

“船体の構造計算方法の精密化に関する開発”

第 131 研究部会

波浪外力に関する水槽試験

報 告 書

昭和 47 年 3 月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和46年度補助事業「船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	尾花皓（運輸省）	梶田悦司（石川島播磨重工業）	
	川上益男（広島大学）	郷田国夫（船舶技術研究所）	
	新谷厚（防衛庁）	菅井和夫（船舶技術研究所）	
	高木又男（日立造船）	竹沢誠二（横浜国立大学）	
	田才福造（九州大学）	寺沢一雄（大阪大学）	
	中村彰一（大阪大学）	花岡達郎（船舶技術研究所）	
	姫野洋司（大阪府立大学）	福田淳一（九州大学）	
	藤井齊（三菱重工業）	藤野正隆（東京大学）	
	別所正利（防衛大学校）	前田久明（東京大学）	
	栴田吉郎（日本海事協会）		
	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）	植竹信次郎（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）
		滋野正昭（佐野安船渠）	白水二郎（大阪商船三井船舶）
鈴木勲（日本造船技術センター）		鈴木省輔（函館ドック）	
立木正昭（佐世保重工業）		角本幸雄（笠戸船渠）	
富山毅（日本鋼管）		永井保（防衛庁）	
中野毅（三井造船）		永元隆一（三菱重工業）	
野本謙作（広島大学）		浜本剛爽（防衛庁）	
羽室英一（大阪造船所）		藤原芳夫（名村造船所）	
堀之北克明（運輸省）		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および変動圧の計測	3
2.2 波浪強制外力の計測	22
2.3 特殊な断面に働く変動圧と強制力	30
2.4 波浪変動圧力に及ぼす Orbital Motion の影響	40
2.5 Transient Water Wave 中の変動水圧について	44
(変動水圧に関する線型重ね合せの検討)	
2.6 船体剛性を考慮に入れた縦波中の船体に働く波浪応力の研究	54
(前進速度のない場合)	
3. 波浪変動圧に関する研究	63
3.1 正面規則波中の波浪変動圧の計測	63
3.2 斜め波中の波浪変動圧の計測	82
3.3 波浪変動圧の計算	106
4. 波浪衝撃圧に関する研究	127
4.1 二次元体の衝撃圧に関する基礎研究	127
4.2 自航模型による波浪衝撃圧の計測	137
4.3 深海に於ける砕波発生機構	145
4.4 波浪衝撃圧に関する理論的考察	150
4.5 第2面造波装置予備実験およびその設計	161
4.6 Freak Wave に関する実験的研究	167
4.7 可搬三角波造波装置の概要	169
5. 甲板および船首外板の衝撃圧の計測に関する研究	173
6. む す び	204

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ら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つて、これのみによつて任意の船に働らく波浪外力を推定するだけの資料や方法を求め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砕けない波の中で、相対的に船が運動するとき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、砕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いものである。

3)の甲板衝撃圧は、甲板に打上つたいわゆる青波によつて生ず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。したがつ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。従つて研究の初期の努力は、衝撃圧発生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、出会角度、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主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

甲板に打込む青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1年度として変動圧及び衝撃圧に関する基礎的な研究を行ない理論計算の基礎資料を得ると共に、鉾石船、笠木山丸の模型について斜め規則波中の船体応答と圧力分布を計測し、理論計算との比較を行なつた。

本年度本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 および変動圧の計測	田 才 福 造(九 州 大 学) 藤 井 齊(三 菱 重 工 業)
波浪強制外力の計測	藤 野 正 隆(東 京 大 学)
特殊な断面に働く変動圧と強制力	前 田 久 明(東 京 大 学) 梶 田 悦 司(石 川 島 播 磨)
波浪変動圧力に及ぼすOrbital Motion の影響	田 才 福 造(九 州 大 学) 高 木 又 男(日 立 造 船)
Transient Water Wave 中の変動 水圧について	竹 沢 誠 二(横 浜 国 立 大)
船体剛性を考慮に入れた縦波中の船体に働く 波浪応力の研究	別 所 正 利(防 衛 大 学)
正面規則波中の波浪変動圧の計測	中 村 彰 一(大 阪 大 学)
斜め波中の波浪変動圧の計測	船舶技術研究所 東 京 大 学
波浪変動圧の計算	福 田 淳 一(九 州 大 学) 藤 井 齊(三 菱 重 工 業)
二次元体の衝撃圧に関する基礎研究	前 田 久 明(東 京 大 学)
自航模型による波浪衝撃圧の計測	元 良 誠 三(東 京 大 学)
深海に於ける碎波発生の機構	高 木 又 男(日 立 造 船)
波浪衝撃圧に関する理論的考察	高 木 又 男(日 立 造 船) 前 田 久 明(東 京 大 学)
第2面造波装置予備実験およびその設計	船舶技術研究所
Freak Wave に関する実験的研究	野 本 謙 作(広 島 大 学)
甲板および船首外板の衝撃圧の計測に関する研究	川 上 益 男(広 島 大 学)
可搬三角波造波装置	元 良 誠 三(東 京 大 学)

2. 船体運動および変動圧に関する基礎研究

2.1 強制動揺法による横運動方程式の係数および変動圧の計測

2.1.1 緒言

波浪中における Sway, Yaw および Roll の運動方程式はストリップ法によつて求められているが、実験的検証は十分なされていない。Roll の Damping moment に関しては、粘性影響のために生ずる非線形性や前進速度の影響をどのように推定するかなど、昔から論ぜられていてしかも未解決の問題が沢山ある。以上のような点を明らかにするためには、強制動揺法による実験的研究がなされねばならない。

本研究部会では、このために強制動揺試験装置を製作し、九州大学応力研水槽ならびに三菱重工長崎水槽において、鉾石運搬船笠木山丸の長さ 3 m の模型船について強制動揺試験を行ない流体力および変動水圧の計測を行なつた。以下に実験解析によつて得られた諸係数ならびに変動水圧についての概要を、ストリップ法による計算結果と比較して示す。

2.1.2 強制動揺試験装置

この装置は航走中の模型船に定められた周期および振幅の Sway, Yaw, Roll あるいはそれらの連成運動を行なわせるための駆動機構、およびその時の流体反力を計測するための検出機構からなつている。今回は三菱重工長崎水槽に既存の装置¹⁾を参考にして、駆動馬力を大きくしかつ動揺周期の範囲を拡大したものを設計製作し、これを九州大学応力研水槽で使用することとした。設計製作した装置の駆動能力を Table 1 に示す。

2.1.3 横方向強制動揺試験法およびその解析法

波浪中における船体横運動 Sway η , Yaw ϕ , Roll ψ の線型連成運動方程式は次のような形に書くことができる。

$$\left. \begin{aligned} (M + A_{22})\ddot{\eta} + B_{22}\dot{\eta} + A_{26}\ddot{\phi} + B_{26}\dot{\phi} + A_{24}\ddot{\psi} + B_{24}\dot{\psi} &= F_{\eta e} \\ (J_{66} + A_{66})\ddot{\phi} + B_{66}\dot{\phi} + A_{64}\ddot{\psi} + B_{64}\dot{\psi} + A_{62}\ddot{\eta} + B_{62}\dot{\eta} &= M_{\phi e} \\ (J_{44} + A_{44})\ddot{\psi} + B_{44}\dot{\psi} + C_{44}\psi + A_{42}\ddot{\eta} + B_{42}\dot{\eta} + A_{46}\ddot{\phi} + B_{46}\dot{\phi} &= M_{\psi e} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.1)$$

ここに $a_{22}, b_{22}, \dots, b_{46}$ 等の sectional Coefficient およびその横分値 $A_{22}, B_{22}, \dots, B_{46}$ 等の諸係数の計算式は文献(2)によるものを Appendix に示す。

船体に既知の運動振幅 η_A, ϕ_A, ψ_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つて、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の諸係数を求めた。

(1) Pure Sway 試験

船体中心線を常に直進前進方向に向けたまま、模型船の重心を強制的に正弦運動 ($y = y_A \sin \omega t$) させる。 $\dot{\phi} = \dot{\psi} = 0, \ddot{\phi} = \ddot{\psi} = 0$ であるから (2.1.1) と比較して

$$\left. \begin{aligned} M + A_{22} &= - \frac{Y_A \cos \epsilon_Y}{\omega^2 y_A} & : \text{Sway 見掛け質量} \\ B_{22} &= \frac{Y_A \sin \epsilon_Y}{\omega y_A} & : \text{Sway 減衰力係数} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.2)$$

$$\left. \begin{aligned} A_{42} &= -\frac{L_A \cos \epsilon_L}{\omega^2 y_A} \\ B_{42} &= \frac{L_A \sin \epsilon_L}{\omega y_A} \end{aligned} \right\} \text{Sway-Roll 連成項係数} \quad (2.1.3)$$

$$\left. \begin{aligned} A_{62} &= -\frac{N_A \cos \epsilon_N}{\omega^2 y_A} \\ B_{62} &= \frac{N_A \sin \epsilon_N}{\omega y_A} \end{aligned} \right\} \text{Sway-yaw 連成項係数} \quad (2.1.4)$$

ただし、 y_A, L_A, N_A は各々計測された Sway Force, Roll Moment および Yaw Moment の振幅である。

(2) Pure Yaw 試験

空間重心軌跡を正弦状 ($y = y_A \cos \omega t$) 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。船体運動は位相基準を合せて $\phi = \phi_A \cos \omega t$ とすると、 $\ddot{\eta} = \dot{\eta} = 0$, $\ddot{\phi} = \dot{\phi} = 0$ であるから (2.1.1) より各係数は次のようになる。この時注意を要することは、旋回運動となるので、Yaw-Sway の連成項において船体質量と前進方向の付加質量に船速を掛けあわせた減衰力 $(M + \Delta m) V \dot{\eta}$ が働くことである。

$$J_{66} + A_{66} = -\frac{N_A \sin \epsilon_N}{\omega^2 \phi_A} \quad : \text{Yaw の見掛け慣性モーメント} \quad (2.1.5)$$

$$B_{66} = -\frac{N_A \cos \epsilon_N}{\omega \phi_A} \quad : \text{Yaw 減衰モーメント}$$

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

$$\left. \begin{aligned} A_{46} &= -\frac{L_A \sin \epsilon_L}{\omega^2 \phi_A} \\ B_{46} &= -\frac{L_A \cos \epsilon_L}{\omega \phi_A} \end{aligned} \right\} \text{Yaw-Roll 連成項係数} \quad (2.1.7)$$

ただし解析は $\Delta m = 0$ として行なつた。

(3) Pure Roll 試験

船体中心線は直進前進方向に向けたまま、船体を重心 G まわりに正弦運動 ($\phi = \phi_A \sin \omega t$) させる。 $\ddot{\eta} = \dot{\eta} = 0$, $\ddot{\phi} = \dot{\phi} = 0$ であるから (2.1.1) 式より各係数は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} J_{44} + A_{44} &= -\frac{L_A \cos \epsilon_L}{\omega^2 \phi_A} + \frac{C_{44}}{\omega^2} : \text{Roll の見掛け慣性モーメント} \\ B_{44} &= \frac{L_A \sin \epsilon_L}{\omega \phi_A} : \text{Roll 減衰モーメント係数} \end{aligned} \right\} \quad (2.1.8)$$

$$A_{24} = -\frac{Y_A \cos \epsilon_Y}{\omega^2 \phi_A}$$

$$B_{24} = \frac{Y_A \sin \epsilon_Y}{\omega \phi_A}$$

Roll-Sway 連成項係数 (2.1.9)

$$A_{64} = -\frac{N_A \cos \epsilon_N}{\omega^2 \phi_A}$$

$$B_{64} = \frac{N_A \sin \epsilon_N}{\omega \phi_A}$$

Roll-Yaw 連成項係数 (2.1.10)

このほかに前進速度 $F_n = 0$ の場合の Sway, Yaw および Roll の各試験, Yaw と Sway の混入した Combined Motion 試験, Roll 軸が重心と一致していない場合の Combined Roll 試験などが行なわれるが, 上記と同様な方法で解析される。

2.1.4 Radiation Pressure の計測

波浪中において Heave, Pitch, Sway, Yaw および Roll をしている船体の横断面の表面に働く変動水圧は, 田才の方法^{3), 4)}によれば次のように4種類の水圧の和として求められる。

$$P = P_V + P_H + P_R + P_W \quad (2.1.11)$$

ただし P_V : 鉛直方向の運動に基づく変動水圧

P_H : 水平方向の運動に基づく変動水圧

P_R : Roll に基づく変動水圧

P_W : 規則波に基づく変動水圧

これらの詳細については3.3を参照されたい。

このうち P_V , P_H , P_R は平水中で船体が運動したときに船体表面に働く変動水圧で Radiation Pressure と称され, P_W は波浪中で船体が拘束された場合に船体表面に働く変動水圧で Diffraction Pressure と称されている。微小運動を仮定した線形理論では, 波浪中で運動している船体の船体表面に働く変動水圧は(2.1.8)のように Radiation Pressure および Diffraction Pressure の線形重ね合せによつて求めることができる。

計算による変動水圧の推定精度向上のためには上記の各成分についての計算値と実験値を比較しながら問題点を検討していくことが必要である。横方向強制揺試験の際に P_H および P_R の2種類の Radiation Pressure を併せ計測することとした。

2.1.5 水槽試験

(1) 供試模型

供試模型船は110型鉍石運搬船, 笠木山丸の相似模型(FRP製)を使用した。船体主要目を Table 2.1.2 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た。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 の環動半径は計画の長さにするのは Weight の配置上不可能であつたので, できるだけこれに近い値となるよう調整した。メタセンター高さ \bar{GM} は傾斜試験により調整し Roll の回転軸は G のまわりとした。またプロペラの作動はそれぞれの運動に影響があると考えられたので, プロペラを作動させたがその影響を調べるためプロペラなしの場合も実施した。

(2) 圧力変換器配置

平水中で船体を強制動揺させた時、船体に働く変動水圧を測定するため Table 2.1.3 に示すように16ヶ所に微小圧力変換器を取付けた。ただし、ここに示す角度は船体断面を Lewis form に変換する時の単位円における角度である。

(3) 実験範囲

電動モードは Pure Sway, Pure Yaw および Pure Roll の3種類を基本として Table 2.1.4 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。

2.1.6 試験結果の解析法

横運動方程式の係数の解析は主として九州大学応力研水槽における値を、変動水圧の解析は主として三菱重工長崎水槽における値を用いた。

計測結果は流体反力をデータレコーダに、変動圧力をビジグラフに記録したので、流体反力の解析処理は1実験状態のデータのうち任意の3周期をとり出し、サンプリング周波数234,375 cycleとして計測値をデジタル化し、フーリエ解析を行なつてそれぞれの運動の力およびモーメントの振幅と位相を求め、最終的にはこれらの3周期の値の平均値を採用した。変動水圧はビジグラフから直接5周期の振幅を読み取り平均してその振幅を求めた。

2.1.7 試験結果の表示法

流体反力の解析結果は運動方程式の諸係数 A_{ij} B_{ij} を無次元化し、円周波数の無次元値 $\omega \sqrt{B/2g}$ ベースに前進速度 F_n をパラメータとしてプロットした。変動水圧も同じく無次元化し $\omega \sqrt{B/2g}$ ベースに各測定点毎に前進速度 F_n をパラメータとしてプロットした。これらの無次元化の方法は次の通りである。

(1) 運動方程式の無次元化係数

$$a) \quad \text{Sway} \quad \hat{A}_{22} = \frac{A_{22}}{\rho \nabla} \quad \hat{A}_{42} = \frac{A_{42}}{\rho \nabla B} \quad \hat{A}_{62} = \frac{A_{62}}{\rho \nabla L}$$

$$\hat{B}_{22} = \frac{B_{22}}{\rho \nabla} \sqrt{\frac{B}{2g}} \quad \hat{B}_{42} = \frac{B_{42}}{\rho \nabla B} \sqrt{\frac{B}{2g}} \quad \hat{B}_{62} = \frac{B_{62}}{\rho \nabla L} \sqrt{\frac{B}{2g}}$$

b) Yaw

$$\hat{A}_{66} = \frac{A_{66}}{\rho \nabla L^2} \quad \hat{A}_{26} = \frac{A_{26}}{\rho \nabla L} \quad \hat{A}_{46} = \frac{A_{46}}{\rho \nabla L B}$$

$$\hat{B}_{66} = \frac{B_{66}}{\rho \nabla L^2} \sqrt{\frac{B}{2g}} \quad \hat{B}_{26} = \frac{B_{26}}{\rho \nabla L} \sqrt{\frac{B}{2g}} \quad \hat{B}_{46} = \frac{B_{46}}{\rho \nabla L B} \sqrt{\frac{B}{2g}}$$

c) Roll

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

$$\hat{B}_{44} = \frac{B_{44}}{\rho \nabla B^2} \sqrt{\frac{B}{2g}} \quad \hat{B}_{64} = \frac{B_{64}}{\rho \nabla L B} \sqrt{\frac{B}{2g}} \quad \hat{B}_{24} = \frac{B_{24}}{\rho \nabla B} \sqrt{\frac{B}{2g}}$$

(2) 変動水圧

a) Sway $\hat{P} = \frac{H_A}{Y_A}$

b) Yaw $\hat{P} = \frac{H_A}{\frac{1}{2} \phi_A L}$

c) Roll $\hat{P} = \frac{H_A}{\frac{1}{2} \phi_A B}$

(3) 運動円周波数 $\hat{\omega} = \omega \sqrt{\frac{B}{2g}}$

(4) 前進速度 $Fn = \frac{V}{\sqrt{Lg}}$

ただし L : 船長 (L_{pp})

B : 船幅

▽ : 排水容積

H_A : 変動水圧の振幅

Y_A : Sway 振幅

φ_A : Yaw 振幅

M : 船体質量

ρ : 流体密度

g : 重力加速度

V : 前進速度

φ_A : Roll 振幅

2.18 運動方程式係数, 変動水圧の計測結果と計算値の比較

ストリップ法によつて求めた運動方程式の係数の値と計測解析結果を比較して Fig. 2.1.1 ~ 2.1.7 に示す。

強制動揺試験では船体運動が既知であるので, これを用いて Radiation Pressure を計算し, 計測された値と比較して Fig. 2.1.8 ~ 2.1.17 に示す。

2.19 考 察

運動方程式係数の計測結果から次のことが云える。

(1) Sway と Roll の連成項 $\hat{A}_{24} = \hat{A}_{42}$, $\hat{B}_{24} = \hat{B}_{42}$ の対称関係はほぼ満足している。

(2) 前進速度 V = 0 で対称関係となる連成項

a) $\hat{A}_{26} = \hat{A}_{62}$ については符号および大きさのオーダーは大略合っている。

b) $\hat{B}_{26} = \hat{B}_{62}$ については値がばらついていて余り明確でない。

c) $\hat{A}_{46} = \hat{A}_{64}$ の関係はほぼ満足している。

d) $\hat{B}_{46} = \hat{B}_{64}$ の関係はほぼ満足している。

(3) Roll の減衰項 \hat{B}_{44} は φ_A = 5°, 10° と変化するに従つて大きくなり非線形影響が現われている。

(4) \hat{B}_{44} には前進速度の影響は明瞭には現われていない。

次に計測解析値と計算値を比較すると

a) Sway, Yaw, Roll の主要項のうち, 慣性項については計算値は比較的实验値に近いが, 減衰項には周波数の高いところでかなりの差が認められる。

b) 連成項については, オーダー的には必ずしも十分ではないが, 傾向的には実験結果に近い形に計算されている。

変動水圧の計測結果は、 $F_n = 0.1$ ではかなりばらついているが、 $F_n = 0$ および 0.15 は比較的よくまとまっている。前進速度の影響はいくらかみられるが、その傾向は必ずしも一定していない。

次に計算結果との比較をみると

- a) Sway, Yaw の場合は、計算値は実験値に比較的よく合っているが、 $F_n = 0.1$ の場合はその差が目立つ
- b) Roll の場合は、LWL 付近 ($\theta = 80^\circ, 90^\circ$) で周波数が高くなるにつれて計算は過大になっている。

以上より運動方程式の係数あるいはRadiation Pressureの計算法について、今後改良すべき点がいくつか見出されたが、波強制力による項、あるいはDiffraction Pressureの計測結果と計算値の比較と合わせ、最終結果である波浪中における船体運動あるいはそのときの変動水圧にどの程度の影響をもっているかを調査して計算法の改良を行なっていく必要がある。

参考文献

- 1) 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 S46.11
- 2) F. Tasai : On the Sway, Yaw and Roll Moments of a Ship in Short Crested Waves. Rep. Res. Inst. Mech. Vol XIX No. 62 July 1971
- 3) 田才福造 : An Approximate Calculation of Hydrodynamic Pressure on the Midship section Contour of a Ship Heaving and Pitching in Regular Head Waves 九大応力研究所英文報告 Vol XIV, No. 48 (1966)
- 4) 田才福造 : "Beam Sea Condition にある船体に働く変動圧力" 西部造船会会報 第35号 (1958)

Appendix

New Strip method (文献2参照)による hydrodynamic coeff.

$$a_{22} = m' + \frac{V}{We^2} \frac{\partial N\eta}{\partial X_b}, \quad b_{22} = N\eta - V \frac{\partial m'}{\partial X_b}$$

$$a_{26} = X_b m' + 2 \frac{V}{We^2} N\eta + X_b \frac{V}{We^2} \frac{\partial N\eta}{\partial X_b} - \frac{V^2}{We^2} \frac{\partial m'}{\partial X_b}$$

$$b_{26} = X_b N\eta - 2 V m' - X_b V \frac{\partial m'}{\partial X_b} - \frac{V^2}{We^2} \frac{\partial N\eta}{\partial X_b}$$

$$a_{24} = m' (1\eta - \overline{O_1G}) + \frac{V}{We^2} \frac{\partial}{\partial X_b} \{ N\eta (1w - \overline{O_1G}) \}$$

$$b_{24} = N\eta (1w - \overline{O_1G}) - V \frac{\partial}{\partial X_b} \{ m' (1\eta - \overline{O_1G}) \}$$

$$a_{66} = X_b \cdot a_{26}, \quad a_{64} = X_b \cdot a_{24}, \quad a_{62} = X_b \cdot a_{22}$$

$$b_{66} = X_b \cdot b_{26}, \quad b_{64} = X_b \cdot b_{24}, \quad b_{62} = X_b \cdot b_{22}$$

$$a_{44} = (I'x - 2m' 1\eta \overline{O_1G} + m' \overline{O_1G}^2) + \frac{V}{We^2} \frac{\partial}{\partial X_b} \{ N\eta (1w - \overline{O_1G})^2 \}$$

$$b_{44} = N\eta (1w - \overline{O_1G})^2 - V \frac{\partial}{\partial X_b} (I'x - 2m' 1\eta \overline{O_1G} + m' \overline{O_1G}^2)$$

$$a_{42} = a_{24}, \quad b_{42} = b_{24}$$

$$a_{46} = X_b \{ m' (1\eta - \overline{O_1G}) \} + \frac{2V}{We^2} N\eta (1w - \overline{O_1G}) \\ + X_b \frac{V}{We^2} \frac{\partial}{\partial X_b} \{ N\eta (1w - \overline{O_1G}) \} - \frac{V^2}{We^2} \frac{\partial}{\partial X_b} \{ m' (1\eta - \overline{O_1G}) \}$$

$$b_{46} = X_b N\eta (1w - \overline{O_1G}) - 2 V m' (1\eta - \overline{O_1G}) \\ - X_b V \frac{\partial}{\partial X_b} \{ m' (1\eta - \overline{O_1G}) \} - \frac{V^2}{We^2} \frac{\partial}{\partial X_b} \{ N\eta (1w - \overline{O_1G}) \}$$

但し, We は波浪中の出合振動数である。強制動揺試験の場合は動揺円振動数とすればよい。

横運動連成方程式係数

$$\begin{aligned}
 A_{22} &= \int_L m' dx_b & B_{22} &= \int_L N\eta dx_b = \bar{N}\eta \\
 A_{26} &= \int_L m' X_b dx_b + \frac{V}{\omega^2} \int_L N\eta dx_b & B_{26} &= \int_L N\eta X_b dx_b - V \int_L m' dx_b \\
 A_{24} &= \int_L m' (1\eta - \bar{O}_1\bar{G}) dx_b & B_{24} &= \int_L N\eta (1w - \bar{O}_1\bar{G}) dx_b \\
 A_{66} &= \int_L m' X_b^2 dx_b + \frac{V}{W\omega^2} \int_L N\eta X_b dx_b - \frac{V}{W\omega^2} \int_L N\eta X_b dx_b + \frac{V}{W\omega^2} \int_L m' dx_b \\
 B_{66} &= \int_L N\eta X_b^2 dx_b + \frac{V^2}{W\omega^2} \int_L N\eta dx_b \\
 A_{64} &= \int_L m' (1\eta - \bar{O}_1\bar{G}) X_b dx_b - \frac{V}{W\omega^2} \int_L N\eta (1w - \bar{O}_1\bar{G}) dx_b \\
 B_{64} &= \int_L N\eta (1w - \bar{O}_1\bar{G}) X_b dx_b + V \int_L m' (1\eta - \bar{O}_1\bar{G}) dx_b \\
 A_{62} &= \int_L m' X_b dx_b - \frac{V}{W\omega^2} \int_L N\eta dx_b \\
 B_{62} &= \int_L m' X_b dx_b \\
 A_{44} &= I_{x0}, & B_{44} &= \int_L N\eta (1w - \bar{O}_1\bar{G})^2 dx_b, & C_{44} &= W \cdot \bar{G}\bar{M} \\
 A_{42} &= \int_L m' (1\eta - \bar{O}_1\bar{G}) dx_b, & B_{42} &= \int_L N\eta (1w - \bar{O}_1\bar{G}) dx_b \\
 A_{46} &= \frac{V}{W\omega^2} \int_L N\eta (1w - \bar{O}_1\bar{G}) dx_b + \int_L m' (1\eta - \bar{O}_1\bar{G}) X_b dx_b \\
 B_{46} &= \int_L N\eta (1w - \bar{O}_1\bar{G}) X_b dx_b - V \int_L m' (1\eta - \bar{O}_1\bar{G}) dx_b
 \end{aligned}$$

表2.1.1 強制動揺装置の性能

Swaying Amplitude	$y_A = 0 \sim 35 \text{ mm}$						
Yawing Amplitude	$\phi_A = 0 \sim 5^\circ$						
Rolling Amplitude	$\phi_A = 0 \sim 30^\circ$						
Sway, Yaw Phase	$\epsilon_y - \epsilon_\phi = 0 \sim \pm 180^\circ (15^\circ \text{ 毎})$						
Sway, Roll Phase	$\epsilon_y - \epsilon_\phi = 0 \sim \pm 180^\circ (15^\circ \text{ 毎})$						
駆動周期	$T = 0.6 \sim 6 (\text{sec})$						
駆動周波数	$\omega = 1 \sim 10 (1/\text{sec})$						
モーター馬力	1.5馬力, DCモーター回転数制御付						
力およびモーメントの計測容量	<table border="0"> <tr> <td>Sway Force</td> <td>130 kg</td> </tr> <tr> <td>Yaw Moment</td> <td>40 kg·cm</td> </tr> <tr> <td>Roll Moment</td> <td>6 kg·m</td> </tr> </table>	Sway Force	130 kg	Yaw Moment	40 kg·cm	Roll Moment	6 kg·m
Sway Force	130 kg						
Yaw Moment	40 kg·cm						
Roll Moment	6 kg·m						

表2.1.2 船体主要目(笠木山丸)

船長	$L_{pp} = 3.00 \text{ m}$	船首揺れ環動半径	$R_\phi = 0.2362 L_{pp}$
船幅	$B = 0.493 \text{ m}$	横揺れ環動半径	$R_\phi = 0.2477 B$
吃水	$d = 0.194 \text{ m}$	メタセンター高さ	$\overline{GM} = 0.050 \text{ m}$
排水量	$\Delta = 232.27 \text{ kg}$		$\overline{KG} = 0.149 \text{ m}$
Block coeff	$C_B = 0.8243$	ビルジキールおよび舵付	

表 2. 1. 3

Square Station	Angle
$9\frac{1}{2}$	$\theta = 50^\circ, 80^\circ, 90^\circ$
$8\frac{1}{2}$	$\theta = 50^\circ, 80^\circ, 90^\circ$
5	$\theta = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 90^\circ$
$2\frac{1}{2}$	$\theta = 50^\circ, 80^\circ, 90^\circ$
$\frac{1}{2}$	$\theta = 60^\circ, 90^\circ$

表 2. 1. 4

推進器	試験種類	振 幅	前進速度	周波数
無	Sway	$y_A = 20\text{mm}$	$F_n = 0, 0.10$ 0.15 $V = 0, 0.542$ $0.814 (\frac{m}{sec})$	$\sqrt{\frac{L}{\lambda}} = 0.4 \sim 2.0$ $\omega \sqrt{\frac{B}{2g}} = 0.287 \sim 1.437$ $\omega = 1.809 \sim 2.059$ ($\frac{1}{sec}$)
	Yaw	$\phi_A = 2^\circ \text{ or } 3^\circ$		
	Roll	$\phi_A = 5^\circ$		
		$\phi_A = 10^\circ$		
		$\phi_A = 15^\circ$		

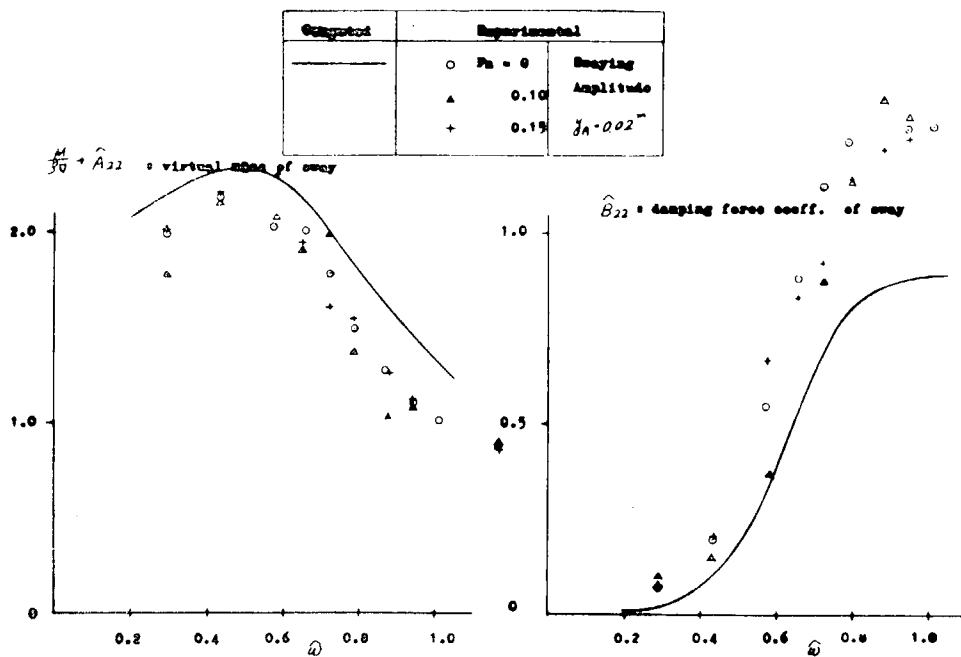


Fig. 2.1.1 Sway main terms

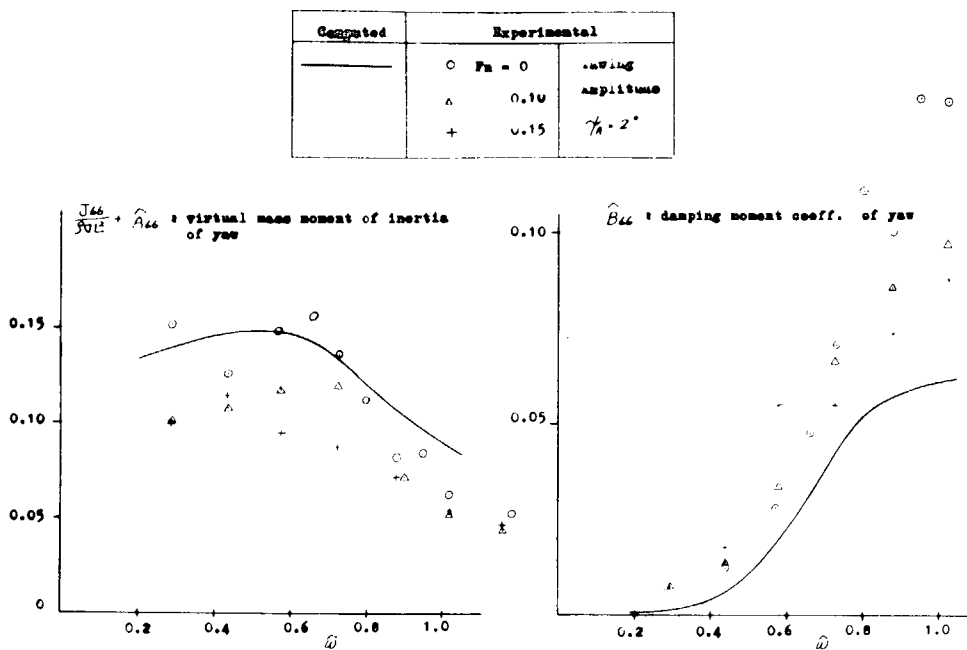


Fig. 2.1.2 Yaw main terms

Computed	Experimental	
_____	$P_n =$	Rolling
_____	Δ 0.10	Amplitude
_____	$+$ 0.15	$\phi_n = 5^\circ$

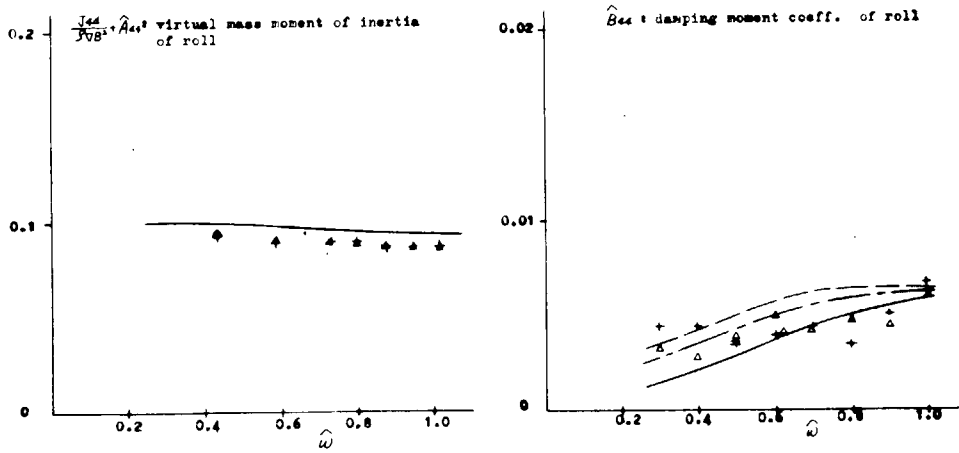


Fig.2.13 Roll main terms

Computed	Experimental	
_____	\circ $P_n = 0$	Rolling
_____	$+$ 0.10	Amplitude
_____	Δ 0.15	$\phi_n = 10^\circ$

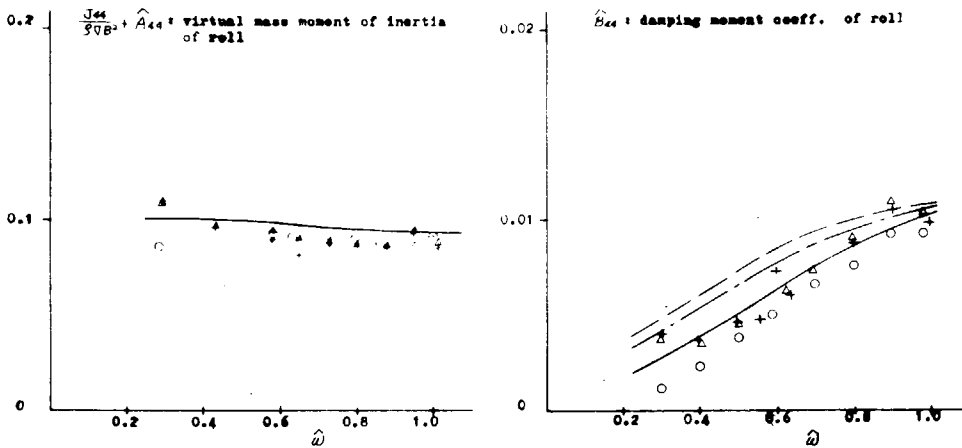


Fig.2.14 Roll main terms

Computed	Experimental	
—	○	$P_n = 0$ Rolling Amplitude
---	△	0.10
----	+	0.15 $\phi_R = 15^\circ$

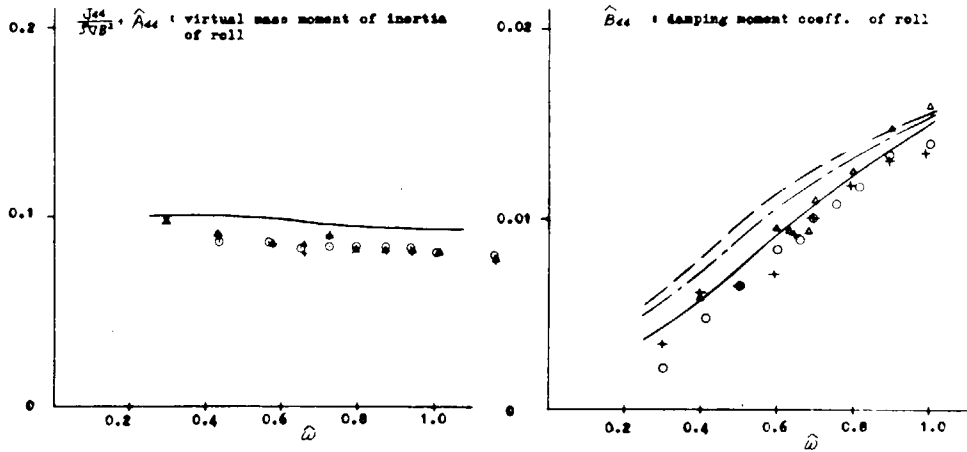


Fig.2.15 Roll main terms

Computed	Experimental	
—	△	$P_n = 0.10$ Rolling Amplitude
---	+	0.15 $\phi_R = 5^\circ$

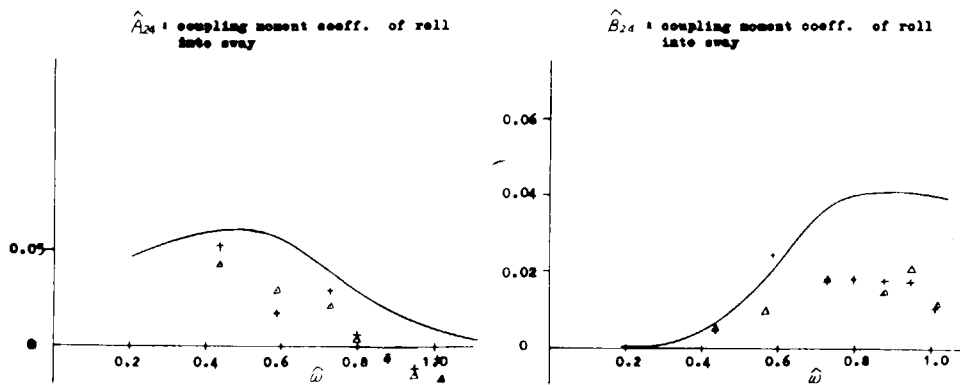


Fig.2.16 Roll-sway coupling terms

Computed		Experimental	
		$P_n =$	Rolling Amplitude
		Δ	0.10
		$+$	0.15
			$\theta_A = 5^\circ$

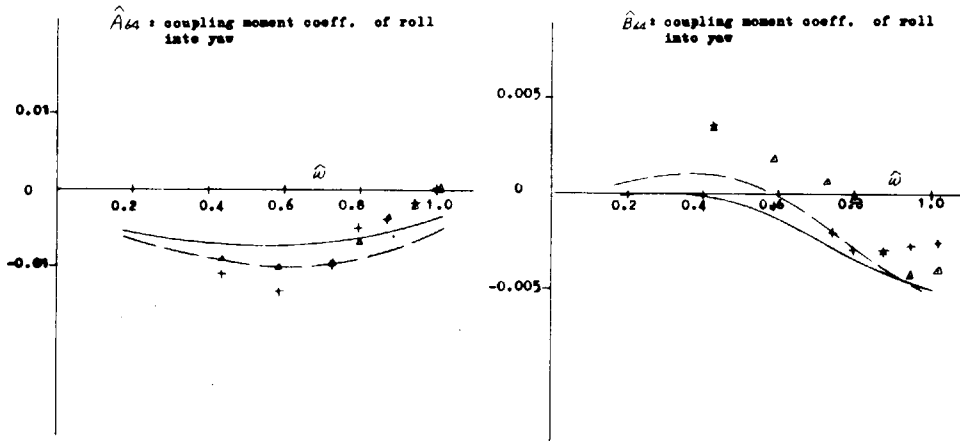


Fig.2.1.7 Roll-yaw coupling terms

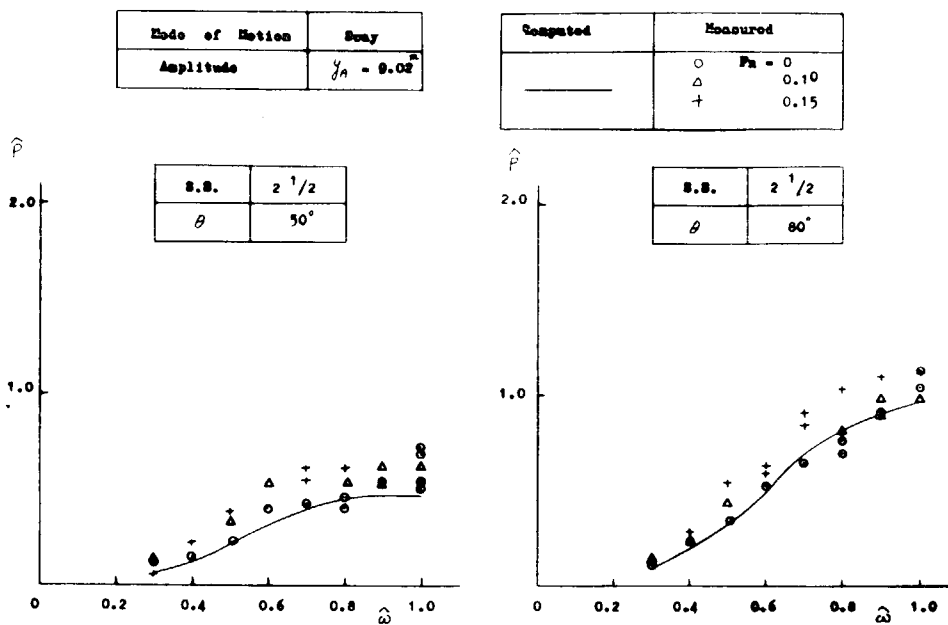


Fig.2.1.8 Amplitude of Radiation Pressure

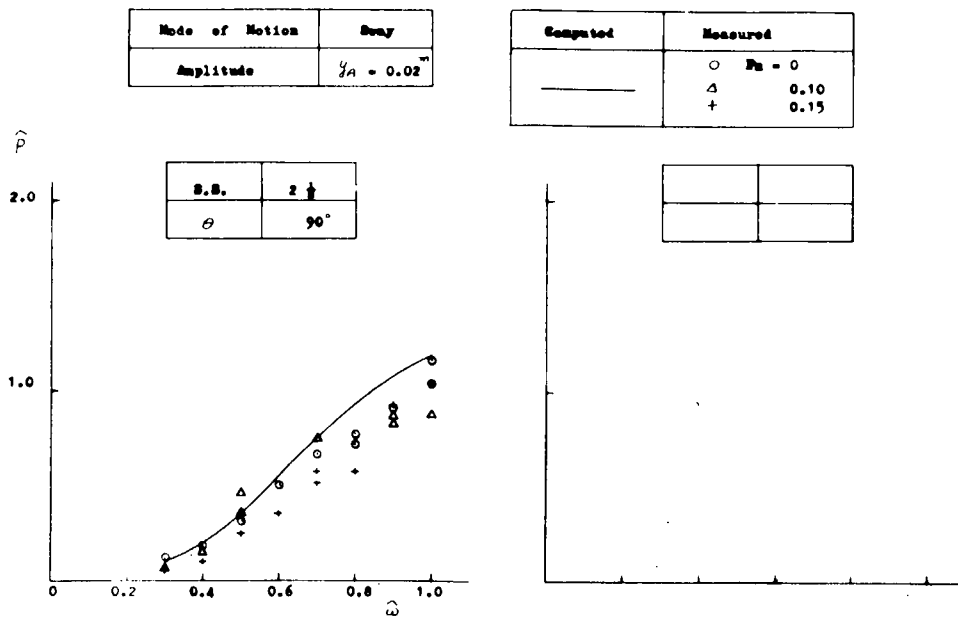


Fig.2.19 Amplitude of Radiation Pressure

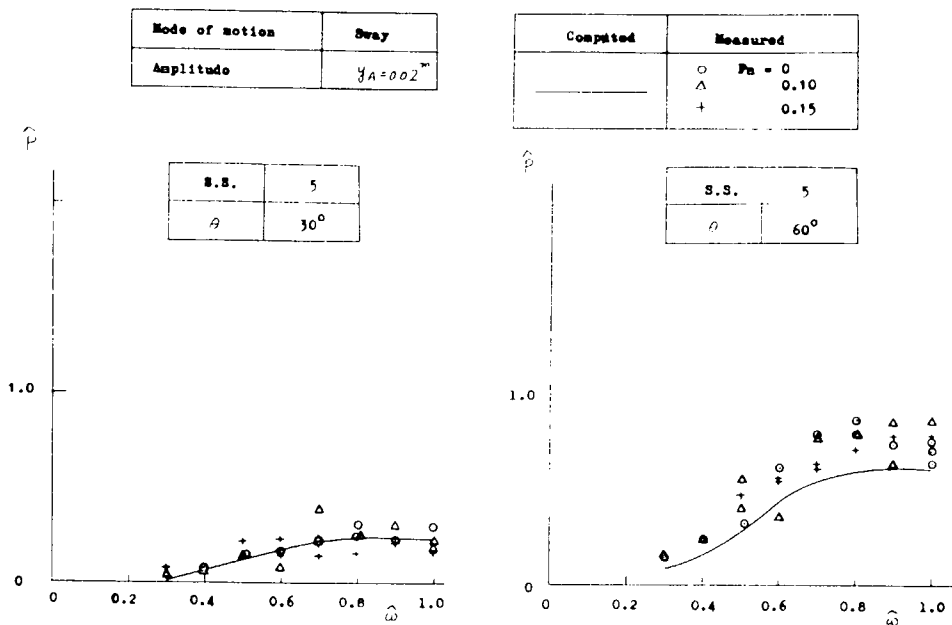


Fig.2.110 Amplitude of Radiation Pressure

Mode of Motion	Sway
Amplitude	$\gamma_A = 0.02^m$

Computed	Measured
—	○ $F_A = 0$
	△ 0.10
	+ 0.15

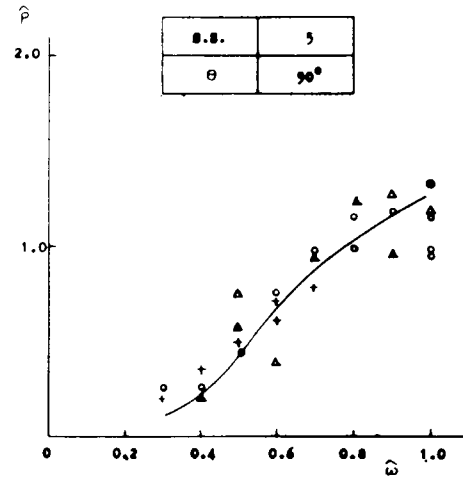
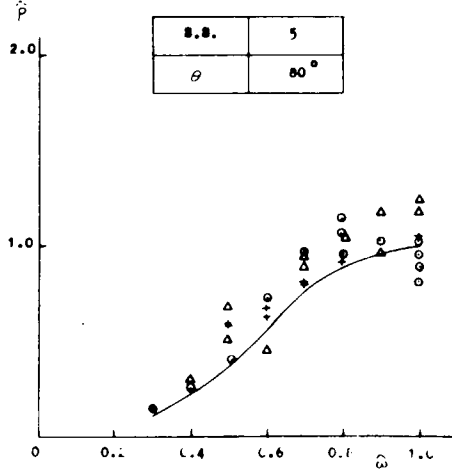


Fig.2.1.11 Amplitude of Radiation Pressure

Mode of Motion	Yaw
Amplitude	$\gamma_A = 3^\circ$

Computed	Measured
—	○ $F_A = 0$
	△ 0.1
	+ 0.15

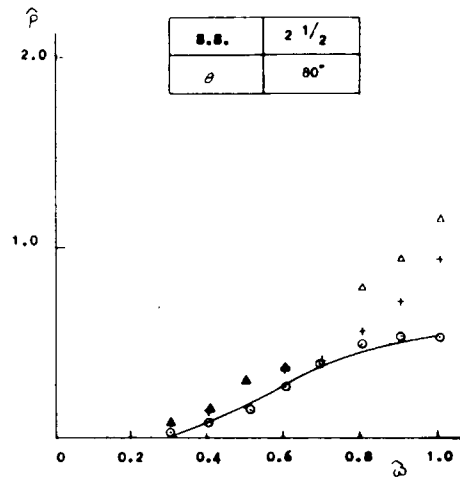
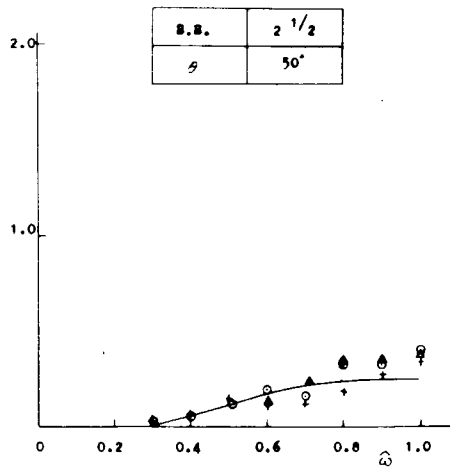


Fig.2.1.12 Amplitude of Radiation Pressure

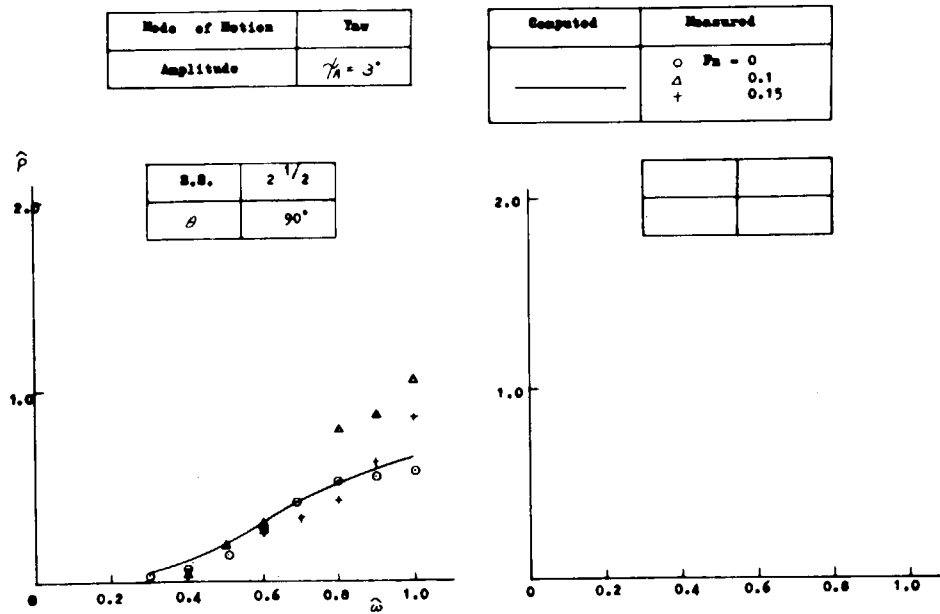


Fig.2.113 Amplitude of Radiation Pressure

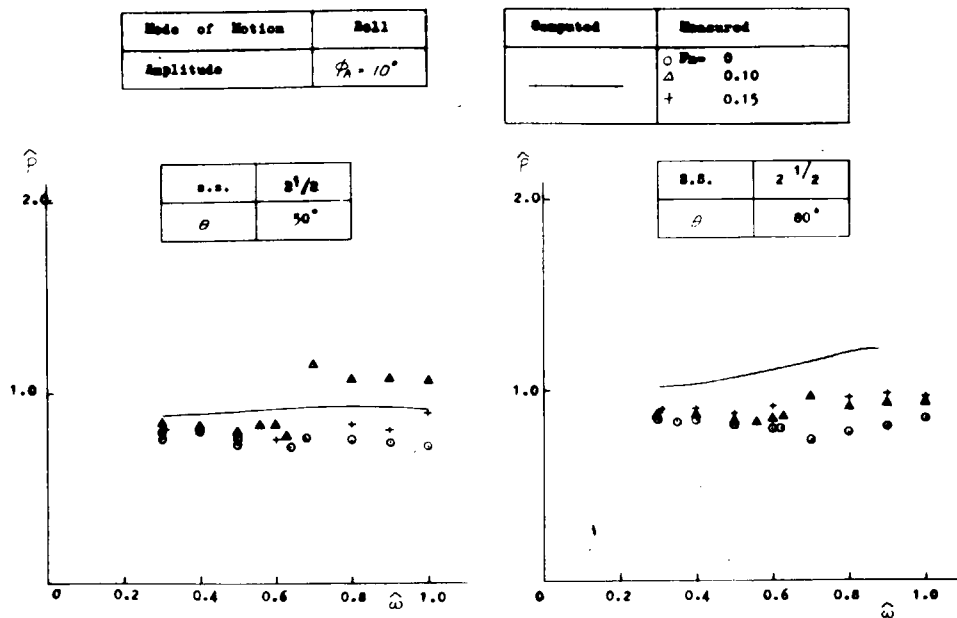


Fig.2.114 Amplitude of Radiation Pressure

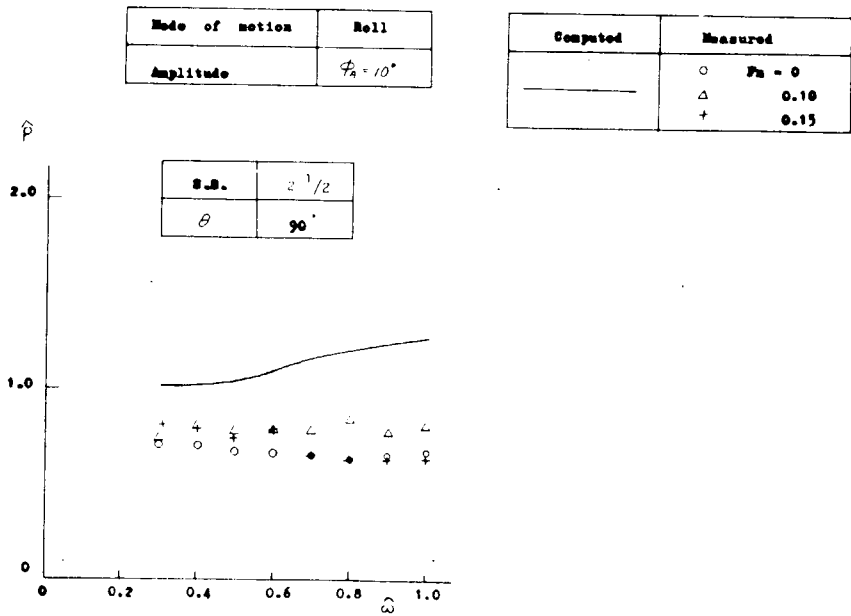


Fig.2.115 Amplitude of Radiation Pressure

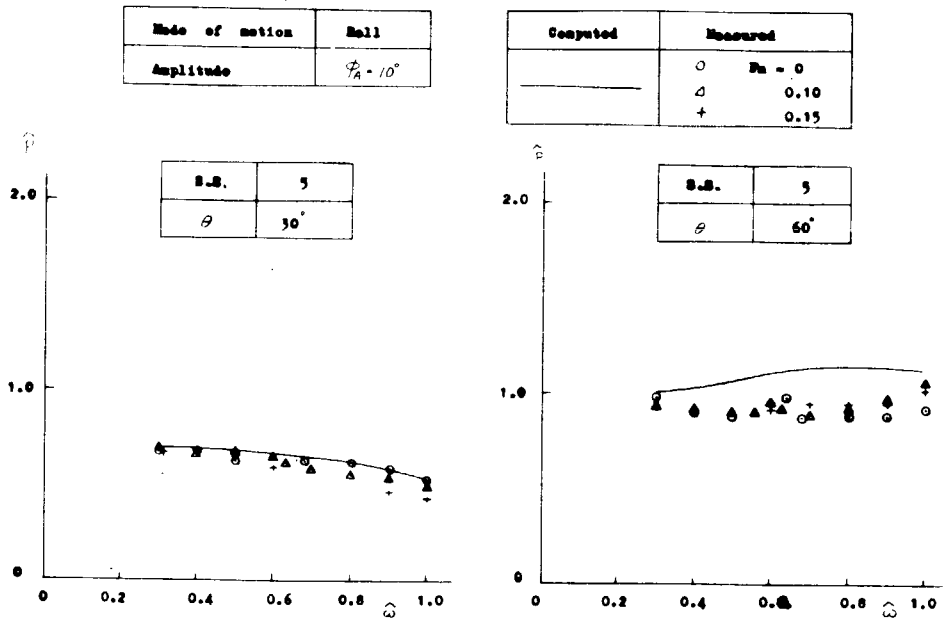


Fig.2.116 Amplitude of Radiation Pressure

Mode of Motion	Roll
Amplitude	$\phi_A = 10^\circ$

Computed	Measured
—	○ $F_n = 0$
	△ 0.1
	+ 0.15

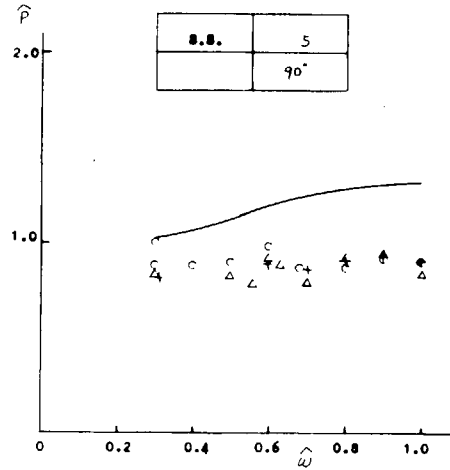
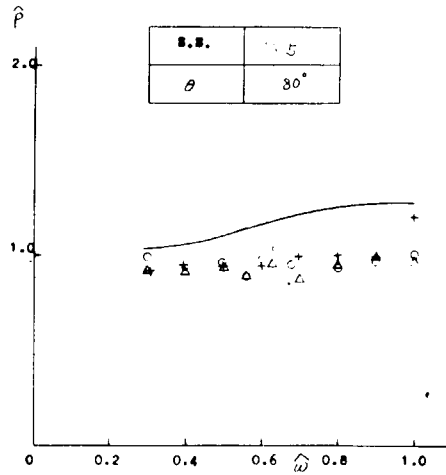


Fig.2.117 Amplitude of Radiation Pressure

2.2 波浪強制外力の計測

波浪中を航行する船舶が受ける波浪変動圧を理論的計算するには波浪中の船体運動が明らかでなければならぬ。従来、船体運動の計算法としては、いわゆるストリップ法が広く利用されているが、本方法においても波浪強制力の理論的算出が重要なポイントとなっている。ここではこのような理論計算の裏付けを得るために、波浪強制力の計測を実施した。

なお、実験は、図2.2.1に示したような6分割模型を用いて行なわれ、一体としての6方向波浪強制力を計測するとともに、それら強制力の船長方向の大まかな分布状況をも調べた。ただし本報告では各分割セクションに加わる波浪強制力の結果を割愛し、6方向波浪強制力についてのみまとめた。

2.2.1 実験に使用した模型船

実験に使用した模型船は鉾石運搬船笠木山丸の $\frac{1}{82.33}$ の6分割プラスチック模型である。分割箇所はS.S.1, 2, 7, 8, 9の5箇所各分割セクション間の隙間は6mmである。

2.2.2 計測項目および計測装置

計測項目は前後揺、左右揺、上下揺の波浪強制力と、横揺、縦揺、船首揺の波浪強制モーメントの計6方向強制力と、各分割セクションの左右、上下2方向強制力である。

分割セクションの2方向強制力はブロック・ゲージで検出し、一体船としての6方向波浪強制力は6分力検力装置で計測した。⁽¹⁾ ブロック・ゲージは図2.2.2に示したように2枚の円板を4本柱で平行に支え、この円板に加わる2方向強制力を4本柱に貼付したストレイン・ゲージで電氣的に取出すものである。模型船の各分割セクションにブロック・ゲージを各1個(ただしS.S.2~7に相当するセクションには2個)の1端を固定し、他端は7個とも、一旦固定枠に固定される。さらにこの固定枠は6分力検力装置を介して曳航台車に固定され、分割セクションの2分力と一体船としての6分力強制力を同時に計測した。なお、6方向波浪強制力は重心位置に於ける力およびモーメントであることを付記する。

2.2.3 実験状態

模型船の主要目を表2.2.1に示した。実験は、船速、波長、波と船との出会角を種々変えて行なわれた。船速はフルード数で $Fn = 0.0, 0.1, 0.15$ の3通り、波の波長 λ は \sqrt{L} で0.6, 0.7, 0.85, 1.0, 1.1, 1.3の6通り、波との出会角は $X = 0^\circ$ (追波), $2.5^\circ, 4.5^\circ, 6.7.5^\circ, 9.0^\circ$ (横波), $11.2.5^\circ, 13.5^\circ, 15.7.5^\circ, 18.0^\circ$ (向波)の9通りである。また、水槽内に起した波の波高は $\sqrt{\frac{L}{\lambda}}$ の値にかかわらず、実船換算で2.5mに相当する30.3mmで一定とした。

2.2.4 実験結果

6方向波浪強制力を、つぎのような無次元量で表示した。

$$C_H = \frac{F_H}{L \cdot B \cdot \frac{H}{2} \cdot \rho g}$$

$$C_R = \frac{M_R}{\pi \frac{H}{\lambda} W \cdot GM}$$

$$C_{SW} = \frac{F_{SW}}{\pi \frac{H}{\lambda} W}$$

$$C_P = \frac{M_P}{L^2 \cdot B \cdot \frac{H}{2} \cdot \rho g}$$

$$C_{SU} = \frac{F_{SU}}{\pi \frac{H}{\lambda} W}$$

$$C_Y = \frac{M_Y}{\pi \frac{H}{\lambda} W \cdot L}$$

ここで、 F_H, F_{SW}, F_{SU} および C_H, C_{SW}, C_{SU} は、それぞれ上下揺、左右揺、前後揺の強制力の振幅とその無次元量を表わす。同様に M_R, M_P, M_Y および C_R, C_P, C_Y はそれぞれ横揺、縦揺、船首揺の強制モーメントの振幅とその無次元量である。なお記号 L, B, W, GM, λ, H はそれぞれ船長、船幅、排水量、横メタセンター高さ、波長、波高を表わす。

さて実験の結果は、 $\sqrt{L/\lambda}$ の値を横軸に、縦軸には各無次元量をとつて波との出会角 χ をパラメータにして各船速毎に、図 2.2.3 ~ 2.2.20 に示した。なお、いくつかの強制力についてはデータが不備なものがあることを付け加えておく。

2.2.5 考 察

以上得られた結果についてまとめてみる。

- イ. 前後揺の強制力. 横波に近い $\chi = 67.5^\circ$ を除けば、波との出会角によらず、波長が長くなると強制力は大きくなる傾向がある。また波長の長いときには縦波に近い角度から波を受けるときの方が、横波のときより強制力は大きい。波長が短くなるとむしろ横波に近い方が強制力が大きくなることわかれる。これは前後揺の強制力が Froude-Kviltov 力によく説明できることと良く一致する。また船速の影響については、船速が大なるほど強制力は大きくなる傾向があるといえる。とくに波との出会角でいうと、追波より向波の場合の方が、船速の影響が大きいようである。
- ロ. 左右揺の強制力. 波長が長いほど、強制力が大きくなるという傾向が明らかである。また縦波より横波に近いほど強制力が大きい。とくにこの傾向は船速が 0 のときに著しい。船速の変化に対しては、 $\chi = 67.5^\circ, 112.5^\circ$ のとき、すなわち真横より、少し斜めの方向から波を受ける場合に、その影響が著しく、とくに波長の短い方で船速とともに急激に大きくなっている。しかし、そのほかの出会角に対しては、ほとんど船速の影響はないといつてよいほど小さい。
- ハ. 上下揺の強制力. 波長が長いほど強制力が大きい。
さらにこの波長の影響を波との出会角の違いについて見ると、横波に近い場合より縦波に近い場合の方が、波長の影響が著しいことがわかる。また波長の短い場合は、とくに波との出会角によつて強制力が大きく変化することがわかる。さらに強制力の大きさでいうと、横波より縦波の方が、はるかに大きい。なお縦波の場合は $\sqrt{L/\lambda}$ で 1.0 ~ 1.2 のあたりで強制力が極小になる傾向があり、横波になるほどその極小点の $\sqrt{L/\lambda}$ は大きい方に、すなわち波の短い方に移動していることがわかる。なお、船速の影響はあまり明らかではない。
- ニ. 横揺の強制モーメント. 波長の強制モーメントの大きさに及ぼす影響は、波の方向によつて明らかに異なっている。すなわち、追波 ($\chi = 0^\circ$) に近い方向から波を受けるときには、波長が長くなるにつれて強制モーメントは大きくなるのに対して、向波では波長の短いところで一旦大きくなり波長が長くなるにしたがい一時減少したのち、ふたたび大きくなる傾向がある。この傾向は $\chi = 67.5^\circ$ の追波にも少し現われている。これは、波長が短いときには真横から多少ずれた斜めの方向から波を受けると、船の船首尾が、丁度波の山谷に位置することになり、最も大きいモーメントを受ける状態になるからであろう。また強制モーメントの大きさでいうと、真横の波よりむしろやゝ追波の $\chi = 67.5^\circ$ とか 45° の方が大きな強制モーメントを発生することがわかる。
船速の強制モーメントに及ぼす影響も大きく、船速が大なるほど強制モーメントは大きくなる。
- ホ. 縦揺の強制モーメント. 波長の長短が強制モーメントに及ぼす効果は、波の方向 χ によつて全く異

なる。すなわち波長の長いところでは、波の方向が縦波に近いほど強制力は大きい、波長の短いときには真横に近い $\lambda = 67.5^\circ$ とか 112.5° の場合の方が大きくなる。さらに波長だけの変化でいうと、縦波に近いときには波長が長いほど強制モーメントは大であるが、真横に近い $\lambda = 67.5^\circ$ とか 112.5° ではむしろ波長が短いほど強制モーメントは大きい。

これは横揺の強制モーメントの場合に、真横に近い斜め波の中で波長が短いところでモーメントが大きくなることと同様な理由によるものと思われる。しかし最大の強制モーメントは、やはり縦波中でかつ波長の長いところである。また船に対する斜め角度が同一な $(180^\circ, 0^\circ)$, $(157.5^\circ, 225^\circ)$, $(135^\circ, 45^\circ)$ の組合について強制モーメントを比較すると向波である 180° , 157.5° , 135° の場合が、追波状態の 0° , 22.5° , 45° の場合よりそれぞれ大きいことがわかる。

なお、船速の影響は追波の場合はそれほど明確ではないが、向波の場合は著しく、船速が大なるほど強制モーメントは大きい。

へ. 船首揺の強制モーメント

縦波や横波にくらべ、いわゆる斜波の場合の強制モーメントが大きく、特に斜め後追波の場合が大きい。 $\lambda = 67.5^\circ$ とか 112.5° のように真横に近い斜め波中で波長の影響が大きく、波長が短くなるほど強制モーメントが大きくなる傾向がある。

船速の影響はそれほど明確ではない。

表 2.2.1 模型船の主要目

垂線間長 (L)	3.0000 m
型 幅 (B)	0.4931 m
吃 水 (d)	0.1943 m
排水量 (W)	230.4 kg (実測)
G M	0.0502 m
☒G (☒前方)	0.0887 m
K G	0.1492 m

参 考 文 献

1. 日本造船研究協会 第108研究部会報告 研究資料 No.125
昭和46年3月

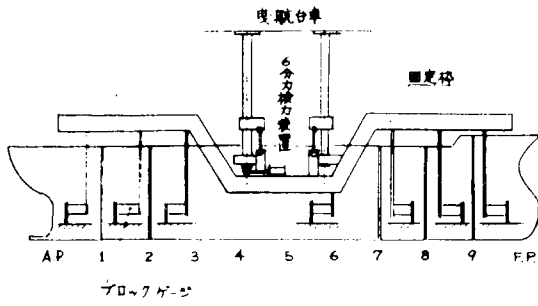


図 2. 2. 1 ブロック・ゲージと6分力検力装置概念図

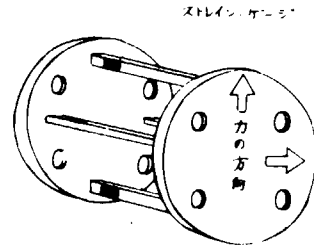


図 2. 2. 2 ブロック・ゲージ

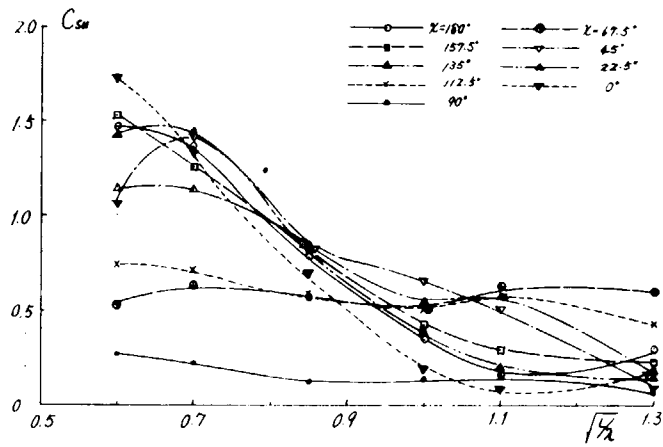


図 2. 2. 3 $F_n = 0.0$

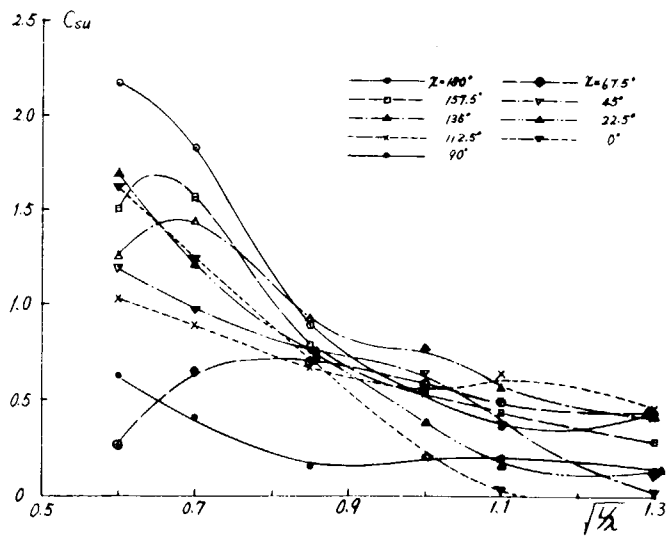


図 2. 2. 4 $F_n = 0.1$

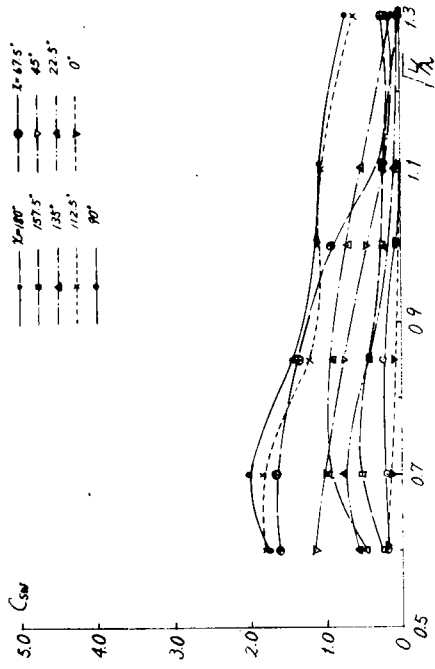


图 2.2.7 $Fn=0.1$

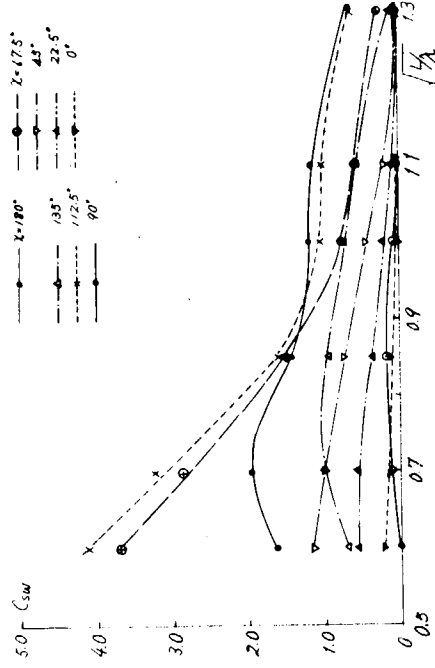


图 2.2.8 $Fn=0.15$

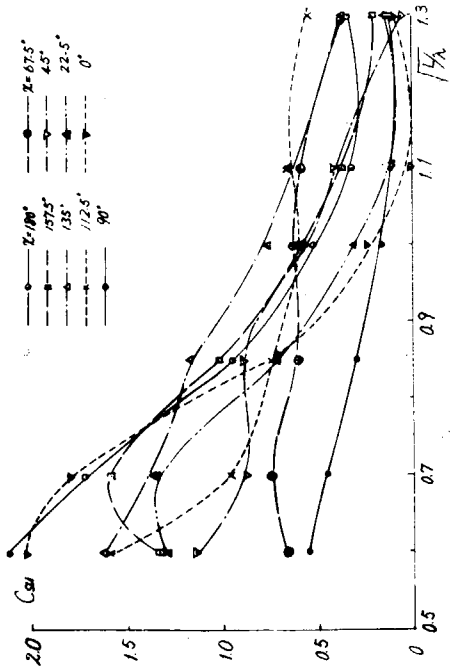


图 2.2.5 $Fn=0.15$

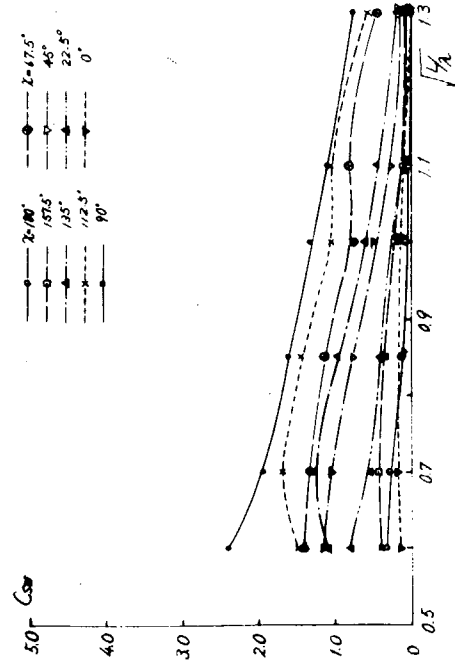


图 2.2.6 $Fn=0.0$

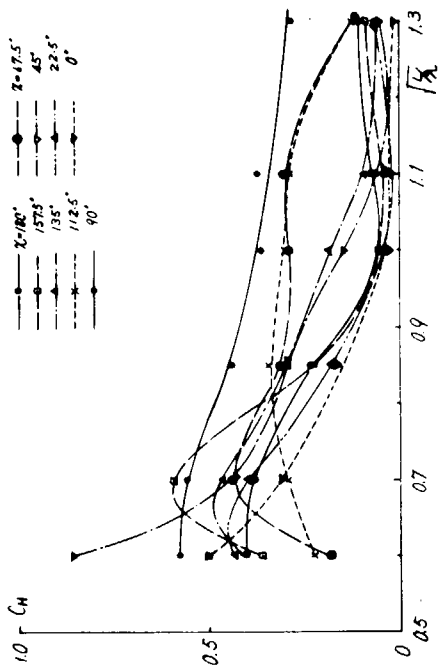


图 2.2.11 $F_n = 0.15$

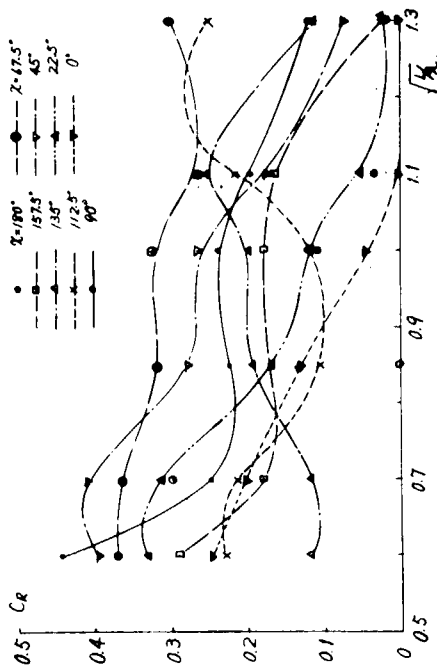


图 2.2.12 $F_n = 0.0$

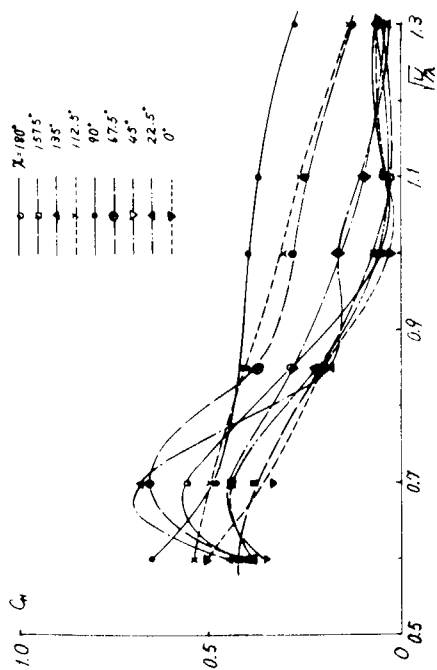


图 2.2.9 $F_n = 0.0$

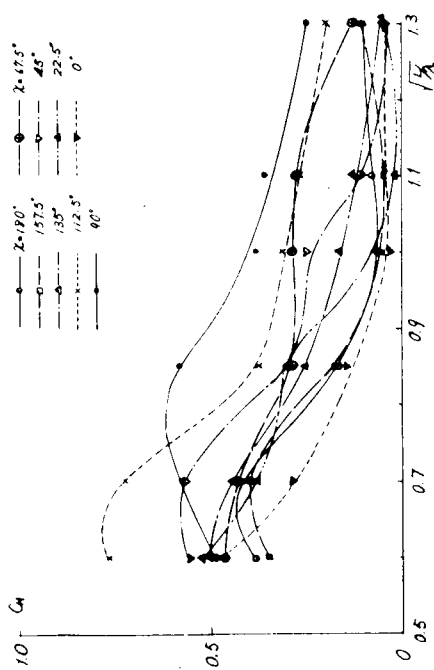


图 2.2.10 $F_n = 0.1$

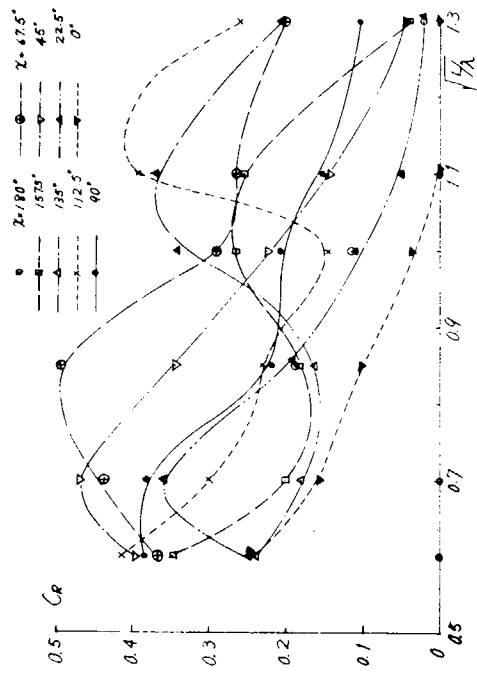


图 2.2.13 $F_n = 0.1$

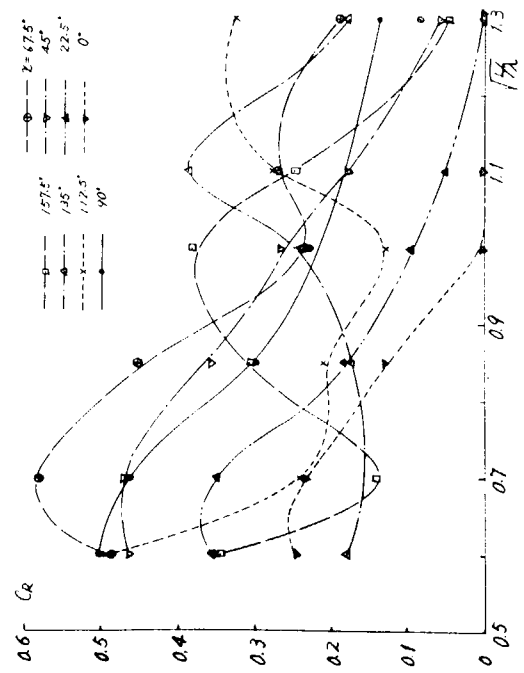


图 2.2.14 $F_n = 0.15$

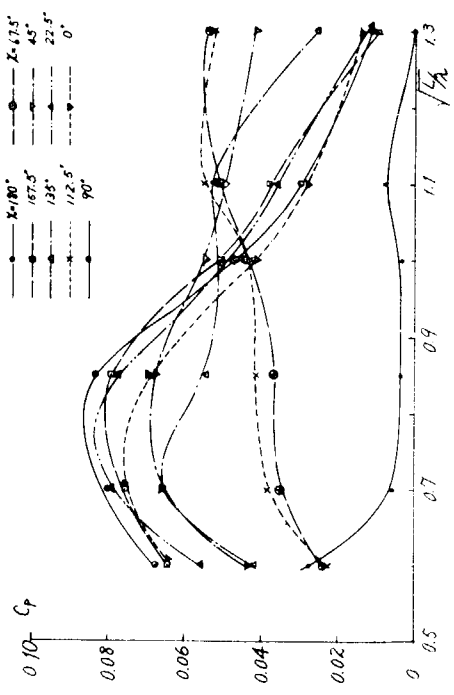


图 2.2.15 $F_n = 0.0$

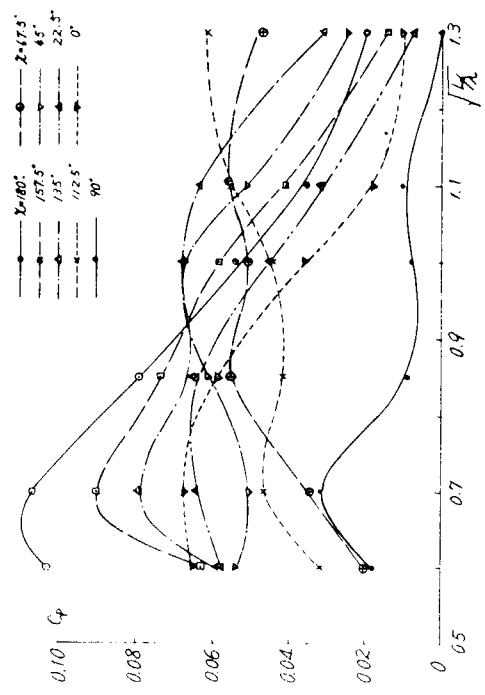


图 2.2.16 $F_n = 0.1$

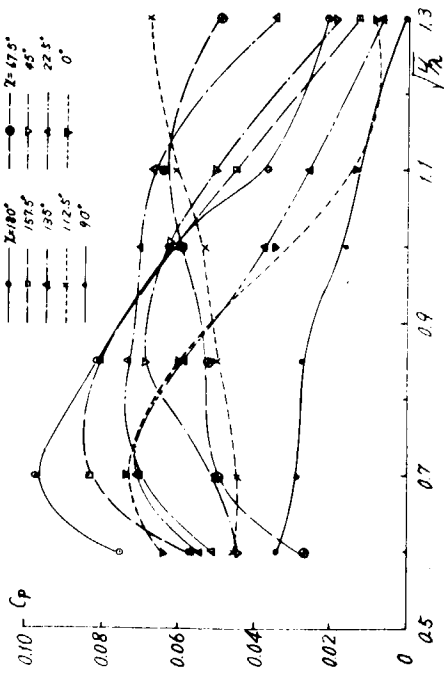


图 2.2.17 $Fn = 0.15$

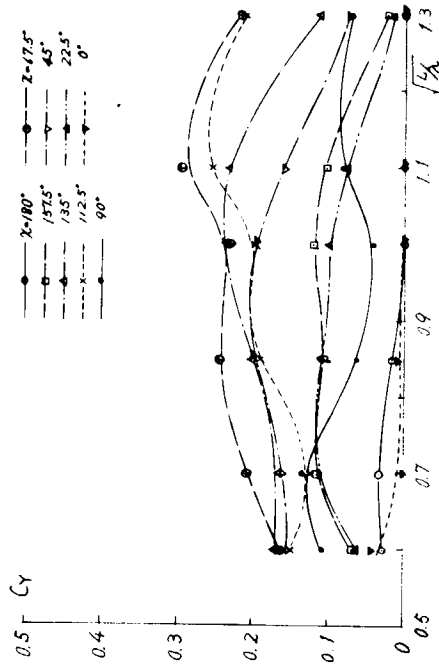


图 2.2.19 $Fn = 0.1$

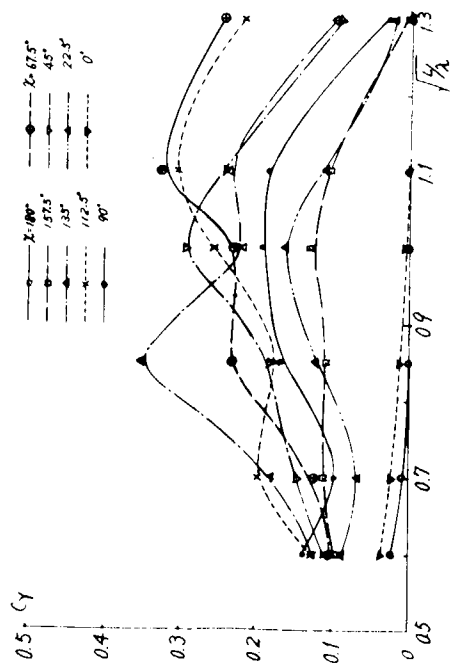


图 2.2.18 $Fn = 0.0$

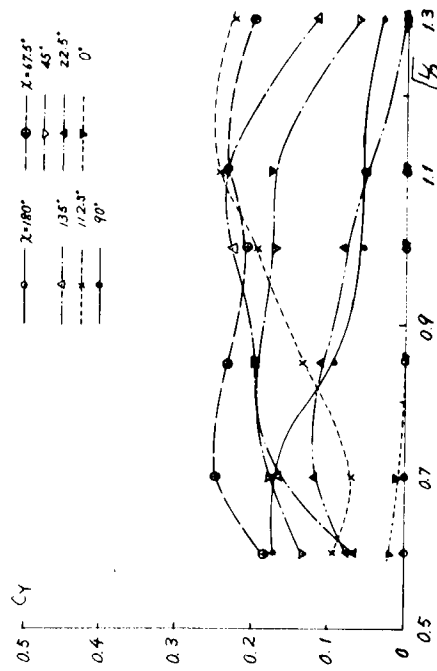


图 2.2.20 $Fn = 0.15$

2.3 特殊な断面に働く変動圧と強制力

2.3.1 供試模型船

笠木山丸の F.P. に非常に近い横断面 (st. 9 $\frac{15}{16}$) と A.P. に近い断面 (st. $\frac{3}{8}$) を選び、その断面形状をもつ 2 次元的模型と、笠木山丸の一体模型とを、波浪中で拘束して、波の強制力と圧力とを計測し計算と比較した。

