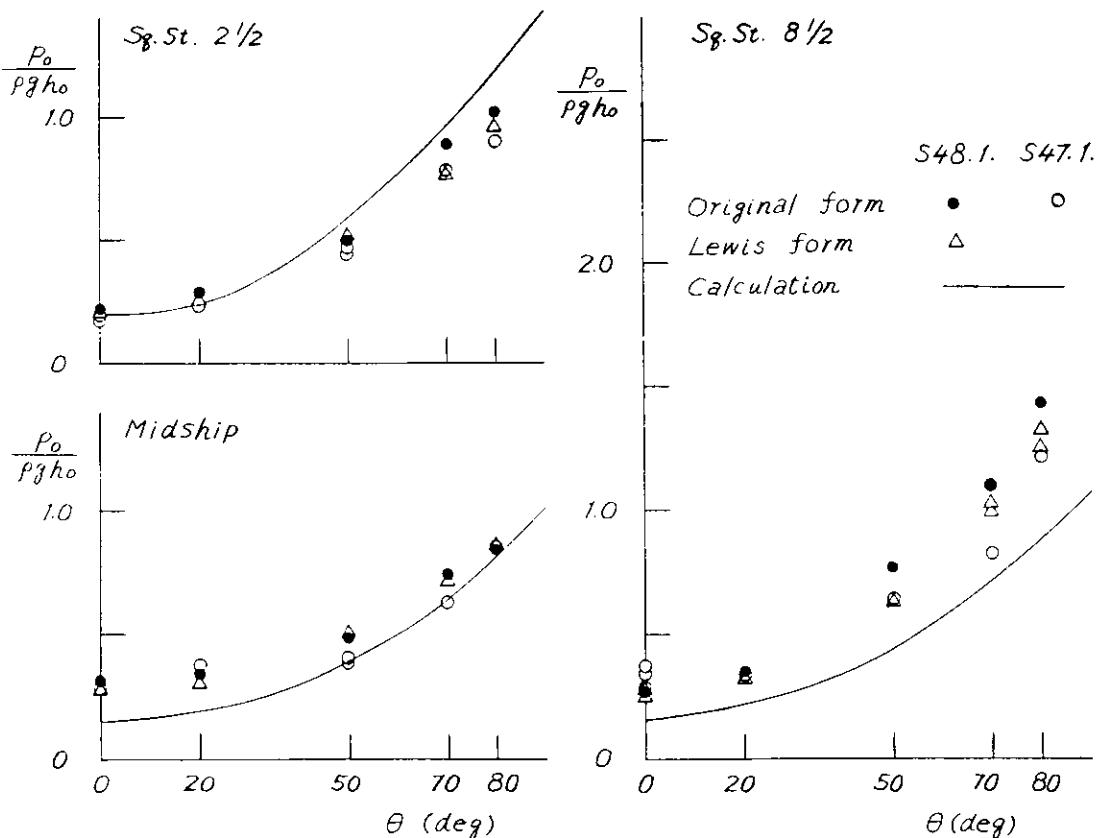


Fig. 3.1.11 Girthwise distribution of hydrodynamic pressure

$$Fr = 0.15, \sqrt{L/\lambda} = 1.4$$

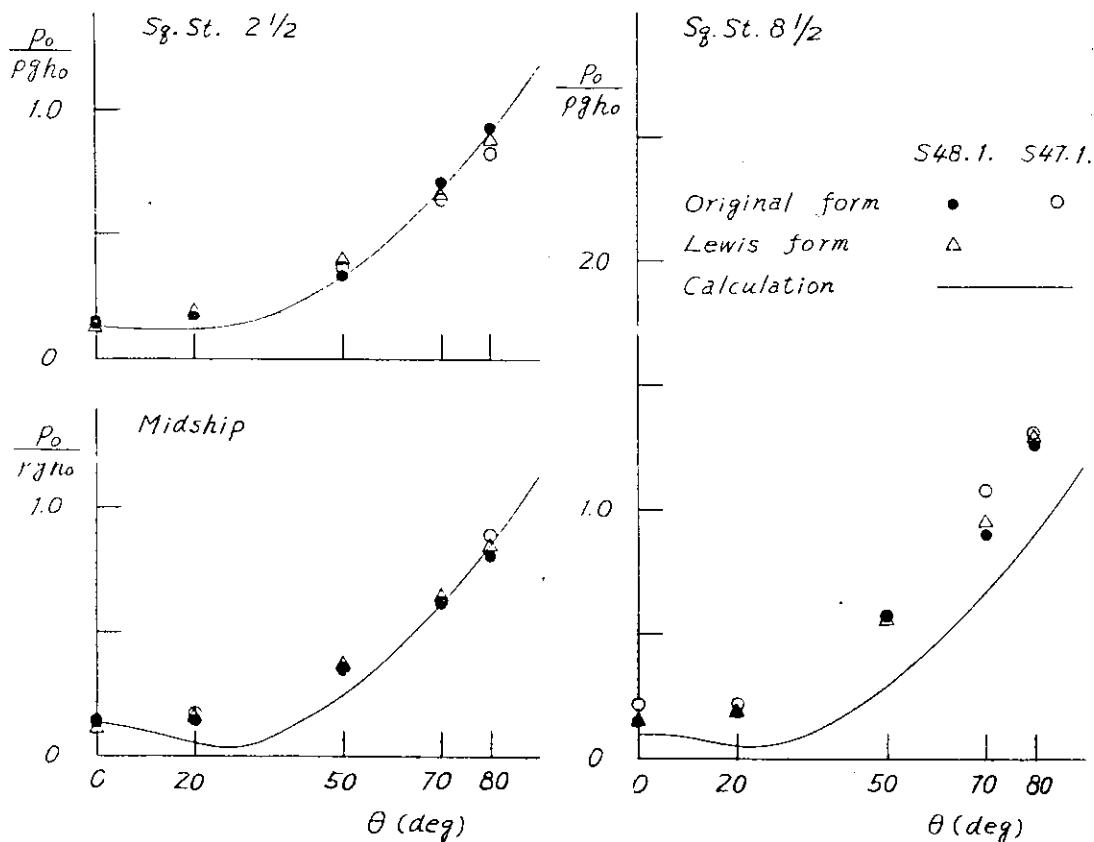


Fig. 3.1.12 Girthwise distribution of hydrodynamic pressure

し、その実用性を検討する。Fig. 3.1.14 は実験に用いた波スペクトル ( $H_{1/3} = 9.1 \text{ cm}$ ,  $T_e = 0.92 \text{ sec}$ ) と得られた波浪変動圧 (S.S. 8 1/2, bottom) のスペクトルを示している。図中○のマークは、O.S.M より得られた応答関数を用いて、線型重ね合わせの理論より得られた波浪変動圧のスペクトルである。

また、Fig. 3.1.15 は Fig. 3.1.14 で示した波及び変動圧のスペクトルを用いて得られた応答関数である。図中、○・△・■より得られた計算結果及び規則波中の実験結果も示している。 $\sqrt{L/\lambda} = 0.8 \sim 1.0$  の範囲ではいずれもよく一致を示しているが、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.2 \sim 1.4$  の短かい波の所では規則波中の実験結果が他の 2 者に比し高くなっている。

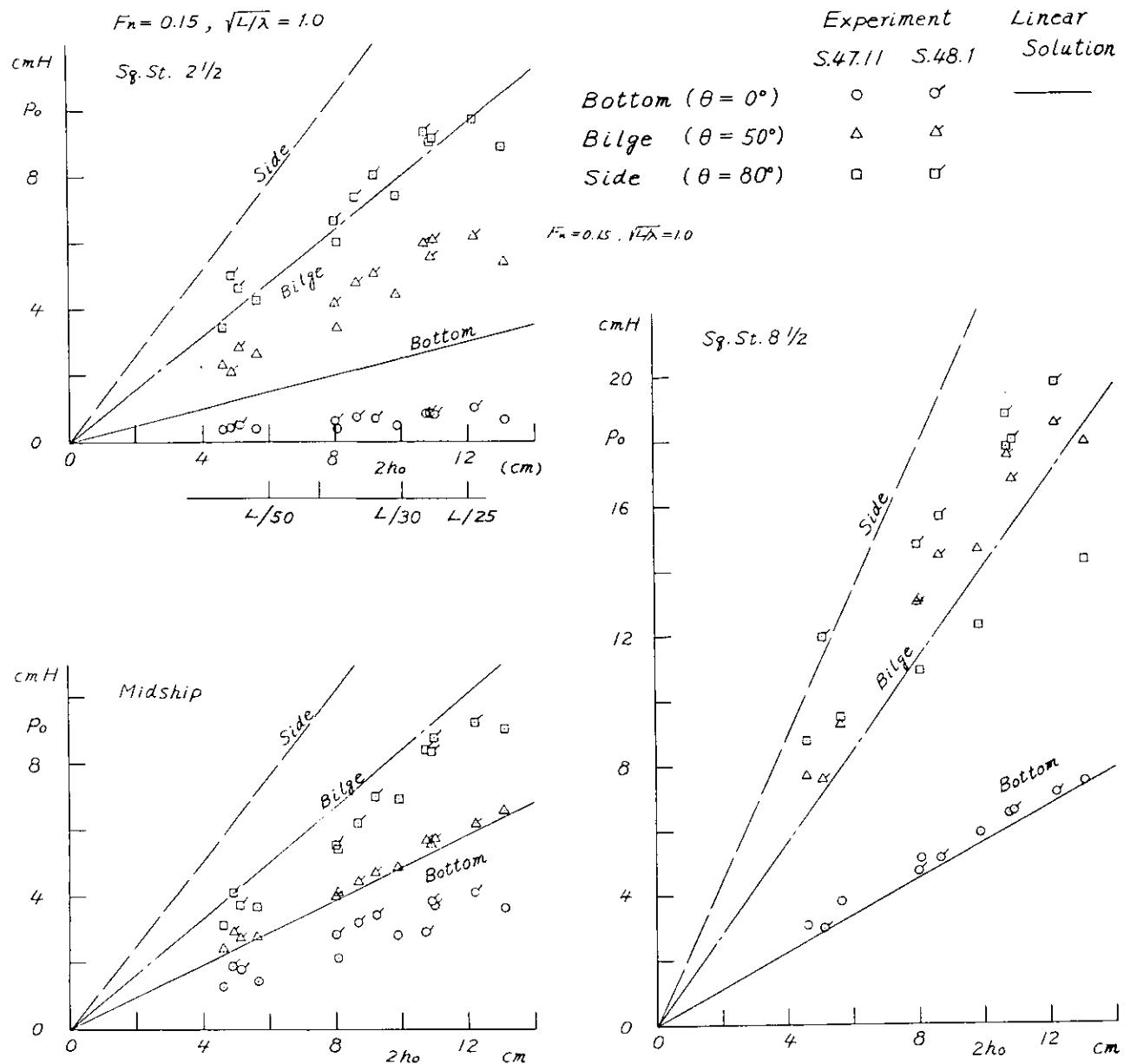


Fig. 3.1.13 Comparison of hydrodynamic pressures from linear solution and from experiment for sevve condition.

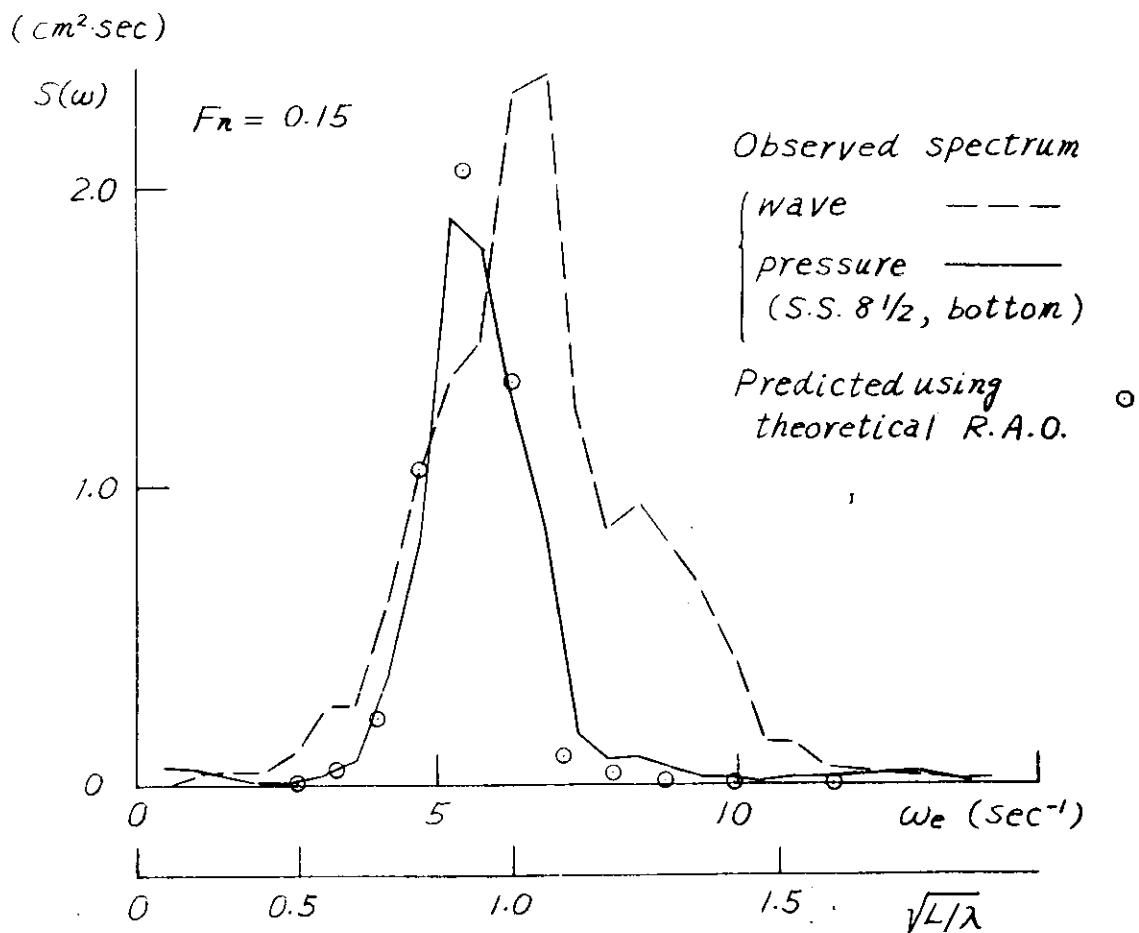


Fig 3.1.14 Wave and response spectrum in irregular wave tests

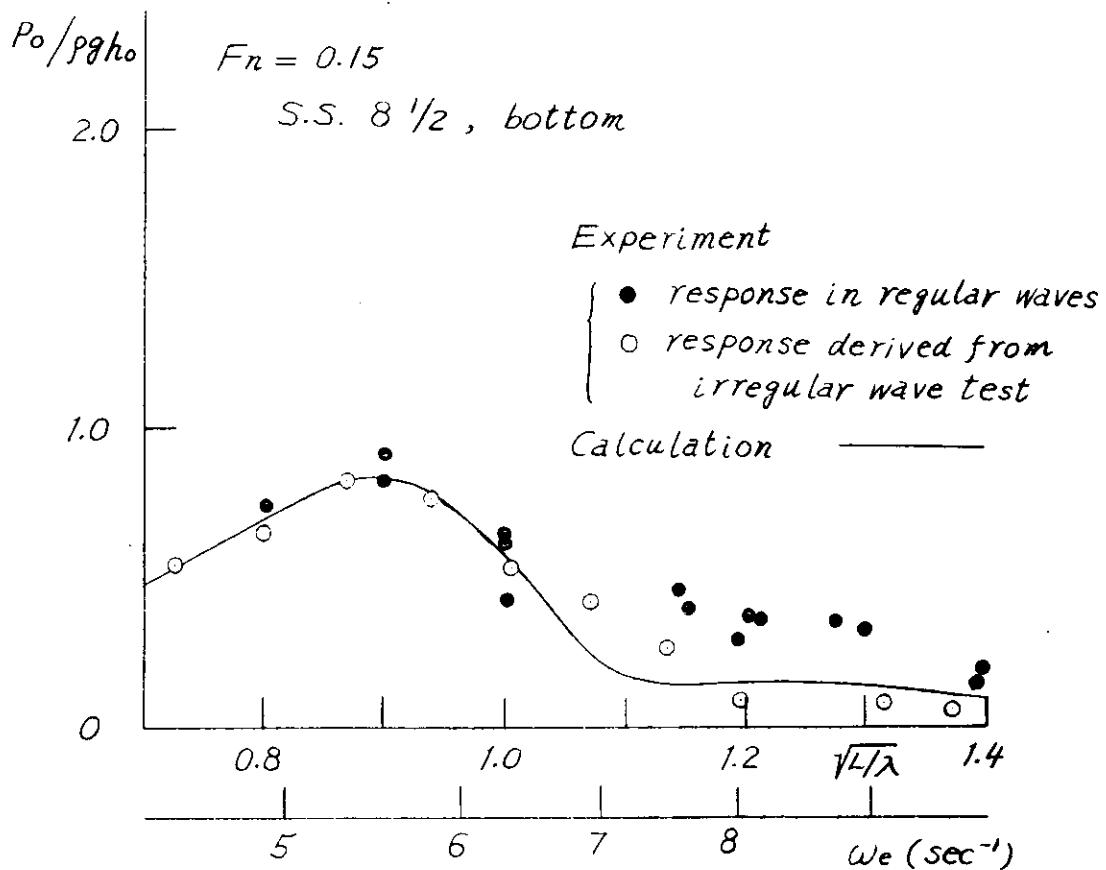


Fig 3.1.15 Response amplitude operator

### 3.2 斜波中の波浪変動水圧の計測

#### 3.2.1 角水槽における模型試験

##### (1) まえがき

角水槽における斜波中の模型試験は、大型鉱石専用船の実際の航海状態に近い状態における船体運動、波浪変動水圧等の計測を目的として行なわれた。実験そのものは昭和46年度中に終了し、その概要はすでに同年度中間報告書に述べた通りであるが、実験データが極めて大量なものであったため、その解析はほとんどが昭和47年度の作業に持越された。現在、大部分の解析が終了し、これにより斜め波中の大型鉱石専用船に働く変動水圧の実態が明確にされつつある。また、これらの資料をもとに波浪変動水圧の計算法の検討が行なわれつつある。こゝでは、上述の解析結果の中で、波浪変動水圧の振巾に関する主要なものをピックアップして報告する。

##### (2) 実験方法

実験に用いた模型船は大型鉱石専用船「木山丸」の4.5m木製模型である。その主要目をTable 3.2.1に示す。同表中、模型船の値は実験時のものであって、それらは左欄に示してある実船の値と対応するよう努めたが、実験技術上の制約があってそれが出来なかったものもあった。

実験は船舶技術研究所の角水槽で行なった。前述の模型船を規則波中で自航させる。その際、波との出会い角を所定の値に保持するために自動操舵装置を用いた。波長、波高、出会い角等の実験状態はTable 3.2.1.2に示すようなものである。実験はI～Vのグループに分けられる。I、II、Vは波の状態が同じで、水圧の同時計測の位置が異なる。すなわち、Iは水圧計を船の長さ方向に配置して同時計測した実験、IIは水圧計を船首部に配置した実験、Vは水圧計を船体平行部および船尾部に配置した実験である。III、IVは波高を変えた実験である。同表中、XはFig. 3.2.1.1に示すように船と波との出会い角で、逆波の場合が0°、横波で、右舷から左舷に向かって波が進行する場合が90°、向い波の場合が180°である。また同表中に示してある船速は平水中のもので、波浪中では船速が低下する。本実験では駆動モータの、電圧を一定にして波浪中を自航させるのであるが、その駆動モータの電圧では平水中で同表に示した船速が出るということである。

水圧計の位置は上記IからVまでの実験グループ別にFig. 3.2.1.2～Fig. 3.2.1.5に示す。図中、水圧計位置に角度が記してあるが、これは対応するLewis Formの座標をあらわす。なお船側のLWL直下の水圧計の位置は各断面とも同一水線面上にある。この水線面はLWLから2.25mの深さにあり、これはS.S. 8%の断面におけるLewis Formの座標85°の点の深さである。

以上実験方法の概略について述べたが、詳しくは本研究部会の昭和46年度報告<sup>1)</sup>を参照していただきたい。

##### (3) 変動水圧の実験結果とその考察

本実験は実験状態、計測点数が広範囲かつ多数であって、得られた実験データも相当な量になったが、これらの実験結果の主なものをFig. 3.2.1.7～Fig. 3.2.1.30に示す。Fig. 3.2.1.7～Fig. 3.2.1.22はS.S. 8%, S.S. 7%, S.S. 5およびS.S. 2%における変動水圧振巾の横断面分布を波長別に、出会い角をパラメータとして示したものである。Fig. 3.2.1.23～Fig. 3.2.1.30は風上側吃水線下2.25mの位置および船底の中心線上の位置を船側および船底の代表点に選び、それらにおける変動水圧振巾の船の長さ方向の分布を示したものである。これらの図に示した変動水圧振巾の値その他の実験換算値である。また船速は一定ではなくて、前述のように船速低下があってそれぞれの状態で異なる値になっていること、波高はすべてを通じて1.235m(=1/20)であることに注意してこれらの図をみなければならぬ。

なおこゝで変動水圧振巾Poの実験記録からの読み取り方についてつけ加える。水圧計が空中に出ることのある場合には、たとえばL.W.L.下2.25mのW.L.に配置された水圧計の記録については、半波型波形の全振巾から225m Headを差引いたものをPoとし(Fig. 3.2.1.6 a) L.W.L.上2.25mのW.L.に配置された水圧計の記録については半波型波形の全振巾そのものをPoとした。(Fig. 3.2.1.6 b) 水圧計が空中に出ない場合については、全振巾の半分をとってPoとした。(Fig. 3.2.1.6 c)

これらの図によって、変動水圧振巾の分布の大略について考察する。

まず変動水圧振巾の横断面分布形状についてみてみる。各断面とも、向い波から横波に移るにしたがい、左右対称な分布から風上側が大きな値を示す非対称な分布になる。船底において中心線より風下側のビルジ部までの部分では、出会い角が変化しても変動水圧振巾は余り變らず絶対値も小さい。風下側の船側における変動水圧振巾は、出会い角によって変化するが、その度合は風上側の船側におけるほどではない。さらに、船側の水線附近からビルジ部にわたっての変動水圧分布の形状をみると、それは大体一様かあるいは上方に向ってやや大きくなるのが大部分であるが逆にやや小さくなる場合もある。

次に変動水圧振巾の長さ方向の分布についてみてみる。船底の中心線上においては、出会い角に関係なく、S.S.1%附近からS.S.8%附近までのかなり広い範囲にわたって、変動水圧振巾は大体一様で、またその値も  $P_0/\rho gh_0 = 0.2$  程度の小さいものである。上記の範囲より前部および後部では、それぞれF.P., A.P.に近くにしたがって、変動水圧振巾は大きくなる。

風上側水線附近における変動水圧振巾の長さ方向の分布形状は、向い波中では、船首と船尾が大きくなる以外に mid ship では S.S. 7% と S.S. 2% で、といったような凹凸をもつたものとなる。この凹凸は向い波から斜め波に移るにしたがって消失し、さらに横波になると船体中央部に最高値を持つ高原状の分布形状となる。上記最高値は、 $P_0/\rho gh_0 = 2.0$  のオーダである。ただし  $\lambda/L = 0.5$  のように波長が短かい場合には向い波中でも上述のような凹凸がなく長さ方向にはほぼ一定でその振巾の大きさは  $P_0/\rho gh_0 = 1$  程度である。すなわち、船体はほとんど運動せず、また、到来波も辟かれずに船側に沿って移動するということである。

なお、以上の結果は規則波中の実験結果であつて、船速低下等については必ずしも実際の海面、すなわち不規則な波の中での実状をショミレートしていないことは注意を要する。

Table. 32.11 Principal Particulars

Items	Ship	Model
Length betw. P.P. (L <sub>pp</sub> )	247.000m	4.5000m
Breadth Mid. (B)	40.600m	0.7397m
Depth Mid. (D)	23.000m	0.4190m
Draft Mid. (d)	16.000m	0.2915m
Displacement (W)	135,950 <sup>ton</sup>	0.8020 <sup>ton</sup>
Block Coefficient (C <sub>b</sub> )	0.8243	0.8243
Midship Coefficient (C <sub>m</sub> )	0.9975	0.9975
C.G. from Midship (G <sub>m</sub> )	fore 7.301m	fore 0.1330m
C.G. from Keel (KG)	12.280m	0.2225m
Metacentric Radius (GM)	4.130m	0.0765m
Longi. Gyroradius (K <sub>L</sub> )	0.2362 L <sub>pp</sub>	0.228 L <sub>pp</sub>
Trans. Gyroradius (K <sub>T</sub> )	0.2200 B	0.38 B
Rolling Period (T <sub>R</sub> )	11.04 sec.	1.87 sec.
Rudder Area (A <sub>r</sub> )	58.731 m <sup>2</sup>	0.0196 m <sup>2</sup>
Rudder Area Ratio (A <sub>r</sub> /dL <sub>pp</sub> )	0.0149	0.0149
Bilge Keel Breadth Length	0.425m 62.320m	0.0077m 1.1353m
from & fore	38.320m	0.6981m
from & aft.	24.000m	0.4372m

Table 3.2.1.2 Experimental Conditions

Test Cond.	Ship Speed, $\frac{X}{L}$	180°					165°			150°			135°					120°			90°			45°			Wave Height	Remarks	
		14.8	16.5	17.7	18.5	19.3	14.8	19.3	14.8	19.3	14.8	16.5	17.7	18.5	19.3	14.8	19.3	14.8	19.3	14.8	19.3	14.8	19.3	14.8	19.3	14.8	19.3		
I	1.50	○	○	○			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	12.35m (L/20)	Locations of Press. Gages : S.S. 5 and Longi:13.75mW.L. Bottom C.L.
	1.25	○	○	○			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	1.00	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	0.875	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	0.75	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	0.625	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
II	0.50	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	12.35m (L/20)	Locations of Press. Gages : S.S. 8½,9 and 9½
	1.50	○	○	○			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	1.25	○	○	○			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	1.00	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	0.875	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	0.75	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
III	0.625	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	823m (L/30)	Locations of Press. Gages : S.S. 5,8½ and 9½
	0.50	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	1.50																												
	1.25	○					○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	1.00																												
	0.875																												
IV	0.75	○					○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	16.47m (L/15)	Locations of Press. Gages : S.S. 5,8½ and 9½
	0.625						○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	0.50																												
	1.50	○					○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	1.25	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	1.00	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
V	0.875						○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	12.35m (L/20)	Locations of Press. Gages: S.S. 12½,5,7½ and 9½
	0.75	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	0.625						○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	0.50	○	○	○	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
	1.50																												
	1.25																												
	1.00																												

\* In Still Water

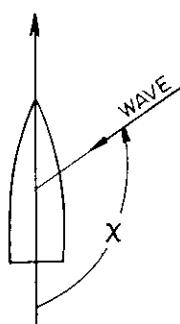


Fig. 3.2.1.1 Heading Angle

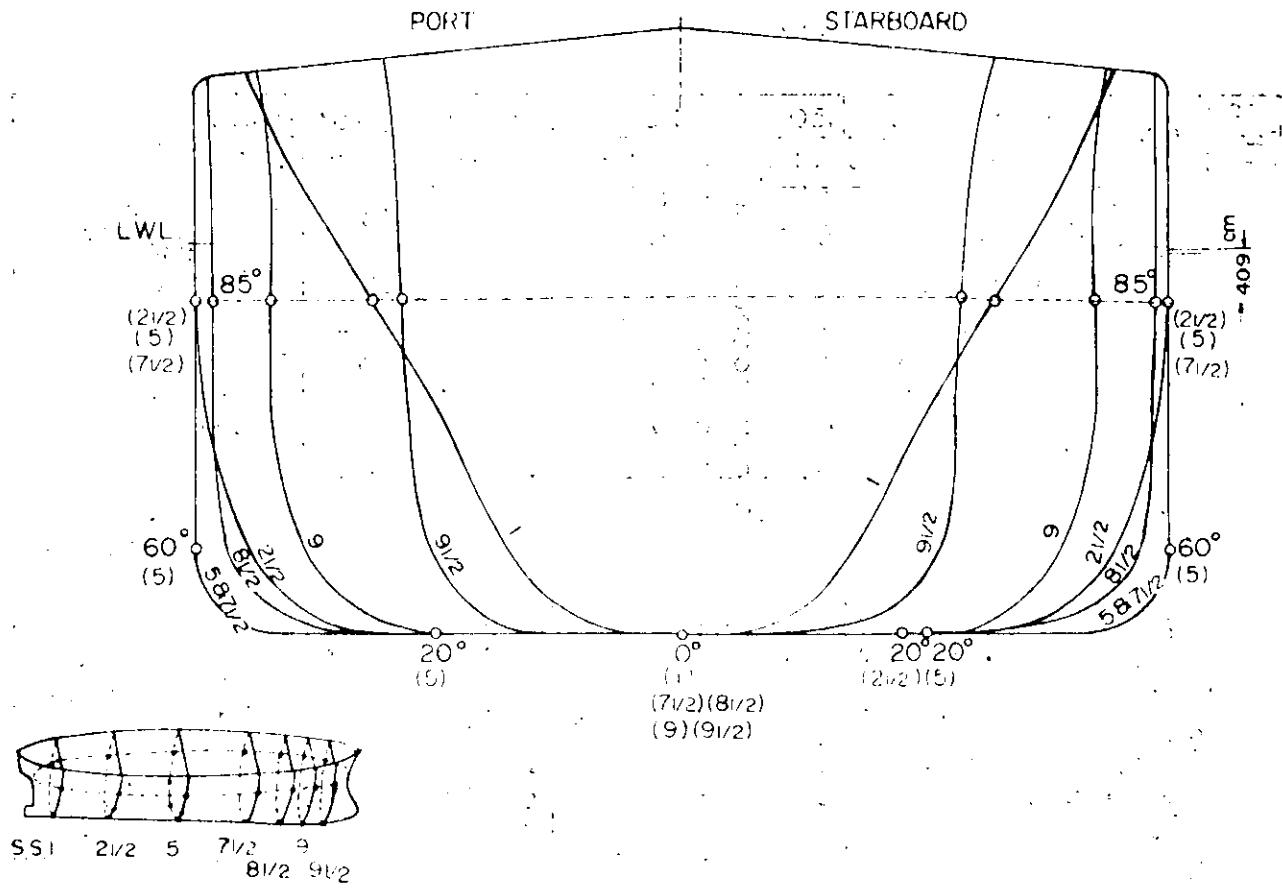


Fig. 3.2.1.2 Locations of the Pressure Gauges  
(Exp. Condition I)

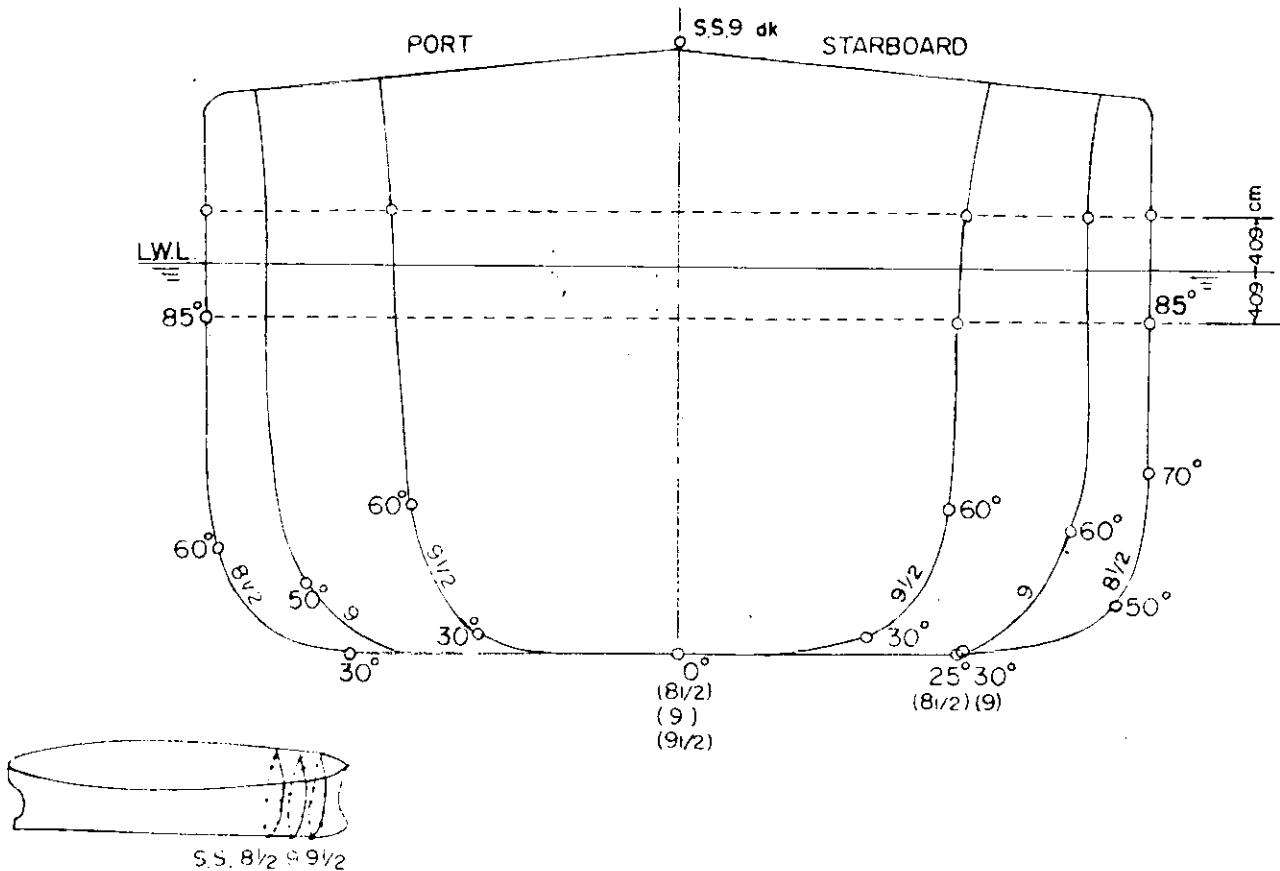
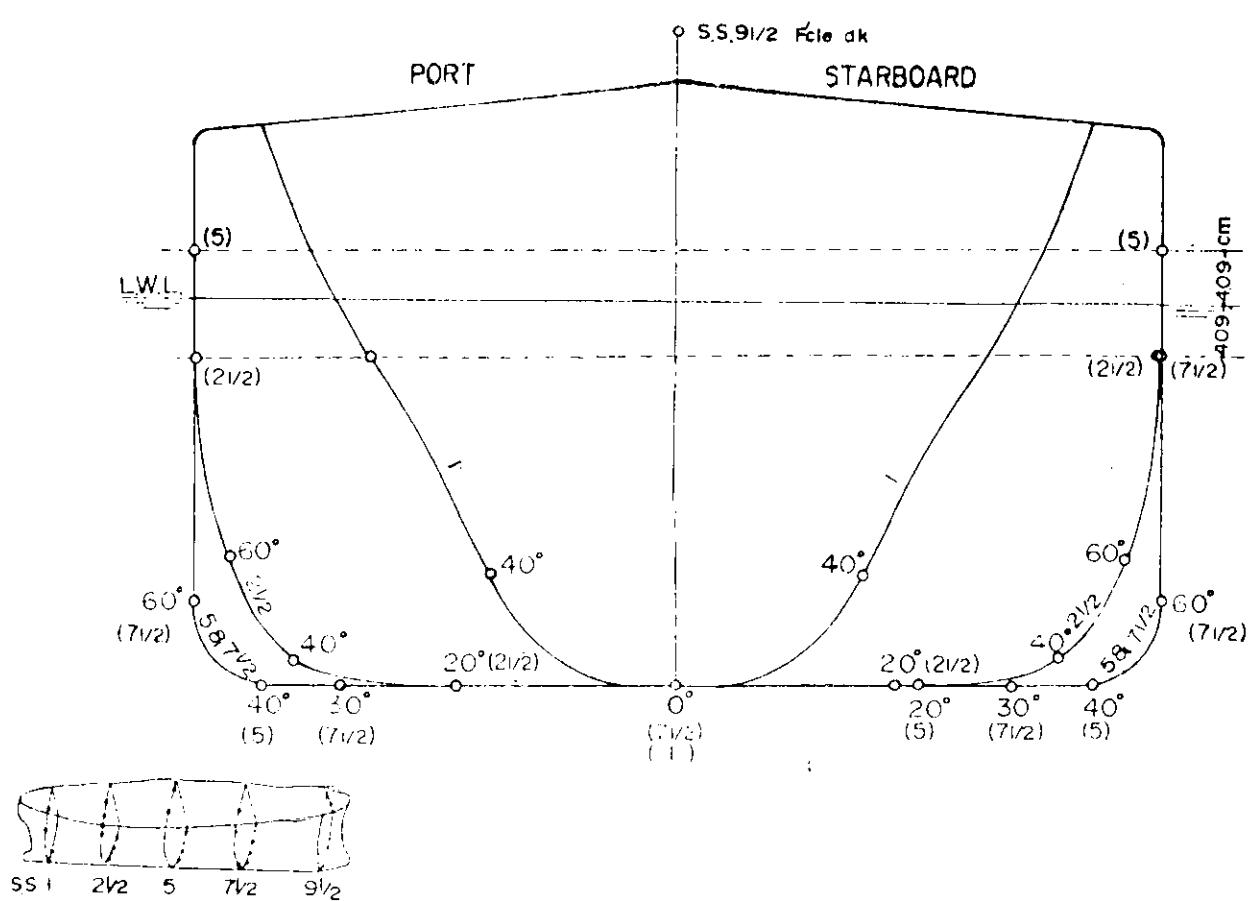
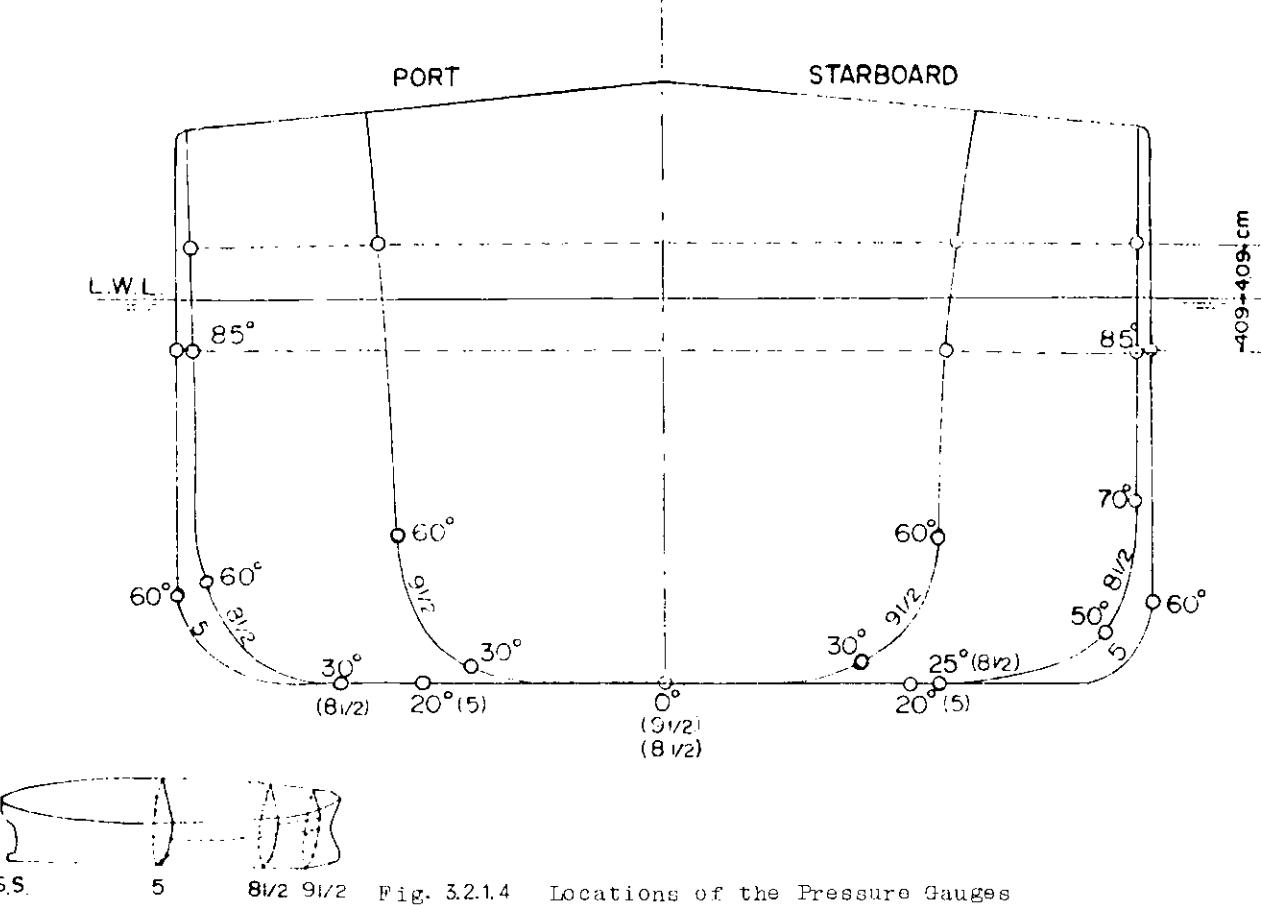


Fig. 3.2.1.3 Locations of the Pressure Gauges  
(Exp. Condition II)



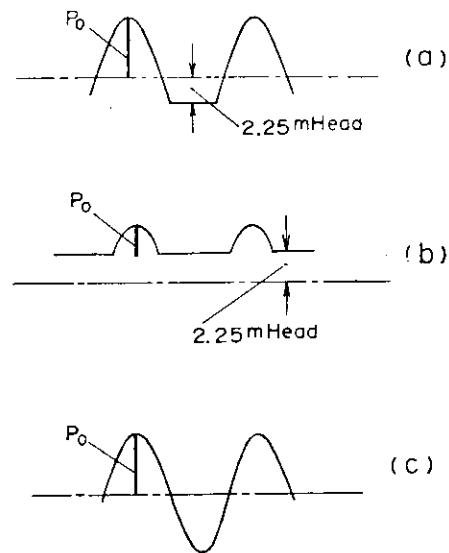


Fig. 3.2.1.6

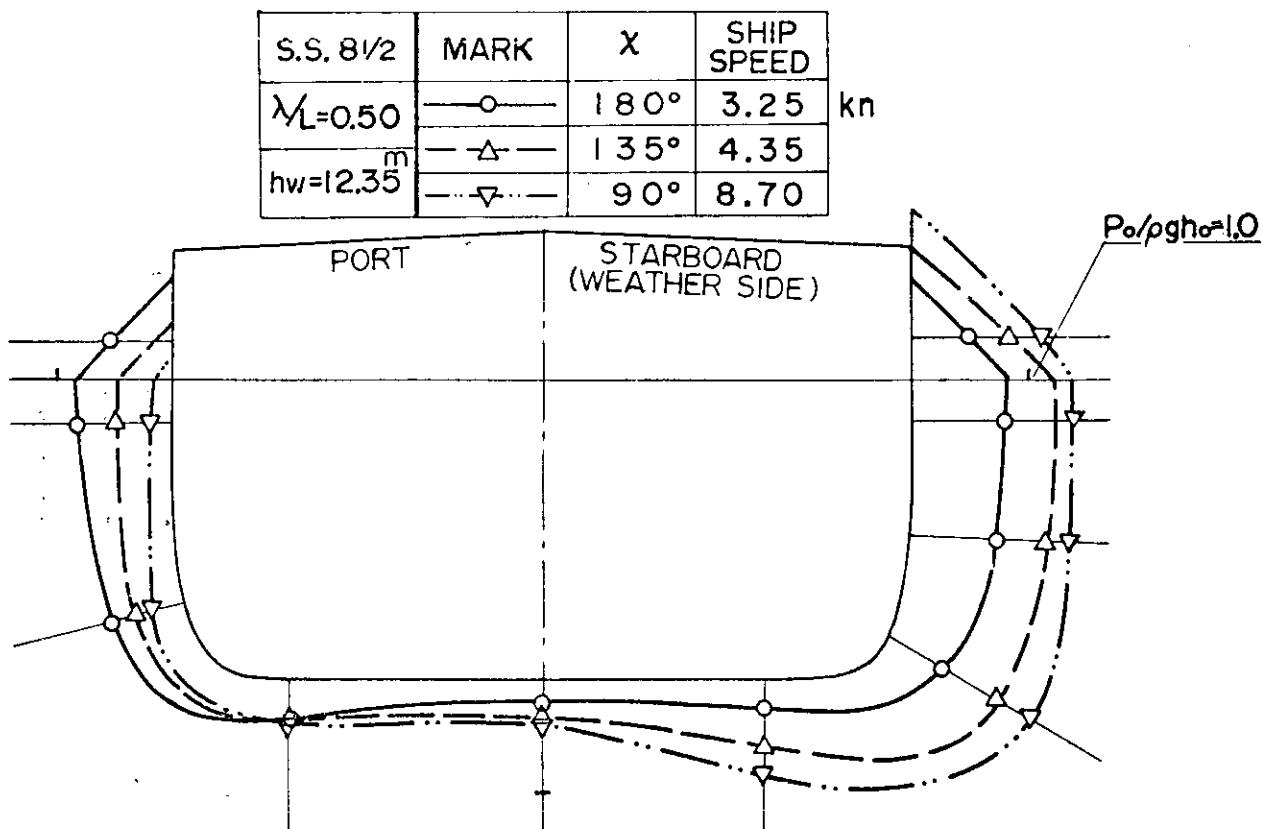


Fig. 3.2.1.7 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 8½

S.S. 8½	MARK	X	SHIP SPEED
$\lambda/L = 0.75$	○	180°	1.40
$m$	△	135°	4.40
$h_w = 12.35$	▽	90°	9.12

kn

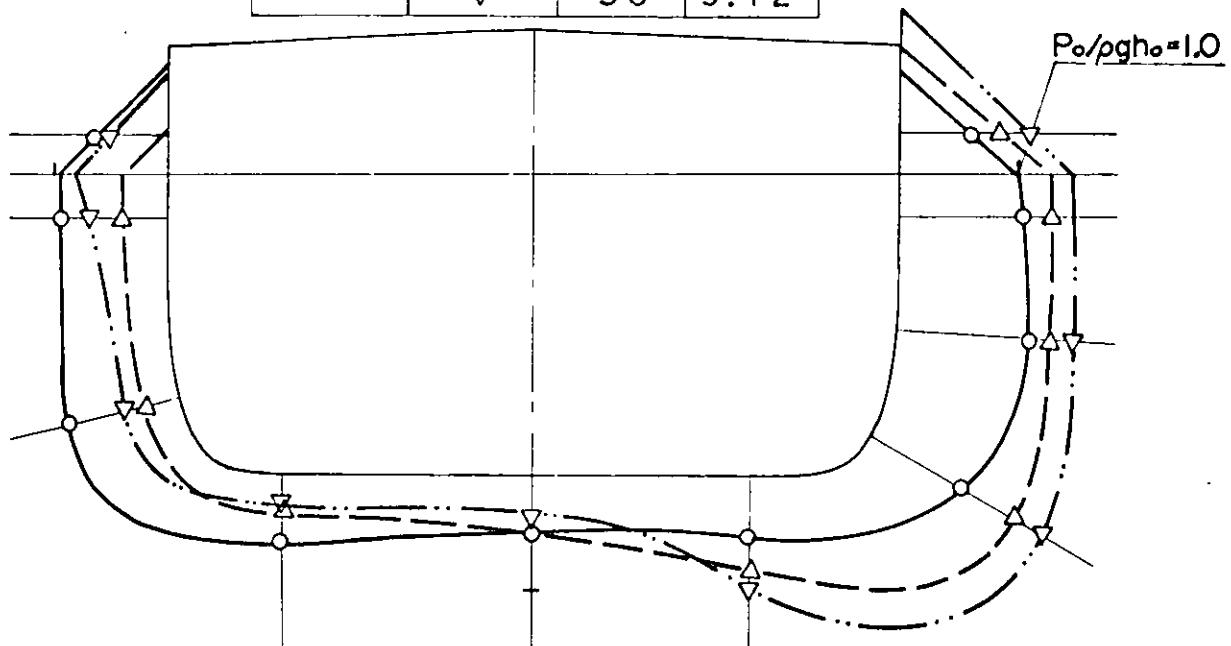


Fig. 3.2.1.8 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 8½

S.S. 8½	MARK	X	SHIP SPEED
$\lambda/L = 1.00$	○	180°	3.64
$m$	△	135°	6.20
$h_w = 12.35$	▽	90°	9.65

kn

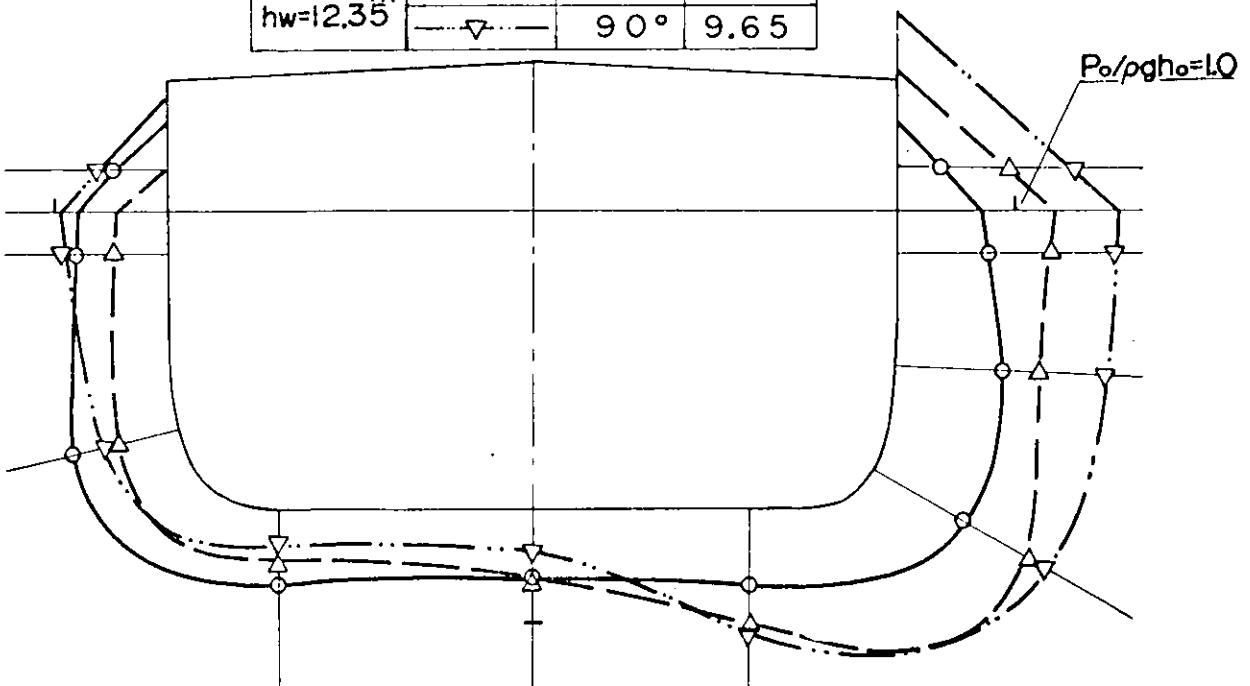


Fig. 3.2.1.9 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 8½

S.S. 8 1/2	MARK	X	SHIP SPEED	kn
$\lambda_L = 1.25$	○	180°	6.60	
$h_w = 12.35$	△	135°	7.51	
m	▽	90°	10.31	

$$P_0/\rho g h_0 = 1.0$$

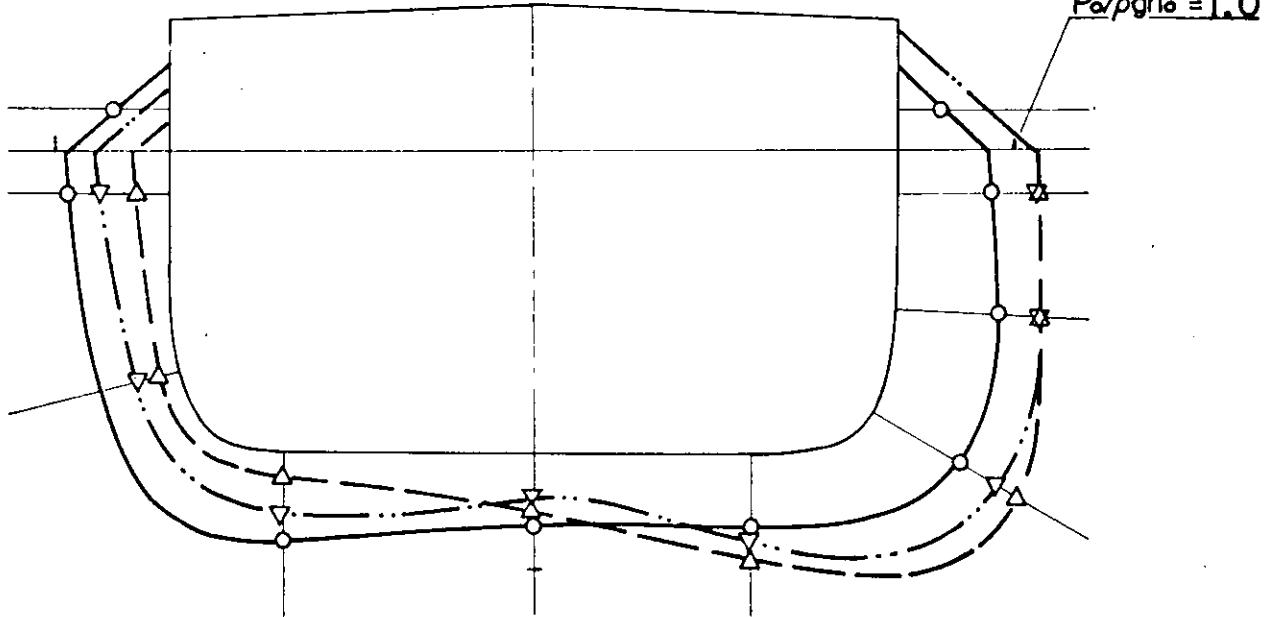


Fig. 3.2.1.10 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 8 1/2

S.S. 7 1/2	MARK	X	SHIP SPEED	kn
$\lambda_L = 0.50$	○	180°	3.25	
$h_w = 12.35$	△	135°	4.35	
m	▽	90°	8.70	

$$P_0/\rho g h_0 = 1.0$$

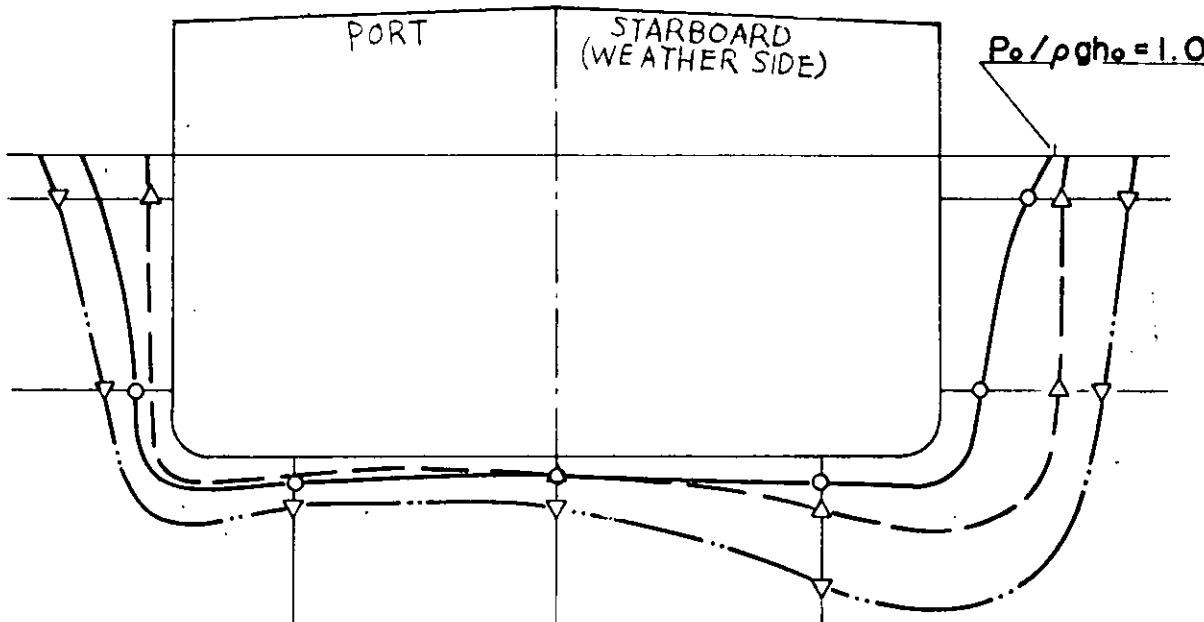


Fig. 3.2.1.11 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 7 1/2

S.S. 7½	MARK	X	SHIP SPEED	kn
$\lambda/L = 0.75$	○	180°	1.40	
m	-△-	135°	4.40	
hw=12.35	-▽-	90°	9.12	

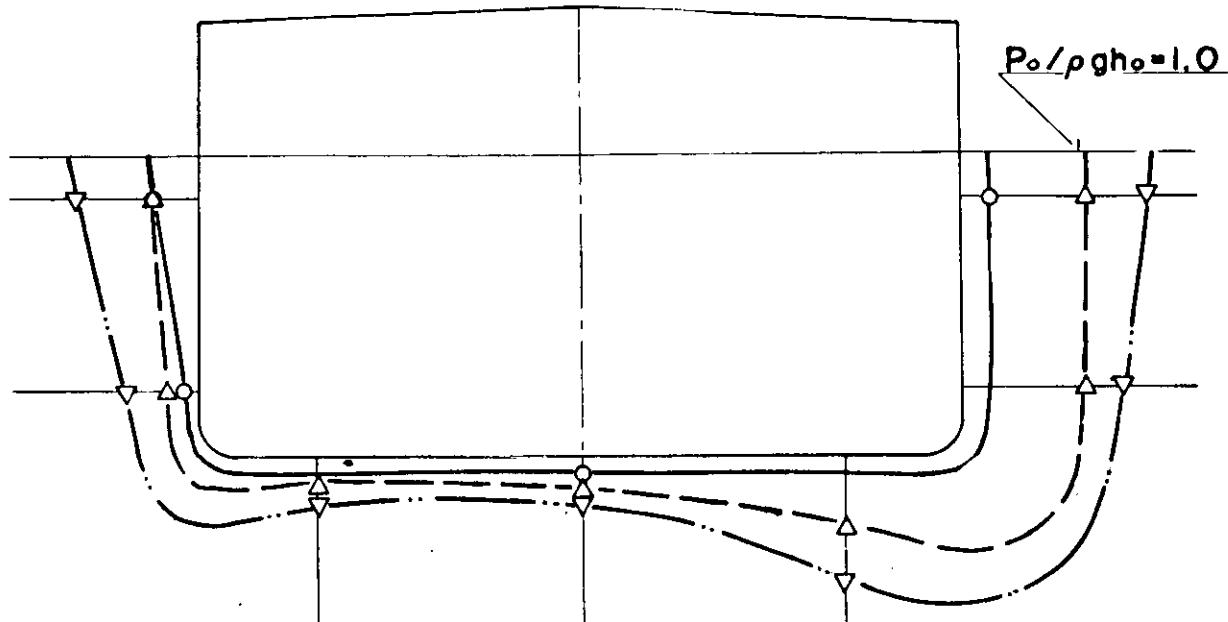


Fig. 3.2.1.12 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 7½

S.S. 7½	MARK	X	SHIP SPEED	kn
$\lambda/L = 1.00$	○	180°	3.64	
m	-△-	135°	6.20	
hw=12.35	-▽-	90°	9.65	

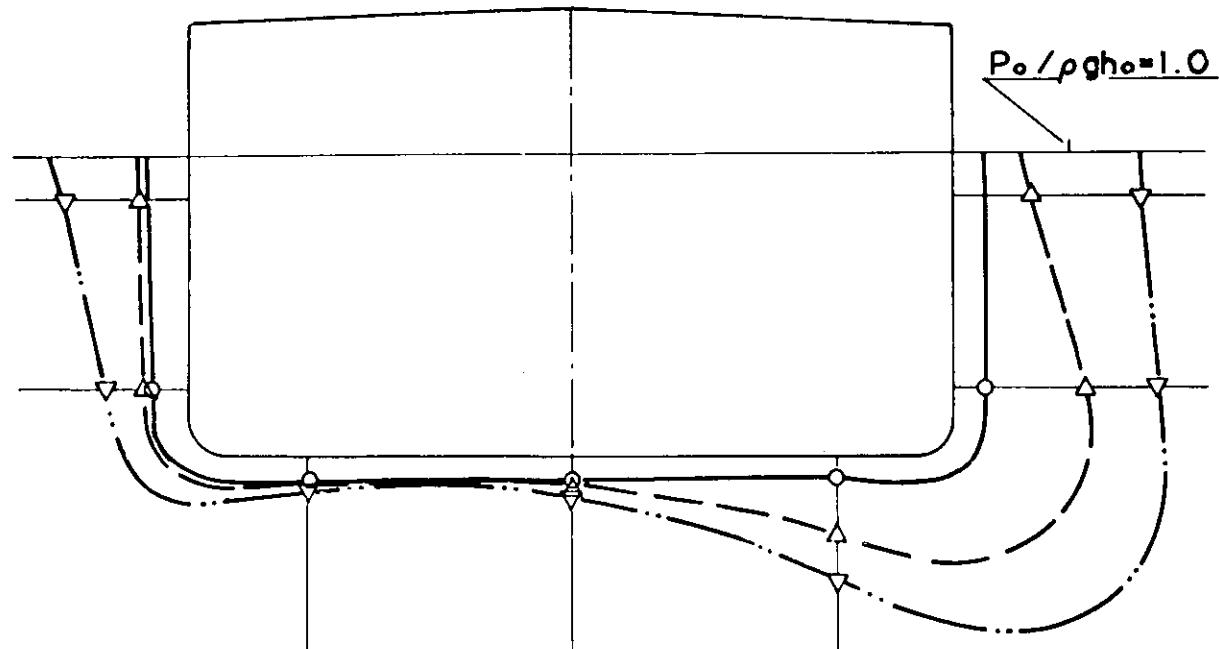


Fig. 3.2.1.13 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 7½

S.S. 7½	MARK	X	SHIP SPEED
$\lambda_L = 1.25$	○	180°	6.60 kn
$h_w = 12.35$ m	-Δ-	135°	7.51
	-▽-	90°	10.31

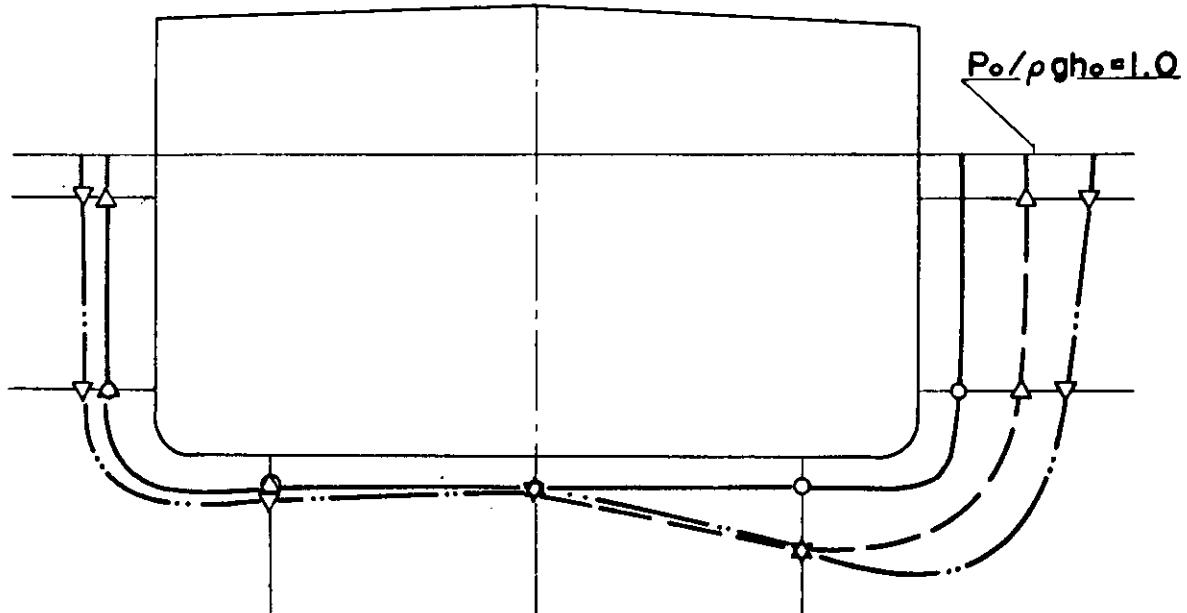


Fig. 3.2.1.14 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 7 ½

S.S. 5	MARK	X	SHIP SPEED
$\lambda_L = 0.50$	○	180°	3.25 kn
$h_w = 12.35$ m	-Δ-	135°	4.35
	-▽-	90°	8.70

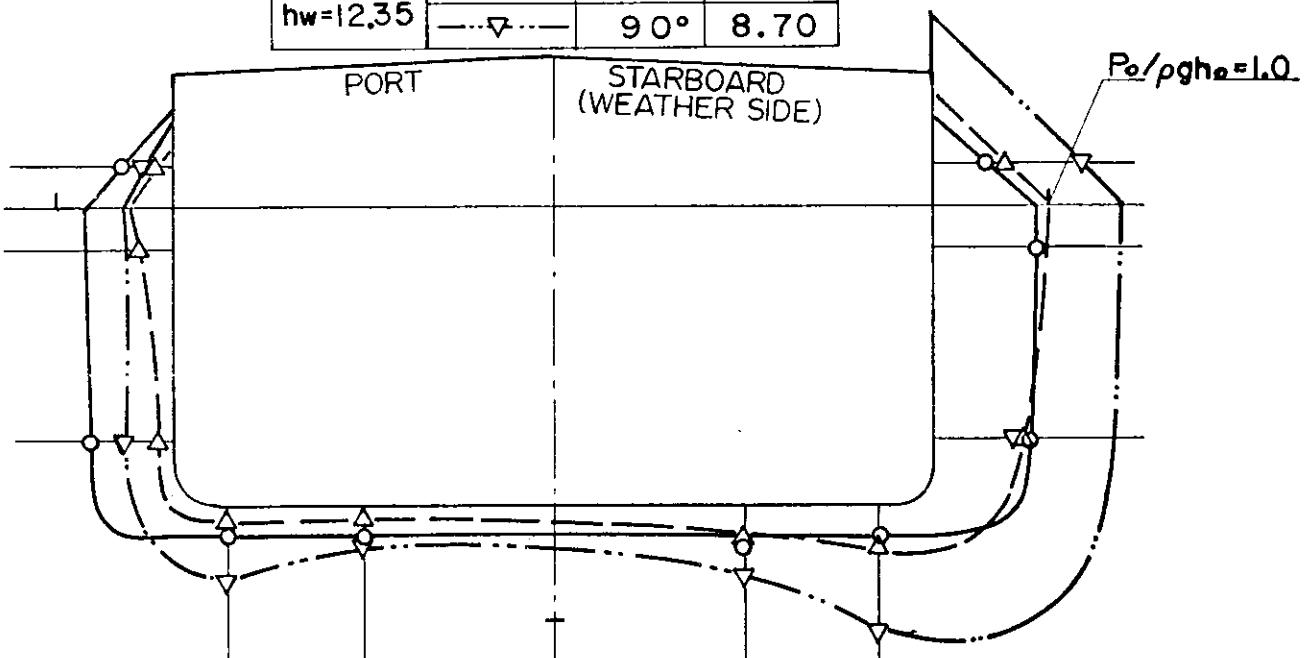


Fig. 3.2.1.15 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at midship

S.S. 5	MARK	X	SHIP SPEED
$\lambda/L = 0.75$	○	180°	1.40 kn
$h_w = 12.35$ m	△	135°	4.40
	▽	90°	9.12

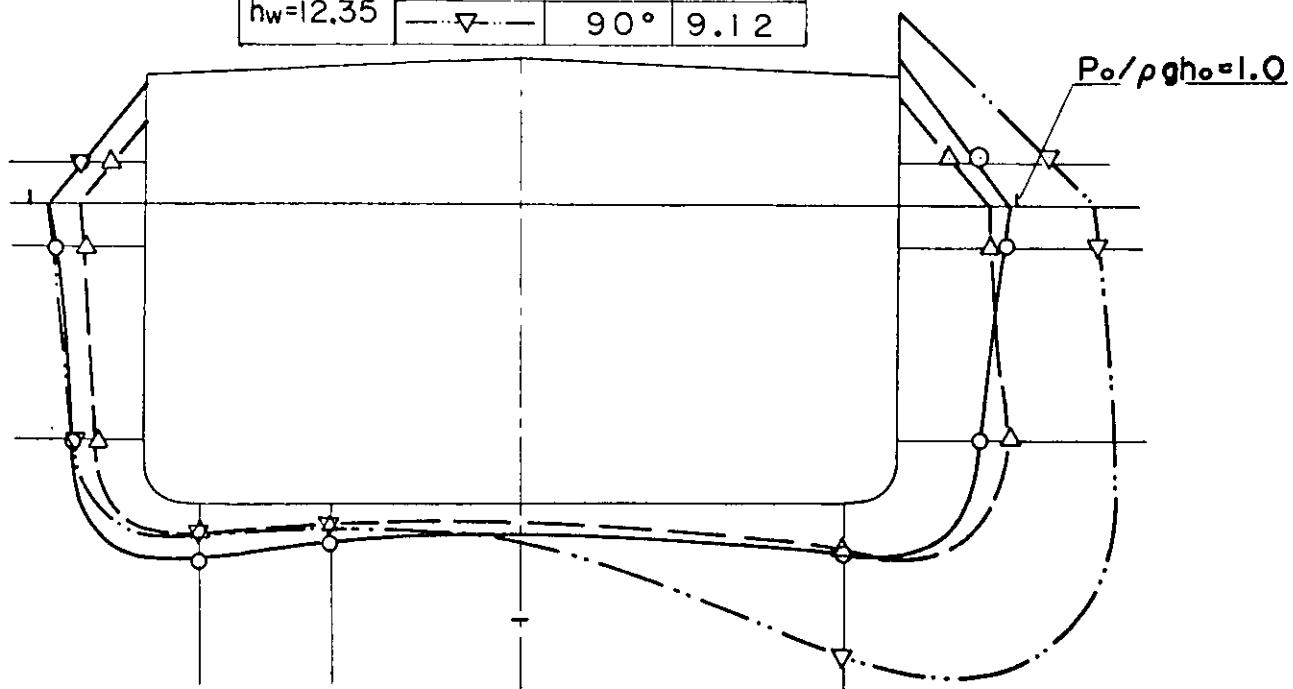


Fig. 3.2.1.16 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at midship

S.S. 5	MARK	X	SHIP SPEED
$\lambda/L = 1.00$	○	180°	3.64 kn
$h_w = 12.35$ m	△	135°	6.20
	▽	90°	9.65

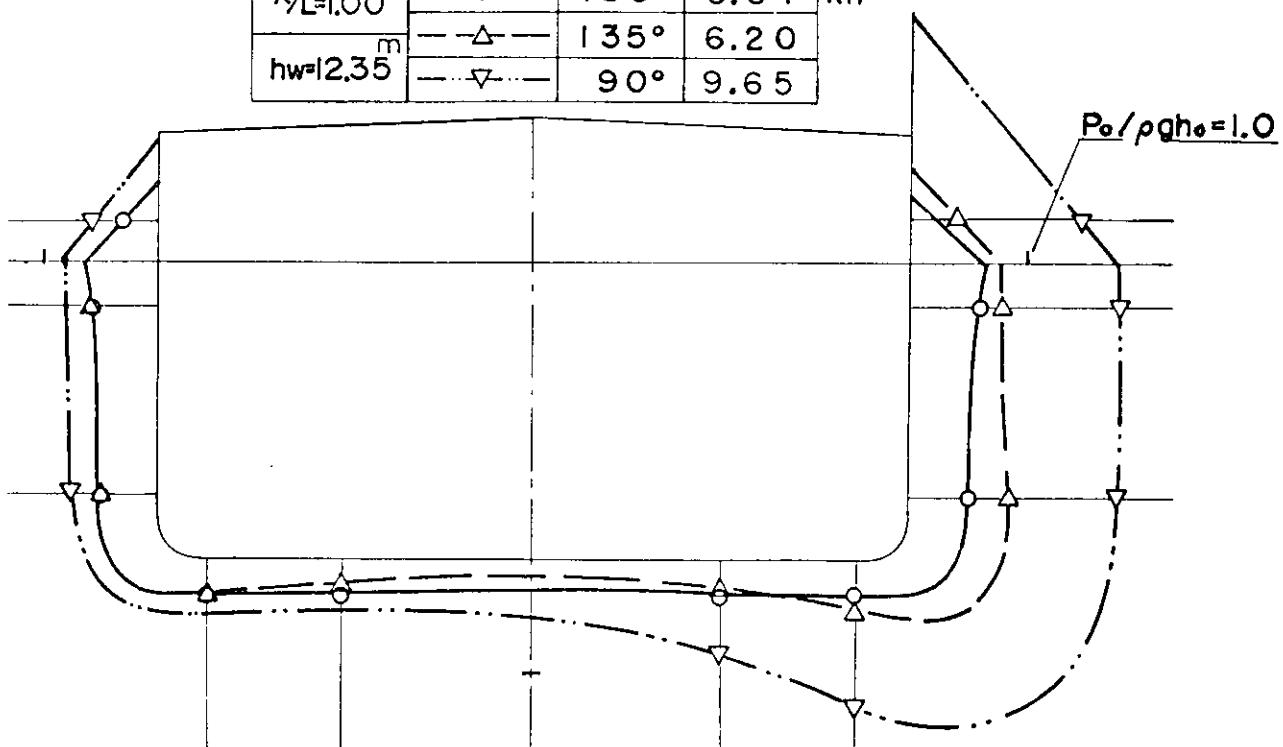


Fig. 3.2.1.17 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at midship

S.S. 5	MARK	X	SHIP SPEED	
$\lambda/L = 1.25$	—○—	180°	6.60	kn
$h_w = 12.35$ m	—△—	135°	7.51	
	—▽—	90°	10.31	

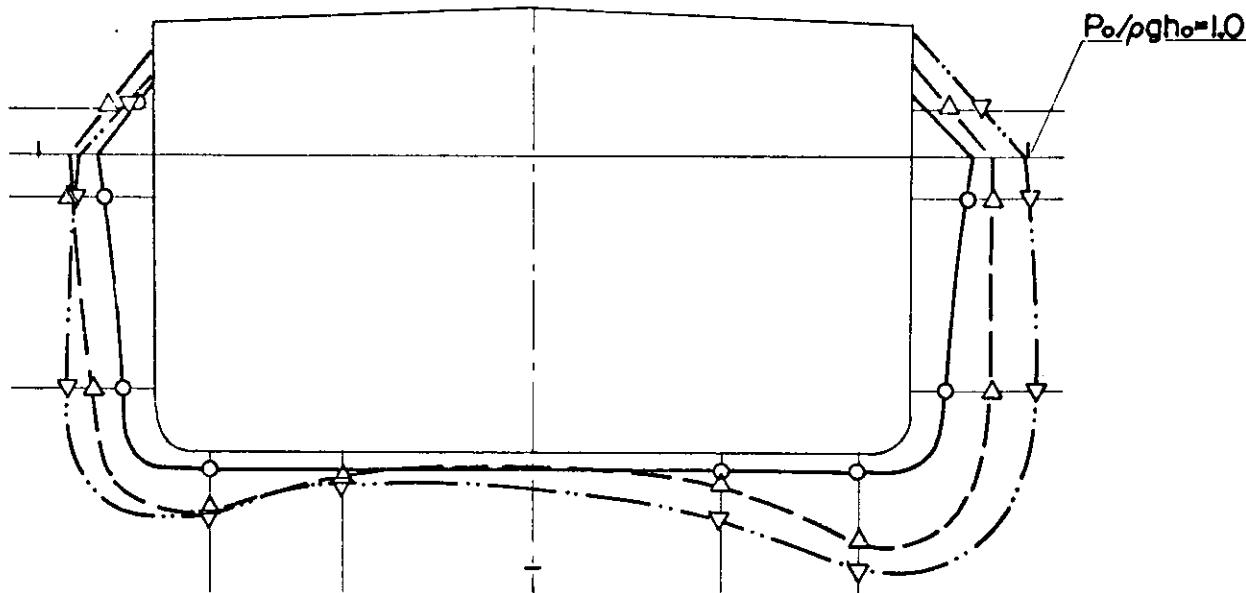


Fig. 3.2.1.18 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at midship

S.S. 2½	MARK	X	SHIP SPEED	
$\lambda/L = 0.50$	—○—	180°	3.25	kn
$h_w = 12.35$ m	—△—	135°	4.35	

