

小型船舶の構造設計に関する 調査研究報告書

平成14年4月

日本小型船舶検査機構

本調査研究における調査の一部は、独立行政法人 海上技術安全研究所との共同研究として実施した。

目 次

1 調査研究の目的及び実施方法	1
1-1 調査研究の目的	1
1-2 調査研究の実施方法	1
1-3 委員会	2
1-3-1 委員会の名称	2
1-3-2 委員会の構成	2
1-3-3 委員会の開催経過	3
2 調査研究の内容	7
2-1 落下試験基準の見直し	7
2-1-1 24ft 及び 28ftFRP 船による波浪中航走実験	7
2-1-2 軽合金製バースト及び複合型ゴムボートによる波浪中航走実験及び落下実験	7
2-1-3 小型高速艇の落下試験方法の策定	7
2-1-4 28ftFRP 船の 1/4 スケール模型船による波浪中航走実験	8
2-1-5 まとめ	8
2-2 ISO 構造設計規格案への対応	9
2-2-1 ISO 構造設計規格案の審議状況	9
2-2-2 ISO 構造設計規格案第 5 部の概要	9
2-2-3 ISO 構造設計規格案への対応方針	10
2-2-4 ISO 構造設計規格案の主要な技術的論点	11
2-2-5 ISO 構造設計規格案の検証	14
2-2-6 ISO 構造設計規格案の現状と今後の予定	14
2-2-7 まとめ	15
付録・1 平成 8 年度高速艇実船実験報告書	17
付録・2 小型高速艇の波浪中及び落下実験報告書	107
付録・3 小型高速艇の落下試験方法の検討	139
付録・4 平成 10 年度波浪中模型実験報告	159
付録・5 ISO/TC188/WG18 開催状況及び配布資料一覧	183
付録・6 ISO/TC188/WG18 提出コメント等	189

1. 調査研究の目的及び実施方法

1 調査研究の目的及び実施方法

1-1 調査研究の目的

長さ 12m 未満の FRP 船の適正な船体強度を有することを確認する方法のひとつとして規定された現行の落下試験基準（平成 8 年度当時）では、落下試験高さが一律に 2.5m と定められているが、この落下試験高さの妥当性及び鋼又は軽合金製船舶にも同試験基準の適用を拡大することの可否について検討を行い、これらの結果に基づいて同基準の見直しに資する基礎資料をとりまとめることを目的とする。

また、ISO/TC188 WG18 (Hull construction and scantlings) において審議されている小型船舶の構造設計に関する規格案について、実船実験を含む落下試験基準の検討から得られる成果を ISO の検討の場に反映させ、もって同規格の策定に寄与することを目的とする。

1-2 調査研究の実施方法

本調査研究においては検討委員会を設置し、以下のとおり調査研究を実施した。

I. 落下試験基準の見直し

- (1) 波浪中航走実船実験の実施により FRP 製小型艇の船体運動、船底衝撃圧、船体応力等を計測し、小型高速艇にも高速船の基準式（高速船構造基準の船底衝撃圧算定式）で船底衝撃圧が近似できることを検証する。
- (2) 軽合金製の玻璃钢及び複合型玻璃钢の波浪中航走実船実験及び落下実験を実施し、船底衝撃圧、船体応力、加速度等を計測する。
- (3) 船底衝撃圧に関する研究結果（高速船構造基準の船底衝撃圧算定法）及び実船実験結果により落下試験基準を適用できる小型艇の範囲及び試験方法について検討を行い、現行落下試験基準の見直しに必要な基礎資料を取りまとめる。

II. ISO 小型船舶構造設計規格案への対応

ISO で審議されている小型船舶の構造設計規格案（ISO 12215）は 6 部から構成されているが、本調査研究事業においては、そのうち Part5（設計応力、許容応力、部材寸法の決定）及び Part6（詳細設計と製造方法）を対象として検討する。

ISO/TC188 WG18 に提出された各段階での構造設計規格案に対して、上記 I.で行う実船実験結果等による技術的評価や実態調査等の審議を行い、その検討成果を ISO に提出する。

1-3 委員会

1-3-1 委員会の名称

「小型船舶の構造設計に関する検討委員会」

1-3-2 委員会の構成

委員会の構成は、次のとおりである。（敬称略）

委員長	竹本博安	独立行政法人 海上技術安全研究所	構造強度部長
委員	宮本武	独立行政法人 海上技術安全研究所	特別研究官
	谷澤克治	独立行政法人 海上技術安全研究所	運動性能部波浪外力研究室長
	山本茂	日産マリーン（株）	商品グループ執行役員部長 （社）日本舟艇工業会
	永海義博	ヤマハ発動機（株）	舟艇事業部 製品開発室長 （社）日本舟艇工業会
	仙田嘉和	ヤンマー造船（株）	技術部 （社）日本舟艇工業会
旧委員	本田悟	日産自動車（株）	
	菅澤実	ヤマハ発動機（株）	
関係官庁	松尾龍介	国土交通省	海事局安全基準課長 （矢萩 強志 同上前任者）
	伊藤茂	国土交通省	海事局検査測度課長 （北村 正一 同上前任者）
	青木健作	国土交通省	海事局次席船舶検査官 （松村 純一 同上前任者）

実船試験協力者 社団法人 日本船舶品質管理協会 船舶艤装品研究所
ヤマハ発動機（株）舟艇事業部
ヤンマー造船（株）技術部

1-3-3 委員会の開催経過

第1回委員会

- ①開催年月日 平成8年11月7日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・事業計画
 - ・高速船構造基準について
 - ・JCI 現行落下試験基準について
 - ・ISO/TC188WG18(Scantling)の最近の審議状況
 - ・波浪中航走試験実施要領(案)

第2回委員会

- ①開催年月日 平成9年1月29日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・実船実験速報
 - ・ISO ハンブルグ会議報告
 - ・ISO マイアミ会議対応
 - ・委員会試験計画(案)

第3回委員会

- ①開催年月日 平成9年4月4日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・平成9年度事業計画(案)
 - ・平成8年度実船試験報告
 - ・ISO マイアミ会議報告

第4回委員会

- ①開催年月日 平成9年6月10日
- ②開催場所 社団法人 日本船舶品質管理協会 船舶艤装品研究所
- ③主な審議事項
 - ・平成8年度高速艇実船試験報告書(案)
 - ・落下試験の立会

第5回委員会

- ①開催年月日 平成9年9月8日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・小型船高速艇波浪中 / 落下試験 中間報告
 - ・ISO ハンブルク会議報告

第 6 回委員会

- ①開催年月日 平成 9 年 11 月 12 日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7 階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・平成 8 年度実船試験最終報告
 - ・小型高速艇波浪中/落下試験 中間報告
 - ・ISO ブリュッセル会議報告

第 7 回委員会

- ①開催年月日 平成 10 年 2 月 5 日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7 階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・平成 9 年度小型高速艇の波浪中及び落下試験報告書
 - ・ISO ロンドン会議報告

第 8 回委員会

- ①開催年月日 平成 10 年 3 月 25 日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7 階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・小型高速艇の落下試験方案の検討
 - ・平成 10 年度調査試験研究計画
 - ・ISO ハンブルグ会議報告

第 9 回委員会

- ①開催年月日 平成 10 年 6 月 16 日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7 階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・ISO リスボン会議報告
 - ・小型高速艇の落下試験方法の検討 中間報告 (案)
 - ・JCI 平成 10 年度研究計画

第 10 回委員会

- ①開催年月日 平成 10 年 8 月 27 日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7 階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・小型高速艇の落下試験方法の検討 中間報告 (案)
 - ・平成 10 年度波浪中模型試験方案

第 11 回委員会

- ①開催年月日 平成 10 年 10 月 22 日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7 階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・小型高速艇の落下試験方法の検討 中間報告 (案)

・ISO ナポリ会議報告

第12回委員会

- ①開催年月日 平成11年1月28日
- ②開催場所 運輸省船舶技術研究所構造強度部会議室
- ③主な審議事項
 - ・平成10年度波浪中模型試験速報及び見学
 - ・ISO マイアミ会議対応

第13回委員会

- ①開催年月日 平成11年4月6日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・ISO フォートローダーデール会議報告
 - ・平成11年度事業計画
 - ・平成10年度模型実験速報(その2)
 - ・小型高速艇の波浪中及び落下実験報告書

第14回委員会

- ①開催年月日 平成11年6月18日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・平成10年度波浪中模型試験報告書
 - ・ISO オスロ会議報告
 - ・耐久試験による船体強度の確認方法の検討

第15回委員会

- ①開催年月日 平成11年9月30日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・平成10年度波浪中模型試験報告書(最終報告)
 - ・小型高速艇の基準見直し
 - ・ISO カスカイス会議対応

第16回委員会

- ①開催年月日 平成11年12月7日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・ISO カスカイス会議報告
 - ・小型高速艇の基準見直し

第17回委員会

- ①開催年月日 平成12年3月28日

- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・ISO12215の現状及び今後の対応
 - ・ISOアナポリス会議対応

第18回委員会

- ①開催年月日 平成12年9月12日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・ISOアナポリス会議報告
 - ・ISOパリ会議対応

第19回委員会

- ①開催年月日 平成14年3月26日
- ②開催場所 日本小型船舶検査機構 7階第一会議室
- ③主な審議事項
 - ・ISOパリ会議報告及び現状報告
 - ・報告書案

2. 調査研究の内容

2 調査研究の内容

2-1 落下試験基準の見直し

2-1-1 24ft 及び 28ftFRP 船による波浪中航走実験

小型高速艇にも高速船の基準式（高速船構造基準の船底衝撃圧算定式）で船底衝撃圧が近似できることを検証するため、24ft 及び 26ft の FRP 船を用いた波浪中航走実船実験を実施し、船体運動、船底衝撃圧、船体応力等を計測した。

その計測値と同基準式から得られる基準値との比較を行った結果、同基準式（高速船構造基準の船底衝撃圧算定式）をそのまま適用して、実験で用いたような滑走型高速艇に生じる船底衝撃圧を近似することは困難であり、そのためには同基準式の適用の仕方について再考する必要があることが分った。（この点については、2-1-3 節で述べる平成 10 年度に行った小型高速艇の落下試験方法の検討において対応した。）

なお、付録-1「平成 8 年度高速艇実船実験報告書」に詳細を述べる。

2-1-2 軽合金製ハースト及び複合型ゴムホートによる波浪中航走実験及び落下実験

落下試験基準を適用することの可否について検討が必要な軽合金製ハースト及び既に同基準を適用している複合型ゴムホートを用いて、波浪中航走実船実験及び落下実験を実施し、両実験における船底衝撃圧、船体応力及び加速度等を計測した。これにより、次の 2-1-3 で述べる落下試験方法を検討するための基礎データを得ることができた。

なお、付録-2「小型高速艇の波浪中及び落下実験報告書」に詳細を述べる。

2-1-3 小型高速艇の落下試験方法の策定

船底衝撃圧の研究結果（高速船構造基準の船底衝撃圧算定法）の適用の仕方及び 2-1-1 項及び 2-1-2 項の実船実験結果を検討し、落下試験基準を適用できる小型艇の範囲及び試験方法について検討した。

その結果、登録長 2m から 5m の小型船舶を対象とし船体の材質によらない、波浪中航走時に受ける最大船底衝撃荷重と等価な荷重を与える落下試験方法を策定した。これにより、従来の落下試験における落下高さは船速等に関係なく一律に 2.5m とされていたが、今回策定した落下試験方法では、船舶の速長比及び登録長さにより落下高さを設定することができるようになった。また、同試験方法において、2-1-2 項の実船実験結果及び各設計基準との比較により、その妥当性を確認することができた。

ただし、波浪中航走時に受ける最大船底衝撃荷重を設定する際、高速域での船体応答については従来の成果（文献等）から外挿することにより求めているため、その精度の確認を行う必要があること、また、艇が跳躍運動をすることを条件としているため、跳躍する船舶にとっては合理的な要求と考えられるが、跳躍しない船舶にとっては大きめの要求となっていること等、実態に即したより合理的な落下試験方法とするためにはいくつかの課題が認められたことから、このため 2-1-4 項の模型実験を行うこととなった。

なお、付録-3「小型高速艇の落下試験方法の検討」に詳細を述べる。

2-1-4 28ftFRP 船の 1/4 スケール模型船による波浪中航走実験

2-1-3 項で述べたとおり、より合理的な落下試験方法を策定するための課題を解明するため、すなわち、高速域での船体応答及び小型高速艇が跳躍する時の条件（航走状態、海象状態）を明らかにするために、2-1-1 項で用いた 28ftFRP 船の 1/4 スケール模型船を用いた波浪中模型実験を行った。

その結果、高速域での船体応答について、規則波中での高速域における船体応答は得られたが、落下試験方法の策定において従来の成果から外挿することにより求めた船体応答とは違う結果が得られた。しかし、後者（落下試験方法策定時）の船体応答を用いても、波浪中航走時に受ける最大船底衝撃荷重の設定には問題ない（過小評価とならない）ことを確認した。一方、小型高速艇が跳躍する時の条件について、船速、波浪等による簡易な条件式を導くことができたが、簡易式の適用範囲の明確化及び簡易式の一般化を行うまでには至らなかった。

したがって、模型実験により得られた高速域における船体応答（跳躍、非跳躍運動の条件を含む。）を 2-1-3 項で策定した落下試験方法に反映させ、より合理的な落下試験方法を策定するまでには至らなかったものの、模型実験により同試験方法の妥当性を確認することができた。

なお、模型実験については付録-4「平成 10 年度波浪中模型実験報告」に、模型実験による落下試験方法の妥当性の確認については付録-6.6.3「Experiment on a running craft in waves performed at Ship Research Institute」（ISO に提出した資料）に詳細を述べる。

2-1-5 まとめ

以上の調査研究により、船体の構造強度を確認する方法の一つとして、登録長 2m から 5m の小型船舶を対象とした新たな落下試験方法を策定した（2-1-3 項参照）。同試験方法は、実船実験結果、各種設計基準及び模型実験結果との比較検証によりその妥当性が確認されたところであり、合理的な結論が得られたものと考えられる。また、この結果はすでに、平成 10 年 12 月に当機構の検査基準（細則第 1 編 5.0 及び附属書[5-2]）に反映されているほか、後述するが ISO/TC188 WG18 (Hull construction and Scantlings) において審議中の小型船舶構造設計規格案（ISO/DIS12215-5）に提案され採用されている。

今後、技術レベルが高まり情報の蓄積が図られ、以下を踏まえた調査研究が実施されれば、より合理的な落下試験方法の策定につながるものと考えられる。

- (1) 高速艇の波浪中速力低下、載荷状態と乾舷高さにより限定される航行速度を考慮した衝撃速度の算定法とそれに対する落下高さ設定の検討が必要である。（合理的算定法により落下高さは軽減される。）
- (2) 実船の落下衝撃荷重の評価法について、計算モデルは 2 次元楔型の剛体として評価されているため、その計算結果は実船実験結果に比べて若干大きくなっている。さらに精度を高めるためには、計算モデルに弾性影響、3 次元影響等を考慮した落下衝撃荷重の評価法の検討が必要である。
- (3) 実船実験、模型実験等による高速域における船体応答（跳躍、非跳躍運動の条件を含む。）のデータを多く蓄積し、それに基づくより合理的で精度の高い波浪中航走時衝撃荷重の評

価法の検討が必要である。

2-2 ISO 構造設計規格案への対応

2-2-1 ISO 構造設計規格案の審議状況

ISO12215 における構造設計規格案は、ISO 技術委員会 (TC188) の下に設置されたワーキング・グループ (WG18) において審議されている。同 WG18 においては、24m未満の小型船舶の構造設計について、

第1部：材料—熱硬化性樹脂、強化ガラスプラスチック、積層板

第2部：材料—サンドウィッチ構造用心材

第3部：材料—鋼、アルミニウム、木、その他

第4部：製造工場及び製造

第5部：設計応力、許容応力、部材寸法の決定

第6部：詳細設計と製造方法

の6部に細分化し検討を行っている。ISO 規格が出来上がるまでには、①WD (Working Draft) → ②CD (Committee Draft) → ③DIS (Draft International Standard) → ④FDIS (Final Draft International Standard) → ⑤IS (International Standard) と5つの段階があり、③以降の手続きとしては、ISO 加盟国による次の段階への昇格を問う投票が各段階で行われる。

ISO 技術委員会 (TC188) では、1994年1月に第1回ワーキング・グループ (WG18) を開催し、以後現時点 (2002年3月) に至るまで約20回のワーキング・グループを開催し、構造設計規格案の検討を進めており、現時点ではDISが完成されている。ISO におけるワーキング・グループ開催状況等を付録5に示す。また、各部のDISが完成するまでに、第5部はWDを19回、CDを1回、第6部はWDを1回、CDを1回それぞれ作成している。

2-2-2 ISO 構造設計規格案第5部の概要

ISO12215 の第5部の構造設計規格は、船体長さ24m未満の舟艇に関し、船体構造/部材寸法について、衝撃圧力から設計圧力を求め、各材料の許容応力から要求部材寸法を決定するものであり、概要は次の通りである。

(1) 規格の構成

- | | |
|----------|------------------------|
| 1. 適用範囲 | 5. 設計圧力 |
| 2. 参照規格 | (船底設計圧力、船側設計圧力、甲板設計圧力) |
| 3. 用語と定義 | 6. 設計応力 |
| 4. 記号 | 7. 基本部材寸法計算 |
| | 8. 使用材料の機械的性質 |

(2) 適用

- ・船体長さ：24m未満の小型船舶
- ・船体材料：鋼、アルミニウム、FRP

(3) 設計区分

基準を作成する際の設計区分では、次の外力を考慮している。

設計区分	風力階級（ビューフォート）	有義波高（m）
A (Ocean)	9 以下	7 まで
B (Offshore)	8 以下	4 まで
C (Inshore)	6 以下	2 まで
D (Sheltered waters)	4 以下	0.3 まで

(4) 規格の概要

ABS の基準「Guide for Motor Pleasure Yachts」、「Guide for Building High Speed Craft」等を基に基準案作成が進められている。

船体構造の要求値は次の手順により求める。

- ① 船体運動加速度を推定（サビツキーの論文*1を基礎）
- ② 船体運動加速度から最大衝撃水圧を推定し、これにパネルの大きさと浸水部分の面積の比から決まる係数（圧力減少係数）を乗じて、設計圧力を推定する（アレン&ジョーンズの理論*2を基礎）。
- ③ 喫水、船の長さから最大衝撃水圧を推定し、これをパネルの大きさと浸水部分の面積の比から決まる係数を乗じて、艇が排水量型状態における設計水圧を推定する（アレン&ジョーンズの理論*2を基礎）。
- ④ 上記②,③のうち大きいほうの設計圧力から板厚を求める（4 端固定の弾性パネル理論による）。

<参考文献>

*1 Daniel Savitsky and P.Ward Brown, "Procedures for Hydrodynamic Evaluation of Planing Hull in Smooth and Rough Water", Marine Technology (Oct.1976)

*2 R.G. Allen and R.R. Jones, "A Simplified Method for Determining Structural Design Limit Pressures on High Performance Marine Vehicles", AIAA/SNAME ADVANCED MARINE VEHICLES CONFERENCE (Apr.1976)

(5) 我が国基準との関係

我が国には、鋼またはアルミ船について船型、速力等を考慮し設計水圧を算定し、これに基づいて要求板厚を求める基準として軽構造暫定基準または HSC コードを受けた高速船に基準があるが、FRP 船について、このような考え方の基準はない。

2-2-3 ISO 構造設計規格案への対応方針

本調査研究は平成 8 年（1996 年）11 月に第 1 回委員会を開いて以来、約 6 年にわたり ISO における小型船舶の構造設計に関する規格制定の作業に対応して、我が国の小型船舶の基準と

整合の取れたものとなるよう、また、現存小型船舶を排除するようなものとならないよう（現存小型船舶の構造を大きく変更させるような過度の安全基準とならないよう）技術面からの検討を行ってきた。これを、ISO のワーキング・グループにおける審議状況を時系列で整理すると、付録-5 のとおりとなる。

検討の内容は、ワーキング・グループに提出された各段階での構造設計規格案に対して、2-1 項の落下試験基準の見直しの際に得られた実船実験結果により同規格案の技術的評価を行う手法、及び既存の小型船舶に対して同規格案を適用してみて問題点を探る手法を中心とした。見い出された問題点については、理論的根拠や改正案を示したコメントを作成して ISO/TC188/WG18（F.Hartz 議長）に提出した。その結果、DIS としてまとめられた案には我が国の意見として取り入れられ、また改善に反映されている条項も少なくない。特に、2-1 項で策定された落下試験基準を船体の構造強度を確認する方法の一つとして提案したところ、WG18 の審議を経て平成 12 年度に回章された DIS 案（ISO/DIS 12215-5 の付属書 C）に採用された。（なお、提出した主なコメントについては付録-6 を、それらの内容等については次節以下を参照。）

2-2-4 ISO 構造設計規格案の主要な技術的論点

作業委員会では、各国の規制・基準に対する思想や考え方の相違等を背景に長期にわたり技術的議論が活発に行われて来ている。主要な技術的論点は次の通りであった。

(1) 加速度の設定についての議論

1997 年当初までの基準案は現実の舟艇の板厚に対し過大な要求値となっていたが、2-1-1 節で行った波浪中航走実験結果により検証した結果、これは主に加速度の設定に起因するものであることが分った。これを解決するため、1996 年来、加速度の設定について上限値を設けることを提案した。この上限値が必要であると主張した背景は、次の a. 及び b. のとおりである。

a. 実験値との比較

ISO 案の加速度の算定式を検証するため 2-1-1 節で行った波浪中航走実験の結果と比較したものが付録-6.1 に示されている。サビツキーによる実験に基づいた加速度の推定式は、良く実験結果を表していた。しかし、この算定式の適用にはトリム角をうまく推定することが問題となる。あらゆる船型の船に対しトリム角を推定することは困難である。もし、トリム角が推定できないからといって 4 度に固定すると、速度の速い船にとっては過大な加速度を要求してしまうことになる。トリム角は、ラストハンプまでは急激に増加し、これを超えると減少する。これにより、加速度は高速域では、速度に対し増加する量が減少し横ばいの現象を示すことになる。

b. 我が国の構造基準

我が国の高速船構造基準、軽構造暫定基準においては加速度の上限を設定している。これは、実際の航海で見られるように、波浪中を航行する船舶にとってある程度以上の加速度に対し人間が耐えられず、減速し加速度を緩和する航海を前提としている。我が国基準は、次表のとおり、これを踏まえた加速度を設定した構造基準となっており十分な経験を有している。

高速船構造基準の設定加速（船首加速度 g、有義値）

	旅客船	旅客船以外の船舶
平水区域	1.00	1.00
沿海区域	1.25	1.50
近海・遠洋区域	1.50	2.00

軽構造暫定基準の設定加速度（船首加速度 g、定義不明）

平水区域	2.00
限定沿海区域	3.00
沿海区域	4.00

これに対し、主要な船級協会を代表する欧州各国は、機構案に対し、加速度の上限を定めることは人間がどの程度の加速度に耐えられるかというファクターが入るが、「本基準案は構造の基準を定めているのであって、人間の基準を定めるものではない」との主張の下、こぞって反対した。

この船級協会等メンバー国の反対に対し、機構が行った実船実験結果を紹介し（付録-6.2）、高速域で加速度のカーブが横ばいになること等を示すとともに、US コーストガード基準を制定している米国と協力的議論を行い、また米国のレポートも議論され、加速度の上限の設定が基準案に取り入れられた。なお加速度の上限値 6 は、アレン&ジョーンズの論文のハビタビリティと US の基準の内パトロールボートやレスキューボートの要求値が 6 であったことからである（付録-6.3.1.2）。

(2) 設計荷重の評価

最大衝撃荷重を設計荷重に平均化する手法として使われるアレン&ジョーンズ流エリアリファレンス係数は、船型（船底勾配 β ）の影響が評価できていないが、3次元的な取り扱いがなされている。他方、我が国の圧力平均係数は、2次元断面についてワグナーの衝撃圧理論に基づき解析的に導かれている。小型艇の衝撃圧については、3次元的な取り扱いをする代わりに船底勾配の影響を考慮する我が国基準が優れているとの認識の下、我が国は平均化係数を提案してきた（付録-6.3.2の P.4-2）。しかし、欧米の船級協会及び北欧の VTT を含め、全てアレン&ジョーンズ流のエリアリファレンス係数を用いた基準を採用してきており、機構の提案は支持されなかった。

(3) 設計水圧からの板厚算定

設計水圧から板厚を求める場合、我が国も ISO 基準案も弾性パネル（4 端固定）理論によっており、アスペクトレシオの取り扱いが若干異なるだけで、同じ考え方に基づく式を用いている。ただ、1998 年案までは、最低水圧及び最低撓み量に起因する最低板厚の要求値があり、

これによる要求が過大となっていた。この点については、最低水圧が約 30Kpa となっており、24m 程度の比較的大きな舟艇には問題ないものの、12m 以下の比較的小きな舟艇にはこの最低水圧は過大な要求となっていた。しかし、最低水圧が加速度の最低値を 2 とすることで考慮されているため、最低水圧に起因する最低板厚の要求値は削除された。（後に、前述の 2・2・2(4) のとおり、設計水圧は 2 種類（滑走状態、非滑走状態）のうちいずれか大きい方とすることになったため、加速度の最低値を 2 とすることも削除された。）

それでもなお、最低撓み量に起因する最低板厚の要求値が、我が国の既存小型船舶の船側板厚に対して過大となっていた。ISO 基準案では、4 端固定の板に等分布荷重が働く場合の最大撓み量を、当該板の短辺の 2.5%以下となるように規定し、微小撓み理論に基づく板厚算定式としていた。この 2.5%の撓み量は、FRP 艇の場合、実際の板厚からほとんどが大撓みと考えられるため、大撓み理論に基づく板厚算定式を提案した（付録-6.4）。これに対して、理論的な提案であることから WG メンバーの賛同が得られて、ISO/DIS の Annex E (normative) として取り入れられ、要求板厚に関する問題は解決された。

なお、使用材料の強度の評価は、試験片を抜き取って機械的性質について試験する方法と、ロイドの基準に基づくガラス含有率からの機械的性質を決定する方法と認めている。

(4) 規格の簡易化（規格要求値の簡易式及び図示化）

我が国は、ISO WG18 の船底板厚要求原案に対し、利便性の観点からハンデー計算器により船底設計圧力が簡単に計算できる簡易な計算方法を提言した(付録-6.5.1,2)。我が国のこの提案は船底圧力を求めるに当たって、ISO 基準案の算定式における各係数を最大値として、同算定式を簡易化するほか、Kar（圧力減少係数）も簡便式とし図式化も図るなど計算の簡便化を図るものである。

この案は ISO/DIS の Annex A (normative) として取り入れられているが、その後、さらに図表化された簡便なものが提案され Annex B (normative)として取り入れられており、我が国の案が置き換えられる可能性がある。

(5) 簡易な構造強度判定方法（落下試験方法）

小型高速艇による実海域の波浪中実験及び落下実験、及び当検討委員会の審議等を踏まえ、ISO WG18 に船体強度を簡易に判定できる落下試験方法の提案を行った（付録-6.6.1～3 及び本文 2-1 項）。この方法は、船体要目、航行波浪条件を設定した上、船体運動による水面との衝撃速度から求めた波浪中衝撃荷重（設計荷重）と、落下試験シミュレーションによる落下衝撃荷重を等価に設定することから、艇長と速長比をパラメーターにして落下試験高さを定めたものである。ISO の審議では落下試験後の判定が困難との意見等もあり、落下試験方法にはほとんどのメンバーが否定的であったが、膨脹式ゴムボートの落下試験基準の判定につき実用上問題ないとの意見もあり、我が国の提案が賛同を得ることとなり、6 m未満の船舶を対象とし、本則の船体強度確認の一つの手段として ISO/DIS の Annex C (normative) として取り入れられた。

2-2-5 ISO 構造設計規格案の検証

上記の理論に基づく検討結果は我が国の基準、船級協会等の基準との比較、実船実験での検証等を通じ、実用性を検証し、基準の妥当性を確認した。

(1) 我が国基準及び船級協会等の基準との比較

ISO の要求値に対し、各国の船級協会等（ABS、LR、GL、VTT、米国製造者基準、JCI）の基準との関係を確認するための比較計算を行った（付録-6.7.1）。JCI の基準は速長比 2.36 及び 6 は「高速船構造基準」により、10 及び 15 は「軽構造暫定基準」の要求値を弾性式の構造方程式用に換算し計算したものである。比較計算モデルは、Lloyd's のデータベースから船長 6、9、12、18 及び 24m の代表的船型から選定している（付録-6.7.2）。

この結果を見れば、ISO 基準は我が国基準と比較し、速長比 10 及び 15 では我が国基準の要求値よりも小さいところもある等、過大な要求値となっていない。当初の ISO 基準案と異なり、我が国基準と凡そ同等の基準になっている。

(2) 実船実験結果との比較

2-1-1 節で行った船底衝撃圧等の実船実験結果により、作業委員会案における加速度の評価、設計水圧の評価及び圧力減少係数の評価に対し、比較検討を行った（付録6.8）。

加速度の評価は、実験結果に対し速長比 7 程度のところで若干の過小評価するものがあるが、その傾向と値は概ねよく評価している（同付録 Fig.1）。また、最大衝撃設計圧力の推定値も実験結果をよく表し、かつ安全側に評価している（同付録 Fig.2）。設計圧力については、圧力減少係数の安全側の評価により、実験値と比較しても合理的な要求値を与えている（同付録 Fig.4, 5）。

(3) 現存小型船舶との比較

現存小型船舶のデータが日本、ドイツ、フィンランド、ポルトガル、スウェーデン等から作業委員会に提出され、実船の舟艇の板厚と作業委員会案（ISO/CD 案）の要求値とが比較された。特に我が国の FRP 舟艇にとっては、船底及び甲板の板厚については問題なかったが、船側の板厚の要求値が過大となっていた（付録-6.9）。

船側の板厚については、撓みの要求が支配的であり、この要求値の緩和の必要性を提案して来たが、船級協会を含む欧州諸国は緩和が必要ないとの立場であり、米国は船側の設計水圧が過大との意見であった。前述 2-2-4(3)のとおり、我が国舟艇の実情からして、船側板厚の要求値について水圧、撓み量の両方から検討し、大撓み理論に基づく板厚算定式を提案した結果、ISO/DIS の Annex E として取り入れられたためこの問題は解決された。

2-2-6 ISO 構造設計規格案の現状と今後の予定

ISO 構造設計規格案は、長年の審議の結果、2000 年 11 月に DIS が完成し各国に対して投票（2001 年 5 月締切）が行われた。これに対して付録-6.10.1 のとおり我が国のコメントを提

出していたが、投票結果は付録-6.10.2 のとおり、反対が相当あったものの、ルールに照らし同規格案は承認され、FDIS に検討の場が移ることとされた。

しかしながら、第 5 部及び 6 部は、各国からのコメントや技術的問題が依然として多く残されていることから再度ワークショップ DIS での審議が行われることとなった。これを受け 2001 年 11 月にオランダでワークショップ・グループを開き再度すりあわせが行われたほか、引き続き検討を行うため今春にもアメリカでワークショップ・グループが開かれ、主に帆船に対する設計水圧、サンドウィッチ構造に対する要求値等について審議される予定である。

なお、同規格案第 1 部は ISO 規格として承認され、第 2～4 部は概ね審議終了し、平成 14 年 2 月に FDIS の投票に付されたところである。（結果はまだ出ていない。）

2-2-7 まとめ

以上の調査研究により、DIS としてまとめられた ISO 構造設計規格案には、本委員会の成果が我が国の意見として取り入れられたり、改善に反映されている条項も少なくない。また、2-1 項で策定された落下試験方法も船体の構造強度を確認する方法の一つとして採用された。

2-2-5 項のとおり、同規格案は、各国の基準、実船実験結果及び現存小型船舶と比較しても合理的な規格案となっていると考えられる。今後、FDIS になり ISO 規格となる間に、規格の構成や体裁等の変更は多少あるかと思われるが、実質的な規格の要求値については問題となるような大きな変更はないと思われる。

付 録

平成8年度
高速艇実船実験報告書

目次

1. はじめに	1
2. 実験の概要	2
3. 実船実験Ⅰ（ヤマハ）	4
3.1 供試艇	4
3.2 計測項目	4
3.3 計測方法	4
3.4 実験	4
3.5 データ解析	5
3.6 実験結果	7
3.6.1 波高	7
3.6.2 船体運動及びトリム	7
3.6.3 加速度	8
3.6.4 船底水圧	9
4. 実船実験Ⅱ（ヤンマー）	52
4.1 供試艇	52
4.2 計測項目	52
4.3 計測方法	52
4.4 実験	52
4.5 データ解析	52
4.6 実験結果	52
4.6.1 波高影響	53
4.6.2 船体運動とトリム	53
4.6.3 加速度	54
4.6.4 船底水圧	54
5. 実験結果の考察	77
5.1 衝撃加速度	77
5.2 衝撃水圧	78
5.3 現行基準と実験値との比較	79
5.4 結論	81
あとがき	81

1. はじめに

現在、我が国では、長さ12m未満の鋼製及び軽合金製の構造をもつ船舶については、実績を基礎にした軽構造小型船体暫定基準が適用されることになっている。また、FRP製船舶の構造に関しては、下記の(1)～(3)のいずれかの方法により、適正な船体強度を有することが確認されなければならないことになっている。

- (1) 船体の縦曲げ試験(許容変形量)
- (2) 板厚計測による強度確認(縦強度)
- (3) 落下試験(船底衝撃圧)

- (1) の縦曲げ試験では、支点間に等分布荷重をかけた時の許容変形量をキールの撓み $L1/500$ 、幅の変形量 $L1/250$ 、深さの変形量 $L1/500$ ($L1$:支点間距離、 $L1=0.6L$) を標準として定めている。
- (2) の板厚計測による強度確認では、上甲板、船側外板および船底外板の板厚が所要の縦強度を有することを確認することを求めている。
- (3) の落下試験では、高さ2.5mから落下させ、船体の総合的な健全性を確認することになっている。

いずれも試験条件と実際の船舶に作用する荷重との関係は不明確であり、構造強度の確認方法としては、理論的な根拠の面からは必ずしも十分とはいえない。

従って、これらを改善して合理的な荷重の推定とそれに基づく部材強度の設定を行う必要がある。

一方、ISOにおいては、複合型ゴムボートの落下試験では落下高さを2mとしているが、この試験法の妥当性についても確認が必要である。

さらに、ISOでは、現在長さ24m未満の船舶の安全基準の策定作業が進められているが、検討されている基準は、ABS規則がベースとなっている。ABS規則は特定の船型を対象とした研究をベースとしており、荷重の設定法については、適用性の面、あるいはその算式の導出過程や考え方を明らかにしておく必要がある。

このような背景から、小型高速船の荷重推定法を検討するために、平成8年度は2隻の高速艇について実船実験を実施し、また、平成9年度には、アルミボートおよび複合型ゴムボートの試験が計画されている。

本報告書は、平成8年度に実施された高速艇の実船試験の結果を取りまとめたものである。

今後、これらのデータを基に、荷重設定法を検討し、国内あるいはISOの小型船の安全規則及び構造設計基準に反映させることが可能になると考えられる。

2. 実験の概要

平成8年度の実船実験の実施状況を表-2.1に、実験海域を図-2.1に示す。浜名湖及び牛窓沖は、比較的穏やかな海域で、今切沖は浜名湖から外洋に出たところで、水深20m以上の海域である。

実験は供試船の上下加速度、船底水圧、歪み、船体運動等を計測と、随伴船による波高及び波周期の計測を行った。(表-2.2)

実験は、平水中航走試験において求めた速度とエンジン回転数の関係を基に、波浪中での回転数を一定に保持した状態での速度、波との出会い角、およびチルト角を組み合わせた条件で実施された。(表-2.3) 試験海域の試験時の波高を目視波高と共に表-2.4に示す。

データはDATに収録した。データ解析は船舶技術研究所構造強度部の実船実験データ解析システムにて実施された。

本報告書で使用する座標系を図-2.2に示す。

表-2.1 実験実施状況

	96/11/15	96/12/02	96/12/03	96/12/17	96/12/18
浜名湖	予備試験	波浪中試験			
今切沖	予備試験		波浪中試験		
牛窓沖				波浪中試験	波浪中試験

表-2.2 計測点

	計測項目	UF-28	FX-24
波浪中船体応答	上下加速度	3点	3点
	船底水圧	5点	3点
	歪み	7点	9点
	機関回転数	1点	-
船体運動 (FOG)	船体運動	2点	2点
	X,Y,Z 加速度	3点	3点
	X,Y,Z 角速度	3点	3点

表-2.3 実験条件

	浜名湖、今切沖	牛窓沖
船速	20, 25, 29kt	18, 23, 28kt
出会い角	0~315 (45度おき)	
チルト角	標準及びダウン	

表一2.4 目視波高と計測波高

日付	96/11/15	96/11/15	96/12/02	96/12/03	96/12/17	96/12/18
海域	浜名湖	今切沖	浜名湖	今切沖	牛窓沖	牛窓沖
目視波高	40 cm	100 cm	30 cm	50 cm	30 cm	30 cm
解析波高	51 cm	91 cm	29 cm	59 cm	27 cm	39 cm

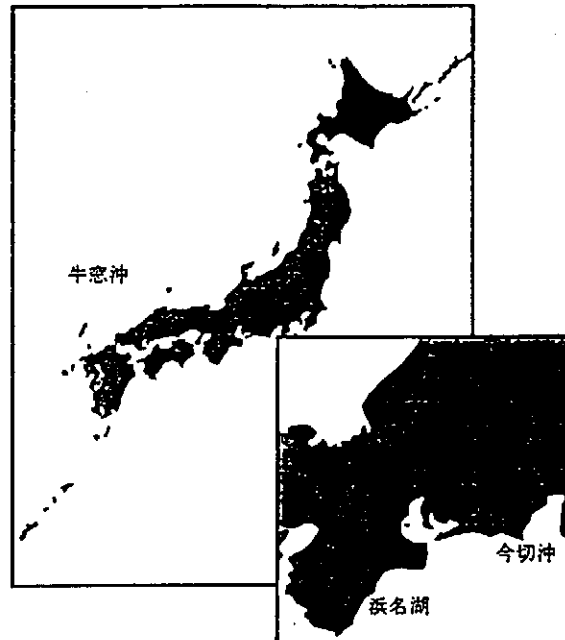


図-2.1 試験海域

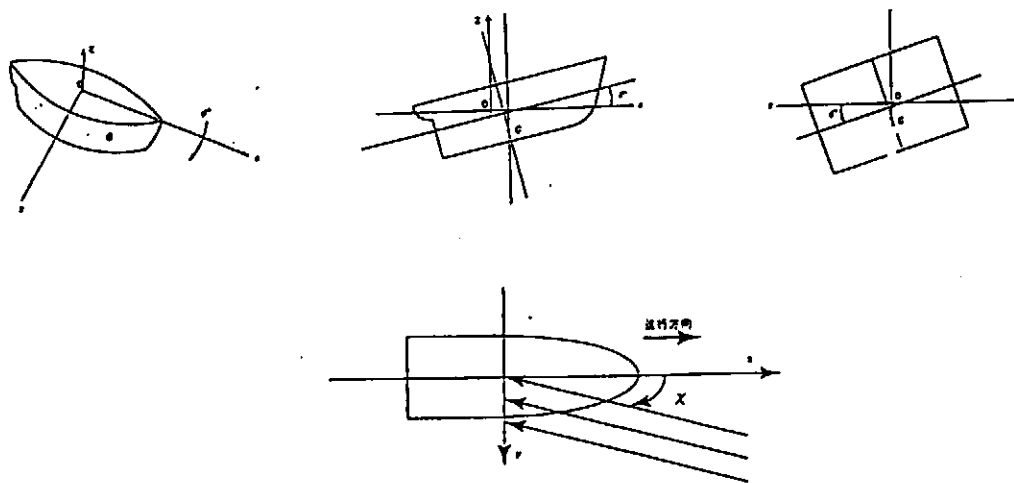


図-2.2 座標系

3. 実船実験 I (ヤマハ UF-28)

3. 1 供試艇

供試船の要目は、表-3. 1 に示すとおりである。供試船は、FRP を船体材料として使用している船首形状がV型の滑走艇である。

3. 2 計測項目

表-3. 2 (a) ~ (c) に計測項目等の一覧表を示す。計測項目は、船首、船体中央および船尾における上下加速度3点、船底水圧5点、船底パネルの歪み7点、機関回転数1点の計16点を計測した。

また、比較的平穏な海面状態においては、縦ゆれ、横揺れ、 x, y, z 方向の加速度および x, y, z 軸周りの角速度、計8点についてFOG(Fiber Optical Gyro)姿勢計測装置(日本航空電子工業株式会社製JCS-7401)により計測した。

波高は、随伴艇の船首部に取り付けた変位計と加速度計により計測した。

計測に使用したセンサーは、表-3. 3 に示すとおりである。計測位置を図-3. 1 に示す。船底水圧は水圧計及びパネルのひずみを水圧に換算する方法によっている。水圧を計測した各船底パネルの寸法、ゲージ位置等を表-3. 4 及び図-3. 2 に示す。

3. 3 計測方法

データは、運動計測ではTEACの8CHのDATに、また、船体応答計測ではひずみ増幅器を介したアナログ信号をSONYの16CHのDATに記録した。波高は、SONYの4CHのDATに記録した。図-3. 3 に計測系統を示す。

実験に要する時間は1航走あたり約3分で、助走に約1分、定常航走状態に入って計測を行い、約1~2分間の船体応答のデータを記録した。計測は、浜名湖では試験艇に乗船した計測員が、また、外洋の今切沖では船長が計測を行った。

3. 4 実験

実験は、事前に準備された試験方案に沿って行われた。計測法、実験法及び実験条件の設定の確認のための予備実験、および波浪中での本実験を行った。

(1) 予備試験

平成8年11月15日 午前に浜名湖および同日午後に今切沖において予備試験を実施した。機関回転数を2800、3200、3600rpm(それぞれ、平水中船速で20、25、29ktに相当)の3種類、波との出会い角は向い波および追波の2種類の状態について実施した。実験条件を表-3. 5 (a) に示す。

(2) 波浪中実験

波浪中での本実験は、平成8年12月2日~3日の2日間に亘り、表-3. 5 (b) および(c) に示す実験条件について実施された。12月2日は、比較的平穏な浜名湖で、船速は予

備実験と同一条件の3種類、出会い角を45度おきに8種類変えた状態で実験が実施された。12月3日は、浜名湖から出た今切沖で浜名湖における実験と同一の航走条件で実施された。実験両日の波高は、それぞれ約30cmと60cmであった。

実験中は、随伴艇上から実験の指揮、また実験状況の観測、ビデオ撮影、および波高計測が行われた。

3.5 データ解析

3.5.1 解析システム

試験艇で記録されたDATテープのデータは、船舶技術研究所の実船実験データ解析システム上に移され、統計解析プログラムにより処理された。解析システムを図-3.4に示す。本システムは、実船実験により得られる膨大なデータベースをネットワークにより利用する事を念頭におき、データ処理ソフトpv-waveを用いてデータ解析を行うものである。

解析手順について概略を説明する。まず、実船実験で計測したデータ及び使用する実験パラメータ、統計解析結果を保存するディレクトリを作成し、DATに記録されたデータに関連するディレクトリにネットワークにより転送する。次にキャリブレーション波形とアンプ入力レンジ等により加速度、応力、水圧等の単位電圧あたりの工学値換算係数を計算する。実験結果のデジタルデータに換算係数をかけて工学値に換算し、時系列波形を出力し、その波形を見て必要に応じてノイズ処理を実施する。次いで、統計解析プログラムにより、計測データの瞬時値の平均、標準偏差、最大、最小、及びmean cross（片振幅及び倍振幅）ピーク値の波数、平均、最大、最小、平均周期、1/3最大平均、1/10最大平均、1/1000最大平均等を計算し、解析結果を結果保存ディレクトリに保存する。

3.5.2 統計解析

統計解析結果は、出図プログラムにより図-3.6（予備試験 test No1 浜名湖）のようなピーク値のヒストグラムおよびワイブル近似プロットを出力し検討を行う。統計解析システムでは、ワイブルプロットをベースにして統計処理されている。

解析において得られるデータは、ゼロバランスの取り方により異なってくる。そのため得られたデータを評価するときには、振幅あるいは周期等を求め、それらの度数分布を求める、いわゆる頻度解析が一般に行われる。頻度解析で行われるときの波形の読みとりにおける様々な定義を図-3.5(a)～(c)に示す。

計測値の中の全データの相加平均を瞬時値の平均値（図-3.5(a)）とする。次に周期を定義する。それにはいくつかの方法があり、ゼロアップクロス法とゼロダウンクロス法があるが、ここでは前者による統計解析を行った。ゼロアップクロス法とは平均値をマイナス側からプラス側に横切った後、再度横切るまでの時間、およびそのときの振幅を解析する方法である。振幅は1周期の間での最大値と最小値の差である複振幅（図-3.5(b)）をとる。

また、図-3.5(c)のように各複振幅の平均値を求め、複振幅のN個の中で大きい方からN/3個の平均値を有義値（1/3最大平均値）とする。

本報告の解析は、上述のような定義に基づいて行われている。以上を踏まえた上で図一 3. 6 について説明する。統計解析では、計測時間中に記録された最大と最小値の間を 20 等分し、その間に入る各振幅の頻度を求める。これを図一 3. 6 の中の左上に示す。左下の図は、zero-down-cross による極値の頻度分布である。これらの頻度の累積を右図にプロットしていき、それらの点を外挿する直線を求め、その傾きを求めてワイブルパラメタ h, k を決定する。また、その直線を延長し、縦軸の 99.9% で引いた線と交わる点の横軸の値から $1/1000$ 最大平均値が求まり、これを図中 (右図) に示す。また、参考のために有義値も併せてグラフ上に示す。また、このワイブル係数から求めた分布形状を左図に示している。

3. 5. 3 パネルの等価水圧

図一 3. 7 に示すような帯板に 4 枚の歪みゲージを貼ってブリッジを組んだ場合を考え、その帯板に等分布荷重 q (kg/cm) が作用すると仮定して等価水圧に換算する。図のようにゲージ 1 及びゲージ 2 に、曲げモーメント M_1, M_2 がかかり、 $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ だけ歪んだとする。ゲージは対象に貼ってあるため、ゲージ 1 と 2 のみについてモーメントの釣り合いを考えると、次式のようなになる。

$$M_1 + \frac{1}{2}ql^2 = M_2 \quad (1)$$

また、

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad (2)$$

である。

フックの法則より、

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) \\ &= \frac{\varepsilon_x E}{1-\nu^2} \end{aligned} \quad (3)$$

(1),(2),(3)より、

$$Z(\sigma_2 - \sigma_1) = \frac{1}{2}ql^2 \quad (4)$$

$$\therefore q = \frac{2ZE(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)}{(1-\nu^2)l^2} \quad (5)$$

また、 $I = \frac{bt^3}{12}$ 、 $y = \frac{1}{2}t$ から、

$$Z = \frac{I}{y} = \frac{bt^2}{6} \quad (6)$$

(6) 式を(5)式に代入して、等価水圧

$$q = \frac{bt^2 E}{3I^2(1-\nu^2)}(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \quad (7)$$

を得る。

3. 6 実験結果

計測データの時系列波形の例として、平成8年11月15日の今切沖での実験番号1の計測波形を図-3.8に示す。最初の3枚がこの実験の全データを、後の3枚が時間を引き延ばして実験開始から6秒間の計測波形を示す。この計測データを3.5で述べた解析法に従って解析し、極値の分布を検定して統計値を求めている。

表-3.6(a)~(e)にデータ解析結果を各試験条件と共に一覧表にして示す。数値は、peak to peakの有義値を示す。トリムは、ピッチングの瞬時値の平均値を求めて、これをトリムとした。

表-3.6(a)	11月15日	予備実験	運動計測結果
表-3.6(b)	11月15日	予備実験	波浪中試験計測結果
表-3.6(c)	12月2日	浜名湖	運動計測結果
表-3.6(d)	12月2日	浜名湖	波浪中試験計測結果
表-3.6(e)	12月3日	今切沖	波浪中計測結果

3. 6. 1 波高

波高は、超音波式変位計と加速度計により計測した。波面と変位計との相対距離を変位計取り付け位置の加速度を2回積分して求めた船体の上下変位で補正して波高を求めた。

目視と計測による波高は表-2.4に示したように良い相関が得られた。

試験時はいずれも穏やかな海象で、波高影響をみるのに十分な実験点は得られなかった。船首加速度、縦揺れおよび水圧の代表点について波高による整理を行った。

図-3.9~3.11に波高を横軸に、縦軸にそれぞれ縦揺れ、船首加速度、および船体中央部に近い位置の水圧計(P3)により計測した水圧を示す。

図-3.9は、波高と縦揺れの関係を示す。

図-3.10に波高と加速度の関係を示す。

図-3.11に波高と水圧の関係を示す。

3. 6. 2 船体運動及びトリム

(1) ピッチング

図-3.12(a)、(b)にチルト角標準とダウンの場合について、出会い角をベースに船速をパラメタとしてピッチングの複振幅有義値を示す。

両図を比較すると、チルト角を下げることによりピッチングが抑えられ、運動の振幅が小さくなっている。

チルト角標準の場合について出会い角の影響を見ると、向い波および追い波状態でピッチングは小さく、船速が高いほど振幅は小さい。一方、横波、斜め波状態で振幅が大きくなる傾向にある。

チルト角を下げた状態では、振幅が小さくなると共に出会い角の影響も小さくなる。

図-3. 13に船速を横軸に縦揺れ振幅を示す。出会い角によって多少の差はあるが、高速になると振幅が小さくなる傾向が見られる。

(2) ローリング

図-3. 14(a), (b)にそれぞれチルト角標準およびダウンの場合のローリングの複振幅を示す。チルト角により横揺れ運動は、縦揺れと同様に小さくなっている。横波状態では、大きい。それ以外では、出会い角による影響はそれほど大きくない。

(3) 船体姿勢 (トリム角)

図-3. 15(a), (b)および(c)にトリム角と船速、出会い角等との関係を示す。

(a)は、平水中航走試験において計測されたトリム角である。本実験の航走時の速力は Last hump を越えた 20kt, 25kt および 29kt であり、船体姿勢が速度により大きく変化する領域である。実験時速力に対応する平水中トリムは、それぞれ約 4.4、3.1、2.5 度である。

(b)は、チルト角標準の場合について出会い角をパラメータとして船速をベースにトリム角を示す。図中の実線は平水中トリム角 (図-3.15(a)) を示す。

(c)は、出会い角をベースにトリム角を示す。上図がチルト角標準、下図がダウンの場合である。全体としてチルト角を下げることによりトリム角は小さくなっている。出会い角によりトリム角は変化することが分かる。一般に斜め向かい波状態でトリム角が大きくなる傾向が認められる。チルト角ダウンの状態で船速 29kt の場合に極端に大きなトリムを生じているが、これは高速で船が波を追い越すような状況であったためと考えられる。

船体運動及び姿勢は、波高や波長との関係が強く、本結果のみで高速船の運動の一般的特性と結論づけることはできないが、チルト角により運動振幅及びトリムを抑える効果があることが分かった。

3. 6. 3 加速度

船体加速度について実験のパラメータである波高、船速、チルト角、船体姿勢および出会い角の影響について検討する。また、加速度の分布について検討する。

(1) 波高

図-3. 16に波高と船首上下加速度の関係を示す。波高により加速度が大きくなる傾向は認められるが、実験時の波高の範囲が狭いため、また、波長との関係もあるため、明確な結論

は得られていない。向い波、追い波状態でチルト角を下げた場合に大きな加速度が計測されているケースがある。

(2) 船速

図-3. 17に船速と各計測位置での上下加速度振幅の関係を向い波および追い波状態について示す。加速度振幅の大きさは異なるが、どの計測位置においてもチルト角及び船速に対して同様の傾向を示している。

(3) 出合い角

図-3. 18に出合い角と船首における上下加速度振幅の関係を示す。斜め向い波状態が最も厳しいことが分かる。また、向い波から斜め向い波状態にかけてチルト角の影響が見られ、チルト角を下げた状態で大きな加速度となっている。

(4) トリム角

図-3. 19にトリム角に対する船体中央部の加速度を整理した。向かい波の場合で船速をパラメータに整理した。

(5) 縦揺れおよび縦揺れ角速度

図-3. 20および21に向かい波状態における縦揺れと加速度、および縦揺れの角速度と船首位置での上下加速度の関係を示す。これらの図から、縦揺れおよび縦揺れの角速度と加速度の相関が強いことが分かる。

(6) 上下加速度分布

図-3. 22(a)および(b)に船長方向の加速度分布および船首上下加速度に対する船体中央部および船尾における加速度の比を示す。

(a)は従来の高速船の荷重設定で用いられている分布形状と同様の傾向を示す。実験で絶対値が大きい範囲では、船首加速度を1とした場合、船体中央から船尾にかけてはその約1/2となる傾向も同じとなっている。

(b)は、船体中央部および船尾における加速度の船首加速度に対する比を船首加速度に対してプロットしたものである。加速度の絶対値が小さい範囲で船首加速度と同程度の値を示す場合もあるが、船尾加速度は船首加速度の40~50%、中央部での加速度は55~70%程度の範囲にあることが分かる。船首加速度の絶対値が小さい範囲で船尾加速度が大きくなっているのは、船尾から着水したことによることが原因である考えられる。

3. 6. 4 船底水圧

船底水圧及びパネルで計測したひずみから換算した等価水圧について検討する。

図-3. 23に波高と計測位置 P2の水圧との関係を示す。波高による顕著な影響は認めら

れない。

図-3. 24に船速と水圧P2との関係を示す。特に、顕著な影響が有るとは判断できない。

図-3. 25に全実験ケースについて船首加速度と各点の水圧の関係を示す。かなりばらつきはあるが、個々の水圧計については相関が認められる。P3位置での衝撃圧が最も大きい。

図-3. 26にAV2に対する船体中央部のP2およびP3の水圧計測値をチルト角をパラメタにして示す。加速度との相関が強いことが認められる。また、チルト角による影響はほとんどないことが分かる。

図-3. 27に衝撃水圧の船長方向分布を示す。船底のキール近傍に取り付けられたP1からP3およびキールから船側に多少離れた位置のP4について示す。船尾からSS7の範囲で船首に向かってほぼ直線的に高くなっている。

図-3. 28に船底水圧計測値と、水圧計が取り付けられたパネルのひずみから求めた等価水圧との関係を示す。両者の相関が強いが、換算した等価水圧と水圧計による計測値とは、直接比較することはできない。なぜならば、水圧計による計測値はその取り付け位置における局部水圧の極大値であり、歪みによる計測値はパネル全体にかかる平均水圧であるからである。従って、水圧計による計測値に、パネルの大きさとその時の船体姿勢等により決まる衝撃角の影響を考慮した圧力減少係数を考慮してパネルにかかる平均水圧に変換して比較する必要がある。以上を考慮して、水圧計測値と等価水圧を比較した。

各パネルの水圧計測位置において計測される水圧とそのパネル全体に一樣な水圧がかかる場合の関係が分かる。

P1が取り付けられたパネル（以下、パネル1という）での、水圧計測値と平均水圧の比は、42%、以下同様にパネル2では30%、パネル3では15%、パネル4では80%となっている。

図-3. 29に水圧計による計測値の有義値と最大値の関係を示す。有義値に対する最大値の大凡の比は、P1で15、P2で8、P3で7、P4で10、P5で7である。P1は計測位置が船尾であり、艇がジャンプして船尾から着水した場合に高い衝撃水圧が計測されることから、他の位置に比べてその比が大きくなったものと考えられる。

統計理論では、極値分布がレーレー分布であれば有義値と1/100最大期待値および1/1000最大期待値との関係は、それぞれ1.61倍および1.93倍であることを考えると、本実験での計測中の波との出会いの数は100~200波であるので、図-3.29の結果はかなり様相が異なることになる。高速艇の衝撃水圧設定では、統計的な取り扱いには注意が必要であるといえる。

表-3.1 供試艇主要目

要目	試験艇
型式	YAMAHA UF-28
LOA	8.3 m
BOA	2.7 m
DOA	1.31 m
主機関	180PS
最高速力	約 30 kt
航行区域	限定沿海

表-3.3 センサー

センサー	仕様	製造社
加速度計	50G	共和電業
水圧計	5 気圧タイプ	共和電業
ひずみゲージ	KFW-5-120-C1-23	共和電業
波高計用変位計	UD-360	キーエンス
波高計用加速度計	AS-2GA	共和電業

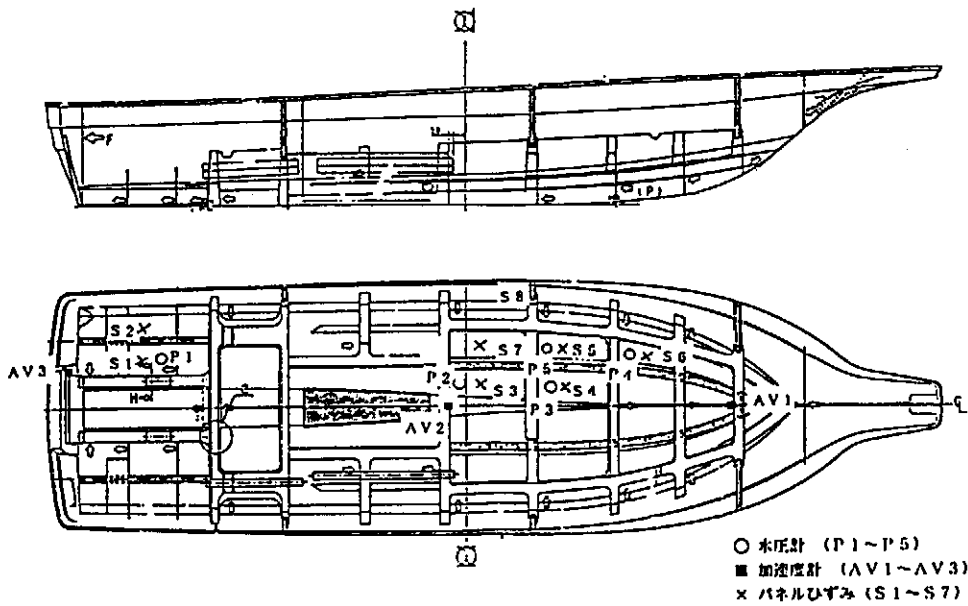


図-3.1 計測点配置

表-3. 4 パネル寸法とひずみゲージの位置

ゲージ番号	a	b	c	d	e	f	g
s1	350	350	470	175	235	290	-
s2	252	252	470	126	235	192	-
s3	-	-	-	-	170	210	60
s4	-	-	-	-	150	240	-
s5	-	-	-	-	150	200	-
s6	-	-	-	-	190	140	-
s7	-	-	-	80	150	140	-

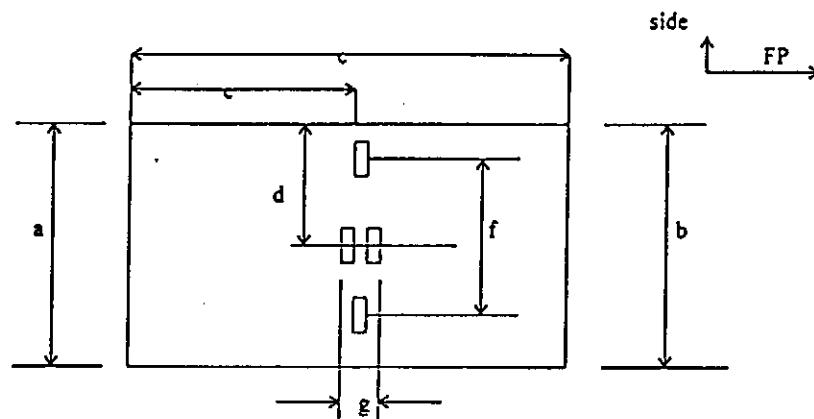


図-3. 2 パネル

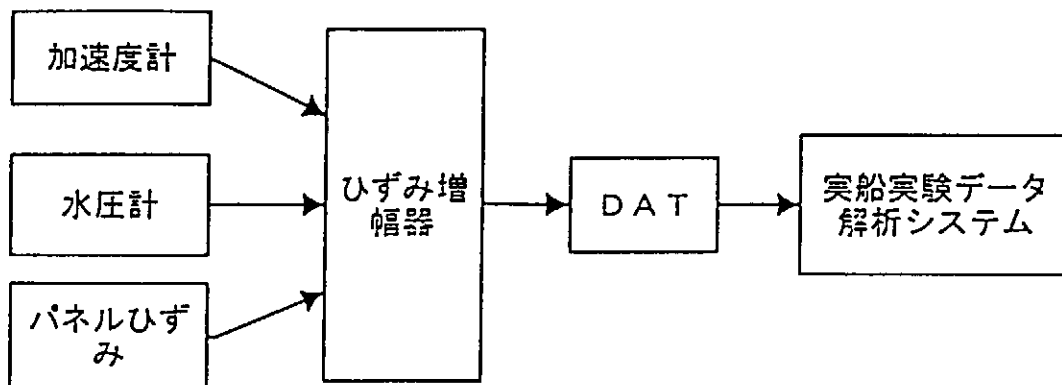


図-3. 3 計測系統

表3. 2 (a) 計測項目データ

1996/11/15
浜名湖

DAT Ch	計測 項目	記号	アンプ				DAT入力記録				センサ 種類
			cut off	レンジ	校正値	出力電圧値	入力レンジ	sampling rate	工学値		
									換算係数	単位	
1	船首加速度	av1	-	-	50G	±1V	2V	500 Hz	50	G	加速度計
2	体中央加速	av2	-	-	50G	±1V	2V	500 Hz	50	G	加速度計
3	船尾加速度	av3	-	-	50G	±1V	2V	500 Hz	50	G	加速度計
4	船底水圧	p1	-	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	5	kgf/cm ²	水圧計
5	船底水圧	p2	-	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	5	kgf/cm ²	水圧計
6	船底水圧	p3	-	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	5	kgf/cm ²	水圧計
7	船底水圧	p4	-	-	2000 μ (10kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	10	kgf/cm ²	水圧計
8	船底水圧	p5	-	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	5	kgf/cm ²	水圧計
9	歪み	s2	-	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
10	歪み	s1	-	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
11	歪み	s3	-	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
12	歪み	s4	-	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
13	歪み	s5	-	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
14	歪み	s6	-	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
15	歪み	s7	-	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
16	回転計	rev	-	-	18.5 パルス/回	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ

表3. 2 (b) 計測項目データ

1996/11/15
今切沖

DAT Ch	計測 項目	記号	アンプ			出力電圧		入力レ ン	DAT入力記録		センサ 種類
			cut of	レンジ	校正値	換算係	工学値 単位		sample rate		
1	船首加速度	av1	-	-	50G	±1V	2V	1 kHz	50	G	加速度計
2	船体中央加速度	av2	-	-	50G	±1V	2V	1 kHz	50	G	加速度計
3	船尾加速度	av3	-	-	50G	±1V	2V	1 kHz	50	G	加速度計
4	船底水圧	p1	-	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	1 kHz	5	kgf/cm ²	水圧計
5	船底水圧	p2	-	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	1 kHz	5	kgf/cm ²	水圧計
6	船底水圧	p3	-	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	1 kHz	5	kgf/cm ²	水圧計
7	船底水圧	p4	-	-	000 μ (10kgf/cm ²)	±1V	2V	1 kHz	10	kgf/cm ²	水圧計
8	船底水圧	p5	-	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	1 kHz	5	kgf/cm ²	水圧計
9	歪み	s2	-	-	1000 μ	±0.2V	2V	1 kHz	5000	μ	歪みゲージ
10	歪み	s1	-	-	1000 μ	±0.2V	2V	1 kHz	5000	μ	歪みゲージ
11	歪み	s3	-	-	1000 μ	±0.2V	2V	1 kHz	5000	μ	歪みゲージ
12	歪み	s4	-	-	1000 μ	±0.2V	2V	1 kHz	5000	μ	歪みゲージ
13	歪み	s5	-	-	1000 μ	±0.2V	2V	1 kHz	5000	μ	歪みゲージ
14	歪み	s6	-	-	1000 μ	±0.2V	2V	1 kHz	5000	μ	歪みゲージ
15	歪み	s7	-	-	1000 μ	±0.2V	2V	1 kHz	5000	μ	歪みゲージ
16	回転計	rev	-	-	18.5 パルス/回	±0.2V	2V	1 kHz	5000	μ	歪みゲージ

表3. 2 (c) 計測項目データ

1996/12/2, 3
浜名湖, 今切沖

DAT Ch	計測 項目	記号	アンプ				DAT入力記録			センサ 種類
			レンジ	校正値	出力電圧値	入力レンジ	sampling rate	換算係数	工学値 単位	
1	船首加速度	av1	-	50G	±1V	2V	500 Hz	50	G	加速度計
2	船体中央加速度	av2	-	50G	±1V	2V	500 Hz	50	G	加速度計
3	船尾加速度	av3	-	50G	±1V	2V	500 Hz	50	G	加速度計
4	船底水圧	p1	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	5	kgf/cm ²	水圧計
5	船底水圧	p2	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	5	kgf/cm ²	水圧計
6	船底水圧	p3	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	5	kgf/cm ²	水圧計
7	船底水圧	p4	-	2000 μ (10kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	10	kgf/cm ²	水圧計
8	船底水圧	p5	-	2000 μ (5kgf/cm ²)	±1V	2V	500 Hz	5	kgf/cm ²	水圧計
9	歪み	s2	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
10	歪み	s1	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
11	歪み	s3	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
12	歪み	s4	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
13	歪み	s5	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
14	歪み	s6	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
15	歪み	s7	-	1000 μ	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ
16	回転計	rev	-	18.5 /パルス/回	±0.2V	5V	500 Hz	5000	μ	歪みゲージ

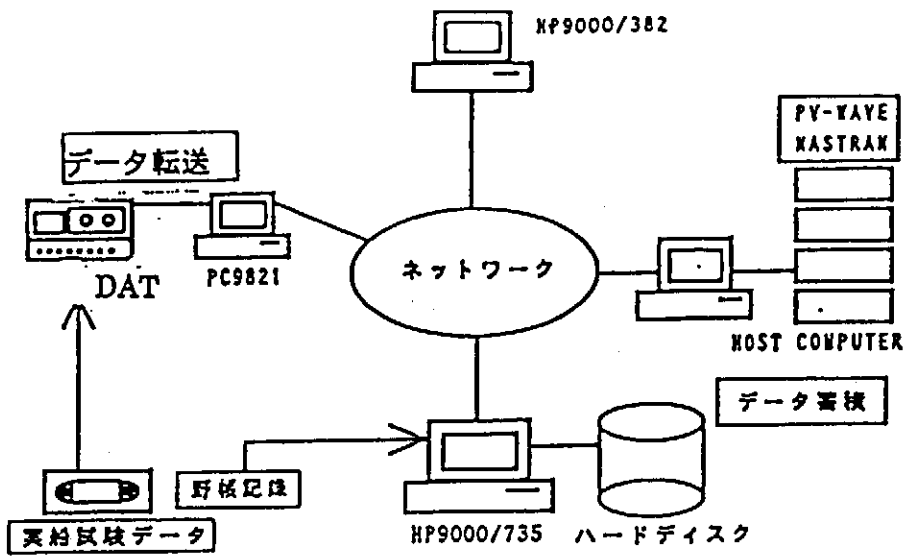


図-3. 4 データ解析システム

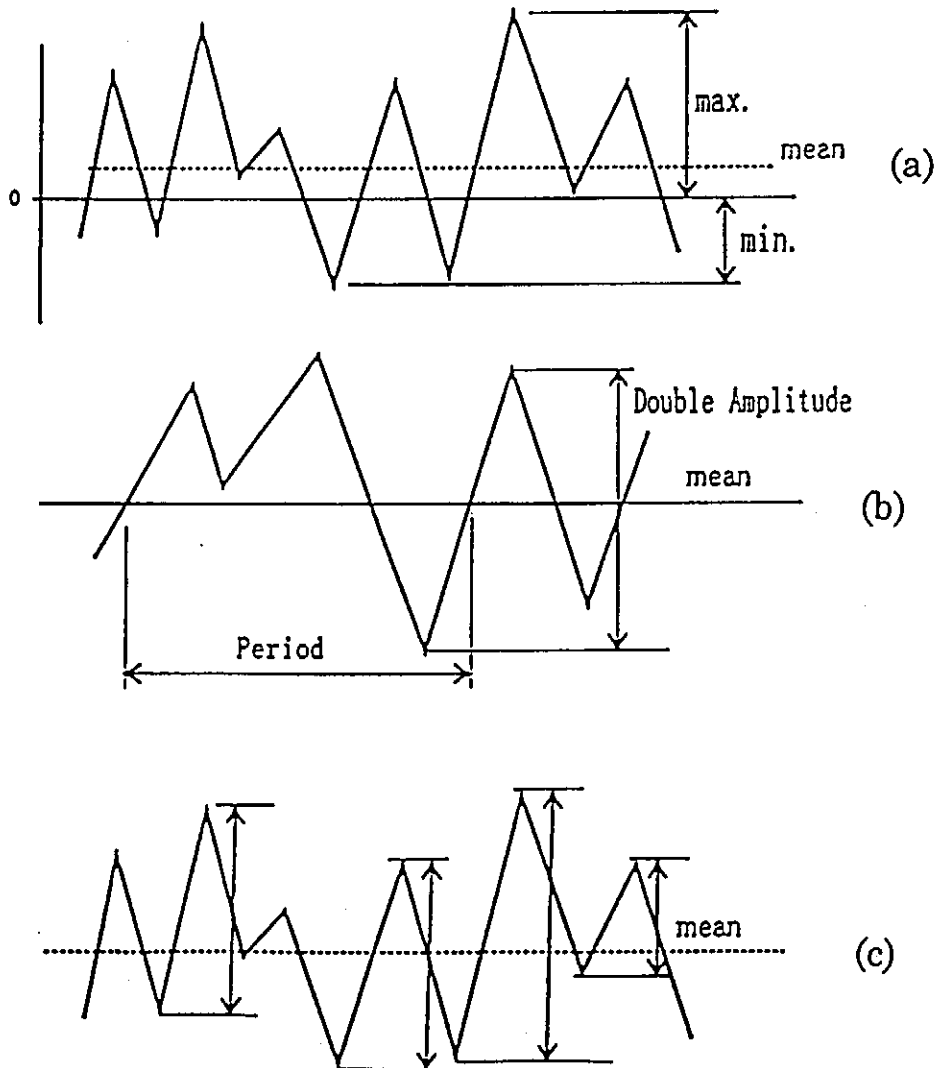


図-3. 5 頻度解析における定義

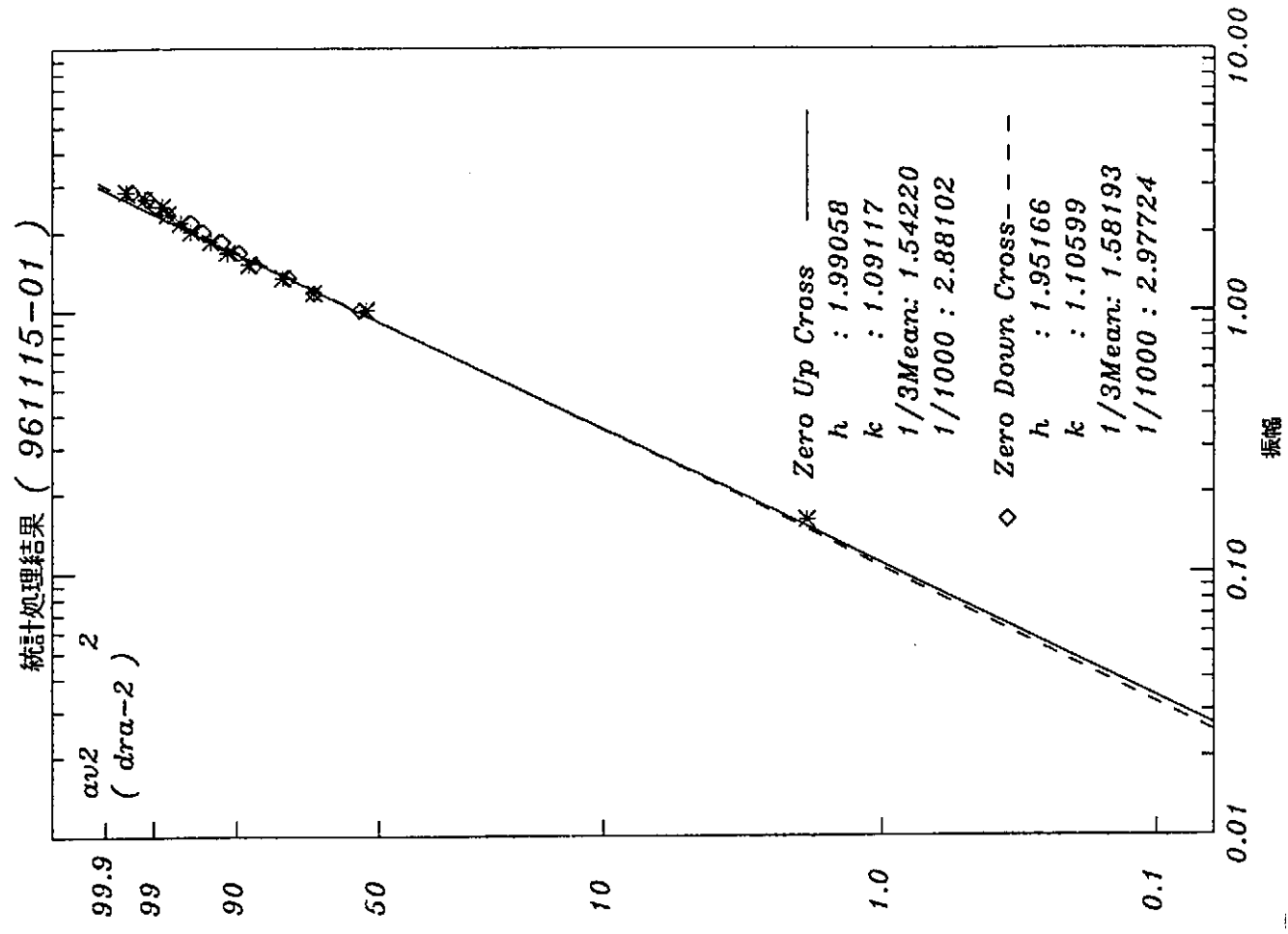
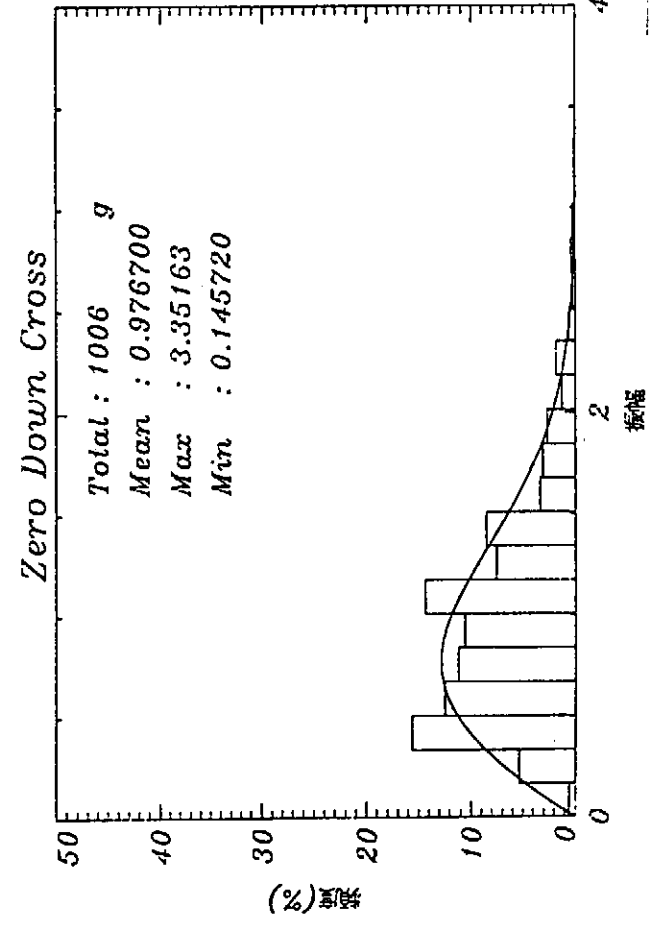
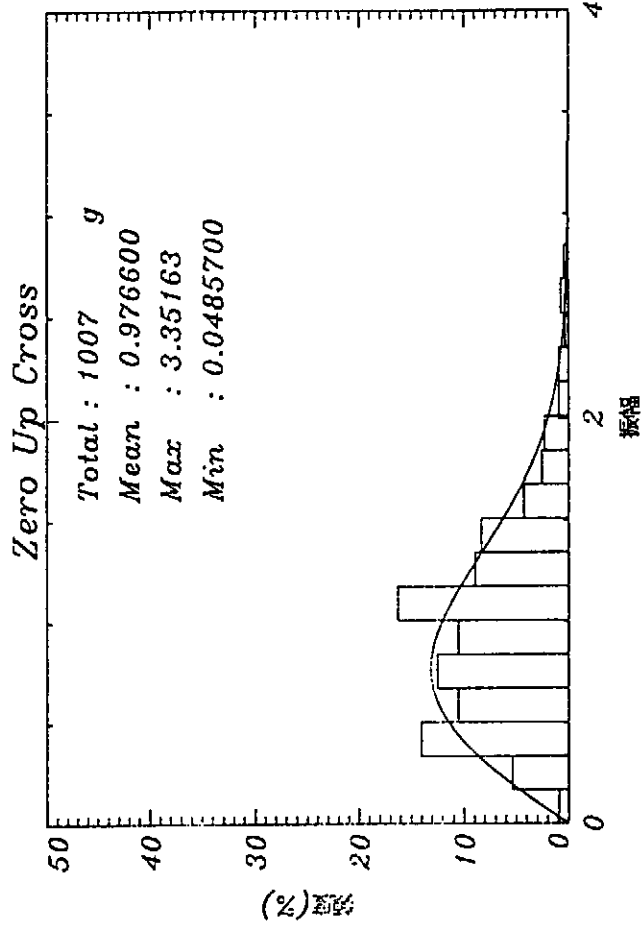


図-3. 6 ワイブルプロット

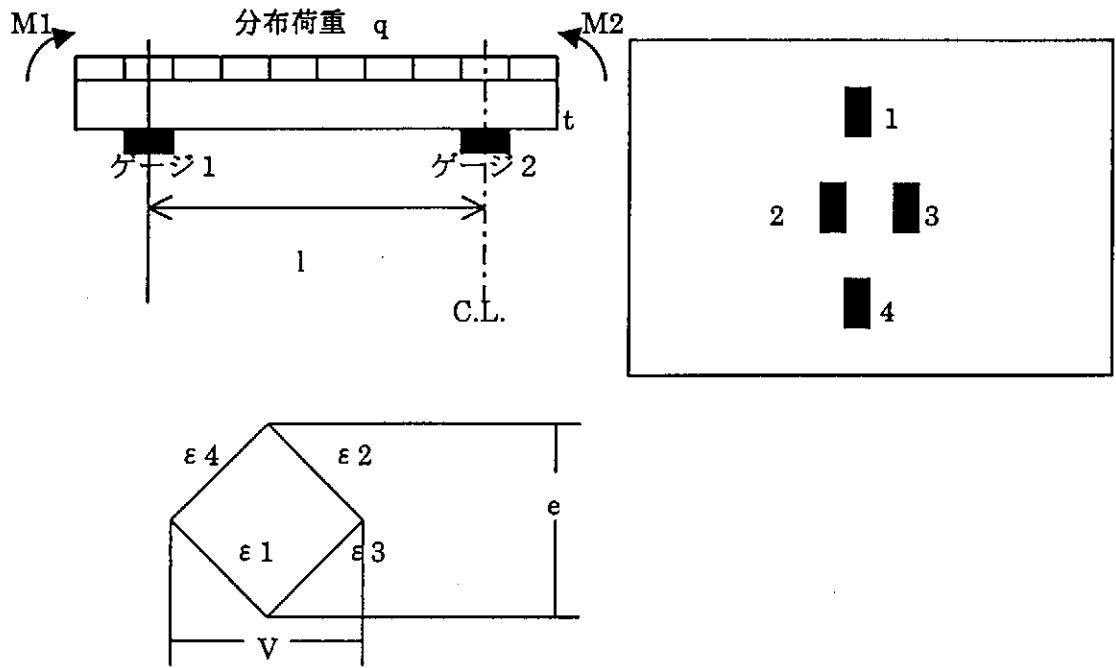
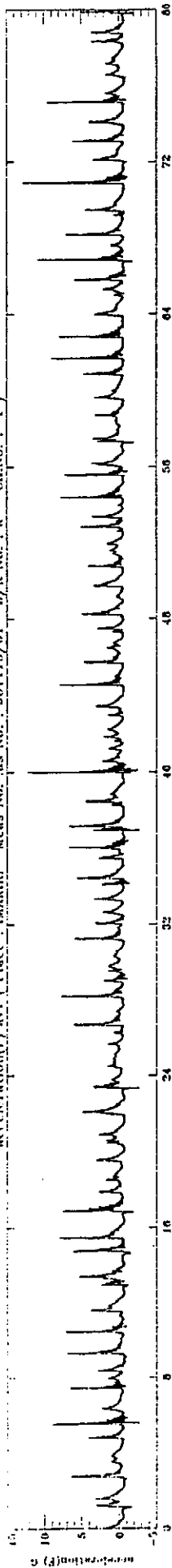
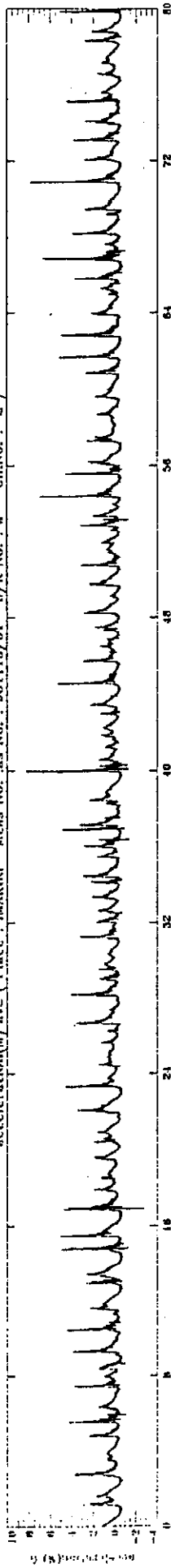


図-3.7 パネル等価水圧検出のひずみゲージ貼付要領

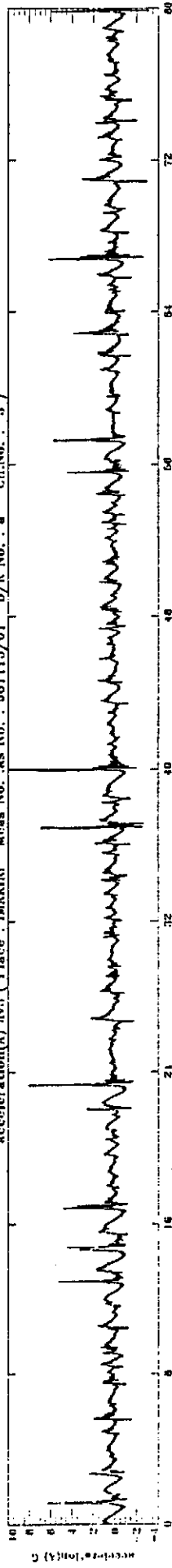
acceleration(F) av1 (Place : IMANIRI Meas No. : 061115/01 D/R No. : a Ch.No. : 1)



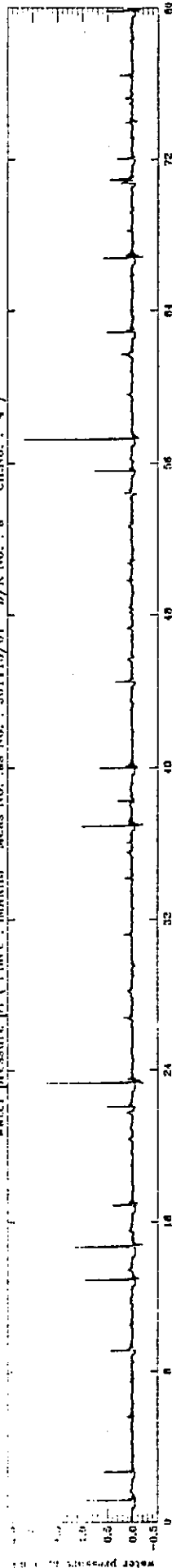
acceleration(M) av2 (Place : IMANIRI Meas No. : 061115/01 D/R No. : a Ch.No. : 2)



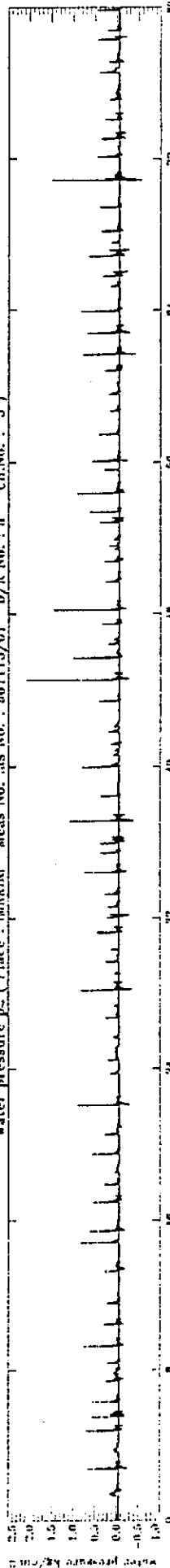
acceleration(A) av3 (Place : IMANIRI Meas No. : 061115/01 D/R No. : a Ch.No. : 3)

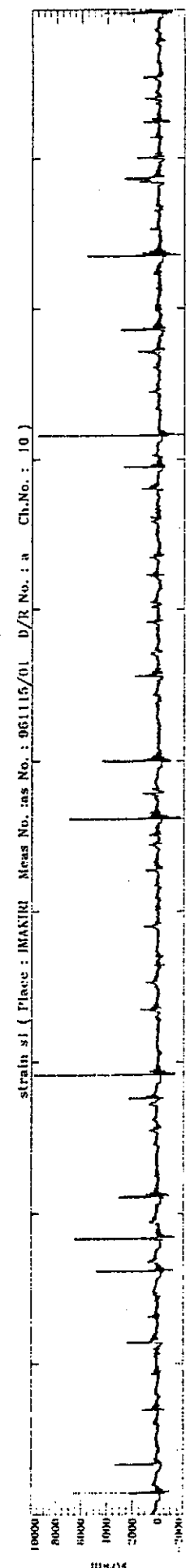
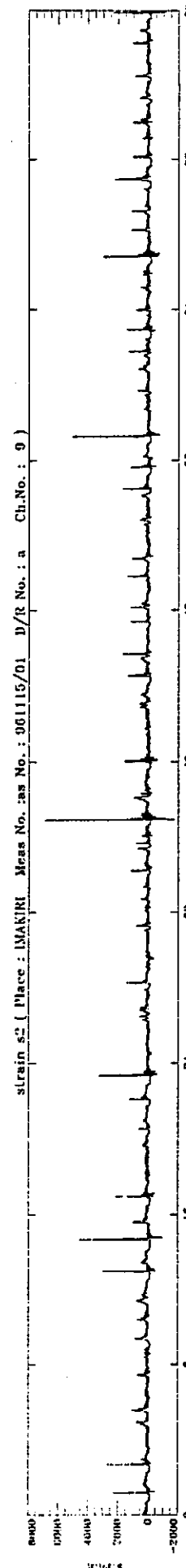
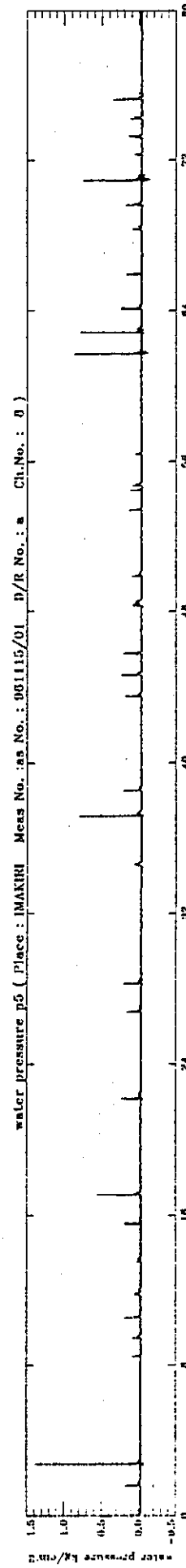
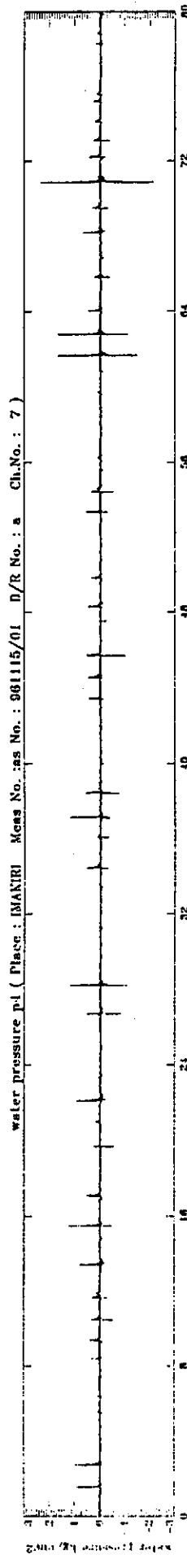
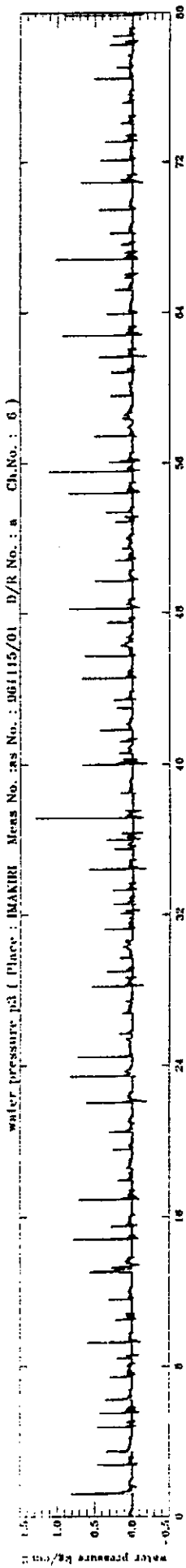


water pressure_p1 (Place : IMANIRI Meas No. : 061115/01 D/R No. : a Ch.No. : 4)

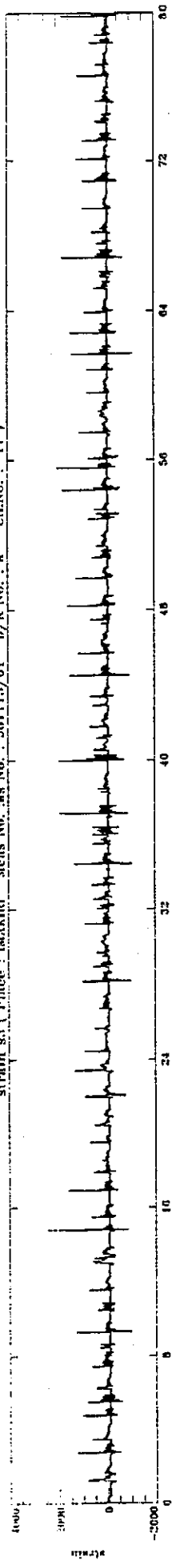


water pressure_p2 (Place : IMANIRI Meas No. : 061115/01 D/R No. : a Ch.No. : 5)

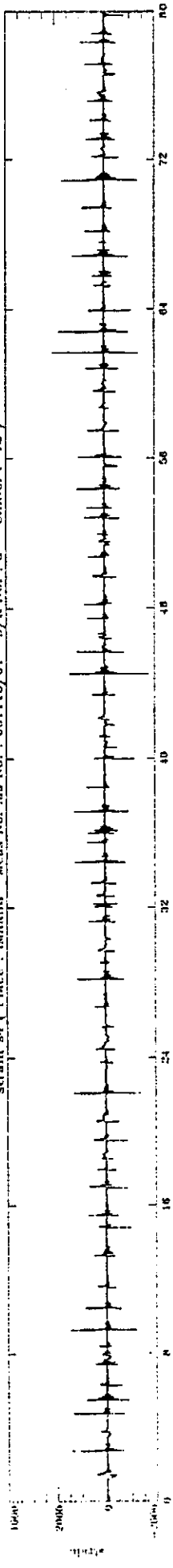




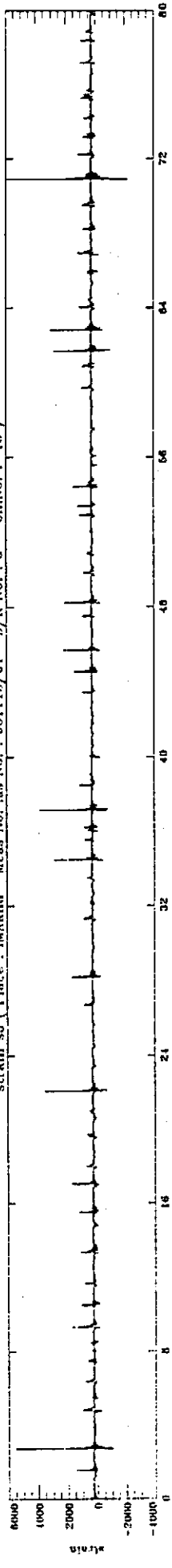
strain s1 (Place : IMANIRI Mess No. : 961115/01 D/R No. : a Ch.No. : 11)



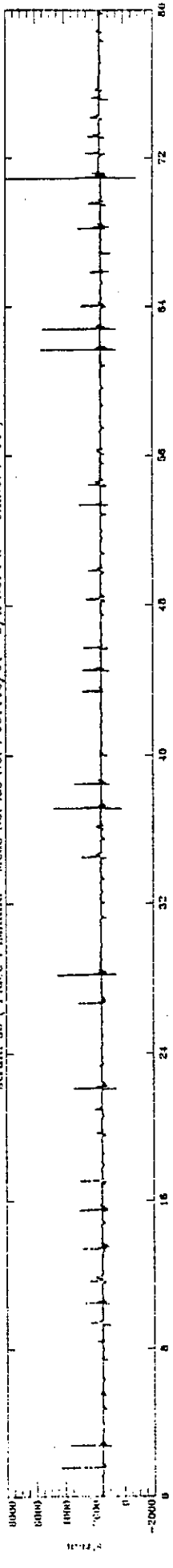
strain s1 (Place : IMANIRI Mess No. : 961115/01 D/R No. : a Ch.No. : 12)



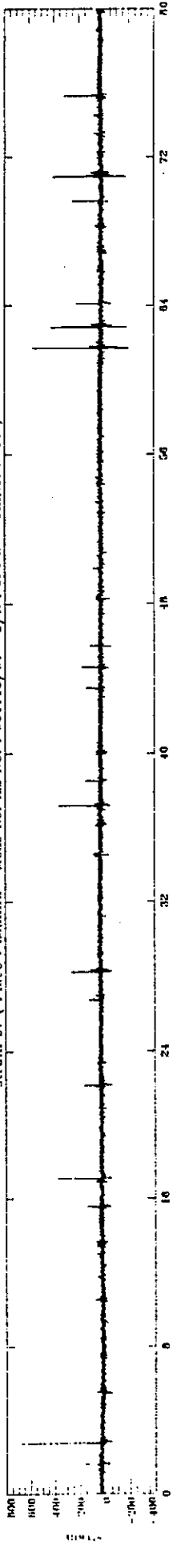
strain s5 (Place : IMANIRI Mess No. : 961115/01 D/R No. : a Ch.No. : 13)

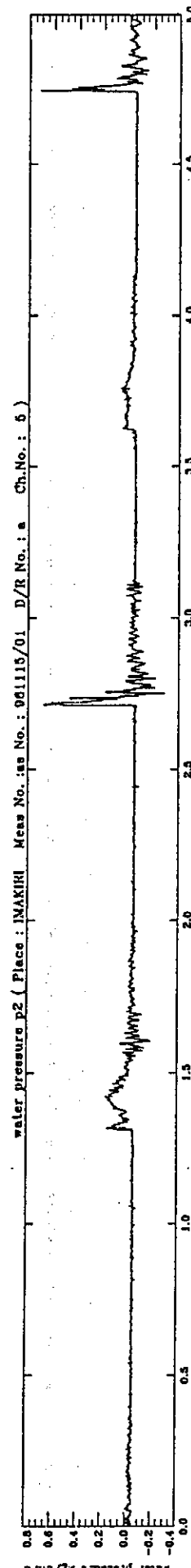
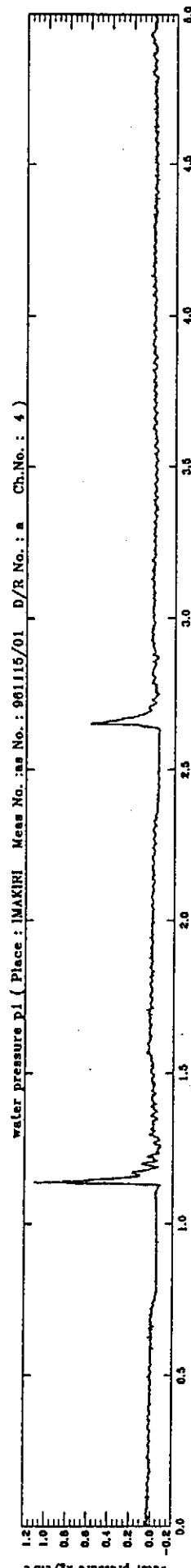
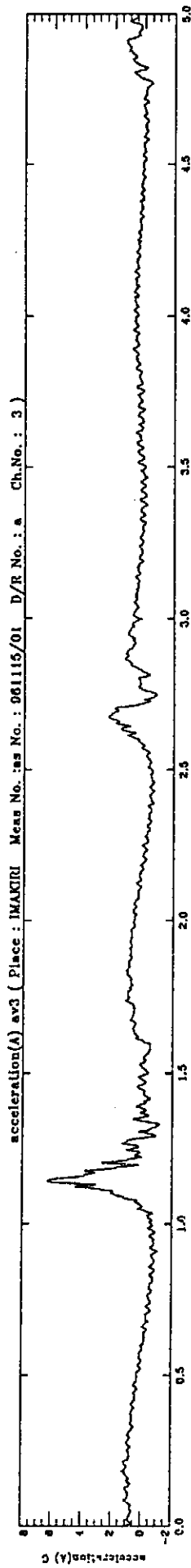
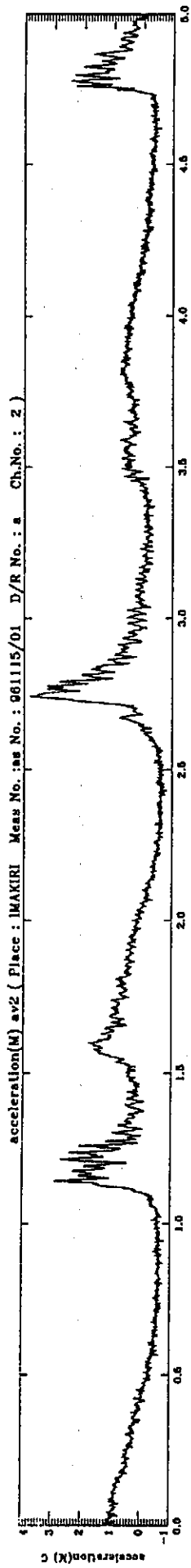
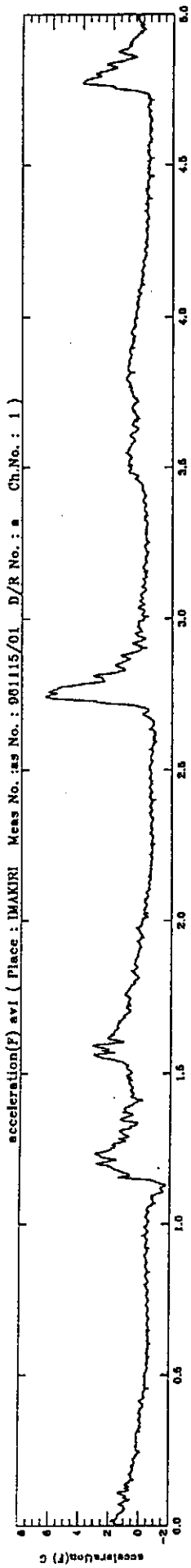


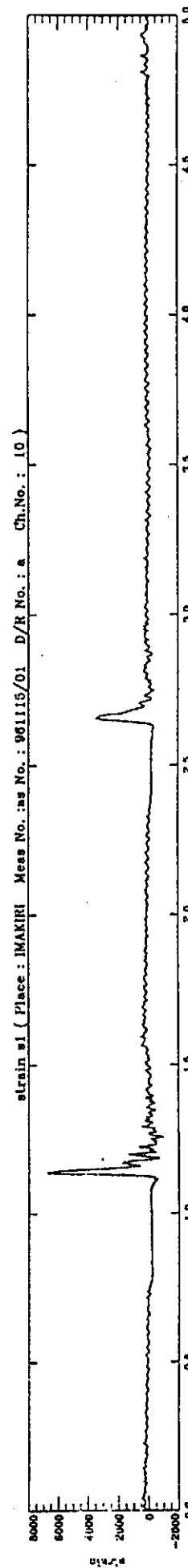
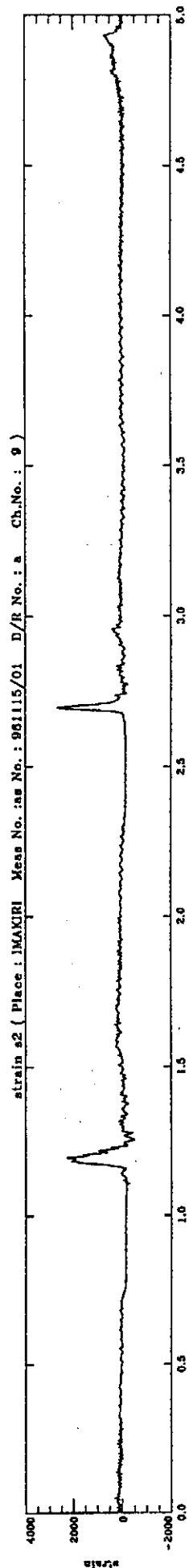
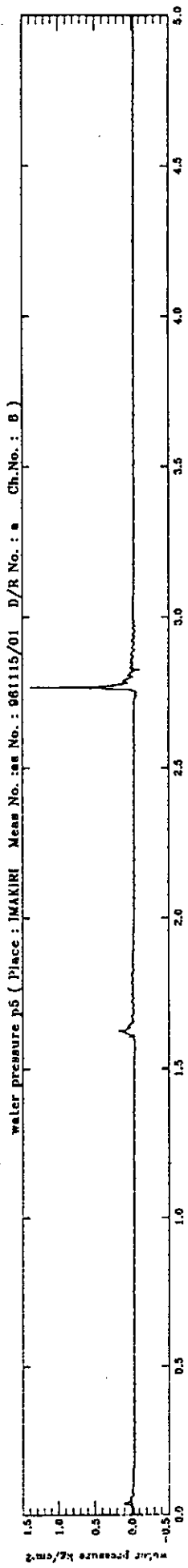
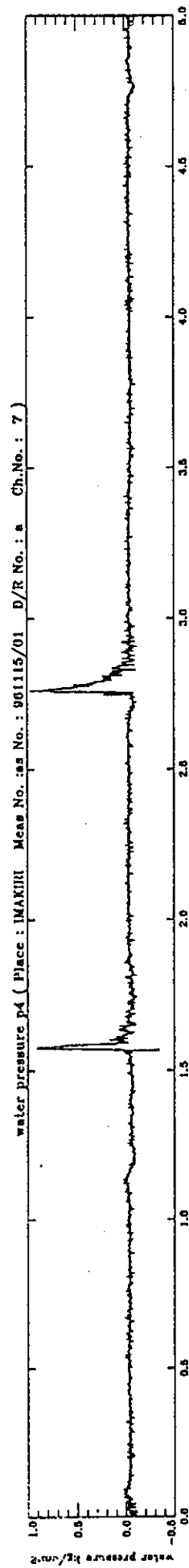
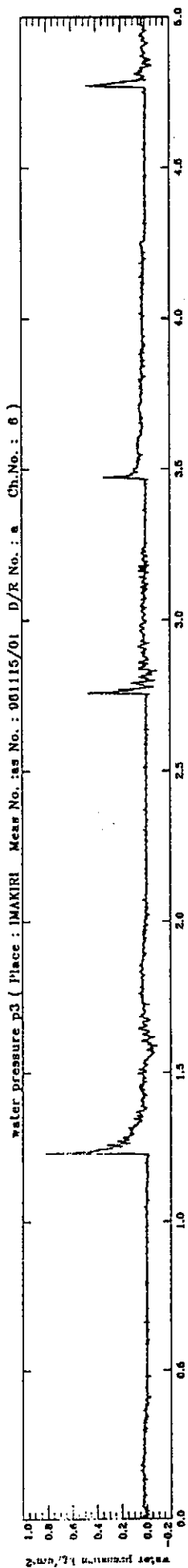
strain s6 (Place : IMANIRI Mess No. : 961115/01 D/R No. : a Ch.No. : 14)



strain s7 (Place : IMANIRI Mess No. : 961115/01 D/R No. : a Ch.No. : 15)







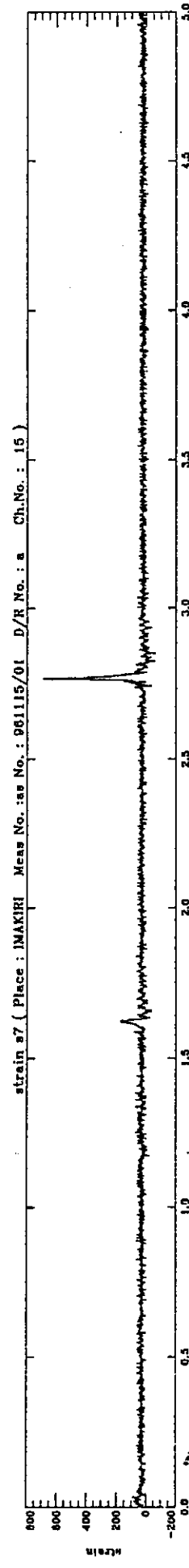
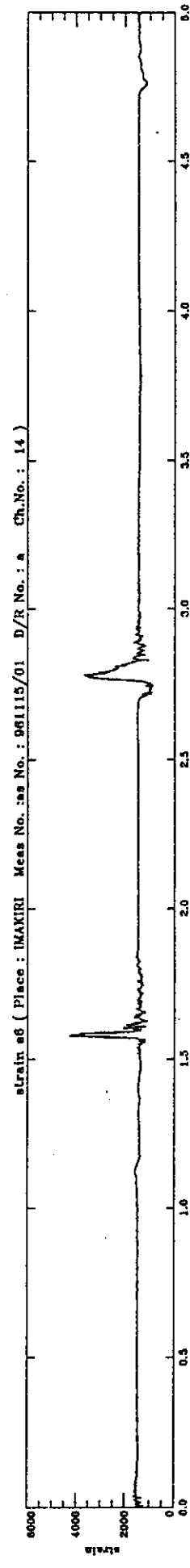
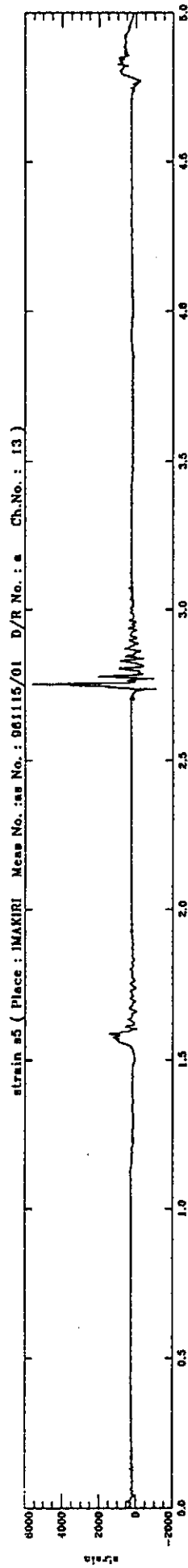
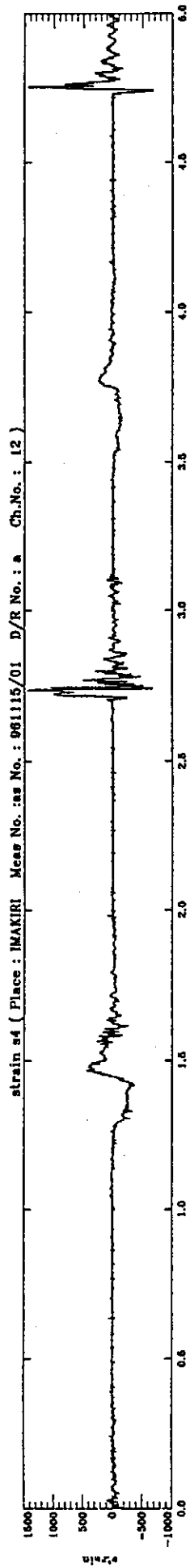
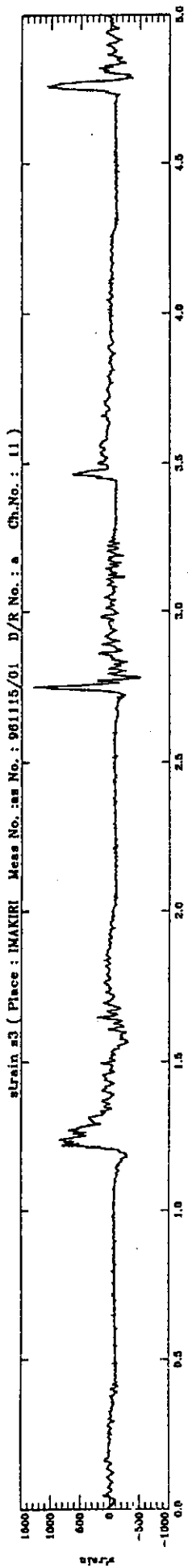


表-3.5(a) 実験条件

試験日 1996/11/15
 試験海域 浜名湖
 試験艇 UF-28

T No.	船速 (kt)	波方向 (deg)	チルト角	機関回転数 (rpm)
1	20	0	標準	2800
2	20	180	標準	2800
3	25	0	標準	3200
4	25	180	標準	3200
5	29	0	標準	3600
6	29	180	標準	3600
7	20	0	ダウン	2800
8	20	180	ダウン	2800
9	25	0	ダウン	3200
10	25	180	ダウン	3200
11	29	0	ダウン	3600
12	29	180	ダウン	3600

試験日 1996/11/15
 試験海域 今切沖
 試験艇 UF-28

T No.	船速 (kt)	波方向 (deg)	チルト角	機関回転数 (rpm)
1	20	0	標準	2800
2	20	180	標準	2800
3	25	0	標準	3200
4	25	180	標準	3200
5	29	0	標準	3600
6	29	180	標準	3600
7	20	0	ダウン	2800
8	20	180	ダウン	2800
9	25	180	ダウン	3200
10	29	0	ダウン	3600
11	29	180	ダウン	3600

表-3.5(b) 実験条件

試験日 1996/12/2
 試験海域 浜名湖
 試験艇 UF-28

T. No	船速 (kt)	波方向 (deg)	チルト角	機関回転数 (rpm)
1	20	0	標準	2800
2	20	180	標準	2800
3	25	0	標準	3200
4	25	180	標準	3200
5	29	0	標準	3600
6	29	180	標準	3600
7	20	45	標準	2800
8	20	225	標準	2800
9	25	45	標準	3200
10	25	225	標準	3200
11	29	45	標準	3600
12	29	225	標準	3600
13	20	135	標準	2800
14	20	315	標準	2800
15	25	135	標準	3200
16	25	315	標準	3200
17	29	135	標準	3600
18	29	315	標準	3600
19	20	90	標準	2800
20	20	270	標準	2800
21	25	90	標準	3200
22	25	270	標準	3200
23	29	90	標準	3600
24	29	270	標準	3600
25	20	0	ダウン	2800
26	20	180	ダウン	2800
27	25	0	ダウン	3200
28	25	180	ダウン	3200
29	29	0	ダウン	3600
30	29	180	ダウン	3600
31	20	45	ダウン	2800
32	20	225	ダウン	2800
33	29	45	ダウン	3600
34	29	225	ダウン	3600
35	20	135	ダウン	2800
36	20	315	ダウン	2800
37	25	135	ダウン	3200
38	25	315	ダウン	3200
39	29	135	ダウン	3600
40	29	315	ダウン	3600
41	29	90	ダウン	3600
42	29	270	ダウン	3600

表-3.5(c) 実験条件

試験日 1996/12/3
 試験海域 今切沖
 試験艇 UF-28

T.No	船速 (kt)	波方向 (deg)	チルト角	機関回転数 (rpm)
1	20	0	標準	2800
2	20	180	標準	2800
3	25	0	標準	3200
4	25	180	標準	3200
5	29	0	標準	3600
6	29	180	標準	3600
7	20	45	標準	2800
8	20	225	標準	2800
9	25	45	標準	3200
10	25	225	標準	3200
11	29	45	標準	3600
12	29	225	標準	3600
13	20	135	標準	2800
14	20	315	標準	2800
15	25	135	標準	3200
16	25	315	標準	3200
17	29	135	標準	3600
18	29	315	標準	3600
19	20	90	標準	2800
20	20	270	標準	2800
21	25	90	標準	3200
22	25	270	標準	3200
23	29	90	標準	3600
24	29	270	標準	3600
25	20	0	ダウン	2800
26	20	180	ダウン	2800
27	25	0	ダウン	3200
28	25	180	ダウン	3200
29	29	0	ダウン	3600
30	29	180	ダウン	3600
31	20	45	ダウン	2800
32	20	225	ダウン	2800
33	25	45	ダウン	3200
34	25	225	ダウン	3200
35	29	45	ダウン	3600
36	29	225	ダウン	3600
37	20	135	ダウン	2800
38	20	315	ダウン	2800
39	25	135	ダウン	3200
40	25	315	ダウン	3200
41	29	135	ダウン	3600
42	29	315	ダウン	3600
43	20	90	ダウン	2800
44	20	270	ダウン	2800
45	25	90	ダウン	3200
46	25	270	ダウン	3200
47	29	90	ダウン	3600
48	29	270	ダウン	3600

表3.6 (a) データ解析結果(有義値)