表 2.3.1 に使用した模型船の主要目を示す。模型船は何れも L_{pp} が 3 M であるが、船首、尾模型の断面の寸法は実験の都合で笠木山丸の 3 M 模型の 2 倍の大きさになっている。船首、尾模型の平行部は中央の 2 M で前後は適当に尖らせてある。図 2.3.1, 2.3.2 に笠木山丸の BODY PLAN 及び 2 次元的模型に使用した断面形状を示す。図中実線は LEWIS FORM で近似したもの、破線は実船で 1 M W. L. ことの OFF SETS を直線で結んだものを示す。図 2.3.3 に断面に於ける圧力計の取付位置を示す。

笠木山丸は船首 (st. 9 $\frac{15}{16}$), 船尾 (st. $\frac{3}{8}$) の位置に、船首、尾模型は、夫々 st. 4, 5, 6 の位置に取付けた。

表 2.3.2 に実験条件を示す。船首、尾模型の船速ありの場合、 $F_n = 0.212$ となっているのは、笠木山丸の $F_n = 0.15$ に対応し断面の ξ_B が同一となる様にしたためである。2 次元模型では断面形状の関係で検力装置を重心位置にもつて来る事が出来なかつたので、強制力計測は HEAVE だけである。

2.3.2 波の強制力

図 2.3.4 (A), (B), 2.3.5 (A), (B), 2.3.6 (A), (B) は笠木山丸、船首、尾の模型について HEAVE 強制力の実験値 (破線) と計算値である。計算は LEWIS FORM 近似による田才の方法 (実船) と CLOSE FIT METHOD (一点鎖線) の 2 種である。縦軸は強制力の無次元値 $F/(\rho g L B \eta_0)$ 、横軸は波長、船長比 (λ/L) である。船首、尾模型の横軸 (λ/L) は、模型の L_{pp} に対するものである。

図 2.3.4 (A), (B) で笠木山丸の実験値は計算と比較して傾向は同じであるが絶対値が計算より大き目である。これは検力装置の容量が若干小さかつた事による誤差と考えられ絶対値の信頼性はあまりよくないと思われるので傾向だけに注目する。笠木山丸で実験値の傾向が計算値のそれとほぼ合っているのに対し船首、尾の 2 次元模型については傾向が異なり、特に船尾で相違が著しいのは興味深い。

図 2.3.7 (A), (B), 2.3.8 (A), (B) に船首、尾断面形状について、2 種類の計算法による流体力係数 (\bar{A} , COK_4) の値を示す。 \bar{A} , COK_4 共夫々若干の相違がある。船首の COK_4 は他のものに比して差が大きい。図 2.3.5 (A), (B), 2.3.6 (A), (B) に見られるように、船首、尾模型に対する HEAVE の強制力は計算値は両者共差があるが流体力の差ほど大きくない。船首の場合他に比して差が大きいのは COK_4 の差によるものと思われる。船尾では実船の断面積をそのままでは LEWIS FORM 近似が出来ず、この場合断面積を約 1.9% 増したのものについての計算結果であるにも拘らず、CLOSE FIT M. との差が比較的小さいことは注目に値する。笠木山丸では LEWIS FORM 近似のものと同様 CLOSE FIT M. との差が殆んどない。又笠木山丸の S.T.F 法による強制力の計算値も LEWIS FORM 近似による方法と殆んど一致した結果を得ている。

2.3.3 変動圧

図 2.3.9, 2.3.10 は船首 2 次元模型の中央 (st. 5) で計測した変動圧の例である。図 2.3.11, 2.3.12 は夫々に対応する笠木山丸での計測値である。図中 ○ 印は計測値、実線は LEWIS FORM 近似による田才法の計算値である。船首、尾模型と笠木山丸は ξ_B を対応させたものである。

図 2.3.9, 2.3.10 で見るかぎり, 船速のある場合は, 船速 0 の場合に比して若干小さ目で, 船速 0 で計算値に近い。笠木山丸での計測値は船速あり, なして船底は同じ船側で船速ありの場合や、大きくなっている。計算値に対しては何れも船底で小さく, 船側で大きくなっている。

図 2.3.13, 2.3.14 は船尾模型の中央 (set. 5) での計測値, 図 2.3.15, 2.3.16 は夫に対応する笠木山丸での計測値である。

船尾の場合は, 船速の差は殆んどない。2次元模型でも笠木山丸でも計算値よりも小さい値が計測されており, 笠木山丸の場合計算値との差は2次元模型に比し顕著である。図に示したものは $\lambda/L = 1.0$ だけであるが異なる λ/L のものについても船首, 尾に関しては同様の傾向にある様にもうけられるが尙詳細な検討が必要である。

図 2.3.17, 2.3.18 は $F_n = 0.0$ に於ける笠木山丸の ⓧ での計測値で $\lambda/L = 1.0, 3.0$ で何れも船底で計算より小さく, $\lambda/L = 1.0$ でその差が大きい。 $\lambda/L = 0.5$ 附近では 1.0 の場合よりも計算値に近い。

図 2.3.19 は船尾の断面形状についての圧力の計算値で LEWIS FORM 近似によるものと CLOSE FIT METHOD との比較である。これによると全般的に CLOSE FIT METHOD が LEWIS FORM 近似のものに比して小さい。

変動圧については, ここでは計測のごく一部を示しただけで十分ではない。計測値全体を通してこまかく検討する必要がある。

表 2.3.1 模 型 船 要 目

項 目	記号(単位)	笠木山丸(実船)	笠木山丸(模型)	2次元模型(船首)	2次元模型(船尾)
2次元模型断面	—	—	—	ORD. $9\frac{15}{16}$	ORD. $\frac{6}{16}$
縮 尺		1	$1/82\frac{1}{3}$	$1/41\frac{1}{6}$ (幅比)	$1/41\frac{1}{6}$ (幅比)
垂 線 間 長	Lpp(m)	247.0	3.0	3.0	3.0
幅	B (m)	40.6	0.4931	0.1496	0.4060
吃水 (even keel)	d (m)	1.60	0.1943	0.3887	0.3887
深 さ	D (m)	23.0	0.2794	0.5587	0.5587
排水重量(模型重量)	W	135950.0 t	237.0kg(実測)	192.8kg(実測)	144.9kg(実測)
流 体 密 度	ρ		$101.8kg/m^3$	$101.8kg/m^3$	$101.8kg/m^3$
縦重心位置(abaft)	\bar{x}_G (m)	-7.301	-0.089	0.	0.
縦 環 動 半 径	K ℓ	0.2362Lpp	0.2362Lpp	0.2196	0.2136
ピルキール(長さ)×(深さ)	(m)	624×0.425	0.758×0.005	—	—

表 2.3.2 試 験 要 目

項 目	笠木山丸模型	2次元模型(船首)	2次元模型(船尾)
試 験 種 類	波浪中拘束試験	波浪中拘束試験	波浪中拘束試験
計 測 項 目	波浪強制力, 圧力	波浪強制力, 圧力	波浪強制力, 圧力
模 型 船 速 度	$F_n=0, 0.15$	$F_n=0, 0.2121$	$F_n=0, 0.2121$
船 体 対 する 波 の 入 射 角	向 波 180°	向 波 180°	向 波 180°
波 高	5 cm	5 cm	5 cm
波長船長比(14点)	0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.6, 2.0, 2.5, 3.0		

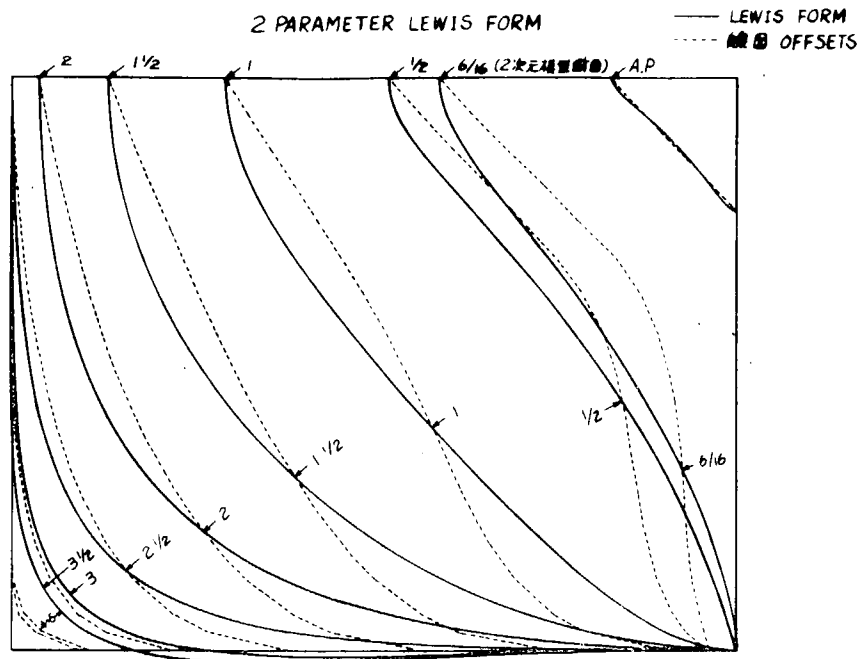


図 2.3.1 BODY PLAN (笠木山丸, AFT)

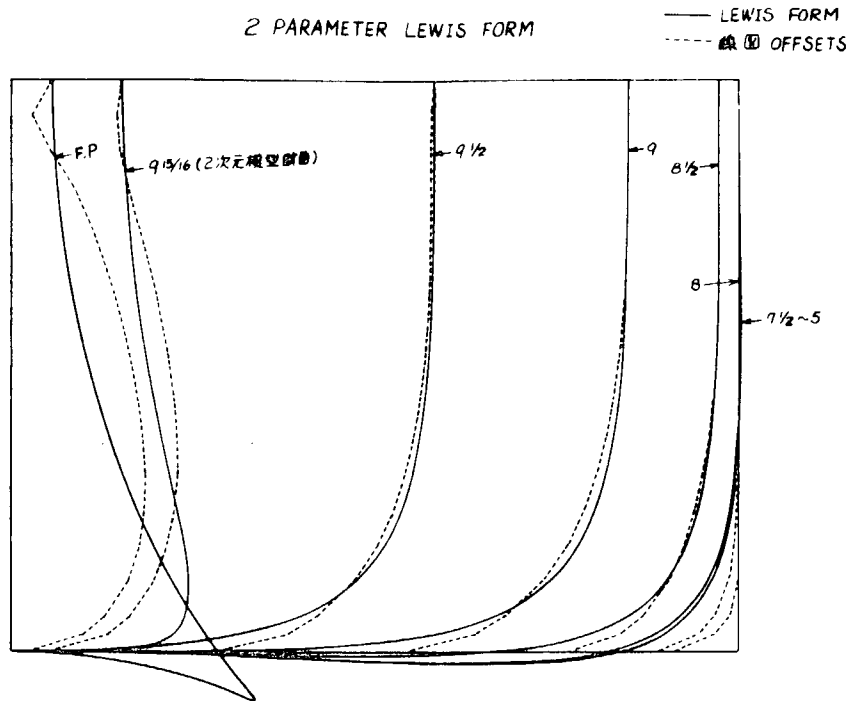


図 2.3.2 BODY PLAN (笠木山丸, FORE)

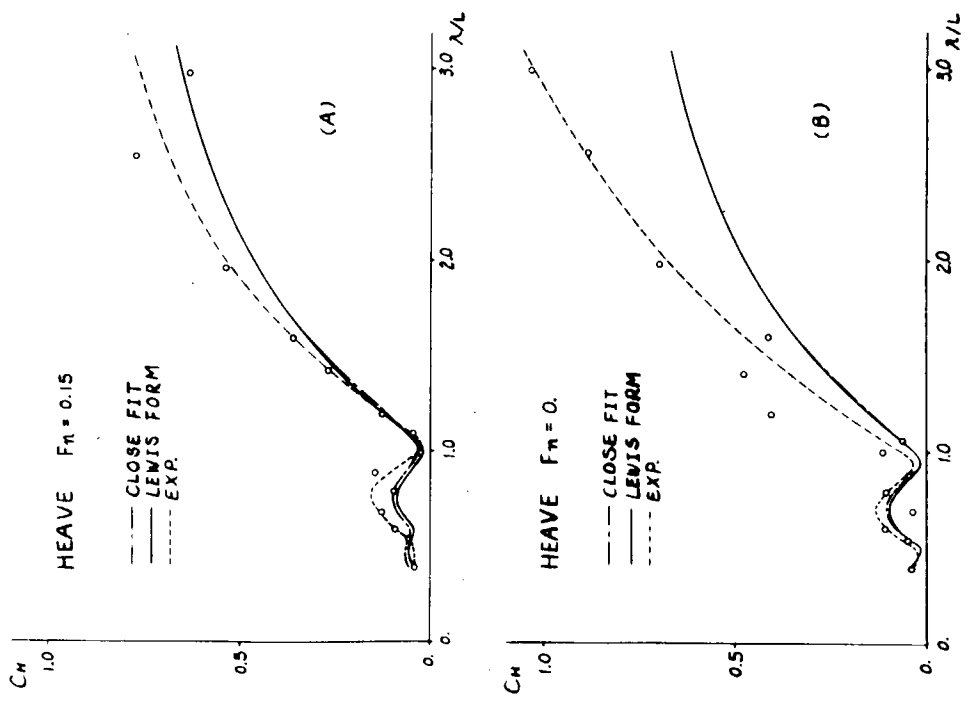
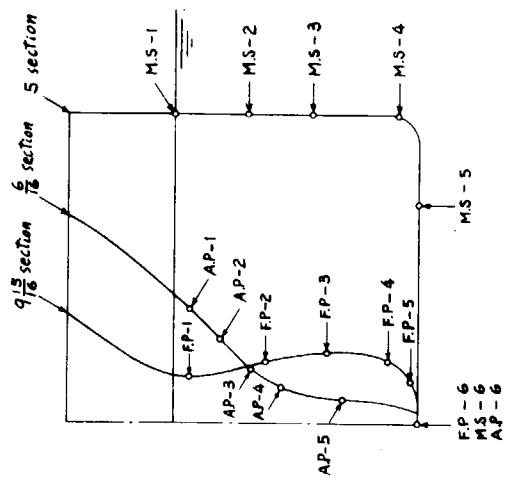


図 2.3.4 笠木山丸波浪強制力



6/6 section	
記号	縦軸WL 構造
AP-1	15M
AP-2	13
AP-3	11
AP-4	9
AP-5	5
AP-6	φ

(注) 2次元構型(構造)の ORD. 4.5.6 section の上記載に對応する位置に圧力計を取付けられる。

5 section	
記号	縦軸WL 構造
MS-1	16M $\theta = 90^\circ$
MS-2	11,200
MS-3	7,062
MS-4	1,3647
MS-5	$\phi_{\text{in-MS5}}$
MS-6	φ

(注) 2次元構型(構造)の ORD. 4.5.6 section の上記載に對応する位置に圧力計を取付けられる。

9/8 section	
記号	縦軸WL 構造
FP-1	15M
FP-2	10
FP-3	6
FP-4	2
FP-5	0.5
FP-6	φ

(注) 2次元構型(構造)の ORD. 4.5.6 section の上記載に對応する位置に圧力計を取付けられる。

図 2.3.3 圧力計取付位置

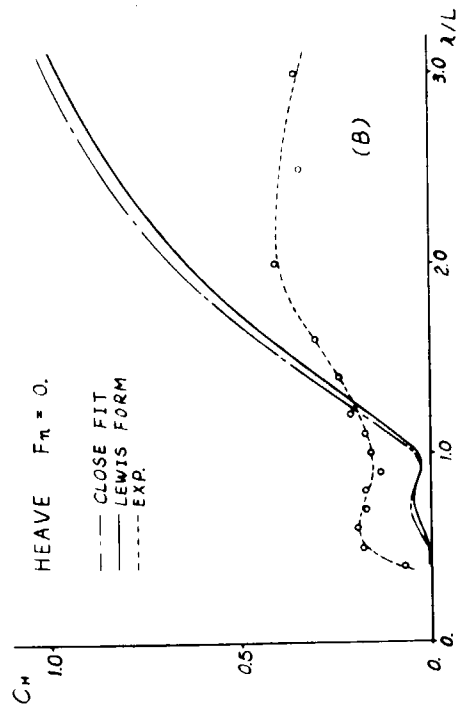
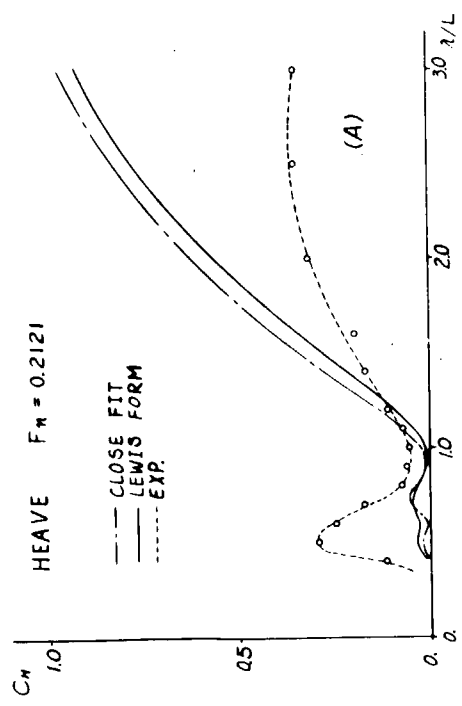
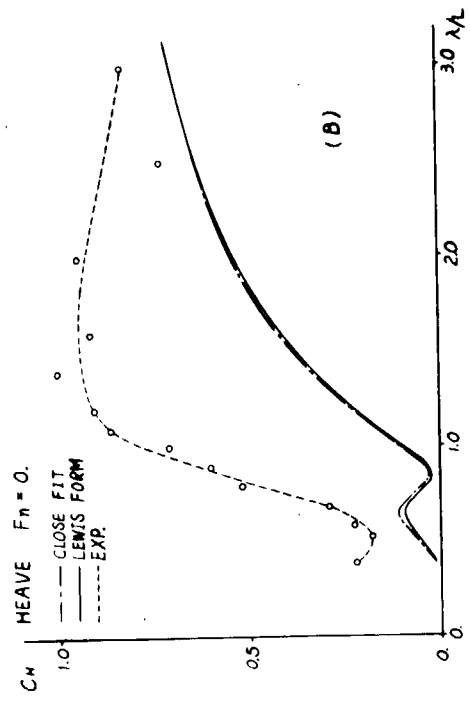
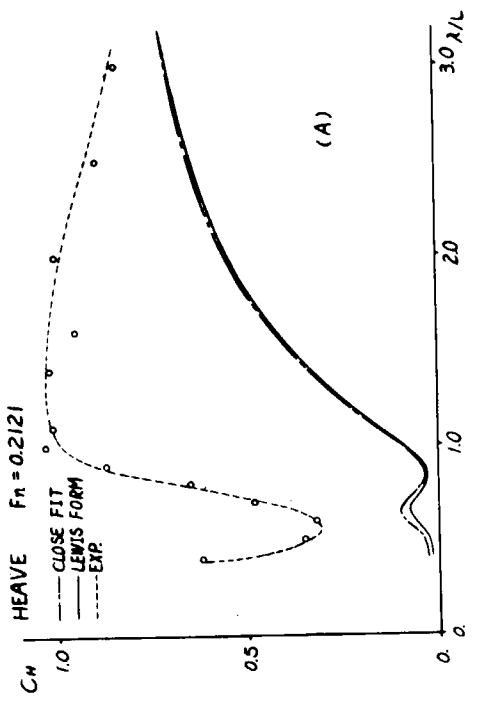


图 2.3.6 2 次元模型 (船尾) 波浪强制力

图 2.3.5 2 次元模型 (船首) 波浪强制力

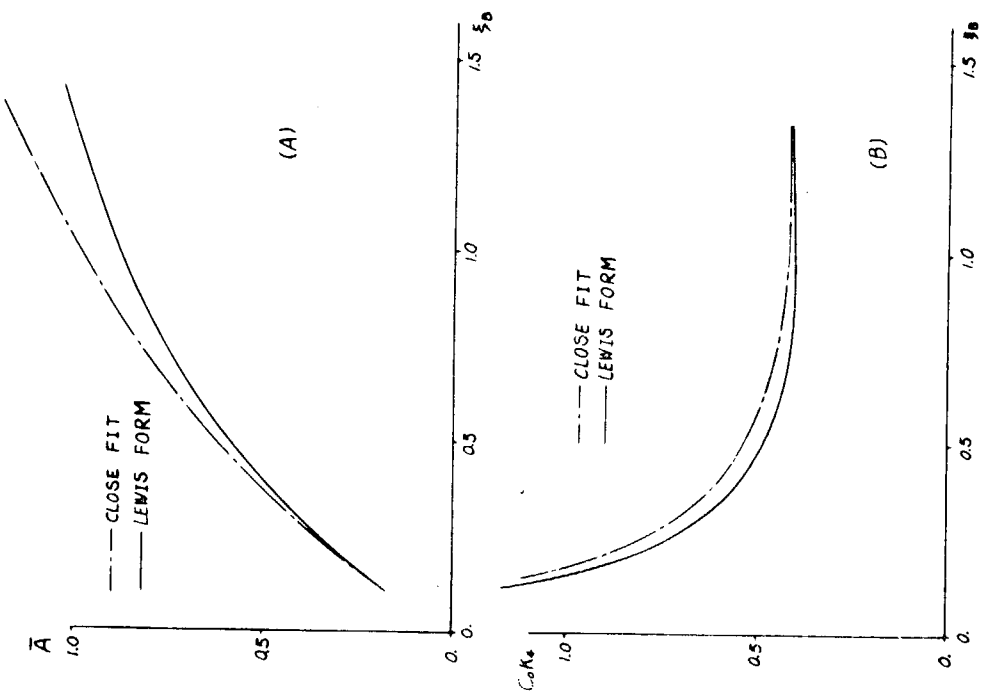


图 2.3.7 2 次元模型 (船首) 流体力系数

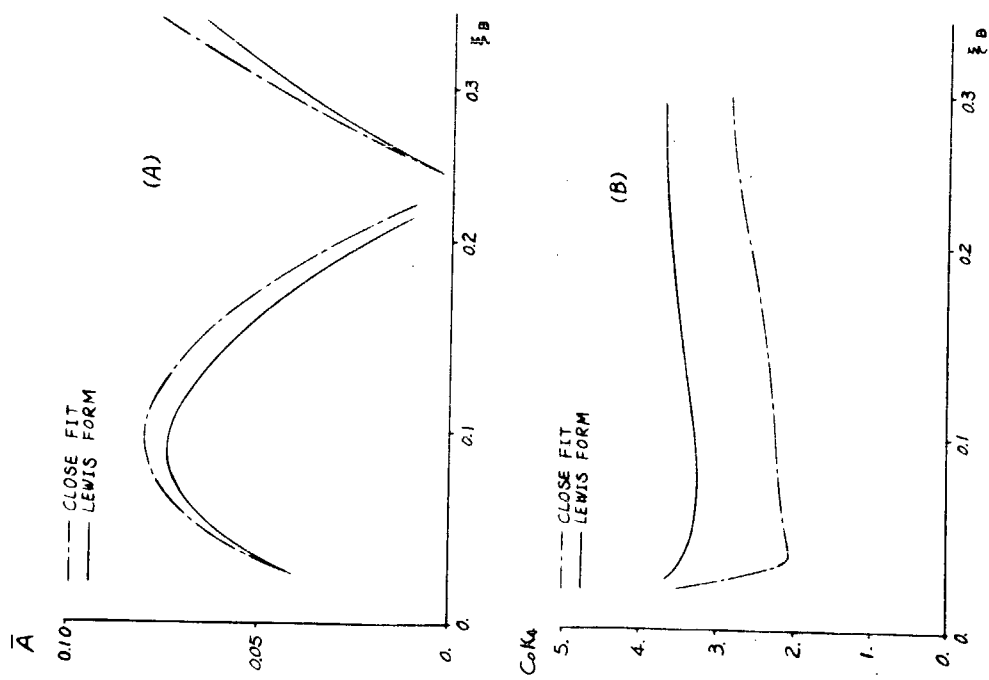


图 2.3.8 2 次元模型 (船尾) 流体力系数

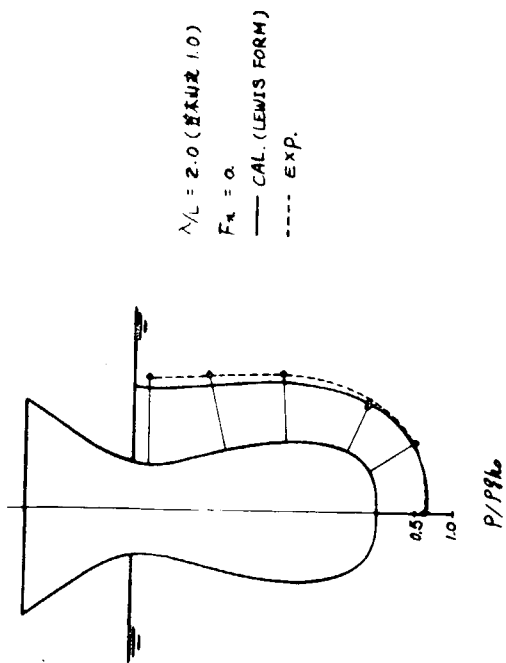


图 2.3.9 2 次元模型 (船首) 變動圧

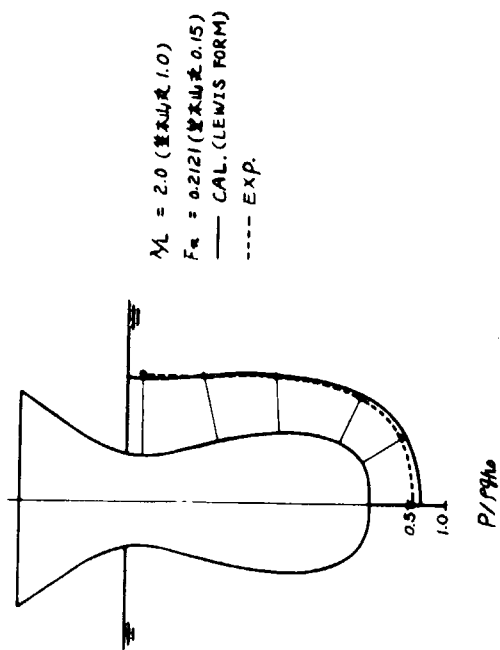


图 2.3.10 2 次元模型 (船首) 變動圧

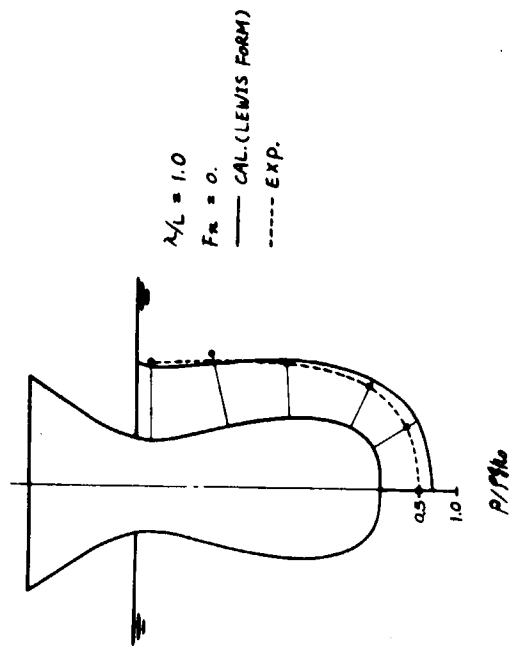


图 2.3.11 笠木山丸 (船首) 變動圧

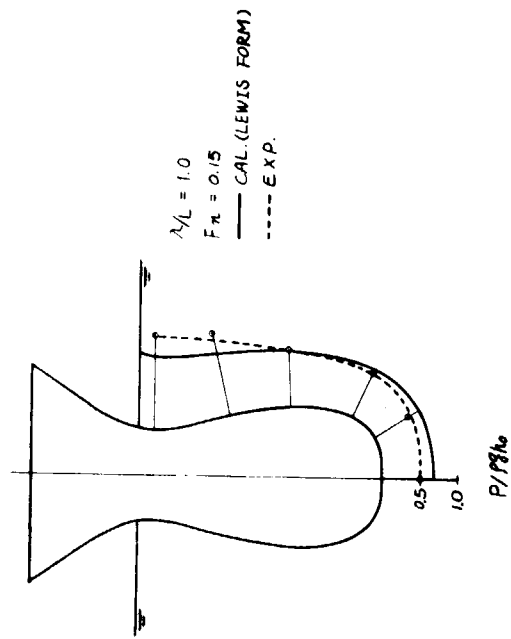


图 2.3.12 笠木山丸 (船首) 變動圧

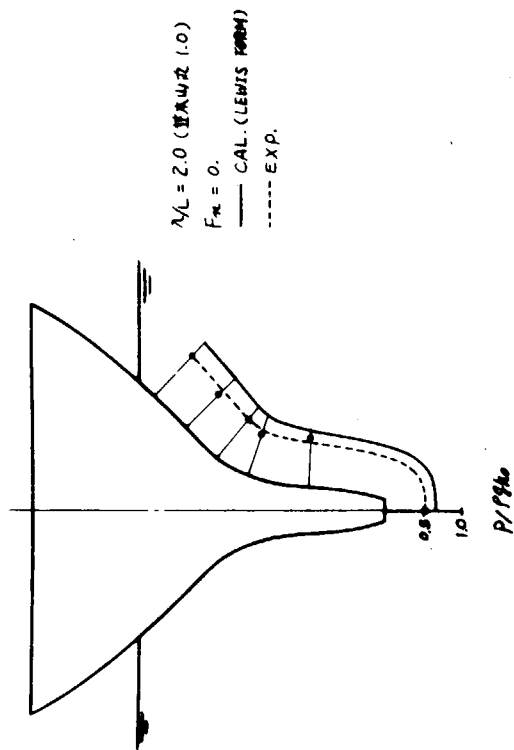


図 2.3.13 2 次元模型 (船尾) 変動圧

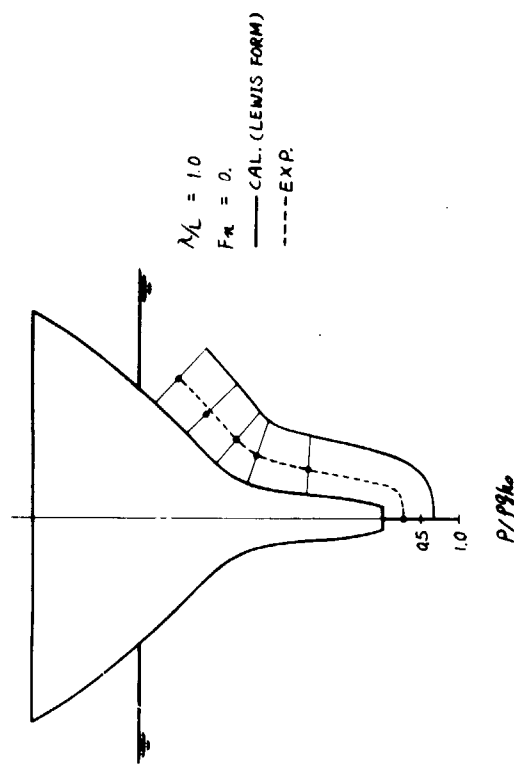


図 2.3.15 笹木山丸 (船尾) 変動圧

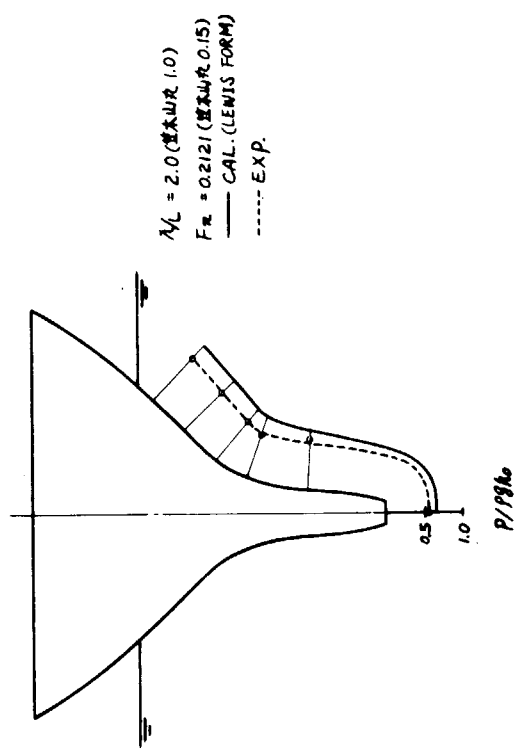


図 2.3.14 2 次元模型 (船尾) 変動圧

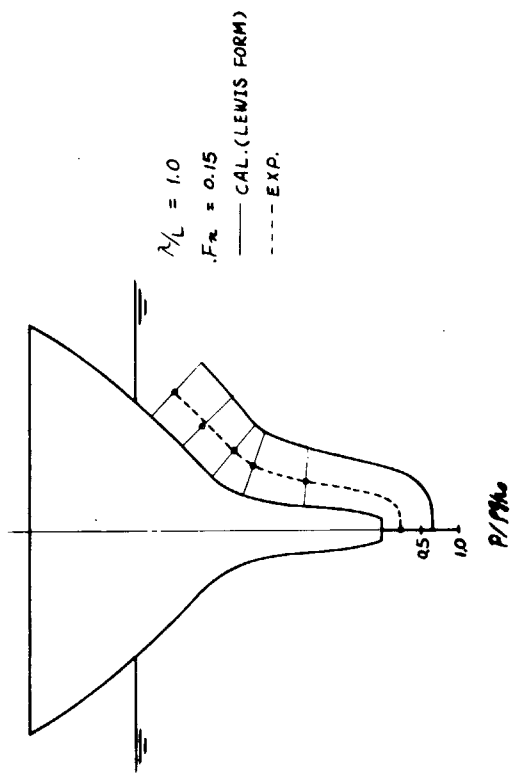


図 2.3.16 笹木山丸 (船尾) 変動圧

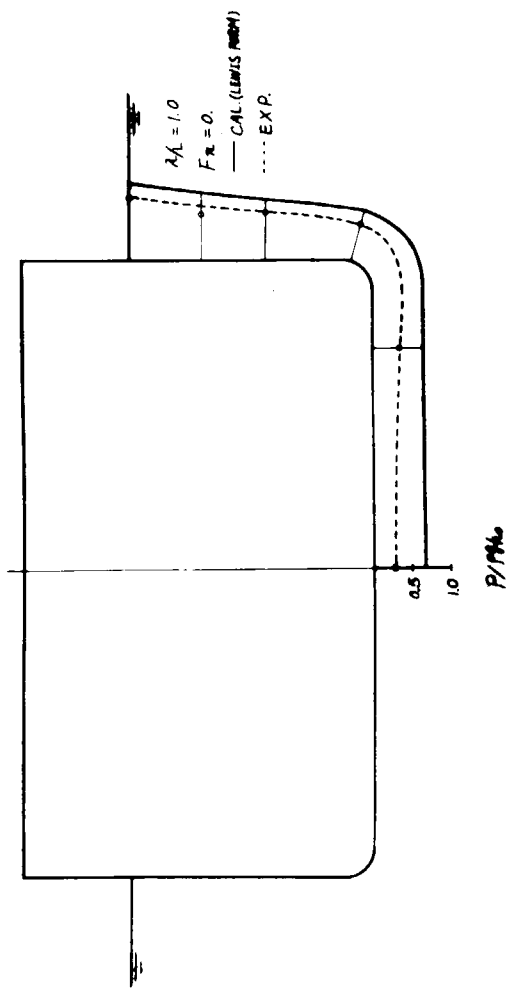


图 2.3.17 笠木山丸(⊗) 変動圧

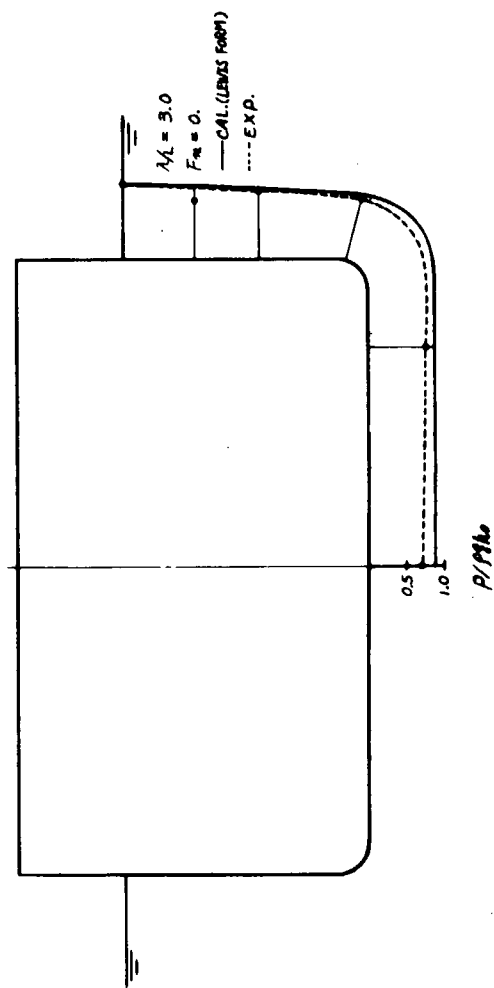


图 2.3.18 笠木山丸(⊗) 変動圧

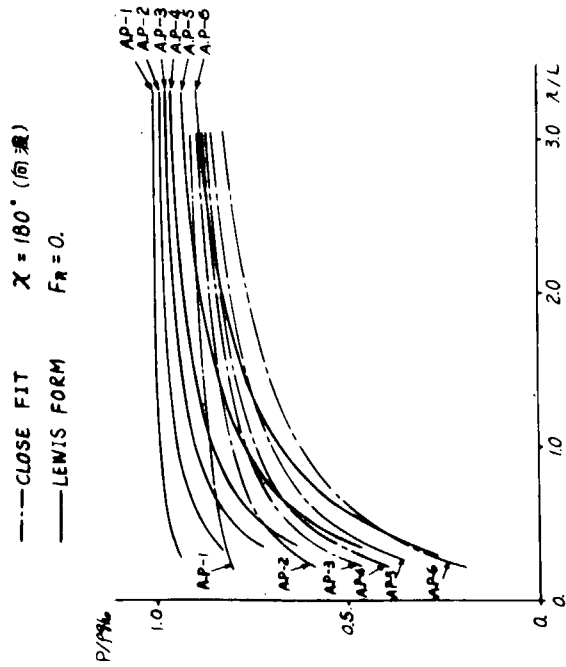


图 2.3.19 笠木山丸拘束状態圧力

2.4 波浪変動圧力に及ぼすOrbital Motionの影響

縦波中を航行する船の表面に働く変動圧力には

- (1) 静水中を縦揺れ, 上下揺れしながら進むときに生ずる圧力 P_1
- (2) 波のポテンシャルによる圧力 (Froude-Kriloff 理論による圧力) P_2
- (3) 規則波中に拘束された船体から反射される波による圧力 P_3

の3つの成分が考えられるが, ordinary strip method(OSM)では, P_3 を計算する場合, 波のorbital motionの平均喫水位置における値を使っている。しかし田才の方法¹⁾を用いれば orbital motionの速度が水深方向に変化していることを考慮した計算を行なうことも可能であり, 船速のない場合についてはすでに計算が行なわれている。²⁾ 船速のある場合にも同様の計算を行なうことが出来る。

半幅・深さ比 $H_0 = 1.0$, 断面積係数 $\sigma = 0.95$ の Lewis 断面についてそのような計算を行なったものを図 2.4.1 および図 2.4.2 に示す。図中 P_A は orbital motion による変動圧力の振幅, h_A は入射波の振幅, ϵ_p は変動圧力の波に対する位相進み角であり, ω は波の円振動数, ω_e は船と波との出合いの円振動数, ξ_{de} は断面の喫水 d を用いた無次元円振動数 $\omega_e^2 d/g$ のことである。

これらの図から, $\theta = 0^\circ, 30^\circ$ など船底については, OSM による計算値と orbital motion を考慮した計算値との差が少ないが, $\theta = 70^\circ, 90^\circ$ など船側の水面近くでは大きな差のあることが分る。しかしそれらの圧力を積分した上下方向の力については, OSM と orbital の差がほとんど無い。

縦波中を航行する場合には, 先にのべた P_1, P_2, P_3 の合計の圧力が働くわけであるが, P_1 と P_2 は同じ値を用い, P_3 のみ OSM と orbital の両者の方法で計算し, 合計の圧力を求めたものを図 2.4.3 ~ 図 2.4.5 に示す。計算に用いた断面は, 笠木丸の $SS8\frac{1}{2}$, midship, $SS2\frac{1}{2}$ である。

Bottom では OSM と orbital の計算値にほとんど差が認められないが, Bilge や Side では明らかに差がある。即ち $\sqrt{L/\lambda} = 0.9$ 付近を境にして $\sqrt{L/\lambda}$ の小さい所(波長の長い所)では orbital の方が大き目, $\sqrt{L/\lambda}$ の大きい所では orbital の方が小さ目になる。

横浜国立大学と大阪大学で行なわれた正面規則波中での実験値とこれらの計算値を比較してみると, $\sqrt{L/\lambda}$ の小さい所での Side については実験値は orbital motion を考慮した計算値に近いが, $\sqrt{L/\lambda}$ の大きい所では一致度が悪くなる方向へ修正しており, orbital motion を考慮することによつて理論と実験の一致度が改善されるとは言えない。

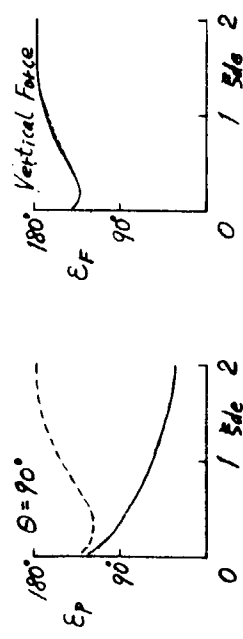
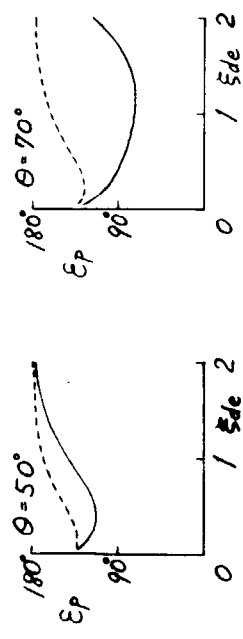
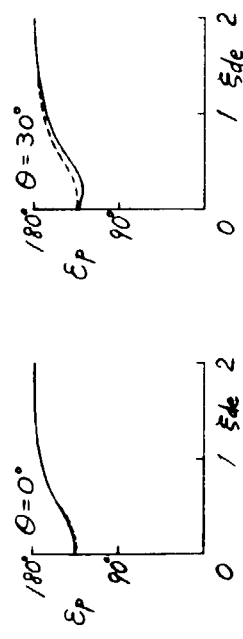
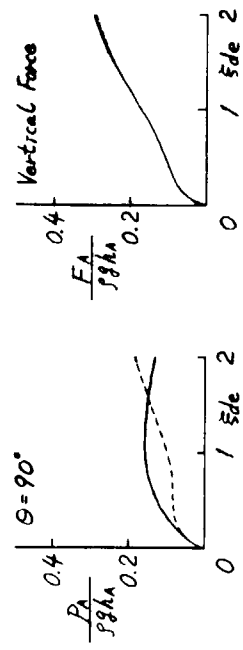
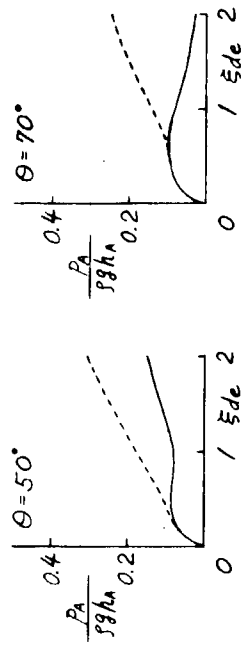
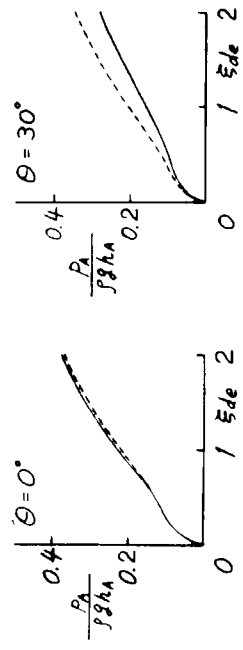
この原因として色々なことが考えられるが, $\sqrt{L/\lambda}$ の大きな所(波長の短い所)では, 波に対する縦揺れ, 上下揺れの位相差が, 計算と実験とでかなり異なる例の多いことも一因であろう。このような点に関しては, 波浪中で船体を固定して圧力変動を測り, 計算との比較を行なうなど, さらにくわしく調査する必要がある。

参 考 文 献

- 1) 田才福造: “船の上下動揺ならびに縦動揺における減衰力および附加質量について”, 造船協会論文集 第105号, 昭和34年7月
- 2) 雁野昌明, 高木又男: “波浪中の船体運動の計算に関係する二三の問題について”, 関西造船協会誌, 第140号, 昭和46年6月

Hydrodynamic Pressure due to Orbital Motion

Amplitude $(H_0 = 1.00)$ (— OSM)
 $w_e/w = 1.8$ (--- orbital)



Hydrodynamic Pressure due to Orbital Motion

Phase Angle $(H_0 = 1.00)$ (— OSM)
 $w_e/w = 1.8$ (--- orbital)

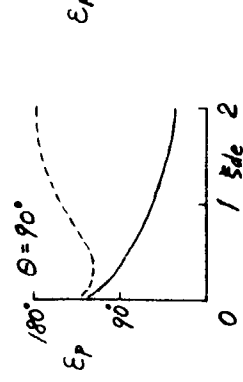
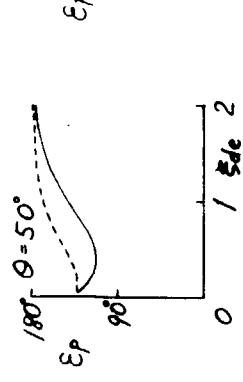
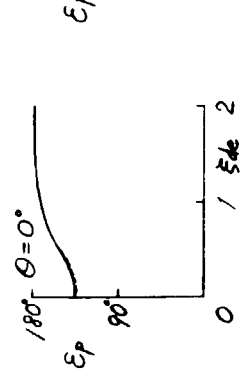


Fig. 2.4.1

Fig. 2.4.2

Response Operators of Hydrodynamic Pressure

S.S. $8\frac{1}{2}$, $F_n = 0.15$

— Cal. (OSM) o Exp. (Yokohama Univ.)
 --- Cal. (orbital) x Exp. (Osaka Univ.)

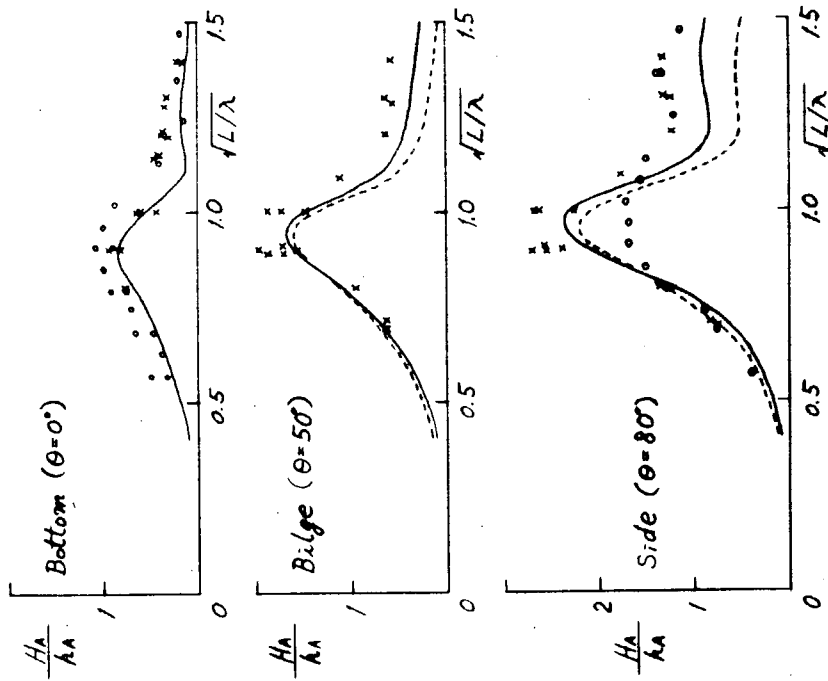


図 2.4.3

Response Operators of Hydrodynamic Pressure

Midship, $F_n = 0.15$

— Cal. (OSM) o Exp. (Yokohama Univ.)
 --- Cal. (orbital) x Exp. (Osaka Univ.)

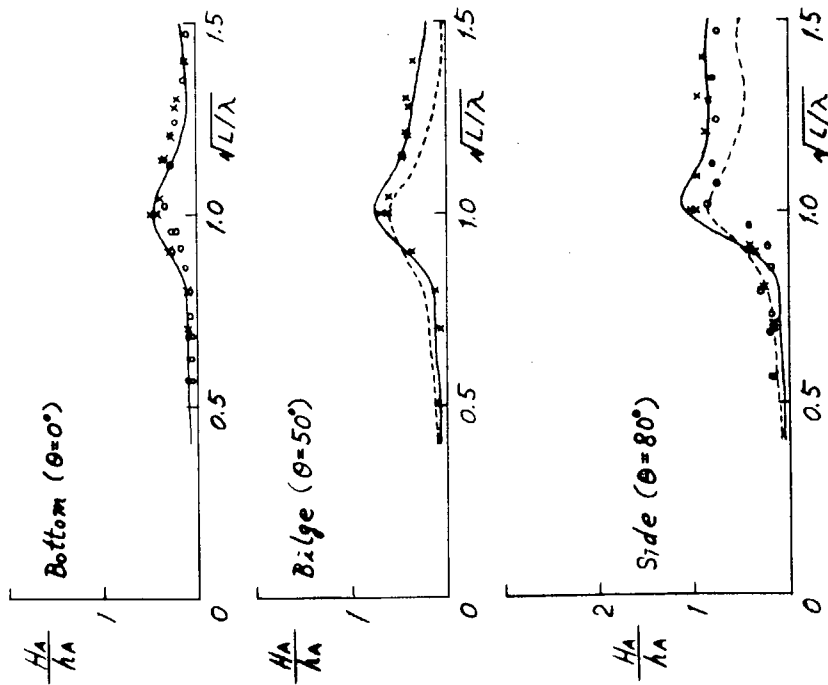


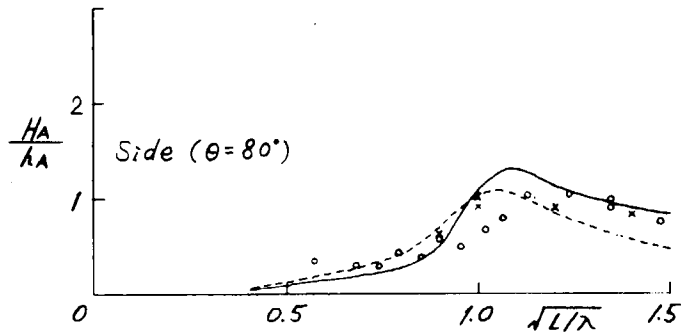
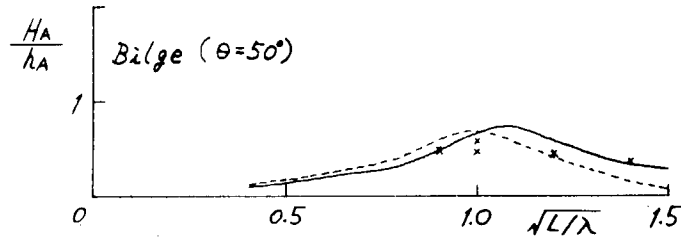
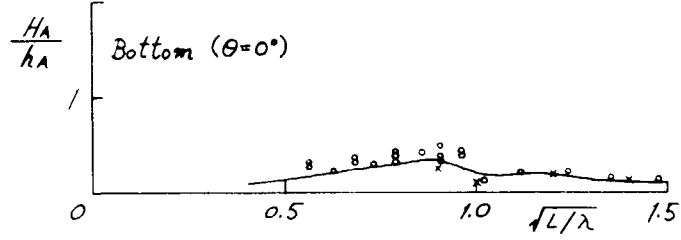
図 2.4.4

Response Operators of Hydrodynamic Pressure

S.S. $2\frac{1}{2}$, $F_n = 0.15$

— Cal. (OSM) \circ Exp. (Yokohama Univ.)

--- Cal. (orbital) \times Exp. (Osaka Univ.)



☒ 2.4.5

2.5 Transient Water Wave 中の変動水圧について

(変動水圧に関する線型重ね合せの検討)

2.5.1 ま え が き

横浜国大ではここ数年来 Transient Water Wave 中の船体運動試験*を実施しているが、その結論として波浪中の船体運動に関しては線型重ね合せの原理の適用が可能であることを示し、また、Transient Water Wave 中の船型試験によると波浪中船体運動の線型周波数伝達関係が簡単に求まることも示されている。

ここでは、以上の方法*を波浪中を航走する船体に働らく変動水圧に適用してみることを試みている。SR-131の事業と一貫性を持たせるため、使用模型は笠木山丸であり、圧力の測定位置および模型船の状態、船速はSR-131の理論計算と合せてある。なお、実験は正面向い波中の航走時について実施した。

2.5.2 模型および実験方法

供試模型船の要目および試験時の状態を表2.5.1に示した。水圧の測定位置は図2.5.1に示す6点とした。実験装置のブロック・ダイアグラムを、図2.5.2に示した。同時計測項目は水圧3点、波高、ピッチ、ヒープの6項目であるが、データ・レコーダーが4chのため、図のように2台のデータ・レコーダーを使用し波高を共通計測項目として2台に入れている。なお、水圧は図2.5.1の●印と■印の2系列に分けて測定されている。前述のように水圧の測定位置は理論計算の位置に合せてあり、船速もフルード数で0.10、0.15とし理論計算の状態に合せた。

図2.5.2に示した実験装置のうち、今回の実験で新しく使用した計測器は圧力計である。変動水圧の測定はその量が極めて小であり、かつ小型であることが条件となるので既製品に良品がなくその選定に苦心したが、今回の実験では共和電業のストレーンゲージタイプの小型圧力変換器PGM-2K0(2kg/cm²)と動歪計DPM-6Gの組合せで圧力を測定している。PGM-2K0の受圧面は船体表面と同一面になるように取付けられているので直接水に接している。

なお測定圧力は10gr/cm²以下であるため、DPM-6Gの出力をさらにD.C.アンプで増幅してデータ・レコーダーへの入力とした。今回の水圧測定装置は満足すべきものとは言えないが、以下に示すように一応の結果を得ている。

2.5.3 記録例および解析法

図2.5.3には規則波(Regular Water Wave, R.W.W)中の水圧の測定例を示した。水圧記録は高倍率の増幅を行なっているためハムが混入するので、図示のようにローパスフィルターをかけ記録を読みやすくする。ローパスフィルターにより位相が変わる可能性があるため、全チャンネル同時に特性の揃ったフィルターをかける必要がある。なお、図2.5.2に示したようにデータ・レコーダーはフィルターをかけた生の値を記録してある。

図2.5.4にはTransient Water Wave(T.W.W)中の変動水圧の測定例を示した。この図はフィルターをかけた後の例である。図2.5.5には同時にもう一台のデータ・レコーダーに記録されたヒープ、ピッチの記録を示す。

* 竹沢誠二 “Transient Water Wave中の船型試験法”

こちらの方には生の記録がきれいであるのでフィルターをかける必要はない。

なお、 h_a は水波の振幅 (mm), H_a は変動水圧の振幅の水柱換算値 (mm) である。

図 2.5.4, 2.5.5 のような約 10 sec 間の Transient Time History を Fourier 変換して, 図 2.5.6, 2.5.7 のような Fourier Spectrum が得られる。(ここには位相部分は示していない) 波を入力とし, 変動水圧を出力としてフーリエ・スペクトラムの比をとると, 波浪中の変動水圧の周波数伝達関数(応答関数)を得ることができる。

一方, 図 2.5.3 に示したような規則波中試験から, 一つの波周波数に対する特性が得られるので, 波周波数を変化させて実験を繰返すと一本の周波数伝達関数が得られることになる。この結果と前述の T.W.W 中の試験から得られる周波数伝達関数が一致すれば, 変動水圧に線型重ね合せの原理が適用可能であることがわかる。

今回の実験の考え方はこのようなものであるが, 具体的な解析法は従来検討してきた船体運動の場合と全く同様であるので, 解析上の装置(A-D変換器, デジタル計算機)およびプログラムは既に開発されているものをそのまま使用することができる。

2.5.4 結果および考察

フルード数が 0.10 の場合に関して, 波浪中の変動水圧の周波数伝達関数を, 図 2.5.8 ~ 2.5.13 として計測した 6ヶ所について示した。図中○印は Transient Water Wave 中の実験によつて得られた値で, フーリエ解析によつて算出されているので波周波数 ($\sqrt{L/\lambda}$) に関して等間隔になっている。●印は Regular Water Wave 中の実験結果であるが, 一点が一回の実験を示し, 波周波数は必ずしも等間隔にはとっていない。この両者を比較すると概括的には一致していると言えよう。実験値の平均線として点線を記入しておいた。このように波浪中航走時の変動水圧に関しても, 波浪中船体運動と同様に線型重ね合せの原理の適用が可能であることが実証されたわけであるが, この適用には限界があるはずである。今回の試験ではその点に関しての検討は不十分である。

一方, 図 2.5.8 ~ 2.5.13 で実線で示されているのが理論計算値である。理論値と実験値は $\theta = 0^\circ$ すなわち船底ではほぼ一致しているが, $\theta = 80^\circ$ すなわち船側の吃水線近くでは一致度が悪く, 理論値が大なる傾向にあり, また周波数伝達関数のピークの位置は理論値の方が低い波周波数の所にある傾向が見られる。なお, ここには示さなかったが, ヒービングでは理論と実験はほぼ一致し, ピッチング角では低周波数域で実験値の方が大である傾向にあった。

表 2. 5. 1 模型船の要目および試験時の状態

模型船の要目

Ship type		水翼 One Carrier	
Length between Perpendiculars	L_{pp}		2.000
Breadth Moulded	B		0.329
Depth Moulded	D		0.186
Draught Moulded	d		0.130
Displacement	∇		70.41
Block Coefficient	C_b		0.8243
Midship Coefficient	C_m		0.9975
Center of Gravity from Midship	X_G		0.059
Center of Gravity from Keel Center Line	KG		0.099
Longitudinal Gyradius	k_x		0.2368 L_{pp}
固有周期	Heave (Pitch free)	ω_h	6.71 sec^{-1}
	Pitch (Heave free)	ω_p	7.30 sec^{-1}

試験時の状態

船速	$F_n = 0.10, 0.15$
Heave, Pitch	Free
Surge	Fixed
正面向う波	

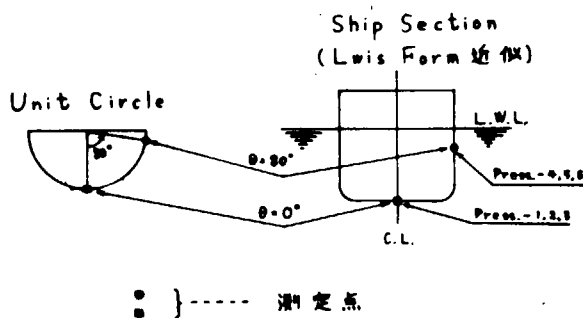
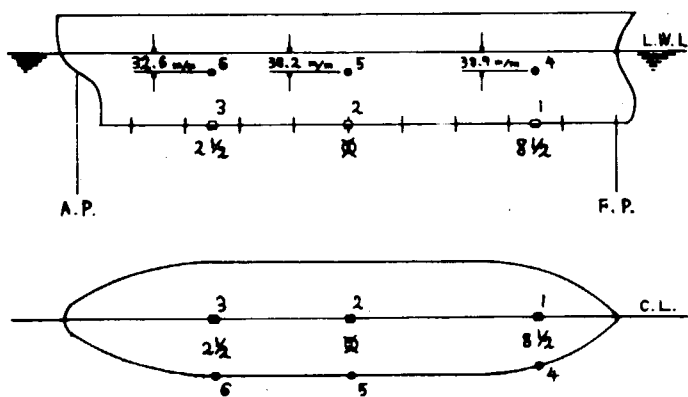


図 2. 5. 1 水圧の測定位置

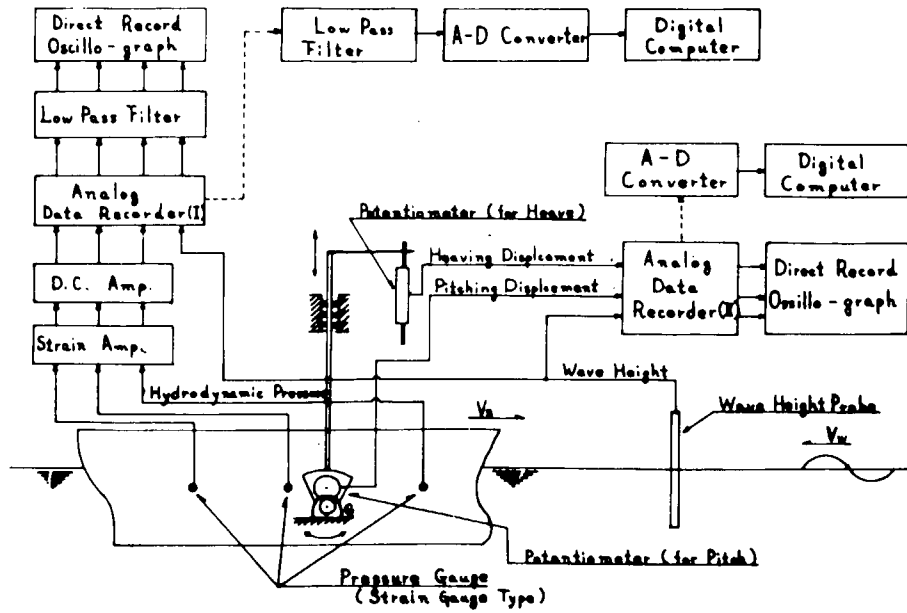


図 2.5.2 実験装置のブロック・ダイアグラム

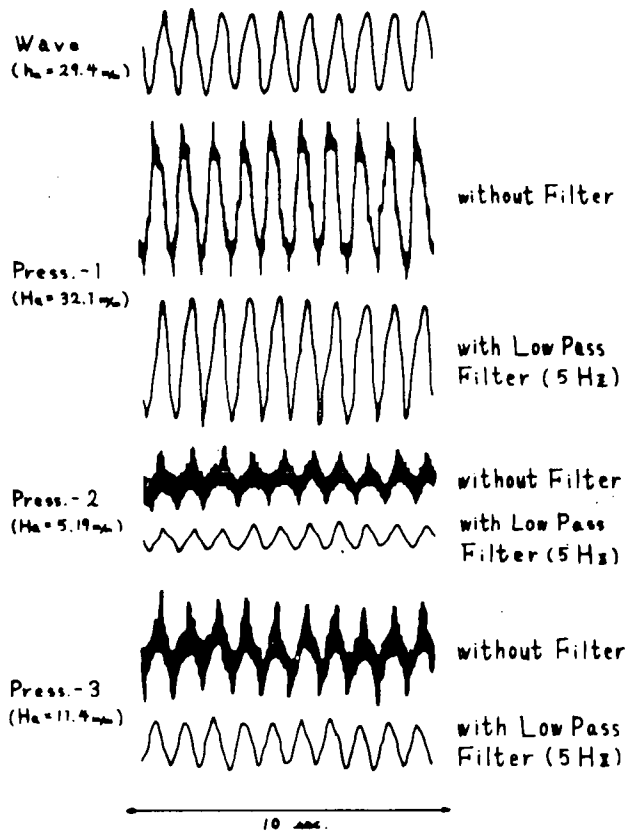


図 2.5.3 測定データの1例

Regular Water Wave ($f = 0.8 \text{ c/s}$)

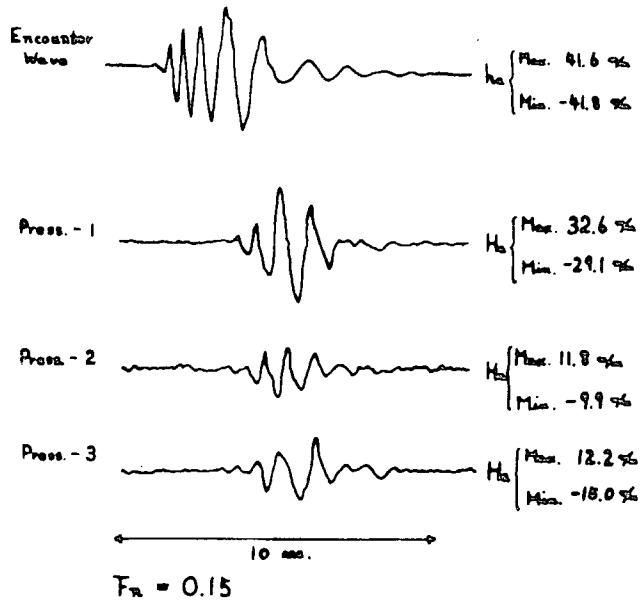


図 2.5.4 測定データの1例
Transient Water Wave
(with Low Pass Filter 5 Hz)

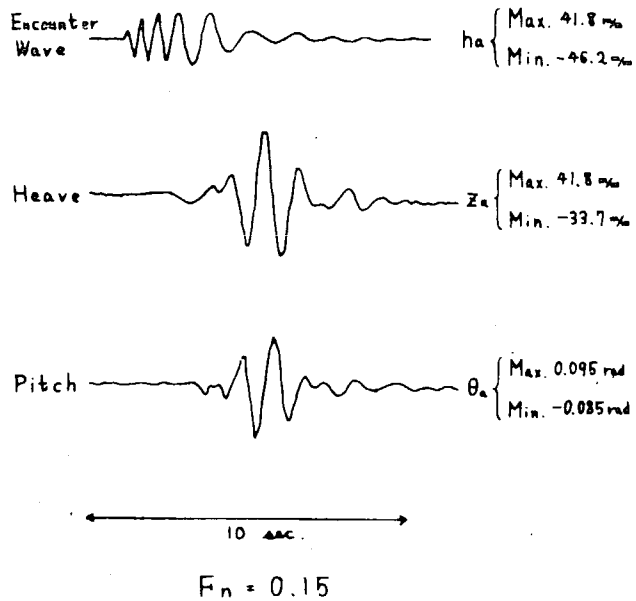
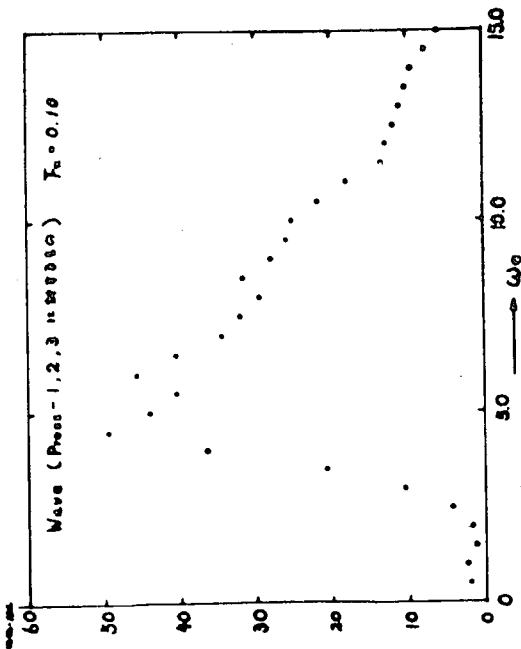
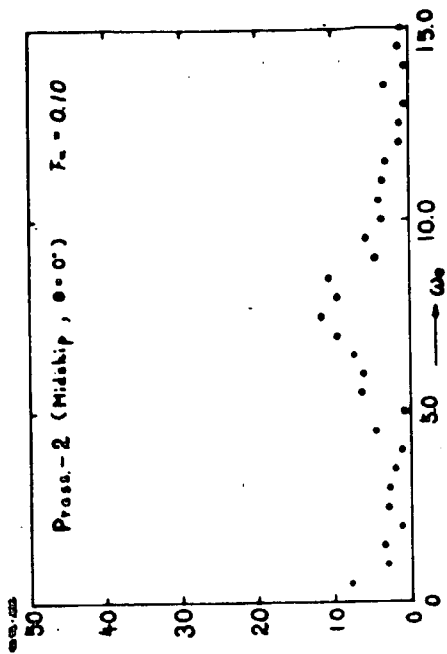


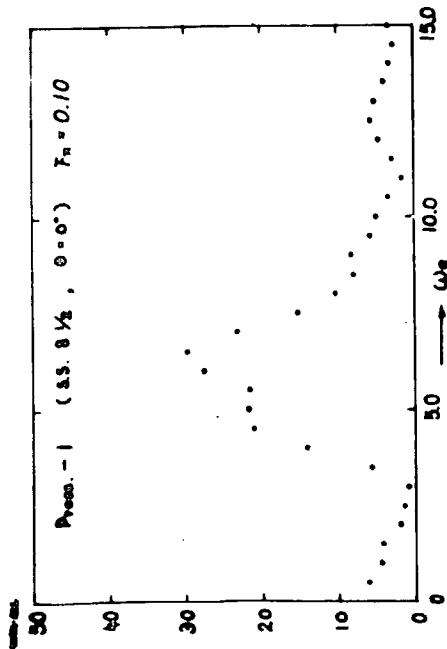
図 2.5.5 測定データの1例
Transient Water Wave
(without Filter)



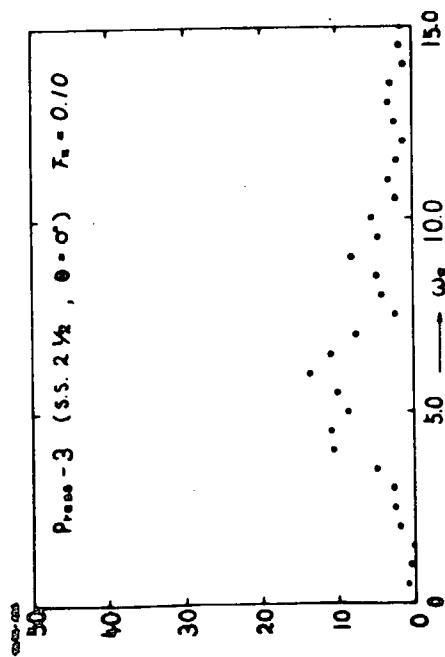
2.5.6a Fourier Spectrum



2.5.6c Fourier Spectrum



2.5.6b Fourier Spectrum



2.5.6d Fourier Spectrum

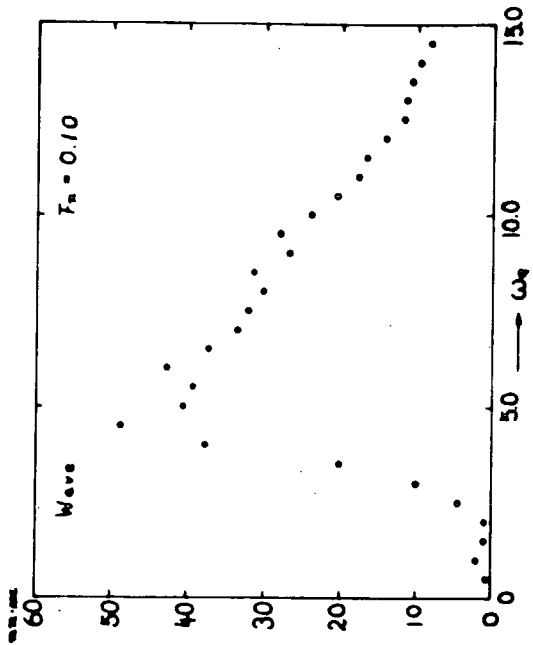


Figure 2.5.7a Fourier Spectrum

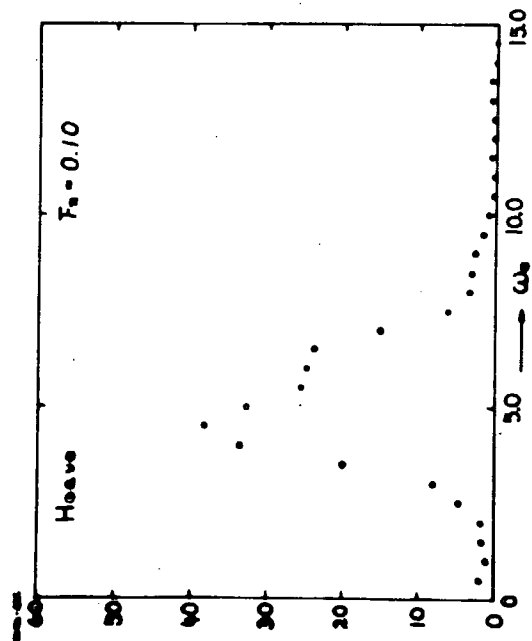


Figure 2.5.7b Fourier Spectrum

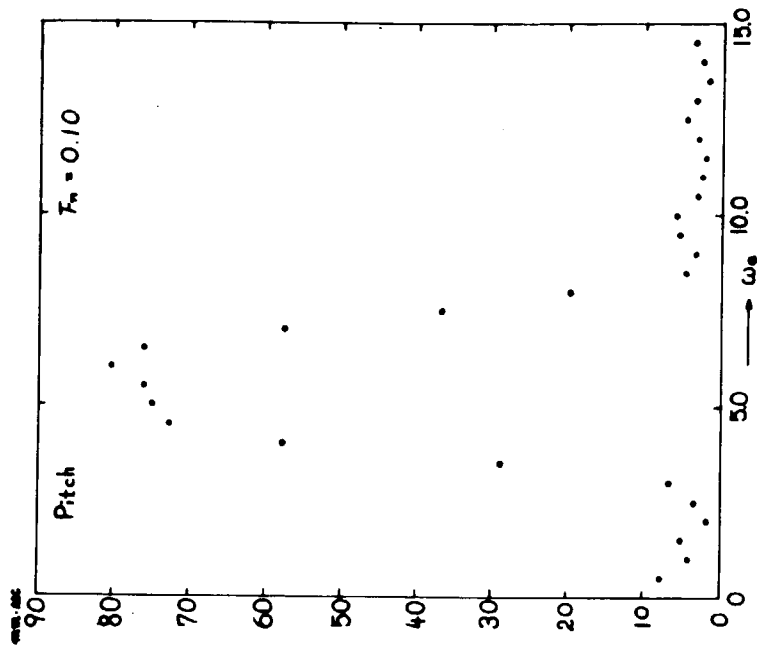
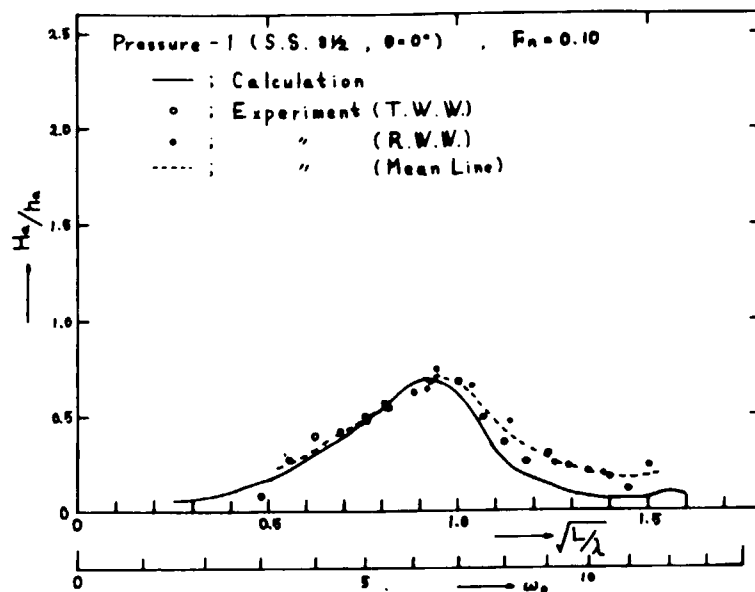
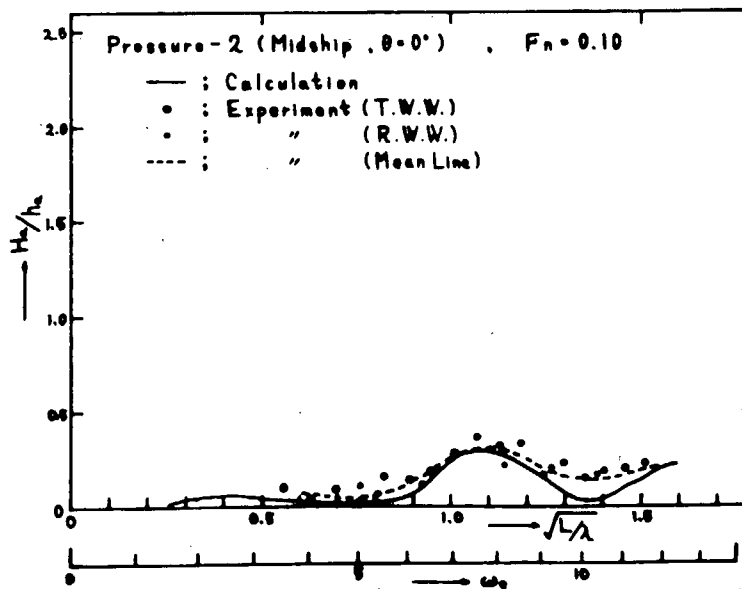


