

日本船舶振興会昭和51年度補助事業
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料 No.259

第134研究部会
船体構造部材の許容応力に関する研究
報 告 書

昭和52年3月

社 団 法 人
日本造船研究協会

本研究は、船体構造部材を安全に、より合理的に設計するため、今まで経験のみに頼っていた許容応力に対し、統計的な応力解析と信頼性解析による合理的許容応力を設定することを目的とするものであって、5カ年計画の最終年度である本年度は許容応力を決定するための諸要因の検討及び5カ年にわたって実施した各部門の研究成果のとりまとめを行った。

は　し　が　き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和51年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として、日本造船研究済会が第134研究部会においてとりまとめたものである。

委 員 名 簿 (敬称略、順不同)

第134研究部会

部会長	秋田好雄(日本海事協会)	飯田国広(東京大学)
幹事	安藤文隆(船舶技術研究所)	坂垣浩(横浜国立大学)
	池田一夫(神戸製鋼所)	大浦啓義(佐世保重工業)
	梅崎一夫(三菱重工業)	堺由輝(川崎重工業)
	清水作造(石川島播磨重工業)	田代新吉(日本海事協会)
	土屋九一(三井造船)	寺沢一雄(大阪大学)
	畠田康光(大阪大学)	永元隆一(三菱重工業)
	中田宣久(三井造船)	服部堅一(住友重機械工業)
	秦数実(日本钢管)	原洋一(日立造船)
	服部陽一(日立造船)	平川賢爾(住友金属工業)
	樋口道之助(横浜国立大学)	本間康之(東京農工大学)
	藤田讓(東京大学)	橋本泰明(住友重機械工業)
	眞能創(防衛大学校)	宮成恭慶(石川島播磨重工業)
	八木順吉(大阪大学)	安川度(川崎重工業)
	山口勇男(日本海事協会)	山越道郎(九州大学)
	山本善之(東京大学)	吉識恒夫(三井造船)
	渡辺昌建(三菱重工業)	在田正義(船舶技術研究所)
委員	川上益男(広島大学)	黒岩道昌(名村造船所)
	柴田伸(三保造船所)	鈴木省輔(函館ドック)
	辻寿一(大阪造船所)	繩田卓生(三菱重工業)
	松野光伸(日本郵船)	山本秀雄(白杵鉄工所)
	幸村巖二郎(石川島造船化工機)	

信頼性小委員会

主査	眞能創(防衛大学校)	根本知明(横浜国立大学)
委員	坂垣浩(横浜国立大学)	大勝孝司(東京大学)
	後川理(石川島播磨重工業)	河辺寛(防衛大学校)
	岡吉則(日本海事協会)	本間康之(東京農工大学)
	西村允男(日本海事協会)	森正浩(三菱重工業)
	南真和(三井造船)	山口勇男(日本海事協会)
	安川度(川崎重工業)	
	木村雄二(東京農工大学)	

船体構造部材の許容応力に関する研究

目 次

概 要	1
1. 許容応力を決定するための要因の検討	5
1.1 解析法と安全率の関係(防衛大学校, 東京農工大学, 横浜国立大学, 日本海事協会, 石川島播磨重工, 川崎重工業, 三井造船)	5
1.1.1 縦強度材の圧縮強度の船種, 船型(大きさ)による変化	5
1.1.2 一壳損傷確率に対する許容応力の計算図表	19
1.2 コンテナ船の Hull Girder 強度に関する研究(三菱重工業)	25
1.2.1 D 船のトータルシステム計算結果	25
1.2.2 縦強度簡略推定法	25
1.2.3 結 び	28
1.3 コンテナ船の船体縦強度の長期予測に関する研究(石川島播磨重工業)	37
1.3.1 船体 Hull Girder 解析トータルシステムの概要	37
1.3.2 解析対象船の主要目と計算条件	39
1.3.3 静水中における船体縦強度の計算結果	43
1.3.4 規則波中における Hull Girder の断面力	45
1.3.5 規則波中における変動応力	45
1.3.6 短波頂不規則波中における Hull Girder 断面力の長期予測計算の結果	54
1.3.7 不規則波中における船体応力の長期予測計算結果	54
1.3.8 結 び	60
1.4 船体縦強度に関する波浪断面力の調査(日本海事協会)	62
1.4.1 解析対象船	62
1.4.2 解析方法	63
1.4.3 計算結果	63
1.4.4 結 語	70
1.5 疲労強度のバラツキの実験(大阪大学)	95
1.5.1 目 的	95
1.5.2 疲労試験	95
1.5.3 疲労試験結果及び考察	95
1.5.4 結 言	97
1.6 船体横強度トータルシステムによる計算結果(三菱重工業)	104
1.6.1 供試船の要目及び横付状態	104
1.6.2 規則波中の各船体応答	104
1.6.3 長期予測	105
1.6.4 従来の方法との比較	106
1.6.5 疲労強度の検討	106
1.7 橫強度直接予測計算及び設計波概念(三井造船)	124

1. 7.1 供試船	125
1. 7.2 波浪変動圧の長期予測と設計波(規則波)の計算結果	125
1. 7.3 設計波中での応力変動	125
1. 7.4 考察	126
1.8 初期不整のある部材の座屈強度の解析(東京大学)	136
1. 8.1 研究の目的	136
1. 8.2 防撓板の圧縮強度実験	136
1. 8.3 理論解析	138
1. 8.4 平板の圧縮最終強度	141
1. 8.5 防撓板の圧縮最終強度	142
1. 8.6 剪断座屈解析	145
1. 8.7 結論	149
1.9 横強度トータルシステム計算における非線型性の影響(日立造船)	160
2. 本研究のまとめ	164
2.1 船体構造部材の許容応力の調査	164
2. 1.1 設計理念の調査	164
2. 1.2 各国船級協会規則の調査	164
2. 1.3 社内規定の調査	164
2. 1.4 高応力部と就航実績	164
2. 1.5 設計理念検討のための基礎研究	164
2.2 船舶以外の構造物の許容応力の調査	164
2. 2.1 クレーン	164
2. 2.2 航空機	165
2. 2.3 圧力容器	165
2. 2.4 鋼鉄道橋及び鋼道路橋	165
2. 2.5 建築構造物	165
2.3 船体構造部材の信頼性解析	165
2. 3.1 工作精度と船体強度	165
2. 3.2 信頼性解析に関する基礎的問題	165
2. 3.3 信頼性解析による損傷率の推定	166
2.4 船体縦強度解析	167
2. 4.1 N K のトータルシステムによるタンカーの縦強度計算結果とその評価	167
2. 4.2 三菱のトータルシステムによるタンカーの縦強度計算結果とその評価	167
2. 4.3 三井の Bulk Carrier Hull Girder Strength 計算結果とその評価	167
2. 4.4 コンテナ船の精密計算による縦強度解析	167
2. 4.5 コンテナ船の船体縦強度の長期予測	167
2. 4.6 縦強度解析システムによる縦通部材剪断応力計算	168
2. 4.7 船体縦強度に関する波浪断面力の調査	168
2.5 船体横強度解析	168
2. 5.1 N K の横強度トータルシステムの開発とその計算結果	168

2.5.2	三菱の横強度トータルシステムの開発とその計算結果	168
2.5.3	横強度直接予測計算及び設計波理念	169
2.5.4	タンカー横強度部材応力の長期予測	169
2.5.5	ラッキングと船体横強度	169
2.5.6	相対変位が動的荷重に及ぼす影響	170
2.5.7	波浪中のタンカーの横強度	170
2.5.8	構造方式と横強度付加応力	170
2.5.9	タンカー高応力部の変動応力	170
2.6	船体用鋼材の強度	171
2.6.1	高張力鋼の許容応力	171
2.6.2	縦強度部材の疲労強度	171
2.6.3	船体縦強度部材における表面亀裂からの疲労亀裂伝播寿命	171
2.6.4	疲労強度のバラツキ	171
2.7	初期不整のある防撓板の座屈強度	172

概要

従来、船体構造部材の許容応力は、主として経験的な面から決定されてきた。そのため、部材ごとに許容応力がかなり異ったり、また、その相違について合理性が乏しかった。

そこで、本研究部会では、船体構造部材を安全に、より合理的に設計するため、今まで経験のみに頼っていた許容応力に対し、統計的な応力解析と信頼性解析による合理的許容応力を設定することを目的として、本年度は下記の項目について研究を行った。以下、研究の概要について述べる。

なお、本研究は、本年度を最終年度として、5ヶ年にわたった研究を終了した。

1. 許容応力を決定するための要因の検討

1.1 解析法と安全率の関係（信頼性小委員会）

前年度までにタンカーを対象として、船体材料の強度、板厚のバラツキ、初期不整の影響等を考慮した船体総強度について検討してきた。

本年度は、一般貨物船4隻、コンテナ船8隻、バルクキャリア8隻を対象として、総強度及びその分布範囲について研究した。今回の対象船は、船の長さが90m～250mの範囲にわたっており、これらの結果を総合すると、実船の強度とその分布が、船型、船種によりどのように異なるかが明らかになる。

今回の調査結果から次のような事柄が明らかになった。

- (1) 一般に、強度は強力甲板の方が船底外板より若干高い。
- (2) 強度は対象とする損傷形式によりその値は僅か変化するが、比較的小型の船では、強度の平均値が降伏応力の80%程度になった例もある。
- (3) 強度の変動係数は大体10%以下であり、未知の要因による変動の増加を加味しても、強度の変動係数は13%以下と推定される。

次に、船体強度のバラツキを考えた場合、損傷確率と許容応力との関係を明らかにするため、次のような仮定で損傷確率と許容応力との関係を表わす図表を作成した。すなわち、静水中の総応力の分布は標準偏差が 2kg/mm^2 の正規分布、船体強度の分布は変動係数が13%の正規分布、波浪応力の分布は長期分布が指數分布（最大値は負荷回数 10^8 回のときの極値分布）に従うと仮定して図表を作成した。この場合の許容応力は、許容静水応力と波浪荷重の特性最大値に対する波浪応力の和で表わした。

また、この図表から、一定の損傷確率に対応する許容応力は、許容静水応力の増加とともに、ほぼ直線的に増加することが明らかになった。

1.2 コンテナ船の Hull Girder 強度に関する研究（三菱重工業）

前年度までに、3隻($L=245, 273, 204\text{m}$)のコンテナ船について、トータルシステム計算を行ったが、今年度は、さらに、 $L=173\text{m}$ のコンテナ船について計算を行い、総応力の長期予測値を求めた。

これら4隻の計算結果を検討して、縦曲げ応力、水平曲げ応力及びねじりによるワーピング応力の長期予測値を求めるための等価波を設定した。また、各応力成分の二乗和平方根に修正係数を乗ずることにより、合成応力の長期予測値を求める簡易推定法を導入した。この簡易推定法によれば、最大10%弱の誤差範囲内で、トータルシステム計算結果と簡易計算法の推定値とは一致するようである。

1.3 コンテナ船の船体総強度の長期予測に関する研究（石川島播磨重工業）

船体ハルガーダ解析トータルシステムを使用して、コンテナ船の横強度部材に発生する応力及びハルガーダの断面力等の長期予測解析を行い、コンテナ船の横強度について検討した。供試船はコンテナ搭載個数1,000, 1,400及び1,800個積みの大小3隻のコンテナ船で、満載出港状態について計算を行った。その結果、次のような結果が得られた。

- (1) 規則波中における断面力や変動応力は、大小3隻の船についてほぼ同様の傾向である。
- (2) 横強度部材に生ずる変動応力の各発現確率レベルにおける期待値は、船によっては、船体平行部から船首寄りの位置でもっとも大きくなる場合があり、その場合には、船型の瘠せによる剛性の低下のため、その位置の上甲板の応力がかなり大きくなる場合も考えられる。

1.4 船体横強度に関する波浪断面力の調査（日本海事協会）

船体横強度解析トータルシステムを使用して、波浪により船体ハルガーダに生ずる断面力の6成分（垂直剪断力、垂直曲げモーメント、水平剪断力、水平曲げモーメント、軸力、振りモーメント）を計算し、その長期予測値を求めた。

計算対象船は、一般貨物船、バルクキャリア、鉱石運搬船、コンテナ船、タンカー等計36隻で、種々の条件を変えて計算を行い、吃水、貨物偏積、船型の肥瘠度、速度等の変化が断面力に及ぼす影響について調査した。

この計算結果から、上記波浪断面力の6成分を簡単に推定する略算式を導入した。さらに、この略算式と、各主要船級協会規則の断面力の算式とを比較検討した。

1.5 疲労強度のバラツキの実験（大阪大学）

疲労強度のバラツキを統計的に調査するため、今年度はS M 41 B材のすみ肉溶接試験片による両振り平面曲げ疲労試験を行い、破断寿命が約 10^4 , 10^5 , 10^6 の3種の曲げ応力レベルで疲労寿命の分布を検討した。前年度行った平滑試験片及び突合せ溶接試験片の結果と今年度のすみ肉溶接試験片の結果から、次のような事項が判明した。

- (1) 各試験片の寿命の分布は、ほぼ対数正規分布及びワイブル分布に従い、正規分布には余り適合しない。
- (2) 対数正規分布とワイブル分布との適合性の優劣は、この程度の試験片数（各応力レベルに対し約40本）では、明らかな差異は認められない。
- (3) 疲労試験片の溶接部の形状が破断寿命に及ぼす影響は、本実験の範囲内では、明確には認められなかった。ただし、試験片の中で明らかに溶接部にアンダーカットを有するものは実験から除外した。
- (4) 疲労破断寿命のバラツキは、各応力レベルとも、すみ肉溶接試験片がもっとも大きい。平滑試験片と突合せ溶接試験片のバラツキを比較すると、破断寿命 10^4 附近では平滑試験片の方がやや小さく、逆に、破断寿命 10^6 附近では突合せ溶接試験片の方がバラツキは小である。

1.6 船体横強度トータルシステムによる計算結果（三菱重工業）

横強度トータルシステムの計算プログラムを使用して、21万DWTタンカーのバラスト状態の波浪中における強度解析を行い、前年度行った満載状態における計算結果と併せて検討した結果、大略次のようなことがわかった。

- (1) 満載状態とバラスト状態とでは、トランスリングのフェイスに生ずる直応力の変動は、満載状態の方が大きい。
- (2) 本船の就航期間を約20年間とし、そのうち、満載状態とバラスト状態が半々であると仮定し、トランスリングのフェイスの疲労被害度を算定したところ、ガンセル部、ビルジ部、アッパーストラット端部（船側部で下面、縦通隔壁側で上面）及びセンタータンクのボトムトランスの端部で、疲労被害度は大きくなり、その値は0.1～0.01程度であった。
- (3) 従来の簡易計算法（平面骨組計算に波浪変動圧を加えた計算法）による変動応力と本トータルシステムによる

変動応力とを比較したところ、何れの積付け状態でも、両計算結果は傾向的にはほぼ一致するが、簡易計算による値が大きくなる傾向がある。これは、主として、荷油動圧によるものと考えられる。

1.7 横強度直接受け計算及び設計波概念（三井造船）

船舶の実際設計においては、詳細な直接応力受け計算を行う代りに、近似的な推定法の一つとして、設計波の概念が導入されている。今年度は、応力の直接受け値と、設計波中での値とを比較検討するため、一例として、船の長さ150mの広幅貨物船を対象として、二次元骨組モデルによる数値解析を行った。

その結果、本計算では倉内荷物による変動荷重の影響は無視しているが、両方の計算値は80%以上の精度で一致している。倉内荷物の影響については、今後検討する必要がある。また、設計波に対する船型（船の長さ及びCb）及び船速の影響についても検討した。

1.8 初期不整のある部材の座屈強度の解析（東京大学）

前年度には、パネルに初期たわみのある基本的な防撓板構造の面内圧縮強度について実験研究を行い、最高荷重を求めるための解析的手法を導入した。

本年度は、更に、実構造に近い防撓板の圧縮最終強度実験、簡易計算法の高精度化、剪断荷重を受ける座屈強度解析について研究を行った。以下、その概要を示す。

- (1) 縦1.500m×横1.000mの平板に縦スチフナー5本、横スチフナー2本を入れた防撓板4体を作り圧縮強度試験を行った。パネルのアスペクト比は3、横方向のスチフナーの曲げ剛性は一定とし、縦方向スチフナーの曲げ剛性を変化させた。今回は、初期たわみは意図的にはつけなかったが、薄板のため、試験体製作時に初期不整があり、最高荷重が予想される座屈荷重を下回るものもあった。
- (2) 本解析法では崩壊荷重を推定するため、塑性設計の概念を導入しているが、今回これを有限要素を考慮した塑性設計にまで拡大し、崩壊時の荷重-横たわみ曲線を求めた。本方法の導入によって、簡易計算法の精度がかなり向上するものと思われる。
- (3) 周辺を単純支持された防撓板に純剪断荷重を負荷した場合の座屈値をエネルギー法に基づいて解析したところ、スチフナーの剛性の大小により、局部的な波形をもつ局部座屈と、全体的な波形をもつ全体座屈とがおこることがわかった。さらに、両者の境界のスチフナー剛性として、剪断に対するアムを計算により求めた。

1.9 横強度トータルシステム計算における非線型性の影響（日立造船）

波浪中の船舶の横強度解析における変動圧力の非線型性が横行リンクに生ずる変動応力の長期予測値に及ぼす影響を調査したところ、次のようにわかった。

- (1) 水線面より上部、たとえばガンネル部では非線型性の影響を大きく受け、最大約20%増し程度になることがある。
- (2) 水線面より下方では、非線型性の影響は少ない。

2. 研究成果のとりまとめ

本研究部会が5年間にわたって実施してきた研究は、船体構造部材の許容応力を決定するための重要な基礎資料となるもので、その研究範囲もかなり広汎なものである。これらの研究を下記の7つの部門に大別して、研究の内容及び成果等について、その概要をまとめた。

- (1) 船体許容応力の調査
- (2) 船舶以外の構造物の許容応力の調査

- (3) 船体構造部材の信頼性解析
- (4) 船体縦強度解析
- (5) 船体横強度解析
- (6) 船体用鋼板の強度
- (7) 初期不整のある部材の座屈強度

1. 許容応力を決定するための要因の検討

1.1 解析法と安全率の関係

(防衛大学校、東京農工大学、横浜国立大学、日本海事協会、石川島播磨重工業、川崎重工業、三井造船)

1.1.1 縦強度材の圧縮強度の船種、船型(大きさ)による変化

(1) 対象船

50年度では大型タンカーの強力甲板、および船底を対象として、材料の強度のバラツキ、初期不整を考えたときの圧縮強度の平均値と変動係数を求め、さらに船の生涯における波浪荷重負荷回数を 10^8 回と仮定したときの、各種損傷形式に対する損傷確率を求めた。

このような検討結果を、さらに縦強度材の許容応力決定の基礎資料とするためには、上記の圧縮強度が船種、あるいは船型(船体寸法)に応じてどのように変化するものかを明らかにする必要がある。

51年度は上記の見解から、表1.1.1に示す一般貨物船、バルクキャリア、コンテナ船を対象とし、強力甲板、および船底の縦強度材の圧縮強度を求めた。

(2) ロンジ間パネルの初期降伏

強力甲板および船底外板のロンジとトランスによって囲まれたパネルを対象とし、パネルには初期撓み(やせ馬)があり、横荷重(水圧)と面内圧縮応力(縦曲げ応力)が作用する場合の初期降伏強度を、板厚および初期撓みを確率変数として、有限変形理論を適用して解析した。

解析の際の仮定、および解析の手順を列記すると次のような。

(a) 船底外板には満載喫水の水頭に等しい水圧が加わるものとする。強力甲板にはN K ルールを参考に、次の水頭 h (m) の水圧が働くものとする。

$$\begin{aligned} h &= 2.6 \text{ (m)} \quad (L < 80 \text{ m}) \\ &= 0.01L + 1.8 \text{ (m)} \quad (80 \text{ m} \leq L \leq 130 \text{ m}) \\ &= 3.1 \text{ (m)} \quad (130 \text{ m} < L) \end{aligned}$$

(b) パネルの初期撓み w_0 は、J S Q S を参考にして、平均値 1.02 mm 、標準偏差 1.82 mm の正規分布を仮定した。

(c) 初期撓みを有する周辺固定のパネルに上記の水圧が作用したときの付加撓み w_1 と、パネル中央表面の応力(幅方向および長さ方向)を求める。

(d) w_0 と w_1 の和に等しい初期撓みを有する周辺支持のパネルに、面内圧縮応力 σ のみが作用したときのパネル中央の応力(幅方向および長さ方向)を求める。

(e) 上記(c)および(d)において求められた応力がMisesの降伏条件を満たす際の σ の値を初期降伏応力とする。

表1.1.1 の各船の強度の平均値を、上記の手順で求めた結果を、表1.1.2 に示す。

なお、板厚の平均は、公称板厚の 0.98 とし、変動係数は

$$\begin{aligned} 0.24/t \text{ (\%)} &\quad (t \leq 20) \\ 1.2 \text{ (\%)} &\quad (t > 20) \end{aligned}$$

の正規分布を仮定した。

ロンジ間パネルの強度に影響を与える b/t は図1.1.2～1.1.3に示すように、船底外板では明らかにしとともに減少する。また強力甲板はバラツキが多いが、しとともに減少する傾向はみら

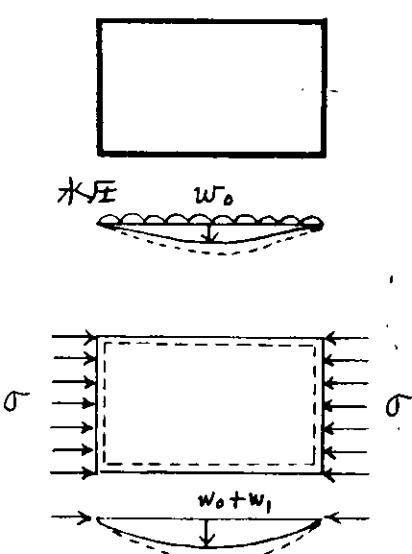


図1.1.1

表一覽要目題對象船王等一卷

船種	船名	主要素寸法			重量トントン数	強力		甲板		船底	
		L (m)	B (m)	D (m)		厚mm	板厚mm	トランス心距離mm	心距离mm	板厚mm	トランス心距离mm
貨物船	1	150.30×20.50×12.90×	9.374	13.945	2.5	3.200	8.40	15.0×9.0×12.1A	1.9.5	3.200	9.00
	2	94.10×15.00×7.70×	6.377	5.113	1.8	3.200	7.00	15.0×9.0×9.1A	1.3	3.200	7.00
	3	88.00×15.50×8.00×	6.716	5.327	1.8	2.600	8.50	12.5×9.0×10.1A	12.5	2.600	7.00
	4	166.00×23.70×17.50×	9.70	24.817	2.5	6.000	9.00	3.00×28 FB	1.6	3.000	7.35
	5	136.00×21.80×12.00×	9.07	16.036	1.8	3.040	8.00	20.0×9.0×14/9 1A	15.5	3.040	8.00
バール	6	143.00×22.70×13.20×	9.742	18.790	1.9	3.200	7.45	20.0×9.0×14/9 1A	1.6	3.200	7.75
タクギ	7	146.00×22.80×13.40×	9.88	19.796	1.9	3.000	8.50	2.00×25 FB	16.5	3.000	7.85
リヤ	8	165.00×25.40×13.40×	9.623	25.304	2.54	3.000	8.00	3.50×30 FB	18.5	3.000	8.00
アリ	9	164.00×24.80×14.00×	10.10	26.904	3.1	1.600	7.75	2.50×28 FB	17.5	1.600	7.75
アリ	10	197.00×32.20×17.80×	11.325	49.105	29.5	4.320	7.20	3.30×3.5 FB	17.5	2.160	7.20
アリ	11	218.00×32.20×17.70×	12.37	59.859	3.0	3.400	8.00	4.00×3.5 FB	2.1	1.700	8.00
	12	248.00×38.00×23.70×	16.50	115.535	3.4	4.800	9.00	4.50×4.0 FB	2.1	2.400	8.00
	13	109.00×18.00×8.25×	6.019	5.734	3.6	2.800	7.30	25.0×9.0×15/10 1A	1.4	2.800	7.00
セイ	14	195.00×30.00×16.70×	10.526	23.127	4.3	3.600	5.50	5.00×4.0 FB	2.1	3.600	9.19
セイ	15	195.00×30.00×16.30×	10.526	23.778	3.7	2.315	7.00	2.50×3.8 FB	21.5	2.315	9.30
テ	16	204.00×31.20×18.90×	11.227	26.837	3.7	3.380	8.00	4.50×3.5 FB	2.1	3.380	8.90
テ	17	245.00×	X	X	4.3	3.600	5.00	5.00×4.0 FB	—	—	—
テ	18	273.00×	X	X	4.3	3.600	5.50	5.00×5.0 FB	—	—	—
船	19	204.00×	X	X	3.5	3.600	6.00	4.50×3.0 FB	—	—	—
船	20	247.00×32.20×19.80×	11.50	32.850	4.5	3.380	6.70	4.80×4.0 FB	—	—	—

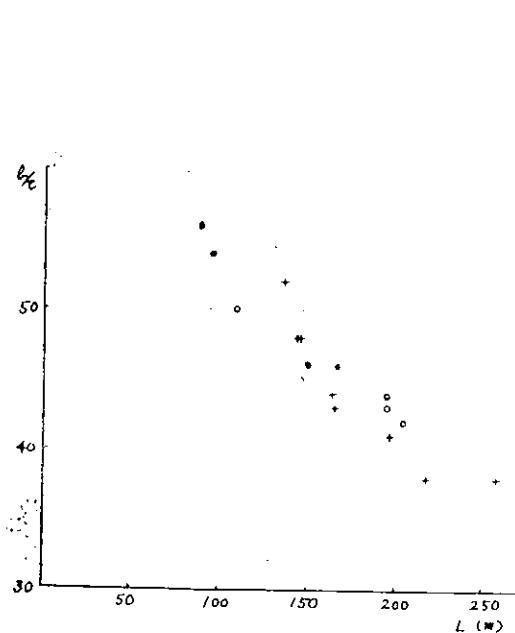
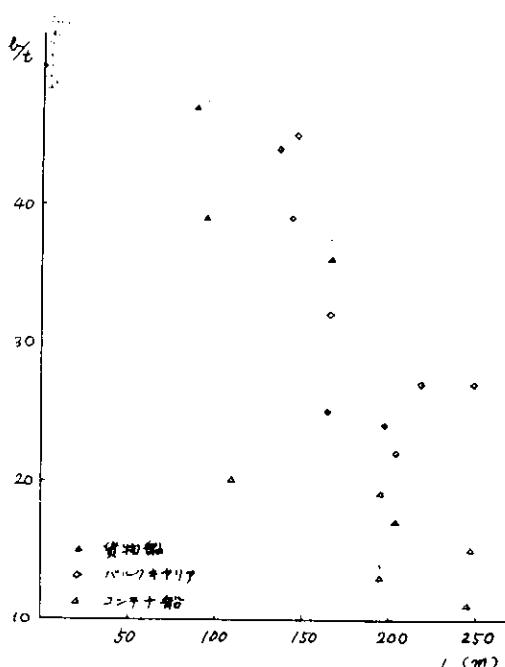
備考

表 1.1.2 ロンジ間パネルの初期降伏圧縮応力

船種 船名	強 力	甲 板		船 底 外 板					
		水頭	b/t	σ/σ_Y	C.O.V.	水頭	b/t	σ/σ_Y	C.O.V.
貨物船	2	1.92	3.9	0.97	3.1%	6.38	5.4	0.84	6.3%
	3	1.88	4.7	0.94	4.8	6.72	5.6	0.79	4.9
	4	2.17	3.6	0.98	1.8	9.70	4.6	0.82	6.1
バルクキャリア	5	3.10	4.4	0.97	3.7	9.07	5.2	0.83	4.2
	6	3.10	4.5	0.92	4.2	9.88	4.8	0.80	3.8
	7	3.10	3.9	0.96	3.1	9.74	4.8	0.81	3.9
	8	3.10	3.2	0.97	3.1	9.62	4.3	0.84	3.8
	9	3.10	2.5	0.96	4.8	10.10	4.4	0.75	8.0
	10	3.10	2.4	0.98	1.8	11.33	4.1	0.82	5.2
	11	3.10	2.7	0.97	2.5	12.37	3.8	0.79	6.9
	12	3.10	2.7	0.98	1.9	16.50	3.8	0.79	5.0
コンテナ船	13	2.89	2.0	0.98	2.5	6.02	5.0	0.86	4.3
	14	3.10	1.3	0.99	2.2	10.53	4.4	0.83	3.7
	15	3.10	1.9	0.98	2.8	10.53	4.3	0.79	5.8
	16	3.10	2.2	0.98	1.5	11.23	4.2	0.83	3.8
備考	b ロンジ心距, t 甲板または外板板厚 σ_Y 降伏応力 (28.9 kg/mm^2) 水頭 m								

れる。しかし、表 1.1.2 に示す結果では、初期降伏強度に関する限りは、船型による変化は明らかでなかった。また、船種による差も見出せなかった。

後述の他の形式の損傷と同様、この場合も船底は強力甲板より若干強度が低く。

図 1.1.2 ロンジ間パネルの b/t (船底外板)図 1.1.3 ロンジ間パネルの b/t (強力甲板)

(3) ロンジ間パネルの最終強度

(a) 最終強度計算方法

ロンジ間パネルの最終強度は、その座屈モードから単純支持された正方形板の問題として取り扱うことができる。初期たわみを有する正方形板の最終強度については、上田等^{注)}が実験と計算により、初期たわみと板厚の関数として

$$R = \frac{\sigma_u}{\sigma_Y} = \frac{1.338 \eta^2 + 4.380 \eta + 2.647}{\xi + 6.130 \eta + 0.720}$$

$$-0.271 \eta - 0.088 \quad \dots \quad (1.1.1)$$

ここで、 $\xi = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}}$, $\eta = \frac{w_0}{t}$

w_0 : 最大初期たわみ量, t : 板厚, b : 板幅, σ_Y : 降伏応力, E : ヤング率

と表わされている。(図1.1.4 参照)

式(1.1.1)で、初期たわみ w_0 と板厚 t を確率変数とした場合、最終強度 R の確率統計量は First Order Approximation により求めることができる。

すなわち、初期たわみおよび板厚の平均と分散をそれぞれ、 $[\bar{w}_0, S^2 w_0]$, $[\bar{t}, S^2 t]$ と表わすと、式(1.1.1)でのパラメーター ξ , η の平均 $\bar{\xi}$, $\bar{\eta}$ は

$$\bar{\xi} = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}}, \quad \bar{\eta} = \frac{\bar{w}_0}{t} \quad \dots \quad (1.1.2)$$

となり、分散 $S^2 \xi$, $S^2 \eta$ は

$$S^2 \xi = \left(\frac{\partial \bar{\xi}}{\partial \bar{t}} \right)^2 S^2 t, \quad S^2 \eta = \left(\frac{\partial \bar{\eta}}{\partial \bar{t}} \right)^2 S^2 t + \left(\frac{\partial \bar{\eta}}{\partial \bar{w}_0} \right)^2 S^2 w_0 \quad \dots \quad (1.1.3)$$

となる。したがって、式(1.1.1)の最終強度 R の平均値 \bar{R} と分散 S_R^2 は式(1.1.2), (1.1.3)を用いて

$$\bar{R} = \frac{1.338 \bar{\eta}^2 + 4.380 \bar{\eta} + 2.647}{\bar{\xi} + 6.130 \bar{\eta} + 0.720}$$

$$-0.271 \bar{\eta} - 0.088 \quad \dots \quad (1.1.4)$$

$$S_R^2 = \left(\frac{\partial \bar{R}}{\partial \bar{\xi}} \right)^2 S^2 \xi + \left(\frac{\partial \bar{R}}{\partial \bar{\eta}} \right)^2 S^2 \eta \quad \dots \quad (1.1.5)$$

となる。

(b) 計算結果と考察

表1.1.1に示された各船の強力甲板と船底ロンジ間パネルについて、初期たわみと板厚のバラツキを考慮し、最終強度の平均とバラツキを計算した。

まず、初期たわみは J S Q S の工作基準で示された基準値

標準範囲	4 mm以内	95%
許容範囲	6 mm以内	99.7%

を正規分布にあてはめ

平均値	1.02 mm
標準偏差	1.82 mm

として用いた。また、各パネルには水圧が横荷重として作用するが、

強力甲板については N K rule による水頭 h の算式

$$\left. \begin{aligned} h &= 3.1 \times 0.7 & (130 < L) \\ &= (0.01L + 1.8) \times 0.7 & (80 \leq L \leq 130) \\ &= 2.6 \times 0.7 & (L < 80) \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (1.1.6)$$

を用い、船底については満載吃水に対する静水圧を考え、ロング間パネルの周辺を固定とした場合の静的なたわみを求め、上述の初期たわみの平均値に加算した。表1.1.3, 1.1.4は強力甲板および船底についての計算結果である。

次に、板厚については信頼性小委員会の調査から表1.1.5に示すような公称板厚に対する平均値とバラツキの結果がえられているのでこれを用いた。

表1.1.6, 1.1.7は式(1.1.2)～(1.1.5)に従って、強力甲板と船底ロング間パネルについて最終強度の平均値とバラツキを計算した結果である。なお、図1.1.4からわかるように、今回計算された初期たわみの範囲では、 $b/t\sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} < 1.5$ に対して最終強度が塑性座屈強度($\sigma_u/\sigma_y = 1.0$)に等しくなるため、表1.1.6, 1.1.7のこのようないかだについては、板厚の平均値の公称板厚に対する低下分を最終強度に考慮し、また、最終強度のバラツキについては、鋼材の降伏点の変動係数7.5%と板厚の変動係数1.3%から計算した。

図1.1.5は表1.1.7に示された船底ロング間パネルの最終強度の平均値と船長Lの関係を図示したものである。

考 紋

- ① 強力甲板では一般に板厚が厚いため、ほとんどの場合最終強度は塑性座屈強度に近い強度を有する。
- ② 強力甲板部より船底部の方が全体に強度が低い。
- ③ 最終強度のバラツキは変動係数で8～10%程度と考えられる。
- ④ 対象船の船底ロング間パネルの平均最終強度($\bar{\sigma}_u/\sigma_y$)と船長L^mの間には、200m以下の中・小型船では

$$\left(\frac{\bar{\sigma}_u}{\sigma_y} \right) = 0.17 \frac{L}{100} + 0.61 \quad \dots \quad (1.1.7)$$

の関係が見られる。これは主として b/t の変化による初期たわみの影響と考えられる。

表1.1.3 強力甲板ロング間パネルの初期たわみ (単位 mm)

船種	番号	板厚	幅(b)	横荷重による撓み	初期たわみ	
					平均値	標準偏差
貨物船	1	2.5	840	0.096	1.116	1.813
	2	1.8	700	0.108	1.125	"
	3	1.8	850	0.229	1.246	"
	4	2.5	900	0.125	1.142	"
バルク船	5	1.8	800	0.298	1.285	"
	6	1.9	850	0.322	1.339	"
	7	1.9	745	0.190	1.207	"
	8	2.54	800	0.106	1.123	"
	9	3.1	775	0.051	1.068	"
	10	2.95	720	0.044	1.061	"
	11	3.0	800	0.064	1.081	"
	12	3.4	900	0.071	1.088	"
コングテナ船	13	3.6	730	0.024	1.041	"
	14	4.3	550	0.005	1.022	"
	15	3.7	700	0.020	1.037	"
	16	3.7	800	0.034	1.051	"

注) 上田翠雄、安川慶、矢尾哲也、池上博、大南亮一『圧縮を受ける正方形板の最終強度に関する研究(第2報)』日本造船学会論文集第140号(昭和51年12月)

表 1.1.4 船底ランジ間パネルの初期挠み (単位 mm)

船種	番号	板厚	幅(b)	横荷重による挠み	初期 挠み	
					平均値	標準偏差
貨物船	1	1.9.5	900	0.575	1.595	1.813
	2	1.3	700	0.476	1.493	"
	3	1.2.5	700	0.564	1.581	"
	4	1.6	735	0.472	1.489	"
バルタ・キャリア	5	1.5.5	800	0.682	1.699	"
	6	1.6.5	785	0.571	1.588	"
	7	1.6.0	775	0.586	1.603	"
	8	1.8.5	800	0.425	1.442	"
	9	1.7.5	775	0.465	1.482	"
	10	1.7.5	720	0.388	1.405	"
	11	2.1	800	0.374	1.391	"
	12	2.1	800	0.499	1.516	"
コンテナ船	13	1.4	700	0.360	1.377	"
	14	2.1	919	0.554	1.571	"
	15	2.1.5	930	0.541	1.558	"
	16	2.1	890	0.520	1.537	"

表 1.1.5 板厚の平均とバラツキ

公称板厚	平均値	変動係数
$t \leq 10 \text{ mm}$	0.98t	2.4%
$10 \text{ mm} \leq t \leq 20 \text{ mm}$	0.98t	0.24/t %
$t \geq 20 \text{ mm}$	0.98t	1.2%

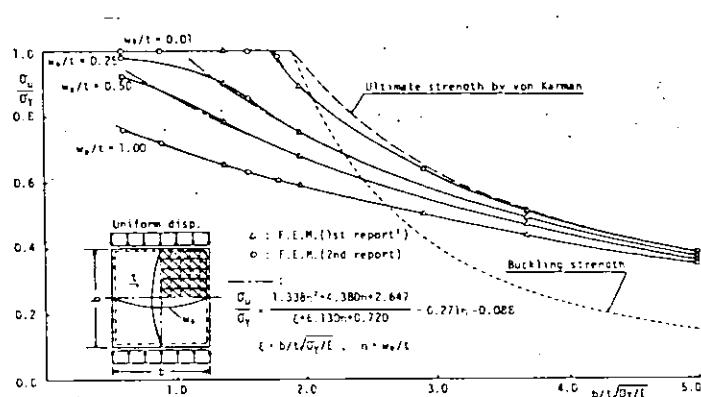


図 1.1.4 初期たわみと最終強度の関係

表1.1.6 強力甲板ランジ間パネルの最終強度 ($\sigma_Y = 28.9 \text{ kg/mm}^2$)

船種	番号	$b/t\sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}}$		w_0/t		最終強度 (σ_u/σ_Y)		
		平均値	標準偏差	平均値	標準偏差	平均値	標準偏差	C.O.V. (%)
貨物船	1	1.27	0.015	0.05	0.07	0.98	0.074	7.6
	2	1.46	0.020	0.06	0.10	0.98	0.074	7.6
	3	1.78	0.024	0.07	0.10	0.88	0.084	9.5
	4	1.36	0.016	0.05	0.07	0.98	0.074	7.6
バルク・キャリア	5	1.67	0.022	0.07	0.10	0.92	0.094	10.2
	6	1.68	0.021	0.07	0.10	0.92	0.088	9.6
	7	1.48	0.019	0.06	0.10	0.98	0.074	7.6
	8	1.19	0.014	0.05	0.07	0.98	0.074	7.6
	9	0.94	0.011	0.04	0.06	0.98	0.074	7.6
	10	0.92	0.011	0.04	0.06	0.98	0.074	7.6
	11	1.00	0.012	0.04	0.06	0.98	0.074	7.6
	12	1.00	0.012	0.03	0.05	0.98	0.074	7.6
コンテナ船	13	0.76	0.009	0.03	0.05	0.98	0.074	7.6
	14	0.48	0.006	0.02	0.04	0.98	0.074	7.6
	15	0.71	0.009	0.03	0.05	0.98	0.074	7.6
	16	0.81	0.010	0.03	0.05	0.98	0.074	7.6

表1.1.7 船底ランジ間パネルの最終強度 ($\sigma_Y = 28.9 \text{ kg/mm}^2$)

船種	番号	$b/t\sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}}$		w_0/t		最終強度 (σ_u/σ_Y)		
		平均値	標準偏差	平均値	標準偏差	平均値	標準偏差	C.O.V. (%)
貨物船	1	1.74	0.027	0.08	0.10	0.89	0.077	8.7
	2	2.03	0.037	0.12	0.14	0.78	0.076	9.8
	3	2.11	0.040	0.13	0.15	0.75	0.071	9.4
	4	1.73	0.026	0.19	0.12	0.88	0.091	10.3
バルク・キャリア	5	1.94	0.030	0.11	0.11	0.80	0.070	8.8
	6	1.79	0.026	0.10	0.11	0.86	0.082	9.5
	7	1.82	0.027	0.10	0.12	0.84	0.080	9.5
	8	1.63	0.021	0.08	0.10	0.93	0.093	10.0
	9	1.67	0.023	0.09	0.11	0.91	0.092	10.1
	10	1.55	0.021	0.82	0.11	0.96	0.107	11.1
	11	1.43	0.017	0.07	0.09	0.98	0.074	7.6
	12	1.43	0.017	0.07	0.09	0.98	0.074	7.6
コンテナ船	13	1.88	0.032	0.10	0.13	0.83	0.087	10.5
	14	1.65	0.020	0.08	0.09	0.93	0.082	8.8
	15	1.63	0.018	0.07	0.09	0.93	0.082	8.8
	16	1.60	0.019	0.07	0.09	0.95	0.087	9.2

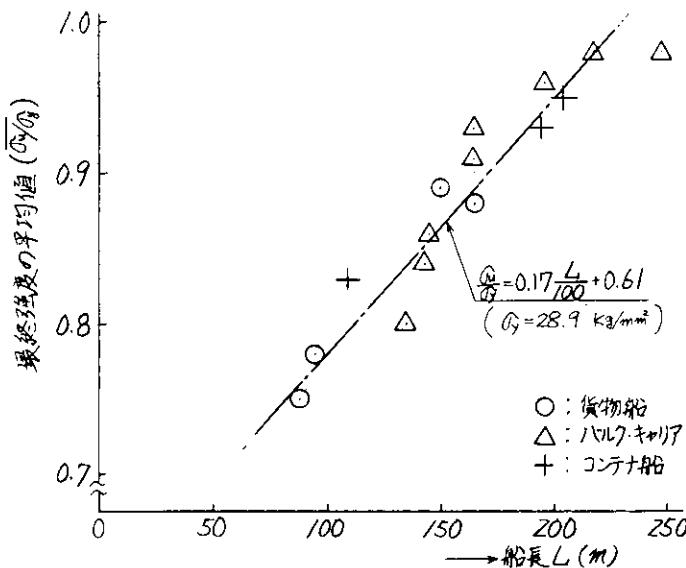


図 1.1.5 最終強度の平均値と船長の関係
(船底 ロンジ間 パネル)

(4) 強力甲板および船底防撓材の初期降伏強度

甲板および船底を船体に作用する縦曲げモーメントによる面内荷重と水圧による横荷重を受ける直交異方性板と考え、初期降伏を生ずる荷重を求めた。

初期降伏強度計算の仮定と計算手順はつきのとおりである。

計算の仮定

1) 甲板あるいは船底構造の縦、横の隔壁やウェブトランス等で区画された部分を取り出し、この防撓板を直交異方性板と考える。

2) 防撓材の初期撓みはJSQSを参考にしてつきのように定める。

$$P[\delta \leq 4 \text{ mm}] = 0.95, \quad P[\delta \leq 6 \text{ mm}] = 0.997$$

3) 横荷重は甲板についてはNKの算式^{*}を、船底については満載吃水に対する水圧を用いた。

4) 鋼板の平均板厚は50年度の計算結果から、公称値の0.98とした。

計算の手順

1) 防撓板に横荷重のみを加えたときの撓み w'_0 と応力 σ_0' を計算する。

2) 初期撓み w_0 にこの横荷重による撓み w'_0 を加えた値を初期撓みとして最大圧縮応力(板側の応力)を計算する。これと横荷重による応力 σ_0 の和が材料の降伏点に等しくなる荷重を求める。

計算の結果を表1.1.8および図1.1.6～1.1.7に示す。

甲板防撓材の初期降伏応力の平均値はバルクキャリア、コンテナ船で降伏点のはば95%であり、貨物船はこれよりやゝ弱くなっている。また船底はすべての船種について甲板より弱い。

強度の変動係数は貨物船の甲板を除くすれば8%程度であり、一方鋼材の降伏点の変動係数は7.5%であるから、初期降伏強度の変動は降伏点の変動によって支配されると見てよい。これは初期撓みの変動による強度の変動が、貨物船の甲板を除けば変動係数の値で1～3%と小さいためである。

* $h = 3.1 \times 0.7$ $m (130 < L)$
 $= (0.01L + 1.8) \times 0.7$ $(80 \leq L \leq 130)$
 $= 2.6 \times 0.7$ $(L < 80)$

表 1.1.8 a 甲板防撓バネル初期降伏強度(平均値, COV)

船種 番号	パネル寸法		防撓材スペーサ		防撓材寸法		甲板荷重		初期撓みによる強度の変動係数		初期降伏強度			
	長さ mm	幅 mm	板厚 mm	mm	F _X mm	F _Y mm	d _w mm	t _w mm	b _f mm	t _f mm	K _q /cm ²	K _q /m ²	COV %	COV %
貨物船	1 3,200	6,650	2.5	3,200	8,40	1,50	1,2	9,0	1,2	0,318	1,4	6,1	$7,41 \times 10^6$	25.8 9.8
	2 3,200	3,500	1.8	3,200	7,00	1,50	9	9,0	9	0,143	1,6	5,3		
	3 2,600	3,550	1.8	2,600	8,50	1,25	1,0	9,0	1,0	0,135	1,6	6,6		
	4 6,000	5,970	2.5	6,000	9,00	3,00	2,8	—	—	0,216	1,6	3,2		
	5 3,040	5,600	1.8	3,040	8,00	2,00	9	9,0	1,4	0,318	3,6	2,1		
旅客船	6 3,200	6,150	1.9	3,200	7,45	2,00	9	9,0	1,4	0,318	3,3	2,2		
	7 3,000	5,900	1.9	3,000	8,50	2,00	2,5	—	—	0,318	2,6	3,3		
	8 3,000	6,400	2,54	3,000	8,00	3,50	3,0	—	—	0,318	1,0,0	1,4		
	9 1,600	6,200	3,1	1,600	7,75	2,50	2,8	—	—	0,318	1,45	1,9		
	10 4,320	9,100	29,5	4,320	7,20	3,30	3,5	—	—	0,318	4,5	1,7		
	11 3,400	5,700	3,0	3,400	8,00	4,00	3,5	—	—	0,318	1,0,7	1,2		
	12 4,800	4,500	3,4	4,800	9,00	4,50	4,0	—	—	0,318	6,9	1,2		
	13 2,800	1,960	3,6	2,800	7,30	2,50	1,0	9,0	1,5	0,214	5,8	2,0		
貨物船	14 3,600	2,100	4,3	3,600	5,50	5,00	4,0	—	—	0,318	1,7,7	1,1		
	15 2,315	3,730	3,7	2,315	7,00	2,50	3,8	—	—	0,318	8,2	2,1		
	16 3,380	2,790	3,7	3,380	8,00	4,50	3,5	—	—	0,318	1,3,6	1,1		
	17 3,600	2,200	4,3	3,600	5,00	5,00	4,0	—	—	0,318	1,1,7	1,8,0		
	18 3,600	2,300	4,3	3,600	5,50	5,00	5,0	—	—	0,318	1,4,7	1,8,3		
	19 3,600	2,500	3,5	3,600	6,00	4,50	3,0	—	—	0,318	1,3,2	1,2,9		
	20 3,380	3,456	4,5	3,380	6,70	4,80	4,0	—	—	0,318	1,6,7	1,0	$29,4 \times 10^6$	28,0 7,7

鋼材の降伏点 平均値 28.9 K_q/m², COV 7.5%

鋼材の板厚 平均値 公称値 × 0.98

表 1.1.8 b 船底防撓バネル初期降伏強度(平均値, COV)

船 種 類	番 号	バネル寸法		防撓材スペーカー		防撓材寸法		船 底 水 压 kg/cm^2	船底 波浪曲げ応力 ($Q=10^{-8}$) kg/cm^2	初期強 度に よる強 度の変動 σ_{cr}/σ_{YF}	初期強 度によ る強 度の変動 COV%	初期降伏強度 平均 値 kg/cm^2	初期降伏強度 標準 偏差 COV %
		長さ mm	幅 mm	板厚 mm	F _x mm	F _y mm	d _w mm	t _w mm	b _f mm	t _f mm			
貨 物 船	1	3,200	1.95	3,200	900	250	12 ^{BP}				0.65	1.78	3.6
	2	3,200	3.500	1.3	3,200	700	200	10 ^{BP}			0.69	2.92	2.9
	3	2,600	4,200	1.25	2,600	700	150	9	90	9	0.99	4.24	2.0
	4	3,000	2,940	1.6	3,000	735	200	9	90	14			
バ ル ク ・ ギ ヤ リ ア	5	3,040	4,800	1.55	3,040	800	200	9	90	14	0.93	3.95	1.9
	6	3,200	3,100	1.6	3,200	775	250	10	90	15	1.00	5.88	1.5
	7	3,000	3,200	1.65	3,000	785	250	10	90	15	1.01	6.53	1.4
	8	3,000	4,000	1.85	3,000	800	200	9	90	14	0.99	3.68	2.1
キ ヤ リ ア	9	1,600	3,100	1.75	1,600	775	200	9	90	14	1.04	13.59	1.6
	10	2,160	3,600	1.75	2,160	720	300	11	90	16	1.16	19.25	1.1
	11	1,700	3,900	2.1	1,700	800	250	10	90	15	1.27	17.56	1.3
	12	2,400	3,200	1.75	2,400	800	350	12	100	17	1.69	21.79	1.0
シ ン テ ナ 船	13	2,800	2,805	1.4	2,800	700	200	10 ^{BP}			0.62	2.24	3.5
	14	3,600	3,393	2.1	3,600	919	200	9	90	14	0.98	2.20	2.7
	15	2,315	2,785	21.5	2,315	930	300	13	90	17	1.08	13.84	1.2
	16	3,380	3,445	21	3,380	890	250	12	90	16	1.15	4.47	1.6

鋼材の降伏点 平均値 $28.9 \text{ kg}/\text{cm}^2$, COV 7.5%
 鋼材の板厚 平均値 = 公称値 $\times 0.98$

甲板および船底のいずれについても、とり上げた範囲内では初期降伏応力は船長とあまり関係がなく、ほど一定と見てよからう。

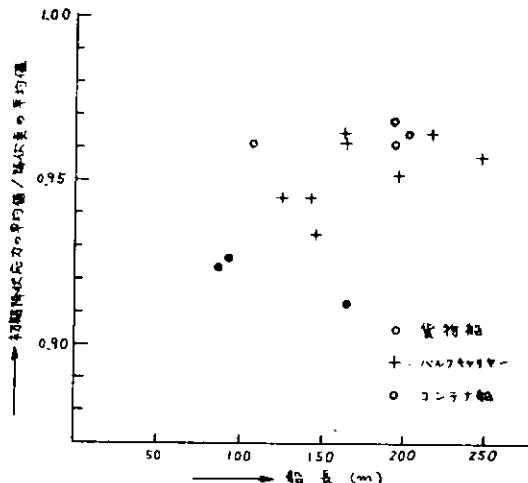


図 1.1.6 甲板防撃材の初期降伏応力と船長

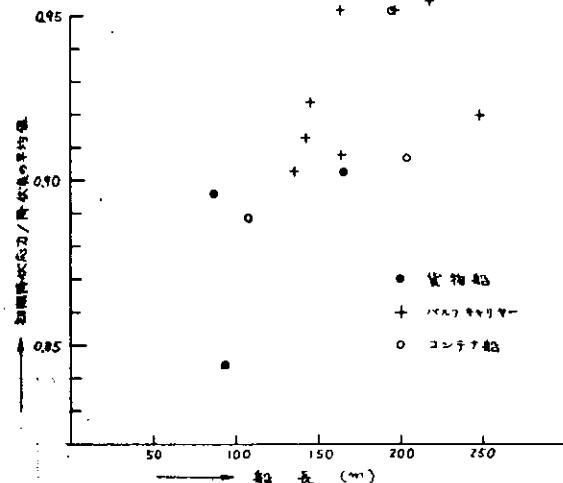


図 1.1.7 船底防撃材の初期降伏応力と船長

(5) ロンジの曲げねじれによる初期降伏強度

ロンジの横倒れ初期不整が、ロンジの曲がりによって生じるか、ねじれによって生じるかは現在のところ資料がない。前年度では初期不整がねじれによって生じるとして、圧縮による初期降伏強度を求めたが、甲板ロンジのような平鋼では曲がりによって生じる場合が多いと考え、ロンジが初期曲がりを有する場合の初期降伏強度を求める。

ロンジが初期曲がりを有するため、図 1.1.8 に示すように、ロンジと甲板（または甲板）との接縫 O は δ_0 の初期不整があるものとする。

ロンジに圧縮応力 σ が働き、 φ のねじれを生じたものとする。ロンジの任意の位置における微小長さ dz の部分の挙動を考える。 O より r だけ離れた断面上の微小部分 ($dx \times dy$) は、ロンジの曲げねじれのため、 $z = z$ の断面では、

$$\sigma dx dy \left(\frac{d\delta_0}{dz} + r \frac{d\varphi}{dz} \right)$$

また、 $z = z + dz$ の断面では、

$$\sigma dx dy \left\{ \frac{d^2\delta_0}{dz^2} + \frac{d^2\delta_0}{dz^2} dz + r \left(\frac{d\varphi}{dz} + \frac{d^2\varphi}{dz^2} dz \right) \right\}$$

の y 方向の力が働き、この合力は、

$$-\sigma dx dy \left(\frac{d^2\delta_0}{dz^2} + r \frac{d^2\varphi}{dz^2} \right) dz$$

となり、この力によるねじりモーメントは、

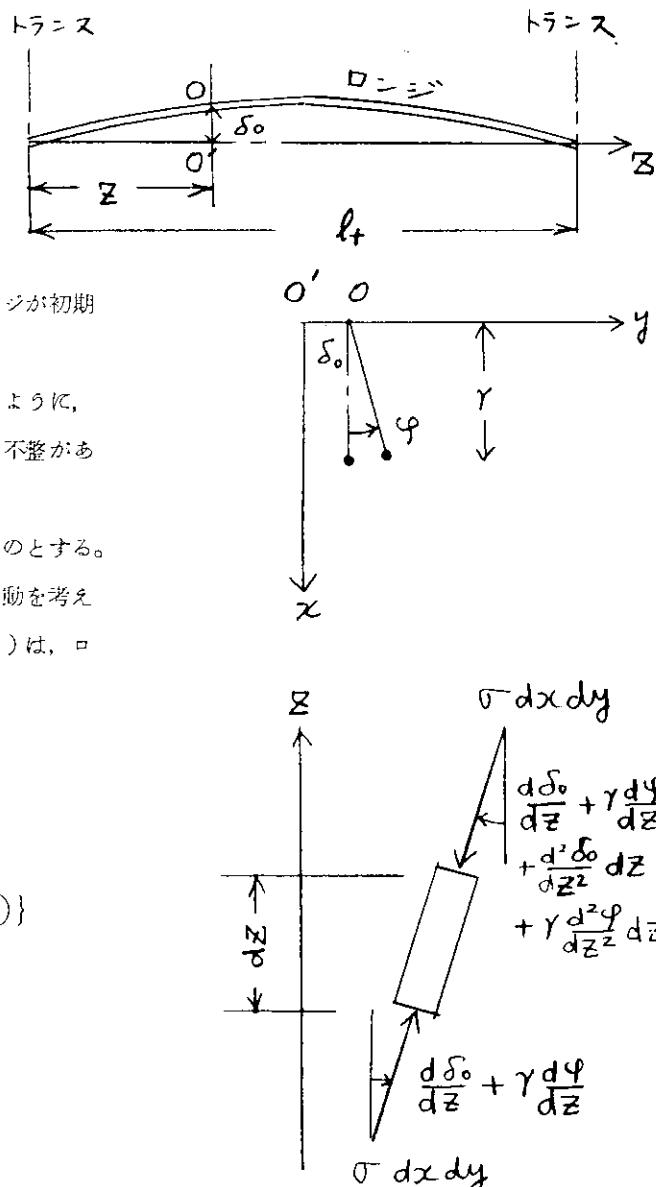


図 1.1.8

$$-\sigma dx dy \left(r \frac{d^2 \delta_0}{dz^2} + r^2 \frac{d^2 \varphi}{dz^2} \right) dz$$

となる。したがって、全横断面に働くねじりモーメントを $M_t dz$ とすると、

$$\begin{aligned} M_t &= \left(-\frac{d^2 \delta_0}{dz^2} \int r dx dy - \frac{d^2 \varphi}{dz^2} \int r^2 dx dy \right) \sigma \\ &\equiv -\sigma \frac{d^2 \delta_0}{dz^2} Mpc - \sigma \frac{d^2 \varphi}{dz^2} Ipc \end{aligned}$$

したがって、ロングの曲げねじれは次式で与えられる。

$$EI \frac{d^4 \varphi}{dz^4} - GJ \frac{d^2 \varphi}{dz^2} = -\sigma Ipc \frac{d^2 \varphi}{dz^2} - K_0 \varphi - \sigma Mpc \frac{d^2 \delta_0}{dz^2} \quad (1.1.8)$$

ここに、
 EI ……曲げ剛性

GJ ……ねじり剛性

Ipc ……断面のO点まわりの極2次モーメント

Mpc ……〃〃 極1次モーメント

K_0 ……甲板の剛性によるロングのねじれに対する復原力のバネ定数

いま、

$$\varphi = \varphi_1 \sin \frac{\pi}{\ell_t} z, \quad \delta_0 = \delta_{01} \sin \frac{\pi}{\ell_t} z \quad (1.1.9)$$

ここに、
 ℓ_t ……トランス心距

とすると、

$$\begin{aligned} \left\{ EI \left(\frac{\pi}{\ell_t} \right)^2 + GJ + K_0 \left(\frac{\ell_t}{\pi} \right)^2 - \sigma Ipc \right\} \varphi_1 &= \sigma Mpc \delta_{01} \\ \therefore \varphi_1 &= \frac{\delta_{01} Mpc \sigma}{Ipc (\sigma_{cr} - \sigma)} \quad (1.1.10) \end{aligned}$$

ここに、
 $\sigma_{cr} = \left\{ EI \left(\frac{\pi}{\ell_t} \right)^2 + GJ + K_0 \left(\frac{\ell_t}{\pi} \right)^2 \right\} / Ipc$

付加ねじれ φ によるロング面材の横彎み φ_H (H ……ロング深さ) となるから、それによる曲げ応力 σ_b は次のようになる。

$$\sigma_b = \eta EH y_{max} \frac{d^2 y}{dz^2} = \eta EH y_{max} \frac{\delta_{01} (\sigma/\eta \sigma_{cr}) Mpc}{Ipc \{ 1 - (\sigma/\eta \sigma_{cr}) \}} \left(\frac{\pi}{\ell_t} \right)^2 \sin \frac{\pi}{\ell_t} z$$

ここに、
 $\eta = E_t/E \approx \frac{1}{3} \times (1-X)$

$X = \sigma/\sigma_Y$, σ_Y ……降伏応力

(σ は材料の比例限を超えるものとする。比例限以下のときは $\eta = 1$)

y_{max} ……面材の横曲げにおける図心から最も離れた点までの距離

ロングの応力の最大値 σ_{max} は、

$$\sigma_{max} = \sigma + \sigma_b$$

σ_{max} が σ_Y に達するときの σ を求めると、

$$X_2(\delta) = \frac{\sigma}{\sigma_Y} = \frac{Cr - (3/16)}{Cr + f_2(\delta)} \quad (1.1.11)$$

ここに、
 $f_2(\delta) = \left(\frac{E}{\sigma_Y} \right) H y_{max} \frac{Mpc}{Ipc} \left(\frac{\pi}{\ell_t} \right)^2 \delta_{01}$

なお、ロンジの初期不整がねじれによって生じ、面材に δ_{01} の撓みがあるときの初期降伏応力を $X_1(\delta)$ とすると、 $X_1(\delta)$ は式(1.1.11)と同一の式であらわされる。(昭和50年度報告書参照)ただし、この場合は上式の $f_2(\delta)$ の代りに、次式の $f_1(\delta)$ が代入される。

$$f_1(\delta) = \left(\frac{E}{\sigma_Y} \right) H y \max \left(\frac{\pi}{\ell_t} \right)^2 \frac{\delta_{01}}{H} \quad \dots \quad (1.1.12)$$

ロンジに平鉛が使用された場合の $f_1(\delta_0)$ と $f_2(\delta_0)$ を比較すると、

$$\begin{aligned} I_{pc} &= \frac{H^3}{3} t_w, \quad M_{pc} = \frac{H^2}{2} t_w \\ \therefore \frac{f_2(\delta)}{f_1(\delta)} &= \frac{3}{2} \quad \dots \quad (1.1.13) \end{aligned}$$

したがって、若干 $X_2(\delta)$ の方が小となる。

ロンジにT型材が使用された場合、面材が大で I_{pc} , M_{pc} が次式で近似できるとすると、

$$\begin{aligned} I_{pc} &= H^2 A_f, \quad M_{pc} = H A_f (A_f \dots \text{面材の断面積}) \\ \therefore \frac{f_2(\delta)}{f_1(\delta)} &= 1 \quad \dots \quad (1.1.13)' \end{aligned}$$

この場合には、初期撓みが曲がりによるものであっても、ねじれによるものであっても、初期降伏強度は同一となる。

式(1.1.11)により、表1.1.1に示す各船の強力甲板および船底ロンジの初期降伏強度を求めた。計算に際しては、初期撓み量等について、次のように仮定した。

- 1) ロンジ面材の横撓み量の平均値、標準偏差は、SR127部会の調査結果を参考として、それぞれ次の値であるとした。

$$\text{平均値} = 1.3 \text{ mm}, \quad \text{標準偏差} = 1.0 \text{ mm}$$

なお、この値は ℓ_t が 5 m のときの値で、 ℓ_t が変化すれば上記の数値は ℓ_t に比例して増減するものとした。

ロンジの初期降伏強度は隣接ロンジの初期撓みの方向によって変化するが、今回は K_0 の値が最小となる場合、すなわち隣接ロンジはそれぞれ逆方向の初期撓みを有する場合を対象とした。

- 2) 板厚のバラツキは表1.1.5の値とした。これにより、船体の断面係数の平均値、変動係数は次の値をとるものとする。

$$\text{平均値} = \text{公称値の } 98\%, \quad \text{変動係数} = 1.3\%$$

ロンジの板厚も同様のバラツキを持つとして取扱わねばならないが、板厚のバラツキの標準偏差の影響は無視できる程度であるので、単にロンジの板厚が公称値の 98% に低下するとして取扱った。

- 3) ロンジの初期降伏強度は、甲板または外板に働く内圧が外圧より高い場合に低下する。よって、船底外板には満載喫水の水頭に等しい内圧(内外圧の差)が働くとし、それによるロンジ面材の曲げ応力だけロンジの σ_Y は低下するとした。甲板ロンジに対しては、このような内圧を想定するのは問題があるので、横荷重は働くかないものとした。

- 4) 材料の強度の平均値、変動係数は他の計算例と同一とした。

表1.1.9に前記各船の初期降伏強度の平均値、および変動係数(COV)の計算結果を示す。なお、これらの結果には、板厚のバラツキによる断面係数のバラツキの影響も含まれるから、平均値は 0.98 を超えることはない。

全般的傾向として、甲板ロンジの強度は船底ロンジのそれよりやや大である。ただし、船底ロンジは内圧が働く場合を想定しており、それによって強度は若干低下しているが、この内圧の値の精度には問題がある。

甲板ロンジの強度平均値は 0.94~0.98 σ_Y の間に分布し、バラツキは小さいので、船底ロンジのみとりあげ、船の長さと強度の平均値の関係を求めたのが図1.1.9である。強度のバラツキは大きいが、船の長さが大となるとともに、

平均値は低下する傾向があることは注目に値する。

表 1.1.9 ロンジの曲げねじれによる初期降伏強度

船種	船名	強力甲板ロンジ		船底ロンジ		備考
		平均値/ σ_Y	C O V %	平均値/ σ_Y	C O V %	
貨物船	1	0.97	7.6	0.88	8.3	甲板水圧は0, 船底には満載吃 水水頭に等しい 内圧が働く場合,
	2	0.97	7.6	0.88	8.2	
	3	0.97	7.6	0.90	8.2	
	4	0.98	7.6	0.88	8.2	
バルクキャリア	5	0.95	7.6	0.88	8.2	隣接ロンジの初 期焼みは逆相の 場合,
	6	0.96	7.6	0.91	7.8	
	7	0.97	7.6	0.88	8.1	
	8	0.96	7.6	0.88	8.2	
	9	0.97	7.6	0.82	8.8	
	10	0.97	7.6	0.77	9.2	
	11	0.97	7.6	0.81	8.9	
	12	0.97	7.6	0.75	9.6	
	13	0.94	7.6	0.90	8.1	
	14	0.97	7.6	0.84	8.7	
	15	0.98	7.6	0.81	8.8	
	16	0.97	7.6	0.88	8.2	
コンテナ船	17	0.97	7.6	—	—	$\sigma_Y \cdots$ 降伏応力 (28.9 kg/mm ² とする)
	18	0.97	7.6	—	—	
	19	0.97	7.6	—	—	
	20	0.97	7.6	—	—	

(6) 計算結果に対する考察

以上の計算結果を強度の船型による差という面で考察すると、損傷形式によって傾向が異なる。ロンジ間パネルの強度は、船が大となるとともに明らかに増加するに反し、甲板、船底のロンジの強度は、船が大となるとともに若干増加するが、顕著ではなくなり、ロンジの曲げねじり強度は逆に低下する傾向がみられる。

これは現在の船体構造に起因する。甲板、外板の板厚は船の長さには比例はしないが、Lとともに増加する。一方、ロンジの心距は表1.1.1に示すように100m未満の船でも700mm程度であり、300mでも1000mm程度にすぎない。したがって、甲板、外板のロンジ間パネルは大型船になる程、相対的板厚が厚いものになっている。その結果、強度は大型船になる程大となる。

ロンジの板付防撓材としての強度は、ロンジの寸法に左右されるが、これは甲板、外板に働く横荷重によって定められるから、船型とともにロンジも大型となり、強度も船型とともに徐々に増加する。しかし、ロンジの寸法は横荷重(水圧)に対応して、その深さを

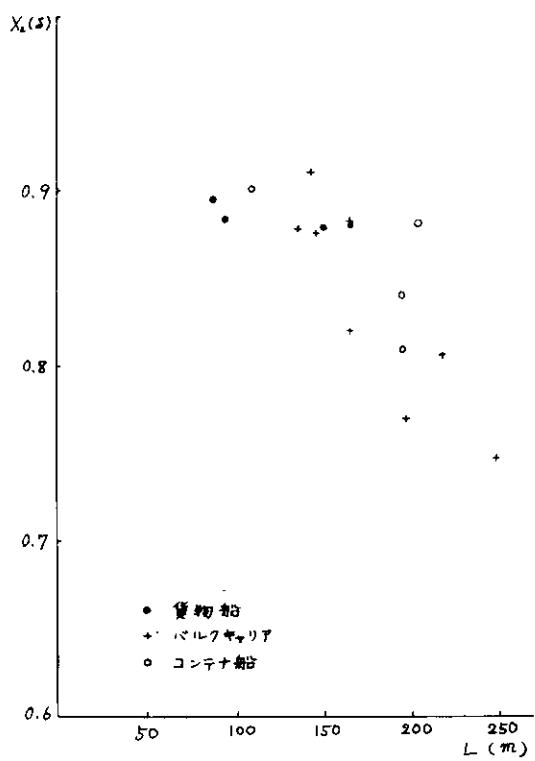


図 1.1.9 船底ロンジの初期降伏強度

増すことに重点がおかれている。表1.1.1の船底ロンジに山形鋼を使用した場合を例にとると、深さは150mmから350mmに増加するが、面材の幅はほとんどが90mmで一定である。したがって、横倒れに対する強度は逆に低下するようになる。ただし、曲げねじれ強度はロンジの形状によって大幅に変化する。したがって、これで縦強度の変化を論じるのは問題がある。

今回の計算結果だけでは、強度の船種による変化には、明らかな傾向は見出せなかった。

全般的傾向として、強力甲板の強度は明らかに船底のそれよりも大きい。ただ、これらの船はタンカーと異なり、船底の断面係数は強力甲板のそれよりは相当大きい。このことを考慮すると、Hog.に対する強度と、Sag.に対する強度には大きな差がないとみられる。

船体強度の変動係数は大きな場合でも10%程度であり、鋼材の変動係数が7.5%であるから、船体強度のバラツキのほとんどが材料の強度のバラツキに起因するといえる。船体強度としては、他に未知要因によるバラツキを考えねばならないから、変動係数は10~13%程度とみるのが妥当といえる。

1.1.2 一定損傷確率に対する許容応力の計算図表

波浪曲げ応力が指分布、静水曲げ応力と船体の崩壊強度の分布が正規分布で与えられるとき、損傷確率は次式から計算される。

$$P_{\text{d}} = F = \int_0^{\infty} f(Z) \left\{ \int_z^{\infty} \frac{\xi}{\lambda} e^{-\frac{\xi}{\lambda}} d\xi \right\} dZ \quad (1.1.14)$$

ここで

$$\xi = n e^{-\frac{x}{\lambda}}$$

波浪曲げ応力の密度分布

$$f_X(x) = \frac{1}{\lambda} e^{-\frac{x}{\lambda}} \quad (1.1.15)$$

λ は波浪曲げ応力 X の期待値

静水曲げ応力の密度分布

$$f_W(w) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}s_w} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{w-\bar{w}}{s_w}\right)^2} \quad (1.1.16)$$

強度の密度分布

$$f_S(S) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}s_s} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{S-\bar{S}}{s_s}\right)^2} \quad (1.1.17)$$

強度と静水曲げ応力の差の密度分布

$$f(Z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}s} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{Z-\bar{Z}}{s}\right)^2} \quad (1.1.18)$$

$$s^2 = s_w^2 + s_s^2, \quad \bar{Z} = \bar{S} - \bar{W}$$

計算結果を（崩壊応力の平均値-静水曲げ応力の平均値）/（波浪曲げ応力の最大期待値）を横軸に、損傷確率を縦軸にとって整理すると図1.1.10が得られる。

しかし、この図1.1.10は使い難いと考えられるので、崩壊応力、波浪曲げ応力および静水曲げ応力の値から、たゞちに損傷確率を求められるように改めたものが図1.1.11である。ただし、この場合には

強度のCOV = 13%

静水曲げ応力の偏差 = 2 kg/m²

に固定している。

また、実船の静水曲げ応力の平均値は積付指定書に定められている値の $\frac{2}{3}$ であることが知られている。そこで横軸に静水曲げ応力を1.5倍した値を、また縦軸にはこれに波浪曲げ応力を加えた値をとて整理したものが図1.1.12である。

また図1.1.11から分るよう静水曲げ応力の値が変化しても一定損傷確率に対する縦軸の値はあまり変わらない。すなわち損傷確率は 静水曲げ応力と波浪曲げ応力の和によってほぼ定まるとして見てよい。この点を考慮に入れて整理した結果を図1.1.13に示す。