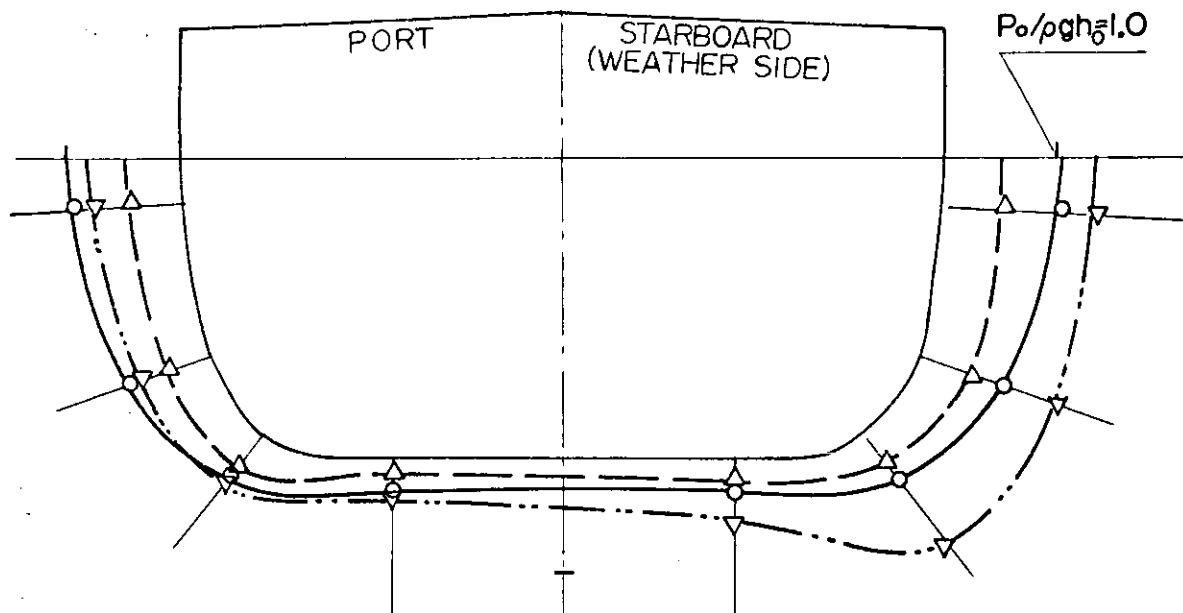


Fig. 3.2.1.19 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 2½

S.S.2V2	MARK	X	SHIP SPEED
$\lambda/L = 0.75$	○	180°	1.40
$h_w = 12.35 \text{ m}$	△	135°	4.40
	▽	90°	9.12

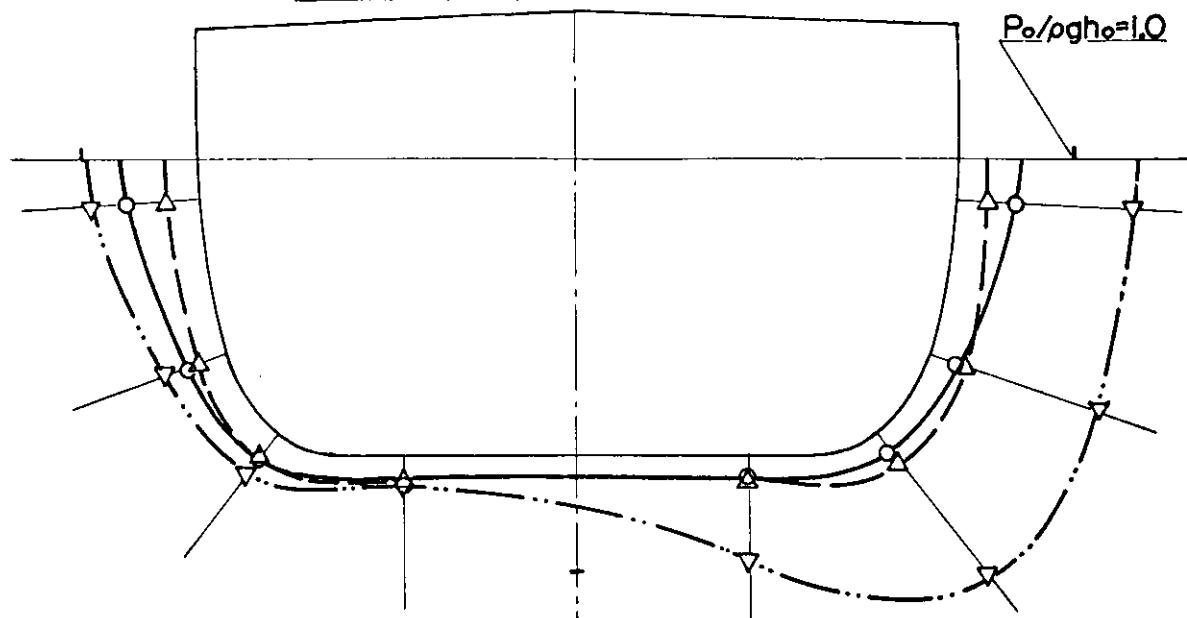


Fig. 3.2.1.20 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 2½

S.S.2½	MARK	X	SHIP SPEED
$\lambda/L = 1.00$	○	180°	3.64 kn
$h_w = 12.35 \text{ m}$	△	135°	6.20
	▽	90°	9.65

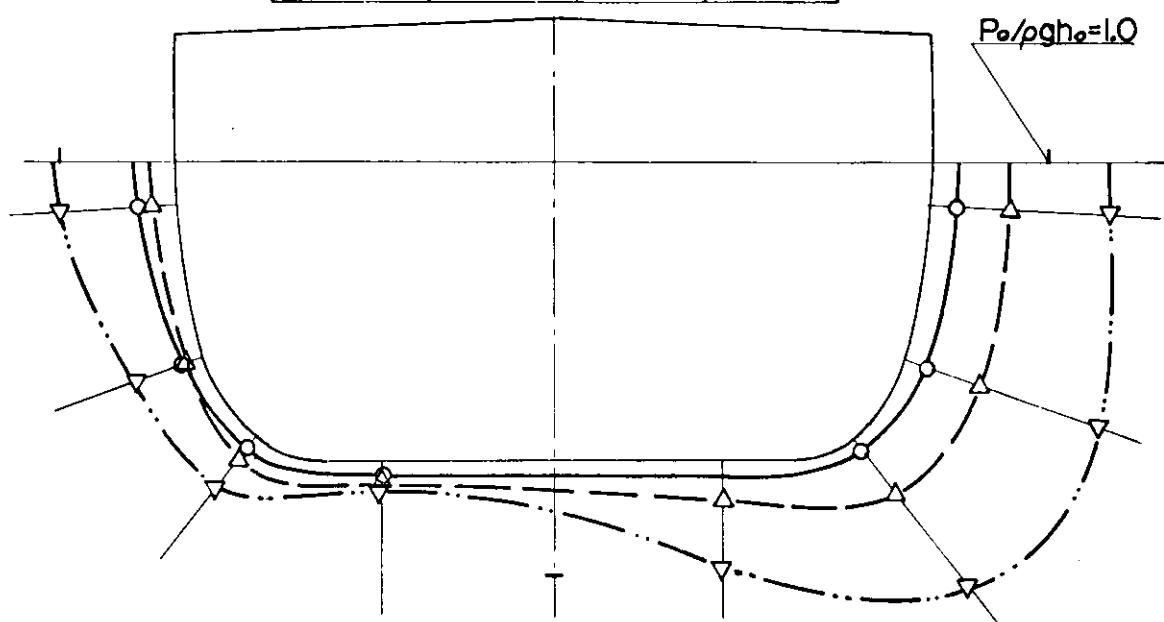


Fig. 3.2.1.21 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 2½

S.S. 2½	MARK	X	SHIP SPEED
$\lambda/L = 1.25$	—○—	180°	6.60 kn
$h_w = 12.35$ m	—△—	135°	7.51

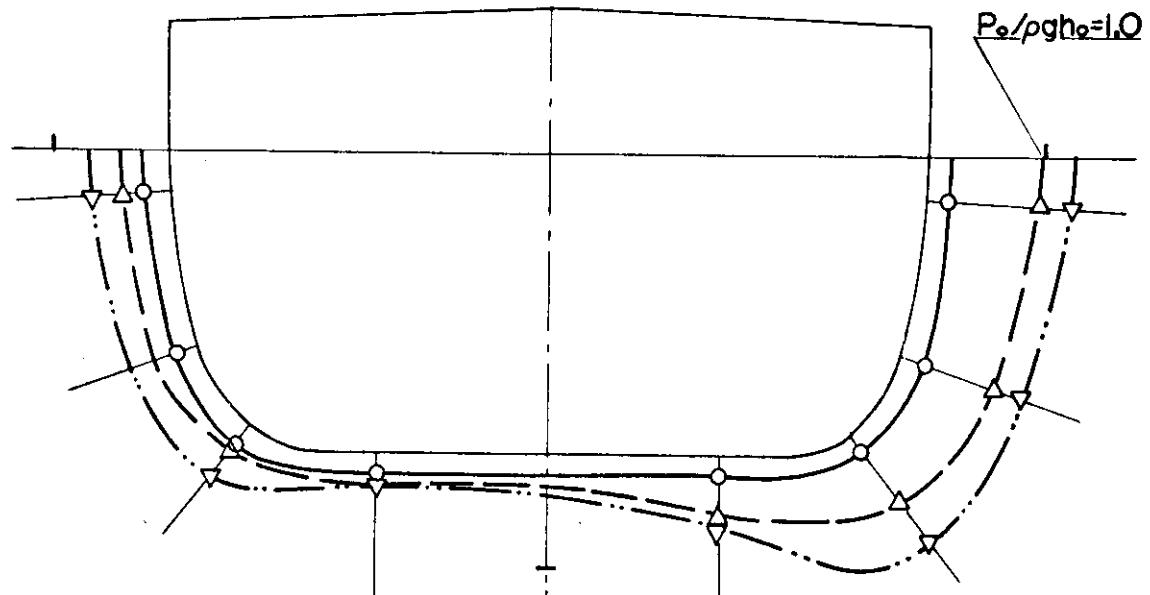


Fig. 3.2.1.22 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at S.S. 2½

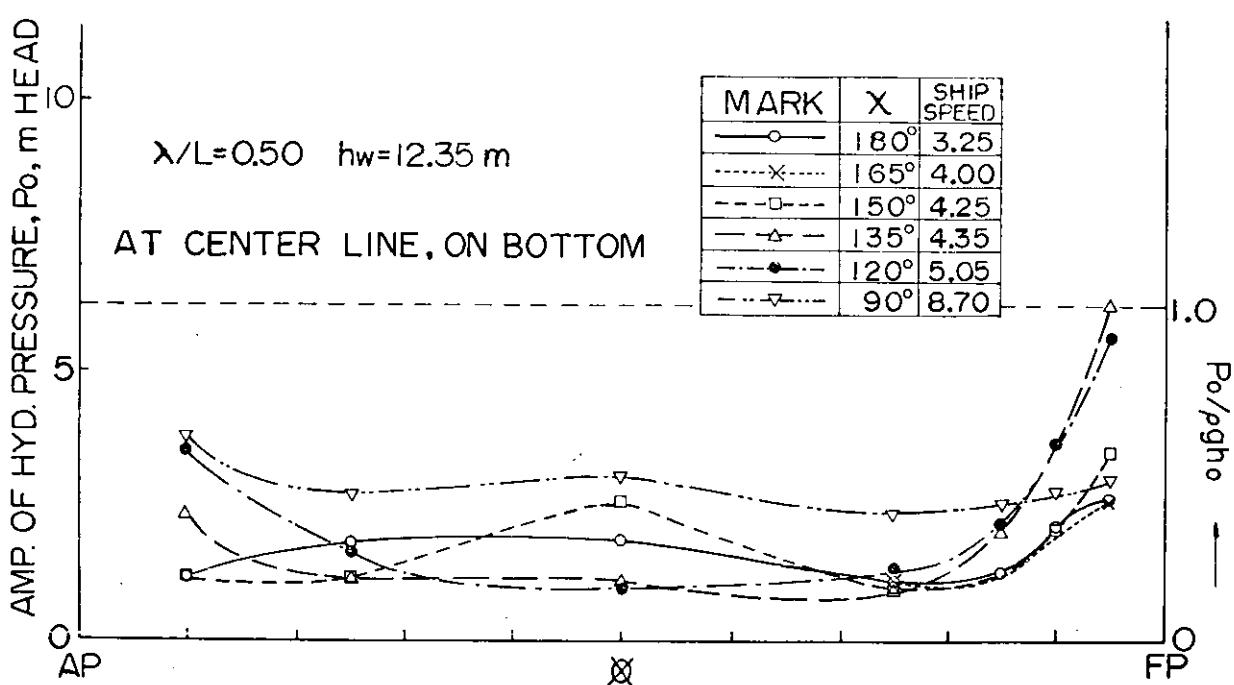


Fig. 3.2.1.23 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at Center Line on Bottom

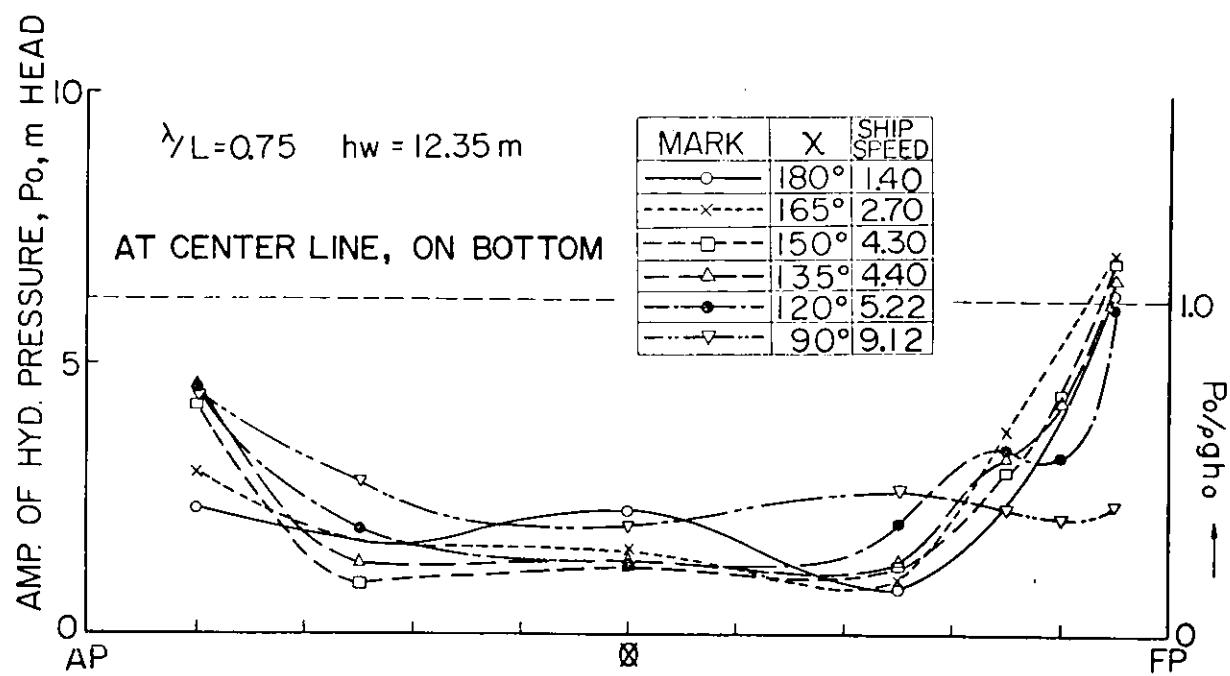


Fig. 5.2.1.2.4 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at Center Line on Bottom

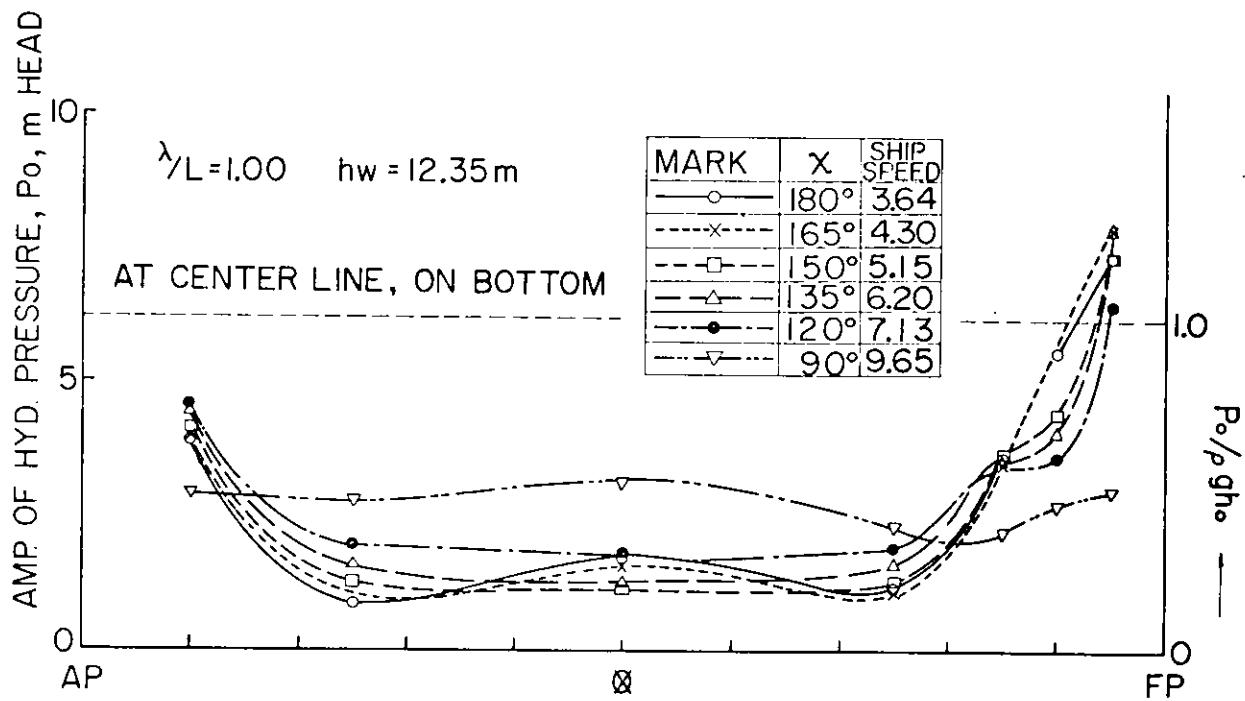


Fig. 5.2.1.2.5 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at Center Line on Bottom

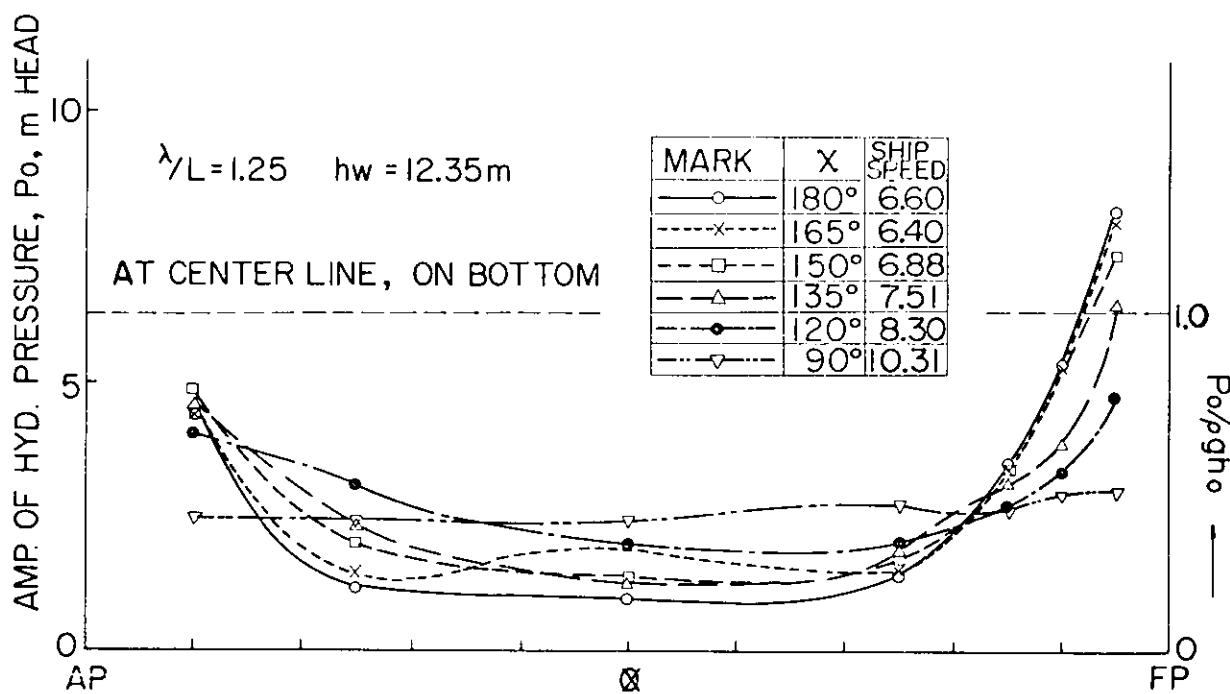


Fig. 3.2.1.2 6 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure at Center Line on Bottom

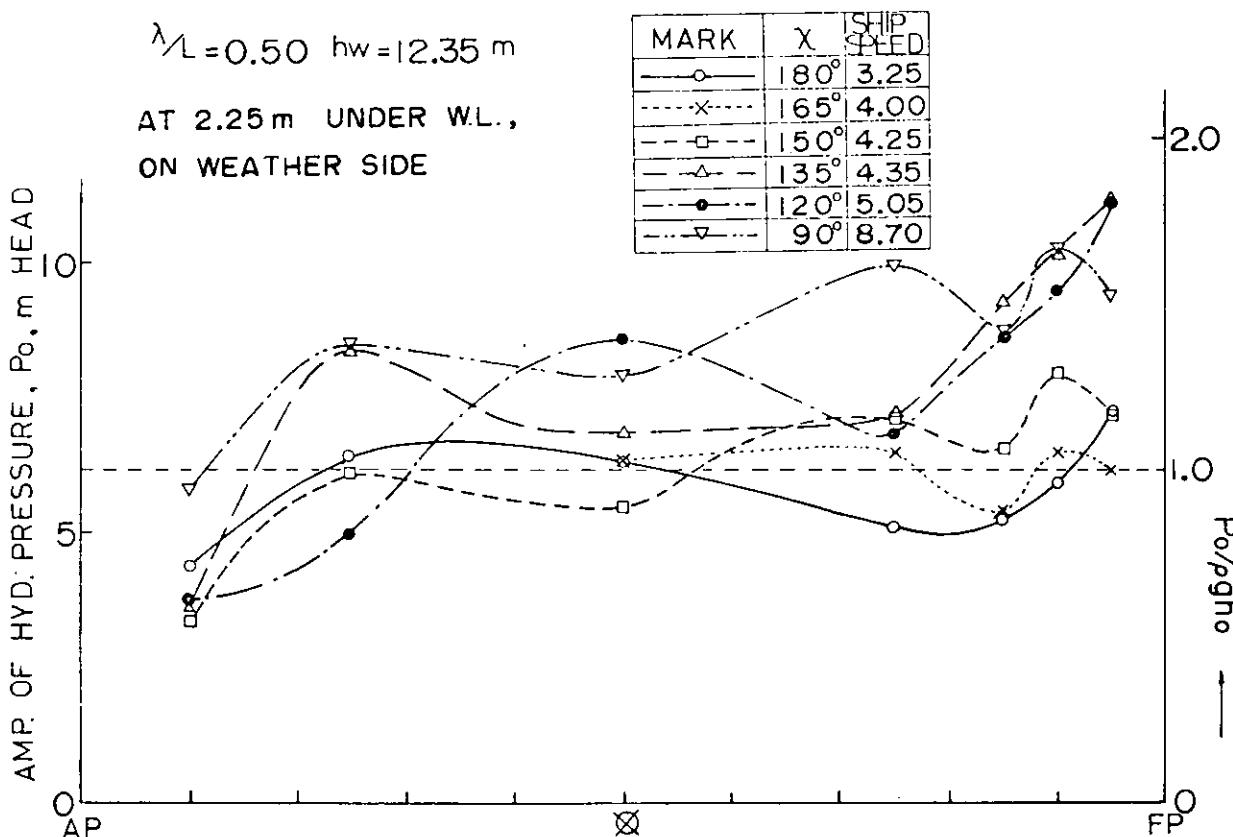


Fig. 3.2.1.2 7 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Weather Side

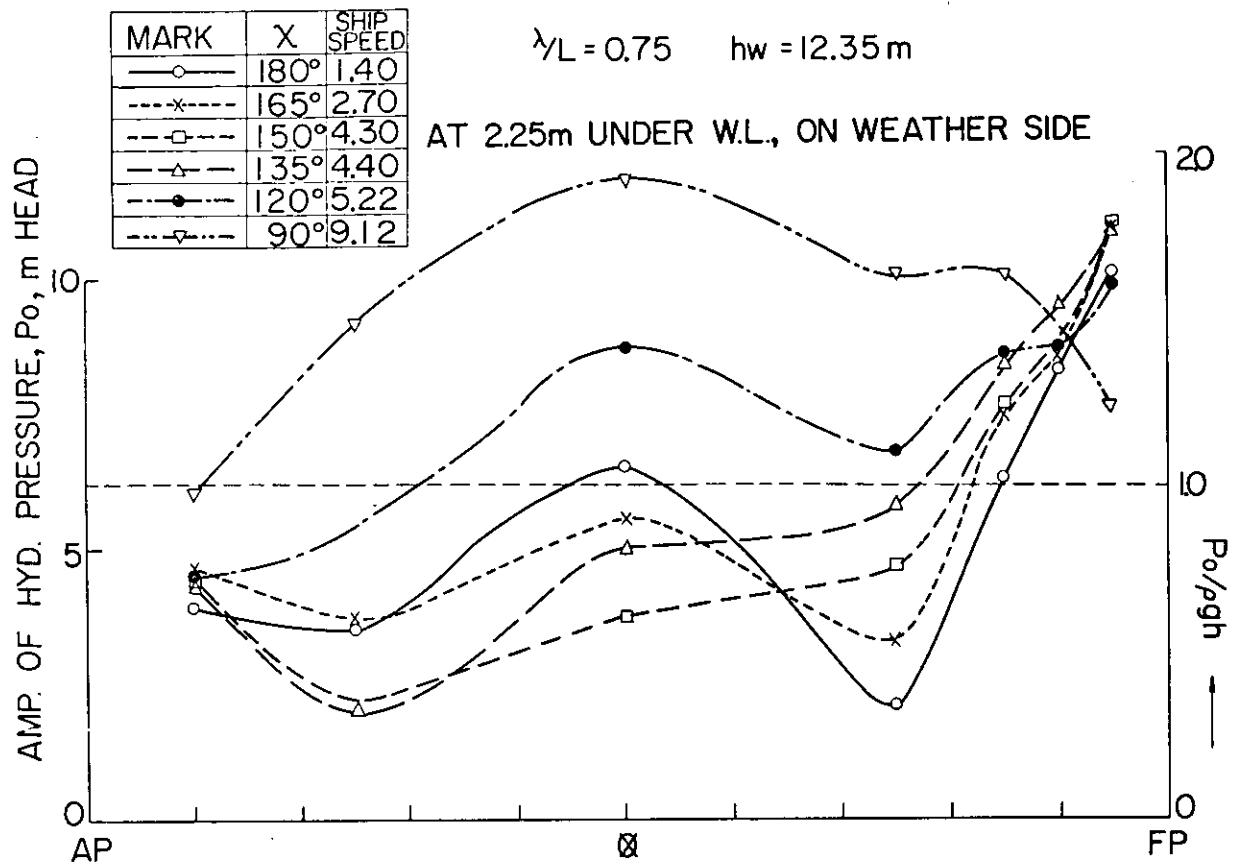


Fig. 3.2.1.28 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Weather Side

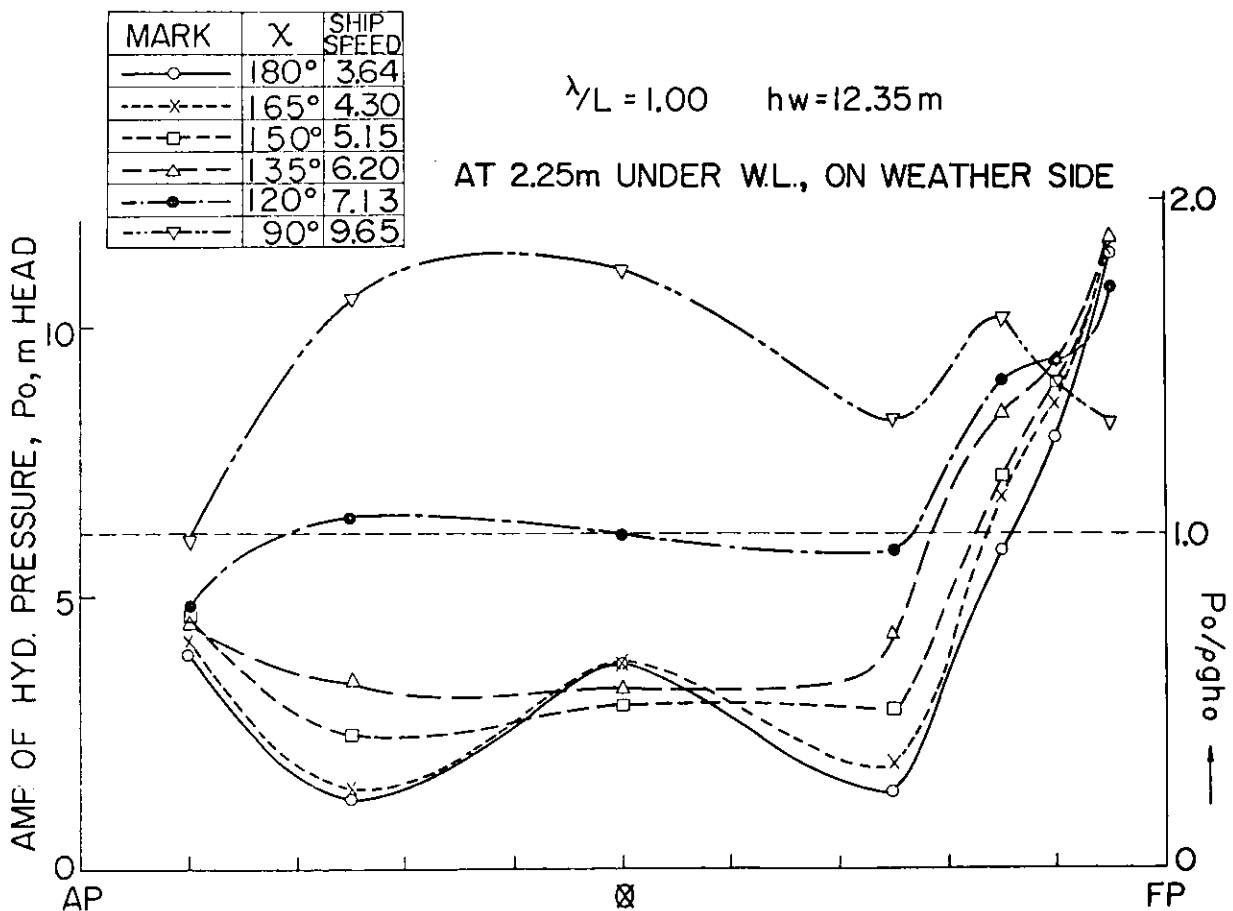


Fig. 3.2.1.29 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Weather Side

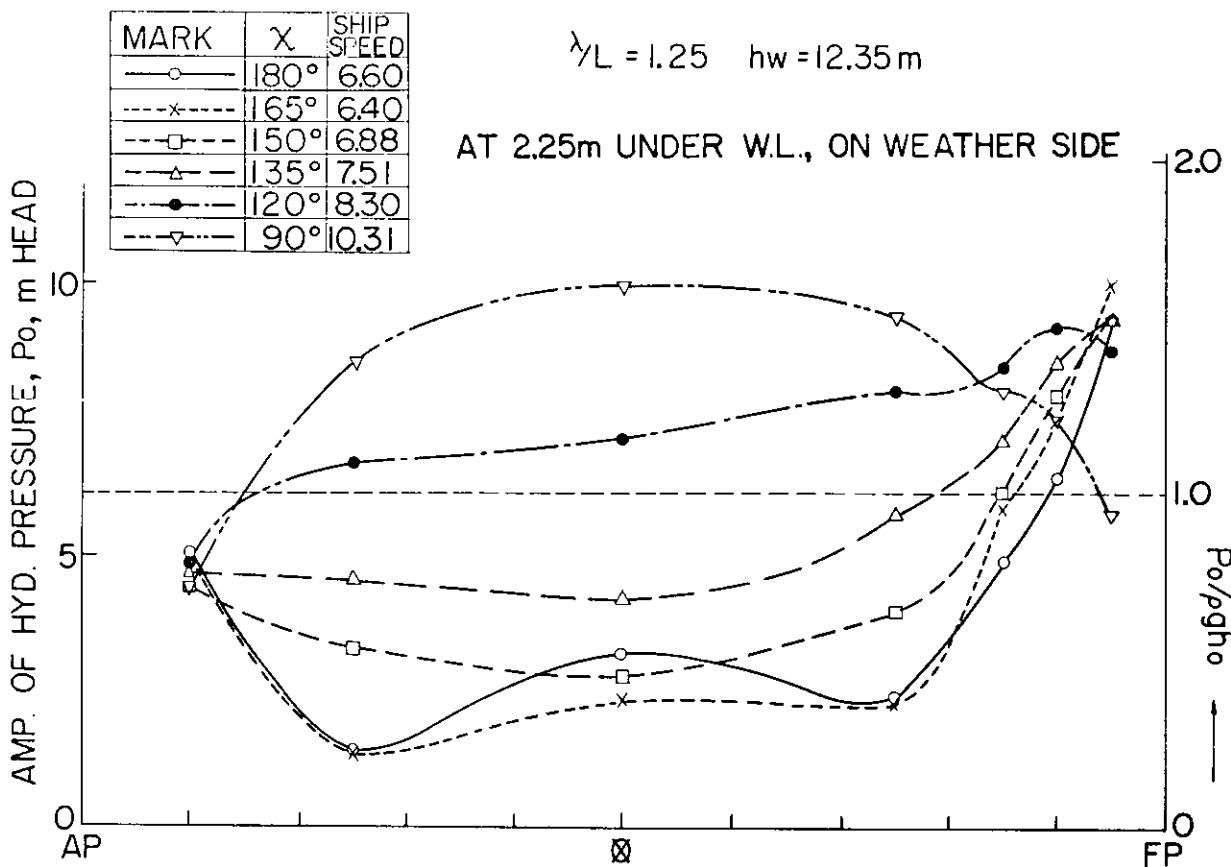


Fig. 3.2.1.30 amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Weather Side

### 3.2.2 3回自航模型船による波浪変動圧の計測（続報）

昨年度、東京大学では鉛石運搬船「木山丸」の長さ3mの自航模型船を用いて、斜波中を航走している船体に加わる波浪変動圧を測定し、福井・藤井による理論計算値と比較した。実験状態が理論計算での状態と完全には一致していなかったの理由もあって、両者の量的・一致度は必ずしも良くなかった。また、両者の定性的な傾向においても、水面付近での変動圧の振幅に明らかな差異がみとめられた。さらに前年度の実験では、実験技術上の未熟さ、不完全さもあって計測値に多少信頼度の欠ける感があった。今回は新たに製作した自動方位設定装置を用いて、斜波中を航走する船の方位角をできる限り正確に、所定の方向に保つなどして、計測値の信頼性向上に努めた。ただし、このように自動方位設定装置を用いて、方位角を自動的に制御するといっても、合速度の方向がそのようにして保たれた方位の方向であるという保証はない。その意味では、やはり計算による変動圧の値との厳密な比較は不可能である。

本年度の実験の主なねらいは、上年に述べた波浪変動圧の振幅の水面付近における分布の、計算値と実験値の間の傾向の差異——具体的に述べると、計算による  $H_A/h_A$  の値 ( $H_A$ : 波浪変動圧の振幅,  $h_A$ : 波の振幅) が船底から水面に近づくにつれ、大きくなる傾向をもっている場合にも、計測値は逆に、水面に近づくにつれ、小さくなる傾向を有している——を再確認する。再確認が済んだら、計測値の水面付近での減少の傾向と、実験中甲板上に波頭がくずれることとの関連性の有無を調べることである。

#### (1) 実験の概要

(a) 実験に用いた模型船は前年度に使用したもので、垂線間長3mの木製模型である。その主要目と実験時の状態を Table 3.2.2.1 に示した。

(b) 波浪変動圧計測用の水圧計取付位置は、S.S. 8%のみとした。これは、手持ちの水圧計15個を用いて、なるべく周密に圧力の振幅分布を測定する目的から、单一の横断面上に圧力計を集中しようとしたねらいからである。S.S. 8%の断面上における水圧計取付位置は Fig. 3.2.2.1 に示した。使用した圧力計は、トヨタ工機製トヨタ PMS-5M-0.5H (壳格最大計測圧力  $0.5 \text{ kg/cm}^2$ ) のピック・アップに、専用アンプトヨタ THA-3 を組合せたもの

である。同ピック・アップの模型船への取付方法については、前年度本研究委員会報告書140頁図4.2.1を参照されたい。

#### (4) 実験状態を Table 3.2.2.2 に一括して示した。

実験の目的が上述のように、波浪変動圧の計測値と計算値の間の傾向的な差異の確認等にあったので、実験時の波長、波高、波との出会い角、船速等のパラメーターをあまり広く変化させることはせず、いくつかの限られた状態について信頼度の高いデータを得るために努めた。そのため同一条件の下で最低2～3回の実験を行ない、計測値の再現性をたしかめつつ、実験を進めた。

以上のような観点から出会い角も $180^\circ$ （向波）、 $135^\circ$ 、 $90^\circ$ の3種と、最小限にとどめた。

まず上述の差異に対する波長変化の影響を検討するために、波高5m（実船に換算して）一定の下で波長を変化させる波長変化シリーズ、波高変化の影響を見るための波高変化シリーズに、実験を大別することができる。この他補足的に船速変化シリーズをつけた。このうち、波高変化シリーズ $\chi = 135^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.00$ で、波高が3.2m、4.3mのもの、同じく $\chi = 135^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.20$ で波高が4.0m、4.5m、5.0m、6.0mのものは、甲板上への波頭の波くずれの有無と、変動圧の水面付近での振幅減少との関連性を調べるために行なわれたものである。

なお、船速については、波長、波高、波との出会い角の変化にかかわらず、所定の速力を保つように、プロペラ回転数を調整して実験を行なった。

#### (2) 実験結果と考察

圧力計で検出された変動水圧は直視式オシログラフに記録されたが、これら変動圧の記録中、空中露出でFig. 3.2.2.2 のように完全な正弦波状の記録が得られなかった個所の圧力については、図中に示したa、b、cなる量を用いて、波形が完全に正弦状に変化するものと仮定して、真の圧力振幅を求める方法（阪大、中村委員提出の資料SR131-5～6）によって変動圧力の振幅 $H_A$ を求めた。

以上のようにして求められた変動圧力の振幅 $H_A$ とそのときの波振幅 $ha$ の比を図示したのが、Fig. 3.2.2.3～Fig. 3.2.2.20である。

#### (4) 波長変化シリーズ

Fig. 3.2.2.3～Fig. 3.2.2.14までが波高5m一定の条件の下で、波長を変化させたときの変動圧計測の結果で、いずれもS.S. 8% 横断面上の変動圧振幅の分布を示したものであることは既述したとおりである。図のうちで、船体横断面を描いて上述の変動圧振幅分布を示した図は、横断面を船首より船尾に向いて見た図である。図中各種の線で示された計算値は、福田・藤井によって得られた値である。計算での波高は大概1.0m（1部については他の波高についても計算されている）であるので、厳密に実験値と比較することはできないが、あえて比較すると次のように云える。

いずれの波長の場合も計算値とくらべて、実験結果は水面付近で小さくなり、いわゆる上すぼみの傾向がある。ただし、どの波長のときに、この上すぼみの傾向が著しいかということについては未だ結論できない。一方船底付近では一般的にいって、実験値の方が計算値より大きくなっている。

また前年度の実験値と、実験値そのものを比較してみると、量的には必ずしも完全に一致しているとはいえないまでも、かなり良い再現性を示しているし、また船体周辺の変動圧振幅分布の定性的な傾向は、よい再現性が認められた。このことは以下の波高変化シリーズにも大概あてはまる。

#### (5) 波高変化シリーズ

本シリーズの計測結果を Fig. 3.2.2.15～Fig. 3.2.2.19 に示した。結果を通観すると、波高の大きさの有無にかかわらず、計算値が水面付近で大きな値を取る傾向を示しているのに実験値は水面でもしろ減少する傾向を示しているといえる。この傾向は $\chi = 180^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ の場合を示した Fig. 3.2.2.15 と、 $\chi = 135^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.20$ の場合を示した Fig. 3.2.2.19 に示す。

$\chi = 1.0$  の場合を示した Fig. 3.2.2.1.6 に顕著である。また  $H_A/h_A$  の値に及ぼす波高の大きさ如何の影響も、これらの場合に非常に著しいに対し、 $\chi = 90^\circ$  で  $\sqrt{L/\lambda} = 0.71, 0.83$  の場合 (Fig. 3.2.2.1.8 ~ 3.2.2.1.9) や  $\chi = 135^\circ$  で  $\sqrt{L/\lambda} = 1.20$  の場合 (Fig. 3.2.2.1.7) ではそれほど顕著ではない。波高影響の大きい前者の例では、波高が低いほど大きな  $H_A/h_A$  を与えて、変動圧力に対する波高の非線型影響は無視できないことが示されている。とくに Fig. 3.2.2.1.6 に示された理論計算では、波高の差異 (波高 5 m, 10 m, 15 m) による  $H_A/h_A$  の差はそれほど大きくないが、実験値は実用上無視できない大きな差を示している。

Fig. 3.2.2.1.6 での波高 3.2 m 及び Fig. 3.2.5.1.7 での波高 4.0 m での実験では、それ以外の波高での実験中には程度の差こそあれ、甲板上で波頭がくずれ込んでいたのに対し、波頭は舷側で上下するだけで、決して波頭が甲板上にくずれることはなかった。理論計算では、船との相対水位がどんなに大きくなろうと波頭は甲板上にくずれることはないという仮定の下に計算が行なわれているのに対し、実験では水面が甲板を越えるようになると波頭が甲板上にくずれてしまう。このことが最初にも述べたような、水面での変動圧力振幅の計算値と実験値の差に関連があるのではないかと考えたわけであるが、実験の結果は、波頭が甲板上にくずれなくとも、やはり水面付近で上すほみの傾向を示している。このことは、一見波頭が甲板上にくずれることと、上記の変動圧力の上すほみの傾向とは関連性がなく、別の原因を探究する必要性を提起している。

#### (4) 船速変化シリーズ

波との出会い角が  $180^\circ$  で、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ 、波高 5 m の場合についてのみ、船速を変化させて変動圧を計測した結果を示したのが、Fig. 3.2.2.2.0 である。フルード数  $F_n = 0.10$  と  $0.15$  の場合についてのみ理論計算値があるが、これらと実験値の一一致度は大概良好であるが、船側部から船底部に移るにつれ、実験値が計算値よりも幾分大きめになっている。

また、水面付近での実験値の上すほみの傾向は、いずれの船速の場合も明らかに存在する。

参考のために本実験中の模型船のピッチ角を計算値と比較して Fig. 3.2.2.2.1 ~ Fig. 3.2.2.2.4 に示した。 $\chi = 135^\circ$  の場合に計測値は計算値よりもかなり小さめに出ている他は、両者はかなり良い一致度を示している。なお図中  $\theta_A$  はピッチ角 (振幅) は  $\omega^2/v$  である。

#### (5) まとめと今後の問題点

以上波長変化シリーズ、波高変化シリーズ、船速シリーズでの実験結果と計算値を比較した結果、水面付近での変動圧力振幅分布の定性的差異の存在はほぼ決定的となった。また、その原因も、最初考えていた甲板上への波くずれではなくことも同様にたしかめられた。この点に関しては、まず現在の計算法で、変動圧力を構成している圧力成分の個々について、拘束模型や強制動搖法等による実験を行なって圧力の大きさや位相を含めて、それぞれに対応する計算値と一層詳細に比較検討することが必要であろう。

しかし一方、波浪荷重の実用的計算法としては、現在の段階での計算法でかなり精度よく推定できることも、今回の実験結果との比較から明らかであろう。

Table 3.2.2.1 供試船の主要目

	実 船	横 型 船
垂線間長 (L)	2 4 7.0 0 0 m	3.0 0 0 m
水線長 (L <sub>wL</sub> )	2 5 1.0 9 0 m	3.0 5 0 m
型 幅 (B)	4 0.6 0 0 m	0.4 9 3 1 m
型 深 (D)	2 3.0 0 0 m	0.2 7 9 3 m
型吃水 (d)	1 6.0 0 0 m	0.1 9 4 3 m
排水量 (W)	1 3 5.9 5 0 ton	2 3 7.8 kg

方形係数 (Cb)	0.8248	0.8273
中央横断面積係数 (Cx)	0.9975	0.9975
重心位置 (KG)	fore 7.301 m	fore 0.0887 m
KG	12.28 m	0.1366 m
メタセンター高さ (GM)	4.130 m	0.0627 m
縦慣動半径 (Ke)	0.2362 Lpp	0.2362 Lpp
横慣動半径 (Kt)	0.2200 B	
横搖周期		1.28 sec
縮率		1/82.333

Table 3.2.2.2 実験状態一覧表

項目	波との出会い角( $\gamma$ )	波長( $\sqrt{L}/\lambda$ : $\lambda$ 波長)	波高(hw) (実船換算)	船速(Fn=v/ $\sqrt{Lg}$ )
波長変化	180°	0.71、0.83、0.90、1.00、 1.11、1.20、1.40	5m	0.10
	135°	0.71、0.83、0.90、1.00、 1.11、1.20、1.40	5m	0.10
	90°	0.71、0.83、0.90、1.00、 1.11、1.20、1.40	5m	0.10
波高変化	180°	1.0	5m、10m、15m	0.10
	135°	1.0	3.2m、4.3m、5.0m、10m、 15m	0.10
		1.2	4.0m、4.5m、5.0m、6.1m	0.10
	90°	0.71	5m、10m、15m	0.10
		0.83	5m、10m、15m	0.10
船速変化	180°	1.0	5m	0.00、0.05、0.10、0.15、 0.20