1996/11/15 浜名湖

Test No.	船速 (kt)	船速波方向 (deg)	ルト角 R P M	目視波高	計測波高	1Ch Roll(°)	2Ch Pitch(°)	3Ch θ_x (°/s)	4Ch θ_y (°/s)	5Ch θ_z (°/s)	6Ch Ax(m/s ²)	7Ch Ay(m/s ²)	8Ch Az(m/s ²)	Trim (°)
1	20	0	標準	0.4	0.51	2.20	1.97	15.4	27.1	7.97	0.289	0.374	1.268	4.82
2	20	180	標準	0.4	0.51	1.87	4.21	6.3	17.5	3.92	0.176	0.136	0.421	4.62
3	25	0	標準	0.4	0.51	2.88	1.68	17.7	26.9	9.24	0.326	0.406	1.390	3.62
4	25	180	標準	0.4	0.51	4.50	2.66	11.0	19.0	5.13	0.206	0.218	0.604	2.89
5	29	0	標準	0.4	0.51	3.91	1.71	24.5	28.3	10.07	0.384	0.506	1.293	2.41
6	29	180	標準	0.4	0.51	3.36	2.15	15.2	20.1	5.72	0.202	0.204	0.668	2.19
7	20	0	ダウソ	0.4	0.51	3.42	2.24	17.1	26.2	9.82	0.279	0.383	1.192	4.02
8	20	180	ダウソ	0.4	0.51	3.51	3.46	8.7	16.4	4.71	0.148	0.148	0.459	3.66
9	25	0	ダウソ	0.4	0.51	3.18	1.94	21.8	29.1	10.94	0.346	0.450	1.414	3.09
10	25	180	ダウソ	0.4	0.51	4.24	2.96	11.6	18.6	5.63	0.177	0.182	0.590	2.74
11	29	0	ダウソ	0.4	0.51	4.23	1.73	23.9	31.5	10.48	0.381	0.462	1.339	2.02
12	29	180	ダウソ	0.4	0.51	3.57	2.33	14.3	19.8	7.31	0.234	0.219	0.651	1.80

1996/11/15 今切沖

T No.	船速 (kt)	船速波方向 (deg)	ルト角 R P M	目視波高	計測波高	1Ch Roll(°)	2Ch Pitch(°)	3Ch θ_x (°/s)	4Ch θ_y (°/s)	5Ch θ_z (°/s)	6Ch Ax(m/s ²)	7Ch Ay(m/s ²)	8Ch Az(m/s ²)	Trim (°)
1	20	0	標準	1.0	0.91									
2	20	180	標準	1.0	0.91									
3	25	0	標準	1.0	0.91									
4	25	180	標準	1.0	0.91									
5	29	0	標準	1.0	0.91									
6	29	180	標準	1.0	0.91									
7	20	0	ダウソ	1.0	0.91									
8	20	180	ダウソ	1.0	0.91									
9	25	180	ダウソ	1.0	0.91									
10	29	0	ダウソ	1.0	0.91									
11	29	180	ダウソ	1.0	0.91									

1996/11/15 浜名湖

表3.6 (b) データ解析結果(有義値)

Test No.	船速 (kt)	船速波方向 (deg)	レド角 RPM	目視 波高	計測 波高	1Ch AV1	2Ch AV2	3Ch AV3	4Ch P1	5Ch P2	6Ch P3	7Ch P4	8Ch P5	9Ch S1	10Ch S1	11Ch S3	12Ch S4	13Ch S5	14Ch S6	15Ch S7
1	20	0	標準	2800	0.4	0.51	1.77	1.21	0.60	0.038	0.280	0.205	0.050	0.177	0.115	0.311	0.132	0.122	0.066	NG
2	20	180	標準	2800	0.4	0.51	0.70	0.45	0.31	0.029	0.091	0.131	0.043	0.093	0.066	0.141	0.072	0.082	0.074	NG
3	25	0	標準	3200	0.4	0.51	2.07	1.28	0.80	0.054	0.193	0.263	0.045	0.236	0.164	0.287	0.161	0.132	0.087	NG
4	25	180	標準	3200	0.4	0.51	1.04	0.54	0.51	0.051	0.093	0.122	0.070	0.198	0.140	0.149	0.201	0.144	0.093	NG
5	29	0	標準	3600	0.4	0.51	2.12	1.35	0.99	0.074	0.126	0.196	0.072	0.362	0.330	0.226	0.258	0.108	0.115	NG
6	29	180	標準	3600	0.4	0.51	0.96	0.56	0.66	0.064	0.071	0.118	0.100	0.207	0.237	0.134	0.191	0.130	0.096	NG
7	20	0	ダウソウ	2800	0.4	0.51	1.80	1.19	0.70	0.042	0.145	0.221	0.049	0.166	0.134	0.244	0.197	0.137	0.085	NG
8	20	180	ダウソウ	2800	0.4	0.51	0.60	0.46	0.35	0.036	0.084	0.109	0.053	0.117	0.117	0.132	0.151	0.120	0.075	NG
9	25	0	ダウソウ	3200	0.4	0.51	2.24	1.29	0.87	0.057	0.155	0.231	0.078	0.235	0.256	0.256	0.296	0.154	0.145	NG
10	25	180	ダウソウ	3200	0.4	0.51	1.08	0.55	0.49	0.050	0.098	0.138	0.135	0.115	0.183	0.147	0.218	0.220	0.116	NG
11	29	0	ダウソウ	3600	0.4	0.51	2.37	1.36	1.03	0.075	0.106	0.179	0.126	0.287	0.323	0.202	0.265	0.153	0.179	NG
12	29	180	ダウソウ	3600	0.4	0.51	1.02	0.57	0.65	0.064	0.063	0.099	0.122	0.173	0.246	0.113	0.169	0.159	0.116	NG

kg/mm²

1996/11/15 今切沖

T.No.	船速 (kt)	船速波方向 (deg)	レド角 RPM	目視 波高	計測 波高	1Ch AV1	2Ch AV2	3Ch AV3	4Ch P1	5Ch P2	6Ch P3	7Ch P4	8Ch P5	9Ch S2	10Ch S1	11Ch S3	12Ch S4	13Ch S5	14Ch S6	15Ch S7
1	20	0	標準	2800	1.0	0.91	3.73	2.12	1.75	0.078	0.262	0.178	0.114	0.243	0.420	0.360	0.146	0.204	0.440	NG
2	20	180	標準	2800	1.0	0.91	0.79	0.50	0.38	0.038	0.070	0.053	0.059	0.100	0.138	0.100	0.053	0.069	0.072	NG
3	25	0	標準	3200	1.0	0.91	4.59	2.59	2.31	0.134	0.343	0.265	0.242	0.401	NG	0.495	0.240	0.294	0.379	NG
4	25	180	標準	3200	1.0	0.91	1.66	0.87	0.63	0.065	0.105	0.077	0.094	0.166	NG	0.162	0.094	0.153	0.184	NG
5	29	0	標準	3600	1.0	0.91	4.70	2.63	2.40	0.168	0.345	0.252	0.330	0.503	NG	0.452	0.211	0.227	0.476	NG
6	29	180	標準	3600	1.0	0.91	2.13	1.09	0.97	0.097	0.136	0.098	0.205	0.265	NG	0.210	0.143	0.177	0.292	NG
7	20	0	ダウソウ	2800	1.0	0.91	3.51	1.84	1.32	0.061	0.213	0.149	0.136	0.049	0.191	0.302	0.162	0.189	0.307	NG
8	20	180	ダウソウ	2800	1.0	0.91	0.73	0.51	0.41	0.041	0.070	0.049	0.072	0.123	0.169	0.098	0.060	0.091	0.095	NG
9	25	180	ダウソウ	3200	1.0	0.91	3.93	2.24	1.73	0.100	0.242	0.175	0.287	0.332	NG	0.338	0.166	0.231	0.545	NG
10	29	0	ダウソウ	3600	1.0	0.91	5.19	2.83	2.62	0.164	0.358	0.248	0.382	0.474	NG	0.461	0.218	0.606	0.842	NG
11	29	180	ダウソウ	3600	1.0	0.91	1.34	0.80	0.71	0.069	0.110	0.063	0.095	0.175	NG	0.133	0.152	0.134	0.168	NG

kg/mm²

表3.6 (c) データ解析結果

1996/12/2 浜名湖

実験番号	船速 (kt)	波方向 (deg)	子ルト列	R.P.M.	目視波高	計測波高	1Ch Roll(°)	2Ch Pitch(°)	3Ch θ_x (°/s)	4Ch θ_y (°/s)	5Ch θ_z (°/s)	6Ch Ax(m/s ²)	7Ch Ay(m/s ²)	8Ch Az(m/s ²)	Trim(°)
1	20	0	標準	2800	0.30	0.29	2.57	2.07	14.8	24.5	6.54	0.308	0.437	1.33	4.93
2	20	180	標準	2800	0.30	0.29	2.20	2.32	6.0	13.1	3.71	0.157	0.154	0.34	4.15
3	25	0	標準	3200	0.30	0.29	2.55	1.37	15.5	17.5	7.15	0.319	0.424	1.20	3.51
4	25	180	標準	3200	0.30	0.29	2.76	1.53	7.3	11.5	4.07	0.139	0.193	0.42	2.94
5	29	0	標準	3600	0.30	0.29	2.67	1.21	15.4	17.1	7.82	0.346	0.445	1.21	2.82
6	29	180	標準	3600	0.30	0.29	1.73	1.46	8.2	11.6	4.70	0.158	0.194	0.43	2.62
7	20	45	標準	2800	0.30	0.29	3.05	1.82	29.2	24.9	11.06	0.367	0.646	1.18	4.27
8	20	225	標準	2800	0.30	0.29	4.23	3.65	12.2	14.4	5.33	0.150	0.177	0.44	3.81
9	25	45	標準	3200	0.30	0.29	3.66	2.43	39.3	35.6	13.02	0.553	0.776	1.67	3.20
10	25	225	標準	3200	0.30	0.29	4.61	4.57	16.5	34.3	7.68	0.303	0.275	1.10	2.96
11	29	45	標準	3600	0.30	0.29	3.66	1.90	47.2	42.2	16.75	0.756	0.933	2.13	2.05
12	29	225	標準	3600	0.30	0.29	4.53	3.29	22.7	30.1	10.41	0.383	0.361	1.02	1.86
13	20	135	標準	2800	0.30	0.29	4.74	3.54	9.9	12.3	5.28	0.157	0.185	0.33	4.33
14	20	315	標準	2800	0.30	0.29	3.54	1.88	21.5	18.0	6.32	0.215	0.281	0.88	5.75
15	25	135	標準	3200	0.30	0.29	5.37	3.50	15.6	16.5	7.09	0.197	0.276	0.51	3.31
16	25	315	標準	3200	0.30	0.29	4.23	2.06	25.2	20.4	7.96	0.265	0.425	1.03	4.55
17	29	135	標準	3600	0.30	0.29	4.86	2.84	18.3	19.6	8.01	0.295	0.328	0.67	2.02
18	29	315	標準	3600	0.30	0.29	4.65	2.47	33.5	28.4	10.36	0.408	0.606	1.49	3.10
19	20	90	標準	2800	0.30	0.29	8.49	3.40	35.3	22.9	11.07	0.267	0.486	0.80	3.96
20	20	270	標準	2800	0.30	0.29	8.01	3.34	30.2	23.5	9.91	0.256	0.341	0.90	3.88
21	25	90	標準	3200	0.30	0.29	8.85	3.69	35.7	26.9	11.85	0.397	0.521	0.94	2.72
22	25	270	標準	3200	0.30	0.29	8.42	3.32	29.6	25.3	10.10	0.321	0.358	0.89	2.13
23	29	90	標準	3600	0.30	0.29	6.59	2.88	32.0	25.8	12.51	0.463	0.524	1.04	1.81
24	29	270	標準	3600	0.30	0.29	11.29	4.16	32.3	27.0	14.19	0.475	0.517	1.24	1.95
25	20	0	ダウ	2800	0.30	0.29	3.44	1.13	12.5	19.7	9.56	0.305	0.355	1.03	4.13
26	20	180	ダウ	2800	0.30	0.29	1.55	2.40	5.4	10.2	4.78	0.138	0.130	0.31	3.75
27	25	0	ダウ	3200	0.30	0.29	2.44	1.11	18.1	21.7	9.11	0.320	0.369	1.02	2.33
28	25	180	ダウ	3200	0.30	0.29	1.00	2.58	8.2	15.9	5.22	0.195	0.202	0.55	2.42
29	29	0	ダウ	3600	0.30	0.29	3.14	1.14	14.9	21.0	9.63	0.343	0.379	1.23	2.34
30	29	180	ダウ	3600	0.30	0.29	1.52	2.15	5.9	11.0	4.68	0.143	0.116	0.30	3.90
31	20	45	ダウ	2800	0.30	0.29	1.39	0.86	16.9	15.0	10.48	0.305	0.423	0.70	3.73
32	20	225	ダウ	2800	0.30	0.29	2.12	1.54	6.2	8.6	5.23	0.130	0.144	0.27	3.51
33	29	45	ダウ	3600	0.30	0.29	1.89	0.89	19.8	18.9	10.20	0.342	0.423	0.80	2.13
34	29	225	ダウ	3600	0.30	0.29	2.42	1.22	8.0	10.6	5.76	0.168	0.182	0.37	2.02
35	20	135	ダウ	2800	0.30	0.29	2.45	2.22	8.3	11.0	5.67	0.151	0.152	0.31	3.48
36	20	315	ダウ	2800	0.30	0.29	3.87	1.89	24.5	25.1	9.72	0.335	0.426	1.19	3.67
37	25	135	ダウ	3200	0.30	0.29	4.28	1.83	9.8	12.2	6.73	0.180	0.205	0.40	2.59
38	25	315	ダウ	3200	0.30	0.29	3.83	1.81	25.7	26.6	9.55	0.350	0.420	1.23	2.57
39	29	135	ダウ	3600	0.30	0.29	3.15	1.73	11.5	14.0	6.62	0.198	0.213	0.47	1.91
40	29	315	ダウ	3600	0.30	0.29	2.84	1.21	21.4	20.6	9.50	0.370	0.411	1.14	2.03
41	29	90	ダウ	3600	0.30	0.29	6.23	2.15	26.6	22.1	12.01	0.357	0.454	0.88	1.97
42	29	270	ダウ	3600	0.30	0.29	6.68	2.29	22.2	19.3	9.41	0.295	0.351	0.79	1.95

表3.6 (d) データ解析結果(有義値)

1996/12/2 浜名湖

実験番号	船速 (kt)	波高 (deg)	波方向	計測	目視	RPM																kg/mm ²
						1CH	2CH	3CH	4CH	5CH	6CH	7CH	8CH	9CH	10CH	11CH	12CH	13CH	14CH	15CH		
						AV1	AV2	AV3	PI	P2	P3	P4	P5	S2	S1	S3	S4	S5	S6	S7		
1	20	0	標準	0.30	0.30	1.99	1.29	0.64	0.045	0.198	0.272	0.041	0.211	0.117	0.181	0.160	0.227	0.166	0.065	0.416		
2	20	180	標準	0.30	0.30	0.64	0.36	0.32	0.039	0.103	0.160	0.029	0.112	0.073	0.112	0.079	0.125	0.063	0.020	0.226		
3	25	0	標準	0.30	0.30	1.46	1.09	0.75	0.059	0.222	0.275	0.052	0.211	0.161	0.228	0.143	0.227	0.122	0.045	0.410		
4	25	180	標準	0.30	0.30	0.66	0.41	0.50	0.058	0.111	0.166	0.037	0.142	0.113	0.183	0.086	0.161	0.067	0.027	0.248		
5	29	0	標準	0.30	0.30	1.56	1.10	0.89	0.074	0.208	0.275	0.064	0.215	0.229	0.309	0.130	0.211	0.139	0.056	0.399		
6	29	180	標準	0.30	0.30	0.68	0.46	0.60	0.071	0.126	0.168	0.042	0.142	0.182	0.268	0.091	0.157	0.067	0.025	0.238		
7	20	45	標準	0.30	0.30	1.93	1.23	0.68	0.045	0.149	0.228	0.041	0.153	0.133	0.187	0.121	0.205	0.067	0.047	0.324		
8	20	225	標準	0.30	0.30	0.66	0.38	0.32	0.036	0.091	0.108	0.046	0.087	0.068	0.097	0.077	0.074	0.065	0.030	0.171		
9	25	45	標準	0.30	0.30	2.55	1.48	0.94	0.067	0.158	0.238	0.047	0.169	0.374	0.291	0.137	0.213	0.098	0.076	0.353		
10	25	225	標準	0.30	0.30	1.39	0.89	0.62	0.065	0.137	0.161	0.105	0.113	0.194	0.225	0.124	0.101	0.219	0.142	0.219		
11	29	45	標準	0.30	0.30	3.87	1.96	1.34	0.097	0.132	0.225	0.061	0.148	0.335	0.437	0.143	0.253	0.108	0.114	0.265		
12	29	225	標準	0.30	0.30	1.52	0.81	0.77	0.088	0.089	0.128	0.107	0.098	0.229	0.357	0.095	0.134	0.172	0.120	0.152		
13	20	135	標準	0.30	0.30	0.54	0.35	0.31	0.037	0.111	0.126	0.043	0.112	0.075	0.111	0.078	0.103	0.053	0.020	0.210		
14	20	315	標準	0.30	0.30	1.17	0.84	0.46	0.043	0.223	0.276	0.048	0.272	0.117	0.153	0.150	0.236	0.114	0.028	0.608		
15	25	135	標準	0.30	0.30	0.69	0.47	0.51	0.055	0.116	0.152	0.049	0.120	0.105	0.183	0.083	0.147	0.127	0.046	0.205		
16	25	315	標準	0.30	0.30	1.87	1.18	0.81	0.065	0.209	0.291	0.104	0.271	0.169	0.271	0.159	0.259	0.256	0.100	0.642		
17	29	135	標準	0.30	0.30	1.02	0.61	0.65	0.068	0.068	0.103	0.070	0.086	0.204	0.250	0.073	0.125	0.087	0.073	0.118		
18	29	315	標準	0.30	0.30	1.51	0.90	0.78	0.071	0.111	0.171	0.251	0.147	0.192	0.286	0.091	0.221	0.262	0.090	0.322		
19	20	90	標準	0.30	0.30	1.06	0.64	0.51	0.043	0.108	0.142	0.041	0.144	0.095	0.142	0.092	0.154	0.049	0.027	0.237		
20	20	270	標準	0.30	0.30	0.97	0.66	0.44	0.044	0.148	0.176	0.059	0.212	0.118	0.151	0.099	0.147	0.097	0.026	0.491		
21	25	90	標準	0.30	0.30	1.48	0.91	0.68	0.061	0.106	0.162	0.042	0.129	0.243	0.215	0.094	0.160	0.082	0.058	0.194		
22	25	270	標準	0.30	0.30	1.01	0.65	0.58	0.061	0.106	0.132	0.067	0.115	0.134	0.203	0.094	0.132	0.176	0.063	0.270		
23	29	90	標準	0.30	0.30	1.50	0.90	0.80	0.073	0.072	0.111	0.047	0.087	0.226	0.282	0.082	0.142	0.062	0.058	0.112		
24	29	270	標準	0.30	0.30	1.35	0.76	0.78	0.078	0.133	0.173	0.144	0.143	0.188	0.296	0.103	0.175	0.220	0.084	0.330		
25	20	0	データ	0.30	0.30	1.49	1.04	0.60	0.045	0.174	0.232	0.037	0.193	0.148	0.149	0.133	0.211	0.118	0.044	0.395		
26	20	180	データ	0.30	0.30	0.59	0.33	0.36	0.039	0.083	0.105	0.059	0.095	0.128	0.126	0.067	0.095	0.086	0.021	0.182		
27	25	0	データ	0.30	0.30	1.94	1.04	0.82	0.057	0.101	0.166	0.079	0.122	0.210	0.213	0.089	0.166	0.133	0.093	0.230		
28	25	180	データ	0.30	0.30	0.75	0.45	0.44	0.055	0.076	0.110	0.120	0.097	0.124	0.184	0.090	0.156	0.160	0.047	0.187		
29	29	0	データ	0.30	0.30	1.62	1.02	0.92	0.076	0.160	0.238	0.078	0.183	0.267	0.320	0.119	0.244	0.166	0.081	0.360		
30	29	180	データ	0.30	0.30	0.81	0.43	0.66	0.070	0.080	0.117	0.105	0.107	0.175	0.267	0.079	0.167	0.137	0.044	0.188		
31	20	45	データ	0.30	0.30	1.27	0.84	0.54	0.042	0.128	0.176	0.041	0.138	0.127	0.141	0.084	0.189	0.045	0.033	0.283		
32	20	225	データ	0.30	0.30	0.52	0.31	0.33	0.039	0.092	0.143	0.039	0.128	0.128	0.103	0.056	0.144	0.038	0.019	0.258		
33	29	45	データ	0.30	0.30	1.55	0.94	0.78	0.071	0.132	0.199	0.043	0.142	0.270	0.291	0.094	0.229	0.055	0.046	0.269		
34	29	225	データ	0.30	0.30	0.62	0.36	0.60	0.067	0.097	0.155	0.069	0.144	0.140	0.241	0.074	0.224	0.084	0.026	0.254		
35	20	135	データ	0.30	0.30	0.52	0.31	0.31	0.036	0.086	0.110	0.043	0.102	0.097	0.111	0.055	0.117	0.047	0.021	0.194		
36	20	315	データ	0.30	0.30	1.40	0.91	0.52	0.043	0.173	0.226	0.085	0.208	0.132	0.162	0.131	0.207	0.166	0.040	0.482		
37	25	135	データ	0.30	0.30	0.59	0.38	0.49	0.053	0.080	0.118	0.045	0.100	0.094	0.168	0.061	0.145	0.054	0.024	0.182		
38	25	315	データ	0.30	0.30	1.40	0.81	0.64	0.056	0.162	0.234	0.085	0.206	0.122	0.208	0.117	0.214	0.203	0.051	0.496		
39	29	135	データ	0.30	0.30	0.70	0.44	0.67	0.073	0.091	0.132	0.062	0.115	0.180	0.278	0.071	0.185	0.078	0.032	0.186		
40	29	315	データ	0.30	0.30	1.48	0.91	0.77	0.073	0.173	0.250	0.108	0.221	0.159	0.300	0.129	0.341	0.193	0.059	0.494		
41	29	90	データ	0.30	0.30	1.33	0.78	0.72	0.074	0.104	0.139	0.046	0.120	0.231	0.291	0.083	0.165	0.055	0.045	0.184		
42	29	270	データ	0.30	0.30	1.02	0.62	0.65	0.066	0.137	0.168	0.062	0.164	0.132	0.250	0.095	0.229	0.113	0.035	0.342		

表3.6 (e) 子一夕解析結果(有義値)

今切神

波方向 (deg)	チャルトフ RPM	目視 波高	計測 波高	1CH AV1	2CH AV2	3CH AV3	4CH P1	5CH P2	6CH P3	7CH P4	8CH P5	9CH S2	10CH S1	11CH S3	12CH S4	13CH S5	14CH S6	15CH S7
0	標準 2800	0.50	0.59	2.79	1.90	1.25	0.653	0.175	0.244	0.169	0.171	0.245	0.381	0.171	0.172	0.325	0.189	0.422
180	標準 2800	0.50	0.59	0.65	0.39	0.32	0.037	0.063	0.078	0.042	0.057	0.080	0.106	0.071	0.076	0.088	0.059	0.112
0	標準 3200	0.50	0.59	3.47	2.28	1.61	0.103	0.215	0.289	0.213	0.192	0.319	0.434	0.194	0.226	0.314	0.269	0.457
180	標準 3200	0.50	0.59	1.24	0.75	0.58	0.063	0.073	0.124	0.055	0.060	0.161	0.205	0.088	0.141	0.166	0.354	0.111
0	標準 3600	0.50	0.59	3.97	2.37	1.94	0.144	0.241	0.336	0.157	0.215	0.482	0.612	0.222	0.236	0.375	0.395	0.510
180	標準 3600	0.50	0.59	1.62	1.29	0.78	0.081	0.070	0.120	0.084	0.063	0.218	0.300	0.096	0.146	0.205	0.545	0.129
45	標準 2800	0.50	0.59	3.25	1.88	1.18	0.058	0.132	0.190	0.062	0.110	0.222	0.274	0.152	0.169	0.225	0.181	0.257
225	標準 2800	0.50	0.59	0.92	0.66	0.38	0.039	0.106	0.102	0.046	0.085	0.084	0.118	0.099	0.085	0.135	0.057	0.202
45	標準 3200	0.50	0.59	3.95	2.18	1.48	0.077	0.127	0.198	0.069	0.124	0.268	0.336	0.158	0.195	0.204	0.173	0.248
225	標準 3200	0.50	0.59	1.34	0.87	0.58	0.059	0.083	0.111	0.061	0.061	0.186	0.204	0.094	0.116	0.142	0.191	0.111
45	標準 3600	0.50	0.59	4.50	2.57	1.88	0.109	0.151	0.246	0.088	0.142	0.360	0.472	0.178	0.254	0.216	0.193	0.289
225	標準 3600	0.50	0.59	1.89	1.33	0.80	0.085	0.089	0.170	0.091	0.083	0.249	0.331	0.122	0.193	0.263	0.436	0.182
135	標準 2800	0.50	0.59	0.72	0.46	0.35	0.036	0.078	0.087	0.033	0.076	0.078	0.097	0.074	0.063	0.077	0.032	0.141
315	標準 2800	0.50	0.59	2.23	1.52	1.03	0.055	0.174	0.236	0.102	0.208	0.199	0.278	0.163	0.152	0.485	0.184	0.477
135	標準 3200	0.50	0.59	1.32	0.81	0.56	0.056	0.077	0.122	0.076	0.071	0.147	0.183	0.096	0.097	0.175	0.182	0.141
315	標準 3200	0.50	0.59	2.44	1.67	1.10	0.078	0.184	0.227	0.123	0.187	0.274	0.346	0.157	0.174	0.412	0.290	0.473
135	標準 3600	0.50	0.59	1.43	0.92	0.71	0.072	0.069	0.121	0.066	0.077	0.204	0.279	0.084	0.117	0.119	0.160	0.103
315	標準 3600	0.50	0.59	3.34	2.06	1.54	0.110	0.216	0.287	0.245	0.214	0.355	0.466	0.184	0.216	0.446	0.461	0.536
90	標準 2800	0.50	0.59	1.96	1.47	0.80	0.049	0.093	0.144	0.055	0.116	0.157	0.203	0.108	0.109	0.153	0.106	0.218
270	標準 2800	0.50	0.59	1.36	0.87	0.61	0.046	0.113	0.136	0.059	0.136	0.130	0.169	0.100	0.149	0.211	0.094	0.317
90	標準 3200	0.50	0.59	2.29	1.27	0.92	0.065	0.074	0.116	0.076	0.089	0.194	0.250	0.095	0.138	0.118	0.099	0.143
270	標準 3200	0.50	0.59	1.71	1.06	0.70	0.064	0.130	0.162	0.101	0.126	0.181	0.229	0.106	0.172	0.249	0.225	0.293
90	標準 3600	0.50	0.59	2.72	1.54	1.05	0.081	0.089	0.141	0.094	0.086	0.245	0.324	0.107	0.143	0.134	0.134	0.138
270	標準 3600	0.50	0.59	1.78	1.07	0.89	0.082	0.107	0.178	0.149	0.129	0.237	0.328	0.111	0.171	0.323	0.187	0.257
0	夕ウ 2800	0.50	0.59	2.93	1.82	1.30	0.064	0.144	0.189	0.096	0.137	0.229	0.287	0.166	0.163	0.297	0.251	0.308
180	夕ウ 2800	0.50	0.59	0.81	0.47	0.36	0.039	0.066	0.078	0.057	0.054	0.113	0.121	0.075	0.086	0.111	0.169	0.127
0	夕ウ 3200	0.50	0.59	3.98	2.48	1.84	0.109	0.193	0.264	0.173	0.160	0.389	0.451	0.195	0.202	0.367	0.322	0.392
180	夕ウ 3200	0.50	0.59	1.26	0.86	0.59	0.063	0.069	0.095	0.060	0.052	0.166	0.223	0.092	0.144	0.181	0.307	0.109
0	夕ウ 3600	0.50	0.59	4.59	2.94	2.26	0.140	0.273	0.397	0.239	0.227	0.444	0.624	0.253	0.259	0.442	0.444	0.565
180	夕ウ 3600	0.50	0.59	1.64	1.23	0.77	0.076	0.073	0.080	0.090	0.061	0.195	0.297	0.095	0.159	0.258	0.646	0.101
45	夕ウ 2800	0.50	0.59	3.39	2.11	1.26	0.058	0.140	0.210	0.121	0.124	0.212	0.278	0.184	0.177	0.314	0.245	0.299
225	夕ウ 2800	0.50	0.59	0.94	0.63	0.40	0.041	0.141	0.121	0.071	0.091	0.123	0.133	0.099	0.103	0.140	0.085	0.216
45	夕ウ 3200	0.50	0.59	4.56	2.61	1.85	0.087	0.143	0.223	0.114	0.112	0.301	0.376	0.183	0.205	0.270	0.232	0.263
225	夕ウ 3200	0.50	0.59	1.24	0.78	0.58	0.057	0.079	0.112	0.083	0.059	0.173	0.200	0.094	0.118	0.150	0.231	0.111
45	夕ウ 3600	0.50	0.59	5.56	3.07	2.30	0.118	0.171	0.272	0.171	0.140	0.362	0.494	0.206	0.284	0.297	0.429	0.327
225	夕ウ 3600	0.50	0.59	1.48	0.93	0.75	0.076	0.084	0.101	0.112	0.075	0.236	0.294	0.101	0.166	0.219	0.326	0.136
135	夕ウ 2800	0.50	0.59	0.66	0.38	0.35	0.037	0.052	0.068	0.060	0.056	0.086	0.109	0.060	0.061	0.114	0.049	0.121
315	夕ウ 2800	0.50	0.59	2.11	1.36	0.94	0.049	0.114	0.158	0.146	0.114	0.174	0.208	0.121	0.145	0.375	0.254	0.288
135	夕ウ 3200	0.50	0.59	1.33	0.72	0.60	0.057	0.058	0.093	0.090	0.056	0.136	0.206	0.069	0.099	0.131	0.149	0.094
315	夕ウ 3200	0.50	0.59	2.93	1.96	1.22	0.079	0.147	0.211	0.136	0.136	0.254	0.326	0.150	0.273	0.494	1.344	0.323
135	夕ウ 3600	0.50	0.59	1.46	0.94	0.73	0.070	0.063	0.107	0.097	0.065	0.171	0.272	0.082	0.117	0.147	0.450	0.104
315	夕ウ 3600	0.50	0.59	2.84	1.90	1.25	0.089	0.115	0.196	0.194	0.131	0.267	0.353	0.146	0.190	0.399	0.878	0.314
90	夕ウ 2800	0.50	0.59	1.82	1.23	0.74	0.047	0.095	0.128	0.080	0.106	0.156	0.182	0.103	0.144	0.205	0.089	0.190
270	夕ウ 2800	0.50	0.59	1.31	0.85	0.57	0.046	0.098	0.139	0.097	0.099	0.140	0.166	0.087	0.131	0.279	0.134	0.268
90	夕ウ 3200	0.50	0.59	2.45	1.39	0.96	0.062	0.083	0.133	0.099	0.074	0.202	0.232	0.099	0.159	0.149	0.138	0.136
270	夕ウ 3200	0.50	0.59	1.64	0.97	0.71	0.062	0.096	0.164	0.167	0.115	0.180	0.228	0.098	0.146	0.405	0.231	0.335
90	夕ウ 3600	0.50	0.59	2.66	1.45	1.03	0.077	0.075	0.141	0.118	0.073	0.195	0.303	0.106	0.159	0.198	0.325	0.147
270	夕ウ 3600	0.50	0.59	1.95	1.24	0.85	0.078	0.093	0.160	0.205	0.115	0.226	0.308	0.103	0.165	0.349	0.485	0.248

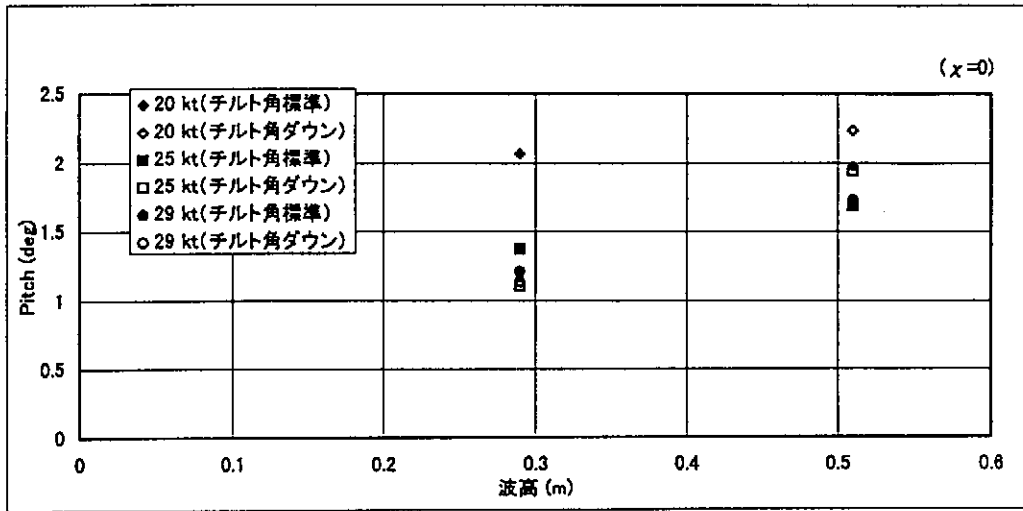


図-3.9 波高と縦揺れ

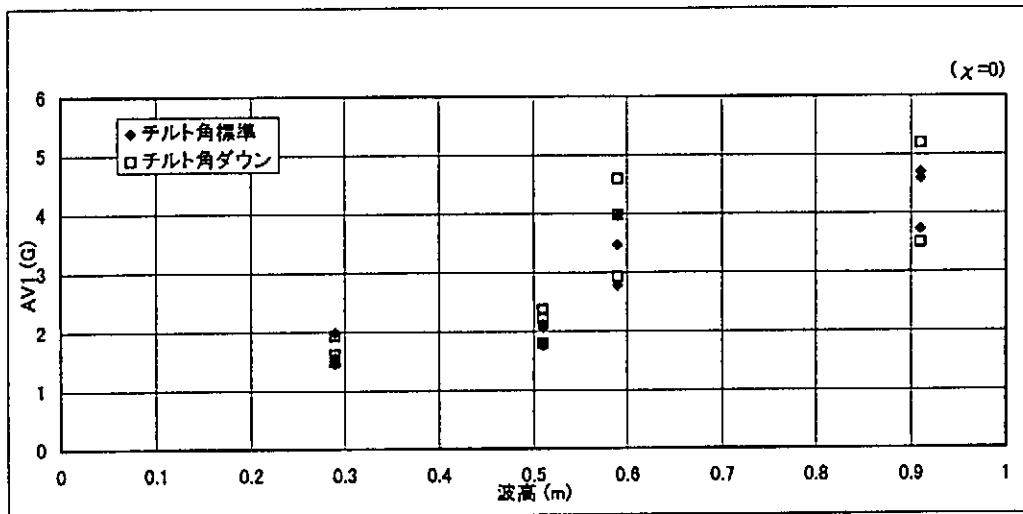


図-3.10 波高と船首上下加速度

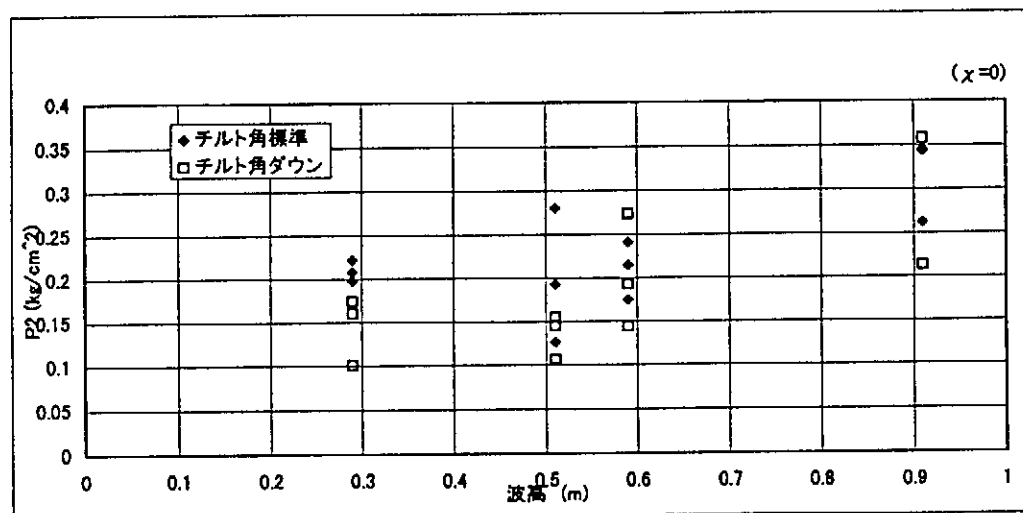


図-3.11 波高と船底水圧

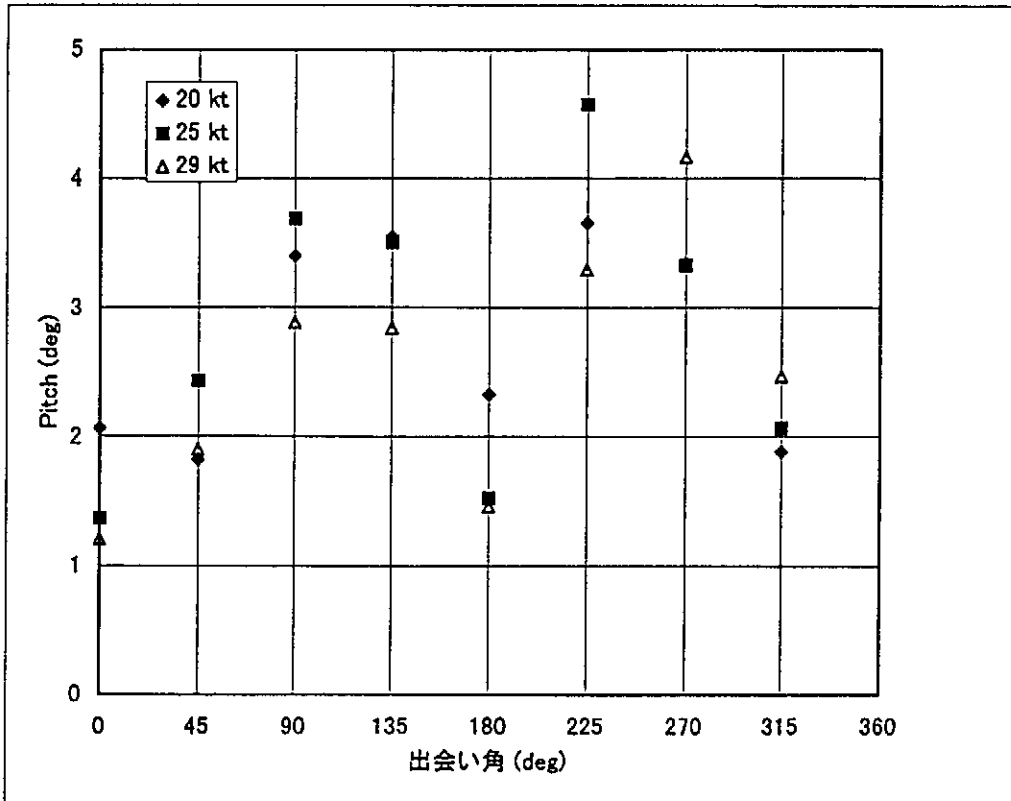


図-3.12 (a) 出合い角と縦揺れ振幅 (チルト角標準)

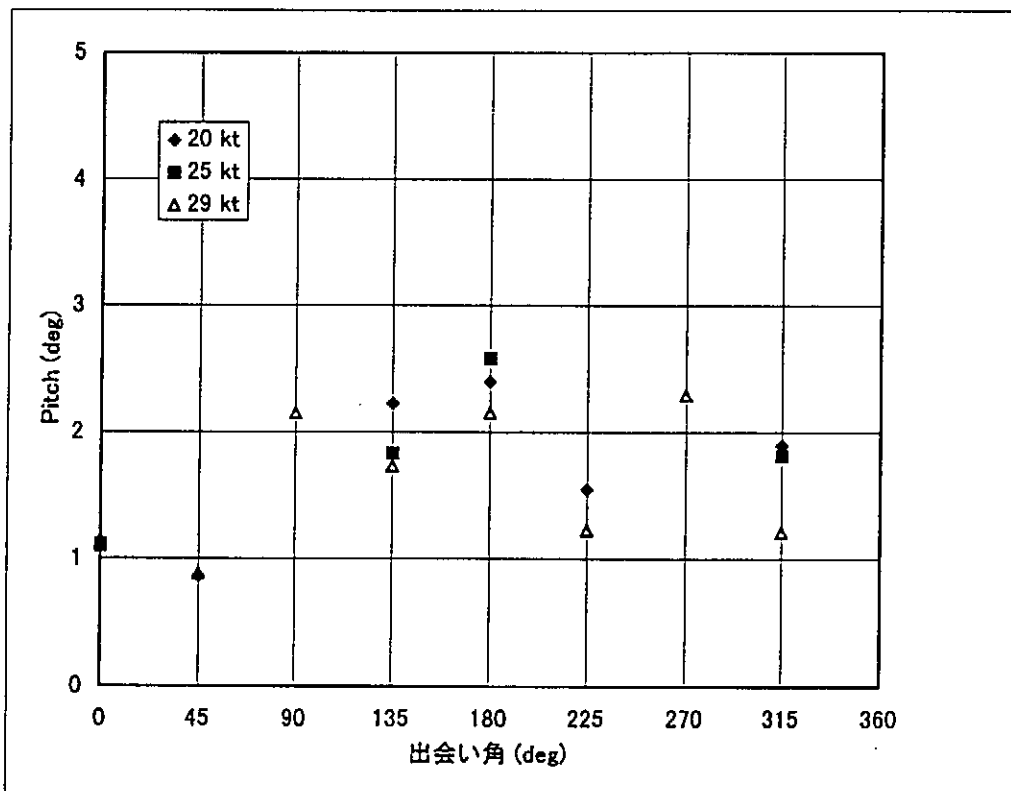


図-3.12 (b) 出合い角と縦揺れ振幅 (チルト角ダウン)

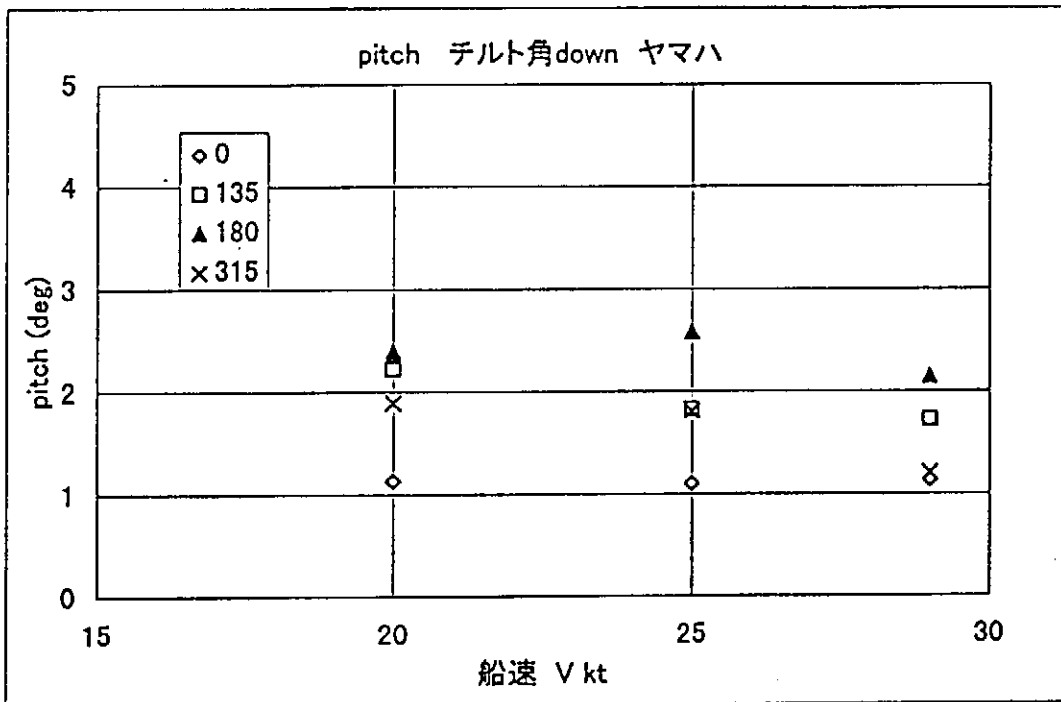
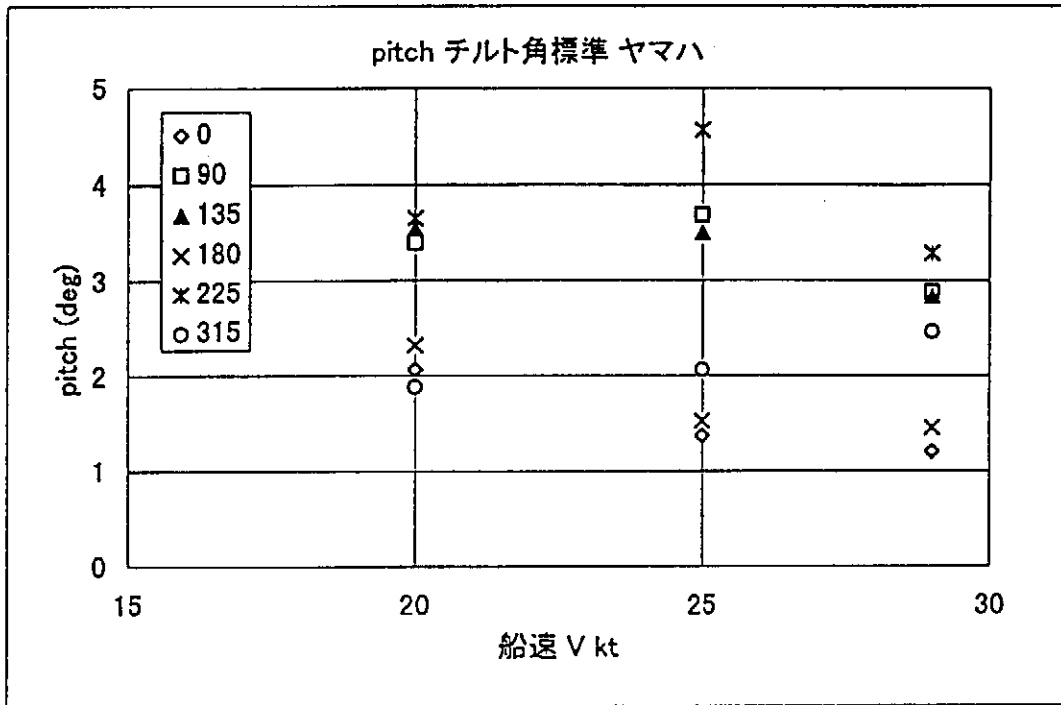


図-3.13 船速と縦揺れ振幅

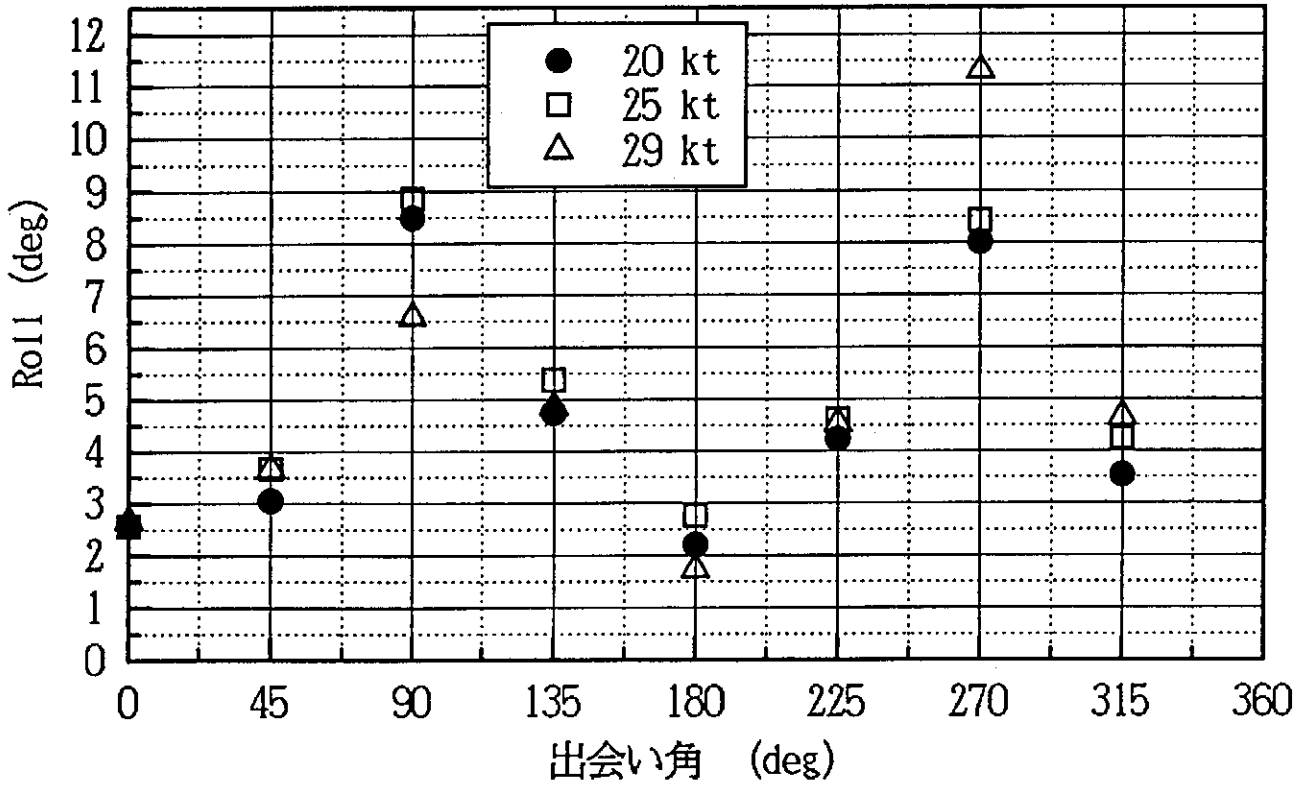


図-3. 14(a) 横揺れ (チルト角標準)

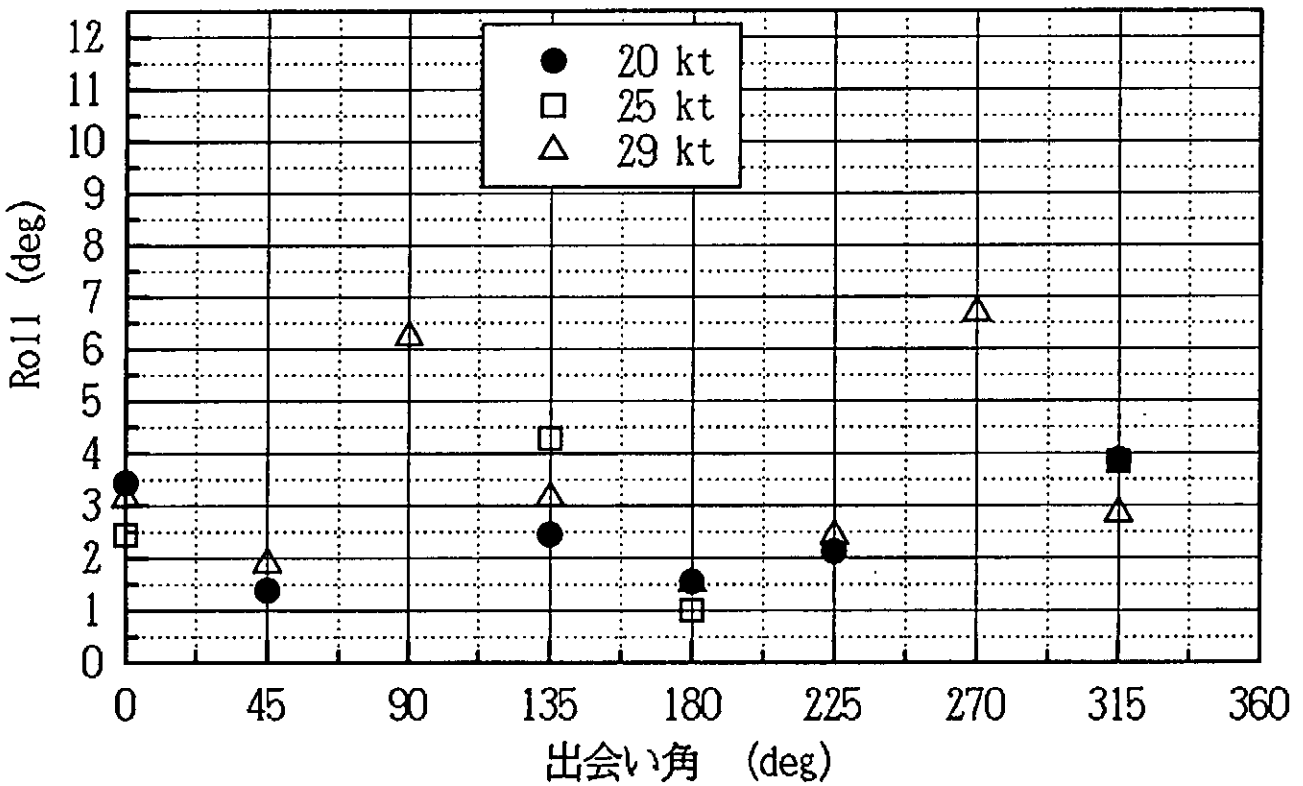


図-3. 14(b) 横揺れ (チルト角ダウン)

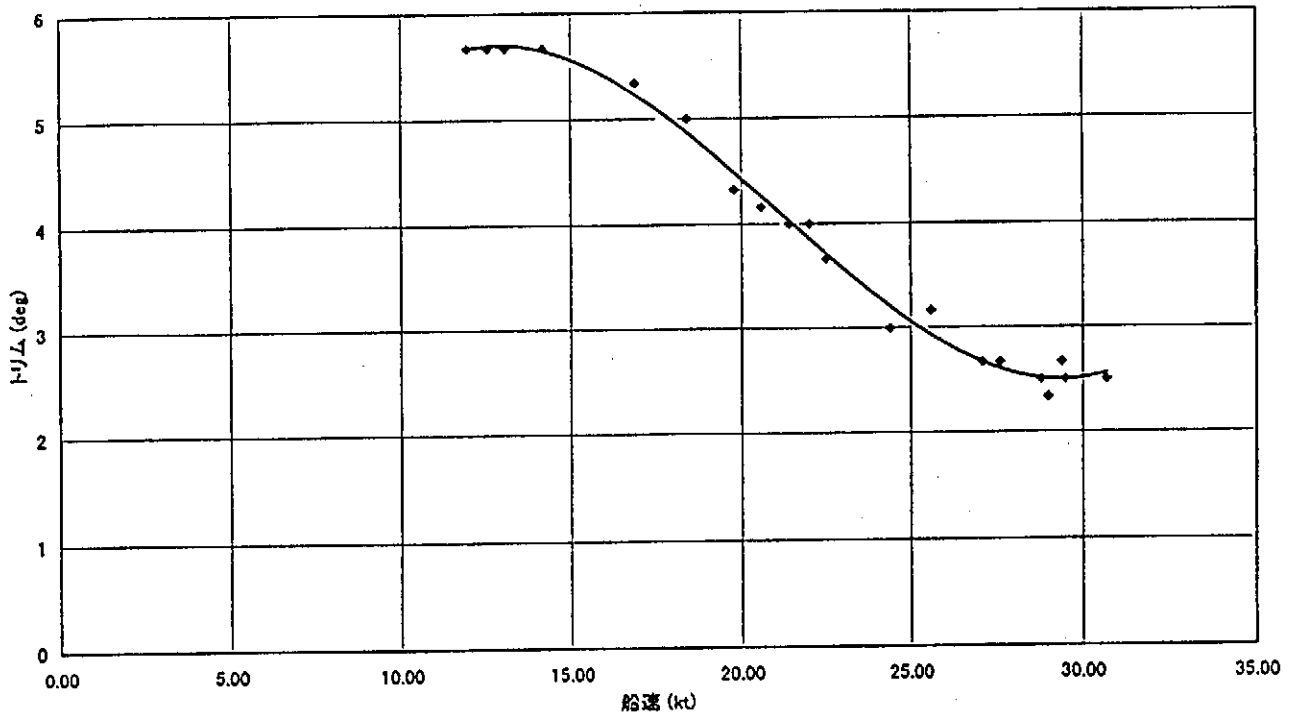


図-3. 15(a) 平水中のトリム角の変化

12/02 UF-28 チルト角標準

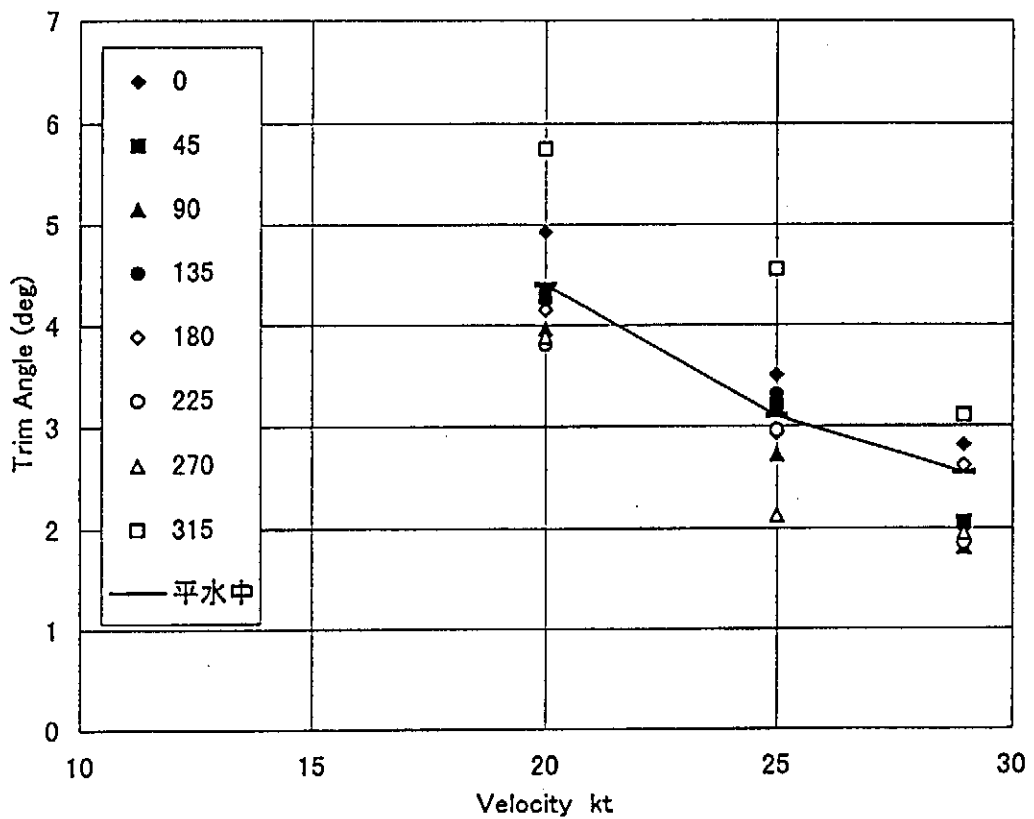


図-3. 15(b) 波浪中のトリム角

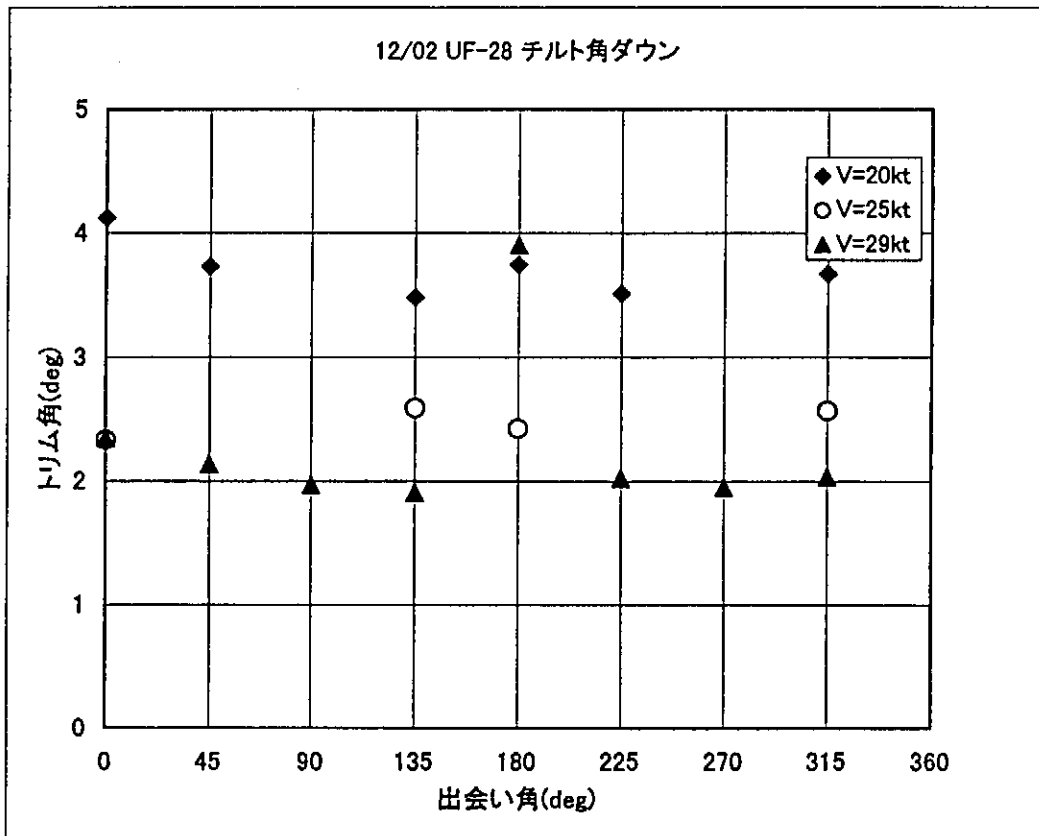
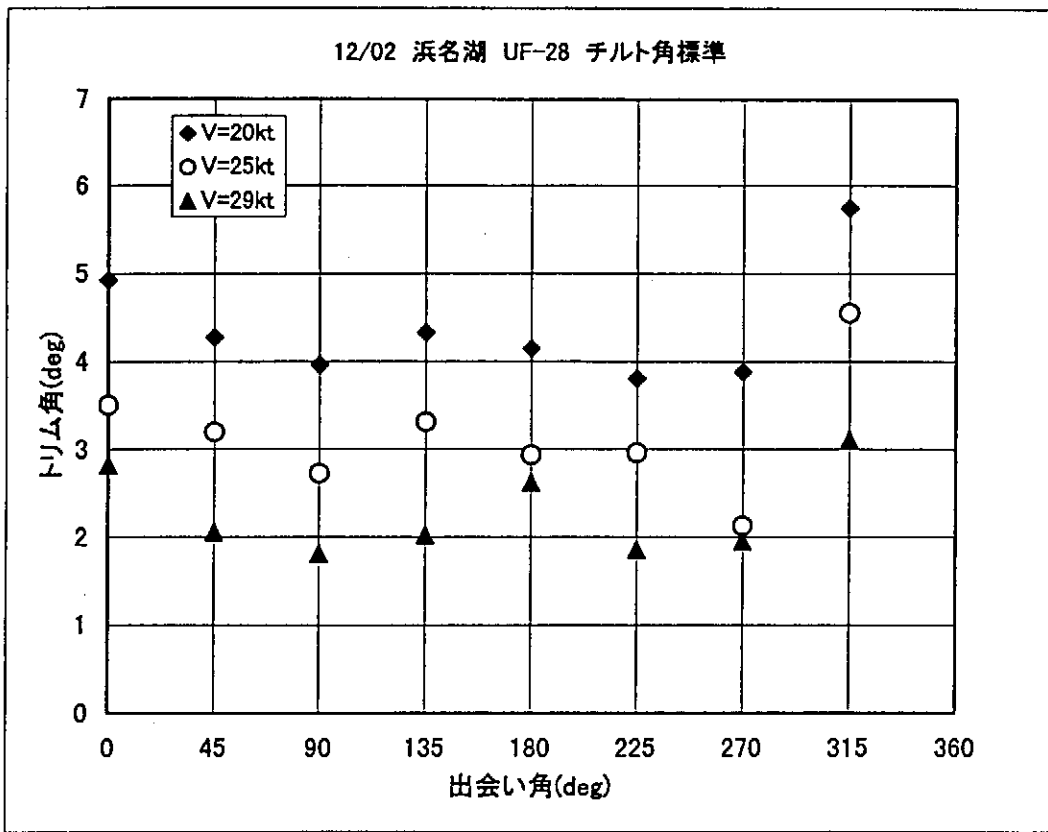


図-3. 15(c) 出合い角とトリム角

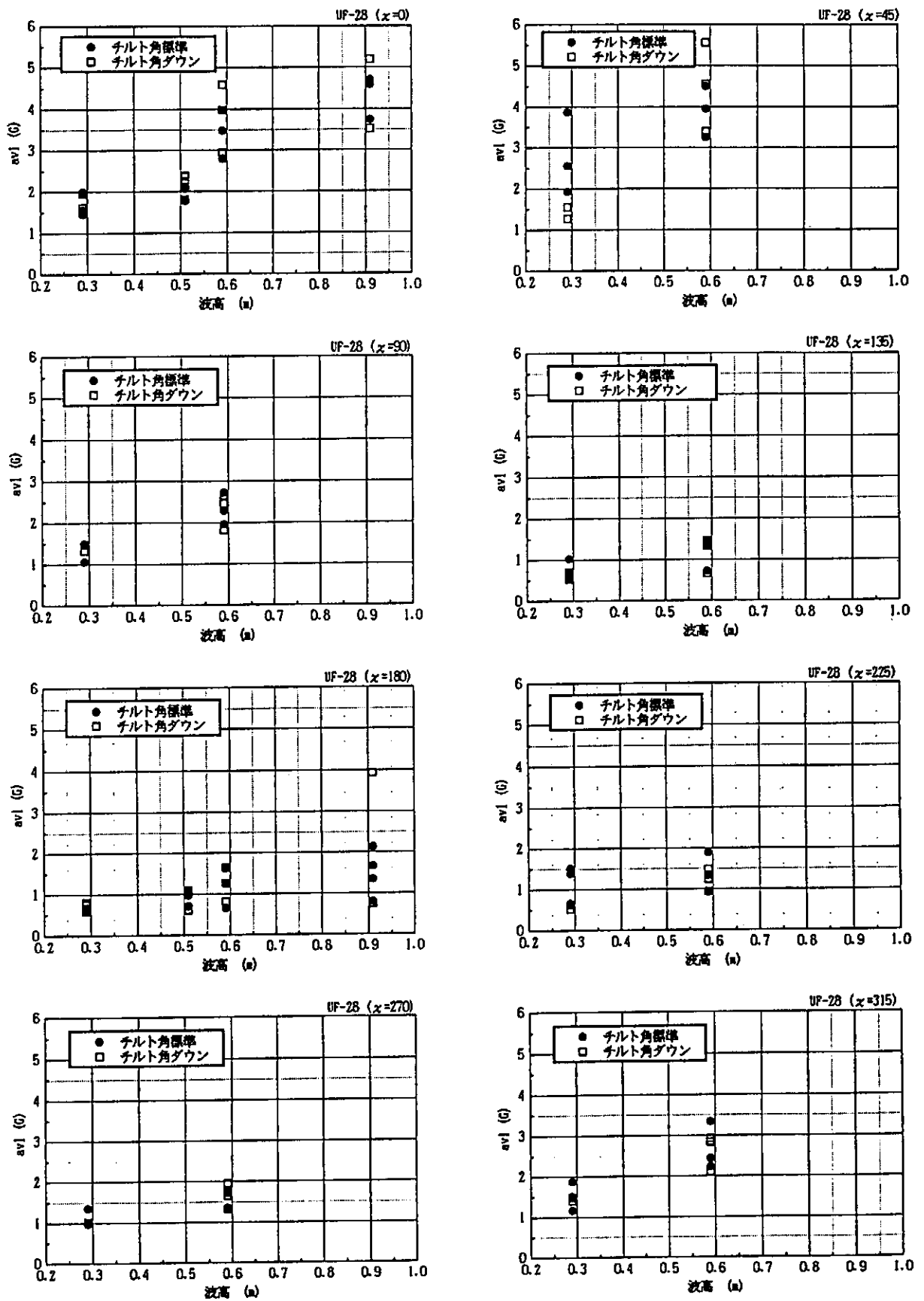


図-3. 16 波高と船首上下加速度

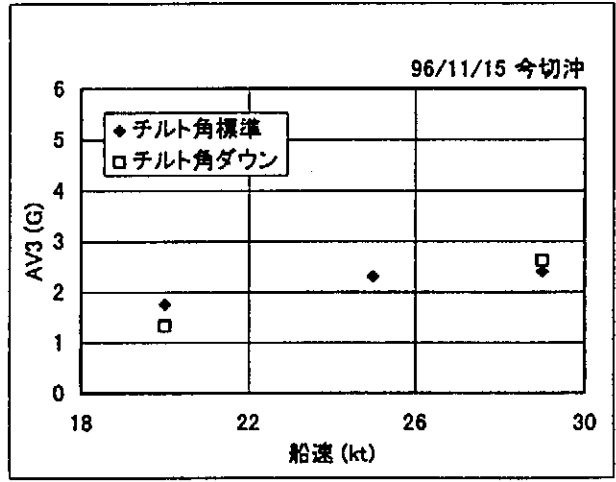
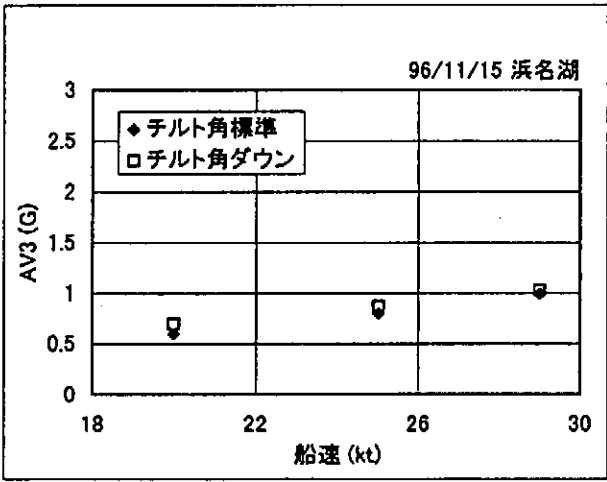
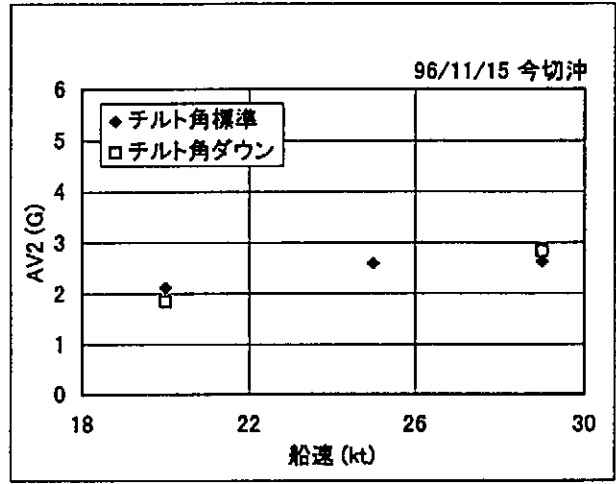
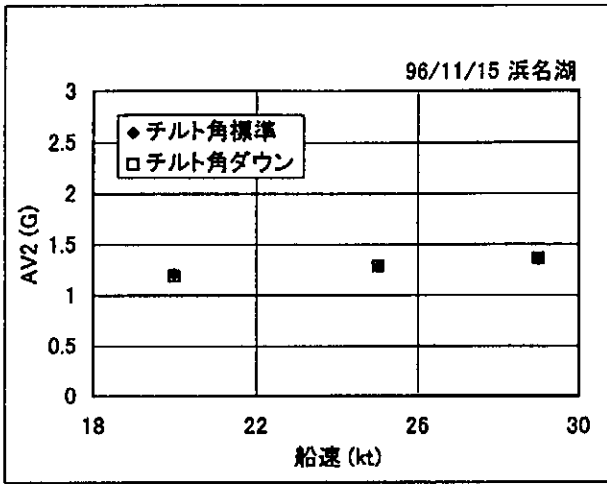
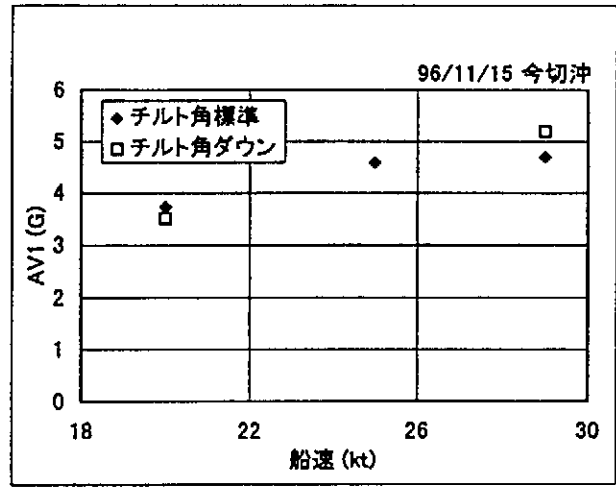
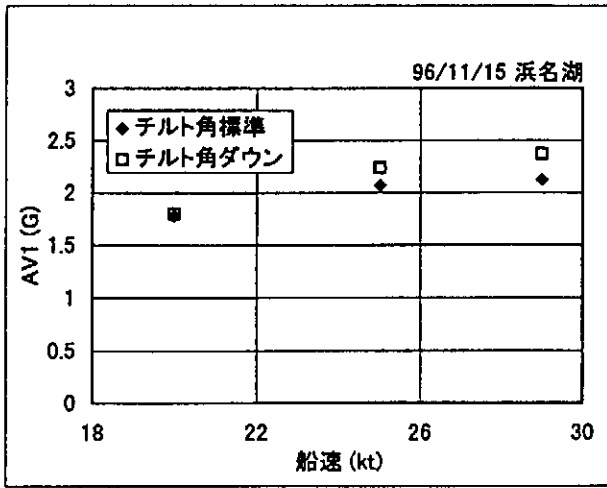
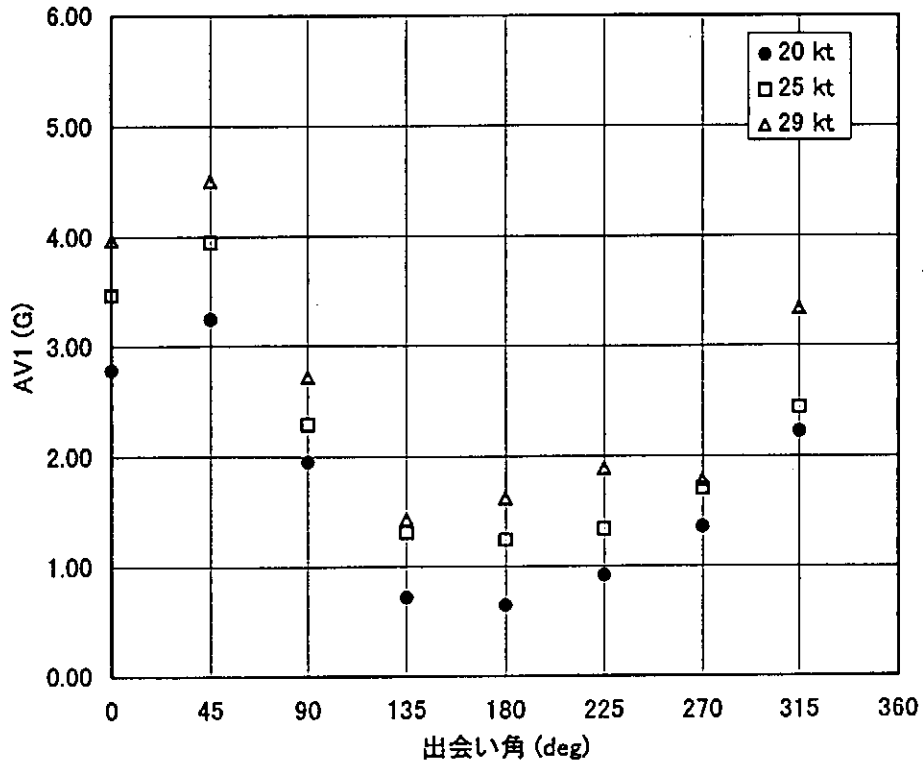


図-3. 17 船速と加速度

96/12/3 チルト角標準



96/12/3 チルト角ダウン

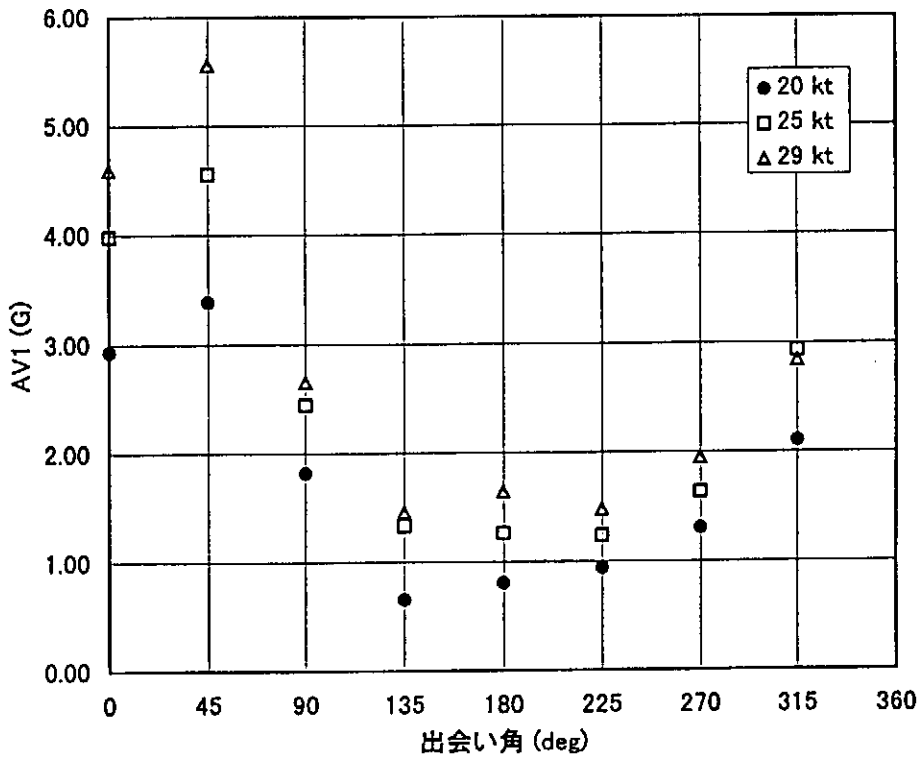


図-3. 18 出合い角と船首上下加速度

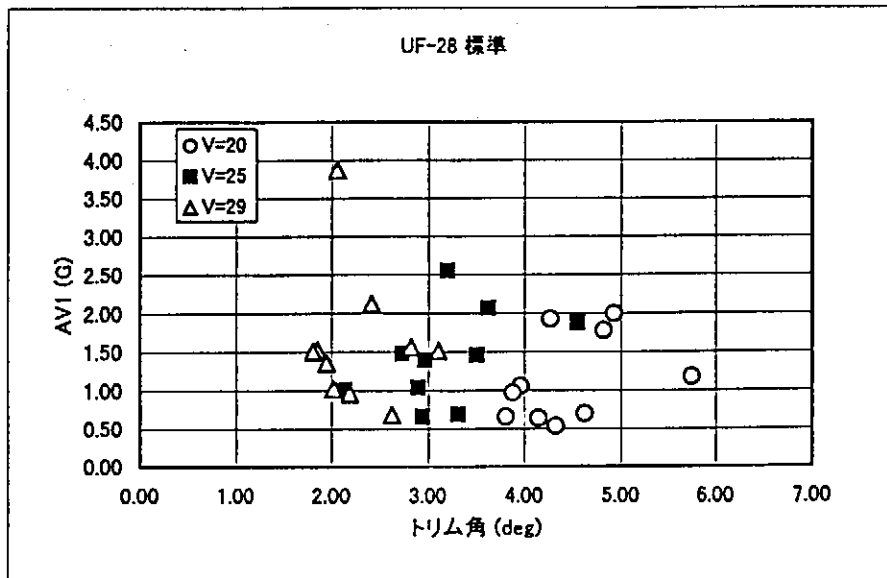


図-3. 19 トリム角と船首上下加速度

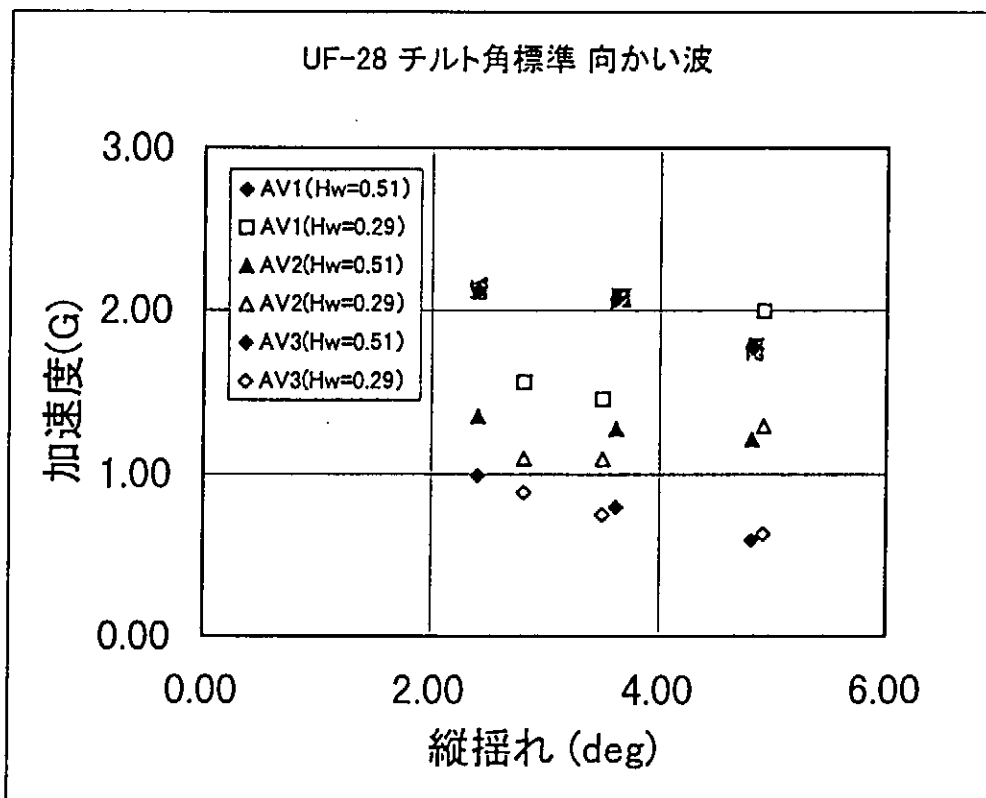


図-3. 20 縦揺れと加速度

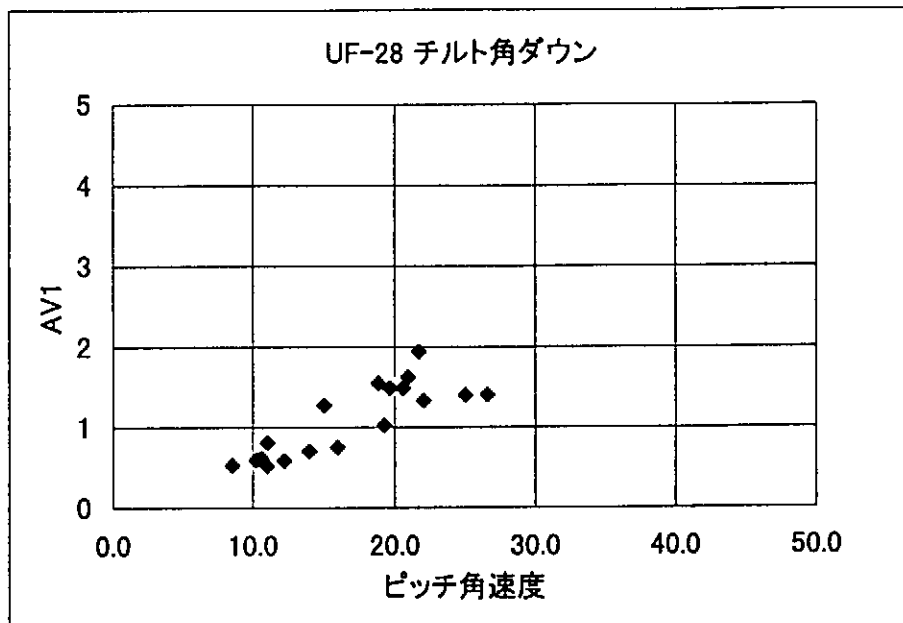
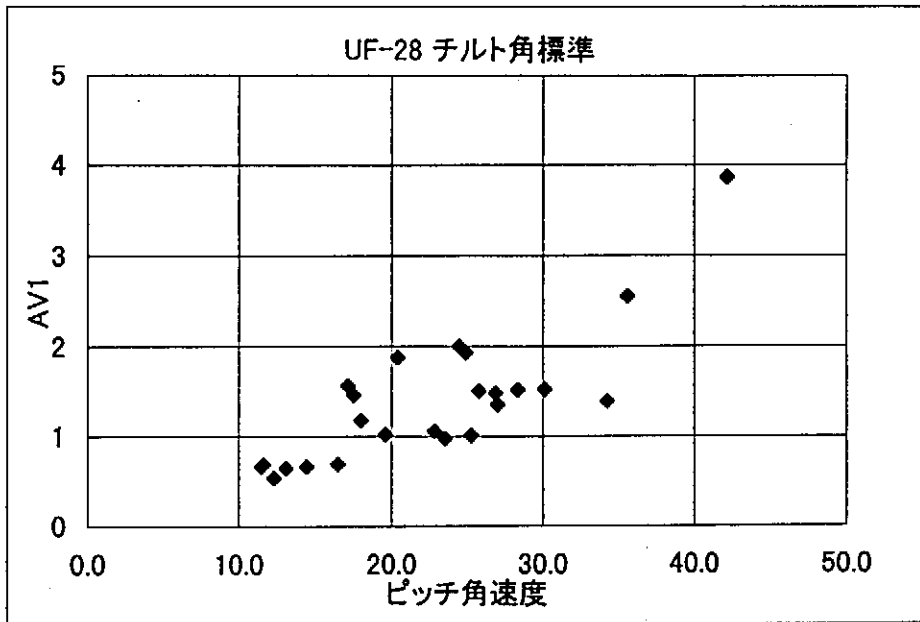


図-3. 2.1 縦揺れ角速度と加速度

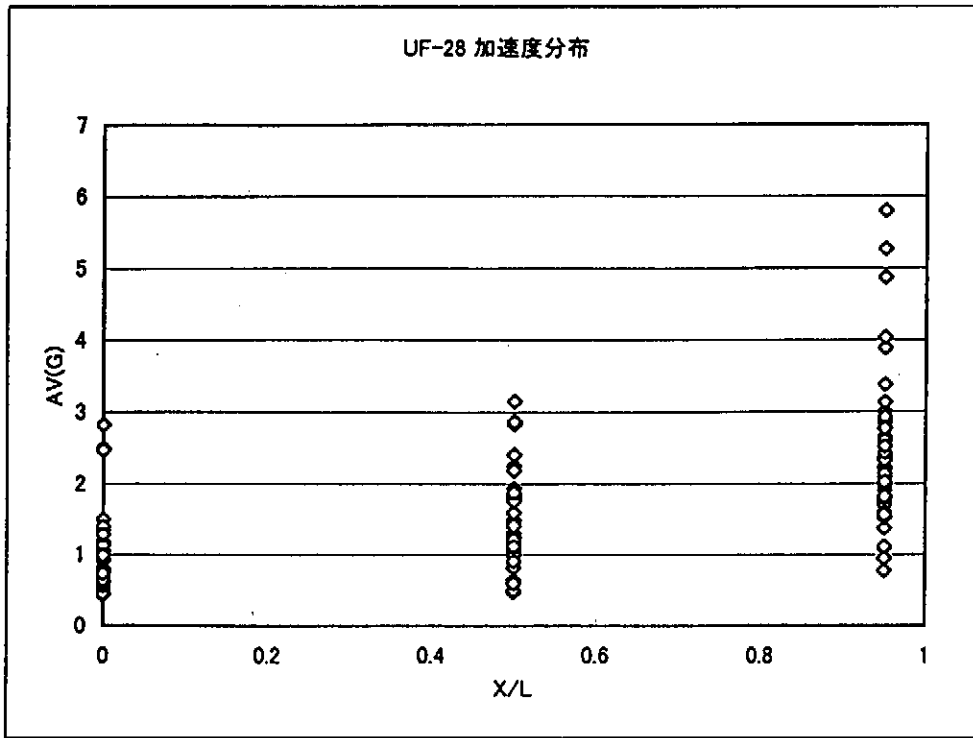


図-3. 2 2(a) 上下加速度分布

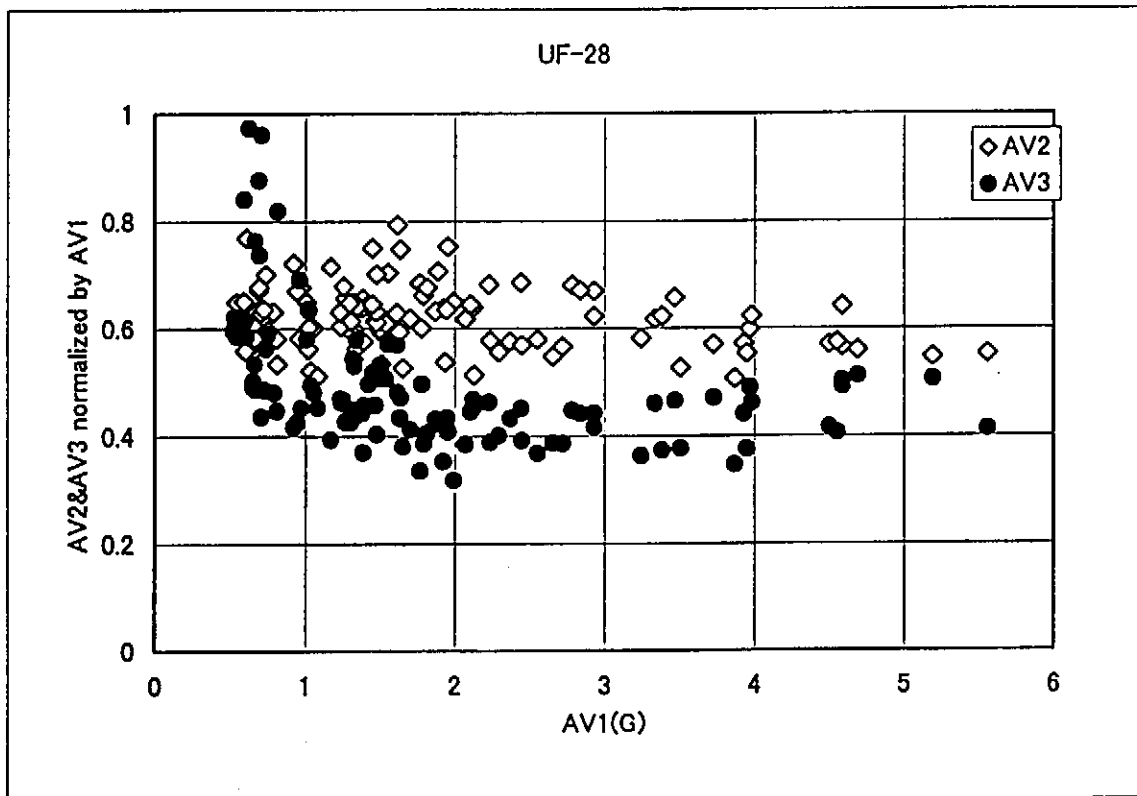


図-3. 2 2(b) 船首加速度に対する船体中央および船尾加速度の比

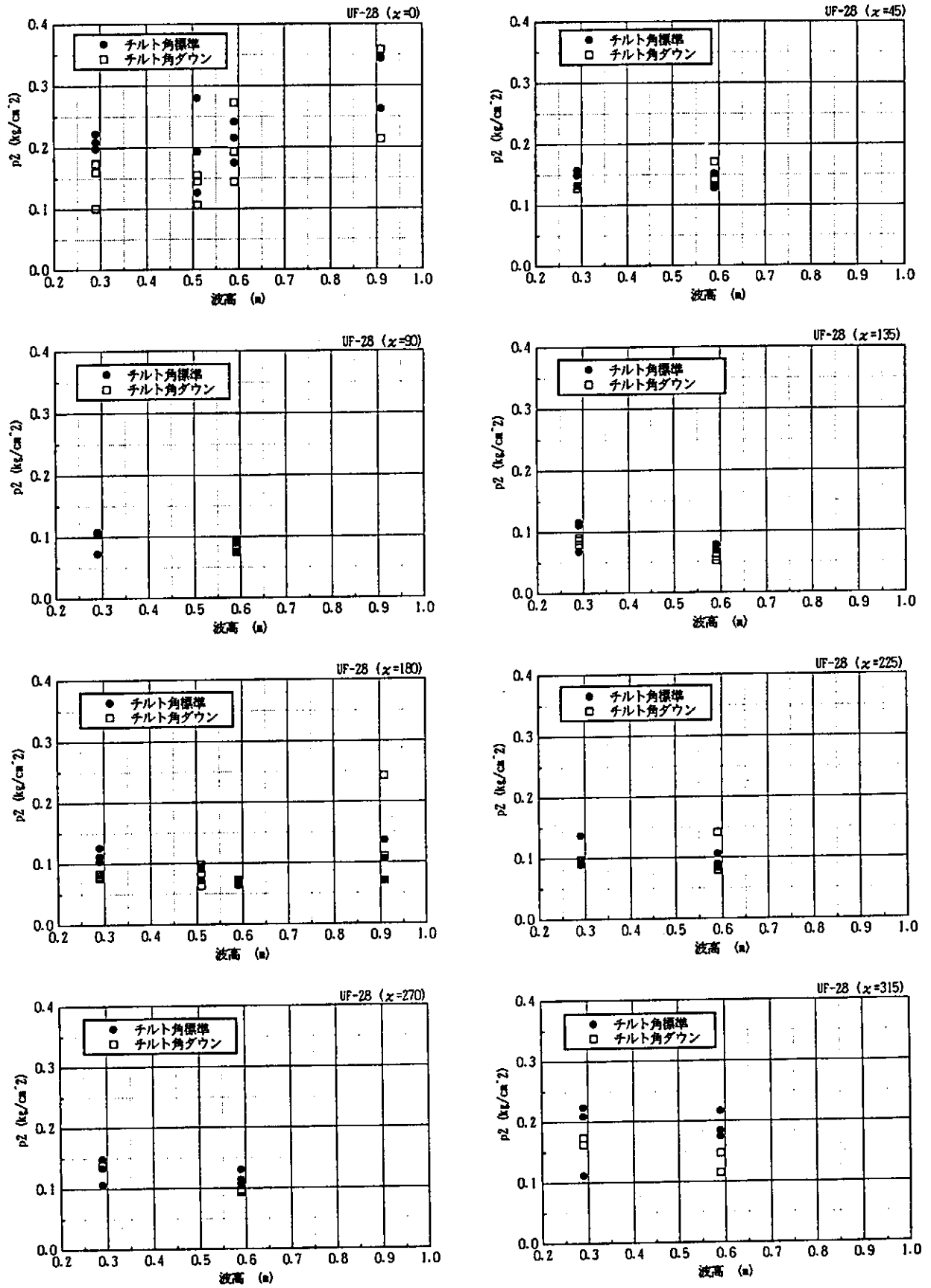


図-3. 23 波高と水圧

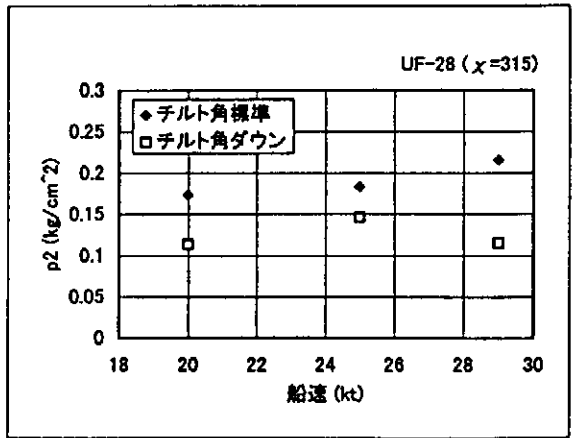
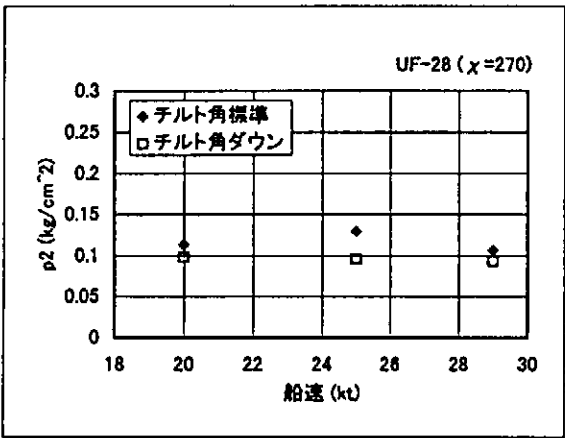
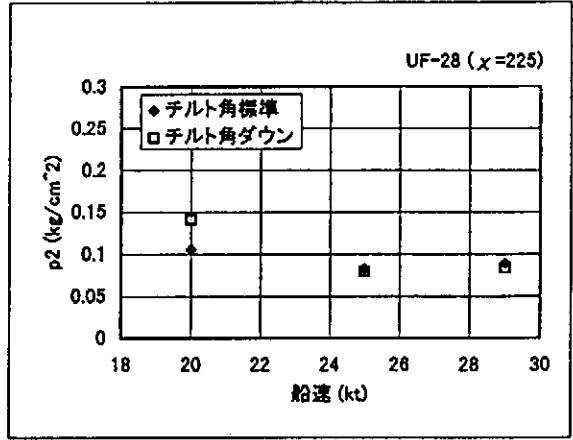
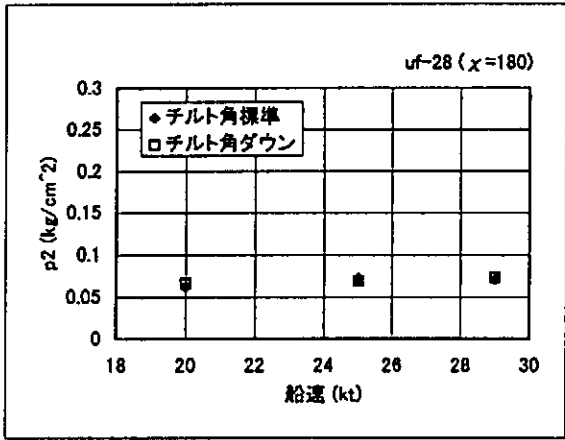
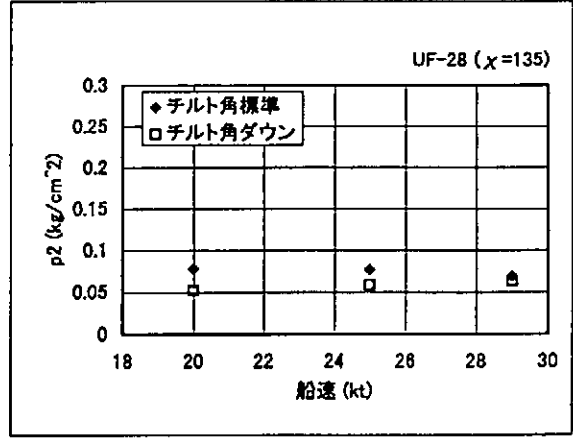
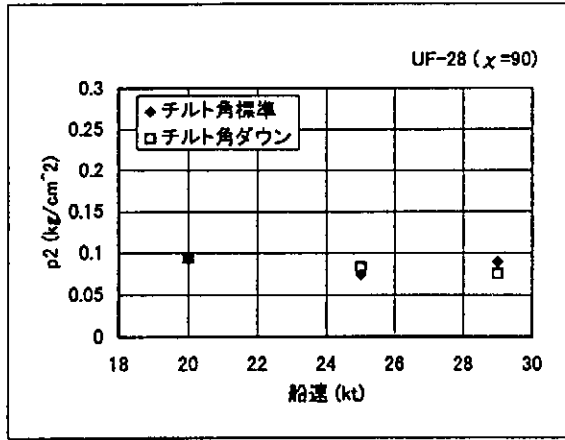
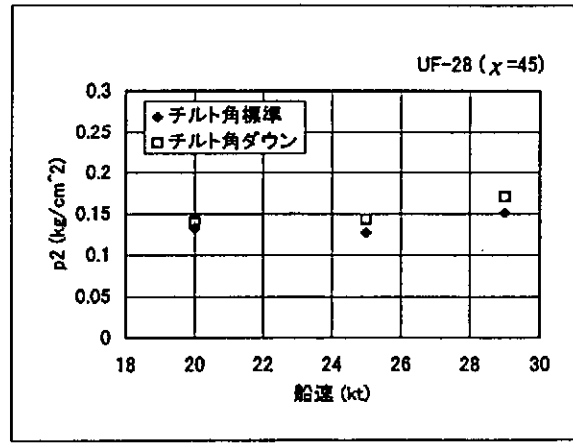
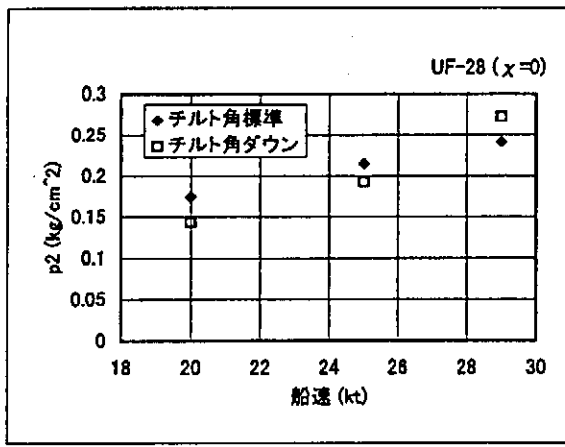


図-3. 24 船速と水圧

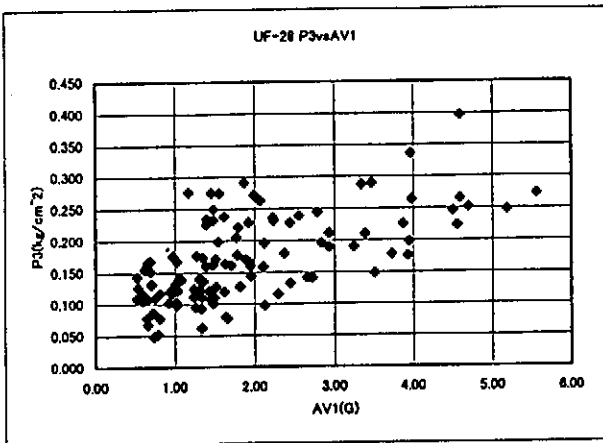
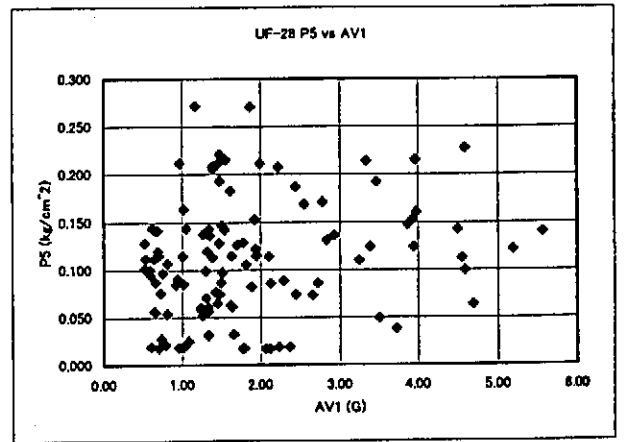
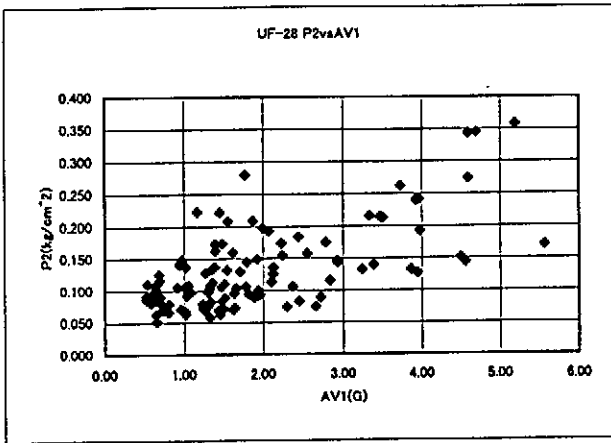
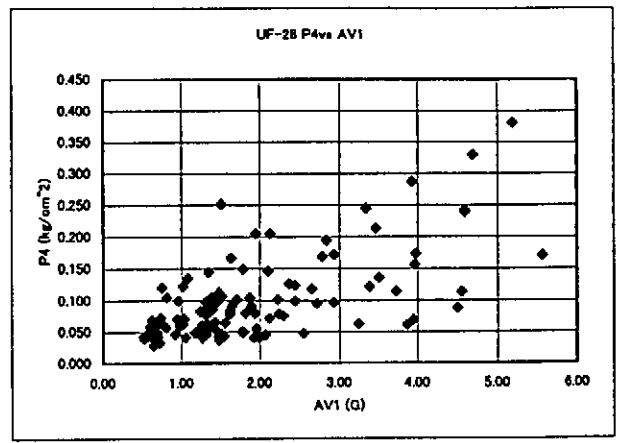
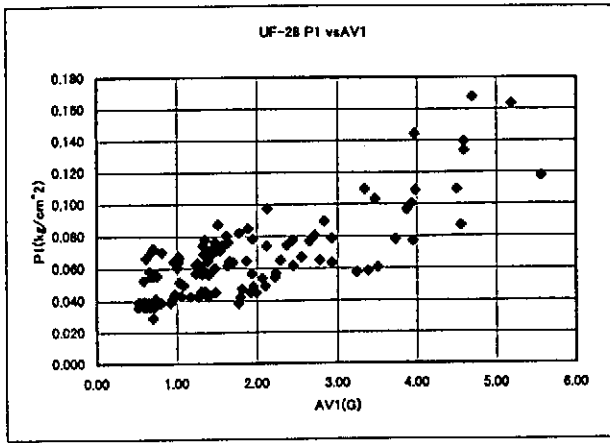


図-3. 25 船首加速度と水圧

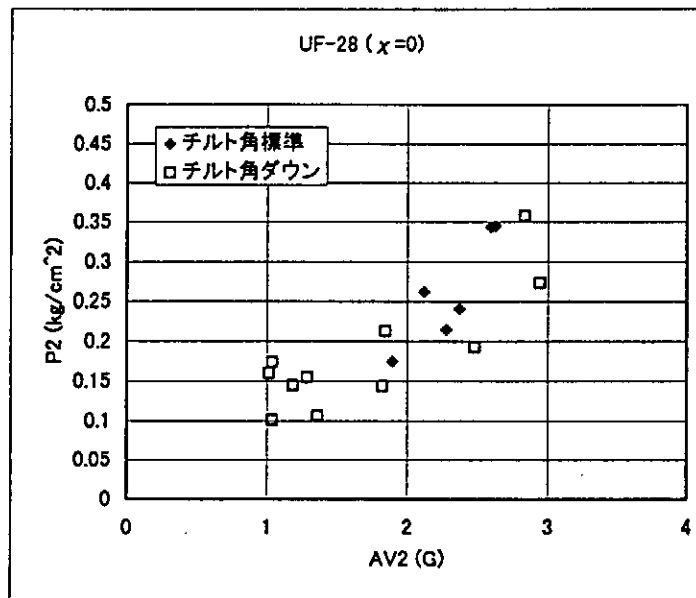
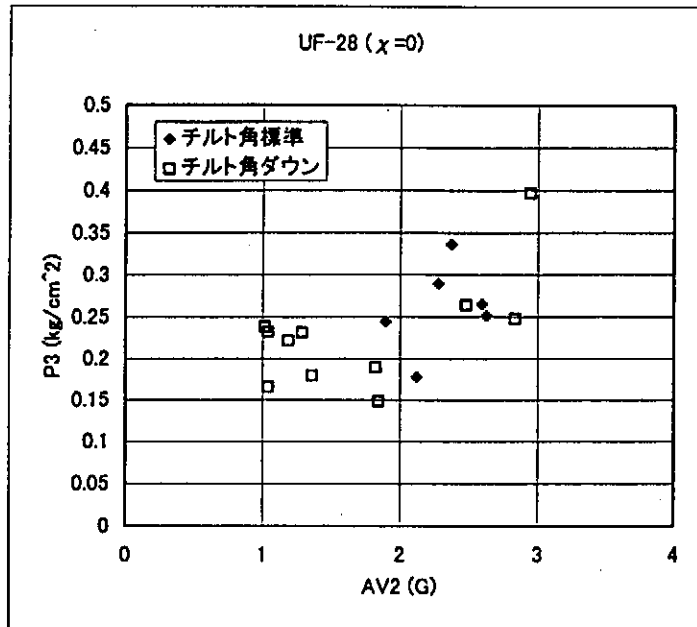
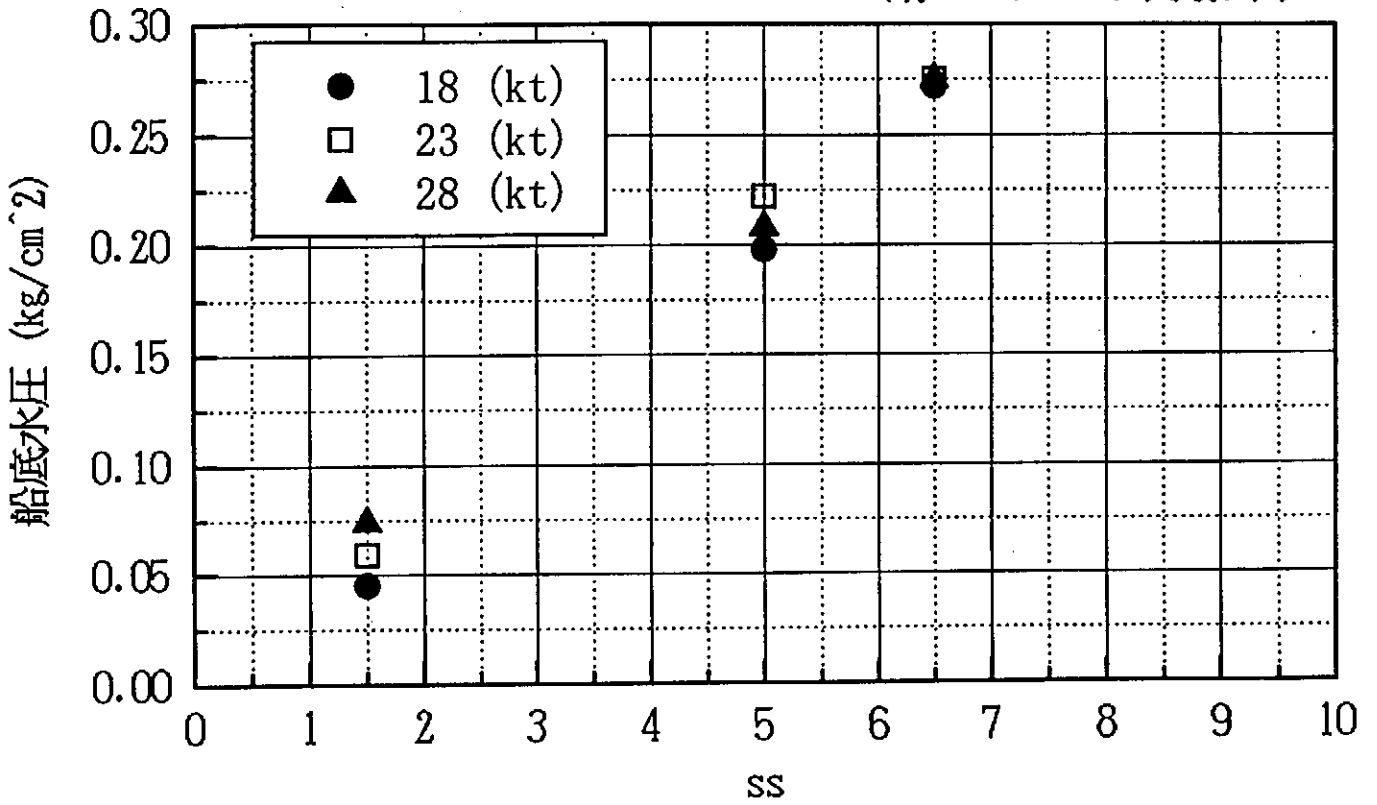


図-3. 26 船体中央上下加速度と船体中央部の船底水圧

UF-28 ($\alpha=0$ チルト角標準)



UF-28 ($\alpha=0$ チルト角ダウン)