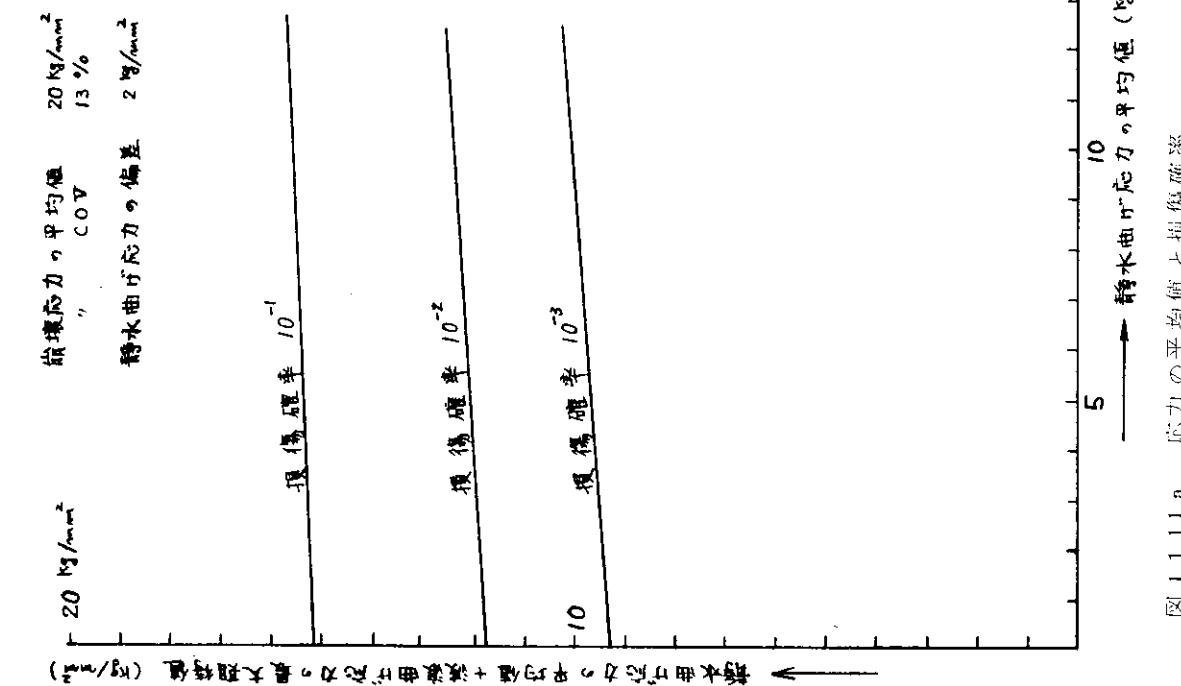


図 1.1.11 a 損傷確率と応力の平均値

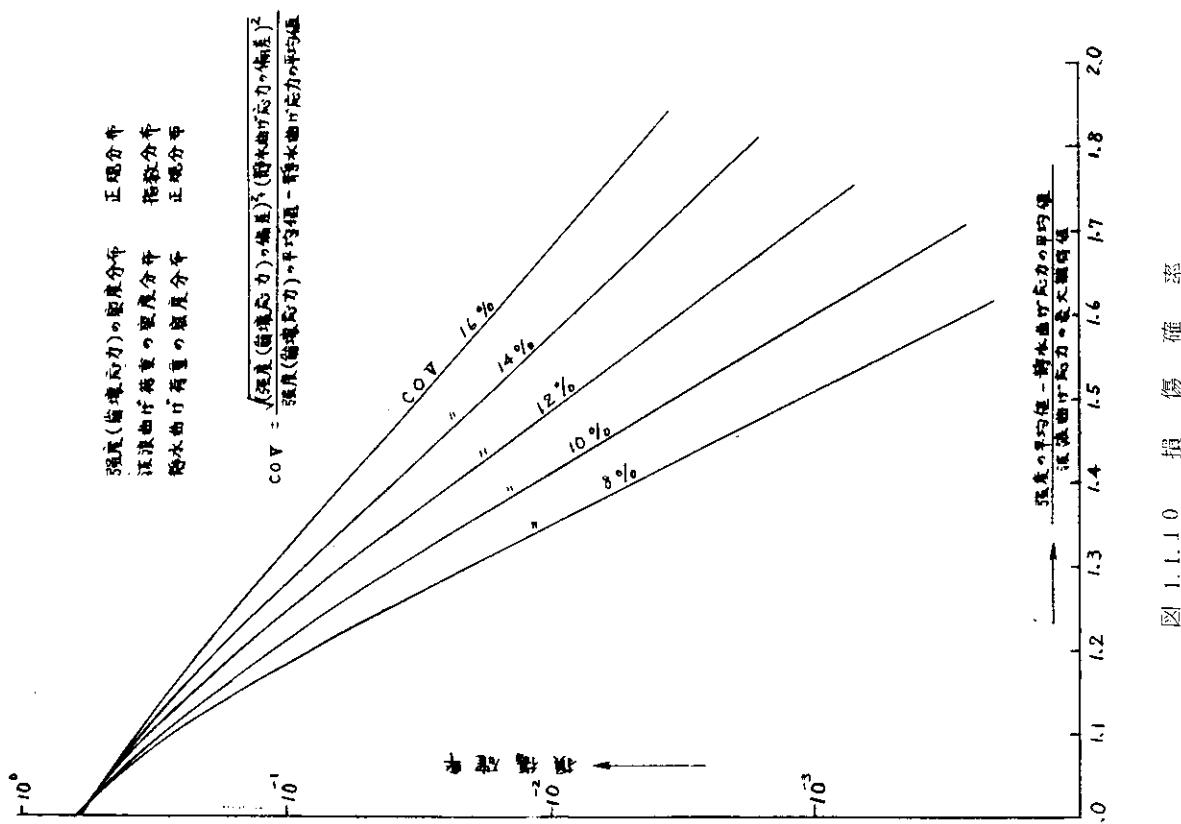


図 1.1.10 損傷確率と静水曲げ応力の平均値

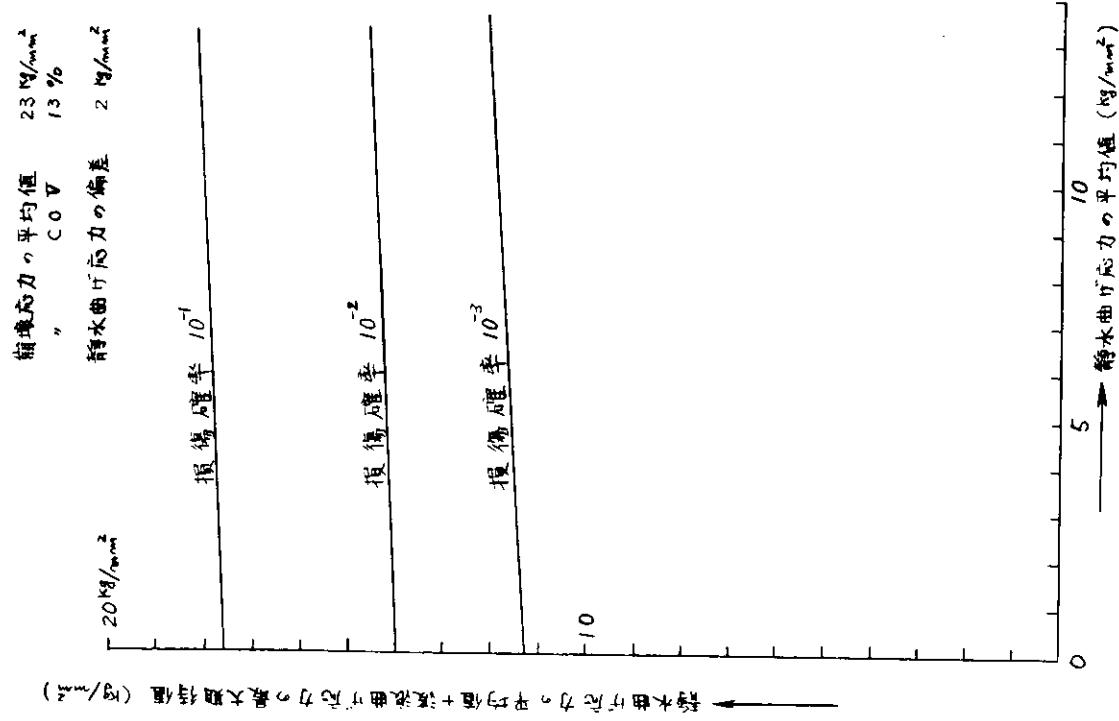


図 1.1.11 b 応力の平均値と損傷確率

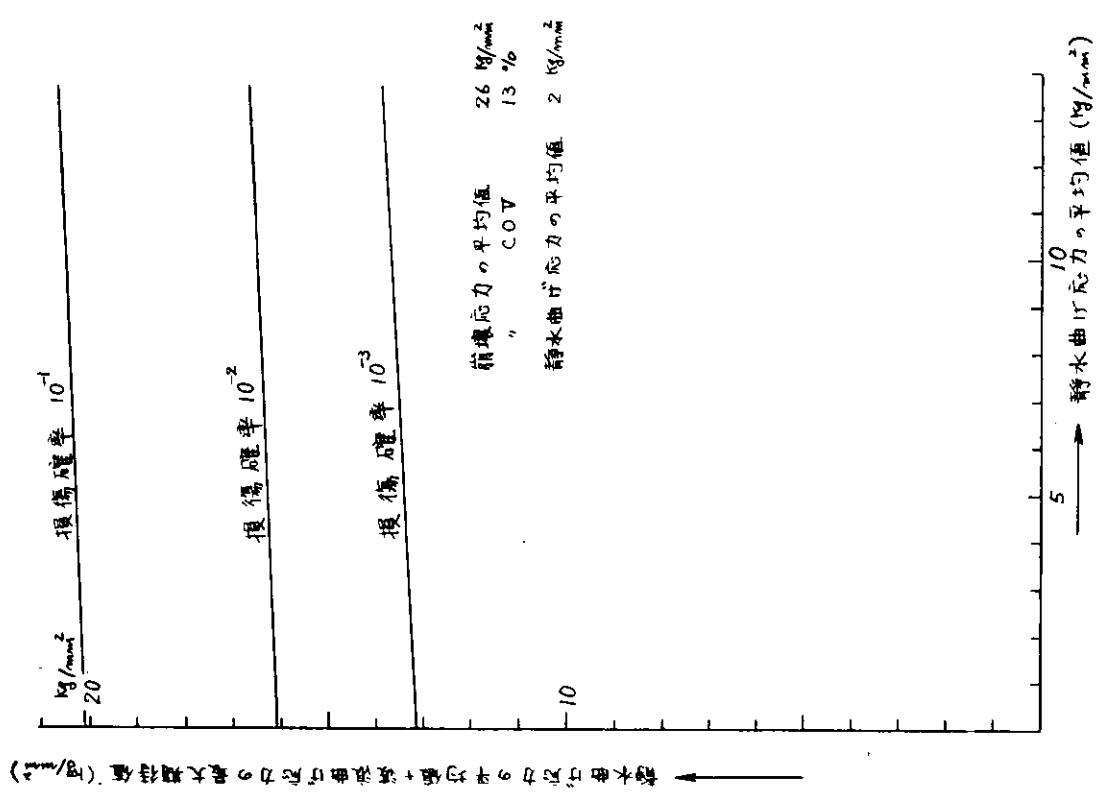


図 1.1.11 c 応力の平均値と損傷確率

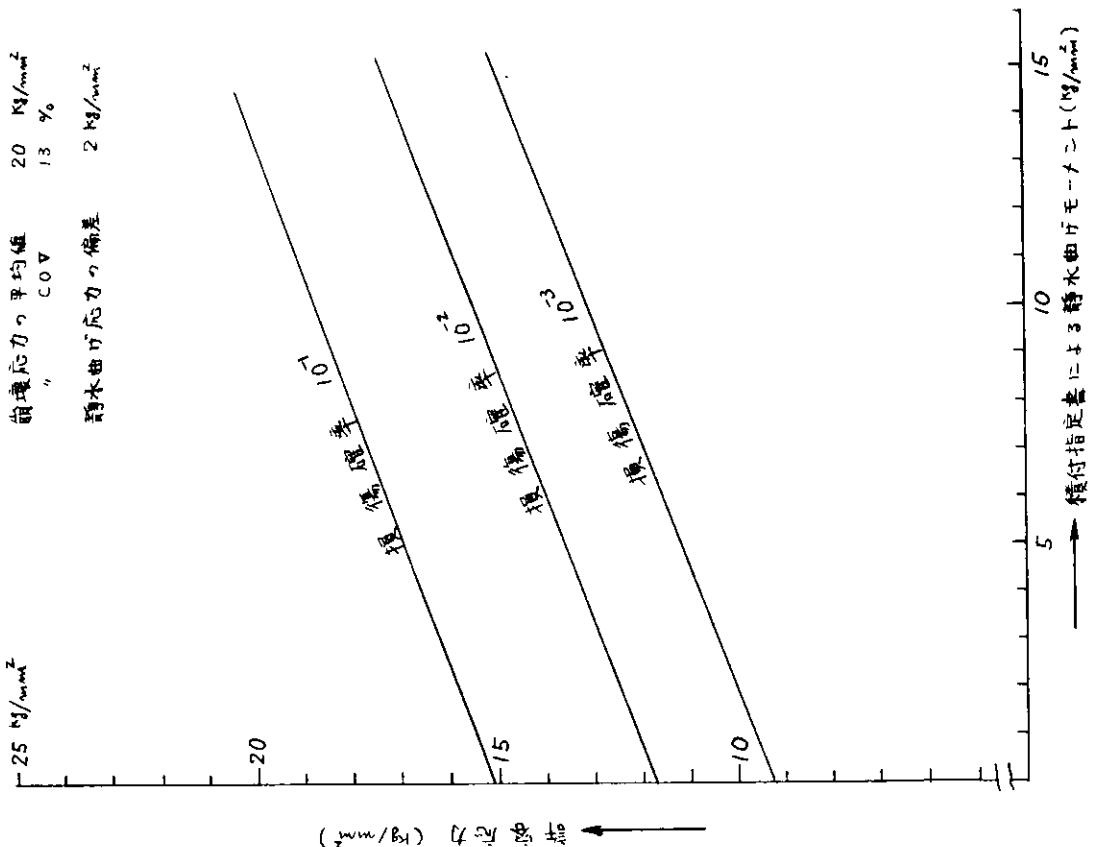


図 1.1.12 a 残力の許容値と損傷確率

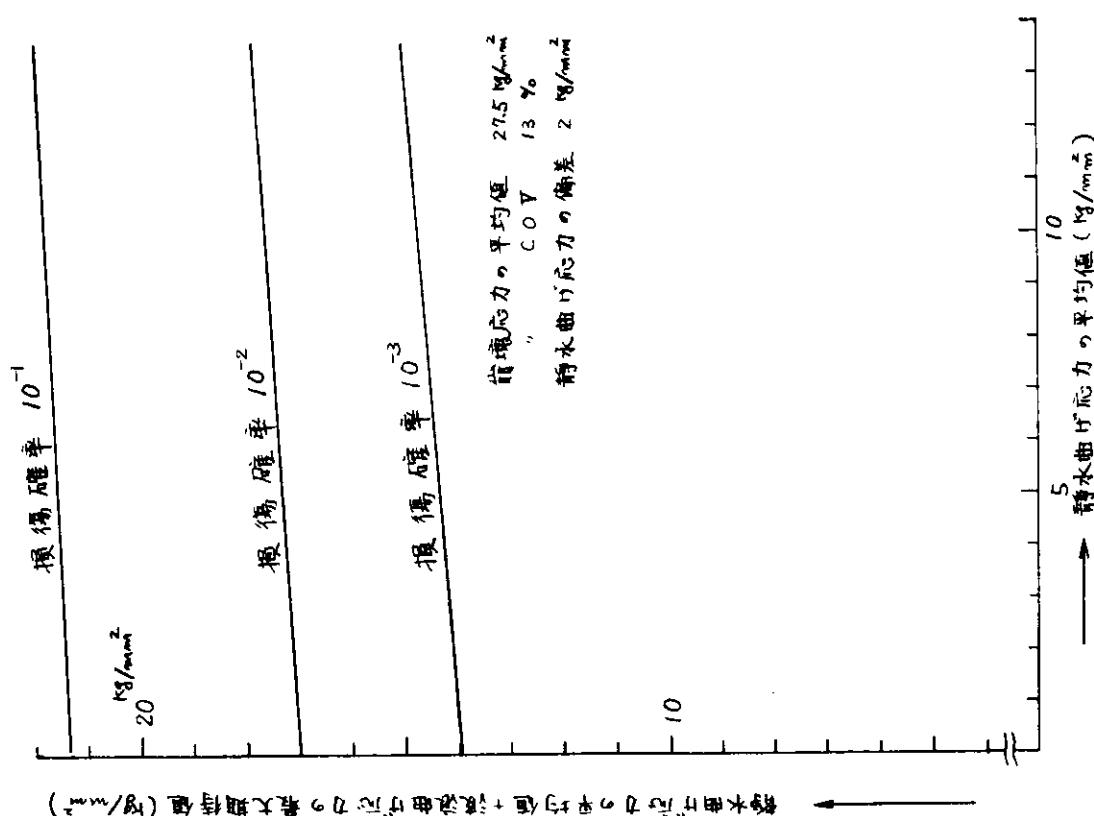


図 1.1.12 d 残力の平均値と損傷確率

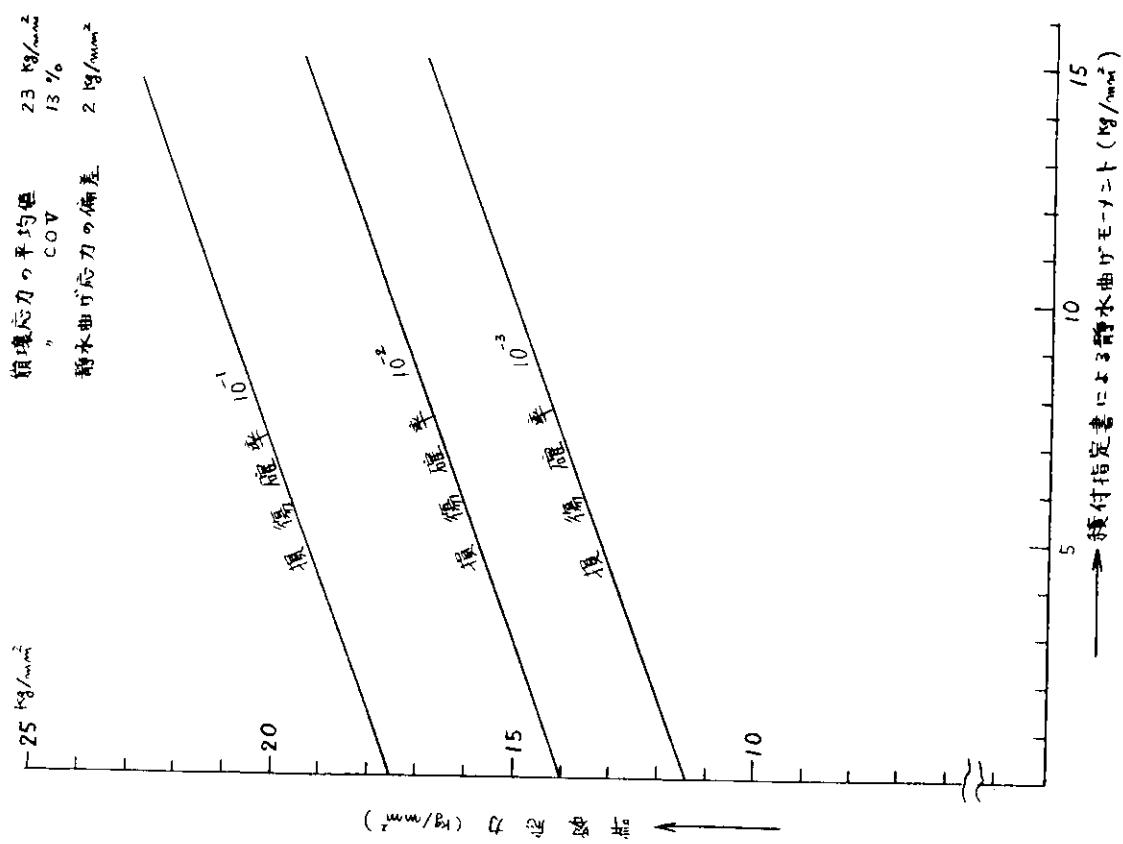


図 1.1.12 b 応力の許容値と損傷確率

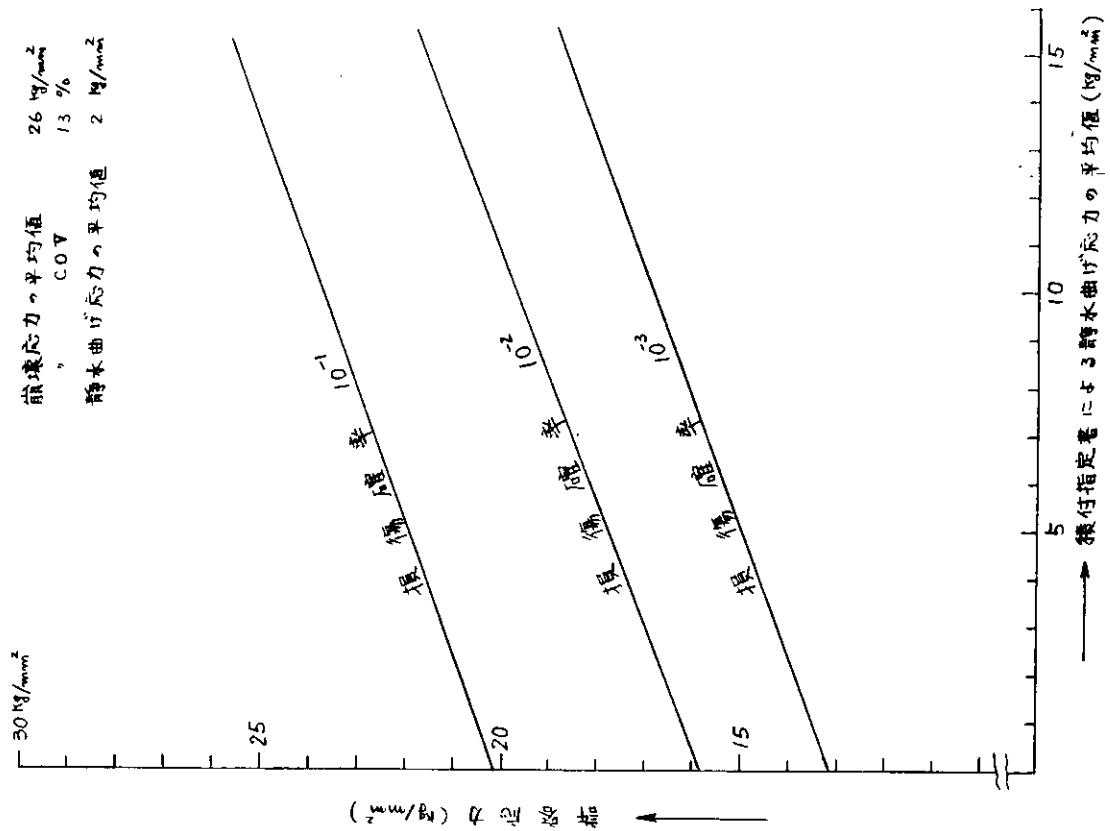


図 1.1.12 c 応力の許容値と損傷確率

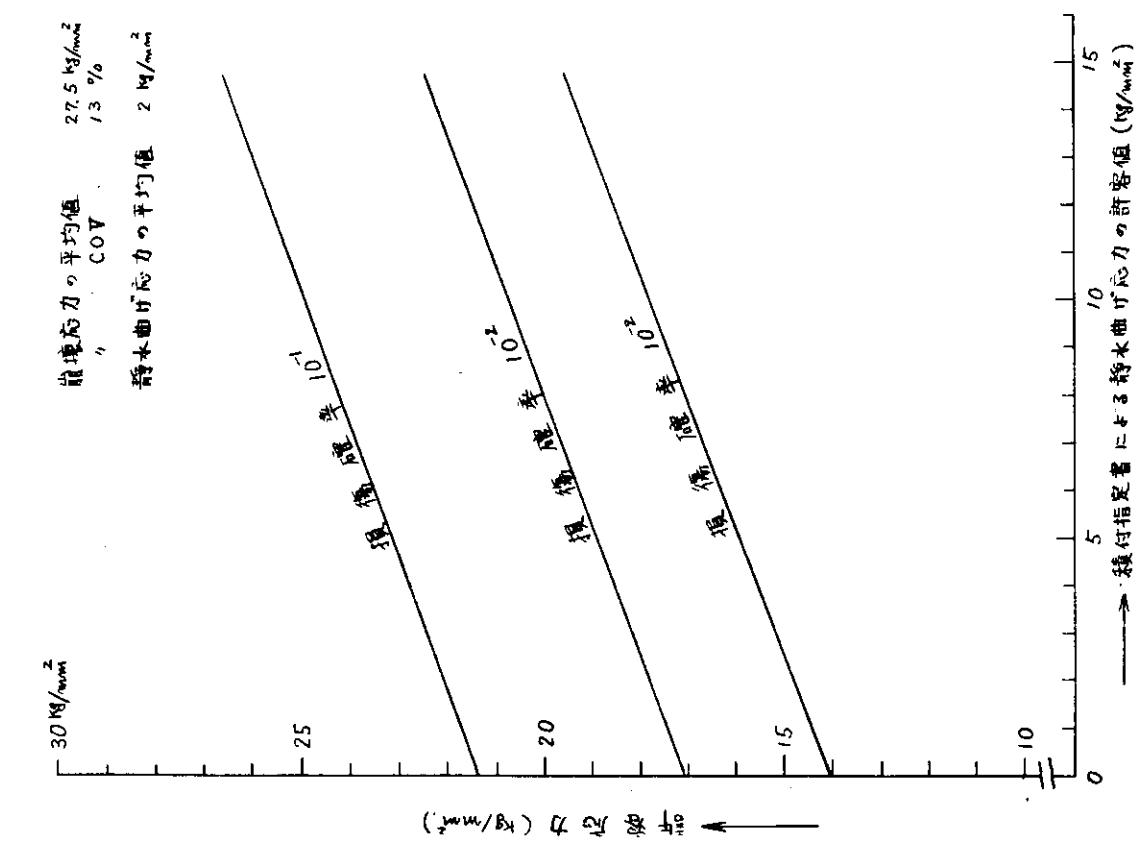


図 1.1.2 d 応力の許容値と損傷確率

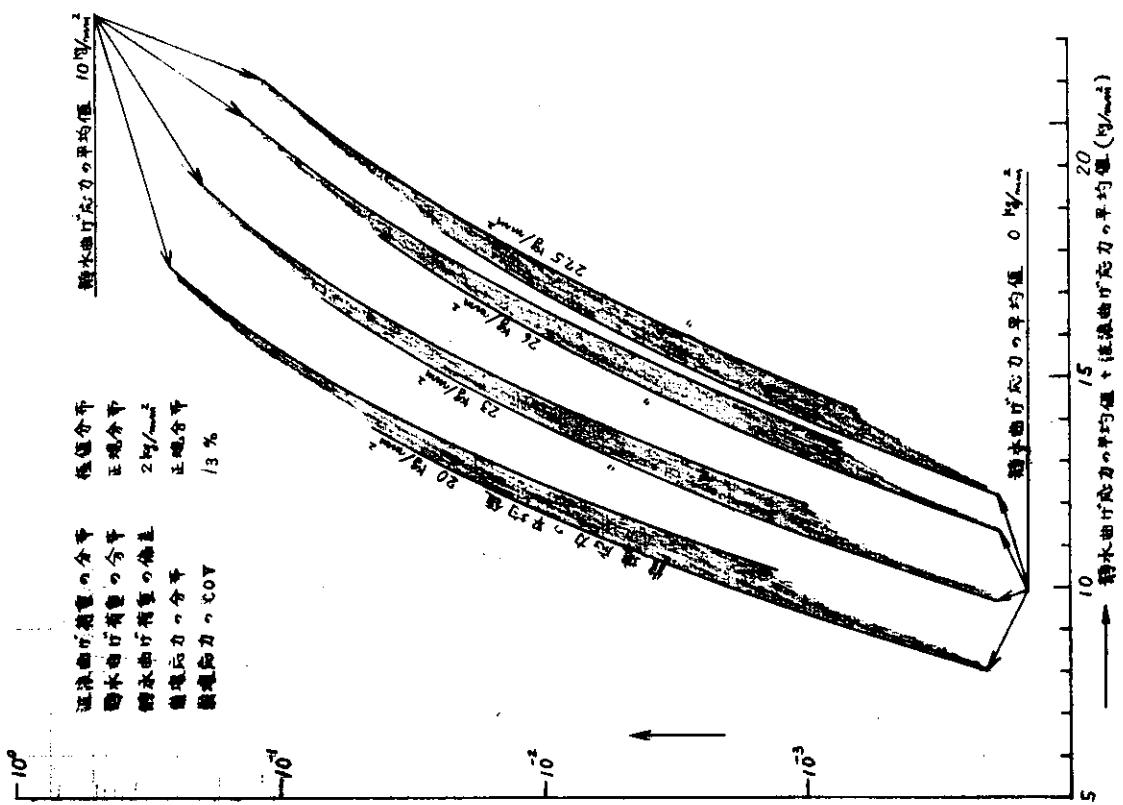


図 1.1.3 応力の平均値と損傷確率

コンテナ船などの大開口船が、不規則な海洋波中で船体に受ける曲げ応力、ねじりによる warping stress、それらの合成応力等を推定する為に、規則波中の船体運動計算、それから得られた波浪による変動外力を用いての応力計算、線形重ね合せ則に基づいた縦応力の長期予測などの一貫した計算を行なうトータルシステムを作成した。昭和49年度および50年度には3隻($L = 245, 273, 204\text{ m}$)のコンテナ船について、今年度は $L = 175\text{ m}$ のコンテナ船について、トータルシステム計算を実施し、既就航船の縦応力の長期値を示した。また波と縦応力の長期値との関係を検討した。次にこれらの結果から、縦曲げ応力、水平曲げ応力およびねじりによる warping stress の長期値を求める為の等価波を設定し、また各応力成分の二乗和平方根近似によって、combined stress の長期値を求める簡略推定法を定めた。ここでは、D船($L = 175\text{ m}$)のトータルシステム計算結果と縦応力長期値の簡略推定法について報告する。

1.2.1 D船のトータルシステム計算結果

表1.2.1、表1.2.2、表1.2.3にそれぞれ対象船の主寸法、計算条件、ここで使用する記号の説明を示している。計算法は SR 134、49年度研究報告書¹⁾に述べたものと同じ方法に依った。図1.2.1に船体のねじり解析に必要なねじり係数および曲げねじり係数の分布と、分割断面番号を示している。計算には、この断面定数の分布を、分割区間毎に一定として階段状に近似したものを用いた。ここで取扱う応力は、機関室前端の Section 9 と、中央断面に近い Section 12 の縦通隔壁と Upp. deck 面が交わる点の縦方向応力を主体としており、ハッチコーナー部の応力集中は含んでいない。

図1.2.2～図1.2.4は規則波中の船体運動計算から得られた波浪曲げモーメントやねじりモーメントの応答函数を示したものである。図1.2.5～図1.2.10に、ねじりによる warping stress と combined stress の応答函数を示している。これらは、A、B、C船の計算結果と同じ傾向を示している。すなわちねじりによる応力は、 $\alpha = 60^\circ, 120^\circ$ の波角度で $\sqrt{\frac{L}{\lambda}} \approx 1.4 \sim 1.8$ の規則波中で大きくなっている。また、combined stressに関しては、機関室前端では warping stress が大きな影響をおよぼし、船体中央断面近くでは縦曲げ応力が大きな影響をおよぼしている。

図1.2.11、図1.2.12は波角度別に応力の長期値($Q = 10^{-6}$ の値)がどのように分布するかを示したものである。D船は、表1.2.4に示すようにA、B、C船に比べて縦曲げ応力 σ_v に対する warping stress σ_w の比、 σ_w/σ_v が大きく、従って combined stress の波角度別長期値にも warping stress の影響がA、B、C船よりも強く現われているようである。ただし、 σ_w/σ_v が大きいという事は、本船の場合、 σ_w が大きいというよりもむしろ、 σ_v がやや小さくなるような設計がなされていたと解釈すべきであろう。

図1.2.13、図1.2.14は各波角度の発現確率を等しいとして求めた応力の長期分布を示している。また、図1.2.15は超過確率 $Q = 10^{-6}$ における応力の長期値の長さ方向分布を表わしている。Section 16より前方および船尾部の断面定数が急激に変化する部分の warping stress の計算法に問題があると考えられるので、その部分の σ_w, σ_T の値は省略している。船首部では、水平曲げ応力が相対的に大きくなる傾向が見られる。

図1.2.16に各応力成分の長期値の二乗和平方根と、combined stress の長期値の比を示している。これによれば、表1.2.4で述べたように、 σ_w/σ_v の値が大きな船になると、図の縦座標の値が小さくなる傾向が認められる。これについては、次の簡略推定法の項で述べる。

1.2.2 縦強度簡略推定法

以上のようなトータルシステム計算は、船体運動計算や船体構造解析の為のインプットデータ作成にかなりの労力と日時を必要とし、また計算量もほう大なものとなるために、簡便な推定法が望まれる。このような観点から、これまでに実施してきたA、B、C、D船のトータルシステム計算結果を基に、縦曲げ応力、水平曲げ応力、warping stress の長期値を求める為の等価波を設定した。さらにこれら応力成分の長期値の二乗和平方根によって、combined

combined stress の長期値を推定する方法をまとめた。

(1) 縦強度簡略推定法設定の手順

- 1) σ_v , σ_H , σ_w の長期値に最も大きく影響する波角度を定める。
- 2) そのような波角度の下で、応力の長期値に最も大きく影響する波長を定める。
- 3) このように定められた波角度および波長の規則波を等価波と呼ぶこととする。単位波振幅 $h_A = 1.0 m$ の等価波中での応力振幅 $\sigma_{v,eq}$, $\sigma_{H,eq}$, $\sigma_{w,eq}$ とそれぞれの長期値 $\sigma_v(Q)$, $\sigma_H(Q)$, $\sigma_w(Q)$ との関係から等価波高 $h_{v,eq}(Q)$, $h_{H,eq}(Q)$, $h_{w,eq}(Q)$ を定める。
- 4) 各々の応力成分の長期予測値の二乗和平方根と、位相差を考慮して合成された combined stress の長期値 $\sigma_T(Q)$ の関係を調べて修正係数 β を定める。

$$\sigma_T(Q) = \beta \sqrt{\sigma_v^2(Q) + \sigma_H^2(Q) + \sigma_w^2(Q)} \quad (1.2.1)$$

(2) 等価波の波角度

50年度報告書²⁾で述べたように、超過確率が非常に大きくなる波角度があり、それを等価波の波角度として採用する。すなわち、

$$\begin{aligned} \sigma_v \text{ に対しては, } & \quad \chi = 180^\circ \\ \sigma_H, \sigma_w \text{ に対しては, } & \quad \chi = 60^\circ \end{aligned} \quad \} \quad (1.2.2)$$

(3) 等価波の波長

応力の長期値に対しては、その標準偏差が大きくなる短期海面の影響が大きい。50年度報告書²⁾で述べた方法で、代表的な短期海面の平均波周期を求め、それを波長に換算して等価波の波長とした。A, B, C, D船の各部の応力について調べた結果によれば、このような等価波の $\sqrt{\frac{L}{\chi}}$ の値はほとんど一定となり、ここでは次の値を採用した。

$$\begin{aligned} \sigma_v \text{ に対して } & \quad \sqrt{\frac{L}{\chi}} = 0.95 \\ \sigma_H, \sigma_w \text{ に対して } & \quad \sqrt{\frac{L}{\chi}} = 1.5 \end{aligned} \quad \} \quad (1.2.3)$$

(4) 等価波高

以上のように定めた等価波(規則波)中での単位波振幅 $h_A = 1.0 m$ に対する応力振幅 $\sigma_{v,eq}$, $\sigma_{H,eq}$, $\sigma_{w,eq}$ と長期値 $\sigma_v(Q)$, $\sigma_H(Q)$, $\sigma_w(Q)$ との関係から等価波高は次のように決定される。

$$\begin{aligned} \sigma_v(Q) &= h_{v,eq}(Q) \cdot \sigma_{v,eq} \\ \sigma_H(Q) &= h_{H,eq}(Q) \cdot \sigma_{H,eq} \\ \sigma_w(Q) &= h_{w,eq}(Q) \cdot \sigma_{w,eq} \end{aligned} \quad \} \quad (1.2.4)$$

各船について等価波高を求めるとき図1.2.17～図1.2.19のようになる。図は、船首・尾部を除いた各断面位置の応力値から求めた等価波高の平均値を示したものである。わずかな差はあるが、船の長さが長くなると等価波高が大きくなる傾向が見られ、それを長さ L による修正係数 α_L としてまとめたものが図1.2.20である。等価波高は、図1.2.17～図1.2.19の実線で表わされた基準波高 $h_{v,eq}(Q)$, $h_{H,eq}(Q)$, $h_{w,eq}(Q)$ と修正係数 α_L によって表わされ、(1.2.4)式は次のようになる。

$$\begin{aligned} \sigma_v(Q) &= \alpha_L \cdot h_{v,eq}(Q) \cdot \sigma_{v,eq} \\ \sigma_H(Q) &= \alpha_L \cdot h_{H,eq}(Q) \cdot \sigma_{H,eq} \\ \sigma_w(Q) &= \alpha_L \cdot h_{w,eq}(Q) \cdot \sigma_{w,eq} \end{aligned} \quad \} \quad (1.2.5)$$

(5) 単位波振幅 $h_A = 1.0 m$ に対する応力振幅 $\sigma_{v,eq}$, $\sigma_{H,eq}$

図1.2.21, 図1.2.22は代表断面として、船体中央断面をとって、 σ_v , σ_H の長さ方向分布を表わしている。中

央断面の曲げ応力が知られれば、図によって任意断面の応力を簡単に推定することができる。 σ_H は double hull から single hull へ変る位置の違いによって、船首部では大きな差を生じているが、 σ_H の絶対値が σ_v, σ_w に比べてかなり小さく、(1.2.1)式で combined stress を求める場合、その影響は小さいので σ_H の推定精度をあまり重視する必要はない。船体中央断面の曲げモーメントは図 1.2.23、図 1.2.24 に与えられている。

なお、 $\sigma_v(Q)$ の推定法として、この等価波による方法よりもさらに簡便な方法として、NK 規定の波浪曲げモーメントに基いた方法を後で述べることとする。その推定精度は非常に良好であり、簡略推定法としては NK 規定の曲げモーメントによる方法を用いることとした。

(6) 単位波振幅 $h_A = 1.0\text{ m}$ に対する応力振幅、 $\sigma_{w,0}$

船体のねじりによる warping stress は船体横断面の縦方向変位すなわち warping によって生じるものであるから、断面に作用するねじりモーメントと warping stress は単純な 1 対 1 の対応をしておらず、ねじりモーメントの長さ方向の分布形を考慮する必要がある。また、ねじりモーメントの時間変動は断面位置によって位相差があるので、それを考慮したねじり解析が必要である。

図 1.2.25～図 1.2.28 は等価波中で船底中心線に作用するねじりモーメントと、水平方向せん断力の時間変動を $\cos \omega t$ 成分と $\sin \omega t$ に分解したものである。符号は図 1.2.33 に示す方向を正としている。T_{max}、F_{max} は振幅の最大値であり、図 1.2.29、図 1.2.30 に与えられている。これら (T_e, F_e) および (T_s, F_s) の荷重条件下で船体全体のねじり計算を行なって、warping stress の $\cos \omega t$ 成分、 $\sigma_{w,c}$ 、および $\sin \omega t$ 成分、 $\sigma_{w,s}$ が得られ、応力振幅は次のようになる。

$$\sigma_{w,0} = \sqrt{\sigma_{w,c}^2 + \sigma_{w,s}^2} \quad (1.2.6)$$

(7) 日本海事協会規定の波浪曲げモーメントによる縦曲げ応力の長期値の簡略推定法について

日本海事協会では、波浪曲げモーメントを次式で与えている。

$$M_v = 0.14 K L^2 B \left(1 + 0.04 \frac{L}{B} \right) C_b \quad (\text{T} \cdot \text{m}) \quad (1.2.7)$$

ただし、

$$K = \sqrt{1 - \left(\frac{300-L}{300} \right)^2} \quad (L \leq 300\text{m})$$

$$K = 1.0 \quad (L > 300\text{m})$$

A, B, C, D 船について、曲げモーメント、縦曲げ応力を計算し、トータルシステムによる縦曲げ応力の長期値から対応する超過確率を逆算した結果、および $Q=10^{-8}$ のトータルシステム計算値 $\sigma_v(10^{-8})$ との比、などをまとめたものが表 1.2.5 である。この結果によれば、日本海事協会規定の波浪曲げモーメントは、ほぼ $Q=10^{-5}$ の超過確率に相当しており、また近似的に次式が

$$\sigma_v(10^{-8}) = \frac{7}{4} \sigma_{v,NK} \quad (1.2.8)$$

成立つと考えることができる。これは、図 1.2.31 に示すように、横軸上の $Q=10^{-1}$ の点 C, $Q=10^{-8}$ の点 A, $\sigma_{v,NK}$ で与えられる点 B が直線上に並ぶことを示すもので、この直線によって近似的に σ_v の長期分布が求められる。

(8) Combined stress, σ_T , の長期値の推定法

等価波として、 σ_v に対しては $x = 180^\circ$ 、 σ_w および σ_H に対しては $x = 60^\circ$ の波が選ばれた経緯からすれば、 σ_v と σ_w の相関は弱く、 σ_w と σ_H の相関はかなり強いものと考えられるが、推定法として出来るだけ簡単であるべき事、 σ_H の絶対値が相対的に小さい事などを考慮して、(1.2.1)式のように各応力成分の長期値の二乗和平方根によって近似的に推定する方法を採用した。

図1.2.16に示すように、二乗和平方根に対する修正係数 β は、各船毎にいくらか異っており、又、50年度報告書²⁾で述べたように、超過確率Qによっても変化する傾向が見られる。ここで β は次式で表わせるものとする。

$$\hat{\beta} = \beta_1 \cdot \beta_2(Q) \quad (1.2.9)$$

$\beta_2(Q)$ は図1.2.32に与えられるもので、 $Q=10^{-6}$ で $\beta_2=1.0$ となるように決められている。 β_1 は図1.2.16のように各船毎に幾分変化し、長さ方向に沿っても変化するものである。 β_1 が各船毎に変化するのは、表1.2.4で述べたように縦曲げ応力 σ_v と、warping stress σ_w の相対的な比率が異なる事に起因するものと考えられる。これらの点を考慮して β_1 は次のように表示した。

$$\beta_1 = 1.14 - 0.27 \frac{\sigma_{w,\phi}(10^{-6})}{\sigma_{v,\phi}(10^{-6})} - 0.29 \frac{x}{L} \quad (1.2.10)$$

右辺第2項は船体中央断面を代表断面として、その縦曲げ応力とwarping stress の比に関する項を表わしている。(1.2.10)式によれば、A, B, C, D船に関する限り非常に良い精度で β_1 の近似値を得ることが出来る。
combined stress の長期値は、各応力成分の長期値から、次式によって推定することが出来る。

$$\sigma_T(Q) = \left(1.14 - 0.27 \frac{\sigma_{w,\phi}(10^{-6})}{\sigma_{v,\phi}(10^{-6})} - 0.29 \frac{x}{L} \right) \cdot \beta_2(Q) \sqrt{\sigma_v(Q)^2 + \sigma_H^2(Q) + \sigma_w^2(Q)} \quad (1.2.11)$$

1.2.3 結び

49年度、50年度の研究に引続いて、第4隻目のコンテナ船に関する縦強度トータルシステムによる計算結果と、それら4隻の計算結果を基にして、縦曲げ応力、水平曲げ応力、warping stress、combined stressの長期値の簡略推定法についてまとめた。この簡略推定法によれば、悪くとも10%弱の誤差範囲内で、トータルシステム計算結果と簡略推定値は一致するようである。なお、船体のねじり解析法の簡略化については、今後更に検討する必要がある。

関連資料

- 1) 日本造船研究協会、研究資料No.216、第134研究部会報告書、p.24~41、昭和50年3月
- 2) 日本造船研究協会、研究資料No.237、第134研究部会報告書、p.49~65、昭和51年3月

表1.2.1 対象船の主寸法

	L(m)	B(m)	D(m)	d(m)	
A船	245	32.2	24.0	11.0	49年度、対象船
B船	273	32.2	24.3	11.0	50年度、対象船
C船	204	31.2	18.9	10.5	50年度、対象船
D船	175	26.0	15.5	9.5	51年度、対象船

表1.2.2 計算条件

載荷条件	満載・出港時
波長	$\sqrt{L/\lambda} = 0.4 \sim 2.3$ (0.1刻み)
波方向	$0^\circ \sim 180^\circ$ (30° 刻み)
船速	$F_n = 0.20$
短期・長期予測	ISSC wave spectra およびWaldenの北大西洋における波浪データ(年間)を使用。

表 1.2.3 記号

L	垂線間長
B	船幅
χ	波方向角(追波時 $\chi = 0^\circ$)
λ	波長
J_T	ねじり係数
C_{BT}	曲げねじり係数
M_v	縦曲げモーメント
M_H	水平曲げモーメント
T	船底中心線に関するねじりモーメント
F	水平方向せん断力
h_A	波高(振幅)
σ_T	Combined stress
σ_v	縦曲げ応力
σ_H	水平曲げ応力
σ_w	Warping stress
Q	超過確率

表 1.2.4 Mid ship断面近傍の応力値の長期値($Q=10^{-6}$)の比較

	$\sigma_{T,x}$	$\sigma_{v,x}$	$\sigma_{H,x}$	$\sigma_{w,x}$	$\frac{\sigma_{w,x}}{\sigma_{v,x}}$
A 船	8.1	8.0	3.3	5.8	0.72
B 船	10.6	10.4	3.7	6.8	0.66
C 船	9.4	9.2	3.3	6.2	0.67
D 船	8.2	7.8	3.2	7.1	0.91

表 1.2.5 波浪発曲げモーメントのNK規則値との関係

	$M_v (T \cdot m)$	$\sigma_{V,NK} (kg/m^3)$	対応する Q	$\frac{\sigma_v (10^{-8})}{\sigma_{V,NK}}$
A 船	19.84×10^4	6.57	1.05×10^{-5}	1.74
B 船	28.10×10^4	8.21	1.0×10^{-5}	1.76
C 船	12.56×10^4	7.43	8.7×10^{-6}	1.72
D 船	7.20×10^4	6.39	8.0×10^{-6}	1.70

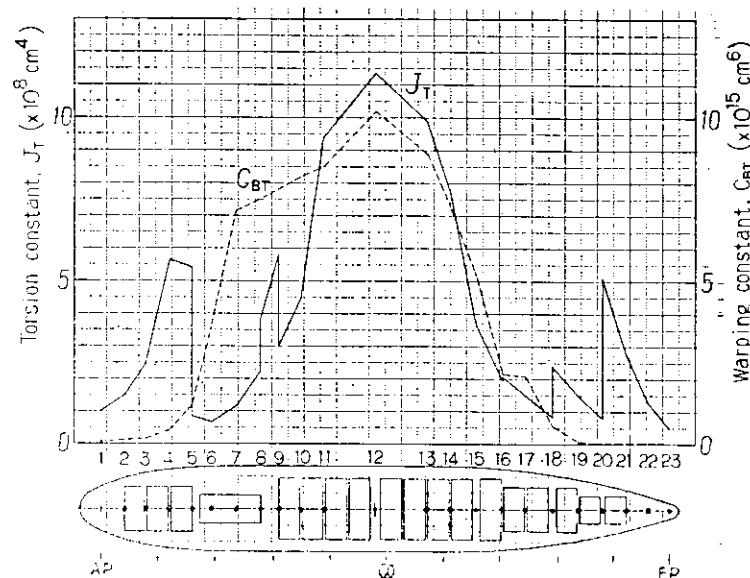


図 1.2.1 D 船の断面定数の分布

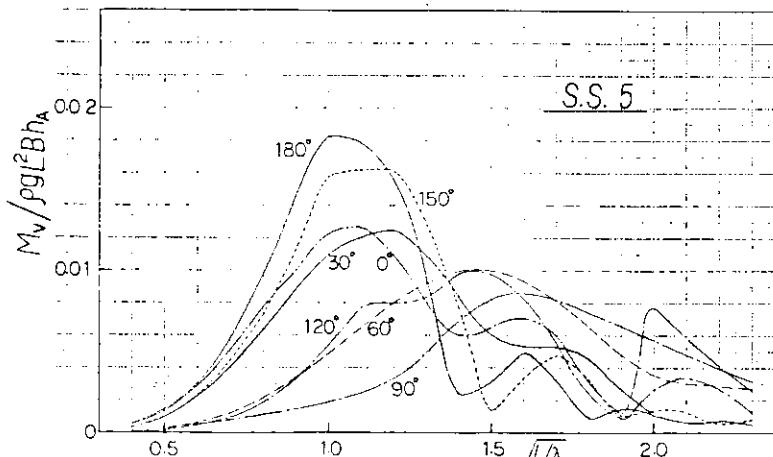


図 1.2.2 Vertical wave bending moment の応答函数

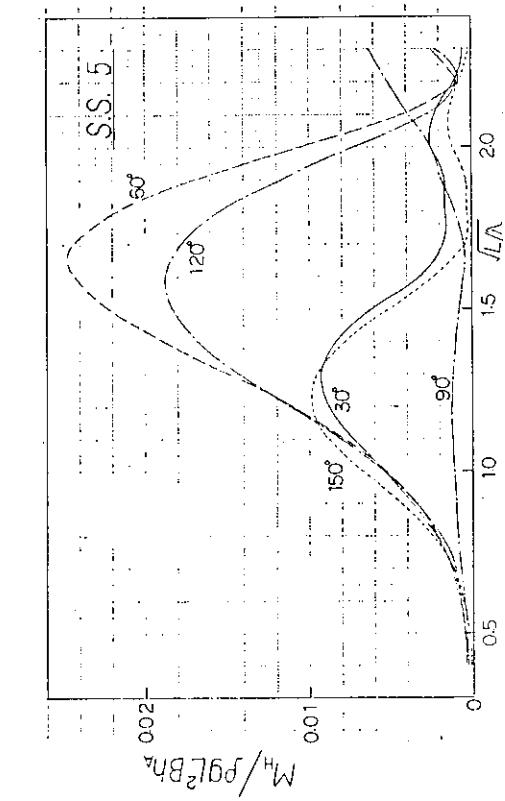


図 1.2.3 Lateral wave bending moment の応答函数

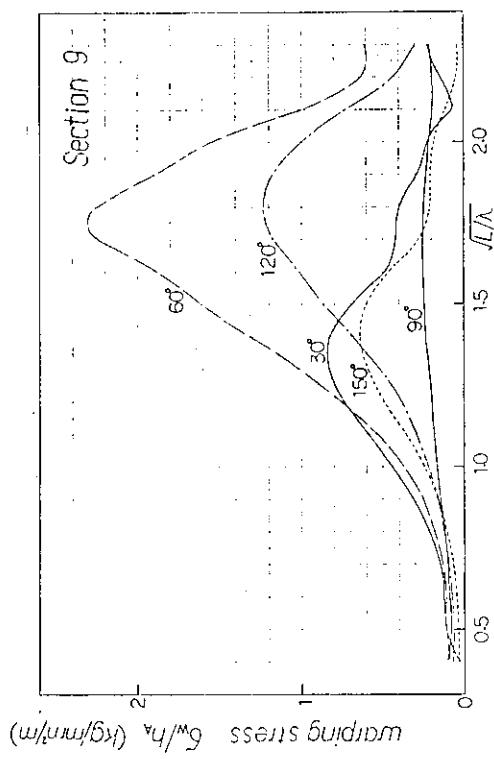


図 1.2.5 Warping stress の応答函数

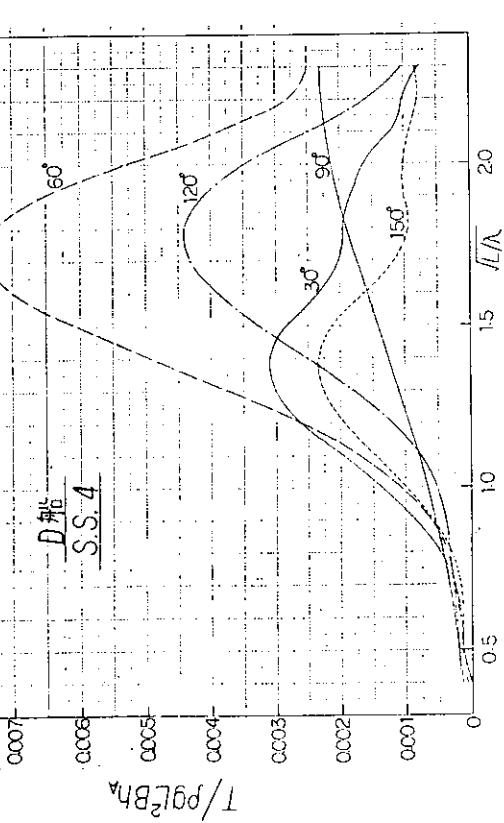


図 1.2.4 鋼筋中心線に関するねじりモーメントの応答函数

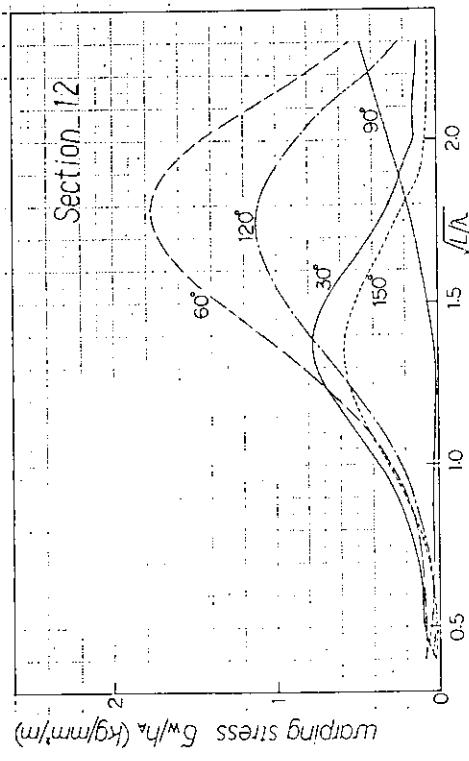


図 1.2.6 Warping stress の応答函数

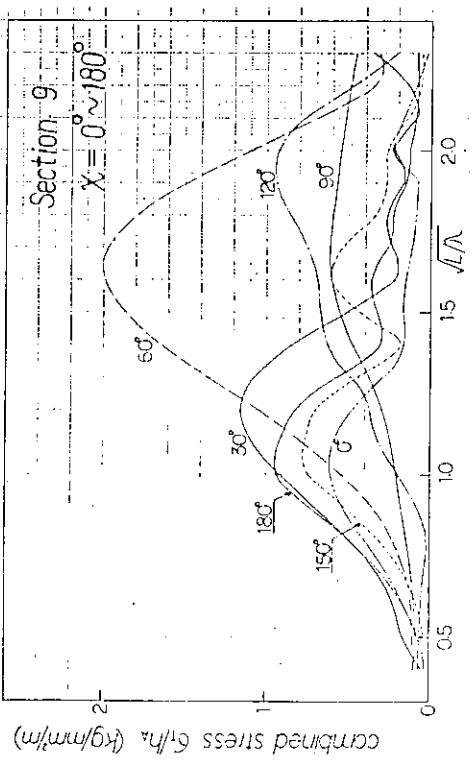


図 1.2.7 Combined stress の応答函数

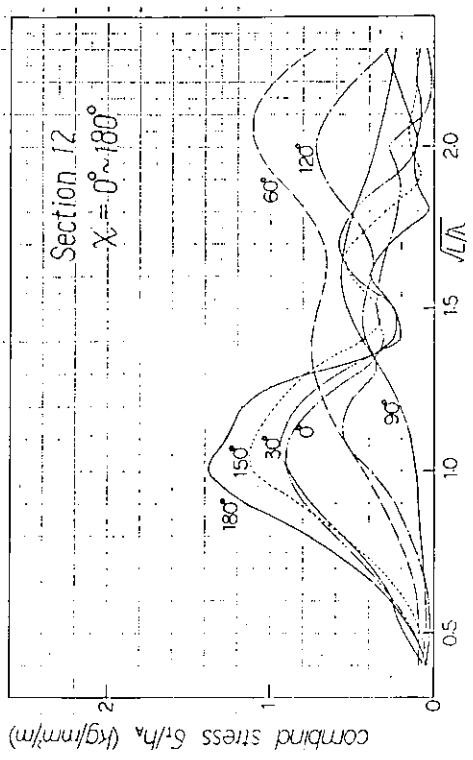


図 1.2.9 Combined stress の応答函数

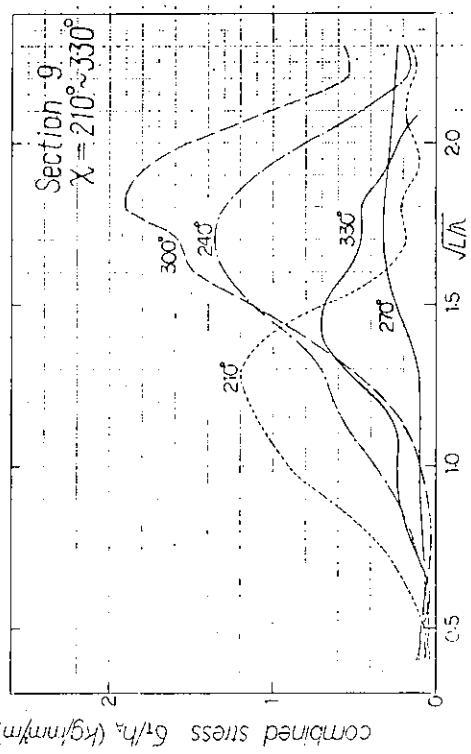


図 1.2.8 Combined stress の応答函数

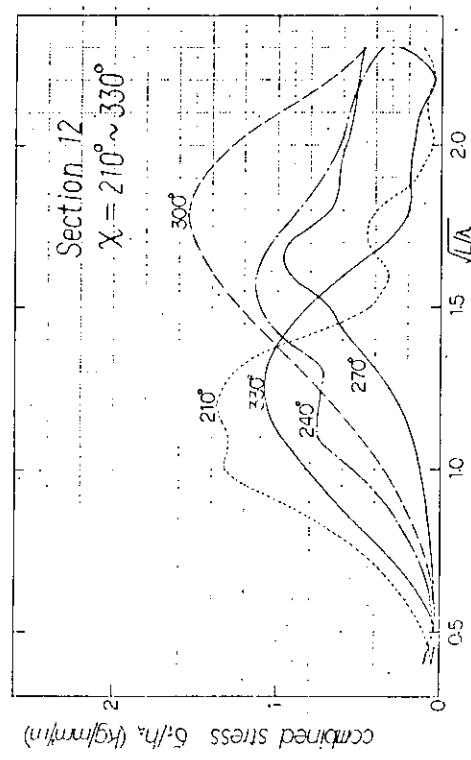


図 1.2.10 Combined stress の応答函数

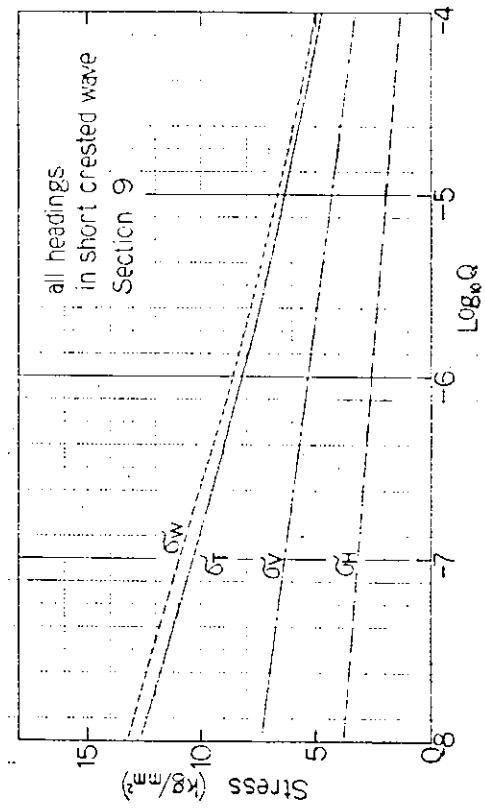


図 1.2.13 D 船 の応力の長期分布

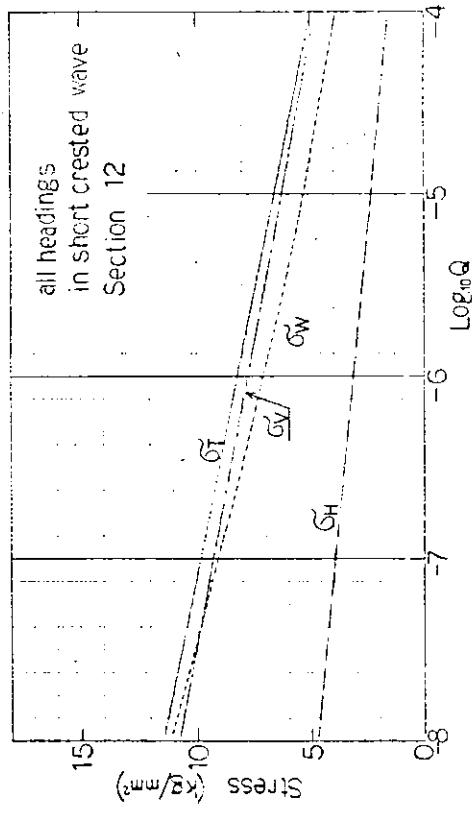


図 1.2.14 D 船 の応力の長期分布

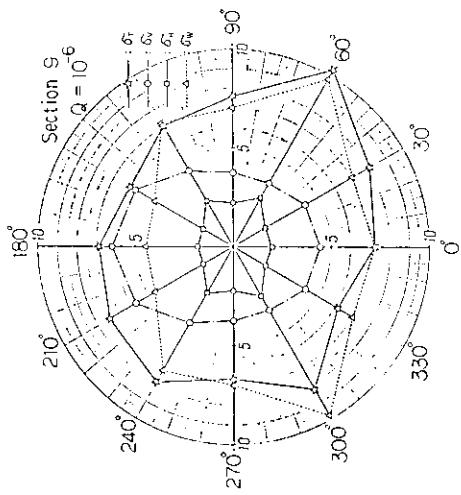


図 1.2.11 応力の長期値 ($Q=10^{-6}$) の波角度別分布

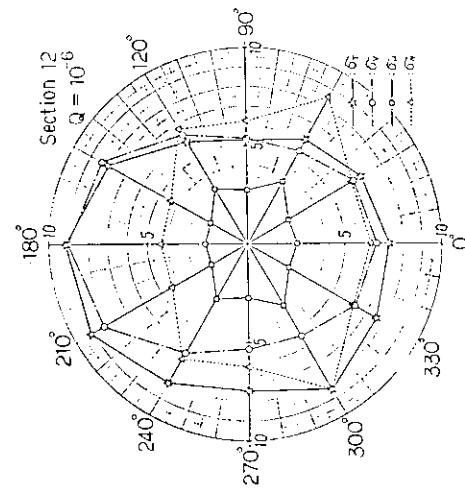


図 1.2.12 応力の長期値 ($Q=10^{-6}$) の波角度別分布

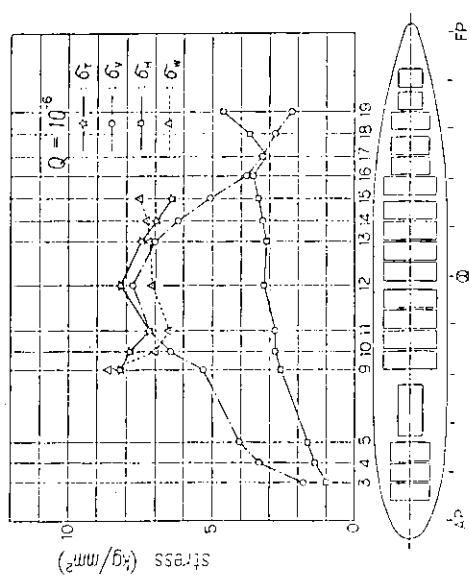


図 1.2.15 応力の長期値の船長方向分布

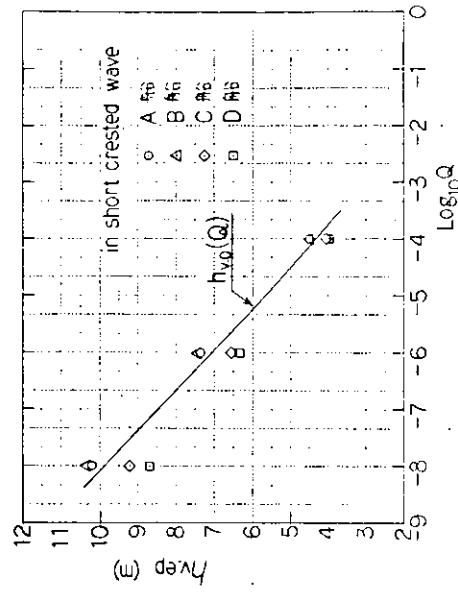


図 1.2.17 縦曲げ応力の等価波高(振幅)

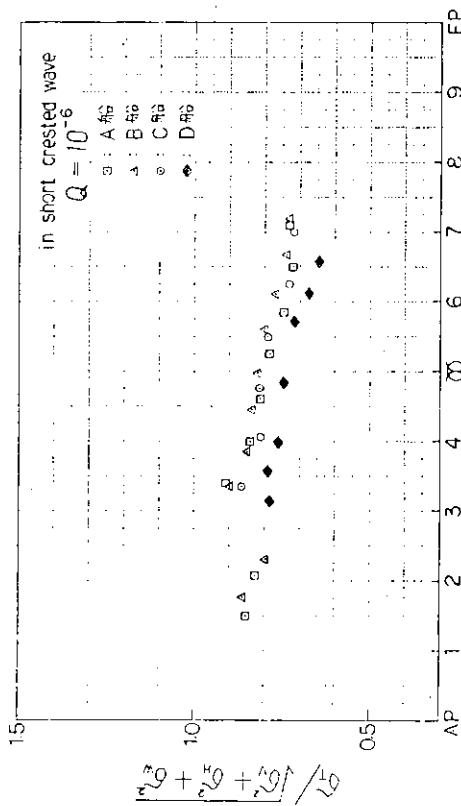


図 1.2.16 二乗和平方根近似に対する修正係数

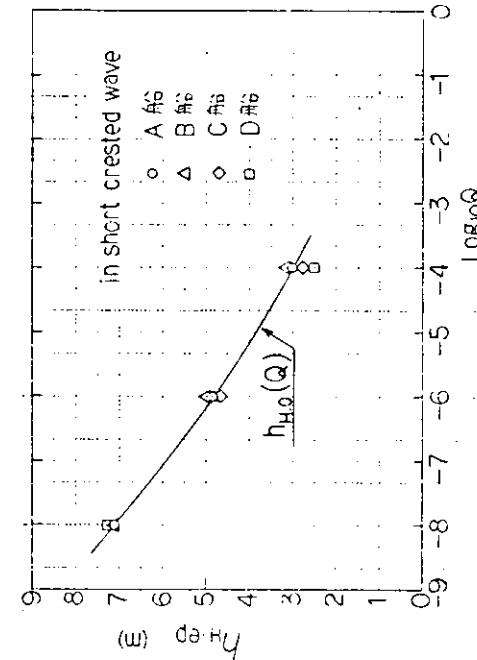


図 1.2.18 水平曲げ応力の等価波高(振幅)

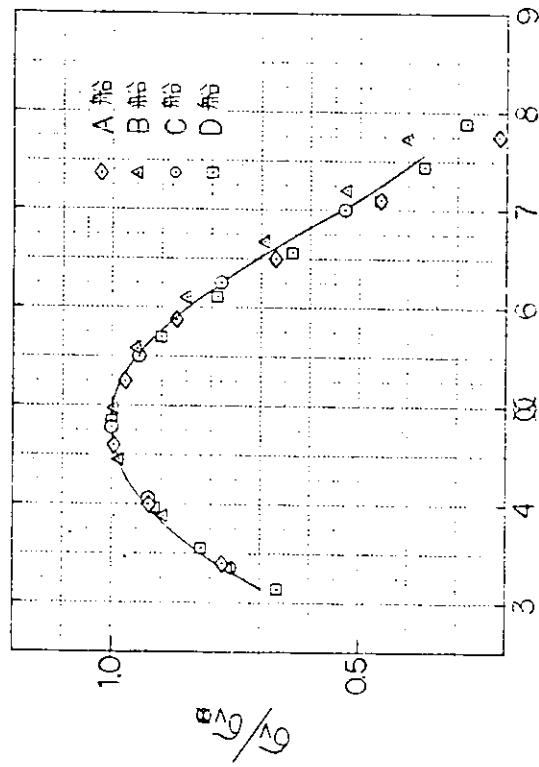


図 1.2.21 等価波中における縦曲げ応力の船長方向分布

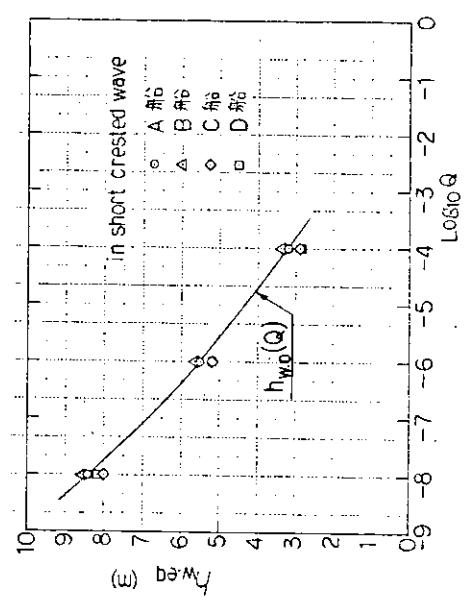


図 1.2.19 Warping stress の等価波高(振幅)

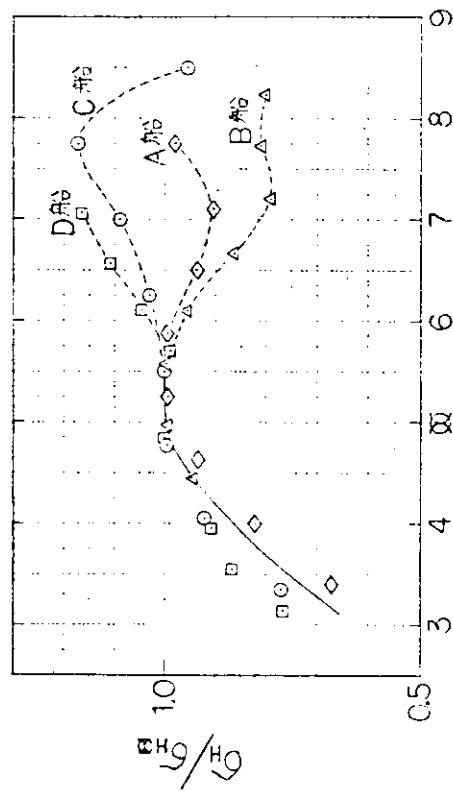


図 1.2.22 等価波中における水平曲げ応力の船長方向分布

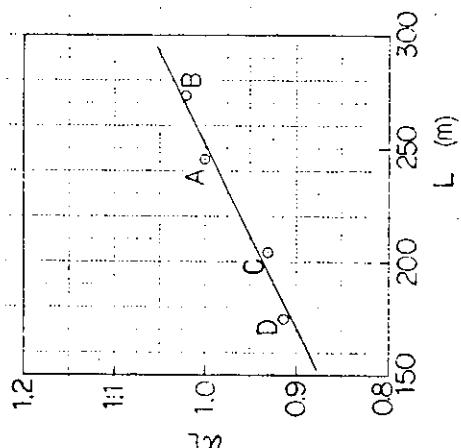


図 1.2.20 等価波高の修正係数

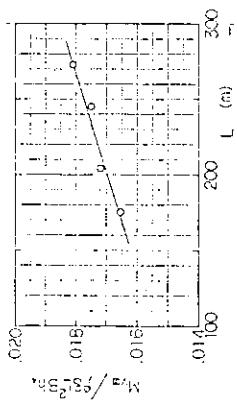


図 1.2.23 等価波中における船体中央断面の継曲げモーメント

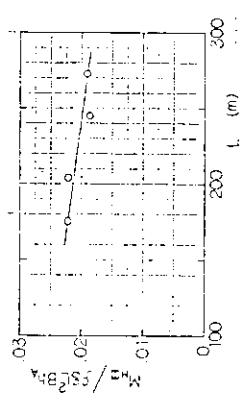


図 1.2.24 等価波中における船体中央断面の水平曲げモーメント

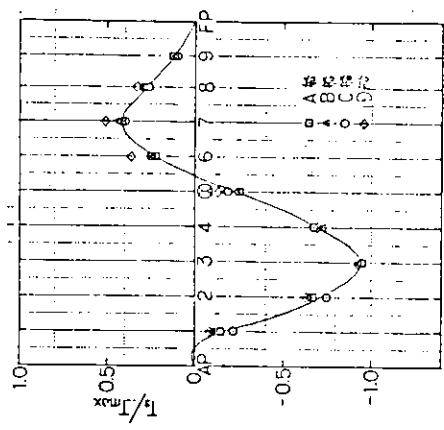


図 1.2.26 等価波中ににおける船底中心線まわりのねじりモーメント
 $\circ \sin \omega t$ 成分

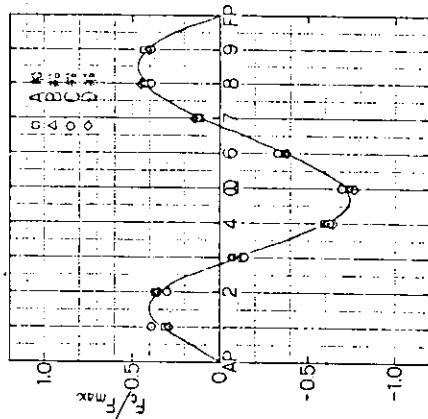


図 1.2.27 等価波中ににおける水平方向せん断力の $\cos \omega t$ 成分
 $\circ \cos \omega t$ 成分

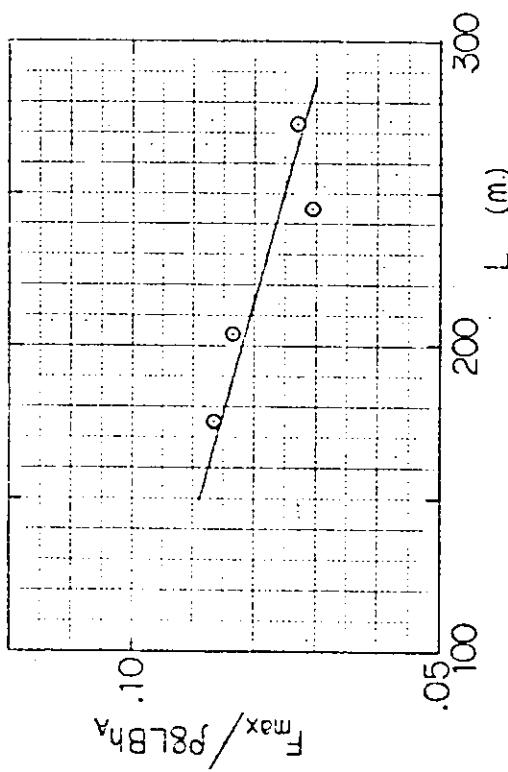


図 1.2.28 等価波中ににおける水平方向せん断力の $\sin \omega t$ 成分

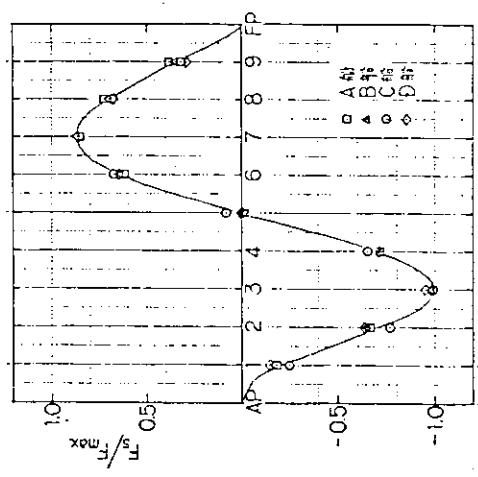


図 1.2.29 等価波中ににおける水平方向せん断力の最大値

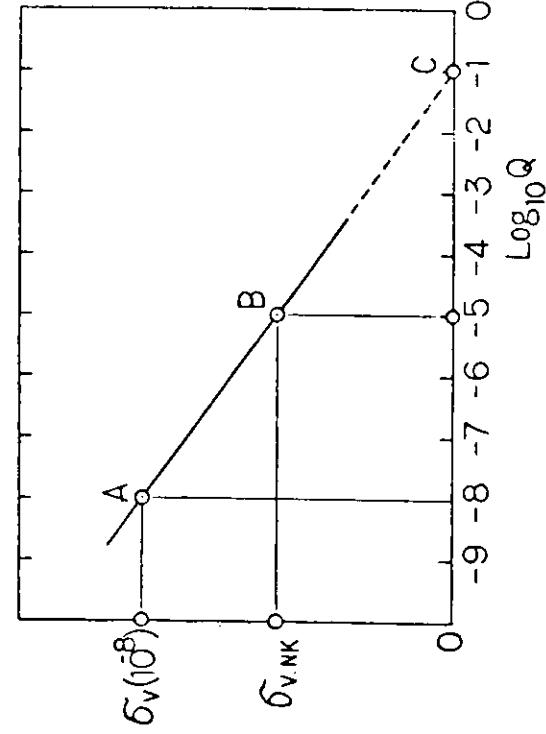


図 1.2.30 等価波中ににおける水平方向せん断力の最大値

図 1.2.29 等価波中ににおけるモーメントの最大値

図 1.2.31 縦曲げ応力長期値の簡略推定法

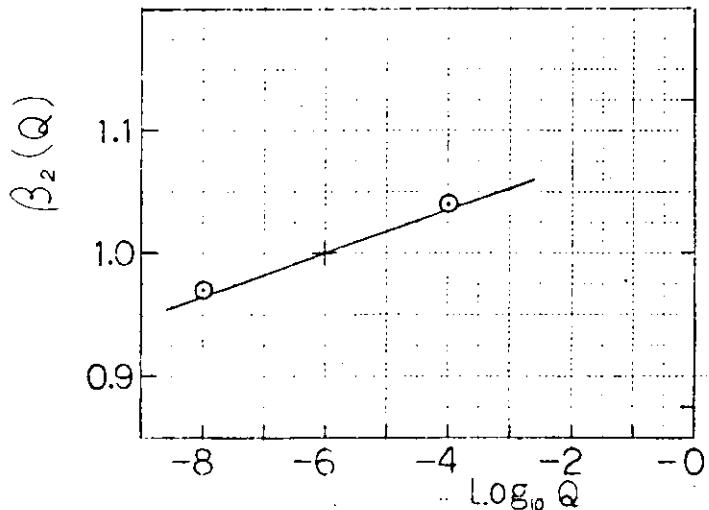


図 1.2.3.2 二乗和平方根近似に対する修正係数

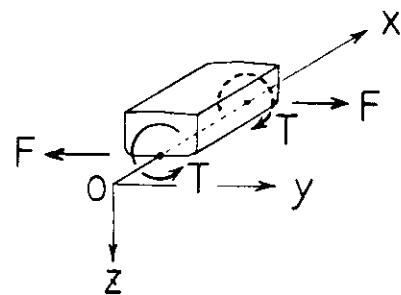


図 1.2.3.3 ねじりモーメントおよびせん断力の正方向

1.3 コンテナ船の船体縦強度の長期予測に関する研究

(石川島播磨重工業技術研究所)

不規則な海洋波中を航行する船舶の船体構造に発生する変動応力の長期予測計算をおこなうために、次節に示す一連の計算を一貫しておこなう計算システム（船体 Hull Girder 解析トータルシステムと仮称する）を作成した。

また本研究では此の計算システムを使い、船体における波浪外力の影響が大きいと考えられる、吃水が比較的浅くかつ高速で、しかも上甲板に大きな倉口を有するコンテナ船の船体 Hull Girder 強度の長期予測の解析を行った。その結果から Hull Girder の各位置に生ずる鉛直および水平剪断力、鉛直および水平縦曲げモーメント、さらに捩りモーメントおよびバイモーメント等の諸断面力や船体縦強度部材に生ずる変動応力等の船体構造応答量の大きさとその発現確率との関係等について検討した。

1.3.1 船体 Hull Girder 解析トータルシステムの概要

当社で開発したこの計算システムは、他社において開発されたものと基本的には同等のものと考えられるが、これは波浪中における船体運動応答計算プログラムとそれ以外の下記の諸計算をおこなう計算プログラムの両者で構成され、その間のデータの受け渡しは磁気テープを介しておこなわれる。

本計算システムの中でおこなわれる主な計算を列挙すると次の通りである。

- 1) Ordinary Strip Method による規則波中での船体運動応答計算（これより波浪変動荷重を求める）
 - 2) 水平縦曲げおよび捩りを考慮した変断面 Hull Girder の解析による、上記の船体構造応答量の影響係数の計算
 - 3) 波浪による変動荷重に対する構造応答量の応答関数の計算
 - 4) ISSC 波スペクトルおよび Walden 等の波浪頻度の長期のデータを使い、構造応答量の長期予測計算
- 以上に示した諸計算が図 1.3.1 に示す計算フローに従って実行される。

(1) 船体構造のモデル化

船体 Hull Girder 解析の方法は、文献(2)に示すように、上部構造を除いた船体を変断面薄肉の Beam Shell として取り扱い、これを船長方向に適当な数の Hull Girder 要素に分割する。さらに各 Hull Girder 要素は等断面のマルチセル構造として、剪断流理論を使ってその諸断面性能を計算する。

捩り及び水平縦曲げ等含めた船体の Hull Girder の解析は遷移行列法によって行う。また本計算の中では倉口間のクロスデッキや横隔壁付き水平桁等は、船体の捩り変形を抑制する局部的なバネとして、船体主構造と切り離してその影響を考慮するが、Deck Girder や上部構造等の船体変形に与える影響はこゝでは省略した。

さらに機通部材の有効性については難かしい問題であるので、本計算の中では船長Lの1/4以下の長さの部材は、機強度部材としての有効性が無いものとみて、これを省略した。

(2) 外力の取り扱い及び船体構造応答量の影響係数

船体運動計算から求まる波浪変動荷重や、静水中で船体に作用する静的荷重等は、これらのデータが準備される時点では各 Hull Girder 要素の剪断中心の位置が未だ明らかとなっていなかったために、船底中心線に関する鉛直、水平荷重及び捩りモーメント荷重の3成分に分解して取り扱う。しかもそれらはそれぞれ各 Hull Girder 要素内では一様に分布するものと近似する。

断面性能の計算過程で各 Hull Girder 要素の剪断中心の位置が決まると、これら荷重は各要素ごとにその剪断中心軸に関する3成分の荷重に変換され、荷重のデータファイルに貯えられる。

各 Hull Girder 要素のそれぞれについて、その剪断中心軸に関する3種類の分布荷重が、それぞれ単独に、しかも単位の大きさの分布荷重が作用する場合の Hull Girder の各位置に於ける断面力や応力等を、こゝでは船体構造応答量の影響係数と定義する。

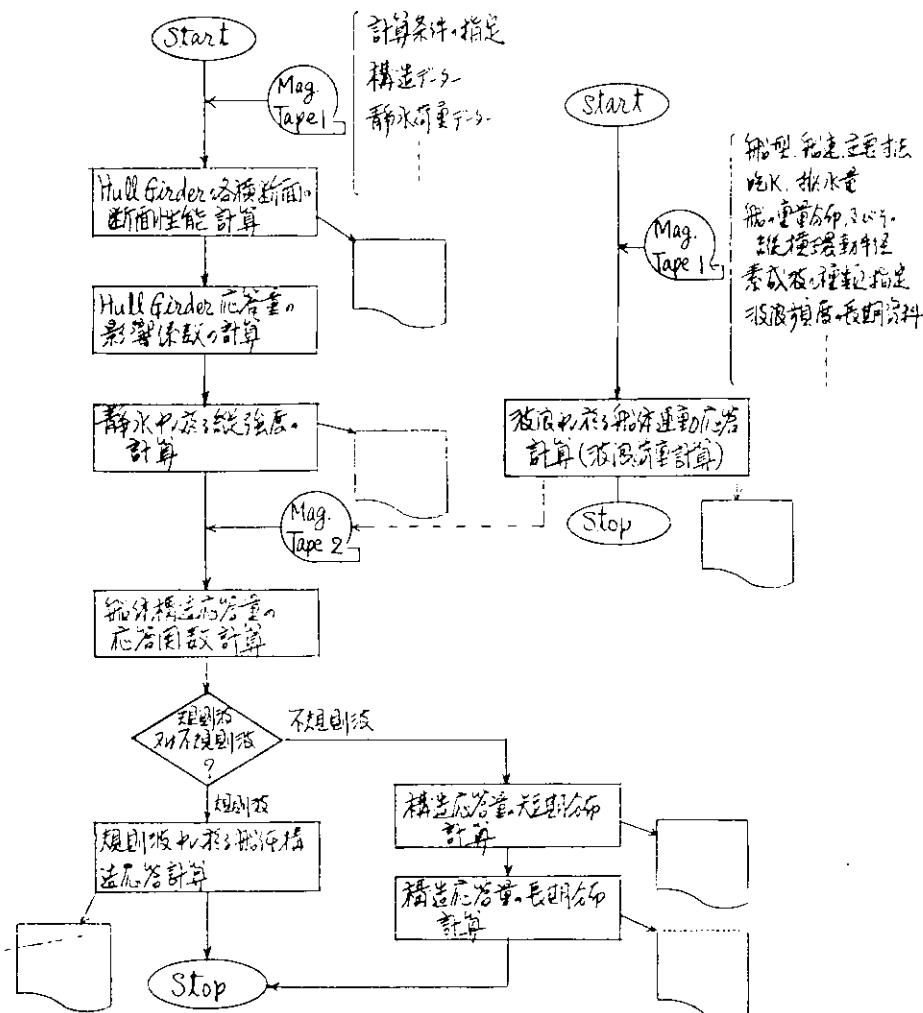


図 1.3.1 船の Hull Girder 解析トータルシステムの計算フロー

表1.3.1 解析対象船の主要目

要 目	A 船	B 船	C 船
長さ L_{BP} (M)	24.2	21.5	20.4
幅 B_{MLD} (M)	32.2	32.2	31.2
深さ D_{MLD} (M)	19.5	19.0	18.9
満載吃水 d (M) (Full Load Departure)	11.0	10.6	11.0
満載排水量 Δ (Ton)	50,000	42,000	41,000
コンテナ搭載個数 (20' コンテナ換算)	1,800	1,550	1,400

1.3.2 解析対象船の主要目と計算条件

ここでとり挙げた解析対象船は、大きさの異なる3隻のコンテナ船（いずれも3列の倉口を有する）で、これら供試船の主要目及び積付条件等を表1.3.1に示す。

(1) 計算条件

構造計算にあたっては、各船とも各倉口の前後端の位置で船体を分割し、A, B, C船をそれぞれ29個、25個及び23個のHull Girder要素に分割した（図1.3.2～図1.3.4参照）。

これら供試船のHull Girder強度の長期予測計算は、各船とも満載出港状態、かつ船速がFroude数で0.175の場合についておこなった。これはA船では16.6 kt, B船では15.6 kt及びC船では15.2 ktの速力に相当する。

次に波浪荷重の計算における規則波の種類数は、波振幅 1.0^M 、波長 λ は $\sqrt{L}/\lambda = 0.45 \sim 2.25$ (0.15ピッヂ) の13種類、さらに波方向 χ は、追い波を $\chi = 0^\circ$ 、正面に向かう波を $\chi = 180^\circ$ とし、この間を 30° きざみの7種類、合計91種類の素成波（規則波）について波浪変動荷重を計算した。さらに長期予測の計算では、Waldenの北大西洋通年の波浪長期資料のデーターを使った。

(2) 応力の計算位置

Hull Girderの横断面上に生ずる応力は、次の3つの代表的な横断面、即ち機関室直前ハッチ開孔の後端、Midship及びS.S. 7½ (S.S.=Square Station)に関するおこなった。このうち機関室直前の位置では船倉部に比べ捩り剛性が大きい機関室に隣接しているため、捩りによる船体のWarpingの拘束によって大きなWarping Stressがその上甲板に発生する可能性がある。さらにS.S. 7½の位置は、船体平行部に比べ船型の先細りによる剛性の減少により、過大な応力が船体中央部から離れた横断面の縮小部に生ずることも考えられるところから、その1例としてこの箇所の応力を計算した。この各供試船の応力計算点の位置での船体横断面形状を図1.3.2～図1.3.4に示す。

(3) Hull Girderの断面性能及び重量分布

船の横断面の構造寸法から決まるHull Girderの断面性能の計算結果及び船の単位長さ当たりの重量分布及び重量慣性モーメント等を図1.3.5～図1.3.7に示す。

記号の説明；—

c : 船底から回心迄の距離

e : " 剪断中心迄の距離（鉛直下方向を正）

E, G : 材料（鋼材）の模、横弾性係数

EI_{ly}, EI_{lx} : 鉛直、水平曲げ剛性

GA_{wx}, GA_{wy} : 鉛直、水平剪断剛性

$G J_A$: St. Venant の振り剛性

$E J_w$: Wagner の曲げ振り剛性

w : 単位長さ当りの船体重量

I_g : 船体重心軸まわりの船体重量の重量回転慣性二次モーメント (単位長さ当りの値)

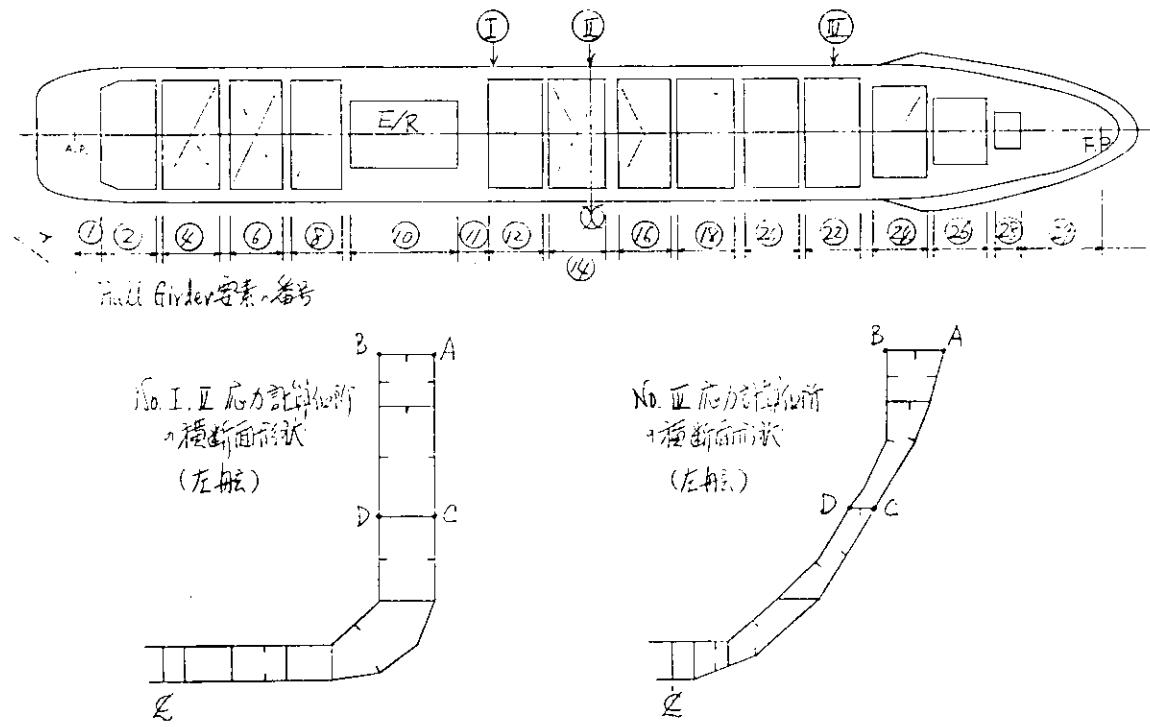


図 1.3.2 A 船の Hull Girder 要素への分割と応力計算位置の横断面形状

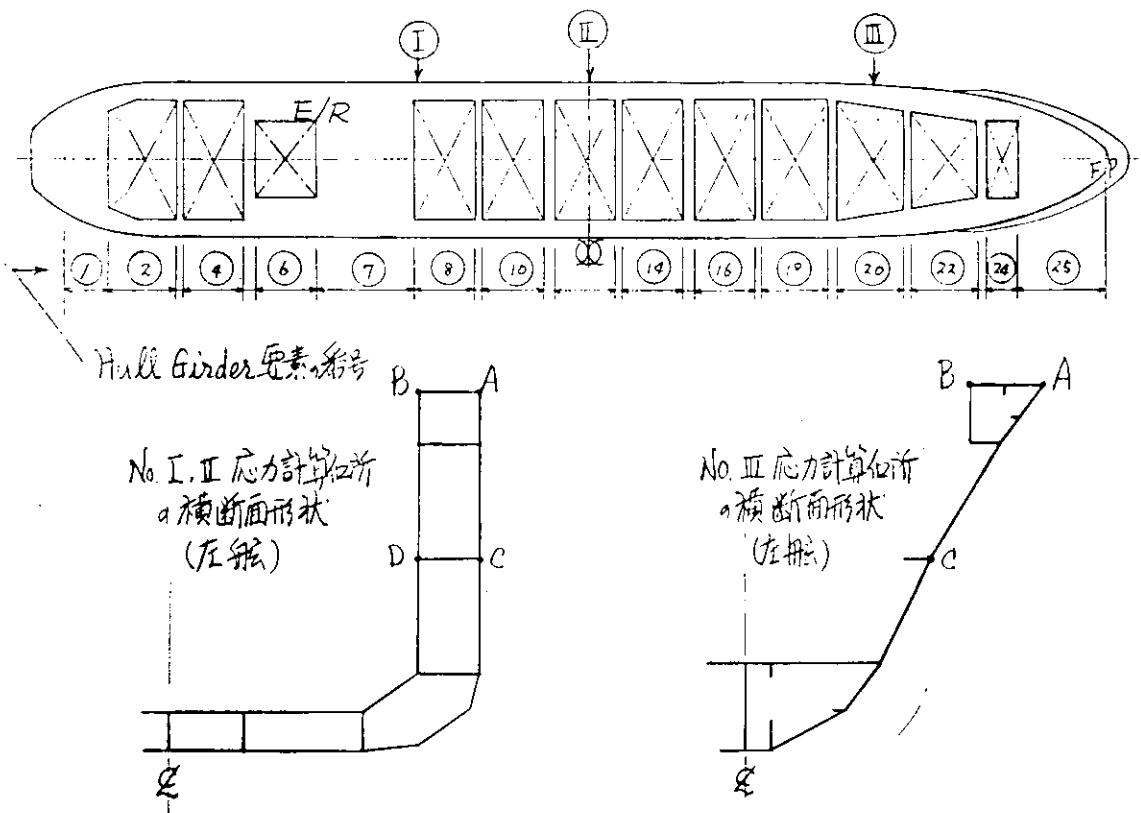


図 1.3.3 B 船の Hull Girder 要素への分割と応力計算位置の横断面形状

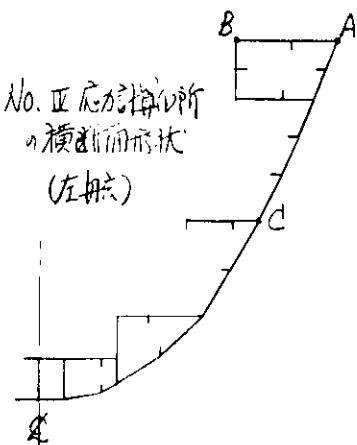
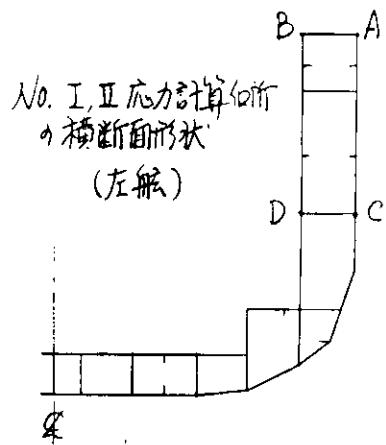
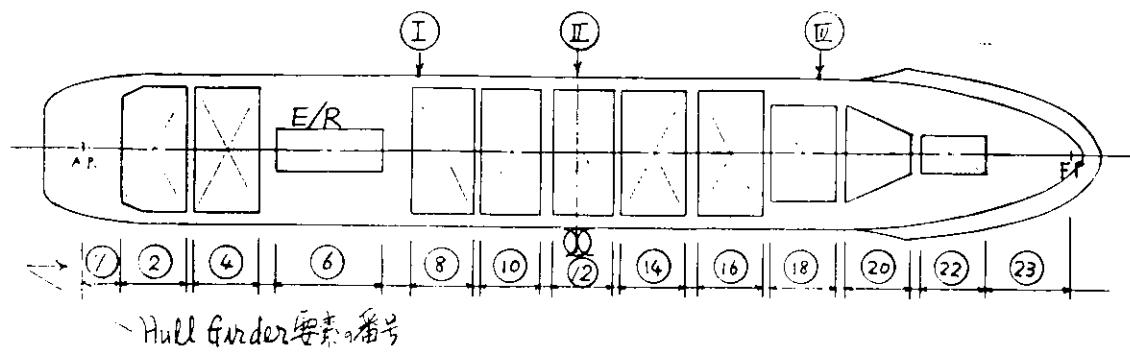