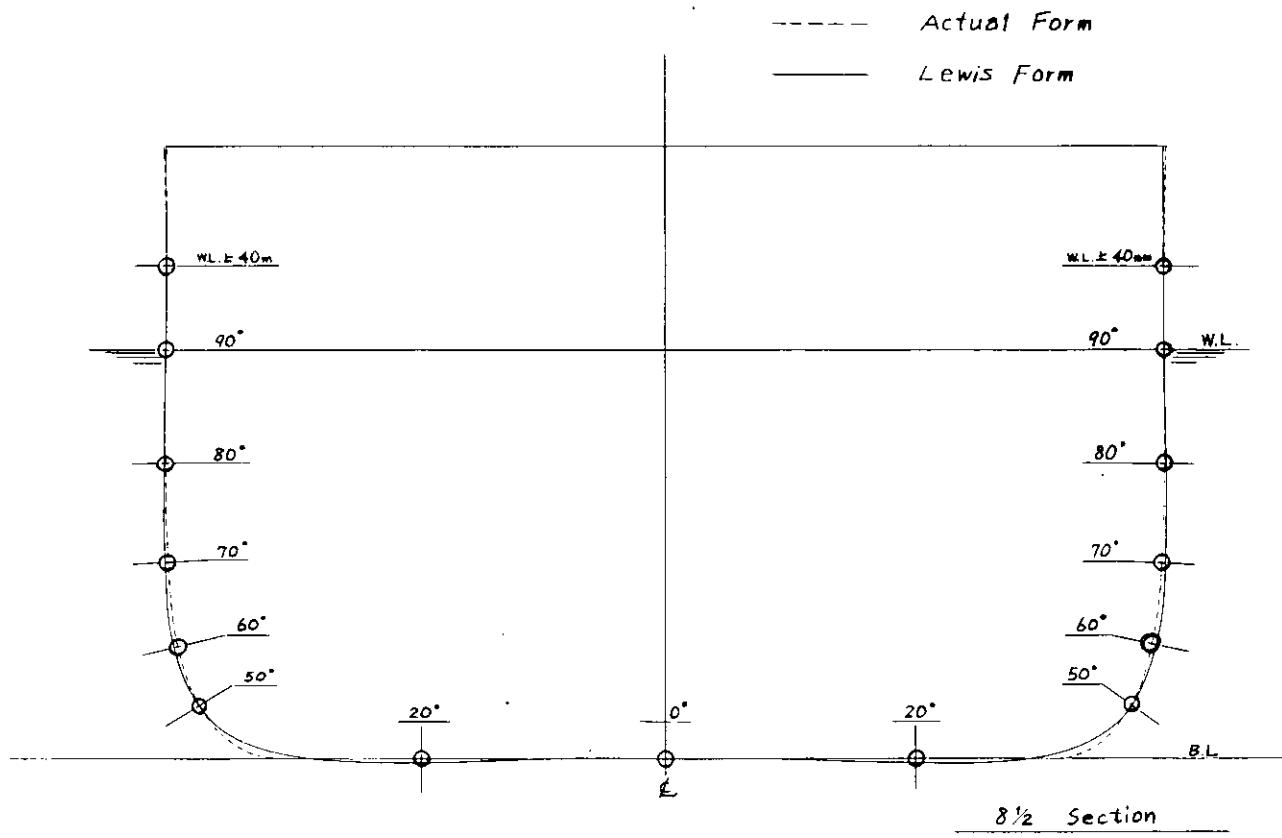


Fig. 3.2.2.1 水圧計取付位置

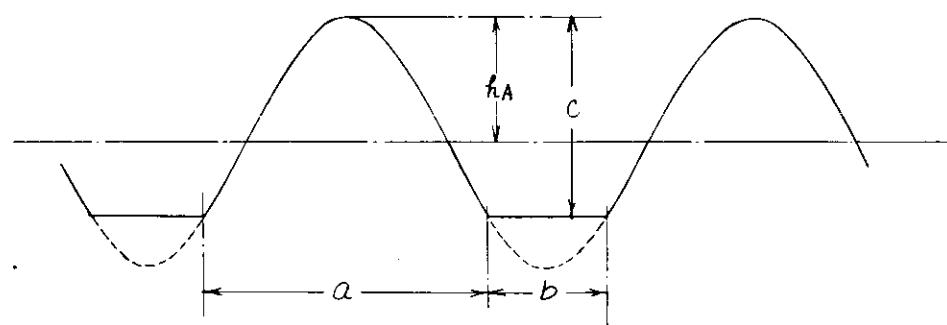


Fig. 3.2.2.2

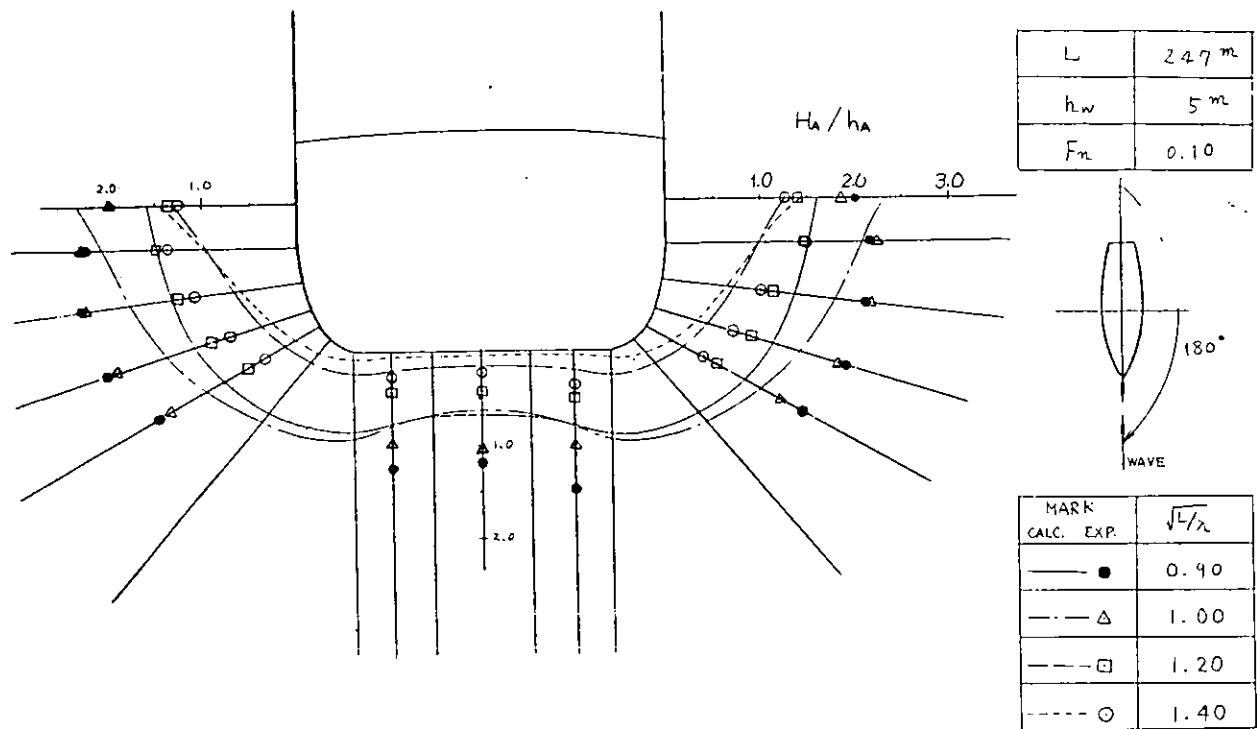


Fig. 3.2.2.3 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

但 LOCAL cut  $h_w = 10 \text{ m}$

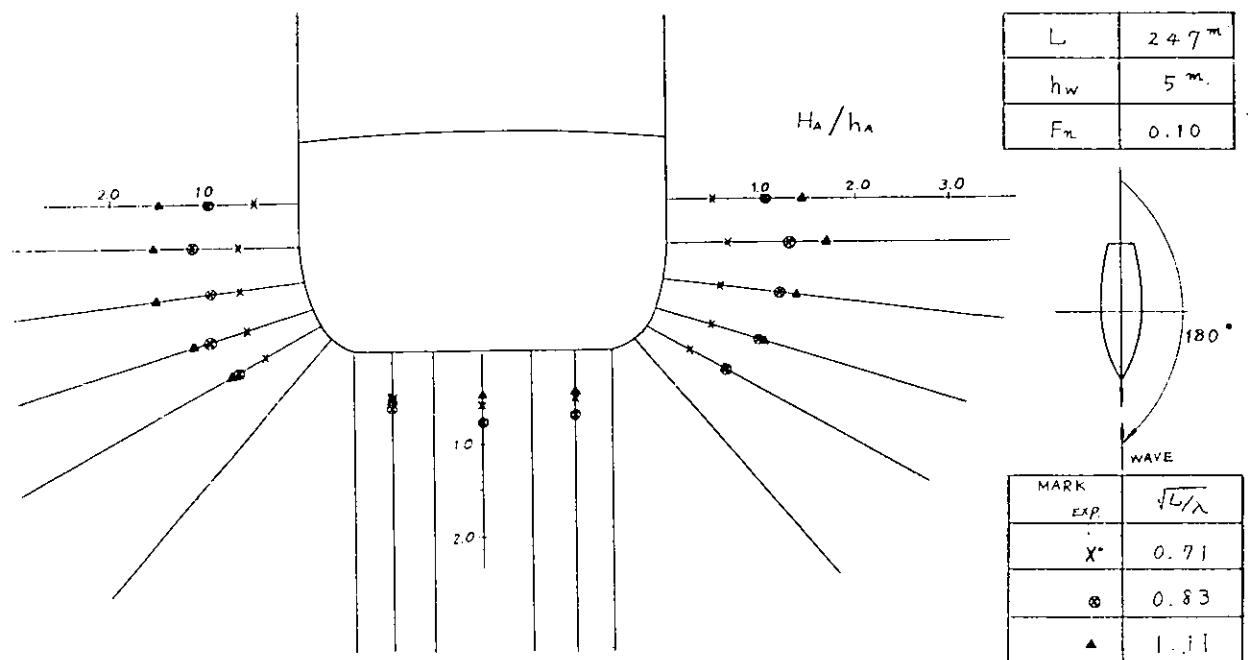


Fig. 3.2.2.4 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

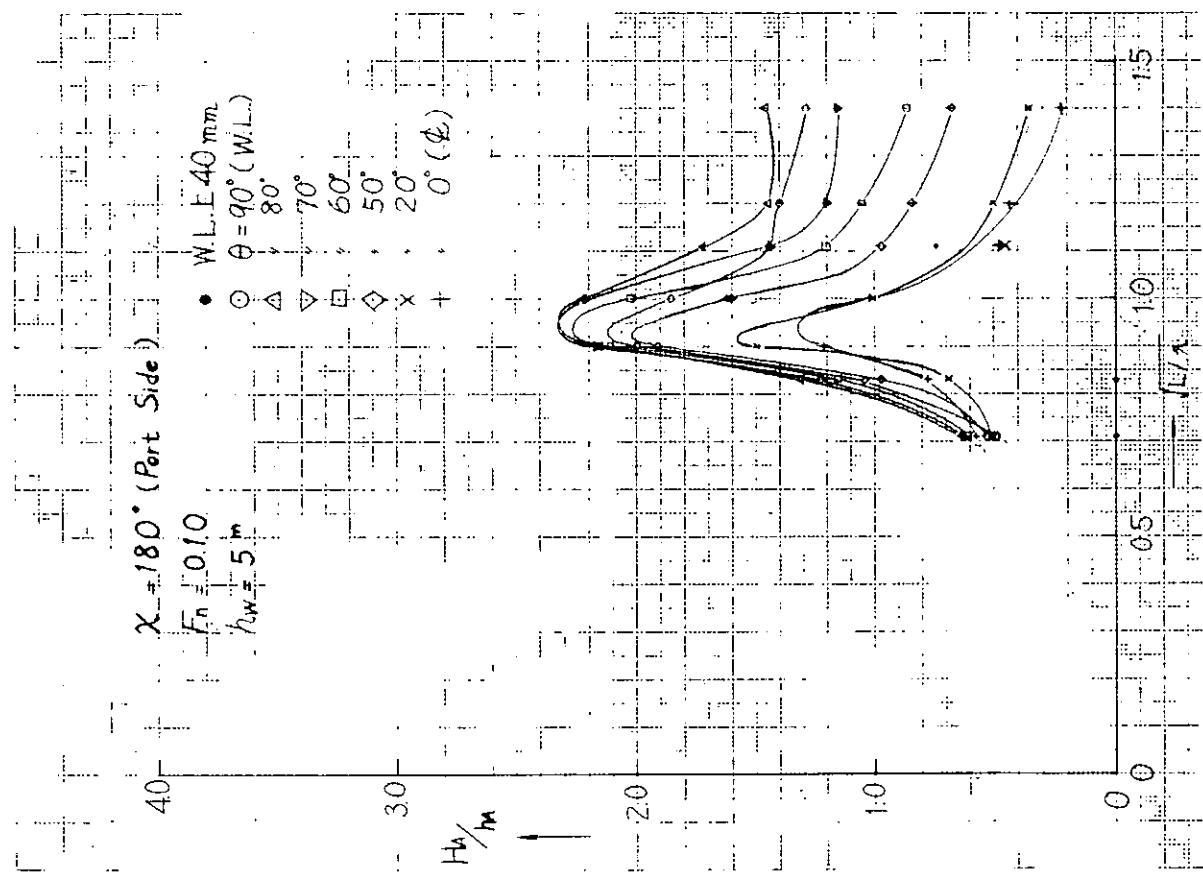


Fig. 3.2.2.5 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

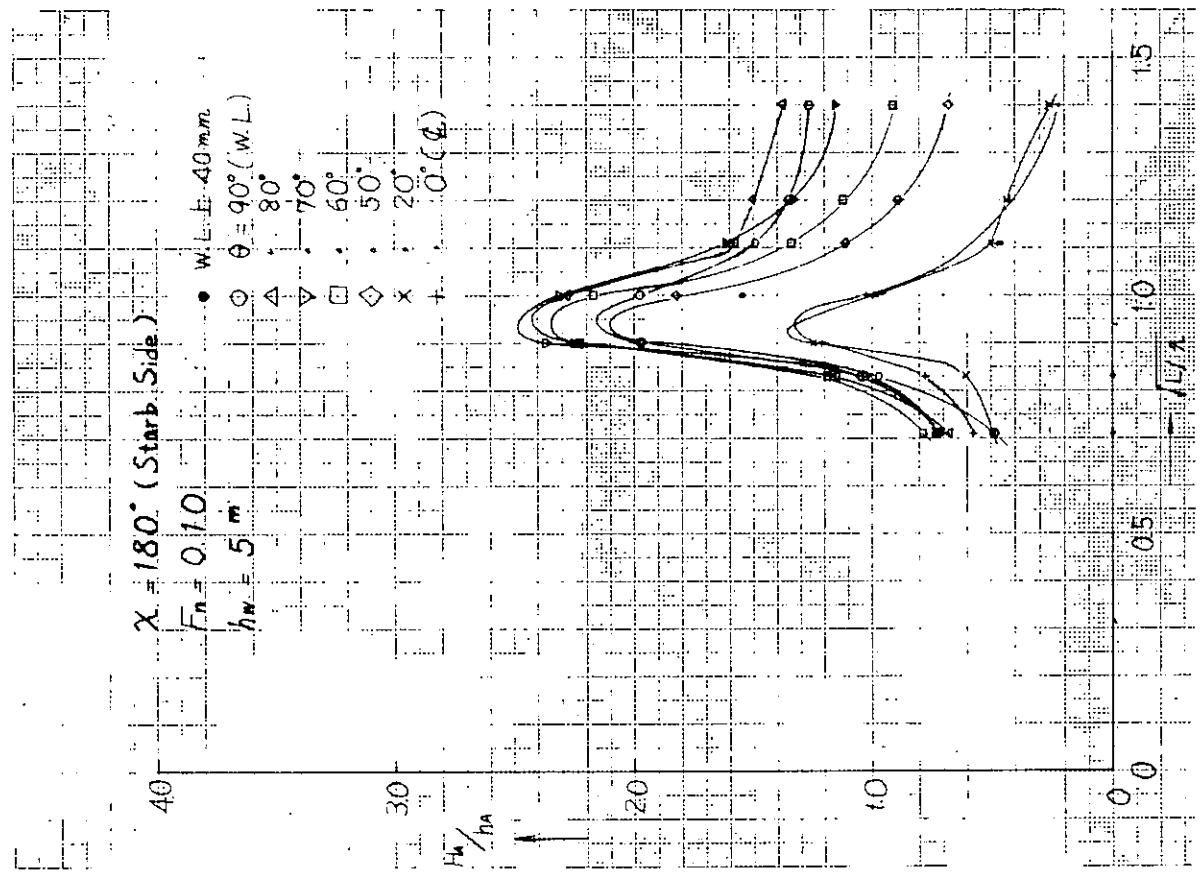


Fig. 3.2.2.6 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

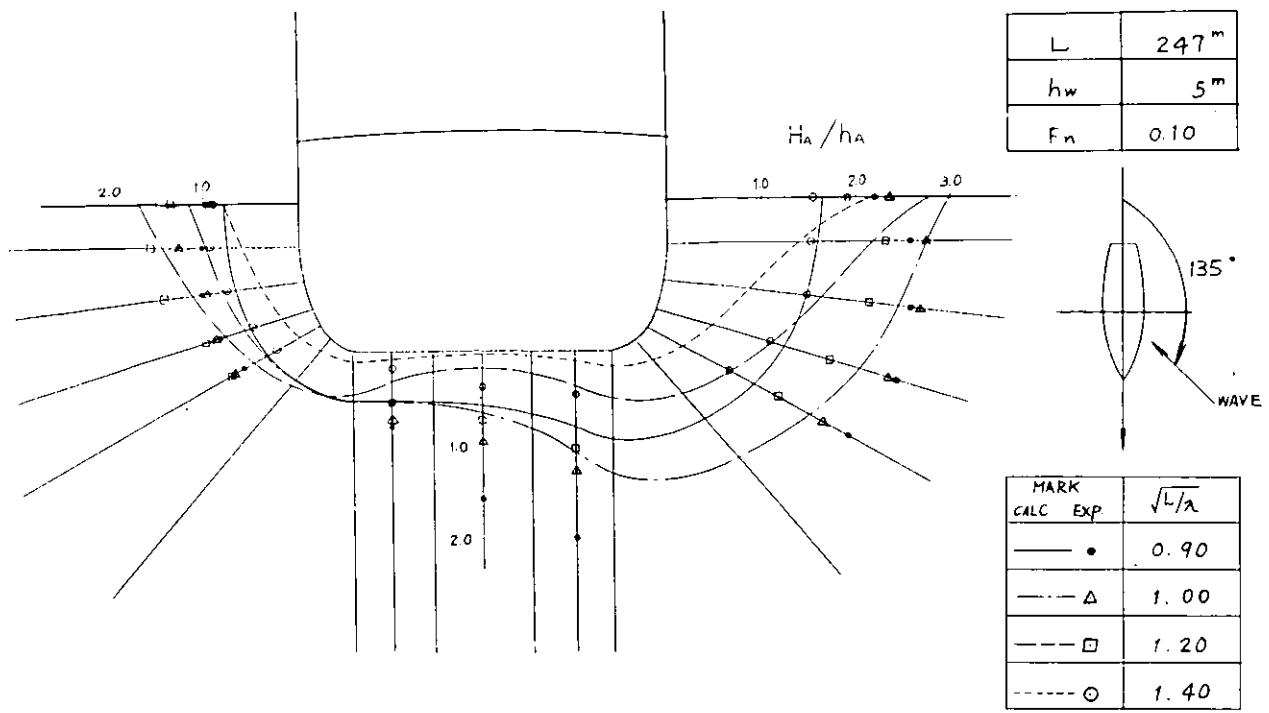


Fig. 3.2.2.7 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

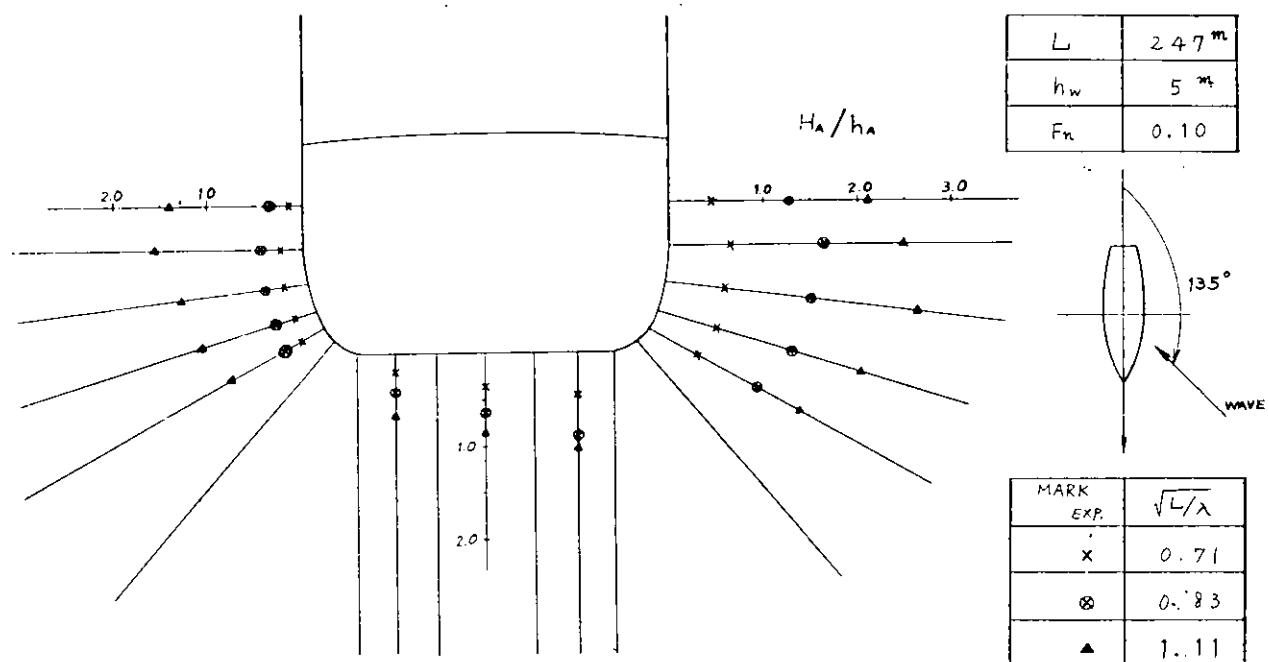


Fig. 3.2.2.8 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

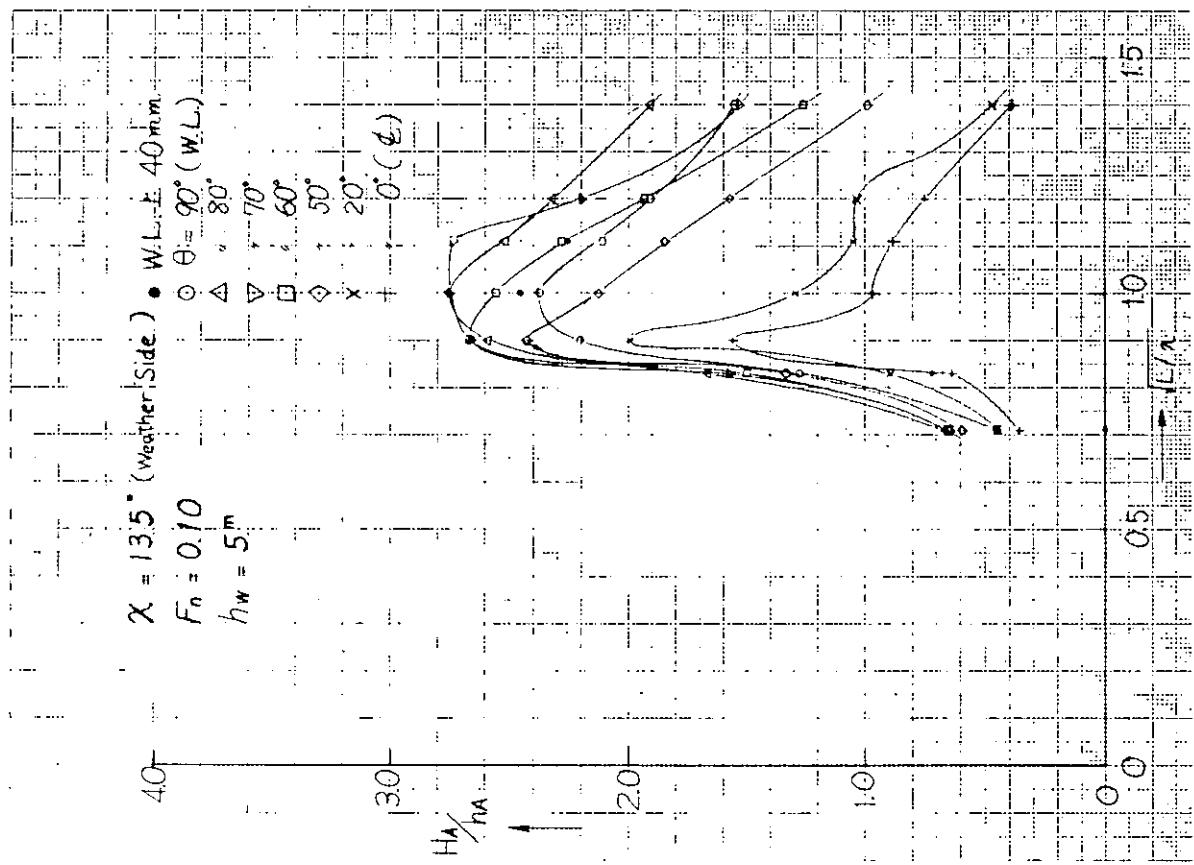


Fig. 3.2.2.9 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

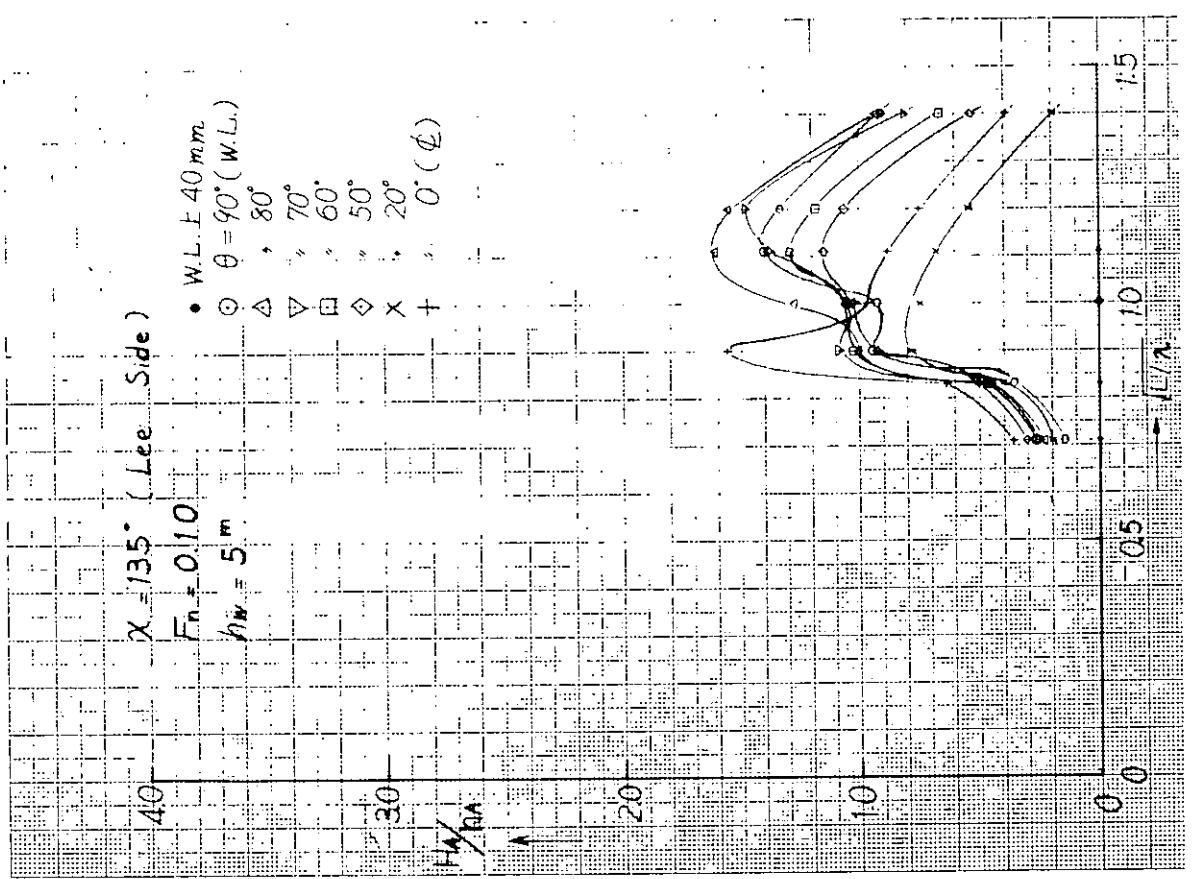


Fig. 3.2.2.10 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

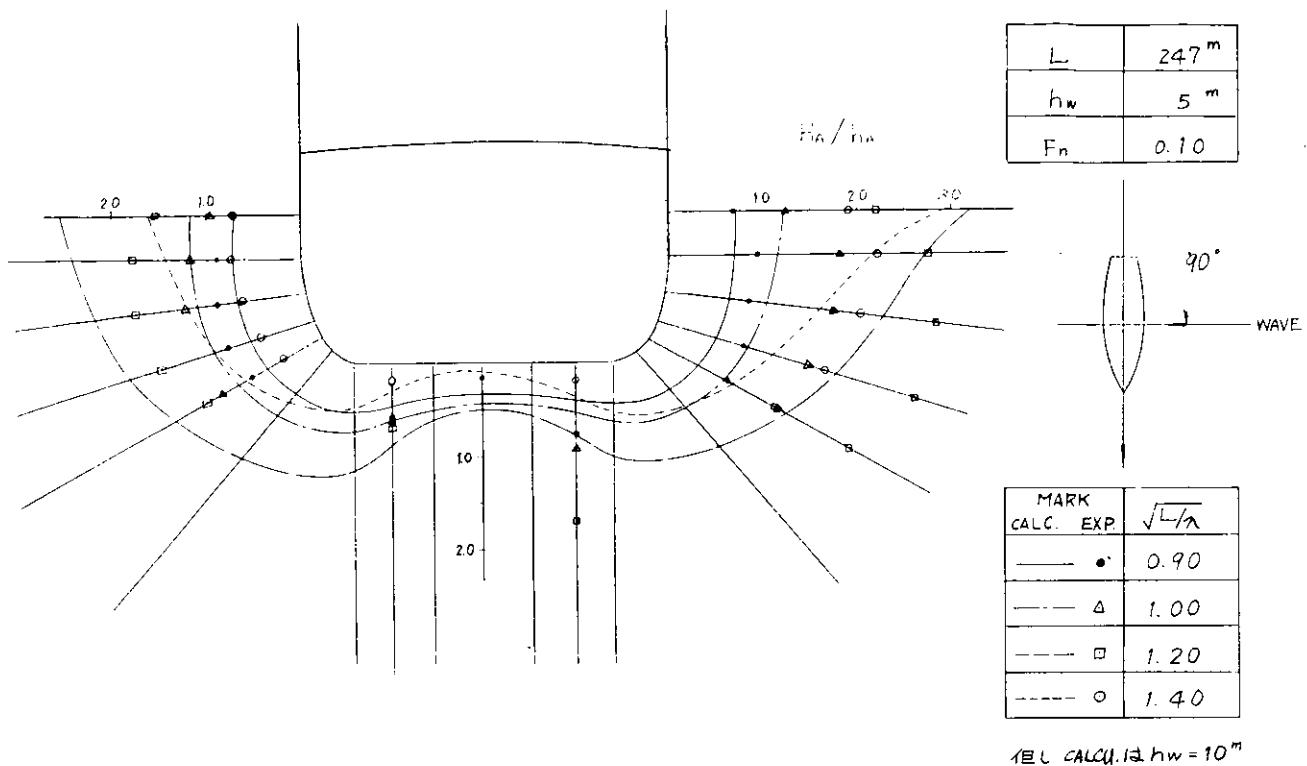


Fig. 3.2.2.11 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

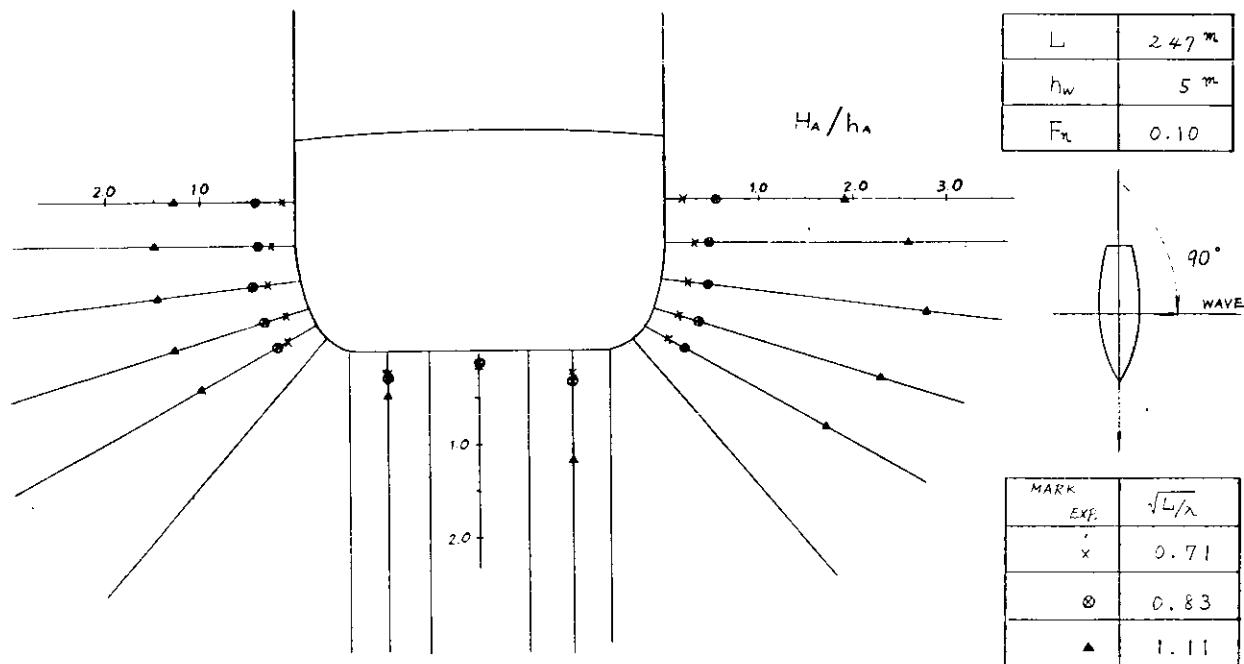


Fig. 3.2.2.12 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

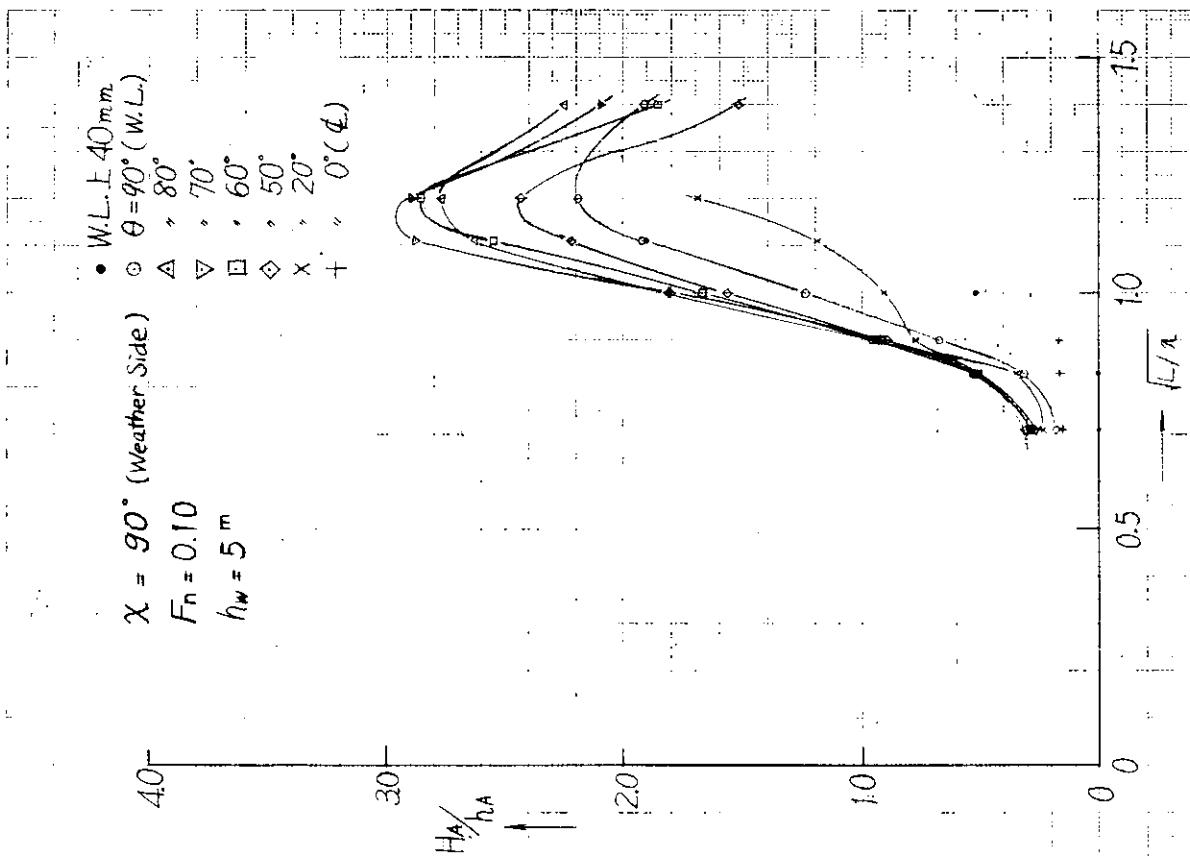


Fig. 3.2.2.13 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

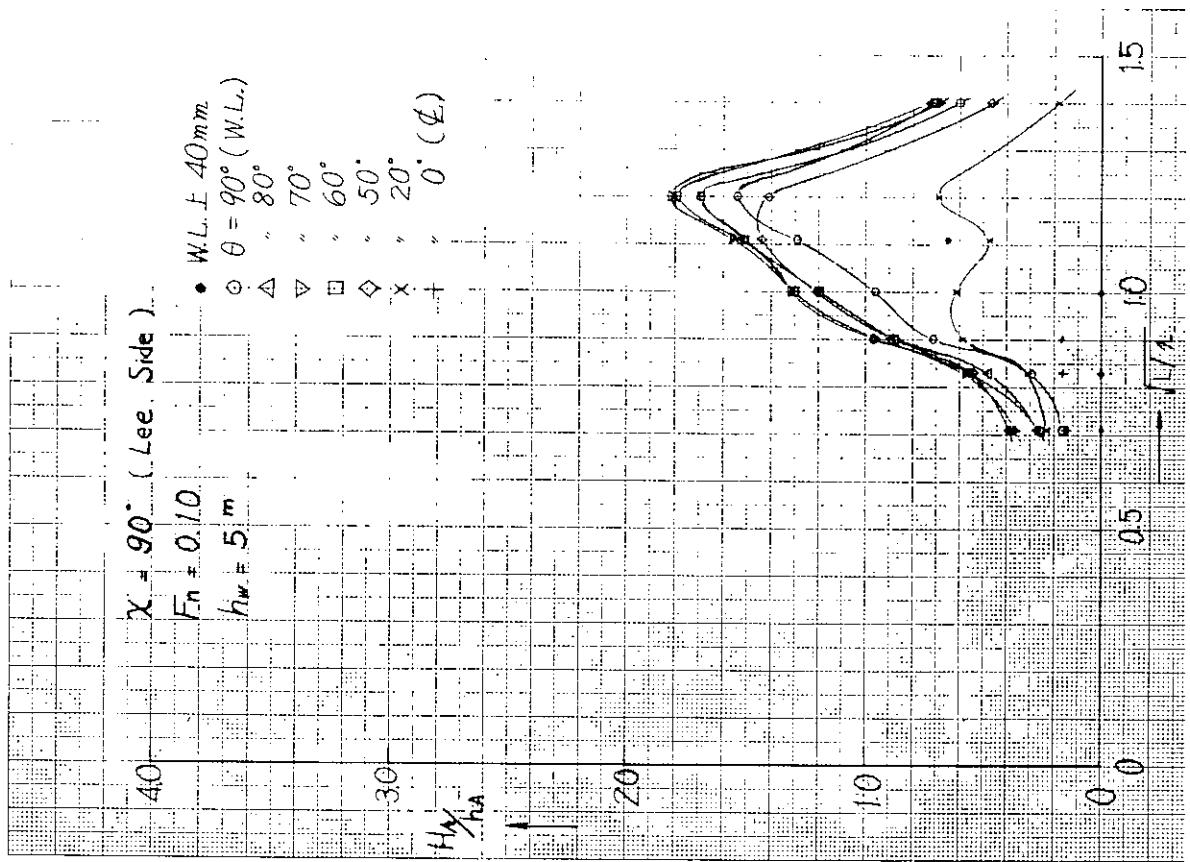


Fig. 3.2.2.14 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

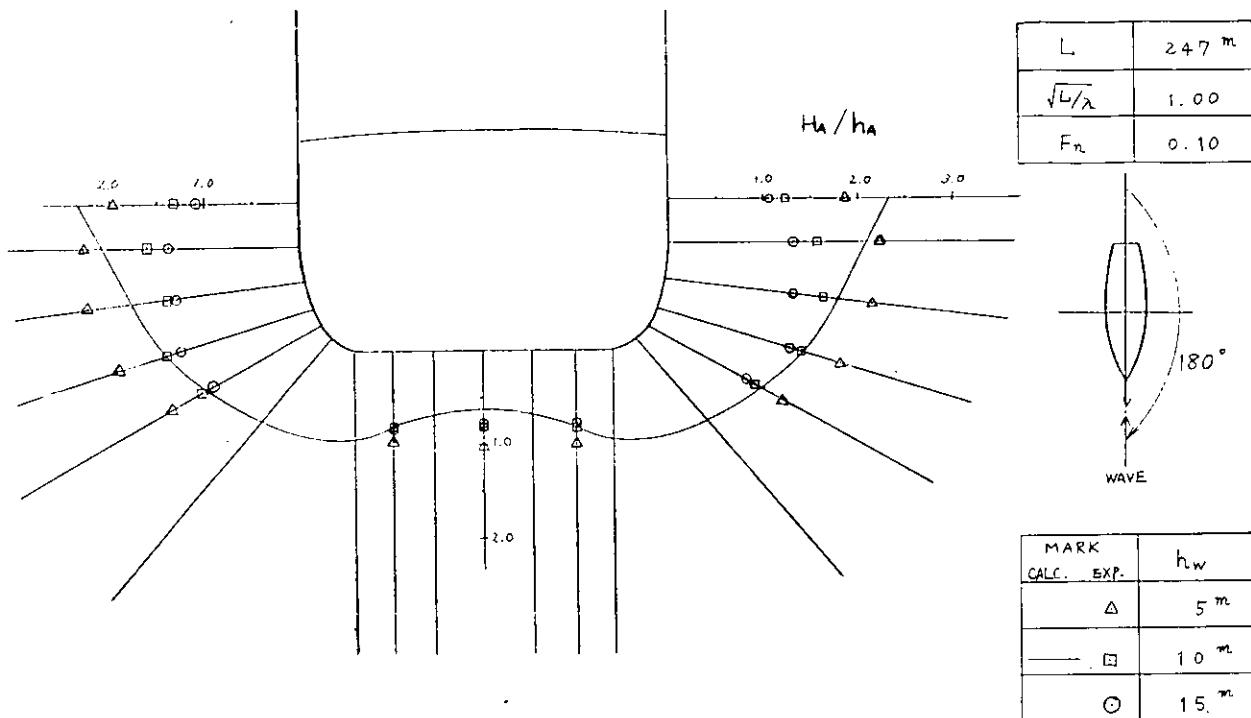


Fig. 3.2.2.15 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

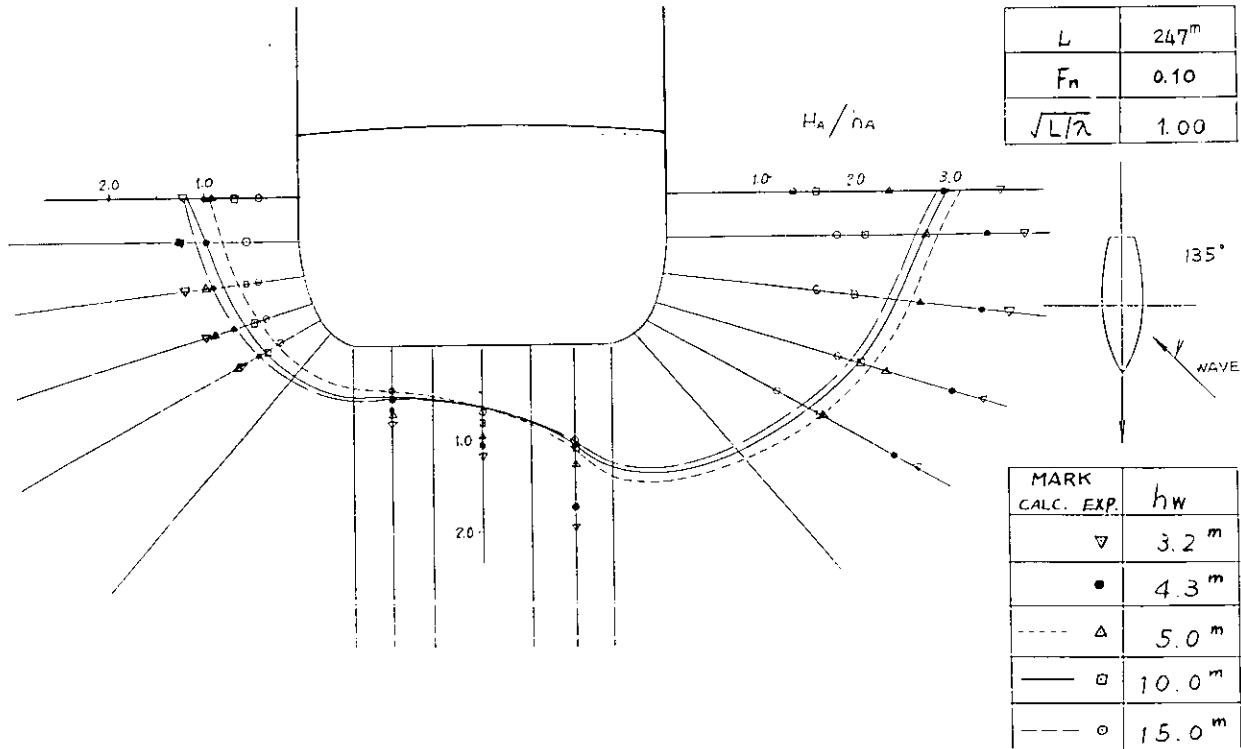


Fig. 3.2.2.16 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

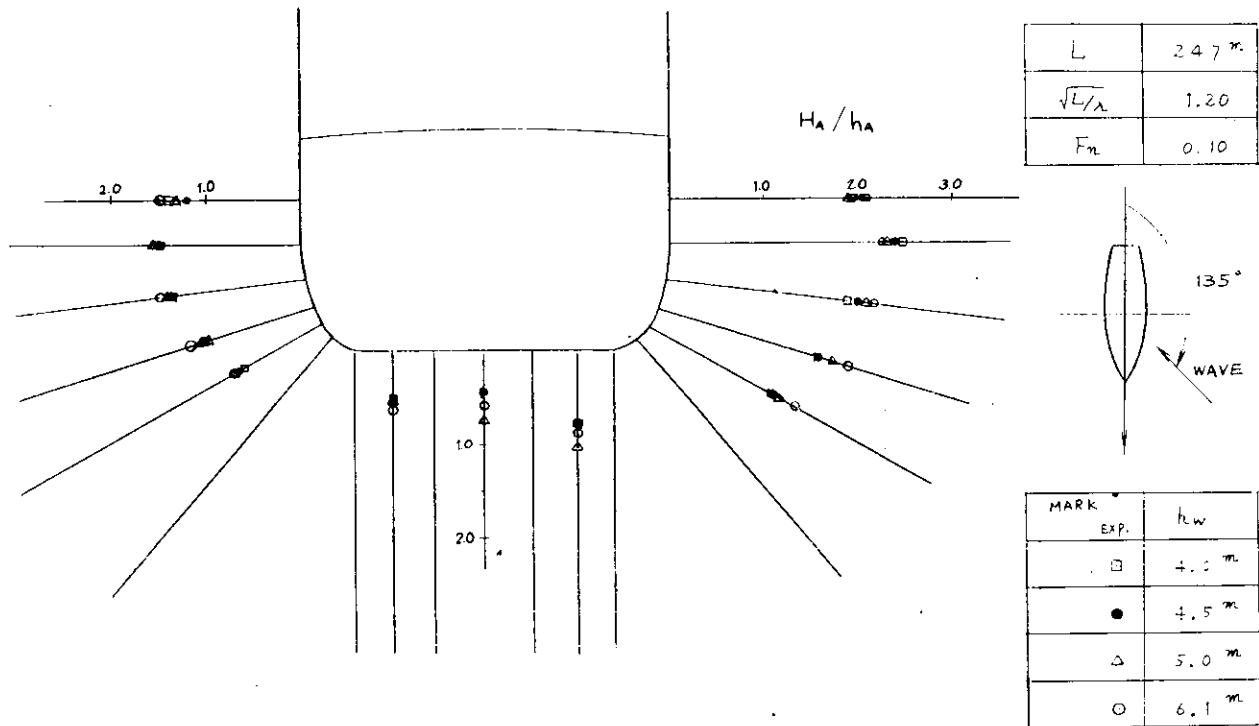


Fig. 3.2.2.17 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

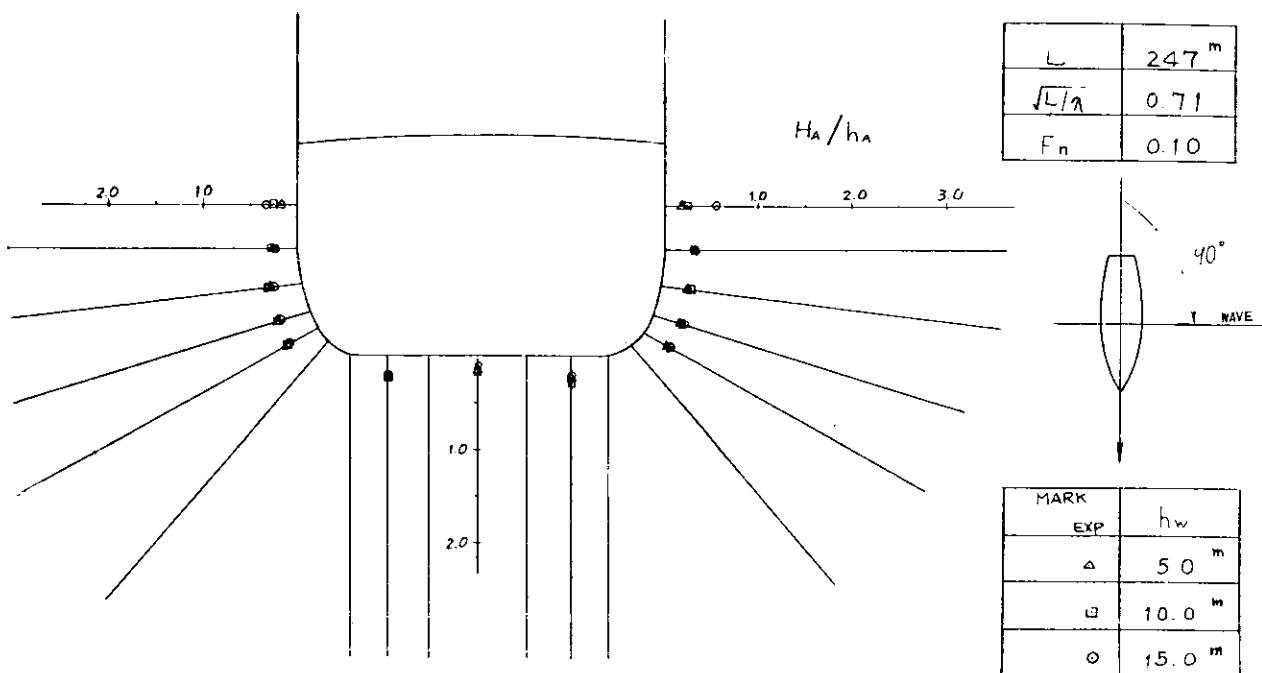


Fig. 3.2.2.18 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

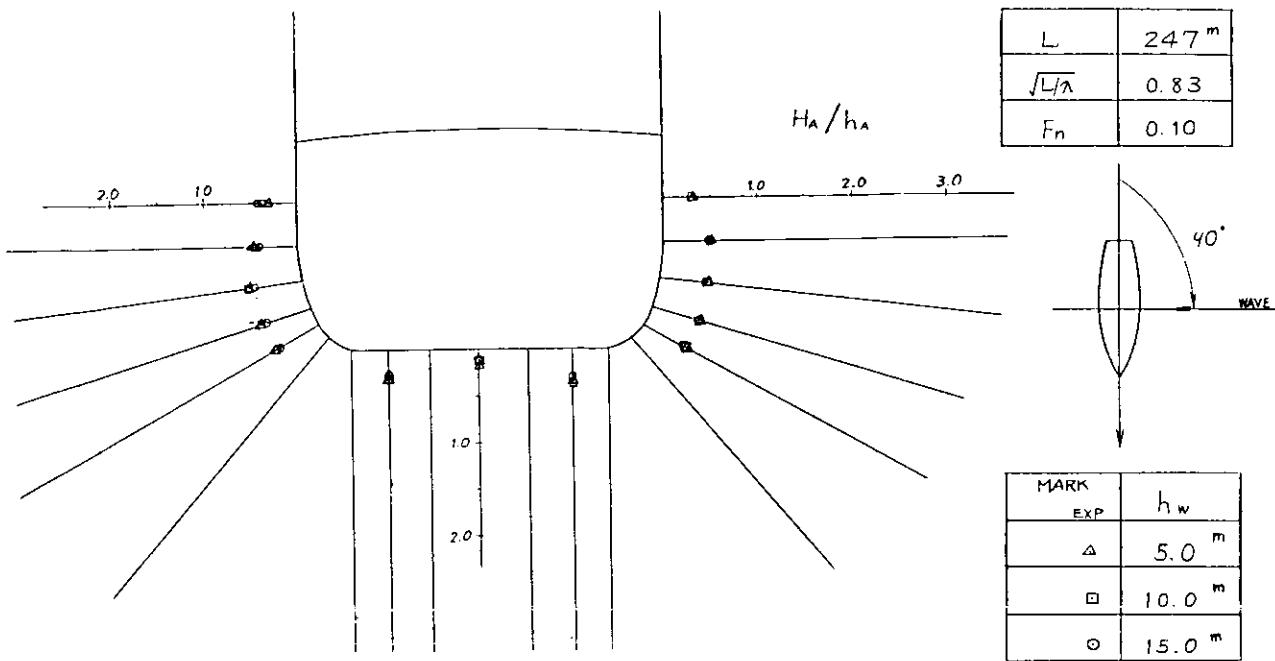


Fig. 3.2.2.19 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

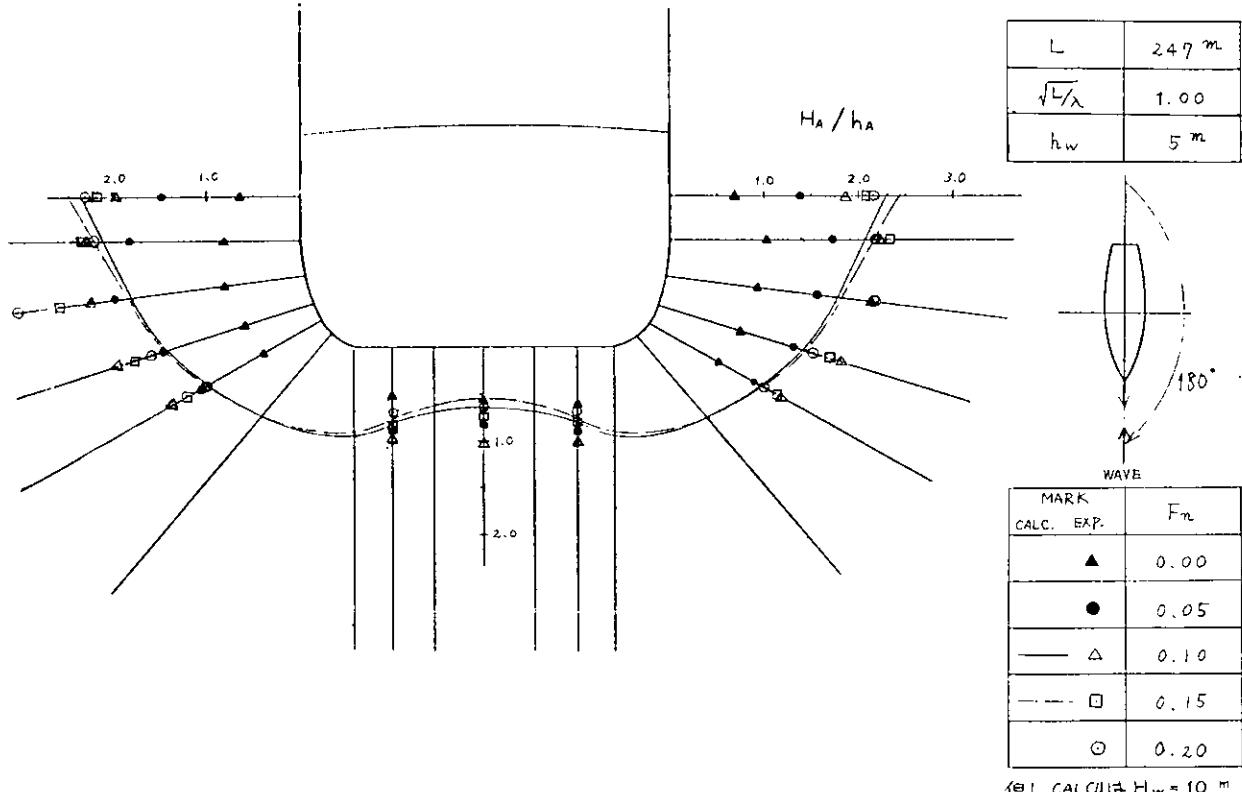


Fig. 3.2.2.20 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

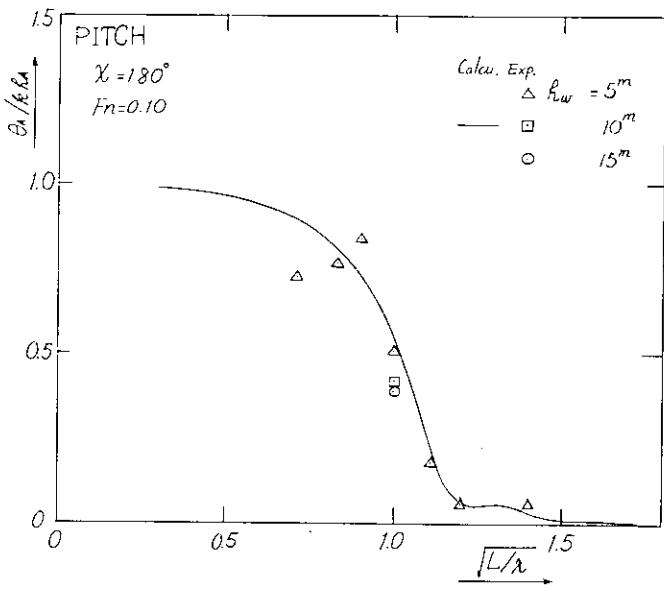


Fig. 3.2.2.2.1

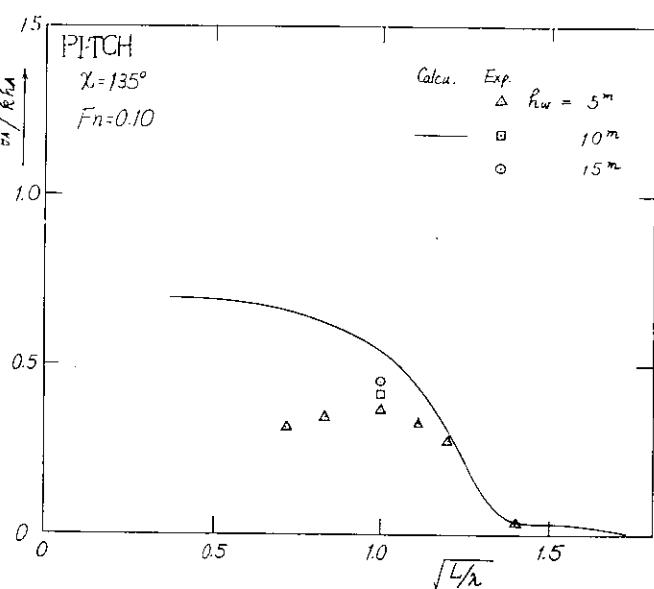


Fig. 3.2.2.2.2

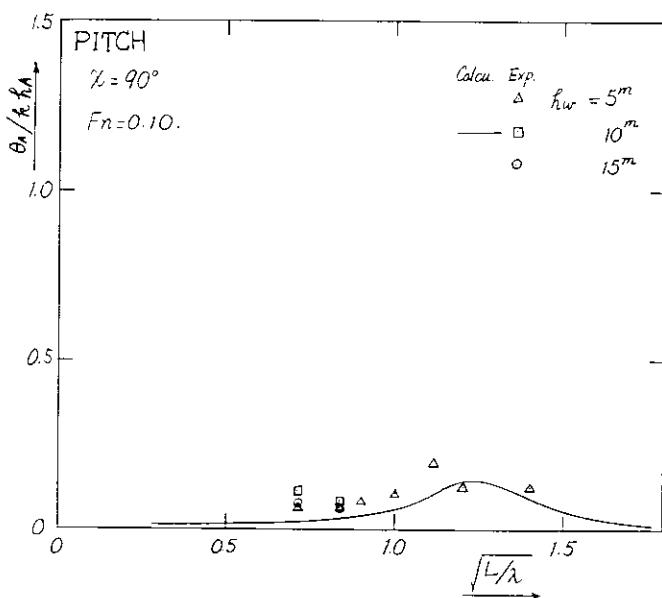


Fig. 3.2.2.2.3

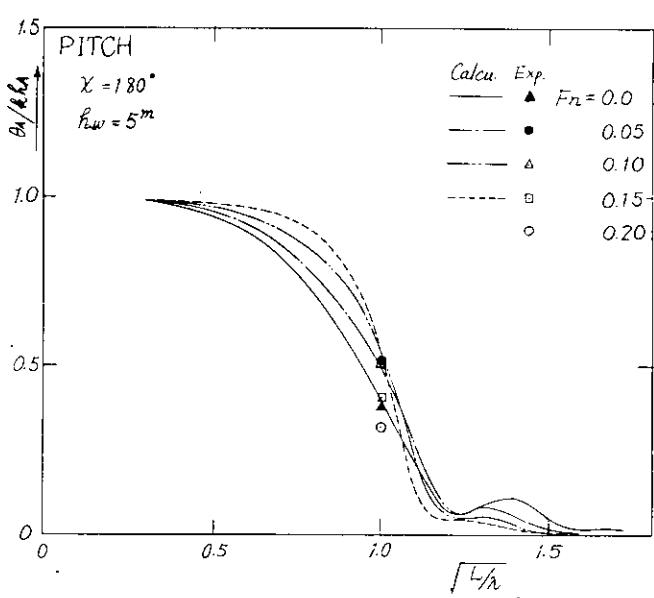


Fig. 3.2.2.2.4

### 3.3 波浪変動圧の計算

#### 3.3.1 笠木山丸の模型実験と理論計算の比較

昭和46年度における笠木山丸についての波浪変動圧に関するシリーズ計算は、実船の計画満載状態について行なわれた。一方、数ヶ所の試験水槽で実施された笠木山丸の模型船による波浪変動圧に関する実験は、実験実施上の種々の制約のために、実船の計画満載状態に対する重量分布と必ずしも一致しない状態で行なわれており、実験時の船速も波長・波方向等により必ずしも一定ではない。従って、昭和46年度における波浪変動圧に関する模型実験と理論計算との比較は、縦波中の一部の場合を除き十分には行なわれていない。そこで、斜波中の場合をも含めて、波浪変動圧に関する模型実験と理論計算との比較検討を行なう目的で、昭和46年度に船舶技術研究所で実施された模型実験結果を、その実験状態と同一条件で計算された結果と比較してみた。

##### (1) 実験状態(実船換算)

載荷状態：満載状態

縦環動半径： $\kappa_L = 0.228 L$  (シリーズ計算では  $0.2362 L$ )

横環動半径： $\kappa_T = ?$  (シリーズ計算では  $0.22 B_0$ )

横搖周期： $T_R = 13.85 \text{ sec}$  (シリーズ計算では  $11.04 \text{ sec}$ )

変動圧計測位置：S.S.5にて船底2点、船側2点

S.S.8 $\frac{1}{2}$ にて船底3点、船側7点

船速、波長、波方向：

$\lambda/L$	S.S.5 SECTION			S.S.8 $\frac{1}{2}$ SECTION		
	180°	135°	90°	180°	135°	90°
1.25	6.88 Kn	7.58 Kn	—	6.42 Kn	7.56 Kn	11.62 Kn
1.00	3.92	6.15	9.79 Kn	—	6.27	9.79
0.75	3.92	3.96	9.22	1.38	4.64	9.07
0.50	3.00	—	9.71	3.31	7.50	8.57

(シリーズ計算ではフルード数  $F_n = 0.1$  即ち  $9.23 \text{ km}$ )

波高： $H_w = 1.2.3.5 \text{ m}$  (シリーズ計算では  $1.0 \text{ m}$ )

##### (2) 計算条件

上記の実験状態と同一条件で船体運動を計算し、S.S.5及びS.S.8 $\frac{1}{2}$ の横断面上の変動圧の計算を行なった。ただし、実験時の模型船の横環動半径が計測されておらず横搖周期のみが計測されているので、横環動半径は横搖周期の実験値と付加横慣性モーメントの理論計算値とから逆算推定した近似値を採用した。従って、その精度は必ずしも厳密でない。この種の実験に当っては、縦環動半径とともに横環動半径の計測を行なう必要がある。船の主要且その他の計算に必要な諸要目は昭和46年度報告に示されている。

##### (3) 計算法

計算は昭和46年度に実施したシリーズ計算と同一方法によって行なわれた。ただし、昭和46年度のシリーズ計算においては、変動圧の計算はいわゆる鄰田方式によっているが、今回は鄰田方式による計算値とともにいわゆる田才方式による計算値をも示して実験値と比較することにした。鄰田方式及び田才方式による変動圧計算式の相違は次の通りである。

即ち、変動圧の式

$$P = P_T + P_H + P_R + P_W$$

$$= P_0 \cos \omega_e t + P_g \sin \omega_e t = P_0 \cos (\omega_e t - \varepsilon_p) \quad (3.3.1.1)$$

ただし

$P_v$  : pressure due to vertical motion

$P_h$  : pressure due to horizontal motion with respect to o

$P_r$  : pressure due to rolling motion with respect to o

$P_w$  : pressure due to regular wave

において、 $P_w$ の計算式だけが異なる。

さて、 $P_w$ は次の式によって計算される

$$P_w = \rho g h_o \{ \bar{P}_{wc} \cos \omega_e t + \bar{P}_{ws} \sin \omega_e t \} \quad (3.3.1.2)$$

a) 郷田方式

$$\begin{aligned} \frac{\bar{P}_{wc}}{\bar{P}_{ws}} &= - \exp(-kz_s) \left\{ \begin{array}{l} \cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \end{array} \right\} \\ &- \exp(-kd_m)(\omega/\omega_e) 2 \bar{P}_{ah}'' \left\{ \begin{array}{l} \cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \end{array} \right\} \\ &+ \exp(-kz_s)(\omega/\omega_e) \bar{P}_{dh}'' \left\{ \begin{array}{l} \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ -\cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \end{array} \right\} \\ &+ \exp(-kz_s)(\omega/\omega_e) 2 \bar{P}_{as}' \left\{ \begin{array}{l} \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ -\cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \end{array} \right\} \sin \chi \\ &+ \exp(-kz_s)(\omega/\omega_e) \bar{P}_{ds}'' \left\{ \begin{array}{l} \cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \end{array} \right\} \sin \chi \quad (3.3.1.3) \end{aligned}$$

b) 田才方式

$$\begin{aligned} \frac{\bar{P}_{wc}}{\bar{P}_{ws}} &= - \exp(-kz_s) \left\{ \begin{array}{l} \cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \end{array} \right\} \\ &- \exp(-kd_m)(\omega/\omega_e) 2 \bar{P}_{ah}'' \left\{ \begin{array}{l} \cos(kx \cos \chi) \\ \sin(kx \cos \chi) \end{array} \right\} \\ &+ \exp(-kd_m)(\omega/\omega_e) \bar{P}_{dh}'' \left\{ \begin{array}{l} \sin(kx \cos \chi) \\ -\cos(kx \cos \chi) \end{array} \right\} \\ &+ \exp(-kd/2)(\omega/\omega_e) 2 \bar{P}_{as}' \left\{ \begin{array}{l} \sin(kx \cos \chi) \\ -\cos(kx \cos \chi) \end{array} \right\} \sin \chi \\ &+ \exp(-kd/2)(\omega/\omega_e) \bar{P}_{ds}'' \left\{ \begin{array}{l} \cos(kx \cos \chi) \\ \sin(kx \cos \chi) \end{array} \right\} \sin \chi \quad (3.3.1.4) \end{aligned}$$

ただし

d : draught

$d_m$ : mean draught = (sectional area) / (water line breadth)

#### (4) 計算値と実験値の比較

上記の計算条件と計算法によって規則波中の船体運動を計算し、S.S. 5 及び S.S. 8½ の断面上の変動圧の計算を行なった。Fig. 3.3.1.1~3.3.1.21 に変動圧振幅の断面に沿った分布曲線を画き、さらに実験値をプロットして比較した。

S.S. 5(midship)及びS.S. 8½の何れの断面においても、正面迎波状態 ( $\chi = 180^\circ$ ) の場合には計算値と実験値はかなりよく一致している。

斜波中 ( $\chi = 135^\circ$ ) 及び横波中 ( $\chi = 90^\circ$ ) の場合には、船底部では一部の場合を除き計算値と実験値の一致の程度は比較的良好であるが、船側部では多くの場合に計算値の方が実験値よりも大きくなっている、特に吃水線付近の weather side でその傾向が著しい。そして、波長の短い場合に計算値と実験値の差が大きい。

運動計算式に用いた場合の方が静止式を用いた場合よりも実験値に近い結果を与える傾向がみられ、計算値と実験値の差の大きい横波中及び斜波中において、特に吃水線付近においてその傾向が著しい。このような結果より判断すると、用いた方式による計算式の方が実用に適しているように思われる。

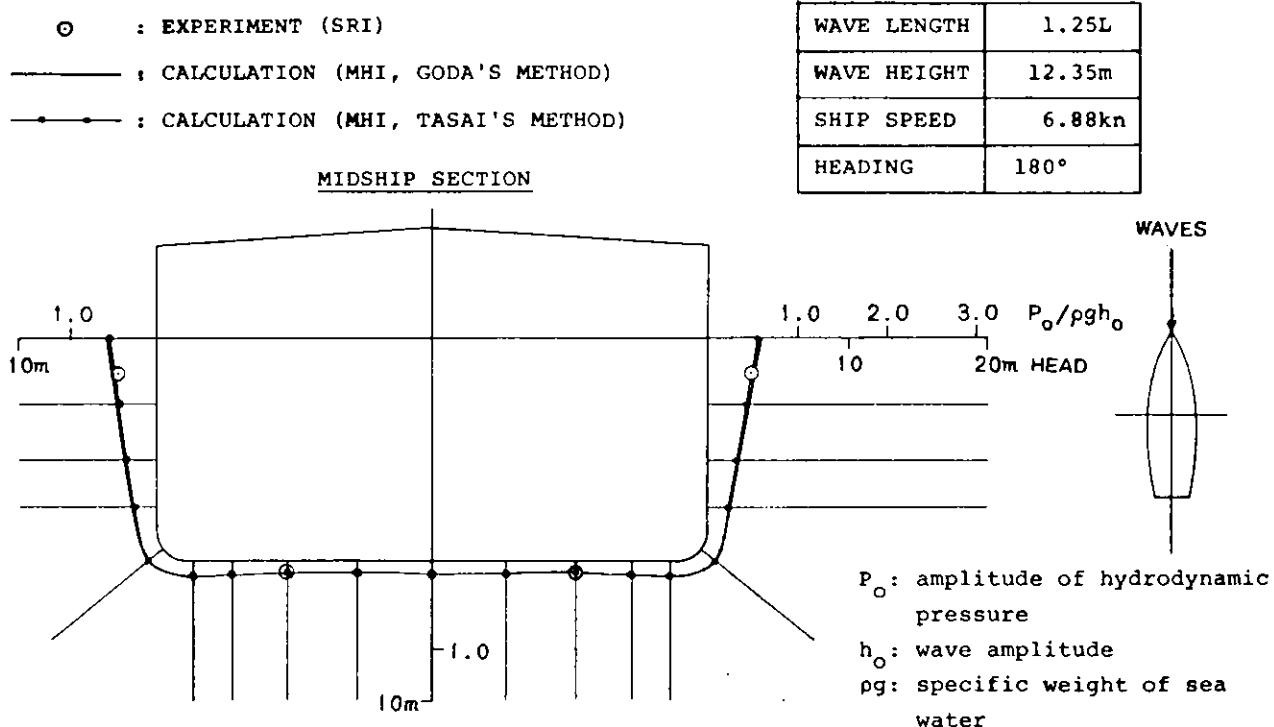


Fig. 3.3.1.1

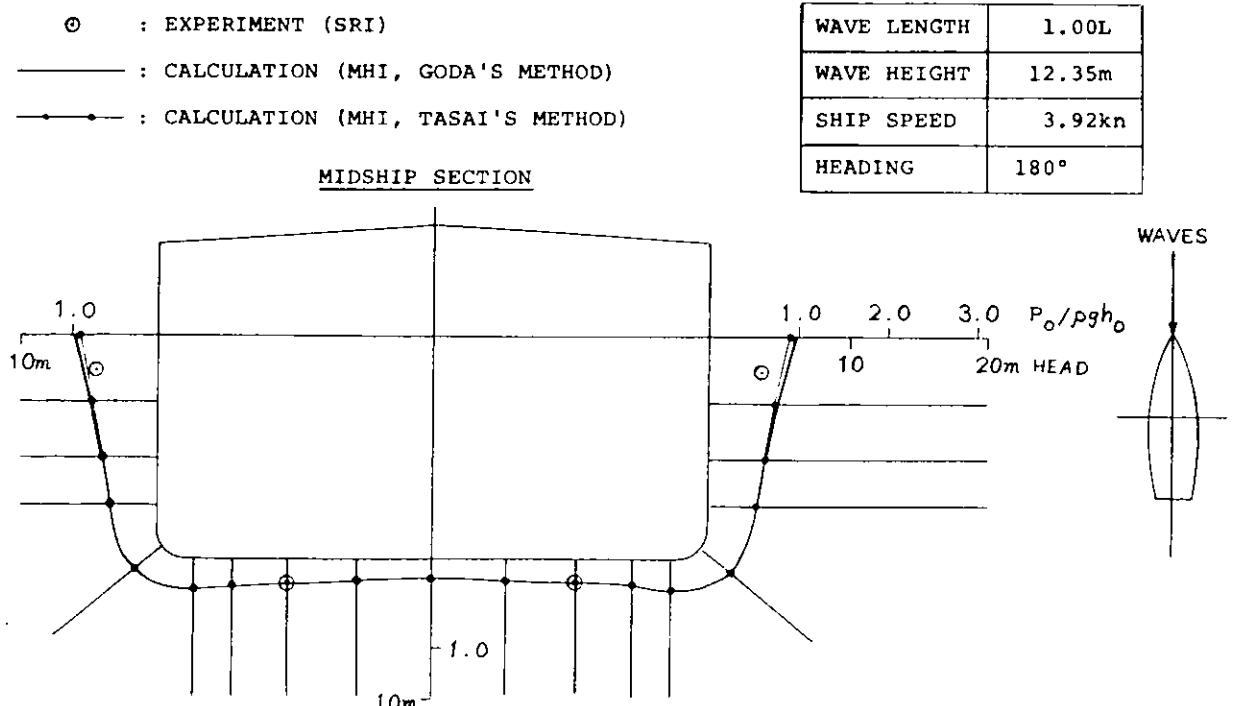


Fig. 3.3.1.2

◎ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 -·- : CALCULATION (TASAI'S METHOD)

MIDSHIP SECTION

WAVE LENGTH	0.75L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	3.92kn
HEADING	180°

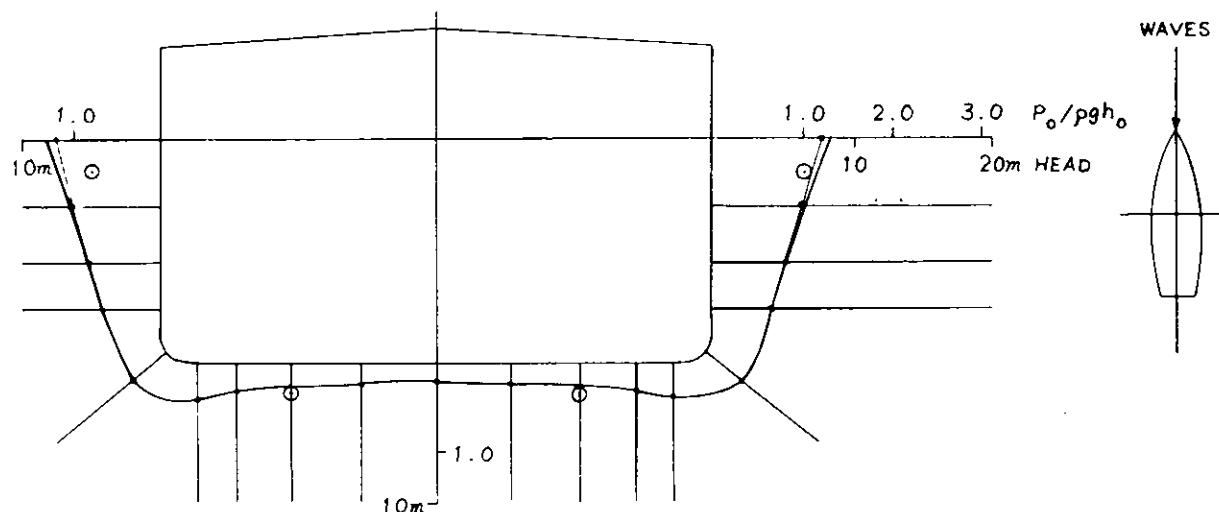


Fig. 3.3.1.3

◎ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 -·- : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

MIDSHIP SECTION

WAVE LENGTH	0.50L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	3.00kn
HEADING	180°

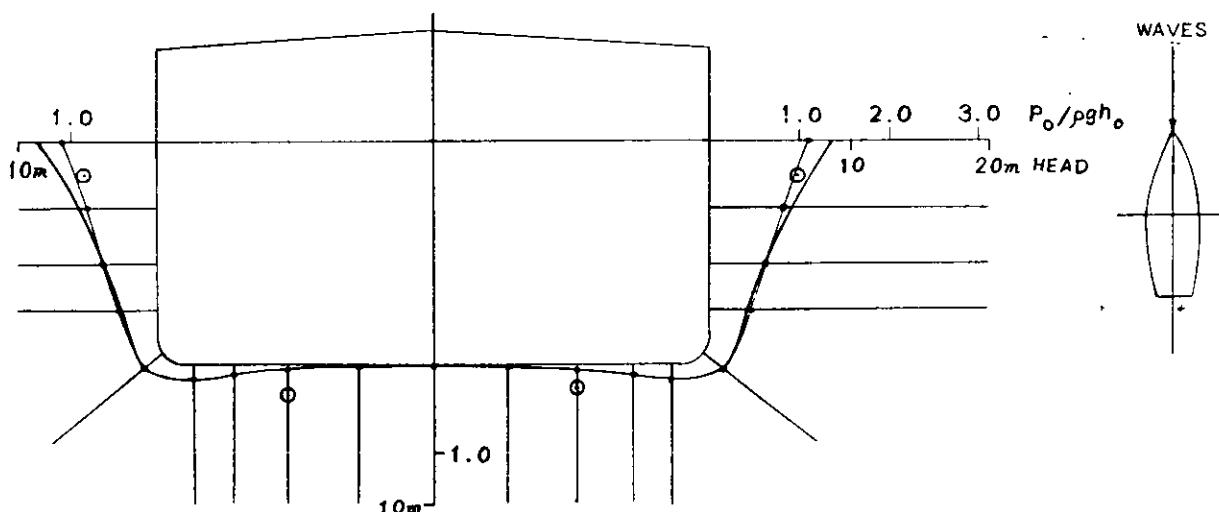


Fig. 3.3.1.4

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

MIDSHIP SECTION

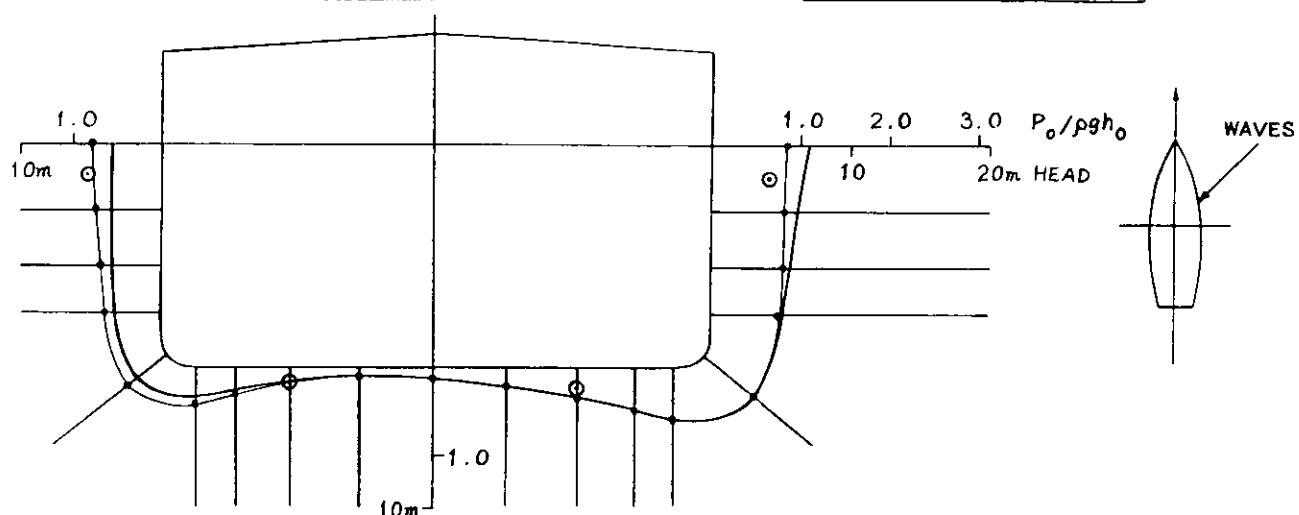


Fig. 3.3.1.5

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

MIDSHIP SECTION

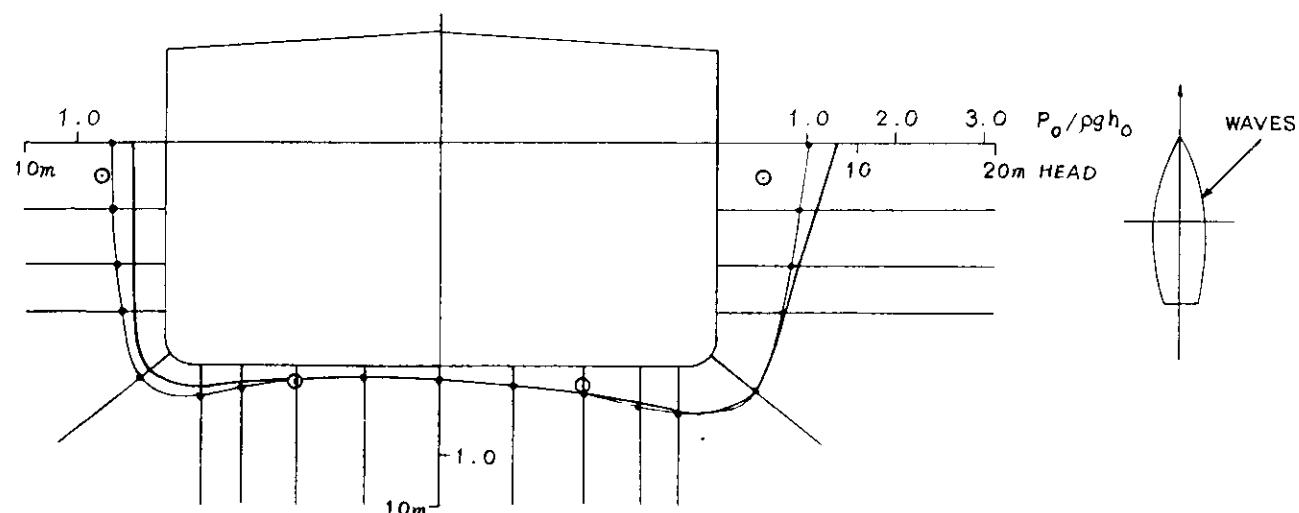


Fig. 3.3.1.6

WAVE LENGTH	1.25L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	7.58kn
HEADING	135°

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

MIDSHIP SECTION

WAVE LENGTH	0.75L'
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	3.96kn
HEADING	135°

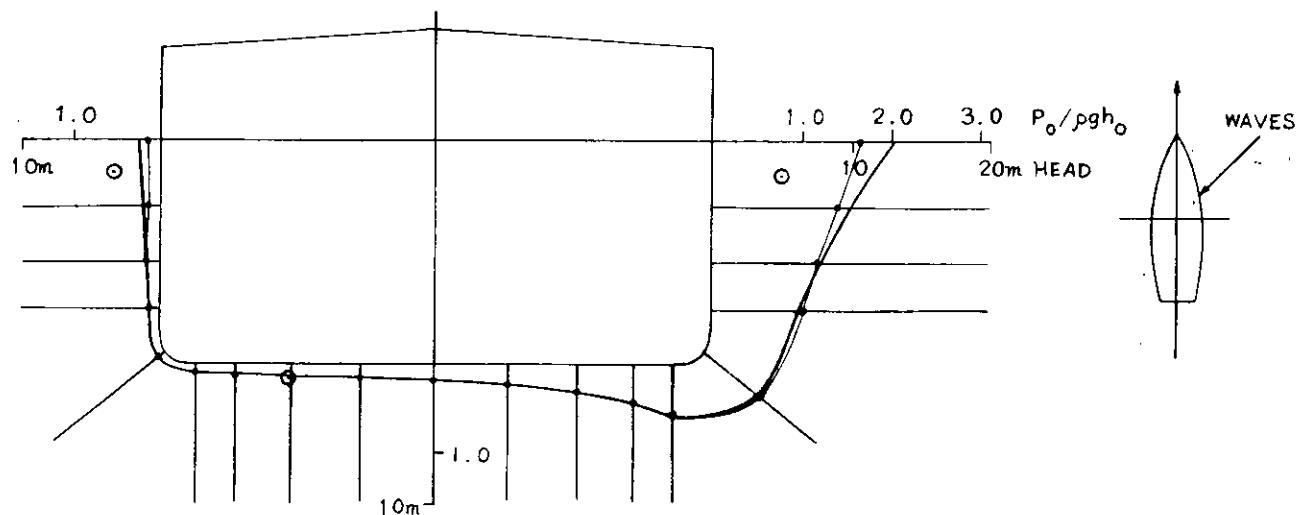


Fig. 3.3.1.7

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

MIDSHIP SECTION

WAVE LENGTH	1.00L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	9.79kn
HEADING	90°

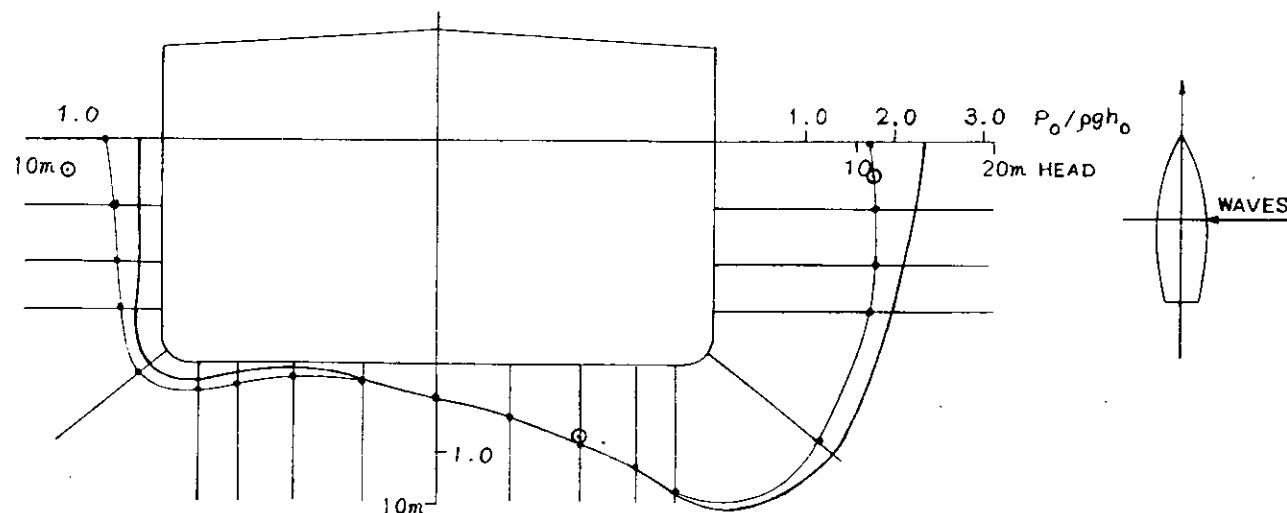


Fig. 3.3.1.8

◎ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

MIDSHIP SECTION

WAVE LENGTH	0.75L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	9.22kn
HEADING	90°

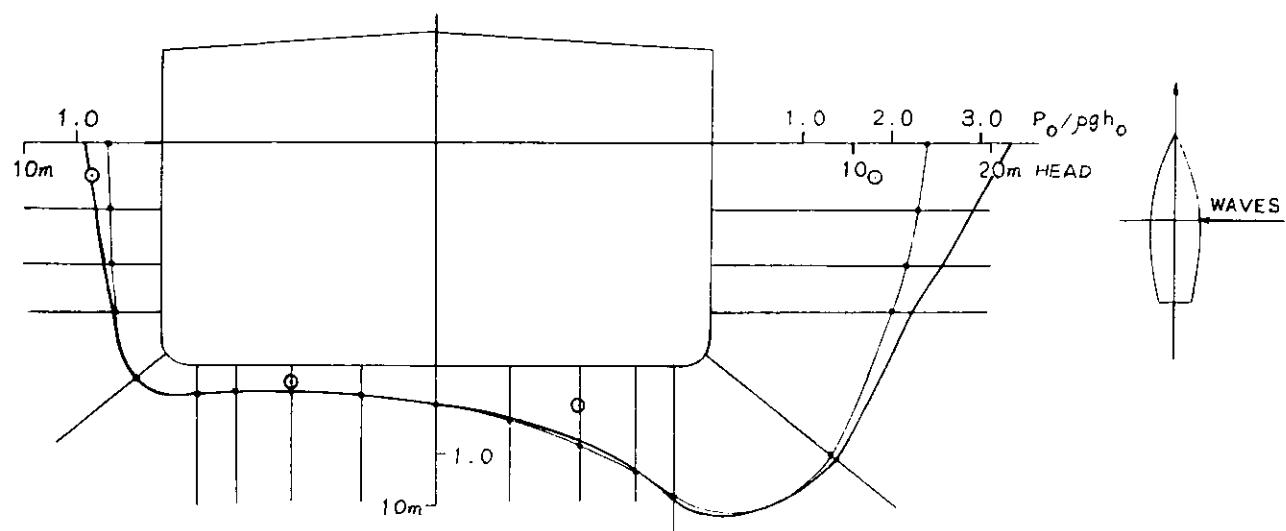


Fig. 3.3.1.9

◎ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

MIDSHIP SECTION

WAVE LENGTH	0.50L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	9.71kn
HEADING	90°

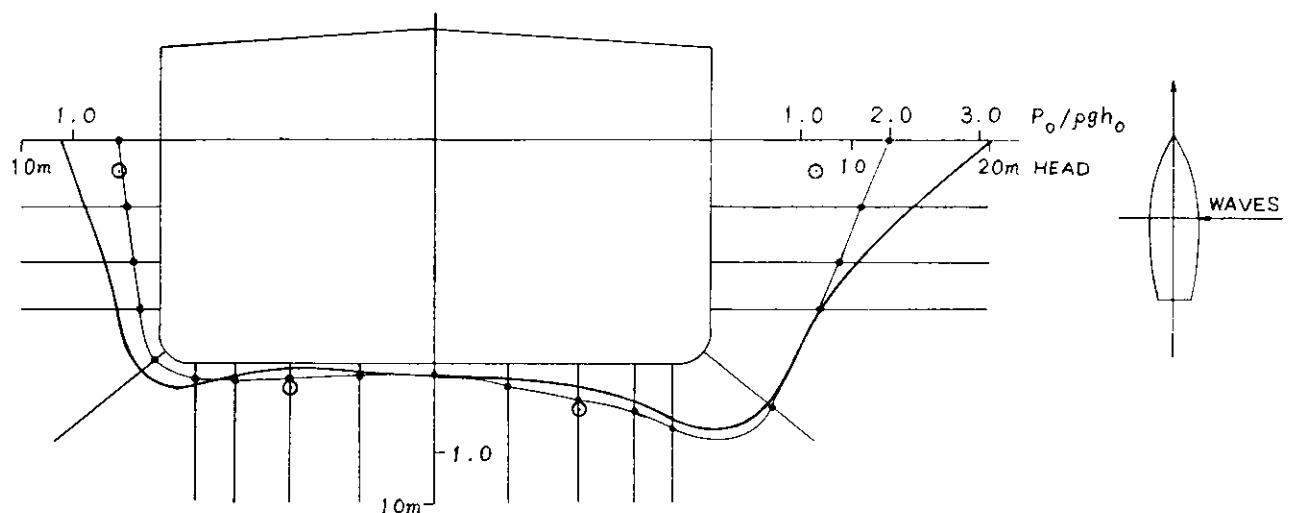


Fig. 3.3.1.10

◎ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

S.S. 8 $\frac{1}{2}$  SECTION

WAVE LENGTH	1.25L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	6.42kn
HEADING	180°

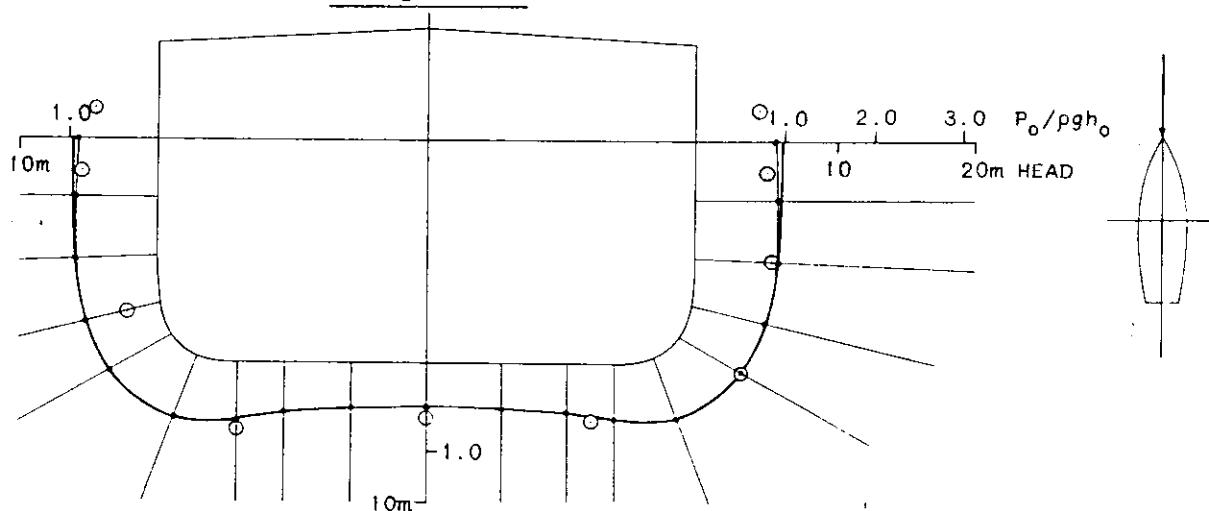


Fig. 3.3.1.11

◎ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

6.S. 8 $\frac{1}{2}$  SECTION

WAVE LENGTH	0.75L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	1.38kn
HEADING	180°

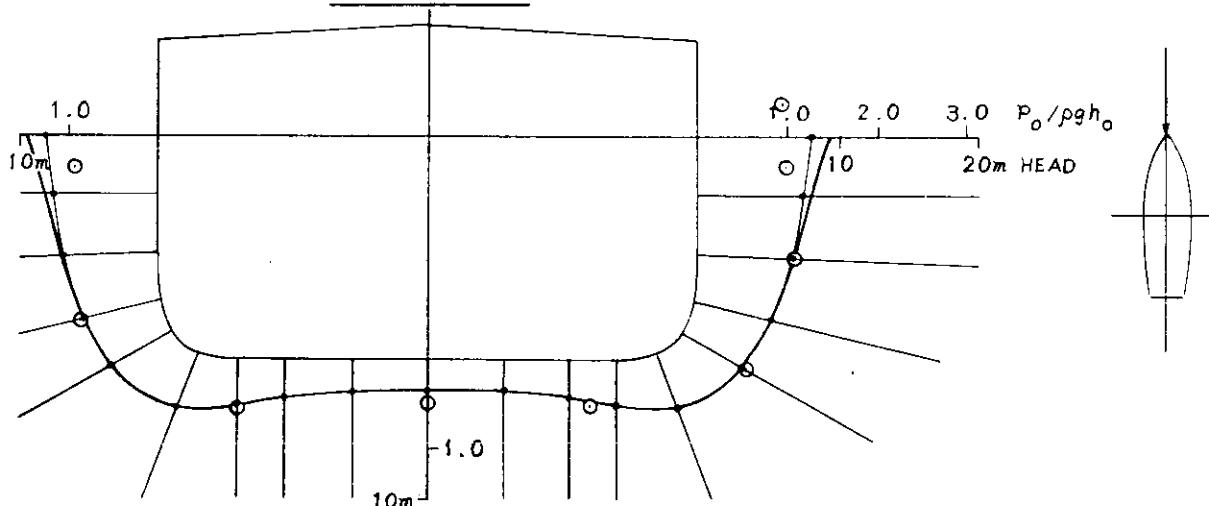


Fig. 3.3.1.12

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

S.S.  $\frac{1}{2}$  SECTION

WAVE LENGTH	0.50L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	3.31kn
HEADING	180°

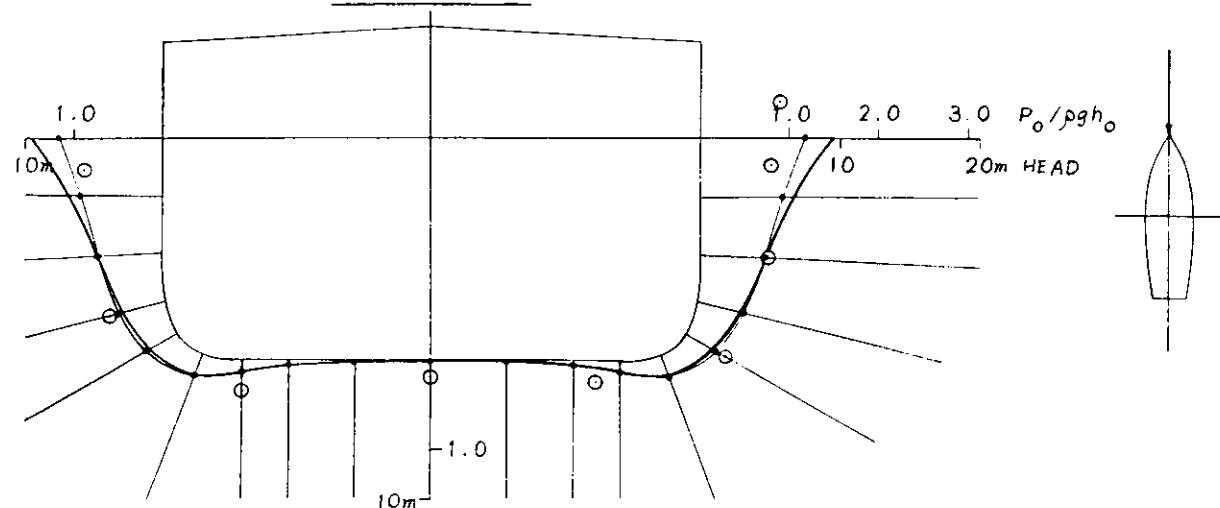


Fig. 3.3.1.13

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

S.S.  $\frac{1}{2}$  SECTION

WAVE LENGTH	1.25L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	7.56kn
HEADING	135°

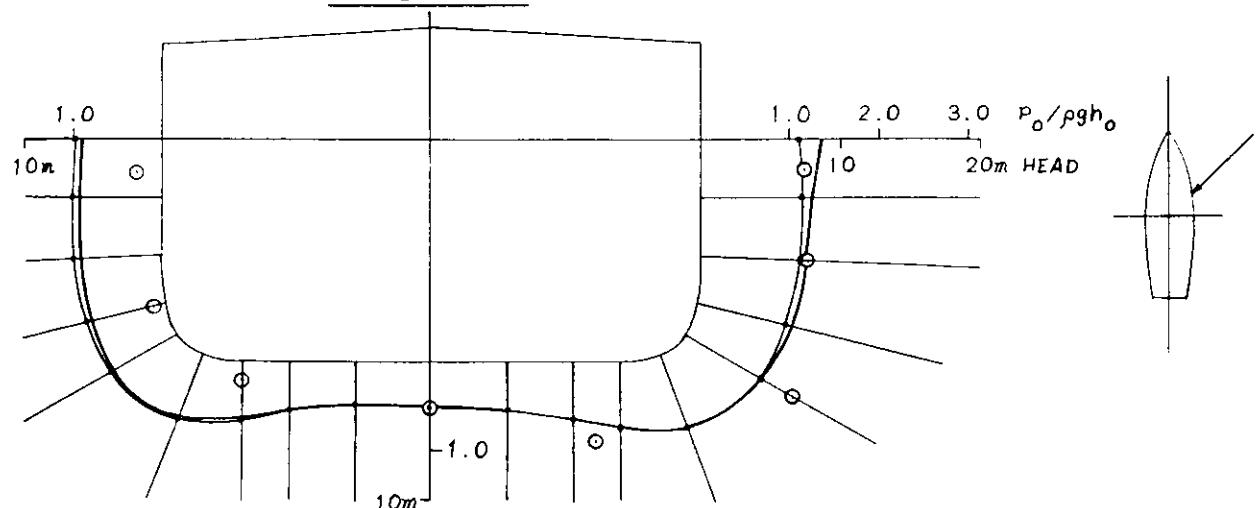


Fig. 3.3.1.14

◎ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

S.S.  $8\frac{1}{2}$  SECTION

WAVE LENGTH	1.00L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	6.27kn
HEADING	135°