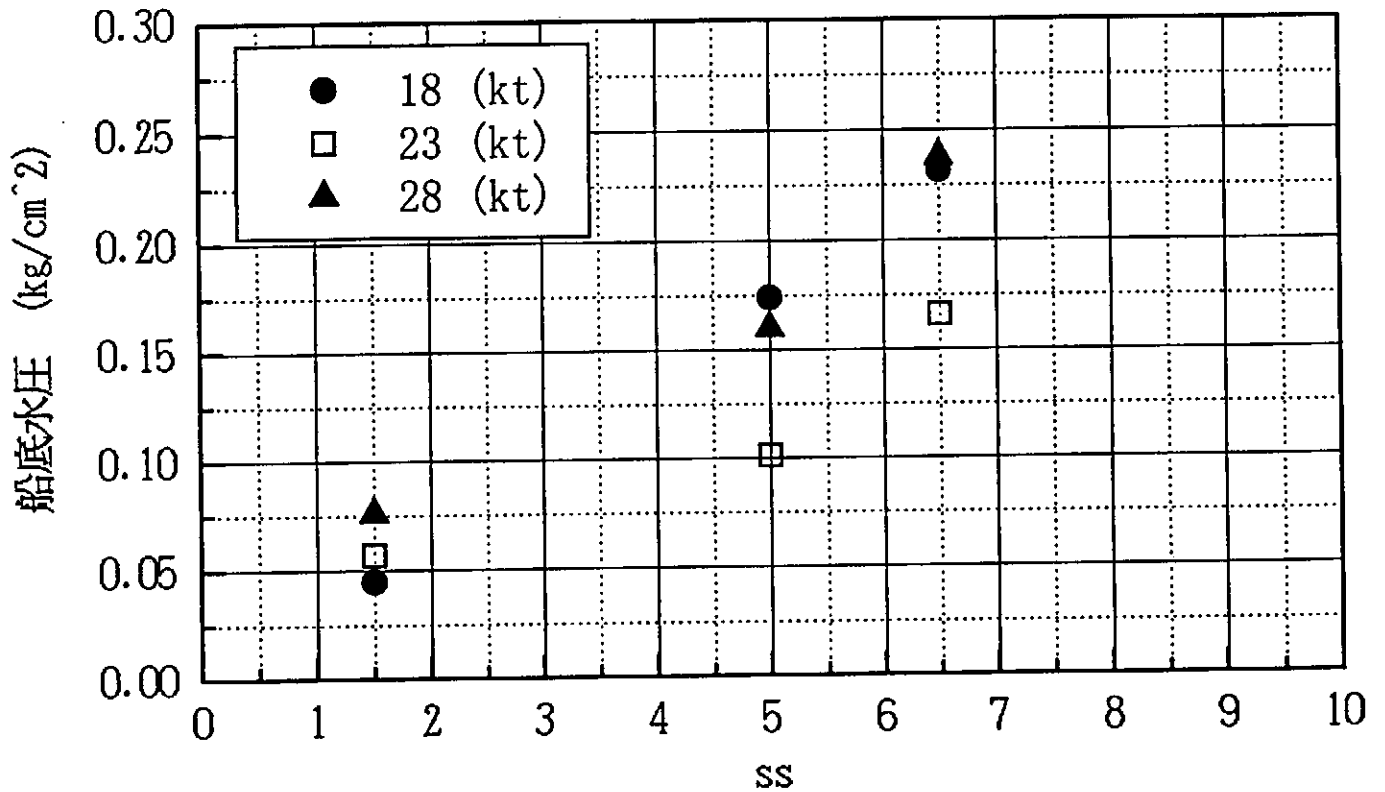


図-3. 27 船底水圧の船長方向分布

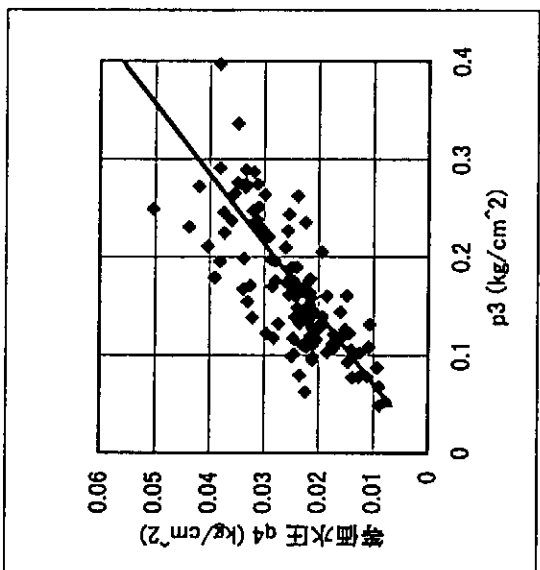
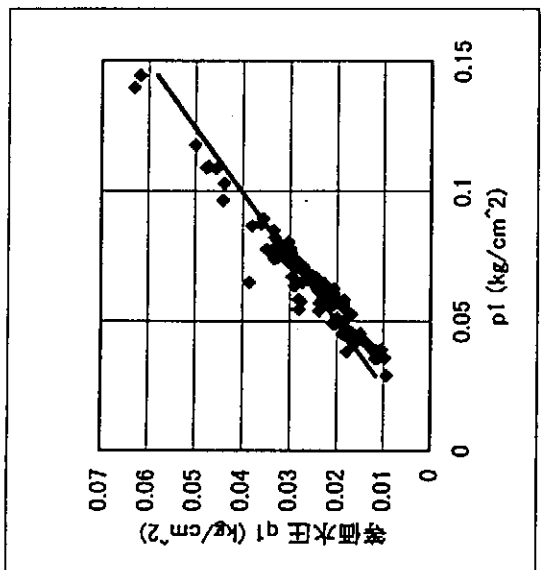
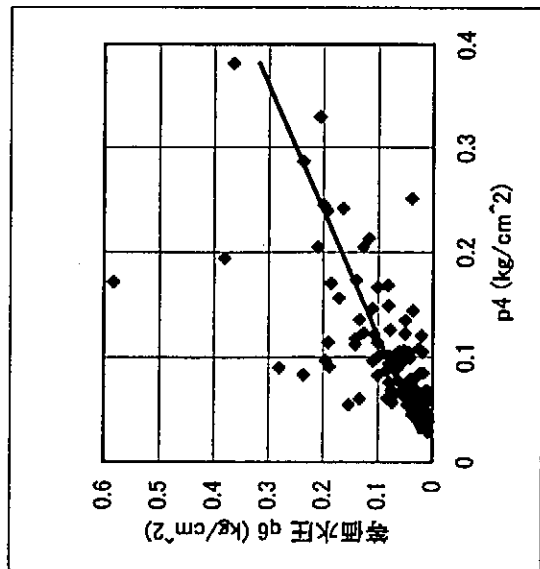
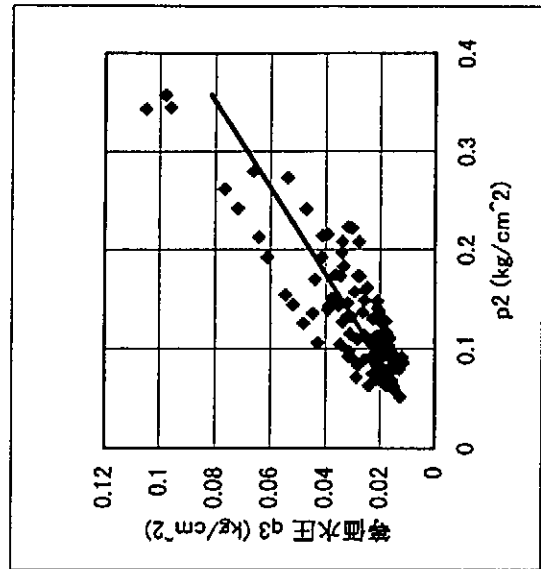
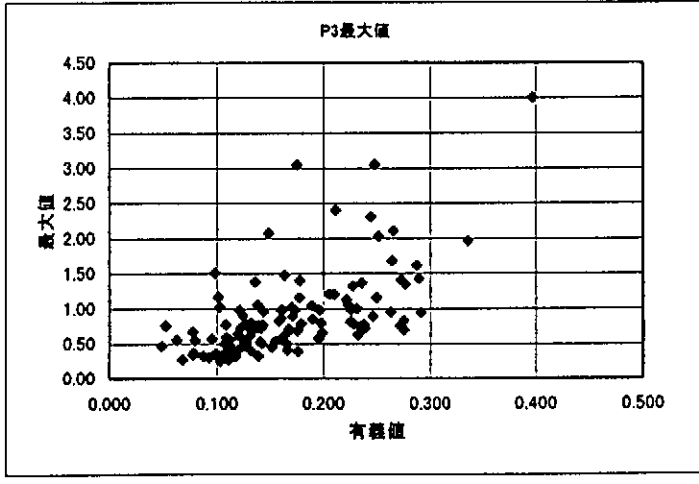
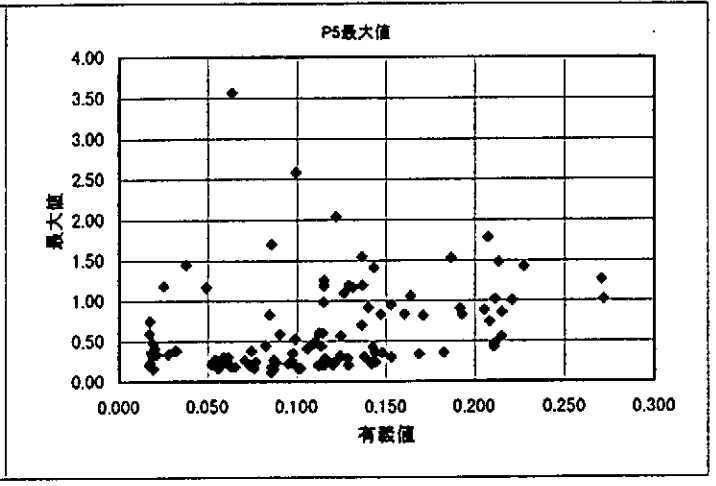
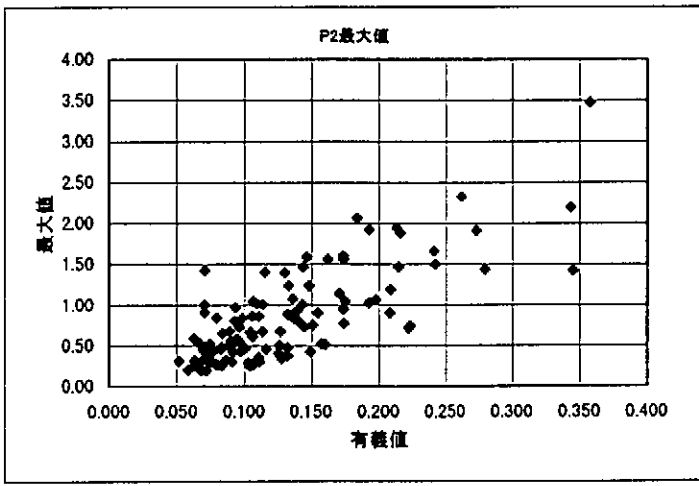
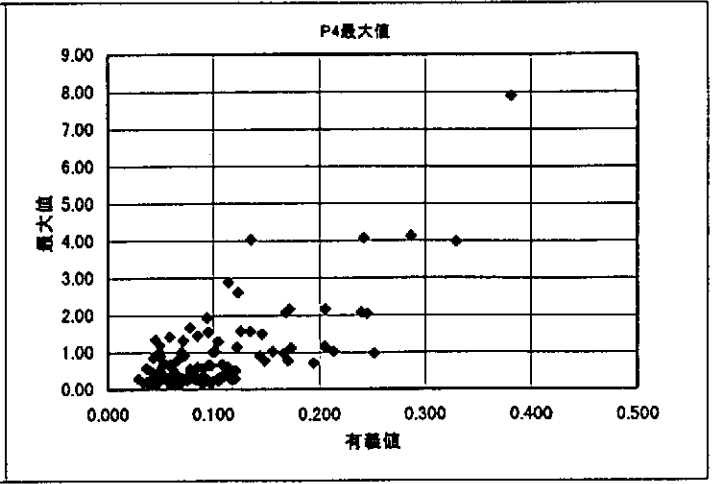
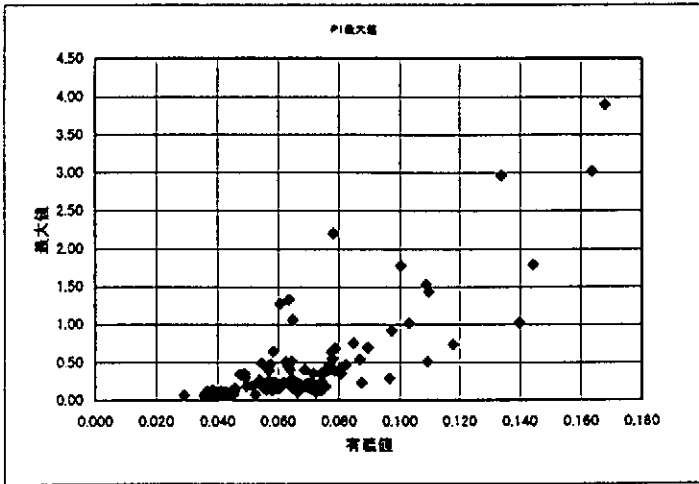


图-3. 28 等值水压



4. 実船計測 II (ヤンマー FX-24)

4. 1 供試船

供試船の要目は、表-4. 1に示すとおりである。供試船は、FRP 船である。船底の傾斜角は比較的小さい滑走艇である。

4. 2 計測項目

表-4. 2 (a) ~ (b) に計測項目等の一覧表を示す。計測項目は、船首、船体中央および船尾における上下加速度3点、船底水圧3点、船艇パネルの歪み9点の計15点と、同時に、縦ゆれ、横揺れ、x, y, z方向の加速度およびx, y, z軸周りの角速度、計8点についてFOG(Fiber Optical Gyro)姿勢計測装置(日本航空電子工業株式会社製JCS-7401)により計測した。

波高は、随伴艇の船首部に取り付けた変位計と加速度計により計測した。

計測に使用したセンサーは、表-4. 3に示すとおりである。計測位置を図-4. 1に示す。また、パネルにより等価水圧を計測したが、各パネルの寸法およびゲージ貼付位置を表-4. 4に示す。(記号は図-3. 2参照)

4. 3 計測方法

3. 3に述べたと同様の方法で計測した。

4. 4 実験

実験は、事前に準備された試験方案に沿って実施した。試験海域は図-2. 1に示した瀬戸内海の牛窓沖である。

波浪中での本実験は、平成8年12月17日~18日の2日間に亘り実施された。12月17日は、チルト角標準の状態、12月18日はチルト角ダウンの状態について実施した。実験条件を表-4. 5に示す。

船速は、18,23,28ノットの3種類、出会い角を向かい波状態 0° から斜め追い波状態 315° まで45度おきに8種類変えた状態で実験が実施された。海象は比較的平穏で、実験両日の波高は、それぞれ27cmと39cmであった。

実験中は、随伴艇上から実験の指揮、また実験状況の観測、ビデオ撮影、および波高計測が行われた。

4. 5 データ解析

データの解析は、3. 5に述べたと同一の方法で行った。

以下、peak to peakの有義値について実験条件毎に、あるいは応答間の関係をグラフ化して本船の特性について考察する。

4. 6 実験結果

表-4. 6(a)~(b)に計測結果を各試験条件と共に一覧表にして示す。数値は、peak to peak

の有義値を示す。トリムは、ピッチングの瞬時値の平均値を求めて、これをトリムとした。

4. 6. 1 波高影響

波高は、計測波高を用いる。しかし、試験時はいずれも穏やかな海象で、波高影響をみるに十分な実験結果は得られなかったため、波高影響については、個々の応答計測結果の処で述べることにする。

代表例として、図-4. 2に波高と縦揺れ運動を、また、図-4. 3に波高と船底水圧の関係を示す。

4. 6. 2 船体運動及びトリム

(1) 船体運動

図-4. 4および4. 5にチルト角標準とダウンの場合について、出会い角をベースにピッチング及びローリングの複振幅有義値を示す。

チルト角標準の場合、波高は27cmで穏やかな海象の中での実験であった。ピッチングは出会い角による影響がほとんどなく、船速影響もそれほど大きくはない。

チルト角ダウンの場合、実験時の波高は39cmであった。ピッチングを見ると、低速域では、運動振幅が小さくなっているが、高速域で運動が大きい。特に、追い波状態での運動が大きくなっている。

図-4. 5に示したローリングは、チルト角標準の場合には、横波状態以外では波向きの影響が顕著ではない。チルト角標準の場合は、波向きの影響が明確に現れていない。

図-4. 6に船速と縦運動の関係を示す。

両図を比較すると、チルト角ダウンの場合が運動振幅は大きい。海象が異なるためことが原因と考えられる。

(2) トリム角

図-4. 7に平水中の船速とトリム角の関係を示す。波浪中実験は、船速18,23,28ノットで実施されたが、この曲線から分かるようにいずれもLast Humpを越えた領域である。トリムは最大で7.8°で、実験した速度範囲では6°以下である。

図-4. 8に波浪中実験でのチルト角標準の場合の船速とトリム角の関係を出会い角をパラメータにして示している。出会い角によりトリム角に差がある。船速が低い18ノットの場合、平水中でのトリム角とほぼ同じ大きさとなっている。

図-4. 9に船速とトリム角の関係を示す。チルト角ダウンの場合のトリム角が標準の場合のそれに比べて大きい。

図-4. 10に出会い角とトリム角の関係をチルト角ダウンの場合について船速をパラメータにして示す。向い波から斜め向かい波状態で船速影響が見られ、また、追い波状態でトリム角が最も小さくなっている。

4. 6. 3 加速度

図-4. 1 1 に波高と船首における上下加速度の関係を各波向について示す。向かい波から斜め向かい波状態が最も大きな加速度を示す。波高による影響が多少認められる。

図-4. 1 2 にチルト角標準の場合の船首上下加速度を出会い角をベースに示す。追い波状態で船速が高い場合に特に大きな加速度が計測されている。

図-4. 1 3 は、船首上下加速度のチルト角ダウンの状態について示す。チルト角標準と比べて、斜め向かい波状態で大きな加速度が計測されている。

図-4. 1 4 に、各計測位置での船速影響を示す。いずれにおいても船速が高くなると大きな加速度となる。

図-4. 1 5 に縦揺れ角速度と船体中央部での加速度を示す。本船の場合もUF-28の場合と同様に縦揺れ角速度との相関が強いことが確認された。

図-4. 1 6 にチルト角標準の場合の船長方向の加速度分布を示す。上図が分布を示す。下図が、船首加速度に対する中央および船尾の加速度の比を示す。船首加速度に対して、船体中央位置では約60%、船尾位置では約40%の大きさとなっている。

4. 6. 4 船底水圧

図-4. 1 7 に向かい波状態における波高と船底水圧 P1 及び船体中央部加速度と船底水圧 P1 との関係を、チルト角標準とダウンの場合について示す。加速度水圧の相関が強いことが確認できる。

図-4. 1 8 に船速と船底水圧 P1 の関係を出会い角毎にチルト角標準とダウンの状態について示す。

図-4. 1 9 に船首上下加速度と各水圧計による衝撃水圧計測値との関係を示す。P1 は船体中央部のキール近傍の P1 が加速度と最も良い相関を示している。P3 は船尾位置であるため、艇がジャンプして空中に船底を露出して船尾から着水することがあるために大きな水圧が計測されている。

図-4. 2 0 に水圧計 P1 と P2 による水圧と、それらを取り付けたパネルのひずみから換算した等価水圧との関係を示す。船底中央部の P1 を取り付けたパネルでの投下水圧は、水圧計により計測されたピッチ値の有義値の約30%、船尾では約85%となっている。

表-4. 1 供試艇主要目

要目	試験艇
型式	YANMAR FX-24
LOA	7.06 m
BOA	2.40 m
DOA	1.06 m
主機関	約 28 kt
航行区域	限定沿海

表-4. 3 センサー

センサー	仕様	製造社
加速度計	10G,20G,50G	東京測器
水圧計	5kgf/cm ² タイプ	共和電業
ひずみゲージ	KFW-5-120-C1-23	共和電業
波高計用変位計	UD-360	キーエンス
波高計用加速度計	AS-2GA	共和電業

表-4. 4 パネル寸法とゲージ貼付位置

ゲージ番号	a	b	c	d	e	f	g
S 1	200	235	520	115	260	140	30
S 2	200	235	520	115	260	140	30
S 3	160	160	950	80	425	110	30
S 4	280	320	700	130	350	160	30
S 5	280	320	700	130	350	160	30
S 6	70	160	1040	80	520	110	30
S 7	230	270	830	150	415	140	30
S 8	230	270	830	150	415	140	30
S 9	655	685	210	210	540	300	30

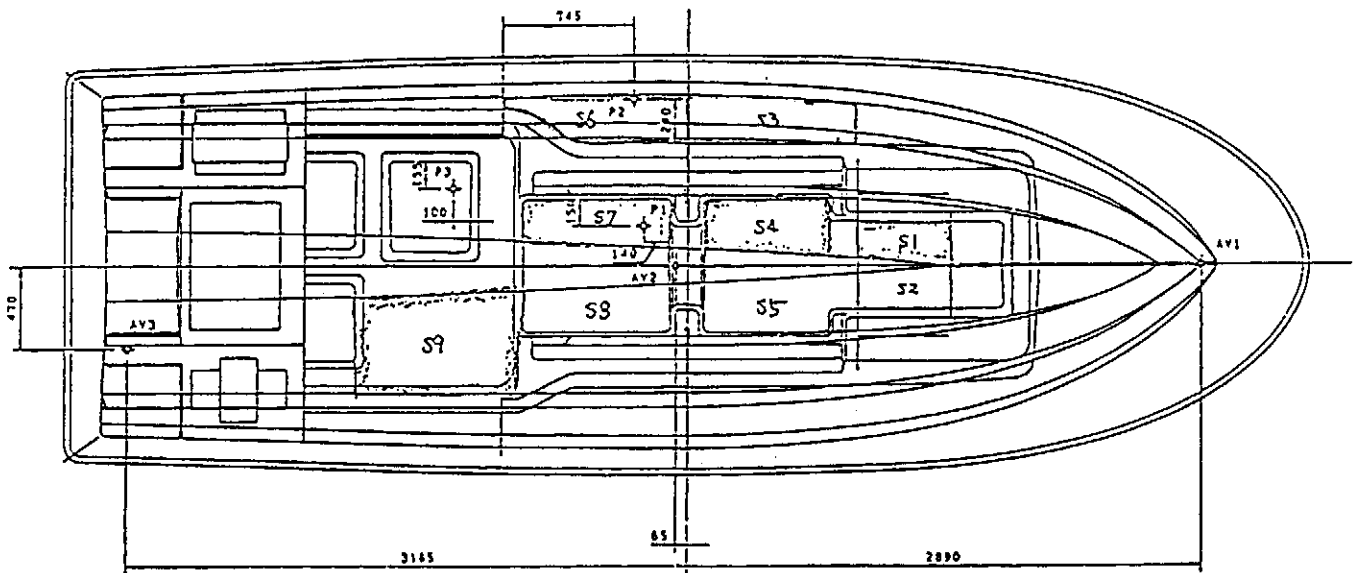
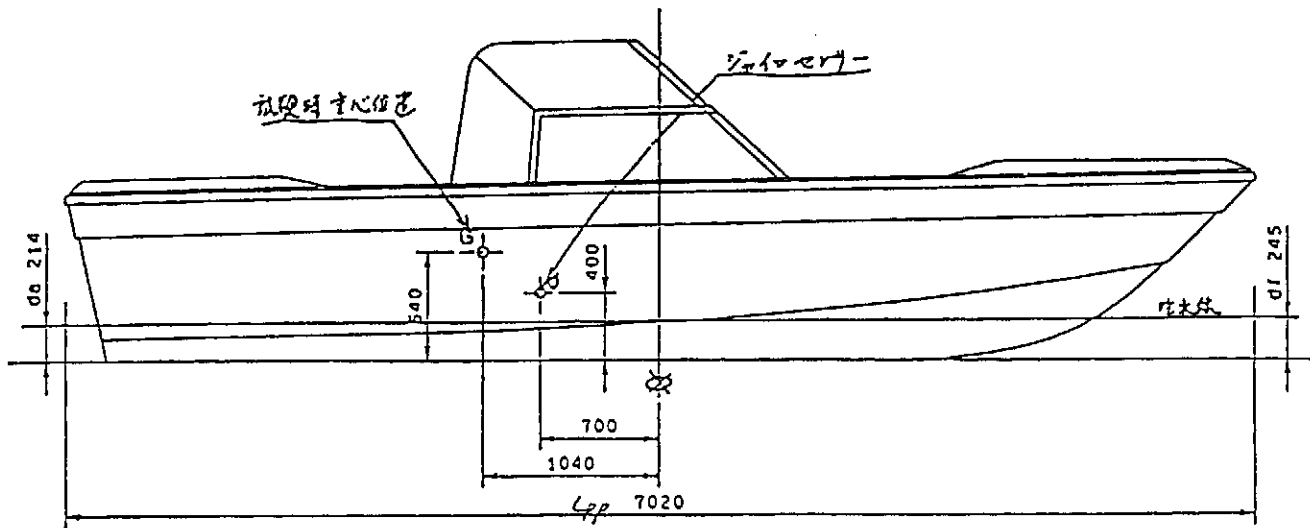


図-4.1 供試艇の一般配置図と計測点位置

表4.2(a) 計測項目データ

日付

1996/12/17
牛窓

DAT Ch	計測 項目	記号	アンプ				DAT入力記録				センサ 種類
			cut off	レンジ	校正値	出力電圧値	入力レンジ	sampling rate	工学値		
									換算係数	単位	
1	船首加速度	av1	-	2000	1000	±0.5V	2.0V	500 Hz	19.14	G	加速度計
2	船体中央加速度	av2	-	1000	500	±0.5V	2.0V	500 Hz	7.66	G	加速度計
3	船尾加速度	av3	-	5000	2500	±0.5V	2.0V	500 Hz	23	G	加速度計
4	船底水圧	p1	-	2000	1000	±0.5V	2.0V	500 Hz	5.44	kgf/cm ²	水圧計
5	船底水圧	p2	-	2000	1000	±0.5V	2.0V	500 Hz	5.52	kgf/cm ²	水圧計
6	船底水圧	p3	-	2000	1000	±0.5V	2.0V	500 Hz	5.38	kgf/cm ²	水圧計
7	歪み	s1	-	2000	2000	±1.0V	5.0V	500 Hz	2000	μ	歪みゲージ
8	歪み	s2	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
9	歪み	s3	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
10	歪み	s4	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
11	歪み	s5	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
12	歪み	s6	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
13	歪み	s7	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
14	歪み	s8	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
15	歪み	s9	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ

表 4. 2 (b) 計測項目データ

日付 1996/12/18
牛窓

DAT Ch	計測 項目	記号	アンプ				DAT入力記録			センサ 種類	
			cut off	レンジ	校正値	出力電圧値	入力レンジ	sampling rate	工学値		
									換算係数		単位
1	船首加速度	av1	100Hz	5000	1000	±0.5V	2.0V	500 Hz	19.14	G	加速度計
2	船体中央加速度	av2	100Hz	2000	500	±0.5V	2.0V	500 Hz	7.66	G	加速度計
3	船尾加速度	av3	100Hz	5000	2500	±0.5V	2.0V	500 Hz	23	G	加速度計
4	船底水圧	p1	-	2000	1000	±0.5V	2.0V	500 Hz	5.44	kgf/cm ²	水圧計
5	船底水圧	p2	-	2000	1000	±0.5V	2.0V	500 Hz	5.52	kgf/cm ²	水圧計
6	船底水圧	p3	-	2000	1000	±0.5V	2.0V	500 Hz	5.38	kgf/cm ²	水圧計
7	歪み	s1	-	2000	2000	±1.0V	5.0V	500 Hz	2000	μ	歪みゲージ
8	歪み	s2	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
9	歪み	s3	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
10	歪み	s4	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
11	歪み	s5	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
12	歪み	s6	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
13	歪み	s7	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
14	歪み	s8	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ
15	歪み	s9	-	ATT 1/20	2000	±0.2V	5.0V	500 Hz	10000	μ	歪みゲージ

表-4.5 実験条件

試験日 1996/12/17
 試験海域 牛窓沖
 試験艇 FX-24

実験番号	船速	波方向	チルト角	機関回転数
	(kt)	(deg)		RPM
1	18	0	標準	3600
2	18	180	標準	3600
3	23	0	標準	4100
4	23	180	標準	4100
5	28	0	標準	4600
6	28	180	標準	4600
7	18	45	標準	3600
8	18	225	標準	3600
9	23	45	標準	4100
10	23	225	標準	4100
11	28	45	標準	4600
12	28	225	標準	4600
13	18	135	標準	3600
14	18	315	標準	3600
15	23	135	標準	4100
16	23	315	標準	4100
17	28	135	標準	4600
18	28	315	標準	4600
19	18	90	標準	3600
20	18	270	標準	3600
21	23	90	標準	4100
22	23	270	標準	4100
23	28	90	標準	4600
24	28	270	標準	4600

試験日 1996/12/18
 試験海域 牛窓沖
 試験艇 FX-24

実験番号	船速	波方向	チルト角	機関回転数
	(kt)	(deg)		RPM
27	23	0	ダウン	4100
28	23	180	ダウン	4100
29	28	0	ダウン	4600
30	28	180	ダウン	4600
31	18	45	ダウン	3600
32	18	225	ダウン	3600
33	23	45	ダウン	4100
34	23	225	ダウン	4100
35	28	45	ダウン	4600
36	28	225	ダウン	4600
37	18	135	ダウン	3600
38	18	315	ダウン	3600
39	23	135	ダウン	4100
40	23	315	ダウン	4100
41	28	135	ダウン	4600
42	28	315	ダウン	4600
43	18	90	ダウン	3600
44	18	270	ダウン	3600
45	23	90	ダウン	4100
46	23	270	ダウン	4100
47	28	90	ダウン	4600
48	28	270	ダウン	4600

表-4.6(a) 解析結果

1006/12/17 牛窓沖

観測番号	船速 (kt)	航速 (kt)	波方向 (deg)	波高 (m)	目視波高 (m)	計測波高 (m)	1Ch	2Ch	3Ch	4Ch	5Ch	6Ch	7Ch	8Ch	Tr1a
							Pitch	Ko11	θx ($^{\circ}$)	θy ($^{\circ}$)	θz ($^{\circ}$)	Ax (m/s ²)	Ay (m/s ²)	Az (m/s ²)	
1	18	0	標準	3000	0.30	0.27	5.48	2.73	25.9	41.7	4.68	0.338	0.386	1.462	3.50
2	18	180	標準	3000	0.30	0.27	4.79	2.68	15.2	25.7	4.26	0.143	0.201	0.762	3.30
3	23	0	標準	4100	0.30	0.27	4.88	2.55	29.1	42.2	4.78	0.377	0.491	1.725	2.60
4	23	180	標準	4100	0.30	0.27	5.20	3.05	17.7	34.9	3.91	0.218	0.236	1.062	2.70
5	28	0	標準	4600	0.30	0.27	4.61	3.63	39.6	57.6	8.30	0.622	0.588	2.002	1.50
6	28	180	標準	4600	0.30	0.27	5.46	3.93	39.5	64.6	8.36	0.726	0.445	1.902	2.10
7	18	45	標準	3000	0.30	0.27	4.71	3.68	30.2	36.8	4.28	0.352	0.412	1.404	3.10
8	18	225	標準	3000	0.30	0.27	5.37	4.11	15.5	27.9	3.81	0.128	0.187	0.743	3.50
9	23	45	標準	4100	0.30	0.27	4.29	3.83	32.3	37.9	5.17	0.347	0.456	1.424	2.60
10	23	225	標準	4100	0.30	0.27	4.83	3.72	20.3	36.0	5.04	0.225	0.266	1.262	2.50
11	28	45	標準	4600	0.30	0.27	4.28	3.05	34.4	54.4	5.41	0.387	0.454	1.538	2.10
12	28	225	標準	4600	0.30	0.27	4.54	3.05	22.6	41.6	4.57	0.345	0.290	1.445	2.30
13	18	135	標準	3000	0.30	0.27	4.66	3.78	19.3	28.4	5.73	0.179	0.201	0.813	3.30
14	18	315	標準	3000	0.30	0.27	4.30	3.63	26.1	34.6	3.83	0.177	0.462	1.500	3.30
15	23	135	標準	4100	0.30	0.27	4.81	3.55	22.3	30.4	5.32	0.244	0.281	1.063	2.50
16	23	315	標準	4100	0.30	0.27	4.50	4.65	57.8	47.7	6.28	0.457	0.570	1.645	2.60
17	28	135	標準	4600	0.30	0.27	5.54	4.08	27.5	48.8	8.07	0.410	0.342	1.674	2.10
18	28	315	標準	4600	0.30	0.27	4.26	4.00	43.3	53.3	8.17	0.562	0.593	2.038	2.20
19	18	90	標準	3000	0.30	0.27	4.65	6.39	38.5	39.8	6.30	0.369	0.462	1.775	3.30
20	18	270	標準	3000	0.30	0.27	4.49	8.03	47.4	45.2	8.57	0.391	0.519	1.588	3.10
21	23	90	標準	4100	0.30	0.27	NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG
22	23	270	標準	4100	0.30	0.27	4.41	5.76	29.7	34.6	5.55	0.383	0.442	1.188	2.70
23	28	90	標準	4600	0.30	0.27	5.14	7.67	49.8	53.5	9.07	0.579	0.581	2.118	2.10
24	28	270	標準	4600	0.30	0.27	4.92	8.42	50.3	50.3	9.66	0.577	0.649	1.747	2.30

1006/12/18 牛窓沖

観測番号	船速 (kt)	航速 (kt)	波方向 (deg)	波高 (m)	目視波高 (m)	計測波高 (m)	1Ch	2Ch	3Ch	4Ch	5Ch	6Ch	7Ch	8Ch	Tr1a
							Pitch	Ko11	θx ($^{\circ}$)	θy ($^{\circ}$)	θz ($^{\circ}$)	Ax (m/s ²)	Ay (m/s ²)	Az (m/s ²)	
25	18	0	標準	3000	0.30	0.39	5.78	6.19	52.8	61.0	9.01	0.538	0.626	2.250	2.70
26	18	180	標準	3000	0.30	0.39	7.80	6.05	29.4	51.3	10.10	0.410	0.361	1.723	2.30
27	23	0	標準	4100	0.30	0.39	5.75	6.44	46.2	52.3	9.60	0.535	0.563	2.256	2.30
28	23	180	標準	4100	0.30	0.39	5.33	5.55	38.4	49.8	9.80	0.452	0.452	1.937	2.10
29	28	0	標準	4600	0.30	0.39	6.13	6.56	71.9	73.2	13.53	0.566	0.743	2.580	1.90
30	28	180	標準	4600	0.30	0.39	7.42	5.65	44.4	69.3	12.87	0.632	0.625	2.159	1.90
31	18	45	標準	3000	0.30	0.39	3.30	5.24	45.3	40.6	7.06	0.416	0.569	1.677	2.90
32	18	225	標準	3000	0.30	0.39	4.07	5.68	20.6	24.3	5.73	0.213	0.301	0.881	2.70
33	23	45	標準	4100	0.30	0.39	2.75	4.39	44.1	36.2	6.98	0.471	0.635	1.719	2.10
34	23	225	標準	4100	0.30	0.39	NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG
35	28	45	標準	4600	0.30	0.39	5.36	8.11	90.1	96.1	22.02	1.315	1.114	2.806	1.90
36	28	225	標準	4600	0.30	0.39	7.52	9.77	58.0	62.3	21.62	0.933	0.630	2.077	1.90
37	18	135	標準	3000	0.30	0.39	3.55	6.61	22.0	25.5	5.06	0.233	0.270	0.845	2.70
38	18	315	標準	3000	0.30	0.39	3.04	5.51	34.3	31.4	5.28	0.389	0.501	1.480	3.00
39	23	135	標準	4100	0.30	0.39	3.84	5.37	25.8	31.0	5.19	0.319	0.335	1.180	2.10
40	23	315	標準	4100	0.30	0.39	2.75	6.29	38.1	33.3	6.99	0.482	0.577	1.737	2.20
41	28	135	標準	4600	0.30	0.39	7.67	7.49	51.4	66.5	15.68	0.707	0.616	2.156	1.70
42	28	315	標準	4600	0.30	0.39	7.22	10.08	82.9	73.7	18.58	0.946	0.808	2.679	1.90
43	18	90	標準	3000	0.30	0.39	4.38	7.52	44.0	39.0	7.35	0.365	0.502	1.665	2.70
44	18	270	標準	3000	0.30	0.39	3.10	6.74	39.8	31.8	7.16	0.383	0.525	1.408	2.70
45	23	90	標準	4100	0.30	0.39	3.93	6.58	48.9	41.1	9.32	0.466	0.545	2.048	2.20
46	23	270	標準	4100	0.30	0.39	4.20	7.18	43.1	37.8	9.79	0.418	0.587	1.585	2.20
47	28	90	標準	4600	0.30	0.39	4.71	6.44	49.6	49.1	10.34	0.537	0.571	2.053	1.90
48	28	270	標準	4600	0.30	0.39	4.15	6.13	48.3	50.8	10.71	0.559	0.593	1.827	1.90

表-4.6(b) 解析結果

実験番号	船速 (kt)	航速 (deg)	測深 方向	測深 距離	測深 方向	目視		計測		1CH		2CH		3CH		4CH		5CH		6CH		7CH		8CH		9CH		10CH		11CH		12CH		13CH		14CH		15CH	
						波高	周期	波高	周期	AV1	AV2	AV3	P1	P2	P3	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12	S13	S14	S15	S16	S17	S18	S19	S20	S21	S22	S23	S24
1	18	0	標準	3000	0.30	0.27	2.21	1.46	0.62	0.132	0.159	0.079	0.0139	0.0332	0.0330	0.0000	0.1252	0.2208	0.0457	0.0462	0.0590																		
2	18	180	標準	3000	0.30	0.27	1.09	0.66	0.43	0.031	0.023	0.036	0.0121	0.0331	0.0310	0.0000	0.0346	0.0602	0.0625	0.0371	0.4536																		
3	23	0	標準	4100	0.30	0.27	2.23	1.40	0.77	0.134	0.119	0.146	0.0202	0.0378	0.0457	0.0000	0.1343	0.1915	0.1014	0.0605	0.6301																		
4	23	180	標準	4100	0.30	0.27	1.53	0.90	0.51	0.033	0.020	0.129	0.0231	0.0404	0.0332	0.0000	0.0360	0.0493	0.0649	0.0422	0.5430																		
5	28	0	標準	4600	0.30	0.27	2.88	1.81	1.35	0.156	0.114	0.160	0.0411	0.0533	0.0578	0.0000	0.1532	0.1290	0.1168	0.0687	0.8706																		
6	28	180	標準	4600	0.30	0.27	3.88	1.91	1.01	0.151	0.068	0.148	0.0491	0.0400	0.0337	0.0000	0.388	0.0001	0.0369	0.0639	0.6898																		
7	18	45	標準	3000	0.30	0.27	1.74	1.14	0.59	0.118	0.021	0.038	0.0301	0.0345	0.0345	0.0000	0.1253	0.0747	0.0747	0.0402	0.6360																		
8	18	225	標準	3600	0.30	0.27	1.76	1.26	0.66	0.128	0.014	0.039	0.0305	0.0366	0.0300	0.0000	0.0795	0.0371	0.0402	0.0366	0.3488																		
9	23	45	標準	4100	0.30	0.27	1.78	1.01	0.56	0.103	0.019	0.152	0.0223	0.0389	0.0326	0.0000	0.1051	0.0446	0.0719	0.0468	0.5119																		
10	23	225	標準	4100	0.30	0.27	1.69	1.01	0.56	0.134	0.021	0.160	0.0267	0.0451	0.0366	0.0000	0.1510	0.0565	0.1003	0.0747	1.0378																		
11	28	45	標準	4600	0.30	0.27	2.65	1.78	1.34	0.131	0.028	0.154	0.0255	0.0391	0.0362	0.0000	0.1029	0.0430	0.0748	0.0524	0.5755																		
12	28	225	標準	4600	0.30	0.27	1.79	1.25	0.63	0.131	0.028	0.154	0.0255	0.0391	0.0362	0.0000	0.1029	0.0430	0.0748	0.0524	0.5755																		
13	18	135	標準	3000	0.30	0.27	1.82	1.13	0.53	0.136	0.192	0.082	0.0135	0.0360	0.0330	0.0000	0.159	0.2207	0.0678	0.0470	0.5200																		
14	18	315	標準	3000	0.30	0.27	1.37	0.91	0.51	0.109	0.024	0.157	0.0255	0.0371	0.0333	0.0000	0.0888	0.0476	0.0334	0.0431	0.6144																		
15	23	135	標準	4100	0.30	0.27	2.60	1.46	0.81	0.139	0.161	0.161	0.0269	0.0453	0.0371	0.0000	0.174	0.238	0.1010	0.0316	0.6442																		
16	23	315	標準	4100	0.30	0.27	2.30	1.50	0.79	0.117	0.035	0.137	0.0300	0.0401	0.0333	0.0000	0.180	0.0693	0.0754	0.0475	0.5816																		
17	28	135	標準	4600	0.30	0.27	2.84	1.60	1.04	0.154	0.223	0.165	0.0405	0.0399	0.0343	0.0000	0.1461	0.1913	0.1657	0.0318	0.7281																		
18	28	315	標準	4600	0.30	0.27	2.30	1.20	0.63	0.120	0.209	0.035	0.0190	0.0369	0.0343	0.0000	0.1233	0.1829	0.0785	0.0138	0.5261																		
19	18	50	標準	3000	0.30	0.27	2.00	1.08	0.65	0.103	0.011	0.033	0.0110	0.0369	0.0343	0.0000	0.1248	0.0374	0.0345	0.0182	0.7133																		
20	18	270	標準	3000	0.30	0.27	2.03	1.13	0.68	0.119	0.204	0.069	0.0443	0.0436	0.0407	0.0000	0.1155	0.2140	0.0783	0.0451	0.5539																		
21	23	50	標準	4100	0.30	0.27	1.60	0.90	0.65	0.046	0.014	0.126	0.0153	0.0360	0.0333	0.0000	0.1201	0.0382	0.0334	0.0470	0.9386																		
22	23	270	標準	4100	0.30	0.27	1.60	0.90	0.65	0.046	0.014	0.126	0.0153	0.0360	0.0333	0.0000	0.1201	0.0382	0.0334	0.0470	0.9386																		
23	28	50	標準	4600	0.30	0.27	3.01	1.83	1.18	0.146	0.175	0.131	0.0397	0.0489	0.0477	0.0000	0.1590	0.1203	0.1027	0.0704	0.8630																		
24	28	270	標準	4600	0.30	0.27	2.36	1.29	1.06	0.114	0.013	0.136	0.0195	0.0162	0.0160	0.0000	0.1489	0.0335	0.0304	0.0331	1.1229																		

実験番号	船速 (kt)	航速 (deg)	測深 方向	測深 距離	測深 方向	目視		計測		1CH		2CH		3CH		4CH		5CH		6CH		7CH		8CH		9CH		10CH		11CH		12CH		13CH		14CH		15CH	
						波高	周期	波高	周期	AV1	AV2	AV3	P1	P2	P3	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12	S13	S14	S15	S16	S17	S18	S19	S20	S21	S22	S23	S24
25	18	0	標準	3000	0.30	0.39	4.01	2.26	1.50	0.173	0.141	0.114	0.0243	0.1166	0.0743	0.0179	0.1834	0.1791	0.1039	0.0647	0.0647																		
26	18	180	標準	3000	0.30	0.39	1.90	1.31	0.59	0.089	0.041	0.073	0.0175	0.0384	0.0175	0.0384	0.1003	0.0639	0.0512	0.041	0.041																		
27	23	0	標準	4100	0.30	0.39	2.90	1.86	1.40	0.138	0.134	0.134	0.0255	0.0457	0.0255	0.0457	0.1697	0.1575	0.0375	0.0808	0.0808																		
28	23	180	標準	4100	0.30	0.39	2.66	1.76	0.91	0.103	0.105	0.066	0.0222	0.0414	0.0222	0.0414	0.1629	0.1225	0.0756	0.0515	0.0515																		
29	28	0	標準	4600	0.30	0.39	4.87	2.83	2.50	0.191	0.172	0.177	0.0268	0.1107	0.0268	0.1107	0.2153	0.1638	0.1327	0.1043	0.1043																		
30	28	180	標準	4600	0.30	0.39	3.38	2.41	1.17	0.140	0.085	0.106	0.0402	0.1023	0.0402	0.1023	0.1752	0.0916	0.0707	0.0331	0.0331																		
31	18	45	標準	3000	0.30	0.39	2.40	1.15	0.67	0.100	0.013	0.070	0.0172	0.033	0.0172	0.033	0.0713	0.1626	0.0533	0.0382	0.0382																		
32	18	225	標準	3000	0.30	0.39	0.95	0.50	0.46	0.100	0.119	0.048	0.0155	0.0241	0.0155	0.0241	0.1714	0.0388	0.08	0.0362	0.0362																		
33	23	45	標準	4100	0.30	0.39	2.61	1.43	1.05	0.103	0.123	0.069	0.0282	0.0451	0.0282	0.0451	0.1633	0.1713	0.0513	0.0105	0.0105																		
34	23	225	標準	4100	0.30	0.39	1.51	0.82	0.54	0.083	0.117	0.128	0.0206	0.0422	0.0206	0.0422	0.2878	0.0545	0.1172	0.1146	0.1146																		
35	28	45	標準	4600	0.30	0.39	5.80	3.15	2.82	0.156	0.041	0.151	0.0353	0.1052	0.0353	0.1052	0.1787	0.0334	0.0793	0.0397	0.0397																		
36	28	225	標準	4600	0.30	0.39	2.77	1.67	1.13	0.119	0.035	0.066	0.0158	0.0741	0.0158	0.0741	0.0616	0.115	0.0484	0.0366	0.0366																		
37	18	135	標準	3000	0.30	0.39	1.11	0.53	0.46	0.035	0.030	0.076	0.0157	0.0227	0.0157	0.0227	0.1403	0.2916	0.1037	0.0378	0.0378																		
38	18	315	標準	3000	0.30	0.39	1.94	1.20	0.59	0.151	0.276	0.035	0.0145	0.042	0.0145	0.042	0.175	0.0366	0.0601	0.0163	0.0163																		
39	23	135	標準	4100	0.30	0.39	1.56	0.91	0.55	0.101	0.012	0.131	0.0227	0.0305	0.0227	0.0305	0.1383	0.2785	0.1012	0.0361	0.0361																		
40	23	315	標準	4100	0.30	0.39	2.14	1.23	0.75	0.163	0.236	0.119	0.0183	0.0369	0.0183	0.0369	0.1681	0.0314	0.0791	0.0330	0.0330																		
41	28	135	標準	4600	0.30	0.39	3.14	2.19	1.28	0.121	0.112	0.086	0.0214	0.1031	0.0214	0.1031	0.2102	0.1919	0.1346	0.0397	0.0397																		
42	28	315	標準	4600	0.30	0.39	5.27	2.47	2.47	0.213	0.222	0.176	0.0261	0.1391	0.0261	0.1391	0.1101	0.1978	0.0755	0.0105	0.0105																		
43	18	50	標準	3000	0.30	0.39	1.97	1.00	0.60	0.121	0.202	0.035	0.0151	0.038	0.0151	0.038	0.1278	0.0243	0.038	0.0165	0.0165																		
44	18	270	標準	3000	0.30	0.39	1.82	0.91	0.60	0.107	0.012	0.074	0.0151	0.0263	0.0151	0.0263	0.1156	0.2352	0.0371	0.0155	0.0155																		
45	23	50	標準	4100	0.30	0.39	2.32	1.21	0.64	0.124	0.163	0.120	0.0187	0.0714	0.0187	0.0714	0.1441	0.0187	0.0386	0.0352	0.0352																		
46	23	270	標準	4100	0.30	0.39	2.03	1.12	0.73	0.104	0.040	0.113	0.0178	0.0387	0.0178	0.0387	0.1226	0.2035	0.0302	0.0322	0.0322																		
47	28	50	標準	4600	0.30	0.39	2.43	1.42	0.93	0.131	0.187	0.128	0.0249	0.0819	0.0249	0.0819	0.1319	0.0373	0.0307	0.0314	0.0314																		
48	28	270	標準	4600	0.30	0.39	2.52	1.41	0.94	0.107	0.042	0.146	0.0226	0.0823	0.0226	0.0823	0.1319	0.0373	0.0307	0.0314	0.0314																		

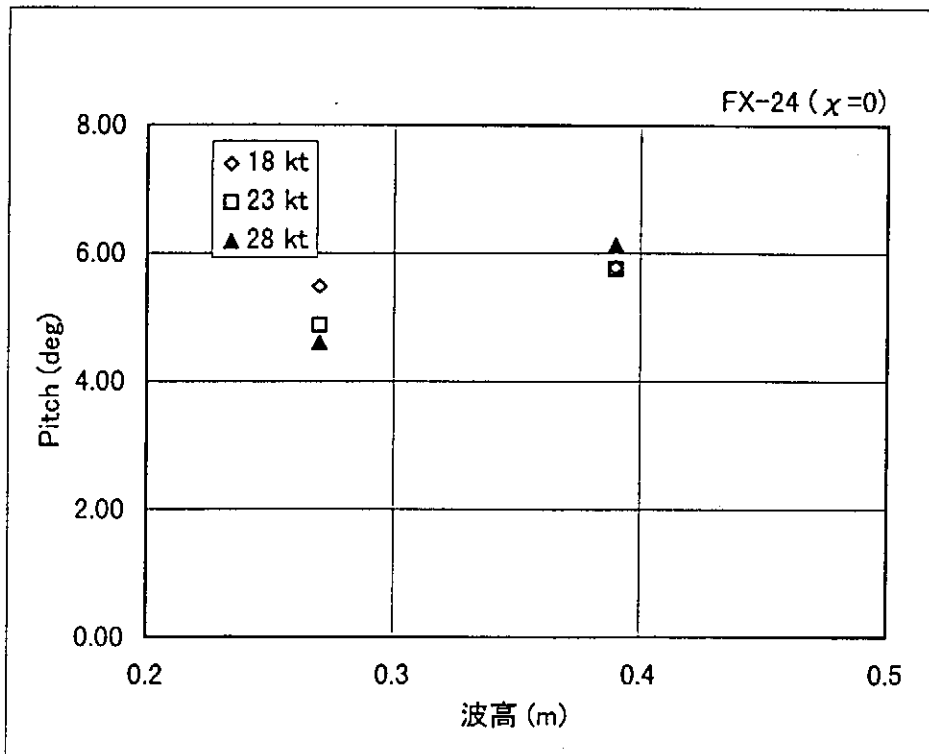


図-4.2 波高と縦揺れ運動

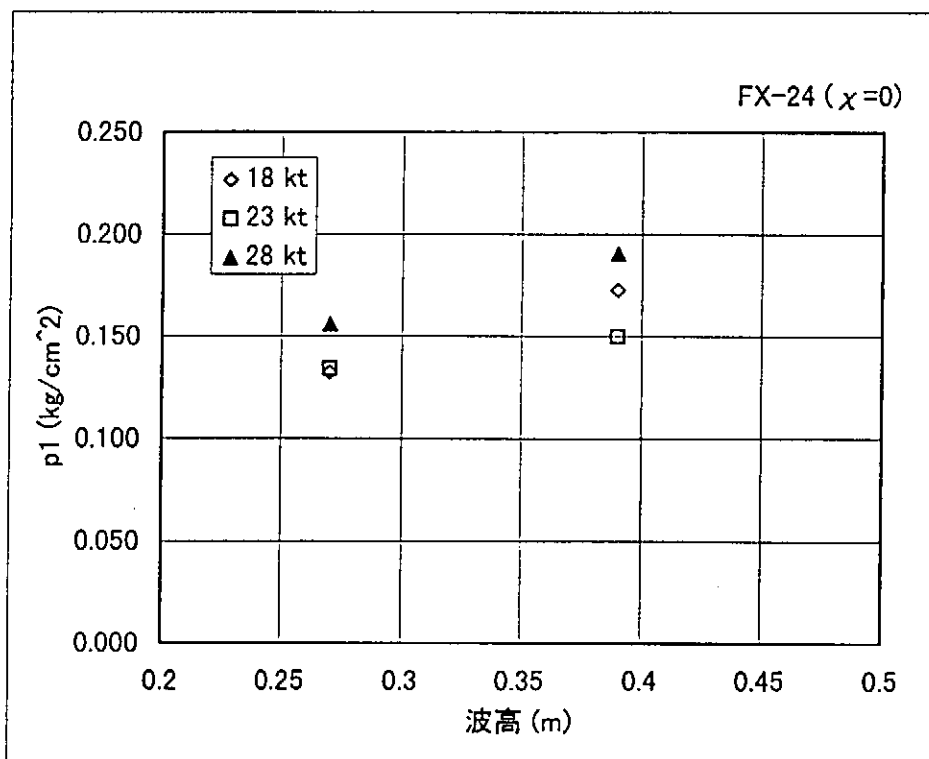


図-4.3 波高と船底水圧の関係

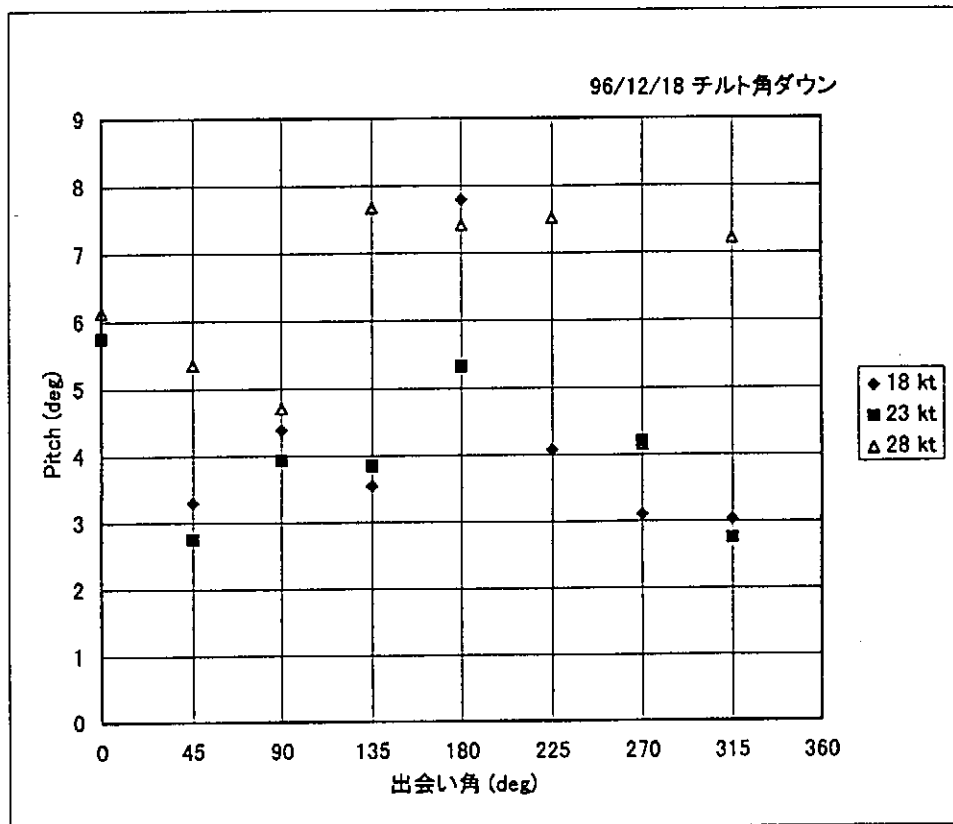
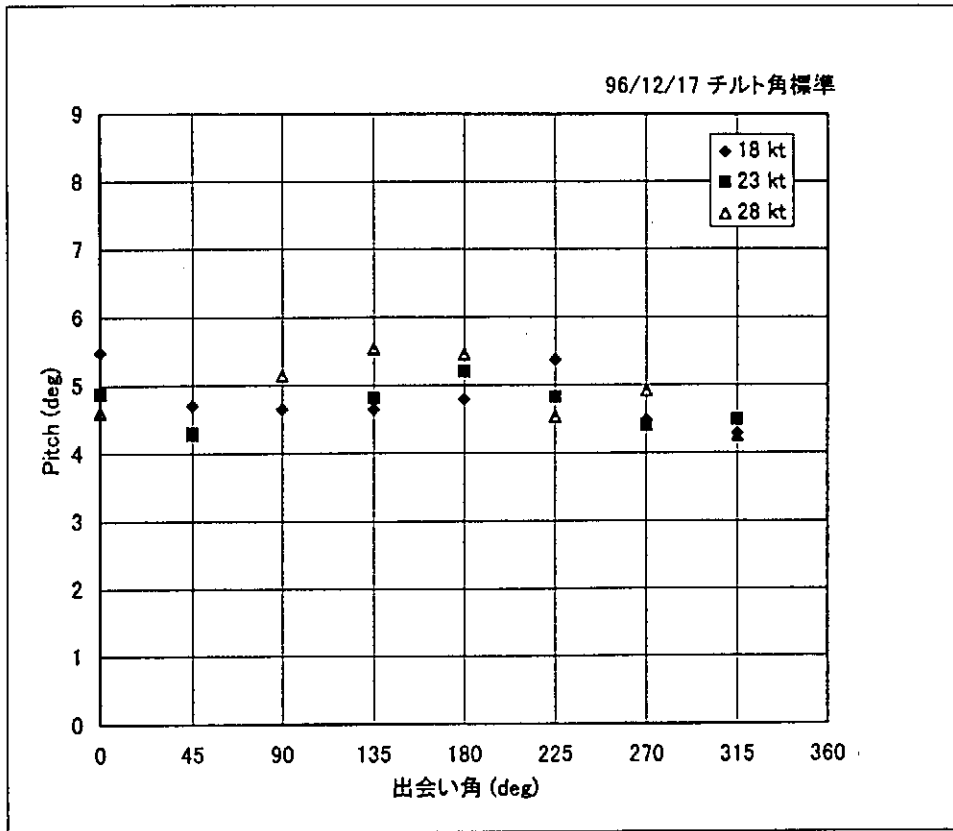


図-4.4 出会い角とピッチング

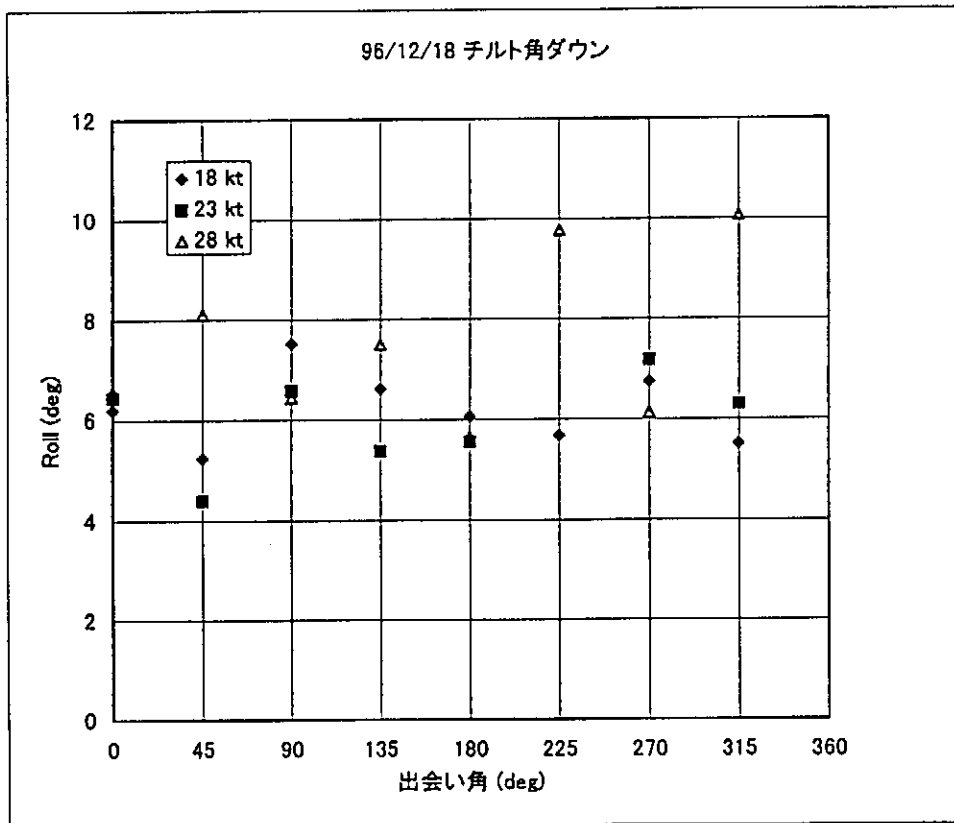
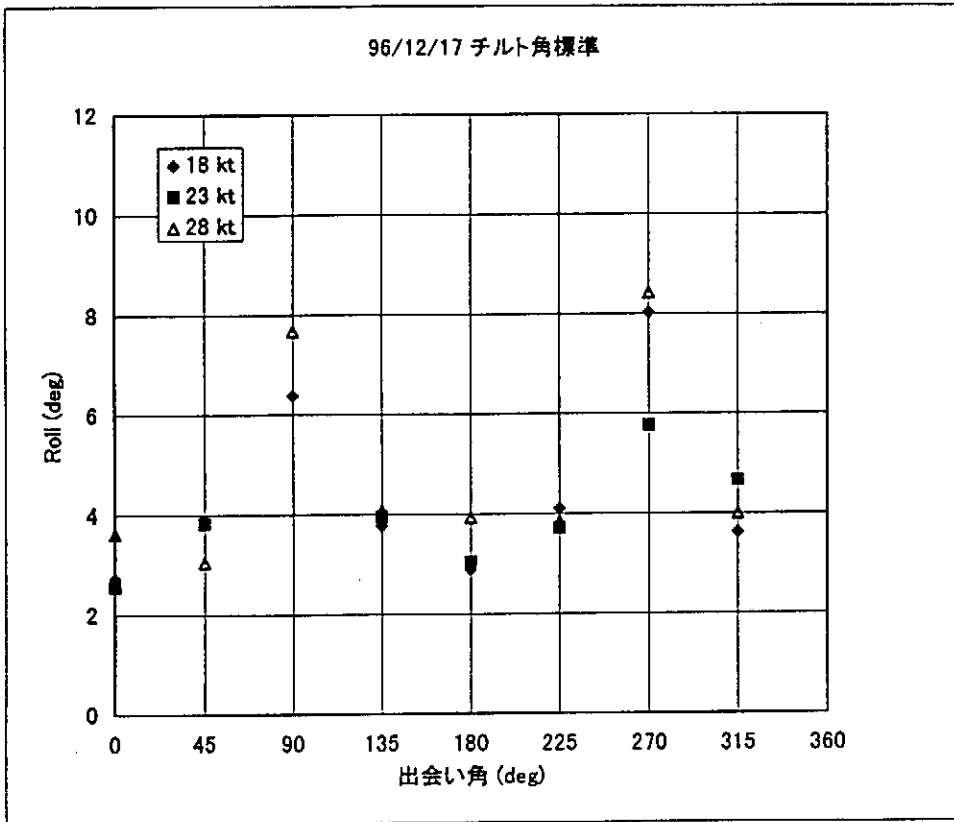


図-4.5 出合い角と横揺れ運動

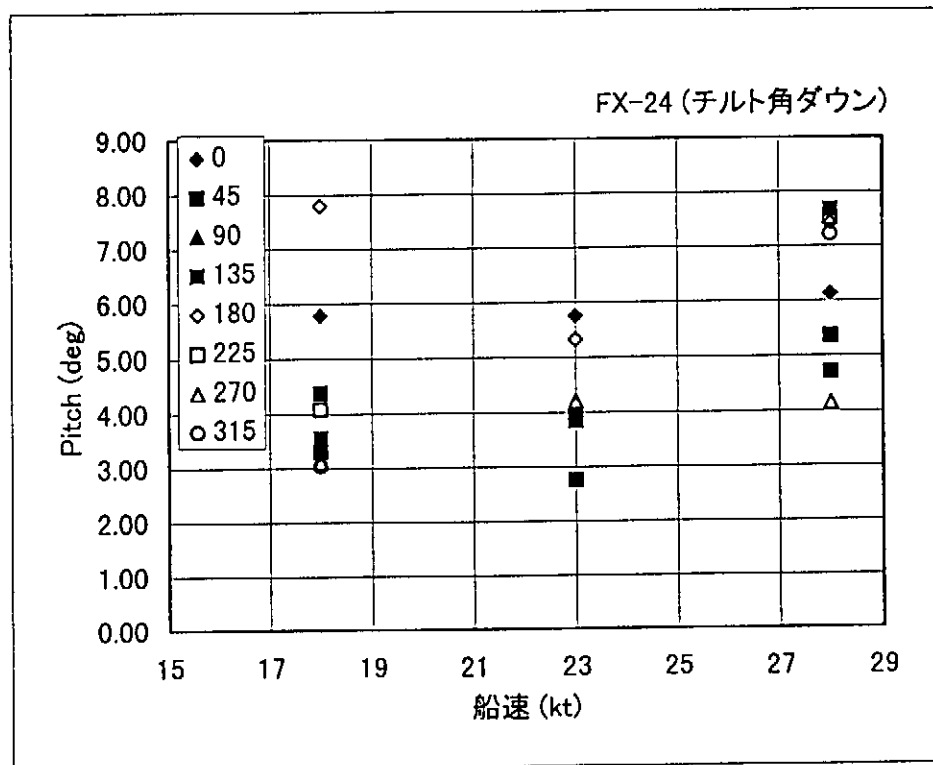
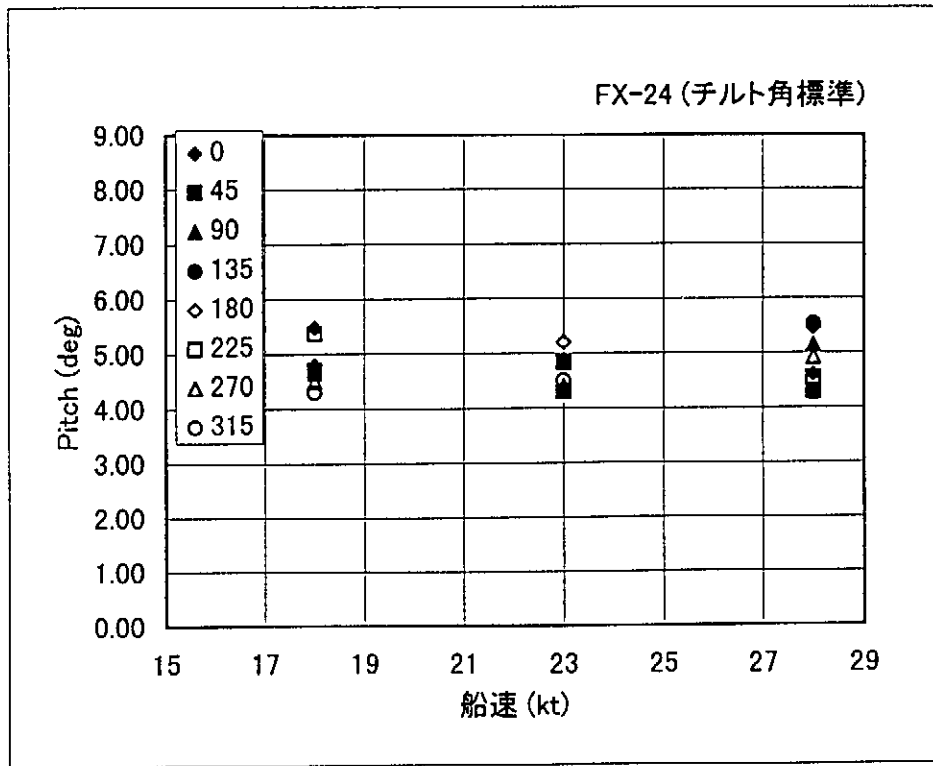


図-4.6 船速と縦揺れ運動

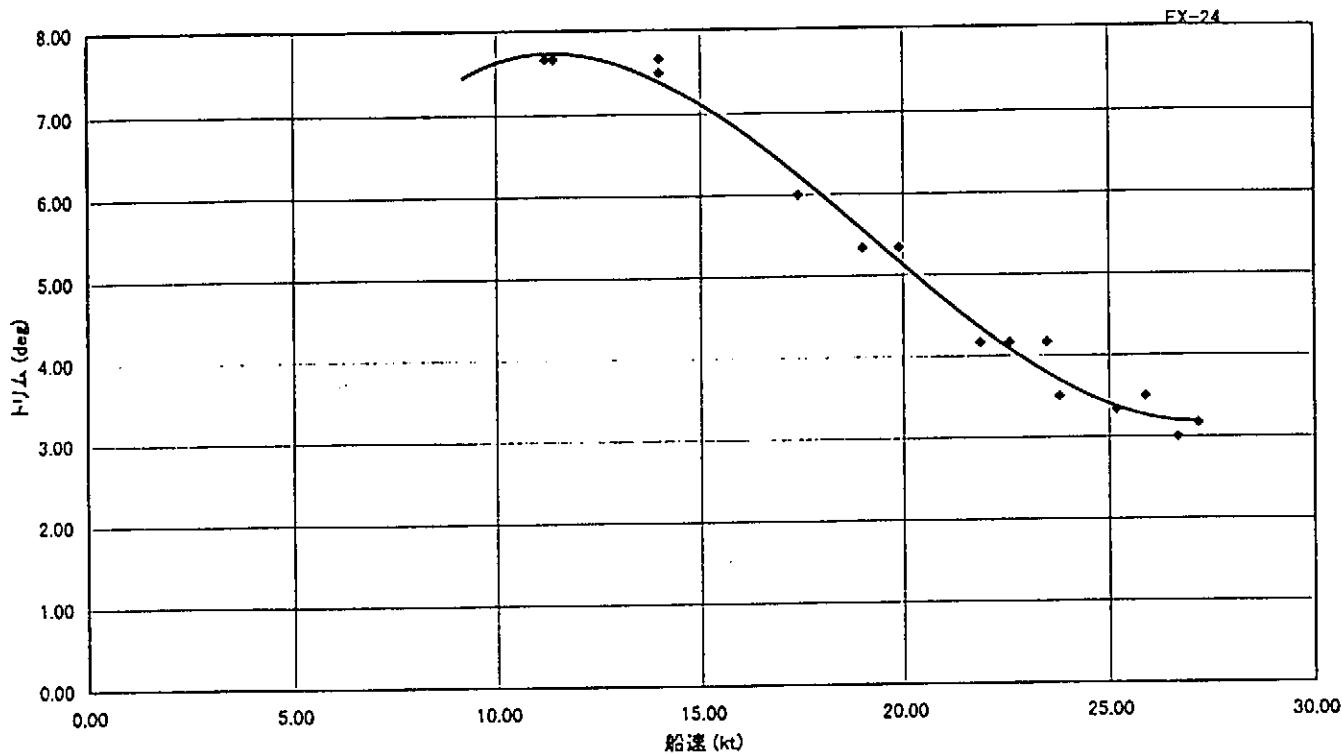


図-4.7 平水中の船速とトリム角

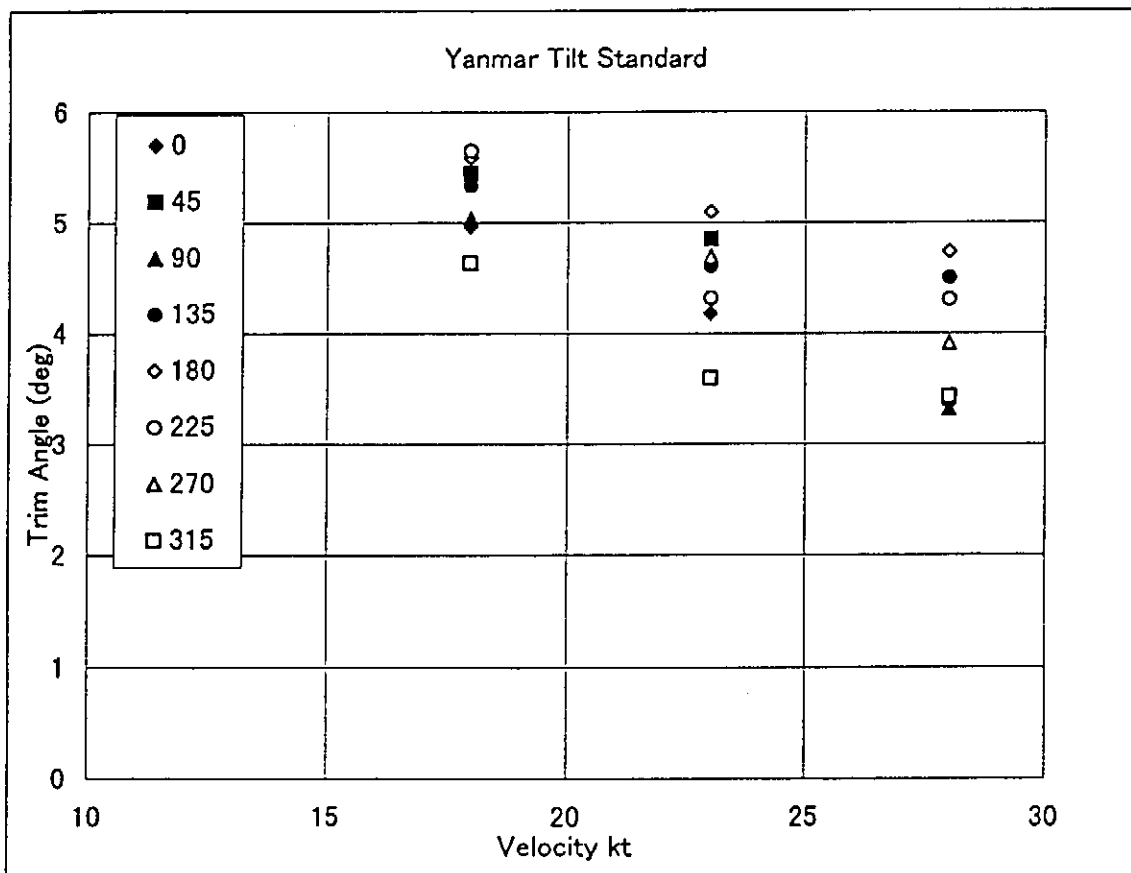


図-4.8 船速とトリム角

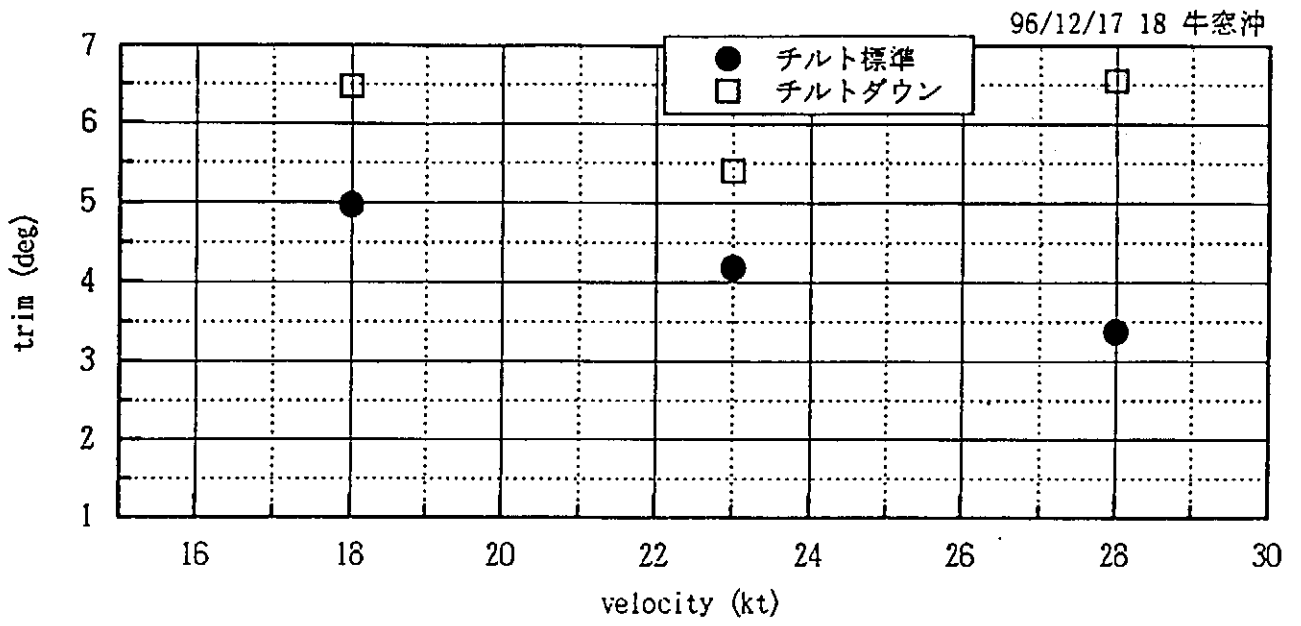


図-4.9 トリム角に及ぼすチルト角の影響

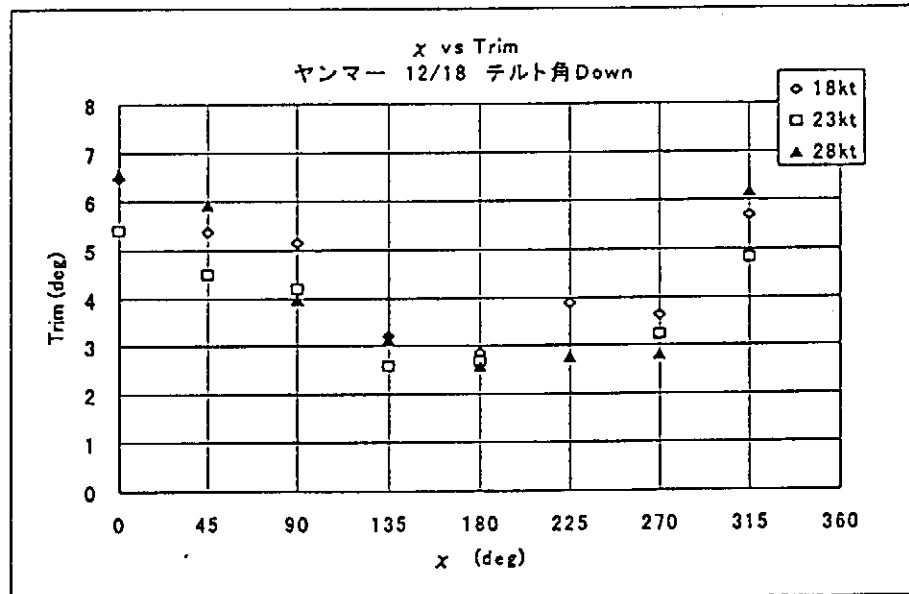


図-4.10 出会い角とトリム角

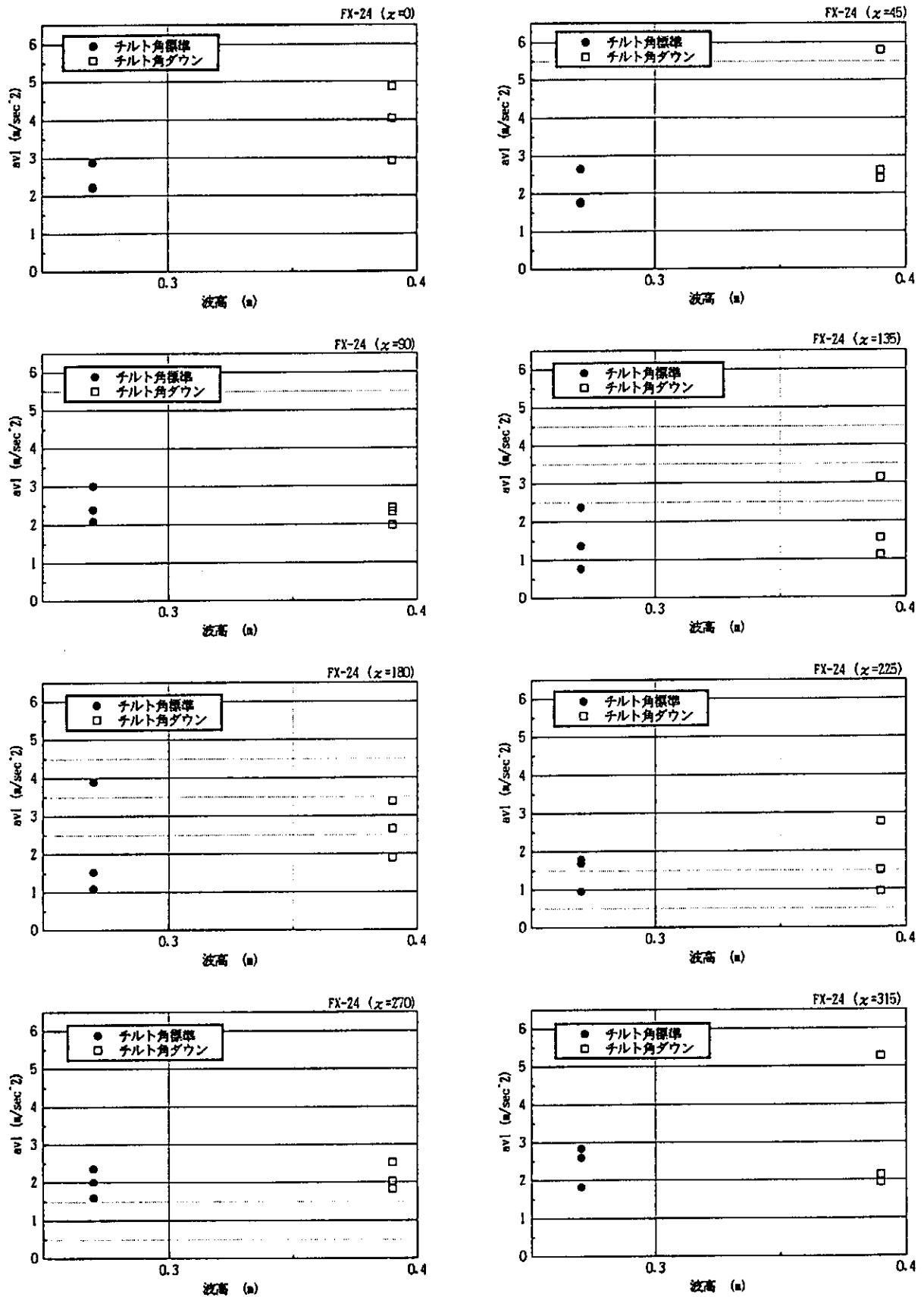


図-4.11 波高と船首上下加速度

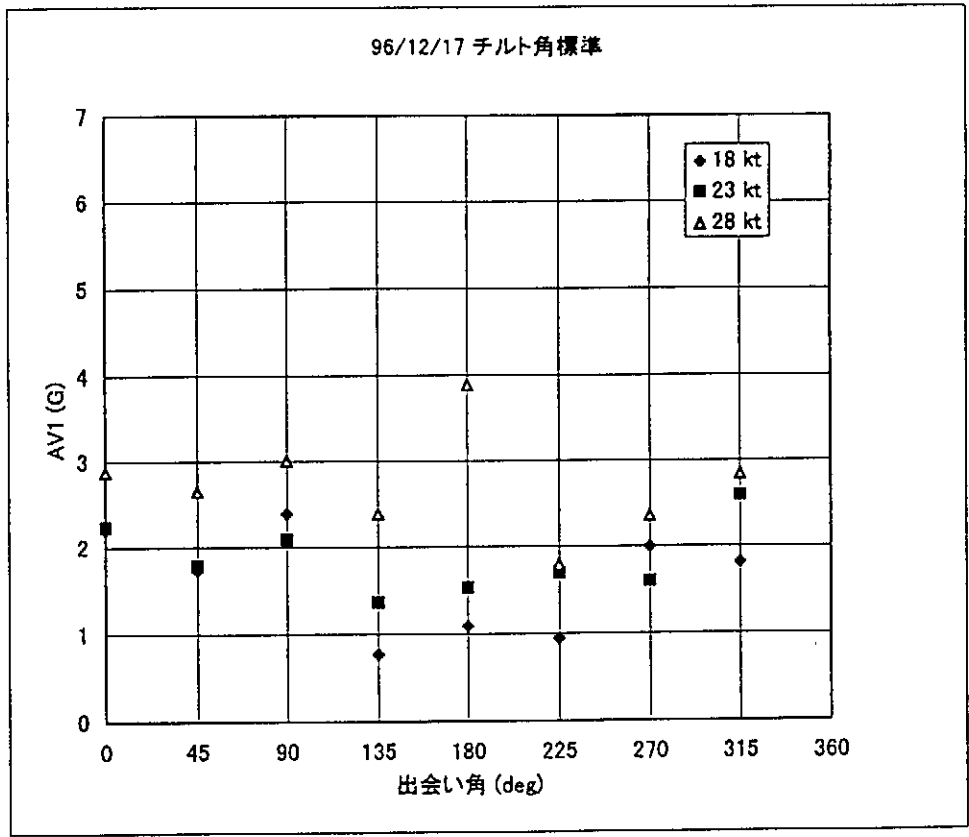


図-4.12 出合い角と船首上下加速度 (チルト角標準)

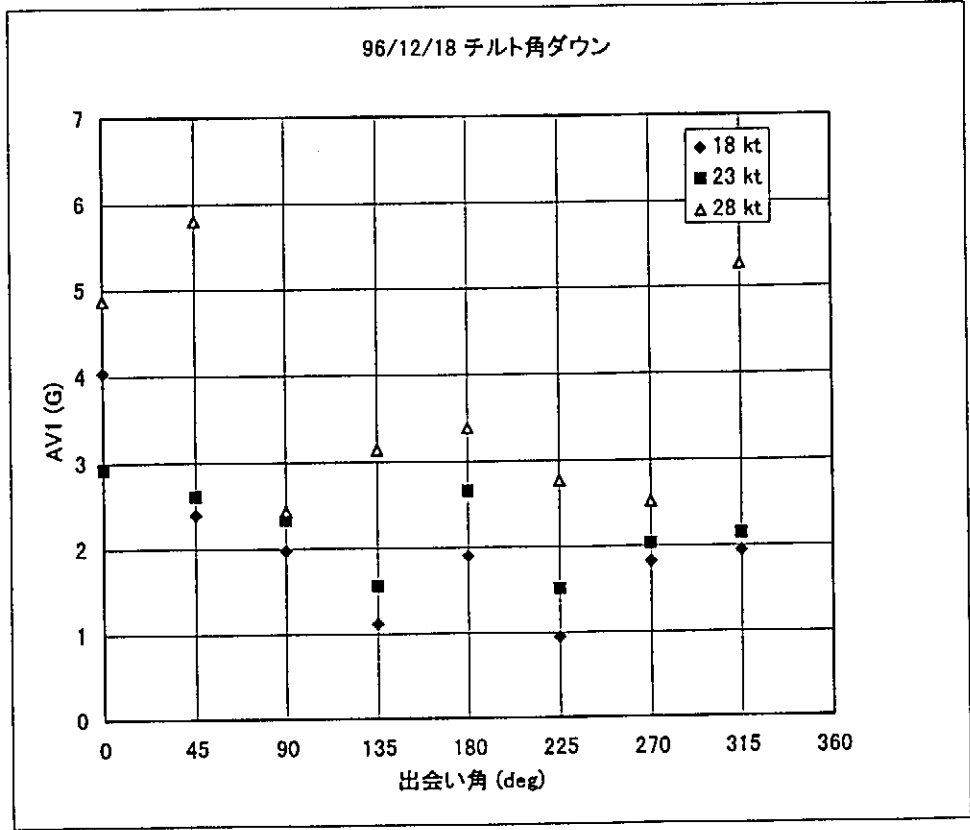


図-4.13 出合い角と船首上下加速度 (チルト角ダウン)

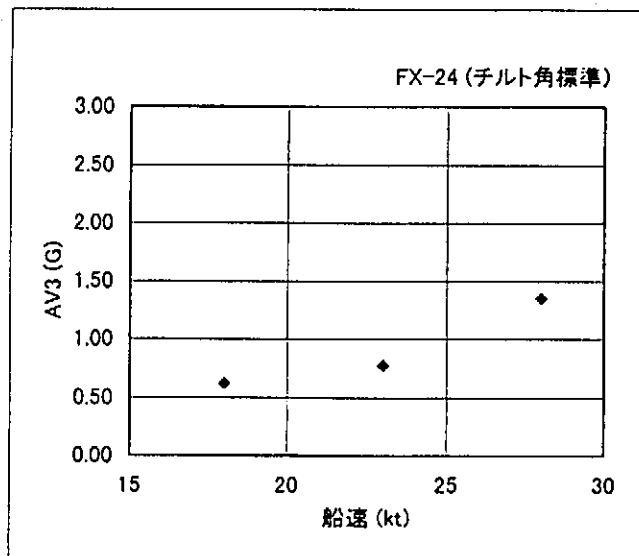
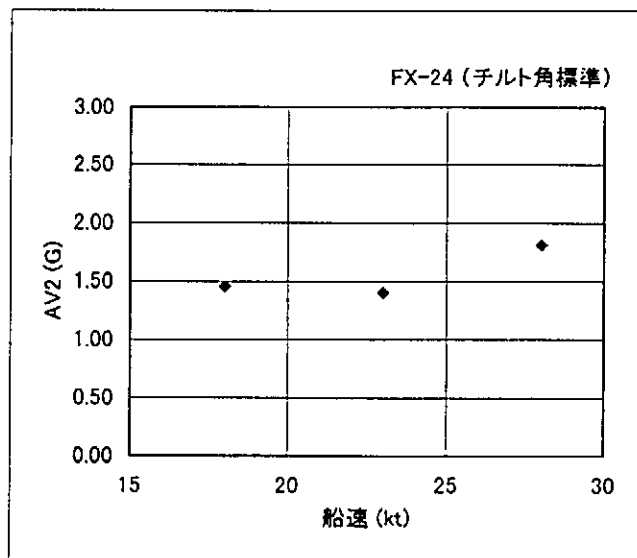
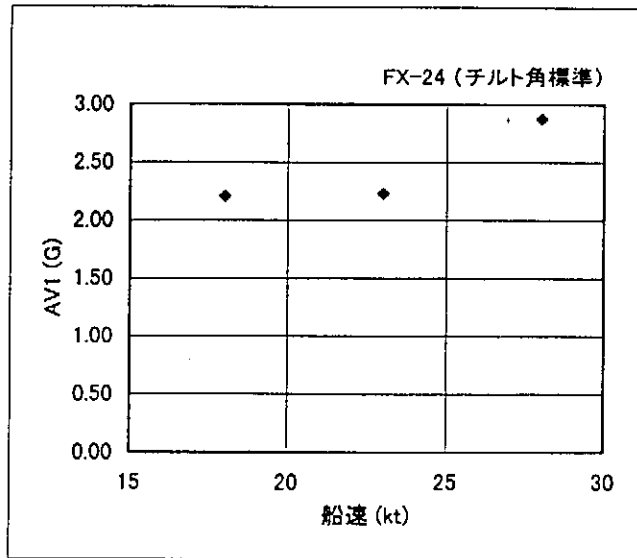


図-4.14 各計測位置における船速に対する上下加速度

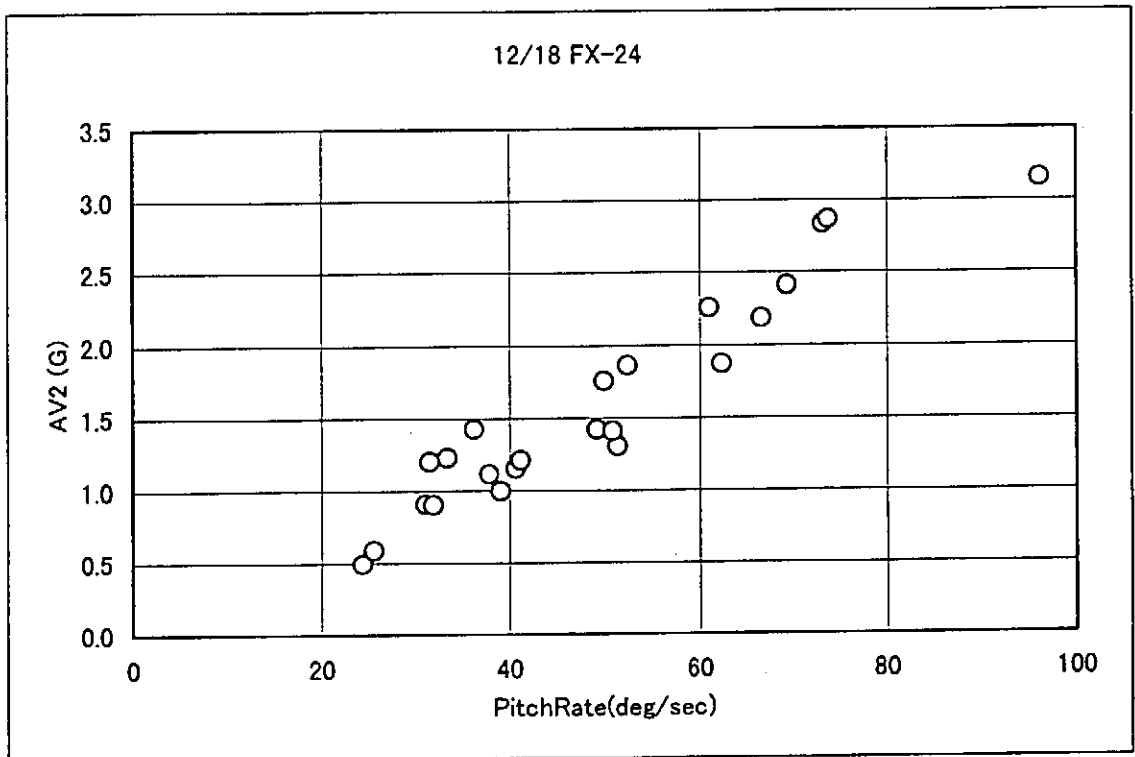
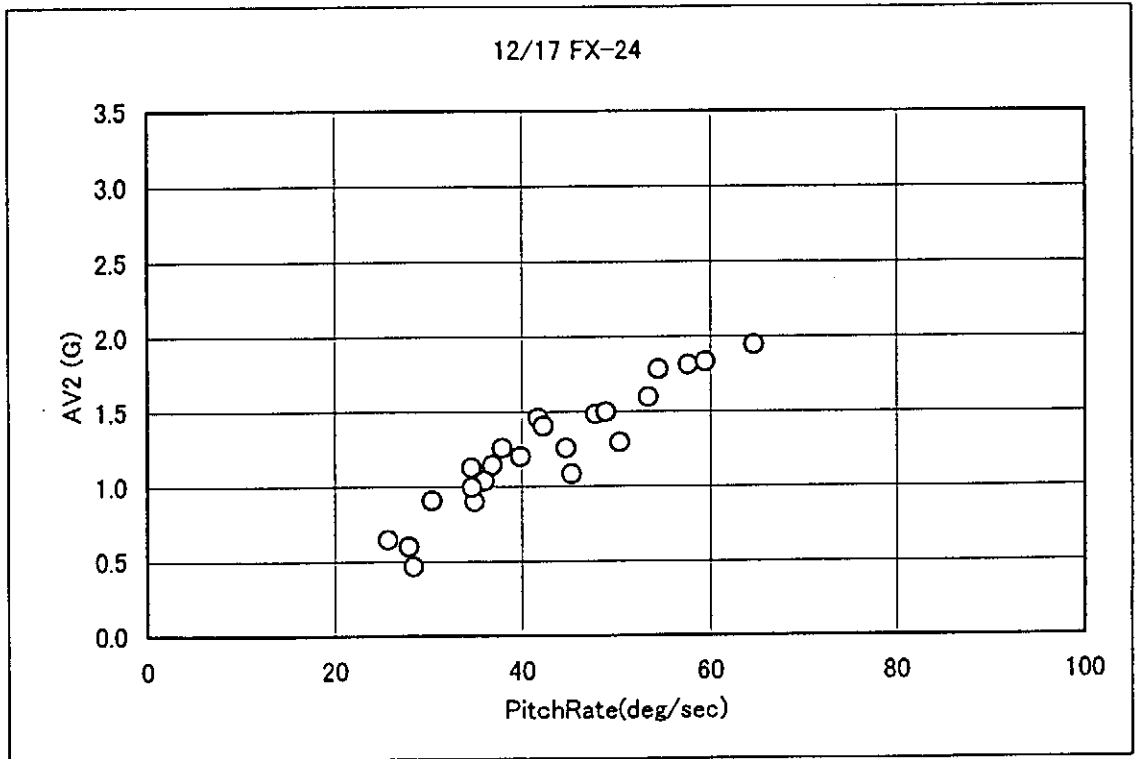


図-4.15 縦揺れ角速度と船体中央部の上下加速度

加速度分布ヤンマー

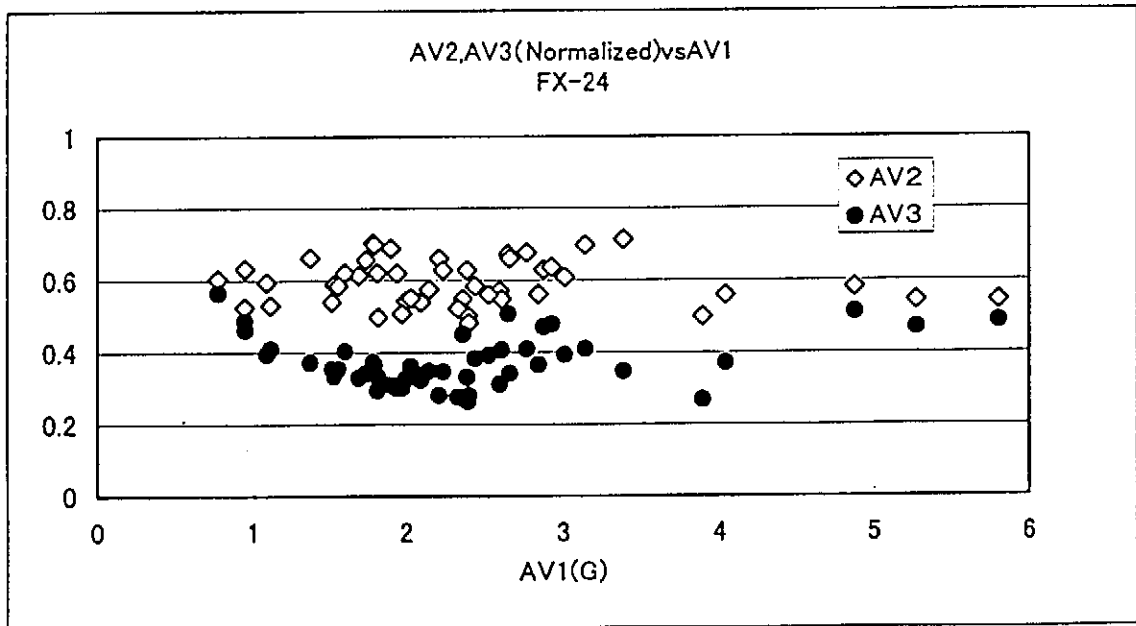
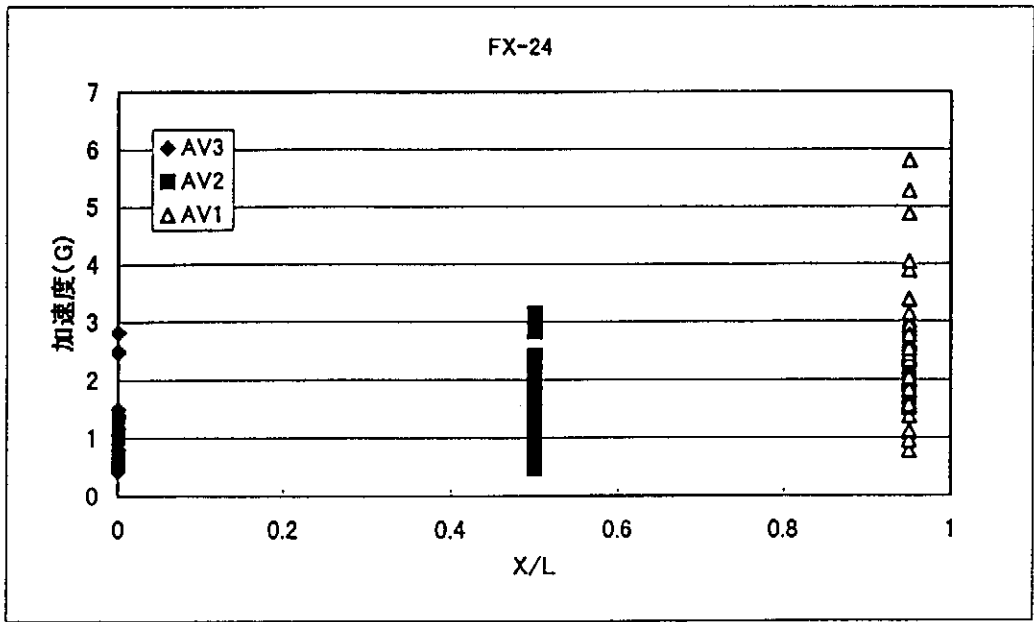
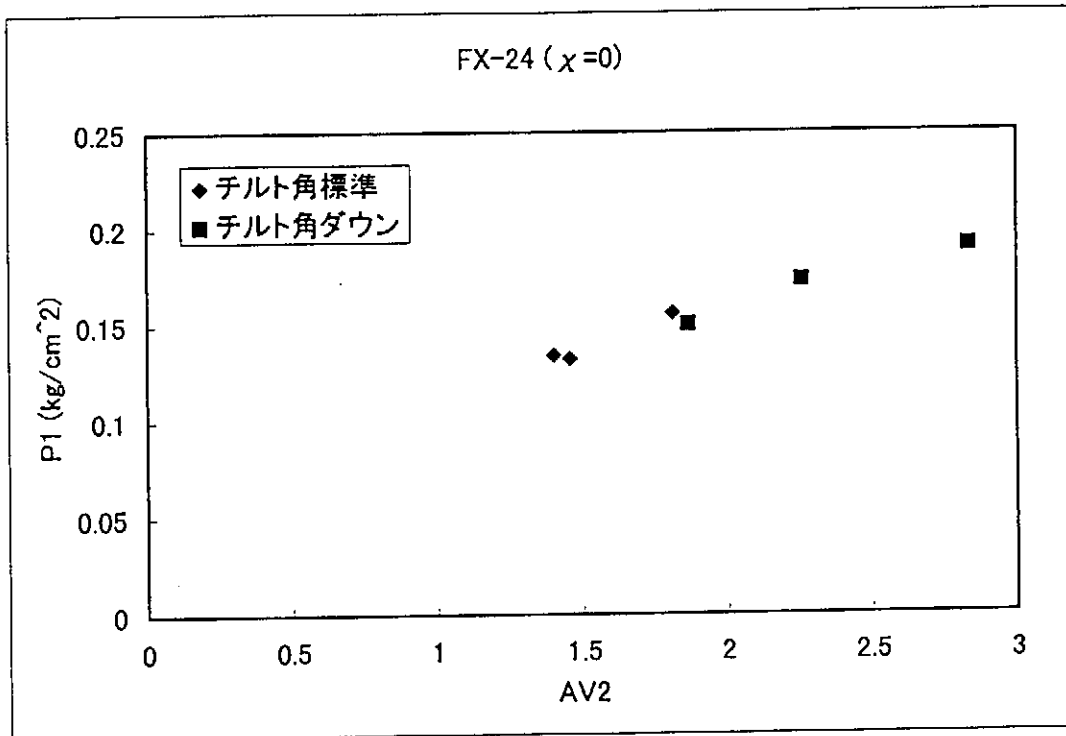
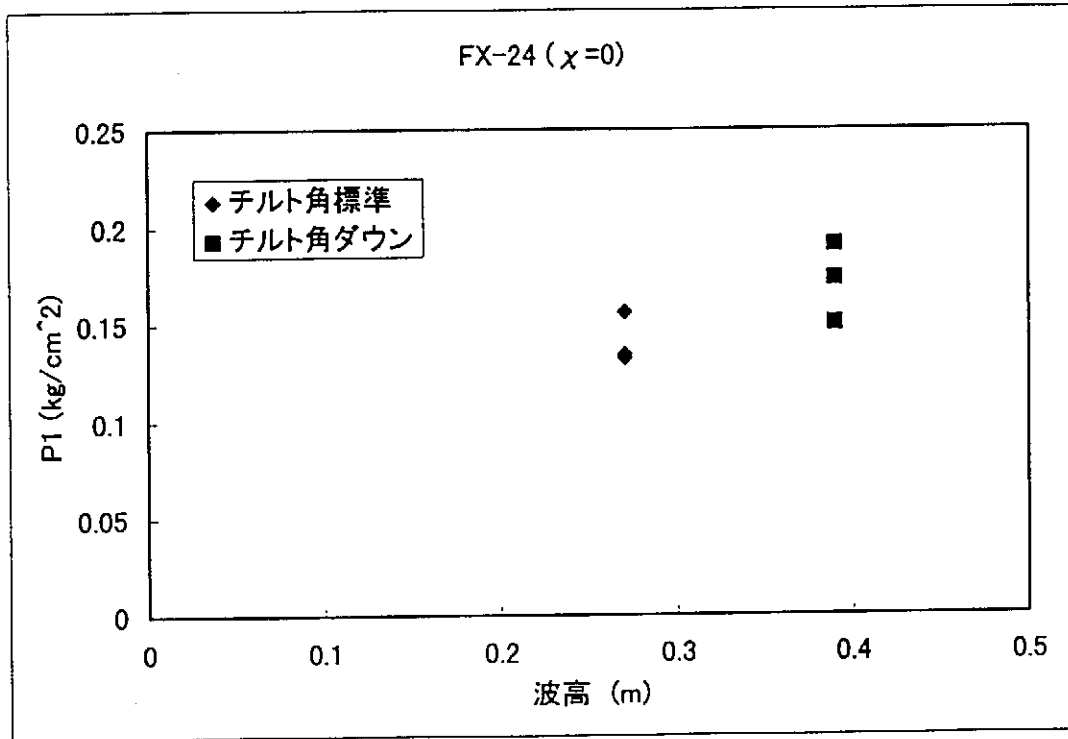


図-4.16 加速度の船長方向分布と船首加速度に対する中央部と船尾加速度



図・4.17 波高と船底水圧

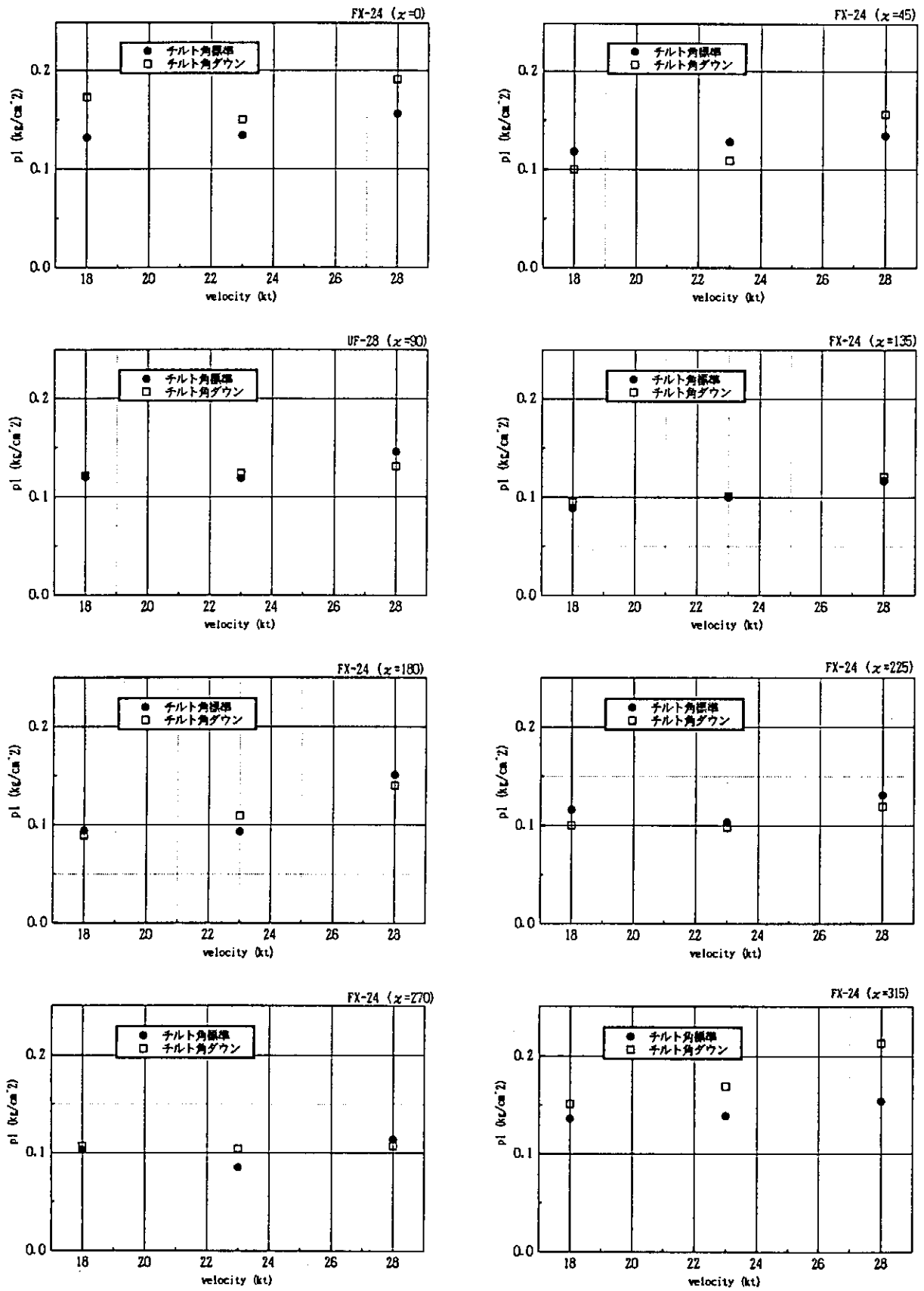


図-4.18 出会い角毎の船速に対する船底水圧

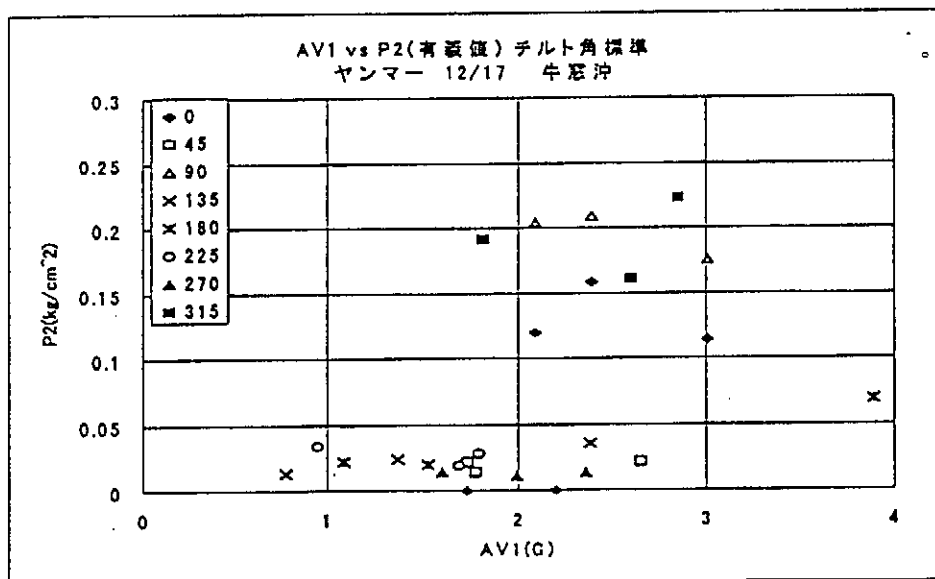
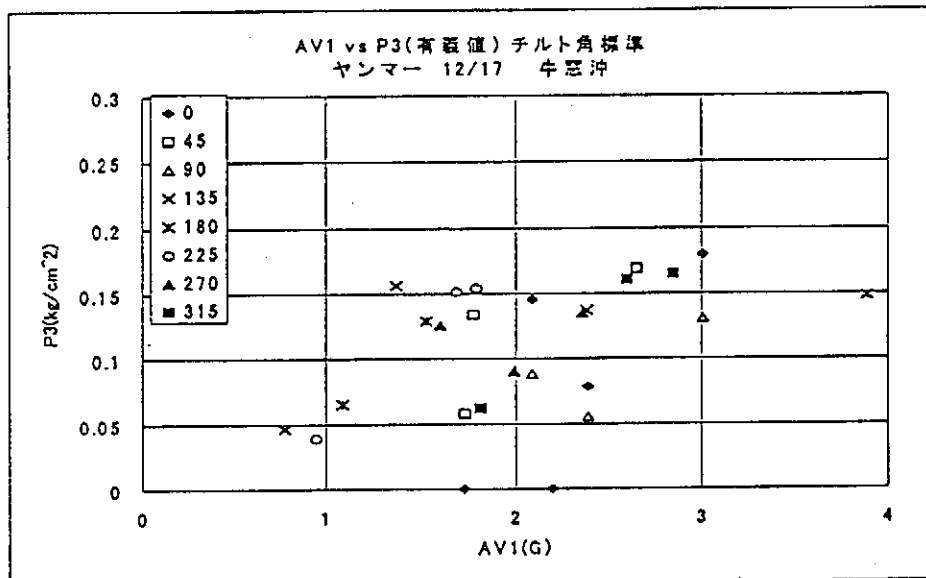
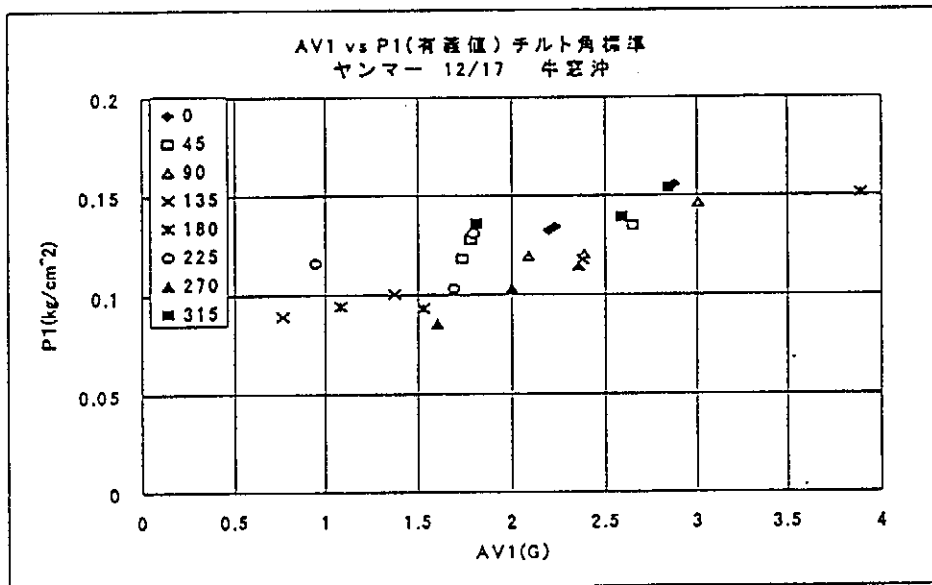


図-4.19 船首上下加速度と船底水圧

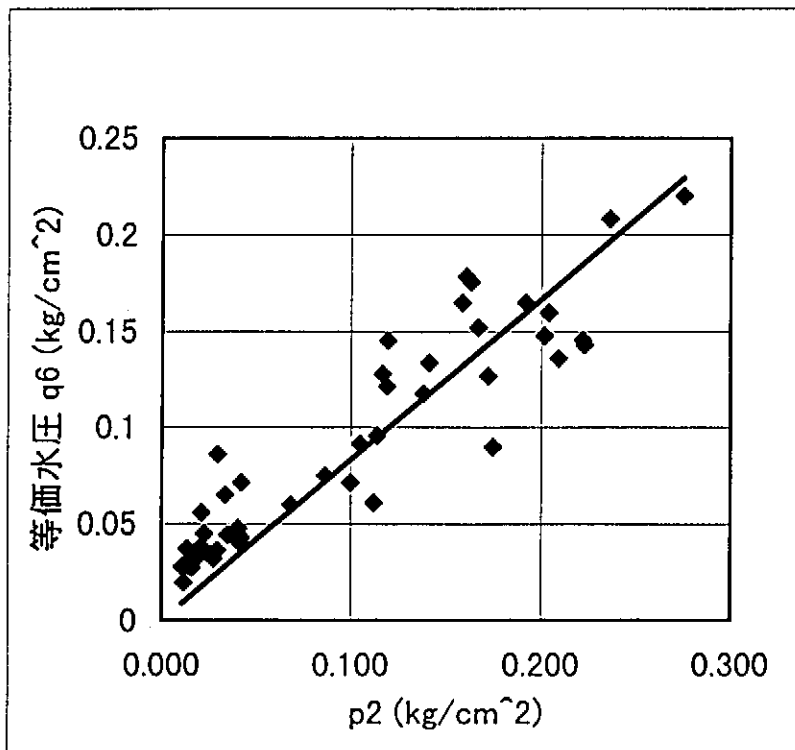
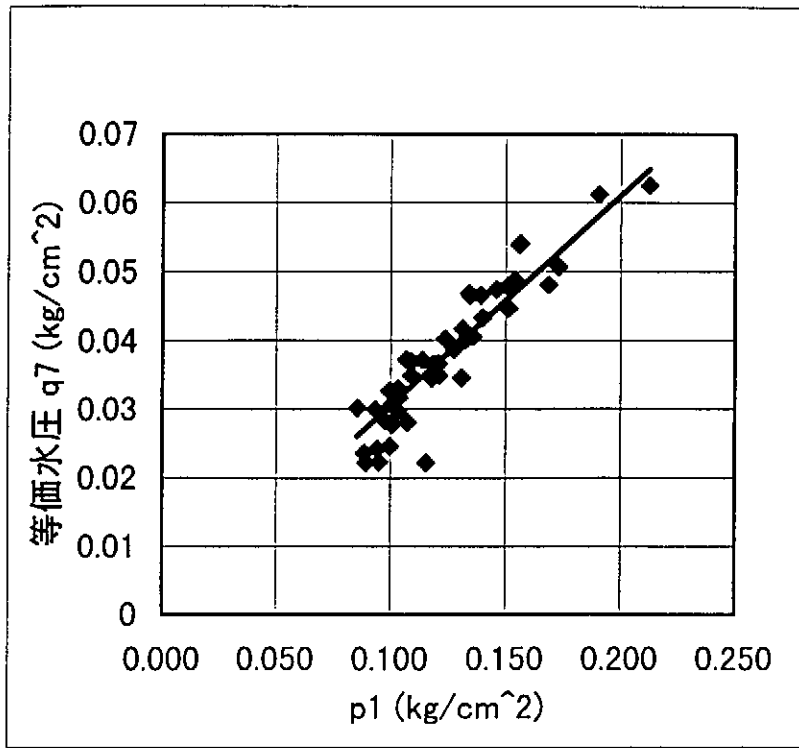


