

財團法人日本船舶振興会
昭和57年度補助事業



研究資料No.368

第194研究部会

波浪中の船体応答に関する研究

報 告 書

社団
法人 日本造船研究協会

〒105 東京都港区虎ノ門1丁目15番16号

船舶振興ビル6階

電話(代表)(3502)2371番



昭和58年3月

社 团 法 人

日 本 造 船 研 究 协 会

は し が き

本報告書は、財団法人日本船舶振興会の昭和57年度補助事業として、社団法人日本造船研究協会が第194研究部会において実施した「波浪中の船体応答に関する研究」の成果をとりまとめたものである。なお、本研究は運輸省船舶技術研究所との共同研究として行ったものである。

第194研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長 山本 善之（東京大学）

副部会長 菅井 和夫（船舶技術研究所）

委員 大坪 英臣（東京大学）

織田 博行（三井造船）

鞠谷 宏士（東京商船大学）

竹川 正夫（住友重機械工業）

深沢 塔一（筑波大学）

藤野 正隆（東京大学）

宮本 武（船舶技術研究所）

関係官庁 岩井 芳郎（運輸省船舶局）

松本 公道（運輸省船舶局）

尾川 宣之（日本钢管）

梶田 悅司（石川島播磨重工業）

熊野 厚（日本海事協会）

田中 陽（川崎重工業）

藤井 齐（三菱重工業）

堀 徹（日立造船）

渡辺 嶽（船舶技術研究所）

染矢 隆一（運輸省船舶局）

○実験小委員会

主査 菅井 和夫（船舶技術研究所）

委員 大坪 英臣（東京大学）

畠中 勝則（三菱重工業）

藤井 齐（三菱重工業）

松永 康二（石川島播磨重工業）

渡辺 嶽（船舶技術研究所）

梶田 悅司（石川島播磨重工業）

深沢 塔一（筑波大学）

藤野 正隆（東京大学）

宮本 武（船舶技術研究所）

目 次

1. 緒 言	1
2. 斜波中のスラミング発生条件の研究	3
2.1 実験条件	3
2.1.1 模型船	3
2.1.2 計測項目	4
2.1.3 実験状態	5
2.2 実験結果	5
2.2.1 船体運動	5
2.2.2 相対水位変動	6
2.2.3 水圧	6
2.2.4 船体歪、縦曲げモーメント	7
2.2.5 衝撃水圧と船体歪	7
2.3 スラミングの発生条件およびその避航法の考察	8
2.4 まとめ	8
3. 弹性模型船による斜波中の船体構造応答の研究	23
3.1 大型ばら積貨物船 (55,000 DWT) についての実験および計算	23
3.1.1 供試模型船	23
3.1.2 実験条件	24
3.1.3 計測項目	25
3.1.4 結果および考察	25
3.1.5 まとめ	26
3.2 鉱石運搬船 (120,000 DWT) についての実験および計算	55
3.2.1 発泡材模型船の製作法に関する基礎検討	55
3.2.2 箱船による総合調査	57
3.2.3 弹性模型船の設計と製作	58
3.2.4 弹性模型船の 3 点曲げ試験	58
3.2.5 波浪中における予備試験	59
3.2.6 予備試験結果と推定計算結果の比較	60
3.2.7 造波法に関する検討	60
3.3 コンテナ船 (716 T.E.U.) についての実験および計算	89
3.3.1 弹性模型船による水槽実験	89
3.3.2 TSLAM による数値計算	90

3.3.3 実験及び数値計算結果	91
3.4 分割模型による実験	112
3.4.1 分割模型と弾性模型の関係	112
3.4.2 分割模型船による水槽実験	112
4. 船体断面模型による落下衝撃実験	115
4.1 船首部断面模型による強制落下試験	115
4.1.1 実験方法	115
4.1.2 実験結果および考察	116
4.1.3 まとめ	117
4.2 平板の水平水面衝撃実験	123
4.2.1 はじめに	123
4.2.2 実験	123
4.2.3 平板水撃圧力の計算	125
4.2.4 実験値との比較	126
4.2.5 結論	126
5. 弾性模型について	134
5.1 相似則	134
5.2 弾性模型と剛体模型	135
5.3 まとめ	136
6. 結果のまとめと考察	138

1. 緒 言

昭和55年12月に発生した尾道丸の船体折損事故に関して、昭和56年度に運輸省船舶局に設置された「尾道丸に係る技術検討会」の検討およびこれに関連して本会が行った「大型ばら積貨物船事故に係る調査解析」において、最近の理論を適用して大波高時に船体に働く波浪外力のモデル解析を行った結果、新しい船体構造応答解析技術の基礎的知見が得られた。本S R 194部会はこの解析技術を実験的に裏づけ、実情に合致する合理的な理論を確立し、安全運航に資することを目的として、昭和57年度に設置されたものであり、研究成果は同じく昭和57年度に運輸省が開始した「異常海難防止システムの総合研究開発」を側面から支援するものである。

スランミングと船体折損

スランミングが船体強度に関係があることは、つきの二つの面からよく知られている。

- 1) 船首部および船首船底の局部的変形。
- 2) パウ・フレアーの大きい高速船における、スランミングに誘起されたホイッピングによるサギング曲げモーメントの増加と、それによる甲板座屈事故。

まず、1)については、船首部の補強またはラインズの改良によって、これを防ぐことができる。また2)については、船首側の断面係数の増大によってこれに対処することが近年提案されている。

ところが、1980年末に起った尾道丸の事故は第3の可能性を明らかにした。

- 3) フレアーのほとんどない肥えた船型の船舶が、深い喫水の状態においても、ある特殊な連なりの波の中では激しいスランミングを起こし、それによって船舶の折損が起り得る。

このことは船長らの状況説明と理論計算によって明らかになった。このような状況がどのような場合に生起するか、ということが船舶の安全上緊急な問題であり、このような事故発生を避けるために、スランミングと船体縦強度の関係を明らかにする研究が本研究部会において行われることになった。

なぜ弾性模型が用いられるか

本研究部会の実験研究の特徴は弾性模型が用いられることである。従来水槽試験には木製などの剛な模型が用いられてきたが、本委員会の研究ではむしろこれを従とし、弾性模型を主としている。一般に船体の応答は

$$(\text{内力}) = [(\text{外力}) + (\text{慣性力})] \text{ の関数 } \quad (1.1)$$

のような型の基本式によって表現され

$$(\text{外力}) + (\text{慣性力}) = (\text{相等外力}) \quad (1.2)$$

が求まるならば、縦曲げモーメントなどは相等外力に対する静的計算によって定めることができると考えられて来た。
したがって

- 1) 剛な船体部分を弾性パネで接合した模型で接合部の曲げモーメントを計測すれば、これから逆に実船の相等外力が求まる。

と考えられてきた。ここには、外力および慣性力が全く剛な模型と実船で同等であると仮定していることになるが、その保証はない。とくに慣性力は実船実験でも知られるように、ホイッピングによるものが著しく大きくなり、この仮定が無意味であることがわかる。そこで

- 2) 剛な模型による圧力測定を行い、その圧力に対応する外力のもとにおける振動モードを考慮した動的応答計算を行えば内力が求まる。

ということが考えられる。このときの問題点は

$$(\text{測定された動的圧力}) = (\text{速度に関係するもの}) + (\text{加速度に関係するもの}) \quad (1.3)$$

と表わされ、速度・加速度は過去の挙動に関係することである。したがって、圧力に対応する挙動が一応計算できたとしても、数値誤差のためそれが実船の速度・加速度に対応するという保証はない。

このような困難は弾性模型の使用により一挙に解決できる。要するに、弾性模型は一種のアナログ・コンピュータの役目をしていることになる。しかしここに重要な問題として、実船との相似則が、ある程度成立っていなければならぬことである。相似則としては、波と模型が幾何学的相似性を保つことのほかに、たわみ形の相似および固有周期の比が同じになることも必要である。このほかに、対数減衰率が一致することも望ましいが、本研究ではこれは無視する。さて、相似則によると模型船のヤング率が非常に小さくなければならない。したがって、模型船の材料選択が重要な問題になる。

本年度の目的

以上により、本年度の研究目的は

- 1) 弾性模型の素材、製作法、試験法に関する研究
- 2) 最も基礎になる正面波中の模型試験
- 3) 斜波中における船体挙動の概要
- 4) スランミングの基礎としての落下衝撃試験

である。

2. 斜波中のスラミング発生条件の研究

斜波中の船体応答とりわけスラミング現象の解明を図る時、先ず、スラミングは稀な現象であるので、その現象がいかなる海象下でいかなる航行状態にある船舶に発生するのかを明らかにする必要がある。

本章では、この目標を達成する第一歩として、斜め規則波中において船舶にスラミングが生ずるのはいかなる場合かを実験により調査することとした。

特にスラミング発生状況を正確に把握るために、船首部船底水圧および相対水位変動の計測を行うと共に、船体加速度、船体歪との関係についても調査した。

実験は木製模型、弾性模型の二種類の模型船について行ったが、ここでは他機関との対比の都合上弾性模型について報告する。木製模型船は、船体構造応答を考えずに、スラミングの発生条件だけ或いはその時の衝撃水圧だけを測定する目的であれば弾性模型船に比べて遙かに計測が容易となり実験率も上げられる。また、衝撃水圧が弾性模型船と剛体(木製)模型船とで違うものなのかどうかかも調べておく必要がある。こうした事から船研では年度末に木製模型船による実験も実施している。その結果については来年度に報告する予定である。

2.1 実験条件

2.1.1 模型船

(1) 主要目、外観

供試船は、昭和55年12月末野島崎沖海上で船首折損事故を起した撤氷貨物船「尾道丸」の4.5m弾性模型である。模型船は表2.1に示すような主要寸法を持ち、図2.1に示すようなBody planを持っている。水面上の形状は図2.2に示す通り船首よりSS3まではデッキ、ハッチ、船首樓等の甲板上形状を実船と相似な形状とした。これは甲板に水が打込んだ時、その動きが実船のそれに近づくようになるためである。SS3より船尾側は綱装の都合上全開口部とし、波よけ板で囲った。

実船の隔壁の位置には木製の枠を設け、横強度部材とした。各船倉はコンテナはめ込み式となっており、各コンテナ毎に綱装を行った。計器を直接船体にとりつけていくこと、重量分布を合わせやすいことがその理由である。上甲板は船体と一体となるように接着する方が望ましいが、綱装の都合上、舷側を15cmピッチでボルトにより主船体と固定する方法をとり、着脱可能なようにした。

(2) 弹性特性

模型船の弹性的相似を考える場合、どの程度まで相似性の確保を図れば良いかが問題となる。すべての特性を相似にすることは实际上不可能であるから、対象とする問題毎に合わせべき特性を選ぶ必要がある。今考えている、波浪衝撃とそれに続く弹性応答に着目するならば、縦強度およびその弹性特性が最も重要であることが知られている。従って模型船の製作にあたっては、縦強度の相似性に主眼を置き、横方向、捩り方向の強度あるいは局部強度の相似性は特に配慮していない。

模型船の主船体は、主要強度部材としてエポキシ系樹脂木材材料を、成型材としては硬質発泡ポリウレタン#100を用いて構成されている。各素材の材料特性は表2.2に示す通りであるが、これらの厚みを調節する事によって船体の断面曲げ剛性が実船の相似値となるように設計した。

船体の弹性特性は自身の剛性とそこに加えられる荷重の分布の組合せで決まるものである。従って重量分布についても相似にする必要がある。本実験で対象とした分布は尾道丸の事故時のものと想定されたもので、これに合うように、先に述べた12個のコンテナへの積載重量を調整した。重量の分布を図2.3に示す。

(3) 加振実験

模型船完成状態での弾性特性を調べるために水中での船体加振実験を行い、船体の弾性固有振動数と減衰特性を求めた。加振の方法は一つは加振機による強制加振とし、二つの偏心したローターを互に逆向きに回転させて上下方向の強制力のみが生ずる加振機を自作して用いた。またこの他に船首部への衝撃的加振実験を行い、強制加振実験の補いとした。

これらの実験の結果から表2.3に示すような弾性諸特性が求められた。本模型船の固有振動数は、2節で6.34Hz 3節で12.69Hzであることがわかる。実船の推定値からスケールダウンした値は、同表の左欄のような値をとることが知られているが、これらに比して本模型船のそれは良い一致を示している。固有振動の対数減衰率は0.2142で、鋼船の値として言われている値より1桁程大きいが、制御する手段がないのでこのまま用いることとする。

図中に併記した曲げ剛性の実測値は、空气中において船体のみの固有振動数を計測し、それより一様梁の仮定の下で算出した曲げ剛性であることを示す。左欄の基準値と同程度の強さであることがわかる。

以上より、本模型の弾性特性は、構造減衰が強すぎることを除き、相似模型としての条件を満たしていることが判る。

2.1.2 計測項目

計測項目は以下の通りである。

(1) 船体運動に関しては

- 縦 摆 (動揺ジャイロによる)
- 横 摆 (" ")
- SS 9 ¾における上下、前後加速度 (歪ゲージ加速度計)

(2) 相対水位は容量型波高計により

- FP, SS 8 ½, SS 5 の波上側

(3) 船体に作用する水圧は抵抗歪ゲージ式水圧計を用いて

- 船底中心線上 SS 9 ¾, 9 ½, 9, 8 ½, 8
- 船底右舷(波上側) SS 9 ½, 9
- 水面上 FP の水面上

(4) 船体歪

- 甲板歪 SS 8 ¾, 8, 7, 6, 5, 3 ½
- 船側剪断歪 SS 8 型深さ中心
- 扱り SS 5

水圧と船体歪の計測位置は図2.2に示す通りである。

(5) 水圧計測系の周波数特性

水圧の計測に際しては、高周波成分を多く含む衝撃波形を取り扱うため、計測系の周波数特性が問題となる。水圧計は、上述のように抵抗歪ゲージタイプであるが、仕様によれば定格 2 kg/cm^2 、固有振動数 5 kHz であった。これに增幅器として動歪計を用いたが、この周波数応答は DC ~ 5 kHz であった。データの収録にはカセット式のデータレコーダーを船に搭載して使用したが、この周波数特性は DC ~ 1.25 kHz である。以上の計測系全体の周波数特性 DC ~ 1 kHz までは保障されていることがわかる。

水圧と加速度以外のデータは、テレメーターにより陸上にデータ伝送して収録、処理を行った。この場合、テレメーターの伝送可能な周波数範囲は DC ~ 100Hz である。それより高周波の成分は送られていないが、これらの

データは、100 Hz 以上に有意な成分は含まれていないと考えられるので何ら問題はない。

(6) 歪ゲージの較正

船体歪の計測には、曲げ、剪断共にプラスチックベースの超大歪用ゲージ（共和、KLM-6-A9）を用い、これを専用接着剤（エポキシポリウレタン系）で主要強度部材であるエポキシ樹脂木材面（船体内側）に接着する方法をとった。

本ゲージは、特に大変形を考慮したものであるが、本模型の歪測定用としては剛すぎたため船体の実歪量より小さ目の歪出力を与える。これを是正する方法としては、船殻のみの曲げ試験を行い、歪モーメントの較正值を求め、これと計測された歪より船体各断面におけるモーメントの算出を行った。

2.1.3 実験状態

実験に用いた波は規則波で、その波長、波高は表2.4に示すようなものを選んだ。船体運動が最も厳しく船体に大きな力の働く $\lambda/L = 1$ 近傍の波に主眼を置いて選定した。波高として選んだ 8 m, 12 m という値はかなりの荒天時に相当する。

模型船は、完全自航状態で上記の波の中を所定の出会い角を保持しつつ直進するよう、陸上からの無線指令によって操縦されている。

出会い角は $\chi = 180^\circ$ (正面向波), $\chi = 157.5^\circ, 135^\circ$ の向波三種とした。厳しい波浪衝撃が発生するのはこの方向だけと考えられるからである。

以上の波浪、波高、出会い角について、船はプロペラ回転数を 4, 5 種類変えて航走したが、波の種類によって抵抗増加量が異なるため同一プロペラ回転数でも船速には大きな差が生じた。

2.2 実験結果

2.2.1 船体運動

(1) 縦 摆

規則波中を航走した場合の縦揺振幅を波傾斜に対する比で示したものが図2.5-(1), (2)である。図は出会い角、船速をパラメーターに、波長に対する変化をあらわしている。波高の違う実験値は白記号 ($L/27$, 実船換算 8 m) と黒記号 ($L/18$, 実船対応 12 m) で区別して示す。これらに対する理論計算値 (OSM法) を実線、点線等で併記してある。

波長が長くなるにつれて振幅は単調増加の傾向を持ち、同調現象は不明確である。この傾向はこの程度の低速域でみられるもので、同調点となる出会い周期は波強制力の小さい短波長域で生ずるためである。

波高の違う実験値の間に顕著な差はみられず、しかも OSM の推定値に概ね一致している。

縦揆の運動振幅については線型理論の推定法が良い推定値を与えることをあらわしている。

(2) 船首上下加速度

船首部の上下運動の激しさを示す量としてSS9%における上下加速度の計測を行った。加速度の波形には、スランギングあるいは甲板上への打込みが発生すると対応する衝撃波形が重畠してくるが、運動そのものとの関係で言うと、これら衝撃成分よりも出会い波成分の方が重要である。

出会い波周期成分のみをフーリエ解析で取り出したのが、図2.6-(1), (2)に示すものである。解析はデータをA/D 変換後計算機処理で行っており、A/D 変換のサンプリング時間間隔は 20 msec である。

縦揆の場合と同じく、OSMによる推定値を併記してある。実験値の方が計算値より 10 ~ 20 % 程大きくなっているが、波長に対する変化の傾向は実験計算共に同じである。これらの図より、船首部の上下加速度は、船速が、

$F_n = 0.05$ から 0.1 に増すと 50% 程度増大することがわかる。また $\chi = 135^\circ$ の方が $\chi = 180^\circ, 157.5^\circ$ の場合よりも上下加速度としては大きい値となることが示されている。ただしことは船首部上下動の大きさとは別で、 $\chi = 135^\circ$ の方がより短波長（短周期）の波で同調揺になるため加速度が大きくなるからである。

(3) 船速低下

波浪中を航行する時は、平水中抵抗に加えて、船体運動あるいは波を乱すことによる抵抗の増加が生ずる。その結果、プロペラ回転数が一定であっても船速の低下が生じ、その大きさは波長、波高、出会い角によって大きく異なる。実験によれば、図 2.7 に示すように、 $\chi = 180^\circ$ の場合波長が船の長さと同じか、やや短い波長の波で船速の低下が著しい。船速低下のメカニズムは種々の要素が複雑にからみあい、未だ十分理解が行われていない問題である。実船がこの実験で得られた結果と同じ減速率を示すかどうかは検討の余地はあるが、定性的には同じ傾向を持つと考えて良い。

2.2.2 相対水位変動

船体と波面が相対的にどの程度変動するかということは、船体に働く水圧の大きさの目安になると同時に、船底露出あるいは甲板冠水等の発生に関する判断材料である。

実験で得られた水位の変動値から振幅を求め出会い波の波高に対する比の形で示したのが図 2.8(1)～(4)である。ここには船首 (FP) と SS 8% における値を示す。当然のこととして FP における変動の方が大きい。OSM の推定値に比較して実験値の方が大き目であるが、波長に対する傾向も含め良く一致していると考えられる。斜め向波状態でも、船速が高くなってしまっても ($F_n = 0.1$) 同様の傾向を持つ。相対水位の値から、船底露出が発生しうる波高の最小値（限界波高）が逆算できる。図 2.9 に示す通り OSM の計算値から求めた船首 FP が露出を始める最小波高と波長の関係を図 2.9-(1), (2) 中実線で示す。この線より上側、ハッキングを施した範囲の波高・波長ではより大きな船底露出がみられる。図中、丸印で目視による露出状況を示すが、計算から得られた傾向と概ね妥当な一致を示している。一方相対水位の実験結果から逆算した限界波高を点線で示すが、先に見たと同様な実験計算の対応がみられる。

波との出会いが斜めになると ($\chi = 135^\circ$)、船底露出の度合は実験の方が計算よりも少いという様子がみられる。この理由は、実験を自航模型で行っている為船が波によって横に流され、実際の波に向う船速は図に記した値から計算されるものより大分小さくなってしまい、計算値で想定しているような状態に達し得ないからである。

2.2.3 水 圧

船体に作用する水圧の変動分は、出会い周期もしくはそれと同程度の周期成分を含む変動部分（以下変動水圧と呼ぶ）と、船体が水面に突入する瞬間に生ずる衝撃成分（衝撃水圧）の二つに分けられる。多くの場合、船体に働く水圧は変動水圧が殆ど部分を占めるが、その振幅は高々波振幅の 2～3 倍のオーダーである。一方衝撃水圧は大波浪中でなければ発生しないが、一度発生すると波高の 10 倍程度の大きさの圧力水頭は珍らしくない。この成分は船体の弾性振動の発生と関係が深い。図 2.11 に船底中心線上で計測された水圧波形の例を示す。船が平水中から $L = 1.0$, $h_w = L/18$ (12 m 実船換算) の波の中に F_n が約 0.15 の船速で突入して、次第に減速されていく、やがて $F_n = 0.04$ で均衡した定速状態に至るまでの間の記録である。（最下図の F_n の図を参照）衝撃波形は SS 9% と 9% の船底にのみ見られ、それより後方の水圧波形にはのっていないことがわかる。前二点の水圧でも、初めはかなり衝撃が発生しているが、次第に小さくなりやがて定速に達した時点では非常に小さいか発生しない状況に至る。船速の低下につれ船首上下運動が小さくなっていくためであろうと考えられる。

衝撃水圧のピーク値に大小があるのは、衝撃の大きさを支配する船体と波面の傾斜角が船体周辺の波面の不規則的な乱れで大きく左右されるためであると考えられる。衝撃波形については後に再び述べる。

一方、変動水圧の波形は衝撃と比較して一定している。船速が一定した時点での記録から求めた水圧振幅の代表例

として、SS 9 1/2における値を図2.1.2-(1), (2)に示す。衝撃水圧の影響はA/D変換電算機処理の過程で粗いサンプリングをしているので必然的に弱められている。

振幅の推定値としては、船首端に近いにもかかわらずOSMの計算値が良い推定値となっている。

(1) 衝撃水圧波形

衝撃波形の発生状況を詳細にみるために、トランジエントメモリを用いて時間軸拡大を行った波形を図2.1.3, 14に示す。図2.1.3は先に示した図2.1.2の前半部の6, 7波を取り出したものである。第4波と第6波目に比較的大きな衝撃波形がみられるが、これをCase 1, Case 2として拡大した図を下側に示す。いずれも衝撃が船首方向に走っていることがわかる。Case 1の場合、SS 9 3/4, SS 9 1/2共にピーク値は2m水頭(波高の約8倍)となってしまっており、しかも二つの地点の衝撃の発生時間差は非常に小さく(3.85 msec), 一方が減衰しきらぬうちにもう一方の水圧が高まり始めていることがわかる。従ってCase 1の場合、高い水圧が広い範囲にわたって生じていたことがこれから推察される。

Case 2の波形は、SS 9 1/2の方の水圧ピーク値は約1.5m水頭と大きいが、非常に短時間で低圧に戻ってしまう。またSS 9 3/4の水圧立上りまでの時間差が大きく、水圧の作用域も推算で数cmの範囲であることがわかる。二つの水圧計の間隔(0.1125m)と波形の伝播時間より求めた伝播速度は、

$$\begin{array}{ll} \text{Case 1 で} & 29 \text{ m/sec} \\ \text{Case 2 で} & 3.5 \text{ m/sec} \end{array}$$

とかなり差があることがわかる。

図2.1.4に示すのは別の実験例の結果である。波形のタイプは様々である。①に示すピークに続いた振動の乗った波形は、空気巻込みを伴った現象であろうと思われる。振動の周波数は200Hz程度である。③の波形は変動水圧のピーク附近に重なっているもので、SS 9 3/4, 9 1/2の間の時間差はほとんどなく、甲板への打込み水の影響で船底の水圧計が水に押しつけられるために生ずるものだと思われる。

図2.1.3, 14双方の波形全体から、大きな水圧が生じるのは、二点の衝撃発生時間間隔が小さい時であることがある。これは、船底が小さい角度で水面に突入する時大きな水圧が生ずるということのあらわれであろうと思われる。

2.2.4 船体歪・縦曲げモーメント

計測された船体歪波形の一例を図2.1.5に示す。衝撃水圧との対応をつけるため、図2.1.3に示した水圧波形と同一の実験結果である。波に突入した後しばらくは大きな衝撃水圧が働くことを先に述べたが、これによって誘起された弾性振動(周波数6.3Hzの2節振動)が出会い周期成分に重畠していることがわかる。しかしこの弾性振動も、船速が低下し静定した状態に達すると次第に小さくなる。これは水圧波形の際に見た衝撃成分の減少に対応している。

船速が静定した状態では、出会い周期成分が歪の大部分を占める。歪は2.1に述べたような較正係数を用いることにより曲げモーメントに換算することができるるので、OSMで求まる計算値と比較することが可能である。

図2.1.6-(1)~(6)に示すものは船速静定時のモーメントの振幅分布の実験、計算値である。無次元化には $\rho g L^2 B h_w$ を用いた。実験、計算の対応は良いことがわかる。分布は船体中央よりやや船首寄りにピークの来る形になっており、ここに示した出会い角、船速の範囲内では、この傾向はほとんど変りないようである。

2.2.5 衝撃水圧と船体歪

衝撃水圧と船体弾性振動の因果関係をもう少し詳しく調べるため、水圧、歪の波形間の対応を図2.1.7-(1)~(3)に示す。いずれも、進行していく大波高規則波に比較的高速($F_n = 0.15$ 前後)で突入して波によって減速されつつある状態で、この区間の平均船速は図の右上に示すような値をとる。船速は、図2.1.1に示したような推移をして均衡状態に達する。各図とも、水圧波形の下に、曲げ歪3点(SS 8, 7, 5)剪断歪(SS 8)について、原波形の他にそ

れぞれ出会い周期成分（低周波），船体弾性振動成分（高周波）に分けて示した。

弾性振動の振幅は低周波成分の最大20%以上にも達しており、弾性振動による寄与が無視できないことを示している。もちろん、このことは歪のピーク値が20%増加することを意味するものではない。弾性振動がスラミング時、甲板水打込み時に誘起されていることは、水圧、歪波形中の各番号の時点を対応させれば良くわかる。

発生した弾性振動と衝撃水圧のピーク値、継続時間等との間には明らかな相関を見出すことは未だ出来ていない。この点を解明するには水圧の作用範囲についての研究を進める必要がある。

2.3 スラミングの発生条件およびそれの避航法の考察

前節に述べた実験結果および計算との比較に基づき、ここで対象としている船型に対するスラミング発生の条件等について若干の考察を加えることとする。

撤穀貨物船の満載状態でも海象、船速によっては船底スラミングが生ずる可能性があることがわかった。もちろん実船が遭遇するのは、本実験で用いたような規則的な波ではない。しかし不規則的な波浪であっても有義波高が本実験で用いた波高に等しければ、同程度の強さの運動相対水位変動が生ずることはこれまでに知られたことである。さらに船底衝撃の発生という観点から言うと、波の不規則性は衝撃の発生の確率を増大させるので、不規則波中에서도ここで判明したような傾向が保持されると考えられる。2.2.2の中で、船底露出のための限界波高線を計算から求め、実験中の観測結果と概ね一致する傾向を示すことをみた。先に示したのは $\chi = 180^\circ$ を $F_n = 0.05$ で航走している場合だけであったが、計算はそれ以外の航走状態についても良い推定値になっていると考えられる。これらの推定値を用いて船底衝撃発生時の避航法について考えてみることにする。

図2.10に示すのが幾つかの出会い角船速の組合せに対する限界波高線である。衝撃発生のためには、この他に水面と船底の相対速度がある程度以上でなければならないという条件がつくので、船にとって有意な衝撃が発生するという意味での限界波高はこの図中の値よりももっと大きな値となるが、波向、波長に対する限界値の傾向を見る上で一つの目安をこの図は示している。

図に記した幾つかの限界曲線の比較から次のようなことが言える。

船が正面から $\lambda/L = 1.0$ 、波高10mの波の中をフルード数0.1の船速で航行しているとする。この時スラミングが発生する状況にあることは、図2.10の中で $\lambda/L = 1.0$ 、 $h_w = 10\text{ m}$ の点が点線($F_n = 0.1$, $\chi = 180^\circ$ の時の限界波高)の上にあることから判る。スラミングを無くそうとすると変針か減速が取り得る操船法である。減速でスラミングが起らないようにするには、直線をみればわかるように速度を半減する必要がある。もし、変針によって避けようとすれば、 180° を 157.5° に回頭する程度では効果がなく、 135° 位まで変針する必要があることをこの図は示している。

言うまでもなく、この操船法はスラミング回避といふ一点に注目したものであり、実際の荒天域ではこれ以外にも横揺をはじめ考慮すべき項目が沢山在るので、必ずしもここで述べたものが最良である訳ではない。これから検討事項であると考えている。

2.4 まとめ

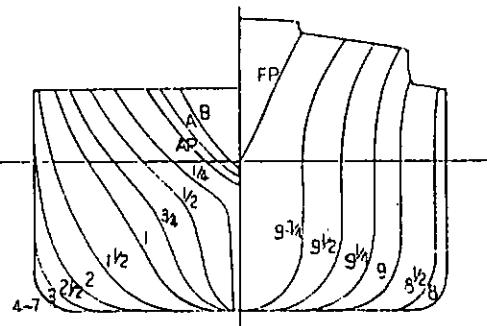
以上の規則波中の実験、理論計算結果の所見を要約すると以下のようなことが言える。

- (1) 適当な合成樹脂を組み合せて、実船と略相似な弾性特性を持った模型船を作ることができた。
- (2) 撤穀貨物船「尾道丸」の模型を満載状態で大波高波中を航走させた結果、船速、波浪によってスラミングの発生はみられた。しかしその作用域は船首から5%から10%の範囲内に限られた。

- (3) 大波高中を実際に実現可能と思われる船速で航行している場合に生ずるスラミングによる衝撃水圧は、変動水圧値と同程度の大きさであった。
- (4) 船速が(3)の状態よりもっと大きくなると、波高の8倍程度の衝撃水頭が観測された。
- (5) 衝撃水圧によって船体の弾性変形が生ずるため船体の曲げ歪は増大する。本実験の場合、弾性変形成分10~50%程度になる。しかしこのことは歪の最大値がこれだけ増減することを意味するものではない。
- (6) 今回対象とした満載の撤積貨物船のスラミング発生に関する船底露出と出会い波浪、航走条件については、OSMによる相対水位変動を基にして推定することができる。
- (7) 縦曲げモーメント分布の実験結果は、船体中央よりやや前方で最大値を持った釣鐘形であった。

以上のような知見が規則波中の実験、計算から得られた。規則波中では尾道丸事故時のような激しい状態は今回の実験では生じなかった。

船にとって危険な衝撃が発生するような波浪は特殊な位相関係を持った複合波あるいは二方向波のような場合と考えられるので、今後このような波浪を用いる実験手法ならびにその中の弾性模型実験を行う必要がある。



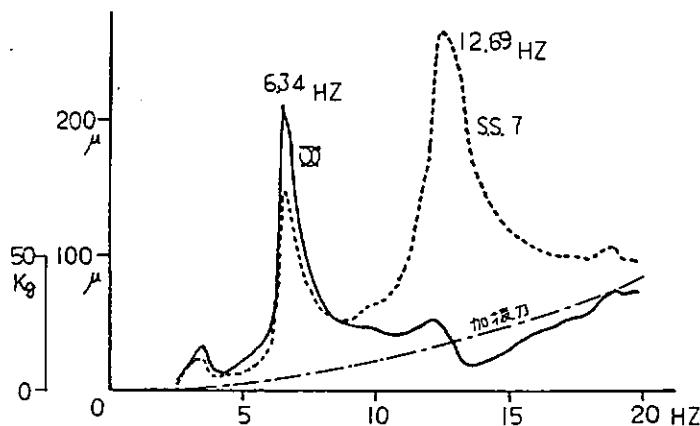


図 2.4 船体歪の加振時応答特性

表 2.2 弾性模型船の材料特性

品名	硬質ウレタンフォーム	エポキシ系合成樹脂木材 MB 107
比重	0.0977 g/cm ³	0.641 g/cm ³
引張強度	0.101 kg/mm ²	0.577 kg/mm ²
曲げ強度	0.146 kg/mm ²	1.547 kg/mm ²
ヤング率	引張試験 2.04 kg/mm ² 曲げ試験 2.15 kg/mm ² 振動試験 1.97 kg/mm ²	引張試験 141.86 kg/mm ² 曲げ試験 198.69 kg/mm ² 振動試験 142.06 kg/mm ²
対数減衰率	0.0191	

表 2.3 弾性模型船の弾性特性

		計算値(簡易計算式)	実測値
曲げ剛性	E I	$2.039 \times 10^{10} \text{kg/mm}^4$	$2.560 \times 10^{10} \text{kg/mm}^4$ ¹⁾
中性軸	Y d	218.4 mm	-
固有振動数	2 節	5.94 Hz	6.34 Hz
	3 節	12.86 Hz	12.68 Hz
	4 節	17.81 Hz	19.52 Hz ²⁾
	5 節	23.74 Hz	25.38 Hz ²⁾
振動減衰率(対数)		-	0.2142(2節)

1) 船殻だけの空中固有振動数より算出。

2) 衝撃加振実験による。

表 2.4 Wave conditions

WAVE H. (hw)

ship model 比例	L/27	L/22	L/18
	8 m	10 m	12 m
	16 cm	20 cm	25 cm
0.7			○
0.8	○	○	○
0.9	○	○	○
1.0	○	○	○
1.1	○	○	○
1.2	○	○	○
1.3			○

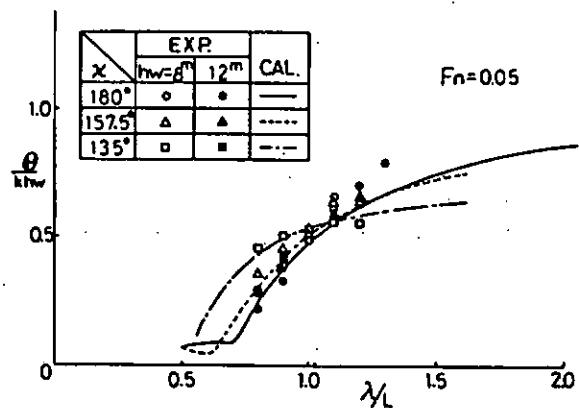


図 2.5 - (1) 桢 摆

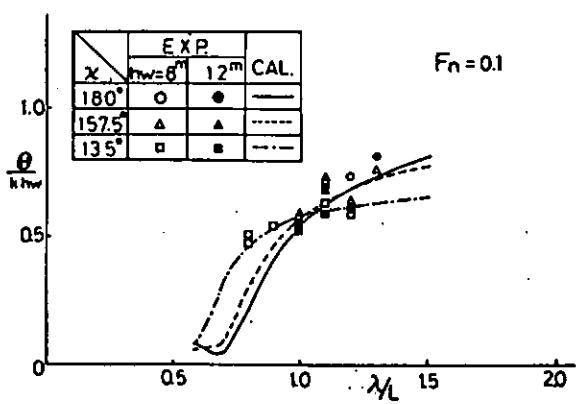


図 2.5 - (2) 桢 摆

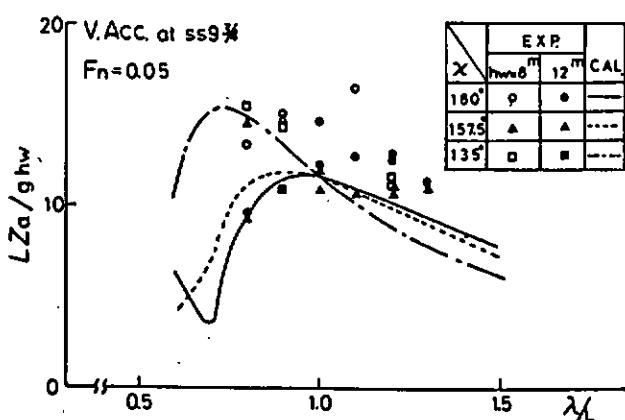


図 2.6 - (1) 船首部上下加速度

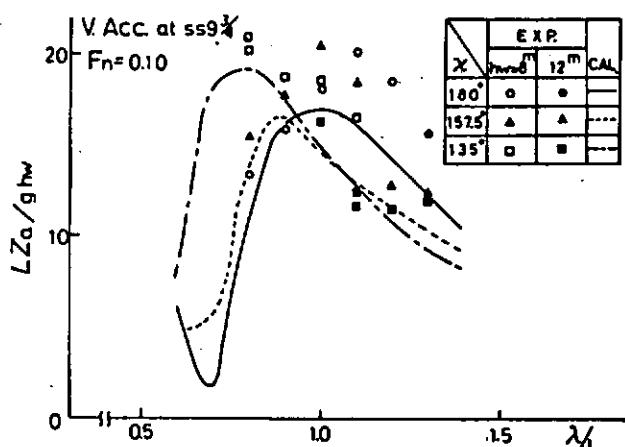


図 2.6 - (2) 船首部上下加速度

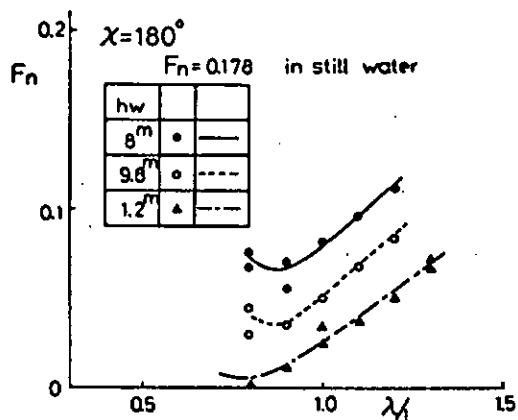


図 2.7 - (1) 波浪中の船速低下

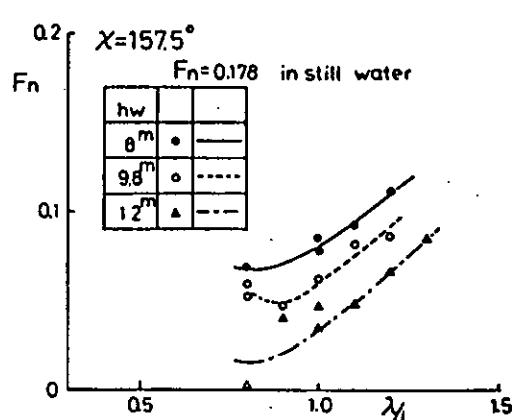


図 2.7 - (2) 波浪中の船速低下

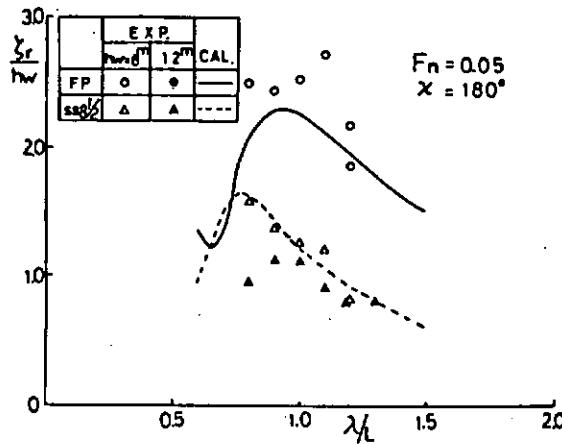


図 2.8 - (1) 相対水位変動

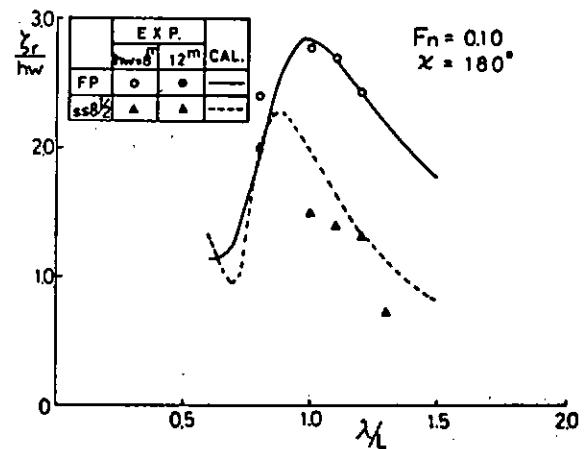


図 2.8 - (2) 相対水位変動

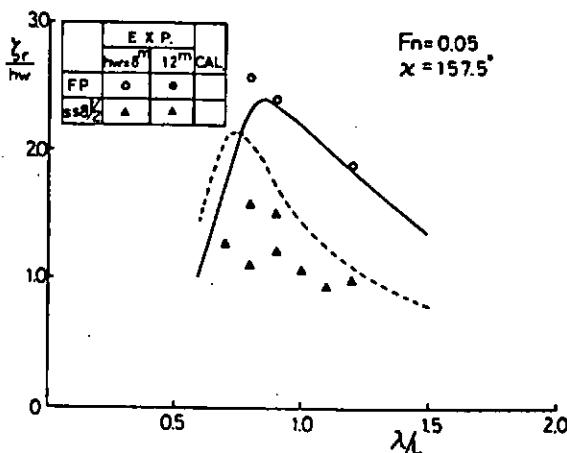


図 2.8 - (3) 相対水位変動

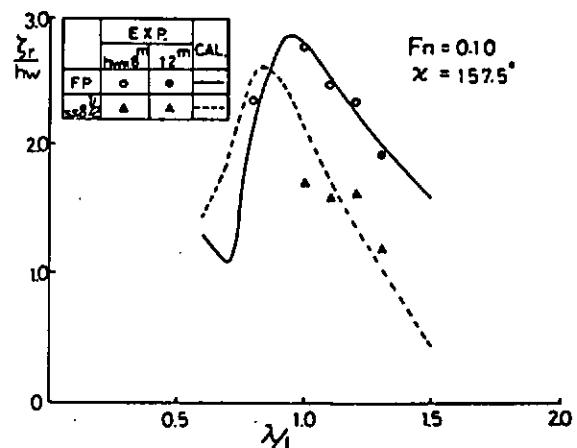


図 2.8 - (4) 相対水位変動

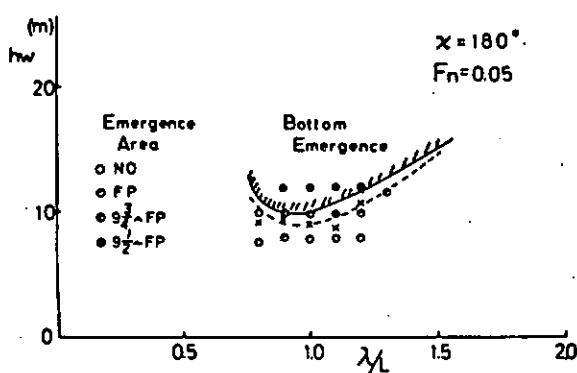


図 2.9 - (1) 船底露出の限界波高

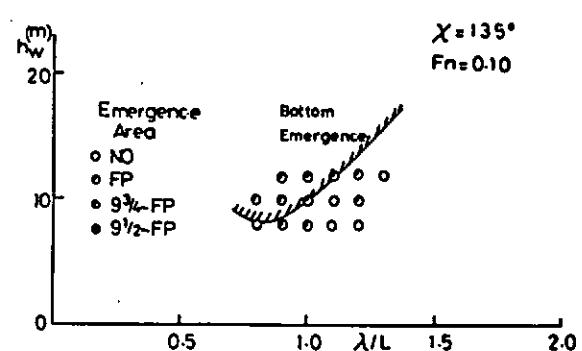


図 2.9 - (2) 船底露出の限界波高

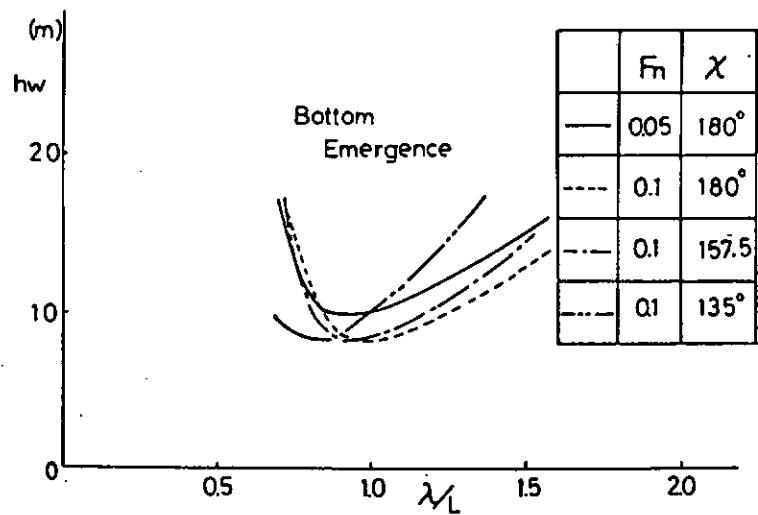


図 2.10 限界波高の推定値

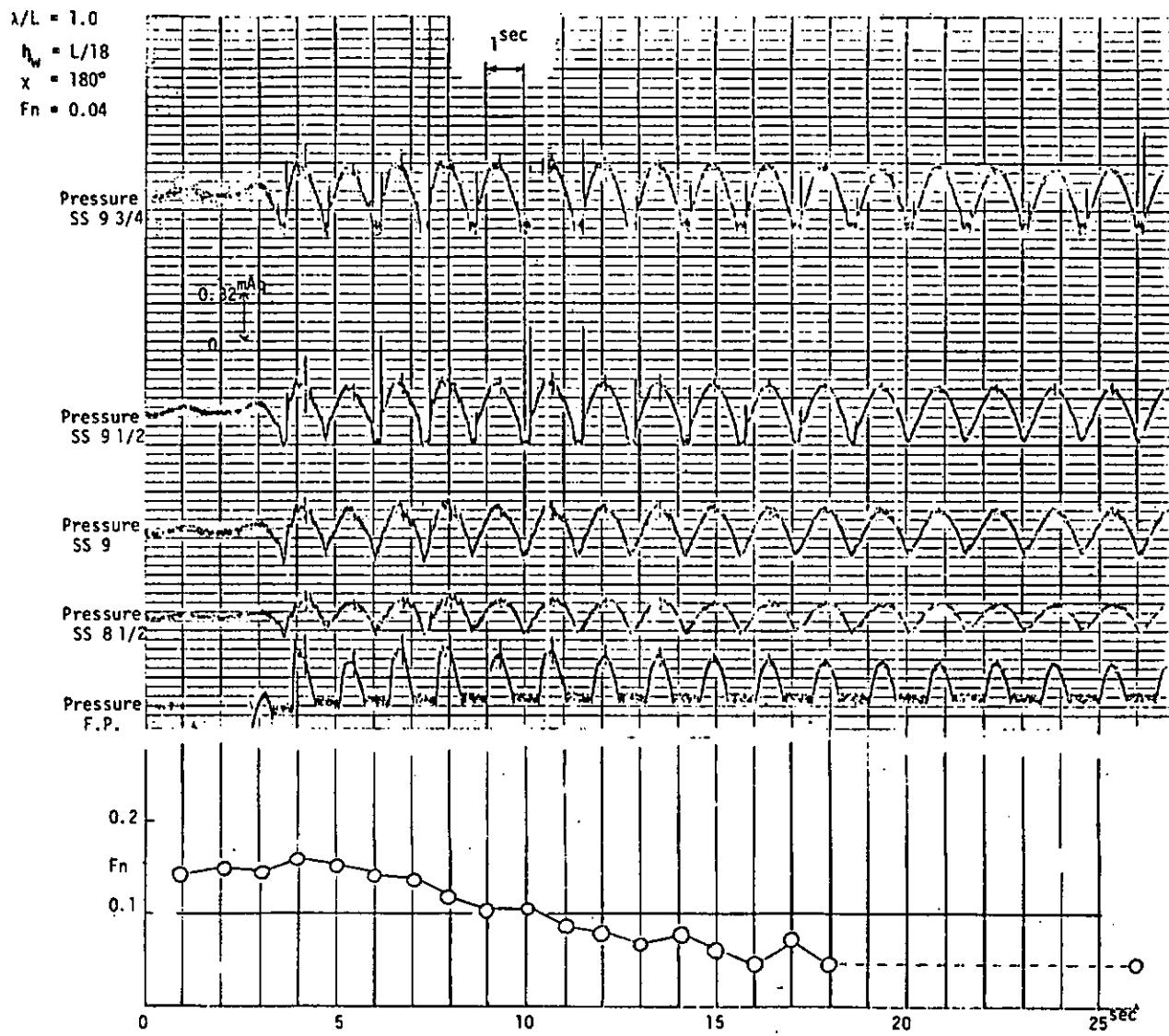


図 2.11 水圧の計測例

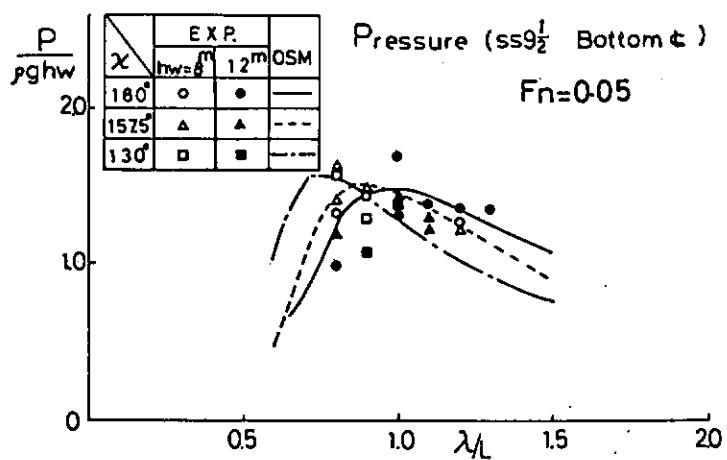


図 2.12-(1) 変動水圧

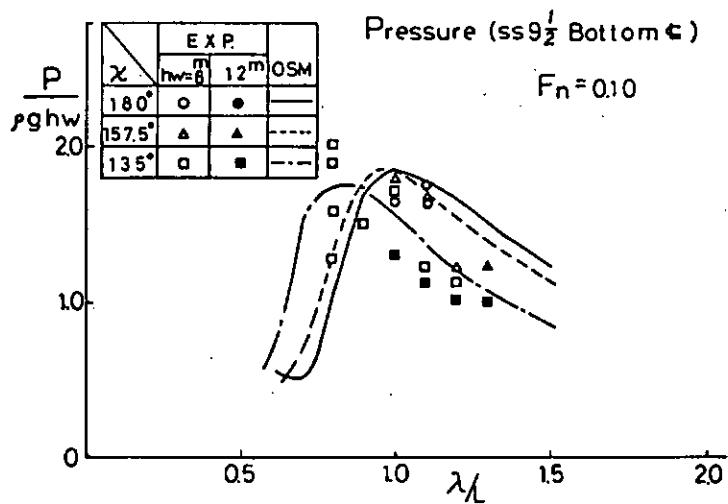


図 2.12-(2) 変動水圧

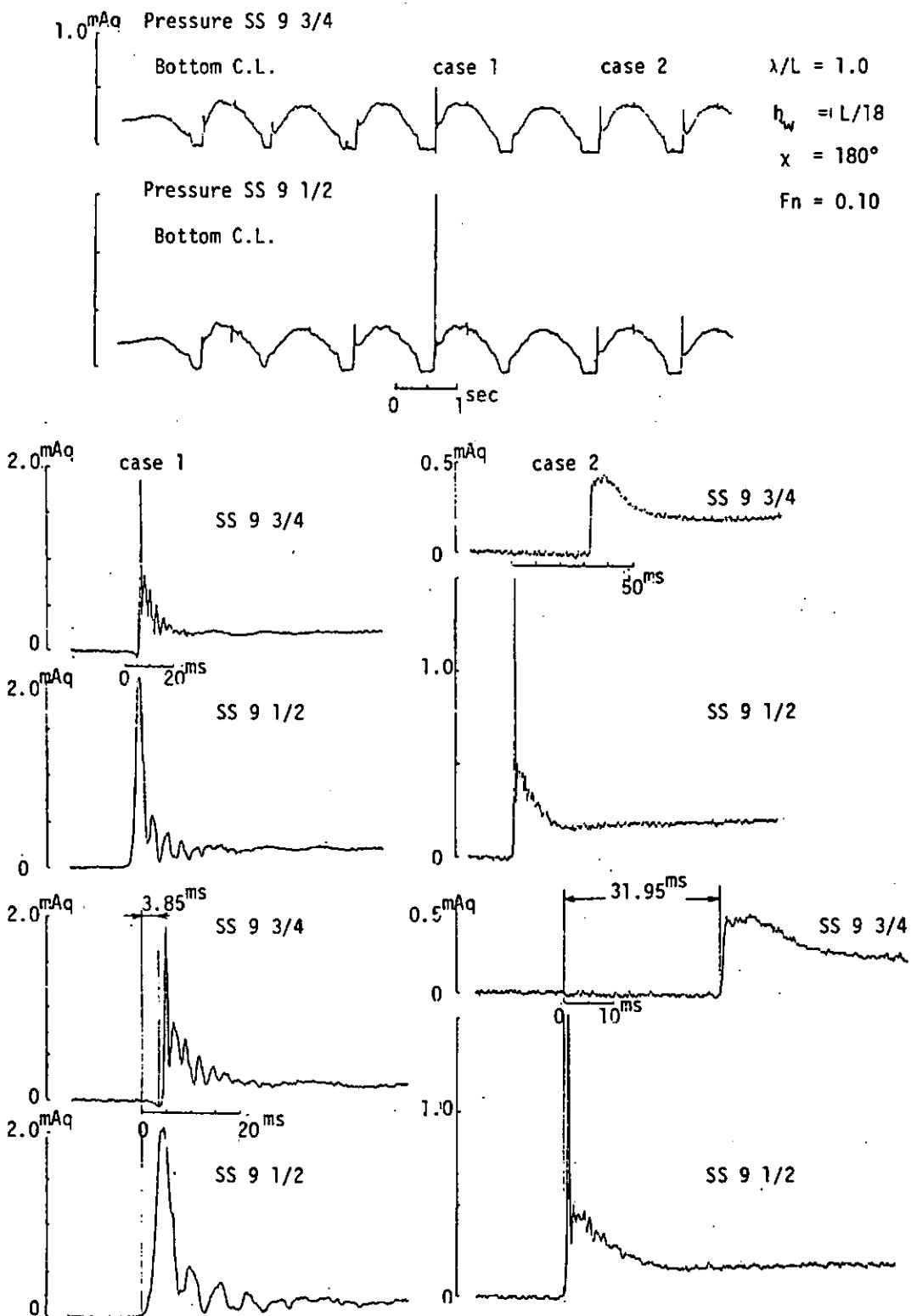


図 2.13 衝撃水圧波形

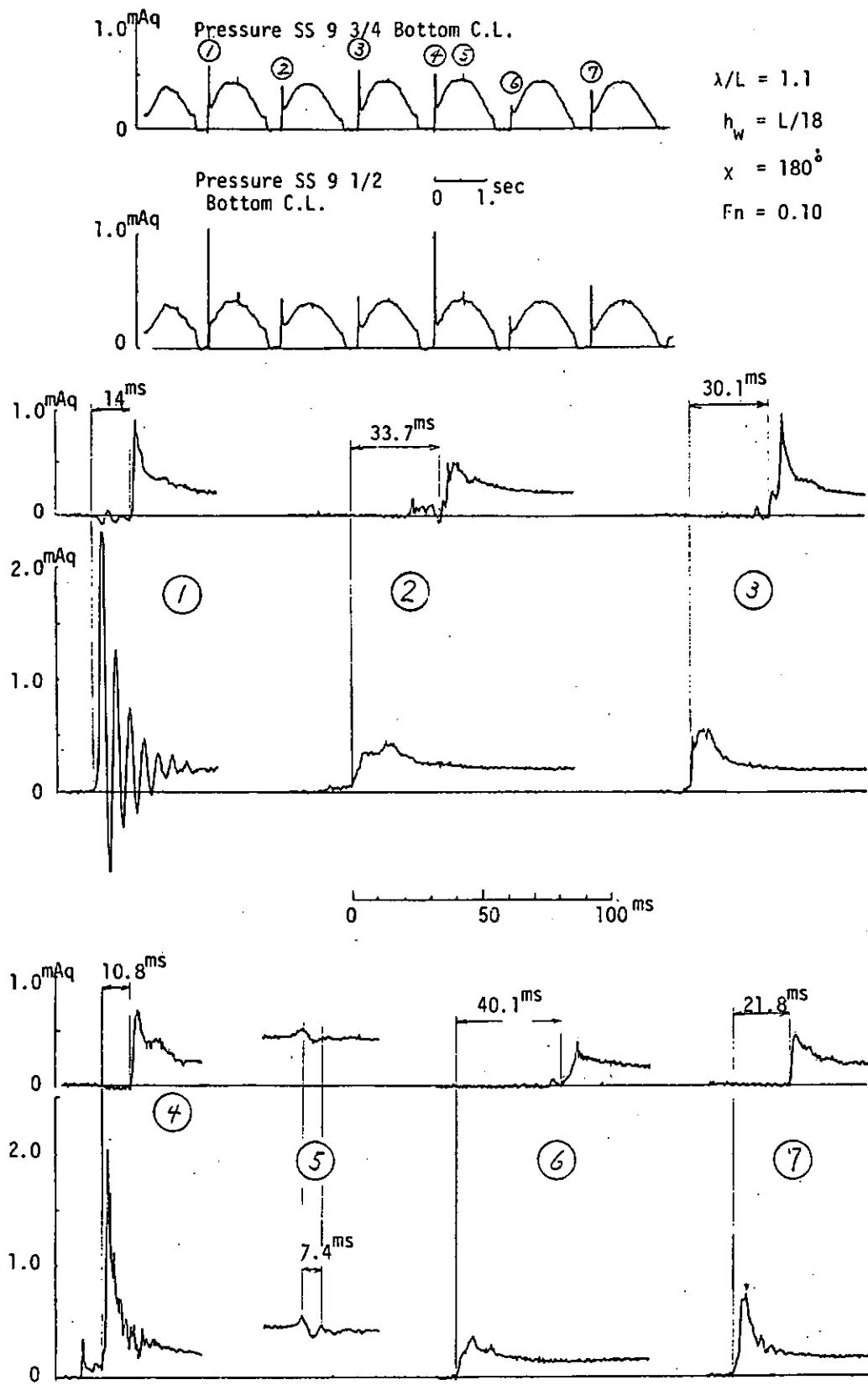


図 2.14 衝撃水圧波形

$\lambda/L = 1.0$
 $h_w = L/18$
 $x = 180^\circ$
 $F_n = 0.04$

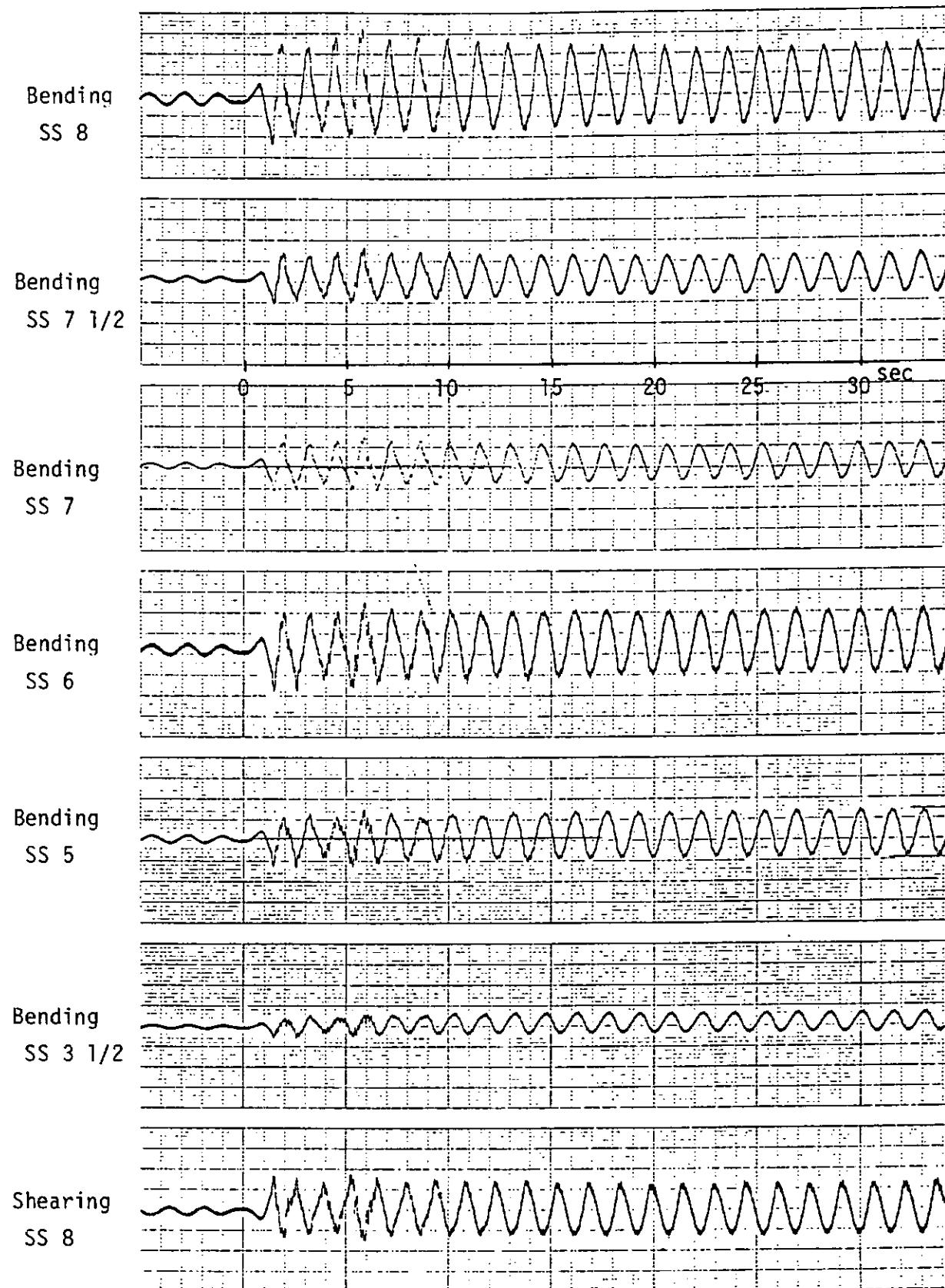


図 2.15 船体歪波形

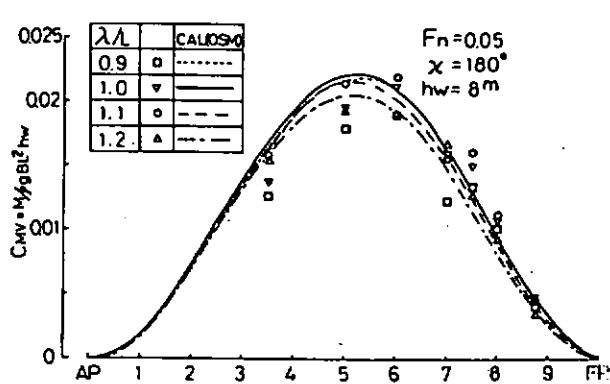


図 2.16-(1) 船体縦曲げモーメントの分布

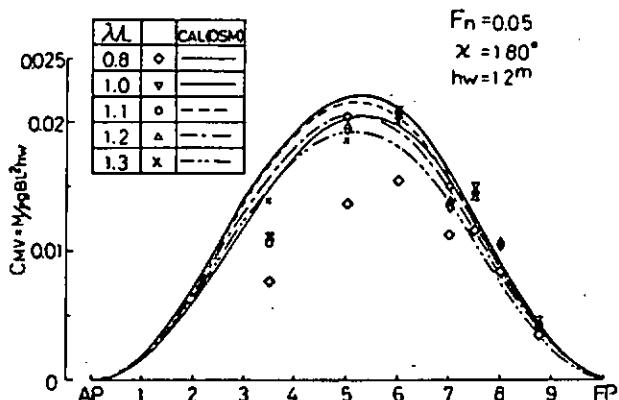


図 2.16-(2) 船体縦曲げモーメントの分布

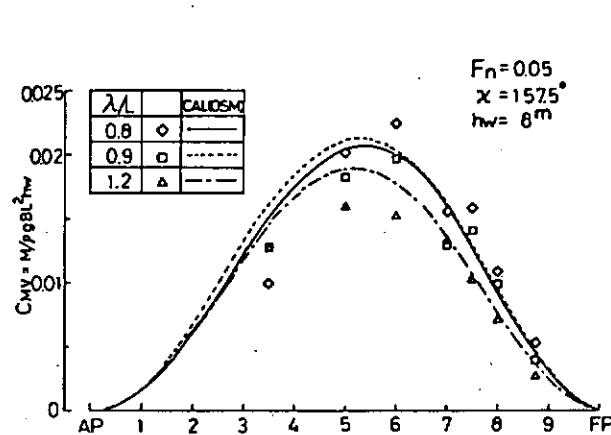


図 2.16-(3) 船体縦曲げモーメントの分布

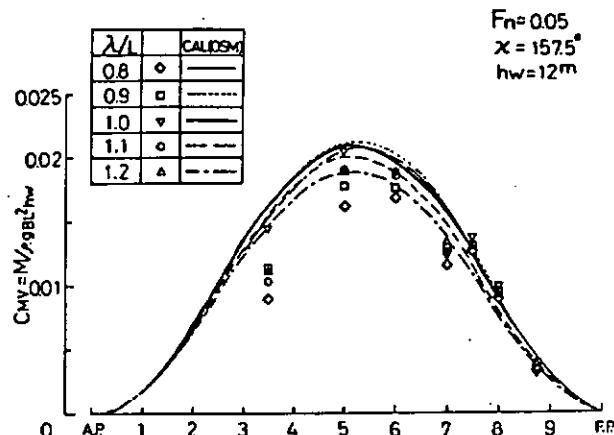


図 2.16-(4) 船体縦曲げモーメントの分布

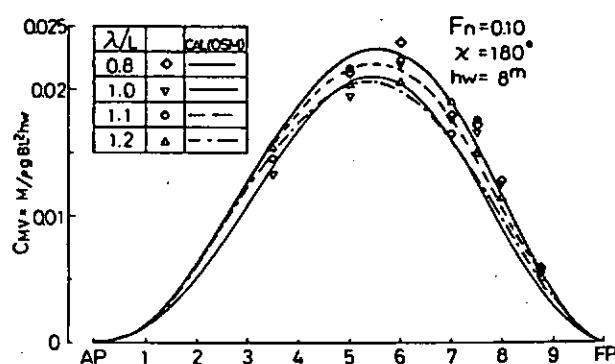


図 2.16-(5) 船体縦曲げモーメントの分布

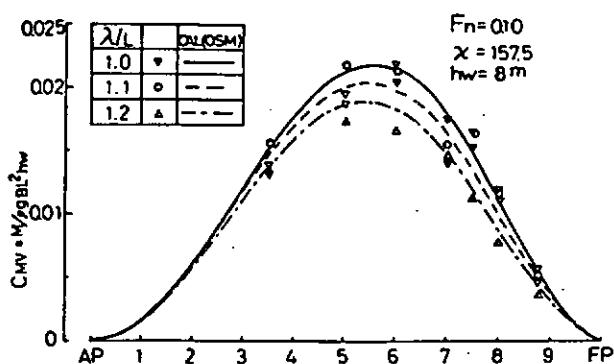


図 2.16-(6) 船体縦曲げモーメントの分布

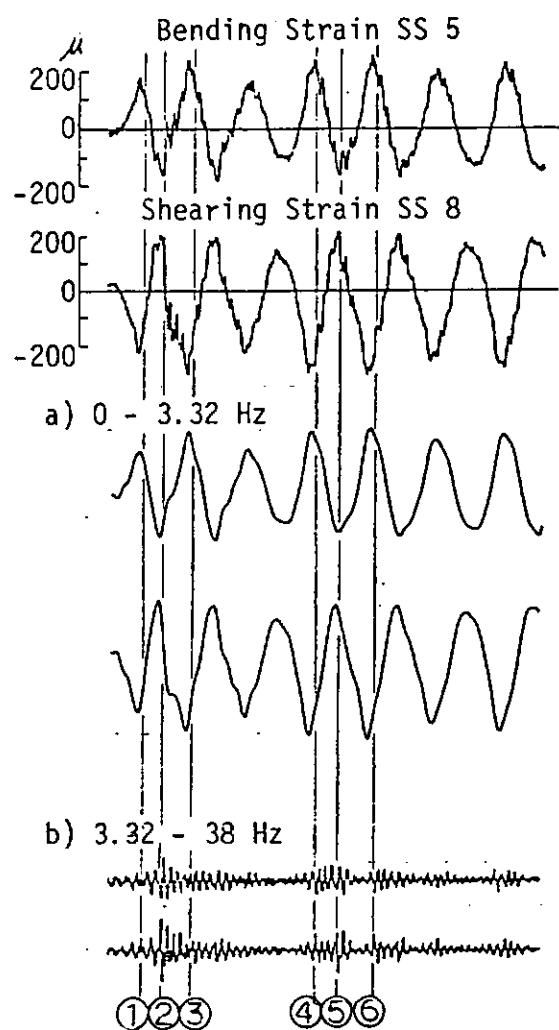
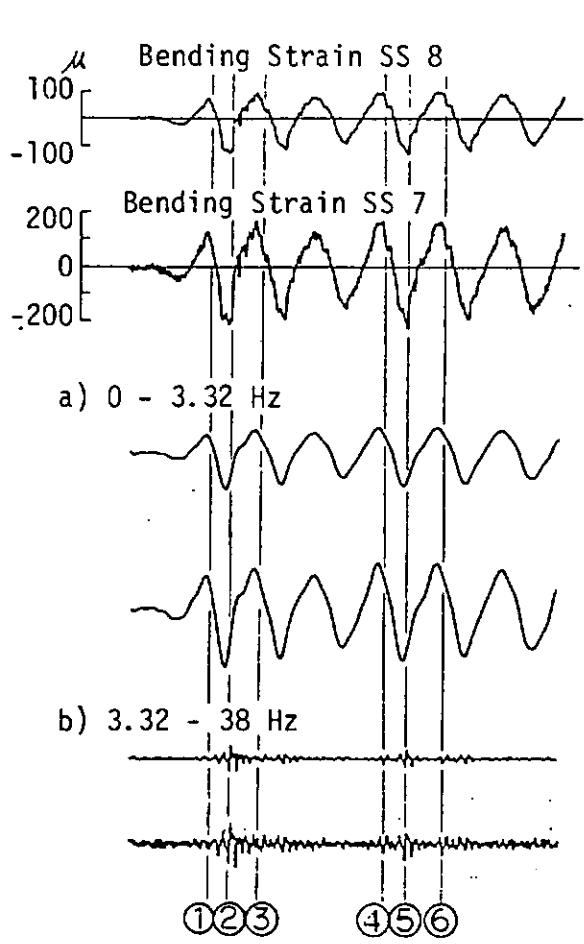
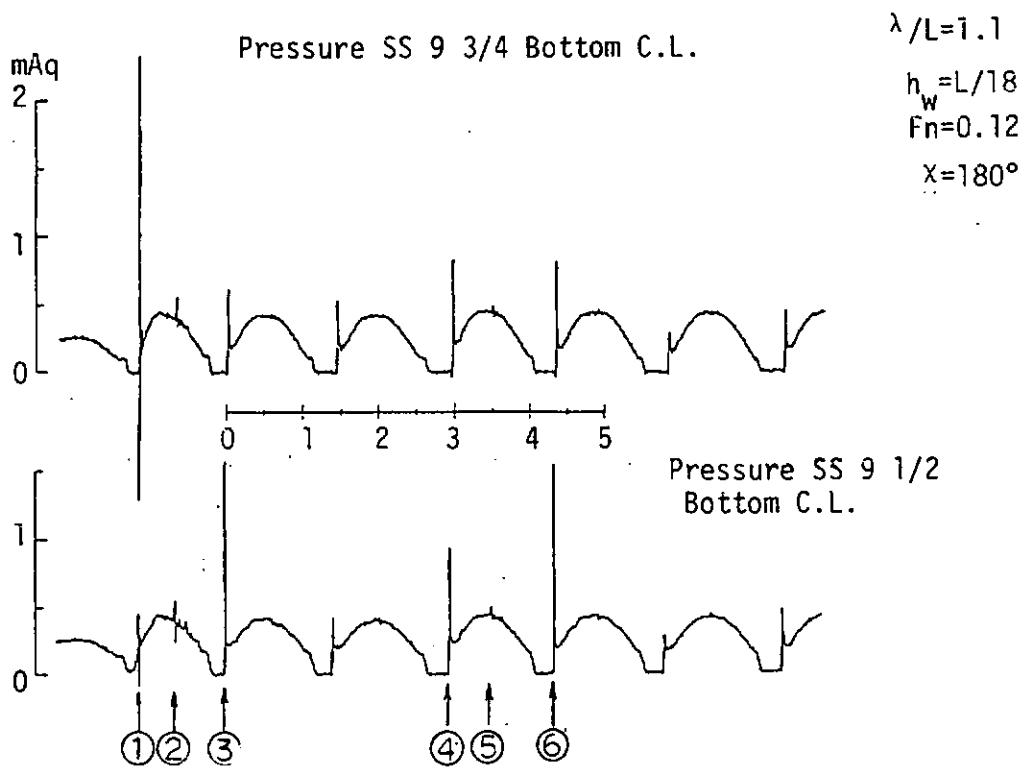