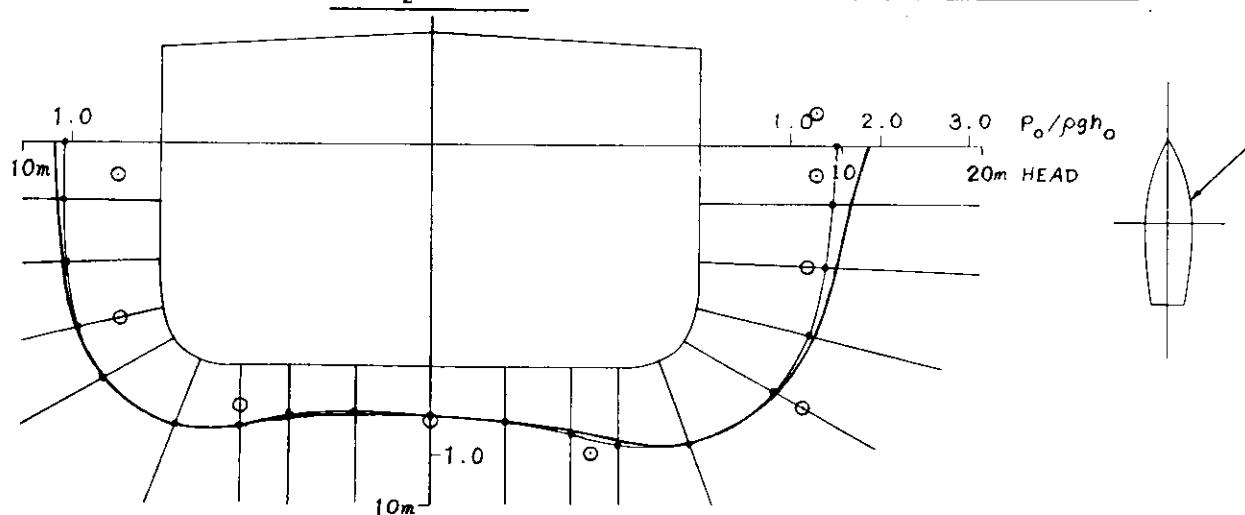


Fig. 3.3.1.15

◎ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

S.S.  $8\frac{1}{2}$  SECTION

WAVE LENGTH	0.75L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	4.64kn
HEADING	135°

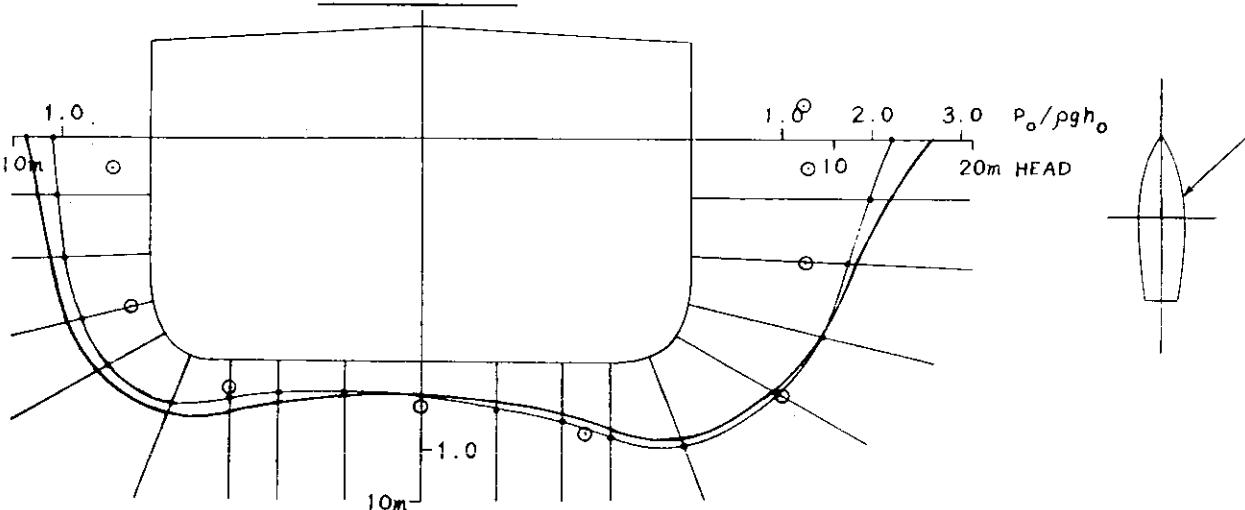


Fig. 3.3.1.16

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

S.S. 8 $\frac{1}{2}$  SECTION

WAVE LENGTH	0.50L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	7.50kn
HEADING	135°

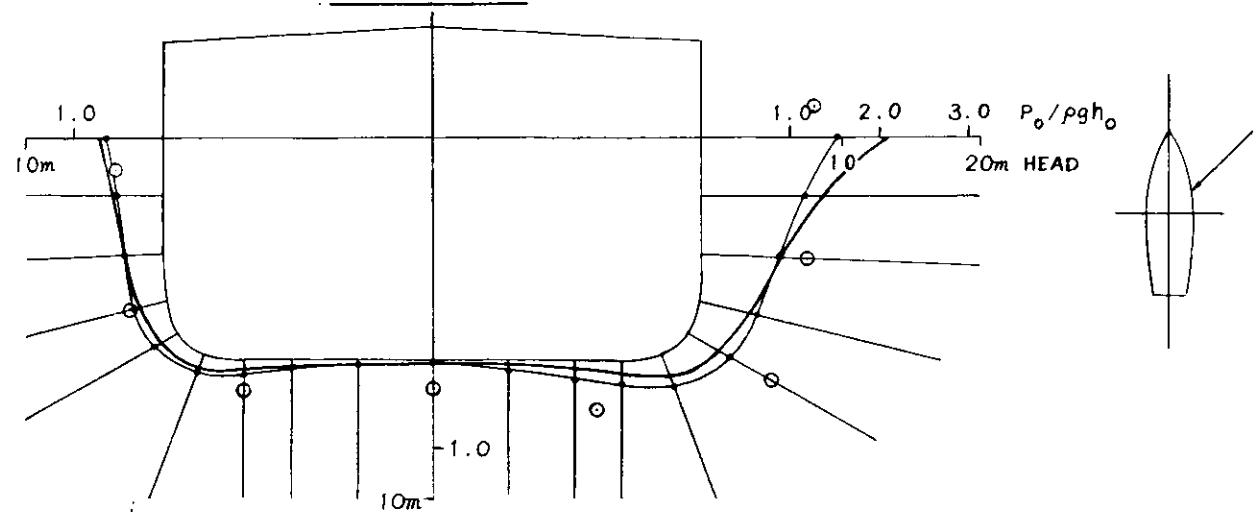


Fig. 3.3.1.17

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

S.S. 8 $\frac{1}{2}$  SECTION

WAVE LENGTH	1.25L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	11.62kn
HEADING	90°

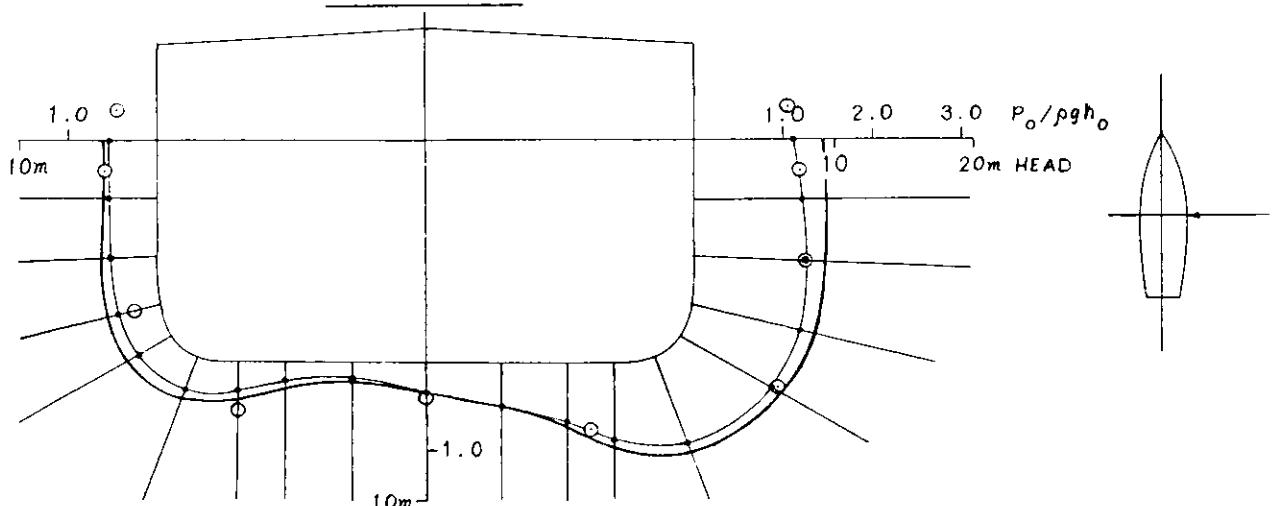


Fig. 3.3.1.18

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

WAVE LENGTH	1.00L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	9.79kn
HEADING	90°

S.S.  $8\frac{1}{2}$  SECTION

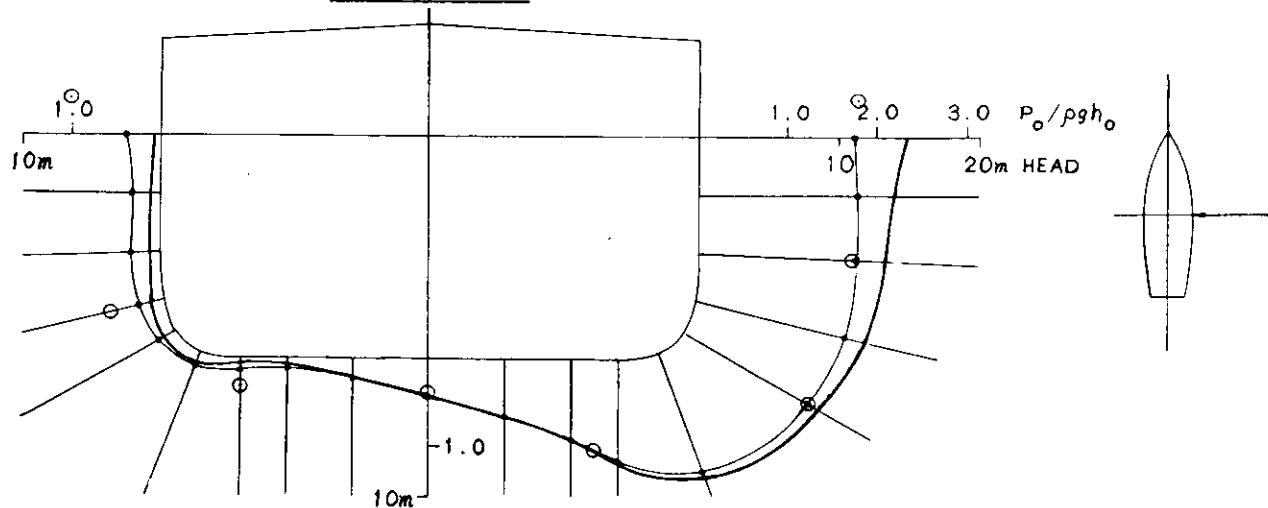


Fig. 3.3.1.19

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 — : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)

WAVE LENGTH	0.75L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	9.07kn
HEADING	90°

S.S.  $8\frac{1}{2}$  SECTION

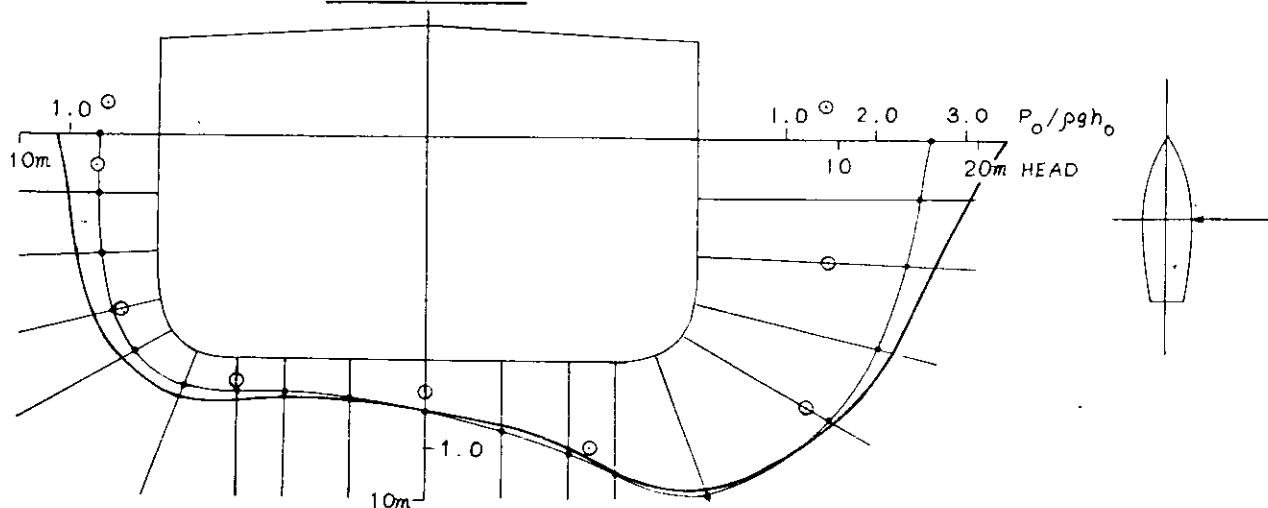


Fig. 3.3.1.20

○ : EXPERIMENT (SRI)  
 ——— : CALCULATION (MHI, GODA'S METHOD)  
 - - - - : CALCULATION (MHI, TASAI'S METHOD)  
 S.S. 8  $\frac{1}{2}$  SECTION

WAVE LENGTH	0.50L
WAVE HEIGHT	12.35m
SHIP SPEED	8.57kn
HEADING	90°

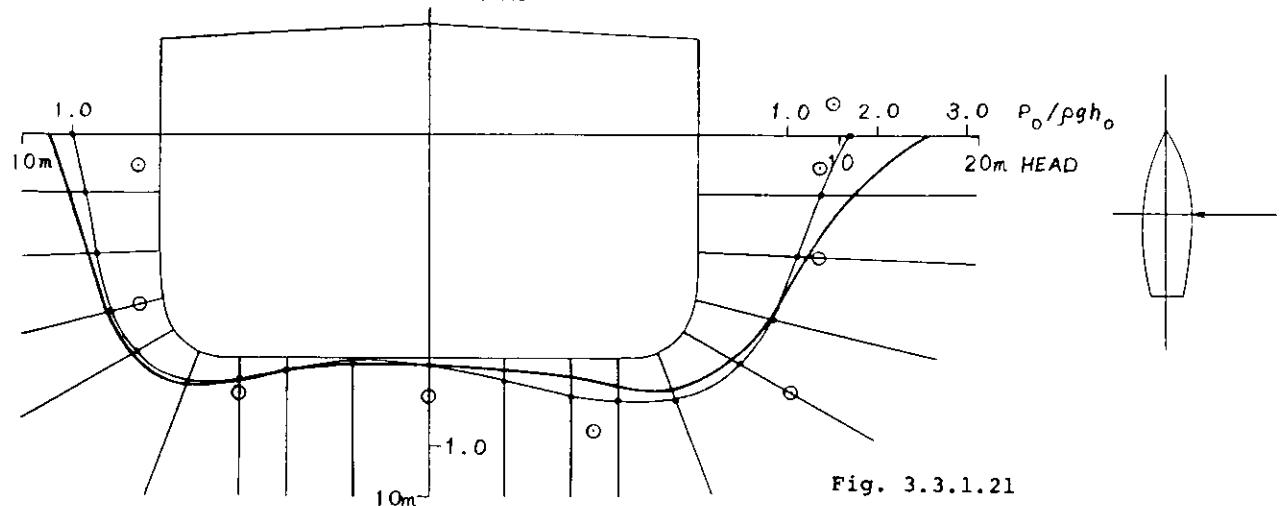


Fig. 3.3.1.21

### 3.3.2 タンカー船型の波浪変動圧に関する計算

昭和46年度においては、対象船型として12万トン型鉱石運搬船笠木山丸を選び、その計画満載状態について規則波中の船体運動及び波浪変動圧に関するシリーズ計算を行なった。その計算法は文献1)に示された方法に基づいて現在三菱重工業で採用されている計算プログラムを用いており、その詳細は昭和46年度報告<sup>2)</sup>に示されている。この計算式では横揺減衰係数推定法が強制動揺試験結果に基づいて修正されているので文献1)の横揺減衰係数推定法と若干異っている。

昭和47年度においては、対象船型を21万トン型タンカー船型とし、その計画満載状態について船体運動及び波浪変動圧に関するシリーズ計算を行なった。計算プログラムは、昭和46年度の笠木山丸についてのシリーズ計算の場合と同一の計算プログラムを用いている。笠木山丸及び今回のタンカー船型は、船型の大きさが異なる点を除けば断面形状等線図に著るしい相違はないので、船体運動及び変動圧の計算結果は、これを無次元値表示をすれば、相互の間に大きな相違はないと思われるけれども、今後計算プログラムを改善するに当っての基準として計算を実施することにした。

#### (1) 計算条件

21万トン型タンカー船型の計画満載状態における主要な他の計算条件をTable 1及び2に示す。また、船体運動及び変動圧に関するシリーズ計算の条件等をTable 3に示す。

変動圧の計算は、各断面のkeel centre line、両舷のbilge及びwater lineの5点のみについて行ない、断面に沿った変動圧の分布を求めることは取り止めた。

#### (2) 計算法

計算は、昭和46年度の笠木山丸についてのシリーズ計算と同一の計算プログラムを用いて行なった。規則波中の船体運動、変動圧等は次のような形で求められる。

- heave :  $\zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta)$
- pitch :  $\phi = \phi_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\phi)$
- sway :  $\eta = \eta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_n)$
- yaw :  $\psi = \psi_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\psi)$
- roll :  $\theta = \theta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta)$

- c) relative motion :  $Z_r = Z_{ro} \cos(\omega_e t - \epsilon_{zr})$   
 g) hydrodynamic pressure :  $P = P_o \cos(\omega_e t - \epsilon_p)$

(3) 計算結果

Table 3 に計算結果の一覧表を示す。本報告では主な計算結果を Fig. 3.3.2.1~3.3.2.30 に示す。

これらの計算結果を昭和 46 年度の笠木山丸についての計算結果と比較すれば、次のような傾向が見出される。

- 無次元化した上下揺及び縦揺振幅は、両船型の間に大きな相違はない。
- 無次元化した横揺振幅は、横揺同調波長においてタンカー船型の方が笠木山丸よりもかなり大きい。タンカー船型の横揺同調波長は横波中で船長とほぼ等しいが、笠木山丸のそれは横波中で船長よりもかなり短い。
- 無次元化した変動圧振幅は、両船型の間に大きな相違はない。

なお、変動圧の計算式は(3.3.1.3)のいわゆる鷹田方式を採用しているが、3.3.1において述べたように(3.3.1.4)のいわゆる田才方式を採用する方が実用により適するかもしれない。

参考文献

- 1) 福田淳一、永元義一、小沼守、高橋実：“波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水压及び横強度に関する理論計算”日本造船学会論文集第 129 号、1971
- 2) 第 131 研究部会報告書：“波浪外力に関する水槽試験”日本造船研究協会研究資料、No.163、1972 P106~126

Table 3.3.2.1 Main Particulars of a Gigantic Oil Tanker

Length between Perpendiculars (L)	310.00 m
Breadth Moulded ( $B_o$ )	48.71 m
Depth Moulded (D)	24.50 m
Draught Moulded ( $d_o$ )	19.00 m
Displacement (W)	250,536 t
Block Coefficient ( $C_b$ )	0.8519
Midship Coefficient ( $C_m$ )	0.9947
Water Plane Area Coefficient ( $C_w$ )	0.9031
Centre of Gravity from Midship ( $x_G$ )	10.26 m
Centre of Gravity below Water Line ( $z_G$ )	5.47 m
Metacentric Radius (GM)	6.28 m
Longitudinal Gyroradius ( $\kappa_1$ )	0.2494L
Transverse Gyroradius ( $\kappa_t$ )	0.3231B <sub>o</sub>
Rolling Period ( $T_R$ )	14.0 sec

Table 3.3.2.2 Breadth, Draught and Sectional Area

S.S.	$2y_w/B_o$	$d/d_o$	$s/s_o$
A.P.	0.173	0.194	0.016
1/2	0.509	1.000	0.240
1	0.755	1.000	0.518
1-1/2	0.911	1.000	0.735
2	0.987	1.000	0.884
2-1/2	1.000	1.000	0.967
3	1.000	1.000	0.996
3-1/2	1.000	1.000	1.000
4	1.000	1.000	1.000
4-1/2	1.000	1.000	1.000
5	1.000	1.000	1.000
5-1/2	1.000	1.000	1.000
6	1.000	1.000	1.000
6-1/2	1.000	1.000	1.000
7	1.000	1.000	1.000
7-1/2	1.000	1.000	1.000
8	1.000	1.000	1.000
8-1/2	1.000	1.000	0.999
9	0.954	1.000	0.935
9-1/2	0.730	1.000	0.696
F.P.	0.017	1.000	0.161

Table 3.3.2.3 船体運動、変動水圧のシリーズ計算結果とりまとめ一覧表

項目		表示法	図表枚数			委員会提出分		
船	縦 方 向 船体運動 をまとめる	$S_o A_o, \phi_o/kh_o \sim \sqrt{L/\lambda}$ $F_n = 0, 0.05, 0.10, 0.15$	Heave, Pitch $\chi = 0 \sim 180^\circ$ $H_w = 2A_o = 10m$	2 9 1/18		Heave, Pitch $\chi = 0, 45, 90, 135, 180^\circ$ $H_w = 10m$	2 5 1/10	
体	横 方 向 船体運動 をまとめる	$\tau_o A_o, \psi_o/kh_o, \theta_o/kh_o$ $\sim \sqrt{L/\lambda}$ $F_n = 0, 0.05, 0.10, 0.15$	Sway, Yaw, Roll $\chi = 22.5 \sim 157.5^\circ$ $H_w = 10m$	3 7 1/21		Sway, Yaw, Roll $\chi = 45, 90, 135^\circ$ $H_w = 10m$	3 3 1/9	
運			Sway, Yaw, Roll $\chi = 45, 90, 135^\circ$ $H_w = 5, 15m$	3 3 2/18		Sway, Yaw, Roll $\chi = 45, 90, 135^\circ$ $H_w = 5, 10, 15m$ を重ねる	2 3 1/6	
動	相対運動 応答関数	$Z_{ro}/kh_o \sim \sqrt{L/\lambda}$ $F_n = 0, 0.05, 0.10, 0.15$	S.S. $2\frac{1}{2}, 5, 8\frac{1}{2}$ をまとめる。 $H_w = 10m$	1/20		$F_n = 0.10, H_w = 10m$ $\chi = 0, 45, 90, 135, 180^\circ$	1 5 5	
変動水圧の 等価応答関数		$P_o/\rho gh_o \sim \sqrt{L/\lambda}$ $F_n = 0.10, 0.15$	S.S. $2\frac{1}{2}, 5, 7\frac{1}{2}, 8\frac{1}{2}, 9\frac{1}{2}$ $\chi = 0 \sim 180^\circ$ $H_w = 10m$	6 9 1/54		S.S. $2\frac{1}{2}, 5, 8\frac{1}{2}$ $\chi = 0, 45, 90, 135, 180^\circ$ $F_n = 0.10, H_w = 10m$	3 5 1/15	

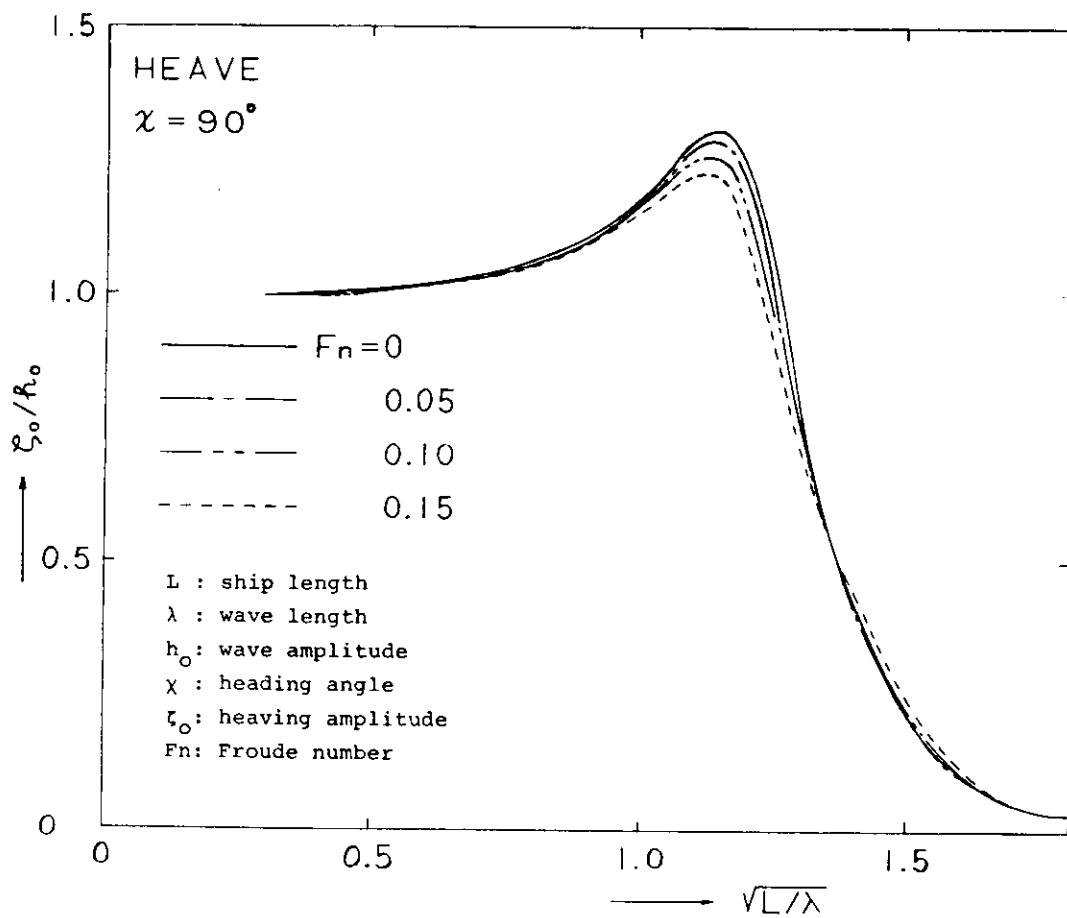


Fig. 3.3.2.1 Heaving Amplitudes in Regular Beam Waves

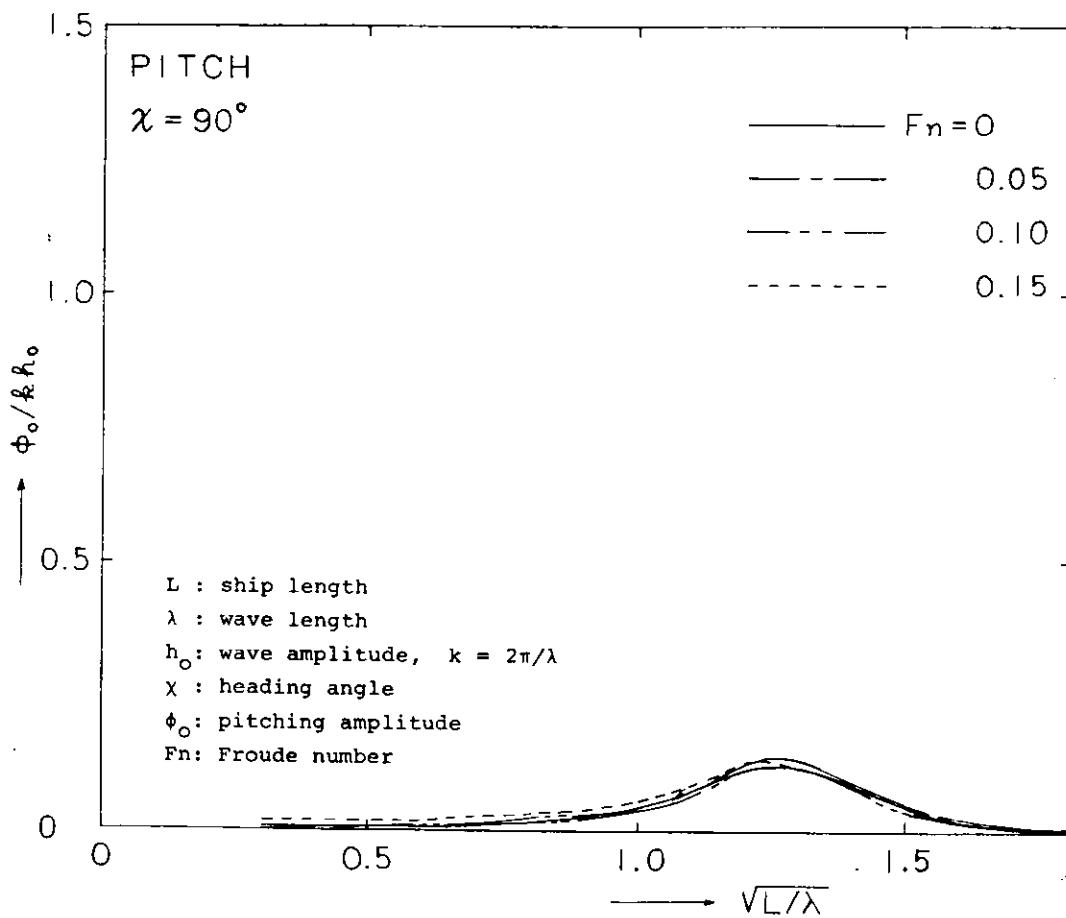


Fig. 3.3.2.2 Pitching Amplitudes in Regular Beam Waves

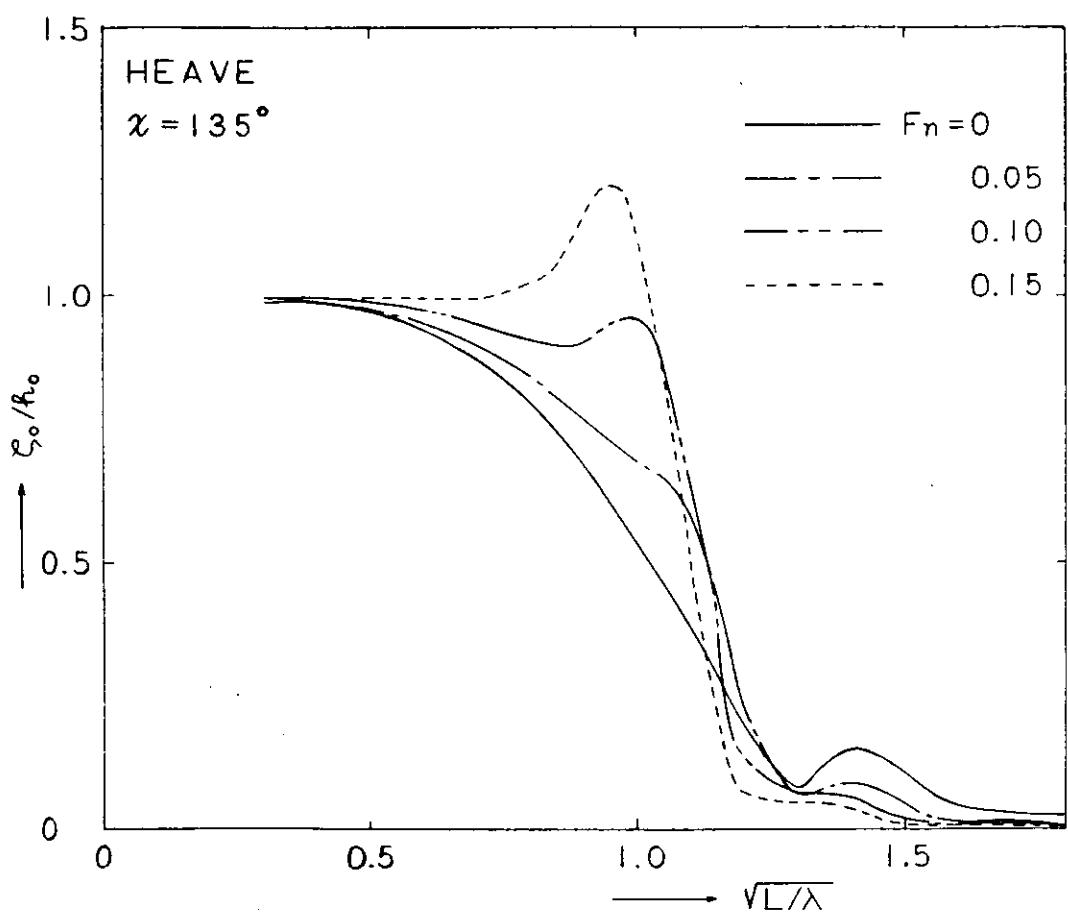


Fig. 3.3.2.3 Heaving Amplitudes in Regular Bow Waves

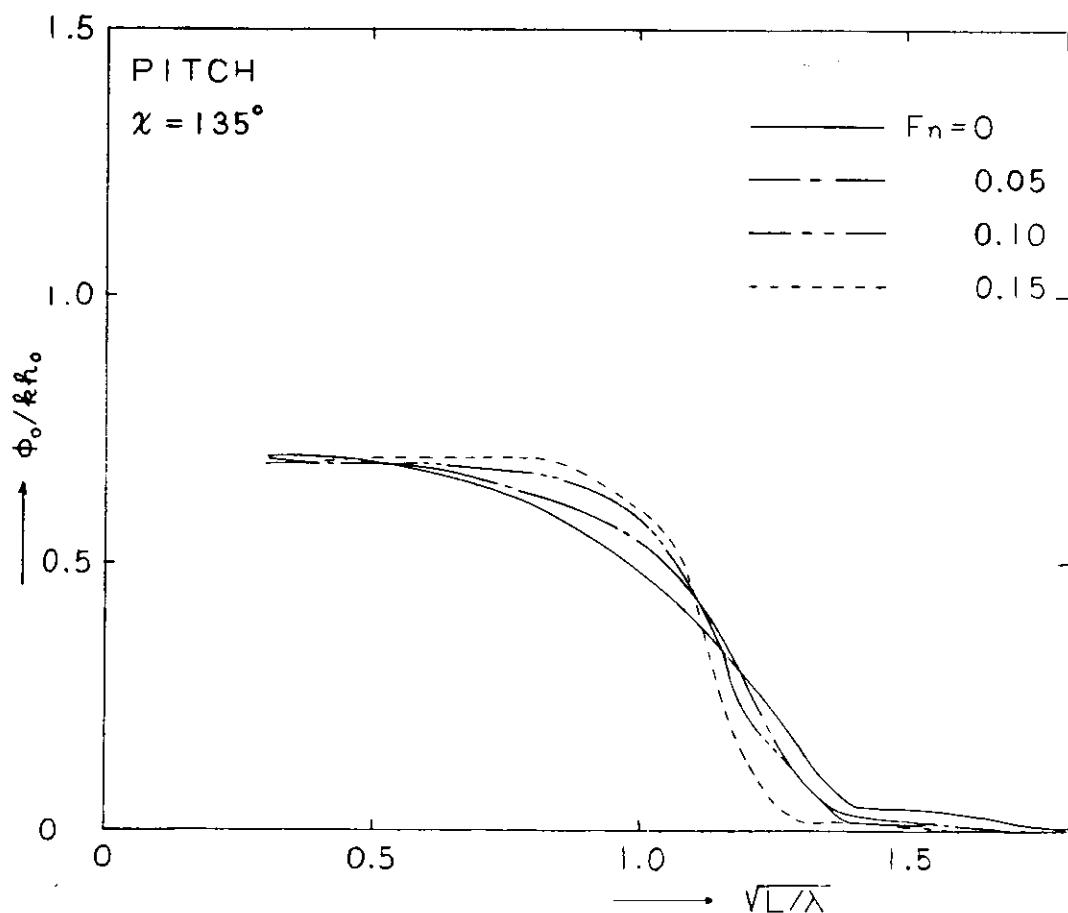


Fig. 3.3.2.4 Pitching Amplitudes in Regular Bow Waves

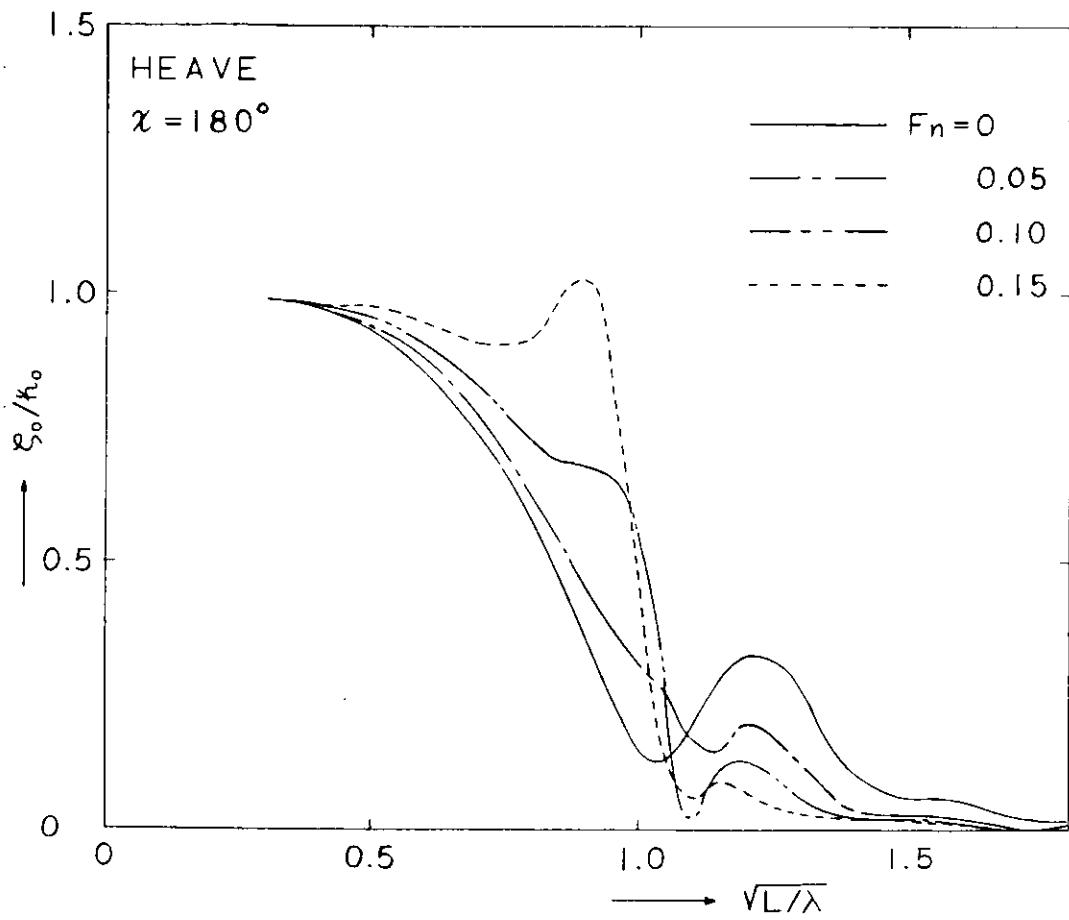


Fig. 3.3.2.5 Heaving Amplitudes in Regular Head Waves

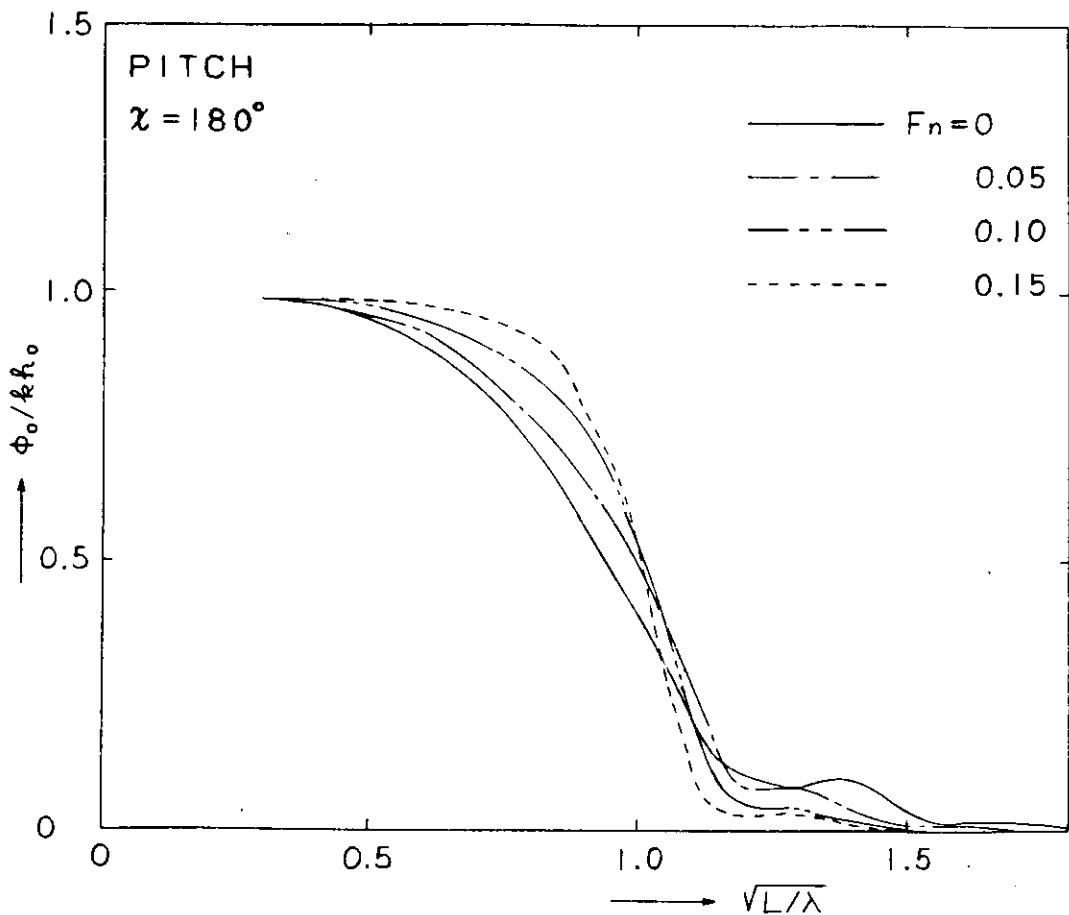


Fig. 3.3.2.6 Pitching Amplitudes in Regular Head Waves

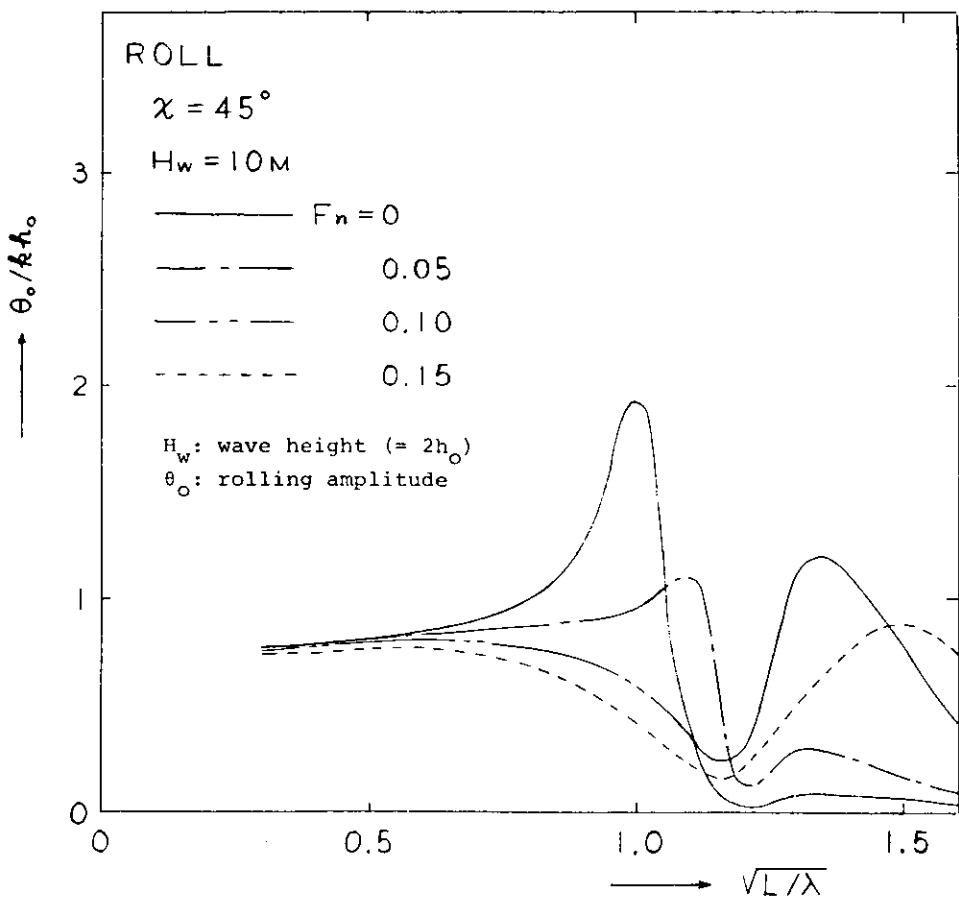


Fig. 3.3.2.7 Rolling Amplitudes in Regular Quartering Waves

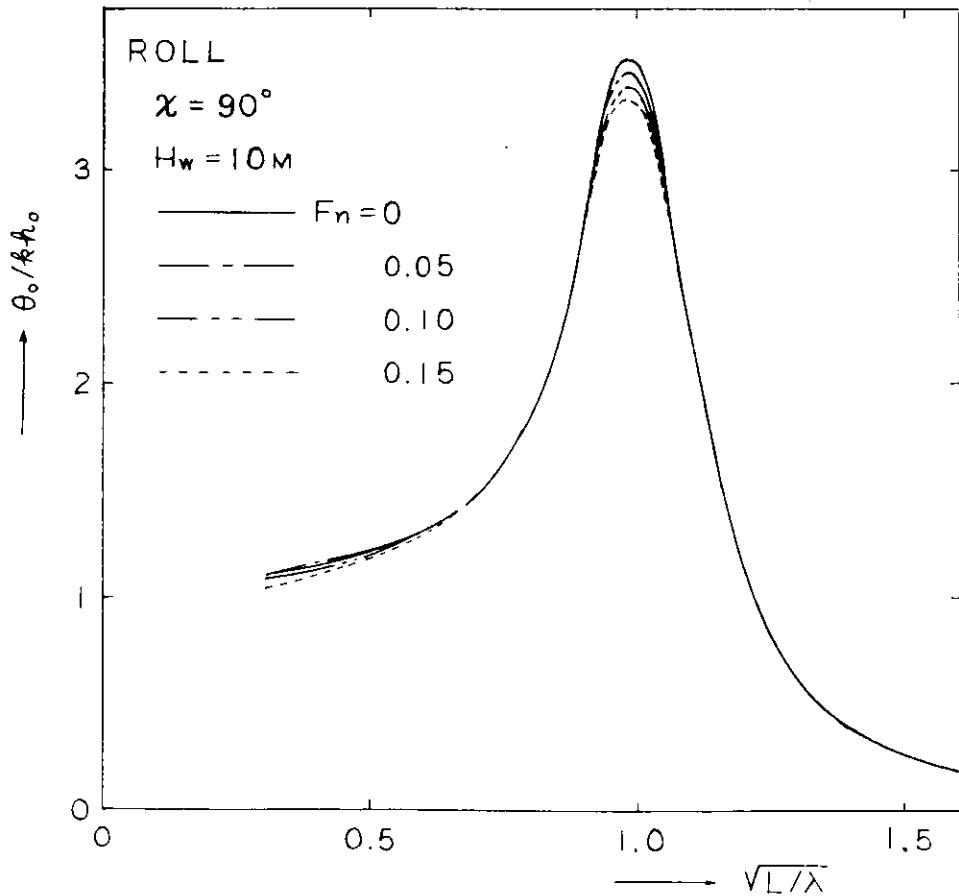


Fig. 3.3.2.8 Rolling Amplitudes in Regular Beam Waves

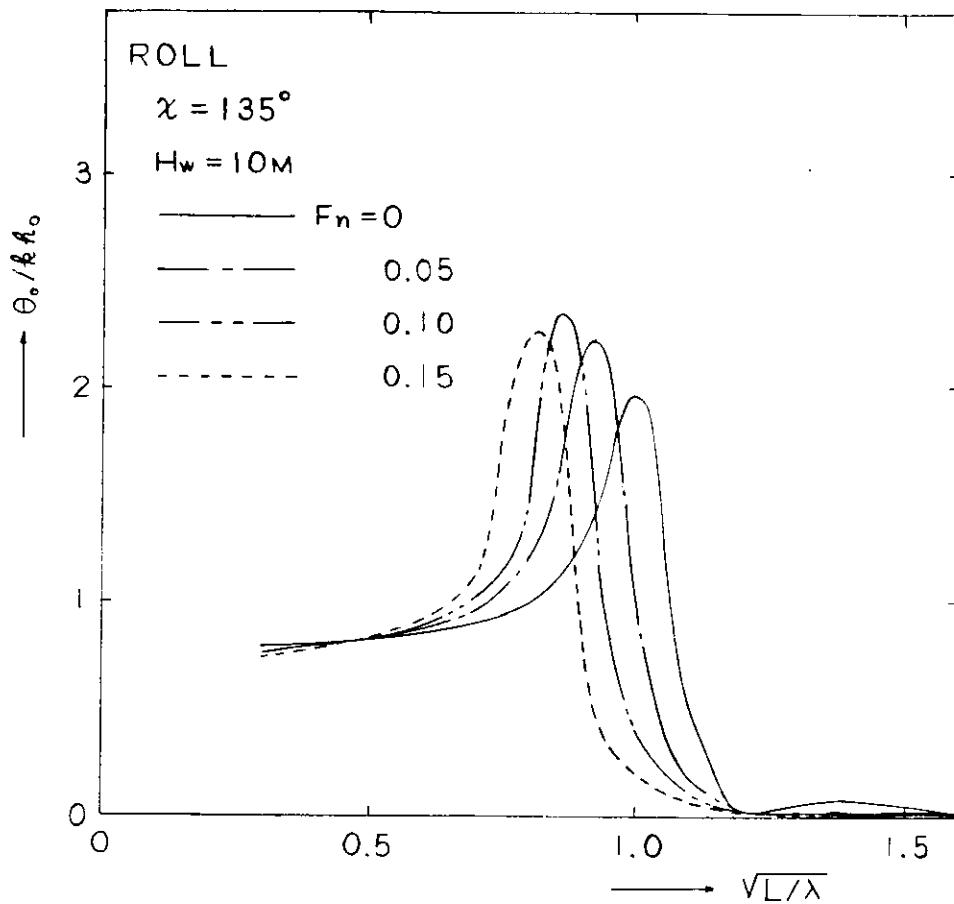


Fig. 3.3.2.9 Rolling Amplitudes in Regular Bow Waves

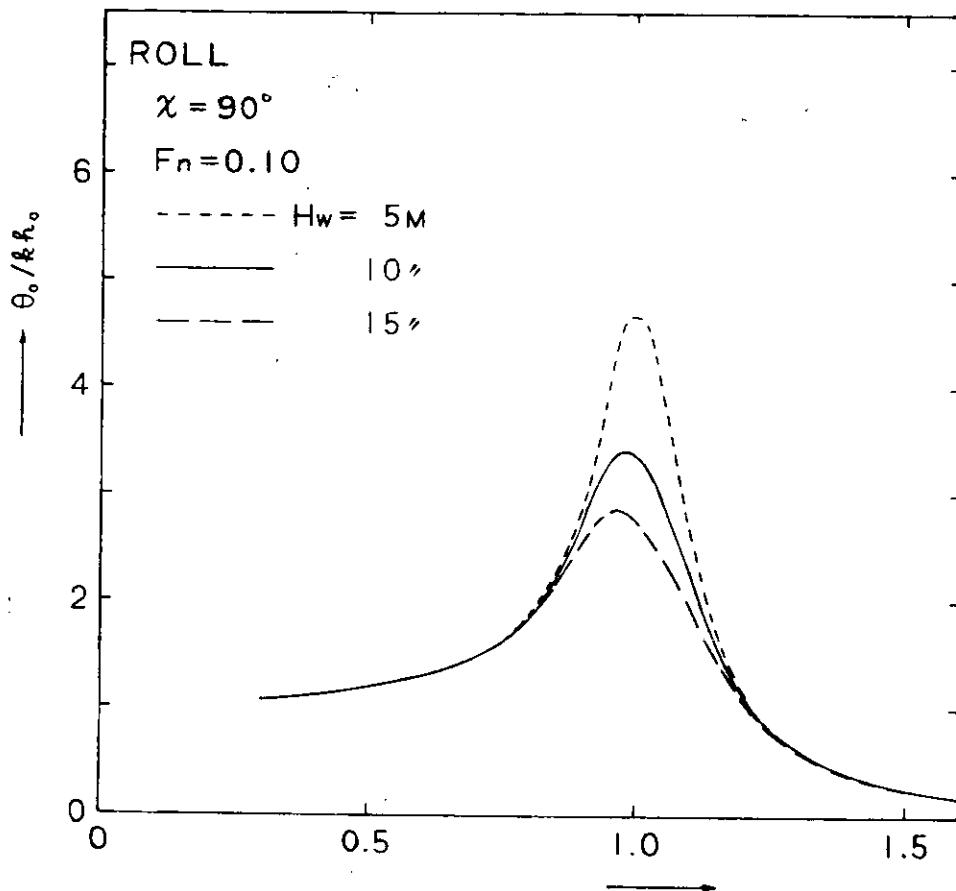


Fig. 3.3.2.10 Rolling Amplitudes in Regular Beam Waves of Different Heights

SECTION	W. SIDE	L. SIDE	HEADING	0°
S.S. $2\frac{1}{2}$	— — —	— — —	WAVE HEIGHT	10m
MIDSHIP	— — —	— — —	FROUDE NUMBER	0.10
S.S. $8\frac{1}{2}$	— - - - -	— - - - -		

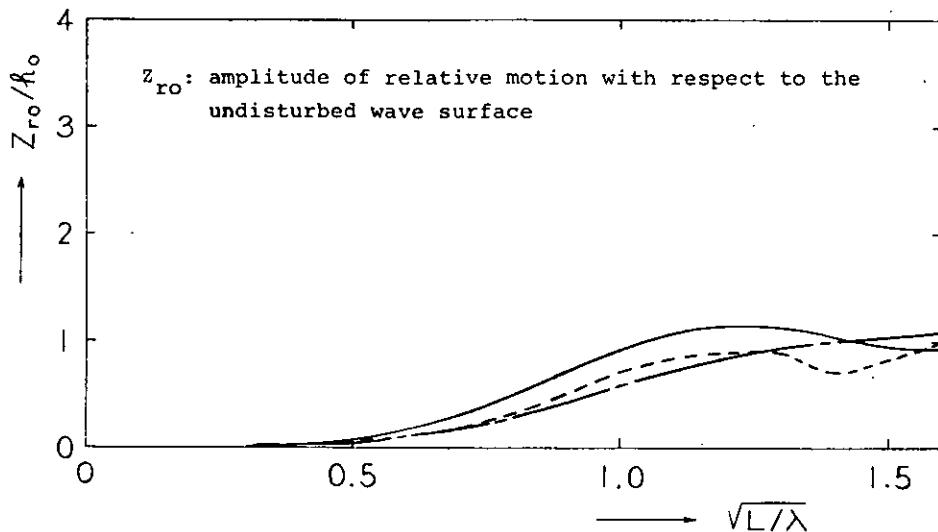


Fig. 3.3.2.11 Amplitudes of Relative Motion in Regular Following Waves

SECTION	W. SIDE	L. SIDE	HEADING	45°
S.S. $2\frac{1}{2}$	— — —	— — —	WAVE HEIGHT	10m
MIDSHIP	— — —	— — —	FROUDE NUMBER	0.10
S.S. $8\frac{1}{2}$	— - - - -	— - - - -		

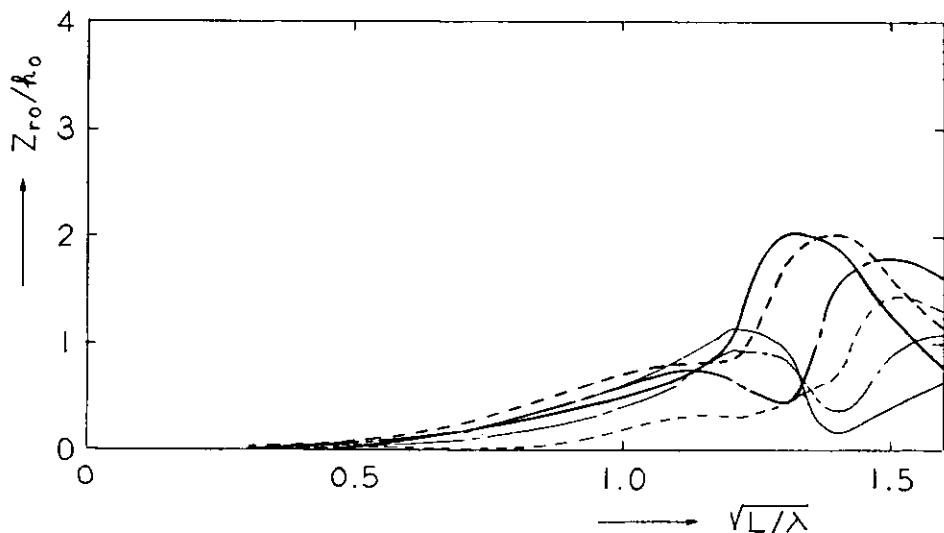


Fig. 3.3.2.12 Amplitudes of Relative Motion in Regular Quartering Waves

SECTION	W. SIDE	L. SIDE	HEADING	90°
S.S. $2\frac{1}{2}$	— — —	— — —	WAVE HEIGHT	10m
MIDSHIP	— — —	— — —	FROUDE NUMBER	0.10
S.S. $8\frac{1}{2}$	- - - - -	- - - - -		

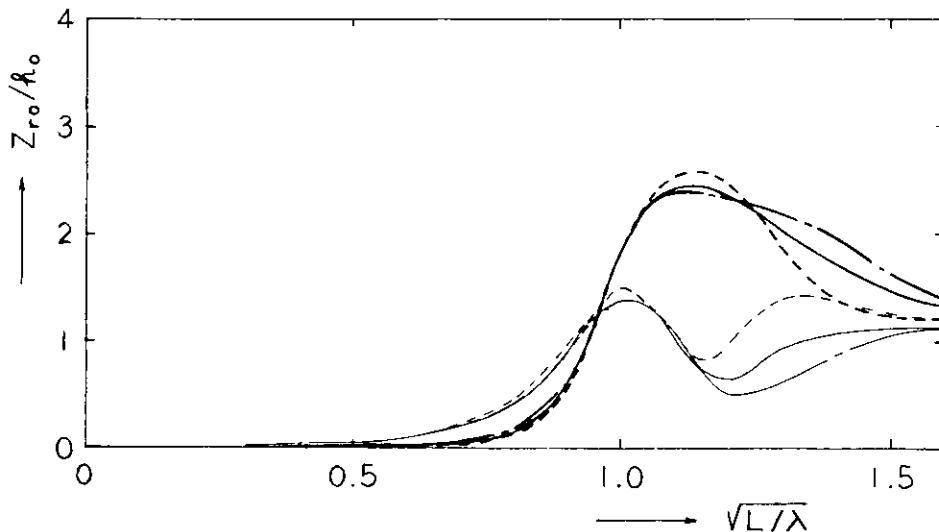


Fig. 3.3.2.13 Amplitudes of Relative Motion in Regular Beam Waves

SECTION	W. SIDE	L. SIDE	HEADING	135°
S.S. $2\frac{1}{2}$	— — —	— — —	WAVE HEIGHT	10m
MIDSHIP	— — —	— — —	FROUDE NUMBER	0.10
S.S. $8\frac{1}{2}$	- - - - -	- - - - -		

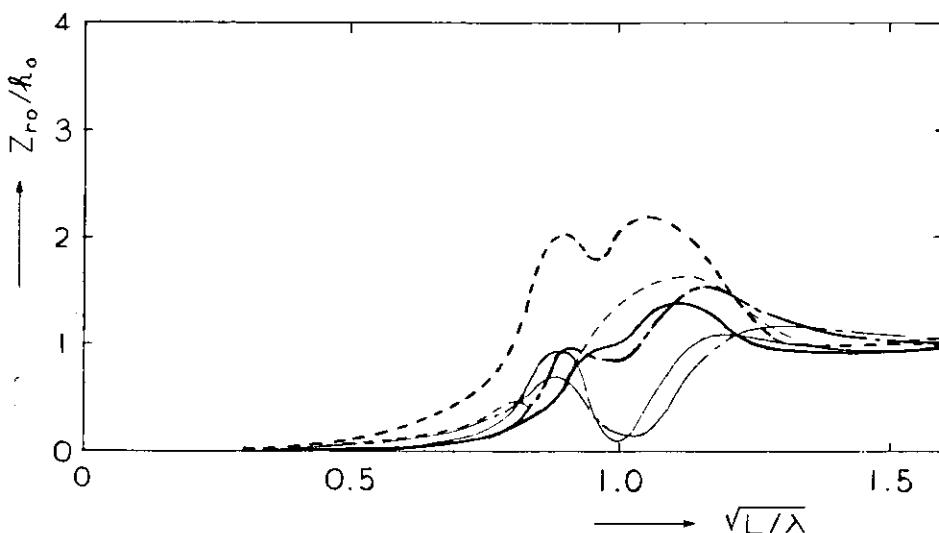


Fig. 3.3.2.14 Amplitudes of Relative Motion in Regular Bow Waves

SECTION	W. SIDE	L. SIDE	HEADING	180°
S.S. $2\frac{1}{2}$	— - —	— - —	WAVE HEIGHT	10m
MIDSHIP	— — —	— — —	FROUDE NUMBER	0.10
S.S. $8\frac{1}{2}$	- - - - -	- - - - -		

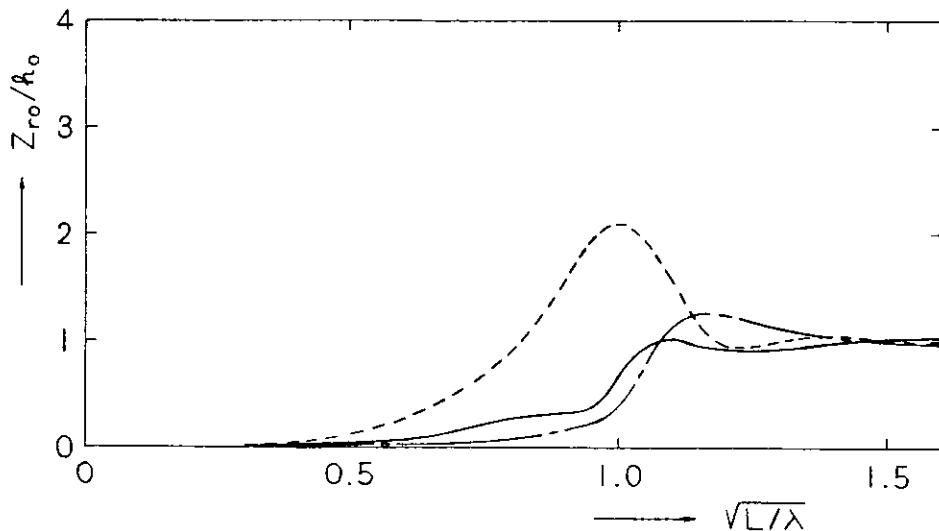


Fig. 3.3.2.15 Amplitudes of Relative Motion in Regular Head Waves

KEEL CENTRE LINE		— — —	HEADING	0°
BILGE	W. SIDE	— - —	WAVE HEIGHT	10m
	L. SIDE	— - —	FROUDE NUMBER	0.10
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -		
	L. SIDE	- - - - -		

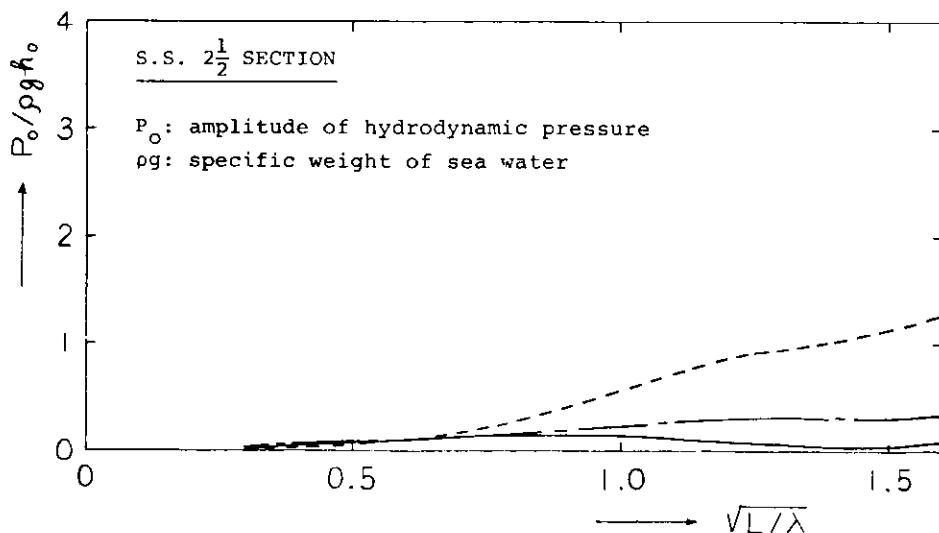


Fig. 3.3.2.16 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Following Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— - -
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -
HEADING	0°	
WAVE HEIGHT	10m	
FROUDE NUMBER	0.10	

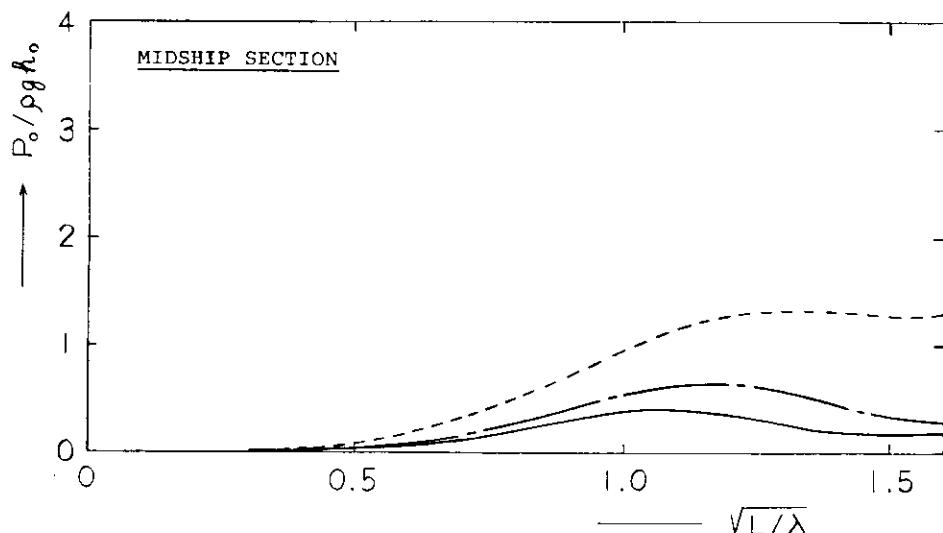


Fig. 3.3.2.17 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Following Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— - -
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -
HEADING	0°	
WAVE HEIGHT	10m	
FROUDE NUMBER	0.10	

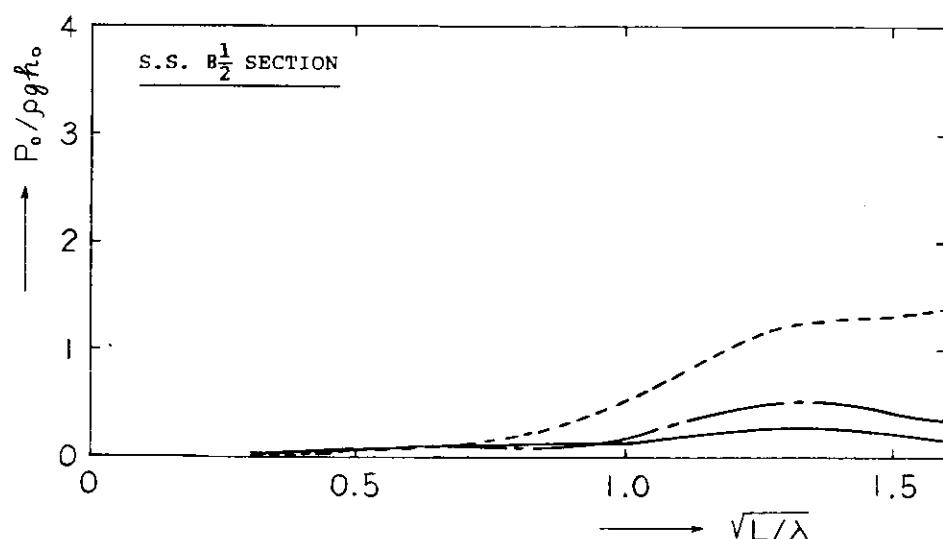


Fig. 3.3.2.18 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Following Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— - -
WATER LINE	W. SIDE	- - - -
	L. SIDE	- - - -

HEADING	45°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

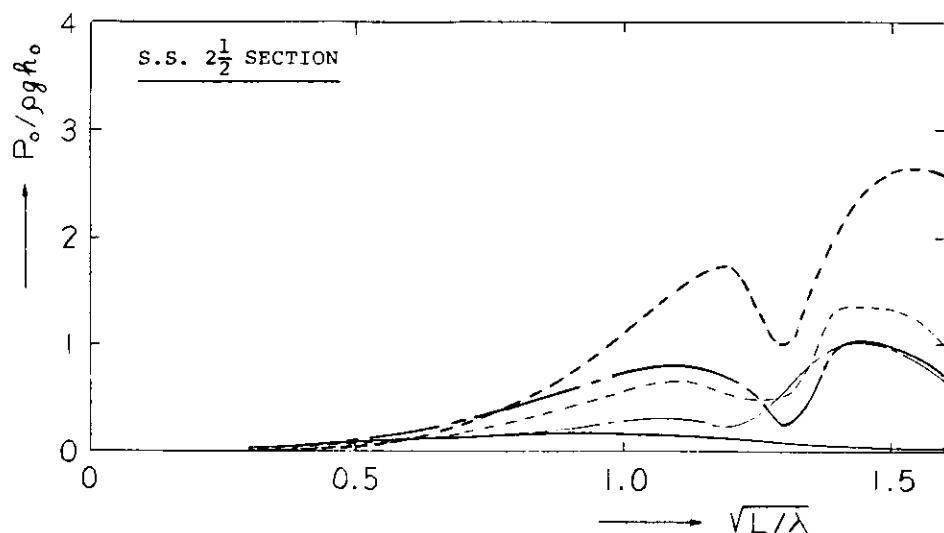


Fig. 3.3.2.19 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Quartering Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— - -
WATER LINE	W. SIDE	- - - -
	L. SIDE	- - - -

HEADING	45°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

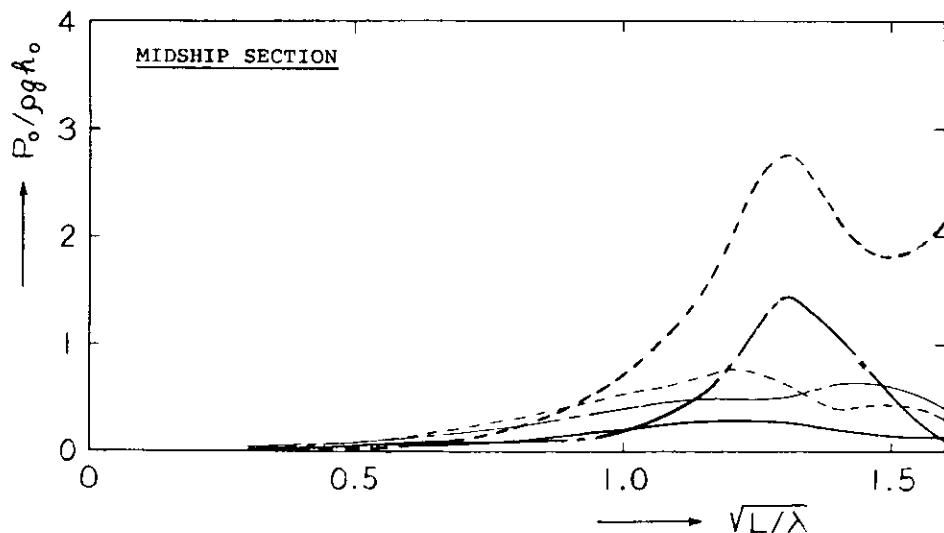


Fig. 3.3.2.20 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Quartering Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— - -
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -
HEADING		45°
WAVE HEIGHT		10m
FROUDE NUMBER		0.10

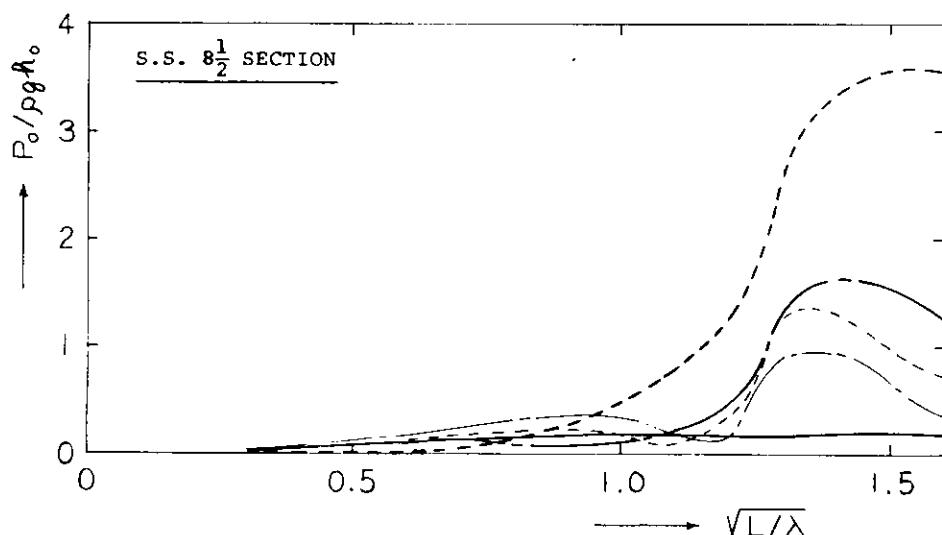


Fig. 3.3.2.21 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Quartering Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— - -
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -
HEADING		90°
WAVE HEIGHT		10m
FROUDE NUMBER		0.10

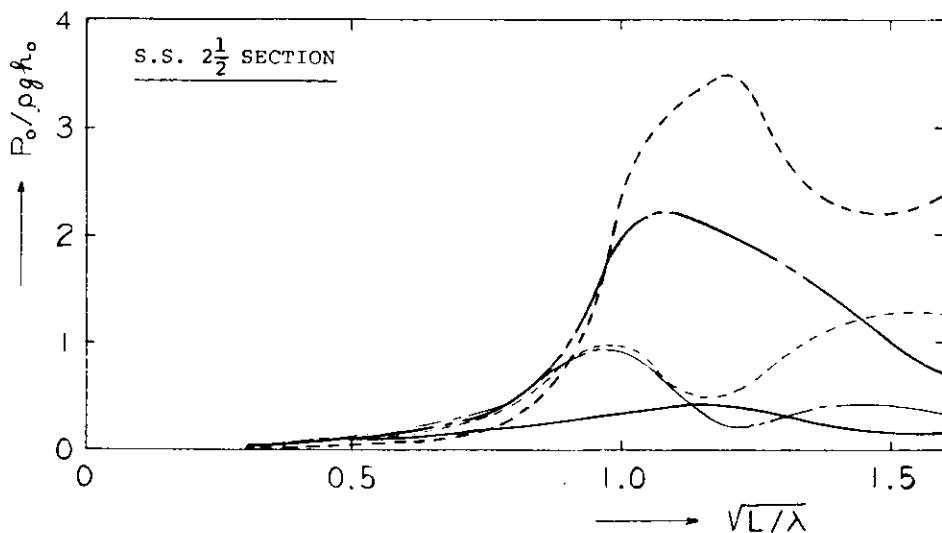


Fig. 3.3.2.22 - Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Beam Waves

KEEL CENTRE LINE		
BILGE	W. SIDE	— — —
	L. SIDE	— — —
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -
HEADING	90°	
WAVE HEIGHT	10m	
FROUDE NUMBER	0.10	