図 1.3.4 C 船の Hull Girder 要素への分割と応力計算位置の横断面形状

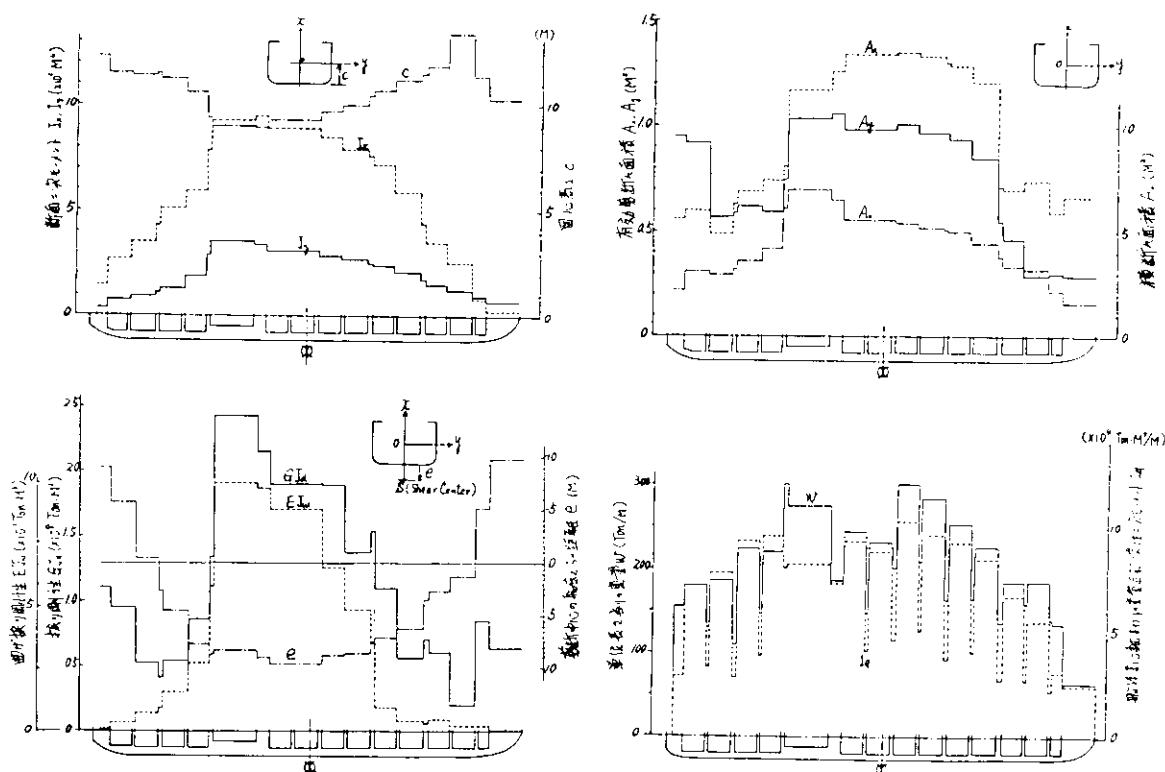


図 1.3.5 A 船の断面性能及び重量の分布

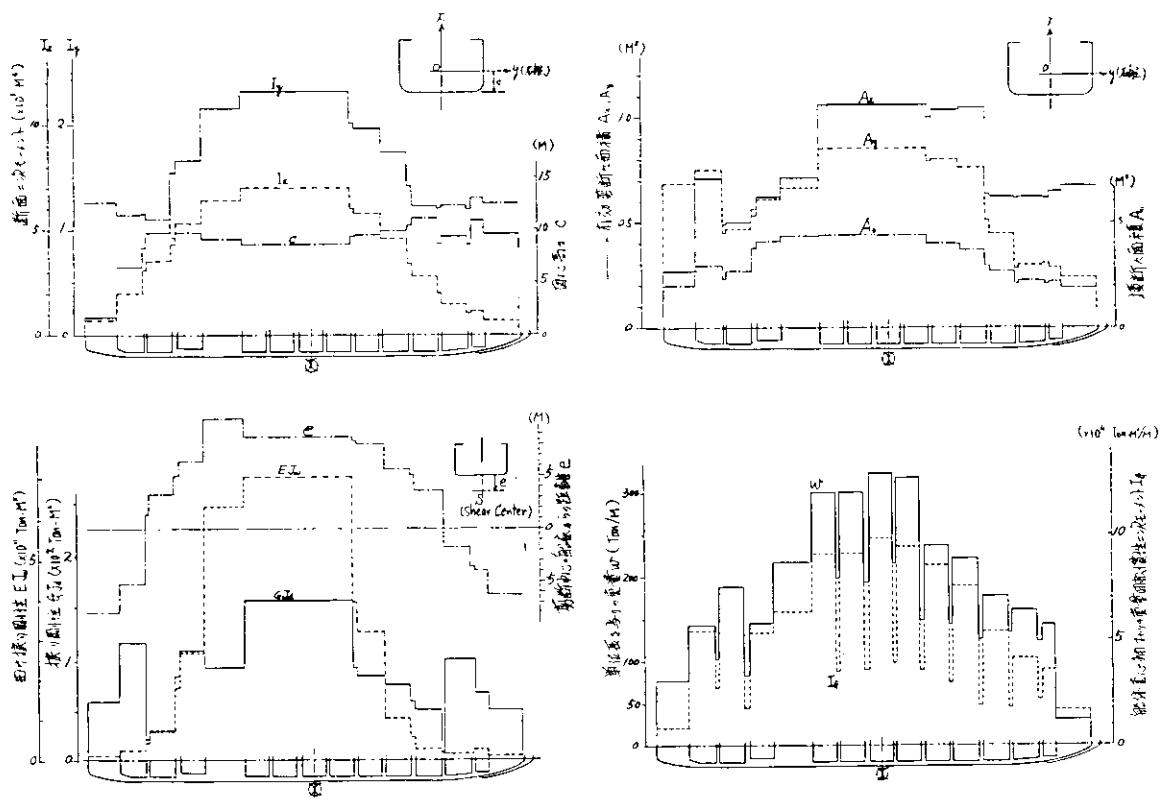


図 1.3.6 B 船の断面性能及び重量の分布

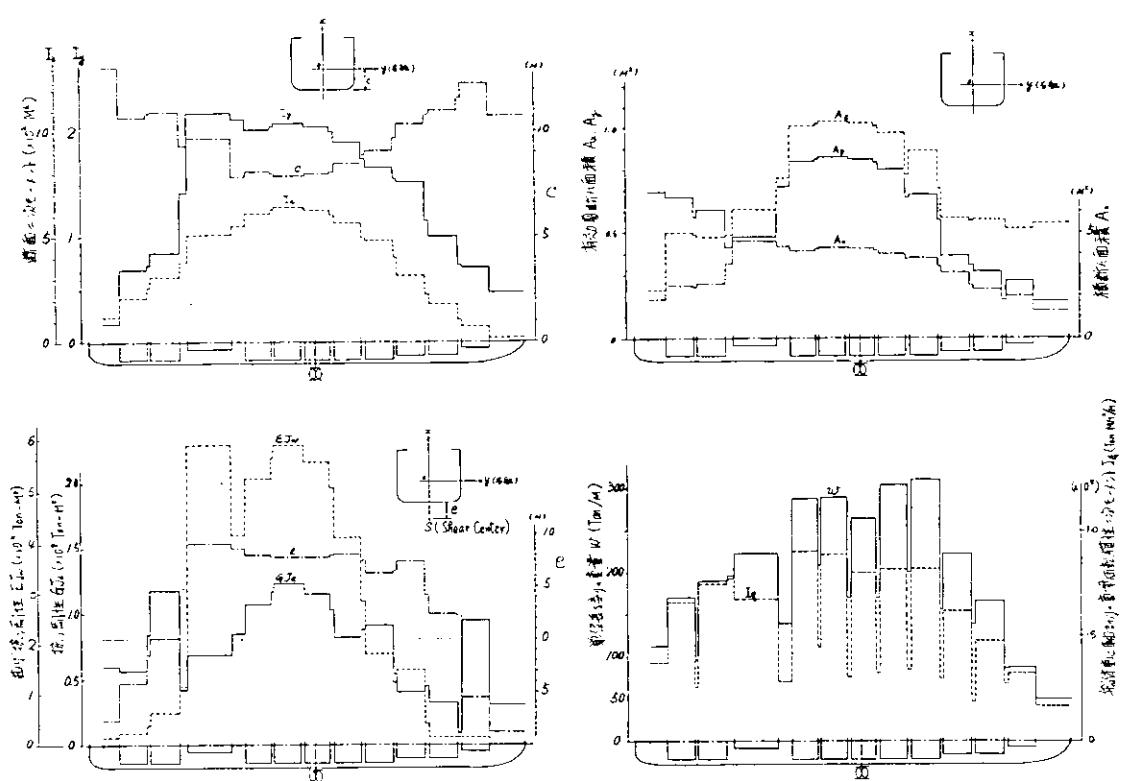


図 1.3.7 C 船の断面性能及び重量の分布

1.3.3 静水中における船体縦強度の計算結果

上記の載貨状態で静水中に浮んでいる場合の船体重量及び浮力のアンバランスによって生ずる船体縦強度の計算結果のうち、船体の横断面上に生ずる応力を図1.3.8～図1.3.10に示した。

この計算結果は、各船とも搭載貨物が船体中心線に関し左右舷対称に積まれており、静水中では船体には外力としての振りモーメントが作用しないものと想定されている。

この静水中では各船とも Hogg ing 状態にあり、静水綫曲げモーメントは船体中央よりやや後方の S.S. 4 附近で最大となり、一方鉛直剪断力は S.S. 2 ½ 及び S.S. 6 ½ から S.S. 7 ½ 附近で極大値が現われている（計算結果は省略）。

この状態で船体に生ずる応力を上記の 3 計算断面についてみると、図1.3.8～図1.3.10に示すように、上甲板の綫曲げ応力は機場室直前の HOLD の後端位置で最も大きく、A 船では約 8 Kg/mm^2 、B 船では約 5 Kg/mm^2 及び C 船では約 6 Kg/mm^2 の引張応力が発生している。

これに対し縦強度部材の静水中での剪断応力は一般に小さく、3 計算断面のうち S.S. 7 ½ の位置の吃水線附近で最も大きな応力が見られるが、その値は高々 3 Kg/mm^2 程度である。また剪断応力は各船の各計算断面についても、その吃水線附近の船側外板又は Inner Hull で最も大きくなる。

上記の上甲板の直応力の値は、本計算の中では各供試船とも 2 条の Deck Girder の縦強度部材としての有効性を無視しているため、その効果を考慮すれば、上記の計算値は若干低下するものと考えられる。

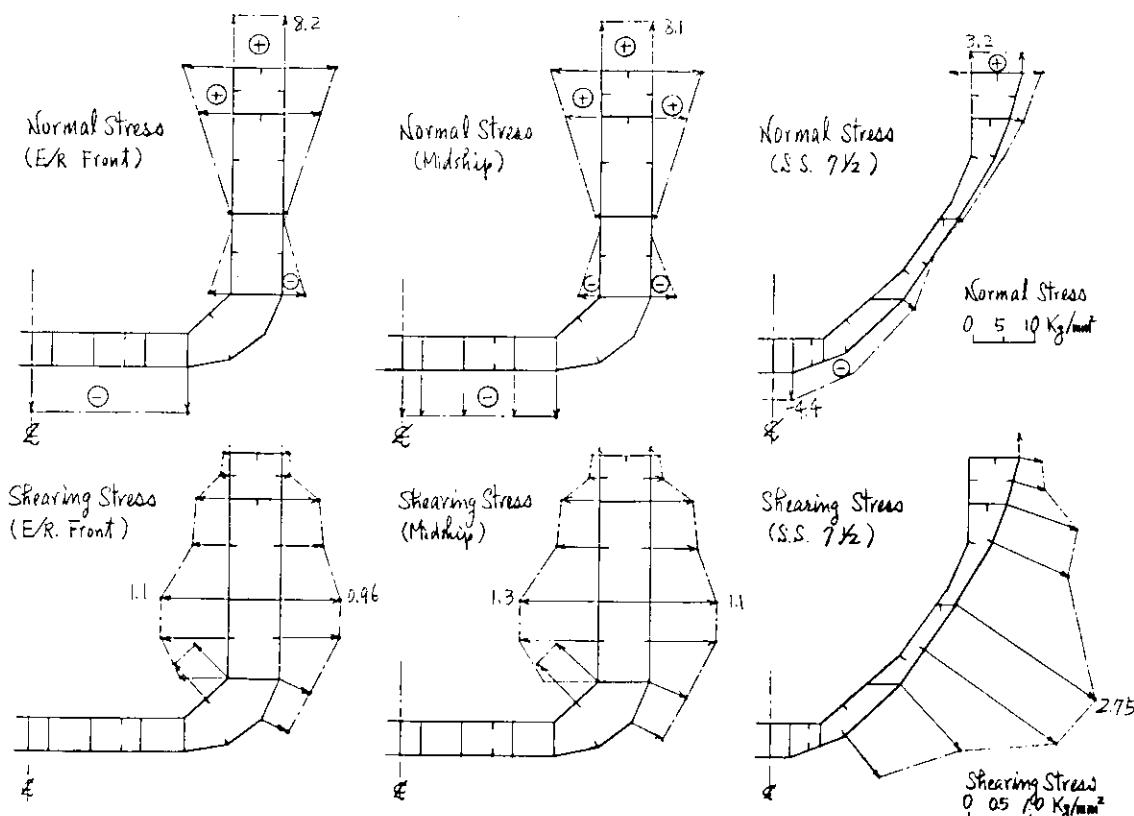


図1.3.8 A船の静水中における直応力及び剪断応力

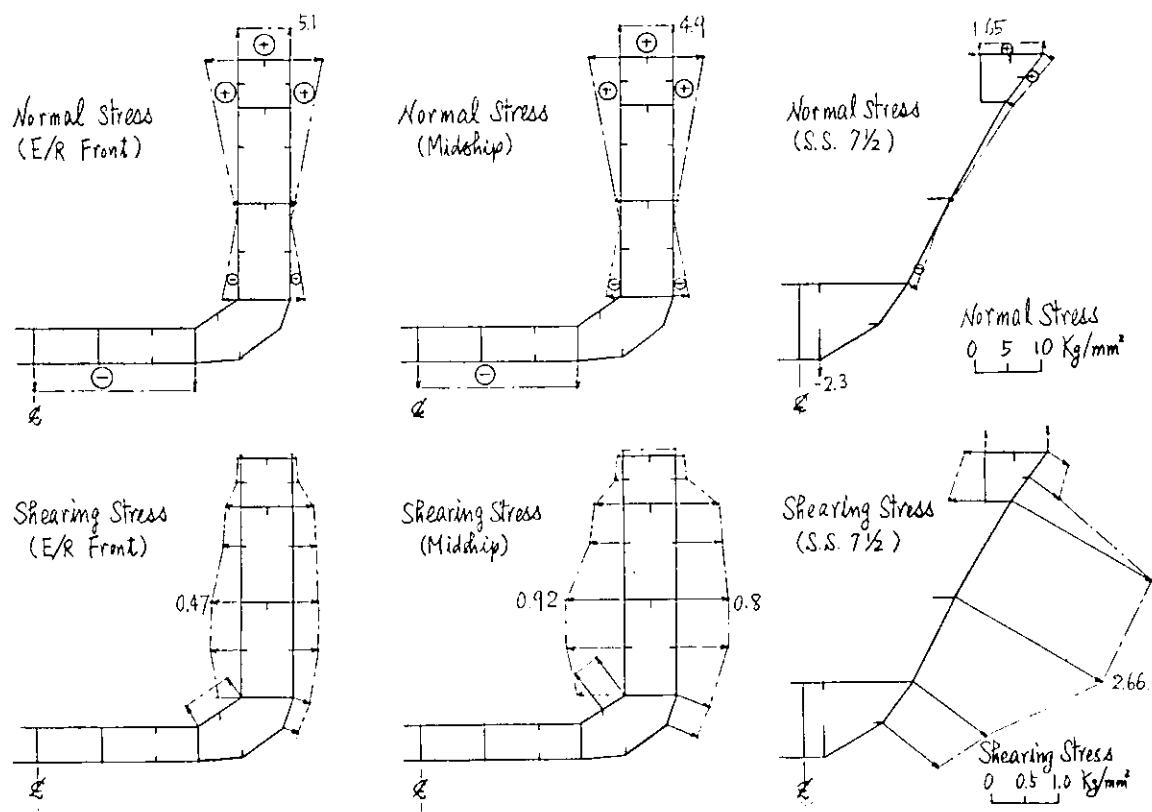


図1.3.9 B 船の静水中における直応力及び剪断応力

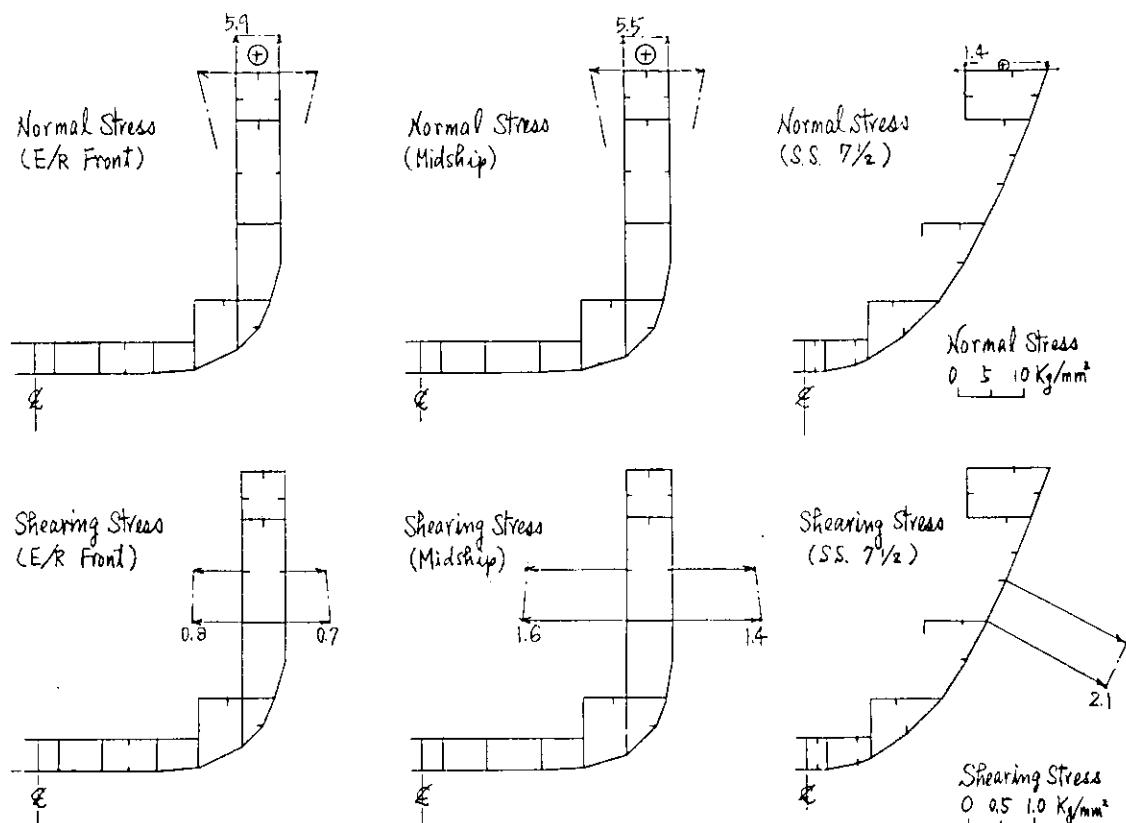


図1.3.10 C 船の静水中における直応力及び剪断応力

1.3.4 規則波中におけるHull Girder の断面力

波との出会い角 χ 、波長 λ をパラメーターとし、これらのパラメーターによって決まる規則波中において、船体の各位置に生ずる断面力の応答関数の計算結果の一部を図1.3.11～図1.3.15に示す。

これら各グラフの縦軸は全て波振幅 $h_0 = 1\text{ m}$ 当りの断面力の振幅を表わし、その値を海水の密度 ρ 、重力の加速度 g 、船の長さ L 及び幅 B で無次元化して表示した。

またこれらの計算結果のうち水平剪断力 S_y 、水平曲げモーメント M_x 及び振りモーメント T は、それぞれの位置における剪断中心軸に関する値である。

これらの計算結果によれば、

- 1) 鉛直剪断力 S_x 及び鉛直縦曲げモーメント M_y は、前述の3計算断面位置のいずれにおいても、正面向い波($\chi = 180^\circ$)の場合に最も大きくなり、波長 λ との関係では船によって若干の差がみられるが $\sqrt{L/\lambda} = 1.0 \sim 1.2$ 附近でピークに達する。この結果は各供試船とも共通の傾向である。
- 2) 水平剪断力 S_y 及び水平縦曲げモーメント M_x についてみると、これらは各位置で出会い角 $\chi = 60^\circ$ の斜め波中で最も顕著に現われ、しかも $\sqrt{L/\lambda} = 1.6 \sim 1.9$ の船長よりもやゝ波長の短い波に対して最も大きな値になる。この最大値を上記の鉛直剪断力 S_x の最大値($\chi = 180^\circ, \sqrt{L/\lambda} = 1.0 \sim 1.2$ での値)と比較すると、前者は後者 S_x maxの約2倍の値に達する。

また水平縦曲げモーメントの各計算断面位置での最大値は、その位置における上記の鉛直縦曲げモーメントの最大値と同程度ないしそれ以上の大きさに達し、船体のHull Girder 強度に対し、水平剪断力や水平縦曲げモーメントの影響が大きなウェイトを占めることが考えられる。

- 3) 内力としての振りモーメント T は、各船の各計算位置に於る応答関数の値から明らかなように、パラメーター χ, λ に対し、 $\chi = 60^\circ$ で最も顕著となり、その場合のピーク値は $\sqrt{L/\lambda} = 1.7 \sim 1.85$ の範囲内に生ずる。このピーク値に注目すると、その値は一般に上記の3計算断面のうち、機関室直前 HOLD の後端位置で最も大きく、船体中央部から離れた S.S. 7½ の位置ではかなり減少する。

以上の結果を総合すると規則波中において Hull Girder に生ずる各種類の断面力の変動値は、船体と波との出会い角 χ 及び波長 λ のある値の規則波中で特に卓越することが分る。例えば鉛直剪断力や鉛直縦曲げモーメントは、船の長さにはゞ等しい波長の正面向い波中で最大となり、また水平撓み変形や振りに関連する断面力等は、出会い角が 60° (及び 300°)で波長が $0.3L \sim 0.4L$ と、船長 L よりもかなり短い規則波中で最も大きくなる。

1.3.5 規則波中における変動応力

規則波中に於て船体に生じる変動応力の計算結果の一部を図1.3.16～図1.3.21に示す。この応力の計算点は前に図1.3.2～図1.3.4に示す3箇所の計算断面上の上甲板の点A, B及び吃水線附近の点C, Dである。

これら諸グラフに示す応力の値は、波振幅 $h_0 = 1\text{ m}$ の場合の変動応力の片振幅を表わし、また図中の記号 σ_T, τ_T …… σ_w 等は次の通りである。

σ_T, τ_T ; 合成直応力と合成剪断応力

σ_v, τ_v ; 鉛直荷重成分のみによる直応力(鉛直縦曲げ応力)と剪断応力

σ_H, τ_H ; 水平荷重成分のみによる直応力と剪断応力

σ_w, τ_w ; External Torque のみによる直応力(Warping Stress)と剪断応力

この合成応力は3種類の変動荷重によって生ずるそれぞれの応力成分をその位相を考慮して加算した値である。

- 1) 機関室直前の倉口後端位置では、上甲板の直応力 σ_T は、各船とも出会い角 $\chi = 180^\circ$ 及び $\chi = 60^\circ, 300^\circ$ で大きな値となり、前者は鉛直縦曲げによる影響が、また後者の場合には振りによる影響が支配的であることが分る。一方この位置で剪断応力が最も大きくなると考えられる船側外板の吃水線近傍の点では、剪断応力 τ_T は出会い角 60° 及び 300° の斜め波の場合が最も卓越し、船体の振りによる影響が支配的である。

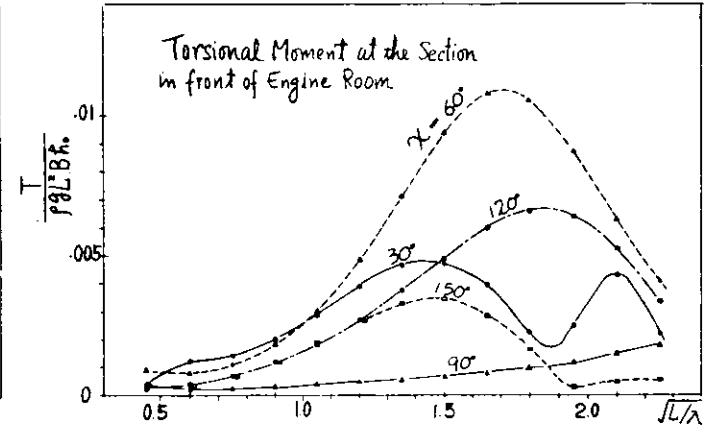
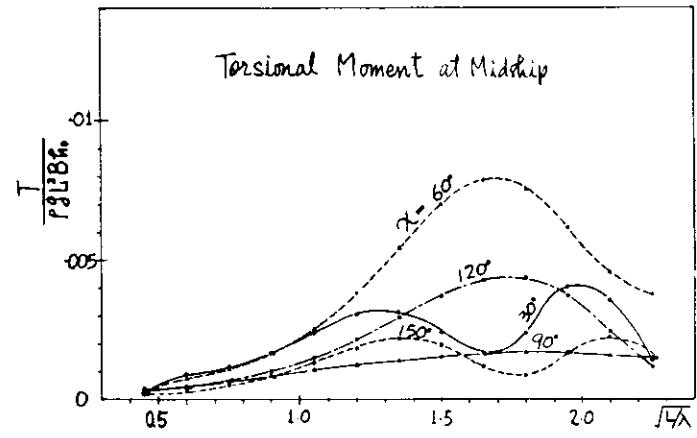
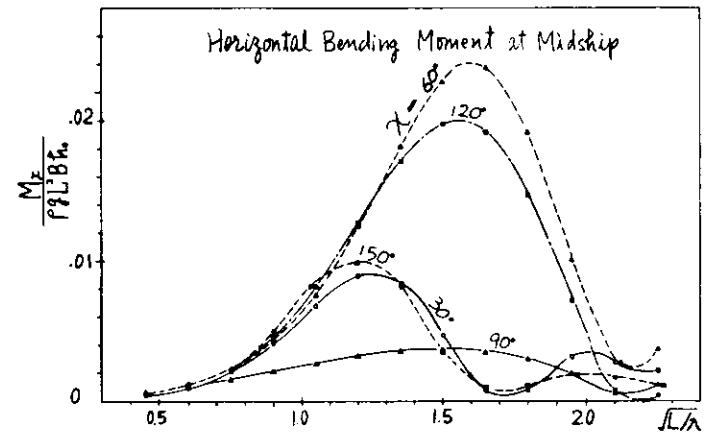
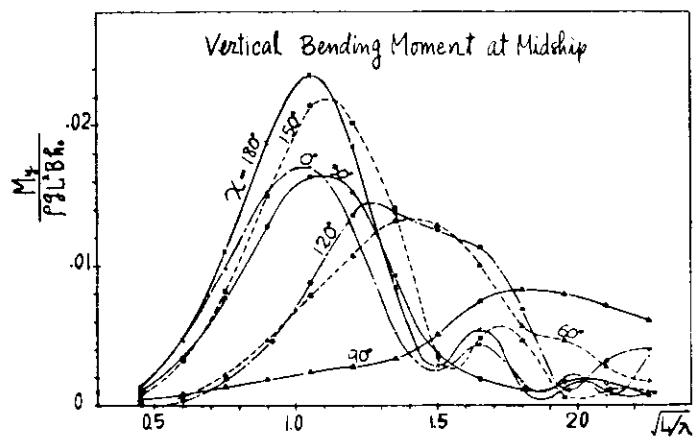
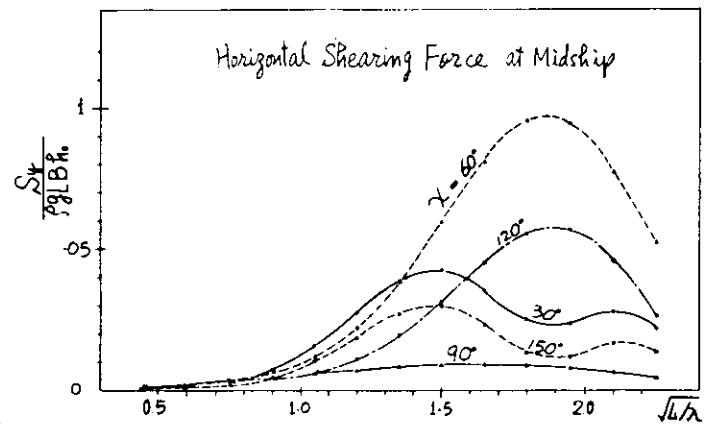
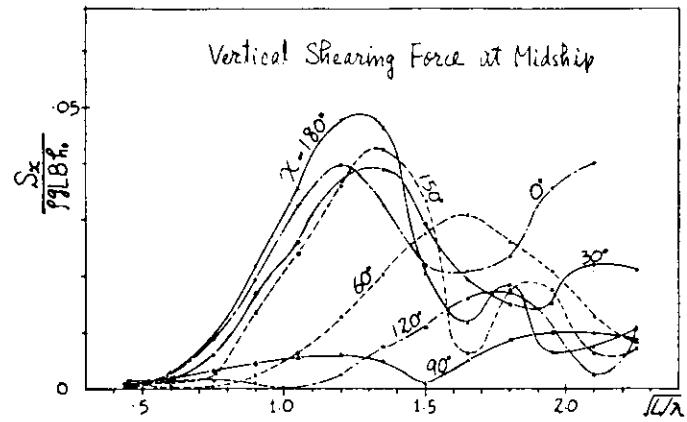


図 1.3.1.1 A 船の断面力の応答関数

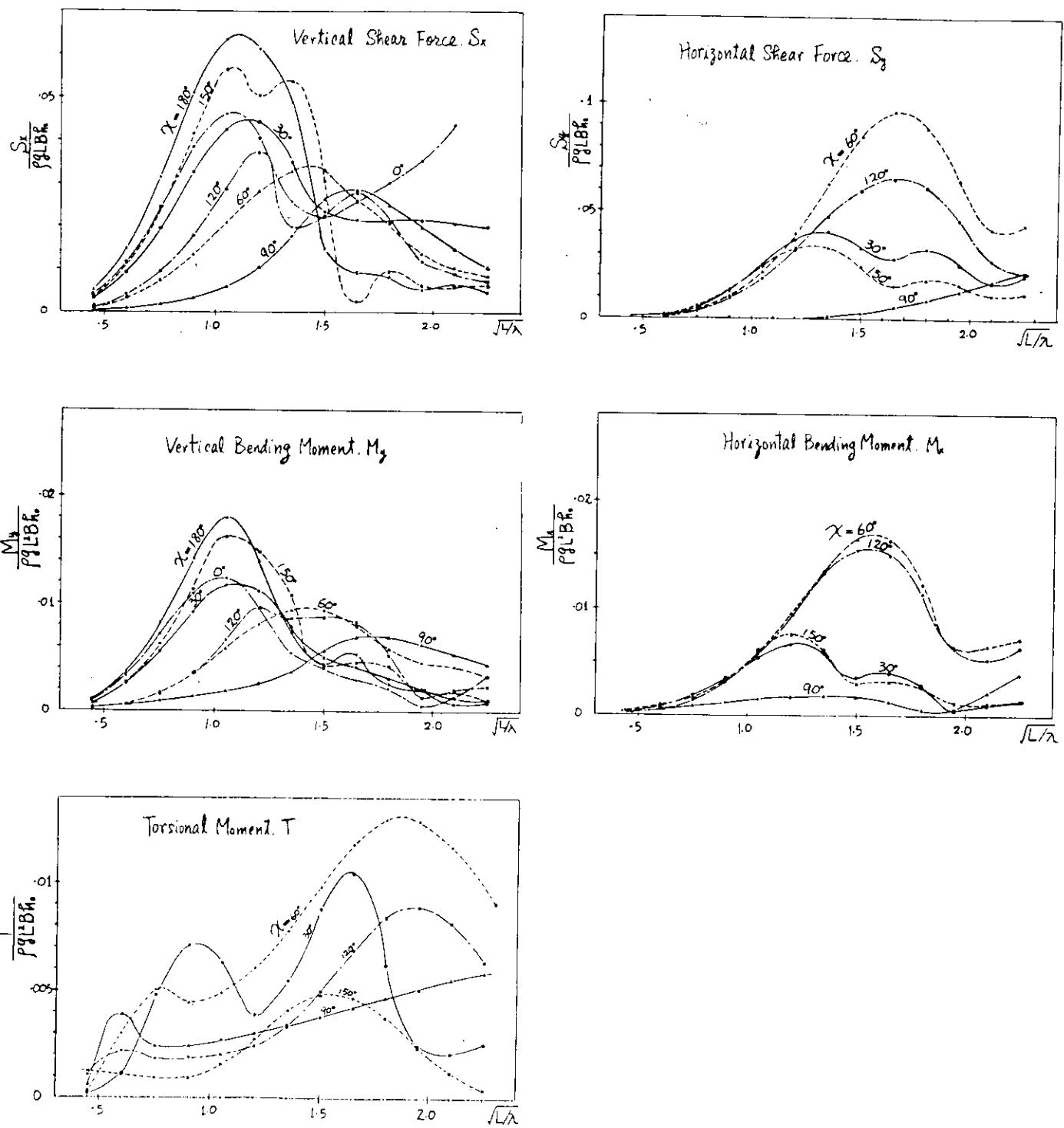


図 1.3.12 B 船の機関室直前 HOLD 後端における断面力の応答函数

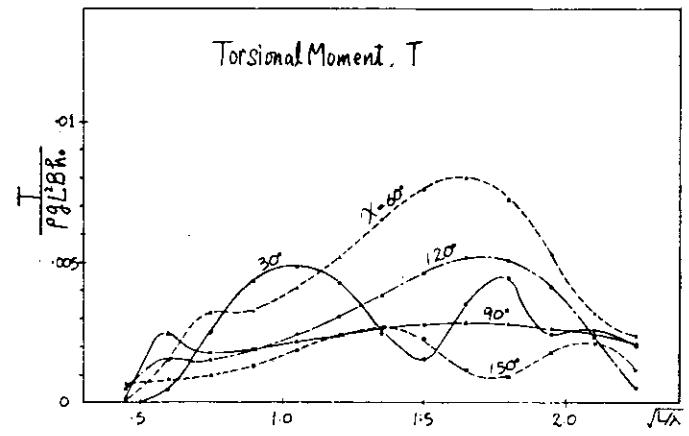
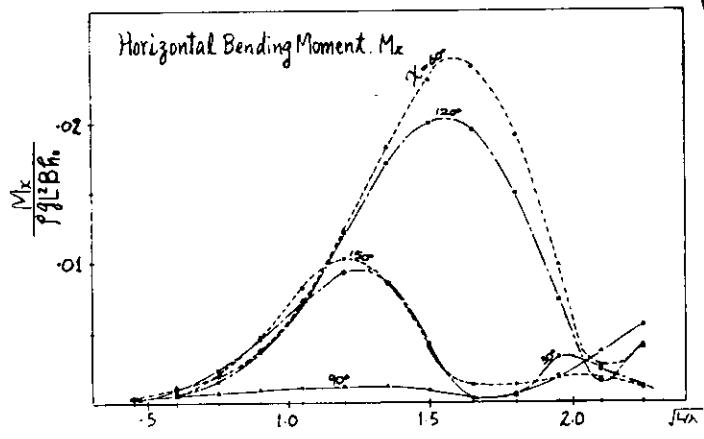
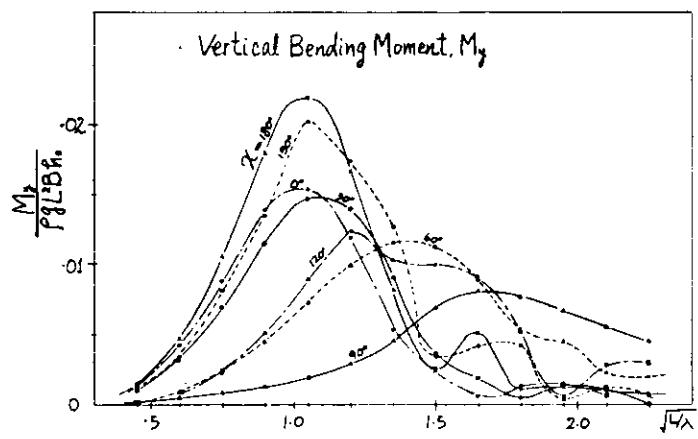
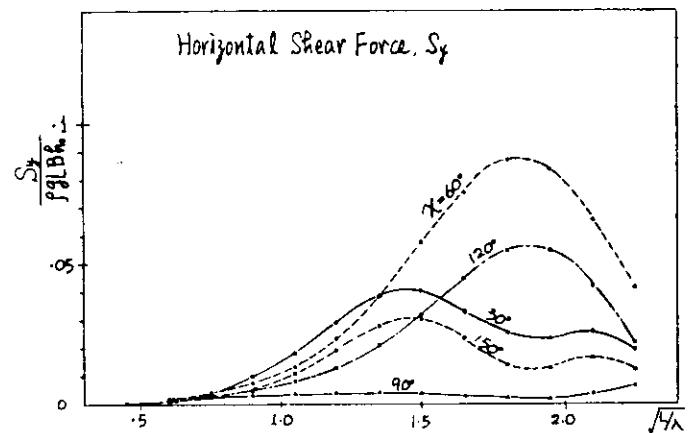
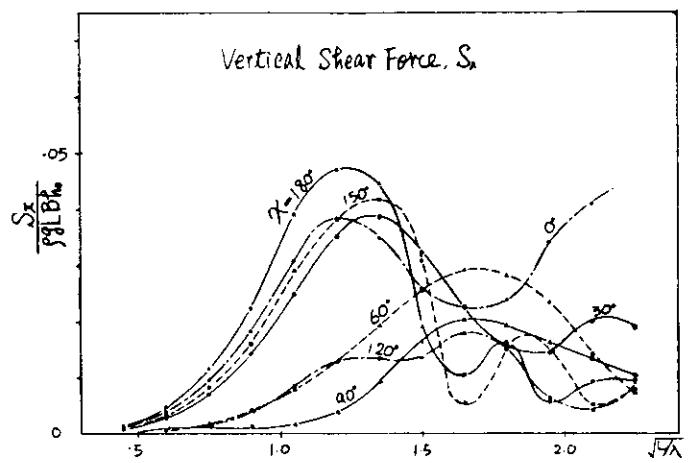


図 1.3.13 B 船の Midship における断面力の応答関数

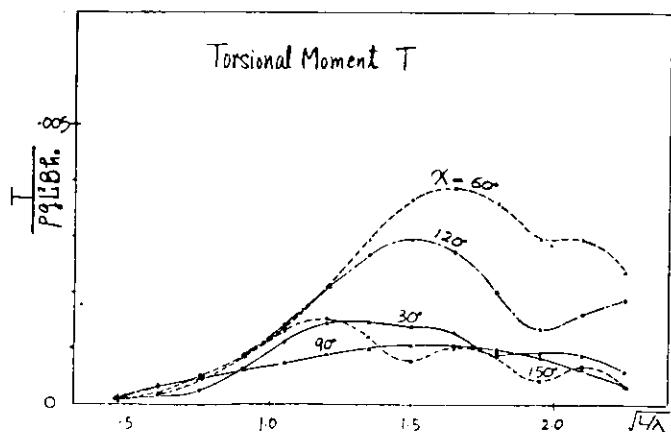
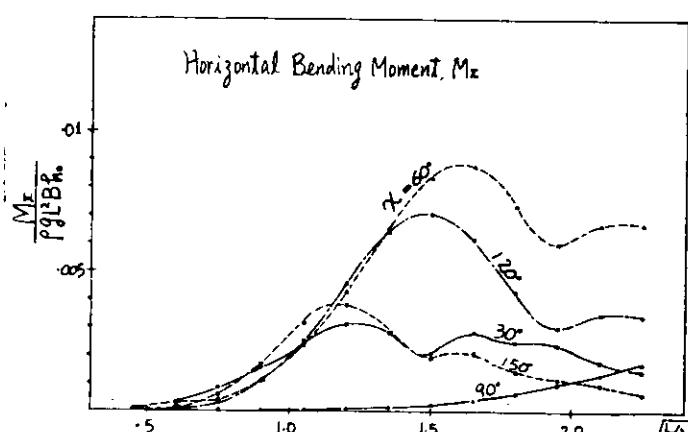
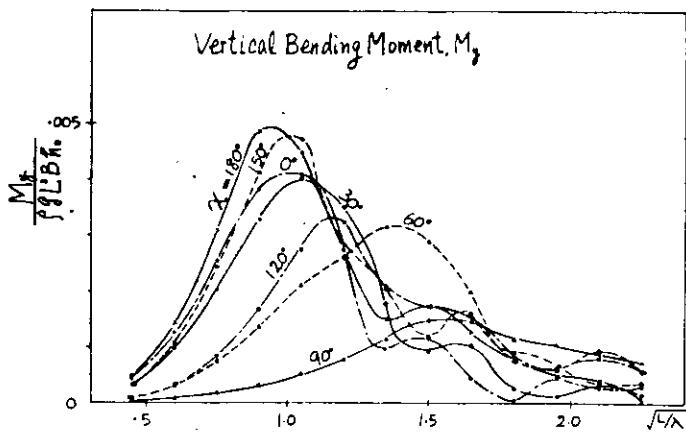
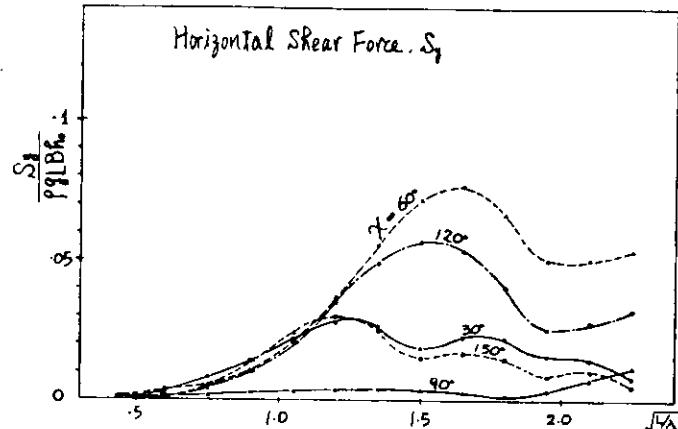
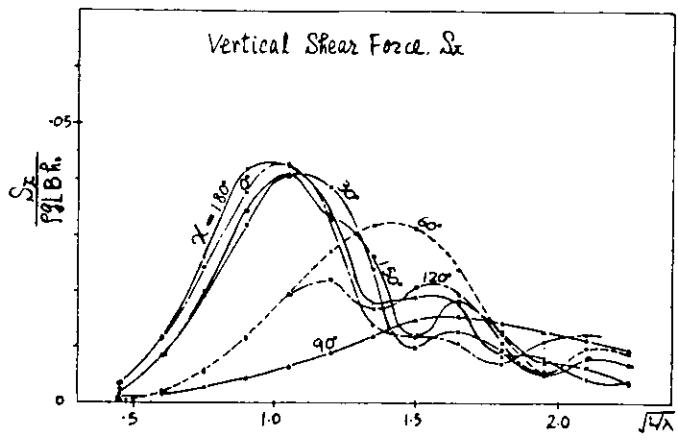


図 1.3.14 B 船の S.S. 7 1/2 における断面力の応答関数

2) 船体中央の位置の船体横断面上に発生する変動応力の大きさと、出会い角及び波長との間の関係は、上記の機関室直前の位置における場合と類似の傾向を示している。

また水平荷重のみによる応力成分 σ_H, τ_H は、機関室直前の位置及び船体中央の両横断面上では、他の応力成分に比べて一般に小さい。

3) S.S. 7 分の位置における上記の応力の一般的傾向は、各船とも船体の水平撓み変形や捩り変形に関連する応力成分が支配的となり、 $\sqrt{L/\lambda}$ ベースに描いた合成応力の分布曲線もかなり複雑な形状を呈している。

これは船型が船体平行部に比べてこの附近ではかなり細くなっていること、さらに B, C 船では船側部が Single Hull 構造であることなどにより、船の捩り剛性や曲げ捩り剛性が船体中央部に比較して大幅に減少していることが主な理由と考えられる。なお水平変動荷重のみによる応力 σ_H, τ_H が大きい理由は、このような変断面部では剪断中心軸が船長方向に一直線とはならず、不連続となるため、その結果水平剪断力と捩りモーメントとの間の連成効果により、水平荷重だけが Hull Girder に作用しても船体には捩りモーメントが生じる。したがってこの捩りによる Warping Stress 及び剪断応力が水平縦曲げのみによって生ずる直応力と剪断応力にそれぞれ重畳することになって、 σ_H 及び τ_H は上記のように大きな値になることが考えられる。

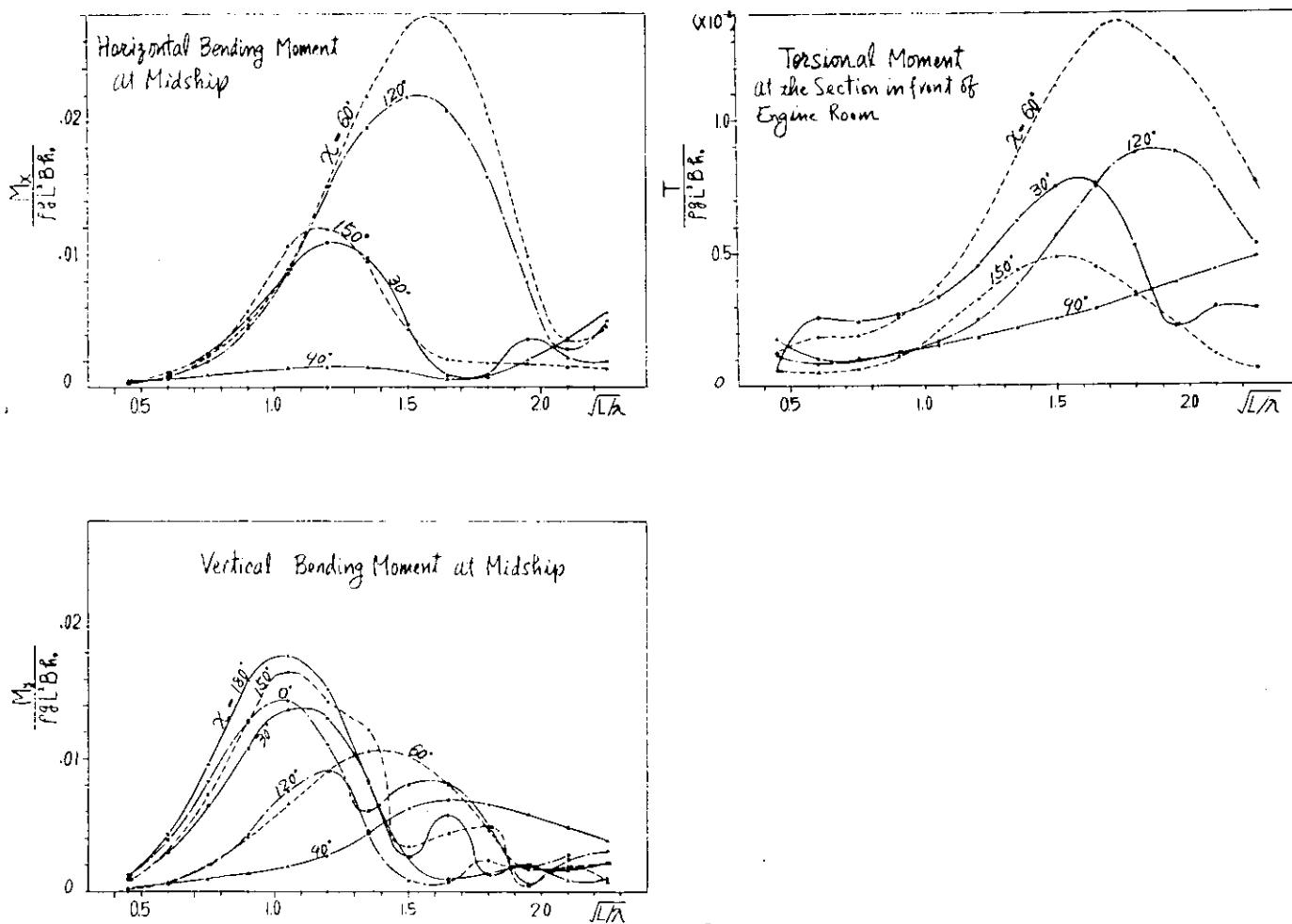


図 1.3.15 C 船の断面力の応答関数の例

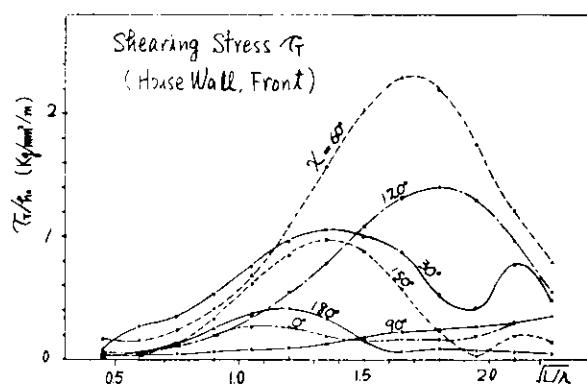
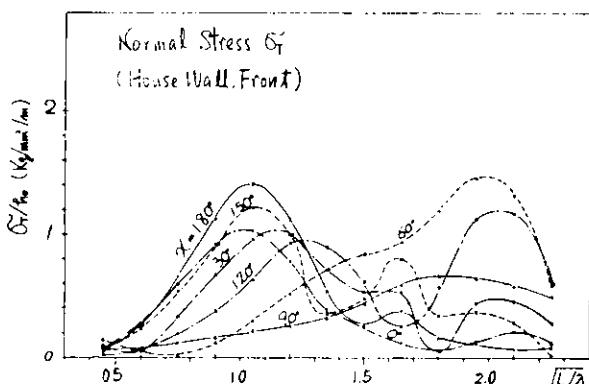
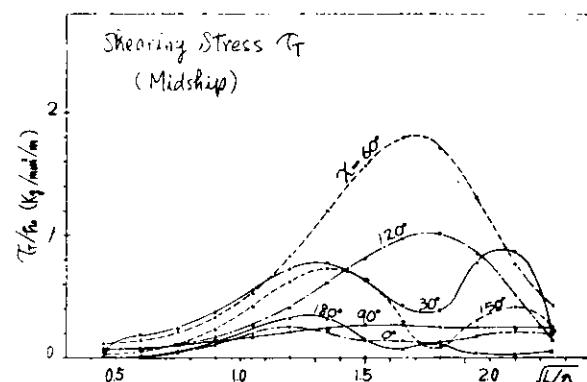
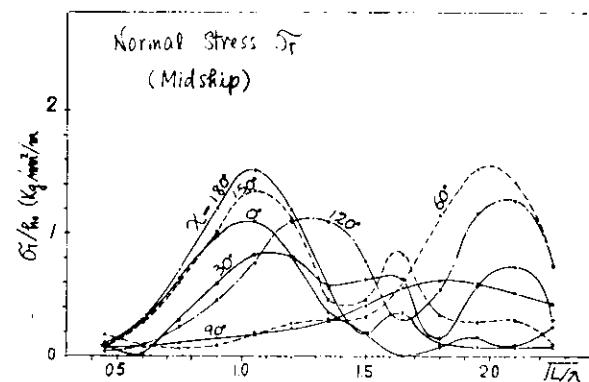
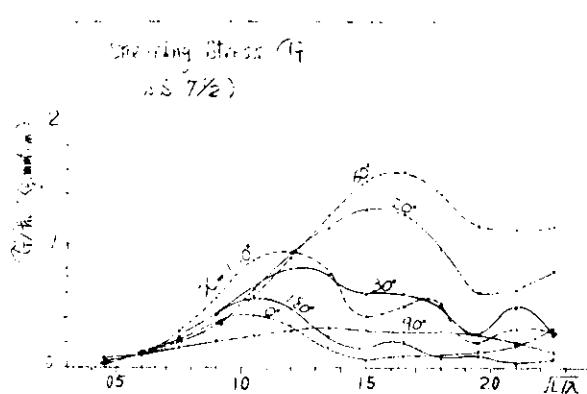
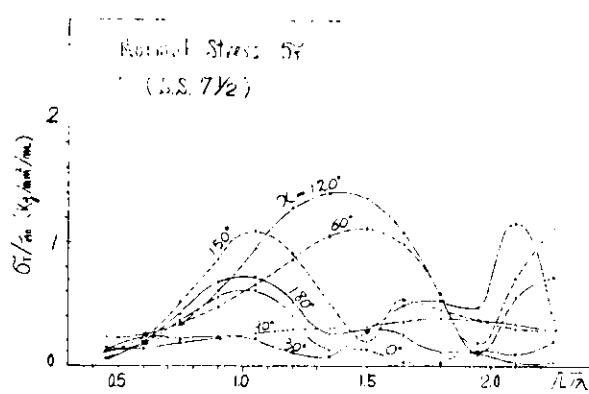


図 1.3.16 A 船の上甲板の Hatch Coaming 位置における合成直応力の応答関数

図 1.3.17 A 船の船側外板上 C 点における合成 剪断応力の応答関数

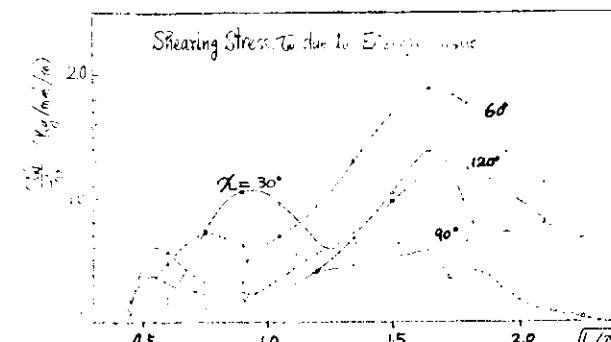
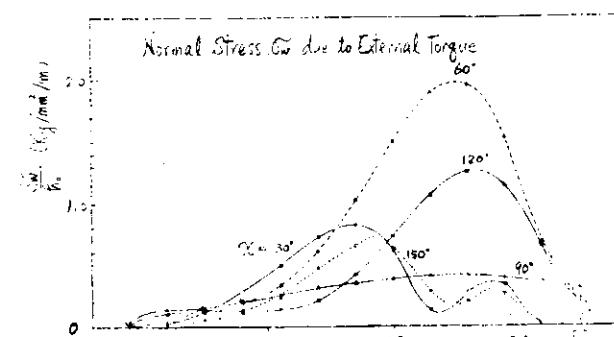
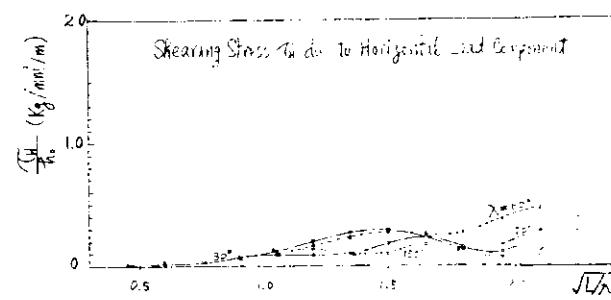
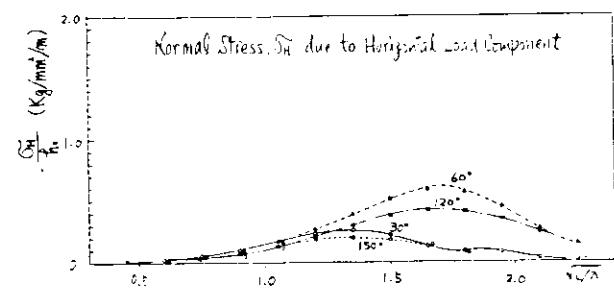
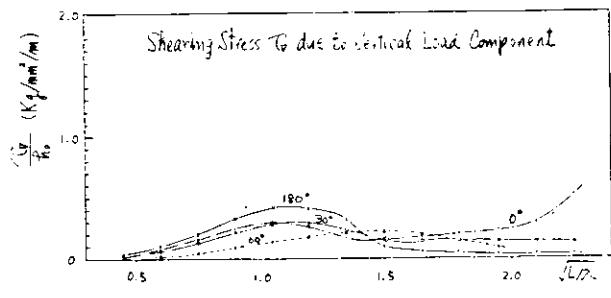
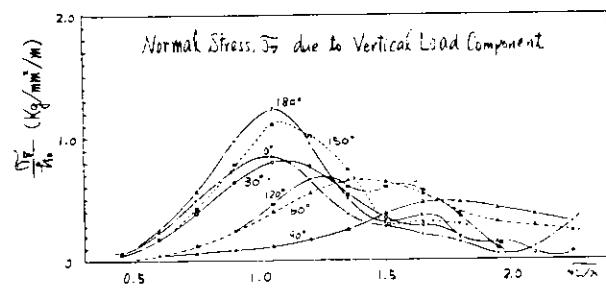
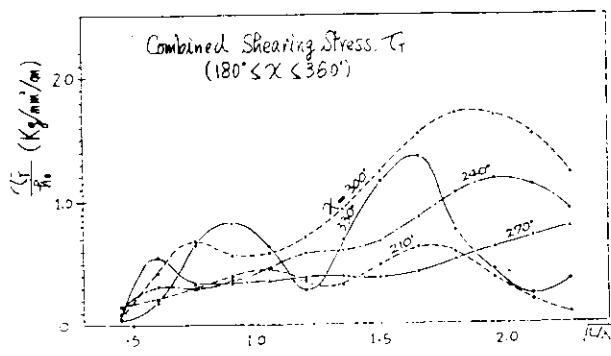
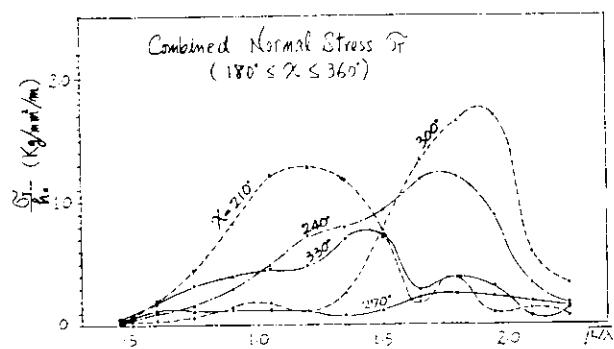
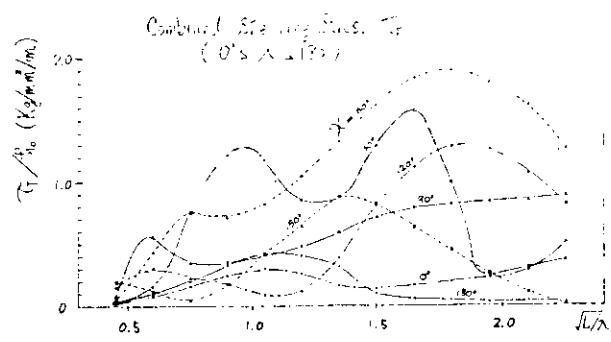
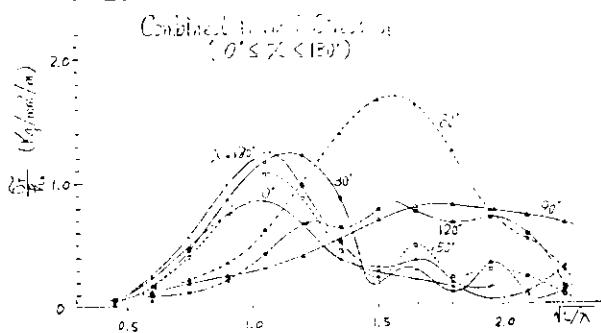


図 1.3.18 B 船の上甲板の Hatch Coaming 位置における直応力の応答関数 (House Wall, Front)

図 1.3.19 B 船の船側外板上の点 C における剪断応力の応答関数 (House Wall, Front)

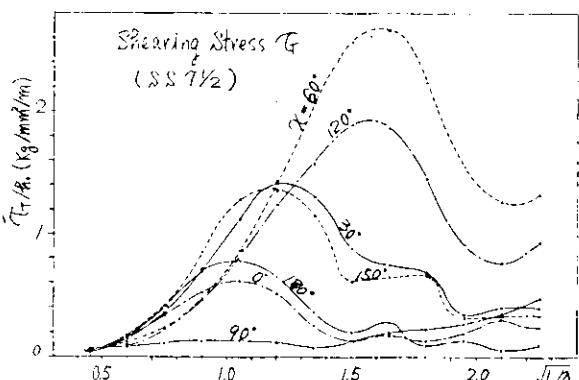
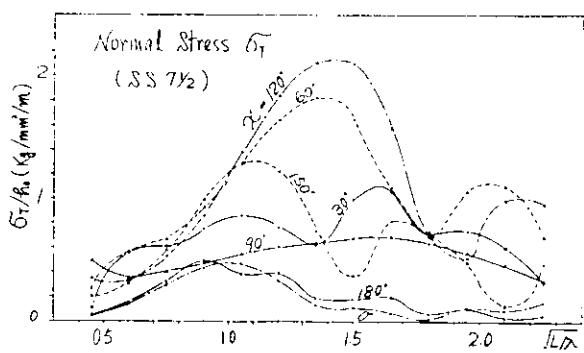
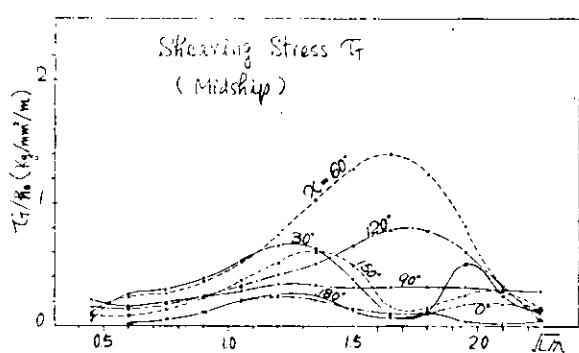
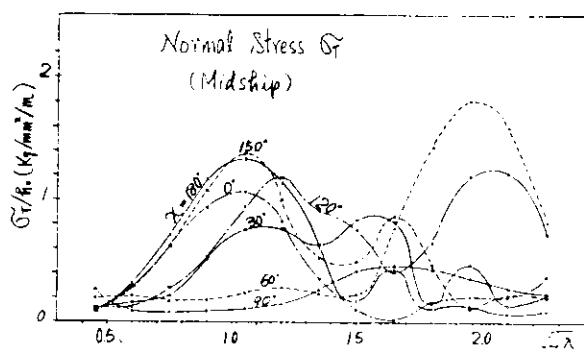
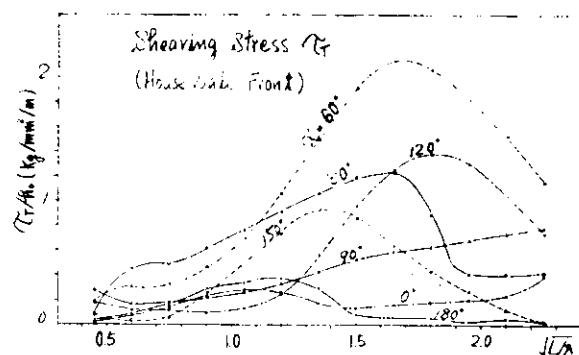
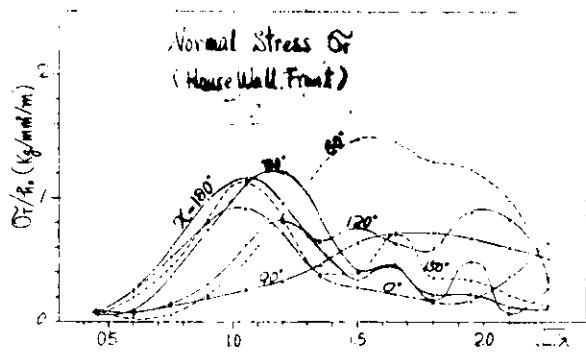


図 1.3.20 C 船の上甲板の Hatch Coaming 位置における合成直応力の応答関数

図 1.3.21 C 船の船側外板上 C 点における合成剪断応力の応答関数

1.3.6 短波頂不規則波中におけるHull Girder断面力の長期予測計算の結果

始めにも述べたように長波頂不規則波の波スペクトルは、ISSCの波スペクトルを使い、短波頂不規則波のスペクトルは、成分波の方向性エネルギー分布が、波の平均進行方向より、±90°の範囲をCosineの2乗分布と仮定して、上記スペクトルを修正したものを使った。

短波頂不規則波中に於る各供試船の諸断面の長期予測計算結果は、図1.3.22～図1.3.24に示した。

これらのグラフには全て断面力(Stress Resultant)の変動成分の各発現確率レベルにおける期待値を、船の長さ方向につなげた曲線を示している。このうち振りモーメントは、全ての船について、各Hull Girder要素の剪断中心軸まわりの値を表わす。

- 1) 先ず断面力の変動成分の長期予測計算の結果の一般的傾向について考えると、鉛直剪断力 S_x は、各発現確率レベルでその最期待値は、昔から言われているように船首尾端から $L/4$ (L ・船長)離れたS.S. 2½及びS.S. 7½附近に生ずる。

水平剪断力 S_y の長期予測値は、各船とも機関室附近からS.S. 7½附近にかけて大きな変化は見られず、緩やかな曲線を描いており、鉛直剪断力とはかなり異った分布を示す。

また両剪断力の各発現確率レベルでの最大期待値を比較すると、この両者はほど同程度の値と見ることが出来る。

- 2) 鉛直及び水平縦曲げモーメント M_y, M_x の長期予測値は、Midshipに於て最大となり、船首尾に向って放物線状に減少する。各発現確率レベルで両縦曲げモーメントの最大期待値についてみれば、水平縦曲げモーメント M_x は鉛直縦曲げモーメントに比べ、若干小さ目とも考えられるが、大体両者の値はComparativeであることが分る。
- 3) 振りモーメントの長期予測値についてみると、各発現確率レベルでその最大値は、Midshipからかなり船尾側のS.S. 3(機関室)附近に生じ、そのピークはかなり顕著に現われることが分かる。またそれぞれの確率レベルでの期待値の分布曲線は、各船とも非常に似かよった形状を呈している。
- 4) Bi-momentの長期予測の計算をA, B 2隻の船について行い、それを図1.3.22及び図1.3.23に示した。各超過確率QレベルについてBi-momentは機関室後端からS.S. 7附近にかけて大きく、この範囲からはずれるとかなり減少する傾向にある。

1.3.7 不規則波中における船体応力の長期予測計算結果

短波頂不規則波中において、船体縦強度部材に発生する変動応力の長期予測計算を、前に述べた3ヶ所の代表的な船体横断面についておこない、その結果を図1.3.25～図1.3.28及び表1.3.2～表1.3.4に示した。

図1.3.25には、機関室のすぐ前方の倉口の後端の位置における上甲板のハッチ開孔側縁の直応力、及び水線近傍の船側外板上の点Cにおける剪断応力の両者の変動応力成分について、その長期分布の期待値と超過確率との関係を、合成応力及び各応力成分ごとに示したものである。

- 1) 船体中央及び機関室直前の位置の2ヶ所の計算断面上に生ずる変動応力の長期予測値は、合成応力でみると上表の計算データーからわかるように、各発現確率レベルでは船の大小による顕著の差は認められず、大体ある応力の範囲におさまっている。

例えば上甲板の直応力の期待値は、 $Q=10^{-8}$ では $10\sim14 \text{ kg/mm}^2$ 、 $Q=10^{-6}$ では $7\sim10 \text{ kg/mm}^2$ 、さらに $Q=10^{-4}$ では $4.7\sim6.3 \text{ kg/mm}^2$ の範囲内にある。

一方、船体中央部のこれら2ヶ所の横断面の吃水線近傍の船側外板や内殻板の剪断応力の変動値の長期における期待値についても上の直応力の場合と同様の傾向があり、船側外板では $Q=10^{-8}$ の場合で $8.5\sim14.0 \text{ kg/mm}^2$ 、 $Q=10^{-6}$ では $7\sim9.3 \text{ kg/mm}^2$ 、さらに $Q=10^{-4}$ では $3.4\sim5.7 \text{ kg/mm}^2$ である。これに対し内殻板の剪断応力は外板に比べて一般にかなり減少する。

次に上記の変動応力を静水応力を加算したTotal Stressについてみると、この応力の長期予測は3隻の船の間に若干の差が認められる。これは静水応力の値が各船の間に幾らかの差があるためで、A船の場合が最も大きい。

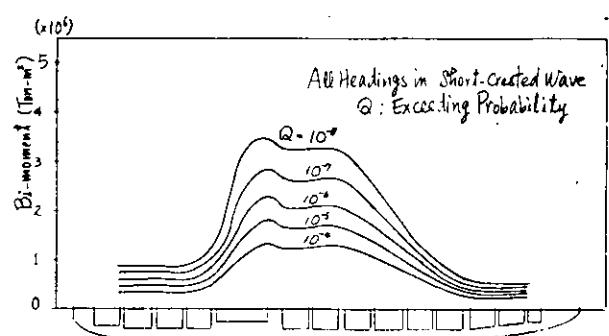
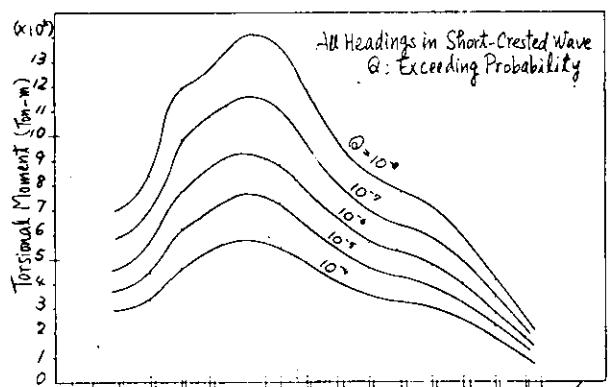
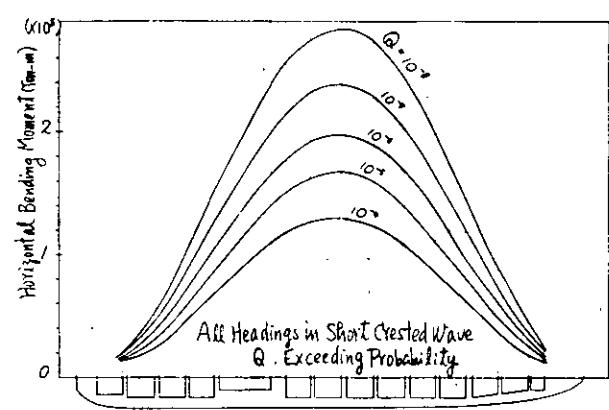
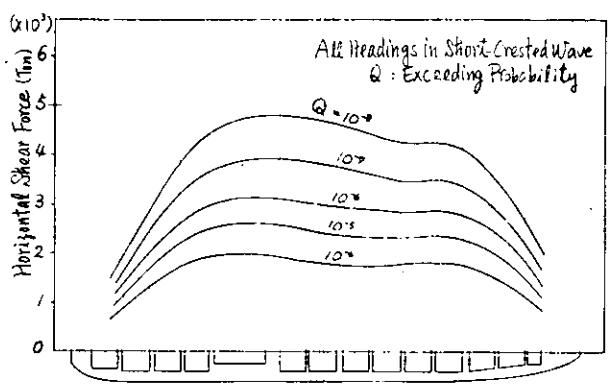
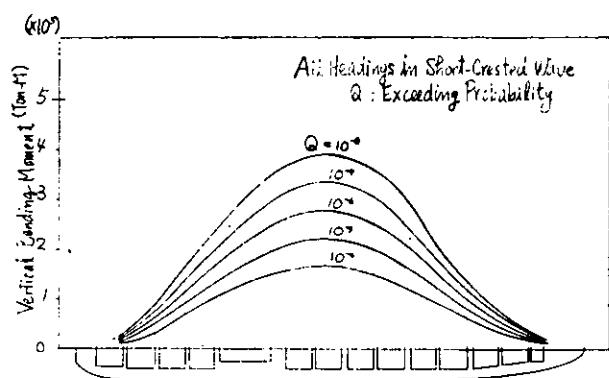
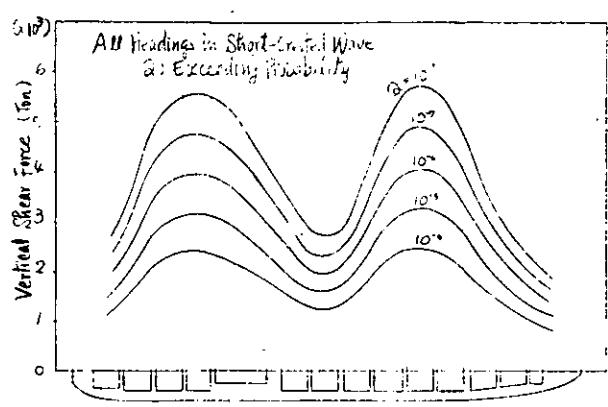


図 1.3.22 断面力(変動成分)の長期予測値の分布(A 船)

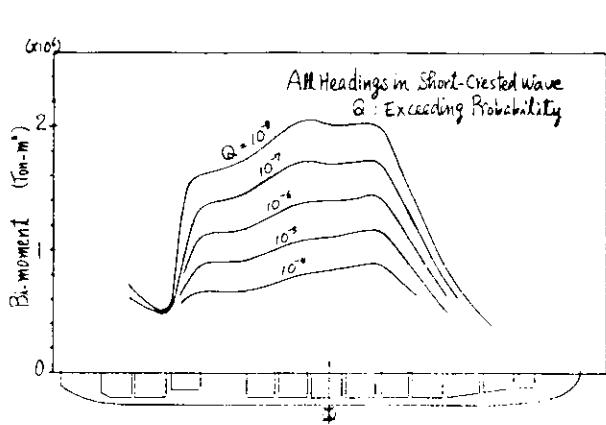
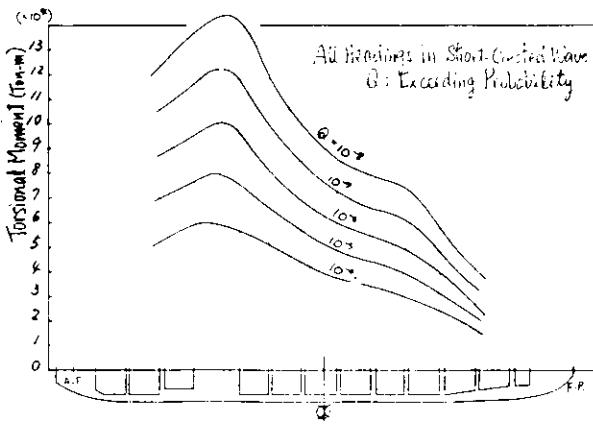
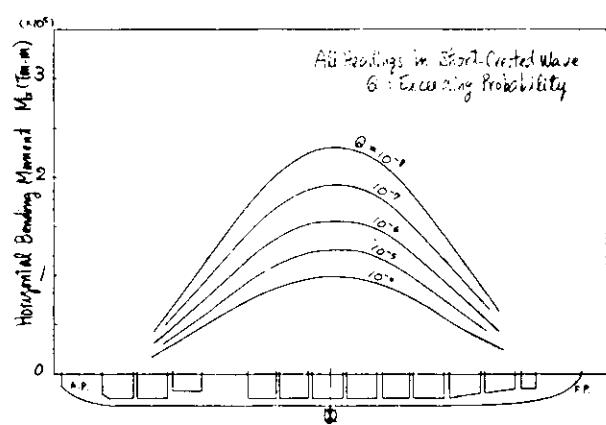
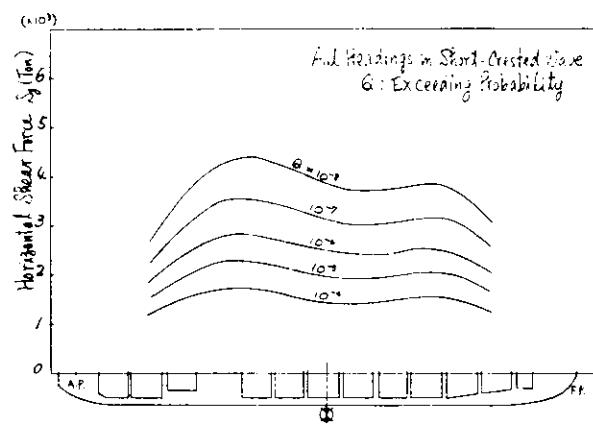
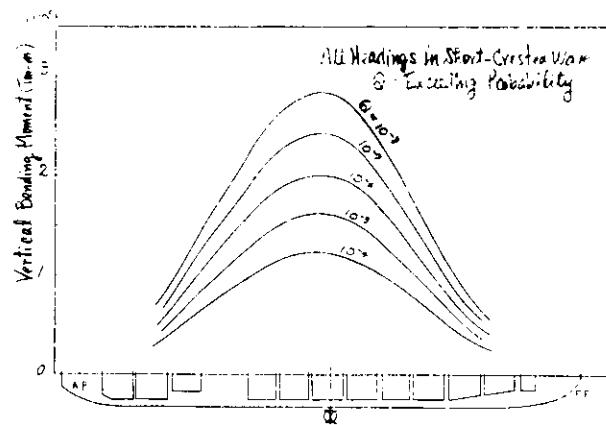
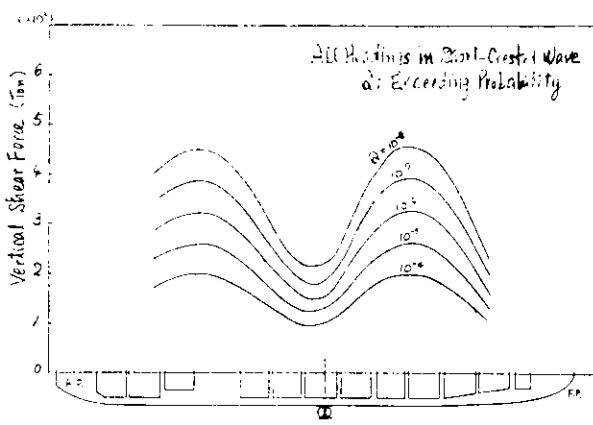


図 1.3.2.3 断面力(波動成分)の長期予測値の分布(B 船)

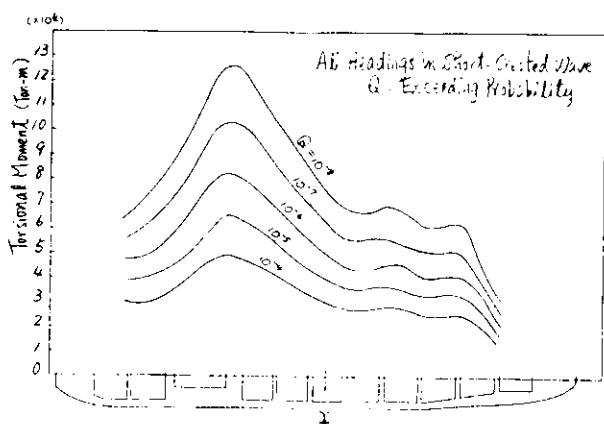
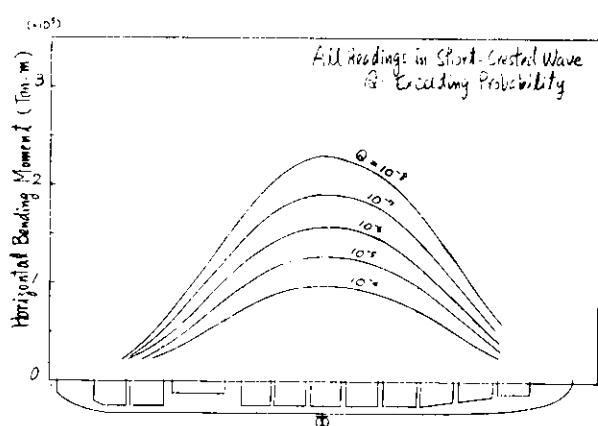
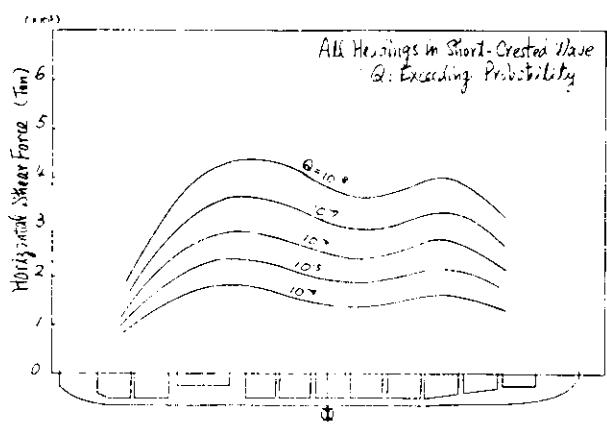
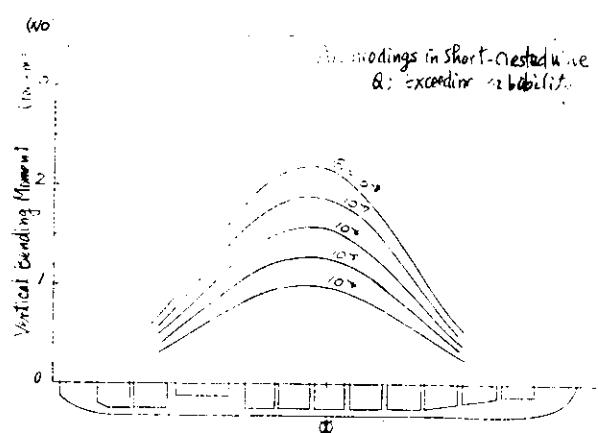
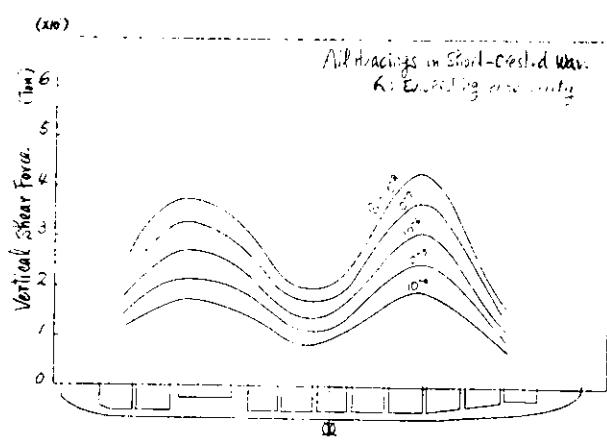


図 1.3.2.4 断面力(変動成分)の長期予測値の分布(C船)

2) 船体中央部から前方の S.S. 7 1/2 の船体横断面上の変動応力の長期予測値は、3隻の船の間に著しい差異が認められる。

10^{-8} 発現確率レベルでの変動応力の期待値についてみると、上記の上甲板の船側外板側の点Aにおける直応力は各発現確率レベルにおいて、上に示した船体中央部での値と大体同程度の値であるが、倉口側縁の位置（点B）ではA船を除いてかなり大きな値となり、特にB船の場合には $Q = 10^{-8}$ での期待値が 21.5 Kg/mm^2 である。したがってこの値に静水応力を加算するとこの発現確率レベルでは約 23 Kg/mm^2 と言う計算結果になる。

剪断応力についても同様に、A船に比べB、C船では大きな値になり、さらに船体中央部に比べても、各船ともその値はかなり高目の値であることが分る。

以上のように、このS.S. 7 1/2 の位置での船体応力の長期予測値が他の計算断面での値に比べて大きくなる理由は、船体中央部に比べてこの箇所では船型の複雑さ及びB、C船ではその船側部が Single Hull 構造であること等により、Hull Girder の剛性がかなり減少していることが理由の一つとして考えられる。