Figure 2.5.7c Fourier Spectrum



2.5.8 Amplitude of Hydrodynamic Pressure



2.5.9 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

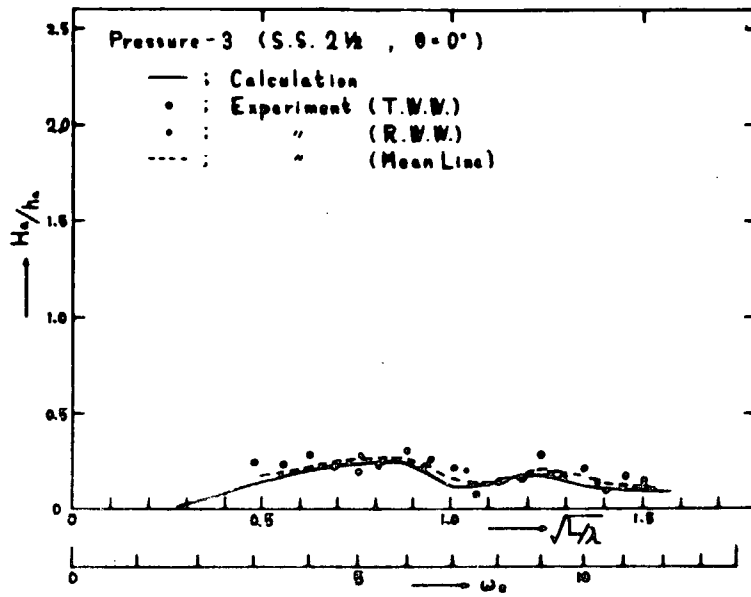


图2.5.10 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

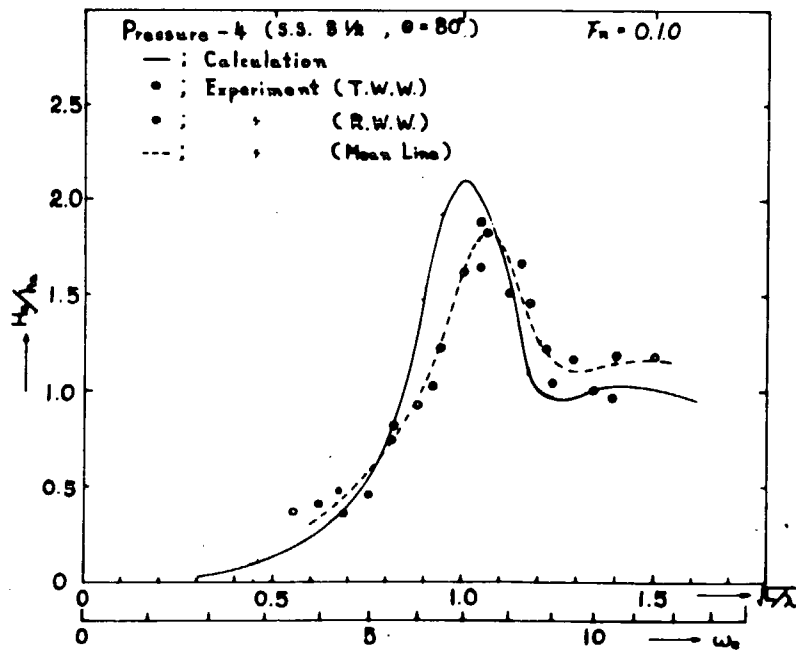


图2.5.11 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

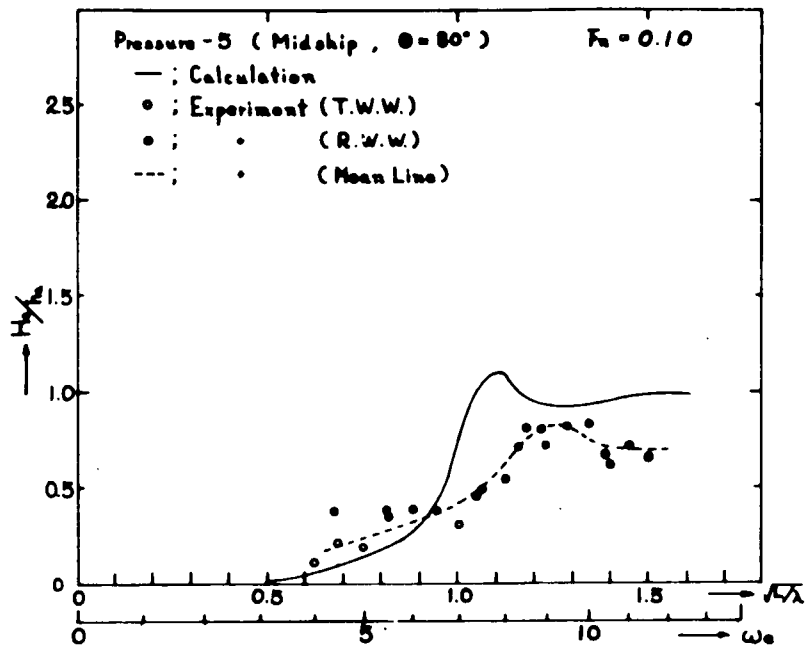


图2.5.12 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

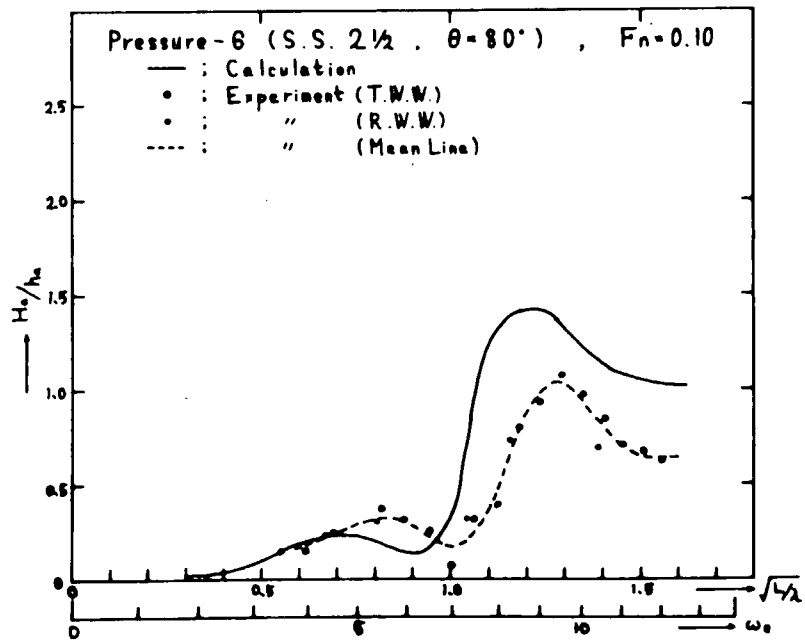


图2.5.13 Amplitude of Hydrodynamic Pressure

2.6 船体剛性を考慮に入れた縦波中の船体に働く波浪応力の研究 (前進速度のない場合)

2.6.1 概 要

船が巨大になるにつれてその剛性は相対的に低下して来る。そうすると波浪中に於ては船体は剛体的な運動以外に弾性的な撓みを生じ、それによつて波による応力も変化して来る事が考えられる。

本研究はこの点に着目し、剛性を考えに入れると従来のように船を剛体と見なした時に比して運動並びに波浪による応力に如何なる変化が生ずるかを検討しようとするものである。

本年度は先ず縦波中でしかも前進速度のない場合について運動方程式を立て、最も簡単な模型について単純な近似計算を行ない定性的な検討を行なつた。

その結果次の結論を得た。

- (1) 運動方程式は強制撓み振動の形になる。
- (2) 剛体としての運動と船体の撓みは略々独立である。
- (3) 船体の剛性は固有周期と振動モードを決定する点に於て決定的役割を果すが、波との関聯に関しては、その強制力が問題になるような周波数領域では振動周期との同調は殆ど問題にならないが、波によつて衝撃的な力を受けるとするとその持続時間と大きさによつては問題になり得るであらう。
- (4) 剛性の影響は現存の船体について考える限り一般に小さく、その変化量は近似的に次の量に比例する。

$$\frac{WL^2}{EI} \left\{ \frac{L}{T} - (1+c) \frac{L\omega^2}{g} \right\} \quad c: \text{上下方向の附加質量係数}$$

従つて前進速度のない場合は $\frac{L}{T} \approx 2.0$, $c=1$ とすると $\frac{\lambda}{L} > \frac{2}{3}$ では従来の計算に比し、曲げモーメント等が低下し、逆にそれより波浪が小さいと増加する。前進速度がある時はこの限界波長はずっと大きくなる。

記 号 表

- A_W : 波の片振幅
 $A = \frac{L}{T} - K(1+C)$
 a_n : 係数 (17), (24), (26)式
 $a_n(x)$: 函数 (34)式
 B : 船幅, $B(x)$:長さ方向の船幅分布
 又 $B = r_m \frac{L}{T}$ をも示す。
 b, b_0, b_1 : 係数 (33), (22)式
 C : 附加質量係数 $= M_A / \rho X$ (断面積)
 C_n : 係数 (23)式
 D : 船の深さ
 E : ヤング率
 $f_n(x, t) = \text{Re} \{ F_n(x) e^{i\omega t} \}$: 波の力
 $f_n(x)$: n 次の撓み振動の正規函数
 あるいは(38)式による函数
 g : 重力の定数
 h : 船尾における上下動の振幅,
 h_0 or $h \otimes$: \otimes " " " " , } 無次元化した時は h/A_W を示す。
 I : 船体横断面の2次モーメント
 $K = \omega^2 / g = 2\pi / \lambda$: 波数, 無次元値としては KL を示す。
 その時は $K = 2\pi L / \lambda = C_0^2 L / g$
 L : 船長
 $M_A(x)$: 附加質量(単位長さ当りの)
 $m(x, t) = \text{Re} \{ M(x) e^{i\omega t} \}$: 曲げモーメント*
 $M_1(x), M_2(x)$: 曲げモーメントの分布函数, (30), (31)式
 $m_1(x), m_2(x), m(x)^*$, " " " , (39), (40), (41)式
 $n_1(x), n_2(x), n(x)^*$, " " " , " " " "
 $N_H(x)$: 造波減衰
 T : 吃水, T_m : 平均吃水
 t : 時間もしくは板厚
 W : 排水重量
 $W(x)$: 重量分布
 X : 長さ方向の座標軸(原点は船尾船首方向正)
 無次元化した時は X/L を表わす。
 $Z(x, t) = \text{Re} \{ Z(x) e^{i\omega t} \}$: 船体の垂直方向変位
 無次元化した時は $Z(x)/A_W$ を示す。

* 次頁註参照

- r_m : 有効波高係数
 $\epsilon = WL^2/EI$: 無次元化した剛性の逆数
 λ : 波長
 σ : 応力
 θ : 縦揺れの振幅, 無次元化した時は θ/KAW
 ρ : 水の密度
 ω : 振動の円周波数

其の他 上付(・)は時間微分
 " (')は x に関する微分
 下付 x " " " " } を示すものとする。

註)

$$\frac{\text{曲げモーメント}}{WAW} = \frac{B}{\epsilon} \{ m_1(x) + in_1(x) \}$$

$$\text{つまり } \frac{M(x)}{WAW} = \frac{r_m L}{\epsilon T} \{ m_1(x) + in_1(x) \} \text{ or } \frac{r_m L}{\epsilon T} \{ m(x) + in(x) \}$$

或は

$$\frac{M(x)}{WL} = \frac{r_m}{\epsilon} \frac{AW}{T} \{ m_1(x) + in_1(x) \} \text{ or } \frac{r_m}{\epsilon} \frac{AW}{T} \{ m(x) + in(x) \}$$

2.6.2 運動方程式

ストリップ法によつて運動方程式を立てると

$$m_{xx}(x, t) + \left\{ \frac{W(x)}{g} + M_A(x) \right\} \ddot{Z}(x, t) + N_H(x) \dot{Z}(x, t) + \rho g B(x) Z(x, t) = f_W(x, t) \quad (1)$$

$$m_{xx}(x, t) = EI(x) \frac{d^2}{dx^2} Z(x, t) \quad (2)$$

運動がすべて正弦的に行われるとし、すべての変量が $\text{Re}\{f_{mc}(x)e^{i\omega t}\}$ のように表われるとすると、迎え波に対し上式は次のように書ける。

$$M_{xx}(x) + \left\{ \frac{W(x)}{g} + M_A(x) \right\} \{-\omega^2 Z(x)\} + N_H(x) \{-i\omega Z(x)\} + \rho g B(x) Z(x) = F_W(x) \quad (3)$$

$$M(x) = EI(x) Z_{xx}(x) \quad (4)$$

$$F_W(x) = \rho g A_w r_m(x) B(x) e^{ikx} \quad (5)$$

ここに r_m は有効波高係数であつて、O.S.M.では

$$r_m(x) = \frac{(\rho g B(x) + i\omega N_H(x) - \omega^2 M_A(x))}{\rho g B(x)} e^{-kT_m(x)} \quad (6)$$

となる。

2.6.3 相似則

縦剛性 EI の無次元量として今

$$EI/WL^2 = 1/\epsilon \quad (7)$$

を選ぶ事とすると、これと $1/L$, A_w/L が等しければ曲げモーメントは wL に剪断力は w に、撓みは L に比例する。

さて上下撓みの固有振動数を f_n とすると

$$2\pi f_n = \omega_n \propto \sqrt{\frac{gEI}{WL^3}} \quad \text{或いは} \quad \frac{\omega_n^2 L}{g} \propto \frac{EI}{WL^2} = \frac{1}{\epsilon} \quad (8)$$

であつて特に一様梁とすると2節の場合は次のようになる。

$$\frac{\omega_1^2 L}{g} \doteq 50 \frac{1}{\epsilon} \quad (9)$$

実験的には上下撓みの固有振動数から ϵ を推定出来る。

巨大船の I の計算例を見ると現在の所大体

$$\epsilon \doteq 1 \quad (10)$$

となつていようである。

船が大きくなるにつれて相対剛性 $1/\epsilon$ は小さくなっていく。

即ち簡単に考えて

$$I \propto BtD^2 \quad (t, \text{板厚}, D \text{深さ})$$

と見れば

$$\frac{1}{\epsilon} \propto \frac{EBD^2 t}{L^3 BT} = \frac{EtD^2}{L^3 T} \quad (11)$$

一方曲げモーメントは WL に比例すると応力 $\sigma = My/I$ は等しくなるようにするものとする、

$$\sigma = \frac{My}{I} \propto \frac{L^2 BTD}{BtD^2} = \frac{TL^2}{tD^2} \quad : \text{一定} \quad (12)$$

となるから (11) に代入すると

$$1/\epsilon \propto E/L \quad (13)$$

となつて大型船では剛性が低下し、従つて固有振動数も下がり、波の強制力の振動数に近づいて来るのでその間の関聯が問題になる可能性も考えられる訳である。

2.6.4 簡単な計算例

剛性の影響について定性的な知見を得る為に簡単な模型について計算をして見る。

船体は幅吃水共一様な箱船とし、構造も又一様なつまり一様梁と考えよう。荷重も又一様に分布しているものと仮定する。

又造波減衰を考えると方程式は 4 階聯立微分方程式となるがそれでは複雑になるばかりだし、又解の性質にはあまり本質的な影響はないと思われるのでこれも省略すると運動方程式(3)は次のようになる。

$$\left[EI \frac{d^4}{dx^4} + \rho g B \{ 1 - KT(HC) \} \right] Z(x) = \rho g A_w B r_m e^{ikx} \quad (14)$$

無次元化して更ためて

$$\frac{Z}{A_w} \rightarrow Z, \quad KL = \frac{\omega^2 L}{g} \rightarrow K, \quad \frac{x}{L} \rightarrow x$$

とおいて整理すると次のようになる。

$$Z^{(4)}(x) + \epsilon A Z(x) = \epsilon B e^{ikx} \quad (15)$$

$$\epsilon = WL^2/EI$$

$$A = \frac{L}{T} \left\{ 1 - K \frac{T}{L} (1+C) \right\}$$

$$B = r_m \frac{L}{T}$$

(16)

これは常係数の 4 階微分方程式であるからその解は次のように与えられる。

先ず

$$Z(x) = h_0 + 0 \left(x - \frac{1}{2} \right) + \sum_{n=1}^{\infty} a_n f_n(x) \quad (17)$$

とおく。但し $f_n(x)$ は次式つまり自由端をもつ一様梁の振動の正規関数で法化されているものとする。これは又 $1, (x - \frac{1}{2})$ と共に完全な直交系を形づくっている

$$f_n(x) = \lambda_n f_n(x) \quad n = 1, 2, \dots \quad (18)$$

$$f_n''(0) = f_n''(1) = f_n'''(0) = f_n'''(1) = 0 \quad (19)$$

$$\int_0^1 f_n(x) dx = 0, \quad \int_0^1 x f_n(x) dx = 0 \quad (20)$$

$$\int_0^1 f_n(x) f_m(x) dx = \delta_{n,m} \quad \delta: \text{Kronecker's } \delta$$

そこで $1, (x - \frac{1}{2}), f_n(x)$ によつて (15) の右辺を展開すると

$$\epsilon B e^{ikx} = b_0 + b_1 \left(x - \frac{1}{2} \right) + \sum_{n=1}^{\infty} c_n f_n(x) \quad (21)$$

$$\text{但し} \quad b_0 = \int_0^1 \epsilon B e^{ikx} dx, \quad \frac{b_1}{12} = \int_0^1 \epsilon B e^{ikx} \left(x - \frac{1}{2} \right) dx \quad (22)$$

$$C_n = \int_0^1 \epsilon B l^{ikx} f_n(x) dx, \quad (23)$$

又(17)において展開係数 h_0 , θ , a_n はそれぞれ次のように与えられる。

$$\left. \begin{aligned} h_0 &= \int_0^1 Z(x) dx, & \theta &= 12 \int_0^1 Z(x) \left(x - \frac{1}{2}\right) dx \\ a_n &= \int_0^1 Z(x) f_n(x) dx \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

そこでこれ等の関係を(15)に代入し、(18)の関係を考へて、 1 , $\left(x - \frac{1}{2}\right)$, $f_n(x)$ の各係数を等置すると、

最初の2式は

$$\epsilon A h_0 = b_0, \quad \epsilon A \theta = b_1, \quad (25)$$

となるがこれは剛体としての従来解そのものである。

次に $f_n(x)$ の係数については

$$a_n = \frac{C_n}{\lambda_n + \epsilon A} \quad (26)$$

となるから解は

$$Z(x) = h_0 + \theta \left(x - \frac{1}{2}\right) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n}{\lambda_n + \epsilon A} f_n(x), \quad (27)$$

これから剛体運動は撓みとは独立で従来解と同じになる事、撓みの方は一種の強制撓み振動となる事がわかる。

この関係を以下曲げモーメントについて考へて見よう。

それは Z'' に比例するから

$$Z''(x) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n}{\lambda_n + \epsilon A} f_n''(x) \quad (28)$$

今考へている範囲では(波長が船長の order とする) $\lambda_n \gg |\epsilon A|$ であるから上式は

$$Z''(x) \doteq M_1(x) + \epsilon A M_2(x) \quad (29)$$

$$M_1(x) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n}{\lambda_n} f_n''(x) \quad (30)$$

$$M_2(x) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n}{\lambda_n^2} f_n''(x) \quad (31)$$

と近似出来る。

第1近似として $M_1(x)$ をとるとすると C_n は(23)から決められるから一見運動に関係なく振動のモードと波の力のみで決まるように見える。

従つて、この見地から言えば $\lambda_L \doteq 1$ で曲げモーメント等が大きいのは波の力の分布が2節の撓み振動のモードに略々一致するからであると言える。

しかしながら1方(21)に(25), (22)を代入し、更に(8)式を使うと、

$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n}{\lambda_n} f_n^{(4)}(x) = \epsilon B l^{ikx} - \epsilon A \left[h_0 + \theta \left(x - \frac{1}{2}\right) \right] \quad (32)$$

となり、右辺は明らかに従来考へていた波浪荷重でありこれを2回積分したものが曲げモーメントとなる。

この時左辺は f_n の境界条件を入れると $M_1(x)$ に一致する。つまり $M_1(x)$ は従来剛体と見なした時の曲げモーメントに一致する。

第2近似 M_2 についても(8)式を代入して見ると

$$M_2(x) = \int_0^x \int_0^x \int_0^x M_1(x) (dx)^3 + a + bx + cx^2 + dx^3, \quad (33)$$

となつてゐる事は容易にわかる。

ここに a, b, c, d は積分常数であるが M_2 の4つの自由端の条件から一義的に決まる。

この近似解は又次のような逐次近似解法による解に一致する。

今度は ϵ が充分小さいものとし、解はその巾級数に展開出来るものとする。

即ち

$$Z(x) = h + x\theta + \sum_{n=1}^{\infty} \epsilon^n a_n(x) \quad (34)$$

これを運動方程式(15)に代入して ϵ の同じオーダーの量を等置すると次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} a_1^{(4)}(x) &= B l^3 k x - A(h + x\theta) \\ a_2^{(4)}(x) &= -A a_1(x) \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

境界条件は

$$a_n''(x) = a_n'''(x) = 0 \quad \text{for } x=0, 1 \quad (36)$$

である。

この a_1, a_2 が(30), (31) の M_1, M_2 と ϵ なる因子を除いて一致する事は上述の説明によつて明らかであらう。

これを実際に計算するには、逐次積分すればよいのであるが回数が多いので大変面倒である。

結果を記すと

$$\left. \begin{aligned} h &= \frac{B}{A} (2f_1 - 6f_2) \\ \theta &= \frac{B}{A} (-6f_1 + 12f_2) \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} f_n(x) &= \int_0^x f_{n-1}(x) dx, \quad f_0(x) = l^3 k x \\ f_n &\equiv f_n(1) \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} \frac{a_1''(x)}{B} &\equiv m_1(x) + in_1(x) \\ &= f_0(x) + x^2(1-x)f_1 - x^2(3-2x)f_2 \\ -\frac{a_2''(x)}{AB} &\equiv m_2(x) + in_2(x) \end{aligned} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} &= f_0(x) + (x^2 - x^3)f_1 + (2x^3 - 3x^2)f_2 \\ &+ \left(\frac{x^2}{280} - \frac{13x^3}{2520} + \frac{x^4}{360} - \frac{x^7}{840} \right) f_1 \\ &+ \left(-\frac{13x^2}{840} + \frac{3x^3}{140} - \frac{x^4}{120} + \frac{x^7}{420} \right) f_2 \end{aligned} \quad (40)$$

これだけあれば第2近似の曲げモーメントが次式で計算出来る。

$$\begin{aligned} \frac{Z''(x)}{B} &\equiv m(x) + in(x) \\ &= m_1(x) + in_1(x) - \epsilon A \{ m_2(x) + in_2(x) \} \end{aligned} \quad (41)$$

図 2.6.2 には第 1 近似と第 2 近似の計算値を示し、図 2.6.1 には h_{θ} , θ , $\max \sqrt{m^2+n^2} / \max \sqrt{m_1^2+n_1^2}$ 等の λ_L による変化の様態を示す。(h , θ については $B=A$ として示してある。詳しくは $\frac{B}{A}$ をかけるべきである。)

さて(28)式において $\lambda_n (n>1) \gg \lambda_1 \gg |\epsilon A|$ であるから曲げモーメント等の変化比は殆ど

$$\frac{1}{1 + \epsilon A / \lambda_1} \doteq 1 - \frac{\epsilon A}{\lambda_1} \quad (42)$$

によつて与えられると思われる。

実際に計算した最大曲げモーメントの比 $\max \sqrt{m^2+n^2} / \max \sqrt{m_1^2+n_1^2}$ と λ_L の大きい所ではよく一致するが、波長の小さい所では計算値の方がかなり大きい。

この原因は一部計算の精度不足のようにも思えるがよく判らない。いづれにしてもこのような波長の小さい所ではモーメント自体が小さいのであまり問題はないであろう。

しかしながら(42)が1より大きいか小さいかは、 A の正負に関係し A は(16)によつて

$$A = \frac{L}{T} - K(1+C)$$

となり、前進速度のある時は出会周期を T_e とすると $K = \frac{4\pi^2}{gT_e^2}$ とすべきであるからその時は $A=0$ の波長はずつと大きくなるのでもう少し精細に検討の要があろう。

結論的には剛性の影響は主としてその固有周期と振動モードに影響を及ぼすものであつて、運動面、応力面への直接の影響は少ないと言えよう。しかしながら巨大船では固有振動数もかなり低下しているので衝撃的な波の力をも考えると同調を起す事も考えられるので振動面からの検討も必要であろう。

参考文献：別所正利 “船体剛性を考慮した波浪中船体運動の理論に関する覚書(前進速度のない場合)”
昭和46年3月

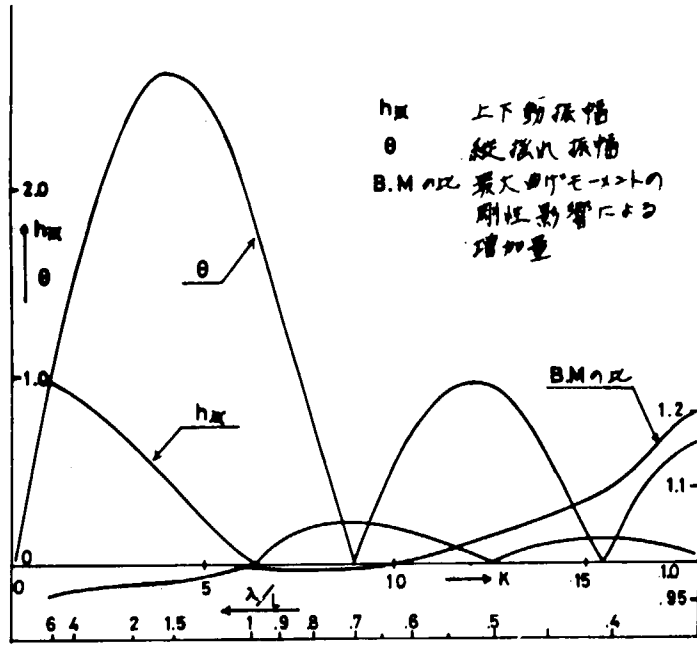


図 2.6.1

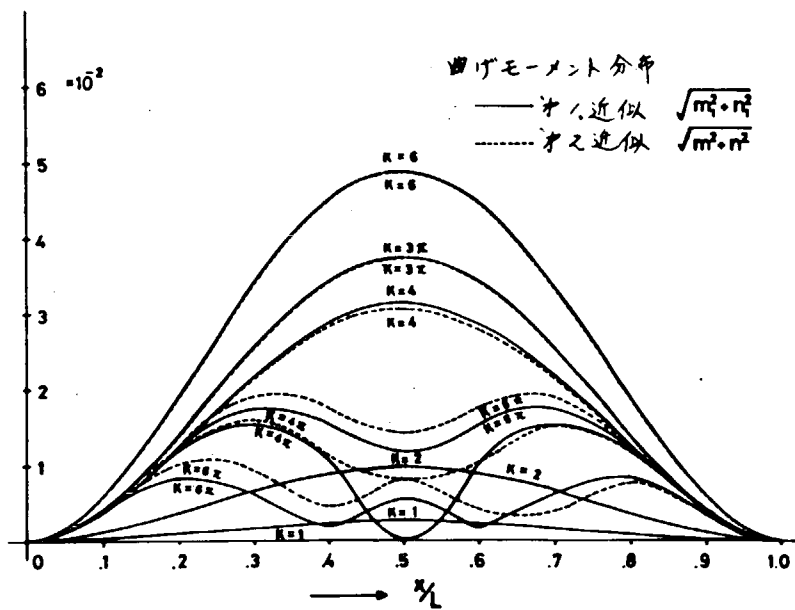


図 2.6.2

3. 波浪変動圧に関する研究

3.1 正面規則波中の波浪変動圧の計測

3.1.1 緒言

縦波中を航走する船体に働く変動圧は上下揺および縦揺の値が求まると田才¹⁾の方法により計算できる。すなわち、船体に働く変動圧は

i) 平水中で運動するとき生ずる圧力 ii) 波のポテンシャルに基づく圧力及び規則波中に拘束された船体から反射される波に基づく圧力から成るものとする。Hoffman²⁾、郷田³⁾等はT2-タンカー船型に対して計算値と実験値の比較を行ない、船側部でフルード数0.2以上の場合を除いて両者かなり良い一致を示すことを確かめた。

ここでは、波浪変動圧に関する研究の一環として基礎的な問題を究明する目的で鉦石船々型に対して正面規則波中航走時に船体表面に働く変動圧の応答関数、船長方向分布、ガス沿いの分布を求め計算値の実用性を確かめた。さらに、波浪中での拘束模型に働く変動圧、平水中で強制動揺させた場合の変動圧をも計測し計算値と比較した。

3.1.2 実験方法

1) 実験に用いた模型船は鉦石船笠木山丸の長さ3 m, FRP製でその要目を表3.1.1に示す。今回の実験ではプロペラおよびビルジキールは取付けていない。

2) 変動圧の計測は次の3種類の実験法により行なった。すなわち、

○ 実験 I 正面規則波中を運動しながら航走する場合の変動圧の測定

模型船は重錘により推力を与え、縦揺、上下揺および前後揺を自由にした。また、実験状態は表3.1.2に示す。

○ 実験 II 拘束模型による波浪変動圧の測定

○ 実験 III 平水中で強制動揺させた場合の変動圧の測定

強制動揺装置はミナーシャモーター駆動によるものでその仕様および概略図を表3.1.3、図3.1.1に示す。

実験II、IIIでは表3.1.2の(1)、(2)に対応する状態、すなわち、応答関数を求めること、および船速の影響を調べることに限定した。

3) 圧力変換器の取付位置は図3.1.2に示すようにルイス断面と対応するようにした。すなわち、各断面のBottom, Bilge, Water Lineと称する位置はそれぞれルイス断面の $\theta = 0^\circ, 50^\circ, 80^\circ$ に対応しており、実断面とルイス断面が相違する位置ではその深さ又は幅が同じになるよう選んだ。

4) 使用した圧力変換器は豊田工機のPMS型半導体圧力変換器で、模型船への取付状態を図3.1.3に示す。

5) Water Line付近での変動圧と比較するためS.S. $1\frac{1}{2}$, \otimes , S.S. $7\frac{1}{2}$ における相対水位(R.W.L.)を抵抗線型水位計で計測した。

3.1.3 計算方法

正面規則波中を航走する船体に働く変動圧は田才の方法を一般化した文献⁴⁾の方法で計算した。この計算式を3.3に記載の座標系および記号で表わすと次の通りとなる。船体運動を

$$\begin{aligned} \text{上下揺} \quad \zeta &= \zeta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\zeta) \\ \text{縦揺} \quad \phi &= \phi_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\phi) \end{aligned} \quad (3.1.1)$$

とすると全変動圧は次の各成分から成るものと考え。すなわち、

1) 上下揺に基づく圧力: P_ζ

$$\begin{aligned} P_\zeta &= \rho g h_0 (G_\zeta \cos \omega_e t + H_\zeta \sin \omega_e t) \\ &= P_{\zeta_0} \cos(\omega_e t - \nu_\zeta) \end{aligned} \quad (3.1.2)$$

$$\begin{Bmatrix} G_\zeta \\ H_\zeta \end{Bmatrix} = \frac{\zeta_0}{h_0} \left[(1 + Pa''_H) \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\zeta \\ \sin \epsilon_\zeta \end{Bmatrix} - Pd''_H \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\zeta \\ -\cos \epsilon_\zeta \end{Bmatrix} \right] \quad (3.1.3)$$

2) 縦揺に基づく圧力: P_ϕ

$$\begin{aligned} P_\phi &= \rho g h_0 (G_\phi \cos \omega_e t + H_\phi \sin \omega_e t) \\ &= P_{\phi_0} \cos(\omega_e t - \nu_\phi) \end{aligned} \quad (3.1.4)$$

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} G_\phi \\ H_\phi \end{Bmatrix} &= - (x - x_G) \frac{\phi_0}{h_0} \left[(1 + Pa''_H) \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\phi \\ \sin \epsilon_\phi \end{Bmatrix} - Pd''_H \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\phi \\ -\cos \epsilon_\phi \end{Bmatrix} \right] \\ &\quad - \left(\frac{V}{\omega_e} \right) \frac{\phi_0}{h_0} \left[2Pa''_H \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\phi \\ -\cos \epsilon_\phi \end{Bmatrix} + Pd''_H \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\phi \\ \sin \epsilon_\phi \end{Bmatrix} \right] \end{aligned} \quad (3.1.5)$$

3) 規則波に基づく圧力: P_w

$$\begin{aligned} P_w &= \rho g h_0 (G_w \cos \omega_e t + H_w \sin \omega_e t) \\ &= P_{w_0} \cos(\omega_e t - \nu_w) \end{aligned} \quad (3.1.6)$$

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} G_w \\ H_w \end{Bmatrix} &= -e^{-kz_s} \begin{Bmatrix} \cos kx \\ \sin kx \end{Bmatrix} - e^{-kz_s} \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right)^2 Pa''_H \begin{Bmatrix} \cos kx \\ -\sin kx \end{Bmatrix} \\ &\quad - e^{-kz_s} \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right) Pd''_H \begin{Bmatrix} \sin kx \\ \cos kx \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (3.1.7)$$

したがって、全変動圧 P は

$$\begin{aligned} P &= P_s + P_\phi + P_w \\ &= \rho g h_0 (G \cos \omega_e t + H \sin \omega_e t) \\ &= P_0 \cos(\omega_e t - \nu) \end{aligned} \quad (3.1.8)$$

$$G = G_s + G_\phi + G_w \quad (3.1.9)$$

$$H = H_s + H_\phi + H_w$$

より求まる。ここに、 Pa''_H , Pd''_H は文献¹⁾に計算式が与えられているように断面形状と $\epsilon_d = \frac{\omega_e^2}{g} \cdot d$ によつて異なる。

前述の実験 I, II, III に対応する変動圧 P_0 , P_{w_0} , P_{s_0} を計算し実験結果と比較した。

3.1.4 実験および計算結果

1) 実験で得られた圧力波形の一例を各実験法に対して図 3.1.4～図 3.1.7 に示す。

2) 船体運動

図 3.1.8, 3.1.9 はそれぞれ上下揺、縦揺の実験結果を計算値と比較したものである。

3) 変動圧

○ 計測した変動圧は実験 I, II に対しては波振幅に相当する水頭 $\rho g h_0$ で無次元化してそれぞれ $P_0/\rho g h_0$, $P_{w0}/\rho g h_0$ で示した。また、実験 III に対しては運動の振幅に相当する水頭 $\rho g \zeta_0$ で無次元化した。

○ 船側部の変動圧と比較するため S.S.2 $\frac{1}{2}$, ㊦ の相対水位の計測値もプロットした。

○ 応答関数

$F_n = 0.15$ の場合の実験 I, II, III に対する変動圧の無次元値を $\sqrt{\frac{L}{\lambda}}$ をベースに表わすと次のとおりである。

	S.S.2 $\frac{1}{2}$	Midship	SS8 $\frac{1}{2}$
Bottom ($\theta = 0^\circ$)	㊦ 3.1.10	㊦ 3.1.13	㊦ 3.1.16
Bilge ($\theta = 50^\circ$)	㊦ 3.1.11	㊦ 3.1.14	㊦ 3.1.17
Water Line ($\theta = 80^\circ$)	㊦ 3.1.12	㊦ 3.1.15	㊦ 3.1.18

○ 船速の影響

$L/\lambda = 1.0$ の場合、船速を $F_n = 0$ から 0.15 まで変化させて実験 I, II, III に対する変動圧を調べた。その結果は次のとおりである。

	SS2 $\frac{1}{2}$	Midship	SS8 $\frac{1}{2}$
Bottom ($\theta = 0^\circ$)	㊦ 3.1.19	㊦ 3.1.22	㊦ 3.1.25
Bilge ($\theta = 50^\circ$)	㊦ 3.1.20	㊦ 3.1.23	㊦ 3.1.26
Water Line ($\theta = 80^\circ$)	㊦ 3.1.21	㊦ 3.1.24	㊦ 3.1.27

○ 船長方向分布

$F_n = 0.15$, $\sqrt{\frac{L}{\lambda}} = 1.0$ の場合の変動圧の船長方向分布を調べると図 3.1.28 のとおりである。

○ ガース方向分布

$$F_n = 0.15$$

$\sqrt{\frac{L}{\lambda}} = 0.9 \quad 1.0 \quad 1.2 \quad 1.4$ に対する変動圧の断面ガース沿いの分布をそれぞれ図 3.1.29～図 3.1.32 に示す。

○ 波高の影響

船速ゼロの場合、波高を 2～12 cm に変化させて変動圧に対する影響を調べた。その結果は図 3.1.33～図 3.1.35 のとおりである。

315 結 言

正面規則波中の船体に働く変動圧を種々の状態に対して求め計算値と比較し、その実用性を確かめた。

1) 応答関数

$\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ 付近を除いて計算値と実験値はほぼ等しい。

特に船底部はよく合う。

実験Ⅱの波に基づく圧力も $S \cdot S 8^{1/2}$ の船側部を除いてよく一致する。

2) 船速の影響

実験点のバラツキが若干見られるが船底部は計算値とよく合っている。

3) 船長方向分布・ガース方向分布についても大体よく合っていると言える。

4) 波高の影響

$S \cdot S 2^{1/2}$, $8^{1/2}$ のビルジ部、船側部の変動圧については波高 $4 \text{ cm} (= L/75)$ 位からその非線形性がみられる。

5) 強制動揺に関する実験Ⅲについては遮断周波数 10 Hz のローパスフィルターを通したが図 3.1.7 の記録波形に見られる如く船底部の圧力に対して高周波成分が消えず解析が困難であった。

これは強制動揺装置から混入すると思われるので今後改良を加えたい。

また、今回は Pure heave に対する変動圧の計測だけであるのでさらに縦揺も考慮に入れた連成運動に対する実験も追加したいと考えている。

316 参 考 文 献

- 1) 田才福造 : “An approximate calculation of hydrodynamic pressure on the midship section contour of a ship heaving and pitching in regular waves”
九大応力英文報告 Vol. 14, No. 48, 1966
- 2) Hoffman: “Distribution of wave-caused hydrodynamic pressures and forces of a ship hull”
Norwegian ship model experiment tank
publication No. 94, 1966
- 3) 郷田国夫 : “波浪中の船体に働く横荷重について”
(第2報)
造論集 123号 昭和43年
- 4) 日本造船研究協会 : 第90研究部会 研究資料 第68号
昭和43年3月

表3.1.1 Main particulars of ship model

Ship type	Ore Carrier
Length between perpendiculars	3.0000 m
Length on the waterline	3.0497 m
Breadth	0.4932 m
Draught	0.1493 m
Volume of displacement	0.2273 m ³
Block coefficient	0.8243
Longitudinal radius gyration	0.2362 L

表3.1.2 Test conditions

Item	Pressure gage location	Speed Fn	Wave length $\sqrt{L/\lambda}$	Wave height 2 ho(cm)
(1) Response operator	S.S 2 $\frac{1}{2}$, 5, 8 $\frac{1}{2}$ $\theta = 0, 50, 80^\circ$	0.15	0.70 - 1.40	6.0 (L/50)
(2) Effect of ship speed	S.S 2 $\frac{1}{2}$, 5, 8 $\frac{1}{2}$ $\theta = 0, 50, 80^\circ$	0.0 - 0.15	1.00	6.0
(3) Longitudnal distribution	S.S 1, 2 $\frac{1}{2}$, 5, 7 $\frac{1}{2}$, 8 $\frac{1}{2}$, 9 $\frac{1}{2}$ $\theta = 0, 50, 80^\circ$	0.15	1.00	6.0
(4) Girthwise distribution	S.S 2 $\frac{1}{2}$, 5, 8 $\frac{1}{2}$ $\theta = 0, 20, 50, 70$ 80°	0.15	0.90, 1.00 1.20, 1.40	6.0
(5) Effect of wave height	S.S 2 $\frac{1}{2}$, 5, 8 $\frac{1}{2}$ $\theta = 0, 50, 80^\circ$	0.0	1.00	2.0 - 14.0 ($\frac{L}{150}$ - $\frac{L}{21}$)

(1) Range of forced oscillation	
half stroke	10 - 100 (mm)
frequency	0.1 - 2.0 (Hz)
motion	sinusoidal
accuracy of amplitude	
(relative)	± 2 %
(absolute)	± 0.5 (mm)

(2) Motor & machinery	
motor	JKMM-100sr 3 KW 3000rpm
power source	3KVA/440V/200V/100V
ball screw	50φ×32(mm) lead

表 3.1.3 Specification of Forced Oscillator

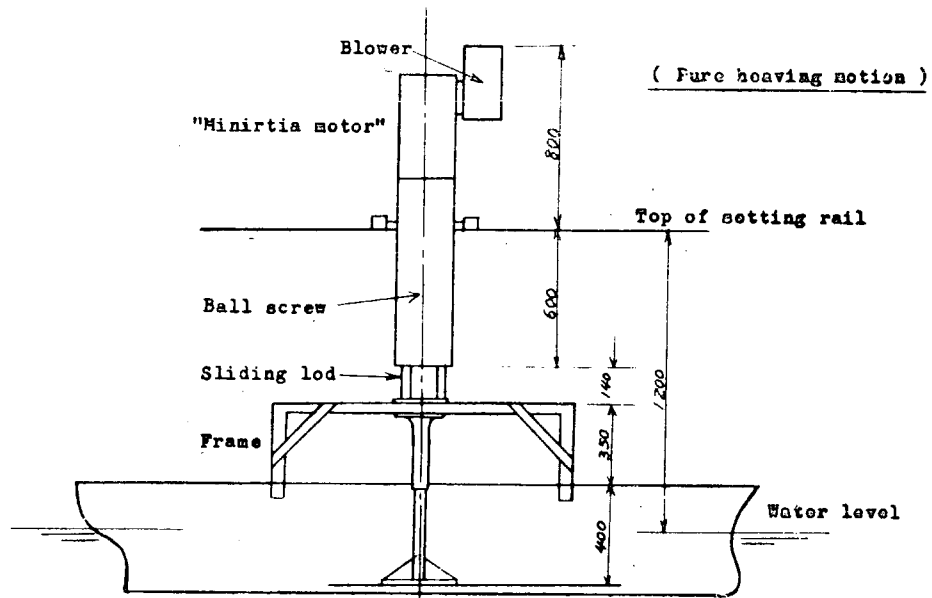
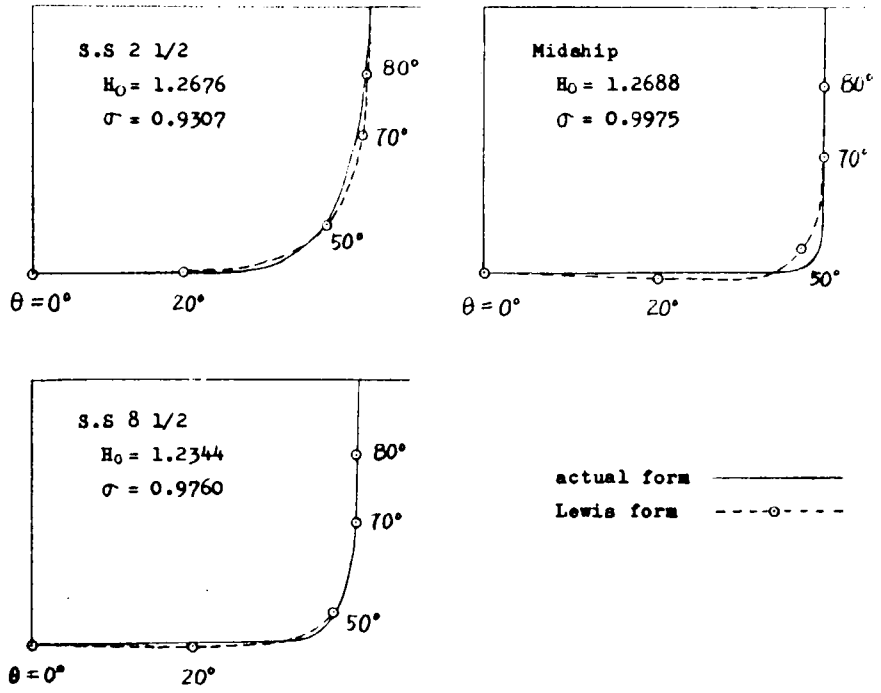
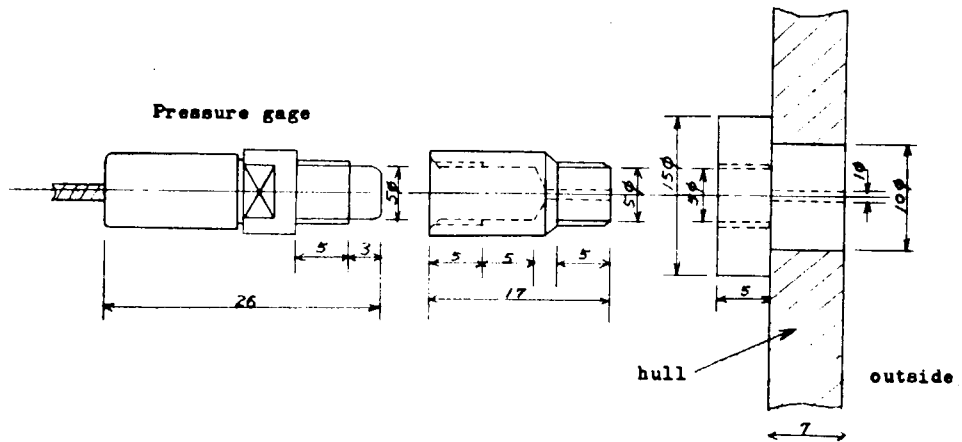


图 3.1.1 Schematic drawing of Forced Oscillator



3.1.2 Sections of model showing pressure gage locations

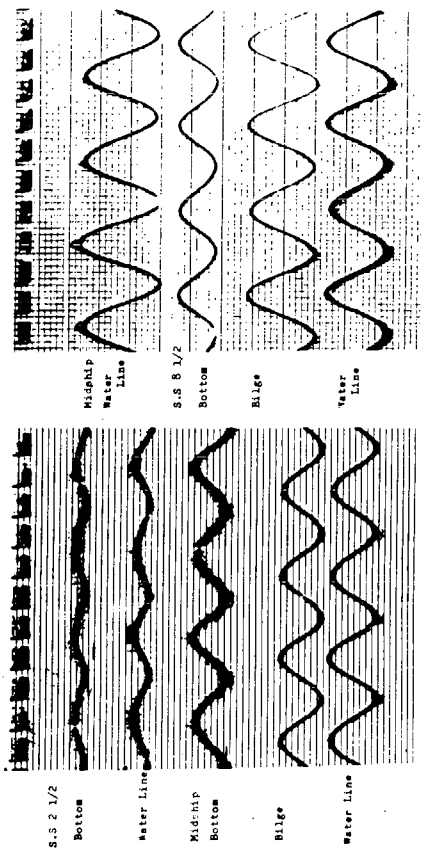


3.1.3 Sketch of pressure gage and its connector

Typical Record of Hydrodynamic Pressure

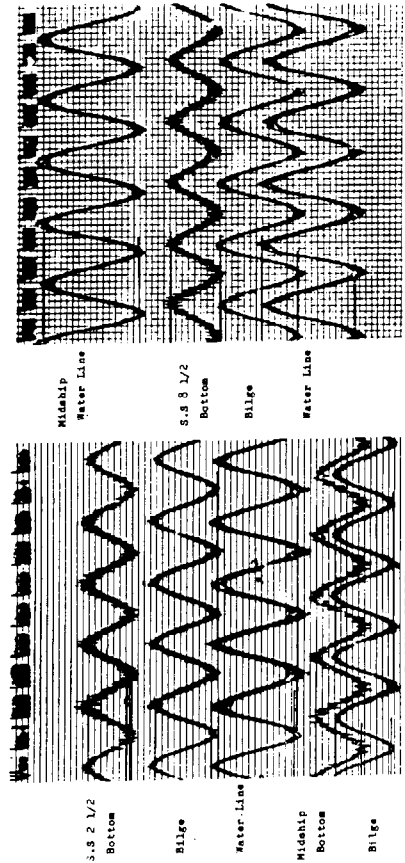
Experiment I

$F_n = 0.0, \sqrt{L/\lambda} = 1.0$



☒ 3. 1. 4

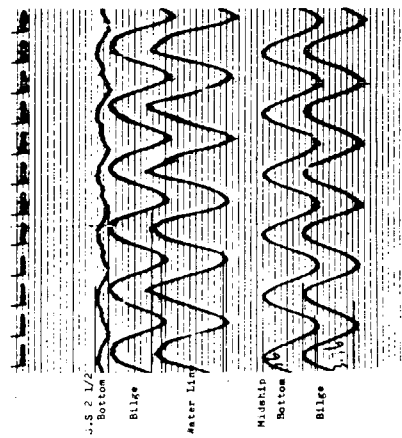
$F_n = 0.15, \sqrt{L/\lambda} = 1.0$



☒ 3. 1. 5

Experiment II

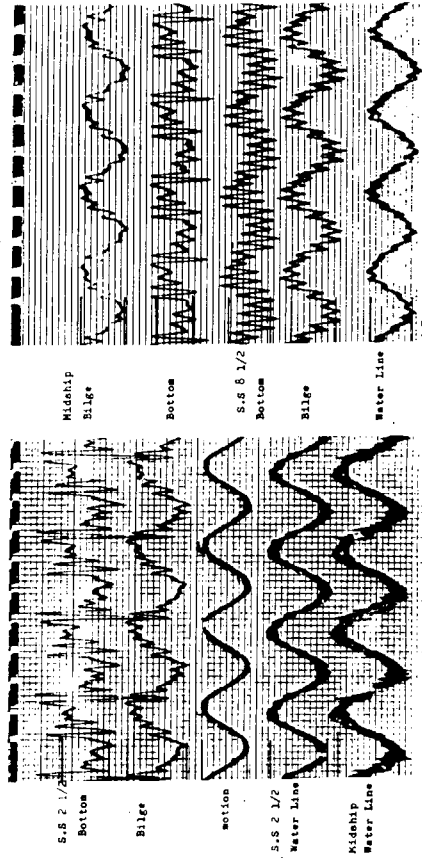
$F_n = 0.15, \sqrt{L/\lambda} = 1.0$



☒ 3. 1. 6

Experiment III

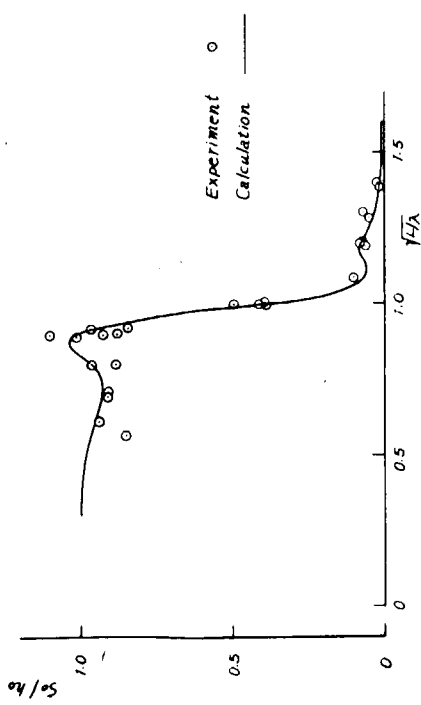
$F_n = 0.15, \omega = 1.718 \text{ rad/sec}$ (correspond to $\sqrt{L/\lambda} = 0.8$)



☒ 3. 1. 7

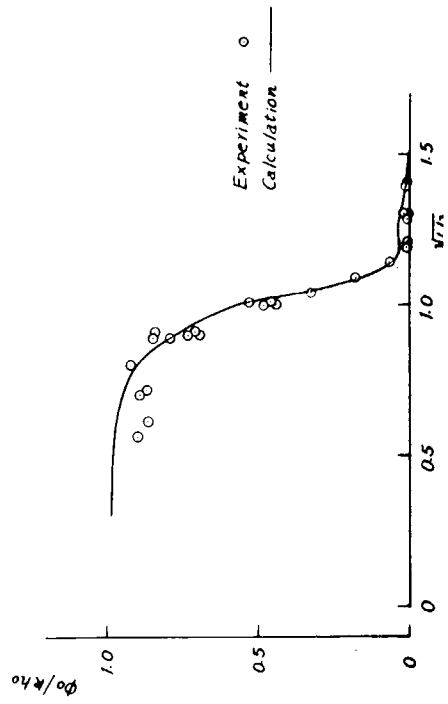
Response Amplitude Operators of Ship Motion, $F_n=0.15$

Heave



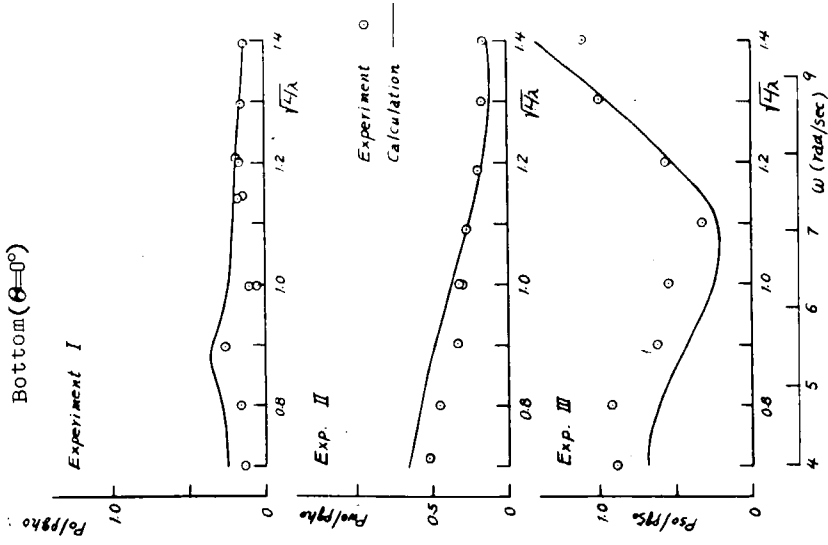
3.1.8

Pitch



Response Amplitude Operators of Hydrodynamic Pressure

$F_n=0.15, S.S. 2\frac{1}{2}$
Bottom ($\theta=0^\circ$)

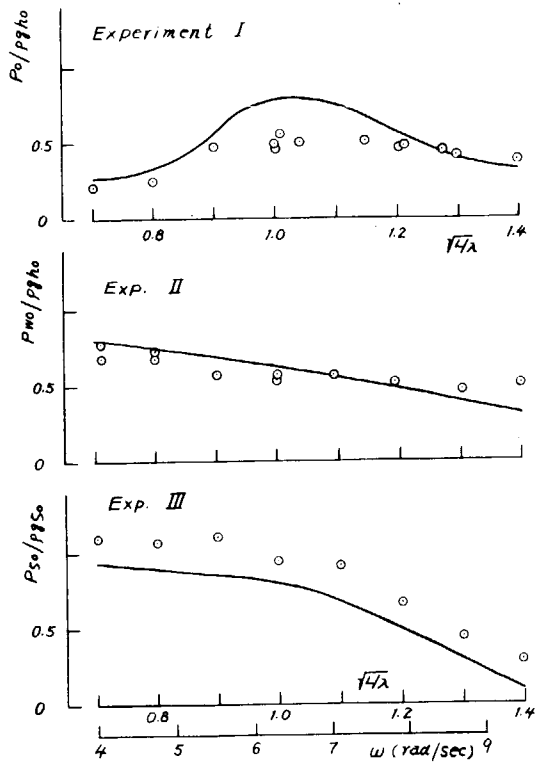


3.1.10

Response Amplitude Operators of Hydrodynamic Pressure

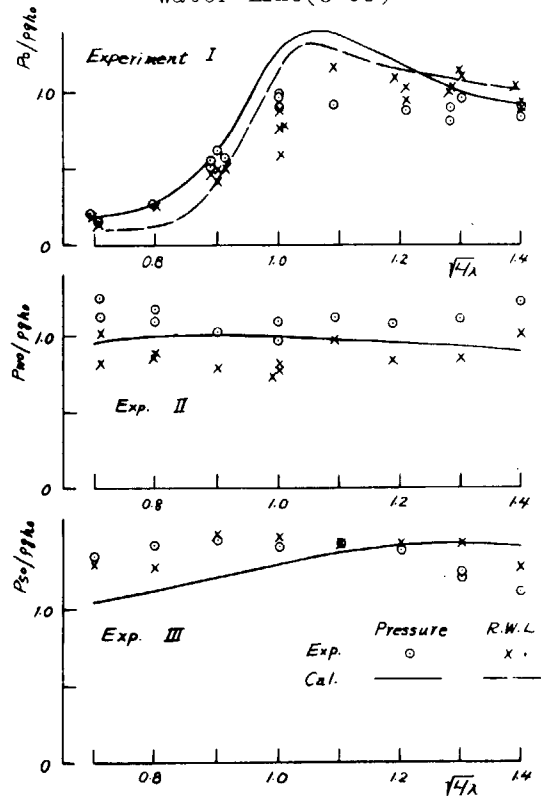
$F_n=0.15, S.S. 2\frac{1}{2}$

Bilge($\theta=50^\circ$)



3.1.1.1

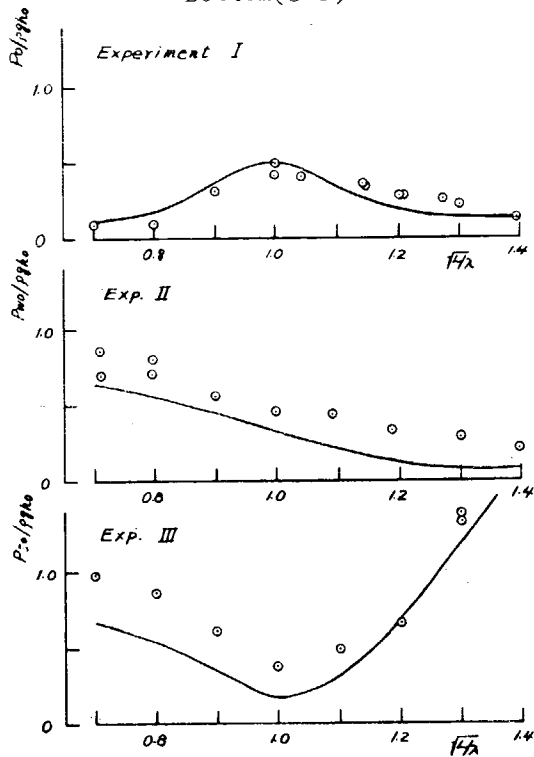
Water Line($\theta=80^\circ$)



3.1.1.2

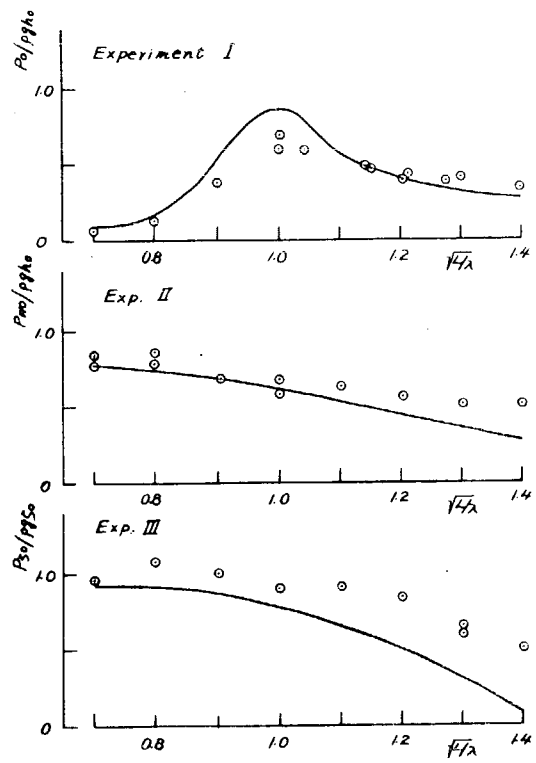
$F_n=0.15$ Midship Section

Bottom($\theta=0^\circ$)



3.1.1.3

Bilge($\theta=50^\circ$)



3.1.1.4

Response Amplitude Operators of Hydrodynamic Pressure

$F_n=0.15$

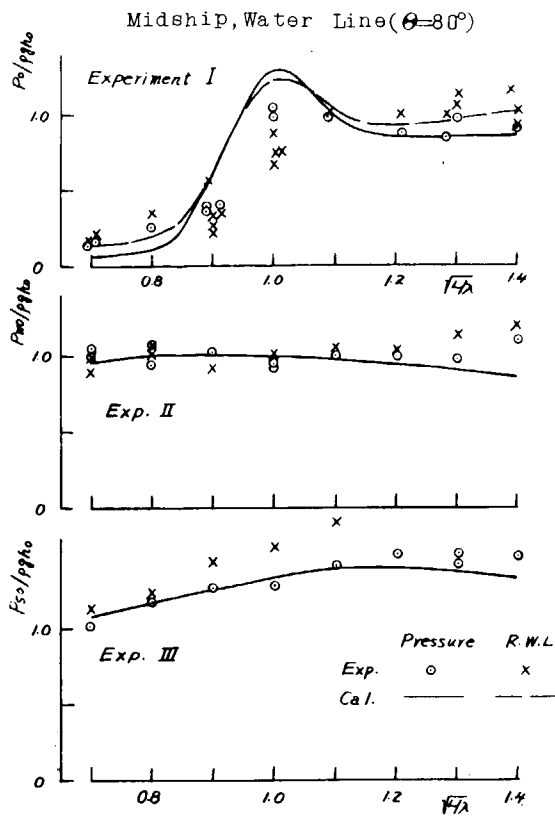


图 3.1.15

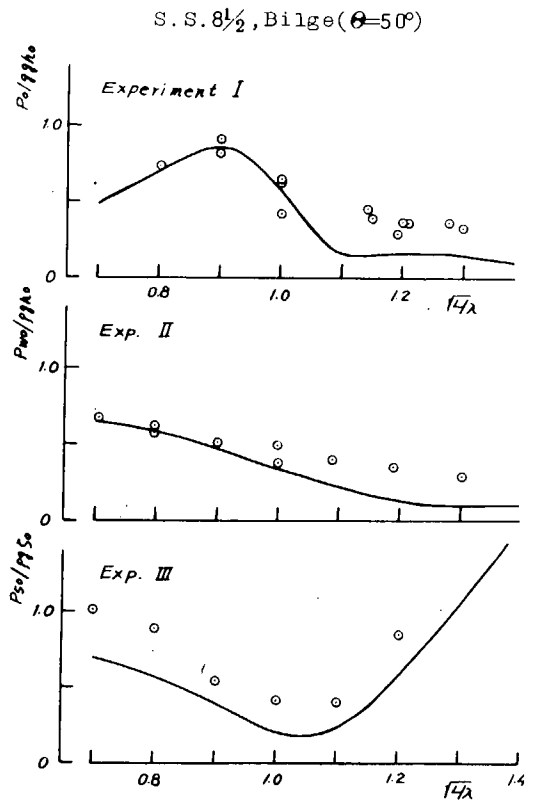


图 3.1.16

Response Amplitude Operators of Hydrodynamic Pressure

$F_n=0.15, S.S. 8\frac{1}{2}$

Water Line ($\theta=80^\circ$)

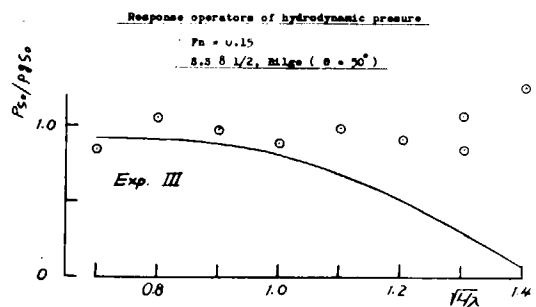
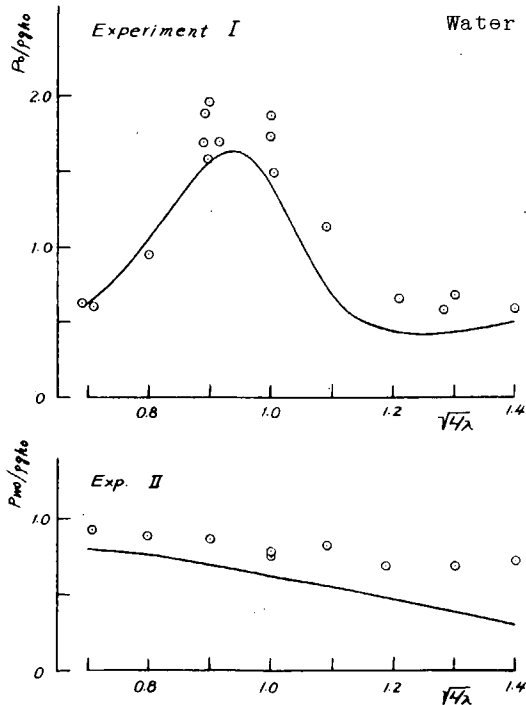
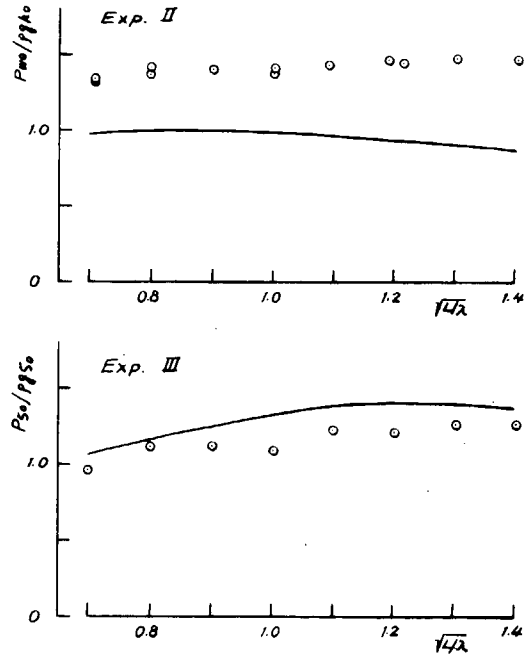
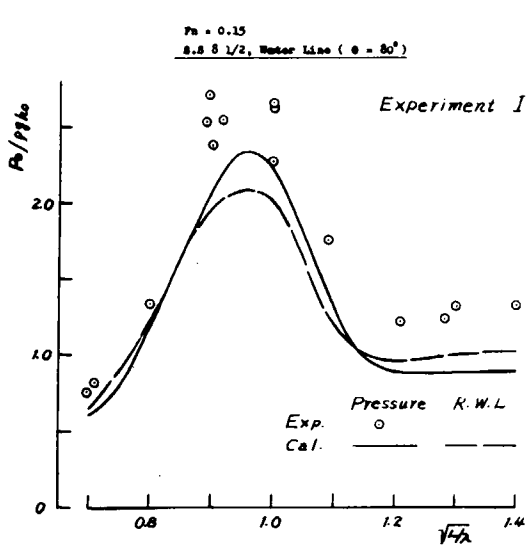


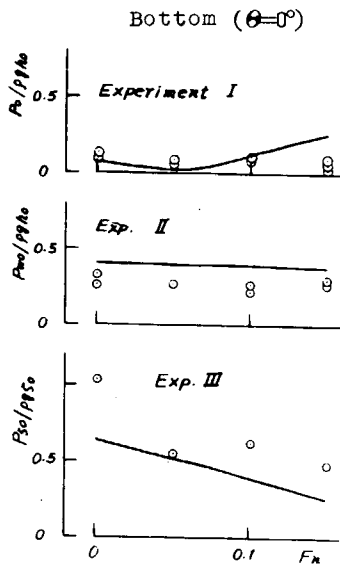
图 3.1.17

Resonance Amplitude Operators of Hydrodynamic Pressure
 $F_n = 0.15$, S.S. $8\frac{1}{2}$
 Water Line ($\theta = 80^\circ$)

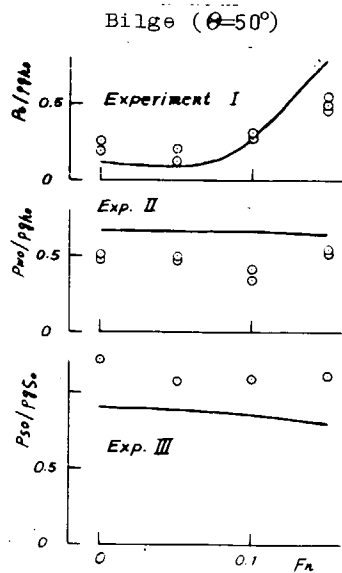


3.1.18

Variation of Amplitude of Hydrodynamic Pressure with Ship Speed
 $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$, S.S. $2\frac{1}{2}$



3.1.19



3.1.20

Variation of Amplitude of Hydrodynamic Pressure with Ship Speed

$$\sqrt{L/\lambda} = 1.0, \text{ S.S. } 2\frac{1}{2}$$

Water Line ($\theta = 80^\circ$)

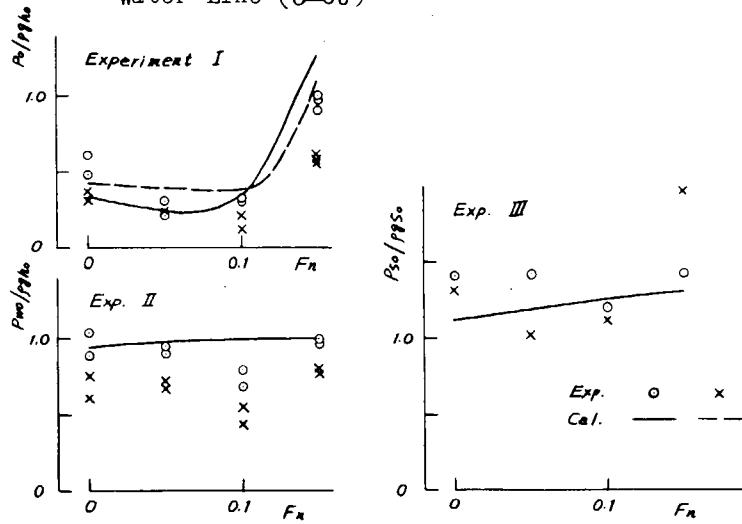


图 3.1.2 1

$$\sqrt{L/\lambda} = 1.0, \text{ Midship Section}$$

Bottom ($\theta = 0^\circ$)

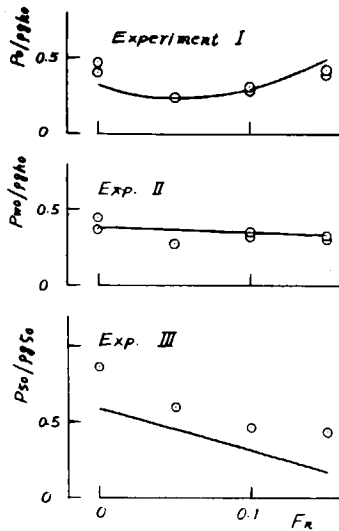


图 3.1.2 2

Bilge ($\theta = 50^\circ$)

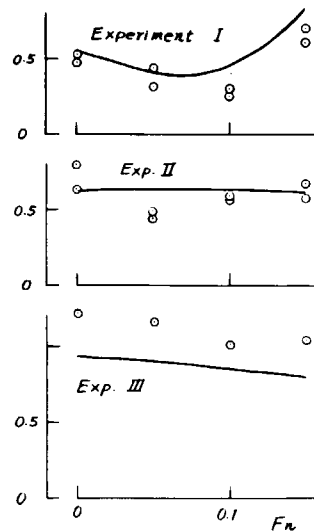


图 3.1.2 3

Variation of Amplitude of Hydrodynamic Pressure with Ship Speed

$$\sqrt{L/\lambda} = 1.0, \text{ Midship Section}$$

Water Line ($\theta = 80^\circ$)

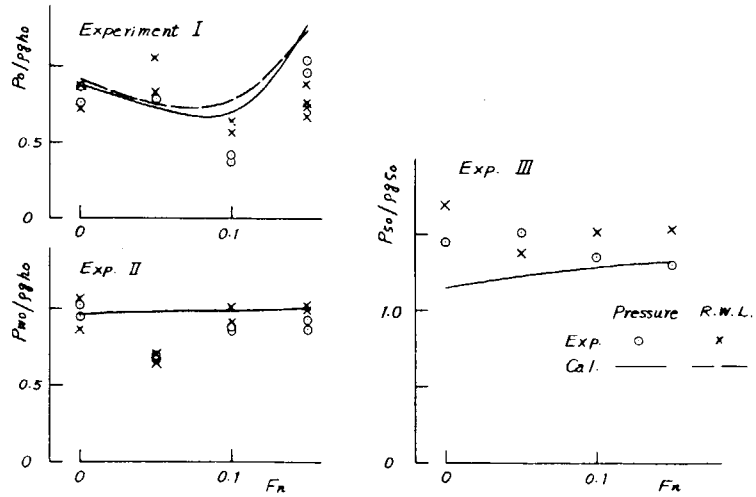


图 3. 1. 2 4

$$\sqrt{L/\lambda} = 1.0, \text{ S.S. } 8\frac{1}{2}$$

Bottom ($\theta = 0^\circ$)

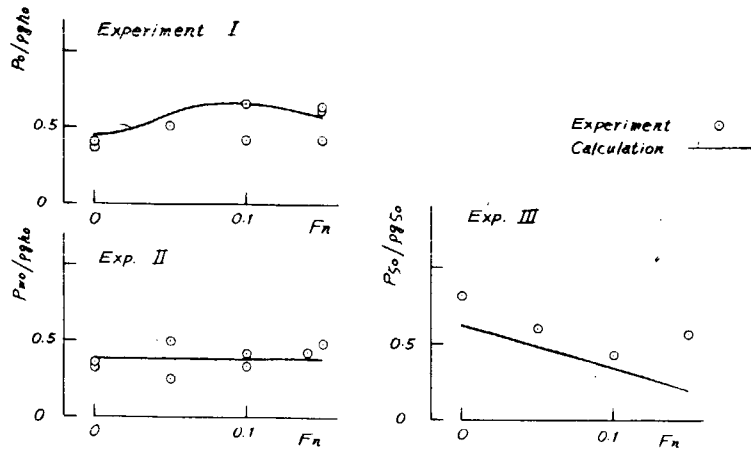
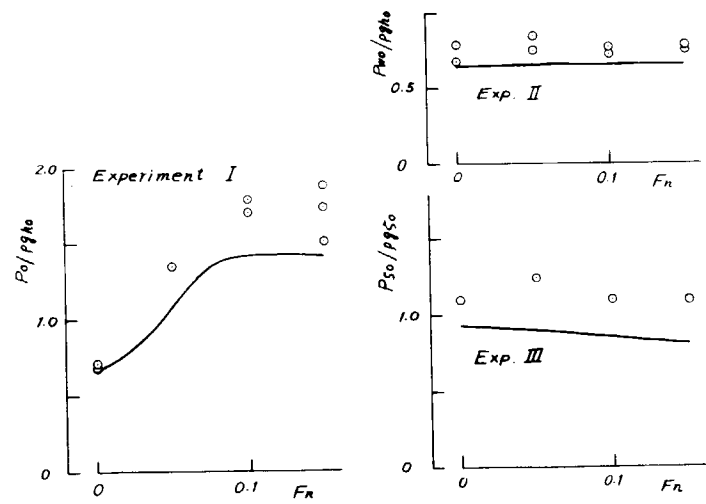


图 3. 1. 2 5

Variation of Amplitude of Hydrodynamic Pressure with Ship Speed

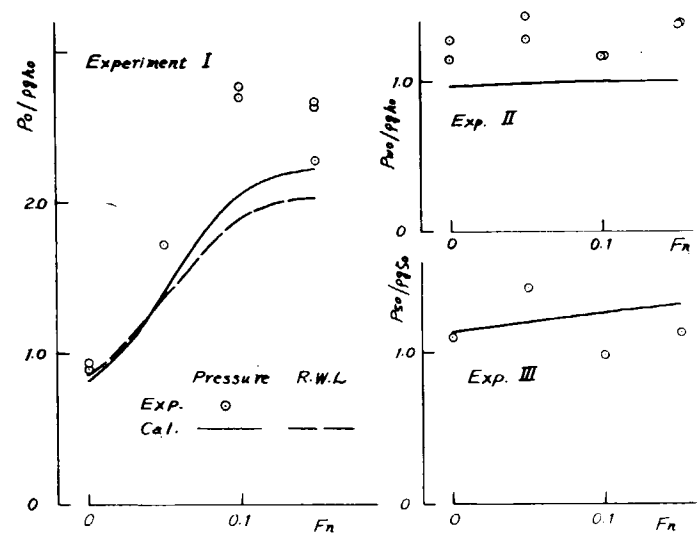
$$\sqrt{L/\lambda} = 1.0, \text{ S.S. } 8\frac{1}{2}$$

Bilge ($\theta = 50^\circ$)



☒ 3. 1. 2 6

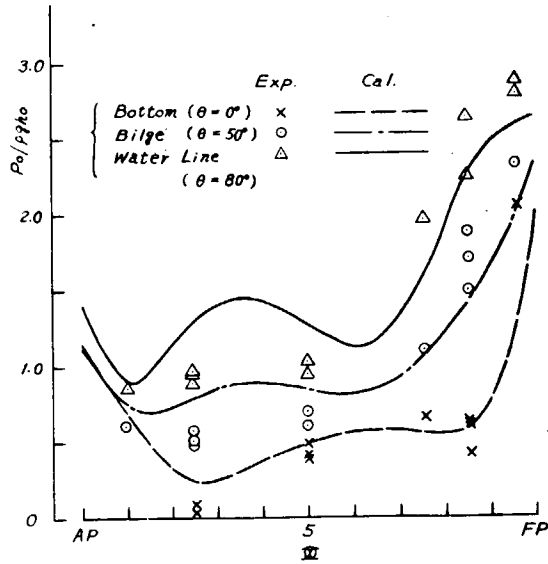
Water Line ($\theta = 80^\circ$)



☒ 3. 1. 2 7

Longitudinal Distribution of Hydrodynamic Pressure

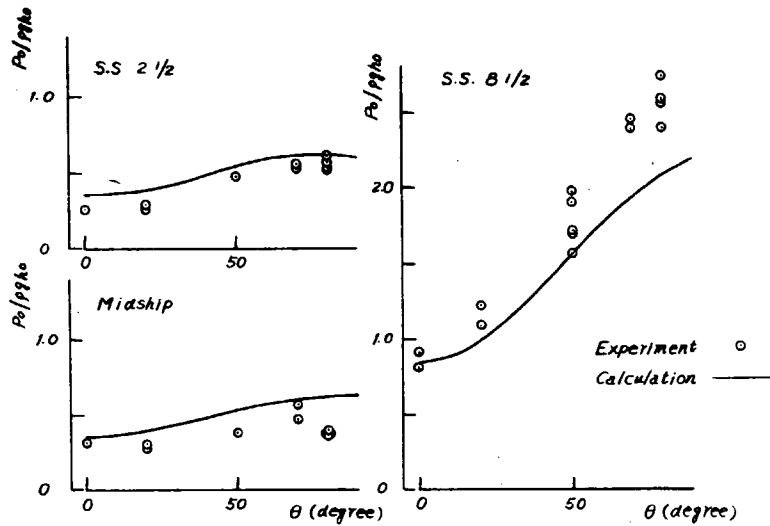
$Fn=0.15, \sqrt{L/\lambda}=1.0$



3.1.2 8

Girthwise Distribution of Hydrodynamic Pressure

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



3.1.2 9

Girthwise Distribution of Hydrodynamic Pressure

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

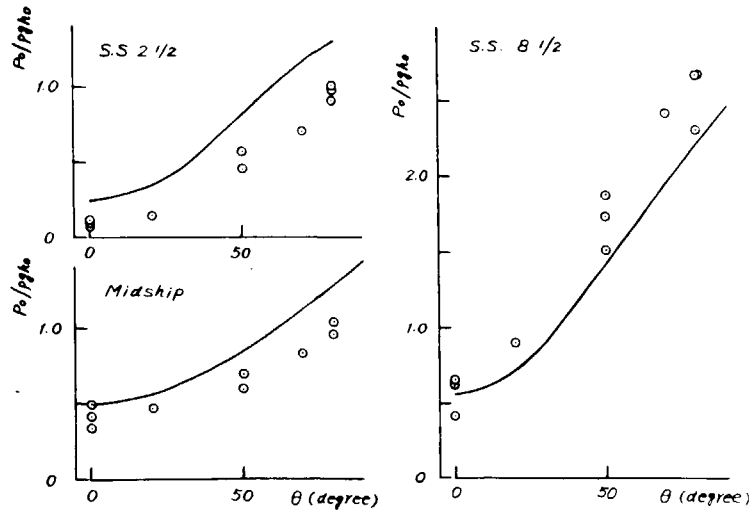


图 3. 1. 3 0

$\sqrt{L/\lambda}=1.2$

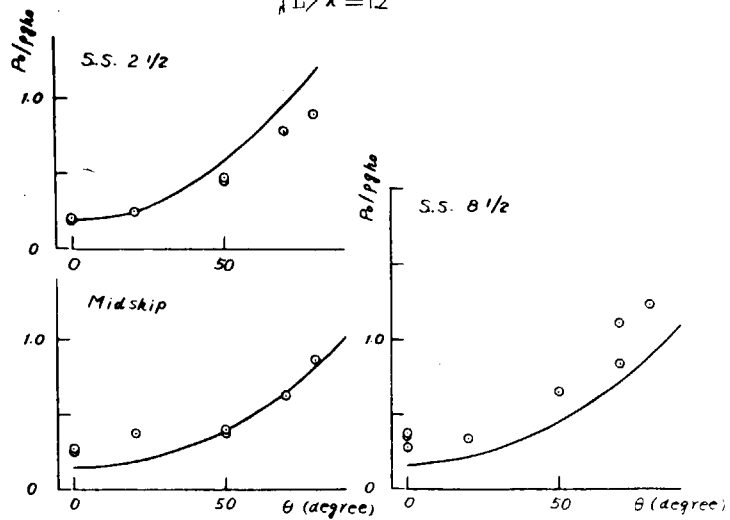
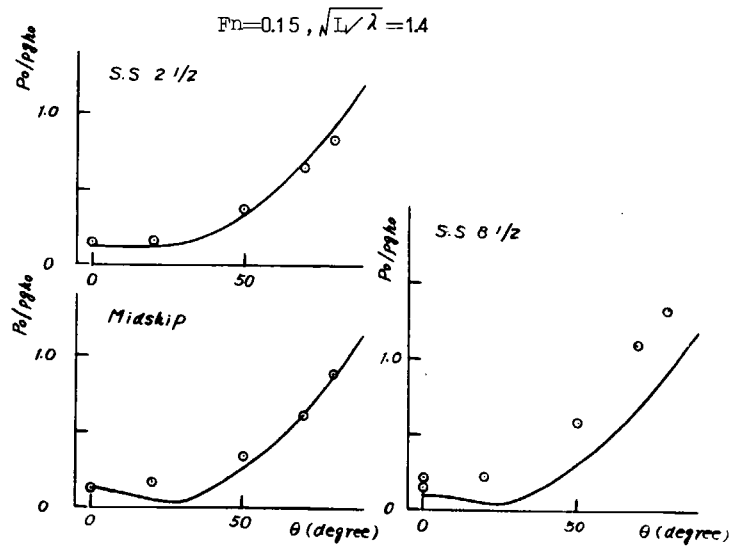


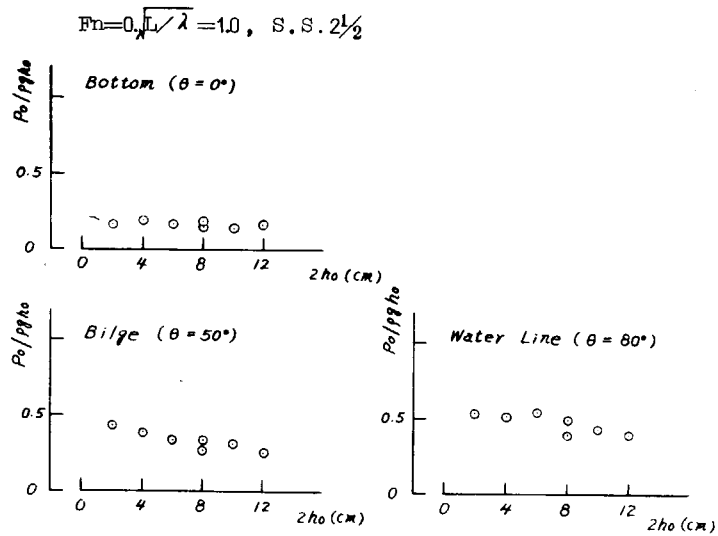
图 3. 1. 3 1

Girthwise Distribution of Hydrodynamic Pressure



☒ 3. 1. 3 2

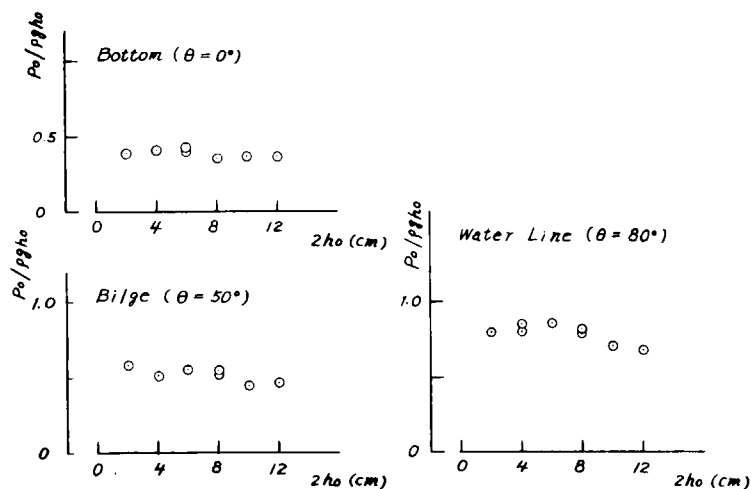
Variation of Amplitude of Hydrodynamic Pressure with Wave Height



☒ 3. 1. 3 3

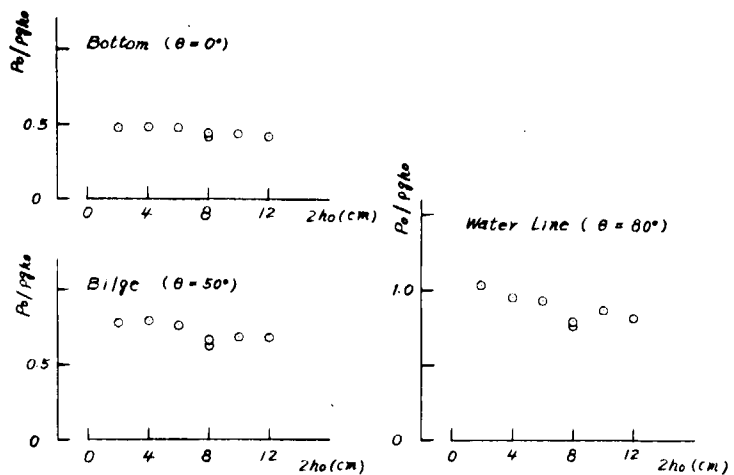
Variation of Amplitude of Hydrodynamic Pressure with Wave Height