図 2.17-(1) 水圧-船体歪

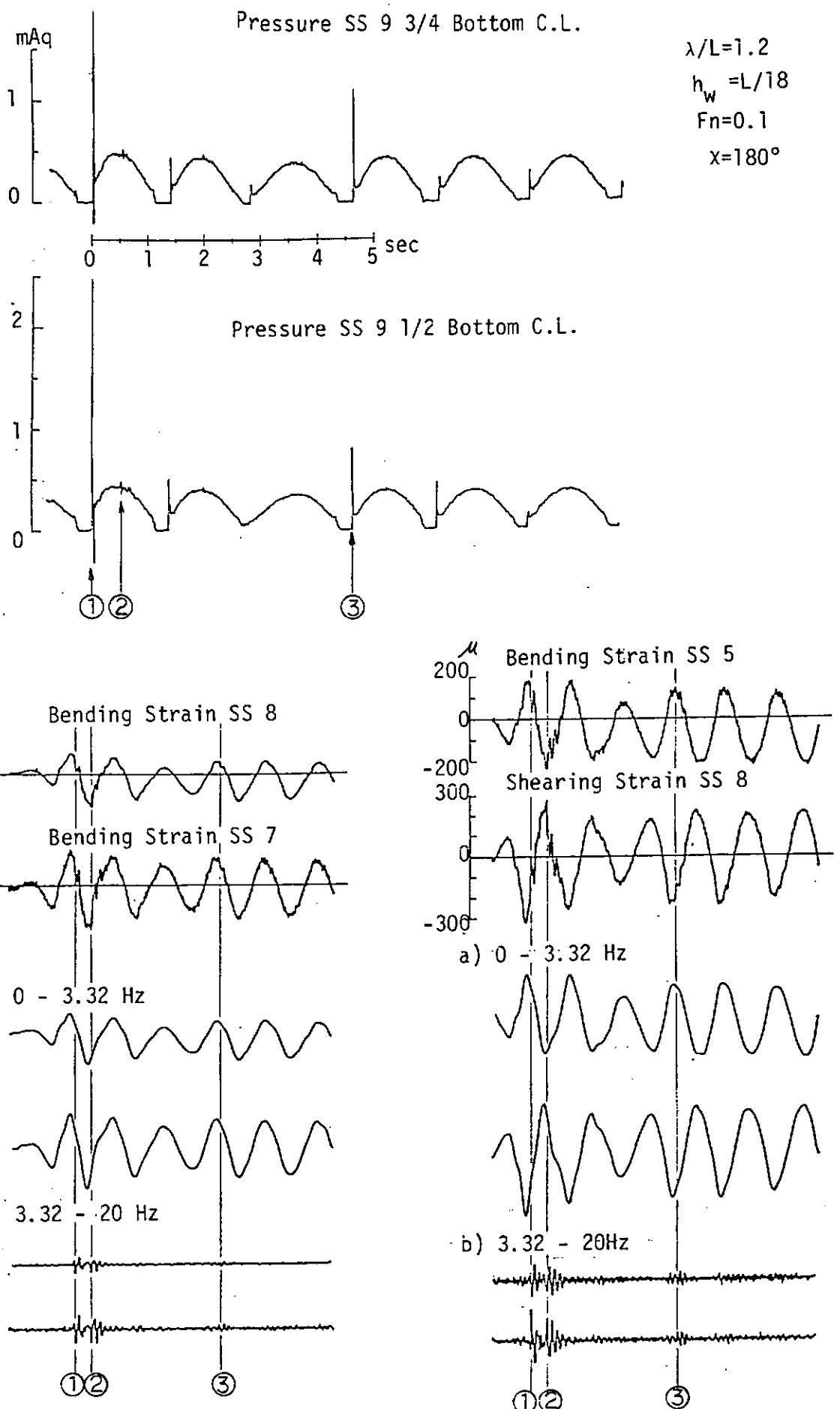


図 2.17-(2) 水圧-船体歪

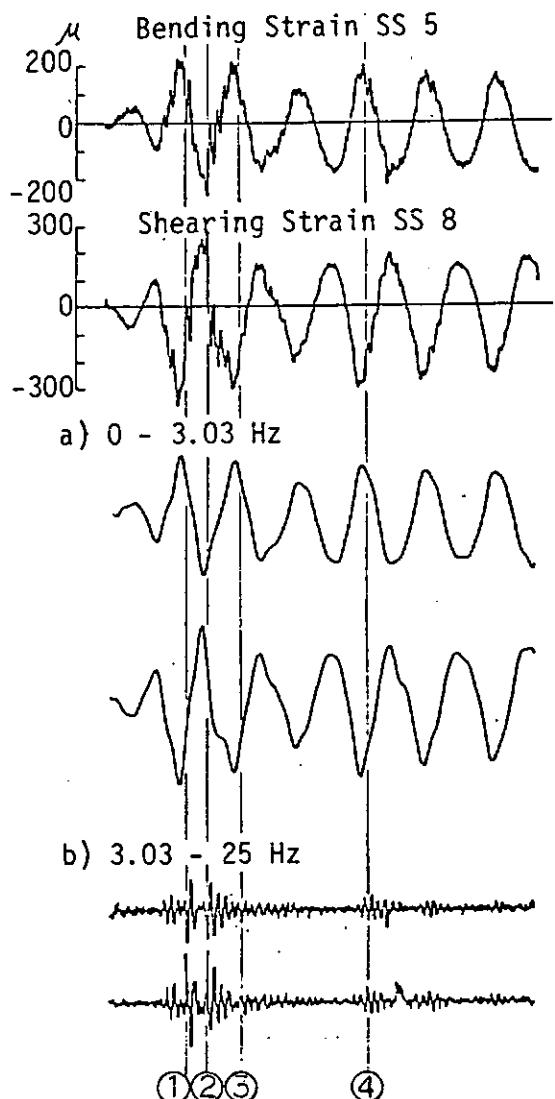
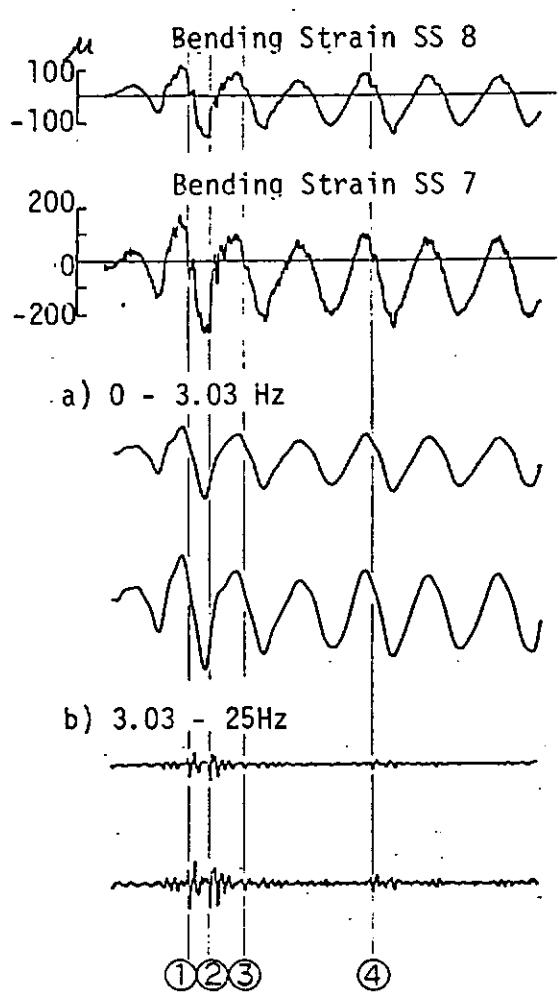
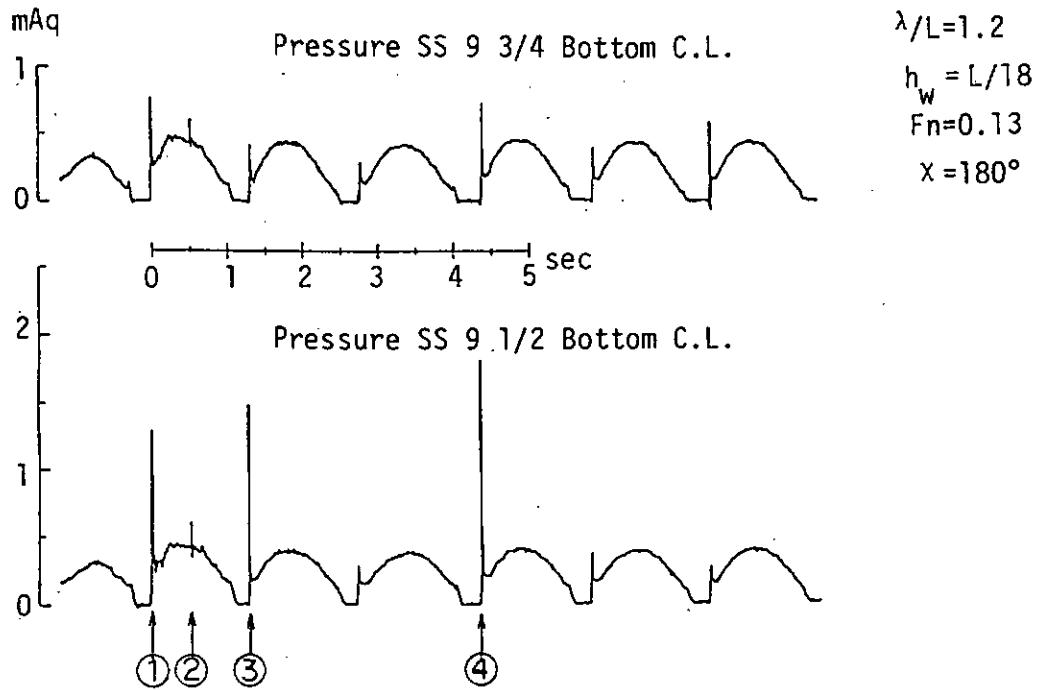


図 2.17-(3) 水圧-船体歪

3. 弹性模型船による斜波中の船体構造応答の研究

3.1 大型ばら積貨物船(55,000 DWT)についての実験および計算

3.1.1 供試模型船

実験に用いた模型は大型ばら積貨物船“尾道丸”的 $1/61.83$ のモデルである。材料としては以前に東大で実験実績のある発泡塩化ビニールを用いた。模型製作法としては§5で述べる弾性模型(Structural Model)であり、剛性に関する相似則を満たし、船体構造部材の配置はできるかぎり実船と相似にした。ハッチオープニングにはハッチカバーをもうけ水密性を保持した。模型の主要目を表3.1.1に示す。なお、この大型ばら積貨物船は§2で用いたものと同じ船であるためライズ等は§2を参照せられたい。

表 3.1.1 主要目

	実 船	模 型 船
垂線間長 L_{pp}	216.4 m	3.5 m
幅 B	31.7 m	0.5128 m
深さ D	17.3 m	0.2798 m
奥水前 d_{fore}	11.578 m	0.1873 m
後 d_{aft}	11.550 m	0.1868 m
排水量	66058 ton	274.83 kg
モーメント G	3.29 m (fore)	0.06184 m (fore)
縦環動半径	23.83% L_{pp}	24.73% L_{pp}

a. 材料の基本的性質

発泡塩化ビニールを模型に用いる利点としては、ヤング率が低く剛性に関する相似則を満足させやすい、減衰が大きいので規則的に衝撃が加わっても各々が重複せず单一の衝撃に対する応答を把握しやすい、製作が比較的容易であることなどが挙げられるが、一方問題点として、粘弾性がある。発泡材であるため表面の気泡を塗装によってうめ、また、積層によって模型を作成する場合、接着を要するが、母材が比較的やわらかいため、これらの処理による剛性の変化、また粘弾性に及ぼす影響が無視できなくなる。

発泡塩化ビニールの曲げ試験片を作り、曲げ試験を行なって粘弾性の影響について調べた。その結果、ひずみの0点シフト、立上り誤差は約5%程度であり、この誤差は塗装によって若干増加することが判明した。なお、荷重一たわみの関係より求めた発泡塩化ビニールのヤング率は約 4 kgf/mm^2 であった。(この値を以下では真のヤング率と呼ぶ)

b. 模型船の部材配置および曲げ剛性、重量分布

図3.1.1に模型の部材配置図、図3.1.2に中央横断面図を示す。図からわかるように実船と同様二重底、サイドタンクをもうけ、また、トップサイドタンクは $M1 Hold$ と $M2 Hold$ で不連続とした。これにより、各断面の断面2次モーメントおよび中立軸の位置、曲げ剛性の船長方向変化を実船と相似にすることができた。表3.1.2に3点曲げ試験より得られた断面係数 $E Z_{DK}$ の値を示す。実験で得られたひずみを曲げモーメントに換算するにはこの値をひずみに乘すればよい。

図3.1.3に模型試験時の重量分布を示す。これも実船となるべく相似となるようにしたが、計測器の関係で一部異なるところがある。また、模型の部材配置より各断面での曲げ剛性が計算できるが、この剛性分布に重量分布を用

表 3.1.2 断面係数

S . S .	E · Z DK (kgf · m)
3	3 0 2 0 0
4	3 6 6 0 0
5	4 5 1 0 0
6	3 7 5 0 0
7	3 3 7 0 0
7 ½	3 5 2 0 0
8	3 3 7 0 0
8 ½	2 1 1 0 0
8 ¾	1 9 7 0 0
9	1 4 1 0 0

い、計測された 2 節振動数に合うように剛性の値を修正した。（分布形状は変えない）これは模型の製作精度や接着剤による影響を修正したものである。得られた曲げ剛性分布を図 3.1.4 に示す。また、静水中自由振動試験より

2 節振動周期（周波数） : 0.24 sec (4.2 Hz)

” 对数減衰率 : 0.277

であった。

c. ひずみゲージについて

弾性模型を用いる試験においてはひずみゲージを用いてひずみを計測することになるが、模型材料の剛性が小さいためひずみゲージ、接着剤のかたさが問題となる。ひずみゲージによりひずみを計測する場合、材料が変形したときゲージはその変形をさまたげず、かつ材料と一緒に変形しなければならない。そのためにはゲージ、接着剤のヤング率は材料と同程度でなければならないが、模型材料（発泡塩化ビニール）についてはそのような条件を満足するゲージは存在しない。したがって、今回は真のひずみとゲージにより計測されたひずみは異なることになるが、既知の曲げモーメントに対するひずみゲージ出力を較正しておけば、ひずみゲージ出力により加わったモーメントを測定することは可能である。

しかしながら、どのひずみゲージを使ってもよいわけではなく、なるべく発泡材に合ったものを選択する必要がある。条件を挙げると、まず、ゲージベースであるがなるべくやわらかいものが好ましい。特に発泡材には紙がよいと思われる。また、ゲージ長は発泡材ではなるべく長いものがよいであろう。接着剤についてもそのゲージに対応したやわらかいものが好ましい。本実験では以上のことより T 社製の L-10 を用いた。これにより発泡塩化ビニール材のヤング率を測定したところ約 1.2 kgf/mm^2 となり、真の値の約 3 倍となっている。

3.1.2 実験条件

実験は、まず弾性模型の性質の検定、スラミングの発生状況の確認、計算との比較等のため規則波中で行なった。航走方法は完全自航とし、波浪中である船速を保つようにモーターの回転数を調整した。波浪の状態等は以下のとおりである。

a. 出会い角(6 種)

$$\chi = 180^\circ \text{ (正面)}, 157.5^\circ, 135^\circ, 90^\circ, 45^\circ, 0^\circ \text{ (追)}$$

b. 波長 (5 種)

$$\lambda/L = 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2$$

c. 波高 (3 種)

$$H_w = 12.9 \text{ cm}, 16.2 \text{ cm}, 19.4 \text{ cm} \quad (\text{実船換算 } 8 \text{ m}, 10 \text{ m}, 12 \text{ m})$$

d. 船速 (2 種)

$$F_n = 0.05, 0.1 \quad (\text{波浪中})$$

3.1.3 計測項目

計測項目は弾性模型であるためひずみに重点をおいた。計測項目と方法を以下に示す。

a. ひずみ (22 点) : ひずみゲージによる

甲板 (Weather Side)

$$S.S. 3, 4, 5, 6, 7, 7\frac{1}{2}, 8, 8\frac{1}{2}, 8\frac{3}{4}, 9$$

甲板 (Lee Side)

$$S.S. 5, 7\frac{1}{2}, 8, 8\frac{1}{2}, 8\frac{3}{4}, 9$$

船側 (両舷)

$$S.S. 8\frac{1}{2} \quad (3 \text{ 軸})$$

b. 船体運動 : ジャイロによる

ピッチ

ロール

ヨー

ヨーレイド

c. 加速度 : 加速度計による

$$S.S. 9\frac{3}{4}, \quad (\text{上下, 前後})$$

d. 相対水位 : 高速度カメラによる

船首部

a ~ c のデータはすべてデータレコーダーに記録した。

3.1.4 結果および考察

a. 船体縦曲げモーメント

図 3.1.5 ~ 図 3.1.9 に縦曲げモーメントの船長方向分布を示す。○, ▲, □ で示されているものが実験より得られたひずみをフーリエ解析より出会い周波数成分と 2 節振動成分に分離し、断面係数を用いて曲げモーメントに換算したものである。点線で示されているものは O.S.M. による計算結果で、これは実験点の出会い周波数成分と対応する。また、実験点と直接比較はできないが、TSLAM による曲げモーメントの peak to peak の値を実線、破線、一点鎖線で示す。これは振動成分をもすべて含んでいるので、スラミングの激しいところではかなり大きな値となる。

今回の実験は満載状態の規則波中での応答であるため、スラミングがさほど激しく生ぜず、実験点の 2 節振動成分もあまり大きくなない。スラミングを激しく生じさせるにはバласт状態か、または一発大波をとり入れた不規則波中での実験を行なう必要がある。

O.S.M. と実験点 (出会い周波数成分) を比較すると、一部のケースで一致が悪いが、ほぼ良好な一致を示して

いる。しかしながら、波高が高くなると計算値が大きめな値となる傾向にある。実験点は斜波でバラツキが大きいが、これはオートパイロットを用いた完全自航であるため保針が難しく、sway, yaw のドリフトの影響が入ったためと思われる。

曲げモーメントの値は正面波 ($\chi = 180^\circ$) で最も大きく、 $\chi = 157.5^\circ$ としても目立った変化はない。これは出会い周波数成分、2節振動成分ともにいえることである。しかしながら、 $\chi = 135^\circ$ とするとモーメントの値はかなり減少し、特に2節振動成分では顕著である。なお、実験結果は示さないが横波 ($\chi = 90^\circ$) から追波 ($\chi = 0^\circ$) ではスラミングは全く生じなかった。また、船速の低い場合の方がスラミングを激しく生じないので、これらのことよりスラミングを避けるためには正面波から斜正面、横、という風に変針することと減速は有効であると思われる。

図3.1.5～図3.1.19に示した結果は§2での結果とほぼ同様なものとなっていることを付記する。

図3.1.20～図3.1.23に実験で得られた甲板ひずみとTSLAMでの計算のひずみの時間変化を比較して示す。これは、スラミングが比較的激しく生じたケースであるが、ひずみの振幅の大きさはほぼ似かよっているのに対し、波形そのもの的一致はよくない。ここに示したケースは満載状態、規則波中の応答でいわばスラミングが生ずるか否かのクリティカルな場合に近く、さほど激しくスラミングを生じているわけではないため波形の一致がよくないと思われるが、詳細な比較のためには激しいスラミングを生じた場合について行なう必要がある。

b. 船体運動

図3.1.24～図3.1.26に縦搖振幅を示す。実験より得られた結果は正弦波に近いため○、△、□はpeak to peak の実験値である。また、計算値としてはO.S.M., TSLAMによるものを示す。これらより、O.S.M.の計算値は傾向はあってるが高めの値であり、TSLAMによるものはほぼ実験と一致している。しかしながら斜波ではすこし高めの値となる。スラミングを生ずるようになるとダンピングが大きくなり運動振幅／波高の比は小さくなる。

図3.1.27～図3.1.29にS.S. 9%の上下加速度振幅を示す。○、△、□は実験点であり、出会い周波数成分、2節振動成分を示す。点線はO.S.M.による計算で、実験点の出会い周波数成分に対応する。また、直接実験点とは比較できないが、TSLAMによるpeak to peak の値も示す。O.S.M.の計算値は実験点よりかなり高めになっている。波高が小さい場合、TSLAMによる計算値はほぼ正弦的となり、波高が大きくなるにつれてスラミングを生じ衝撃加速度が重畠してくる。これを考慮して実験点と比較してみると、TSLAMの計算はO.S.M.の値よりも実験点に近くなっていると思われる。

3.1.5 まとめ

大型ばら積貨物船の弾性模型を発泡塩化ビニールで作成し、その満載状態で規則波中試験を行なった。その結果、実船換算12mの波高においてもさほど激しいスラミングを生じなかった。計算プログラムTSLAMの精度チェックということを考えると、バласт状態で、または一発大波を含む不規則波中でスラミングを激しく生じさせる場合の実験を行なう必要がある。

実験より得られた曲げモーメントはその出会い周波数成分についてほぼO.S.M.の計算との一致をみた。また、縦搖振幅や上下加速度振幅はO.S.M.の計算値は実験点より高めとなり、TSLAMの計算はO.S.M.よりも実験点に近いことが判明した。

なお、スラミングを軽減する方法として、減速や、斜波、横波、追波状態で走ることは有効であることが確認された。

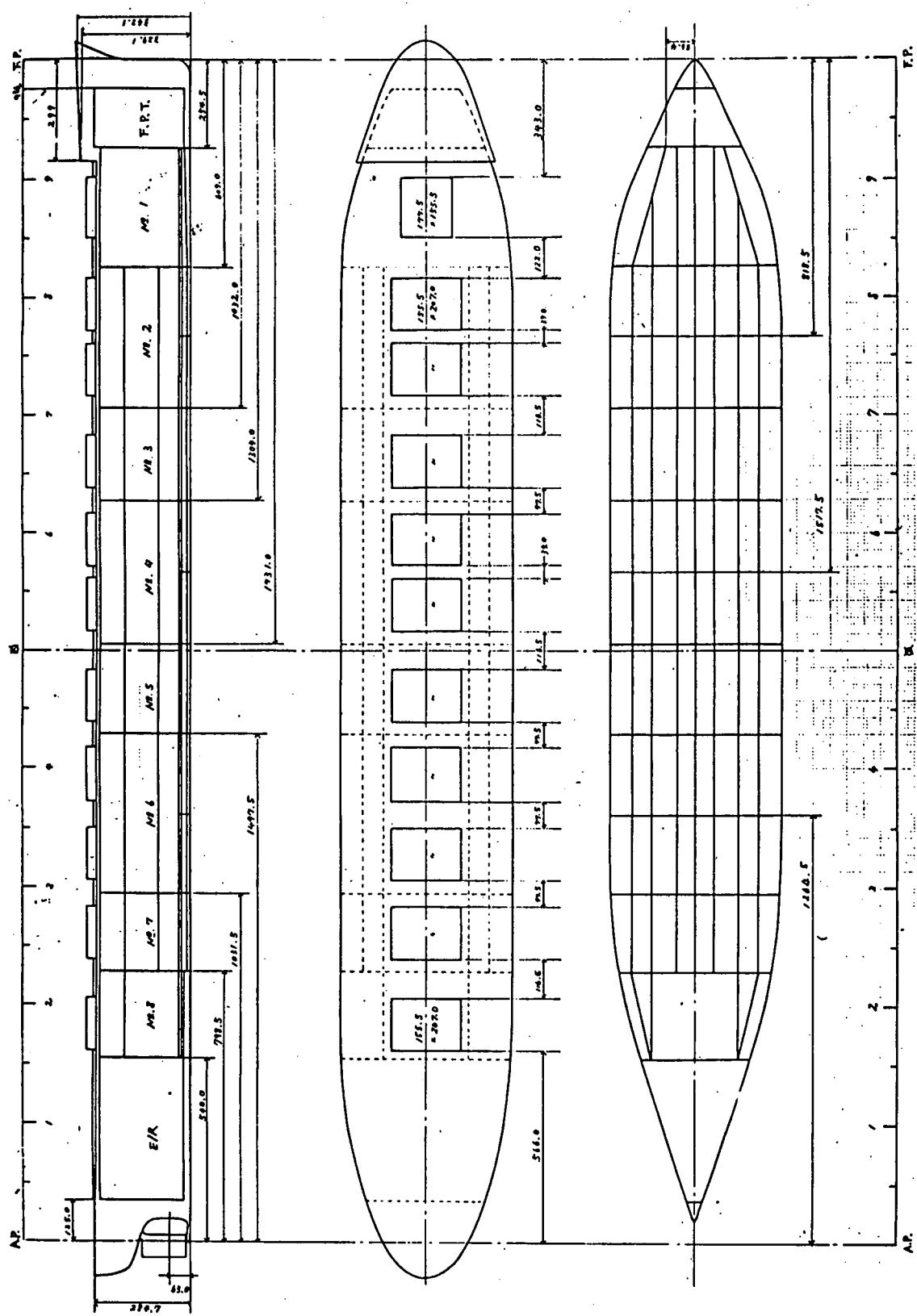
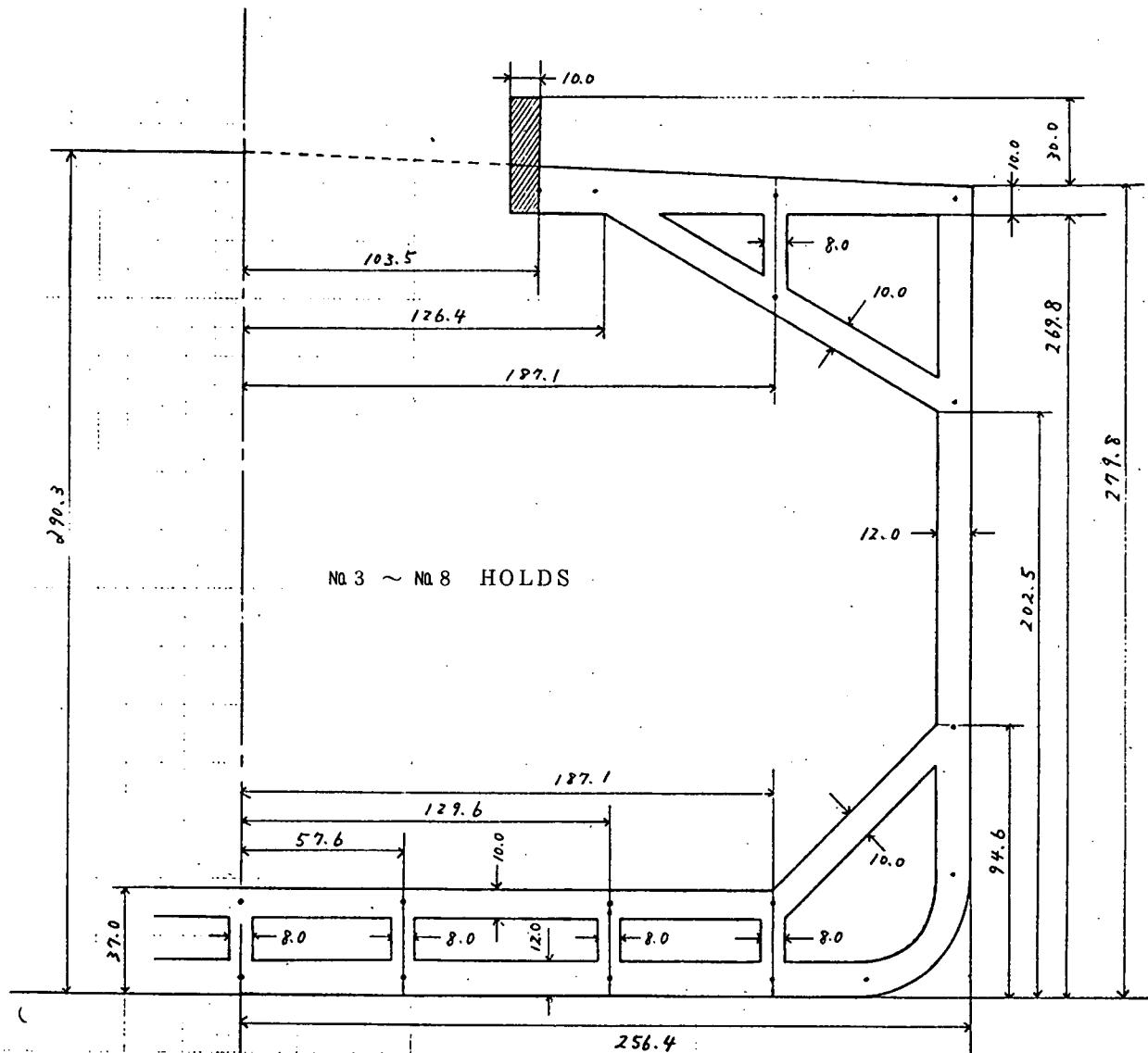


図 3.1.1 部材配置図



$$A = 263.2354 \text{ cm}^2$$

$$I = 31276.26 \text{ cm}^4$$

$$y_{DK} = 16.1119 \text{ cm}$$

$$I/y = 1941.19 \text{ cm}^3$$

図 3.1.2 中央横断面図

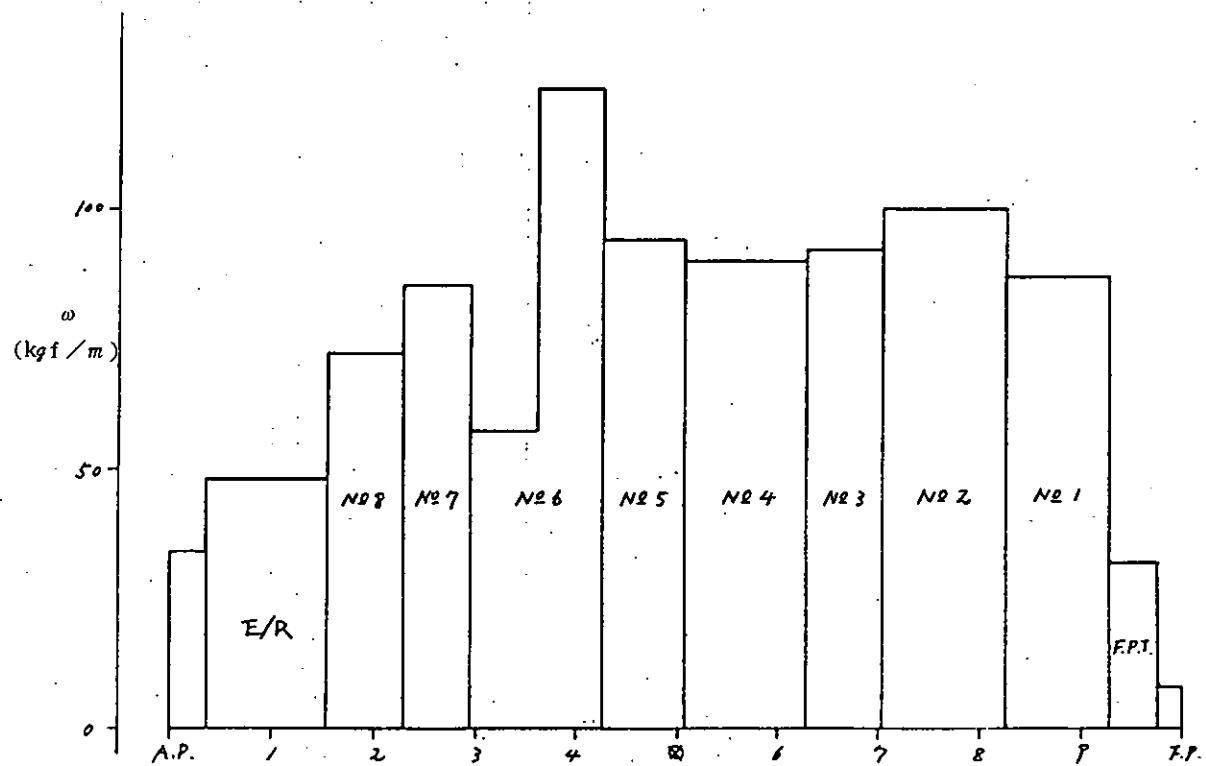


図 3.1.3 重量分布

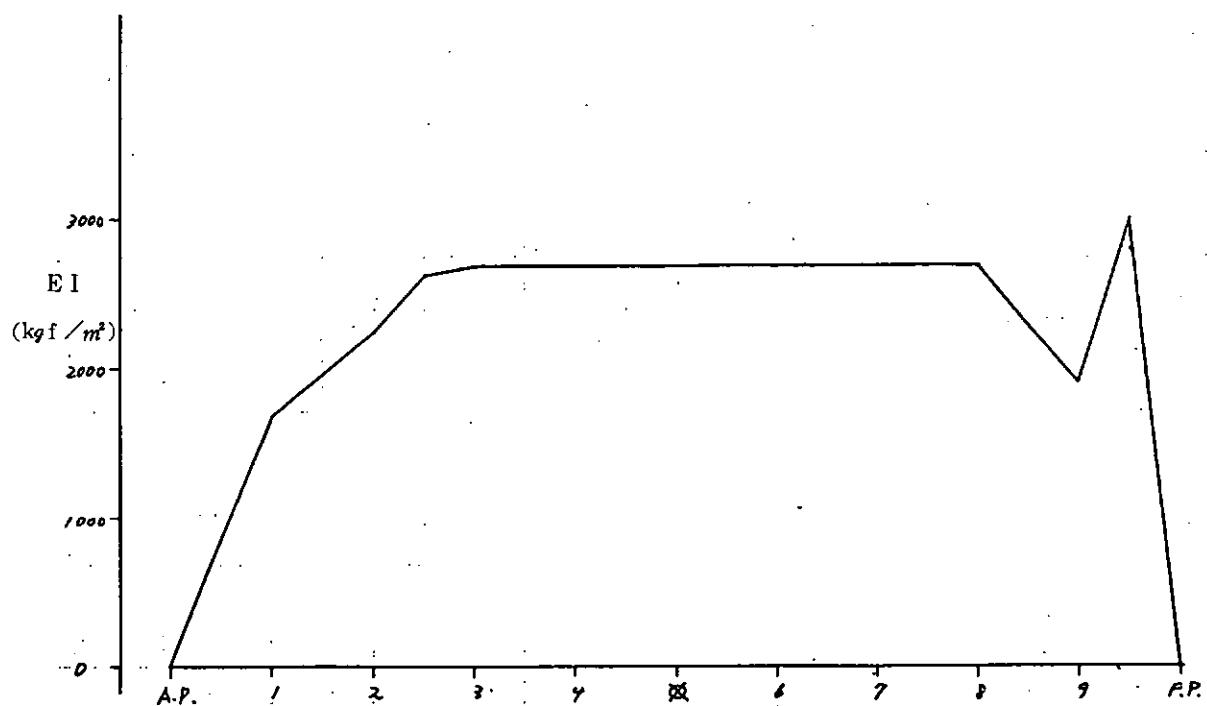


図 3.1.4 曲げ剛性分布

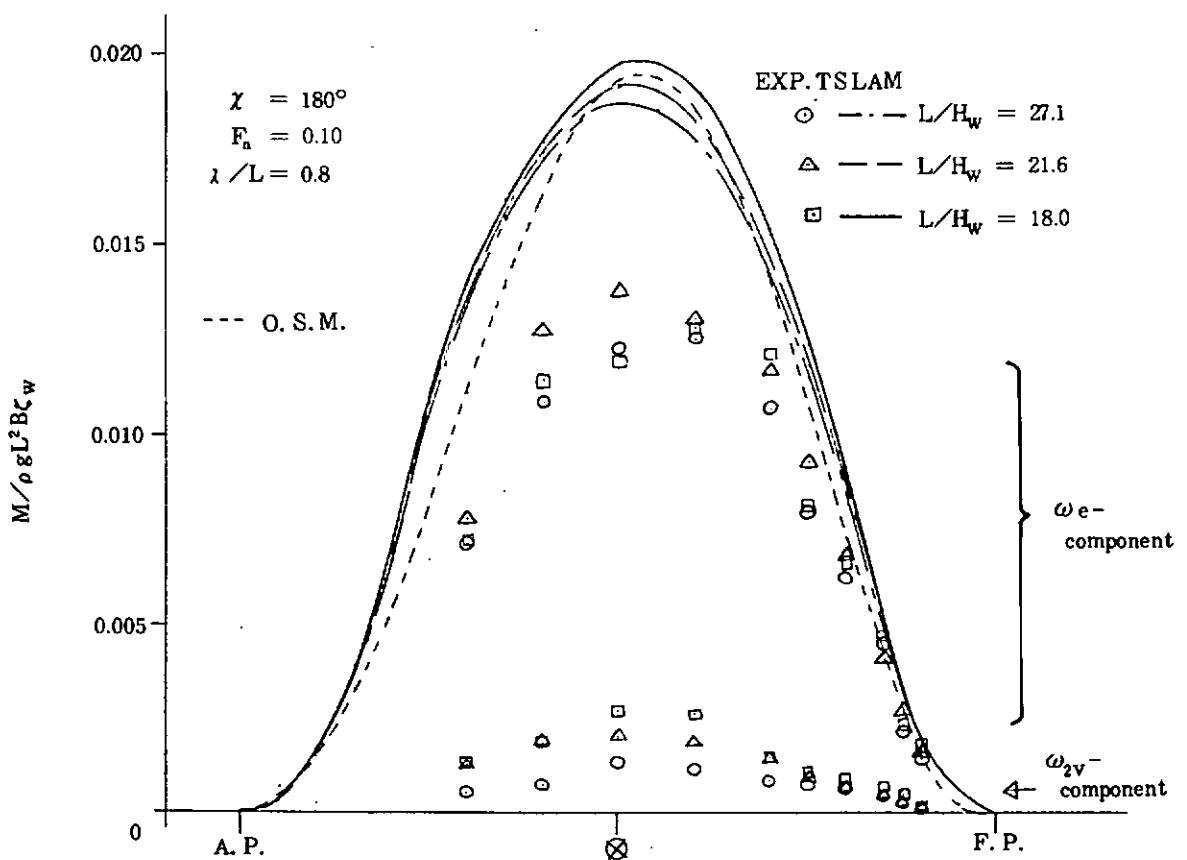
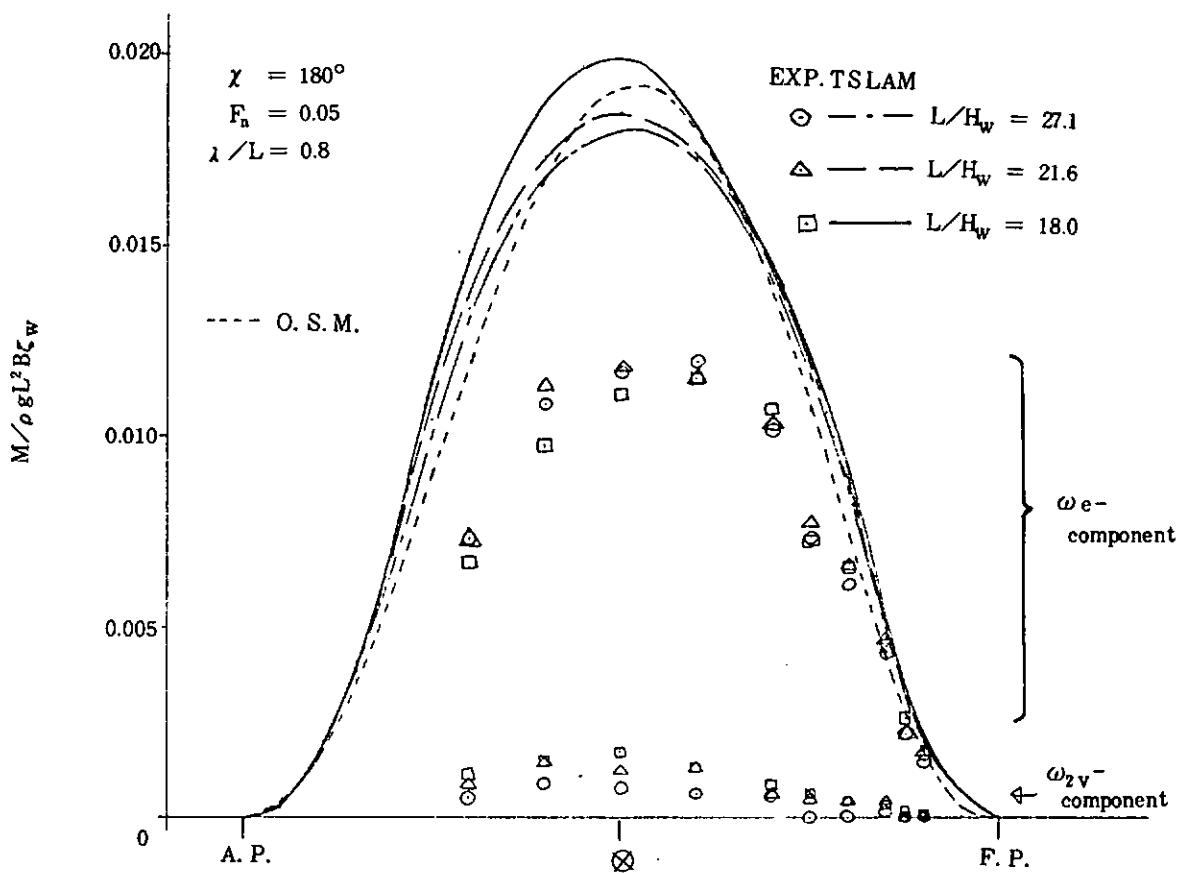


図3.1.5 曲げモーメント分布 ($\chi = 180^\circ$, $\lambda/L=0.8$)

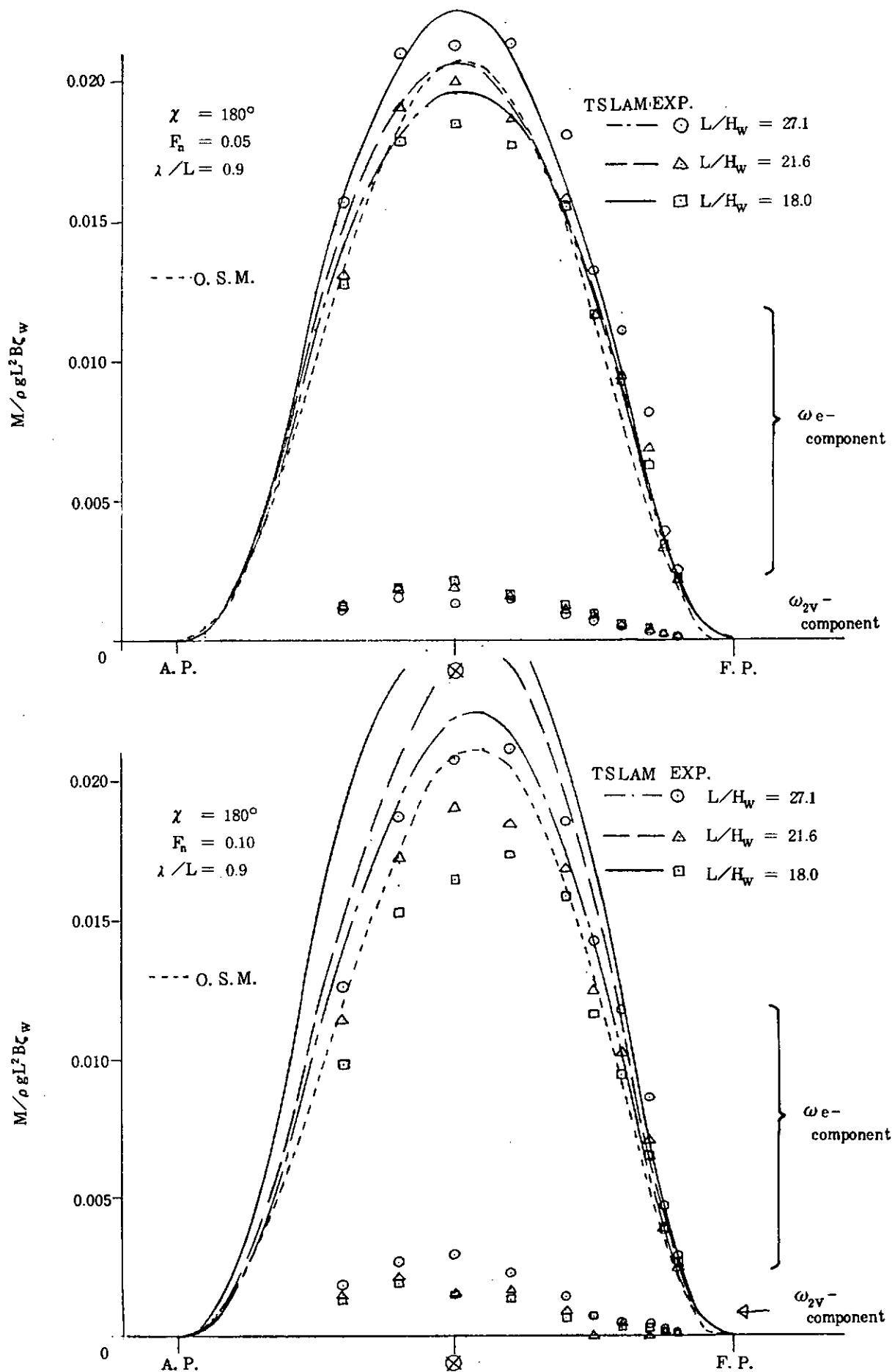


図 3.1.6 曲げモーメント分布 ($\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 0.9$)

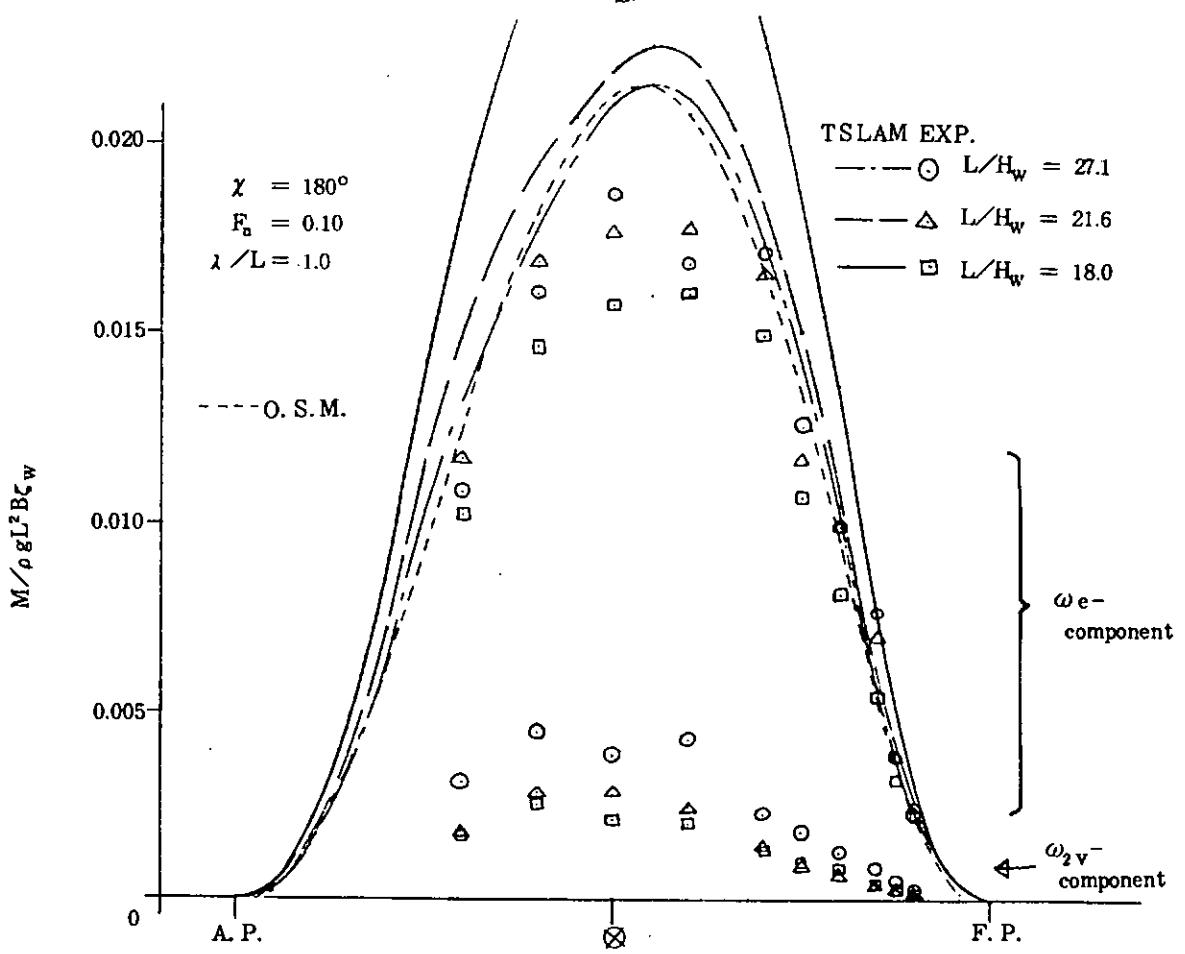
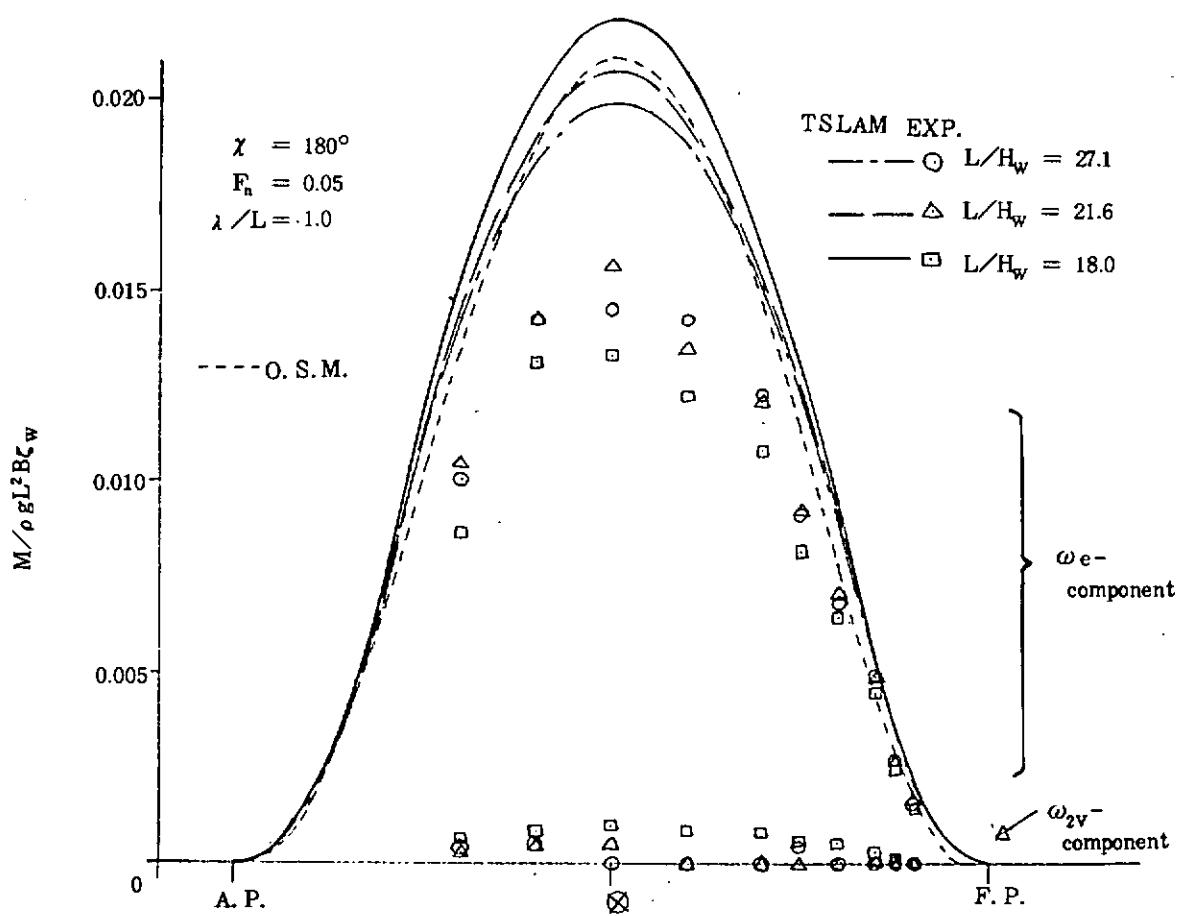


図 3.1.7 曲げモーメント分布 ($\chi = 180^\circ, \lambda/L = 1.0$)

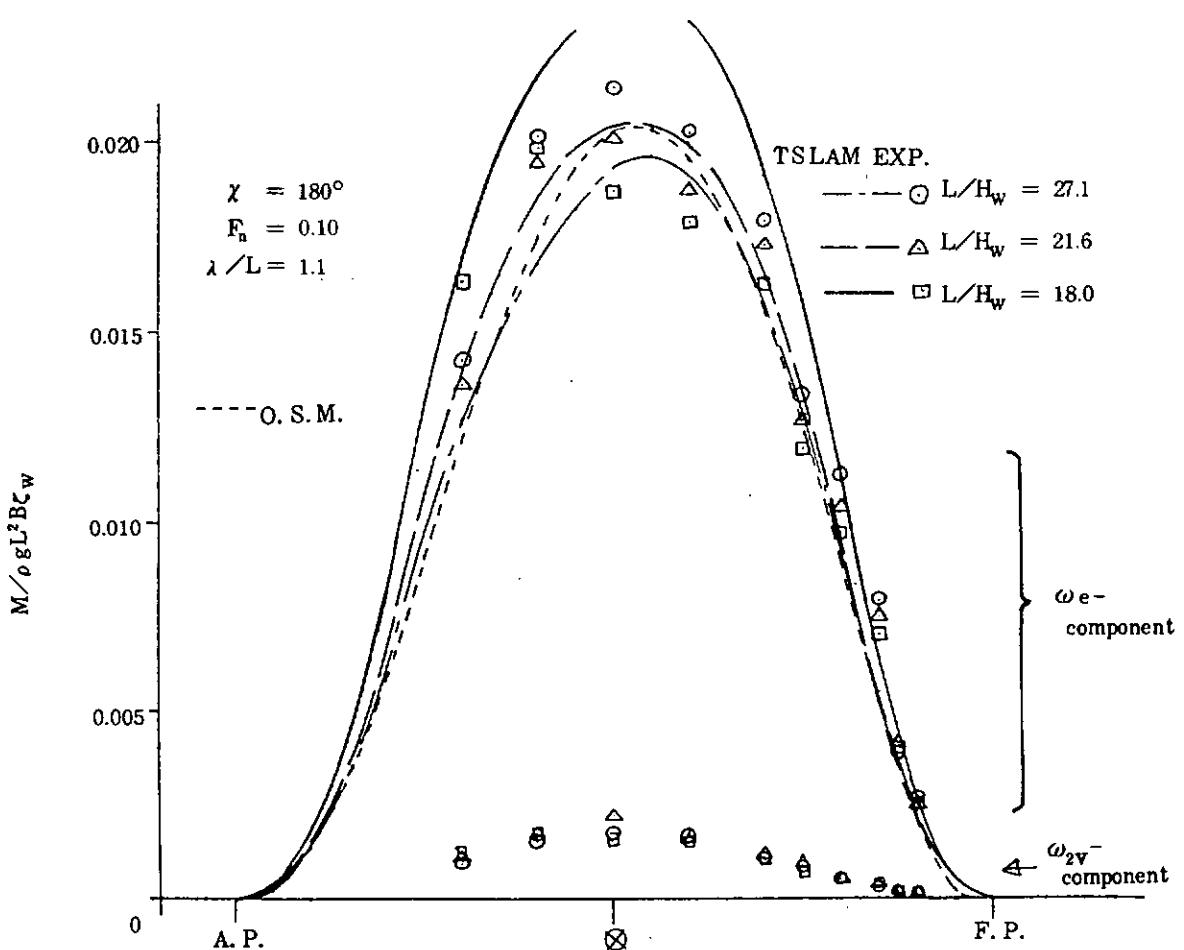
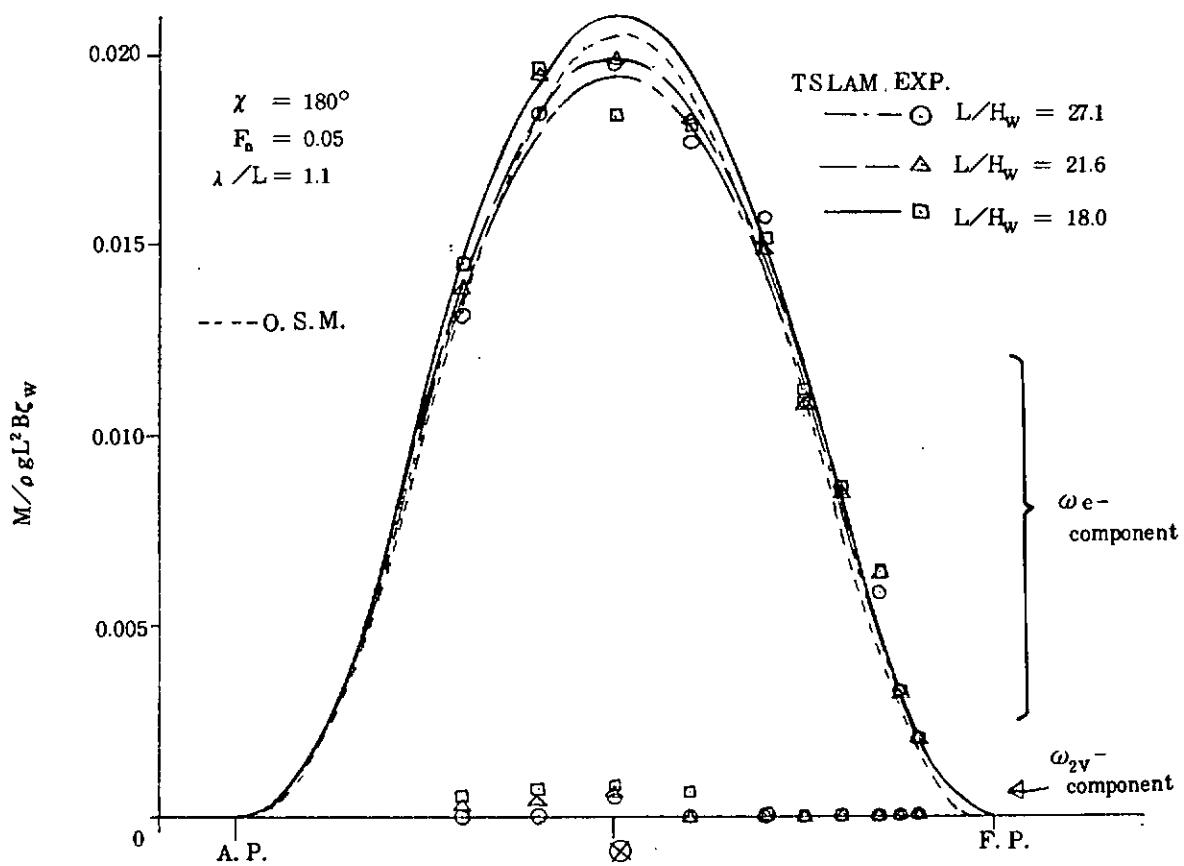


図 3.1.8 曲げモーメント分布 ($\chi = 180^\circ, \lambda / L = 1.1$)

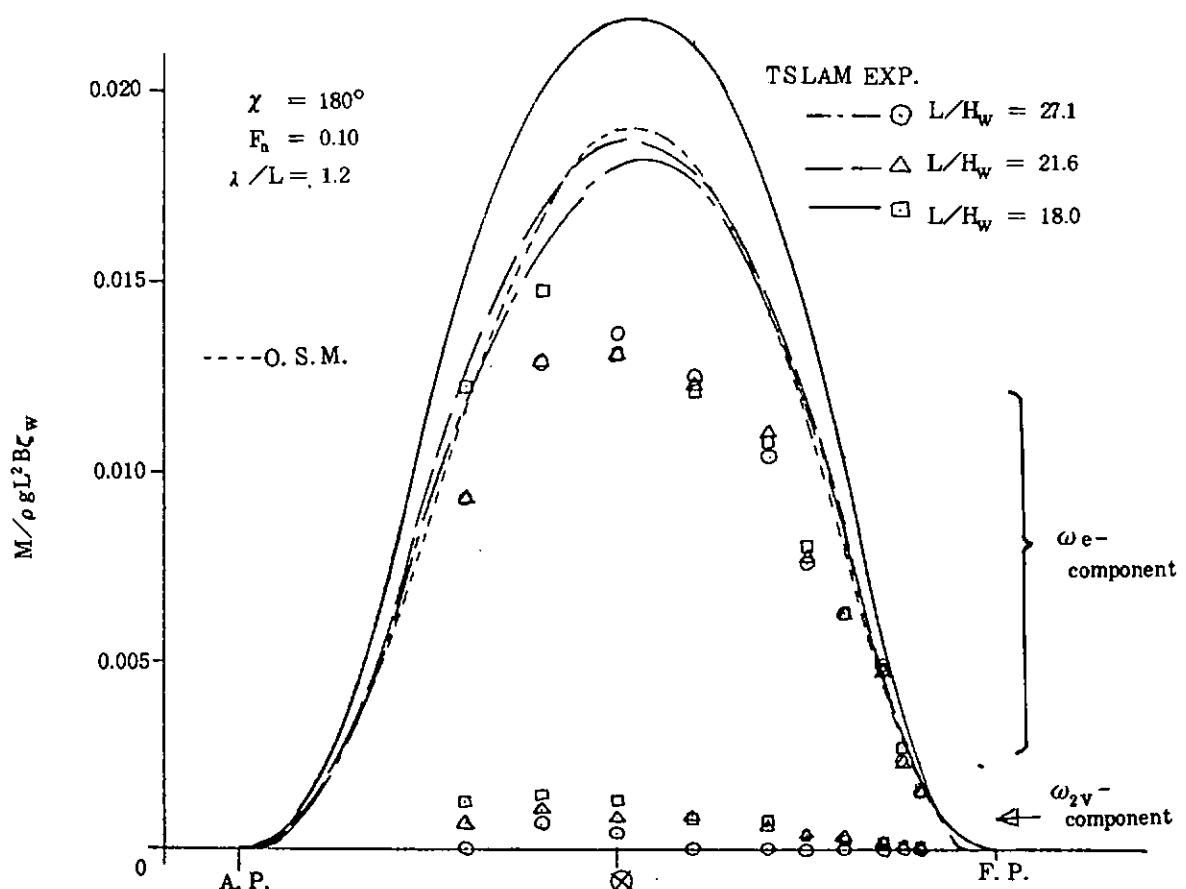
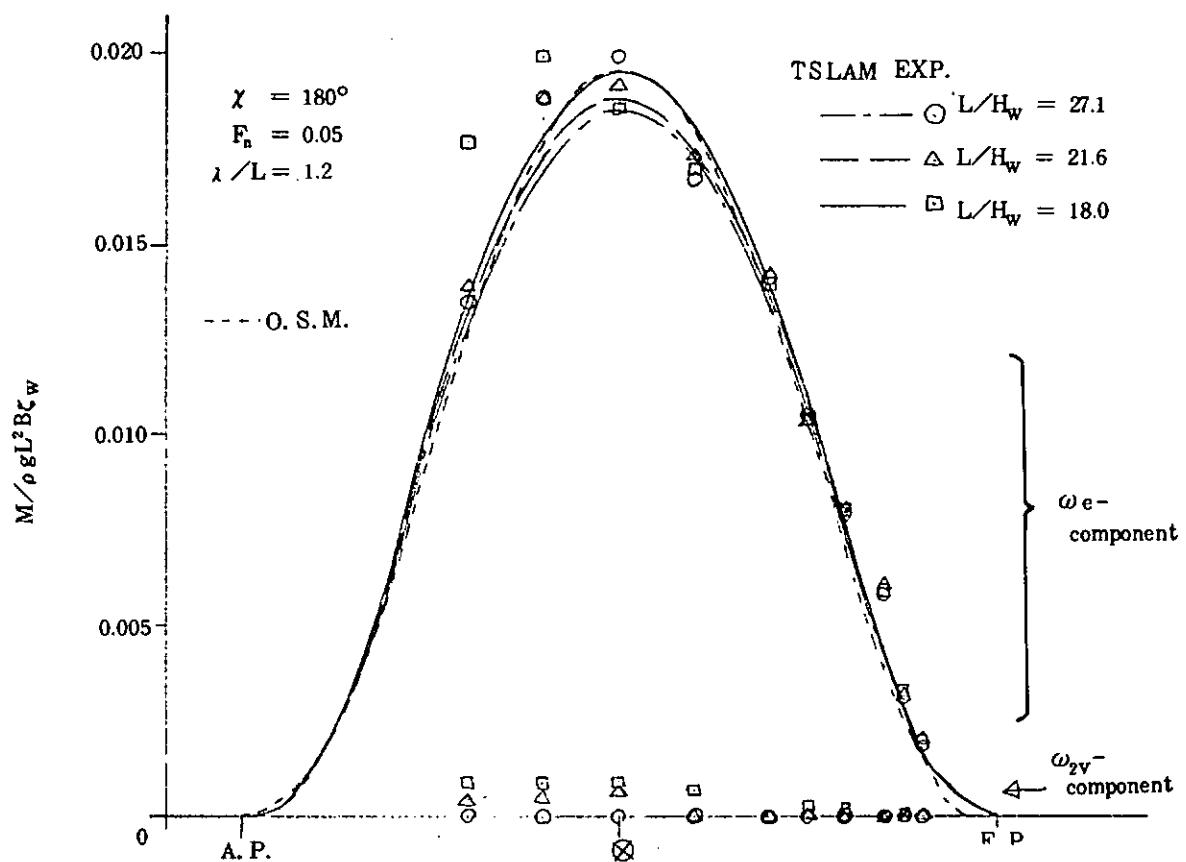


図 3.1.9 曲げモーメント分布 ($\chi = 180^\circ, \lambda/L = 1.2$)

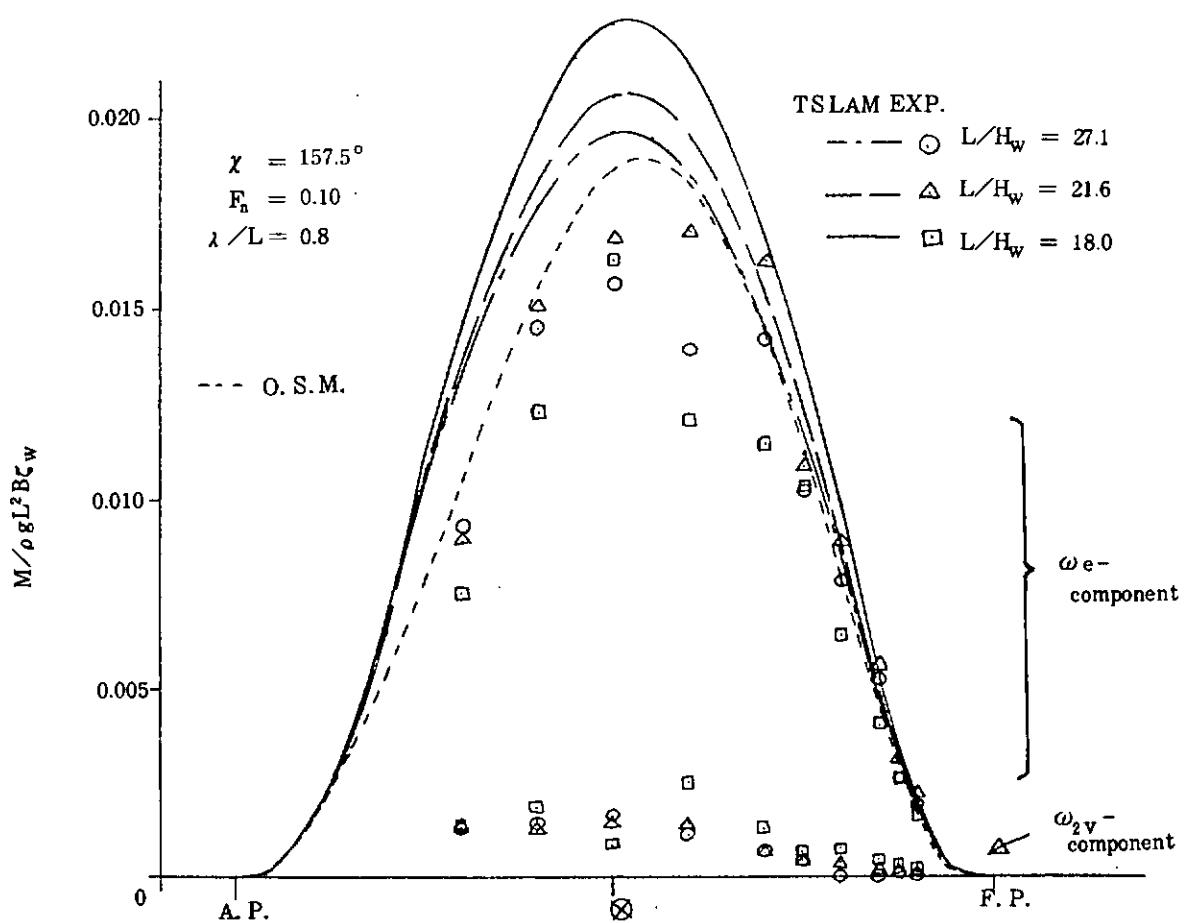
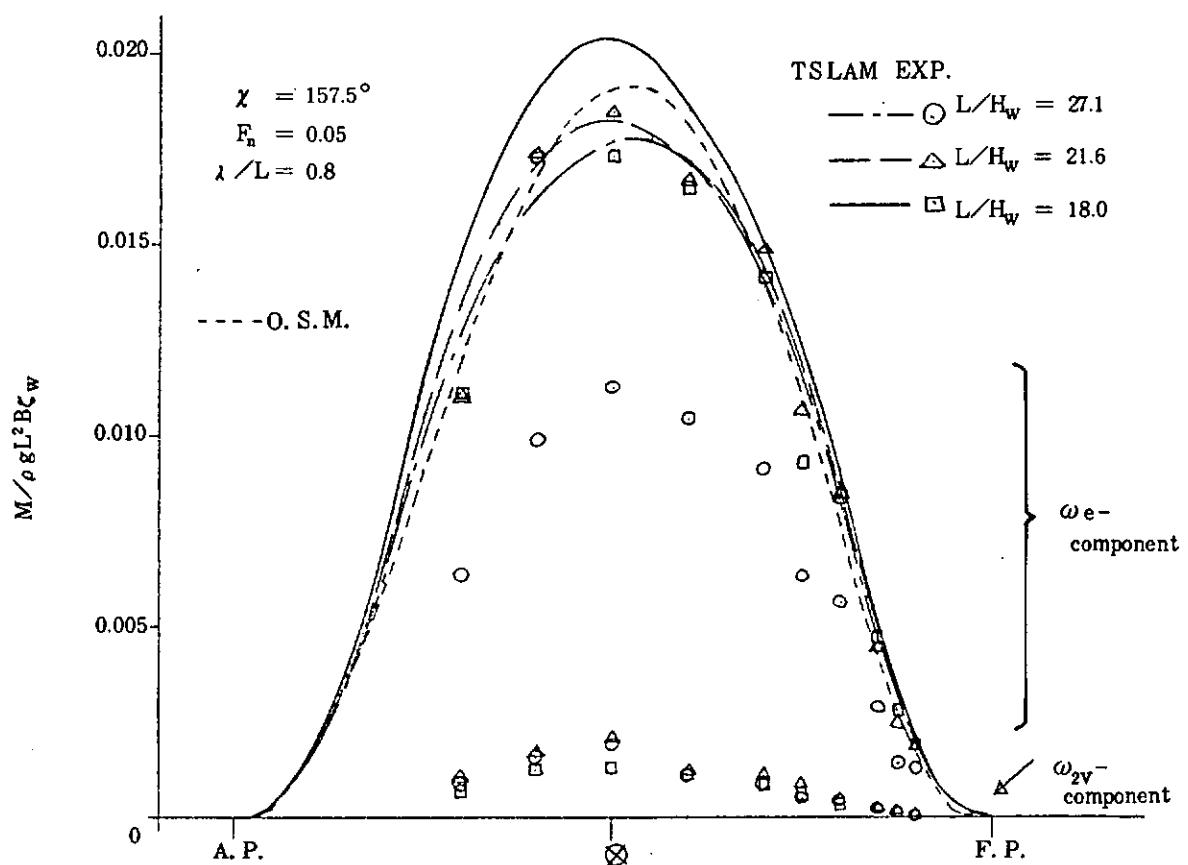


図 3.1.10 曲げモーメント分布 ($\chi = 157.5^\circ, \lambda/L = 0.8$)

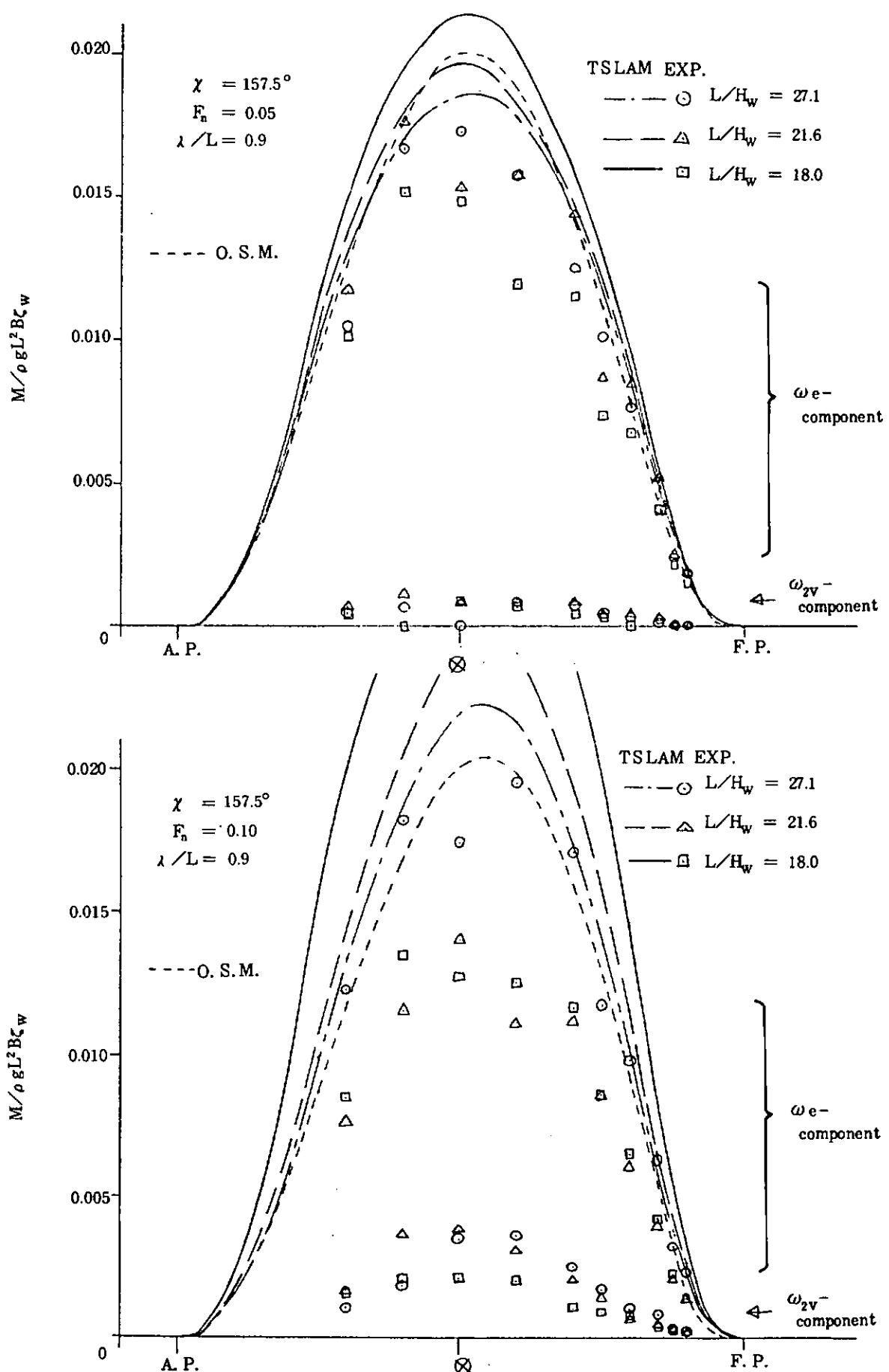


図 3.1.11 曲げモーメント分布 ($\chi = 157.5^\circ$, $\lambda/L = 0.9$)