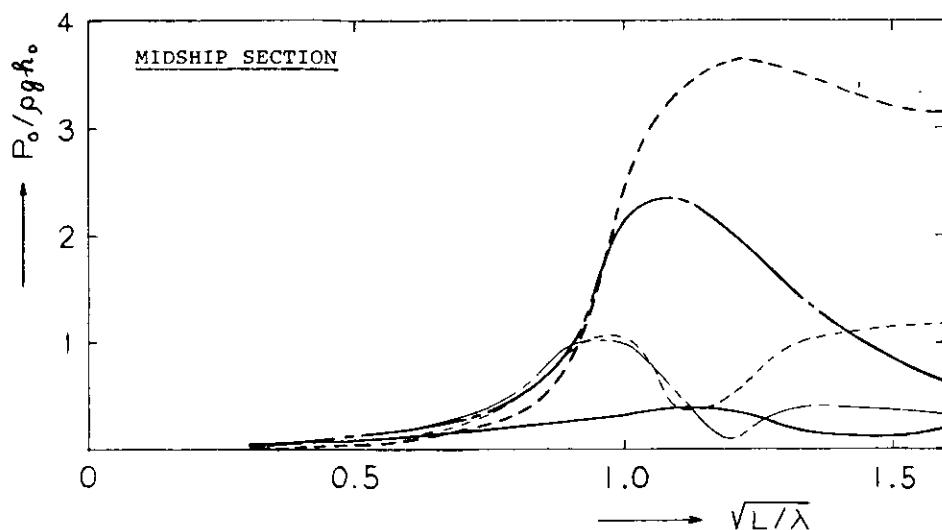


Fig. 3.3.2.23 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Beam Waves

KEEL CENTRE LINE		
BILGE	W. SIDE	— — —
	L. SIDE	— — —
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -
HEADING	90°	
WAVE HEIGHT	10m	
FROUDE NUMBER	0.10	

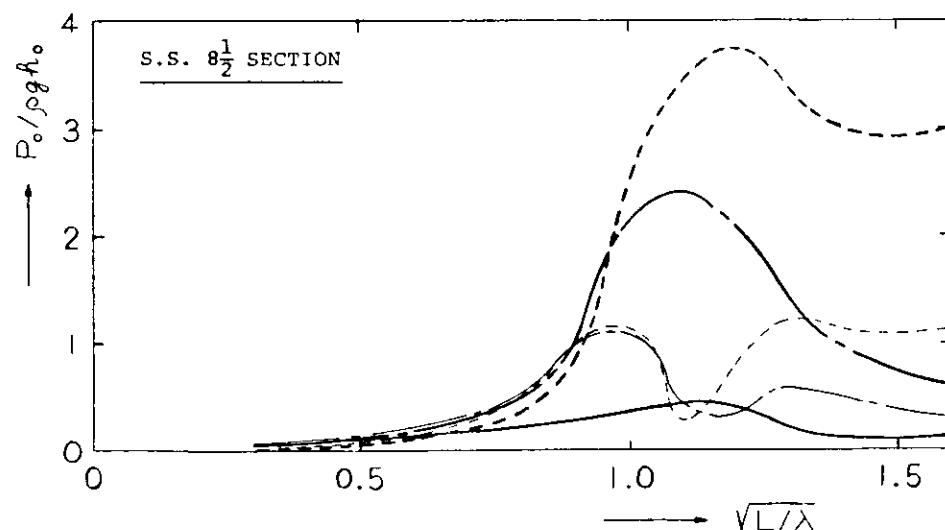


Fig. 3.3.2.24 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Beam Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— - -
WATER LINE	W. SIDE	— - - -
	L. SIDE	— - - -

HEADING	135°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

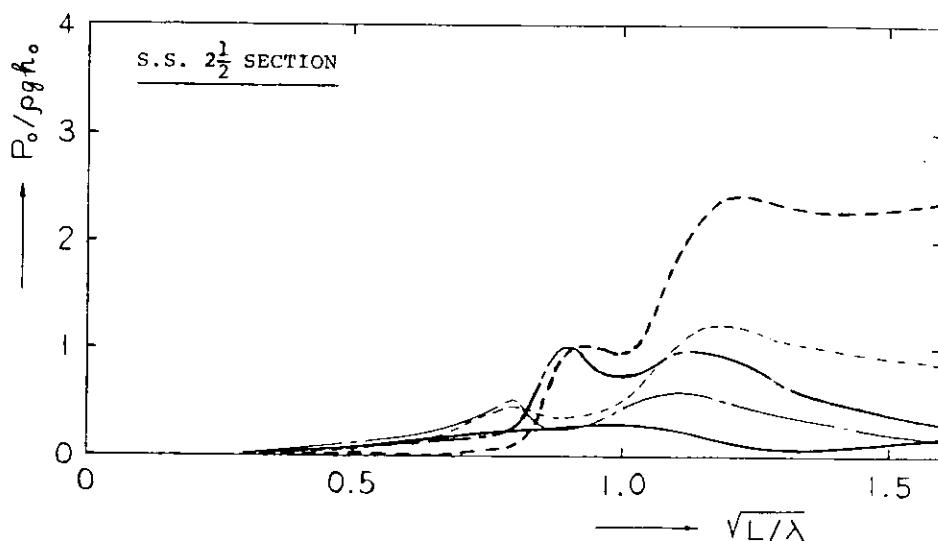


Fig. 3.3.2.25 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Bow Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— - -
WATER LINE	W. SIDE	— - - -
	L. SIDE	— - - -

HEADING	135°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

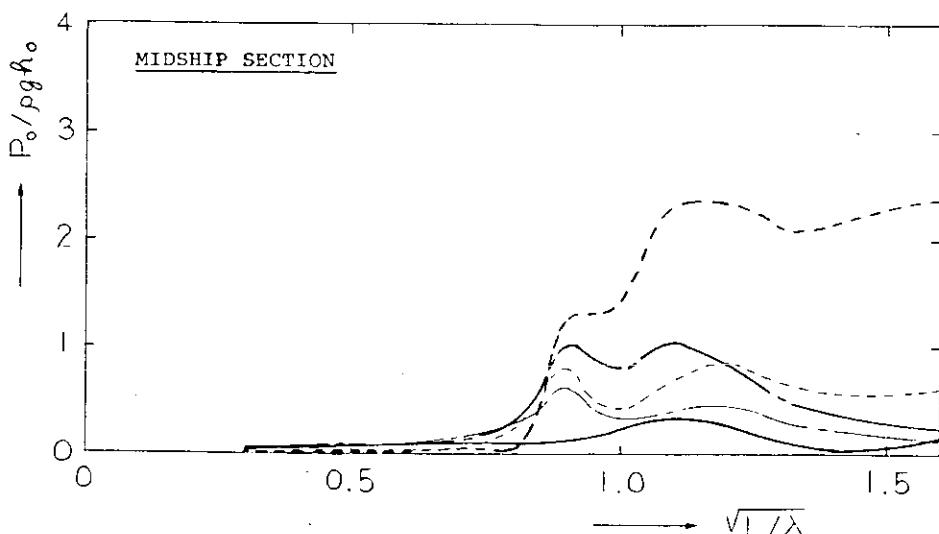


Fig. 3.3.2.26 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Bow Waves

KEEL CENTRE LINE		—
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— — —
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -

HEADING	135°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

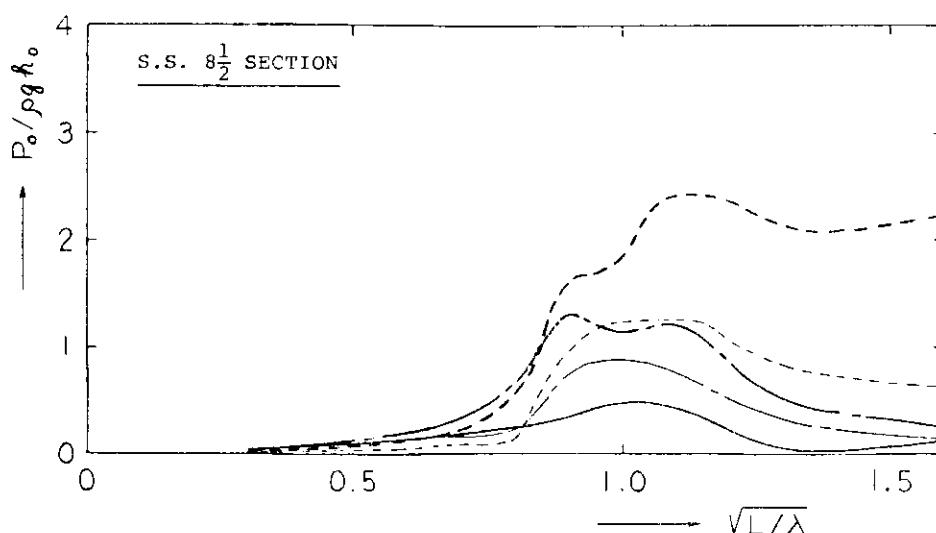


Fig. 3.3.2.27 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Bow Waves

KEEL CENTRE LINE		—
BILGE	W. SIDE	— - -
	L. SIDE	— — —
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -

HEADING	180°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NUMBER	0.10

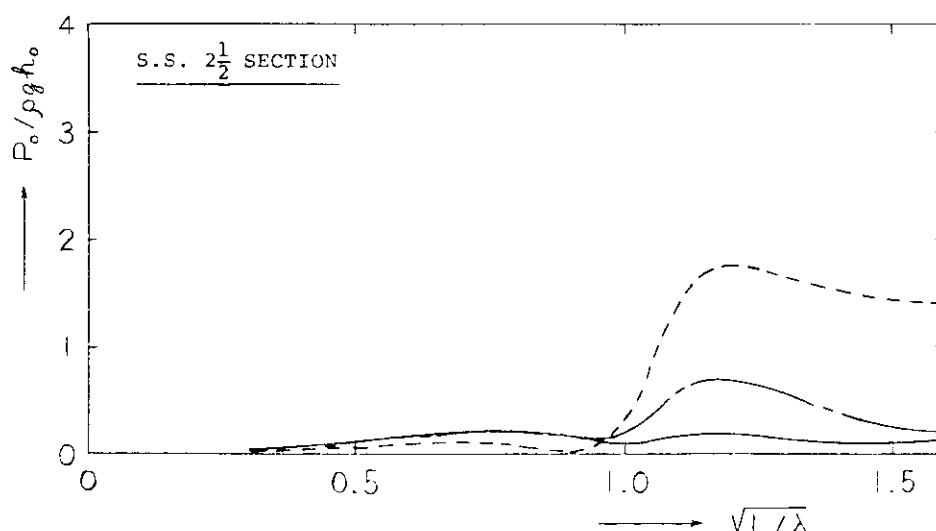


Fig. 3.3.2.28 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Head Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - - - -
	L. SIDE	— - - - -
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -
HEADING		180°
WAVE HEIGHT		10m
FROUDE NUMBER		0.10

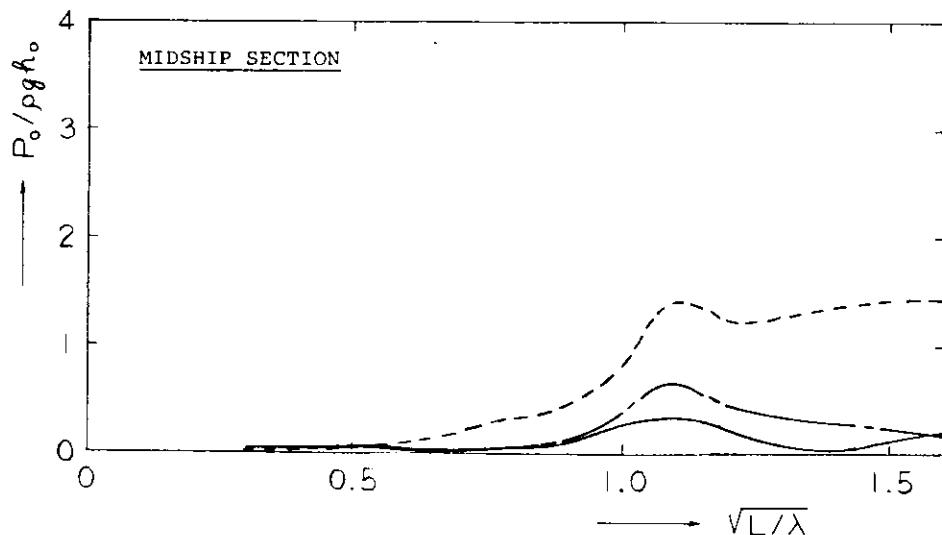


Fig. 3.3.2.29 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Head Waves

KEEL CENTRE LINE		_____
BILGE	W. SIDE	— - - - -
	L. SIDE	— - - - -
WATER LINE	W. SIDE	- - - - -
	L. SIDE	- - - - -
HEADING		180°
WAVE HEIGHT		10m
FROUDE NUMBER		0.10

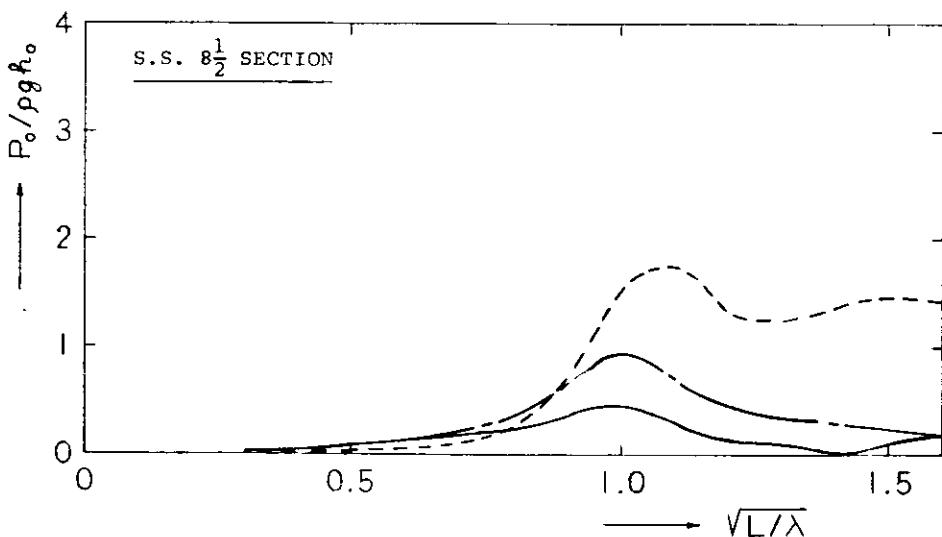


Fig. 3.3.2.30 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Head Waves

## 4 波浪衝撃圧に関する研究

### 4.1 衝撃圧力計

#### 4.1.1 まえがき

衝撃圧力計の開発にあたって基本方針として現在市販されている圧力計、または入手可能な圧力計のできるだけ多数について試験研究し最も適したものを選定することとした。衝撃圧波形は極めて短かい間に最大値に達し、いわゆる立ち上り時間が非常に短かく、周波数の高い領域を含んでいる。したがって、衝撃圧波形を忠実に計測するには、圧力計の固有振動数が高いことが必要であり、それが選定する上の重点である。

#### 4.1.2 予備実験

- (1) 目的 波浪衝撃圧波形の立ち上り時間がどの程度のものであるかを知るために行なった。
- (2) 装置 Fig. 4.1.1 に示すように、船舶技術研究所運動性能部動揺水槽の北端にあるビーチに、圧力計を取付けた波受け板をおいた、その主な寸法は Fig. 4.1.1 の中に示すとおりである。圧力計は、豊田工機株式会社製の PMS - 5 M - 196 で、1 気圧の容量を持っている。固有振動数は約 15 kHz である。圧力計は受圧膜を保護するため Fig. 4.1.2 に示すようにアクリル製のキャップをつけて、中にシリコンオイル (M 100) を封入した。増幅器は北斗理研株式会社製の PA - 101 S 型直流通増幅器で、周波数特性は、公称 2.5 kHz まで平たんである。記録器は、岩崎通信機株式会社製 MS 5103 型メモリスコープと三栄測器株式会社製 FR - 102 型ビジグラフ (ガルバノメータ G - 2000 C ) で、周波数特性はそれぞれ 10 MHz と 1.600 Hz まで平たんである。
- (3) 実験と結果 造波装置を駆動して、波高 1.25 cm、周波数 0.6 Hz の波を起して波受け板に波を当てた。Photo. 4.1.1～3 に装置と波受け板、それに波があたっている瞬間が示されている。写真でも分るように、波はビーチにより波頭がくずれた状態で波受け板にあたった。メモリスコープによる、記録の一例を Fig. 4.1.3 と Photo. 4.1.4 に、ビジグラフの記録を Fig. 4.1.4 に示してある。メモリスコープによる多数の記録から波形の立ち上り時間（最大値の 10 % の値から 90 % になるまでの時間）の平均を求めるのはほ 0.1 msec. であった。また、あらかじめ圧力計に水頭による圧力をかけて較正した値から、衝撃圧の最大値を求めるときとんど 0.05 ～ 0.07 気圧のあいだにあった。
- (4) 考察 記録にメモリスコープを使用した場合の本実験の計測系の中で最も周波数帯域のせまいのが圧力計である。シリコンオイルの圧縮性を無視すれば、圧力計だけの立ち上り時間は、約 0.020 msec. となり（附録参照）、その補正を行なっても、観測した波形の立ち上り時間は約 1 msec. である。また、実験した時の気温は 6.0 °C、水温が 0.5 °C であったので温度差が少なく、圧力計が波をうけた時の温度ショックによる影響は少ないと思われる。

#### 4.1.3 各種圧力計

現在市販あるいは入手可能な圧力計（計測容量が 1 気圧前後のものに限る）を挙げて、簡単な説明をする。

##### (1) TOYOTA・PMS 型圧力計

豊田工機株式会社が開発したもので、うすい金属の受圧面に半導体ストレインゲージを貼ったもので、棒型となっている。本圧力計は試験水槽で多く用いられており、4.1.2 項の予備実験にも本圧力計の容量が 1 気圧のものを用いた。感度が高いと言う利点があるが温度依存性強という欠点がある。

##### (2) TOYOTA・PCS 型圧力計

上記 PMS 型圧力計をコイン状にしたもので性能はほとんど PMS と変わりがないが、固有振動数が PMS より小さく<sup>1)</sup> いようである。

### (3) P S - 2 K B 型圧力計

株式会社共和電業製で通常のストレインゲージを受圧膜に貼っている。小型でコイン状にできていて取り付けやすいが出力が小さい欠点を持っている。

### (4) P M L - 5 0 0 G

膜に半導体を蒸着してゲージを形成したものを受け圧面にしていると思われる。医学用に株式会社共和電業が開発したもので、寸法が非常に小さい特徴をもっている。

### (5) T H P - 3 型圧力計

ノウハウ問題があるので、原理の詳細は公表されていないが、薄い半導体の片に I C ( 集積回路 ) を製作するときの技法でゲージを形成して受圧膜としているものと思われる。4 ゲージ法を採用しているので感度も高く温度特性も大体満足できる。本圧力計は豊田中央研究所で開発された。

### (6) Bell & Howell 4 - 3 6 6

Bell & Howell 社が製造したもので、受圧膜と非接着型ストレインゲージを組み合せた構造を持っている。性能の安定性はよいようであるが構造上からくる欠点としては機械的ショックに弱く、感度特性も変化しやすい。

### (7) M P S 型圧力計

松下電器産業株式会社電機技術研究所の開発したもので、感圧半導体をダイヤフラムに直結したセラミック製の針が押す構造となっている。構造上からくる欠点として、機械的ショックに弱く、感度特性も変化しやすい。

### (8) その他圧力計

その他の圧力計として導電性ゴム ( 加硫するときに炭素を加えたもの ) を応用したもの、あるいは磁歪効果を応用したものがあるようであるが入手が困難である。

以上列挙した圧力計の主要な特性を表にすると Table 4. 1. 1 のようになる。

#### 4. 1. 4 特性試験

予備実験より波浪による衝撃圧の立上がりが 0.1 msec. 程度であることがわかった。したがって衝撃圧力計として要求される固有振動数は、およそ 4 KHz 以上である。( 附録参照 ) . Table 4. 1. 1 にあげた圧力計のうちの固有振動数の高い下記のものについて、いくつかの特性試験を行なった。

供試圧力計、(1) KYOWA PML - 500 G 、(2) THP - 3 、(3) Bell & Howell 4 - 3 6 6 、試験項目、(a)直線性、圧力計に水頭による圧力を加えて較正をした。較正装置の寸法に制限があったため最大 0.1 級まで較正を行なった。(b) 零移動、圧力計を計測状態にして約 30 分間放置して初期の零移動を測定した。(c) 温度ショック、約 15 °C と 18 °C の温水を用意して圧力計の受圧面を交互に浸してその出力変化を求めた。(d) 加振試験、船舶技術研究所海洋開発工学部の電動式振動試験機により正弦波 30 Hz の加振試験を行なった。特性試験の結果を Table 4. 1. 2 に示す。

考察 Bell & Howell 4 - 3 6 6 圧力計は、温度依存性については非常にすぐれているが、加速度に比較的敏感である。したがって、衝撃圧力計としては、波浪による機械的ショックによる誤差が入りやすいので不適当であろう。P M L - 5 0 0 G と T H P - 3 については、多少温度特性が劣るところがあるが、波浪衝撃現象が短時間であることを考えると使用しても差支えないであろう。

#### 4. 1. 5 衝撃水圧試験装置による T H P - 3 型圧力計の試験<sup>2)</sup>

T H P - 3 型圧力計を船舶技術研究所に新らしく設置された衝撃水圧試験装置により実用試験した。同装置の詳細は参考文献 2 ) にゆずるが概要は、船型の 2 次元モデルを強制あるいは自然落下させて水面に衝突させる装置である。計測装置は T H P - 3 型圧力計、PA 101 S 直流増幅器、メモリスコープ ( S S 5 1 0 3 B ) を使用した。

実験結果を Fig. 4. 1. 5 ~ 7 に示す。これらの図をみればわかるとおり、衝撃波形の立上がりを忠実にとらえており、最大値もくわしくは今後の解析をまたないとわからないが、かなり忠実に計測されていると思われる。

以上の各種試験結果より船舶技術研究所では、今後 T H P - 3 型圧力計を衝撃圧力計として採用して行くつもりである。

Table. 4. 1. 1 各種圧力計

名 称	形 式	容 量 [Kg/cm <sup>2</sup> ]	感 度 [mV/v.f.s.]	固有振動数 [kHz]	インピーダンス [kΩ]	寸 法 [mm]
PMS-5 (TOYOTA)	半導体 ストレインゲージ	0.5	120/9	1.2	1	5φ×40
PCS-10 (TOYOTA)	同 上	0.2	85/9	4	1	10φ×3
PS-2KB (KYOWA)	ストレインゲージ	2.0	3.0/3	2.0	0.12	6φ×0.6
PML-500G (KYOWA)	蒸着半導体	0.5	7.5/3	—	0.3~1.0	2.8φ×13
THP-3 (TOYOTA・C)	拡散型半導体	0.3	4.5/5	1.0	2	16φ×80
Bell & Howell 4-366	非接着型 ストレインゲージ	0.7	4.0/10	1.0	0.36	24.1φ×813
MPS-433 (MATSUSHITA)	感圧ダイオード	0.2	300μA/5V	—	2	5φ×3.2

Table. 4. 1. 2 特性試験結果

名 称	容 量 [Kg/cm <sup>2</sup> ]	固有振動数 [kHz]	直 線 性	零 移 動 [Kg/cm <sup>2</sup> ]	温度ショックに よる出力変化 [Kg/cm <sup>2</sup> ]	加振試験による 出 力 变 化 [Kg/cm <sup>2</sup> ]
PML-500G	0.5	—	良	12×10 <sup>-4</sup>	8×10 <sup>-4</sup>	殆んどなし
Bell & Howell 4-366	0.7	1.0	良	殆んどなし	0.6×10 <sup>-4</sup>	0.9×10 <sup>-4</sup>
THP-3	0.3	1.0	良	14×10 <sup>-4</sup>	8×10 <sup>-4</sup>	殆んどなし

## 附 錄

パルスの立ち上り時間と折点周波数の関係

パルスの立ち上り時間を、振巾が 10% から 90% になるまでの時間で定義する。

計測系を過渡応答に対して一次系とすると

$$U = A \left( 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right)$$

ただし、U；振巾、A；常数、t；時間、T；系の時定数。振巾が 10%、90% になる時刻をそれぞれ t<sub>1</sub>、t<sub>2</sub> とすると、  

$$\left. \begin{aligned} A \left( 1 - e^{-\frac{t_1}{T}} \right) &= 0.1 A \\ A \left( 1 - e^{-\frac{t_2}{T}} \right) &= 0.9 A \end{aligned} \right\} \text{から } \left\{ \begin{aligned} \frac{t_1}{T} &= 0.1054 \\ \frac{t_2}{T} &= 0.2306 \end{aligned} \right.$$

したがって、 $\frac{t_2 - t_1}{T} = \frac{t_r}{T} = 2.2006$  ここで  $t_r$  は立上り時間である。一方、折点周波数を  $f_0$  とおくと、  
 $2\pi f_0 T = 1$  の関係があるから、 $T = \frac{1}{2\pi f_0}$   
 したがって、 $t_r = \frac{2.2006}{2\pi f_0} = 0.35 f_0$   
 $f_0 \cdot t_r = 0.35$  [ $f_0$  : Hz  $t_r$  : sec.] の関係が成立する。

## 参考文献

- 1) 高橋 肇他、水压変動計測用水圧計の特性について、第16回船舶技術研究所研究発表会講演概要、1970.11
- 2) 菅井和夫他、衝撃水圧試験装置の概要と一実験、第20回船舶技術研究所研究発表会講演概要、1972.11

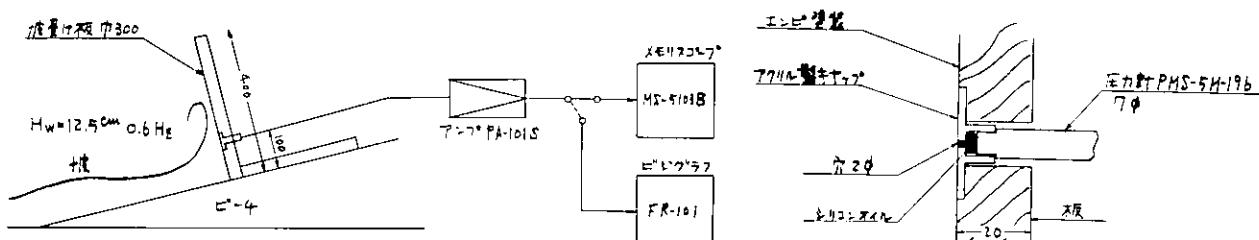


Fig. 4.1.1 実験装置の概略

Fig. 4.1.2 圧力計取付図

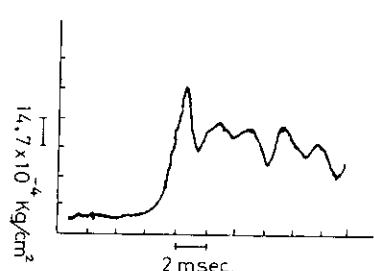


Fig. 4.1.3 メモリスコープの記録の一例

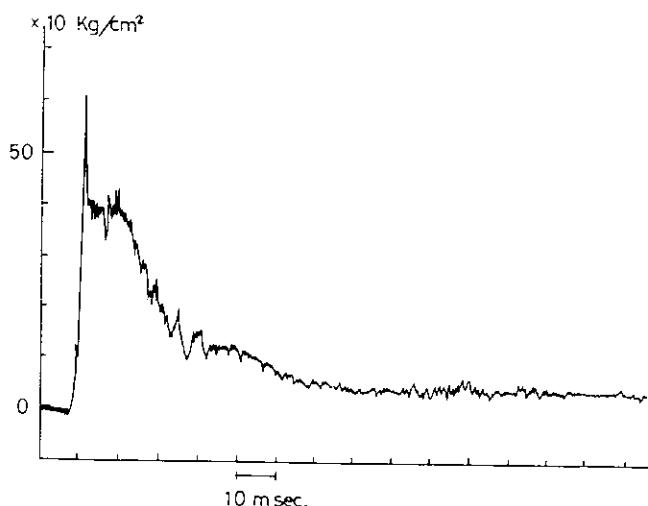


Fig. 4.1.4 ピジグラフによる記録の一例

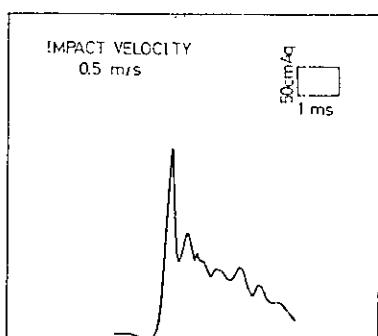


Fig. 4.1.5 衝撃水圧波形( $0.5 \text{ m/s}$ )

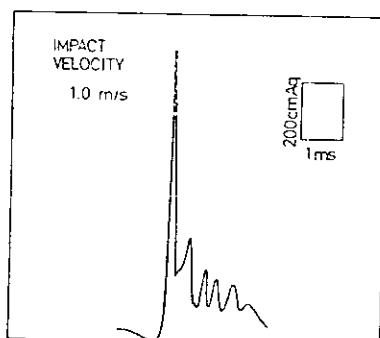


Fig. 4.1.6 衝撃水圧波形( $1.0 \text{ m/s}$ )

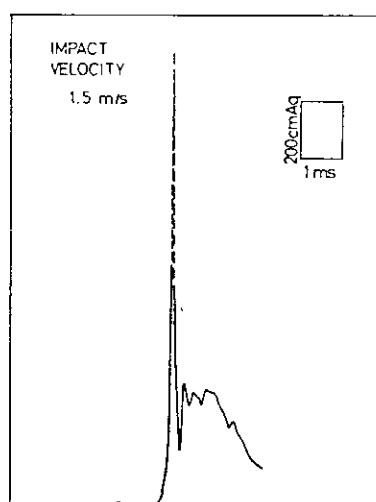


Fig. 4.1.7 衝撃水圧波形( $1.5 \text{ m/s}$ )

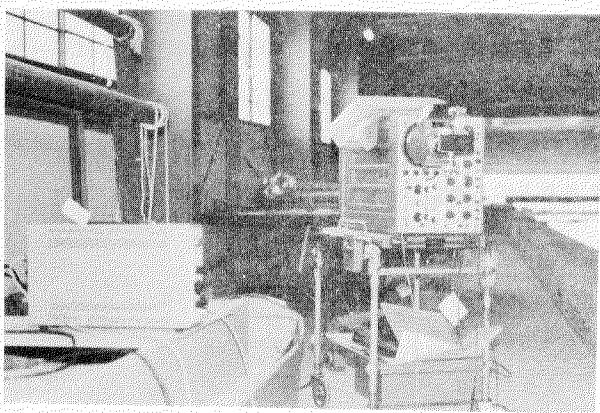


Photo. 4.1.1

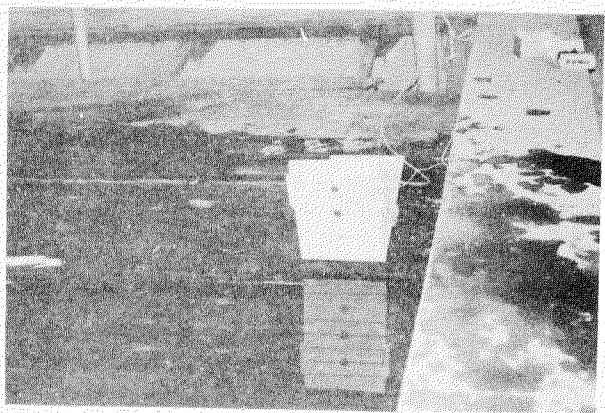


Photo. 4.1.2

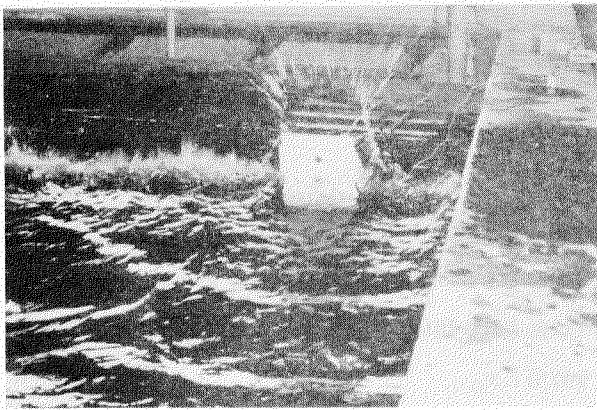


Photo. 4.1.3

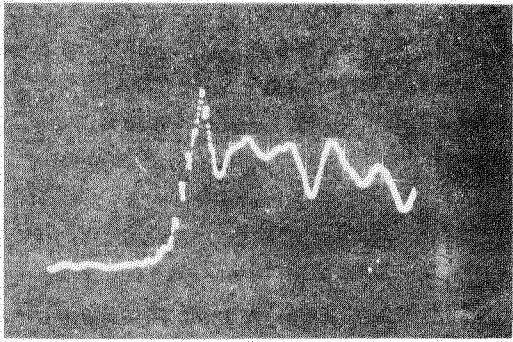


Photo. 4.1.4

## 4.2 模型船による波浪衝撃圧の計測

### 4.2.1 目的および方法

笠木山丸の模型船により、衝撃圧の生じる範囲や条件を求める目的とする。

最初、自航模型に種々の組合せの規則波や重複波、不規則波等を当てて圧力を計測することを計画したが、船速や波高、波長、出会い角等の組合せが何う大な数になるので、今までの予備的な実験で、規則波中の自航試験では、衝撃圧が非常に起り難いことが経験されたので、まず拘束模型および強制動搖模型によって計測して衝撃の起こる条件を求め、次にそのような条件の起こるような波や船速の組合せで自航試験を行うことにした。本年度はこのうち拘束模型と強制動搖模型による実験を実施した。その方法は次に述べる通りである。

まず拘束模型を種々の波高、波長、出会い角の規則波中で船速を変えながら航走させ、圧力分布を計測した。そして衝撃圧を生じたら、そのピーク値の平均値を記録した。

なお衝撃圧が発生したかどうかはFig. 4.2.1のような分類により行なった。すなわち、a、b、cのことく、圧力が極めて短時間に上昇し、鋭いピークを作っているものを完全衝撃圧と考え、d～jのことく立ち上がりが急激でないものや、ピークの鋭くないもの、あるいはピークの後にくる変動圧的部分がピークの値よりも高い値を示すものは採用しなかつた。ただし後者の採用しなかったものについても、理論計算に対応するいわゆる変動圧に比して大なる値をもつものは疑似衝撃圧として一応別の扱いをした。

この実験により、まず規則波中でも衝撃を生じるかどうか、また生じるとしたら船速や波高波長比あるいは波長、波向等とのような関連があるかを求める。

つぎに模型船の船首部を強制動搖装置で上下させて強制ピッチングを与え、ピッチングが衝撃圧におよぼす影響、特

に波とピッキングの位相や、ピッキングの振幅がどのように影響するかを求めた。

最後に模型を傾斜させて強制ピッキングを与えて曳航し、横傾斜の影響を求めた。この実験は本来ならばローリングとピッキングを同時に与えて実験を行なうべきものであるが、そうするとローリングとピッキングの位相や振幅の組合せで実験状態が増えるのと、ローリングの影響は主として、横傾斜により船体表面と波面のなす角が変化することにあると考えたので、ローリングをさせる代りに横傾斜を与えることにした。

#### 4.2.2 模型船

模型船は鉛石運搬船並木丸 3.0 m 木製模型船を用いた。Table. 4.2.1 に模型船の主要目を示す。

Table. 4.2.1 使用した模型船の主要目

垂線間長	L <sub>pp</sub>	3.0000 m
船幅	B	0.4931 m
吃水	d	0.1943 m
排水量	w	235.88 kg
方形係数	C <sub>b</sub>	0.8207
kg (※前方)		0.0887 m

#### 4.2.3 水圧計配置ならびに使用水圧計

衝撃圧力の検出には二種類の水圧計を使用した。受感部が水中に直接露出する共和電業 PML-500GC (定格最大圧力 0.5 MPa) と、シリコン油 (粘度 100) を介して水圧を受けるトヨタ PMS-5B-0.5H (定格最大圧力 0.5 MPa) の二種類である。使用したアンプは、共和 PML に対しては動歪計を用い、トヨタ PMS に対しては専用のトヨタ THA-3 のアンプを使用した。記録にはすべてビシグラフを使用した。

水圧計の取付位置は Fig. 4.2.2 に示すような位置で、共和の場合は 18 本、トヨタの場合には 12 本の水圧計を埋込んだ。図に記入してある番号は、後の計測結果の表の中の番号と対応するものである。

#### 4.2.4 拘束模型による計測

##### (1) 実験状態

実験は、波長船長比  $\lambda/L = 1, \frac{2}{3}, \frac{1}{3}$  の 3 種類、波高波長比  $H/\lambda = \frac{1}{30}, \frac{1}{20}, \frac{1}{5}$  の 3 種類、出会い角  $x = 180^\circ$  (向波)、 $150^\circ, 135^\circ$  の 3 種類、船速は模型船の船速で  $v = 0.1 \text{ m/sec} \sim 0.9 \text{ m/sec}$  まで  $0.1 \text{ m/sec}$  きざみで 9 種類 (フルード数  $F_n = 0.0178 \sim 0.1655$ )、以上の組合せ 243 ケースについて行なった。

実験場所は東京大学船舶航海性能試験水槽において行った。実験は追跡電車に模型船を拘束し、一定の波の状態の中で、曳航速度が定常状態に入つて所定の記録を探つた後に、曳航速度を次の状態に切り換えるという方法で、1 回の曳航で 3 ~ 5 状態分の記録を探つた。

水圧計は共和製のものだけによる実験と、それに対応してトヨタ製だけによる実験とを行なつて、二種類の水圧計による比較試験も行なつた。

##### (2) 計測結果

拘束模型による計測結果を各船速ごとにまとめて Table. 4.2.2 ~ 4.2.10 に示す。それぞれの表にある 1 ~ 6 までの番号は Fig. 4.2.2 の水圧計取付位置の番号に対応するものである。また記入されている数値は、模型船において発生した衝撃圧を水頭 (mm) に換算したものであり、上段は共和製による記録で下段はトヨタ製の水圧計によるものである。また、 $\frac{2}{3}$  等の表示は衝撃圧の発生頻度を示し、7 回中 2 回等の意である。

#### 4.2.5 強制動搖模型による計測

##### (1) 強制動搖装置

強制的にピッキングを与えるために、模型船の重心にピッキングだけを許し他の運動を拘束するような Pivoting Point をもうけ、船首部を油圧加速装置で強制的に上下させた。概略図を Fig. 4.2.3 に示す。また、横傾斜を与

えるためにPivoting Point取付台を傾むけ、また船首部の油圧シリンダーとの取付部にはスライドペアリングを用いた。さらに衝撃圧発生時の船体と波面との位相を調べるために、船首前方1波長のところに曳航電車に取付けた波高計をもうけた。また、船体と波面との相対関係を観察するためにビデオテープレコーダーを用いた。強制ピッチングの周波数は、油圧加速装置の外部信号入力端子に周波数発生器を接続して制御した。

### (2) 実験状態

拘束模型による実験結果から判断して、衝撃圧発生の限界の条件を選んだ。波の状態は $\lambda/L = 2/3$ 、 $H/\lambda = 1/30$ 、 $1/20$ を選んだ。出会い角 $\alpha = 15.0^\circ$ 、船速は $0.6 \text{ m/sec}$  ( $F_n = 0.1102$ )、強制ピッチング角 $\psi = 0^\circ$ 、 $0.5^\circ$ 、 $1.0^\circ$ 、 $1.5^\circ$ 、 $2.0^\circ$ 、横傾斜 $\theta = 0^\circ$ 、 $10^\circ$ である。以上20ケースについて実験を行なった。

また、強制ピッチングの周波数は、出会い周波数 $1.143 \text{ Hz}$  とずらして $0.9797 \text{ Hz}$ とした。これは、船首F.P.に対する波面の相対位置の位相が1波長を12分割した点で波浪圧力を計測できるように選んだ。

### (3) 計測結果

強制ピッチングによる計測結果ならびに横傾斜を与えた模型による計測結果をTable. 4.2.1.1~1.2に示す。ところで、衝撃圧発生時の、波面と船首F.P.の相対位置の位相、ならびに模型船の運動（姿勢）の位相の定義は次の通りである。波に関しては、山から次の山までを $0^\circ$ ~ $360^\circ$ とし、模型船の運動に関しては、最大ピッチ角で船首を突込んだ状態から次の同様の姿勢までを $0^\circ$ ~ $360^\circ$ とした。概念図をFig. 4.2.4に示す。

## 4.2.6 計測結果に対する考察

### (1) 衝撃のおこる範囲

模型を拘束した場合、実験した速力や波の範囲内で、船体のどの部位かに衝撃を生じた場合に丸印をつけたものがTable. 4.2.1.3である。これをみると、一般に波長が短かく、波高波長比が大きく、船速が高いほど衝撃が起りやすいようである。また拘束模型では正面波はもちろん、斜め波でも衝撃のおこるのはほとんど船首部に限られ、波高波長比 $H/\lambda = 1/5$ のとき、わずかに9%、9%の部位に弱い衝撃を生じただけであった。

強制ピッチングをさせた場合、衝撃圧を生ずる範囲はほとんど変わらず、船首部のみに局限された。船体に横傾斜を与えて強制ピッチングをさせた場合も、やはり衝撃圧を生ずる範囲はほとんど船首部のみに局限された。

### (2) 水圧計の比較試験

Table. 4.2.1.3において、白丸印は共和製水圧計だけに衝撃圧を生じた場合、半黒丸印はトヨタ製水圧計だけの場合、黒丸印は両者共に衝撃圧を感じた場合を意味する。これを見ると半黒丸印に比べて白丸印が6倍も多くある。このことから、受感部が水中に直接露出する共和製水圧計の方が衝撃圧計測には適しているように見える。ただし、ピシグラフの紙送り速度が共和の場合遅かつたため、両者で衝撃圧の認定に相違のあったことは考慮しなければならない。また黒丸印にあっては両者の計測値はTable. 4.2.2~1.0よりしれる通りだいたい一致しているといえるが、トヨタ製水圧計の方がいく分大きめであった。

### (3) 船速の影響

船速が大きくなると衝撃圧の発生頻度が増え、衝撃値も大きくなる。Fig. 4.2.5~7はそれぞれ出会い角 $18.0^\circ$ 、 $15.0^\circ$ 、 $13.5^\circ$ の場合の衝撃圧を船速ベースにプロットしたものであるが、これからみて、船速の影響は非常に顕著である。船速が零であっても、波高比がある程度以上（約 $1/20$ ）あると衝撃圧が弱いながら発生するが、これを基準にとれば、船速の増加による衝撃圧の増加はほぼ船速のべき乗に比例するといえそうである。

### (4) 波長の影響

波高一定ならば、もちろん波長の短い方が波高比が大きくなり衝撃が発生しやすい。波高波長比を一定に保った場合、波長の影響はやはり多少あって、波長の長い方が発生頻度が減少する。しかしながら、衝撃圧の値はFig. 4.2.8に示すように波長によって特に顕著な違いが無いように見られる。波面の相対上下動の速度は、波高波長比を一定に保った場合、波長の平方根に比例するから、衝撃値が波長によってそれほど変わらないということは、衝撃値は水面の

相対上下動の速度にはあまり関係しない」ということができる。なお、ある波長のとき diffraction による波と、incident wave とが干渉して衝撃を生ずるような崩れ波を生ずるかどうかは、今後もっと詳しい実験を待たなければならぬ。

#### (5) 波高波長比(波傾斜)の影響

波高波長比の影響は極めて顕著で、 $1/5$ の波の場合、殆んどどの船速でも衝撃圧が発生する。

$F_n = 0.1\ 6\ 5\ 5$  の場合、衝撃圧を波高比をベースにプロットした例を、Fig. 4.2.9 に示してあるが、波高比の増加により、衝撃圧は急激に増加している事がわかる。

#### (6) 規則波による衝撃圧の均一性

衝撃圧は、船速が増し、波長が短くなるに従って連続的に発生し、その大きさは割合に規則的で、自航模型による場合よりは格段に規則的である。

これは、不定要素として波高のまわりと、水面上のさざ波とがあるのみで、自航試験のときより不定要素が遙かに少ない為であらう。

#### (7) 波とピッキングの位相が衝撃圧に及ぼす影響

強制ピッキングによる実験では波浪衝撃圧は船首 Center Line 上だけにしか発生しなかった。そこで、波浪衝撃圧が発生した時の F P 点の運動の位相と、その時の波面の位置の関係を Table. 4.2.1.1 ~ 1.2 から知る事ができる。これから見て波面の位置は上り坂の波傾斜が最大になる場所の近傍であり、船の運動は、Bow-down の方向で船が水平の姿勢になる前後である。これらの位相は一定の波高波長比のときは横傾斜の有無に拘らずほぼ一定とみられた。またピッチ角の大きさにもよらない。ところで波高波長比の変化に応じて位相が変化している。波高波長が  $1/30$  のときは波面は山に近付き、船の姿勢は船首が少し下向きの方向にずれるのに対して、波高波長比が  $1/20$  のときは波面は最大波傾斜の位置よりは少し谷側にずれており、船の姿勢は水平より少し船首が上っている。なお、衝撃圧発生時の波面と船体運動の関係を、波面が船体により乱されないと仮定して図示した例が Fig. 4.2.1.0 である。

#### (8) ピッキングの振幅の影響

波浪衝撃圧に及ぼすピッキングの振幅の影響は、Fig. 4.2.1.1 に示すように実験の範囲内では余り顕著には現われていない。ただ疑似衝撃圧を見ると、ピッキングの振幅が大きくなるとほぼ増加した振幅の静水圧分だけ圧力値が増加している。

ピッキングの振幅の影響が無いと云う事は、船速と垂直方向の速度成分の影響がないと云う事になる。

#### (9) 横傾斜の影響

Fig. 4.2.1.1 を見ると、波浪衝撃圧に及ぼす横傾斜の影響が  $10^\circ$  の範囲内であれば影響があるとはいひ難い。又、Table. 4.2.1.1 ~ 1.2 を見ると、衝撃圧が発生する船体上の位置も横傾斜が  $10^\circ$  の範囲内であれば殆んど船体中心面上に限られており、ごくまれにしか  $SS9\%$  の  $\mu$  に起っていない。従ってフレア一部と波面の相対角度は、横傾斜が  $10^\circ$  の範囲内であれば衝撃圧を発生する限界までは至っていないといえる。しかも、船首 Center Line 上にあっては  $10^\circ$  の横傾斜についても、波面との相対角度への影響が少なく、衝撃圧に対する横傾斜の影響が少ないと見える。

#### (10) 衝撃圧の認定について

今回の実験に於ては、Fig. 4.2.1 の(a), (b), (c)に従って衝撃圧の認定を行なったわけであるが、いわゆる平手打部、腰かけ部が顕著にあらわれている完全衝撃圧はともかく、そうでない物にあっては認定に個人差が入る事は止むを得なかつた。ところでこの認定に漏れた波浪圧力は Fig. 4.2.1 の(d)~(j)の様な形をしており、これらはいわゆる変動圧力とは異なつた形をしている。しかも、これらの計測値は、変動圧力として予想されるものより高い値を示すものがある。またその duration は完全衝撃圧より長い。この様に変動圧でもなく衝撃圧でもない新しい波浪圧力のパターンが存在するのであって、これを疑似衝撃圧と仮に名付けることにする。しかしこの疑似衝撃圧が波浪外力としての重要性を持っているかどうかは、今後の研究にまたねばならない。またビデオテープレコーダーによる観察

では、拘束模型、強制動搖模型の両者共、いわゆる滑走板型の傾斜衝撃で、空気を巻込んで水魂がぶつかるような Bagnold 型の衝撃は殆んど起らなかつた。

#### (1) 衝撃圧に対する波面と船体の相対速度の影響

船体と流体とが相対的に動く場合、船体表面に平行な相対速度は衝撃に全然寄与しないから、衝撃に關係あるのは船体表面に直角な相対速度である。そしてこの相対速度と自由表面の傾きから生ずる接水点の自由表面に平行な移動速度が衝撃圧に直接関係する物と考えられる。かかる仮定のもとに二次元問題に限定して前述の考察に対する定性的な説明を行なう。

〔例えば、落下Wedge の場合〕 (Fig. 4. 2. 1. 2 参照)

落下速度を  $v_v$  、船体表面に直角な速度を  $v_n$  、接水角を  $\alpha$  とすると、

$$v_n = v_v \cos \alpha$$

また stagnation point の自由表面に沿っての移動速度を  $v_p$  とすると、

$$v_p = v_n / \sin \alpha = v_v \cos \alpha$$

〔滑走板の場合〕 (Fig. 4. 1. 1. 3 参照)

滑走板の自由表面に沿っての速度を  $v_h$  とすると

$$v_n = v_h \sin \alpha$$

$$v_p = v_h = v_n / \sin \alpha$$

〔船首部が上下しながら波にぶつかる場合〕 (Fig. 4. 1. 1. 4 参照)

船速を  $v_h$  、船首部の下向速度を  $v_v$  、波の位相速度を  $c$  、波傾斜を  $\theta_w$  、船首部の傾斜を  $\beta$  、波面と船首部の成す角を、  $\alpha = \beta - \theta_w$  とすると、問題となる最大波傾斜のところでは、波の速度は波面に垂直な成分だけであるから、

$$\text{波の粒子の船体表面に垂直な速度成分} = c \sin \theta_w \cdot \cos \alpha$$

また

$$\text{船の船体表面に垂直な速度成分} = v_h \sin \beta + v_v \cos \beta$$

従って

$$v_n = c \sin \theta_w \cos \alpha + v_h \sin \beta + v_v \cos \beta$$

$$v_p = \frac{c \sin \theta_w \cos \alpha + v_h \sin \beta + v_v \cos \beta}{\sin \alpha}$$

これより

- 1)  $\theta_w \rightarrow \beta$  になるに従って、つまり波傾斜が大きくなると  $v_p$  は大きくなり、また波の位相速度と船速、船体運動の寄与が same order となる。
- 2) 波傾斜が小さい場合には、波の位相速度つまり波長は、殆んど衝撃圧に影響しない。
- 3)  $\beta$  が大きく従って  $\alpha$  が大きい程、波の位相速度並びに船首部の下向速度つまりピッチングの振幅は影響しなくなる。但しその場合、 $v_p$  は小さくなり衝撃圧は余り大きくならない。
- 4) 今回の実験の様に波傾斜が小さく、 $\beta$  が大きい場合には、 $v_p \neq v_h$  となり船速の影響は大きくなる。

Table. 4.2.2

$V_M$	$\lambda/L$	0.1 m/sec ( $F_n = 0.0178$ )						0.2 m/sec ( $F_n = 0.0363$ )						1 m/sec					
		1/3			2/3			1			1/3			2/3			1		
$\chi$	$H_w/\lambda$	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
$180^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
$150^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$	$52.2$ $1/10$	$124.5$ $1/10$	$124.5$ $1/10$	$124.5$ $1/10$												$63.0$ $2/10$		
$135^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$	$73.5$ $1/7$	$124.5$ $1/7$	$124.5$ $1/7$	$124.5$ $1/7$														

 ————— 约 3 倍  
 ————— 约 2 倍

Table. 4.2.3

$V_M$	$\lambda/L$	0.2 m/sec ( $F_n = 0.0363$ )						1 m/sec											
		1/3			2/3			1			1/3			2/3			1		
$\chi$	$H_w/\lambda$	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
$180^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$		$34.0$ $2/10$																
	$1/15$		$86.5$ $2/10$																
$150^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$		$88.5$ $2/15$																
	$1/15$	$37.0$ $1/12$	$67.5$ $1/12$																
$135^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$		$41.0$ $2/7$																
	$1/15$	$101.3$ $1/9$																	
	$1/20$		$74.0$ $3/7$	$60.5$ $1/7$															
	$1/15$	$116.6$ $4/8$																	

 ————— 约 3 倍  
 ————— 约 2 倍

Table. 4.2.4

$V_M$		$0.3 \text{ m/sec}$ ( $F_n = 0.0548$ )																	
$\lambda/L$		$1/3$						$2/3$						$1$					
$\chi$	$H_w/\lambda$	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
$180^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
$150^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
$135^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		

□ --- 共和  
□ --- 1-3-9

Table. 4.2.5

$V_M$		$0.4 \text{ m/sec}$ ( $F_n = 0.0732$ )																	
$\lambda/L$		$1/3$						$2/3$						$1$					
$\chi$	$H_w/\lambda$	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
$180^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
$150^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
$135^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		

□ --- 共和  
□ --- 1-3-9

Table 4.2.6

— · — — 水箱  
— · — — 壁

Table 4.2.7

— — — — — 桃太郎  
— — — — — トヨタロウ

Table. 4.2.8

$T_H$	$\lambda/L$	0.7 m/sec. ( $F_n = 0.1286$ )																	
		1/3						2/3						1					
$\chi$	$H_w/\lambda$	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
$180^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
	$1/10$																		
	$1/8$																		
	$1/6$																		
	$1/5$																		
	$2/16$																		
$150^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
	$1/10$																		
	$1/8$																		
	$1/6$																		
	$2/16$																		
	$3/16$																		
$135^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
	$1/10$																		
	$1/8$																		
	$1/6$																		
	$2/7$																		
	$3/7$																		

 --- 次元  
 --- 1/3

Table. 4.2.9

$T_H$	$\lambda/L$	0.8 m/sec. ( $F_n = 0.1471$ )																	
		1/3						2/3						1					
$\chi$	$H_w/\lambda$	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
$180^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
	$1/10$																		
	$1/8$																		
	$1/6$																		
	$2/12$																		
	$3/12$																		
$150^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
	$1/10$																		
	$1/8$																		
	$1/6$																		
	$2/12$																		
	$3/12$																		
$135^\circ$	$1/30$																		
	$1/20$																		
	$1/15$																		
	$1/10$																		
	$1/8$																		
	$1/6$																		
	$2/12$																		
	$3/12$																		

 --- 次元  
 --- 1/3

Table. 4.2.1.0

$\lambda/L$	$H_w/\lambda$	0.9 m/sec						(F_n = 0.1655)						1						1						
		1/3			2/3			1			2			3			4			5			6			
180°	$\chi = \frac{1}{30}$	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
		103.0						65.0																		
		13/15						1/11																		
	$\chi = \frac{1}{20}$	117.0																								
		3/12																								
		307.0	252.0					175.5	191.5																	
	$\chi = \frac{1}{15}$	17/13	12/13					17/2	5/8																	
		250.0	224.0					268.4																		
		12/13	13/13					4/7																		
	$\chi = \frac{1}{10}$	272.5	35/5					3/5	0	223.0																
		13/15	15/15					9/9	3/9																	
		281.5	259.0					253.0	169.0																	
	$\chi = \frac{1}{8}$	8/8						5/7	1/7																	
		69.0																								
		13/15																								
	$\chi = \frac{1}{6}$	85.2																								
		4/10																								
		28.0	132.0					160.0	157.5																	
	$\chi = \frac{1}{5}$	4/10	8/10					5/7	1/7																	
		212.0	228.0																							
		10/13	6/13																							
	$\chi = \frac{1}{4}$	322.5	280.0	71.0				3/2.0	212.0																	
		11/12	9/12	3/12				1/8	4/8																	
		2/4.0	279.0					259.0	262.0																	
	$\chi = \frac{1}{3}$	11/12	6/12					6/9	1/9																	
		5/9.5																								
		2/13																								
	$\chi = \frac{1}{2}$	81.2																								
		1/10																								
		85.0	102.5					94.5																		
	$\chi = \frac{1}{1}$	2/13	3/13					1/8																		
		121.0						113.8																		
		5/10						1/8																		
	$\chi = \frac{1}{5}$	229.0	218.0					178.0	132.5																	
		15/15	8/15					3/8	1/8																	
		254.5	176.0	130.0				306.0																		
	$\chi = \frac{1}{4}$	7/11	6/11	3/11				3/6																		

水面  
 水底

Table. 4.2.1.1

$H/\lambda$	$\psi$	1	2	3	4	衝撃压発生時位相	
						波面	船体運動
$v = 0.6$ $F_n = 0.0198$ $\chi = 150^\circ$	$\chi = \frac{1}{30}$	0°		(54.9)			301°
		0.5°		165.7			324°
		1.0°	(35.6)	70.5			294°
	$\chi = \frac{1}{20}$	1.5°	(52.7)	(77.7)	(61.8)		290°
		2.0°	53.3	83.7			325°
							309°
	$\chi = \frac{1}{15}$	0°	(80.3)	131.4	90.0		273°
		0.5°	(98.0)	120.1			301°
		1.0°	(93.5)	107.6	68.7		254°
		1.5°	(104.9)	121.3	(88.7)		275°
		2.0°	(125.0)	142.2			254°
							252°

( )内は疑似衝撃压, 計測値は水頭(mm)

Table. 4.2.12

$\frac{1}{L}$	$\psi$	1	2	3	4	衡壓產生時相面	船體運動
$V=0.6\frac{L}{ac}$ ( $F_h=0.0918$ )	0°	(36.2)	(61.6)			314°	
$\chi_{=150°}$	0.5°	(45.9)	(76.5)			334°	330°
$\chi_{=130°}$	1.0°	(57.3)	(83.7)			282°	303°
$\chi_{=120°}$	1.5°	(59.6)	(83.7)			300°	304°
$\chi_{=110°}$	2.0°	72.8	(91.5)			345°	282°
$\frac{1}{L}$	0°	76.3	109.3			211°	
$\frac{1}{L}$	0.5°	88.9	108.1			299°	248°
$\frac{1}{L}$	1.0°	90.6	115.9			278°	233°
$\frac{1}{L}$	1.5°	113.5	113.5 (106.2)			273°	229°
$\frac{1}{L}$	2.0°	119.3	131.4 (106.3)			223°	232°

( ) 内は算定値、計測値(水深 mm)

Table. 4.2.13

$\chi^*$	$\chi/L$	$T_h$	$a/$	$a_1/$	$a_2/$	$a_3/$	$a_4/$	$a_5/$	$a_6/$	$a_7/$	$a_8/$	$a_9/$	$a_{10}/$
$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{15}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{30}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{75}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{120}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{200}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{300}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{500}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\frac{1}{1000}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

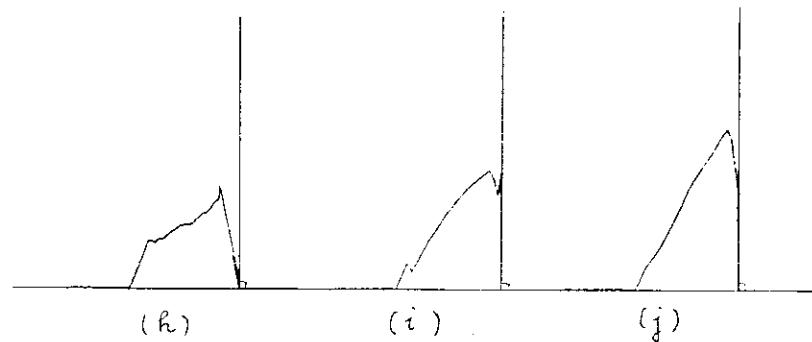
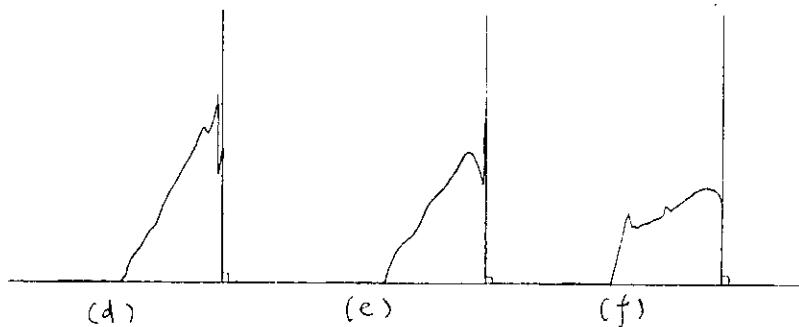
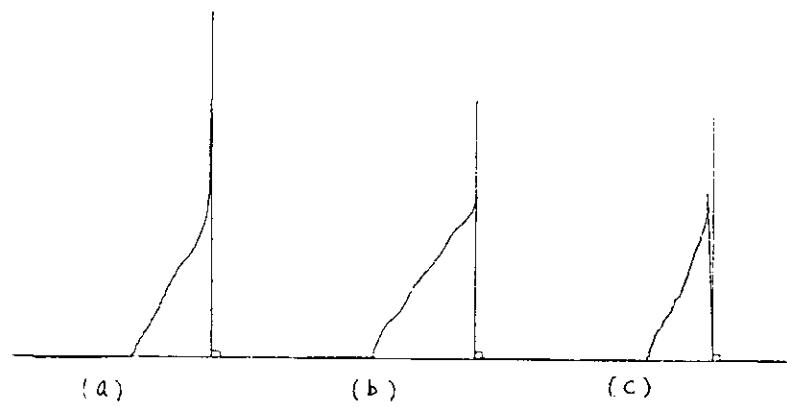


Fig. 4.2.1 捕束模様による計測例

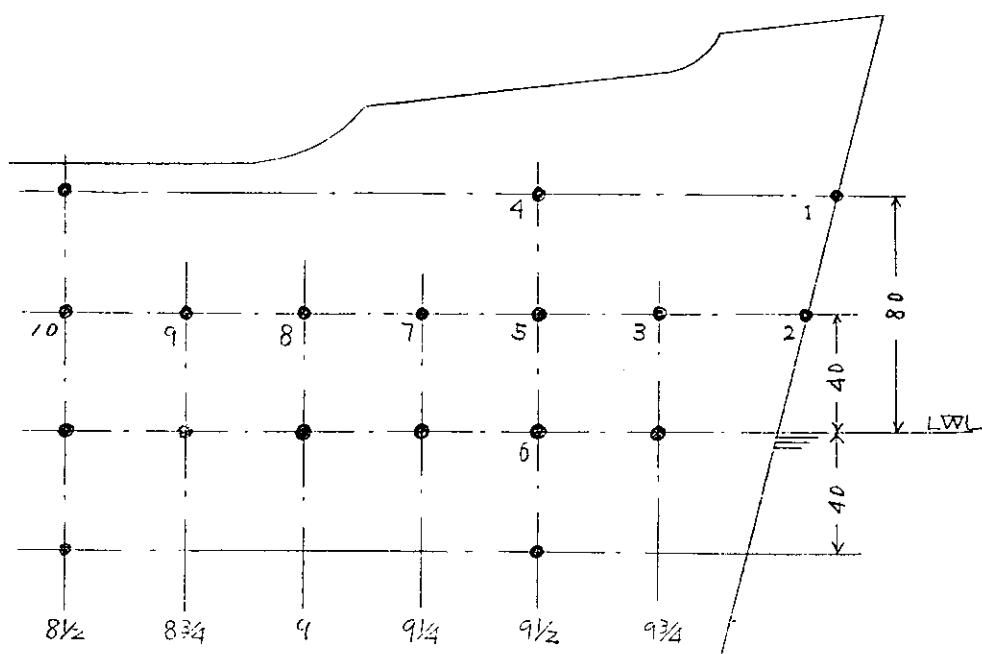


Fig. 4.2.2 水圧計取付位置

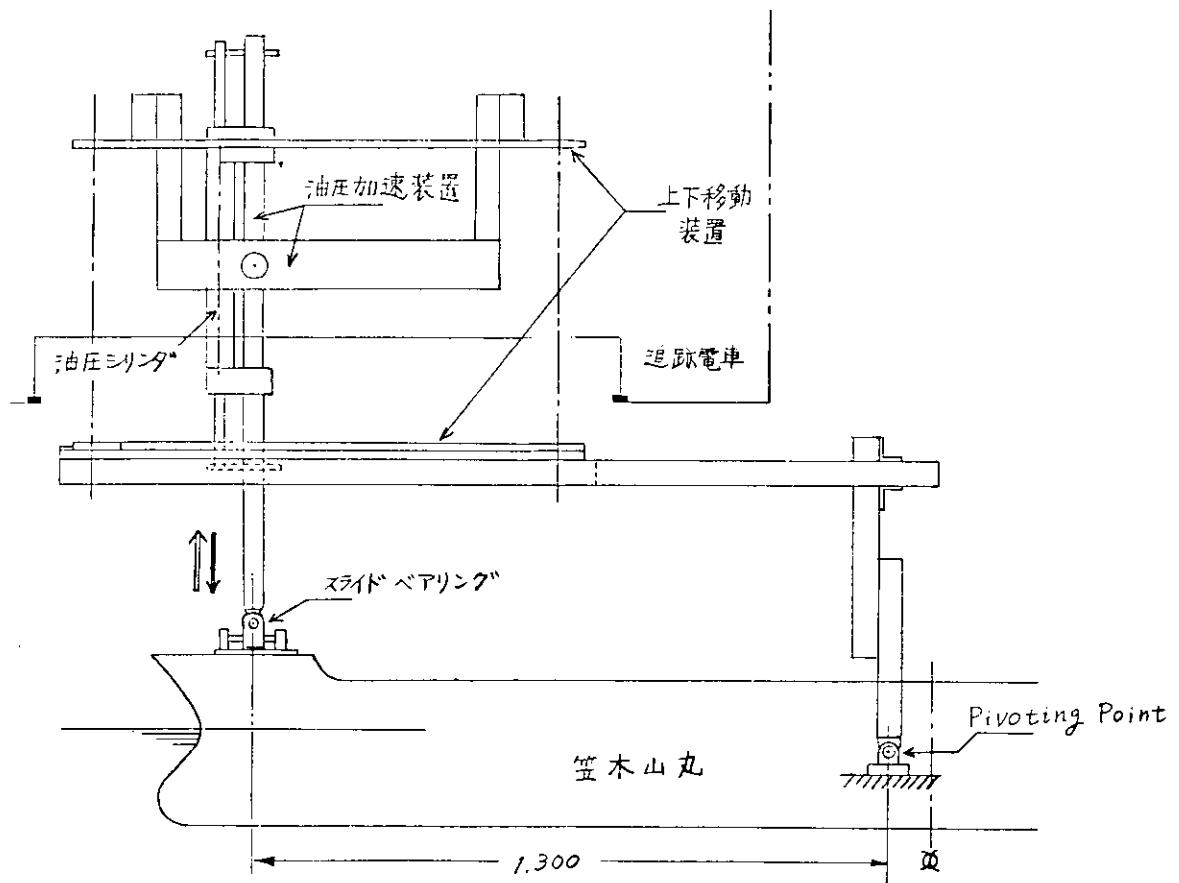


Fig. 4.2.3 強制動搖装置

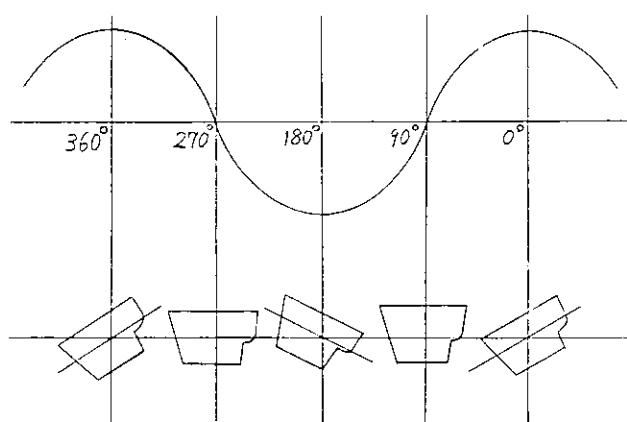


Fig. 4.2.4

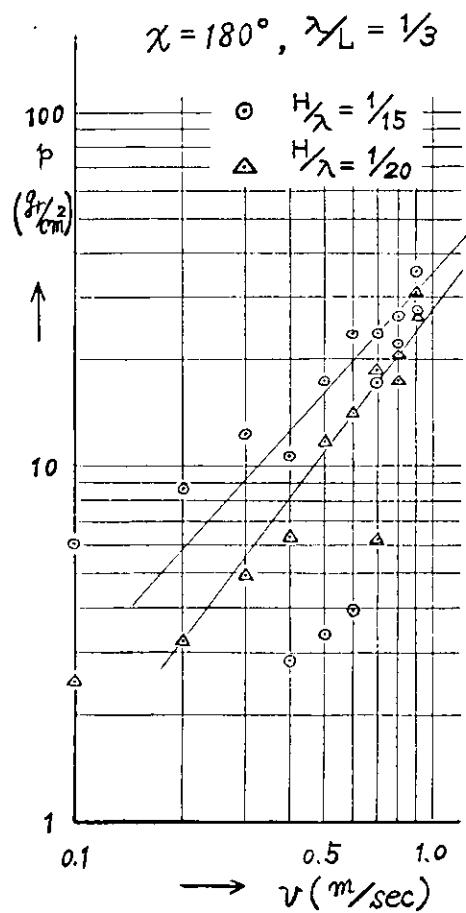


Fig. 4.2.5

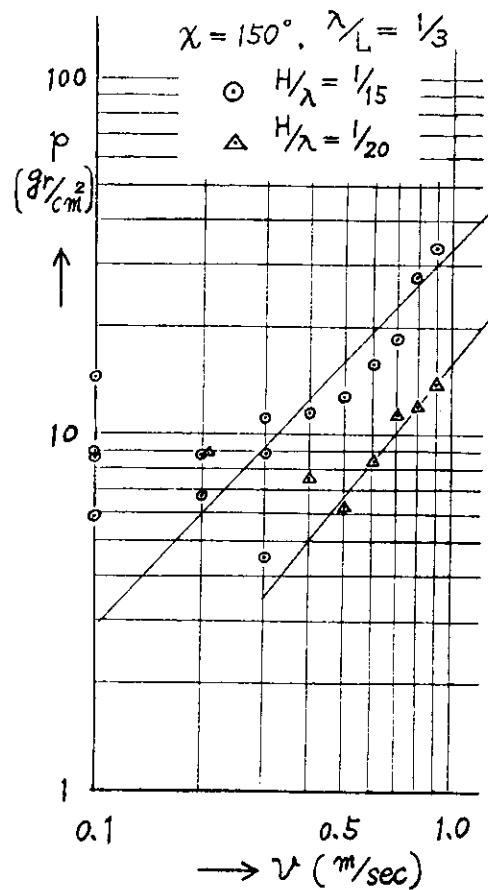


Fig. 4.2.6

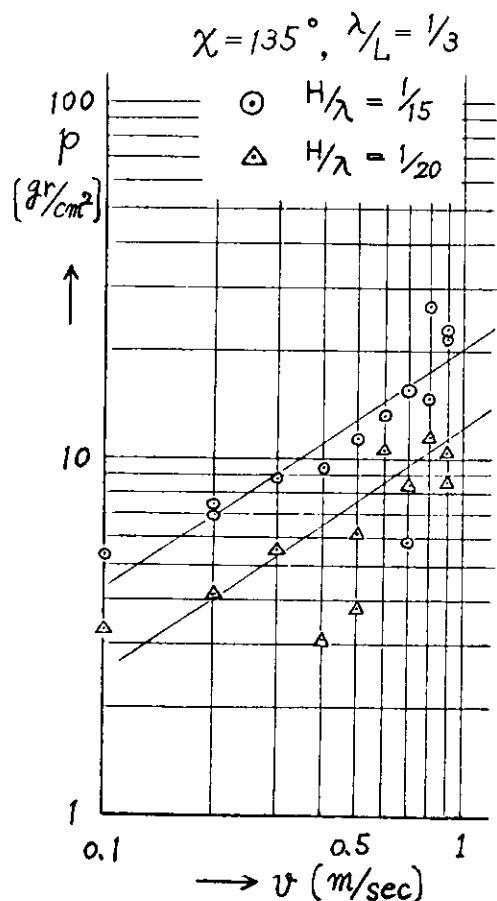


Fig. 4.2.7

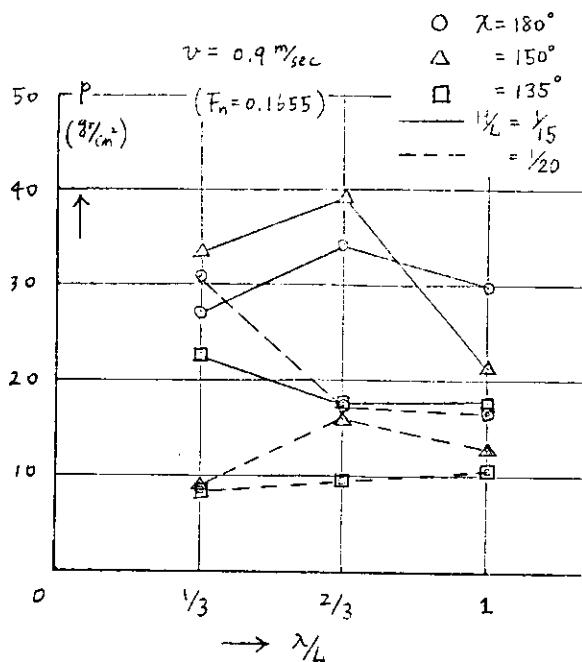


Fig. 4.2.8

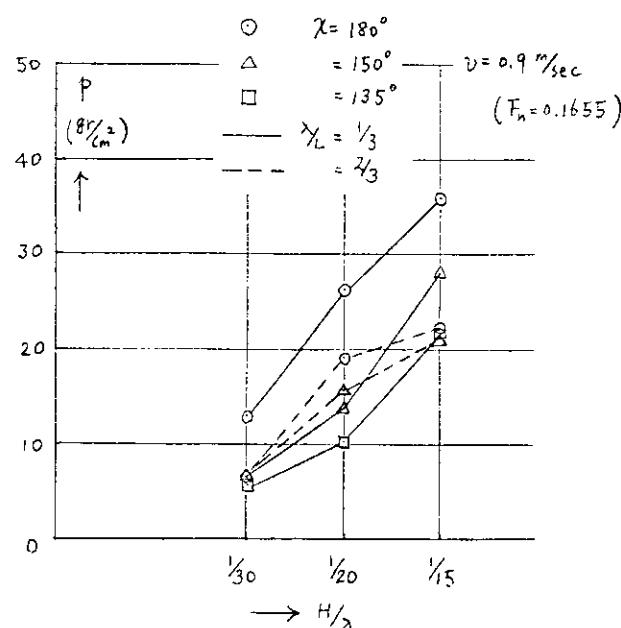


Fig. 4.2.9

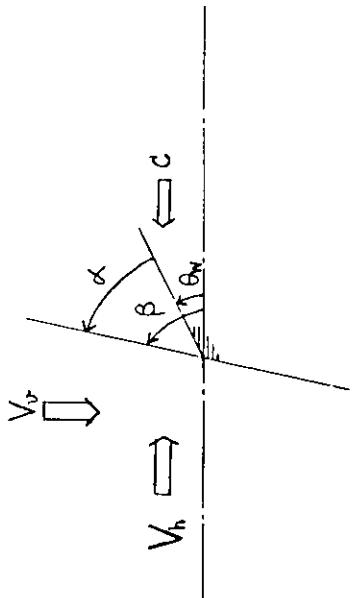
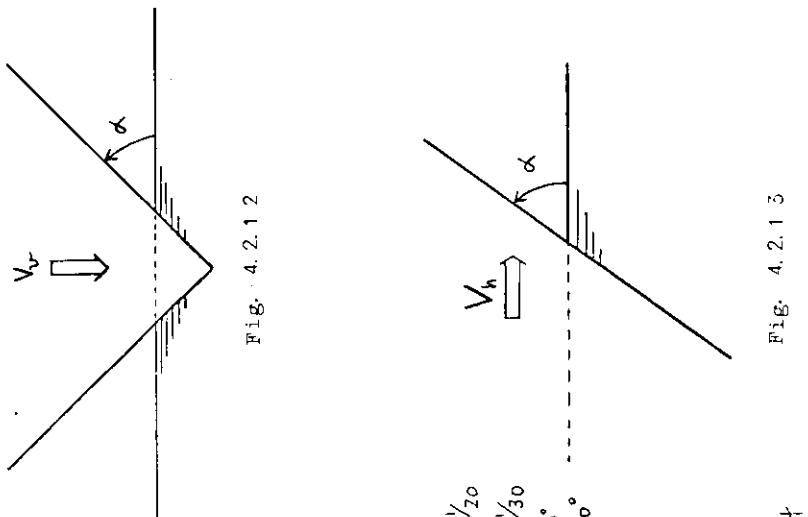
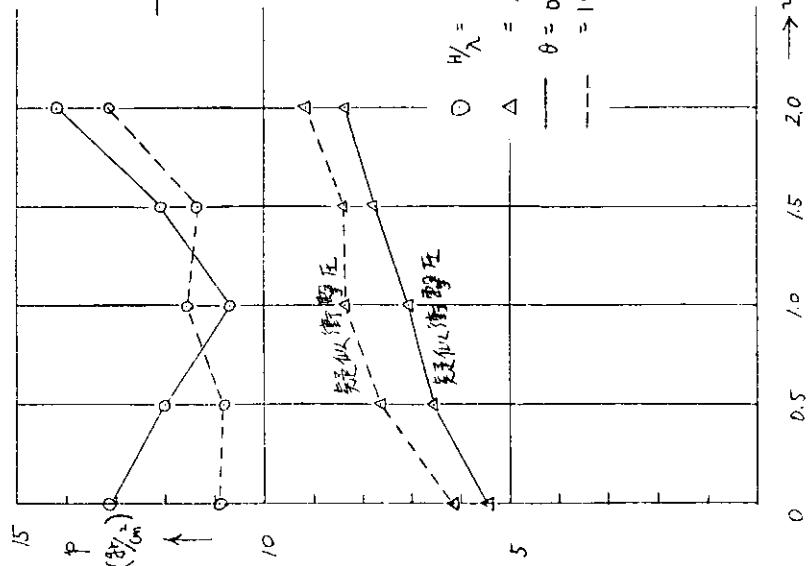
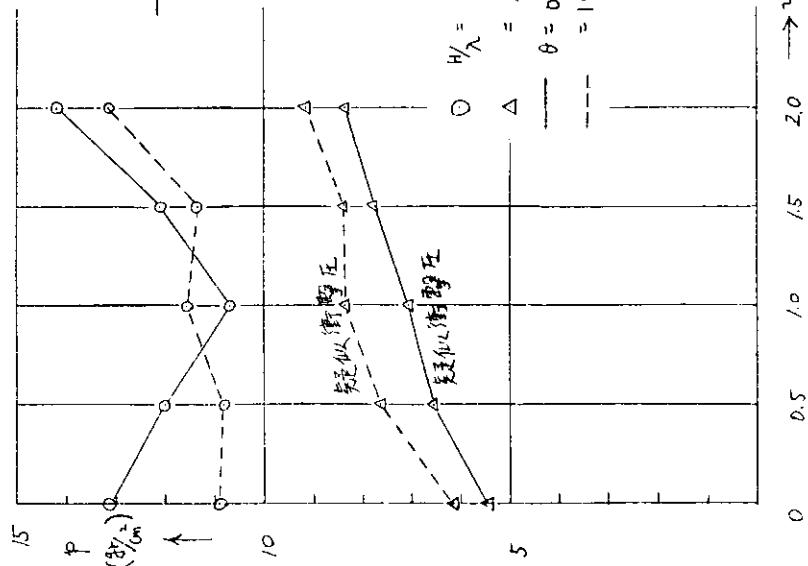
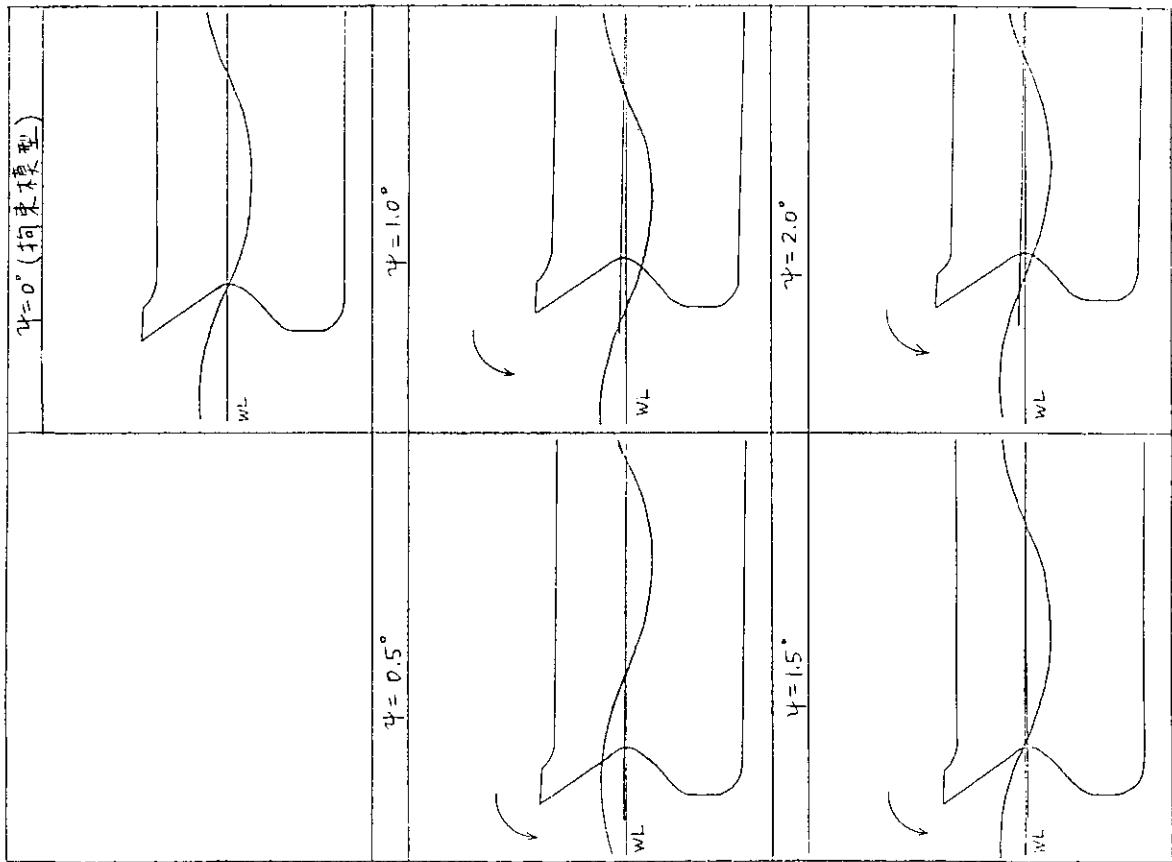