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



3. 1. 3 4

$Fn = 0. \sqrt{L/\lambda} = 1.0$, S.S. $8\frac{1}{2}$



3. 1. 3 5

3.2 斜め波中の波浪変動圧の計測

3.2.1 実験の目的および概要

角水槽における斜波中の模型試験は、大型鉾石船の実際の航海状態に近い状態における船体運動、波浪変動圧等の計測を目的として行なわれた。これらの試験結果は、計算値との比較に用いられ、船体構造設計法の精密化に役立てられる。

波浪中における水槽試験には、実船の航海状態を想定した即物的立場と、船体運動学に立脚したいわば物理実験に近い立場とが考えられる。台車を有さない角水槽の実験が前者の立場をとるのに対し、長水槽等の台車を有する水槽の実験は後者の立場をとっている。現象の解明には、どちらの立場も必要とされるが、今回の実験では長水槽における実験を横揺減衰係数測定に関するものに限り、その大部分を角水槽における実験に委ねた。したがって、実験は即物的な面に重点を置くものであつたが、縦運動の同調点を求めたり、波浪に対する応答の非線型性を求めたりするなど、運動学的な実験も加味した。こうした実験は、もともと長水槽に向けたものと考えられていたが、大型鉾石専用船のように波浪中の速度低下が甚だしいものにあつては、側壁影響を考えるとむしろ角水槽で行なうべきであろう。

ここで、本実験が全体の研究プログラムの中に占める意義について考えてみよう。本プロジェクトが5ヶ年計画であり、その期間内に波浪変動圧と衝撃圧に関する何らかの結論を纏め上げなければならない事を考えると、そのやり方はかなりシステムチックである必要がある。波浪外力に関する水槽試験で中心的役割を果たすものは水圧計であり、その性能如何が研究のスケジュールを左右する。現在利用可能な水圧計について性能試験を行なつた結果、同水圧計が波浪変動水圧の計測には十分であるが、衝撃水圧の計測にはいろいろ問題があることがわかつた。したがって、衝撃水圧に関する模型試験は来年度以降に行なうことにし、今回の実験では昨年度のかりふおるにあ丸の実験に引続き変動水圧の計測を完成することに努めることにした。

供試模型船の船型としては、大型鉾石専用船“笠木山丸”を選んだ。笠木山丸を選んだ理由は、かりふおるにあ丸に比べてより大型化し、巾も相対的に広くなつた最近の鉾石船を代表するものであり、しかも実船試験も同船で行なわれているからである。

前述のように、今回の実験が波浪変動圧に焦点を絞り、大型鉾石専用船の船型については一応の結論を得ることを目標としたため、かりふおるにあ丸の模型実験がこうした分野での初めての試みとして予備実験的性格を持つものであつたのに対し、笠木山丸の模型実験はいわば本実験とも言うべきものである。したがって、実験の計画から実施に至るまで、かりふおるにあ丸の実験で得られた知識と教訓が随所に活かされた。

まず、模型船の寸法としては、かりふおるにあ丸の場合よりやや大型(4.5 m)とし短波長の実験をやり易くした。とくに、船首部は即物的な実験という意味からも実船と相似になるように作つた。また、大角度横揺についてもこれを阻害しないような作りとした。

波浪外力の実験は、最終的には船体の強度計算に役立つものでなければならない。この事を前提とした圧力計測を考えると、たんに一断面の圧力分布図が得られるということだけではなく、3断面同時測定が出来るとか、船の長手方向の圧力分布も把握出来るような配置でなければならない。いきおい圧力の測定点が多くなりデータ処理システムの自動化を考えざるを得ない。今回の実験では、多チャンネルテレメーターと高速データ収録装置とを導入して電算機に至る一貫システムとした。この場合、問題となる圧力計ピックアップの信頼性の向上とそのキャリブレーション方法についてもとくに工夫を払つた。

相対水位は変動水圧と密接に関連を持つ大切な裏付け材料と考えられるが、現在の測定器には未だ一步というところがある。そのため、船側水位と甲板上打込水位に関してはシネカメラを併用して信頼性を高めた。

波浪外力は、船体運動と密接な関係にある。しかも多くの自由度の運動と同時に複雑にかゝり合つてい

る。こうした運動特性をいままでの耐航性試験よりも遙かに高い波高の中で求めなければならなかつたことも今回の実験の大きな特徴である。たゞでさえ漂流力の大きい大型鉱石専用船を大波の中で模型試験を行なうには、どうしても実船と同じように自動操縦を採用することが実験技術上必要とされた。

上述のように、笠木山丸の斜波中における変動圧測定模型試験は、かりふおるにあ丸の模型試験を参考にしておき改良が加えられ、また大量のデータを得ることができた。これらのデータは今後の解析の進展により、多くの成果をもたらすものと信ぜられるが、これから現時点における中間報告を記することにする。

3.2.2 実験の内容

(1) 供試模型船

実験に用いた模型船は鉱石専用船「笠木山丸」の模型である。本模型船は木製で、そのLinesを図3.2.1に、主要目を表3.2.1に示す。

模型船の実験時の縦環動半径 K_1 、 G_H は同表に示されている実船の値に合わせるべく、また横揺固有周期 T_R は計算の結果得られた実船の値に合わせるべく努力した。しかし後述するように多量の計測機器、電池等を搭載せねばならず、これら搭載物は船内のスペースあますところなく占め、環動半径を実船と相似にすることはできない。したがって横揺固有周期を実船と相似にするよう、重心を極力下げるよう努力したがそれも限度があり結局表3.2.1に示すように横揺固有周期1.87秒となつた。縦環動半径も同様の問題があり、 $0.228 L_{pp}$ となつた。

ビルヂキールは実船と幾何学的相似のものを取り付けた。また乱流促進用スタッドは取り付けていない。また上部構造についていえば、F.P.から0.35Lの範囲の甲板倉口など実船相似の形状とし、A.P.から前方0.65Lの範囲は囲壁を設けた。

本模型船を80°角水槽において波浪中を自航させ、次の(2)項に述べるような項目を計測した。

写真3.2.1および3.2.2に模型船船首尾部を、写真3.2.3に計測器を搭載した全景を示す。

(2) 計測項目と計測器

図3.2.2と図3.2.3に計測器の系統図を示す。図3.2.2は模型船内、水槽周辺および計測室における計測器等の相互関連を示すものであり、図3.2.3は模型船内の各種計測器の系統を示すものである。この二つの図を参照しながら以下に計測項目と計測器について説明する。

(a) 波高

水槽壁に近接して固定した容量式波高計により検出し、ペンオシロにより記録した。

(b) 船の位置および速度

Automatic Course Plotterにより1秒毎に船の重心の位置を求める。

本装置の系統は図3.2.2に示すようなものである。地上からの指令電波を受けて、船底に設置された超音波発振子が、1秒間隔で超音波を出す。この超音波は水槽壁の二ヶ所に設けられた受信器により受けられ、超音波の到達時間が計測される。到達時間をミニコンで処理して船の位置と速度を計算しプロッターに描かせる。

超音波発振子はLCBの位置に設置してある。

(c) 方位角

予め船のとるべき方位角に設定したジャイロの方向と船の方向の偏角をポテンシヨメーターにより検出する。

(d) 縦揺、横揺

ジャイロ式動揺計により測定する。

(e) 上下方向加速度

重心位置および F.P. より 0.025 L の位置における上下加速度を抵抗線歪計式加速度計により検出する。

(f) 上下揺

上記の重心位置における加速度を、データ処理の段階で、2 回積分して上下揺を求める。

(g) 船首揺

方位角の変動記録から求める。

(h) 相対水位

S.S 8 $\frac{1}{2}$, 9 , 9 $\frac{1}{2}$ における船側水位を船側に沿って設けた容量式の水位計によつて検出する。

(i) 変動水圧

豊田技研製の PMS-5H-0.5H 型水圧計を用いて変動水圧を計測した。

本器は感度が高いこととすぐれているので採用したが、一方温度変化に対しても敏感であることが欠点であるので、温度影響を少なくするため図 3.2.4 に示すように、受圧面をかこむキャップを取り付け、キャップ内の空間にシリコンオイルを満たした。キャップの材質はアクリルであつて、テストの結果アクリル製の方が金属製よりも温度影響を少なくする効果があつた。本水圧計については予め種々テストを行ない、本実験ではそのテストの結果を参考にして使用上の注意を払つた。水圧計テストの結果については第 18 回船研研究発表会概要を参照していただきたい。変動水圧の計測位置については次項(3)において述べる。

(j) 海水打込み

船首甲板上の一点の打込み圧力を上記水圧計により、また打込み水の厚さを容量式の一種の水位計を製作してそれにより計測した。また船内の 8% シネにより打込みの状況を記録した。

(k) プロペラ回転数

(l) スラスト

(m) 回頭角速度

(n) 舵角

(3) 実験方法、実験状態

(1) 項に述べた模型船を角水槽に起した規則波中をプロペラ駆動モーターのパワー一定にて自航させる。その際、船の方位角すなわち波と船との出会角を一定に保つために自動操舵を行なう自動方位設定装置を用いた。本装置のプロックダイアグラムを図 3.2.5 に示す。航走直前に方位ジャイロを所定の方位にセットしておき航走中に船が所定の方位より θ だけ偏倚すると

$$\delta = -a\theta - b\dot{\theta}$$

なる舵角 δ を自動的にとる。係数 a および b の最適値は波長、波高、出会角などにより種々の値をとるが、予備実験によりその値を求めておき、その結果の中からもつとも適用範囲の広いものを一組えらんで使用した。予備試験結果の詳細については第 18 回船研研究発表会概要を参照されたい。

データは図 3.2.2 と図 3.2.3 に示すように船内の電磁オシロに集録されたものと、テレメーターによつて送信され陸上の計測室内に設けた DATA C に集録されるものとある。テレメーターは 30 チャンネルのデータを送ることができ、これによつて DATA C に集録されたものは、水圧 24 点、船体中央および船首部の上下加速度、方位角、縦揺、横揺、S.S 8 $\frac{1}{2}$ の相対水位である。他の記録はすべて船内の電磁オシロによつてとられた。DATA C に集録されたデータは電算機により処理される。

波長、波高、出会角等の実験状態は表 3.2.2 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変わる。III, IV は波高を変えた実験である。同表中、 λ は船の波に対する出会角で、追波の場合が 0° , 横波で右舷から波が来る場合が 90° , 向い波が 180° である。また、 V_f , V_a はそれぞれ駆動モーターのフィールド電圧、アーマチュア電圧である。

$V_f = 4.8 \text{ V}$, $V_a = 3.8 \text{ V}$ が標準状態で、この電圧での静水中の船速は実船換算で 14.8 knot になる。

水圧計測の位置は上記グループ別に図3.2.6～図3.2.9に示す通りである。図中、水圧計の位置に角度を記してあるが、これは対応する Lewis form の座標を表わす。なお船側の L W L 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 L W L から 4.09 mm の深さにあり、これは、 $S.S. 8 \frac{1}{2}$ の断面における Lewis form の座標 8.5° の点の深さになっている。

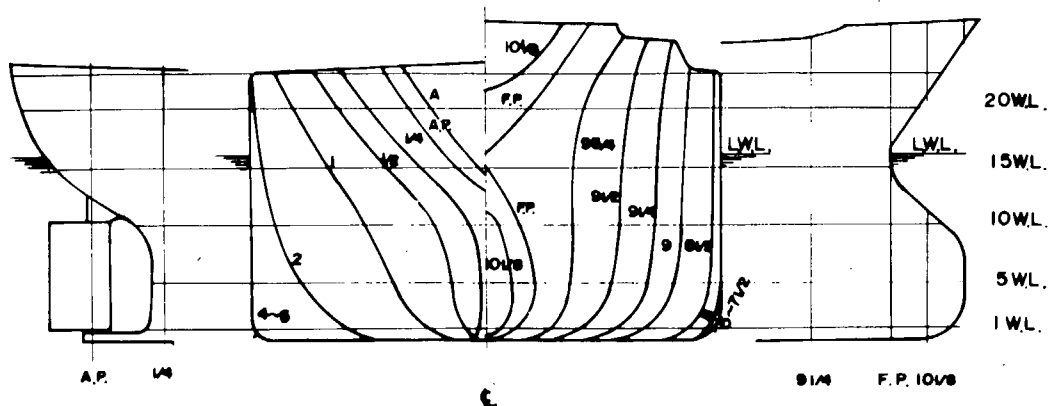
最後に水圧計の較正について述べる。較正は陸上の較正用水槽に模型船を浮べて行つた。スクリューメカニズムをもつた治具により、模型船の不整な動揺を防止し、かつ強制沈下をスクリューメカニズムにより与え、所定の水圧変化を与えた。較正は毎日、実験開始前に行ない、 5 cm と 10 cm の水頭を与えた。同時に水位計の較正を行つた。

表 3.2.1 Principal Particulars

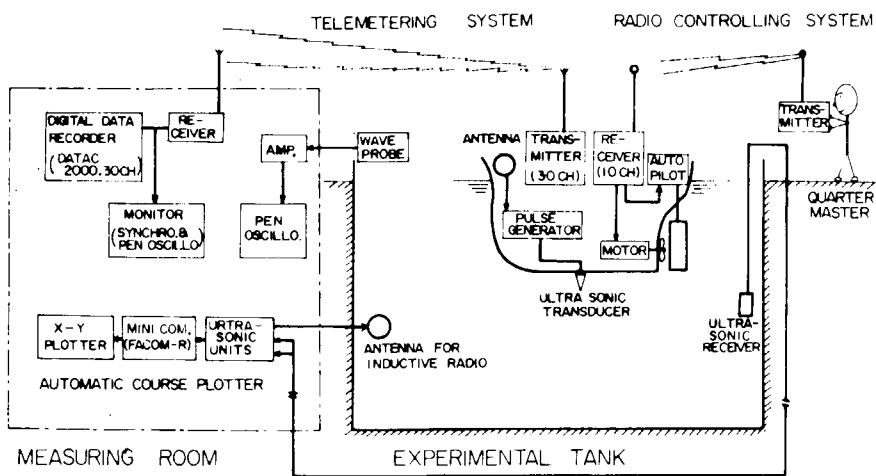
Items	Ship	Model
Length betw. P.P. (L_{pp})	247.000 m	4.5000 m
Breadth Mid. (B)	40.600 m	0.7397 m
Depth Mid. (D)	23.000 m	0.4190 m
Draft Mid. (d)	16.000 m	0.2915 m
Displacement (W)	135,950 ton	0.8020 ton
Brock Coeffi. (C_b)	0.8243	0.8243
Midship Coeffi. (C_m)	0.9975	0.9975
C.G. from Midship (G_{\otimes})	fore 7.301 m	fore 0.1330 m
C.G. from Keel (KG)	12.280 m	0.2225 m
Metacentric Radius(GM)	4.130 m	0.0765 m
Londi. Gyradius (KL)	0.2362 L_{pp}	0.228 L_{pp}
Trans. Gyradius (K_t)	0.2200 B	
Rolling Period (T_R)		1.87 sec.
Rudder Area (A_r)	58.731 m ²	0.0196 m ²
Rudder Area Ratio(A_r/dL_{pp})	0.0149	0.0149
Bilge Keel Breadth	0.425 m	0.0077 m
Length	62.320 m	1.1353 m
from \otimes fore	38.320 m	0.6981 m
from \otimes aft.	24.000 m	0.4372 m

表 3.2.2 Experimental Conditions

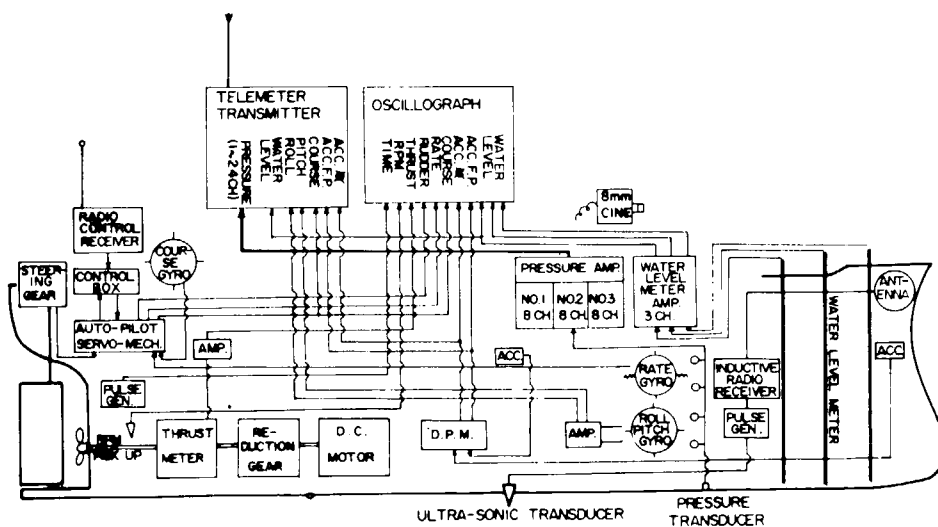
α	180°		165°		150°		135°		120°		Wave Height	Remark
	48.38	48.42	48.46	42.48	48.38	48.38	48.42	48.46	48.38	48.38		
I	1.50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	22.5 cm	LOCATIONS OF PRESS. GAGES: S.S. 5 AND 0.2873" W/L. SEE FIG. 3.2.6
	1.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	1.00	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	0.875	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	0.75	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
II	0.625	0	0	0	0	0	0	0	0	0	22.5 cm	LOCATIONS OF PRESS. GAGES: S.S. 8 1/2, 9 AND 9 1/2 SEE FIG. 3.2.7
	0.50	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	1.50	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	1.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	1.00	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
III	0.875	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15.0 cm	LOCATIONS OF PRESS. GAGES: S.S. 5, 8 1/2 AND 9 1/2 SEE FIG. 3.2.8
	0.75	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	0.625	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	0.50	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	1.50	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
IV	1.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	30.0 cm	LOCATIONS OF PRESS. GAGES: S.S. 5, 8 1/2 AND 9 1/2 SEE FIG. 3.2.8
	1.00	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	0.875	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	0.75	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	0.625	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
V	0.50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	22.5 cm	LOCATIONS OF PRESS. GAGES: S.S. 1, 2 1/2, 5, 7 1/2 AND 9 1/2 SEE FIG. 3.2.9
	1.50	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	1.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	1.00	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
	0.875	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
0.75	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
0.625	0	0	0	0	0	0	0	0	0			



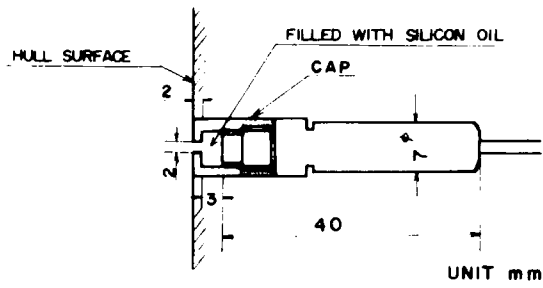
3.2.1 Lines of Kasagisan Maru



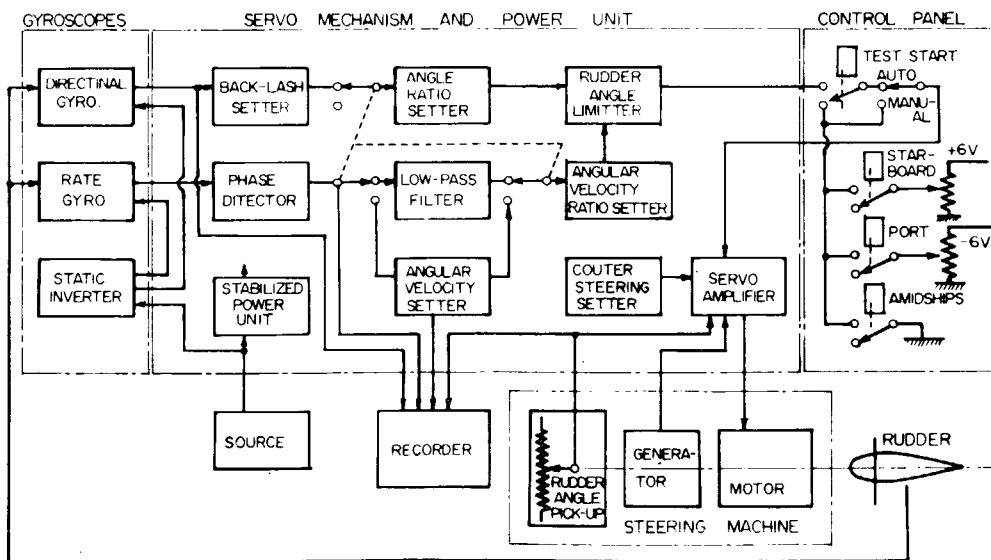
3.2.2 Measuring System Diagram



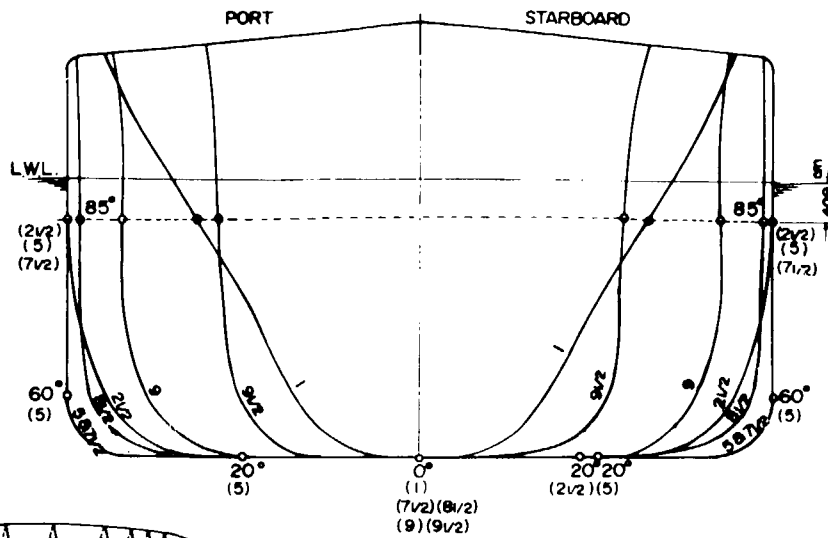
3.2.3 Details of Measuring System on the Model



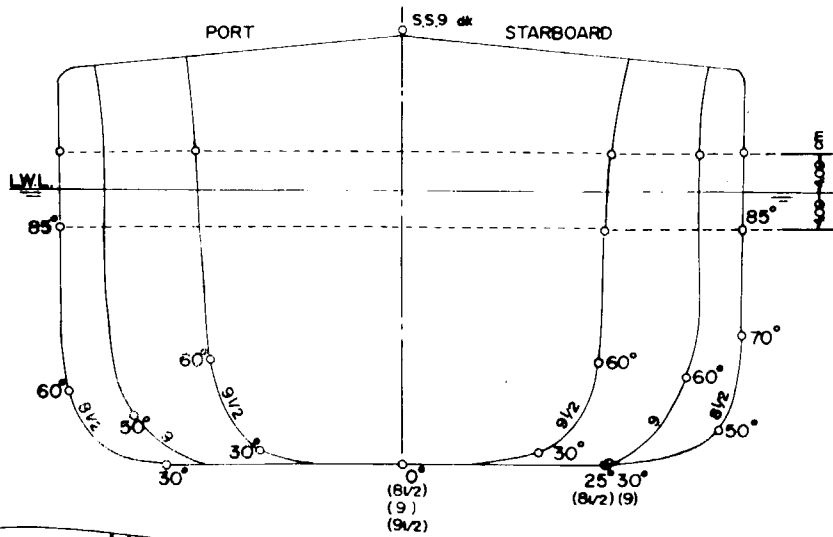
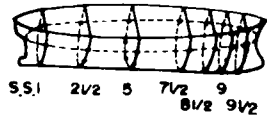
3.2.4 Details of Pressure Gauge



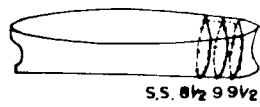
3.2.5 Block Diagram of the Auto Pilot for Model Ships

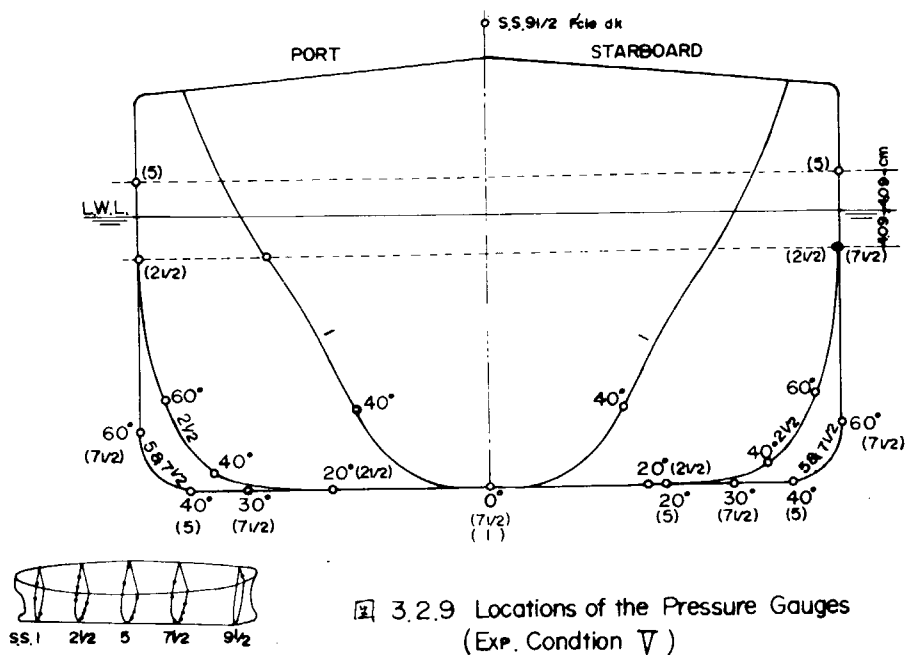
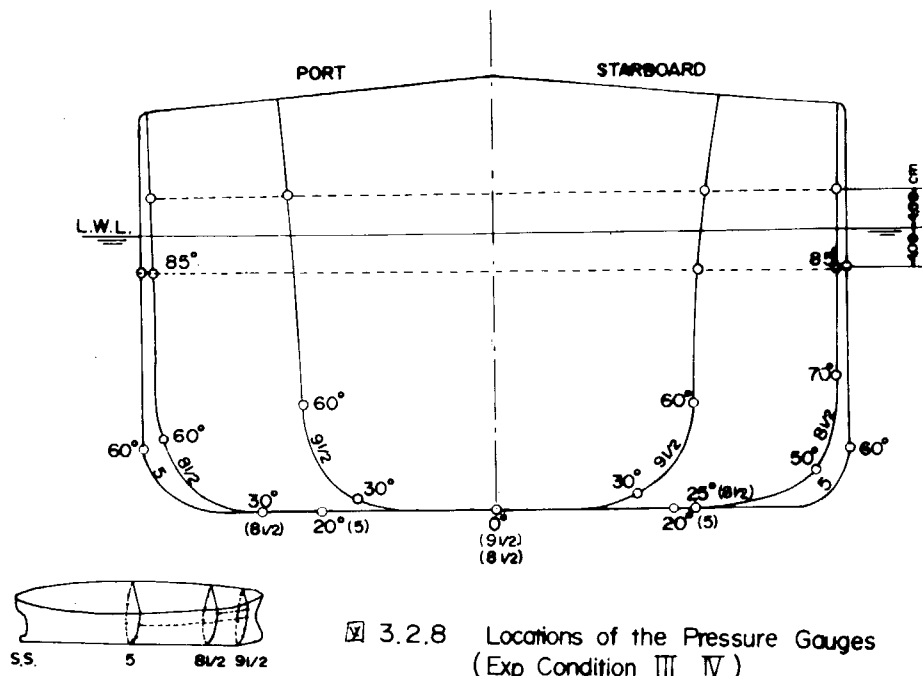


3.2.6 Locations of the Pressure Gauges
(Exp. Condition I)



3.2.7 Locations of the Pressure Gauges
(Exp. Condition II)





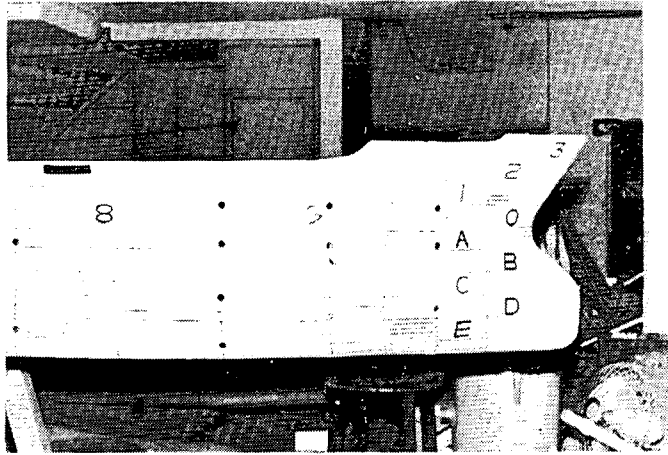


写真 3.2.1 Fore Body of the Model

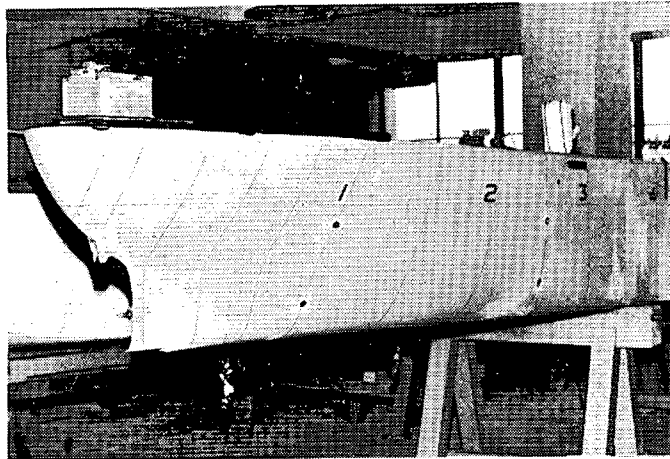


写真 3.2.2 Aft Body of the Model

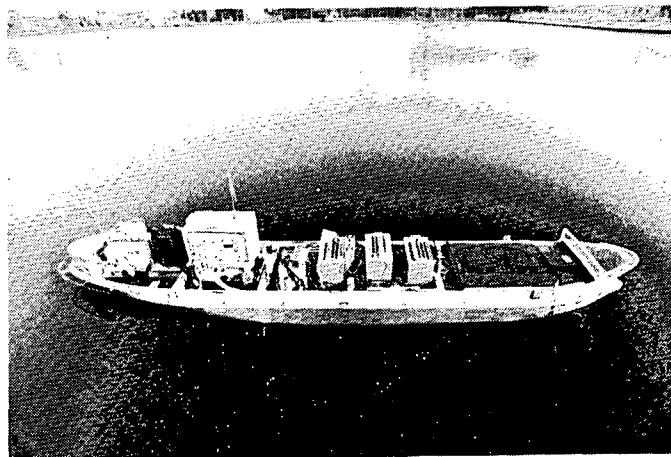


写真 3.2.3 The Model equipped with Measuring Apparatus

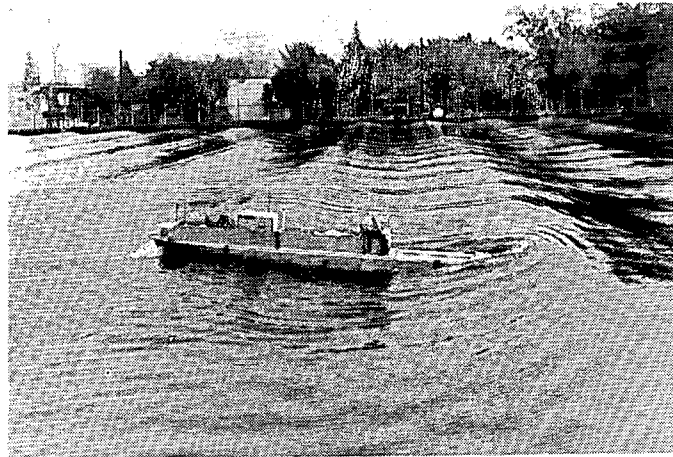


写真3.2.4 The Model going in Head Waves,
Wave Length/Ship Length=1.00, Wave Height=22.5cm,
 $V_f=4.6V$, $V_a=4.8V$

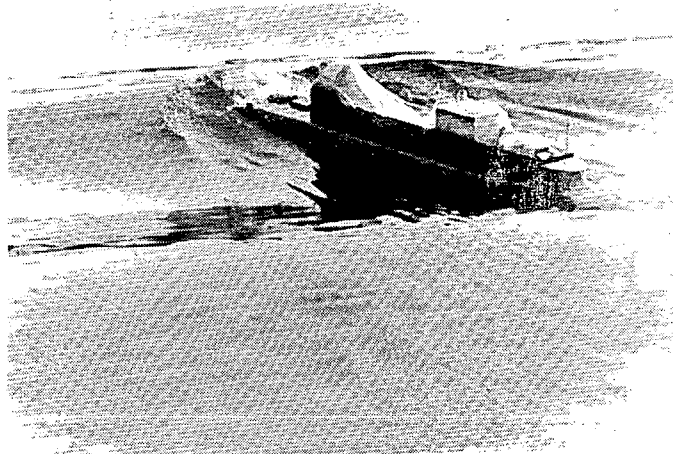


写真3.2.5 The Model going in Quarter Head Waves,
Wave Length/Ship Length=1.25, Wave Height=3.0cm,
 $V_f=4.8V$, $V_a=3.8V$



写真3.2.6 The Model going in Beam Waves,
Wave Length/Ship Length=1.25, Wave Height=3.0cm,
 $V_f=4.8V$, $V_f=3.8V$

3.2.3 実験結果

実験の計測データは、模型船上の電磁オシログラフ上と陸上の高速データ集録装置上に記録された。とくに、圧力計測データは全部後者によつたが、電子計算機による処理プログラムを現在開発中であるため、その全貌をここに示すことは出来ない。こゝでは、データ解析の概要を説明するのに必要な実験結果を示すに止つている。

上述の高速データ集録装置は30チャンネルであるが、そのうち8チャンネルの入力信号はペン書き記録装置に選択モニターされた。その一例は、Fig 3.2.10に示す通りで、これから圧力計測の概要を知ることができる。

データの解析の方法としては、かりふおるにあ丸の模型試験のときにとられたと同じ方法を踏襲した。すなわち、実験はプロペラ軸の回転数をほぼ一定に保つように行なわれたため、船の速度が波の種類や向い角により同一図面上でも異なることに注意すべきである。また、即物的な実験であることを念頭に置いて解析を行なつたため、たとえば運動についていえば縦軸の表示に無次元値を使わず実際の角度で示すなど、なるべく実船の状況を想定し易いようにした。たゞ、波と船との出会角に関しては、かりふおるにあ丸の場合にはコース角で代用したため漂流した分だけ出会角と異なつていたが、今回は自動操舵を加えたため、出会角そのもので表示することができた。

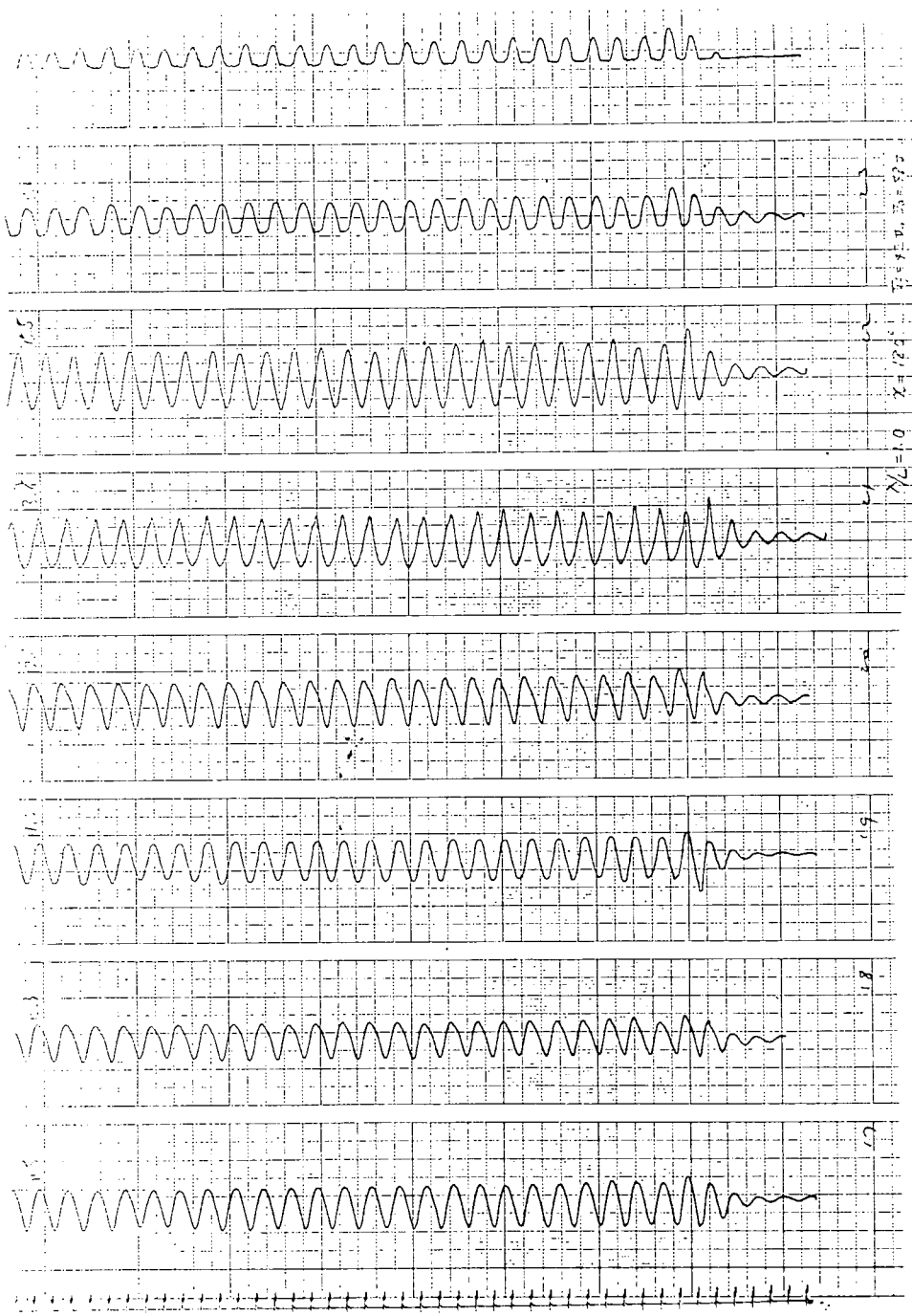
Fig 3.2.11は、波浪中での速度低下を示したものである。この図は、波高を船の長さの $\frac{1}{20}$ に保ちながら波長をいろいろに変えた場合、その中をプロペラ回転数一定で走っている船が出会角によりどのように速度が低下するかその様子を示している。

Fig 3.2.12とFig 3.2.13は、上述の波浪中を上述の速度で走っているときの縦揺角と横揺角とを示したものである。

Fig 3.2.14とFig 3.2.15は、 $S.S 8 \frac{1}{2}$ における圧力分布を2つの波について示したものである。こゝで示された圧力分布は、各点における静水圧にその点における変動水圧の半振巾を加えたものである。なお、一部空中に出る点の圧力については、変動水圧の全ふれ巾がとられている。圧力分布はこのようである瞬間における同時圧力分布を示したのではなく、変動水圧の半振巾の分布を示したものとみなすとよい。

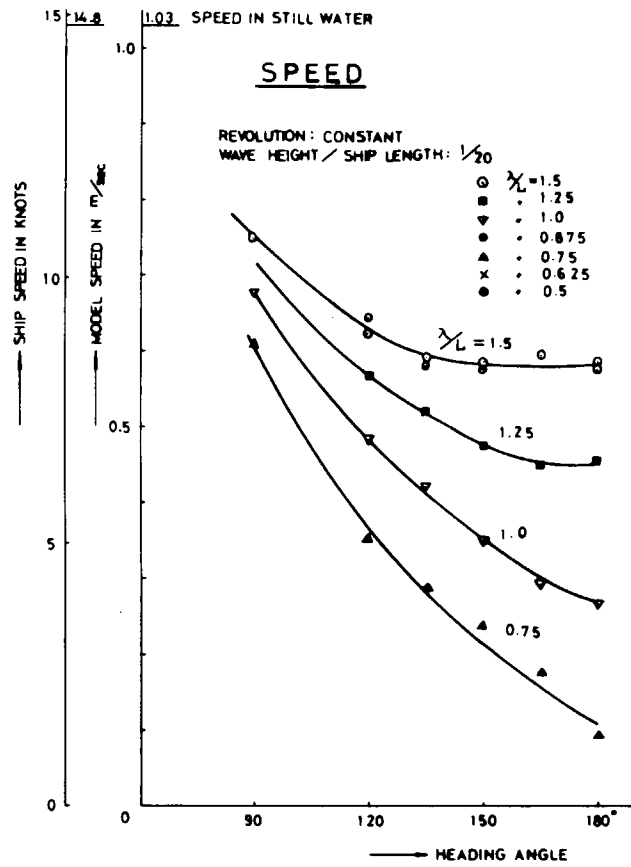
Fig 3.2.18は $S.S 8 \frac{1}{2}$ の水線下約2.3 mにおける変動水圧の船の長さ方向の分布を示したものである。

Fig 3.2.19は、笠木山丸の横揺減衰係数を求めるため、長水槽で模型試験を行つた結果を示したものである。このときの船の状態は、角水槽における試験状態と同一にとられた。

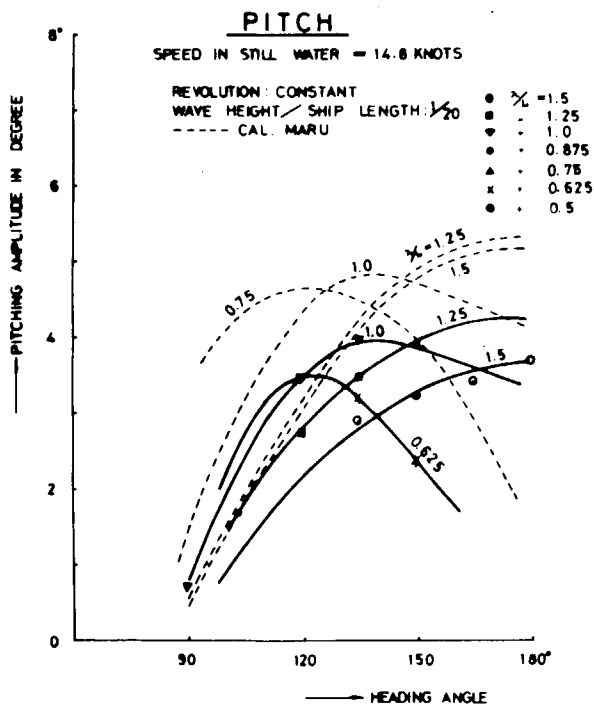


$\lambda = 120$
 $\lambda / L = 1.0$
 $\lambda = 120$
 $\lambda = 120$
 $\lambda = 120$
 $\lambda = 120$
 $\lambda = 120$
 $\lambda = 120$

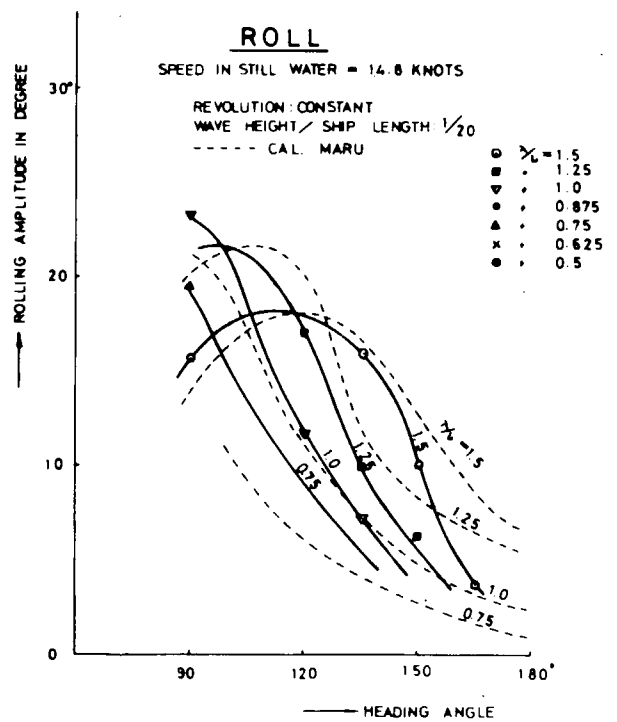
3.2.10



☒ 3. 2. 1 1



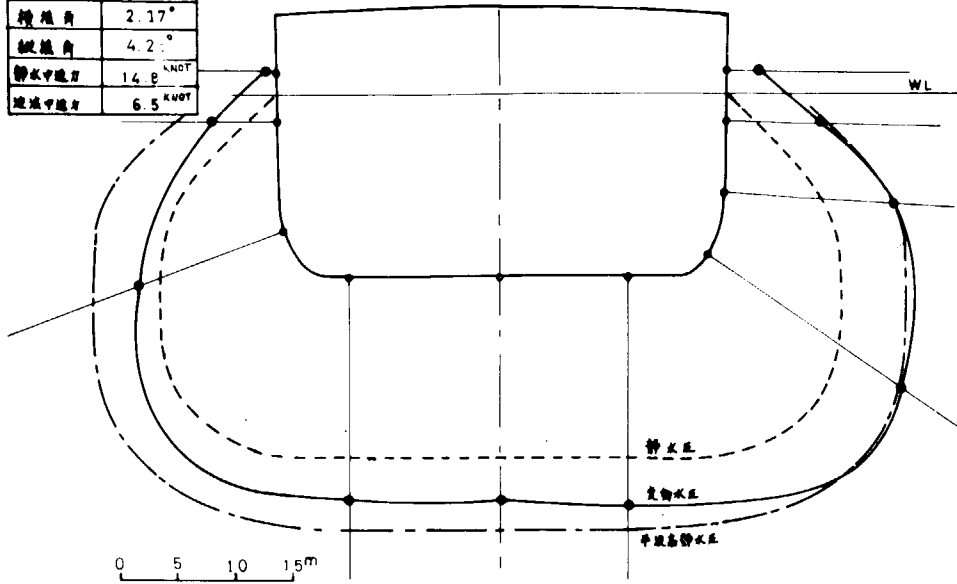
☒ 3. 2. 1 2



☒ 3. 2. 1 3

船/入	12.35 ^m / 308.75 ^m
入/L	1.25
α	165°
横推角	2.17°
纵推角	4.2°
静水中速力	14.9 ^{KNOT}
波浪中速力	6.5 ^{KNOT}

笠木山丸
SS 8 1/2

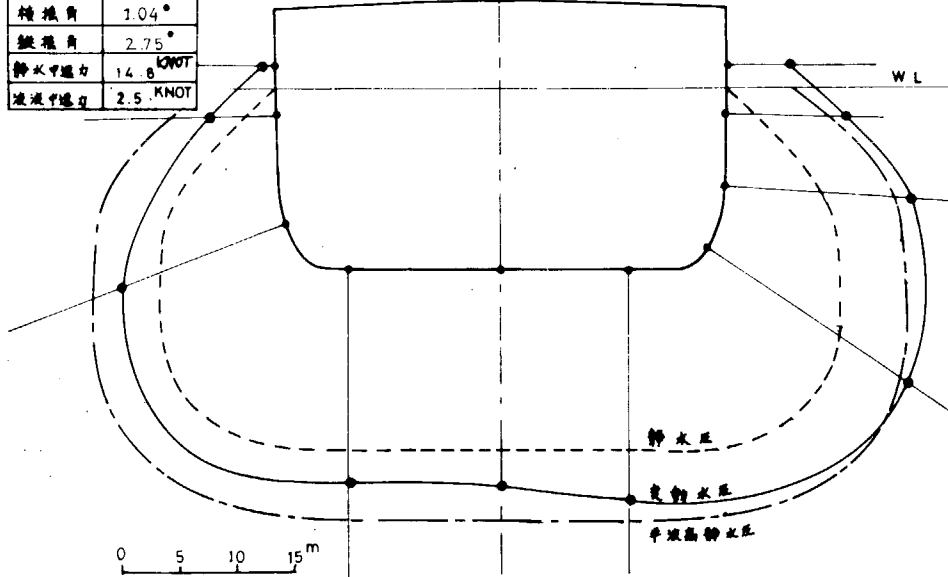


变动水压

图 3.2.14

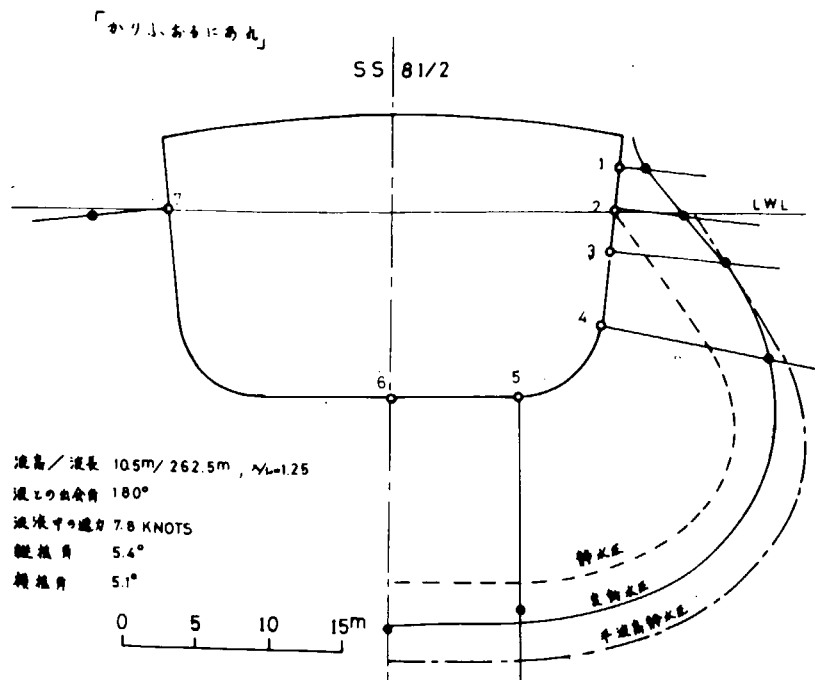
船/入	12.35 ^m / 180.25 ^m
入/L	0.75
α	165°
横推角	1.04°
纵推角	2.75°
静水中速力	14.8 ^{KNOT}
波浪中速力	2.5 ^{KNOT}

笠木山丸
SS 8 1/2

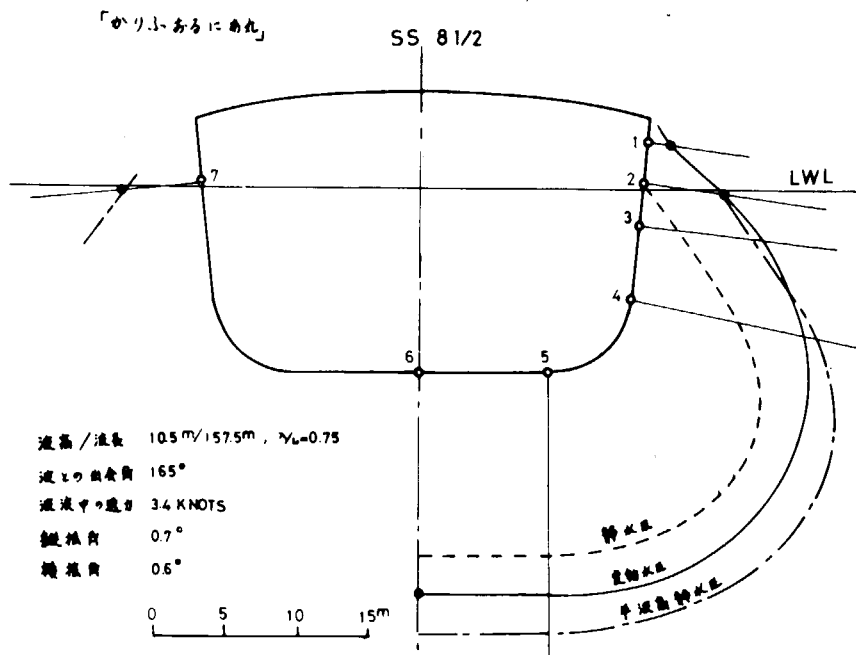


变动水压

图 3.2.15

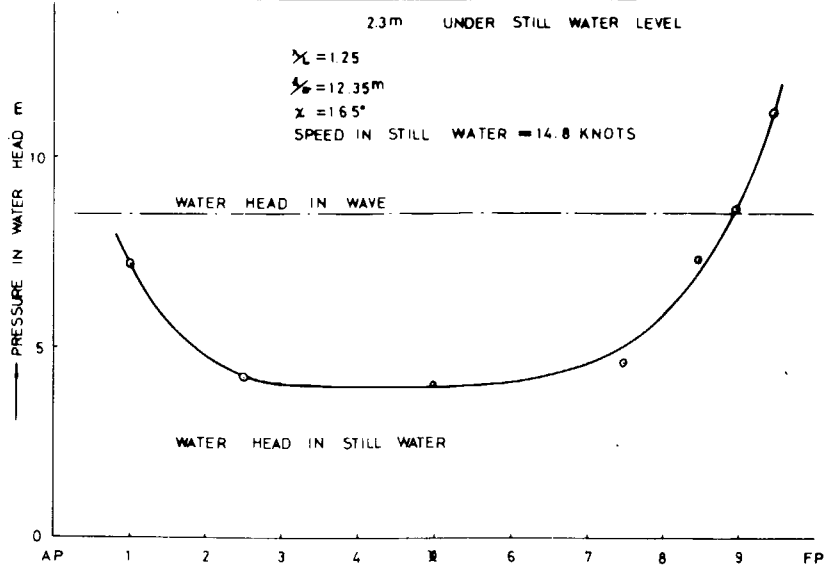


☒ 3. 2. 1 6



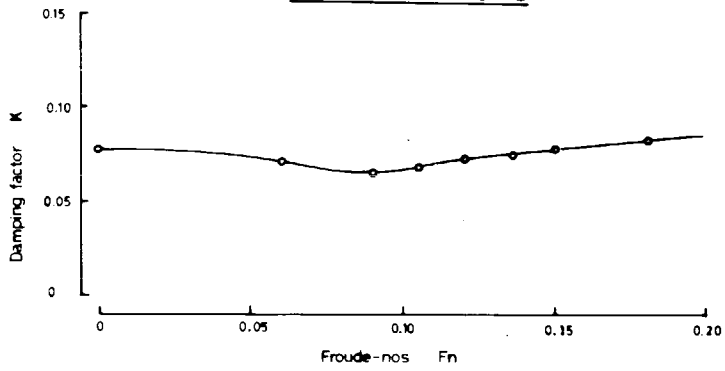
☒ 3. 2. 1 7

PRESSURE DISTRIBUTION



☒ 3. 2. 1 8

ROLL DAMPING



☒ 3. 2. 1 9

3.2.4 実験結果に対する考察

実験データの解析は、まだ終わっていないので最終的な結論を出すわけには行かないが、いままでの解析結果に対して若干の考察を加えてみることにする。

(1) 速度低下

波浪中の速度低下は、Fig 3.2.1.1 にも見られるように非常に大きい。大型鉱石専用船は水線面積が大きいので漂流力が大きく、したがって速度低下が普通の貨物船などと比べて大きいものと考えられる。速度低下に密接な関係があるのは船体の縦運動と考えられるが、縦運動の大きくなる $\lambda/L = 1.25$ の場合よりも $\lambda/L = 0.75$ の場合の方が遙かに速度低下が大きいのは、 $\lambda/L = 0.75$ 附近に縦運動の同調点があり、速度低下が縦運動の振巾よりもむしろ位相差の影響を大きく受けているためと考えられる。

(2) 船体運動

船体運動の6成分のうち、代表的な縦揺と横揺とを Fig 3.2.1.2 と Fig 3.2.1.3 に示した。大型専用船の縦運動の固有周期は比較的短く、その上実際の運航状態では速度低下が大きく波浪中で速度が大きくなることのないので、 λ/L が大きい。すなわち強制力が大きくなる範囲で同調を起すことがない。Fig 3.2.1.2 で λ/L および出合角の変化に伴って大きく変っているのは強制力の影響で、同調とは殆んど無関係である。同図中には、かりふおるにあ丸の縦揺が点線で書き入れてある。出合角のとり方が前述のように多少相違があり正確な比較とはならないが、笠木山丸の縦揺がかりふおるにあ丸と非常に類似していることがわかる。たゞ全体的に笠木山丸の縦揺角がかりふおるにあ丸より小さくなっている。

大型鉱石専用船の横揺固有周期は比較的短かく、コンテナ船のように追波中ではなく、横波から向波にかけて同調を起すことが多い。Fig 3.2.1.3 に示す横揺応答曲線の起伏は、すべて同調に由来するものである。しかし、横揺は非線型性が強く、とくに deck edge が水に浸るあたりから急激に横揺減衰が大きくなるものと考えられ、横揺角の最大値は 25° を越えない。同図中にも、かりふおるにあ丸の実験値が点線で書き入れてあるが、非常に類似していることがわかる。 $\lambda/L = 0.75$ の場合が多少相違しているのは、両船の横揺固有周期の相違に起因するものと考えられる。

(3) 変動水圧

S/S_0 の断面位置における圧力分布は Fig 3.2.1.4 および Fig 3.2.1.5 に示されている。同図中には静水位における静水圧の曲線と波による変動水位に相当した静水圧の曲線とが点線で書き入れてある。この図から、船側では変動水圧が、上述の波による変動水位に相当した静水圧にほぼ等しいことがわかる。これらの図は、ほぼ縦波に近い $\lambda/L = 1.25$ および 0.75 の場合についてのものであるが、同じ波でのかりふおるにあ丸の実験値でも Fig 3.2.1.6 および Fig 3.2.1.7 に示すように同様な結論が導き出せる。船がさらに斜波から横波を受けようになると横波の影響を受けようになるがその詳しくは今後の解析結果に待ちたい。船の長さ方向に上記変動水圧がどのように変るかを示したのが Fig 3.2.1.8 である。この図から、殆んど縦波に近い状態では船首のごく近くだけが波の水位に相当する静水圧を超えるがその他のところでは大体低く、とくに船体中央部はかなり低いものと考えてよいことがわかる。

横波になったときの変動水圧を予測するのに、現在のところ横揺角を正確に予測できないことが精度を上げ得ない大きな原因となつている。横揺角の予測の精度をあげる一助として、航走中の横揺減衰係数を長水槽で求めた結果が Fig 3.2.1.9 に示されている。この図から、笠木山丸が低速で割合横揺減衰が大きい船であることがわかる。

3.2.5 3m自航模型船による波浪変動圧の計測

東京大学船舶航海性能試験水槽に於いても笠木山丸Lpp 3.0 m木製模型船を用いて波浪中を自航している場合の波浪変動圧を計測したので、簡単に報告する。模型船の主要目は後述 4.2 自航模型による波浪衝撃圧の計測 の項と同一であるので表4.2.1を参照されたい。また計測項目も4.2と同一であるが波浪圧力の計測位置が幾分異なる。すなわちS.S 8 $\frac{1}{2}$ で $\theta = 0$ (キール), $\pm 20^\circ$, $\pm 40^\circ$, $\pm 70^\circ$, $\pm 90^\circ$ (水線面)とS.S 5で $\theta = \pm 20^\circ$, $\pm 70^\circ$, $\pm 90^\circ$ の計15点で変動圧を計測した。

船速はFn = 0.0, 0.1, 0.15の3通りとした。また波高は実船換算5 mで波高0.0303 mでほぼ一定である。なお、当水槽では水槽水面上を曳航台車が走っているため、台車を一定速度で走行させることにより、波との出会いにかかわらず、ほぼ所定の速度で模型を航走させることができる。

また波との出会い角 χ は $\chi = 180^\circ$, 157.5° , 135° , 90° , 45° , 0° の6通りとした。ただし本報告に載せたのはそのうち $\chi = 180^\circ$, 135° , 90° のFn = 0.1のものである。

まず、図3.2.20~3.2.21に航走中のロール角・ピッチ角を福田・藤井による計算値とともに示した。図に見られるように計算値と実験値の一致度はあまり良くない。とくに $\chi = 180^\circ$ でローリングが $\chi = 90^\circ$ でピッチングがかなり値を示しているし、 $\chi = 135^\circ$ のロール角が理論計算よりかなり大きく出ていて実験にかなり問題がありそうである。1, 2考えられる理由としては(1)造波板で起こした波の進行方向と直角の方向に波があつた。(2)とくに $\chi = 135^\circ$ については、完全自由の自航モデルであつたために、正確に $\chi = 135^\circ$ を向かせるのが困難であつた等が考えられる。(1)については後述される可搬三角波造波装置の設置のために当水槽の5.0 m造波板の一端が約1 mだけ切断されていたために明らかに直交波が起つていたので、十分にありうることを考えられる。

このように運動に問題があるので、とくに理論計算による変動圧と実験を比較するのは、あまり有用でないかもしれないが、一応比較を行なつてみた。

まず図3.2.22~3.2.27に実験によつて計測された波浪変動圧の振幅HAを波振幅hAで除して無次元化して示した。

向波($\chi = 180^\circ$)や斜波($\chi = 135^\circ$)中ではS.S 8 $\frac{1}{2}$ での変動圧力がS.S 5でのそれより明らかに大きくなつてゐる。これは、変動水圧のかんりの部分がピッチングやローリング、ヒービング等の運動によるものであることを暗示している。また、横波($\chi = 90^\circ$)での変動圧力がS.S 8 $\frac{1}{2}$ でもS.S 5でもそう変わらないのも、横波中でのローリングを考えればうなづけよう。

また一般には波長が長くなると無次元化した変動水圧はかなり小さくなり、波長の減少とともに変動水圧は大きくなりおおよそ $\sqrt{L/\lambda}$ が1あたりで最大になつたのち、逆に漸減していく。この傾向はとくにS.S 8 $\frac{1}{2}$ の圧力に顕著である。これらの計測された変動圧を福田・藤井による計算と比較したのが図3.2.28~3.2.33で、両断面における変動圧振幅のガース方向分布を比較した。

数少い計測データから結論めいたことを云々するのは、さしひかえるべきかもしれないが、一般に計測値は理論値にくらべ、水面に近い船側部で低い値を、船底部で高い値を与えているといえる。定量的な計測値と理論値の比較となると、上述したように運動振幅で理論値とかなり異なるという問題もあるので、正確な比較はできない。定性的な、 $\sqrt{L/\lambda}$ の値の相異なるによる変動圧力の大きさの順序については、計測値と理論値は割合いとよく一致しているようである。

今後の課題としてはまず実験をより完全なものにすることで、特に斜波中を自航する場合、模型船はかなりドリフトさせられるし、また追波中では船の進路を一定に保つのはかなり困難であるなど改良すべきところが多いように感ぜられた。

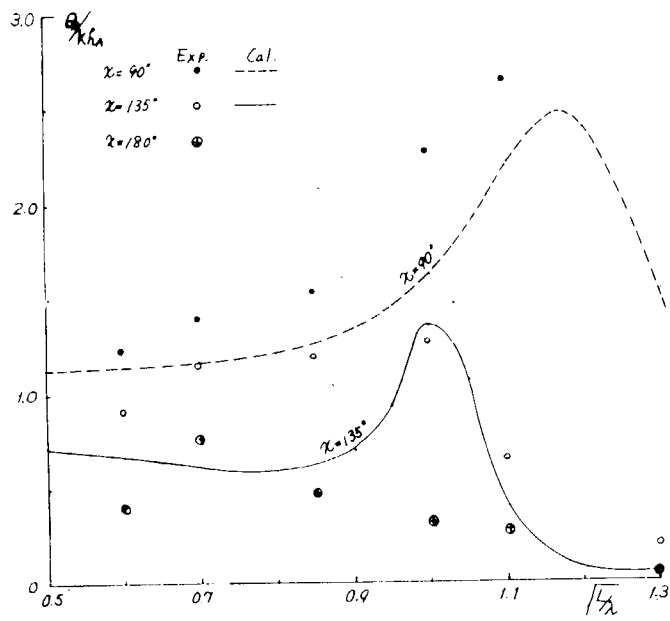


図 3.2.2 0 航走中ロール角 ($F_n = 0.1$)

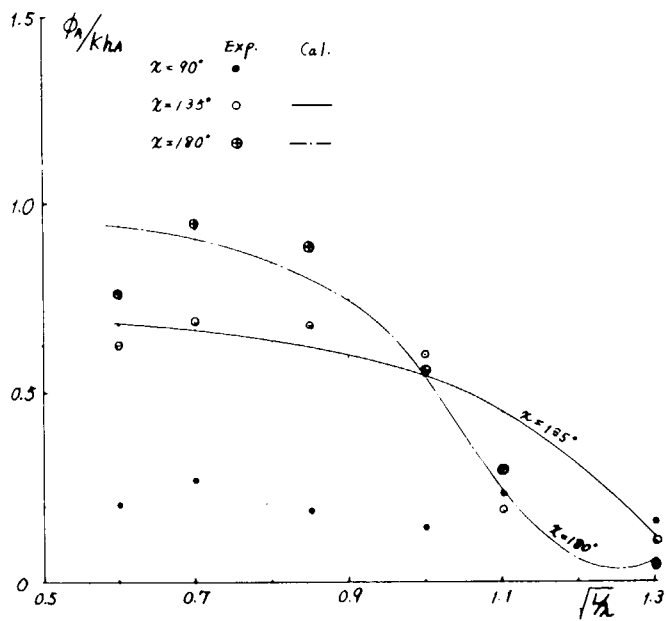


図 3.2.2 1 航走中ピッチ角 ($F_n = 0.1$)

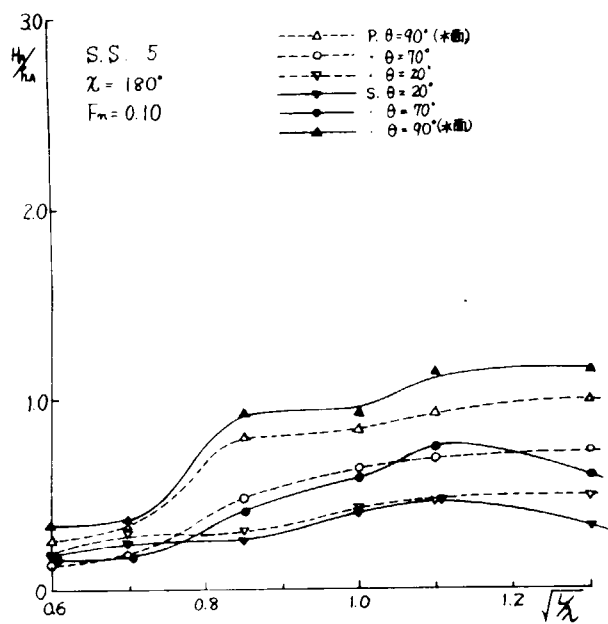


图 3.2.2.2

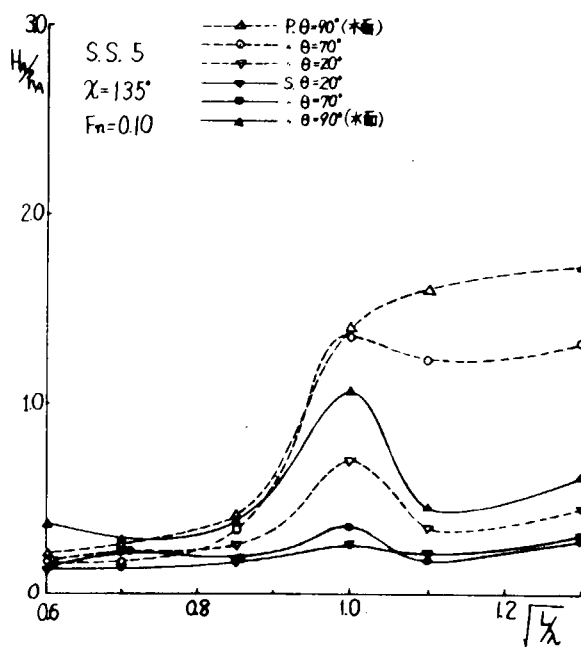


图 3.2.2.3

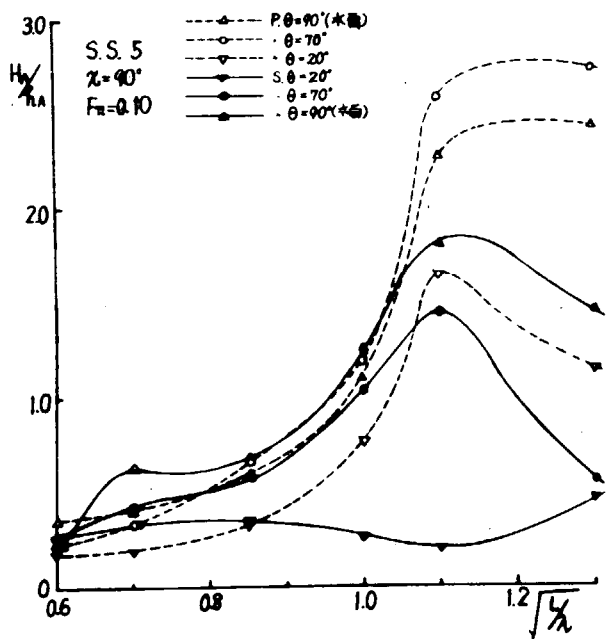


图 3.2.2.4

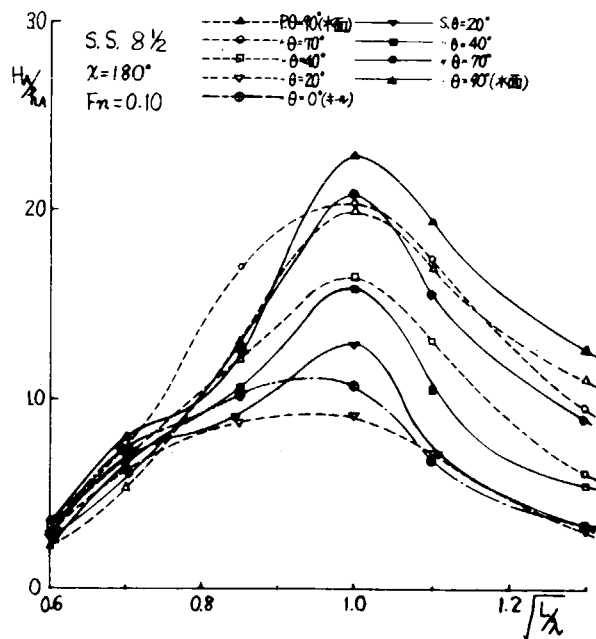


图 3.2.2.5

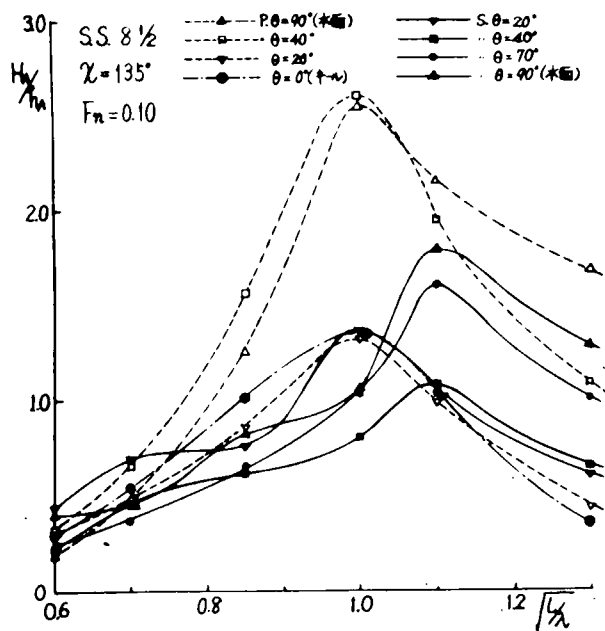


图 3.2.2.6

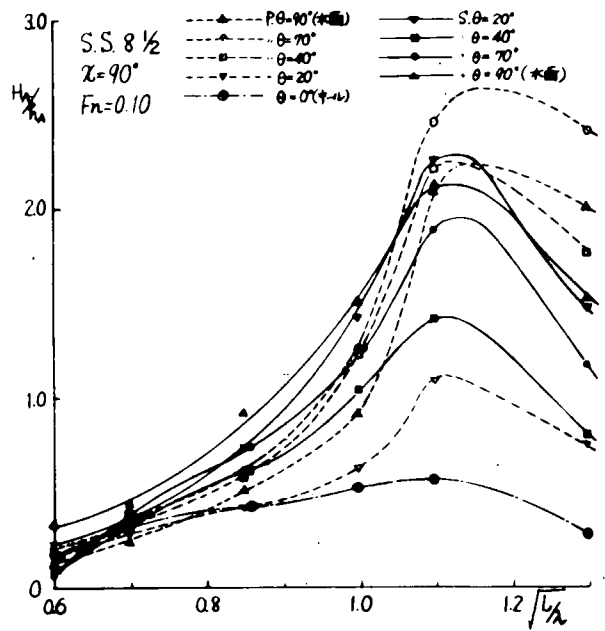


图 3.2.2.7

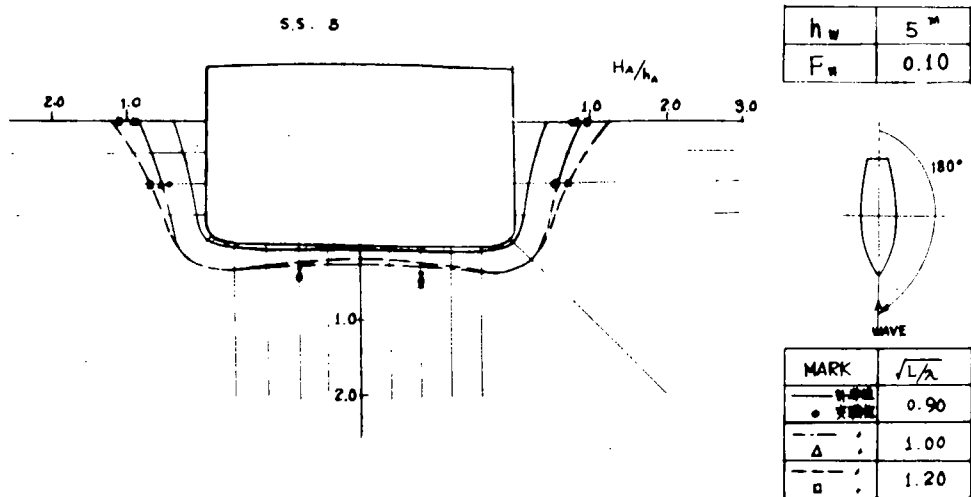
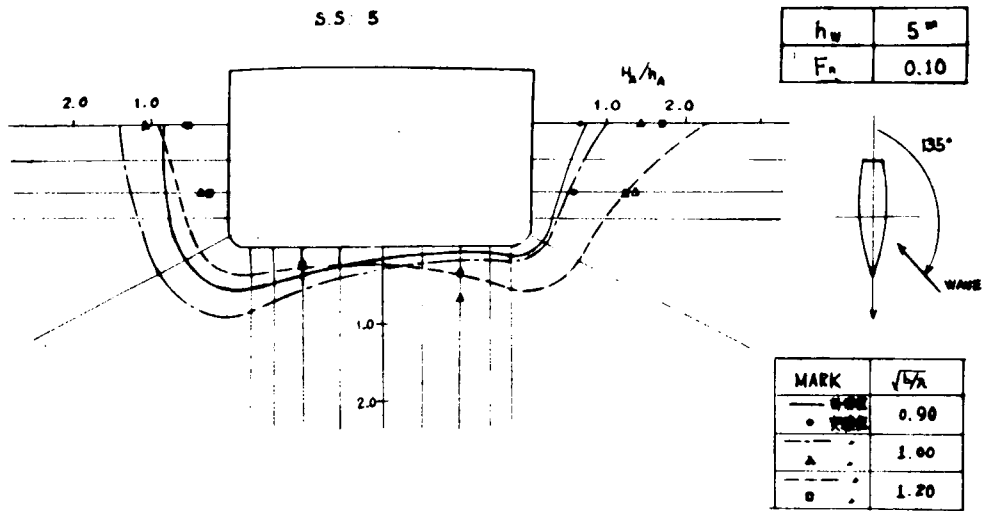
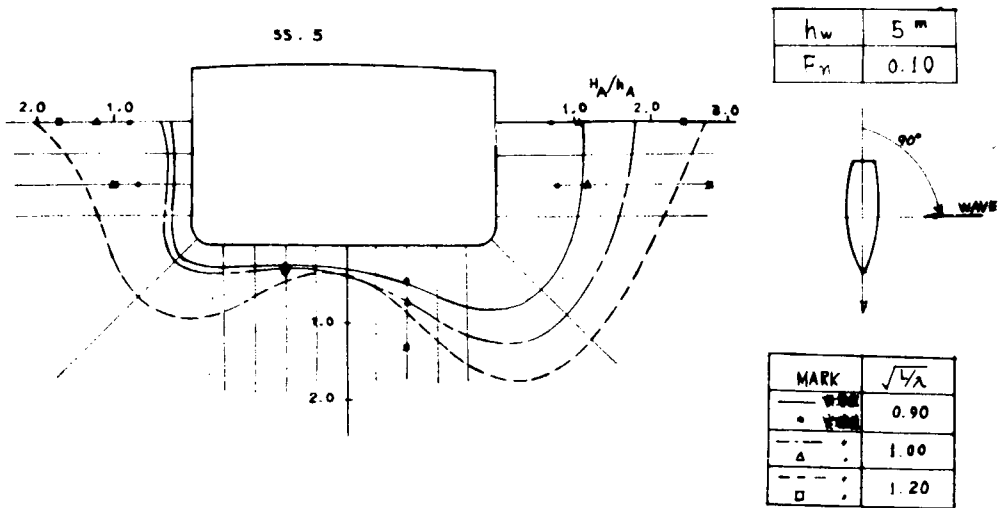


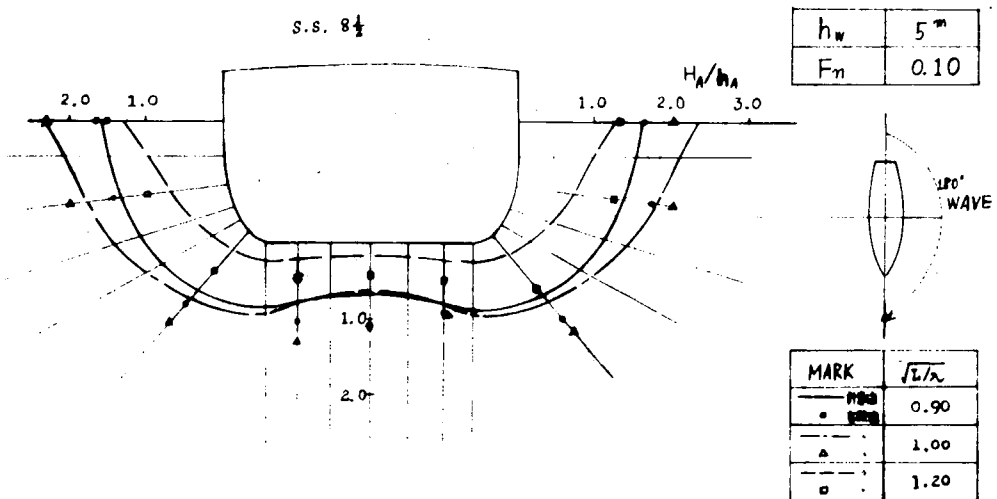
图 3.2.2.8



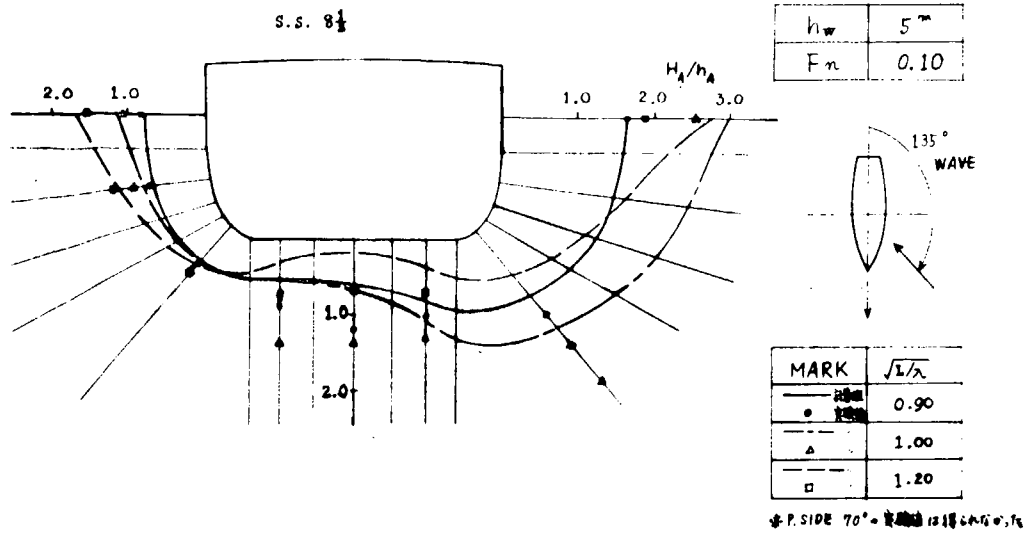
☒ 3.2.29



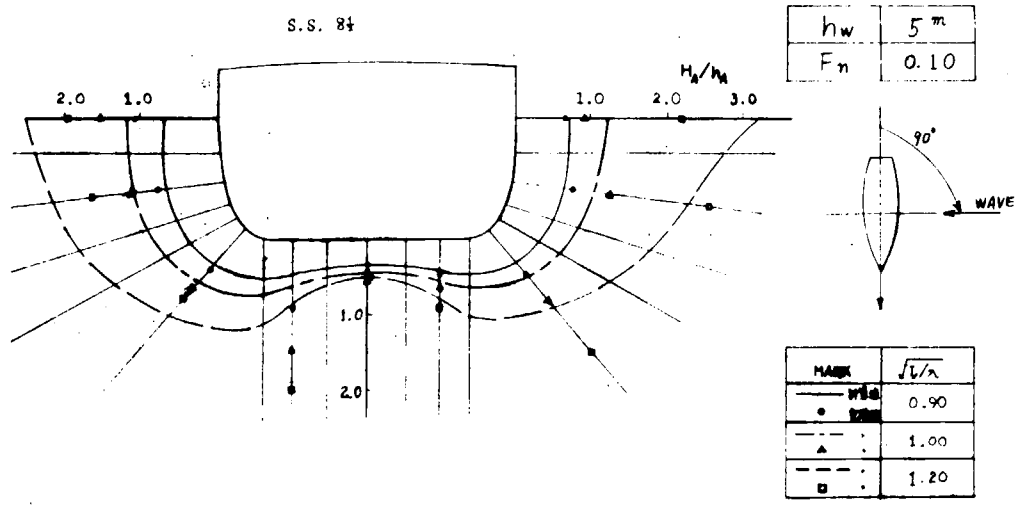
☒ 3.2.30



☒ 3.2.31



☒ 3.2.3 2



☒ 3.2.3 3

3.3 波浪変動圧の計算

3.3.1 計算方法

Fig. 1 に示すように、空間固定座標系 $O-X_1Y_1Z_1$ を定め、規則波は OX_1 の方向に進行するものとする。船の平均進行方向は OX_1 と χ の角度をなす OX 方向をとるものとし、新たに空間固定座標系 $O-XYZ$ を定める。船体固定座標系を $o-xyz$ とし、 o は水線面の船体中心線上 midship にとる。船の重心を G とし、 G の水線面上投影点を G_0 とする。船は一定速度を保ち、規則波中を上下揺、縦揺、左右揺、船首揺及び横揺をしながら、平均進行方向は OX 方向をとるものと仮定する。即ち、前後揺及び横漂流は無視する。