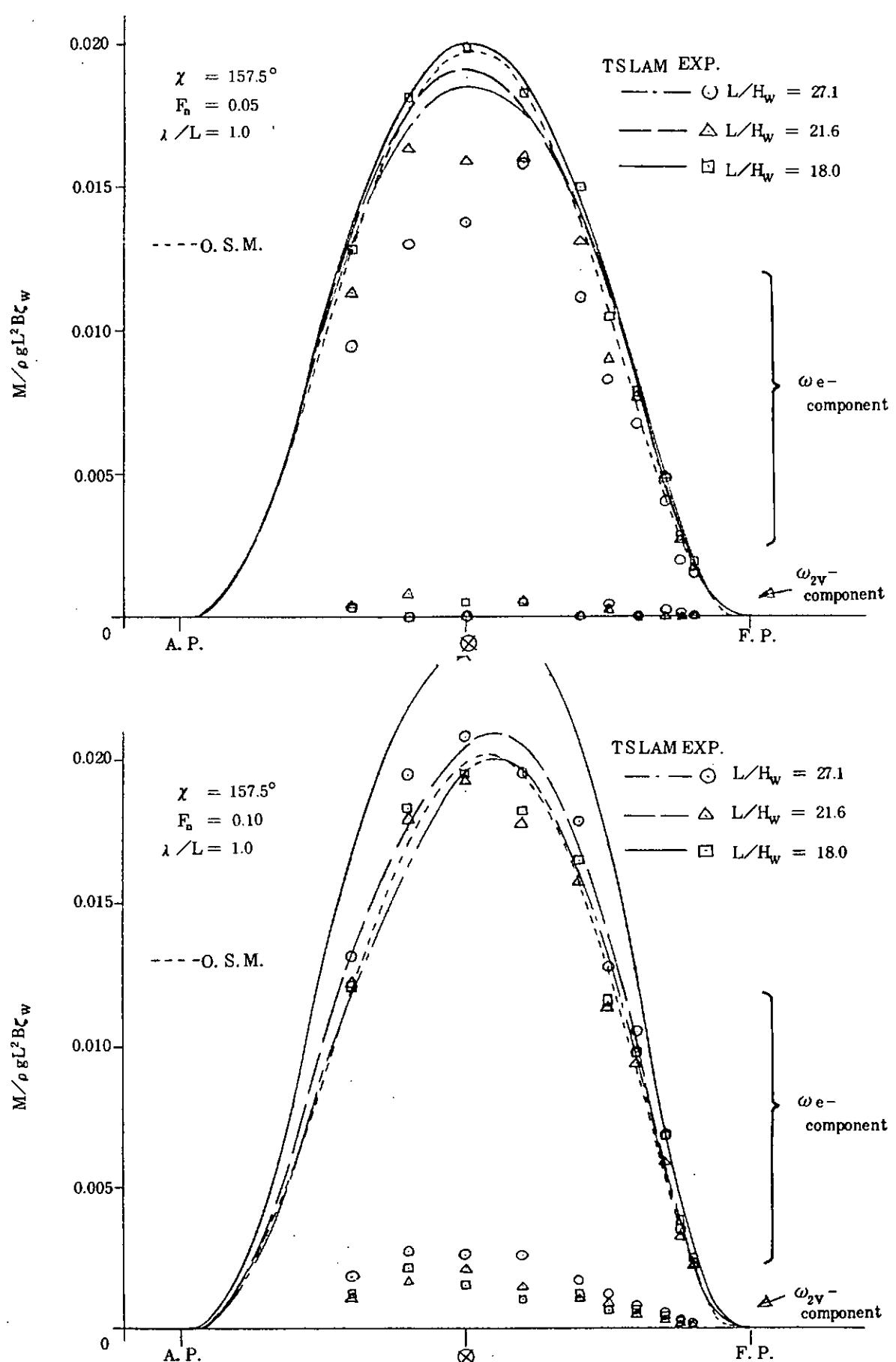


図 3.1.12 曲げモーメント分布 ($\chi = 157.5^\circ$, $\lambda/L = 1.0$)

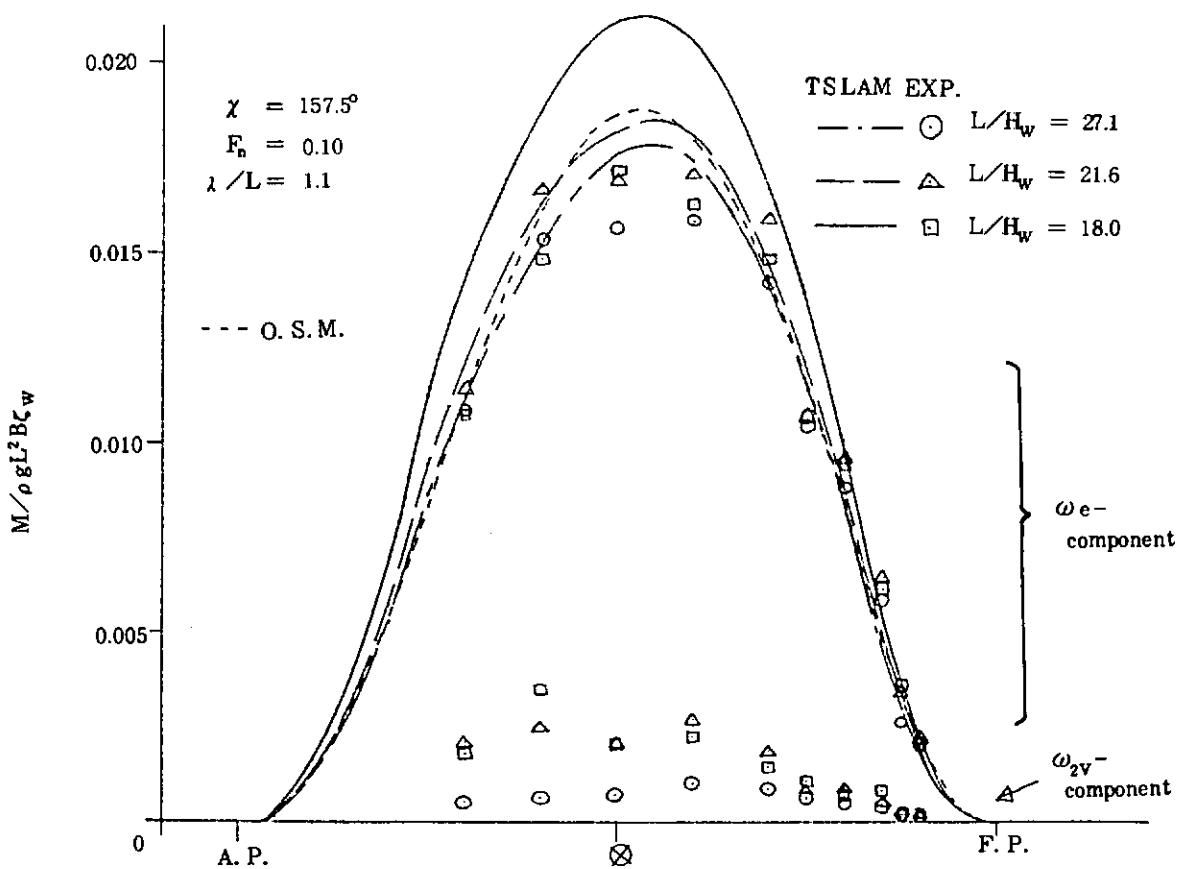
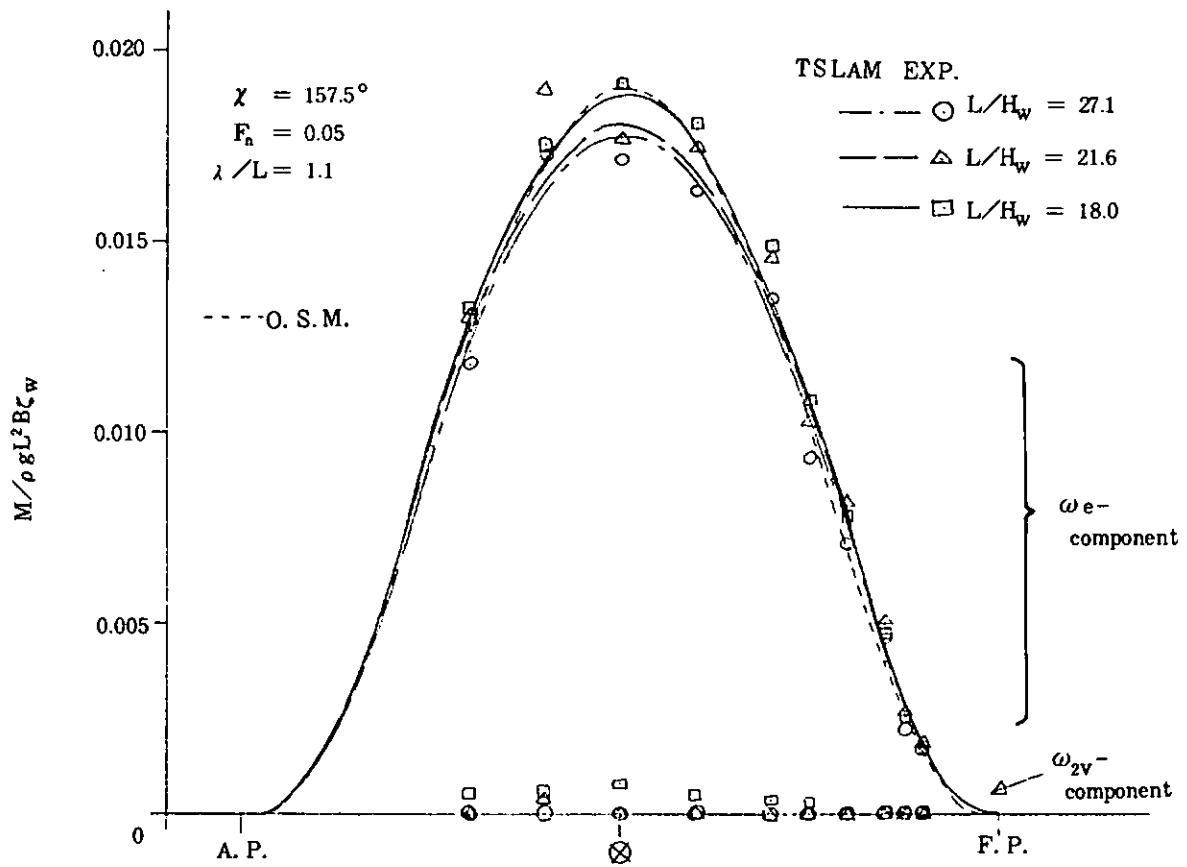


図 3.1.13 曲げモーメント分布 ($\chi = 157.5^\circ, \lambda/L = 1.1$)

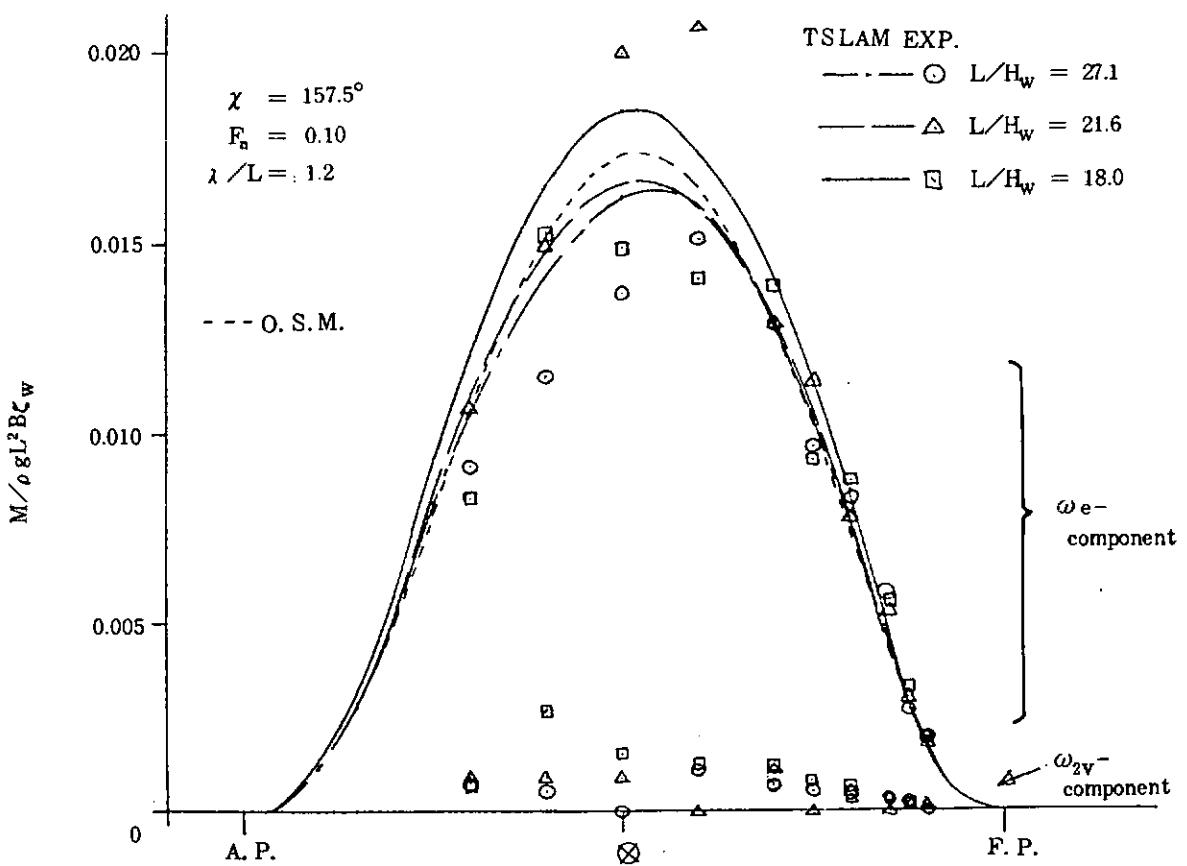
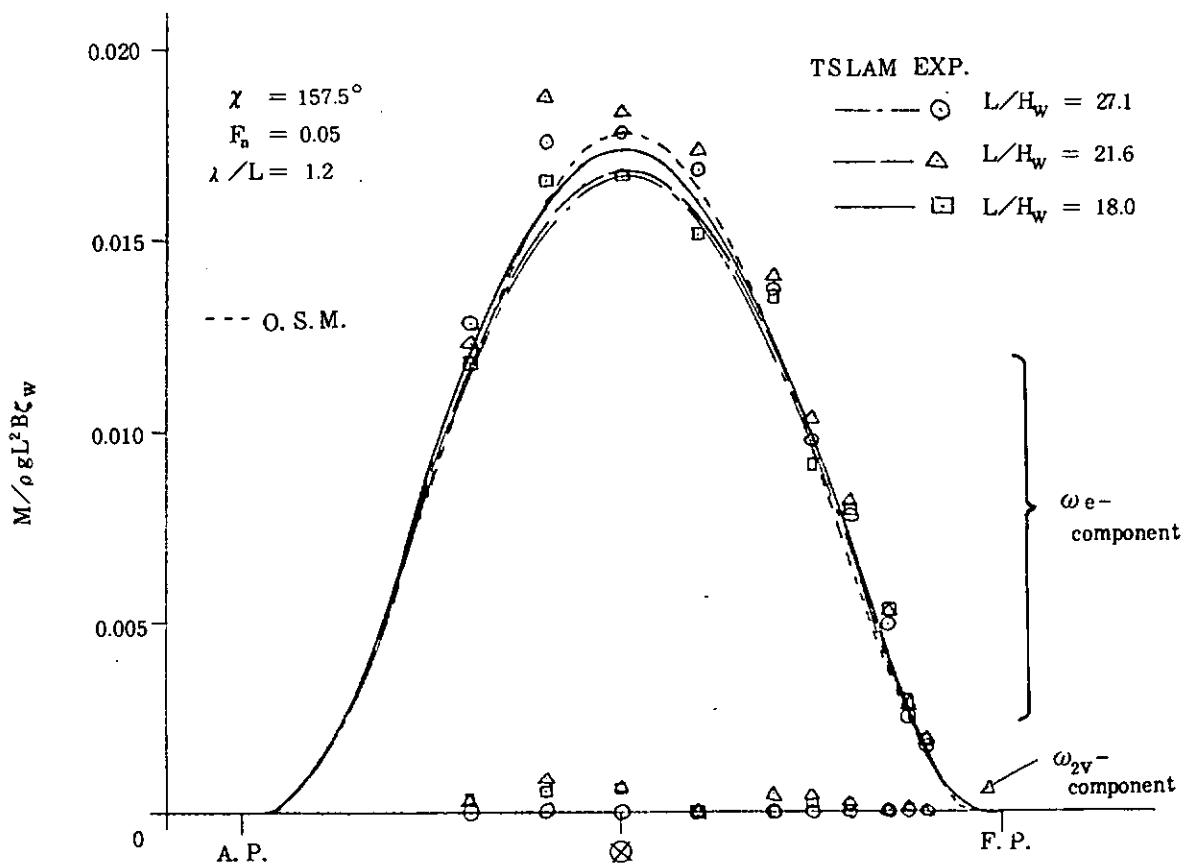


図 3.1.14 曲げモーメント分布 ($\chi = 157.5^\circ, \lambda/L = 1.2$)

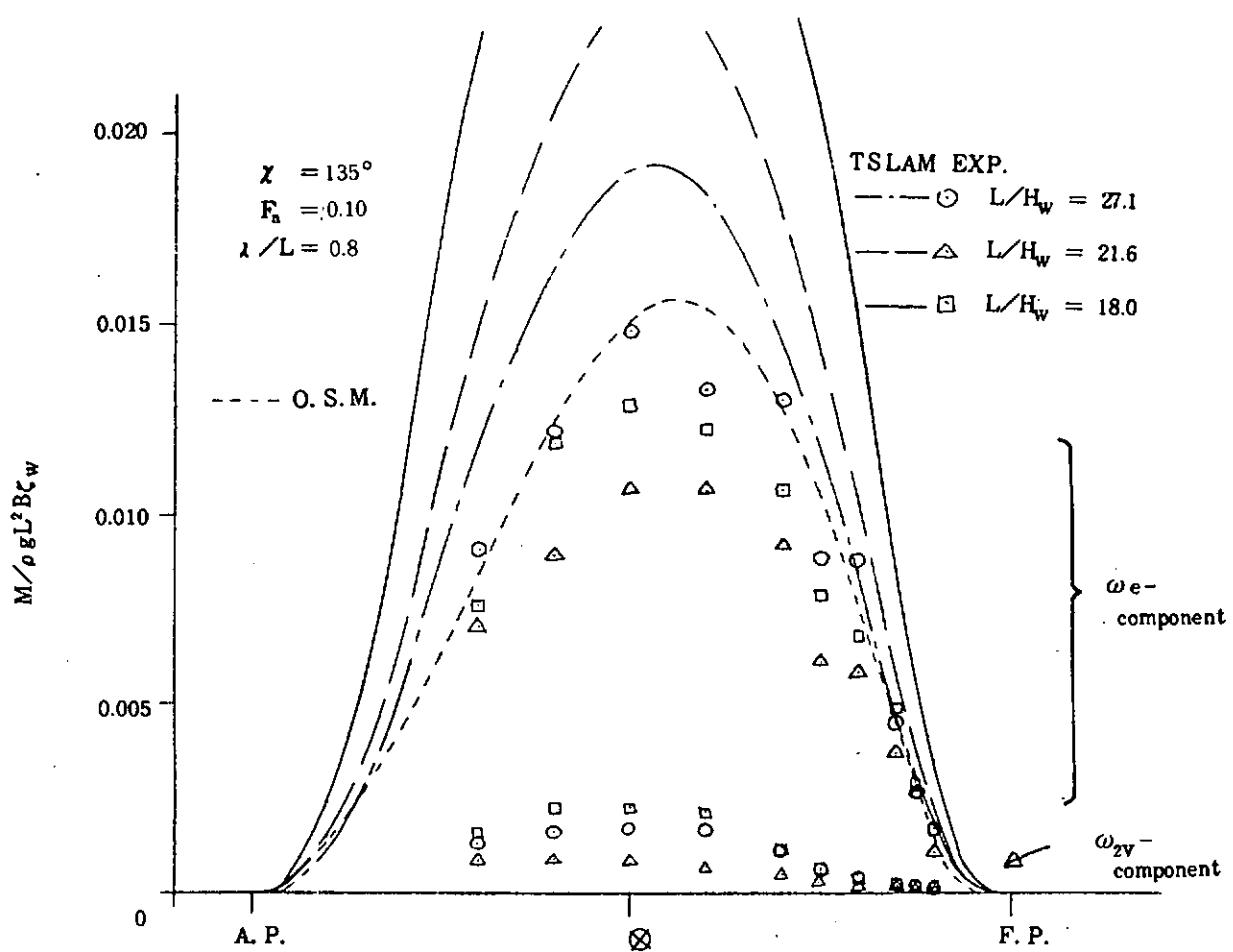
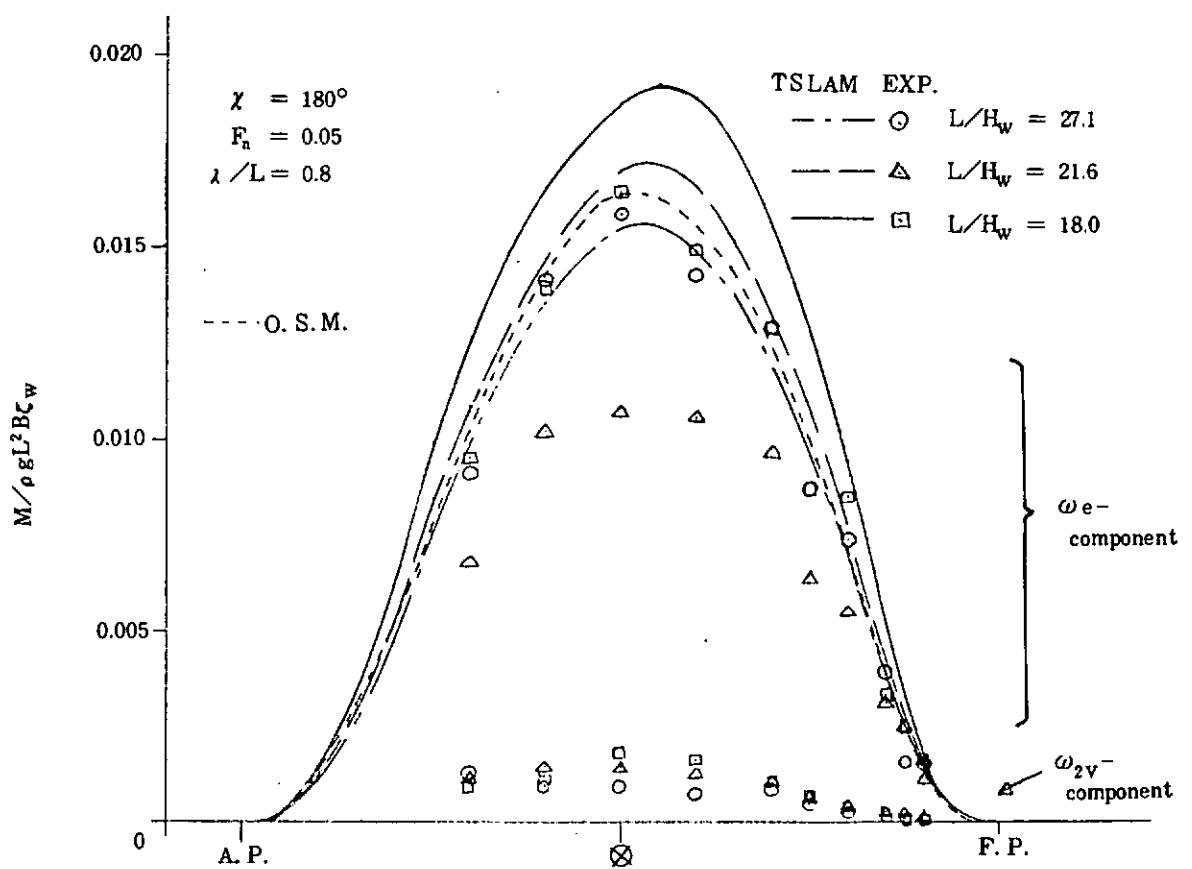


図 3.1.15 曲げモーメント分布 ($\chi = 135^\circ$, $\lambda/L = 0.8$)

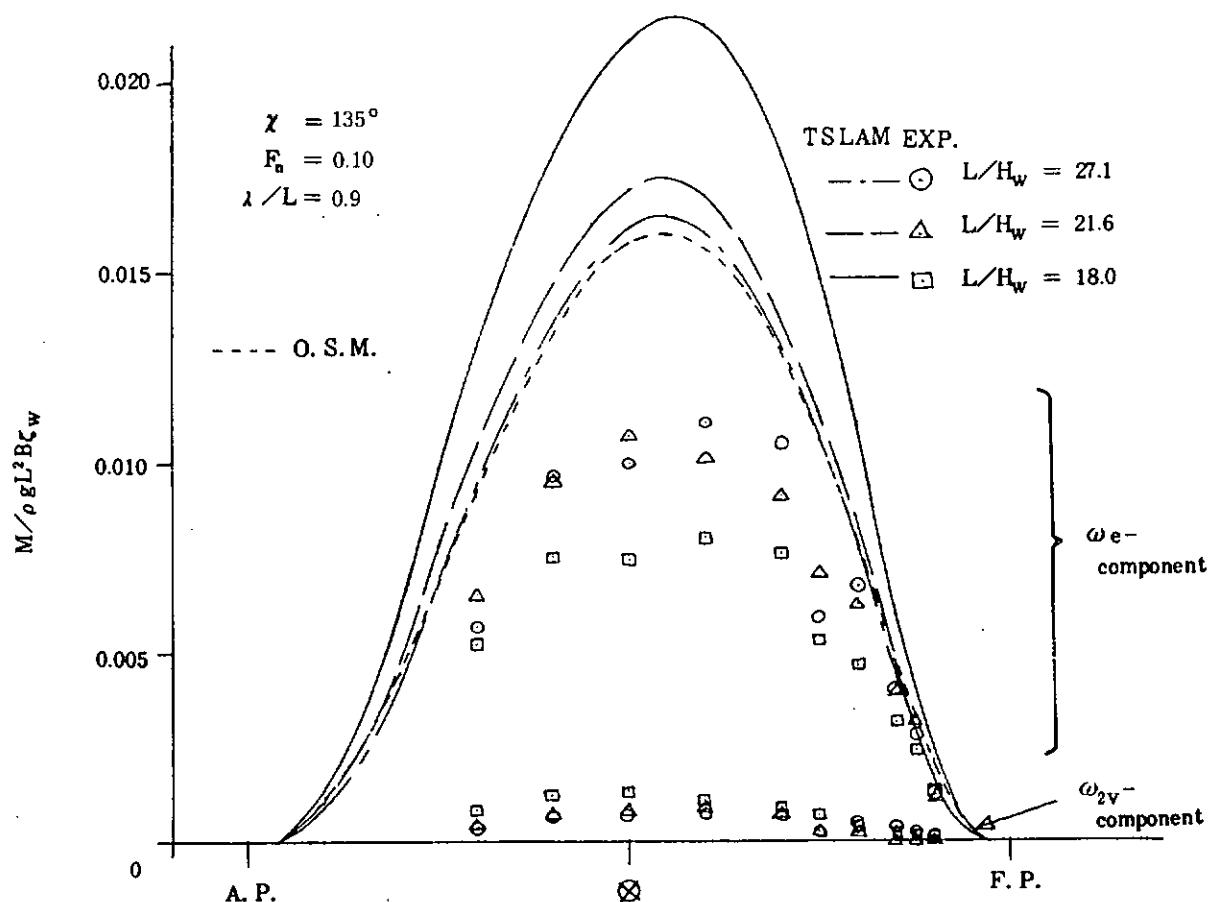
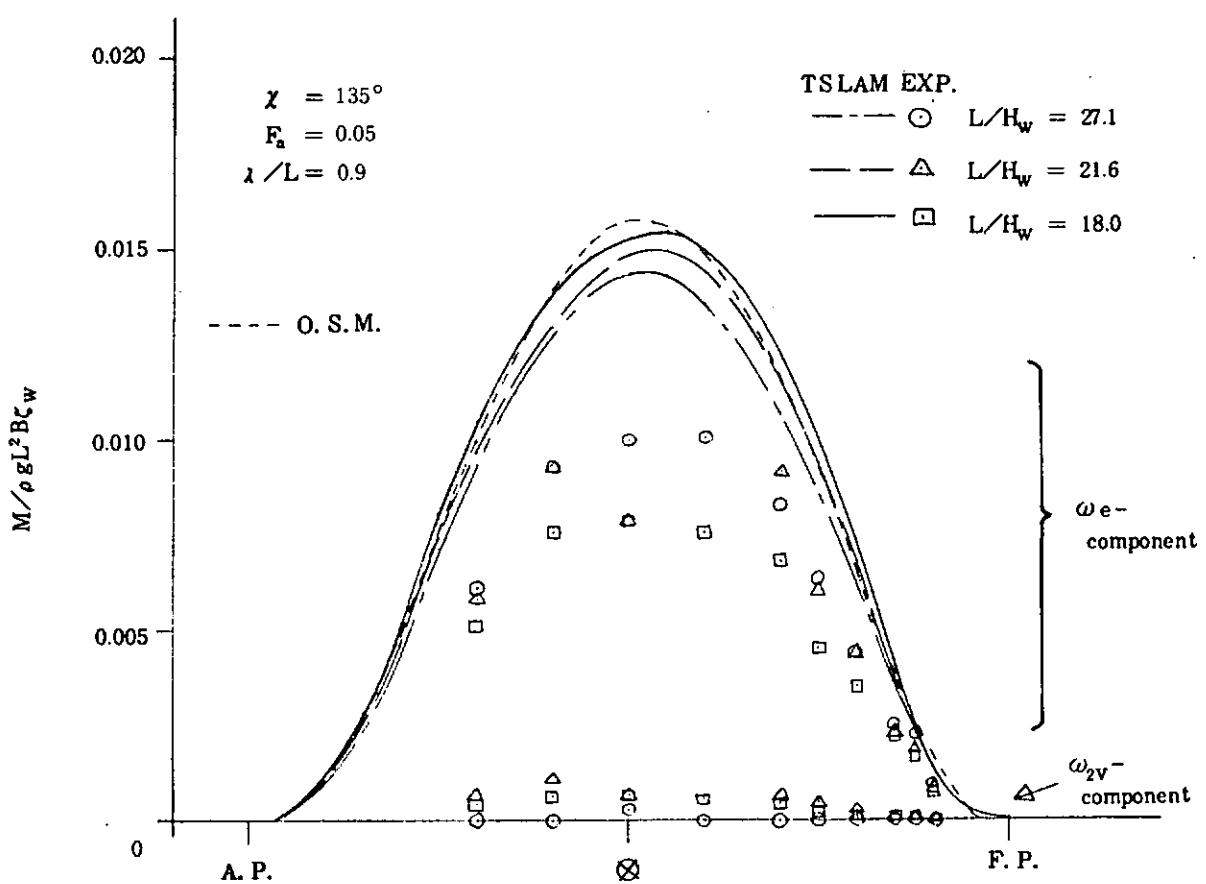


図 3.1.16 曲げモーメント分布 ($\chi = 135^\circ, \lambda/L = 0.9$)

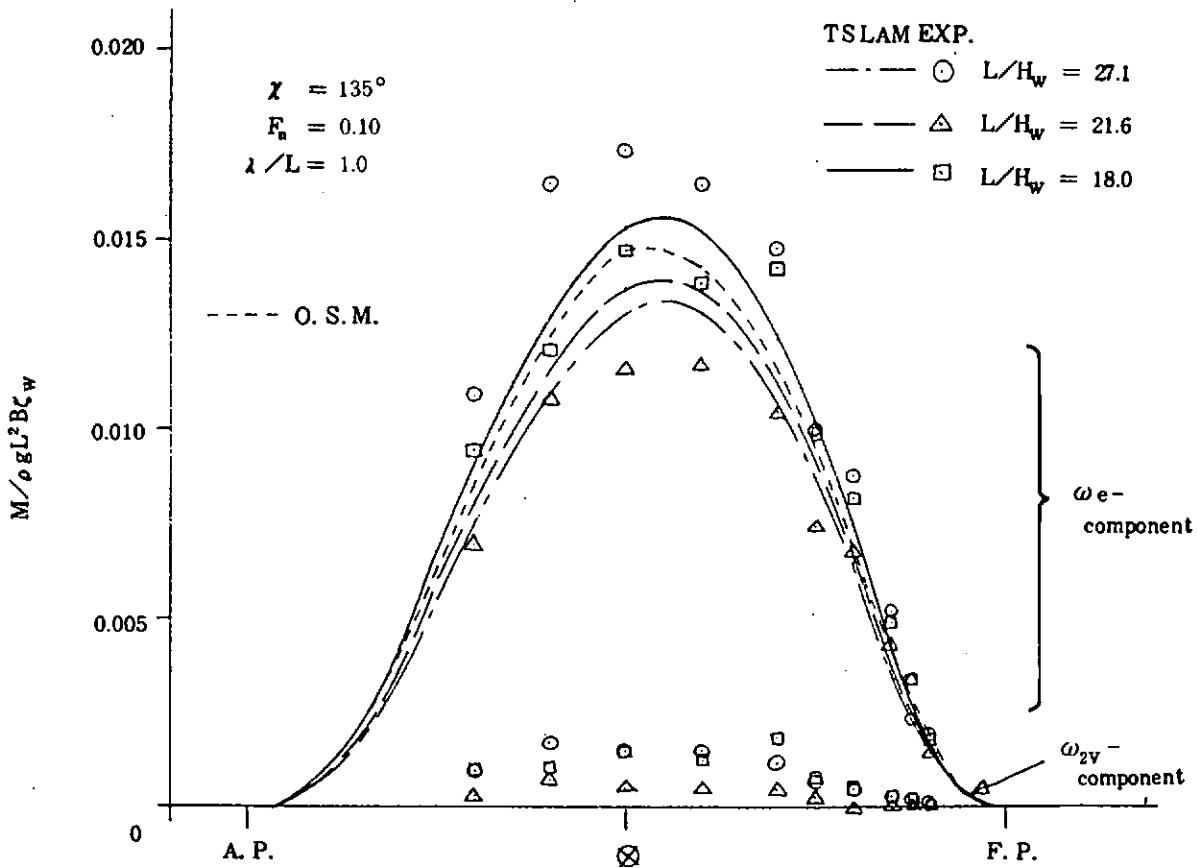
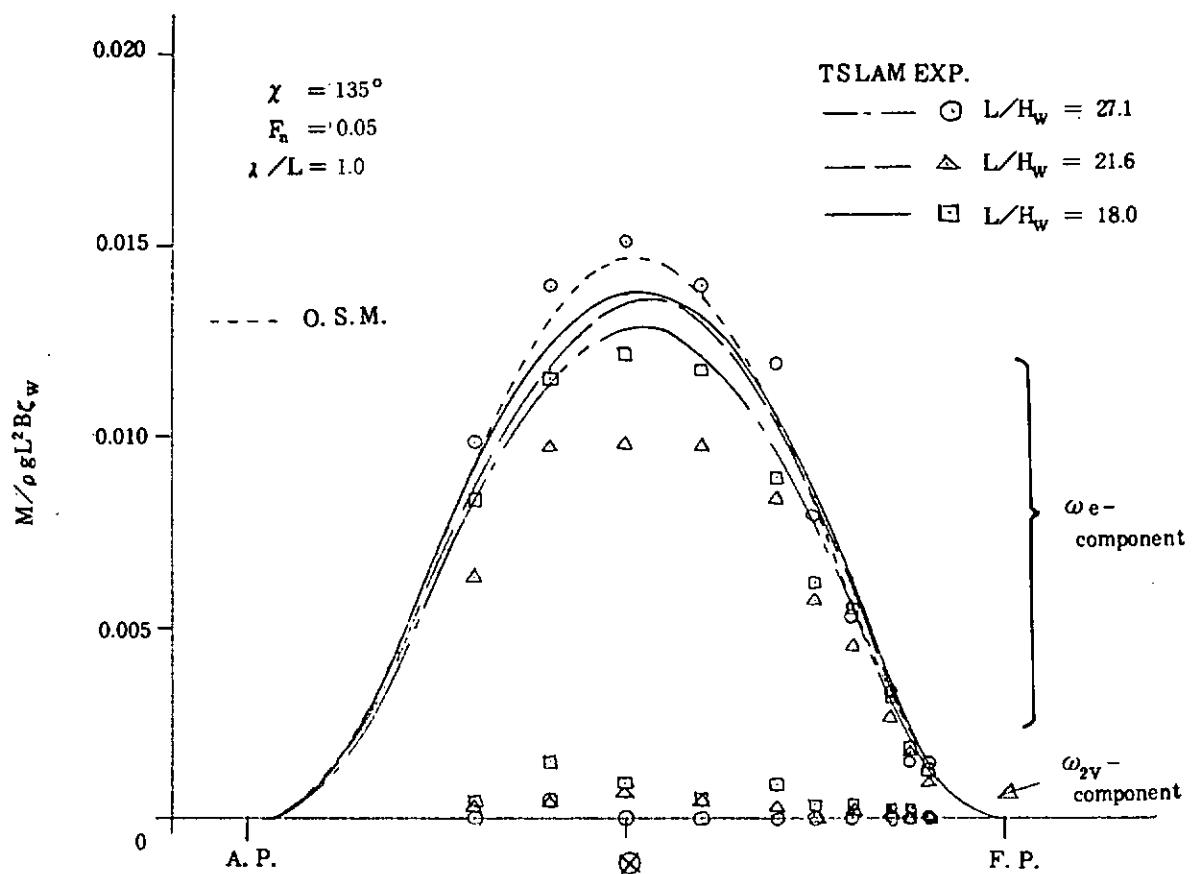


図 3.1.17 曲げモーメント分布 ($\chi = 135^\circ, \lambda/L = 1.0$)

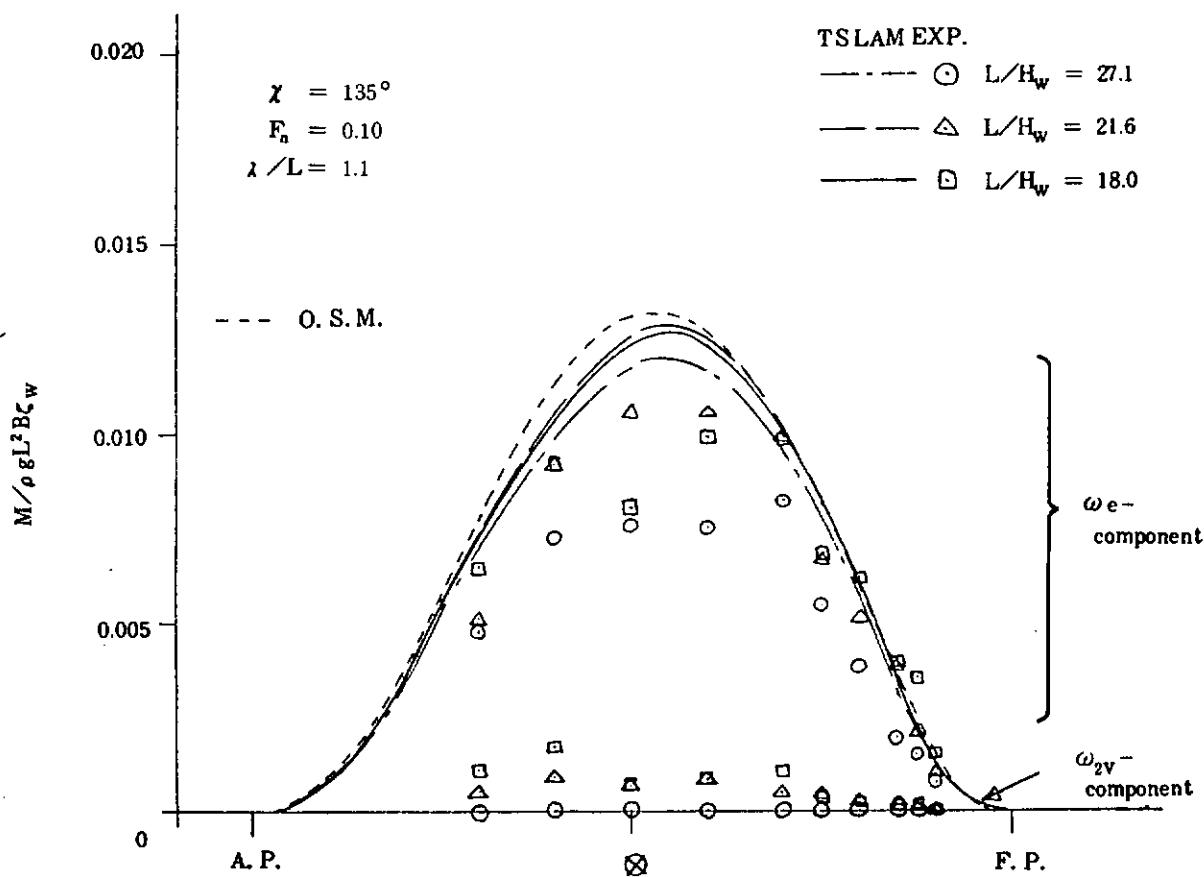
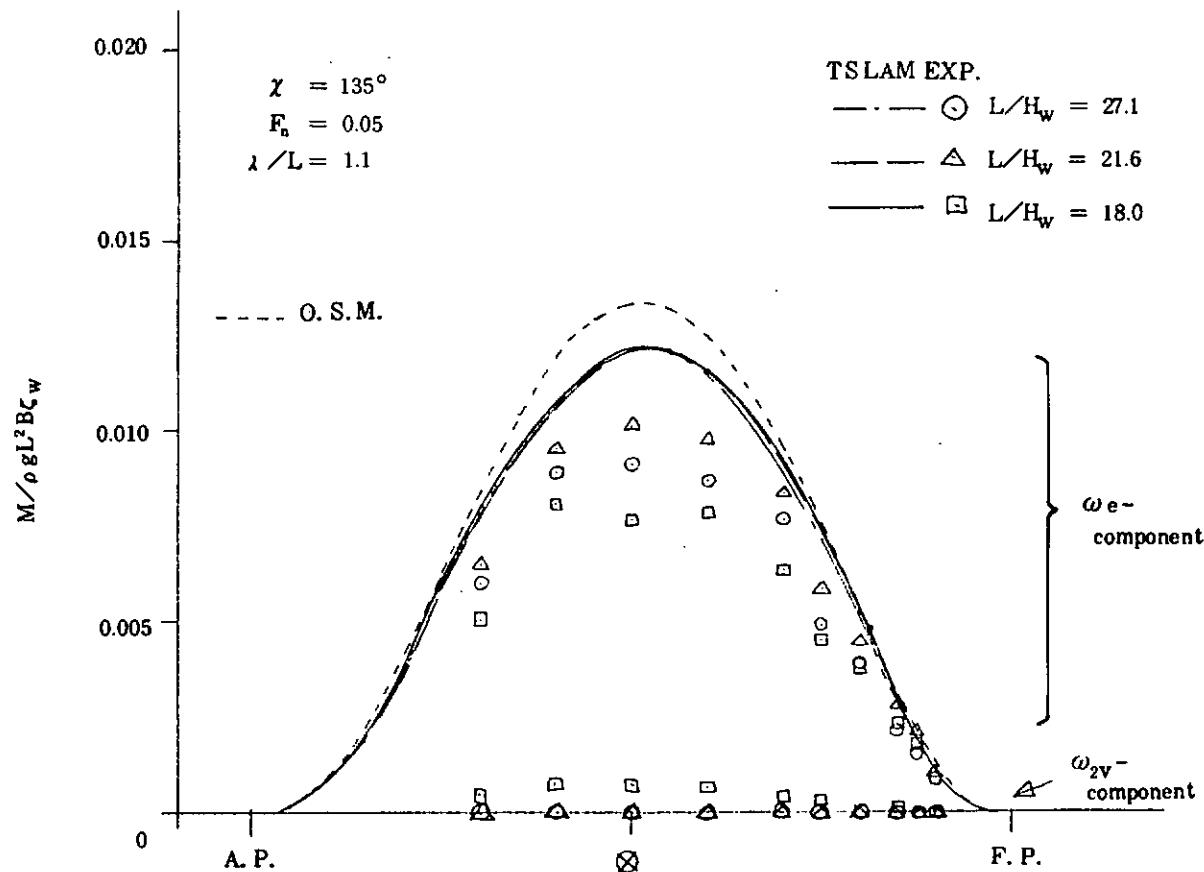


図 3.1.18 曲げモーメント分布 ($\chi = 135^\circ, \lambda/L = 1.1$)

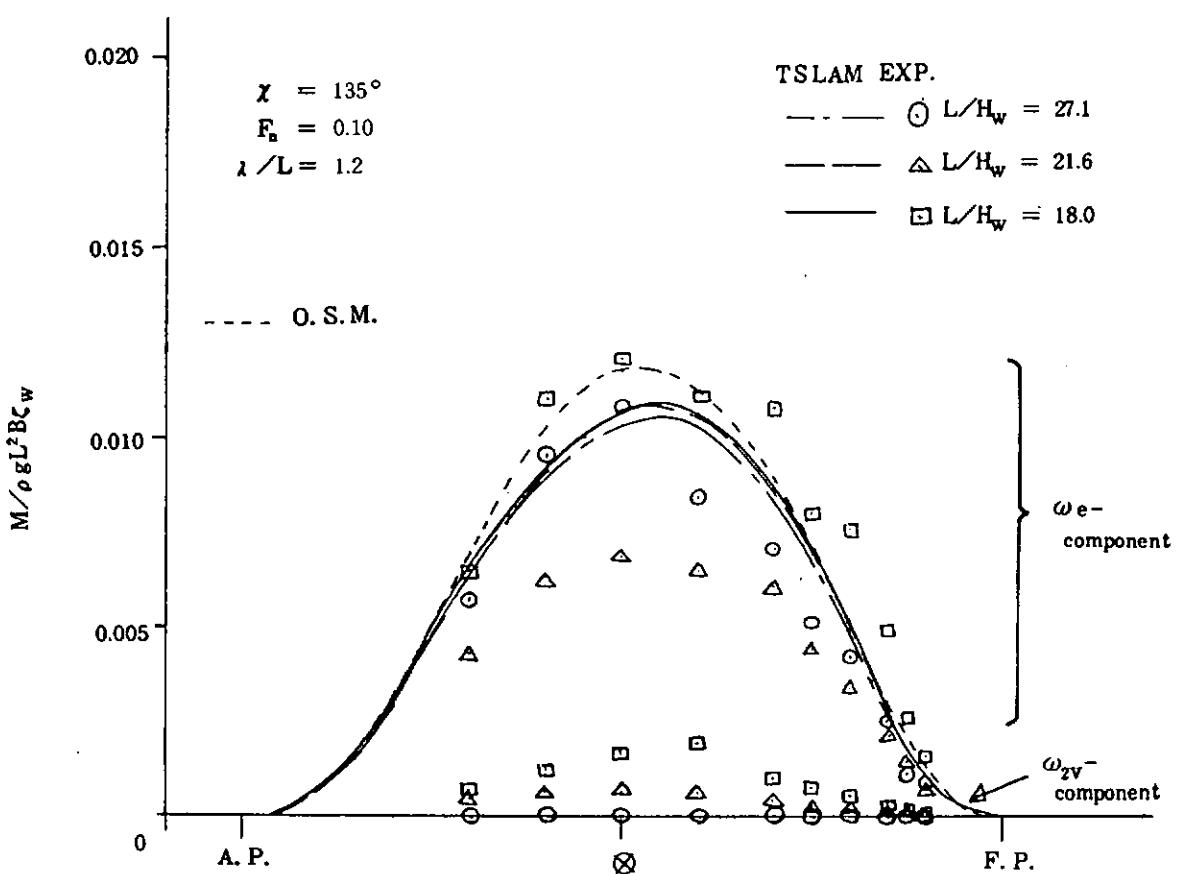
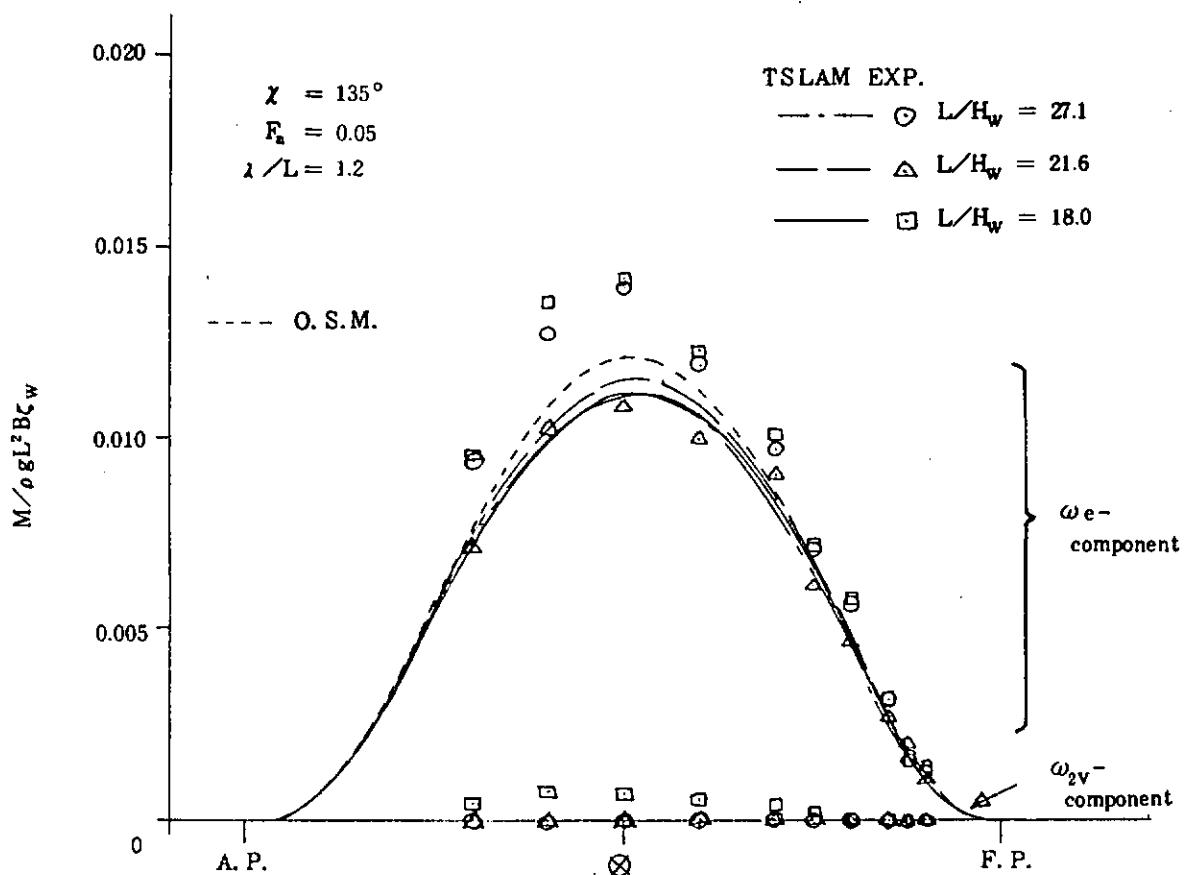


図 3.1.19 曲げモーメント分布 ($\chi = 135^\circ, \lambda/L = 1.2$)

$\alpha = 180^\circ$, $F_0 = 0.10$, $\lambda/L = 1.0$, $L/H_w = 18.0$

Cal. by TSLAM

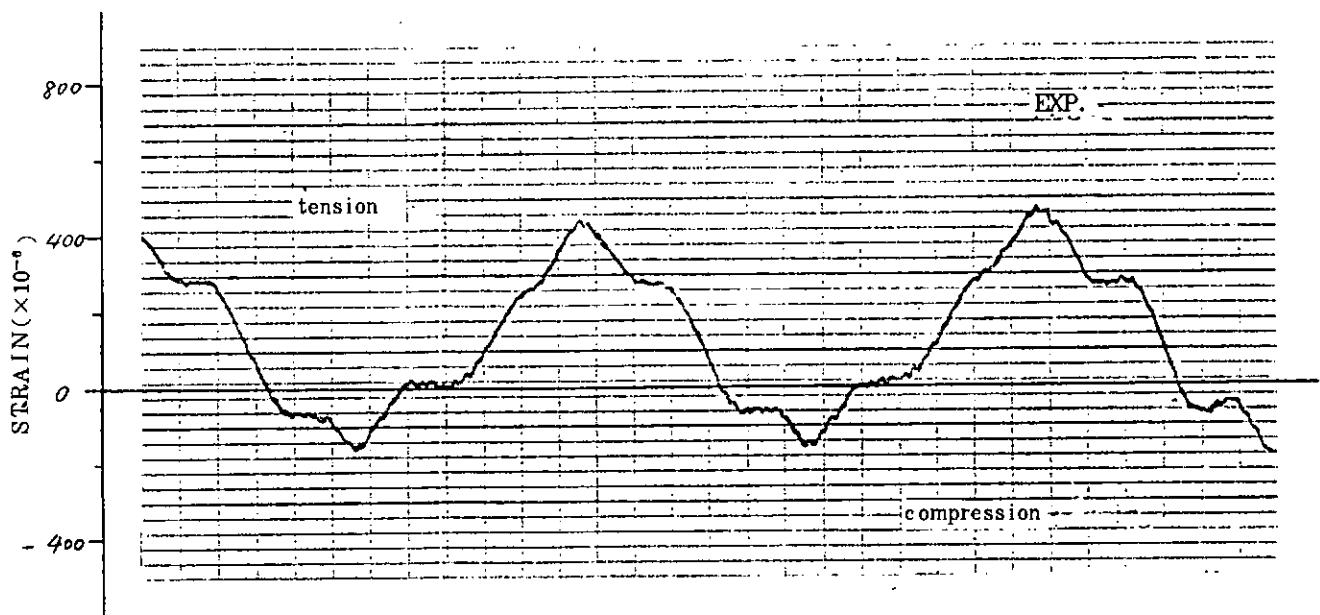
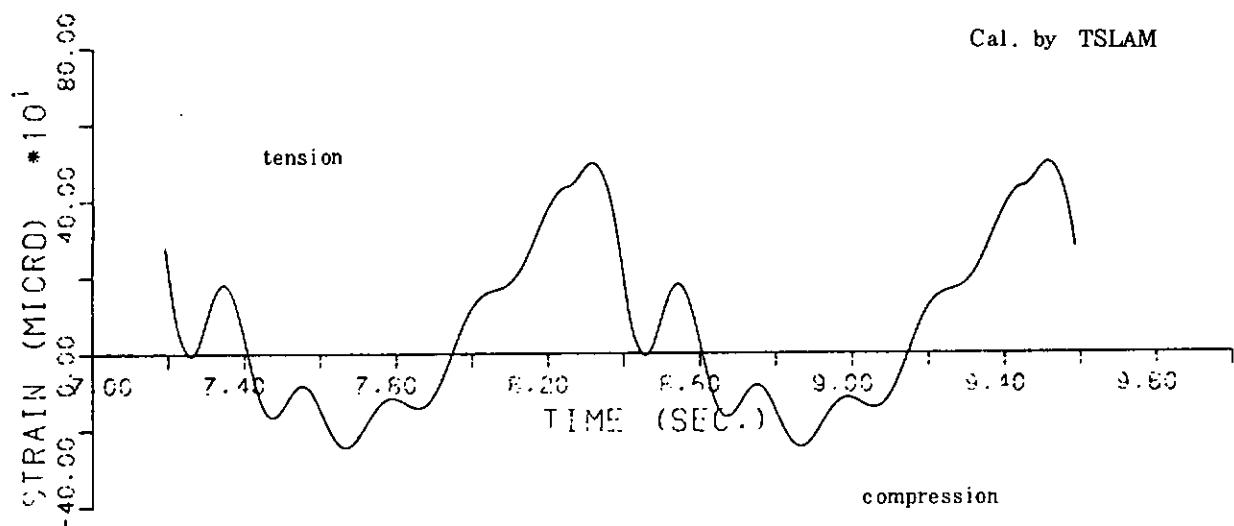


図 3.1.20 甲板ひずみの時間変化 (S. S. 5)

$$\alpha = 180^\circ, F_n = 0.10, \lambda/L = 1.0, L/H_w = 18.0$$

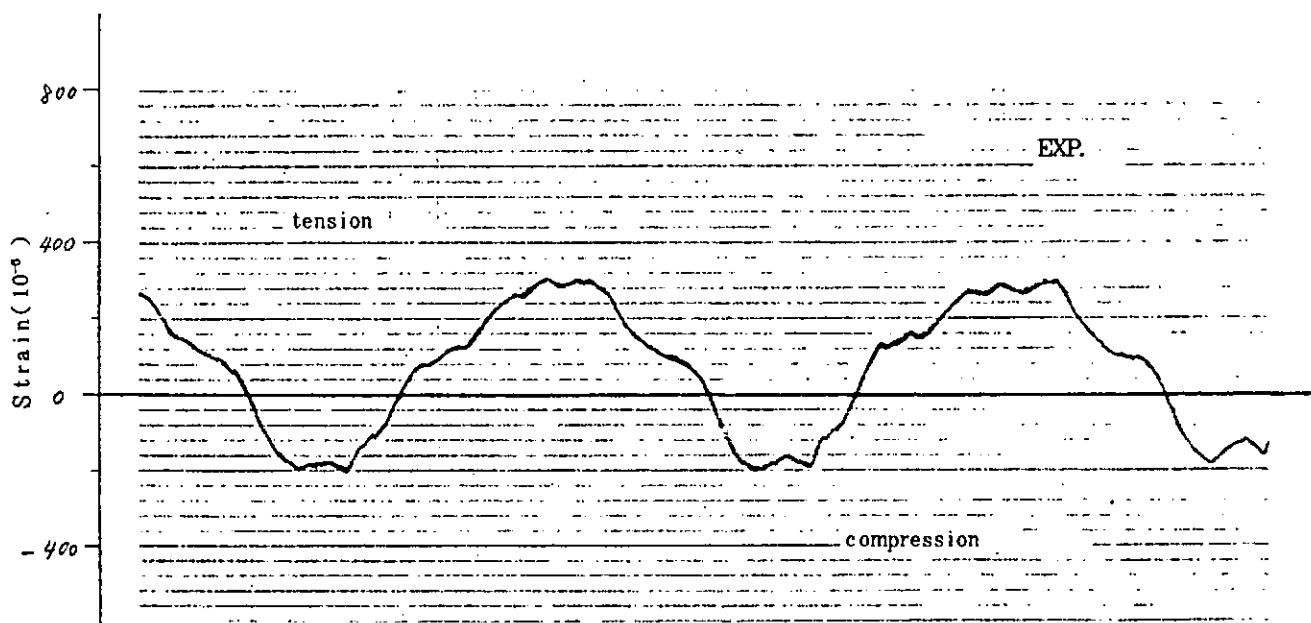
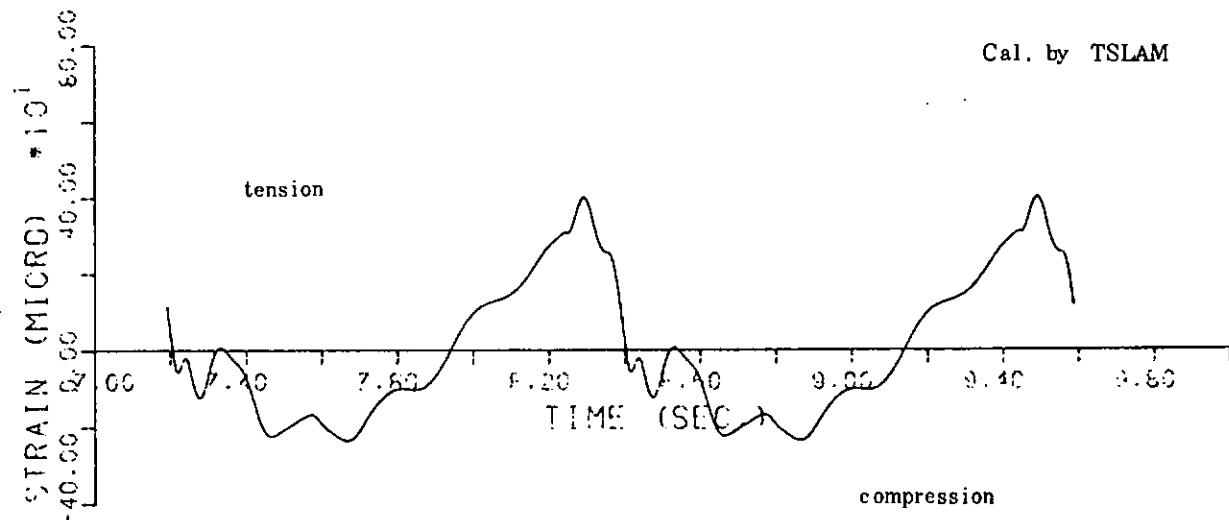


図 3.1.21 甲板ひずみの時間変化 (S. S. 7 1/2)

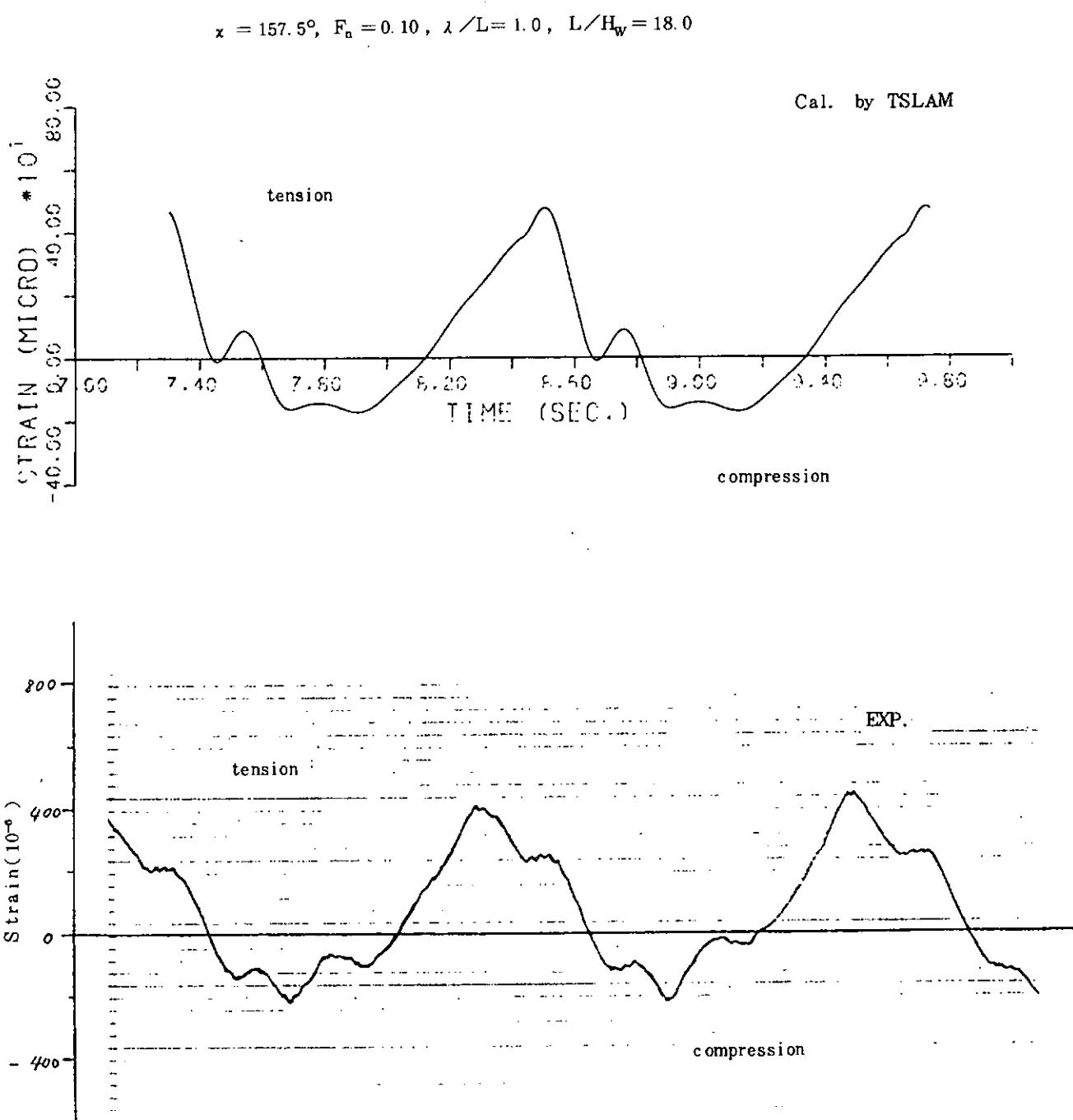


図 3.1.22 甲板ひずみの時間変化 (S. S. 5)

$$\alpha = 157.5^\circ, F_a = 0.10, \lambda/L = 1.0, L/H_w = 18.0$$

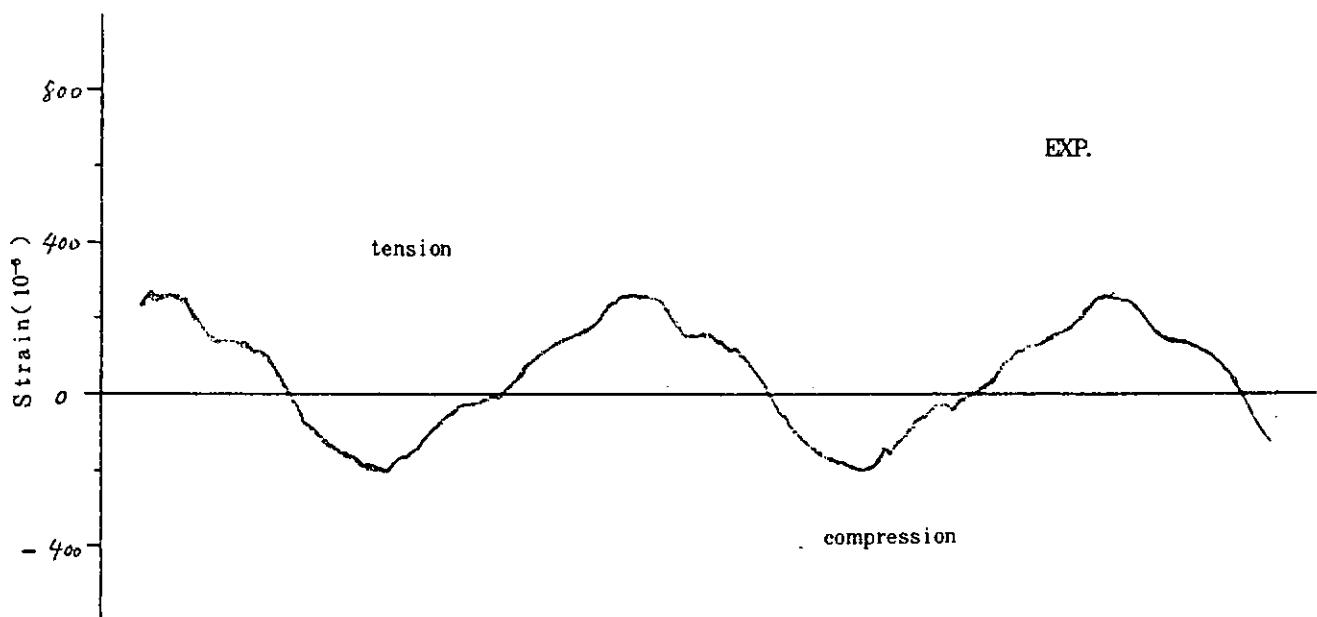
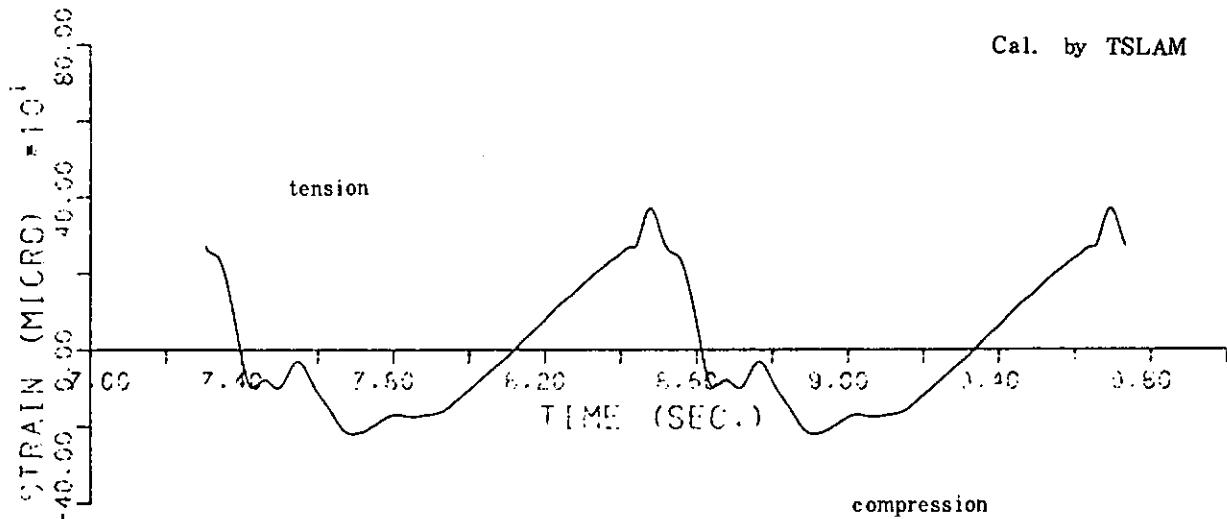


図 3.1.23 甲板ひずみの時間変化 (S. S. 7 ½)

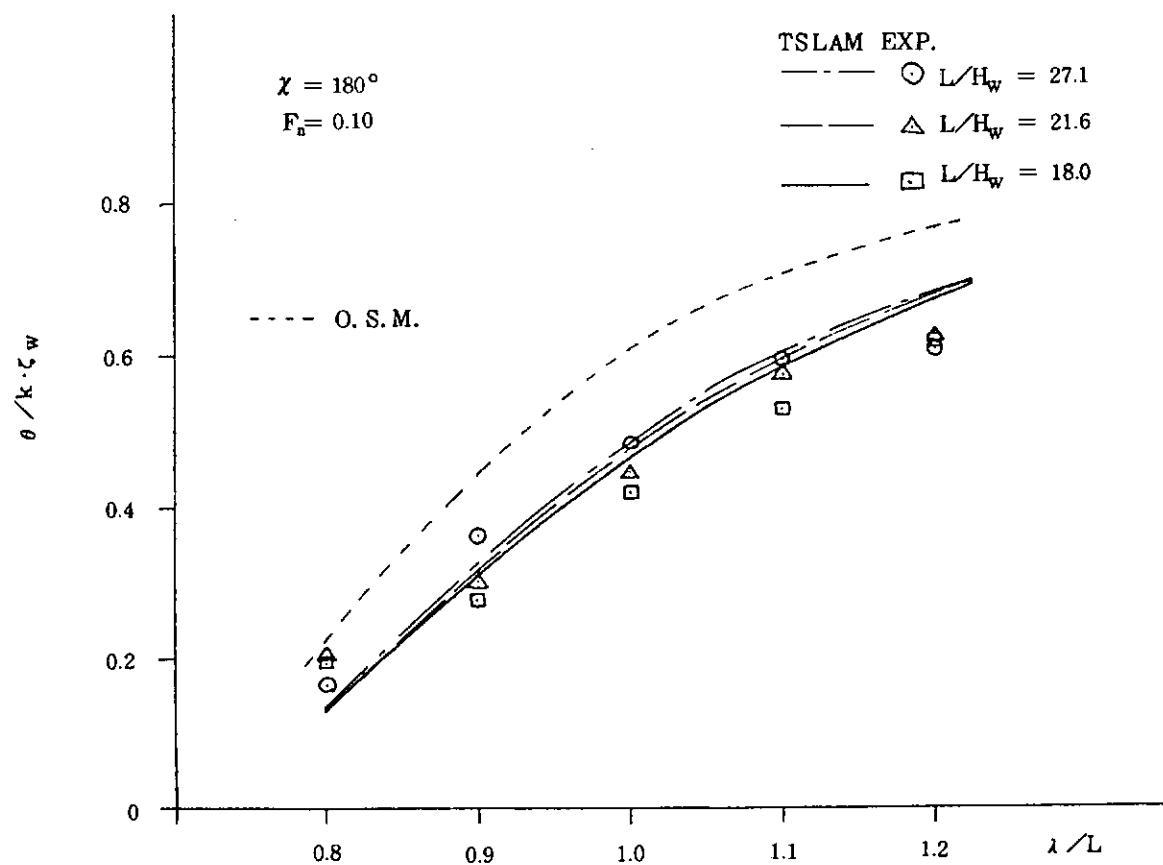
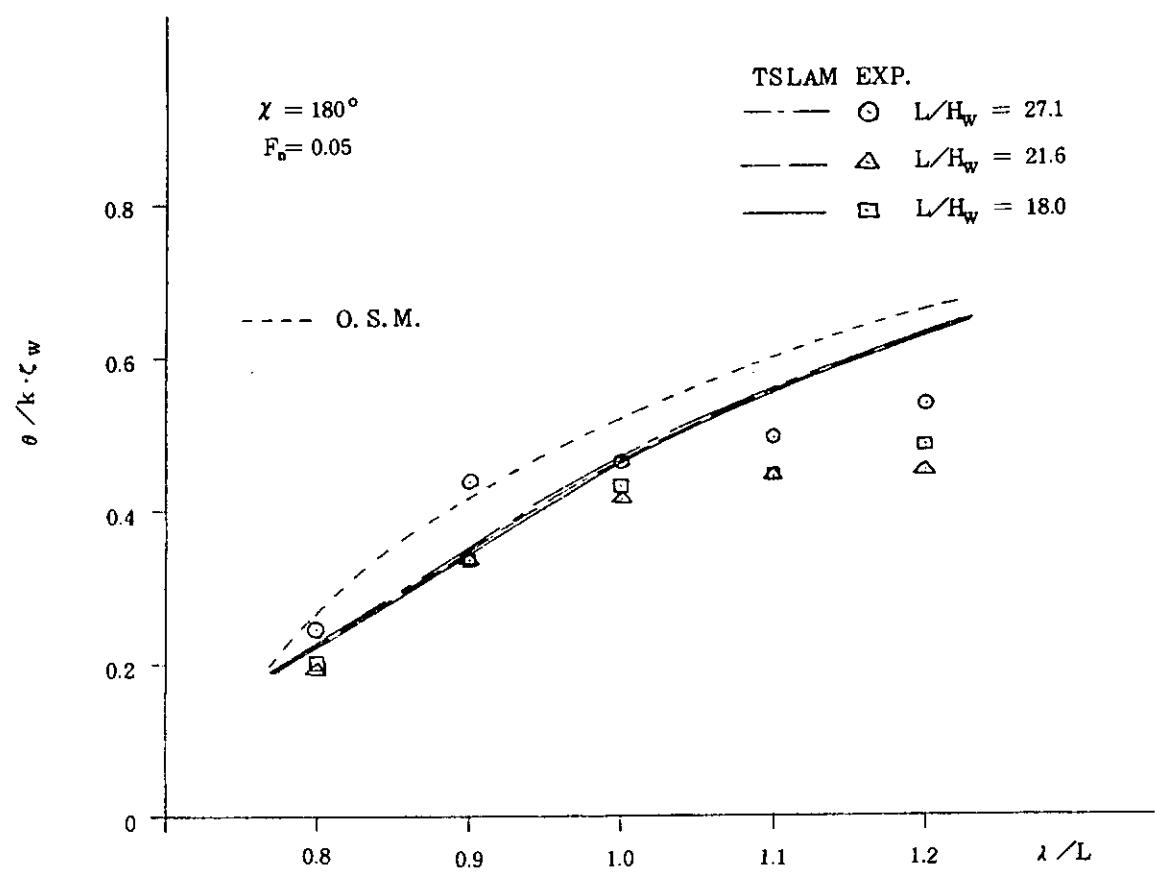


図 3.1.24 縦搖振幅 ($\chi = 180^\circ$)