Fig. 4.2.14

### 4.3 衝撃圧に及ぼす構造弾性の影響

#### 4.3.1 まえがき 本研究でさしあたり意図するところは、次の2点である。

A) 構造物の衝撃に対する強度の実験では、Fig. 4.3.1に模型的に示すような装置が使用されるが、圧力計の値が場所的に異なることが報告されている。<sup>(1)</sup> そこで、簡単な理論モデルによって、実際の流体圧、圧力計による計測圧力、弾性構造物の弾性応答などの関係を明らかにする。

B) 一般に、構造物と剛体、または、流体が他の流体を介して正面衝突的に衝撃する場合は、その力学的構造が極めて複雑であるが、その応答系を図で示すとFig. 4.3.2に示すようなものが一般に考えられる。即ち、質量 $M_1$ なる物体（流体も含めて）が $v_1$ なる速度で、質量 $M_0$ 、バネ定数 $k_0$ なる構造物に衝突したとするとき、衝撃的機構によつて定まるblack boxの応答系が介在するものと考える。ここで意図するところは、このblack boxを簡単な力学系で置換し、衝突に関与する量として、 $M_1$ と $v_1$ を把握すれば、構造物の変形などが概略的に推定できるかどうかということである。こゝでは、black boxとして2つの例について検討する。

ただし、理論計算の詳細は省略するので、参考文献(2)を参照されたい。

#### 4.3.2 強制変位による流体圧縮の衝撃圧

(1) 一次元の場合 まえがきA)に関連して、Fig. 4.3.3に示すように、長さ $\ell$ の水柱を端点Aで周期的に強制変位させる。その運動をA点で $U_A \sin \omega t$ 、0点で $U_0 \sin \omega t$ とする。たゞし、 $U_A$ 、 $U_0$ は速度の振巾を $\omega$ は強制運動の円周波を示す。ここで $U_A > U_0$ とすれば、流体圧縮による衝撃圧を発生する。このモデルは、Fig. 4.3.4に示すような実験装置の場合に近似的に適用できるものである。計算の結果圧力は、

$$P - P_0 = -P_0 \left( \frac{\ell}{2} - x \right) \xi_0 + P_0 c^2 \frac{(\xi_A - \xi_0)}{\ell} \quad (4.3.1)$$

となる。たゞし、 $c$ は流体中での音速を示す。第1項は加速度に比例する附加質量の抵抗であり、第2項は流体圧縮による圧力である。明らかに、圧縮による圧力は場所的に一様であり、パスカルの原理を満たしている。

(4.3.1) の $x = 0$ に於ける第1項と第2項の比 $\lambda_p$ は

$$\lambda_p = \frac{\beta}{2(1 + \frac{\beta}{2} + r_{\omega}^2)} \quad (4.3.2)$$

となる。たゞし、

$$\frac{P_0 \ell s}{M_0} = \beta, \frac{\omega \ell}{c} = \alpha, \frac{r_{\omega}}{\omega} = r_{\omega}$$

である。これから、水の重量が構造物の重量より大きく、かつ、強制振動の振動数が構造板の固有振動数と同じあるいはそれ以上のオーダーのときは、附加質量による抵抗圧力もかなりの大きさになることが分る。

#### (2) 二次元の場合

(1)の解析により、付加質量による抵抗圧力がかなりの大きさを占めることがあることが示されたが、これは構造板の振動の形態によって場所的に変化することが考えられる。これを調べるために、Fig. 4.3.5に示すような強制振動を考える。すなわち、長さ $\ell_x$ 、巾 $\ell_y$ の水柱をA端で $U_A/\omega(1 - \cos \omega t)$ 、0端で $U_0/\omega(1 - \cos \omega t)$  $\sin(\pi y/\ell_y)$ なる強制変位をさせる。

このとき、附加質量に比例する抵抗の巾方向の分布 $\mu$ は次式によって計算することができる。

$$\mu = \frac{E(y)}{E(0)} \quad (4.3.3)$$

$$E(y) = \sum_{n=2,4,6}^{\infty} \frac{4}{(m^2 - 1)} \coth \left( \frac{\ell_x}{\ell_y} m \pi \right) \cos q_m y$$

また、附加質量の一次元値 ( $\rho/2$ )  $\ell_x$  に対する比で求めると、巾方向の加速度の分布を考慮して

$$H(v) = \frac{\ell_y}{\ell_x} - \frac{2}{\pi^2} E(v) \quad (4.3.4)$$

から計算できる。

計算結果を Fig. 4.3.6 に示す。これらの計算結果から、振動系の構成によってかなり数値的な差はあるが、一般に音波圧のようなはげしい衝撃圧を伴わない場合でも、附加質量の場所的不齊によつて、計測圧はかなりの場所的不齊を生ずることがあることが結論される。

#### 4.3.3 直接衝撃による流体圧縮の衝撃

前項では、圧縮板が速度 0 から正弦状に変化する場合を取り扱つたので、音波圧のようなはげしい衝撃圧は圧力計にほとんど出ないことが明らかになった。本項では、まえがき A) に関連して、圧縮板がある速度を持って突然動き出した場合の流体圧の模様を明らかにするとともに、B) に関連して、衝撃物体に対する衝撃圧を受ける構造要素の応答が流体圧縮を介してどのようになるかを検討してみる。

Fig. 4.3.7 に示す振動系を考える。ここに

$M_1$  : 圧縮板の質量、  $M_0$  : 構造板の質量

$k_0$  : 構造板のばね常数、  $\xi_1, \xi_0$  :  $M_1, M_0$  の初期位置よりの変化である。

st-Venant<sup>(3)</sup> らに従つて、衝撃方程式をといて得た、圧力分布などの計算結果を Fig. 4.3.8 および 9 に示す。図には水柱を剛体として求めた近似計算結果をも示してある。

これらの図から、この場合には、はげしい音波圧を生ずるが、このような衝撃機構を複雑な形状の構造物に対して適用すれば、音波衝撃圧は場所的に非常に変動するはずであるから、計測圧は場所的に非常に異なる値を示すことが予想される。また、構造板の変位に関する近似計算と厳密計算との比較を行なうと、かなりよく一致しており、まえがき B) に關し、 $\alpha = \frac{\omega_0 \ell}{a}$  が 1 度以下であれば、近似計算によって、構造板の変位、従つて応力を計算することができるこことが分る。

#### 4.3.5 Bagnold Model<sup>(4)</sup> による衝撃

前項までは、主として構造物の衝撃実験に関係するモデルであったが、ここでは、船体構造物が就航中に受ける衝撃圧について検討するために、Bagnold Model をとりあげる。これは、構造物と流体とが正面衝撃する場合にしばしば用いられる “構造物と流体との間に空気がとじこめられる” という仮定を用いた説の一つである。

Fig. 4.3.10 に Bagnold Model の力学的機構を示す。断面積  $S$ 、長さ  $\ell$  の水塊が初速度  $U$  をもつて空気柱を介して構造板（質量  $M_0$  : ばね常数  $k_0$ ）に衝撃するとする。 $M_0$  の原位置からの変位を  $x_0$ 、空気中の長さを  $x$  とする。 $x_0, x$  の連立方程式を数値計算によって積分し、正力を求めることができる。

一方、近似解を求めるために、Bagnold Model を Fig. 4.3.11 に示すような 2 振子モデルでおきかえる。

$x_0$  の無次元値  $X_0$  ( $D$  : 空気層の初期の厚さで無次元化する) および  $P/P_0$  ( $P_0$  : 初期圧) の計算結果の 1 例を示すと、Fig. 4.3.12 のとおりである。

これらの計算結果も、近似計算による構造物の変位は厳密計算とよく一致しており、構造物の変位は近似計算によつてかなり正確に推定できることが結論される。

#### 4.3.6 結 言

緒言 A) の問題に關し、物体を落下させ流体圧縮によって衝撃圧を発生させるとき

- 1) 流体と物体との間にバネを介在させるとときは、流体圧は、附加質量に関するものと、平均圧縮によるものとからなり、前者は場所的に異なる値を持つ。そして、附加質量に関する圧力は、水の重量が構造板の重量より大きく、かつ、クッションバネ系の固有振動数が構造板の固有振動数と同じ、あるいはそれ以上のオーダーのとき平均圧縮力と同じオーダーとなる。
- 2) 物体を直接衝撃するときは、強い音波圧を発生する。これは場所的に変動するはずであるから、流体圧は場所的に大きな変化を持つものと考えられる。また、その固有周波数は極めて高いので、圧力計によってその忠実な記録をとることは不可能であろう。

緒言 B) の問題に關し、2つの例について計算を行なった結果によれば

- 1) 構造板の固有周期が衝撃の作用時間に比して同程度か、あるいは長いときは構造板の受ける力は、複雑な衝撃モデルを用いるまでもなく、簡単な力学モデルによって推定することが可能である。
- 2) 圧力計による流体圧の測定は、衝撃圧の作用時間に比して、計器の固有周期が充分短くなければ、忠実な記録を得ることはできない。逆の場合には、圧力の記録は最大値を求めるのには余り意味を持たない。従って、運動量などを求めるのに使用すべきである。

緒言 B) の問題に關しては、今後構造板の塑性応答をも考慮して検討を行なう必要がある。

本研究の数値計算には、HITAC 8500、HITAC 5020E、CDC 6600などの電算機を使用した。その際ご協力頂いた東京大学、および日本コンピューター・システムの関係各位に厚くお礼申しあげる。

#### 参 考 文 献

- 1) 三井造船千葉研究所：船側構造の疲労衝撃最終強度、SR 133 資料(1971. 12. 4)
- 2) 高木又男他：“流体圧縮による衝撃圧に及ぼす周辺構造物の弾性変形の影響”日本造船学会誌 昭和47年10月
- 3) S. チモシェンコ：工業振動学、谷下市松訳、p. 381~387.
- 4) Bagnold, R.A.: Interim Report on Wave-Pressure Research, J., Inst. Civil Eng., Vol. 12. (1939) p. 201~226.

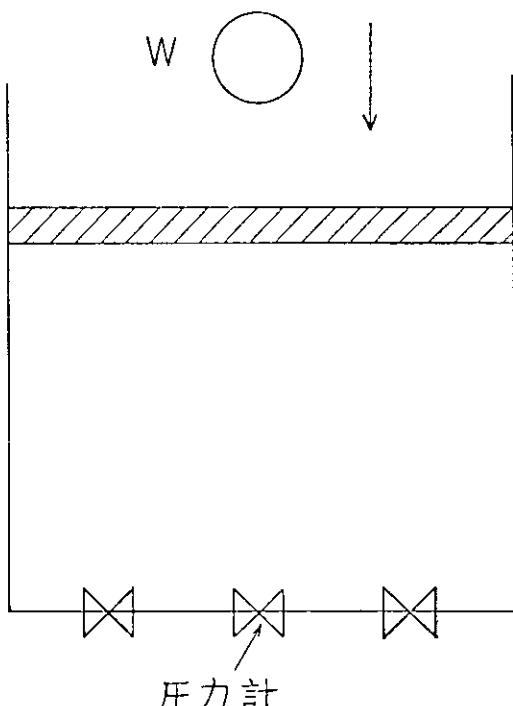


Fig. 4.3.1 重量物落下衝撃試験装置

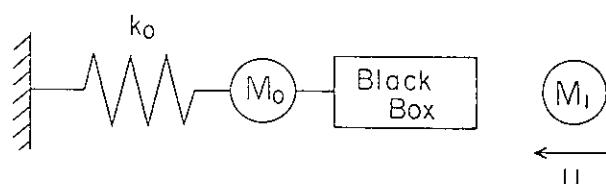


Fig. 4.3.2 衝 撃 機 構

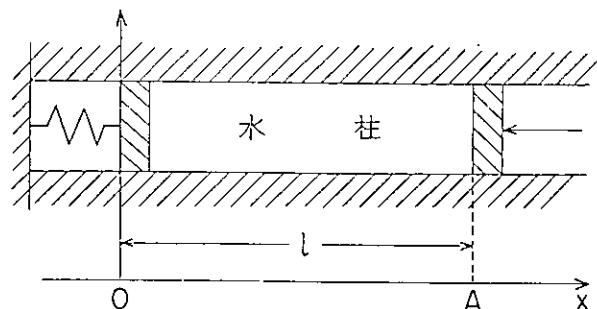


Fig. 4.3.3 一元強制振動

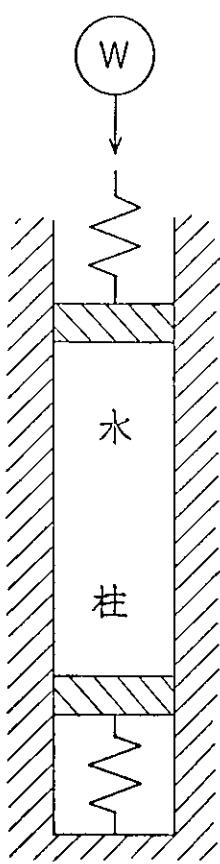


Fig. 4.3.4  
クッション  
付衝撃試験  
装置

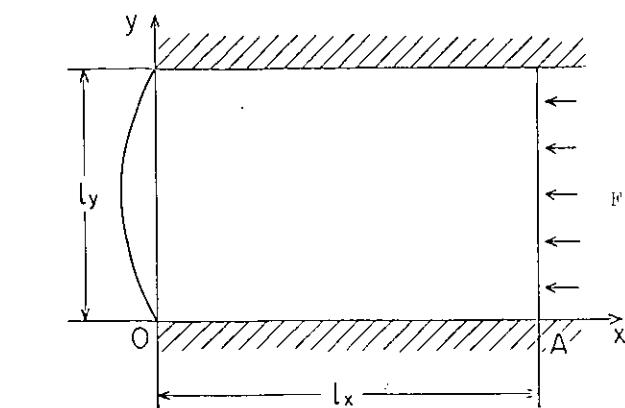


Fig. 4.3.5 2次元強制振動

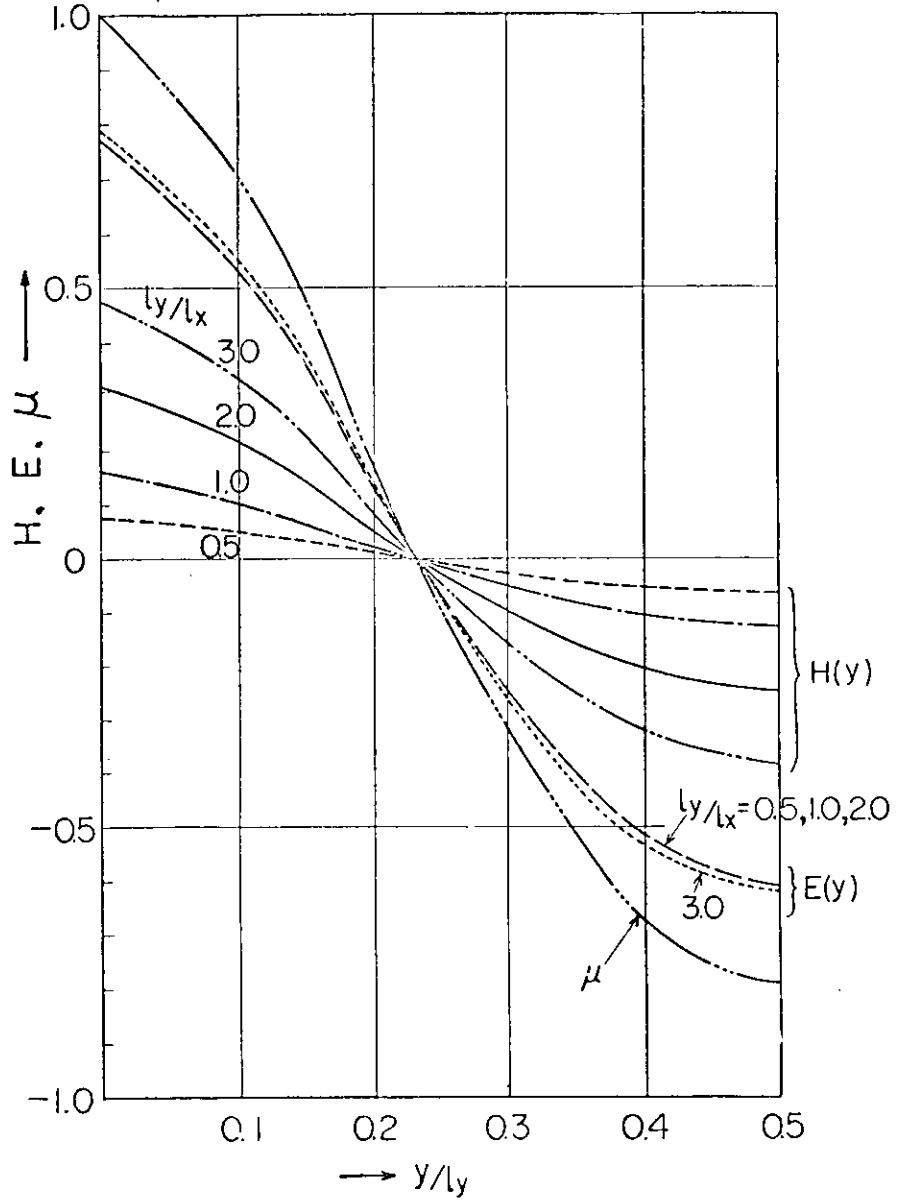


Fig. 4.3.6 付加質量の分布

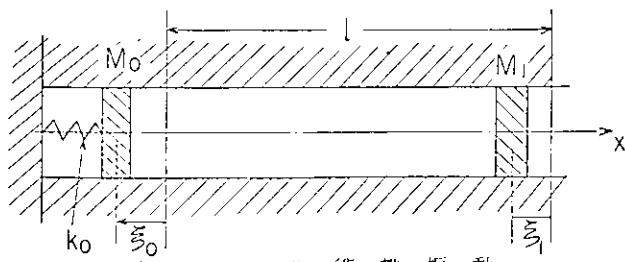


Fig. 4.3.7 衝撃振動

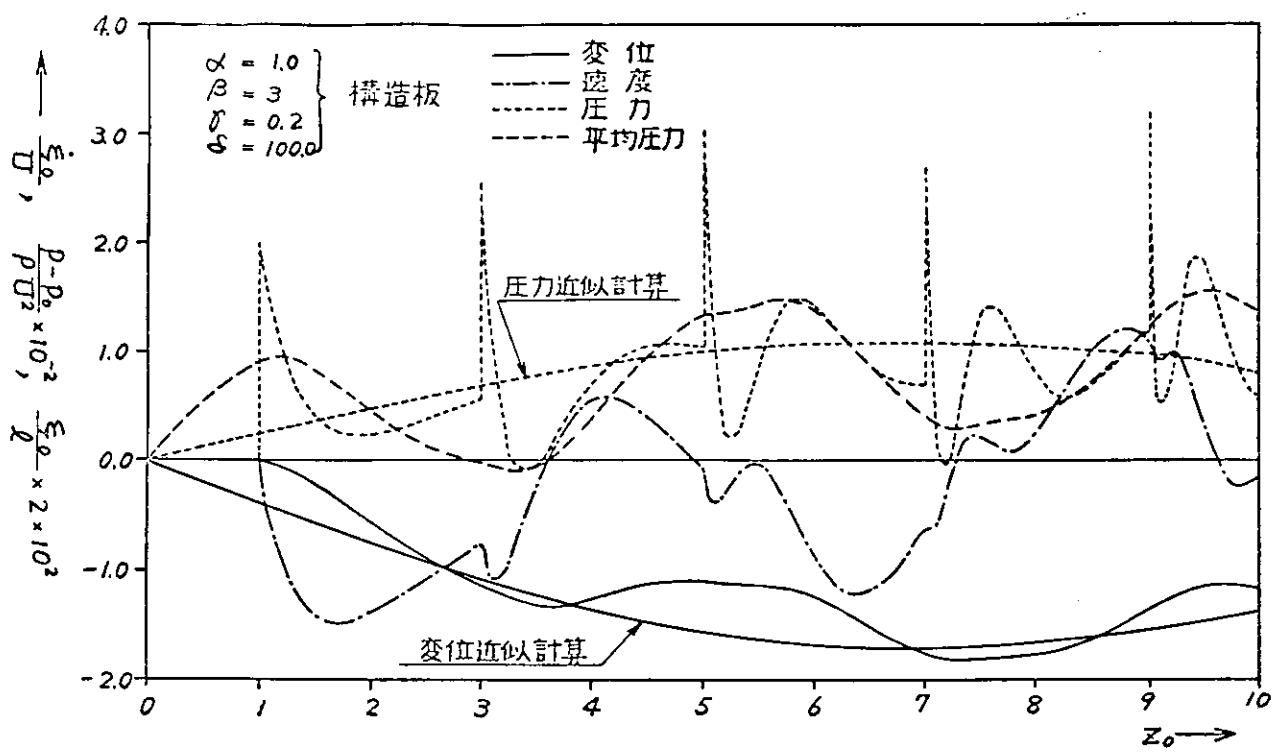


Fig. 4.3.8 圧力、変位の変化状況 ( $\alpha = 1.0$  構造板)

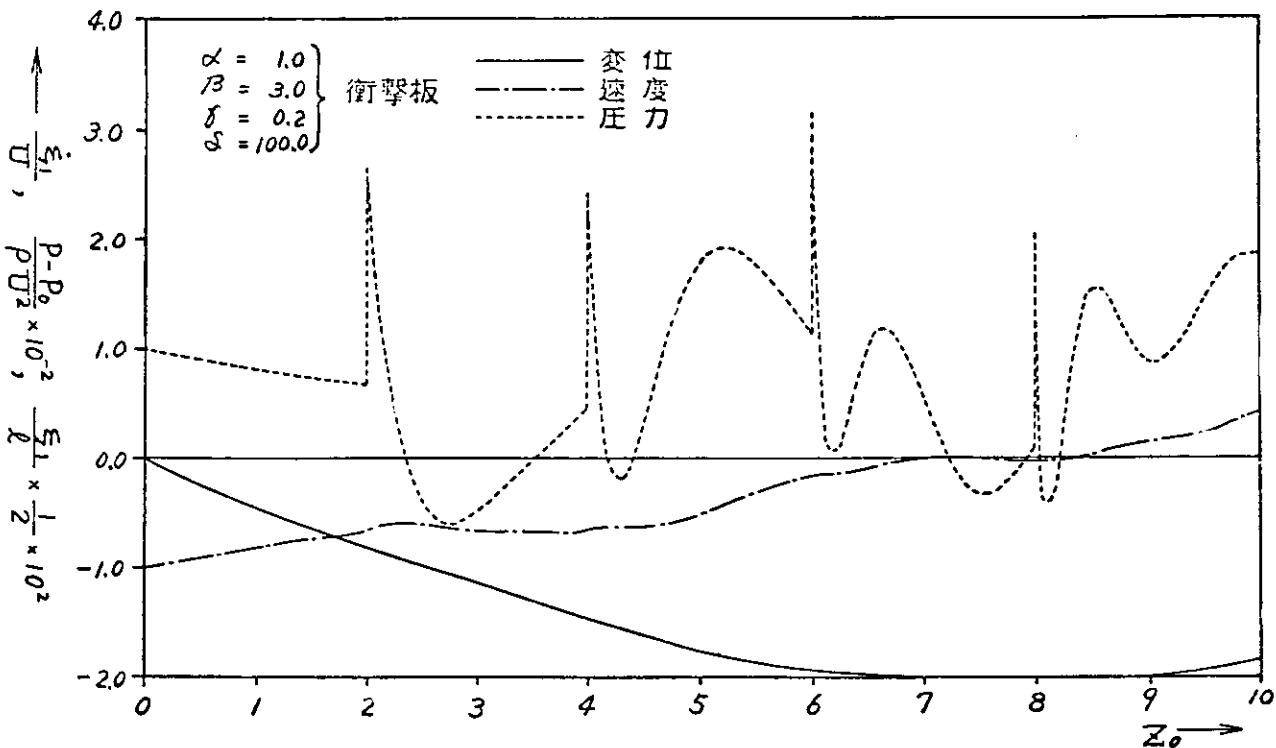


Fig. 4.3.9 圧力、変位の変化状況 ( $\alpha = 1.0$  衝撃板)

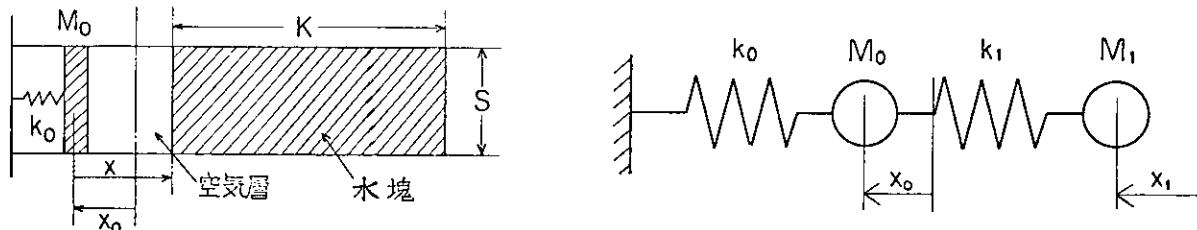


Fig. 4.3.10 Bagnold Model

Fig. 4.3.11 2振子モデル

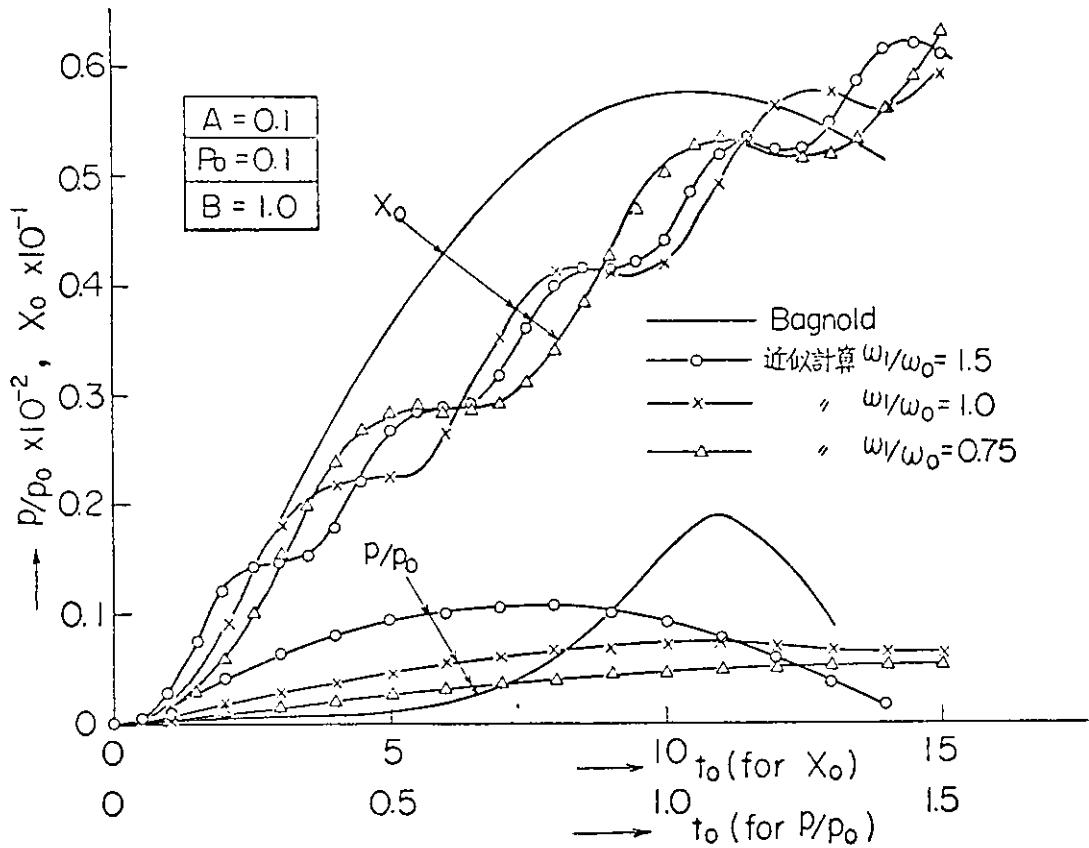


Fig. 4.3.1.2 Bagnold Model による変位圧力の計算

#### 4.4 異常波に関する研究

##### 4.4.1 破砕波に関する実験

本年度は、前年度作製した造波回流水槽によって、破砕波発生の条件を明らかにすること、特にその粒子速度と波の位相速度を見出すことを主眼に実験を行なった。また、この破砕波を用いて船体に衝撃圧を発生させることを試みた。

4.4.1.1 破砕波の発生　波長の短い波、波長の長い波、潮流の三つの要素を考へ、それらの適当な組合せによって、深海に於ても巻波状の破砕波が発生する可能性は既に確認された。そこで、上記三つの要素の組合せで発生した破砕波について、波高、波形、波速、崩れる様子などの関係を明らかにする為、波の模様を16ミリ撮影で記録した。実験を行なった造波回流水槽は、4.6年度のSR131報告書4.3に示したものである。

いろいろな組合せの内、一応破砕波の発生する場合を、Table 4.4.1.1に示す。

波長 $\lambda$ は、造波機の回転数から求めた波の周期 $T$ と、水槽の水深0.7mを用いて計算した理論値である。又、16ミリ撮影の例をFig. 4.4.1.1に示す。これは、1/24秒間隔の記録を重ね合せて書いたものである。

ケース1では、周期を0.5秒から2.0秒まで連続的に変化させて造波し、水槽のほぼ中央でこれらの波が集中することをねらった。波高については、造波機の特性上、周期によって4cmから8cmの間で変化する。Fig. 4.4.1.1(a)により、波頭が台地状に盛り上がりてきて前面の勾配が非常に急になり、ついには巻波状に崩れていく様子がわかる。この時の粒子速度（波面が垂直になった後は、波面の動く速度は粒子速度と考えている）は、およそ1.8m/secで、成分波の位相速度中の最大のものの約0.8倍にあたる。

ケース2は、波長が1.0mと2.0mの2つの波を同じ方向に重ね合せたもので、小さな崩れが見られるが、波高も小さく、波面の勾配もゆるやかである。これに向い側から波長が0.5mの波を加えたのがケース3であり、Fig. 4.4.1.1(b)に示す。波面の勾配は非常に急な波であるが、激しい崩れ方は見られず、粒子速度も約0.6m/secと小さ

以上が潮流のない場合であるが、以下に述べる潮流のある場合には、碎波は総て潮流の不齊部で発生する。潮流の速度は、場所的、時間的に幾分変化があるようであるが、平均して約0.16 m/sec であった。

最も簡単なケース4の様な組合せでは崩れ方はあまり明瞭ではない。ケース5、6では巻波状の碎波が発生し、水槽両端壁による反射波が加わると、波高、波面の勾配とも一層大きな定常波のような波ができ、その波頭が時々激しく崩れるのが見られる。

ケース7、8は、潮流に対して波長の異なる2種の波を重ね合せるように発生させた場合で、ケース2と同様に、波長が約2倍の波が後から追う組合せになっている。Fig. 4.4.1.1 (c) に示すように、波頭がせり出してきて崩れるのがわかる。しかし波面の勾配は波頭付近を除いてはそれほど急でない。この場合の粒子速度はおよそ1.6 m/sec で、波長の長い方の波と比べて約0.75倍である。

ケース9、10は、ケース7、8の向い側から波高の比較的小さな波を加えたものである。潮流の流速の変動の為か、潮流と同方向の波は波形が汚くなり、崩れ方にも影響してくれるが、ケース7、8と大きな違いはないようである。この向い側から加える波の波長についても、ケース9では波長の長い方の約1/4、ケース10では約2倍という関係にある。

以上述べてきたように、波長の関係が、2倍、4倍の波浪とうねりの組み合せで波を発生させると、極端な場合には、それだけで小さな崩れが現われ、更にそれに潮流が加わると大きな碎波になることがわかつた。しかし、碎波発生の条件および波の位相速度、あるいは群速度と碎波の粒子速度の関係を、より定量的に明らかにするには、理論的指標をもとにした系統的実験が必要である。

4.4.1.2 船体への衝撃圧 断面が、Fig. 4.4.1.2に示すような1～Nの4種類の2次元模型を使い、碎波が船体にあたる時の衝撃圧を計測した。圧力変換器は共和電業製のPGM-2KC（容量2 kPa）と、PML-500GC（容量500 g/cm<sup>2</sup>）の2種類を用い、船体表面に直角にあけた測圧孔に圧力変換器の受圧面が直接水に触れるように取付けた。取付位置はFig. 4.4.1.2に、一点鎖線でその中心を示すように、平水面を中心にして2.5 mm間隔で並んでいる。模型船及び波高計の取付状態はFig. 4.4.1.3にその概略を示す。

船体に激しく衝突する波、潮流の組合せは、碎波の発生で求めたものをもとにして選んだが、それぞれ反対方向の波の組合せの場合、船体背後からの波は相当波長の長い波だけがわずかに船体を通り越して前面に影響することや、潮流の影響も異なるであろうことから、船体のない場合の碎波発生とは若干違った組合せになった。又、船体による反射が強い為、2種類の波長の波を一方向から出して重ね合せる場合には船体の直前で両種の波の頂が丁度重なる様に造波する必要があった。衝撃の様子は1.6ミリ撮影で記録した。

実験結果はこうした組合せの内から2組を選び、衝撃圧の最大値  $n/h_w$  を模型船前方0.9 mでの波高  $h_w$  で除した値の分布で示した。

I～Nの模型についての  $n/h_w$  の分布をFig. 4.4.1.4に示す。又、一例として比較的  $n/h_w$  の値の大きな模型IIIの(B)の場合について、その圧力波形と1.6ミリ撮影の記録をFig. 4.4.1.5に示す。これでみると、模型の前面で重なり合って、しだいにその波高と波面の勾配を強めながら模型に向っていく様子がよくわかる。しかし、最終的には急勾配の波面がそのまま衝突していくのではなくて、模型と水面の接する付近の様子に注意すると、模型と、急勾配の波面の間を埋めるように水面が上昇してくることが明らかである。(Wagner型の衝撃)これは模型による反射波のためと考えられる。そして、この他の場合にも総てこうした傾向が見られた。1.6ミリ撮影の記録では激しく水しぶきの上がるのが見られるけれども、  $n/h_w$  が小さく、又圧力波形にも鋭く尖ったものがあり見られないのは、圧力計の取付位置、波の大きさ、模型の固着度など、いろいろな問題点はあるが、このような波のあたり方も大きな原因ではないかと思える。

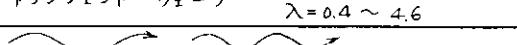
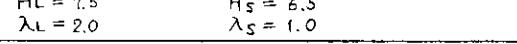
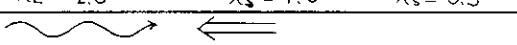
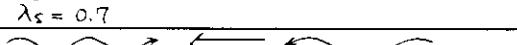
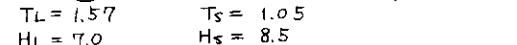
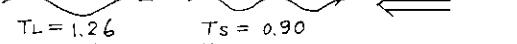
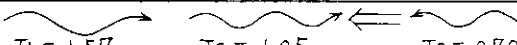
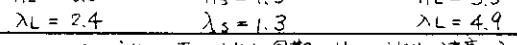
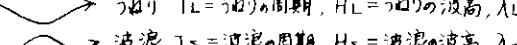
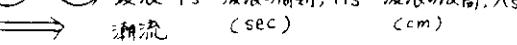
次に、Iの模型についてコールの影響を調べた結果をFig. 4.4.1.6に示す。 $\alpha = -20$ 度(入射波の側への傾きを正とする)では、  $n/h_w$  の値も小さく、1.6ミリ撮影の記録でも激しく波のあたる様子はみられず、水しぶきの上

がることもほとんどない。その他の場合についても、 $\alpha = -10$  度の (B) が比較的大きな値を示している程度で目立った特徴は見られない。

これまでの結果では、その圧力波形はおおよそ Fig. 4.4.1.5 に示したようなタイプであるが、(A)、(B)以外の波の組合せの中には、 $H/\eta_w$  の値にあまり差がないのに、圧力波形が頂点の平らな台地状のタイプや、頂点は尖っていても、それが極めて鈍いタイプが見られた。

以上のように、船体がない場合の条件で碎波を発生させ、又、それをもとにして船体に碎波があたる時の衝撃圧を計測したが、正面衝撃的な衝撃圧を発生させることには成功しなかった。実験方法、実験設備に不充分な点が多く、実験結果の表現にも問題があり、これらは今後の課題として残されている。

Table. 4.4.1.1 碎波の発生する場合

番号	実施状況	$H_{max} (cm)$
1	トランジェント・ウェーブ $T = 0.5 \sim 2.0$ $\lambda = 0.4 \sim 4.6$	21
2	 $T_L = 1.14$ $H_L = 7.5$ $\lambda_L = 2.0$ $T_S = 0.78$ $H_S = 6.5$ $\lambda_S = 1.0$	13
3	 $T_L = 1.14$ $H_L = 7.5$ $\lambda_L = 2.0$ $T_S = 0.78$ $H_S = 6.5$ $\lambda_S = 1.0$ $T_S = 0.57$ $H_S = 4.0$ $\lambda_S = 0.5$	17
4	 $T_S = 0.66$ $H_S = 6.0$ $\lambda_S = 0.7$	10
5	 $T_S = 0.66$ $H_S = 6.0$ $\lambda_S = 0.7$ $T_L = 1.26$ $H_L = 8.5$ $\lambda_L = 2.4$	11 14 (反射波含む)
6	 $T_S = 0.79$ $H_S = 8.0$ $\lambda_S = 1.0$ $T_L = 1.26$ $H_L = 8.5$ $\lambda_L = 2.4$	13 17 (反射波含む)
7	 $T_L = 1.57$ $H_L = 7.0$ $\lambda_L = 3.3$ $T_S = 1.05$ $H_S = 8.5$ $\lambda_S = 1.7$	24
8	 $T_L = 1.26$ $H_L = 8.5$ $\lambda_L = 2.4$ $T_S = 0.90$ $H_S = 7.5$ $\lambda_S = 1.3$	18
9	 $T_L = 1.57$ $H_L = 7.0$ $\lambda_L = 3.3$ $T_S = 1.05$ $H_S = 8.5$ $\lambda_S = 1.7$ $T_L = 0.70$ $H_L = 4.5$ $\lambda_L = 0.8$	22
10	 $T_L = 1.26$ $H_L = 8.5$ $\lambda_L = 2.4$ $T_S = 0.90$ $H_S = 7.5$ $\lambda_S = 1.3$ $T_L = 2.09$ $H_L = 3.5$ $\lambda_L = 4.9$	19
注	 うねり $T_L = うねりの周期$ , $H_L = うねりの波高$ , $\lambda_L = うねりの波長$  波浪 $T_S = 波浪の周期$ , $H_S = 波浪の波高$ , $\lambda_S = 波浪の波長$  潮流 (sec) (cm) (m)	

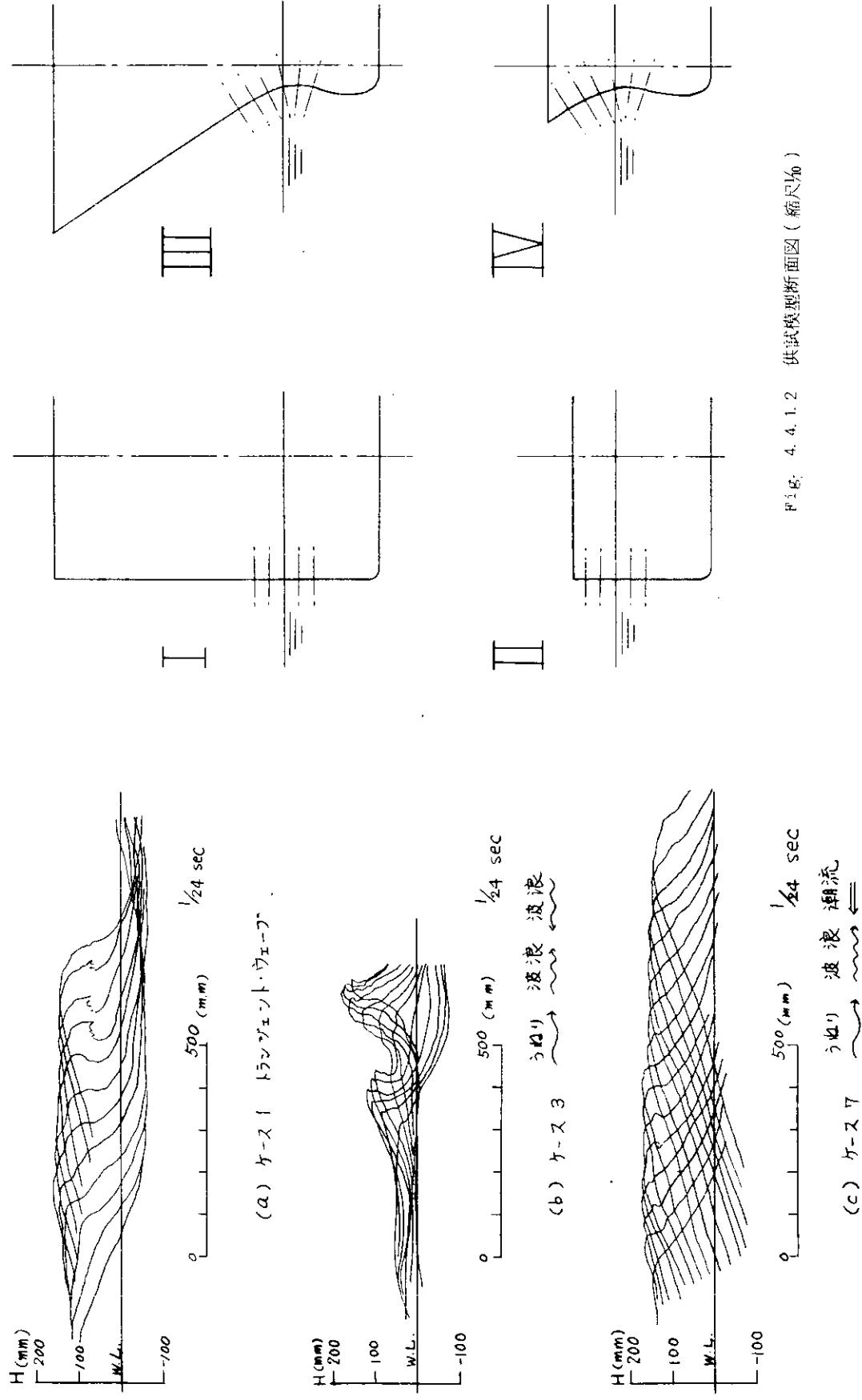


Fig. 4.4.1.2 供試模型断面図(縮尺 $1/10$ )

Fig. 4.4.1.1 破波の撮影記録

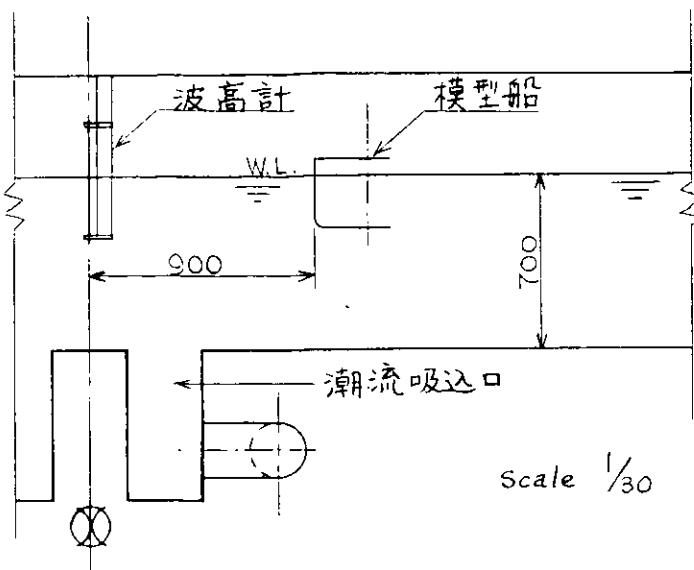


Fig. 4.4.1.3 模型船取付状態

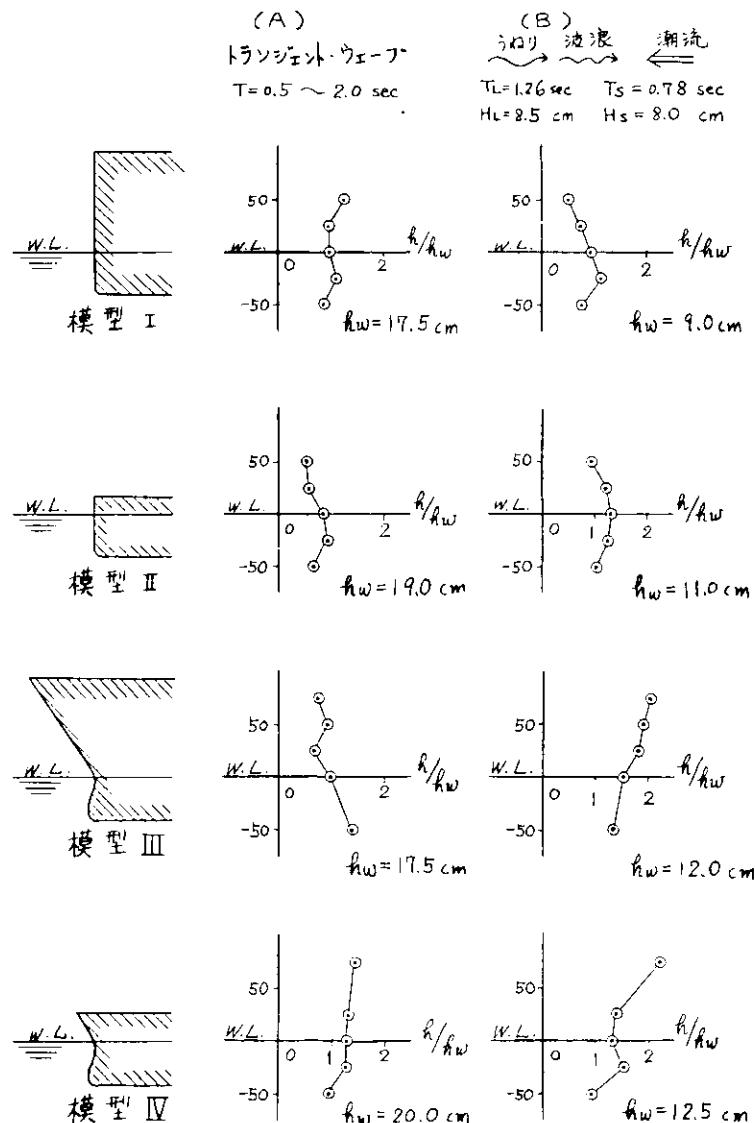


Fig. 4.4.1.4  $h/h_w$  分布 (その1)

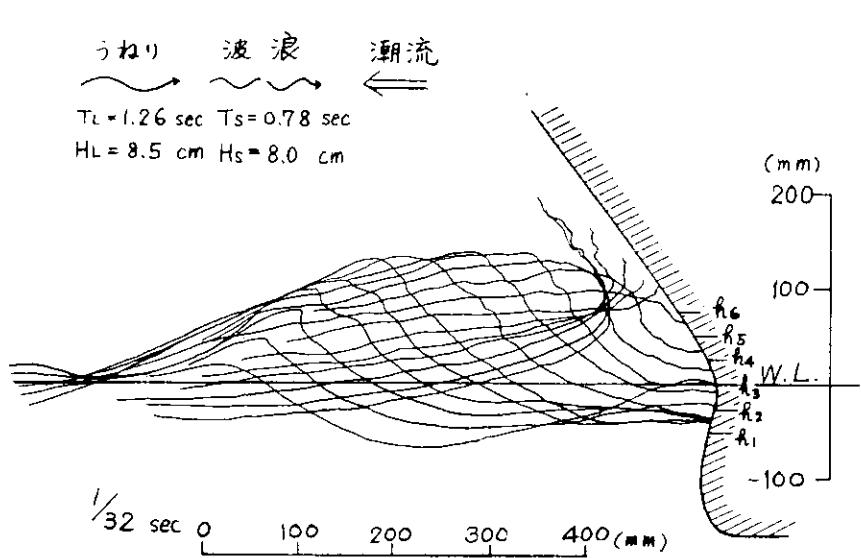


Fig. 4.4.1.5 模型III-(B)の圧力波形及び16ミリ撮影記録

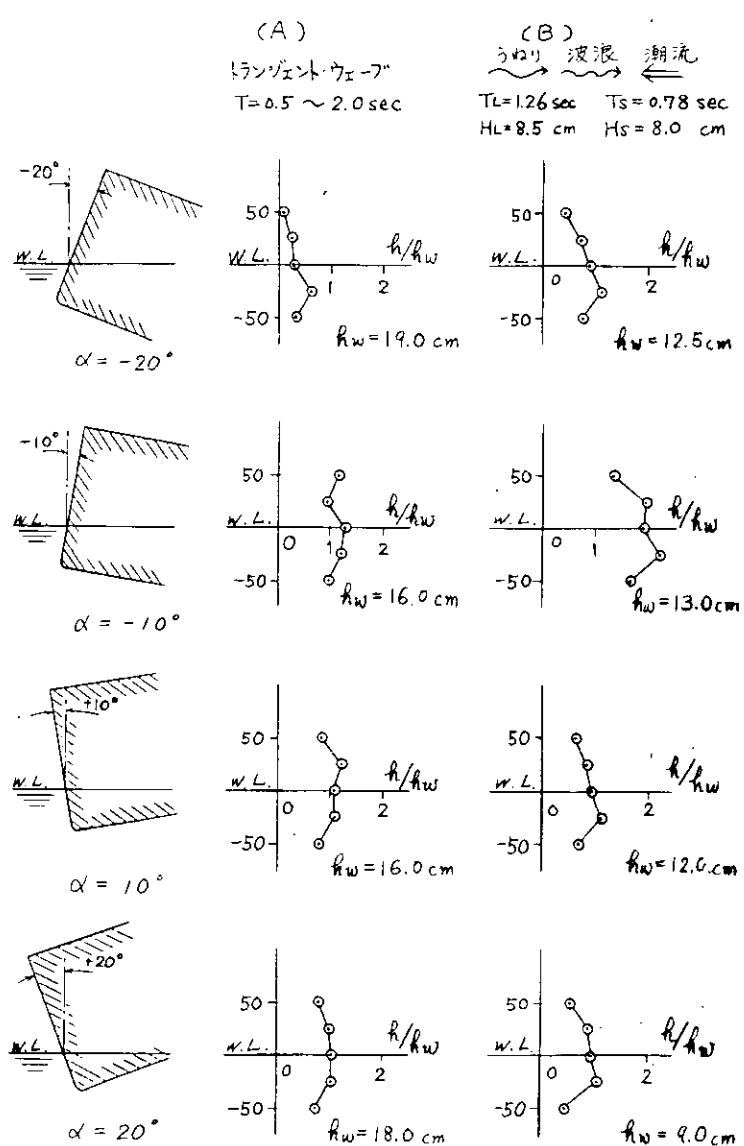
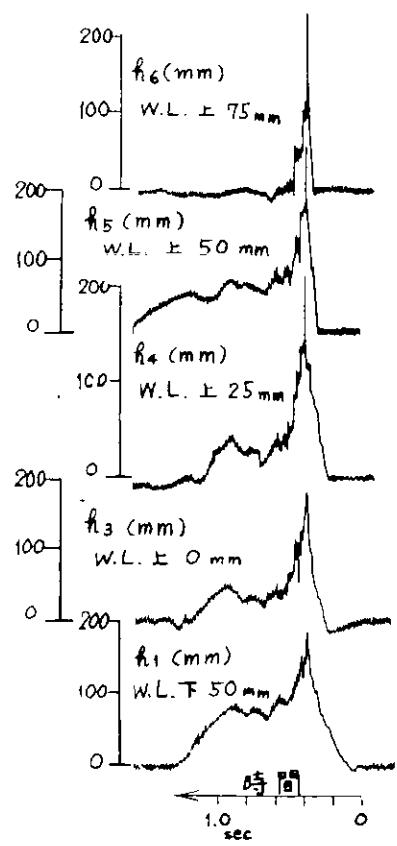


Fig. 4.4.1.6  $h/h_w$  分布(その2)

#### 4.4.2 Freak Wave の発生とその構造

荒天下の海面では多くの相異なる周期と、巾広い進行方向をもつ無数の波が相互に全く不規則な位相関係をもって進行している。より多数の波の山が一致した時に海面はより高く盛り上り、そして、そのような機会はより少ない確率で発生する。これは海洋波を定常確率過程と見る周知の考え方であるが、これを応用した Longuet-Higgins の結果によれば、有機波高の 2 倍以上の波高が時折現われることになる。

一方、古来船乗りの間で、荒天海面では一晩に一回とか、それくらいの小さい確率で、異常に高い波に遭遇すると云われており、帆船乗りはこれを“Freak Wave”と呼んだ。このような異常に高い波はその見かけの形状も一般的の波とは異なった台地状を呈し、その前面は急峻で、頂部は衝撃的に碎波していることが多い。この種の波はその想像を絶する破壊力を似て知られ、多くの物語がある。

上述の理論を以て “Freak Wave” を解釈すると、非常に少ない確率ではあるが、非常に多くの素成波の山が一致して異常に大きい海面隆起が起つたものと考えられる。このような波では、波面の形状も、水粒子の運動も、普通に考えられる正弦規則波のそれとは大きく異なり、従って船舶がこのような波に遭遇するとき、規則波中の変動圧力とは別の圧力をうける可能性があり、所謂 “衝撃圧力” の一因がこゝにあるかも知れない。

このような異常な波でなくとも、現実の海面でわれわれの眼に映する波の一つ一つは正弦規則波の一部ではない。いくつかの素成波の山が一致して一つ一つの山を瞬時に形成しているにすぎない。この意味において、現実の海面の波と試験水槽で発生する規則波を直接、相似的に考えたり、又、これらの波から船体がうける圧力を短絡的に結びつけることには問題がある。唯、合成されてできた波が余り大きいものでなければ、個々の素成波があたえる圧力を単に加え合わせたものが、合成波があたえる圧力に近いであろうから、線型重ね合わせの原理に従って規則波と現実の波を結びつけることができるであろう。

しかし、より多くの素成波の山が一致して、合成波の波高が異常に大きくなると、波傾斜も亦、異常に大きいものとなり、波くずれが発生する。ある程度以上の荒天で普通に観測される白波は主としてこの原因で発生した波くずれである。浅水や逆流などが碎波を発生することはよく知られているが、深海の外洋における碎波の基本的な原因はこゝにあると考えてよい。

このような現象においては、もはや線型重ね合せの原理はその力を失なう。“Freak Wave” はその典型的な表現ではなかろうか。こう考えてみるとこのような異常に大きい波は、通常の波の所謂 “変動圧” とは全く性質を異にする圧力を船体によよびす可能性があり、衝撃圧とも関連して、このような波の構造とその船体にあたえる圧力を調べることは有意義と思われる。

以上の背景の下に、Freak Wave を集中過渡水波を以てモデル化し、その流体力学的構造を実験的に研究することが昨年度以来行なわれている。集中過渡水波とは周期の異なる波を、周期の短かい方から順次造波すると、造波機から一定距離の所で全波の波の山が一致して、一瞬、高い波が現われるものを云う。

##### (1) 実験装置

昨年度設置された本研究用実験水槽ならびに可搬造波機を一部改造、補修等を行った結果、本年度使用した造波機制御、計測、データ処理の諸計器のブロック線図を Fig. 4.4.2.1 に示す。実験設備の配置は昨年度報告図 4.6.1 と大差ない。

昨年度研究において集中時に一瞬現われる高い波の中の水粒子の運動は、さきの考察から予想されたとおり、規則波中の orbital motion とは全くかけはなれたものがあることが分った。今年度においてはこの点を更に明らかにするため、波高計と併用して写真鏡鏡を大巾に採用した。水中に浮ばせるターゲットとしては喫茶店等で用いるビール・ストローに塗料を吹きつけたものを 5 m/m 位の長さに寸断したものを用いた。なお、使用に先立ち水中に浸漬して気泡等の附着を除いておく必要がある。写真機は 3.5 m/m 電動カメラ（最高毎秒 4 コマ）とストロボ照明を組合わせるものと、1.6 m/m シネで連続撮影する方法を併用した。一般の波高計による水面上下動の記録は定量

的解析の基礎となるが、昨年度報告したものを精密化、自動処理化したものである。

## (2) 実験結果

本年度実験データは本年度末報告起草の時期に未だ解析中のものが多く、その全体は次回にゆずらざるを得ないが、その主要な結果について以下に述べる。

(2.1) ある位置における水面上下動 $\eta(t)$ の自乗積分値  $\int_{-\infty}^{\infty} \eta^2(t) dt$  の値は、造波機から遠ざかるにつれてゆるやかに減少し、集中前には距離に関せず略一定となるが、集中後は急減して、集中前の1/2~1/3ぐらいの値になる。この値は当該地点を通過する一連の波群のもつ全エネルギーに応するものと思われるが、集中時にこの値が急減するのは、それだけのエネルギーが非保存的に解放されることを意味し、後に述べる強い水平流の発生と関係が深いと考えられる。なお、 $\eta(t)$ は有限の時間しか値をもたないので上の積分は実際にはその時間内についてだけ行なう。Fig. 4.4.2.2 は $\eta$ 計測の一例である。

(2.2) 写真観測から得た波形の時間的推移の記録の一例を Fig. 4.4.2.3 に示す。数箇の定位置における水面上下の記録 (Fig. 4.4.2.2) と対照すると多くの素成波が集中して一時期、大きな波高を呈する模様がうかがわれる。Fig. 4.4.2.3 に記入したごとく、見かけの波形について波高 $h_A$ 、波長 $\lambda_A$ を定義する。この $h_A$ と $\lambda_A$ をそれぞれ波高、波長とする正弦規則波を考え、この等価的規則波の水面における orbital 速度を計算する。一方、写真観測によって Fig. 4.4.2.3 に示す集中波の水面粒子の速度を測り両者を比較すると、後者は前者の約5倍に達する。しかも前者は当然、前後に等振幅で変化する速度変動であるが、後者は集中直後に波の前面に一瞬現われるところの波の進行方向に向う一方向の流れで、非保存的であり、「ゆりもどし」的な後向きの流れは弱い。水面に浮かべたターゲットの運動で云々ば、集中直後に波の進行方向に急速に移動し、原位置へは帰って来ない。

既に述べたごとく、現実の海洋波は多かれ少なかれ、この集中波の機構をもって盛上っていることを考えると、見かけの波高と波長から orbital 速度を考えることは問題がある。

現在、解析中のデータがまとまった時期に、改めて報告することにして、これを以て年度報告とする。

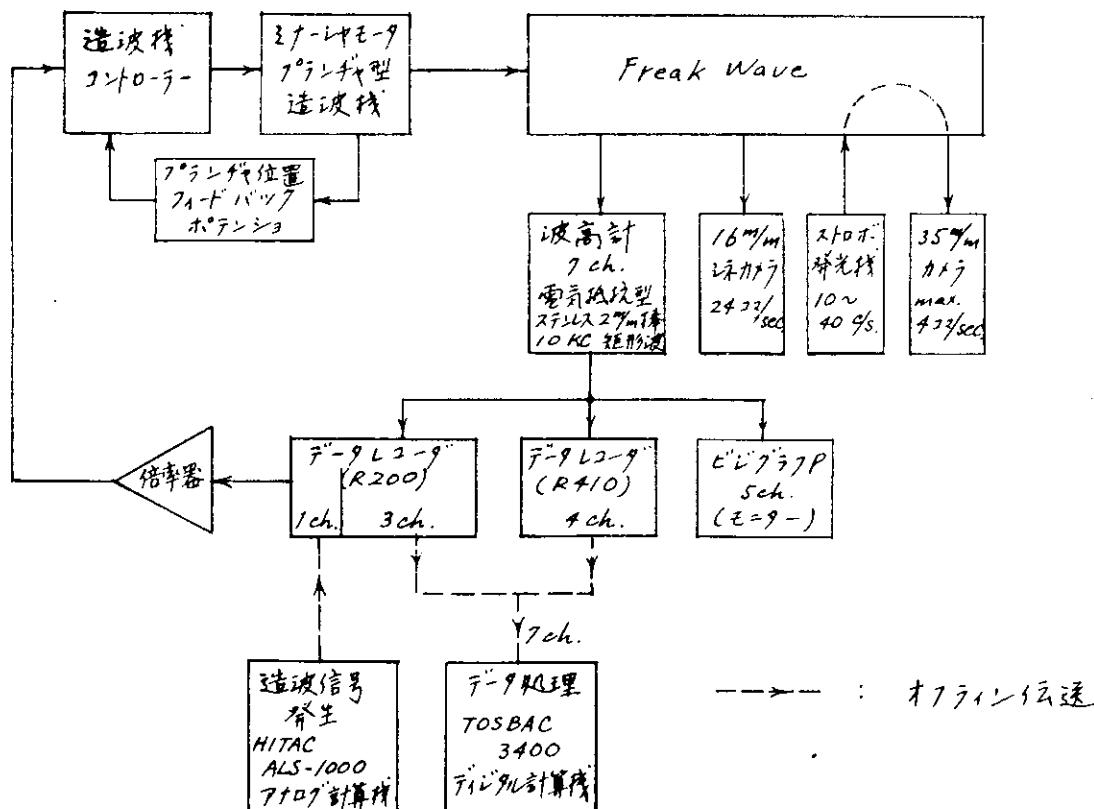


Fig. 4.4.2.1 Freak Wave 実験系統図

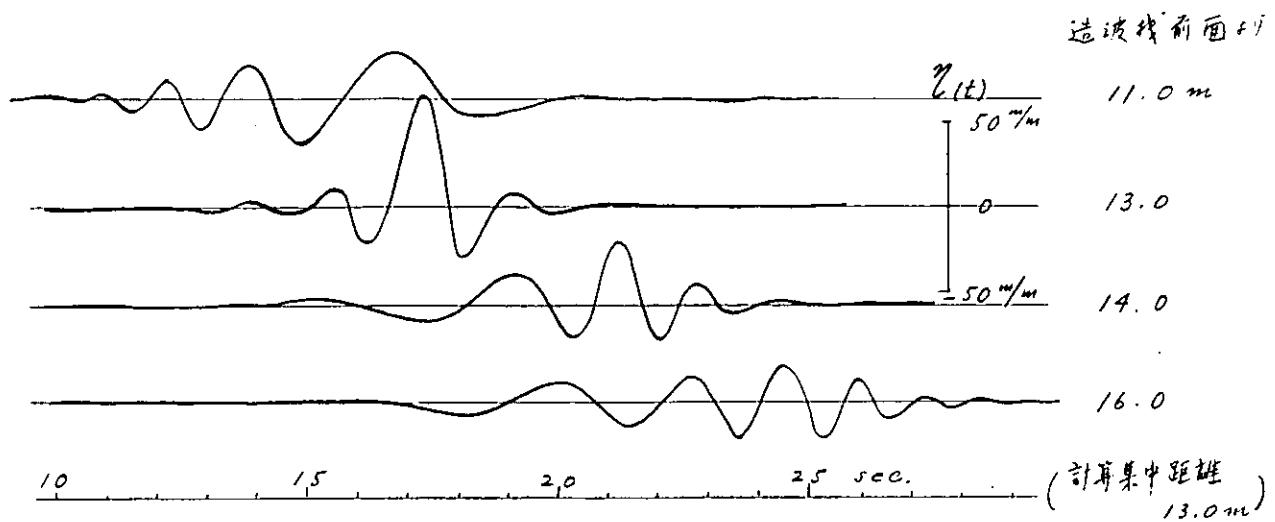


Fig. 4.4.2.2 水面上下動 $\eta$ の時間記録の一例

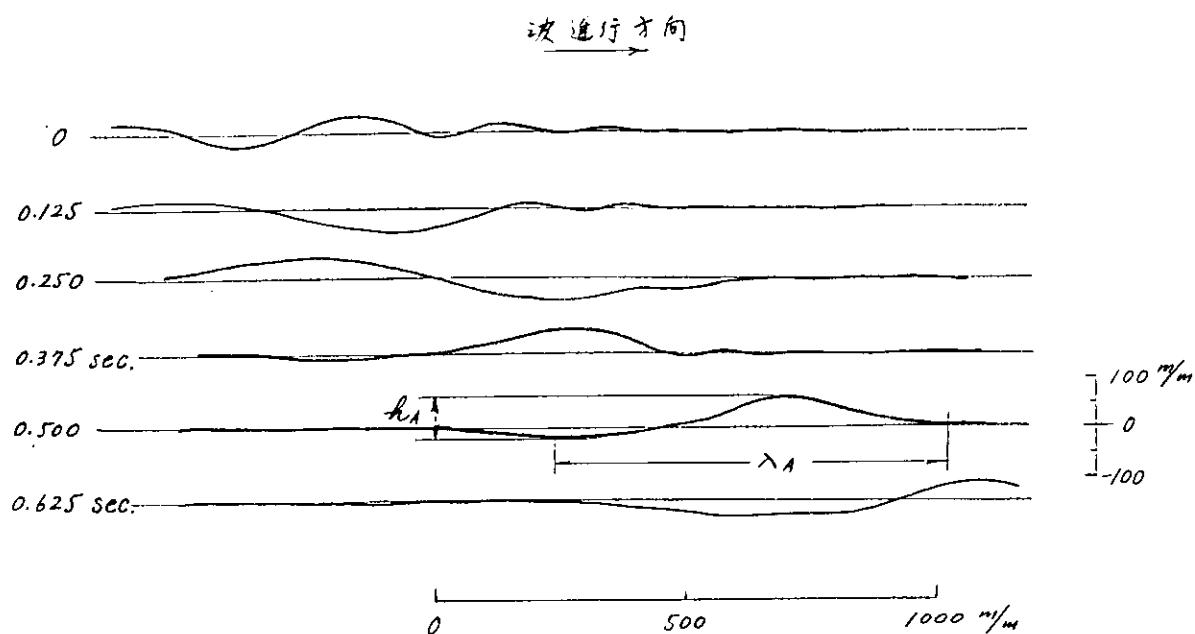


Fig. 4.4.2.3 波形の時間的推移の一例

#### 4.5 第2面造波装置

波浪中を航行する船舶に作用する衝撃水圧の実態を調査するため、2方向波中の模型実験が計画され、船舶技術研究所角水槽（三鷹第一船舶試験水槽）を利用して計画を具体化することとなった。そこで、昭和46年度に、第2面造波装置予備実験が行なわれ、引続いて本装置の設計が行なわれた。<sup>1) 2)</sup> しかし、その後、予備実験結果の再検討を行なった結果多少の設計変更の必要を生じた。

昭和47年度においては、本装置の細部設計を固めると共に、製作図面の作成、工場製作および現場仮設工事を行ない、昭和48年2月本装置を完成した。装置の概要については昭和46年度報告<sup>1)</sup>に述べてあるが、その後多少の変更もあるので一応述べておく。

1) 日本造船研究協会；第13-1研究部会“波浪外力に関する水槽試験報告書”、研究資料No.16-3、昭和47年3月

2) 安川電機製作所；“第2面造波装置の設計およびそのための予備実験報告書”

##### 4.5.1 装置の概要

第2面造波装置は船舶技術研究所角水槽東辺にその本体機械部が、また本体東側に電気制御室が仮設され、さらに、その対辺には可動式消波装置が仮設されている。第2面造波装置および可動式消波装置の操作は、仮設の第1面フラップ型造波装置との運動操作上、水槽北辺の研究棟内に置かれる操作台より全て行なわれるようになっている。概要をFig. 4.5.1 および Fig. 4.5.2 に示す。

##### 4.5.2 要目等

###### 1) 形式

直流パワーサーボ電動機駆動分割プランジャ型

###### 2) 駆動方式

ミナーシャモータ・ボールネジ直結方式

出力 6 kW、24台

###### 3) プランジャ

楔形鋼製プランジャ；L 2.25m × W 1.00m × D 1.50m × d 1.00m、ストローク；300mm (造波時)

相互間位相；0～360° 可変

分割数；24

###### 4) 波

規則波；波長  $\lambda = 0.5 \sim 10\text{ m}$

波高  $H_w \leq 0.1\lambda$  ;  $1 \leq \lambda \leq 2\text{ m}$

$H_w = 0.2\text{ m}$  ;  $2 \leq \lambda \leq 5\text{ m}$

波頂線傾角；0～30° および 150～180° 可変

不規則波；可能

###### 5) 信号入力

低周波発信器および斜め波信号発生器

###### 6) 消波装置

透過型電動消波装置（遠隔操作可能）

L 3.85m × W 1.20m ; 15面連動

##### 4.5.3 機械部

機械部は水槽東辺に基礎を置き、水槽内にオーバハンプした造波機架台に取付けられた上下レールに駆動機およびプランジャ本体が取付けられているプランジャ架台がボルトインされる。造波機は、格納状態ではプランジャ下面を水槽

擁壁天端高さまで揚げる必要があり、この上下レールがそのために利用される。造波時にプランジャーに働く流体は、3本の上下ロッドによって受けられ、駆動軸であるポールネジには軸方向応力のみが働くようになっている。単体組立図をFig. 4.5.3に、プランジャー詳細をFig. 4.5.4に示す。

#### 4.5.4 電 気 部

造波装置駆動制御に必要な電気品は、操作台を除き、全て電気制御室に収納される。電気品の主なるものは、変圧器、高圧盤、分岐盤、主幹リレー盤、サーボ制御盤24面、操作台、斜波発生器、低周波発信器等である。造波装置制御説明図をFig. 4.5.5に示す。

#### 4.5.5 消波装置

消波装置は、造波機対辺に置かれ重複波の発生を極力少なくするために設けられている。消波装置の駆動方式は、ブレーキモータ・テンションロッド方式であり、操作は、現場操作箱による水槽西辺での現場操作、および操作台による研究棟内操作が可能である。その概要をFig. 4.5.6に示す。