規則波の隆起（下向きを正とする）は、表面波については次式で表わされる。

$$\begin{aligned} h &= h_0 \cos(kX_1 - \omega t) \\ &\approx h_0 \cos(kx \cos \chi - ky \sin \chi - \omega_e t) \end{aligned} \quad (1)$$

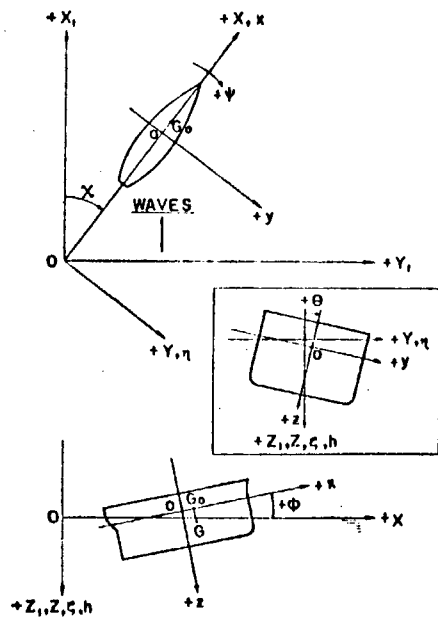


Fig. 1 Coordinates

(1) 船体運動

船が規則波の中を上下揺 (ζ)、縦揺 (ϕ)、左右揺 (γ)、船首揺 (ψ) 及び横揺 (θ) をしながら、一定速度 (V) を保つて進行している場合に、船長方向 x の位置の断面に働く流体力はモーメント理論より次のようになる。

a) 上下方向の力（下向きを正とする）

$$\frac{dF_z}{dx} = \frac{dF_{Nz1}}{dx} + \frac{dF_{Nz2}}{dx} + \frac{dF_{Nz3}}{dx} + \frac{dF_{Nz4}}{dx} + \frac{dF_{Wz1}}{dx} + \frac{dF_{Wz2}}{dx} + \frac{dF_{Wz3}}{dx} + \frac{dF_{Wz4}}{dx} \quad (7)$$

ただし、

$$\frac{dF_{Wz1}}{dx} = 2 \rho g y_w h_e$$

$$\frac{dF_{Wz2}}{dx} = \rho N_z v_{ze}$$

$$\frac{dF_{Wz3}}{dx} = \rho s_z v_{ze}$$

$$\frac{dF_{Wz4}}{dx} = -V \frac{d(\rho s_z)}{dx} v_{ze}$$

$$\frac{dF_{Nz1}}{dx} = -2 \rho g y_w \{\zeta - (x - x_G) \phi\}$$

$$\frac{dF_{Nz2}}{dx} = -\rho N_z \{\zeta - (x - x_G) \phi + V \phi\}$$

$$\frac{dF_{Nz3}}{dx} = -\rho s_z \{\zeta - (x - x_G) \phi + 2V \phi\}$$

$$\frac{dF_{Nz4}}{dx} = V \frac{d(\rho s_z)}{dx} \{\zeta - (x - x_G) \phi + V \phi\}$$

ρ : density of sea water, g : acceleration of gravity

ただし

h_0 : wave amplitude

$k = \omega^2/g = 2\pi/\lambda$

λ : wave length, g : acceleration of gravity

ω : wave circular frequency

$\omega_e = \omega - kV \cos \chi$: circular frequency of wave encounter

また、規則波の深度 Z 、近似的には z における副波の式は近似的に次のように表わされる。

$$h(z) = h_0 e^{-kz} \cos(kx \cos \chi - ky \sin \chi - \omega_e t) \quad (2)$$

そして、副波の Z 方向（近似的には z 方向）の orbital velocity と orbital acceleration はそれぞれ近似的に次のように表わされる。

$$v_z = \omega h_0 e^{-kz} \sin(kx \cos \chi - ky \sin \chi - \omega_e t) \quad (3)$$

$$\dot{v}_z = -\omega^2 h_0 e^{-kz} \cos(kx \cos \chi - ky \sin \chi - \omega_e t) \quad (4)$$

また、副波の Y 方向（近似的には y 方向）の orbital velocity と orbital acceleration はそれぞれ近似的に次のように表わされる。

$$v_y = \omega h_0 \sin \chi e^{-kz} \cos(kx \cos \chi - ky \sin \chi - \omega_e t) \quad (5)$$

$$\dot{v}_y = \omega^2 h_0 \sin \chi e^{-kz} \sin(kx \cos \chi - ky \sin \chi - \omega_e t) \quad (6)$$

y_w : half breadth of water plane
 x_G : x-coordinate of the center of gravity
 ρN_x : sectional damping coefficient for vertical motion
 ρs_x : sectional added mass for vertical motion
 $h_e \doteq C_1 C_2 h = C_1 C_2 h_0 \cos(kx \cos \chi - \omega_e t)$
 $v_{xe} \doteq \omega h_0 C_1 C_2 \sin(kx \cos \chi - \omega_e t)$
 $\dot{v}_{xe} \doteq -\omega^2 h_0 C_1 C_2 \cos(kx \cos \chi - \omega_e t)$
 $C_1 = \sin(k y_w \sin \chi) / k y_w \sin \chi$
 $C_2 = e^{-k d m}$, $d_m = (\text{sectional area}) / 2 y_w$

b) 上下方向の力による重心の周りのモーメント (\vec{x} 方向を正とする)

$$\frac{dM_{xx}}{dx} = -\frac{dF_x}{dx} (x - x_G) \quad (8)$$

c) 左右方向の力 (右舷方向の力を正とする)

$$\frac{dF_y}{dx} = \frac{dF_{By1}}{dx} + \frac{dF_{By2}}{dx} + \frac{dF_{By3}}{dx} + \frac{dF_{By4}}{dx} + \frac{dF_{Wy1}}{dx} + \frac{dF_{Wy2}}{dx} + \frac{dF_{Wy3}}{dx} + \frac{dF_{Wy4}}{dx} \quad (9)$$

ただし,

$$\begin{aligned} \frac{dF_{By1}}{dx} &= 0 \\ \frac{dF_{By2}}{dx} &= -\rho N_y \{ \dot{\eta} + (x - x_G) \dot{\psi} - V\psi + (z_G - l_w) \dot{\theta} \} \\ \frac{dF_{By3}}{dx} &= -\rho s_y \{ \ddot{\eta} + (x - x_G) \ddot{\psi} - 2V\dot{\psi} + (z_G - l_y) \ddot{\theta} \} \\ \frac{dF_{By4}}{dx} &= V \frac{d(\rho s_y)}{dx} \{ \dot{\eta} + (x - x_G) \dot{\psi} - V\psi + (z_G - l_y) \dot{\theta} \} - V \rho s_y \frac{dl_y}{dx} \dot{\theta} \\ \frac{dF_{Wy1}}{dx} &= 2 \rho g h_0 \int_0^d e^{-kz} \sin(k y_s \sin \chi) dz_s \cdot \sin(kx \cos \chi - \omega_e t) \\ \frac{dF_{Wy2}}{dx} &= \rho N_y v_{ye} \\ \frac{dF_{Wy3}}{dx} &= \rho s_y \dot{v}_{ye} \\ \frac{dF_{Wy4}}{dx} &= -V \frac{d(\rho s_y)}{dx} v_{ye} \end{aligned}$$

ρN_y : sectional damping coefficient for horizontal motion

ρs_y : sectional added mass for horizontal motion

l_w : lever of damping force due to rolling motion with respect to o

l_y : lever of added mass inertia force due to rolling motion with respect to o

d : draught of the section

y_s : y-coordinate of the section contour

z_s : z-coordinate of the section contour

$v_{ye} \doteq \omega h_0 \sin \chi \cdot e^{-k d / 2} \cos(kx \cos \chi - \omega_e t)$

$\dot{v}_{ye} \doteq \omega^2 h_0 \sin \chi e^{-k d / 2} \sin(kx \cos \chi - \omega_e t)$

d) 左右方向の力による重心の周りのモーメント (\vec{x}_y 方向を正とする)

$$\frac{dM_{xy}}{dx} = \frac{dF_y}{dx} (x - x_G) \quad (10)$$

e) 重心の周りの横揺モーメント (\vec{y}_x 方向を正とする)

$$\frac{dM_{yz}}{dx} = \frac{dM_{No1}}{dx} + \frac{dM_{No2}}{dx} + \frac{dM_{No3}}{dx} + \frac{dM_{No4}}{dx} + \frac{dM_{Wo1}}{dx} + \frac{dM_{Wo2}}{dx} + \frac{dM_{Wo3}}{dx} + \frac{dM_{Wo4}}{dx} \quad (11)$$

ただし,

$$\frac{dM_{No1}}{dx} = -w(z_G' - z_G) \theta - \rho g s' m_i' \theta$$

w : sectional weight of the ship

z_G : z-coordinate of the centre of gravity of ship

z_G' : z-coordinate of the centre of gravity of w

s' : sectional area, m' : sectional metacentric radius

$$\frac{dM_{\eta\theta 2}}{dx} = -\rho N_y(z_G - l_w) \{ \ddot{\eta} + (x - x_G)\dot{\psi} - V\psi + z_G\dot{\theta} \} + \rho N_y l_w (z_G - l_w)\dot{\theta}$$

$$\frac{dM_{\eta\theta 3}}{dx} = -\rho s_y(z_G - l_\eta) \{ \ddot{\eta} + (x - x_G)\dot{\psi} - 2V\psi + z_G\dot{\theta} \} + \rho s_y l_\eta (z_G - l_\eta)\dot{\theta}$$

$$\frac{dM_{\eta\theta 4}}{dx} = V \frac{d\{\rho s_y(z_G - l_\eta)\}}{dx} \{ \ddot{\eta} + (x - x_G)\dot{\psi} - V\psi + z_G\dot{\theta} \} - V \frac{d\{\rho s_y l_\eta(z_G - l_\eta)\}}{dx} \dot{\theta}$$

$$\frac{dM_{\eta\theta 1}}{dx} = \frac{dF_{W\eta 1}}{dx} (z_G - l_1)$$

$$\frac{dM_{\eta\theta 2}}{dx} = \frac{dF_{W\eta 2}}{dx} (z_G - l_w)$$

$$\frac{dM_{\eta\theta 3}}{dx} = \frac{dF_{W\eta 3}}{dx} (z_G - l_\eta)$$

$$\frac{dM_{\eta\theta 4}}{dx} = -V \frac{d\{\rho s_y(z_G - l_\eta)\}}{dx} - v_{ye}$$

$I_\theta = \rho i / \rho s_y l_\eta$, ρi : added mass moment of inertia

$$I_\theta = \frac{\int_0^d e^{-kz} \sin(ky_s \sin \chi) z_s dz_s - \int_0^{v_w} e^{-kz} \sin(ky_s \sin \chi) y_s dy_s}{\int_0^d e^{-kz} \sin(ky_s \sin \chi) dz_s}$$

そこで、

$$\left. \begin{aligned} \frac{W}{g} \ddot{\zeta} &= \int_L \frac{dF_z}{dx} dx \\ \frac{I_\phi}{g} \ddot{\phi} &= \int_L \frac{dM_{zx}}{dx} dx \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{W}{g} \ddot{\eta} &= \int_L \frac{dF_y}{dx} dx \\ \frac{I_\phi}{g} \ddot{\psi} &= \int_L \frac{dM_{xy}}{dx} dx \\ \frac{I_\theta}{g} \ddot{\theta} &= \int_L \frac{dM_{yz}}{dx} dx \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

とおく。

ただし、右辺の積分範囲は船の後端より前端までで、また

W/g : mass of the ship

I_ϕ/g : moment of inertia of the ship for pitching motion

I_ϕ/g : moment of inertia of the ship for yawing motion

I_θ/g : moment of inertia of the ship for rolling motion

(12)及び(13)は、それぞれ上下揺と縦揺の連成運動方程式並びに左右揺、船首揺及び横揺の連成運動方程式を与える。

(12)及び(13)にて、規則波より働らく力の項を右辺に残し、その他の力の項をすべて左辺に移すと、(12)及び(13)はそれぞれ次のような形に書くことができる。

$$\left. \begin{aligned} A_{11}\zeta + A_{12}\dot{\zeta} + A_{13}\zeta + A_{14}\dot{\phi} + A_{15}\phi + A_{16}\dot{\phi} &= F_\zeta \\ A_{21}\zeta + A_{22}\dot{\zeta} + A_{23}\zeta + A_{24}\dot{\phi} + A_{25}\phi + A_{26}\dot{\phi} &= M_\phi \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\ddot{\eta} + a_{12}\dot{\eta} + a_{13}\eta + a_{14}\dot{\psi} + a_{15}\psi + a_{16}\dot{\psi} + a_{17}\dot{\theta} + a_{18}\dot{\theta} + a_{19}\dot{\theta} &= F_\eta \\ a_{21}\ddot{\eta} + a_{22}\dot{\eta} + a_{23}\eta + a_{24}\dot{\psi} + a_{25}\psi + a_{26}\dot{\psi} + a_{27}\dot{\theta} + a_{28}\dot{\theta} + a_{29}\dot{\theta} &= M_\psi \\ a_{31}\ddot{\eta} + a_{32}\dot{\eta} + a_{33}\eta + a_{34}\dot{\psi} + a_{35}\psi + a_{36}\dot{\psi} + a_{37}\dot{\theta} + a_{38}\dot{\theta} + a_{39}\dot{\theta} &= M_\theta \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

(14)が福田¹⁾が誘導した上下揺と縦揺の連成運動方程式に相当し、(15)が田才²⁾が誘導した左右揺、船首揺及び横揺の連成運動方程式に相当する。(14)の左辺の諸係数 $A_{11}, A_{12}, \dots; A_{21}, A_{22}, \dots$ 及び右辺の強制力に関する項 F_ζ, M_ϕ は、田才²⁾の方法によつて計算された断面の付加質量と減衰係数を用いて計算することができる。また、(15)の左辺の諸係数 $a_{11}, a_{12}, \dots; a_{21}, a_{22}, \dots; a_{31}, a_{32}, \dots$ 及び右辺の強制力に関する項 F_η, M_ψ, M_θ は、田才²⁾

あるいは田村¹⁷⁾の方法によつて計算された断面の付加質量、減衰係数等を用いて計算することができる。(附録参照) ただし、(15)の第3式中の横揺減衰係数 a_{38} については、上に述べた方法で求められた線形造波減衰抵抗係数を用いるのは適当でない。横揺減衰抵抗には線形造波抵抗だけでなく非線形粘性抵抗をも考慮しなければならない。そこで、ビルジキールの効果をも含めた非線形減衰抵抗を考慮した横揺減衰係数を渡辺・井上¹⁸⁾の N 係数を利用して推定することにし、さらに、この非線形減衰係数をこれと等価な線形減衰係数でおきかえて、(15)の運動方程式を形式的には線形微分方程式として解く方法をとる。

しかし、渡辺・井上の N 係数を利用した横揺減衰係数推定法では船速が零の場合の横揺減衰係数しか求められない。そこで、三菱重工業長崎研究所船型試験場における模型実験結果に基づいて、単に実用的見地から a_{38} は次のような3成分より成るものと仮定する。

$$a_{38} = a_{38w} + a_{38v} + a_{38u} \quad (16)$$

a_{38w} : 従来の Potential theory で計算される造波減衰に相当する係数

a_{38v} : 半ば実験的に得られる N 係数のうち粘性減衰に相当する係数

a_{38u} : 船速の影響を表わす係数

造波減衰と粘性減衰の割合がどの程度か明確でないが、これまでの実験結果と計算結果の比較検討結果からみて同じ割合の修正係数 (1/2) を乗ずることにする。また従来から横揺減衰に用いられている N 係数は本来横揺同調時を対象としたものであるので、これに周波数影響を取入れる必要がある。ビルジキールによる減衰モーメントの増加分はほとんど粘性によるものと考えて、ビルジキールによる N 係数の増加分はそのまま加算する。航走時には一般に横揺に対する減衰が増加するが、その原因および増加量については定量的に明確でないので、単に横揺によつて船体周囲の流れの方向が変えられることによつて増加するものとし、これによつて生じるモーメントをとることにする。したがつて a_{38} の各項を次のように表わす。

$$a_{38w} = (1/2) \int \rho N_y (z_G - l_w)^2 dx$$

$$a_{38v} = (2/\pi) \omega_e a_{37} (N_{10^\circ}/2 + N_{BK}) \theta_0$$

$$a_{38u} = (V/L) (d_0/2)^2 \int \rho s_y dx$$

以上のようにして、 a_{38} として非線形減衰係数と等価な線形減衰係数におきかえたものを採用すれば a_{38} は横揺角振幅の関数となるので、(15)の連成運動方程式は逐次近似的に繰返し計算によつて解かれなければならない。一方、(14)の連成運動方程式は通常の線形連立微分方程式として解けばよい。このようにして(14)及び(15)を解けば、次の形の解を得る。

$$\left. \begin{aligned} \zeta &= \zeta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta) \\ \phi &= \phi_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\phi) \\ \eta &= \eta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\eta) \\ \psi &= \psi_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\psi) \\ \theta &= \theta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

(2) 船体と波面の相対運動

船体の存在にかかわらず規則波の波面が乱されないものと仮定すれば、上下揺、

縦揺及び横揺を考慮して左右揺及び船首揺を無視すると、船体と波面の上下方向相対変位は次のようになる。

a) 船体中心線にて

$$\begin{aligned} Z_r(y=0) &= \zeta - (x-x_G)\phi - h(y=0, z=0) \\ &= Z_{r0} \cos(\omega_e t - \epsilon_{zr}) \end{aligned}$$

b) weather sideにて

$$\begin{aligned} Z_r(y=y_w) &= \zeta - (x-x_G)\phi + y_w\theta - h(y=y_w, z=0) \\ &= Z_{r0} \cos(\omega_e t - \epsilon_{zr}) \end{aligned}$$

c) leeward sideにて

$$\begin{aligned} Z_r(y=-y_w) &= \zeta - (x-x_G)\phi - y_w\theta - h(y=-y_w, z=0) \\ &= Z_{r0} \cos(\omega_e t - \epsilon_{zr}) \end{aligned}$$

ただし、 $0 < \chi < 180^\circ$ (規則波が右舷より船体に向っている場合)

(8) 船体表面に働らく変動水圧

(17)のような上下揺、縦揺、左右揺、船首揺及び横揺の解が得られれば、これらの解を利用して田才²⁾の方法により船体横断面の表面に働らく変動水圧を計算することができる。

即ち、船長方向 x の位置の船体横断面について考えると

断面の上下方向の運動については

$$\begin{aligned} Z_r &= \zeta - (x-x_G)\phi - h \\ \dot{Z}_r &= \dot{\zeta} - (x-x_G)\dot{\phi} + V\phi - v_z \\ \ddot{Z}_r &= \ddot{\zeta} - (x-x_G)\ddot{\phi} + 2V\dot{\phi} - v_{z'} \end{aligned}$$

断面の o に関する左右方向の運動については

$$\begin{aligned} Y_r &= \eta + (x-x_G)\psi + z_G\theta \\ \dot{Y}_r &= \dot{\eta} + (x-x_G)\dot{\psi} - V\psi + z_G\dot{\theta} - v_y \\ \ddot{Y}_r &= \ddot{\eta} + (x-x_G)\ddot{\psi} - 2V\dot{\psi} + z_G\ddot{\theta} - \dot{v}_y \end{aligned}$$

断面の o に関する横揺運動については $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$

等によつて生じる変動圧力を計算すればよい。これらの運動によつて横断面上の点 $P(y_s, z_s)$ に生じる変動圧力は

$$\begin{aligned} P_1 &= \rho g Z_r & P_4 &= -(\rho g / \omega_e) \dot{Y}_r P_{dS}'' \\ P_2 &= -(\rho g / \omega_e) \dot{Z}_r P_{dH}'' & P_5 &= -(\rho g / \omega_e^2) \ddot{Y}_r P_{aS}'' \\ P_3 &= -(\rho g / \omega_e^2) \ddot{Z}_r P_{aH}'' & P_6 &= \rho g \theta y_s \\ & & P_7 &= -(\rho g / \omega_e) y_w \dot{\theta} P_{dR}'' \\ & & P_8 &= -(g / \omega_e^2) y_w \ddot{\theta} P_{aR}'' \end{aligned}$$

となる。そこで、これらの変動圧力を加え合わせたものを(19)の通りに書き改めると、(19)の各項は次のようになる。

即ち、変動水圧を

$$P = P_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_p) = P_c \cos \omega_e t + P_s \sin \omega_e t \quad (18)$$

の形で表わせば

$$P = P_V + P_H + P_R + P_W \quad (19)$$

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

のような4種類の圧力の和の形で求められる。

ここで

$$P_V = \rho g h_0 \{ \bar{P}_{VC} \cos \omega_e t + \bar{P}_{VS} \sin \omega_e t \} \quad (20)$$

$$P_H = \rho g h_0 \{ \bar{P}_{HC} \cos \omega_e t + \bar{P}_{HS} \sin \omega_e t \} \quad (21)$$

$$P_R = \rho g h_0 \{ \bar{P}_{RC} \cos \omega_e t + \bar{P}_{RS} \sin \omega_e t \} \quad (22)$$

$$P_W = \rho g h_0 \{ \bar{P}_{WC} \cos \omega_e t + \bar{P}_{WS} \sin \omega_e t \} \quad (23)$$

そして

$$\begin{aligned} \bar{P}_{VC} \\ \bar{P}_{VS} \end{aligned} &= \frac{\zeta_0}{h_0} \left[(1 + P''_{dH}) \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_c \\ \sin \epsilon_c \end{Bmatrix} - P''_{dH} \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_c \\ -\cos \epsilon_c \end{Bmatrix} \right] \\ &\quad - (x - x_G) \frac{\phi_0}{h_0} \left[(1 + P''_{dH}) \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\phi \\ \sin \epsilon_\phi \end{Bmatrix} - P''_{dH} \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\phi \\ -\cos \epsilon_\phi \end{Bmatrix} \right] \\ &\quad - (V/\omega_e) \frac{\phi_0}{h_0} \left[2P''_{dH} \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\phi \\ -\cos \epsilon_\phi \end{Bmatrix} + P''_{dH} \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\phi \\ \sin \epsilon_\phi \end{Bmatrix} \right] \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \bar{P}_{HC} \\ \bar{P}_{HS} \end{aligned} &= \frac{\eta_0}{h_0} \left[P''_{dS} \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\eta \\ \sin \epsilon_\eta \end{Bmatrix} - P''_{dS} \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\eta \\ -\cos \epsilon_\eta \end{Bmatrix} \right] \\ &\quad + (x - x_G) \frac{\psi_0}{h_0} \left[P''_{dS} \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\psi \\ \sin \epsilon_\psi \end{Bmatrix} - P''_{dS} \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\psi \\ -\cos \epsilon_\psi \end{Bmatrix} \right] \\ &\quad + (V/\omega_e) \frac{\psi_0}{h_0} \left[2P''_{dS} \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\psi \\ -\cos \epsilon_\psi \end{Bmatrix} + P''_{dS} \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\psi \\ \sin \epsilon_\psi \end{Bmatrix} \right] \\ &\quad + x_G \frac{\theta_0}{h_0} \left[P''_{dS} \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\theta \\ \sin \epsilon_\theta \end{Bmatrix} - P''_{dS} \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\theta \\ -\cos \epsilon_\theta \end{Bmatrix} \right] \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \bar{P}_{RC} \\ \bar{P}_{RS} \end{aligned} = y_s \frac{\theta_0}{h_0} \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\theta \\ \sin \epsilon_\theta \end{Bmatrix} + y_w \frac{\theta_0}{h_0} \left[P''_{dR} \begin{Bmatrix} \cos \epsilon_\theta \\ \sin \epsilon_\theta \end{Bmatrix} - P''_{dR} \begin{Bmatrix} \sin \epsilon_\theta \\ -\cos \epsilon_\theta \end{Bmatrix} \right] \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \bar{P}_{WC} \\ \bar{P}_{WS} \end{aligned} &= \left. \begin{aligned} &-e^{-kz_s} \cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ &-e^{-kz_s} \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right)^2 P''_{dH} \cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ &+ e^{-kz_s} \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right) P''_{dH} \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ &+ e^{-kz_s} \sin \chi \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right)^2 P''_{dS} \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ &+ e^{-kz_s} \sin \chi \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right) P''_{dS} \cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \end{aligned} \right\} \\ &= \left. \begin{aligned} &-e^{-kz_s} \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ &-e^{-kz_s} \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right)^2 P''_{dH} \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ &-e^{-kz_s} \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right) P''_{dH} \cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ &-e^{-kz_s} \sin \chi \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right)^2 P''_{dS} \cos(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \\ &+ e^{-kz_s} \sin \chi \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right) P''_{dS} \sin(kx \cos \chi - ky_s \sin \chi) \end{aligned} \right\} \end{aligned} \quad (27)$$

従つて、

$$\left. \begin{aligned} P_c &= \rho g h_0 (\bar{P}_{vc} + \bar{P}_{nc} + \bar{P}_{rc} + \bar{P}_{wc}) \\ P_s &= \rho g h_0 (\bar{P}_{vs} + \bar{P}_{ns} + \bar{P}_{rs} + \bar{P}_{ws}) \\ P_0 &= \sqrt{P_c^2 + P_s^2} \\ \epsilon_p &= \tan^{-1}(P_s/P_c) \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

$P''_{\theta}, P''_{\phi}, P''_{\psi}, P''_{\delta}, P''_{\alpha}, P''_{\beta}$ 等の計算式は田才³⁻⁶⁾の論文に詳しく述べられている。

3.3.2 計算結果

笠木山丸について前記の方法により規則波中の船体運動、変動水圧等を計算した結果を以下に示す。

笠木山丸の主要目、載荷状態等を Table 1~3 に示す。また、シリーズ計算の条件等を Table 4 に示す。

図には、紙面の都合で、比較的大きい変動水圧が生じる場合の典型的な例のみを示した。

参 考 文 献

- 1) 福川淳一：“ストリップ理論とその応用”，日本造船学会誌第 485 号 (1969)
- 2) 田才福造：“斜波の中の Sway, Yaw, Roll の運動について” 西部造船会会報第 32 号 (1966)
- 3) 田才福造：“An Approximate Calculation of Hydrodynamic Pressure on the Midship Section Contour of a Ship Heaving and Pitching in Regular Head Waves” 九大応力研究所英文報告, Vol. XIV, No. 48 (1966)
- 4) 田才福造：“Beam Sea Condition にある船体に働く変動圧力” 西部造船会会報第 35 号 (1968)
- 5) 田才福造：“船の上下動揺並びに縦動揺における減衰力および附加質量について” 造船協会論文集第 105 号 (1959)
- 6) 田才福造：“Hydrodynamic Force and Moment Produced by Swaying and Rolling Oscillation of Cylinders on the Free Surface” 九大応力研究所英文報告, Vol. IX, No. 35 (1961)
- 7) 田村欣也：“The Calculation of Hydrodynamic Forces and Moments Acting on the Two Dimensional Body” 西部造船会会報, No. 26 (1963)
- 8) 渡辺恵弘, 井上正祐, 村橋達也：“N 係数計算法の肥大船型への修正” 西部造船会会報第 27 号 (1964)

附 録

運動方程式の諸係数および強制力等の計算式

(14) 及び (15) の、上下揺と縦揺の連成運動方程式及び左右揺、船首揺、横揺の連成運動方程式における左辺の諸係数及び右辺の波浪強制力等は、線形ストリップ理論に基づいて以下に記述された計算式によつて求められる。

1) 上下揺と縦揺の運動方程式

$$\left. \begin{aligned} A_{11}\ddot{\zeta} + A_{12}\dot{\zeta} + A_{13}\zeta + A_{14}\ddot{\phi} + A_{15}\dot{\phi} + A_{16}\phi &= F_{\zeta} \\ A_{21}\ddot{\zeta} + A_{22}\dot{\zeta} + A_{23}\zeta + A_{24}\ddot{\phi} + A_{25}\dot{\phi} + A_{26}\phi &= M_{\phi} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

において

$$\left. \begin{aligned}
 A_{11} &= \frac{W}{g} + \int \rho s_x dx \\
 A_{12} &= \int \rho N_x dx \\
 A_{13} &= 2 \rho g \int y_w dx \\
 A_{14} &= - \int \rho s_x (x - x_G) dx \\
 A_{15} &= - \int \rho N_x (x - x_G) dx + V \int \rho s_x dx \\
 A_{16} &= - 2 \rho g \int y_w (x - x_G) dx + V A_{12} \\
 A_{21} &= A_{14} \\
 A_{22} &= - \int \rho N_x (x - x_G) dx - V \int \rho s_x dx \\
 A_{23} &= - 2 \rho g \int y_w (x - x_G) dx \\
 A_{24} &= \frac{I \phi}{g} + \int \rho s_x (x - x_G)^2 dx \\
 A_{25} &= \int \rho N_x (x - x_G)^2 dx \\
 A_{26} &= 2 \rho g \int y_w (x - x_G)^2 dx + V A_{22}
 \end{aligned} \right\} \quad (14.1)$$

$$\left. \begin{aligned}
 A_{21} &= A_{14} \\
 A_{22} &= - \int \rho N_x (x - x_G) dx - V \int \rho s_x dx \\
 A_{23} &= - 2 \rho g \int y_w (x - x_G) dx \\
 A_{24} &= \frac{I \phi}{g} + \int \rho s_x (x - x_G)^2 dx \\
 A_{25} &= \int \rho N_x (x - x_G)^2 dx \\
 A_{26} &= 2 \rho g \int y_w (x - x_G)^2 dx + V A_{22}
 \end{aligned} \right\} \quad (14.2)$$

$$\left. \begin{aligned}
 F_c &= F_{c_c} \cos \omega_c t + F_{c_s} \sin \omega_c t \\
 M_\phi &= M_{\phi_c} \cos \omega_c t + M_{\phi_s} \sin \omega_c t
 \end{aligned} \right\} \quad (14.3)$$

$$\left. \begin{aligned}
 F_{c_c} &= h_0 \{ f_{1c} + f_{2c} + f_{3c} \} \\
 F_{c_s} &= h_0 \{ f_{1s} + f_{2s} + f_{3s} \} \\
 M_{\phi_c} &= h_0 \{ m_{1c} + m_{2c} + m_{3c} \} \\
 M_{\phi_s} &= h_0 \{ m_{1s} + m_{2s} + m_{3s} \}
 \end{aligned} \right\} \quad (14.4)$$

$$\left. \begin{aligned}
 \left. \begin{aligned}
 f_{1c} &= 2 \rho g \int C_1 C_2 y_w \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} dx \\
 f_{2c} &= \omega \int C_1 C_2 \rho N_x \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} dx \\
 f_{3c} &= -\omega \omega_c \int C_1 C_2 \rho s_x \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} dx
 \end{aligned} \right\} \\
 \left. \begin{aligned}
 m_{1c} &= -2 \rho g \int C_1 C_2 y_w \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{2c} &= -\omega \int C_1 C_2 \rho N_x \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{3c} &= \omega \omega_c \int C_1 C_2 \rho s_x \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{1s} &= -2 \rho g \int C_1 C_2 y_w \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{2s} &= -\omega \int C_1 C_2 \rho N_x \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{3s} &= \omega \omega_c \int C_1 C_2 \rho s_x \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 &\quad - \omega V \int C_1 C_2 \rho s_x \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} dx
 \end{aligned} \right\}
 \end{aligned} \right\} \quad (14.5)$$

$$\left. \begin{aligned}
 m_{1c} &= -2 \rho g \int C_1 C_2 y_w \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{2c} &= -\omega \int C_1 C_2 \rho N_x \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{3c} &= \omega \omega_c \int C_1 C_2 \rho s_x \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{1s} &= -2 \rho g \int C_1 C_2 y_w \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{2s} &= -\omega \int C_1 C_2 \rho N_x \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 m_{3s} &= \omega \omega_c \int C_1 C_2 \rho s_x \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (x - x_G) dx \\
 &\quad - \omega V \int C_1 C_2 \rho s_x \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} dx
 \end{aligned} \right\} \quad (14.6)$$

ただし、

$$k^* = k \cos \chi$$

2) 左右揺、船首揺及び横揺の運動方程式

$$\left. \begin{aligned}
 a_{11} \ddot{\eta} + a_{12} \dot{\eta} + a_{13} \eta + a_{14} \ddot{\psi} + a_{15} \dot{\psi} + a_{16} \psi + a_{17} \ddot{\theta} + a_{18} \dot{\theta} + a_{19} \theta &= F_\eta \\
 a_{21} \ddot{\eta} + a_{22} \dot{\eta} + a_{23} \eta + a_{24} \ddot{\psi} + a_{25} \dot{\psi} + a_{26} \psi + a_{27} \ddot{\theta} + a_{28} \dot{\theta} + a_{29} \theta &= M_\psi \\
 a_{31} \ddot{\eta} + a_{32} \dot{\eta} + a_{33} \eta + a_{34} \ddot{\psi} + a_{35} \dot{\psi} + a_{36} \psi + a_{37} \ddot{\theta} + a_{38} \dot{\theta} + a_{39} \theta &= M_\theta
 \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

において

$$\left. \begin{aligned}
 a_{11} &= \frac{W}{g} + \int \rho s_y dx \\
 a_{12} &= \int \rho N_y dx, \quad a_{13} = 0 \\
 a_{14} &= \int \rho s_y (x - x_G) dx
 \end{aligned} \right\}$$

$$a_{15} = \int \rho N_y(x-x_G) dx - V \int \rho s_y dx \quad (15.1)$$

$$a_{16} = -V a_{12}$$

$$a_{17} = \int \rho s_y(z_G - l_\eta) dx$$

$$a_{18} = \int \rho N_y(z_G - l_w) dx$$

$$a_{19} = 0$$

$$a_{21} = a_{14}$$

$$a_{22} = \int \rho N_y(x-x_G) dx + V \int \rho s_y dx$$

$$a_{23} = 0$$

$$a_{24} = \frac{I_\psi}{g} + \int \rho s_y(x-x_G)^2 dx$$

$$a_{26} = \int \rho N_y(x-x_G)^2 dx$$

(15.2)

$$a_{28} = -V a_{22}$$

$$a_{27} = \int \rho s_y(z_G - l_\eta)(x-x_G) dx$$

$$a_{28} = \int \rho N_y(z_G - l_w)(x-x_G) dx + V a_{17}$$

$$a_{29} = 0$$

$$a_{31} = a_{17}, \quad a_{32} = a_{18}, \quad a_{33} = 0, \quad a_{34} = a_{27}$$

$$a_{35} = \int \rho N_y(z_G - l_w)(x-x_G) dx - V a_{17}$$

$$a_{36} = -V a_{18}$$

$$a_{37} = \frac{I_\theta}{g} + \int \rho i dx + 2z_G a_{17} - z_G^2 \int \rho s_y dx$$

(15.3)

$$a_{38} = \int \rho N_y(z_G - l_w)^2 dx$$

$$a_{39} = W m_l$$

ただし,

$\rho i = \rho s_y l_\eta l_\theta$: added mass moment of inertia
 m_l : metacentric radius

次に,

$$\left. \begin{aligned} F_\eta &= F_{\eta c} \cos \omega_c t + F_{\eta s} \sin \omega_c t \\ M_\psi &= M_{\psi c} \cos \omega_c t + M_{\psi s} \sin \omega_c t \\ M_\theta &= M_{\theta c} \cos \omega_c t + M_{\theta s} \sin \omega_c t \end{aligned} \right\} \quad (15.4)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{\eta c} \\ F_{\eta s} \end{aligned} \right\} = h_0 \sin \chi \left\{ \begin{aligned} f_{\eta 1c} + f_{\eta 2c} + f_{\eta 3c} + f_{\eta 4c} \\ f_{\eta 1s} + f_{\eta 2s} + f_{\eta 3s} + f_{\eta 4s} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} M_{\psi c} \\ M_{\psi s} \end{aligned} \right\} = h_0 \sin \chi \left\{ \begin{aligned} m_{\psi 1c} + m_{\psi 2c} + m_{\psi 3c} + m_{\psi 4c} \\ m_{\psi 1s} + m_{\psi 2s} + m_{\psi 3s} + m_{\psi 4s} \end{aligned} \right\} \quad (15.5)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{\theta c} \\ M_{\theta s} \end{aligned} \right\} = h_0 \sin \chi \left\{ \begin{aligned} m_{\theta 1c} + m_{\theta 2c} + m_{\theta 3c} + m_{\theta 4c} \\ m_{\theta 1s} + m_{\theta 2s} + m_{\theta 3s} + m_{\theta 4s} \end{aligned} \right\}$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} f_{\eta 1c} \\ f_{\eta 1s} \end{aligned} \right\} = \rho g \int S_1 \left\{ \begin{aligned} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{aligned} \right\} dx$$

$$\left. \begin{aligned} f_{\eta 2c} \\ f_{\eta 2s} \end{aligned} \right\} = \omega \int \rho N_y C_3 \left\{ \begin{aligned} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{aligned} \right\} dx$$

$$\left. \begin{aligned} f_{\eta 3c} \\ f_{\eta 3s} \end{aligned} \right\} = \omega^2 \int \rho s_y C_3 \left\{ \begin{aligned} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{aligned} \right\} dx$$

$$\left. \begin{aligned} f_{\eta 4c} \\ f_{\eta 4s} \end{aligned} \right\} = -\omega k^* V \int \rho s_y C_3 \left\{ \begin{aligned} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{aligned} \right\} dx \quad (15.6)$$

$$\left. \begin{aligned}
 \left. \begin{aligned}
 m_{\phi_{1c}} \\
 m_{\phi_{1s}}
 \end{aligned} \right\} &= \rho g \int S_1 \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (x-x_G) dx \\
 \left. \begin{aligned}
 m_{\phi_{2c}} \\
 m_{\phi_{2s}}
 \end{aligned} \right\} &= \omega \int \rho N_y C_3 \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (x-x_G) dx \\
 \left. \begin{aligned}
 m_{\phi_{3c}} \\
 m_{\phi_{3s}}
 \end{aligned} \right\} &= \omega^2 \int \rho s_y C_3 \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (x-x_G) dx \\
 \left. \begin{aligned}
 m_{\phi_{4c}} \\
 m_{\phi_{4s}}
 \end{aligned} \right\} &= \omega V \int \rho s_y C_3 \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} dx \\
 &\quad - \omega k^* V \int \rho s_y C_3 \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (x-x_G) dx
 \end{aligned} \right\} \quad (15.7)$$

$$\left. \begin{aligned}
 \left. \begin{aligned}
 m_{\theta_{1c}} \\
 m_{\theta_{1s}}
 \end{aligned} \right\} &= \rho g \int S_1 \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (z_G-l_1) dx \\
 \left. \begin{aligned}
 m_{\theta_{2c}} \\
 m_{\theta_{2s}}
 \end{aligned} \right\} &= \omega \int \rho N_y C_3 \left\{ \begin{array}{l} \cos k^* x \\ \sin k^* x \end{array} \right\} (z_G-l_w) dx \\
 \left. \begin{aligned}
 m_{\theta_{3c}} \\
 m_{\theta_{3s}}
 \end{aligned} \right\} &= \omega^2 \int \rho s_y C_3 \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (z_G-l_\eta) dx \\
 \left. \begin{aligned}
 m_{\theta_{4c}} \\
 m_{\theta_{4s}}
 \end{aligned} \right\} &= -\omega k^* V \int \rho s_y C_3 \left\{ \begin{array}{l} \sin k^* x \\ -\cos k^* x \end{array} \right\} (z_G-l_\eta) dx
 \end{aligned} \right\} \quad (15.8)$$

ただし,

$$S_1 = \frac{2}{\sin \chi} \int_0^d e^{-kz} \sin(ky_s \sin \chi) dz_s$$

$$C_3 = \exp(-kd/2), \quad l_1: (11) \text{ のただし書き参照}$$

なお、諸計算式における x に関する積分範囲は船の後端より前端までである。

Table 1 Main Particulars

Length between Perpendiculars (L)	247.000 m
Breadth Moulded (B ₀)	40.600 m
Depth Moulded (D)	23.000 m
Draught Moulded (d ₀)	16.000 m
Displacement (W)	135,666 t
Block Coefficient (C _B)	0.8249
Midship Coefficient (C _m)	0.9975
Water Plane Area Coefficient (C _w)	0.8817
Centre of Gravity from Midship (x _G)	7.301 m
Center of Gravity below Water Line (z _G)	3.720 m
Metacentric Radius (G ₀ M)	4.130 m
Longitudinal Gyradius (K ₁)	0.2362L
Transverse Gyradius (K _t)	0.2200B ₀
Rolling Period (T _R)	11.04 sec

Table 2 Estimation of Rolling Period

Density of Ore	1.77	2.20*	2.70
Occupied Ratio of Hold	100 %	80.5%	65.6%
KG	14.28 m	12.23 m	10.99 m
GM	2.18 m	4.18 m	5.42 m
CG ₀ (Free Surface Effect)	0.05 m	0.05 m	0.05 m
G ₀ M	2.13 m	4.13 m	5.42 m
K _t /B ₀	0.2369	0.2200	0.2102
K _t /B ₀	0.1659	0.1659	0.1659
T _R	16.16 s	11.04 s	9.41 s

* In this report the density of ore is assumed to be 2.2

Table 3 Breadth, Draught and Sectional Area

S.S.	B/B ₀	d/d ₀	S/S ₀
A.P.	0.1732	0.2324	0.0210
1/2	0.4823	1.0000	0.2190
1	0.7077	1.0000	0.4699
1-1/2	0.8671	1.0000	0.6774
2	0.9627	1.0000	0.8319
2-1/2	0.9991	1.0000	0.9322
3	1.0000	1.0000	0.9833
3-1/2	1.0000	1.0000	0.9985
4	1.0000	1.0000	1.0000
4-1/2	1.0000	1.0000	1.0000
5	1.0000	1.0000	1.0000
5-1/2	1.0000	1.0000	1.0000
6	1.0000	1.0000	1.0000
6-1/2	1.0000	1.0000	1.0000
7	1.0000	1.0000	1.0000
7-1/2	1.0000	1.0000	1.0000
8	1.0000	1.0000	0.9971
8-1/2	0.9721	1.0000	0.9511
9	0.8487	1.0000	0.8097
9-1/2	0.5818	1.0000	0.5422
F.P.	0.0796 (0.1317)	1.0000	0.1320

Table 4 船体運動，変動水圧のシリーズ計算結果とリソトめ方針

項目	表示法	図表枚数	委員全提出分
船体運動	縦方向船体運動 S ₀ /R ₀ , θ ₀ /R ₀ ~ √L/λ F _n = 0, 0.05, 0.10, 0.15 と 3 と なる。	Heave, Pitch (2) X = 0° ~ 180° (22.5° ごと) (9) H _w = 10m (17)	Heave, Pitch (2) X = 0°, 45°, 90°, 135°, 180° (5) H _w = 10m (10)
	横方向船体運動 η ₀ /R ₀ , ψ ₀ /R ₀ , θ ₀ /R ₀ ~ √L/λ F _n = 0, 0.05, 0.10, 0.15 と 3 と なる。	Sway, Yaw, Roll (3) X = 22.5° ~ 157.5° (22.5° ごと) (7) H _w = 10m (7)	Sway, Yaw, Roll (3) X = 45°, 90°, 135° (3) H _w = 10m (11)
	相対運動(変動水圧と計算(大分は7.1))	Sway, Yaw, Roll (3) X = 45°, 90°, 135° (3) H _w = 5m, 15m (2)	Roll F _n = 0.10, 0.15 (2) X = 45°, 90°, 135° (3) H _w = 5m, 15m (10m と 変動水) (6)
変動水圧	断面変動水圧の分布 Section Contour 1:1 P ₀ /ρgR ₀ 記入 √L/λ = 0.90, 1.00, 1.20, 1.40 と 3 と なる。	S.S. = 1/2, 2/2, 5, 7/2, 8/2, 9/2 (6) X = 0°, 45°, 90°, 135°, 180° (5) F _n = 0.10, 0.15 (2) H _w = 10m (17)	S.S. = 2/2, 5, 8/2 (3) X = 0°, 45°, 90°, 135°, 180° (5) F _n = 0.10 (17) H _w = 10m (11)
		S.S. = 1/2, 2/2, 5, 7/2, 8/2, 9/2 (6) X = 135° (1) F _n = 0.10, 0.15 (2) H _w = 5m, 15m (2)	S.S. = 2/2, 5, 8/2 (3) X = 135°, √L/λ = 1.0 (1) F _n = 0.10 (17) H _w = 5m, 15m (10m と 変動水) (11)
	変動水圧の等価応答関数 P ₀ /ρgR ₀ ~ √L/λ LWL(両舷), Bilge(両舷), K _t F _n = 0.10, 0.15 と 3 と なる。	S.S. = 1/2, 2/2, 5, 7/2, 8/2, 9/2 (6) X = 0° ~ 180° (22.5° ごと) (9) H _w = 10m (17)	S.S. = 2/2, 5, 8/2 (3) X = 0°, 45°, 90°, 135°, 180° (5) H _w = 10m, F _n = 0.10 (17)
	変動水圧の船体方向分布(参考)	位置 LWL, Bilge, K _t √L/λ = 0.90, 1.00, 1.20, 1.40 (4) F _n = 0.15 (17)	LWL, Bilge, K _t (3) √L/λ = 1.0 (17) F _n = 0.10 (17)
		計 230	計 69

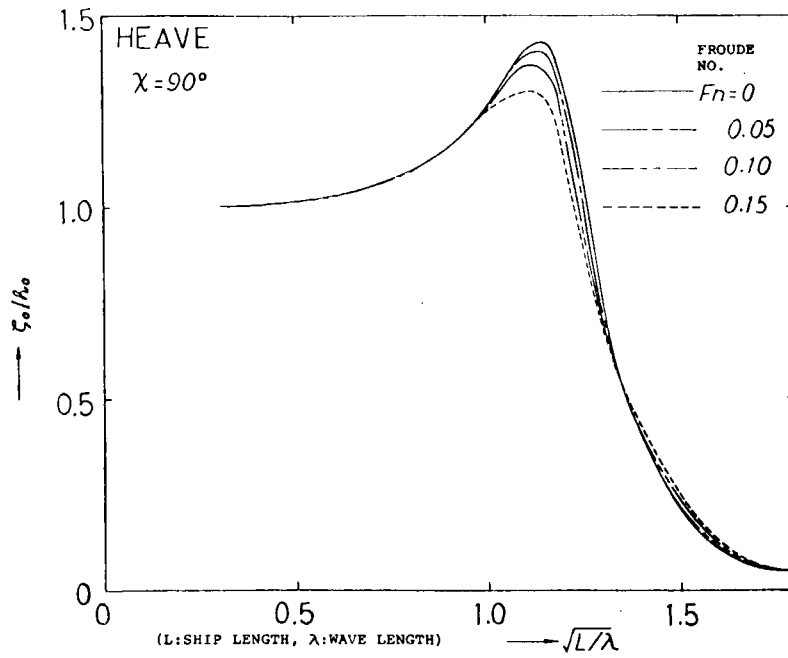


Fig. 2 Heaving Amplitudes in Regular Beam Waves

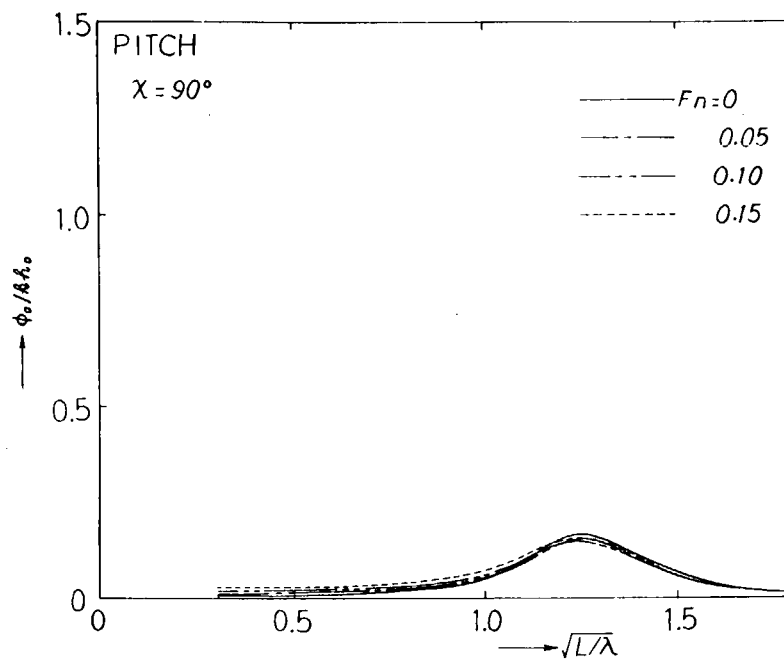


Fig. 3 Pitching Amplitudes in Regular Beam Waves

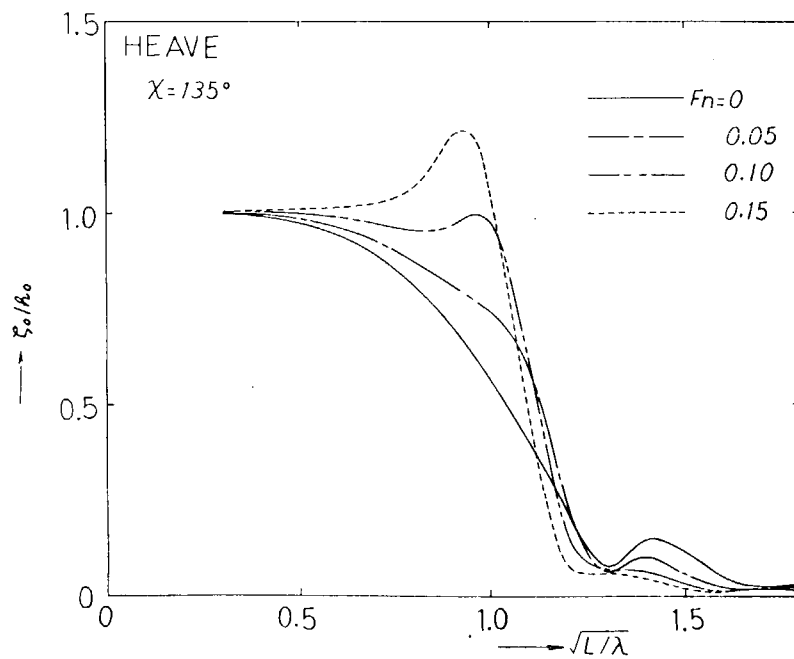


Fig. 4 Heaving Amplitudes in Regular Bow Waves

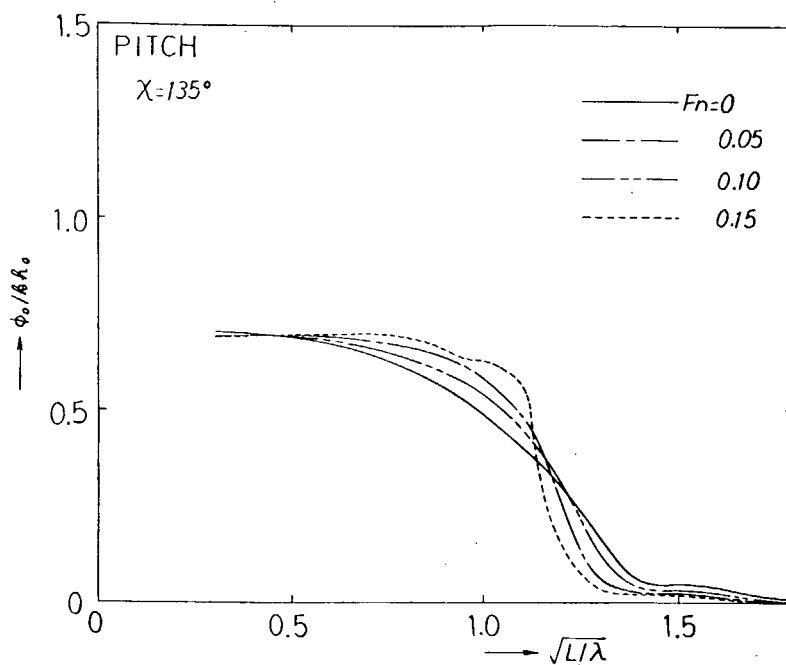


Fig. 5 Pitching Amplitudes in Regular Bow Waves



Fig. 6 Heaving Amplitudes in Regular Head Waves

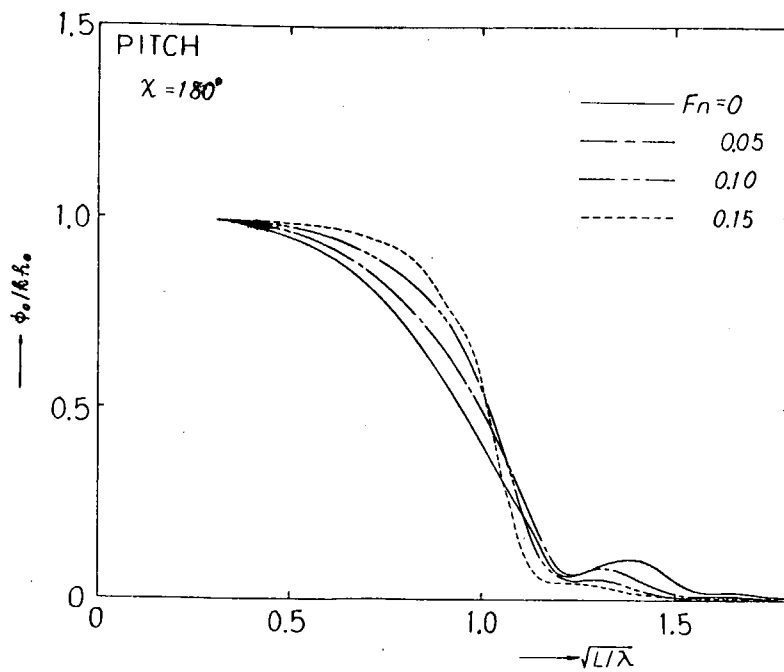


Fig. 7 Pitching Amplitudes in Regular Head Waves

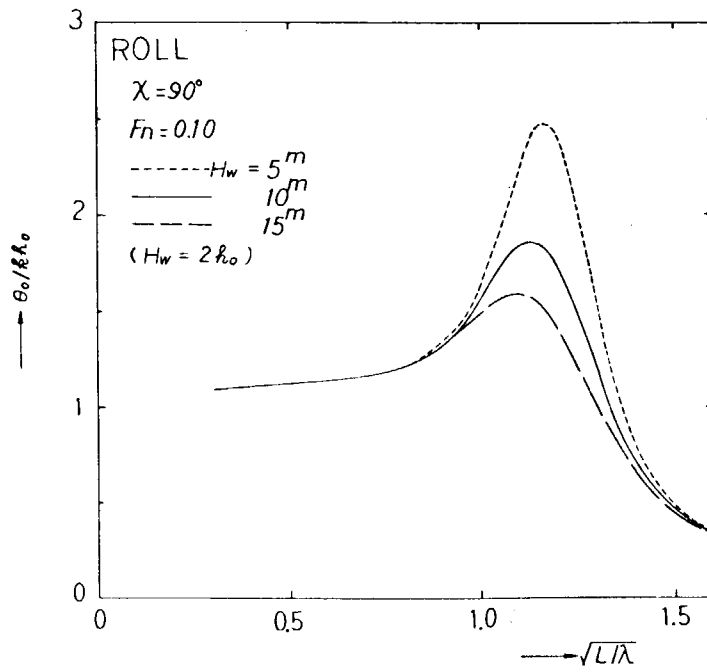


Fig. 8 Rolling Amplitudes in Regular Beam Waves

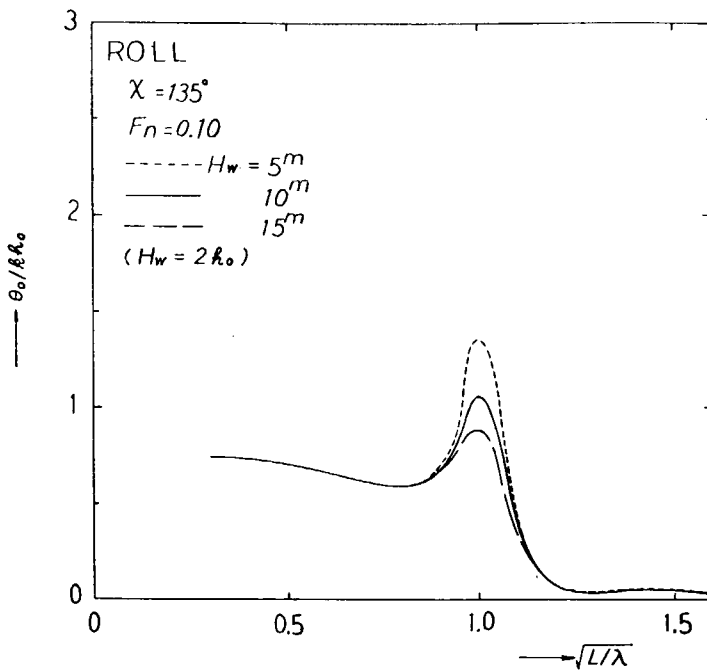


Fig. 9 Rolling Amplitudes in Regular Bow Waves

SECTION	WEATHER SIDE	LEEWARD SIDE	HEADING	90°
S.S. 2½	-----	-----	WAVE HEIGHT	10m
MIDSHIP	-----	-----	FROUDE NO.	0.10
S.S. 8½	-----	-----		

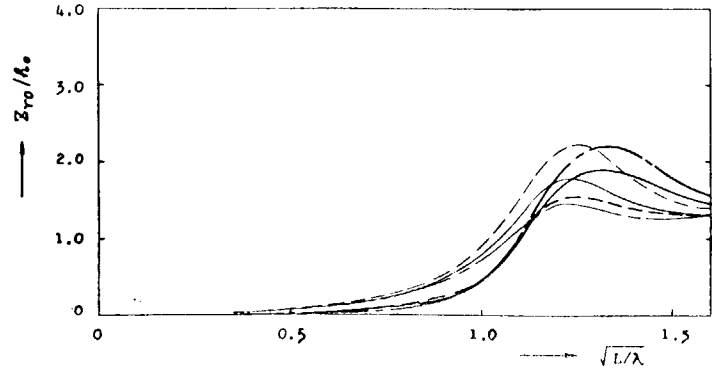


Fig. 10 Amplitudes of Relative Motion in Regular Beam Waves

S.S. 8½ SECTION			HEADING	90°
KEEL CENTRE LINE		-----	WAVE HEIGHT	10m
BILGE	WEATHER SIDE	-----	FROUDE NO.	0.10
	LEEWARD SIDE	-----		
WATER LINE	WEATHER SIDE	-----		
	LEEWARD SIDE	-----		

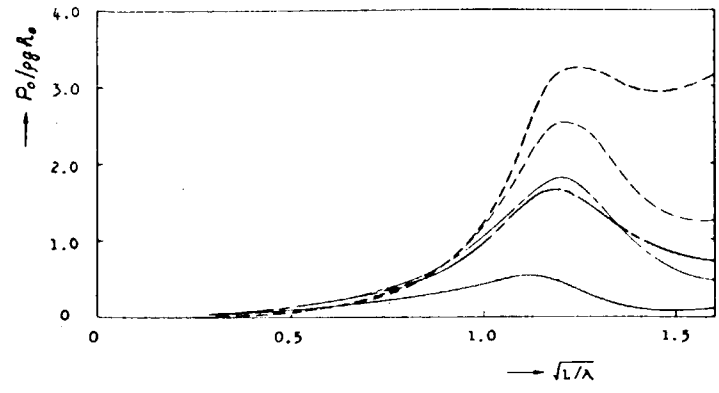


Fig. 11 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Beam Waves

SECTION	WEATHER SIDE	LEEWARD SIDE
S.S. $2\frac{1}{2}$	-----	-----
MIDSHIP	-----	-----
S.S. $8\frac{1}{2}$	-----	-----

HEADING	135°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NO.	0.10

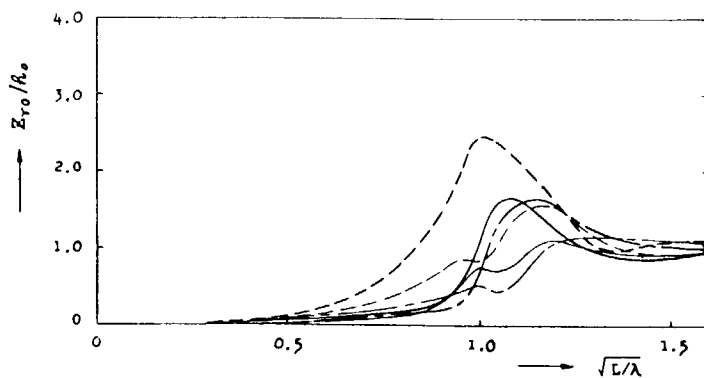


Fig. 12 Amplitudes of Relative Motion in Regular Bow Waves

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

POSITION		
KEEL CENTRE LINE		-----
BILGE	WEATHER SIDE	-----
	LEEWARD SIDE	-----
WATER LINE	WEATHER SIDE	-----
	LEEWARD SIDE	-----

HEADING	135°
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NO.	0.10

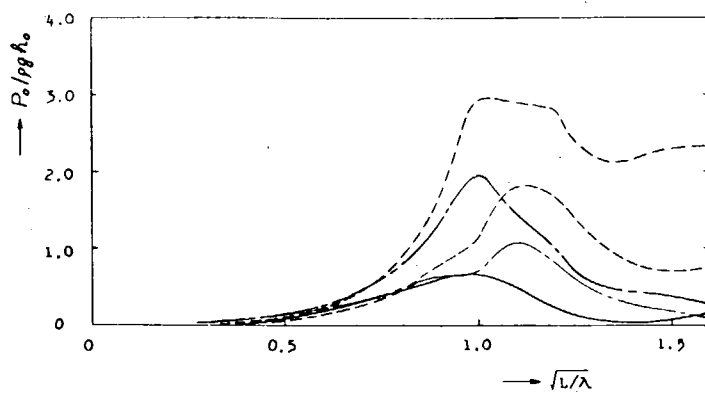


Fig. 13 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Bow Waves

SECTION	WEATHER SIDE	LEEWARD SIDE	HEADING	180°
S.S. 2½	-----	-----	WAVE HEIGHT	10m
MIDSHIP	-----	-----	FROUDE NO.	0.10
S.S. 8½	-----	-----		

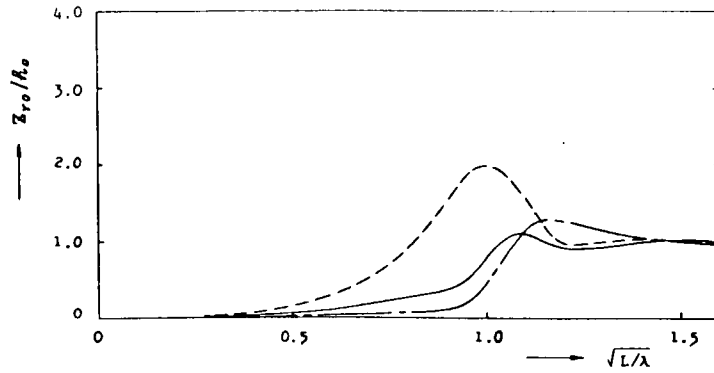


Fig. 14 Amplitudes of Relative Motion in Regular Head Waves

S.S. 8½ SECTION			HEADING	180°
POSITION			WAVE HEIGHT	10m
KEEL CENTRE LINE	-----		FROUDE NO.	0.10
BILGE WEATHER SIDE	-----			
BILGE LEEWARD SIDE	-----			
WATER WEATHER SIDE	-----			
WATER LEEWARD SIDE	-----			

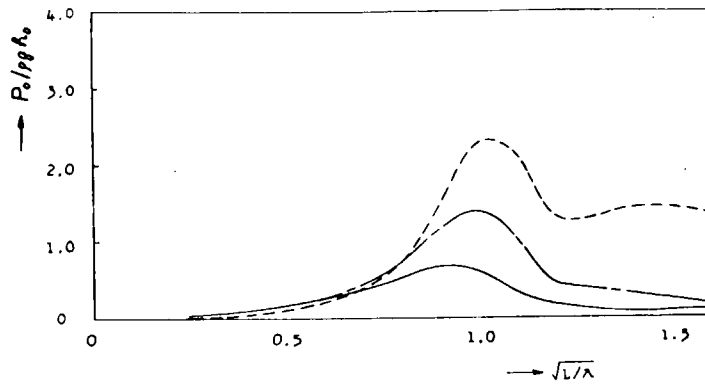
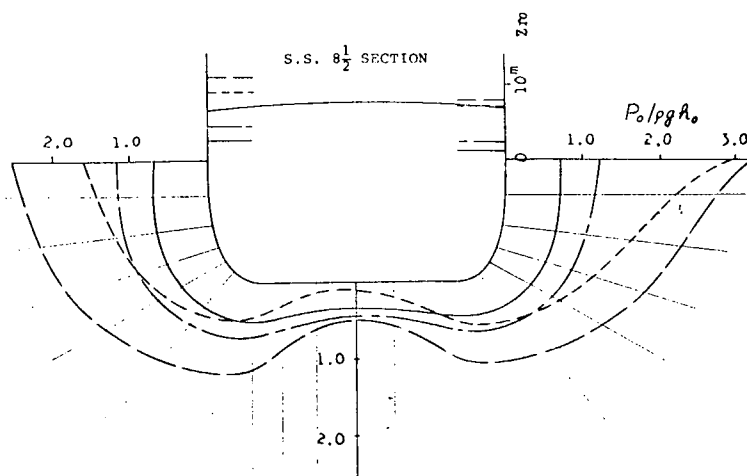
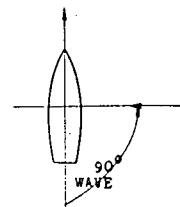


Fig. 15 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Head Waves

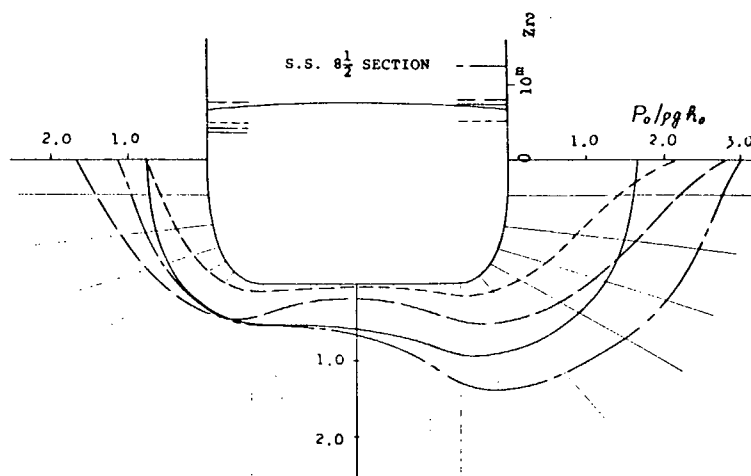


SHIP LENGTH	247m
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NO.	0.10

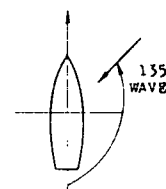


	$\sqrt{L/\lambda}$
—	0.90
- - -	1.00
- - - -	1.20
- - - - -	1.40

Fig. 16 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on the Hull Section in Regular Beam Waves of Different Lengths



SHIP LENGTH	247m
WAVE HEIGHT	10m
FROUDE NO.	0.10



	$\sqrt{L/\lambda}$
—	0.90
- - -	1.00
- - - -	1.20
- - - - -	1.40

Fig. 17 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on the Hull Section in Regular Bow Waves of Different Lengths

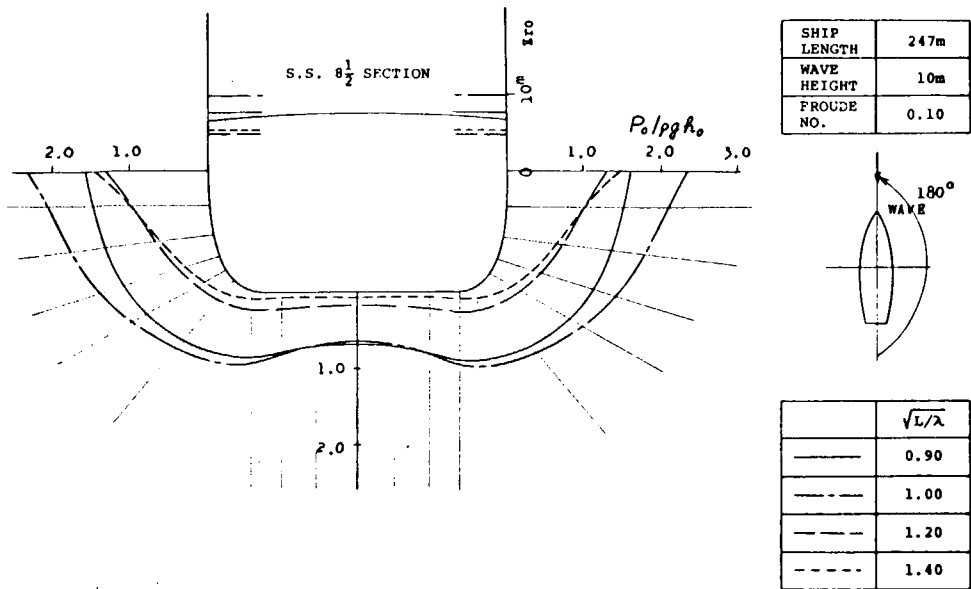


Fig. 18 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on the Hull Section in Regular Head Waves of Different Lengths

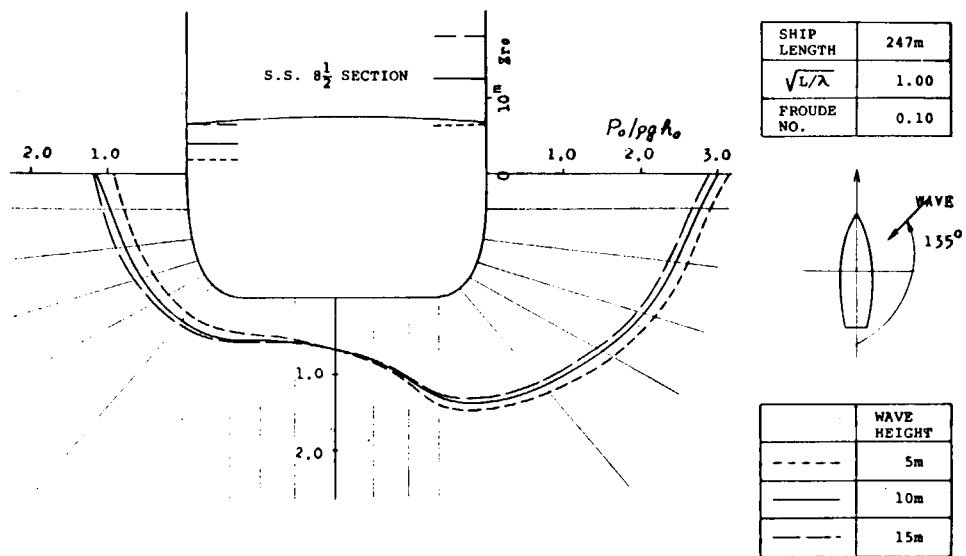


Fig. 19 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on the Hull Section in Regular Bow Waves of Different Heights

SHIP SECTION	ξ_z
$\sqrt{1/\lambda}$	1.0
λ	135°
F_n	0.10
T_e	10.689sec

MOTION	AMPL.	PHASE
WAVE	5m	
HEAVE	4.895m	-33.89°
PITCH	4.168°	51.49°
ROLL	7.732°	175.23°

SCALE
0 10 20m

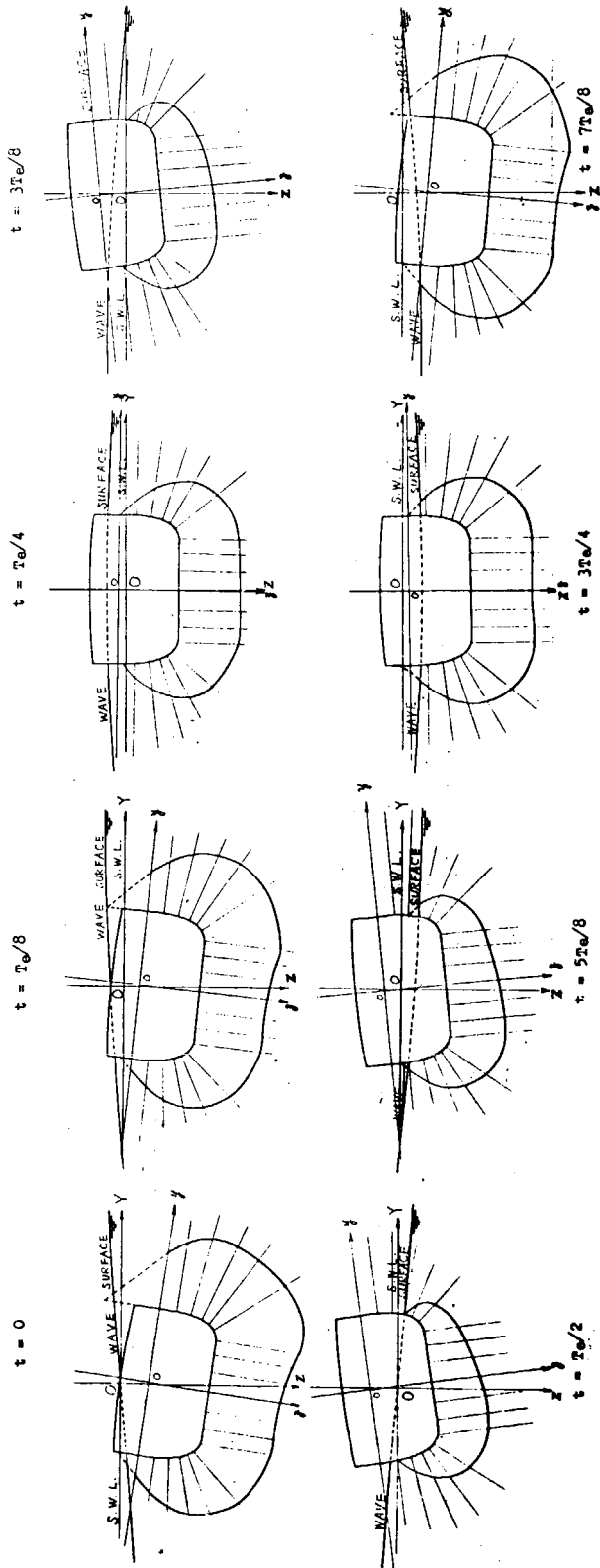


Fig. 20 Pressure Distributions on the Hull Section during an Encountered Period in Regular Bow Waves

4. 波浪衝撃圧に関する研究

4.1 二次元体の衝撃圧に関する基礎研究

4.1.1 緒言

従来行なわれてきた衝撃圧に関する研究は主に次の四つの分野において発展せられた。飛行艇の着水、船舶の Slamming, 海岸構造物に働らく砕破の問題、それに宇宙船の着水の分野である。これらの分野における衝撃圧の作用する物体はそれぞれ異なるが、物理現象としては同一のものである。以下において、船舶に作用する衝撃圧について、他の分野の文献も参考にしながら、現在までの研究をまとめてみる。船舶設計上に適用可能な衝撃圧に関する資料を求めることを念頭におく。このためには三次元問題としての模型実験が有効であることが知られている。⁽⁸⁾しかし、三次元模型実験は汎用性、経済性、それに労力からみて実用的とはいえない。そこで二次元問題としての模型実験が脚光を浴びているのが現状である。⁽¹⁾二次元三次元問題と考慮すべき諸条件との関係を図 4.1.1 に示す。

ところで、二次元問題の平水面への落下衝撃試験より、三次元問題の波浪中模型衝撃圧を類推するに当たって、二次元衝撃圧は三次元のそれより過大であることが指摘されている。⁽¹⁾二次元と三次元とのこの相違を説明するのに二つの方法が試みられた。その一つは、落下水面を平水面ではなく波面と考えること。⁽¹⁾他の一つは、落下物体と水面とはさまれる空気層を考慮している。⁽³⁾⁽⁷⁾しかし、二次元落下衝撃試験との相関をとるために選ばれた三次元模型試験の衝撃圧が、二次元のそれと現象として対応させてよいものか疑問が残る。それは、渡辺の分析によれば、⁽⁹⁾船体に働らく衝撃圧は、傾斜衝撃と正面衝撃の二種類に分けられるのであつて、Ochiの三次元結果は傾斜衝撃であり、二次元落下試験は正面衝撃に対応するものと考えられるからである。渡辺理論によれば、正面衝撃は傾斜衝撃より大である。なお渡辺は次の点も指摘している。三次元船型に対する理論は、平滑水面に対する二次元問題を基礎にしており、而も受圧面に一様な水圧を仮定しているのであつて、これらの点に関して実験的に検討することが望ましい。

4.1.2 研究目的

三次元衝撃圧を二次元のそれから類推するために必要な資料を得ることを目的とする。今回は、三次元実験、二次元実験に共に使用でき、波面で而も前進速度がある場合にも使用可能で、さらに同一試験体で有効重量も可変である油圧シリンダーを利用した油圧式加速装置を開発した。この装置を利用して、二次元模型として形状が凸板、平板、凹板の三種類につき平水面に対する衝撃圧試験を行なつた。使用した水槽は東京大学運動性能研究室所属の動揺水槽である。

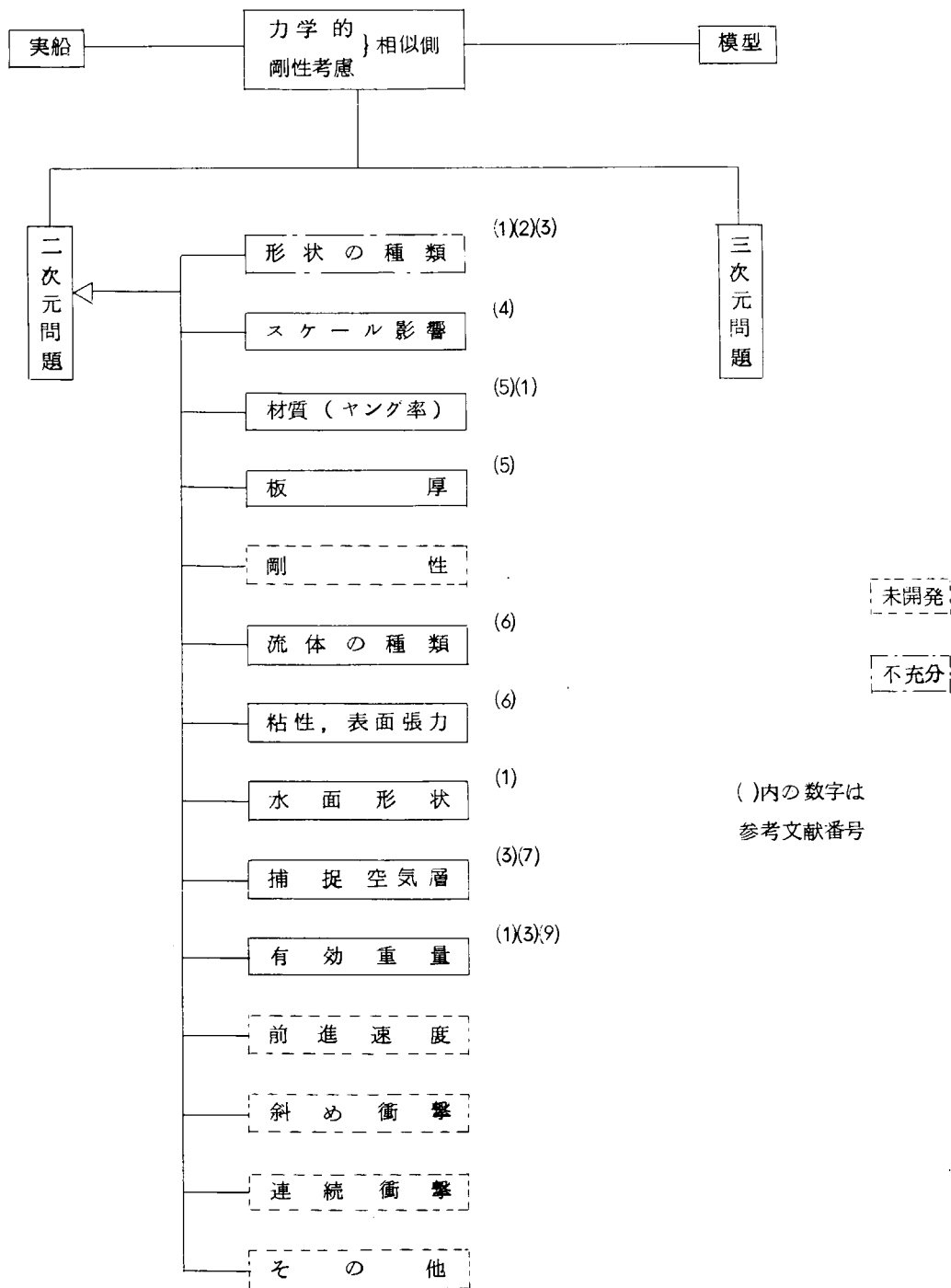


図 4. 1. 1

参 考 文 献

- (1) Gerlach, C. R., "Investigation of Water Impact of Blunt Bodies,"
Final Report, Contract No. N00014-67-C-0213,
Southwest Research Institute, December 1970
- (2) Chuang, S. L., "Experiments on Slamming of Wedge-Shaped Bodies,"
J. of Ship Research, Vol. 11, No3, September 1967
- (3) Verhagen, J. H. G., "The Impact of a Flat Plate on a Water Surface,"
J. of Ship Research, Vol. 11, No4, December 1967
- (4) Gerlach, C. R. "Investigation of Water Impact of Blunt Rigid
Bodies - Size Scale Effects," Technical Report No. 2, Contract
No. N00014-67-C-0213, Southwest Research Institute, November 1968
- (5) Sellars, F., "The Influence of Structural Characteristics on
Slamming Impact Pressures," J. of Ship Research, Vol. 15 No. 1,
March 1971
- (6) Gerlach, C. R., "Investigation of Water Impact of Blunt Rigid
Bodies - Real Fluid Effects, Technical Report No. 1, Contract
No. N00014-67-C-0213, Southwest Research Institute, December 1967
- (7) Lewison, G. and W. M. McLean, "On the Cushioning of Water Impact
by Entrapped Air," J. of Ship Research, Vol. 12, No. 2, June 1968
- (8) Ochi, K., "Model Experiments on Ship Strength and Slamming in
Regular Waves," SNAME, Vol. 66, 1958
- (9) 渡辺恵弘, "船底衝撃の性質と Whipping について", 西部造船会々報 32号, 1966

4.1.3 実験装置

本実験では油圧を利用した加速装置の先に二次元箱型モデルを取り付け、強制的に水の中に突込んで衝撃圧力を測定した。

装置及び模型の概要を下图に示す。

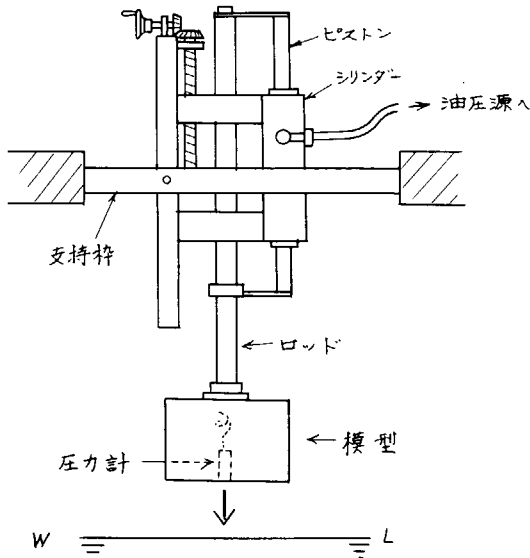


図 4.1.2

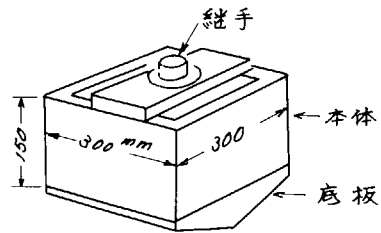
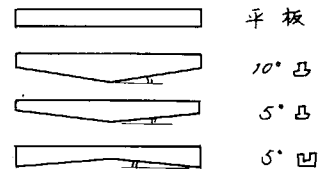