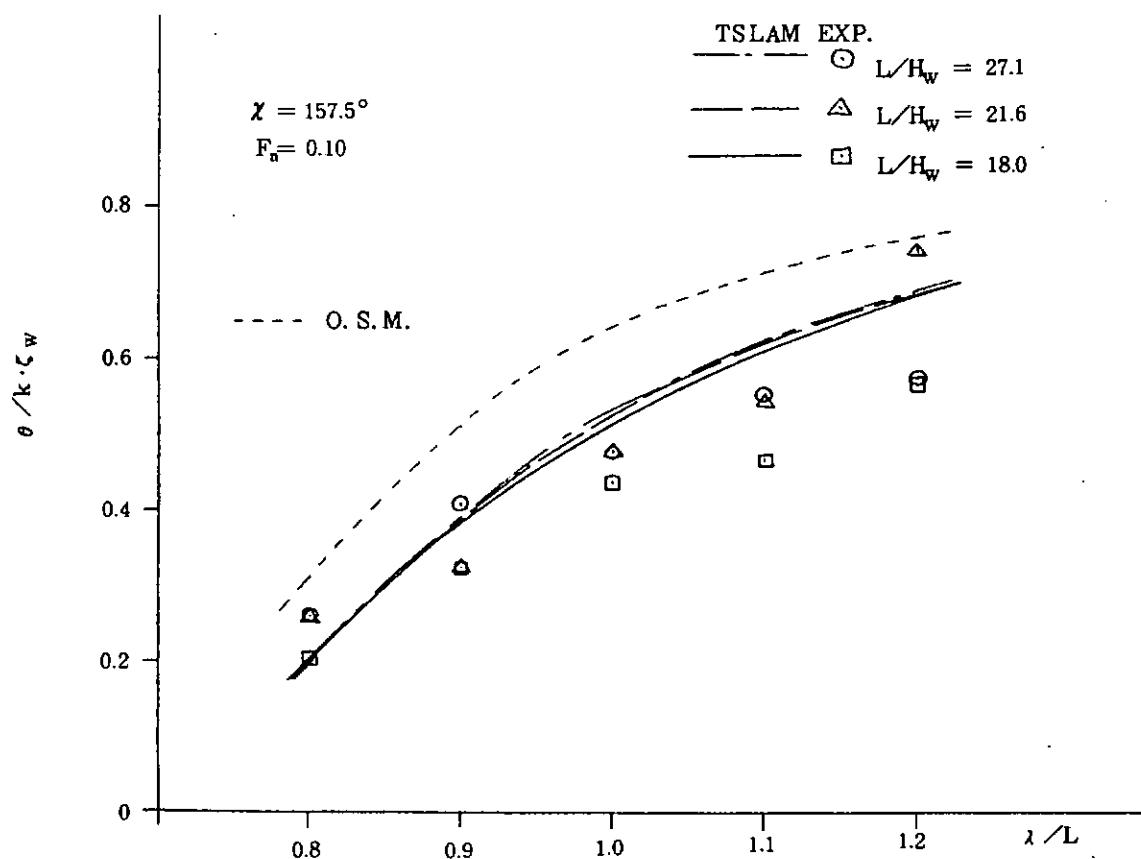
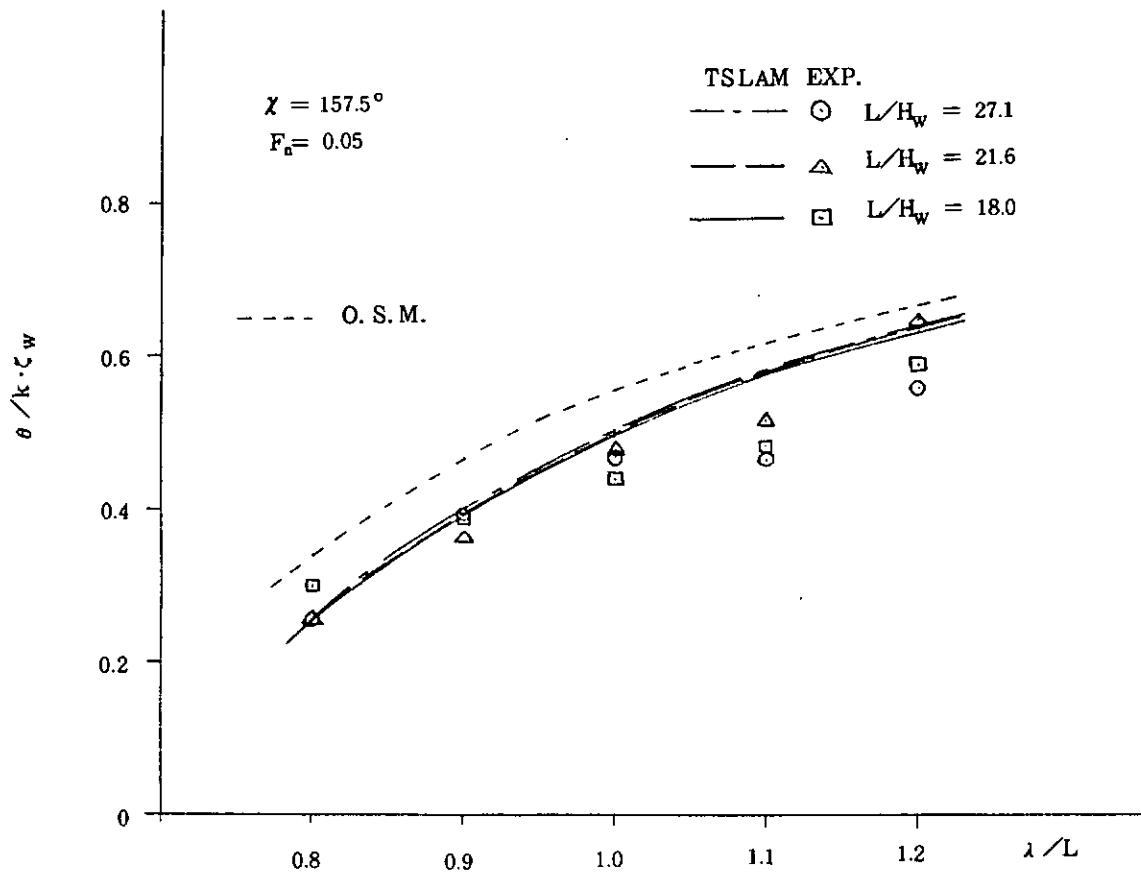


図 3.1.25 縦振幅 ($\chi = 157.5^\circ$)

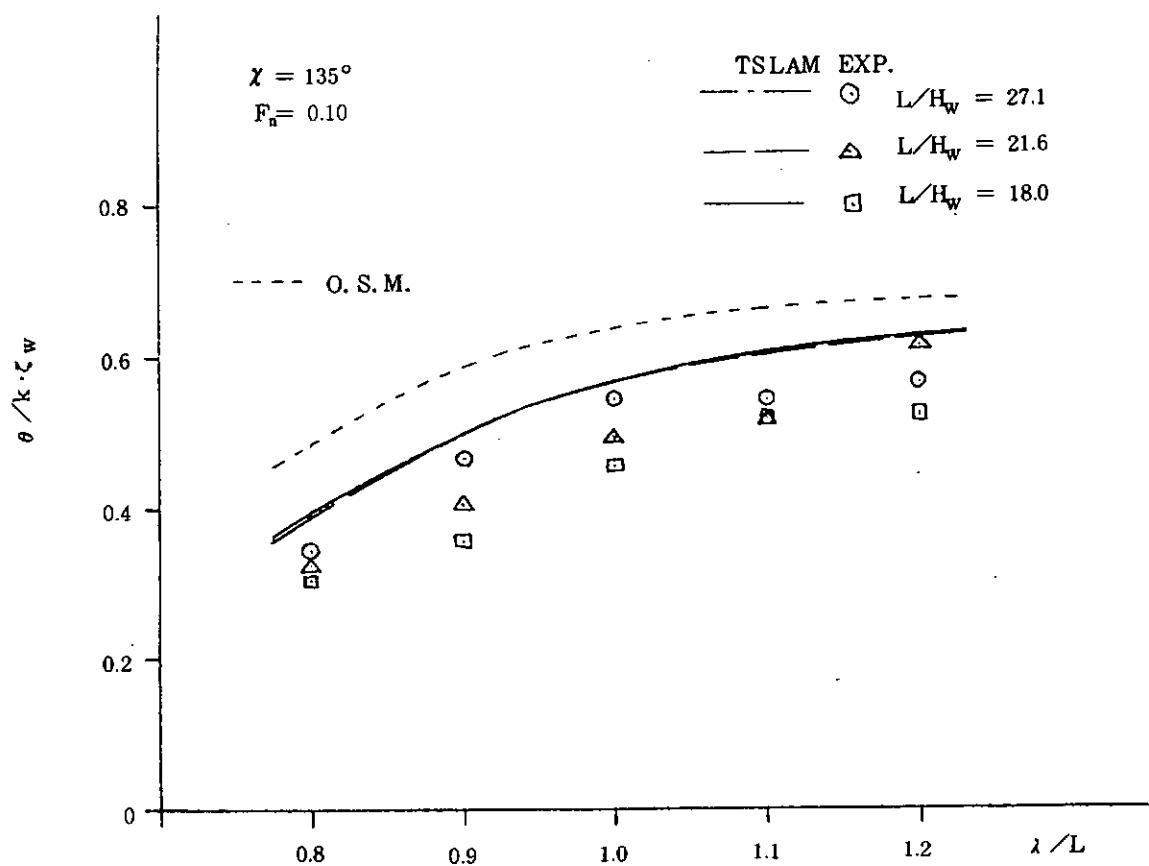
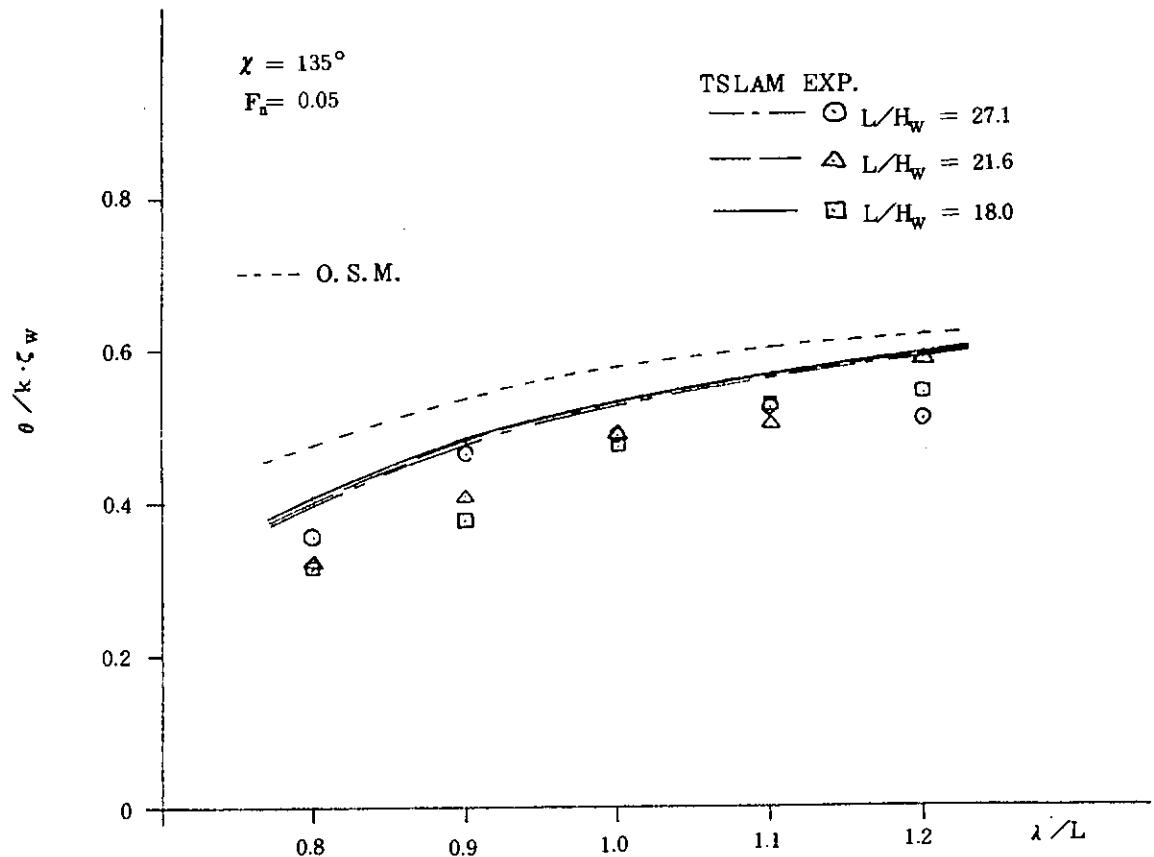


図 3.1.26 縦搖振幅 ($\chi = 135^\circ$)

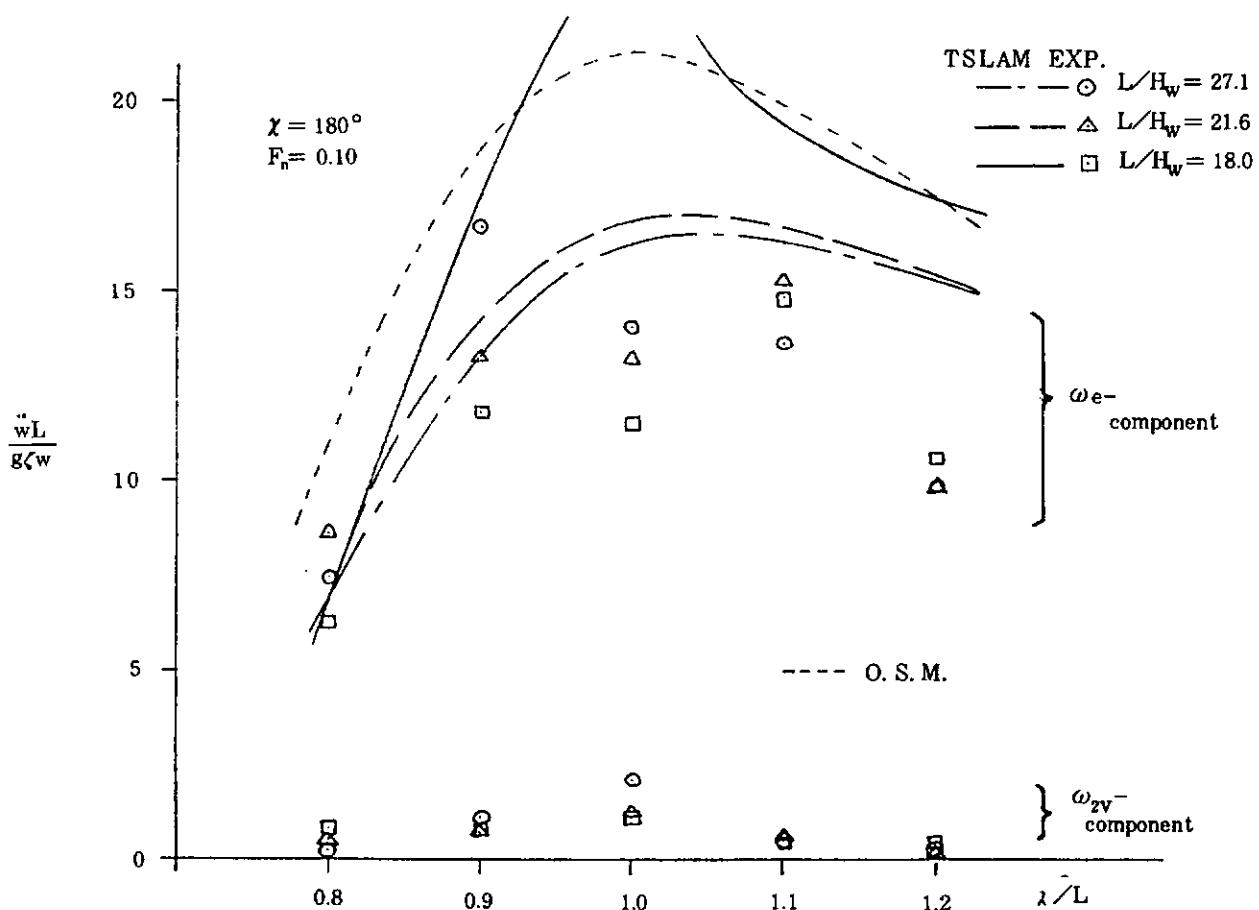
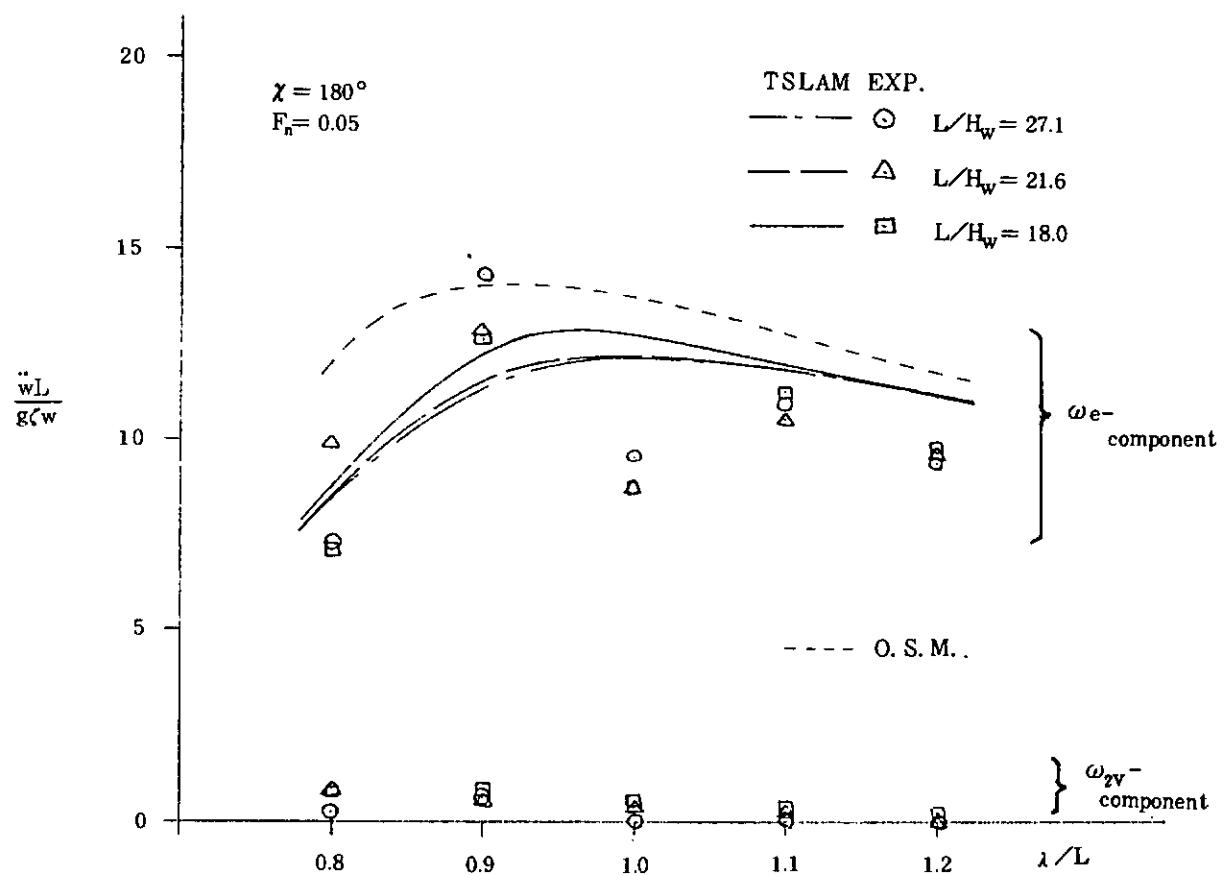


図 3.1.27 上下加速度振幅 (S. S. 9%, $\chi = 180^\circ$)

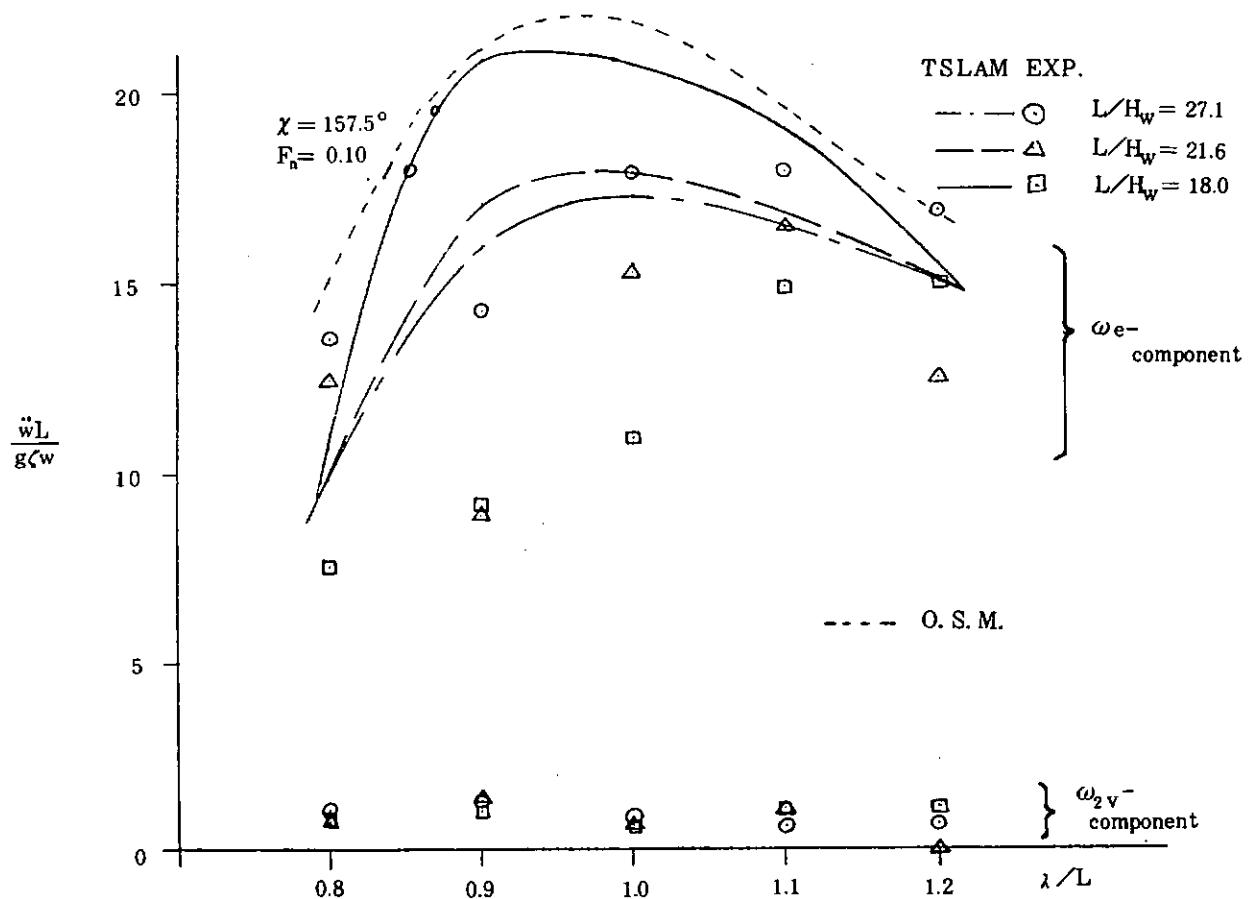
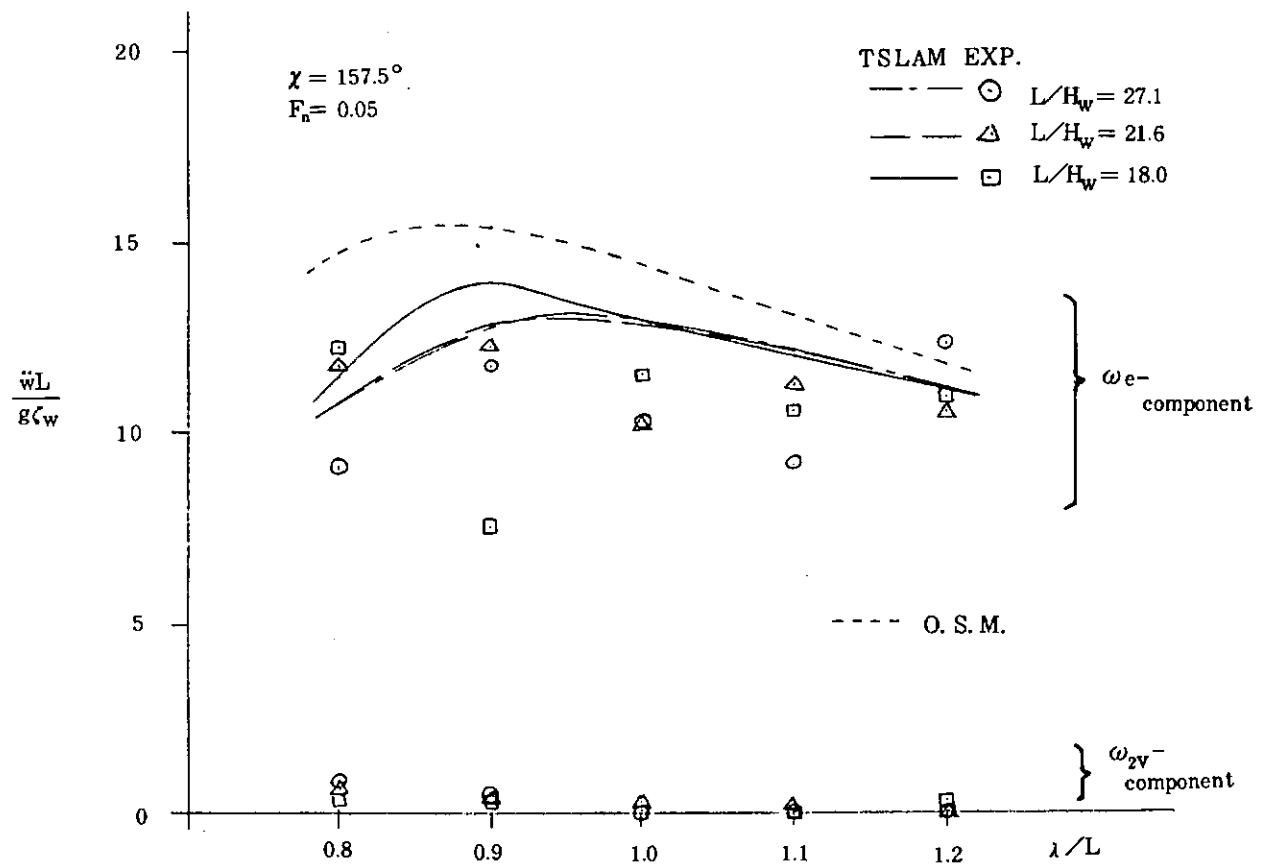


図 3.1.28 上下加速度振幅 (S. S. 9%, $\chi = 157.5^\circ$)

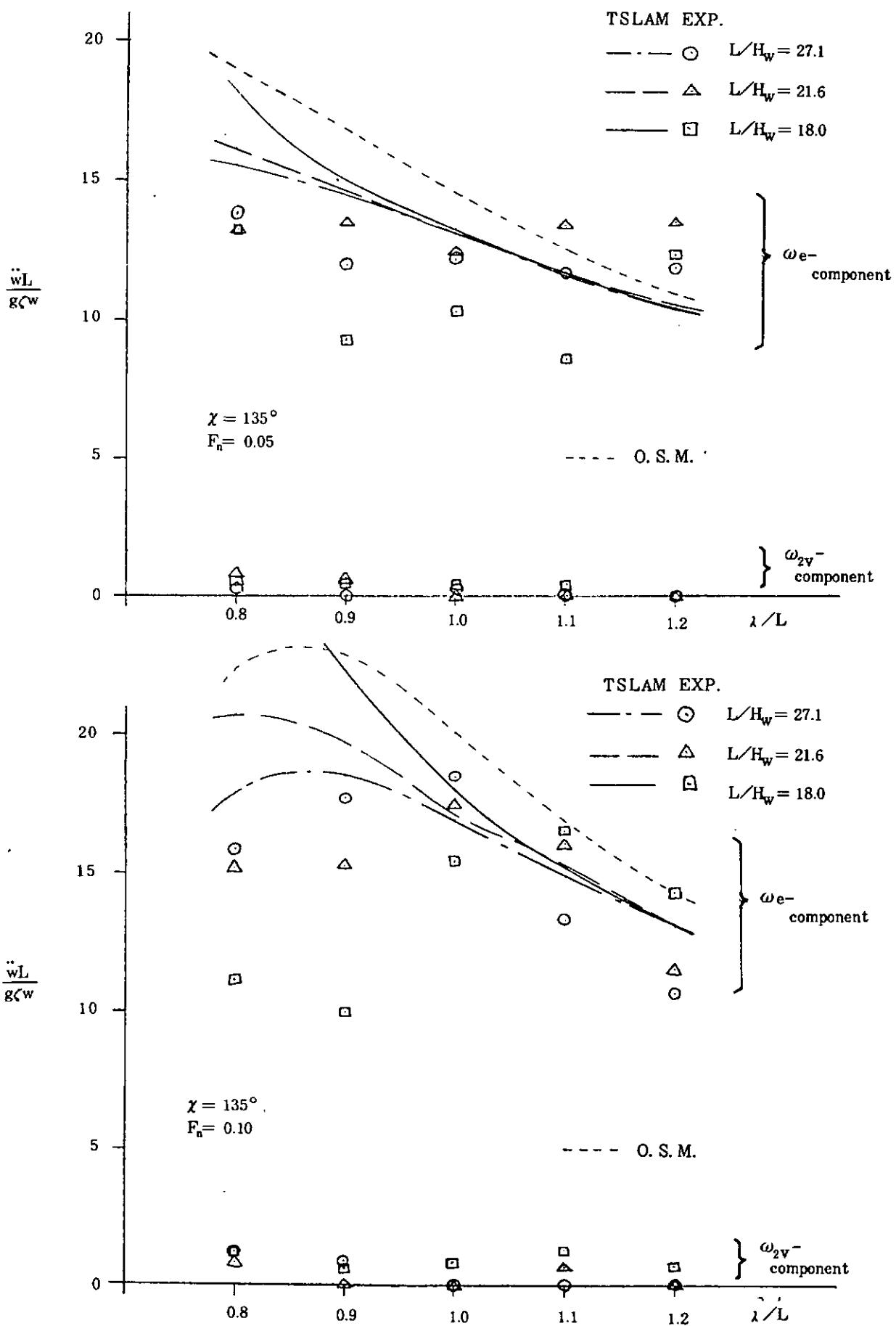


図 3.1.29 上下加速度振幅 (S. S. 9/4, $\chi = 135^\circ$)

3.2 鉱石運搬船(120,000 DWT)についての実験および計算

120,000 DWTの鉱石運搬船、“笠木山丸”を対象として、発泡材弹性模型による非線形波浪荷重に関する水槽試験を昭和57年度、58年度の2ヶ年に亘って実施する計画であり、本年度は発泡材弹性模型船の製作と静的・動的検定および予備の水槽試験を行い、来年度に予定している本試験が順調に進められるよう試験計測法の確認を行った。

弾性模型船を発泡材で製作するという方法は最近開発された新しい試験技術であり、信頼性の高い波浪荷重の計測を行うため、まず材料特性を含めた歪計測法の基礎検討から着手し、接着剤や塗装方法の検討を行った後に発泡材模型船の製作を行った。本研究は船体の弾性挙動まで含めた波浪荷重の計測を行うことを目的としているので、通常の静的検定だけでなく動的検定も実施し、振動モードや減衰率の計測を行った。したがって水槽試験は所期の計画通り弾性模型船の挙動と計測法の確認までを行った。予備試験の結果については、船体の波浪中動的応答の推定計算プログラムTSLAMによる計算結果と比較検討を行った。

さらに、不規則造波法について考察し、尾道丸事故に係る技術検討会報告書に記されているような、大波の連なりの存在する不規則波を水槽で発生させることを検討した。

3.2.1 発泡材模型船の製作法に関する基礎検討

発泡材弹性模型船を製作する場合、まず製作材料の選定が非常に重要と考えられる。素性が良い材料を選定し、その性質を損うことなく模型船を製作することができれば、計画どおりの剛性を有する模型船が設計可能となる。このため素材の性質を可能な限り損うことなく模型船を製作することを目標に模型製作の過程で問題になると思われる下記事項について発泡材の試験片を用いて基礎調査を行った。

(1) 製作材料の選定

模型船の剛性E Iを実船と相似にすることとすれば、船長L_{pp}=4 m程度で板厚1.0~4.0 mmの模型船を製作する際に要求されるヤング率Eは大体2,500~5,000 kg/cm²程度である。模型船製作に適すると考えられる発泡材の中からヤング率Eが上記の範囲内にある材料を選定することを目標に各種発泡材の試験片の3点曲げ試験を行った。荷重とたわみ量の関係から求めたヤング率Eを下表に示す。

材 料 名	$\ell \times b \times t$ (mm)	E kg/cm ²
硬質発泡ウレタン #60	300 × 100 × 20.0	172
" #95	500 × 100 × 20.5	292
" #130	500 × 100 × 20.3	586
硬質発泡エンピ	300 × 101 × 10.0	408

発泡材のヤング率は一般的に小さく、目標に近い材料は硬質発泡ウレタン#130一種のみであった。したがって模型製作材料として今回はとりあえずこの材料を使用することとした。

なお、ヤング率がこの程度に小さいと模型船の板厚は5.0 mmを超えることになる。結果としてプロペラ軸系の高さの確保が困難になって來ることも考えられる。したがってヤング率Eは1,000 kg/cm²以上のものが望ましいので今後の材料に関して調査を続けることが必要と考えられる。

(2) 歪計測用ストレンゲージの選定

模型船製作材料の選定と平行して応力計測用のストレンゲージについて調査した。調査したストレンゲージと接着剤を下記に示す。

- (i) K社 超大ひずみゲージ KLM ; 特殊なプラスティック材ベース。
 接着剤 EC-24A ; エポキシポリウレタン系。
- (ii) K社 大ひずみゲージ KL ; 和紙ベース。
 接着剤 EC-10 ; 合成ゴム系。
- (iii) T社 大ひずみゲージ L-10 ; 和紙ベース。
 接着剤 B-1 ; プチラール系。

K社の超大ひずみゲージKLMを試験片（硬質発泡ウレタンおよび硬質発泡エンビ）の表面に貼付し、荷重をかけた場合の出力波形を図3.2.1に示す。図中には参考のため金属材の出力波形をも示した。

発泡材に貼付したゲージの出力波形は荷重をかけると急激に立ち上り、その後漸次減少していく傾向が見られる。このような傾向は粘弾性材であるプラスティック材の材料試験で確認されており、緩和曲線と呼ばれ、クリープ曲線と対比して良く知られている。このような現象の原因は次のように考えられる。

右図のようにゲージを貼った発泡材を曲げる。ゲージの貼付部の歪を ϵ_1 、ゲージのすぐとなりの部分の歪を ϵ_2 、ゲージの影響のない部分の（平均的な）歪を ϵ_3 とすると、ゲージの部分の方が母材より強い（Eが大）場合には、まずゲージも母材全体のマクロな歪に引きずられて歪むが、時間の経過とともにゲージ付近の母材がクリープするので（ ϵ_2 のカーブ）、ゲージ自身の歪（ ϵ_1 ）は減少する傾向を示す。従って、 ϵ_1 の波形は母材とゲージ（ベースを含む）のEのバランスと接着剤の特性によって変ると考えなければならない。

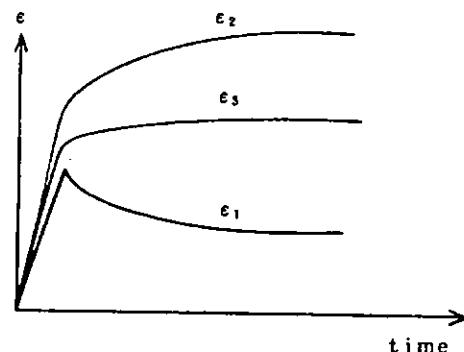
そこでKLMのベースより柔らかい和紙をベースとするKLおよびL-10について同様の調査を行った。検定時の波形を図3.2.2に示す。緩和曲線は解消されているがクリープ曲線がまだ少し残っている。このクリープ曲線は発泡材のような粘弾性材では避けられない現象であり、現状ではこの程度の特性でがまんせざるを得ないものと考えられる。したがって紙をベースとするKLあるいはL-10のいずれかを選定することとし、次の調査を行った。

ストレンゲージ、KLおよびL-10を同一試験片のほぼ同一場所（荷重に対して）に貼付し、荷重をかけた場合の歪出力を比較した。結果を図3.2.3に示す。図中にはBeam Theoryから求まる歪を併記した。両ストレンゲージの歪出力は、ともにBeam Theoryより求めた歪より小さい。これはゲージおよびその接着剤が試験片の剛性より高く、ゲージを貼付した周辺の剛性が部分的に増加した結果によるものと考えられる。両ストレンゲージの歪出力を比較するとT社のストレンゲージL-10の歪出力はK社のストレンゲージの歪出力よりかなり大きく、KLよりはBeam Theoryに近づく方向にある。したがって、応力計測用のストレンゲージとしてはT社のL-10を採用することとした。

なお、前述のストレンゲージKLMで得られた緩和曲線はゲージ貼付後1ヶ月後の再検定では解消されており、時間経過による特性の変化があるのかも知れず、注意する必要がある。

(3) 模型船製作の接着剤の選定

当初、模型を一体削り出して製作することを考えていたが、硬質発泡ウレタン#130の製品は長さ5,000mm、幅1,000mm、高さ110mmが最大であるので、それが不可能となり、接着剤について調査する必要が出てきた。



次の3種の接着剤を用いて接着した材料について3点曲げ試験を行い、そのたわみ量を計測した。

- (1) ポリエスチル樹脂
- (2) アミノ系樹脂
- (3) エポキシ系樹脂

結果を図3.2.4に示す。エポキシ系樹脂で接着すれば素材の剛性に変化はないことが分った。

なお、エポキシ系樹脂（商品名ボンドクイックセットB）は瞬間接着剤なので模型製作時大変な苦労があったことを聞いている。エポキシ系樹脂と大差がないアミノ系樹脂を使用すればこのような苦労はなくなるものと思われる。

(4) 塗装剤の選定

模型表面塗装剤として次の4種を調べてみるとこととし、素材に塗装した上で3点曲げ試験を行い、そのたわみ量を計測した。

- (1) ポリエスチル樹脂にタルクを混ぜたもの。
- (2) ポリバテにレジン硬化剤を加えたもの。
- (3) ハマタイト
- (4) ハマタイト塗装の上に水性ペイント塗装

結果を図3.2.5に示す。ハマタイト塗装およびハマタイト塗装の上に水性ペイントを塗装した場合は素材の剛性に変化がないことが分った。なお、ハマタイト塗装の上に水性ペイントを塗装した理由は、ハマタイトが黒色系に限られているので模型の見栄えが悪くなるからである。

以上で弾性模型製作の際の要検討項目に対し、次のように目処が得られた。

- (1) 製作材料：硬質発泡ウレタン#130を採用。
- (2) ストレングージおよびその接着剤：T社製L-10とB1を採用。
- (3) 模型接着剤：エポキシ系樹脂を採用。
- (4) 模型表面塗装：ハマタイト塗装上に水性ペイントを塗装する。

さらに、上述の成果を盛りこんで箱船を製作し、総合確認することとした。

3.2.2 箱船による総合調査

今まで、テストピースで材料特性、塗装剤などを調査してきた。実際に模型船を作る際は、積層した材料で箱型に仕上げるわけで、その場合に計画通りの弾性振動数をもつ構造物が製作できるかどうかを調査するために箱船を作成した。形状、寸法を図3.2.6に示す。製作は底板、側板、甲板部の3段に分け、エポキシ系接着剤で接着した。塗装前、塗装後について3点曲げ試験を実施し、たわみ量、応力を計測した。荷重とたわみ量の関係を図3.2.7に、曲げモーメント～応力の特性を図3.2.8に示す。たわみ量は塗装前、塗装後で変わらないと見て良い。また、たわみ量から計算されるヤング率Eは約600kg/cm²となりテストピースで得ていた結果とほぼ一致した。

これよりテストピースで得た結果は模型製作に適用できることが分った。曲げモーメントに対する歪出力は一本の直線にまとまるべきものであるが、約10%のバラツキがある。また、塗装後の歪出力は塗装前より多少大きくなっている。塗装により剛性が小さくなることはあり得ないと思われる所以、この原因はゲージ貼付後の経時変化あるいは温度の相異によるものと考えている。

長さ方向の歪分布を図3.2.9および図3.2.10に示す。断面形状が同一な箱船であるので歪分布は支点を0とし荷重点で最大となるような直線になるはずで図中には平均線を示すが、必ずしも一致度は良くない。この原因は今のところ全く不明である。なお、箱船では横隔壁の影響調査が一つの項目であったが全体の点のバラつきからみ

て、横隔壁上に歪ゲージを貼付してもその影響を判別できないと判断された。また、箱船が計画どおりの2節振動数を持っていることも確認した。

3.2.3 弹性模型船の設計と製作

3.2.1および3.2.2の検討結果を踏まえて120型鉱石運搬船“笠木山丸”的 $L_{pp} = 4.2\text{ m}$ の弾性模型船を設計、製作した。模型製作図を図3.2.11に示す。製作材料は硬質発泡ウレタン#130で、深さ方向に5段積層、接着し、外面および内面を仕上げ、板厚は全体を通して計画通り5.5mmとなっている。接着剤はエポキシ系樹脂を用いた。実船の隔壁の位置には板厚3.0mmの硬質発泡ウレタン隔壁を設け、横強度部材とした。水面上の形状は図に示すとおり、ほとんど実船と相似にしており、これに計測用コードの取出口および模型保守用のマストを追加設置している。甲板上は長さ方向に幅240mmの開口を設け、計測機器およびバラストウエイトの搭載口とともに縦曲げの中立軸の調整を行っている。開口部は船口あるいは船橋を配置した硬質発泡ウレタン製の板で軽く蓋をする程度に製作しているので当然のことながら縦強度部材としては算入していない。模型船の表面は甲板上を除いてハマタイトで塗装し、更にその上を水性ペイントで塗装した。甲板上はT社のストレンゲージL-10を同社の接着材B-1で貼付した後、他の表面と同様な方法で塗装した。

3.2.4 弹性模型船の検定

(1) 模型船の3点曲げ試験

模型船の甲板上および内底にストレンゲージを貼付した後、模型船の3点曲げ試験を行った。ストレンゲージの貼付位置は先に示した図3.2.11に記している。荷重～たわみの検定結果を図3.2.12に示す。荷重位置は支点の中央の甲板上および内底とした。たわみの計測は荷重直下および支点の極く近くの2ヶ所の船底にダイヤルゲージを配置し、2個のダイヤルゲージの差をとってたわみを求めている。図によると荷重位置の相異により、たわみ量は異なる。これは、荷重位置を内底とした場合は明らかに局部変形が発生しているためと考えられる。

そこで、荷重位置を甲板上とした場合が正しいとして模型船のヤング率Eを算出すると $E \approx 584\text{ kg/cm}^2$ となり、試験片あるいは箱船で得ていた結果とほぼ一致した。したがって発泡材弾性模型船をほぼ計画通り製作できるようになったと言える。船体長さ方向の甲板上の歪分布を図3.2.13、図3.2.14に示す。

隔壁がある部分を支点とし、荷重点がS.S.5(隔壁なし)の場合を図3.2.14、荷重点がS.S.6付近(隔壁あり)の場合を図3.2.15に示す。S.S.4～S.S.8は平行部なので歪出力は支点を零、荷重点を最大とした直線上に乗るはずであるが、荷重点を除いても6%程度のばらつきがある。荷重点付近の点が大きく外れるのは荷重のかけかたが点荷重ではなく、面荷重となっているのが原因と考えている。

S.S.5の右舷側、左舷側および内底に貼付した歪出力を図3.2.15に示す。甲板上の歪出力は左右舷で良く一致している。しかし、図3.2.16に示すS.S.8後の図では左右舷で約30%程度の相異が見られる。左右舷で歪出力が相異なる原因は今のところ良く分らないが力の伝達経路、局部変形などが原因ではないかと思われる。発泡材弾性模型を使用して船舶の波浪中挙動を調査する場合、製作材料固有のクリープ特性や、このような歪出力の不明確さが問題として残るようである。

3点曲げ試験で得たデータより船体長手方向の剛性分布と中立軸の検討を行った。剛性分布を図3.2.17に示す。図中の○印は歪出力より求めたものであるが、前述したように歪出力からは正確なヤング率が得られないので次のような修正を行っている。すなわち、

3点曲げ試験のたわみ量より求めたヤング率は $E = 584\text{ kg/cm}^2$

3点曲げ試験の船体平行部の歪ゲージ出力の平均値より求めたヤング率は $E_d = 1270\text{ kg/cm}^2$

であるので、その比 $E/E_d' = 0.460$ を各歪出力より得られる E_d' に乘じて各点のEを求めた。平行部の剛性分

布はバラつきがあるとはいえるが、計画値とほぼ一致している。船首部（S.S. 8%およびS.S. 9）では計画値と傾向は一致しているものの絶対値はかなり異なる。

この原因は検定時の支点位置がS.S. 9に比較的近いため、荷重点付近の歪出力と同様に、歪出力が平均より大きくなっているためと思われる。以上の結果、推定計算に用いる剛性分布は図中の実線（計画値）を採用することとした。

中立軸の分布を図3.2.18に示す。図中の○印は甲板上と内底に貼付した歪出力の比より中立軸を求めたものである。計画値とほとんど一致しているので推定計算には実線（計画値）を採用することとした。

(2) ハンマーリング試験

模型船をBallastingした後、ハンマーリング試験を行って衝撃応答を調査した。重量分布を図3.2.19に示す。試験要領は次のとおりである。

A PからF Pまでの各ステーション（計測チャンネル数の関係でS.S. 5を除いた）に上下加速度計を取り付け、A P上の操舵装置をハンマーでたたいて各点の加速度応答を計測した。加速度計は高周波域まで応答特性がフラットであることを重視して、AS-5GA（計測周波数範囲：0～100Hz）を選んだ。

計測された信号はreal time spectrum analyserにかけ、力と加速度の間の応答関数を求めた。この一例を図3.2.20に示す。6Hz(360cpm)付近に見られるピークが2節、11Hz(660cpm)付近に見られるピークが3節の固有振動に相当するものである。それぞれのピークに対する各点の応答関数から振動モードを計算してプロットしたのが図3.2.21と22である。応答関数のより高周波域に見られるピークに対して、同様にして振動モードを書いてみたが、4節の固有振動モードと思われるものは無かった。これより、この模型では4節振動が固有振動として認められなかったと言える。

2節・3節の固有振動応答を解析して対数減衰率を計算した。対数減衰率（ δ ）の定義は次のとおりである。

$$\delta = \log \left(\frac{a_n}{a_{n+1}} \right)$$

a_n, a_{n+1} : 1周期を隔てた時刻における固有振動の振幅。

以上で得られた結果をまとめて表3.2.2に示す。

3.2.5 波浪中における予備試験

本年度の水槽試験は弾性模型を使用して波浪中試験を予備的に行って試験実施上の問題点を把握し、58年度に行う本格的な水槽試験が円滑に進められるようになるのが目的である。そのため、実験条件はかなり厳しいものを選定した。実験条件を下記に示す。

試験状態	Full Load Even Keel
船速	フルード数 $F_n = 0.10$ ($V_s = 9.6 \text{ kn}$)
波方向	$\mu = 180^\circ$
波長船長化	$\lambda/L_{pp} = 1.0$
波高（実船対応）	$H_w = 12 \text{ m}, 16 \text{ m}$

船体要目を表3.2.1に示す。船体形状を図3.2.23に示す。BallastingはSR131の資料を参考にして行った。重量分布は図3.2.19に示したとおりである。計測項目は先に示した歪、加速度の外、縦揺れおよび出合波高とした。

試験は自航状態で行い、波浪中で目標船速になるようにプロペラ回転数を調整した。方位の保持はA/P装置を行った。

3.2.6 予備試験結果と推定計算結果の比較

計測項目の中から代表点として下記項目について周波数成分分離をしながら(F.F.T利用)解析を行った。

曲げモーメント $M_v 5 (S.S 5), M_v 7 \frac{1}{2} (S.S 7 \frac{1}{2}), M_v 8 \frac{1}{2} (S.S 8 \frac{1}{2})$

上下加速度 $\alpha_{VF.P} (F.P)$

解析結果を 図3.2.24 ($\alpha_{VF.P}, F_n = 0.10, \mu = 180^\circ, \lambda/L = 1.0, H_w = 12 m$)

図3.2.25 ($M_v 5, " " " " "$)

図3.2.26 ($M_v 7 \frac{1}{2}, " " " " "$)

図3.2.27 ($M_v 8 \frac{1}{2}, " " " " "$)

図3.2.28 ($\alpha_{VF.P}, F_n = 0.10, \mu = 180^\circ, \lambda/L = 1.0, H_w = 16 m$)

図3.2.29 ($M_v 5, " " " " "$)

図3.2.30 ($M_v 7 \frac{1}{2}, " " " " "$)

図3.2.31 ($M_v 8 \frac{1}{2}, " " " " "$)

に示す。これらの図の上段は計測波形、2段目以降は計測波形より出合周期成分、2節振動成分、3節振動成分を分離してそれぞれの波形を描いたものである。2節振動成分あるいは3節振動成分は計測されているものの出合周期成分のたかだか2割程度と小さい。これは写真3.2.2に示す連続写真($F_n = 0.10, \mu = 180^\circ, \lambda/L = 1.0, H_w = 16 m$)で分るよう、このような大波高中でも船首船底の露出はS.S 9より前方程度なのでスラミングによる衝撃力が小さいことによるものと思われる。

船速 $F_n = 0.10$ 、波方向 $\mu = 180^\circ$ 、波長船長比 $\lambda/L = 1.0$ 、波高 $H_w = 12.0 m$ の実験で計測された船首上下加速度、S.S 5の縦曲げモーメントおよびS.S 7 1/2の縦曲げモーメントの波形と、それに対応したTSLAMによる推定計算結果との比較を図3.2.32に示す。推定計算は線形理論による結果も併記した。TSLAMによる計算は

(1) 剛体モード。

(2) 2節振動成分を含む の結果を示している。

船首上下加速度はTSLAMによる計算で、2節振動成分を含むとした推定計算結果が計測波形を概略Simulateしている。縦曲げモーメントS.S 5およびS.S 7 1/2では、振幅そのものは線形理論による推定計算結果が計測波形の振幅に近いがTSLAMの2節振動成分を含むとした結果は2節振動の現われ方も含めて計測波形を大体Simulateしているようである。

線型理論計算による応答曲線中に実験点(船首上下加速度および縦揺れ)をプロットしたものを図3.2.33に示す。実験点は1点しかないが、理論計算結果と大体一致している。

3.2.7 造波法に関する検討

『尾道丸事故に係る技術検討会報告書』によると、同船の最終航海の状況報告を基に図3.2.34に示すような『モデル化された波浪』が設定されている。事故当時の本船の状態が表3.2.3のとおりであったとして、非線形波浪荷重の計算をしてみると、スラミングを起こす谷の長さによってS.S 8 1/2での最大曲げモーメントが表3.2.4のよのように変化するという結果が得られている。これより、 $L/(L/2) = 0.8$ とした場合が一番厳しい条件を与えることがわかる。

この波形を水槽で起こしてみようとして、次のように考えた。『モデル化された波浪』では波形が厳密に与えられているわけではないし、それが空間波形なのか時系列なのかはつきりしない。空間波形的な表現がされているが、それは『空間波形を定義している』というより、『空間波形と時系列とを区別していない』と解釈した方が妥当で

ある。そこで、まずモデル化で与えられた振幅と、波長に対応する周期を持った正弦波の連なりを作り、その時系列（正弦波と正弦波の接続の所では折れている）をフーリエ解析した。その結果、得られた amplitude spectrum を図 3.2.3.5 に示す。得られた要素波の振幅と位相をそのまま使って造波シミュレーションをしてみると、図 3.2.3.6 のようにある周期でくり返す波形が得られる。これはフーリエ級数を使う限り避けられないことである。そこで、このくり返しを消去するために、振幅の大きな要素波をわずかに周波数のちがった複数の要素波に分割した。そうして得られた波形が図 3.2.3.7 である。t = 130 秒付近に『モデル化された波浪』の波形が見られる。この図の t = 130 秒付近を詳細に書いたものが図 3.2.3.8 の上の図である。t = 130 秒の瞬間ににおける空間波形を書いたのが図 3.2.3.8 の下の図である。このように時系列と空間波形は多少波形が異なるが、傾向は一致している。

以上は計算機による造波シミュレーションの結果であって、実際に造波して水槽試験に供試するには至っていない。目的とする波形の作り方、造波信号の作り方などにまだ問題が残されているので、更に検討を加えたい。

表 3.2.1 供 試 船 主 要 目

	実 船	模 型 船
L _{pp} (m)	247,000	4,200
B (m)	40,600	0.690
D (m)	23,000	0.391
d (m)	16,000	0.272
△	135,666 t _m	650.7 kg

表 3.2.2 ハンマー リング試験結果

	固 有 振 動 数 (Hz)	対 数 減 衰 率
2 節 振 動	5.81	0.12
3 節 振 動	10.94	0.142
4 節 以 上	認められず	

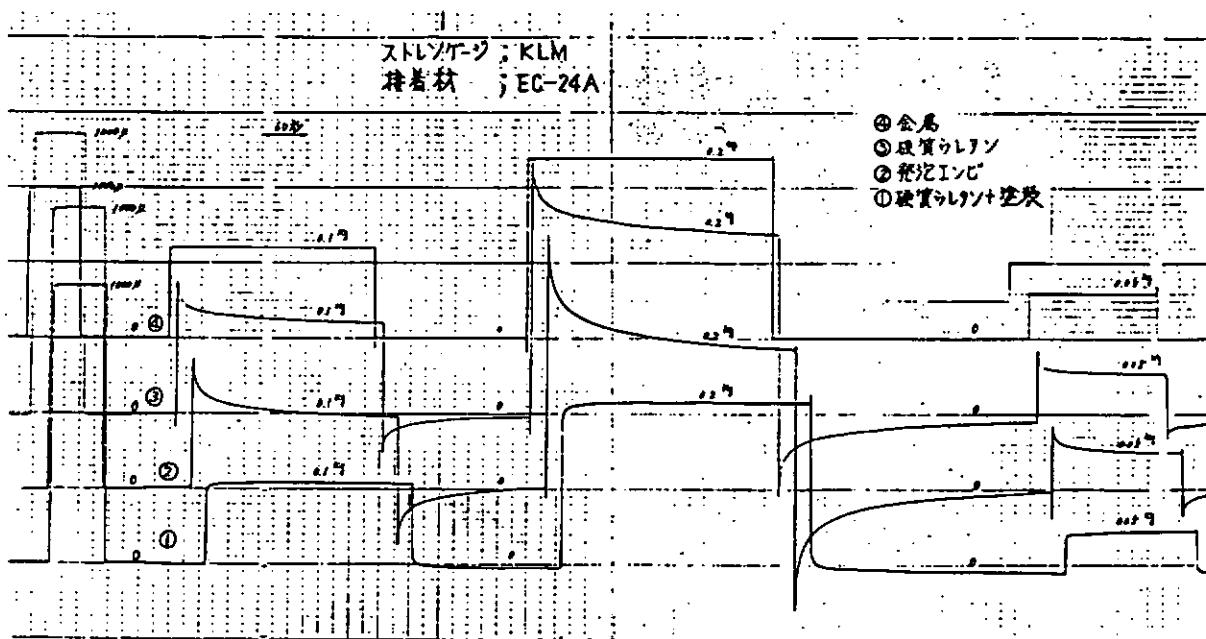


図 3.2.1 発泡材に貼付したストレンジの出力波形例

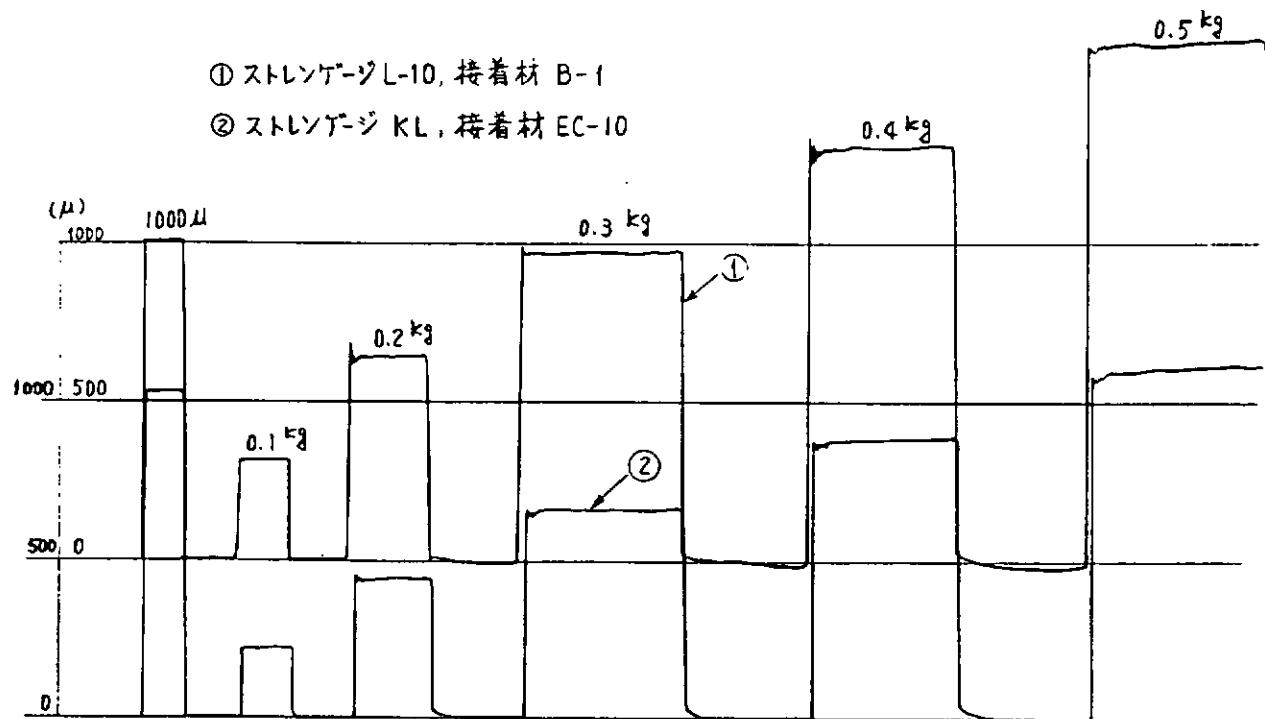


図 3.2.2 発泡材に貼付したストレンジの出力波形例

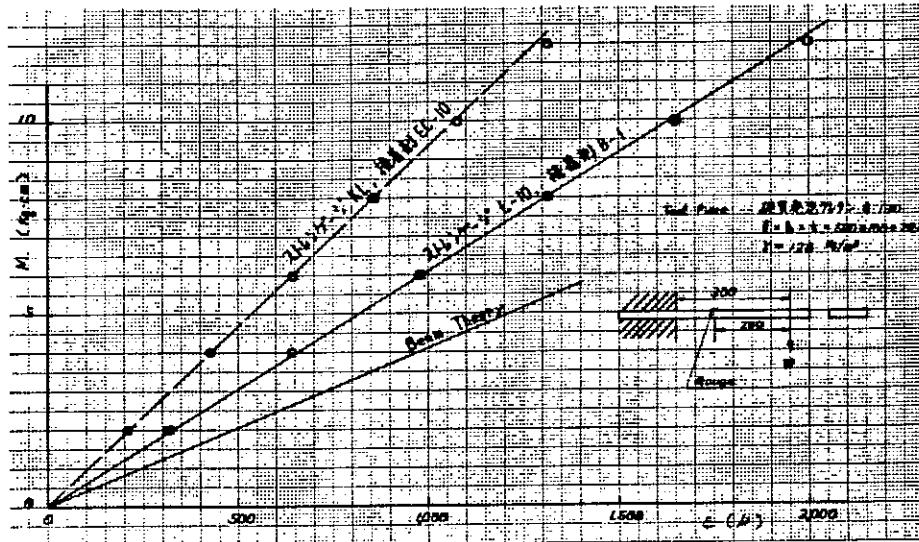


図 3.2.3 Beam Theory による歪と Sstrain Gauge の歪の比較（テストビース）

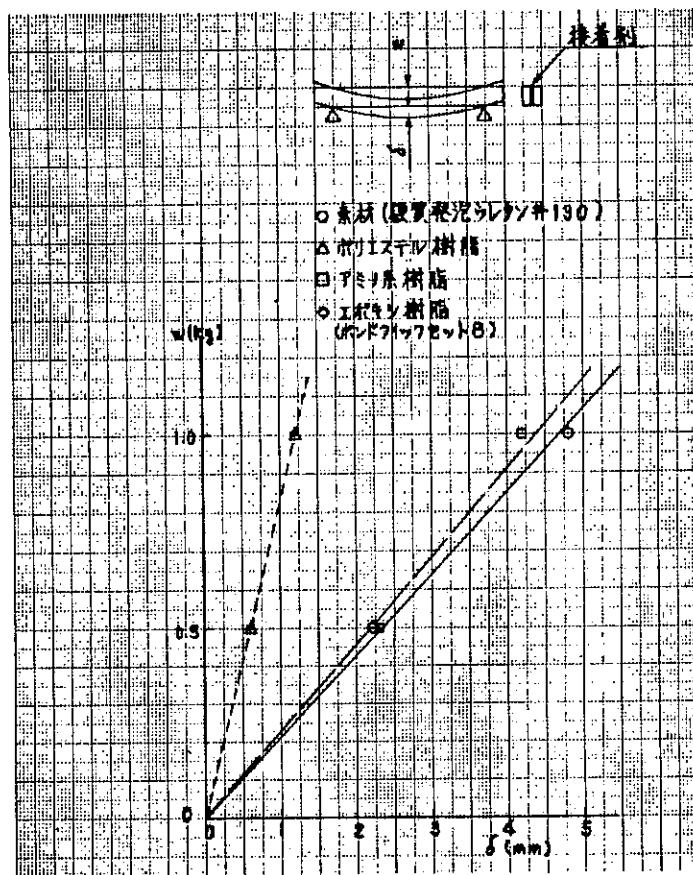


図 3.2.4 接着剤の影響調査結果（テストビース）

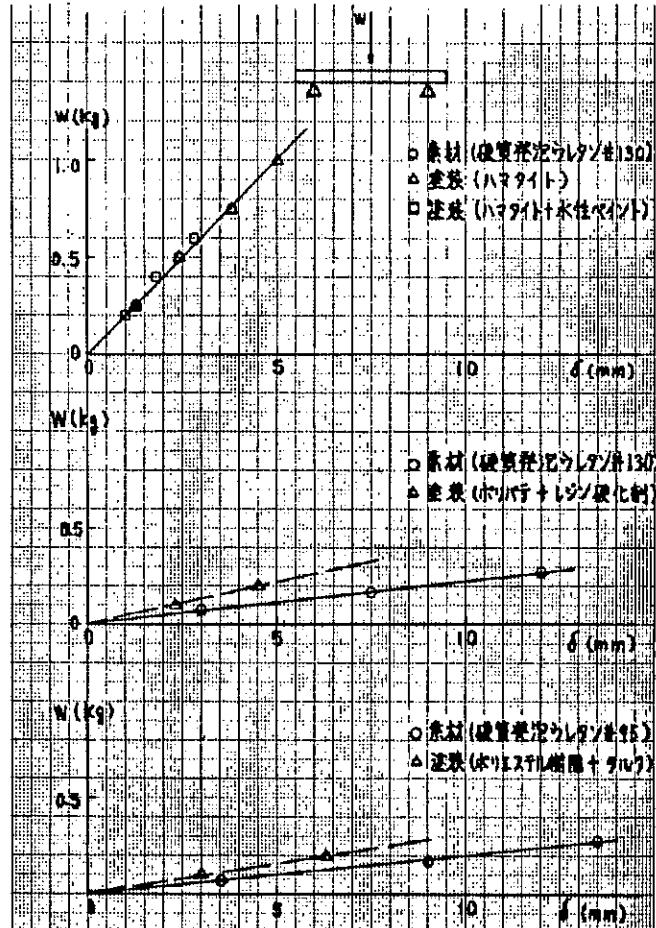


図 3.2.5 塗装剤の影響調査結果（テストピース）

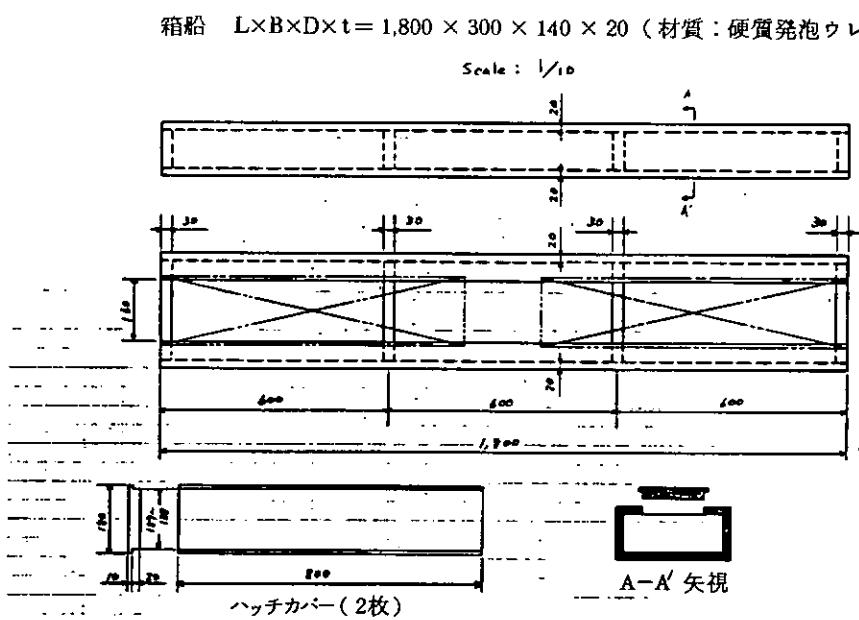


図 3.2.6 箱船製作図

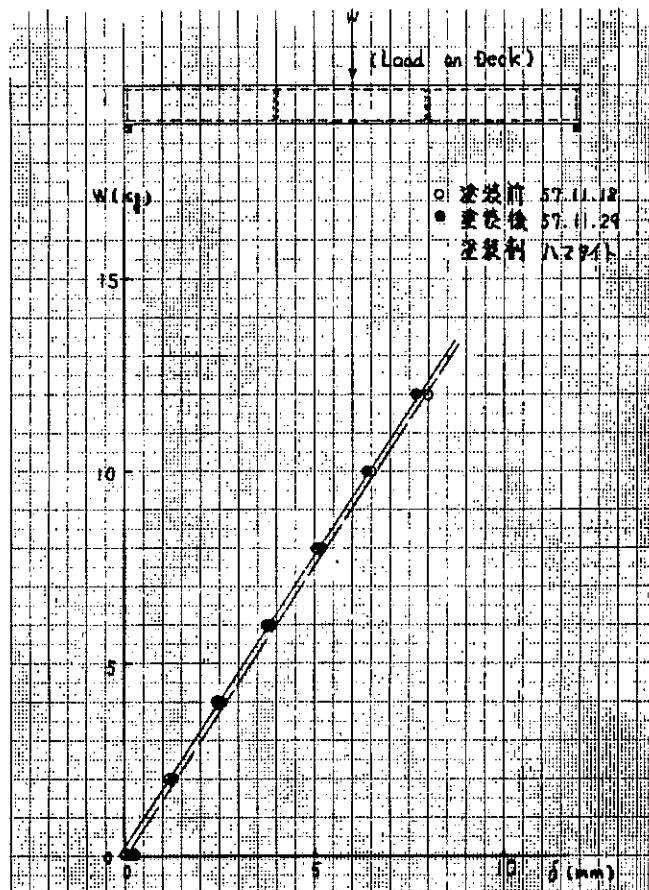


図 3.2.7 箱船の曲げ試験結果（たわみと荷重の関係）

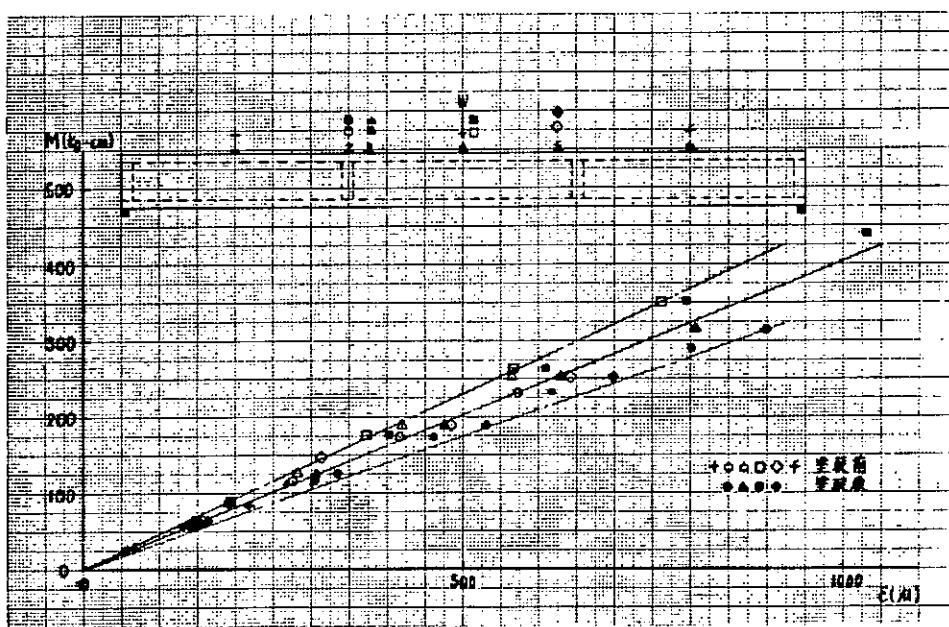


図 3.2.8 箱船の歪出力（曲げモーメントと歪の関係）

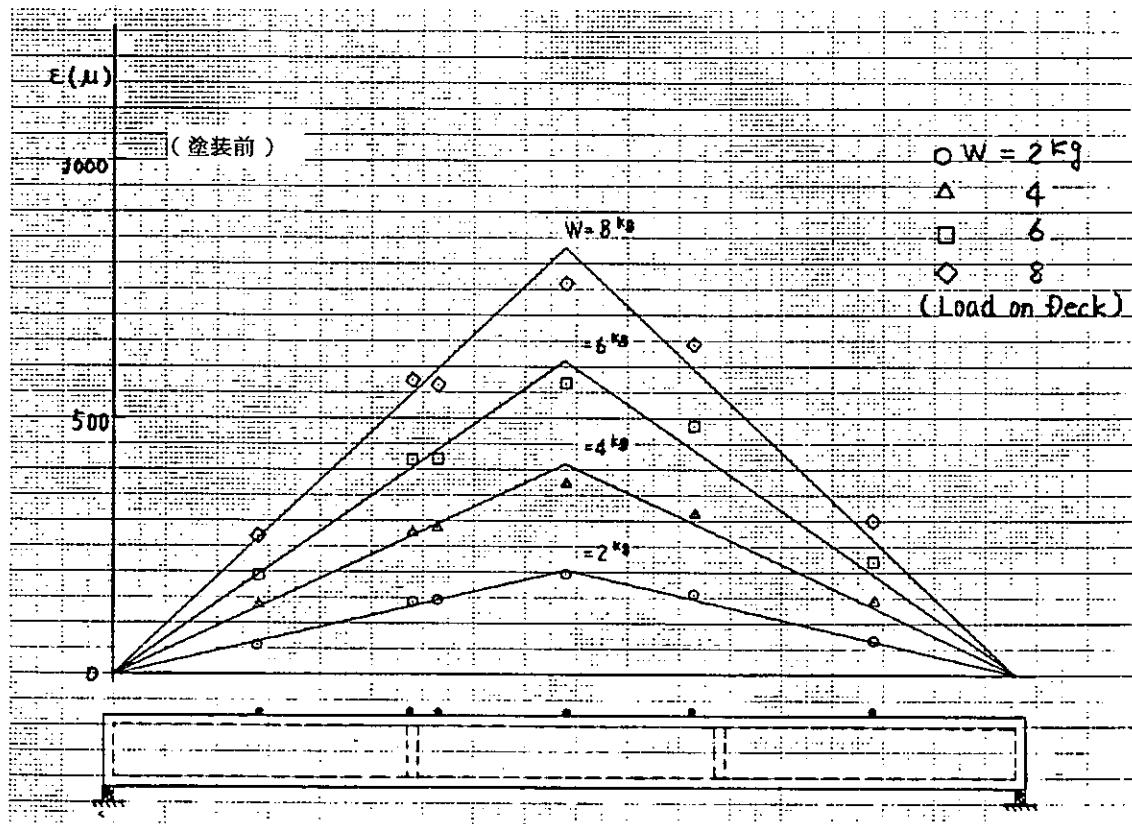


図 3.2.9 箱船の曲げ試験結果（歪分布）

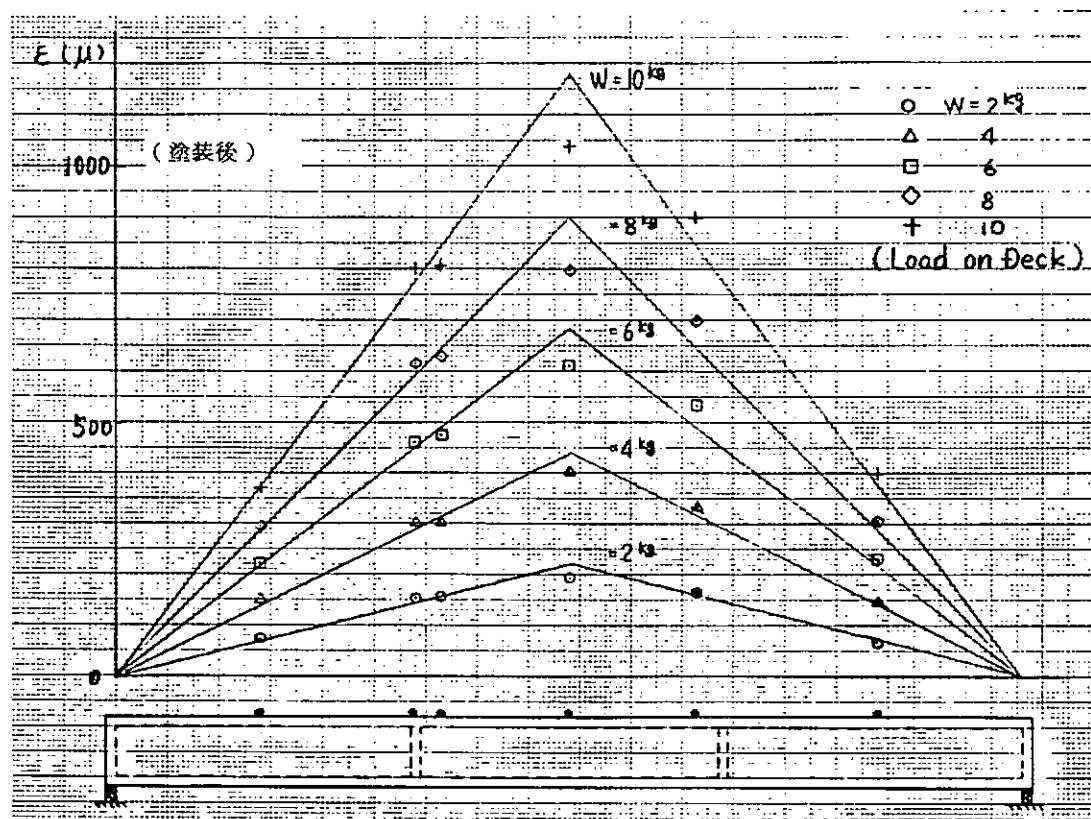


図 3.2.10 橋船の曲げ試験結果（歪分布）

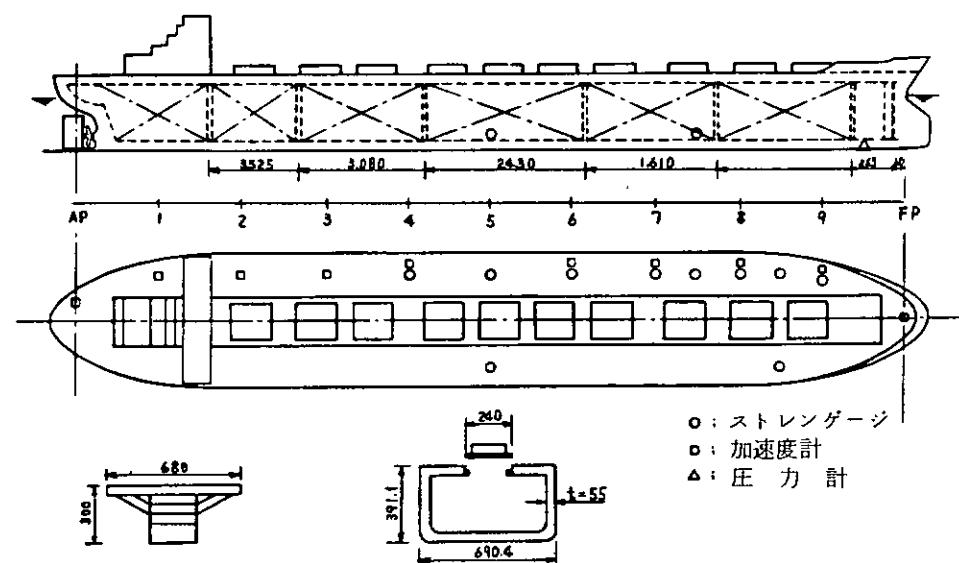


図 3.2.11 模型製作図およびストレンゲージ、加速度計配置図

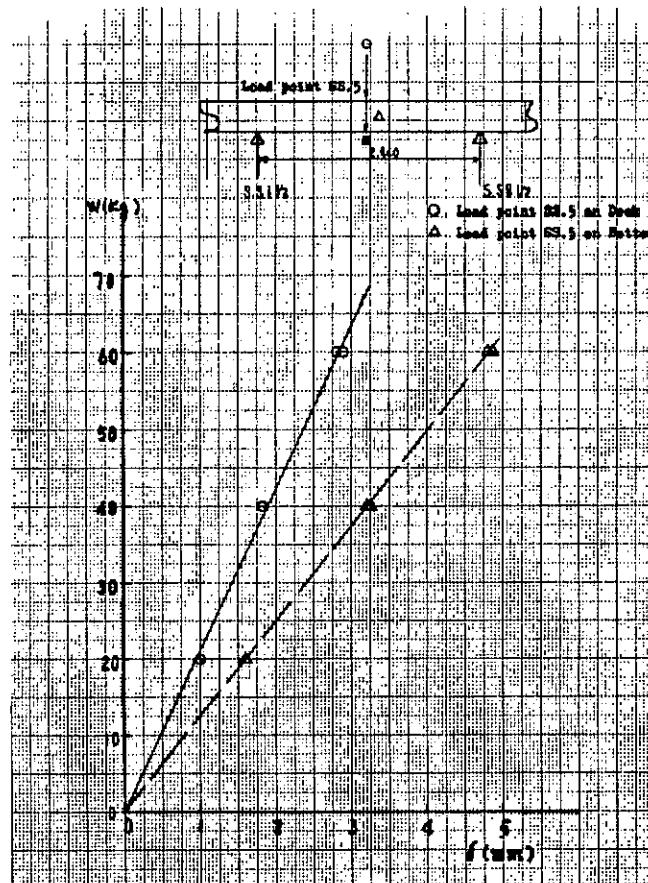


図 3.2.12 模型船の曲げ試験結果 (S. S. 5 Bottom のたわみ)