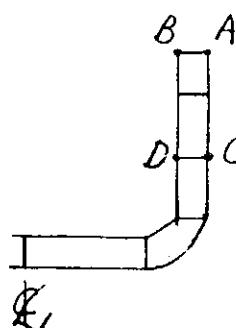
3) Warping に対する拘束が大きいと考えられる前記の機関室の前の計算断面上の変動応力の長期予測値を、応力成分別にみると図 1.3.25 に示すように、上甲板の直応力は鉛直縦曲げ応力 σ_v 及び Warping Stress σ_w の応力成分がかなり支配的である。一方この横断面上で剪断応力が最大となる船側外板の吃水線近傍の点では、 τ_H および τ_v に比べて τ_w が圧倒的に大きく、船の揺りによる影響が非常に著しいことがわかる。

表 1.3.2 超過確率 $Q = 10^{-8}$ における応力の期待値 (単位: Kg/mm^2)

船名		A 船			B 船			C 船		
計算断面		E/R	Midship	S.S. 7 1/2	E/R	Midship	S.S. 7 1/2	E/R	Midship	S.S. 7 1/2
変動応力	A点の直応力	12.2	13.1	7.5	10.3	13.0	10.3	10.2	11.9	8.4
	B "	12.7	13.7	12.6	11.2	13.5	21.5	11.0	13.6	15.1
	C点の剪断応力	14.0	10.8	10.4	13.3	10.1	14.8	14.0	8.5	16.7
	D "	7.7	8.5	-	7.2	8.0	-	7.3	8.5	-
Total Stress	A点の直応力	20.4	21.2	10.7	15.4	17.9	11.9	16.1	17.4	9.8
	B "	20.9	21.8	15.8	16.3	18.4	23.1	16.9	19.1	16.5
	C点の剪断応力	15.0	11.9	13.2	13.8	11.0	17.5	14.7	9.9	18.8
	D "	8.8	9.8	-	7.6	8.8	-	8.1	10.1	-

注) (i) Total Stress は変動応力の期待値に静水応力を加算したもの。

(ii) 計算断面のうち E/R は機関室の直前倉口の後端の位置を意味する。



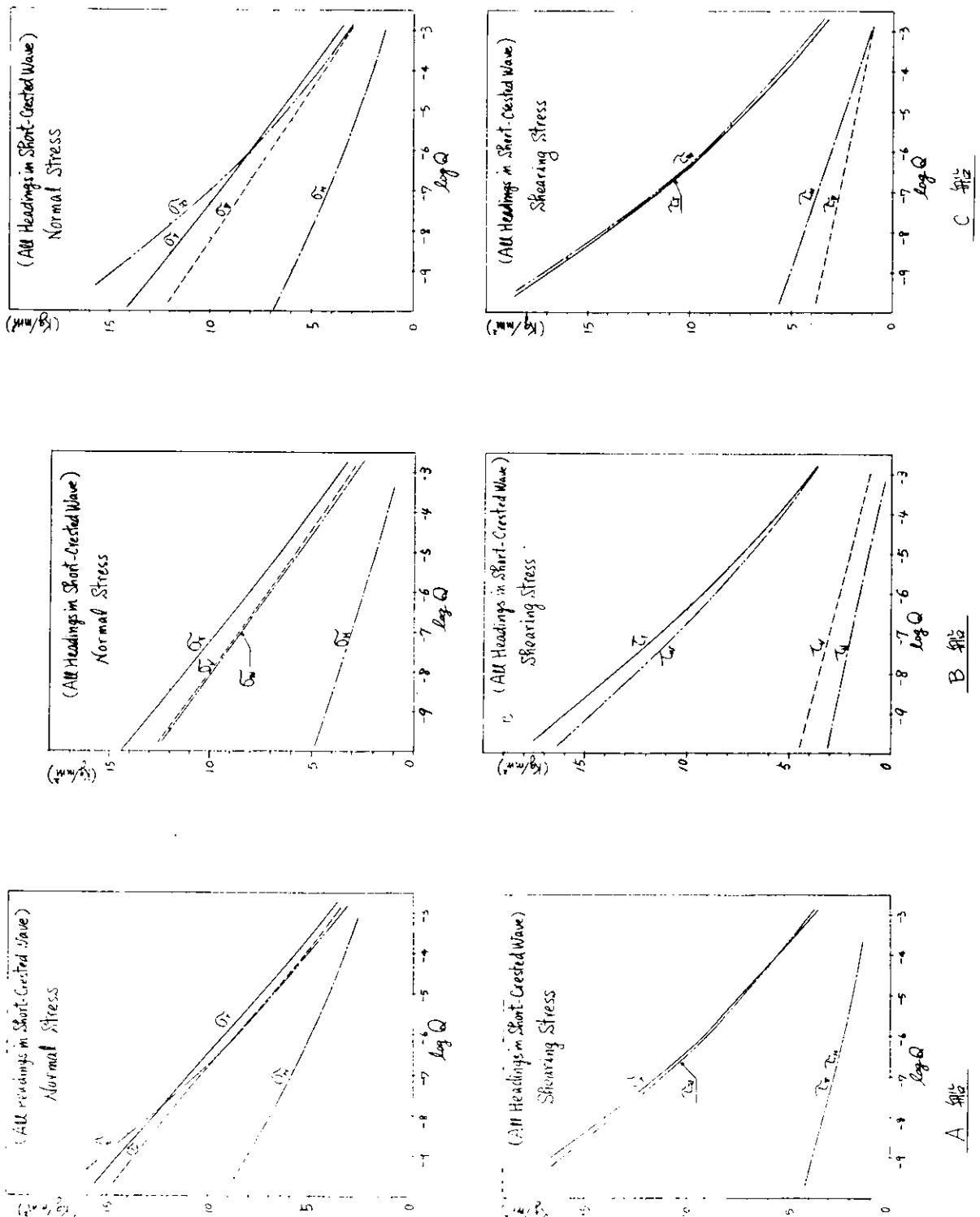


図1.3.25 機関室の前の船口後端位置における変動応力の長期予測値
(上甲板の Hatch Coaming の位置における直応力と吃水線附近の船側外板 (C点) の剪断応力)

表1.3.3 超過確率 $Q = 10^{-6}$ における応力の期待値 (単位: kg/mm^2)

船名		A 船			B 船			C 船		
計算断面		E/R	Midship	S.S.7½	E/R	Midship	S.S.7½	E/R	Midship	S.S.7½
変動応力	A点の直応力	8.8	9.4	5.5	7.4	9.2	7.4	7.4	8.5	5.5
	B "	9.2	10.0	9.1	8.1	9.9	17.4	8.0	9.5	11.0
	C点の剪断応力	9.3	7.3	7.3	9.3	7.0	9.9	9.2	5.5	11.0
	D "	5.1	5.5	—	5.1	5.1	—	5.0	5.5	—
Total Stress	A点の直応力	17.0	17.5	8.7	12.5	14.1	9.0	13.3	14.0	6.9
	B "	17.4	18.1	12.3	13.2	14.8	19.0	13.9	15.0	12.4
	C点の剪断応力	10.3	8.4	10.1	9.8	7.9	12.6	9.9	6.9	13.1
	D "	6.2	6.8	—	5.5	5.9	—	5.8	7.1	—

表1.3.4 超過確率 $Q = 10^{-4}$ における応力の期待値 (単位 kg/mm^2)

船名		A 船			B 船			C 船		
計算断面		E/R	Midship	S.S.7½	E/R	Midship	S.S.7½	E/R	Midship	S.S.7½
変動応力	A点の直応力	5.4	5.8	3.5	4.7	5.8	4.4	4.7	5.3	3.4
	B "	5.8	6.3	5.6	5.1	6.2	10.2	5.1	6.0	7.1
	C点の剪断応力	5.5	4.5	4.5	5.7	4.3	5.9	5.4	3.4	6.5
	D "	3.1	3.2	—	3.2	2.9	—	3.1	3.0	—
Total Stress	A点の直応力	13.6	13.9	6.7	9.8	10.7	6.0	10.7	10.8	4.8
	B "	14.0	14.4	8.8	10.2	11.1	11.8	11.0	11.5	8.5
	C点の剪断応力	6.5	5.6	7.3	6.2	5.2	8.6	6.1	4.8	8.6
	D "	4.2	4.5	—	3.6	3.7	—	3.9	4.6	—

1.3.8 結び

船体 Hull Girder 解析トータルシステムを使い、3隻のコンテナ船についてその Hull Girder 強度の長期予測計算を実施した。その結果、長期における船体縦応力の異常値は、大体従来から考えられていた応力の範囲にあることが確認できた。

この計算システムによる船体応力の長期予測計算は、かなりの計算時間と労力を要するため、船の構造設計の検討用として手軽にこれを利用する上では問題があり、この計算システムによって得られた計算結果の評価の問題と併せ、今後引き続き船体応力の長期予測計算の簡略化の研究を進める必要があろう。

参考文献

- 1) 福田淳一; "船体応答の統計的予測", 日本造船学会耐航性シンポジウム, (1969)
- 2) 清水作造, 矢島久義; "水平縦曲げおよび振りを考慮したコンテナ船の船体縦強度に関する研究", 日本造船学会論文集135号(1974)
- 3) K. Haslum, A. Tonnessen; "An Analysis of Torsion in Ship Hulls", European Shipbuilding, №5/6 (1972)
- 4) 福田淳一; "波浪曲げモーメント予測のための波スペクトルについて", 日本造船学会論文集120号(1966)

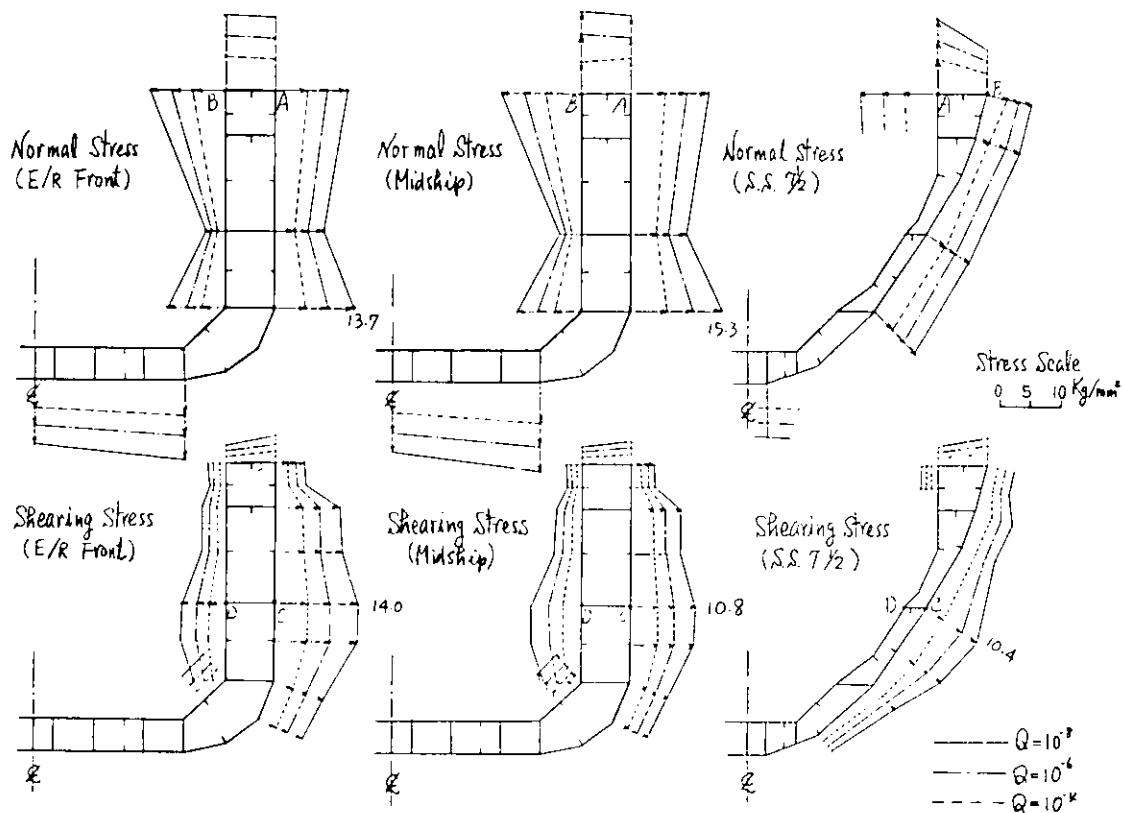


図 1.3.26 A 船の変動応力長期予測計算値の分布 (Total Stress)

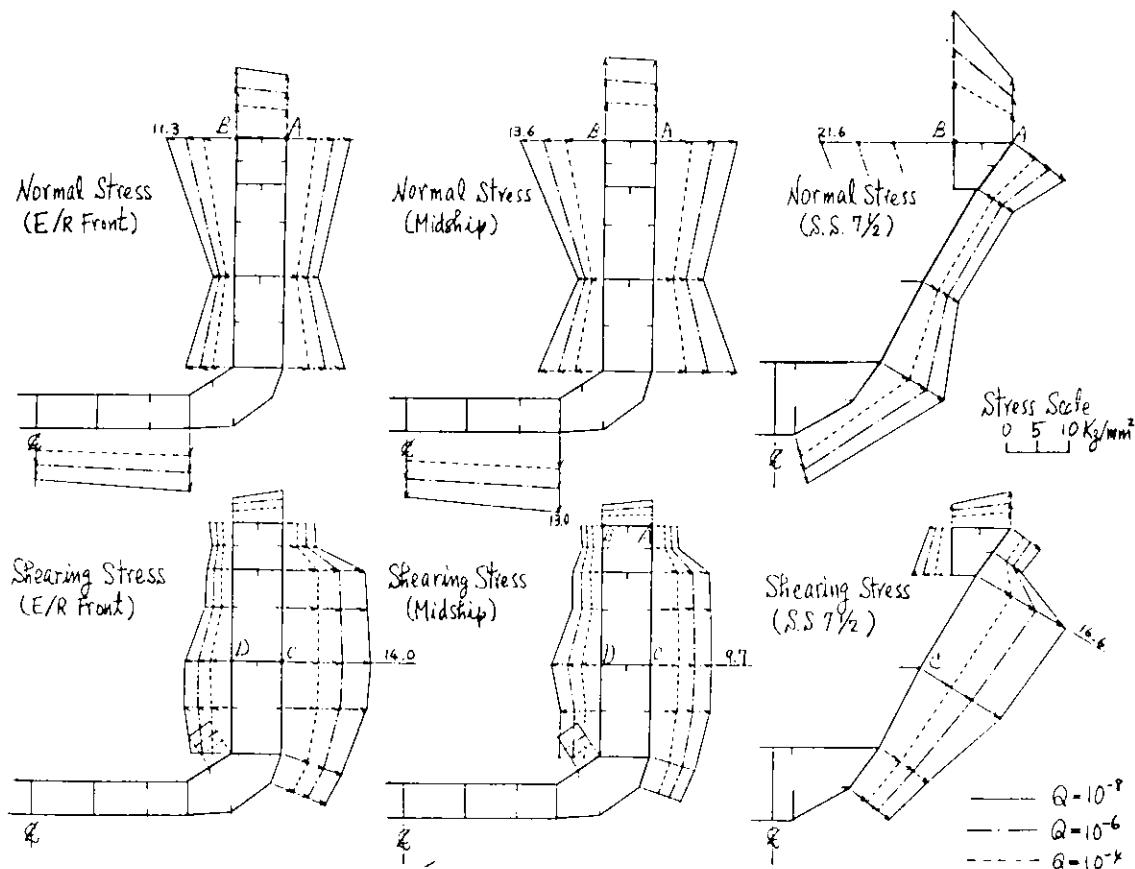


図 1.3.27 B 船の変動応力長期予測計算値の分布 (Total Stress)

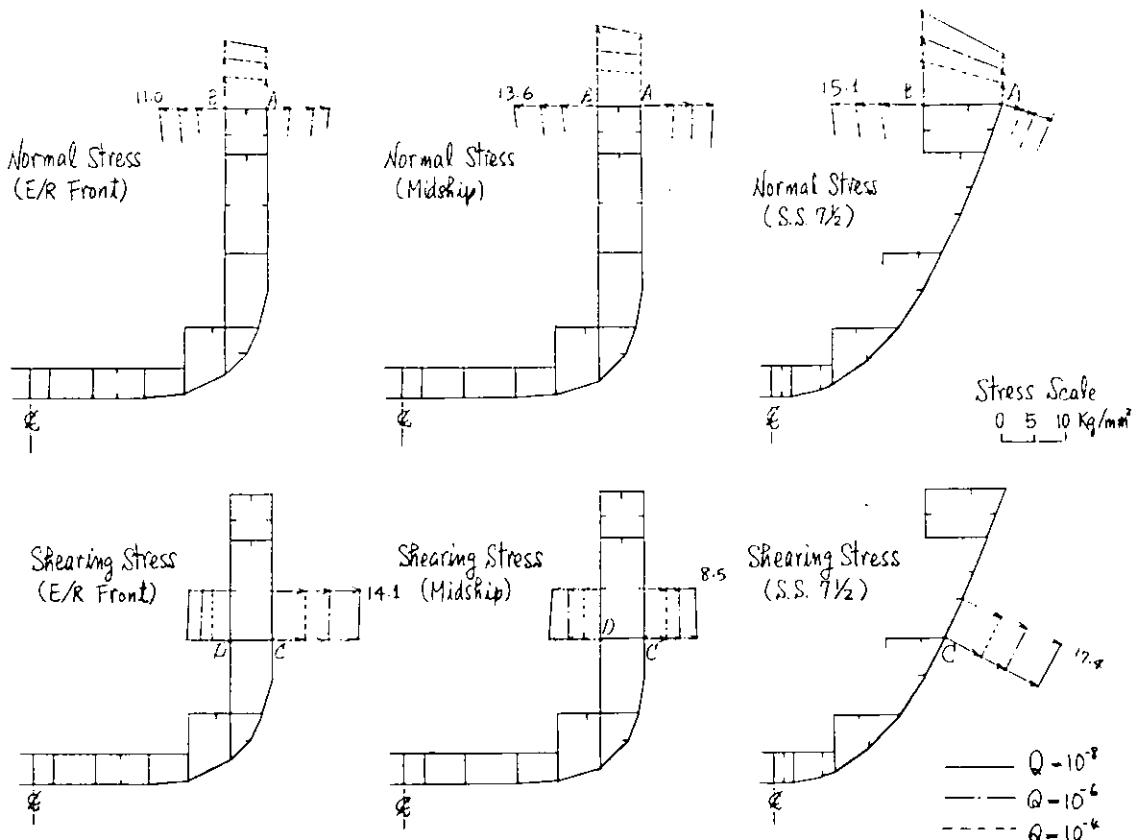


図 1.3.28 C 船の変動応力長期予測計算値の分布 (Total Stress)

- 5) 日本造船研究協会 S R 134 部会, 昭和49年度研究報告書, 研究資料 No. 216 (1975),
昭和50年度研究報告書, 研究資料 No. 237 (1976)
- 6) 鶴田悦司, 宇喜多宣家; "向い波中において船体に働く変動水圧 — 鉱石運搬船についての一例 — ", 石川島
播磨技報 vol. 15, No. 4 (1975)

1.4 船体縦強度に関する波浪断面力の調査

(日本海事協会)

船体の縦強度を考察するに当って、従来は、静的計算に基づいて行なわれていた。然るに、最近、波浪中における船体運動を考慮に入れた動的な船体縦強度計算ができるようになり、さらに、海洋における波浪の長期発生確率に基づいて、不規則な海洋波の中において船体に生ずる波浪断面力の、長期発生確率を統計的に計算できるようになった。NK の船体縦強度解析に関するトータルシステムはその一つである。

NK は、このプログラムを用いて、波浪により船体に生ずる断面力の 6 成分 — 垂直剪断力、垂直曲げモーメント、水平剪断力、水平曲げモーメント、軸力及び振りモーメント — を調査した。

計算は、各種の船舶について、計 36 隻について条件を種々変えて行ない、吃水、貨物荷積、船形の肥痩度、速力等の変化による影響などを調べた。

この計算結果から、長期発生確率を考慮した上記の波浪断面力の 6 成分について、その略算式を求めた。さらに、この略算式と各主要船級協会規則による算式とによる値の比較検討を行なった。

以下に、その結果について報告する。

1.4.1 解析対象船

計算を行なった船舶は、一般貨物船 11 隻、コンテナ船 4 隻、バルクキャリア 8 隻、タンカー 11 隻、鉱石船 2 隻の計 36 隻で、これらの船の主要寸法、排水量、 C_b 、 C_w 、船速等を、第 1.4.1 表に示す。同表に示すように、計算

対象船舶は、船長が43.0mから33.0mまでの範囲にわたっている。

1.4.2 解析方法

計算は、満載状態及びバラスト状態において、航海速力で海洋波中を航行中に船体に生ずる波浪断面力の統計値を求めたが、後述するように、調査項目に応じて必要な計算状態を追加した。海象条件は、冬期北大西洋における Walden¹⁾ の統計資料に従うものとした。船速は荒天時における速力低下を考慮していない。その他の計算条件は、特に記したもののか、造船学会論文集第135号所載「船体機強度解析に関するトータルシステム」²⁾ に述べてあるのと同様である。

波浪断面力の統計値としては、 10^8 回における最大期待値を用い、次の(1.4.1)ないし(1.4.6)式中に示す波浪断面力の6成分の係数 C_{FX} , C_{FY} , C_{FZ} , C_{MX} , C_{MY} 及び C_{MZ} により整理した。然し、波浪断面力の略算式

- | | | | |
|-------------------------------|-----------------------------|-------|---------|
| (1) Horizontal Shear Force | $F_X = C_{FX} \rho g L B$ | | (1.4.1) |
| (2) Vertical Shear Force | $F_Y = C_{FY} \rho g L B$ | | (1.4.2) |
| (3) Axial Force | $F_Z = C_{FZ} \rho g B D$ | | (1.4.3) |
| (4) Vertical Bending Moment | $M_Y = C_{MY} \rho g L^2 B$ | | (1.4.4) |
| (5) Horizontal Bending Moment | $M_X = C_{MX} \rho g L^2 B$ | | (1.4.5) |
| (6) Torsional Moment | $M_Z = C_{MZ} \rho g L B^3$ | | (1.4.6) |

の提案においては、各船級協会規則の算式等の従来との関連を考慮して、累積確率のとり方を適当に修正した。

1.4.3 計算結果

(1) 累積確率のとり方による波浪断面力の値

前述のとおり、波浪断面力の長期予測の統計値としては、 10^8 回における最大期待値を用いて整理したが、 10^8 と異なった長期予測値がどのようになるかについて考察した。

これについて調べるために、表1.4.1に示す船の中からShip 6及びShip 36の2隻について計算した結果を図1.4.1-1ないし図1.4.1-6及び図1.4.2-1ないし図1.4.2-6に示す。これらの図は、いずれも、縦軸に波浪断面力の6成分を、横軸に累積確率の対数を示している。

これらの図から、波浪断面力の各成分は累積確率の対数と、ほぼ線型の関係にあることが分かる。このことから、波浪断面力の長期予測値として 10^8 回と異なった回数の長期予測値を求める場合は、この線型関係を用いて得ることができる。

(2) 波浪断面力に及ぼす吃水差の影響

船の就航中に想定される種々の積荷状態について、前述の1.4.2で記した条件で波浪断面力の計算を行なったところ、その6成分の中には、必ずしも満載状態において最大となるらずに、バラスト状態において最大となる成分があることが算出された。就航中に想定される積荷状態には2つの要件がある。その1つは貨物の積載量と他は貨物の偏積である。前者の波浪断面力に及ぼす影響を調べるために当たり、偏積の影響を除くため、貨物倉に均等載貨(Homogeneous Loading)させて計算した。積載量の変化は結果的には吃水差となるから、吃水の変化について波浪断面力の6成分がどのように変化するかについて調べた。

計算を行なった船は、表1.4.1中のShip 6, Ship 23, Ship 34及びShip 15の4隻である。この計算結果をそれぞれ、図1.4.3-1ないし図1.4.3-4に示す。

これらの図は、いずれも、縦軸に吃水、横軸に波浪断面力の6成分の係数を示す。

これらの図のうち、図1.4.3-1ないし図1.4.3-3はほぼ同様な傾向を示し、水平剪断力 F_X 、水平曲げモーメント M_Y 、軸力 F_Z は常に吃水の増加と共に増加しているが、垂直剪断力 F_Y 、垂直曲げモーメント M_X 及び捩りモーメントは必ずしも満載状態において最大を示さず、バラスト状態において最大を示しているものがある。

これに対して、図1.4.3-4はコンテナ船に対するものであるが、上記と異なり、6成分ともに吃水の増加と共に

に増加している。この傾向の相異の理由としては船形の肥脣度が影響しているのではないかと考えられるが、これについては今後さらに検討の要があろう。

今回計算した36隻については、水平剪断力、水平曲げモーメント及び軸力は全ての船が、満載状態において最大を示し、垂直剪断力、垂直曲げモーメントは、大部分の船がバラスト状態において最大を示した。また、振りモーメントについては、そのいずれが大きいかはまちまちであった。

(3) 波浪断面力に及ぼす貨物偏積の影響

前節の(2)に述べた考察に基づいて、波浪断面力に及ぼす貨物偏積の影響を調査した。

この調査を行なった対象船は、表1.4.1に示すShip 23である。この計算を行なった貨物偏積の程度を図示しこもののが、図1.4.4-1ないし図1.4.4-10である。

図1.4.4-1は満載均等載貨状態である。これに対し、図1.4.4-2ないし図1.4.4-7は、貨物積載量はいずれも満載状態であるが、貨物偏積の程度を変えたもので、図1.4.4-2から図1.4.4-7に移るに従がい、船体両端部に偏って積まれた状態から、中央部に偏積されてゆく各状態を示している。

これらの各状態について、前記の1.4.2で述べた解析方法により波浪断面力を計算した結果が、図1.4.5に示されている。同図の縦軸は、(1.4.1)ないし(1.4.6)式に示す波浪断面力の6成分の係数 C_{FX} ないし C_{MZ} 及び次の(1.4.7)式により表わされる静水中縦曲げモーメントの係数 C_{MS} で、横軸は、貨物偏積の程度を数値的に取扱うために導入した係数 α で、(1.4.8)式で与えられる。従って、この横軸の右に行くほど、船体両端部に偏積が強くなり、逆に左に行くほど中央に偏積が強くなることを意味している。この横軸には、図1.4.4-1ないし図1.4.4-7に対応する位置が記入されている。

$$C_{MS} = \text{最大静水中縦曲げモーメント} / WL \quad \dots \quad (1.4.7)$$

$$= \text{縦方向の重量慣性二次モーメント} / WL^2 \quad \dots \quad (1.4.8)$$

W : 排水量

この図から、軸力を除いた各断面力成分は、中央に偏積するに従がい、その値が増加する傾向があり、特に、垂直剪断力、垂直曲げモーメント、振りモーメントの増加の傾向が顕著である。軸力は偏積の程度に影響されずに概ね一定である。

図1.4.4-2ないし図1.4.4-7は、波浪断面力に及ぼす貨物偏積の影響を調べるために想定した積荷配置であるが、本船がバルクキャリアとして実際に運航される場合の積荷配置の例を図1.4.4-8ないし図1.4.4-10に示す。これらの場合の波浪断面力が、均等載貨状態の場合のものに比べ、どのように変化するかを調べた結果が図1.4.6-1及び図1.4.6-2に示されている。これらの図の曲線は均等載貨状態の場合の図1.4.3-2に示したもので、置点が図1.4.4-8ないし図1.4.4-10に示した積荷状態(A), (B)及び(C)のものである。これらの図から、バルクキャリアの通常のAlternate loadingの場合は、Homogeneous loadingの場合に比べて垂直剪断力及び振りモーメントが若干増加し、垂直曲げモーメントが若干減少し、その他の成分については余り変わらない結果を示している。

なお、図1.4.4-8ないし図1.4.4-10に示した本船の(A), (B)及び(C)の状態の α の値に相当する位置を、参考までに図1.4.5中に示した。

(4) 波浪断面力に及ぼす船形の肥脣度の影響

船形の肥脣によって波浪断面力がどのように変化するかを調べるために、表1.4.1中のShip 6, 7, 8, 9及び10の5隻の船について検討した。Ship 6はOriginalの船形で、満載吃水において $C_b = 0.6576$ である。これを一定の方法で船形を肥脣させたものが、Ship 7, 8, 9及び10で、これらの船のS.S. 2.0及びS.S. 8.0の2断面におけるLinesを比較したものが図1.4.7である。

これらの船について、前記の1.4.2で述べた方法により計算した結果を比較したものが図1.4.8である。この図

の縦軸は波浪断面力の6成分の(1.4.1)ないし(1.4.6)式に示す係数、横軸はCbである。

この図から、船がfullになるに従い、振りモーメントは減少し、その他の波浪断面力の各成分は概ね増加の傾向を示している。

(5) 波浪断面力に及ぼす船速の影響

表1.4.1に示す船の中から、船速によって波浪断面力がどのように変わるか調べるために、Ship 6, 15, 23及び34の4隻の船について計算を行なった。計算を行なった船速の範囲は、各船の実際の運航に用いられる船速の範囲を超えているものもあるが、これは力学的な傾向を調べるために行なったものである。

この計算結果をそれぞれ図1.4.9-1ないし図1.4.9-4に示した。これらの図から、波浪断面力の各成分の船速による変化については、軸力が一定であることを除いて、特に定まった傾向は見られない。この中で、コントナ船の計算結果を示している図1.4.9-2は、船速が大になると波浪振りモーメントが急激に増加しているのが注目される。軸力が船速の変化に対して一定であることは理論的に証明されている。³⁾

なお、この計算においては、波の方向としてAll headingを考えたが、実際の船の航行中に、短期的に遭遇する波は方向性を有しているものと考えられる。従って、これらの図の中で、波浪断面力の成分の中には船速の増加と共に減少の傾向を示している部分もあるが、これを実際の運航に当つての参考とするには、今後さらに検討の要があると思われる。

(6) 波浪断面力の船長方向分布

表1.4.1に示す船舶が、実際の就航中に予想される各種のLoading conditionにおいて、前記1.4.2の方法により計算された波浪断面力の各成分について、各船ごとにその最大値を1.0として船長方向の分布を重畳して画いたものが、図1.4.10-1ないし図1.4.10-6に示されている。これらの各図から、船体に生ずる波浪断面力の各成分の船長方向分布は、その最大値を1.0とすると、次のように近似的に表わすことができる。

(a) 水平剪断力 F_X の船長方向分布 $g_1 \left(\frac{x}{L} \right)$

表1.4.2-1

S. S.	$g_1 \left(\frac{x}{L} \right)$
0 (AP)	0.0
2 $\frac{1}{2}$	1.0
7 $\frac{1}{2}$	1.0
10 (FP)	0.5

表の中間にあける値は、直線補間により定める。

(b) 垂直剪断力 F_Y の船長方向分布 $g_2 \left(\frac{x}{L} \right)$

表1.4.2-2

S. S.	$g_2 \left(\frac{x}{L} \right)$
0 (AP)	0.0
2	1.0
3 $\frac{1}{2}$	1.0
4 $\frac{1}{2}$	0.8
5 $\frac{1}{2}$	0.8
6 $\frac{1}{2}$	1.0
7	1.0
10 (FP)	0.0

表の中間にあける値は、直線補間により定める。

(c) 軸力 F_Z の船長方向分布 $g_3 \left(\frac{x}{L} \right)$

表1.4.2-3

S. S.	$g_3 \left(\frac{x}{L} \right)$
0 (AP)	0.0
4	1.0
7	1.0
10 (FP)	0.0

表の中間にあける値は、直線補間により定める。

(d) 垂直曲げモーメント M_X の船長方向分布 $g_4 \left(\frac{x}{L} \right)$

表1.4.2-4

S. S.	$g_4 \left(\frac{x}{L} \right)$
0 (AP)	0.0
4	1.0
6 $\frac{1}{2}$	1.0
10 (FP)	0.0

表の中間にあける値は、直線補間により定める。

(e) 水平曲げモーメント M_Y の船長方向分布 $g_5 \left(\frac{x}{L} \right)$ (f) 扱りモーメント M_Z の船長方向分布 $g_6 \left(\frac{x}{L} \right)$

表 1.4.2-5

S . S .	$g_5 \left(\frac{x}{L} \right)$
0 (A P)	0.0
4	1.0
7	1.0
10 (F P)	0.0

表 1.4.2-6

S . S .	$g_6 \left(\frac{x}{L} \right)$
0 (A P)	0.0
2 ½	1.0
7 ½	1.0
10 (F P)	0.5

表の中間における値は、直線補間ににより定める。

表の中間における値は、直線補間ににより定める。

(7) 波浪断面力の略算式の推定

(a) 略算式の推定法

前述の(1.4.1)ないし(1.4.6)式に示されている波浪断面力の各成分の係数 C_{FX} , C_{FY} , C_{FZ} , C_{MX} , C_{MY} 及び C_{MZ} について、表 1.4.1 に示す各船の、船体継強度に関するトータルシステムによる計算結果から、統計的手法(統計解析プログラム KEMPF/X を使用)により、そのモデル構造式の推定を行なった。

モデル構造式として

$$Y_i = a_0 \cdot X_{1i}^{a_1} \cdot X_{2i}^{a_2} \cdot \dots \cdot X_{ki}^{a_k} \cdot U_i \quad \dots \quad (1.4.9)$$

を仮定した。ただし、

Y_i = 被説明変数 上記の係数 $C_{FX} \sim C_{MZ}$ に相当する。

X_{ki} = 説明変数

U_i = 攪乱項

a_k = 係数

(1.4.9) 式について対数線型回帰分析を行なった。即ち、(1.4.9)式の対数をとると

$$\log Y_i = \log a_0 + a_1 \log X_{1i} + a_2 \log X_{2i} + \dots + a_k \log X_{ki} + \log U_i \dots \quad (1.4.10)$$

をうるから、この(1.4.10)式から残差平方和

$$\Sigma U_i^2 = \Sigma (Y_i - \tilde{Y}_i)^2$$

を最小にするように、係数 a_k を求めた。ここ、 \tilde{Y}_i は Y_i の推定値である。今回の解析においては、(1.4.9) 式の Y_i は、前記の係数 $C_{FX} \sim C_{MZ}$ に相当し、また、 X_{ki} としては、 L, B, D, df, C_b, C_w, V を考慮した。

(b) 波浪断面力の各成分の略算式

上記の方法により、係数 $C_{FX} \sim C_{MZ}$ の構造式を求め、(1.4.1)ないし(1.4.6)式に代入して、波浪断面力の各成分の略算式を求めた。この場合、(1.4.9)式ないし(1.4.10)式の係数 a_k の値が 0 に近いものは無視し、また、小数以下の端数は計算し易い形に適当に丸めた。さらに、各主要船級協会規則の算式や曲げモーメントと剪断力との積分関係等を考慮した。

以上のような考察の結果導かれた各略算式は、次のとおりである。

(i) 水平剪断力 F_X

$$F_X = C_1 L df (C_b + 0.05) f_1(L) g_1 \left(\frac{x}{L} \right), \quad (t) \quad \dots \quad (1.4.11)$$

ここに

$$f_1(L) = \begin{cases} 1.075 - \left(\frac{300-L}{100} \right)^{\frac{3}{2}}, & L \leq 300 \text{ に対し} \\ 1.075 & L > 300 \quad " \end{cases} \quad (1.4.12)$$

で、この(1.4.12)式は IACS の船体継強度の Minimum Z に関する統一規則に採用されている船長の影響

を示している算式と同一である。

$g_1\left(\frac{x}{L}\right)$ は、水平剪断力 F_X の船長方向分布で、表 1.4.2-1 で与えられる。

C_1 は係数で、表 1.4.1 に掲げる船舶について、前記の 1.4.2 に述べた方法により計算した結果から得られる値を、船長に対して図示したものが、図 1.4.11-1 である。この図から、 C_1 は船長に対しほぼ一定で、この結果から表 1.4.3-1 のように与えられる。

表 1.4.3-1

C_1 の平均値	C_1 の $\frac{1}{3}$ 最大平均値	$1.2 \times (C_1 \text{ の } \frac{1}{3} \text{ 最大平均値})$
0.19957	0.22728	0.27274

(ii) 垂直剪断力 F_Y

$$F_Y = C_2 L B (C_b + 0.7) f_2(L) g_2\left(\frac{x}{L}\right), \quad (t) \quad \dots \quad (1.4.13)$$

ここで、

$f_2(L)$ は、算式の形は、(1.4.12) 式右辺と同様に表わされる。

$g_2\left(\frac{x}{L}\right)$ は、垂直剪断力 F_Y の船長方向分布で、表 1.4.2-2 で与えられる。

C_2 は係数で、(i) と同様にして計算結果を図示したものが、図 1.4.11-2 である。この図から、 C_2 の値は船長が大になるに従い漸減しているが、この結果から表 1.4.3-2 のように与えられる。

表 1.4.3-2

C_2 の平均値	C_2 の $\frac{1}{3}$ 最大平均値	$1.2 \times (C_2 \text{ の } \frac{1}{3} \text{ 最大平均値})$
0.06211	0.07615	0.09138

(1.4.13) 式は、後述する垂直曲げモーメントの算式 (1.4.15) 式が、現行の IACS 統一規則との関連から考慮されたものであるが、それに対する積分関係を考慮して得られたものである。然るに図 1.4.11-2 に示されている係数 C_2 の漸減の傾向から、(1.4.13) 式中の $f_2(L)$ を省いて

$$F_Y = C'_2 L B (C_b + 0.7) g_2\left(\frac{x}{L}\right), \quad (t) \quad \dots \quad (1.4.13)'$$

と表わしたとき、係数 C'_2 の値を図示したものが図 1.4.11-2 である。この結果から、 C'_2 の値は船長に対し、ほぼ一定で、垂直剪断力 F_Y は (1.4.13) 式で表わすよりも、(1.4.13)' 式の方が better と考えられる。この場合の係数 C'_2 の値は、表 1.4.3-2' のように与えられる。

表 1.4.3-2'

C'_2 の平均値	C'_2 の $\frac{1}{3}$ 最大平均値	$1.2 \times (C'_2 \text{ の } \frac{1}{3} \text{ 最大平均値})$
0.58169	0.65732	0.78878

(iii) 軸力 F_Z

$$F_Z = C_3 L B g_3\left(\frac{x}{L}\right), \quad (t) \quad \dots \quad (1.4.14)$$

ここで、

$g_3\left(\frac{x}{L}\right)$ は、軸力 F_Z の船長方向分布で、表 1.4.2-3 で与えられる。

C_3 は係数で、前と同様に、この計算結果を図示したものが図 1.4.11-3 である。この図から、 C_3 の値は若干ばらついているが、船長に対しほぼ一定で、この結果から、表 1.4.3-3 のように与えられる。

表1.4.3-3

C_3 の平均値	C_3 の $\frac{1}{3}$ 最大平均値	$1.2 \times (C_3 \text{の } \frac{1}{3} \text{最大平均値})$
0.80949	0.93285	1.11942

(iv) 垂直曲げモーメント M_X

$$M_X = C_4 L^2 B (C_b + 0.7) f_4(L) g_4\left(\frac{x}{L}\right), \quad (\text{tm}) \quad \dots \quad (1.4.15)'$$

ここに、

 $f_4(L)$ は、算式の形は (1.4.12) 式右辺と同様に表わされる。 $g_4\left(\frac{x}{L}\right)$ は、垂直曲げモーメントの船長方向分布で、表1.4.2-4 で与えられる。

C_4 は係数で、前と同様にしてこの計算結果を図示したものが図1.4.11-4中に○印で示したものである。同図中に×で示したもののは、(1.4.15)式中の $(C_b + 0.7)$ の代わりに $(C_b + 0.16)$ としたものである。これら2種類の置点の傾向から○印の方が×印のものよりばらつきが少ないので、(1.4.15)式の算式の方が better と考えられる。この結果から表1.4.3-4 のように与えられる。

表1.4.3-4

C_4 の平均値	C_4 の $\frac{1}{3}$ 最大平均値	$1.2 \times (C_4 \text{の } \frac{1}{3} \text{最大平均値})$
0.01560	0.01836	0.02203

図1.4.11-4 に示す係数 C_4 は、船長が大となるに従い漸減の傾向があるので、(1.4.15)式の $f_4(L)$ の項を省いて

$$M_X = C'_4 L^2 B (C_b + 0.7) g_4\left(\frac{x}{L}\right), \quad (\text{tm}) \quad \dots \quad (1.4.15)'$$

と表わしたとき、係数 C'_4 の値を図示したものが図1.4.11-4' である。

この結果から、 C'_4 の値は船長に対しほぼ一定で、垂直曲げモーメント M_X は (1.4.15) 式で表わすよりも、(1.4.15)' 式の方が better と考えられる。この場合、係数 C'_4 の値は、表1.4.3-4' のように与えられる。

表1.4.3-4'

C'_4 の平均値	C'_4 の $\frac{1}{3}$ 最大平均値	$1.2 \times (C'_4 \text{の } \frac{1}{3} \text{最大平均値})$
0.14645	0.16287	0.19544

(v) 水平曲げモーメント M_Y

$$M_Y = C_5 L^2 d_f (C_b + 0.05) f_5(L) g_5\left(\frac{x}{L}\right), \quad (\text{tm}) \quad \dots \quad (1.4.16)$$

ここに

 $f_5(L)$ は、算式の形は (1.4.12) 式の右辺と同様に与えられる。 $g_5\left(\frac{x}{L}\right)$ は、水平曲げモーメントの船長方向分布で、表1.4.2-5 で与えられる。

C_5 は係数で、前と同様に、この計算で得られた結果を図示したものが、図1.4.11-5 である。この図から、 C_5 の値は、船長に対しほぼ一定で、この結果から表1.4.3-5 のように与えられる。

表1.4.3-5

C_5 の平均値	C_5 の $\frac{1}{3}$ 最大平均値	$1.2 \times (C_5 \text{の } \frac{1}{3} \text{最大平均値})$
0.04574	0.04908	0.05890

(vi) 换りモーメント M_Z

$$M_Z = C_6 L B^3 f(C_w) g_6 \left(\frac{x}{L}\right), \quad (\text{t m}) \quad \dots \quad (1.4.17)$$

ここに、

$f(w)$ は、満載吃水における水線面積係数 C_w により、次式で与えられる。

$$f(w) = \begin{cases} 1.43 C_w, & \text{コンテナ船以外に対し}, \\ 7.0 C_w - 3.7, & \text{コンテナ船に対し} \\ \text{ただし、最小値 } 1.0 & \end{cases} \quad \dots \quad (1.4.18)$$

$g_6 \left(\frac{x}{L}\right)$ は、換りモーメントの船長方向分布で、表 1.4.2-6 で与えられる。

C_6 は係数で、前と同様にして図示したものが図 1.4.11-6 である。この図から、小型船の端点がとび離れている為実際の取扱い上、小型船では、換りモーメントは強度上あまり問題とならないから、この算式の適用を $L \geq 100m$ とすると、 C_6 の値は、船長に対しほぼ一定で、この範囲の船長に対し、表 1.4.3-6 で与えられる。

表 1.4.3-6

C_6 の平均値	C_6 の $\frac{1}{3}$ 最大平均値	$1.2 \times (C_6 \text{ の } \frac{1}{3} \text{ 最大平均値 })$
0.002644	0.003296	0.003955

(c) 各船級協会規則値との比較

NK の船体縦強度解析に関するトータルシステム TSHG により計算した波浪断面力の垂直剪断力と垂直曲げモーメントの成分について、その累積確率が 10^{-8} における長期予測値と、各船級協会規則による値を、表 1.4.1 に掲げる船について比較した。

計算を行なった各船級協会規則は、表 1.4.4 に示す年度版のものである。同表中に示した垂直剪断力、垂直曲

表 1.4.4

船級協会	年 度 版	垂直剪断力	垂直曲げモーメント
N K	昭和51年度	F Y N K	M X N K
L R	1976 年度	F Y L R	M X L R
A B	1976 年度	F Y A B S F Y A B H	M X A B S M X A B H
N V	1975 年度	F Y N V	M X N V S M X N V H
B V	1975 年度	F Y B V	M X B V

げモーメントの記号の末尾に S 又は H が記されているのは、それぞれサギング又はホギングに対するものである。

計算結果を図 1.4.12-1 及び図 1.4.12-2 に示す。前者は垂直剪断力の比較を、後者は垂直曲げモーメントの比較を、それぞれ示している。これらの図中 FYTS 及び MXTS はそれぞれ、横強度トータルシステムによる計算値である。これらの図から、FYTS 及び MXTS の値が累積確率 10^{-8} に対するものであるから、これを基準として各船級協会規則の長期予測における累積確率を推定すると、概ね表 1.4.5 の通りである。なお、NK は、その規則制定の際は、 10^{-6} を考慮したが、この計算結果から概 10^{-5} 回程度を示している。

表 1.4.5

	F Y T S	F Y A B S	F Y L R	F Y N K	F Y B V	F Y N V
回数	10^{-8}	10^{-5}	$10^{-3.4}$	$10^{-5.1}$	10^{-3}	10^{-4}

	MXTS	MXABS	MXLR	MXNK	MXBV	MXNVS
回数	10^{-8}	10^{-6}	10^{-6}	10^{-5}	10^{-4}	$10^{-3.7}$

表1.4.5から、船体強度に関しては、その断面力の6成分中、垂直曲げモーメントが従来から最もよく研究されているから、それに重点を置いて、 10^{-6} を採用することにすれば、波浪断面力の6成分の略算式の各係数 $c_1, c_2, c'_2, c_3, c_4, c'_4, c_5$ 及び c_6 の値は、表1.4.3-1ないし表1.4.3-6中の最大平均値の20%増の値から、長期予測における累積確率の線型性を考慮して、表1.4.6のように得られる。

表1.4.6

c_1	c_2	c'_2	c_3	c_4	c'_4	c_5	c_6
0.20	0.069	0.59	0.84	0.017	0.15	0.044	0.003

1.4.4 結語

本報告においては、海洋波中において船体に生ずる波浪断面力の6成分の長期予測値について、36隻の各種の船について計算を行ない、調査した。その結果、次のようなことが得られた。

- 1) 均等載貨の状態で、貨物積載量が増加した場合、水平剪断力、水平曲げモーメント、軸力は常に積載量の増加、従って、吃水の増加と共に増加するが、垂直剪断力、垂直曲げモーメント、捩りモーメントは、必ずしも満載状態で最大を示さず、バラスト状態で最大となる船が多い。
- 然し今回計算したコンテナ船の例では、これら6成分とも吃水の増加と共に増加し、他の船種の船と異なった傾向を示した。これは船形が fine であることによるものと想定されるが、今後さらに調査の必要があろう。
- 2) 貨物を偏積した場合は、均等載貨時に比べ、波浪断面力の値はバラつくが、船体中央部に偏積した場合は、波浪断面力の各成分が増加する傾向がある。
- 3) 波浪断面力に及ぼす船形の影響については、船形が full になるに従い捩りモーメントは減少するが、その他の断面力成分は増加の傾向がある。
- 4) 船速が波浪断面力に及ぼす影響については、軸力が一定であることを除いて、その変化の状況は増減まちまちである。この中で、コンテナ船の捩りモーメントが高速で急激に増加しているのは注意する必要があろう。
- 5) 今回の計算結果から、波浪断面力の各成分について略算式を導いた所、次のように得られた。この場合、各船級協会規則との比較考察から、長期予測の累積確率を 10^{-6} とした。

(i) 水平剪断力 F_X

$$F_X = 0.2 L d_f (C_b + 0.05) f(L) g_1 \left(\frac{x}{L} \right), \quad (t) \quad \dots \quad (1.4.19)$$

ここに、
 $f(L) = \begin{cases} 1.075 - \left(\frac{300-L}{100} \right)^{\frac{3}{2}}, & L \leq 300 \text{ に対し} \\ 1.075 & L > 300 \end{cases}$

$g_1 \left(\frac{x}{L} \right)$ は、表1.4.2-1に示す船長方向分布

(ii) 垂直剪断力 F_Y

$$F_Y = 0.069 LB (C_b + 0.7) f(L) g_2 \left(\frac{x}{L} \right), \quad (t) \quad \dots \quad (1.4.20)$$

ここに、
 $g_2 \left(\frac{x}{L} \right)$ は、表1.4.2-2に示す船長方向分布

(iii) 軸力 F_Z

$$F_Z = 0.84 LB g_3 \left(\frac{x}{L} \right), \quad (t) \quad \dots \quad (1.4.21)$$

ここに、
 $g_3 \left(\frac{x}{L} \right)$ は、表1.4.2-3に示す船長方向分布

(iv) 垂直曲げモーメント M_X

$$M_X = 0.017 L^2 B (C_b + 0.7) f(L) g_4 \left(\frac{x}{L} \right), \quad (\text{tm}) \quad \dots \dots \dots \quad (1.4.22)$$

ここで, $g_4 \left(\frac{x}{L} \right)$ は、表 1.4.2-4 に示す船長方向分布

(v) 水平曲げモーメント M_Y

$$M_Y = 0.044 L^2 d_f (C_b + 0.05) f(L) g_5 \left(\frac{x}{L} \right), \quad (\text{tm}) \quad \dots \dots \dots \quad (1.4.23)$$

ここで, $g_5 \left(\frac{x}{L} \right)$ は、表 1.4.2-5 に示す船長方向分布

(vi) 换りモーメント M_Z

$$M_Z = 0.003 LB^3 f(C_w) g_6 \left(\frac{x}{L} \right), \quad (\text{tm}) \quad \dots \dots \dots \quad (1.4.24)$$

ここで, $f(C_w) = \begin{cases} 1.43 C_w & \dots \dots \text{コンテナ船以外} \\ 7.0 C_w - 3.7 & \dots \dots \text{コンテナ船} \\ \min. 1.0 & \end{cases}$

$g_6 \left(\frac{x}{L} \right)$ は、表 1.4.2-6 に示す船長方向分布

上記の (1.4.19), (1.4.20), (1.4.22) 及び (1.4.23) の各式には $f(L)$ が含まれているが、これは IACS の船体縦強度の min. Z に関する統一規則で採用されているものと同一である。

今回調査した結果からは、(1.4.19) 式及び (1.4.23) 式の水平剪断力及び水平曲げモーメントの各略算式に、この $f(L)$ が含まれるのは妥当な傾向を示しているが、垂直剪断力及び垂直曲げモーメントの各略算式、(1.4.20) 式及び (1.4.22) 式については、 $f(L)$ を省略し、

$$F_Y = 0.59 LB (C_b + 0.7) g_2 \left(\frac{x}{L} \right), \quad (\text{t}) \quad \dots \dots \dots \quad (1.4.20)$$

$$M_X = 0.15 L^2 B (C_b + 0.7) g_4 \left(\frac{x}{L} \right), \quad (\text{tm}) \quad \dots \dots \dots \quad (1.4.22)$$

とした方が、より適当な傾向を示している。

然しそれら、前記の min. Z は、従来の静的縦強度の考え方やさらに古くは $f d B$ の流れを受け継いだ歴史的な背景を含んでおり、その変更は、かなり大きな問題を含んでいる。従って本報告においては、この点に關し、問題点の指摘に止め、今後、広く調査研究と討議が重ねられることを期待する。

今後、これに関する研究としては、実際の就役中におけるこれら各成分が作用する時点の位相差の取扱い、静水中断面力との関連性を考慮した許容値の設定など多くの重要な問題が残されている。これらについても今後研究が続行されることが望ましい。

参考文献

- 1) 日本造船学会；耐航性に関するシンポジウム（昭44年7月）
- 2) 秋田ほか、「船体縦強度解析に関するトータルシステム」日本造船学会論文集第135号
- 3) 日笠、NKDP委員会資料、DP 14-2

表 1.4.1 計算対象船舶 (1)

船名	船種	L (m)	B (m)	D (m)	d _{full} (m)	CONDITION	W (t)	C _b	C _w	V (kt)	備考
1 GEN. CARGO	43.0	7.60	3.80	3.411	FULL DEP.	821.5	0.7052	0.8705	11.07		
					BALLAST DEP.	386.4	0.6055	0.7554	11.07		
2 "	85.0	15.0	8.70	6.015	FULL DEP.	5727.1	0.7254	0.8514	12.5		
					BALLAST DEP.	2551.1	0.6496	0.7558	12.5		
3 "	100.0	15.3	7.90	6.48	FULL DEP.	7552.2	0.7325	0.8580	12.25		
					BALL. DEP.	3432.2	0.6571	0.7673	12.25		
4 "	134.6	19.00	11.75	8.811	FULL DEP.	14664.8	0.7215	0.8194	14.75		
					BALL. DEP.	6798.4	0.6566	0.7459	14.75		
5 "	137.50	19.20	11.20	8.287	FULL DEP.	16834.1	0.7489	0.8615	14.0		
					BALL. DEP.	8769.9	0.6980	0.7761	14.0		
6 "	140.26	20.80	12.00	9.120	FULL DEP.	17977.0	0.6576	0.7724	16.56		
					BALL. DEP.	7737.0	0.5879	0.6780	16.56		
7 "	140.26	20.80	12.00	9.120	FULL DEP.	16115.3	0.5604	0.6805	16.56		
					FULL DEP.	17046.1	0.6089	0.7257	16.56		
8 "	140.26	20.80	12.00	9.120	FULL DEP.	18907.9	0.7066	0.8197	16.56		
					FULL DEP.	19838.7	0.7559	0.8674	16.56		
10 GEN. CARGO	140.26	20.80	12.00	9.120							

表 1.4.1 計算對集船舶 (2)

船名	$\frac{M}{L}$	$B(m)$	$L(m)$	$D(m)$	$d_{full}(m)$	CONDITION	$W(t)$	C_b	C_w	$V(Rt)$	備考
1.1 GEN. CARGO	1 4 5.0 0	2 1.8 0	1 0.6 0	9.0 2 1		FULL DEP.	1 7.2 2 6.2	0.5 8 5 1	0.7 2 0 5	1 8 6	
1.2 CONTAINER CARRIER	1 7 5.0 0	2 5.2 0	1 5.3 0	1 0.7 2 4		FULL DEP.	2 6.9 6 6.9	0.5 8 3 2	0.7 2 8 2	2 1.6	
1.3 "	2 0 0.0 0	3 0.0 0	1 6.3 0	1 0.5 2 6		BALL. DEP.	1 8.0 6 1.0	0.5 4 1 3	0.6 7 7 4	2 1.6	
1.4 "	2 4 5.0 0	3 2.2 0	2 1.5 0	1 2.0 3 1		FULL DEP.	3 4.1 7 1.4	0.5 6 4 2	0.7 0 3 4	2 2.5	
1.5 CONTAINER CARRIER	2 5 2.0 0	3 2.2 0	2 0.9 2	1 2 0.3 1		BALL. DEP.	2 3.9 1 9.0	0.5 3 0 2	0.6 3 9 9	2 2.5	
1.6 BULK CARRIER	1 6 5.0 0	2 5.0 0	1 4.0 0	1 0.4 2 3		FULL DEP.	5 8.0 5 7.7	0.5 9 2 2	0.7 8 0 0	2 6.4	
1.7 "	1 7 0.0 0	2 8.4 0	1 5.1 5	1 2.9 5 7		BALL. DEP.	5 9.3 1 1.4	0.5 9 3 0	0.7 7 4 3	2 7.4 8	
1.8 "	1 8 4.0 0	2 9.5 0	1 6.7 0	1 1.0 2 5		FULL HOMO DEP.	3 3.7 4 4.3	0.7 6 3 2	0.8 6 3 0	1 4.8	
1.9 "	2 0 0.0 0	3 2.2 0	1 8.2 0	1 2.5 2 6		BALL. DEP.	1 6.5 6 5.4	0.7 0 9 0	0.7 9 1 6	1 4.8	
2.0 BULK CARRIER	2 1 3.0 0	3 1.7 0	1 7.3 0	1 1.5 2 8		FULL HOMO DEP.	4 2.6 7 2.8	0.7 8 4 2	0.8 6 7 5	1 4.7	
						FULL HOMO DEP., BALL. HOLD,DEP.	5 0.0 2 5.2	0.8 1 3 5	0.8 7 5 9	1 4.0	
						BALL. DEP.	2 3.9 8 5.0	0.7 7 9 7	0.8 3 0 2	1 4.0	
						FULL HOMO EXC. BALL. HOLD,DEP.	6 7.5 7 7.9	0.8 1 5 4	0.8 8 2 5	1 4.8	
						BALL. DEP.	3 5.6 1 8.9	0.7 8 7 0	0.8 3 2 4	1 4.8	
						FULL HOMO DEP.	6 5.7 4 2.4	0.8 2 2 7	0.8 8 2 5	1 6.0 5	
						BALL. DEP.	3 1.2 2 6.6	0.7 9 2 0	0.8 4 2 7	1 6.0 5	

表 1.4.1 船型对照表 (3)

船名	B_T^A	宽	L (m)	B (m)	D (m)	d_{full} (m)	CONDITION	W (t)	C_b	C_w	V (kt)	備考
21 BULK CARRIER	2 2 0 0 0	3 2 2 0	1 8.5 0	1 2.4 5 5	FULL HOMO DEP.	7 1.2 64.1	0.8 1 9.3	0.8 8 6.3	1 5.1			
					FULL ALT. DEP.	7 4.6 88.9	0.8 2 1.9	0.8 8 9.9	1 5.1			
					BALL. DEP.	3 9.7 97.9	0.7 8 9.6	0.8 5 0.4	1 5.1			
22 #	2 5 0 0 0	4 2 0 0	2 2.8 0	1 6.1 6 4	FULL HOMO DEP.	1 4 3.3 74.8	0.8 1 8.5	0.8 8 8.0	1 5.2 5			
					FULL ALT. DEP.	1 4 2.5 0.6	0.8 1 8.4	0.8 7 2.5	1 5.2 5			
					BALL. DEP.	5 9.3 87.9	0.7 7 1.0	0.8 3 5.3	1 5.2 5			
23 BULK CARRIER	2 3 6.2 2	3 1.5 8 2	1 8.7 5	1 1.9 3 0	FULL HOMO DEP.	7 6.9 12.1	0.8 2 0.0	0.8 9 6 6	1 6.5			
					FULL ALT. DEP.	7 7.1 74.4	0.8 2 0.3	0.8 9 7 4	1 6.5			
					BALL. DEP.	4 6.8 83.8	0.7 9 1.2	0.8 5 8 6	1 6.5			
24 TANKER	8 8.0	1 4.2 0	7.1 0	6.4 6 2	FULL DEP.	5.9 41.6	0.7 3 7.5	0.8 7 5 1	1 2.9			
					BALL. DEP.	2.5 62.8	0.6 5 2.4	0.7 6 8 4	1 2.9			
25 #	2 1 3.0 0	3 2.0 0	1 6.9 0	1 2.9 9 3	FULL DEP.	7 3.0 23.8	0.8 0 4 0	0.8 7 2 7	1 5.5			
					FULL DEP.							
26 #	2 3 0.0 0	3 5.3 0	1 8.0 0	1 2.4 8 9	FULL DEP.	8 5.9 19.8	0.8 1 2 2	0.8 7 1 7	1 5.3			
27 #	2 3 0.0 0	4 0.0 0	1 9.8 0	1 4.9 2 9	FULL DEP.	1 1 2.6 98.7	0.8 0 5 5	0.8 7 7 0	1 5.4			
28 TANKER	2 4 6.0 0	4 0.2 0	2 1.8 0	1 5.1 0 1	FULL DEP.	1 2 1.1 10.0	0.7 9 7 1	0.8 7 5 0	1 5.5 7			

表 1.4.1 計算対象船舶(4)

船名	船種	L (m)	B (m)	D (m)	d _{full} (m)	CONDITION	W (t)	C _b	C _w	V (kt)	備考
29	TANKER	270.00	44.00	25.00	17.833	FULL DEP.	179.949.7	0.8274	0.8926	14.8	
30	"	281.00	46.20	25.00	17.034	FULL DEP.	183.138.7	0.8160	0.8776	16.1	
31	"	302.00	50.40	24.30	18.436	FULL DEP.	236.249.6	0.8137	0.8882	16.1	
32	"	314.00	54.80	26.40	20.530	FULL DEP.	297.959.3	0.8234	0.8931	15.8	
33	"	326.00	49.80	23.20	17.685	FULL DEP.	241.881.6	0.8280	0.8868	16.5	
34	TANKER	330.00	54.50	35.00	27.074	FULL DEP.	425.674.4	0.8509	0.9248	15.0	
35	ORE CARRIER	160.00	23.50	13.50	9.322	FULL DEP.	28947.9	0.8050	0.8644	15.0	
36	ORE CARRIER	247.00	40.60	23.00	16.031	FULL DEP.	123.270.8	0.8185	0.8738	14.8	
						BALL. DEP.	76.798.8	0.7984	0.8416	14.8	

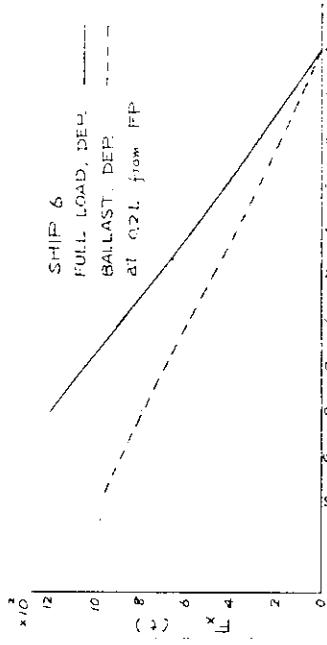


図 1.4.1-1 F_X の長期予測値

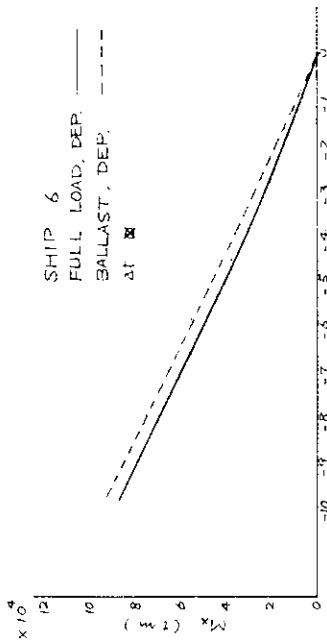


図 1.4.1-4 M_X の長期予測値

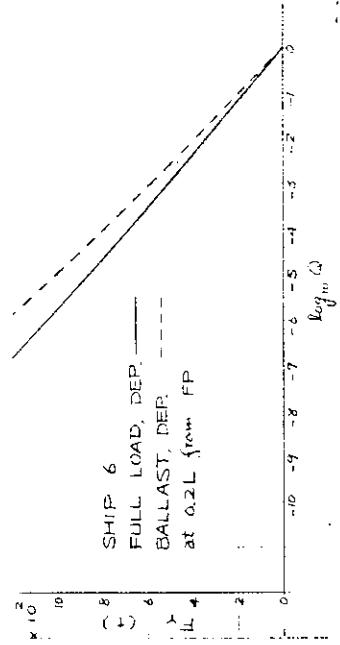


図 1.4.1-2 F_Y の長期予測値

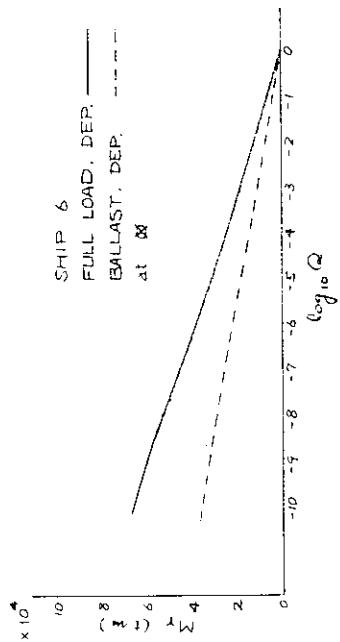


図 1.4.1-5 M_Y の長期予測値

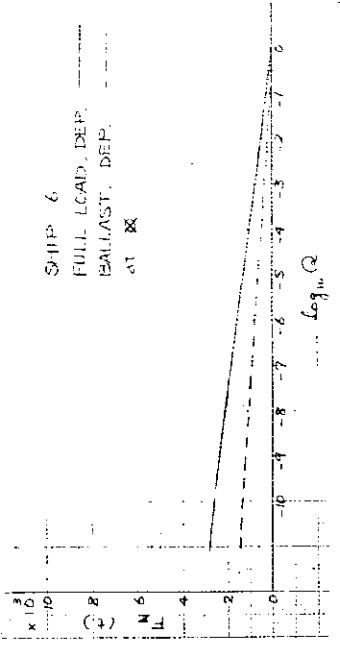


図 1.4.1-3 F_Z の長期予測値

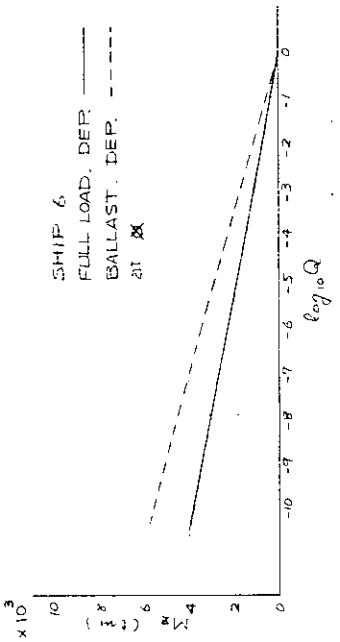


図 1.4.1-6 M_Z の長期予測値

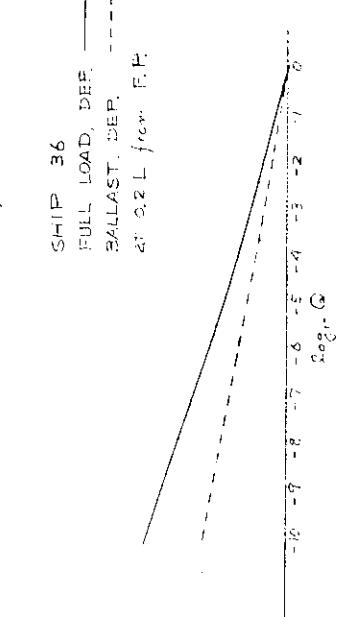


図 1.4.2-1 F_x の長期予測値

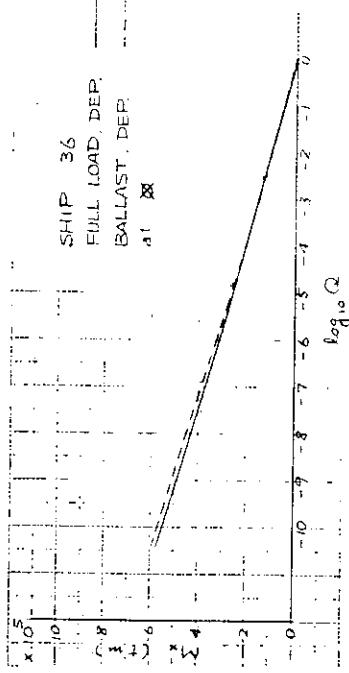


図 1.4.2-4 M_x の長期予測値

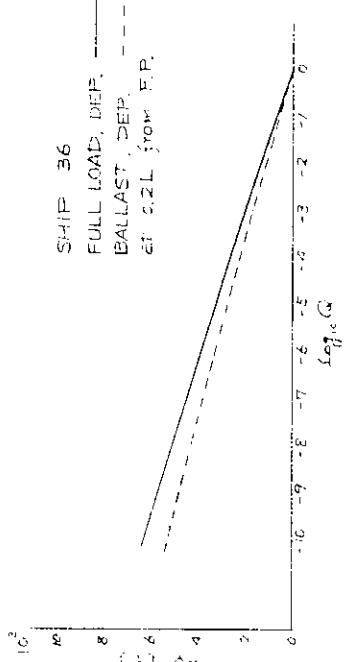


図 1.4.2-3 F_z の長期予測値

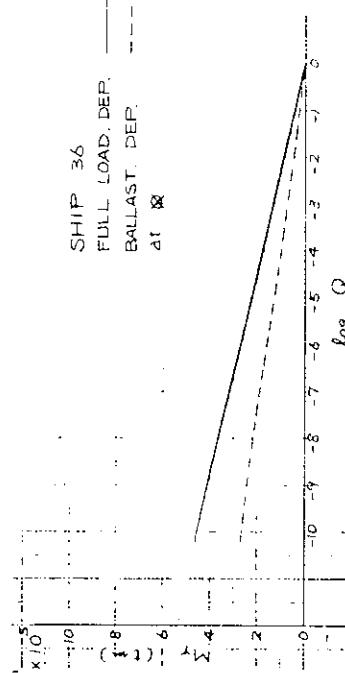


図 1.4.2-5 M_y の長期予測値

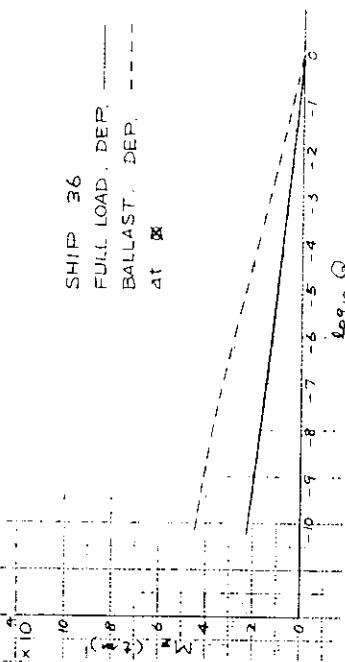


図 1.4.2-6 M_z の長期予測値

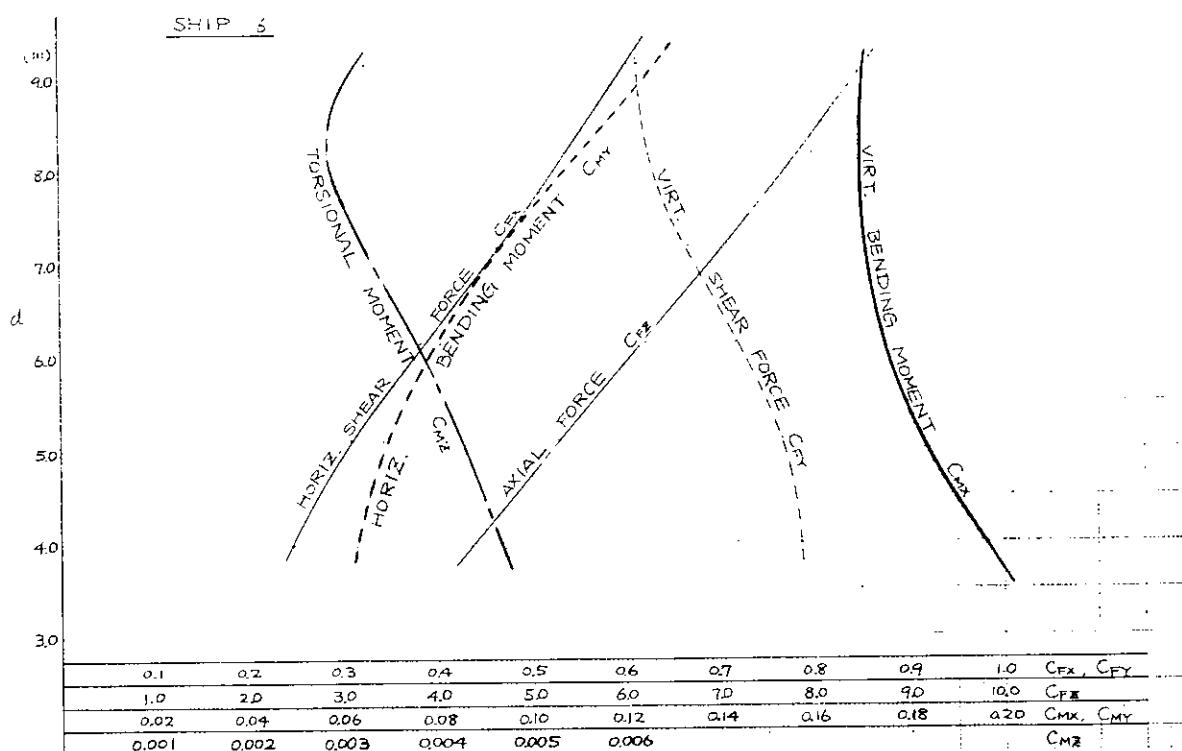


図 1.4.3-1 波浪断面力に及ぼす吃水差の影響

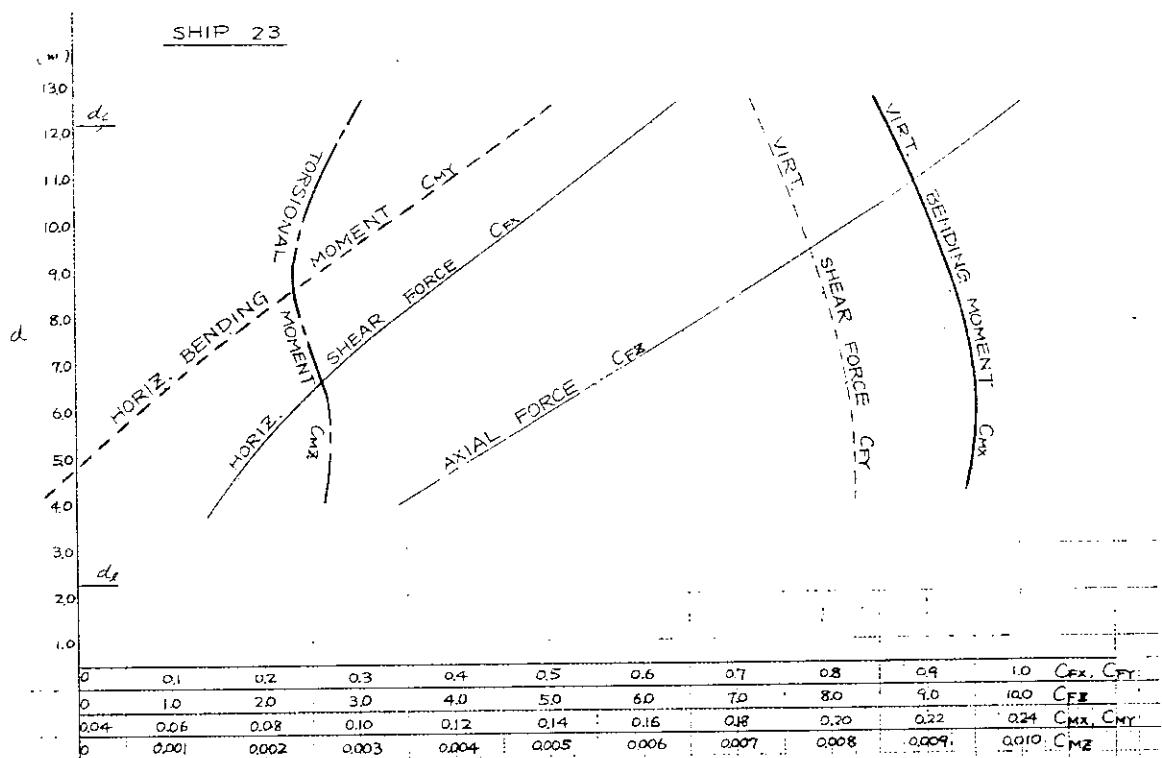


図 1.4.3-2 波浪断面力に及ぼす吃水差の影響

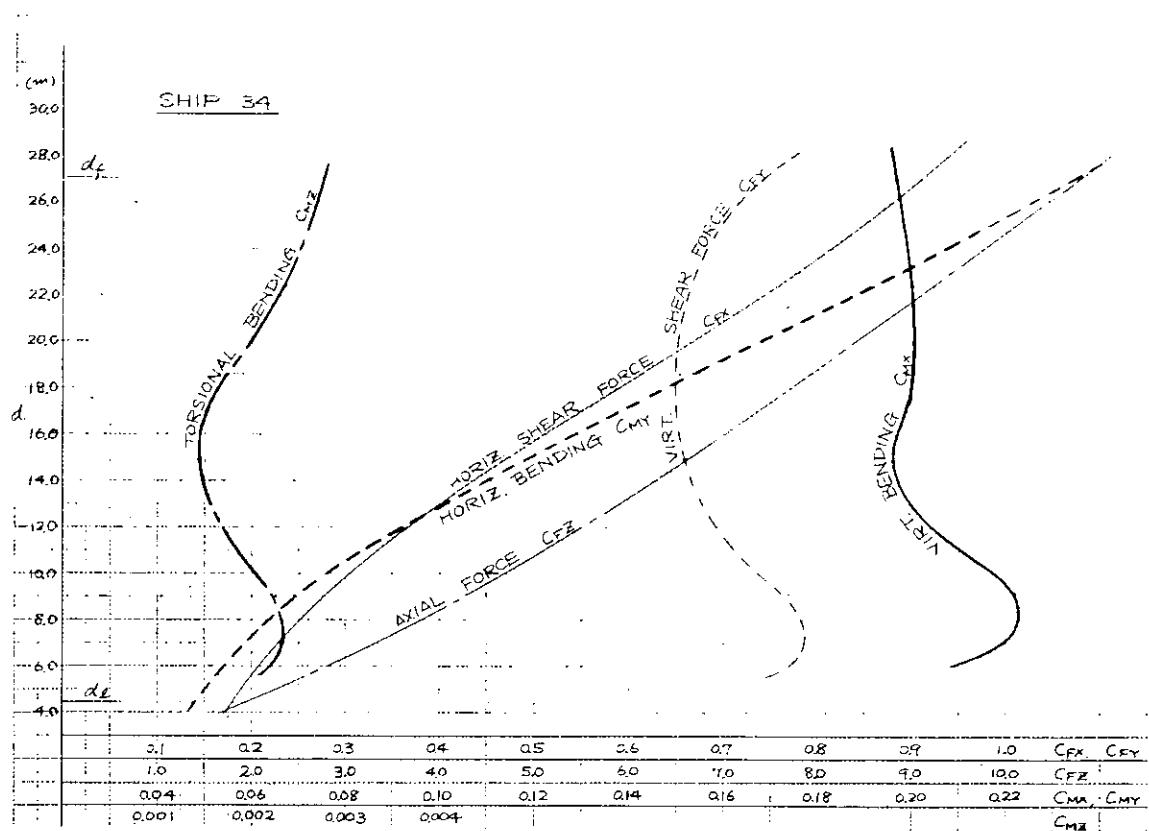


図 1.4.3-3 波浪断面力に及ぼす吃水差の影響

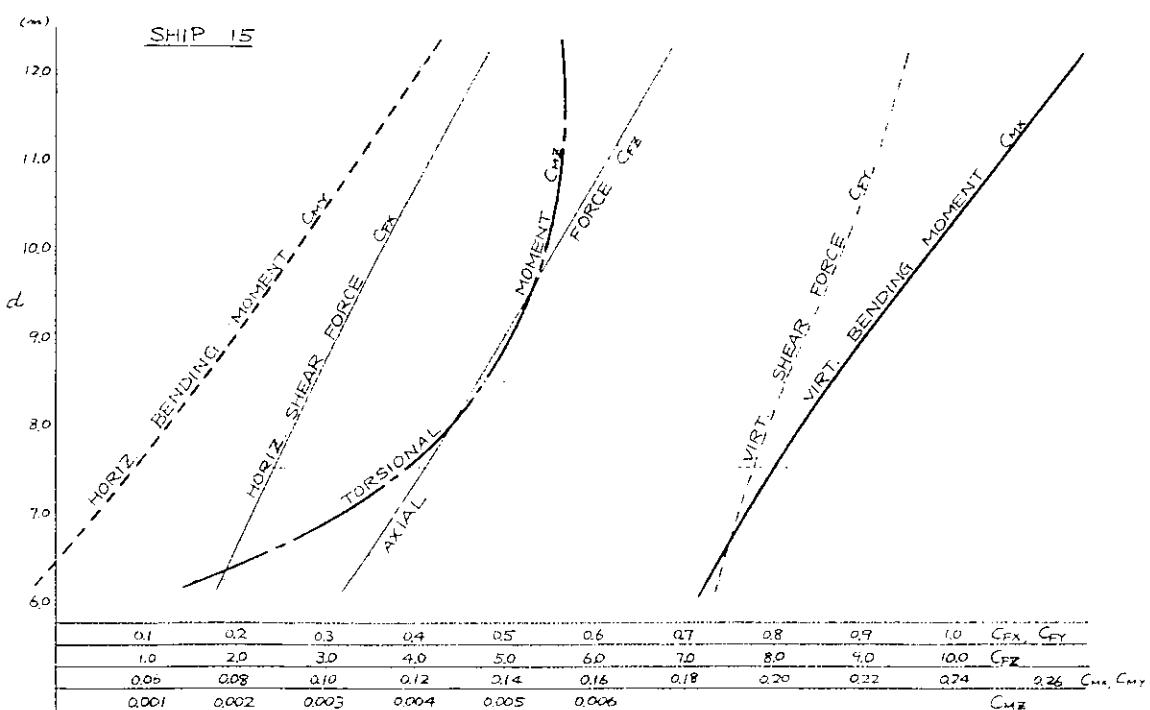


図 1.4.3-4 波浪断面力に及ぼす吃水差の影響

SHIP 23



FIG. 1.4.4-1 FULL ECCRATIC LOAD CONDITION AT DEP.