图-4.20 等価水圧

5. 実験結果の考察

5. 1 衝撃加速度

高速船の荷重と船体の衝撃加速度とは相関が強いことが経験的に知られており、高速船の基準では、いずれも加速度が荷重設定の重要なパラメータとなっている。

衝撃加速度の発生は衝撃荷重に起因しているが、その衝撃荷重は波と船体の相対運動により発生する。一般に、船体運動、特に縦揺れが波と同調した場合に船底と波面とが衝突して、衝撃速度が大きくなり衝撃加速度や衝撃荷重が大きくなるといわれている。ここでは、実験により得られた滑走型高速船の加速度の特質について述べる。

(1) 加速度のパラメータ

本実験で得られた加速度の実験結果を見ると、縦揺れの角速度との相関が強く、縦揺れ運動の角速度が大きいと大きな加速度が計測されている。

加速度と諸パラメータとの関係を整理すると以下のようなになる。

ピッチ 縦揺れと加速度は相関がある。

ピッチ角速度 ピッチ角速度と上下加速度は強い相関がある。

ロール 横揺れと加速度の相関は小さい。

船速 船速の増加と共にトリム角が減少し、加速度が大きくなる

波高 波高が高くなるとどの出会い角においても加速度は大きくなる。

波長 波長影響については、実験の範囲では確認できなかった。

波傾斜 波傾斜は縦運動に特に顕著な影響があると考えられる。縦運動の出会い波と同調する場合の船速は、低速域にあり、その場合に滑走状態とはならないため、加速度は大きくない。

波との出会い角 出会い角により変化する。向かい波および斜め向かい波状態で大きな加速度となる。

船体姿勢 供試艇の場合、トリム角は船速の増加と共に減少するが、加速度は大きくなる。

チルト角により船体姿勢が変化するが、船型により異なる。UF-28 と FX-24 では、チルト角標準に対してチルト角ダウンの場合に逆の実験結果となった。

加速度設定に当たっては、船体姿勢は考慮すべきである。

船体形状 今回の実験では、その影響は確認していない。

(2) 加速度の分布

高速船の加速度は、先に見たように出会い角、船速による影響が見られる。加速度が大きくなる出会い角は、向かい波から斜め向かい波状態である。船長方向の分布形状は、向かい波から横波状態にかけては、同一の傾向であり、船首、船体中央部、船尾の順に小さくなる。追い波状態では、船尾が中央部に比べて大きくなる。

(3) 衝撃加速度の統計値

高速船の荷重設定のパラメータに使用されている加速度の定義は、基準により異なる。現在提案されている ISO 基準では、1/100 最大平均値（複振幅と思われる）を要求値としている。

我が国の高速船構造基準では複振幅の有義値、また、暫定基準では最大複振幅と考えられる値を航行する海域に応じた加速度をベースにした係数を設定している。乗員が任務を果たせる限界あるいは乗客の耐え得る限界の加速度を考慮して設定されている。

今回の実験で得られた有義値とワイブル分布から求めた 1/10、1/100 最大期待値を図-5.1 に示す。即ち、縦軸に有義値と 1/10 及び 1/100 期待値の比（ここでは、 γ とする）を、横軸に有義値をとって示している。

実験値から求めた 1/10 最大期待値は、有義値の 1.5~2.0 倍の間にあり、1/100 最大期待値は有義値が小さい範囲でばらつきが大きい、大凡有義値の 2.0~3.0 倍の間にある。

一方、極値の頻度分布がレーレー分布とした場合の有義値と 1/10 及び 1/100 最大期待値の関係は、統計理論から、それぞれ有義値の 1.27 及び 1.61 倍である。このことは、高速艇の応答値の頻度分布は、レーレー分布と異なることを意味しており、 ν - ν 分布と仮定して得られる統計値を採用する場合には注意する必要がある。また、このことは衝撃圧についても同様である。

Savitzky は実験から、統計値間の関係を次式で与えている。即ち、

$$n(1/N) = m(1 + \text{Log}_e N) \quad (5.1)$$

ここで、 $n(1/N)$ は 1/N 最大期待値、 m は平均値、 Log_e は自然対数である。

この式から、有義値に対する 1/10 及び 1/100 期待値の比 (γ) を求めると、1.57 と 2.67 となり、本実験結果はこの値に近い。

表-5.1 に Savitzky、レーレー分布、及び本実験で得られたデータのワイブル分布によるそれぞれの統計値間の関係を示す。実験値については、船首加速度 AV1 の実験データを用いた。

実験により計測された加速度の最大複振幅と複振幅有義値の関係を図-5.2 に示す。ばらつきが大きい、統計理論に従うような関係が認められる。ワイブルプロットにより推定した 1/1000 最大期待値も同図中に示した。

5. 2 衝撃水圧

船底衝撃水圧の発生メカニズムは既に明らかであり、船体表面と水面との相対速度と衝撃角度が分かれば、計算により算定可能である。

(1) 加速度の影響

高速船の場合、衝撃水圧は衝撃加速度の影響が大きく、実験でも加速度との相関が強いことが確認された。

(2) 衝撃水圧と平均水圧

水圧計により計測される衝撃圧のピーク値とパネルにかかる平均水圧との関係は、測定場所により様々である。

水圧計により計測されるピーク値は、局所的な現象を捕らえたものであり、衝撃の大きさの目安としては重要であるが、船体の部材寸法の決定に当たって採用する値としては適当ではない。設計荷重としては、平均水圧による方が分かりやすく、合理的であると考えられる。

加速度、及び水圧計による船底衝撃水圧とパネルの平均水圧が長さ方向にどのような分布をしているかを図-5.3に示す。加速度は実際の値を1/10して表示している。

水圧計による水圧計測値に対してパネルの平均水圧をみると、計測位置によってその差が大きく異なる。図中の△印で示した平均水圧の中で、SS6.5近傍(P3とS4)では、船速が大きいほど大きな計測値となっている。これは、船速によりトリム角が異なり、船速が小さいほどトリム角が大きいことによる影響と考えられる。即ち、SS6.5あたりは、トリムと沈下により水面への出入が激しく、船体姿勢の影響が大きいために、船底パネルにかかる衝撃の発生範囲が異なるためと考えられる。水圧計測値と平均水圧の比を比較すると、場所によって15%~80%(UF-28)の範囲にある。船尾船底は空気中への飛び出しがかざられているため、従って、パネルにかかる平均水圧と水圧計による計測値と近い値となり、船首に行くほど局所的な水圧計による計測値とパネルの平均水圧との差は大きくなる。

(3) 衝撃水圧の統計値

次に、水圧計で計測した水圧の有義値と1/n最大値の関係を図-5.4に示す。統計理論では、極値分布がレーレー分布であれば有義値と1/10最大期待値および1/100最大期待値との関係は、それぞれ1.27倍および1.61倍であるが、本実験の結果は様相が異なり、加速度の統計値と同様の傾向を示す。水圧計による有義値を横軸に、ワイブル分布から推定した1/10と1/100最大期待値と有義値との比を縦軸に、その関係を図-5.4に示す。高速艇の衝撃水圧設定では、加速度と同様に統計的な取り扱いには注意が必要である。

5. 3 現行基準と実験値との比較

5. 3. 1 基準における船底荷重の設定の考え方

本節では、実験結果と構造基準との比較検討を行う。現在ISOの作業グループで検討が行われている基準案を中心に、我が国の高速船構造基準も交えながら考察する。はじめに、ISOで提案されている基準と、軽構造船暫定基準および高速船構造基準の考え方について概略を説明する。

(1) ABS/ISO 基準

ISOの作業グループで提案されている構造基準の考え方は、ABS規則を基本にしている。

設計条件として、主要目、運航海域、最強速力、船底傾斜角、運航中トリム等を与えることにより最強速力における船体重心位置での上下加速度の100分の1最大平均加速度を計算する。この100分の1最大加速度を与える式は、Savitsky等の実験結果から得られたものである。次に、この100分の1最大平均加速度を用いて、衝撃圧長手方向分布係数、衝撃水圧をパネルの平均水圧に換算する係数等により設計水圧を求める。

(2) 高速船構造基準

高速船構造基準では、船首加速度の有義値を設計者が設定する。上下加速度（有義値）の応答関数から、船体と波とが同調する船速を求め、遭遇するであろう海域の波高、波長等を推定し、そのときの船体の水面への衝撃速度を計算する。同時に、船底勾配、船底入射角等から衝撃角を計算、衝撃速度と併せて、船底衝撃水圧のピーク値を WAGNER の式により計算する。さらに、この船底衝撃水圧をパネル大きさに応じて平均有効圧力に換算する。

(3) 軽構造船暫定基準

暫定基準は、本来滑走型高速艇の実績を基礎にしており、水圧算式は経験式であり、船舶が航行する海域毎に規定された係数（加速度の関数）と、船底勾配による修正係数で規定されている。水圧は、最大衝撃圧が計算され、これに最大幅位置での船底勾配による修正係数、および衝撃圧発生範囲（計算）による長手方向分布係数を乗じて各断面位置の船底水圧が計算される。

加速度の定義は明記されていないが、平水、限定沿海、沿海でそれぞれ 2G, 3G, 4G が設定加速度であることが基準作成の過程から推察される。

5. 3. 2 加速度要求値

各基準の荷重設定のパラメータである設定加速度の比較を表-5.2 に示す。

本実験の供試艇（UF-28）に高速船構造基準及び軽構造船暫定基準を適用した場合の加速度設定値は、それぞれ 1.25G 及び 3G となる。ABS 基準あるいは ISO 基準案を適用する場合は、上限値は、6G となる。

高速船構造基準及び軽構造船暫定基準は、乗員あるいは乗客が耐え得る加速度を基本として考えている。一方、Savitzky の実験と理論をベースにした ABS/ISO 基準案には、乗り心地の考え方は考慮されていない。計画速力が大きくなれば大きいほど設定加速度の値は大きくなるが、新しい提案では船種に応じて上限値を設定するよう提案された。

船体重心位置での上下加速度の実験結果と ISO 基準案との比較を図-5.5 に示す。両者の比較は ISO 基準案と同じく 100 分の 1 最大平均値で行った。凡例中の記号 $K1$ は、波高と船長の比 (H_w/L_w) を表す。ISO の航行区域のカテゴリ分けに従うと最も大きな設定値が 0.1 であるため、ここでは、 $K1=0.1$ として計算した。対象船 UF-28 の実験では、波高船長比が 0.1 を越えた海域で試験を行った日もあった。図のように UF-28 の最強速力付近では、設定加速度に若干の余裕がみられるが、最強速力が 20kt 付近の場合には、設定加速度を超えてしまっている。このように、ISO 基準案では船速の 2 乗に比例する上下加速度値となる。ところが、実験結果からわかるように、測定した船速の範囲では、上下加速度はそれほど増加しない。対象船の双方ともラストハンプを越えたところでの計測であったため、船速の増加にともないトリム角が減少する。しかし、ISO 基準案では、船の長さにより運航中トリムを一つの値をとるだけであ

る。したがって、より精度良く上下加速度を設定しようと思えば、正確なトリム角を設計段階で式に取り込む必要がある。しかし、実際には正確なトリムをきめ細かく設定することは大変煩わしい。したがって、ラストハンプを越えて、トリム角がさほど変化しないであろう船速 ($F_n=1.6\sim 1.8$ 程度)でのトリム角をまず計算する。そのトリム角から上下加速度を Savitsky の式を使って推定し、そこからおよそラストハンプまで逆に一定の加速度を与えてやることは、船速を与えて簡単に上下加速度の上限を推定する手法も考えられる。そのような観点から、我が国の高速船構造基準で採用している上下加速度の設定の考え方は合理的手法であると考えられる。ISO 基準案の 1/100 最大期待値として船体中央加速度の上限値を 6G と設定した場合、船首上下加速度は有義値でおよそ 4 G ~ 6 G 程度になる。

5. 3. 3 衝撃水圧要求値

船底水圧の実験結果を ISO 基準案と、高速船構造基準とで比較する。先に示したように、水圧計で計った計測値と、パネルに貼ったひずみゲージで計った計測値から求まる等価水圧とは相関があり、さらに平均有効圧力などを考慮することにより定量的にもあってくることがわかった。ここでは、パネルに貼ったひずみゲージからの等価水圧で、実験値を、ISO 基準案と高速船構造基準とで比較した結果を図-5.6 に示す。高速船構造基準では設計加速度を 2 G とし、100分の1最大平均値に換算した結果を示す。高速船構造基準に対して、ISO 基準案は、最速力で過大な評価を与えている。また、ISO 基準案で上下加速度を推定したとき同様、船速に対し推定式のように船底水圧は船速の 2 乗ではきかないことがわかる。

また ISO 基準案では、評価する船体中央部での設計船底水圧に、場所による換算係数をかけあわせ、任意の位置での船底水圧を設定する。

5.5 結論

24ft 及び 28ft 2 隻の滑走型高速艇の波浪中実船試験の結果をまとめると、以下のようになる。

- (1) 滑走型高速艇の運動、加速度、水圧等の特性が明らかになった。
- (2) 高速船構造基準を適用する場合に、計測値は有義値で 5 G を超える場合もあるので、滑走型高速艇の基準値としては、再考する必要がある。
また、船底荷重としては、加速度を 2 G として計算した要求値とパネルに作用する平均水圧の計測値は、妥当な値であった。
- (3) ワイブル分布から推定した加速度、水圧の統計値は、レーレー分布によるそれと異なることが明らかになった。今後出会い波数等との関係を明らかにして、設定法の検討が必要である。

あとがき

2 隻の高速艇について平水中及び波浪中の実船試験を実施した。膨大な資料が得られたので、高速艇基準の作成に有用な資料が提供できると考えられる。

実験中の波浪状態が比較的穏やかであったため、高速艇の応答の波高影響については、海象の都合で詳細を明らかにできなかった。

平成9年度に予定されている小型滑走艇の実験結果と合わせて、 V/\sqrt{L} が大きな小型高速船の基準案検討に活用されることを期待する。

最後に、実験にご協力いただいた、ヤマハ発動機（株）及びヤンマー造船（株）の関係各位に感謝し、御礼申し上げます。

表-5. 1 実験値の統計的性質

	平均値	有義値	1/10 最大平均値	1/100 最大平均値	1/1000 最大平均値	最大値
Savitzky	1	2.0986	3.3026	5.6052	7.9078	
Savitzky*		1	1.5737	2.6709	3.7681	
レ-レ-分布	1	1.1587	2.015	2.555	3.063	
レ-レ-分布*		1	1.27	1.61	1.93	
EXP.UF-28**		1			3.654	4.339
EXP.FX-24**		1				4,145

*) 有義値を基準にした場合：(5.1式による)

***) 船首加速度 AV1

表-5.2 加速度設定法の比較

定義等	高速船構造基準			軽構造船暫定基準		ISO
適用範囲と設定値		旅客船	その他の 船舶	海域	加速度	Cat.A Cat.B
	平水	1.0G	1.0G	平水	2G	Cat.C
	限定	1.25	1.5	限定沿海	3	Cat.D
	沿海	1.5	2.0	沿海 最大	4 6	上限値は、船種で設定
定義	船首における複振幅の有義値			複振幅最大値		重心位置加速度を設定 1/10 最大平均値
分布	船尾～中央 0.5 (一定) 中央～船首 0.5～1.0			荷重としては高速船 構造基準と同一分布		荷重では、考慮してい る。
船底形状等						トリム角、船底傾斜
海象						波高

加速度 UF-28 All Heading

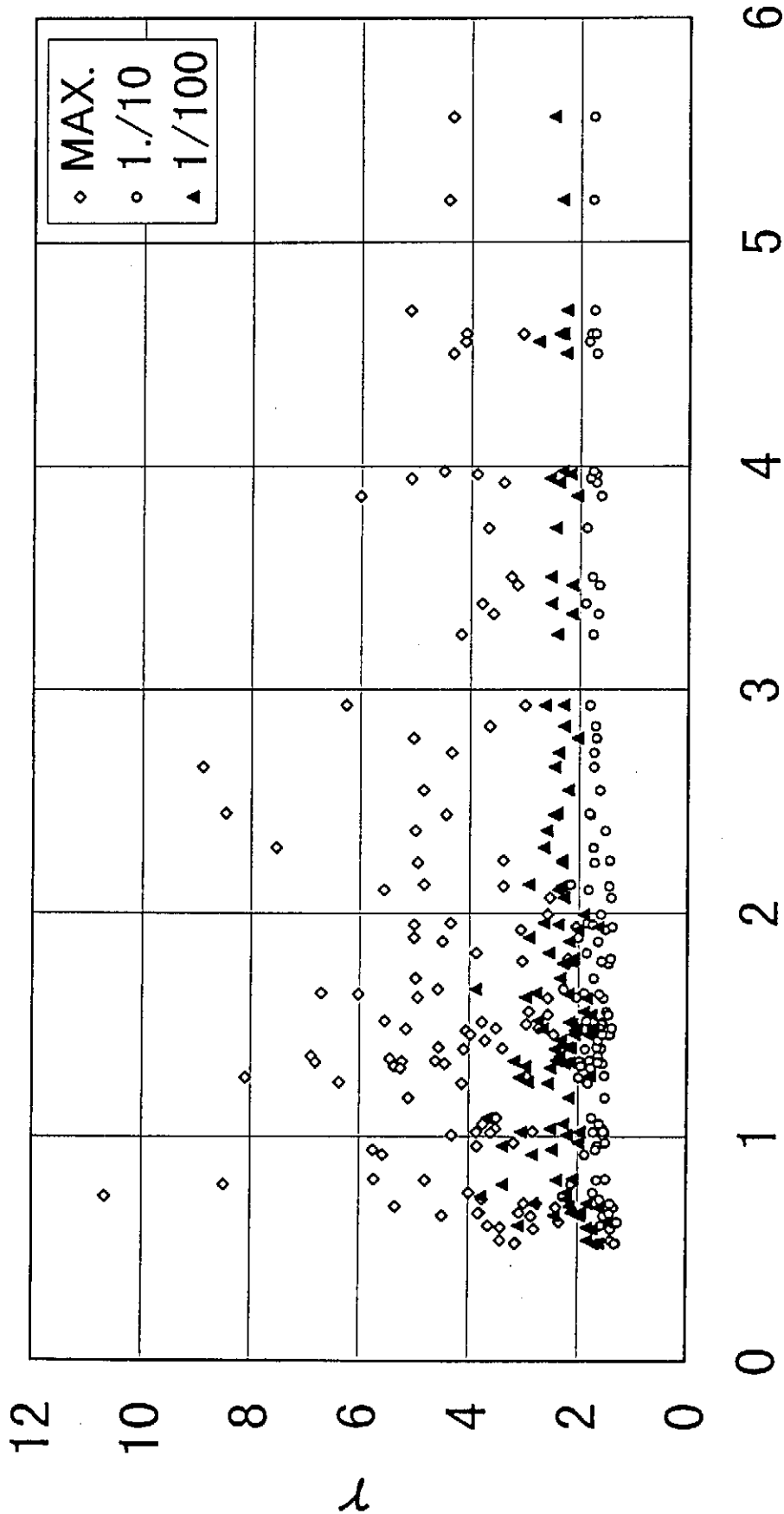


図-5.1 加速度の有義値と1/n統計値との関係

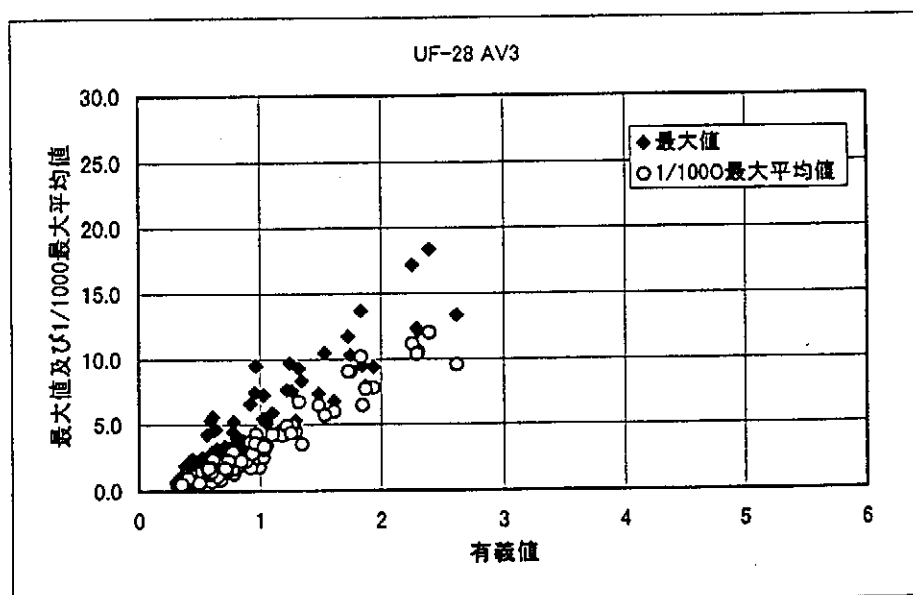
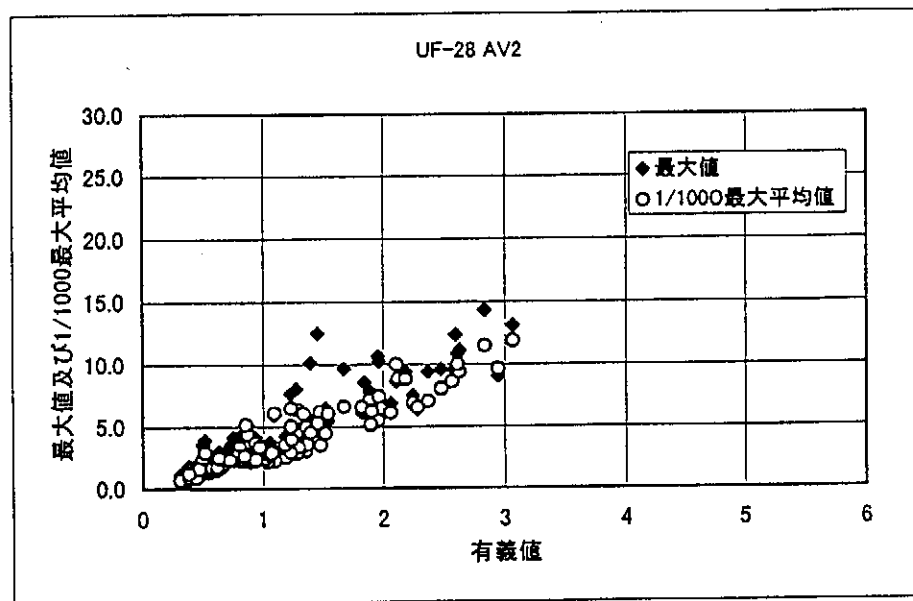
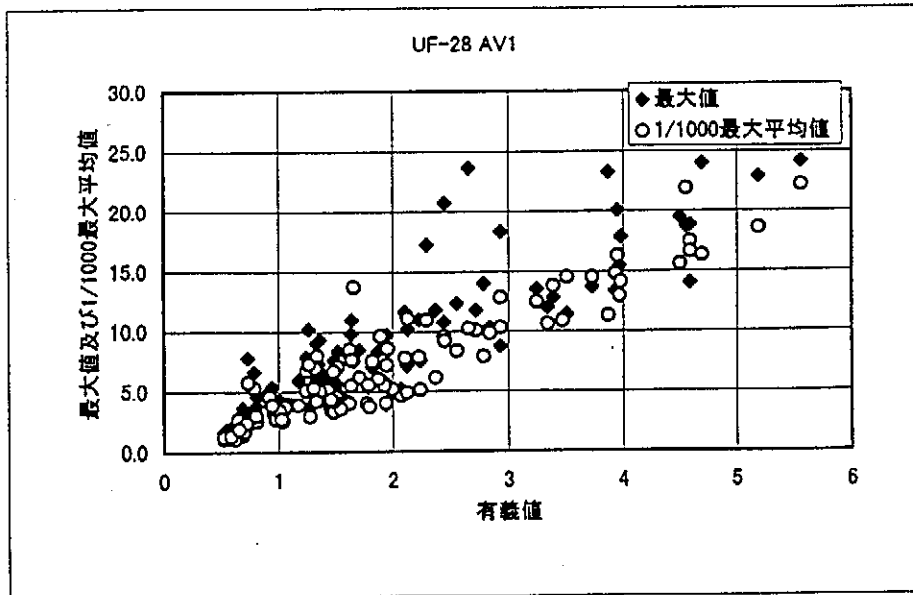


図-5.2 加速度の計測最大値と1/1000最大期待値

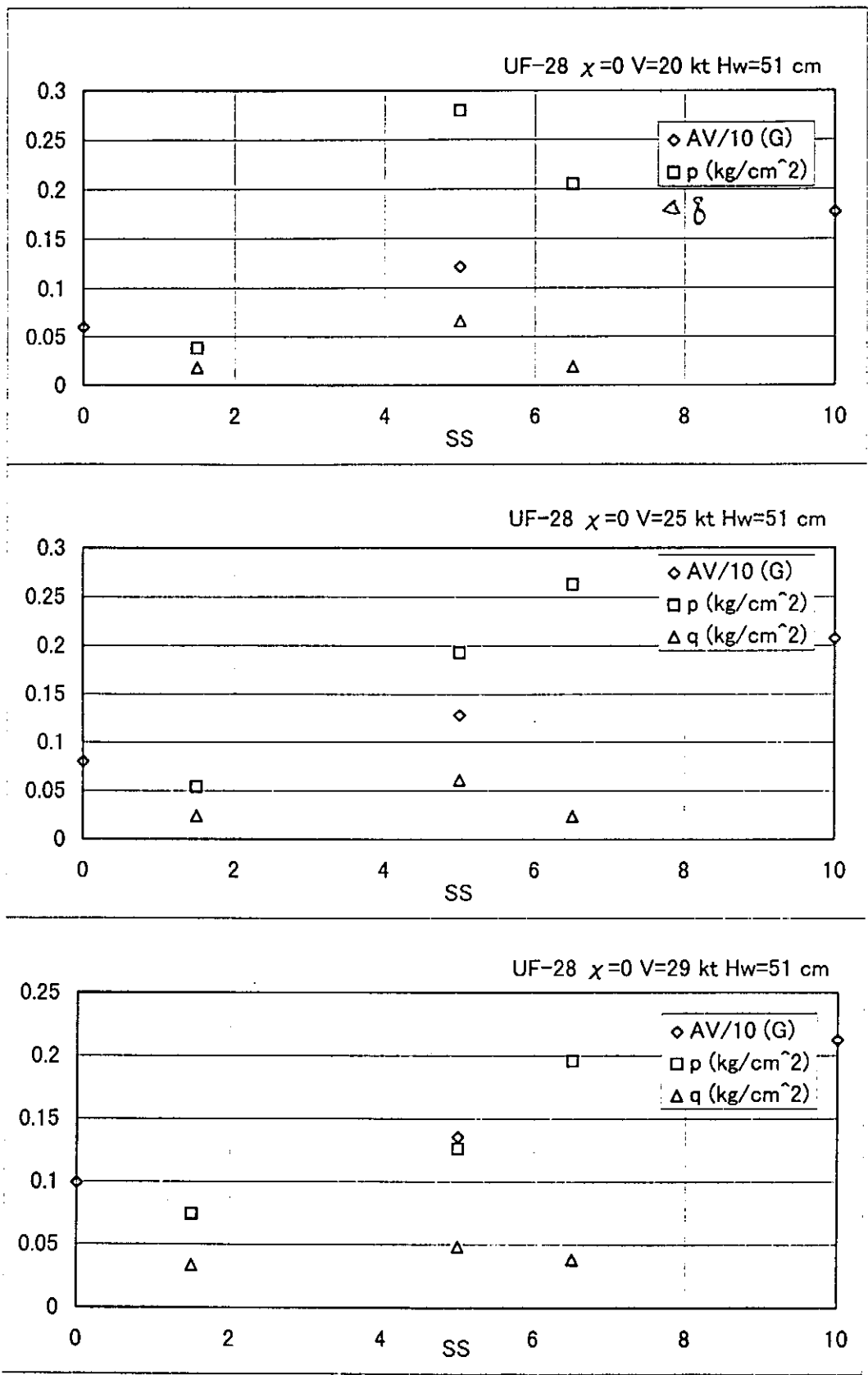


図-5.3 加速度、水圧、等価水圧の船長方向分布

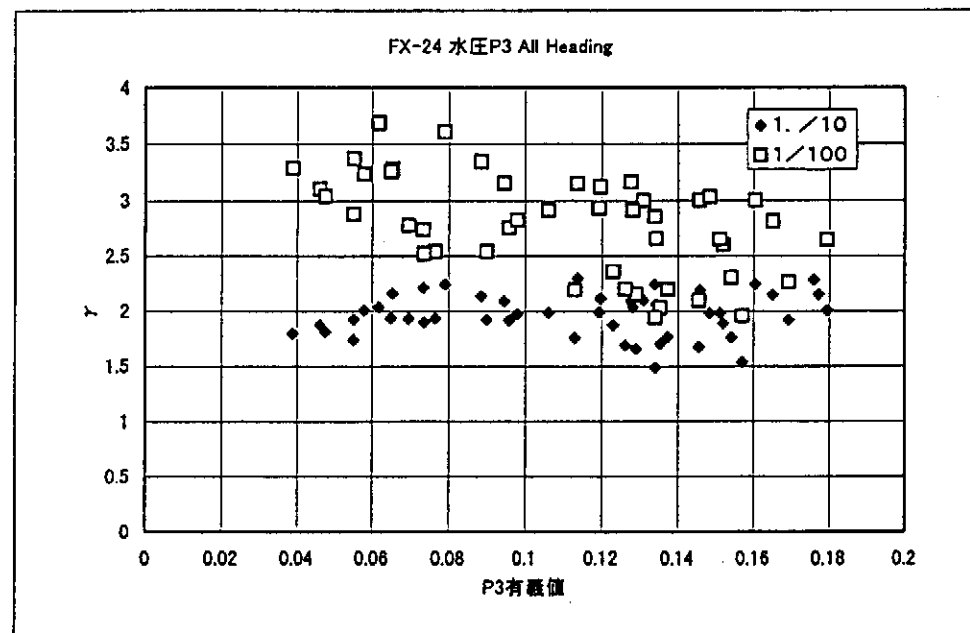
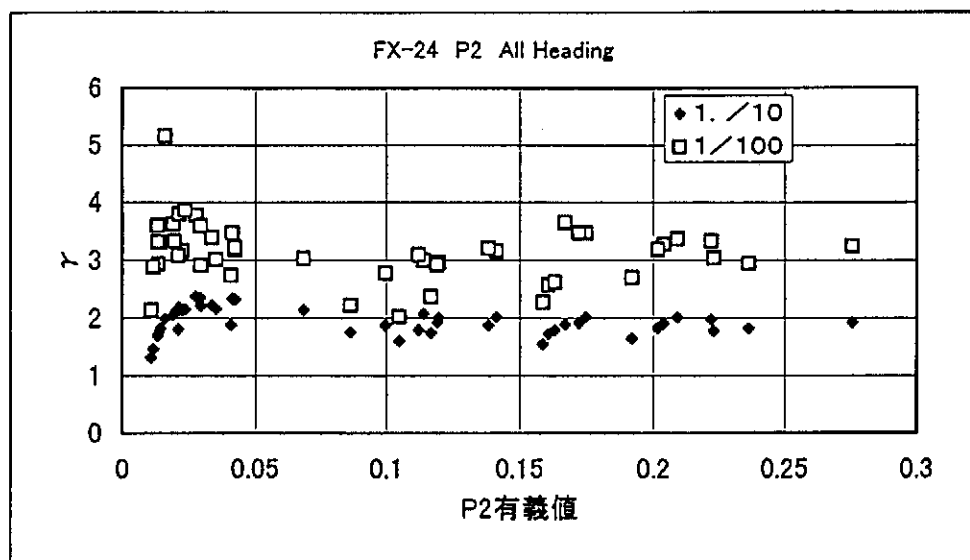
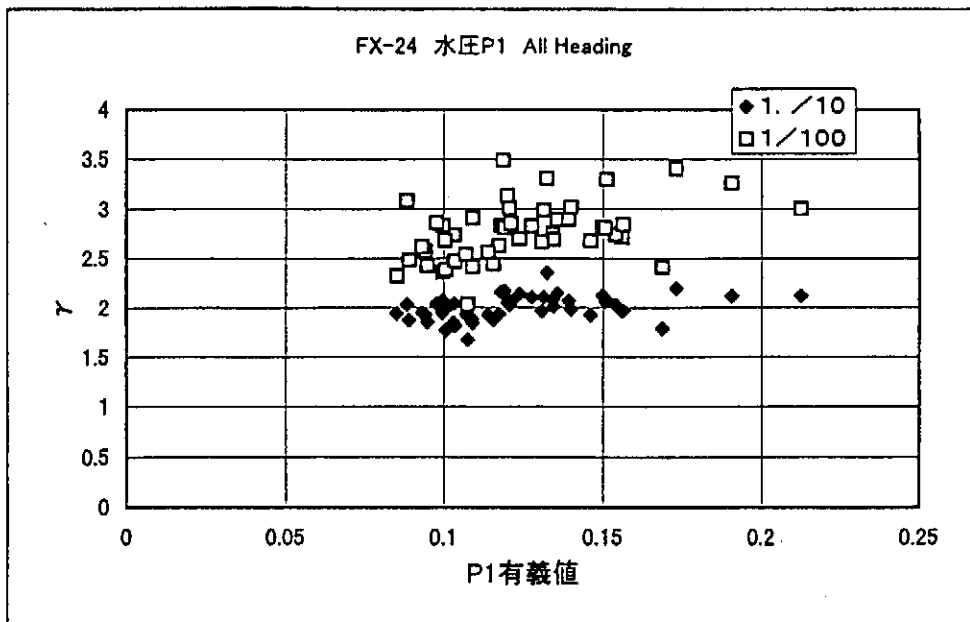


図-5.4 水圧有義値と $1/n$ 最大期待値の関係

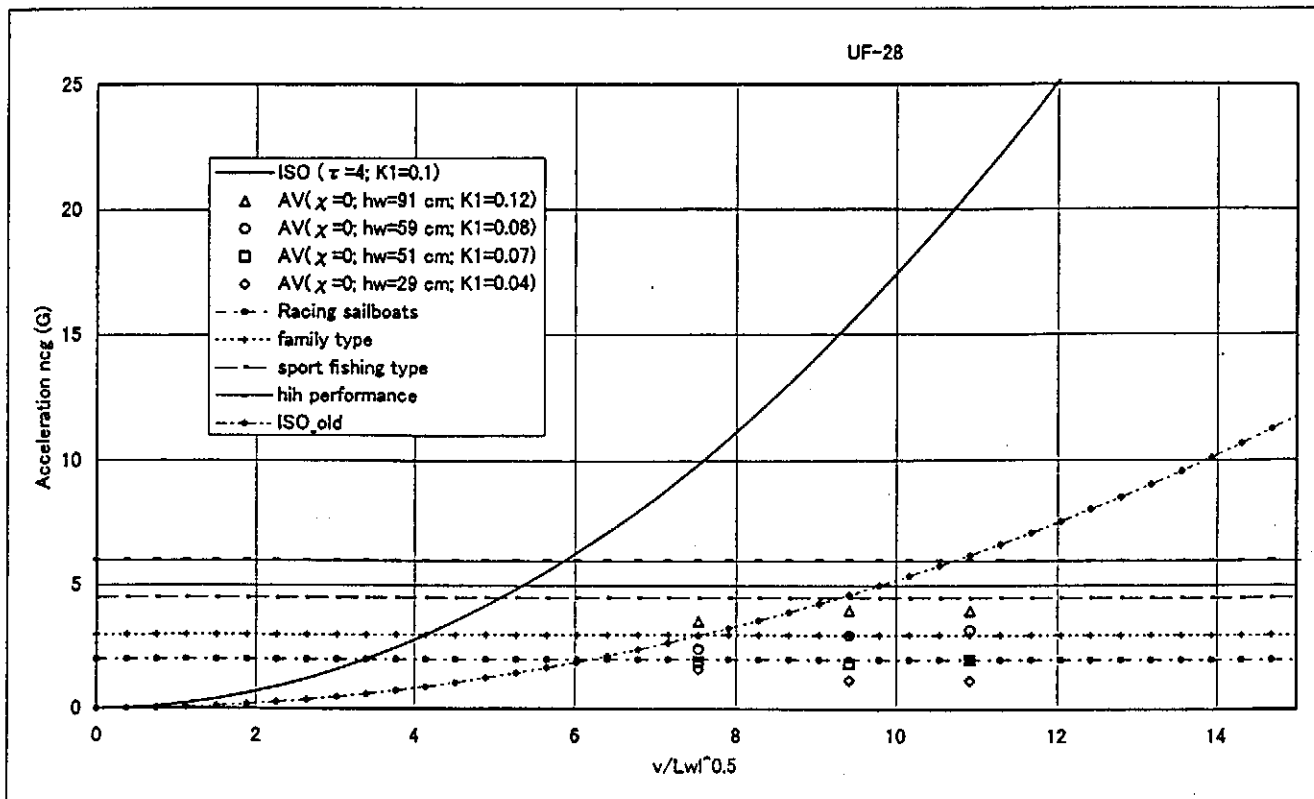


図-5.5 加速度の基準要求値と計測値の比較

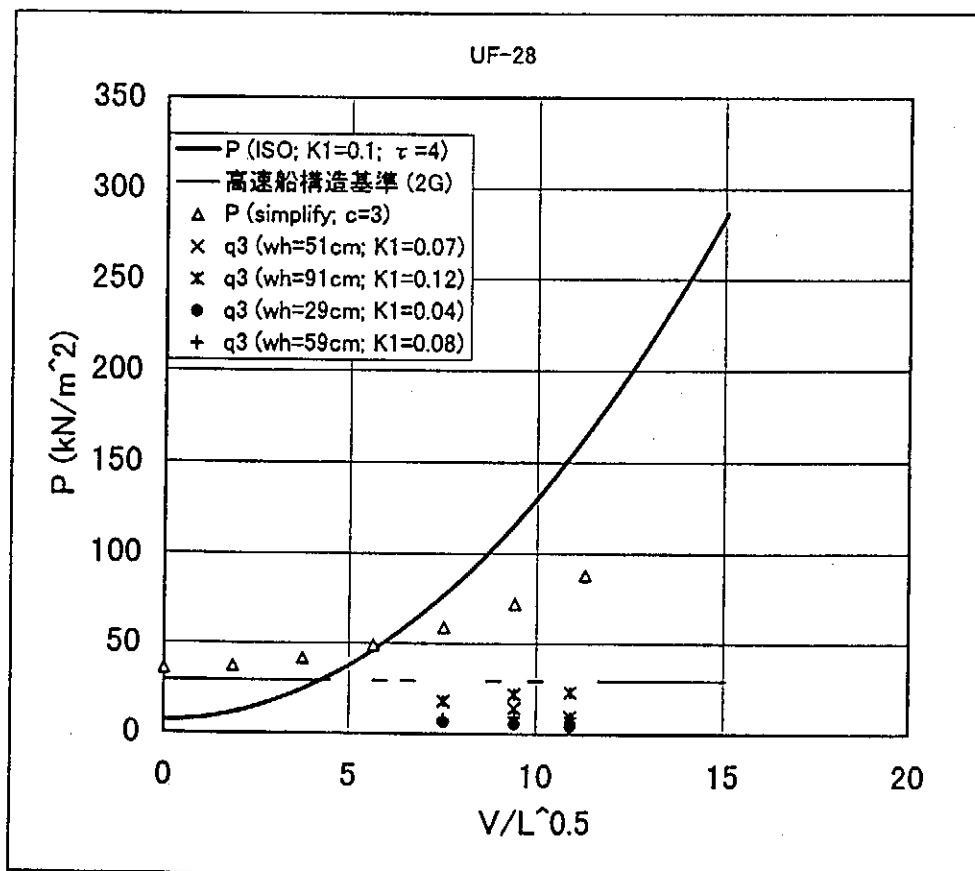


図-5.6 水圧の基準要求値と計測値の比較

小型高速艇の波浪中及び落下実験報告書

1. はじめに.....	3
2. 実験方法.....	3
2. 1 供試艇.....	3
2. 2 実験の概要.....	3
2. 2. 1 波浪中実験.....	3
2. 2. 2 落下実験.....	3
3. 波浪中実験結果.....	4
3. 1 アルミ合金艇.....	4
3. 1. 1 船体運動.....	4
3. 1. 2 加速度.....	4
3. 1. 3 船底衝撃水圧.....	5
3. 2 複合艇.....	5
3. 2. 1 船体運動.....	5
3. 2. 2 加速度.....	5
3. 2. 3 船底衝撃水圧.....	5
3. 3 統計的性質.....	5
4. 落下実験結果.....	6
4. 1 アルミ合金艇.....	6
4. 1. 1 艇の変形.....	6
4. 1. 2 加速度.....	6
4. 1. 3 船底衝撃水圧.....	6
4. 2 複合艇.....	6
4. 2. 1 加速度.....	6
5. まとめ.....	6

1. はじめに

小型艇の検査基準見直しのために、平成9年度事業の一環として、アルミ合金艇及びFRPとゴムからなる複合艇の2隻について波浪中実験と落下実験を実施した。実験結果についてまとめたので報告する。尚、本実験結果は、「小型高速艇の落下試験方法の検討」の資料である。

2. 実験方法

2. 1 供試艇

実験に使用した2隻の供試艇の主要目を表-2.1.1に示す。

複合艇はアキレスマリン社製で、艇体はFRP製の船体部とゴム製の舷側部からなる登録長4.41m、8人乗りの救助艇である。

アルミ合金艇は、オーストラリアからの輸入艇で、登録長3.06mの3人乗りで、主に平水区域でブラックバス釣り用の艇である。また、車による運搬を容易にするため、アルミ合金A5052を材料とした軽量化を目的に作られたもので、いわゆるアルミ製カートッパーと呼ばれる。

2. 2 実験の概要

2. 2. 1 波浪中実験

(1) 実験条件

波浪中実験は、葉山マリーナ沖で、平成9年5月21日と28日の両日にそれぞれ複合艇及びアルミ合金艇について実施された。実験時の海象を表-2.2.1.1に示す。

実験は船速、波との出会い角、チルト角を変化させ実施した。実験時の艇の積載条件は両試験艇とも満載状態とした。実験条件の一覧表を表-2.2.1.2に示す。

(2) 計測項目と計測方法

計測項目を表-2.2.1.3に示す。船首、船体中央、船尾における上下加速度、船底パネル歪み、また、FOG(Fiber Optical Gyro)により、アルミ合金艇はピッチとロール角速度を、複合艇はピッチとロールの角度を計測した。各センサ配置を図-2.2.1.1に示す。

実験中の計測は、助走から定速状態になるまで1分程度、その後計測を開始し、約2分間計測した。データは増幅器を内蔵したコスモ社製のPCカードレコーダDR160に記録した。

2. 2. 2 落下実験

(1) 実験条件と実験方法

平成9年6月6日及び10日にそれぞれ複合艇及びアルミ合金艇の落下実験を実施した。実験時の艇の積載条件は、両試験艇とも軽荷状態と満載状態とした。それぞれの状態について落下高さ、姿勢をパラメータにして実験を行った。アルミ合金艇および複合艇の実験条件を表-2.2.2.1に示す。実験は、(財)船舶艀装品研究所の落下試験水槽(幅15m、長さ10m、深さ4m)で、クレーンで船体を吊り下げ、油圧装置により離脱させ水面へ自由落下させた。落下時に艇が回転運動しないように、吊り下げ時のフックの位置は、重心線上の位置とした。落下姿勢は、積載した砂袋を移動させてトリム角を調整した。

(2) 計測項目と計測方法

複合艇及びアルミ合金艇の落下実験時の計測項目をそれぞれ表-2.2.2.2に示す。データは、出力信号を増幅器を介してソニー社製のデジタルデータレコーダPC216AXによりDATテープに記録した。

3. 波浪中実験結果

実験で計測されたデータは、船舶技術研究所の実船実験データ解析システム上に移され、統計解析プログラムにより処理された。本システムは、実船実験により得られる膨大なデータをネットワークにより利用することを念頭におき、データ処理ソフト PV-WAVE を用いてデータ解析を行うものである。

実験結果の時系列波形から必要に応じてノイズ処理を施し、統計解析プログラムにより、計測データの瞬時値の平均、標準偏差、最大、最小及び、片振幅及び倍振幅の平均、最大、最小、平均周期、有義値、1/10 最大平均値、1/100 最大平均値、1/1000 最大平均値等を計算した。統計解析にあたり、ピーク値のヒストグラム、ワイブルプロットにより分布形状の検討を行った。

振幅を求める際、ここではゼロアップクロス法を用いた。ゼロアップクロス法とは、平均値をマイナス側からプラス側に横切ったあと、再度横切るまでの時間及びその時の振幅を解析する方法である。振幅は1周期の間での最大値と最小値の差である複振幅をとった。

3. 1 アルミ合金艇

実艇の波浪中実験で速度を一定に保持することは困難であり、操船可能な範囲でエンジン回転数を一定に保持する方法で実験を行った。6.0kt から約 13kt の範囲で実施した。図-3.1.1 にアルミニウム合金艇の波浪中実験における計測波形の例を示す。

以下の報告は有義値で整理している。

3. 1. 1 船体運動

FOG(Fiber Optical Gyro)の不調から、運動の代わりにピッチ角速度、ロール角速度の計測を行った。図-3.1.1.1 に船速とピッチ角速度の関係をチルト角をパラメタに示す。波高 0.4m、向波状態での実験結果である。チルト角をダウンさせることにより、ピッチング角速度が抑えられている。チルト角標準の角速度応答の方が大きく、速度による変化は小さいことがわかる。

3. 1. 2 加速度

チルト角標準、波高 0.2m の実験条件における、出会い角と船首上下加速度との関係を図-3.1.2.1 に示す。ここでは、出会い角 0 度は向波状態を、45 度は右斜め向波を表す。向波状態が最も厳しく、追波状態と比べるとほぼ2倍の加速度となっている。以下、主に向波状態で検討する。

次に、波高 0.4m の実験におけるピッチング角速度振幅と船首上下加速度の関係を図-3.1.2.2 に示す。平成8年度に実施した実船実験におけると同様に、ピッチング角速度振幅と船首上下加速度の間には強い相関が認められる。すなわち、向波中ではピッチング角速度振幅も大きく、船首上下加速度も大きい。一方、追波中ではピッチング角速度振幅も小さく、船首上下加速度も小さい。

チルト角標準状態での船速と上下加速度の関係を図-3.1.2.3 に示す。AVF,AVM,AVA はそれぞれ船首、船体中央、船尾における加速度を示す。船速と上下加速度の関係は、場所によらずほぼ線形の関係が見られる。平成8年度に実施した比較的大型艇(7~8m)の計測と同様の結果が得られた。

上下加速度の長手方向の分布を図-3.1.2.4 に示す。船体中央部上下加速度に対する船首上下加速度の比は追波、船速の遅いところではほぼ2倍であり、向波状態あるいは高速域では、その比が大きくなる傾向にある。

3. 1. 3 船底衝撃水圧

幅方向に同じ位置(BP1、BP3、BP6)での船底水圧の船長方向分布をチルト角標準、向波、波高 0.4m で比較したものを図-3.1.3.1 に示す。BP1 近傍は船底が膨らんだ形状をしているため、トリム、ピッチング運動の影響で衝撃を受けやすい。計測結果にもその傾向が認められる。

SS3 における船底水圧の船底幅方向の分布をチルト角標準、向波、波高 0.2m で比較したものを、図-3.1.3.2 に示す。SS3、SS4.5 とも船速に関係なく、全体的に舷側が大きな傾向を示す。

チルト角標準、向波状態で波高 0.2m と 0.4m において、船速と船底水圧の関係を示したものが、図-3.1.3.3 である。船速に対してほぼ線形の関係になっていることがわかる。また、波高が高くなると、各計測点とも大きな水圧となるが、BP1 は波高の影響が特に大きい。

つぎに船首上下加速度と船底水圧の関係をチルト角標準、向波状態で示したものが、図-3.1.3.4 である。船首上下加速度と船底水圧も線形の関係が見られる。

3. 2 複合艇

船速はあらかじめ平水中の速力試験で求めた船速とエンジンの回転数から決定したが、波浪中での回転数設定が困難で速度を保持することができず、結果として、18kt から 25kt の範囲の実験になった。図-3.2.1 に複合艇の波浪中実験における計測波形例を示す。アルミ合金艇と同様有義値でデータを整理した。

3. 2. 1 船体運動

図-3.2.1.1 に船速とピッチ角振幅の関係を示す。船速とともにピッチ角振幅は減少する。チルト角標準状態では波高が 0.6m、一方、チルト角ダウン状態では、波高が 1.0m であったため、チルト角ダウン状態の方が大き目のピッチ角振幅となっている。

3. 2. 2 加速度

図-3.2.2.1 に波向と船首上下加速度の関係を示す。斜め波で同調している。

波高 1.0m、向波状態での船速と上下加速度の関係を図-3.2.2.2 に示す。船速に対してほぼ線形の関係にある。

加速度の長手方向分布を図-3.2.2.3 に示す。アルミ合金艇同様、船首上下加速度の船体中央上下加速度に対する比はほぼ 2 倍である。

3. 2. 3 船底衝撃水圧

船速と船底水圧の関係を図-3.2.3.1 に示す。船速に対しほぼ線形の関係にある。

上下加速度と船底水圧も図-3.2.3.2 よりほぼ線形の関係にある。

3. 3 統計的性質

構造設計基準の中の要求船底水圧には、船体上下加速度が重要なパラメータとなっている。日本の高速船構造基準では、船首上下加速度の有義値が、また、DnV、LR などでは、船体重心位置での上下加速度の 1/100 最大平均値が使用されている。

平成 8 年度に行った 2 隻のプレジャーボートの波浪中試験の統計解析結果からは、上下加速度の極値分布はレイレー分布よりも、むしろ指数分布に近い傾向を示した。今回の実験結果をアルミ合金艇と複合艇で整理したものが、それぞれ図-3.3.1、図-3.3.2 である。1/100 最大平均値と有義値との比は、アルミ合金艇ではレイレー分布に近く、複合艇ではサビツキーの分布(正規分布)に近い。

4. 落下実験結果

波浪中実験解析と同様フィルタリングをして、高周波数の船体振動成分を除去した。自由落下時の計測値と着水の衝撃による計測値との差を計測値とした。

4. 1 アルミ合金艇

4. 1. 1 艇の変形

実験は、軽荷状態でトリム角が大きい状態から満載状態のトリム角が小さくなる厳しい状態となるような順に行った。落下実験の様子を写真-4.1.1.1 に示す。軽荷状態では、艇には変化なかったが、満載状態の1mからの落下実験状態で船体中央部から少しずつ変形が認められた。落下実験による変形の進展の様子を図-4.1.1.1 に示す。

4. 1. 2 加速度

図-4.1.2.1 に落下高さとして船体重心位置での上下加速度の関係を、満載状態について示す。落下高さに対して線形の関係になっていない。これは、弾性体の影響であると考えられる。

図-4.1.2.2 に落下高さ 0.5m、満載状態でトリム角を変化させた時の船首、船尾上下加速度の変化を示す。トリム角ゼロ度では船尾が大きいですが、トリム角が大きくなるに従って、船首上下加速度が大きくなる。これは、船尾着水と同時に、船尾がたたかれることにより、そこが回転中心になって、船首がたたかれるためと考えられる。トリム角が小さいときは、船尾上下加速度の方が船首上下加速度に比べ大きい。これは、船首の方が船底傾斜角が大きいためと考えられる。

4. 1. 3 船底衝撃水圧

図-4.1.3.1 に満載状態で、落下高さ 1.0m から落とした時の、トリム角ゼロ度と3度での水圧の分布を示す。ここで、トリム角3度の状態はベースラインが水平になる姿勢である。従ってトリム角ゼロ度で落下させたときはBP1 付近が最初に水面に着水するために、BP1 が他の計測値に比べてかなり大きくなっていることがわかる。トリム角3度の場合はトリム角ゼロ度の場合のように、BP1 に大きな水圧は発生していない。以下トリム角3度でデータを整理した。

図-4.1.3.2 に軽荷状態、トリム角3度の実験時における、船体重心位置での上下加速度と船底水圧の関係を示す。トリム角3度では船底がほぼ同時に着水するため、船首上下加速度と船底水圧の関係は線形の関係となっている。

図-4.1.3.3 に軽荷状態、トリム角3度で落下させたときの幅方向の水圧分布を示す。波浪中実験と違い、船体中心線に近い方が大きな水圧が発生している。

4. 2 複合艇

アルミ合金艇同様、落下高さとしてトリム角をパラメータに、軽荷状態と満載状態で実験を行った。落下実験の様子を写真-4.2.1 に示す。

4. 2. 1 加速度

落下高さとして上下加速度の関係を図-4.2.1.1 に示す。船首上下加速度と、船尾上下加速度はほぼ同じ加速度がかかっている。これは、船底傾斜角が長手方向にほぼ同じことによる。

船体重心位置での上下加速度の関係を図-4.2.1.2 に示す。アルミ合金艇ほどではないが、弾性体の影響が表われている。

5. まとめ

- ・波浪中実験で、加速度及び水圧の長手方向の分布について調べると、船首部付近での応答は、船体中央部や、船尾部付近に比べほぼ2倍以上の値を示す。これは船体のピッチング運動に起

因するものである。一方、落下試験では船首部の応答と船尾部の応答はほぼ同じであるか、アルミ合金艇のように、逆に船尾部の応答の方が大きくなる。これは船底傾斜角の影響が考えられる。

- ・船底水圧の幅方向の分布は、波浪中実験と落下実験では異なる。波浪中実験では、舷側の方が大きく、落下実験では船体中心線に近い方が大きい。

- ・波浪中実験での統計解析結果から、アルミ合金艇と複合艇では統計的な分布形状が若干異なる。それは、アルミ合金艇の今回の実験のような、滑走するまでにいたらなかった場合と、複合艇のように、滑走域まで実験を行った場合の差が表れたものとする。

表-2.1.1 供試艇要目

主要目	複合艇	アルミ合金艇
船質	FRP+ゴム	アルミニウム合金
航行区域	限定沿海	平水
LOA	4.90 m	3.40 m
LWL	3.90 m	2.96 m
BOA	1.95 m	1.44 m
DOA	0.75 m	0.63 m
満載重量 (波浪中実験)	1,016.5 kg	345.6 kg
満載重量 (落下実験)	1,069.0 kg	360.8kg
軽荷重量	369.0 kg	83.5 kg

表-2.2.1.1 波浪中実験時海象

実験艇	複合艇	アルミニウム合金艇
実験日	平成9年5月21日	平成9年5月28日
実験海域	葉山マリーナ沖	
実験時海	AM 11:50 風波30cm、うねり60cm PM4:10 風波0cm、うねり1.0m	AM: 風波20cm PM: 風波40cm

表-2.2.1.2 波浪中実験条件

実験 番号	波浪中実験					
	アルミ合金艇			複合艇		
	速長 比	波向 (deg)	チルト角	速長 比	波向 (deg)	チルト角
1	3.6	0	標準	9.92	0	標準
2	3.49	180	標準	9.82	180	標準
3	6.1	0	標準	10.5	0	標準
4	6.68	180	標準	11	180	標準
5	7.38	0	標準	12.3	0	標準
6	7.21	180	標準	11.9	180	標準
7	3.72	45	標準	9.87	45	標準
8	3.78	225	標準	10.1	225	標準
9	6.1	45	標準	11.3	45	標準
10	6.68	225	標準	11	225	標準
11	7.67	45	標準	12.5	45	標準
12	6.16	0	ダウン	12.7	225	標準
13	6.51	180	ダウン	9.87	0	ダウン
14	7.9	0	ダウン	9.52	180	ダウン
15	8.02	180	ダウン	11.5	0	ダウン
16	6.28	180	アップ	11.3	180	ダウン
17	6.45	0	アップ	11.8	0	ダウン
18	7.32	180	アップ	12.6	180	ダウン
19	7.96	0	アップ			
20	5.7	0	標準			
21	7.85	0	標準			
22	8.02	180	標準			
23	3.72	0	標準			
24	6	180	標準			

表-2.2.1.3 波浪中実験計測項目

アルミ合金艇			複合艇		
CH	計測項目	記号	CH	計測項目	記号
1	ピッチ角速度	Pitch Rate	1	ピッチ角	Pitch
2	ロール角速度	Roll Rate	2	ロール角	Roll
3	船首上下加速度	AVF	3	船首上下加速度	AVF
4	船体中央上下加速度	AVM	4	船体中央上下加速度	AVM
5	船尾上下加速度	AVA	5	船尾上下加速度	AVA
6	船底パネル水圧	BP1	6	船底パネル水圧	B1
7	船底パネル水圧	BP2	7	船底パネル水圧	B2
8	船底パネル水圧	BP3	8	船底パネル水圧	B3
9	船底パネル水圧	BP4	9	船底パネル水圧	B4
10	船底パネル水圧	BP5	10	船底パネル水圧	A1
11	船底パネル水圧	BP6	11	船底パネル水圧	A2
12	船底パネル水圧	BP7	12	船底パネル水圧	A3
13	横肋骨応力	BT1	13	船底パネル水圧	A4
14	横肋骨応力	BT2	14	船底パネル水圧	A5
15	横肋骨応力	BT3	15	船底パネル水圧	A6
16	船側縦応力	SL2	16	船底パネル水圧	A7

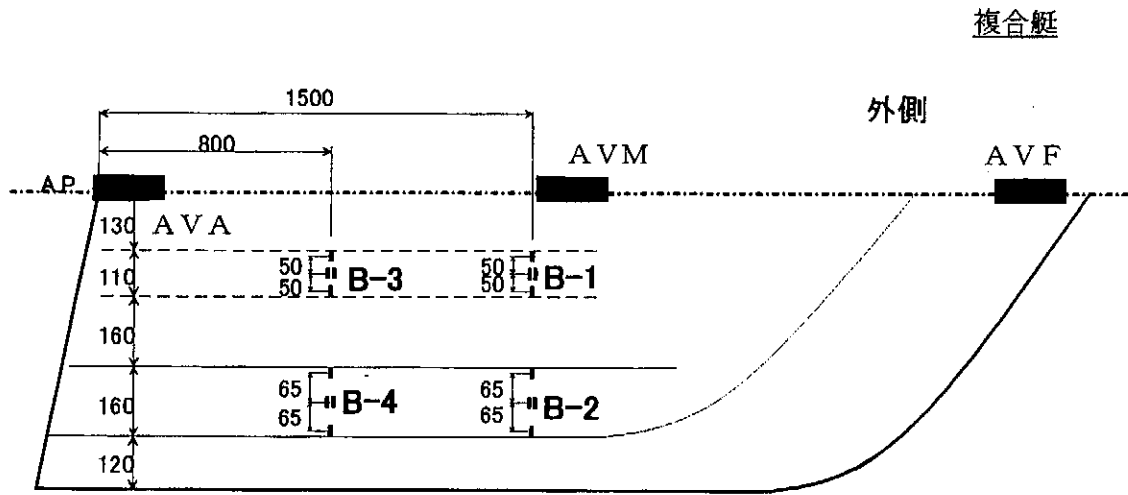
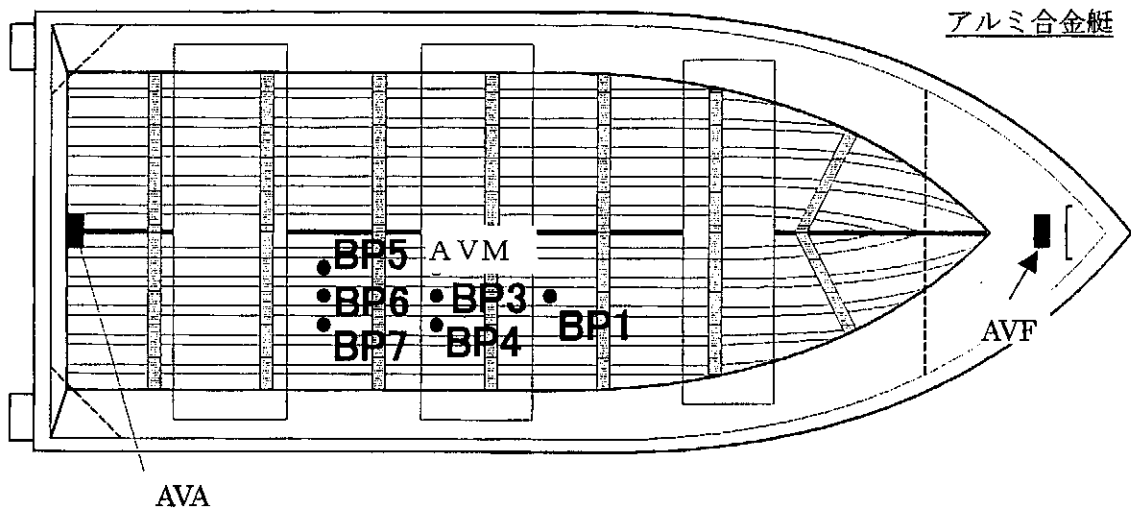


図-2.2.1.1 センサ配置図

表-2.2.2.1 落下実験条件

落下実験					
アルミ合金艇			複合艇		
落下高さ	トリム角	試験状態	落下高さ	トリム角	試験状態
0.5	9	軽荷	1	9	軽荷
0.75	9	軽荷	2	9	軽荷
1	9	軽荷	2.5	9	軽荷
1	9	軽荷	1	6	軽荷
0.5	3	軽荷	2	6	軽荷
0.75	3	軽荷	2.5	6	軽荷
1	3	軽荷	1	3	軽荷
0.5	0	軽荷	2	3	軽荷
0.75	0	軽荷	2.5	3	軽荷
1	0	軽荷	1	0	軽荷
0.5	6	軽荷	2	0	軽荷
0.75	6	軽荷	2.5	0	軽荷
1	0	軽荷	1	9	満載
1	3	軽荷	1.5	9	満載
1	6	軽荷	2	9	満載
1	9	軽荷	2.5	9	満載
0.5	9	満載	1	6	満載
1	9	満載	1.5	6	満載
0.5	6	満載	2	6	満載
1	6	満載	2.5	6	満載
0.5	3	満載	1	3	満載
1	3	満載	1.5	3	満載
0.5	0	満載	2	3	満載
0.75	0	満載	2.5	3	満載
1	0	満載	1	0	満載
1.25	0	満載	1.5	0	満載
1.5	0	満載	2	0	満載
1.75	0	満載	2.5	0	満載
2	0	満載			
2.25	0	満載			
2.5	0	満載			
2.75	0	満載			
3	0	満載			

表-2.2.2.2 落下実験計測項目

アルミ合金艇			複合艇		
CH	計測項目	記号	CH	計測項目	記号
1	船首上下加速度	AVF	1	ピッチ角	Pitch
2	船尾上下加速度	AVA	2	ロール角	Roll
3	船底パネル水圧	BP1	3	船首上下加速度	AVF
4	船底パネル水圧	BP2	4	船体中央上下加速度	AVM
5	船底パネル水圧	BP3	5	船尾上下加速度	AVA
6	船底パネル水圧	BP4	6	船底パネル水圧	B1
7	船底パネル水圧	BP5	7	船底パネル水圧	B2
8	船底パネル水圧	BP6	8	船底パネル水圧	B3
9	船底パネル水圧	BP7	9	船底パネル水圧	B4
10	横肋骨応力	BT1	10	船底パネル水圧	A1
11	横肋骨応力	BT2	11	船底パネル水圧	A2
12	横肋骨応力	BT3	12	船底パネル水圧	A3
13	船底パネル水圧	BL1	13	船底パネル水圧	A4
14	船底パネル水圧	BL2	14	船底パネル水圧	A5
15	船底パネル水圧	BL3	15	船底パネル水圧	A6
16	船底パネル水圧	BL4			
17	船底パネル水圧	BL5			
18	船底パネル水圧	BL6			
19	船底パネル水圧	BL7			
20	船底パネル水圧	BL8			
21	船底パネル水圧	BL9			
22	船底パネル水圧	BL10			
23	船側縦応力	SR			
24	船側縦応力	SL			

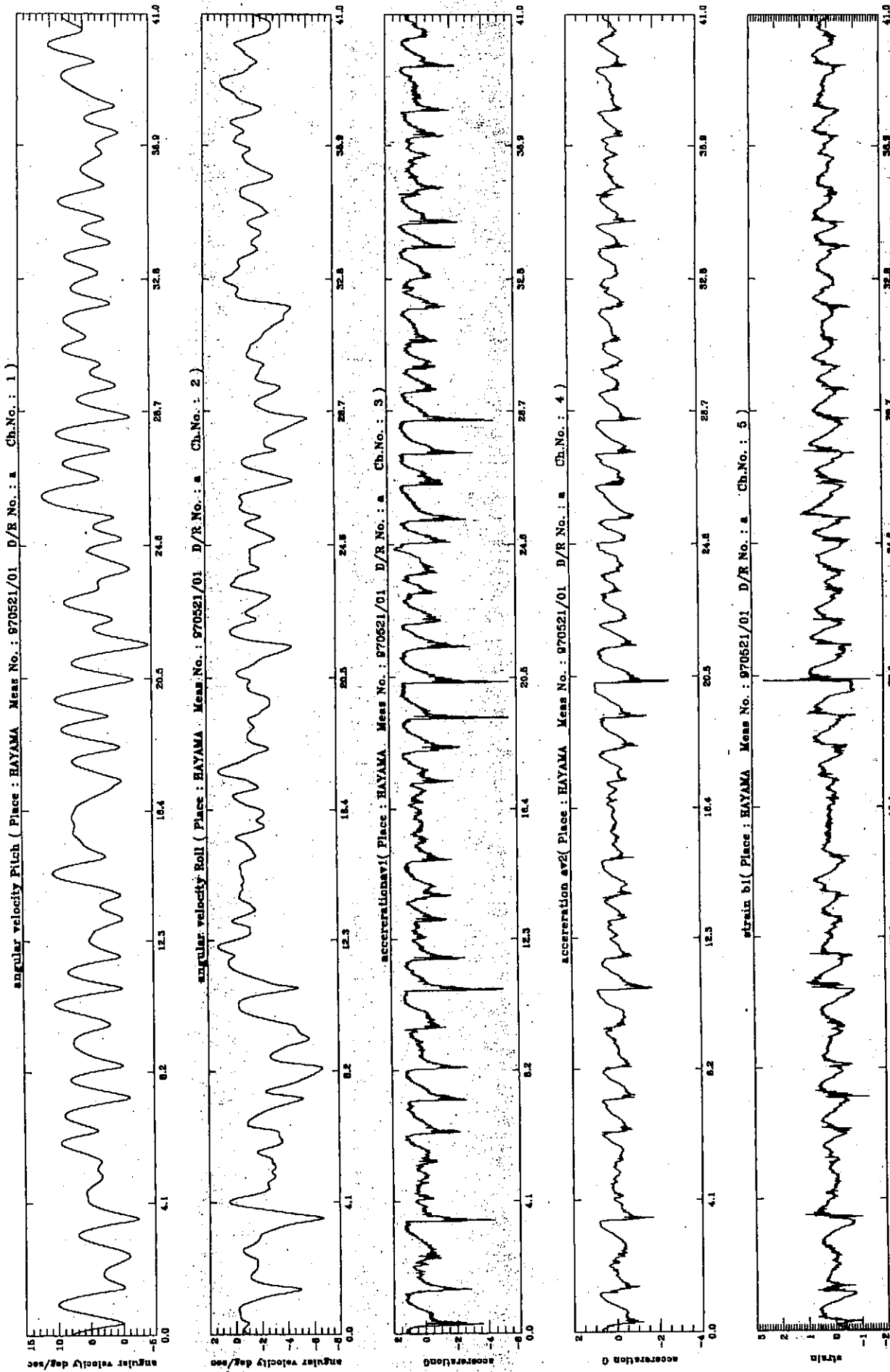


図-3.1.1 計測波形例 (アルミ合金艇)

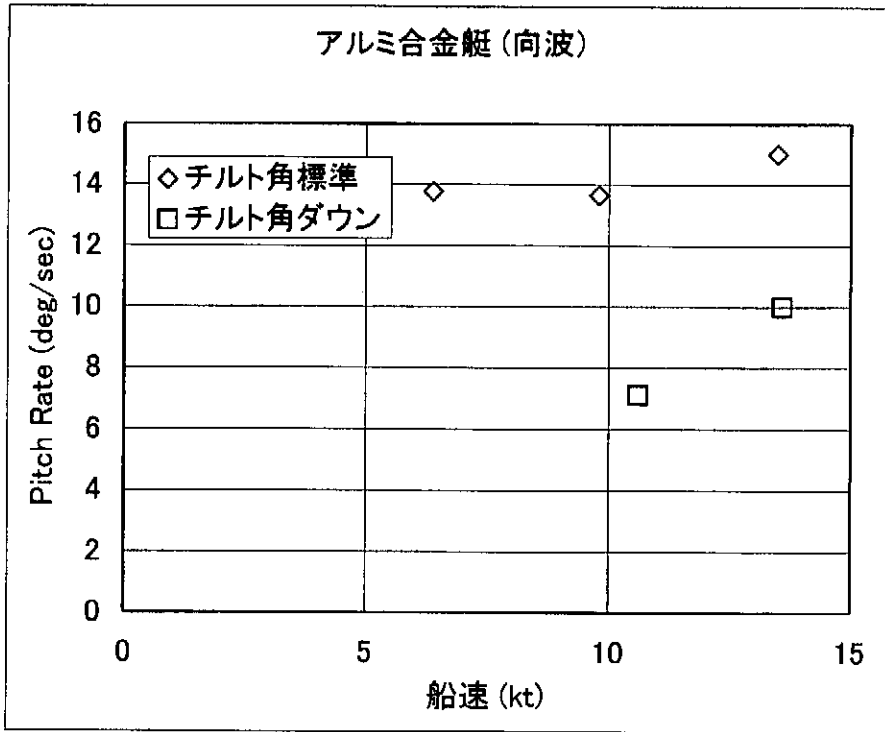


図-3.1.1.1 ピッチ角速度振幅に対するチルト角の影響

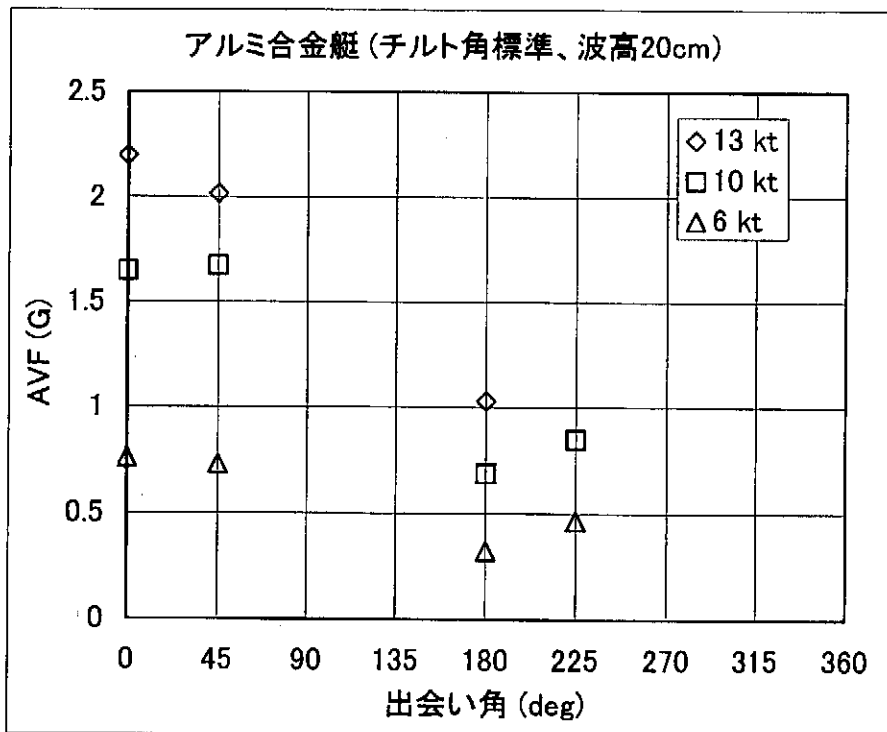


図-3.1.2.1 出合い角と船首上下加速度

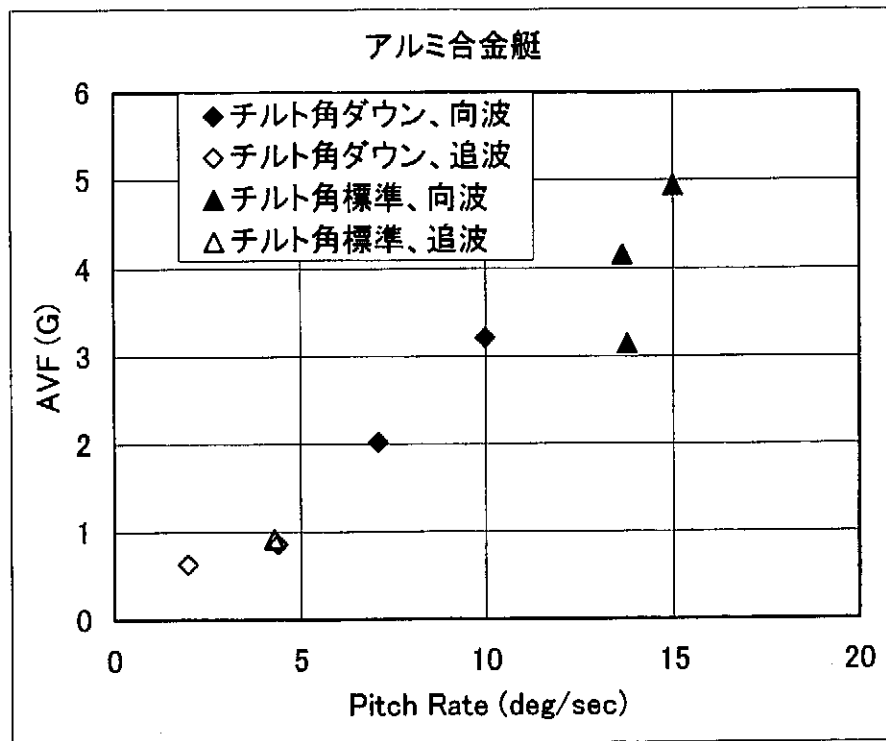


図-3.1.2.2 ピッチ角速度振幅と船首上下加速度

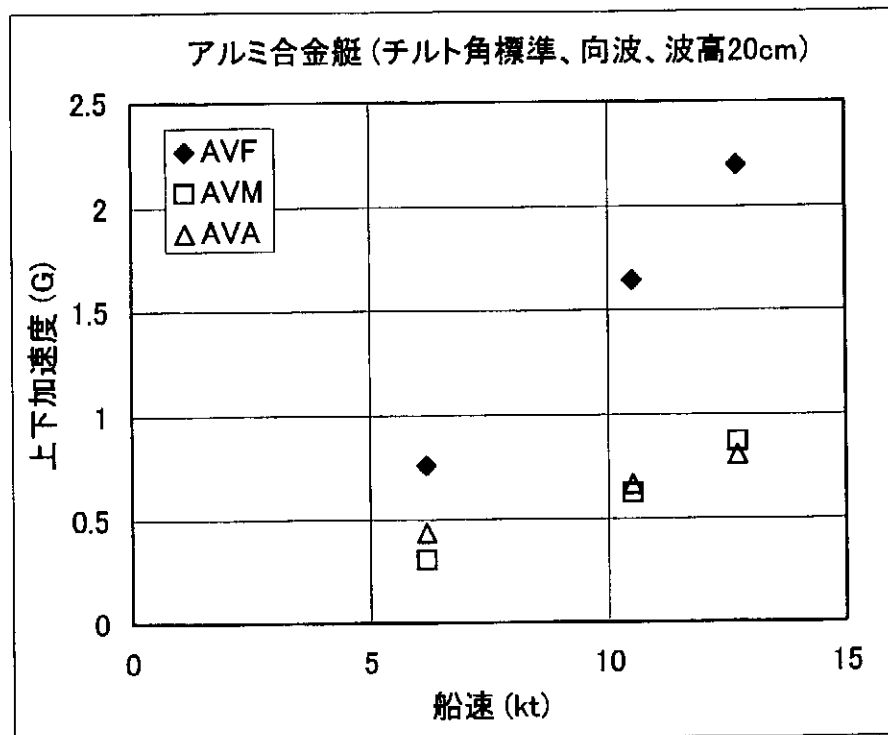


図-3.1.2.3 船速と上下加速度

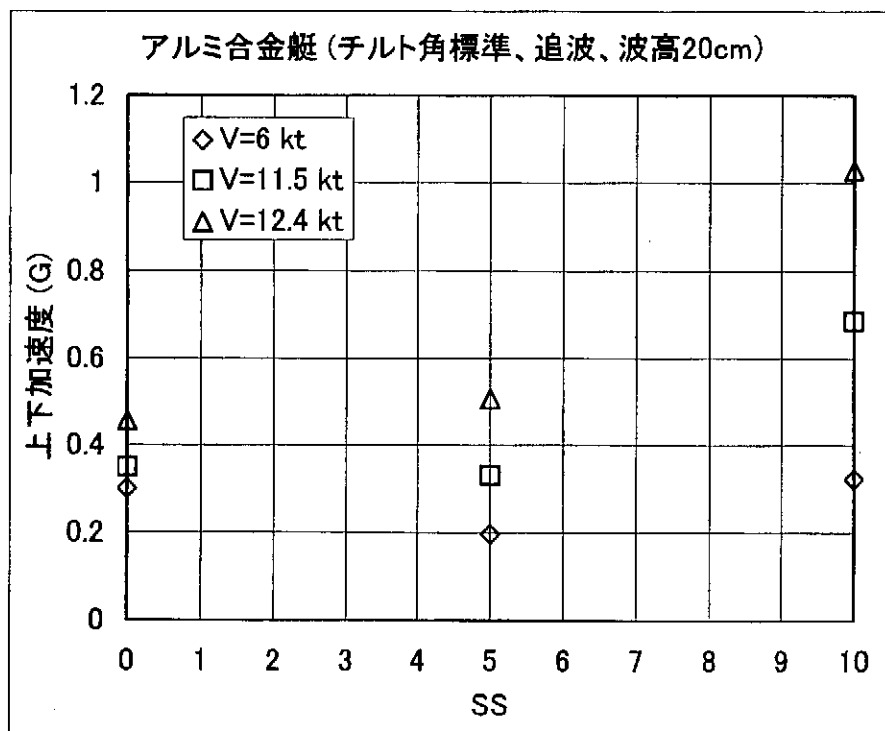
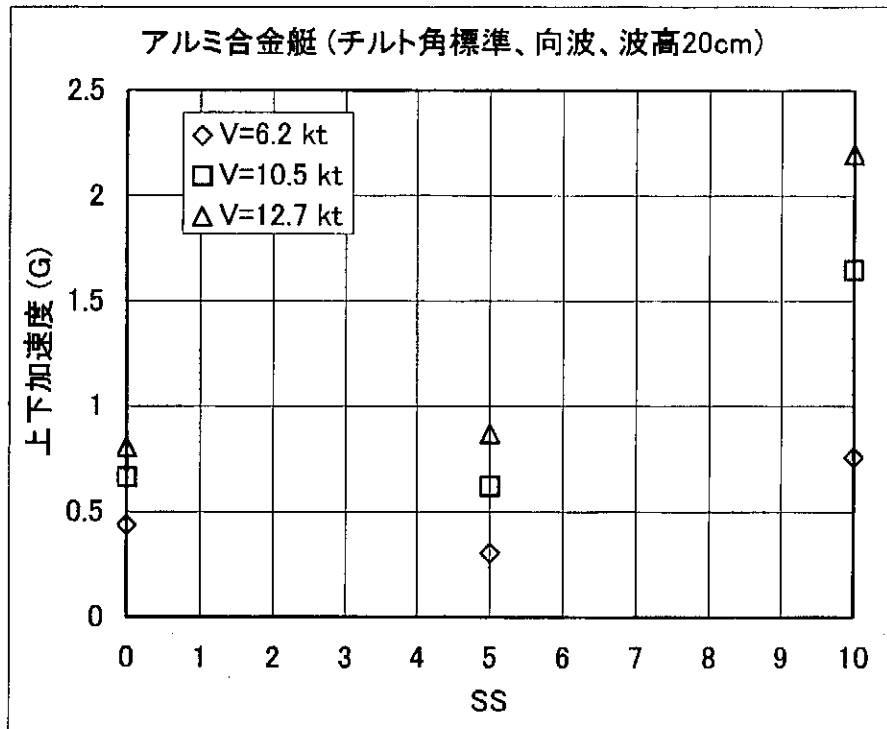


図-3.1.2.4 上下加速度の長手方向分布

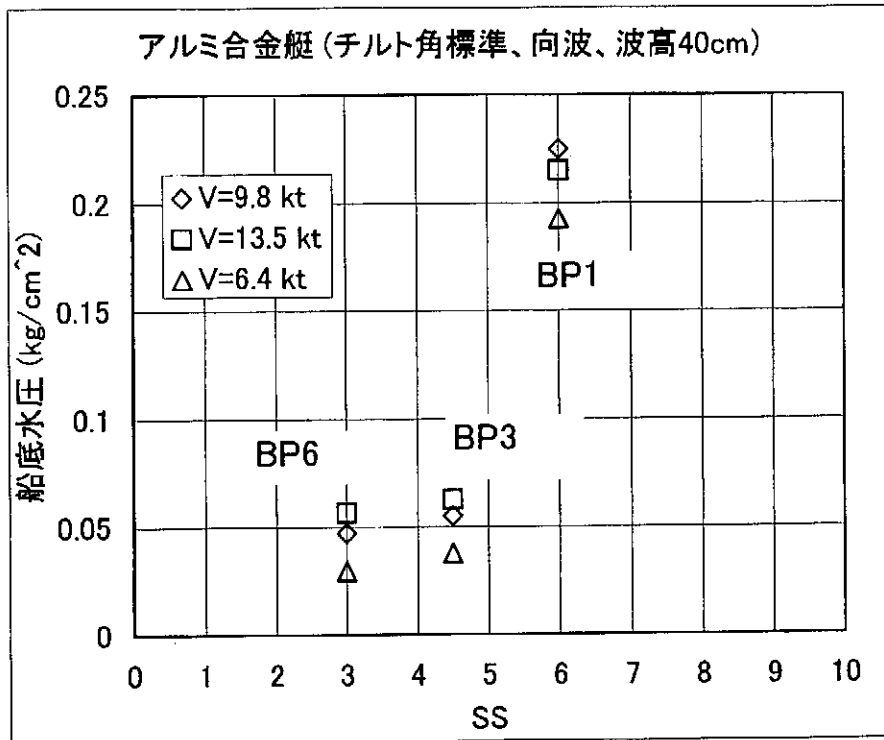


図-3.1.3.1 船底水圧の長手方向分布

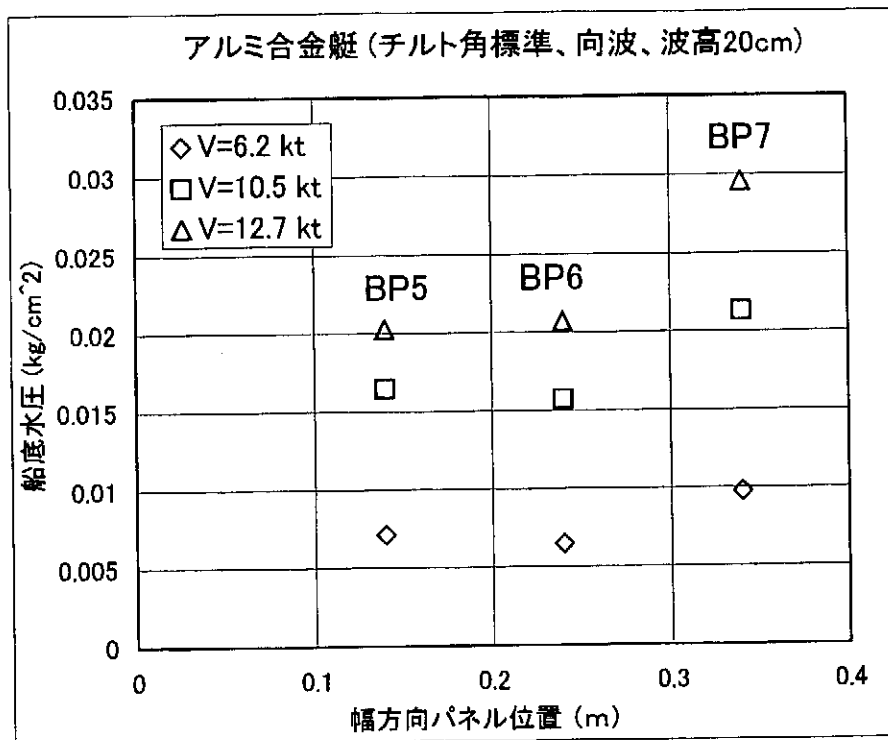


図-3.1.3.2 船底水圧の幅方向分布

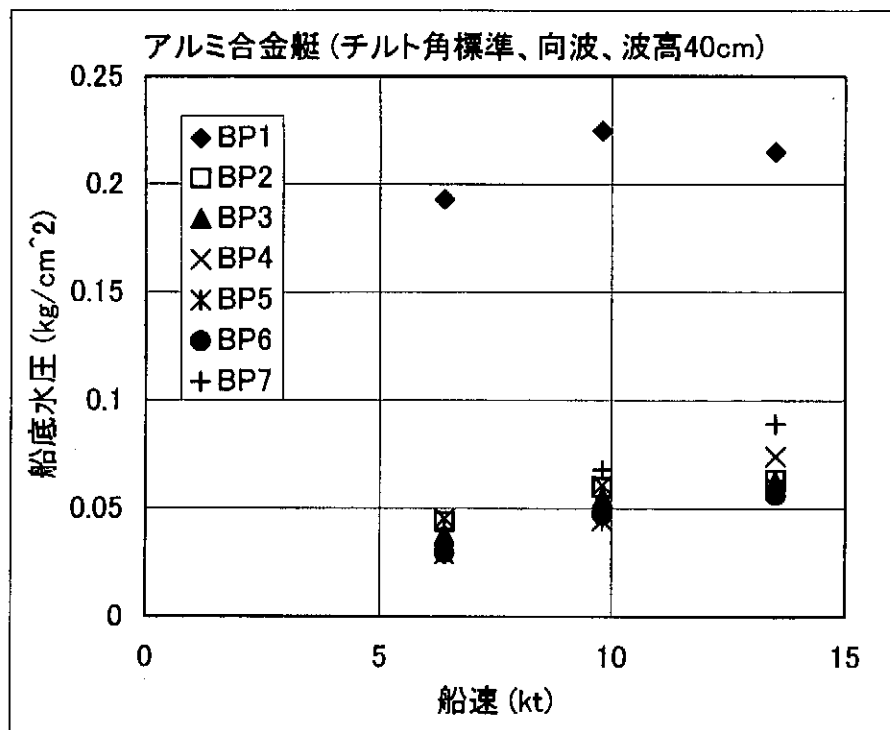
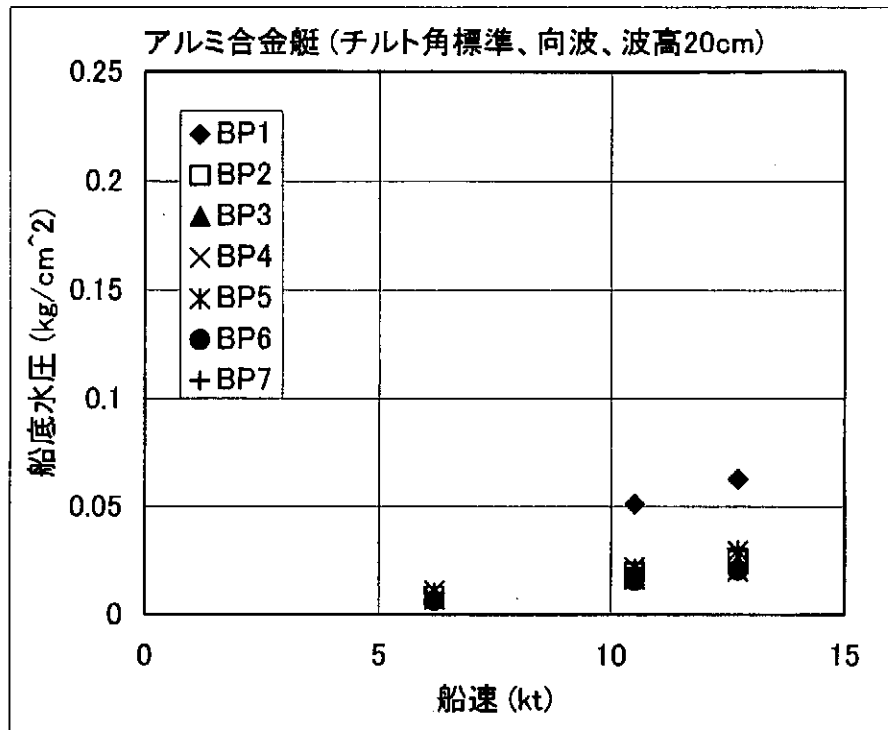


図-3.1.3.3 船速に対する船底水圧

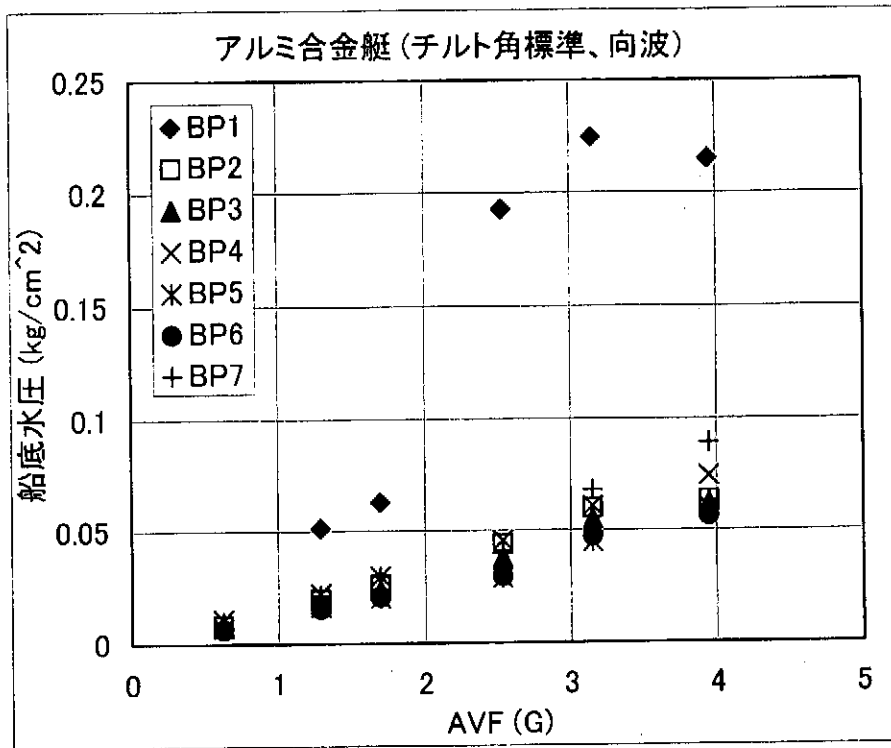


図-3.1.3.4 船首上下加速度と船底水圧

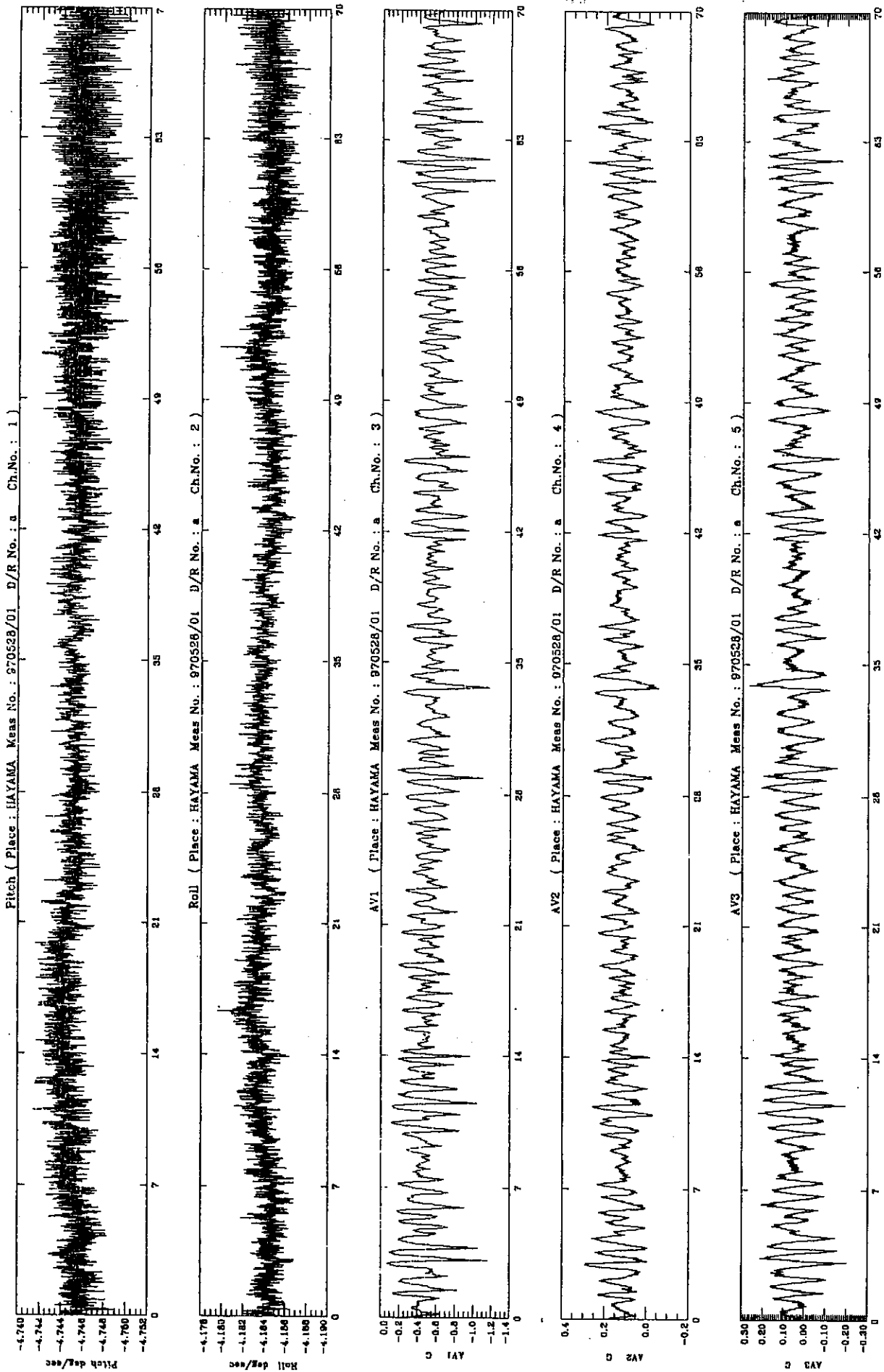


図-3.2.1 計測波形例 (複合艇)

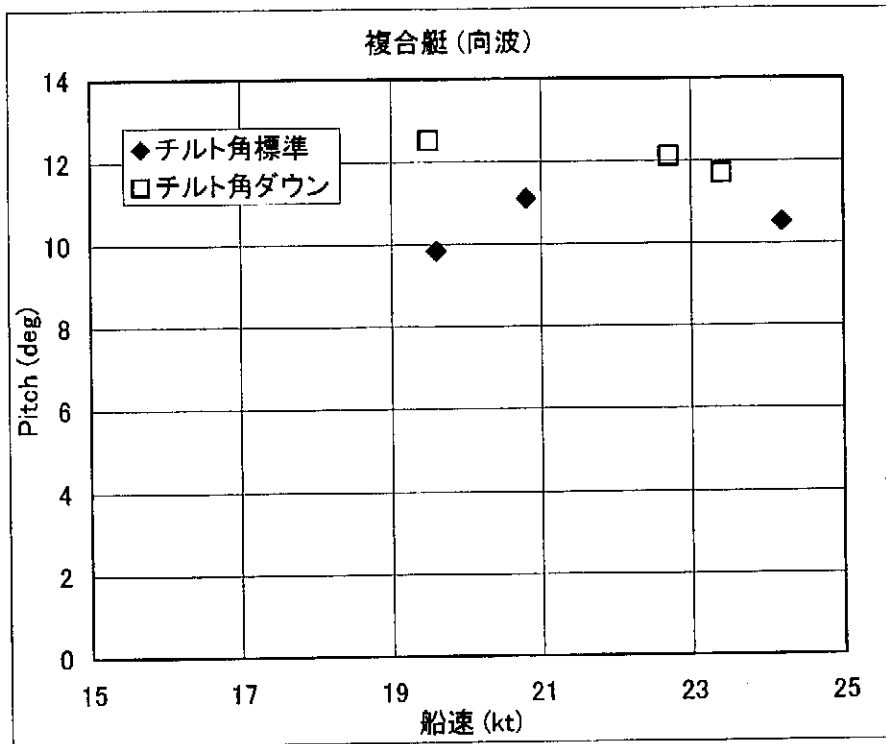


図-3.2.1.1 船速とピッチ角振幅

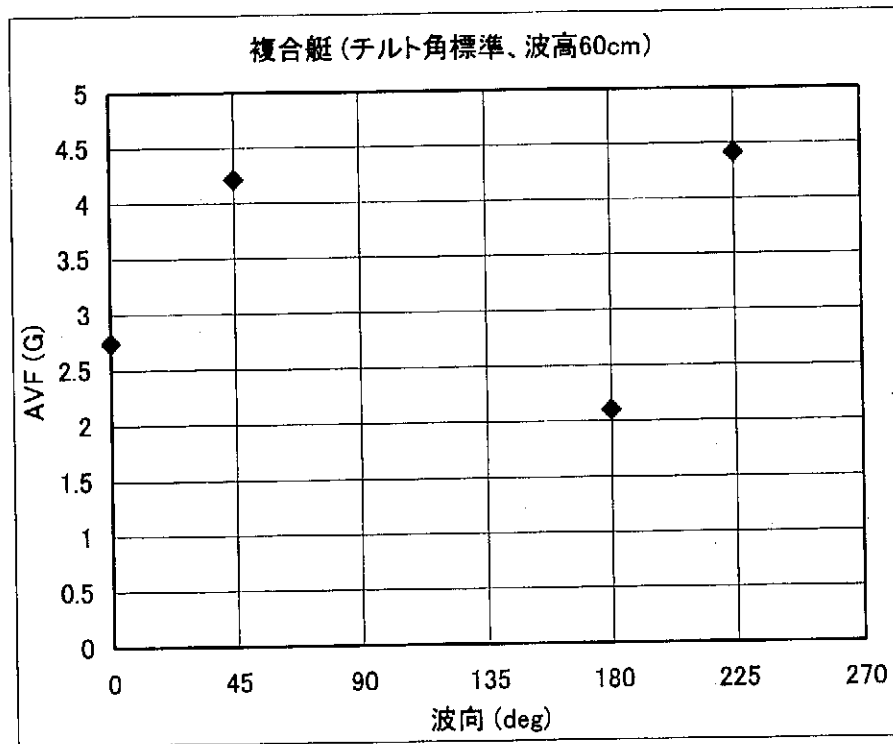


図-3.2.2.1 波向と船首上下加速度

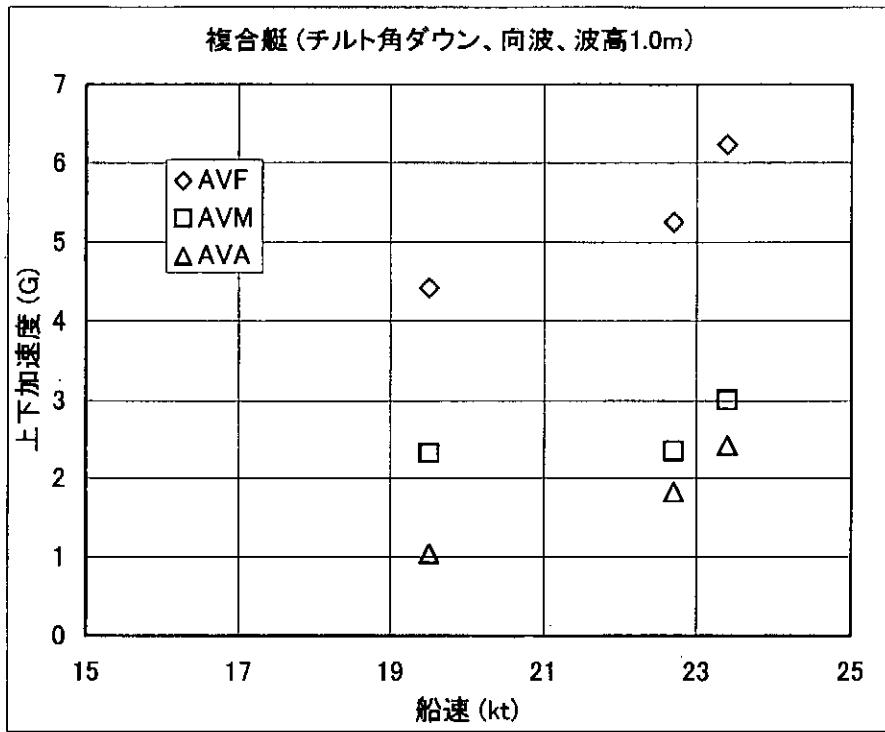


図-3.2.2.2 船速と上下加速度

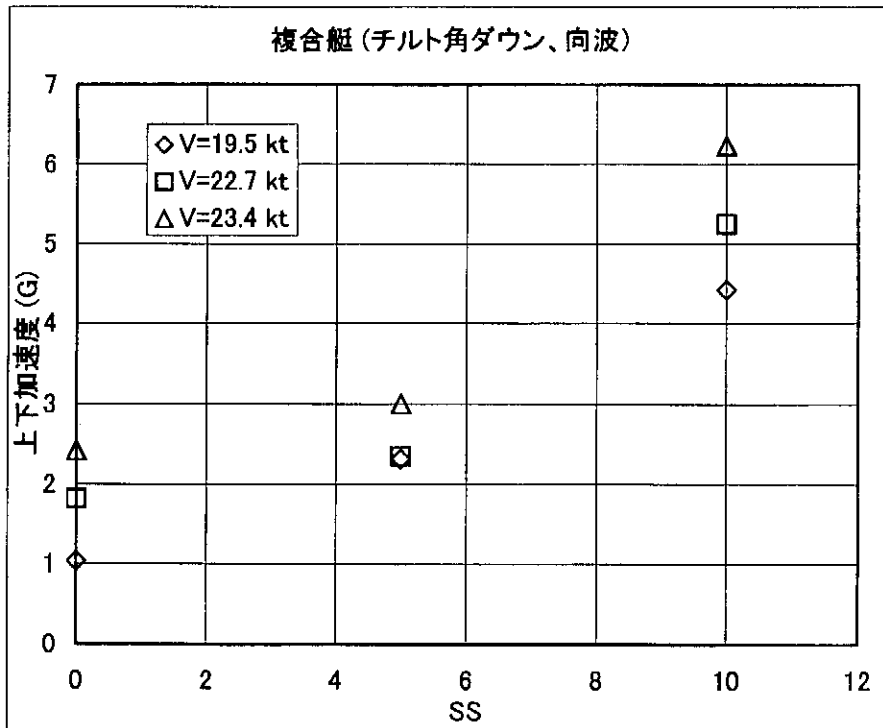


図-3.2.2.3 上下加速度の長手方向分布

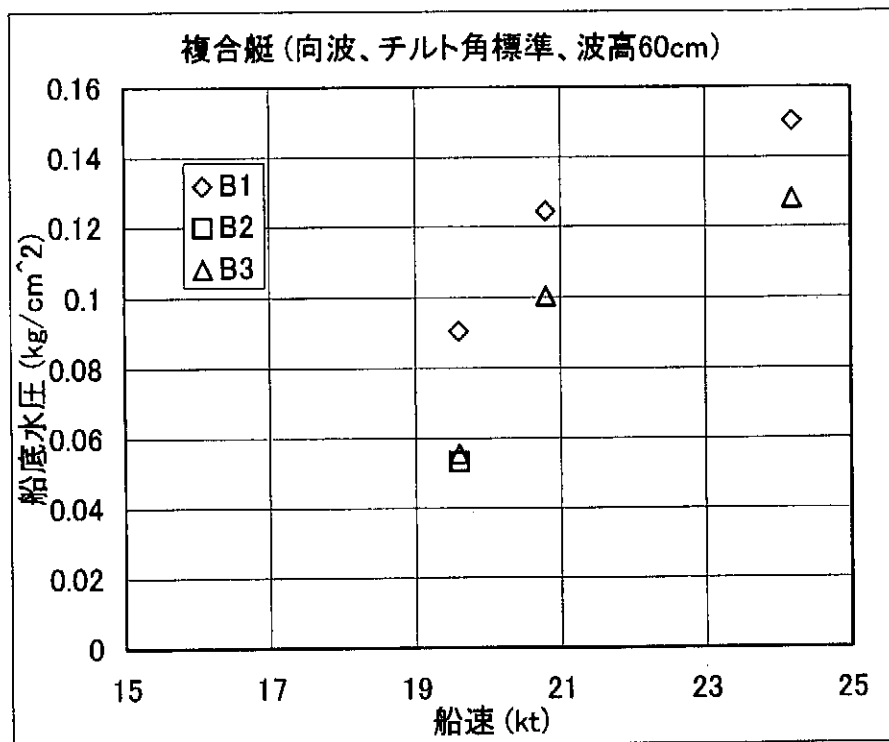


図-3.2.3.1 船速と船底水圧

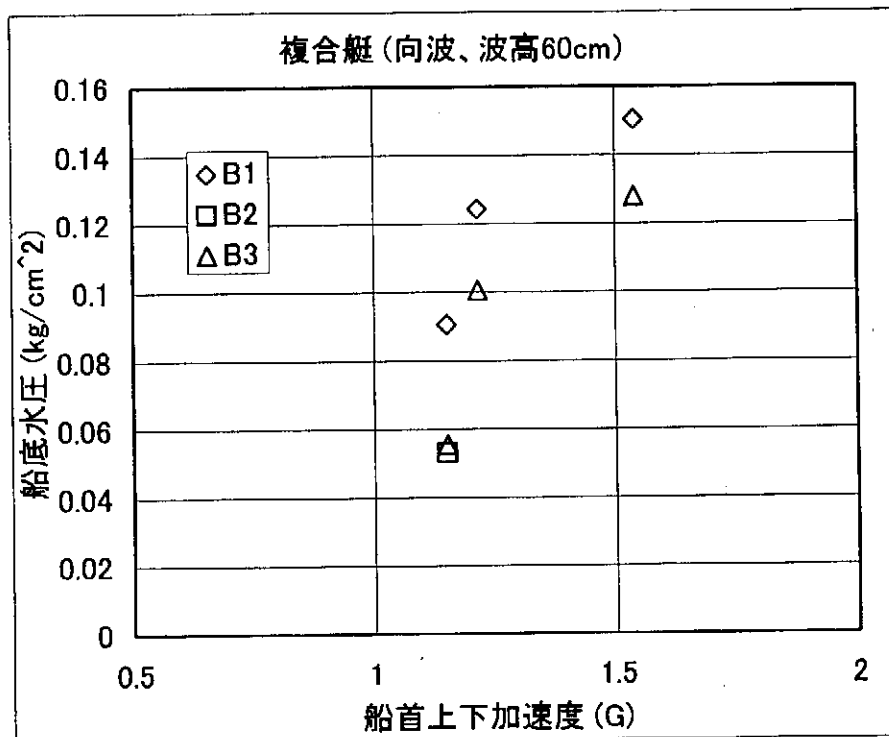


図-3.2.3.2 船首上下加速度と船底水圧

図-3.3.1 アルミ合金艇の統計的性質

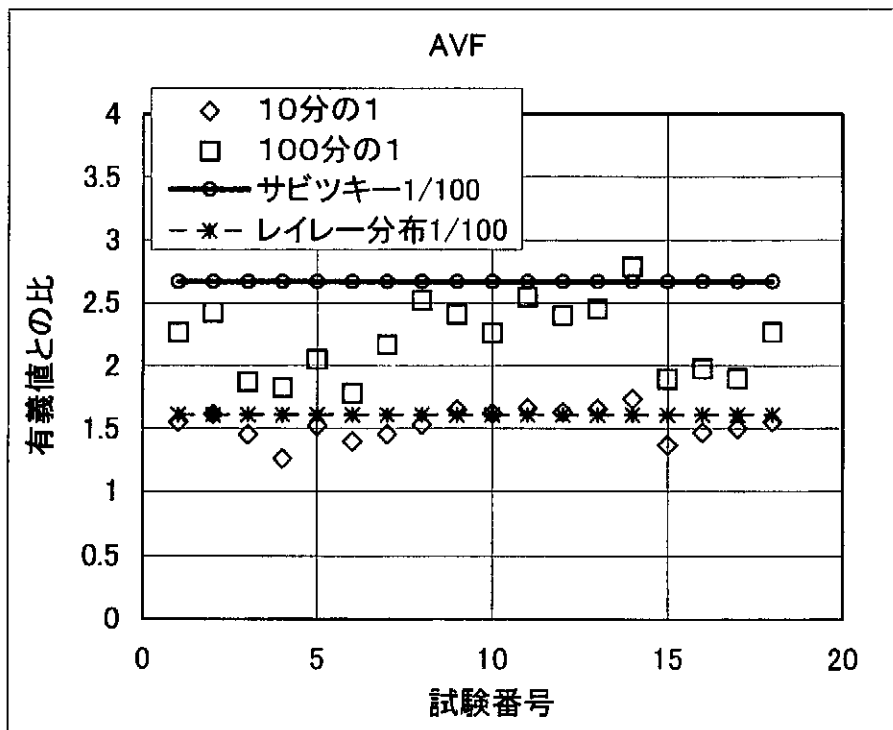
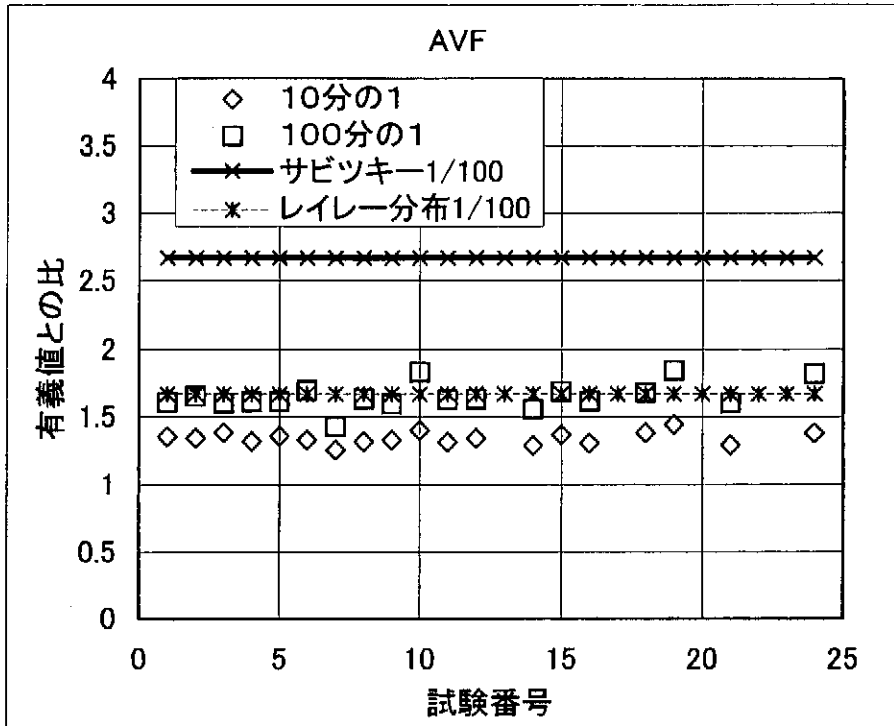


図-3.3.2 複合艇の統計的性質

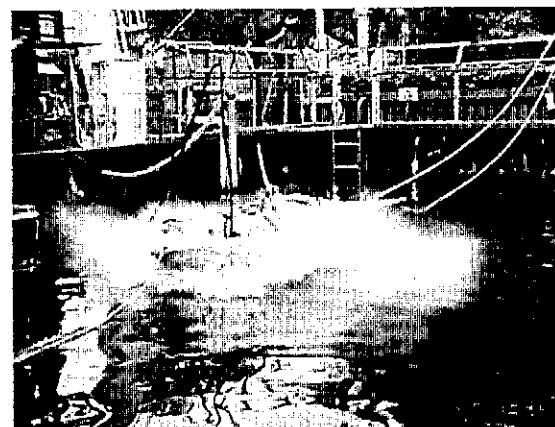
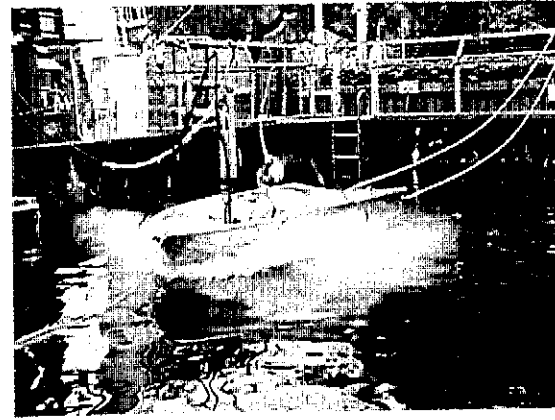
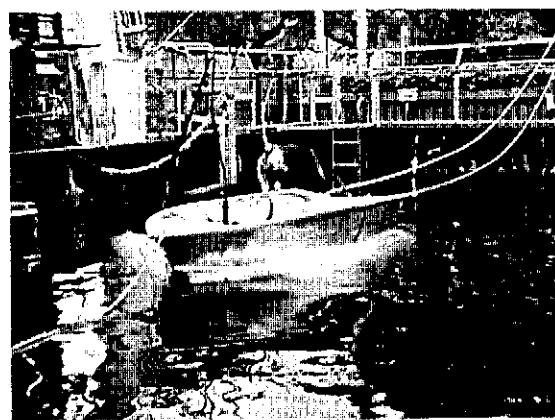
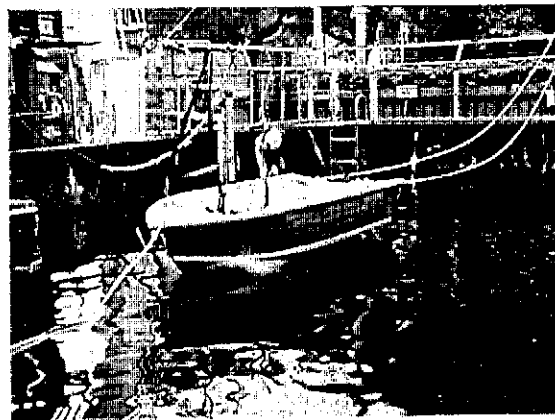
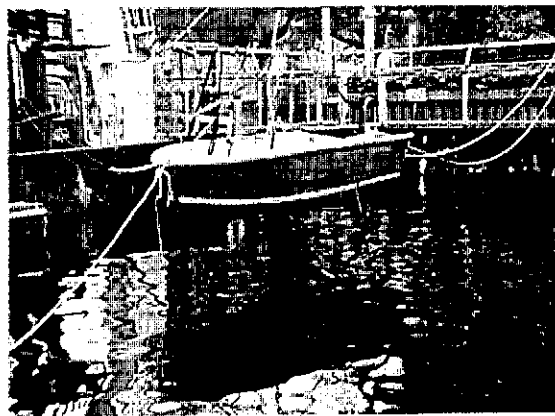
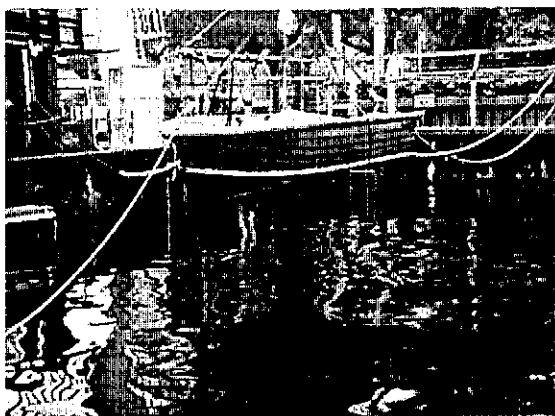