図 4.1.3 模型



底の形

模型は木製で本体と底の板を別々に作り実験の種類に応じて4種類の底板を夫々本体にボルトで締め付けて使用した。

圧力計はトヨタのPMS-5型を5個使用し、底板に穴をあけてアダプターを固定し、そこにねじ込んで計測した。穴の位置は中心線上に一直線に並べ、5cmずつの隔たりを持たせた。

圧力計につないだアンプはHOKUTO RIKEN PA-101, 又記録には電磁オシログラフを使用した(共和電業RAPICORNER RMV-33DC, 三栄測器VISIGRAPH FR-301の2台)

4.1.4 実験方法

模型を、フランジ継手を使って油圧式加速装置のロッドの先に取り付けピストンのストロークを変えることによつて、模型の突込深さを2.5, 5, 10 cmとし又油の流量を調節して突込速度を約50 cm/S ~ 130 cm/Sの間で変化させ数点について計測した。

水面に対する突込の角度は90°である。

なお、ピックアップはそのまま使用すると安定性が悪く、又壊れるおそれがあると思われたので、下図に示すようなステンレス製のキャップをかぶせ、中にNo.100のシリコンオイルを封入した。

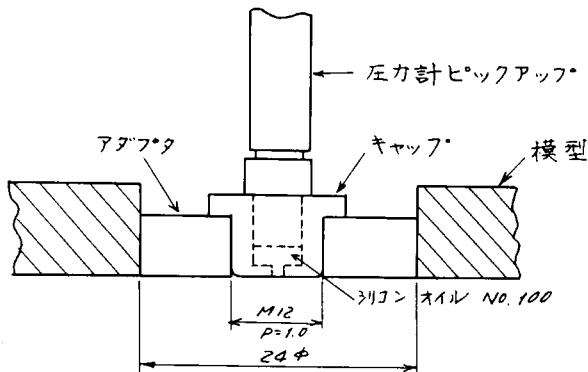


図 4.1.4

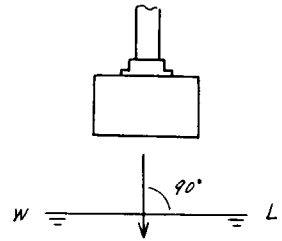


図 4.1.5

4.1.5 実験結果

Fig 4.1.6 には得られた衝撃圧のパターンを4例示す。凸10°につき再現性を調べた結果を Fig 4.1.7 に示す。図4.1.8~9 には凸10°の模型につき突込深さ10 cmの場合の最大衝撃圧と突込速度の関係を示す。側板は有無のそれぞれの場合につき行なつた。図4.1.10~12 には側板無しで突込深さを2.5, 5, 10 cmと変化させた場合の平板の結果を示す。

図4.1.13~14 には突込深さ10 cmで側板は有無の場合につき凹5°の結果を示す。以上は最大衝撃圧に関する結果である。図4.1.15~17 には力積について、凸10°側板有、平板側板無、凹5°側板有のそれぞれに対応する結果を示す。なお図中の①②③④⑤等は圧力計を取付けた位置を示す。

衝撃圧 = パラ-ニ の例

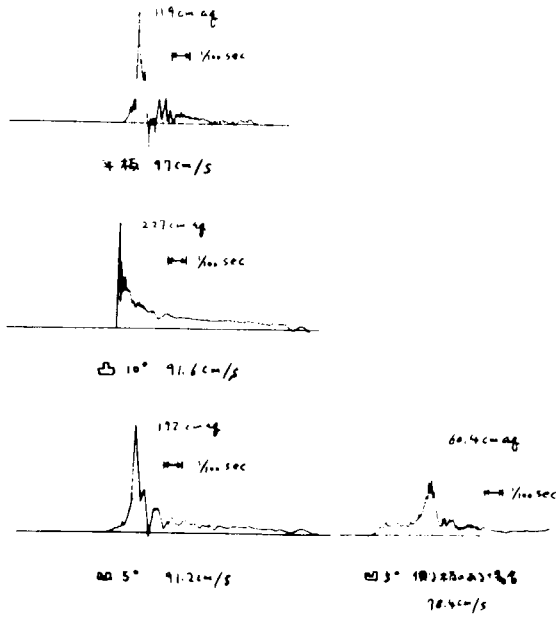


図 4.1.6

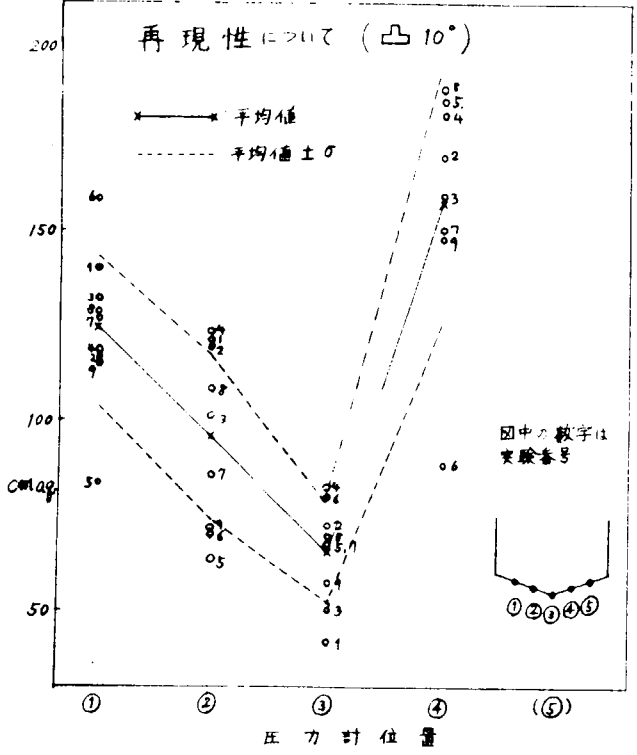


図 4.1.7

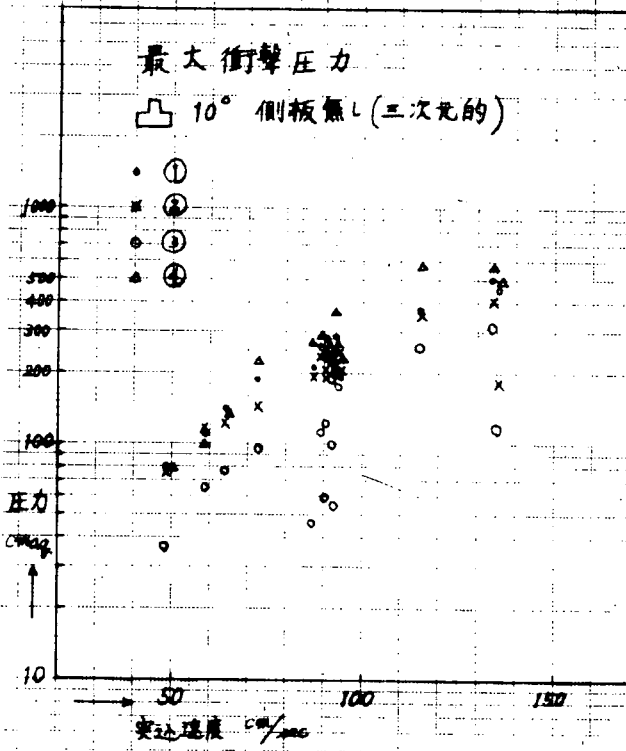


図 4.1.8

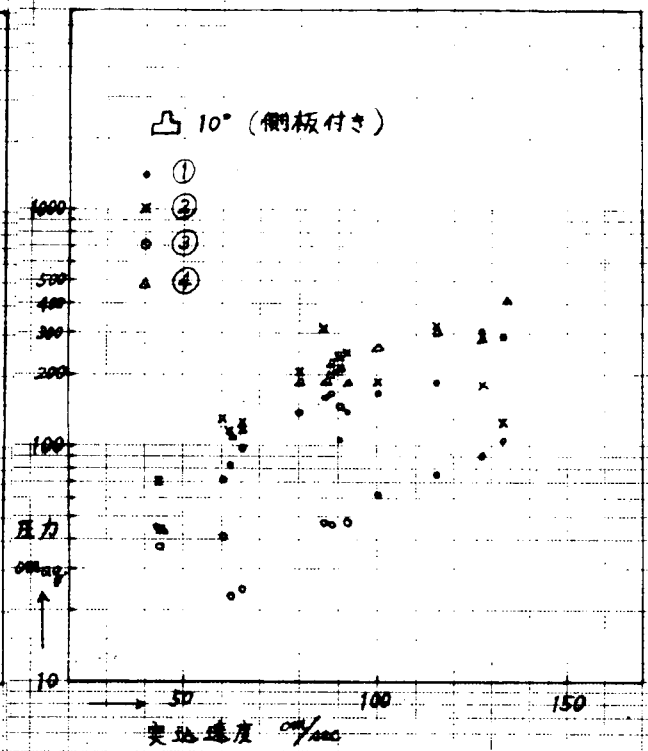


図 4.1.9

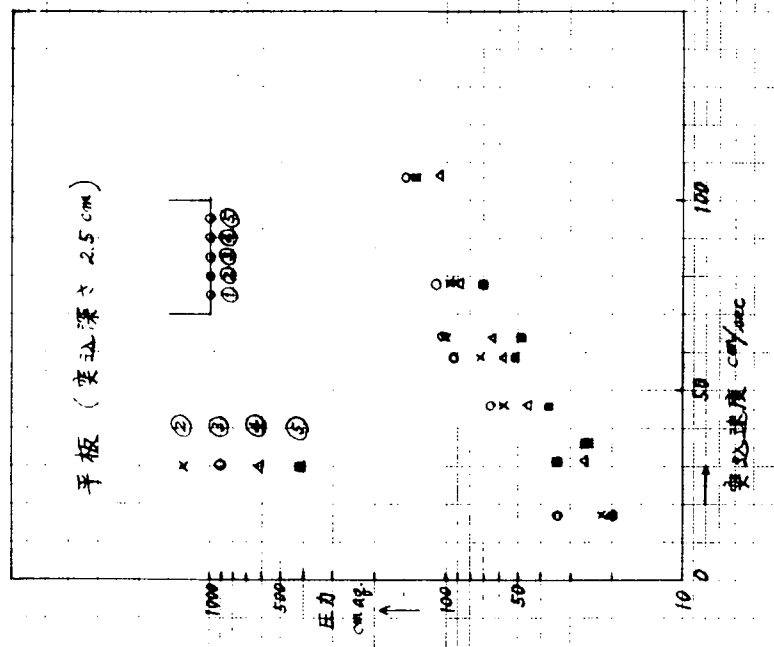


図 4.1.1 0

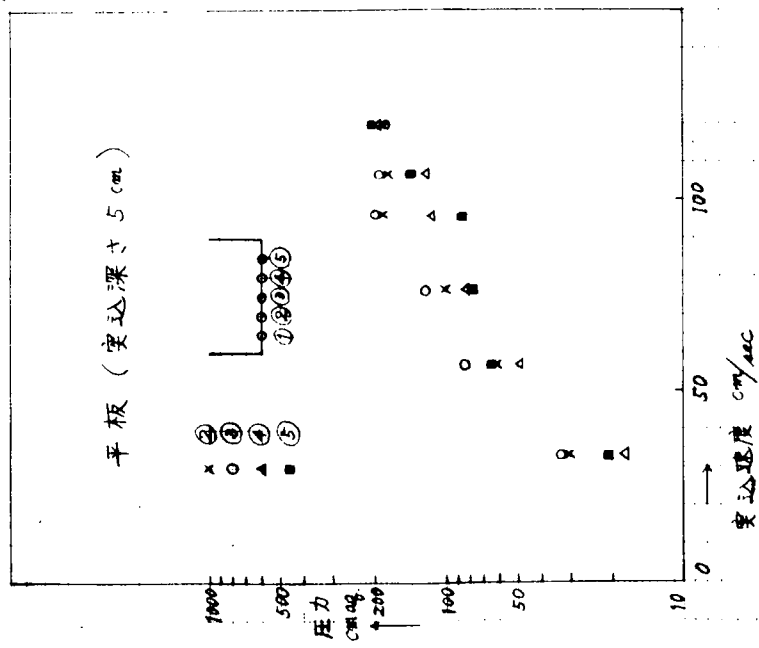


図 4.1.1 1

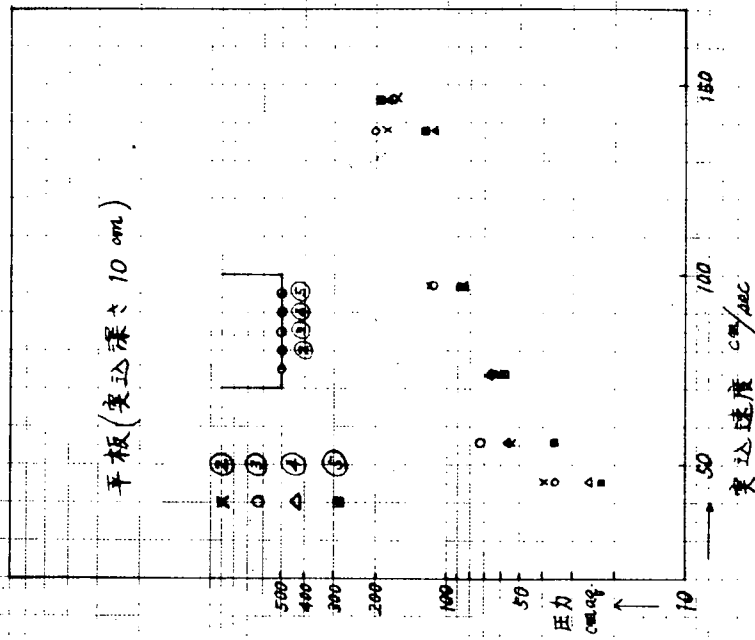


図 4.1.1.2

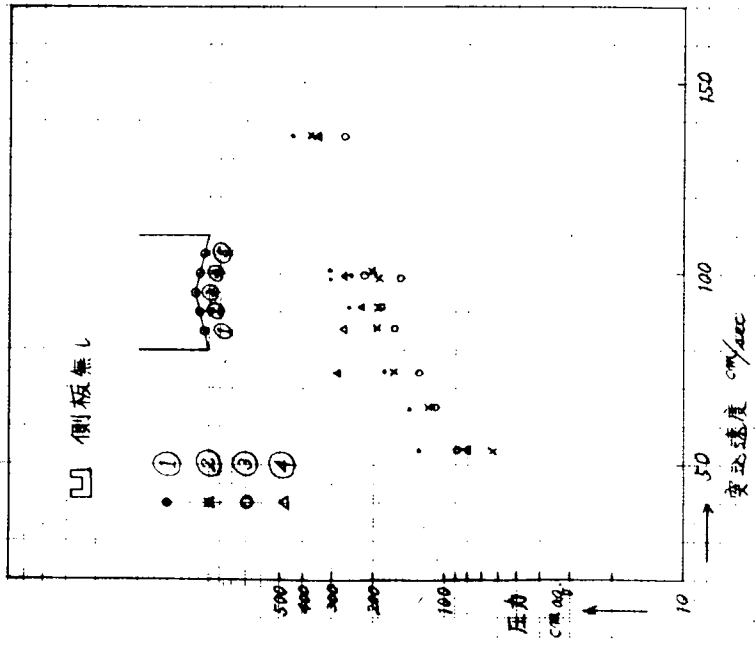


図 4.1.1.3

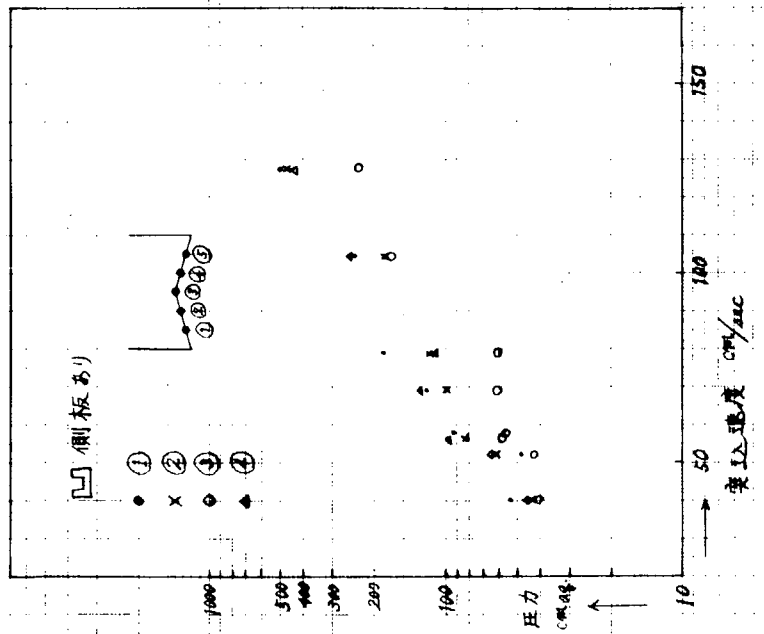


図 4.1.1.4

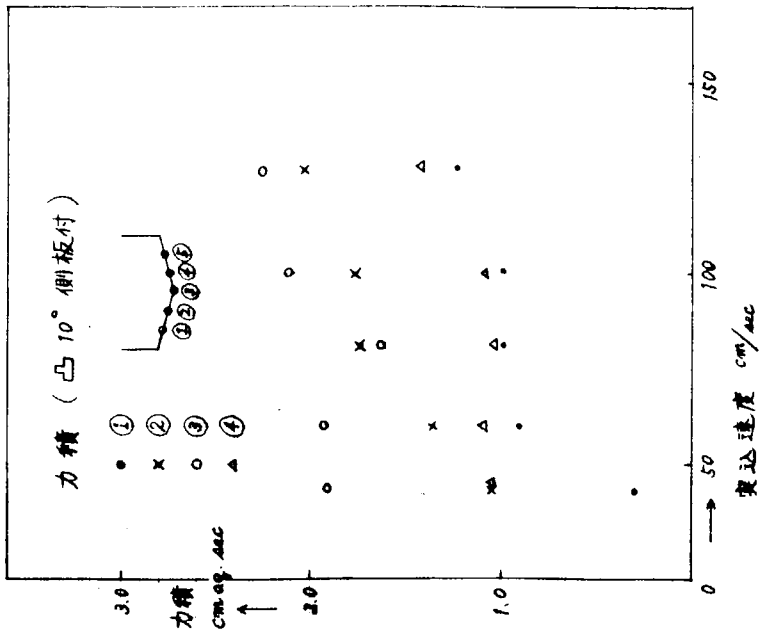
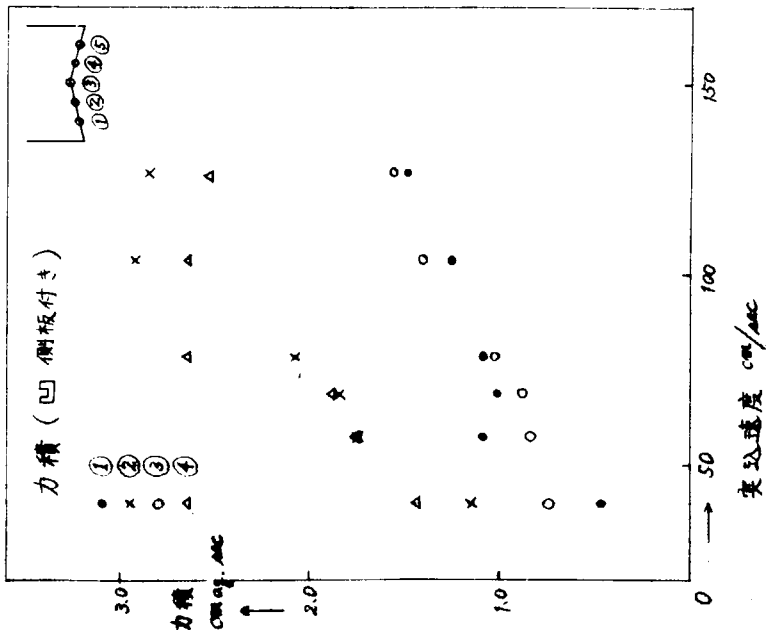
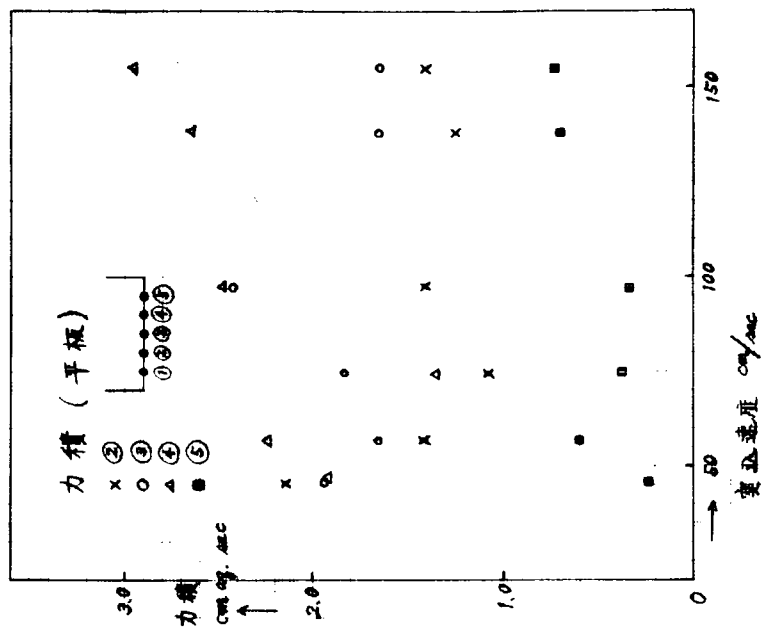


図 4.1.1.5



☒ 4.1.17



☒ 4.1.16

4.2 自航模型による波浪衝撃圧の計測

本研究委員会の研究テーマの重要な分野である波浪衝撃圧に関する実験的研究は、本年度の可搬三角波造波装置の完成をまつて昭和47年度で本格的に行なわれるわけであるので、ここではその予備的な実験として行なわれた2成分重畳波中の衝撃圧力計測実験の結果を簡単に報告する。

4.2.1 実験方法

実験は東京大学船舶航海性能試験水槽で3.0m木製模型船(鉦石運搬船笠木山丸)を用いて行なわれた。表4.2.1に模型の主要目を示した。本水槽の造波板は油圧サーボで駆動しているため、不規則的な入力信号に容易に追従させて造波することができる。そこで2台の発振器を用意し、1方で波周期2.20秒、波高7.9cmの波を起こしうる正弦波を発振させ、他方で波周期0.70秒、波高8.3cmの波に相当する正弦波を発振して、これを電氣的に加算した後の信号を造波板駆動制御盤に入力信号として入れて造波板を駆動した。

このようにして2成分重畳波を水槽水面に発生させたわけであるが単一の造波板で造波している関係上、造波された波は2成分とも同一の方向に伝播していくものであり、異なる方向の2成分重畳波は4.7に述べる可搬三角波造波装置を併用しなければならない。

本年度は可搬三角波造波装置の製作に専念したので、これを利用して進行方向の異なる波の重畳波等に関する実験は来年度詳細に実施する予定である。

また本報告に利用した2成分重畳波($T_1 = 2.20$ 秒, $H_1 = 7.9$ cm; $T_2 = 0.70$ 秒, $H_2 = 8.3$ cm)の T_1 と T_2 の組合せには特に意味があるわけではないが、前以つて種々の(T_1 , T_2)の組合せで衝撃圧力の発生を観察した後、最も頻繁にかつ大きな衝撃圧力が発生するものとして選んだものである。

実験は、このような2成分重畳波に対して波との出会角 χ を種々変えて衝撃圧力を計測した。すなわち $\chi = 180^\circ$ (向波)、 165° 、 150° 、 135° 、 120° 、 105° の6種類とした。ただし船速はフルード数で0.10で一定である。

圧力の検出にはトヨタPMS-5M-0.5H(定格最大圧力 0.5kg/cm^2)のピックアップに専用のトヨタTHA-3のアンプを併用して計測を行なった。なお衝撃的な圧力の計測の際には本来受圧部を水中に露出すべきであるが、受感部の保護のため図4.2.1のような、水圧計取付けアダプターを使用した。すなわち受感部は水中に直接露出せず、シリコン油(Nu100)を介して水圧を受けることになるため衝撃圧力のピーク値の正確な計測には多少問題があろう。また記録にはすべてビジグラフを使用した。ガルバノメータの周波数応答特性(固有振動数1000c.p.s)も今回の衝撃的な圧力変動の記録にはまだ十分とはいえないなどの問題もある。

4.2.2 計測項目

波浪衝撃圧の計測と同時に、相対波高、船体の加速度、6方向運動等の計測も行なったのでこれを表4.3.2にまとめておく。

表4.2.2 計測項目

波浪衝撃圧力	S.S 8 $\frac{1}{2}$	$\theta = 0^\circ, \pm 20^\circ, \pm 40^\circ, \pm 70^\circ, \pm 90^\circ$ (吃水線上) および吃水線上 40 mm (左舷のみ)	計 10 点
	S.S 9 $\frac{1}{4}$	左舷側吃水線上 0 mm, 40 mm	計 2 点
相対波高	S.S 9	左右両舷側	計 2 点
船体加速度	S.S 9	上下, 左右, 前後の3方向	計 4 点
	S.S 5	上下の1方向	
6方向船体運動	サージ, スウェイ, ヒープ, ロール, ピッチ, ヨー		計 6 点

相対波高の検出は容量型波高計を用い、ピックアップの容量線は船体外板から約 8 mm ほどはぼ一様に離して配線している。

船体加速度検出用のピックアップの容量は上下方向が 2 g, 左右・前後は各 1 g のもので動歪計をアンプとして利用するものである。また 6 方向船体運動のうちサージ, スウェイ, ヒープ, ヨーは当水槽で常用している 6 方向運動計測装置により, ロールピッチはバーチカルジャイロによつてそれぞれ検出している。記録はすでに述べたようにすべてビシグラフ上で行なっている。

4.2.3 実験結果のまとめ

まず, 2 成分重畳波中を斜航したときに記録された衝撃圧力の例を図 4.2.2, 図 4.2.3 に示した。図には S.S 9 $\frac{1}{4}$ の 2 箇所の水圧計と 8 $\frac{1}{2}$ の水面上 40 mm の水圧計の記録が相対波高と共に示されている。すなわち 9 $\frac{1}{4}$ W.L. 0 は S.S 9 $\frac{1}{4}$ で水線面の高さに取付けられた水圧計の記録であり, 9 $\frac{1}{4}$ W.L. 4 は同じく S.S 9 $\frac{1}{4}$ で水線面上 40 mm の位置のものである。8 $\frac{1}{2}$ W.L. は同様に S.S 8 $\frac{1}{2}$ で水面上 40 mm のものである。なお, これらの水圧計はいずれも波の直接あたる左舷側についている。計測された圧力が発生する周期は, 重畳波のうち周期の短い $T_2 = 0.70$ 秒の波に対する出会い周期で, ほぼ規則正しく周期的に現われている。しかし, そのうちで衝撃的な圧力が発生するのは数回に 1 回の割りで, 毎回衝撃圧力が発生するわけではない。図で注意しなければならないのは, いずれの図の場合もそうであるが, 衝撃的な鋭い立上りをもつた圧力が計測されたときの左舷側の相対波高がむしろ他の場合より低くなつて一見矛盾するように見えることで, これは多分, 相対波高計が S.S 9 についており水圧計の取付けてある S.S とは必ずしも一致していないためであろうと思われる。

一方図 4.2.3 の実験中の模様を陸上より観察していると, 波長の短い波との出会いのたびに, 水膜状の水しぶきが上り, 毎回衝撃状圧力が発生しているように見えるので, あたかも波長の短い規則的な波だけでも衝撃的な圧力が発生するのではないかと思われ, 波長の短い波だけを起こしこの中を航走したときの水圧を示したのが図 4.2.4 である。その結果は同じような波形の水圧が記録され, ほとんど衝撃的な圧力は起らず, また起つたとしても, ピーク値は 2 成分重畳波のそれとくらべると明らかに小さいものであつた。

したがつて非常に鋭い立上りをもつた衝撃的圧力が発生するのは船がある運動をしている(たとえばヒープ, ピッチロールなどは周期の長い波との出会い周期で運動していた)ときのある位相の状態に, 波頭の尖つた波(周期の短い波はそれのみを単独で造波すると造波直後に波頭がくずれるほどであつた)があたると発生するようである。なお, 図 4.2.4 で左舷側の相対波高の記録波形がほぼ一定の高さのところではギザギザ状に頭が切れているのは, 実は相対波高としては本来, もつと大きい山が出るはずのものが, 波高計の容量

線が F'cle Deck の高さまでしか配線されていなかったためである。

さて、2成分重畳波の方は一定の組合せのまま、波との出会角を変えてもかく衝撃圧力の計測を行なったわけであるが、その結果をどのようにまとめたらよいのか、どうも良い方法が見つからない。単に衝撃的圧力のピーク値だけを比較するにしても、すでに述べたように圧力の検出・記録の方法に多少問題があるので、厳密な比較は不可能のようである。

このように不明確な点があるわけだが、波との出会角 λ の変化につれて、衝撃圧力が発生する頻度の違いを比較したのが図 4.2.5 である。ただしこの図で発生頻度と定義したのは 1 船長分だけ航走する間に発生した衝撃圧力の回数のことである。実際には衝撃圧力と認定するにはかなり個人差があるであろうから、定量的には問題があるだろうが、定性的な傾向としてはそう問題はなからう。本実験では衝撃的圧力の発生が認められたのは $8\frac{1}{2}$ 、 $9\frac{1}{4}$ のそれぞれ水線面上のもの (W.L.0 と書いたもの) と水線面上 40mm のもの (W.L.4 と書いたもの) のみであつたが、いずれも船体中央平行部に近く、図にみるとおり向波から横波に変わるにしたがい発生頻度が著しく増加しているのは、多分にそのような計測位置に関係しているようである。また S.S でいうと F.P に近い $9\frac{1}{4}$ の方が $8\frac{1}{2}$ より明らかに発生頻度が大きいことがわかる。しかし次の図 4.2.6 ~ 4.2.10 に見られるように衝撃圧力のピーク値の大きさの分布は、 $9\frac{1}{4}$ と $8\frac{1}{2}$ とでは、そう変らないようである。

各 λ での航走距離は大体約 8 L (L は船長) であるので統計的頻度分布を検討するには、幾分データ不足の感はまぬがれえないが、各計測位置につき衝撃圧力の発現頻度を比較したのが図 4.2.6 ~ 4.2.10 である。

ただし、ここでいう発現頻度とは、先の発生頻度とは異なり、波との出合い角 λ を固定してみた場合の発生回数に対する当該圧力範囲に発生した回数の % で表わしている。したがって例えば S.S $9\frac{1}{4}$ W.L.4 で $\lambda = 180^\circ$ の場合、圧力 P (kg/cm^2) が 3 ~ 6 の発現頻度が 100% となっているのは、この λ の場合、衝撃圧力は 4 回発生したが 4 回とも 3 ~ 6 kg/cm^2 であつたということである。本実験に関する限り λ が大きい、すなわち向波に近いほど、衝撃圧力の値は小さくかつ分布としても狭い圧力範囲に分布することがわかる。

さらに、水線面上 (W.L.0) と水線面上 40mm (W.L.4) とで発現頻度を比較すると、図 4.2.10 より明らかのように丁度水線面上にある場合の方が平均衝撃圧力も高くかつ、発生する衝撃圧力も広く分布しているようである。

4.2.4 反 省

今回の実験は、実験期間および実験施設の関係で、ある特定の 2 成分波を重畳した場合につき実験を行なったのみで、まだ一般的な議論をするには、程遠い状態である。

来年度は、可搬三角波造波装置も完成したのでより詳細な計測と検討が行なえる状態となるので、さらに広範な研究を行なう予定である。

表4.2.1 使用した模型船の主要目

垂線間長 (L)	3.0000 m
船幅 (B)	0.4931 m
吃水 (d)	0.1943 m
排水量	2358.88 kg* (243.58 kg)
方形係数 (CB)	0.8207
縦慣動半径 (K1)	0.2388 L
横揺周期	1.22 sec
⊗ G (⊗ 前方)	0.0887 m

* 実測した排水量

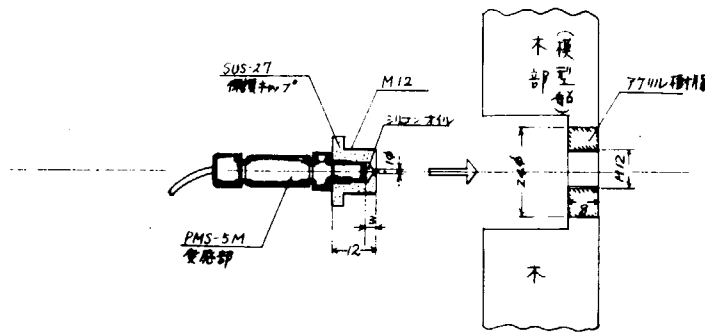


図 4.2.1 水圧計取付け概念図

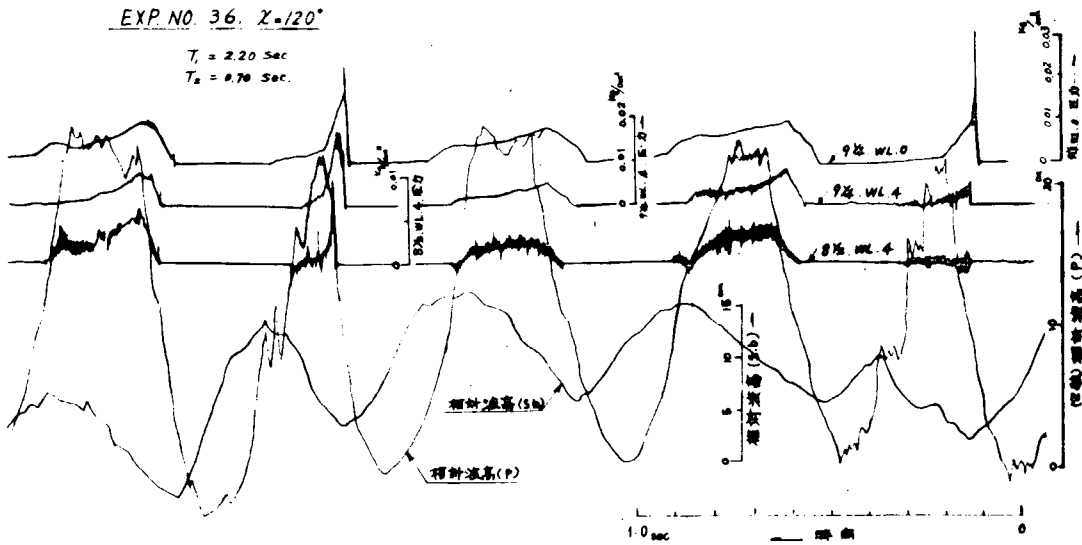


図 4.2.2

EXP NO. 42 $\chi = 150^\circ$

$T_1 = 2.20 \text{ Sec.}$
 $T_2 = 0.70 \text{ Sec.}$

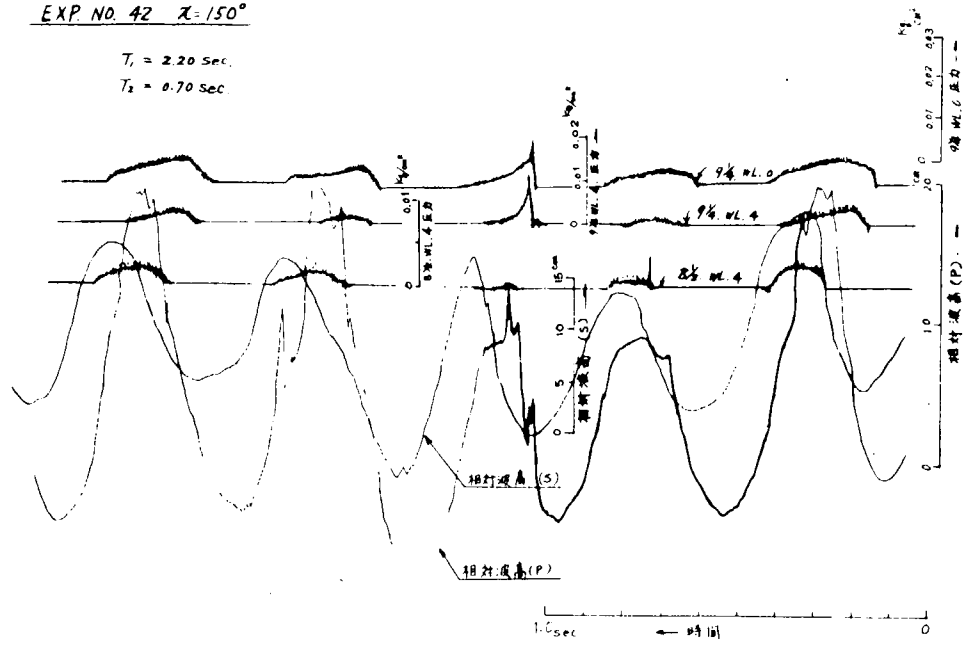


图 4.2.3

EXP NO. 48 $\chi = 150^\circ$

$T_2 = 0.70 \text{ sec.}$

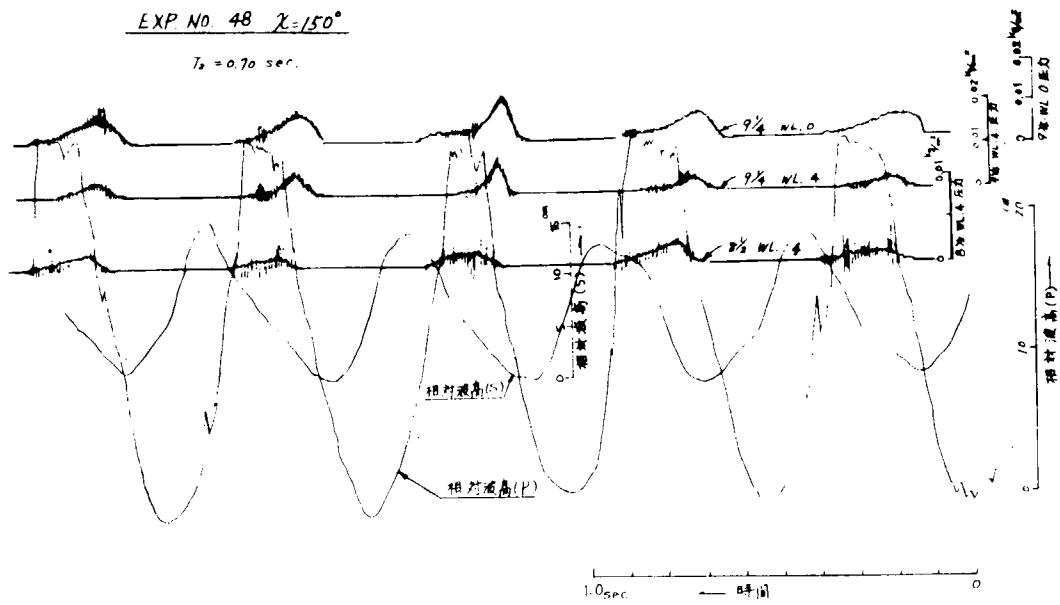


图 4.2.4

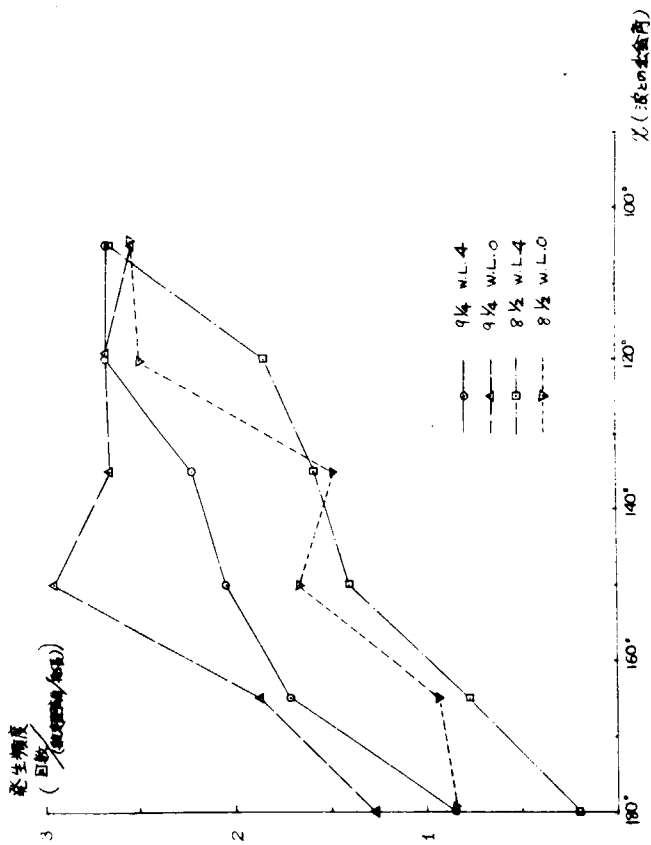


図 4.2.5 衝撃圧力の発生頻度

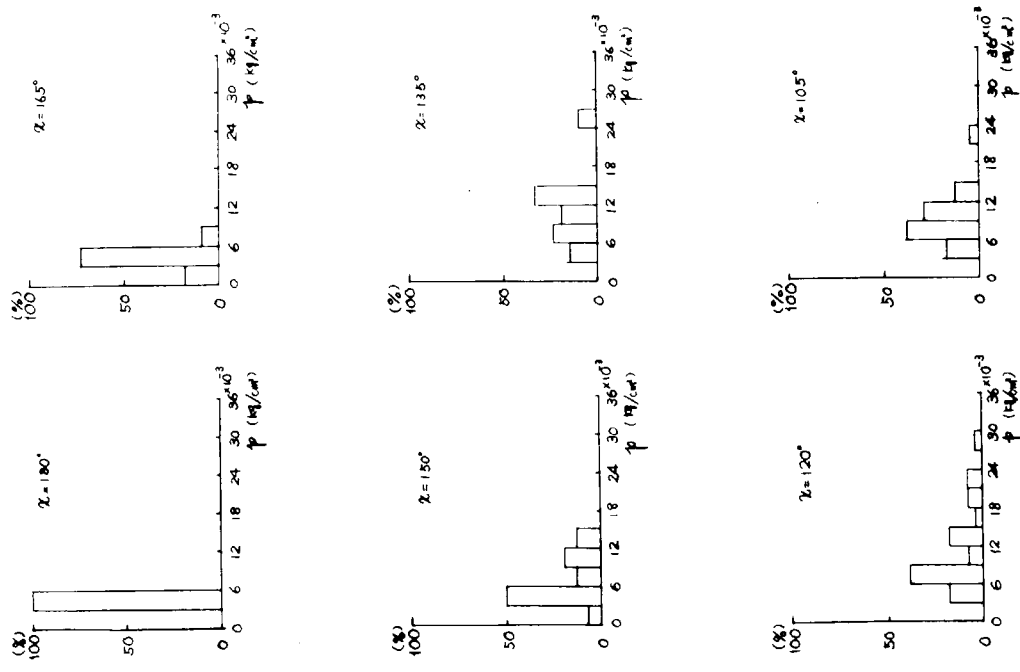


図 4.2.6 9 1/4 W.L.4での発生頻度

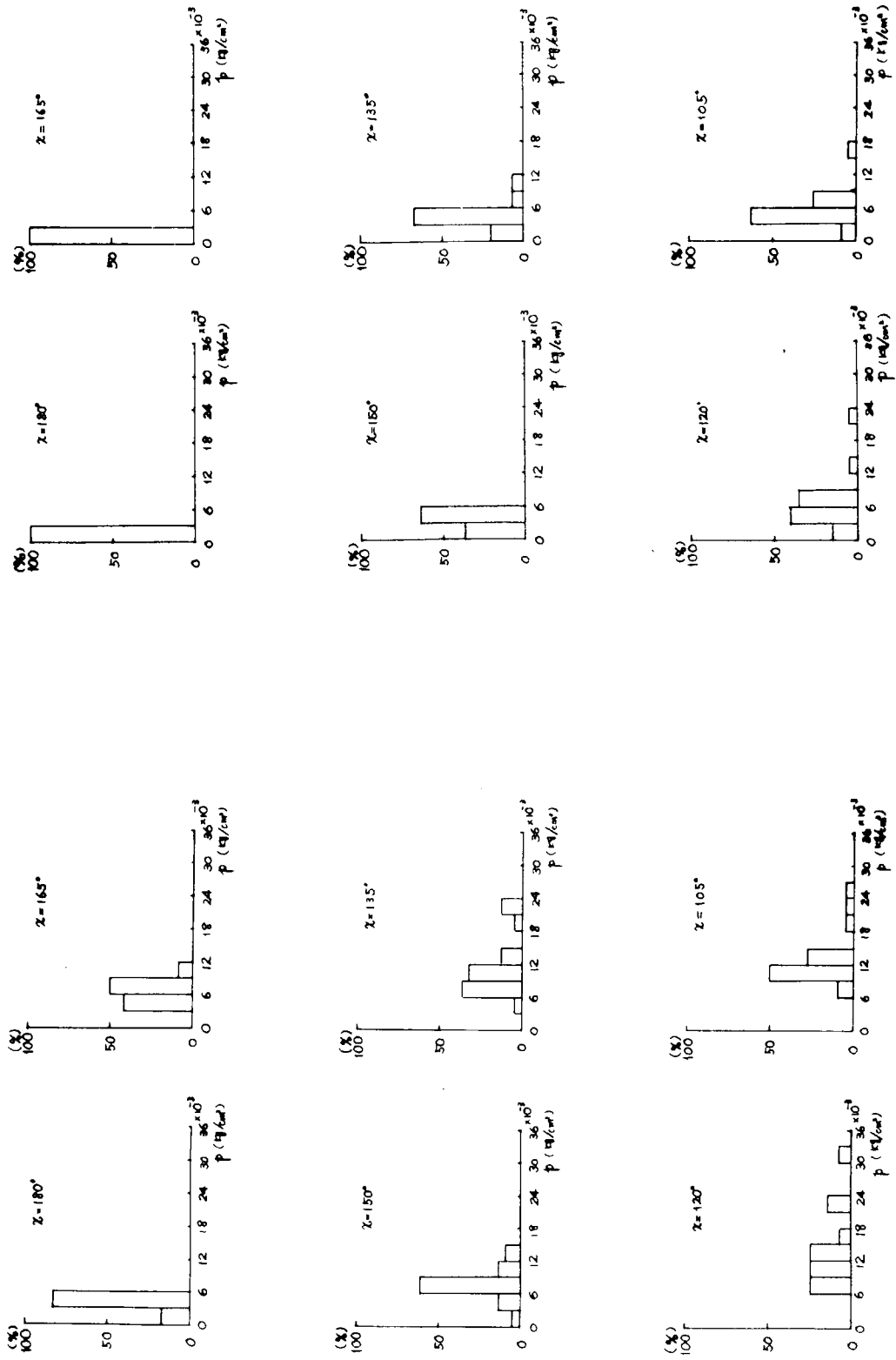


図 4.2.7 $9\frac{1}{4}$ W.L.0 での発現頻度

図 4.2.8 $8\frac{1}{2}$ W.L.4 での発現頻度

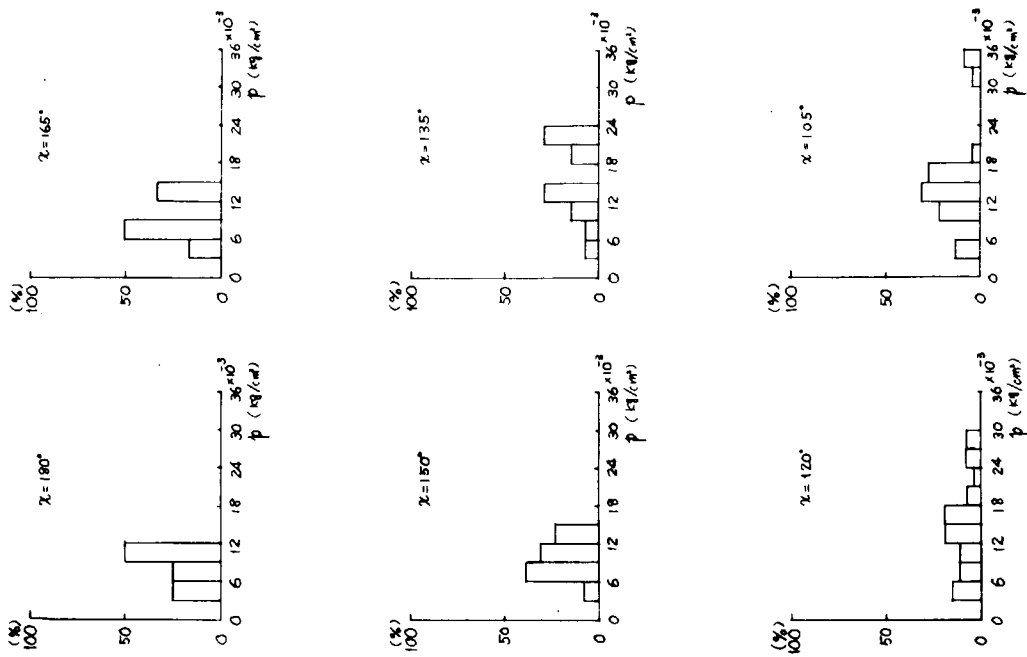


図 4.2.9 $8\frac{1}{2}$ W.L.0での発現頻度

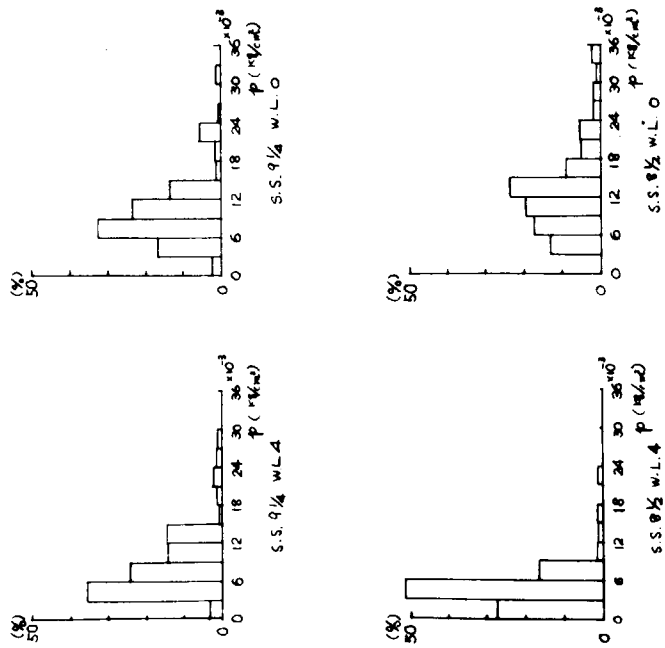


図 4.2.10 各計測位置での総合的発現頻度

4.3 深海に於ける砕波発生の機構

4.3.1 まえがき

船側に大きな衝撃圧が発生するための一つの条件として、深海で波が巻波状の砕波になることが考えられる。そのようなことが起り得るかどうかを、造波回流水槽を建設して実験した。

本年度は設備に不満足な点などがあつて、簡単な定性的実験に止つた。しかし、発生の可能性が一応定性的に確認されたので、その概要をここに報告する。

4.3.2 砕波発生の機構に関する考察

巻波状の砕波は、適当なスロープを持つた海岸などにみられるものであつて、深海ではみられないというのが通説である。しかし、大洋航行の経験者の話では、そそり立つ大波を目撃したことや、それらが崩れて異様な音を立てるのを聞いたというようなことがしばしばあるようである。

海岸のスロープ部で波が崩れるのは、波速に重大な関係がある。浅海波の速度は水深の平方根に比例するため、浅くなるにつれて波速は減ずる。このとき後方の波はこれに追いついて波の累積が起るが、累積のため高くなつた部分は低い部分より早く進行するために、累積現象が加速的に行なわれ、ついに崩れるに至る。

したがつて、浅海部の深度のように、進行波の波速に影響するような要素があれば、似たような現象が起ると考えられる。深海で考えられるものは、潮流・海流の場所的な不斉、および、波長の短い波に対するうねりである。これらの種々の組合わせにより、どのような現象が起るかを以下に実験してみた。

4.3.3 造波回流水槽

造波回流水槽の概要図を図4.3.1に示す。また、その主要目を表4.3.1に示す。

表4.3.1 造波回流水槽の主要目

主要目	
長さ×巾×水深	25 m × 1 m × 0.8 m
最高流速	0.2 m/sec
最大波高	0.12 m
波周期	0.3 ~ 4 sec

本水槽の機能の概要は、水槽両端に造波機があり、それぞれ個別的に造波できると共に、水槽外部に配管があつて、水槽の左右両部別々に、水が回流出来るようになつている。水流の方向は、左右ともに中央に向う方向であり、中央部で合した後外部配管に導かれる。

4.3.4 実験の内容と結果

4.3.2の推論から、今回の実験では、④波長が短い波、⑤波長の長い波、⑥潮流の三つの要素を考え、これらを種々組合せて波面の観測を行なつた。たゞし、④、⑤を組合せた複合波は、水槽中央部で複合するように、波長の短い波を波長の長い波が追うように造波している。

また、潮流の速度は場所的にかかなり不斉であるが、平均としては、約0.1 m/sec程度である。波高はincidentのとき約10 cmをねらつており、全体として1/100の程度の模型実験と考えている。

計測は、図4.3.2に示すような位置で、流速、波高の計測を行ない、波の周期は、造波機の回転数から求めた。造波回流水槽の性能が充分でないので、波形などは、かなりみだれており、波高の計測値はかなり変動がある。

上記のほか、図4.3.2の⑦～⑤の範囲で、波形が最も急峻になったと思われるときに、写真撮影を行なった。ただし、時間的ズレのために今回は、あまりあざやかな写真をとることはできなかった。

実験ケースおよび結果を表4.3.2に示す。また、2.3の場合に波傾斜が最高になったと思われるときの写真を図4.3.3に示す。

表 4. 3. 2

実験番号	実 施 状 況			
4	潮流 → + 波浪 ← I	$H_S = 8 \text{ cm}$	$T_S = 0.65 \text{ sec}$	
5	潮流 → + 波浪 ← II	$H_S = 6 \text{ cm}$	$T_S = 0.76 \text{ sec}$	
6	潮流 → + 波浪 ← III	$H_S = 7 \text{ cm}$	$T_S = 0.96 \text{ sec}$	
7	潮流 → + 波浪 ← IV	$H_S = 7 \text{ cm}$	$T_S = 1.30 \text{ sec}$	
8	潮流 → ← + 波浪 ← I	$H_S = 5 \text{ cm}$	$T_S = 0.68 \text{ sec}$	
9	潮流 → ← + 波浪 ← II	$H_S = 7 \text{ cm}$	$T_S = 0.65 \text{ sec}$	$H_{\max} = 8 \text{ cm}$
10	潮流 → ← + 波浪 ← III	$H_S = 7 \text{ cm}$	$T_S = 0.7 \text{ sec}$	$H_{\max} = 8 \text{ cm}$
11	潮流 → ← + 波浪 ← IV	$H_S = 5 \text{ cm}$	$T_S = 0.84 \text{ sec}$	$H_{\max} = 10 \text{ cm}$
12	潮流 → ← + 波浪 ← V	$H_S = 7.5 \text{ cm}$	$T_S = 1.06 \text{ sec}$	$H_{\max} = 11 \text{ cm}$
13	潮流 → ← + 波浪 ← VI	$H_S = 7.5 \text{ cm}$	$T_S = 1.35 \text{ sec}$	$H_{\max} = 9 \text{ cm}$
14	波浪 ← + うねり ←	$H_S = 8 \text{ cm}$ $H_L = 8 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 1.26 \text{ sec}$	$H_{\max} = 12 \text{ cm}$
15	波浪 ← + うねり ←	$H_S = 8 \text{ cm}$ $H_L = 8 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 1.26 \text{ sec}$	$H_{\max} = 12 \text{ cm}$
16	波浪 ← + うねり ←	$H_S = 8.5 \text{ cm}$ $H_L = 8.5 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 1.15 \text{ sec}$	$H_{\max} = 14 \text{ cm}$
17-1	波浪 ← + うねり ←	$H_S = 9 \text{ cm}$ $H_L = 9 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 0.947 \text{ sec}$	$H_{\max} = 13 \text{ cm}$
17-2	波浪 ← + うねり ←	$H_S = 8 \text{ cm}$ $H_L = 9 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 0.947 \text{ sec}$	$H_{\max} = 13 \text{ cm}$
18	波浪 ← + うねり ← + 潮流 →	$H_S = 8 \text{ cm}$ $H_L = 8 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 1.26 \text{ sec}$	$H_{\max} = 16 \text{ cm}$
19	波浪 ← + うねり ← + 潮流 →	$H_S = 8.5 \text{ cm}$ $H_L = 8.5 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 1.26 \text{ sec}$	$H_{\max} = 16 \text{ cm}$
20	波浪 ← + うねり ← + 潮流 →	$H_S = 8.5 \text{ cm}$ $H_L = 8.5 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 1.15 \text{ sec}$	$H_{\max} = 13 \text{ cm}$
21	波浪 ← + うねり ← + 潮流 →	$H_S = 8.6 \text{ cm}$ $H_L = 8.6 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 0.974 \text{ sec}$	$H_{\max} = 11 \text{ cm}$
22	波浪 ← + うねり →	$H_S = 8.0 \text{ cm}$ $H_L = 8.0 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 1.45 \text{ sec}$	$H_{\max} = 13 \text{ cm}$
23	波浪 ← + うねり → + 潮流 →	$H_S = 7.0 \text{ cm}$ $H_L = 7.0 \text{ cm}$	$T_S = 0.75 \text{ sec}$ $T_L = 1.45 \text{ sec}$	$H_{\max} = 15 \text{ cm}$

注 H_s = 波浪の波高, H_L = うねりの波高, T_s = 波浪の周期, T_L = うねりの周期, H_{max} = 最大波高

以上, 非常にラフな実験であるが, これらの装置を通覧すると

- 1) 潮流が来る方向に進行波があると, 潮流の不斉部で砕波ができる。
- 2) 波浪とうねりが重なると砕波ができる。
- 3) 1), 2) の状況が重なると浅海でできる巻波に近いものができる。

ことが分つた。

あ と が き

本年度は定性的な実験に終つたので, 来年度は定量的な実験および, 理論的追及を行ない, 深海で巻波状砕波が発生する条件を定量的に示したい。

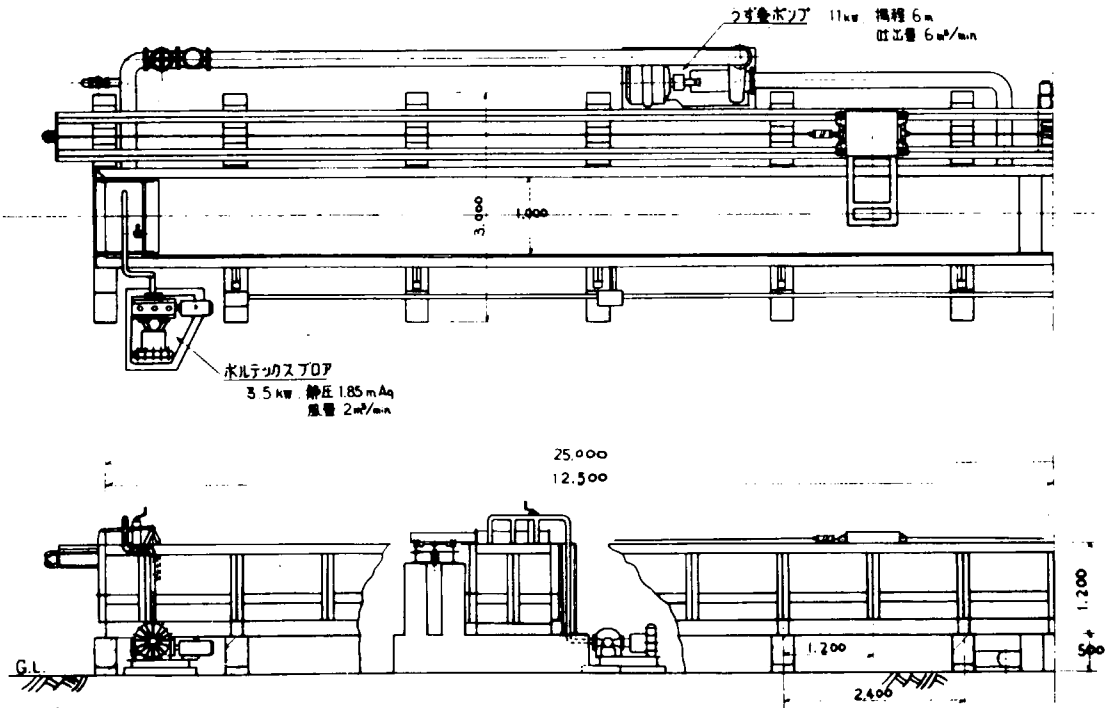


図 4.3.1 造波回流水槽

- ④~⑦ ; 液高計取付位置
- ①, ② ; 流速分布測定位置

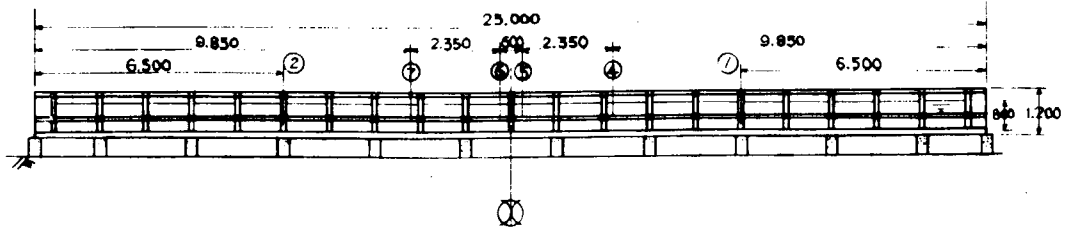
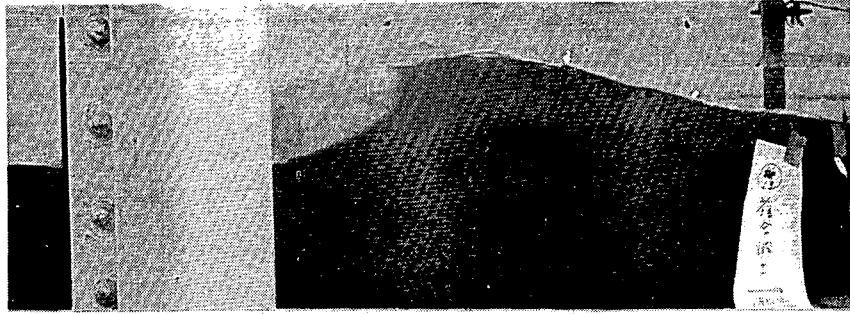


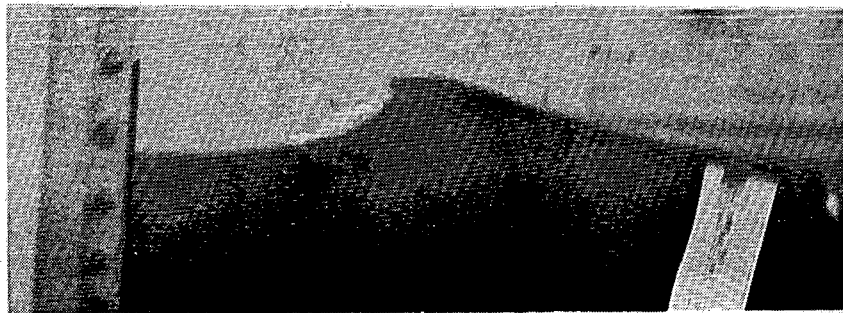
図 4.3.2 計測配置図



波浪 + うねり + 潮流
 $H_s = 8.5 \text{ cm}$ $T_s = 0.75 \text{ sec}$ $H_{max} = 1.6 \text{ cm}$
 $H_L = 8.5 \text{ cm}$ $T_L = 1.36 \text{ sec}$



波浪 + うねり + 潮流
 $H_s = 8.5 \text{ cm}$ $T_s = 0.75 \text{ sec}$ $H_{max} = 1.3 \text{ cm}$
 $H_L = 8.5 \text{ cm}$ $T_L = 1.15 \text{ sec}$



波浪 + うねり
 $H_s = 8.0 \text{ cm}$ $T_s = 0.75 \text{ sec}$ $H_{max} = 1.3 \text{ cm}$
 $H_L = 8.0 \text{ cm}$ $T_L = 1.45 \text{ sec}$

図 4.3.3 砕波状況の数例

4.4 波浪衝撃圧に関する理論的考察

4.4.1 まえがき

本部会では、波浪外力を周期的変動力と衝撃力に分けて、その推定法を求めようとしている。前者が、船体構造部材の応答に殆んど無関係に定められるのに対し、後者は部材の弾塑性応答と密接な関係にある。

そこで、ここでは、流体運動にもとづく衝撃力の機構について基礎的な定説を紹介するとともに、波浪衝撃力に及ぼす弾性応答の影響、波浪衝撃力のオーダーなどについて私見を述べ、関係各位の参考に供する次第である。

4.4.2 流体衝撃の機構

物体と流体が衝突したときに発生する衝撃力は、飛行艇の着水、船舶のスラミング、波浪の岸壁への打込み、飛翔体の海中突入など広い分野に発生する。従つて、これに関する研究論文は膨大な量に達し、その概要すら紹介することは極めて困難である。そこで、ここでは衝撃力発生の力学的機構を理解する基本的なものとして、Kármán, Wagner および Bagnold の理論を紹介するに止め、これらの思想にもとづく最近の研究論文については、代表的なもののみ(8)~(13)を参考文献として掲げる。

4.4.2 (a) 運動量理論

流体と物体の衝突によつて生ずる衝撃力も、物体同志の衝突によつて生ずる衝撃圧と同様、衝突相手の系の運動量変化が短い時間に起こることによるものである。流体の運動量は付加質量の概念を用いることによつて表示できる。この場合、付加質量は物体の質量と異り時間とともに変化することに注意しなければならない。

いま、質量 m なる物体が初速 V_0 ($t=t_0$) で水中に突入し、その速度が $V = \frac{dZ}{dt}$ ($t=t$) となつたとする。このとき、物体に流体力以外に力 F_e が作用していたとすれば運動量保存則から

$$(m + m_a) \dot{Z} - mV_0 = \int_{t_0}^t F_e dt \quad (4.4.1)$$

ただし、 m_a は流体の付加質量である。

物体が流体から受ける力は、(4.4.1) を時間で微分して、

$$m \ddot{Z} - F_e = -(\dot{m}_a \dot{Z} + m_a \ddot{Z}) \quad (4.4.2)$$

(4.4.2) 式は物体は、流体から加速度に比例する力と速度に比例する力を受けることを示している。

船体の一部が流体と衝突するような場合は \dot{Z} は余り大きくないから、瞬間的に大きな力が作用するには、運動に關与する付加質量に大きな変化がなければならない。

次に述べる Wagner 理論との対比をするために、Kármán⁽¹⁾ が扱つた、くさび状物体の落下について述べる。

図 4.4.1 に示すくさび状物体が、初速 V_0 で水に突入したとする。Kármán は付加質量を巾 2ℓ の平板が運動するときの値を用い、

$$m_a = \ell \frac{\pi \rho}{2} c^2 = \ell \frac{\pi \rho Z^2}{2\beta^2} \quad (4.4.3)$$

とした。 $F_e = 0$ として (4.4.2) を求めると

$$m \ddot{Z} = -\frac{V_0^2 \pi \rho Z \ell}{\beta^2 (1 + kZ^2)^2} \quad (4.4.4)$$

によつて、物体が流体から受ける力を計算できる。ただし、

$$k = \frac{\rho a}{\rho Z^2} \quad \ell; \text{物体の長さ}$$

である。

上の例では、付加質量を具体的に定めたので、各瞬時の力を具体的に求めることができたが、その大雑把な見当をつけるには、次のようにすればよい。

運動に関係する全運動量 I を評価する。大低の場合衝撃力は三角状に変化するから、流体による外力の最大値を P_{tmax} 、衝突の作用時間を L_t (三角荷重の場合は脚符 t をつける) とすれば、

$$P_{tmax} = 2 \frac{I}{\tau_t} \quad (4.4.5)$$

であるから、 I と τ_t を大雑把に評価することができれば、 P_{tmax} の見当はつけられる。ただし、 I は一般に、衝突する物体の特性や衝突前後の微妙な物理量の状態に無関係であるから、比較的正しい評価ができ、また、外的条件として与えられたものと考えることができる。一方、 τ_t 従つて P_{tmax} は場合によつては衝突物体の弾性その他にいちじるしく左右されるので、その評価あるいは、実験計測は大変むづかしい。

4.4.2 (b) Wagner の理論

Kármán の理論では、水面は物体が突入するときも乱されないとしたが、Wagner⁽²⁾ は物体と水面が接する部分について、詳細な解析を行ない Kármán の理論を修正した。前項と同じくさび状物体を考える。図 4.4.2 は物体が水中に突入し、盛り上つた水は A 点からスプレーとなつて飛び上る状況を示している。Kármán の理論では水面はみだされていないので、中心線より、水面と物体との接点までの距離 c' のひろがる速度は

$$\frac{dc'}{dt} = \frac{1}{\beta} \frac{dZ}{dt} \quad (4.4.6)$$

であつたのに対し、Wagner 理論では

$$\frac{dc}{dt} = \frac{\pi}{2} \frac{1}{\beta} \frac{dZ}{dt} \quad (4.4.7)$$

となつて、物体と流体との接し方が $\pi/2$ 倍だけ大きくなり、物体が受ける力も (4.4.4) 式の $\pi/2$ 倍、即ち

$$m \ddot{Z} = - \frac{V_0^2 \pi^2 \rho Z \ell}{2 \beta^2 (1 + k Z^2)^2} \quad (4.4.8)$$

となる。

物体まわりの圧力は、巾 $2c$ の平板まわりの流れから近似的に求められるが、A 点附近は跳ねかえし水の影響があるので、特別の考察が必要である。Wagner は自由流線理論を用いて、この附近の流れを解析し、物体上の最大圧力は A 点で生じ、その値 P_{max} は

$$\frac{P_{max}}{\frac{1}{2} \rho V^2} = \left(\frac{\pi}{2 \beta} \right)^2 \quad (4.4.9)$$

となることを示した。

(4.4.3) 式より求めた平均圧力は

$$\frac{P_{mean}}{\frac{1}{2} \rho V^2} = \frac{\pi^2}{2 \beta (1 + k Z^2)} \quad (4.4.10)$$

であるから

$$P_{\max} \doteq \frac{1}{2\beta} P_{\text{mean}} \quad (4.4.11)$$

となり、 β が小さいとき非常に大きな圧力が部分的に作用することがわかる。しかし、圧力の高い部分は面積的には小さいので、構造物の応力を計算する際には注意をする必要がある。

4.4.2(c) Bagnoldの理論

上述の理論では、 $\beta = 0$ となると無限大の圧力が作用する。実際には、流体の圧縮性を考慮する必要があり、そのとき

$$p = \rho V C \quad (C: \text{水中での音速}) \quad (4.4.12)$$

なることが、Kármánによつて示された。また、後で論ずるように構造物の弾性を考慮し、その動的内力の最大値を流体の運動量が瞬時に失なわれるとして静的圧力に換算すると ω を構造物の弾性振動の円周波数とすると、(4.4.12)に対し $\omega c / C$ のオーダーとなり、 ω がよほど高くない限り、構造物の弾性を考慮して最大値をおさえることができる。

以上のように、構造物の弾性応答を考えれば実際問題として(4.4.12)式で示されるようなWater hammer shock pressureを考慮する必要はない訳であるが、実際には空気が衝突現象に介在し、外力としてもそのようなWater hammer現象は起り得ないことをBagnold⁽³⁾は示した。(図4.4.3)

Bagnoldは砕波による岸壁の衝撃圧を研究し、岸壁BEに波面AEが、 β なる傾斜で衝突する場合を論じた。 $\beta > \tan^{-1} \frac{V}{C}$ なるときはE点の移動速度は音速より小さいので、壁面にはE点附近のみで無限小の面積(Wagner理論のようなはねかえし水の影響などは考えない)の部分に無限大の運動量変化が起り、大きな圧力を生じるが、全体としては有限な力を与えるにすぎない。しかし、 $\beta \leq \tan^{-1} \frac{V}{C}$ の場合は、E点が音速即ち流体内部の圧力の伝播速度よりも速いため、運動量変化はある有限な範囲で起り、岸壁は大きな力を受ける。AEBの部分に空気があるときは、例え空気が上方に逃られる場合も $\beta \leq 4 \tan^{-1} \frac{V}{C}$ であれば(空気中の音速は水中の約 $\frac{1}{4}$)空気内に圧力変動が生じて、AEの運動を規制し、空気がとじこめられたのと同じような状態になる。これらの場合、圧力の変化は空気層に様にひろがるために、運動量変化は有限な面積に拡がり、空気層のために作用時間はのびるが、結果として大きな外力を岸壁に与える。

このように、衝突物体(岸壁)と水面(波面)とが理想的状態で $\beta = 0$ となつて衝突しても空気が存在する限り、その影響を受けることが示されたが、実際の場合、特に波浪衝撃のような波面に凹凸が予想される場合は、まず空気がまき込まれると考えてよいと思われる。このような場合、shock pressureがどのようになるかを、Bagnold modelに従い簡単に述べる。

Bagnoldが考えたmodelは、図4.4.4に示すようなもので、長さKの水柱が速度Vで閉じこめられた空気を圧縮して生じる圧力がshock pressureであるとした。図に於てDは閉じこめられた空気の初期厚さである。

$K = \frac{B}{2}$ であるが、BはBagnoldの実験によれば波振巾H(図4.4.10参照)の約0.4倍である。図4.4の力学モデルを解析してBagnoldは

$$P_{\max} - P_0 = 2.7 \rho U^2 \frac{K}{D} \quad (4.4.13)$$

を得たが、上述の関係をうければ

$$(P_{\max} - P_0) = 0.54 \rho U^2 \frac{2h}{D} \quad (4.4.14)$$

となる。Bagnold modelでは、水と壁との衝突は完全弾性的であるから、運動量は $2\rho UK$ で与えられ、作用時間は aD/U と書けるから、圧力の時間変化が三角状とすれば

$$P_{\max} - P_0 = 2\rho UK / \frac{aD}{U} \times \frac{1}{2} = 2.7 \rho U^2 K/D$$

となり、 $a = \frac{4}{2.7} \approx 1.5$ である。

Bagnold model の場合は、Wagner model の場合と異り、空気圧が一様にひろがるために、(4.4.13)の値はかなり広い範囲に一様にひろがる特性がある。

(4.4.13)式にみられるように、最大圧力はDの大きさに反比例して変化する。波が岸壁に当たるような場合空気を巻込む仕方は、色々な要素に支配され、偶然的現象とさえ考えられる。種々の計測値が、非常にランダムな値をとっているのは、このためであり、Denny⁽⁴⁾らの実験では、 P_{max} は実験の試行回数に依存することが示されている。船側部と波との衝突は岸壁の場合よりもさらに偶然的要素が強く、波浪衝撃圧がこのような機構で発生するものであれば、最終的には統計的取扱いをせざるを得ないであろう。

4.4.2 (d) 波浪衝撃力の発生の可能性

流体による衝撃力の発生メカニズムについて、古典的な二つの基礎理論を紹介したが、最近の研究のいずれもこの二つのいずれかに属するものであり、船体に波浪衝撃力が発生するものとすれば、このいずれかの機構によるものと考えられる。

船底部又は航空母艦のような水平材のフレアの場合であれば、水面が水平に近くても、衝撃作用発生の可能性は容易に考えられるが、どちらかといえば垂直に近い船側部に波浪衝撃が発生するには、波面の勾配が急峻になることが必要条件と筆者は考えている。

この可能性については現在SR131で研究中であるが、筆者は二つの場合を想定している。

一つは浅海で起こる砕波と同じような波が深海でも起こるとするものである。浅海で波がくずれるのは、沖合の波が浅い所にくるにつれて波速を減じ、いわゆる積み重ね作用のため、波高が高くなり急峻な波ができるためである。似たような現象が、流れが不均一な場所で起る可能性がある。自然現象では、潮波の現象がこの一族とみなされる。

いま、一つは、もともと傾斜のきつい波に、プラントな物体が進行すると、その排除作用のため、波がより急峻になり、碎波的に船側と衝突することが考えられる。

上記の二つは、いずれも単なる仮説に過ぎず、今後、理論的、実験的研究を行なつて、その真偽を確認する必要がある。

このほかに、構造委員会西部地区部会では、渡辺⁽⁵⁾の傾斜衝撃の理論を中心として、船首部の損傷解析が行なわれており、現在、詳細な検討が進行中である。

この場合は特に急峻な波を仮定する必要がなく、これによつて高い衝撃圧発生の可能性が示されるならば、その頻度はかなり高いものとみななければならない。

4.4.3 波浪衝撃力と構造弾性の関係

本節では、波浪衝撃力を受けた構造物の応力を推定するために、動的最大変位を求め、これと同じ変位を生ずる等価静的荷重を求め、それには、その対象を明確にしておく必要がある。

一般に外板は膜構造物であり、大きな塑性変形を起すことはあつても破壊に至ることはまずないとされている。従つて、外板に対して衝撃力の弾性動的応答を求めることは無意味であるとの見解もきかれる。

しかしながら、周辺構造物に発生したキレツの伝播、工作上の欠陥、あるいは、まれに材料の欠陥などによつて、外板がCAT曲線上の応力状態にあつたと考えるのはあながち無理ではないと考える。そして、この場合、外板破壊の可能性は弾性的計算によつて推定できる。

外板を支持するTrans. Ringなどの大骨類も当然波浪衝撃力の影響を受け、特に図4.4.5のような荷重が作用するときは外板のクッション作用もなくその部分の剛性が直接等価荷重に影響するようになるが、問題が複雑であるので、今回の対象からは除外し、ここでは外板を波浪衝撃力の主対象と考えておく。

4.4.3(a) 船体質量の影響

波浪衝撃は船体と流体との一種の衝突であるから、船体重量が影響することが一応考えられる。この点を明らかにするために、図4.4.6に示すような力学モデルを考える。

Mを船体、mを外板のそれぞれ質量とすれば、 $\frac{m}{M}$ が充分小さいとき、mの応答はMが固定されているのと同じであることが示される。したがって、船がある程度大きい限り、船は固定されていると考えてよい。

4.4.3(b) 外板支持構造物の影響

図4.4.7のような振動モデルを考える。

ここに、

m_1, m_2 : 質量

k_1, k_2 : バネ常数

w_1, w_2 : circular frequency

である。 $\frac{m_2}{m_1}$ が1に比して充分小さく、 $w_2 \gg w_1$ であれば、 m_2 系の変位は m_2 が単独で振動する場合と同じであることが示される。また、 w_1 が w_2 に比して充分大きい場合も同様である。

このモデルに、 m_2 (外板)、 m_1 (船首部)、 k_1 (船体横振動)、M (主船体)とあてはめれば前者の条件に適合し、M (船首部)、 m_1 (Trans. Ring)、 m_2 (外板)と対応させれば(但し、図4.4.5のような場合は考えないことにする)後者の場合になると思われる。いずれにしても、ある程度、巨大船であれば、外板に外力が作用したとき、外板の動的応答はそれを単独で考えて差しつかえないと思われる。

4.4.3(c) 外板弾性の影響

上記までの解析によつて、動的効果は外板弾性のみを考慮すればよいことが明らかであるから、以下ではWagner流に流体外力が確定している場合と、Bagnold流に流体による力そのものが外板弾性の影響でかわる場合について、外板の動的効果について述べる。

弾性体の場合、ある代表点の変位と応力は簡単な比例関係にはなく、振動モードによつて定る関係をもっており、また、荷重の分布状況も複雑な影響を与えるので簡単な解析はできないが、振動の時間関数は単純な振動モデルによつておきかえたものと同じである。また、基本モードについてのみ考えれば、変位と応力は比例関係にあるから、ここでも単純振動モデルの最大変位から、静的等価荷重を推定する。

1) 確定外力が作用する場合

Fig 4.4.8のような力学モデルを考える。ここに

P_r : 外力の大きさ

τ_r : 外力の作用時間(矩形荷重の場合脚符rをつける)

m : 外板の質量 m' : 附加質量

k : バネ常数

である。

簡単な解析によつて、等価静荷重 P_s に対し

$$\left. \begin{aligned} \left[\begin{array}{c} P_s \\ P_r \end{array} \right] &= \left[\begin{array}{c} kx \\ P_r \end{array} \right]_{\max} = \sqrt{2(1 - \cos \omega' \tau_r)} \quad \omega' \tau_r < \pi \\ &= 2 \quad \omega' \tau_r \geq \pi \end{aligned} \right\} (4.4.15)$$

を得るが、ここで ω' の計算には附加質量を考慮する必要があることに注意する必要がある。Wagner流に外力を考える場合、構造物の弾性を考慮する必要はないとしたが慣性力に対しては明らかに構造物の変形

が影響するのでこれを考慮する必要があるからである。

従つて、動的効果は ω' が充分小さいときは $\omega' \tau_r$ となり、 $\omega' \tau_r$ が充分大きいときは($\omega' \tau_r \geq \pi$ のとき)2となる。ただし、後者は衝撃力が三角荷重の場合は、1となる。(4.4.15)の関係は、三角荷重の場合にもほぼ成立する。ただし、 P_r の代りに P_t 、 τ_r の代りに τ_t をとり、右辺の値を $\frac{1}{2}$ 倍する。また、 $\omega' \tau_t < 2\pi$ などとする。

まえに述べたように、外力としては運動量Iが一定値の場合が多いので、それとの比を考えてみる。

$$\begin{aligned} \left[\frac{P_B}{I} \right] &\equiv \left[\frac{kx}{I} \right]_{\max} = \frac{1}{\tau_r} \sqrt{2(1 - \cos \omega' \tau_r)} && \omega' \tau_r < \pi \\ &= \frac{2}{\tau_r} && \omega' \tau_r \geq \pi \end{aligned} \quad (4.4.16)$$

上式の計算結果は図4.4.12のとおりであるが、 ω' がgivenつまり、定つた弾性系に対しては、 τ_r が大きいかほど外板の応力は小さくなる。また、 τ_r が固定のときは、 ω' が大きいかほど大きな応力が作用する。ただし、 $\omega' \tau_r > \pi$ であれば ω' に無関係となる。また $\omega' \tau_r \ll 1$ の場合は $\left[\frac{kx}{I} \right]_{\max} = \omega'$ となり(この結論は荷重の格好に無関係)、 P_B の推定にはIのみでよいことになり推定が楽になるが、一般にWagner流の考えが適用できるのは τ_r が余り小さくないときであるから、このときは τ_r を推定しないと P_B の推定ができない。

ii) 空気が含まれるとき

図4.4.4のBagnold modelに外板の振動系を連成させたFig 4.4.9のようなモデルを考える。

水柱の運動によつて生じた空気圧は、ほぼ三角状荷重に近いので、その継続時間を τ_t とすれば(3.3.2)にならつて

$$\begin{aligned} \frac{P_B}{I} &\equiv \left[\frac{kx}{I} \right]_{\max} = \frac{1}{2\tau_t} \sqrt{2(1 - \cos \omega \tau_t)} \times f \left(\frac{m}{m'}, \frac{\omega D}{V}, \frac{P_0 D}{\rho V^2 K} \right) && \omega \tau_t < 2\pi \\ &= \frac{1}{\tau_t} \times f \left(\frac{m}{m'}, \frac{\omega D}{V}, \frac{P_0 D}{\rho V^2 K} \right) && \omega \tau_t > 2\pi \end{aligned} \quad (4.4.17)$$