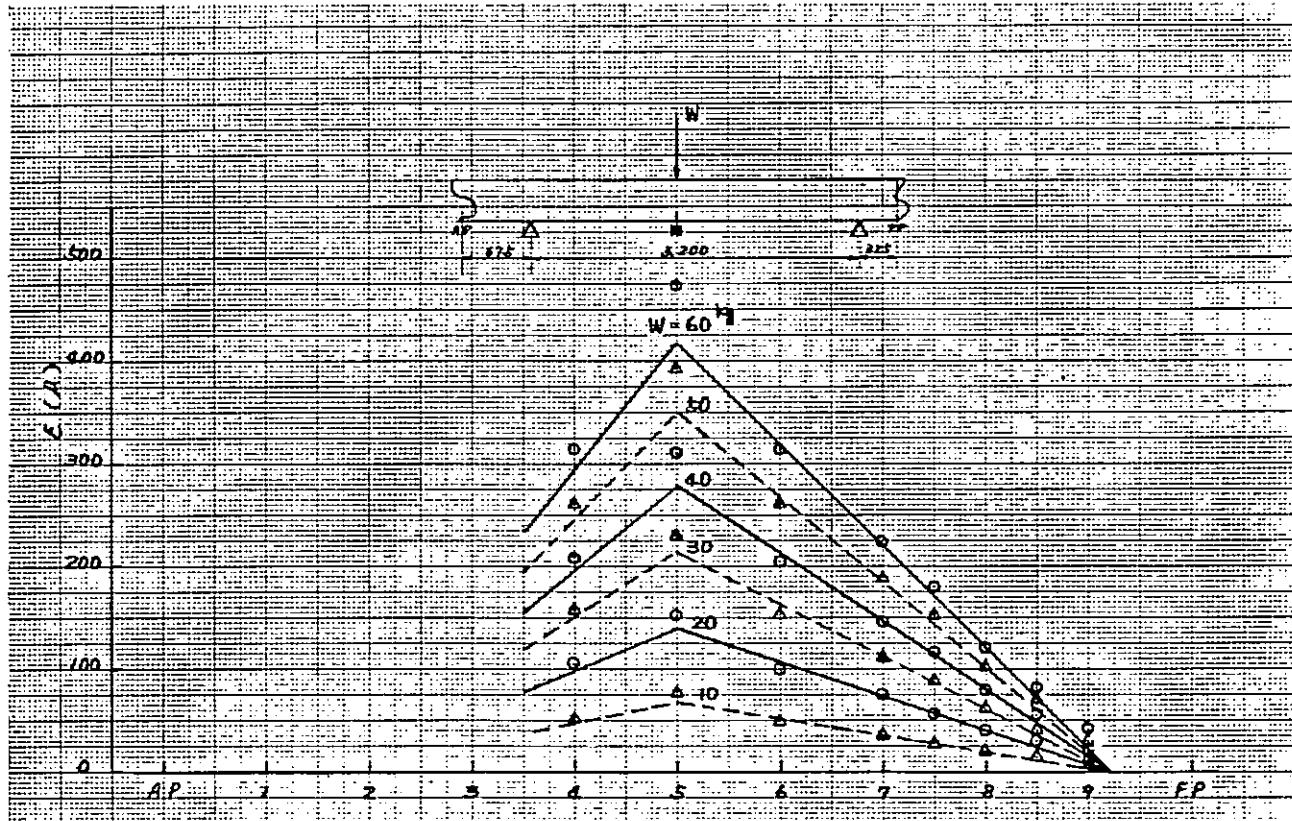


図 3.2.13 模型船の曲げ試験結果（歪分布、荷重点=S. S. 5）

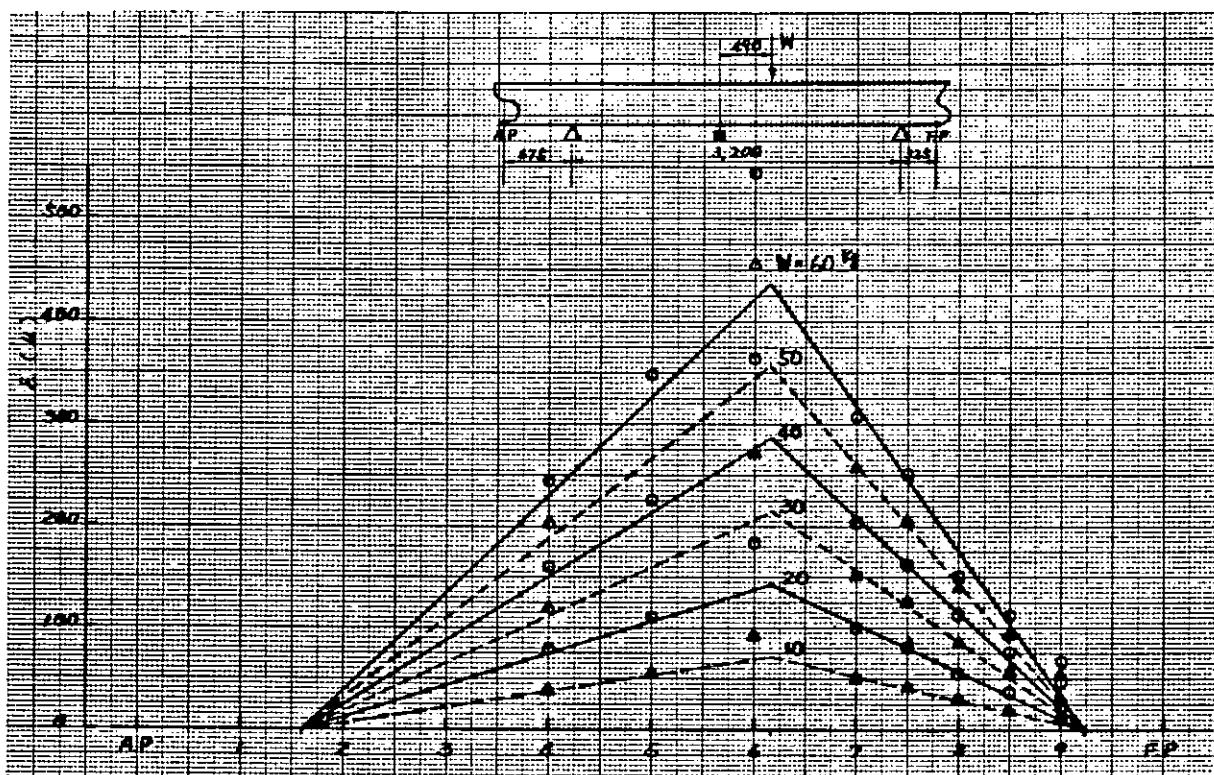


図 3.2.14 模型船の曲げ試験結果（歪分布、荷重点=S. S. 6）

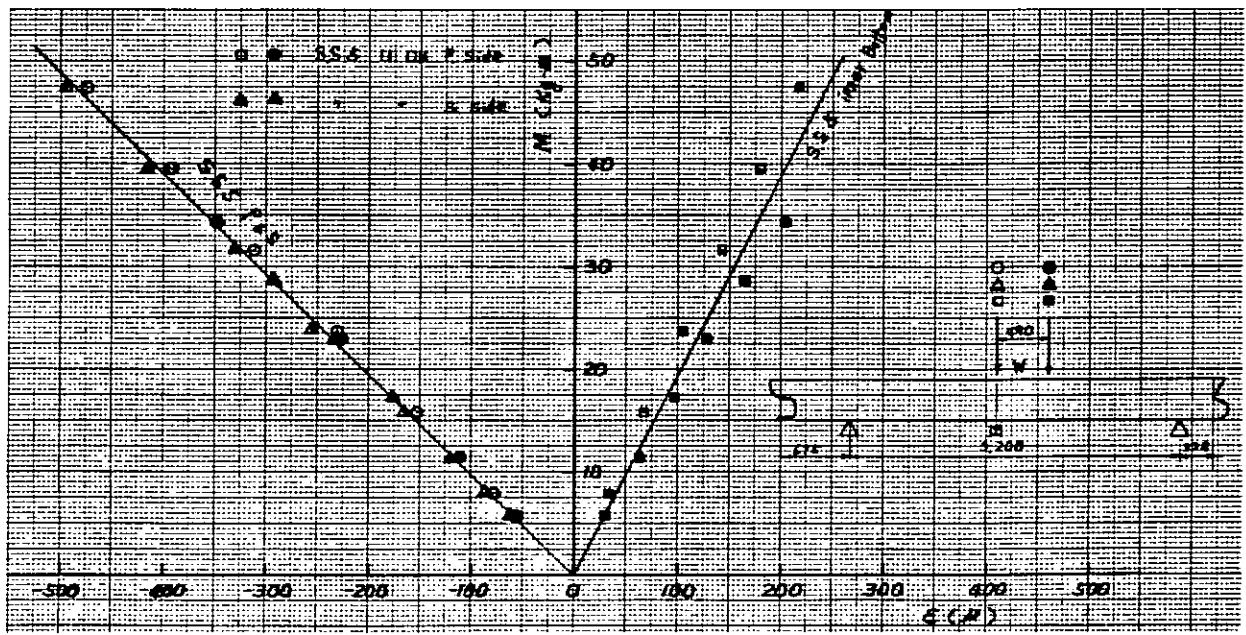


図 3.2.15 模型船の歪出力（左右舷の甲板、内底に貼付した歪出力の比較）

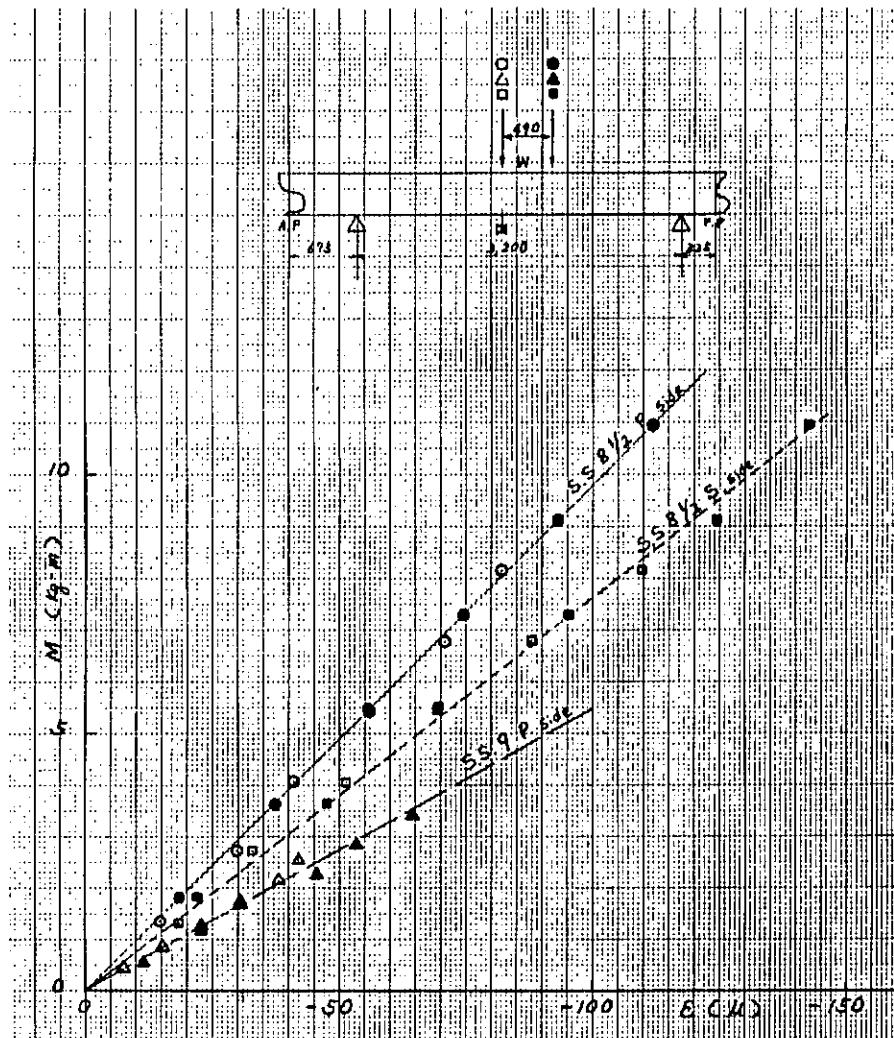


図 3.2.16 模型船の歪出力（左右舷の歪出力の比較）

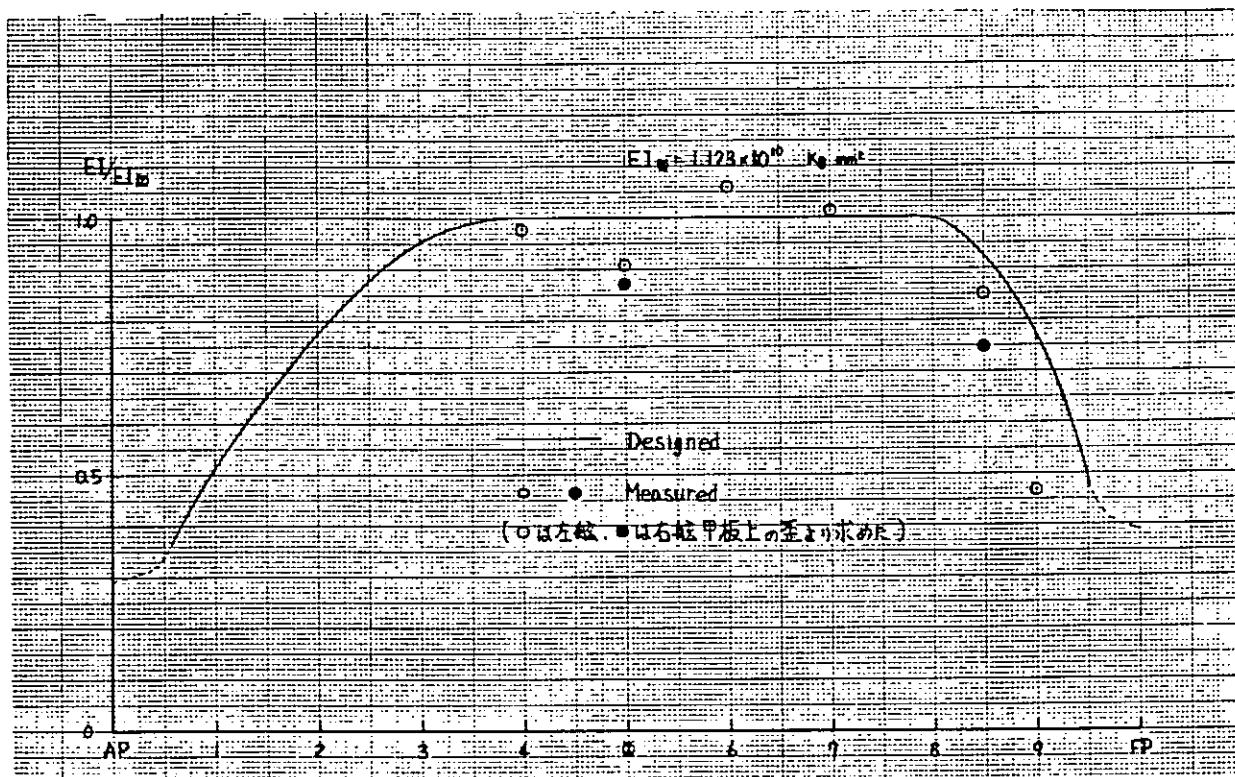


図 3.2.17 船長方向の剛性分布

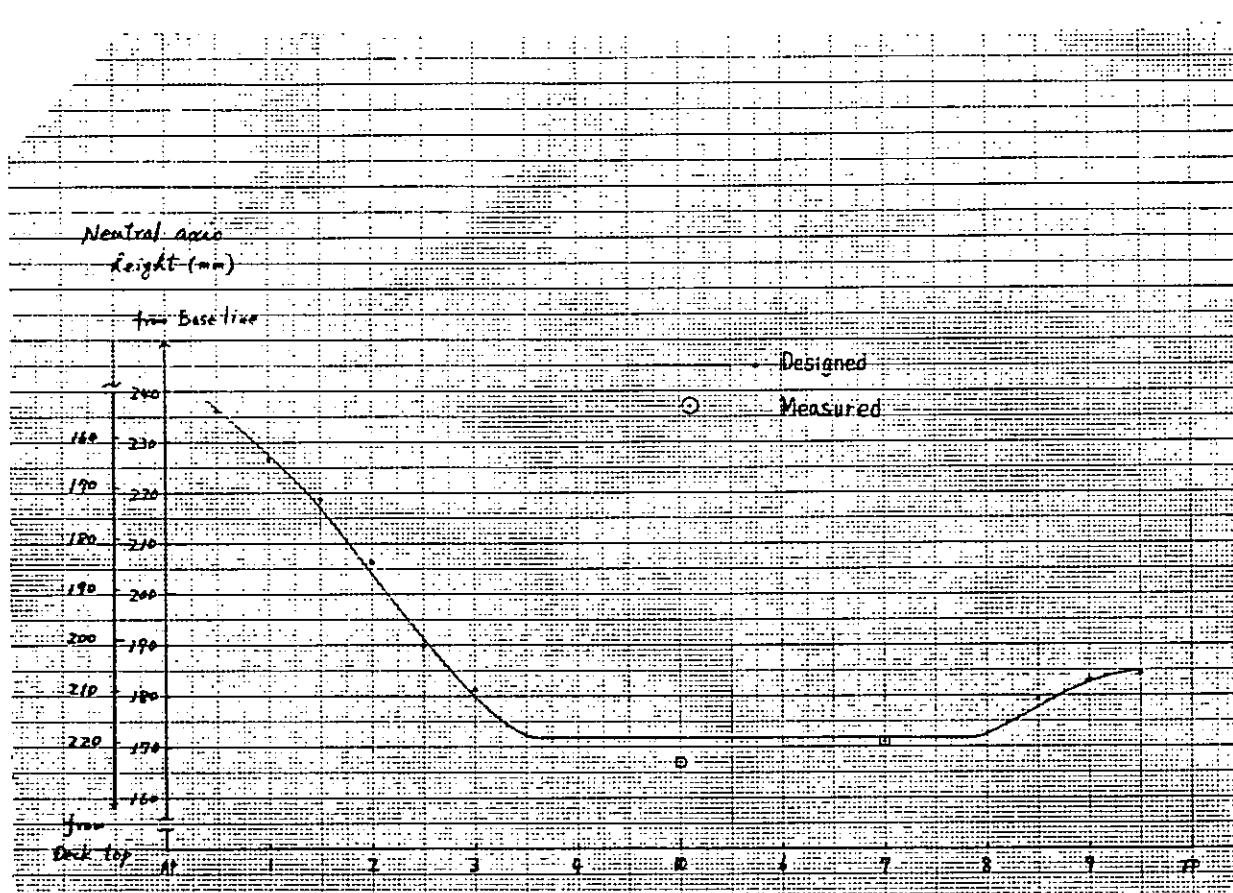


図 3.2.18 船長方向の中立軸分布

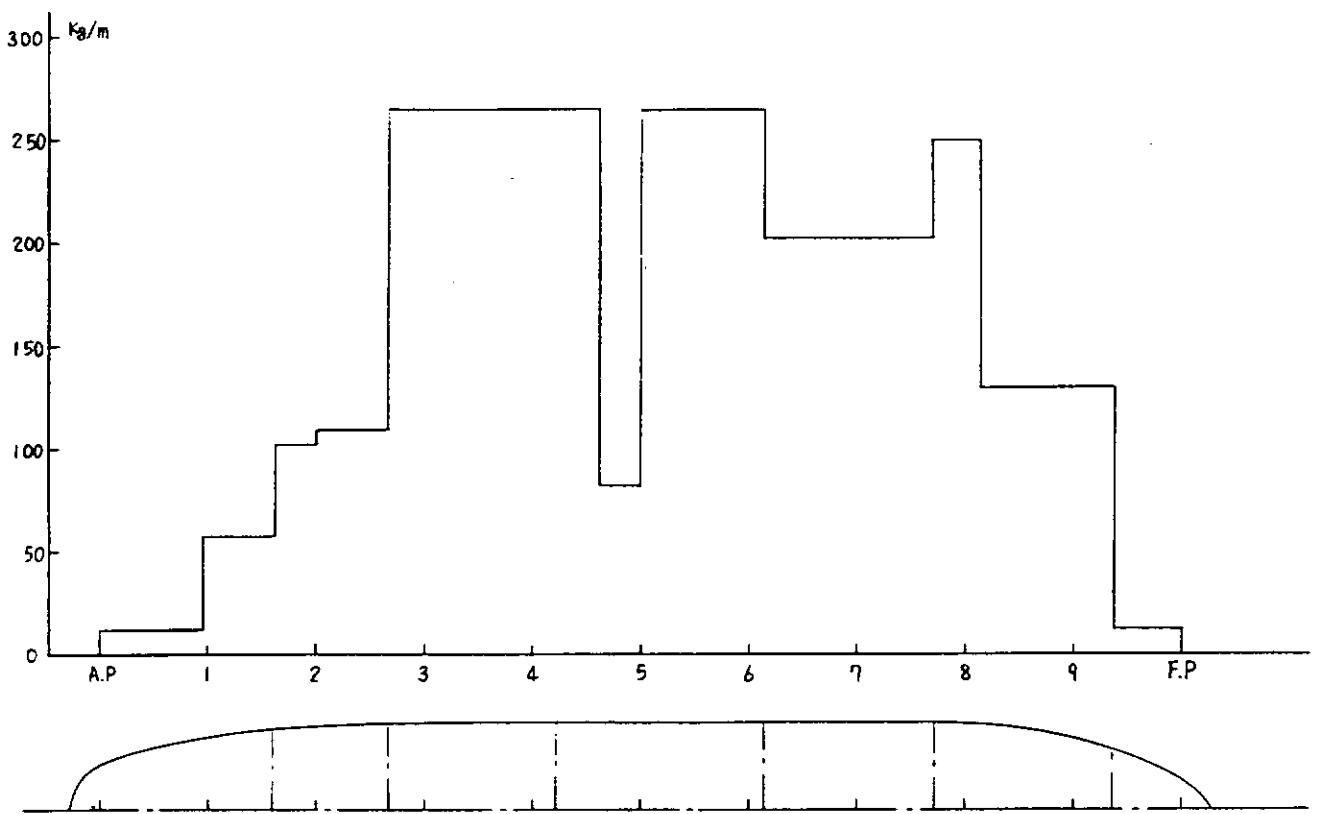


図3.2.19 重量分布

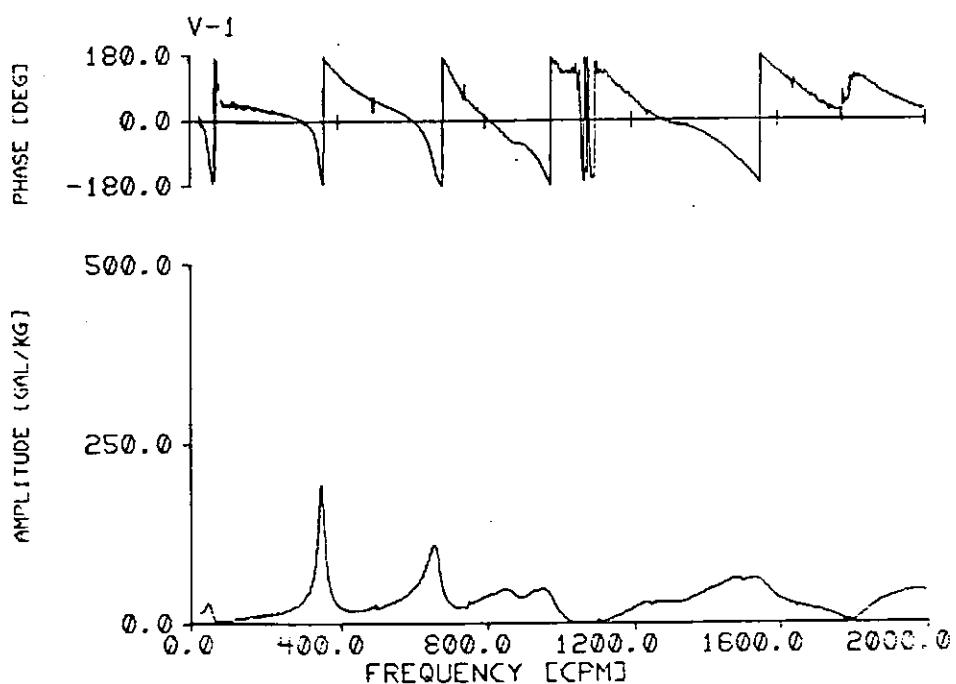


図3.2.20 衝撃力とA P上下加速度の間の応答関係

MODEL SHIP OF KASAGI MARU (A. P) HAMMARING
FREQUENCY = 348.6 [CPM]



図 3.2.21 2 節振動モード

MODEL SHIP OF KASAGI MARU (A. P) HAMMARING
FREQUENCY = 656.2 [CPM]

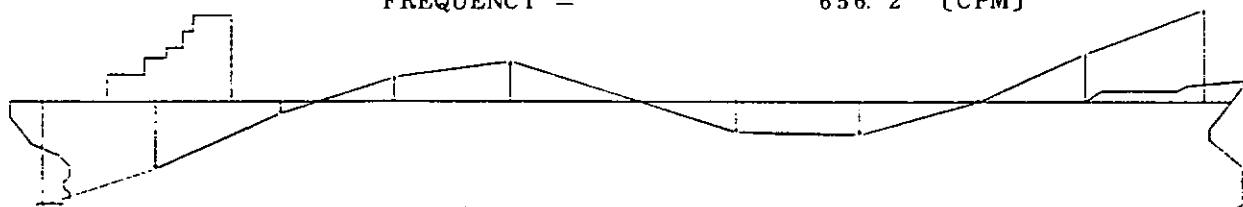


図 3.2.22 3 節振動モード

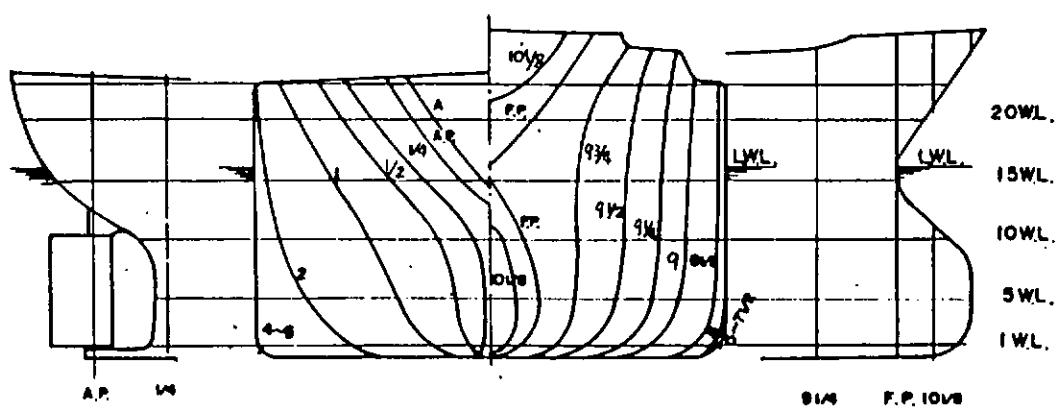


図 3.2.23 Lines of Kasagisan Maru

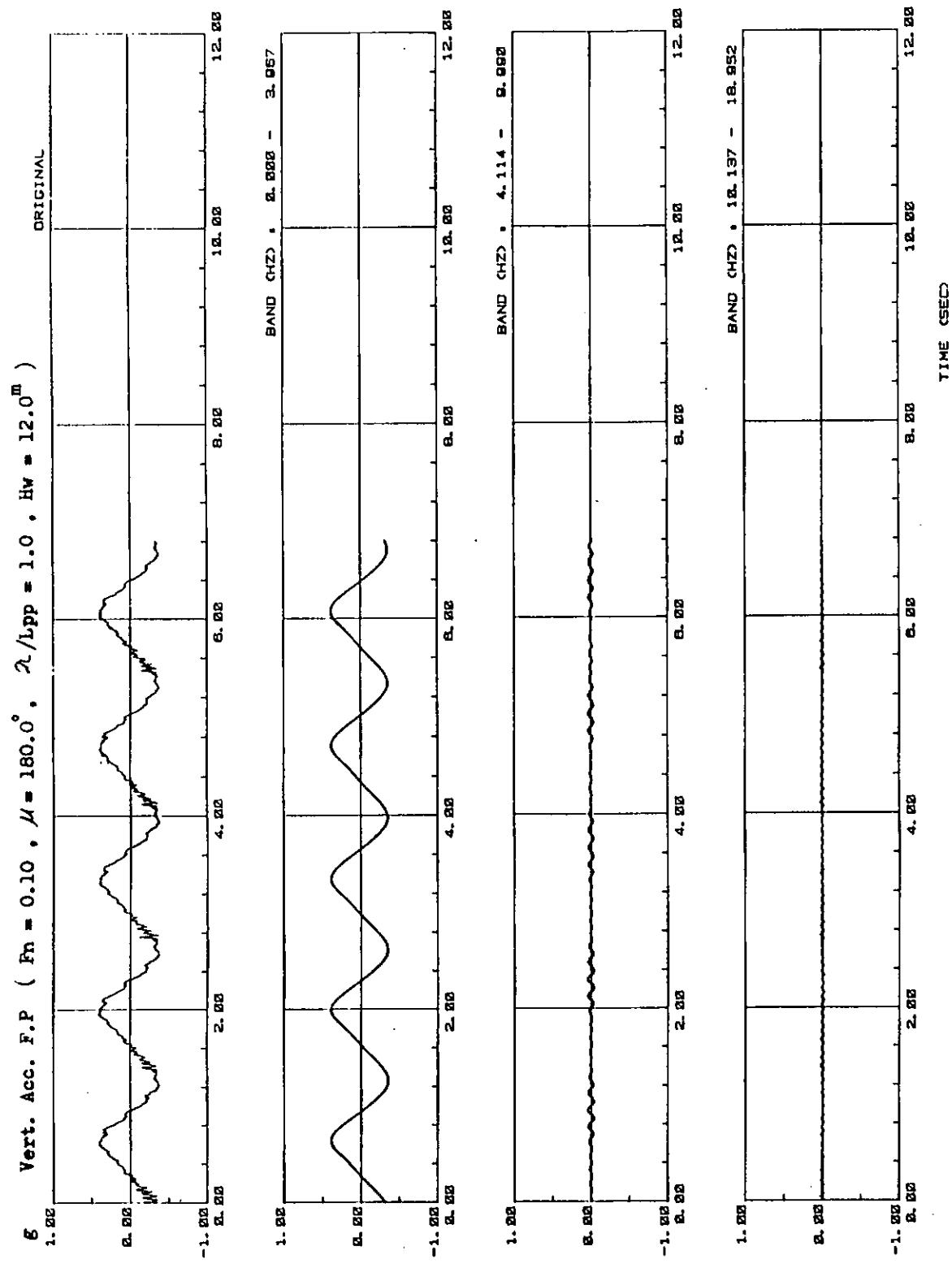


図 3.2.24 解析結果(上下加速度F.P)

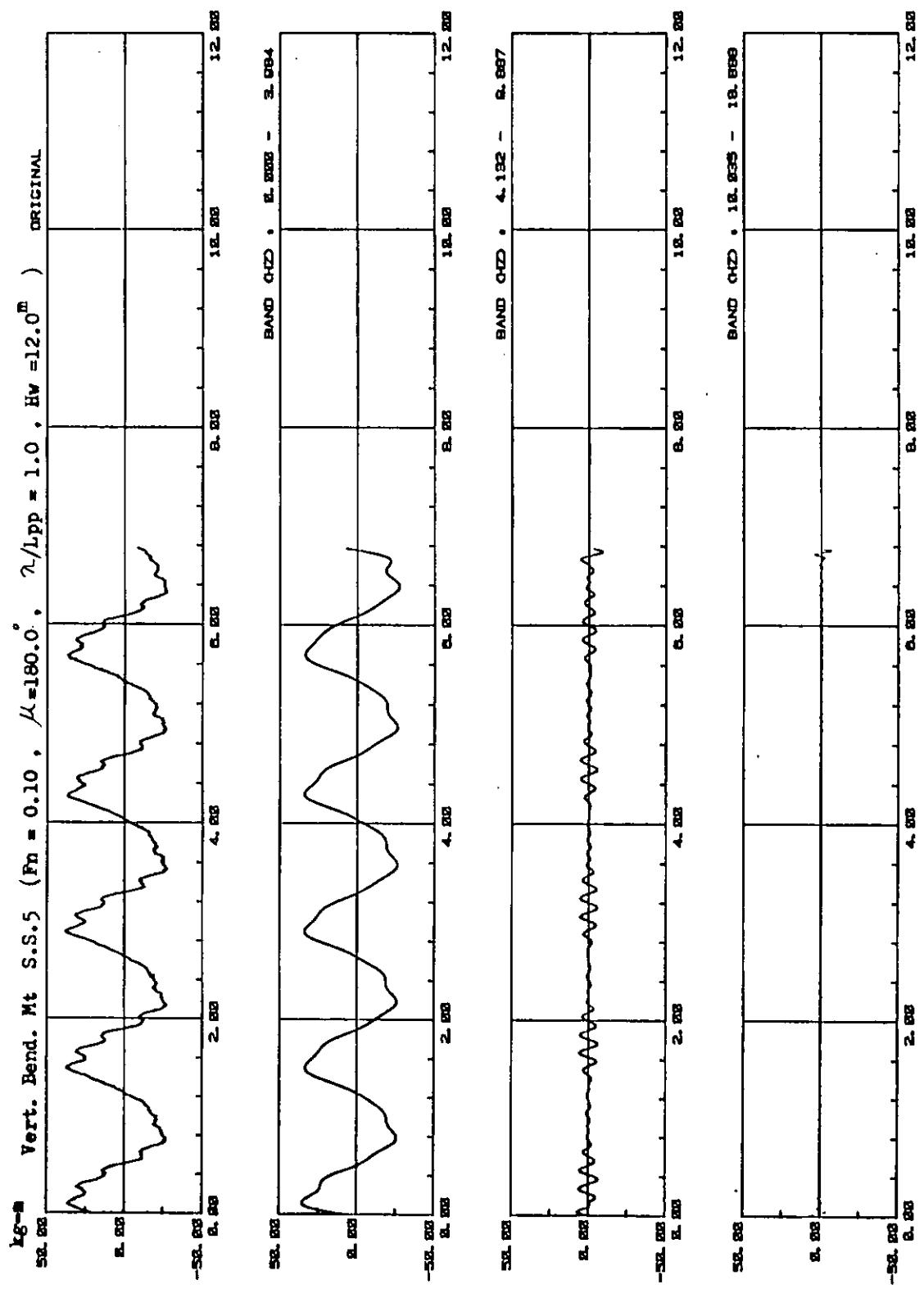


図 3.2.25 解析結果(縦曲げモーメント S. S. 5)

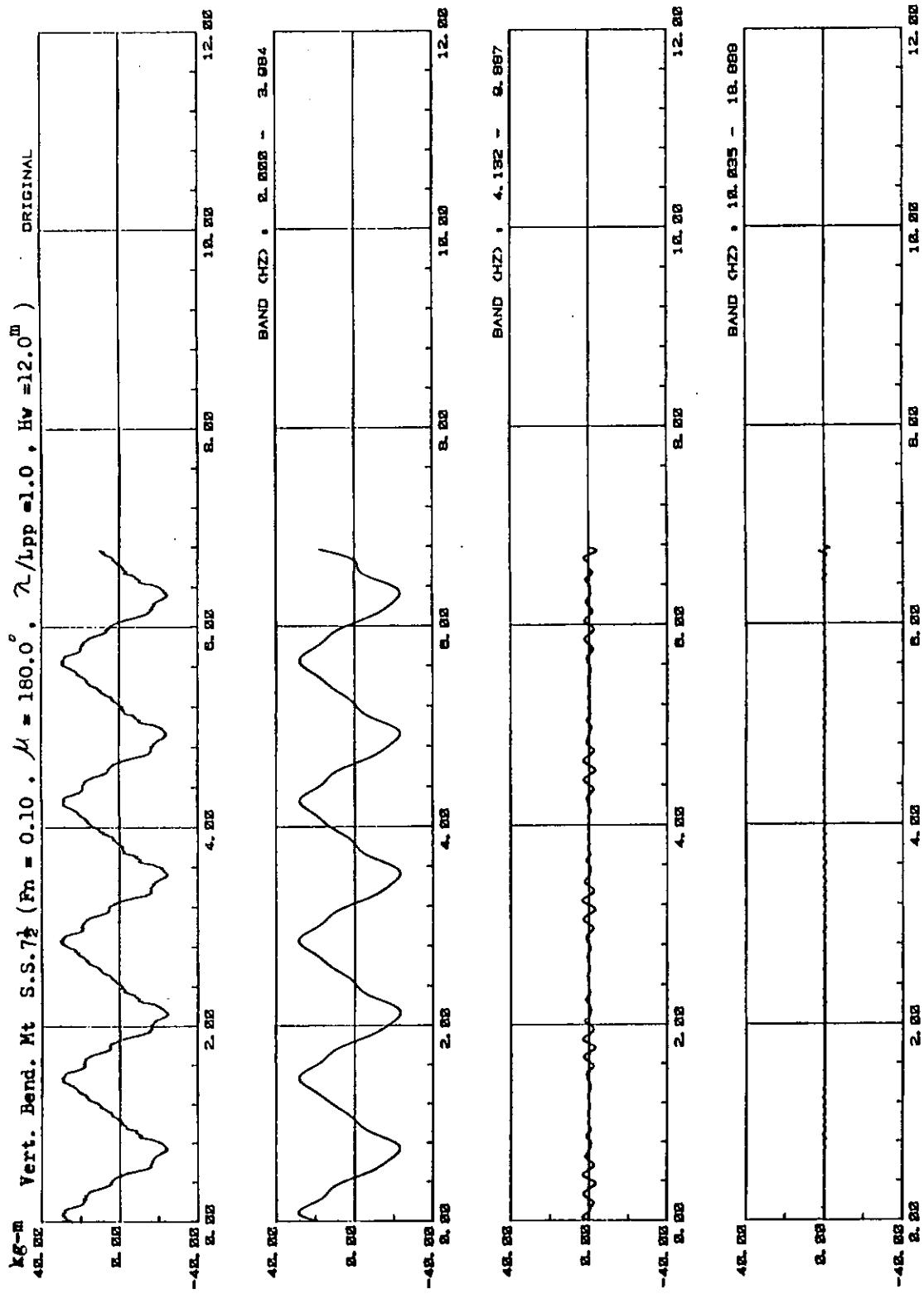


図 3.2.26 解析結果(縦曲げモーメント S. S. 7½)

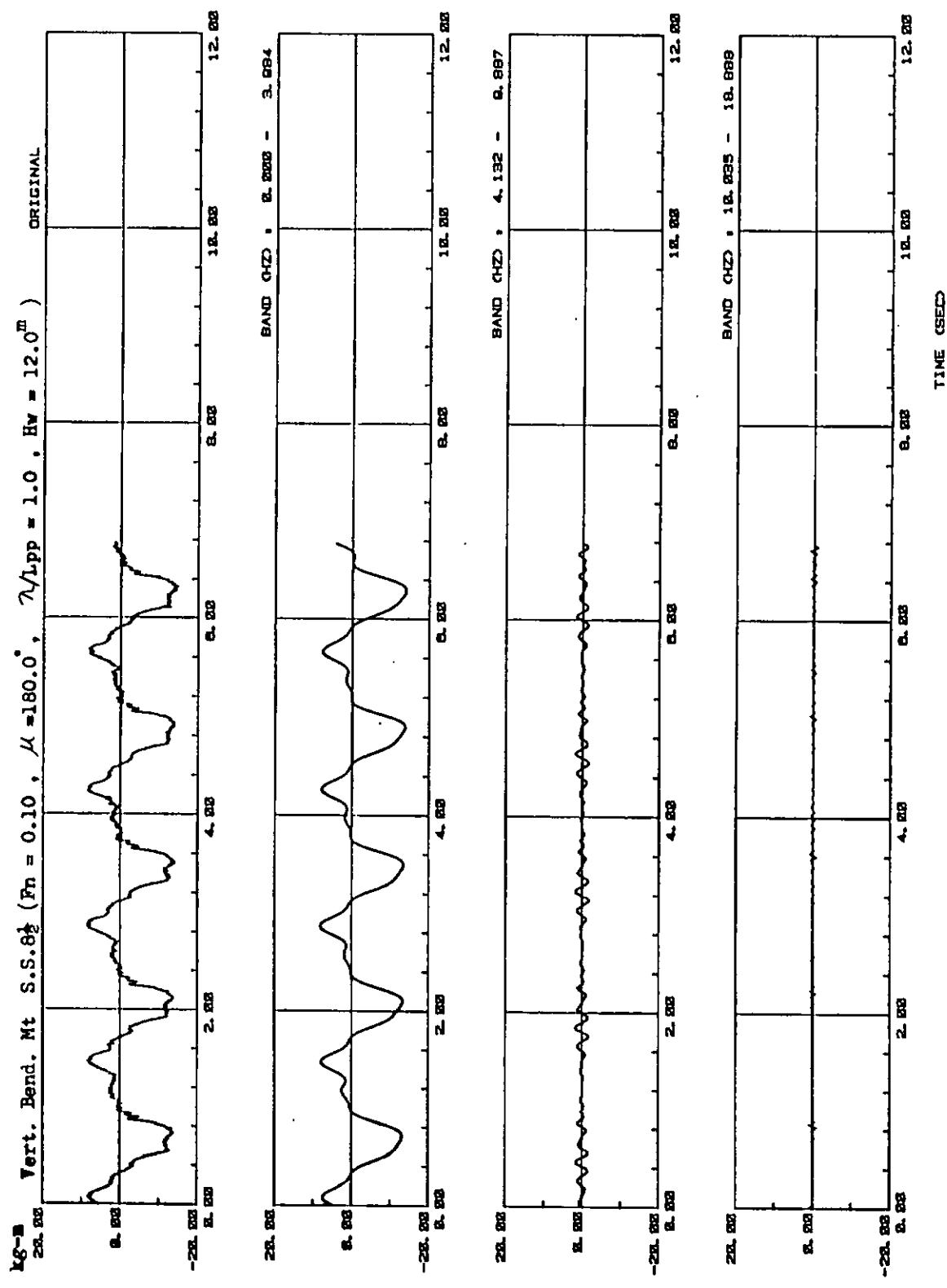


図 3.2.27 解析結果(縦曲げモーメント S. S. 8 $\frac{1}{2}$)

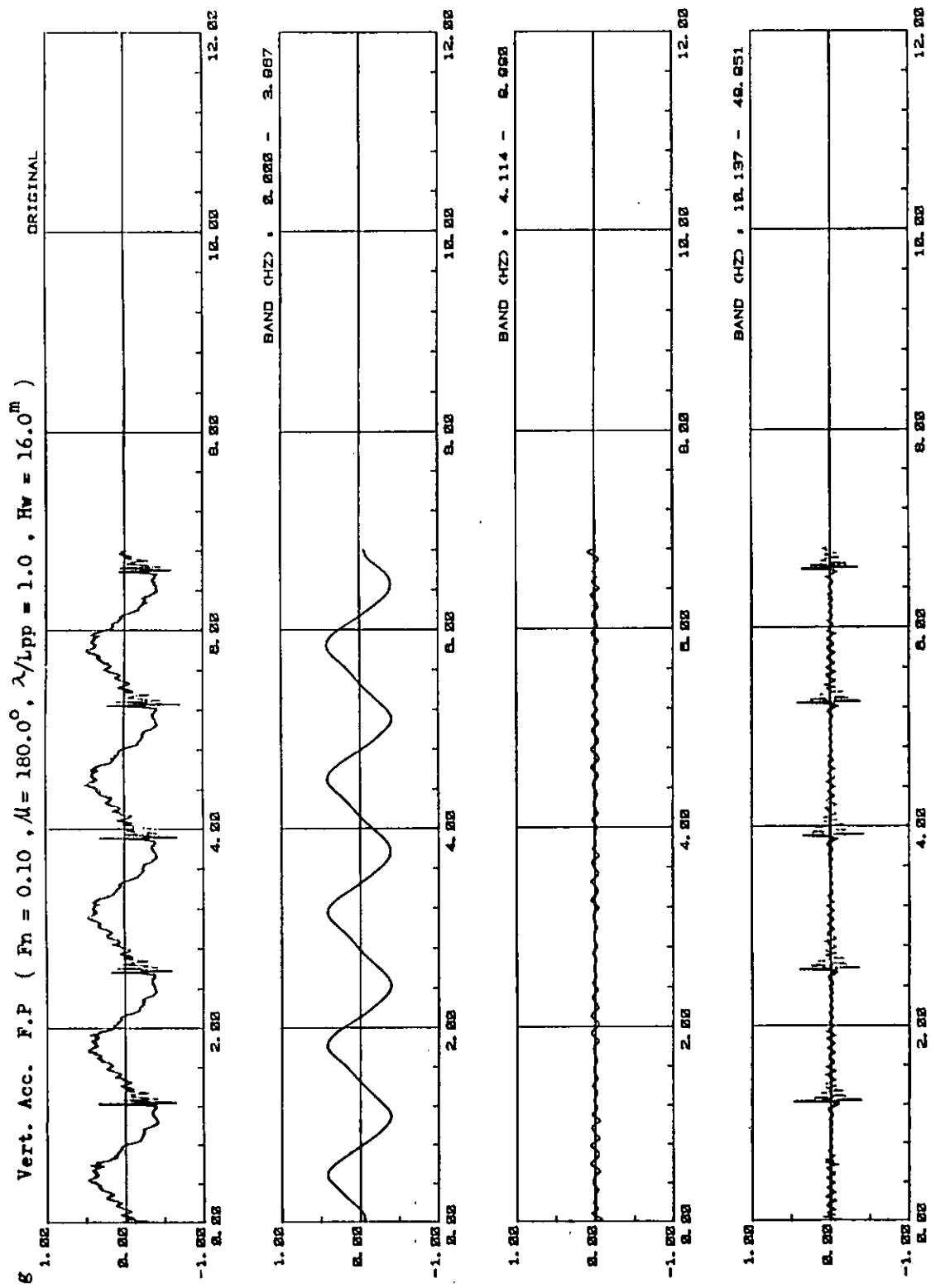


図 3.2.28 解析結果(上下加速度F.P.)

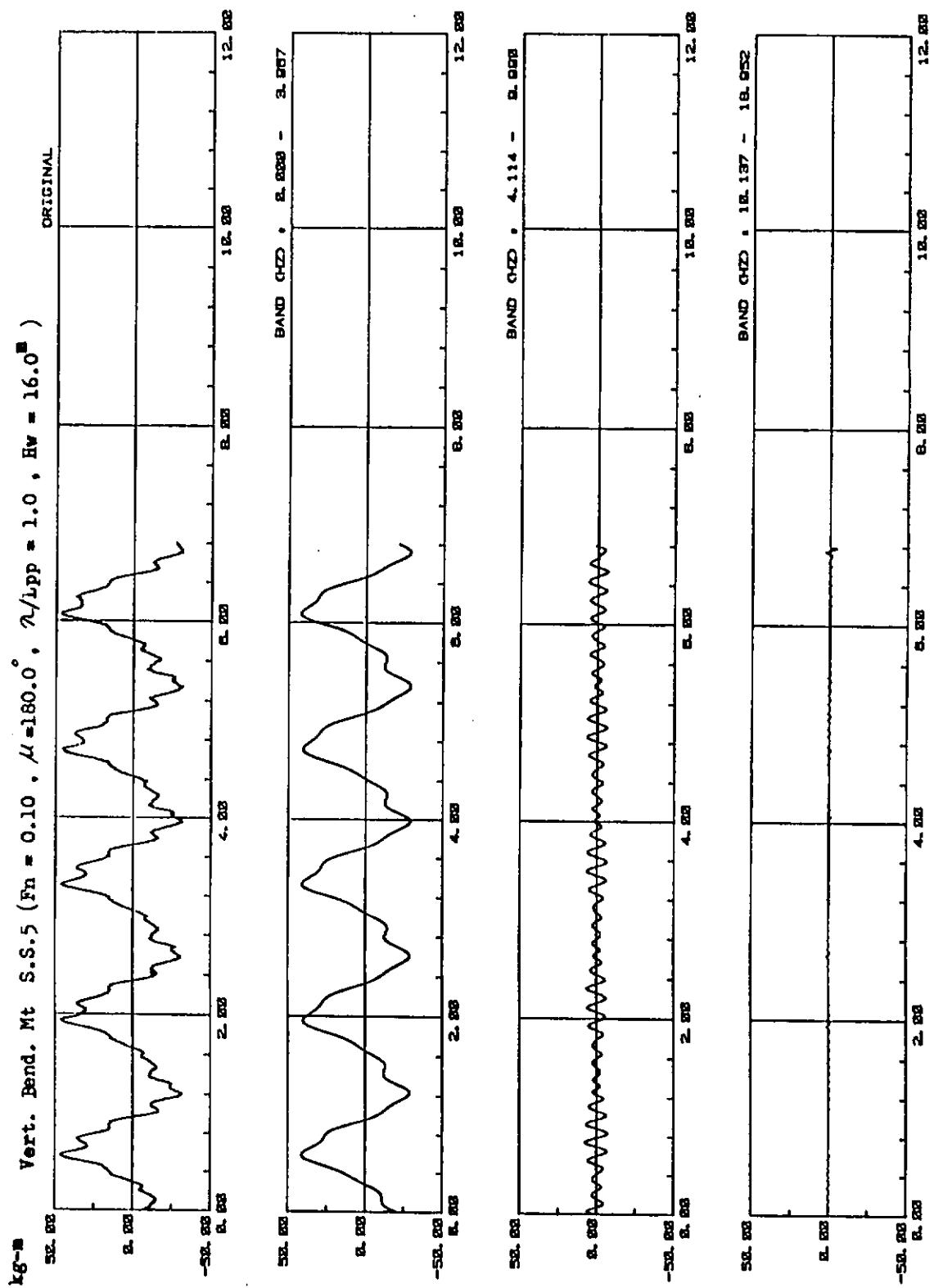


図 3.2.29 解析結果(綫曲げモーメント S. S. 5)

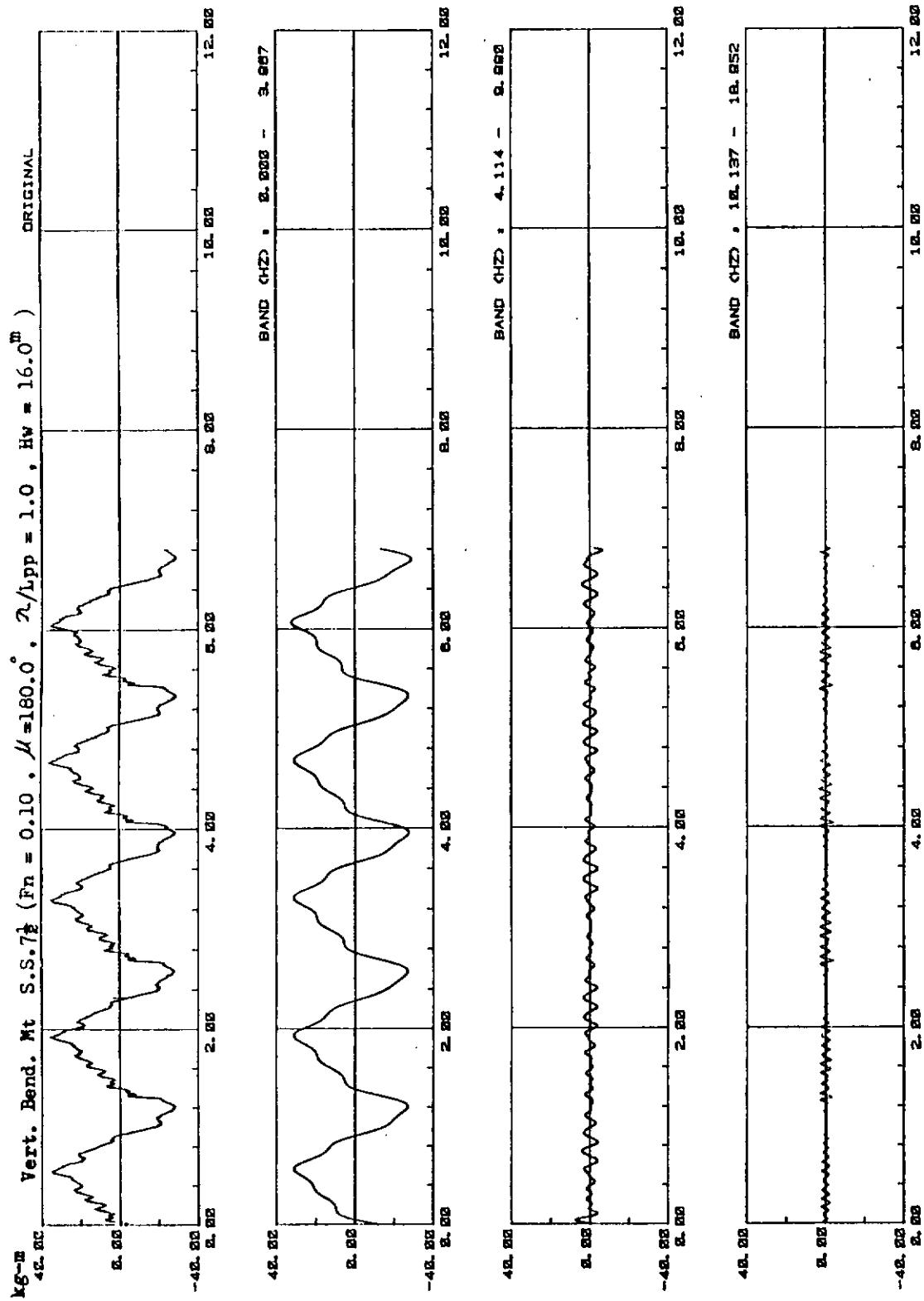


図3.2.30 解析結果(繩曲げモーメントS. S. 7 1/2)

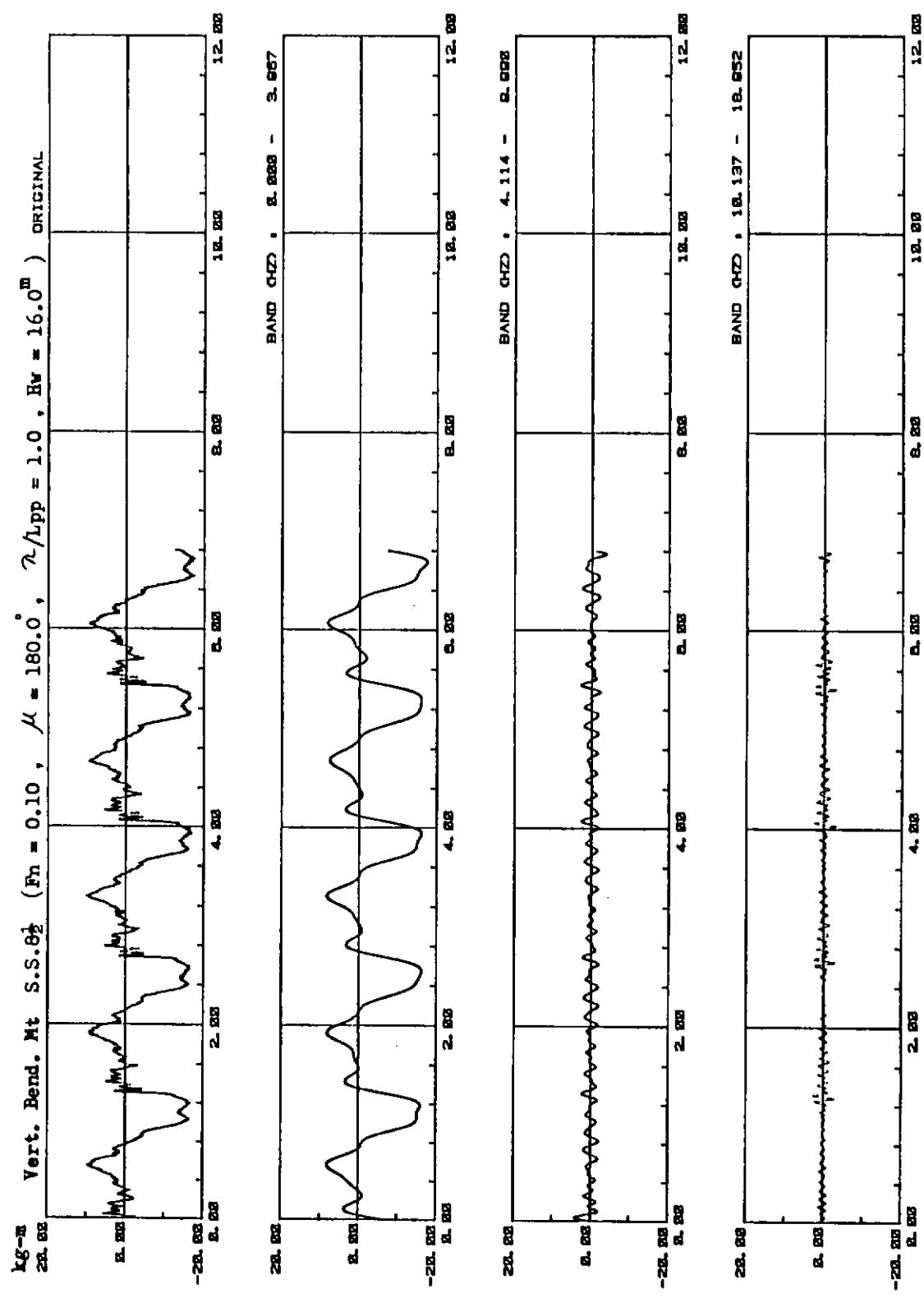


図 3.2.31 解析結果(縦曲げモーメント S. S. 8½)

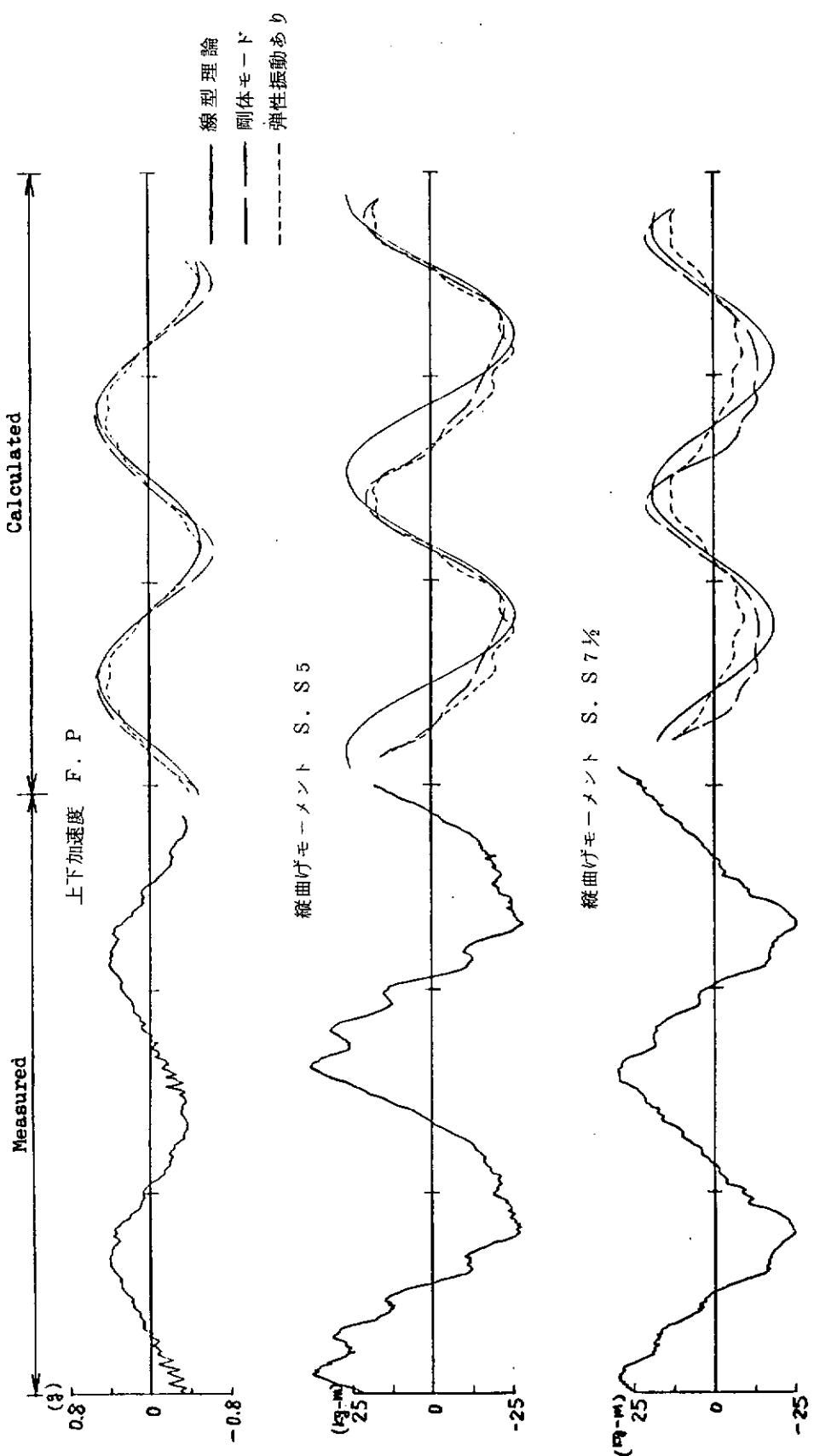
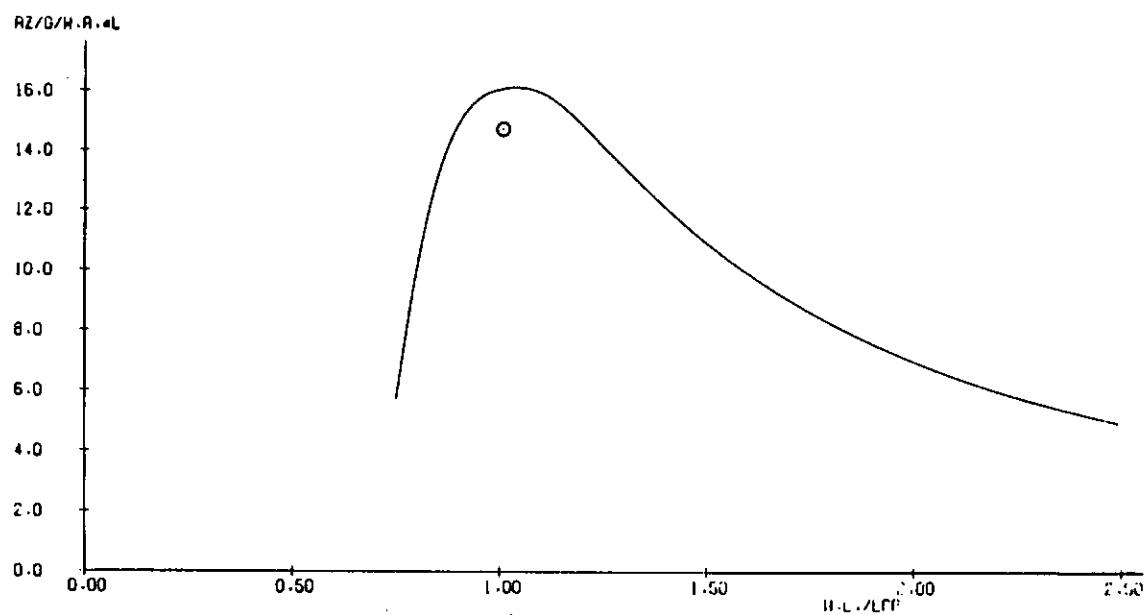


図 3.2.32 計測結果と TSLAMによる推定計算結果の比較 ($F_n = 0.10$, $\mu = 180^\circ$, $\lambda/L_{pp} = 1.0$, $H_w = 12.0 \text{ m}$)

SR-194 KASAGISAN-MARU (M.2736)

LOCAL (I) EXP (E) (FNU)
O 180.0° 0.1000

ACCEL(Z) AT F.P.