写真-4.1.1.1 アルミ合金艇落下実験（実験番号24）

試験番号	落下高さ (m)	トリム角 (deg)	BP1	BP2	BP3	BP4	BP5	BP6	BP7	船体の状態
17	0.5	9	0.06	0.10	0.08	0.07	0.07	0.06	0.07	
18	1	9	0.07	0.31	0.22	0.12	0.09	0.08	0.06	船底の変形が確認
19	0.5	6	0.22	0.28	0.21	0.17	0.08	0.08	0.07	
20	1	6	0.38	0.34	0.21	0.18	0.24	0.09	0.06	変形が確認
21	0.5	3	0.15	0.24	0.15	0.13	0.20	0.08	0.04	中央部スオートの側面が変形
22	1	3	0.24	0.26	0.12	0.13	0.29	0.21	0.20	BP5断面の船底部が平らになった。船体中心骨が凹損
23	0.5	0	0.45	0.16	0.12	0.11	0.22	0.14	0.12	
24	0.75	0	0.37	0.19	0.13	0.11	0.22	0.14	0.11	
25	1	0	0.41	0.24	0.13	0.13	0.19	0.14	0.13	船首損側部が凹損
26	1.25	0	0.47	0.22	0.13	0.16	0.23	0.16	0.14	船首左舷が凹損
27	1.5	0	0.65	0.23	0.13	0.21	0.29	0.21	0.20	折れ曲がるような筋が現れる。
28	1.75	0	0.64	0.23	0.14	0.22	0.28	0.24	0.23	BT2の溶接部にクラックが発生した。
29	2	0	0.55	0.46	0.32	0.12	0.32	0.28	0.30	
30	2.25	0	0.26	0.42	0.45	0.20	0.60	0.42	0.44	中央部スオートのリベットが破損。
31	2.5	0	NG	0.39	0.49	0.11	0.34	0.34	0.38	
32	2.75	0	0.63	0.38	0.50	0.17	0.38	0.35	0.42	中央部スオート変形
33	3	0	0.54	0.32	0.47	0.18	0.37	0.35	0.39	

BP1~BP7の船底水圧(kg/cm²)

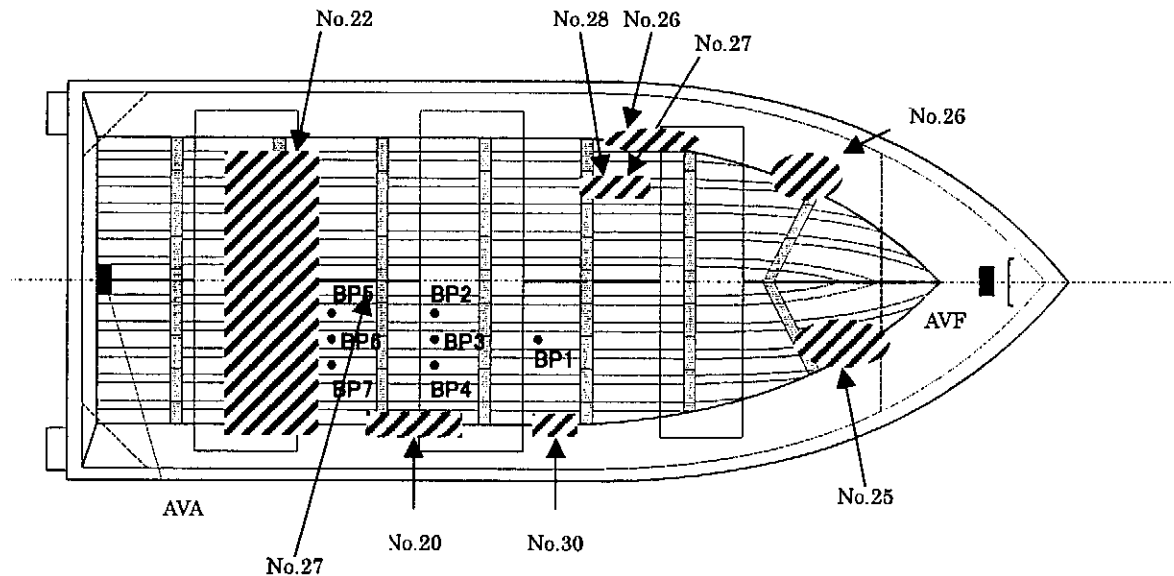


図-4.1.1.1 船底水圧計測結果と船体の変形の様子

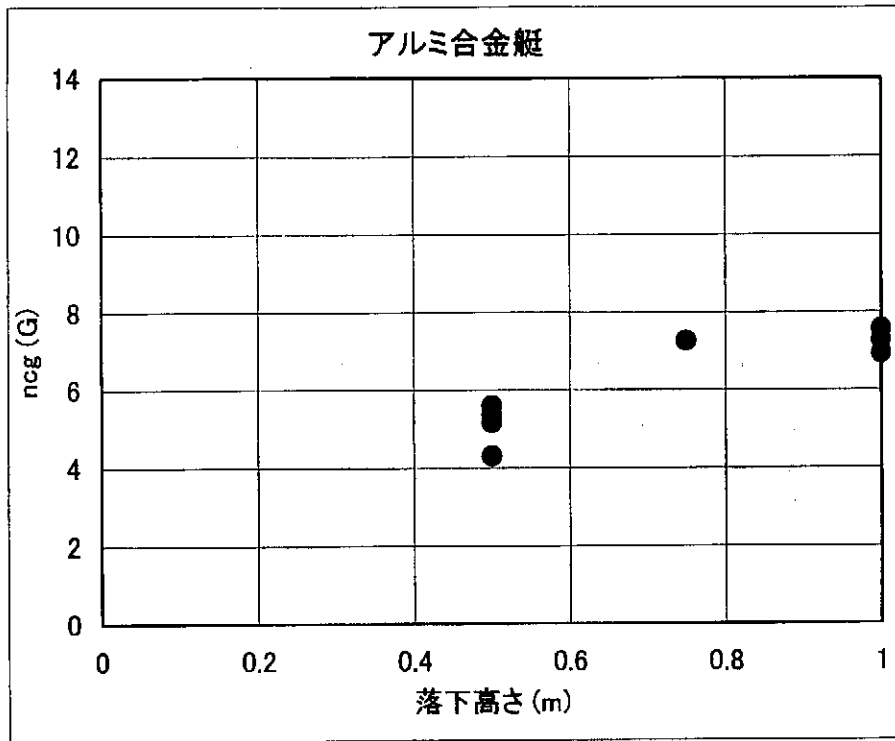


図-4.1.2.1 落下高さと船体重心位置での上下加速度

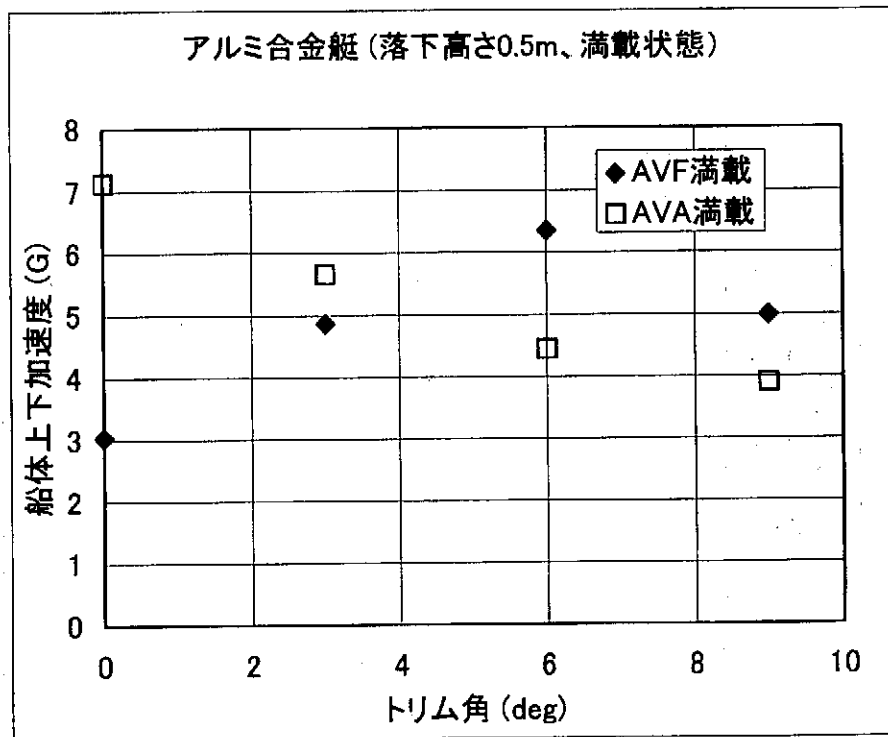


図-4.1.2.2 落下姿勢と上下加速度

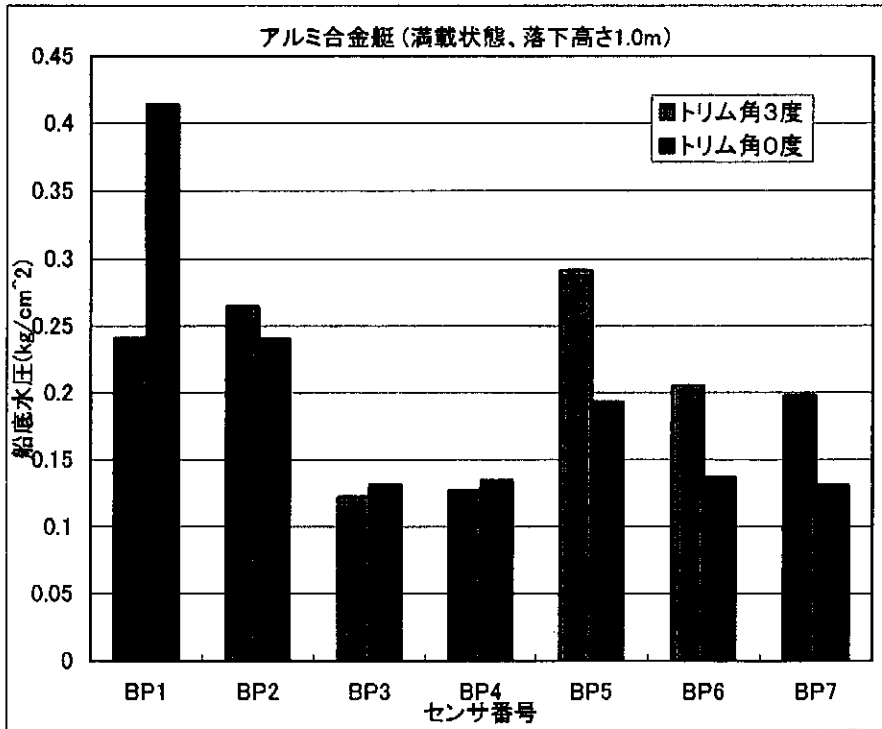


図-4.1.3.1 船底水圧に対するトリム角の影響

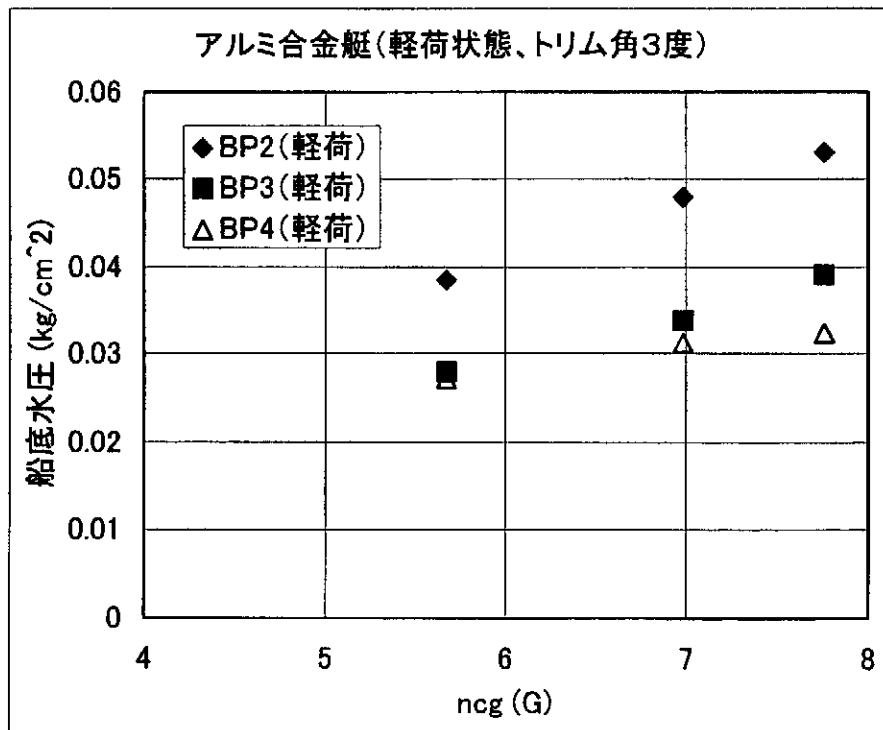


図-4.1.3.2 船体重心位置での上下加速度と船底水圧

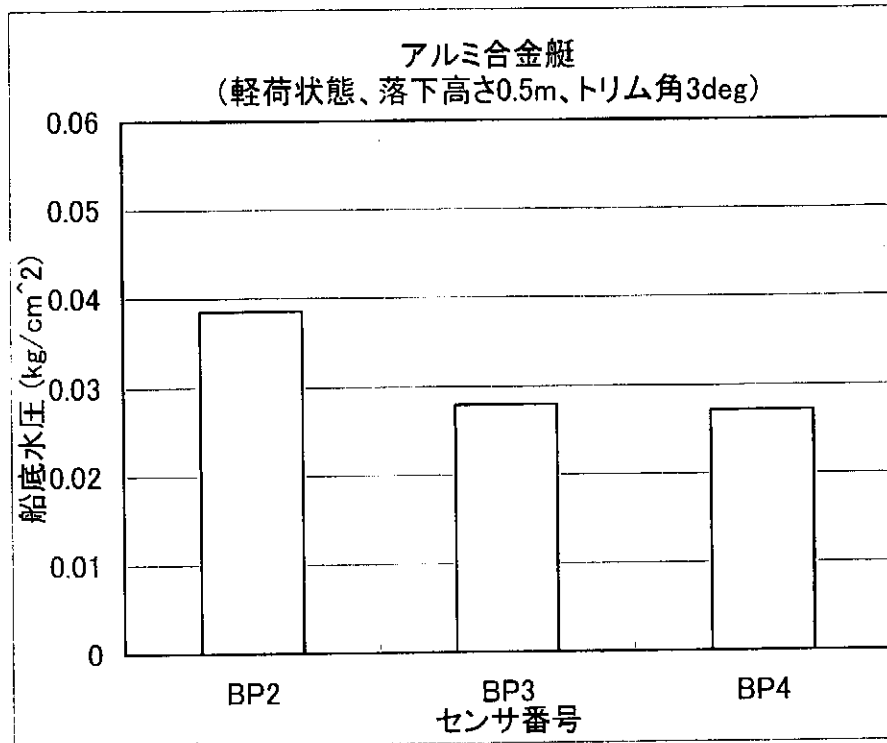


図-4.1.3.3 船底水圧の幅方向分布

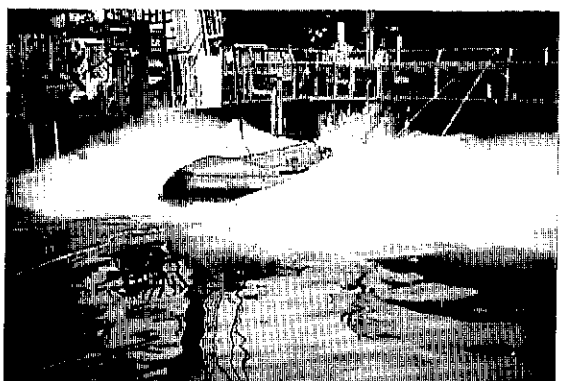
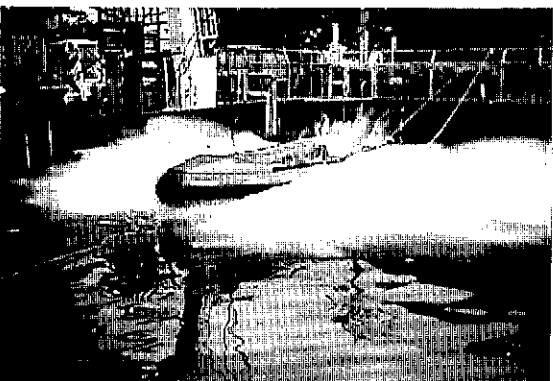
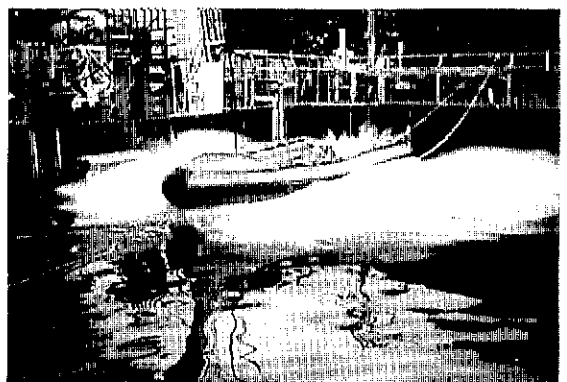
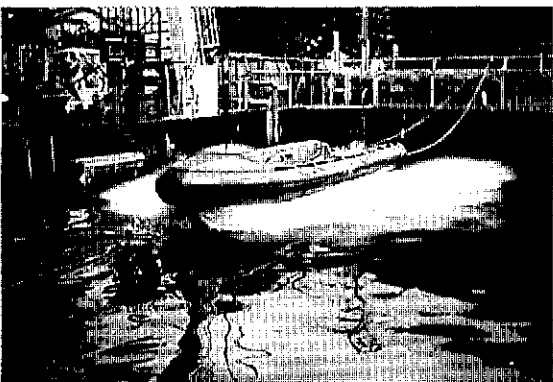
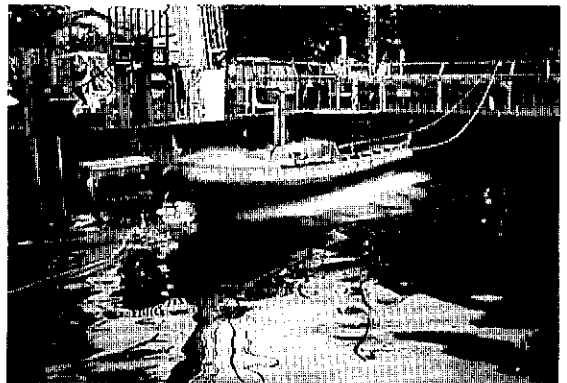
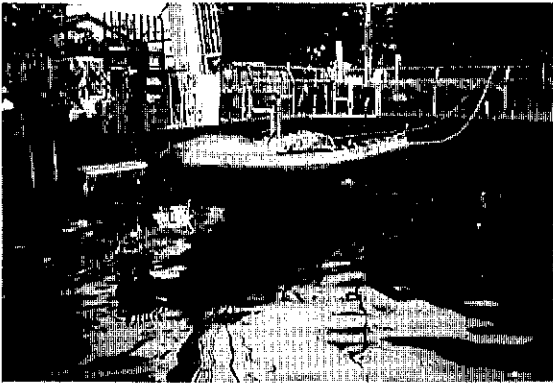
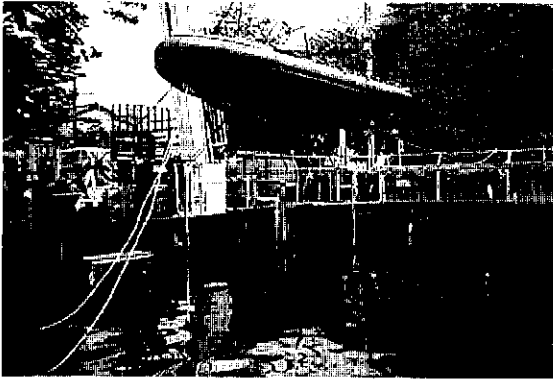


写真- 4.2.1 複合艇落下実験 (実験番号 28)

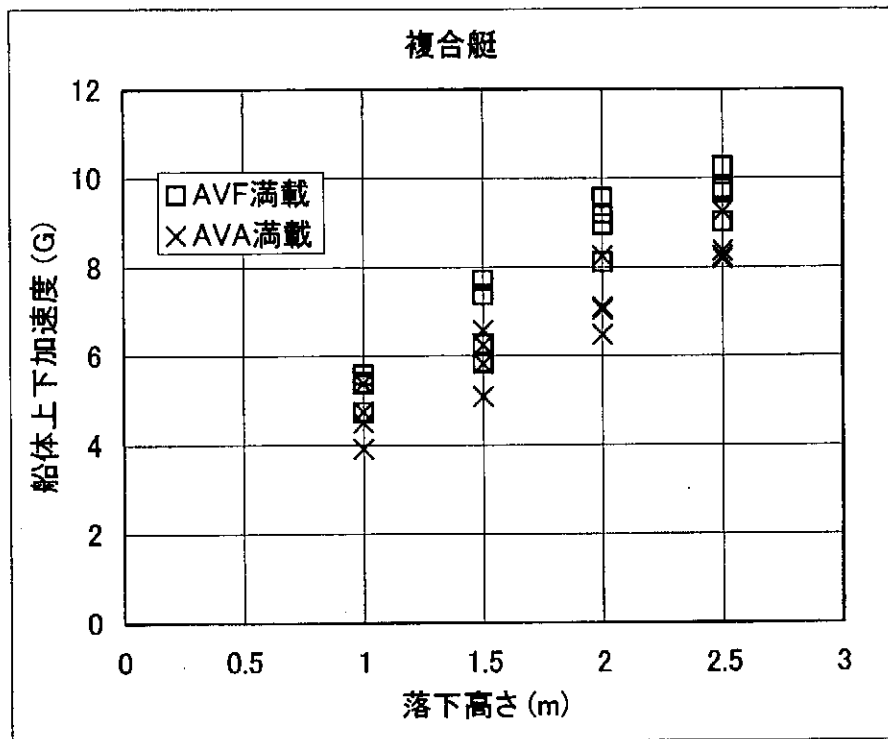


図-4.2.1.1 落下高さと上下加速度

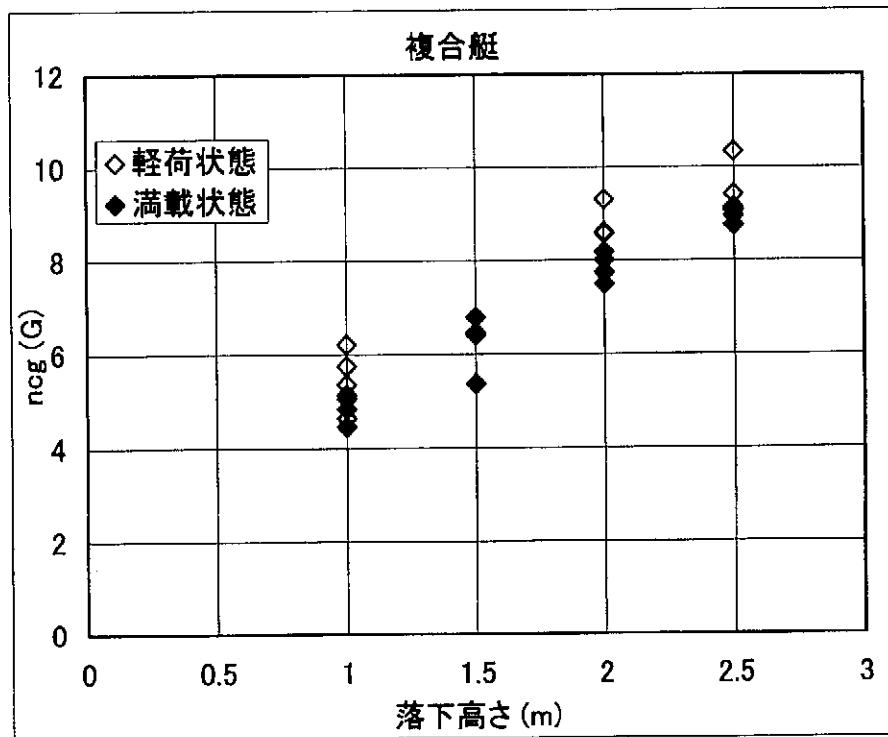


図-4.2.1.2 落下高さと船体重心位置での上下加速度

小型高速艇の落下試験方法の検討

1. はじめに.....	3
2. 実験概要.....	4
3. 実験結果.....	7
3. 1 落下実験結果と計算結果との比較.....	7
3. 2 波浪中実験と落下実験との比較.....	7
3. 2. 1 波浪中実験と等価な加速度を与える落下高さについて.....	7
4. 落下試験方法の検討.....	9
4. 1 検討フロー.....	9
4. 2 落下高さの導出.....	9
4. 2. 1 航走時の波浪条件.....	9
4. 2. 2 衝撃速度の算出.....	11
4. 2. 3 落下高さの設定.....	13
5. 落下高さの確認.....	14
5. 1 波浪中実験による確認.....	14
5. 2 設計基準との比較.....	17
6. 限界荷重の基準要求値との比較.....	18
7. まとめ.....	19
7. 1 落下試験方法の検討結果.....	19
7. 2 今後の課題.....	19
Appendix I	20

1. はじめに

小型FRP製船体の構造強度を確認する方法の一つとして、落下試験が行われている。現行の落下試験基準では、船速等に関係なく一律に落下高さが2.5mとなっている。また、この試験基準はFRP艇以外の船舶にも適用されているが、その適用には問題があるとの指摘があり、落下試験の適正化が求められている。

設計や検査における荷重条件を設定する場合、過度な要求とならず安全を確保する条件を設定することが求められる。すなわち、波浪中を航行する船舶の最大衝撃値をできるだけ合理的に推定することが重要であり、そのため最大応答を示す波浪条件の下で設計荷重を設定するというような手法が採られる。したがって、落下試験基準においてもそのような波浪条件の中で航行する小型船舶に生じる衝撃荷重に見合う落下高さからの試験が本来求められるものであろう。

平成9年度、複合艇（FRP製船体と舷側部がゴム製）およびアルミ合金艇を用いて、波浪中実験と落下実験を行い、加速度、水圧等を計測した。本報告では、これらの計測結果を基に波浪中実験と、落下実験の関係を検討し、登録長（注1）2mから5mまでの小型船を対象とし船体の材質の違いによらずに、波浪中航走時に受ける最大衝撃荷重と等価な荷重を与える落下試験方法を提案しようとするものである。

波浪中実験と、落下実験を対応させて落下試験条件を定めるための検討作業の概念図を図-1に示す。

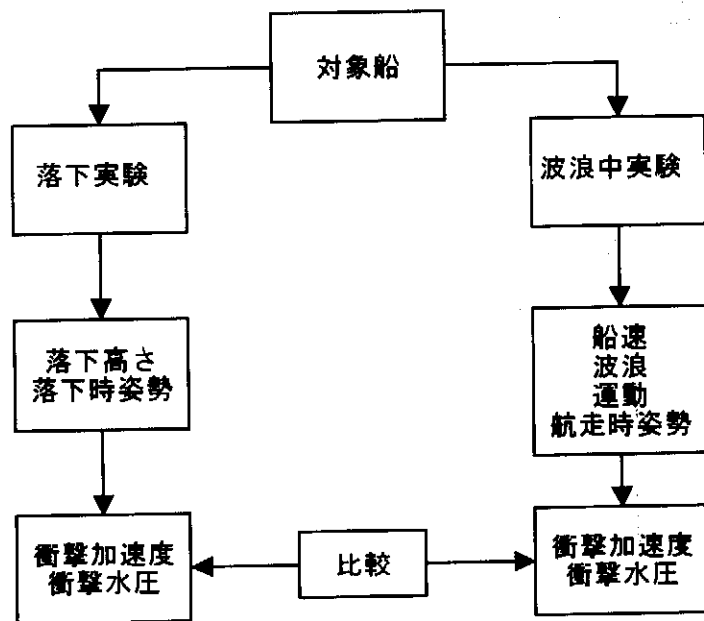


図-1 落下試験方法の検討概念図

（注1）登録長さ L_r は船舶検査証書に記載されている長さ

2. 実験概要

実験は、表-1に示す主要目の小型艇2隻を供試艇として波浪中実験、落下実験を行い、船体上下加速度と、船底水圧等を計測した。センサの配置は図-2に示すとおりである。アルミ合金艇、複合艇とも、波浪中実験では上下加速度を3点(船首、船尾、船体中央)計測し、落下実験では船首と船尾の2点を計測した。船底水圧は、アルミ合金艇の船底パネルに貼った歪みゲージBP1からBP7の7点、複合艇は船体の外側に歪みゲージをB1からB4の4点貼りつけ計測した。アルミ合金艇及び複合艇の波浪中実験及び落下実験の条件を表-2に示す。波浪中実験では、満載状態で船速、波向き、チルト角をパラメータにした計測を行った。試験海域は、いずれの試験艇の場合も葉山マリーナ沖である。また、落下実験では落下高さ、トリム角、載荷状態をパラメータにした計測を行った。尚、実験の詳細は、平成9年度「小型高速艇の波浪中及び落下実験報告書」に述べる。

表-1 供試艇の主要目

主要目	複合艇	アルミ合金艇
船質	FRP+ゴム	アルミニウム合金
航行区域	限定沿海	平水
LOA	4.90 m	3.40 m
Lwl	3.90 m	2.96 m
BOA	1.95 m	1.44 m
DOA	0.75 m	0.63 m
満載重量	1,106.5 kg	345.6 kg

(参考)

満載重量内訳

複合艇		アルミ合金艇	
船体	280 kg	船体	59.54 kg
エンジン	105 kg	エンジン	37.60 kg
定員	75 kg×8人=600 kg	定員	75 kg×3人=225 kg
タンク	23.5 kg(24%)	タンク	23.5 kg(24%)
バッテリー	8 kg	バッテリー	なし
合計	1,106.5 kg	合計	345.64 kg

表-2 実験条件

実験 番号	波浪中実験						落下実験					
	アルミ合金艇			複合艇			アルミ合金艇			複合艇		
	速長 比	波向 (deg)	チルト角	速長 比	波向 (deg)	チルト角	落下 高さ	トリム 角	試験 状態	落下 高さ	トリム 角	試験 状態
1	3.6	0	標準	9.92	0	標準	0.5	9	軽荷	1	9	軽荷
2	3.49	180	標準	9.82	180	標準	0.75	9	軽荷	2	9	軽荷
3	6.1	0	標準	10.5	0	標準	1	9	軽荷	2.5	9	軽荷
4	6.68	180	標準	11	180	標準	1	9	軽荷	1	6	軽荷
5	7.38	0	標準	12.3	0	標準	0.5	3	軽荷	2	6	軽荷
6	7.21	180	標準	11.9	180	標準	0.75	3	軽荷	2.5	6	軽荷
7	3.72	45	標準	9.87	45	標準	1	3	軽荷	1	3	軽荷
8	3.78	225	標準	10.1	225	標準	0.5	0	軽荷	2	3	軽荷
9	6.1	45	標準	11.3	45	標準	0.75	0	軽荷	2.5	3	軽荷
10	6.68	225	標準	11	225	標準	1	0	軽荷	1	0	軽荷
11	7.67	45	標準	12.5	45	標準	0.5	6	軽荷	2	0	軽荷
12	6.16	0	ダウン	12.7	225	標準	0.75	6	軽荷	2.5	0	軽荷
13	6.51	180	ダウン	9.87	0	ダウン	1	0	軽荷	1	9	満載
14	7.9	0	ダウン	9.52	180	ダウン	1	3	軽荷	1.5	9	満載
15	8.02	180	ダウン	11.5	0	ダウン	1	6	軽荷	2	9	満載
16	6.28	180	アップ	11.3	180	ダウン	1	9	軽荷	2.5	9	満載
17	6.45	0	アップ	11.8	0	ダウン	0.5	9	満載	1	6	満載
18	7.32	180	アップ	12.6	180	ダウン	1	9	満載	1.5	6	満載
19	7.96	0	アップ				0.5	6	満載	2	6	満載
20	5.7	0	標準				1	6	満載	2.5	6	満載
21	7.85	0	標準				0.5	3	満載	1	3	満載
22	8.02	180	標準				1	3	満載	1.5	3	満載
23	3.72	0	標準				0.5	0	満載	2	3	満載
24	6	180	標準				0.75	0	満載	2.5	3	満載
25							1	0	満載	1	0	満載
26							1.25	0	満載	1.5	0	満載
27							1.5	0	満載	2	0	満載
28							1.75	0	満載	2.5	0	満載
29							2	0	満載			
30							2.25	0	満載			
31							2.5	0	満載			
32							2.75	0	満載			
33							3	0	満載			

(注2) 速長比 $V/\sqrt{L_{wl}}$ V : 計画時速力 (kt) L_{wl} : 水線長さ (m)

(注3) 波向き 向波(0 deg)、追波(180 deg)、右斜向波(45 deg)

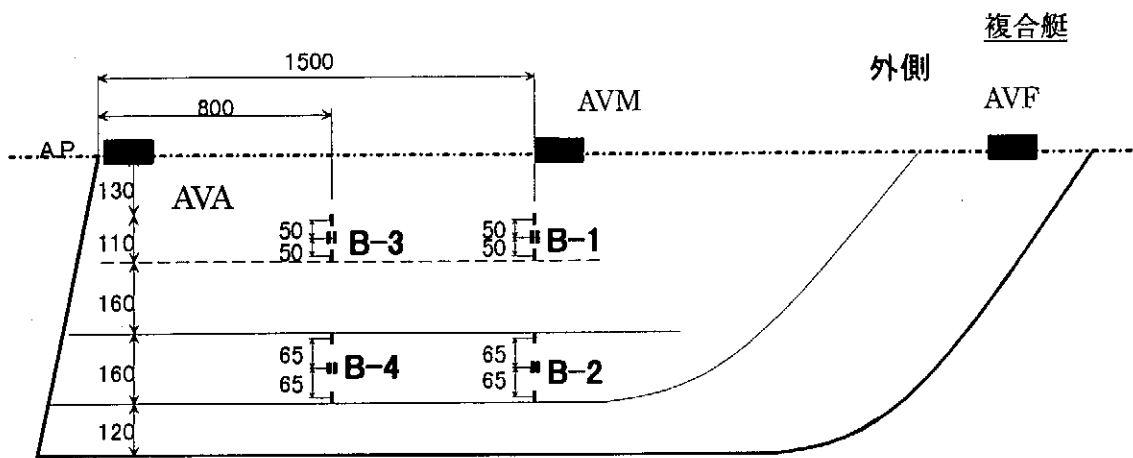
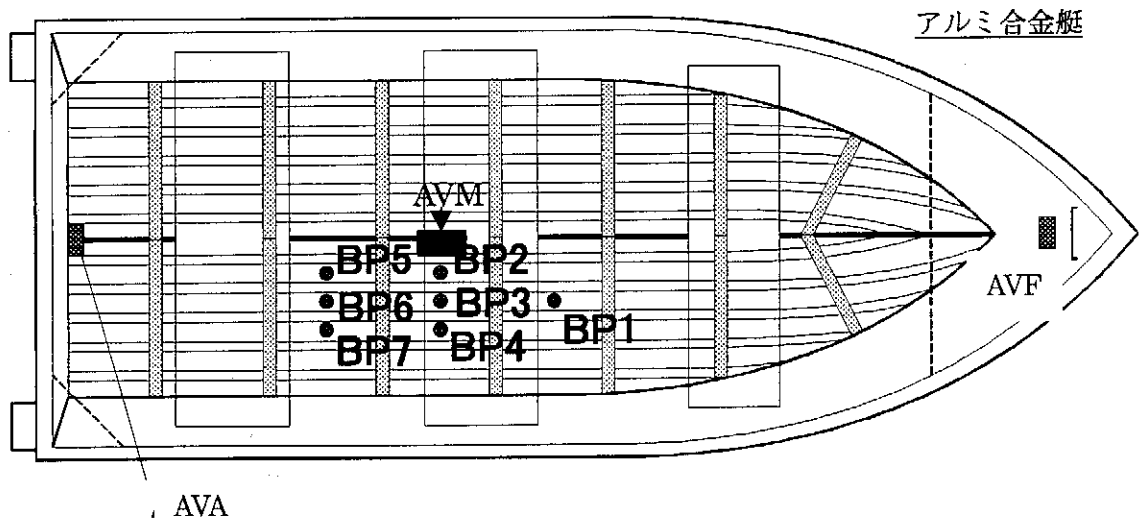


図-2 センサ配置図

3. 実験結果

3. 1 落下実験結果と計算結果との比較

Appendix I (落下衝撃の計算)の運動方程式を解くことにより求めた加速度と落下実験において得られた重心位置での上下加速度(ncg)をアルミ合金艇について比較したのが図-3である。落下実験において落下高さ1mの時点で既に凹損が生じており、これ以上の範囲については検討から除外した。

FRP 複合艇について、同様な検討を行ったものが、図-4であり、アルミ艇の場合と同様の傾向となっている。

ここで用いた落下衝撃の計算法は、2次元楔型物体の自由落下運動方程式において衝撃圧を簡易推定法として知られる Wagner の方法を用いたものである。計算結果は2次元モデルによるものであるため計測値に比べて若干大きくなっているが、実用上問題ないと考えられる。

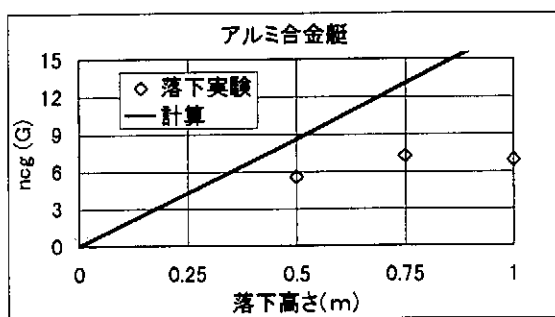


図-3 上下加速度の計算と実験の比較
(アルミ合金艇)

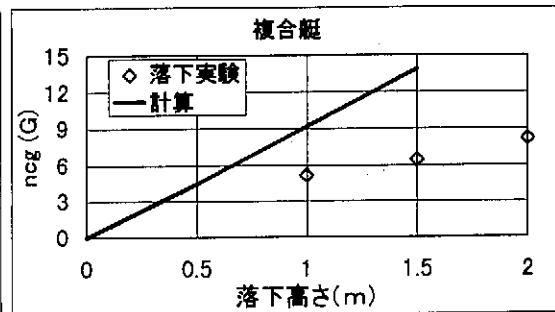


図-4 上下加速度の計算と実験の比較
(複合艇)

3. 2 波浪中実験と落下実験との比較

3. 2. 1 波浪中実験と等価な加速度を与える落下高さについて

波浪中航走実験における最大衝撃加速度と落下実験における衝撃加速度の比較を図-5、図-6に示す。図は、それぞれ重心位置での衝撃加速度を波浪中実験では波高に対して、落下実験では落下高さに対して示している。図中の直線は落下実験における計測値の最小二乗近似である。図-5は、アルミ合金艇の場合について示したもので、波高40cm、速長比7.8(波浪中実験時最強速力)の航走条件での最大衝撃加速度と、落下実験においてこれとほぼ等しい衝撃加速度を与える落下高さを求めると、おおよそ40cmとなる。図-6は、複合艇について同様の比較をしたもので、波高1m、速長比11.8(波浪中実験時最強速力)の航走条件での最大衝撃加速度と等価な落下高さは、ほぼ1.6mとなる。

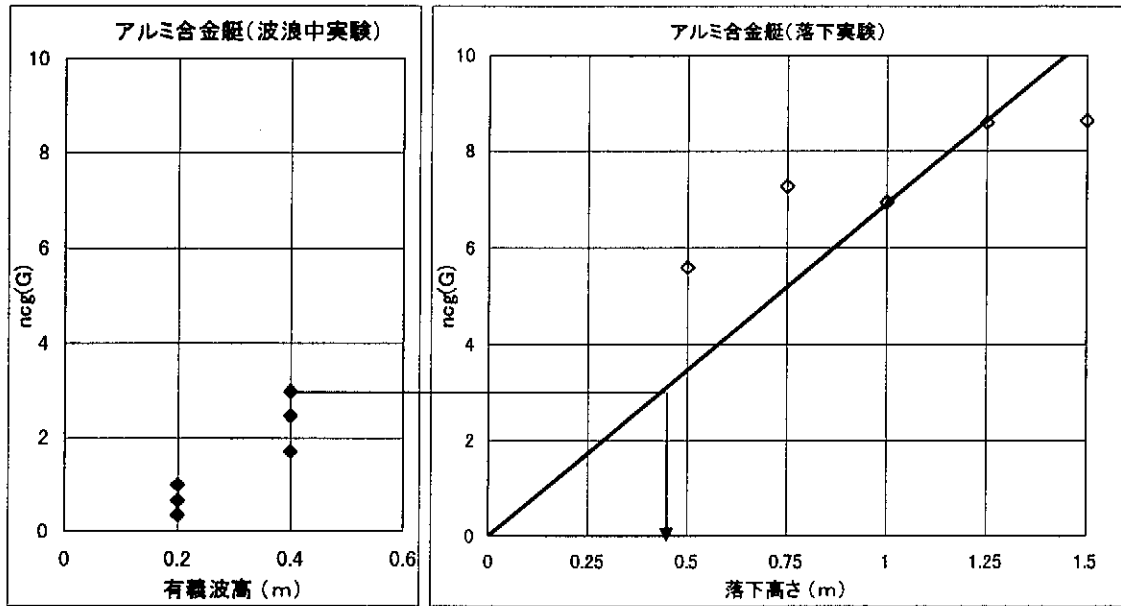


図-5 上下加速度の波浪中実験と落下実験の比較 (アルミ合金艇)

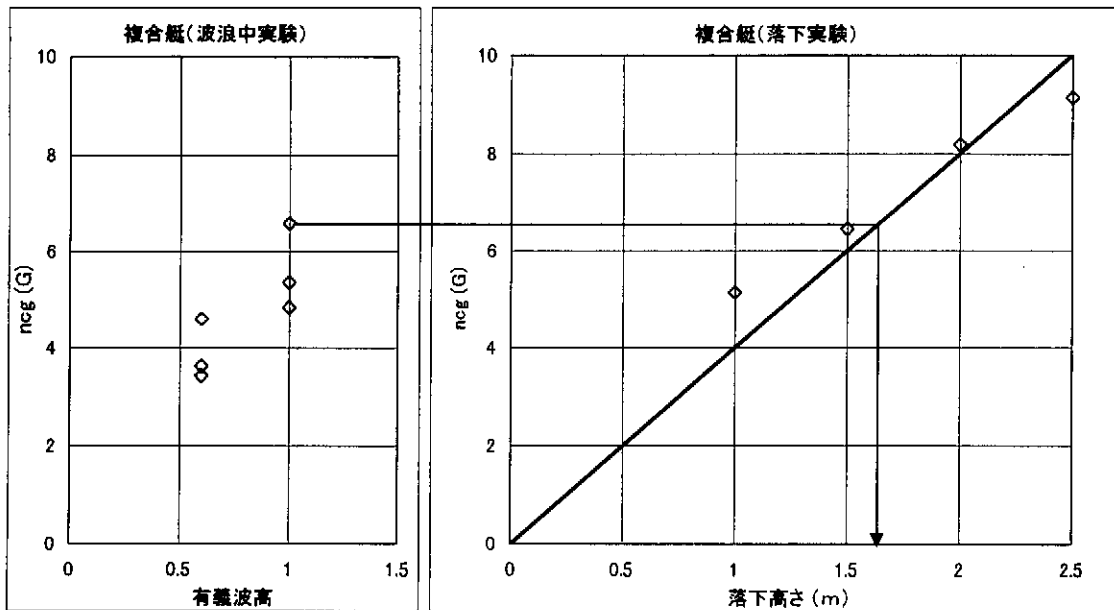


図-6 上下加速度の波浪中実験と落下実験の比較 (複合艇)

4. 落下試験方法の検討

前節で、2隻の供試艇について波浪中実験と落下実験時の加速度について比較検討した。ここでは、登録長2mから5mの小型船についての強度確認試験法である落下試験方法について検討する。

4. 1 検討フロー

新しい落下試験方法の検討フローを図-7に示す。波浪中を航行する船舶の最大衝撃荷重（設計荷重）をできるだけ合理的に推定するため、加速度に関して最大応答を示す波浪条件を設定し（加速度最大の時、荷重最大）、そのような波浪条件の中で航行する小型船舶の運動を船速とトリム角及び跳躍運動の影響を加味推定し、その時の船底と水面との相対的な衝撃速度から波浪中衝撃荷重を求める方法を検討フローの左側に示す。

また、図-7の右側のフローに示すように高速艇の船底形状を二次元楔型と見なして、その水面衝撃時に働く衝撃荷重(Pf)をWagnerの方法により求める。即ち、この楔の運動のシミュレーションにより、衝撃速度Vi、衝撃加速度、没水深度などを求める。

このようにして求めた波浪中衝撃荷重と等しい衝撃荷重(Pf)が発生する二次元楔の落下条件である落下高さを求める手順により、新しい落下試験方法を提案する。

4. 2 落下高さの導出

4. 2. 1 航走時の波浪条件

船舶の設計荷重を設定する波浪条件としては、波傾斜 (H_w/λ)、波長船長比 (λ/L_{wl})、あるいは波高船長比 (H_w/L_{wl}) がパラメータとして用いられる。ここでは船が最大応答を示すと考えられる波浪条件の設定について検討する。ここで、 H_w は有義波高、 λ は平均波長である。

(1) 波傾斜 (H_w/λ)

従来から構造設計には $H_w/\lambda=1/20$ が広く用いられている。また、RR744の報告書によれば、日本近海の海象の観測結果から有義波高と平均波長との比はおおよそ $1/20$ が限度であるとされている。日本の高速船構造基準においても、 $1/20$ が採用されている。本報告書では、 $H_w/\lambda=1/20$ を用いて計算する。

(2) 波長船長比 (λ/L_{wl})

高速船の模型船を使った規則波中の水槽試験で、応答関数(波長船長比に対する応答)を求めたものがいくつか報告されている。図-8は大隅がV型高速船の加速度の応答関数についてまとめたものである。この図から、フルード数が0.5から1.2の範囲の高速船の同調点は、波長船長比でほぼ、1.5から2.0にある。フルード数が1.2を越える範囲についてはまとまったデータはないが、これを参考にすると、小型高速艇の同調時の波長船長比はほぼ2.0で頭うちの傾向が認められることから、ここでは $\lambda/L_{wl}=2.0$ を用いて計算する。

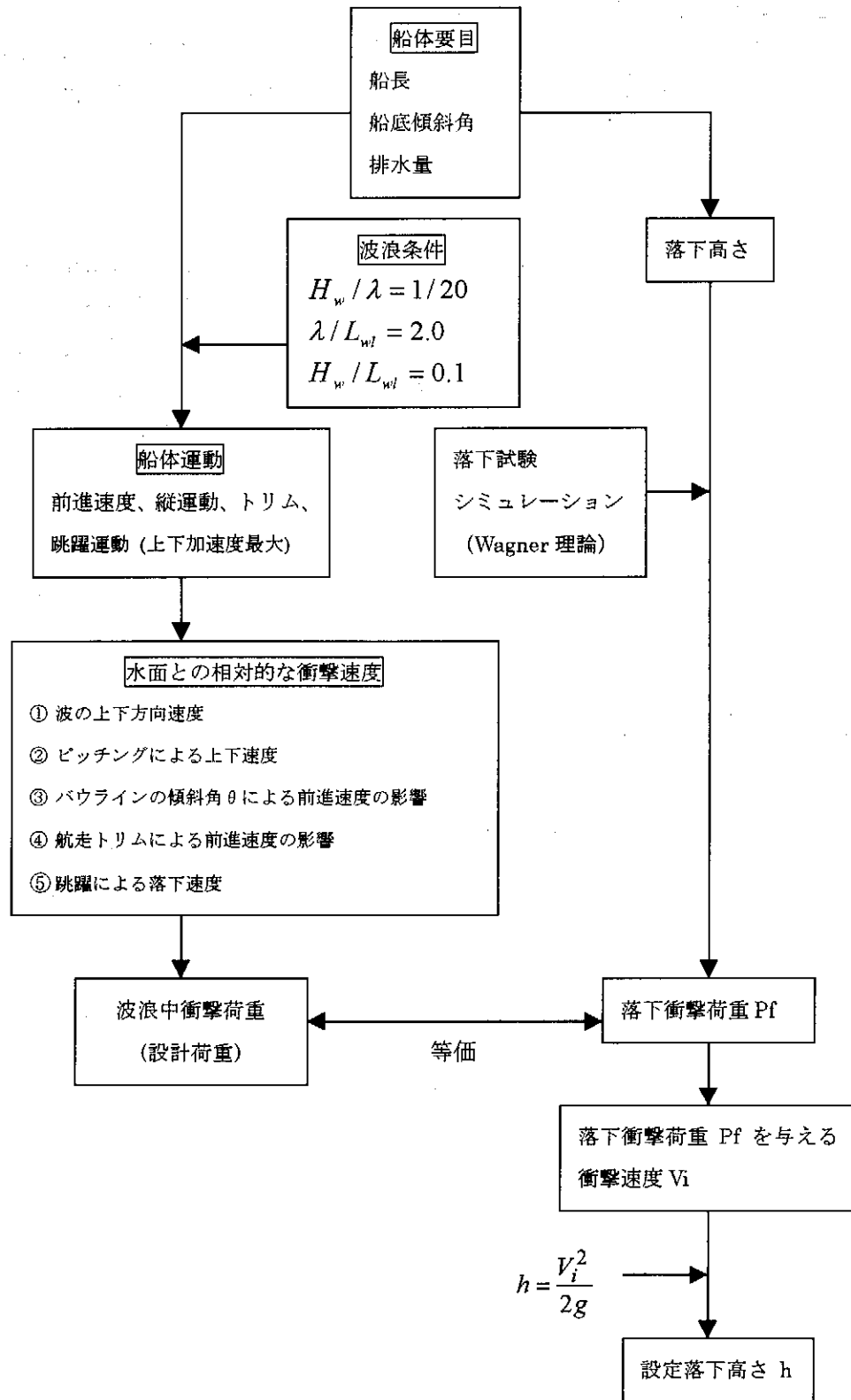


図-7 検討フロー

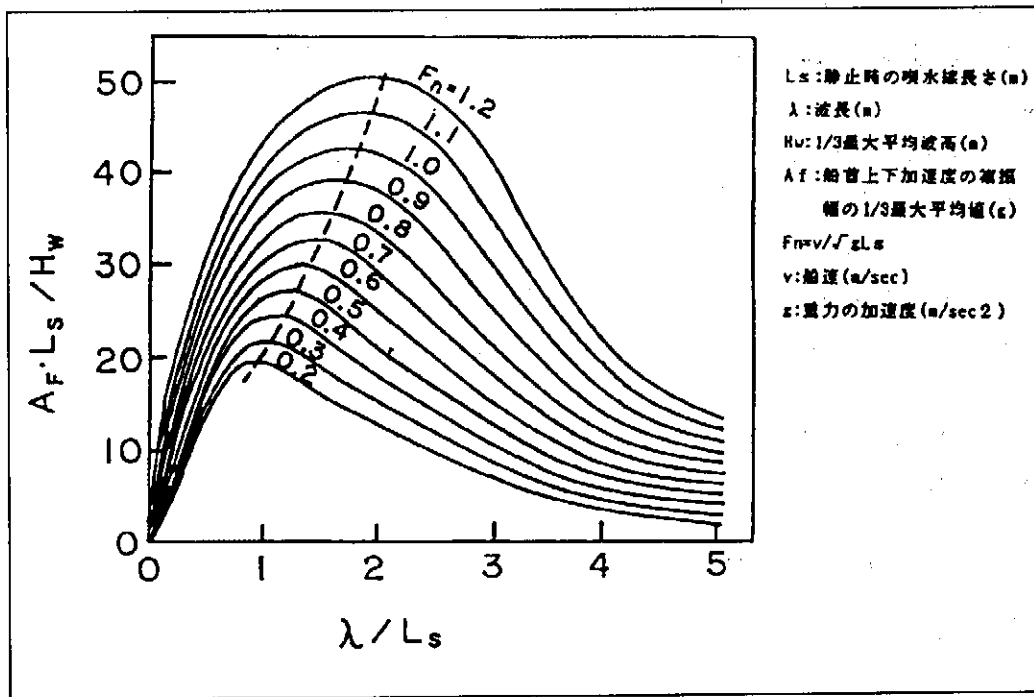


図-8 高速船の加速度の応答関数 文献1

(3) 波高船長比 (H_w/L_{wl})

上記(1)、(2)の値を確定すると、波高船長比は0.1となる。現在ISO TC188 WG18において、航行区域における波浪設定条件の議論がなされているが、波高船長比が荷重設定の重要なパラメータとして設定されている。ここでは、波高船長を比航行区域に応じて0.05~0.1の間の値を採用することになっている。本報告書では、ISOの上限値である $H_w/L_{wl}=0.1$ を採用する。

4. 2. 2 衝撃速度の算出

航走時の波浪条件が決まれば水面との相対的な衝撃速度を推定し、衝撃荷重を求めることができる(図-7)。日本の「高速船構造基準」は、この考え方に従って設計船底水圧を求めている。この基準では、半滑走領域までを考慮しており、その時の衝撃速度は、①波の上下方向速度成分、波浪中の②船体運動(ピッチング運動)による上下方向速度成分と③バウラインの傾斜角による前進速度による上下方向速度成分の和として与えられる。それぞれの速度成分は以下の式により求められる。

① 波の上下方向速度：
$$V_w = \pi H_w / T$$

文献1 大隅光彦、続・中高速艇の一設計法(1)、船の科学、Vol.45、1995-12

② ピッチングによる上下方向速度： $V_p = 0.025 \pi \omega_e L_w / 2$

③ バウラインの傾斜角 θ による前進速度の影響： $V_s = V_{so} \tan \theta$

ここで、船速 V_{so} は設計速度、 H_w は有義波高、 T は平均波周期、 ω_e は出会い波周波数である。

さらに、高速域では航走トリムによる前進速度の影響が出てくるため、上記①から③の他にトリム角による上下方向速度成分④を考慮する。

④ 航走トリムによる前進速度： $V_s = V_{so} \tan \tau$

ここで、 τ はトリム角で、ここでは ISO に準拠し 4 度とする。なお、平成 8 年度に行なった航走実験時のトリム角データにおいても最大速度時のトリム角は 2 から 3 度程度であり 4 度とすることは安全側であり、また過大でもないと考えられる。

さらに、小型高速艇では航走条件によっては跳躍現象の発生があり、従って、上記①から④の他に自由落下状態による上下方向速度成分⑤を考慮する。

⑤ 跳躍による落下速度： $V_z = \sqrt{2gH_w}$

この場合には、船体が波の山から波の谷まで自由落下するとして衝撃速度を算定する。

以上の速度成分の中で、③については、水面との相対的な衝撃速度を船体中央付近で考えて、バウラインの傾斜角はゼロとした。また、跳躍時には、艇が波の谷に落下すると仮定すると波の谷では、①の波の上下方向速度成分はゼロである。

従って、①から⑤の中で、波浪中航走時の衝撃速度成分（図一 7 検討フロー左側参照）は、②、④及び⑤の和として検討を行った。

一方、落下試験における楔の運動のシミュレーションを行い（図一 7 検討フロー右側参照）、最大荷重を生じる時刻での衝撃速度を求めた。

4. 2. 3 落下高さの設定

落下試験時の最大衝撃荷重と、上記の波浪中航走時の衝撃速度から計算される衝撃荷重が等価となるように落下高さを設定する。また、高速の大型艇で設定落下高さ 2.5m 以上となる船舶については、現行の試験基準で十分な実績があるため、これを上限として設定する。このようにして設定した落下高さを図-9 に示す。速長比をパラメータに登録長 L_r に対する落下高さを表わしている。 L_{wl} と L_r との関係は、 $L_r = L_{wl} / 0.98$ を用いた。

図-9 の細破線は、実際には該当する船舶が存在しないことを意味し、細線は現存船との境界を示している。図-9 から、今回の供試艇の落下試験における落下高さは、アルミ合金艇で速長比 8 の時 1.3m、複合艇で速長比 12 の時 2.5m となる。

一方、3.2.1 で示したように、今回の限定された条件下で行われた波浪中実験での加速度最大応答と、等価な応答を与える落下試験における落下高さは、アルミ合金艇で約 40cm、複合艇で約 1.6m となり、設定した落下高さ以下にある。

図-10 は、供試アルミ合金艇 ($L_r=3.06m$) についての速長比と落下高さの関係を示す。速長比と落下高さは、ほぼ線形関係になっている。即ち、同じ船でエンジン出力が大きい場合には、高い落下高さからの試験を要求することになる。

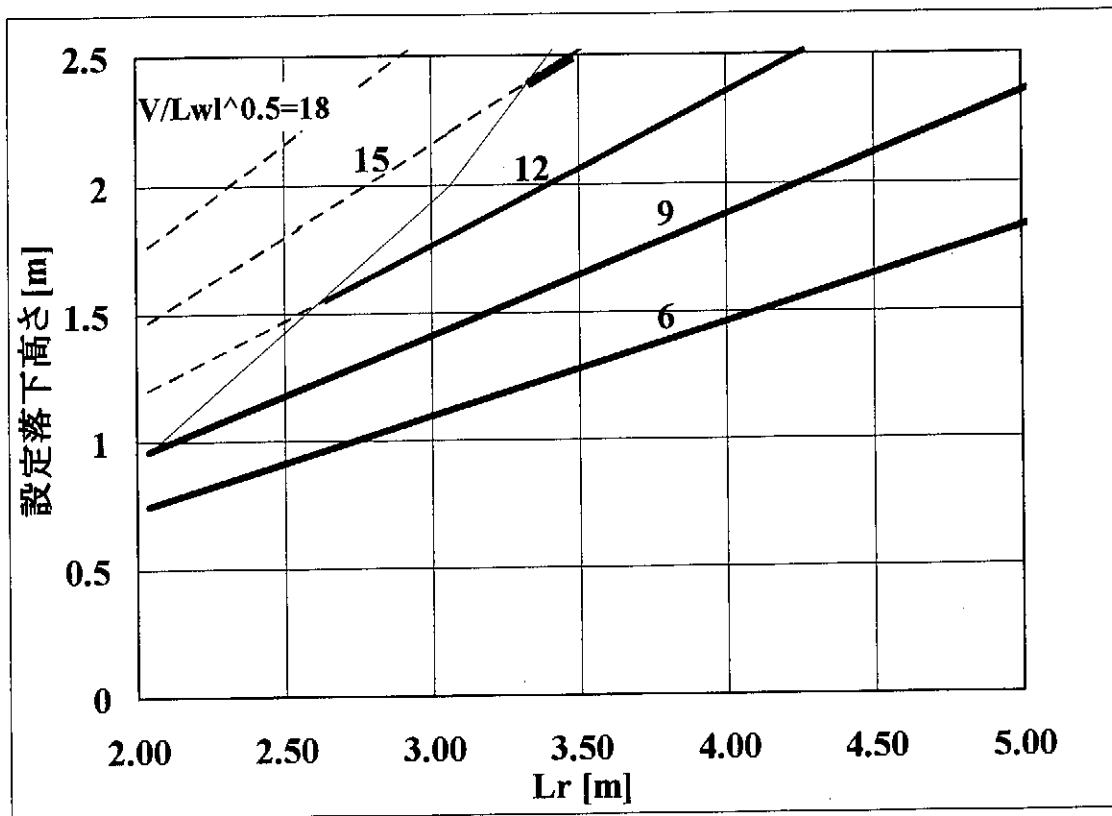


図-9 設定落下高さ

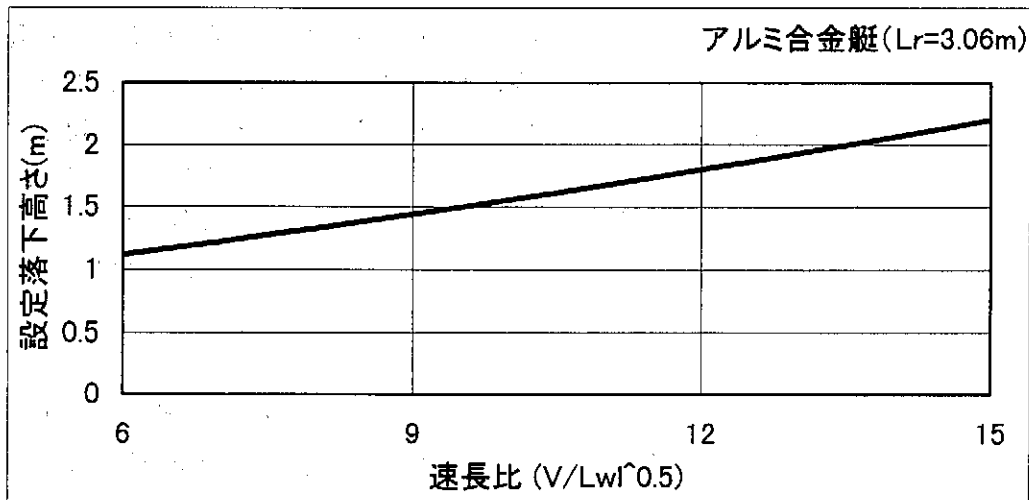


図-10 設定落下高さ (アルミ合金艇)

5. 落下高さの確認

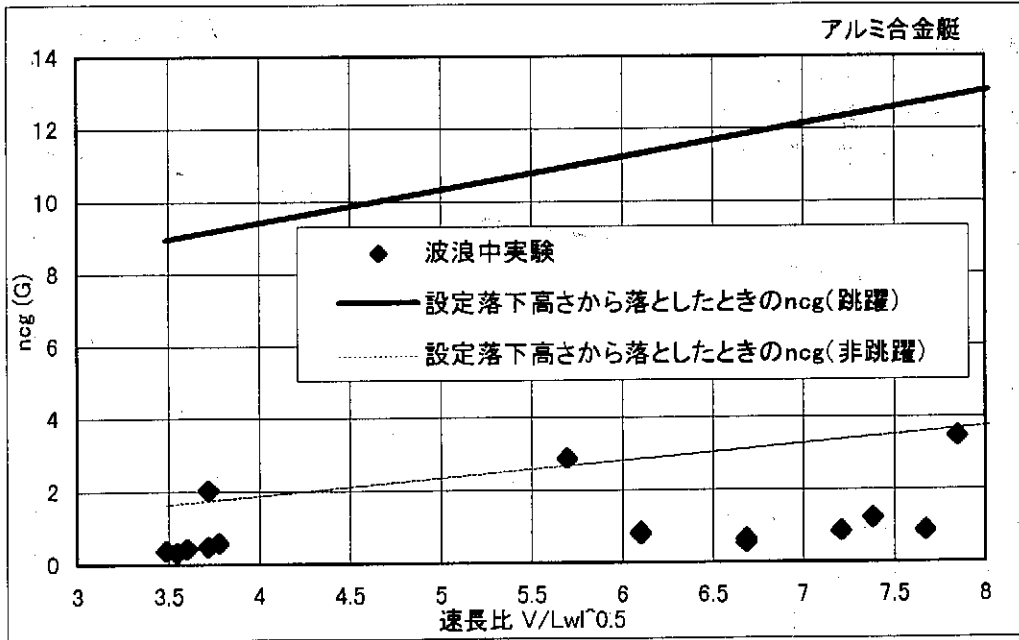
落下試験は、船舶が波浪中を航行するとき船体にかかる最大の衝撃を想定して行われるものであるため、設定した落下高さについて波浪中実験との比較により確認する必要がある。また、落下試験が設計検査に代わる便宜的な確認方法であることから、設計基準の要求水圧と、落下試験による衝撃水圧とを比較し、落下高さの妥当性を確認する必要がある。

5.1 波浪中実験による確認

4.2.3 で設定した落下高さからアルミ合金艇を落下させた時の船体重心位置での上下加速度と波浪中実験における加速度計測値の比較を図-11に示す。波浪中実験値は波高20cmと40cmで航走したときの最大値である。

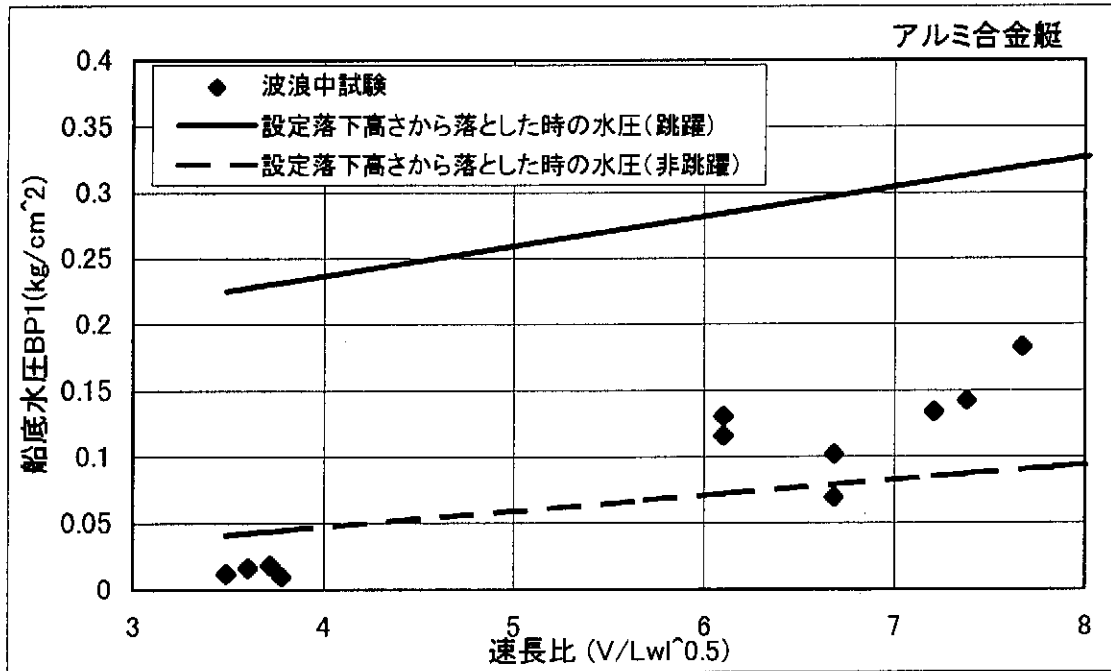
アルミ合金艇の波浪中実験では、跳躍現象は確認されていない。前述のとおり落下高さの設定に際しては跳躍を考慮しているため、設定落下高さから落とすと、若干過大なものとなっている。

図中には参考に、非跳躍運動の場合の衝撃速度を算出し、その時の落下高さから落としたときの船体重心位置での上下加速度を細線で示す。その際、速度成分は4.2.2の上下方向速度成分のうち、①波の上下方向速度、②ピッチングによる上下方向速度、④航走トリムによる前進速度の3つの成分を考慮した。図からも明らかなように、非跳躍を仮定した場合、波高40cmの波浪中実験の最大値とほぼ同じ値となっている。

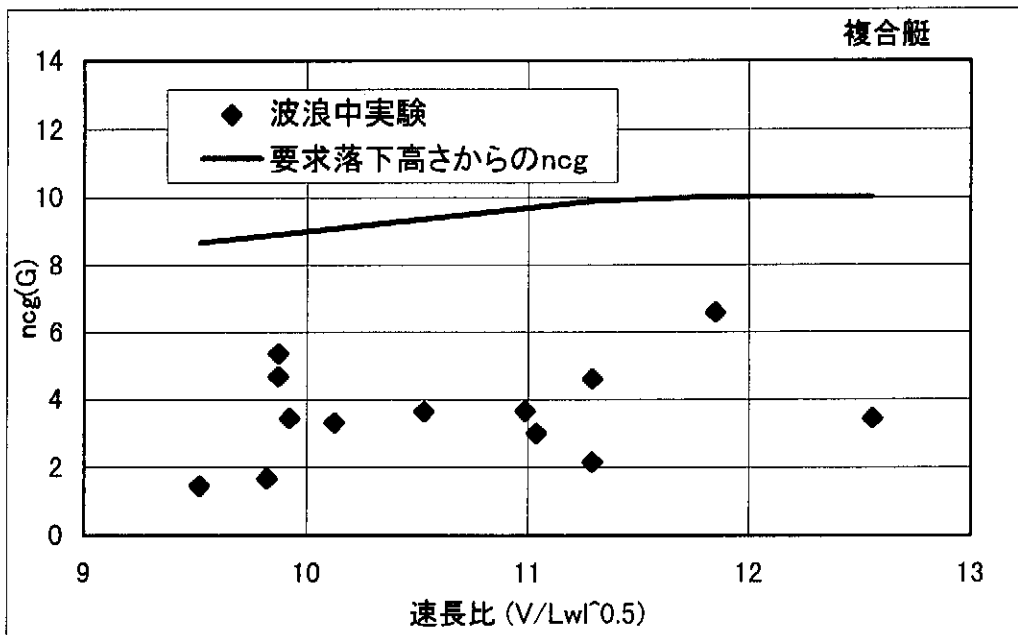


図一 1 1 波浪中実験による確認（アルミ合金艇、上下加速度）

次に、設定落下高さから落としたときの水圧(計測点 BP1)と波浪中実験における最大値との比較を図一 1 2 示す。図から明らかなように、加速度同様に設定落下高さから落とした場合の水圧は過大になる。水圧についても加速度の検討と同様に、非跳躍運動となる衝撃速度を算出し、その時の落下高さから落としたときの衝撃水圧を破線で示す。その際、速度成分は図一 1 1 で検討したものと同一とする。船体重心位置での上下加速度は、艇体全体にかかる荷重を表すパラメータと考えると、波高 40 cm の波浪中実験の最大値とほぼ同じ値を与えたが、船底水圧の場合には、例えば BP1 のように局所的には、非跳躍として設定したときよりも大きな値となることがある。このようなことから非跳躍運動の場合の落下高さの設定については、さらに検討が必要である。



図一 1 2 波浪中実験による確認 (アルミ合金艇)

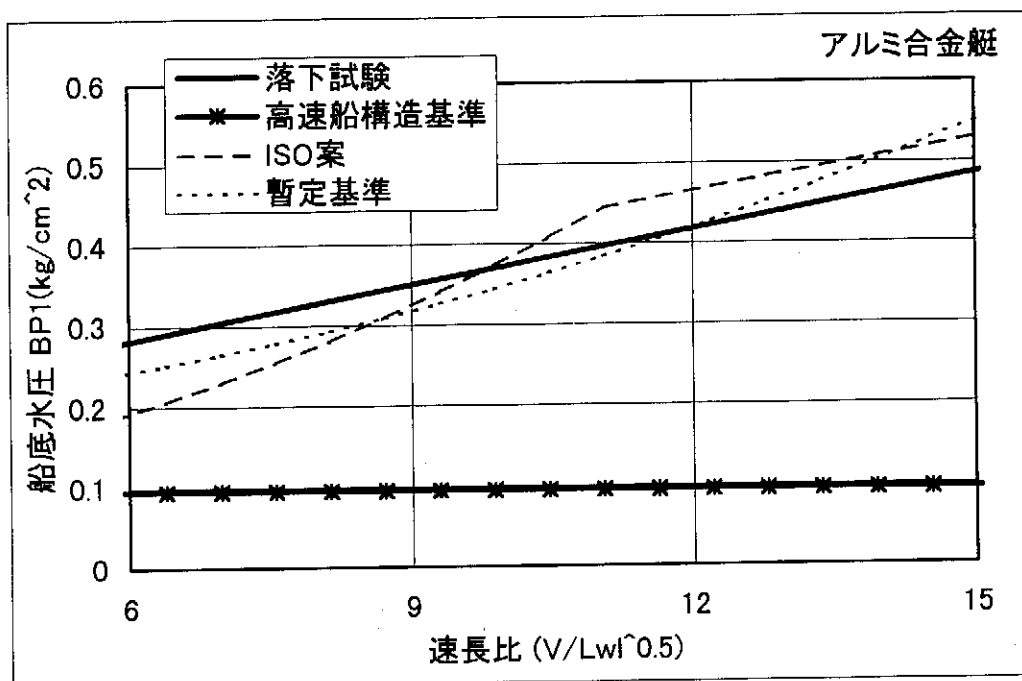


図一 1 3 波浪中実験による確認 (複合艇、上下加速度)

図一13に複合艇の上下加速度について同様の検討を行った。波浪中実験は波高50cmと1mで行われ、艇の跳躍が確認されている。複合艇の場合、速長比の大きいところでは設定落下高さが2.5mで頭打ちとなっているため、要求落下高さから落としたときの上下加速度も頭打ちとなっている。要求落下高さが波浪中実験に対して、十分妥当なものであることがわかる。

5.2 設計基準との比較

設定した落下高さからの落下試験による船底水圧を確認するために、諸基準の設計水圧との比較を行う。アルミ合金艇について、図一9により求めた落下高さから落下させた場合の船底水圧と、現行の高速船構造基準、軽構造船暫定基準及びISO基準案による設計水圧を図一14に示す。図より今回提案した落下高さによる水圧は、設計基準とほぼ同じ要求値となっており、設計水圧を落下試験により、よく表わせることがわかる。アルミ合金艇の速長比8で比較すると、落下試験の水圧は基準の設計水圧の約1.1倍となっている。これは、要求板厚に換算すると、約7%増の要求値に相当する。また、高速船構造基準は半滑走領域までを想定した基準であるため、全体的に小さな要求値となっている。



図一14 現行基準との比較

6. 限界荷重の基準要求値との比較

設定落下高さから落下させた場合に艇が破損する可能性を船底水圧の面から検討する。
現在 ISO で検討されている高速艇の安全基準案がまとまると、この基準を適用した輸入艇が増大することが予想される。まだ、ドラフトの段階であるが、供試アルミ艇に ISO 基準案を適用した場合の設計水圧と、落下試験時の船底水圧とを比較した。ここでは、限界荷重として、構造および材料等の安全率も含めた荷重を考え、ISO 基準案のアルミニウム合金の船底パネルに対する安全率 1.67 を設計水圧に加味した値を採用している。限界荷重と設定落下高さから落とした場合の船底水圧の比較を図-15 に示す。

図-15 から、アルミ艇が ISO 案の基準により設計されたとすれば、設定落下高さ (1.3m) から落としたときの船底水圧は、ISO 基準案の設計水圧とはほぼ同じレベルにあり、さらに、限界荷重と比較すると、まだ余裕があり、従って落下試験によって破壊に至ることはなく、適切な荷重レベルにあるといえる。

なお、高速船構造基準は適用範囲の違いにより、また、軽構造船暫定基準は安全率の考え方が明確でないため、ISO 基準案と比較とした。

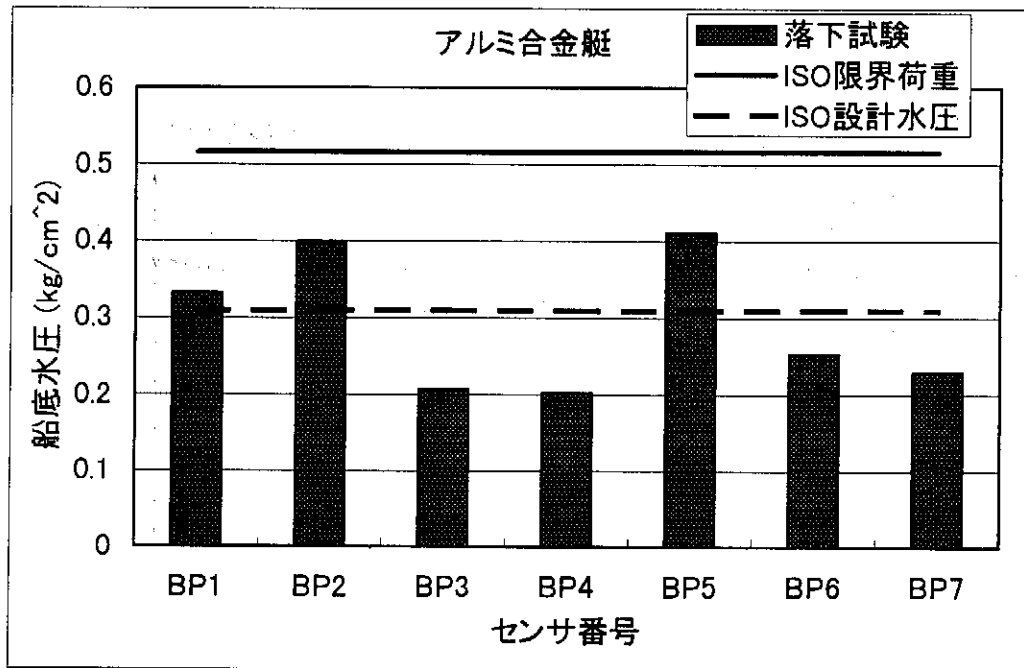


図-15 限界荷重との比較 (アルミ合金艇、船底水圧)

7. まとめ

登録長 2 m から 5 m の小型船舶を想定した落下試験方法について、波浪中実験と落下実験を基に検討し、速長比をパラメータに登録長に対する落下高さを設定した。

検討結果と今後の課題をまとめると以下ようになる。

7. 1 落下試験方法の検討結果

波浪中航走時と落下試験時の最大衝撃荷重を対応づけることにより、落下試験における要求落下高さを検討した。波浪中航走時の船の運動条件を設定する際、ここでは艇が跳躍することを条件として設定している。したがって、跳躍する船舶にとっては合理的な要求と考えられるが、跳躍しない船舶にとっては大きめの要求となっている。

4.2.3 で提案した方法で求めた落下高さは、船底水圧の実験結果や基準要求値と比較して、妥当な要求落下高さであることを確認した。その結果、登録長 3 m 程度のアルミ合金艇の場合、速長比が 6 で要求落下高さは 1.1 m、速長比 8 で 1.3 m となる。また、例えば登録長 4.3 m を越える速長比 12 以上の船に対する要求落下高さは 2.5 m を越える。これについては、今回の実験では検証されていない。このような船舶については、当面現行基準の落下高さを上限として設定している。

また、今回、供試したアルミ艇の場合、初期トリムがマイナスであるため、落下実験では船体中央近傍が先に着水して、そこに大きな水圧が発生した。トリム角が 3° の実験が、キールラインがほぼ水平の状態であり、この場合の水圧は、ほぼ全体に亘って一様に水圧が分布している。一方、落下試験方法の検討に当たっては、船底キールが同時に着水することが計算の仮定になっている。このことから、落下試験に際しては、キールラインが水平となるような姿勢にするなどの注意が必要である。

7. 2 今後の課題

- ・高速艇の波浪中速力低下、載荷状態と乾舷高さにより限定される航行速度を考慮した衝撃速度の算定法とそれに対する落下高さの設定、また、跳躍・非跳躍の波浪と船速に関する条件について検討する必要がある。
- ・3次元影響を考慮したより合理的な落下衝撃荷重の評価法を検討する必要がある。
- ・速長比が大きい船舶の応答関数（加速度、ピッチング等）を模型実験などにより確認し、より合理的な波浪中航走時の衝撃荷重の評価法を検討する必要がある。
- ・今回の検討手法は、ISOTC188WG18（船体構造）で検討されている構造基準案の要求値と等価な落下高さを求めることもできる。今後、このような落下試験法の考え方を ISO へ提案することを検討する必要がある。

落下衝撃の計算

W : 重量 L_{wl} : 噴水線長さ

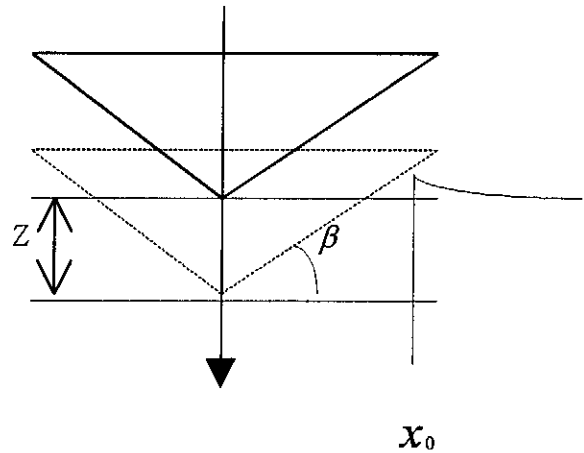
F : 衝撃力

P : 衝撃水圧

自由落下の運動方程式

$$\frac{W}{g} \ddot{Z} = W - F \quad - (1)$$

$$F = 2L_{wl} \int_0^{x_0} P dx \quad - (2)$$



$$\xi = x/x_0 \quad dx = x_0 d\xi$$

$$F = 2x_0 L_{wl} \int_0^{\xi_0} P d\xi \quad - (3)$$

$$x_0 = \frac{\pi}{2} Z / \tan \beta \quad - (4)$$

$$P = \frac{1}{2} \rho \dot{Z}^2 \left[\frac{\pi}{\beta \sqrt{1 - (x/x_0)^2}} - \frac{(x/x_0)^2}{1 - (x/x_0)^2} \right] + \rho \ddot{Z} \sqrt{x_0^2 - x^2}$$

$$= \frac{1}{2} \rho \dot{Z}^2 \left[\frac{\pi}{\beta \sqrt{1 - \xi^2}} - \frac{\xi^2}{1 - \xi^2} \right] + \rho \ddot{Z} x_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad - (5)$$

$$\frac{W}{g} \ddot{Z} = W - \rho \dot{Z}^2 L_{wl} \int_0^{\xi_0} \left[\frac{\pi}{\beta \sqrt{1 - \xi^2}} - \frac{\xi^2}{1 - \xi^2} \right] d\xi \times x_0 - 2\rho \ddot{Z} x_0^2 L_{wl} \int_0^{\xi_0} \sqrt{1 - \xi^2} d\xi$$

$$m_1 = 2\rho L_{wl} \int \sqrt{1 - \xi^2} d\xi \quad m_2 = \rho L_{wl} \int \left[\frac{\pi}{\beta \sqrt{1 - \xi^2}} - \frac{\xi^2}{1 - \xi^2} \right] d\xi$$

$$\frac{W}{g} \ddot{Z} = W - m_2 x_0 \dot{Z}^2 - m_1 x_0^2 \ddot{Z}$$

$$\left(\frac{W}{g} + m_1 x_0^2 \right) \ddot{Z} = W - m_2 x_0 \dot{Z}^2 \quad - (6)$$

平成 10 年度
波浪中模型実験報告

目 次

1. 実験の目的	1
2. 実験の概要	2
2.1 供試艇	2
2.2 実験方法	2
2.3 実験条件	2
2.4 計測項目	2
3. 実験結果	3
3.1 平水中実験	3
3.2 波浪中実験	3
3.2.1 計測波形	3
3.2.2 船体運動	3
3.2.3 加速度	4
3.2.4 船底水圧	5
3.2.5 跳躍条件	5
4. まとめ	6

1. 実験の目的

本委員会において、平成9年度、小型高速艇を対象にした波浪中実験及び落下実験を行った。その結果を基に、強度確認試験の一つである「落下試験方法」の見直しに関する検討を行い、平成10年12月に「落下試験方法細則」¹⁾の改正が行われた。

しかし、新しい落下試験方法の検討において小型高速艇の運動から衝撃荷重を算定する際に設けた仮定は、これまでの報告等の結果を参考に検討しているために、いくつかの課題が未解決のままとなっている。

すなわち、高速域での船体応答については、従来成果から外挿によって求めており、したがって、船速が速い領域での小型船の運動等の推定法及びその精度の確認、更に、跳躍時の荷重を考慮するに当たって、跳躍と非跳躍の境界を明確にすることが課題として残されていた。

これらを踏まえて、平成10年度に小型高速艇の模型を用いた波浪中実験により運動、加速度及び荷重等を計測し、以下の点を実験的に明らかにした。

- ・フルード数が1.2を超える領域での応答
- ・小型高速艇が跳躍するときの条件（航走状態、海象状態）

本報告は、水槽試験結果についての報告であり、今後、これらの結果は落下試験方法の見直し、高速船構造基準の適用範囲の検討、及びISO基準案へ反映されると考えられる。

2. 実験の概要

2. 1 供試艇

本実験における供試艇は、平成8年度実海域実験で用いた長さ8mの高速艇の1/4縮尺模型である。本船は日本における一般的なプレジャーボートで、船底形状がV型の滑走艇である。船底のパネル水圧を計測するために、船底部分の一部(Ord8より後方)をアルミニウム合金製、船体は木製とした。アルミ合金の板厚は3.0mmである。供試艇の主要目を表-1に示す。

2. 2 実験方法

実験はフルード数1.4以下の低速域については船舶技術研究所の中水槽(長さ150m、曳引台車最大速度6m/sec)で、また、高速域での実験を400m水槽(長さ400m、曳引台車最大速度10m/sec)で行った。

中水槽での実験では船体重心位置と、重心位置から0.39L(Lは水線長さ)前方の2個所に曳航ガイドを取り付けた(写真-1)。横方向運動及びサージ運動を拘束し、ヒープ運動、ピッチング運動を自由にした状態で、曳引台車により曳航した。また、400m水槽における高速域での実験では船体が水面から完全に飛び出すような大振幅の運動をするため、写真-2に示すように重心位置に取り付けた治具の両側をワイヤで曳航する方法を採用した。船体重心位置から0.29L前方と0.37L後方の2個所に取り付けたガイドにより上下運動を計測した。

2. 3 実験条件

波浪中実験に先立ち、供試艇の基本的な特性を把握するために平水中実験により、船速をパラメータとする抵抗及び航走姿勢の計測を行った。波浪中実験は、正面向い波の規則波中で、フルード数(Fn)を0.5から2.2、波長船長比(λ/L)を0.75から5.0、波高船長比(Hw/L)を0.02から0.11の間で変化させこれらを適宜組み合わせ条件で実験を行った。実験条件を表-2に示す。

2. 4 計測項目

低速域の実験では船体上下加速度(船首、船体重心、船尾)、船底水圧、船底パネル水圧、ピッチ角速度、上下変位、抵抗等を計測した。高速域の実験では、抵抗を除く項目について、低速域実験と同様の計測を行った。表-3に計測項目を示す。

センサの配置を図-1に示す。P1~P10は水圧計を、また、S1~S10は船底を幅方向に4分割、船尾からOrd.8までの間を船長方向に5分割した、各船底パネルの平均水圧を計測するための歪みゲージを示す。AV1~AV3は上下加速度計測用の加速度計を示す。波浪については、水槽側に固定した容量式波高計、及び曳引台車上で超音波式波高計により、それぞれ波高及び波周期を計測した。また、船体運動を観察するため、船側・船尾船側・前方からビデオにより画像を記録した。データは、DATに集録し専用ソフトで解析した。ここでは、各計測データの両振幅の解析結果について整理し、考察した。

3. 実験結果

3. 1 平水中実験

平水中実験で計測された、フルード数(F_n) に対するトリムを図-2に示す。本実験結果と共に前年度実施した実船実験結果を示す。また、計算 trim はサビツキーの方法³⁾による計算結果を示す。実船及び模型実験結果を比較すると良く一致しており、また、サビツキーの方法による計算結果は、実験の傾向を良く表している。

図-3は、フルード数に対する抵抗を示す。フルード数 1.0 付近で極大値をとる。

高速艇の抵抗、トリムは L/B が重要なパラメタである。横溝ら⁴⁾は、 L/B が 3 程度の船舶ではフルード数 1.0 付近にラストハンプがあり、それを超えるとトリム角、抵抗は小さくなることを示している。本船($L/B=3.2$)の実験結果からも同様の傾向を示すことが確認された。

3. 2 波浪中実験

3. 2. 1 計測波形

規則波中、向かい波状態での実験の計測波形の一例を図-4に示す。図は、フルード数 1.0、 $\lambda/L=4$ 、 $H_w/L=0.11$ の場合の時系列を示す。上から上下加速度、パネル水圧、水圧計による水圧、トリム、ピッチ角速度及びトリムである。一周期の運動の間に水圧波形に 2 つのピークが発生している。最初のピークは船底のセンサ部が着水する時のスラミング衝撃圧で、2 番目のピークは水面から空中に飛び出す時に発生する。これは、実験条件や船底の場所によって水圧の大きさや持続時間が異なるが、繰り返し荷重が問題となるような場合には、有意な荷重となり得ることも考えられるので注意が必要である。

3. 2. 2 船体運動

本実験の目的のひとつは、跳躍条件の同定である。そこで、上下変位量と加速度について整理してみた。ここで、跳躍とは、船底全体が完全に空中に露出した状態と定義する。

以下、現象を捕らえるために船尾側ガイド位置(船尾端から 0.08L 前方)での変位と同じ前後方向位置での船尾上下加速度の計測結果について検討した。

図-5 (a)、(b)に、波高で無次元化した船尾上下変位量(δda)と船尾加速度($AV3$)の時系列信号の関係を示す。図は、10 周期分の時系列データをプロットしたものである。(a)はフルード数 1.8、 $H_w/L=0.02$ 、 $\lambda/L=5$ の場合で跳躍していない状態である。上下加速度と上下変位は線形関係(調和運動)にある。点のおおよその傾きが出会い円周波数に対応する。(Appendix 参照)一方、(b)はフルード数 2.2、 $H_w/L=0.06$ 、 $\lambda/L=4$ の場合で、船体は水面から完全に飛び出し、その後自由落下($AV3=-1G$)している状態の変位と加速度の関係を示している。ここでは、船尾上下変位量を静止時の状態からの変化量で、プラスは船体が持ち上がった状態を示す。この図から船体は波高程度の高さから自由落下していることが分かる。この図は、1 周期中の運動が①船体が波の中である場合で規則的な運動をしている状態(上記(a)と同様の状態)、②空气中へ飛び出した後の自由落下状態、③水面に衝突して衝撃力を受けた状態、④衝撃後更に船体が沈下していく状態、の 4 つの状態を表して

いる。図-5(a)の状態から運動が大きくなると図-5(b)のような形をとり、このような傾向は出会い円周波数のみで決まる。跳躍高さの定量的な評価については、今後検討する。

図-6 に角速度の応答関数を示す。フルード数が大きくなるに従って、同調点は長波長側へ移動している。

これらの関係をより明確にするために横軸を出会い周波数で整理したものを図-7に示す。出会い周波数が大凡 10(rad/sec)の近傍にこの船の縦揺れ運動の同調点があることが分かる。

3. 2. 3 加速度

図-8 に、上下加速度の長手方向分布の一例を示す。 $\lambda/L=4$ で、 $F_n=0.75, 1.0, 1.4, 2.0$ の場合について比較した。 $F_n=1.4$ と 2.2 は跳躍している場合、 $0.75, 1.0$ は跳躍していない場合の加速度の分布である。前者の場合は、重心位置、あるいは船尾が最も加速度が小さくなる2つのパターンがある。これは、水中から飛び出して再度着水する場合に重心位置が回転運動の中心になるか、船尾が回転中心になるかの違いによるものである。

図-9 に船速と船体重心位置での上下加速度(AV2)の関係を示す。図中の▲が跳躍した場合の加速度を示している。跳躍した場合には、重心位置での加速度はいずれも 4G 以上であった。図中の実線は、現在検討中の ISO 基準案の加速度設定値を示す。フルード数約 1.5 以上でフルード数に対して、重心位置での上下加速度が線形になるよう設定している。本実験結果と ISO 案の加速度設定値を比較すると、図から ISO 案は、規則波中で跳躍・非跳躍のほぼ境界あたりに設定されているといえる。なお、ISO 基準案の加速度は 100 分の 1 最大平均値である。通常の大形船の応答の場合には、不規則波中での応答の有義値と規則波中の応答の振幅は、ほぼ同一のレベルにあると考えられているが、非線形を伴う応答については、統計値間との関係がまだ明確になっていない。特に、滑走する高速艇の応答の統計的な性質については、今後、検討する必要がある。

図-10 はフルード数に対する船首、中央部、船尾における船体上下加速度の応答を、跳躍時と、非跳躍時とで整理したものである。跳躍時の上下加速度に最も顕著に表れるのは船尾である。

次に、加速度の応答関数の実験結果について述べる。大隅は、ディープ V 型の船舶を対象にフルード数 1.2 までの範囲の船首上下加速度(AV1)の(有義値の)応答関数を示した。高速船構造基準では、大隅の応答関数の同調時の加速度を用いて設計水圧を設定している。

図-11 に本実験で得られた船首上下加速度の応答関数を示す。ここでは波高船長比が 0.03 の時について整理してある。図中の実線及び破線は大隅のフルード数 1.0 及び 0.5 の場合の応答関数である。低速域での本実験結果と大隅の結果はよく一致していることが分かる。本実験でも、フルード数が 1.0 以下の場合、 λ/L が 1~2 の間に同調点があるが、それより高速域の $F_n=1.8$ あるいは 2.2 では、 λ/L が 4 付近に同調点があり、 $\lambda/L=4$ より長波長域では、急激に応答が小さくなることが実験により確認された。フルード数が 1.2

を超える高速域では跳躍現象も認められるため加速度応答は著しく大きくなっている。従って、高速船構造基準の荷重設定法を滑走型の高速度艇に適用する場合には、検討が必要である。

次に、跳躍時の応答が顕著に表れる船尾上下加速度について出会い周波数(ω_e)で整理した結果を図-12に示す。出会い周波数で約 10(rad/sec)の近傍に同調点があることが分かる。これは先に述べた角速度の応答と同じ結果である。

3. 2. 4 船底水圧

部材寸法を決定する設計荷重として衝撃水圧のピーク値を採用すると過大であり平均水圧を設計水圧とする方が合理的である。対象部材上の圧力の平均値と圧力のピーク値の比は、接水部分の大きさと、部材寸法の大きさの比に応じて評価でき、この比を平均有効圧力係数(F)と呼ぶ。水圧計で計測した局所的な水圧(p)と、歪みゲージにより計測したパネル等価水圧(q)との関係を図-13に示す。図中の回帰直線の傾きが平均有効圧力係数(F)を表す。P9(S9)を取り付けたパネルにおける計測で得られたFは0.23であった。

図-14(a),(b)にパネル水圧の長手方向分布を示す。図-14(a)はラストハンプ近傍で船首が最も持ち上がった状態であり、最前のセンサ q1 はあまり接水しておらず圧力は小さい。一方、図-14(b)は跳躍運動を行い船尾部でも大きな圧力が計測された。

図-15(a),(b)は、フルード数に対するパネル水圧の応答を跳躍時と、非跳躍時について整理したものである。(a)は船首部に近い q1 について、(b)は船尾部に近い q9 についての水圧の応答である。加速度と同様、跳躍の影響は船尾付近に顕著に表れる。

図-16に、船体重心位置での上下加速度(AV2)と重心位置近傍のパネル等価水圧(q7)の関係を示す。●は跳躍時、○は非跳躍時のパネル等価水圧である。非跳躍時は重心位置の上下加速度に比例している。跳躍時は非跳躍時に比べて大きいことが分る。図中の実線はISO案での船底水圧要求値を示す。図-9に示した跳躍時の重心位置の上下加速度と図-16の跳躍時の水圧を比較すると明らかなように、ISO基準案の加速度と水圧の要求値は跳躍モードまで考慮した要求値となっていないといえる。今回の実験は、規則波中の実験であり、これに対して、ISOの要求値は不規則波中での1/100最大平均値であることから、これを直接比較するには、規則波と不規則波中での非線形の衝撃応答についての統計的な性質を明らかにする必要がある。

3. 2. 5 跳躍条件

図-5で示した上下変位と加速度の関係から跳躍現象を判定して、跳躍・非跳躍の発生を船速と波浪条件(F_n , H_w/L)について各波長毎に整理したものを図-17に示す。 λ/L によらず、跳躍限界での、 H_w/L とフルード数の傾きはほぼ一定の関係があることがわかった。本実験の範囲において次式のような跳躍限界の簡易的な条件式が導くことができた。図中の点線は、簡易式から求めた結果を示す。このチャートを実海域に展開するにはさらに検討する必要がある。

$$F_n > -14.1H_w/L + 0.33(\lambda/L)^2 - 2.2\lambda/L + 6.07$$

4. まとめ

小型高速艇の構造基準を作成する上で必要な運動特性、荷重応答、跳躍運動について、水槽実験を行い、以下のことが明らかになった。

- ・平水中トリムの計測結果は実船実験結果と一致し、また、サビツキーの計算結果とも一致した。
- ・跳躍運動時に波高程度の高さから落下する条件があった。跳躍の定量的な評価は今後検討する。
- ・実験条件、計測位置によって1周期の運動中に水圧のピークが2回表れる場合があった。1つはセンサが水面に突入する時、もう一つは水面から飛び出す時であった。繰り返し荷重が問題となる場合には、その取り扱いの検討が必要である。
- ・規則波中での高速域における運動、水圧の応答が得られた。また、跳躍・非跳躍運動により加速度や水圧の大きさ及び分布が異なることが分かった。
- ・跳躍条件について、フルード数、 Hw/L 及び λ/L による簡易式を導くことができた。今後、簡易式の適用範囲を明確にする必要がある。
- ・跳躍時と非跳躍時の上下加速度、衝撃水圧応答の違いは、特に船尾部において顕著に表れた。

高速艇の規則波中の模型試験により、本研究の目的とした加速度、水圧等の応答関数、跳躍の発生条件を実験的に明らかにした。これらは、落下試験要領の見直し、高速船構造基準の適用範囲の検討、さらに ISO 基準案の検討を行際の資料として活用されることが考えられる。

参考文献

- 1) 日本小型船舶検査機構、小型船舶安全規則に関する細則、(1974)
- 2) Daniel Savitsky and P.Ward Brown: Procedures for Hydrodynamic Evaluation of Planing Hulls in Smooth and Rough Water, Marine Technology, Vol.13, No4 (1976)
- 3) 横溝幸治、池田良穂：流体力データベースを使用した高速艇の航走姿勢シミュレーション、関西造船協会誌、第 218 号(1992)
- 4) 大隅三彦：続・中高速艇の一設計法 (1)、船の科学,Vol.45, (1992)

Appendix 上下変位と上下加速度

船体の上下変位が $z = z_0 \sin \omega t$ (z_0 :振幅) の運動をしているとすると、上下方向加速度は $\ddot{z} = -\omega^2 z$ と表すことができる。

図から分かるように、加速度と変位の関係は線形関係にあり、傾きが $-\omega^2$ であることを表している。

表-1 供試艇主要目

	実船	模型船
Loa (m)	8.5	2.13
Lwl (m)	7.05	1.76
Boa (m)	2.7	0.68
Bc (m)	2.21	0.55
D (m)	1.31	0.33
Δ (満載) (kg)	3225	50.39

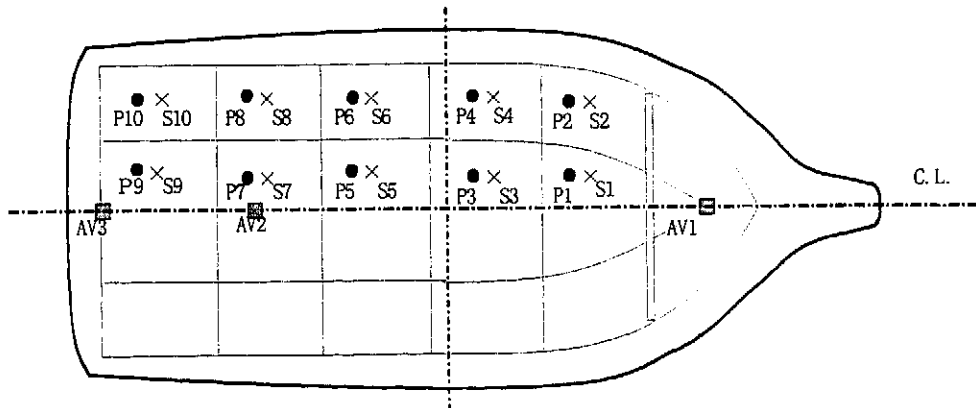


図-1 センサ配置図

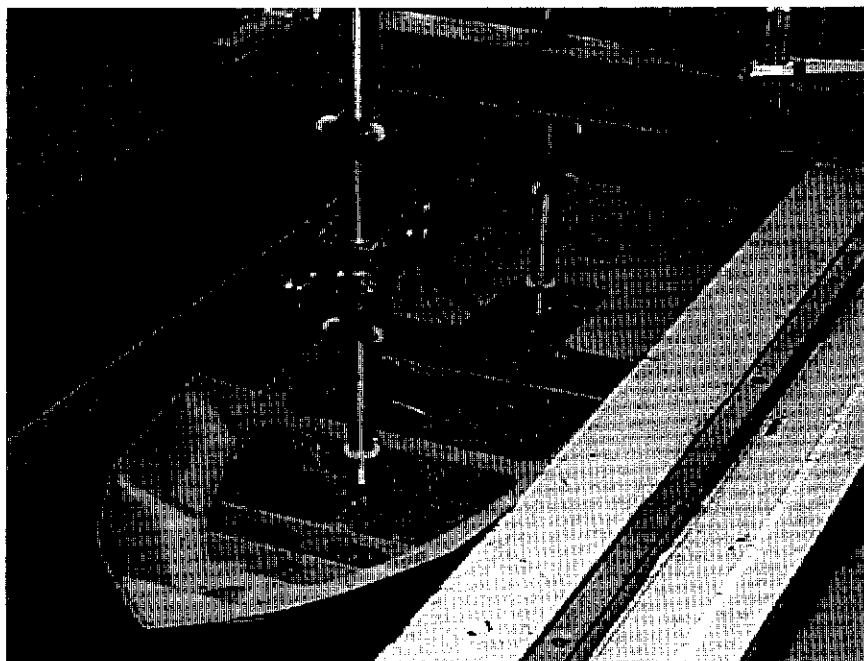


写真-1 拘束ガイド

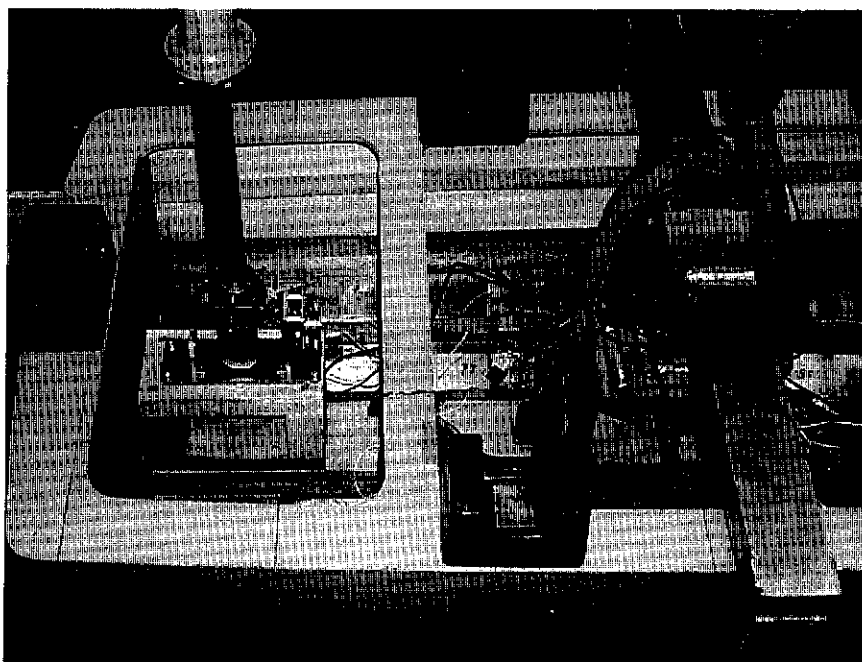


写真-2 曳航用治具

表-2 実験条件

試験番号	試験種類	F_n	実験速度 kt	λ/L	ωe (rad/sec)	Hw/L	Hw/ λ	試験番号	試験種類	F_n	実験速度 kt	λ/L	ωe (rad/sec)	Hw/L	Hw/ λ
1	平水中	0.25	4.04					76	規則波	1	16.17	5	5.61	0.03	0.01
2	平水中	0.5	8.08					77	規則波	1	16.17	4	6.66	0.03	0.01
3	平水中	0.75	12.13					78	規則波	1	16.17	3	8.36	0.03	0.02
4	平水中	1	16.17					79	規則波	1	16.17	2	11.59	0.03	0.03
5	平水中	1.25	20.21					80	規則波	1	16.17	5	5.61	0.06	0.02
6	平水中	0.9	14.55					81	規則波	1	16.17	4	6.66	0.06	0.03
7	平水中	0.6	9.70					82	規則波	1	16.17	3	8.36	0.06	0.03
8	平水中	1.4	22.63					83	規則波	1	16.17	5	5.61	0.09	0.03
9	平水中	1.1	17.78					84	規則波	1	16.17	4	6.66	0.09	0.04
11	規則波	0.5	8.08	3	5.88	0.03	0.02	85	規則波	1.4	22.63	5	6.80	0.03	0.01
12	規則波	0.5	8.08	2.5	6.70	0.03	0.02	86	規則波	1.4	22.63	5	6.80	0.06	0.02
13	規則波	0.5	8.08	2	7.89	0.03	0.03	87	規則波	1.4	22.63	5	6.80	0.09	0.03
14	規則波	0.5	8.08	1.5	9.77	0.03	0.03	88	規則波	1.4	22.63	6	5.87	0.09	0.03
15	規則波	0.5	8.08	1	13.33	0.03	0.05	89	不規則波	1.4	22.63				
16	規則波	0.5	8.08	1.25	11.22	0.03	0.04	90	不規則波	1.4	22.63				
17	規則波	0.5	8.08	1.75	8.71	0.03	0.03	91	不規則波	1.4	22.62				
18	規則波	0.5	8.08	2	7.89	0.02	0.02	92	不規則波	1.4	22.62				
19	規則波	0.5	8.08	1	13.33	0.02	0.03	93	不規則波	1.4	22.62				
20	規則波	0.5	8.08	0.75	16.71	0.02	0.04	94	不規則波	1.4	22.61				
21	規則波	0.5	8.08	1.5	9.77	0.02	0.02	95	不規則波	1.4	22.61				
22	規則波	0.5	8.08	3	5.88	0.02	0.01	96	不規則波	1.4	22.60				
23	規則波	0.5	8.08	1.25	11.22	0.02	0.02	401	平水中	1.6	25.87				
24	規則波	0.75	12.13	3	7.12	0.02	0.01	402	平水中	1.8	29.10				
25	規則波	0.75	12.13	2	9.74	0.02	0.02	403	平水中	2	32.33				
26	規則波	0.75	12.13	1	17.03	0.02	0.03	404	平水中	2.2	35.57				
27	規則波	0.75	12.13	1.5	12.24	0.02	0.02	411	規則波	1.8	29.10	5	7.98	0.02	0.01
28	規則波	0.75	12.13	2.5	8.19	0.02	0.01	412	規則波	1.8	29.10	4	9.63	0.02	0.01
29	規則波	0.75	12.13	4	5.74	0.02	0.01	413	規則波	1.8	29.10	3	12.31	0.02	0.01
30	規則波	0.75	12.13	5	4.87	0.02	0.01	414	規則波	1.8	29.10	2	17.52	0.02	0.02
31	規則波	0.75	12.13	0.75	21.65	0.02	0.04	415	規則波	1.8	29.10	2.5	14.41	0.02	0.01
32	規則波	1	16.17	3	8.36	0.02	0.01	416	規則波	1.8	29.10	5	7.98	0.03	0.01
33	規則波	1	16.17	2.5	9.67	0.02	0.01	417	規則波	1.8	29.10	4	9.63	0.03	0.01
34	規則波	1	16.17	4	6.66	0.02	0.01	418	規則波	1.8	29.10	3	12.31	0.03	0.02
35	規則波	1	16.17	5	5.61	0.02	0.01	419	規則波	1.8	29.10	2	17.52	0.03	0.03
36	規則波	1	16.17	2	11.59	0.02	0.02	420	規則波	1.8	29.10	5	7.98	0.06	0.02
37	規則波	1	16.17	1.5	14.71	0.02	0.02	421	規則波	1.8	29.10	4	9.63	0.06	0.03
38	規則波	1.25	20.21	3	9.59	0.02	0.01	422	規則波	1.8	29.10	3	12.31	0.06	0.03
39	規則波	1.25	20.21	4	7.59	0.02	0.01	423	規則波	1.8	29.10	2	17.52	0.06	0.05
40	規則波	1.25	20.21	5	6.35	0.02	0.01	424	規則波	2.2	35.57	5	9.17	0.02	0.01
41	規則波	1.25	20.21	2.5	11.15	0.02	0.01	425	規則波	2.2	35.57	4	11.11	0.02	0.01
42	規則波	1.25	20.21	2	13.45	0.02	0.02	426	規則波	2.2	35.57	3	14.28	0.02	0.01
43	規則波	0.5	8.08	5	4.13	0.02	0.01	427	規則波	2.2	35.57	2	20.49	0.02	0.02
44	規則波	0.5	8.08	4	4.81	0.02	0.01	428	規則波	2.2	35.57	5	9.17	0.03	0.01
45	規則波	0.5	8.08	2.5	6.70	0.02	0.01	429	規則波	2.2	35.57	4	11.11	0.03	0.01
46	規則波	0.75	12.13	1.25	14.18	0.02	0.02	430	規則波	2.2	35.57	3	14.28	0.03	0.02
47	規則波	1.25	20.21	1.5	17.18	0.02	0.02	431	規則波	2.2	35.57	2	20.49	0.03	0.03
48	規則波	1.25	20.21	1.25	20.11	0.02	0.02	432	規則波	2.2	35.57	5	9.17	0.06	0.02
49	規則波	1.25	20.21	1	24.44	0.02	0.03	433	規則波	2.2	35.57	4	11.11	0.06	0.03
50	規則波	1.25	20.21	0.75	31.53	0.02	0.04	434	規則波	2.2	35.57	3	14.28	0.06	0.03
51	規則波	1.4	22.63	3	10.33	0.02	0.01	435	規則波	2.2	35.57	2	20.49	0.06	0.05
52	規則波	1.4	22.63	4	8.15	0.02	0.01	436	規則波	1.6	25.87	4	8.89	0.06	0.03
53	規則波	1.4	22.63	5	6.80	0.02	0.01	437	規則波	1.4	22.63	4	8.15	0.11	0.05
54	規則波	1.4	22.63	2	14.56	0.02	0.02	438	規則波	1.4	22.63	4	8.15	0.09	0.04
55	規則波	1.4	22.63	2.5	12.04	0.02	0.01	439	規則波	1.4	22.63	4	8.15	0.06	0.03
56	規則波	1.4	22.63	1.5	18.66	0.02	0.02	440	規則波	1	16.17	4	6.66	0.11	0.05
57	規則波	1.4	22.63	1.25	21.89	0.02	0.02	441	規則波	1.2	19.40	4	7.40	0.11	0.05
58	規則波	1.4	22.63	1	26.87	0.02	0.03	442	規則波	1.8	29.10	3	12.31	0.03	0.02
59	規則波	1.4	22.63	0.75	34.50	0.02	0.04	443	規則波	2.2	35.57	4	11.11	0.09	0.04
60	規則波	0.75	12.13	3	7.12	0.03	0.02	444	規則波	2.2	35.57	5	9.17	0.09	0.03
61	規則波	0.75	12.13	4	5.74	0.03	0.01	445	規則波	2.2	35.57	6	7.85	0.09	0.03
62	規則波	1.4	22.63	3	10.33	0.02	0.01	445	規則波	2.2	35.57	6	7.85	0.09	0.03
63	規則波	0.75	12.13	5	4.87	0.03	0.01	446	規則波	1.4	22.63	3	10.33	0.09	0.05
64	規則波	0.75	12.13	2	9.74	0.03	0.03	447	規則波	1.8	29.10	3	12.31	0.09	0.05
65	規則波	0.75	12.13	1	17.03	0.03	0.05	448	規則波	1.8	29.10	2	17.52	0.09	0.08
66	規則波	0.75	12.13	5	4.87	0.06	0.02	449	不規則波	1.8	29.10				
67	規則波	0.75	12.13	4	5.74	0.06	0.03	450	不規則波	2.2	35.57				
68	規則波	0.75	12.13	3	7.12	0.06	0.03	451	規則波	1.8	29.10	2	17.52	0.11	0.10
69	規則波	0.75	12.13	5	4.87	0.09	0.03	452	規則波	1.4	22.63	2	14.56	0.11	0.10
70	規則波	0.75	12.13	4	5.74	0.09	0.04	453	規則波	1.8	29.10	5	7.98	0.11	0.04
71	規則波	0.75	12.13	3	7.12	0.09	0.05								
72	規則波	0.75	12.13	2.5	8.19	0.03	0.02								
73	規則波	0.75	12.13	2.5	8.19	0.06	0.04								
74	規則波	0.75	12.13	2.5	8.19	0.09	0.06								
75	規則波	0.75	12.13	2	9.74	0.06	0.05								

表-3 計測項目

DAT CH	計測項目	記号	センサ型式	センサ容量
1	船首上下加速度	AV1	EG9840024	2G
2	重心上下加速度	AV2	EG9840039	2G
3	船尾上下加速度	AV3	EG9840044	2G
4	パナール水圧	S1	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
5	パナール水圧	S2	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
6	パナール水圧	S3	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
7	パナール水圧	S4	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
8	パナール水圧	S5	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
9	パナール水圧	S6	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
10	パナール水圧	S7	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
11	パナール水圧	S8	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
12	パナール水圧	S9	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
13	パナール水圧	S10	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
14	水圧	P1	EG7910 p	0.5kg/cm ²
15	水圧	P2	EG7910 n	0.5kg/cm ²
16	水圧	P3	EG7910 m	0.5kg/cm ²
17	水圧	P4	EG7910 m	0.5kg/cm ²
18	水圧	P5	EG7910 k	0.5kg/cm ²
19	水圧	P6	EG7910 j	0.5kg/cm ²
20	水圧	P7	EG7910 j	0.5kg/cm ²
21	水圧	P8	EG7910 c	0.5kg/cm ²
22	水圧	P9	EG7910 c	0.5kg/cm ²
23	水圧	P10	EG7910 a	0.5kg/cm ²
24	抵抗	FX		10kgf
25	角速度	dθ/dt		
26	トリガ	trig		
27	上下変位	ddf		
28	上下変位	ddeg		
29	波高	Hw	UD310	