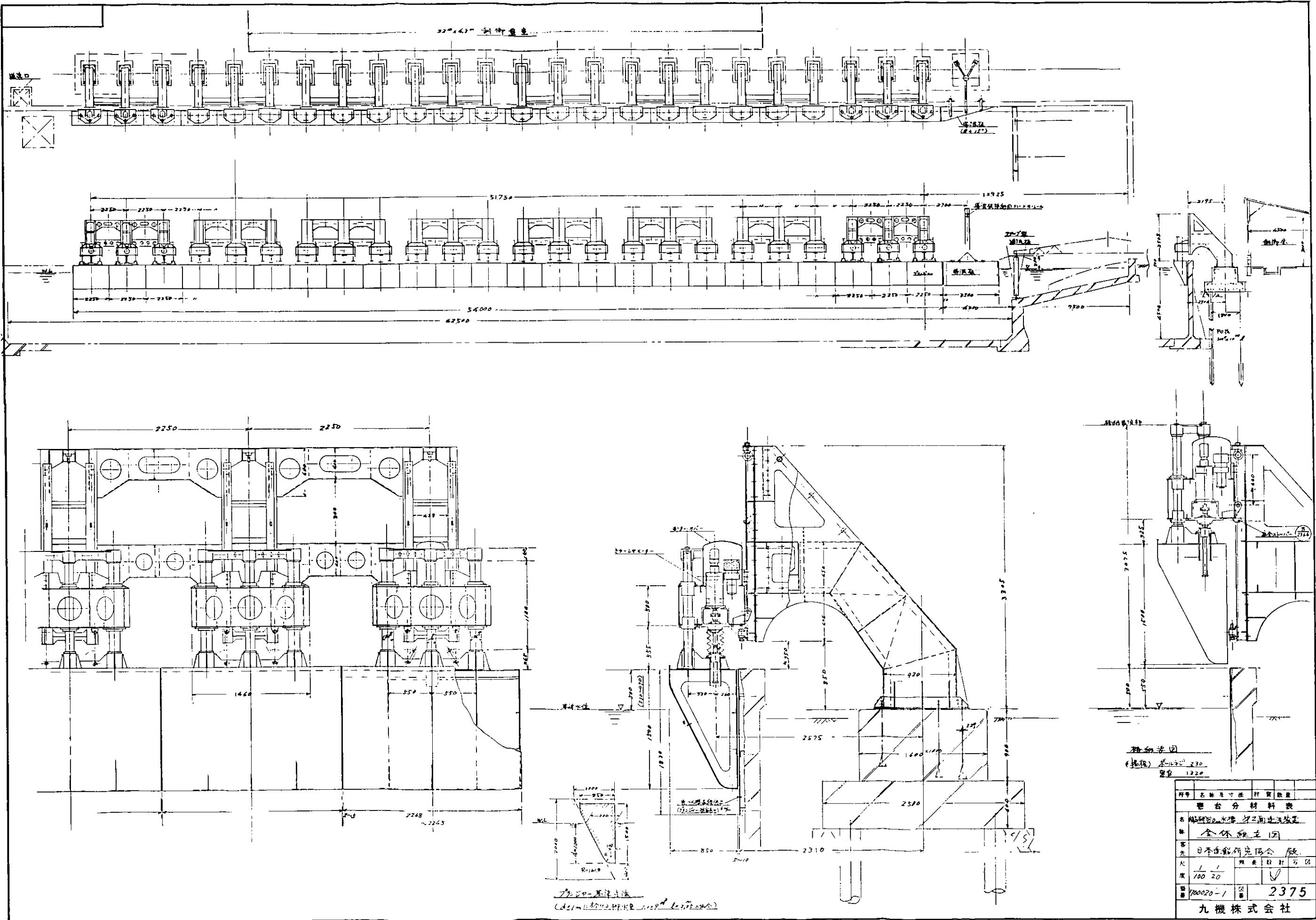


Fig. 4.5.1

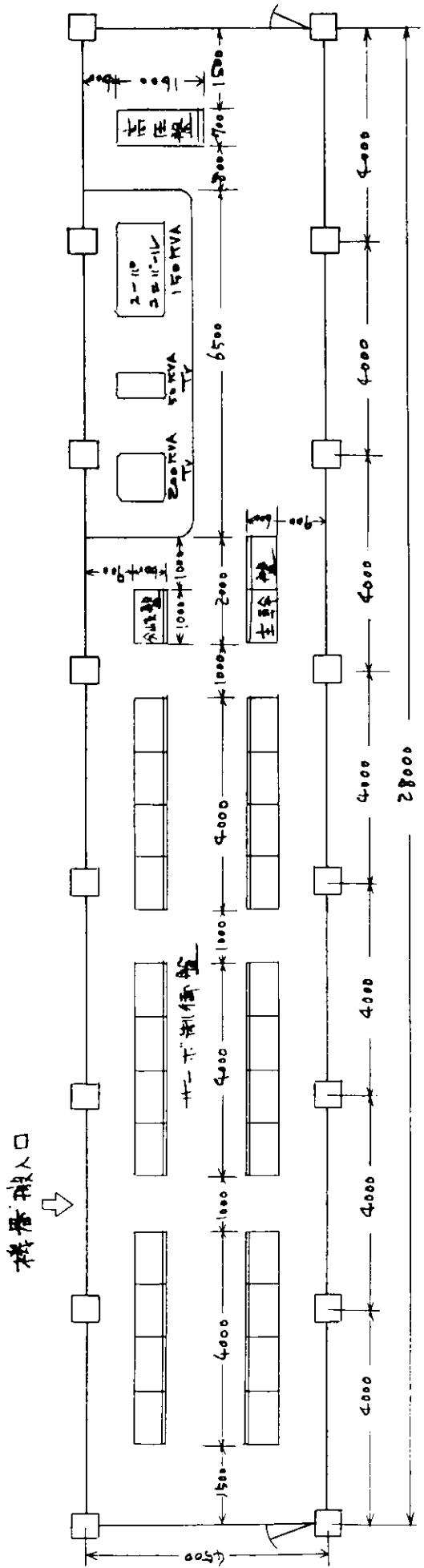


Fig. 4.5.2 造波装置電氣室

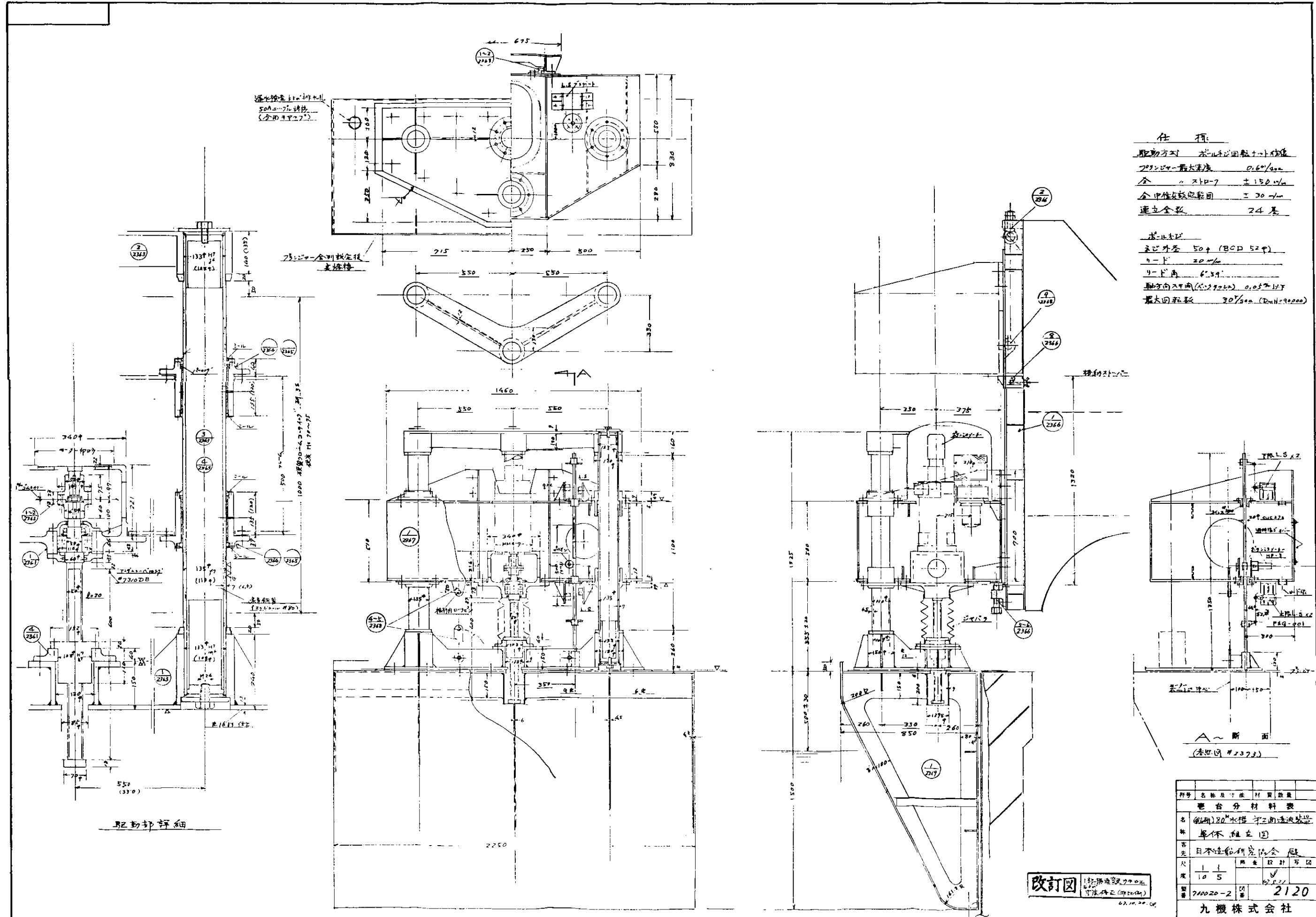


Fig. 4.5.3

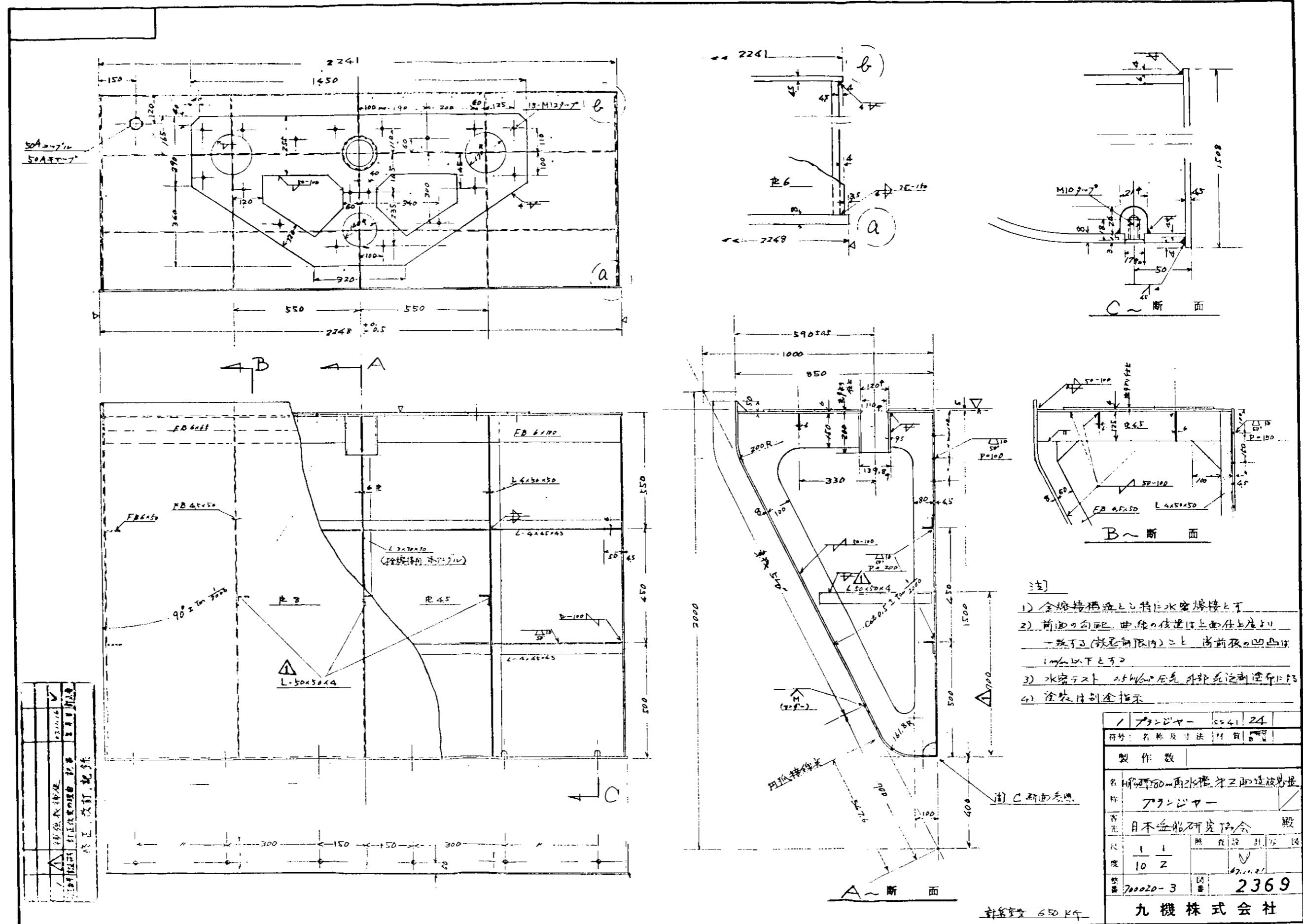


Fig. 4.5.4

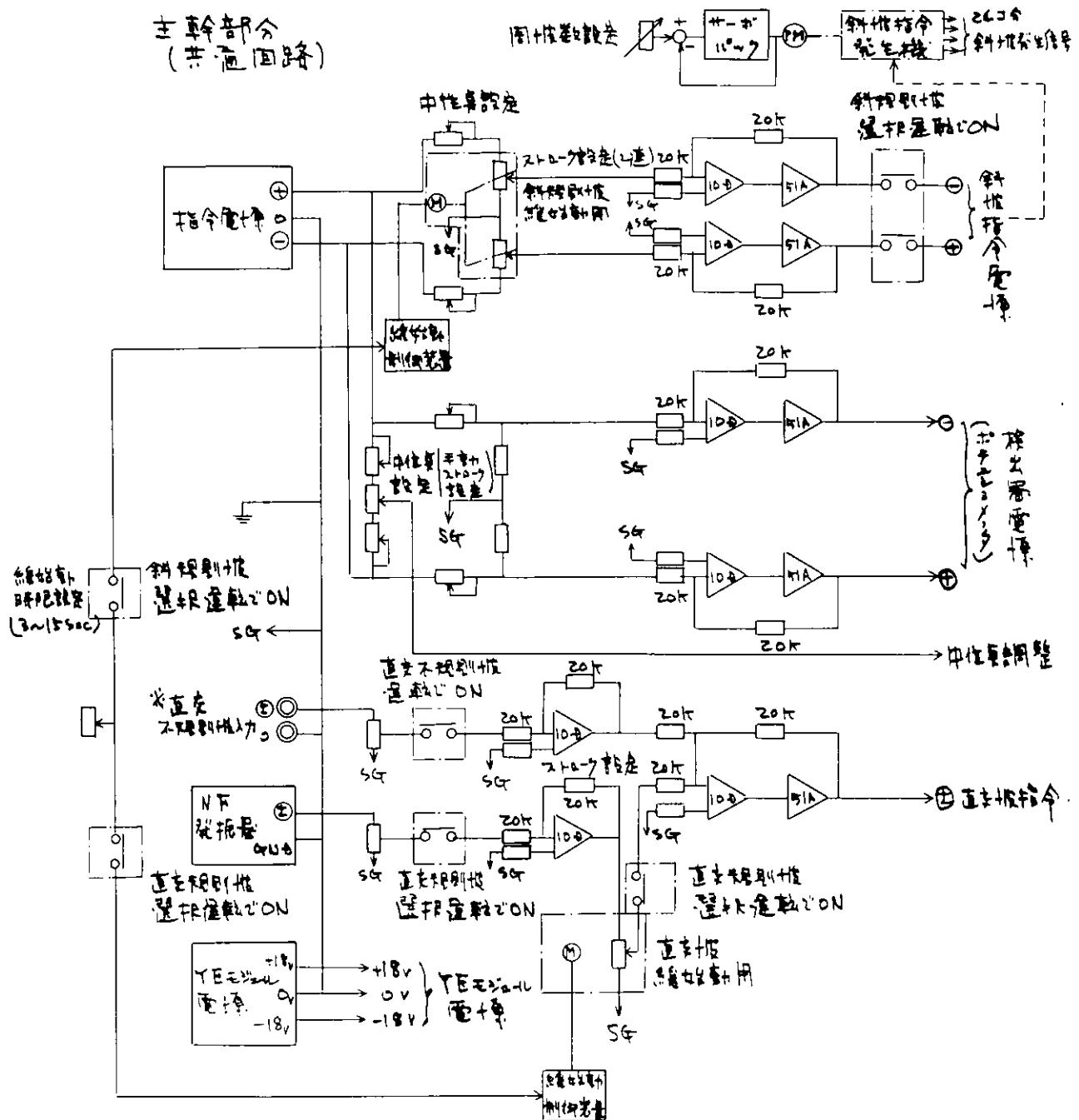


Fig. 4.5.5 (j) 造波装置制御系統

# 各造波機部分(1回路分)位置指令回路

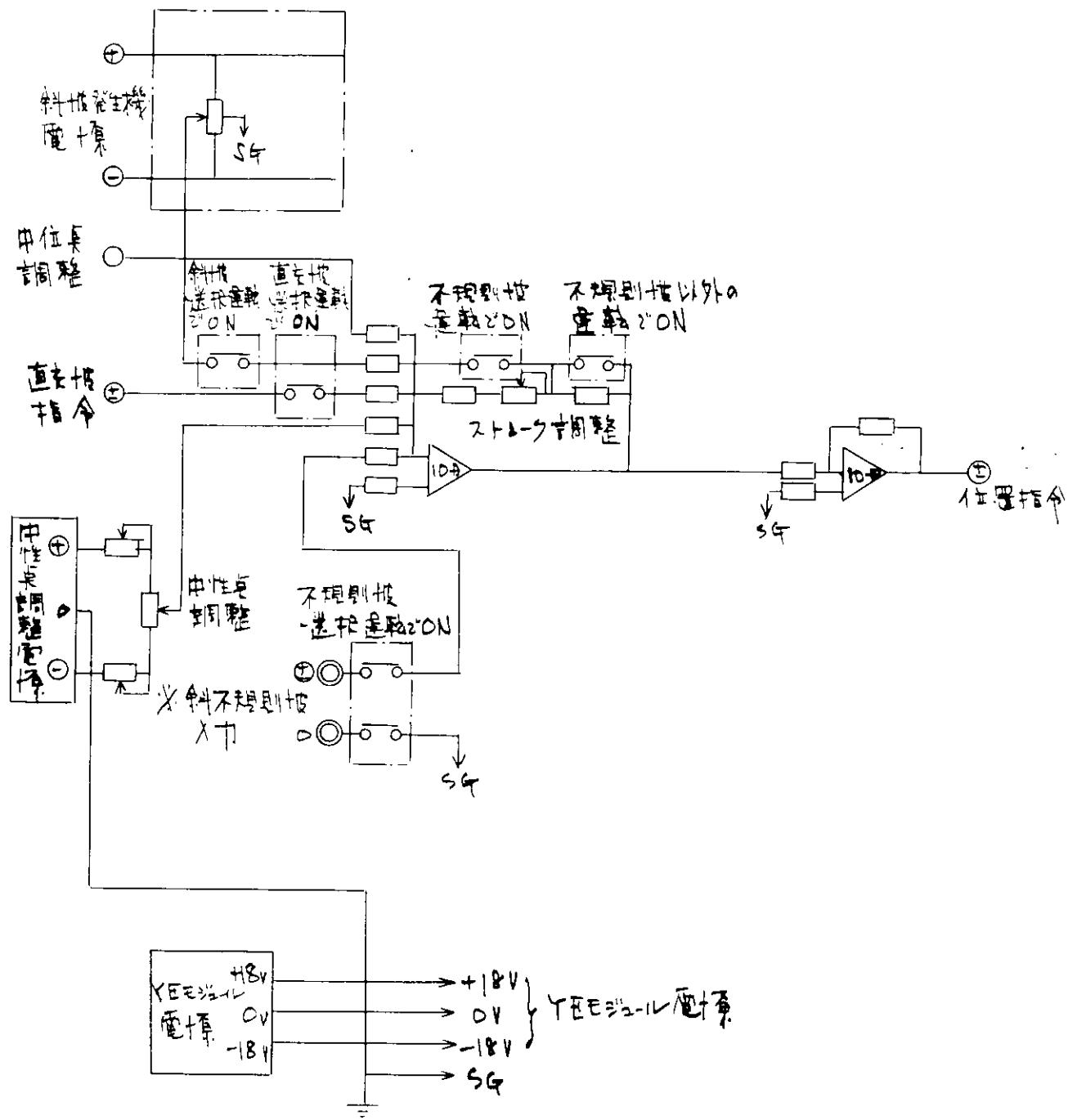


Fig. 4.5.5 (ii) 造波装置制御系統

十一、制御回路

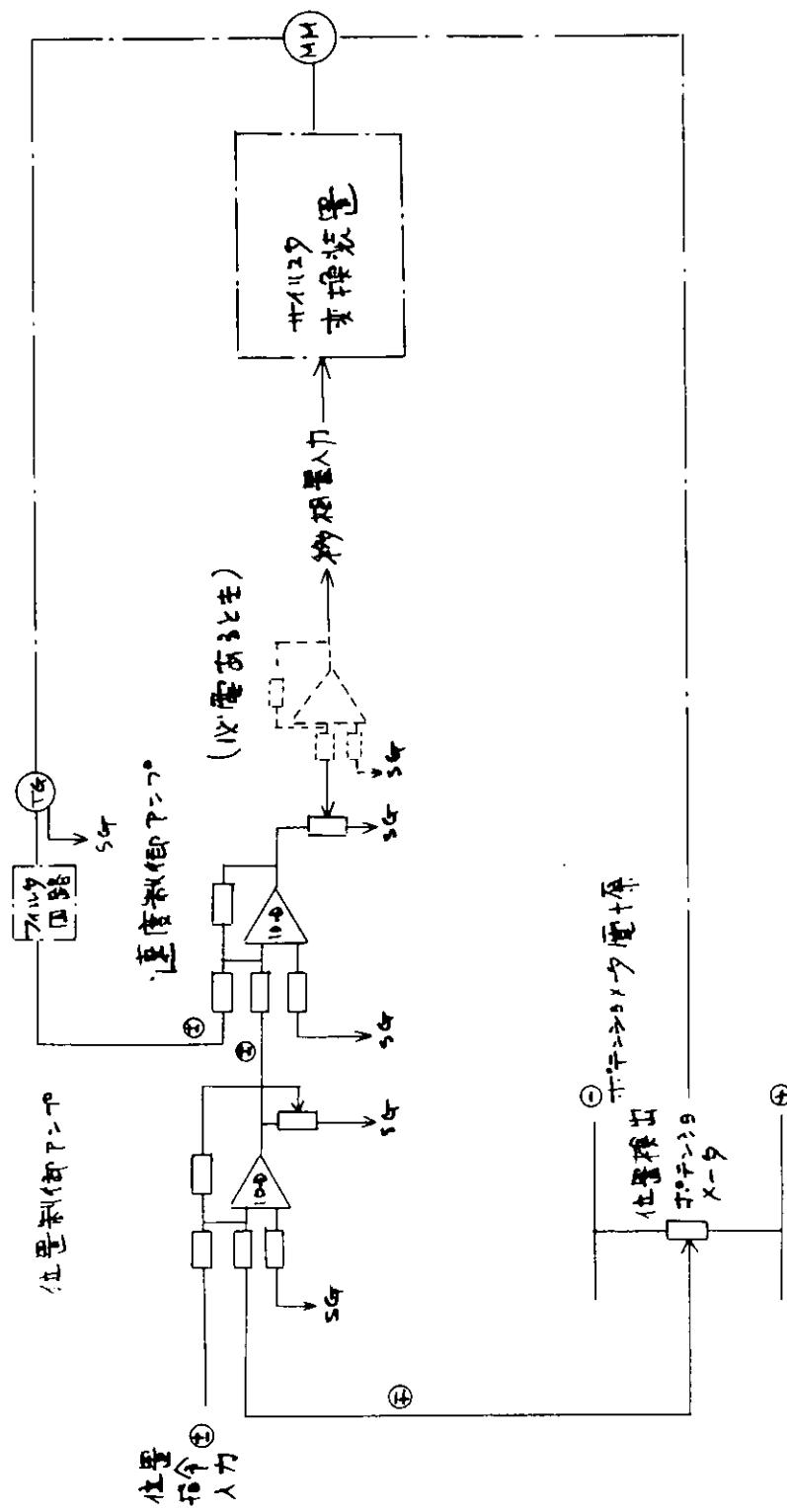


Fig. 4.5.5 (ii) 造波装置制御系統

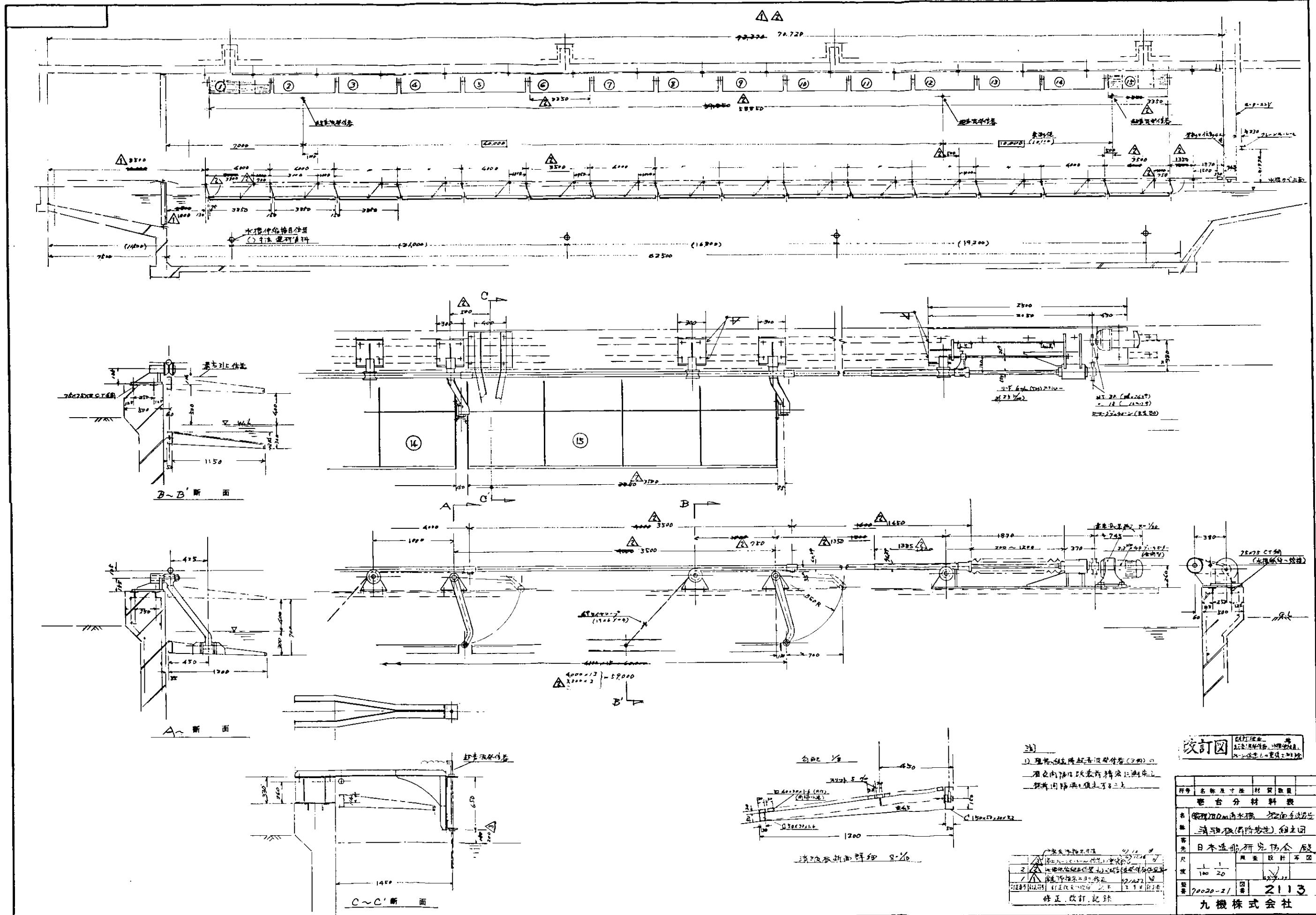


Fig. 4.5.6

## 5. 甲板および船首外板の衝撃圧の計測に関する研究

### 5.1 甲板および船首外板の波浪衝撃の模型実験

#### 5.1.1 まえがき

$L_{pp} = 3\text{ m}$  の鉛石押搬船“笠木山丸”的一体型および分割(結合)型模型(Fig. 5.1.1)を正面規則および不規則波中で曳航し、船体の縦搖、上下搖、船首加速度、甲板・船側・船底の圧力、波高および縦曲げモーメントなどの同時計測を行った。計測点の数および配置はFig. 5.1.1に、縦・上下搖および垂直2節振動の固有周期は同図中のTable 5.1.1に示してある。 $\lambda$ : 波長、 $L$ : 船の長さ、 $H$ : 波高、 $F_n = v/\sqrt{Lg}$ : フルード数、 $v$ : 進行速度、 $g$ : 重力の加速度とするとき

$\lambda/L = 0.5 \sim 1.2$ 、 $H/\lambda = 1/1.1 \sim 1/5.9$ 、 $F_n = 0 \sim 0.3$ (0.25、0.3は参考)のごとき範囲で実験を行った。各量の詳しい組合せについては前報<sup>1)</sup>で報告した。

#### 5.1.2. 船体の縦搖、上下搖

前報<sup>1)</sup>の実測にさらに追加実験を行って、福田、藤井<sup>1)</sup>の計算値と $\lambda/L$ を横軸に示したのがFig. 5.1.2、5.1.3である。実測値と計算値とは上下搖はよく一致しているが、縦搖は $\lambda/L > 1.4$ にてかなりの不一致がみられる。この原因としては水槽の側壁影響が考えられるが、さらに今後の検討が必要である。このような不一致はあるが、甲板および船首外板の波浪衝撃の実験は上記のごとく $\lambda/L \leq 1.2$ で行われている。

甲板、船首外板の波浪衝撃の実験結果は $F_n$ をベースに整理するので、縦搖、上下搖の計算および実験結果を $F_n$ をベースに書きかえたものがFig. 5.1.4である。この図からわかるごとく両者は定量的ならびに定性的にかなり良く一致している。

#### 5.1.3 正面規則波中の甲板および船首外板の波浪衝撃圧

正面規則波中の曳航実験による甲板および船首外板の波浪衝撃の平手打圧力の大きさの $F_n$ の変化による変化についてはすでに前報<sup>1)</sup>で報告した。

数多くの記録の中より各量の同時記録の例をFig. 5.1.5、5.1.6に示す。この同時計測記録より判明することを以下に列記する。

- (1) 甲板の背波衝撃圧力はかなり急峻な形をしている。
- (2) 甲板上のD 1(F.P.より0.007L前方)、D 2(F.P.より0.03L後方)、D 3(F.P.より0.03後方、中心線より0.13側方)の位置に背波が打込み、それが後方に流走する。
- (3) ここに示した $\lambda/L$ 、 $F_n$ の例では縦搖により船首が上に持ち上った状態で背波が打込んでいる。併しながらこれは他の $\lambda/L$ 、 $F_n$ でも同じとは限らない。
- (4) 船首外板の波浪衝撃圧は甲板衝撃圧ほど急峻な形ではない。
- (5) ここに示した2例では、船首外板に波浪衝撃が作用するのはF.P.から後方0.02L位の範囲である。ただし、この実験は正面迎波の場合のみに限られるので、斜波中での流走では事情がわかつてくるものと思われる。
- (6) 曲げモーメントには波浪曲げモーメントとwhipping bending momentとが重なっている。
- (7) 同時計測記録であるため明らかにわかるごとくこのwhipping bending momentは背波衝撃によって発生したものである。
- (8) Hoggingのwave bending momentが作用している状態で背波衝撃が作用してwhippingを生じている。

#### 5.1.4 甲板の背波衝撃の分布について

正面規則波中の船首甲板の背波衝撃の平手打圧力の大きさと同じ位置での波高計で計測された波高およびその比の分布を示したがFig. 5.1.7である。この甲板上の位置でD 1、D 2、D 4は首棊甲板、D 6、D 8は上甲板上のものである。この実測結果より判明することを要約すると次のようである。

- (1) 平手打圧力は  $F_n$  の増加とともに大きくなっている。(  $F_n = 0.2$  は実験の速度には対応しないもので参考である。)
- (2) 平手打圧は、この実験の範囲内で、 $\lambda/L$  が大きい程大きくなっている。
- (3)  $F_n$  が小さいところでは波浪の打込みは F.P. より前方 0.07 L の D 1 付近であるが、 $F_n$  が大きくなると F.P. より 0.05 L、後方の D 2 付近に移動している。
- (4) D 4 ( F.P. より 0.07 L 後方 ) の位置で  $p_b$  より  $h_p$  が大きく計測されているが、これは計測のむずかしさによるもので、実際は  $h_p$  をつらねた線のごとくになるものと予想される。それは D 1 または D 2 に打込んだ波が後方へ流走し、D 4 の位置では流走速度が非常に大きくなってしまっており、しかも甲板上の波高計は多少の厚みをもっているため、波高計の前面に流走してきた打込み波がそこで盛り上るためにこのような波高を記録したものである。
- (5) 首樓甲板に打込んだ背波は後方に流走して上甲板に落下するので F.P. より 0.11 L 後方の D 6 の位置でも衝撃圧が大きくなっている。それよりさらに後方の D 8 では圧力はそれほど大きくならない。いまでもないが、D 1 ~ D 8 の各位置の圧力、波高は同時刻のものではなく時間的な位相差がある値である。
- (6) 当然のことではあるが平手打圧力  $p_b$  より波高  $h_p$  よりも大きく、 $F_n$  が大きくなるに従って  $p_b/h_p$  も大きくなっている。その値も甲板上の各位置で異なっているが、概略値として

$$\text{首樓甲板上で } p_b/h_p = 4 \sim 6$$

$$\text{上甲板上で } p_b/h_p = 3 \sim 4$$

程度の値となっている。いまでもなくこの  $p_b$  の算定には打込み波浪と甲板との相対速度が必要であるが、これは今後の検討が必要である。

### 5.1.5 船首外板の波浪衝撃について

船首外板の波浪衝撃の同時計測例をすでに Fig. 5.1.5、5.1.6 に示した。この衝撃圧の平手打圧力の大きさについては前報<sup>1)</sup>で示してある。衝撃圧の形が  $\lambda/L$  によって波の大きさ、さらに周波数  $H/\lambda$  によって異なるので、その比較を  $H/\lambda = 1/1.1$  と  $1/2.1$  について示したのが Fig. 5.1.8 である。この図において両者で出会波高は同じではなく  $H/\lambda = 1/2.1$  の波の方が  $H/\lambda = 1/1.1$  の波の 1.3 倍となっている。従って両者では圧力の大きさの比較はこの場合主眼ではなく、圧力の形の比較のための図である。この図より判明することを要約すると次のようである。

- (1)  $H/\lambda$  が大きい程波浪衝撃圧の形は急峻である。
- (2)  $\lambda/L$  が大きい波従って波長の大きい波ほど衝撃圧の形は急峻ではなく、従って衝撃圧の持続時間は大きくなっている。

ここでは単に  $H/\lambda = 1/1.1$ 、 $1/2.1$  の場合のみの比較を示したのであって、この問題については  $H/\lambda$  の数多くのものに対する比較および定量的な検討が必要である。

正面規則波中の曳航実験より得られた船首外板の波浪衝撃の発生する範囲の  $H/\lambda$  や  $F_n$  による変化の状態を示したのが Fig. 5.1.9 である。この図より判明すること

- (3)  $H/\lambda$  が大きいほど波浪衝撃の発生する範囲は広くなる。
- (4)  $F_n$  が大きくなるほど衝撃の発生範囲は広くなる。
- (5) この実験でみられる限りでは波浪衝撃は船首部の F.P. より後方 0.02 L までの範囲に発生している。
- (6) 船体の縦揺、上下揺との関係があるが、 $F_n$  が小さいときには波浪衝撃は水線より上方に発生しているが、 $F_n$  が大きくなるとまた  $H/\lambda$  が大きいとき波浪衝撃は水線面付近にも発生するようになる。

### 5.1.6 波浪曲げモーメントおよび青波衝撃による whipping 曲げモーメント

この実験で計測された波浪曲げモーメントの  $H/\lambda$  や  $F_n$  の変化による変化を示したのが Fig. 5.1.10 である。 $\lambda/L = 0.5$ 、 $1.0$ 、 $1.2$  についてまとめて示してある。この図でみられるごとく

- (1) 波浪曲げモーメントは  $\lambda/L$  の増加とともに多少増加している。

- (2) 波浪曲げモーメントは  $\lambda/L$  の大きいところで  $F_n$  の増加とともに増大している。
- (3) 波浪曲げモーメントは  $H/\lambda$  の増加とともに増大している。
- (4)  $\lambda/L = 1.0, 1.2$  において  $F_n = 0.15$  で波浪曲げモーメントは小さい値となっている。これは船体の縦揺、上下揺の大きいところにはほぼ対応した  $F_n$  のところである。

青波衝撃による whipping の発生については、中速貨物船模型による実験結果をすでに発表<sup>2)</sup>してあるが、鉛石運搬船のごとき肥大船型においても発生することは Fig. 5. 1. 5, 5. 1. 6 にみられるとおりである。

- $\lambda/L = 0.5, 1.0, 1.2$  で青波衝撃による whipping 曲げモーメント  $M_v$  と波浪曲げモーメント  $M_w$  との比  $M_v/M_w$  を  $F_n$  をベースに示したのが Fig. 5. 1. 11 である。この図よりわからることは次のようである。
- (5)  $\lambda/L$  の大きいところでは  $F_n = 0.15$  で  $M_v/M_w$  はピークをなしている。これは船体の縦運動の大きいところで、従って青波衝撃の大きいところである。
- (6)  $H/\lambda$  が大きくなるほど  $M_v/M_w$  は大きくなっている。
- (7)  $\lambda/L = 1.0 \sim 1.2, H/\lambda = 1/1.7 \sim 1/2.1$  の波浪中で

$$M_v/M_w = 0.8 \sim 1.0$$

程度の値となっている。これはかなり大きな whipping stress であって、このような荒天中の航行する船においては設計時の縦曲げ応力の許容値をきめる上で十分な考慮が必要である。

- (8)  $\lambda/L = 0.5$  において  $M_v/M_w$  は  $F_n$  の変化とともに幾つもピークを生じている。これはこのような波浪中で青波衝撃は  $\lambda/L$  の大きいときに比べて、小さいかまたはほとんどないことから考えて、青波による whipping ではなく、Bow flare impact による whipping やおよび衝撃ではない波からの起振力による springing である。
- (9) この場合の  $M_v/M_w$  は  $F_n$  の大きいところで

$$M_v/M_w = 1.0 \sim 2.0$$

程度の値となっている。この場合  $M_w$  そのものが小さいので  $M_v + M_w$  は  $\lambda/L$  の大きい場合に比しては小さくなっている。併しながら、 $M_w$  に比べて  $M_v$  の繰り返し数は大きいのでやはり注意をはらう必要がある。

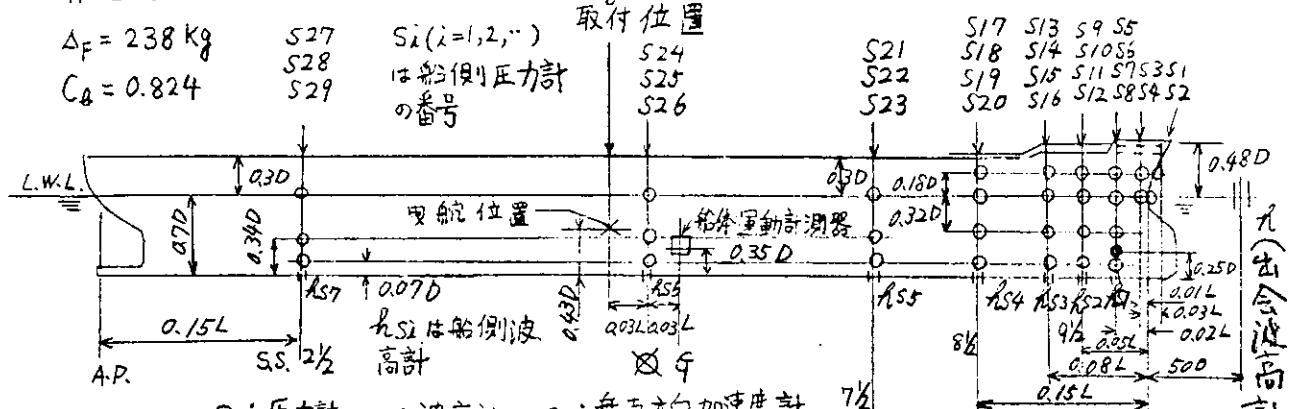
### 5.1.7 不規則波中の甲板、船首外板の波浪衝撃圧および縦曲げモーメント

不規則波中の曳航試験における各量の同時計測記録の一例を Fig. 5. 1. 12, 5. 1. 13 に示す。それぞれ  $F_n = 0.15$  0.20 の場合である。不規則波中の波浪衝撃および応答については今後検討することとし、ここでは例を示すにとどめる。

### 文 献

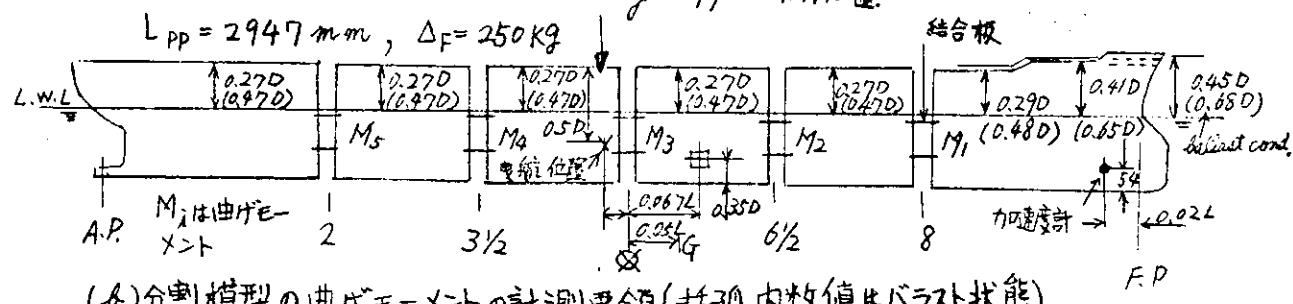
- 1) 日本造船研究協会：波浪外力に関する水槽試験、SR 131 報告書、163 (昭47-3)
- 2) 川上益男：“船体の青波衝撃強度について”、船論、125 (昭44-6)

$$L_{pp} \times B \times D \times d = 3000 \times 493 \times 279 \times 194 (\text{mm}) \text{ Rolling Stopper}$$

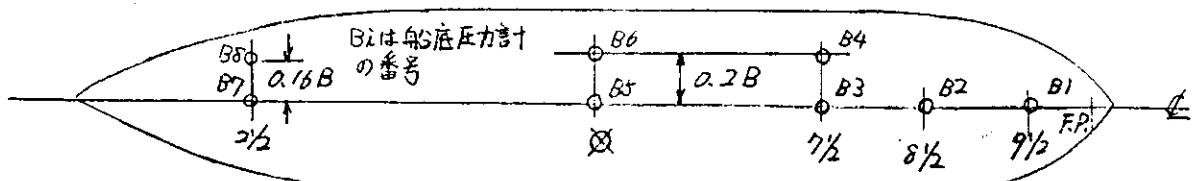


(a) 一体模型の圧力計、波高計その他の中配置 (分割模型も同じ)

### Rolling Stopper 取付位置



(b) 分割模型の曲げモーメントの計測要領 (括弧内数値はバースト状態)



(c) 船底の圧力計配置

Tow<sub>c</sub> 表 5.1.1, 運動および振動周期

項目	模型	一体(満載)	分割(満載)
総揺周期(sec)		1.04	1.03
上下揺周期(sec)		1.11	1.11
垂直二節振動周期(sec)	—	—	0.19

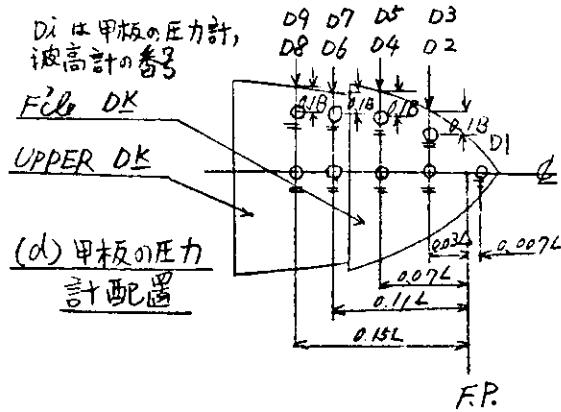
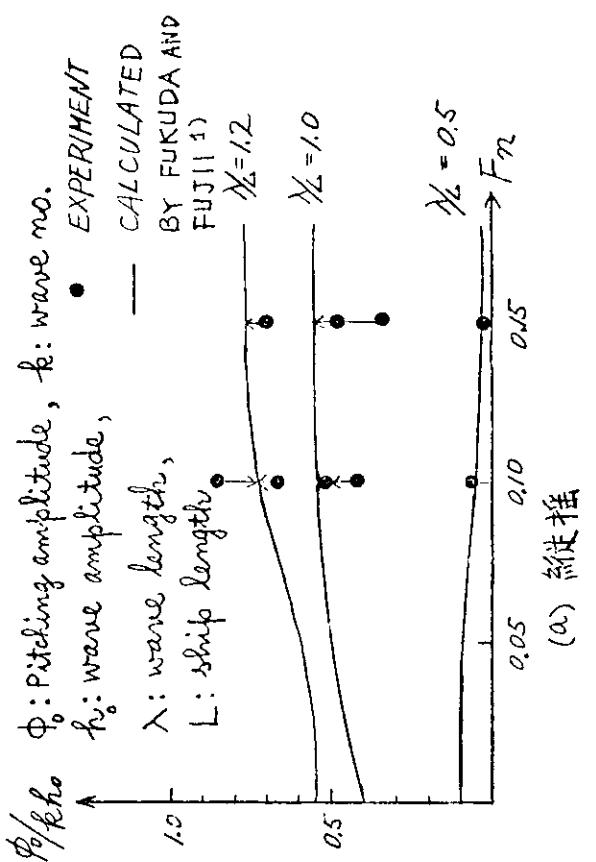
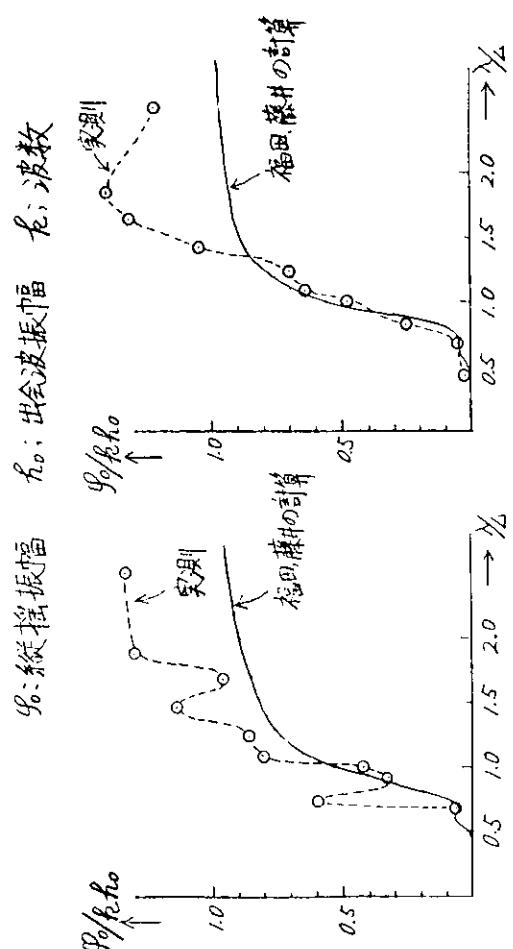


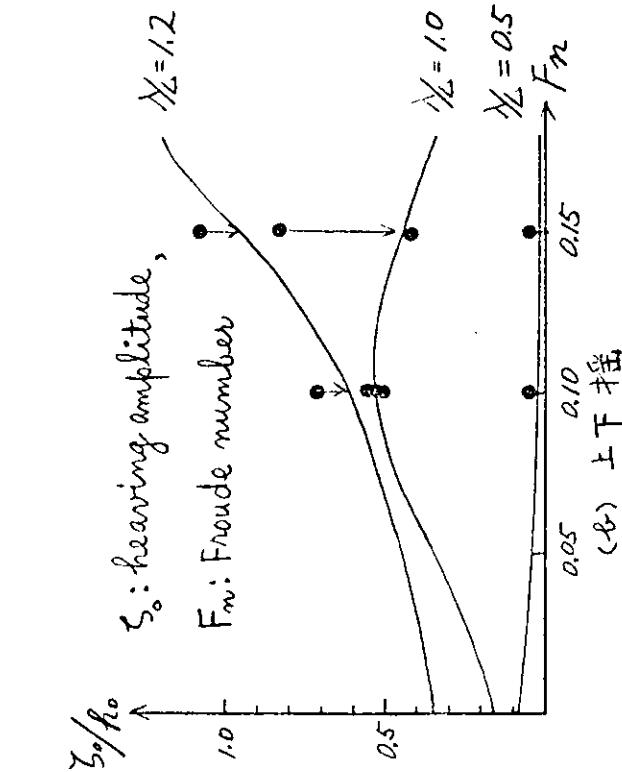
Fig. 5.1.1 一体、分割模型の圧力計、波高計、曲げモーメントその他の計測点配置およびそれらの番号



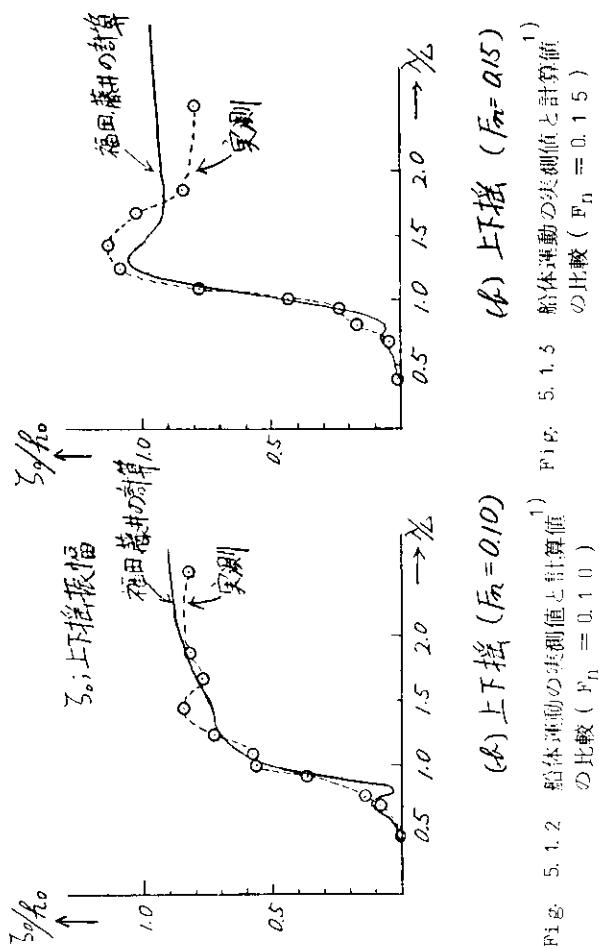
(a) 縦搖



(a) 縦搖 ( $F_m = 0.15$ )

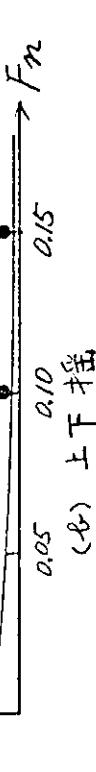


(b) 縦搖



(b) 上下搖 ( $F_m = 0.10$ )

Fig. 5.1.2 船体運動の実測値と計算値<sup>1)</sup> の比較 ( $F_m = 0.10$ )



(b) 上下搖 ( $F_m = 0.15$ )

Fig. 5.1.4 縦搖、上下搖の実測値と計算値<sup>1)</sup> の比較

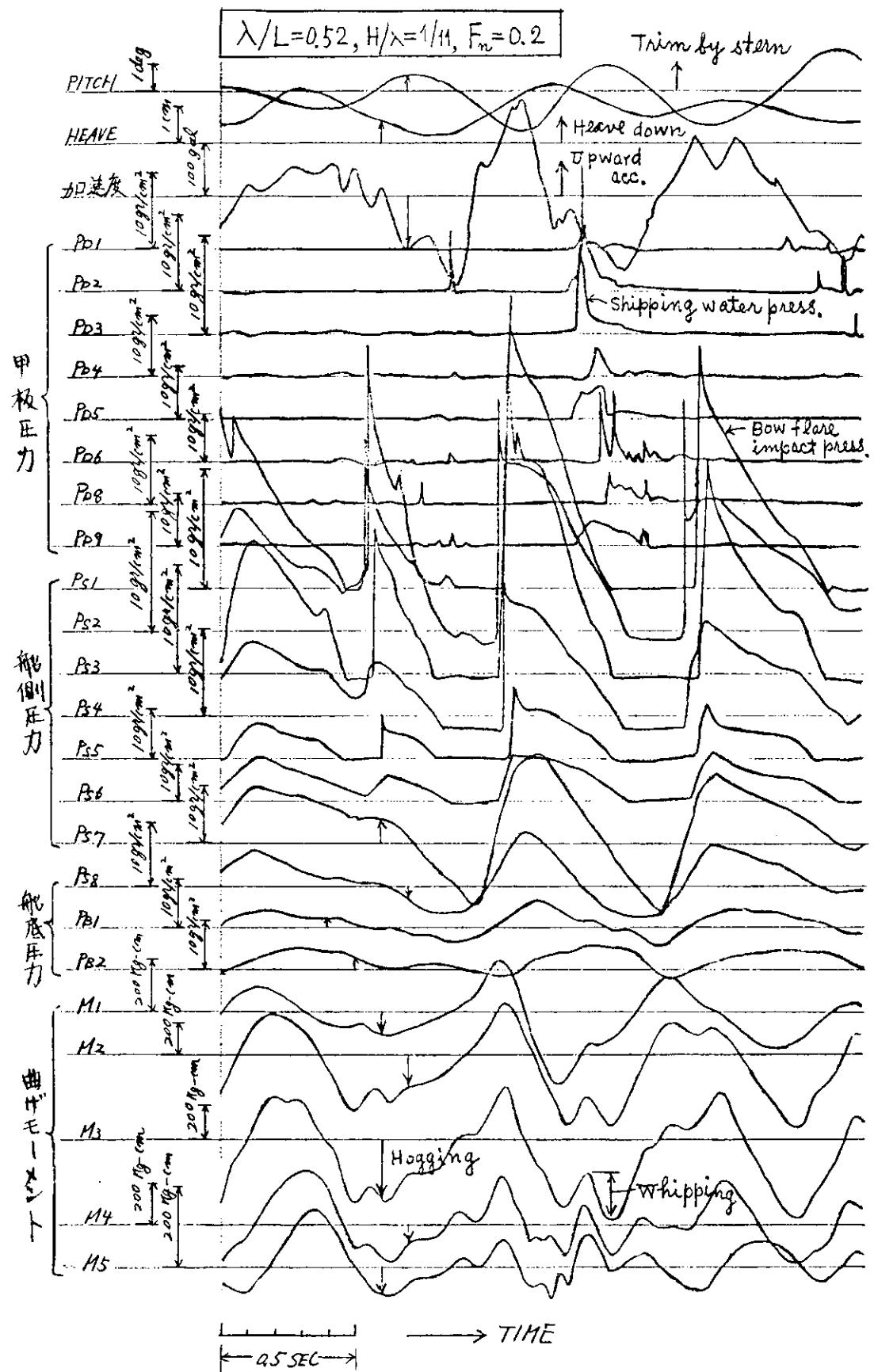


Fig. 5.1.5 正面規則波中の船体運動、甲板、側・底外板圧力、曲げモーメントの同時計測例

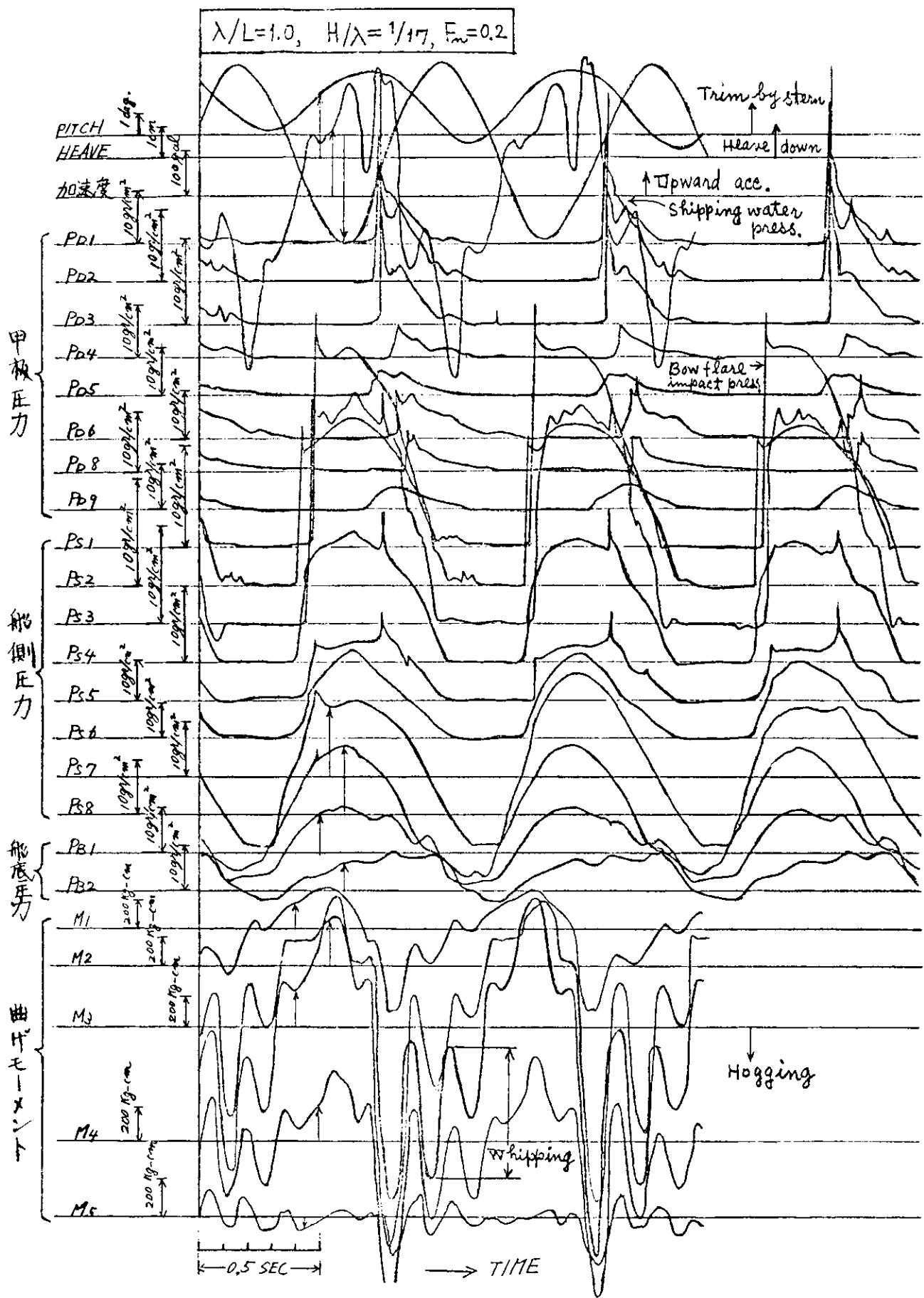


Fig. 5.1.6 正面規則波中の船体運動、甲板・側・底外板圧力、曲げモーメントの同時計測例

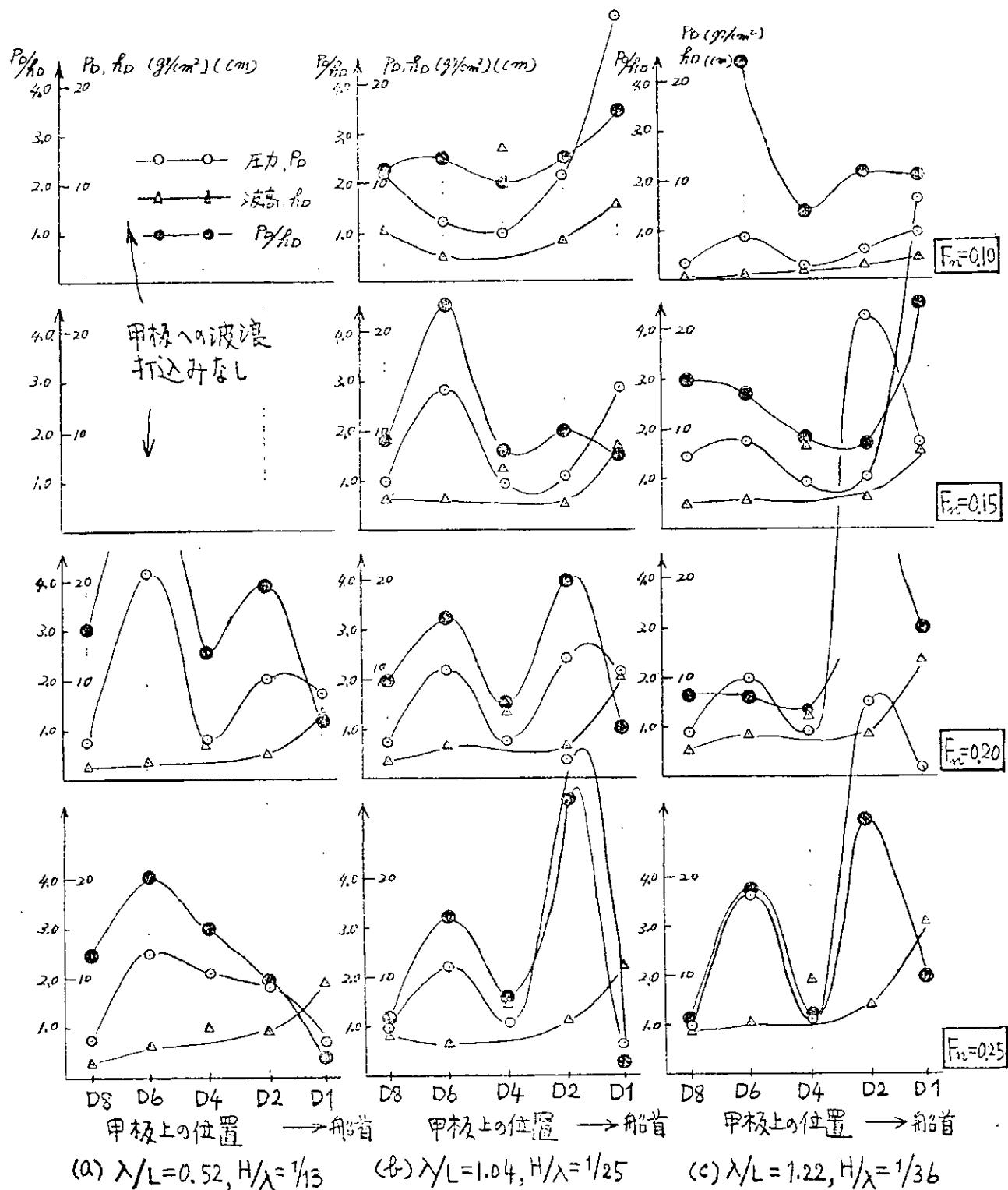


Fig. 5.1.7 正面規則波中の船首甲板の青波衝撃の大きさ ( $P_D$ )、波高 ( $h_D$ ) およびその比 ( $P_D/h_D$ ) の分布(分割型、満載状態)

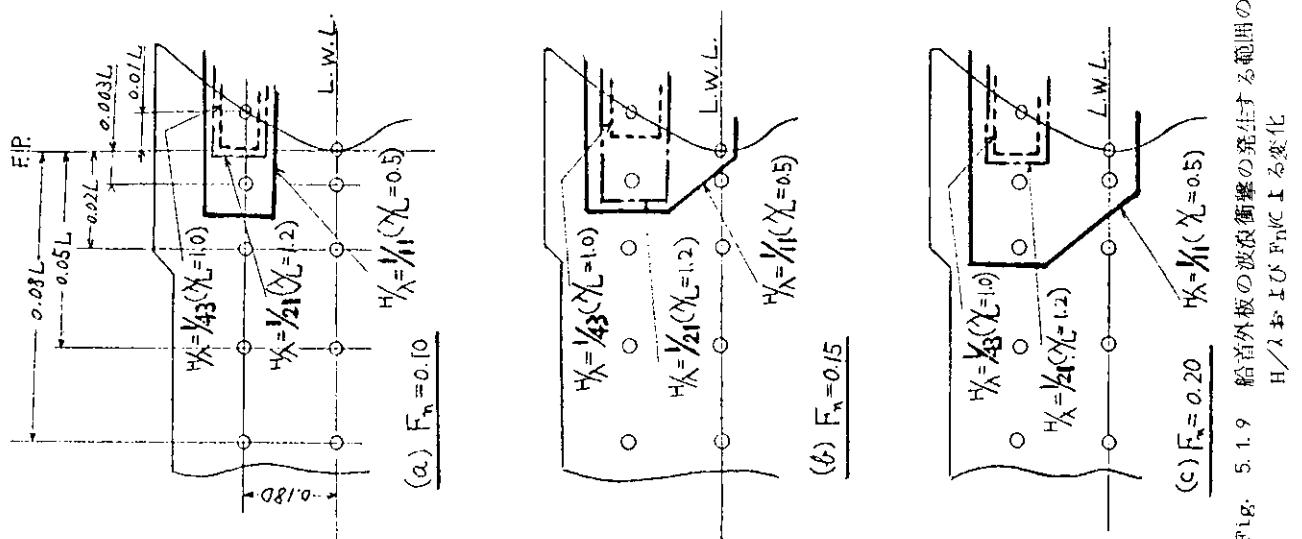


Fig. 5.1.9 船首外板の波浪衝撃の発生する範囲の  
 $H/\lambda$  および  $F_n$  上の変化

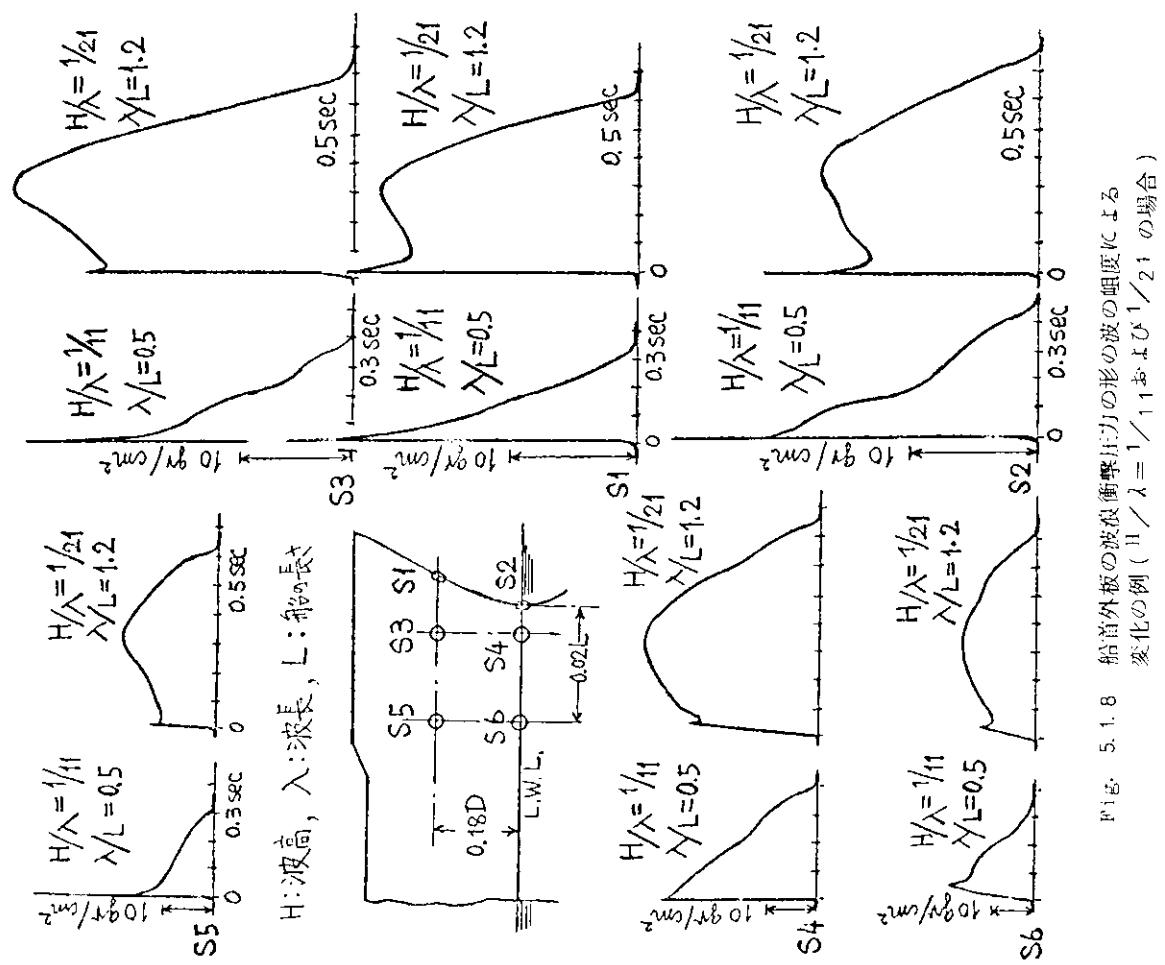


Fig. 5.1.8 船首外板の波浪衝撃(力)の形の波の周期による  
変化の例 ( $H/\lambda = 1/11$  および  $1/21$  の場合)

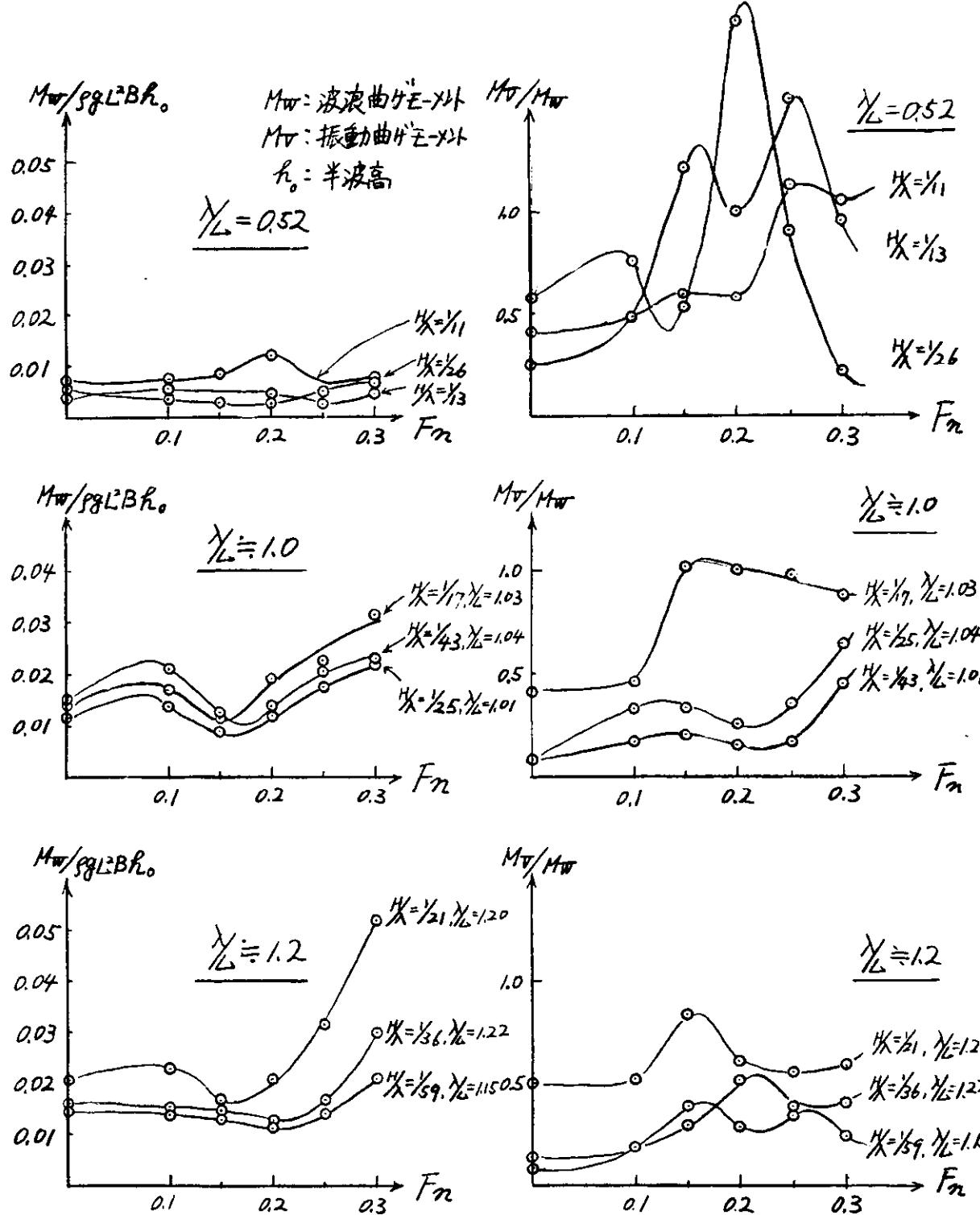


Fig. 5.1.10 波浪曲げモーメントの波の屈度 ( $H/\lambda$ ) とフルード数 ( $F_n$ ) による変化

Fig. 5.1.11 青波衝撃による whipping 曲げモーメントと波浪曲げモーメントとの比 ( $M_v / M_w$ ) のフルード数 ( $F_n$ ) による変化