SHIP 23



FIG. 1.4.4-2 FULL ECCENTRIC LOAD CONDITION 1

SHIP 23



FIG. 1.4.4-3 FULL ECCENTRIC LOAD CONDITION 2

SHIP 23



FIG. 1.4.4-4 FULL ECCENTRIC LOAD CONDITION 3

SHIP 23

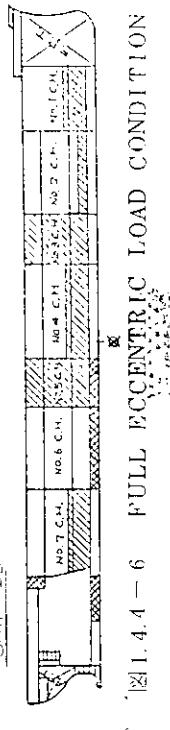


FIG. 1.4.4-5 FULL ECCENTRIC LOAD CONDITION 5

SHIP 23



FIG. 1.4.4-6 FULL ECCENTRIC LOAD CONDITION 6

SHIP 23



FIG. 1.4.4-7 FULL ECCENTRIC LOAD CONDITION 7

SHIP 23



FIG. 1.4.4-8 FULL ALTERNATE LOADING AT DEP. 4, (B)

SHIP 23



FIG. 1.4.4-9 FULL ALTERNATE LOADING AT DEP. 2, (B)

SHIP 23



FIG. 1.4.4-10 BALLAST DEPARTUR CONDITION, (C)

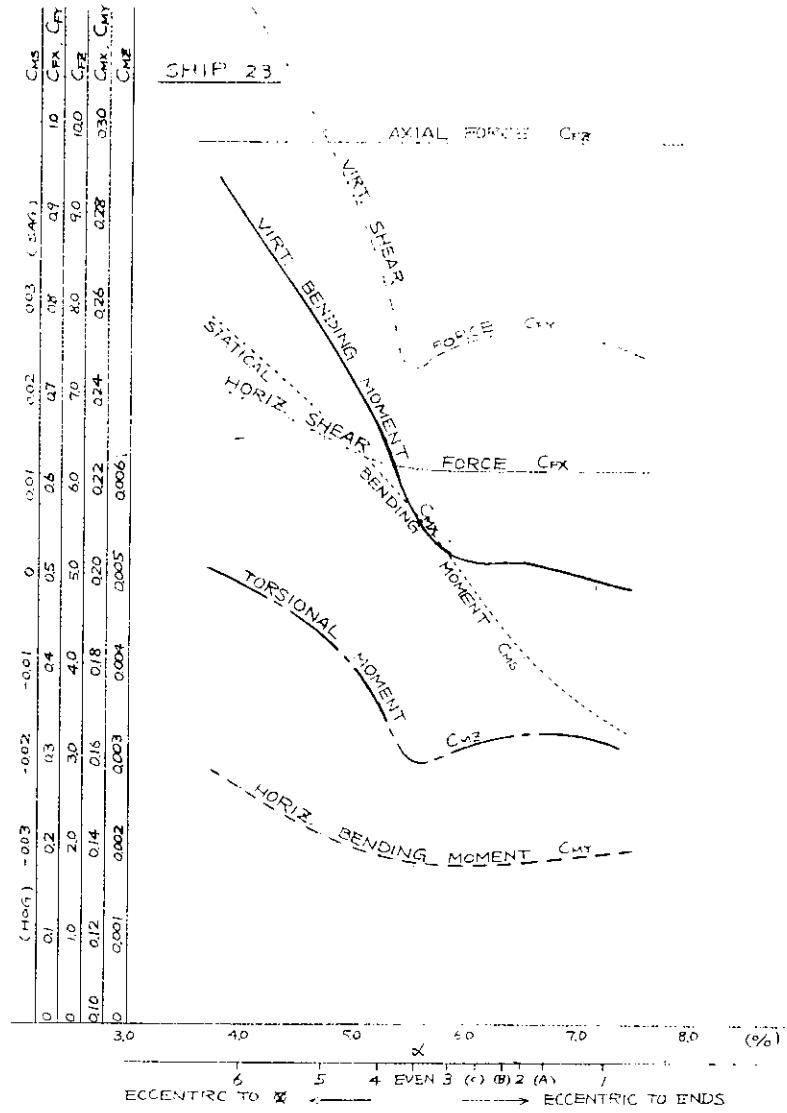


図 1.4.5 波浪断面力に及ぼす貨物偏積の影響

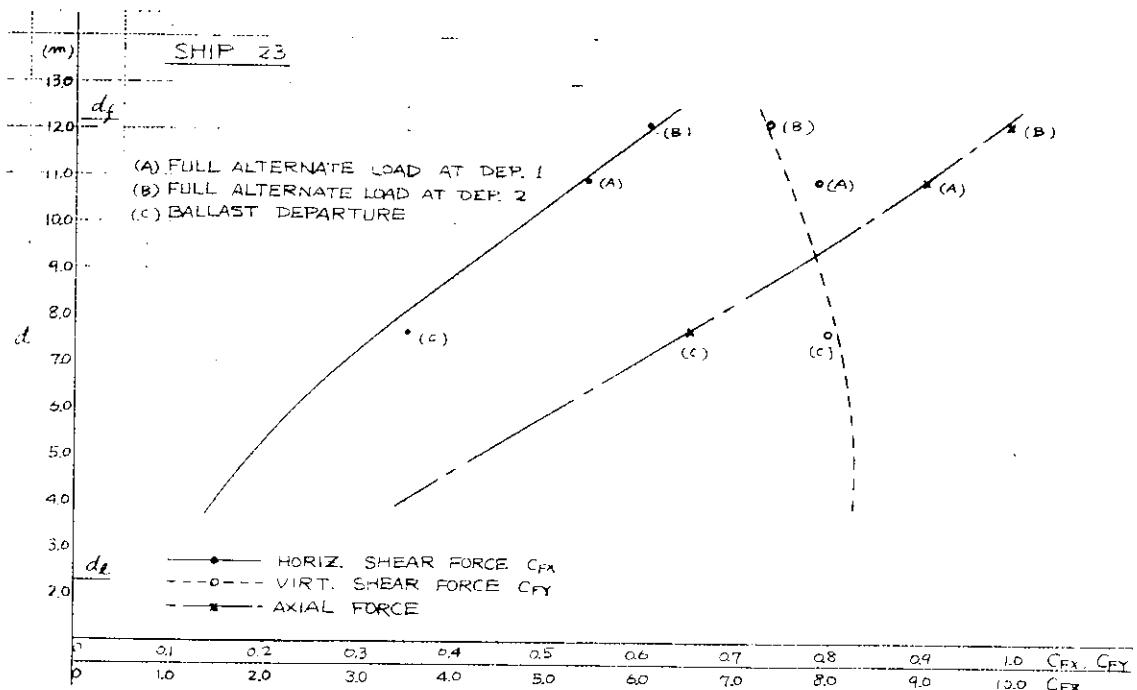


図 1.4.6-1 波浪断面力に及ぼす貨物偏積の影響

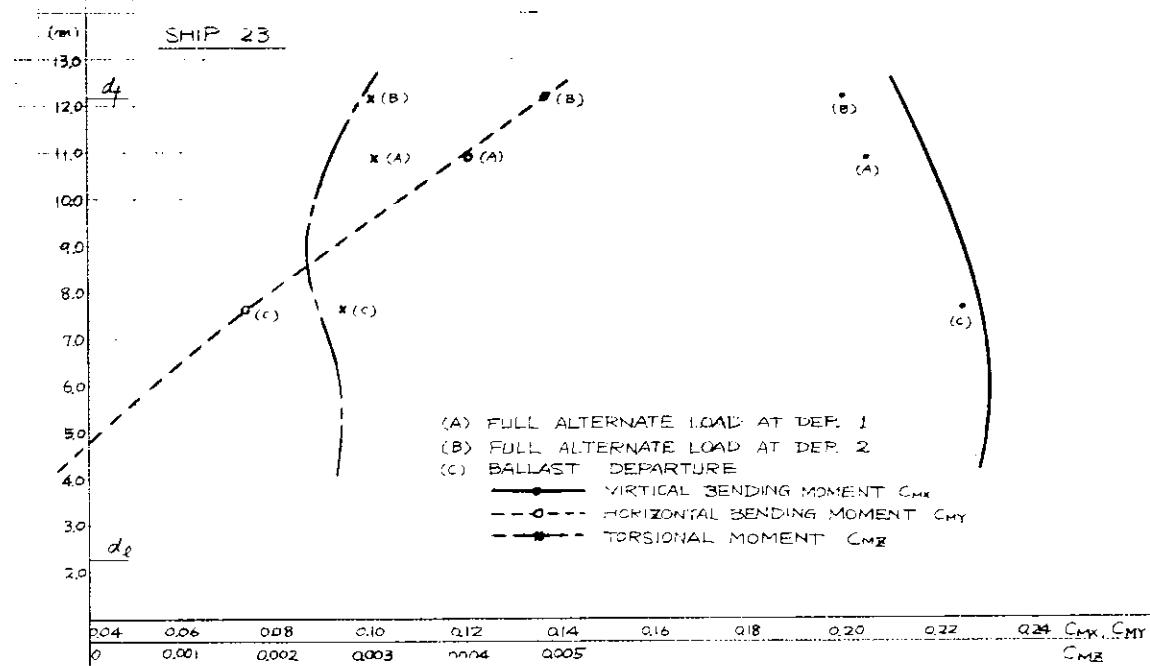


図 1.4.6-2 波浪断面力に及ぼす貨物偏積の影響

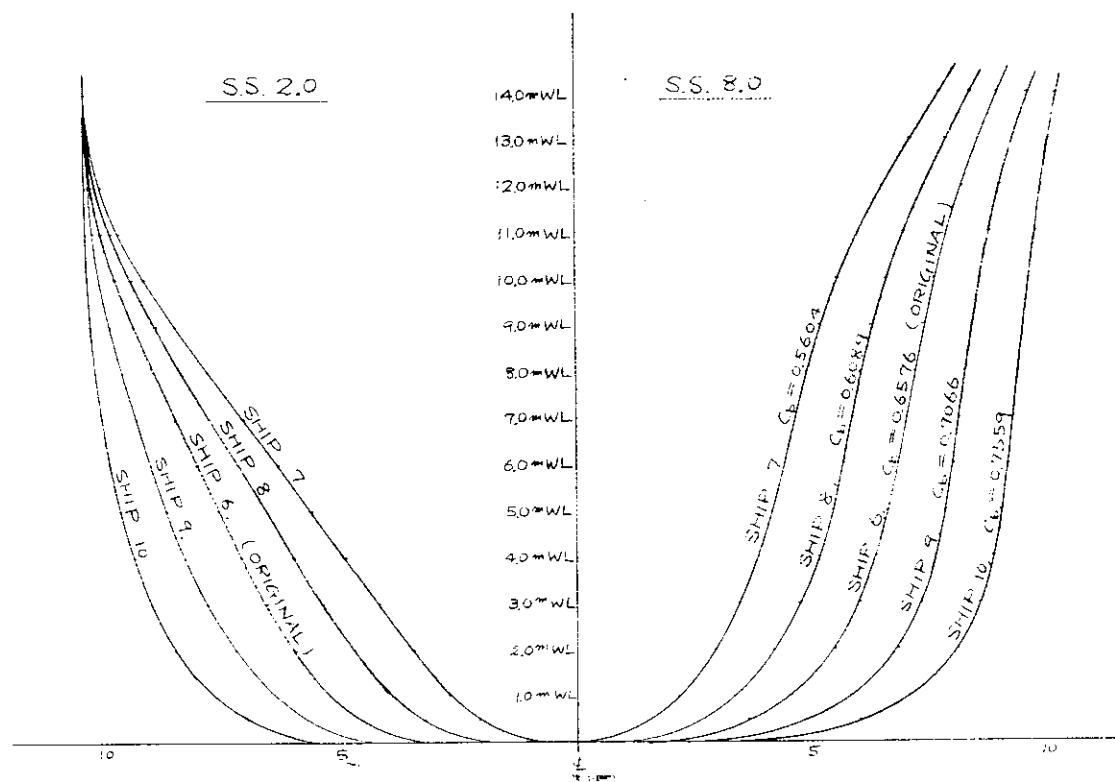


図 1.4.7 肥満度の影響を調査した船形

図 1.4.9-1 波浪断面力に及ぼす肥溝度の影響

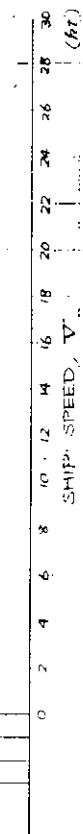


図 1.4.8 波浪断面力に及ぼす肥溝度の影響



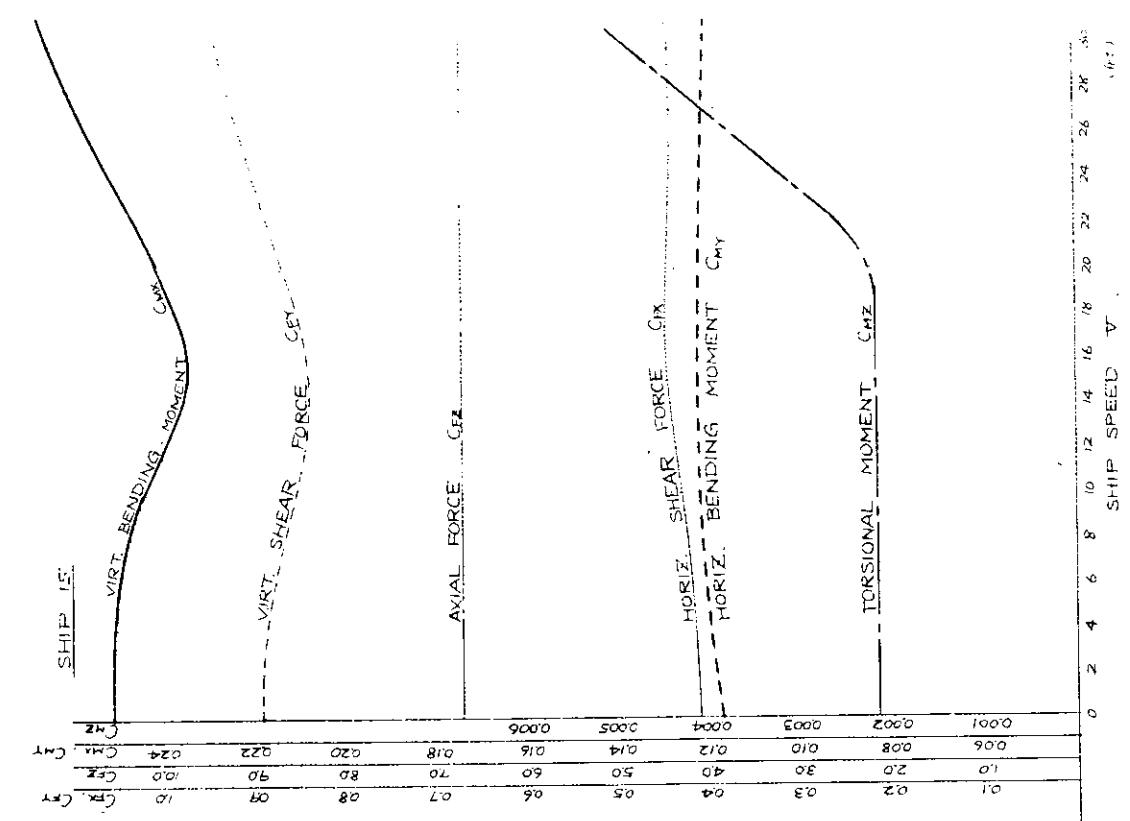


図 1.4.9-2 波浪断面力に及ぼす船速の影響

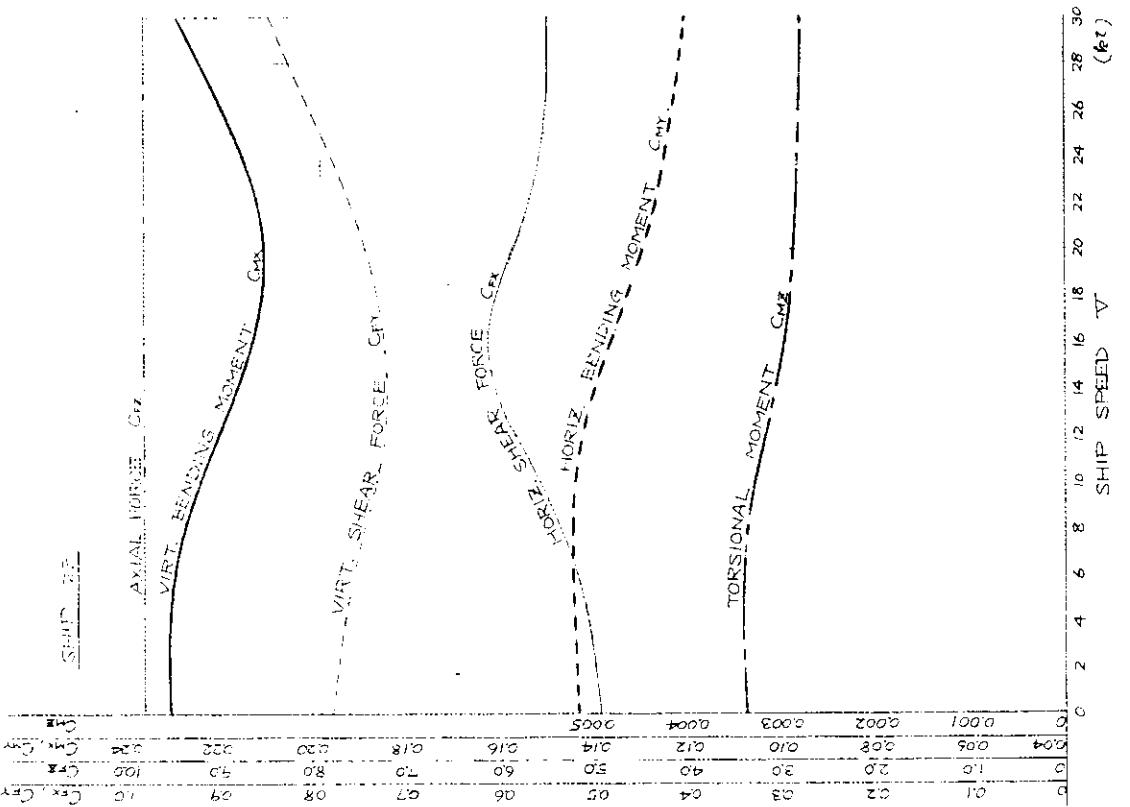


図 1.4.9-3 波浪断面力に及ぼす船速の影響

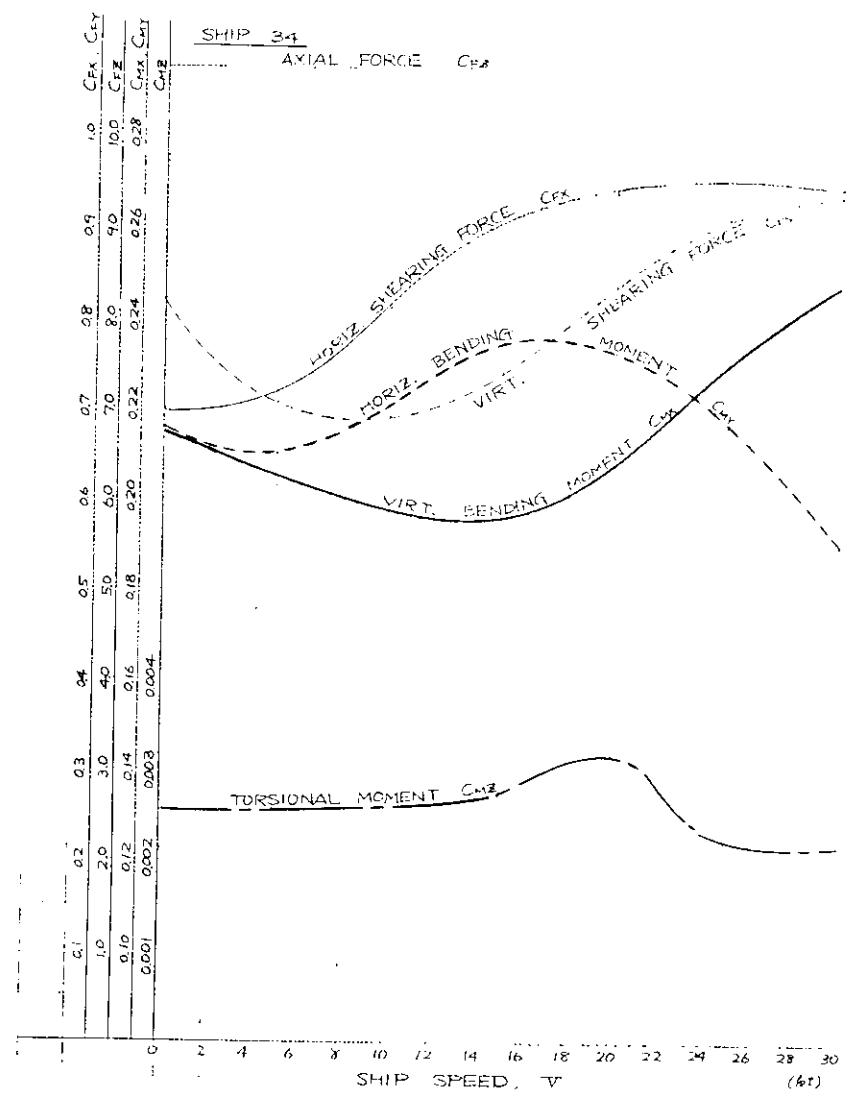


図 1.4.9-4 波浪断面力に及ぼす船速の影響

HORIZ. SHEARING FORCE, C_{Fx}

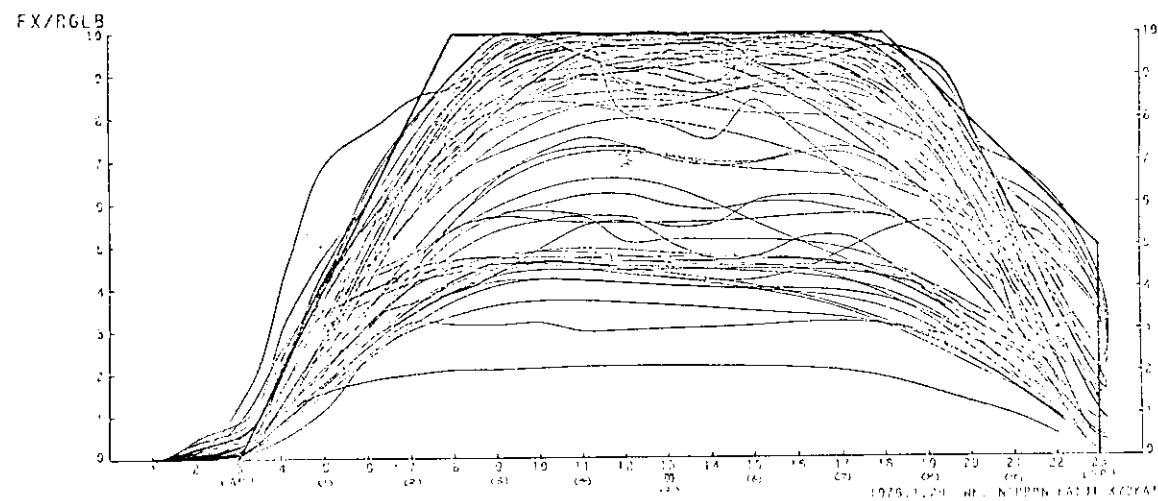


図 1.4.10-1 波浪水平剪断力の船長方向分布

VERT. SHEARING FORCE, C_{Fy}

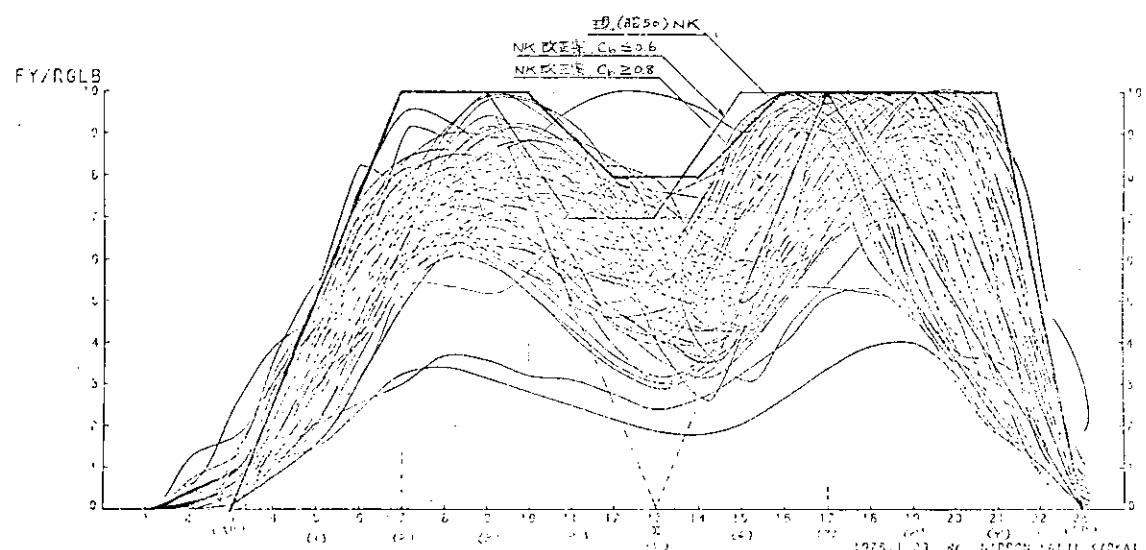


図 1.4.10-2 波浪断面力の船長方向分布

AXIAL FORCE, C_{FZ}

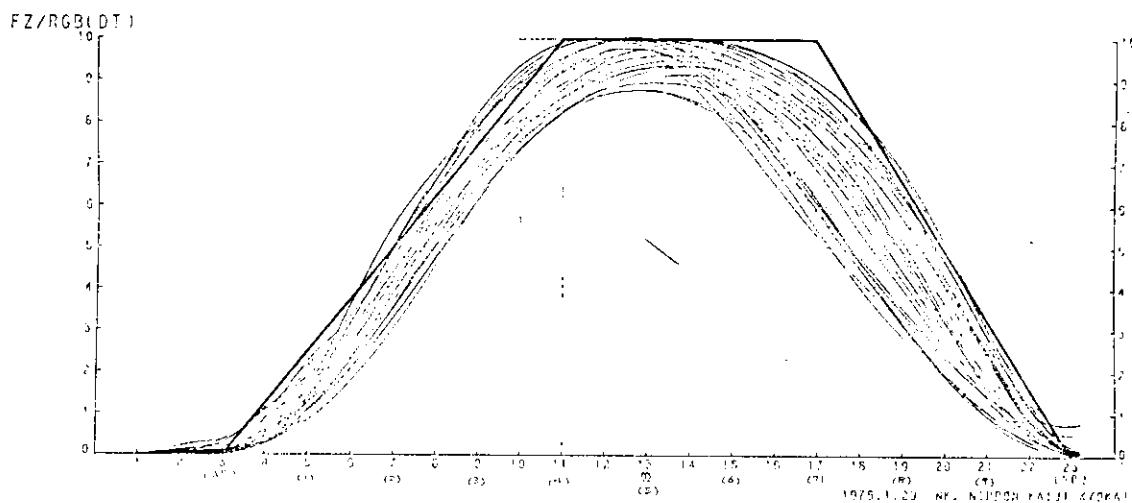


図 1.4.10-3 波浪断面力の船長方向分布

VERT. BENDING MT., C_{Mx}

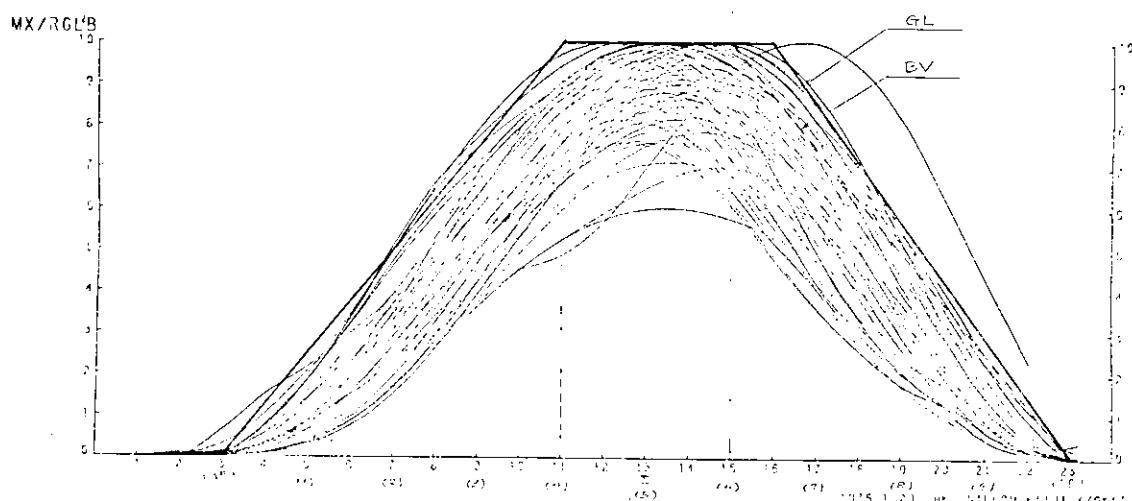


図 1.4.10-4 波浪断面力の船長方向分布

HORIZ. BENDING MT. C_{MT}

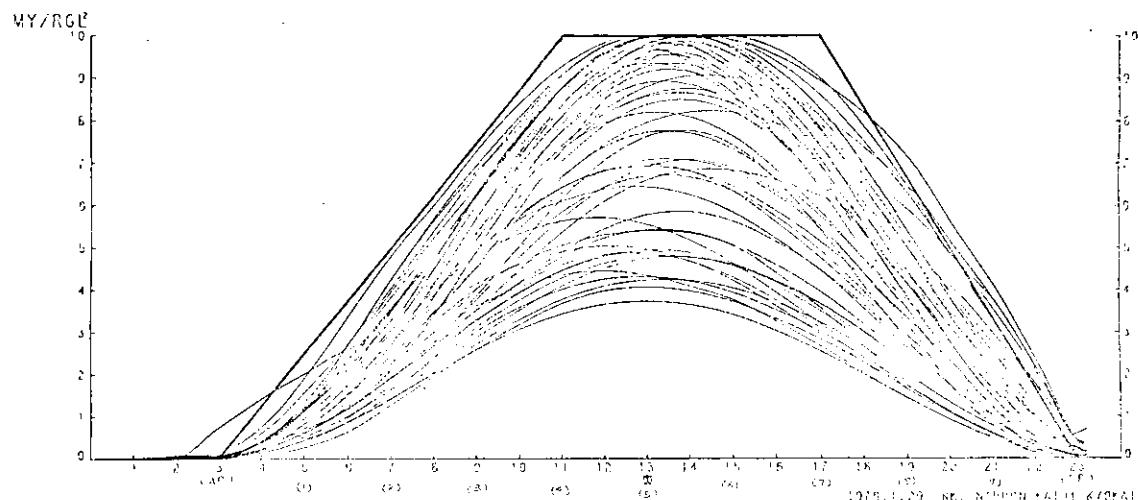


図 1.4.10-5 波浪断面力の船長方向分布

TORTIONAL MT. C_{Mz}

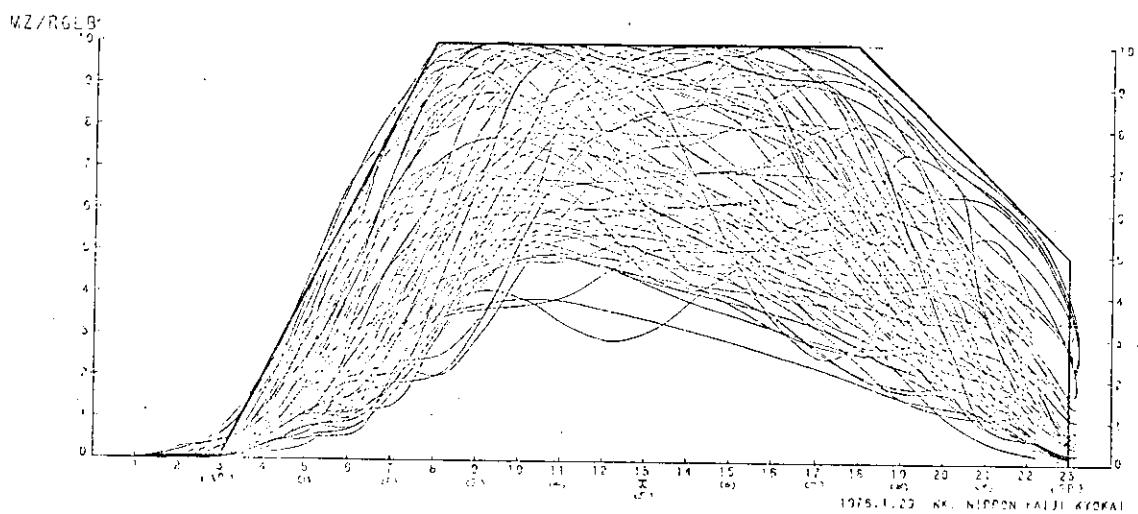


図 1.4.10-6 波浪断面力の船長方向分布

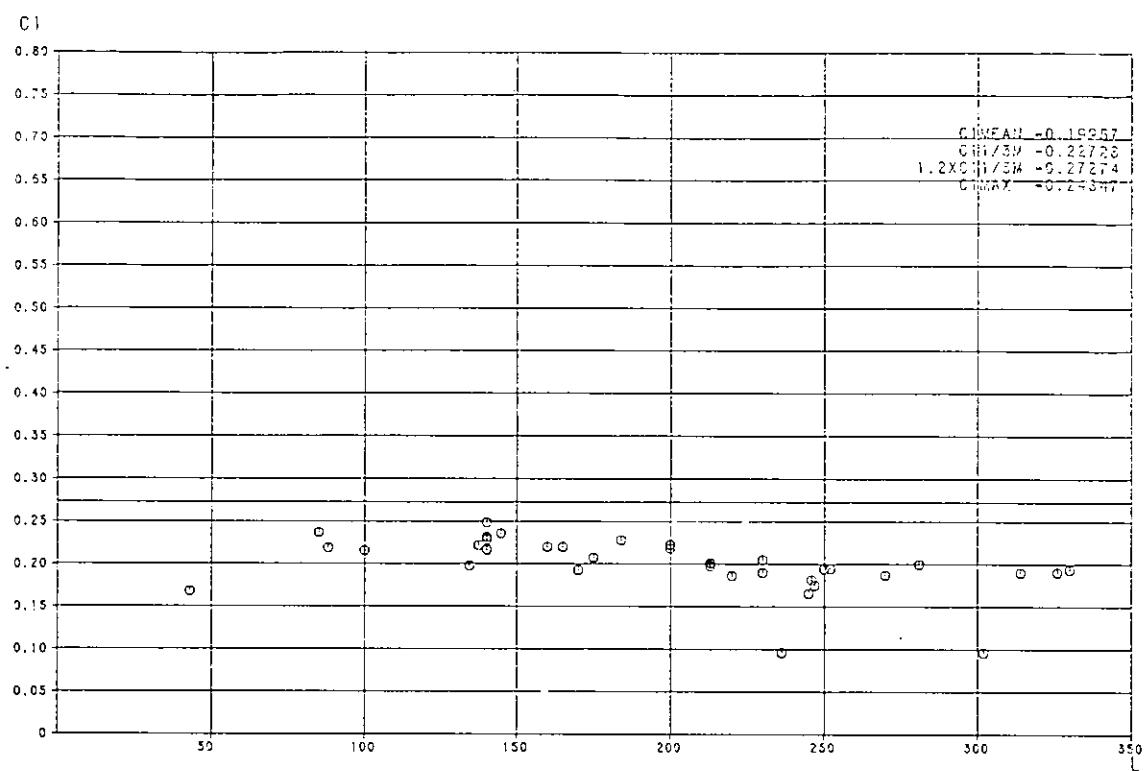


図 1.4.11-1 水平剪断力係数 C_1

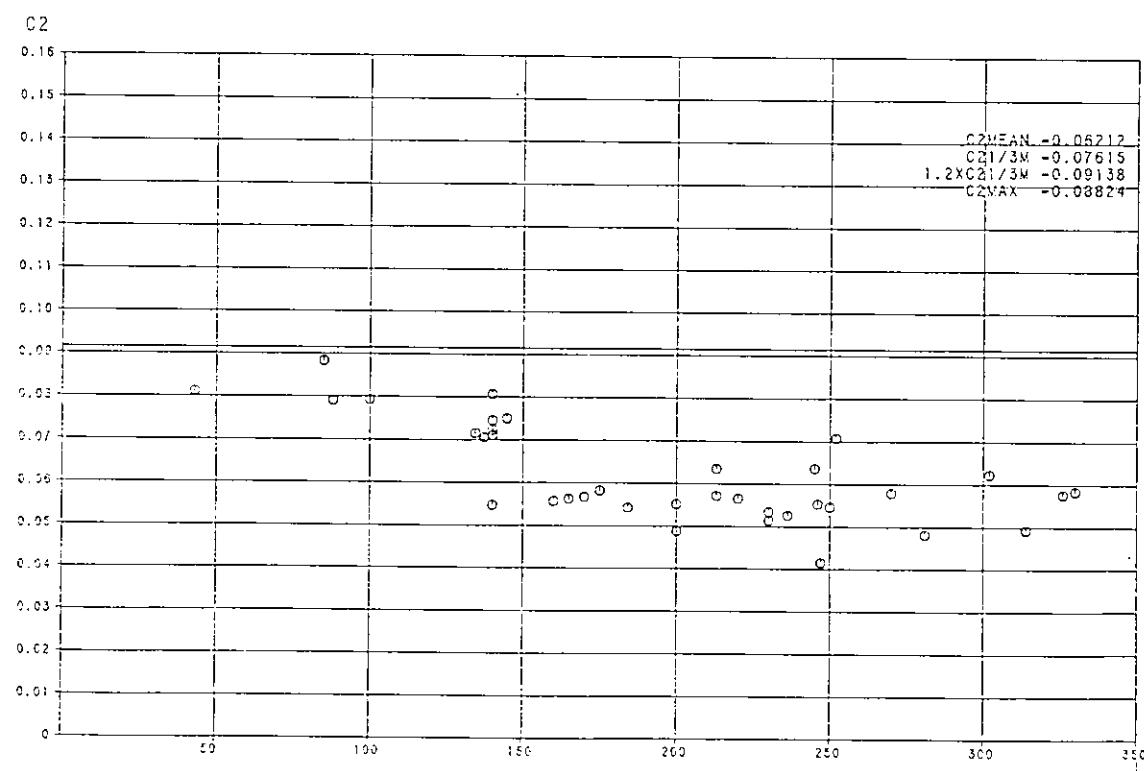


図 1.4.11-2 垂直剪断力係数 C_2

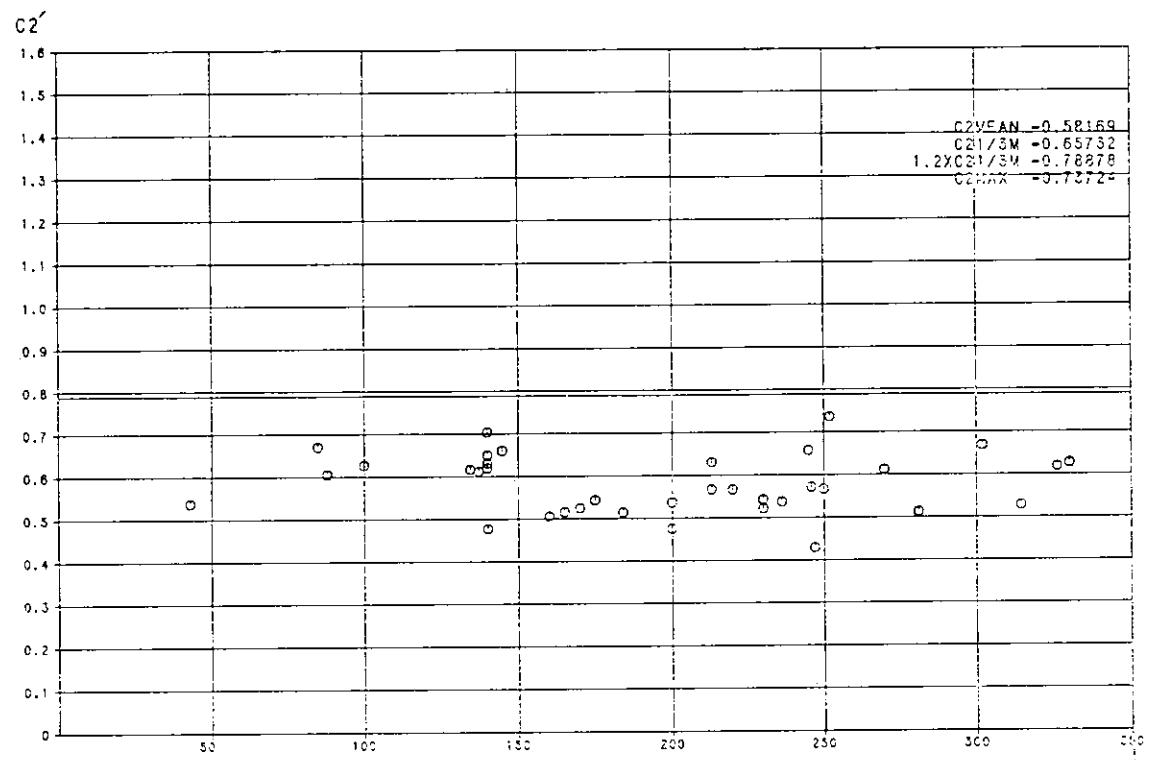


図 1.4.11-2' 垂直剪断力係数 C_2

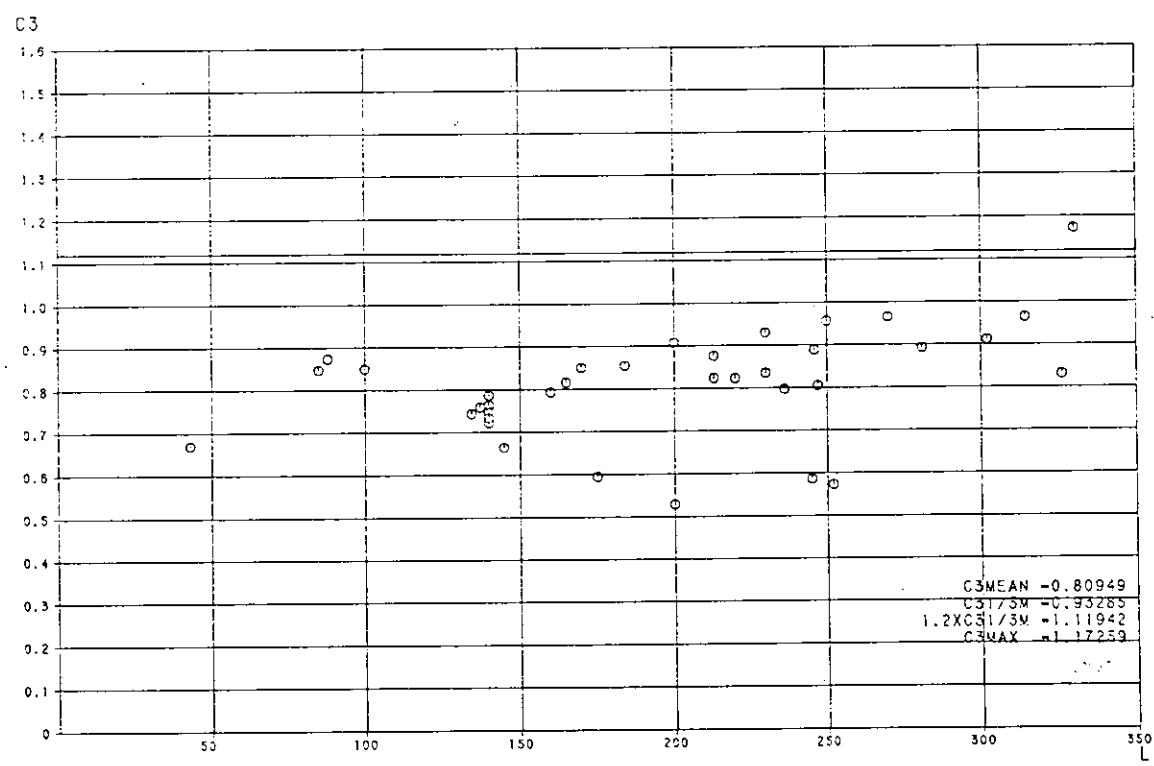


図 1.4.11-3 軸力係数 C_3

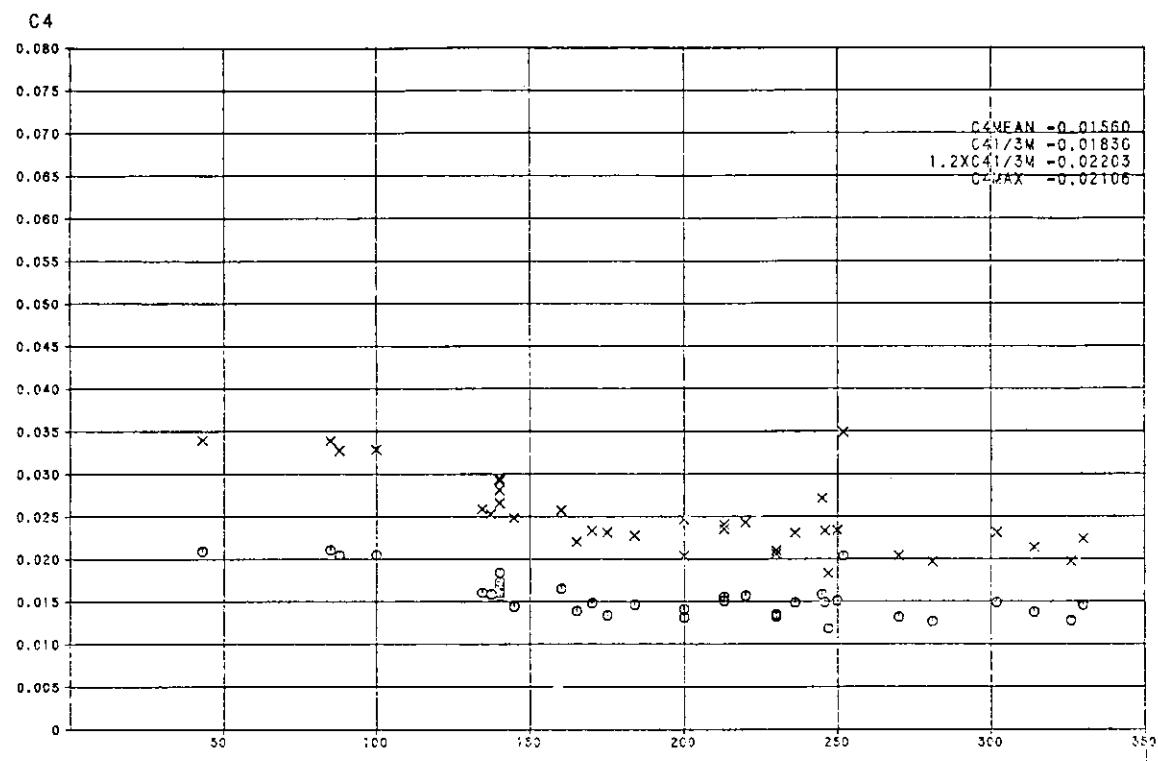


図 1.4.11-4 垂直曲げモーメント係数 C_4

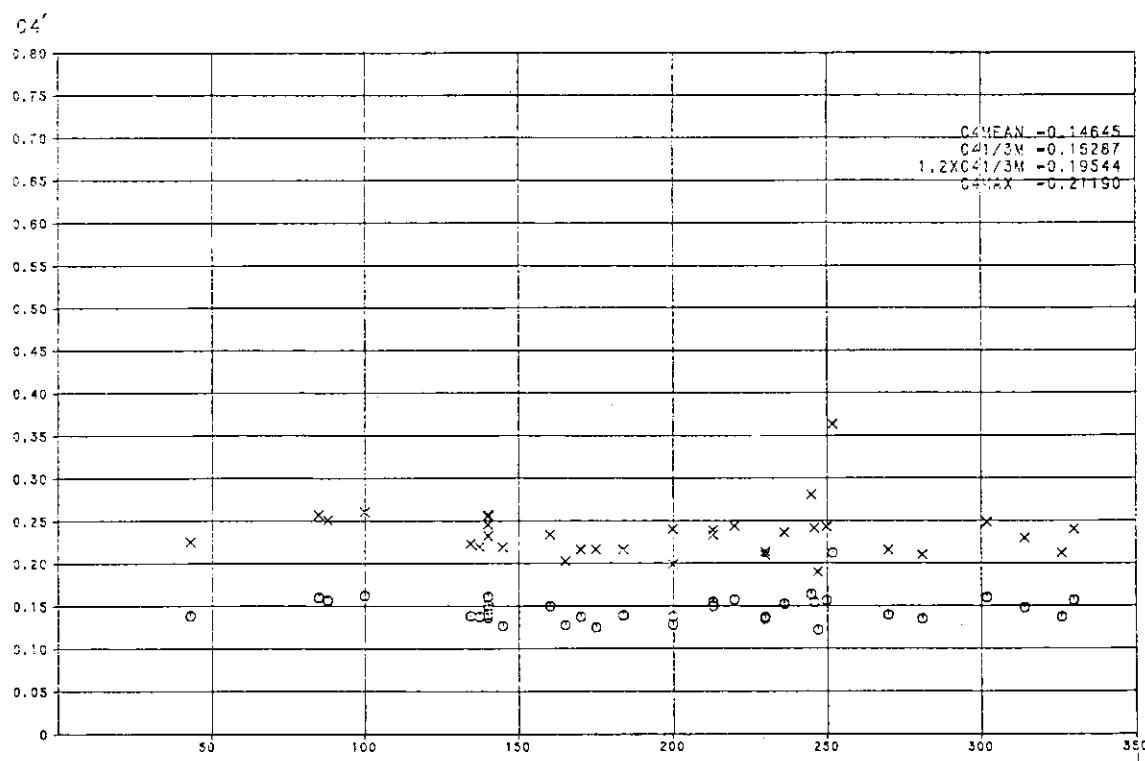


図 1.4.11-4' 垂直曲げモーメント係数 C_4'

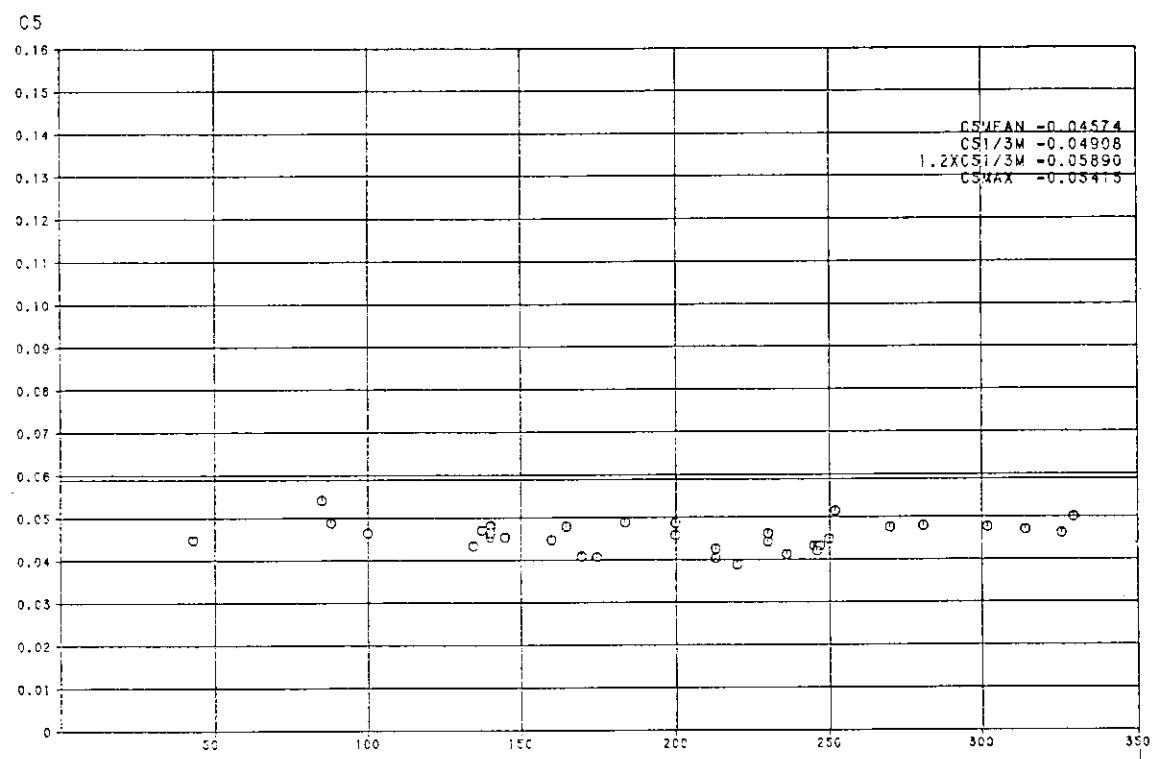


図 1.4.11-5 水平曲げモーメント係数 C_5

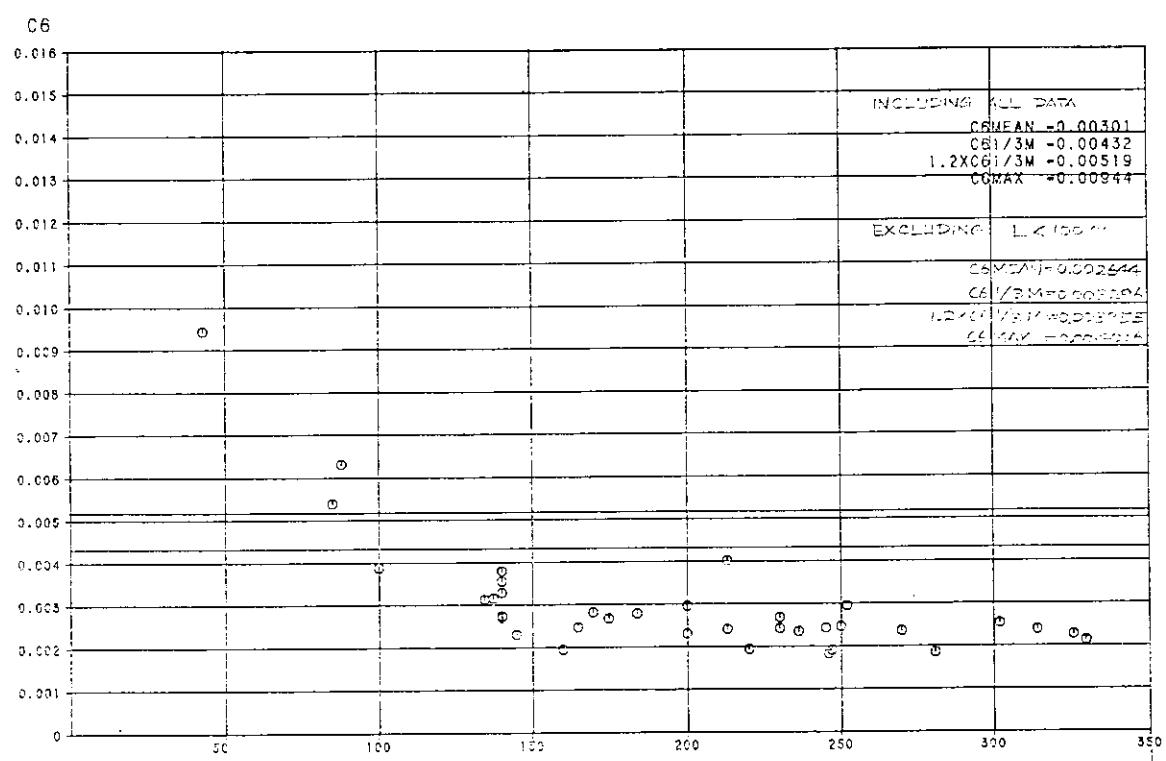


図 1.4.11-6 振りモーメント係数 C_6

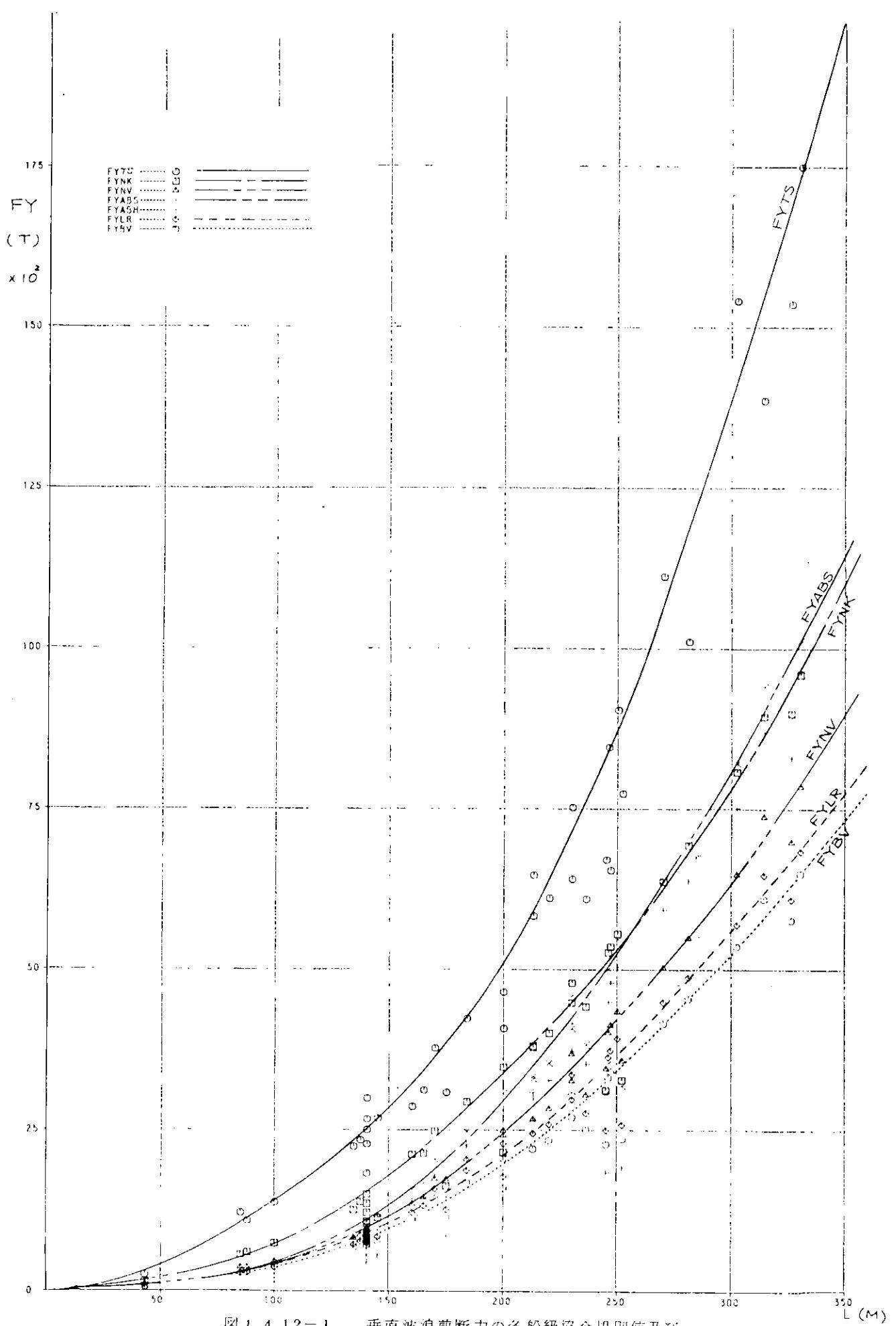


図 1.4.12-1 垂直波浪剪断力の各船級協会規則値及び
TSHGによる計算値の比較

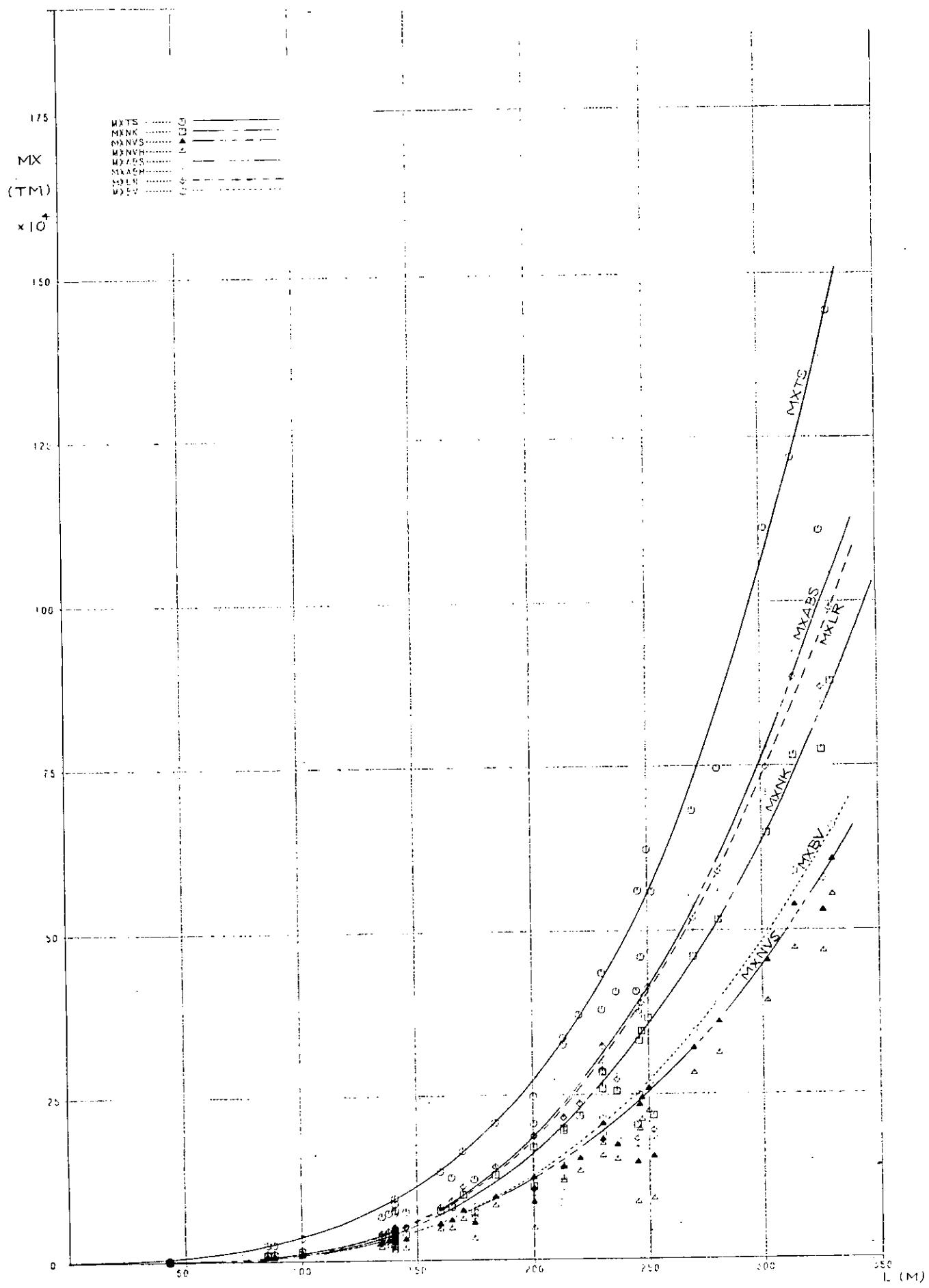


図 1.4.12-2 垂直曲げモーメントの各船級協会規則値及び
TSHGによる計算値の比較

1.5 疲労強度のバラツキの実験

(大阪大学)

1.5.1 目的

船体構造部材の疲労強度に対する許容応力を決定し構造の合理化を計るためには、構造材料及びそれを用いた各構造部材の疲労強度並びに荷重に対する統計的性質を考慮した信頼性解析に基づく方法を用いる必要がある。

疲労強度は多くの因子により静的強度に比べ敏感に影響され易いため、そのバラツキを知ることが重要であり、すでにそれに関する研究は数多く実施されている。しかし、船体構造に多数存在するような溶接継手部に関しては、その溶接継手部の疲労強度を多数の試験片を用い系統的に実験を行って、そのバラツキの状態を詳細に調査した研究は少ないようである。

それ故、本研究は基礎的実験として、昭和50年度に実施した軟鋼材の平滑及び突合せ溶接継手試験片を用いた平面曲げ疲労試験に引続いて、隅肉溶接継手（主板両面に2つのガセットを応力の方向と直角に溶接したもの、リブ十字溶接継手）試験片を用いて平面曲げ疲労試験を行い、各応力レベルにおける亀裂発生寿命及び破断寿命を調査しそのバラツキの状態を統計的に解析して、船体の疲労設計に対する基礎資料を求めたものである。

1.5.2 疲労試験

供試材、試験片、疲労試験機、試験方法などは、昭和50年度のものとほぼ同様である。

(1) 試験片

供試材は公称板厚6mmの軟鋼SM41Bの圧延鋼板で、ミルシートによるその化学成分及びJIS1号引張試験片による機械的性質をそれぞれ表1.5.1及び表1.5.2に示す。

疲労試験に用いた試験片は隅肉溶接継手（リブ十字溶接継手）試験片で、その形状寸法を図1.5.1に示す。試験片は同一の圧延鋼板から採取し、その長さ方向は圧延方向とし、溶接部の機械加工及び溶接後の熱処理は施していない。溶接試験片の溶接条件を表1.5.3に示す。

(2) 試験方法

使用した試験機は容量4kg/mのシェンク型疲労試験機である。疲労試験は試験機の回転角を制御する定変位両振り平面曲げ試験で、各試験片の板厚を実測して断面係数Zを求め、 $\sigma = M/Z$ が一定となるようなモーメントMに対応する値となるように試験機の回転角を試験片ごとに調整した。

疲労試験は破断寿命Nfがおよそ $N_f = 10^4, 10^5$ となるような2種の応力レベルで、各応力レベルに対して約50本の試験片を用いた。

各応力レベルに対する試験は2台の疲労試験機を使用した。 $N_f \neq 10^4$ に対応する応力レベルの実験はその中の1台のみを行い、繰返し速度を170c.p.m.に減速して行い、 $N_f \neq 10^5$ に対応する場合は2台の試験機を併用し繰返し速度を1700c.p.m.として実験した。なお、2台の疲労試験機の寿命に対する差異は予備実験及び本実験結果から検討して明らかな差が認められなかった。

各試験片に対し図1.5.2に示すような θ 、 ρ 、 ℓ などを計測し、それらを用いて近似式により応力集中率を求め応力集中率の平均がほぼ等しくなるように2つのグループに分け、それぞれに対して $N_f \neq 10^4, 10^5$ に対応する応力レベルで実験を行った。これらのグループに対する応力集中率 α 、 θ 、 ρ 、 ℓ の平均及び標準偏差を表1.5.4に示す。

疲労亀裂は試験中肉眼又は10倍のルーペで観察し、亀裂長さが約1.5mmに達したときを疲労亀裂発生寿命Ncとした。

1.5.3 疲労試験結果及び考察

(1) 疲労亀裂発生寿命及び破断寿命の分布形

一定応力下での繰返し数 N_i で試験片が亀裂発生又は破断する確率 P_i は、試験片の数が比較的少ない場合は近似的に次式で与えられる。

$$P_i = i / (n + 1)$$

(1.5.1)

ただし、 P_i は試験片の総数 n についてそれらの寿命を小さい方から、次のように順に並べたときの i 番目の寿命 N_i に対応する破壊確率である。すなわち

$$N_1 \leq N_2 \leq N_3 \leq \cdots \leq N_{i-1} \leq N_i \leq N_{i+1} \leq \cdots \leq N_n \quad (1.5.2)$$

一つの応力レベルで行われた疲労試験で得られる寿命 N の密度分布は従来から正規分布、対数正規分布、ワイブル分布及び極値分布などが提案されている。これらの分布形に対して本実験結果がどのような適合度を示すかを検討するため正規、対数正規及びワイブルの3つの分布形について確率紙にプロットする方法を用いて、それらの直線性を調査しその適合度を検討した。

亀裂発生寿命及び破断寿命それぞれに対し正規分布に対するものを図1.5.3及び図1.5.4に、対数正規分布に対するものを図1.5.5に、ワイブル分布に対するものを図1.5.6及び図1.5.7に示す。溶接継手試験片の溶接部の形状は同一ではなく θ 、 ρ 、 ℓ などの値にかなりのバラツキがあるが、図にはそれらを無視してプロットした。

図から、亀裂発生寿命及び破断寿命共に各応力レベルに対して正規分布に対する適合性はやや悪いが、対数正規分布及びワイブル分布にはいずれもほぼ適合していることが判る。対数正規分布とワイブル分布に対する適合性の優劣は本実験に用いられた試験片数では判定が困難であるので、便宜上、対数正規分布に従うものとし表1.5.5に統計量を示す。

疲労寿命のバラツキは応力レベルに依存するという結果と依存しないという結果があるが、本実験では亀裂発生寿命及び破断寿命とともに応力振幅が減少するに従ってバラツキは大となっている。これらの結果は、平滑試験片及び突合せ溶接継手試験片に対する昨年度の実験結果と定性的に一致している。

破断寿命のバラツキを昨年度の結果も含めて比較すると、各応力レベルに対して本年度の隅肉溶接継手のバラツキが最も大きい。

(2) 亀裂発生寿命と破断寿命との関係

疲労亀裂の観察は主として肉眼で行い、10倍のルーペも併用した。隅肉溶接継手試験片の亀裂は、すべて溶接端部で板縁から発生した亀裂発生は亀裂長さが約1.5mmで発生寿命と定義した。

各応力レベルに対して亀裂発生寿命 N_c と破断寿命 N_f との比 N_c/N_f を正規確率紙に表わしたのが図1.5.8であり、それらの平均及び標準偏差を表1.5.5に示した。図及び表から応力振幅が減少し長寿命になるに従い N_c/N_f の値は小さくなり、バラツキは大きくなることが判る。

次に、疲労亀裂発生確率と N_c/N_f との関係を図1.5.9及び図1.5.10に示す。両図から、亀裂発生確率と N_c/N_f との間には右上りの相関がみられ、亀裂発生確率が小さなわち亀裂発生寿命が小さい場合には、亀裂伝播寿命が大きいようである。

(3) 隅肉溶接継手部の形状

各溶接継手試験片について溶接部の形状寸法を調査するため図1.5.2に示す趾端部の傾斜角 θ 、半径 ρ 、ビード脚長 ℓ を実測し、それらの間の相関を求めた。図1.5.11は $\theta \sim \rho$ 、図1.5.12は $\ell \sim \theta$ 、図1.5.13は $\ell \sim \rho$ の関係を図示したものである。

θ と ρ との関係は、図1.5.11に示されるように θ が大なるほど ρ は減少しているが、 ℓ と θ 及び ℓ と ρ との関係は余り明らかな相関は認められない。

溶接部の応力集中率 α は上記の諸量の関数であり、計算式は昨年度の突合せ溶接継手試験片の応力集中率を求めたのと同じ式である。（西田正孝著、応力集中、森北出版 p 651 参照）

各試験片について溶接部の応力集中率が最も大きくなる形状部の α を求め、この α と θ 、 ρ 及び ℓ の実測値との関係を求めた。

図1.5.14は α と θ との関係を示したもので、 θ が大になるに従ってほぼ直線的に α は増大している。図1.5.15は

α と ρ との関係を示したもので、 ρ が増加するに従って α は減少している。図 1.5.16 は α と ρ の関係で、この場合は明確な相関は認められない。

(4) 溶接継手部の形状と疲労寿命との関係

溶接継手部の形状と亀裂発生寿命及び破断寿命との関係を検討するために、上記の θ 及び ρ と亀裂発生寿命との関係をそれぞれ図 1.5.17 及び図 1.5.18 に、 θ 及び ρ と破断寿命との関係をそれぞれ図 1.5.19 及び図 1.5.20 に示す。

これらの図からは、いずれも溶接継手部の形状と疲労寿命との明確な関連は認められず、本実験の範囲内では個々の形状が亀裂発生寿命及び破断寿命におよぼす影響はほとんど認められないようである。

次に、これらの θ 、 ρ などから求めた応力集中率 α と亀裂発生寿命及び破断寿命との関係をそれぞれ図 1.5.21 及び図 1.5.22 に示す。

この場合にも、疲労寿命に対する α の大きさの影響はほとんど現われておらず、溶接継手試験片においてはこの程度の応力集中率の大きさの差異は疲労寿命に余り影響を与えないようである。

以上の隅肉溶接継手試験片で得られた溶接継手部形状と疲労寿命との関係は、昨年度の突合せ溶接継手試験片で得られた結果と定性的に一致している。

(5) 平滑試験片、突合せ溶接継手試験片及び隅肉溶接継手（リブ十字溶接継手）試験片の S-Nf 曲線

平滑、突合せ溶接継手及び隅肉溶接継手試験片の両振り平面曲げ疲労試験に対する 50 % 破壊確率の応力の片振幅～破断繰返し数の関係 S-Nf 曲線を図 1.5.23 に示す。

図から、突合せ溶接継手と隅肉溶接継手試験片の疲労強度がほぼ等しいことが判る。溶接部の形状 θ 、 ρ は突合せと隅肉溶接継手では、差異はあるがそれらは互いにバラツキの範囲内に含まれており、亀裂はすべて溶接趾端部から発生し上記のように溶接部形状と余り相関が無いことから以上のような結果が得られたものと推定できる。

1.5.4 結 言

昨年度の SM41B 軟鋼材による平滑試験片及び突合せ溶接継手試験片の両振り平面曲げ疲労試験に引き続き、本年度は SM41B 軟鋼材の隅肉溶接継手（リブ十字溶接継手）試験片を用いて破断寿命 N_f が $N_f = 10^4, 10^5$ となるような曲げ応力レベルで、それぞれ約 50 本の試験片に対して両振り平面曲げ疲労試験を行い、亀裂発生寿命及び破断寿命のバラツキの分布状態を調査し、次のようなことが判明した。

- 1) 亀裂発生寿命及び破断寿命の密度分布は、ほぼ対数正規分布及びワイブル分布に従い正規分布には余り適合しない。また、対数正規分布とワイブル分布の優劣は約 50 本の試験中では明瞭ではなくいずれの分布にもよく合致している。

以上の結果は平滑試験片、突合せ溶接継手試験片の結果と定性的に一致している。

- 2) 疲労寿命のバラツキは、いずれの場合にも応力振幅の減少に伴い大きくなり、隅肉溶接継手試験片が最も大きい。
- 3) 亀裂発生寿命 N_c と破断寿命 N_f との比 N_c/N_f は応力振幅に依存し、応力振幅の減少に伴いバラツキは大きくなり、値は小さくなる。
- 4) 溶接継手試験片の溶接部の巨視的な形状は疲労寿命に影響を与えないことが本実験から判明した。疲労強度のバラツキは、他の因子によるものと考えられるがこれらについては現状では不明である。
- 5) 突合せ溶接継手と隅肉溶接継手（リブ十字溶接継手）の疲労強度はほぼ等しい。これは亀裂発生点の溶接趾端部が亀裂発生寿命に対してほぼ同じ条件にあるものと考えられることによる。

Table 1.5.1 Chemical composition (%)

material	thickness (mm)	C	Si	Mn	P	S
SM 41 B	6	0.13	0.22	0.81	0.009	0.0025

Table 1.5.2 Mechanical property

material	thickness (mm)	Yield point (Kg/mm ²)	Tensile strength (Kg/mm ²)	Elonga- tion (%)	Reduction of Area (%)
SM 41 B	6	29.2	45.2	28.5	51.7

Table 1.5.3 Welding condition

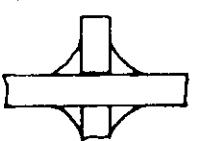
Welding rod	Welding current (A)	Welding voltage (V)	Welding speed (mm/min)	
3.2 mm B-17	150	75	250	

Table 1.5.4 Statics of toe radius, flank angle, head length and stress concentration factor for fillet welded specimen (non-load-carrying type)

Sample size	statistics	Toe radius ρ (mm)	Flank angle θ (rad)	Head length l (mm)	Stress concentration factor α
56	Arithmetic mean	0.37	0.63	5.2	2.15
	Standard deviation	0.238	0.156	0.447	0.485
46	Arithmetic mean	0.37	0.69	5.3	2.31
	Standard deviation	0.309	0.206	0.470	0.647

Table 1.5.5 Statistics

Sample size	N	Stress amplitude σ (Kg/mm ²)	Logarithmic normal distribution	
			Arithmetic mean	Standard deviation
56	Nc	40	3.872	0.124
	Nf		4.023	0.1005
46	Nc	27	5.227	0.241
	Nf		5.448	0.209

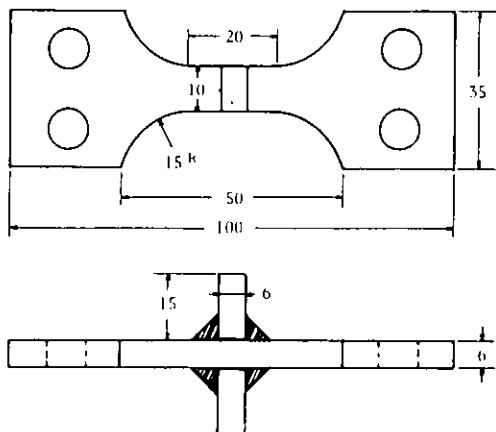


Fig. 1.5.1 Shape and dimension of specimen

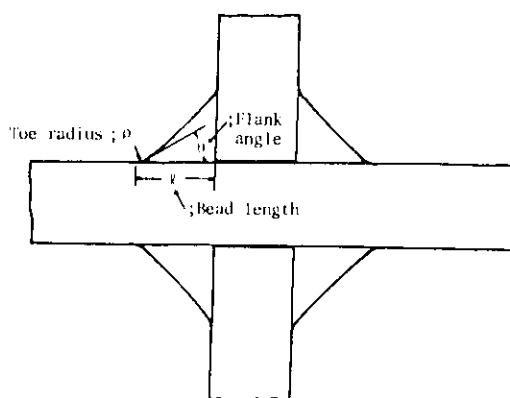


Fig. 1.5.2 Shape of fillet welded

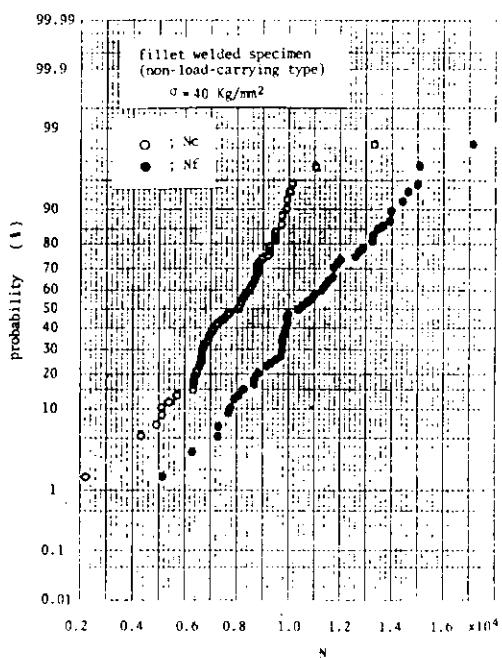


Fig. 1.5.3 Probability of crack initiation life N_c and fracture life N_f plotted to normal probability coordinates ; fillet welded specimen (non-load-carrying type) $\sigma = 40 \text{ Kg/mm}^2$

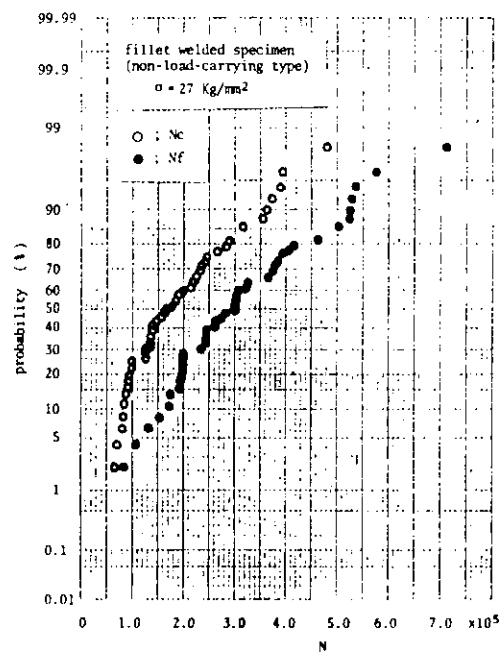


Fig. 1.5.4 Probability of crack initiation life N_c and fracture life N_f plotted to normal probability coordinates ; fillet welded specimen (non-load-carrying type) $\sigma = 27 \text{ Kg/mm}^2$

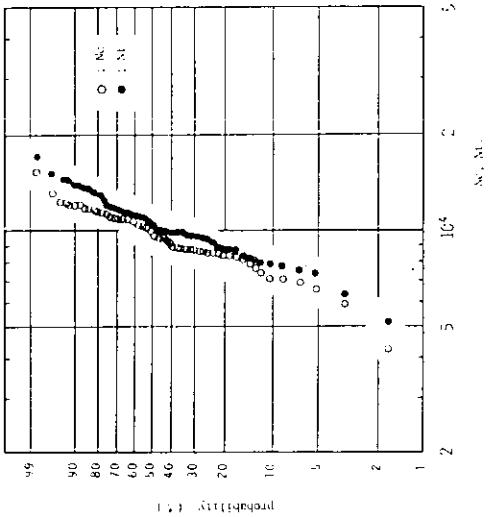


Fig. 1.5.6 Probability of crack initiation life N_c , and fracture life N_f , plotted to Weibull probability coordinates
; fillet welded specimen (non-load-carrying type)
 $\sigma = 40 \text{ kg/mm}^2$

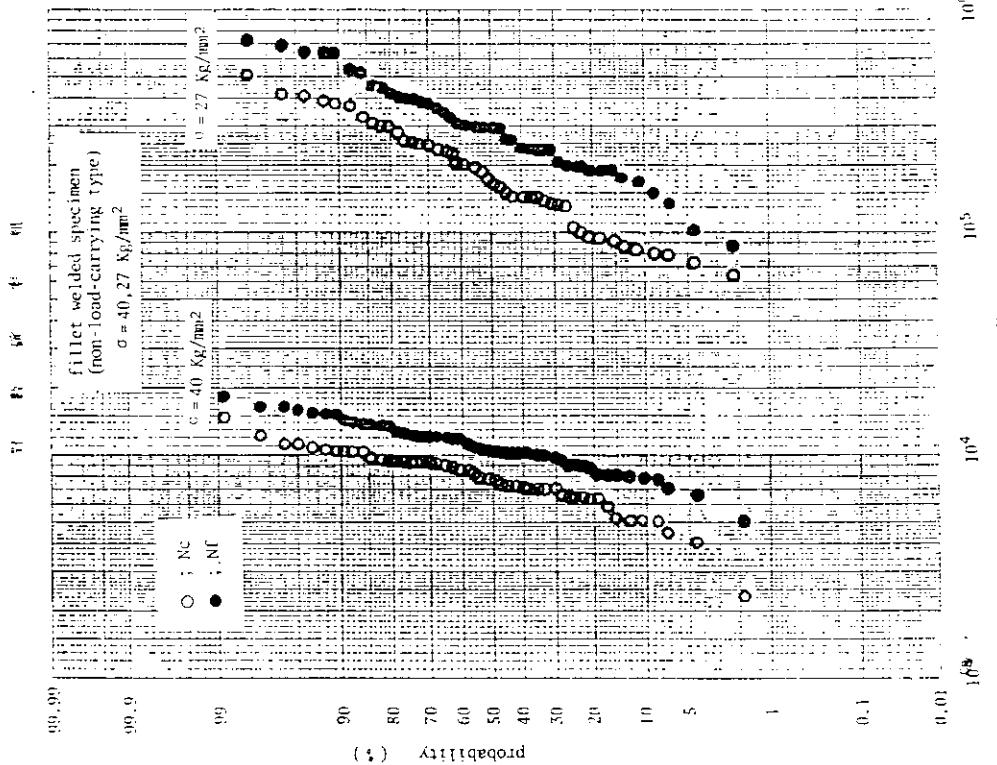


Fig. 1.5.5 Probability of crack initiation life N_c and fracture life N_f , plotted to logarithmic coordinates
; fillet welded specimen (non-load-carrying type) $\sigma = 40, 27 \text{ kg/mm}^2$

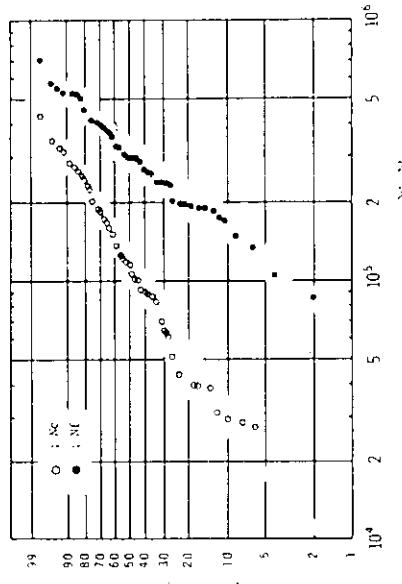


Fig. 1.5.7 Probability of crack initiation life N_c , and fracture life N_f , plotted to Weibull probability coordinates
; fillet welded specimen (non-load-carrying type)
 $\sigma = 27 \text{ kg/mm}^2$

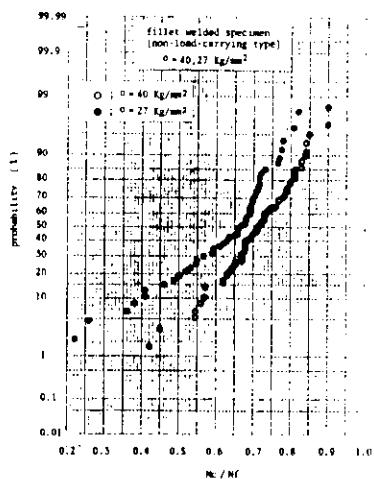


Fig. 1.5.8 Probability of ratio of crack initiation life to fracture life, N_c/N_f , plotted to normal probability coordinates
 ; fillet welded specimen (non-load-carrying type)
 $\sigma = 40, 27 \text{ Kg/mm}^2$

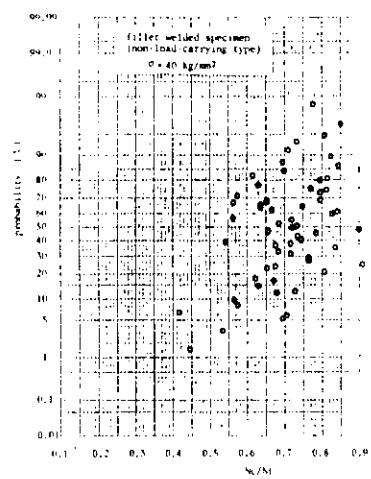


Fig. 1.5.9 Relation between probability of crack initiation life and, N_c/N_f
 ; fillet welded specimen (non-load-carrying type)
 $\sigma = 40 \text{ Kg/mm}^2$

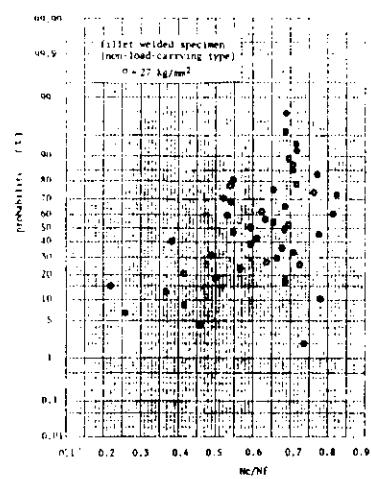


Fig. 1.5.10 Relation between probability of crack initiation life and N_c/N_f
 ; fillet welded specimen (non-load-carrying type)
 $\sigma = 27 \text{ Kg/mm}^2$