DAT CH	計測項目	記号	センサ型式	センサ容量
1	船首上下加速度	AV1	EG9840024	10G
2	重心上下加速度	AV2	EG9840039	5G
3	船尾上下加速度	AV3	EG9840044	5G
4	パナール水圧	S1	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
5	パナール水圧	S2	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
6	パナール水圧	S3	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
7	パナール水圧	S4	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
8	パナール水圧	S5	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
9	パナール水圧	S6	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
10	パナール水圧	S7	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
11	パナール水圧	S8	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
12	パナール水圧	S9	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
13	パナール水圧	S10	KFG-5-120-C1-23L3M2R	
14	水圧	P1	EG7910 p	0.5kg/cm ²
15	水圧	P2	EG7910 n	0.5kg/cm ²
16	水圧	P3	EG7910 m	0.5kg/cm ²
17	水圧	P4	EG7910 m	0.5kg/cm ²
18	水圧	P5	EG7910 k	0.5kg/cm ²
19	水圧	P6	EG7910 j	0.5kg/cm ²
20	水圧	P7	EG7910 j	0.5kg/cm ²
21	水圧	P8	EG7910 c	0.5kg/cm ²
22	水圧	P9	EG7910 c	0.5kg/cm ²
23	水圧	P10	EG7910 a	0.5kg/cm ²
24	傾斜計	tan		
25	角速度	dθ/dt		
26	トリガ	trig		
27	上下変位	ddf		
28	上下変位	dda		
29	超音波波高	EHW	UD310	
30	レーザ一波高	LHW		
31	曳引台車速度	train		

平水中実験

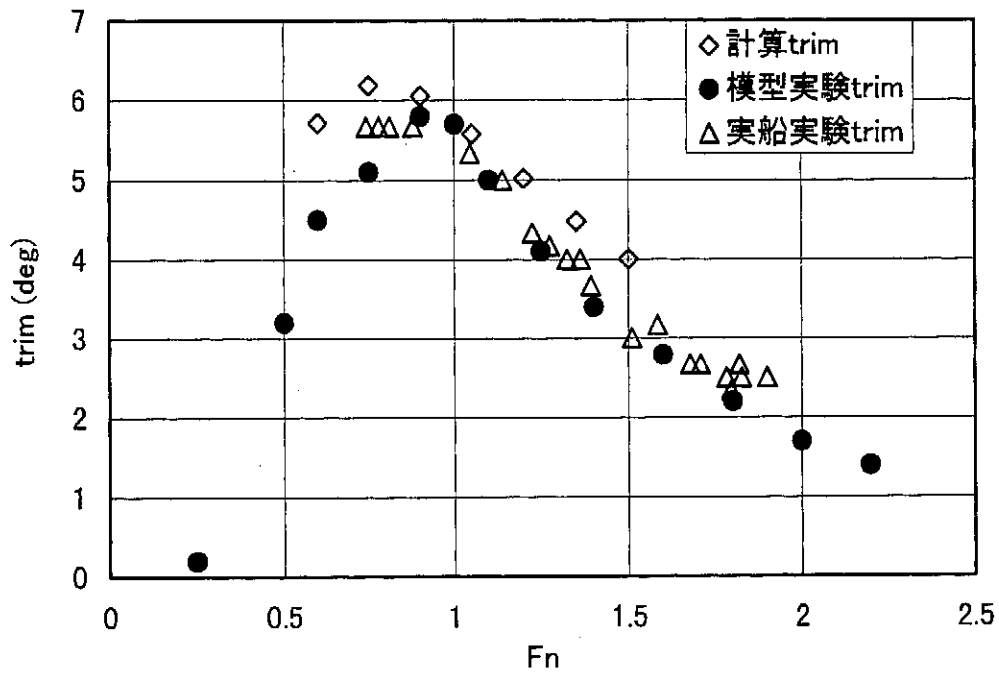


図-2 フルード数に対するトリム

平水中実験

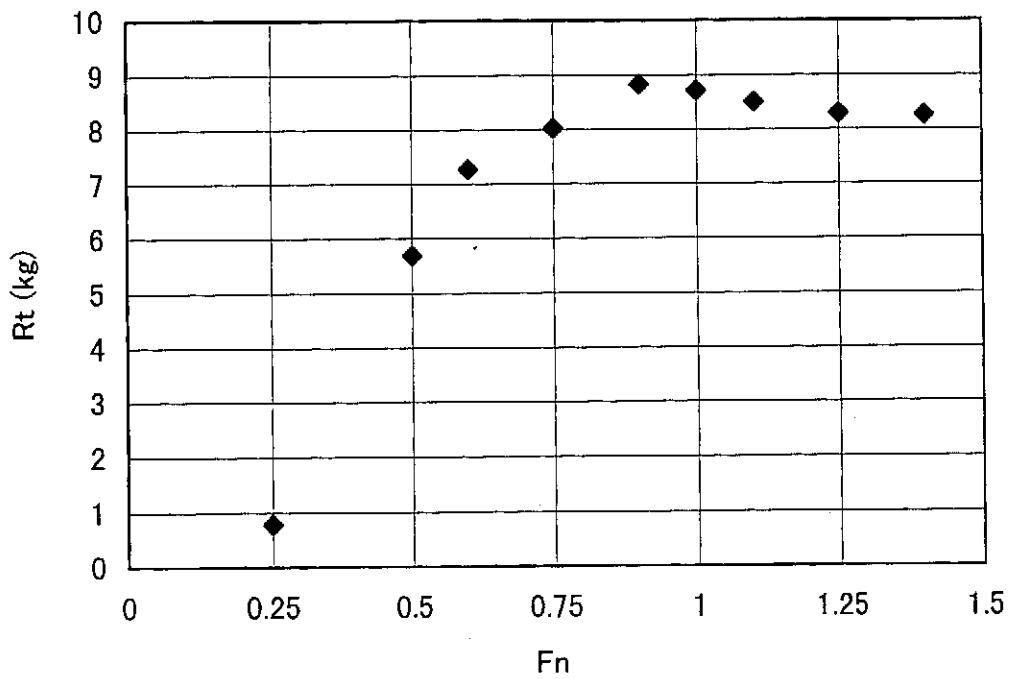


図-3 フルード数に対する抵抗

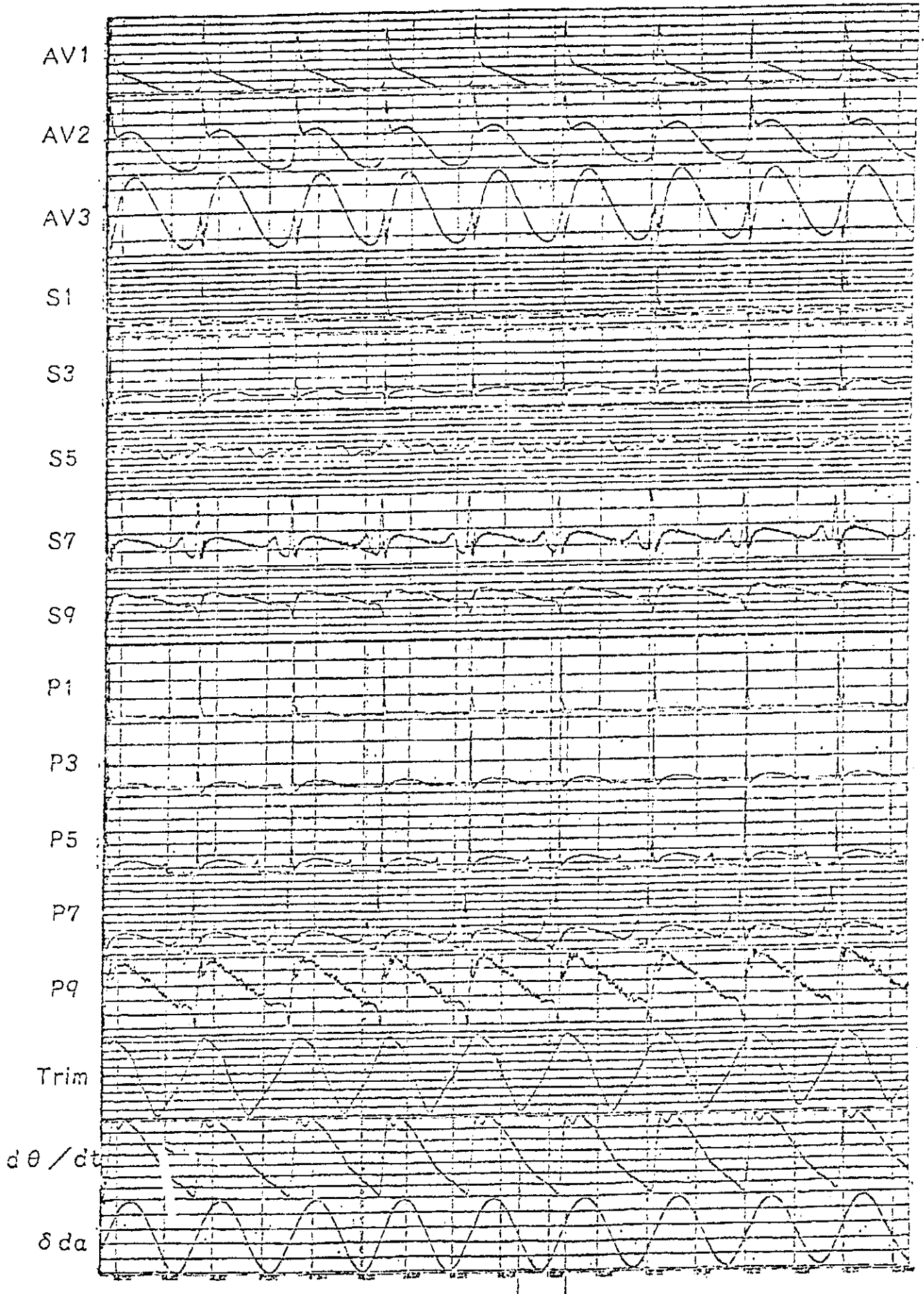


図-4 計測波形の一列
 - 172 -

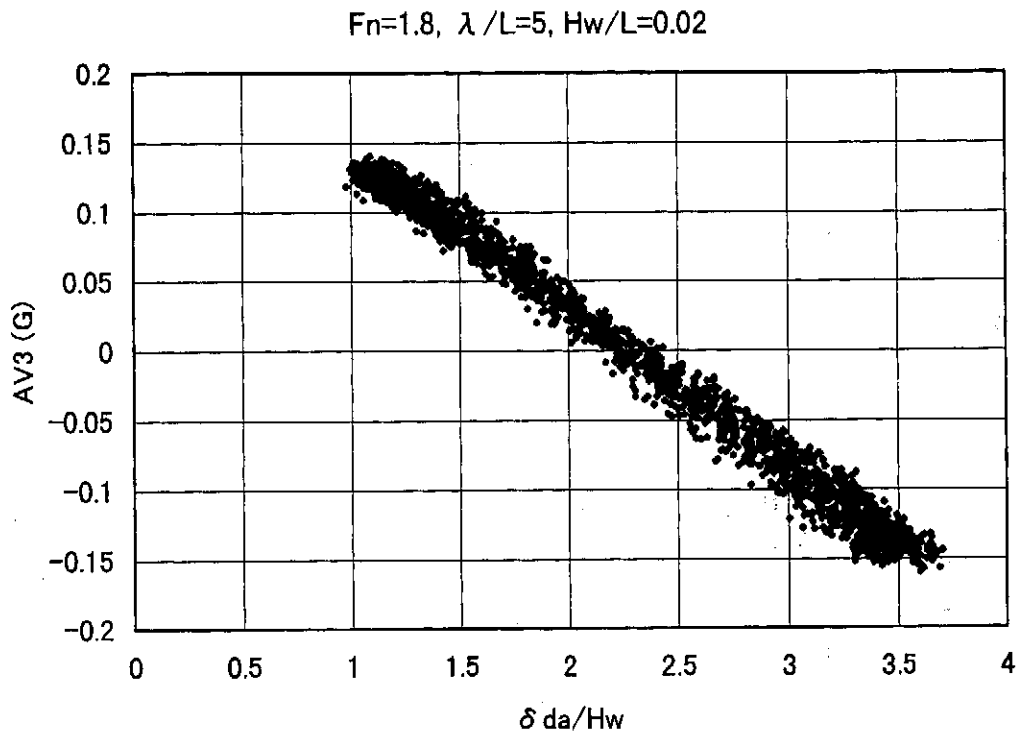


图-5 (a) 時系列信号

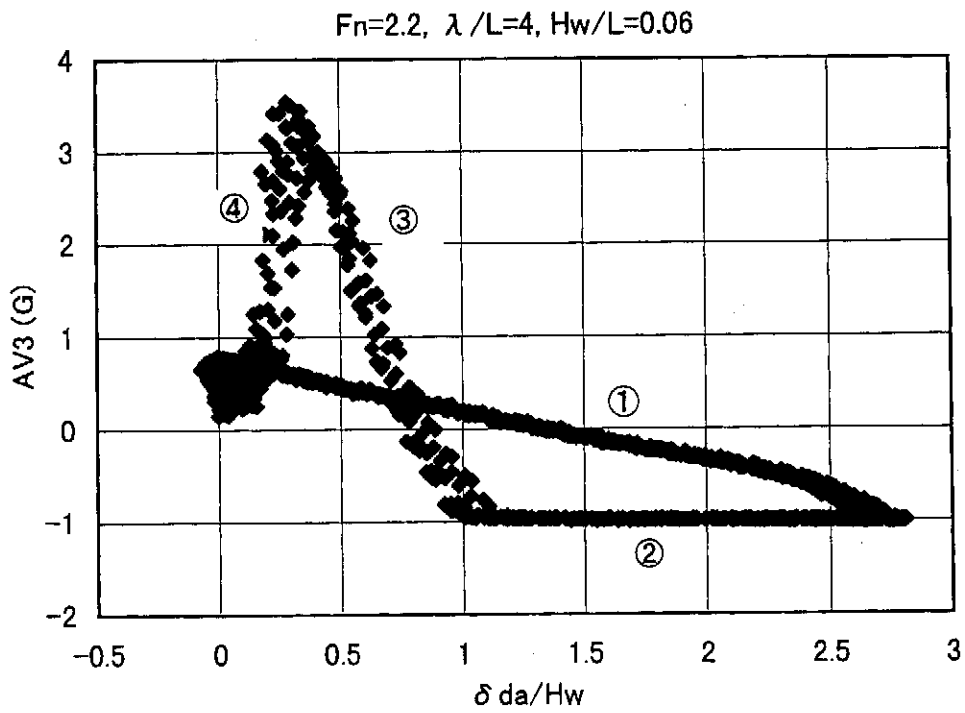


图-5 (b) 時系列信号

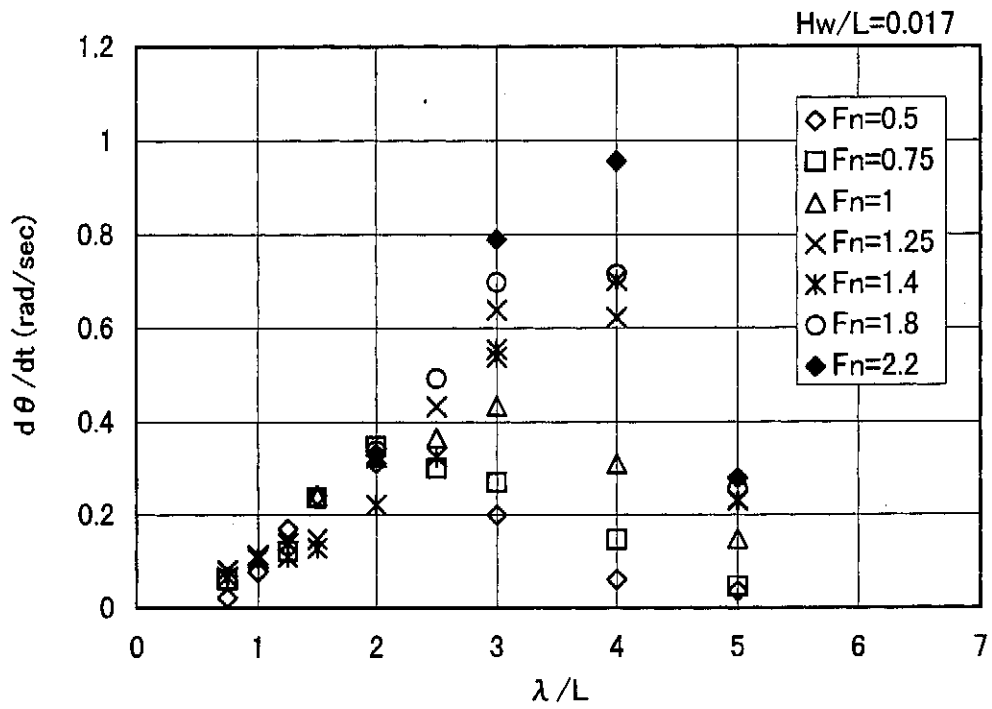


図-6 角速度の応答関数

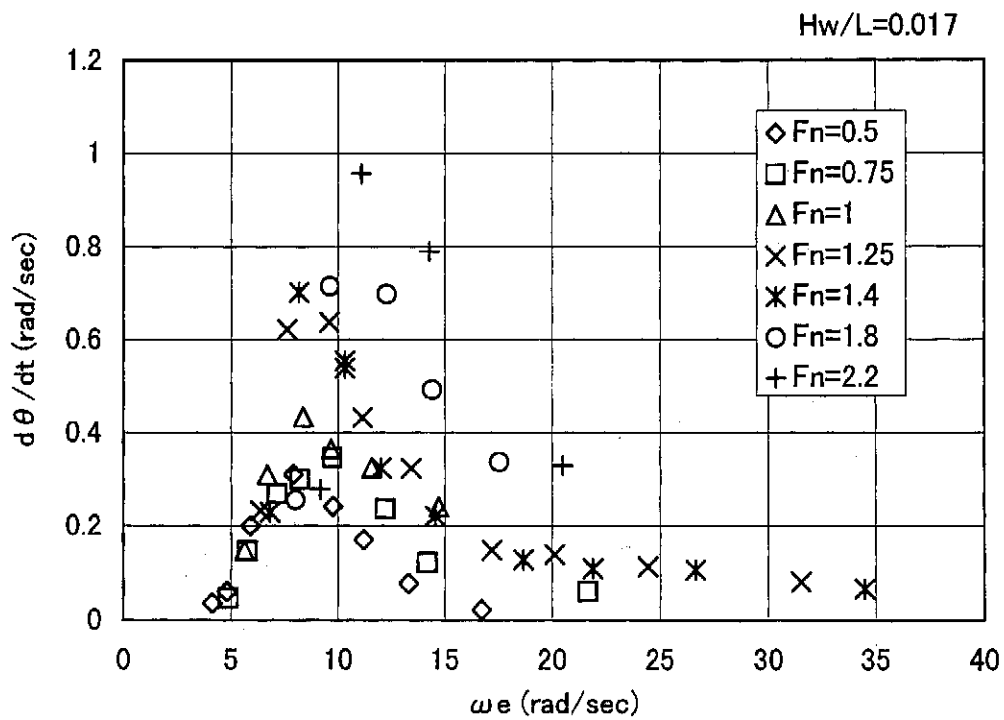


図-7 出会い周波数に対する角速度

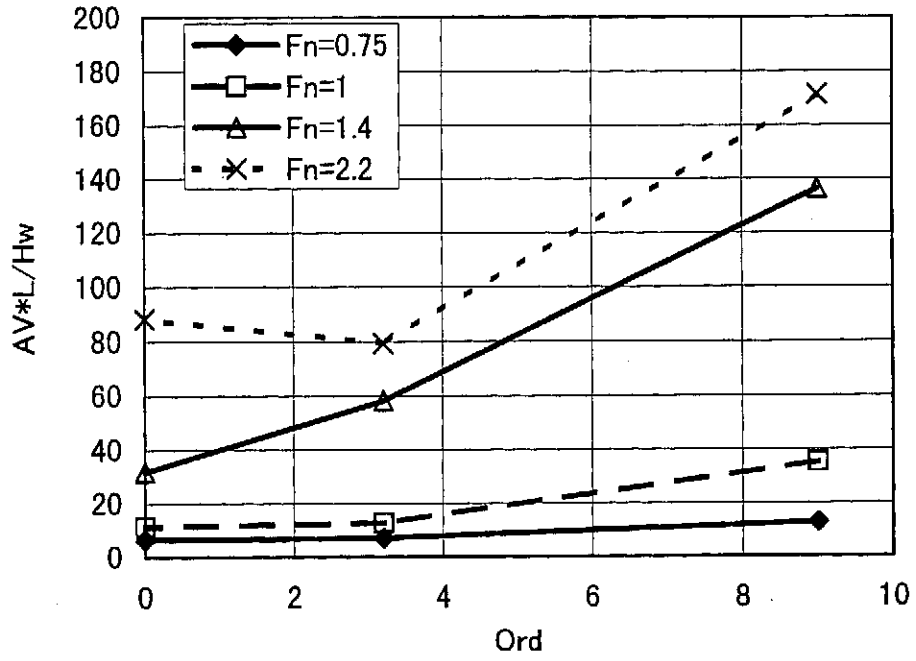


図-8 上下加速度の長手方向分布

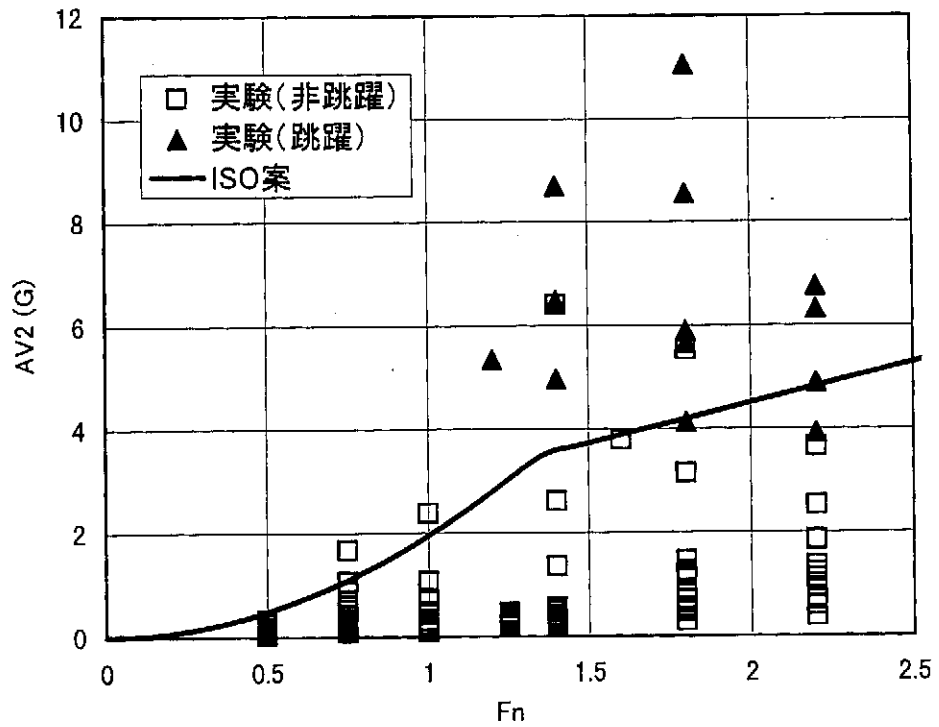


図-9 フルード数と重心位置での上下加速度

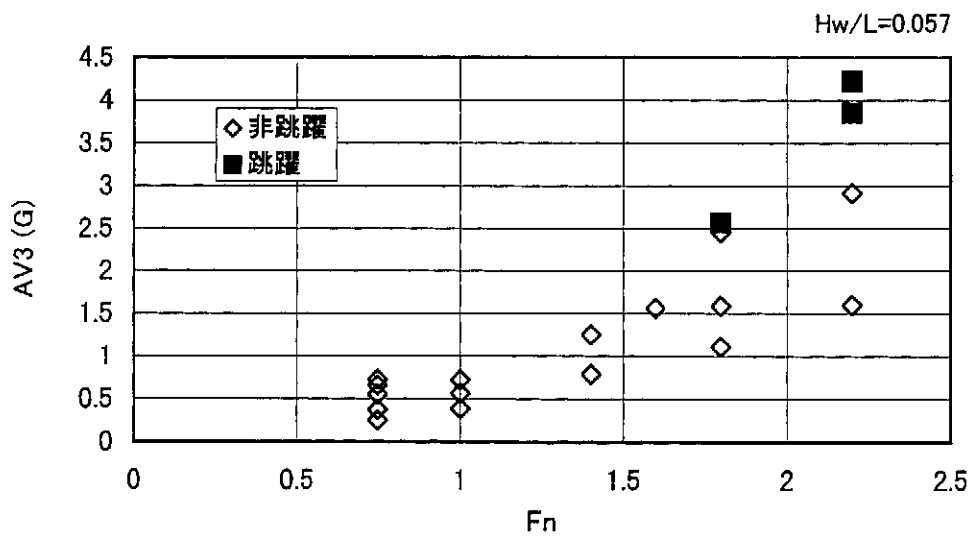
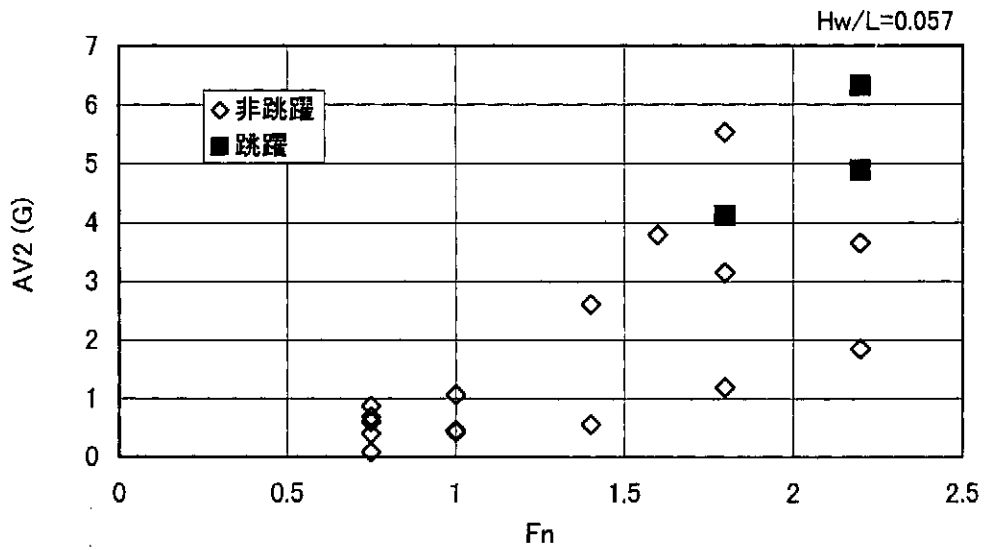
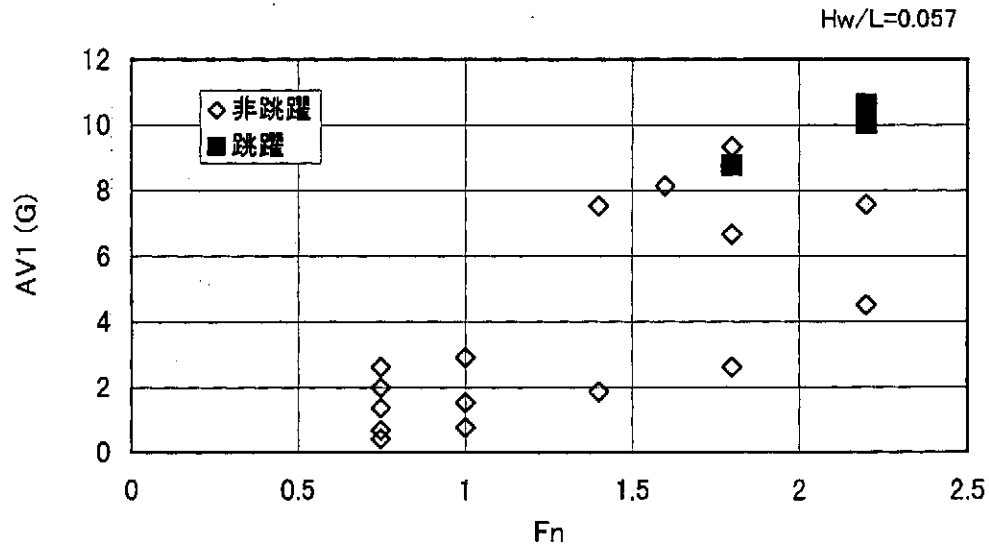


図-10 フルード数に対する上下加速度

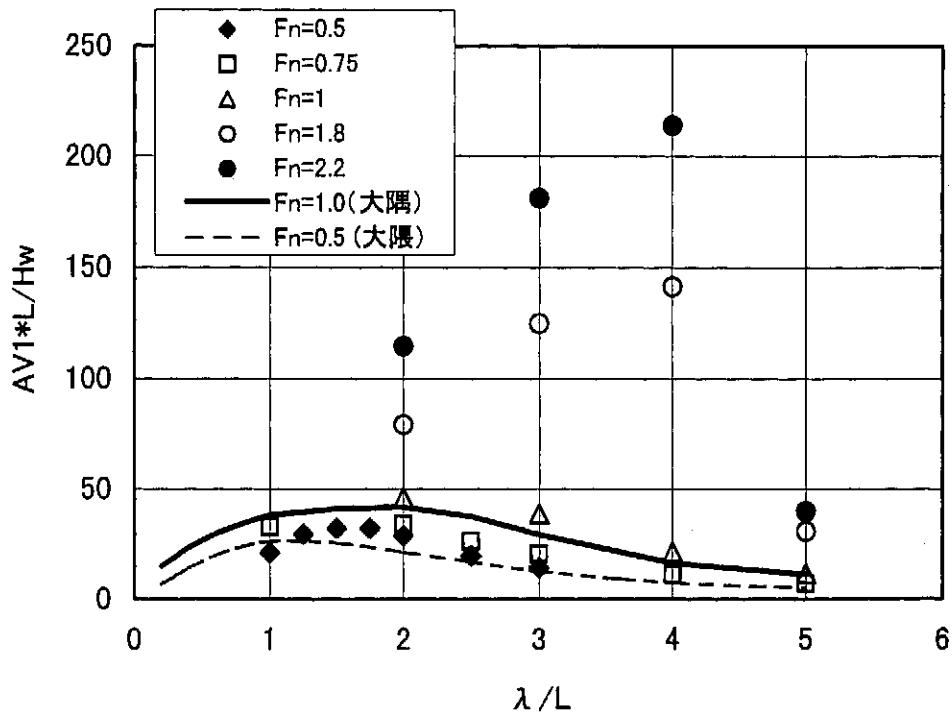


図-11 船首上下加速度の応答関数

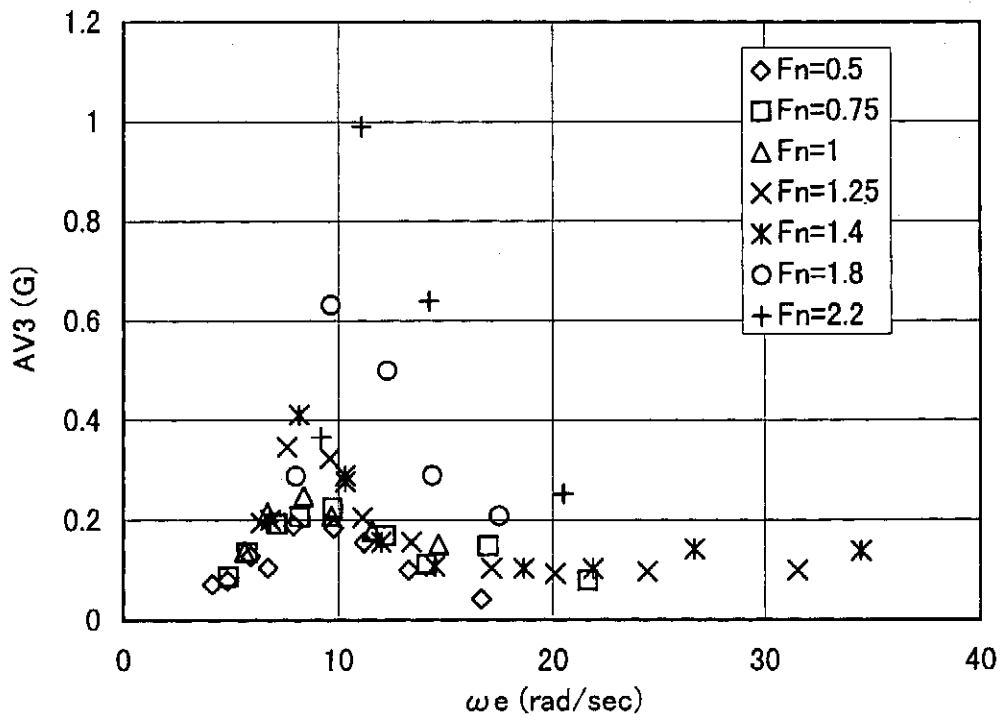


図-12 出会い周波数に対する船尾上下加速度

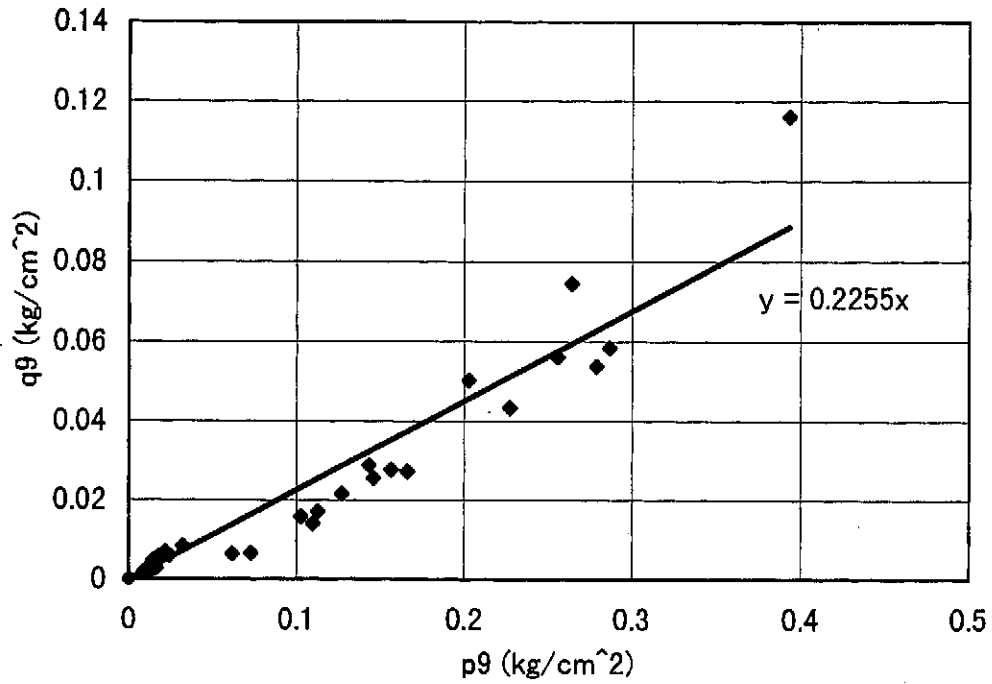


図-13 船底水圧とパネル水圧

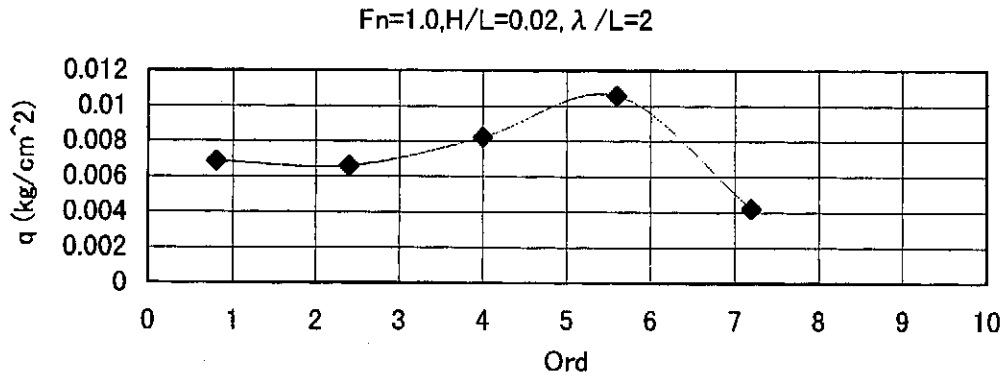


図-14(a) 船底水圧の長手方向分布

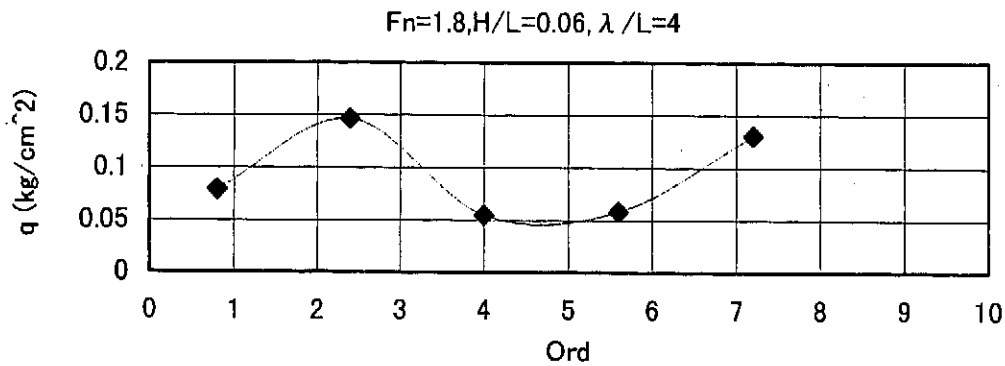


図-14(b) 船底水圧の長手方向分布

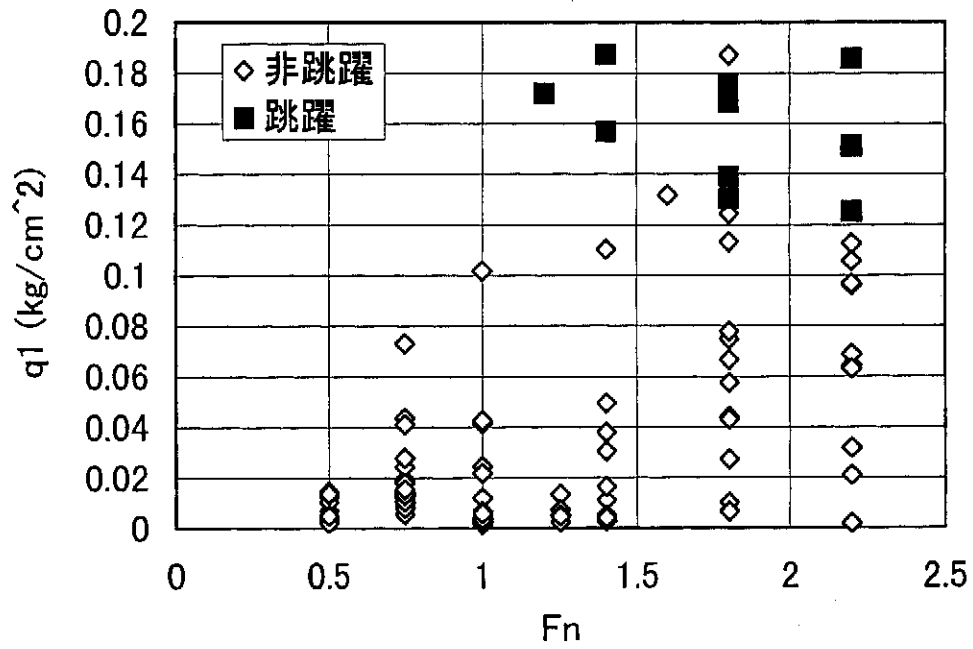


図-15 (a) フルード数に対するパネル水圧

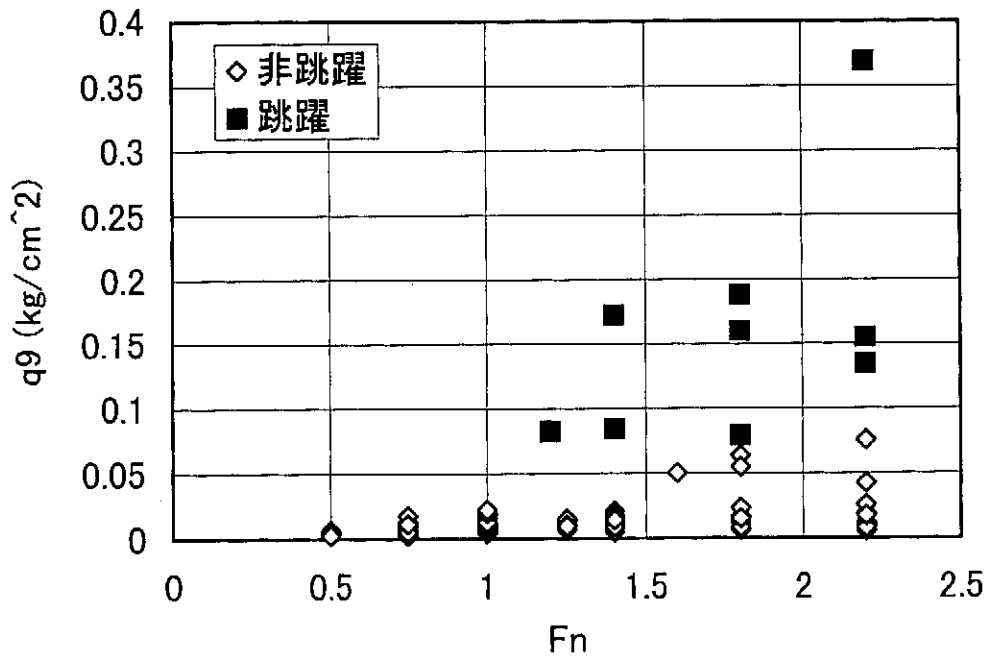


図-15 (b) フルード数に対するパネル水圧

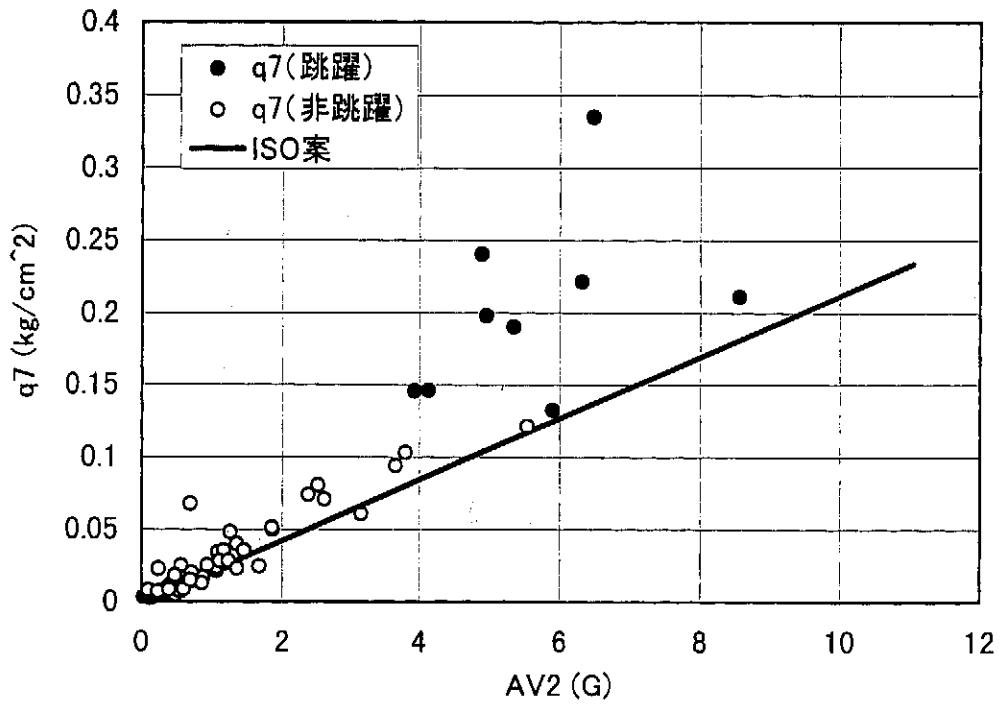


図-16 船体重心上下加速度と船底水圧

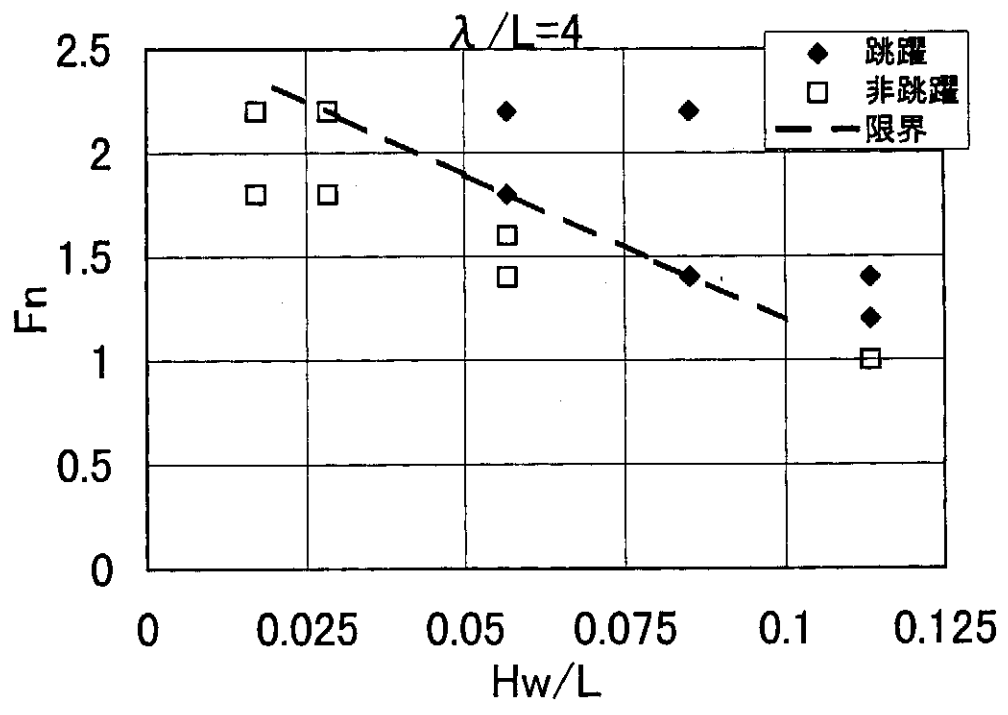
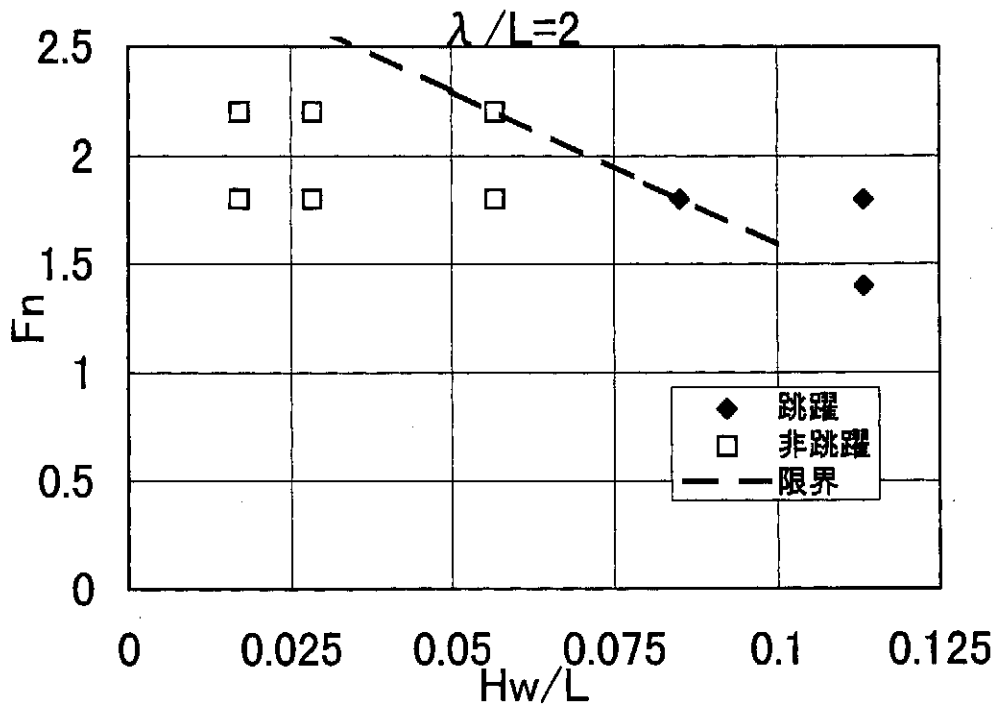
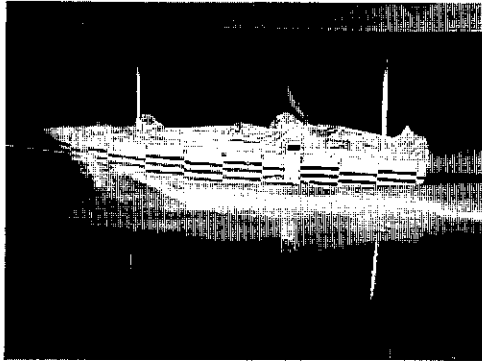
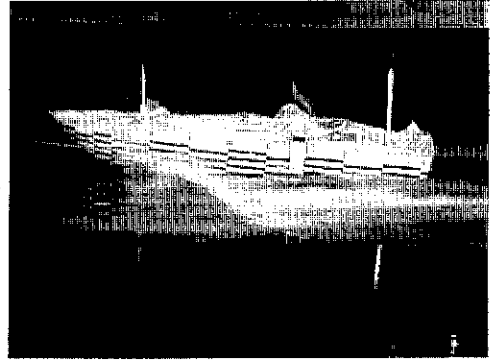


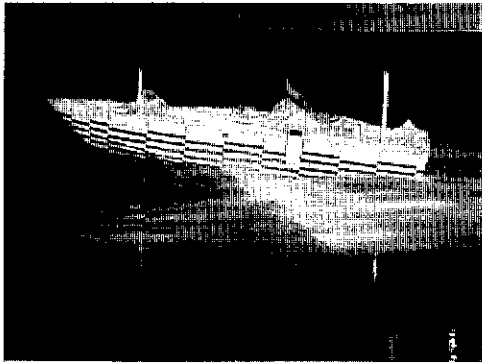
图-17 跳躍条件



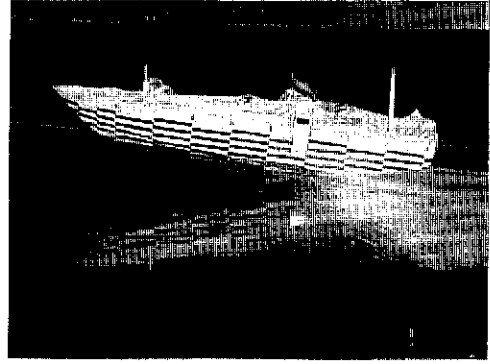
(1)



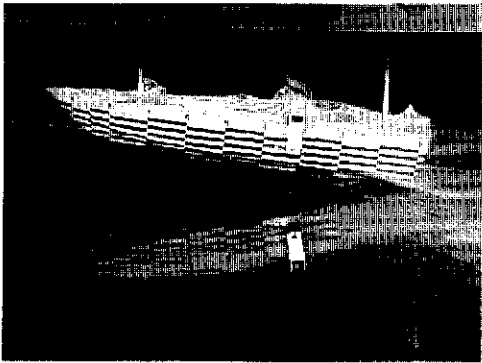
(2)



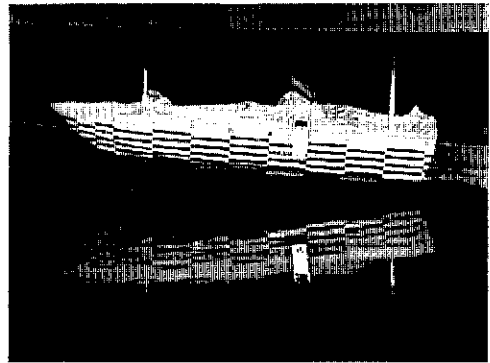
(3)



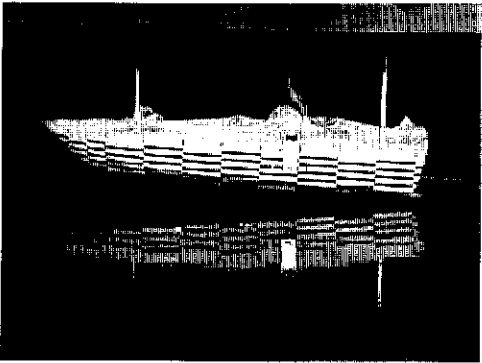
(4)



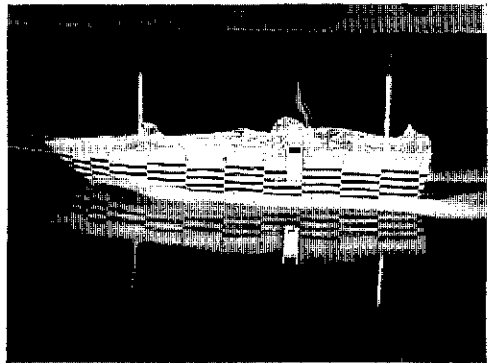
(5)



(6)



(7)



(8)

写真-3 実験番号433

ISO/TC188/WG18開催状況及び配布資料一覧

付録-5

WG開催場所、 日程	資料番号	資料名
	N 1	Outline WG Scope (ISO/TC 188, N 60), 1988
	N 2	List of relevant publications
	N 3	Invitation, agenda Jersey meeting, 1989
	N 4	Report of Jersey meeting, 1989
	N 5	Comp. Calculations, ABS vs. NBS (R. Eliasson)
	N 6	Report of Berlin meeting 1990
	N 7	Draft No.1 (Basic Combined Document, 1990)
	7.1	Draft No.2 (Helsinki, 1991)
	7.2	Draft No.3 (1991)
	7.3	Draft No.4 (1992)
	7.4	Draft No.5 (1992)
	7.5	Draft No. 5.1(1994)
	7.6	Draft No.5.2 (1994)
	7.7	Draft No.5.3 (1994)
	7.8	Draft No.5.4 (1995)
	7.9	Draft No.5.5(1995)
	N 8	Proposal for simplified approach (R. Curry, ABS)
	N 9	Report of Hamburg meeting, 1991
	N 10	Outline Doc. of "Extended VTT-NB S" (G. Holm, K.-J. Furustam, VTT)
	N 11	Proposal for design pressures (R. Eliasson)
	N 12	On design pressures (K.-J. Furustam, VTT)
	N 13	Comp. Calc. Koelbel, Koelbel modified, NBS (R. Eliasson)
	N 13.1	Addendum to Doc. N 13 (B. Eliasson)
	N 14	Proposal for design pressures/stresses, scantling equations (R. Curry, ABS)
	N 15	Working draft No.5/6 (convener)
	N 16	Proposal for Standard craft, max. parameters, amended working draft from Vienna meeting (B. Eliasson)
	N 17	Proposal for Standard craft, amended working draft, with emphasis on strength criteria (R. Curry, ABS)
デルフト96.6.13	N 18	Side pressures (K. J. Furustam, VTT)
	N 19	Proposal for Standard craft (W. Turnbull, LR)
	N 20	Comparative calculations ISO/ABS Guide (R. Curry, ABS)
	<u>N 21</u>	<u>Comparative calculation (T. Kano, JCI)</u>
	<u>N 22</u>	<u>Simplified method (Japanese delegation)</u>
	N 23	Calculation of Standard craft scantlings (LR rules) for 12 - 24 m craft, motor and sail (W. Turnbull, LR)
	N 24	Calculations for standard craft (G. Ce'sarine, BV)
	N 25	Calculations for standard craft (D. Bru"gge, GL)
	N 26	Calculations for standard displacement craft (K.-J. Furustam, VTT)
	N 27	Calculations for standard craft (R. Eliasson)
ロンドン96.10.1	N 28	Calculations for standard displacement craft (R. Curry, ABS)
	N 29	Mechanical properties of laminates (G. Dolto, FIN)
	N 30	Working Draft No.5/7 (Convener)
	<u>N 31</u>	<u>Calculations for standard craft and evaluation of reference design pressure, simplified and full parametric method, Part I - 7, (T. Kano, JCI)</u>
		第1回構造設計委員会 96.11.7
	N 32	Comparative calculations (G. Ce'sarine, BV)
	N 33	Comments on parameters used in Draft No.5/7 (G. Dolto)
ハンブルク 96.12.16	N 34	Working Draft No.5/8 (Convener)
	N 35	Comments on validity of comparative calculations (VTT)

WG開催場所、 日程	資料番号	資料名
	N 36	<u>Validation for 8 craft based on Draft No.5.8 (Japan)</u>
	N 37	Comparison between existing Rules (G. Dolto) 第2回構造設計委員会 97.1.29
マイアミ97.2.14	N 38	<u>Comparative calculations (T. Kano, JCI)</u>
	N 39	Working Draft No.5/9 (Convener)
	N 40	ICNN Provisional Scantling Rules (G. Dolto) 第3回構造設計委員会 97.4.4
ハンブルク 97.6.16-17	N 41	Report of Miami Meeting, February 1997
	N 42	Working Draft No.5/10 (Convener)
	N 43	Comments on Doc. No.42 and Proposals (Convener)
	N 44	Comments and proposals on Doc. N. 42 (R. Curry)
	N 45	<u>Comments on various parameters (T. Kano)</u> 第5回構造設計委員会 97.9.8
	N 46	Comments and proposals (R. Schofield)
	N 47	Planing boat bottom pressure (VTT, K-J Furustam)
	N 48	Working Draft No.5/11 (Convener)
	N 49	Report of Hamburg meeting (Convener)
	N 50	<u>Comments and proposals (T. Kano)</u>
ブリュッセル 97.10.19-17	N 51	Allowable stresses versus pressure (G. Dolto)
	N 52	General comments, Waterplane loading (E. Amble)
	N 53	Proposals side pressure determination (VTT, K-J Furustam)
	N 54	Actual scantlings based on C-Shell program (R. Schofield)
	N 55	Proposals (R. Curry)
	N 56	Proposal:bulkheads (G. Dolto)
	N 57	Comparison Doc. N 48 versus existing rules (CETEC, M. Pollard) 第6回構造設計委員会 97.11.12
	N 58	New Nomenclature and counter proposals (G. Dolto)
	N 59	Report Brussels meeting (Convener)
	N 60	Working Draft No.5/12 (Convener)
ロンドン 98.1.20-21	N 61	Comments on Document No.60 (R.Curry)
	N 62	<u>On comparison with the calculation of No.57 (JCI)</u>
	N 63	Imitation of acceleration. (Eliasson)
	N 64	Comments on calculation made by CETEC. (VTT)
	N 65	Comparative calculation 第7回構造設計委員会 98.2.5 第8回構造設計委員会 98.3.25
	N 66	Working Draft No 5/13 (Convener)
	N 67	Report of the meeting held in London, U.K. 21/22 January 1998
	N 68	Comments and convective connection (BU)
	N 69	Comments and convective connection (VTT)
	N 70	Comments and convective connection (Lloyds)
	N 71	Comments and convective connection (ABS)
	N 72	<u>Comments and convective connection (JCI)</u>
	N 73	Comments and convective connection (Eliasson)
	N 74.1	Comment on the Draft 5/13 (N66A) (VTT)
	N 74.2	CALCULATION SHEET
ハンブルク 98.4.2-3	N 74.3	CALCULATION SHEET
	N 75.1	Results of CALCURATION (BU)
	N 75.2	Results of CALCURATION (BU)
	N 76	Results of CALCURATION (Robert)
	N 77	Comment on the Draft (Robert)
	N 78	Comment on Section 4.2.2. (Robert)

WG開催場所、 日程	資料番号	資料名
パリ98.5.12-13	N 79	Results of CALCULATION (ABS)
	N 80.1	Results of CALCULATION ()
	N 80.2	Results of CALCULATION ()
	N 80.3	Results of CALCULATION ()
	N 81	Results of CALCULATION (GL)
	<u>N 82</u>	<u>Comparative Calculations (JCI)</u>
	N 83	Working Draft No 5/14 (Convener)
	N 84	Proposed changes for working draft part 5 to enable consistent Calculation (Convener & Juli)
	N 85	Report of the meeting held in Humburg, Germany, 2/3 April
	N 85	Comment by Furustam
	N 86	Bottom pressure comparisons of standard
リスボン98.6.6	N 87	Comparisons of Calculations
	N 88	
	N 89	
	N 90	Working Draft No 5/15 (Convener)
リスボン98.6.6	N 91.1-6	Results of Comparisons of Calculation ()
	N 92	Comments from VTT 第9回構造設計委員会 98.6.16
ナポリ98.10.6	N 93	
	N 94	Working Draft No 5/16 (Convener) 第11回構造設計委員会 98.10.22 第12回構造設計委員会 99.1.28
フォートローダーダー ル99.2.6-7	N 95	ISO/TC188/WG18 CD12215-5.17
	N 96	ISO/TC188/WG18 CD12215-5.17 rev.
	N 97	N95に対するコメント(ドルト)
	<u>N 98</u>	<u>EBA report及びN95に対するコメント(JCI)</u>
	N 99	EBA report
	N 100	Proposal (ウォルタータンブル)
	N 101	N100に対するコメント(ロバートカリー)
	N 102	N95に対するコメント(ロバートシュヒールド)
	N 103	Questionnaire 99-01
	<u>N 104-8</u>	<u>N95による各国の計算結果</u>
	N 109	Ad-hoc proposal: Pressure, strength, stiffness (R. Schofield)
<u>N 110</u>	<u>N95に対するコメント(永海)</u> 第13回構造設計委員会 99.4.6	
オスロ99.5.4-5	N 111	Report of meeting held in Fort Lauderdale, U.S.A, 6/7 February
	N 112a	WG18 Reply to Wolfson Unit Report No.1436 Dec.1998 to the EBA on ISO/TC188 WG18 draft 5/17
	N 112b	N112b :ABS letter (Reply to EBA Wolfson Unit Report)
	N 113	WG18 N XXX(Part 5 Draft) Design pressures, allowable stresses, scantling determination
	N 114	ABS Comments on document ISO/CD 12215-5.18
	<u>N 115</u>	<u>On Drop Test for high-speed craft(JCI)</u>
	<u>N 116</u>	<u>On the simplified calculation method for ISO/TC188 WG18 Draft N XXX(JCI)</u>
	N 117	Result of calculation on actual craft for ISO/TC188 WG18 Draft N XXX(米国除く) 第14回構造設計委員会 99.6.18 第15回構造設計委員会 99.9.30
	N 118	Report of Meeting held in Oslo, Norway,5 April 1999
N 119	ISO/CD 12215-5.19	

WG開催場所、 日程	資料番号	資料名
カスカイス 99.10.18-19	<u>N 120</u>	<u>On the scantling equation for a thickness of a plate based on the theory of large deflection (JCI)</u>
	N 121	Annex A(normative) (Hartz)
	<u>N 121cov.</u>	<u>Comments for Annex A (JCI)</u>
	<u>N 122</u>	<u>Comments for simplified calculation method and Drop tset (JCI)</u>
	N 123	Simple Method (P.Handley)
第16回構造設計委員会 99.12.7		
第17回構造設計委員会 00.3.28		
アナポリス 00.5.5-8	資料1	Outline agenda for the meeting scheduled for Annapolis, MD, USA
	資料2	Notes in preparation of the meeting scheduled for Annapolis, MD, USA
	資料3	ISO/CD 12215, part5 and part6: Convener's comments
	資料4	ISO/CD 12215, part2 to 6 General remarks, essential for future work
	資料5	Outline Report and Main Topics of the Meeting held at Egham, UK, 2000-01-19
	資料6	ISO/CD 12215-5 (N439)
	資料7	ISO/CD 12215-6 (N440)
	資料8	<u>LIST OF OHP</u>
	資料9	<u>Annex C Drop test (informative)</u>
	資料10	<u>Experiment on a running craft in waves performed at Ship Research Institute</u>
	資料11	<u>SRI (船舶技術研究所)のパンフレット</u>
	資料12	ISO 12215-5 DESIGN PRESSURE (VTT)
	資料13	フランスからのパート2～6に対するコメント
	資料14	ドイツからのパート2～6に対するコメント
	資料15	<u>日本からのパート2～6に対するコメント</u>
	資料16	スウェーデンからのパート2～6に対するコメント
	資料17	イギリスからのパート2～6に対するコメント
	資料18	EBAからのパート5に対するコメント
第18回構造設計委員会 00.9.12		
	N 01-1	Basic Draft ISO/DIS 12215-5 with Paris comments (Convener)
	N 01-2	Comparison of acceleration for 6 boats (K.J. Furustam)
	N 01-3	Comparative calculations (K.J. Furustam)
	N 01-4	ICNN Provisional Scantling Rules (G. Dolto)
	N 01-5/W	Proposed Scantling Standard for Wooden Recreat. Craft (R. Loscombe)
	N 01-6	Comments on global hull strength of catamarans (R. Loscombe)
	Com-DIS	Table of comments (ISO member bodies) ()
	N 01-7/W	Provisional wood scantling estimator (Excel) (R. Loscombe)
	N 01-8/W	Application of the draft ISO code to Wooden Craft (R. Loscombe)
	N 01-9/W	Application of the draft ISO Code to Wooden Craft (O. Gulbrandsen)
	N 01-10/W	Extension of ISO code for commercial craft (O. Gulbrandsen)
	N 01-11/W	Wooden Rule Dialogue, e-mail to O. Gulbrandsen (R. Loscombe)
	N 01-12	WG 18: Status report (Convener)
	N 01-13/W	Plywood with stiffeners / ISO code: Strength classes (O. Gulbrandsen)
	N 01-14/W	Wood Rules: Calculation of design strength (O. Gulbrandsen)
	N 01-15	Chainplate attachment (K.J. Furustam)
	N 01-16	Rudders: GL basic paper (D. Brugge)
	N 01-17	Development of kar factor (B. Curry)
	N 01-18	Considerations on the form of the kar factor (R. Loscombe)
	N 01-18/W	Annex XX, draft 3, Same paper with comments by RL (O. G / RL)
	N 01-19	Min. thickness of sandwich faces (R. Loscombe)
	N 01-20	Rig attachment: Comments Andersen / Eliasson (K.J. Furustam)
	N 01-21	Basic draft ISO/DIS 12215-5, with Hamburg comments (Convener)
	N 01-22	Shaft struts (B. Curry)

WG開催場所、 日程	資料番号	資料名
	N 01-23	Rig attachment: ISO draft proposal (K.J. Furustam)
	N 01-24	Comparative calculations (K.J. Furustam)
	N 01-25/W	Scantlings for adhesivly bonded wood craft ()
	N 01-26	Consideration on minimum skin thickness (+ Excel) (R. Loscombe)
	N 01-27	Spreadsheet corrected for Joure changes (K.J. Furustam)
	N 01-28	Bottom scantlings displacement mode (B. Curry)
	N 01-29	Min skin thickness (French boats) (G. Dolto)
	N 02-1	Min. skin thickness (R. Loscombe)
	N 02-2/W	Amendment Part 5: Wooden scantlings (R. Loscombe)
	N 02-3/W	Stress grading / strength/load distribution/wood species (O. Gulbrandsen)

第19回構造設計委員会 02.3.26

注) 日本からの提出コメントを下線太字で示す。又、「構造設計委員会」は本委員会を指す。

ISO/TC/WG18 提出コメント等

6.1	JCI Discussion paper 1	191
6.2	INTERIM REPORT ON THE FULL SCALE EXPERIMENTS OF JCI	193
6.3.1	ISO/TC188 Small Craft WG18 Scantlings Draft No.5/10 (米国コメント)	197
6.3.2	同米国コメントに対する日本コメント	207
6.4	On the scantling equation for a thickness of a plate based on the theory of large deflection	223
6.5.1	On the simplified calculation method for ISO WG18 Draft Nxxx	229
6.5.2	Annex A : Simplified calculation method for motor craft scantling	235
6.6.1	On drop test for high-speed craft	239
6.6.2	Annex C : Drop test	243
6.6.3	Experiment on a running craft in waves performed at Ship Research Institute	253
6.7.1	WG18 案と船級間等との船底水圧及び板厚比較	267
6.7.2	N65: ISO/TC188/WG18 Scantlings Standard Boats	271
6.8	Comments on EBA report and draft N95	273
6.9	WG18 案と各国現存小型船舶との板厚比較	281
6.10.1	ISO/DIS 12215-5 に対する日本コメント	293
6.10.2	ISO/DIS 12215-5 に対する投票結果	303

Estimation of Acceleration at c.g.

$$n_{ca} = 0.375 \left(\frac{K_1 L w l}{B_c} + 0.084 \right) (50 - \beta) \left(\frac{V}{\sqrt{L}} \right)^2 \cdot \frac{L B_c^2}{\Delta} \cdot \frac{\tau}{4} \quad (1)$$

Running Trim Angle (サビツキーによる実験に基づいた加速度の推定式)

- Maximum value at last hump
- Decreases after the last hump

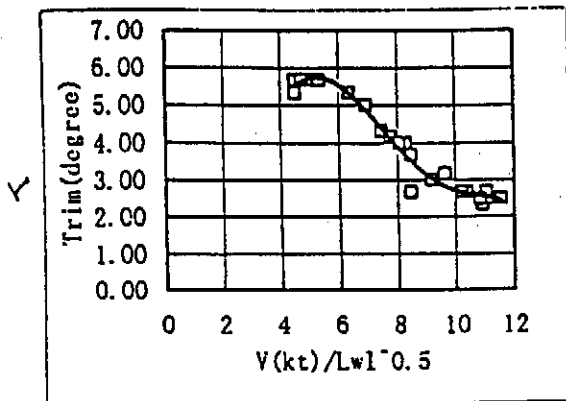


Fig. 1

Results of the experiments and estimated value on Vertical Acceleration

Substituting the actual running trim angle at calm water into the formulae, estimated value has good agreement with the acceleration of the experiments.

$$K_1 = \frac{h w}{L w l}$$

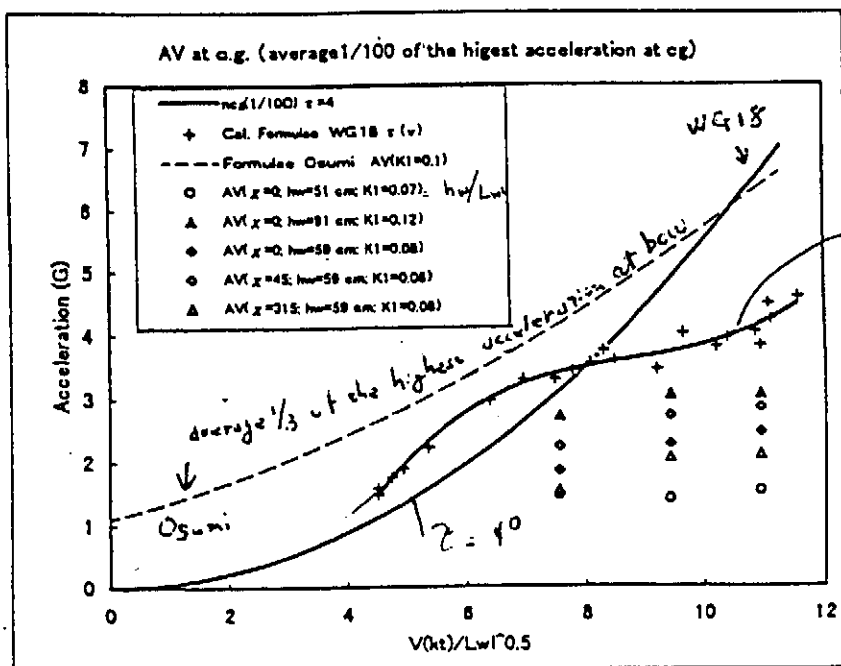


Fig. 2

**INTERIM REPORT
ON THE FULL SCALE EXPERIMENTS
OF
JAPAN CRAFT INSPECTION ORGANIZATION**

Japan Craft Inspection Organization
Ichigaya Building 8th floor, 4-2-6 Kudan-kita
Chiyoda-ku, Tokyo 102, Japan
Tel: 81-3-3239-0821 Fax: 81-3-3239-0829

INTRODUCTION

The Japan Craft Inspection Organization, JCI, conducted full-scale experiments of five small boats in corporation with the Ship Research Institute of Japan, JSRI, and ship building industries at various sea conditions in Japan i.e. the south coastal area of Honshu, facing the Pacific Ocean, the Lake Hamana and Seto inland sea in the winter of 1996. These experiments aimed to confirm that the some of the JCI rules and guideline of inspection, especially drop test, would be reasonably adapted for actual craft. Further, JCI would like to contribute to the WG18 of TC188, ISO.

Tests were continuous running performance test and turning capability test. Acceleration, bottom pressure, strain of the bottom plates, running trim angle, ship speed and etc. were measured. Wave conditions of the experiments were monitored at an escort boat throughout the experiments. The output of test data was too much amount to analyze in a short time.

This paper briefly describes some of the results of the full scale experiments which have already finished analyzing. The remain will be reported after further analysis.

EXPERIMENTS

JCI conducted the full-scale experiments of the following five crafts from November to December of 1996. This paper describes mainly continuous running performance tests and shows the results of running trim angle of turning capability tests in addition.

Test sites are shown in Fig.1.

The Main Characteristics of The Test Boats

Principal dimensions of three crafts used in the experiments are presented in Table 1. A schematic views of the boats "B" and "D" are shown in Fig. 2. They are typical Japanese pleasure boats.

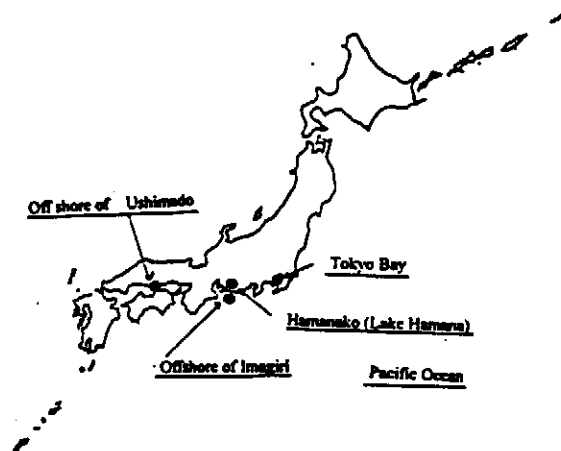


Fig.1 Test Site

Items	A	B	C	D	E
Length (Loa) m	7.57	8.50	7.32	7.06	7.98
Breadth (Boe) m	2.62	2.70	2.41	2.40	2.40
Length of WL (Lwl) m	6.40	7.05	6.20	6.05	6.61
Displacement (Δ) kg	2,480	3,225	2,520	1,950	2,450
Breadth of Chine (Bc) m	2.00	2.21	2.02	2.06	2.08
Design Speed (V) kt	32.1	29.5	26.9	23.1	28.3
Deadrise Angle (β) deg	18.0	16.0	18.0	12.2	11.4
Trim (τ) deg	0.8	2.1	1.3	3.8	11.4
Category	A	A	A	A	A
Plate Panel Span (s) m	0.500	0.350	0.400	0.685	0.360
Span of Girder (l) m	1.000	0.700	0.750	0.940	1.270

Table 1 Principal dimensions

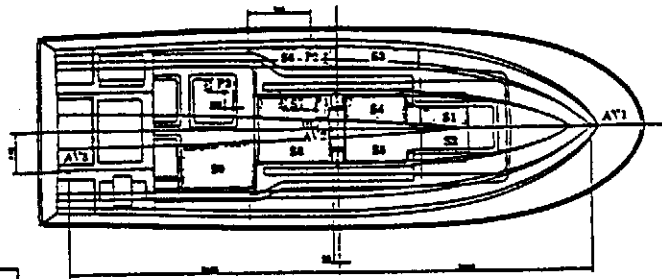
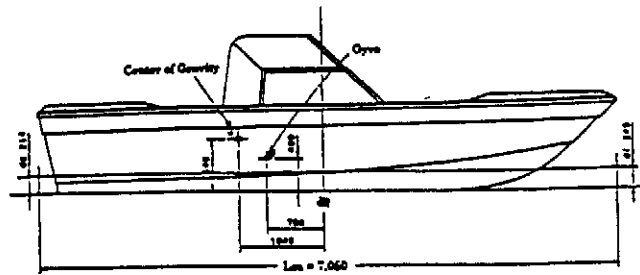
Test Items

Test items of each boat are shown in Table 2. Boat "A", "B" and "C", used in the turning test, are measured running trim angle at calm water. Boat "B", "C" and "D" used in the continuous running performance test. In addition, wave conditions of the experiments were monitored by the escort boat.

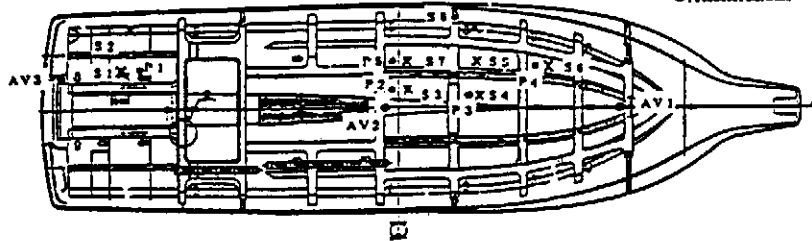
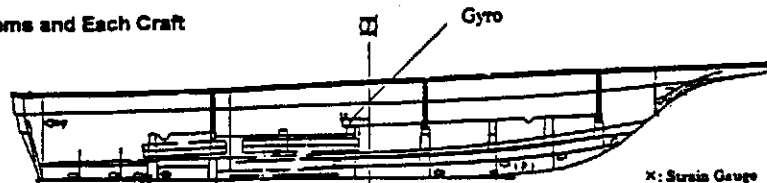
Tests	A	B	C	D	E
Continuous Running Performance test	-	○	○	○	-
Running Trim Angle	○	○	○	-	-
Calm Water	○	○	○	-	-
In Waves	-	○	○	○	○

Table 2 Test Items and Each Craft

BOAT "D"



BOAT "B"



- X: Strain Gauge
- : Pressure gauge
- ⊙: Accelerometer

Fig.2 Schematic Views and Testing Apparatus

Testing Apparatus

Fig.2 shows the arrangement of the testing apparatus on board of boat "B" and "D".

(1)Bottom pressure

Bottom pressure was measured by pressure gauges and strain gauges. It was shown in Fig.2 that the arrangement of these gauges.

(2)Acceleration

The vertical acceleration at bow, midship and stern were measured by the accelerometers on board. It was shown in Fig.2 that the arrangement of accelerometer.

(3)Running trim angle, Ship motion

Running trim angle, pitching and rolling motions were measured by the Fiber Optical Gyro system and recorded to the DAT data recorder. At the same time, the personnel on board read the indication of the Gyro.

(4)Ship speed

Ship speed and its position of each vessel were measured by the GPS System. Revolution of propeller were decided by the data of calm sea conditions for target ship speed.

(6)Wave conditions

In order to measure wave conditions at the experiments, ultra sonic wave height measurement system was set on board of the escort boat. The data were recorded to the DAT data recorder. At the same time, the experts observed the wave height by eyes from the escort boat.

RESULTS OF RUNNING PERFORMANCE TEST

The running performance test of each craft was conducted on 8 directions of heading angle (See Fig.3)

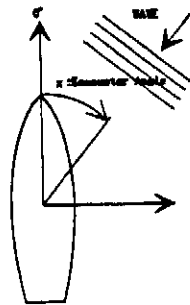


Fig. 3 Ship Heading Angle of This Test

Dynamic Pressure at Bottom

The analysis of the bottom pressure at the JSRI was conducted after the test. There is a good relationship between the results by the pressure gauges and these by the strain gauges. Both of the results were applied to this analysis of this test.

It is shown in Fig.4 that the relation of the boat "B" between dynamic pressure at bottom and ship speed. The pressure of $Hw_{1/3}=0.3$ m significant wave height is smaller than that of the case of $Hw_{1/3}=1.0$ m significant wave height. However, the actual pressure does not so increase as the ship speed become larger. It is also clearly found that the actual value does not so large as the estimated value of the WG18 around the high speed domain (around over 15knots : about). And the difference of the values increase as ship speed become larger.

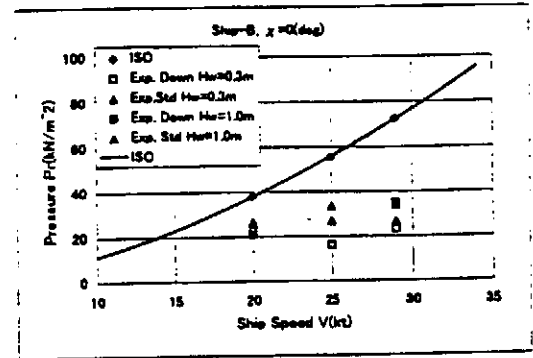


Fig. 4 Dynamic Pressure at Bottom

Acceleration

The vertical acceleration was measured in order to investigate the relation between the bottom pressure and the acceleration, and in order to obtain fundamental physical data.

It is shown in Fig.5 that the relation of the same boat between vertical acceleration at center of gravity, neg, (herein, vertical acceleration at midship assumed as neg) and ship speed. The vertical acceleration of $Hw_{1/3}=0.3$ m is smaller than that of the case of $Hw_{1/3}=1.0$ m. However, the acceleration does not so increase as the ship speed become larger. It is clearly found that the estimated value of the WG18 were too high compared with that of experiments around the high speed domain. And the difference of the values increase also as ship speed become larger.

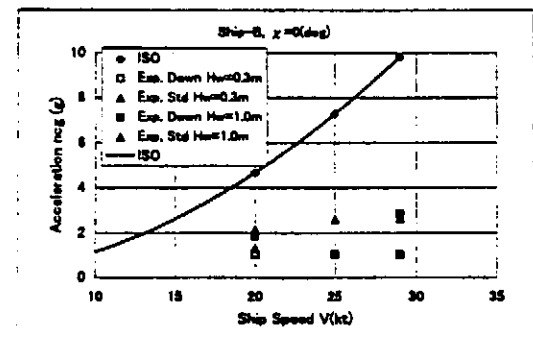


Fig. 5 Vertical Acceleration

It is shown in Fig.6 that the vertical acceleration of $Hw_{1/3}=0.3$ m at bow(S.S.=8), midship(S.S.=5) and stern(S.S.=0). The acceleration at bow is larger than that at stern.

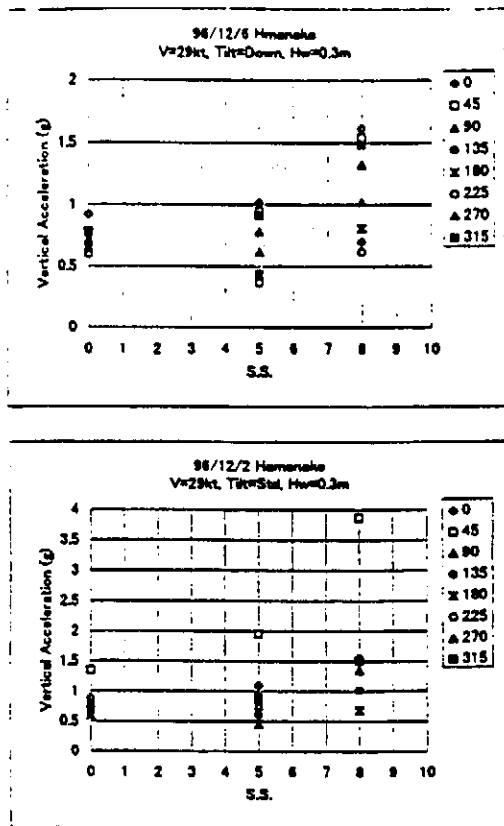


Fig. 6 Vertical Acceleration Distribution

Running trim angle

It is shown in Fig.7 that the relation of three boats "A", "B", and "C" between trim angle and the ship speed of each ship. It is found that the running trim angle increases before the last hump and decreases after the last hump. The running trim angles at maximum ship speed of each boat are under 3 degrees.

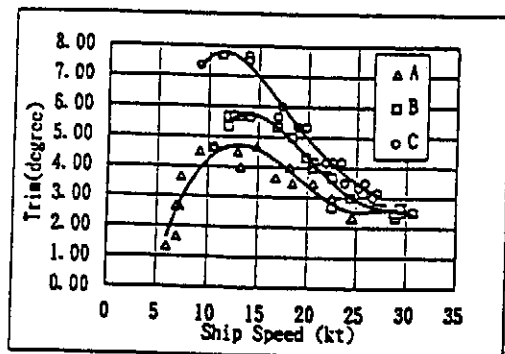


Fig. 7 Running Trim Angle at Calm Sea

The running trim angle in waves is shown in Fig.8.

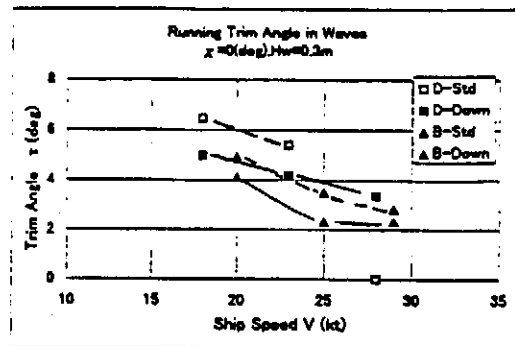


Fig. 8 Running Trim Angle in waves

CONCLUSION

It was shown that some of the results of the full-scale experiments of five boats conducted by JCI in cooperation with JSRI in Japan in the winter of 1996. From the present full-scale experiments, the important results were clarified. It will be great pleasure if this interim report is able to contribute on discussion for making practical requirements. The further results will be reported to the WG18, TC188, ISO after the analysis.

ROBERT A. SCHOFIELD. NAVAL ARCHITECT

TEL# 407 255-8331
 FAX# 407 255-3554

4105 Lake Washington Road
 Melbourne, Florida 32934
 U.S.A.

Mr. Fritz Hartz, Convener
 Suderquerweg 182
 D-2137 Hamburg
 Deutschland

30 June 1997

Subject: ISO /TC188 Small Craft WG 18 Scantlings
 Draft No. 5/10

Gentlemen:

As a result of an intensive review of the subject draft rules, I wish to offer the following comments:

Sections 3.5 and 4.1.1 - Planing Boat Bottom Slamming Pressures

- (1) The adjustment for small boat deadrise, X^0 , and its corresponding Table 3 should not be used. It was proposed earlier as a means of correcting the "calculated" acceleration of small boats to fit the data collected from actual boat tests. The use of a maximum acceleration based on craft type supercedes this earlier approach (See proposal for this, following).
- (2) Trim Angle, τ , should always be taken as 4 degrees. This agrees with our own experiments which included a range of sea states. Trim angle becomes an academic issue when large wave-induced pitch angles are considered.
- (3) k_{ar} , Design Area Factor, should be determined from the one standard chart of area ratios used by the major classification societies, not from the new chart, Figure 2. Joseph Koebel, who proposed the "newer" alternative formula, advised that he only did so because he was not getting good agreement between the formulas commonly used for large craft and his scantlings for smaller boats. Our proposal for the maximum acceleration, n_{cg} resolves this issue without changing the design area factor chart. I strongly recommend that the standard (older) algorithm for area ratio factor be used, per the current ABS, Lloyd's, DNV, and BV rulebook methods. This way, the new WG18 rule will be more closely aligned with the published technical literature, yet it will produce scantlings which reflect actual practice for small boats.

k_{ar} should also not be adjusted for the scantling materials, whether flexural or shear. The safety factors (or allowable stresses) should be addressed in the scantlings section, instead. The "Loads" section should be kept uncontaminated by "safety factor" or "scantling" considerations. Otherwise, it would be difficult to explain how the

rules were derived at some later date. Therefore, I am recommending that the necessary adjustments for materials are made in Section 5.

(4) A_r , Reference Area, should be identical for sailing boats and power boats. In our own work, we have found that proper selection of acceleration factor brings the resulting scantlings for the two craft types into a consistent continuum, even for multihulled craft. This issue is particularly exemplified by the fact that fast, lightweight sailboats of recent manufacture are sailed upright and are quite likely to plane at high speeds. These lightweight sailboats are subjected to essentially the same slamming loads as are similar powerboats. There is little difference between the two craft types, in terms of structural dynamics.

Therefore, I am recommending that a separate reference area calculation for sailboats not be used.

Agreeing with the last set of draft comments, the reference area that works for actual design is, in fact, the Allen-Jones value of 36% of the waterplane area. Most powerboats will have a running-bottom waterplane area of about 80 to 85% of $L_{wl} * B_{wl}$, or about $0.3 * L_{wl} * B_{wl}$. Most sailboats, on the other hand, have somewhat reduced waterplane area coefficients. Therefore, it makes most sense to make the final version of the reference area equal to $0.36 * A_{WP}$.

Catamaran reference area would simply be based on twice the B_{wl} of one hull. From actual experience, the system works very well in this form.

By incorporation of the 0.36 factor, the "reference area", as found in most of the technical literature, results in an amplification factor (about 3.0) to account for higher locally-measured impact pressures which are meaningful for plating design. In its purest form, the reference area *should* only be the actual waterplane area, and this other factor (local effects factor) should show up elsewhere in the formula for design pressure. However, in the interest of conforming with the industry-standard methods of representing these formulas, I do not herein propose to break out this other factor.

(5) k_1 , the design category factor, has very little to do with the structural design of planing boat bottoms, and therefore should not be used in determining the acceleration factor for running bottoms. It does, however have a great deal to do with the structural loadings on sideshells and decks.

Planing boat bottoms can reach full design slamming loads, even on inland lakes and harbors. This is more a function of the design accelerations the crews are willing to undergo, rather than significant wave heights and speeds. Higher sea states do not cause a significant change in the design pressures for planing bottoms.

Section 4.1.1 Planing, Semi-Planing Mode

(1) Instead of setting upper limits on displacement mode operation and lower limits on planing boat operation, I recommend that *both* bottom slamming and immersion head calculations be performed for all boats. Naturally, the higher design pressure found from either of the two sets of formulae would govern the design of each craft's bottom.

(2) I agree with the format of the formula for reference bottom design pressure, P_{r1} .

(3) The acceleration factor, n_{cg} , as shown in the draft only produces reasonable scantlings for larger craft, say larger than about 10-12 meters. Accelerations for smaller boats are best determined by the physical acceleration limits on crews and passengers. We have had extremely good success for scantling design of boats in the U.S. by using the following accelerations for different boat types:

Fast racing sailboats and multihulls liable to plane -	2.0 G's
Family Cruiser type motor boats -	3.0 G's
Sport Fishing motor boats -	4.5 G's
Sport Boats ("Cigarette" type), Military and Rescue Craft -	6.0 G's

In practice, the calculated n_{cg} should be compared to the listed value for the boat type and the lower of the two values should then be used for design.

This approach avoids the use of a correlation factor for small boats, which is unsubstantiated by the technical literature, and reconciles the classification society design approach to that practice used by the commercial marine builders.

Regarding the formula for n_{cg} , the term X^0 should be left out, per recommendation earlier, and the running angle τ , should be left at 4 degrees for all craft (Do not use $\tau/4$).

In this form, the acceleration formula more nearly matches the classification society formats, and more closely matches what is used for U.S. pleasureboat design.

Section 4.2.1 Side Structure, Design Pressure

(1) In all cases, the point of transition from "bottom" to "side" design pressures should be at the 50 degree tangent to the hull. This will cover all craft types: chined hulls, round bottom, displacement, and sailboats. There is no need to have a diagram for the various hull types, as in the present Figure 4, since the 50 degree criterion will work in all cases.

Section 4.2.2 Scantling Height

(1) The use of a "scantling height" (freeboard?) is a wonderfully good idea, since it

eliminates the penalty imposed by previous design rules on high-freeboard craft. The scantling height should also be adjusted for "Waterplane Loading", which is the full-load displacement of the craft divided by the waterplane area. This compensates for the reduction in heave and pitch which light craft enjoy.

The "Waterplane Loading", or the weight per square meter of the waterplane should be used to determine the scantling height, rather than $Lwl/17$ or $Lwl/12$.

The waterplane loading governs how deeply the craft will heave or pitch, and therefore, how high the craft side is wetted by wave impact.

Sailboats which can be sailed with deck edges even slightly immersed should have their scantling heights set at the sheer, since full immersion of the side is possible, regardless of topside height above waterline.

I suggest the following formula for determination of the scantling height. The coefficient in this formula was based on analysis of some typical boats which have been built in quantity here in the U.S. for offshore use.

$$h_{sc} = \Delta / 275 * Lwl * Bwl$$

Section 4.2.4, Design Pressures

Whether the craft is planing or non-planing, **both** formulas should be used to determine a design pressure for each case. The higher of the two calculated pressures should then be used for design.

Section 4.2.4.1, Planing, Semi-Planing Craft

There are several problems with use of the formula, as it presently is. The worst of the problems is that the term $\delta * V^2$ is stagnation pressure. This formula for pressure would only give valid results if the craft was a full-size ship, of immense mass. The problem is that the usual boat is a lightweight rigid body which will rebound from impact, reducing the pressure by almost an order of magnitude in a period of microseconds. The plating and stiffeners have insufficient time to flex to this pressure. Therefore, the use of stagnation pressure as a design pressure for boats is not valid. The second problem with the formula is that the calculation of a pressure P_{bv^3} at a speed/length ratio of 3.0 is also not valid or related to craft which operate at much higher (or lower) speeds.

I strongly recommend that the following formula be used for design of craft sides, in conjunction with the minimum wave slap pressure diagram outlined on Figure 6 of Draft 5/10 of the rules:

$$P_s = 0.2 * P_b * k_{ar} * k_{ls} * k_v * k_2$$

This formula assumes that the craft has a chance to land upon impacting waves at significant roll attitudes during high-speed operation. The factor of 20% of bottom pressure is a good empirical approximation of the ratio between inertial resistance in heave to that of resistance in roll of most of the craft in our experience. It works well in practice. The polar moment of inertia is roll is very small compared in inertial effects to whole-body, rigid-body heave.

With the exception of the craft category factor, k_2 , this formula is used extensively in design of boats for the U.S. market. We have many thousands of successful oceangoing boats built to this rule, and the data from such designs will be provided in my next correspondence.

P_{smin} is a wave slap pressure, which can be determined from experience with large numbers of operating craft types. The formula proposed does not differ too much from the wave slap value used for design of U.S. Navy craft, which has been used for accident-free design of hundreds of successful patrol boats and service craft. This same value is used also for the design of scantlings for the lowest-tier deckhouse sides and after ends, as well. This fits into our scheme of considering the hull topsides above the scantling height as a "superstructure".

Craft size -	Full-Sized Ship Deckhouse Side Wave Slap		
Pressure -	500 lb/sq ft (24 KPa)		
Craft size -	200 ft (60 meters)	Wave Slap Pressure -	250 lb/sq ft (12 KPa)
Craft size -	100 ft (30 meters)	Wave Slap Pressure -	150 lb/sq ft (7 KPa)

We use this last value (7KPa) for all our design work on small craft, and we consider it to be a bit on the conservative side. We have never had any structural problems with any of the boats built. 7KPa for the smallest of our boats is definitely too heavy a requirement.

Therefore, $P_{smin} = 0.5 * LS$, as presently written, is a reasonable approximation of the wave slap value for both hull sides and exposed superstructures.

Section 4.2.4.2, Displacement and Sailing Craft

Since planing craft also operate in the displacement mode, they also should be checked against this section, in case the immersion heads calculated herein might actually exceed the "planing" slamming pressures.

Immersion heads, such as those calculated in this section, are of such relatively long duration that they can be considered "static" loadings for normal craft plating and framing. Therefore, the dynamic design issues such as reference area can be left out of the calculations. I recommend that the term K_{ar} not be used in this section. In addition, the "static" type safety factors should be used for design to these loads (see comments Section 5).

The U.S. Navy uses two criteria for immersion head design of hulls. The first is called the "Passing Wave" criterion. This assumes that the craft heaves and pitches to a depth which results in a maximum immersion head against shell plating at any location on the hull. In general, the additional head superimposed above the design waterline is figured as a function of craft length and area of operation.

The second criterion is called the "30 Degree Heel" Criterion. Basically, it is similar to the calculations for immersion head under the "Passing Wave" method, except that the craft is assumed to be heeled to 30 degrees. An equilibrium buoyancy calculation is not required. The heeled waterline is merely plotted across the intersection of the boat centerline and the upright waterline.

The boat's bilge plating becomes most deeply immersed under this condition.

Sailboats would be heeled to 90 degrees under this method, and topsides are required to be designed to a considerable immersion head.

Solution of the design for these two criteria is done by graphical means. A drawing of the midship section has the waterlines for the two conditions drawn on it, and the immersion head for the various plating positions is figured from that diagram. I should be able to propose a similar numerical algorithm with a bit of study on my part. I'll draft such a proposal and make a comparison with the "existing" draft rule in the next week or so.

I have not completed my analysis of the 5/10 draft proposal for calculating P_{r2} , and have not yet compared it to the series of boats we are checking the other design rules

against.

Section 4.3, Deck Design Pressure

The proposed draft rule gives pressures that are excessive. In comparison, the U.S. Navy design rules for decks for oceangoing (Category A) craft under 65 meters is 12.22 KPa at the bow and 6.11 KPa from midships aft. Prorating these pressures downward based on craft size is acceptable. As far as we have been able to determine, there never have been any structural failures of any of these naval craft.

In comparison, we have found that 3.58 KPa as a uniform design loading is a very good basis for decks that have personnel walking on them, from the largest of megayachts down to the smallest of sailing dingies. Further, this design load all by itself is good for exposed weather deck design (for green seas on deck) up to about 10 meters craft length.

Freeboard, or height of deck above design waterline, should also be a consideration for design of decks for green seas type loadings.

Therefore, the following formulas are proposed, based on the above considerations. These formulae will work for both Category "A" sailboats and motorboats:

$$P_d = 0.32 * L_s + 2.62 \quad \text{for main deck at stem (KPa)}$$

$$P_d = 0.0937 * L_s + 3.3 \quad \text{for main deck from midship to stern (KPa)}$$

Deck design pressure at intermediate positions is interpolated, but in no case is the design pressure to be taken as less than 3.58 KPa anywhere on the deck, for any category of craft.

To correct for the deck height, **H_d**, distance above the scantling height, **H_{sc}**, the following term should be added to the above equations: **- 9.8 * (H_d - H_{sc})**

Finally, an adjustment for the design category of the craft must be considered, due to the decreased likelihood of green seas on deck for the non-seagoing boats. If we use a "Category Factor", **C_f**, where Category A gives **C_f = 1.0**, Category B gives **C_f = 2.0**, Category C gives **C_f = 3.0**, and Category D gives **C_f = 4.0**, then the combined formulas become:

$$P_d = 0.32 * L_s / C_f + 2.62 - 9.8 * (H_d - H_{sc}) \quad \text{for main deck at stem (KPa),}$$

interpolating to:

$$P_d = 0.0937 * L_s / C_f + 3.3 - 9.8 * (H_d - H_{sc}) \quad \text{for main deck from midship to stern (KPa)}$$

Again, in no case shall any portion of a deck be designed to a pressure less than 3.58 KPa.

Sections 4.4.1, 4.4.2, and 4.4.3, Tank Boundaries, Watertight Boundaries, and Structural Bulkheads

The draft rule formulas are quite adequate, except that large, unstiffened sandwich core bulkheads and boundaries are unduly penalized by the requirement that the entire panel must be designed to the pressure at the bottom of the panel. For these cases, I recommend that the design pressure be determined as follows:

$P_w = K_3 * (2 * H_b + H_t) / 3$, where **H_b** and **H_t** are the heights to bottom and top of the panel, respectively.

Structural watertight bulkheads should be required, for craft larger than 15 meters, at both ends of the machinery space, and at no less than $0.05 * L_{wl}$, and at no more than $0.08 * L_{wl}$ from the stem, as a collision bulkhead. This is to meet the requirements of the IMO Code for High Speed Craft.

Section 5 - Design Stresses

Different factors of safety must be used for dynamic loadings versus static loadings. In aircraft structures, for instance, we use a safety factor of 1.5 against yield strength for dynamic loadings, but we use a safety factor of 2.0 for static, long term loads.

From extensive testing of GRP laminates at high strain rates, we know that the "dynamic strength" of most polyester/E-Glass laminates is about 2.25 to 2.5 times the statically measured strength. Weapons effect testing by the U.S. Navy also shows that steel and aluminium have dynamic strengths about 1.25 times their statically measured strength. Therefore, GRP laminates should be safe, or even better, if the same factors of safety as metals design are used for the GRP design.

Therefore, I strongly recommend that the design stresses of GRP laminates be set at 0.67 times the ultimate strength tested for these laminates, for bottom and side slamming pressure design. Tank boundary and deck design should be to 0.5 times the ultimate strength of the laminate.

Core shear stresses should be set at one-half ultimate tested value, except for the case of ductile PVC foam, which can be designed to 0.67 times the ultimate strength of the foam.

Our design system, which has been used for large numbers of U.S. boats, uses these safety factors with the recommended design loadings outlined earlier, and we have had no failures.

Section 6 - Basic Scantling Equations

Excepting for the following comments, I agree very well with the draft Section 6, as written.

The "Moment of Inertia" and the "Section Modulus" of a composite panel or laminate are fictitious numbers calculated for some assumed "modulus". In fact, most of the laminates used in composite construction have wildly-varying moduli from ply-to-ply. Therefore, it does not make sense for these materials to do a design by the usual metals section calculations. It makes much more sense to perform the design calculations in terms of the following three structural properties of laminates:

Stiffness, (EI), of the plate or section, per unit width

Ultimate Moment of the plate or section, per unit width

Ultimate Shear of the plate or section, per unit width

If the scantling calculations are performed in such a way so as to end up with a required Stiffness, Moment, and Shear for the member being designed, the process becomes much more rational.

It is also easier for the builder to demonstrate conformance with the structural requirements of his design by producing lab test reports which output laminate Stiffness, Moment, and Shear, rather than "Modulus", and "Stress". I wrote a technical paper on this topic in 1991 relative to the inability of most test labs to produce consistent results, whereas the same labs were very consistent when they merely reported the test output in terms of laminate Stiffness, Moment, and Shear.

Most credible laminate stack computer programs are now reporting output in terms of these three properties, also. Results agree very well with lab test results, especially since the lab calculations dealing with imprecise thickness measurements are dispensed with.

Metals design can be performed in exactly the same manner as the method suggested for design of composites. In fact, it is much easier to compare comparable designs, both metals and composites, when the structural properties of plating or built-up sections are reported in terms of these three quantities.

It may be too late to suggest such a radical departure to the design rules developed so far, but I shall be happy to make a more formal and rigorous presentation of this method if the Working Group shows interest.

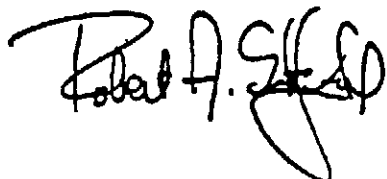
We use this system here in our daily work, and it has simplified the job consider

Specific Comments, Section 6:

Section 6.1.2 - Sandwich Construction

k7 at 0.015 is a good number which matches our work in design of plating, except for bottoms of fast planing powerboats, and for the one load case of personnel walking decks. We use a value of 0.025 for the bottom plating in planing mode, and 0.010 for the deck design for the 3.58 KPa personnel loading **only**. For all other locations and loads we use the 0.015 value, as the draft 5/10 specifies.

Best regards,

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Robert A. Schofield'. The signature is stylized with a large, sweeping initial 'R' and a long, horizontal stroke extending to the right.

Eur. Ing. Robert A. Schofield
CEng MRINA, BSc.

Section 3.5 and 4.1.1 – Planing Boat Bottom Slamming Pressure

(1) The adjustment for small boat deadrise, X° , and its corresponding Table 3 should not be used. It was proposed earlier as a means of correcting the “calculated” acceleration of small boats to fit the data collected from actual boat tests. The use of a maximum acceleration based on craft type supercedes this earlier approach (See proposal for this, following).

(My comment)

I support this proposal.

(2) Trim angle, Tau, should always be taken as a 4 degrees. This agrees with our own experiments which included a range of sea states. Trim angle becomes an academic issue when large wave-induced pitch angles are considered.

(My comment)

I would like to support Robert’s proposal, if a reasonable method to evaluate trim angle will not be clearly shown.

1. Estimating trim angle is difficult to put into practice, especially for small craft builders and designers and an academic issue especially for small crafts.
2. According to our actual full scale experiments, this proposal is reasonable (Tau=4degrees) for the trim angle at maximum ship speed.

(3) Kar, Design Area Factor, should be determined from the one standard chart of area ratios used by the major classification societies, not from the new chart, Figure 2. Joseph Koebel, who proposed the “newer” alternative formula, advised that he only did so because he was not getting good agreement between the formulas commonly used for large craft and his scantlings for smaller boats. Our proposal for the maximum acceleration, N_{cg} resolves this issue without changing the design area factor chart. I strongly recommended that the standard (older) algorithm for area ratio factor be used, per the current ABS, Lloyd’s, DNV, and BV rulebook methods. This way, the new WG18 rule will be more closely aligned with the published technical literature, yet it will produce scantlings which reflect actual practice for small boats.

(My comment)

I support new chart proposed by ABS. This new chart agrees with actual experiments which included a range of sea states.

(Additional comment)

I would like to attention that the algorithm for pressure reduction factor using by area ratio factor has contradiction. (See JCI Discussion paper 2-1)

For example, in case of the following case, thickness of the bottom plate 't' is thicker in case it put longitudinal, transverses, webs, and girders in addition

Lwl: 7.05 m
 Bwl: 2.21 m
 Δ : 3225 kg
 Ship speed: 29kts

$$\delta = 0.35 \quad \frac{\gamma}{6} = 2$$

$$\alpha = 0.7$$

$$\frac{\gamma}{6} = 1.0$$

$$\frac{\gamma}{6} = 3$$

$$\frac{\gamma}{6} = 4$$

		Aspect Ratio			
		2	1	4	3
s		0.35	0.35	0.35	0.35
l		0.7	0.35	1.4	1.05
Ar		5.61	5.61	5.61	5.61
Ad	1*s	0.25	0.12	0.49	0.37
	2*s^2	0.25	0.25	0.25	0.25
Kar	Ad/Ar	0.34	0.42	0.34	0.34
Klb		1	1	1	1
ncg		9.489	9.489	9.489	9.489
P		74.187	90.395	74.191	74.191
σ_u	FRP	100	100	100	100
σ_s	SF=2.22	45	45	45	45
k5		0.5	0.5	0.5	0.5
t		10.04874	11.09225	10.049	10.049

Kar should also not be adjusted for the scantling materials, whether flexural or shear. The safety factors (or allowable stresses) should be addressed in the scantlings section, instead. The "loads" section should be kept uncontaminated by "safety factor" or "scantling" considerations. Otherwise, it would be difficult to explain how the rules were derived at some later date. Therefore, I am recommending that the necessary adjustments for materials are made in Section 5.

(My comment)
 I support this proposal.

On the estimation of pressure reduction factor

Pressure distribution by R.G.Allen and R.R.Jones

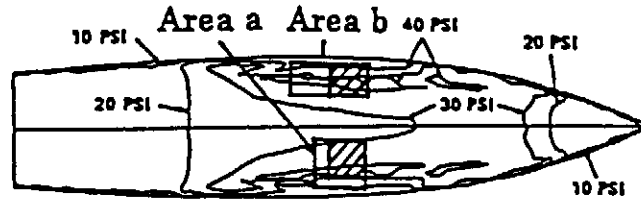


Fig. 4 - Typical Contours of Pressure on Hull Bottom During Impact

Choose panel a and panel b

Area a = Area b

Aspect ratio a=1

Aspect ratio b=2

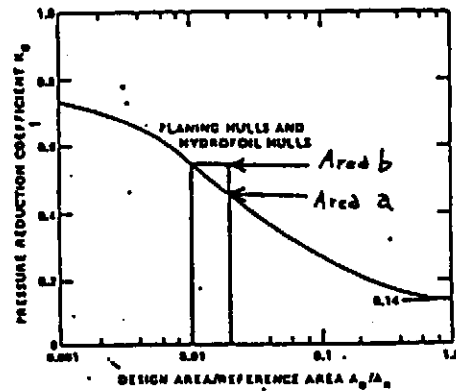
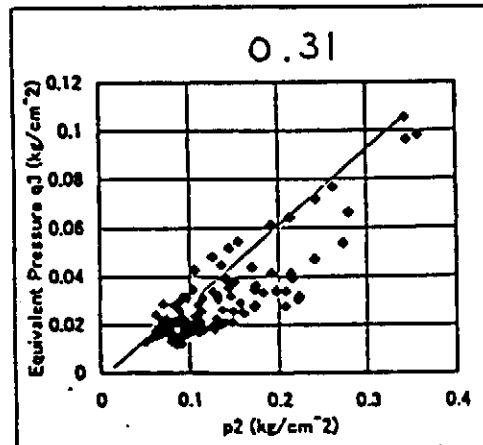
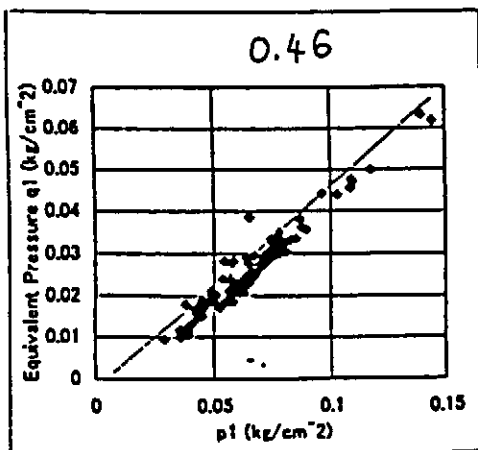


Fig. 11 - Pressure Reduction Coefficient for Planing Hulls and Hydrofoil Hulls

In the case of panel b, Kar will be under estimate

Pressure reduction factor estimated by the data of the experiments



Pressure distribution could be estimated on the cross section?

(4) *Ar, Reference Area, should be identical for sailing boats and power boats. In our own work, we have found that proper selection of acceleration factor brings the resulting scantlings for the two craft types into a consistent continuum, even for multihulled craft. This issue is particularly exemplified by the fact that fast, lightweight sailboats of recent manufacture are sailed upright and are quite likely to plane at high speeds. These lightweight sailboats are subjected to essentially the same slamming loads as are similar powerboats. There is little difference between the two craft types, in terms of structural dynamics.*

Therefore, I am recommending that a separate reference area calculation for sailboats not be used.

(My comment)

I support this proposal.

Agreeing with the 1st set of draft comments, the reference area that works for actual design is, in fact, the Allen-Jones value of 36% of the waterplane area. Most powerboats will have a running-bottom waterplane area of about 80 to 85 % of $Lwl \cdot Bwl$, or about $0.3 \cdot Lwl \cdot Bwl$. Most sailboats, on the other hand, have somewhat reduced waterplane area coefficients. Therefore, it makes most sense to make the final version of the reference area equal to $0.36 \cdot Awp$.

Catamaran reference area would simply be based on twice the Bwl of one hull. From actual experience, the system works very well in this form.

(My comment)

I support this proposal.

By incorporation of the 0.36 factor, the "reference area", as found in most of the technical literature, results in an amplification factor (about 3.0) to account for higher locally-measured impact pressures which are meaningful for plating design. In its purest form, the reference area should only be the actual waterplane area, and this other factor (local effects factor) should show up elsewhere in the formula for design pressure. However, in the interest of conforming with the industry-standard methods of representing these formulas, I do not herein propose to break out this other factor.

(My comment)

I would like to herein propose to break out this other factor. According to this propose, parameter for K_{ar} are only deadrise angle, S and Y . And this proposal derived from hydrodynamic analysis and was verified by the results of experiment.

Pressure reduction factor K_{ar} is shown in JCI Discussion paper2.

Estimation of impact pressure reduction factor

Wagner's equation

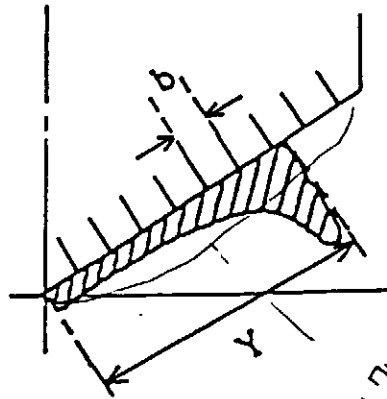
Estimation of impact pressure on wedge

$$P = \frac{1}{2} \rho V^2 \left[\frac{\pi}{\beta \sqrt{1-(x/l)^2}} - \frac{(x/L)^2}{1-(x/L)^2} \right] + \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho \ddot{z} \sqrt{L^2 - x^2}$$

$$P_{\max} = \frac{1}{2} \rho V^2 \left[1 + \left(\frac{\pi}{2\beta} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad \frac{x}{L} = \left[1 - \left(\frac{2\pi}{\beta} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \ddot{z} = 0$$

Bottom pressure distribution

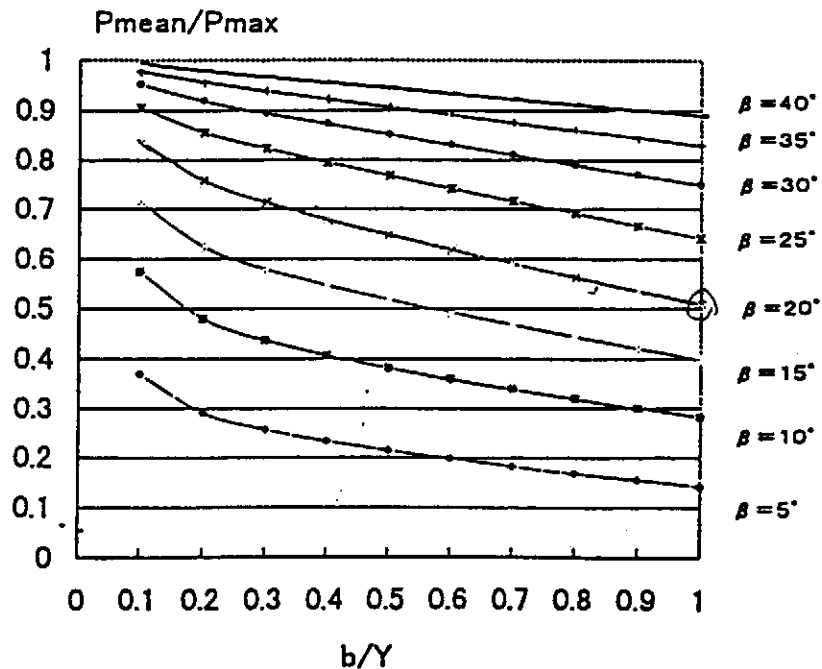
$$P_{\max} = \frac{1}{2} \rho k_{pw} V^2 \left(1 + \frac{\pi}{4 \tan^2 \beta} \right)$$



$$k_{pw} = -0.0021 \beta^2 - 0.0038 \beta + 1.0245$$

(Feasible for all β
Wagner's for small β)

Pressure reduction factor



(5) *K1, the design category factor, has very little to do with the structural design of planing boat bottoms, and therefore should not be used in determining the acceleration factor for running bottoms. It does, however have a great deal to do with the structural loadings on sideshells and decks.*

Planing boat bottoms can reach full design slamming loads, even on inland lakes and harbors. This is more a function of the design accelerations the crews are willing to undergo, rather than significant wave heights and speeds. Higher sea state do not cause a significant change in the design pressures for planing bottoms.

(My comment)

I support this proposal in principal.

However, I understand that scantling requirements may be better reflected by the categories to put into practice of EC recreational craft directive.

So, I would like to propose that K1 is the higher 'significant wave height and ship's length ratio' found from either of the following two sets of formulae (1) and (2).