とかくことができる。(4.4.17)式は連成のために $\frac{m}{m'}$ 、 $\frac{\omega D}{V}$ の影響がでることを示している。fに対する影響は $\frac{m}{m'}$ の効きが大きいので、このようなとき、計測器の重量なども影響して、大変複雑であることが分る。

(4.4.17)式の適用に当つては、 ω は構造物のmassのみで足ること、Iは単位面積あたり ρVK でなく $2\rho VK$ であることに注意しなければならない。

4.4.4 波浪衝撃力の推定

現在までの知識では、波浪衝撃力を正確に推定することは不可能である。ここでは、前節までに述べたところに従つて、その大略のオーダーを推定して問題の重要度を検討してみる。

ただしここでは、4.4.2(a)項で述べた如く、波は砕波寸前の状態にあるものとし、また、その特性も、海岸でみられる砕波に従うものと仮定する。

4.4.4 (a) Wagner modelに従う場合

合田⁽⁶⁾に従つて、図4.4.10のようなWagner modelを考える。図では波高Hの孤立波を考え、その κH の部分に砕波状態にあり船側と δ なる角をなして衝突するものとする。このとき単位巾あたりの部分に作用する力Pは、波の船側に対する相対速度をVとすると

$$P = \frac{\rho \pi}{4} V^2 \kappa_H \cot \delta \frac{t}{\tau_t} \quad (4.4.18)$$

ただし、 τ_t は衝撃力の作用時間で

$$\tau_t = \frac{\kappa_H}{\cot \delta \cdot V} \quad (4.4.19)$$

で与えられる。これは三角荷重で $t = \tau_t$ のとき最大となり、このとき、荷重は κ_H の部分に一様に分布するとして圧力の最大値 P_{\max} を求めると、

$$P_{\max} = \frac{\rho \pi}{4} V^2 \cot \delta \quad (4.4.20)$$

となる。V は船速の波方向成分 U と波速 C_B であるが、 C_B として孤立波速度をとるものとすれば

$$C_B = \sqrt{gH} \quad (4.4.21)$$

である。例として

$$U = 3 \text{ m/sec}, \quad H = 10 \text{ m}, \quad \kappa = 0.5$$

として、 P_{\max} および τ_B を計算すると表 4.4.1 の如くである。表には等価静的圧力 P_S も示されている。またこの場合の単位面積あたりの力積は、

$$\frac{I}{\kappa_H} = \frac{\pi \rho}{8} V (\kappa_H)$$

であり

$$\frac{I}{\kappa_H} = 2.55 \frac{\text{ton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$$

となる。

表 4.4.1

δ	5°	10°	20°	45°
$\cot \delta$	11.4	5.67	2.74	1
$P_{\max} \text{ ton/m}^2$	152	76	36	13
τ_r	0.034	0.068	0.140	0.384
$\frac{\omega' \tau_r}{2\pi}$	0.185	0.270	0.555	1.530
$P_S \text{ ton/m}^2$	38	30	25	13

但し、 $\omega' = 2.5 \frac{1}{\text{sec}}$ とする。

4.4.4 (b) Bagnold model に従う場合

図 4.4.1 1 のような Bagnold model を考えると、単位巾あたりの衝撃モーメント I は、

$$I = 2 \rho K V \times \sigma H \quad (4.4.22)$$

であるが、Bagnold の実験では

$$\sigma \doteq 0.4 \quad K = \frac{1}{2} \sigma H = 0.2 H$$

であるから、(4.4.22) は単位面積あたり

$$\frac{I}{\sigma H} = \rho H V \times 0.4 \quad (4.4.23)$$

となる。

すでに述べたようにこの場合も、巻込み空気層の厚さによつて継続時間、最大値が大きく変化するが、ここでは、 $D \rightarrow 0$ の場合の等価静的荷重と、Denng⁽⁴⁾ らによる最大頻度の場合の荷重（構造物の弾性を考慮しない）を求めると、

4.4.3 (c) で述べたように、 $\omega \tau_t \rightarrow 0$ の場合のモーメントに対する等価静的荷重に対する割合は、 ω であるから

$$P_{\max} = \rho V^2 \frac{\omega H}{V} \times 0.4 \quad (4.2.24)$$

となる。

4.4.4(a)の場合と同様に、 $V = 13 \text{ m/sec}$ 、 $H = 10 \text{ m}$ とすれば各 ω に対する P_{\max} の値は表4.4.2のとおりである。

表4.4.2

$\omega \frac{1}{\text{sec}}$	20	40	60	80	100
$P_{\max} \frac{\text{ton}}{\text{m}^2}$	104	208	312	416	520

次に船速のない場合であるが、Denngによれば、乱された波面をもつた波による最大衝撃圧は、 $P_{\max} / \rho g H = 2.5$ の場合が最も多い。

$H = 10 \text{ m}$ とすれば、 $P_{\max} = 250 \text{ ton/m}^2$ となる。また、光易⁽⁷⁾によれば、ある程度のひろがり
を考慮すれば $P_{\max} / \rho g H = 10 \sim 20$ であるという。この場合 $P_{\max} = 100 \sim 200 \text{ ton/m}^2$ である。これらの P_{\max} に対する継続時間を計算すると、運動量を(4.4.3)で与えられたとして表4.4.3の如くなる。

表4.4.3

$P_{\max} \frac{\text{ton}}{\text{m}^2}$	50	100	150	200	250
$\tau_t \text{ sec}$	0.208	0.104	0.069	0.052	0.042
$\frac{\omega \tau_t}{2\pi}$	1.66	0.83	0.55	0.41	0.33
$P_{\text{B}} \frac{\text{ton}}{\text{m}^2}$	50	90	105	120	125

但し、 $\omega = 50 \frac{1}{\text{sec}}$ とする。

4.4.4(c) 総括

波面、船速、構造物の固有振動数などの推定が極めてあいまいで、確実なことはいえないが、波浪衝撃により等価静的荷重として、 100 ton/m^2 程度の水圧が作用する可能性は充分考えておく必要がある。

表4.4.1および表4.4.2の計算値からも分るように、空気を巻き込んでいわゆる正面衝撃的に作用する場合の方が大きな水圧を発生する可能性がある。

これらの値は不規則統計値として把握されるが、その上限が存在することに注意する必要がある。

継続時間は構造物の周期に比較して充分短いといえず構造物の応力の推定には、全力積と作用時間の推定が必要である。

4.4.5 あとがき

前節までに於て、古典的な二つの衝撃理論をもとにして波浪衝撃力の大雑把な推定を行ない、状況によっては構造物の破壊に関係するほどの大きな荷重が作用する可能性のあることを示した。これらを裏づけ、一応の実用的な推定を可能にするには、今後下記のような研究が必要と思われる。

- 1) 最近の流体衝撃に関する研究を調査し、これらを取入れる。
- 2) 衝撃力による構造物の動的応答を調査する。特に代表的な振動モードの固有周期の推定を行なう。
- 3) 構造物と波との衝突前後の巨視的様相を把握する。

参 考 文 献

- (1) Kármán, T., "The Impact on Seaplane Floats During Landing",
NACA TN 321, 1929
- (2) Wagner, H., "Über Stoss-und Gleitvorgänge an der Oberfläche
von Flüssigkeiten", ZAMM 12, 1932 P. 193~215
- (3) Bagnold, R. A., "Interim Report on Wave-Pressure Research",
J. Ind. Civil Eng. Vol. 12, 1939, P. 201~226
- (4) Denny, D. F., "Further Experiments on Wave Pressures", J. Inst
Civil Eng., 1951, P. 330~345
- (5) 渡辺恵弘, "船底衝撃の性質と, Whipping について", 西部造船学会会報32号, 昭和41年
7月, P. 121~P. 136
- (6) 合田良実, "構造物に働く波力", 土木学会水理委員会水工学シリーズ67-10 1967年8月
- (7) 光易 恒, "砕波による衝撃的波圧(1)", 第12回海岸工学講演会講演集, 1965年11月
P.P.106~113.
- (8) Chu, W. H. & Abramson, H. N., "Hydrodynamic Theories of Ship
Slamming - Review and Extension"
J of Ship Research, Vol. 4, No4 March 1961
- (9) 平野陽一, 三浦公亮, "着水衝撃荷重について" 東大宇宙研報告第6巻3号(B), 1970
- (10) Chuang, S. L. "Theoretical Investigation on Slamming of
Cone-Shaped Bodies," J. of Ship Research, Vol. 13,
No.4, December 1964
- (11) Lewison, G. and W. N. Mclean, "On the Cushioning of Water Impact
by Entrapped Air," J. of Ship Research, Vol. 12, No.2, June 1968
- (12) Verhagen, J. H. G., "The Impact of a Flat Plate on a Water
Surface," J. of Ship Research, Vol. 11, No.4 December 1967
- (13) Sellars, F., "The Influence of Structural Characteristics on
Slamming Impact Pressures," J. of Ship Research Vol. 15,
No. 1, March 1971

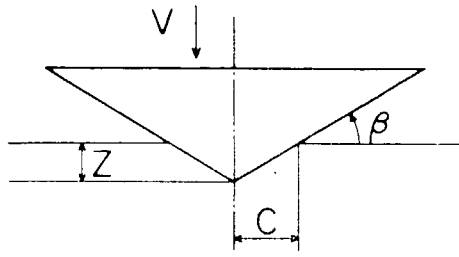


图 4.4.1

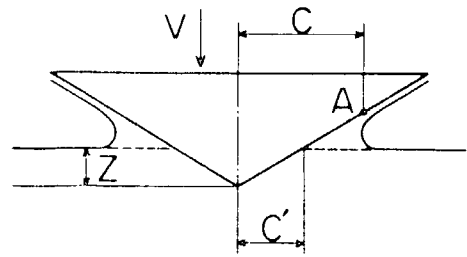


图 4.4.2

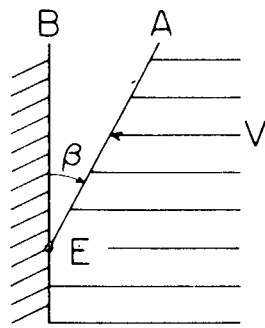


图 4.4.3

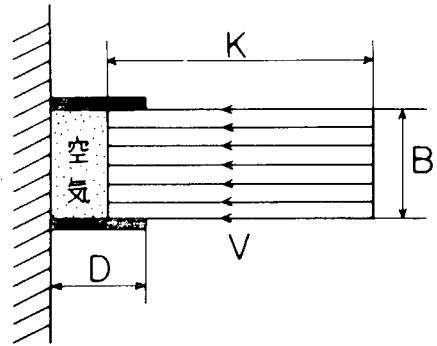


图 4.4.4

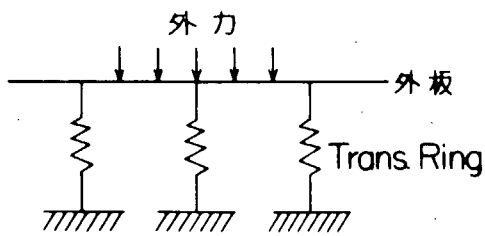


图 4.4.5

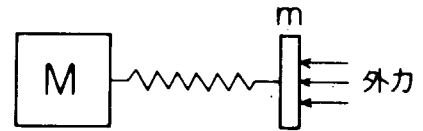


图 4.4.6

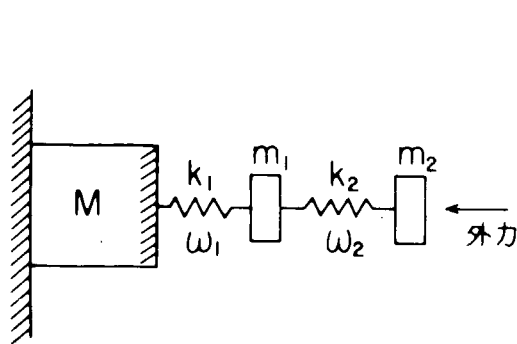


图 4.4.7

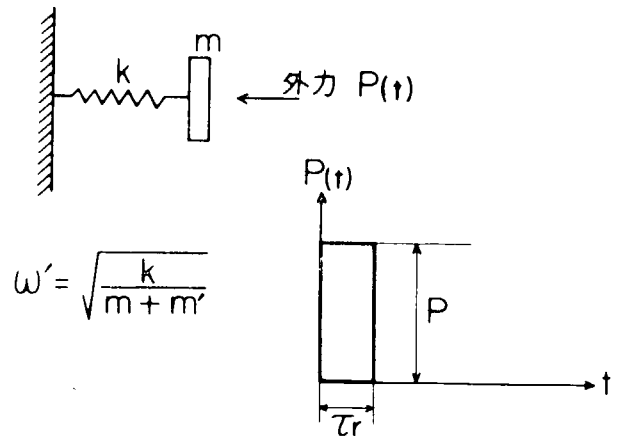


图 4.4.8

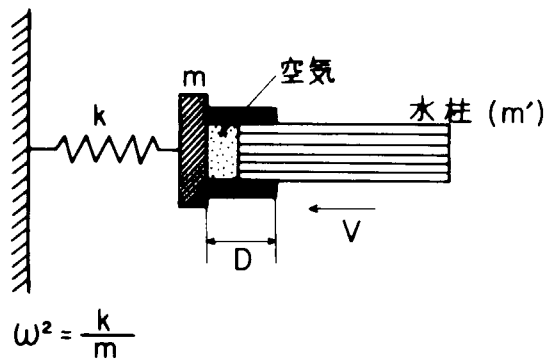


图 4.4.9

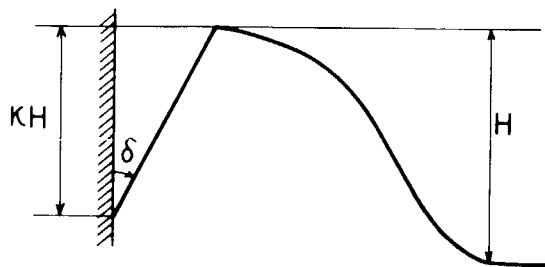


图 4.4.10

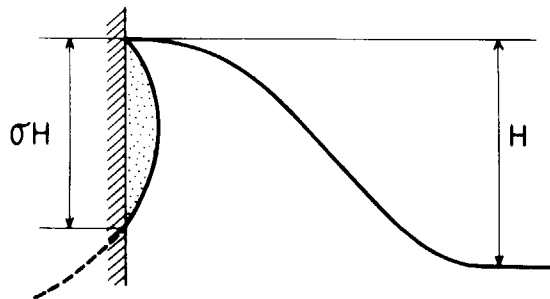


图 4.4.11

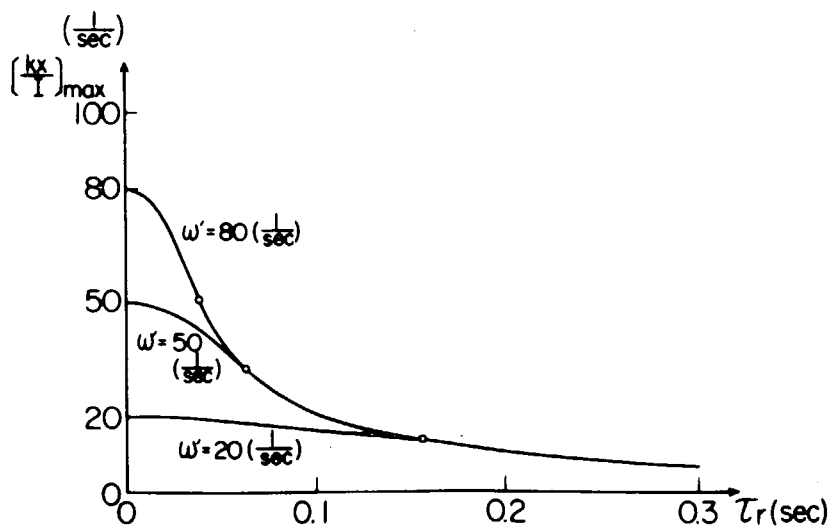


图 4.4.12

4.5 第2面造波装置予備実験およびその設計

4.5.1 予備実験

4.5.1.1 緒言

昭和47年度に製作設置が予定されている角水槽第2面造波装置の設計に必要な諸資料を得るため、角水槽ならびに第1面および第2面造波装置模型を作成し、予備実験を行なった。予備実験は主として斜波発生時の波の伝播のメカニズムの把握、波の非伝播域の調査、第1面および第2面造波機の相互干渉の調査などに重点を置いて行なった。

実験は、実験水槽がやや小さいこともあつて、必ずしも十分な成果が得られた訳ではないが、第2面造波装置の本設計に対して、一応の設計資料は得られたものと考えている。

4.5.1.2 実験装置

実験水槽は、約3.9 m × 2.2 mの木製角水槽で、水深約0.3 mである。実験水槽の短辺には、フラツプ型造波機を、長辺には3分割ブランジャー型造波機を取付け、各造波機の対辺には、消波装置が取付けてある。ブランジャー本体は、幅・吃水比1:2の楔形断面のもの先端部分を若干丸めた形状のものである。駆動方式は、いずれの造波機も安川電機製V S -モータ・チエンドライブ・クランク機構方式で、駆動電動機の出力は、ブランジャー型については5 KW、フラツプ型では0.75 KWとなつている。

実験装置の概略を図4.5.1に示す。

4.5.1.3 実験概要

実験は、実験水槽内の1ヶ所あるいは2ヶ所に容量型波高計を設置し、波形を計測しビシグラフ上に記録した。同時に、3次元の波紋の記録を目的として8%シネ、35%カメラによる撮影を随時行なった。造波周波数の設定には、カウンタを利用しその出力をプリンタに印字して周波数、波長を求めた。また、造波機のストロークをスケールにて読取つた。実験を行なった周波数範囲は0.8 ~ 2.2 Hzである。

1) 単独試験

造波機それぞれの単独特性は、その他全ての実験の基礎となるものであつて、フラツプ型およびブランジャー型造波機の波高ストローク比等の特性を調べるとともに、各対辺消波装置の消波効率の計測、それぞれの隣辺消波装置による波の攪乱、減衰等を調査した。

2) 斜波試験

3分割ブランジャー型造波機をそれぞれ一定の位相差を保つて駆動して水槽内に斜波を発生させ、波の伝播、特に斜波頂線の状態、端部での波の伝播、波高減衰等について調査した。実験を行なった位相差は、30°、60°、90°、120°、150°の5状態である。

3) 回折干渉試験

ここでは、駆動するブランジャー型造波機の組合せを2、3変え波の伝播、回折、反射等を調べた。また、フラツプ型造波機の相互干渉の状況を調査した。

4) 2方向複合波試験

直交2方向波および斜交2方向波を発生させ、波紋、波の伝播減衰、線型重畳の度合等を主として8%シネにより調査した。

4.514 考 察

予備実験結果の詳細については、現在記録波形等の解析中であり、その終了を待たねばならないが、観察記録波形を一覧して得たことを纏めると、概略次のようなことが云えよう。

- 1) いずれの造波機についても、隣消波装置による発生波の攪乱反射が顕著である。
- 2) 造波機の相互干渉は、造波機の隣接交点附近で著しく、この部分の造波機を取除くか、干渉を減ずるような特別な措置が必要である。しかし、波が漸次その波高を減じつつ伝播する。いわゆるシャドウ領域の存在を考慮する必要があり、実設計には、両者の見合いが重要なポイントとなる。
- 3) シャドウ現象のため、斜波、特に2方向斜波を発生させた場合には、水槽の有効面積は相当減少するものと考えられる必要がある。
- 4) 分割ブランジャー型造波機による斜波の発生では、この程度の分割では、波は可成りステップ状であり、分割位置で波はやゝ不安定となる。
- 5) 第1面造波機によつて起された波が、ブランジャー型造波機におよぼす影響は認められるが、実用上許容し得る程度のように思われる。
- 6) 両造波機の周波数の組合せによつては、主としてブランジャー型造波機より顕著な cross waves の発生が認められた。これは、実験水槽の水深が、やゝ浅いことにも起因しているものと思われる。
- 7) 直交2方向波は、波紋としてはほぼ安定なパターンを形成して伝播し、各方向の成分波の粗度が低くとも、三角波状の波の粗度はかなり高くなっている印象を受ける。また、波のパターン(波群)はほぼ 45° の対角線上を移動して行くように思われる。
- 8) 斜交2方向波では、波紋はやゝ不安定であつたが、この不安定さが、本質的なものかどうかは判らない。

以上、予備実験により判つたことを一部列記したが、結論として、このような造波方式により、2方向複合波は、一応発生し得ると云える。

4.515 結 言

実験水槽あるいは造波、消波装置は、いずれも第2面造波装置の設置が予定されている実物の $\frac{1}{15} \sim \frac{1}{20}$ 模型であり、予備実験により何らかの定量的な結論を求めるのは難しいが、当初意図した実験目的はほぼ達成できたと思われる。これらの資料は、詳細については現在解析中であるが、その成果は、第2面造波装置の詳細設計に役立てられる。

4.52 設 計

前章に述べた予備実験結果を参考にして、第2面造波装置の設計を行なつた。なお、本装置の細部仕様については、更に検討吟味を要する部分が残されてはいるが、その主要部分の設計は完了しているので、その概要を述べる。

(1) 概 要

本装置の一般配置を図4.5.2に、造波ユニットの概要を図4.5.3に、また、第2面造波装置の対面に置かれる消波装置の概要を図4.5.4に示す。

造波装置の形式は、ミナーシャモータ駆動ブランジャー型で分割数は15程度とする。造波機およびその対面に置かれる上下可動式の消波装置は、適当な場所に設けられた操作室より遠隔操作される。

(2) 機 能

15基程度に分割された各造波ユニットは、地中の連通基礎の上に設置された駆動・昇降フレーム、駆動電動機、ボールネジおよびブランジャー本体から構成される。ブランジャーは駆動電動機によりボールネ

ジを介して上下方向の直線運動を行ない、この運動により水槽内に波を発生させる。

プランジャ上下動周波数は0.4～2 Hz、その振幅は300 mm (ストローク600 mm)である。これは、水槽内に生ずる波では、波長0.4～1.0 m、最大波高2.5 cmの仕様に相当する。

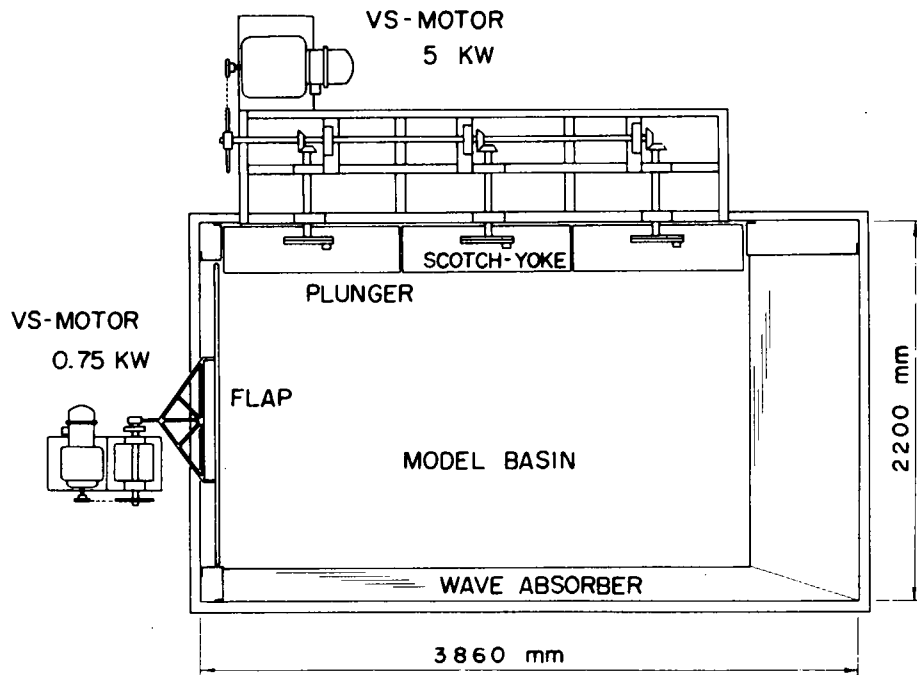


図 4.5.1

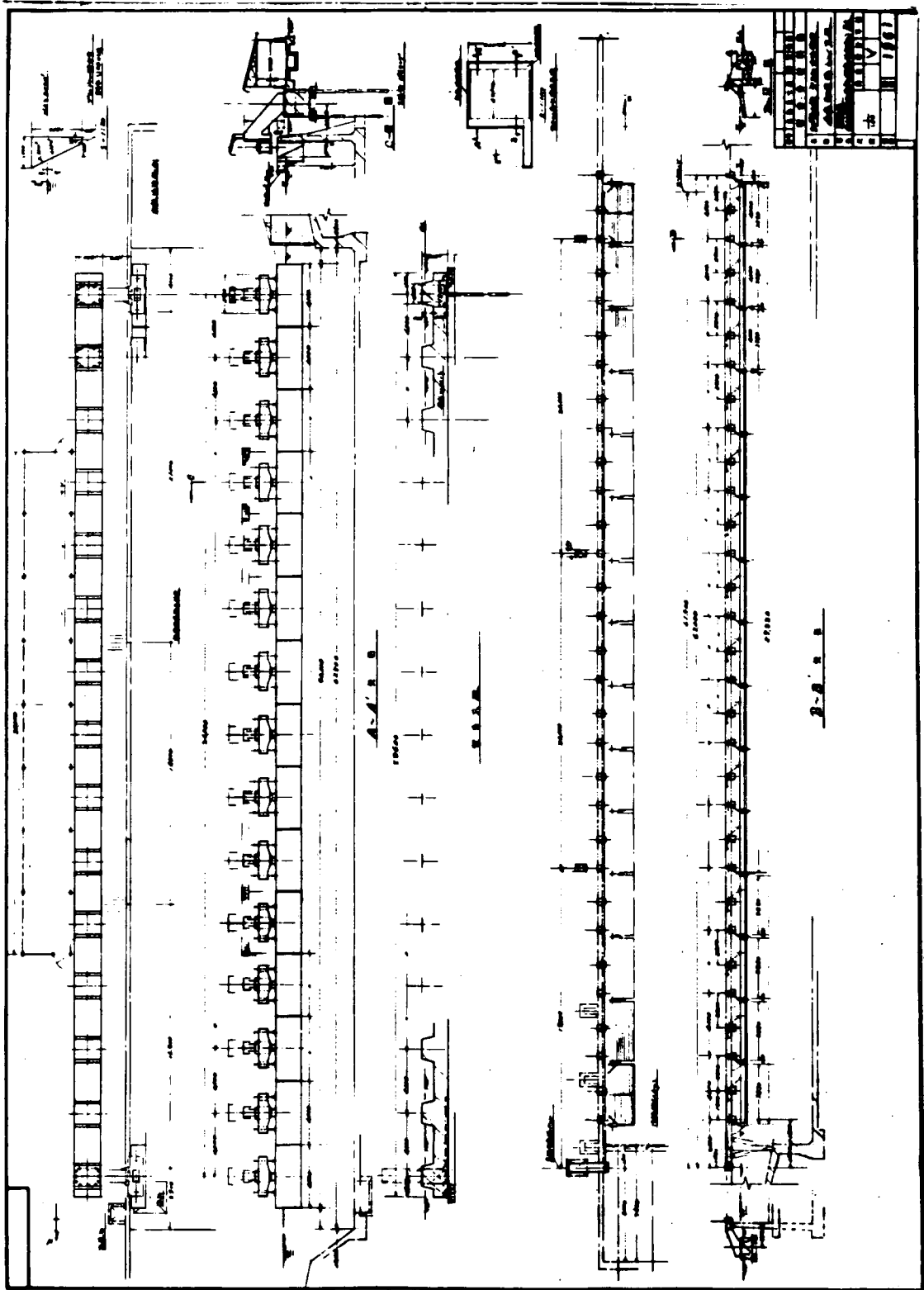
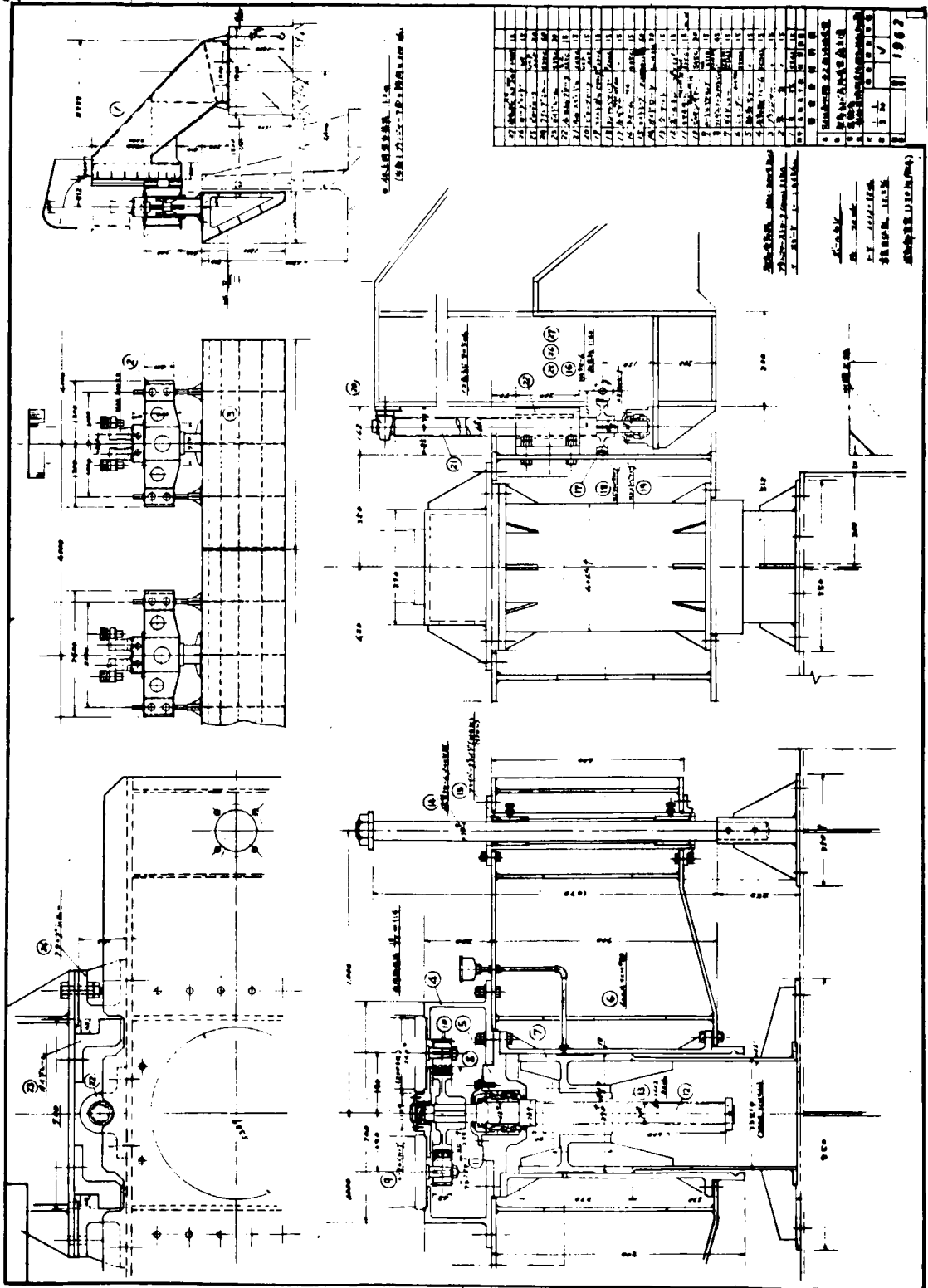


图 4. 5. 2



4.5.3

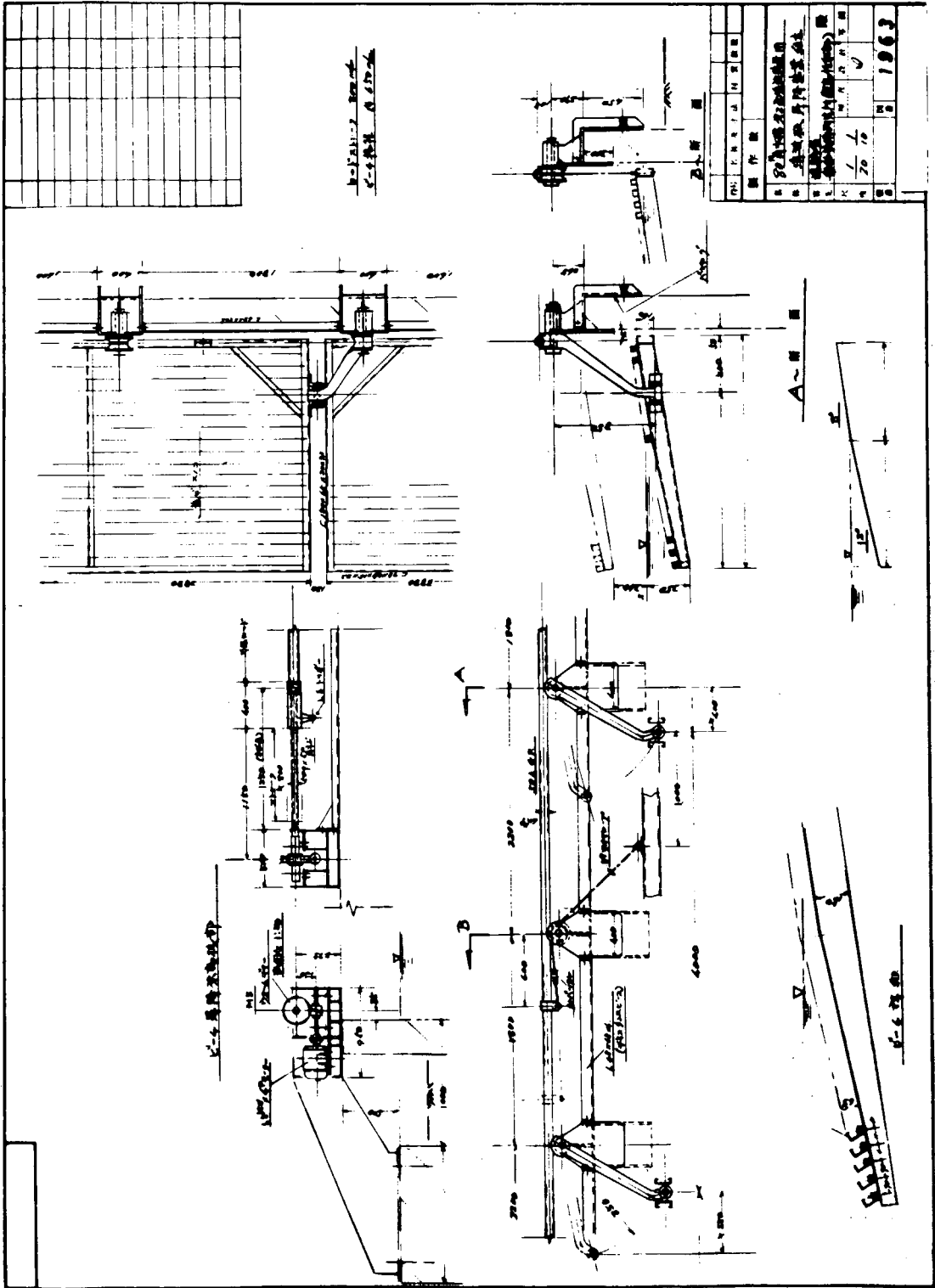


图 4.5.4

4.6 Freak Wave に関する実験的研究

荒天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つて進行している。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がり、そしてそのような機会はいずれも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、有義波高の2倍以上の波高が時折り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、それ位の小さい確率で、異常に高い波が現われると云われており、帆船時代に "Freak Wave" の名が与えられた。このような異常に高い波はその見掛けの形状も一般の波とは異なつた台地状を呈し、その前面は大変急峻であり、頂部は衝撃的に砕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以て知られており、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、非常に多くの波の山が一致して異常に大きい海面隆起が起り、波の構造も線型規則波の orbital motion とは大きく相違したものと考えることができる。船舶がこのような波に遭遇する時、規則波中の変動圧力とは大きく相違した圧力を受ける可能性があり、所謂 "衝撃圧力" の一因がこゝにあるかも知れない。

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、エネルギー収支、その発生圧力等を実験的に調査することが計画された。集中過渡水波とは周期の異なる波を、周期の短い方から順次造波すると、造波機から一定距離の場所で全部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 図 4.6.1 に実験水槽および造波機を

図 4.6.2 に造波、計測の系統図を示す。

なお、予備実験用として電気掃除機を利用した小型空気式造波機を使用した。

(2) 実験結果 図 4.6.3 に測定した波面上下動記録の一例を示す。

本年度においては実験水槽と造波機の製作・据付に多くの時間と労力が費される結果となつたが、造波機の据付に先立つて上記の小型空気式造波機を使用して予備実験を行い、計測、観測の方法等を調査、検討した。

この結果によると、全部の素成波が合致する瞬間 — 集中時 — 特別高い波が二、三山出現するが、この波の内部の水粒子の運動は見掛上の波形にポテンシャル波理論 — 線型規則波理論 — を適用して想像される orbital motion とは全く異なつている。特に見掛波形の前面スローブに現われる水平流は、波の進行方向に一瞬、極めて大きい値に達し、しかも非保存的であつて、逆向きの "ゆりもどし" 的流れは殆ど存在しない。

冒頭に述べた所から考えて、荒天海面で観測される波形が、ここで云う見掛波形であることは、それらの波が船体に与える力を解析するに当つて見過してはならないことであろう。

次年度においては今年度の結果を進展させて、詳細なデータを得る見込である。

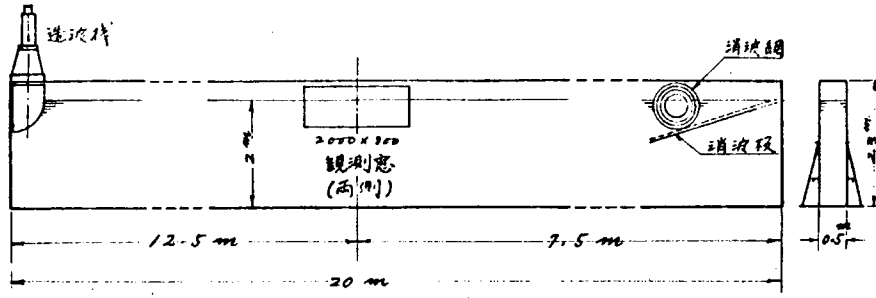


図 4.6.1 Freak Wave 発生用可搬造波装置

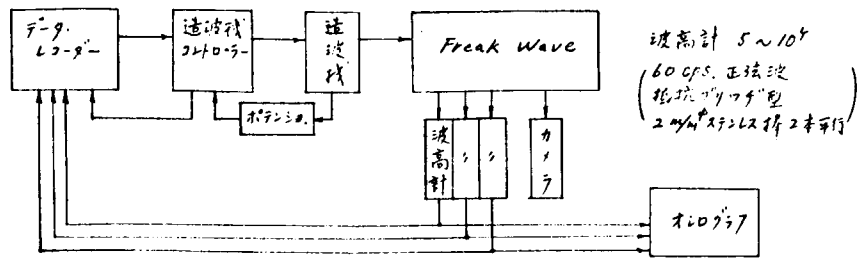


図 4.6.2 Freak Wave 実験系統図

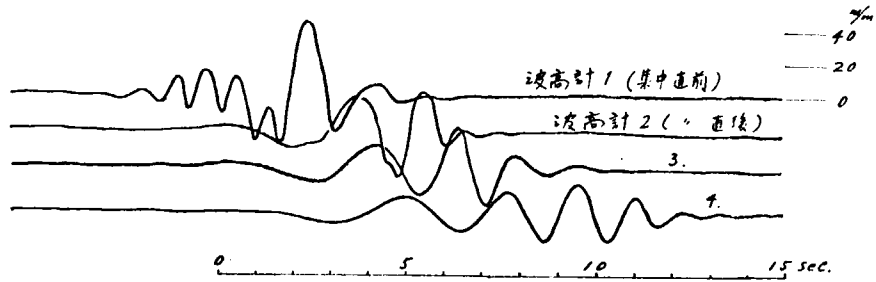


図 4.6.3 水面上下波動記録例 (予備実験)

4.7 可搬三角波造波装置の概要

4.7.1 目的

角型水槽において既存の造波機にて発生させた波と進行方向の異なる波を本造波装置によつて作り、これらの波を重畳させていわゆる三角波などを水槽内水面に発生させて、波浪中を運動する船舶に加わる衝撃的波浪圧力の研究を行なうために製作したものである。

4.7.2 概要

大凡の構造を図4.7.1～4.7.2にそれぞれ示したように長さ約15mの造波機に2個の油圧サーボパイプレーターを取付けた2組の可搬式造波装置を、1台の操作盤で制御運転して目的の波を発生させるものである。

造波用フラップおよび油圧サーボパイプレーター取付用の厚さ350mmの構造物は、水密ボックス構造でその中に水を注排水することにより、この装置を水槽内で自由に移動かつ固定させることができる。

4.7.3 造波板駆動装置

本装置は大別して制御装置、サーボシリンダー、および油圧源から構成されている。制御装置は電気的信号を発生してサーボシリンダーおよび油圧源の動きを制御するためのものであり、金属製の筐体に収められており任意の場所に設置することができる。(図4.7.3を参照)

サーボシリンダー(図4.7.4)は油圧源からの高圧油(最大 210 kg/cm^2)により制御装置からの電気的信号に忠実に動くようになっている。このシリンダーがフラップ式造波板を駆動するのである。油圧源(図4.7.5)は主として電動機と油圧ポンプより成り、サーボシリンダーに高圧油を供給するためのものである。

本駆動装置の仕様は大凡次の通りである。

油 圧 源	3.7 KW×2台
サーボパイプレーターの最大出力	3 ton×4本
使用最大圧力	210 kg/cm^2
最大ストローク	±238mm
ストロークの駆動精度	フルスケールの±1%
造波しうる波周期	0.4秒～3.3秒
造波しうる最大波高	約30cm

なお本造波装置では正弦的な規則波はもちろんのこと、別個に駆動信号を用意すれば不規則波をも起しうる。

また制御装置、サーボシリンダー、油圧源には過大ストロークによる自動停止、油温自動調整および過温自動停止、油量過減少による自動停止等の運転上の安全措置が施こされている。

なお参考のために造波板の全体の様子を図4.7.6に示しておいた。

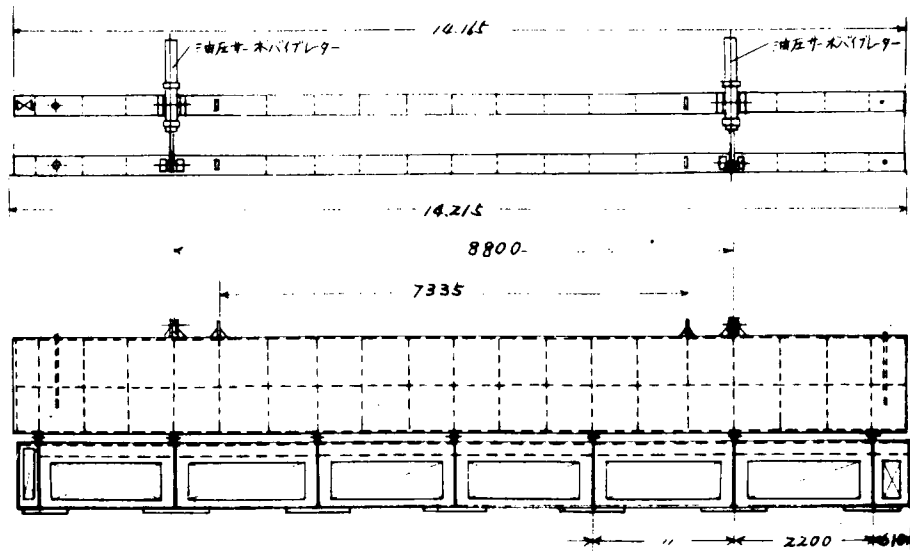


図 4. 7. 1 可搬三角波造波板，平面及び正面図

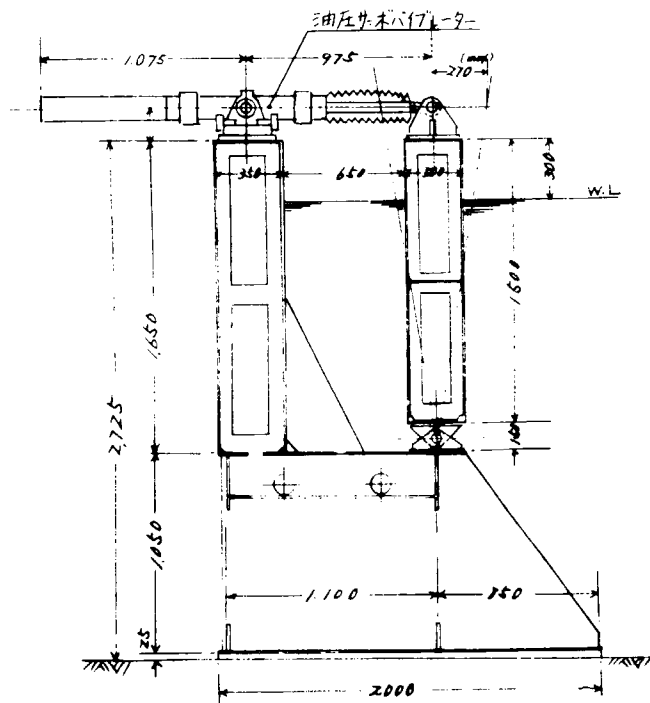


図 4. 7. 2 可搬三角波造波板，断面図

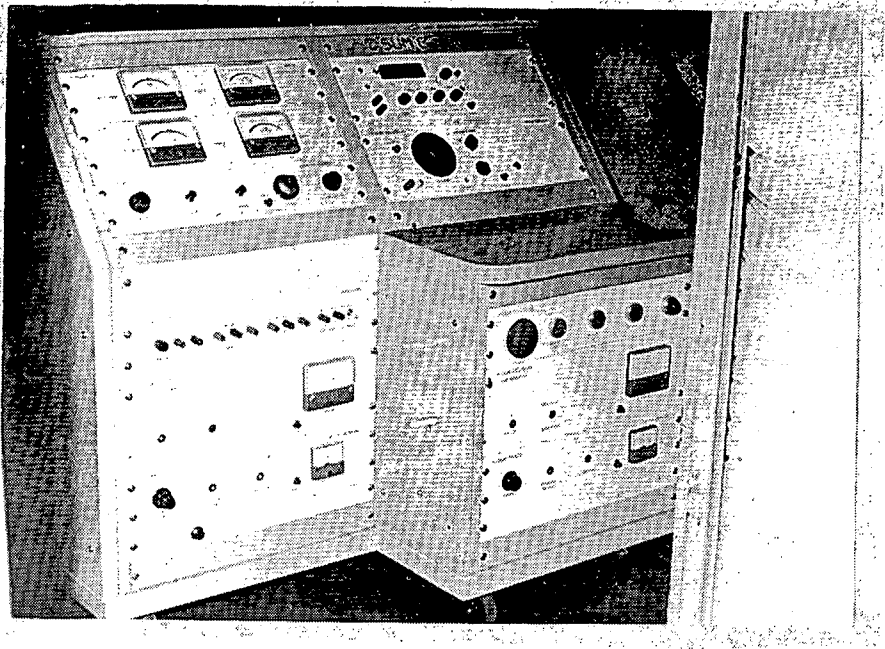


図 4. 7. 3 制御装置

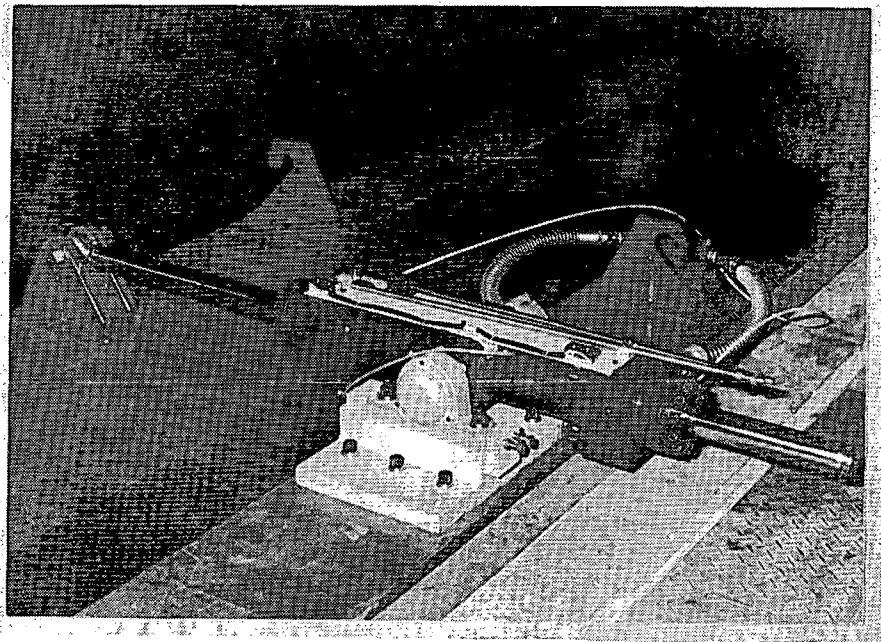


図 4. 7. 4 サーボシリンダー

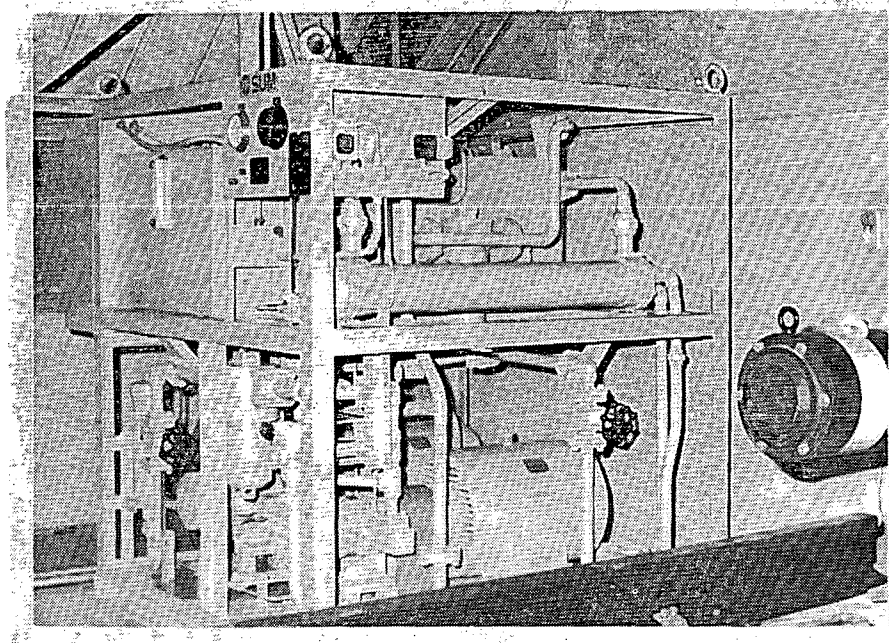


図 4.7.5 油 圧 源

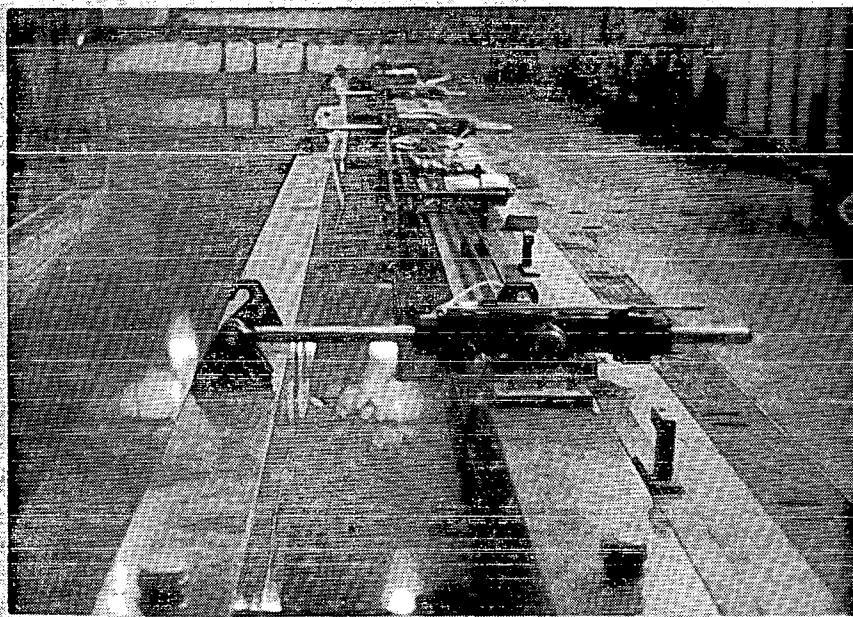


図 4.7.6 造波板の概観

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 模型および実験

Lpp ≒ 3 mの鉱石運搬船(並木山丸)の一体および分割(結合)模型(図5.1)を正面規則波中を曳航し、船体運動、波高、圧力、縦曲げモーメント(分割模型のみ)などの同時計測を行った。これらの計測点の数は次のようである。

(1) 水槽の出会い波高	1
(2) 上下揺、縦揺、船首加速度	3
(3) 船側波高	7
(4) 甲板波高	9
(5) 船側圧力	29
(6) 甲板圧力	9
(7) 船底圧力	8
(8) 縦曲げモーメント(分割模型のみ)	5
合計	71

これら計測点の配置は図5.1に示してある。水槽に発生させた波は、いま λ :波長、 L :模型船の長さ、 H :波高のごとき記号を用いて示せば、次のとおりである。

$$\begin{aligned} \lambda/L \doteq 0.52; & \quad H/\lambda = 1/11, 1/13, 1/26; \\ \lambda/L \doteq 1.00; & \quad H/\lambda = 1/17, 1/25, 1/43; \\ \lambda/L \doteq 1.20; & \quad H/\lambda = 1/21, 1/36, 1/59; \end{aligned}$$

これらの波浪中を次のような曳航走度で走らせて実験を行った。いま V :速度(m/sec), $F_n = V/\sqrt{Lg}$:フルード数のごとき記号を用いる。

$$F_n(V) = 0(0), 0.10(0.54), 0.15(0.81), 0.20(1.08), 0.25(1.36), 0.30(1.63)$$

なお、波浪の衝撃圧の性質を知るために $F_n = 0.25, 0.30$ の実験をも行なったものである。

5.2 船体運動

正面規則波中での上下揺、縦揺および船首端の相対垂直変位などの計測値と前二者に対しては福田、藤井の計算値との比較をそれぞれ図5.2.1, 2., 3に示してある。これらの運動に関する諸量は図5.1および表5.1に示してある。

計算値と計測値とは $\sqrt{L/\lambda} = 0.8$ 以上では比較的良好に一致しているが、 $\sqrt{L/\lambda} = 0.6 \sim 0.7$ で計測値の方が計算値より上下揺、縦揺とも大きくなっているが、これは水槽の幅が5mであることによる側壁影響によるものと思われるが、なお今後の検討が必要である。

船首端の波に相対的な垂直変位振幅は甲板の波浪衝撃に関する量であるが、これは振幅のみでなく位相もさらに関係するので、さらに今後の検討が必要である。

5.3 甲板の波浪衝撃圧の計測結果

甲板のFPより0.007L前~0.15L後間の波浪の衝撃圧、船首外板のFPの衝撃圧の直視電磁オシロ同時記録のトレースを図5.3.1(一体模型), 2(分割模型)に示した。

これらの図よりわかることは、衝撃圧の時間的変化が甲板と船首外板とで異なること、ならびに当然ではあるが、船首外板より甲板の衝撃が時間的に遅れて加わることである。また甲板衝撃に比し船首外板衝撃の作

用時間がかかり長い。これは甲板および船首外板の弾塑性応答において変ってくるものである。ただし実船構造に適用するにおいては相似則を充分検討する必要があることはいうまでもない。

一体模型の甲板の衝撃圧の変化を F_n をベースに λ/L , H/λ をパラメーターにして実測結果を図 5.3.3 ~ 図 5.3.11 に示してある。波浪の変化は同じで、分割模型の同じ変化を図 5.3.12 ~ 図 5.3.19 に示した。

前記のごとく $F_n = 0.25, 0.3$ の記録はこれら衝撃圧の性質を知るために実験されたものである。

これらの記録より判明したことを以下に列記する。

- (1) 甲板の波浪衝撃圧は一体、分割模型とも $\lambda/L \div 1.2$ が大きく、最大値は、 $n_D = P_D / \rho g d_F$ (P_D : 甲板衝撃圧, ρ : 水の質量密度, g : 重力の加速度, d_F : 満載時 F.P. の吃水) で表わした場合 3.0 にも達する。
- (2) 甲板衝撃圧の最大値は F_n の増加と共に甲板の後部に移動する。
- (3) 船より船側の甲板の衝撃圧がこの船のごとき船型においては小さい。しかしながら、これは船首水線下形状の影響をうけるので、異つた船型においてはさらに違つた傾向になるものと思われる。
- (4) 一体と分割模型との比較では甲板衝撃圧の最大値がそれぞれ $n_D \div 3$ と 2.5 程度である。しかしながら、実船の剛性と分割模型のそれとの強度上の相似則は考えていないので、この結果がそのまま一体模型と弾性体としての船体との相関と考えることは出来ない。

5.4 船首外板の波浪変動圧, 衝撃圧の計測結果

船首端および船首側外板 (F.P. より 0.01 L 後方) の LWL およびそれより 0.18 D 上の波浪による変動圧および衝撃圧の一体および分割模型についての計測結果を図 5.4.1 ~ 5.4.8 に示す。これらによつて判明した結果を以下に列記する。

- (1) 変動および衝撃圧を $n_S = P_S / \rho g d_F$ (P_S : 船首外板の圧力, 他は前と同じ) で表わすとき衝撃圧の最大値は $n_S \div 3.8$ であり、これは甲板衝撃圧よりやや大きい。
- (2) 衝撃圧は $\lambda/L = 0.52$ の方が $\lambda/L \div 1.0, 1.2$ より大きい。ただし $\lambda/L = 0.52, 1.0, 1.2$ の順序で波の岨度は高い。
- (3) 衝撃圧の最大値は一体模型の $n_S \div 3.8$ に対し、分割模型では $n_S \div 2.6$ である。これは 5.3 で述べた理由および分割模型の船首外板は弾性板とは考えられないので、模型実験結果を実船に拡大するについてはさらに多少の検討が必要である。

5.5 あとがき

ここで報告した以外にさらに多くの実験による知見が得られているが、それらについては次年度に報告する。

$L_{pp} \times B \times D \times d = 3000 \times 493 \times 279 \times 194(\text{mm})$ Rolling Stepper

$\Delta_F = 238 \text{ kg}$

$C_z = 0.824$

S27 S28 S29
S2 (i=1,2,...)
は船体側面圧力計
の番号

取付位置

S24
S25
S26

S21 S17 S13 S9 S5
S18 S14 S10 S6
S22 S19 S15 S11 S7 S3 S1
S23 S20 S16 S12 S8 S4 S2

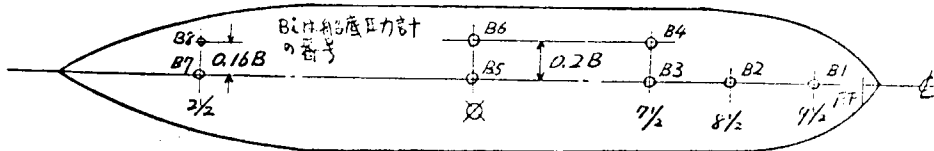
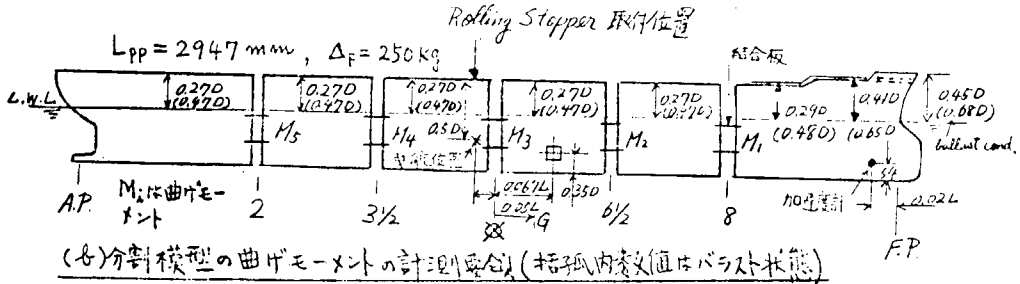
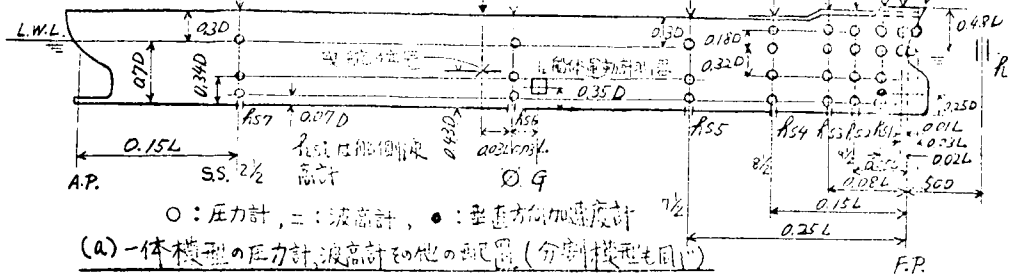


表5.1. 運動および振動周期

項目	板型	一体(満載)	分割(満載)
縦振動周期(秒)		1.04	1.03
上下振動周期(秒)		1.11	1.11
傾斜=荷重変動(秒)		—	0.19

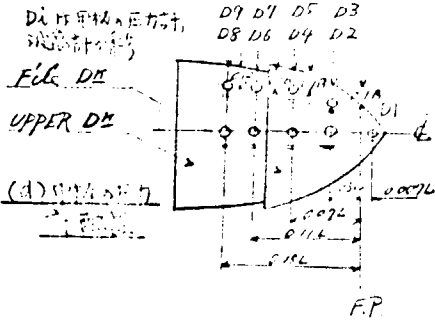


図 5.1 一体、分割模型の圧力計、波高計、曲げモーメント
その他の計測点配置およびそれらの番号

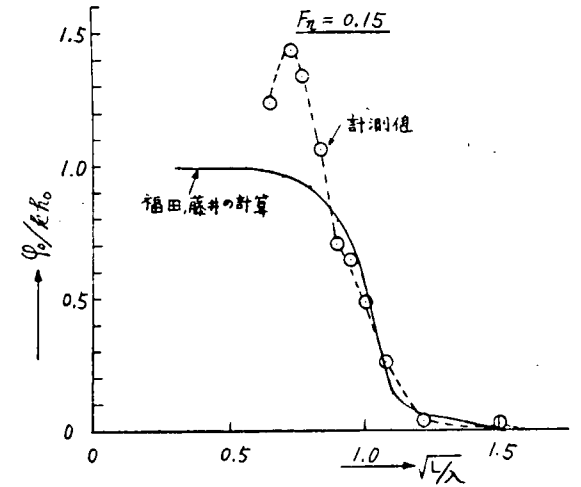
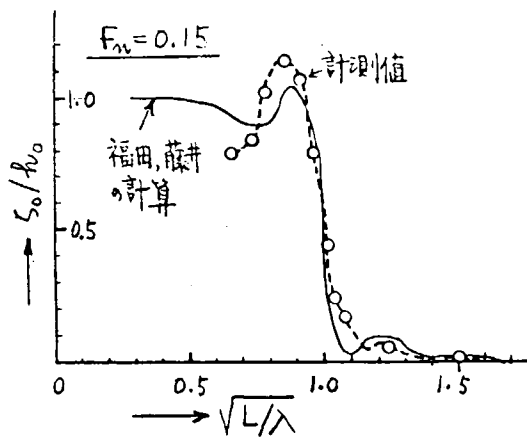
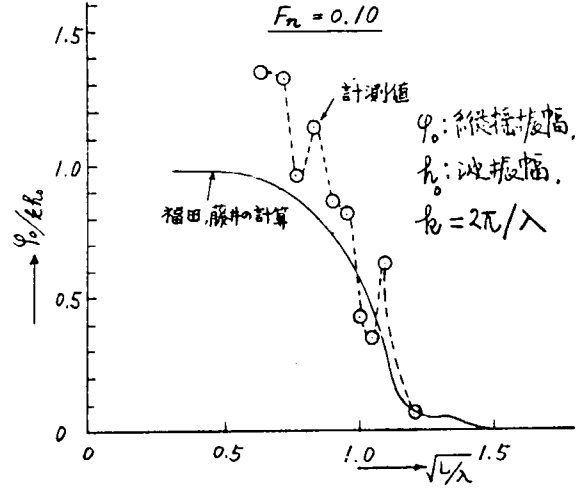
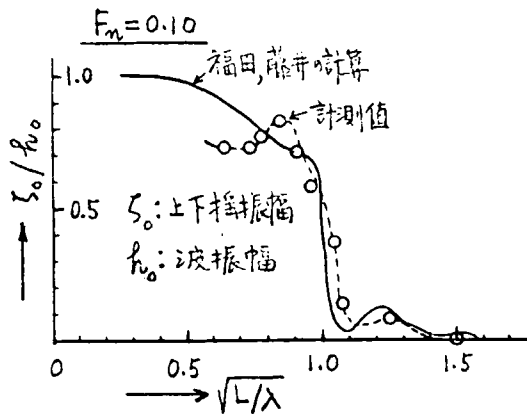


図 5.2.1 正面規則波中の上下揺れの計測値と計算値の比較

図 5.2.2 正面規則波中の縦揺れの計測値と計算値の比較

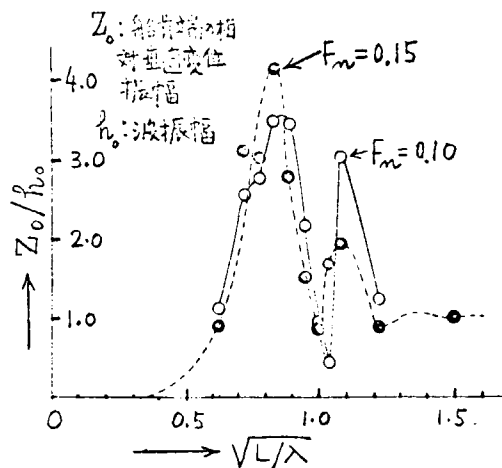


図 5.2.3 正面規則波中の船首端の相對垂直変位振幅の計測値

$$h_0 = 8 \text{ cm}, \lambda = 3.04 \text{ m}, F_m = 0.10$$

$$h_0 = 8 \text{ cm}, \lambda = 1.53 \text{ m}, F_m = 0.25$$

$$h_0 = 8 \text{ cm}, \lambda = 3.04 \text{ m}, F_m = 0.25$$

(この場合は出合液振幅 h_0 が一定ではなかった)

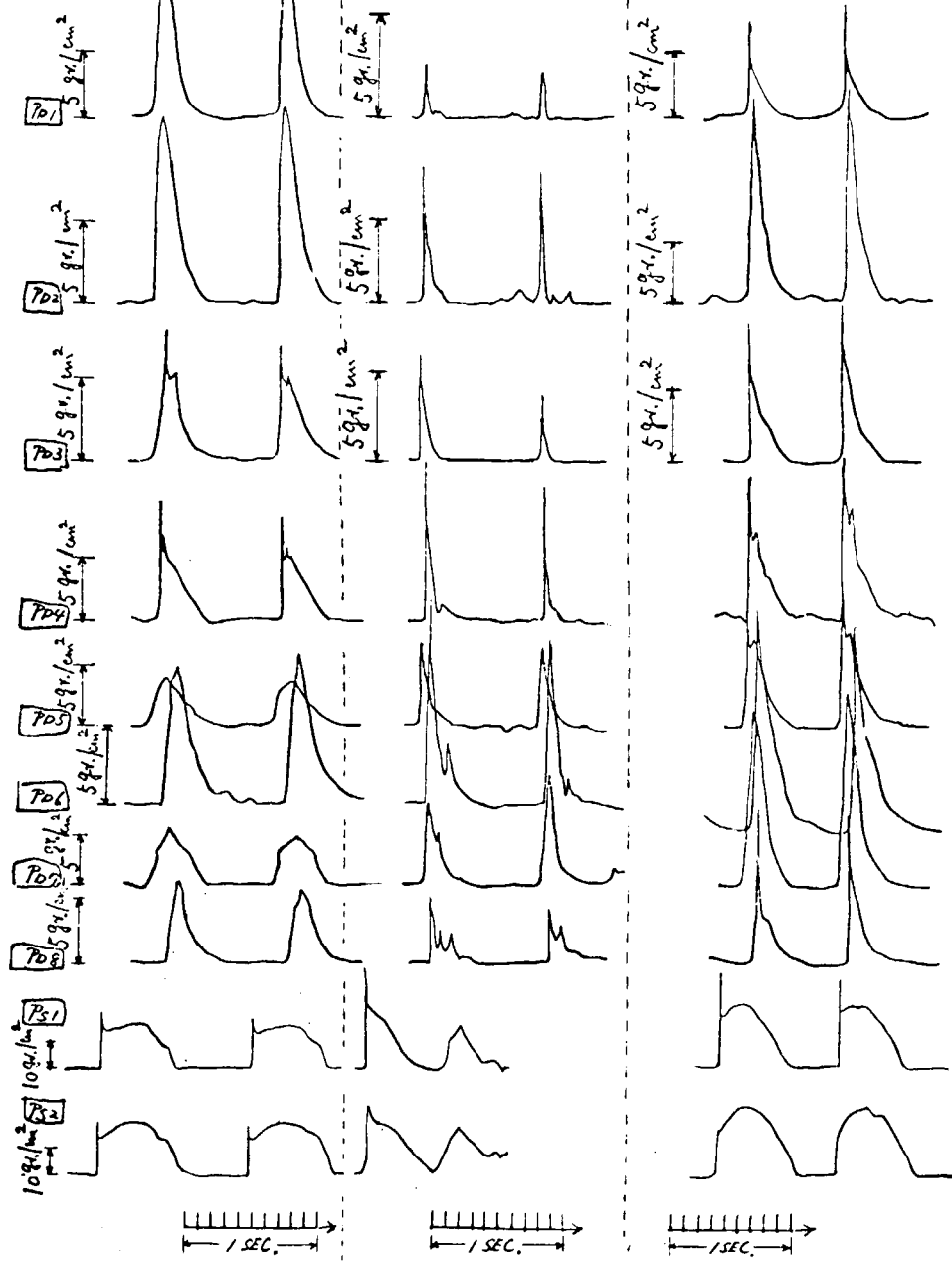


図 5.3.1 波浪衝撃圧の時間的変化の記録例 (2 cycle のみを示す)
 (P_{Di} は甲板衝撃圧, P_{Si} は船首外板衝撃圧) (一体模型)

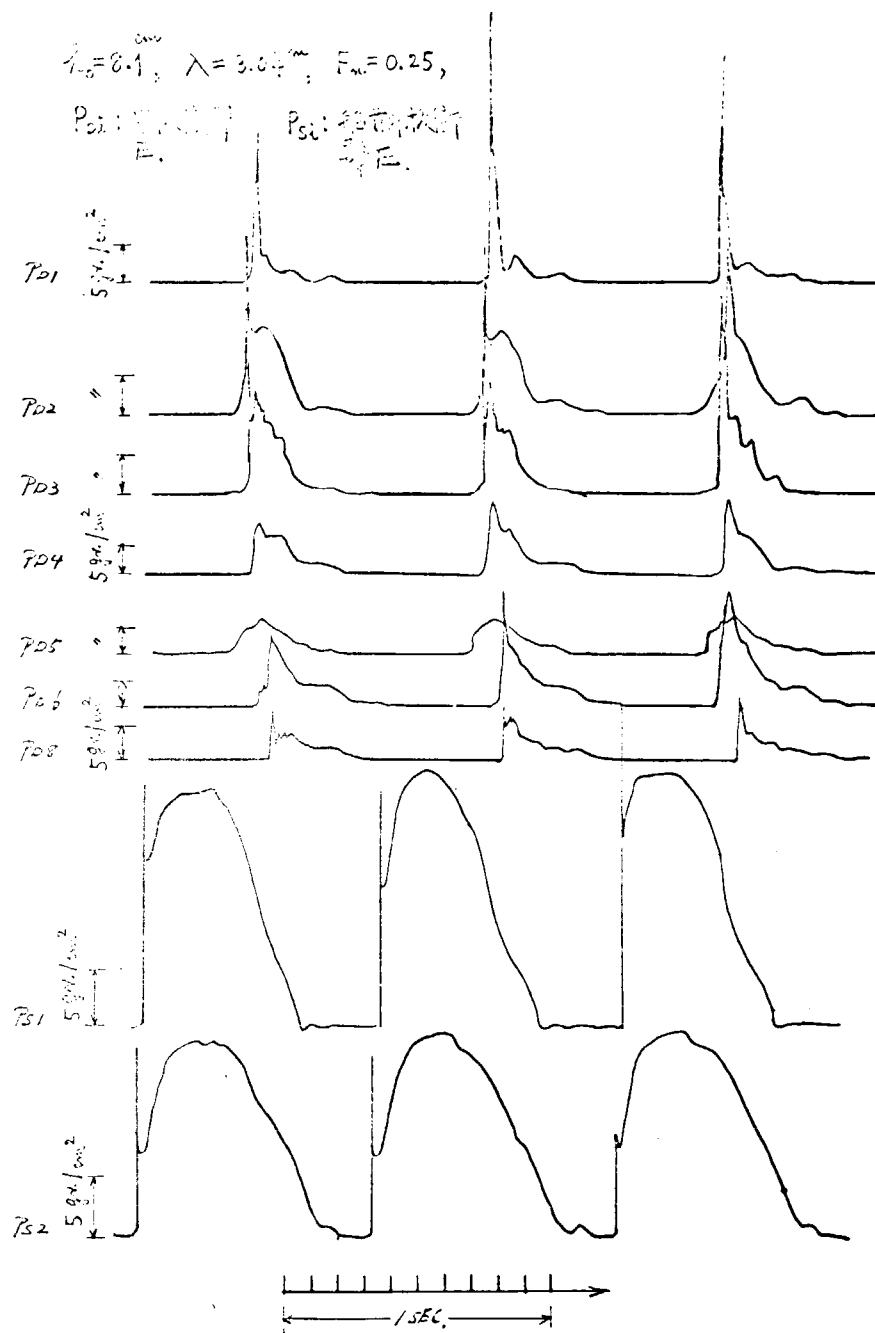


図 5.3.2 規則波中の波浪衝撃圧の同時の時間的変化の記録例
 (3 cycle のみを示す) (分割模型)