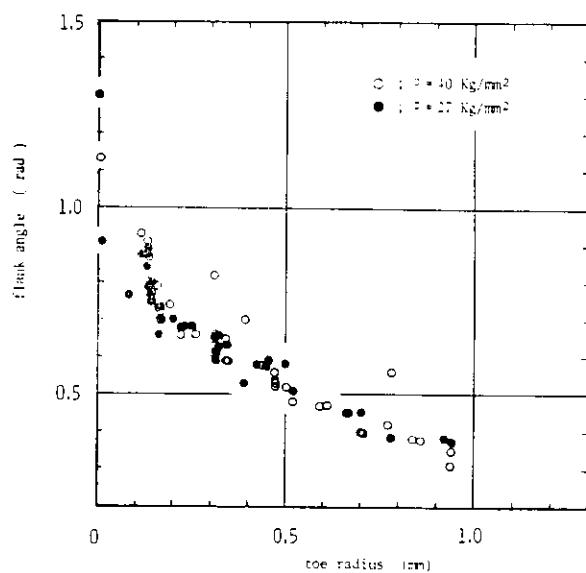


Fig. 1.5.11 Relation between flank angle, θ and toe radius, ρ

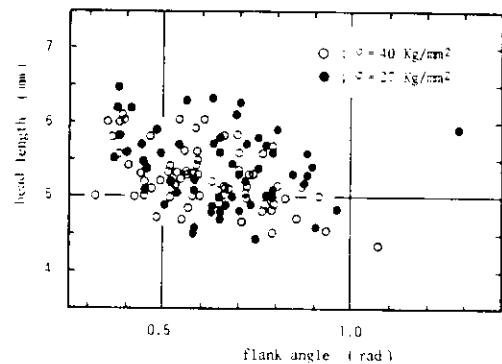


Fig. 1.5.12 Relation between bead length ℓ and flank angle θ

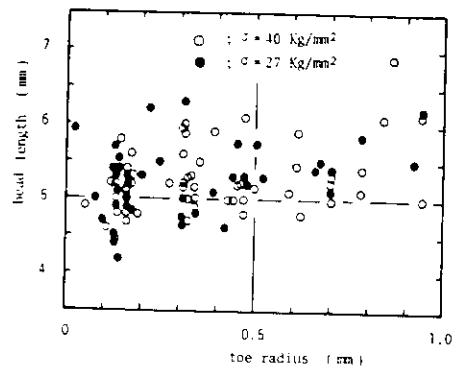


Fig. 1.5.13 Relation between bead length ℓ and toe radius ρ

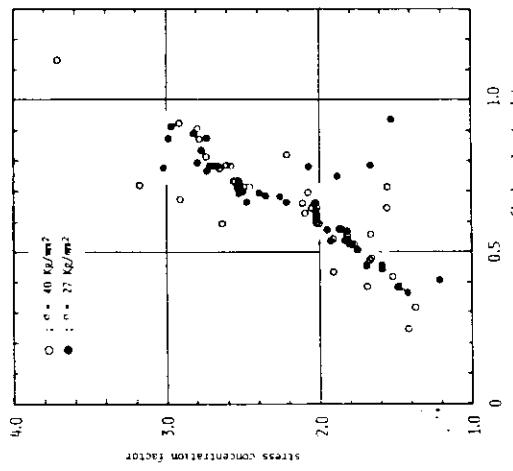


Fig. 1.5.14 Relation between stress concentration factor α and flank angle θ

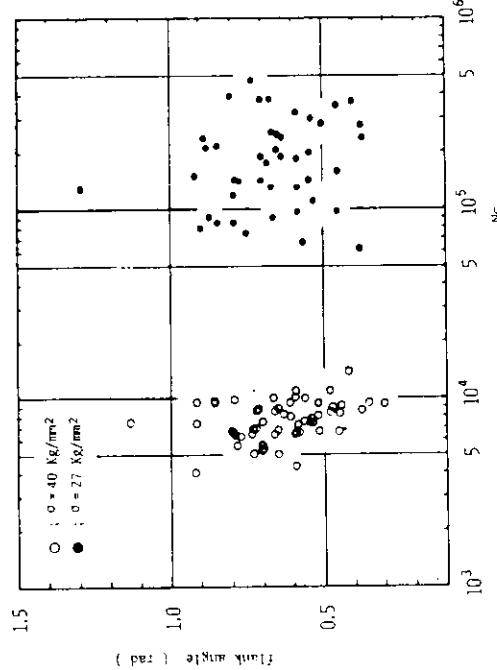


Fig. 1.5.17 Relation between flank angle θ and crack initiation life N_c

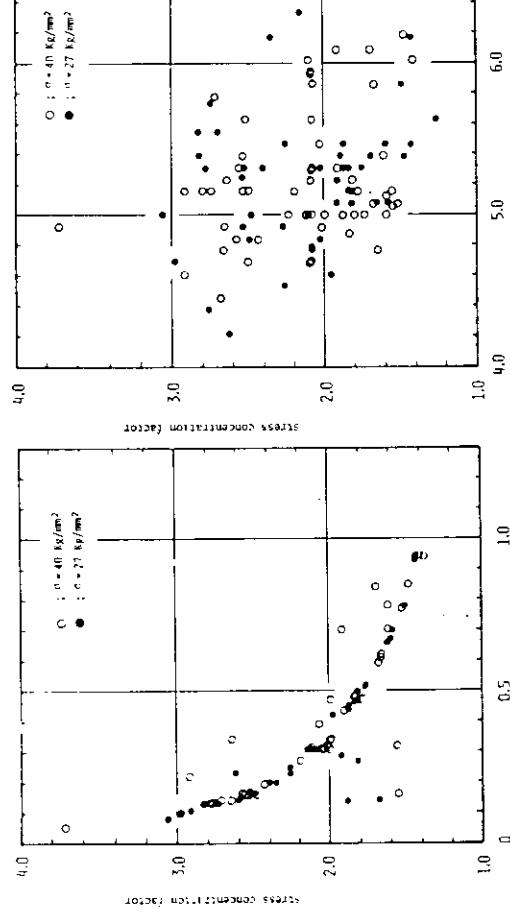


Fig. 1.5.15 Relation between stress concentration factor α and toe radius ρ

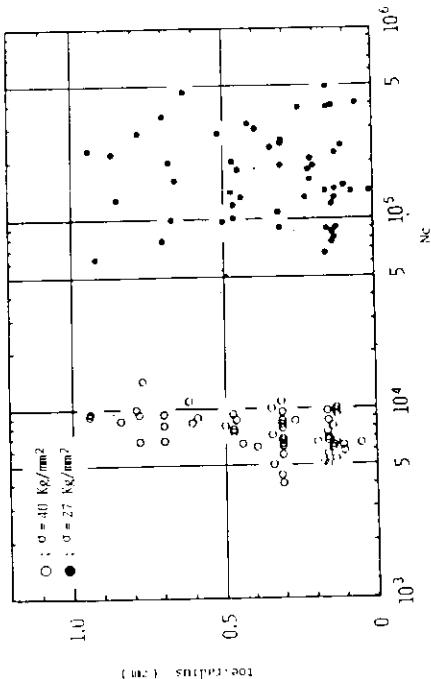


Fig. 1.5.16 Relation between stress concentration factor α and toe radius ρ and crack initiation life N_c

Fig. 1.5.18 Relation between toe radius ρ and crack initiation life N_c

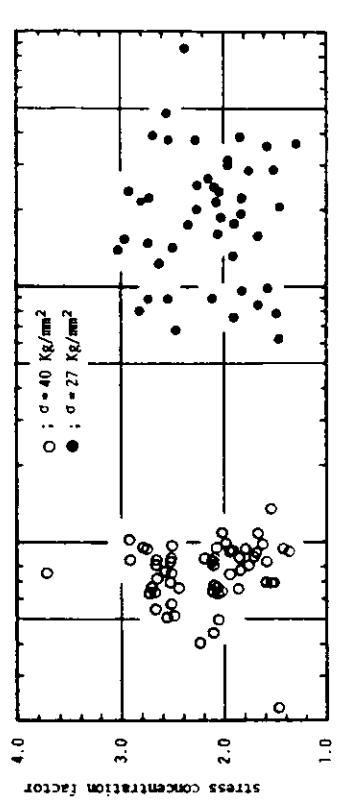


Fig. 1.5.21 Relation between stress concentration factor
 α and crack initiation life. N_c

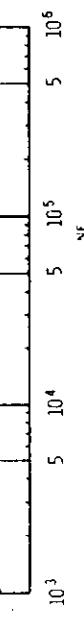


Fig. 1.5.19 Relation between flank angle θ and fracture life N_f

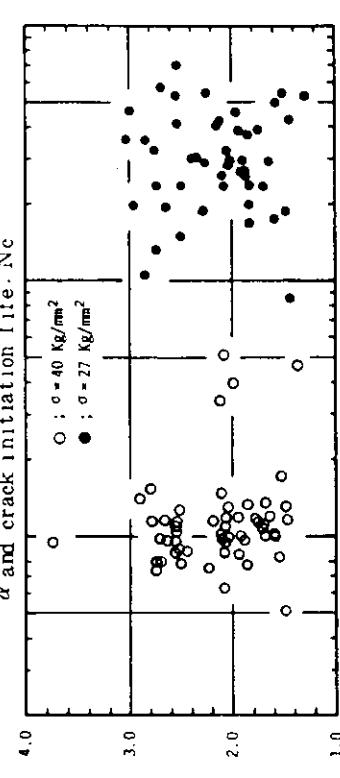


Fig. 1.5.22 Relation between stress concentration factor
 α and fracture life N_f

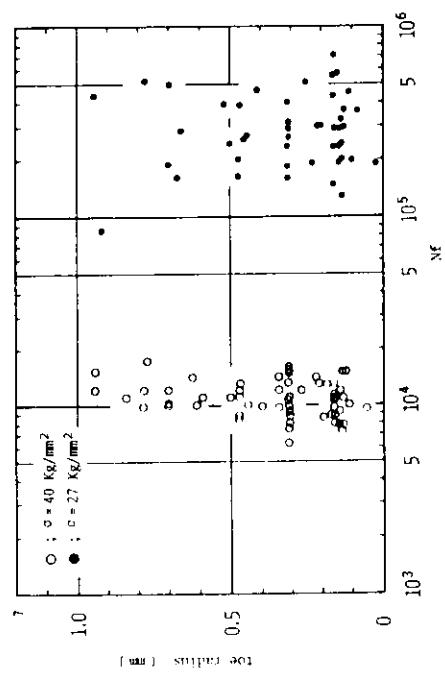


Fig. 1.5.20 Relation between toe radius ρ and fracture life N_f

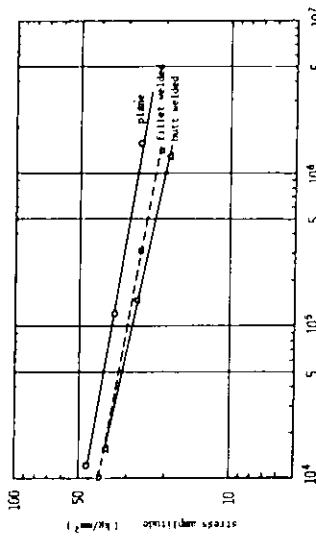


Fig. 1.5.23 S-N curves

1.6 船体横強度トータルシステムによる計算結果

(三菱重工業)

三菱重工で開発されたタンカーの波浪中の横強度解析プログラムにより、前年度 21万 D/W タンカーの満載状態に於ける強度解析を実施した。本年度は引き続きバラスト状態の一つを取り上げ、同様な方法により Midship 近傍の Trans. Ring における波浪変動荷重、主縦通部材間相対変位、Trans. Ring の Face 直応力の長期予測を行った。同時に簡易計算法として一般に用いられている主縦通部材間相対変位と槽内変動荷重を無視し、波浪変動荷重を静水圧に加減して平面骨組計算を行い、本トータルシステムによる結果と比較・検討した。また満載とバラストの両積付状態の結果より、船の一生を 20 年とした場合の疲労強度について検討した。以下にその概要を示す。

1.6.1 供試船の要目及び積付状態

本計算における供試船は前年度の満載状態での解析に供した 21万 D/W タンカーを用いた。その主要目を以下に示す。

$$L_{pp} \times B \times D \times d_{bal} = 310.0 \times 48.71 \times 24.5 \times 12.294 (m)$$

$$\Delta = 158860 (\text{ton})$$

$$F_n = 0.15 \quad (V_s = 16 \text{ kt})$$

積付状態と解析対象 Trans. Ring 位置を図 1.6.1 及び Trans. Ring の寸法を図 1.6.2 に示す。

1.6.2 規則波中の各船体応答

(1) 船体運動及び波浪変動荷重応答

次の 49 ケースの規則波中における船体運動（但し前後揺は除く）、波浪変動荷重の応答を求めた。

$$H_w = 1.0 \text{ (m)}$$

$$\sqrt{L/\lambda} = 0.6 \sim 1.8 \text{ 間 } 0.2 \text{ ピッチ} \quad (7 \text{ ケース})$$

$$\chi = 0^\circ \sim 180^\circ \text{ 間 } 30^\circ \text{ ピッチ} \quad (7 \text{ ケース})$$

（追い波を $\chi = 0^\circ$ とする）

波高の影響については線型性を仮定する。

(a) 船体運動応答

図 1.6.3 ~ 1.6.7 に各船体運動応答を示す。前年度の満載状態での計算結果と比較して、バラスト状態での船体運動各成分のうち、縦揺と船首揺についてはほとんど差が見られないものの、追い波から横波状態で左右揺が大きくなる。また上下揺。横揺応答は波長とも関連しており、横波を受ける場合には短波長波中の上下揺。横揺がバラスト状態で大きくなっている。ただし横揺については本船の積付が center tank に集中しており、横揺慣性モーメントが小さくなっていることが影響していることも考えられる。横揺の調節点は $\sqrt{L/\lambda} = 1.0 \sim 1.2$ となっている。

(b) 波浪変動荷重応答

波浪変動荷重応答は対象 Trans. Ring における water line, bilge corner, 及び bottom center にて求めた。図 1.6.8 ~ 1.6.10 に各応答を示す。

water line での応答は横波を受ける場合、満載状態よりバラスト状態で大きくなっている。また応答の山は満載状態での $\sqrt{L/\lambda} = 1.0 \sim 1.2$ に対し、バラスト状態では $\sqrt{L/\lambda} = 1.2 \sim 1.4$ となっている。

bilge corner における応答は leeward side より weather side で大きい。応答の山は $\sqrt{L/\lambda} = 1.0 \sim 1.2$ であり、横波から斜め向い波にかけて応答が大きくなっている。

bottom center での応答は全ての波方向角に対して小さく、波長にもあまり関係しない。

(2) 主縦通部材間相対変位及び Trans. Ring の Face 直応力応答

(a) 主縦通部材間相対変位応答

規則波中における対象 Trans. Ring 位置での主縦通部材間相対変位 (side shell ~ longi. bhd 間,

両longi. bhd間、及びupper deck～bottom間)の応答を図1.6.11～1.6.13に示す。波高H_w=1.0(m)の場合のバラスト状態での応答の最大値は次の通りである。

side shell～longi. bhd間

$$\sqrt{L/\lambda} = 1.2, \quad \chi = 90^\circ \text{ で } \delta_a(S \sim L) = 3.6 \text{ (mm)} \quad (\text{Leeward Side})$$

$$\sqrt{L/\lambda} = 1.4, \quad \chi = 90^\circ \text{ で } \delta_a(S \sim L) = 6.6 \text{ (mm)} \quad (\text{Weather Side})$$

longi. bhd～longi. bhd間

$$\sqrt{L/\lambda} = 1.2, \quad \chi = 90^\circ \text{ で } \delta_a(L \sim L) = 13.1 \text{ (mm)}$$

deck～bottom間

$$\sqrt{L/\lambda} = 1.2, \quad \chi = 90^\circ \text{ で } \delta_a(U \sim B) = 4.7 \text{ (mm)}$$

(b) Trans. Ring の Face 直応力応答

対象Trans. RingにおけるFace直応力応答の計算点を図1.6.14に示しているが、そのうちの●印に示す代表的な点での直応力応答を図1.6.15～1.6.23に示す。

一概には言えないが、Weather Side, Leeward Sideともに横波状態付近で応答が大きくなる傾向がある。

1.6.3 長期予測

前項で得られた規則波中における各船体応答と波スペクトル(ISSC)を用いて短波頂不規則波中での波浪荷重、主縦通部材間相対変位、及びTrans. RingのFace直応力の短期予測を行った。更に海象データとしてWALDENの北大西洋のデータ(whole year)を用い、全ての波方向角を考慮した場合(all heading)の長期予測を行った。

(1) 波浪荷重の長期予測

water line, bilge corner及びbottom centerにおける波浪変動荷重の長期予測値を図1.6.24～1.6.26に示す。

発現確率Q=10⁻⁴レベルでの波浪変動荷重の振幅は次の通りである。

water line 1.4 (m)

bilge corner 7 (m)

bottom center 2.8 (m)

満載状態での波浪変動荷重と比較し、bilge corner及びbottom centerでは概ね一致している。しかしwater lineでは満載状態より約4割大きくなっている。この主たる要因は次のような事が考えられる。

すなわち、北大西洋において発現頻度の高い波の平均波周期に対応する波スペクトル(ISSC)と波浪荷重の応答曲線の山が一致しており、そのため統計処理を行った際、長期予測値が大きくなつたことが考えられる。ちなみに北大西洋においては平均波周期Tw=5～9秒の波が年間7割を占め、対する波スペクトルはTw=6秒のものでは縦角速度ω=0.8(すなわち $\sqrt{L/\lambda}=1.8$)で山をもち、Tw=8秒のものではω=0.6(すなわち $\sqrt{L/\lambda}=1.35$)である。また波浪荷重応答の山は満載状態では $\sqrt{L/\lambda}=0.9\sim1.2$ であるのに對し、バラスト状態では $\sqrt{L/\lambda}=1.2\sim1.4$ となっている。

(2) 主縦通部材間相対変位の長期予測

side shell～longi. bhd間、両longi. bhd間及びupper deck～bottom間相対変位の長期予測値を図1.6.27～1.6.29に示す。

発現確率Q=10⁻⁴レベルの相対変位の変動量を以下に記す。

side shell～longi. bhd間 3.7 mm

longi. bhd～longi. bhd間 7.8 mm

deck ~ bottom 間 3.0 mm

満載状態より、side shell ~ longi. bhd 間で1割、longi. bhd ~ longi. bhd 間で3割及びdeck ~ bottom 間で10割、それぞれ大きくなっている。

(3) Trans. RingにおけるFace直応力の長期予測

図1.6.14に●印で示す点のFace直応力の長期予測値を図1.6.30～1.6.38に示す。また $Q = 10^{-4}$ レベルでの直応力変動振幅の分布を図1.6.39に示す。

gunnel corner部、bilge corner部、center tank の bottom trans. と deck trans. の bracket 内端部、及びupper strut の端部で大きな予測値を示しているが、満載状態と比較して一般に小さく高々5 kg/mm²の応力振幅となっている。water lineにおける波浪変動荷重がバラスト状態で大きいにも拘らずgunnel corner 等における応力変動が満載状態より小さいのは、波浪変動荷重と槽内変動荷重が互いに打ち消しあっているためと思われる。

1.6.4 従来の方法との比較

現在、簡易的に横強度を検討する方法として一般的には、ある発現確率の波浪変動荷重を静水圧に加減して、主縦通部材間相対変位と槽内変動荷重を無視した平面骨組計算が用いられているが、今回も前年度の満載状態における計算と同様、発現確率 $Q = 10^{-4}$ レベルの波浪変動荷重を用いて上記の簡易計算を行った。各荷重状態(波の山、静水中、波の谷)を図1.6.40に示す。各々の荷重状態でのTrans. Ring の Face直応力を求め図1.6.41に示している。更に波の山と波の谷の両荷重状態における直応力から

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{\text{波の山}} - \sigma_{\text{波の谷}}|}{2}$$

として、応力振幅 σ_a を求め、図1.6.42に示している。

波浪変動荷重、槽内変動荷重、主縦通部材間相対変位の位相をも含めた相関を考慮したトータルシステムによる結果と比較して、槽内変動荷重、主縦通部材間相対変位を無視し、波浪変動荷重のみを考慮した簡易計算法による結果は、gunnel corner、bilge corner 及び center tank の bottom trans. の bracket 内端部でトータルシステムとほぼ一致した値を示しているものの、全体的に大きめの応力振幅を得る傾向にある。

1.6.5 疲労強度の検討

本供試船の就航年数を20年、波との出会い回数を 10^8 回とし、そのうち満載状態とバラスト状態が半々あるものとする。前年度の満載状態と本年度のバラスト状態における変動応力振幅を用い、平均応力の影響を考慮して疲労被害度を検討した。本計算では全ての計算点において、突合せ継手の軟鋼50%確率のS-N線図(図1.6.43)を使用した。図1.6.2に実在の突合せ継手の位置を示している。比較的大きな疲労被害度を示す箇所は図1.6.44に示すよう gunnel corner 部、bilge corner 部、upper strut の longi. bhd 側端部上面と side shell 側端部下面となっている。バラスト状態より満載状態での応力振幅が大きくなっているため、疲労被害も満載状態に殆ど依存している。

参考文献

- 1) SR 134 報告書 日本造船研究協会研究資料 №195, 216, 237
- 2) 森他 : On the Transverse Strength of Oil Tanker 造船121号
- 3) 福田他 : 波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水圧の横強度に関する理論計算 造船129号

記 号

L : 船 長	η_a : 左右搖振幅
B : 船 幅	ζ_a : 上下搖振幅
D : 深 さ	ϕ_a : 縦搖振幅
d _{bal} : バラスト吃水	ψ_a : 船首搖振幅
Δ : 排水量	θ_a : 橫搖振幅
F _n : フルード数	P _a : 波浪荷重振幅
V _s : 船 速	$\delta_a(S \sim L)$: side shell ~ 1. bhd 間 相対変位振幅
H _w : 波 高	$\delta_a(L \sim L)$: 1. bhd ~ 1. bhd 間 "
H _o : 半波高	$\delta_a(U \sim B)$: upper deck ~ bottom plate 間 "
λ : 波 長	σ_a : 応力振幅
χ : 波方向角(ただし追い波を0°とする)	$\sigma_{\text{波の山}}$: 波の山における応力
ω : 波角速度	$\sigma_{\text{波の谷}}$: 波の谷 "
T _w : 平均波周期	Q : 長期累積確率
ρ : 海水密度	N _f : 疲労寿命
g : 重力加速度	
KH _o : 波傾斜角	

$$L_{pp} \times B \times D \times d_{bal} = 310.0 \times 48.71 \times 24.5 \times 12.294 \text{ (m)}^3$$

$$\Delta = 158860 \text{ ton}$$

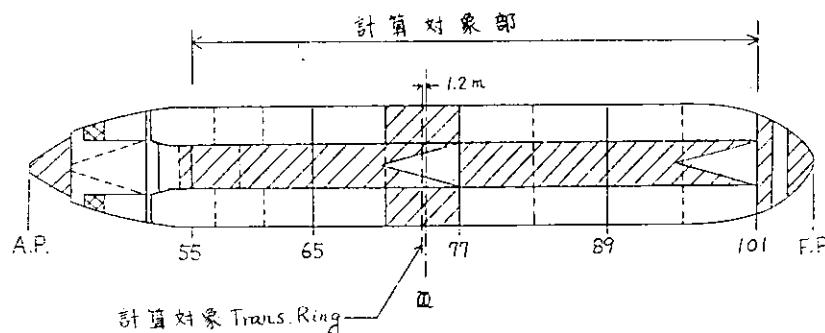


図 1.6.1 Load Condition (ballast)

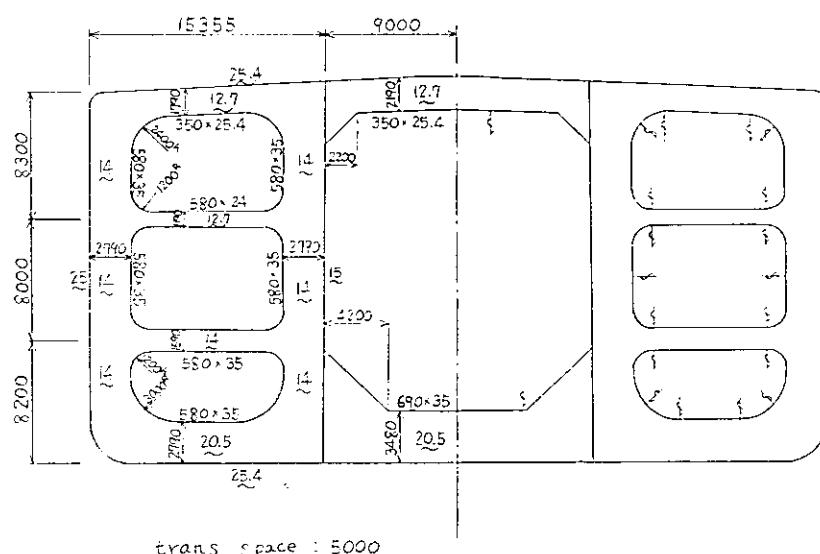


図 1.6.2 Trans. Ring 部材寸法

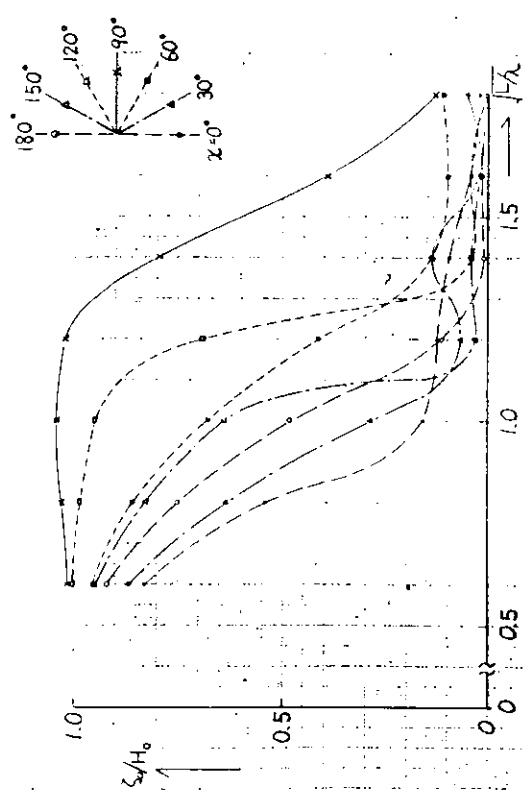


圖 1.6.3 船體運動應答閾數 (heave)

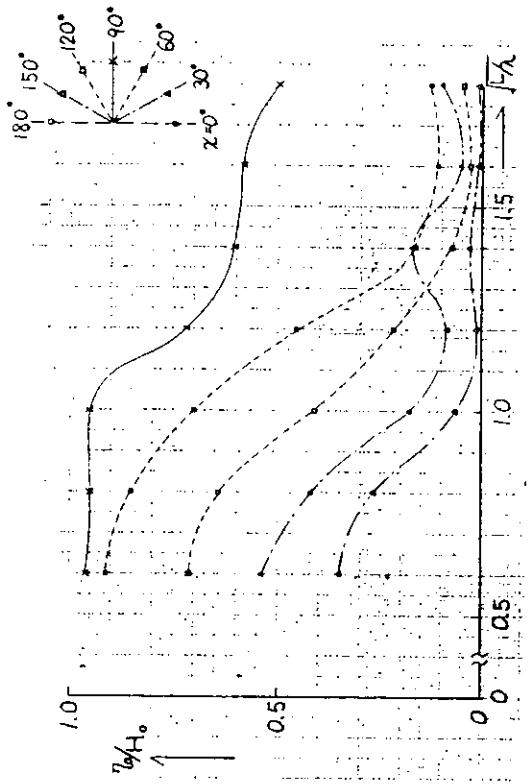


圖 1.6.5 船體運動應答閾數 (sway)

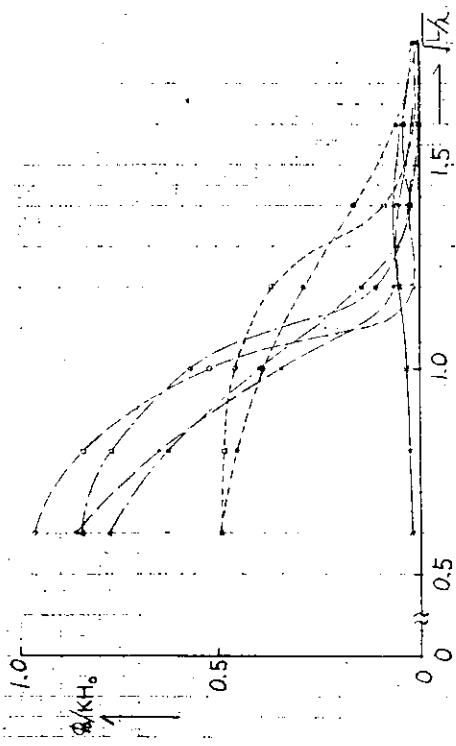


圖 1.6.4 船體運動應答閾數 (pitch)

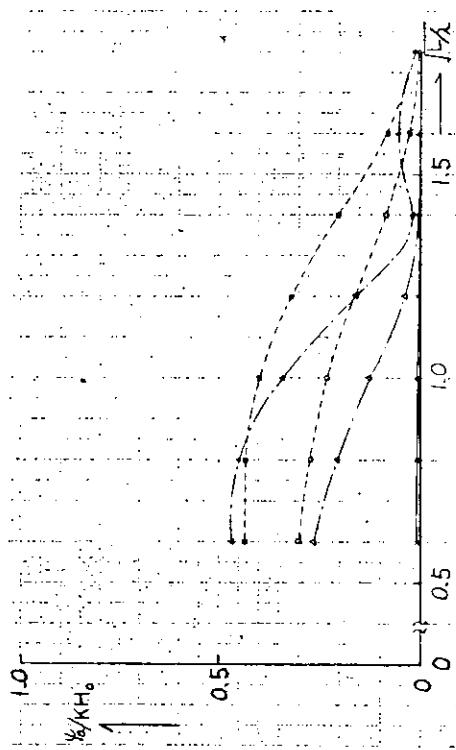


圖 1.6.6 船體運動應答閾數 (yaw)

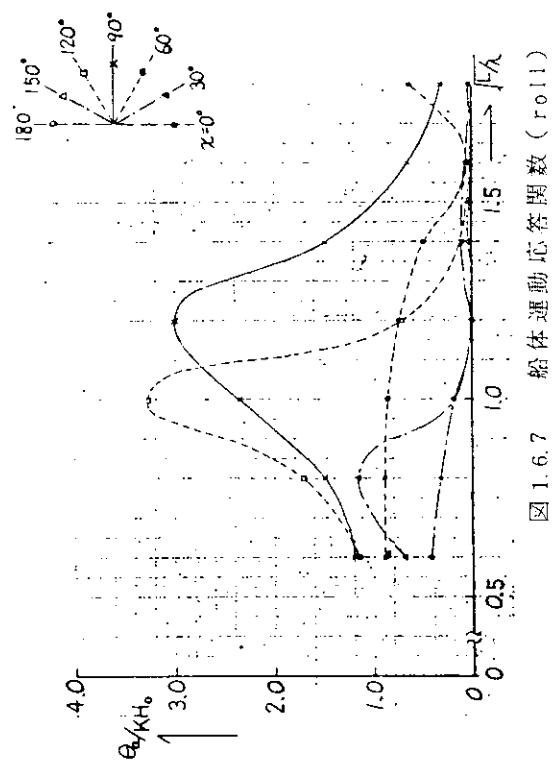


图 1.6.7 船体運動応答関数(roll)

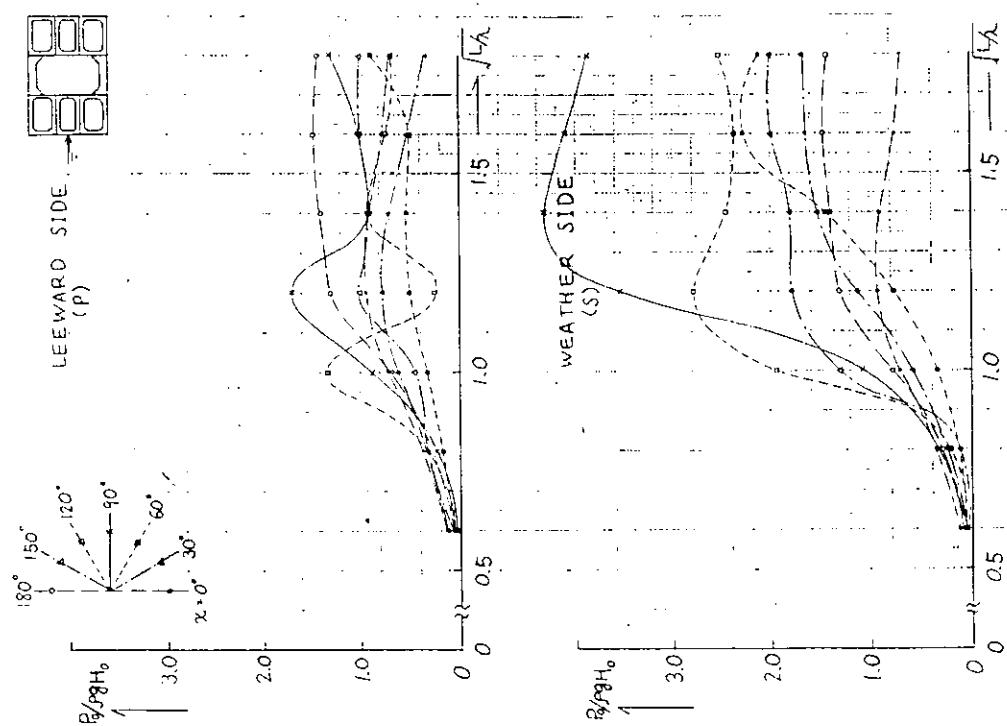
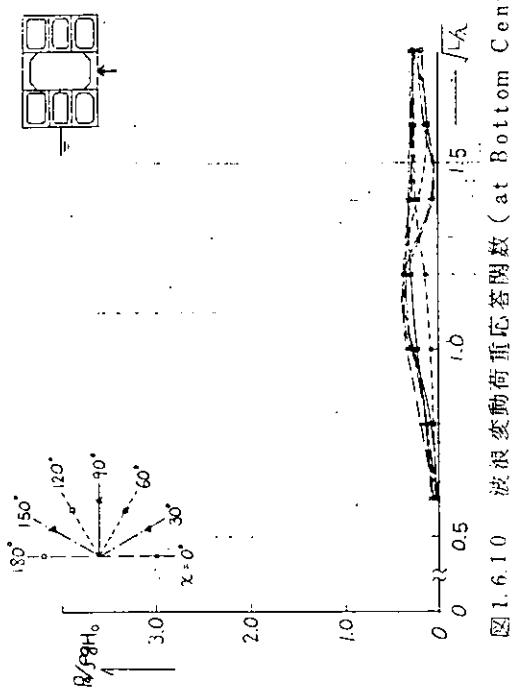
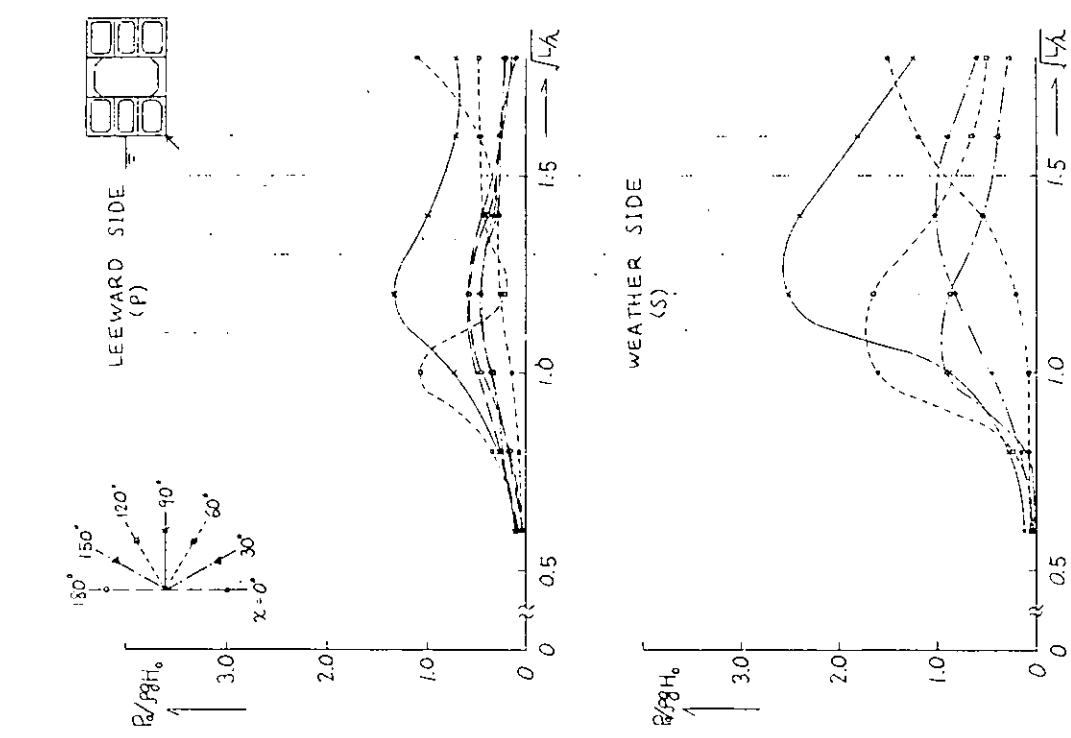


图 1.6.8 波浪変動荷重比(船側面)



- 11 -

图 1.6.9 波浪变动荷重系数 (at Bilge)

图 1.6.10 波浪变动荷重系数 (at Bottom Center)

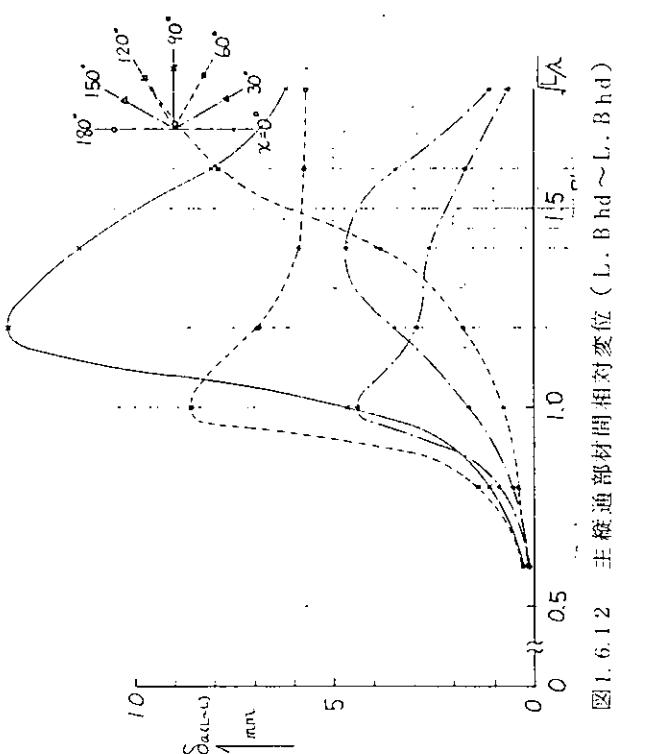


図 1.6.12 主縫通部材間相対変位 (L. B hd ~ L. B hd)

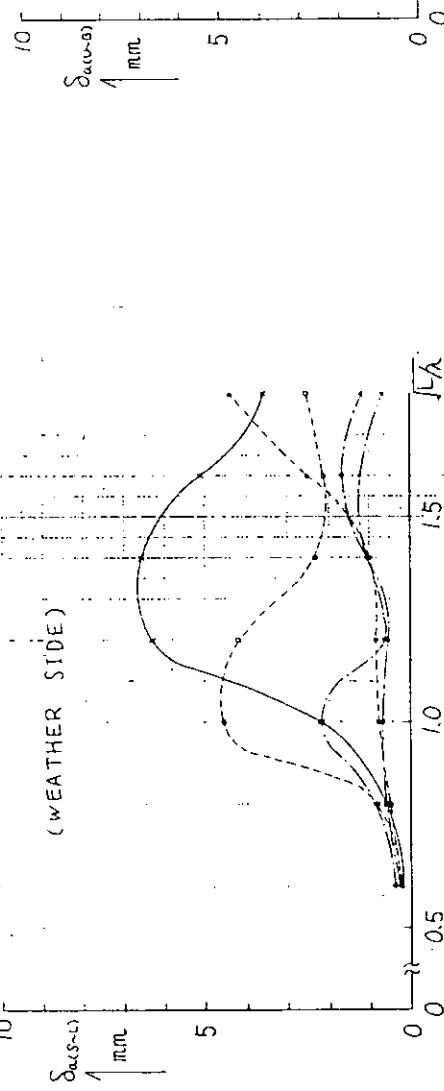


図 1.6.11 主縫通部材間相対変位 (S. Shell 11 ~ L. B hd)

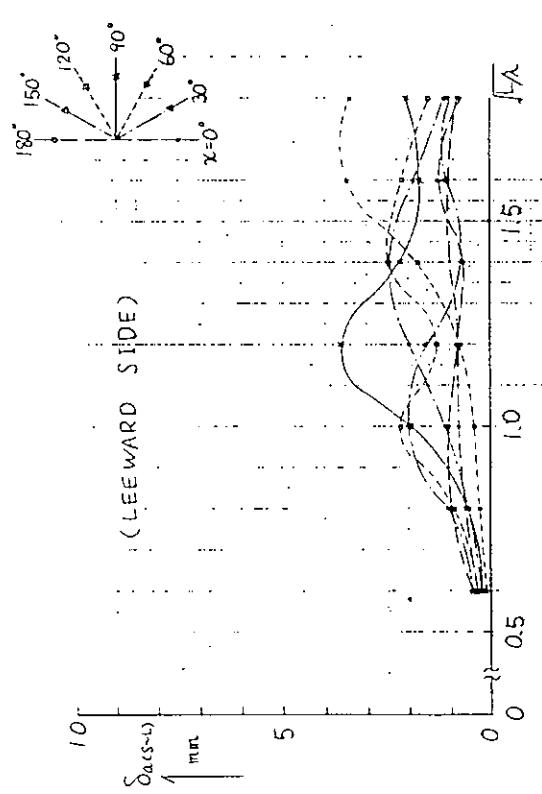


図 1.6.13 主縫通部材間相対変位 (Deck ~ Bottom)

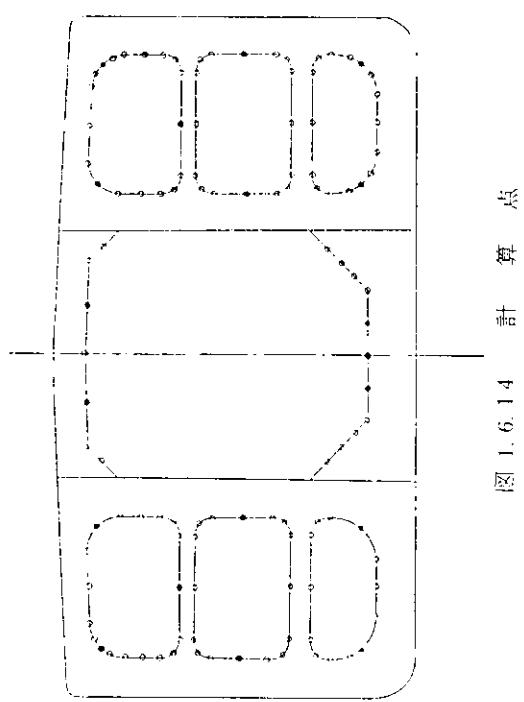


図 1.6.14 $\frac{C_d^r}{C_d^c}$ の計算

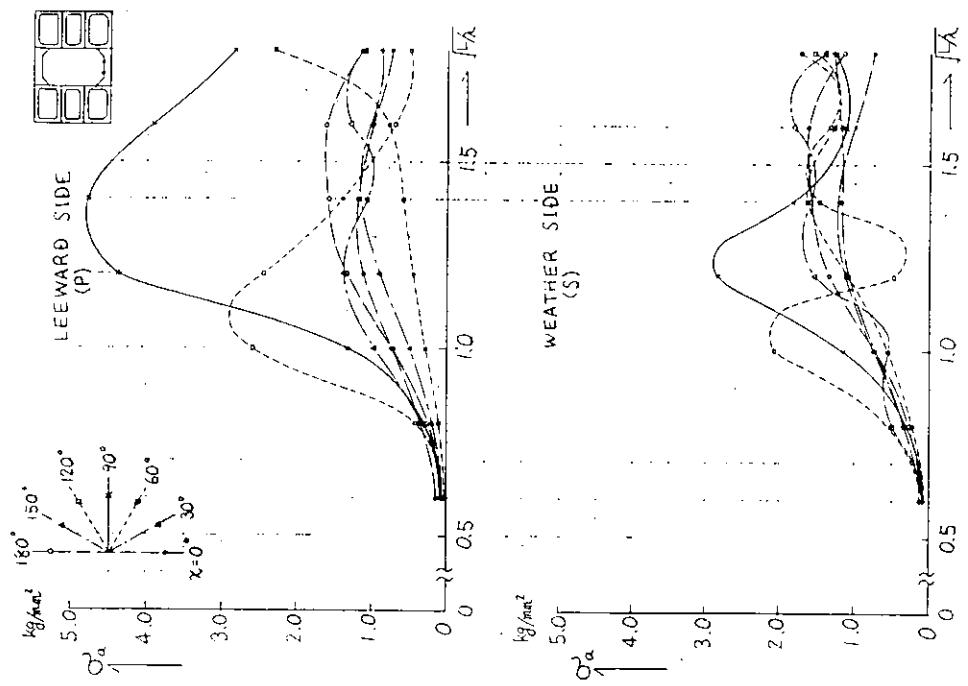


図 1.6.15 Trans. Ring Face 風压の応答
(C, TK, Bottom Trans.)

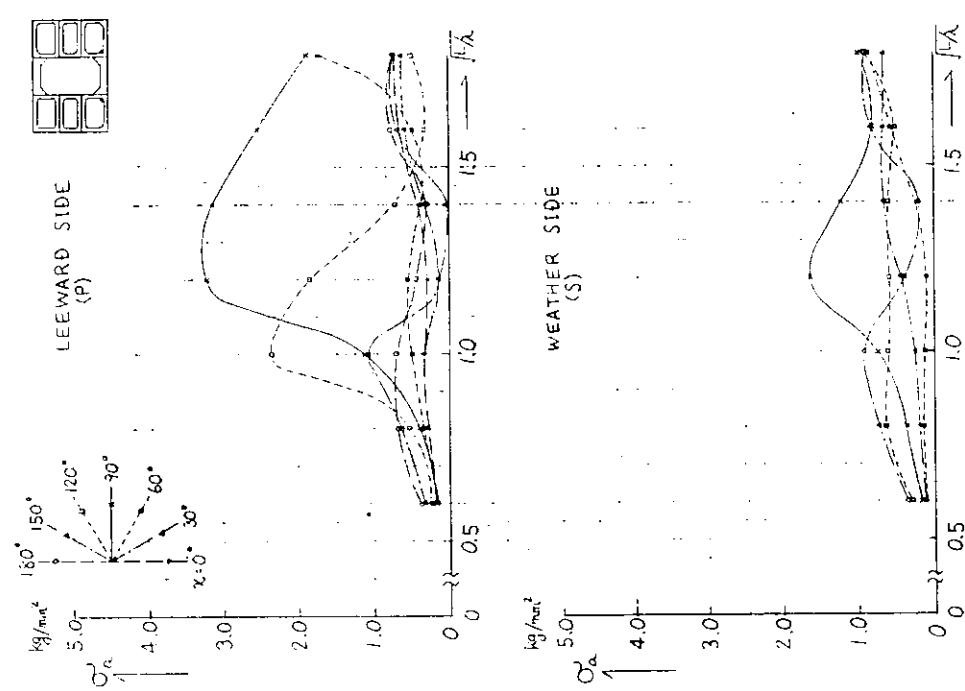


図 1.6.16 Trans. Ring Face直応力の応答
(W, TK, Bottom Trans. Corner)

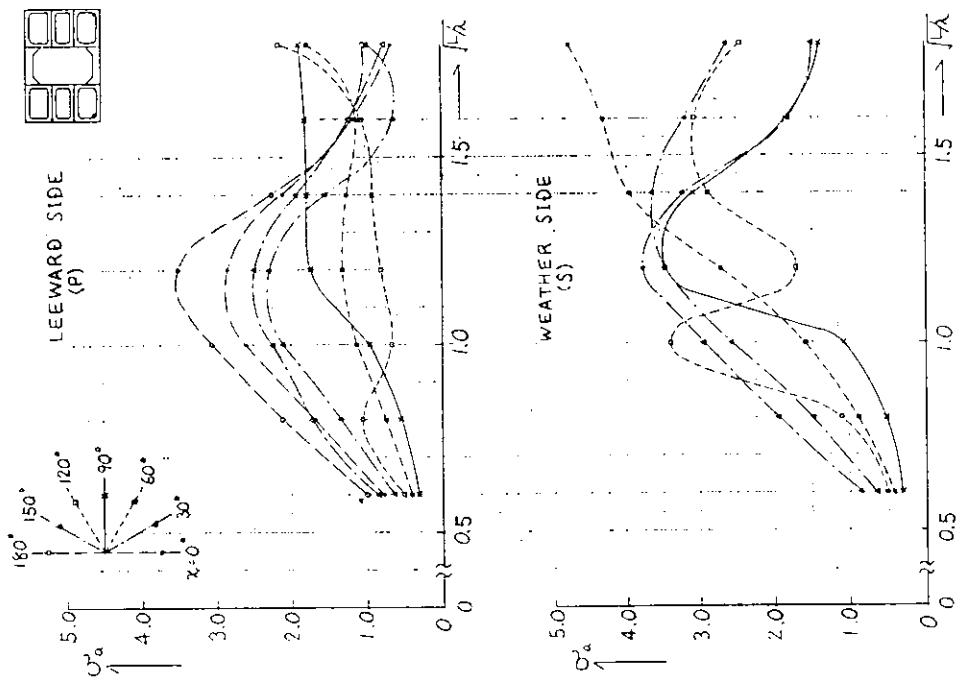


図 1.6.17 Trans. Ring Face直応力の応答
(Bilge Corner)

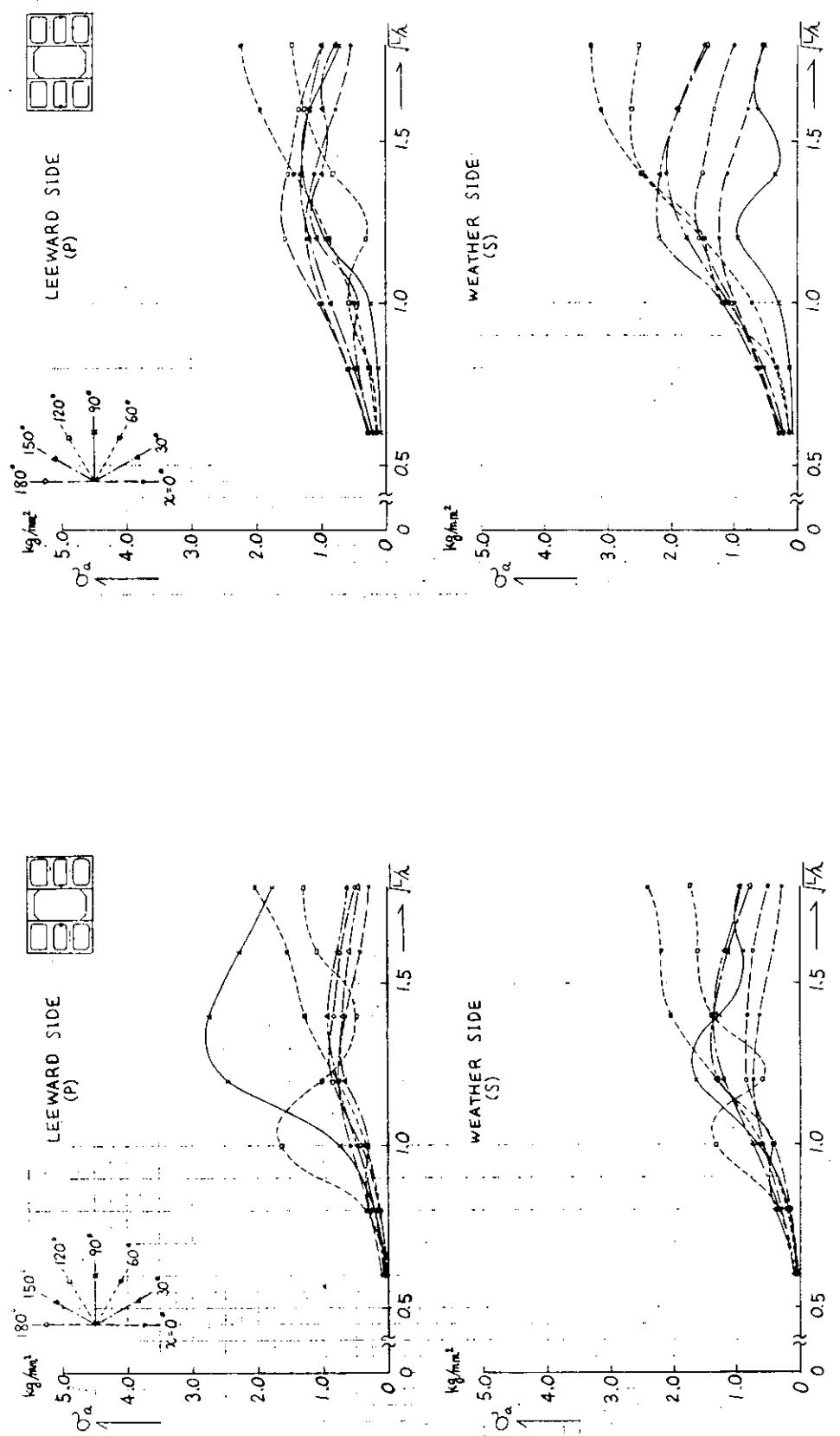


図 1.6.18 Trans. Ring Face 直圧力の応答
(V. Web on L. Bhd)

図 1.6.19 Trans. Ring Face 直圧力の応答
(Side Trans.)

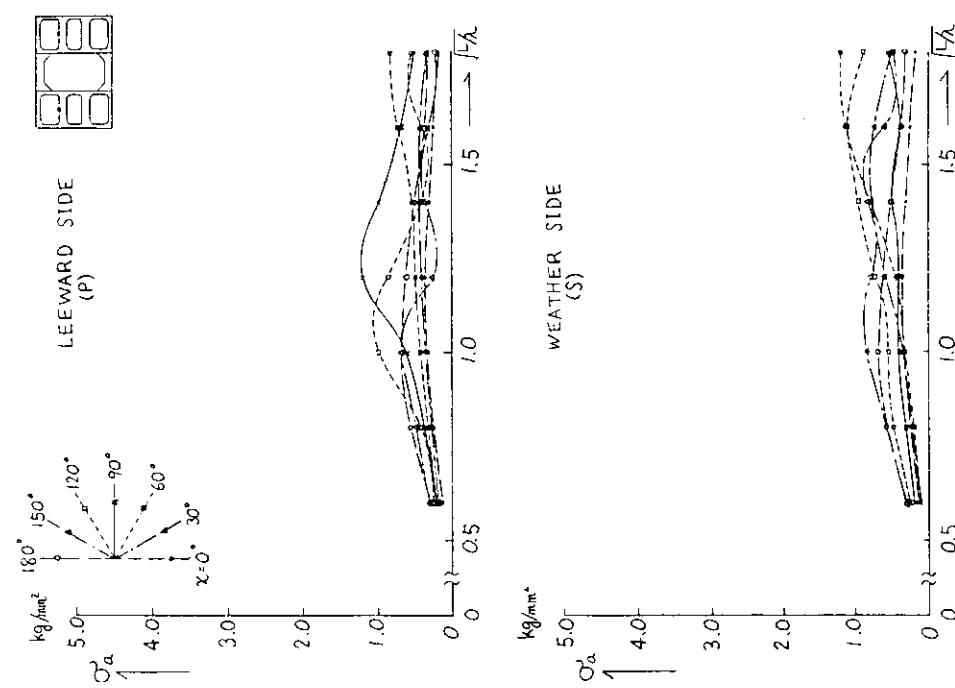


図 1.6.20 Trans. Ring Face 面圧の応答
(Upper Strut)

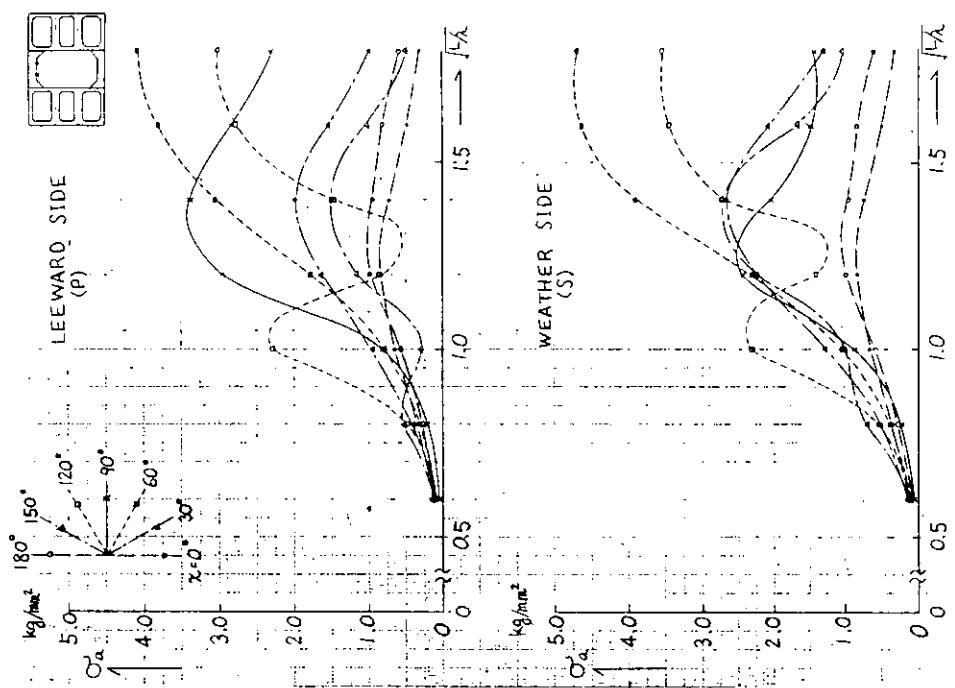


図 1.6.21 Trans. Ring Face 面圧の応答
(C. TK. Deck Trans.)

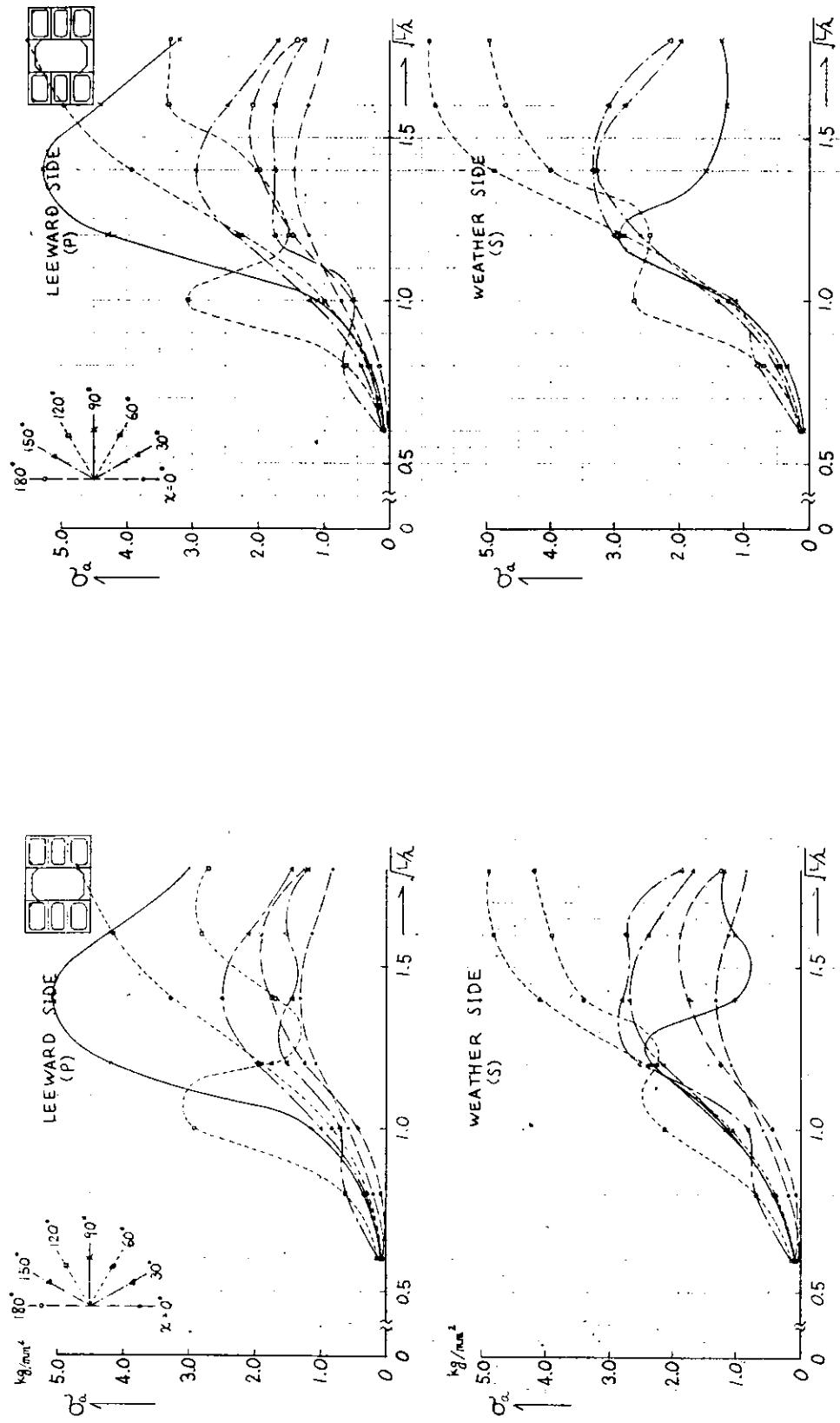


図 1.6.22 Trans. Ring Ⓢ Face 領圧力の分布
(W. TK. Deck Trans. Corner)

図 1.6.23 Trans. Ring Ⓢ Face 領圧力の分布
(Gunnel Corner)

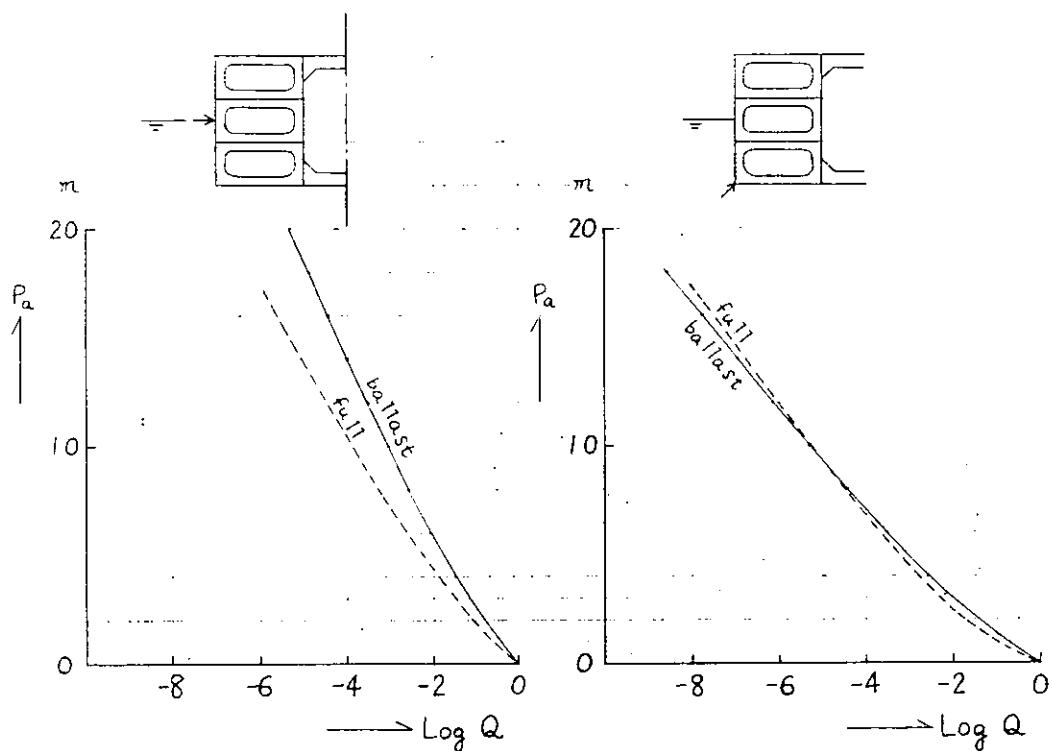


図 1.6.24 波浪変動荷重長期分布
(at Water Line)

図 1.6.25 波浪変動荷重長期分布
(at Bilge)

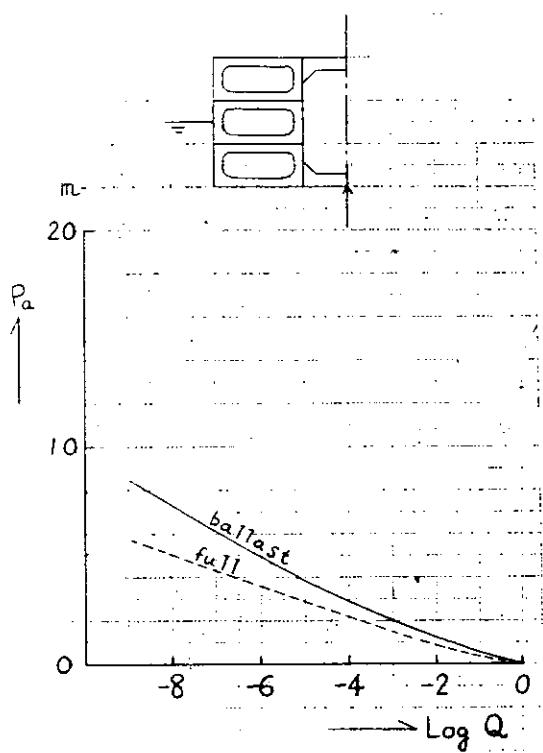


図 1.6.26 波浪変動荷重長期分布
(at Bottom Center)

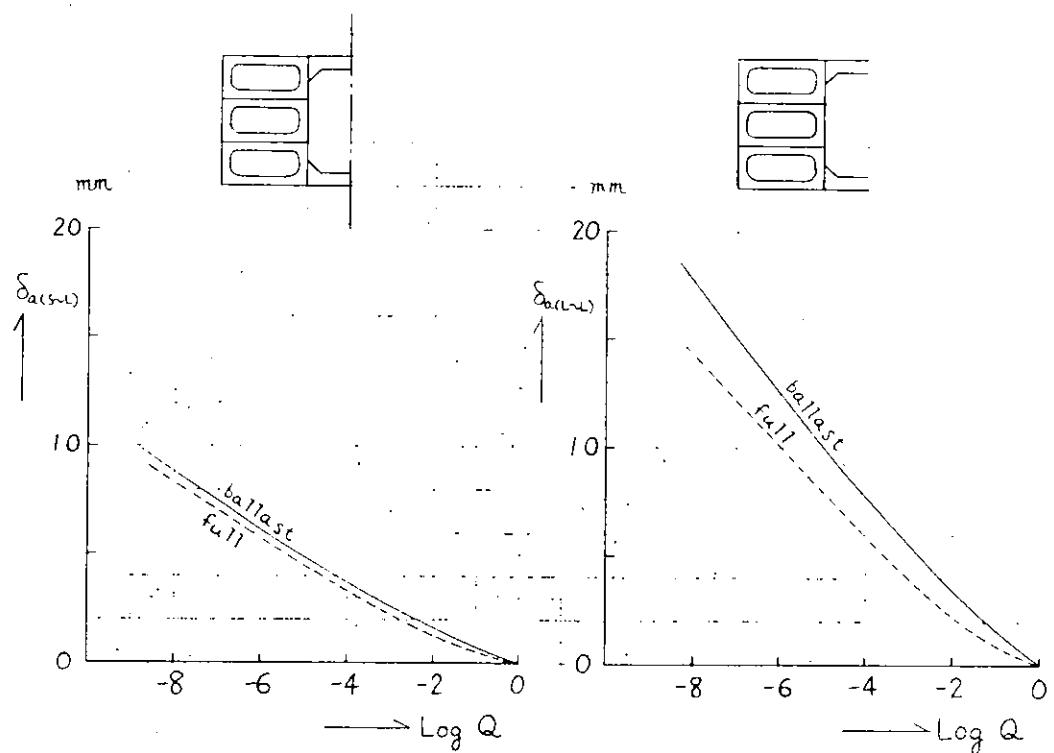


圖 1.6.27 主樑通部材間相對變位長期分布
(S. Shell ~ L. Bhd)

圖 1.6.28 主樑通部材間相對變位長期分布
(L. Bhd ~ L. Bhd)

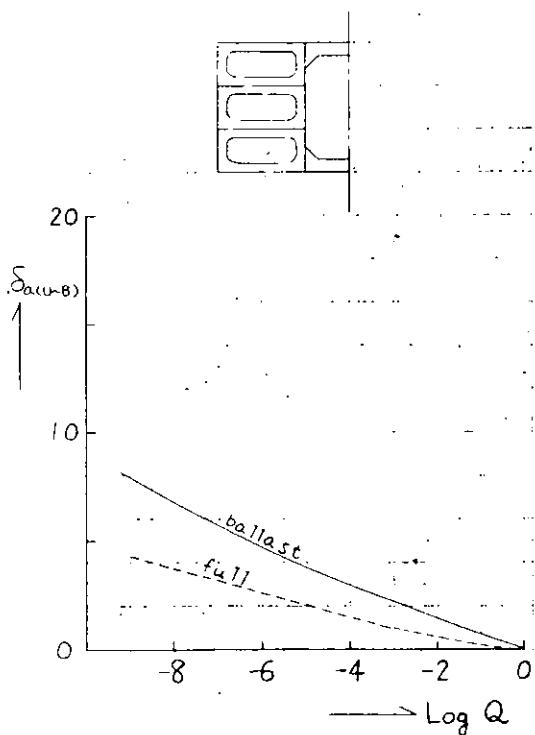


圖 1.6.29 主樑通部材間相對變位長期分布
(Deck ~ Bottom)

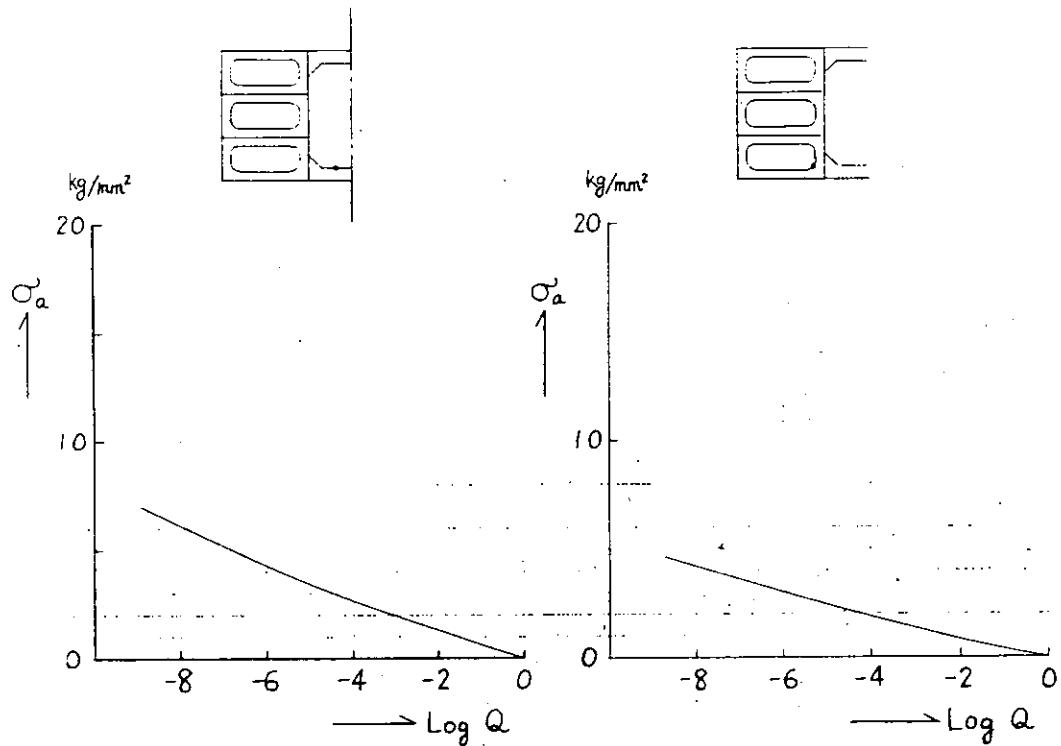


図 1.6.30 Trans. Ring の Face 直応力長期分布
(C. TK. Bottom Trans.)

図 1.6.31 Trans. Ring の Face 直応力長期分布
(W. TK. Bottom Trans. Corner)

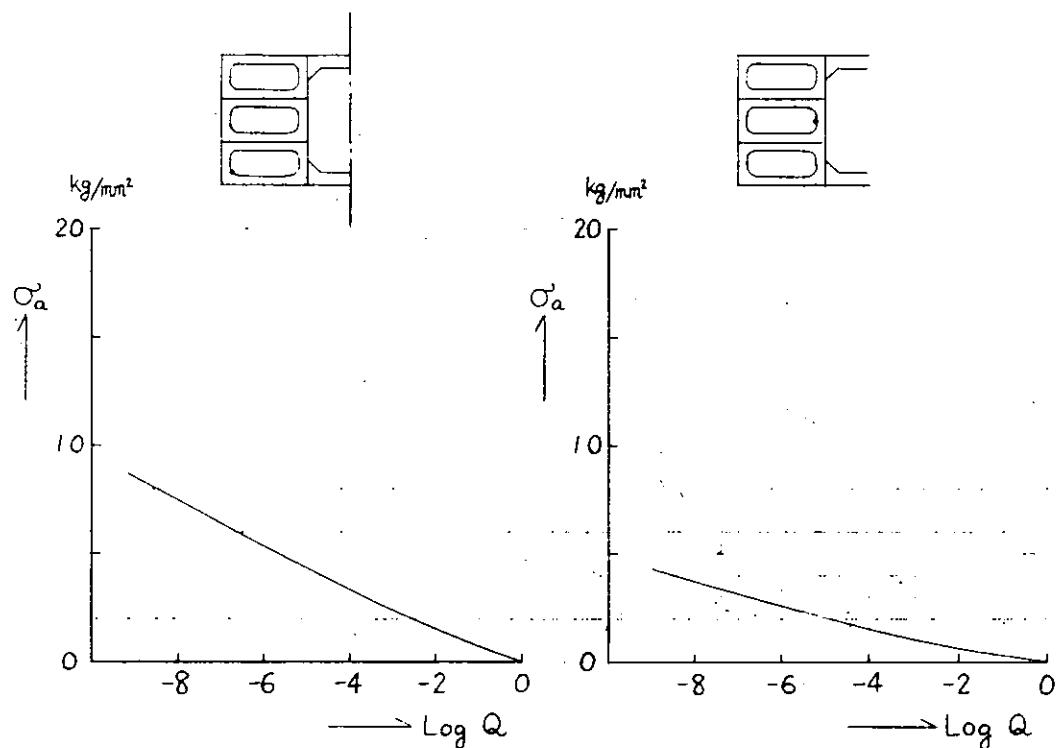


図 1.6.32 Trans. Ring の Face 直応力長期分布
(Bilge Corner)

図 1.6.33 Trans. Ring の Face 直応力長期分布
(V. Web on L. Bhd)

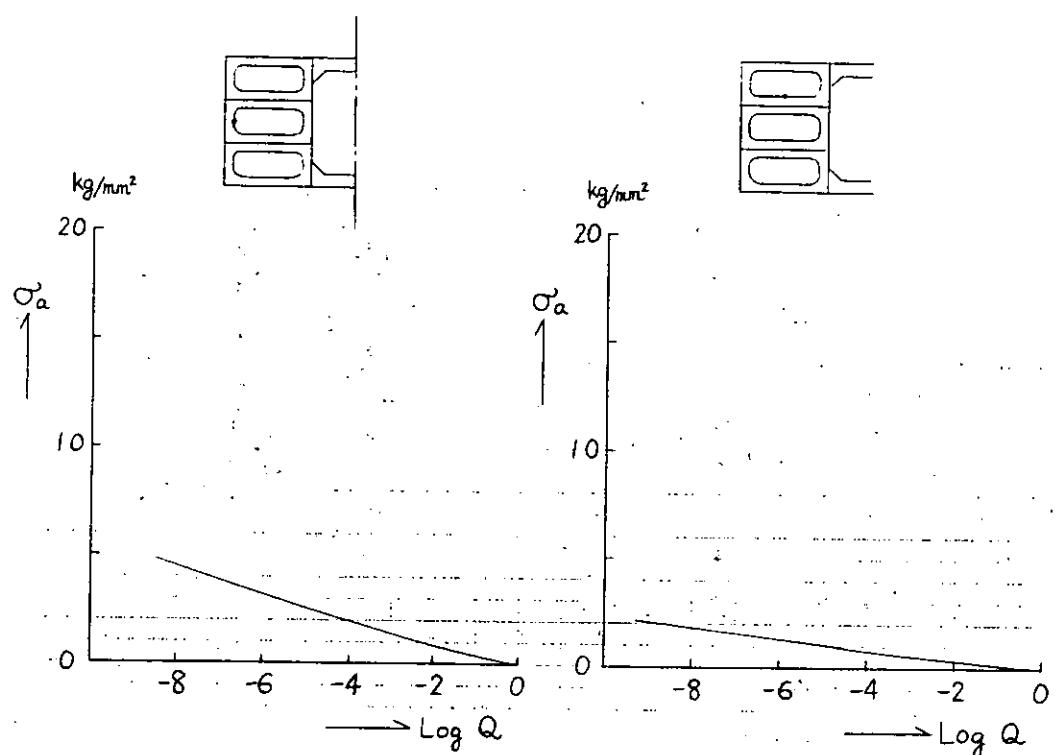


図 1.6.34 Trans. Ring の Face 直応力長期分布
(Side Trans.)

図 1.6.35 Trans. Ring の Face 直応力長期分布
(Upper Strut)

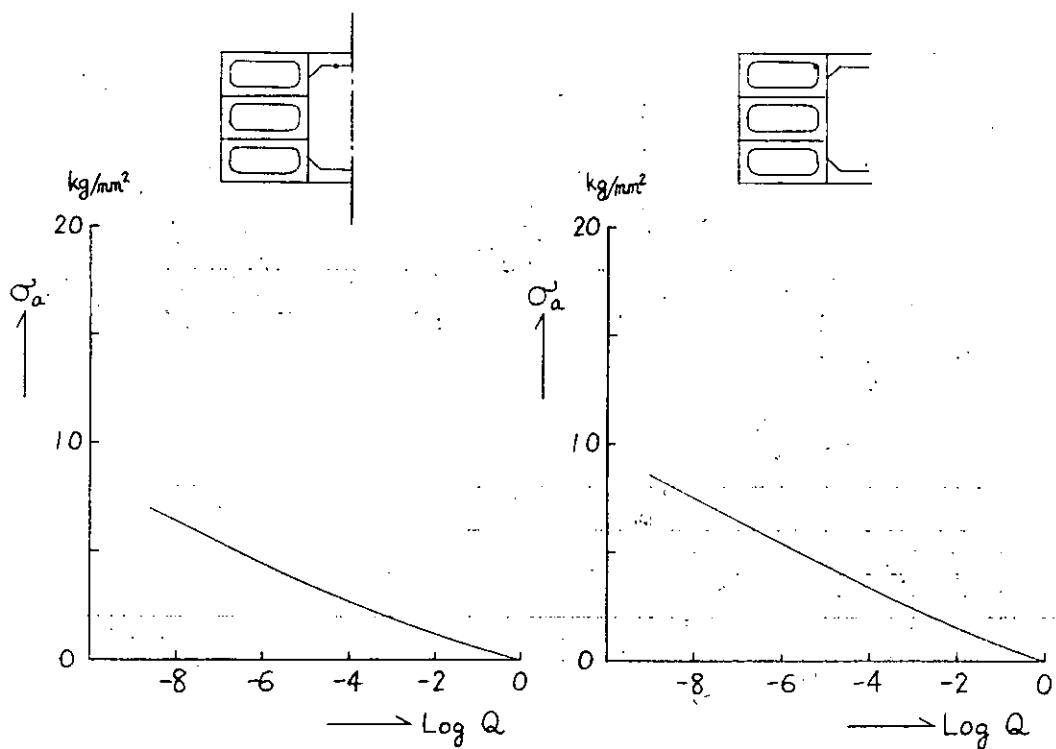


図 1.6.36 Trans. Ring の Face 直応力長期分布
(C. TK. Deck Trans.)