(1) $K1 = Hw/Lwl$: Hw/Lwl is less than 0.1

(2) $K1 = 0.1$: Hw/Lwl is greater than 0.1 or equal to 0.1

where:

Hw: above 4 m for category A

Hw:4m for category B

Hw:2m for category C

Hw:0.5m for category D

Section 4.1.1 – Planing, Semi-Planing Mode

(1) Instead of setting upper limits on displacement mode operation and lower limits on planing boat operation. I recommend that both bottom slamming and immersion head calculations be performed for all boats. Naturally, the higher design pressure found from either of the two sets of formulae would govern the design of each craft's bottom.

(My comment)

I support this proposal.

(2) I agree with the format of the formula for reference bottom design pressure, Pr1.

(My comment)

I agree with the format of the formula is one of the format of the formulae for reference bottom design pressure, Pr1.

I would like to stress that this is not only one format of the formula for reference bottom design pressure.

I would like to mention also that K_{lb} depends not only on ship's speed and length ratio but also on wave height and length ratio. K_{lb} of smaller boat becomes larger relatively.

- (3) The acceleration factor, N_{cg} , as shown in the draft only produces reasonable scantlings for large craft, say larger than about 10-12 meters. Accelerations for smaller boats are best determined by the physical acceleration limits on crews and passengers. We have had extremely good success for scantling design of boats in the U.S. by using the following accelerations for different boat types:

Fast racing sailboats and multihulls liable to plane-	2.0G
Family Cruiser type motor boats -	3.0G
Sport Fishing motor boats -	4.5G
Sport Boats ("Cigarette" type), Military and Rescue Craft-	6.0G

In practice, the calculation N_{cg} should be compared to the listed value for the boat type and the lower of the two values should then be used for design.

This approach avoids the use of a correlation factor for small boats, which is unsubstantiated by the technical literature, and reconciles the classification society design approach to that practice used by the commercial marine builders.

Regarding the formula for N_{cg} , the term X_0 should be left out, per recommendation earlier, and the running angle τ , should be left at 4 degrees for all craft (Do not use $\tau/4$).

In this form, the acceleration formula more nearly matches the classification society formats, and more closely matches what is used for U.S. pleasure boat design.

(My comment)

1. I agree with that accelerations for smaller boats should be determined by the physical acceleration limits on crews and passengers. I had proposed already before.

We have had extremely good success for scantling design of boats in Japan using the acceleration limits, too. I think that this way have had experience and achievements. And I think that this way is reasonable and practical practice.

2. However, the acceleration limit depends on crews and passenger but on type of boat.

Allen & Jones shows the following figure for habitability limit. And according to this figure the impact load factor N_z for small

planing hulls is suggested around 5 or 6 g's as the maximum acceleration value. (Fig 1)

3. In addition, I think that it is impossible to decide all kinds of small crafts (include in working bort, fishing boat, passenger boat, etc.) which treated by the ISO TC 188 WG standard.

4. Hence, I would like to show my ideas on acceleration limits.

the calculation N_{cg} should be compared to the following acceleration limits for the boat type and the lower of the two values should then be used for design.

The acceleration limits

Idea 1

- 1. 4.5 for small boat except 2. (general person goes on board)*
- 2. 6 for Military, Rescue craft, special purpose craft (trained person goes on board)*

Idea 2

- 2.0 for category D*
- 3.0 for category C*
- 4.0 for category B*
- 5.0 for category A*

I have already mentioned for the term X_0 and the running angle τ .

Section 4.2.1 – Side Structure, Design Pressure

- (1) In all cases, the point of transition from “bottom” to “side” design pressure should be at 50 degrees tangent to the hull. This will cover all craft types: chined hulls, round bottom, displacement, and sailboats. There is no need to have a diagram for the various hull types, as in the present Figure 4, since the 50 degree criterion will work in all cases.

(My comment)

- 1. I agree with that there is no need to have a diagram for the various hull types.*
- 2. However, I think the 50 degrees criterion is too wide.
So, I would like to propose as follows:*

- (1) For the craft with chines: “bottom” is the shell plating located below the level of chines.*
- (2) For the craft with no chine, “bottom” is the shell plating located below the assumed boundary line which is to run parallel to the base line and to run through the upper turn of bilge at midship section.(Fig2)*

Selection of Impact Load Factor

The most difficult and controversial input required in the suggested procedure is the impact load factor N_z . The factor N_z can be found from model tests where it would be that portion of the acceleration at the center of gravity due to impact forces (as opposed to buoyancy forces, or in the case of SES and ACV's, cushion forces). There are analytical methods for determining these values, particularly for planing hulls (see Reference 25). These values can also be assigned by the designer based on previous operational experience, which may be governed by crew habitability limits. Needless to say, the determination of N_z could be the subject of an entire paper.

The authors are aware of the problem of selecting an impact load factor when little information is available. Accordingly, the authors researched a number of sea trials which were conducted with the express purpose of finding the worst weather possible. Presumably, these trials represent samples where crew habitability would be severely pressed. The upper boundary of Figure 21 shows the maximum amplitude vertical acceleration measured at the center of gravity for the ship trials previously mentioned. The highest values are associated with planing hulls of 100 tons or less in displacement. For these hulls, the acceleration is almost

proportional to impact load factor. One would presume this upper boundary is also synonymous with the limits of crew tolerance.

For the larger displacement ships (3000 tons or more) two curves are shown. The upper limit may be a habitability limit but it could also be simply the vertical acceleration levels coincident with values of impact load factors which caused structural damage (shown on the bottom curve). Green water over the deck may have also been the limiting factor in some cases. The dotted line connecting the upper bounds of the acceleration data is the authors' estimate of habitability limits in the 100- to 3000-ton range, and is based primarily on extrapolation of slender planing hull data.

With regard to the selection of impact load factors for planing hulls, which are at the lower end of the displacement range, the authors' experience would indicate that impact load factors less than the upper limit are more appropriate for structural design.²³ Therefore, for military planing vehicles in the 50- to 200-ton range a value of 3.0 for N_z is the maximum suggested. The data indicates lower values of N_z for military hydrofoils of similar hull form to the planing hulls, with a value of N_z of 1.5 suggested for the same size range. The situation for SES and ACV's is more complicated due to the cushion forces involved. However, a value of N_z of 1.0 is suggested for the 50- to 100-ton size range.

Clearly the major problem lies in defining N_z for the various vehicles in the 100- to 3000-ton range. The authors suggest that the values of N_z would initiate at the recommended values for the lower displacements, and converge at or near the value of N_z shown at 3000 tons. Until further data is available, the exact trends in reduction of N_z with increasing displacement cannot be accurately predicted.

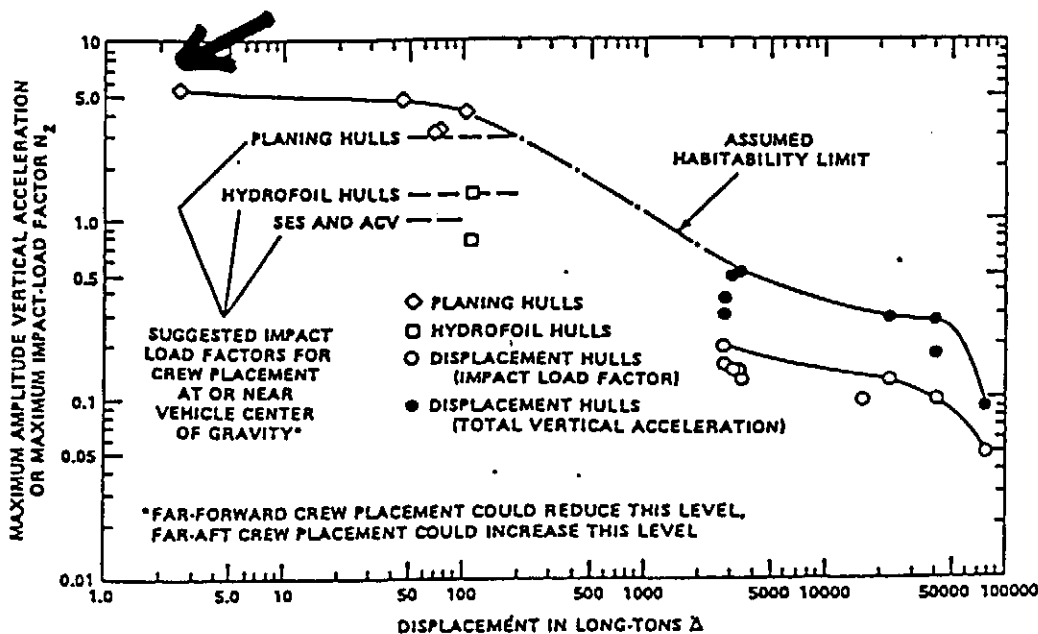


Fig 21 - Impact-Load Factors Derived from Experimental Data

Fig 1.

7-2

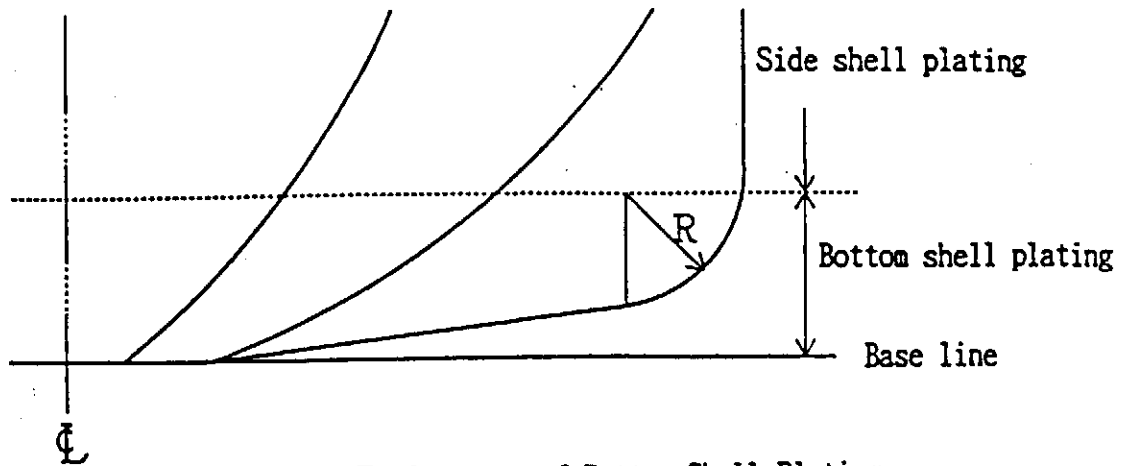


Fig 2 Range of Bottom Shell Plating

Section 4.2.2 – Scantling Height

- (1) The use of a "scantling height" (freeboard?) is a wonderfully good idea, since it eliminates the penalty imposed by previous design rules on high-freeboard craft. The scantling height should also be adjusted for "Waterplane loading", which is the full-load displacement of the craft divided by the waterplane area. This compensates for the reduction in heave and pitch which light craft enjoy.

The "Waterplane Loading", or the weight per square meter of the waterplane should be used to determine the scantling height, rather than $Lwl/17$ or $Lwl/12$.

The waterplane loading governs how deeply the craft will heave or pitch, and therefore, how high the craft side is wetted by wave impact.

Sailboats which can be sailed with deck edges even slightly immersed should have their scantling heights set at the sheer, since full immersion of the side is possible, regardless of topside height above waterline.

I suggest the following formula for determination of the scantling height. The coefficient in this formula was based on analysis of some typical boats which have been built in quantity here in the U.S. for offshore use.

$$h_{sc} = \Delta / 275 * Lwl * Bwl$$

(My comment)

I think hsc is shown as follows:

$$h_{sc} = \Delta / (275 * Lwl * Bwl)$$

I would like to support draft of WG18. This suggestion may be too large scantling height.

Section 4.2.4, Design Pressures

Whether the craft is planing or non-planing, both formula should be used to determine a design pressure for each case. The higher of the two calculated pressures should then be used for design.

(My comment)

I support this proposal.

Section 4.2.4.1, Planing, Semi-Planing Craft

There are several problems with use of the formula, as it presently is. The worst of the problems is that the term $\delta * v$ is stagnation pressure. This formula for pressure would only give valid results if the craft was a full-size ship, of immense mass. The problem is that the usual boat is a lightweight rigid body which will rebound from impact, reducing the pressure by almost an order of magnitude in a period of microseconds. The plating and stiffeners have insufficient time to flex to this pressure. Therefore the use of stagnation pressure as a design pressure for boats is not valid. The second problem with the formula is that the calculation of a pressure Pbv^3 at a speed/length ratio of 3.0 is not valid or related to craft which operate at much higher (or lower) speeds.

I strongly recommended that the following formula be used for design of craft sides, in conjunction with the minimum wave slap pressure diagram outlined on Figure 6 of Draft 5/10 of the rules:

$$P_s = 0.2 * P_b * K_r * K_{ls} * K_v * K_2$$

This formula assumes that the craft has a chance to land upon impacting waves at significant roll attitudes during high-speed operation. The factor of 20% of bottom pressure is a good empirical approximation of the ratio between inertial resistance in heave to that of resistance in roll of most of the craft in our experience. It works well in practice. The polar moment of inertia is roll is very small compared in inertial effects to whole-body, rigid-body heave.

With the exception of the craft category factor, K_2 , this formula is used extensively in design of boats for the U.S. market. We have many thousands of successful oceangoing boats built to this rule, and the data from such designs will be provided in my next correspondence.

(My comment)

I am looking forward to Robert's proposal.

Please let me know the value of K_2 for investigating P_s .

I think that P_s may be taken the value between P_b and P_d .

P_{smin} is a wave slap pressure, which can be determined from experience with large numbers of operating craft types. The formula

proposed does not differ too much from the wave slap value used for design of U.S. Navy craft, which has been used for accident-free design of hundreds of successful patrol boats and service craft. This same value is used also for the design of scantlings for the lowest-tier deckhouse side and after ends, as well. This fits into our scheme of considering the hull topsides above the scantling height as a "superstructure".

Craft size – Full-Sized Ship Deckhouse Side Wave Slap

Pressure – 500 lb/sq ft (24Kpa)

Craft size – 200ft (60m) Wave Slap Pressure – 250 lb/sq ft (12Kpa)

Craft size – 100ft(30m) Wave Slap Pressure – 150 lb/sq ft(7Kpa)

We use this last value (7Kpa) for all our design work on small craft, and we consider it to be a bit on the conservative side. We have never had any structural problems with any of the boats built. 7Kpa for the smallest of our boats is definitely too heavy a requirement.

Therefore, $P_{smin}=0.5*L_s$, as presently written, is a reasonable approximation of the wave slap value for both hull sides and exposed superstructures.

Section 4.2.4.2, Displacement and Sailing Craft

Since planing craft also operate in the displacement mode, they also should be checked against this section, in case the immersion heads calculated herein might actually exceed the "planing" slamming pressures.

Immersion heads, such as those calculated in this section, are of such relatively long duration that they can be considered "static" loadings for normal craft plating and framing. Therefore, the dynamic design issues such as reference area can be left out of the calculations. I recommend that term K_{ar} not be used in this section. In addition, the "static" type safety factors should be used for design to these loads (see comments section 5).

The U.S. Navy uses two criteria for immersion head design of hulls. The first is called the "Passing wave" criterion. This assumes that the craft heaves and pitches to a depth which results in maximum immersion head against shell plating at any location on the hull. In general, the additional head superimposed above the design waterline is figured as a function of craft length and area of operation.

The second criterion is called the "30 Degree Heel" Criterion. Basically, it is similar to the calculations for immersion head under the "Passing Wave" method, except that the craft is assumed to be

heeled to 30 degrees. An equilibrium buoyancy calculation is not required. The heeled waterline is merely plotted across the intersection of the boat centerline and the upright waterline.

The boat's bilge plating becomes most deeply immersed under this condition.

Sailboats would be heeled to 90 degrees under this method, and topsides are required to be designed to a considerable immersion head.

Solution of the design for these two criteria is done by graphical means. A drawing of the midship section has waterlines for the two conditions drawn on it, and the immersion head for the various plating positions is figured from that diagram. I should be able to propose a similar numerical algorithm with a bit of study on my part. I'll draft such a proposal and make a comparison with the "existing" draft rule in the next week or so.

(My comment)

I am looking forward to Robert's proposal.

I have not completed my analysis of the 5/10 draft proposal for calculating Pr2 and have not yet compared it to the series of boats we are checking the other design rules against.

Section 4.3, Deck Design Pressure

The proposed draft rule gives pressures that are excessive. In comparison, the U.S. Navy design rules for decks for oceangoing (Category A) craft under 65 meters is 12.22 KPa at the bow and 6.11 Kpa from midships aft. Prorating these pressures downward based on craft size is acceptable. As far as we have been able to determine, there never have been any structural failures of any of these naval craft.

In comparison, we have found that 3.58 Kpa as a uniform design loading is a very good basis for decks that have personal walking on them, from the largest megayacht down to the smallest of sailing dingies. Further, this design load all by itself is good for exposed weather deck design (for green seas on deck) up to about 10 meters craft length.

Freeboard, or height of deck above deck water line, should be a consideration for design of decks for green seas type loadings.

Therefore, the following formulae are proposed, base on the above considerations. These formulae will work for both Category "A" sailboats and motorboats:

$$P_d = 0.32 * L_s + 2.62 \quad \text{for main deck at stem (Kpa)}$$

$P_d = 0.0937 * L_s + 3.3$ for main deck from midship to stern (Kpa)

Deck design pressure at intermediate positions is interpolated, but in no case is the design pressure to be taken as less than 3.58 Kpa anywhere on the deck, for any category of the craft.

To correct for the deck height, Hd, distance above the scantling height, Hsc, the following term should be added to the above equations:
 $-9.8(H_d - H_{sc})$

Finally, an adjustment for the design category of the craft must be considered, due to the decreased likelihood of greensea on deck for the non-seagoing boats. If we use "Category Factor", Cf, where category A gives Cf=1.0, Category B gives Cf=2.0, Category C gives Cf=3.0, and Category D gives Cf=4.0, then the combined formulas become:

$P_d = 0.32 * L_s / C_f + 2.62 - 9.8 * (H_d - H_{sc})$ for main deck at stem (Kpa)

Interpolating to:

$P_d = 0.0937 * L_s / C_f + 3.3 - 9.8 * (H_d - H_{sc})$ for main deck from midship to stern (Kpa)

Again, in no case shall any portion of a deck be designed to a pressure less than 3.58 Kpa.

Section 4.4.1, 4.4.2, and 4.4.3, Tank Boundaries, Watertight Boundaries, and Structural Bulkheads

The draft rule formulas are quite adequate, except that large, unstiffened sandwich core bulkheads and boundaries are unduly penalized by the requirement that the entire panel must be designed to the pressure at the bottom of the panel. For these cases, I recommend that the design pressure be determined as follows:

$P_w = K_3 * (2 * H_b + H_t) / 3$, where Hb and Ht are the heights to bottom and top of the panel, respectively.

(My comment)

I support this recommend.

In addition, the design pressure for tank boundaries Pt should be affected by the impact acceleration. So, I recommend that the design pressure for tank boundaries

$P_t = K_3 * (1 + N_{cg}) * h$

Structural watertight bulkheads should be required, for craft larger than 15 Meters, at both end of the machinery space, and at no less than $0.05 * L_{wl}$, and at no more than $0.08 * L_{wl}$ from the stem, as a collision bulkheads. This is to meet the requirements of the IMO code for High Speed Craft.

Section 5 – Design Stress

Different factors of safety must be used for dynamic loadings versus static loadings. In aircraft structures, for instance, we use a safety factor of 1.5 against yield strength for dynamic loadings, but we use a safety factor of 2.0 for static, long term loads.

From the extensive testing GRP laminates at high strain rates, we know that the "dynamic strength" of most polyester/E- Glass laminates is about 2.25 to 2.5 times the statically measured strength. Weapons effect testing by the U.S. Navy also shows that steel and aluminum have dynamic strength about 1.25 times their statically measured strength. Therefore, GRP laminates should be safe, or even better, if the same factors of safety as metals design are used for the GRP design.

Therefore, I strongly recommended that the design stress of GRP laminate be set at 0.67 times the ultimate strength tested for these laminates, for bottom and side slamming pressure design. Tank boundary and deck design should be to 0.5 times the ultimate strength of the laminate.

Core shear stresses should be set at one-half ultimate tested value, except for the case of ductile PVC foam, which can be designed to 0.67 times the ultimate strength of the foam.

Our design system, which has been used for large number of U.S. boats, uses these safety factors with the recommended design loadings outlined earlier, and we have had no failures.

Section 6 – Basic Scantling Equation

Excepting for the following comments, I agree very well with the draft Section 6, as written.

The "Moment of inertia" and the "Section Modulus" of a composite panel or laminate are fictitious numbers calculated for some assumed "modulus". In fact, most of the laminates used in composite construction have widely-varying moduli from ply-to-ply. Therefore, it does not make sense for these materials to do a design by the usual metals section calculations. It makes much more sense to perform the design calculations in terms of the following three structural properties of laminates:

Stiffness, (EI), of the plate or section, per unit width
Ultimate Moment of the plate or section, per unit width
Ultimate Shear of the plate or section, per unit width

If the scantling calculations are performed in such a way so as to end

up with a required Stiffness, Moment, and Shear for the member being designed, the process becomes much more rational.

It is also easier for the builder to demonstrate conformance with the structural requirements of his design by producing lab test reports which output laminate Stiffness, Moment, and Shear, rather than "Modulus", and "Stress". I wrote a technical paper on this topic in 1991 relative to the inability of most test lab to produce consistent results, whereas the same labs were very consistent when they merely reported the test output in terms of laminate Stiffness, Moment, and Shear.

Most credible laminate stack computer programs are now reporting output in terms of these three properties, also. Results agree very well with lab test results, especially since the lab calculations dealing with imprecise thickness measurements are dispensed with.

Metals design can be performed in exactly the same manner as the method suggested for design of composite. In fact, it is much easier to compare comparable designs, both metals and composites, when the structural properties of plating or built-up sections are reported in terms of these three quantities.

It may be too late to suggest such a radical departure to the design rules developed so far, but I shall be happy to make a more formal or rigorous presentation of this method if the Working Group shows interested.

(My comment)

I am interested in the Robert's proposal.

We use this system here in our daily work, and it has simplified the job considerably.

Specific Comments, Section 6

Section 6.1.2 – Sandwich Construction

K7 at 0.015 is a good number which matches our work in design of plating, except for bottoms of fast plating powerboats, and for the one load case of personnel walking deck. We use a value of 0.025 for the bottom plating in planing mode, and 0.010 for the deck design for the 3.58 Kpa personnel loading only. For all other locations and loads we use the 0.015 value, as the draft 5/10 specifies.

付録 6.4

On the scantling equation for a thickness of a plate based on the theory of large deflection

1. Proposal

We would like to propose that the calculation method for the design thickness should be based on the theory of large deflection. In ISO draft, we would like to propose to amend current formula (19), 7.1.1 Bending stiffness criterion to the formula in the following box, in which the latter formula is our proposal. Rational explanation will be described below on the 2nd paragraph.

Bending stiffness criterion, FRP only

$$t = b \cdot f_k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_r \cdot k_3}{1000 \cdot k_1 \cdot E_f}} \quad \text{mm} \quad (19)$$

or

$$t = \frac{0.128}{k_1} \cdot b \cdot \sqrt{\frac{P_r}{1000 \cdot E_f}} \quad \text{mm} \quad \text{whichever is less}$$

2. Theory of large deflection

Figure 1 shows the result of calculation for the maximum deflection of the plate, which are based on the theory of large deflection and the theory of small deflection respectively, where the uniform load is acting on a plate with all edges fixed. Figure 1 is made by the reference document "Theory of Plates and shells, Timoshenko, S.P. and Woinowsky-Krieger, S.", and the value of w/t is drawn versus $P \cdot b^4 / 16 \cdot D \cdot t$:

where,

w : maximum deflection of the plate

t : thickness of the plate

P : uniform load

b : shorter dimension of the plate

D : flexural rigidity ($D = \frac{E \cdot t^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}$, E is Young's modulus, ν is Poisson's ratio = 0.3)

In figure 1, point α , β , γ , and δ are taken from the values in attached paper 1.

Point α and β are based on the theory of small deflection in different aspect ratios. Point γ and δ are based on the theory of large deflection in different aspect ratios.

The value based on the theory of large deflection in figure 1 can be approximately estimated as following formula, where the curve given by formula is greater than every points composed.

$$\frac{w}{t} = \alpha \times \sqrt{\frac{P \cdot b^4}{16 \cdot D \cdot t}} \quad \dots (1)$$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 0.155 \text{ for aspect ratio 2 or more} \\ \alpha = 0.115 \text{ for aspect ratio 1} \end{array} \right\} \dots (2)$$

Formula (1) is transformed to formula (3), which express the relation between thickness and uniform load.

$$t^{(mm)} = \frac{k}{k_1} \cdot b \cdot \sqrt{\frac{P}{1000 \cdot E}} \dots (3)$$

$$\text{where } b(\text{mm}), P(\text{kN/m}^2), E(\text{N/mm}^2), k_1 = w/b, k = \sqrt{\frac{12 \cdot (1 - \nu^2)}{16}} \cdot \alpha$$

the value of k can be obtained from (2)

: $k = 0.128$ for aspect ratio 2 or more

: $k = 0.095$ for aspect ratio 1

3. Examination

When a side plate of boat is assumed to be of $b=600\text{mm}$ with aspect ratio 2, figure 2 shows the result of calculating the thickness of the plate versus the uniform load by the formula (3) for this panel. The condition of the calculation is also assumed $k_1=0.025$, according to requirement of ISO draft for side and bottom plate, that is, $w=k_1 \cdot b=15\text{mm}$ because of $b=600\text{mm}$. Moreover, it is assumed $E=5200\text{N/mm}^2$, in accordance with the FRP material properties of WG18 report (N65). Figure 2 also shows the values of calculation based on the ISO draft (formula (19)) and those values based on the theory of small deflection respectively as comparison. As shown in figure 2, it is considered that the ISO draft is almost based on the theory of small deflection.

When the pressure is about 20 kN/m^2 , the required thickness based on the ISO draft is 10mm . This is about 60 percent bigger than the value of thickness based on the theory of large deflection (formula (3)). In case deflection of the plate is 0.5 times or more of the plate thickness, it is recognized to be appropriate that the theory of large deflection shall be applied. As deflection is assumed to be 15 mm , the theory of large deflection shall be applied to the thickness below 30mm .

Further, based on the research of actual FRP boats, their shorter dimensions of the side plate is almost from 500mm to 600mm , then required deflection in accordance with ISO draft ($0.025 \cdot b$) shall be about 15mm which is the same value of the assumed deflection as above-mention. Consequently we believe that the introduction of the theory of large deflection is reasonably theoretical.

*Note: Our test data of bottom pressure for the boat ($Lwl=7.3\text{m}$) was about 23 kN/m^2 at $V=29\text{knot}$. (see Figure 2)

Paper 1: The figure printed in the reference document "Theory of Plates and shells. Timoshenko.S.P. and Woinowsky-Krieger.S."

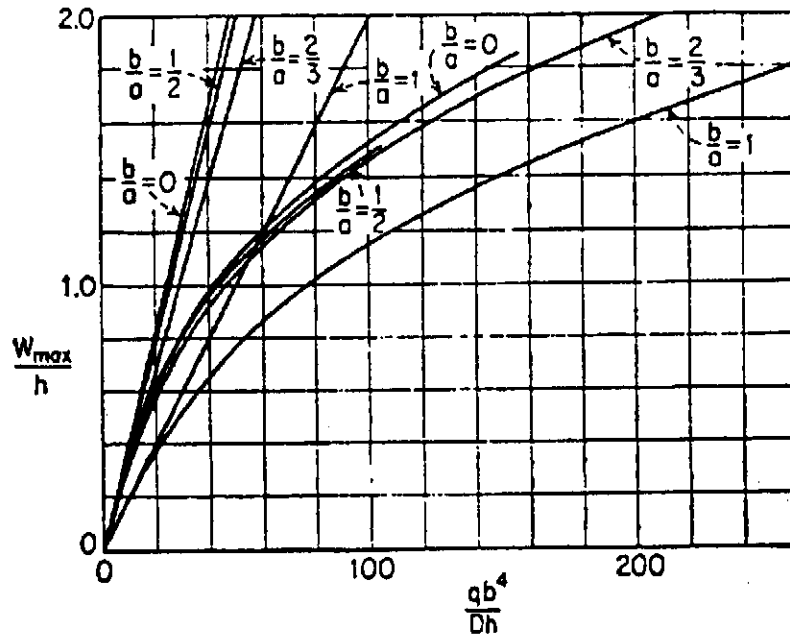


Fig 208

where

W_{max} : maximum deflection of the plate

h : thickness of plate

a : half of longer dimension of plate

b : half of shorter dimension of plate

q : uniform load

D : flexural rigidity ($D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}$, E is Young's modulus, ν is Poisson's ratio = 0.3)

Reference document : Theory of Plates and shells , Timoshenko,S.P. and Woinowsky-Krieger,S.

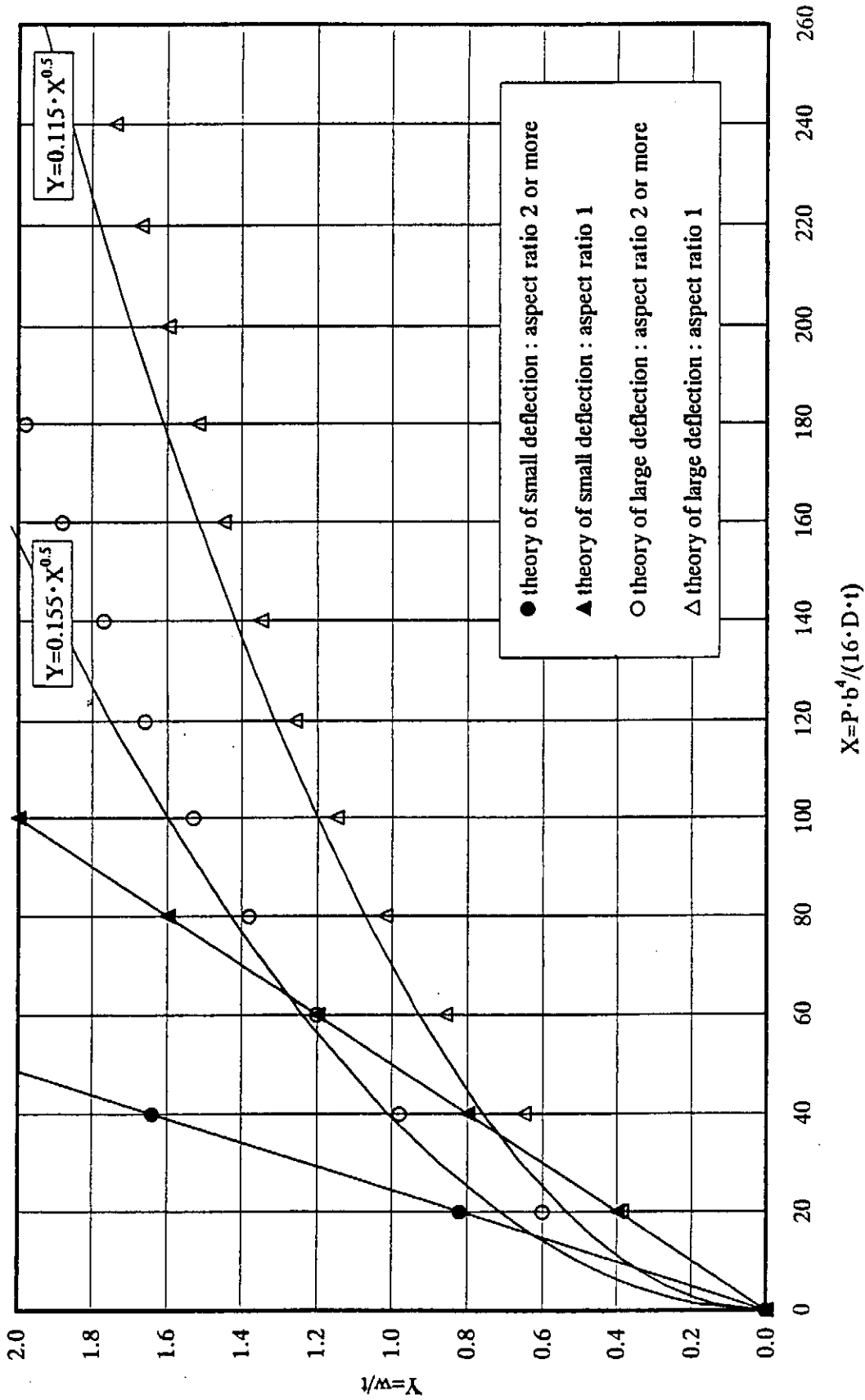


Figure 1 : comparison between the theory of large deflection and small deflection

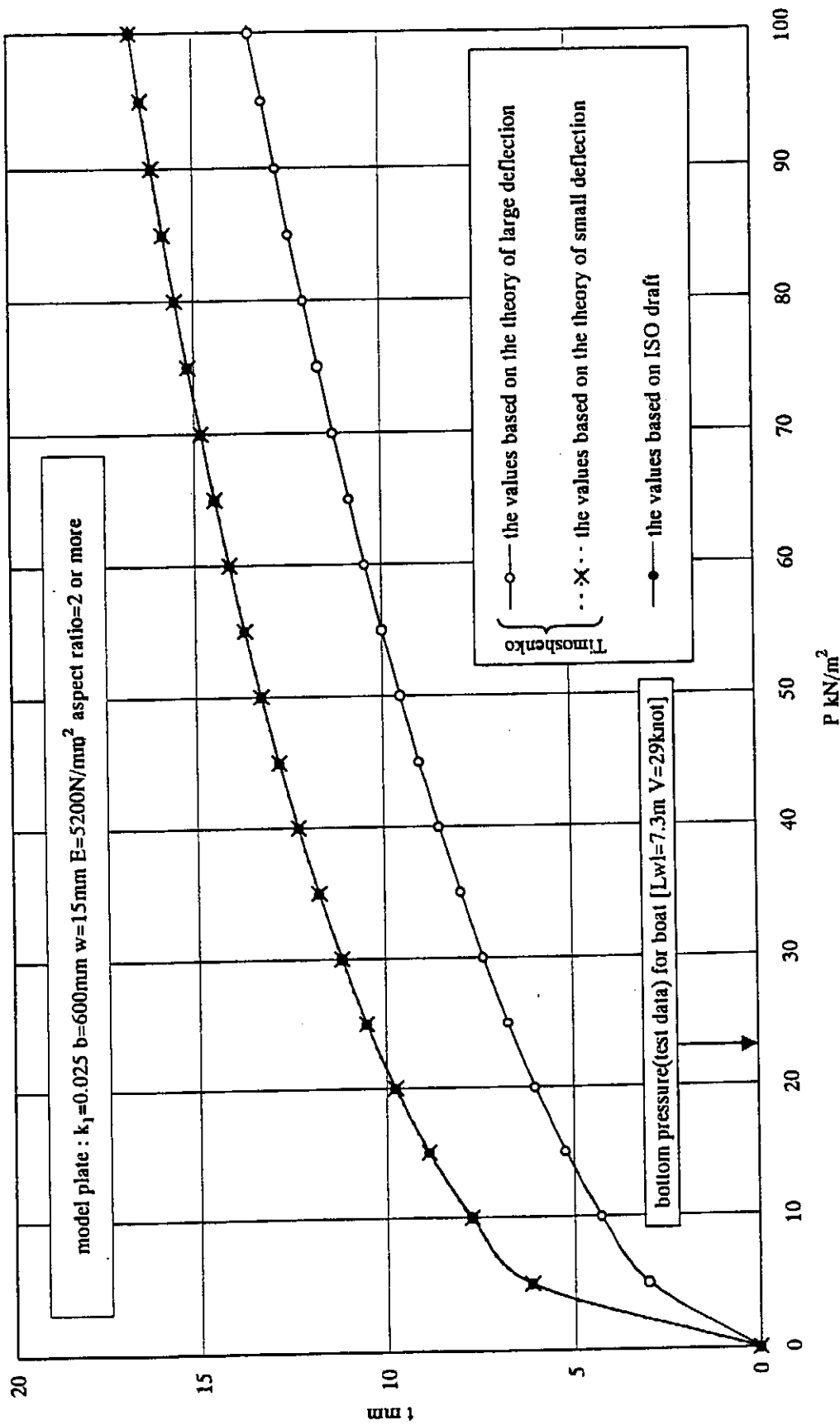


Figure 2 : comparison of the required thickness between the theory of large deflection and ISO draft, for the model plate

Corrections of our paper "On the scantling equation for a thickness of a plate based on the theory of large deflection"

part	text	correction
P.1 2 nd par.	□gTheory of Plates and shells, Timoshenko, S.P. and Woinowsky-Krieger,S."	"Theory of Plates and Shells, Timoshenko, S.P. and Woinowsky-Krieger,S."
P.1 2 nd par.	In figure 1, point □œ, □£, □›, and □¢ are	In figure 1, point ●, ▲, ○, and △ are
P.1 2 nd par.	Point □œ and □£ are	Point ● and ▲ are
P.1 2 nd par.	Point □› and □¢ are	Point ○ and △ are
P.2 3 rd par.	$w=k_1□-b=15\text{mm}$	$w=k_1\times b=15\text{mm}$
P.2 3 rd par.	ISO draft(0.025□~b)	ISO draft(0.025×b)

On the simplified calculation method for ISO WG18 Draft Nxxx

Japan Craft Inspection Organization

28/4/1999

1. Scope

We would like to propose a simple calculation method for ISO WG18 draft. This proposal is strictly in line with the basic approach of the standard. We supposed that manufactures could use handy calculator which can calculate the four rules of arithmetic and the square root, only. And of course the requirements of this simplified method should have a little reasonable safety margin.

Fig.1 shows that the comparison between the required scantlings by some simplified methods and that of ISO WG18 draft Nxxx for the Standard Boat(N65). Solid lines show ISO WG draft Nxxx(▲) and proposed simplified method (□). Dotted lines show that required scantling in the case of Ncg(4g and 6g) and Kar(1 and 0.6) assumed to be fixed values. Dotted lines show too much over estimation or under estimation for small craft scantlings in some cases.

2. Proposed simplified method

So, we would like to propose following simplified calculation method for smaller craft.

Parameter of the simplified calculation method are shown in Table 1.

Note:

Kar; Our simple equation for kar is:

$$Kar = 0.11 + \frac{0.95}{\sqrt{u} + 1}$$

This equation can be calculated by simple calculator and it has good agreement with Kar with a little safety margin (See fig. 2)

Ncg; Ncg assumed to be the value of equation (3), WG18 draft Nxxx.

Equation (3) is simple enough for estimating Ncg. This equation does not include trim angle!

Bending stiffness criterion: Bending stiffness criterion may be not necessary for small craft on the simple treatment and minimum safety requirement aspect.

Table 1 Parameters of Simplified Calculation Method

	ISO WG 18 N-XXX	Simplified calculation method
Pb	$Pb = \frac{0.1 \cdot \Delta}{Lwl \cdot Bc} (1 + ncg) \cdot Kar \cdot K_L$	$Pb = \frac{0.1 \cdot \Delta}{Lwl \cdot Bc} (1 + ncg) \cdot Kar \cdot K_L$
Ncg	$ncg = 0.078 \cdot \left(\frac{fw1 \cdot Lwl}{10 \cdot Bc} + 0.084 \right) \cdot (50 - \beta) \cdot \frac{v^2 \cdot Bc^2}{\Delta} \cdot \tau$	$ncg = 1.39 + 0.256 \cdot \frac{V}{\sqrt{Lwl}}$ (min:2.0, max: 6.0)
Kar	$Kar = \left[0.455 - 0.35 \cdot \left(\frac{u^{0.75} - 1.7}{u^{0.75} + 1.7} \right) \right] \cdot 1.35$	$Kar = 0.11 + \frac{0.95}{\sqrt{u+1}}$ (See Fig 2)
KL	$KL \text{ lim} = \left[\left(0.35 \cdot \frac{V}{\sqrt{Lwl}} \right) + 4.14 \right]$ KLmax=1.0	KL = 1
Pd	$Pd = fw2(0.22Lwl + 1.5)$ Pdmin=3.6	Pd=3.6
Ps	$Ps = (fw2(10Htc) + (0.2Pb1base))KarKIKv$	$Ps = (Pb + 3.6) / 2.0$
t	$t = b \cdot fk \cdot \sqrt{\frac{Pr \cdot k2}{1000 \cdot \sigma_s}}$ $(t_2 = b \cdot fk \cdot \sqrt{\frac{Pr \cdot k3}{1000 \cdot k1 \cdot E_s}})$	$t = b \cdot \sqrt{\frac{Pr}{2000 \cdot \sigma_s}}$ $(t_2 = b \cdot \sqrt{\frac{Pr \cdot 0.028}{1000 \cdot k1 \cdot E_s}})$
fk	fk=0.8~1.0 (See Table 7)	fk=1.0
k2	k2=0.308~0.50 (See Table 6)	k2=0.50
k3	k3=0.028~0.014 (See Table 6)	k3=0.028
k1	k1=0.01~0.025 (See Table 5)	k1=0.01~0.025 (See Table 5)

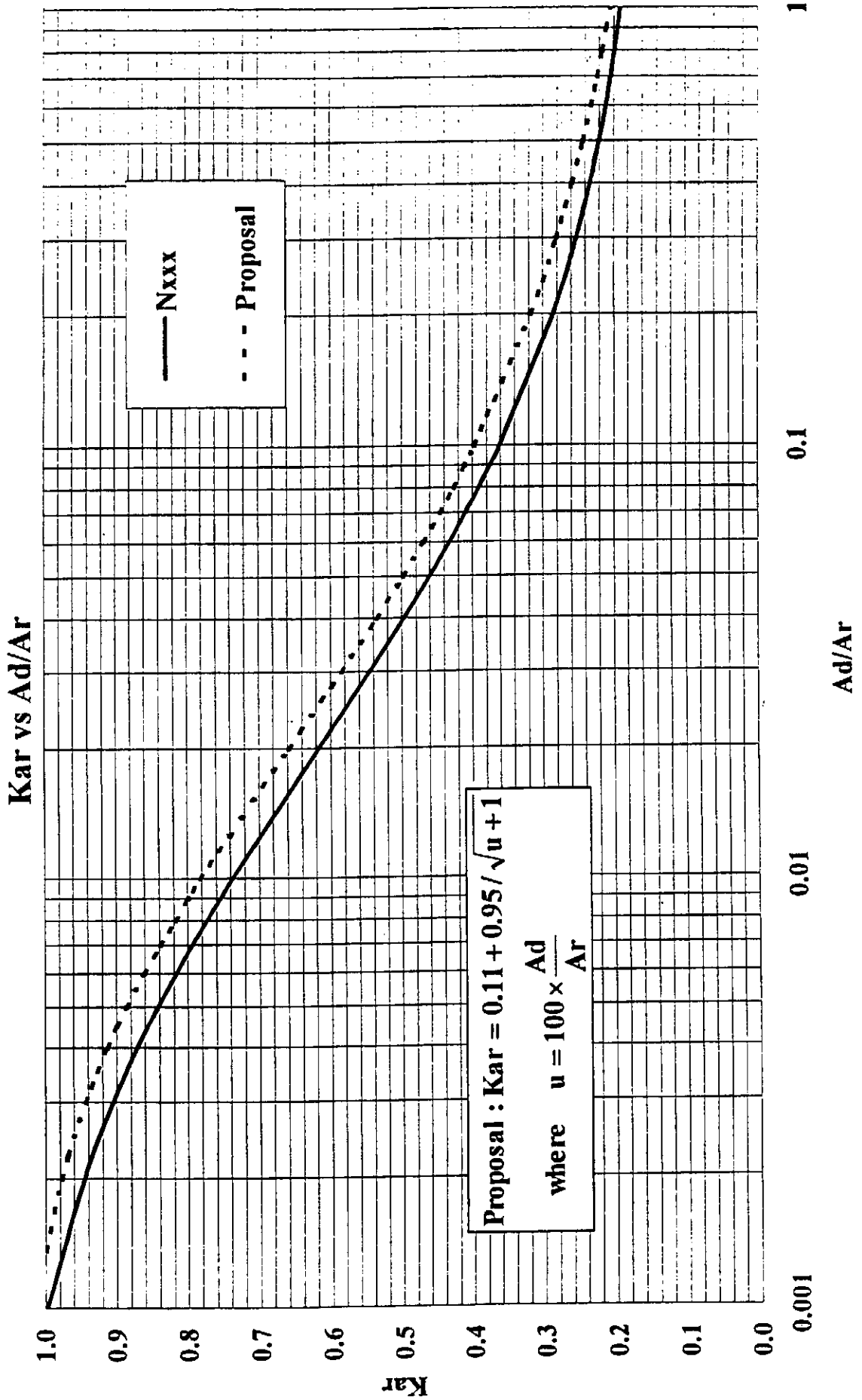


Fig 2

Lmax=6m Standard Boat : Craft No.P1

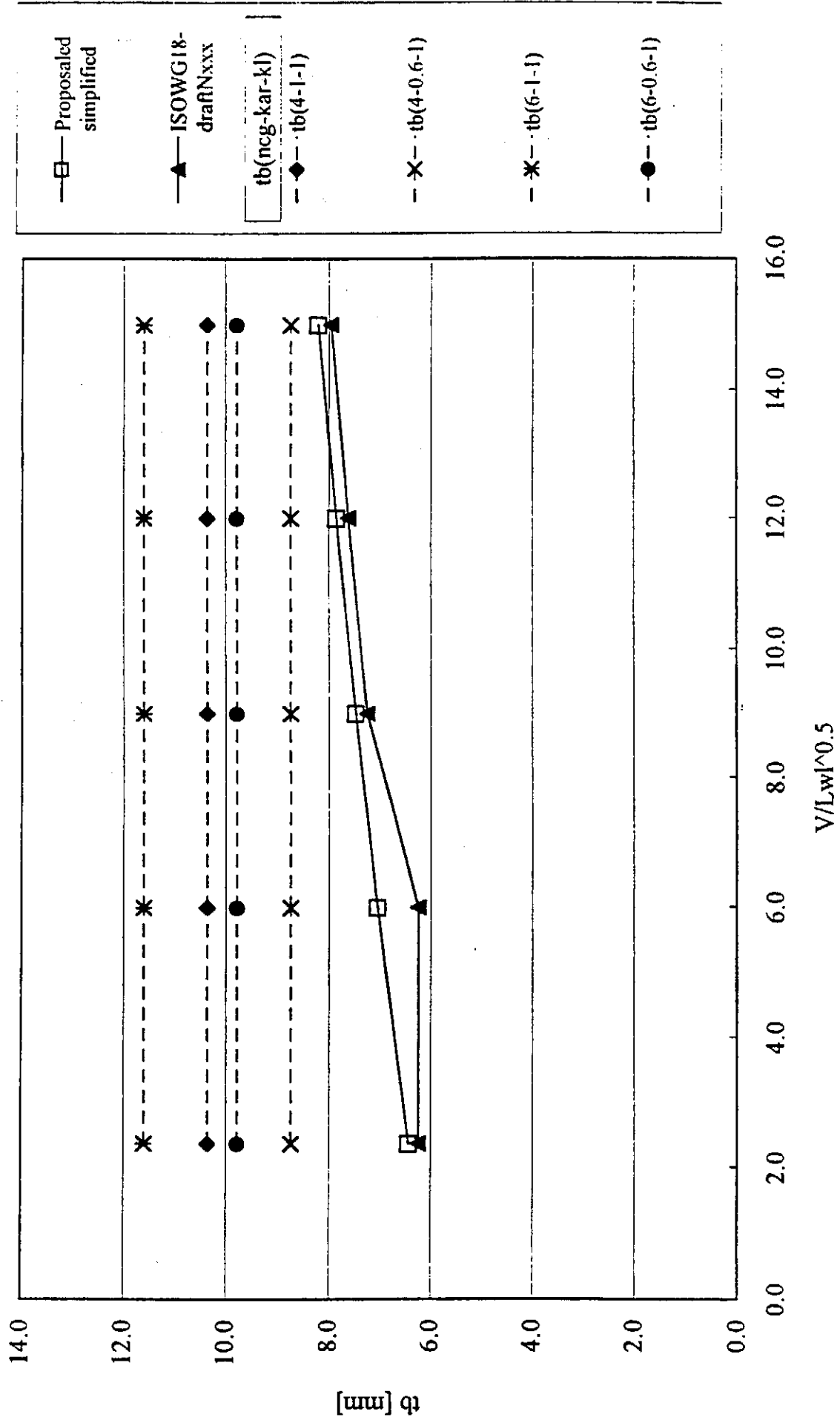


Fig 1-1

Lmax=9m Standard Boat : Craft No.P2

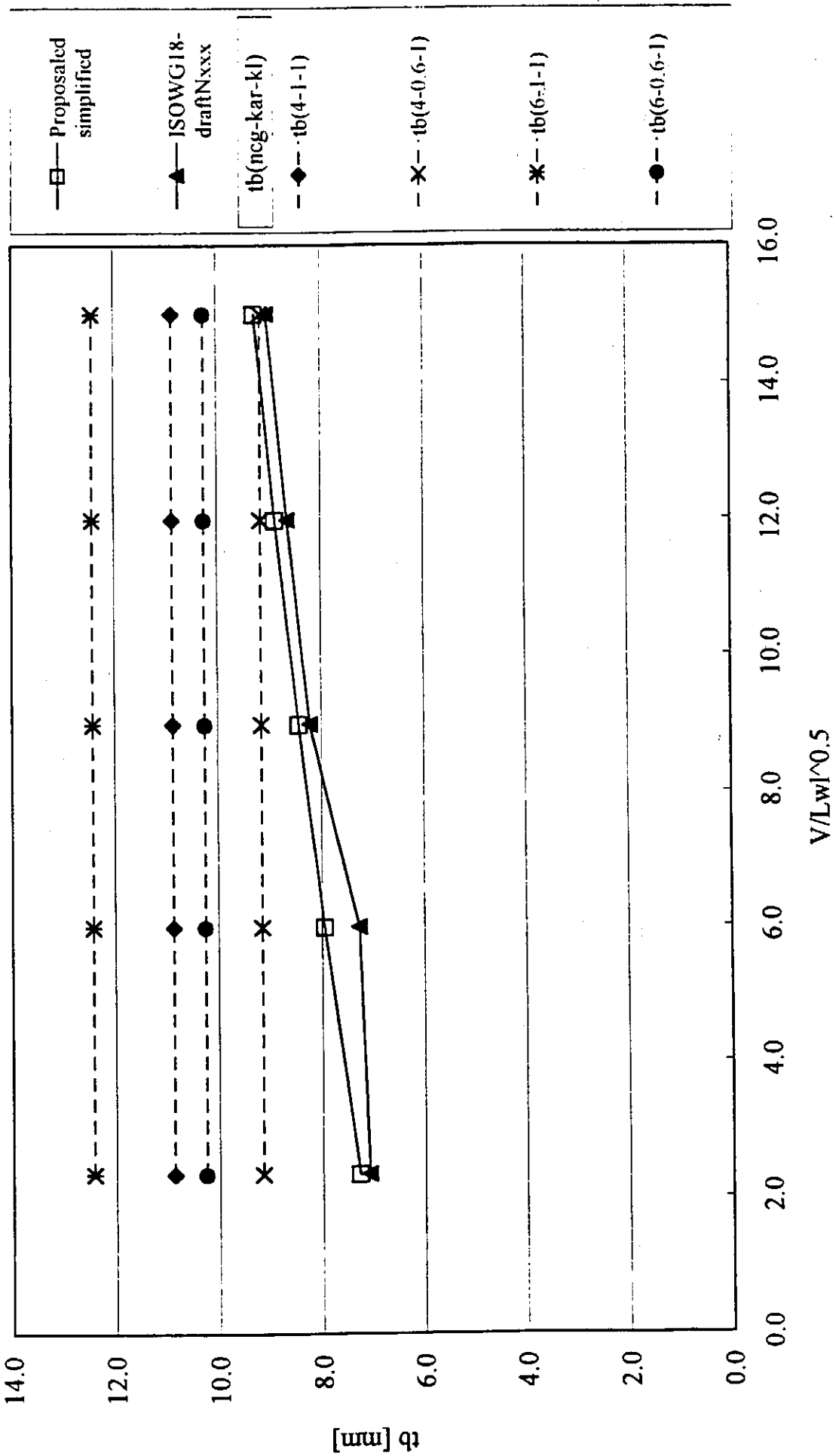


Fig 1-2

Lmax=12m Standard Boat : Craft No.P3

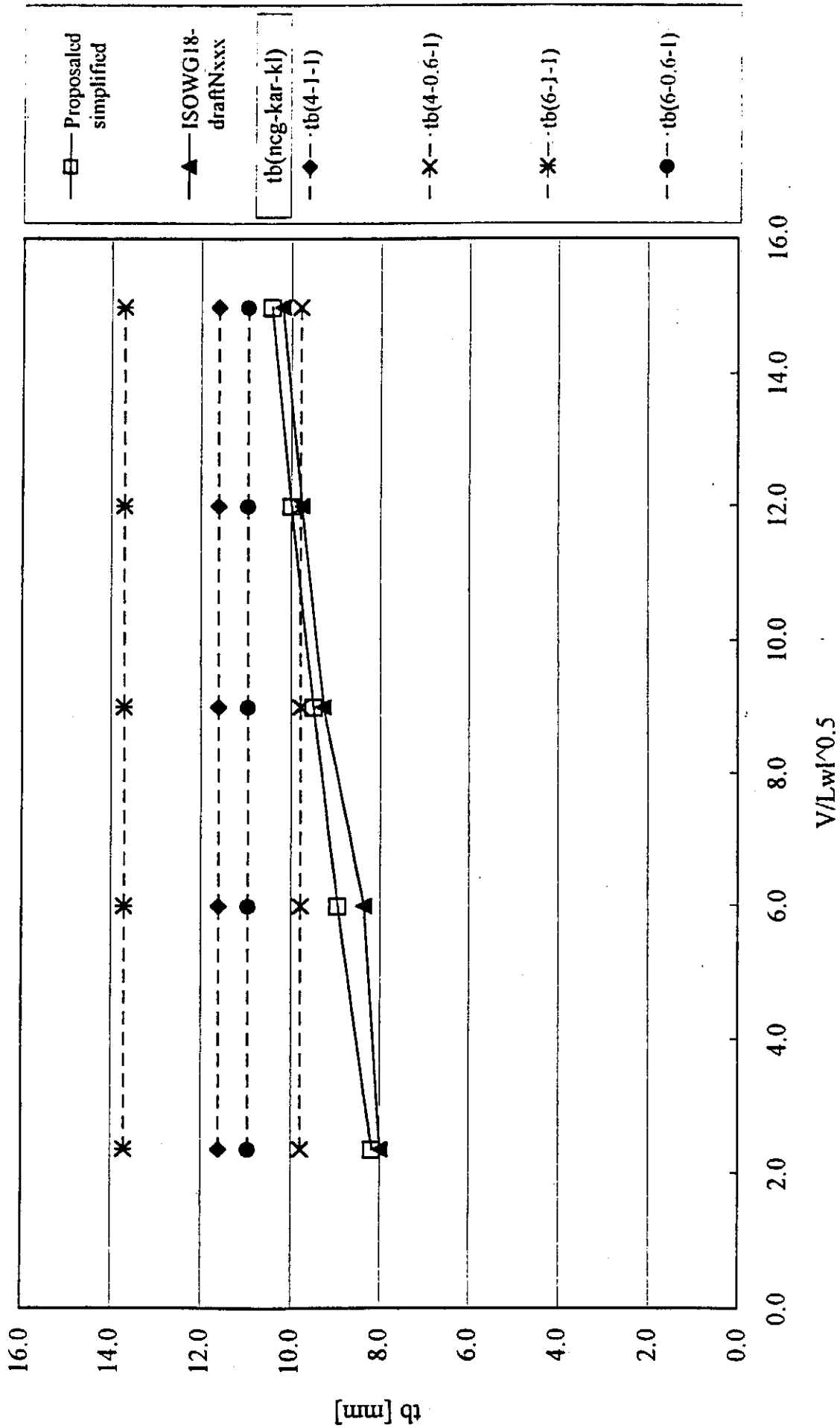


Fig 1-3

Annex A

(normative)

Simplified calculation method for motor craft scantling

This simplified method may apply only for the calculation for the design pressure and the plating of motor crafts less than 12m length of hull on the following points, instead of using clause 5, 6, and 7 on this standard. .
Other clauses on this standard can be applied as they are.

A. Design pressure

A.1 Motor craft bottom design pressure

The bottom design pressure P_b for monohull motorcraft, which applies to the bottom as indicated in figure 7 of clause 5.2.1 on this standard, is given by the equation:

$$P_b = \frac{0.1 \cdot \Delta}{L_{WL} \cdot B_c} (1 + ncg) \cdot Kar \quad (kN / m^2) \quad (1)$$

where

$$ncg = 2.0 \quad \frac{V}{\sqrt{L_{WL}}} \leq 2.36 \quad (2)$$

$$ncg = 1.39 + 0.256 \cdot \frac{V}{\sqrt{L_{WL}}} \quad 2.36 \leq \frac{V}{\sqrt{L_{WL}}} \leq 18 \quad (3)$$

$$ncg = 6.0 \quad 18 \leq \frac{V}{\sqrt{L_{WL}}} \quad (4)$$

ncg is the dynamic load factor
= average 1/100 of the highest accelerations at LCG

Δ is the displacement mass on design waterline, in kilograms. The value of displacement Δ for the heaviest and lightest service conditions shall be considered with the corresponding speed.

L_{WL} is the length on the design waterline, for the loading condition under consideration, the craft being at rest, in metres.

B_c is the maximum chine beam, in meters.

B_c shall be measured at the LCG position, if known, or at $0.4 L_{WL}$ forward of transom if LCG is not known, by drawing a tangent of 50 degrees from the horizontal to the hull contour (see figure 2).

V is the maximum speed in calm water, in knots, to be formally declared by the manufacturer, related to the appropriate displacement Δ . The speed of the craft is assumed to be appropriate to the prevailing sea state.

K_{ar} is the design area factor for ratio for Ad/Ar as given in figure 5.

$$K_{ar} = 0.11 + \frac{0.95}{\sqrt{u+1}} \quad 0 \leq u \leq 10 \quad (5)$$

where

$$u = 100 \cdot \frac{Ad}{Ar}$$

Ad is the design area, in square meters,
 $= (l \cdot b) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$. For plating it is the actual area of the particular shell panel, but shall not be taken more than $2 \cdot (10^{-3} \cdot b)^2$, in square meters.

where

l is the longer dimension of plate in millimeters ;
 b is the shorter dimension of plate in millimeters ;

Ar is the reference area

$= 0.36 \cdot A_{WP}$, in metres

$= 0.3 \cdot L_{WL} \cdot B_{WL}$, in square metres, where the waterplane area, A_{WP} , in square metres, is not known

A.2 Motor craft side design pressure P_s

$$P_s = (P_b + 3.6) / 2.0 \quad (\text{kN/m}^2) \quad (6)$$

where

P_b is the design bottom pressure

A.3 Motor craft deck design pressure P_d

$$P_d = 3.6 \quad (\text{kN/m}^2) \quad (7)$$

B. Basic scantling equations

B.1 Motor craft plating for FRP single skin, aluminum alloy

The minimum thickness of the plating shall not be less than that given by the following equations, where the minimum thickness for FRP shall be measured without gelcoat or non reinforcing material.

Bending strength criterion:

$$t = b \cdot \sqrt{\frac{Pr}{2000 \cdot \sigma_a}} \quad (mm) \quad (8)$$

where

Pr is the applicable design pressure, kN/m^2

σ_a see table 3

b is the shorter dimension of plate panel, in meters

(Bending stiffness criterion, FRP only)

$$(t_2 = b \cdot \sqrt[3]{\frac{0.028 \cdot Pr}{1000 \cdot k1 \cdot Er}} \quad mm) \quad (9)$$

(where)

(Er is the flexural modulus, N/mm^2)

($k1$ is the coefficient for allowable deflection as given (see 6.2, Table 5).)

** Bending stiffness criterion may be unnecessary for the simplified method

On Drop Test for high-speed craft

Japan Craft Inspection Organization

28/4/1999

1. Background

Drop test has been conducted as one of the JCI (Japan Craft Inspection Organization) inspection methods of confirming structural strength of FRP craft for about twenty years. Until last December, the height of the free-fall of drop test was fixed at 2.5m. The drop test height of 2.5m is rather severe for smaller boat, and the development of more reasonable standard has been requested by Japanese manufactures. Since 1997, structural design committee for small craft of JCI has studied on the impact loads by drop test that corresponds to the maximum impact loads which act on the craft in waves. Last December, the result of study was introduced to our regulation of the new drop test method.

2. Height of drop test

Fig.1 shows the height of drop test versus registration length L in the ship speed length ratio as parameter. The relation between L_{wl} and L uses $L=L_{wl}/0.98$.

2.5m is set as an upper limit, because 2.5m is a traditionally fixed drop test height and we have enough experiences. In category D, the significant wave height is 0.3m and the maximum wave height is about 0.6m following the Rayleigh wave distribution, so 0.7m is set as a lower limit with a little safety margin.

3. Verification of height of drop test

The drop test is a convenient method of substituting the scantling rules. But its validity should be confirmed.

Fig.2 shows that the comparison between the bottom pressures by actual drop test and the design pressures from the scantling rules requirements (ISO WG18 draft(N X X X) on aluminum alloy craft ($L=3.06m$, $B=1.44m$, $W=345.6kg$, $\beta=15^\circ$, $V/\sqrt{L}=8$).

The pressure by the new drop test is almost as same as the pressure from WG18 draft requirement, and it has a little safety margin. It is understood that the new drop test can substitute the scantling rules.

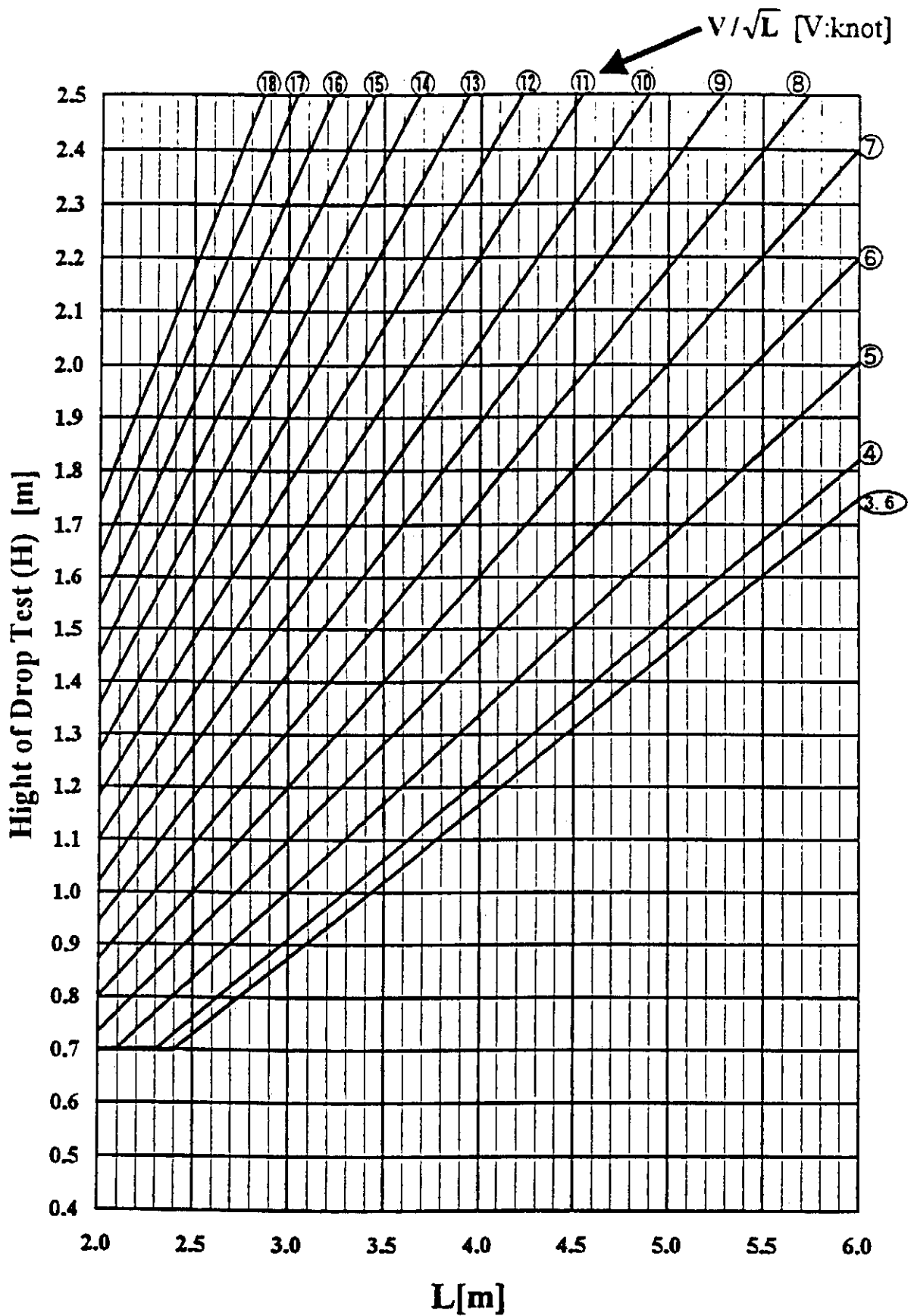


fig.1:Height of Drop Test

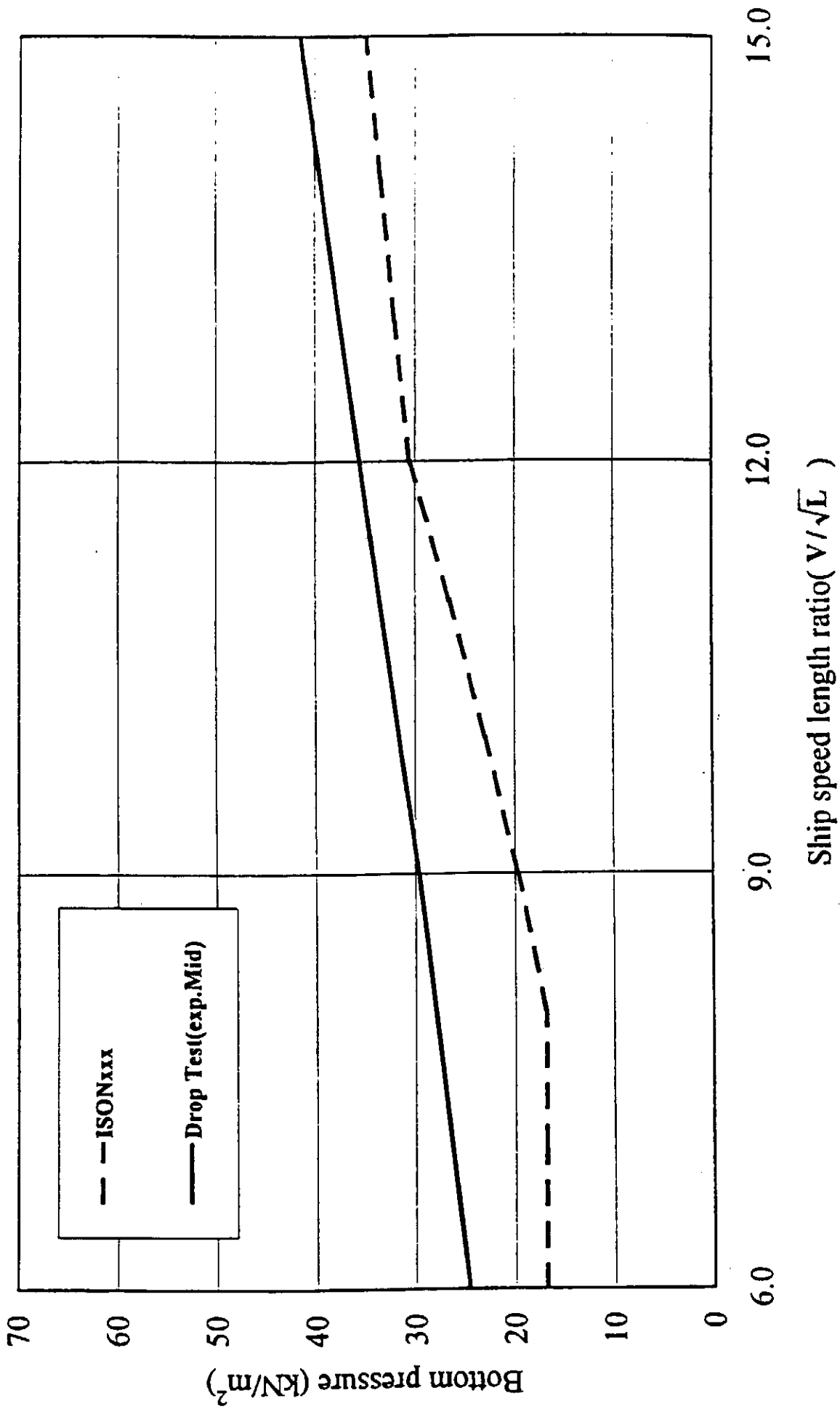


Fig.2: Comparison between bottom experimental pressure by Drop Test and bottom design pressure by ISO(Nxxx).

Annex C (informative)

Drop test

The drop test is considered one of the methods to confirm the structural strength for small craft. The theory and method is described as follows.*

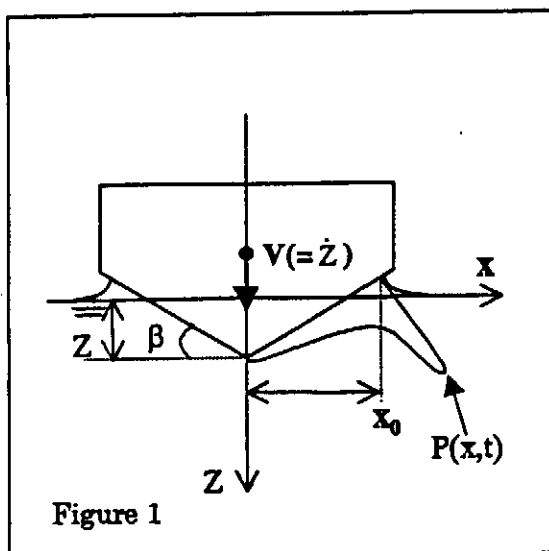
C.1 Theory of drop test

The impact pressure on a craft which is running in waves can be approximately estimated as the impact pressure acting on a two-dimensional wedge model (see Fig. 1) which is penetrating into water. On the other hand, the impact pressure on a craft which free-falls into water can be approximately estimated as the impact pressure on the same model. Consequently using Wagner's theoretical formula which can estimate the impact pressure on a two-dimensional wedge model penetrating into water, the maximum impact load on a craft not only in waves but also in drop test can be obtained, and then "Height of drop test" is determined.

C.1.1 Wagner's theory

For the two-dimensional wedge model which is penetrating into water, Wagner's theory can be applied as theoretical formula(1), in which the distribution of pressure is presented by the differential equation of relative speed to the surface of water $V(= \dot{Z})$ and acceleration \ddot{Z} .

$$P(x,t) = \frac{1}{2} \rho \dot{Z}^2(t) \left\{ \frac{\pi}{\beta \sqrt{1 - (x/x_0)^2}} - \frac{(x/x_0)^2}{1 - (x/x_0)^2} \right\} + \rho \ddot{Z}(t) \sqrt{x_0^2 - x^2} \text{ -----formula(1)}$$



Solving the formula(1), the distribution of pressure $P(x,t)$ is determined as shown in Fig. 1. Then the impact load can be obtained as an integration of this distribution.

C.1.2 Flowchart

"Height of drop test" can be determined from the flowchart(see Figure 2).

As shown at the left part of the flowchart, in order to estimate the maximum impact load (design load) on a running craft in waves, "ship motion" is analyzed on the wave conditions of the maximum impact acceleration. Then a relative impact speed of the

craft to the surface of the water V_{rm} is determined.

On the other hand, at the right part of the flowchart, when a craft free-falls from certain "drop

*This annex is based on the report of Scantling study committee at JCIO.

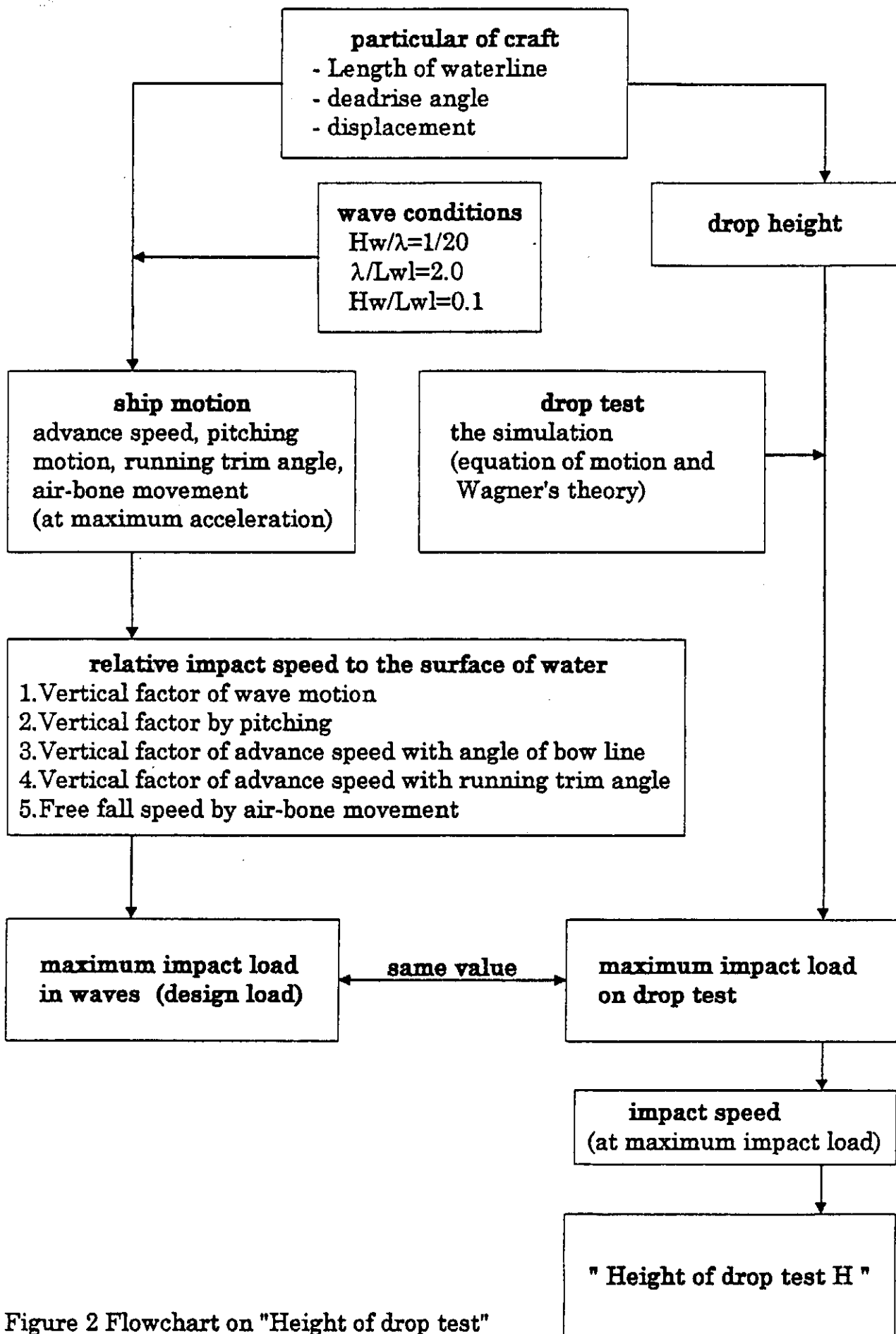


Figure 2 Flowchart on "Height of drop test"

height" into water, using the simulation of Wagner's theory, relative impact speed of the craft to the surface of the water $V_{G_{max}}$, which gives the maximum impact load on a craft, can be calculated.

When $V_{G_{max}}$ is equal to V_{run} , both the maximum impact load in drop test and in waves shall be the same value. In this case, drop height calculated is named "Height of drop test".

C.1.3 Wave conditions

Wave slope (Hw/λ), Wave-length / craft-length ratio (λ/Lwl) and Wave-height / craft-length ratio (Hw/Lwl) are selected as parameters of wave conditions. The parameters are assumed that the impact acceleration on a running craft shall be the maximum value, as follows.

Where Hw is significant wave height and λ is average wave length.

- a. $Hw/\lambda = 1/20$
- b. $\lambda/Lwl = 2.0$
- c. $Hw/Lwl = 0.1$

C.1.4 Relative impact speed

C.1.4.1 Relative impact speed in waves

In accordance with the wave conditions as above, a relative impact speed to the surface of the water is estimated.**

The relative impact speed is given as the sum of the vertical speed as follows.

- ① Vertical factor of wave motion: $V_w = \pi Hw/T$
- ② Vertical factor by pitching : $V_p = 0.025\pi\omega eLwl/2$
- ③ Vertical factor of advance speed with the angle of bow line : $V_b = V_{so} \tan\theta$

Where, V_{so} is a design speed, T is an average wave period, and ωe is an encounter wave frequency, θ is the angle of bow line .

For the craft with a running trim in the planing mode, the vertical factor of advance speed shall be considered.

- ④ Vertical factor of advance speed with a running trim angle : $V_s = V_{so} \tan \tau$

Where τ is running trim angle, and is assumed 4 degrees.

Taking account that a high speed craft may have air-bone movement (jumping) in certain running conditions, the vertical speed is assumed that the craft free-falls from the top of wave to the bottom of wave.

- ⑤ Free fall speed by air-bone movement : $V_z = \sqrt{2gHw}$

In above-mentioned speed elements, the angle of bow line θ can be assumed to be 0 degree by taking account of a relative impact speed to the surface of water at around the center of the hull. When jumping, the craft is assumed to arrive at the bottom of the wave, ①the vertical factor of the wave motion is 0. Therefore, the relative impact speed in waves V_{run} is determined as follow:(see at the left part of flowchart in Figure 2)

$$V_{run} = V_p + V_s + V_z \quad (\text{when jumping})$$

$$V_{run} = V_w + V_p + V_s \quad (\text{when non-jumping})$$

**according to this concept, "Rules for High-Speed Craft" of the Japanese Ministry of Transport requires the design bottom pressure

C.1.4.2 Relative impact speed in drop test

When a craft free-falls from any height to surface of water, the motion of the craft is calculated by the following simulation formula using Wagner's theory;

$$\begin{cases} \frac{W}{g} \ddot{Z} = W - F \dots \text{equation of motion} \\ F = 2L_w \int_0^{x_0} P dx \dots \text{impact load} \\ P = \frac{1}{2} \rho \dot{Z}^2 \left\{ \frac{\pi}{\beta \sqrt{1 - (x/x_0)^2}} - \frac{(x/x_0)^2}{1 - (x/x_0)^2} \right\} + \rho \dot{Z} \sqrt{x_0^2 - x^2} \dots \text{impact pressure (Wagner's formula)} \\ \left(\frac{W}{g} + f_1(x)x_0^2 \right) \ddot{Z} = W - f_2(x)x_0 \dot{Z}^2 \dots \text{simulation formula} \end{cases}$$

The response to the impact acceleration calculated by the simulation is shown in Figure 3, where it is assumed that the crafts ($L_w=4m$, $W=1,400kg$, $\beta=10, 20, 30$ degrees) free-fall from 1.5m height. In Figure 3, each curve of the impact acceleration has the maximum value, which is shown as black point. For the relative impact speed, black points in Figure 4 mean the relative impact speed where the impact acceleration is the maximum value. In Figure 4, it is understood that the relation between the landing speed V_0 and the relative impact speed V_{Gmax} (which is shown as black point) is almost $V_{Gmax}=0.83*V_0$. Moreover, this relation is independent of deadrise angle β , L_w , W and H .

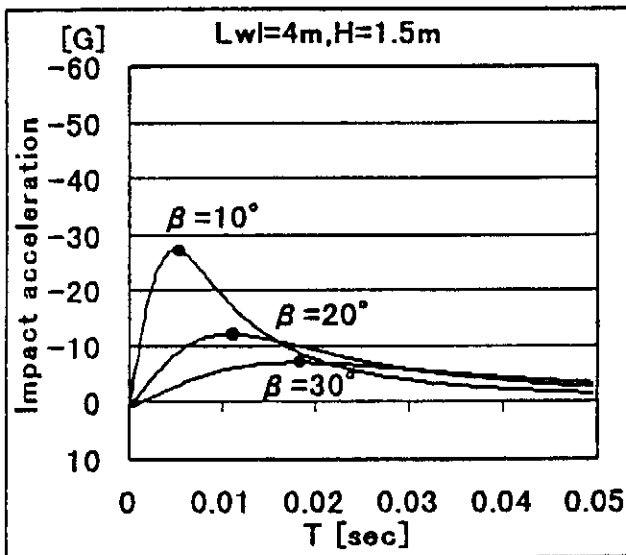


Figure 3 Response to impact acceleration in drop test

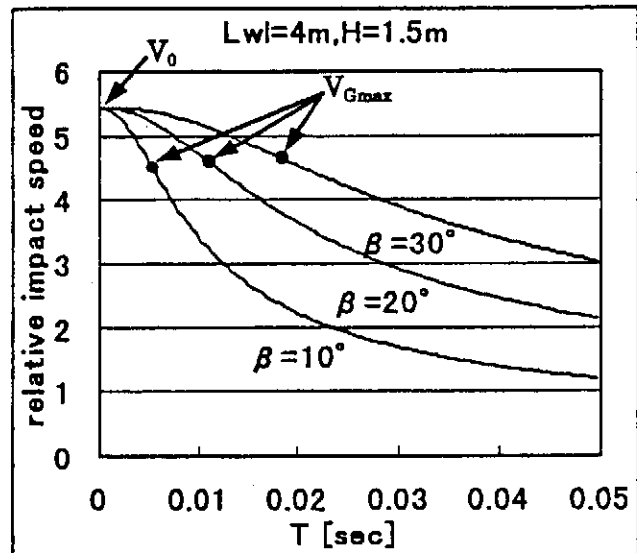
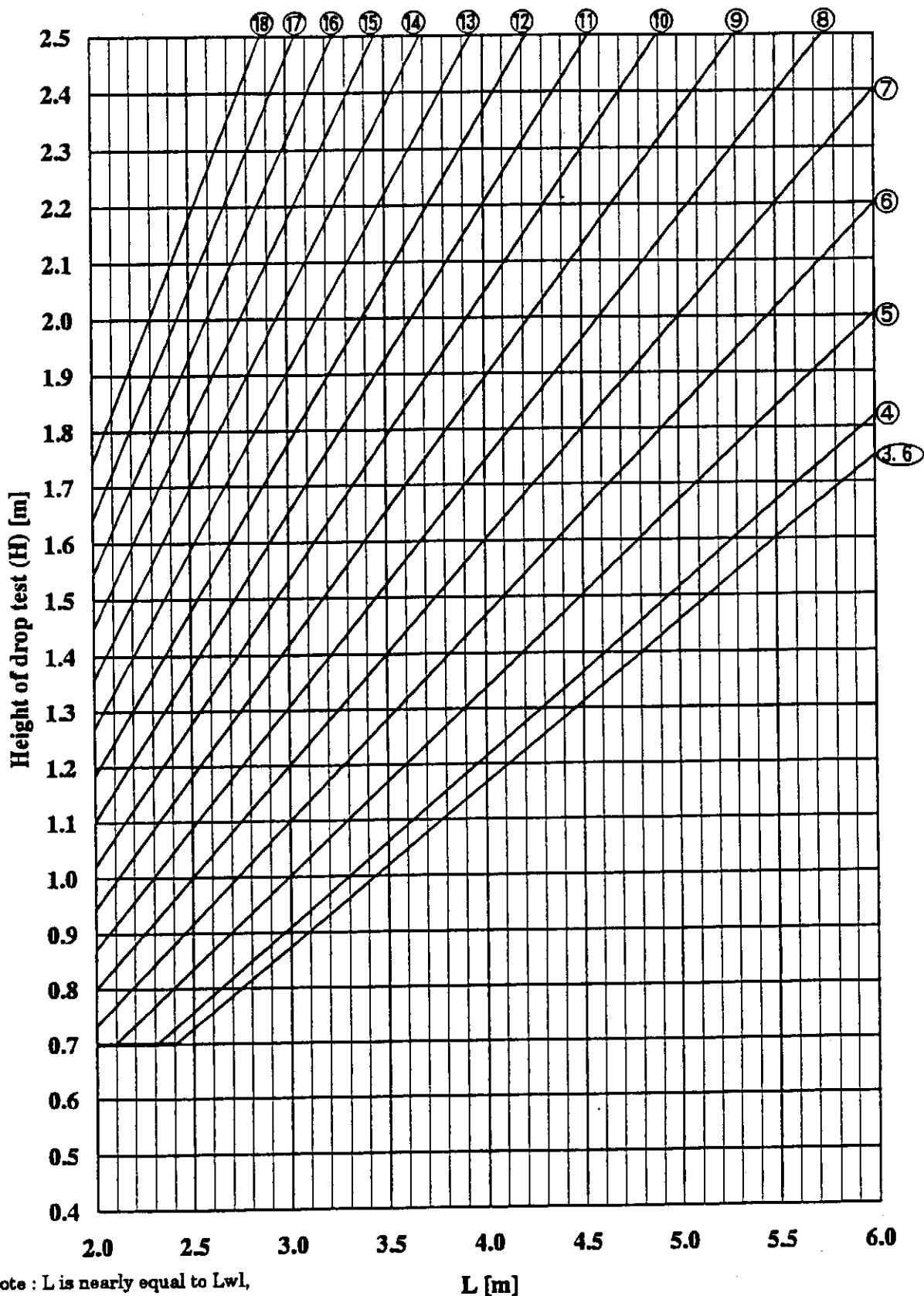


Figure 4 Response to relative impact speed in drop test

C.1.5 Determination of "Height of drop test"

In order to align the maximum impact load in drop test with that in waves, the relative impact speed at the maximum impact load in drop test V_{Gmax} shall be determined as the relative impact speed V_{run} given in C.1.4.1. In this case, the landing speed $V_0 (=V_{Gmax}/0.83)$ can be calculated, and drop height H can be calculated by $V_0 = \sqrt{2gH}$. The drop height H which is calculated in such a way is named "Height of drop test". (see Figure 5)

⑪ : numbers shown speed length ratio v/\sqrt{L} [knot/ \sqrt{m}]



Note : L is nearly equal to L_{wl} ,
 V means V_{so} in C.1.4.1,
 V_{run} is determined as V_{run} (when jumping) described in C.1.4.1.

Figure 5 Height of drop test

C.1.6 Verification of the flowchart by experiment (undergoing validation)

For the left part of the flowchart in Figure 2, evaluation of the wave conditions, the relative impact speed and the maximum impact load are being done by comparing the results of experiment performed in 1999 at Ship Research Institute(JMOT).

In addition, at the right part of the flowchart in Figure 2, the relative impact speed and the maximum impact load by the simulation are also undergoing validation.

C.2 Verification of "Height of drop test" by experiment

Drop test is to be carried out at the same impact load as acting on a running craft in waves. In order to verify the "Height of drop test" in C.1.5 the experimental data of the impact acceleration(impact load) are compared between drop experiment and seakeeping trial as follows.

C.2.1 Outline of the experiments

Experiments were carried out for two small crafts(aluminum alloy craft with $Lwl=2.96m$, and FRP craft with $Lwl=3.90m$), in order to measure vertical acceleration of the crafts, bottom pressure and so on. In seakeeping trial, those data were measured at fully loaded condition with various craft speed. The conditions of seakeeping trial were shown in Table 1.

Table 1 Conditions of seakeeping trial

	Lwl (m)	W (kg)	β (deg)	running conditions	
				V/\sqrt{Lwl}	Hw/Lwl
aluminum alloy craft	2.96	345.6	13	3.49 - 7.96	0.06 and 0.13
FRP craft	3.90	1106.5	17	9.52 - 12.6	0.12 and 0.25

On the other hand, in drop experiment those data were measured at fully loaded condition with various drop height.

C.2.2 Verification of "Height of drop test"

"Height of drop test" is verified by comparing the data of vertical acceleration at center of gravity(ncg) between "drop test" and seakeeping trial.

Where, the ncg on "drop test" is the value estimated from measured data in drop experiment.

The comparison for the aluminum alloy craft is shown in Figure 6. Jumping motion was not observed during seakeeping trial, when significant wave height was 20cm and 40cm. As above mentioned, "Height of drop test" is considered jumping of craft. So ncg on "drop test" is quite greater than ncg in seakeeping trial.

In Figure 6, the fine line shows the ncg on "drop test" which is calculated by V_{run} when non-jumping. As shown in the figure, the ncg on "drop test" when non-jumping is almost as same as that in seakeeping trial.

Similarly, the comparison for the FRP craft is shown in Figure 7. Jumping motion was observed during seakeeping trial, when significant wave height was 50cm and 1m. As shown in the figure, the ncg on "drop test" when jumping is almost covering that in seakeeping trial.

Consequently, it is considered that "Height of drop test" in C.1.5 is sufficient height to estimate the

maximum impact load as acting on a running craft in waves.

Where, the ncg in seakeeping trial is average 1/1000 of the highest accelerations.

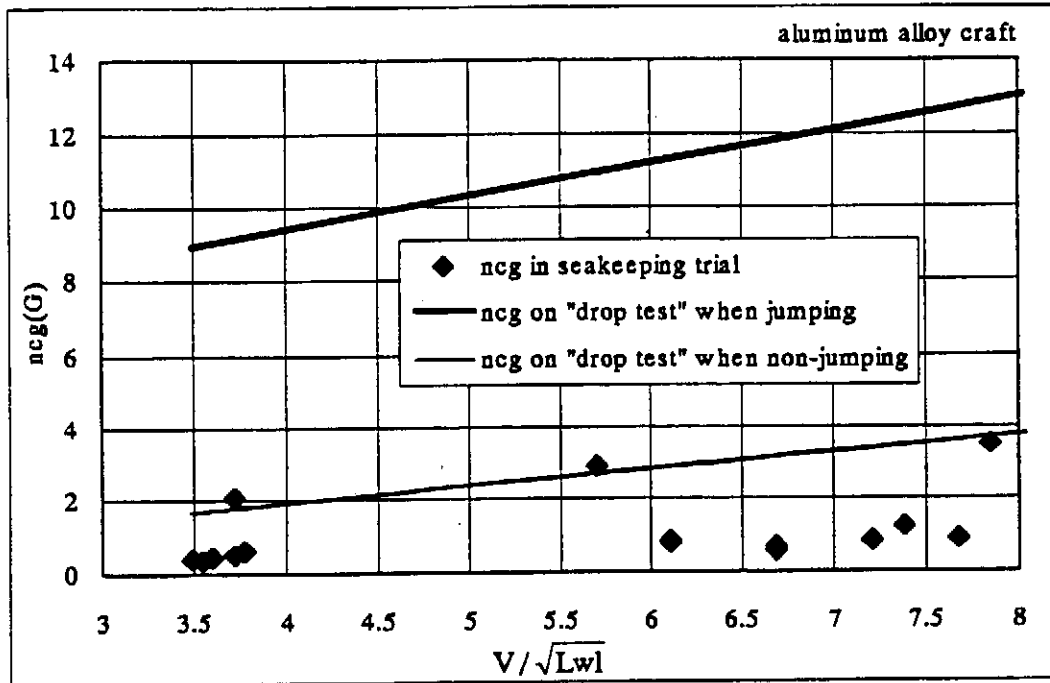


Figure 6 Verification of "Height of drop test" by experiment (for aluminum alloy craft)

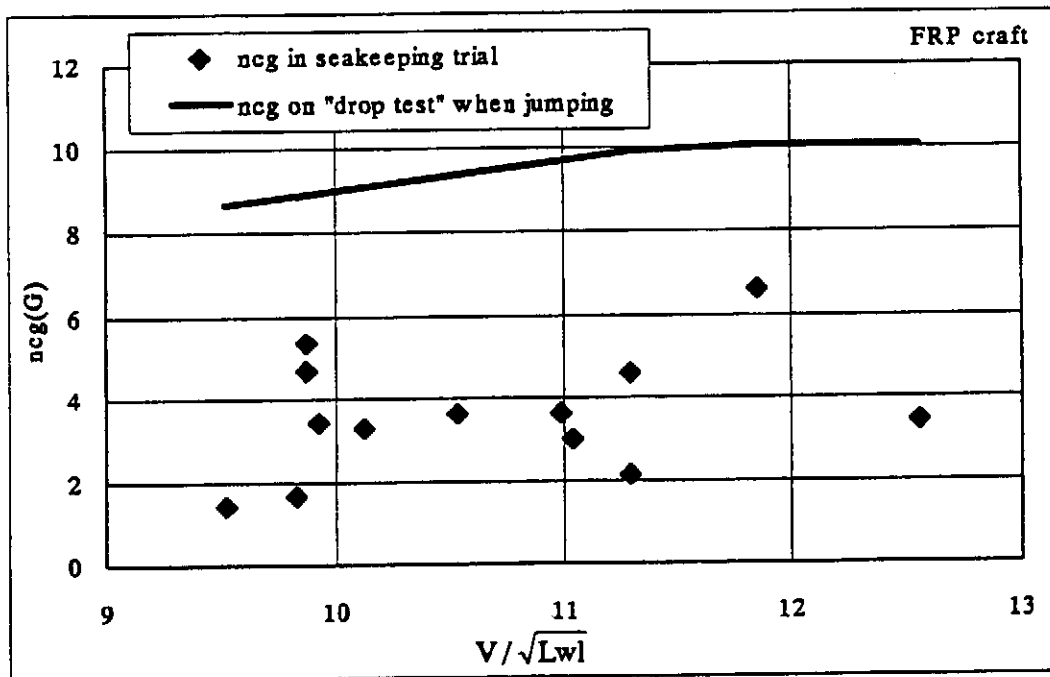


Figure 7 Verification of "Height of drop test" by experiment (for FRP craft)

C.3 Comparison with ISO standard

In order to demonstrate the validity of drop test, following points are considered by comparison with the ISO standard.

C.3.1 Bottom pressure

Figure 8 shows the comparison of the bottom pressure between "drop test" and ISO draft for the aluminum alloy craft. As shown in the figure, the value of "drop test" is covering that of ISO draft.

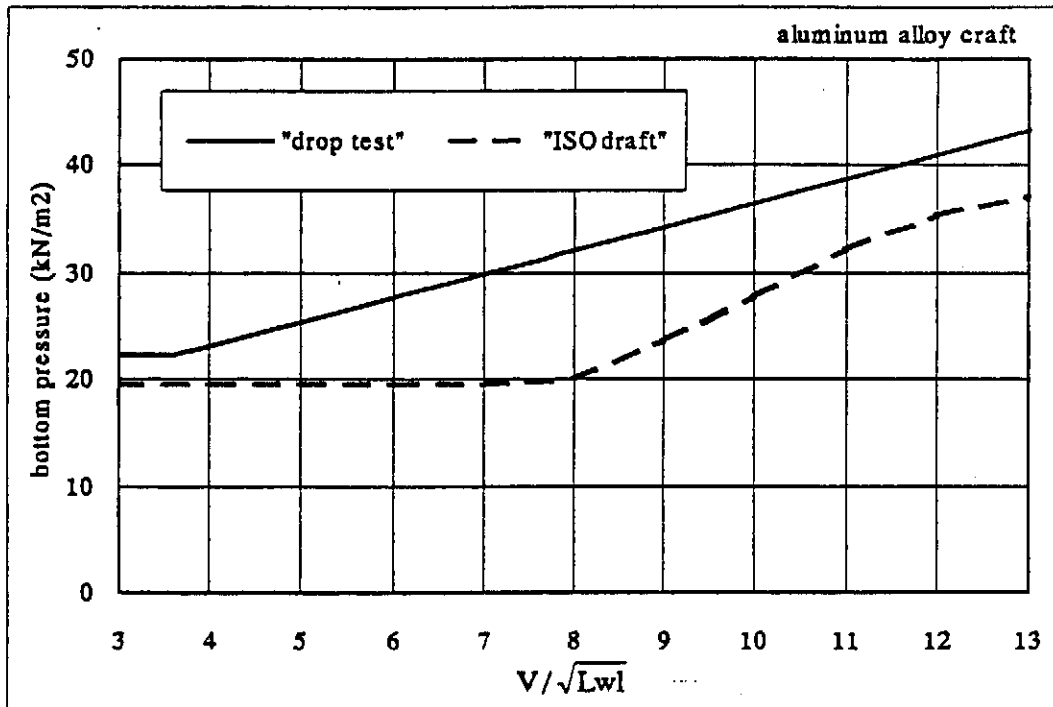


Figure 8 Comparison of the bottom pressure (for aluminum alloy craft)

C.3.2 Side pressure

As any craft, which was passed the drop test, has not been found defects for side scantlings, the strength of side scantling is considered to be covered by the actual drop test.*

* This theoretical back-ground is undergoing validation.

C.3.3 Safety margin

In this ISO standard the safety margin is included in design stress for material, on the other hand, in "drop test" the safety margin is included in the maximum impact load(design load) as shown in the Figure 8 in C.3.1.

C.3.4 Fatigue

As the method of determining scantling in this ISO standard is not considered the fatigue, in drop test it's not necessary to consider the fatigue but sufficient to drop only one time.

C.4 Scope

The drop test applies to monohull motor craft for design category C and D, fulfilling all of the followings;

- less than 6m length
- single skin
- without deck

C.5 Method

A craft shall be released one time from the hight given in Figure 5 in C.1.5 as following test condition.

test condition

- Height of drop test is the vertical distance from water level to keel of the craft, given in Fig 5 in accordance with values of L and V. Where L is L_{wl} or L_h in m, V is the maximum speed at fully loaded condition in knots, to be formally declared by manufacturer.
- Displacement mass is at fully loaded condition. Where vulnerable items such as engines, crew and so on may be replaced with an appropriate mass.
- Trim should be set so that the keel line is parallel to water level.

C.6 Judgement

- As a result of visual inspection, there shall be no defects such as permanent deformation, crack, and separating of FRP at the hull and frame of inside and outside of the craft.
- Especially be carefully checked the area where gelcoat cracks. (only the cracks of gelcoat is accepted.)

Experiment on a running craft in waves performed at Ship Research Institute

JCIO Structure Study Committee

1. Introduction

JCIO has presented the technical report titled « Annex C « Drop Test », as an informative », which is based on the co-operative technical research between JCIO and Ship Research Institute (JMOT). In the report, height of drop test is determined by the relative impact speed between running craft and surface of water. In order to supplement technical rationality of the theory of drop test, Ship Research Institute has done the experiment including validation of the flowchart on « Height of drop test » described in the report. This is the summary of experiment performed at Ship Research Institute.

2. Experiment

The principal particulars of pleasure boat and quarter size model are shown in Table 1. Model ship is typical planing boat in Japan, with V-bottom. The experiment was carried out in a towing tank of 400 m long. The model was towed ahead to the regular wave. The speed of model and wave conditions (λ ; wave length and H_w ; wave height) were varied as shown in Table 2. Not only acceleration, impact pressure, strain, and movement of the model but also wave-height, velocity and trim of the model are measured in each experiment. (Table 3 and Fig. 1)

3. Relative impact speed

3-1. Definition

In the technical report « Drop test », « relative impact speed » is defined as relative vertical speed between ship body and surface of water, when impact acceleration shows maximum value. (That instant is named « t_{max} » in this report) The velocity and the acceleration means the data at the centre of gravity of the ship.

As shown in Fig. 2, relative impact speed in the experiment can be obtained as follows ; (The procedure from a) to e) is shown in Fig. 2)

- a) Select heaving movements (bow and stern) in some range when impact acceleration shows the maximum value during the experiment.
- b) Calculate heaving movement at the centre of gravity of the model

- (ddcg), using heaving movements (bow and stern) as above.
- c) Approximate ddcg in a polynomial expression
 - d) Differentiate the polynomial expression and obtain the vertical velocity at the centre of gravity.
 - e) Determine V_{cg} at the point when impact acceleration shows the maximum value. (t_{max})
 - f) Calculate trim angle τ using heaving movements (bow and stern) at t_{max}
 - g) Using the measured value of wave-height, calculate the vertical velocity (VEHWcg) of the regular wave at the center of gravity of the model at t_{max} .
 - h) The relative impact speed at t_{max} shall be obtained as the summation of e)-g) (V_{so} means advance speed of model);
- $$V_{run} = V_{cg} + V_{so} \cdot \tan \tau - VEHW_{cg}$$

3-2. Comparison between calculation and experiment

Fig.3 shows comparison between calculated value and experiment value. Experiment value is obtained by the procedure as above. Calculated value is obtained by the procedure described in the technical report C.1.4.1, such as

$$V_{run} = V_p + V_{so} \tan \tau + V_z \text{ (when jumping)}$$

But in this Figure, V_p is supposed zero, because measured point is the center of gravity, where pitching motion is negligible. Further, jumping height and trim angle τ are simulated as actual condition of the experiment.

As shown in Fig.3, calculated value is quite similar to experiment one. The hypothesis in which relative impact speed is divided into 5 factors quite well explains the actual condition in various parameters of wave condition and ship velocity.

3-3. Comparison between stipulated value and experiment

Fig.4 shows comparison between stipulated and experiment value.

Stipulated value drawn in straight line is obtained from same procedure of calculated value as described in 3.2, but using the wave condition and trim angle τ stipulated in the previous technical report (C.1.3), as follows ;

$$H_w / \lambda = 1/20$$

$$\lambda / L_{wl} = 2.0$$

$$H_w / L_{wl} = 0.1$$

$$\tau = 4 \text{ deg}$$

Experiment value is obtained from the same procedure of 3.2. Because

the value in the same ship speed varies in accordance with λ/Lwl and Hw/Lwl , the mark \bigcirc in Fig.4 means the maximum and the minimum value in the same ship speed respectively. In addition, experiment values in low speed ($V/L^{0.5} < 7$) are plotted for reference.

As shown in Fig.4, stipulated values contain all of the experiment values. We could reach the conclusion that the wave condition and the ship motion stipulated in the previous technical report is appropriate for evaluating actual relative impact speed including safety margine.

4. Impact acceleration

4.1 Introduction

From the comparison between experiment value and calculated values, we could arrive the rationallity of Flowchart on «Height of drop test» described in our previous technical report. We would like to advance the consideration for impact acceleration.

4.2 Relation between relative impact speed and impact acceleration

As shown in Fig.1, the accelerations of model ship at center of gravity are also measured in the experiment. The relation between relative impact speed and impact accerlation is shown in Fig.5, where both of these values are obtained from experiment. Obviously, there is a mathematical relationship between impact speed and impact acceleration in Fig.5. Using the approximate equation obained from Fig.5, it is possible to estimate impact acceleration of running craft in waves.

4.3 Distribution of the impact acceleration

In this experiment, we have also obtained the distribution of the impact acceleration as shown in Fig. 6-1, which demonstrates the impact acceleration at the bow point of the ship is as nearly 2 times as that at the center of gravity. ($Fn = 0.75 \sim 2.2$ i.e. $V/L^{0.5} = 4.5 \sim 13.4$) This consequence is quite similar to the experiment using full-scale model as shown in Fig. 6-2.

4.4. Comparison between stipulated value and experiment

Fig.7 shows comparison between stipulated and experiment value.

Stipulated value is obtained from the relative impact speed described in 3.3, using the approximate equation shown in Fig. 5. Considering the distribution of the impact acceleration from bow to stern of the model, stipulated value is quite appropriate to evaluate acutual impact acceleration of the model in any running codition.

5 Drop test and running craft

In our previous technical report, we have already presented the way how the height of drop test shall be determined. (C.1.5)

In case of full-scale craft, as L_{wl} is about 7.0 m, if $V/L^{0.5}$ is greater than 8, the height of drop test shall be 2.5 m. (see Fig.5 « Height of drop test » in our previous technical report) As landing speed of full-scale craft is 7 m/sec in drop test, relative impact speed shall be about 5.81 m/sec. Then, as shown in Fig.8, impact acceleration shall be estimated (max. value is nearly 13.5 G, for the full-scale craft) using the approximate equation described in 4.2.

6 Conclusion

1) Dividing the vertical speed into 5 factors described in our previous technical report, C.1.4.1 explains quite well actual relative impact speed .

2) Wave conditions stipulated in our previous technical report, such as

$$H_w/\lambda = 1/20$$

$$\lambda/L_{wl} = 2.0$$

$$H_w/L_{wl} = 0.1$$

are appropriate to contain any actual condition.

3) We could present the rationality of « Flowchart on Height of drop test » described in our previous technical report.

4) Considering the distribution of impact acceleration, impact acceleration acting on ships during drop test is reasonably estimated maximum impact acceleration for running craft in waves.

5) The safety margine of the impact acceleration determined by the drop test is so appropriate that all the ship passed the drop test has not been found any fault due to the strength of scantling.

6) On the whole, as «drop test», which has been applied to many types of small craft, is based on theoretical background, it is appropriate to remain in the ISO standard as an « informative ».