一体模型

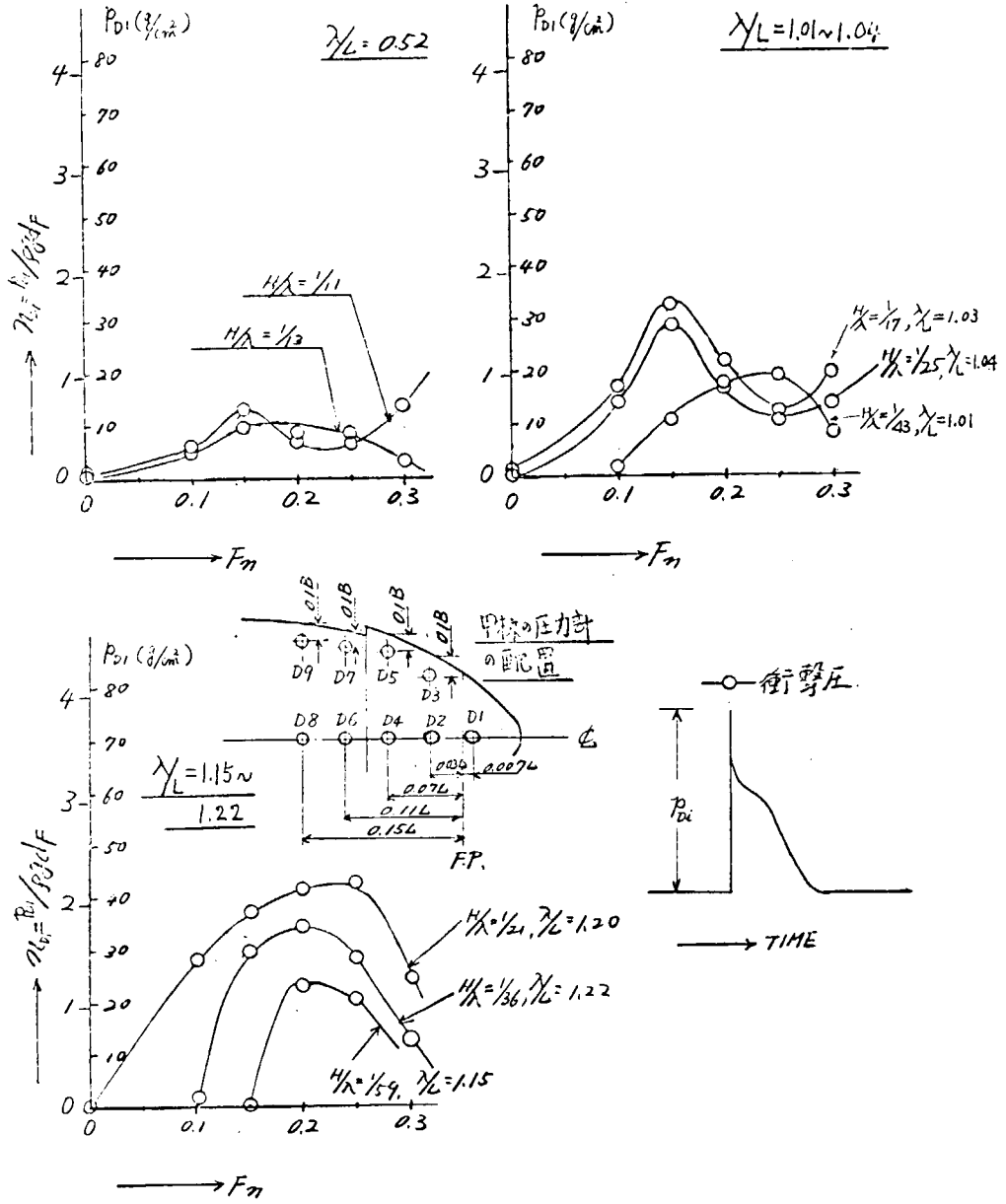


図 5.3.3 一体模型の甲板 (F.P. より 0.007 L 前, ϕ) の衝撃圧

一体模型

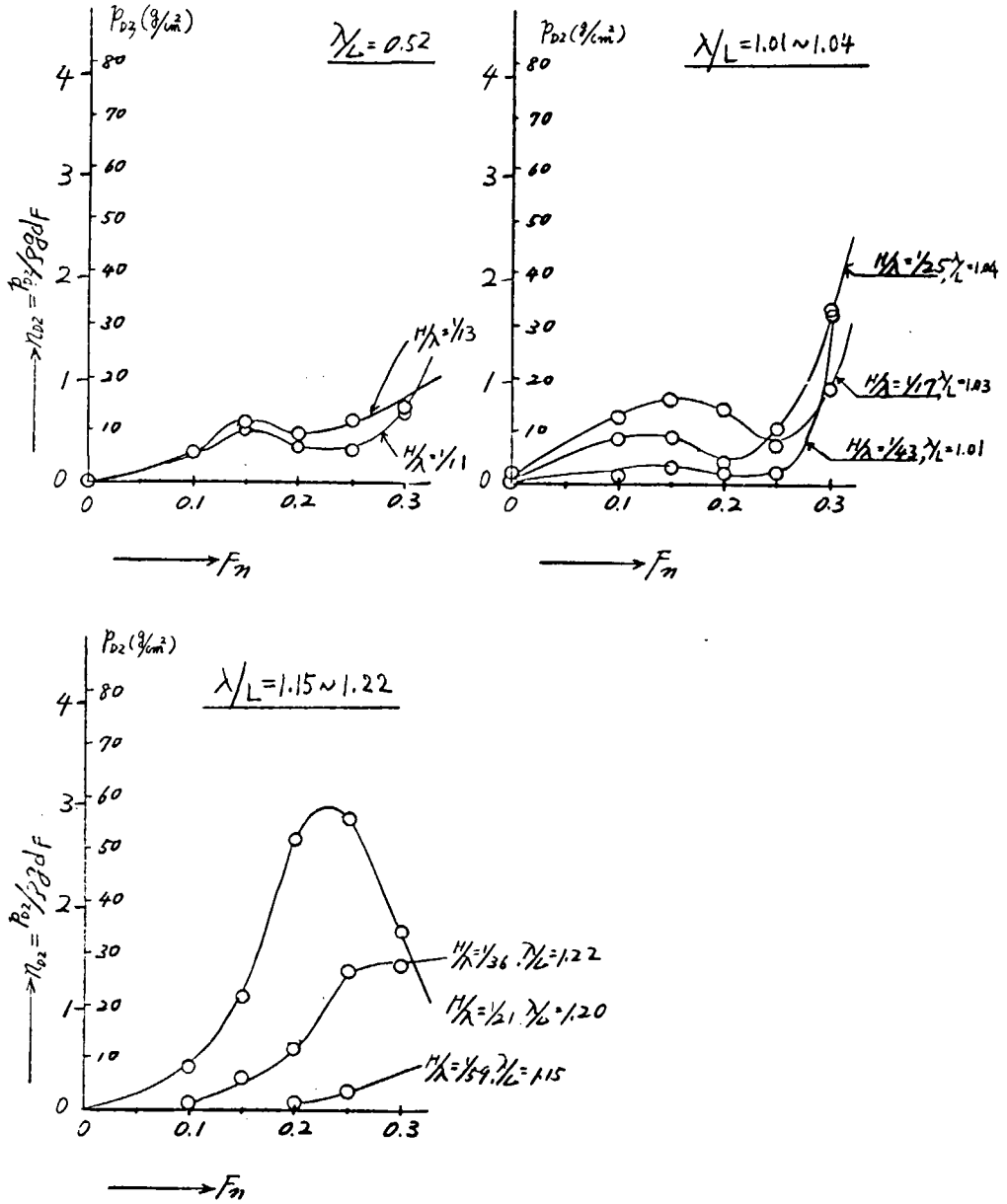


図 5.3.4 一体模型の甲板 (F.P. より 0.03 L 後, 屯) の衝撃圧

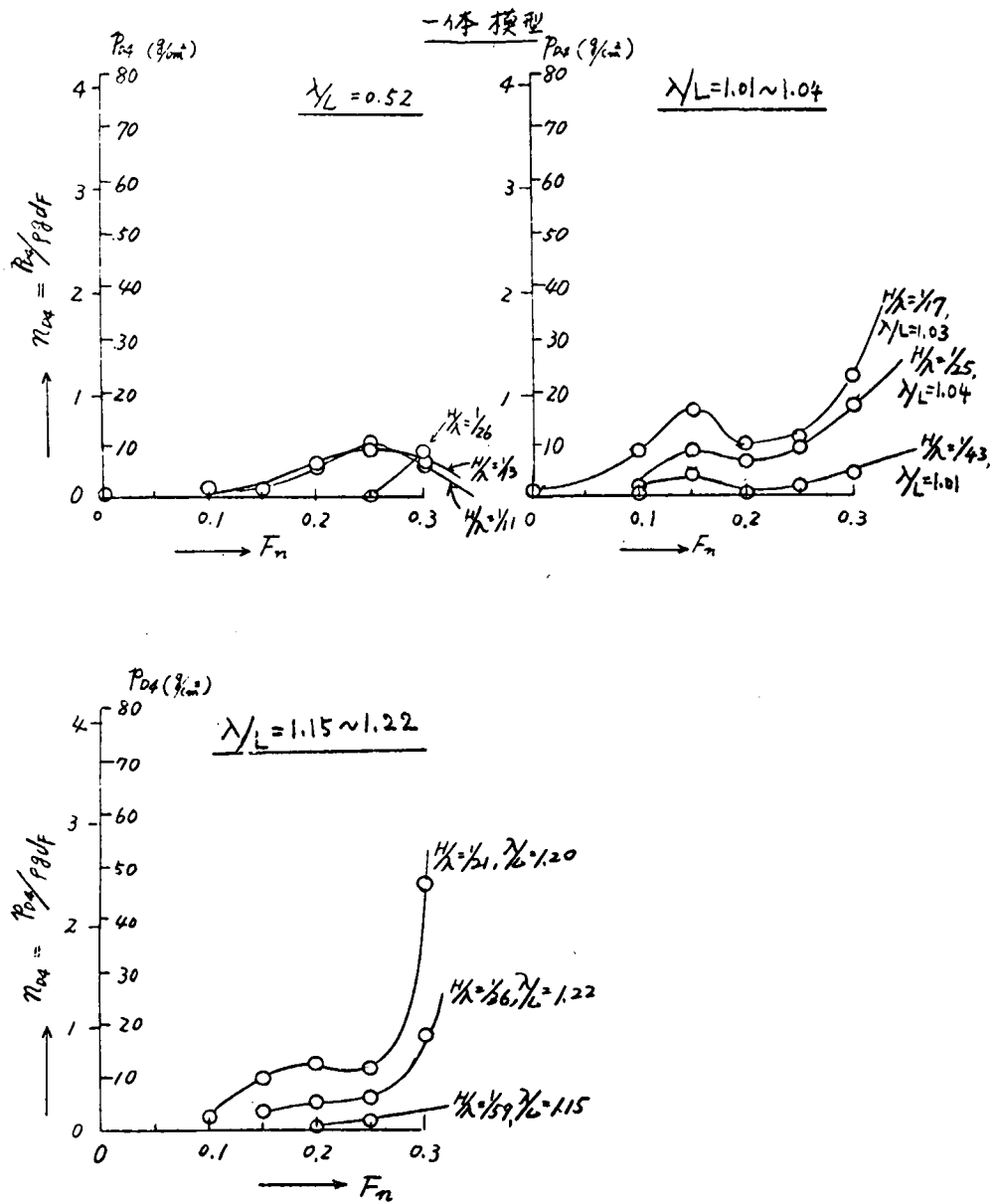


図 5.3.5 一体模型の甲板 (F.P. より $0.07L$ 後, ϕ) の衝撃圧

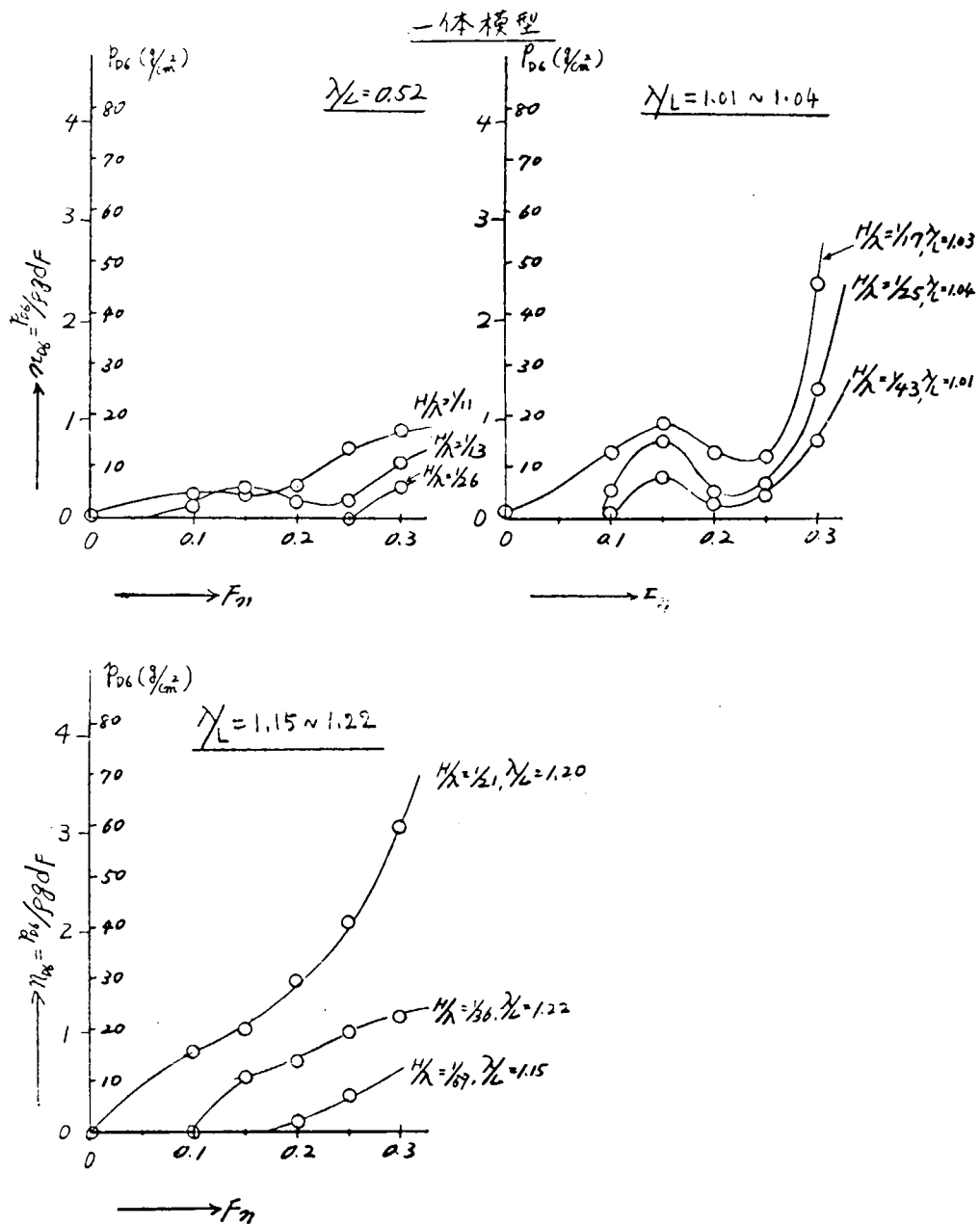


図 5.3.6 一体模型の甲板 (F.P.より0.11L後, ϕ) の衝撃圧

一体模型

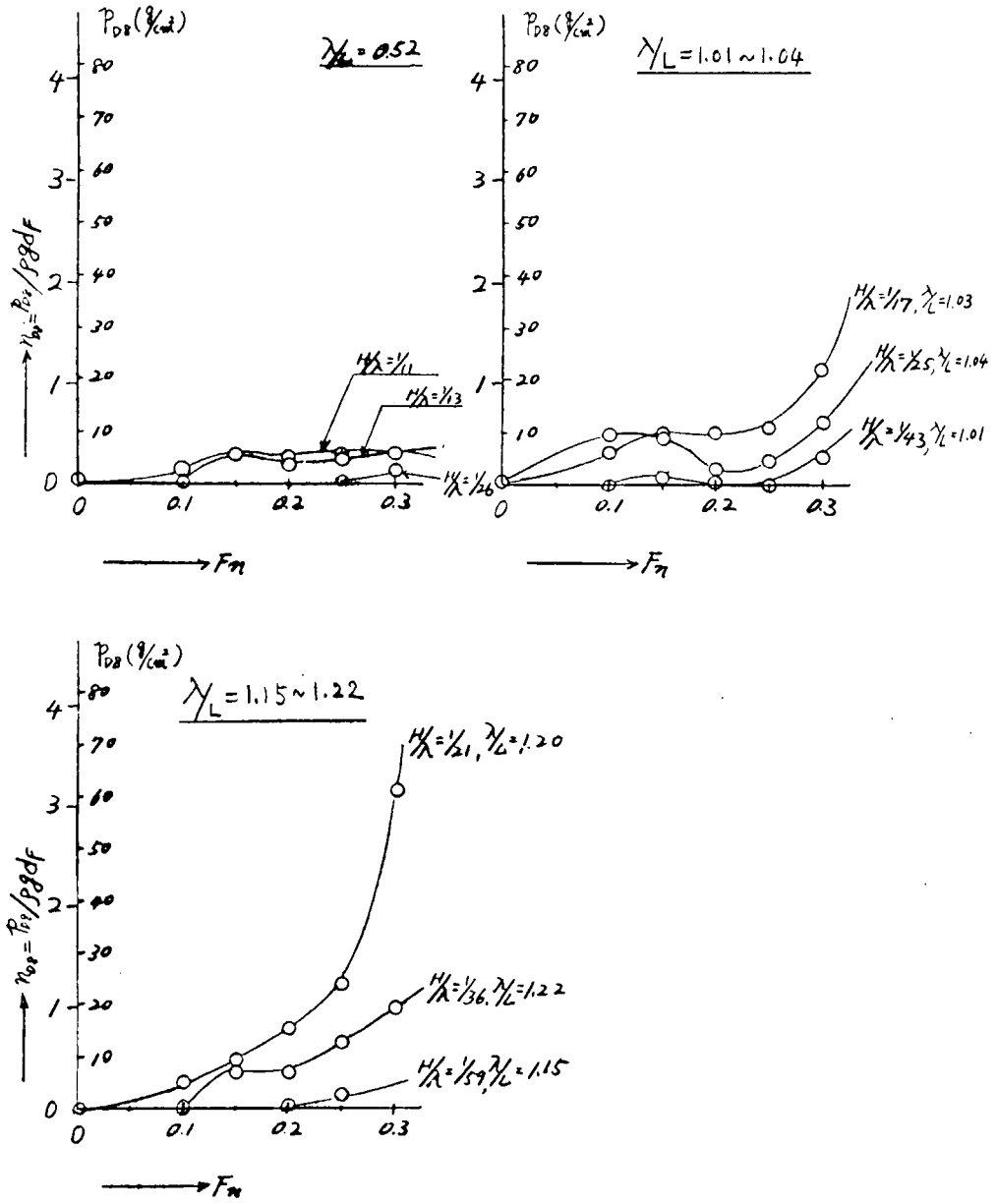


図 5.3.7 一体模型の甲板 (F.P.より0.15L後, ϕ) の衝撃圧

一体模型

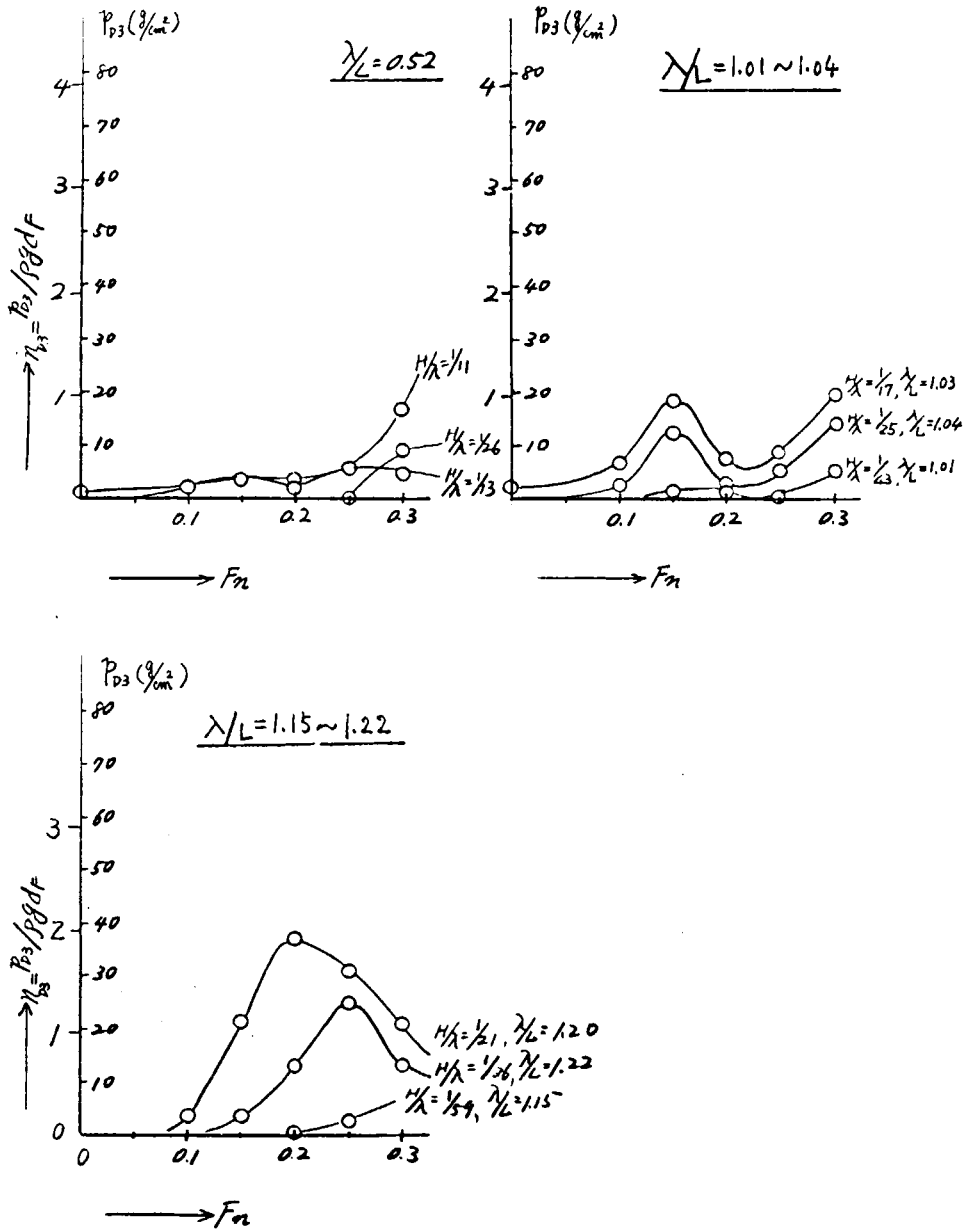


図 5.3.8 一体模型の甲板 (F . P . より 0.03 L 後 , 船側) の衝撃圧

一体模型

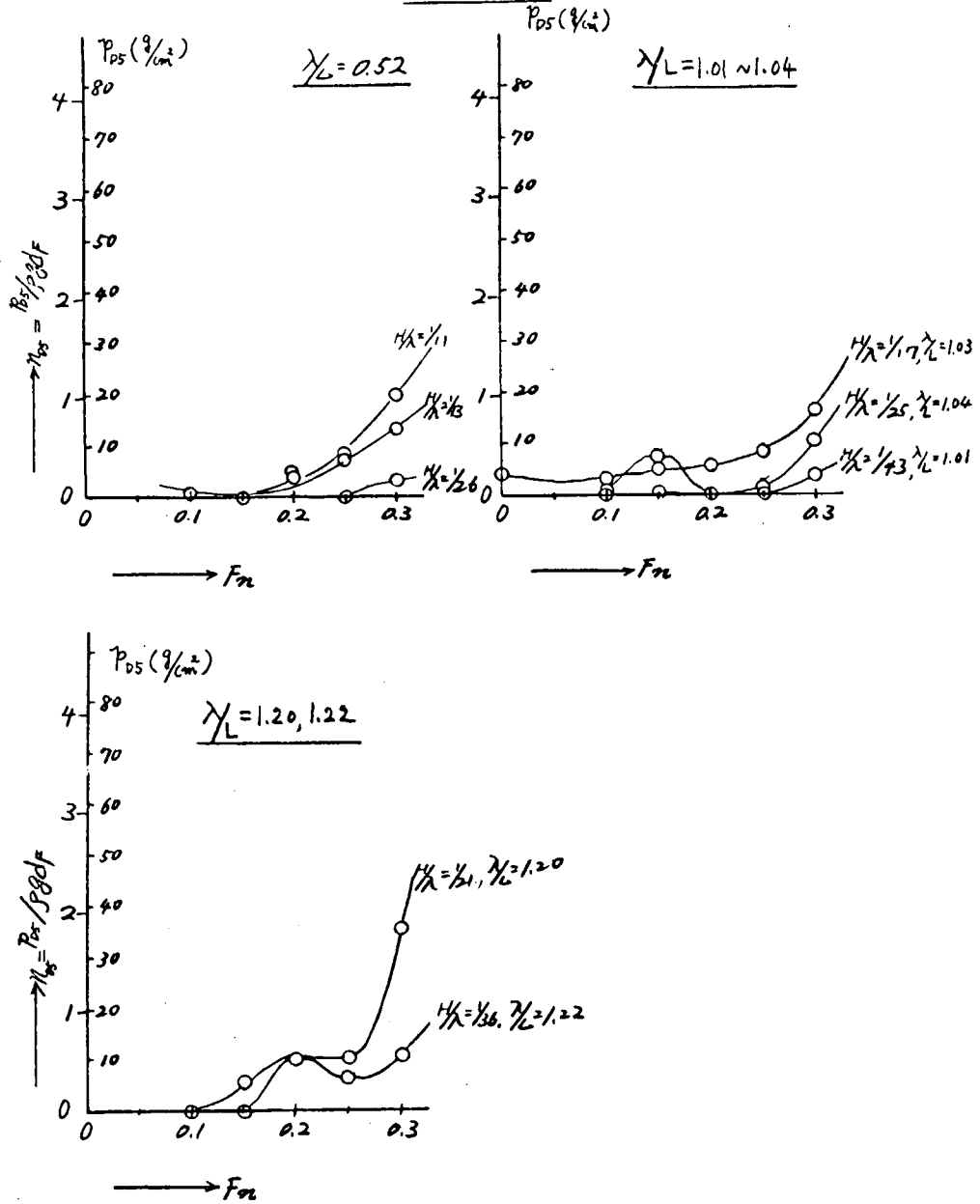


図 5.3.9 一体模型の甲板 (F.P. より 0.07 後, 船側) の衝撃圧

一体模型

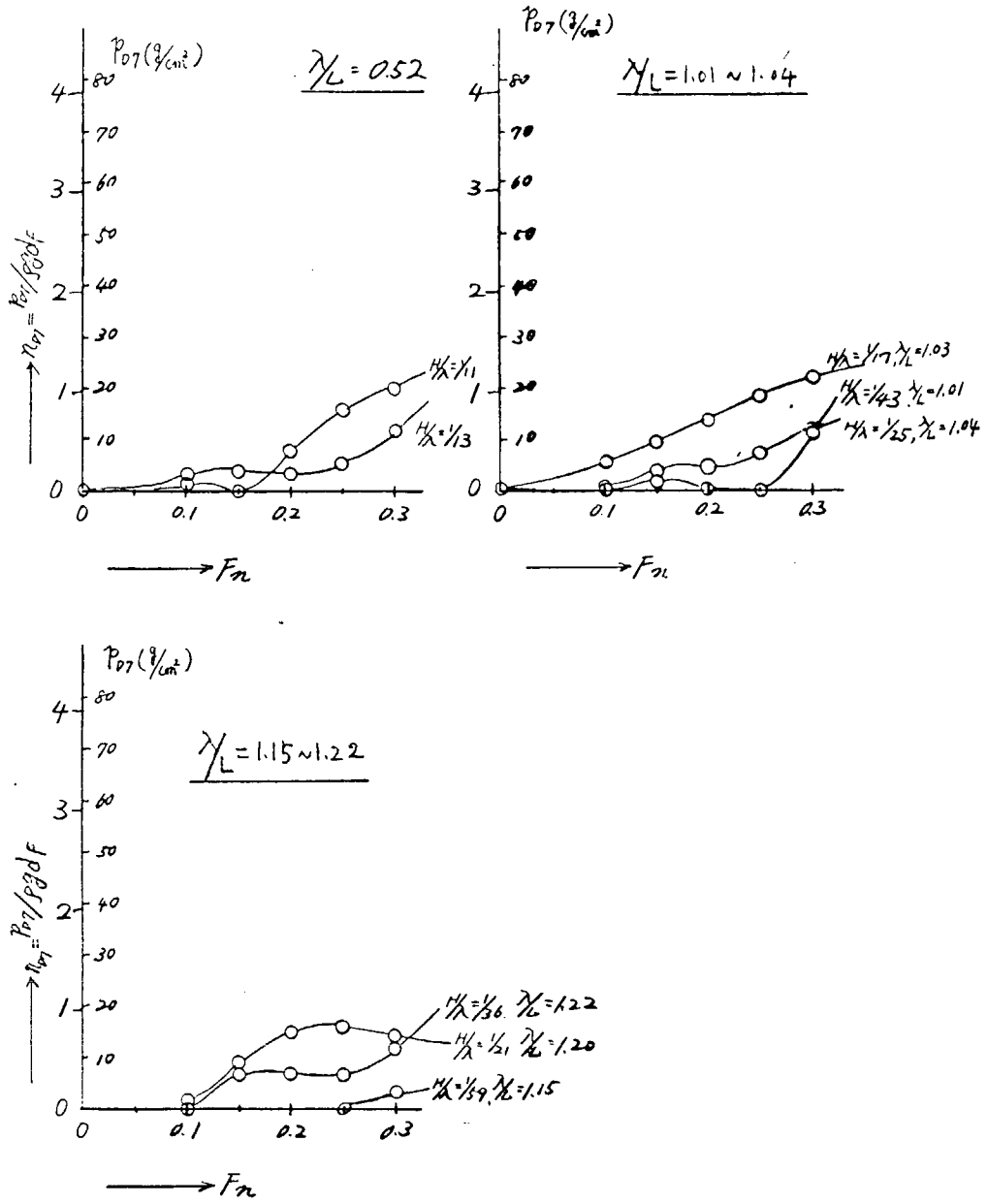


図 5.3.10 一体模型の甲板 (F.P. より 0.11 L 後, 船側) の衝撃圧

一体模型

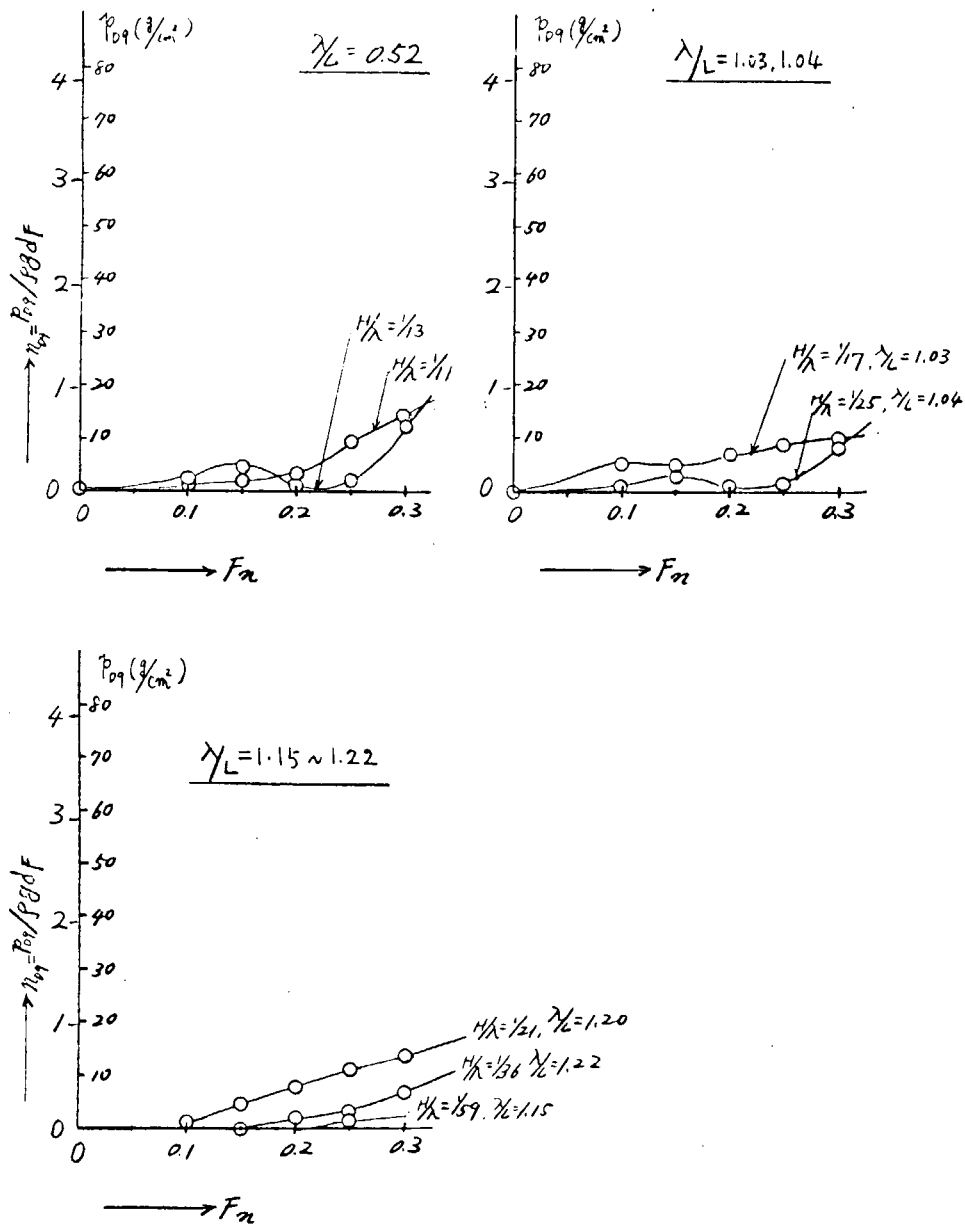


図 5.3.11 一体模型の甲板 (F . P . より 0.15 L 後, 船側) の衝撃圧

分割模型

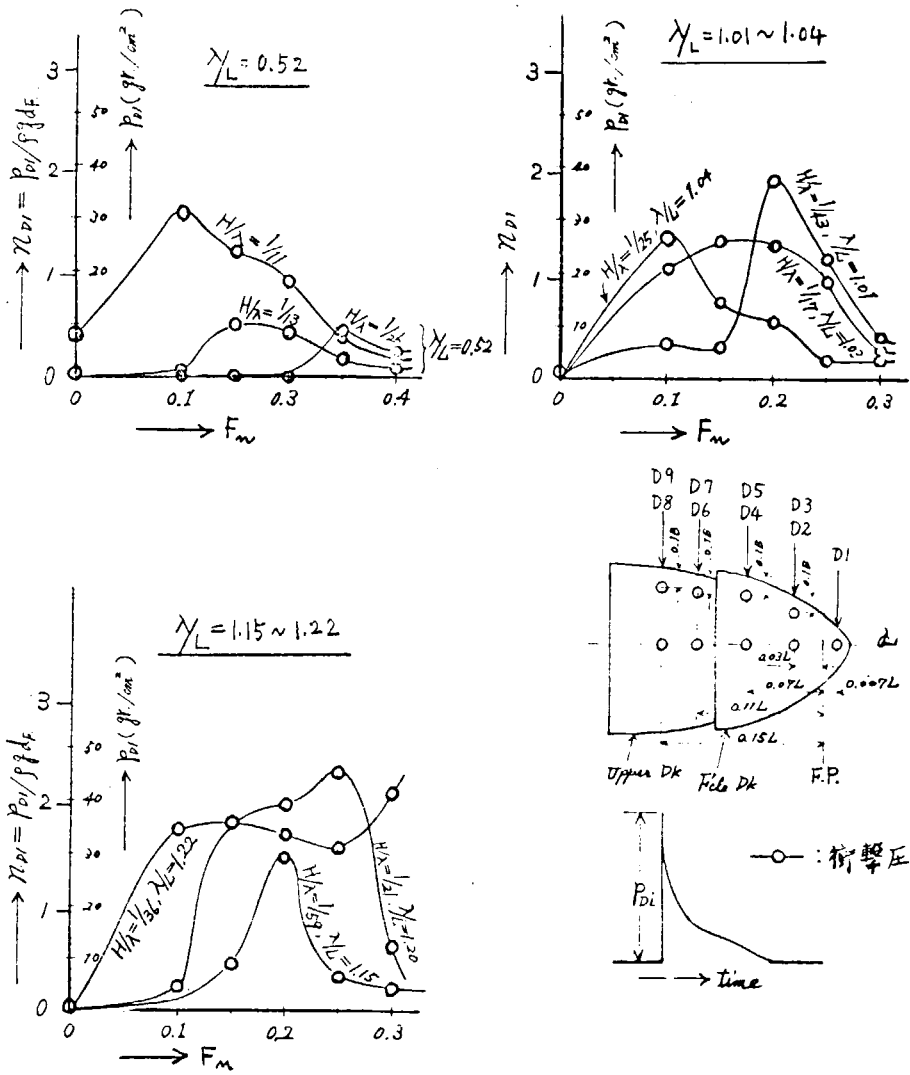


図 5.3.12 分割模型の甲板 (F.P. より $0.007L$ 前, \ominus) の衝撃圧

分割模型

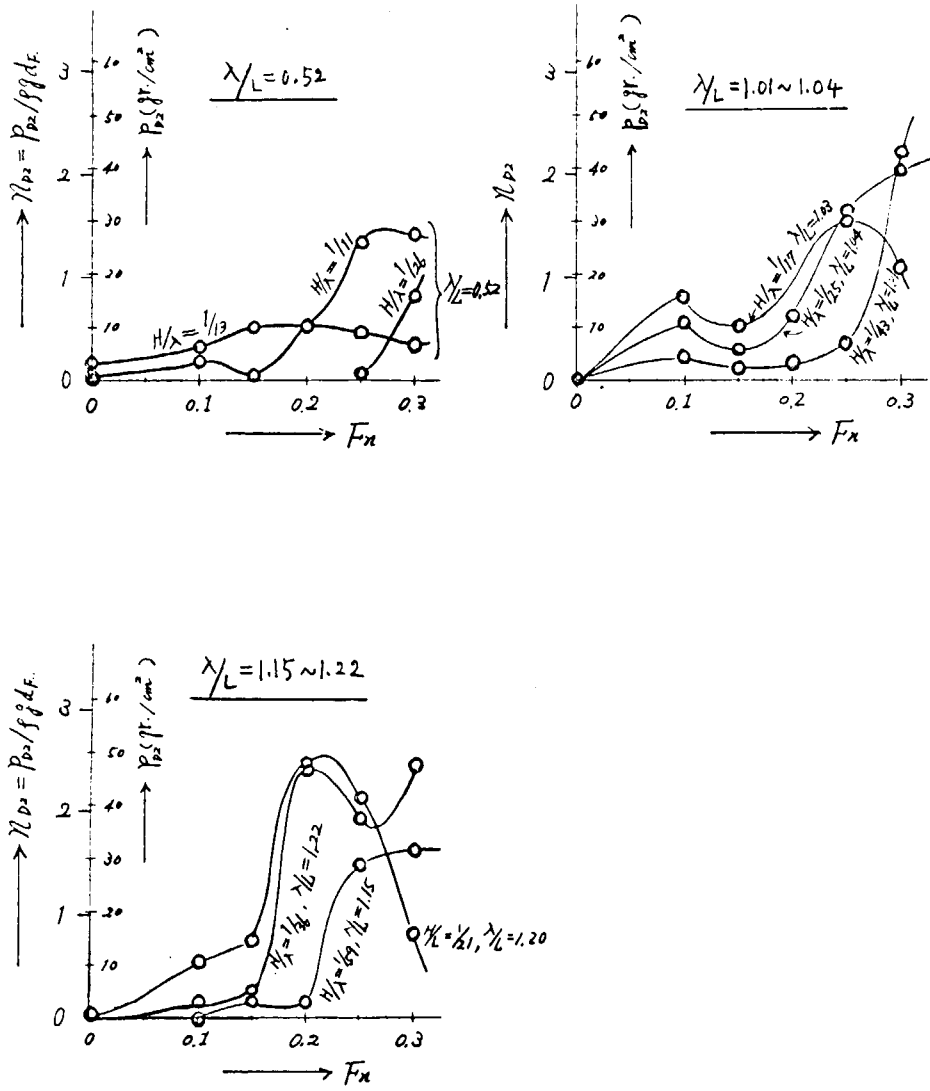


図 5.3.13 分割模型の甲板 (F.P.より0.03L後, 屯) の衝撃圧

分割模型

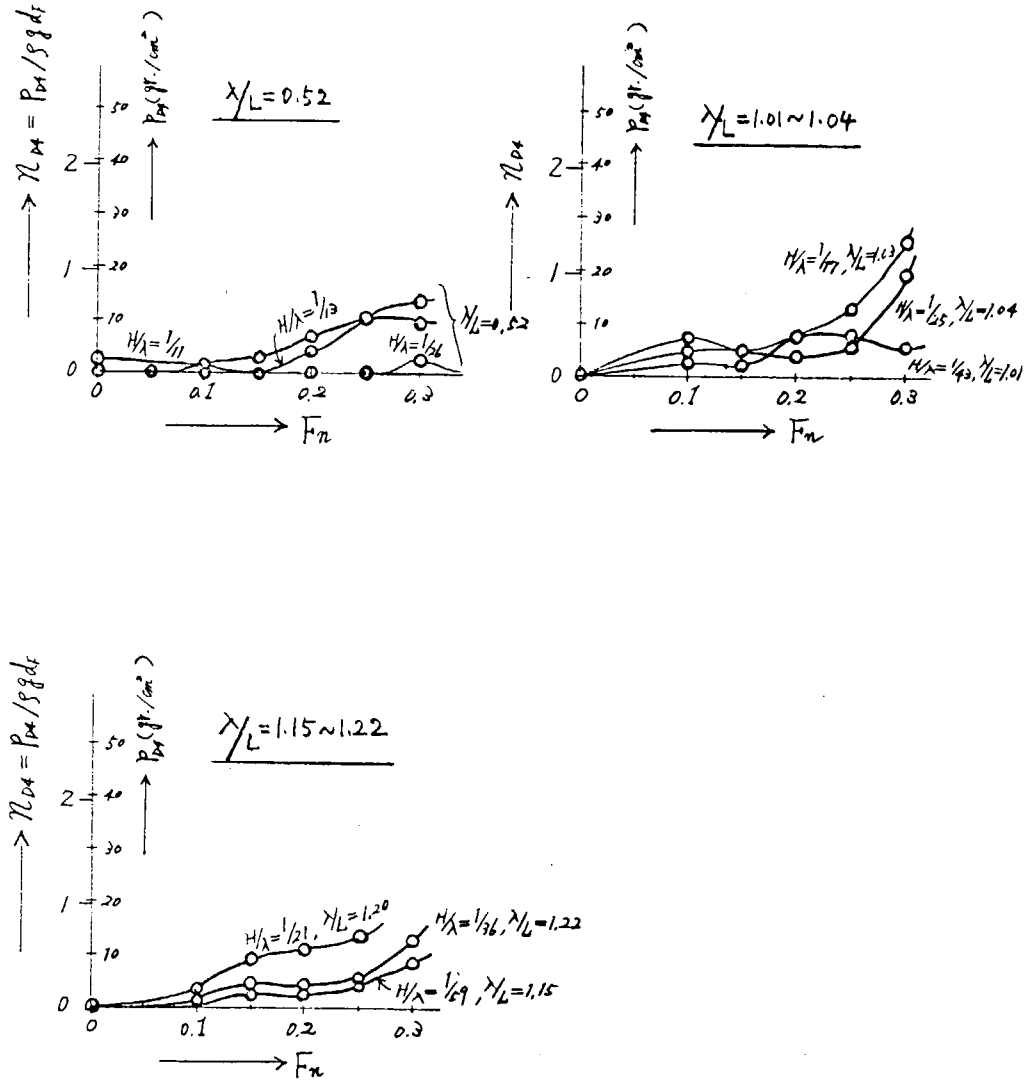


図 5.3.14 分割模型の甲板 (F.P. より 0.07 L 後, ϕ) の衝撃圧

分割模型

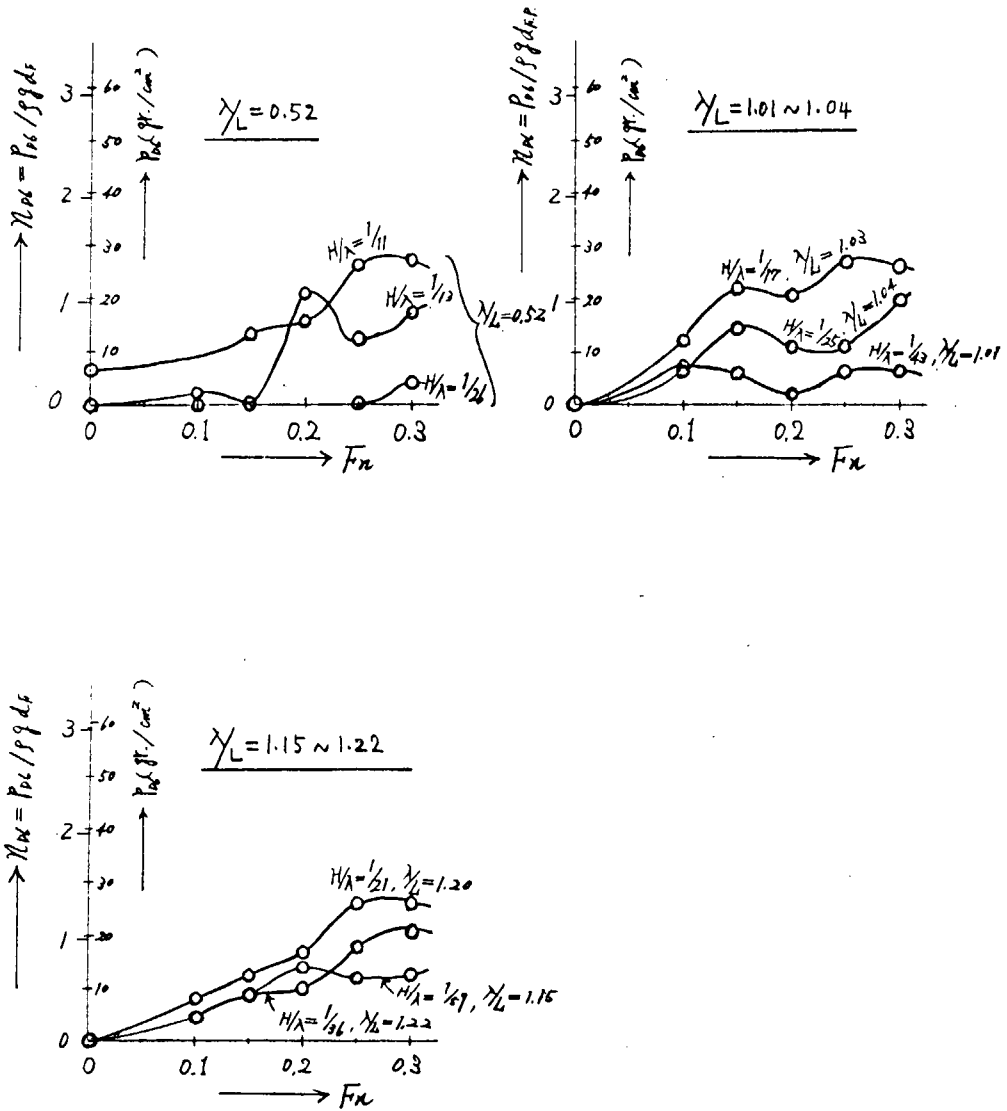


図 5.3.15 分割模型の甲板 (F.P. より 0.11 L 後, 屯) の衝撃圧

分割模型

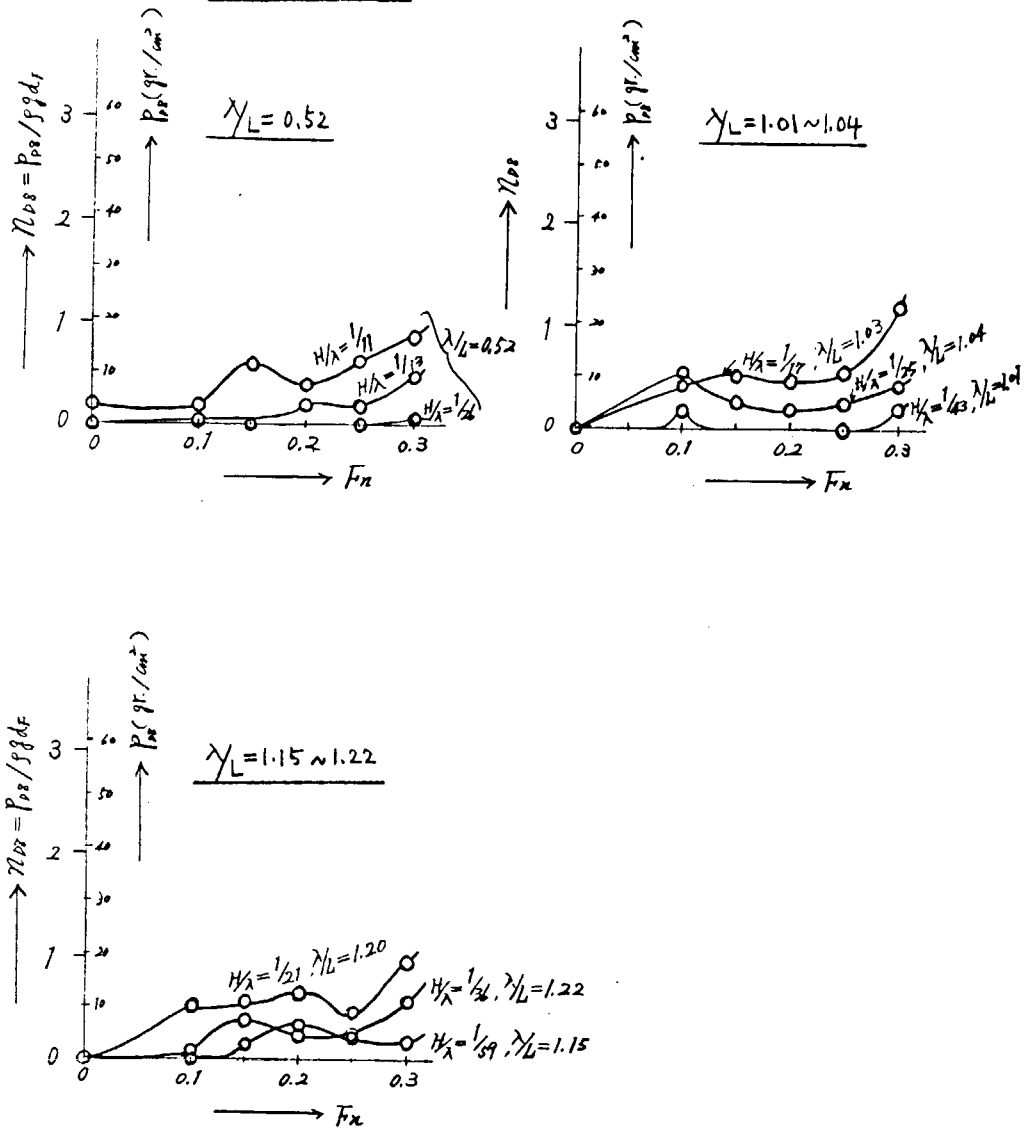


図 5.3.16 分割模型の甲板 (F.P.より0.15L後, 屯) の衝撃圧

分割模型

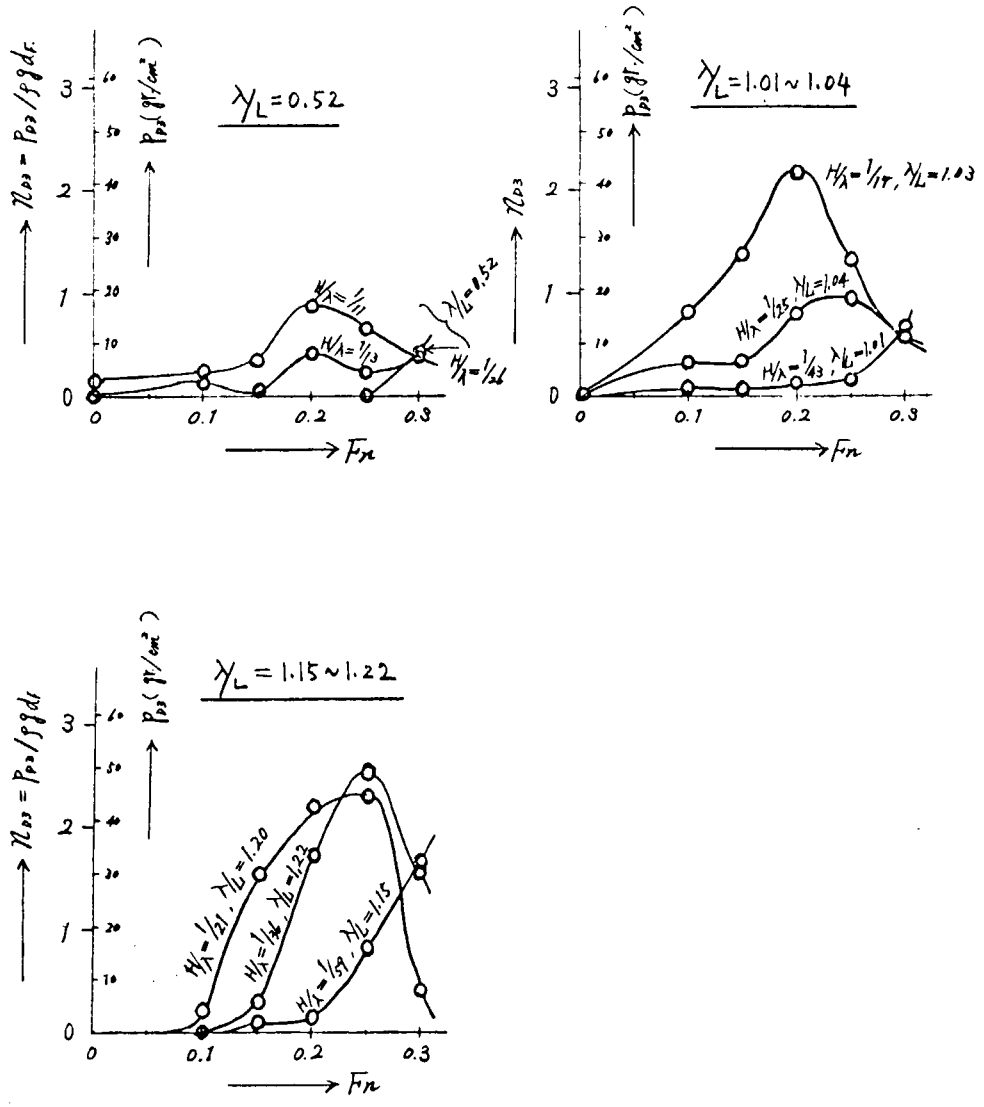


図 5.3.17 分割模型の甲板 (F.P. より 0.03 L 後, 船側) の衝撃圧

分割模型

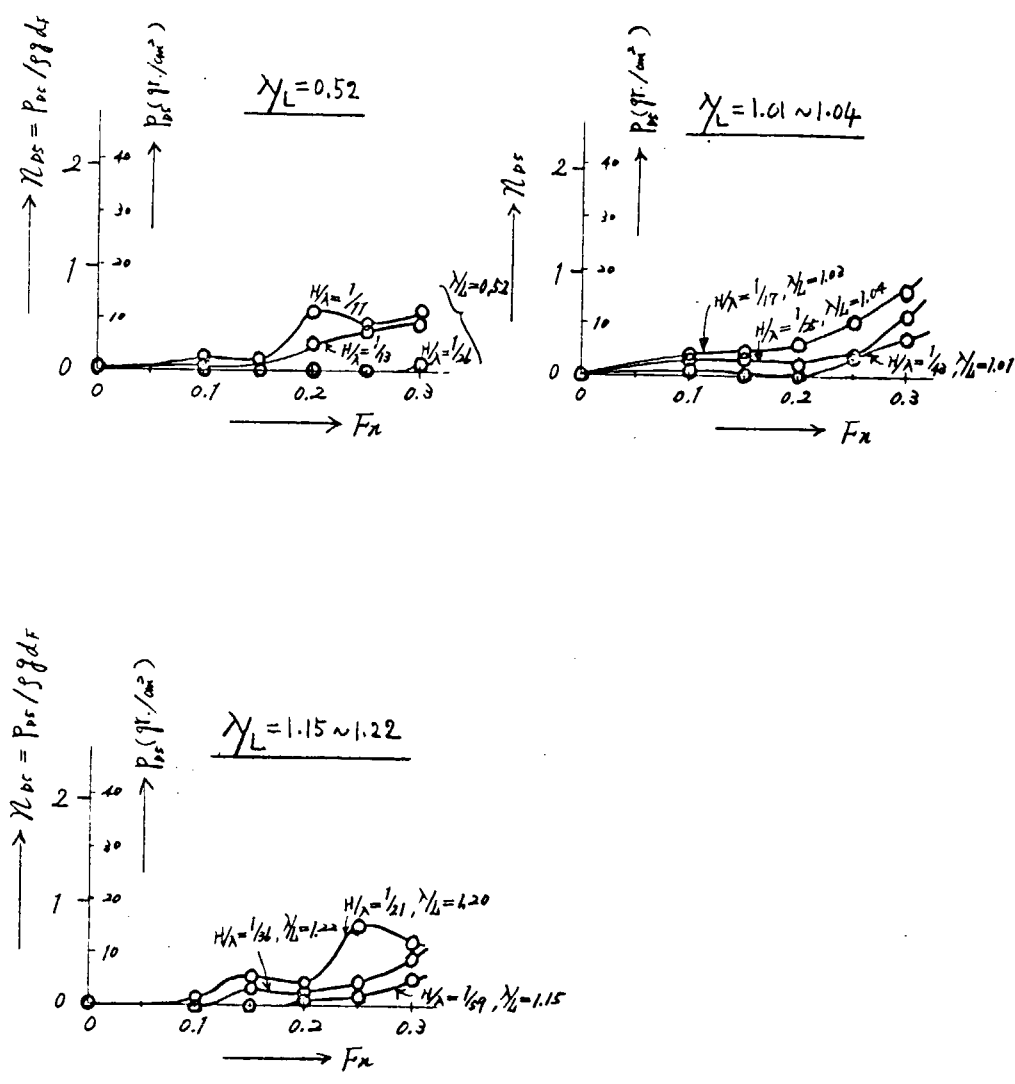


図 5.3.18 分割模型の甲板 (F.P.より0.07L後, 船側) の衝撃圧

分割模型

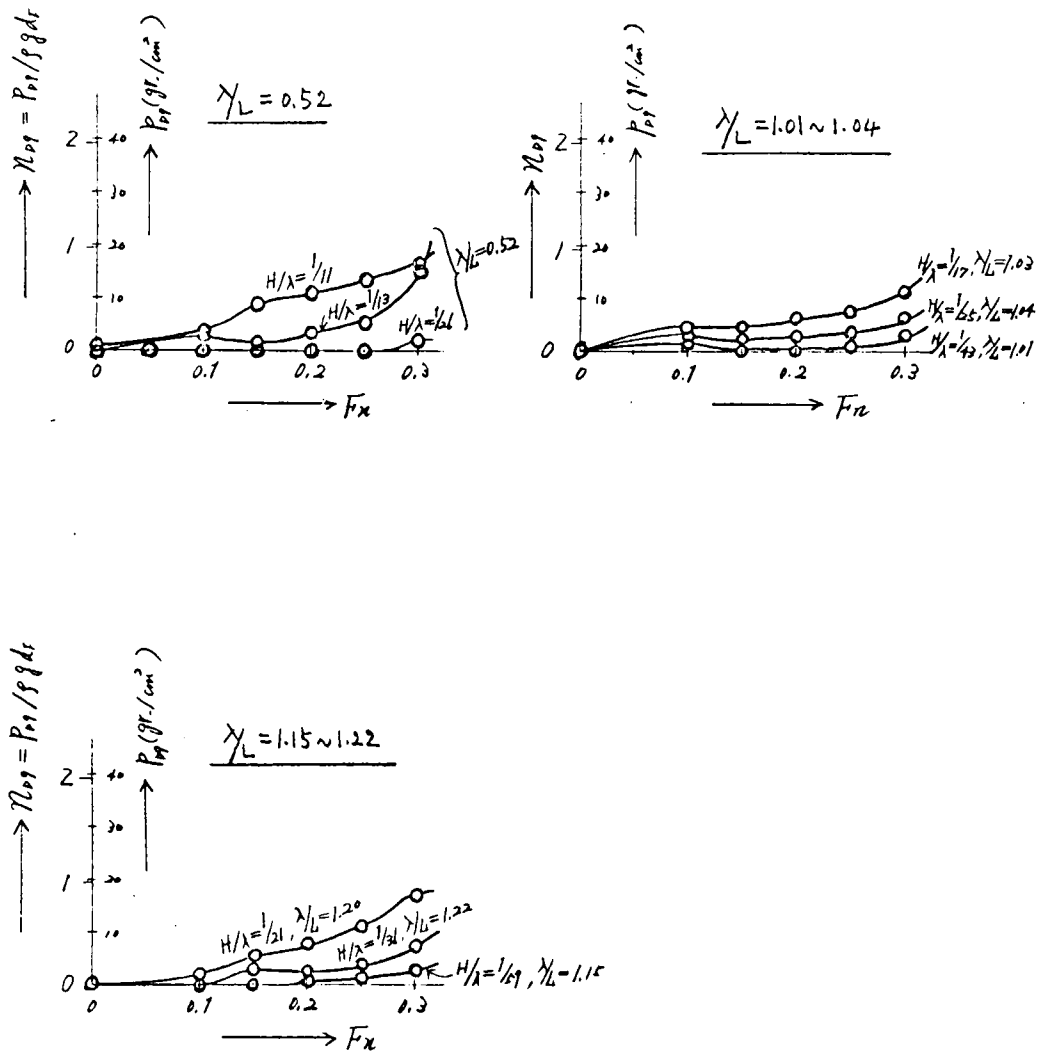


図 5.3.19 分割模型の甲板 (F.P. より 0.15 L 後, 船側) の衝撃圧

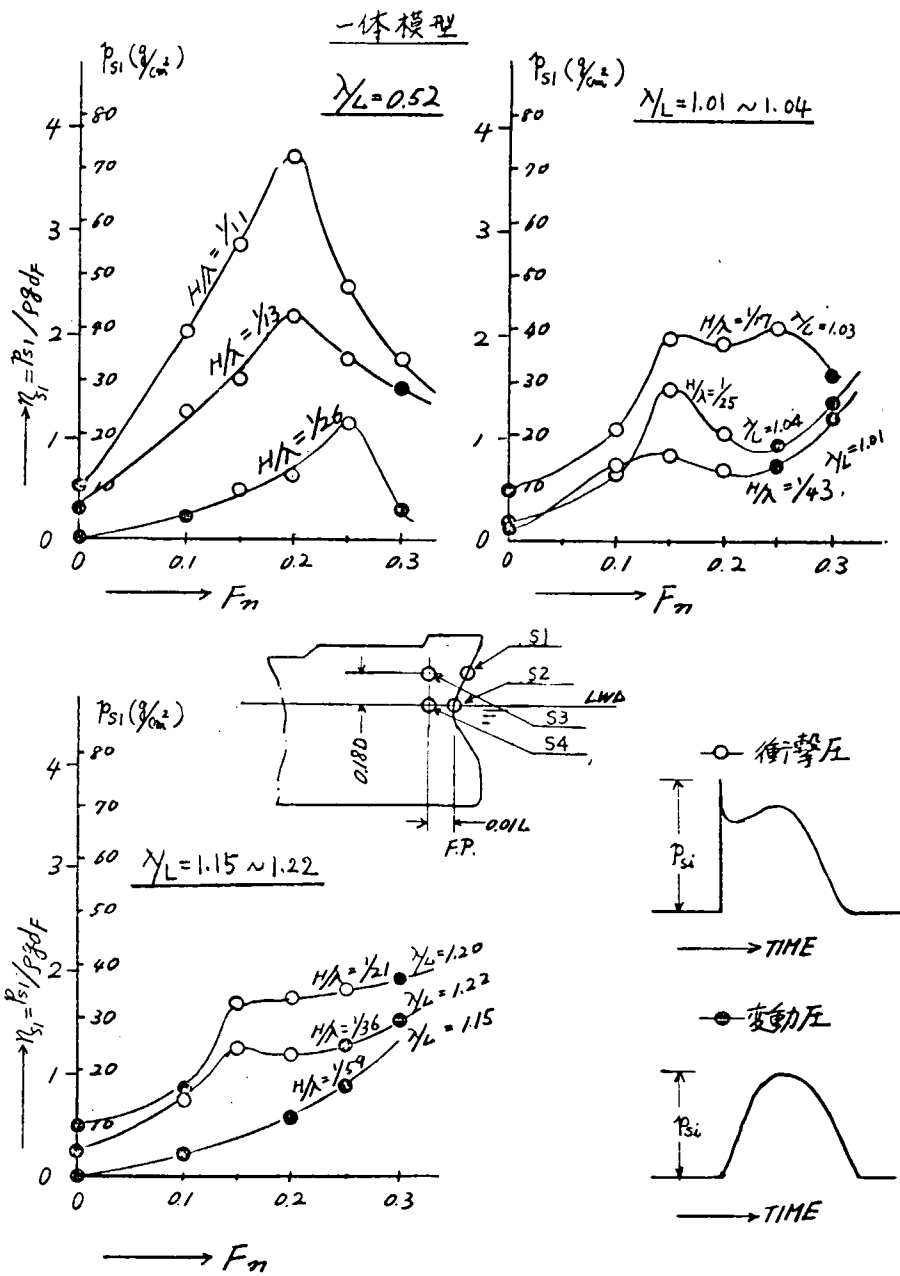


図 5.4.1 一体模型の船首端外板 (L. W. L. より $0.18D$ 上) の波浪変動圧および衝撃圧

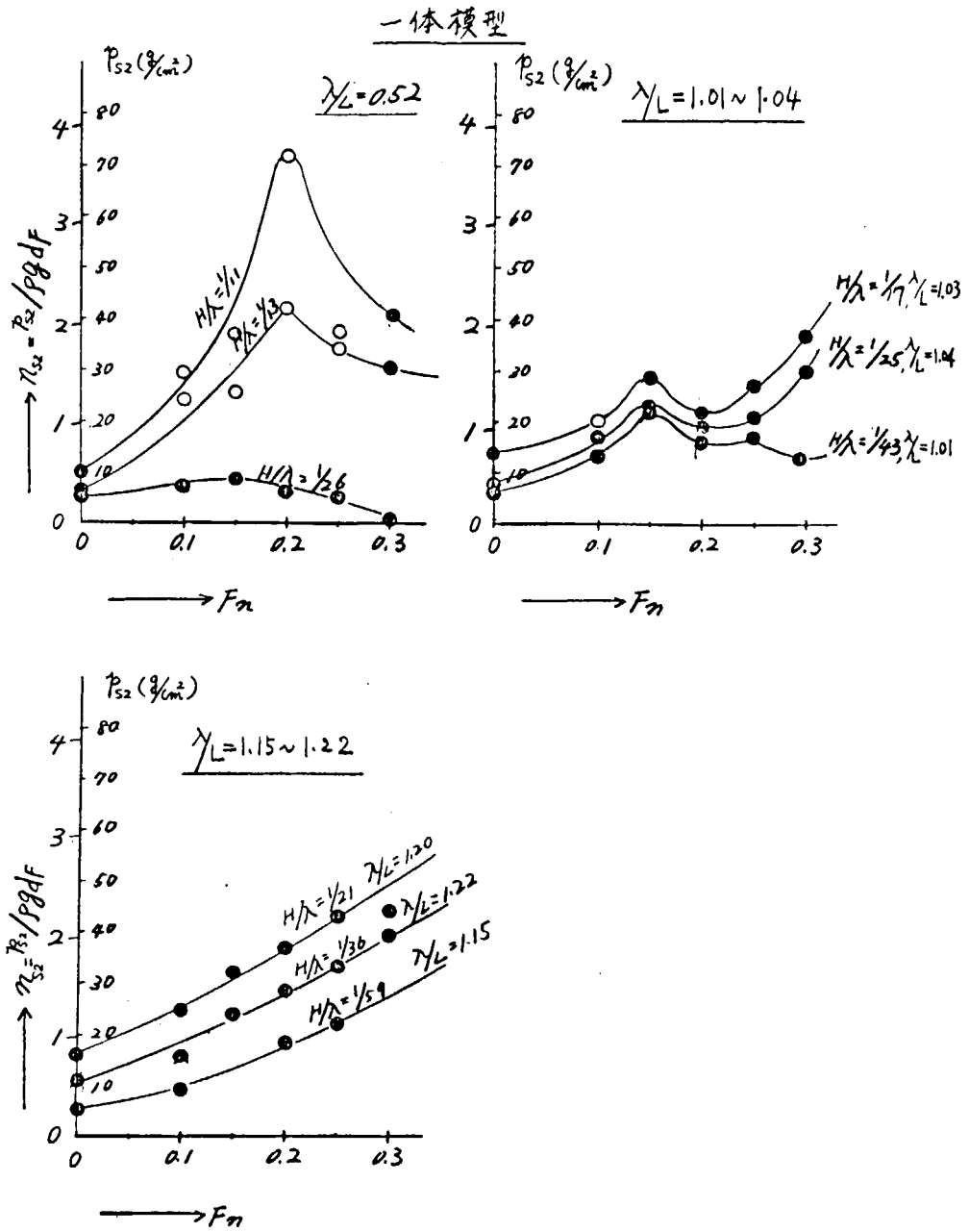


図 5.4.2 一体模型の船首端外板 (L. W. L.) の波浪変動圧および衝撃圧

一体模型

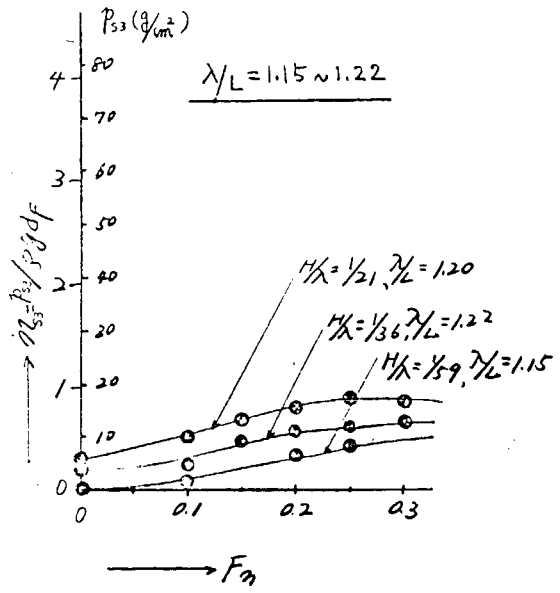
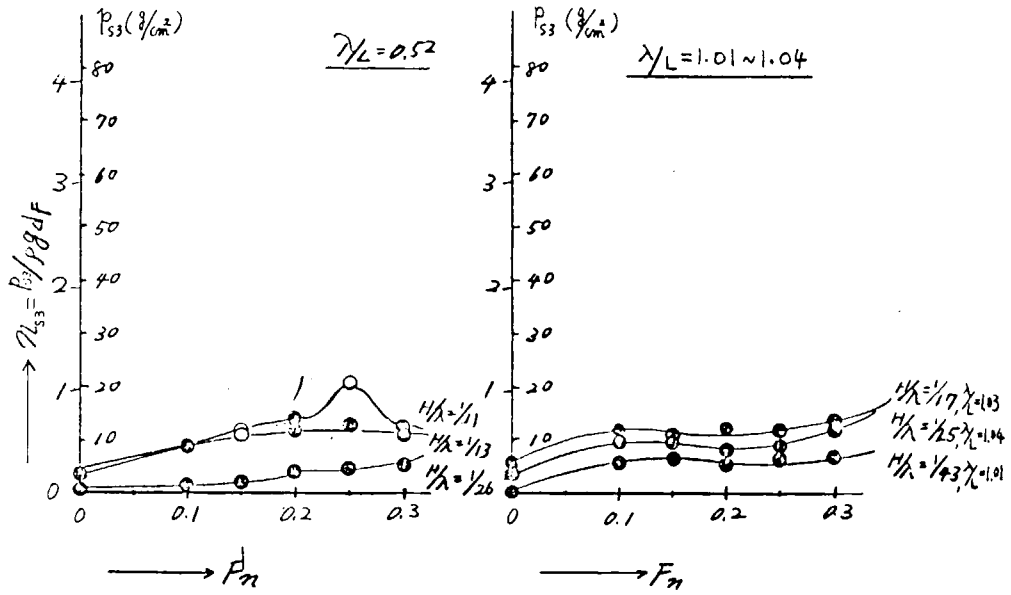


図 5.4.3 一体模型の船首外板 (L.W.L.より0.18D上, F.P.より0.01L後) の波浪変動圧および衝撃圧

一体模型

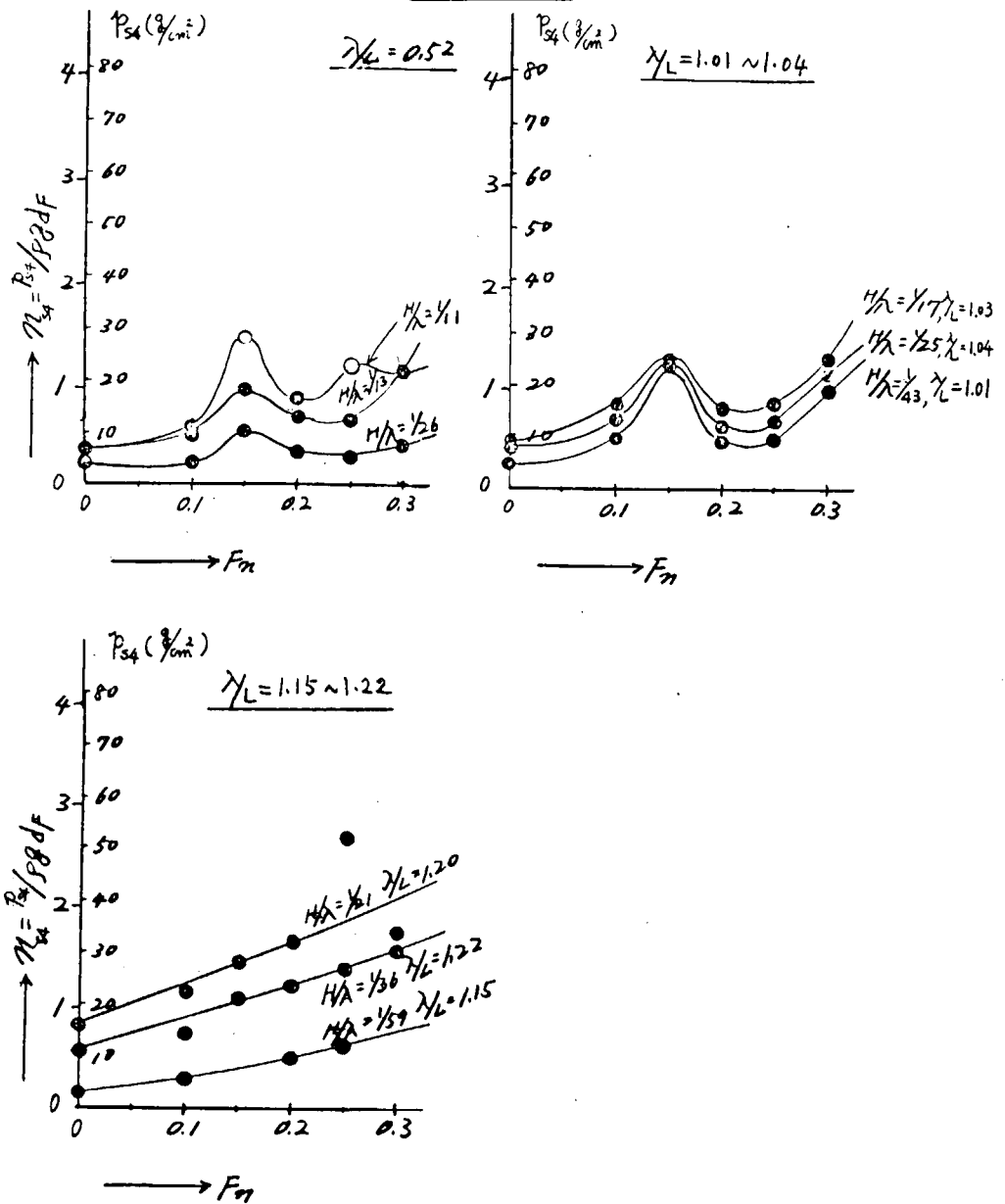


図 5.4.4 一体模型の船首外板 (L.W.L., F.P.より0.01L後) の波浪変動圧および衝撃圧

分割模型

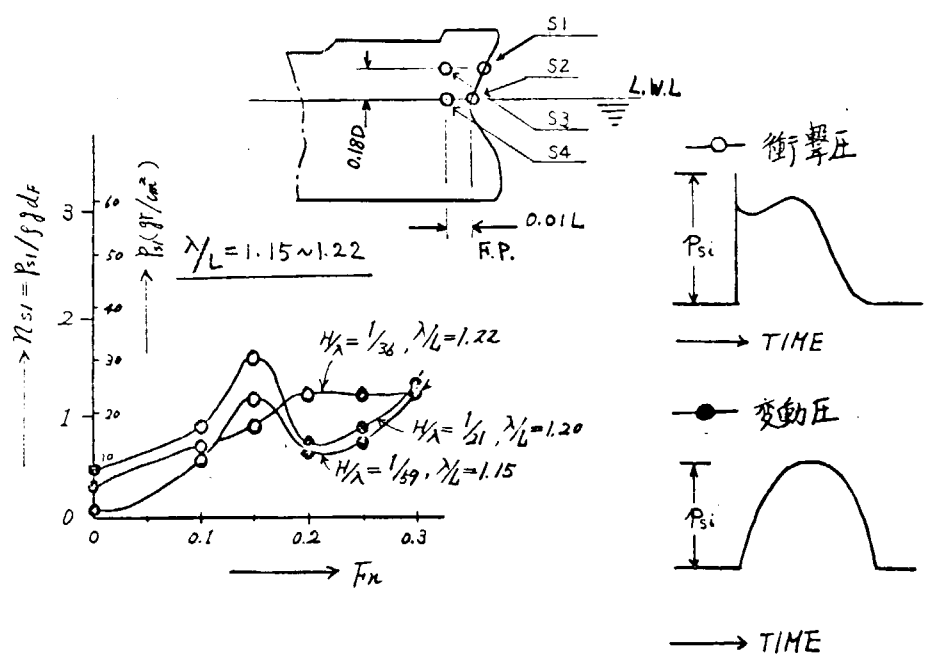
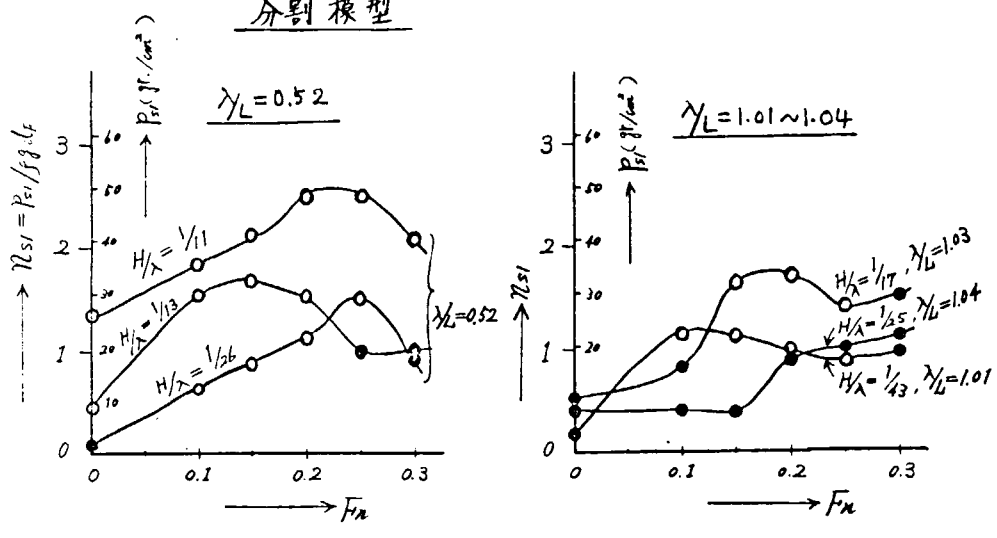


図 5.4.5 分割模型の船首端外板 (L. W. L. より 0.18 D 上) の波浪変動圧および衝撃圧

分割模型

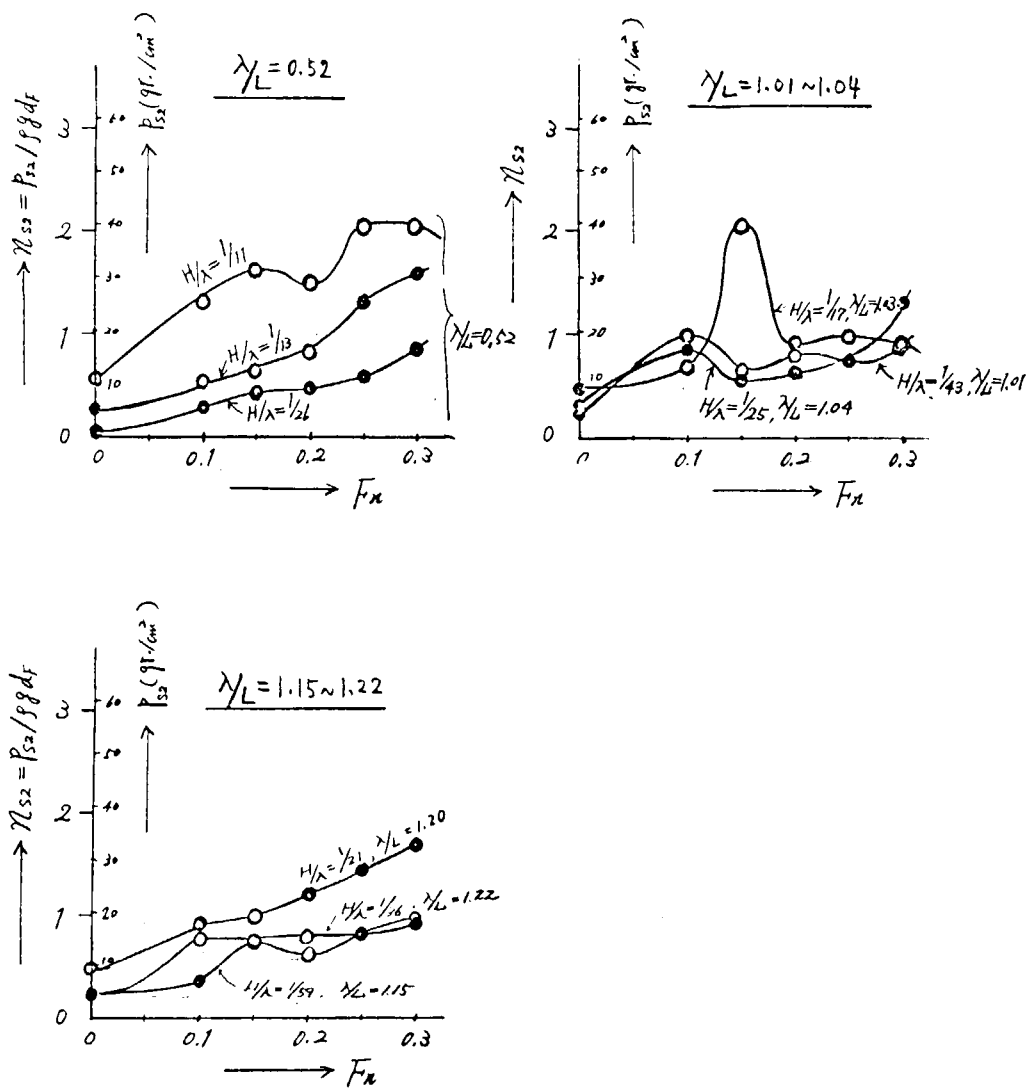


図 5.4.6 分割模型の船首端外板(L.W.L.)の波浪変動圧および衝撃圧

分割模型

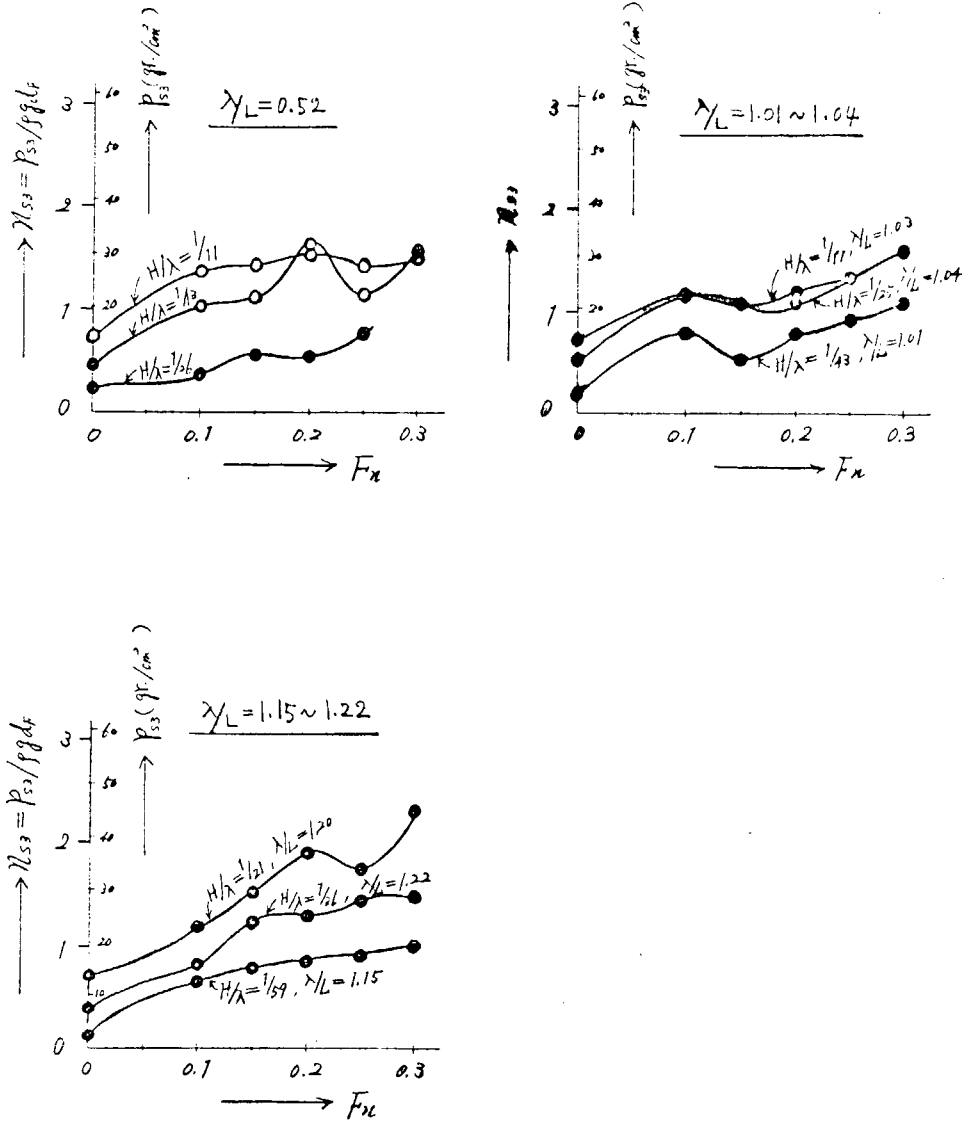


図 5.4.7 分割模型の船首外板 (L.W.L.より0.18D上, F.P.より0.01L後) の波浪変動圧および衝撃圧

分割模型

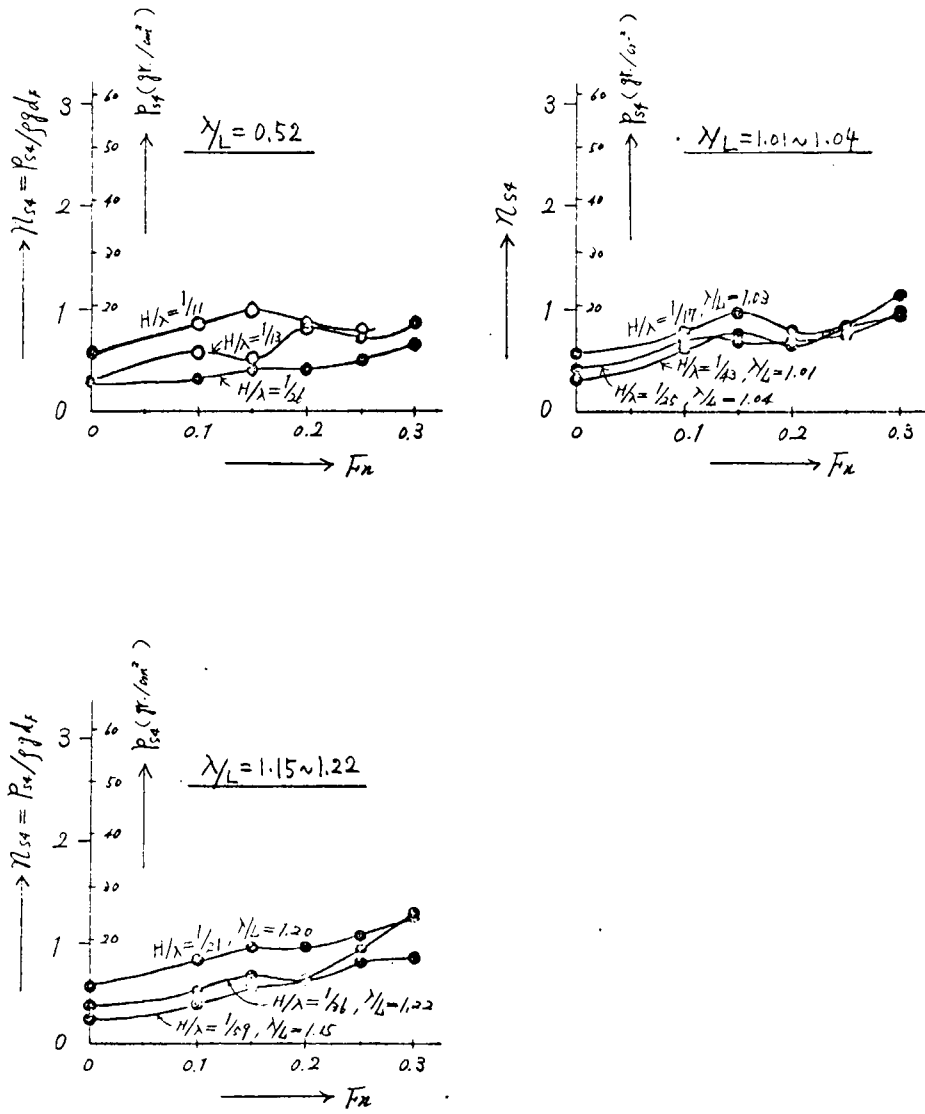


図 5. 4. 8 分割模型の船首外板 (L. W. L. , F. P. より 0. 0 L 後) の波浪変動圧および衝撃圧

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. これまであまり実験的な資料のなかつた斜め波および横波中の船体運動に対する流体力諸係数について強制動揺法により計測が行われ、理論計算の本となる諸係数が得られた。
2. 最も計測精度のよい縦波中の波浪変動圧について詳細な計測を行ない、理論計算と比較した結果、かなりよい一致を見た。
実験値と理論値は船の中央より前部ではよく一致し、後半部ではやゝ実験値の方が小さ目であつた。
3. 船の前後部の特殊な断面について、断面形を忠実に表わすいわゆる close fit により求めた圧力分布と、通常の Lewis form を用いた近似法による圧力分布とを、模型実験結果と比較した結果、close fit と Lewis form の間には殆んど差がなく、船体前部では両者とも実験値によく一致した。船体後部断面については実験値はかなり小さ目になつた。
4. 過渡水波 (transient wave) を用いて計測した水圧の周波数応答は、規則波を用いて計測した水圧の周波数応答とよく一致することがわかつた。
5. 自航模型船による斜め波中の変動圧分布の計測は解析に時間が掛り、一部しか結果が出ていないが、斜め波中の変動圧の理論計算結果との対応はかなりよいようである。
しかしながら斜め波では縦波より両者の不一致がやゝ大きい。概括的に言つて、波浪変動圧については理論計算がかなりよく実験値と合い、船首部の三次元影響の大きい所の修正法と斜め波の中の横ゆれにもとづく圧力変化の推定精度の向上を計ることにより、構造計算に必要な精度で理論的に圧力分布を求められる見通しが出て来た。
6. 波浪衝撃圧について、二次元体で基礎的な研究を行なつた結果では、同じ条件で実験しても、衝撃圧のピーク値はかなりばらつき、統計的な処理が必要なことがわかつた。又物体表面と水面との間にはさまれる、いわゆるトラップトエアの量が、衝撃値に大きく影響することがわかつた。
7. 特殊水槽で潮流とうねりと風波を組合わせた実験の結果、深海でも砕波が生じることがわかつた。
8. 自航模型船による計測では、規則波中ではほとんど衝撃圧らしいものは生ぜず、短い波と船体運動を起こすような長い波とを重畳させた波では衝撃圧が生じることがわかつた。