図 1.6.37 Trans. Ring の Face 直応力長期分布
(W. TK. Deck Trans. Corner)

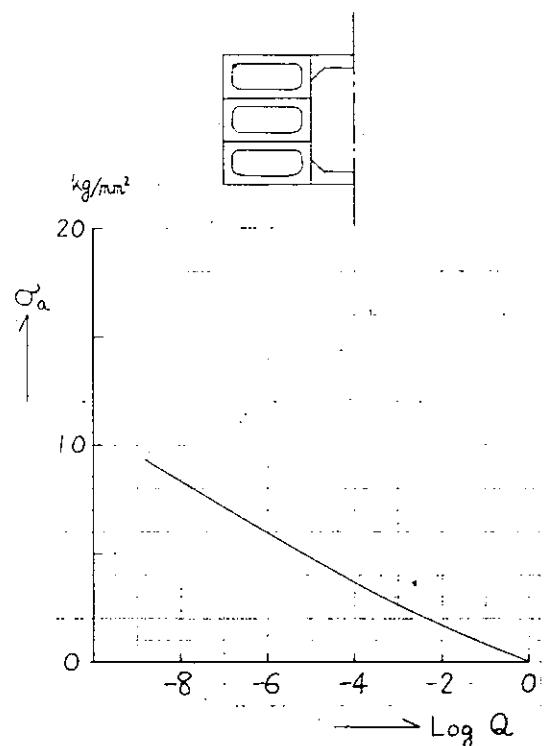


図 1.6.38 Trans. Ring の Face 直応力長期分布
(Gunnel Corner)

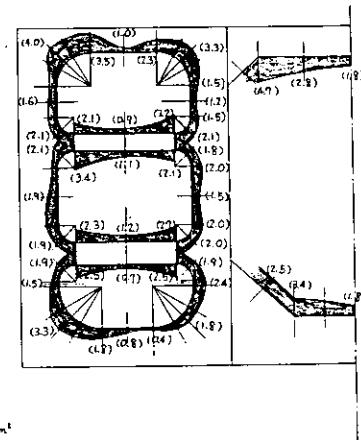


図 1.6.39 $Q = 10^{-4}$ レベルに於けるTrans. Ring のFace直応力振幅の長期予測値
(トータルシステムによる)

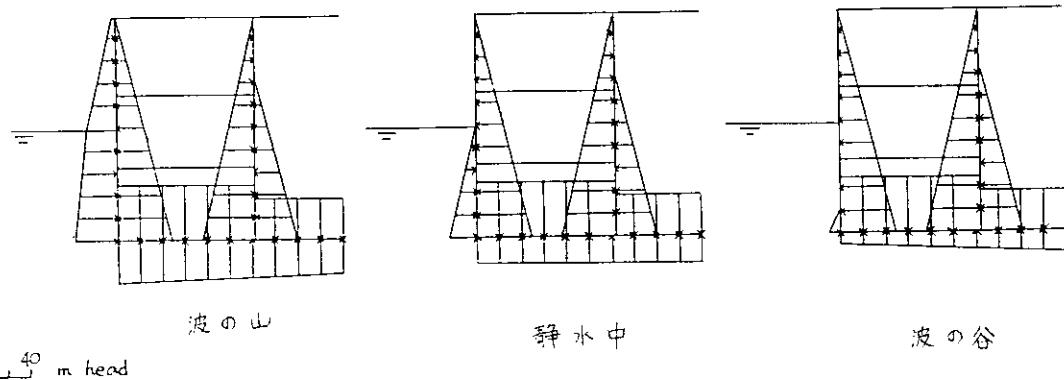


図 1.6.40 簡易計算に於ける荷重状態

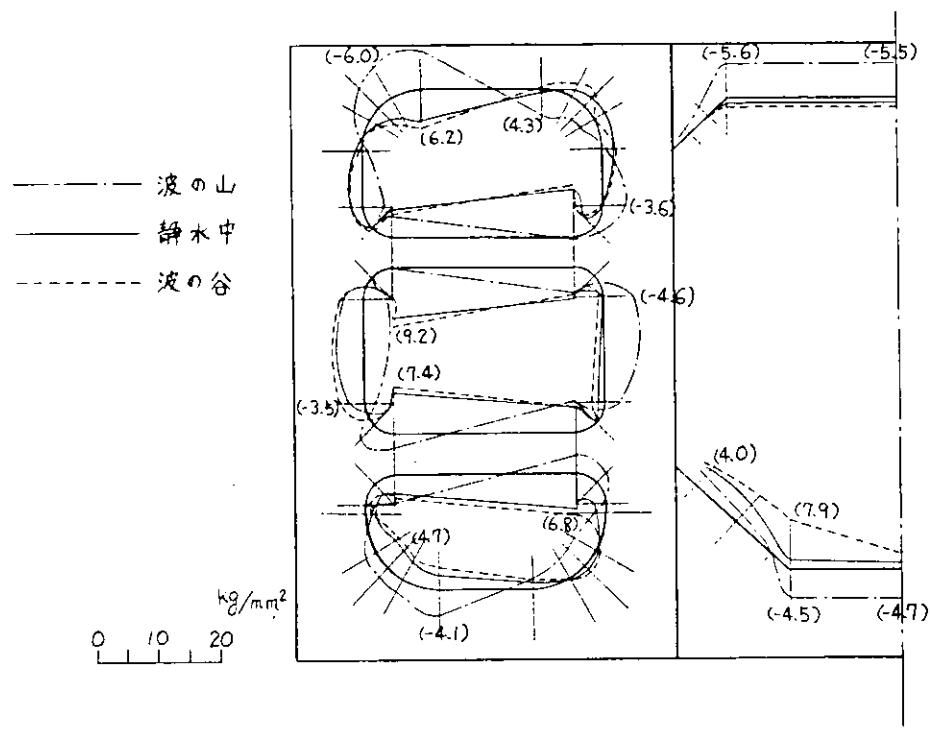


図 1.6.4.1 簡易計算に於ける Trans. Ring の Face 直応力の分布

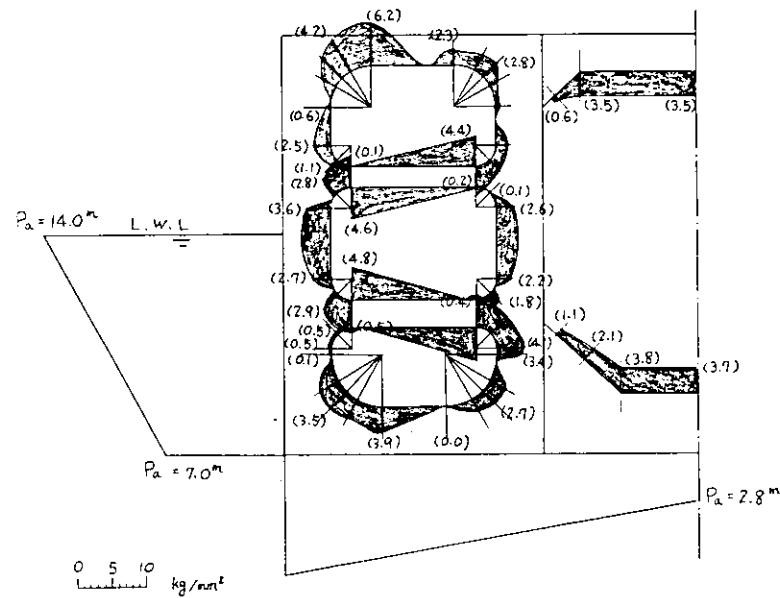


図 1.6.4.2 $Q = 10^{-4}$ レベルの波浪荷重による Trans. Ring の Face 側応力振幅（簡易計算法による）

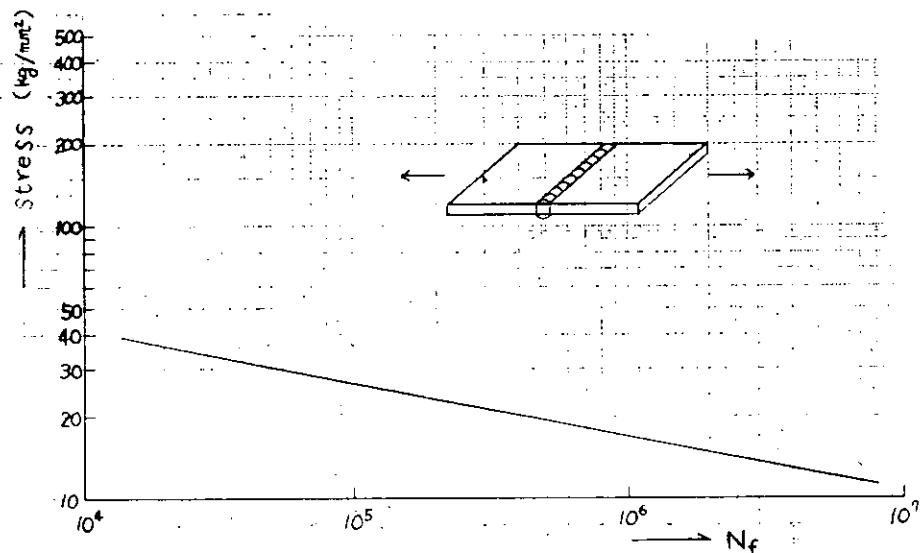


図 1.6.43 Butt 継手 S-N 線図 (SM 50%)

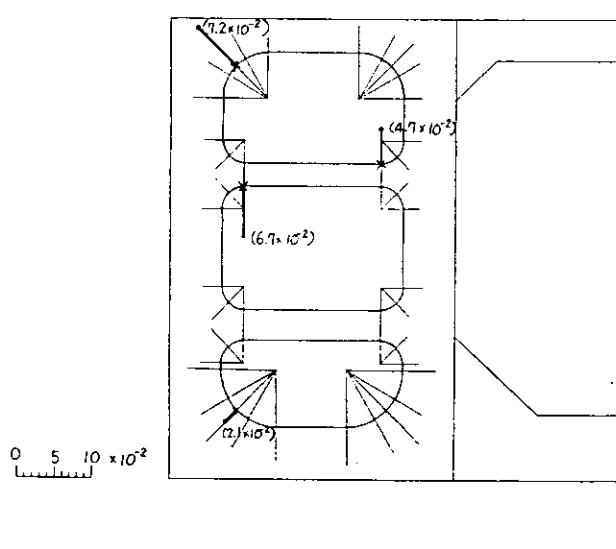


図 1.6.44 疲 労 被 害 度

1.7 横強度直接予測計算及び設計波概念

(三井造船)

本報告書の各章に見られる如く、本部会では直接予測計算を各種船型に適用して横強度上及び横強度上の応力の統計値を求め、許容応力値の見直しが行なわれているが、これらの研究成果は各船級協会の規則に反映されつつある。将来は応力の直接予測計算をベースとした規則と、現行規則の如く予測された外力をもとに荷重を規定する規則との二本立てになることも考えられる。しかるに、実際設計においては、各種船型に対して応力の直接予測計算を行うことは、現状では困難である。一方、現行のタンカー横強度規則の如く、荷重の非対称性及び外圧と内圧の位相を無視した場合、部材の位置によっては応力を過大又は過小評価する可能性もある。これら、両者の欠点を補う一つの方法として、近年、各種海洋構造物の設計において適用されている設計波の考え方¹⁾（代表的な応答をパラメータとして、ある発現確率に相当する代表的な設計用不規則海象又は規則波を設定する考え方）があるが、本部会の昭和49年度報告書にある如く、この設計波（規則波）の考え方を270,000 DWT タンカーに適用し、波浪中においてトランスリンクに生ずる応力の変動に関して種々検討したが、^{2), 3)}直接予測された応力値と設計波中での応力値との比較に関して

は未検討であった。設計波の考え方の利点としては、船体運動計算プログラムと応力計算プログラムを統合したいわゆるトータルシステムを必要とせず、各種船型に対して適用可能であるとともに、現状では、直接予測計算で求められない等価応力が得られることにある。一方、その欠点としては、根本的な問題として、直接予測値との対応がなく、場合によっては、ある種の応答を過大に評価する恐れがある等が考えられる。

そこで、本報告書においては、直接予測値との比較検討のために、一例として、船長150mの広幅艤口を有する船舶を対象として二次元骨組モデルによる数値計算を行った。

また、波浪変動圧及び設計波（規則波）に関し、船長、Cb及び船速の影響につき、ストリップ理論にもとづく計算プログラム^{4), 5)}を用いて検討した。なお、統計予測計算はWaldenによる北大西洋における波浪データとISSC-1964波スペクトルを用いて行っている。

1.7.1 供試船

波浪変動圧及び設計波の計算における供試船の主要目を表1.7.1に示す。このうち、設計波中における応力計算を行ったのは、船長150mに対してのみである。また、TYPE 3 (L_{pp}=249m) のストリップ法による運動および変動圧力計算に用いる主要データを表1.7.2に示す。運動および変動圧力の応答関数は、波長20ケース、Heading Angle 7ケースについて、計算した。

1.7.2 波浪変動圧の長期予測と設計波（規則波）の計算結果

表1.7.1の供試船について、ストリップ法プログラムを用い、各Station（各断面では、船体中心線上外板（A点）、ビルジ部外板（B点）および吃水線上外板（C点）の3点）における波浪変動圧の応答値を求め、ISSC-1964の波スペクトルおよびWaldenの北大西洋波浪長期資料によって波浪変動圧の長期予測を行った結果を図1.7.1～図1.7.8に示す。

ビルジ部外板（B点）に対して、資料²⁾に示す方法と同様の方法を用いて、長期予測の結果から設計波を求め、その結果を図1.7.9～図1.7.11に示す。図1.7.12～図1.7.14には、船長、Cb及びF_nの変化と変動圧の関係を示し、図1.7.15にはRollingの応答関数、図1.7.16にはBilge Partにおける変動圧の応答関数を示してある。

1.7.3 設計波中の応力変動

応力の直接予測値と設計波中の変動値とを比較する目的で、一例として船長150mの広幅艤口船の船体中央部Floor及びVertical Webを、二次元骨組にモデル化し計算したので、その結果の概要を以下に示す。

(1) 二次元骨組モデル

供試船の主要寸法は、表1.7.1のType 1と同一のものであり、その中央部断面形状の概略を表1.7.3に示してある。応力値を計算した箇所は、表1.7.3に示す断面内の5点である。

応力の応答関数は、三次元モデルとして計算すべきであるが、ここでは、比較的長い船艤を想定して、Vertical Web及びFloorからなる二次元骨組にモデル化して計算した。また、計算を簡単にするために、Empty Holdを対象とし、船体運動による積載荷物の動的影響を無視している。

(2) 波高と応力変動

前記の如き二次元モデルに対して、波高と応力変動値との関係をみるために、波高5, 8, 12mに対して135°斜め向波中での計算を行い、その結果を図1.7.17 ($\sqrt{L/\lambda} = 0.6$)、図1.7.18 ($\sqrt{L/\lambda} = 1.0$)、図1.7.19 ($\sqrt{L/\lambda} = 1.8$)に示す。本計算例では、応力振幅は波高に対して、近似的に比例するといえる。なお、外圧計算においては、（静水圧+変動外圧）が負になる場合は零として圧力分布を求めている。

(3) 設計波中の応力変動と直接予測値との比較

応力の応答関数は、上記二次元モデルを用いて、波高5mの波の中で、下記Heading Angle (χ)及び波長 (λ)に対してもとめた。

$$\left\{ \begin{array}{l} \chi = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ, 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ, 360^\circ \\ \sqrt{L/\lambda} = 0.6, 0.7, \dots, 2.0 \end{array} \right.$$

また、応答関数は、波の一周期を6等分して計算した。

表1.7.3に静水中における応力値と、発現確率 10^{-4} に相当する応力値を示す。本表1.7.3において、近似推定法Ⅰの値は、発現確率 10^{-4} に相当する設計波中の応力変動値であり、近似推定法Ⅱの値とは、(静水圧+発現確率 10^{-4} レベルの変動圧)のもとでの応力値と、(静水圧-発現確率 10^{-4} レベルの変動圧)の時の応力値の差の $\frac{1}{2}$ である。⁶⁾ Bilge部の応力値をみると、近似推定法Ⅰでは最大15%(σ_b)、8.5%(τ)の過小評価、近似推定法Ⅱでは最大10.1%(σ_b)、20%(τ)の過大評価となっている。また、近似推定法Ⅱの変形として、荷重の非対称性を考慮して、一方の船側で(静水圧+ 10^{-4} レベルの変動圧)、他方の船側で(静水圧- 10^{-4} レベルの変動圧)を負荷する方法も考えられるが、ここでは省略した。

また、図1.7.20、図1.7.21には、 $\chi=90^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda}=1.0$ の規則波中における応力、Rolling及びBilge部変動圧力の変動を示してある。変動内圧を無視していることから、容易に想像できることであるが、各々の応答のPeakは同一時刻に生じている。

1.7.4 考 察

(1) 船体横強度上の設計波及び荷重に関して

前項に示した広幅箱型船の二次元骨組モデルによる計算結果によると、表1.7.3に示した如く、応力の最大期待値の近似推定値は、80%以上の精度で、直接予測値と一致している。しかし、本計算例においては、船体運動に起因する船内荷重の変動分の影響を無視しており、この影響については、今後検討する必要がある。この場合、近似推定法Ⅱにおいては、今後検討する必要がある。この場合、近似推定法Ⅱにおいては、船内荷重の変動分と変動外圧の相関が問題となる。

一方、近似推定法Ⅰにおいては、 $\chi=90^\circ$ で、一般にRollingの応答がPeakとなる波長を有する規則波中にて計算することになるが、この場合、横方向変動荷重を過大評価する可能性がある。これを避ける方法として、波の方向性を表わす式 $\frac{2}{\pi} \cos^2 \chi$ を用いて、单一の波長を有する規則波を $-90^\circ \sim 90^\circ$ まで分散させて(短波長規則波)計算する方法も考えられる。

いずれにしても、応力の長期予測値の近似推定法の確立には、各種構造様式に対して、多くの計算結果の比較検討の積み重ねが必要と思われる。

(2) 船の長さと波浪変動圧および設計波の関係

図1.7.12に船体中央部での波浪変動圧の長期予測結果の船の長さによる変化を示してあるが、これによるとA点では、ほとんど変化がないが、B点とC点では、Lppがふえるに従って、波浪変動圧もふえる傾向にある。図1.7.1～図1.7.4によれば、Station 2～8で、波浪変動圧は、ほぼ一定で、各図を比較するとLppがふえてもA点ではほとんど変化がないが、B点、C点では、Lppがふえるに従って波浪変動圧もふえていることがわかる。

図1.7.9によると、ビルジ部外板(B点)での設計波は、Station 3～8ではほぼ一定で、Lppがふえるに従って設計波高も幾分ふえており、発現確率 10^{-8} では、10～12m程度となっている。

(3) C_b と波浪変動圧および設計波の関係

図1.7.13に船体中央部での波浪変動圧の長期予測結果の C_b による変化を示してあるが、これによるとA点ではほとんど変化がなく、B点とC点では C_b がふえるに従って、波浪変動圧はへる傾向にある。図1.7.2、図1.7.5、図1.7.6によれば、TYPE 2 ($C_b=0.832$)ではStation 2～8でほぼ一定であるが、TYPE 5 ($C_b=0.743$)、TYPE 6 ($C_b=0.577$)では C_b がへるに従って、船長方向の変化が激しくなり、船体中央部での値も大きくなっている。図1.7.22にTYPE 2, 5, 6の S/S_{sp} の分布を示したが、このように、TYPE 6 ($C_b=0.577$)の場合、Station 5～6の間でしか、 $S/S_{sp}=1.0$ の部分がないため、波浪変動圧の船長方向の分布が特に激しく変化し

ているものと思われる。TYPE 2, TYPE 5についても、 $S/S_d = 1.0$ の部分は、波浪変動圧がほぼ一定となっている。

図1.7.10によると、ビルジ部外板（B点）での設計波は、TYPE 2 ($C_b = 0.832$)では、Station 3~7で、TYPE 5 ($C_b = 0.743$)ではStation 3~6でほぼ一定であるが、TYPE 6 ($C_b = 0.577$)は船長方向にかなり変化している。TYPE 2 ($C_b = 0.832$), TYPE 5 ($C_b = 0.743$)は、発現確率 10^{-8} で $11.3 \sim 11.8 m$ で、TYPE 6 ($C_b = 0.597$)はそれよりも $2 \sim 3 m$ 低い値となっている。

(4) F_n と波浪変動圧および設計波の関係

図1.7.14に船体中央部での波浪変動圧の長期予測結果の F_n による変化を示す。これによると、 F_n をかえても、B点ではほぼ一定で、 $F_n = 0.1$ のC点と、 $F_n = 0.155$ のA点が少し大きいが、他は同程度である。図1.7.2, 図1.7.7, 図1.7.8によると、船長方向の分布は、 $F_n = 0.1$ でのC点をのぞけばStation 3~8でほぼ一定であり、各図を比較すると、 $F_n = 0.155$ でA点の値が全体的に $1 \sim 2 \text{ Ton/m}^2$ 大きくなっているが、他は同程度である。

図1.7.11によると、ビルジ部外板（B点）での設計波は、Station 3~8でほぼ等しく、発現確率 10^{-8} で約 $11 m$ である。

(5) Rolling と波浪変動圧の関係

図1.7.15にTYPE 3のRollingの応答値を示し、図1.7.16にTYPE 3の船体中央部のビルジ部外板（B点）における波浪変動圧の応答値を示す。図1.7.15と図1.7.16を比較すると、Rollingの応答値がPeakとなっている点で、波浪変動圧の応答値もPeakとなっており、その点はほぼ $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$, $\chi = 90^\circ$ である。

参考文献

- 1) B. Pederson, et al : Calculation of Long Term Values for Motions and Structural Response of Mobile Drilling Rigs OTC 1881
- 2) 造船研究協会 第134研究部会 昭和49年度報告書
- 3) 岸 康太郎他 : 波浪中(規則波)におけるタンカーの横強度について 昭和50年5月 日本造船学会春季講演会
- 4) 造船研究協会 第131研究部会報告書
- 5) 小林正典ほか : 船舶の耐航性に関する理論計算プログラム その1(理論計算式) 三井造船技報 第28号 昭和48年4月
- 6) 永元隆一ほか : 油槽船の波浪中船体横強度解析について 昭和51年11月 日本造船学会秋季講演会

表 1.7.1 Principal Particulars

	TYPE 1	TYPE 2	TYPE 3	TYPE 4	TYPE 5	TYPE 6
L _{pp} (m)	150.	200.	249.	300.	200.	200.
B (m)	23.855	31.807	39.6	47.711	31.807	31.807
D (m)	13.494	17.992	22.4	26.988	17.992	17.992
d (m)	9.398	12.530	15.6	18.795	12.530	12.530
C _b	0.832	0.832	0.832	0.832	0.743	0.577
△ (ton)	28,760.	68,170.	131,550.	230,070.	59,223.	45,992.
F _n .	0.15517	0.05 0.10 0.15517	0.15517	0.15517	0.15517	0.15517

(注) 船長の影響をみるとTYPE 3 のデータをもとでL_{pp}の比でTYPE 1, TYPE 2, TYPE 4 のB, D, d etcを決定した。

C_b の影響をみるとTYPE 5 とTYPE 6 は, C_b=0.743, 0.577の実船のLinesを修正したものを使い, Lines以外のデータはTYPE 2と同じである。

F_n の影響をみるとTYPE 2 でF_n=0.05, 0.1, 0.15517の3種類を計算した。

表 1.7.2 MAIN DATA FOR SHIP MOTION
& FLUCTUATING PRESSURE CALCULATION
[TYPE 3 (L_{pp}=249m, C_b=0.832)]

LENGTH	L _{pp}	249.000 M
BREADTH	B	39.600 M
DEPTH	D	22.400 M
DRAFT	d	15.600 M
BLOCK COEFF.	C _b	0.8320
MIDSHIP COEFF.	C _g	0.9977
BUOYANCY (AFT +)	I _{cb}	-6.430 M
MIDSHIP-G (APT +)	X _G	-5.680 M
DISPLACEMENT	△	131551. TON
ROLLING PERIOD	T _φ	12.900 SEC
	GM	3.960 M
	KG	12.330 M
DAMPING FACTOR	N	0.016

WAVE LENGTH $\sqrt{L/\lambda} = 0.3, 0.4, 0.5, \dots, 2.0, 2.1, 2.2$

WAVE DIRECTION $\chi = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, \dots, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$

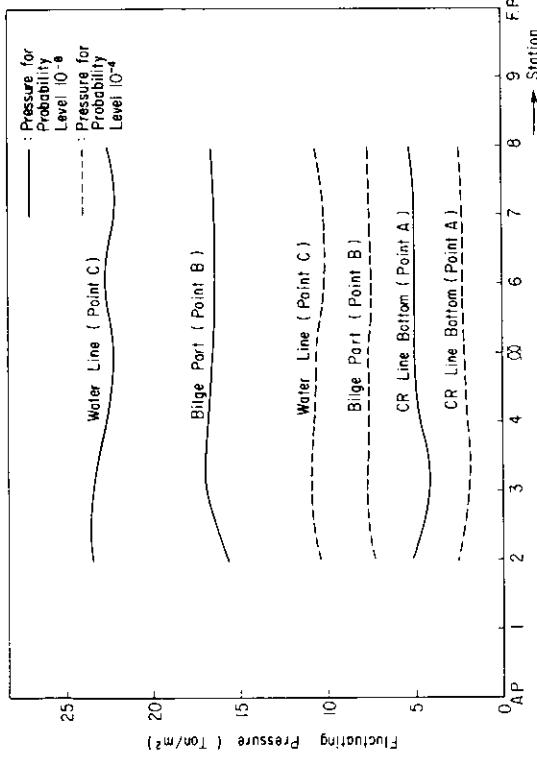


図 1.7.1 発現確率 10^{-8} における変動圧の最大期待値 (北大西洋、通常)
〔TYPE 1 ($L_{pp}=150m$, $C_b=0.832$), $F_n=0.155$ 〕

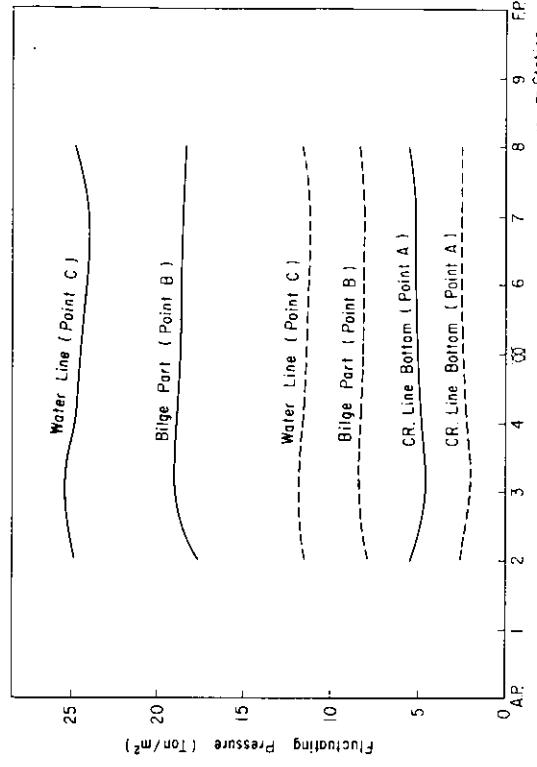


図 1.7.3 発現確率 10^{-8} における変動圧の最大期待値 (北大西洋、通常)
〔TYPE 3 ($L_{pp}=249m$, $C_b=0.832$), $F_n=0.155$ 〕

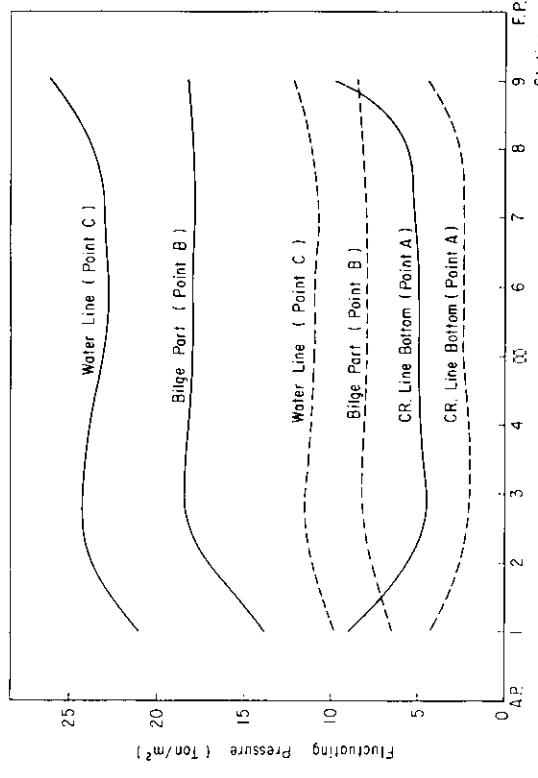


図 1.7.2 発現確率 10^{-8} における変動圧の最大期待値 (北大西洋、通常)
〔TYPE 2 ($L_{pp}=200m$, $C_b=0.832$), $F_n=0.155$ 〕

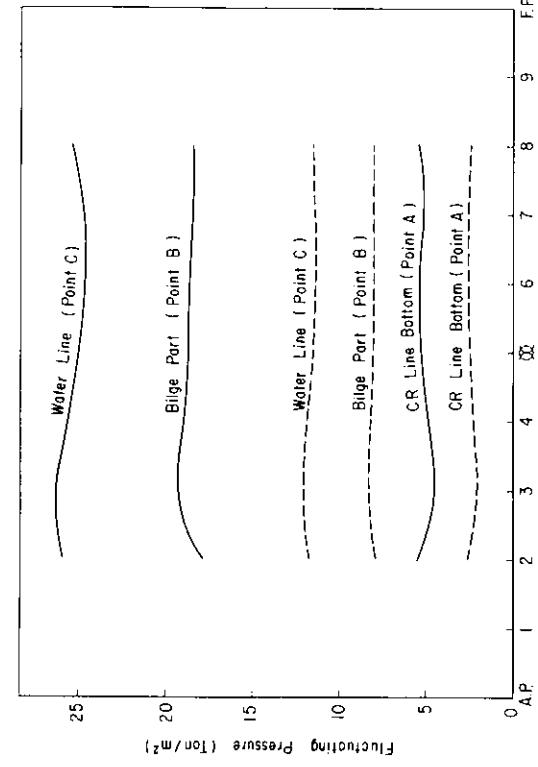


図 1.7.4 発現確率 10^{-8} における変動圧の最大期待値 (北大西洋、通常)
〔TYPE 4 ($L_{pp}=300m$, $C_b=0.832$), $F_n=0.155$ 〕

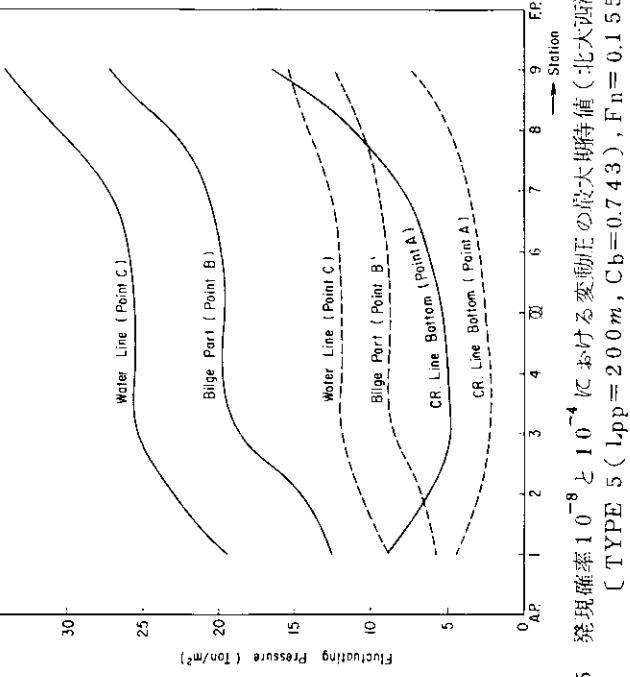


図 1.7.5 発現確率 10^{-8} と 10^{-4} %における変動圧の最大期待値（北大西洋、通年）
〔TYPE 5 ($L_{pp} = 200m$, $C_b = 0.743$), $F_n = 0.155$ 〕

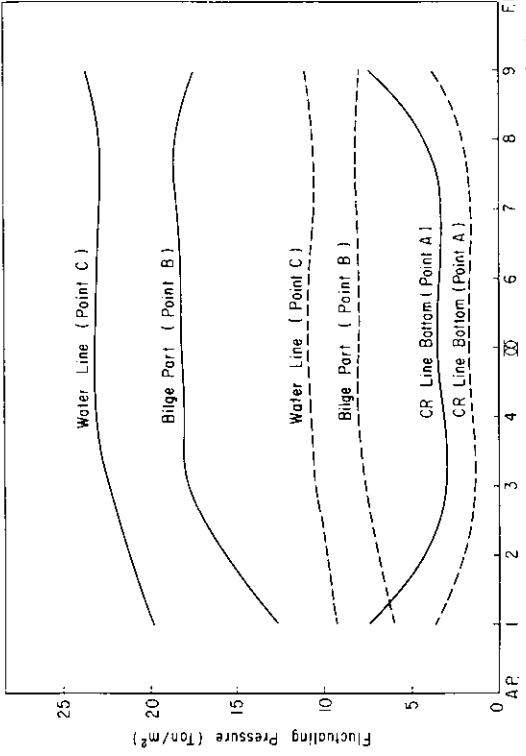


図 1.7.7 発現確率 10^{-8} と 10^{-4} %における変動圧の最大期待値（北大西洋、通年）
〔TYPE 2 ($L_{pp} = 200m$, $C_b = 0.832$), $F_n = 0.05$ 〕

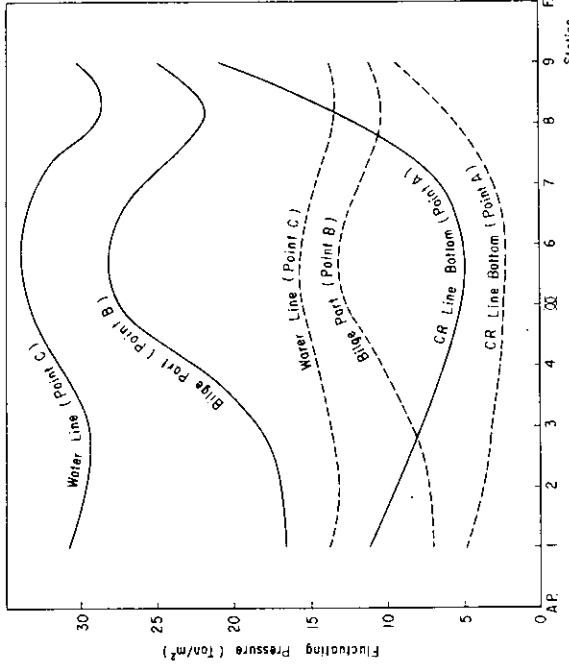


図 1.7.6 発現確率 10^{-8} と 10^{-4} %における変動圧の最大期待値（北大西洋、通年）
〔TYPE 6 ($L_{pp} = 200m$, $C_b = 0.577$), $F_n = 0.155$ 〕

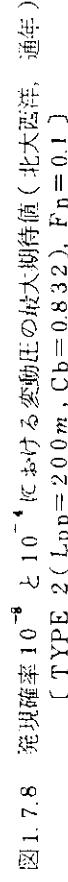


図 1.7.8 発現確率 10^{-8} と 10^{-4} %における変動圧の最大期待値（北大西洋、通年）
〔TYPE 2 ($L_{pp} = 200m$, $C_b = 0.832$), $F_n = 0.1$ 〕

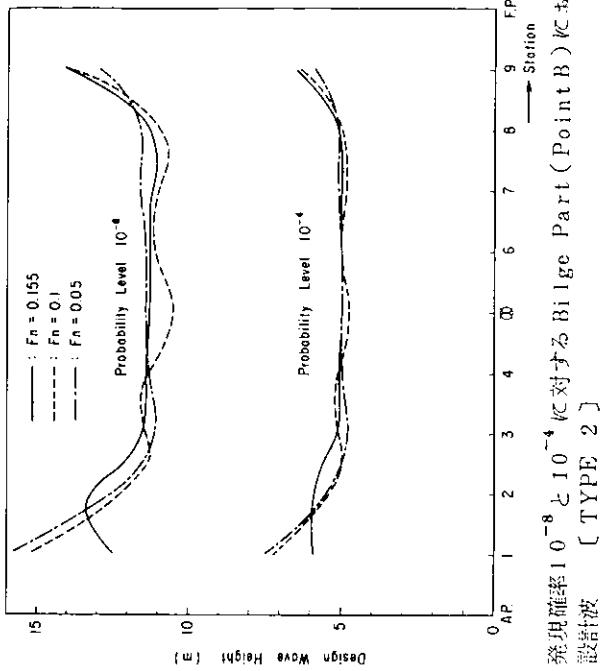


図 1.7.11 発現確率 $10^{-8} \sim 10^{-4}$ [C]に対する Bilge Part (Point B) [C]における
設計波

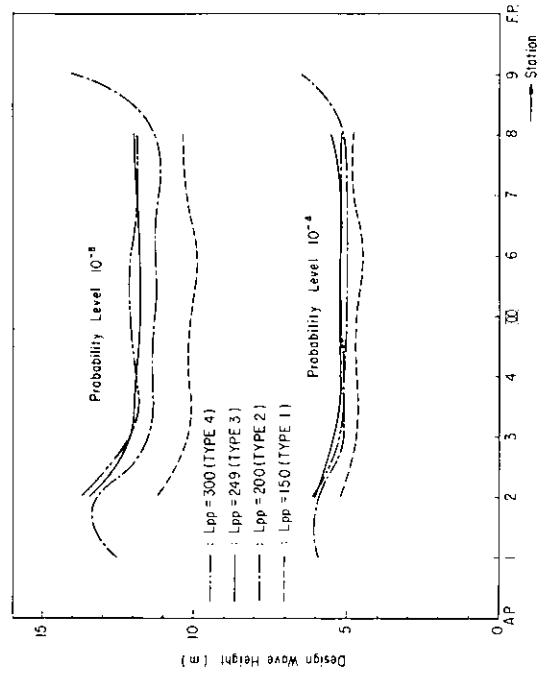


図 1.7.9 発現確率 $10^{-8} \sim 10^{-4}$ [C]に対する Bilge Part (Point B) [C]における
設計波

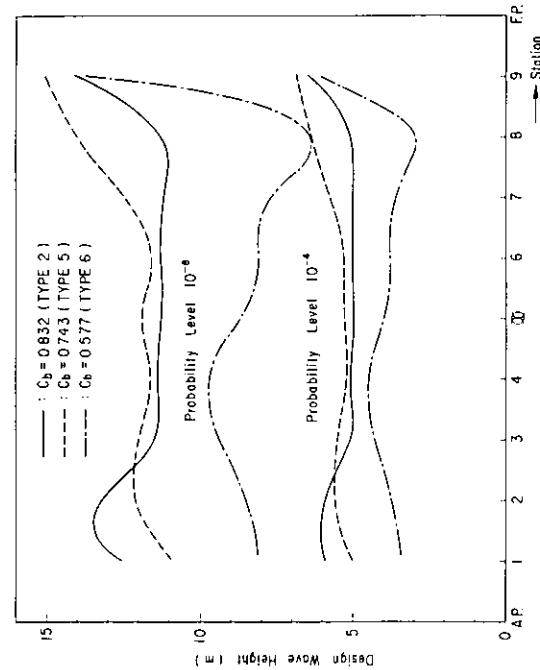


図 1.7.10 発現確率 $10^{-8} \sim 10^{-4}$ [C]に対する Bilge Part (Point B) [C]における
設計波

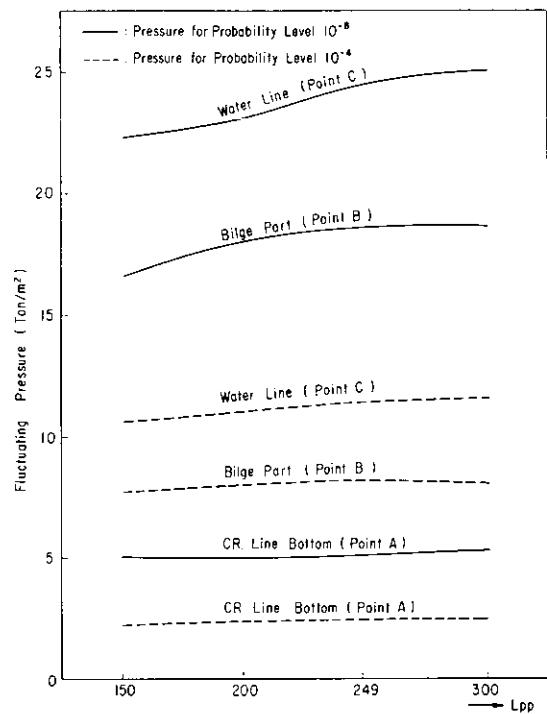


図 1.7.12 発現確率 10^{-8} と 10^{-4} におけるの変動圧の最大期待値と L_{pp} の関係

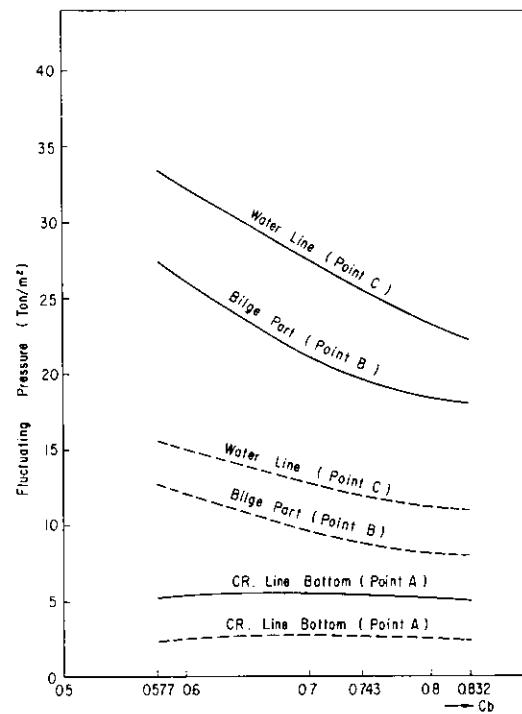


図 1.7.13 発現確率 10^{-8} と 10^{-4} におけるの変動圧の最大期待値と C_b の関係

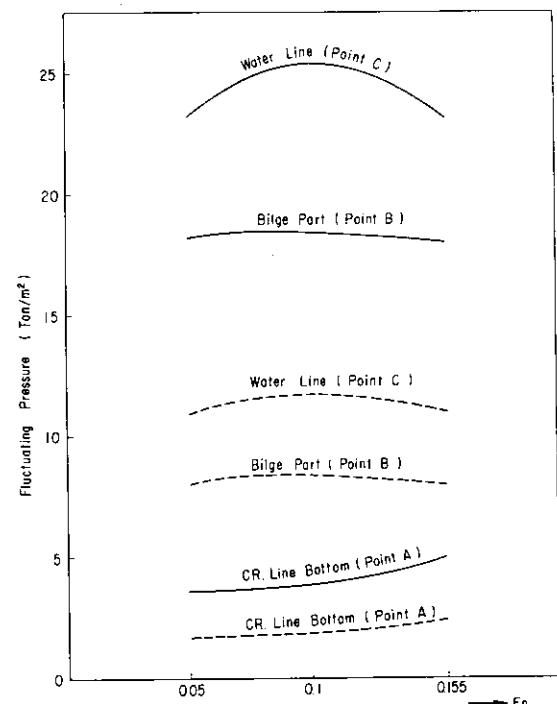


図 1.7.14 発現確率 10^{-8} と 10^{-4} におけるの変動圧の最大期待値と F_n の関係

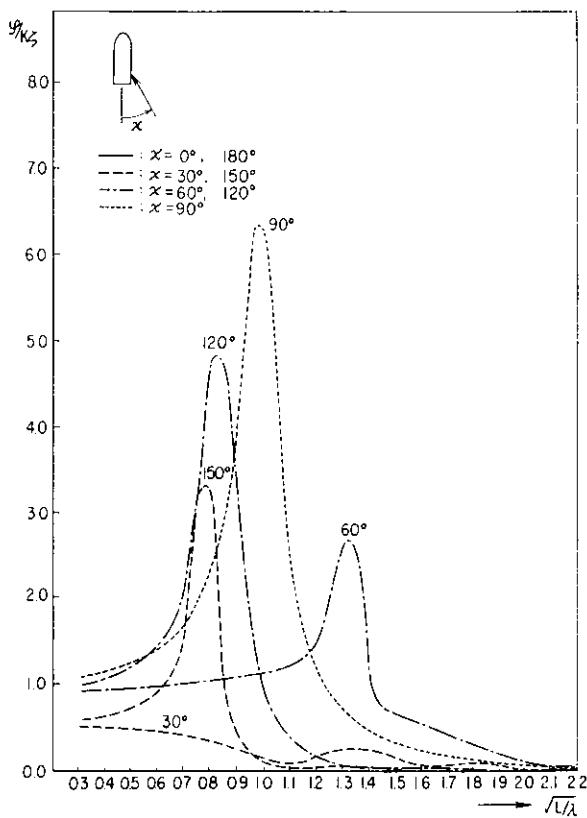


図 1.7.15 Rolling の応答関数 [TYPE 3 ($L_{pp} = 249$ m, $C_b = 0.832$), $F_n = 0.155$]

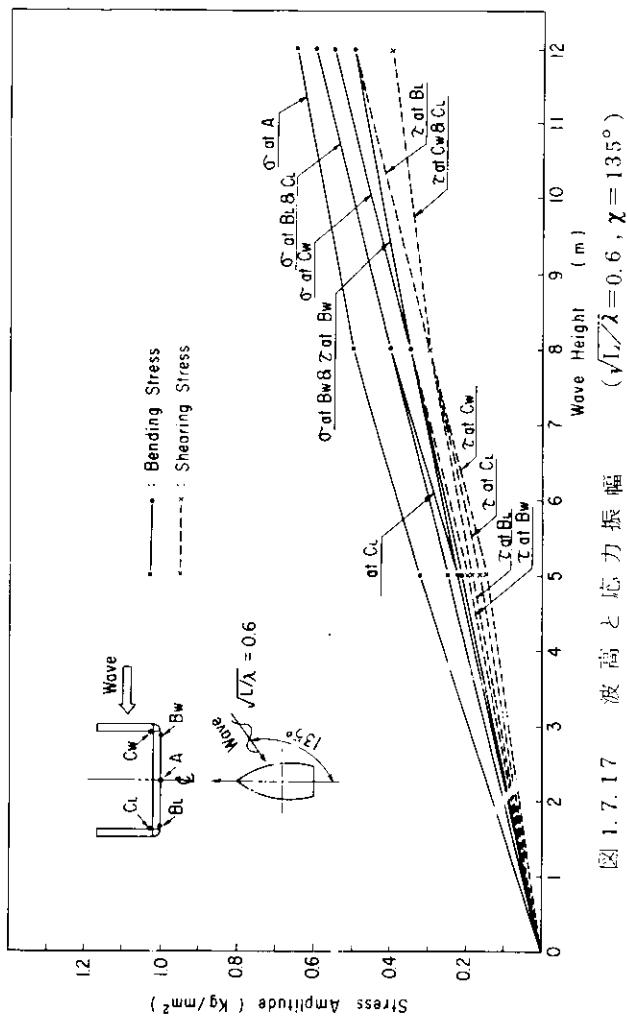


图 1.7.17 波高与应力振幅 ($\sqrt{1/\lambda} = 0.6$, $\chi = 135^\circ$)

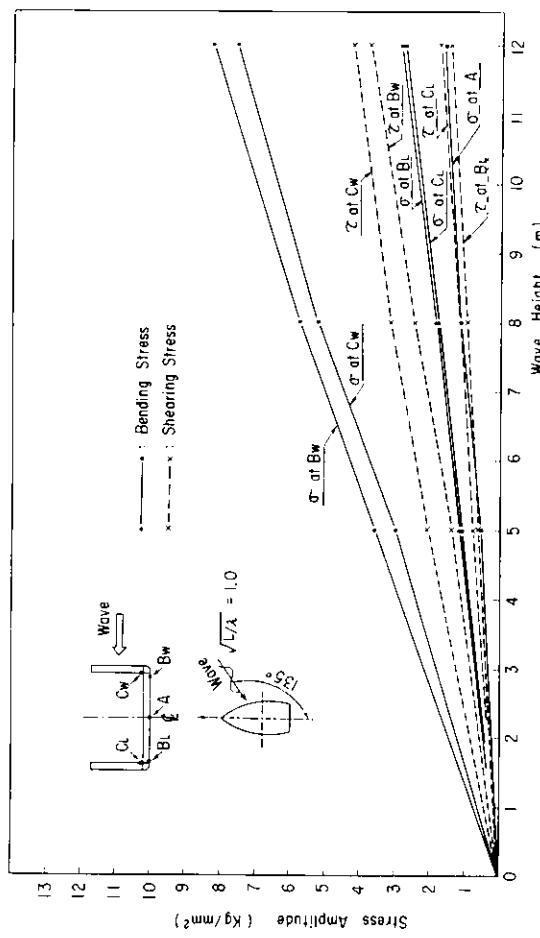
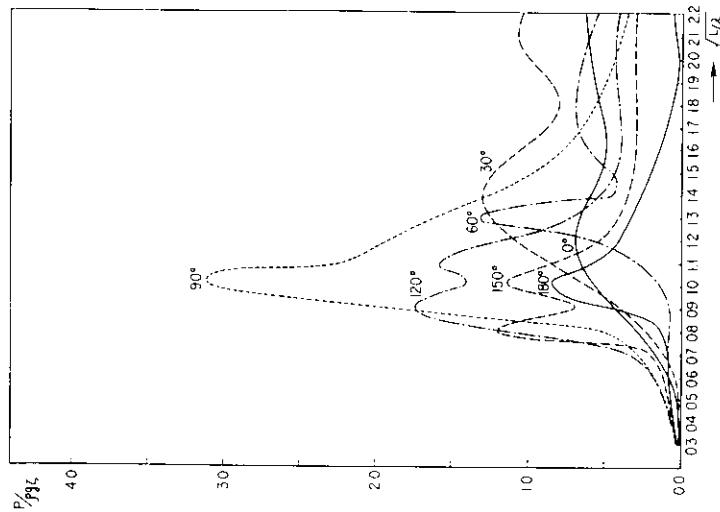


図 1.7.18 波高と心力振幅



2) 1.7.1.6 **TYPE 3** Bi-line Part (Point B) 2) TYPE 3 Bi-line Part (Point B)

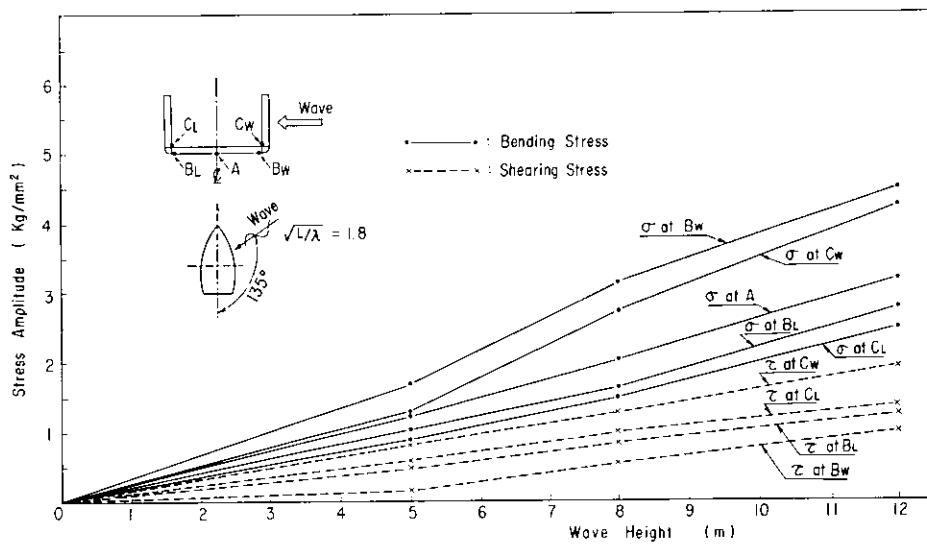


図 1.7.19 波高と応力振幅 ($\sqrt{L/\lambda} = 1.8$, $\chi = 135^\circ$)

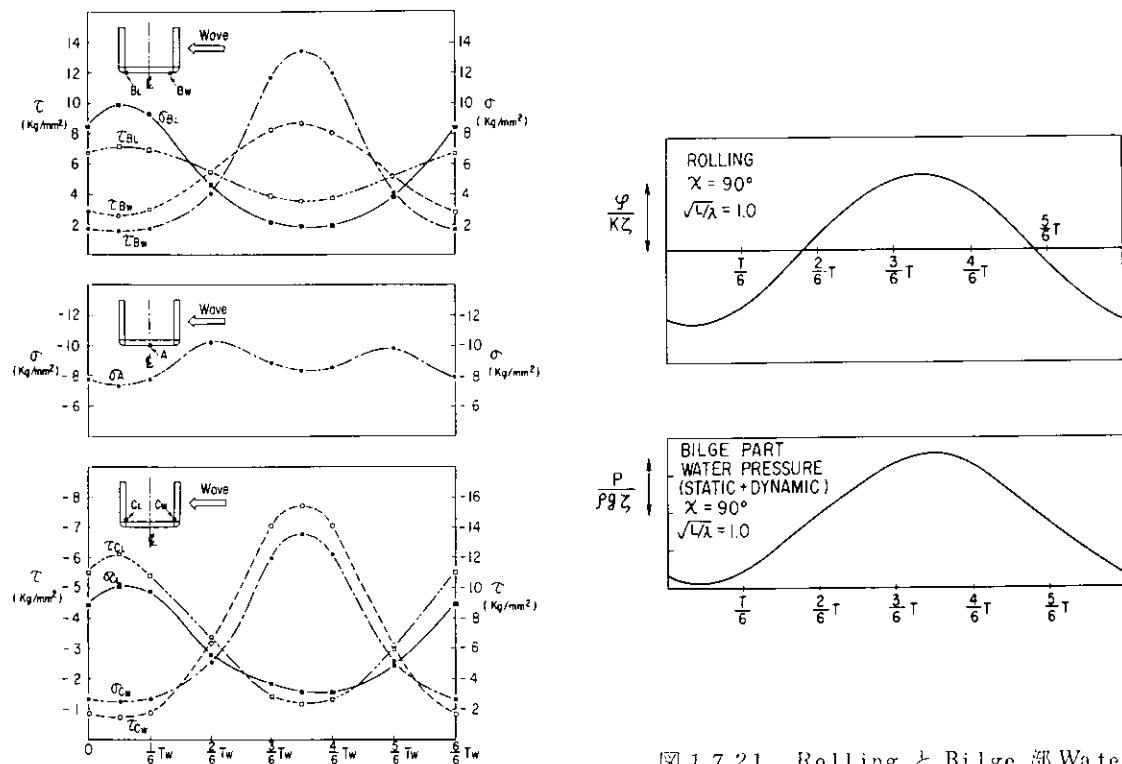


図 1.7.21 Rolling と Bilge 部 Water Pressure の一周期間の変動

図 1.7.20 発現確率 10^{-4} に相当する設計波中での応力変動

($H_w = 4.7 m$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$, $\chi = 90^\circ$)

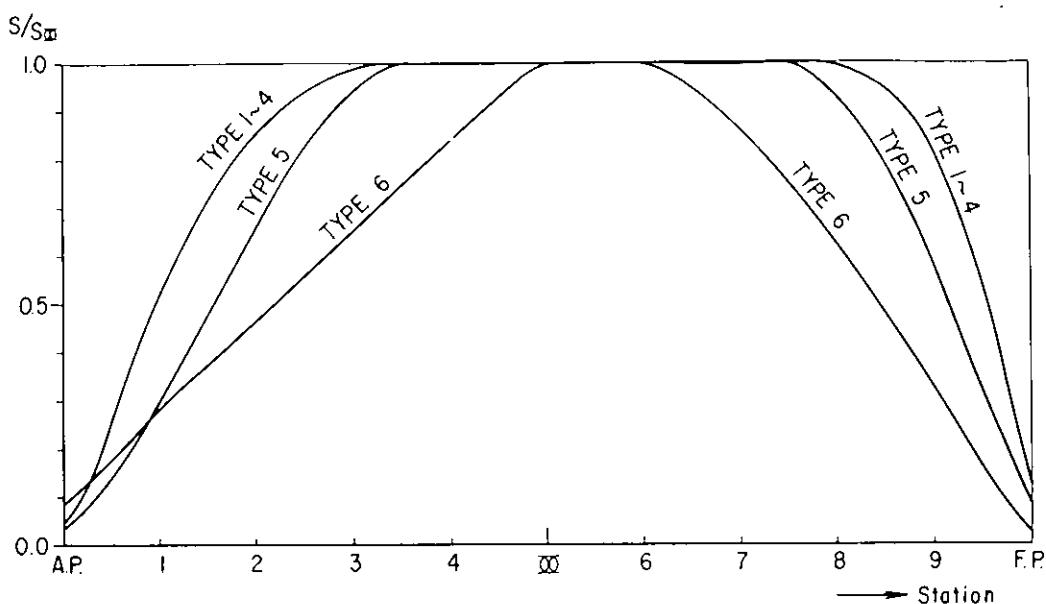
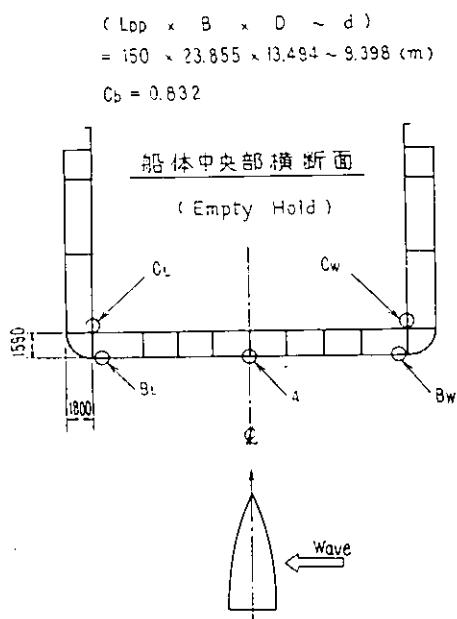


図 1.7.22 船長方向の S/S_{∞} の分布

表1.7.3 二次元骨組モデルによる変動応力値の直接予測値と近似推定値との比較

(Prob. Level 10^{-4})

(ISSC-1964 Wave Spectrum 及び Waldenによる北大西洋波浪長期資料による)



	at Btm Shell (A 点)		Bridge Btm Shell (B 点)		L. Shd. Pl. 下端 (C 点)	
	σ_b	τ	σ_b	τ	σ_b	τ
静 水 中	-10.1	-	4.0	5.3	-5.1	3.1
直接予測値 (10^{-4} Prob. Level)	2.1	-	6.9	3.0	6.5	3.8
近似推定法、発現確率 10^{-4} に相当する設計波中での応力振巾 $(H_s=4.7 \text{m}, \sqrt{G_L}=1.0, X=90^\circ)$	1.4	-	at B_w 5.0 at B_L 4.1	at B_w 3.1 at B_L 1.8	at C_w 6.1 at C_L 3.6	at C_w 3.5 at C_L 2.5
近似推定法、(静水圧 + 10^{-4} 変動圧最大期待値) ~ (静水圧 - 10^{-4} 変動圧最大期待値)	0.8	-	7.6	3.6	7.0	3.9

σ_b : Bending Stress (kg/mm^2)

τ : Shearing Stress (kg/mm^2)

*1: ○印の応力振巾が直接予測値及び近似推定値 II の値と比較すべき値である

1.8.1 研究の目的

船舶・橋梁等の構造物においては主要な構造要素として防撓板構造が使われている。この防撓板構造が圧縮荷重のもとで崩壊する場合の最高荷重を知ることは、より安全な構造物を設計する上で大切な問題である。

近年、有限要素法が発達し、弾塑性大撓み解析用プログラムの開発により正方形板^{1),2)}更に防撓板^{3),4)}の圧縮最終強度解析がなされ、いくつかの重要な特性についての知見が得られつつある。上田ら⁴⁾は、1本の縦防撓材を有する正方形板について詳細な解析を行ない最終強度の上限を与える防撓材の限界剛比等について検討を行なっている。

しかしながら、構造物として使われる防撓板構造は多種多様であり、これら一つ一つに有限要素法による数値解析を適用して最終強度までを得ることは計算に要する費用等の面からの困難がある。また、数値解析結果であるための見通しの悪さがつきまとってくる。

そこで、ここでは次のように考えたい。構造物の詳細な挙動については厳密な解析法による追跡が是非とも必要であり、有限要素法は優れた解析法の一つであるといえる。しかし、構造物の挙動についてある程度の知識が得られた場合、その知見の上に立った解析手法を確立することができれば構造物を設計する立場からの要望に十分応えることができるであろう。

本研究では上述の主旨に従って平板ならびに防撓板構造の圧縮最終強度を求める解析的手法を導く。又本解法の有効性を知るため実構造物に近い防撓板の圧縮強度実験を行なった。

更に防撓板が剪断荷重を受ける場合の最終強度を知るために基礎的研究として、剪断荷重を受ける防撓板の座屈強度解析をエネルギー法に基づいて行なった。スチフナの剛性の大小によりパネルのみに座屈波形をもつ局部座屈とスチフナも含んだ全体的な座屈波形をもつ全体座屈とが生じることがわかった。また両者の境界のスチフナ剛性として r_{min}^B (剪断)を計算によって求めた。

1.8.2 防撓板の圧縮強度実験

(1) 実験

昨年度に行なった実験⁵⁾の防撓板模型は

- パネルのアスペクト比は1(正方形)
 - 縦横の防撓材の曲げ剛性は等しい
- という基本的な構造であったが、本年度は更に実構造に模型、すなわち
- パネルのアスペクト比は3
 - 縦横の防撓材の曲げ剛性は異なる

について実験を行なった。

図1.8.1に示すような試験体(1500mm×1000mm, 縦防撓材5本, 横防撓材2本)について表1.8.1に示すパラメタを変えて周辺支持条件で実験を行なった。(計4体)

表1.8.1 試験体の形状及び名称

名 称	パネルの板厚 t_p	縦 スチフナ		横 スチフナ	
		高さ	板厚	高さ	板厚
A 73		1.5	2.3		
B 73	2.3	2.0	2.3	5.0	3.2
C 73		5.0	3.2		
B 52	3.2	2.5	3.2	7.0	3.2

単位:mm

材料: SS41

パネルの板厚は弾／塑性座屈を生じさせるため2通りに変えている。また、横方向の防撓材の曲げ剛性は一定とし縦方向の防撓材の曲げ剛性を変えている。横方向の防撓材の曲げ剛性比 ($\gamma' = EI's/bD$) はいわゆる γ_{min}^B の20倍程度である。なお、今回の実験において歪取りをした後でも板厚の1/2程度の初期撓みが生じていた。更に歪取りののち応力除去焼鍔を行なった。

防撓材の形状は flat bar type である。

試験体の諸定数を表1.8.2に示す。

表1.8.2 試験体の諸定数

名称	縦スチフナ		横スチフナ		座屈係数 k **	k(全) k(局)
	I_s^*	$\gamma = \frac{EI_s}{bD}$	$I_s'^*$	$\gamma' = \frac{EI_s'}{bD}$		
A 73	3.23×10^8 mm ⁴	2.90			$k(\text{全}) = 69.6$	0.483
B 73	7.25×10^8	6.51	1.43×10^5	128	$k(\text{局}) = 144$ $k(\text{全}) = 145$	1.01
C 73	1.43×10^5	128			$k(\text{局}) = 144$	15.09
B 52	2.01×10^4	6.69	3.92×10^5	131	$k(\text{局}) = 144$ $k(\text{全}) = 145$	1.01

$$* I_s = \frac{1}{12} t_s h^3 + \left(\frac{t_p + h}{2} \right)^2 h t_s$$

$$** \sigma_r = k \sigma_e = k \frac{\pi^2 D}{b^2 t}$$

(2) 実験結果

試験体は東大の100tonおよび200ton変位制御機で平押しした。

実験結果の一覧表を表1.8.3に示す。

表1.8.3 実験結果

名称	P _{cr}		P _u		
	理論	実験	理論		実験
			W _o /t = 0	W _o /t = 0.5	
A 73	17.3 Ton (全)	Ton	20.1 Ton (全)	17.3 Ton (全)	15.2 (全) 14.5 (全)
B 73	36.6 (局)	36.5 (全)*	37.8 (全)	30.8 (全)	22.5 (全) 23.0 (全)
C 73	44.8 (局)		58.5 (局)	49.6 (局)	42.7 (局) 42.0 (局)
B 52	100.8 (局)**		90.0	50.6 (全)	37.4 (全) 56.6 (全)

* ただし Donnel法による

** ただし P_y = 90.0 Ton

JIS 6号平板引張試験片を用いた材料試験の結果、降伏応力 (σ_y) は 25 kg/mm^2 、ヤング率 (E) は $2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$ であった。

荷重一縮み曲線を図1.8.2、図1.8.3C、荷重一横撓み曲線を図1.8.4、図1.8.5C、撓み波形のプロフィルを図1.8.6～図1.8.8にそれぞれ示す。なお、撓みは付加撓みであり、スチフナ側への変位を負としている。いずれの試験体についても理論的に求められる座屈荷重以下で崩壊している。この理由については、1.8.5(4)で述べる。

以下、本報告では横防撓材間での座屈および崩壊を全体座屈、全体崩壊とよび、縦横パネル間での座屈および崩壊を局部座屈、局部崩壊とよぶ。

A 73は最初に全体的な波形が生じそのまま崩壊に到っている。（図1.8.6）

B 7.3は縦防撃材の曲げ剛性が γ_{min}^B 近傍であるため局部と全体的波形が組合せた波形が最初に生じたが(図1.8.7の上図)崩壊時には全体的波形に移っている。(図1.8.7)

C 7.3は局部的な波形が生じたのち局部的に崩壊した。

B 5.2は縦防撃材の曲げ剛性比が γ_{min}^B 近傍であるが、全体的な波形が生じたのち全体崩壊に到っている。(図1.8.8)ただし偏心荷重の影響をうけているようである。(図1.8.8)

1.8.3 理論解析

(1) 弾性大撓み解析

図1.8.9に示すような一方向に一様な強制変位を受ける周辺支持の矩形板の座屈および座屈後挙動をRayleigh-Ritz法により解析する。Kármánの大撓み方程式によらずRayleigh-Ritz法を使うのは、防撃板の解析の際は後者の方が有利だからである。

未定係数 $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3, W$ を用いて x, y, z 方向の変位 u, v, w を以下のようにおく。なお、ここではKármánの大撓み方程式による解⁶⁾を念頭においている。

$$u = A_1 \sin(2\pi x/a) + A_2 \sin(2\pi x/a) \cos(2\pi y/b) + A_3 x \quad (1.8.1a)$$

$$v = B_1 \sin(2\pi y/b) + B_2 \sin(2\pi y/b) \cos(2\pi x/a) + B_3 y \quad (1.8.1b)$$

$$w = W \cos(\pi x/a) \cos(\pi y/b) \quad (1.8.1c)$$

$$w_0 = W_0 \cos(\pi x/a) \cos(\pi y/b) \quad (1.8.1d)$$

ここで考へている矩形板は圧縮方向に1半波の座屈波形が生じるような寸法の板であり、従って座屈波形(全撓み)を(1.8.1c)式のようにおく。かつ座屈後も座屈時の波形がそのまま持続すると仮定している。初期撓み w_0 は(1.8.1c)式と同形とした。

中央面の歪と変位の関係式は

$$\left. \begin{aligned} \ell_x^* &= u_{,x} + (w_{,x}^2 - w_{0,x}^2)/2, \quad \ell_y^* = v_{,y} + (w_{,y}^2 - w_{0,y}^2)/2 \\ 2\ell_{xy}^* &= u_{,y} + v_{,x} + w_{,x}w_{,y} - w_{0,x}w_{0,y} \end{aligned} \right\} \quad (1.8.2)$$

であり、曲率は以下のように表わせる。

$$\left. \begin{aligned} K_x &= w_{,xx} - w_{0,xx}, \quad K_y = w_{,yy} - w_{0,yy} \\ K_{xy} &= w_{,xy} - w_{0,xy} \end{aligned} \right\} \quad (1.8.3)$$

また、合応力、合モーメントと歪、曲率との関係式は

$$\left. \begin{aligned} N_x &= Et(\ell_x^* + \nu \ell_y^*)/(1-\nu^2), \quad N_y = Et(\nu \ell_x^* + \ell_y^*)/(1-\nu^2) \\ N_{xy} &= Et \ell_{xy}^*/(1+\nu) \\ M_x &= -D(K_x + \nu K_y), \quad M_y = -D(\nu K_x + K_y) \\ M_{xy} &= -D(1-\nu) K_{xy} \end{aligned} \right\} \quad (1.8.4)$$

$$\text{ただし, } D = Et^3/12(1-\nu^2) \quad (1.8.5)$$

E: ヤング率, t: 板厚, ν : ポアソン比

境界条件は

i) 面外については単純支持条件;

$$\left. \begin{aligned} x = \pm a/2 \text{ で } w = w_0 = 0, \quad w_{,xx} - w_{0,xx} = 0 \\ y = \pm b/2 \text{ で } w = w_0 = 0, \quad w_{,yy} - w_{0,yy} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.8.6)$$

ii) 面内については

$$x = \pm a/2 \quad \text{で} \quad u = \mp \bar{u}/2 \quad (1.8.7 \text{ a})$$

$$y = \pm b/2 \quad \text{で} \quad \int_{-a/2}^{a/2} N_y dx = 0 \quad (1.8.7 \text{ b})$$

とする。このとき面内の歪エネルギー U_M は

$$U_M = \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} \frac{E t}{2(1-\nu^2)} [(\ell_x^* + \ell_y^*)^2 + 2(1-\nu)(\ell_{xy} - \ell_x^* \ell_y^*)] dx dy \quad (1.8.8 \text{ a})$$

面外変形（横揺み）による曲げ歪エネルギー U_B は

$$U_B = \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} \frac{D}{2} [(\kappa_x + \kappa_y)^2 + 2(1-\nu)(\kappa_{xy} - \kappa_x \kappa_y)] dx dy \quad (1.8.8 \text{ b})$$

となり、全ポテンシャルエネルギー π は次式で表わせる。

$$\pi = U_M + U_B \quad (1.8.9)$$

ここで境界条件について考察する。 w, w_0 はともに境界条件 (1.8.6) 式を満たしていることは明らかである。

境界条件 (1.8.7 a) 式に (1.8.1 a) 式を代入することにより

$$A_3 = -\bar{u}/a \quad (1.8.10)$$

また、境界条件 (1.8.7 b) 式は (1.8.1 a), (1.8.1 b), (1.8.2) および (1.8.4) 式を使って整理すると

$$B_3 = 2\beta B - \nu \bar{u}/a - (\pi/b)^2 (W^2 - W_0^2)/4 \quad (1.8.11)$$

となる。最初 7 つあった未定係数は、2 つの境界条件 (1.8.7 a), (1.8.7 b) 式により 5 つ (A_1, A_2, B_1, B_2, W) に減っている。(1.8.9) 式の全ポテンシャルエネルギーを、これら 5 つの係数で偏微分して 0 とおくことにより得られる 5 つの連立方程式を解くことにより解が求まる。

これらの式を具体的に示すと

$$\frac{\partial \pi}{\partial A_1} = \frac{\partial \pi}{\partial A_2} = \frac{\partial \pi}{\partial B_1} = \frac{\partial \pi}{\partial B_2} = \frac{\partial \pi}{\partial W} = 0 \quad \text{より}$$

$$\frac{E t}{2(1-\nu^2)} \left[\frac{4\pi^2}{\beta} A_1 - \frac{\pi^3}{4b} \left(\frac{1}{\beta^2} - \nu \right) (W^2 - W_0^2) \right] = 0 \quad (1.8.12 \text{ a})$$

$$\frac{E t}{2(1-\nu^2)} \left[\left\{ \frac{2}{\beta} + (1-\nu)\beta \right\} \pi^2 A_2 + (1+\nu)\pi^2 B_2 - \frac{\pi^3}{8b} \left(\frac{1}{\beta^2} + 1 \right) (W^2 - W_0^2) \right] = 0 \quad (1.8.12 \text{ b})$$

$$\frac{E t}{2(1-\nu^2)} \left[12\pi^2 \beta B_1 - \frac{3\pi^3}{4b\beta} (\beta^2 - \nu) (W^2 - W_0^2) \right] = 0 \quad (1.8.12 \text{ c})$$

$$\frac{E t}{2(1-\nu^2)} \left[(1+\nu)\pi^2 A_2 + (2\beta + \frac{1-\nu}{\beta})\pi^2 B_2 - \frac{\pi^3}{8b\beta} (\beta^2 + 1) (W^2 - W_0^2) \right] = 0 \quad (1.8.12 \text{ d})$$

$$\frac{\pi^2 E t W}{2(1-\nu^2)} \left[-\frac{\pi}{2b} \left(\frac{1}{\beta^2} - \nu \right) A_1 - \frac{\pi}{4b} \left(\frac{1}{\beta^2} + 1 \right) A_2 - \frac{3\pi}{2b\beta} (\beta^2 - \nu) B_1 - \frac{\pi}{4b\beta} (\beta^2 + 1) B_2 \right.$$

$$\left. - \frac{1-\nu^2}{2b\beta^2} \bar{u} + \frac{\pi^2}{64b^2\beta} \left\{ 9\beta^2 + \frac{9}{\beta^2} + 2(1-8\nu)(W^2 - W_0^2) \right\} \right]$$

$$+ \frac{\pi^4 E t^3 \beta}{48(1-\nu^2)b^2} \left(1 + \frac{1}{\beta^2} \right)^2 (W - W_0) = 0 \quad (1.8.12 \text{ e})$$

ただし、 $\beta = a/b$: アスペクト比

(1.8.12 a) ~ (1.8.12 e) 式を連立方程式として解くことにより座屈および座屈後挙動（初期揺みのある場合を含む）を知ることができる。

なお、一様変位を生じさせる力 P は次式で表わせる。

$$P = \sigma b t = - \int_{-b/2}^{b/2} N_x(x=\pm a/2) dy \quad (1.8.13)$$

ただし, σ : 平均圧縮応力

(2) 大撓みを考慮した塑性解析

(1)と同じ矩形板(図1.8.9)をとりあげ、その塑性崩壊について解析を行う。

従来より、横荷重を受ける板の崩壊荷重については塑性設計法で解析がなされてきている。大撓みを考慮に入れ塑性解析としては Sawczuk⁷⁾, Jones⁸⁾ らの研究がある。ここでは、面内方向に強制変位を受ける板の塑性解析を行うが、この種の研究としては加藤⁹⁾, Korol & Sherbourne¹⁰⁾, Murray¹¹⁾ らの論文がある。

まず、板の大撓みつりあい式は

$$\left. \begin{aligned} N_{x,x} + N_{xy,y} + \bar{P}_x &= 0 \\ N_{xy,x} + N_{y,y} + \bar{P}_y &= 0 \\ M_{x,xx} + 2M_{xy,xy} + M_{y,yy} + (N_x w_{,x} + N_{xy} w_{,y}),_x \\ &\quad + (N_{xy} w_{,x} + N_y w_{,y}),_y + \bar{P}_z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.8.14)$$

である。ただし、 \bar{P}_x , \bar{P}_y , \bar{P}_z はそれぞれ x , y , z 方向の単位面積当たりの外力であり、 w は全撓みである。

境界条件は

$$x = \pm a/2, \quad y = \pm b/2 \quad \text{で} \quad w = \dot{w} = 0 \quad (1.8.15a)$$

$$N_{xy} = M_{xy} = 0 \quad (1.8.15b)$$

$$x = \pm a/2 \quad \text{で} \quad u = \ddot{u}/2 \quad (1.8.15c)$$

$$\dot{u} = \ddot{u}/2 \quad (1.8.15d)$$

$$M_x = 0 \quad (1.8.15e)$$

$$y = \pm b/2 \quad \text{で} \quad N_y = M_y = 0 \quad (1.8.15f)$$

とする。ただし、(•)は時間微分を表わす。

外力仕事率(External work rate) W_E は

$$W_E = \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} (\bar{P}_x \dot{u} + \bar{P}_y \dot{v} + \bar{P}_z \dot{w}) dx dy \quad (1.8.16)$$

となり、この式に(1.8.14)式より得られる \bar{P}_x , \bar{P}_y , \bar{P}_z を代入すると

$$\begin{aligned} W_E = & - \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} (N_{x,x} + N_{xy,y}) \dot{u} dx dy - \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} (N_{xy,x} + N_{y,y}) \dot{v} dx dy \\ & - \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} [M_{x,xx} + 2M_{xy,xy} + M_{y,yy} + (N_x w_{,x} + N_{xy} w_{,y}),_x \\ & \quad + (N_{xy} w_{,x} + N_y w_{,y}),_y] \dot{w} dx dy \quad (1.8.17) \end{aligned}$$

となる。(1.8.17)式を部分積分によって変形する。

例えば、

$$\begin{aligned} \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} (N_{x,x} + N_{xy,y}) \dot{u} dx dy &= \int_C (N_x n_x + N_{xy} n_y) \dot{u} dC \\ &+ \sum_{m=1}^r \int_{C_m} (N_x n_x + N_{xy} n_y) \dot{u} dC_m - \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} (N_x \dot{u}_{,x} + N_{xy} \dot{u}_{,y}) dx dy \quad (1.8.18) \end{aligned}$$

C は矩形板の境界を表わし、 C_m ($m=1 \sim r$) は不連続量(～)が存在する曲線(塑性ヒンジ)を表わす。また、 n_x , n_y は C , C_m 上に立たれた単位外向き法線ベクトルの成分である。ここで、 w が全領域で連続であると仮定し、か

つ、境界条件(1.8.15a), (1.8.15b), (1.8.15e)および(1.8.15f)式を考慮すると(1.8.17)式は

$$\begin{aligned}
 W_E = & - \int_C N_x n_x \dot{u} dC - \sum_{m=1}^s \int_{\ell_m} [(N_x n_x + N_{xy} n_y) \dot{u} + (N_{xy} n_x + N_y n_y) \dot{v}] d\ell_m \\
 & - \sum_{m=1}^s \int_{\ell_m} [\{ M_x n_x + M_{xy} n_y + w(N_x n_x + N_{xy} n_y) \} \dot{w}_x \\
 & \quad + \{ M_{xy} n_x + M_y n_y + w(N_{xy} n_x + N_y n_y) \} \dot{w}_y] d\ell_m \\
 & + \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} (N_x \dot{u}_x + N_{xy} \dot{u}_y + N_{xy} \dot{v}_x + N_y \dot{v}_y) dx dy \\
 & - \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} [M_x \dot{w}_{xx} + 2M_{xy} \dot{w}_{xy} + M_y \dot{w}_{yy} + w(N_x \dot{w}_{xx} + 2N_{xy} \dot{w}_{xy} + N_y \dot{w}_{yy})] dx dy
 \end{aligned} \tag{1.8.19}$$

となる。更に、材料が完全剛塑性体であると仮定すると(1.8.19)式中の面積分の項が落ち、また、塑性ヒンジが直線であるとすると(1.8.19)式は

$$W_E = - \int_C N_x n_x \dot{u} dC + \sum_{m=1}^s \int_{\ell_m} (M + wN^{(1)}) \dot{\theta} d\ell_m - \sum_{m=1}^s \int_{\ell_m} N^{(2)} \dot{U} d\ell_m \tag{1.8.20}$$

となる。ここで M は塑性ヒンジにおける合モーメント、 $N^{(1)}$, $N^{(2)}$ は合応力であり、 \dot{u} , $\dot{\theta}$ はそれぞれ面内変位の不連続量、塑性ヒンジの回転角である。(1.8.20)式の第1項は境界条件(1.8.15d)式より

$$- \int_C N_x n_x \dot{u} dC = -\sigma b t \dot{u} \tag{1.8.21}$$

ただし

$$\sigma = - \int_{-b/2}^{b/2} N_x (n = \pm a/2) dy / bt \tag{1.8.22}$$

ここで、 $\bar{P}_x = \bar{P}_y = \bar{P}_z = 0$ とおくと、 $W_E = 0$ となり(1.8.20), (1.8.21)式より

$$\sigma b t \dot{u} = \sum_{m=1}^s \int_{\ell_m} (M + wN^{(1)}) \dot{\theta} d\ell_m - \sum_{m=1}^s \int_{\ell_m} N^{(2)} \dot{U} d\ell_m \tag{1.8.23}$$

となる。(1.8.23)式の左辺は強制変位のなす仕事率にある。右辺第1項は塑性ヒンジの回転に伴うモーメントおよび面内力のなす仕事率であり、右辺第2項は面内変位の不連続に伴う面内力のなす仕事率である。なお、 $wN^{(1)}$ が大挑みを考慮したことによる項である。こうして導いた(1.8.23)式は塑性崩壊の条件式である。

1.8.4 平板の圧縮最終強度

ここでは、理論解析で説明した弾性解析と塑性解析とを組合せることにより正方形板($\beta = 1$)と $\beta = \sqrt{2}/2$ の矩形板について圧縮最終強度を算定する解析法を示し、従来の解析結果との比較を行う。

(1) 正方形板($\beta = 1$)の場合

(1.8.12a)～(1.8.12e)式より弾性解析解は次式のようになる。

$$\sigma = \sigma_{cr} (1 - W_0/W) + (\pi^2/8) E (W^2 - W_0^2) / b^2 \tag{1.8.24}$$

$$\sigma_{cr} = \pi^2 E (t/b)^2 / 3 (1 - \nu^2) \tag{1.8.25}$$

また、塑性解析解は図1.8.11の右上図のような対角線状の塑性ヒンジを仮定し、(1.8.23)式に

$$\left. \begin{aligned}
 \dot{u} &= 4WW/b, \quad \dot{U} = \dot{u}/\sqrt{2}, \quad w = W(1 - \sqrt{2}\ell_m/b) \\
 \dot{\theta} &= 2\sqrt{2}W/b, \quad \dot{N}^{(1)} = \dot{N}^{(2)} = -\sigma t/2 \quad (\rightarrow \text{Appendix}) \\
 M &= \xi_1 M_p \quad (\rightarrow \text{Appendix})
 \end{aligned} \right\} \tag{1.8.26}$$

ただし、

$$\xi_1 = \frac{8 - 9\alpha^2 + \alpha\sqrt{16 - 15\alpha^2}}{2(\alpha + \sqrt{16 - 15\alpha^2})}, \quad \alpha = \frac{\sigma}{\sigma_Y}, \quad M_p = \frac{1}{4} t^2 \sigma_Y \quad (1.8.27)$$

を代入して整理すると

$$W/t = \xi_1/\alpha \quad (1.8.28)$$

となる。こうして求めた(1.8.28)式は前述の通り崩壊の条件を与えている。従って、(1.8.24)式より得られる座屈後の σ -W曲線と(1.8.28)式の σ -W曲線との交点より最高荷重を求めることができる。すなわち、図1.8.10に示すように実際の板は座屈後横撓みが生じたのち、板の一部が塑性化することにより、(1.8.24)式の弾性挙動(A)からはずれ(D)、(1.8.24)式と(1.8.28)式(B)との交点(E)に到達する以前に最高荷重(F)を示して崩壊すると考えられる。

このようにして求めた正方形板の圧縮最終強度を図1.8.11および図1.8.12に示す。のちに述べるように、この結果と従来の解析結果とはよく一致している。図1.8.13には初期撓みと座屈後の余剰強度($\sigma_u - \sigma_{cr}$)との関係を示すが板がある程度以上薄くなると余剰強度の増加は少なくなる。また、厚板の場合、初期撓みの存在によって初期撓みなしで求められる座屈値より最高荷重が低下し得ることがわかる。

(2) $\beta = 1/2$ の場合

正方形板の場合と同様にして弾性解析解は次式で表わせる。

$$\sigma = \sigma_{cr} (1 - W_0/W) + (17\pi^2/64) E (W^2 - W_0^2) / b^2 \quad (1.8.29)$$

$$\sigma_{cr} = 25\pi^2 E (t/b)^2 / 48(1-\nu^2) \quad (1.8.30)$$

崩壊機構として $\phi = 45^\circ$, $\phi = 90^\circ$ (図1.8.30) の塑性ヒンジを組合せたものを考へた結果、次式で表わせる崩壊の条件式を得る。

$$W/t = (2\xi_1 + \xi_2)/6\alpha \quad (\rightarrow \text{Appendix}) \quad (1.8.31)$$

(1.8.29)式と(1.8.31)式より最終強度を求めたものを図1.8.14に示す。正方形板の場合と合わせてKármán⁶⁾, 吉識¹²⁾らの計算値および上田²⁾らの有限要素法解析結果も同じグラフに示している。図1.8.14によると本方法による最終強度の算定値は正方形板の場合 $(b/t)\sqrt{\sigma_Y/E} > 3$ ではやや大きめの値を示すものの従来の結果とのよい一致を示しており、本研究での解析手法が有効であることがわかる。なお、 β が1より大きい矩形板については正方形板におきかえることにより最終強度を算定することができる。

1.8.5 防撓板の圧縮最終強度

防撓板の座屈形式は一般に以下のように分類できる。

I 全体座屈(板と防撓材とが一体となって座屈する。)

II 局部座屈

i) 縦横の防撓材によって囲まれたパネルのみが座屈し防撓材が曲がらない。

ii) 防撓材が自由辺で局部座屈を生じる。

ここでは、II ii)を除き、IとII i)の場合を取りあげる。两者(IとII i))を分ける防撓材の曲げ剛性比 $\gamma (= EI_s / bD)$ がいわゆる γ_{mm}^B ¹³⁾であり、弾性設計上の基準となる。防撓板が弾性座屈した後に最終強度に到る過程は

I —————→ (a) 防撓材の曲げを伴う全体崩壊

II i) [(b) 防撓材の曲げを伴う全体崩壊

[(c) 防撓材の曲げ振り座屈または自由辺での局部座屈による局部崩壊

[(d) 防撓材とパネルの一部が降伏応力に達することによる局部崩壊

等が考えられるが(b), (c), (d)についていわゆる有効幅の概念を用いての最終強度推定が可能であり、いくつか

の研究^{14),15)}がある。最終強度についても弾性の γ_{min}^B に相当する γ_{min}^U が(a),(b)の全崩壊と(d)の局部崩壊との境界として存在し、最終強度を考えた設計上の基準となる。

平板の場合と異なり、防撲板の座屈後挙動は複雑であるが、ここでは考えられるいくつかの崩壊形式より導かれる崩壊の条件式と、それに対応する単純な座屈波形による座屈後弾性挙動解析とを組合せることにより最終強度の算定を行なう。以下にいくつかの具体例を示す。