Table 1 principal particular of ship and model

		ship	model
Lh	[m]	8.5	2.13
Lwl	[m]	7.05	1.76
Bh	[m]	2.7	0.68
Bc	[m]	2.21	0.55
D	[m]	1.31	0.33
Δ (full)	[kg]	3225	50.39

Table 2 experiment condition

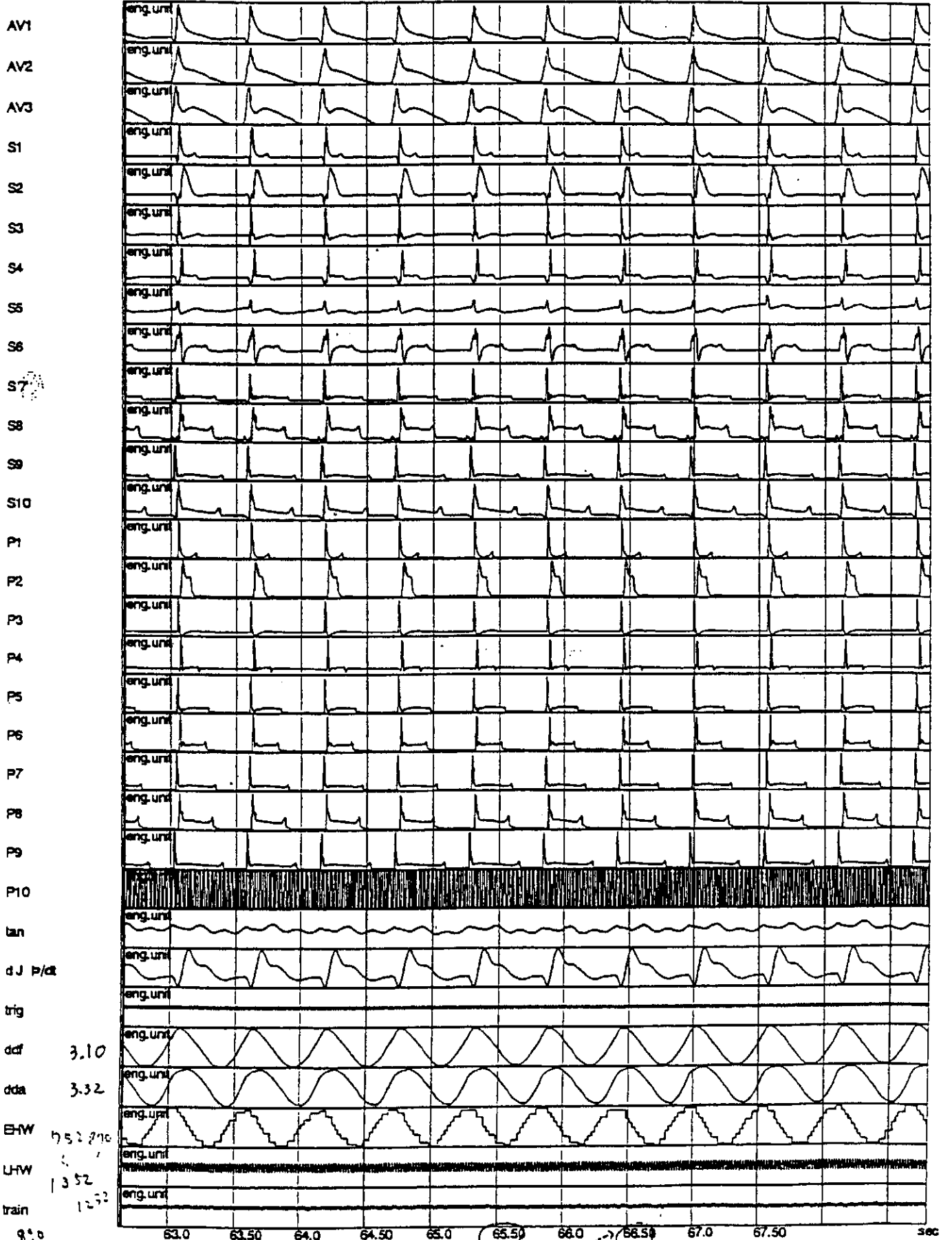
wave	λ/Lwl	0.75	-	6.0
	Hw/Lwl	0.02	-	0.11
velocity	Fn	0.5	-	2.2
	(V/\sqrt{Lwl})	(3.0	-	13.4)
	(Vship[knot])	(8.1	-	35.6)

Table 3 measurement items

model	acceleration	3 points
	pressure	10 points
	strain	10 points
	heave movement	2 points
miscellaneous	- trim - wave-height - ship-velocity	

Fig. 1

Data File : E:\hirakata\H10JCI . c# t i 9110 91', c# a t -r i 9w433_n.bin
 Sample Rate : 3000.0 samples/sec
 Channel Mode : 31



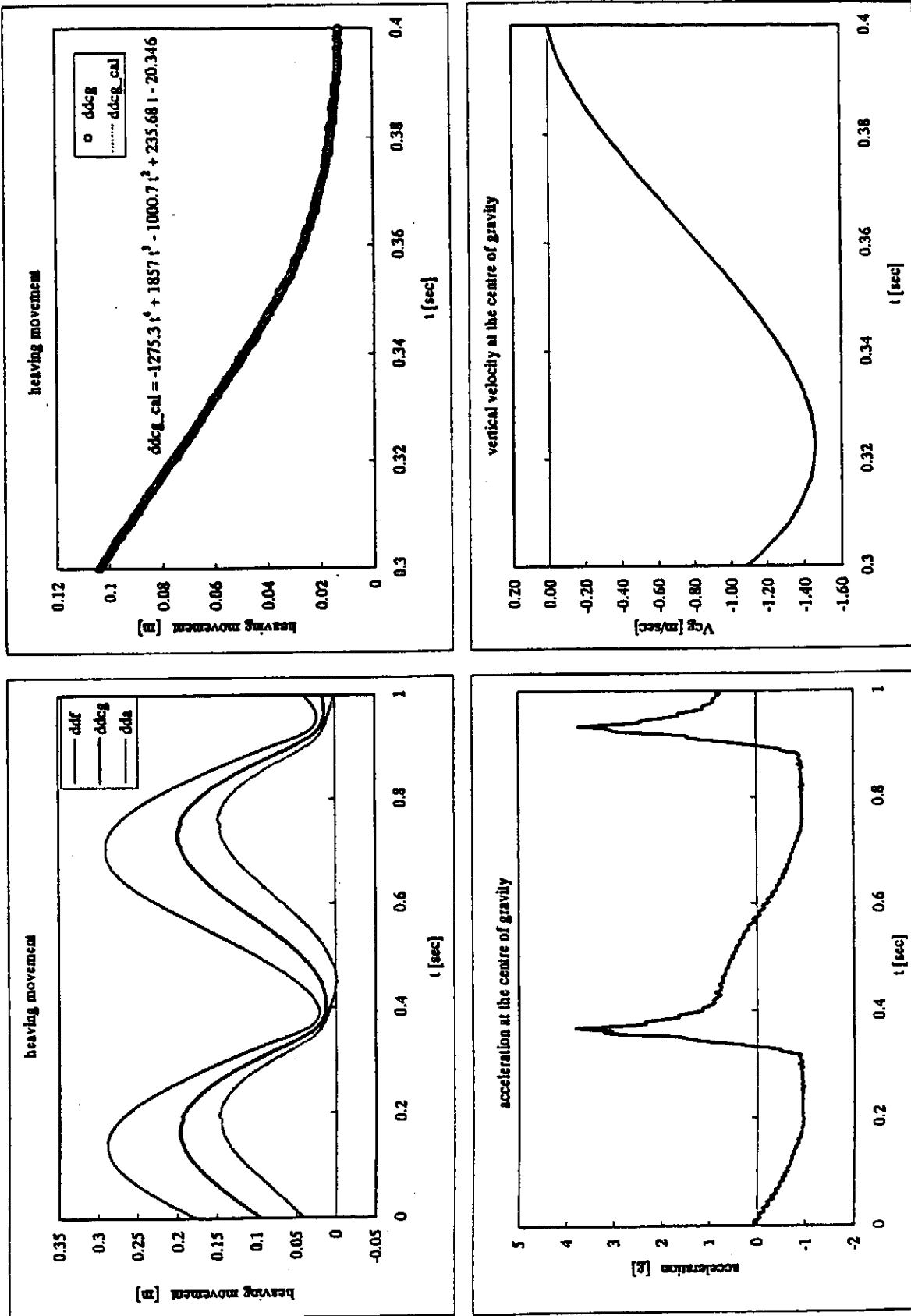


Fig. 2 procedure for determining a vertical velocity at the center of gravity of the model

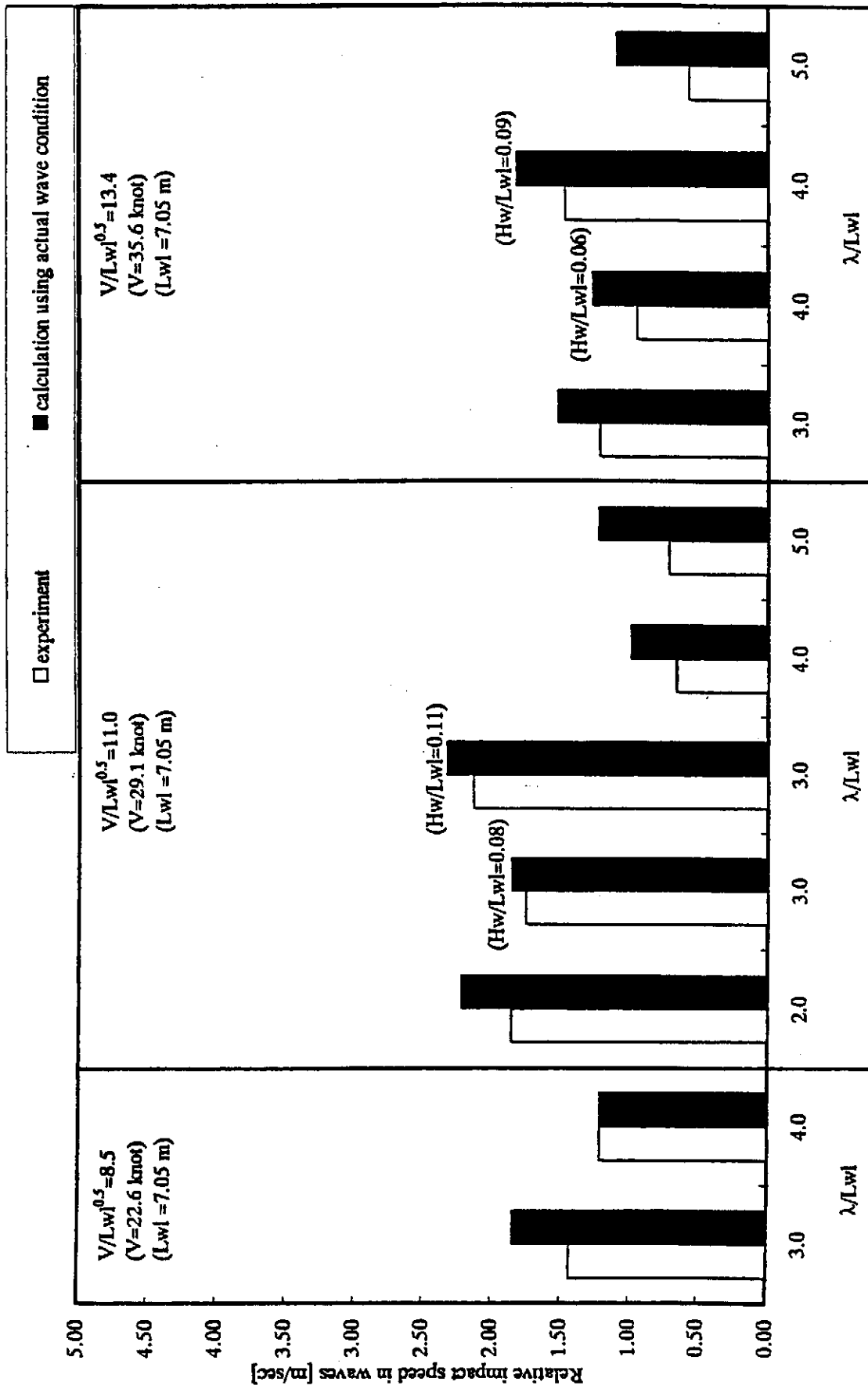


Fig.3 comparison of relative impact speed between experiment value and calculated one using actual wave condition

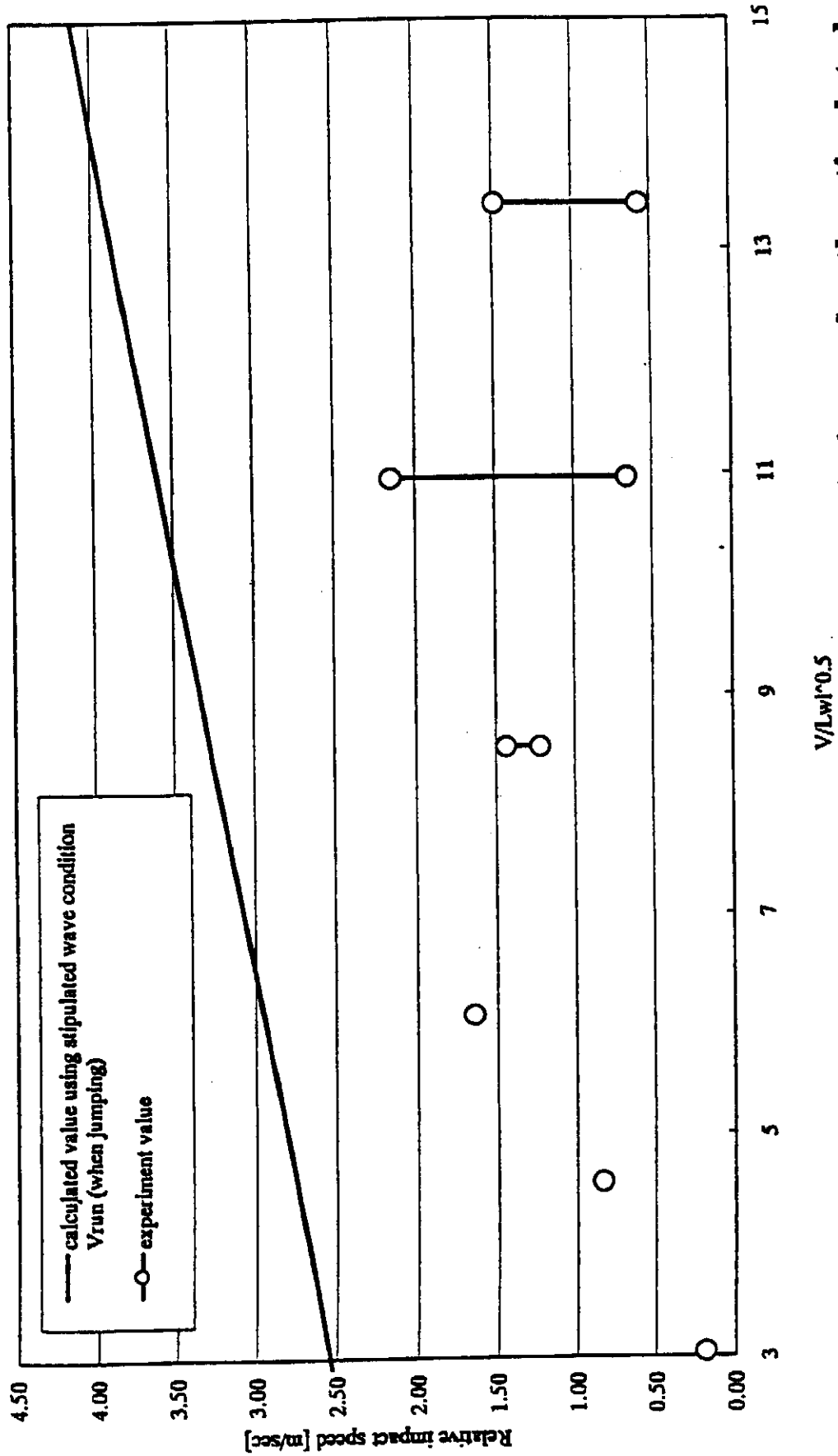


Fig. 4 : relative impact speed in experiment and in calculation under the stipulated condition

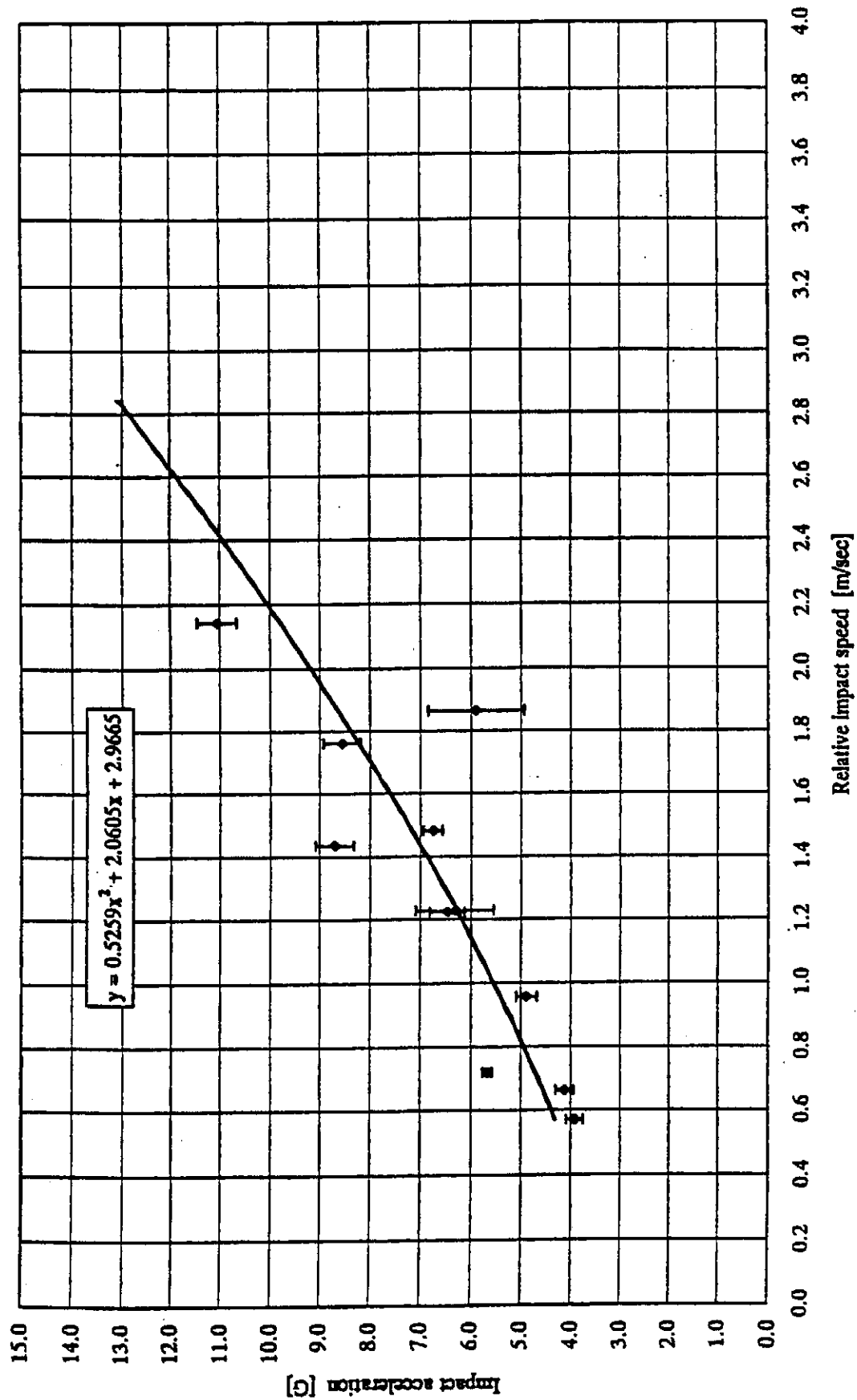


Fig. 5 relation between relative impact speed and impact acceleration at the center of gravity

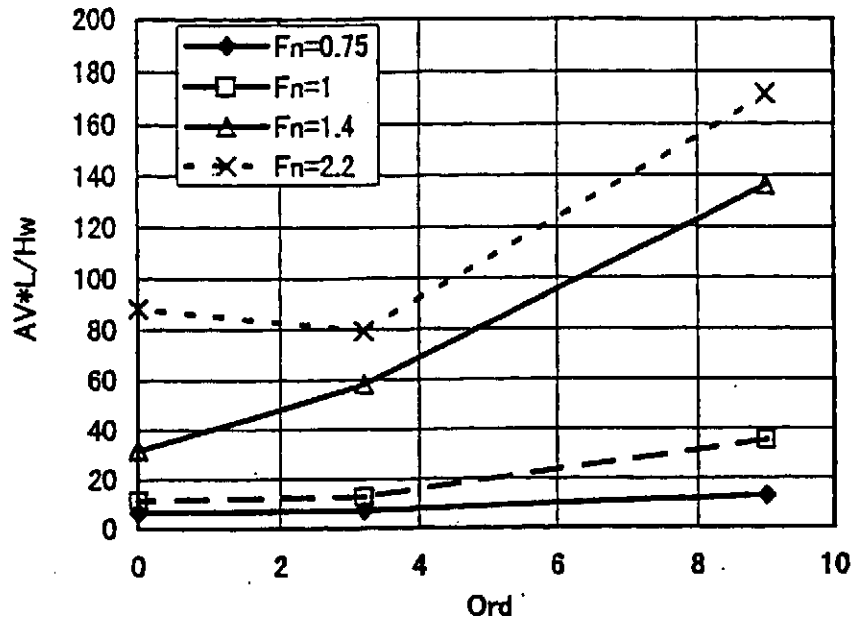


Fig 6-1 : distribution of impact acceleration for model

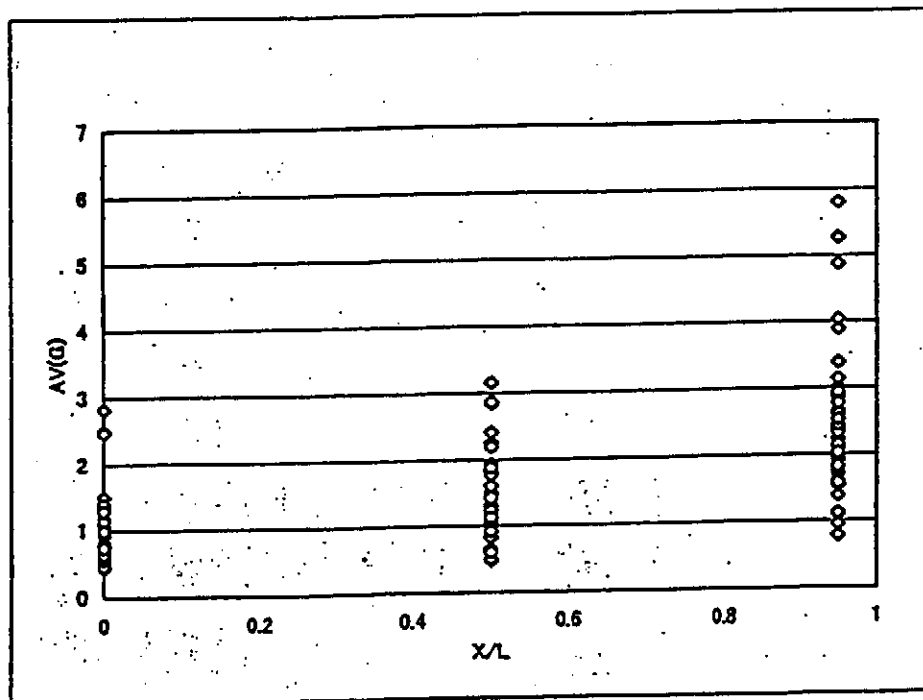


Fig 6-2 : distribution of impact acceleration for full-scale craft

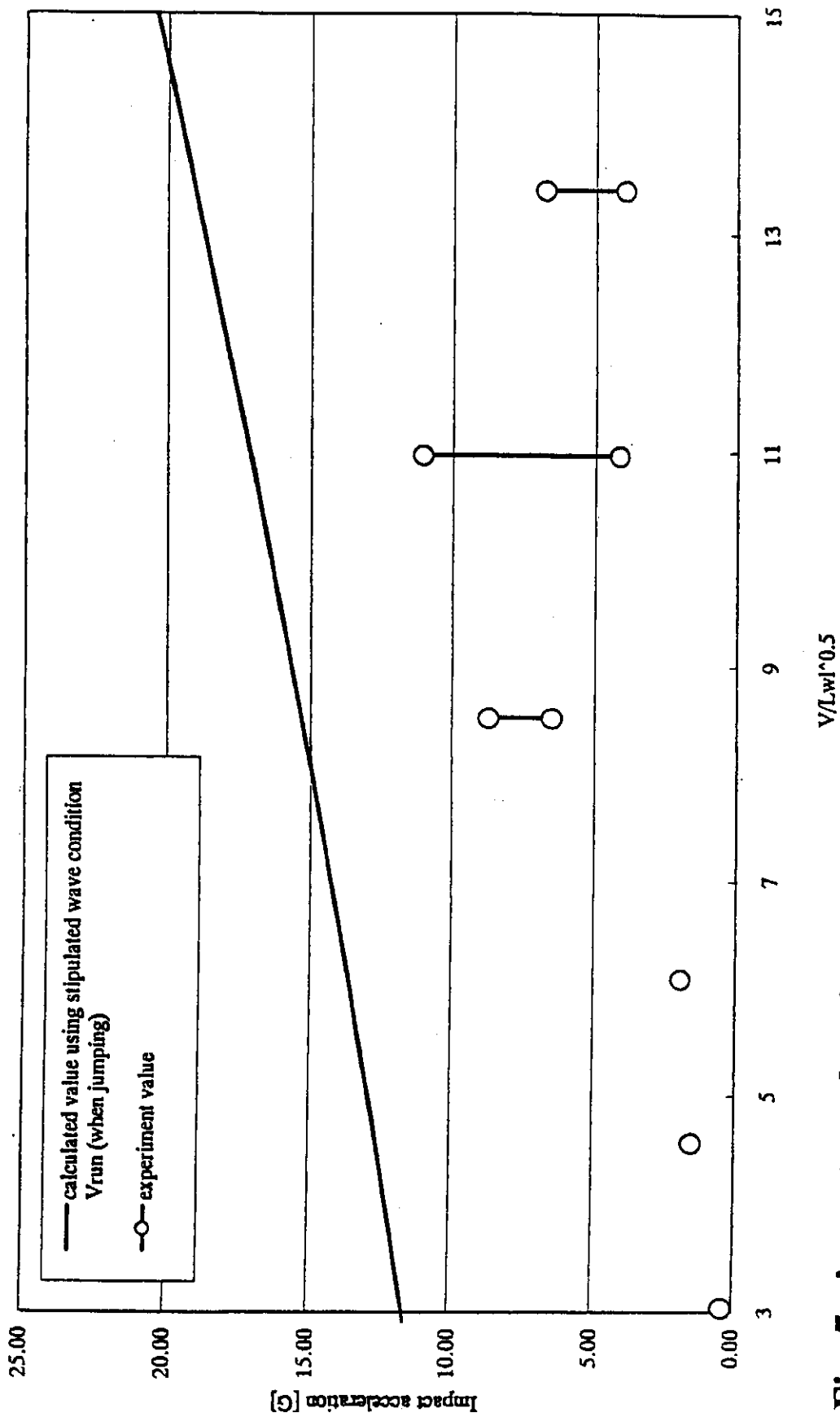


Fig. 7 : impact acceleration in experiment and in calculation under the stipulated condition

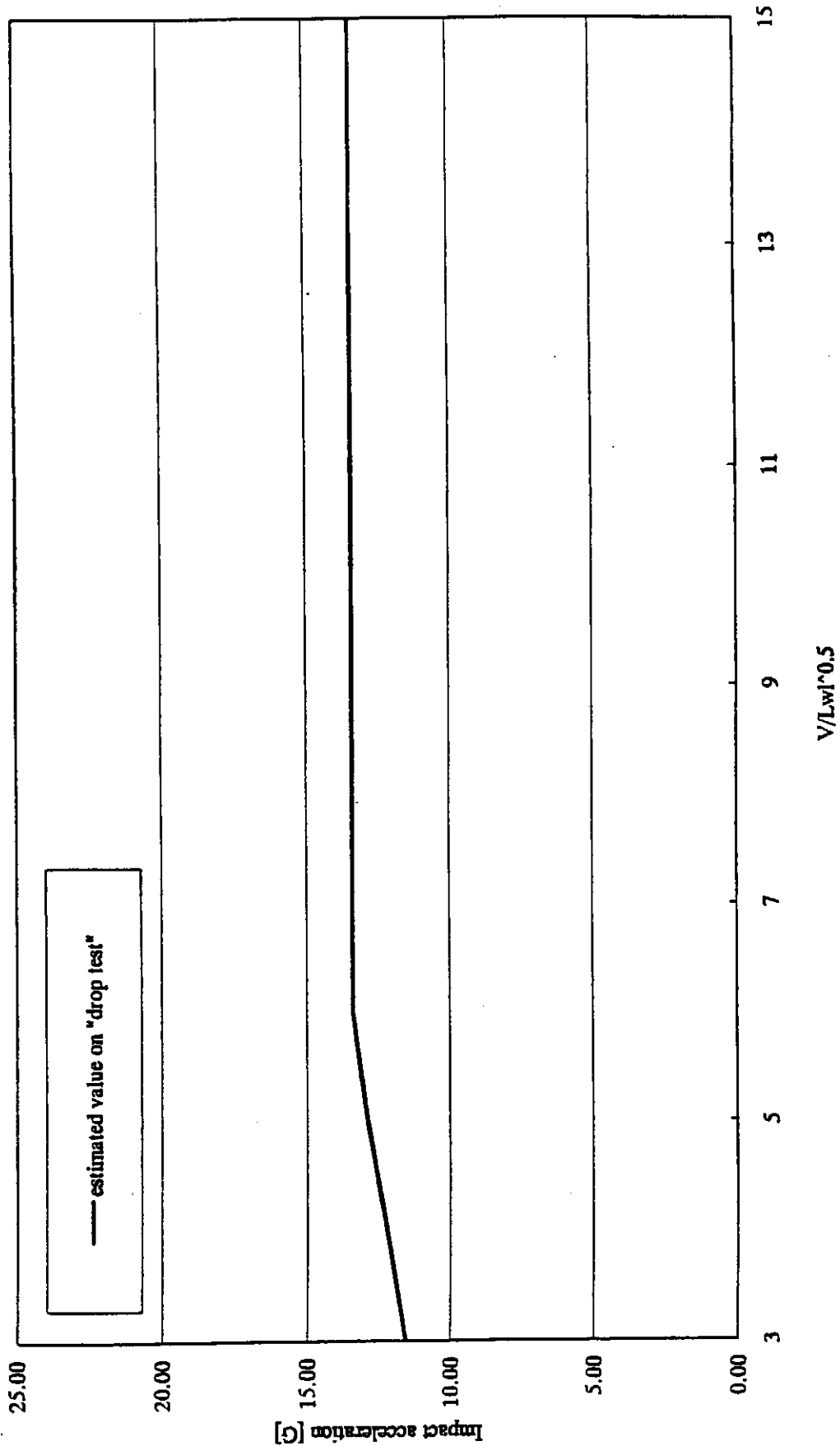
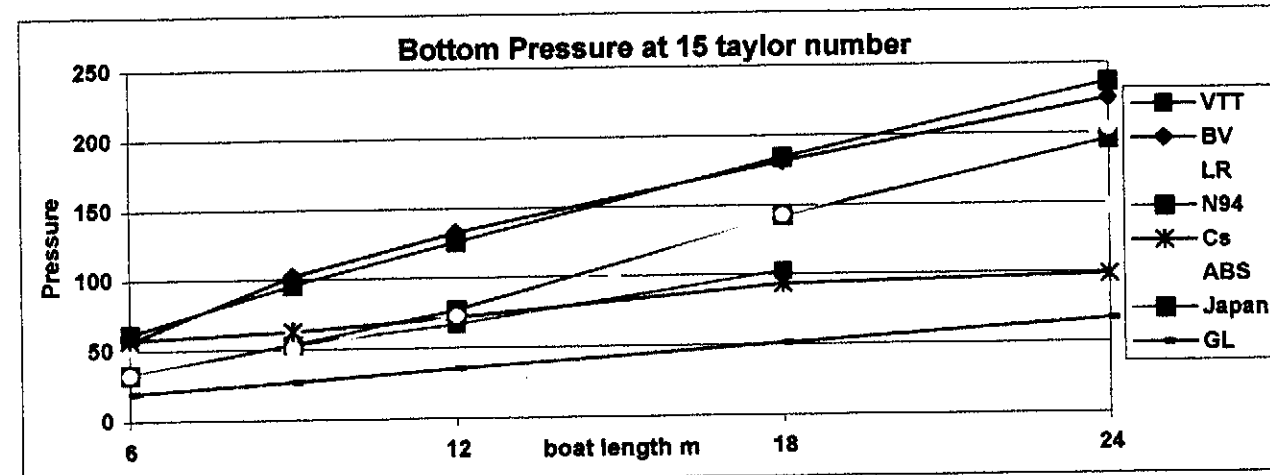
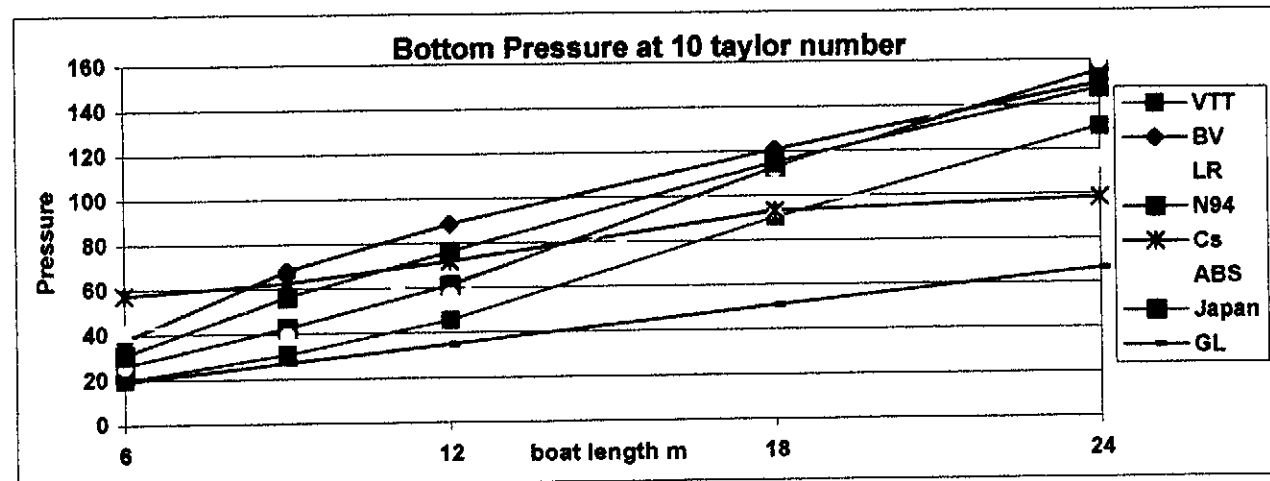
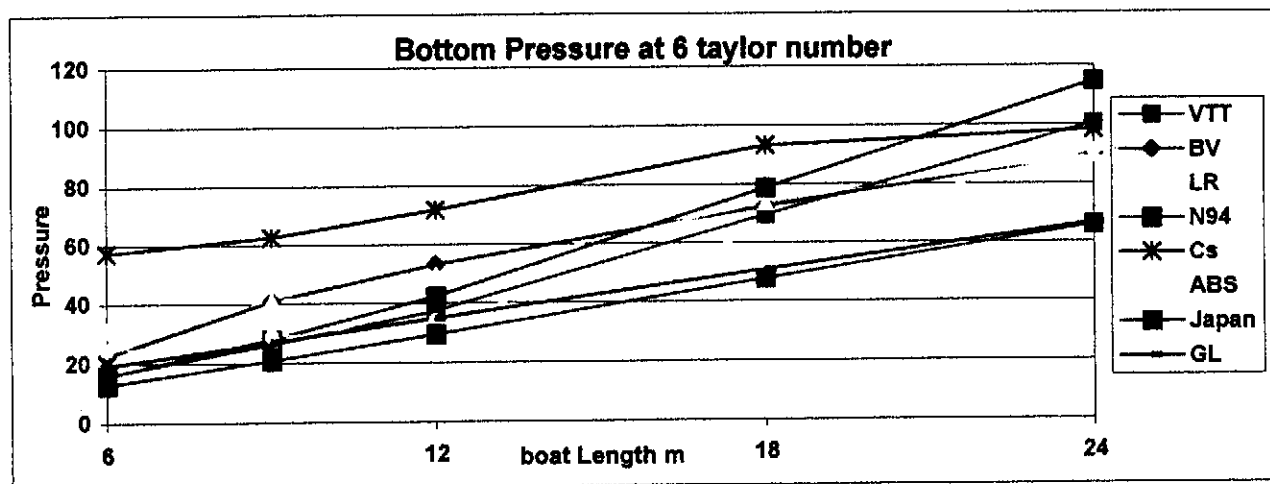
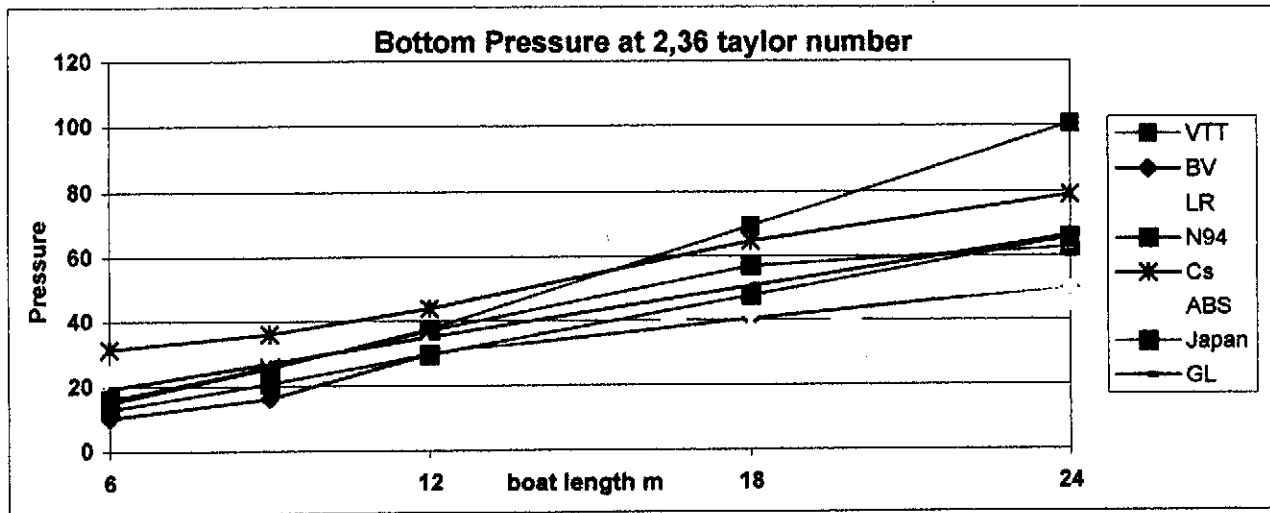
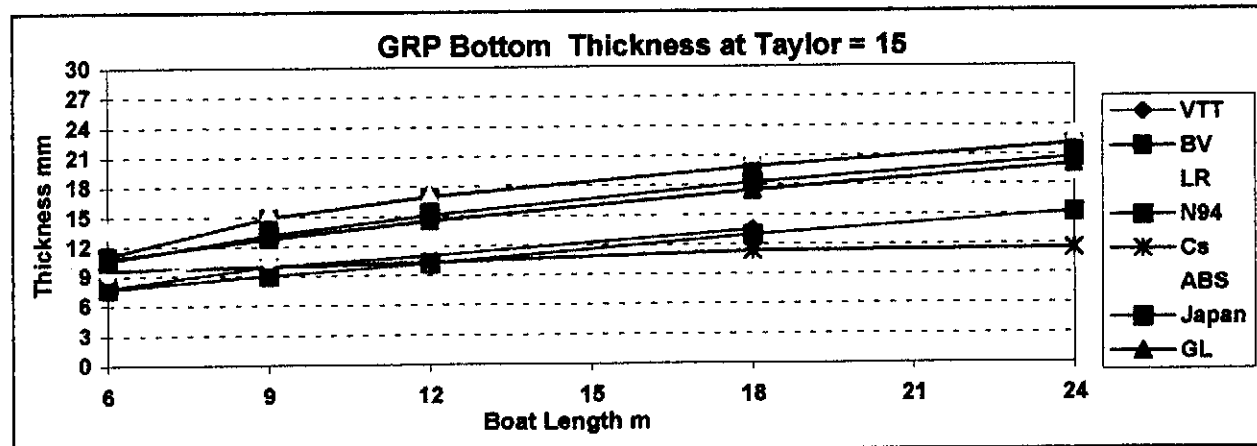
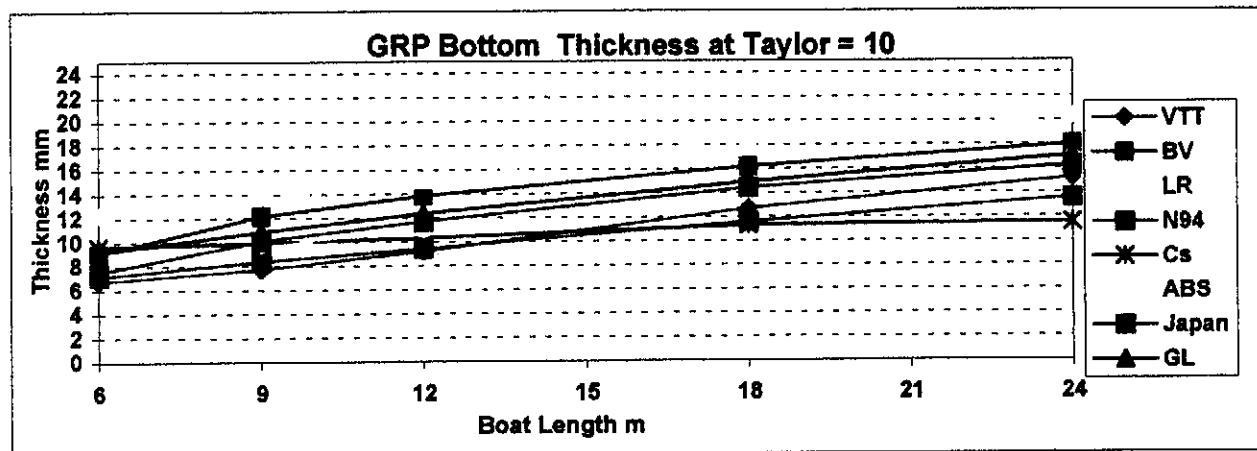
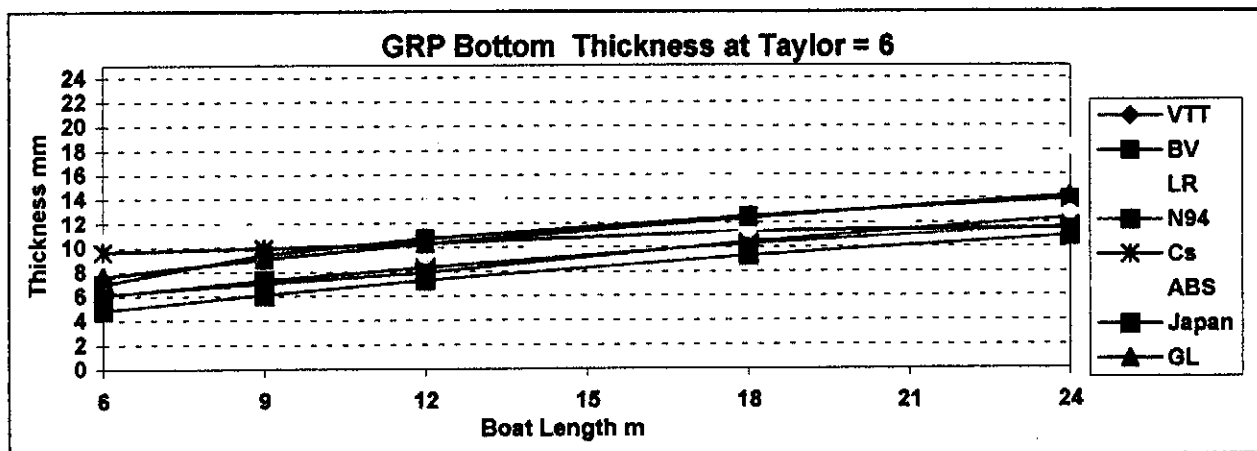
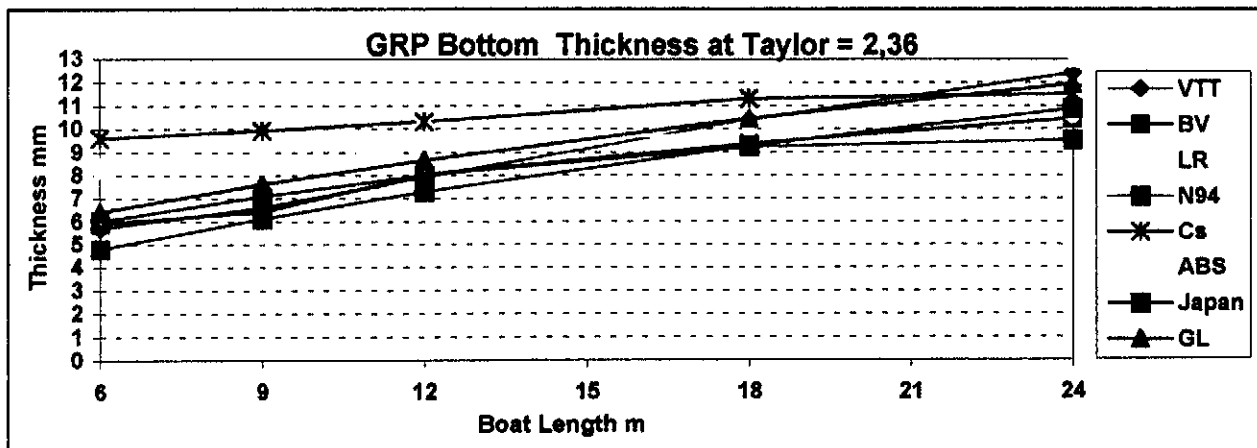


Fig. 8 : estimated value of acceleration on "drop test" for full-scale craft







ISO/TC 188 WG 18 Scantlings Standard Boats

Planing Mode						
Parameter	Unit	Craft No.: P#				
		1	2	3	4	5
L_{max}	m	6.0	9.0	12	18.0	24
L_{wd}	m	5.7	8.5	11.4	17.1	22.8
v	knots	35	35	35	35	35
Λ	kg	1750	4000	8000	25700	53000
B_{max}	m	2.36	3.14	3.86	5.15	6.31
B_c	m	1.9	2.53	3.1	4.5	5.7
D_{max}	m	1.2	1.67	2.12	2.88	3.79
β	degrees	15	15	15	15	15
τ	degrees	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
k_w	Nondim					
k_l	Nondim	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
s	mm	400	400	400	400	400
l	mm	1500	1500	1500	1500	1500
Category	-	A	A	A	A	A
T	m	0.50	0.68	0.85	1.16	1.44

Displacement Mode						
Parameter	Unit	Craft No.: D#				
		1	2	3	4	5
L_{max}	m	6.0	9.0	12.0	18.0	24.0
L_{wd}	m	5.1	7.7	10.2	15.3	20.4
Λ	kg	1660	3.6	7300	22000	50000
B_{max}	m	2.21	2.9	3.8	4.8	5.5
B_{wd}	m	1.9	2.5	3.1	3.87	4.57
T_{cruise}	m	0.52	0.58	0.69	1.11	1.52
k_w	Nondim					
k_l	Nondim	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
s	mm	400	400	400	400	400
l	mm	1500	1500	1500	1500	1500
Category	-	A	A	A	A	A

Material Properties : Composite			
Property	Symbol	Unit	Value
Glass content	G_g	Nondim	0.3
Ultimate tensile strength	σ_u	N/mm ²	80
Tensile modulus	E_T	N/mm ²	6350
Ultimate flexural strength	σ_f	N/mm ²	135
Flexural modulus	E_f	N/mm ²	5200
In-plane shear	τ	N/mm ²	50

Material Properties : Mild Steel			
Property	Symbol	Unit	Value
Yield strength	σ_{YA}	N/mm ²	235
Ultimate tensile strength	σ_{UA}	N/mm ²	400

Material Properties : Aluminium Alloy			
Property	Symbol	Unit	Value
Yield strength(0.2% proof welded)	σ_{YS}	N/mm ²	125
Ultimate tensile strength	σ_{US}	N/mm ²	270

Comments on EBA report and Draft N95

1999.2.6-7

Japan Craft Inspection Organization

T. Kano and M. Fukushima

1. General Comments on the Draft N95.
 - (1) Almost of Japanese boats are in conformity with the bottom thickness requirement of the N95.
 - (2) However, in the case of the side and deck thickness almost of our boats are not conformity with the requirements, it is caused by the minimum thickness requirement (based on minimum pressure requirements and bending stiffness) it is not by the pressure estimation .
 - (3) The requirement is affected by the treatments of span and thickness (panel which we should choose (at mid ship section or 1/4 length forward from the mid ship?, span which length we should choose?, etc.). The figures which shows the span length in the typical panel and stiffener case, is necessary in the draft. And also, definition of deck is necessary. We interpret that the length S is the span of the deck in Figure A.

2. General Comments on the EBA report.
 - (1) The pressure formula are partly empirical but there are reasonable requirements.
 - (2) Maximum value of Ncg (Human factor limits) is reasonable values comparison with full scale experiments data from typical small motor boats.
 - (3) The area reduction coefficient gives good approximation for around dead rise equal to 20 degrees. It is seemed to need to correct the value of Kar correspond to small dead rise (around 10 degrees), according to impact pressure theory. Kar should be taken more large value especially for sailing boat which has small dead rise (around 10 degrees).
This is correspond with the EBA report.

Note) On the correction of the factor of Kar

The Kar is independent of the dead rise angle which represent of cross section shape. However, it is known Kar should be depend on the dead rise angle by the hydrodynamic impact theory and experiments.

The correction factor $F(\beta)$ for Kar correspond to dead rise is as follows.

$$\begin{aligned} \beta < 20\text{degrees} & \quad F(\beta) = (20 - \beta) \times 0.075 + 1.0 \\ \beta > 20\text{degrees} & \quad F(\beta) = 1.0 \end{aligned}$$

(4) The minimum thickness of plating based on minimum design pressures approximately $P_r=30\text{KN/m}^2$ is too high especially for small craft (below 12m). It is no need this requirements, because the pressure calculated by in equation (1) with the minimum N_{cg} value ($=2$).

Verification by the full scale experiments data

We would like to explain that formula for calculating design pressure is reasonable requirements according to the JCI full scale experiments data.

1) On the values of N_{cg} estimated in equation [2]

Figure.1 shows that the average 1/100 of the highest accelerations. N_{cg} According to the JCI full scale experiments, the maximum N_{cg} is around 4 Gs. And the solid line shows the requirements of draft of WG18. It shows that the requirements of N_{cg} is reasonable but under estimate little bit.

The requirements of the draft of the WG18 is based on the Savitsky. Dotted lines Sk1 and Sk2 show that the results of calculation according to the Savitsky equation. The difference is treatments of trim angle τ , constant $\tau = 4$ degrees for Sk1 and actual τ for Sk2.

Note) Factor of the equation (2) for the average 1/100 of the highest accelerations is different values between WG draft (0.078) and Savitsky paper(0.148).

2) On the values of P_{bmax} estimated in equation [1]

Figure. 2 shows the average 1/100 of the highest maximum bottom pressures P_b max. P_b max is obtained by pressure gauge. P_b max is around 100KN/m². And the solid line shows the requirement of the N95. It shows that the P_b max required by WG draft N95 is reasonable but underestimate a little.

3) The factor of 0.1 in equation (1)

Figure 3 shows that the values of P_b max divided by $W(1+N_{cg})/(LwLB)$ which is obtained by the experiment.

It is correspond to the factor of 0.1 in equation (1). Maximum value is around 0.09. It seems that the factor of 0.1 in equation (1) is reasonable value.

4) On the values of P_b (design pressure)

Figure 4 shows that the average 1/100 of the highest mean bottom pressure value of the panel P_b . P_b is obtained by strain gauge. It shows that the P_b required by N95 is quite reasonable .

5) On the values of K_{ar}

Figure 5 shows that the reduction factors which are made P_b divided by P_b max of the experiment data. The reduction

factor is around 0.3, the other hand Kar by N95 is 0.4 in this case.

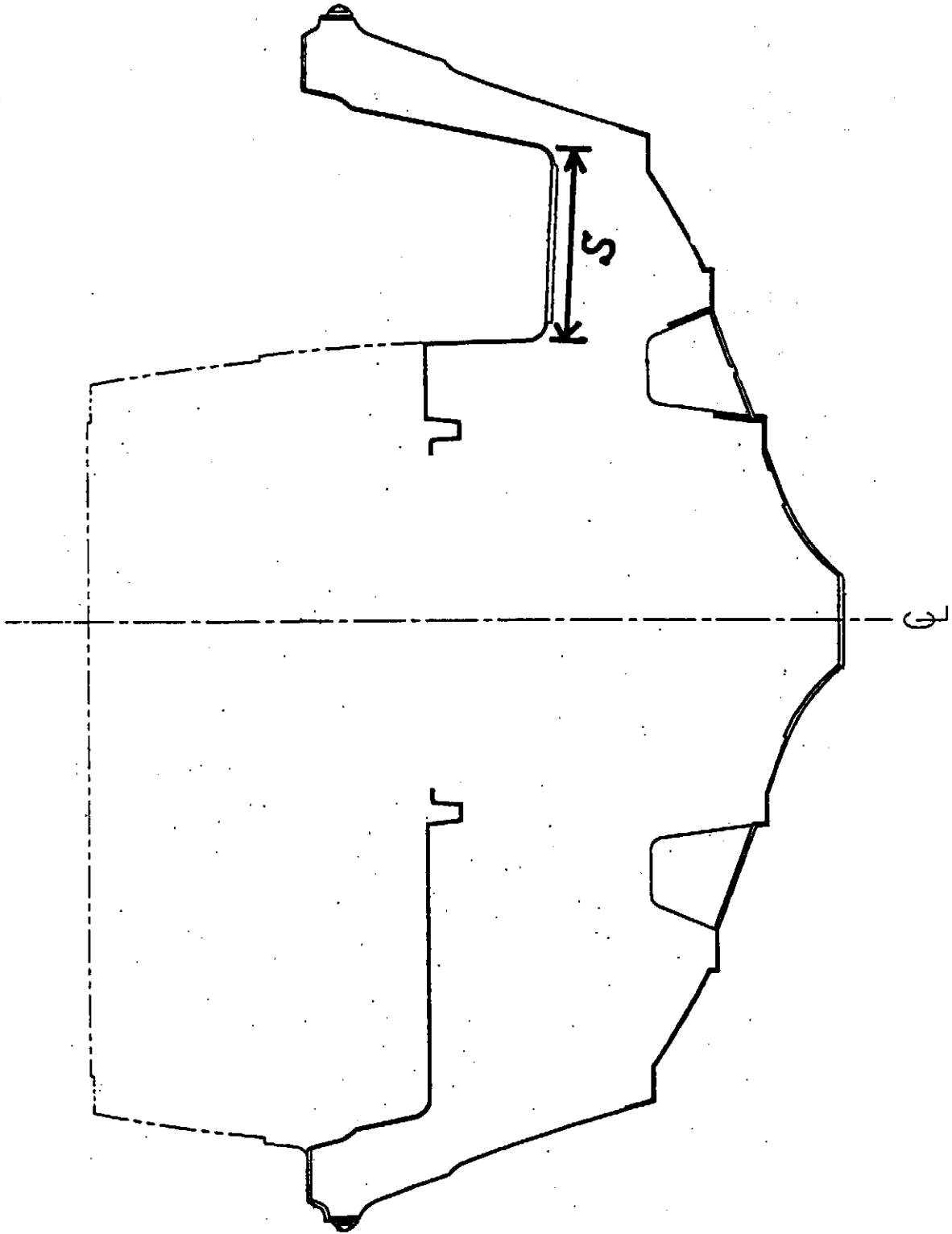


Figure A

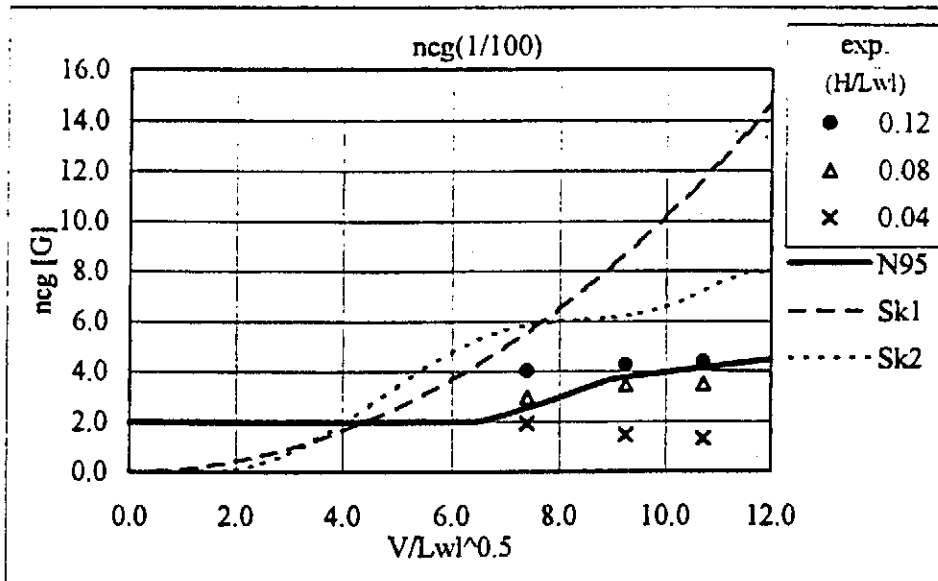


Figure.1

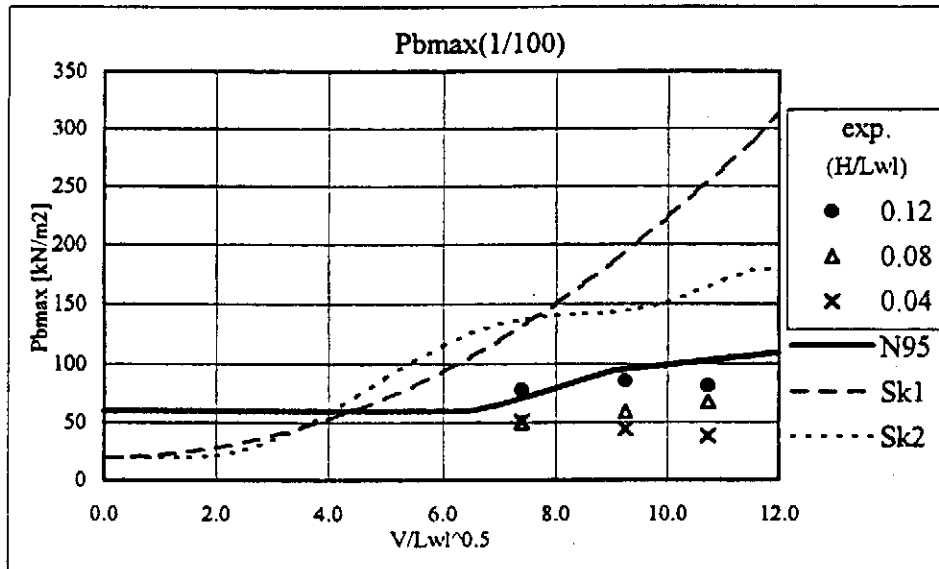


Figure.2

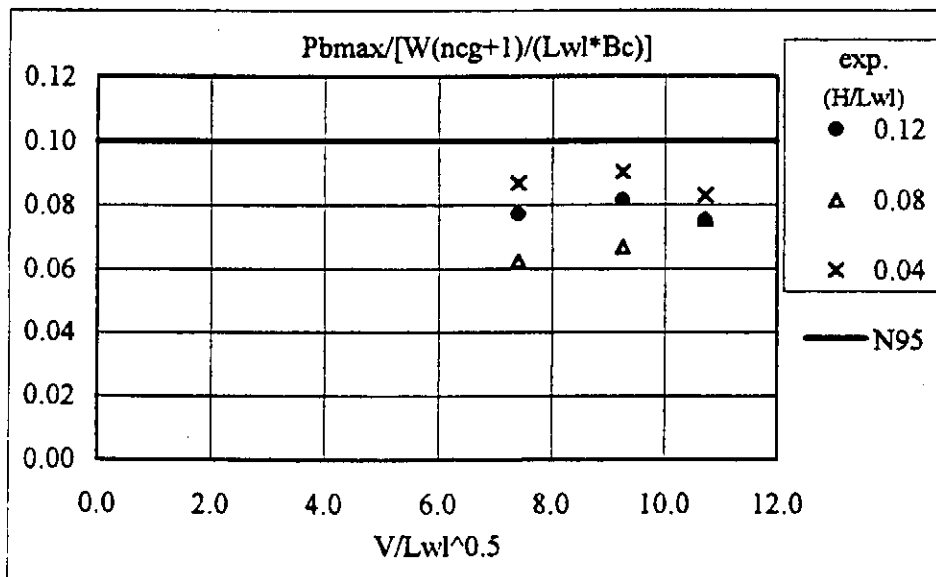


Figure.3

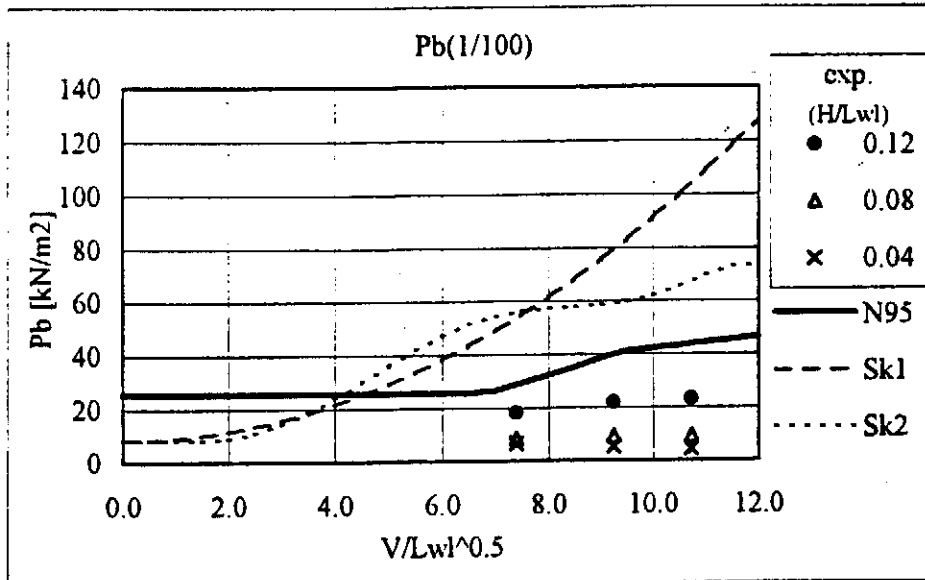


Figure.4

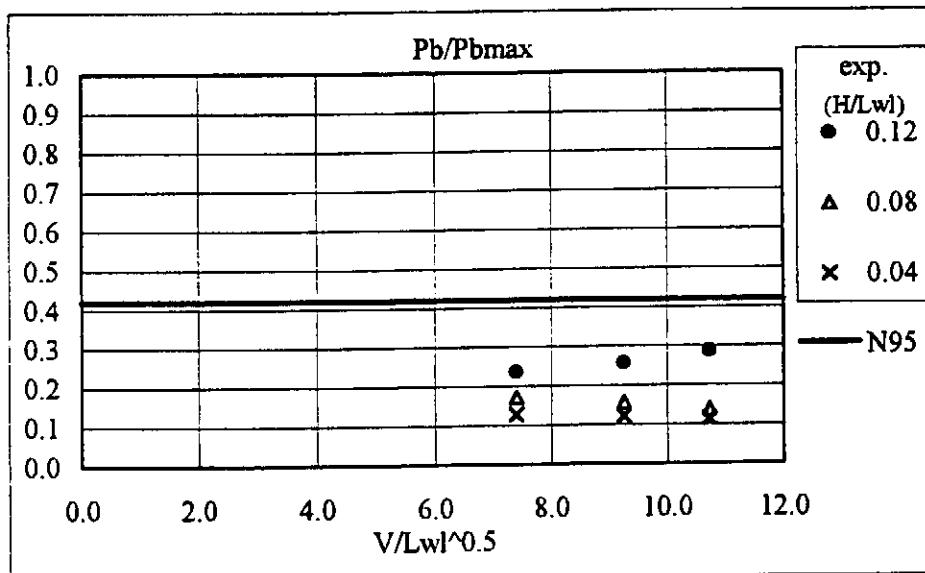


Figure.5

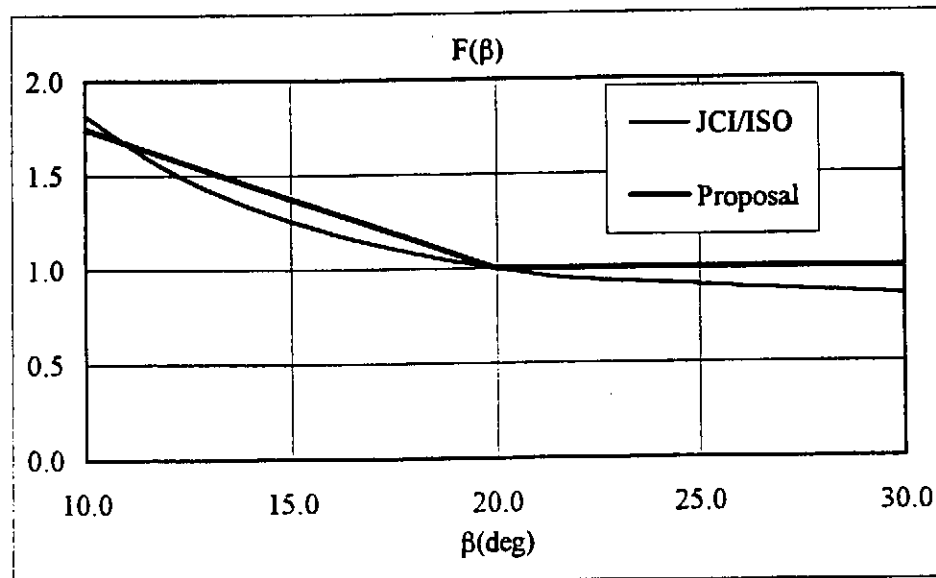


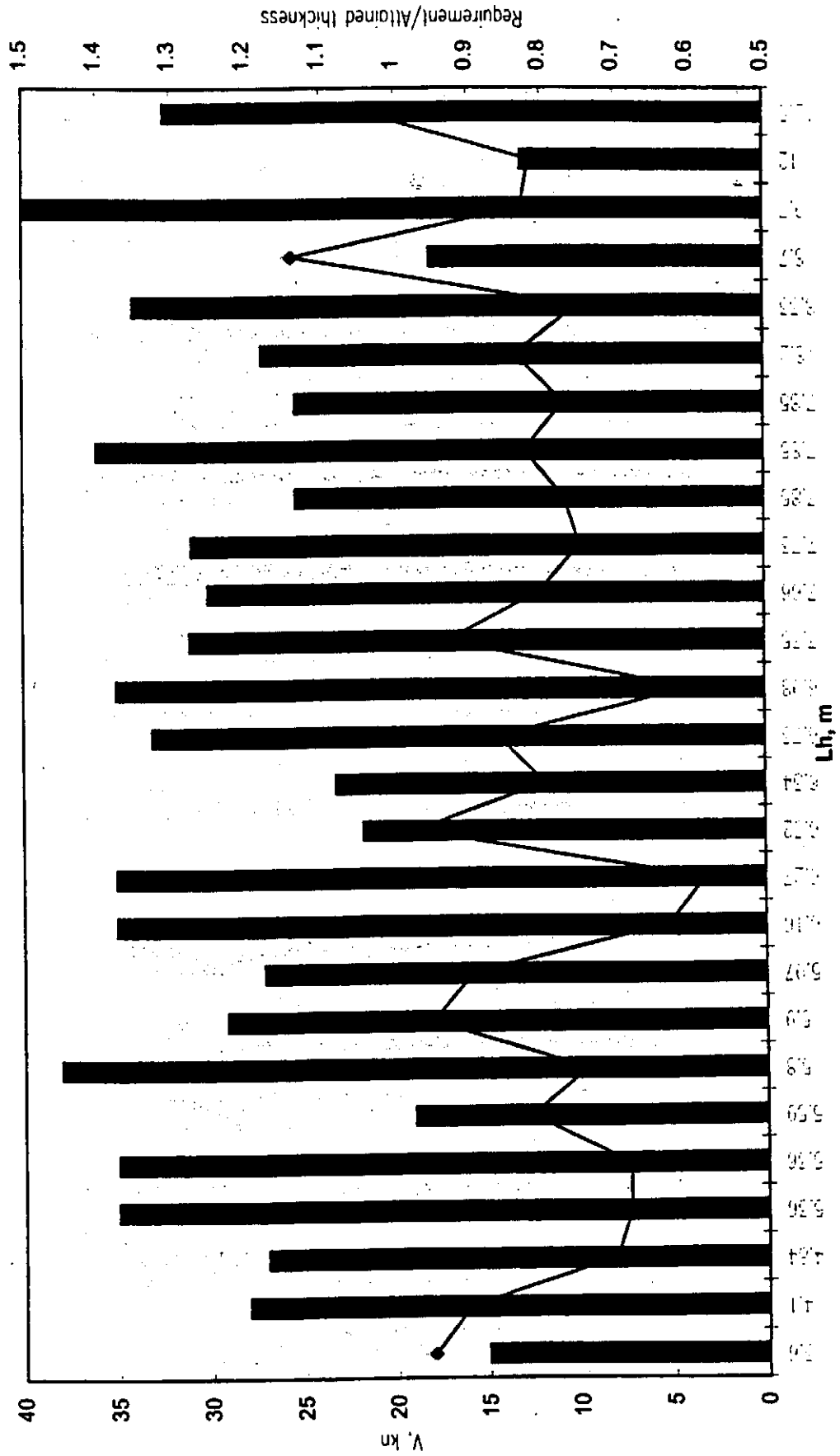
Figure.6

BASED ON DRAFT
5.18

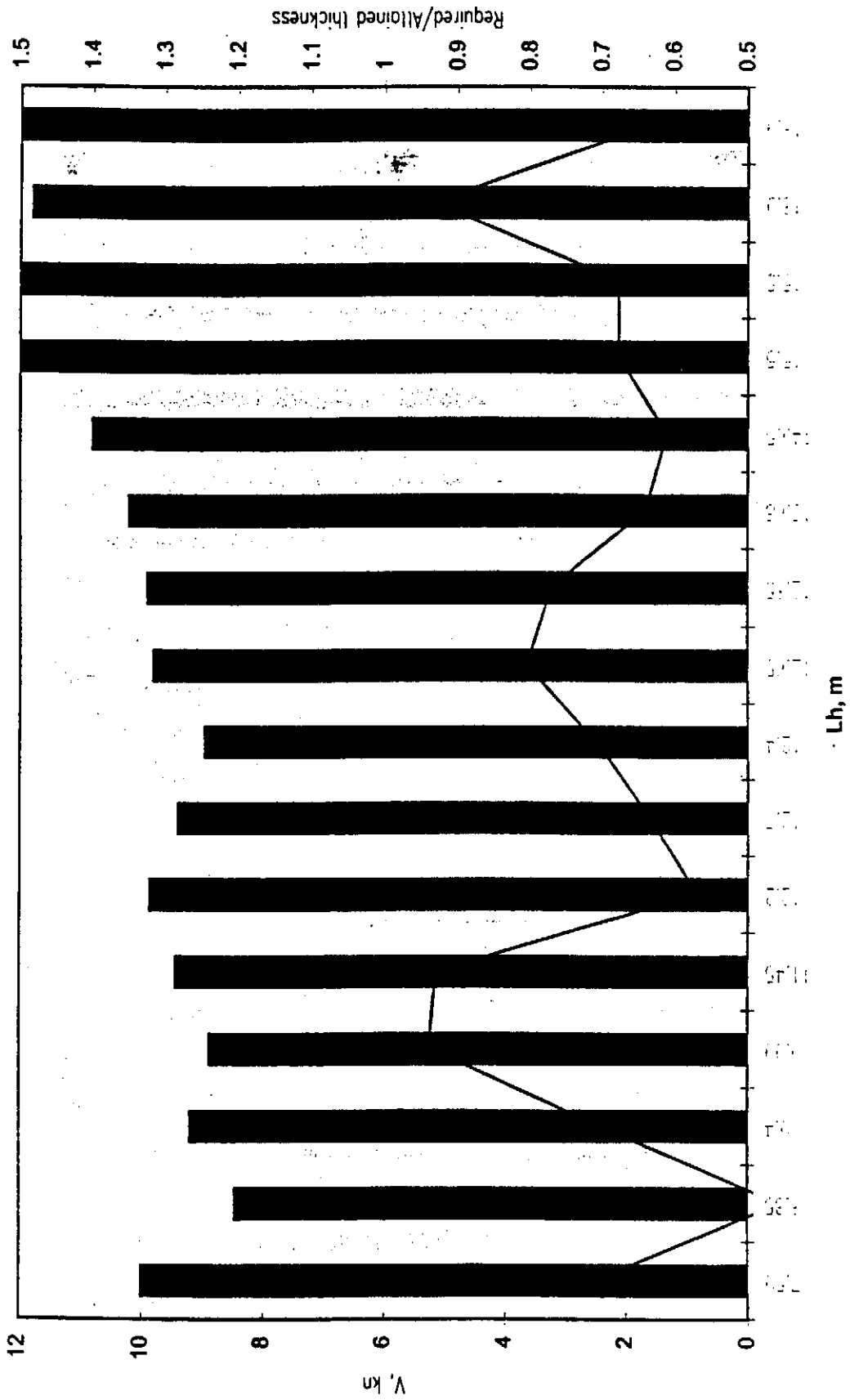
~~0~~ N-117

FrpSsBottomMotor

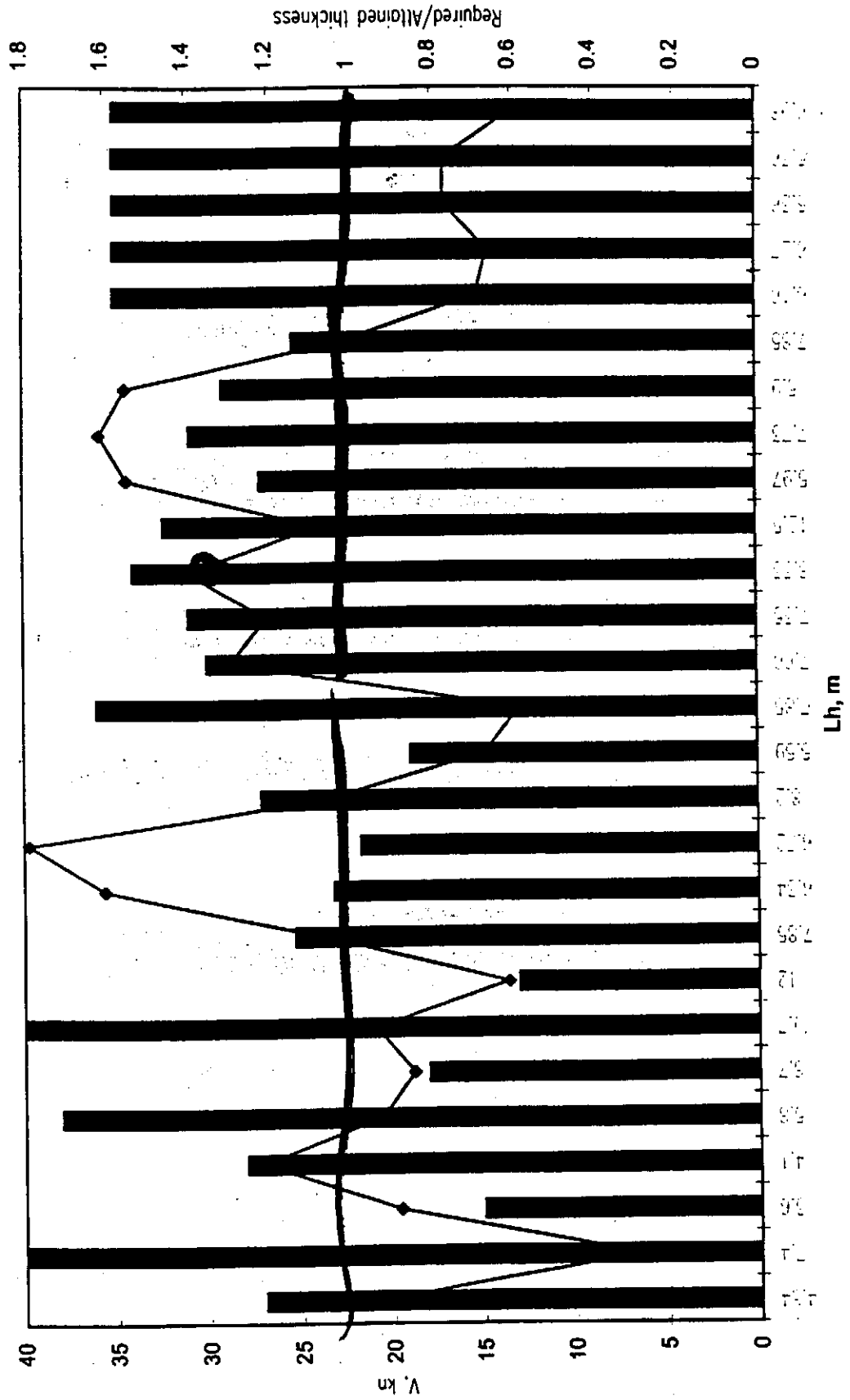
Frp Single Skin Bottom Panels, Motor Craft



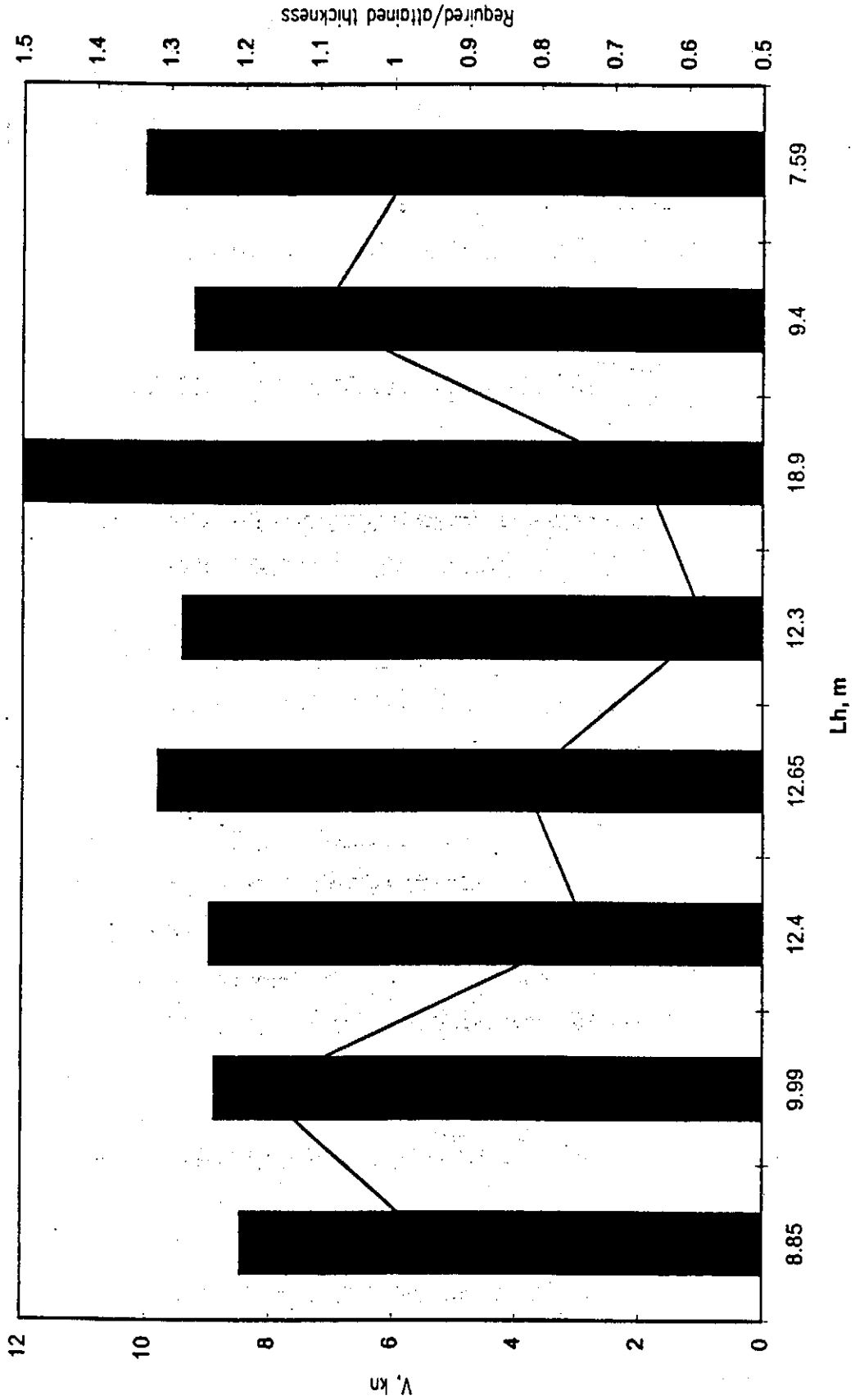
Frp Single Skin Bottom, Sail Craft



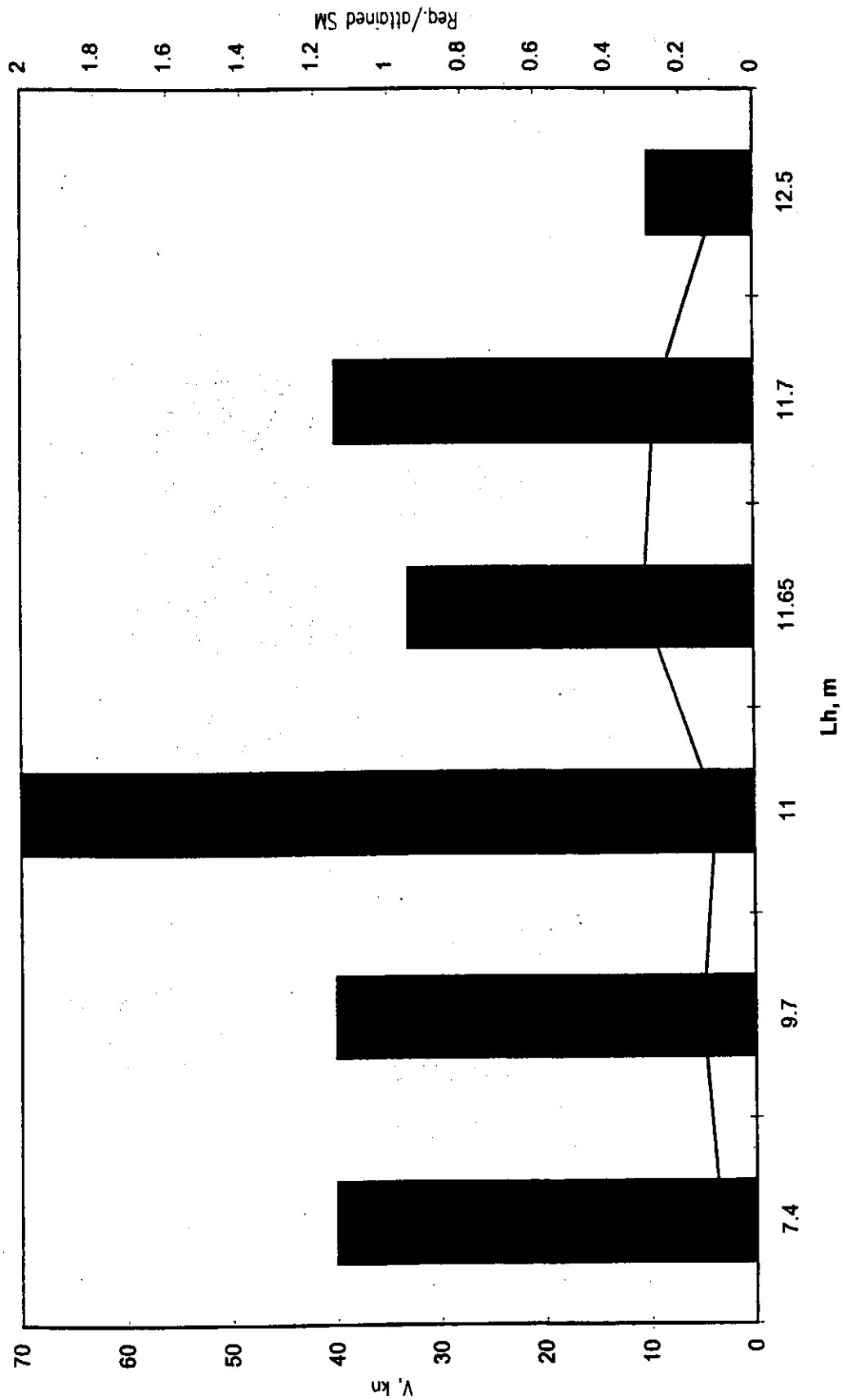
Frp Single Skin Side, Motor Craft



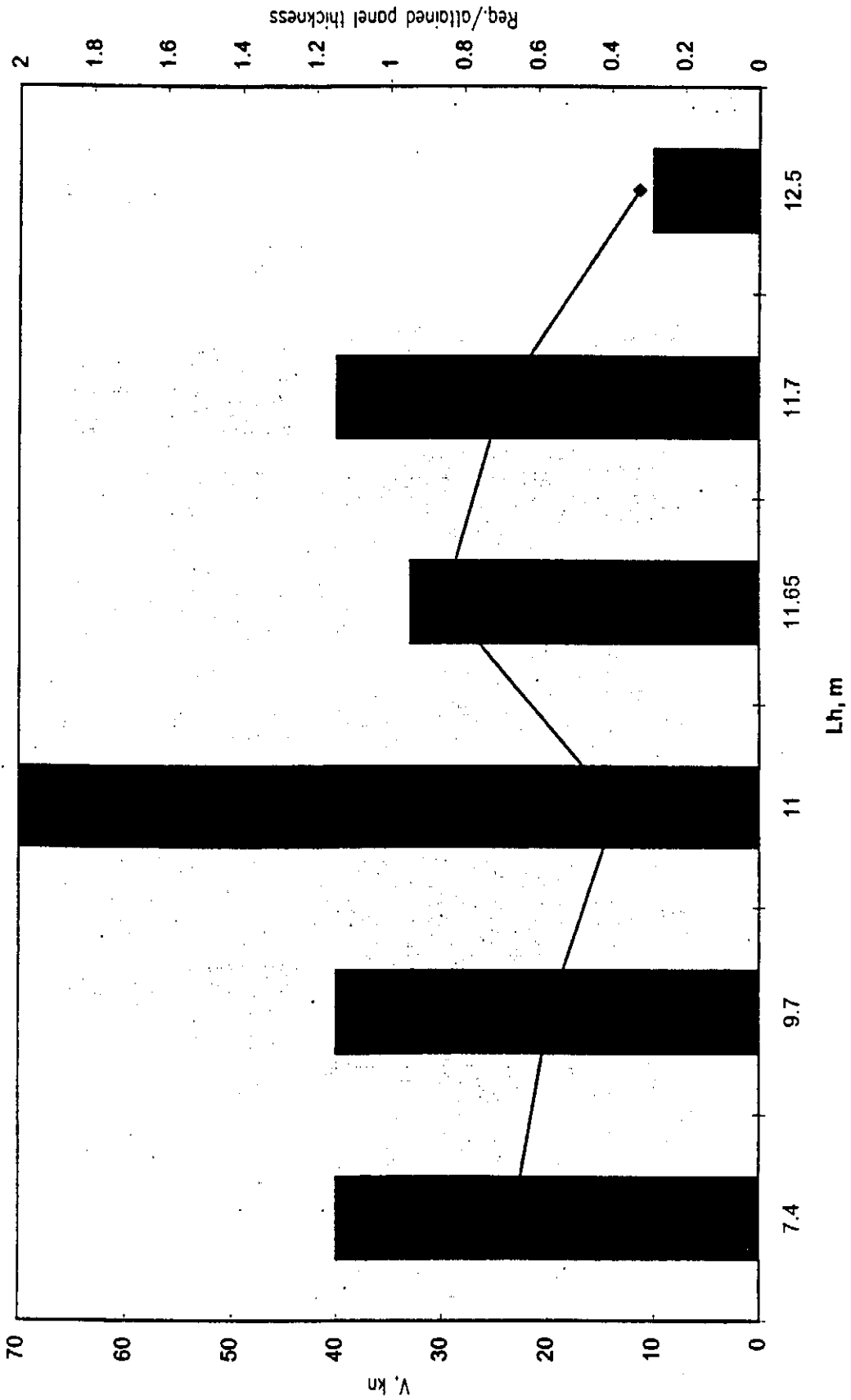
Frp Single Skin Side, Sail Craft



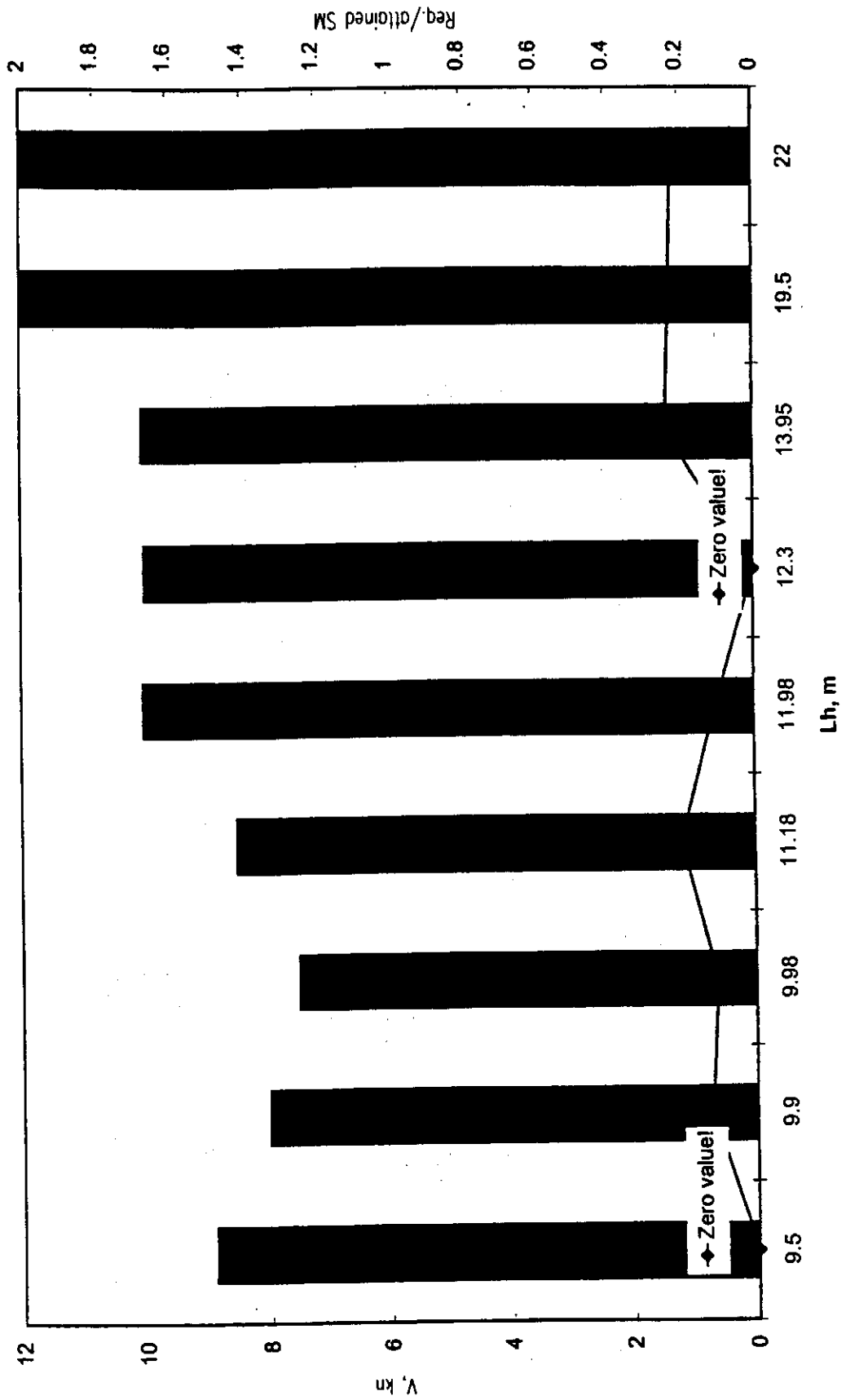
Frp Sandwich Bottom, Motor Craft



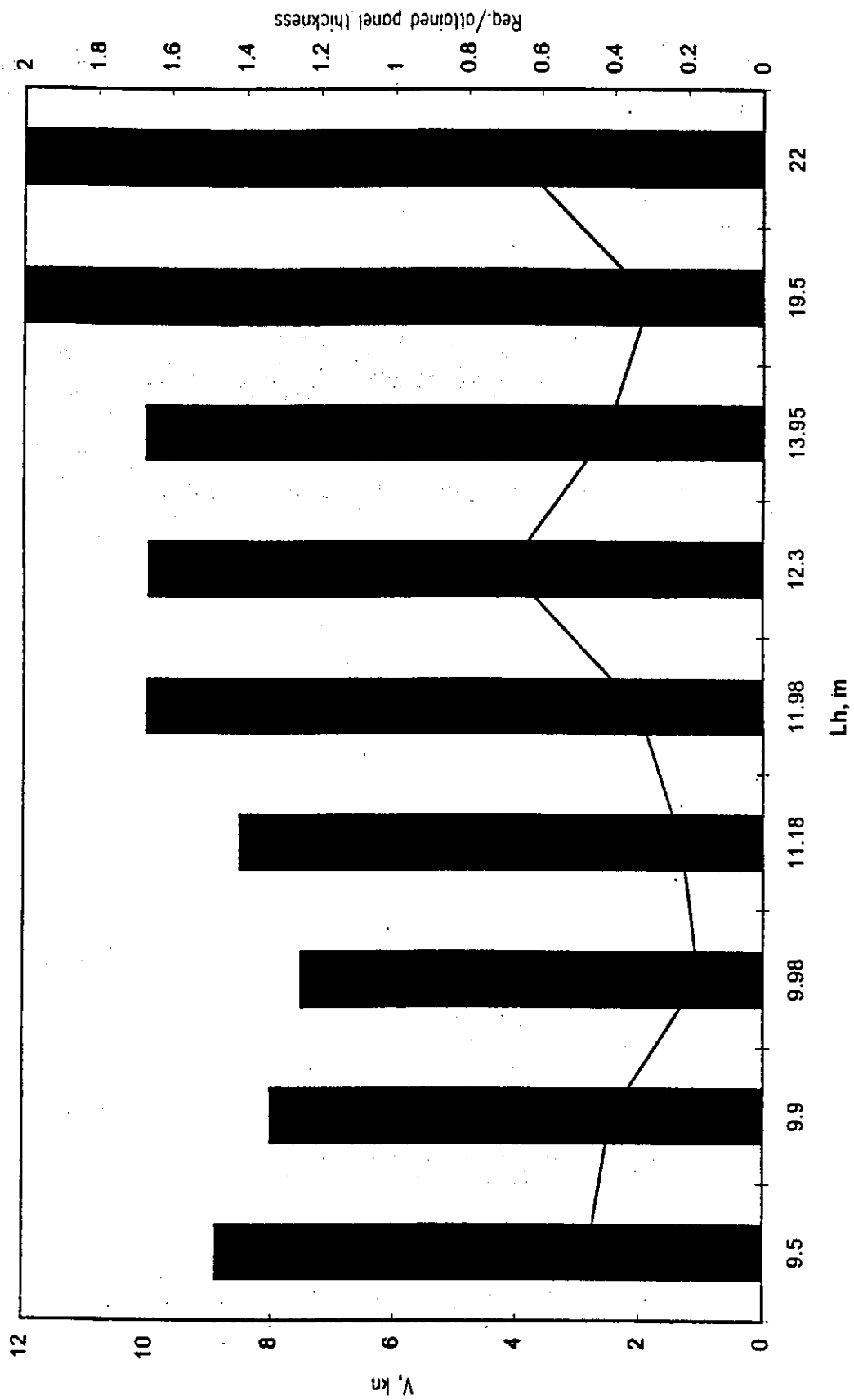
Frp Sandwich Bottom, Motor Craft



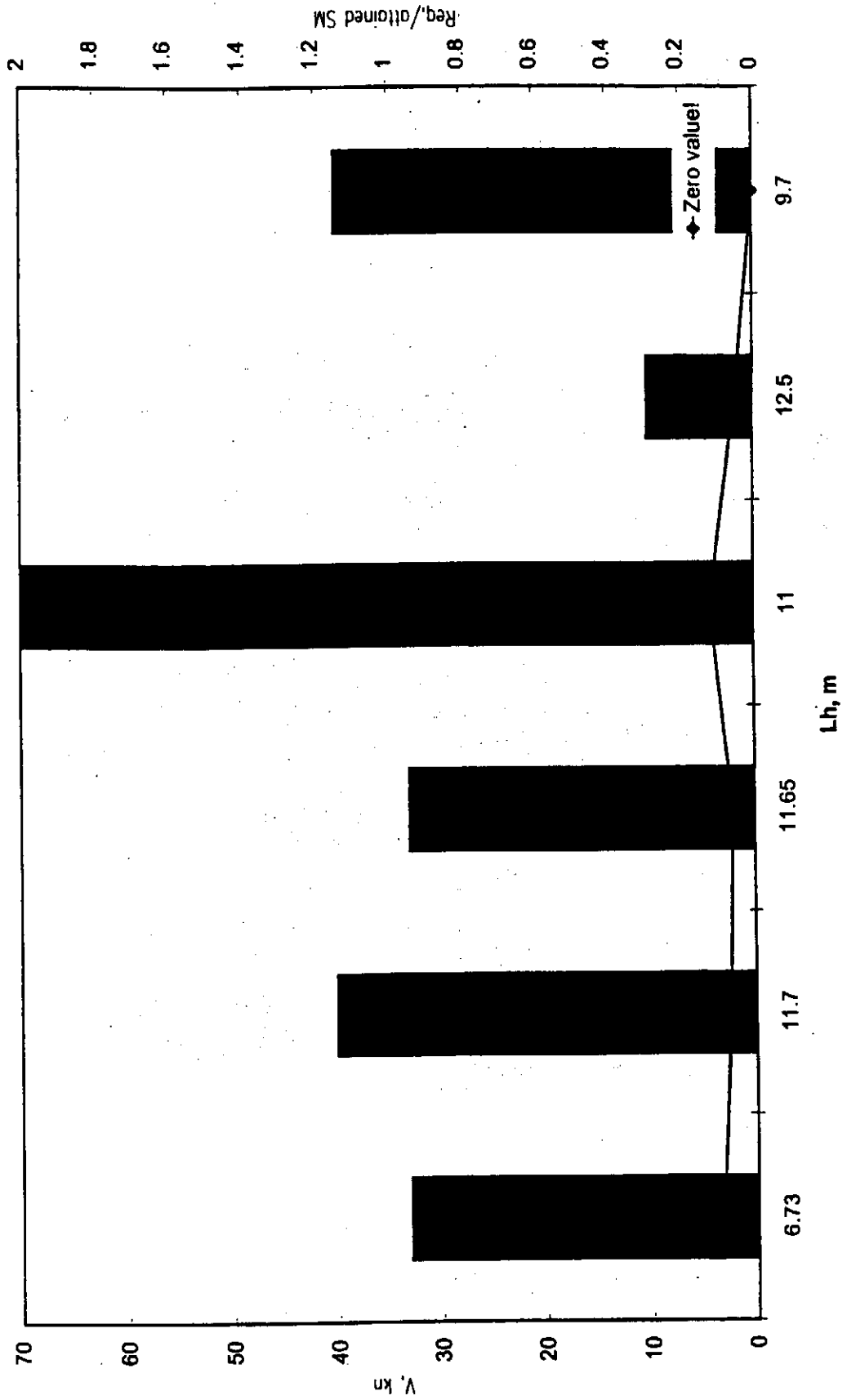
Frp Sandwich Bottom, Sail Craft



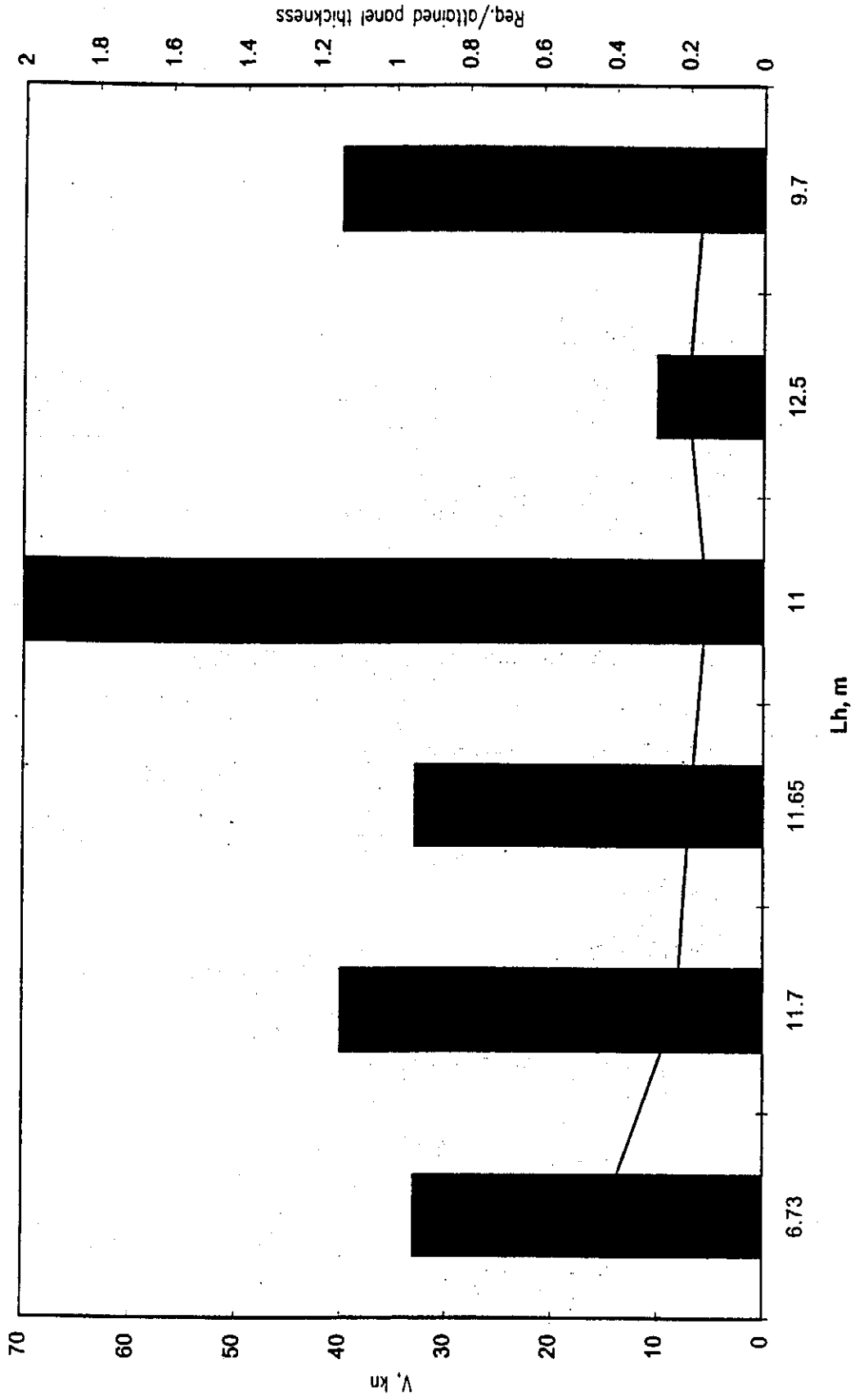
Frp Sandwich Bottom, Sail Craft



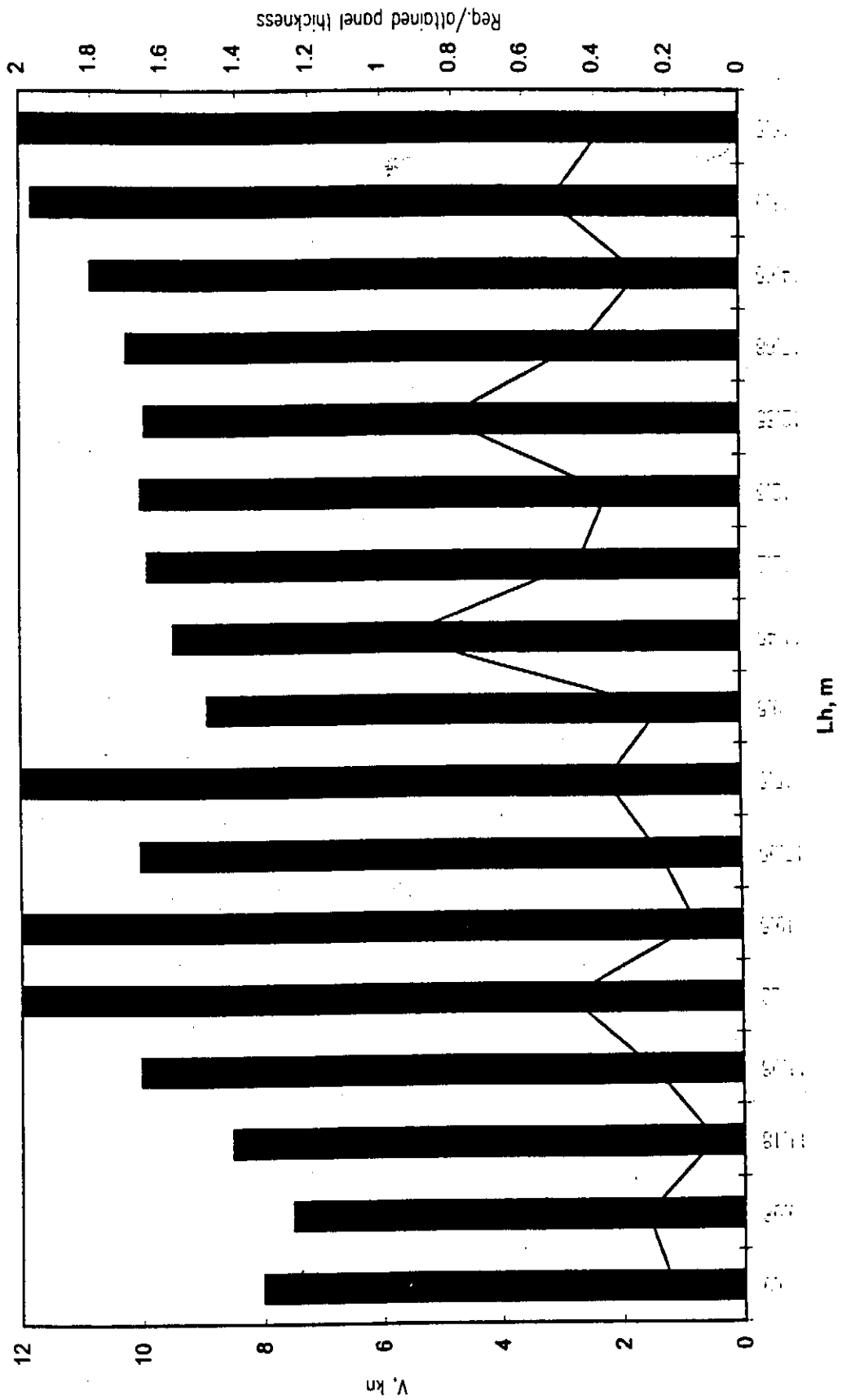
Frp Sandwich Side, Motor Craft



Frp Sandwich Side, Motor Craft



Frp Sandwich Side, Sail Craft





VOTE ON ENQUIRY DRAFT

VOTE ON DRAFT INTERNATIONAL STANDARD ISO/DIS 12215-5		
Date 2001-	ISO/TC 188	/SC
Member body	JISC	

付録-6.10.1

⑥ - 2 当

4/17 付 回 答 済

Circulated to all member bodies for voting in accordance with 2.6.1 of part 1 of the ISO/IEC Directives. All member bodies are invited to vote.

P-members of the technical committee or subcommittee concerned have an obligation to vote.

Please send this form, duly completed, and with any comments, to the ISO Central Secretariat.

ISO/DIS 12215-5

Title **Small craft - Hull construction and scantlings - Part 5: Design pressures, design stresses, scantling determination**

- We approve the technical content of the draft
 - as presented
 - with comments (editorial or other) appended

- We disapprove for the technical reasons stated

The reasons for our disapproval are the following (use a separate page as annex, if necessary)

 - Acceptance of specified technical modifications will change our vote to approval

COPY

- We abstain

Signature

Japanese comments on ISO/DIS12215-5

Page	Sub-title	Requirement	Comment	Note
1	1 Scope 2 nd para.	"The main body of the standard ... more than 6 m length of the hull."	-This sentence shall be more clearly expressed.	Clarification
2	3.1.1 to 3.1.4	The definitions of design categories.	-Align the expressions of design categories with RCD etc. Reason: Only one definition shall be applied to "small craft".	
3	4 Symbols Table1	"Bottom design pressure, motor craft", "Bottom design pressure, motor craft with no reduction factor" and "Bottom design pressure, sailing craft"	Amend; - "Bottom design pressure, motor craft" to "Bottom impact pressure", - "Bottom design pressure, motor craft with no reduction factor" to "Bottom impact pressure with no reduction factor", - "Bottom design pressure, sailing craft" to "Bottom pressure for displacement mode". - Amend "5.1.1" to "5.2.4"	Editorial
3	4 Symbols Table1	The column of Reference/Clause concerned for "Bottom design pressure, motor craft with no reduction factor"		Editorial
4	5 Design pressure	" - for small craft of less than 6m L ₁₁ of single skin FRP construction whose ..."	- Amend " - for small craft of less than 6m L ₁₁ of single skin construction whose ..." Reason: Annex C (drop test) can be also applied to aluminum alloys and steel other than FRP.	
6	5.1.1	"β is the deadrise angle ... nor more than 30°."	- Add the following sentence; "β shall be measured at the same position of Dc." Reason: The difference of measurement positions makes manufactures confusion.	Clarification
7	5.1.1	"τ is the running ... , but not less τ=4 for ..."	- Amend to "τ is the running..., but not less than τ=4 for ..."	Editorial
7	5.1.1	"K _L is the... For the side pressure k _L shall be based on V/√Lw"	- Amend to "K _L is the... For the side pressure k _L shall be based on V/√Lw" "τ=2.36"	
8	5.1.1	"Iu is the unsupported span of the longitudinal, ... (m);"	- Amend to "Iu is the unsupported span of the stiffeners for longitudinal, transverses, webs, and girders, (m);" Reason: Align the expression with the above sentence; "= (Iu · s), in square metres (m ²) for stiffeners..."	Clarification
9	5.1.2	"but shall not be less than 0.35m"	- What is the meaning of this requirement?	Clarification

10	5.2.1	"For catamarans ... acting on one hull"	-What is the meaning of this sentence?	
11	5.2.1 Figure 7	The figure for $V\sqrt{Lwl} \geq 2.36$	- Amend the lower point of the arrow for hsc to DWL line. Reason: Hsc is the scantling depth above DWL. - Amend to "H _{sc} is the vertical extent... m." Clarify the definition of these terms.	Editorial
12	5.2.3	"H _n is the vertical extent... m,"		Editorial
12,13	5.2.4.1 5.2.4.2 5.3	"Motor craft and multihulls, side pressure" "Sailing craft, side pressure" "Motor craft and multihulls." "Monohull sailing craft"		Clarification
13	5.3	Equation (16) for monohull sailing craft	If this equation is correct, be simplified the equation, e.g. " $Pd = 0.593 \cdot f_v \cdot f_{wz} \cdot Lwl$ ".	
13	5.4.1	"The design ... and shall not be less than"	-The sentence is not concluded.	
14	5.4.1 Table 3	-General "front and side", "side" and "end" etc. - "Min. deck pressure = 3,6 kN/m ² "	-Add explanation of this table for clarification. -Clarify the application and the definition, e.g. what is the difference between "front and side" and "side"? -Dose the min. pressure apply to all of P _{ss} ? e.g. in case 75% of Pd is less than 3,6 kN/m ² , shall be P _{ss} 3,6 kN/m ² ? -The requirement for multihulls and "top" of motor craft is missing.	Clarification
14	5.5.1	Plating: The distance ... the bulkhead deck at side."	-What is the definition of "bulkhead deck at side"? -Add sketch for clarification.	Clarification
15	5.5.2 3 rd para.	"Plating: ... of the plate above is lower edge ..."	-Amend to "Plating: ... of the plate above its lower edge ..."	Editorial error
16	5.5.2 Figure 11		-Remove Fig.11 between 5.5.2 and 5.5.3. -The arrows of hb on fig.11 are not correct.	Editorial error
15,16	5.5.3, 5.5.4, 5.5.5		-Remove these clauses into clause 7. Reason: Clause 5 is for design pressure.	
16	5.5.4	"The scantlings of ..."	-What should be requirement in case there is no integral tank bulkhead.	
16	6 Design stresses	"The design stresses ... or with the as tested values."	-Delete "as".	Editorial
16	6	"... tested values."	-After the sentence, add the following: "The design	Clarification

19	Design stresses		stresses for metals are based on values according to ISO 12215-3.			
20	7.1.1 Table 8 and Figure 12	-Formula (18) -Table 8 -Figure 12	-Amend " σ_s " to " σ_d ". -Align f_k with equation of ABS, or amend the column of " h/s "; "0 to 0,03" to " $0 \leq h/s < 0,03$ ", "0,03 to 0,1" to " $0,03 \leq h/s < 0,1$ ". Reason: There is a contradiction at $h/s=0.03$.		Editorial	
21	7.1.2.1	" E_f is the flexural modulus ..." "l is the longer dimension ..."	-Shall be table 8 also applied to omega type boat, e.g. the right type on fig.3? -Delete these sentences. Reason: There aren't E_f and l in the equation (20) to (22).		Editorial	
22	7.1.2.3	" σ_{do} ", " σ_{di} "	-Add the explanations of " σ_{do} " and " σ_{di} ".			
23	7.1.2.4	"Consideration shall be given ...in sheltered waters."	-Allowance for reduction of C1 is not clarified.		Clarification	
23	7.2.1	" σ_{ys} " and " E_s " in the equation for aluminium alloys	-Add the number of the equation. -What are the values of steel in the equation for aluminium alloys?			
23,24	7.2.2	" σ_a " in the equation (27) " σ_a is the design stress, (see Table 3)" Equation (28)	-Amend to " σ_j ". -Amend to " σ_d is the design stress, (see Table 4)". -What is equation to steel? -After Pr add the explanation of s; "s is the spacing of member, m".		Editorial	
24	7.2.3					
24	7.2.4	The values of proportions	-What is the theoretical reason for those values of proportions? -Add sketch for clarification. -What is the requirement in case effective cores are fitted? -What is the requirement to "top hat"? -What is the requirement to the bulkheads? -What is the requirement to tank boundary? -After E_c add the explanation of τ_u ; " τ_u is the minimum ultimate shear strength". -The number of the equation is missing. - "a" is missing in the equation.			
24,25	7.3	"Bulkheads that do not form ... by a flat bar."			Clarification	
25	7.4.3	-Equation for W_f				

				<ul style="list-style-type: none"> -Add sketch of "WF" for clarification. -Amend "W" to "G" on the figure of ballast keel. -Amend unit of σ_d to "N/mm²". 	
36	Annex C C.2.1 Scope	" σ_d = design stress, kN/mm ² "	<ul style="list-style-type: none"> -Add sketch of "WF" for clarification. -Amend "W" to "G" on the figure of ballast keel. -Amend unit of σ_d to "N/mm²". 		
41	Annex E	<ul style="list-style-type: none"> "This test is ..., of single skin FRP construction, ...the drop test." 	<ul style="list-style-type: none"> -Amend "This test is ..., of single skin construction, ...the drop test." Reason: Annex C (drop test) can be also applied to aluminum alloys and steel other than FRP. 	Editorial	
44	Annex F	<ul style="list-style-type: none"> -"σ_a" in the equation (1) -"σ_a see table 3 of the main body ..." -General -"t/w" 	<ul style="list-style-type: none"> -Amend to "σ_4". -Amend to "σ_4 see table 4 of the main body ..." -Add the scope and objective -The equation of "t/w" is not correct. 	Clarification	

Japanese comments on ISO/DIS 12215-5

1. Editorial points

1.1 Points where letters have changed

- 1) "f" in the formula (2) of A.1.1,
- 2) "f" on the first line after part of A.1.1 words explanation Δ
- 3) "b" in the formula $b \geq 300+10 \cdot L_{wL}$ of B.2 on page 31 bottom part
- 4) "..." of " $\phi \cdot \rho_i$ " in the last denominator of last formula on F.5
- 5) Second formula from bottom of F.6 " $df=2.55 \text{ et } dr\#1.1$ " is not understandable.

1.2 Editorial Amendments

- 1) Correct errors in writing on the text, for example: -

Table 1:

"LCB"	We do not find in 5.1.1
"P _{b1base} "	5.1.1 should be 5.2.4.1
"P _{s1} ", "P _{s2} "	5.2 should be 5.2.4.1
"P ₁ ", "P _w "	We do not find in 5.5.1 and 5.5.2
"E"	7.1 should be 7

- 2) Correction V (kn) to V (knots) on clause 5.1 is not reflected on other parts
- 3) On Clause 6.1.1, the same symbol σ_u are used both steel and FRP, which will not be appropriate
- 4) On the formula (18) of clause 7.1.1 $t = b \cdot f_k \cdot \sqrt{\frac{P_r \cdot k_2}{1000 \cdot \sigma_s}}$, σ_s must be σ_d .
- 5) On the clause 7.1.1 definition of the words of page19, reference 6.1 must be 6.2.
- 6) On the clause 7.1.2.1 definition of the words of page 21, reference 6.1 must be 6.2.
- 7) On the formula (20) and (21) of clause 7.1.2.1
 σ_{d1} must be σ_{u1}
 σ_{dc} must be σ_{uc}
- 8) Clause 7.1.2.1 symbol E_F must be E_T . And will not be necessary on this clause.
- 9) On formula (27) of clause 7.2.2, σ_s must be σ_d
- 10) On clause 7.2.2, (see Table 3) must be (see Table 4)

- 11) On option 1 of clause 8.1.3, table – 9 must be table – 10.
- 12) In "L_w" definition in Annex A.1, "long condition" should be "loading condition".
- 13) In "B_c" definition in Annex A.1, "forward or transom" should be "forward for transom".
- 14) On Annex A.12 " See clause 5.1.2 of the main body of the standard ", it has misspelling.
- 15) On the formula of B.3 "C_b" " C_w" should be in line with "C_{tb}" "C_{ts}" in the Fig B.1 and Fig B.2
- 16) In the sentence of D.3.2 " σ_d=design stress from table 3 of clause 6.1.1 for the shel ", "shel" will be shell.
- 17) On the D.3.2, σ_d must be σ_d and T_d must be τ_d.
- 18) On the formula of D.3.2 (7)

$$P_{wb} = N_s \times \left[\frac{\Delta}{0.33 \times (2 \times L_{WL} \times B_c + L_{WD} \times W_{WD})} \right] \times [1 + n] \times \left[1 - \frac{G_s}{H_v} \right] \times k_{s,r} \times l_s$$
 n must be n_{cg} and
 T_s must be k_s
- 19) On Annex E.1
 - 41-page third line from the bottom, 7.1 must be 7.1.1
 - 42-page first line, 7.1 must be 7.1.1
 - 42-page second line, 7.1 must be 7.1.1
- 20) Just after on formula F.3, "=" is not appropriate.

2. Technical amendments

- 1) We have different explanations for same symbol, which should be amended.
 Example: -
 "Kar" is defined in the both ways like: -
 "Area reduction factor"(Table 1)" and
 " is the design area factor for ratio $\frac{A_d}{A_r}$ as given in Figure 5" (5.1.1).
- 2) Regarding "Figure 7 Limit of bottom and side pressure", figure for planning type would be necessary.
- 3) Clause 4
 There are different explanations for ℓ such as "unsupported longer dimension of the plate " or just "longer dimension of the plate". The word supported/unsupported should be defined clearly. If it on clause 7.2.1 and 5.1.1 is same meaning, Explanation of symbols should be also in line with each other.
- 4) Clause 5.1.1
 If τ is less than 4° (3° for sail boat), how calculation should be done?
- 5) On clause 5.4.2, it mentions that overflow should be 1.8m above tank top. But this dimension is not so easy to get for smaller craft actually that the 1.8m should be just for calculation of pressure.

And this is mentioned clearly in the text.

6) $[\sigma_c]$ $[E_f]$ are found on Table – 11 of clause 7.1.1 for each material, but not found for combined one such as mat + roving etc.. Those methods should be mentioned.

7) On the explanation for σ_c of clause 7.1.2.3, σ_{d0} and σ_{d1} are not defined.

8) Many uncertain points are found on Fig – 13 of clause 7.3 such as: -

- t_b and t_p are not found in any other place
- How should we decide effective plate width?

9) There is no title for Fig 14

10) On the figure of 7.4.3, symbol of ballast keel is W. In the clause of symbol it is G. Both should be in line

11) 8.1.4 Table 11

Requirement for splay-up and hand lay-up shall be same.

Reason : Some requirements of splay-up are less than of hand lay-up. If glass contents by splay-up and hand lay-up are same value, mechanical properties shall be same.

12) Inequality symbols of first, second and fourth formula are not correct.

13) On F.6 in Annex F

$$E_t = E_r \times \frac{\left(\frac{\rho_f}{\rho_r} + 2\right) + 2\psi \times \left(\frac{\rho_f}{\rho_r} - 1\right)}{\left(\frac{\rho_f}{\rho_r} + 2\right) - \phi \times \left(\frac{\rho_f}{\rho_r} - 1\right)}$$

put $\rho_f = 2.55$ and $\rho_r = 1.1$
resulting

$$E_t = E_r \times \frac{4.34 + 2.68 \times \phi}{4.34 - 1.34 \times \psi}$$

above are presented in the draft

but actual calculation is following as putting $\rho_f = 2.55$ and $\rho_r = 1.1$

$$\begin{aligned} E_t &= E_r \times \frac{\left(\frac{2.55}{1.1} + 2\right) + 2\psi \times \left(\frac{2.55}{1.1} - 1\right)}{\left(\frac{2.55}{1.1} + 2\right) - \phi \times \left(\frac{2.55}{1.1} - 1\right)} \\ &= E_r \times \frac{(2.32 + 2) + 2\psi \times (2.32 - 1)}{(2.32 + 2) - \phi \times (2.32 - 1)} \\ &= E_r \times \frac{4.32 + 2\psi \times 1.32}{4.32 - \phi \times 1.32} \\ &= E_r \times \frac{4.32 + 2.64 \times \psi}{4.32 - 1.32 \times \phi} \end{aligned}$$

where $2.55/1.1 = 2.3181818\dots$

that means there will be some wrong formula.

★ 付録-6.10.2

Title:	Small craft -- Hull construction and scantlings -- Part 5: Design pressures, design stresses, scantling determination		63-4c
Document:	ISO/DIS 12215-5	Committee:	TC 188
Start date (CET):	2000-11-30	End date (CET):	2001-04-30
ISO/CS ballot closing date (CET):	2001-05-16	Voting phase:	Enquiry
Status:	CLOSED	Version:	1
Vienna Agreement:	ISO lead (5.1)		

RESULT OF VOTING

P-Members voting: 14 in favour out of 19 = 73.68 % (requirement \geq 66.66%)

(P-members having abstained are not counted in the vote)

Member bodies voting: 5 negative votes out of 20 = 25 % (requirement \leq 25%)

APPROVED

Country	Member	Participation	Voted	Comments file	Info
Australia	SAI	O	Approval		
Austria	ON	P	Abstention		
Belgium	IBN	P	Approval		
Canada	SCC	P	Approval		
China	CSBTS	P	Approval with comments	<u>ISO/DIS 12215-5 CSBTS</u>	①
Czech Republic	CSNI	P	Approval		
Finland	SFS	P	Approval		
France	AFNOR	P	Disapproval	<u>ISO/DIS 12215-5 AFNOR</u>	①
Germany	DIN	P	Disapproval	<u>ISO/DIS 12215-5 DIN</u>	①
Ireland	NSAI	P	Abstention		
Italy	UNI	P	Approval		
Japan	JISC	P	Disapproval	<u>ISO/DIS 12215-5 JISC</u>	①
Korea, Republic of	KATS	P	Approval		
Netherlands	NEN	P	Approval		
Norway	NSF	P	Approval		
Portugal	IPQ	P	Approval with comments	<u>ISO/DIS 12215-5 IPO</u>	①
Russian Federation	GOST R	P	Approval		
South Africa	SABS	P	Abstention		
Sweden	SIS	S	Approval		
Switzerland	SNV	P	Approval		
Ukraine	DSTU	P	Approval with comments	<u>ISO/DIS 12215-5 DSTU</u>	①
United Kingdom	BSI	P	Disapproval	<u>ISO/DIS 12215-5 BSI</u>	①
USA	ANSI	P	Disapproval	<u>ISO/DIS 12215-5 ANSI</u>	①