SR-194 KASAGISAN-MARU (M.2736)

LOCAL (I) EXP (E) (FNU)
O 180.0° 0.1000

PITCHING AT CENTER OF GRAVITY

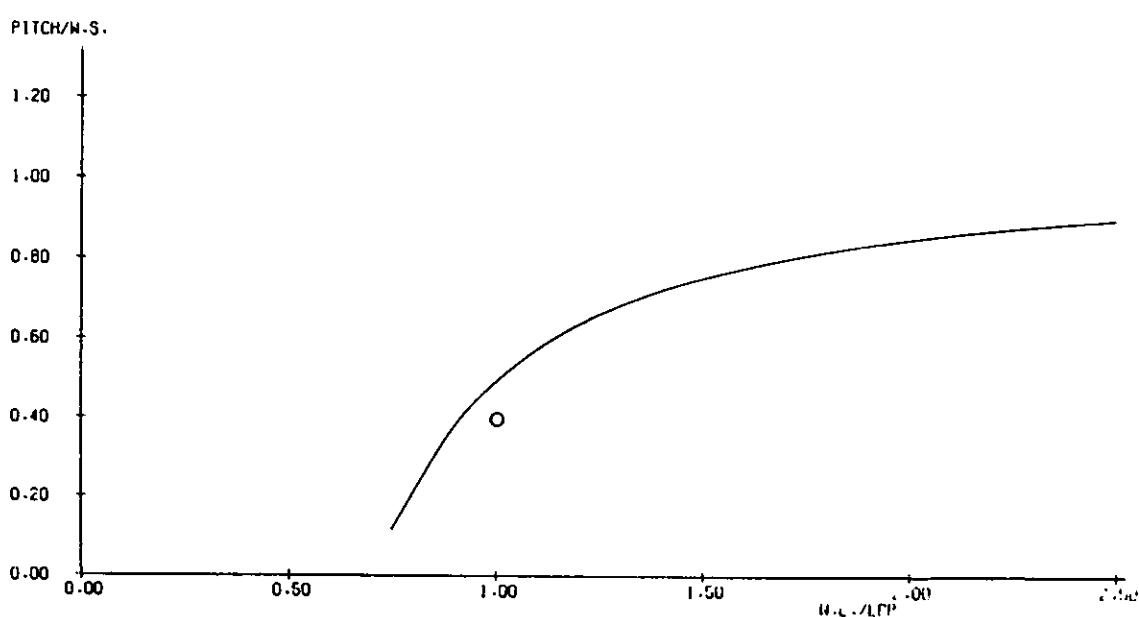


図 3.2.33 計測結果と推定計算結果の比較

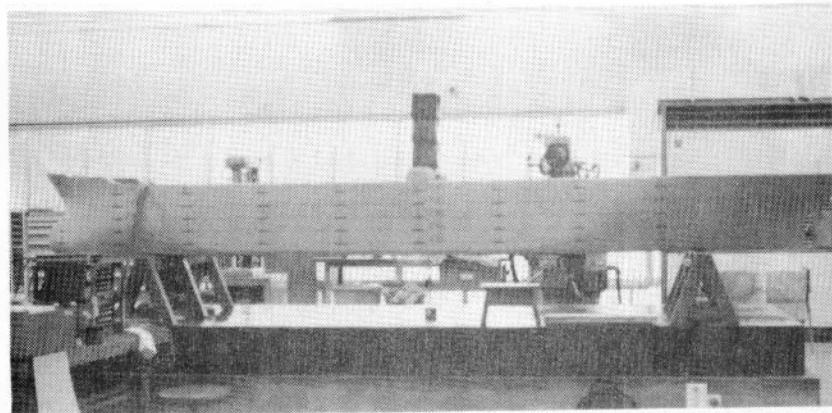


写真 3.2.1 3点曲げ試験

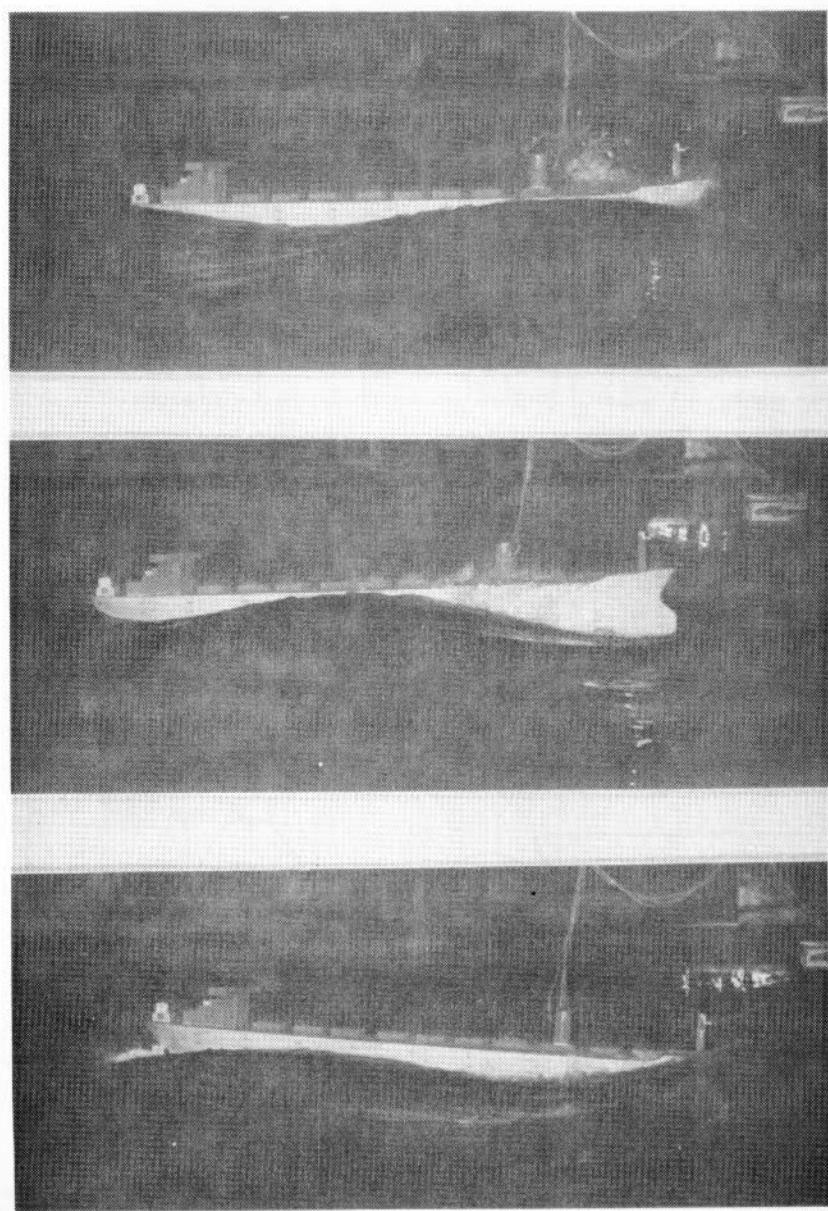


写真 3.2.2 波浪中試験 ($F_n = 0.10$, $\mu = 180^\circ$, $\lambda / L_{pp} = 1.0 \text{ m}$, $H_w = 16.0 \text{ m}$)

表 3.2.3 波浪中船体構造応答計算時的主要目等

垂線間長 (L)	216.40 m
幅	31.70 m
深さ	17.30 m
喫水 前	11.578 m
後	11.550 m
平均	11.564 m
排水量	66,058 ton
図 G	3.29 m (fore)
横擧動半径	23.83 % Lpp
船速	5.25 ノット

表 3.2.4 S. S. 8%での最大縦曲げモーメントのによる変化

$\ell/(L/2)$	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
最大縦曲げモーメント (ton-m)	1.517 $\times 10^5$	1.524 $\times 10^5$	1.221 $\times 10^5$	0.994 $\times 10^5$	0.822 $\times 10^5$	0.740 $\times 10^5$

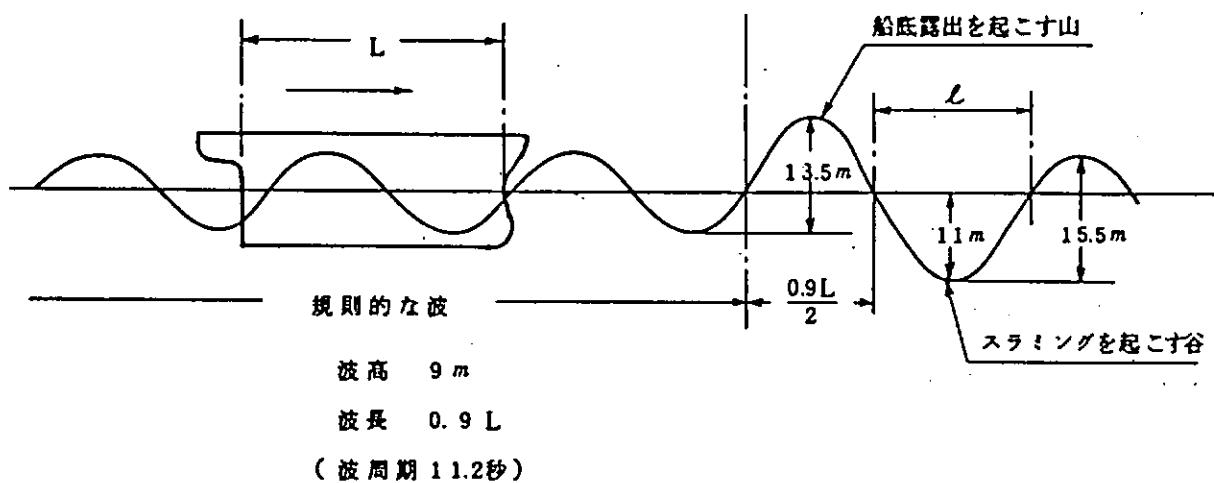


図 3.2.34 モデル化された波浪

Amplitude Spectrum

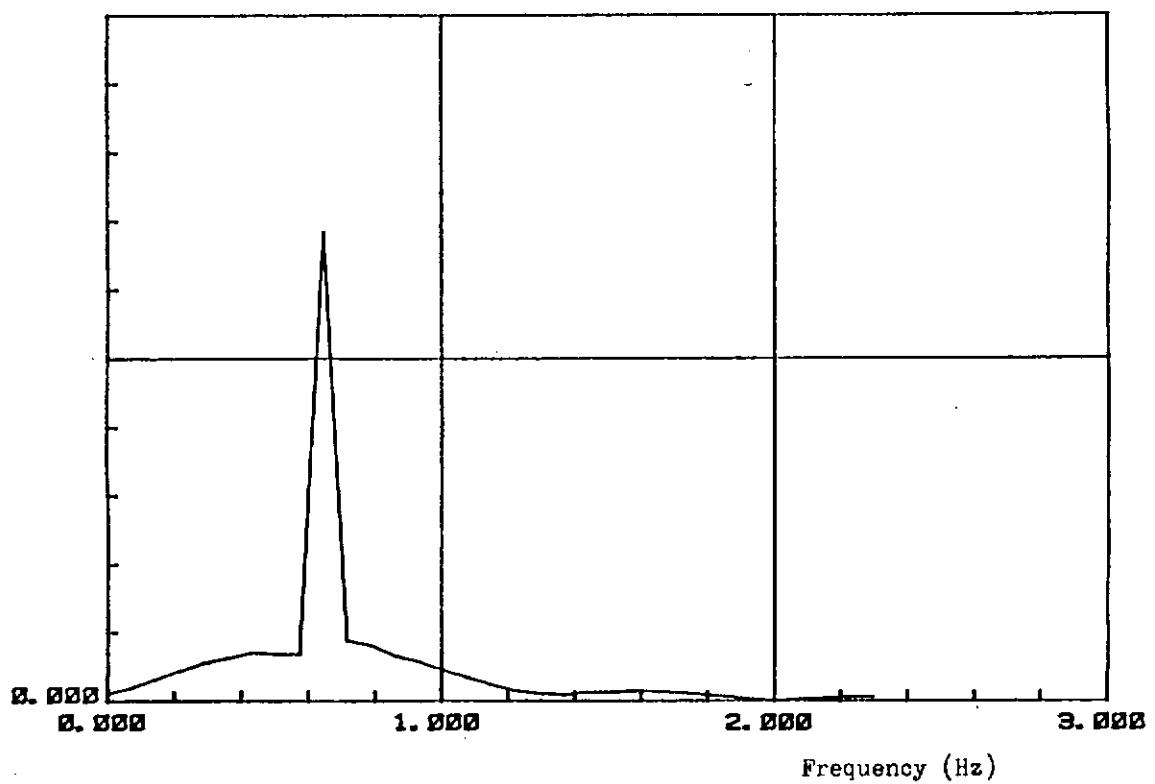


図 3.2.35 FFT解析で得られたスペクトラム

TIME HISTORY • EXTREME WAVE DEFINED BY "ONOMICHI-MARU" COMMITTEE

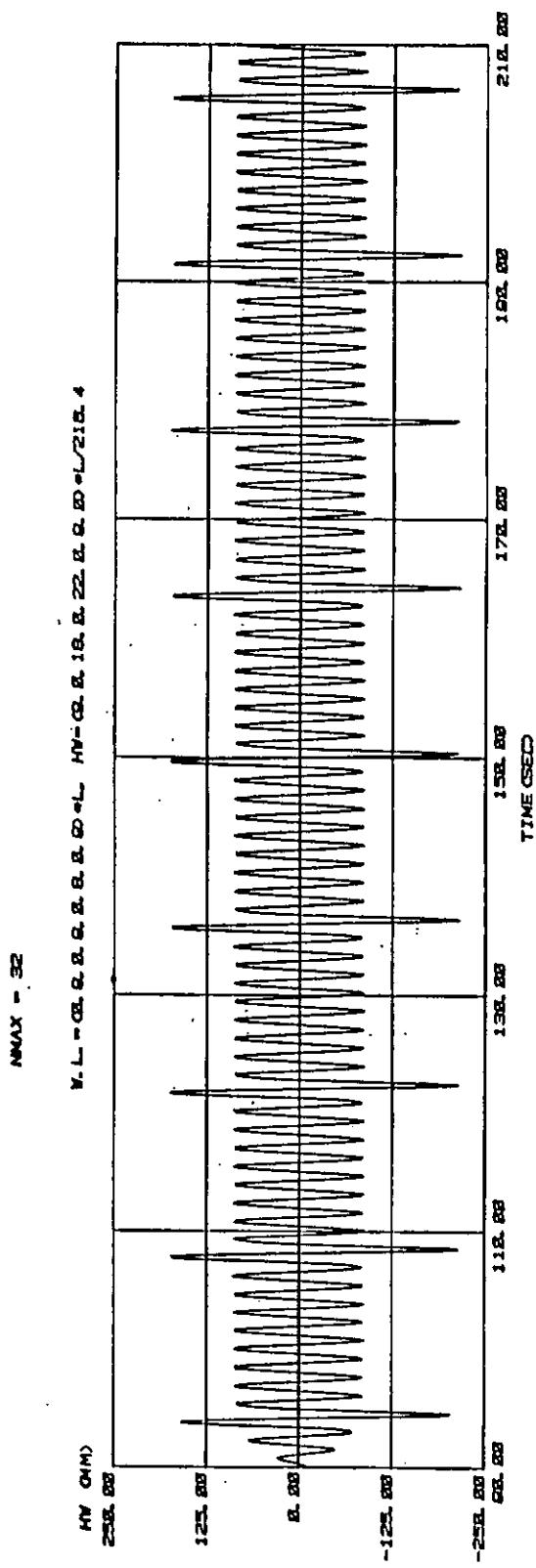


図 3.2.36 Fourier 係数をそのまま使った造波シミュレーション結果

TIME HISTORY OF EXTREME WAVE DEFINED BY "ONOMICHI-MARU" COMMITTEE

NMAX = 41

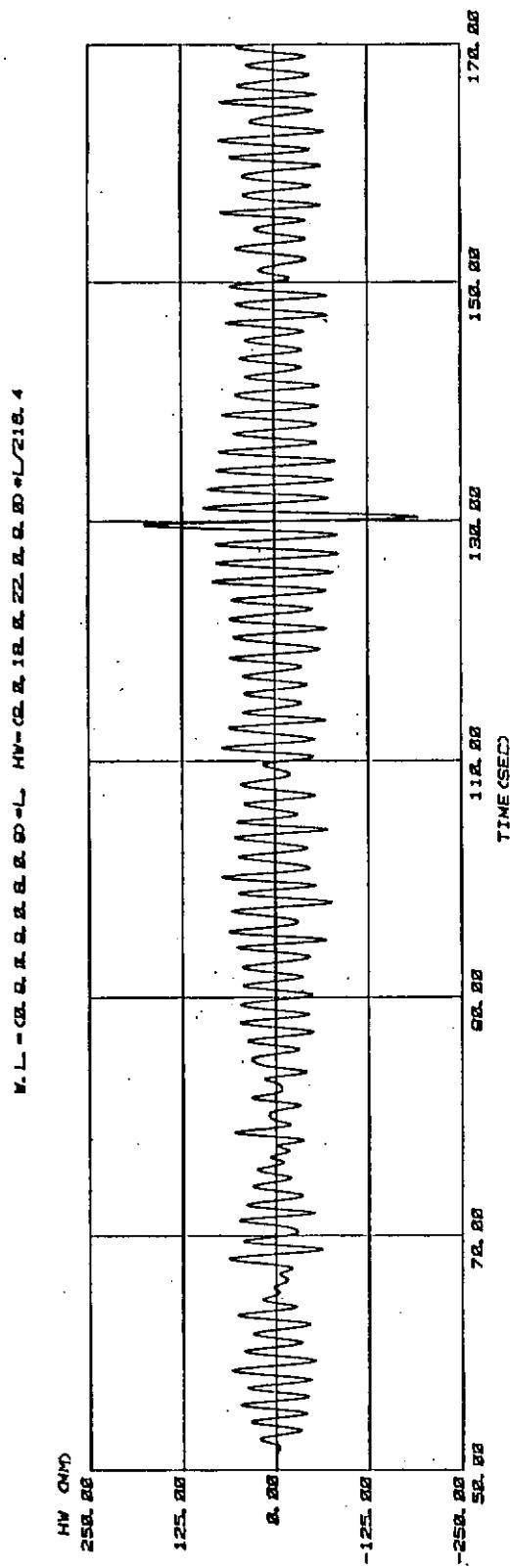
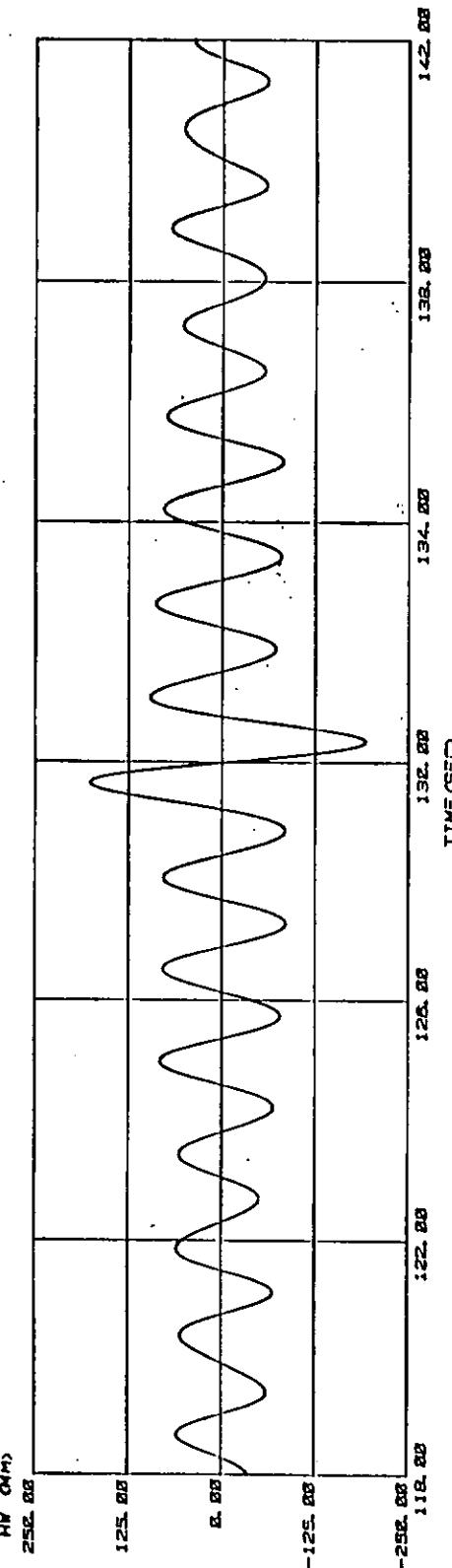


図 3.2.37 波形のくり返しを除いた後のシミュレーション結果

TIME HISTORY • EXTREME WAVE DEFINED BY "ONOMICHI-MARU" COMMITTEE

NMAX = 43

W. L. COOPERSON AND R. E. BROWN



SPACE WAVE SHAPE EXTREME WAVE DEFINED BY "ONOMICHI-MARU" COMMITTEE

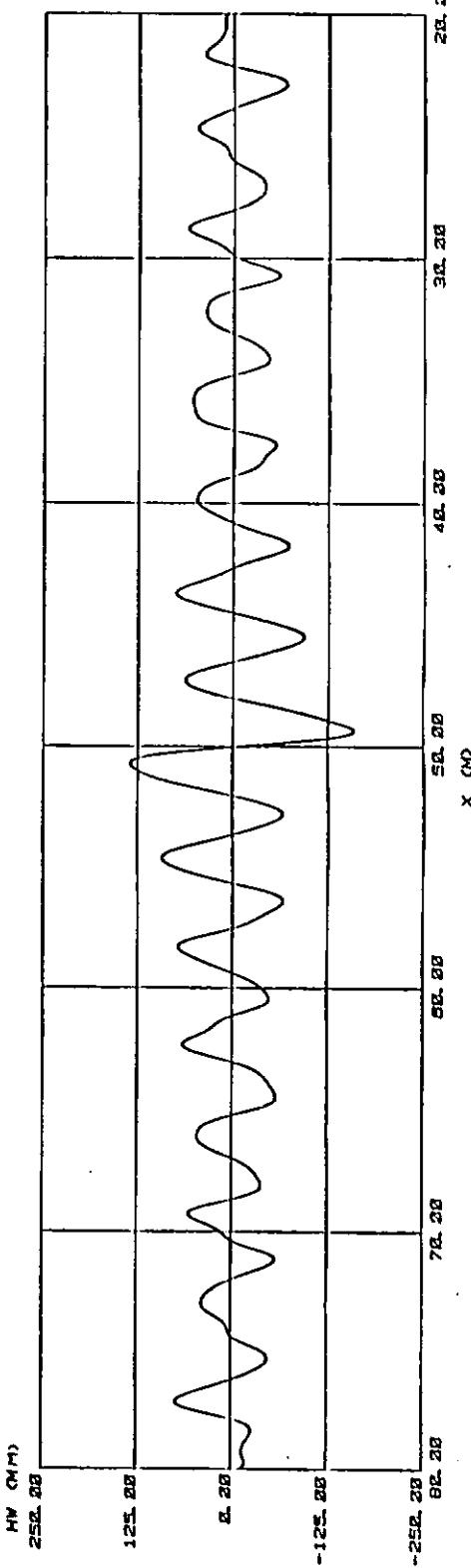


図 3.2.38 時間波形と空間波形

3.3 コンテナ船(716 T.E.U.)についての実験および計算

3.3.1 弹性模型船による水槽実験

波浪中における船体構造応答を実験的に計測し、数値計算結果と、比較することを目的として、コンテナ船型弾性模型船を用いた水槽実験を行った。実験には IHI 技術研究所運動性能水槽を使用した。

(1) 供試模型船

716 T.E.U. コンテナ船の 3 m 弹性模型船を供試模型とした。本模型船は東京大学で波浪中実験に使用されたものであり、発泡塩化ビニール材の積層接着構造となっている。その詳細については既に報告されている。^{1), 2)}

主要目を表 3.3.1 に、body plan を図 3.3.1 に示す。また、模型船の重量分布及び断面 2 次モーメント分布を図 3.3.2, 3 に示す。断面 2 次モーメント分布は模型船の構造図より算定した値である。¹⁾

(2) 実験方法及び実験状態

大波高規則波中において模型船を一定速度で曳航し、このとき、弾性模型船の種々の応答を計測した。模型船に作用する前後、左右方向の定常力はグラビティ・ダイナモ方式により、また yaw 方向の定常回転モーメントは棒バネにより平衡させる機能をもつ斜波中運動計測装置を用いて実験を行った。³⁾ 計測プロック・ダイヤグラムを図 3.3.4 に示す。通常の波浪中運動実験における計測項目の他に、S.S. 8, 7, 7 1/2, 6, 5 2 1/2 各位置の左右両舷デッキ上に超大歪ゲージ (KLM-6-A9 : 共和電業) を貼付けゲージ出力を計測している。なお、船首部 (S.S. 9 1/2) の船底及び船側にはスラミング発生を判定するため圧力計を取り付けた。

実験は正面波 ($\chi = 180^\circ$) 及び斜波 ($\chi = 157.5^\circ$) 中において行った。このとき、本研究部会、実験小委員会において定められた統一実験状態、すなわち、船速は $F_n = 0.05, 0.10$ の 2 状態、入射波は波長が $\lambda/L = 0.8, 1.0, 1.2$ の 3 状態、波高が実船換算 H_w で 8 m (137 mm), 12 m (206 mm) の 2 状態を中心として、これ以外にも若干の補足的な状態での実験を実施した。

(3) 計測されたゲージ出力の評価

弾性模型船を用いた波浪中実験においては、弾性梁としての船体構造応答歪、又は船体縦曲げモーメントの時系列波形を計測することを目的としている。模型船は弾性係数 E が小さな材料を用いて製作し、実船と縦強度が相似となるよう計画されている。すなわち、衝撃的なスラミング荷重に起因する振動応答をも含んだデータが得られる。このとき、非常に柔らかな弾性材を使用することから、次の問題点を含む。

1. ゲージと母材の弾性(剛性)の関係から、ゲージ出力は本来の梁としての歪出力を示さない。また、ゲージベース、ゲージ用接着材コーティング等の影響を受ける。
2. 模型船は接着材、ペイント等の影響を受けて硬化する。したがって、模型材料の弾性係数 E のみを用いて模型船の剛性を評価することはできない。
3. 弹性材にはクリープ現象が生ずる。

問題点 1. については、材料試験片による引張り又は曲げ試験を行うと顕著に現れる。模型船に貼付けた状態においては相対的にその影響は小さくなると推察される。一方、問題点 3. については、変位速度を種々変化させた材料試験片の引張り試験により得られた母材の弾性係数 E (10.6 kgf/mm^2) のばらつきが小さいことから、これを無視する。

以上、弾性模型船に貼付けたゲージの出力は船体に発生する弹性歪値に直接対応している保証はない。また、問題点 2. からゲージ出力は弾性模型船の部分的な曲げ剛性が変化する影響を受ける。そこで、模型船の 4 点曲げ検定試験を実施してゲージ出力と縦曲げモーメントの関係を求め、実験中に得られたゲージ出力を縦曲げモーメントとして評価することにした。検定に際しては、各ゲージの出力が 300×10^{-6} 縦曲げモーメントで 6 kgf-m 程度

になるよう支持及び荷重点、負荷を調整した。4点曲げ検定結果の例を図3.3.5に示す。

3.3.2 TSLAMによる数値計算

非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動及び縦強度計算プログラム(TSLAM)^{1), 4)}を用いて数値計算を実施し、水槽実験状態の数値シミュレーションを試みた。ここでは理論の詳細に関する旨及ばず、計算を実行するために必要な基礎的データ、すなわち、弾性梁としての模型船の諸特性を推定するために実施した振動試験について記述する。

(1) 模型船の空中衝撃試験

前節において、弾性模型船に貼付けたゲージの出力は必ずしも弾性梁としての歪に対応していないことを述べた。つまり、曲げ検定結果を用いて曲げ剛性分布EIを精度よく推定することはできない。

そこで、空中での木槌による衝撃試験を実施し、2節固有振動数から曲げ剛性EIの分布を推定することを試みた。すなわち、裸船を十分柔らかな弹性支持の状態にしておき、船体中央部又は船首部を木槌で打つた時の船首部上下方向加速度の計測を行った。得られた加速度の時系列データをFFTアナライザ(CF-400:小野測器)を用いて周波数分析し、2節固有振動数は30.5 Hzと推定された。

固有振動数から曲げ剛性分布EIを推定する際には、円周波数 ω と振動系の運動エネルギーK($=\omega^2 K'$)及びポテンシャル・エネルギーPの間の関係

$$\omega^2 = \frac{P}{K'} = \frac{\frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx}{\frac{1}{2} \int_0^L \frac{w}{g} y^2 dx} \quad (3.3.1)$$

を利用する。ここで、断面係数E及び裸船の重量分布wは一定と仮定する。すなわち、曲げ剛性は断面2次モーメントと同じ分布形をもつとすれば、

$$\omega^2 = \frac{\frac{1}{2} EI_{\text{max}} \int_0^L \frac{I}{J_{\text{max}}} \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx}{\frac{1}{2} \frac{w}{g} \int_0^L y^2 dx} \quad (3.3.2)$$

と変形できる。積分部分を

$$J_1 = \int_0^L \frac{I}{J_{\text{max}}} \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 dx \quad J_2 = \int_0^L y^2 dx$$

とおいたとき

$$EI_{\text{max}} = \left(\frac{w}{g} \cdot \frac{J_2}{J_1} \right) \omega^2 = 4\pi^2 \frac{w}{g} \cdot \frac{J_2}{J_1} \cdot f^2 \quad (3.3.3)$$

により曲げ剛性EI_{max}を算定できる。J₁, J₂は振動モード形が与えられれば計算が可能である。ここではTSLAMと同様に、一様断面梁の両端自由な2節振動モード

$$y = \cos \lambda_2 x + \cosh \lambda_2 x - C_2 (\sin \lambda_2 x + \sinh \lambda_2 x) \quad (3.3.4)$$

を採用する。断面2次モーメント分布として図3.3.3を用い、数値積分によりJ₁, J₂を求めて(3.3.3)式に代入すれば

$$EI_{\text{max}} = 4.63 \times 10^3 \quad (\text{kgf/m}^3)$$

を得る。このとき、弾性模型船の平均的な弹性係数はE=33.1 kgf/mm²と推算できる。模型船は相当硬化して

いることがわかる。

なお、歪ゲージを用いた材料試験片の衝撃試験から得られた母材の弾性係数は $E = 10.8 \text{ kgf/mm}^2$ であり、引張り試験結果とよい一致を示した。ただし、引張り試験時の歪計測には変位計を使用している。

(2) 模型船の平水中衝撃試験

実験状態の弾性模型船の船尾を木槌で打つことにより、平水中の衝撃試験を実施し、船尾端の上下方向加速度を計測した。これを空中衝撃試験と同様に周波数分析した結果、2節振動の固有振動数は 9.50 Hz 、3節振動の固有振動数は 19.75 Hz という結果を得た。また時系列データから2節振動の対数減衰率 $\delta = 0.120$ と推定された。

以上の衝撃試験により得られた曲げ剛性分布、対数減衰率 δ を用いて TSLAMによる数値計算を実行した。なお斜波中においては水平曲げモーメントに起因する縦方向歪が発生するが、本計算においてこの成分は考慮していない。⁴⁾

3.3.3 実験及び数値計算結果

(1) 実験及び計算波形の例

計測データの例を図3.3.6から図3.3.9に示す。 $\chi = 157.50$ $F_N = 0.1$ 、 $\lambda/L = 1.0$ で波高を変化させたシリーズである。 $H_w = 12 \text{ m}$ の場合、圧力データから bottom 及び bow flare においてスラミングの発生が観察できる。波高が大きくなると、ゲージ出力には振動成分がかさなって現れる。弾性体としての船体構造応答には出会い波周波数成分だけではなく、高次振動成分が含まれることがわかる。一方、船体運動は大波高となってもほぼ正弦的な波形を示す。

TSLAMによる数値計算結果は、各時刻における応答値として与えられる。船体各位置における数値計算結果を図3.3.10から図3.3.13に示す。数値計算波形にはスラミングに起因した高次振動成分が顕著に現れる。比較のために、実験により得られたゲージ出力波形を縦曲げモーメントに変換して同時に示している。実験及び計算により得られた波形は似かよったパターンをもっていることがわかる。なお、零点は前進速度が無い場合の平水中静的縦曲げモーメントに対応している。振動波形を詳細にみてみると、計算波形では約 10 Hz で水中における2節固有振動数に一致しているが、実験波形はこれよりも低周波数の振動となっている。

(2) 実験及び計算結果

高次振動成分を含む実験及び計算結果を比較する際には、どのような形で評価すべきかは難しい問題である。波形の比較は視覚にうたえる点でわかりやすいが、定量的な評価には不向きである。ここでは波形の定量的大きさを表す量として、次の2種類の振幅を定義する。まず、通常の規則波中の実験と同様な出会い波周波数成分に対応した振幅、すなわち、基本周波数に対する1次調和解析の結果である。⁵⁾ 次に、出会い波の1周期間の最大振幅いわゆる、peak to peak 値を考える。実験及び計算により得られた時系列データを解析して、この2種類の振幅で比較する。

図3.3.14に船体縦運動の結果を示す。縦運動成分においては実験及び計算ともに、1次成分振幅とpeak to peak 値はほとんど同じ値を与える。ここでは1次成分振幅のみを示す。 $\chi = 180^\circ$ 、 $F_N = 0.1$ の場合である。周波数帯が狭いので評価しにくいが、計算はほぼ実験値を推定できていると思われる。^{1), 4)}

次に、縦曲げモーメントの実験及び計算結果を示す。結果はすべて各実験状態における船長方向分布として示す。まず、図3.3.15から図3.3.17は $\chi = 180^\circ$ 、 $F_N = 0.1$ 、 $H_w = 12 \text{ m}$ で波長を変化させたシリーズである。実験値の1次成分振幅は波長が変わっても同程度の大きさであるが、peak to peak 値は $\lambda/L = 0.8$ の場合に大きく、波長が長くなると1次成分振幅に近づく。peak to peak 値と1次成分振幅との差はスラミングに起因する振動成分の影響とみることができるから、この場合には $\lambda/L = 0.8$ で激しいスラミングが発生していること

になる。スラミングの発生及びそれにともなう衝撃的な荷重の大きさは、船速と波長、波高、更に波の入射角に関係している。

波高が変化した場合として、図 3.3.1.8 に $H_w = 8 m$ の結果を示す。振動成分の影響が小さくなることがわかる。図 3.3.1.9 には入射角 $\chi = 157.5^\circ$ の場合を示す。 $\chi = 180^\circ$ の場合と比較して 1 次成分振幅、peak to peak 値とともにほとんど変化していない。この程度の入射角変化の影響は小さいと言える。

図 3.3.2.0 から図 3.3.2.2 に船速変化の影響を示す。船速が高いとき、激しいスラミングが発生し大きな縦曲げモーメントが作用する。計算値の 1 次成分振幅は、実験における 1 次成分振幅と peak to peak 値の差が小さい場合（スラミングが弱い場合）、ほぼ実験値と同程度である。しかし、peak to peak 値は過大となる傾向にある。波形の比較からみると、計算波形にはスラミング発生直後に大きな振動成分が存在するが、実験波形ではこれがそれ程大きくなないことによる。船速が高くなり、更にスラミングが激しくなると 1 次成分振幅値も過大となる傾向にある。T S L A M による計算において、縦曲げモーメントは荷重を受ける梁の変位に対応した内力として定義される。したがって、T S L A M により縦曲げモーメントを推定する際には、曲げ剛性分布の影響が非常に大きいことになる。また、スラミングにともなう衝撃荷重をも考慮することから、この推定精度の影響も大きいと考えられる。これらのことから計算値が過大となる原因となる不確定要素として

1. スラミング機構の問題 — 衝撃荷重の大きさ、作用するタイミング
2. 実験検定精度の問題 — ゲージ出力の評価、模型船の曲げ剛性分布
3. 数値計算上の問題 — 重量分布、曲げ剛性分布の離散化
4. その他の現象 — 海水打込み

などが考えられるが詳細は不明である。実験面から、また理論面からの検討が必要であろう。

参考文献

- 1) 深沢塔一：スラミングを考慮した波浪中船舶の動的応答、東京大学博士論文、(1980)
- 2) Fukasawa, T., Yamamoto, Y., Fujino, M., Motora, S. : Motion and Longitudinal Strength of a Ship in Head Sea and the Effects of Non-Linearities (4th Report), 日本造船学会論文集, 第 150 号 (1981), P308 ~ 314
- 3) 溝口純敏、大道真志：I H I 運動水槽における波浪中試験、石川島播磨技報、第 20 卷、第 6 号 (1980), P 379 ~ 385
- 4) 山本善之、深沢塔一、荒井誠：波浪中の船体縦運動に対する非線形影響、石川島播磨技報、第 22 卷、第 2 号 (1982), P 71 ~ 75
- 5) 溝口純敏：I H I 運動性能水槽における耐航性 Data 处理システムについて、関西造船協会誌、第 178 号 (1980), P 39 ~ 44

表 3.3.1 供試模型船の主要目

	Ship	Model (Scale Ratio) 1/58.33
L _{P.P.} m	175.0	3.0
B m	25.2	0.432
D m	15.3	0.2623
d _A m	9.94	0.1704
d _M m	9.724	0.1667
d _F m	9.507	0.1630
△ ton	25640.0	0.1251
KG m	9.62	0.1649
G⊗ m	2.69	0.0461
G M _L m	199.1	3.413
G M _T m	0.891	0.0153
K _L m	41.65	0.709 (23.6% L _{P.P.})
K _T m	9.072	0.089 (20.6% L _{P.P.})
K _φ m	43.28	0.742 (24.7% L _{P.P.})

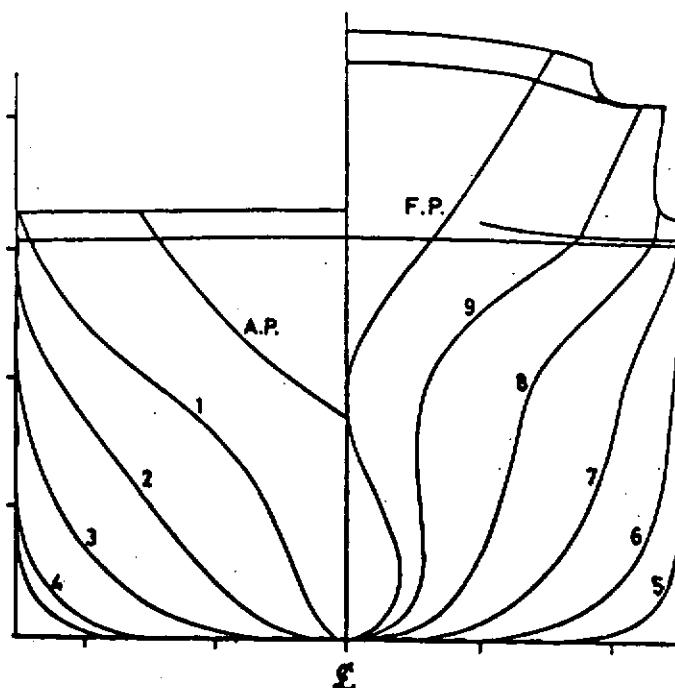


図 3.3.1 供試模型船の body plan

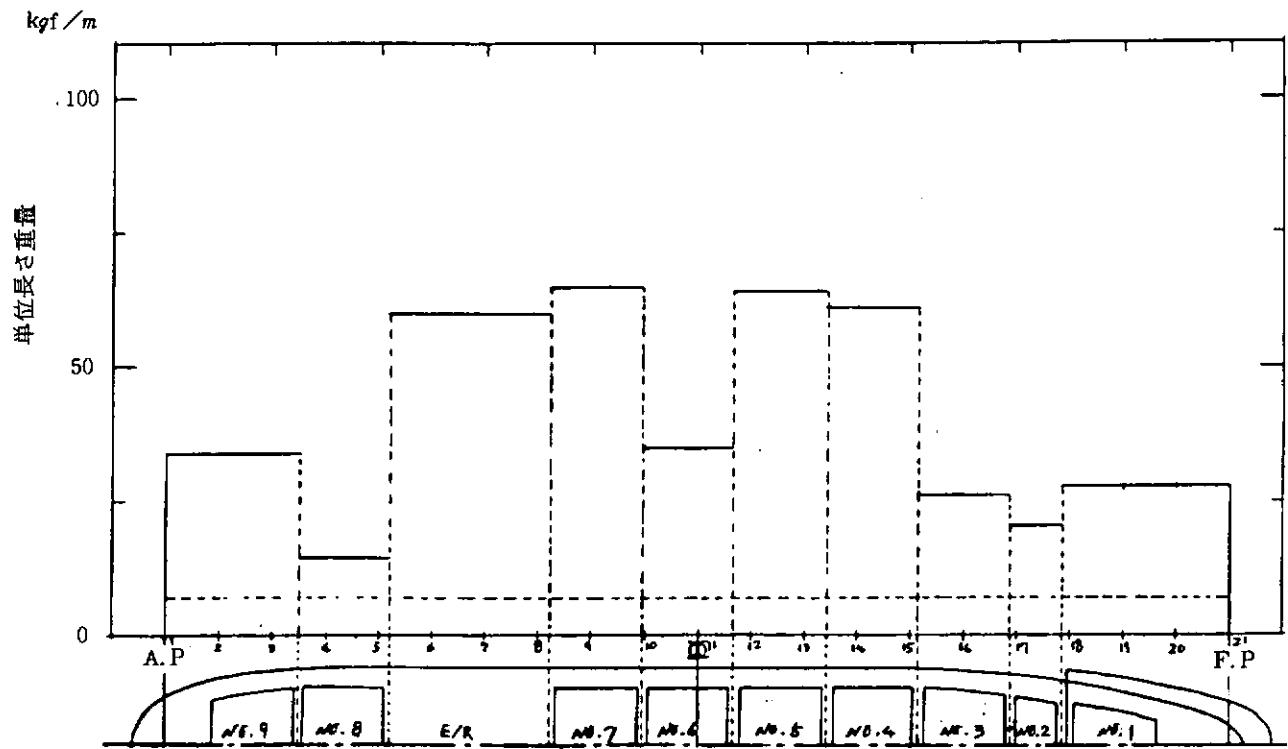


図 3.3.2 重量分布

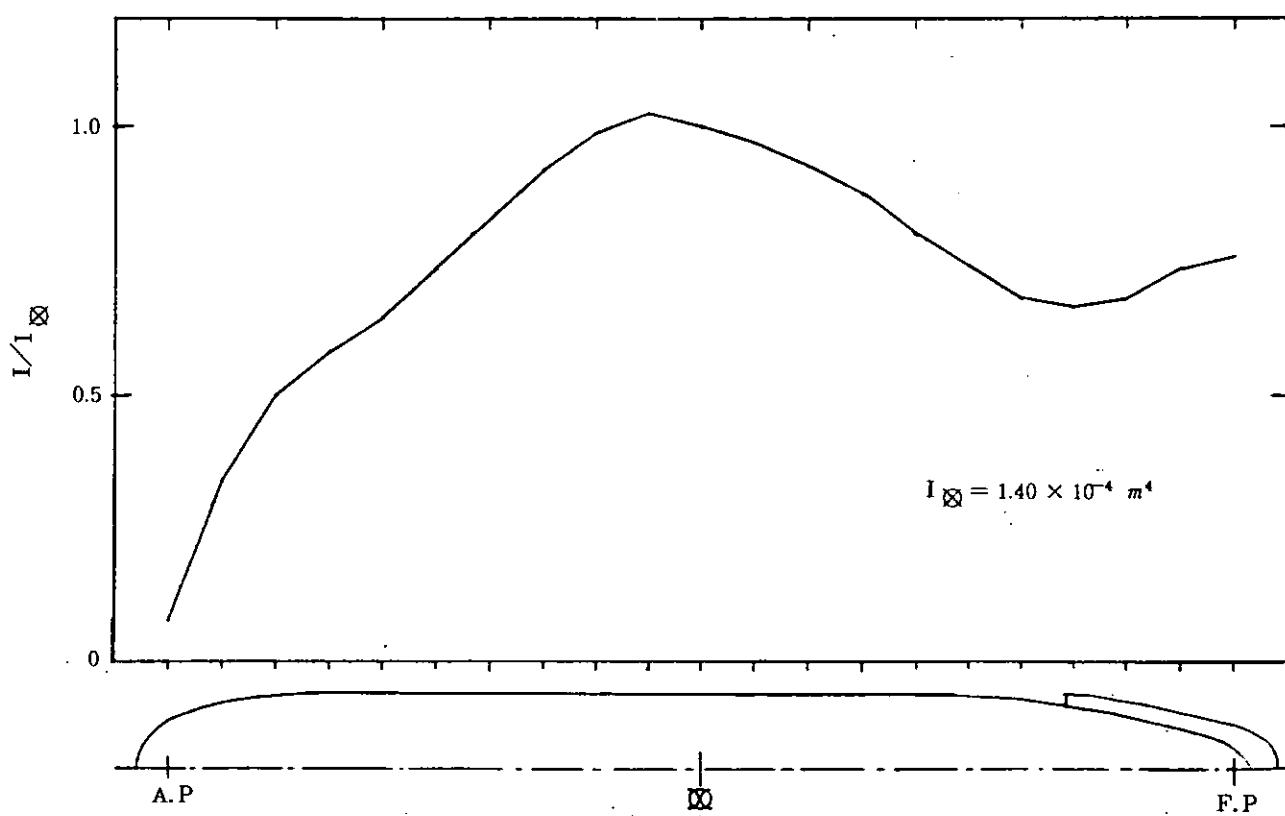


図 3.3.3 断面2次モーメント分布

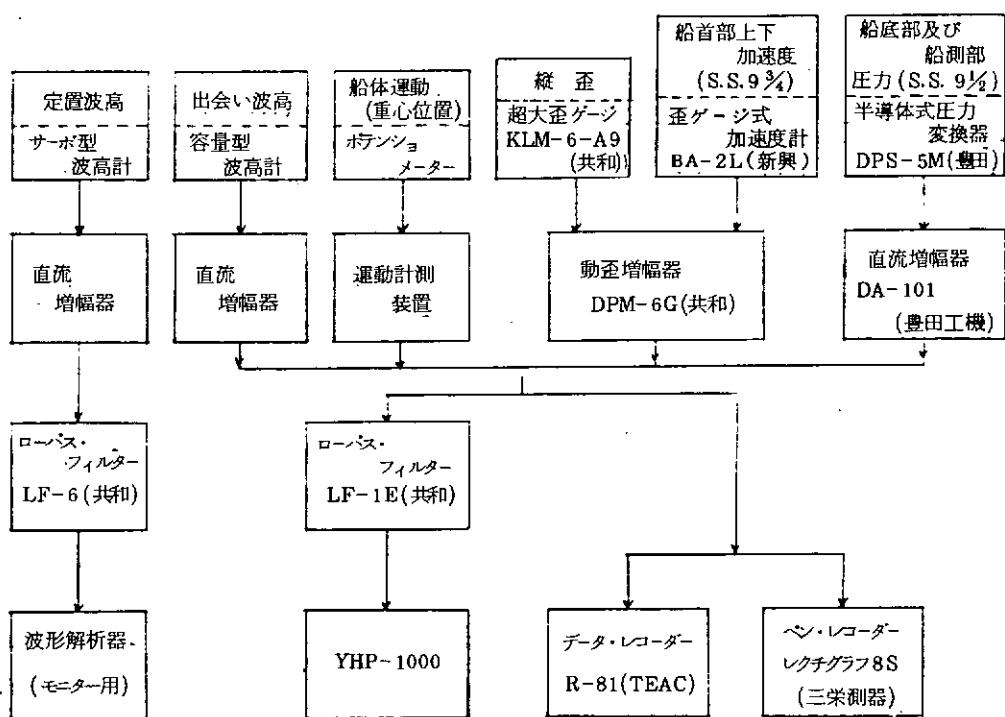


図 3.3.4 計測システムのブロック・ダイヤグラム

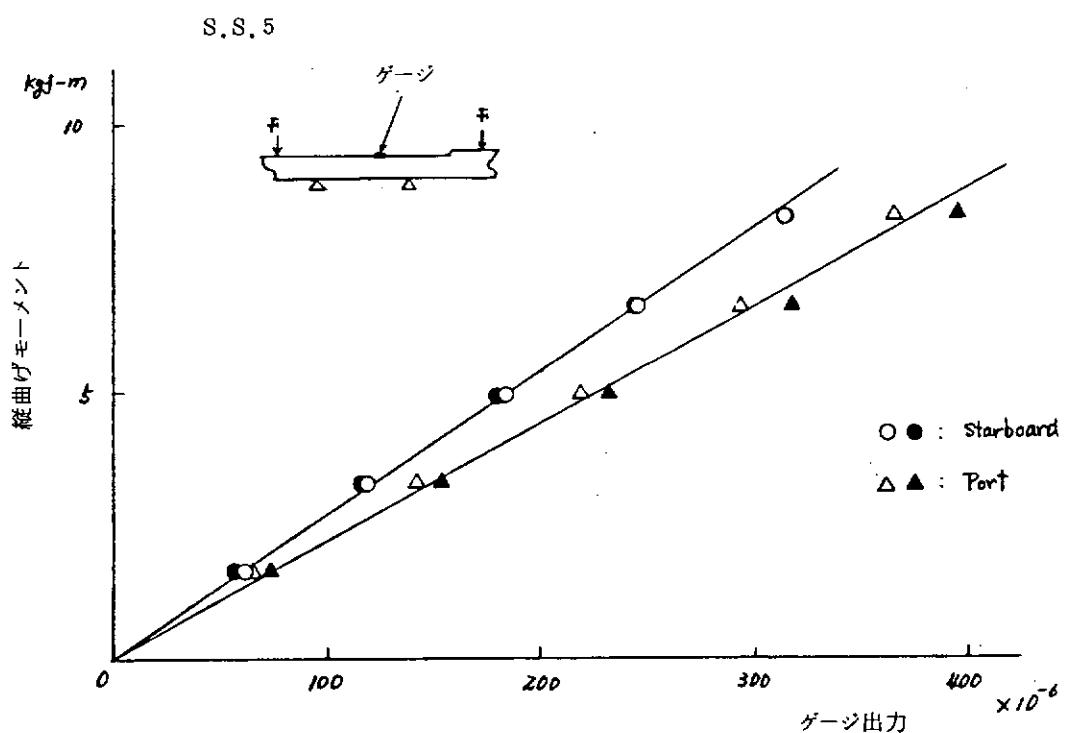


図 3.3.5 4点曲げ検定試験結果

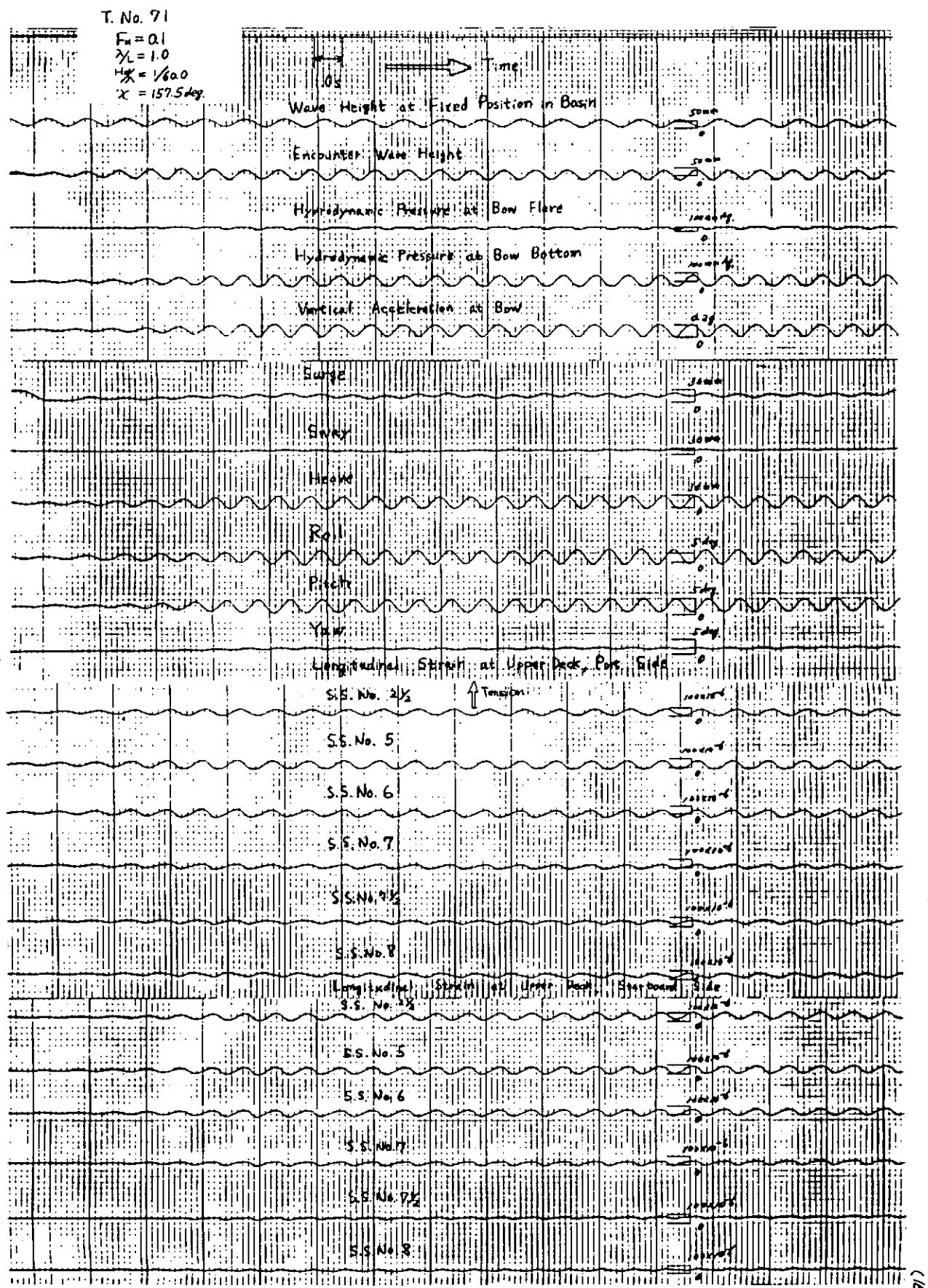


図 3.3.6 計測データ ($\chi = 157.5^\circ$, $F_n = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_s = 2.92 \text{ m}$)

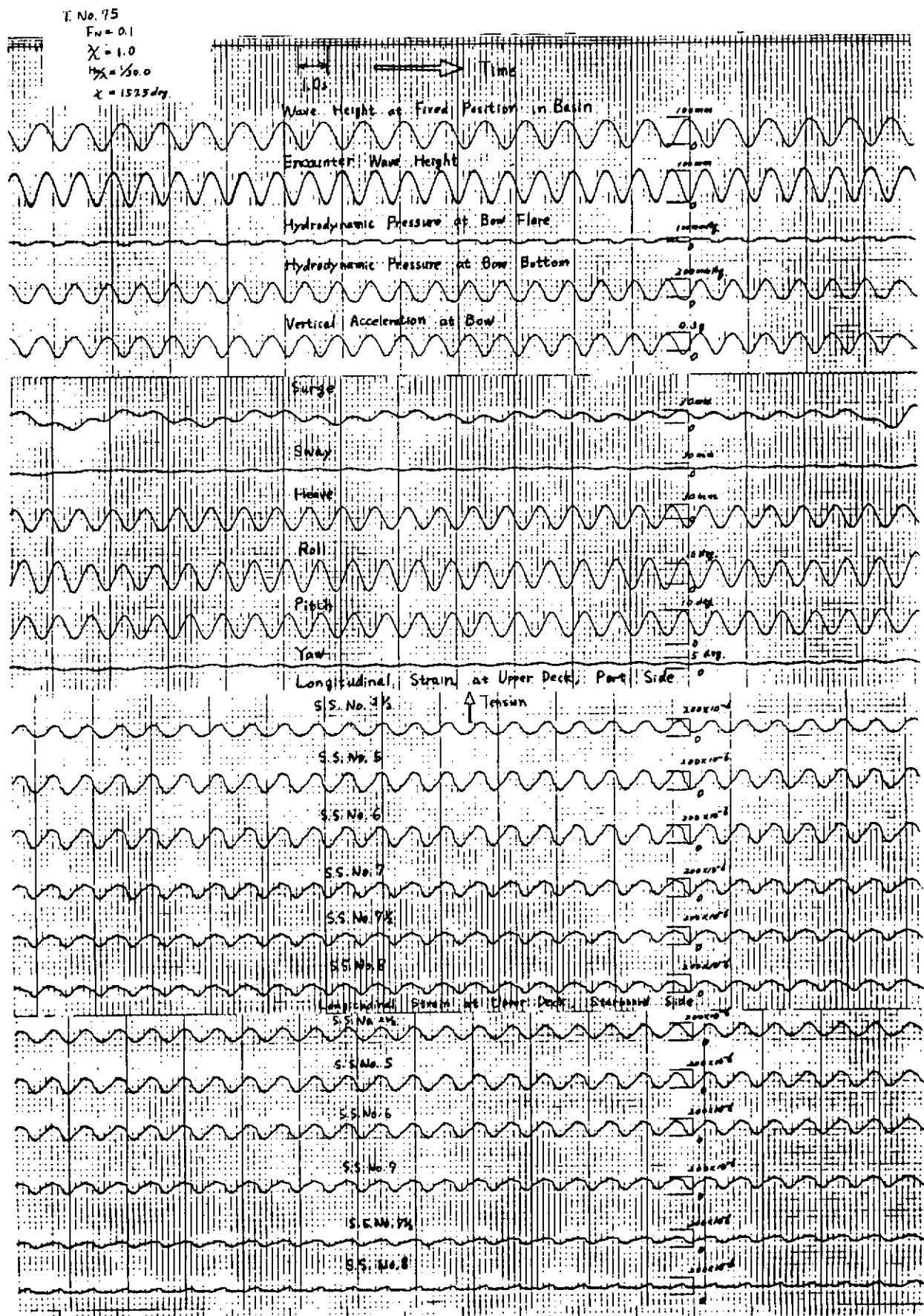


図 3.3.7 計測データ ($\chi = 157.5^\circ$, $F_n = 0.1$, $\lambda / L = 1.0$, $H_w = 5.83 \text{ m}$)

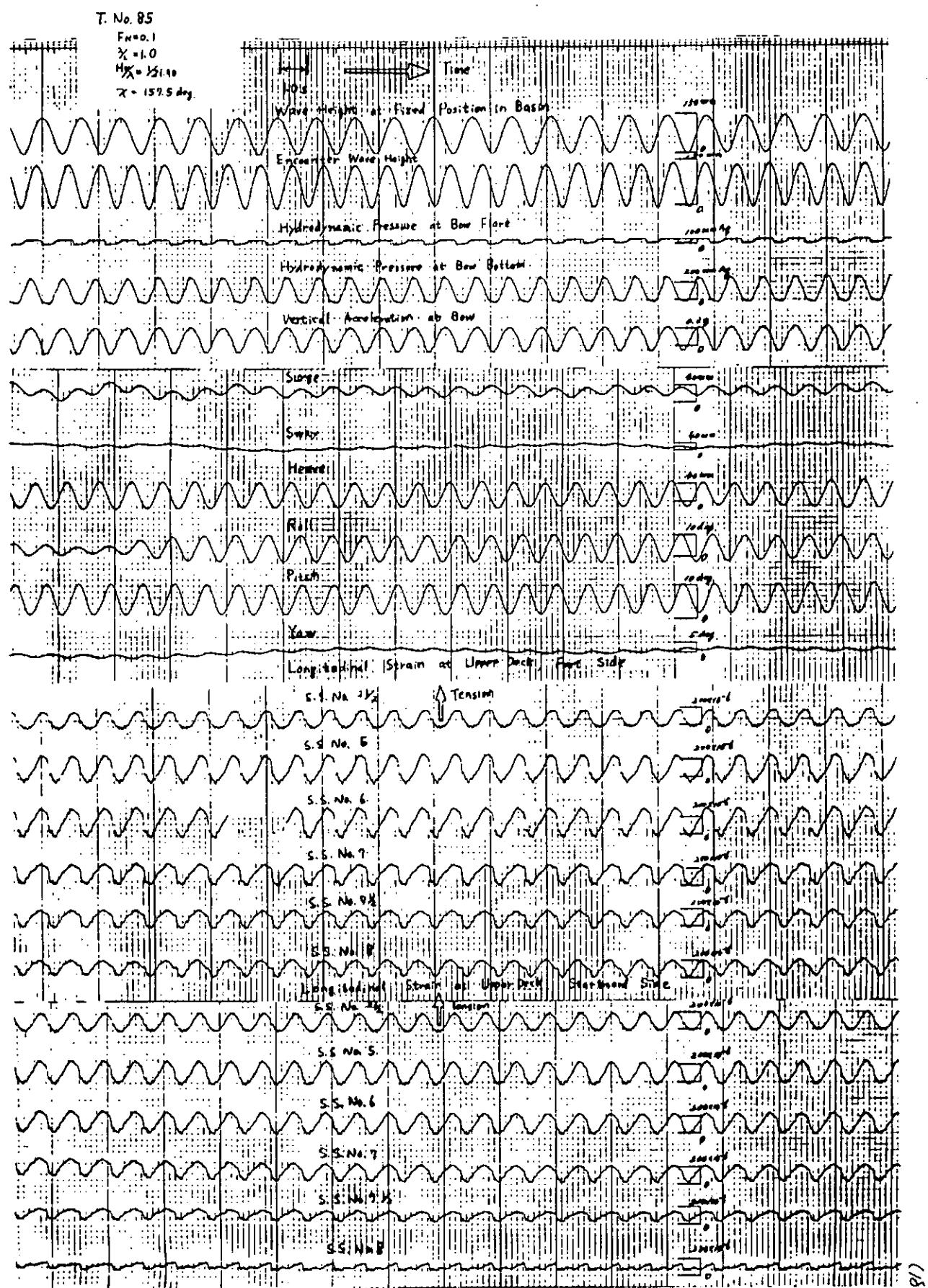


図 3.3.8 計測データ ($\chi = 157.5^\circ$, $F_n = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 8.0 \text{ m}$)

T. No. 99

$F_N = 0.1$
 $\lambda/L = 1.0$
 $H_w = 12.0 \text{ m}$
 $\chi = 157.5 \text{ deg.}$

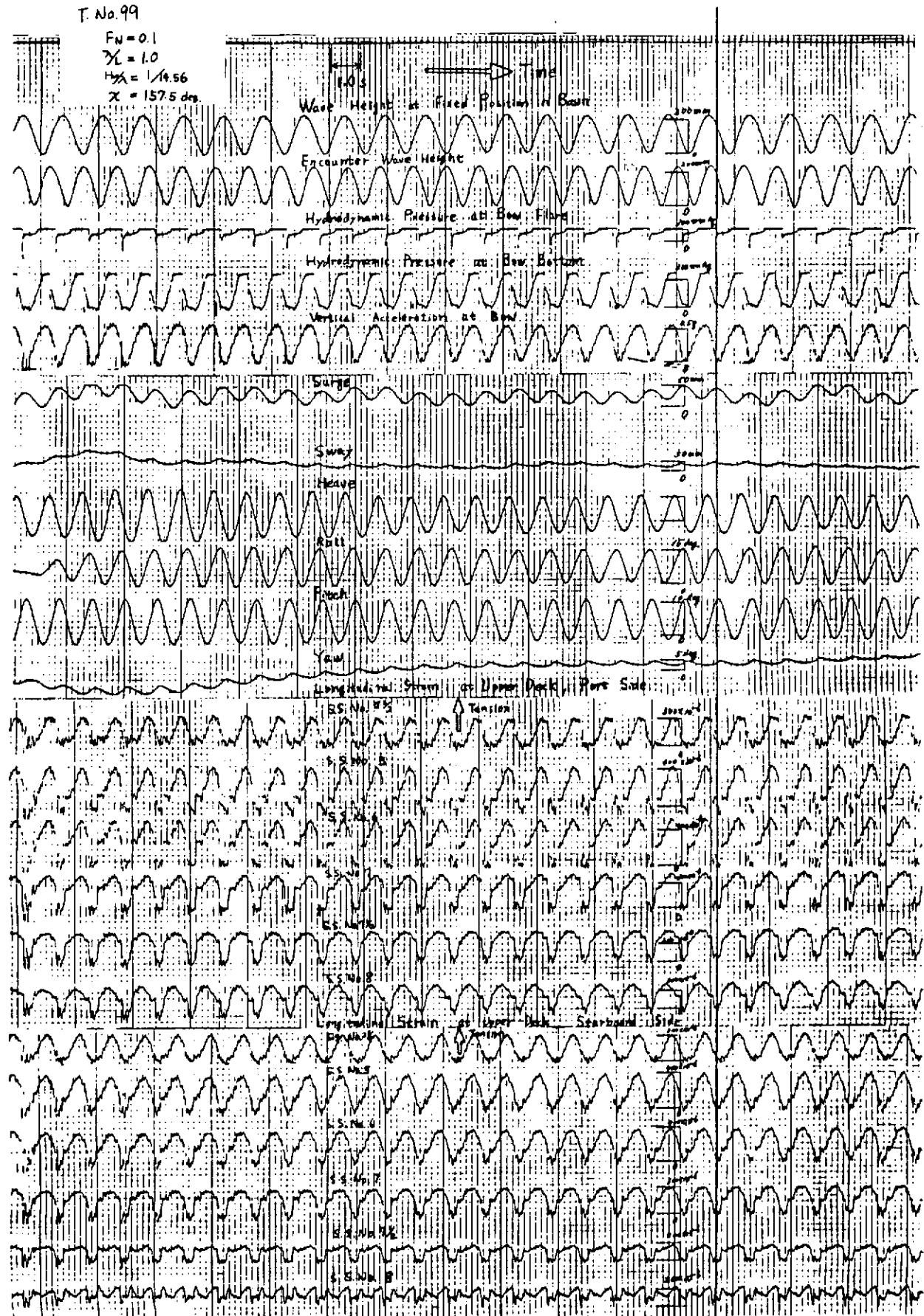


図 3.3.9 計測データ ($\chi = 157.5^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 12.0 \text{ m}$)

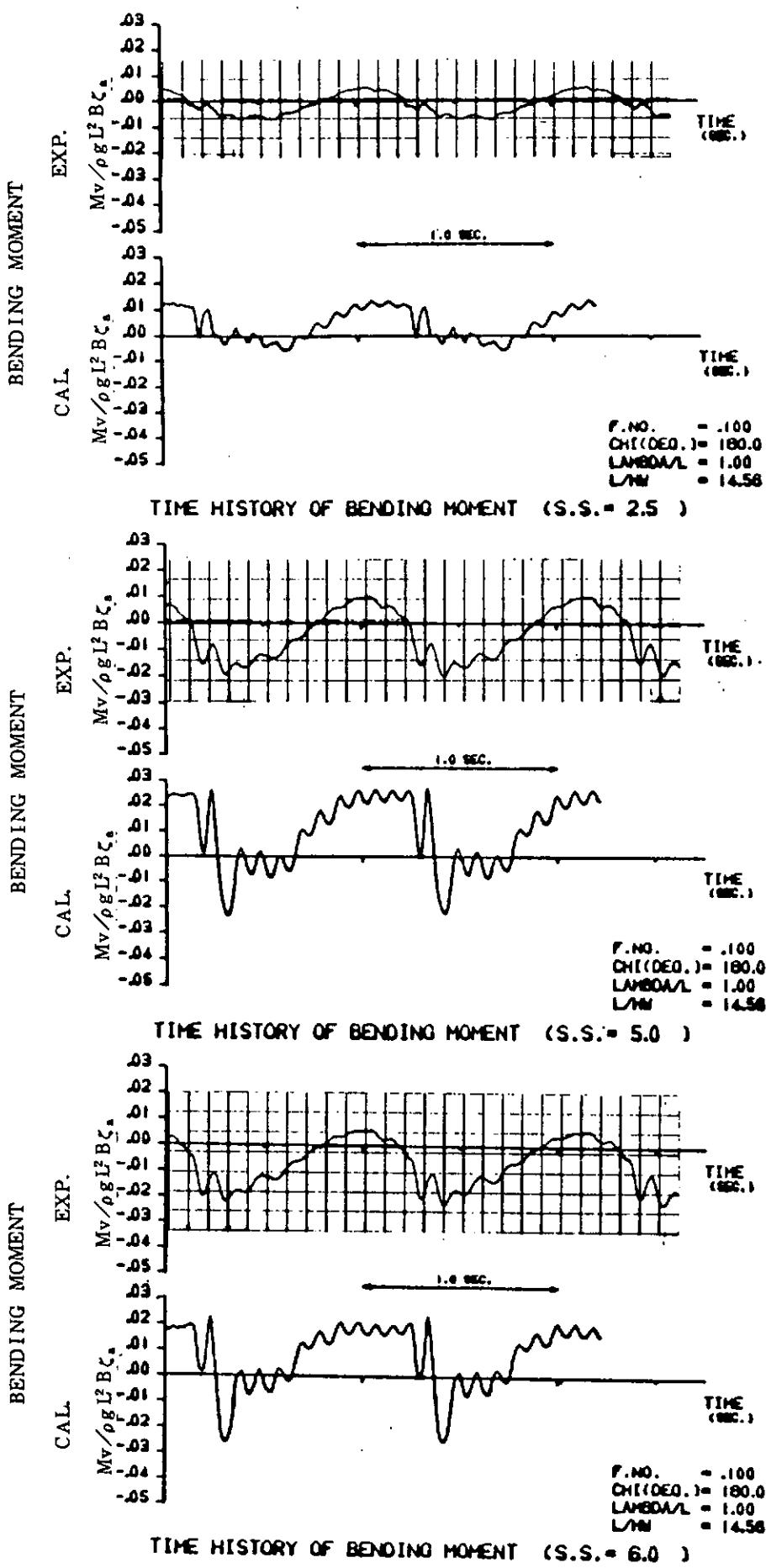


図 3.3.10(a) 実験および計算波形 ($\alpha = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda / L = 1.0$, $H_W = 12 \text{ m}$)

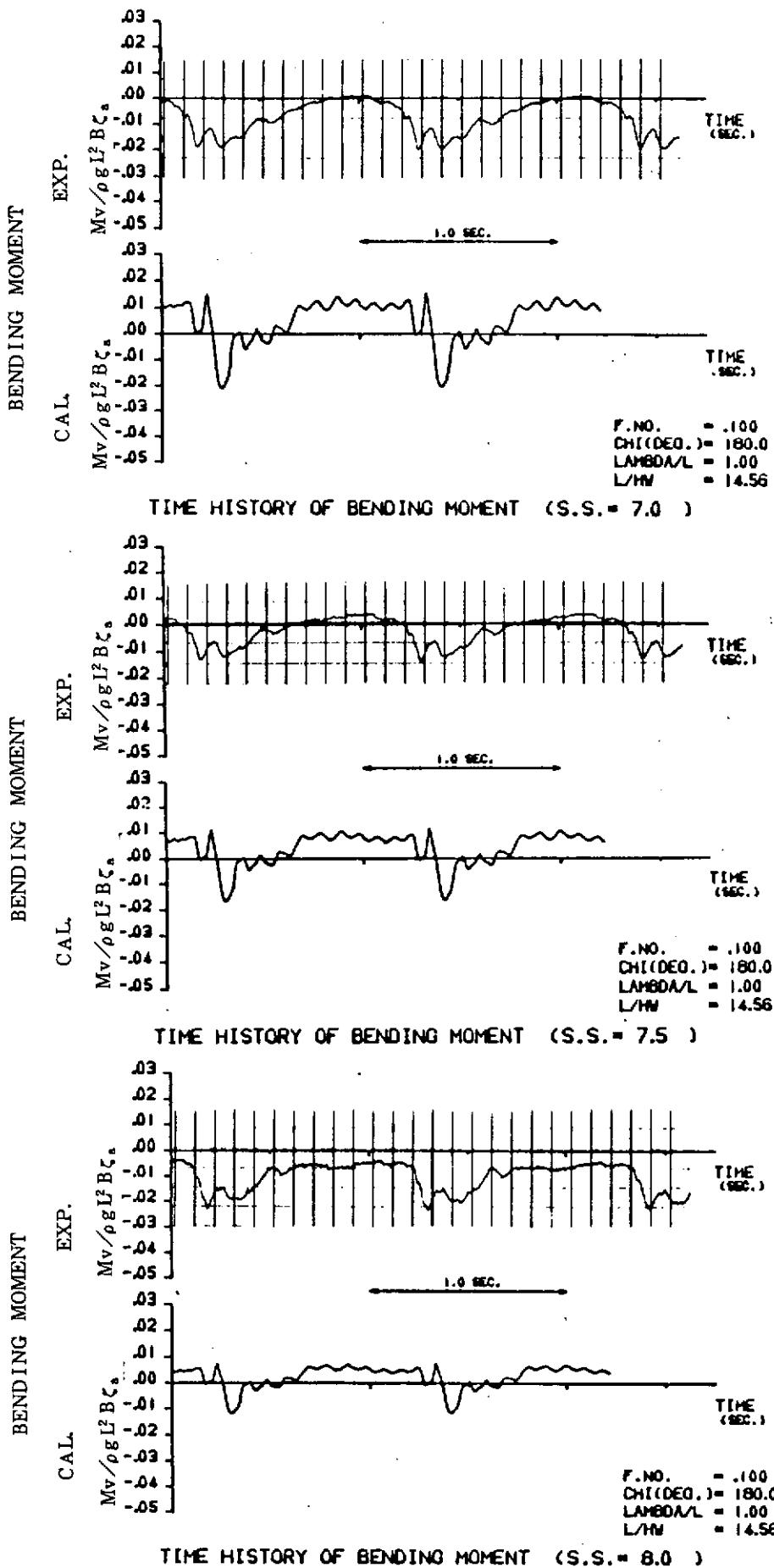


図 3.3.10 (b) 実験および計算波形 ($\alpha = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda / L = 1.0$, $H_W = 12 \text{ m}$)

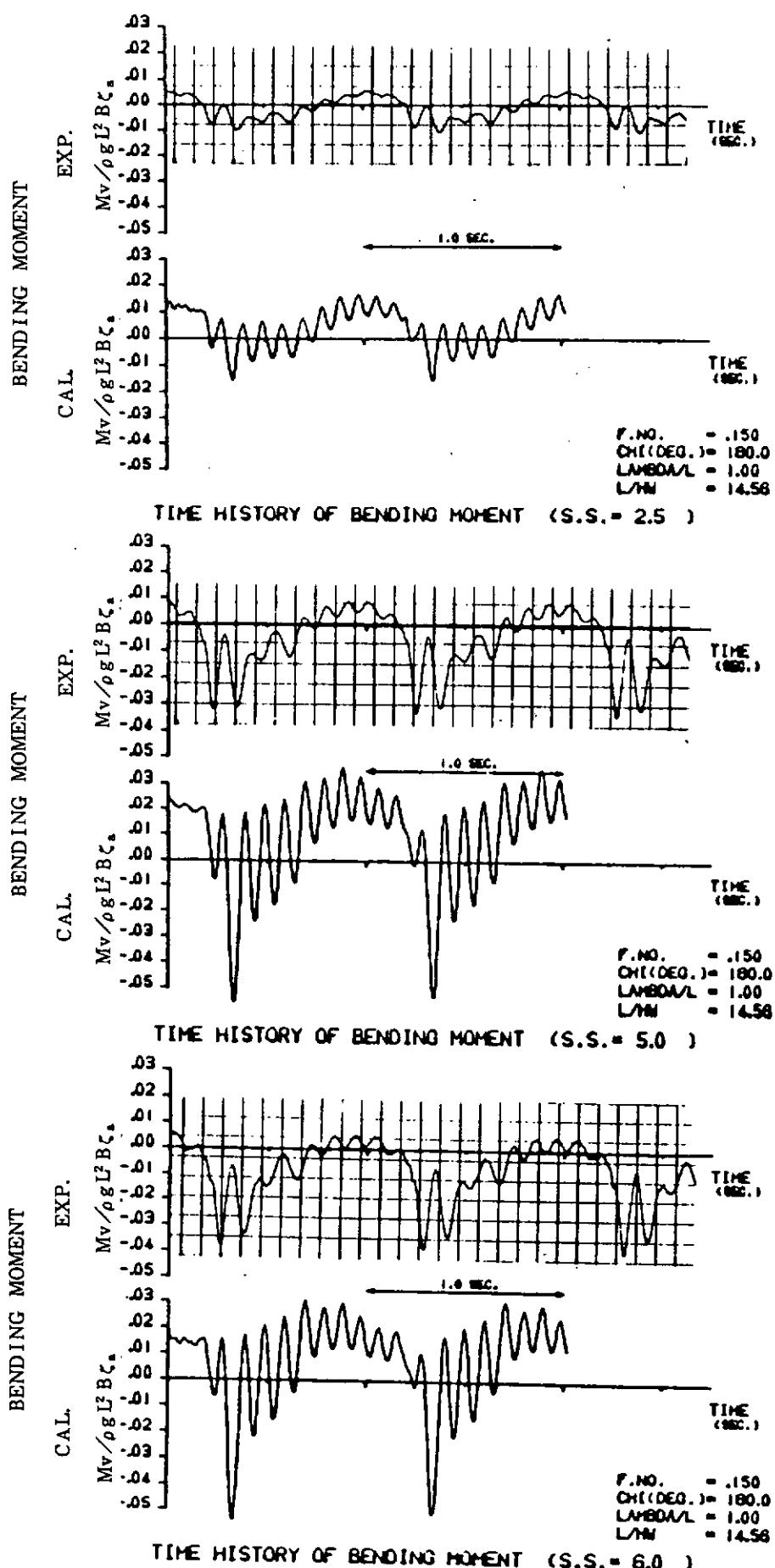


図 3.3.11(a) 実験および計算波形 ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.15$, $\lambda / L = 1.0$, $H_W = 12 \text{ m}$)

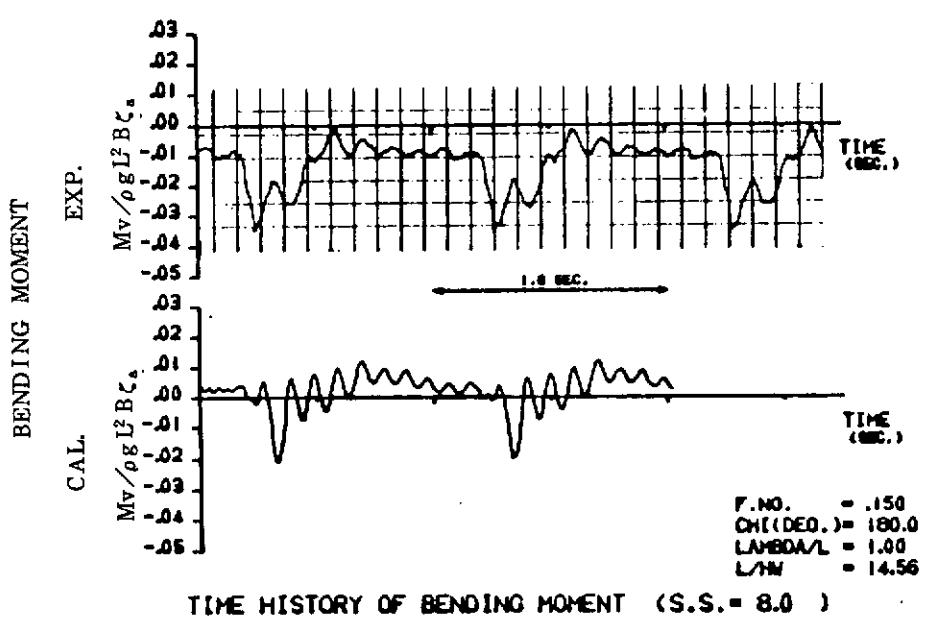
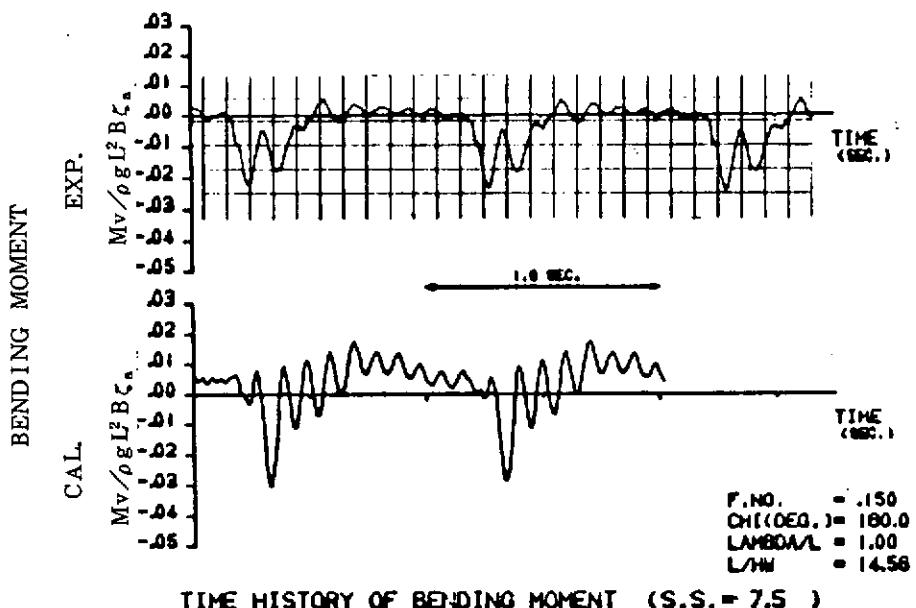
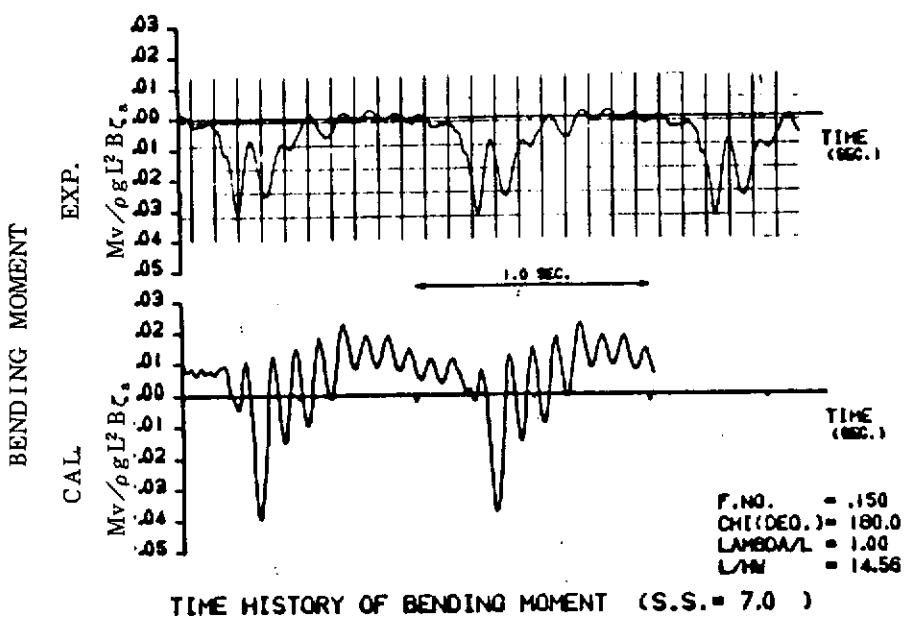