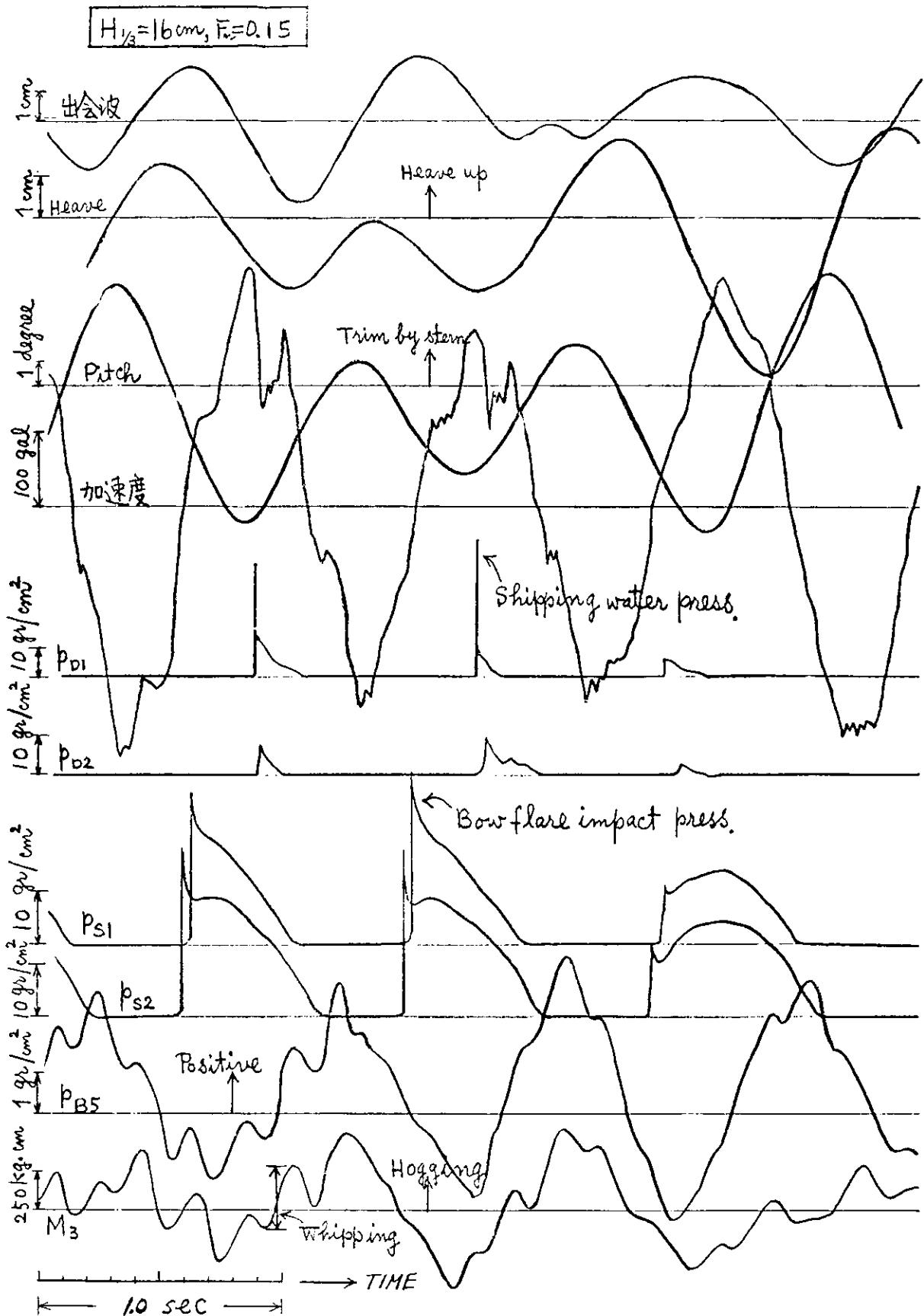


Fig. 5.1.1.2 正面不規則波中の船体運動、甲板・側・底外板圧力、曲げモーメントの同時計測例

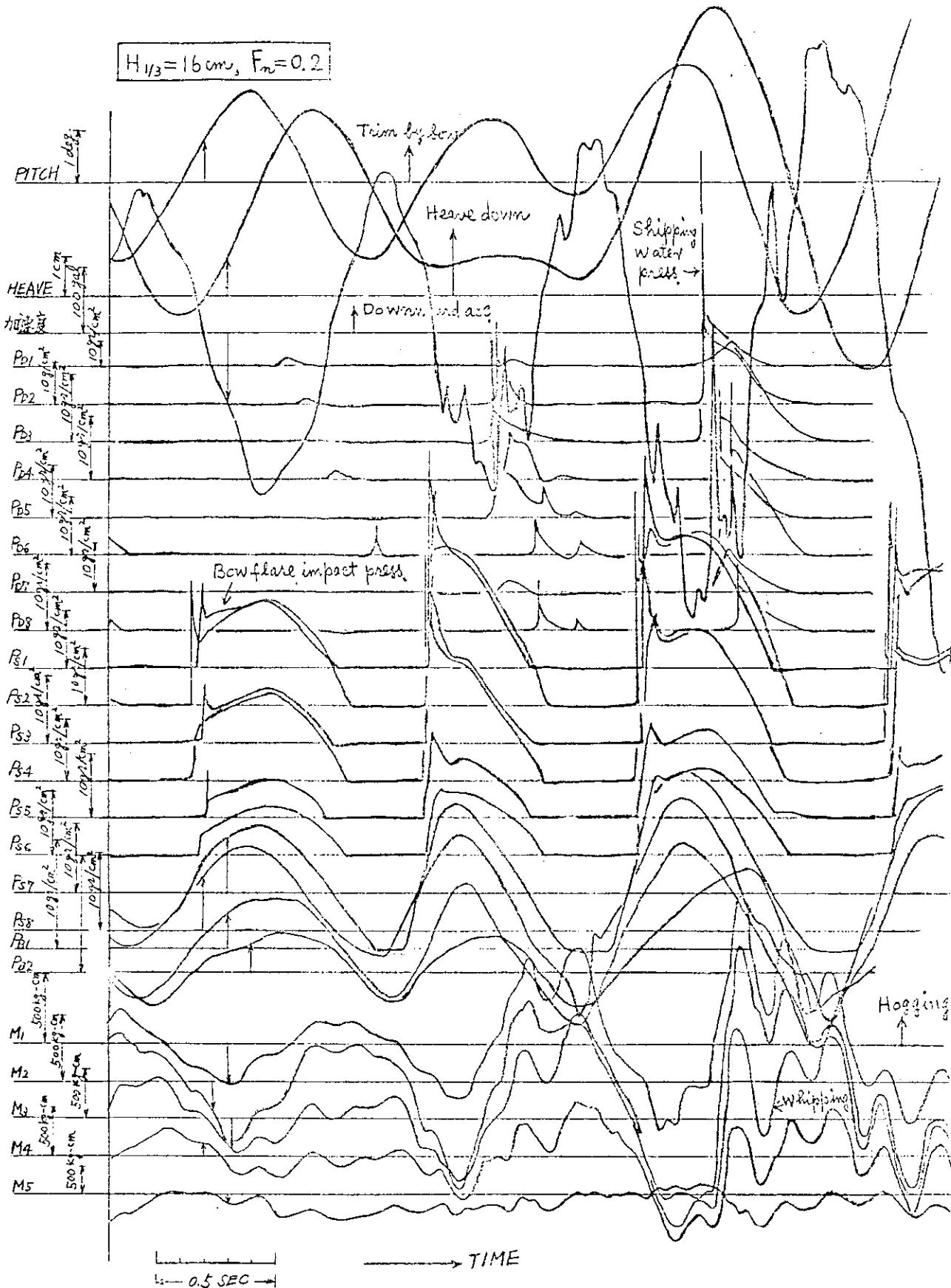


Fig. 5.1.1.3 正面不規則波中の船体運動、甲板・側・底外板圧力、曲げモーメントの同時計測例

## 5.2 異常波中における衝撃水圧に関する実験

### 5.2.1 まえがき

横浜国大では任意の Transient Water Wave (T.W.W) の発生が可能であるので、大波高の集中性の T.W.W を発生させ模型船を水波の集中位置近くで出合せると極端な航行状態を得ることができる。

このような異常な場合に波浪衝撃圧のオーダーはどの程度になるものであらうかを検討するのが本実験の主目的である。

設備の関係から、実験は正面に向い波状態のみであり、また圧力計測位置も船体中心面上に限られたが、船首ステムを主とし、船首上甲板上および船首船底にも圧力計が配置された。

規則波中で得られる衝撃圧とこのような異常な場合の値を比較する目的から、規則波中の実験も行なっている。

掲載した写真に見られるように相当極端な航行状況を発生させることができたので、波浪衝撃水圧の最大値に近いものが得られているようと思われる。

### 5.2.2 模型船および実験装置

使用模型は木製 2 m の笠木山丸模型で、前報の 2.5 (研究資料版 163) の実験で使用したものと同一モデルで、その試験状態も同じである。

実験装置のブロック図を Fig. 5.2.1 に示したが、模型は Pitch, Heave はフリーで、Surge を固定されて波浪中を航走する。Heave, Pitch はボテンショメーターで計測され、模型前方に設置された出会い波高計で模型により乱されない波型を記録すると共に、F.P. の側方の台車上に別の波高計を設置し、F.P. での出会い波型の概型を知るようにした。また、模型船の F.P. の側方にも相対水位計をつけて出会い状況を調べた実験も行なっている。

圧力計の配置および取付方法は Fig. 5.2.2 に示されている。使用した圧力計は共和電業製の半導体ゲージを使用した超小型 (2.8 φ、長さ 8 mm) の圧力計 (PML-500GC 型) である。この圧力計を図示の方法で船体表面に直角に取付けてあるが、受圧面は直接、水あるいは空気と接している。この圧力計の出力はストレーン・アンプ (共和電業製 DPM-60) を通ってアナログ・データ・レコーダに入れる。使用したデータ・レコーダーは主として TEAC 収扱いの ANALOG-7 であるので、高速記録低速再生が可能であるので、衝撃圧の忠実な記録が可能である。なお、データ・レコーダーのチャンネル数が足りないので、圧力の全点を計測するためには 2 回の航走を行なわなければならない。

今回初めて採用した超小型圧力計の精度をチェックするため P<sub>12</sub> (SS 8 1/2, Ⅲ) にも圧力計を配して、前報あるいは本報の 2.5 の実験結果と比較した。その結果は全く一致しており、変動圧測定に関しては全く問題がないことがわかった。衝撃圧測定に関して厳密なチェックはなかなか困難であるが、後載の記録例に見られるように、空中から水中、水中から空中へ受圧面が急激に出入してもゼロレベルの変動はほとんど見られず、また、受圧面は直接水に接しており、また超小型であるので周波数応答特性は従来品に比し相当地優れているものと思われる。欠点は使用の初期にこわれてしまったものがあった事で、こわれずに残った物は性能も安定しており、出力も従来品に比し高出力であるので、アンプゲインを低いところで使用でき高安定な記録が得られている。

### 5.2.3 規則波中の衝撃圧

#### (1) 船首衝撃圧

P<sub>4</sub> (モ、実船で吃水線より 6 m 上部のステム上) での規則波中航走試験時に得られた圧力波形を波長の長い場合から短い場合と順に並べて Fig. 5.2.3 に示した。図中に記したように平手打部と腰掛部を読み取る。

P<sub>4</sub> では長波時に水中に没している時間が長く腰掛部が顕著であるが、短波長になるにつれてそれが不明確になり、最後には平手打部のみのようになることが示されている。

Fig. 5.2.4 から平手打部は P<sub>4</sub> が最大であり、P<sub>5</sub>、P<sub>6</sub> の順に小となることがわかる。一方、変動水圧に対応すると思われる腰掛部は逆に一番長く水中にある P<sub>6</sub> が最大で P<sub>5</sub>、P<sub>4</sub> の順に小となっている。

平手打部の最大値は P/h<sub>0</sub> ≈ 4.0 (P; 圧力水柱 cm, h<sub>0</sub>; 規則波の片振幅 cm) 程度であり、衝撃圧と呼ばれる

圧力としては小さい。

Fig. 5.2.5 には吃水線上の  $P_1$  と水線下の  $P_2$  の特性を示した。 $P_1$  では波型がゆがめられた正弦波の片側のような圧力波形が得られ顕著な半手打部は存在しない。 $P_2$  では変動水圧分のみとなる。この図での最高値  $P/h_0 = 4.0$  は変動水圧としてみると相当に大なる値である。

同一波長で波高を変化させた場合の例を最大の衝撃圧を与えた  $\sqrt{L}/\lambda = 1.0191$  の場合について Fig. 5.2.6、7 に示した。変動水圧に近い腰掛部は波高にはほぼ比例して増加するのに対し、衝撃的な圧力である半手打部は波高の 1 乗以上の増加率を示している。しかし、得られた最高値は  $2h_0/L = 1/20$  の場合に  $P/h_0 = 4.5$  であり規則波中の実験では衝撃圧の大きさは得られないことがわかる。

以上の結果は前報（研究資料第 163）の 5 に示されている広島大学における実験結果と大約一致していると言えよう。

## (2) 甲板衝撃圧

$P_1$  ( $\lambda = S.S. 9 \frac{1}{4}$ 、上甲板上) における規則波中の圧力測定例を Fig. 5.2.8 に示した。いづれも間のすいたノコギリ波状を呈している。すなわち、圧力計の上をそのような水塊が水平移動して行くことにより生ずる後動圧力のようであり、水塊がドサッと上方から甲板に落ちて生ずる衝撃的な圧力ではないように思われる。

このような記録を整理して Fig. 5.2.9 を得るが、ほど  $P_1$  ( $S.S. 9 \frac{1}{4}$ ) が最大で、 $P_2$  ( $S.S. 9 \frac{1}{2}$ )、 $P_3$  ( $S.S. 9 \frac{3}{4}$ ) の順に小さくなっている。

最大値を与えた波長で波高を変えてみると、Fig. 5.2.10 に示すような記録が得られた。波高を増すにつれて、衝撃的な波形に近くなっている。このような記録から波高影響を示す Fig. 5.2.11 が得られる。この図によると  $P$  は波高の 1 乗に比例しない。

甲板圧の最大値は船首圧の最大値より低く  $P/h_0 = 2.3$  で船首圧の最大値の約  $\frac{1}{2}$  である。

以上の傾向も前報の広大の実験結果にはほぼ一致している。

## 5.2.4 異常波中の衝撃水圧

船体に異常な状況をもたらす波を異常波と定義すると、異常に高い波高あるいは大なる波傾斜をもつ規則波でない波が考えられる。このような波を発生させる手軽なテクニックとして、集中性の Transient Water Wave (T.W.W.) による方法が考えられる。

大波高の T.W.W. では集中特性が線型波の重ね合せから離れてくるので、理想的に集中させることは困難であるが、その集中位置付近では、通常の規則波、重複波あるいは不規則波の発生法からは得られない異常な波を実現させることができる。また、このような異常波を何回でも再現させうるところにも T.W.W. 法の特色がある。横浜國大では過去数年間 T.W.W. 中の研究を行なっているので、その経験に基いて大波高 T.W.W. 中の実験を行なうこととは容易である。

本実験では特に大波高の集中性の T.W.W. を発生し、その集中位置付近で波と船を出合せて、異常な衝撃水圧のオーダーを知ることを第 1 の目的とした。同一 T.W.W. でも出会い位置の微小な差によって、衝撃水圧は大きく変るので、同一 T.W.W. に対して同一船速の実験を繰返して衝撃水圧の最大値をさぐることになる。

Fig. 5.2.12 には  $P_4$  において衝撃水圧が  $P/L = 0.93$  ( $1.86 \text{ m Aq}$ ) にも達した場合の各計測位置での水圧のタイムヒストリーなどを示した。この図の航走で  $P_4$ 、 $P_5$ 、 $P_6$  では今回の全実験中の最高衝撃圧が発生した。

Fig. 5.2.13 には Fig. 5.2.12 の場合と同じ T.W.W. 中で最高の船底衝撃圧を与えた場合の記録例を示した。

このように同一船速、同一 T.W.W. でも出会い位置の変化によって現象は大きく変化する。今回の実験では使用した T.W.W. 発生用信号は 1 種類のみであり、出会い位置も細くは変化させていないので、今回の実験値はもちろん真の最高値を示すものではないが、前述の規則波中の結果に比し桁違いの値が発生しており、衝撃圧らしい圧力の最高値のオーダーを示し得たものと考える。

Fig. 5.2.14 の衝撃圧波形の一部を時間軸を 10 倍に拡大して Fig. 5.2.14 とした。最高の衝撃値は約  $1/1000$

sec 以下の時間幅におさまっており、如何にも衝撃らしい波形となっている。この記録をとった時の各計測器の周波数限界は、データー・レコーダー 1,250 Hz、ビジグラフのガルバノメーター 1,000 Hz、ストレーンメーター 2,000 Hz、となっているので、総合的には約 1,000 Hz、時間幅にして 1/1000 sec までの波形は相当忠実な値を与えていたと考えられる。この波形は前報の 4.1 図に示されている二次元物体実験（東大生研の実験）の凸 10° の場合に得られた衝撃圧のパターンに類似している。この時の船と波の出会い状況を考えると；この傾向はうなづける。

これらの記録例にはほぼ対応している場合の連続写真（約 1/4 sec 間隔）を photo 5.2.1 として掲載した。相当に異常な航走状況であることが理解いただけよう。

Fig. 5.2.1.5 には船首衝撃、Fig. 5.2.1.6 には甲板衝撃、Fig. 5.2.1.7 には船底衝撃を P/L の型で示した。T.W.W. には一定の波高はないので船長 L で無次元化した。さきに示した規則波中の値の最高値は  $P/h_0 \approx 4.5$  (船首)  $P/h_0 \approx 2.3$  (甲板) であったが、これらの値は P/L では約 0.09、0.046 となる。T.W.W. 中の最高値は船首ではこれの約 10 倍、甲板では約 5 倍にも達している。（最大なのは船首衝撃であるが、次に船底衝撃となっており、甲板衝撃が最も小である。なお、船首衝撃での船速影響が特に大きく現われているのが目立つ。）

前述のようにこれらの値は不充分を今回の実験内で最高値にすぎないので、これ以上大きな値もあり得るわけであるが、最高値のオーダーを示し得たと考える。船体構造強度上との関連からは衝撃圧パターンの面積の方が重要であるかも知れないが、今回はタイムヒストリー上の最高値について整理したに止まっている。また、波と船体の相対波面あるいは相対速度、加速度などと衝撃圧発生の関連については次の研究課題として考えている。

#### 〔附〕 記号

L ; 船長、λ ; 波長、 $h_0$  ; 半波高

P ; 水圧（片振幅、空中に露出する場合は記録の全幅）、単位：cm Aq.

T.W.W. ; Transient Water Wave

R.W.W. ; Regular Water Wave

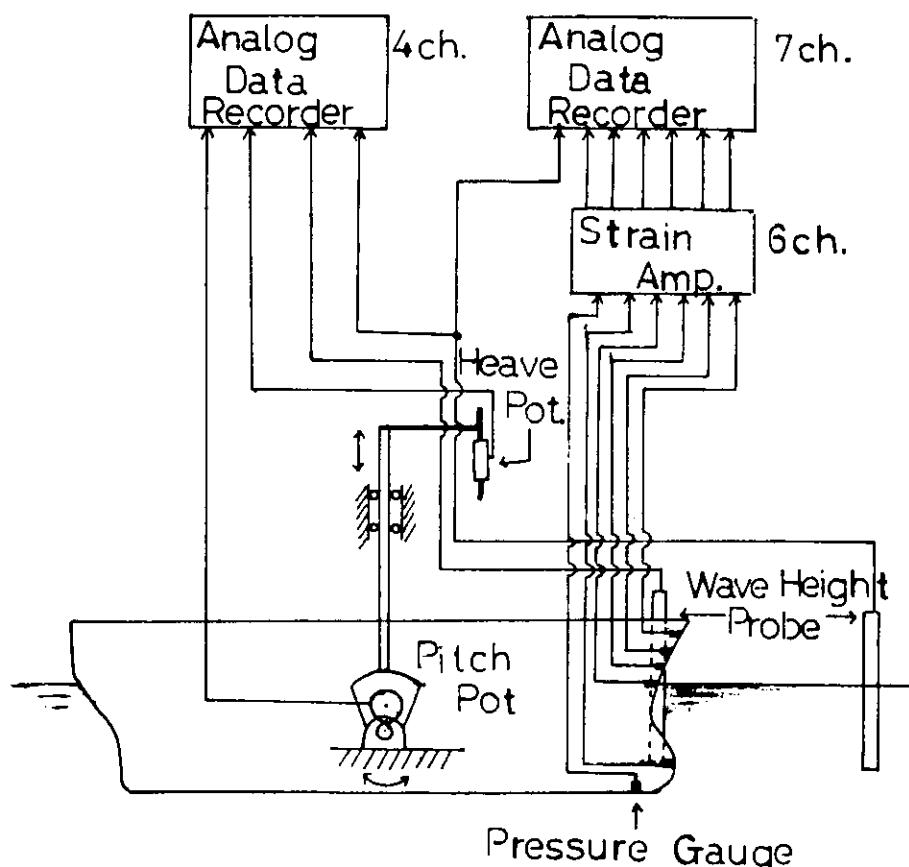


Fig. 5.2.1 計測装置系統図

$P_1(\ell, \text{Deck}, SS9\frac{1}{2})$   
 $P_2(\ell, \text{Deck}, SS9\frac{1}{2})$   
 $P_3(\ell, \text{Deck}, SS9\frac{3}{4})$   
 $P_4(\ell, \text{Stem}, 22'' \text{WL})$   
 $P_5(\ell, \text{Stem}, 20'' \text{WL})$   
 $P_6(\ell, \text{Stem}, 18'' \text{WL})$   
 $P_7(\ell, \text{Stem}, 16'' \text{WL})$   
 $P_8(\ell, \text{Bottom}, 6'' \text{WL})$   
 $P_9(\ell, \text{Bottom}, SS9\frac{3}{4})$   
 $P_{10}(\ell, \text{Bottom}, SS9\frac{1}{2})$   
 $P_{11}(\ell, \text{Bottom}, SS9\frac{1}{4})$

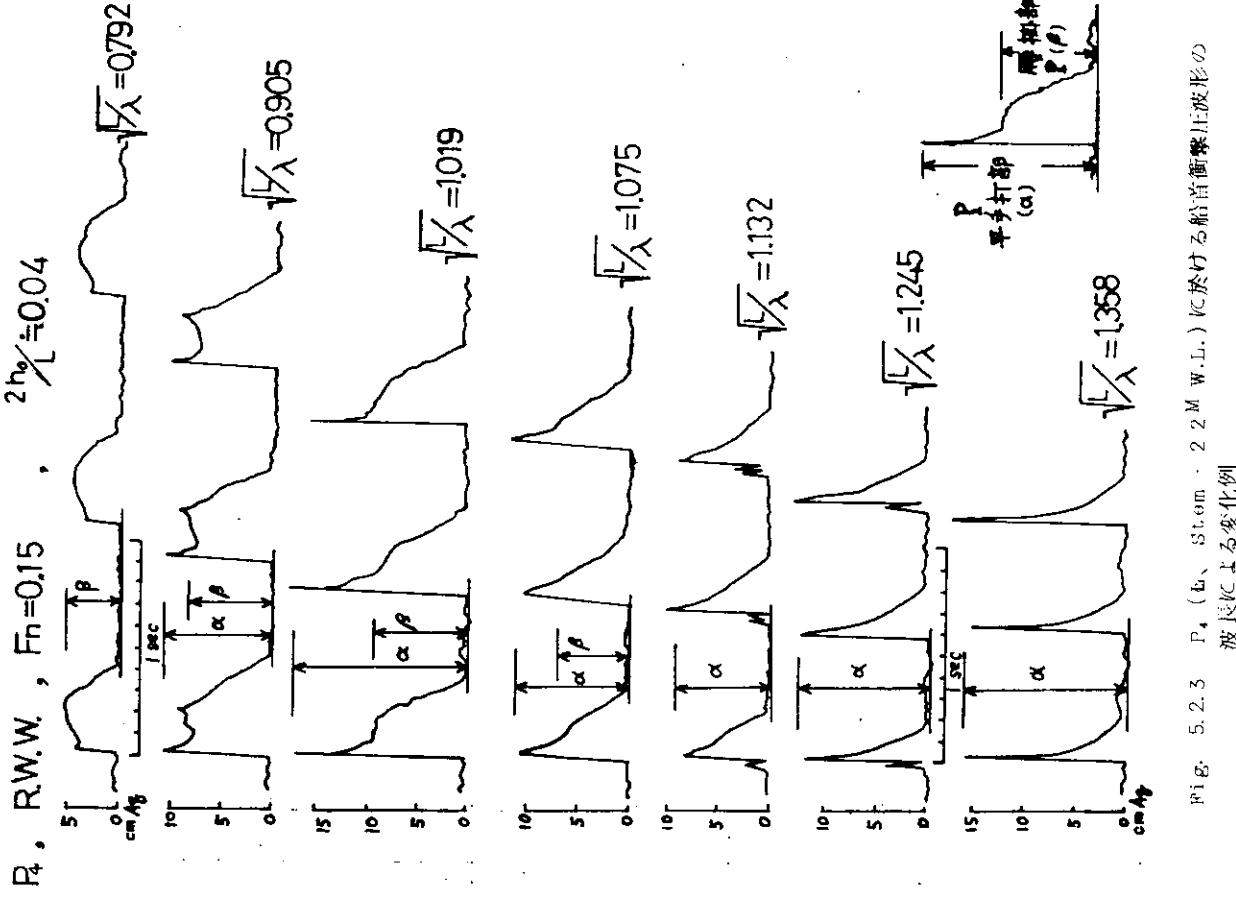
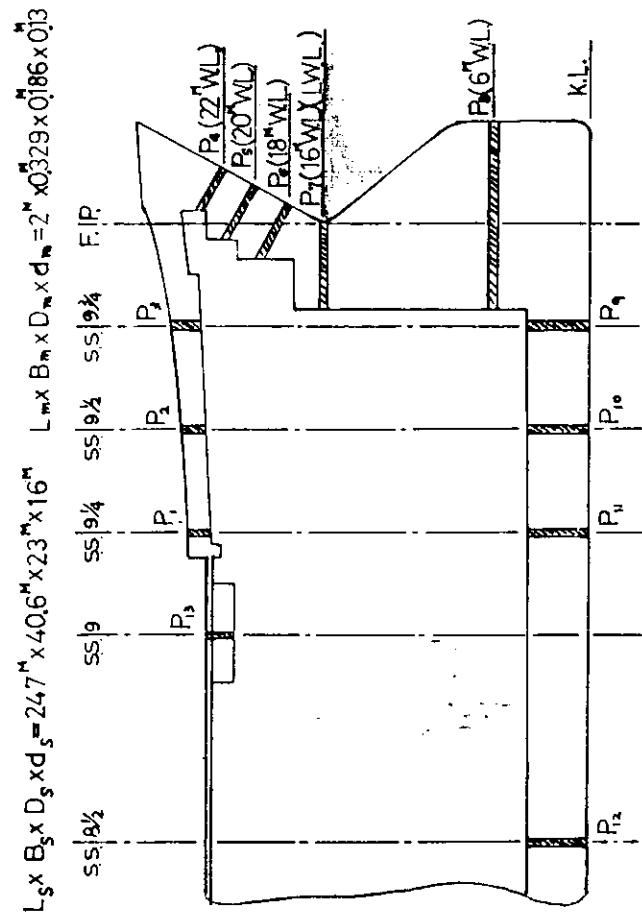


Fig. 5.2.2 水压計取付位置

Fig. 5.2.3  $P_4$  ( $\ell$ , Stem : 22 M.W.L.)  $\sqrt{K_L}$  における船首衝撃(干波形)

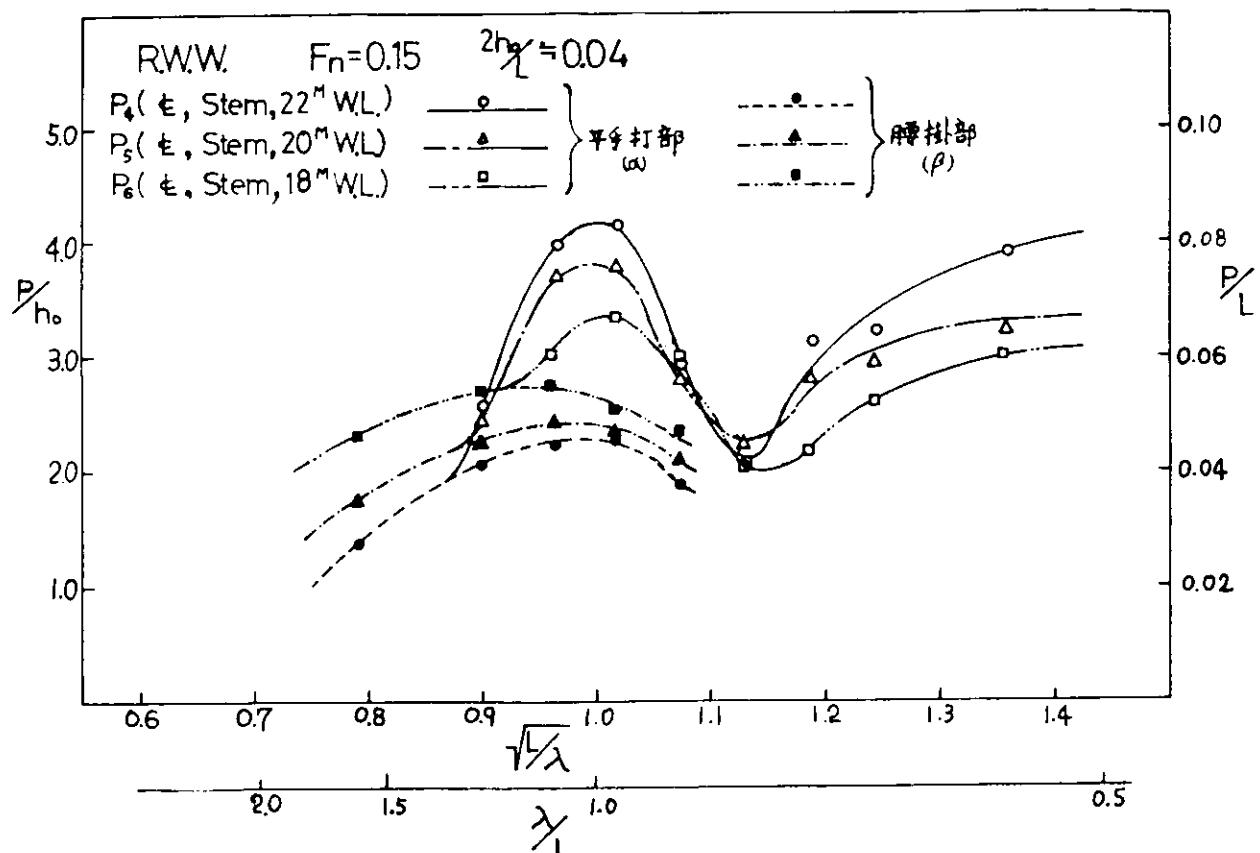


Fig. 5.2.4 船首衝撃圧と波長の関係

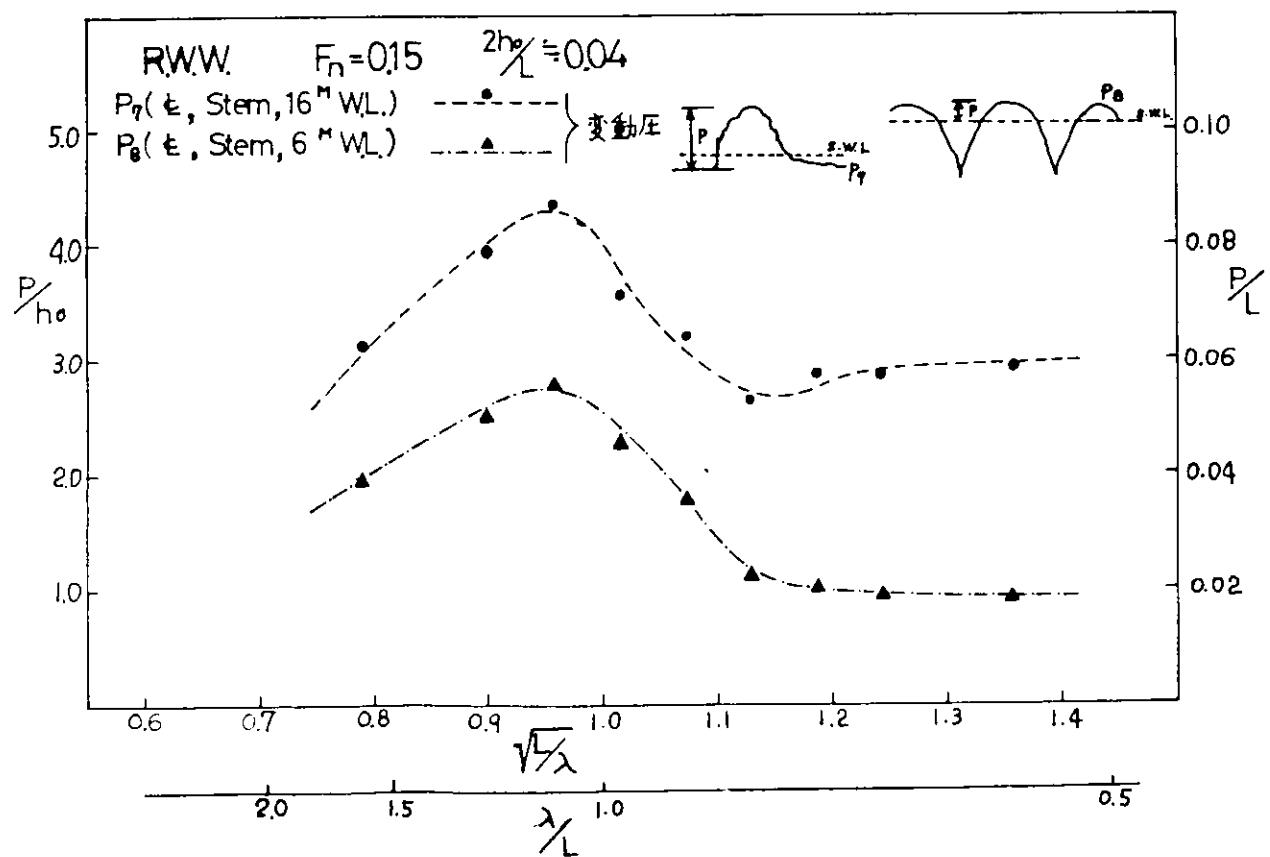


Fig. 5.2.5 船首変動圧と波長の関係

$P_4$ , R.W.W.,  $F_n = 0.15$ ,  $\sqrt{\lambda} \approx 1.019$

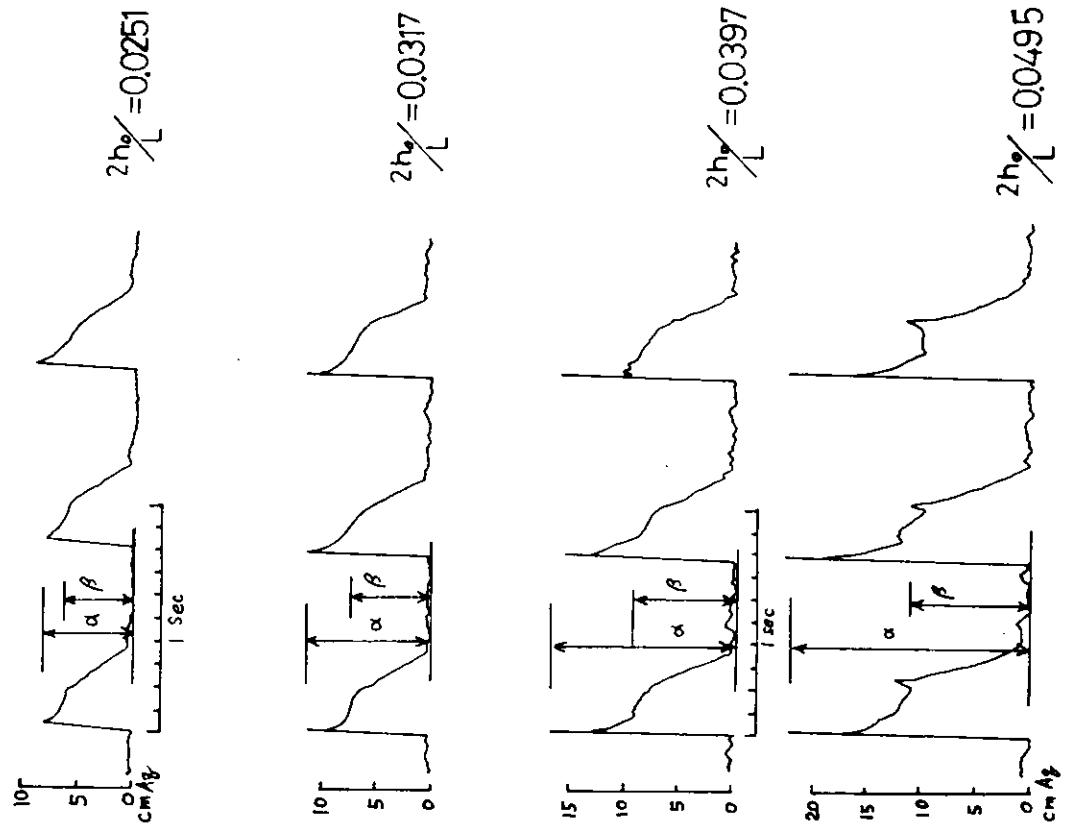


Fig. 5.2.6  $P_s$  (at, stem, 22<sup>M</sup>WL) に於ける衝撃圧波形の波高による変化例

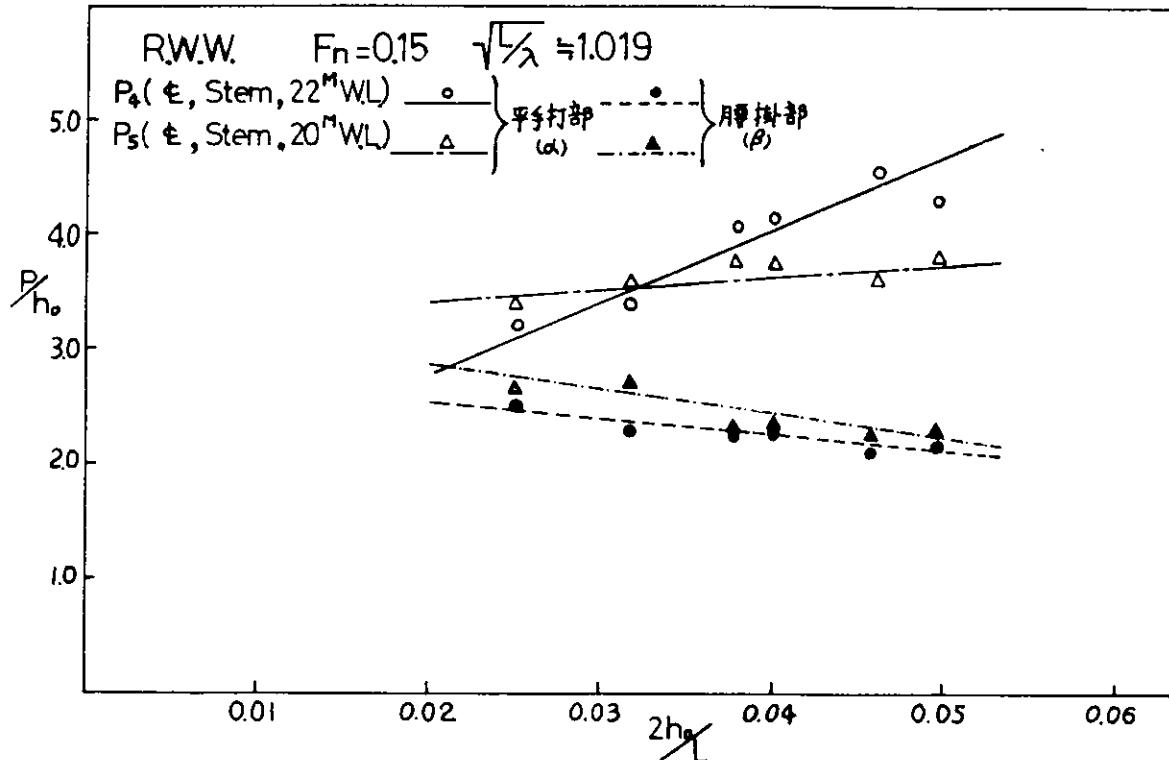


Fig. 5.2.7 船首衝撃圧の最大値が得られた波長に於ける波高影響

R , R.W.W. ,  $F_n = 0.15$  ,  $\frac{2h_0}{L} \approx 0.045$

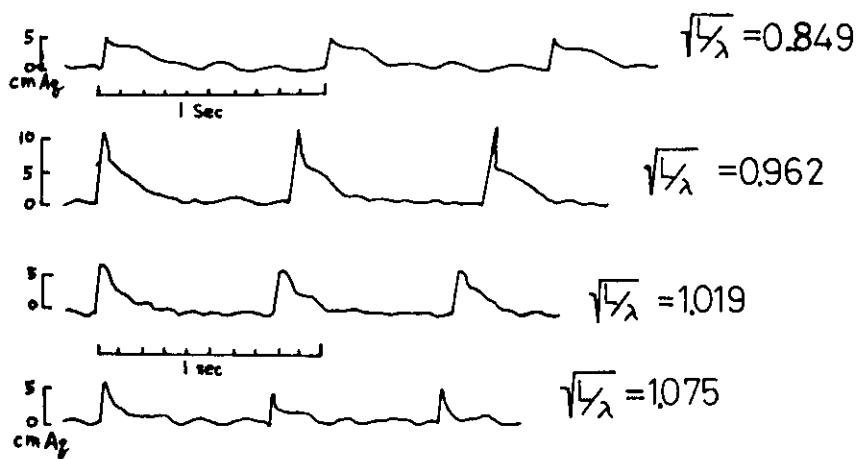


Fig. 5.2.8  $P_1$  ( $\frac{t}{L}$ , Deck, S.S. 9  $\frac{1}{4}$ ) に於ける甲板衝撃圧波形の  
波長による変化例

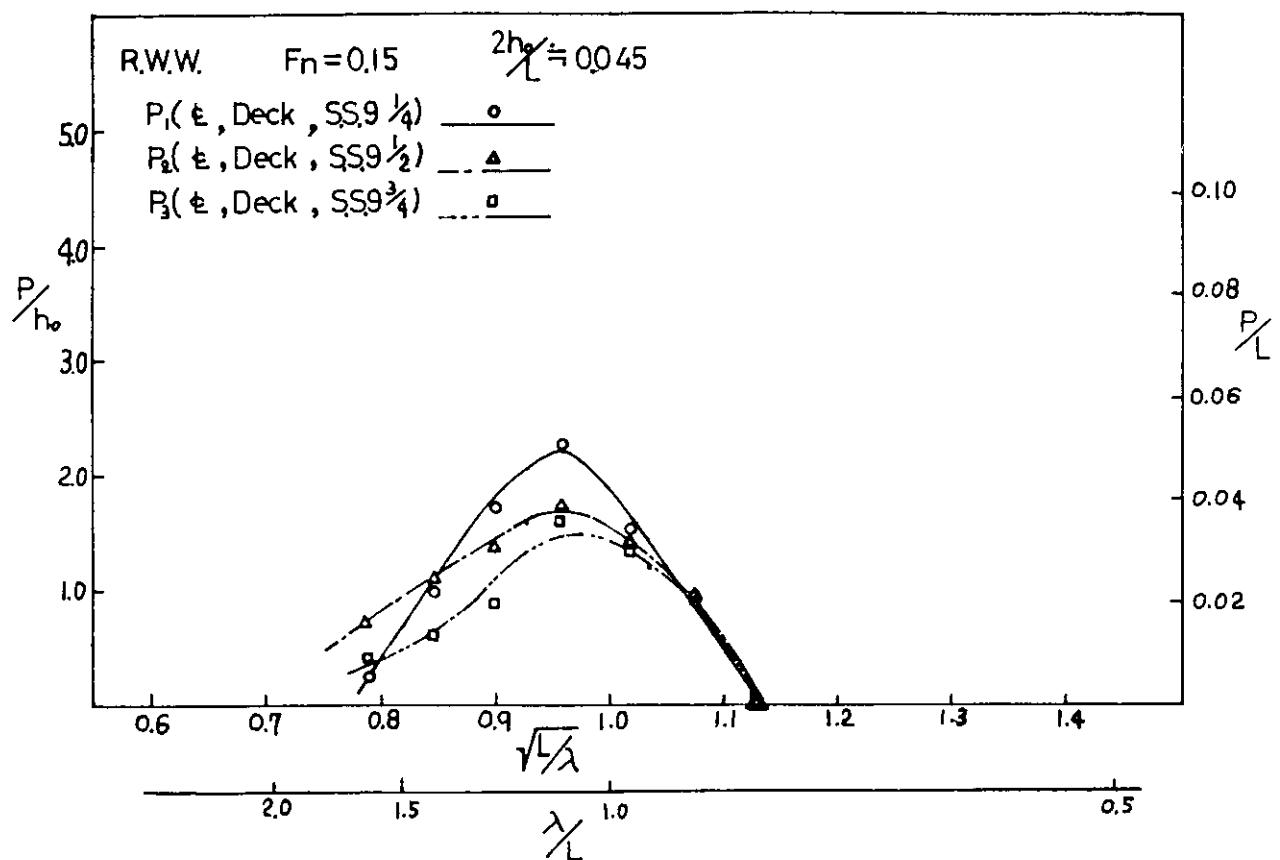


Fig. 5.2.9 甲板衝撃圧と波長の関係

$P_1$ , R.W.W.,  $F_n=0.15$ ,  $\sqrt{\frac{L}{\lambda}} \approx 0.962$

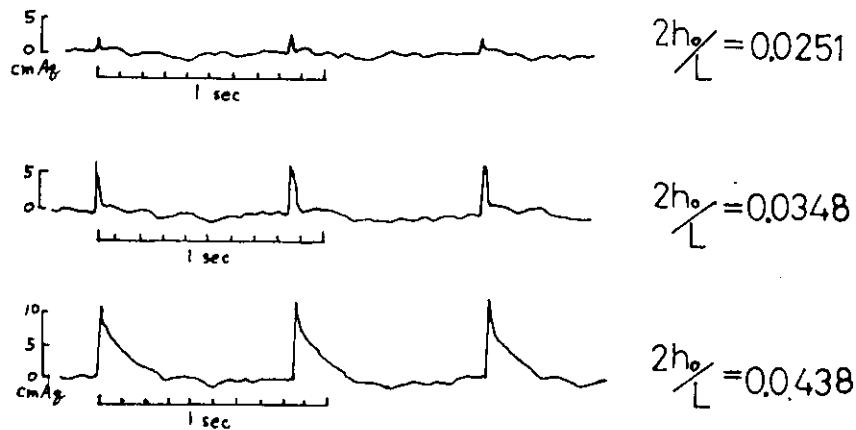


Fig. 5.2.1.0  $P_1$  ( $E$ , Deck, S.S. 9  $\frac{1}{4}$ ) に於ける甲板衝撃圧波形の  
波高による変化例

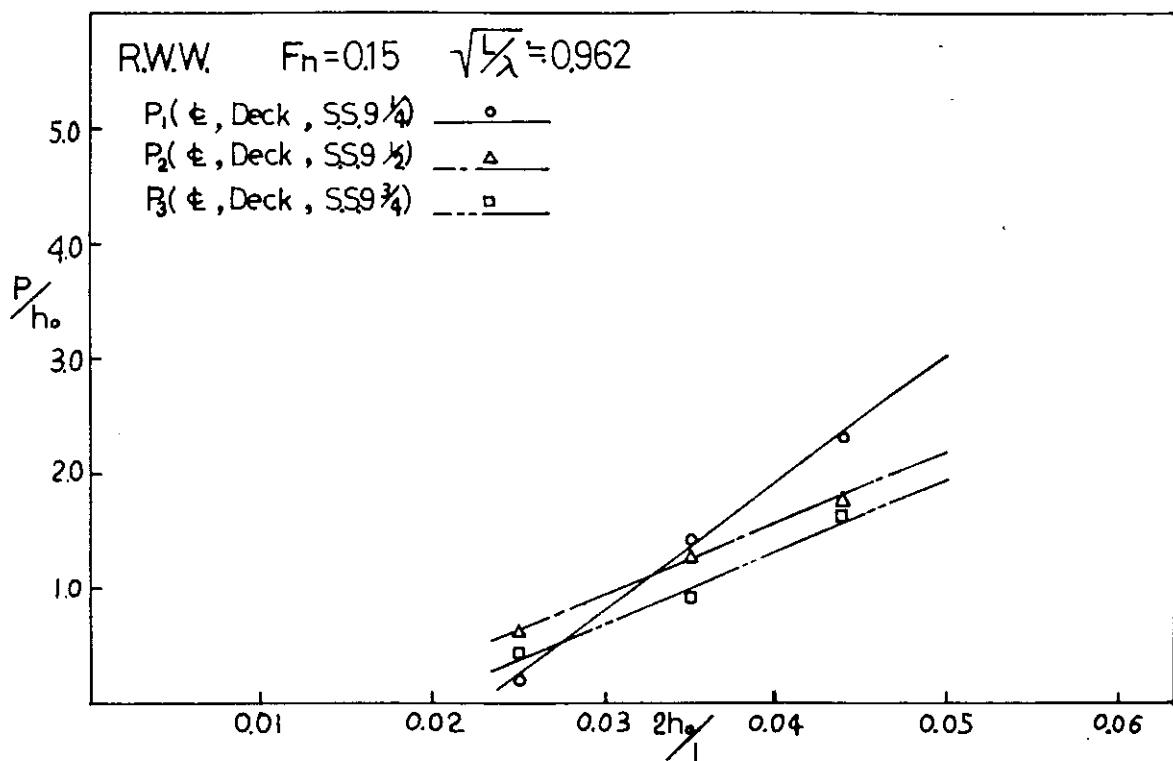


Fig. 5.2.1.1 甲板衝撃圧の最大値が得られた波長に於ける波高影響

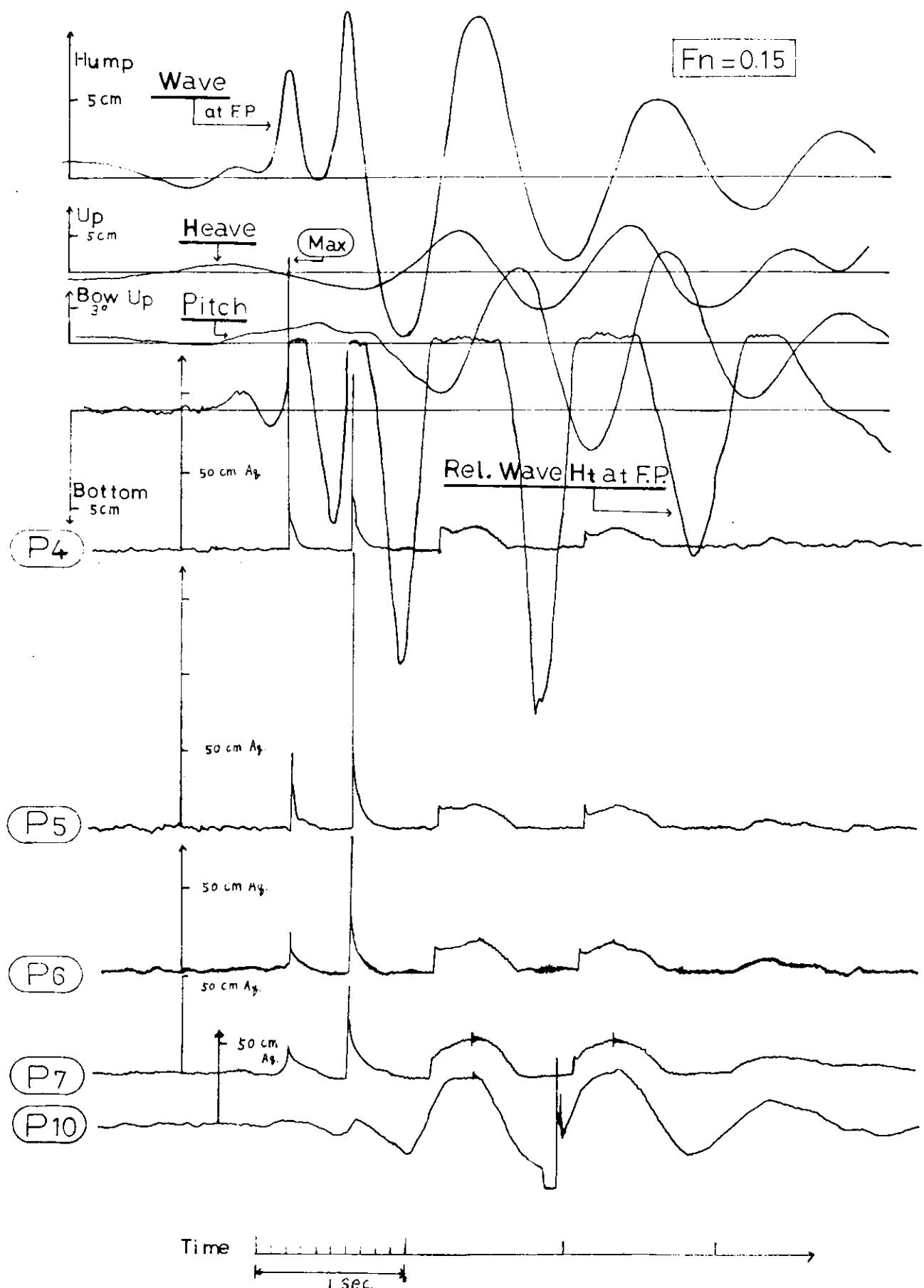


Fig. 5. 1. 1. 2 船首衝撃圧 ( $P_4$ ) の最大値が得られた T.W.W. 中の記録

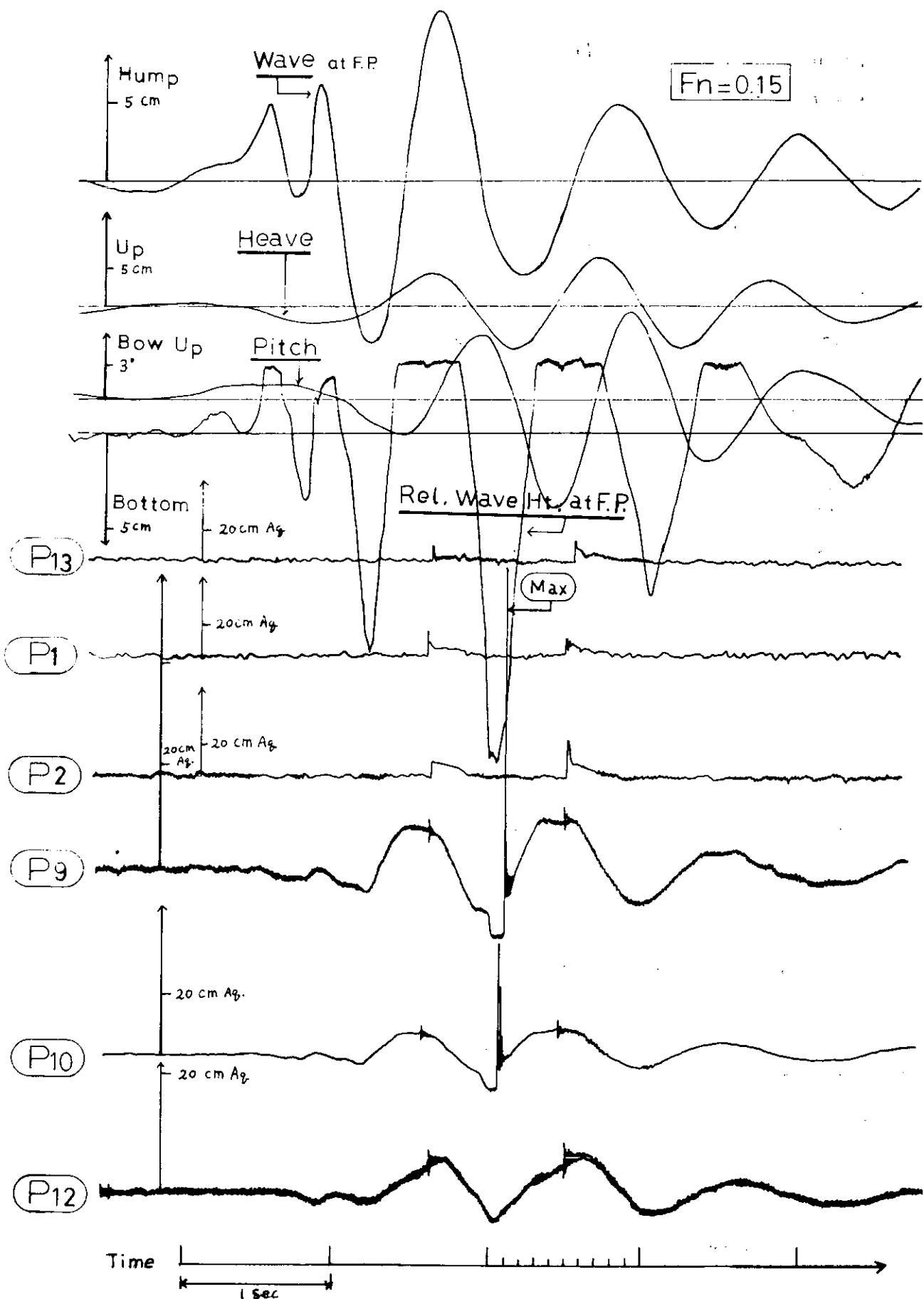


Fig. 5.2.1.5 船底衝撃圧 ( $P_9$ ) の最大値が得られた T.W.W. 中の記録

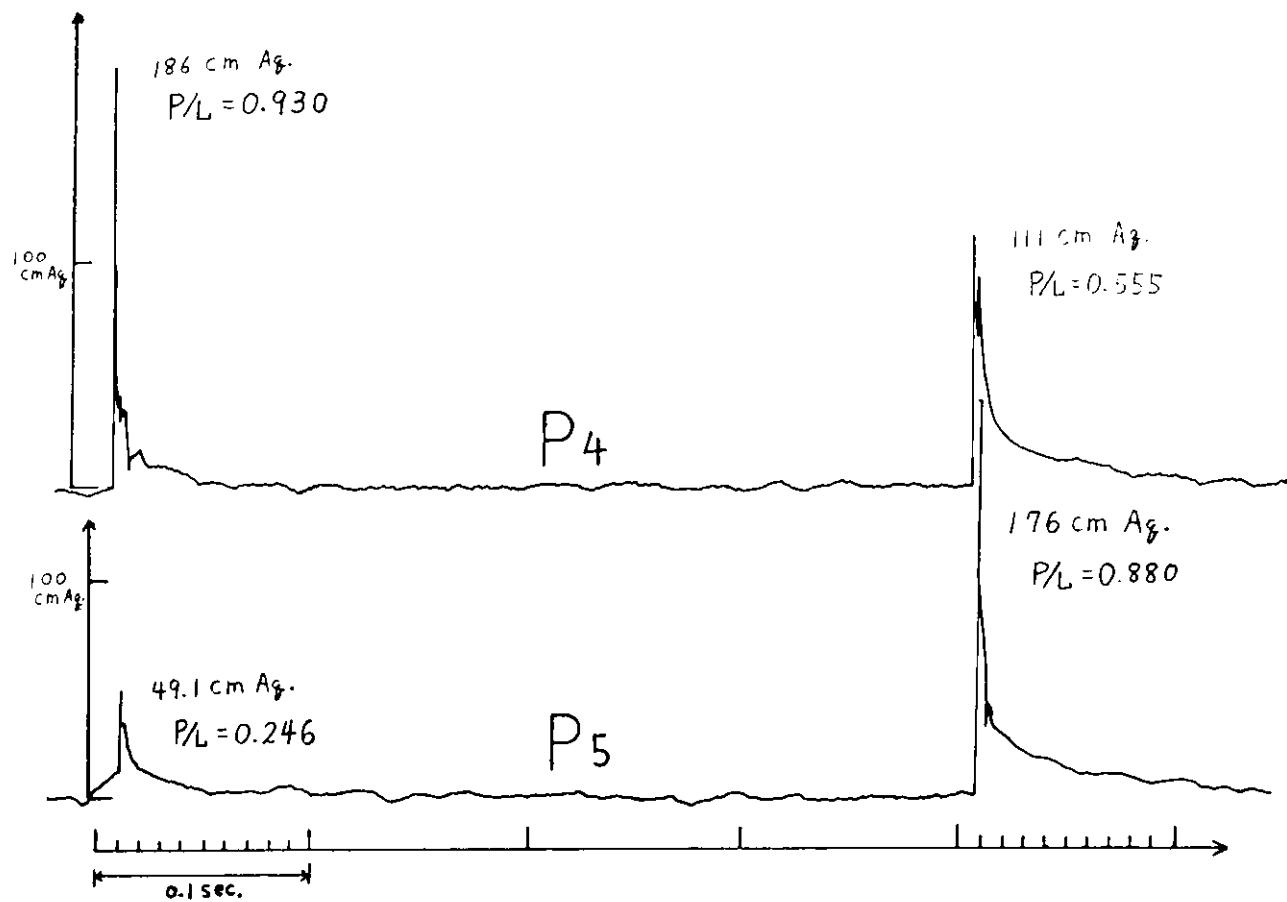


Fig. 5.2.14 Fig. 5.2.12 の  $P_4$ 、 $P_5$  の拡大図

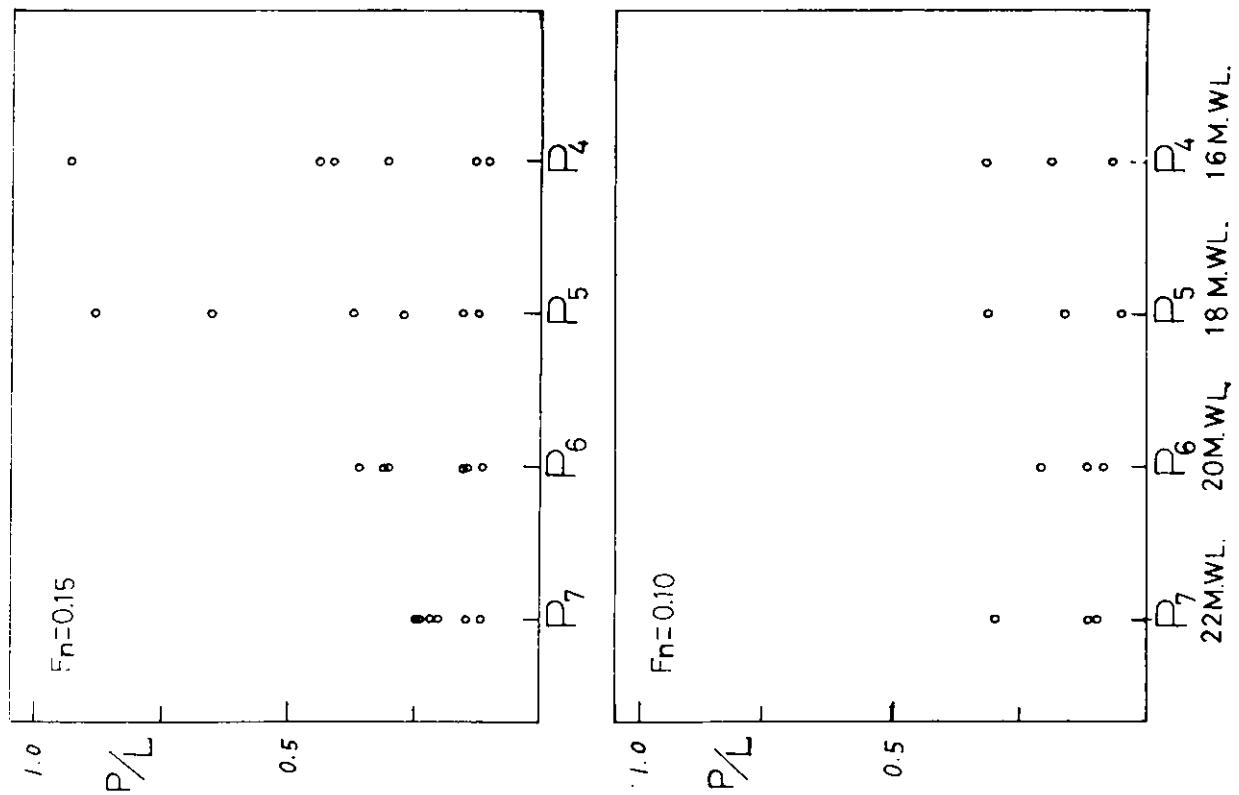
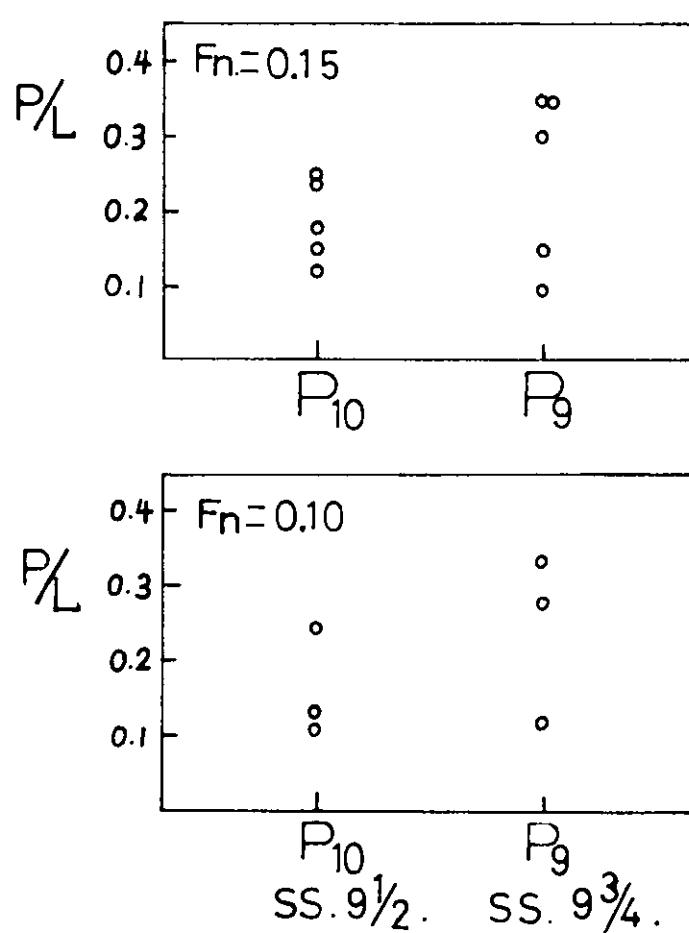
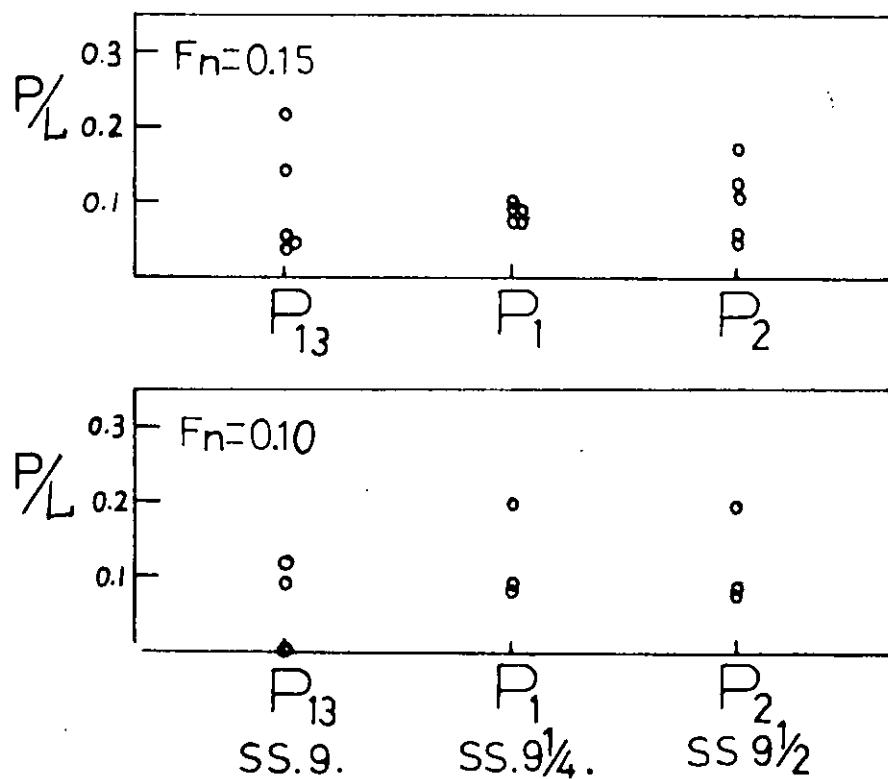


Fig. 5.2.15  $T.W.W.$ , 中給首衝擊压の計測値分布



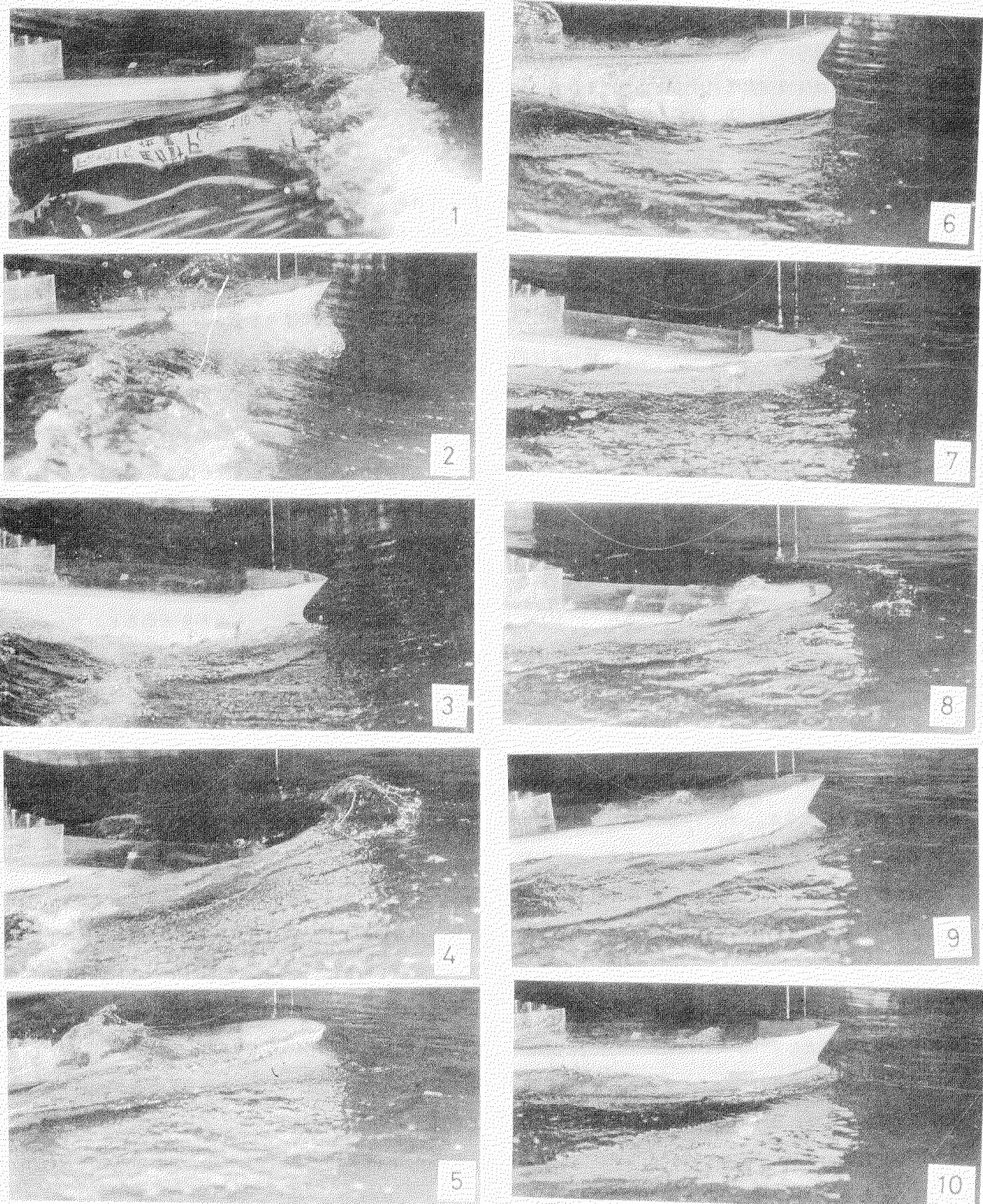


Photo-5.2.1 大波高過渡水波中における連続写真(約4枚/秒)  $F_n = 0.1\sim5$ 、  
5.2.1.2、1.3に対応する場合

## 6. むすび

本年度実施した研究から大略次のような結果が得られた。

- (1) 昨年行なつた船体横運動に対する諸係数の計測を、更に精度を上げて行ない、信頼できる値を得た。又強制動搖させた船体に働く変動水圧を計測し、計算値と比較した。
- (2) 船首、船尾の特殊な断面に働く変動水圧を計測し、断面形状を3パラメーターでより正確に表わした場合の計算値、およびLewis form近似による計算値と比較した結果、精密計算値とは非常によく一致すること、および実用上はLewis form近似による計算値でも十分であることが判明した。
- (3) 斜波中で拘束船体に加わる変動圧を計測し、従来のOSMで用いられるdiffraction pressureの近似値、および境界条件を厳密に合わせたSSMと比較した。その結果、縦波ではOSMとSSMの間にほとんど差がなく、共に実験値とよく合つていること、横および斜め波では、Lee sideでOSMとSSMとの間に差が見られ、SSMの方が実験値に近いことなどが判明した。又縦波の場合、向い波では船体後部、追波では船体前部で実験値は理論値より小さくなることがわかつたが、これは波が船体を通過する間に減衰するためと考えられる。
- (4) 強制動搖をさせた船体に加わる圧力、即ちradiation pressureを計測し、理論値と比較した。その結果、radiation pressureの理論値は実験値に極めてよく一致することがわかつた。尚、運動の振巾の大きい所では、実測した圧力は非線型影響のため理論値（線型理論）よりやや小さめに出ることが判つた。
- (5) 変動圧の計算法を改良するため、2、3の研究を行なつた。その一つは(3)に述べたdiffraction pressureに対するSSMの開発で、従来OSMで用いられている近似値の代りに、境界条件を厳密に与えた解を求めるものである。尚その方法として、従来のOSM近似と同じ表現法をとる方法と圧力を直接求める方法とが試みられた。  
他一つは将来3次元問題を解くことを考えて、成可く数少ない特異点分布で船体表面条件を満足させようとするものである。
- (6) 笠木山丸の自船模型による波浪変動圧の計測を行なつた。昨年行なえなかつた状態を追加すると共に、昨年度分も含めて解析を行なつた。今回の実験で感じられたのは、斜波中のdriftの影響が大きいことで、特に波長の短かい波の場合、driftの影響が非常に大きくなることが判つた。  
変動水圧の横断面分布は、各断面とも向い波から横波に移るにしたがい、左右対称から風上側が大きくなる非対称分布になり、船底では中心線から風下側のビルヂ部までの部分では、出会い角が変化してもあまり変化しない。  
今回行われた規則波中の実験の範囲では変動圧振巾の水頭と、半波高との比 $p_0/\rho gh_0$ の値は最高2程度であり、波長が短かい場合にはその比は1程度になることがわかつた。後者の場合、船体はほとんど運動せず、到来波も殆んど崩れず通過することを意味する。  
理論値と比較した結果は概してよく一致しており、特に正面波又は追波では非常によい一致が見られた。斜め波および横波では多くの不一致が見られ、特に波長の短かい波で理論値は水面付近で大きな圧力を与えるのに対し、実験値では常に小さめに出ることがわかつた。この差は理論値として、波のorbital motionを考えている点の深さの関数とするいわゆる郷田方式を用いた場合に大きく、波のorbital motionをある一点の値で代表させるいわゆる田才方式を用いると、かなり縮まることがわかつた。
- (7) タンカー船型について、変動圧の計算を行なつた。結果は笠木山丸のものとよく似ており、主要寸法比が同じならば、細かい船型の差はそれほど変動圧に影響しないようである。

- (8) 衝撃圧の基礎研究として、受圧部の構造弾性の影響を理論的に求めた。
- (9) 篠木山丸の模型を、拘束及び強制動搖状態で種々の波に当て、衝撃の発生する条件を求めた。その結果、(i)規則波でも高速になると衝撃圧が発生すること、(ii)衝撃圧の大きさは船速が大きくなると急激に大きくなること、(iii)波傾斜が大きいほど衝撃が発生しやすく、又圧力も大きいこと、(iv)波の山の少し手前に船首が頭下げの状態で突込むとき、もつとも衝撃圧が大きいことなどが判明した。
- (10) 傾航模型に過渡波(transient wave)を当てて船首フレア一部の圧力を計測した結果、極めて大きな圧力が発生することがわかつた。
- (11) 深海における碎波の発生機構について、昨年度に引き続き研究を行ない、その機構を調べた。
- (12) 昨年度に引き続き、甲板衝撃の模型実験を行ない、衝撃圧の発生の範囲とその大きさを求めた。
- (13) 船舶技術研究所に三角波を発生させるための第2面造波機を設置した。次年度はこの装置を用いて、二方向から波が来る場合の衝撃を計測する予定である。