図 3.3.11 (b) 実験および計算波形 ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.15$, $\lambda / L = 1.0$, $H_W = 12 \text{ m}$)

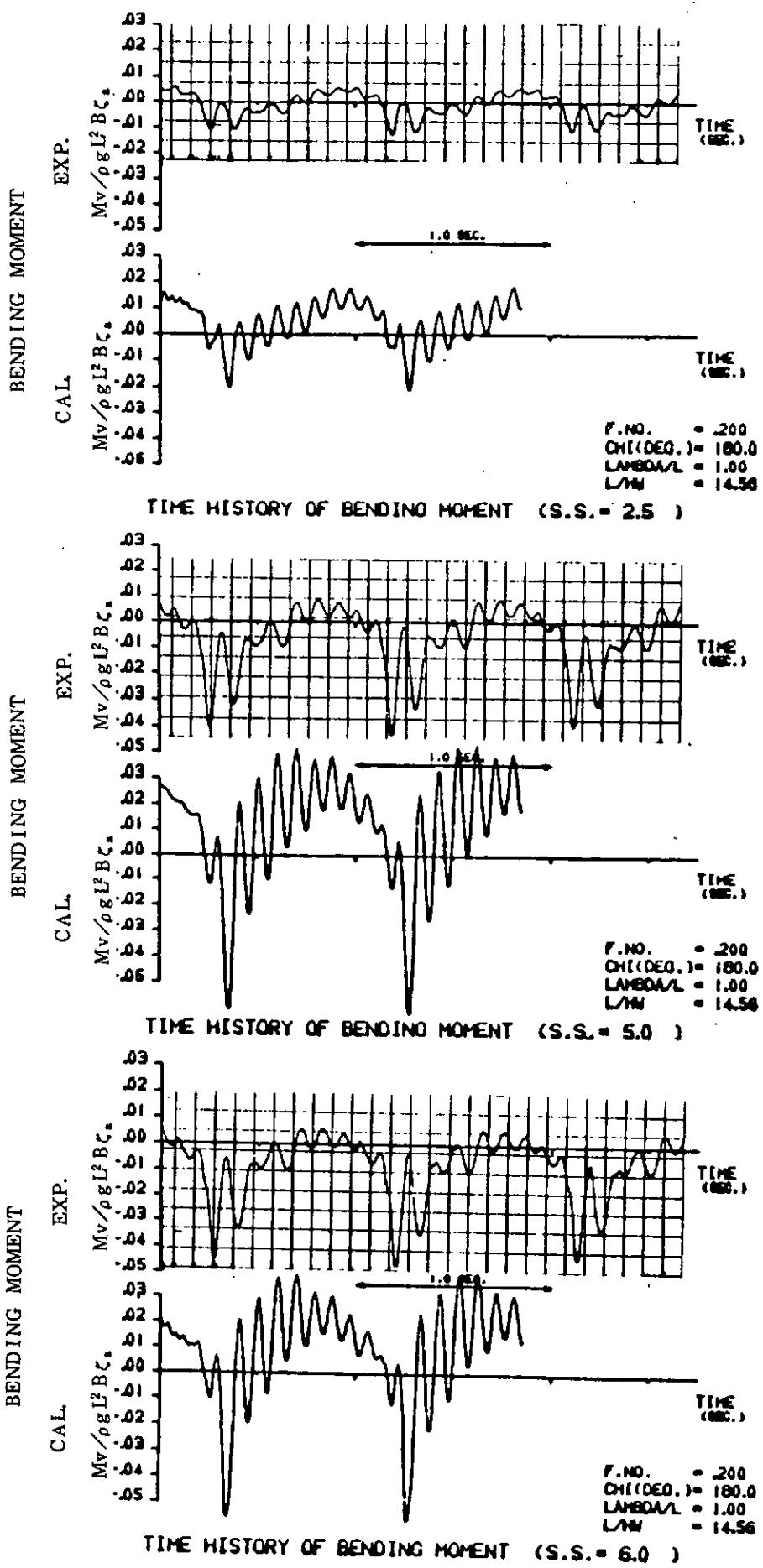


図 3.3.12(a) 実験および計算波形 ($\pi = 180^\circ$, $F_N = 0.20$, $\lambda / L = 1.0$, $H_W = 12 \text{ m}$)

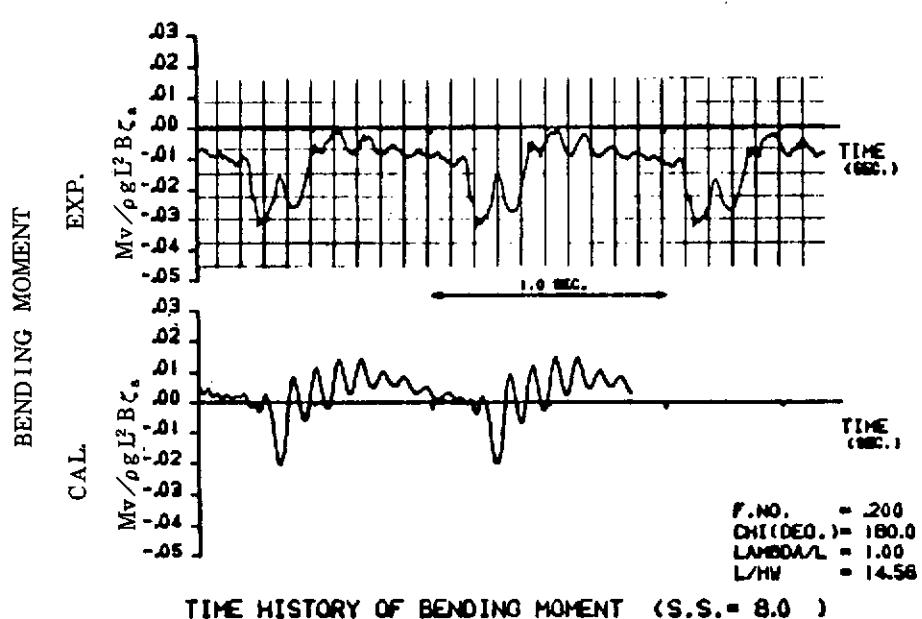
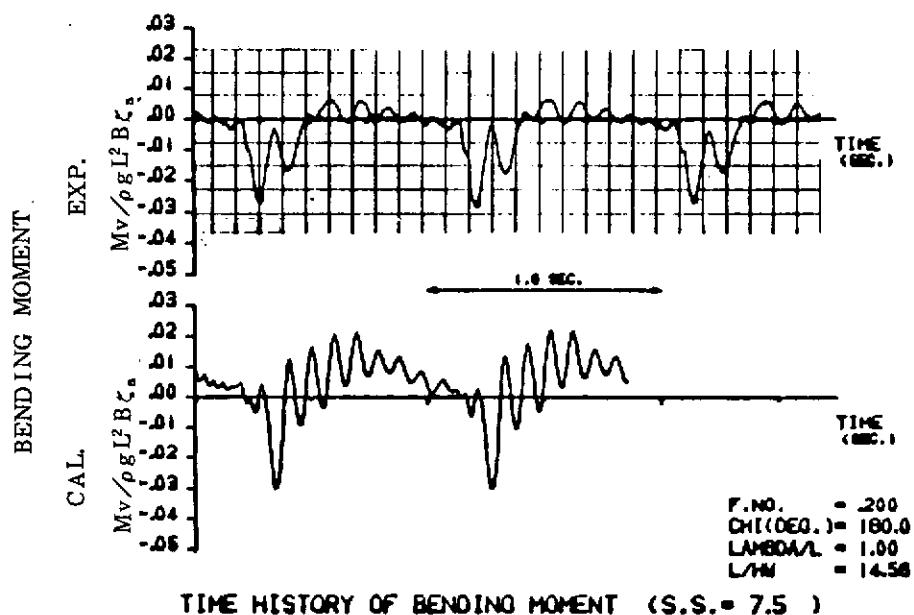
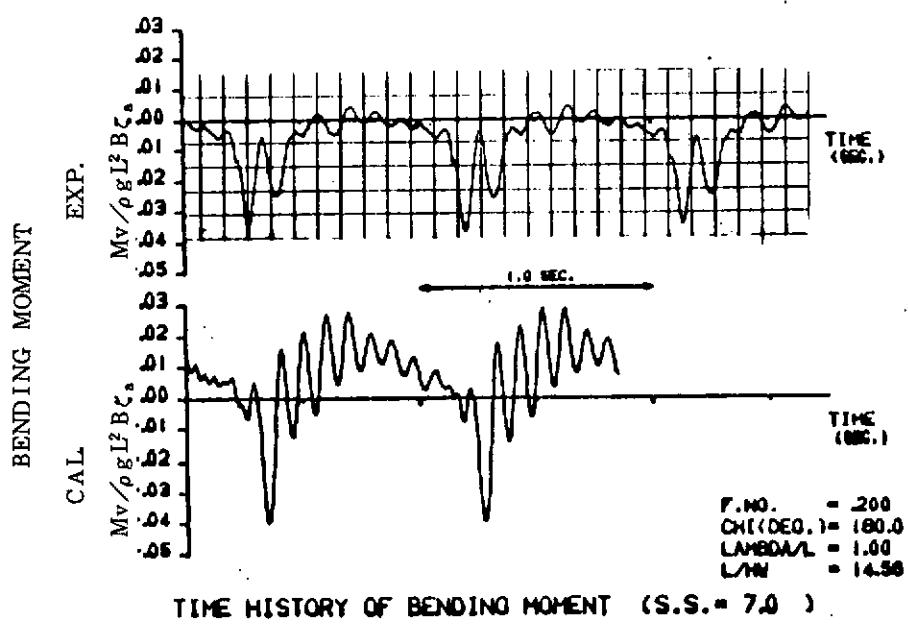


図 3.3.12(b) 実験および計算波形 ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.2$, $\lambda / L = 1.0$, $H_W = 12 m$)

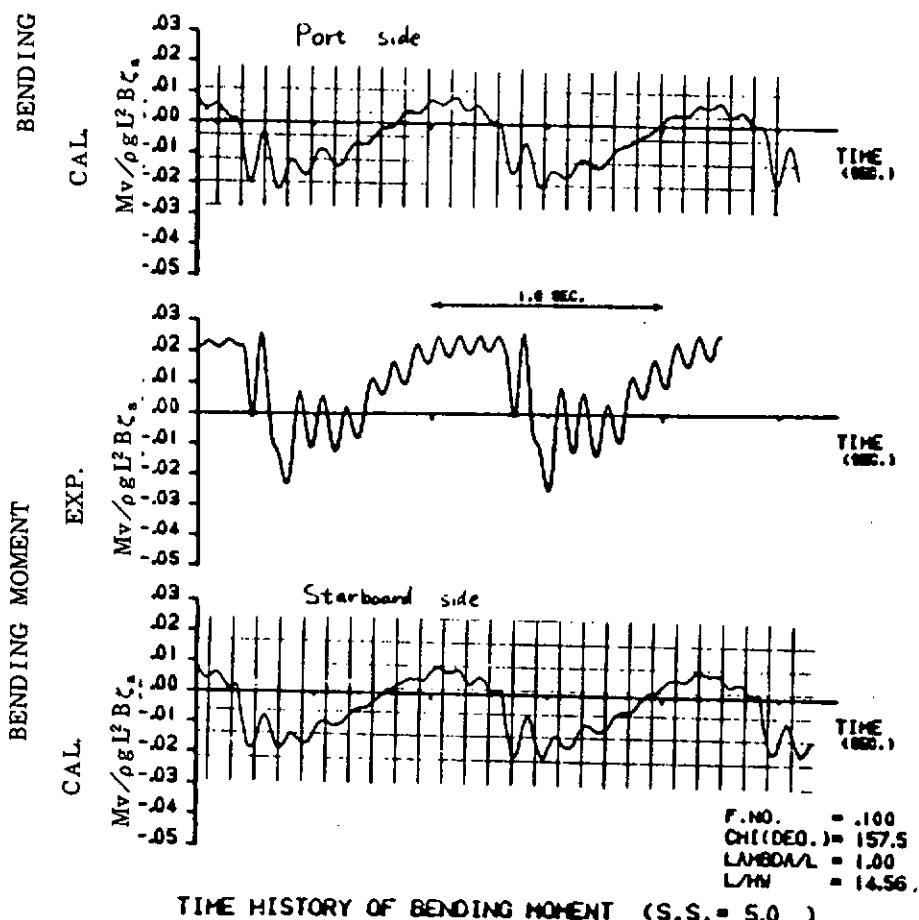
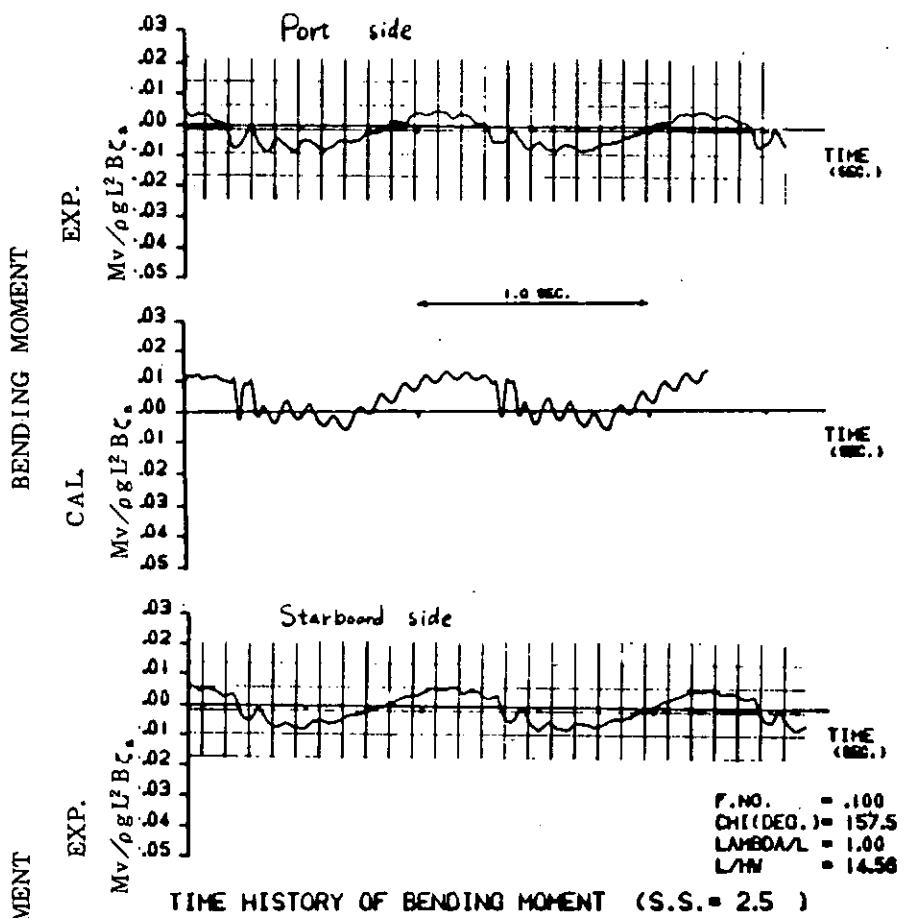


図 3.3.13(a) 実験および計算波形 ($\chi = 157.5^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda / L = 1.0$, $H_W = 12 m$)

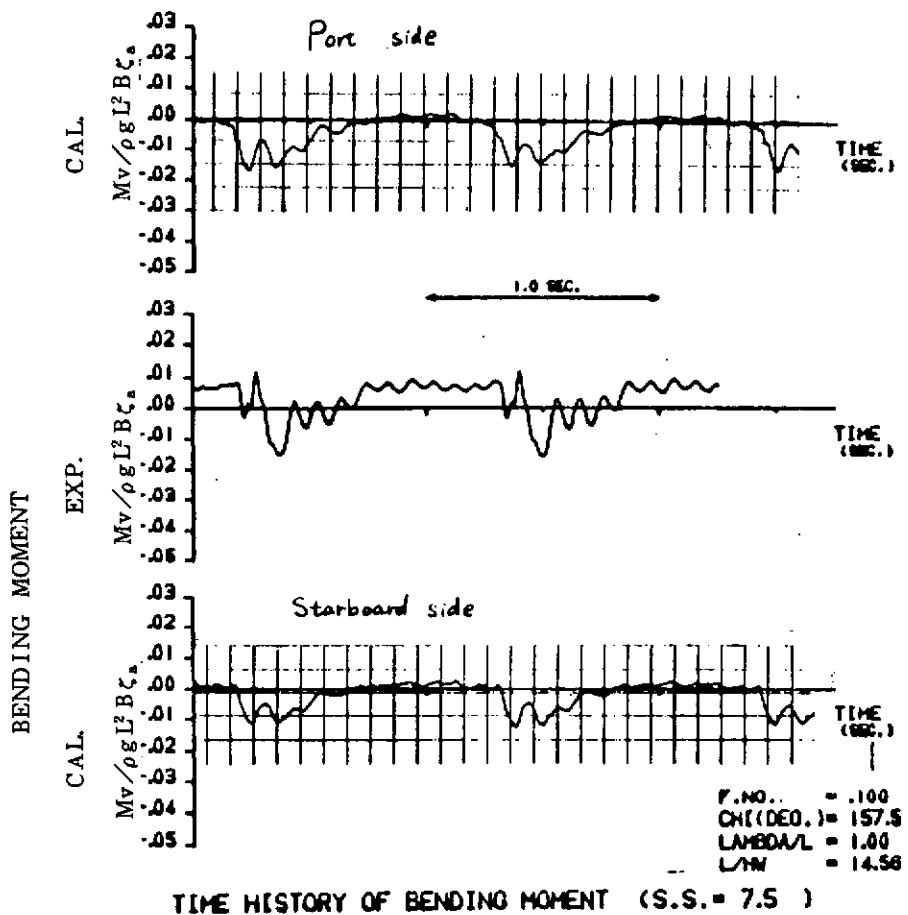


図 3.3.13(b) 実験および計算波形 ($\alpha = 157.5^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda / L = 1.0$, $H_W = 12 \text{ m}$)

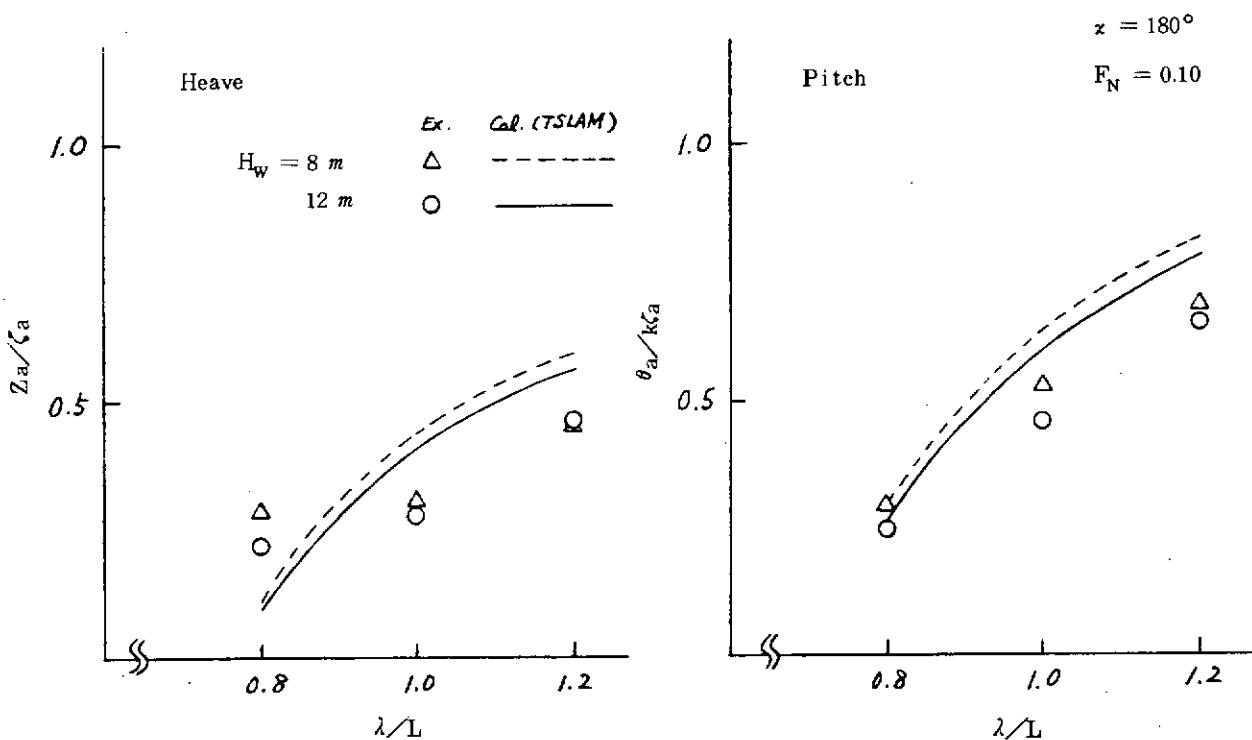


図 3.3.14 船体縦運動の実験及び計算結果

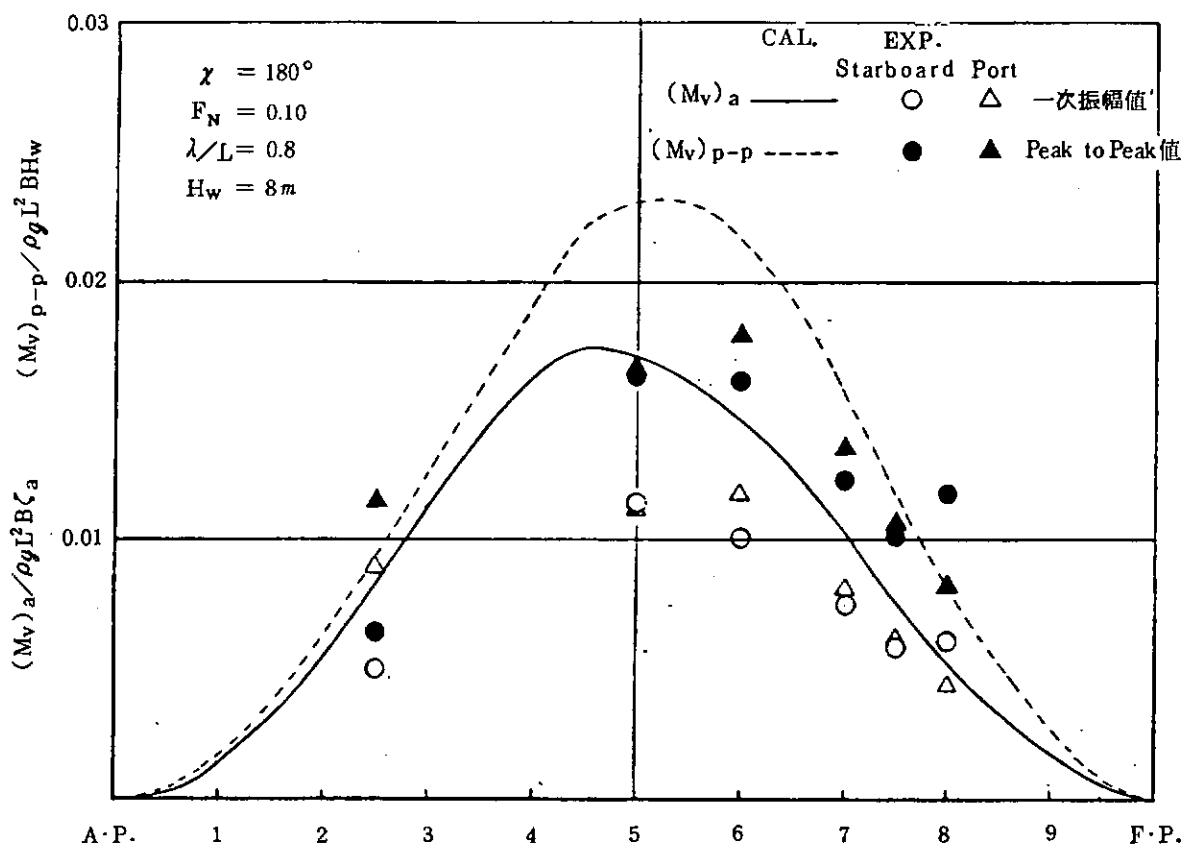


図 3.3.15 縦曲げモーメント分布 ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 0.8$, $H_w = 12 m$)

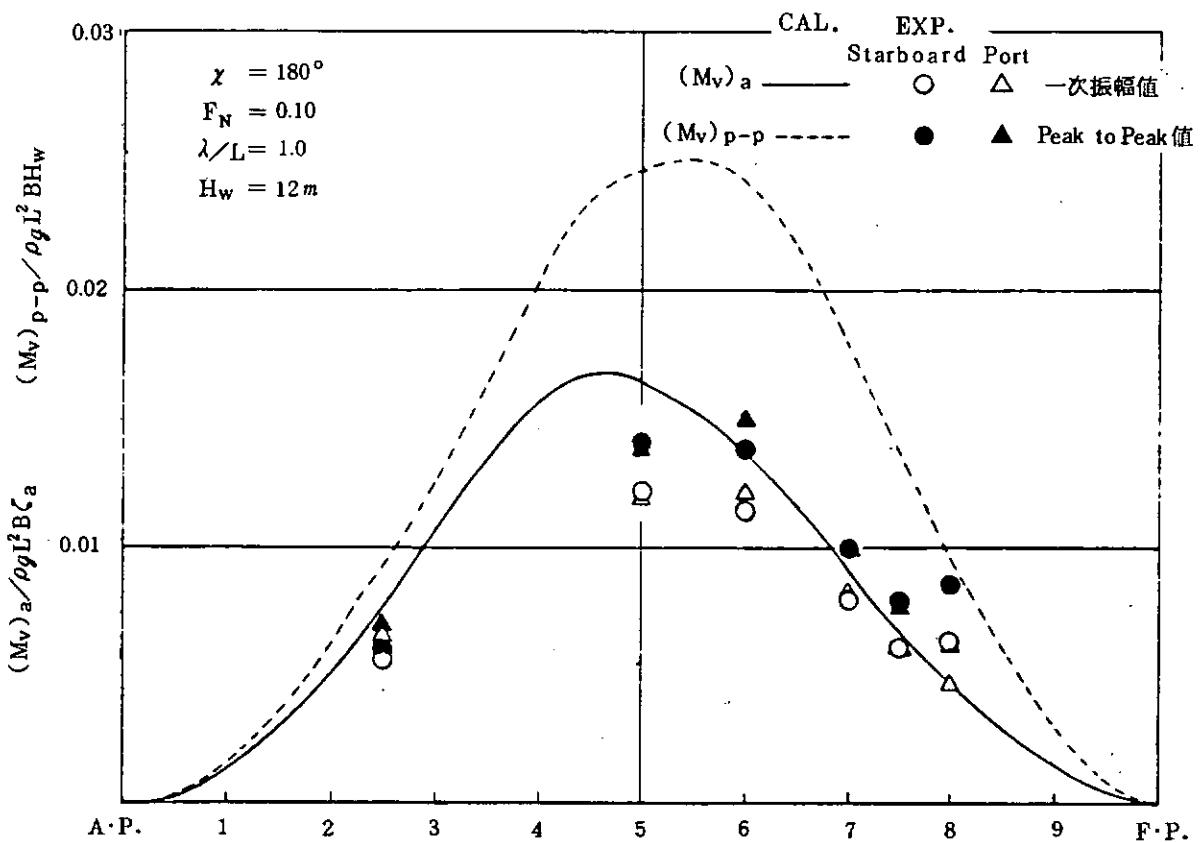


図 3.3.16 縦曲げモーメント分布 ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 12 m$)

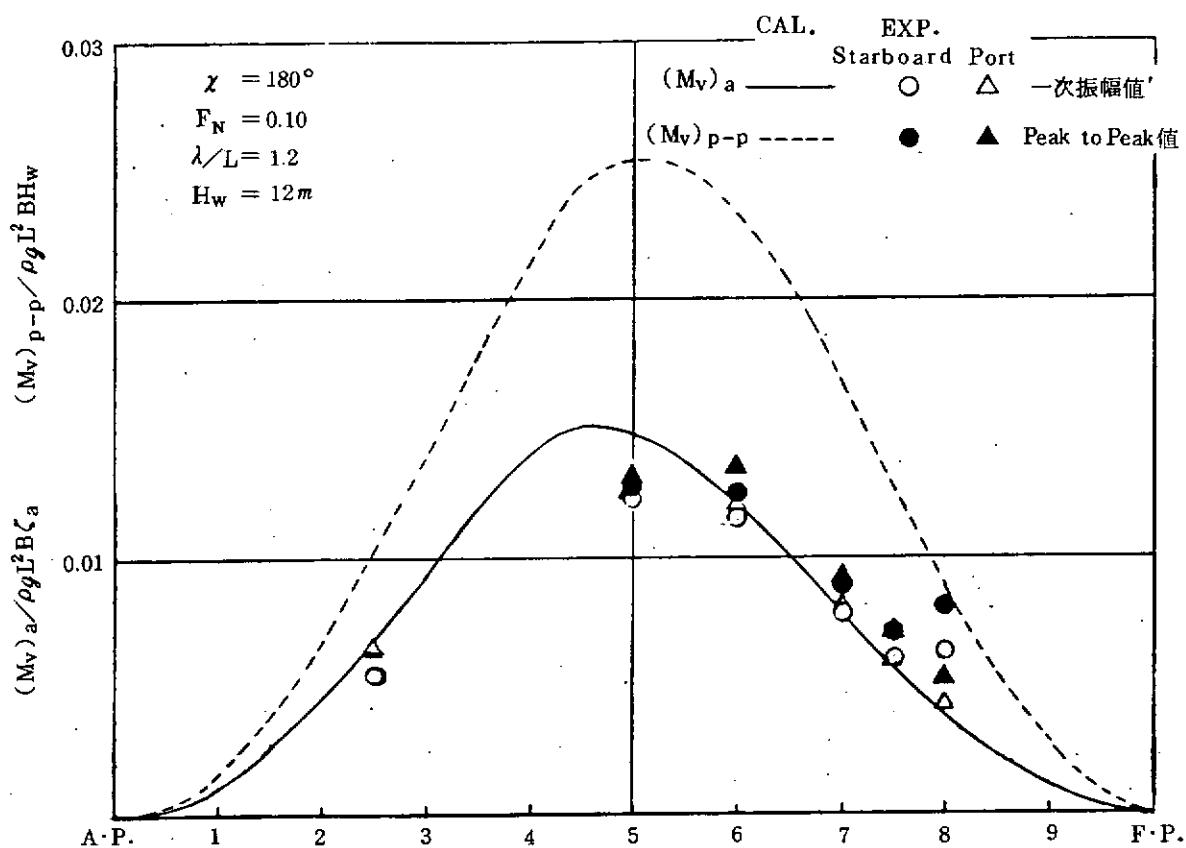


図 3.3.17 縦曲げモーメント分布 ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.2$, $H_W = 12\text{m}$)

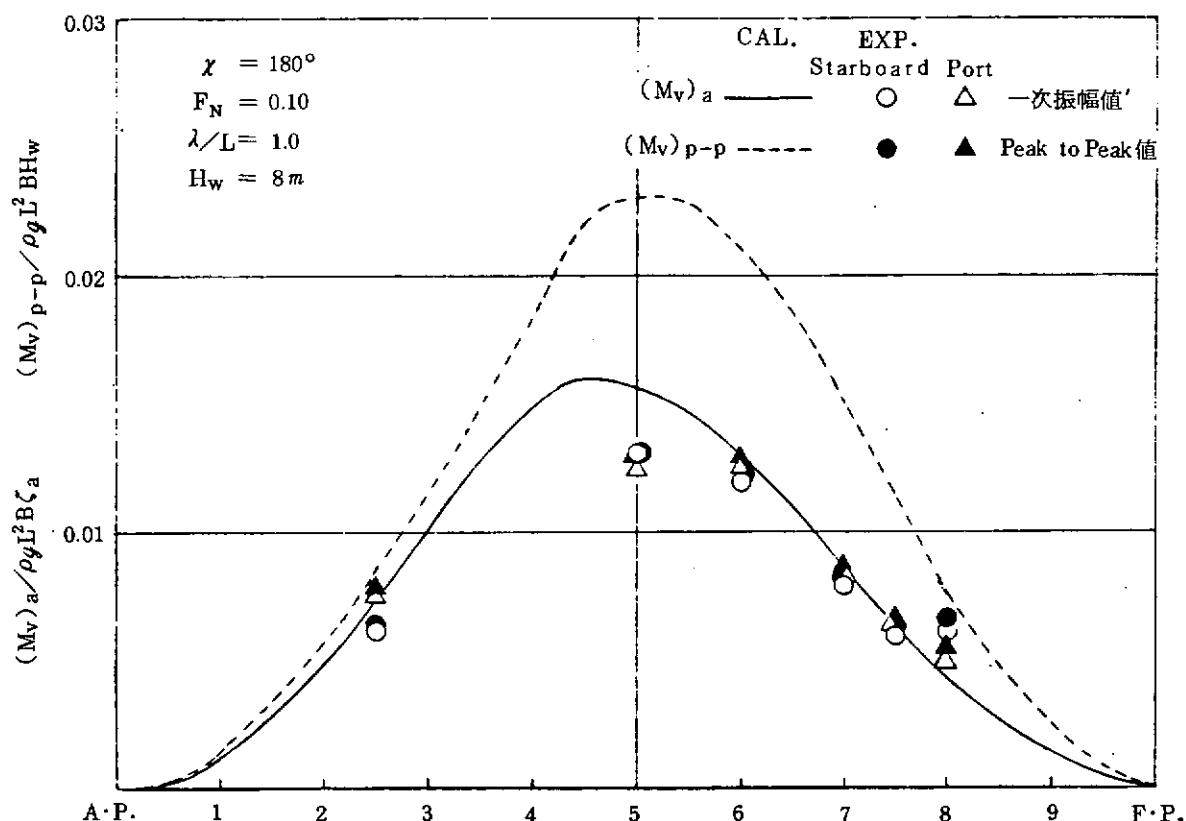


図 3.3.18 縦曲げモーメント分布 ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_W = 8\text{m}$)

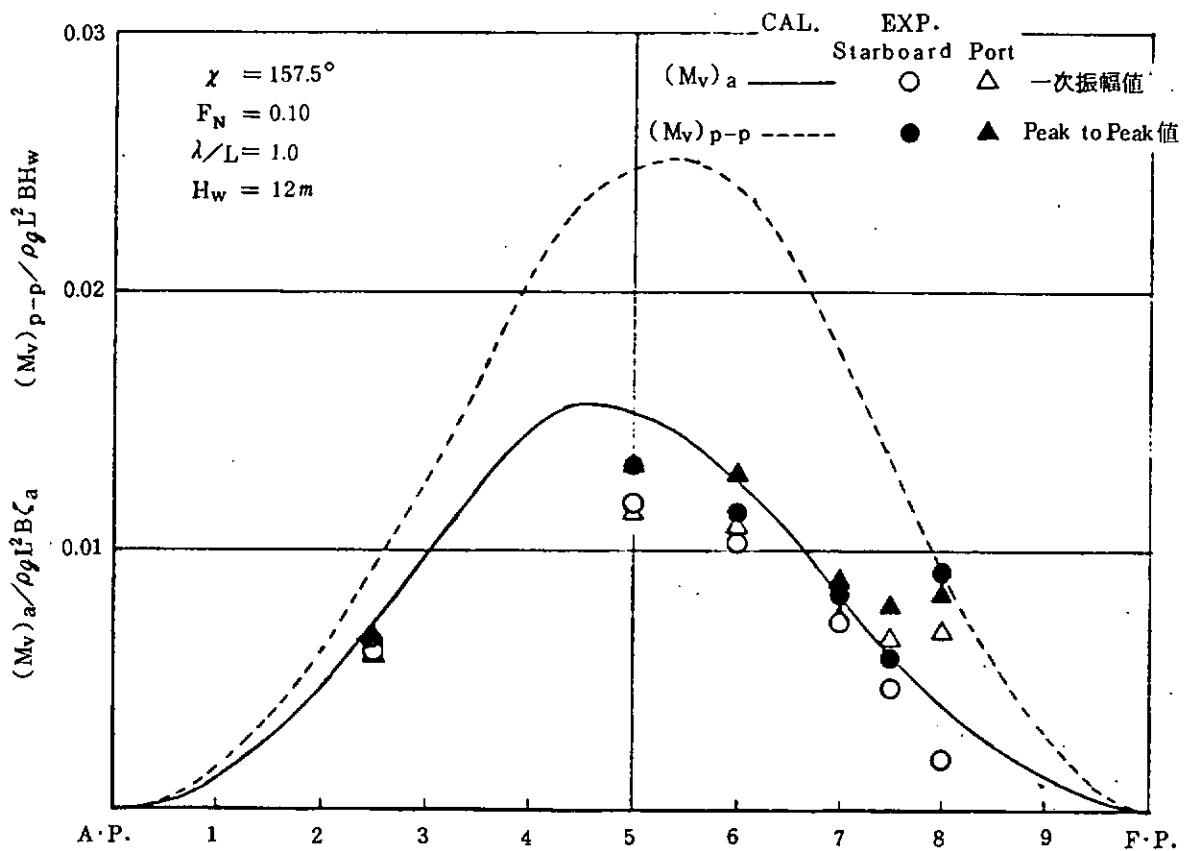


図 3.3.19 縦曲げモーメント分布 ($\chi = 157.5^\circ$, $F_N = 0.1$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 12m$)

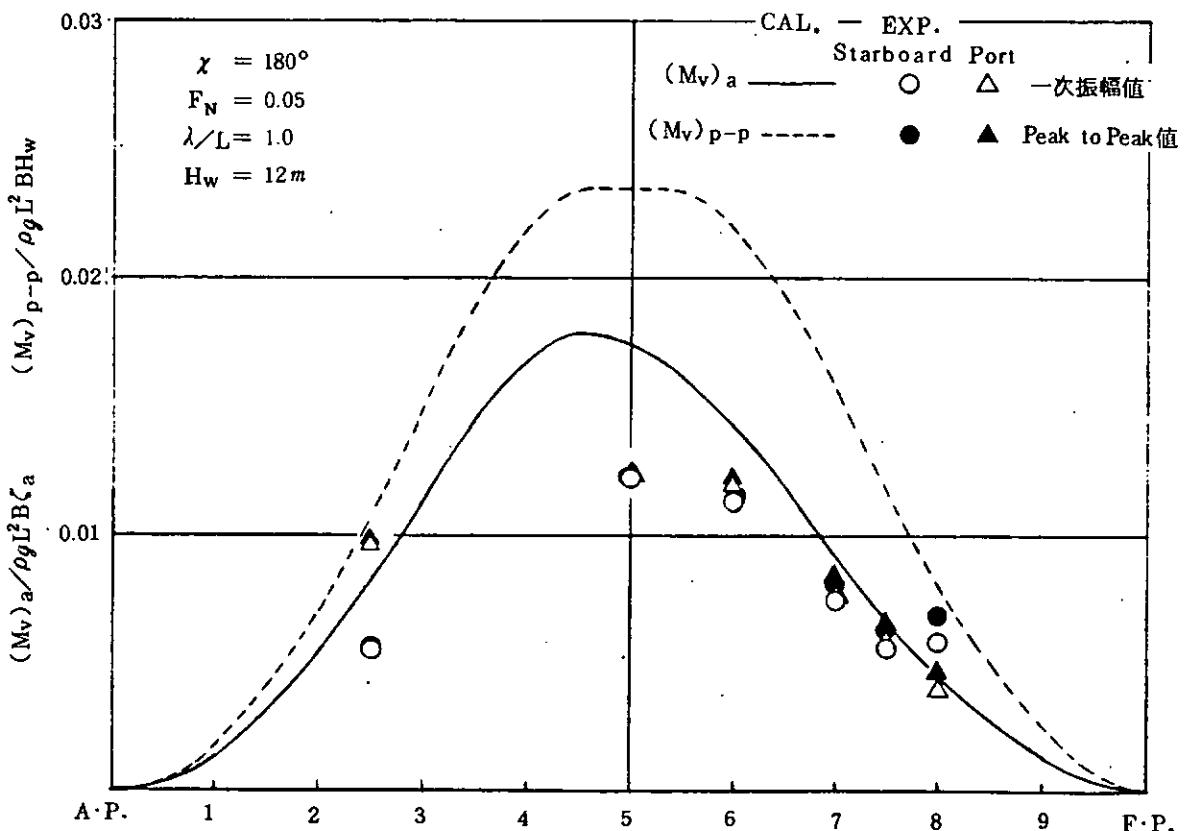


図 3.3.20 縦曲げモーメント ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.05$, $\lambda/L = 1.0$, $H_w = 12m$)

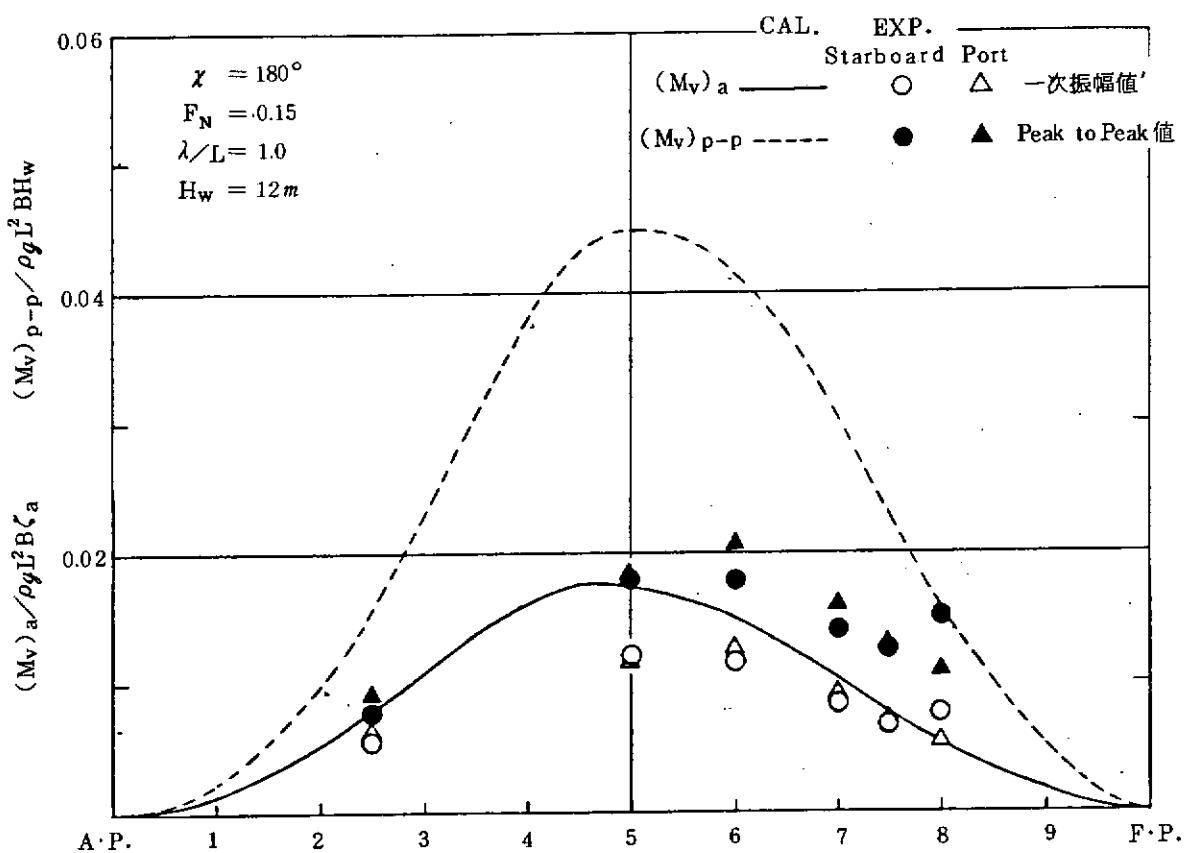


図 3.3.21 縦曲げモーメント ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.15$, $\lambda / L = 1.0$, $H_w = 12 m$)

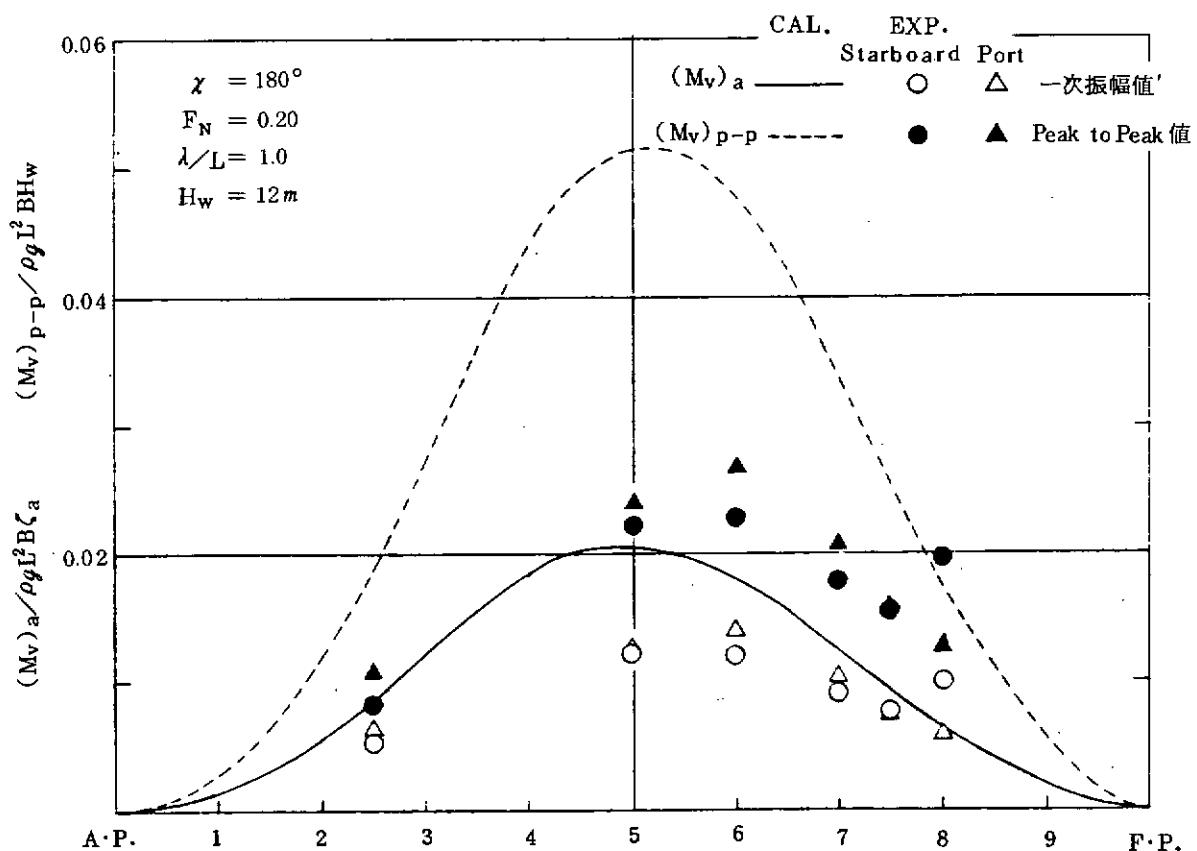


図 3.3.22 縦曲げモーメント ($\chi = 180^\circ$, $F_N = 0.20$, $\lambda / L = 1.0$, $H_w = 12 m$)

3.4. 分割模型による実験

3.4.1 分割模型と弾性模型の関係

弾性模型に歪ゲージを貼付け、ゲージ出力を計測して得られる縦曲げモーメントと、分割模型の連結部に取付けた検力計の出力として得られる縦曲げモーメント（波浪荷重）の関係について考える。検力計としては通常歪ゲージ・タイプのものが使用されることから、両者ともゲージ出力という意味で歪（内力）を計測することになる。弾性模型の場合には、模型全体が受感部であり、その振動特性を実船と相似にしたものと考えることができる。このとき、模型船は構造が複雑で局部的な剛性のばらつきが生じやすい。また、母材との関係からゲージ出力自体にも問題があり、その評価が難しい。曲げ検定試験を行うにしても精度的な疑問が残る。しかしながら、実船と相似な縦強度をもつことから、振動成分をも含んだ実験値が得られる。

一方、分割模型を用いた実験では、検力計部分のみが受感部となる。他の部分は剛体とみなされ、検力計を含んだ全体の系が剛体として挙動し、このとき各部に作用する荷重を計測する。すなわち、検力計部分に作用する外力の計測を意図する。歪ゲージ・タイプの検力計は、実際には内部の歪、内力を計測する。しかし、固有振動数を高くすることにより実質的に外力の計測を実現する。検力計はそれ自体単独で検定試験が可能であり、検定精度はよいと考えられる。ただし、分割模型全体の系としての高次個有振動数まで実船に対応させることは困難であり、また、振動モードも限定されたものとなる。

ところで、分割模型を用いた縦曲げモーメント（波浪荷重）の計測値、つまり、1次成分振幅はストリップ法による計算で推定できると言われている。スラミングが発生するような大波浪中の場合の実験データはないので断言はできないが、1次成分振幅についてはスラミングの影響は小さいと考えられる。このことは、3.3節におけるコンテナ船弾性模型の実験値で、波高を変化させても1次成分振幅はほぼ同じ値を示すことからも推察できる。ストリップ法による計算において縦曲げモーメントは流体力及び慣性力の積分値、すなわち、断面に作用する外力として定義される。このように定義された縦曲げモーメントに対するスラミングの影響を検討することは興味ある問題であるが、検力計の固有振動数の関係から実験的に求めるのは難しく、またストリップ法による計算では考慮されていない。

3.4.2 分割模型船による水槽実験

大波浪中の船体に作用する外力と定義される縦曲げモーメント（波浪荷重）の1次成分振幅を計測し、弾性模型による結果と比較することを計画中である。

(1) 供試模型船

3.3節に示した716 T. E. U. コンテナ船と同一形状の3m分割模型船を供試模型とする。船体は木製であり、S. S. 2½, 5, 7½ で分割する4分割模型である。各分割部の間隙は4mmとし、ビニール・シートにより水密を保つ。ここで、S. S. 7½より前方の船首部についてはflare形状を変更した部分模型を製作し、スラミング（bow flare スラミング）に起因する衝撃的な荷重が変化することによる影響を調べる。original及びbow flareを変更した場合のbody planを図3.4.1に示す。

(2) 検力計及び取付け治具

スラミングが発生するような大波浪中の縦曲げモーメント（波浪荷重）を計測するに際しては、検力計の定格荷重、模型船全体の系としての固有振動数、更に検力計と船体との結合方法が問題となる。検力計の定格荷重を大きくとると衝撃を含んだ大荷重に対して安全側であり、かつ、全体の系としての固有振動数も高まり模型全体の剛性は上がる。しかし、荷重に対する分解能が落ち、1次成分振幅の計測精度は悪くなる。逆に、検力計の定格荷重を小さくとると、荷重に対する分解能は上がる。しかし、全体の系としての固有振動数は下

がり、振動成分と波の基本周波数成分の分離が難しくなる。また、検力計の変位が大きくなることから、模型全体の剛体としての挙動の他に、バネ結合による変位モードが大きく現れる。

以上の矛盾は、すべて船体各部に作用する縦曲げモーメント（波浪荷重）を外力として直接計測できないことから、連結部に取付けた検力計の内部歪、内力として計測することに起因している。

ここでは、1次成分振幅に対する分解能をある程度確保しつつ、全体の系の剛性をできるだけ上げるよう計画する。検力計の定格荷重は 50 kgf-m とし、各検力計を連結ビームに取付ける。船体に作用する外力は連結ビームを介して検力計に作用することになる。図 3.4.2 に概略を示す。連結ビームを設置することにより、検力計と船体との取付け部の局部変形の影響が現われないよう計画した。その結果、重量分布に対する自由度は少なくなるが、大荷重が作用した場合でも精度よい計測が期待される。ただし、この場合でも、検力計をバネと考えた模型船全体の系としての固有振動数は 10 数 Hz 程度と推定され、衝撃的な荷重の大きさまでを計測することはできない。

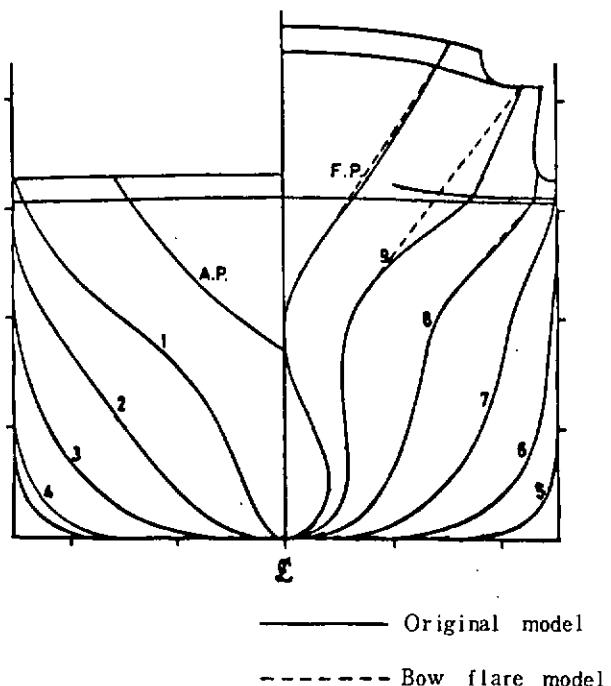


図 3.4.1 供試模型船の body plan

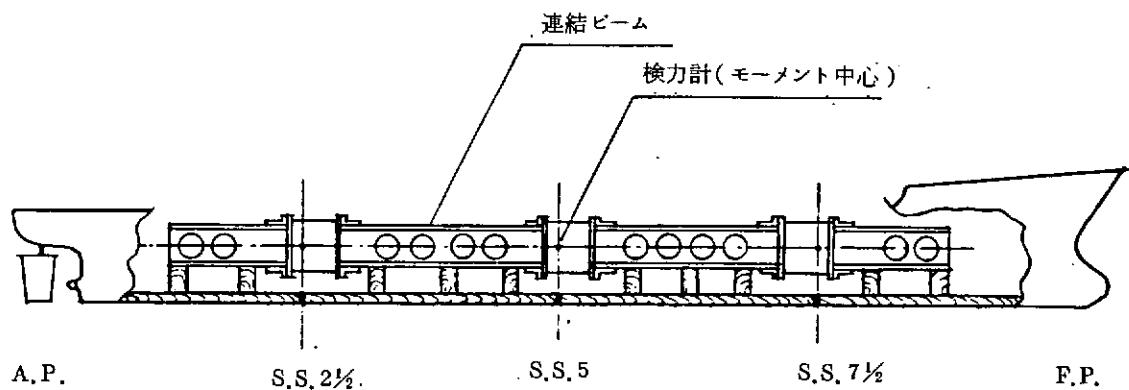


図 3.4.2 波浪荷重計測の概略

4. 船体断面模型による落下衝撃実験

4.1 船首部断面模型による強制落下試験

スラミングによる船底衝撃圧の発生機構は複雑であり、これまでにも平板や楔型模型を使った実験と理論が多くの研究者により手掛けられて来た。また、波浪中の実験的研究も多い。

船底の衝撃の発生機構は、よく知られているように、Wagner型とBagnold型の2つがある。これまでの研究でかなり解明はされたが、後者の衝撃化の理論的解明は不十分と考えられる。また、両者が同時に発生するような場合の検討も少ないのである。

本章では、これらの問題を明らかにすることを目的として、今年度は、撒積貨物船「尾道丸」のS.S.9の断面をもつ二次元模型を使って、落下衝撃実験を行ない、平らな船底とビルジ部に発生する衝撃圧を計測し、実験的検討を行なった。

4.1.1 実験方法

(1) 落下衝撃試験装置

実験は、図4.1.1に示すような一端に造波機を他端に消波機をもち、中央部にミナーシャモータで駆動制御される落下塔を備えた二次元水槽で行なった。

(2) 二次元断面模型

実験に用いた模型は、撒積貨物船「尾道丸」のS.S.9の断面形状をもつ長さ約1mの木製の二次元模型である。断面の縮率は1/48.09である。「尾道丸」のS.S.9の断面は、船底の平らな部分が比較的広く、かつ、三次元模型船の波浪中実験でもスラミングの発生が予想されることより、この断面を用いた。断面形状及び寸法を図4.1.2に示す。

(3) 実験条件

スラミングを各断面で見る場合には、その断面の落下速度は一定と考えられる。ここでは、落下速度一定の強制落下実験を行なった。実験は平水中への落下実験及び波の中へ落下させる実験の二種類について落下速度を変化させて行なった。

波浪中の船体運動及び波浪のOrbital velocityを考慮すると、 $\lambda/L=1.0$, $H_w = 25\text{ cm}$, $F_n = 0.05$ の規則波中の縦運動の計測結果から波と船底との相対速度は縮率1/48.09の模型船でS.S.9では1.4m程度まで考慮すれば十分と考えられるが、本実験では装置の都合から1m/secが限界であった。波の中への落下実験では、波長を約2.5m, 波高を10cm, 12cmの二種類とした。

(4) 計測項目

本実験における計測項目は以下の通りである。

- 1) 衝撃圧力
- 2) 着水信号
- 3) 落下速度
- 4) 加速度
- 5) 波高

衝撃圧及び着水信号は、図4.1.3に示すように配置した。これらの中から、衝撃圧9点と着水信号2点を選んで実験した。なお、同図中の着水信号の計測点の番号は、水圧計と対応させている。使用した水圧計は共和電業社製のストレインゲージタイプのPS-2KA及びPS-5KAを用いた。この水圧計の固有振動数は約20kHz、応

答周波数は 5 kHz である。增幅器は 50 kHz の直流型のひずみ計を使用し、記録はすべて 14 CH の Data Recorder に集録した。衝撃時の速度は、試験機の変位をポテンショメータで検出し、着水直前の出力信号の傾斜から求めた。波高は容量型の波高計を用いた。この計測において保障される応答周波数は 5 kHz である。

着水信号は、ゲージ用の端子（厚さ約 0.12 mm）にスリットを入れ、リード線を半田付けして、スリットが着水した時の電圧変化を取り出す方式で計測した。

4.1.2 実験結果および考察

(1) 平水中落下試験

本実験で用いた二次元模型は、Rise of floor はない平らな船底、曲率半径約 130 mm のビルジ部および垂直な船側をもつ模型である。従って、船底中央部では空気巻き込みが起り、ビルジ部では立上りの鋭い Wagner 型の衝撃水圧の発生が予想される。

図 4.1.4 に落下速度が $V_0 = 0.60 \text{ m/sec}$ で平水中へ落下させた時の各記録波形を示している。これらの波形を見ると、ビルジ部の P 10, P 2 の波形は立上りが 0.3 ms 程度でかなり早い現象であり、それ以外はすべて立上りが 0.8 ms 程度である。着水信号は、船底中心の点 C 5 を見ると圧力が Peak に達する頃、着水している。これは、水圧計と着水用ゲージとが 50 mm 離れていて、P 5 では着水していても C 5 の所で巻き込んだ空気が溜まっているためと考えられる。

P 10 の波形は、立上がる直前に負圧を生じているが、これは、船底と水面との間の空気が船速側へ高速で流れるために、負圧を生じ、このために、持ち上げられた水面と船体の相対速度が大きくなっている。早い立ち上がりの波形となっている。落下速度が遅くなると船底中心部での水圧の波形は三角形に、早くなると、図 4.1.4 の波形よりもさらに台形に近くなるようである。

P 2, P 4, P 5, P 10, P 11 の点での衝撃圧の最大値をプロットしたものが、図 4.1.5 である。各点ともかなりバラツキがあり、落下速度との関係は明確ではない。この原因としては、巻き込まれた空気が船底で不安定な状態にあるため、16% 高速度カメラによる撮影フィルムから観察した結果、模型船が停止後、船側から空気の泡が上がってくることからも、これが原因の一つと考えられる。定性的には速度に比例していると云えるが、より明確にするには、更に実験を行ない定量的にも明らかにする必要がある。

船体への衝撃荷重としては衝撃圧力の peak 値のみが影響するのではなく、その力積が有効と考えられる。そこで、図 4.1.4 の水圧波形のうち右舷側の P 5 ~ P 11 のみを取り出して検討する。図 4.1.5 に各点での立上りの傾斜、圧力の継続時間及び P_{max} を示した。立上りの開始時刻は船底中心から船側へと進んでいる。また、その傾斜は、船側へ行くほど早い。継続時間は、立上がり開始の時間差だけ異なり、船側へ行くほど短い。圧力が 0 のレベルに戻る時刻はほど同時に異なる。一旦 0 になったあと各点で同じ程度の負圧を生じる。また、船側に近いほど台形状の水圧波形となる。

継続時間の落下速度による影響を求める図 4.1.7 のようになる。立ち上り時間の落下速度による影響を見るために図 4.1.8 に船底中心線上の水圧計 P 5 の波形を比較している。これらのことから落下速度と力積とはある程度関係づけられるようである。

今後、理論計算と追加実験により、空気巻き込み時の衝撃圧について検討する。

(2) 波の中への落下試験

船と波との出合角が $\chi = 180^\circ$ (向い波) より斜め波になると、出合波の波長によっては、船体運動が向い波よりも大きくなることもある。斜め波中のスラミングを考えた場合、波と船底の衝撃角をパラメータとした実験が有効である。

実験は波との位相を種々変えて行なった。実験の1例として図4.1.9に $\lambda = 2.375\text{ m}$, $hw = 10.4\text{ cm}$, $v_0 = 0.91\text{ m/sec}$ の場合の落下して着水する瞬間の船と波との相対位置を示す。

この実験では、ビルジ部の船底側P2の位置が先ず着水している。P2の着水時を時間の基準として、各位置での衝撃水圧の立上がりまでの時間と衝撃水圧の時間波形を示したのが図4.1.10である。P1とP11を除いて、すべて、Wagner型の衝撃水圧波形である。

この衝撃水圧の最大水圧までの立上がり時間はP9を除いて0.14msから0.28ms, P9が0.58msと極めて短く、計測器の周波数特性から考えるともっと高い水圧が生じている可能性もある。この実験では波傾斜が急なところから着水を開始しているので右舷に行くほど波と船底との衝撃角が小さくなり、従って、最大値も大きくなっている。衝撃圧の伝播速度は約12m~25m/sである。次に衝撃圧係数C(β)を前田の実験式

$$C(\beta) = 400 \times e^{-0.14\beta} \quad (\beta: \text{deg}) \quad \dots \dots \quad (4, 3, 1)$$

を用いて着水した点P2のC(β)を求めると $\beta = 8.8^\circ$ である。一方波傾斜とビルジの形状から衝撃角は、 3.2° である。 $(4, 3, 1)$ 式による各点の衝撃角は表4.1.1のようになる。本実験での β の推定法は今後の問題である。

今後、更に解析を進め、波との位相及び衝撃角の関係を明らかにする。また、船底が平らな箱型模型についての実験も行ない、本模型との比較を行なう。

4.1.3 まとめ

「尾道丸」の船首部S.S.9の断面二次元模型による強制落下衝撃試験の結果、以下のことがわかった。

平水中への落下試験では

- 1) 曲率半径130mmのビルジを有する船底が平らな断面模型でも空気巻き込みがおこる。
- 2) 空気巻き込み時の水圧波形は落下速度により台形、三角形の波形となる。
- 3) 空気巻き込みを伴なう衝撃水圧の最大値は落下速度 v_0 の2乗に比例すると考えられるが定量化は、今後の検討課題である。
- 4) 空気巻き込み時の衝撃水圧の継続時間は今回の落下速度の範囲では、ほぼ一定であった。

波の中での落下試験では

- 5) 船底と出会い波との位相関係により複雑な衝撃圧が発生し、図4.1.7に示したようなWagner型のみの衝撃水圧の発生も起りうる。
- 6) 計測された衝撃圧から立上がり時間は、0.2ms以下のものが存在する。
- 7) 波浪中での衝撃角については、今後実験データの解析を進め、明らかにして行く。

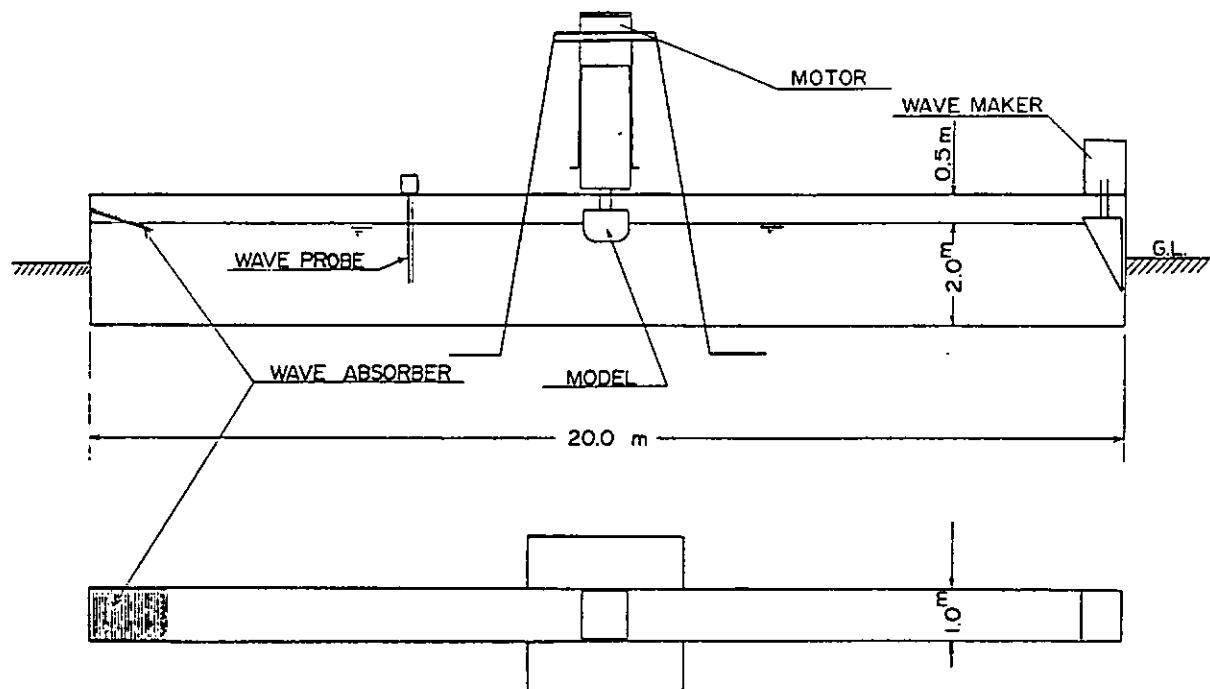


図 4.1.1 落下衝撃試験水槽

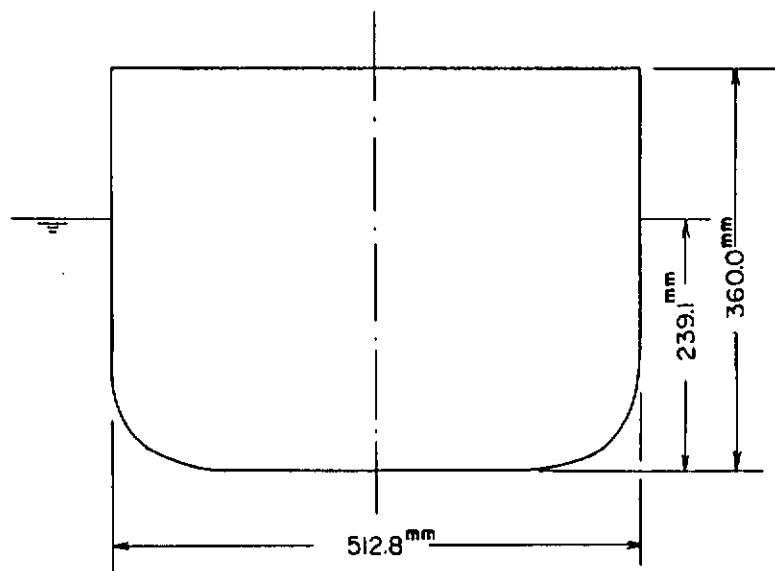


図 4.1.2 模型の断面形状

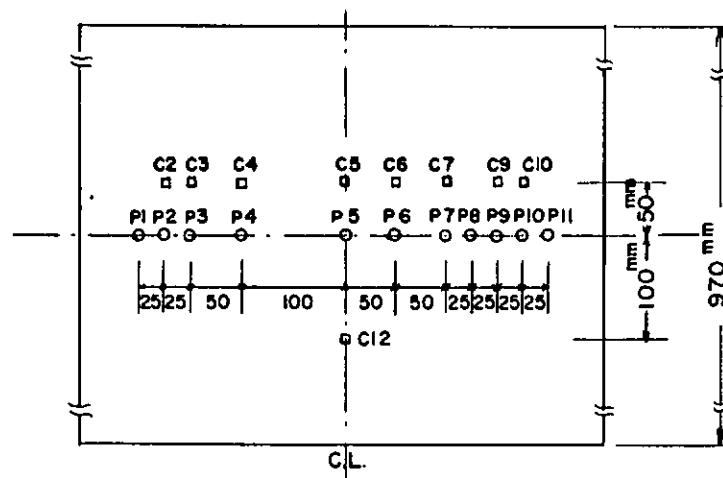


図 4.1.3. 水圧計と着水ゲージの位置

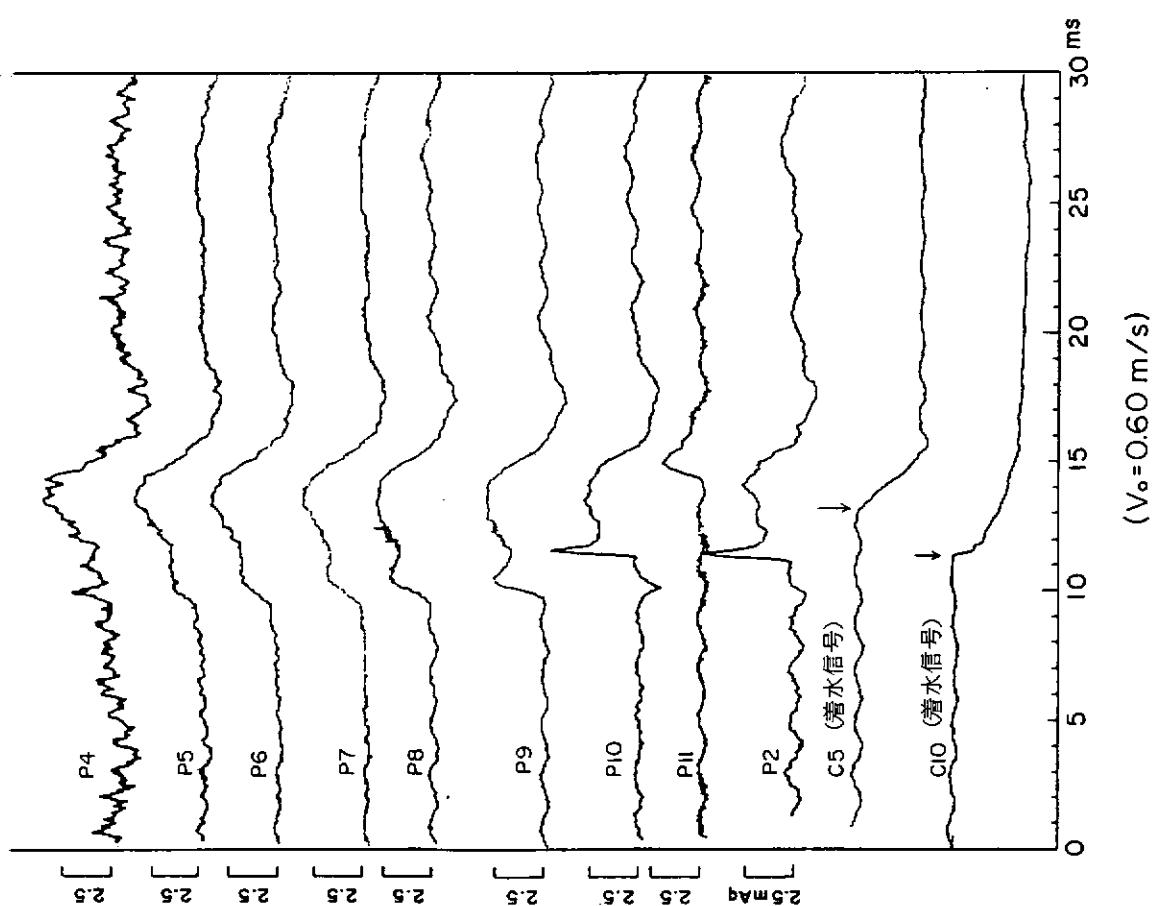


図 4.1.4 空気巻き込み時の衝撃水圧波形
($V_o = 0.60 \text{ m/s}$)

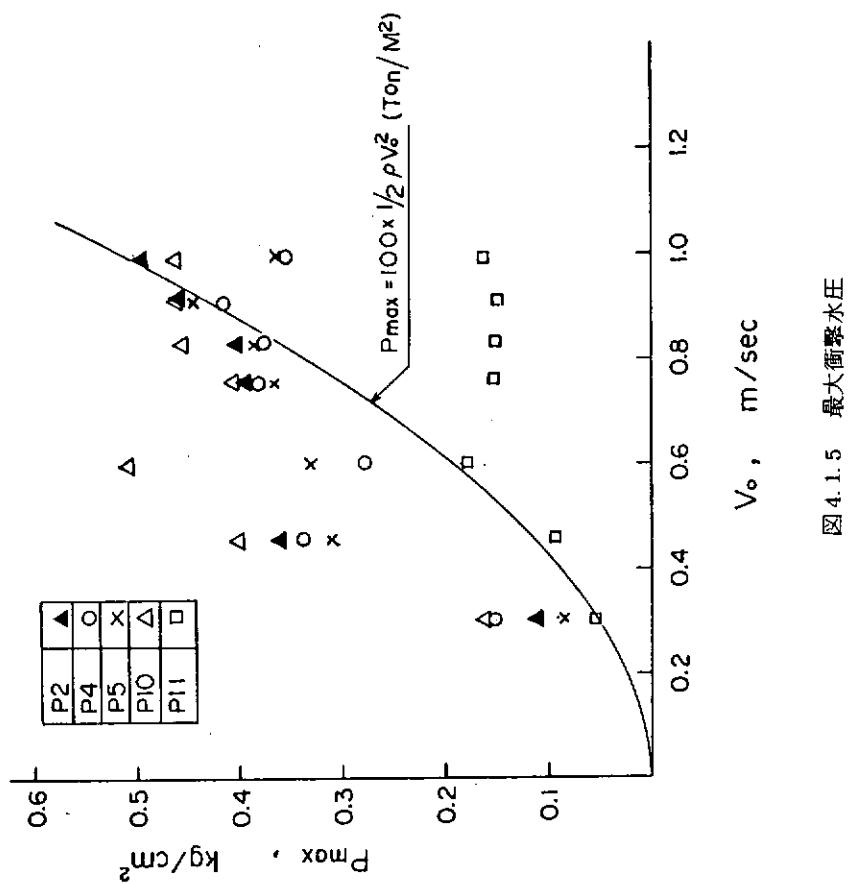


図 4.1.5 最大衝撃水圧

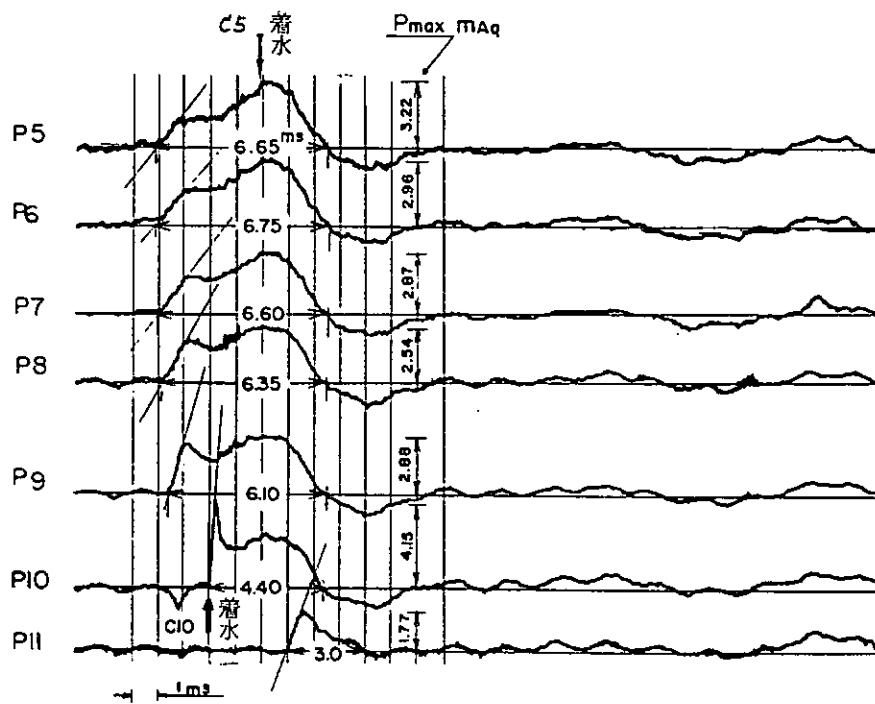


図 4.1.6 立上りの傾斜と継続時間 ($V_0 = 0.60 \text{ m/s}$)

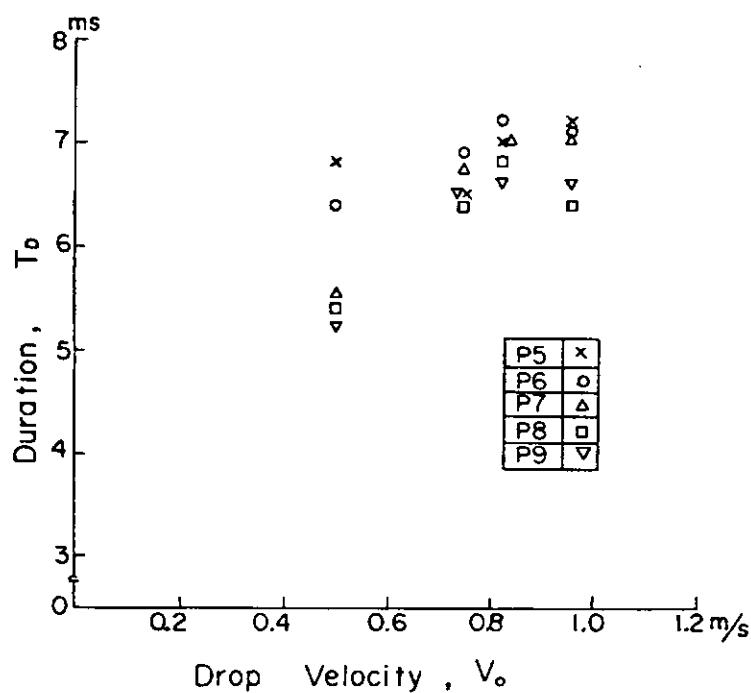


図 4.1.7 落下速度と衝撃の継続時間

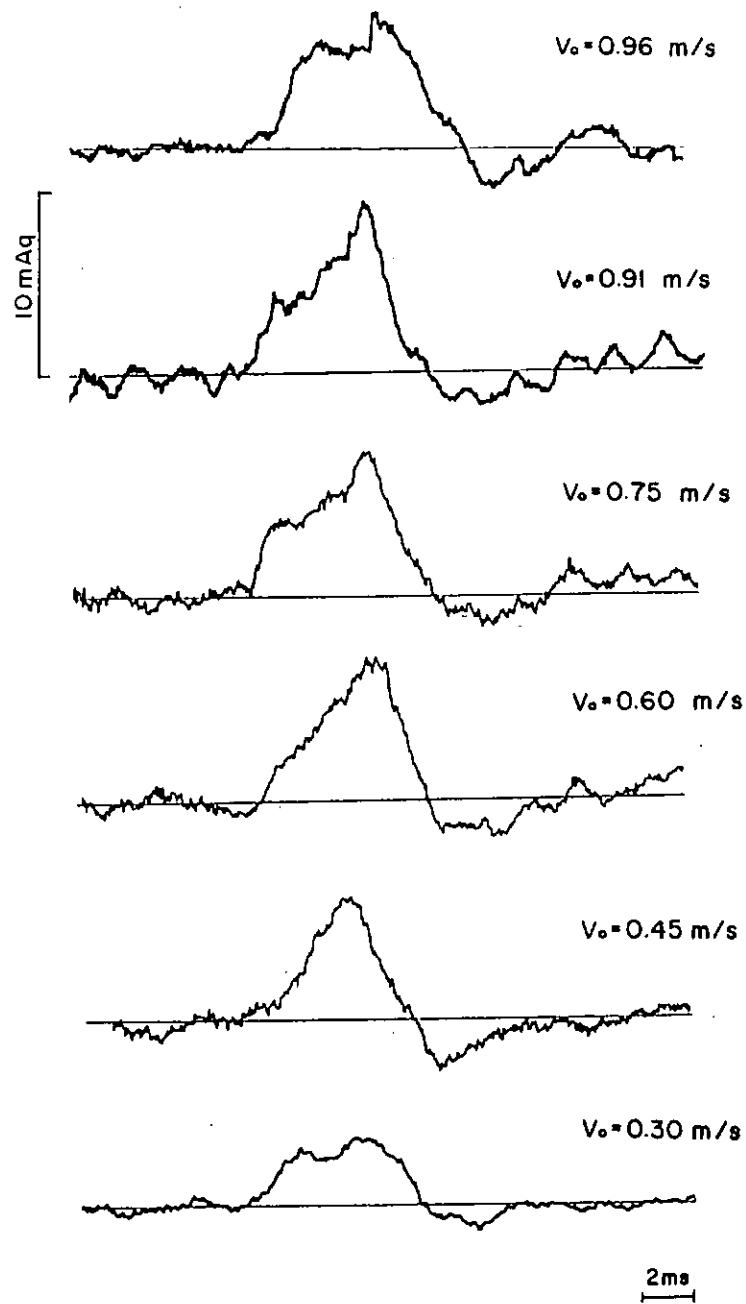


図 4.1.8 中心線上 P 5 の水圧波形

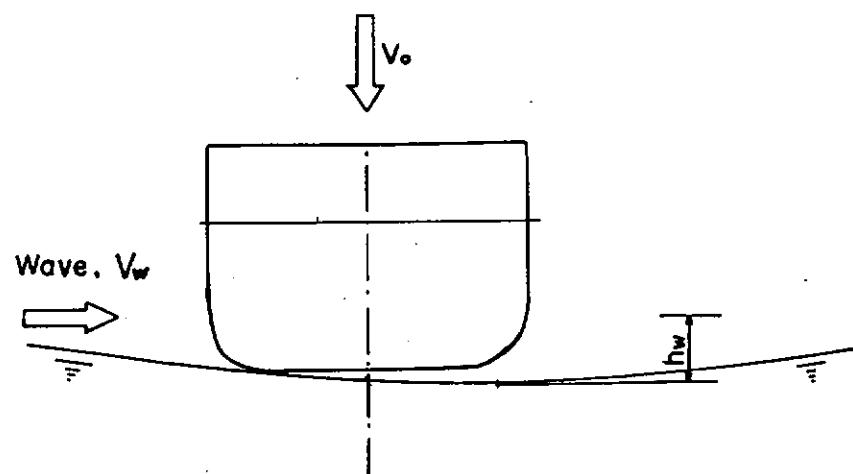


図 4.1.9 船と波との相対位置

表4.1.1. 衝撃角の推定

	β°
P 2	8 . 8 0
P 3	1 2 . 5 5
P 5	6 . 4 9
P 6	5 . 9 9
P 9	5 . 4 1

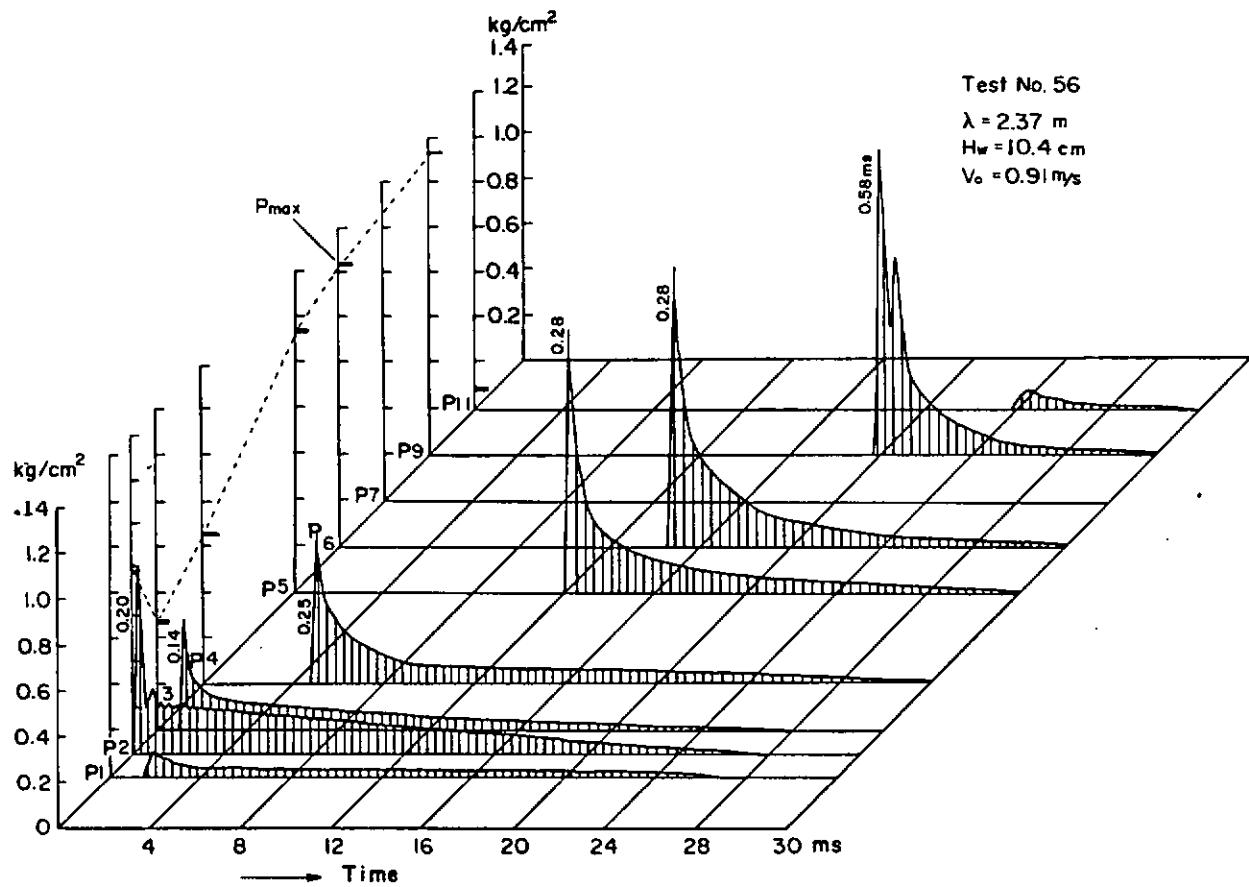


図4.1.10 波の中での落下衝撃による水圧

4.2 平板の水平水面衝撃実験

4.2.1 はじめに

スラミング時の衝撃荷重については、von Kármán⁽¹⁾ Wagner⁽²⁾ の理論がよく知られているが、平板の水面に対する衝撃角が小さい場合、これらの理論では水撃時に無限大の水撃圧力が生ずることになり、実情に合わない。このような平板の水撃問題に対しては、安藤ら⁽⁴⁾ Chuang⁽⁵⁾ の実験がある。Ogilvie⁽³⁾ は衝撃時の圧力を水の圧縮性を考慮した一次元的な理論値 $\rho_w C_w V$ (ρ_w : 水の密度, C_w : 水中での音速, V : 衝撃速度) であるとしており、実験値よりもきわめて大きな圧力を得ている。これは平板と水面の間にとりこまれた空気の影響を無視していることが原因であると考えられる。

最近、平板と水面間の空気の圧縮性を考慮した理論も Verhagen⁽⁶⁾ や Lewison ら⁽⁷⁾ によって行われ、実験とよい一致を得ている。しかしそれらの理論では平板端における境界条件に任意性があり、計算にあたって半実験的なパラメータを導入することにより解を構成している。

本研究は平坦な船首部船底のある長さが水面に平行を保って衝突する場合の衝撃圧力推定の基礎として、平板の水撃問題をとり上げ、平板と水面間の圧縮性空気流の計算を行い、その時の水面の変化をも考慮して、衝撃圧力を求めた。平板端における境界条件については、Verhagen らよりも一般的な仮定を設け、この点の解決を試み、同時に平板水撃圧力測定の実験を行い、理論と比較した。

4.2.2 実験

(1) 実験装置

a) 水槽、平板取付用落下ガイド

水槽は長さ 1855 mm, 幅 505 mm, 深さ 685 mm のアクリル製である。

平板取付用ガイドは、アルミ製で、水槽に対し垂直に立てたガイドレールとの間をナイロン製キャスターを介して水面に対して水平を保つように自由落下させる。落下時にガイドレールによって生ずる振動によって水面が乱されるのを防ぐために、ガイドレール、及びガイドレール支持枠と水槽は非接触とした。(図 4.2.1)

b) 試験平板

平板はアクリル製で、船の衝撃部の長さに相当する長さ $L = 490 \text{ mm}$, 厚さ 20 mm, 船の幅に対応する幅 B は 3 種類 250 mm, 350 mm, 500 mm に選んだ。

空気および水の流れの場の 2 次元性を実現するために、長さは水槽幅にはほとんど等しくし、さらにその両端に平板下面よりも突き出た厚さ 5 mm, 深さ 20 mm, 下端のとがった整流板を取り付けた。圧力および水面との相対位置の測定用にネジ穴を 2 列 50 mm 間隔ごとにあけてある。このほかに平板端の圧力および水面との相対位置の測定用に小さな穴(平板端から 5 mm)と切り欠きがある(圧力測定用: P1, P2, ……; 水面との相対位置測定用: D1, D2, ……)。図 4.2.2 に幅 250 mm の試験平板を示す。

c) 圧力計

圧力計は共和電業製(PS-5 KB, PGM10 KB)で最大圧力が 5 kg/cm² のものを平板端圧力測定に、平板端以外は 1.0 kg/cm² のものを用いた。固有振動数はそれぞれ 20 kHz 以上、および 25 kHz である。

d) 接水センサー

平板下の測定位置に 1 mm ずつ長さを変えた電極を立て電極が接水したときの電気信号を検出し、その時刻での平板と水面との相対変位を求めることができる。

(2) 実験結果

水面の影響のない場合について、本来水面のある位置での落下速度の測定値を図 4.2.3 に示す。空気抵抗、ガイ

ドレールなどの摩擦のない完全な自由落下に比べて、4.6～7.7%減速されている。したがって水面の影響による衝撃力以外の力は小さいが、圧力に対して10～15%の影響を与えている。この影響を考慮して、 H_{ex} を本実験での落下高さ、Vを水面の影響の無いときの落下速度として、 $\alpha \equiv V^2 / (2g H_{ex})$ とする。したがって、 $H = \alpha H_{ex}$ と校正したHが衝撃速度Vに対応する落下高さである。

図4.2.4に板幅350mmの平板の落下高さ H_{ex} を変えたときの平板中央圧力 P_c の測定値と静水面と平板との距離 h_a を示す(図4.2.8参照)。 h_a は静水面からの位置を20mmごとに検出している。圧力のpeakは静水面から10mm以下の所で起こっている。図4.2.5に板幅250mm、落下高さ $H_{ex} = 1000\text{ mm}$ のときの圧力分布と水面との相対変位 h の測定値の変化を示す。衝撃時間は約 $3 \times 10^{-3}\text{ sec}$ 、中央でのpeak時の圧立は 3.0 kg/cm^2 、その時の水面との相対変位は2mmである。平板端(P1)でもかなりの圧力上昇がみられ、平板端での最大圧力は 1.5 kg/cm^2 である。

図4.2.6に最大圧力 $P_{c peak}$ と落下高さHとの関係を示す。落下高さと最大圧力はほぼ線形関係にある。Chuangの実験式と比較すると約1/2であり H/B が大きいほど差は大きくなる。これはChuangの実験式が H/B 値で0.5以下の実験値を本にしているためであると思われる。

図4.2.7に各測定値を $P_{c peak} / (\rho_w V^2 / 2)$ ($V = \sqrt{2gH}$) とmass ratio $m / (\pi \rho_w B^2 / 8)$ (m : 単位長さ当たりの平板の質量) でまとめたものを示す。本実験よりも大きな板幅 $B = 3048\text{ mm}$ の平板を用いたLewisonらの実験では、 $P_{c peak}$ 値は同じmass ratio でわれわれの実験の約2倍の値を得ている。これは H/B 値のちがいによるものと考えられる。mass ratio と $P_{c peak} / (\rho_w V^2 / 2)$ の関係についてはmass ratio の増加に伴って $P_{c peak} / (\rho_w V^2 / 2)$ 値は大きくなるが、これは平板の質量の増加に伴って衝撃力による平板の落下速度の変化が小さくなるためである。

スラミングを考慮したストリップ法においては、衝撃を運動量変化によって表現している。したがって衝撃による速度変化を運動量理論の見地から検討しておく必要がある。図4.2.8に衝撃発生点近傍における平板模型の実測値を静水面位置を基準とした平板模型の座標に対してプロットしたものである。これを衝撃前($h_a > 0$)においては圧力変化を考慮しない自由落下時の理論値と比較し、衝撃後($h_a < 0$)においては運動量理論単独またはこれに平板の抗力を考慮した理論値と比較した。これらは実験とほぼ満足すべき一致を示した。

i) 衝撃前 $h_a > 0$

$$v = \sqrt{2g(H - h_a)} \quad (4.2.1)$$

ii) 衝撃後 $h_a < 0$

運動量理論から衝撃直後の速度 V' は

$$V' = V / (1 + m_w/m), \quad V = \sqrt{2gH} \quad (4.2.2)$$

衝撃後、平板には重力加速度 g のみがかかるとして、 h_a で表わすと、

$$v = \sqrt{V'^2 - 2C_1 h_a} \quad (4.2.3)$$

ここで、 $C_1 = g / (1 + m_w/m)$ である。

平板抗力を考慮すると、

$$v = \sqrt{C_1/C_2 - (C_1/C_2 - V'^2) \exp(-2C_2 h_a)} \quad (4.2.4)$$

ここで、 $C_2 = \rho_w C_D B / \{2(m + m_w)\}$ 、 C_D は平板の抵抗係数であり $C_D \approx 2.0$ ($R_e = 10^4 \sim 10^6$) である。 m_w は $\pi \rho_w B^2 / 8$ とした。

実験の速度は発光器LEDとフォトトランジスタを用いて平板の落下位置を測定して求めた。

4.2.3 平板水撃圧力の計算

⁽⁶⁾ Verhagen および ⁽⁷⁾ Lewison ら の計算法を参考にして平板の水撃圧力計算を行った。実験から衝撃圧力は水面に接近したとき生じるから平板と水面間の空気流を1次元流と仮定する。そのときの空気流の噴出速度はかなり速いから圧縮性流とする。水は非圧縮性と仮定する。

図4.2.9に計算に用いる座標系を示す。計算は3段階に分れており、第1段は自由落下を仮定する。第2段は空気流を非圧縮性とした計算を行う。そして第3段で空気流の圧縮性計算を行う。

(1) 空気流の非圧縮性計算

空気流の1次元運動方程式

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = - \frac{1}{\rho_a} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (4.2.5)$$

連続の式は非圧縮性を仮定すると

$$\frac{\partial u}{\partial x} = - \frac{1}{h} \frac{\partial h}{\partial x} \quad \therefore u(t, x) = - \frac{1}{h} \frac{\partial h}{\partial x} x \quad (4.2.6)$$

これらを用いて圧力は

$$p(t, x) = \frac{\rho_{a0}}{h^2} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial t} \right)^2 - \frac{h}{2} \frac{\partial^2 h}{\partial t^2} \right] \left(\frac{B^2}{4} - x^2 \right) + p_0 \quad (4.2.7)$$

と表される。

(2) 空気流の圧縮性計算

連続の式は、

$$\frac{\partial (\rho_a h)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_a u h)}{\partial x} = 0 \quad (4.2.8)$$

空気の比熱比を $\gamma = 1.4$ とし、断熱過程を仮定すると、

$$P / \rho_a^\gamma = \text{一定} \quad (4.2.9)$$

空気中の音速 C_a は

$$C_a^2 = \frac{dp}{d\rho_a} \quad (4.2.10)$$

となる。(4.2.9), (4.2.10)式を用いて(4.2.5), (4.2.8)式を u と C_a を従変数として変形すると

$$\left\{ \frac{\partial}{\partial t} + (U \pm C_a) \frac{\partial}{\partial x} - U + \frac{2}{\gamma-1} C_a \right\} = \mp \frac{C_a}{h} \left\{ \frac{\partial h}{\partial t} + U \frac{\partial h}{\partial x} \right\} \quad (4.2.11)$$

これは特性曲線法で解くことができる。

境界条件は、平板中央ではよどみ点となっているから

$$x = 0 \text{ で } u = 0 \quad (4.2.12)$$

平板端では空気が1次元単純波となって吹き出すものと仮定する。すなわち端部でいわゆる放射条件

$$x = \pm B/2 \text{ で } u \mp \frac{2}{\gamma-1} C_a = \text{一定} \quad (4.2.13)$$

が成立するものと仮定する。

(3) 平板の運動

m を単位長さ当りの平板の質量として

$$\frac{\partial^2 h_w}{\partial t^2} = -g + \frac{1}{m} \int_{-B/2}^{B/2} (p - p_0) dx \quad (4.2.14)$$

で表わされる。

(4) 水面の運動

図 4.2.10 に水面の変化 h_w の計算のための境界条件を示す。水面の境界条件は非線形項と重力の項を無視している。空気流の計算から平板下の圧力が得られるが、端部で圧力が不連続であるとそこで特異点となる。ここでは I, II 2 つの方法で処理した。

I) 平板端外側の圧力を $a e^{-(x-B/2)/(6h)}$ で近似する。a, b は平板端での圧力と圧力勾配で決められる。なおこの方法は圧力勾配が負の場合のみ適用できる。(Theory I)

II) Lewison-Maclean^[7] にならって中央と $x/B = 0.3$ での h_w の値を用いて平板下の h_w を x の 2 次式で近似する。(Theory II)

4.2.4 実験値との比較

図 4.2.11 に圧力変化の計算値を示す。計算値は Theory I, Theory II の 2 つを示した。ここでは圧縮性計算を始める時刻を決定する平板端でのマッハ数 $M_{eo} \equiv U(B/2, t')/C_{ao}$ を 0.08 としている。平板中央圧力、平板端圧力の変化はどちらの計算も実験結果とよい一致を示している。実験では、衝撃の初期において中央と平板端での圧力はほぼ等しく上昇し、衝撃の peak を過ぎてから中央圧力が平板端圧力よりも小さくなっている時があるが、これらの現象は計算結果にもよく表れている。 M_{eo} は計算において端部での圧力が上昇する時刻を定めるパラメータであるが、計算では実験よりも早く圧力が上昇している。peak 時の圧力分布においても実験結果とよい一致を示している。Theory II よりも Theory I の方が実験に近い圧力分布を得ている。図 4.2.12 に計算結果と実験値を比較したものを示す。Theory I に対しては M_{eo} を 0.06, 0.08, 0.1 としたときの計算を行った。Theory II は $M_{eo} = 0.08$ の値のみを示している。同じ M_{eo} 値に対しては Theory I は Theory II よりも高い $P_{e, peak}$ 値をとるが、ほぼ同じ傾向を示す。

実船における船幅と衝撃速度を考えると H/B の値が 1 以下の場合であると思われる。 M_{eo} を変化させると最大圧力も変化するが、 H/B が小さい場合は M_{eo} を 0.08 にとることで実験値とよい一致を得る。落下高さ H が高くなるほど、また mass ratio が大きくなるほど計算値は実験値よりも大きな最大圧力値をとる。これは落下高さ、mass ratio の増加に伴って衝撃圧力の非定常性が大きくなり水の圧縮性が影響してくるのではないかと思われる。なお、Theory I では $B = 250 \text{ mm}$ の場合水面変化の計算において計算値が不安定となり最大圧力値を求めることができなかった。

4.2.5 結論

1. 平板水平衝撃においては、平板が水面に近づくにつれて平板中央から平板端に向って空気流が発生し、水面に接する前に圧力のピークをとる。
2. 本実験範囲では、落下高さと最大圧力とはほぼ線形関係にある。
3. 衝撃時には中央部で最大圧力をとるが、平板端においても大気圧よりもかなり高い圧力（中央部最大圧力に対して 50 ~ 70 %）が測定された。
4. したがって空気流計算において平板端での境界条件として、圧力が大気圧に等しいとするのは正しくなく、(4.2.13) 式の条件が必要となる。
5. 本計算で、圧縮性計算を始める初期値の平板端マッハ数 M_{eo} を 0.08 にとることで H/B が小さい場合（0 ~ 2）は実験値とのよい一致を得た。したがって実船に対する応用の可能性がある。落下高さが高い場合、

Mass ratio が大きい場合についてはさらに研究の必要がある。

6. 水平平板水撃の場合は、圧力の時刻歴は運動量理論によっては推定できないが、衝撃による速度変化は運動量理論によって推定できる。

参考文献

- (1) Th. von Kármán ; The Impact on Sea Plane Fleets during Landing, NACA TN321, (1929), 1-8
- (2) H. Wagner ; Über die Landing von Seeflugzeugen, Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt, Bd.22, (1931), 1-8
- (3) T. F. Ogilvie : Compressibility Effects in Ship Slamming, Schiffstechnik, Bd.10, (1963), Heft.53, 147-154
- (4) 安藤, 藤田, 山口 : 平板の水面衝撃について, 造船協会論文集, 第90号, (昭26), 69~75
- (5) S. L. Chuang : Experiments on Flat-Bottom Slamming, Journal of Ship Research, Vol.10, (1966-Mar.), No.1, 10-17
- (6) J.H.G. Verhagen : The Impact of a Flat plate on a Water Surface, Journal of Ship Research, Vol.11, (1967-Dec.), No.4, 211-223
- (7) G. Lewison & W. M. Maclean : On the Cushioning of Water Impact by Entrapped Air, Journal of Ship Research, Vol.12, (1968-Jun.), No.2, 116-130
- (8) V. Ya. Arsenin (久保忠雄訳) : 物理数学—数理物理の方法と特殊関数—, 第1版, 森北出版, (1981), 110~114
- (9) G. N. Ward : Linearized Theory of Steady High-Speed Flow, Cambridge University Press, (1955), 112-134

図 4.2.2 試験平板 ($B = 250$ mm)

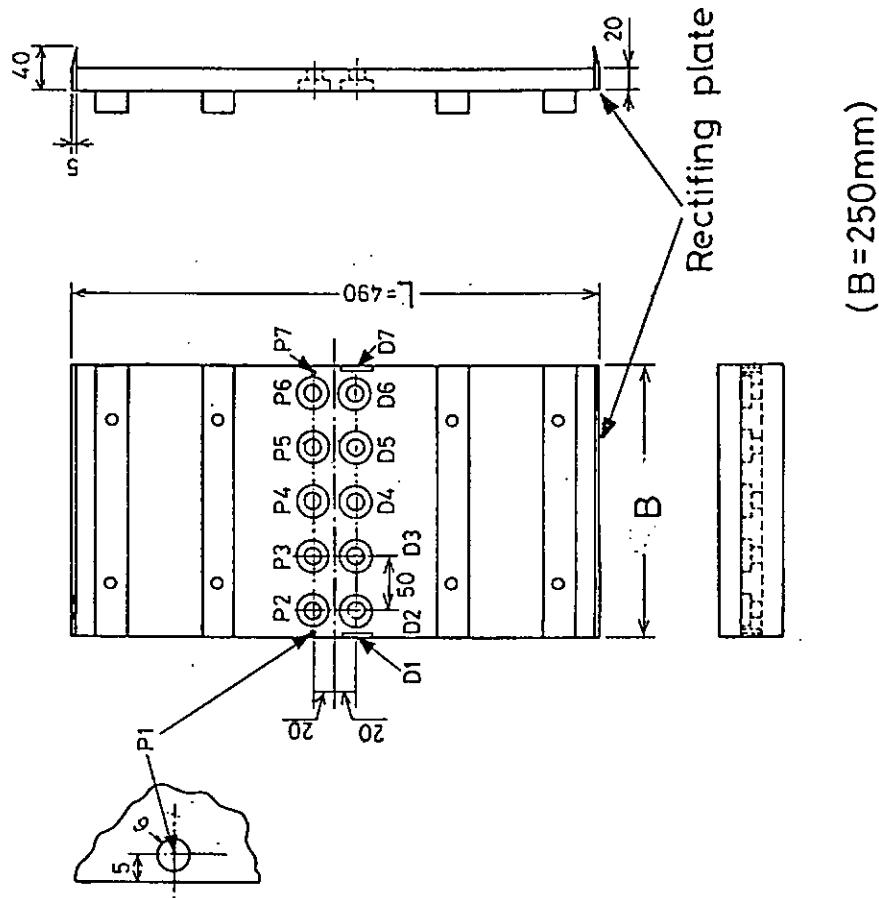
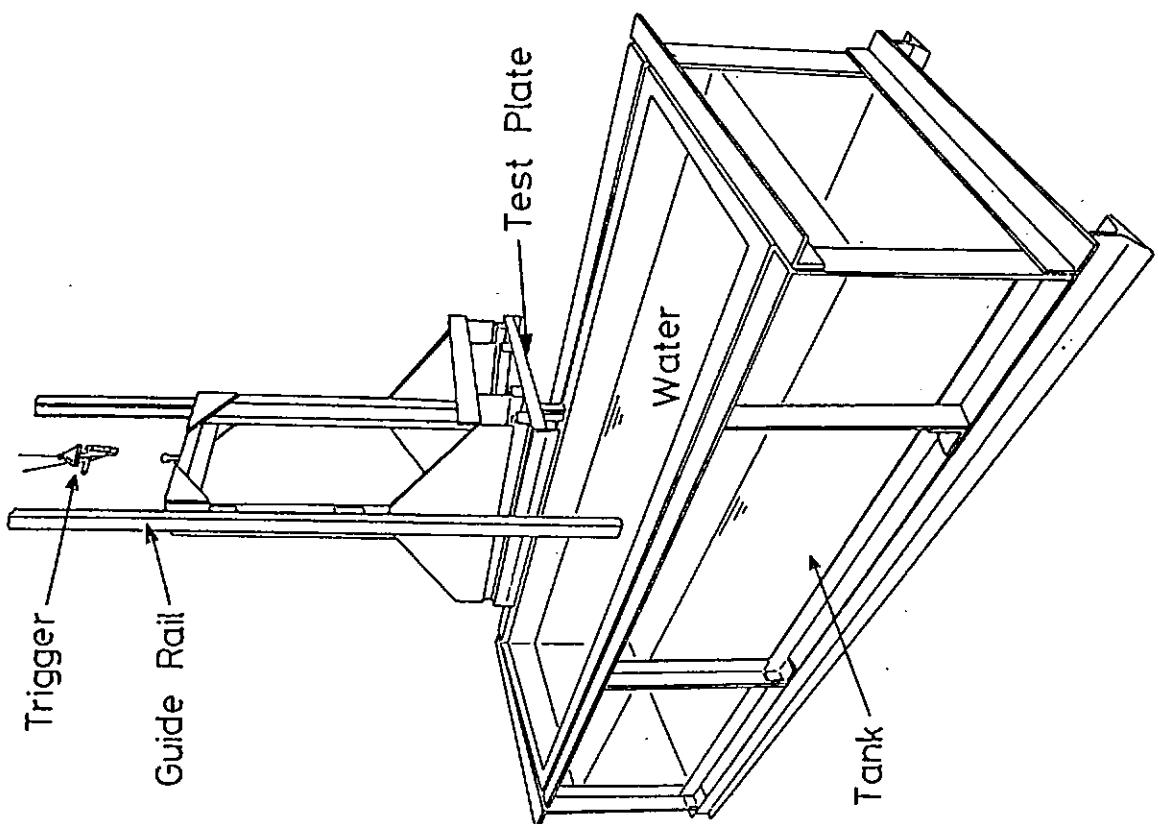


図 4.2.1 衝突実験装置



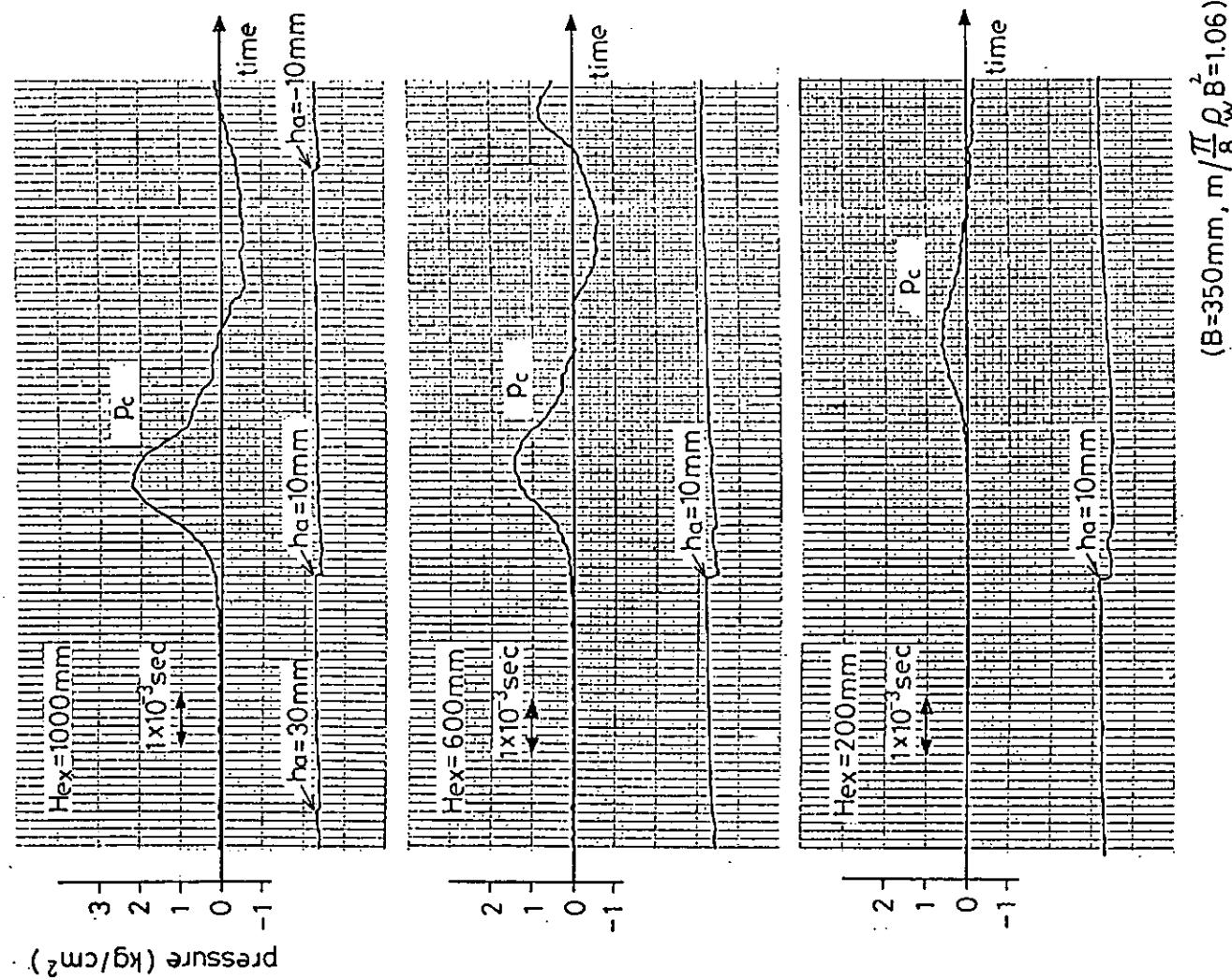


図 4.2.4 中央部の圧力の時間変化 ($B = 350 \text{ mm}$, $m / \frac{\pi}{8} \rho_w B^2 = 1.08$)

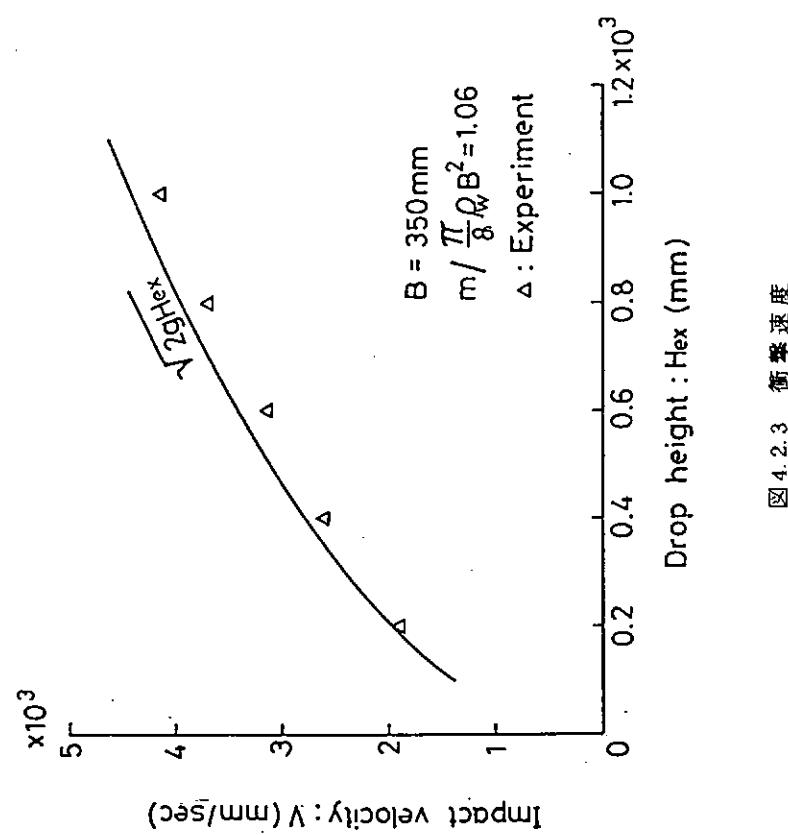


図 4.2.3 衝撃速度

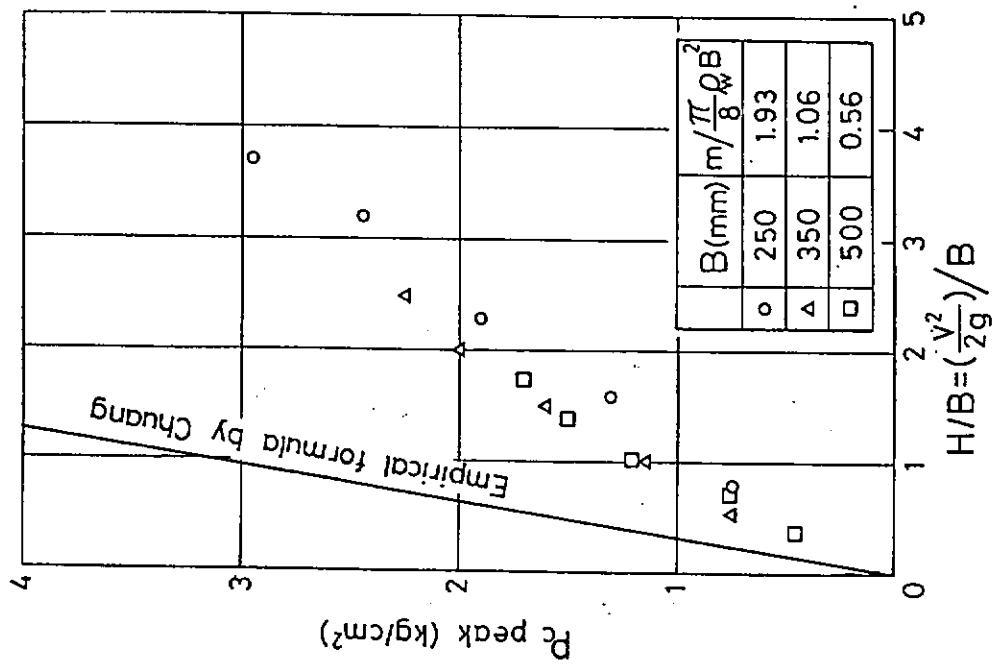


図 4.2.6 墓大圧力と落下高さ

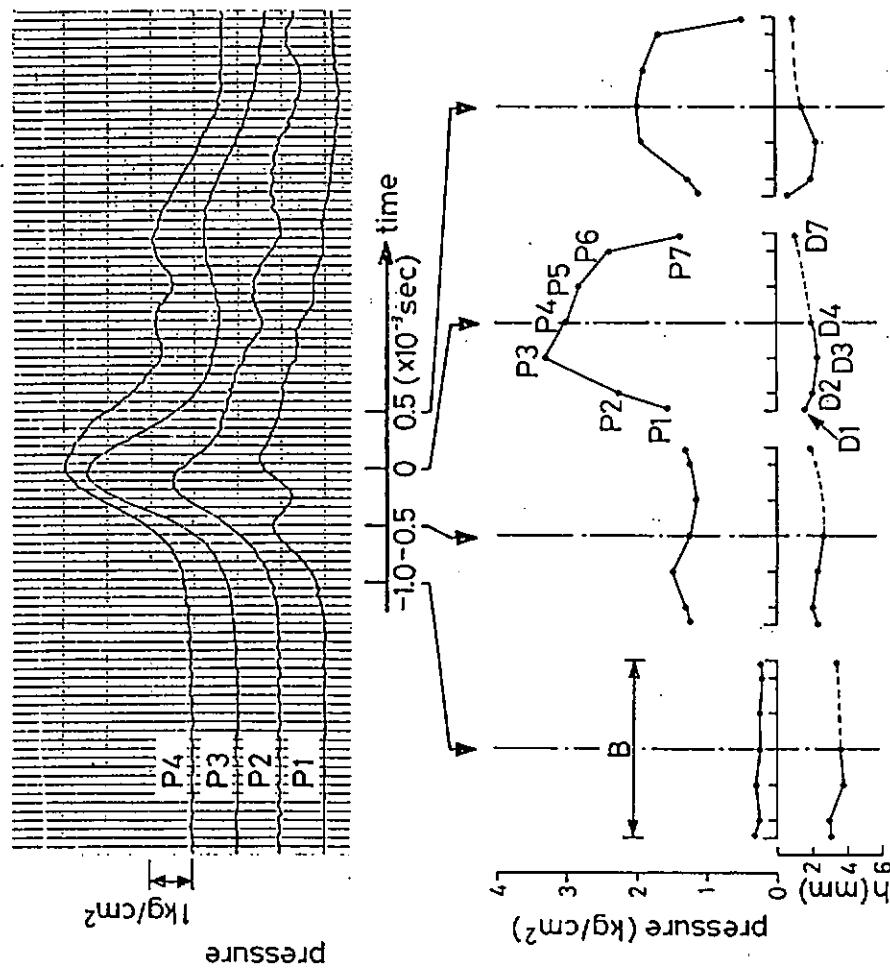


図 4.2.5 圧力分布と水面の変化

($B = 250$ mm, $m / (\pi \rho_w B^2/8) = 1.93$, $H_{ex} = 1000$ mm)

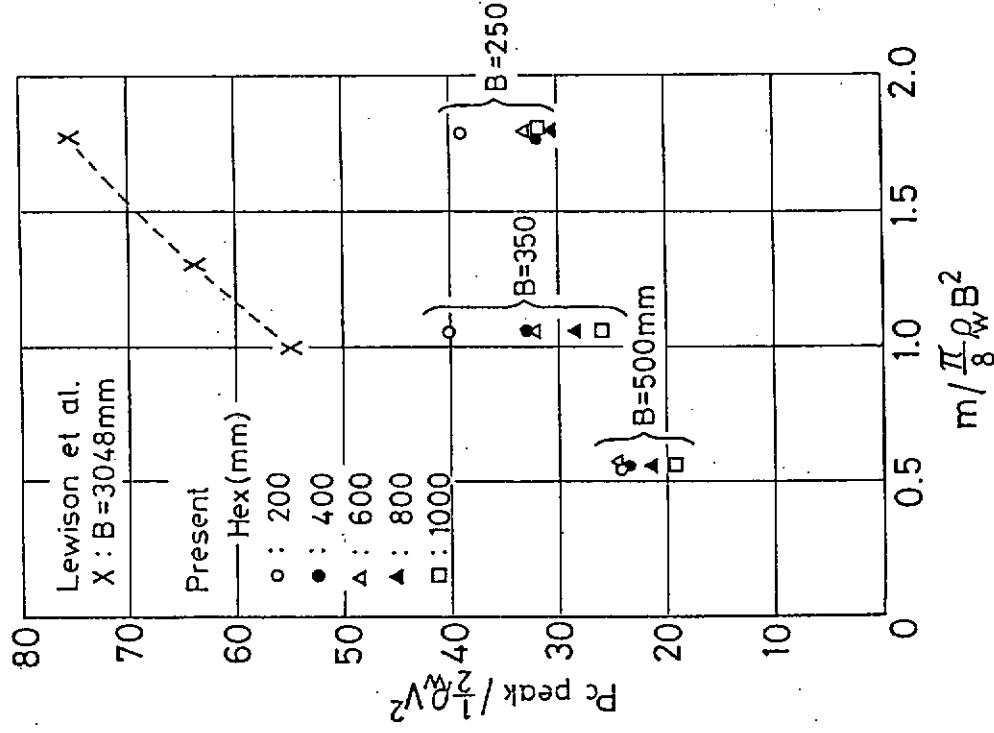


図 4.2.7 最大圧力と mass ratio

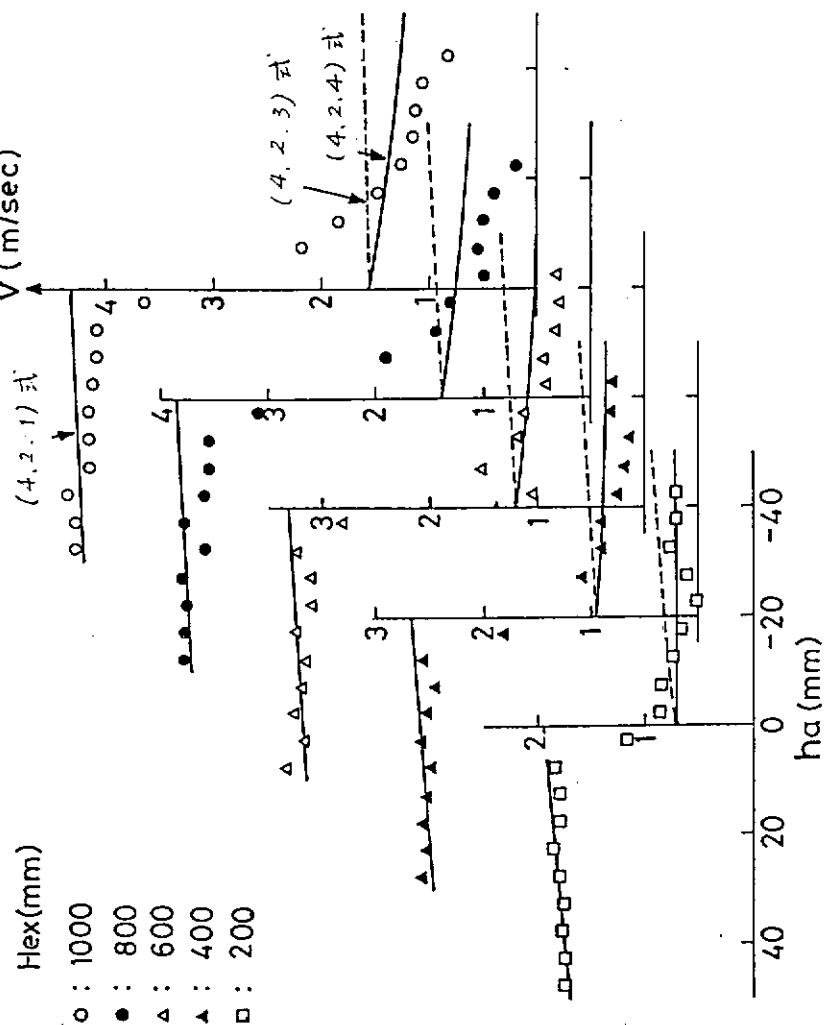


図 4.2.8 平板の速度変化

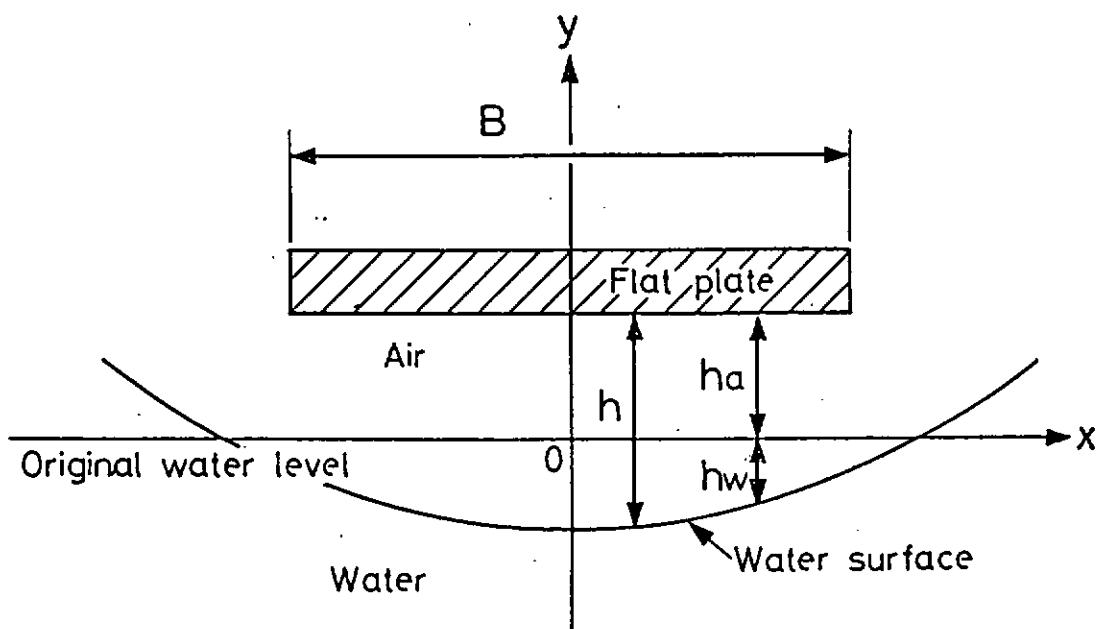


図4.2.9 座標系

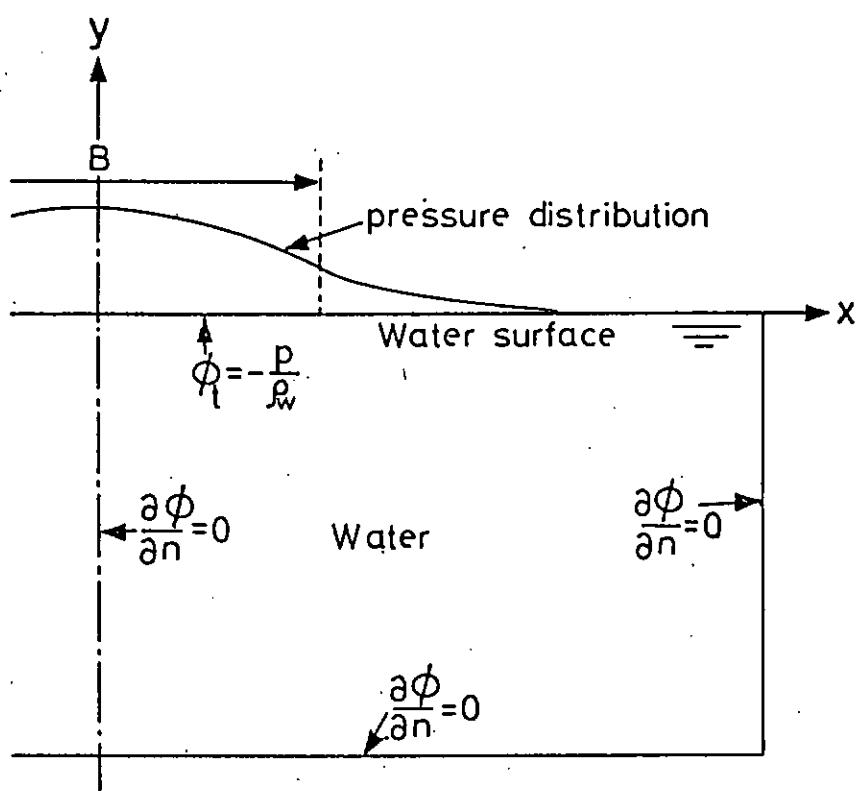


図4.2.10 水面の変化の計算の境界条件

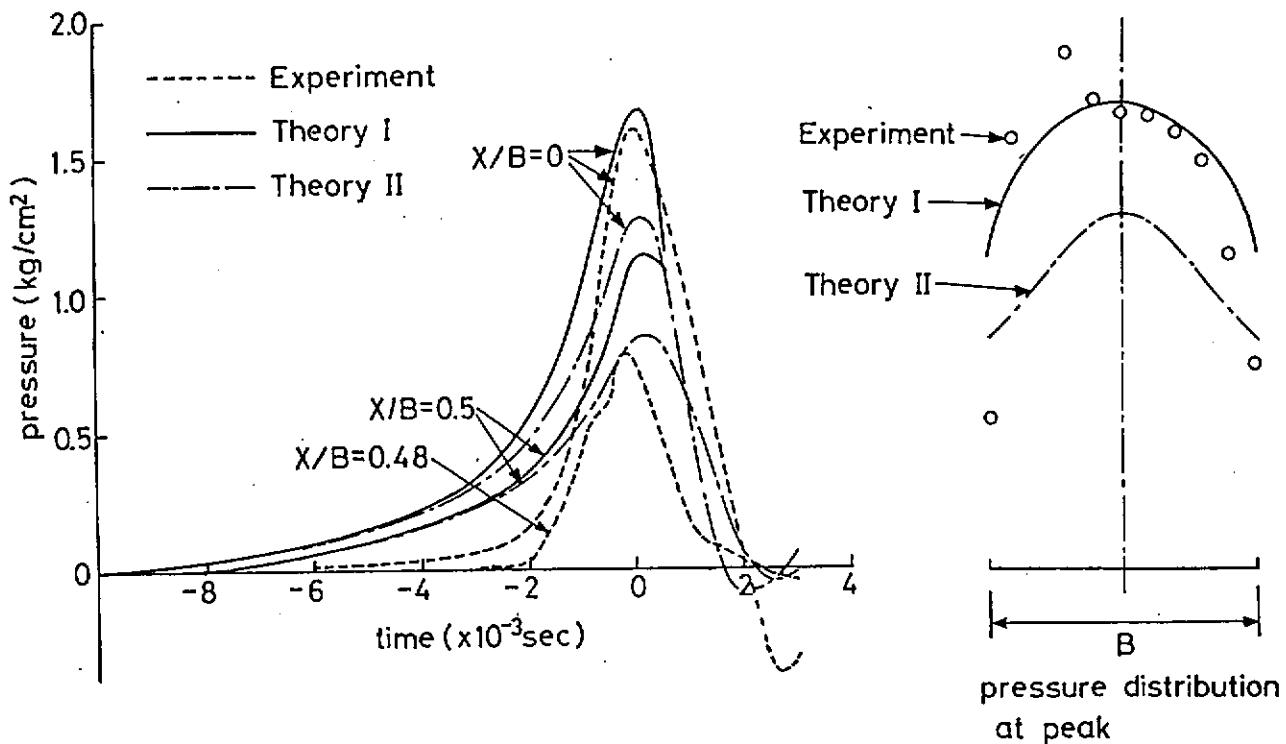


図 4.2.11 圧力変化と圧力分布計算値

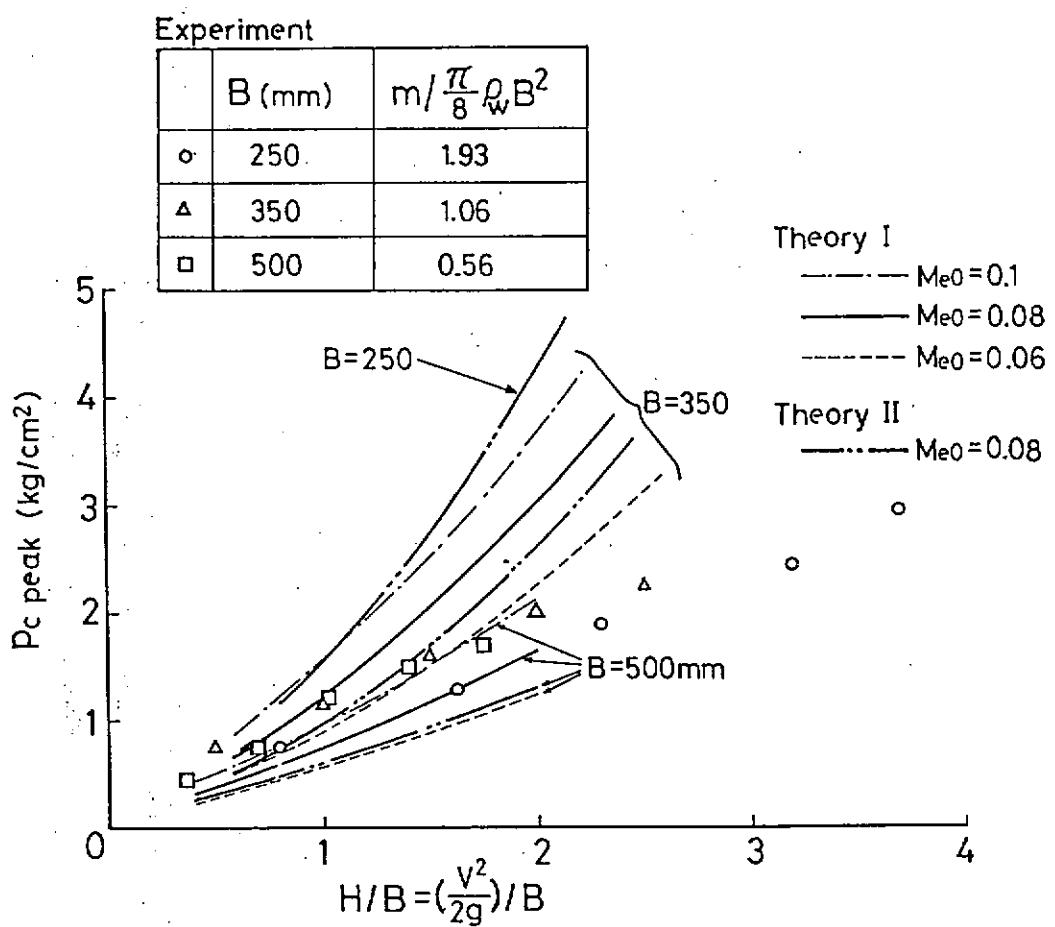


図 4.2.12 計算値と実験値

5. 弹性模型について

水槽において模型実験を行なう場合、実験の目的によってそれに適した模型、計測器具を選択する必要があることはいうまでもない。すなわち、計測したいものは何か、それはどのような模型と計測器を使用すれば最も精度よく求められるか、その場合、実船との対応はどのようになるか、いかなる相似則を満たす必要があるか、等々を明確にすることである。ここではスラミングを生ずるような大波高波浪中の船体応答を特に縦強度に注目して計測するという目的に限り、満たすべき相似則、望ましい模型、計測器等について述べる。

5.1 相似則

波浪中試験においては一般に Froude の相似則がよく知られているが、スラミングを問題にする場合には船体弾性の影響が顕著になるため、これらについての相似則をも考慮に入れる必要が生じてくる。¹⁾ 縦強度に注目すると、流体粘性や船体のゆがみに関するものは無視でき、結局以下に挙げる相似則が満たすべきものとなる。

1) 波浪中の剛体運動に関する相似則

$$\text{無次元数 } U / \sqrt{gL}, \lambda / L, H_w / L \text{ の一致}$$

2) 弹性梁についての相似則

$$\text{無次元数 } \frac{EI}{L^2} / F \text{ の一致}$$

外力 $F \propto \rho g L^3$ と考えると、

$$\text{無次元数 } \frac{EI}{L^2} / \rho g L^3 \text{ の一致}$$

となる。ここで $E I$ は曲げ剛性である。

3) 動荷重についての相似則

$$\text{無次元数 } T^2 / \frac{\rho L^6}{EI} \text{ の一致}$$

ここで、 T は波との出会い周期あるいは縦揺または上下揺の周期である。後者については、

$$T^2 \propto \frac{L}{g}$$

であるので、上の相似則は

$$\frac{EI}{\rho g L^5} \text{ の一致}$$

となる。

これらの相似則を満足するように物理量を定めると、以下のようになる。すなわち、

$$\lambda_m = \alpha \lambda_s \quad (5.1)$$

$$(H_w)_m = \alpha (H_w)_s \quad (5.2)$$

$$U_m = \sqrt{\alpha} U_s \quad (5.3)$$

$$T_m = \sqrt{\alpha} T_s \quad (5.4)$$

$$L_m = \alpha L_s \quad (5.5)$$

$$(EI)_m = \alpha^5 (EI)_s \quad (5.6)$$

ここで、添字 m , s はそれぞれ模型船、実船をあらわし、 α は縮尺である。(5.1)式～(5.3)式は実験条件についての制約、(5.4)式はそれにより自動的に満足される関係、(5.5), (5.6)式が模型船製作上の制約となる。

5.2 弹性模型と剛体模型

一般に外力を受ける構造物の動的応答問題においては

$$(\text{内力}) = [(\text{外力}) + (\text{慣性力})] \text{ の関数}$$
$$\quad \quad \quad \parallel$$
$$(\text{相当外力})$$

という関係が成り立つ。したがって実験において力を計測する場合、純粹に外力を計測するのか、または内力に相当する、外力と慣性力の和すなわち相当外力を計測するのかを明確にする必要がある。船の波浪中実験においてはこの違いによって以下で述べる2種類の模型が考えられる。

1) 剛体模型

ここで剛体というのは計測すべき外力に対して相対的に剛という意味である。剛体であるので5.1で述べた剛性に関する相似は不要となる。相当外力ではなく剛体運動を許したときの外力と、剛体運動に相当する慣性力との和の計測を目的とする。このためには、

a. 水圧計を用いて船体表面の圧力を計測する方法

全体に剛な一体模型を作成し、水圧計をうめこむ。

b. 荷重ピックアップを用いて船体断面に作用する力を計測する方法

剛体模型を数個のsegmentに分割し、それぞれの間を検力計で結合する。

の2種類が考えられる。ここで重要なことは、純粹に外力のみを計測できるように外力などに含まれる周波数成分よりもずっと高い固有周波数をもつ、模型船を含んだ計測系を構成する必要があるということである。この点に関して、a. は衝撃現象のような場合にも適用できるが、b. では模型船が計測系に含まれるために固有周波数を極端に上げることは難しい。出会周波数成分のいわゆる波浪外力を計測することはできるが、衝撃現象に対しては無理であると思われる。剛体模型を用いた実験は計算法での2段階の解法に対応するが、この方法の最大の難点は、船体に外力が作用した場合船体はある弾性体としての応答をするが、それが外力にフィードバックし、外力は剛な船体に作用するものと異なるということである。したがって、剛な模型船で得られた外力を用いれば実船の応答は計算できるが、その応答が模型船と同じであるという保証はない。これは衝撃現象においては顕著である。

2) 弹性模型

船の応答を求めるこことによって慣性力を含めた相当外力を計測することを目的とする。このため、5.1で述べた相似則を満足させ、慣性力の影響を実船と同一にする。模型を一種のアナログコンピューターとして用いることになる。以下では5.1に示した剛性に関する相似則をも満足させた模型のみを弾性模型と呼ぶ。弾性模型としては以下のものが考えられる。

a. Structural Model

弾性材料を用いて(5.6)式を満たすように剛性を決め、船体を作成した模型。この場合、(5.6)式を満たす方法として構造部材寸法を実船と相似にさせ

$$I_m = \alpha^4 I_s$$

とするならば、ヤング率が、

$$E_m = \alpha E_s$$

となるような材料を用いなければならない。このためにはEの小さい発泡プラスチックなどを模型材料として用いることとなる。実際には模型製作上の問題もあり、EIとして相似則を満たせばよい¹⁾。このような模型は自動的に高次たわみ振動をもよく模擬でき、また横たわみ振動、振り振動に対しても相似則がかなりの程度満たさ

れている。この模型の問題点としては減衰が実船より大きいことと、材料がクリープを起し易いことである。また、作成にあたって積層する必要があるが、そのとき用いる接着剤が剛性に影響を及ぼすこと、塗料さえも同様な効果をもつことに注意しなければならない。なお、ひずみゲージには紙ベースのものを用いたい。

一方、模型材料として金属を用いることも考えられる。金属材料を用いた模型では E_m と E_s は同程度の値をとるため、(5.6)式を満たすためには板厚を極端に薄くしなければならず、实际上これを満たすことはできない。一般には金属模型は剛体模型としての機能をもつことになり、波浪変動荷重測定用^{2)~4)}、または振動実験用⁵⁾に用いられる。

b. Segmented Model

剛体模型船を数個の Segment に分割し、それぞれの間を検力計で結合した模型で、図 5-1 のようなかたちとなる。形式は剛体模型の Segmented Model と同一であるが、弾性模型ではこれをバネーマス系と考え、相似則を満足するように各計測系の固有周波数を決定する。原理的には横たわみ振動、捩り振動に対しても相似則を満たすようになることができるが、検力計が高価なため、分割数によっては非常に値段の高いものとなる。また、検力計の取付にスペースがとられるため重心の調整が難しい。なお、Segment 間のギャップから水もりしないようにする必要がある。この種の模型は従来多く用いられているが⁶⁾、相似則にはあまり注意がはらわれていないようである。また、あるものは剛体模型として波浪荷重計測用に用いられている。^{7)~9)}

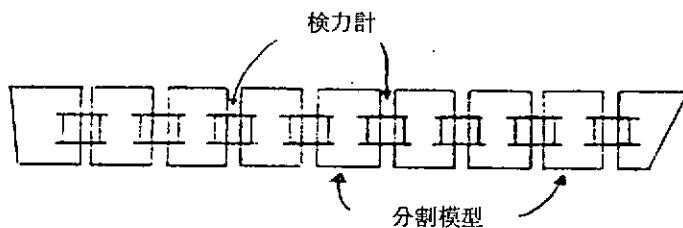


図 5.1 Segmented Model

c. Elastic Backbone Model

a と b の中間のような模型で剛体模型船を数個の Segment に分割し、それらを 1 本あるいは 2 本の弹性梁に固着した模型で^{10)~13)} 図 5-2 に示すようなかたちとなる。バックボーンとしては金属あるいは硬質プラスチックなどが用いられている。この模型の問題点としては中立軸位置が相似にしていくこと、1 本のバックボーンのときはバラスト調整が難しいことが挙げられる。なお、この模型で高次振動、横たわみ振動、捩り振動を模擬することは無理である。スプリングングのような低次振動現象には適する。弾性模型としては最も安価である。

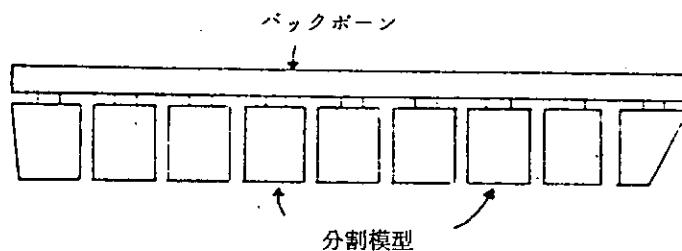


図 5.2. Elastic Backbone Model

5.3 まとめ

以上に述べたように、スラミングを生ずるような大波高波浪中の船体応答を計測する模型実験においては、剛体模型ではなく弾性模型を用いる必要がある。また、弾性模型としては製作の容易さ、性能等を考えると Structural

Model か Elastic Backbone Model が望ましいと思われる。本研究では実験結果を非線形計算と比較するという目的をも考えて発泡プラスチック材で作成された Structural Model を用いた。相似則が正しく満たされており、さらに減衰率が一致しておれば模型実験によって実船の応答を正しく模擬できる。しかしながら、これらが厳密に満たされていなくても、実船の応答の特性は失われないとと思われる。このような場合、理論計算を仲介にして実船の応答を推定する必要がある。

参考文献

- 1) T.Fukasawa, Y.Yamamoto, M.Fujino, S.Motora ; Motion and Longitudinal Strength of a Ship in Head Sea and the Effects of Non-Linearities (4th Report), J.S.N.A., Japan, vol.150, 1981.
- 2) 佐藤正彦 ; 波浪中航走時の船体の縦強度に関する模型実験, 造船協会論文集, 第 90 号, 昭 26 .
- 3) K.Ochi ; Model Experiments on Ship Strength and Slamming in Regular Waves, Trans. S.N.A.M.E., vol.66, 1958.
- 4) 田中久仁雄, 松永康二, 大友貴夫, ; 波浪中の船体構造部材に生じる応力 — 弾性模型を用いた水槽試験と数値計算の比較 — , 石川島播磨技術報, 第 20 卷, 第 5 号, 昭 55 .
- 5) 熊井豊二 他; 船体高次振動の応答計算におけるモード係数について, 西部造船会々報, 第 26 号, 昭 38 .
- 6) 川上益男 : 船体の青波衝撃強度について, 一規則波中の船体模型の曳航実験 — , 日本造船学会論文集, 第 125 号, 昭 44 .
- 7) Vosseres et al. ; Vertical and Lateral Bending Moments Measurements on Series 60 Model, I.S.P., vol.8, No.83, 1961.
- 8) R.Wahab, J.H. Vink ; Wave Induced Motions and Loads on Ships in Oblique Waves, I.S.P., vol.22, No.249, 1975.
- 9) 池上国広 ; 波浪中における船体振りモーメントおよび曲げモーメントの計測結果, 日本造船学会論文集, 第 136 号, 昭 49 .
- 10) T.Kumai ; On the Exciting Force and Response of Springing of Ships, Int. Sym. on the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves, 1974.
- 11) R.Wereldsma, G.Moeyes ; Wave and Structural Load Experiments for Elastic Ships, 11th Symposium on Naval Hydrodynamics, 1976.
- 12) T.Takahashi, Y.Kanako , Experimental Study on Wave Loads acting on a Semi-Displacement Type High-Speed Craft by means of Elastic Backbone Model, High-Speed Surface Craft Conference, 1983. (to be appeared)
- 13) 野崎政治, 規則波中にて警備艦に生じる縦曲げモーメントについて, 造船協会論文集, 第 114 号, 昭 38 .

6. 結果のまとめと考察

本報告は3ヶ年の研究計画の中の初年度に当るものである。従って、当研究部会の最終目標である大波高時の船体構造応答の予測技術の開発という点から見れば研究はやっとその緒についたに過ぎず、現在なにがしかの結論を掲げる段階ではない。しかしながら、本年度一年間の研究を振り返ってみると、前章迄の記述にもあるように各研究機関が弾性模型実験を中心課題として夫々独自の考え方に基づいて検討を加え、多少の失敗はあったものの、お互の情報交換の中から確実な実験手法を見出しつつある。その意味では初年度としての目標はほぼ達成されたと考えてよい。そこで、以下に若干の考察を加えながら本年度の研究結果のまとめを試みたい。

- 1) 弾性模型船とは船の幾何学的形状、弾性的性質、重量の分布を実船に対して同時に相似にしたものである。一つの分布定数を持った応答系として、例えば船首船底にスラミングが発生したとき、それよりもっと後方の上甲板に生ずる曲げ歪を正確に再現するといったような、いわば流体外力と船体構造応答とを結ぶアナログ・コンピューターの役割を果すものといえる。今回の実験では縦方向の船体構造応答だけをシミュレートすることを狙ったが、それでも上述の3つの分布定数を同時に相似にすることは大変難しいことであった。まず、船の形状を保つために発泡剤を用いたが、材料としては柔軟過ぎたためほかにもっとヤング率の大きな材料を併用し、これにより実船の剛性と合わせるという工夫が必要であった。結果は、とくに大切な振動モードでの相似が略達成されるに至った。ほかに歪ゲージの選択を始め、弾性模型船の特性を計測するための種々の工夫がなされた。これらの結果、本年度をもって弾性模型船の製作法とその弾性的性質の検定法を確立することができた。
- 2) 弾性模型船を用いた実験は、まず規則波中でスラミングを起してみるとから始められた。その結果、満載状態の大型肥大船が規則波中を航走しているときでも、大波高向波の場合には船首船底にスラミングを発生することが明らかになつた。運動、水圧、歪など非常に多くの計測が行われたが、中でも上甲板の曲げ歪については出会い波周期の成分に振動周期成分が重なつた特徴ある波形がスラミング時に計測されている。また、その波形が長さは異なるが同一船型について行った船研と東大／筑波大の実験記録において極めて類似していることが確認されている。これらの事実から、本年度をもって弾性模型船による実験手法が確立され、各水槽間のデータの比較も可能になったと理解してよい。
- 3) 大波高規則波中を向波状態で航走すると船速の自然低下は甚しい。模型試験ではこれに逆って敢えて高速の範囲まで実験を行っている。その際、船首船底の露出はかなり明確に観測されたが、スラミング現象としてこれを見ると、上甲板の曲げ歪の波形に振動周期成分が高々20%程度しか入っていない事から想像されるように、差程激しいものではない。実際の海では、もっと激しいスラミングを起させるような波形の連なりや出会いがあるはずで、これを実験的にしらべるには、任意波中での模型試験がどうしても必要となる。
- 4) 規則波中であまり激しいスラミングが起きない範囲では、船体縦運動、上下加速度、スラミングに関係すると思われる船首船底の露出限界などは、すべてストリップ法により計算された予測値とよく合っている。また、上甲板で計測された縦曲げモーメントの出会い波周期成分もストリップ法による計算結果と大体合っているようである。ストリップ法のような簡単な線型計算でもスラミング発生の予測にはかなり有用と思われるが、その適用限界がどの辺りで、どの辺から非線型性を考慮しなければならなくなるのか、今後もう少し詳しくしらべる必要があろう。
- 5) 東京大学で開発されたスラミングを起したときの船体縦運動および縦強度を求めるためのプログラム(TSLAM)を用いた計算結果を模型試験と比較すると、上甲板における曲げ歪の波形、とくに2節振動周期成分の重なり具合などが非常に良く似ているのが分る。しかしながら、詳細に比較検討すると相違点もかなり目につき、しかもその理由を判然と説明できる段階ではない。今後は、もっと激しいスラミングを起させ、その状態についてだけの計算と実験と

の比較を行えば、この辺の事情を明確にすることができよう。

6) その他、模型試験から得られた知見として、船首の打込海水が衝撃力として作用している事も今後検討して見る必要がありそうである。