(1) 1本の縦防撲材を有する正方形板

図1.8.16に示すような両面対称防撲材付正方形板を考える。ただし、周辺は単純支持条件とする。まず、全体座屈(図1.8.15(a))後の挙動については平板の垂エネルギーに防撲材の垂エネルギー；

$$U_S = U_{SM} + U_{SB} \quad (1.8.32)$$

$$U_{SM} = \frac{EA_s}{2} \int_{-b/2}^{b/2} \ell_s^2 dx \quad (1.8.33a)$$

$$U_{SB} = \frac{EI_s}{2} \int_{-b/2}^{b/2} K_s^2 dx \quad (1.8.33b)$$

ただし、 $A_s = h t_s$, $I_s = t_s h^3 / 12$, ℓ_s : 防撲材の軸歪 , K_s : 防撲材の曲率

を加えて計算を行なう。これに対応する崩壊形式は図1.8.15(c)であり、防撲材の塑性仕事率を新たに考慮に入れる。これらの式を具体的に示す。まず、弾性挙動は $\nu = 0.3$ として、(1.8.12a~12e)式と(1.8.32)式より求まる。

$$\sigma = \sigma_{cr} (1 - W_0/W) + \frac{1 + 4.71\delta + 5.375\delta^2}{8(1+\delta)(1+2\delta)(1+2.665\delta)} \frac{\pi^2 E}{b^2} (W^2 - W_0^2) \quad (1.8.34)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{5.46(1+2\delta)} \left\{ 2 \left(\frac{t_p}{b} \right)^2 + 0.91 \frac{I_s}{b^3 t_p} \right\} \quad (1.8.35)$$

ただし、 $\delta = A_s/b t_p = h t_s/b t_p$

一方、図1.8.15(c)に示す塑性崩壊形式を仮定したときの崩壊の条件式は

$$\frac{W}{t_p} = \frac{2\xi_1 + \delta(h/t_p)\xi_2}{2\alpha(1+2\delta)} \quad (\rightarrow \text{Appendix}) \quad (1.8.36)$$

となり、(1.8.34)式と(1.8.36)式とを連立方程式として解くことにより最終強度が求まる。実際にはグラフ解法を行なった。

一方、パネルが局部座屈を起こして(図1.8.15(b))そのまま局部崩壊(図1.8.15(d))に到る場合は一边が $b/2$ の正方形板の最終強度と一致する。 $\gamma_{min}^B < t < \gamma_{min}^U$ では実際には図1.8.15において(b)→(c)となるが、ここでは(a)→(c)と(b)→(d)の場合について最終強度を求め低い方の値を最終強度としている。 $t_p = t_s = t = 3.2\text{mm}$, $b = 500\text{mm}$, $\sigma_Y = 27\text{kg/mm}^2$, $E = 21000\text{kg/mm}^2$, $W_0/t = 0$ の場合の防撲材高さ(h/t)と最終強度(σ_u/σ_Y)との関係を図1.8.16に示す。上田⁴⁾らの有限要素法による解析結果と比較した場合、 h/t が小さいときは1.8.4(1)に述べた理由により本解析法による σ_u/σ_Y は高めの値を示すものの $\sigma_u/\sigma_Y - h/t$ 曲線の傾向および γ_{min}^U はよく一致している。ただし、本方法では防撲材の局部的な挙動を無視しているため γ_{low}^U は求めることができない。 $\gamma < \gamma_{min}^U$ における初期撲みの最終強度に及ぼす影響を図1.8.17に示すが、 $h/t = 12$ では板厚の13程度以上の初期撲みの存在により σ_u/σ_Y は σ_{cr}/σ_Y より低下することがわかる。(図1.8.17で σ_{u0} は $W_0/t = 0$ の場合の σ_u の値である。)

この解析方法によれば、板幅、板厚、初期撲み等のパラメタを自由に変えて計算を行なうことができる。一例を図1.8.18に示す。図からわかるように h/t_p が大きくなるにつれて σ_u/σ_Y も大きくなり、 σ_{cr}/σ_Y が1に近い防撲板(図1.8.18中のc)では γ_{min}^B と γ_{min}^U とは接近する。

(2) 縦横の防撲材を有する正方形板

図1.8.19に示すような縦横に1本ずつの防撓材を有する周辺支持の正方形板を考える。荷重方向およびそれと直角方向とも1半波で全体座屈したとき(これをB1とする。)の座屈後挙動は次式となる。

$$\sigma = \sigma_{cr} (1 - W_0/W) + \left\{ \frac{1 + 4.71\delta + 5.375\delta^2}{8(1+\delta)(1+2\delta)(1+2.665\delta)} + \frac{3}{4} \frac{\delta'}{1+2\delta} \right\} \frac{\pi^2 E}{b^2} (W^2 - W_0^2) \quad (1.8.37)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{2.73(1+2\delta)} \left\{ \left(\frac{t_p}{b} \right)^2 + 5.46 \frac{I_s + I'_s}{b^3 t_p} \right\} \quad (1.8.38)$$

ただし、 $\delta' = A'_s/b t_p = h' t'_s/b t_p$, $I'_s = t'_s h'^3/12$

なお、ここでは横防撓材の歪 ℓ'_s は

$$\ell'_s = (w_{xx}^2 - w_0^2) / 2 - Z(w_{xx} - w_0, xx) \quad (1.8.39)$$

とした。

一方、この座屈波形に対する塑性ヒンジを考えると崩壊の条件は次式で表わせる。

$$\frac{W}{t} = \frac{2\xi_1 + \delta(h/t_p)\xi_2 + \delta'(h'/t_p)\xi_3/2}{2\alpha(1+2\delta)} \quad (1.8.40)$$

また、圧縮方向に2半波、それと直角方向に1半波すなわち、横防撓材の位置が筋線と一致するような座屈(これをB2とする。)が生じた後の座屈後挙動は次式で表わせる。

$$\sigma = \sigma_{cr} (1 - W_0/W) + \frac{5.414.5 + 31374.03\delta + 45393.64\delta^2}{116.4(1+\delta)(1+2\delta)(175+508.69\delta)} \times \frac{\pi^2 E}{b^2} (W^2 - W_0^2) \quad (1.8.41)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{0.91(1+2\delta)} \left\{ \frac{25}{48} \left(\frac{t_p}{b} \right)^2 + 7.28 \frac{I_s}{b^3 t_p} \right\} \quad (1.8.42)$$

ただし、 $\nu = 0.3$ とした。

一方、この座屈波形ICに対しては $\beta = 1/2$ の矩形板と同様の塑性崩壊機構(図1.8.19参照)を仮定し、次式で表わせる崩壊の条件式を得た。

$$\frac{W}{t} = \frac{2\xi_1 + \{1 + 2\delta(h/t_p)\}\xi_2}{3\alpha(3+4\delta)} \quad (1.8.43)$$

また、パネルが局部座屈し、そのまま局部崩壊に到る場合は一边が $b/2$ の正方形板の最終強度と一致する。

$t_p = t_s = t' = 3.2\text{ mm}$, $b = 500\text{ mm}$, $h' = 2h$, $\sigma_Y = 27\text{ Kg/mm}^2$, $E = 21000\text{ Kg/mm}^2$, $W_0/t = 0$ の場合の計算結果を図1.8.19に示す。まず、座屈強度については $0 < h/t < 3.4$ ではB1の座屈形式、 $3.4 < h/t < 6.2$ ではB2の座屈形式となる。(1.8.38)と(1.8.42)式との交点が図1.8.19中のA点である。しかしながら、塑性解析を行なうと $\gamma < \gamma_{min}^U$ では図1.8.19に示す2半波の崩壊機構が最小となる。これと局部崩壊との境界として γ_{min}^L が求まる。

(3) 3本の縦防撓材を有する矩形板

図1.8.20に示すような3本の縦防撓材を有し、全体のアスペクト比が $1/2$ である周辺単純支持の矩形板を考える。

$t_p = t_s = t = 3.2\text{ mm}$, $b = 2a = 1000\text{ mm}$, $\sigma_Y = 27\text{ Kg/mm}^2$, $E = 21000\text{ Kg/mm}^2$, $\nu = 0.3$ の場合について(1)と同様の考え方により最終強度を推定したが、具体的な式を省略した。全体座屈波形と同じ形の初期撓みがある場合($W_0/t = 0.5$, $W_0/t = 1$)の最終強度も合わせて図1.8.20に示しているが、この結果によれば防撓材高さが高くなるにつれて初期撓みが最終強度の低下に及ぼす影響は大きくなる。例えば、 $\gamma = \gamma_{min}^B$ 付近では、その低下率($(\sigma_{uo} - \sigma_u)/\sigma_{uo} \times 100$)は $W_0/t = 0.5$ の場合、約21%, $W_0/t = 1$ の場合、約33%であり、図からわかるように最終強度は $W_0/t = 0$ の場合の座屈値より低くなっている。

(4) 実験結果との比較

1.8.2で述べた実験を本解析法を用いて解析する。試験体は横防撓材の曲げ剛性が大きいため全体崩壊(A73, B73, B52)は横防撓材間の一段のパネルを周辺単純支持条件のもとで解析する。

局部崩壊(C73)は(1)~(3)と同様パネルのみの最終強度をもとに解析できる。なお試験体は片面防撓であるが、この効果は防撓材の曲げ剛性に対してのみ評価した。

(a) A73, B73, B52について

A73の弾性解析解(全体座屈)は

$$\sigma/\sigma_Y = (\sigma_{cr}/\sigma_Y)(1 - W_0/W) + 0.2608 \pi^2 (E/\sigma_Y) (W^2 - W_0^2) / b^2 \quad (1.8.44)$$

$$\sigma_{cr} = 6.98 \text{ kN/mm}^2$$

塑性解析解は図1.8.21に示す塑性ヒンジを仮定したとき、

$$W/t = (0.4268 \xi_1 + 0.2434 \xi_2) / \alpha \quad (1.8.45)$$

となり両者の交点として最終強度が求められる。

$W_0/t = 0, 0.5, 1$ の場合の計算結果を図1.8.21に示す。

本実験では初期撓みが試験体に存在していたので図1.8.21においては $W_0/t = 0.5$ の初期撓みを想定して実験点プロットしている。

B73についても同様の計算を行ない実験値と解析結果との比較を図1.8.22に示す。

(b) C73について

C73はスチフナ剛比 γ が十分大きいため板幅167mmの周辺単純支持の正方形板として最終強度を評価することができる。

初期撓みが $W_0/t = 0, 0.5, 1$ の場合についての最高荷重の推定値を表1.8.3に示す。1.8.2(2)でも述べたようにいずれの場合も最高荷重(P_u)は初期撓みの場合の座屈荷重(P_{cr})を下回っている。このことは以下のように説明できる。一般に板幅が大きくなるに従って座屈後の挙動は柱のそれに近づき、座屈後の荷重の上昇は小さくなる。いま全体崩壊の場合(A73, B73, B52), 対象としている5本の縦防撓板を有するアスペクト比1/2の矩形板は、正方形板に比べて座屈後の横撓みに対する荷重の増加が少ないことが挙げられる。

次に、初期撓みの影響が挙げられる。試験体には、製作の際、初期撓みが生じ今回の試験体においても板厚の1/2程度の初期撓みが計測された。これが最高荷重 P_u に及ぼす影響は、 P_{cr} が P_Y に近づくにつれて大きくなる。表1.8.3に示すように、A73(14%)→B73(19%)→B52(44%)の順に P_u の低下が見られた。ここで

()の中は

$$[P_u(W_0/t = 0.5) - P_u(W_0/t = 0)] / P_u(W_0/t = 0) \times 100$$

の値を表わしている。

いずれの場合も $W_0/t = 0.5$ として求めた本方法による P_u は、実験結果の最高荷重と比較して A73, C73 で 20%, B73 で 30%, B52 で 10% 程度の差異がある。

このように本解析法は、定性的には比較的良く実験結果を説明することができ、その有効性が確認された。

1.8.6 剪断座屈解析

防撓板が圧縮荷重を受ける場合の座屈、座屈後挙動並びに最終強度に関しては前節までに述べた。ところが一般に防撓板構造は圧縮荷重を受けるばかりでなく剪断荷重を受ける場合が少なくない。従って、剪断荷重を受ける防撓板構造の座屈、座屈後挙動並びに最終強度を知ることは、より安全な構造物を設計する上で大切な問題である。

そこで本節では剪断による崩壊荷重を求めるための基礎的研究として、防撓板の剪断座屈解析を行なった。

(1) 単板の剪断座屈

図1.8.23に示すような周辺単純支持された矩形板($a \times b$)に純剪断荷重 N_{xy} が作用する場合をエネルギー法

に基づいて考察する。いま、座屈に伴う変エネルギー増分を△U、外力仕事増分を△Vとすると

$$\Delta U = \Delta V \quad (1.8.44)$$

$$\Delta U = \frac{D}{2} \int_0^a \int_0^b [(w_{xx} + w_{yy})^2 - 2(1-\nu)(w_{xx}w_{yy} - w_{xy}^2)] dx dy \quad (1.8.45)$$

$$\Delta V = -\frac{1}{2} \int_0^a \int_0^b 2N_{xy} w_{x} w_{y} dx dy \quad (1.8.46)$$

座屈波形を

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} \sin(m\pi x/a) \sin(n\pi y/b) \quad (1.8.47)$$

と仮定すると、これは明らかに周辺支持の条件

$$y=0, b \text{ で } w=w_{yy}=0$$

$$x=0, a \text{ で } w=w_{xx}=0$$

を満足している。

$$\Delta U = \frac{D}{2} \frac{\pi^4 a b}{4} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn}^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2}\right)^2 \quad (1.8.48)$$

$$\Delta V = -4N_{xy} \sum_{m} \sum_{n} \sum_{p} \sum_{q} a_{mn} a_{pq} \frac{m n p q}{(m^2 - p^2)(q^2 - n^2)} \quad (1.8.49)$$

ただし、 $m \pm p, q \pm n$ は奇数

従って (1.8.44) 式より

$$N_{xy} = -\frac{a b \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=i}^{\infty} a_{mn}^2 (m^2 \pi^2 / a^2 + n^2 \pi^2 / b^2)^2}{32 \sum_{m} \sum_{n} \sum_{p} \sum_{q} a_{mn} a_{pq} \frac{m n p q}{(m^2 - p^2)(q^2 - n^2)}} \quad (1.8.50)$$

座屈値 (N_{xy})_{cr} は係数 a_{mn} について最小となる N_{xy} である。

ここで $\beta = a/b$, $\tau_{cr} = (N_{xy})_{cr}/t$

とし、(1.8.50) 式を a_{mn} で微分すると、

$$-\tau_{cr} t \sum_{p} \sum_{q} a_{pq} \frac{m n p q}{(m^2 - p^2)(q^2 - n^2)} = \frac{\pi^4 D}{32 b^2 \beta^2} a_{mn} (m^2 + \beta^2 n^2)^2 \quad (1.8.51)$$

$$\lambda = -\frac{\pi^4 D}{32 \beta b^2 t \tau_{cr}} \quad \text{とおくと} \quad (1.8.51) \text{ 式は}$$

$$\sum_{p} \sum_{q} a_{pq} \frac{m n p q}{(m^2 - p^2)(q^2 - n^2)} = \frac{\lambda}{\beta^2} (m^2 + \beta^2 n^2)^2 a_{mn} \quad (1.8.52)$$

となり、 $\mathbf{A}_{\mathbf{x}} = \lambda \mathbf{B}_{\mathbf{x}}$ という固有値問題に帰着できる。

剪断座屈値及び剪断座屈モード

電子計算機を用いて (1.8.52) 式を解く際、解の収束性が問題となる。表 1.8.4 及び図 1.8.23 に種々のアスペクト比 (β) の場合の解の収束性を示している。表 1.8.4 には Timoshenko 等による座屈値も同時に示しており、良く一致していることがわかる。図 1.8.23 によると、必要な項数はアスペクト比 (β) によって異なるが、 β が小さいところ ($\beta < 3.0$) では、 $m=n=4, \beta=3.5$ の場合でも $m=n=5$ を用いると基準値 ($m=n=10$) と比較して 1% 以内となっている。したがって平板の場合 $\beta \leq 2.5$ では $m=n=4$ の座屈値を $\beta=3.5$ では $m=n=5$ の座屈値を標準値として考えることにする。

図 1.8.24 には種々のアスペクト比 (β) の座屈値と一次及び二次の座屈モードが示してある。 $\beta=2$ 及び $\beta=3.5$

付近では座屈モードの変化が見られる。

表1.8.4 単板における座屈値の収束性

β	2	3	4	5	6	10	12) Timoshenko	12) Stein	12) Iguchi
1.0	11.103 (19.0)	9.422 (10.2)	9.404 (0.84)	9.343 (0.17)	9.338 (0.13)	9.326	9.4	9.3	9.4
1.5	8.687 (22.85)	7.151 (11.3)	7.127 (0.79)	7.083 (0.17)	7.081 (0.14)	7.071	7.1	7.1	7.1
2.5	9.339 (54.73)	6.652 (10.22)	6.082 (0.78)	6.069 (0.56)	6.044 (0.15)	6.035	6.3	6.0	6.3
3.5	11.366 (104.86)	6.901 (6.15)	5.920 (3.22)	5.765 (0.47)	5.744 (0.10)	5.738			
4.0	13.755 (146.37)	7.676 (37.48)	6.206 (11.16)	5.655 (1.29)	5.592 (0.16)	5.583			

()内は $m=n=10$ の値を基準にしたときの誤差(%)

(2) 防撓板の剪断座屈

図1.8.25のような長さ a , 幅 b , x 軸方向に $(s-1)$ 本, y 軸方向に $(r-1)$ 本の防撓材を有する周辺支持の矩形防撓板を考える。防撓材はそれぞれの方向に等間隔に配備されているとする。防撓材は梁として評価し曲げ剛性のみを考え、捩り剛性は無視する。

(1)と同様エネルギー法を用いる。

ΔU_p (板の歪エネルギー増分)

$$= \frac{D}{2} \int_0^a \int_0^b [(w_{xx} + w_{yy})^2 - 2(1-\nu)(w_{xx} w_{yy} - w_{xy}^2)] dx dy \quad (1.8.53)$$

ΔU_s (防撓材の歪エネルギー増分)

$$= \sum_i \Delta U_i + \sum_j \Delta U_j$$

$$\Delta U_i = \frac{EI_i}{2} \int_0^a (w_{xx})^2 dx \quad C_i = \frac{b}{r} i \quad (1.8.54)$$

$$\Delta U_j = \frac{EI_j}{2} \int_0^b (w_{yy})^2 dy \quad C_j = \frac{a}{s} j \quad (1.8.55)$$

$\Delta V = \Delta V_p + \Delta V_s$ (外力仕事増分)

$$\Delta V_p = -\frac{1}{2} \int_0^a \int_0^b 2N_{xy} w_x w_y dx dy \quad (1.8.56)$$

$$\Delta V_s = 0$$

防撓板に働く外力仕事増分は、板に働く外力増分に比し、十分小さいとして無視する。

$$\Delta U_p + \Delta U_s = \Delta V_p \quad (1.8.57)$$

座屈波形は境界条件を満足するように、(1.8.47)式と同様

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} \sin(m\pi x/a) \sin(n\pi y/b) \quad (1.8.47)$$

以上より

$$\Delta U_p = \frac{D}{2} \frac{ab\pi^4}{4} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn}^2 (m^2/a^2 + n^2/b^2)^2 \quad (1.8.58)$$

$$\Delta U_i = \frac{\pi^4 B_i}{4 a^3} \sum_{m=1}^{\infty} m^4 \left(\sum_{k=1}^{\infty} a_{mk} \sin(k\pi C_i/b) \right) \quad (1.8.59)$$

$$\Delta U_j = \frac{\pi^4 B_j}{4 b^3} \sum_{n=1}^{\infty} n^4 \left(\sum_{k=1}^{\infty} a_{kn} \sin(k \pi C_j / a) \right) \quad (1.8.60)$$

$$\Delta V_p = 4 N_{xy} \sum_m \sum_n \sum_p \sum_q a_{mn} a_{pq} \frac{m n p q}{(m^2 - p^2)(q^2 - n^2)} \quad (1.8.61)$$

ただし, $B_i = E I_i$, $B_j = E I_j$

よって (1.8.57) 式より

$$4 N_{xy} \sum_m \sum_n \sum_p \sum_q a_{mn} a_{pq} \frac{m n p q}{(m^2 - p^2)(q^2 - n^2)} = \frac{D}{2} \frac{a b \pi^4}{4} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn}^2 (m^2/a^2 + n^2/b^2)^2 \\ + \sum_{i=1}^{r-1} \frac{\pi^4 B_i}{4 a^3} \sum_{m=1}^{\infty} m^4 \left(\sum_{k=1}^{\infty} a_{mk} \sin(k \pi C_i / b) \right)^2 \\ + \sum_{j=1}^{s-1} \frac{\pi^4 B_j}{4 b^3} \sum_{n=1}^{\infty} n^4 \left(\sum_{k=1}^{\infty} a_{kn} \sin(k \pi C_j / a) \right)^2 \quad (1.8.62)$$

前と同様 $(N_{xy})_{cr}$ は, a_{mn} に関して最小のものである。

$\partial N_{xy} / \partial a_{mn} = 0$ より

$$8 N_{xy} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} a_{pq} \frac{m n p q}{(m^2 - p^2)(q^2 - n^2)} = \frac{D a b \pi^4}{4} (m^2/a^2 + n^2/b^2)^2 a_{mn} \\ + \sum_{i=1}^{r-1} \frac{\pi^4 B_i}{2 a^3} \sum_{k=1}^{\infty} m^4 (a_{mk} \sin(k \pi C_i / b) \sin(n \pi C_i / b)) \\ + \sum_{j=1}^{s-1} \frac{\pi^4 B_j}{2 b^3} \sum_{k=1}^{\infty} n^4 (a_{nk} \sin(k \pi C_j / a) \sin(m \pi C_j / a)) \quad (1.8.63)$$

ここで $r = E I_i / b D$, $\beta = a / b$, $\delta = I_j / I_i$

$$\lambda = -\frac{\pi^2}{32 \beta} \cdot \frac{\pi^2 D}{b^2 t \tau_{cr}} \quad \text{とすると}$$

$$\sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} \frac{m n p q}{(m^2 - p^2)(q^2 - n^2)} a_{pq} = \lambda \left\{ \frac{1}{\beta^2} (m^2 + \beta^2 n^2)^2 a_{mn} \right. \\ \left. + \frac{2 \gamma}{\beta^2} \sum_{k=1}^{\infty} m^4 \left(\sum_{i=1}^{r-1} \sin(n \pi i / r) \sin(k \pi i / r) \right) \right. \\ \left. + 2 \beta \delta \gamma \sum_{k=1}^{\infty} n^4 \left(\sum_{j=1}^{s-1} \sin(m \pi j / s) \sin(k \pi j / s) \right) \right\} \quad (1.8.64)$$

ただし, $m \pm p$, $q \pm n$ は奇数

これは $\mathbf{A}_{\alpha} = \lambda \mathbf{B}_{\alpha}$ という固有値問題として解くことができ、その絶対値最大より座屈係数(k)を求めることができる。

防撓板の剪断座屈値及び座屈モード

圧縮荷重を受ける防撓板において防撓材高さを徐々に大きくしていくと防撓板の座屈形式は全体座屈からパネルだけが座屈する局部座屈へと変化していくことが知られている。1.8.5 で述べたように圧縮を受ける防撓板の場合、全体座屈と局部座屈との境界として防撓材の限界剛比 γ_{min}^B が存在する。ここでは剪断荷重を受ける防撓板の γ_{min}^B (剪断)について考察したい。図1.8.25には防撓材剛比(γ)と座屈係数(k)との関係を示している。(図中 β は防撓板のアスペクト比 a/b であり β' はパネルのアスペクト比 sa/rb である。) (1.8.47)式の展開項数が $m=n=14$ の場合の座屈値に着目しよう。 γ が約100を超えるとスチフナ剛性が十分に大きな防撓板になっているため、 $\gamma > 100$ では剪断座屈値は一定となりスチフナ剛性 γ によらない。

一方この座屈値は周辺単純支持されたパネルの局部座屈値からの推定値 $K = k' \cdot r^2 = 52.07$ (k' : 周辺単純支

持された単板の座屈係数)と十分よく一致しており、 $\beta = \beta' = 3.5$ の場合の γ_{min}^B (剪断) はほぼ 1.10 であることがわかる。

一方アスペクト比の小さな $\beta = \beta' = 1.5$ の場合を図 1.8.2.6 に示す。(1.8.47)式の展開項数が $m = n = 14$ の場合の座屈値は $\gamma = 1.00$ でほぼ一定値 6.9.7.1 を示している。ところがこの座屈値は周辺を単純支持されたパネルの局部座屈値からの推定値 $K = k' \cdot r^2 = 63.64$ とは異なっていることに気がつく。

この理由は次のように考えられる。圧縮を受ける防撓板の場合スチフナ剛性が大きく $r > \gamma_{min}^B$ (圧縮) となると各パネルに生じる座屈波形は周辺を単純支持された単板と全く同じ座屈波形であった。従って $K = k' \cdot r^2$ によって防撓板の座屈値が確定可能であった。ところが、剪断を受ける防撓板では事情が少し異なる。図 1.8.2.5 及び図 1.8.2.6 に示すように防撓板の座屈波形 ($\gamma = 9.00$ の場合) と同一アスペクト比 ($\beta = 1.5, 3.5$) を有する単板の座屈波形とは異なっている。この座屈波形の相異によって周辺単純支持の条件がくずれ座屈値に効いてくる。

以上の結果を考慮して剪断を受ける防撓板の γ_{min}^B (剪断) については次のように求めることができる。(1.8.47) 式の展開項数を出来る限り大きくとり座屈値を計算する。その際防撓材剛比 r を小さな値から徐々に大きくし、 r を変えても座屈値に影響が見られなくなったときの r を γ_{min}^B (剪断) とする。このときの座屈値は一般に $K = k' \cdot r^2$ から推定される値とは異なる。

なお展開項数による解の収束性を知るために、十分大きな γ ($\gamma = 9.00$) における座屈係数を図 1.8.2.7 に示す。
 $\beta = \beta' = 3.5$, 及び $\beta = \beta' = 1.5$ のどちらとも $m = n = 14$ ではある程度収束しているものと思われる。

表 1.8.5 a, 1.8.5 b 及び図 1.8.2.8 には $\beta' = 1.5, 3.5$ における種々の r, s に対する座屈係数及び座屈モードを示す。

座屈係数

表 1.8.5 a ($\beta = 1.5$)

$r \backslash s$	1	2	3
1	7.127	7.231 (1.46%)	7.269 (1.99%)
2	30.936 (8.52%)	31.083 (9.03%)	31.161 (9.31%)
3	69.170 (7.84%)	69.816 (8.84%)	70.153 (9.37%)
4	124.139 (8.86%)	125.089 (9.70%)	
5	194.850 (9.36%)	197.238 (10.70%)	
6	280.481 (9.32%)	285.276 (11.19%)	

表 1.8.5 b ($\beta = 3.5$)

$r \backslash s$	1	2	3
1	5.765	5.790 (0.43%)	5.782 (0.29%)
2	23.167 (0.47%)	23.293 (1.01%)	23.272 (0.91%)
3	52.320 (0.84%)	52.702 (1.57%)	52.710 (1.59%)
4	93.131 (0.97%)	94.214 (2.14%)	93.654 (1.53%)
5	146.007 (1.30%)	146.941 (1.95%)	
6	210.304 (1.33%)	211.707 (2.01%)	

() 内は K との誤差を示す。

以上の計算より得られた結果を座屈係数で整理したものが図 1.8.2.9 である。

1.8.7 結論

圧縮強度について

- 1) 本解析法を用いて圧縮荷重をうける矩形板の座屈後挙動および最終強度を求めたところ、Karman, 吉義の計算値および有限要素法による数値解析結果と良く一致し、本解析法の有効性が確認された。また、初期撓みを有する矩形板についても荷重-横撓み関係および最終強度を求めることができた。
- 2) 更に、1 本の縦防撓材を有する正方形板を本解析法を用いて計算することにより、最終強度と防撓材高さとの関係および γ_{min}^U を求めることができた。この結果を上田らの有限要素法による数値解析結果と比較したところ十分良

い一致を見た。従って、この場合についても本方法の有効性が確認された。また、縦横の防撓材を有する正方形板についても解析を行なった結果 γ_{min}^U 等を求めることができた。

3) 本研究の解析法の特長は解析解を用いている点にある。すなわち板幅、板厚、初期撓み等のパラメタを適当に変えた場合の最終強度を容易に推定することができ、設計上有利である。例えば、正方形板の場合、(1.8.24)と(1.8.28)式、また1本の縦防撓材付正方形板の場合には、(1.8.34)と(1.8.36)式によりそれぞれ最終強度を求めることができる。

4) 1本の縦防撓材を有する正方形板の場合、防撓材高さ(h/t_p)が大きくなるにつれて座屈応力(σ_{cr}/σ_y)も大きくなるが、 σ_{cr}/σ_y が1に近づくにつれて γ_{min}^B と γ_{min}^U とが接近する。(図1.8.18) また、 h/t_p が大きくなるにつれて初期撓みが最終強度(σ_u/σ_y)の低下に及ぼす影響も大きくなることがわかった。(図1.8.17) また、本研究で解析を行なった3本の縦防撓材を有するアスペクト比2の矩形板の場合、板厚の1/2程度以上初期撓みが存在すると σ_u/σ_y は著しく低下し σ_{cr}/σ_y を下回ることがわかった。(図1.8.20)

5) 本研究では両面対称かつflat bar type の防撓材を有する矩形板を計算例としてとり扱ったが実構造における片面防撓材やT型、L型防撓材を有する矩形板の最終強度についても解析可能である。しかし、その解析結果の信頼性については今後検討する必要がある。なお、本論文の解析法では防撓材の局部崩壊を追跡することはできない。

6) 4) で述べたように座屈荷重が高くなるにつれて初期撓みによる最高荷重の低下が著しいことが実験によりわかった。本実験では板厚の1/2程度の初期撓みがあり、最高荷重は座屈荷重を下回った。このことは1.8.5(4)で示したように計算によっても明らかになった。従って本解析法は実験結果を十分説明できることが確認された。

剪断座屈について

7) 純剪断荷重を受ける单板の座屈値を求める場合の横撓みの展開項数(sine)と精度との関係について検討を加えた結果、それぞれのアスペクト比に応じて必要な項数を知ることができた。

8) 更に以上の結果をもとに純剪断荷重を受ける周辺単純支持の防撓板について座屈解析を行なった結果、 γ_{min}^B (剪断)を求めることができた。圧縮荷重を受ける防撓板の局部座屈値(パネル)は周辺単純支持の单板の座屈値として求められるが、剪断荷重を受ける防撓板の局部座屈値(パネル)は圧縮の場合と同様には求められない。これは座屈モードの変化によるものである。

Appendix 面内力と塑性モーメントとの相関について

9) 加藤⁹⁾は板が降伏後更に所要の塑性歪を受けて座屈崩壊する場合の解析にあたって、面内力と塑性モーメントとの相関関係式を導いた。ここでは、同じような考え方のもとで面内力と塑性モーメントとの相関関係式を求める。

図1.8.30に示す矩形板について以下の仮定をおく。

- (i) 材料はMisesの降伏条件に従う完全剛塑性体である。
 - (ii) 横撓み w が生じても、一定の平均圧縮応力 σ が hinge line に沿って一様に働くと仮定する。
- このとき、圧縮力と ψ の傾きをなす塑性ヒンジの1点における応力は

$$\sigma_1 = \sigma \sin^2 \psi, \quad \sigma_2 = \sigma \cos^2 \psi, \quad \tau = (a/2) \sin 2\psi \quad (1.8.65)$$

ただし、 σ_1 は塑性ヒンジと直角方向の応力

ゆえに、 σ_1 のとり得る最大値 σ_{1m} は Mises の降伏条件；

$$\sigma_y^2 = \sigma_{1m}^2 + \sigma_2^2 - \sigma_{1m}\sigma_2 + 3\tau^2 \quad (1.8.66)$$

ただし、 σ_y : 降伏応力
より

$$\sigma_{1m} = (\sigma/2) \left[\cos^2 \psi \pm \sqrt{\cos^4 \psi + 4 \{ (\sigma_Y/\sigma)^2 - \cos^2 \psi (1+2\sin^2 \psi) \}} \right] \quad (1.8.67)$$

従って、面内力と塑性モーメントとの相関関係式は

$$M/M_p = 1 - (\sigma_1/\sigma_{1m})^2 \quad (1.8.68)$$

となり、(1.8.65), (1.8.66)式を(1.8.68)式に代入すると

$\psi = 45^\circ$ の場合

$$\frac{M}{M_p} = \xi_1 = \frac{8 - 9\alpha^2 + \alpha\sqrt{16 - 15\alpha^2}}{2(\alpha + \sqrt{16 - 15\alpha^2})} \quad (1.8.69)$$

ただし、 $\alpha = \sigma/\sigma_Y$, $M_p = t^2\sigma_Y/4$

$\psi = 90^\circ$ の場合

$$\frac{M}{M_p} = \xi_2 = 1 - \alpha^2 \quad (1.8.70)$$

$\psi = 0^\circ$ の場合

$$\frac{M}{M_p} = \xi_3 = (\sqrt{4 - 3\alpha^2} - \alpha)/2 \quad (1.8.71)$$

$\psi = 45^\circ, 90^\circ$ の場合の面内力と塑性モーメントとの相関関係を図1.8.30に示す。

参考文献

- 1) 大坪英臣：平板の弾塑性大たわみ問題の一解法——特に平板の圧縮最終強度について——日本造船学会論文集, 第130号, 昭和46年11月, 173-182
- 2) 上田, 安川, 矢尾, 池上, 大南：圧縮を受ける正方形板の最終強度に関する研究(第2報), 日本造船学会論文集, 第140号, 昭和51年11月, 217-221
- 3) 藤田, 吉田, 高沢：不整量を有する構造物の強度について(その2)——初期撓みをもつコーナー部を有する桁の座屈崩壊——, 日本造船学会論文集, 第137号, 昭和50年6月, 222-228
- 4) 上田, 矢尾, 菊本：補強材の最小剛比について, 日本造船学会論文集, 第140号, 昭和51年11月, 221-216
- 5) 日本造船研究協会：船体構造部材の許容応力に関する研究, 第216号, 昭和51年3月
- 6) 吉謙, 山本：弾性安定論(応用力学講座10), 共立出版社, 昭和33年, 70-76
- 7) A. Sawczuk : Large deflections of rigid-plastic plates, Proc. 11th Int. Congr. Appl. Mech., 1964, 224-228
- 8) N. Jones : A Theoretical Study of the Dynamic Plastic Behavior of Beams and Plates with Finite-Deflections, Int. J. Solids Struct., 6, 1970, 1007-1029
- 9) 加藤勉：面内圧縮を受ける板の塑性崩壊について, 日本建築学会論文集, 第107号, 昭和40年1月, 37-42
- 10) Korol & Sherbourne : Strength Predictions of Plates in Uniaxial Compression, A. S. C. E., ST9, Sep., 1972, 1965-1986
- 11) N. W. Murray : Buckling of stiffened panels loaded axially and in bending, Structural Engineer, Vol. 51, No. 8, Aug., 1973, 285-301
- 12) C. R. C. Japan : Handbook of Structural Stability, Corona, 1971, 3-82
- 13) 秋田, 長沢：縦横防撓矩形板の座屈について, 運輸省技術研究所報告, 第8巻第2号, 1958, 1-11
- 14) 吉謙, 秋田, 長沢：高張力鋼を用いた薄板構造の座屈および圧壊強度について, 船舶協会論文集, 第104号, 昭和33年11月, 141-147

15) 吉謙, 藤田 : 壓縮力を受ける補強板の最高荷重について, 造船協会論文集, 第 104 号, 昭和 33 年 11 月,

149-155

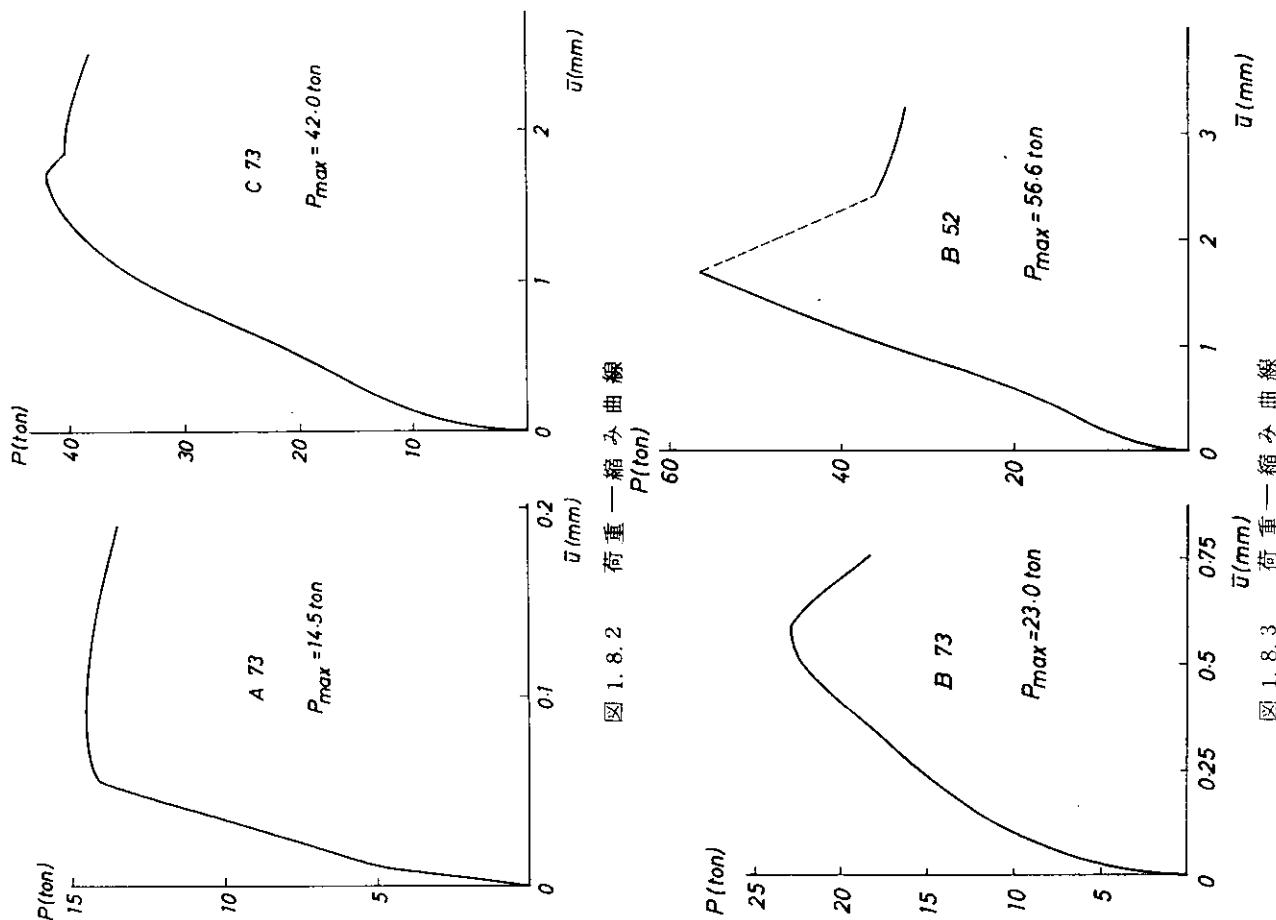


図 1.8.2 荷重一縮み曲線

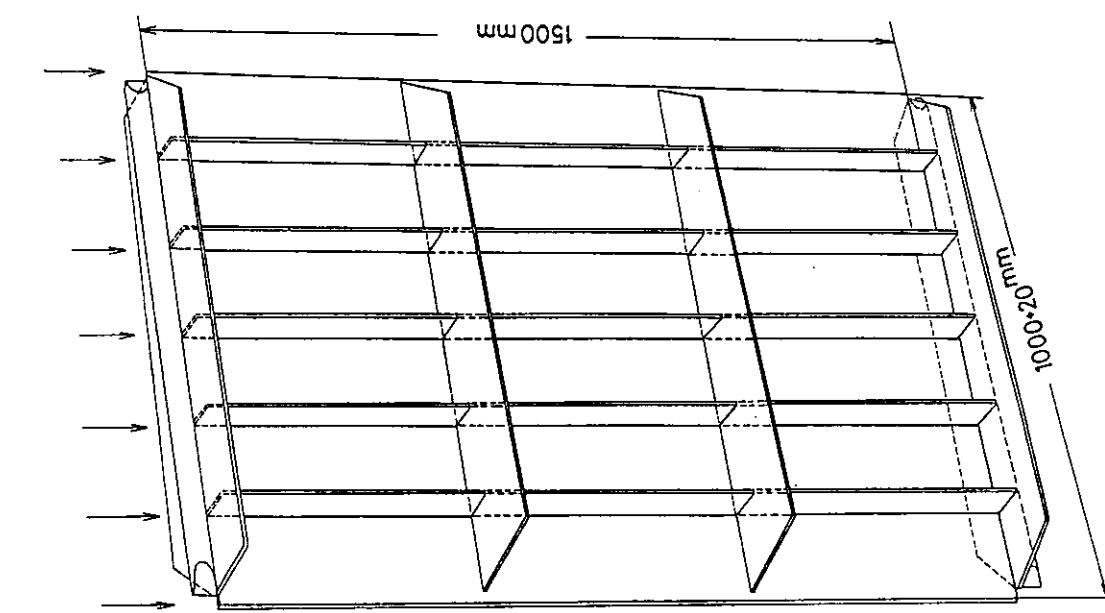


図 1.8.1 試験体

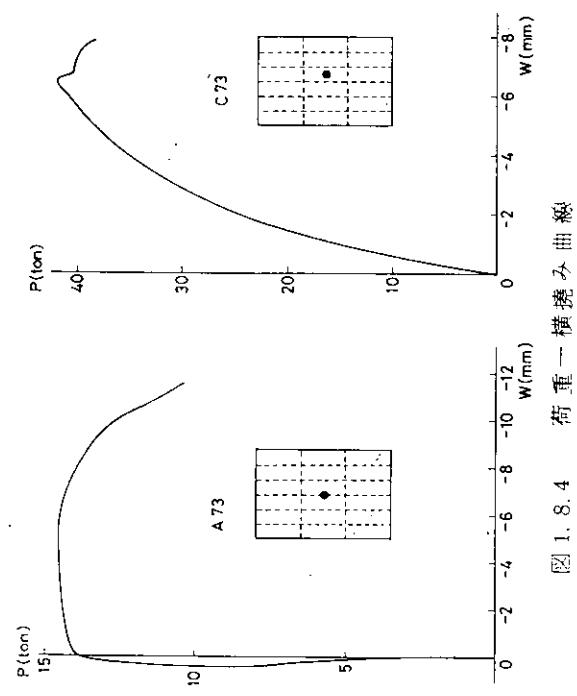


図 1.8.4 衍重一横撓み曲線

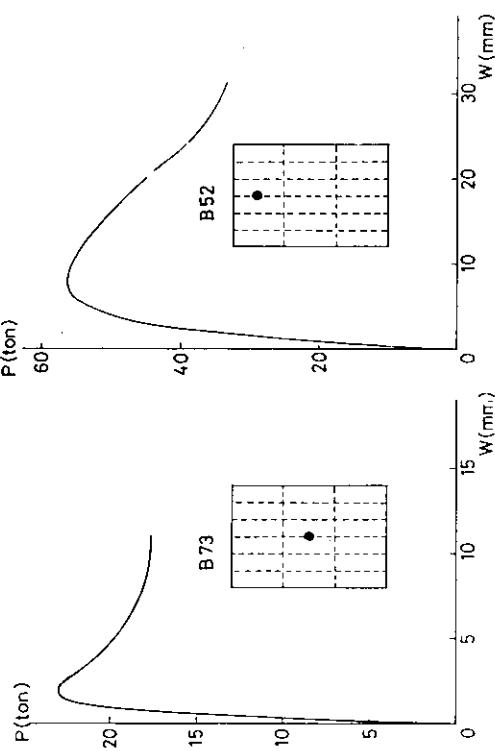


図 1.8.5 衍重一横撓み曲線

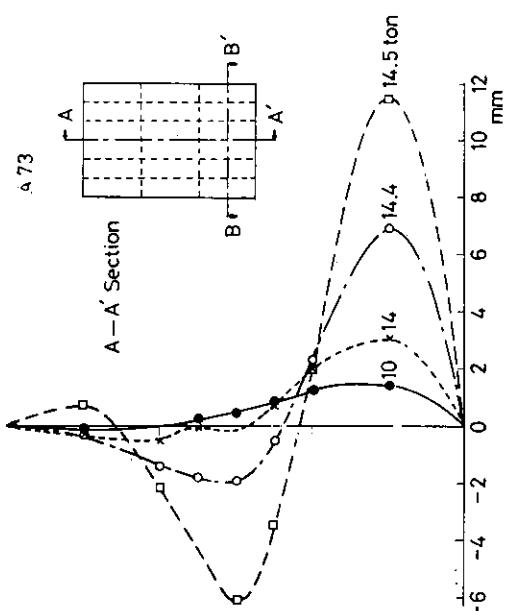
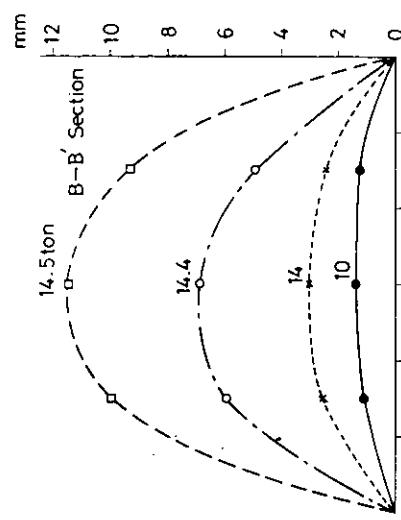


図 1.8.6 撥み波形のプロファイル (A73)

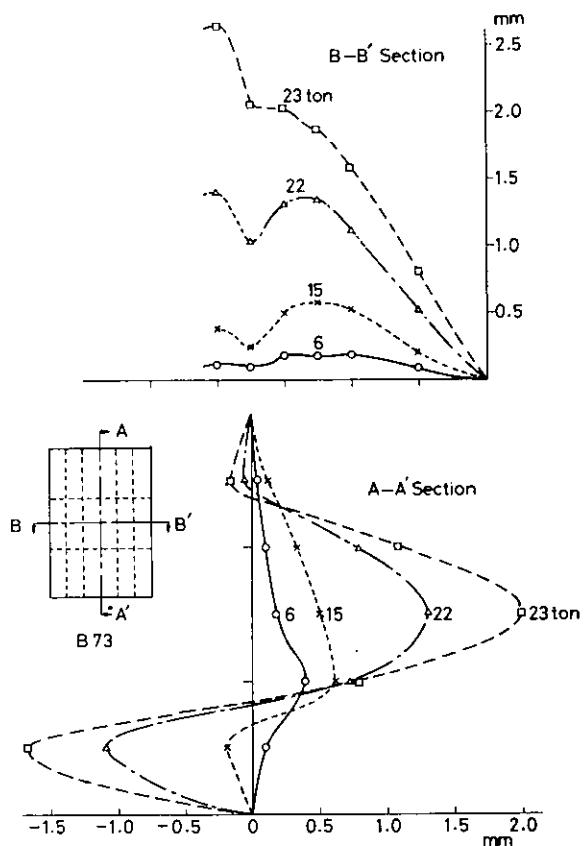


図 1.8.7 摹み波形のプロフィル (B 73)

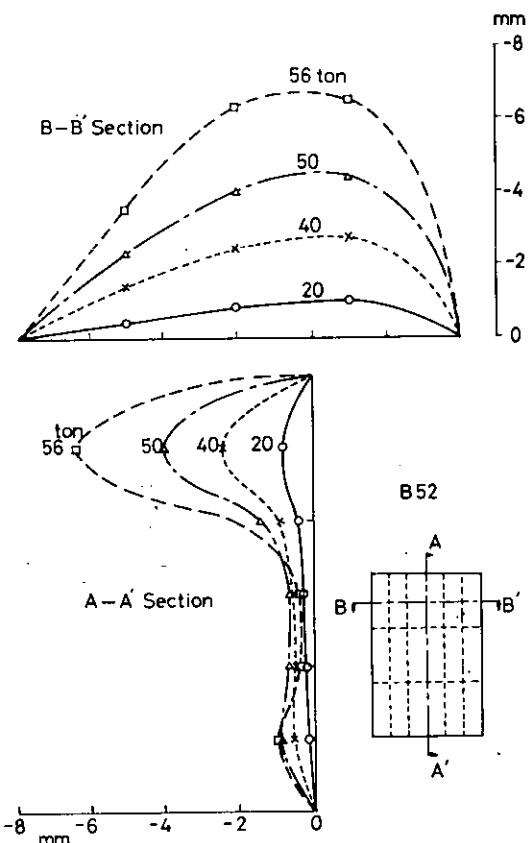


図 1.8.8 摳み波形のプロフィル (B 52)

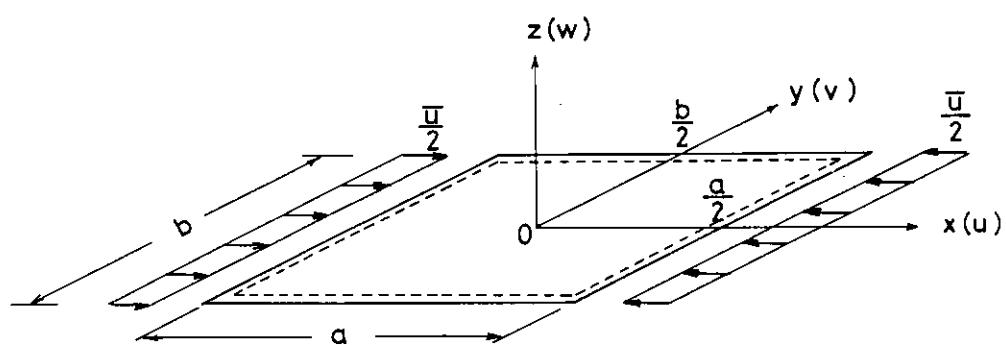


図 1.8.9 座標系

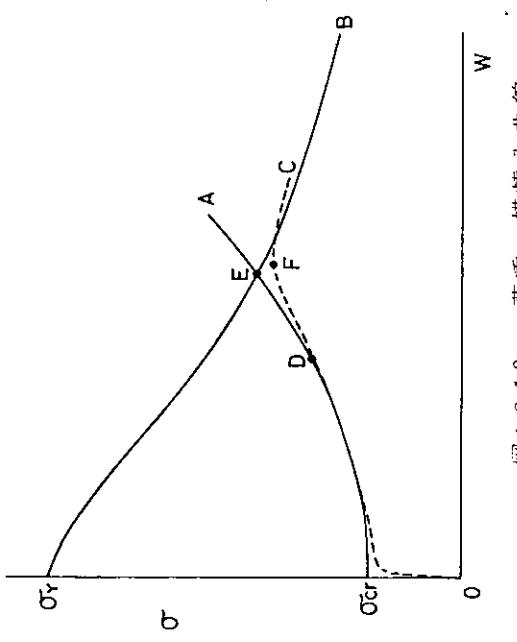


図 1.8.10 荷重一横焼彎曲線

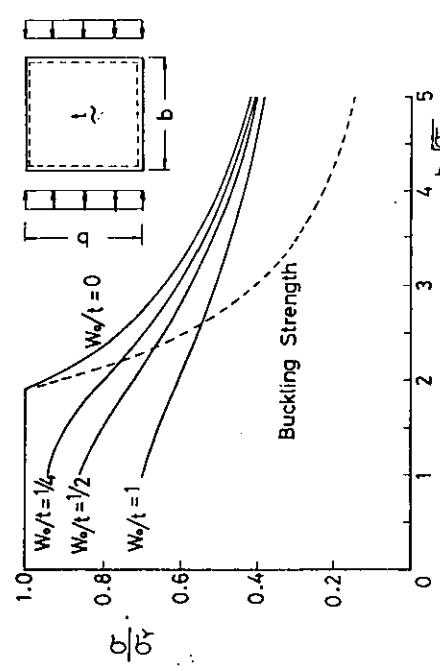


図 1.8.12 正方形の最終強度

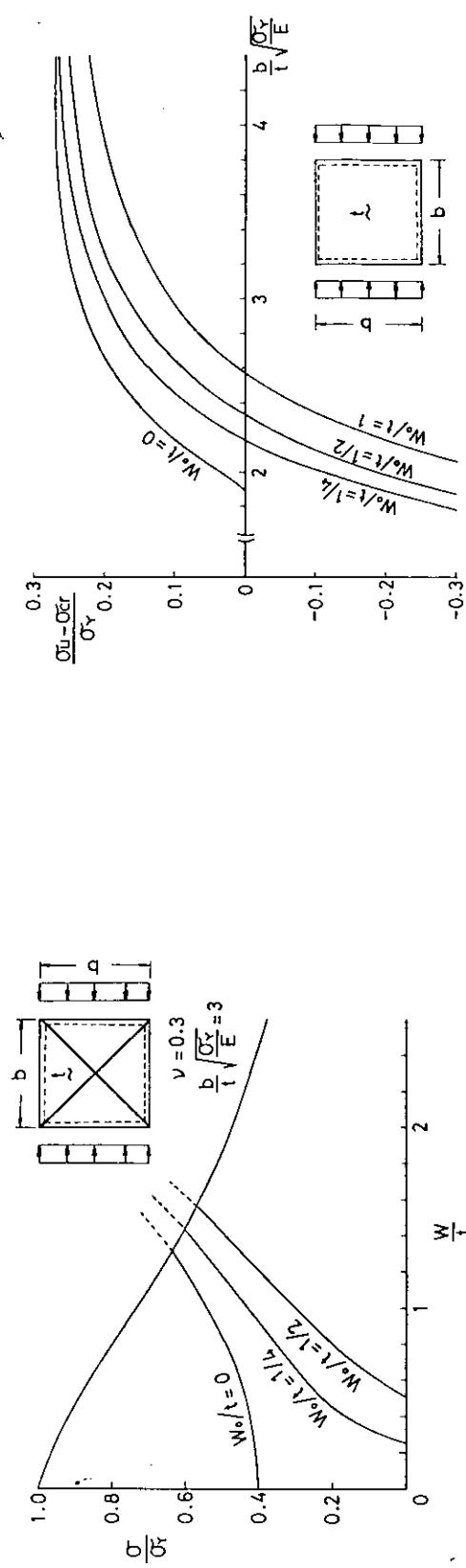


図 1.8.11 正方形板の最終強度



図 1.8.13 壓屈後の余剰強度 $(\frac{\sigma_u - \sigma_{cr}}{\sigma_Y})$

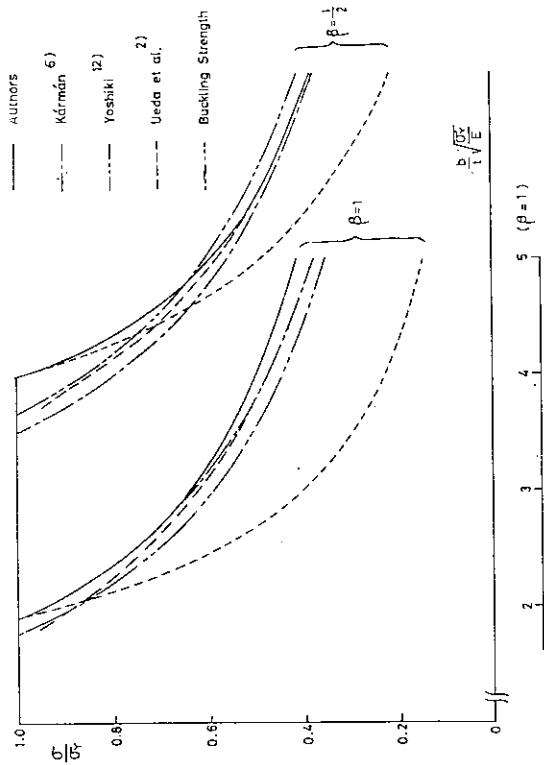


図 1.8.14 矩形板の最終強度

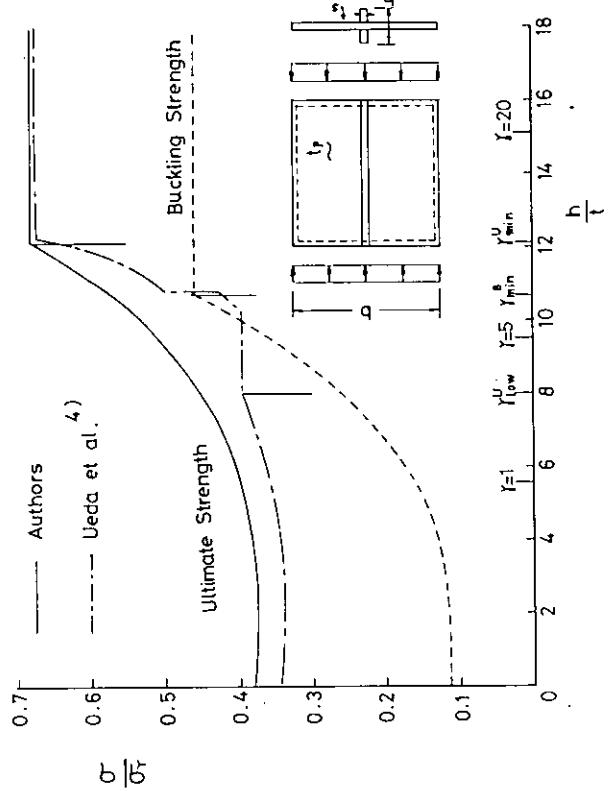


図 1.8.15 鋼板の最終強度

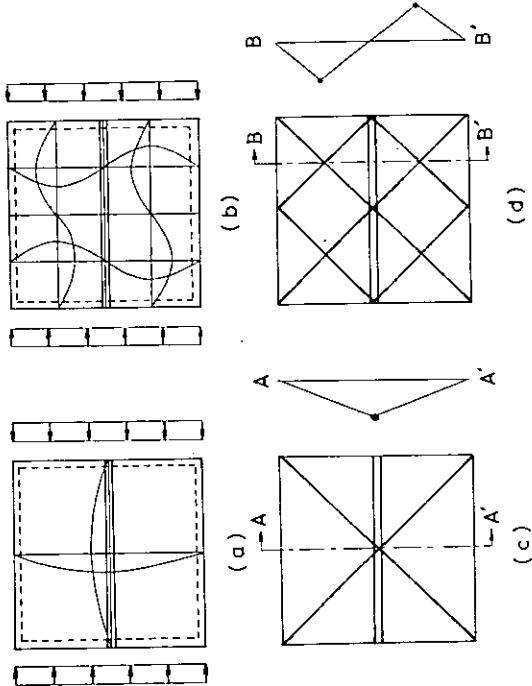


図 1.8.15 屈曲波形と塑性ヒンジ

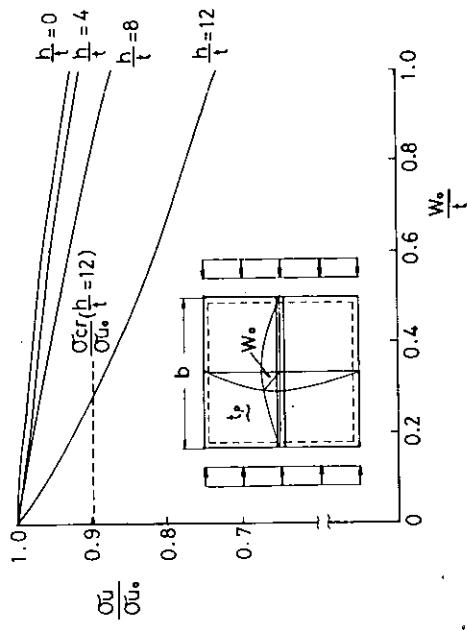


図 1.8.16 1本の継手機材を有する正方形板の最終強度

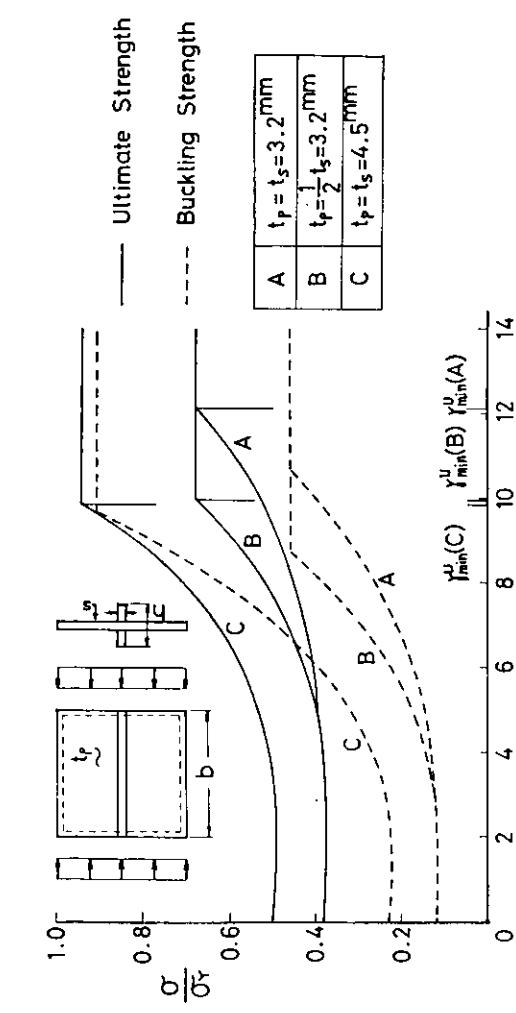


図 1.8.18 1 本の縦防撓材を有する正方形板の最終強度

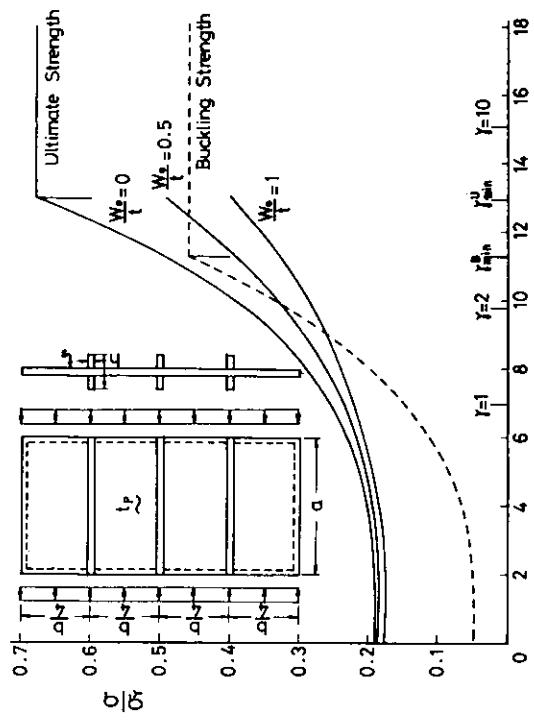


図 1.8.20 3 本の縦防撓材を有する矩形板の最終強度

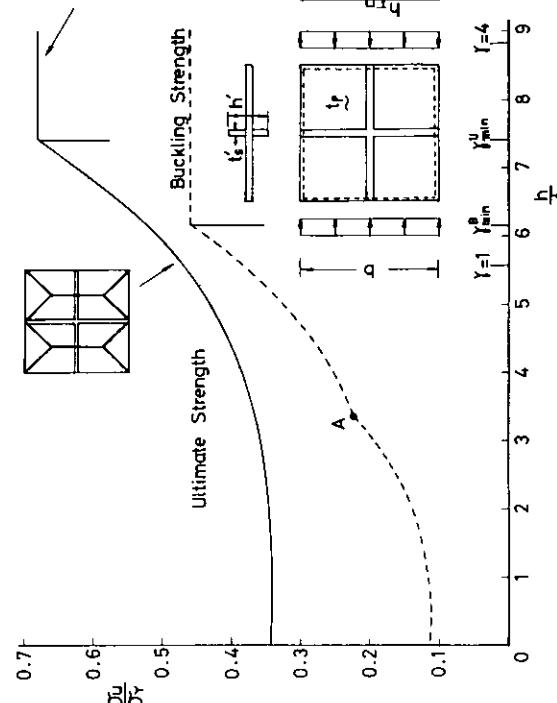


図 1.8.19 縦横の防撓材を有する正方形板の最終強度

図 1.8.21 実験結果との比較 (A73)

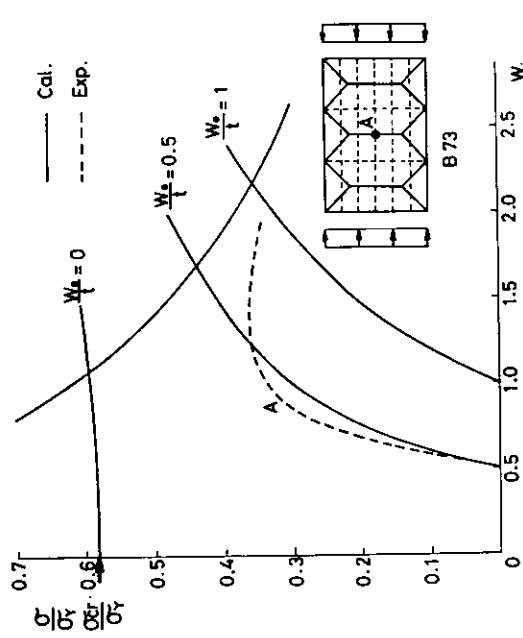


図 1.8.22 実験結果との比較 (B73)

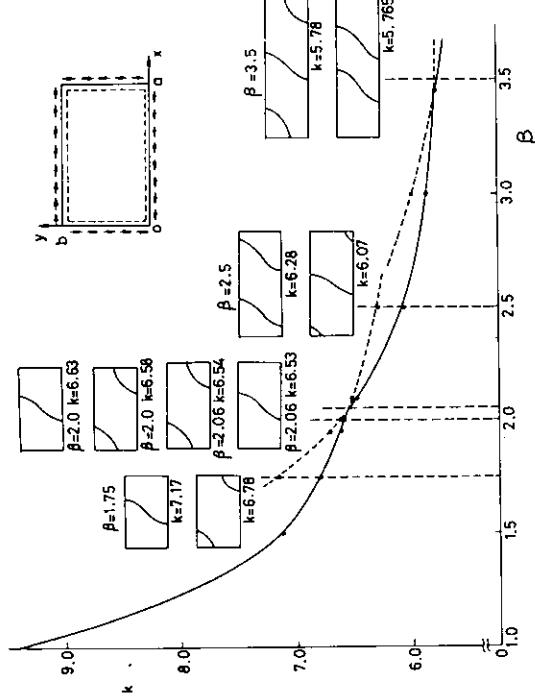


図 1.8.24 単板の剪断座屈 (アスペクト比による変化)

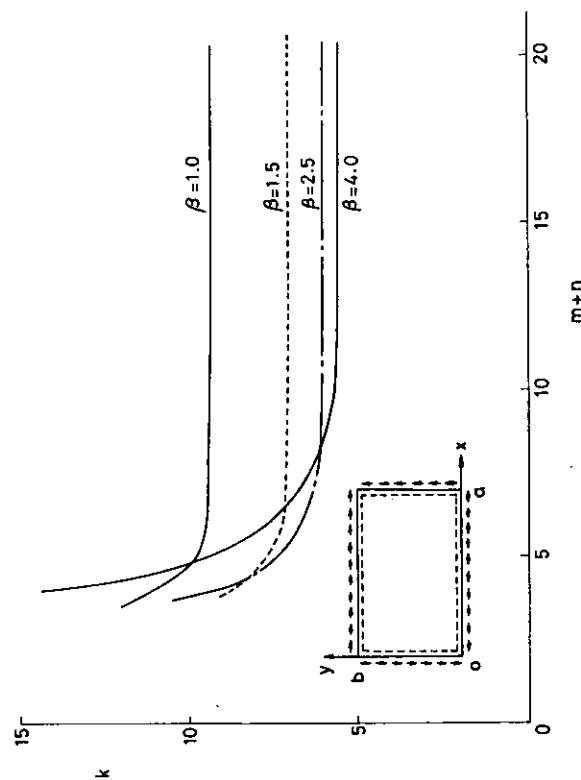


図 1.8.23 単板の剪断座屈

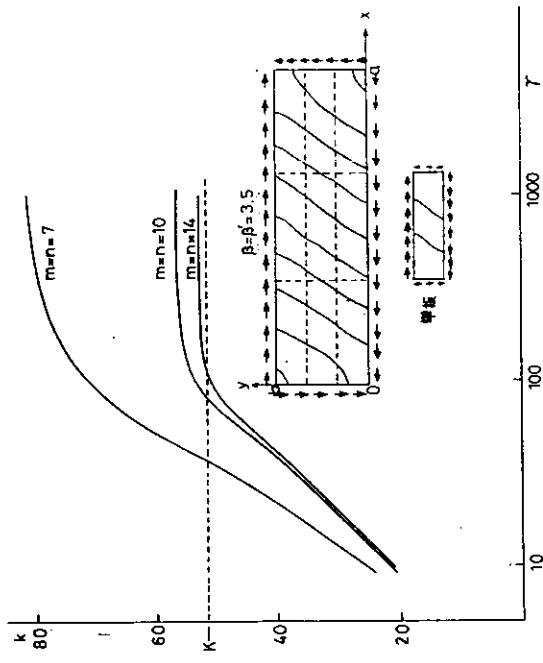


図 1.8.25 防焼板の剪断座屈 ($\beta = \beta' = 3.5$)

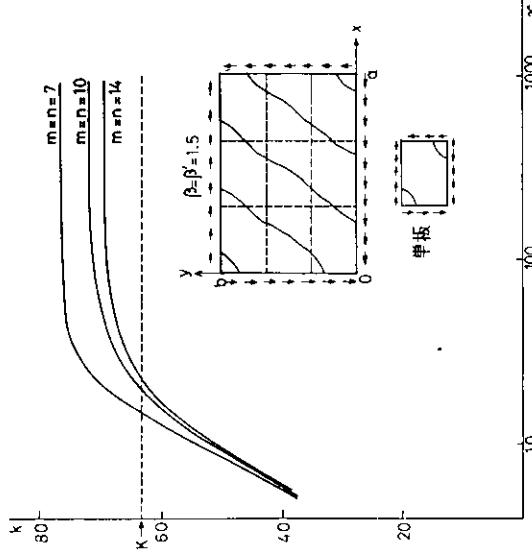


図 1.8.26 防護板の剪断座屈 ($\beta = \beta' = 1.5$)

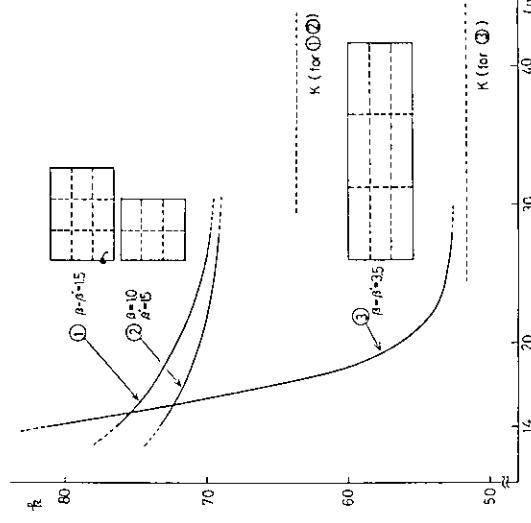


図 1.8.27 防護板の剪断座屈 (項数による変化)

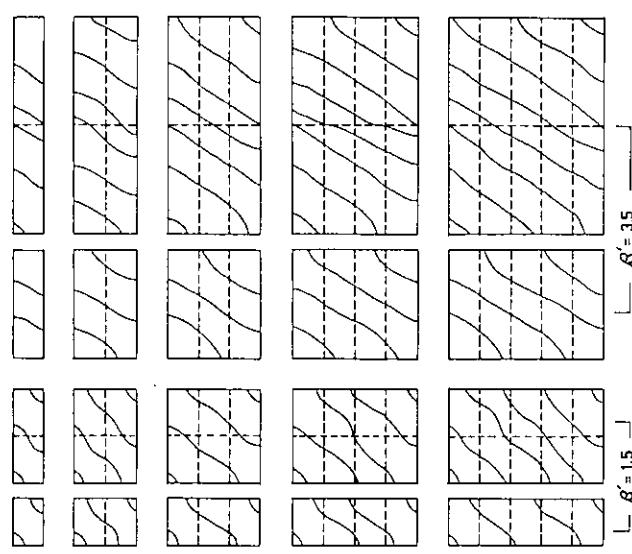


図 1.8.28 剪断座屈 (座屈モード)

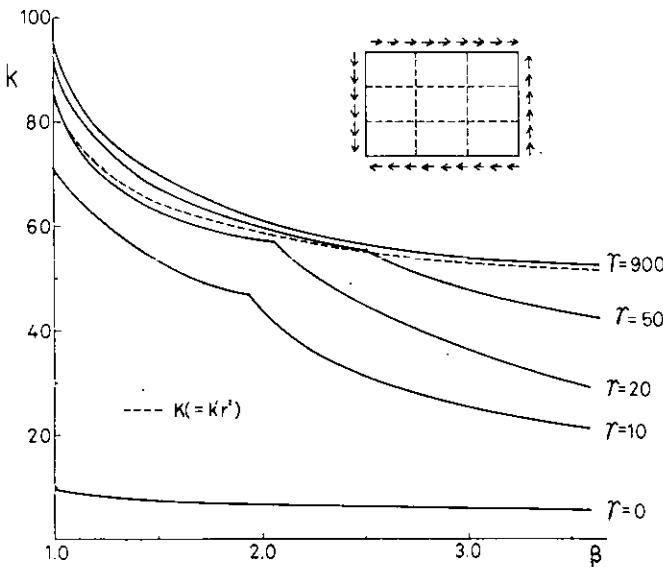


図 1.8.29 座屈係数(k)とアスペクト比(β)の関係

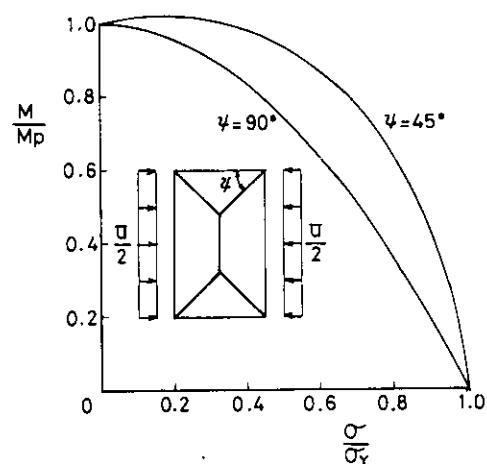


図 1.8.30 面内力と塑性モーメントの相関関係

1.9 横強度トータルシステム計算における非線型性の影響

(日立造船)

これまで当社担当で行った横桁リングの応力の長期予測計算は次のとくであった。

対象船 DW 24万トンタンカー

$$L \times B \times D \times d = 304m \times 52.4m \times 25.7m \times 19.8m$$

波浪変動圧 非線型性無視、水線面より上方の変動圧は一切考慮せず

計算モデル 横桁リング1個を取り出し、縦隔壁及び船側外板の下端で支持

波 昭和49年度 正面向い波のみ

昭和50年度 すべての方向の波

すなわち、これまでの検討はいずれも波浪変動圧の非線型性を無視し、また水線面より上方の変動圧は考慮していなかった。しかし実際には波浪変動圧と静圧を加えた総圧は負圧になり得ないという物理的制約条件があり、また水線面より上方にも変動圧は分布するので、これを考慮すると引抜は非線型となる。本年度はこれら非線型性が横桁リングの応力に及ぼす影響について検討した。

(1) $\sqrt{L/\lambda} = 1$, $\mu = 60^\circ$ なる規則波中の計算

非線型性の影響を調べるために、横桁リングに大きな曲げモーメントを生ぜしめる、 $\sqrt{L/\lambda} = 1$, $\mu = 60^\circ$ なる規則波 (λ : 波長, μ : 波向き角、図1.9.1 参照) をとり、時刻を $\omega_e t = 0, \pi/4, \pi/2, \dots, 7\pi/4$ と 8通りに変えて各時刻における圧力分布を求め、これをこれまでと同じ平面骨組に加えて応力計算を行う。甲板横桁のガンウェルコーナー付近、船側横桁の上部支材付根上部及び船側横桁のビルジ・コーナー付近の変動応力を横軸に $\omega_e t$ をとって表すと図1.9.2 の破線のようになる。この場合波高 10 m とし、水線面より上方の変動圧分布は図1.9.3 のようにとる。また内圧は中央タンクのみ満載とし、これらの非線型性も考慮する。なお線型計算の場合は実線のようになる。これからガンウェル部では非線型性の影響を大きく受けるが、下部ではその影響は小さいことがわかる。

(2) $\sqrt{L/\lambda} = 1$ で μ を変えた計算

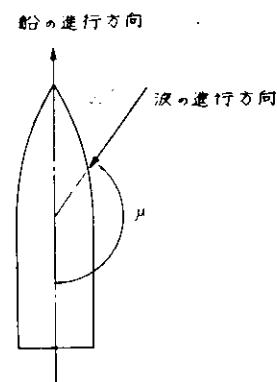


図 1.9.1 μ の定義

いま非線型性を考慮したときの応力の最大値を σ_1 、最小値の絶対値を σ_2 とし線型計算における応力振幅を σ_A とする。 $\sqrt{L/\lambda} = 1$ と固定し、 $\mu = 0, 30^\circ, 60^\circ, \dots, 180^\circ$ と変えたとき(1)で述べた3点における σ_1/σ_A 及び σ_2/σ_A を μ に対して示すと図1.9.4のようになる。

(3) $\mu = 60^\circ$ で $\sqrt{L/\lambda}$ を変えた計算

(2)とは逆に波向き角を $\mu = 60^\circ$ と固定し、 $\sqrt{L/\lambda} = 0.4, 0.6, 0.8, \dots, 1.4$ と6通りに変えた場合の結果を図1.9.5に示す。

(4) 非線型性が長期予測値に及ぼす影響

図1.9.4及び図1.9.5よりガングウェル部点①においては非線型性の影響をかなり大きく受けることが考えられる。そこでこの点における長期予測値に対する非線型性の影響について考える。

図1.9.2の破線のごとく非線型性を考えたときの変動応力は下半分が切りとられたような形になるが、このとき変動応力振幅に相当するものは $(\sigma_1 + \sigma_2)/2$ である。

$\sqrt{L/\lambda} = 1$ の波についてこの値と σ_A の比を μ に対して表示すると表1.9.1のようになる。

表 1.9.1

μ (deg)	0	30	60	90	120	150	180
$\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} / \sigma_A$	1.10	1.23	1.12	0.90	0.99	1.00	0.98

また図1.9.4より $\mu = 60^\circ$ の波について同様の比を $\sqrt{L/\lambda}$ に対して表示すると表1.9.2のようになる。

表 1.9.2

$\sqrt{L/\lambda}$	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4
$\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} / \sigma_A$	0.99	0.99	1.12	1.12	1.20	1.00

長期予測値に及ぼす豪動圧の非線型性の影響の度合を定量的に求めるためにはこれだけでなく $\sqrt{L/\lambda}$ 及び μ のすべての組合せについて同様の値を求めることが必要であるが、以上の計算結果から非線型性の影響による長期予測値の増加率はたかだか20%のオーダーである、ということとはいえると思われる。

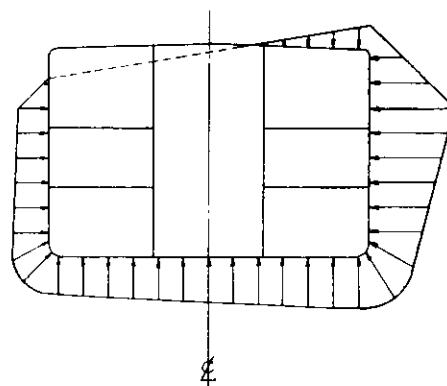


図 1.9.3 波浪変動荷重の一例

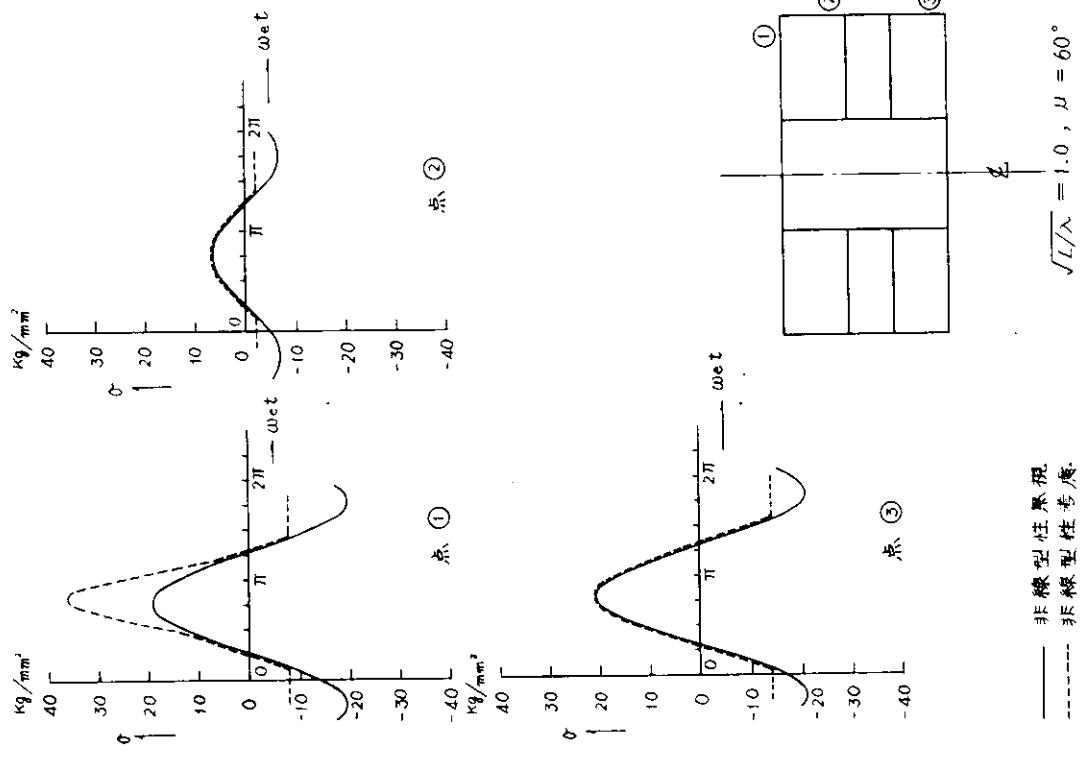


図 1.9.2 滑り引張の波浪应力変動

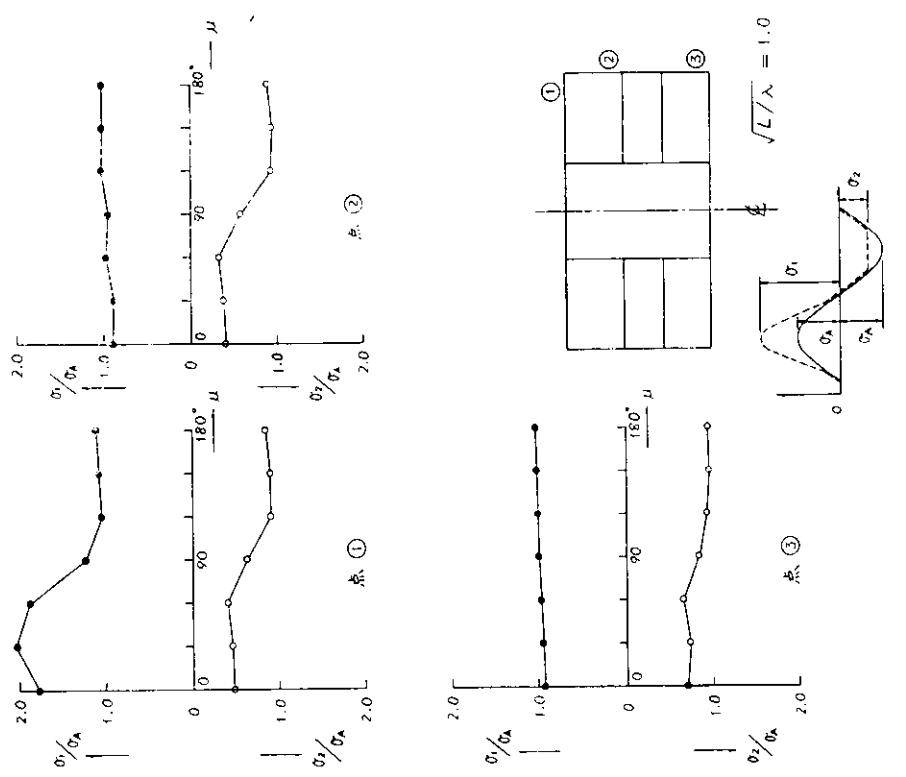


図 1.9.4 波浪应力に及ぼす非線型性の影響 $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$

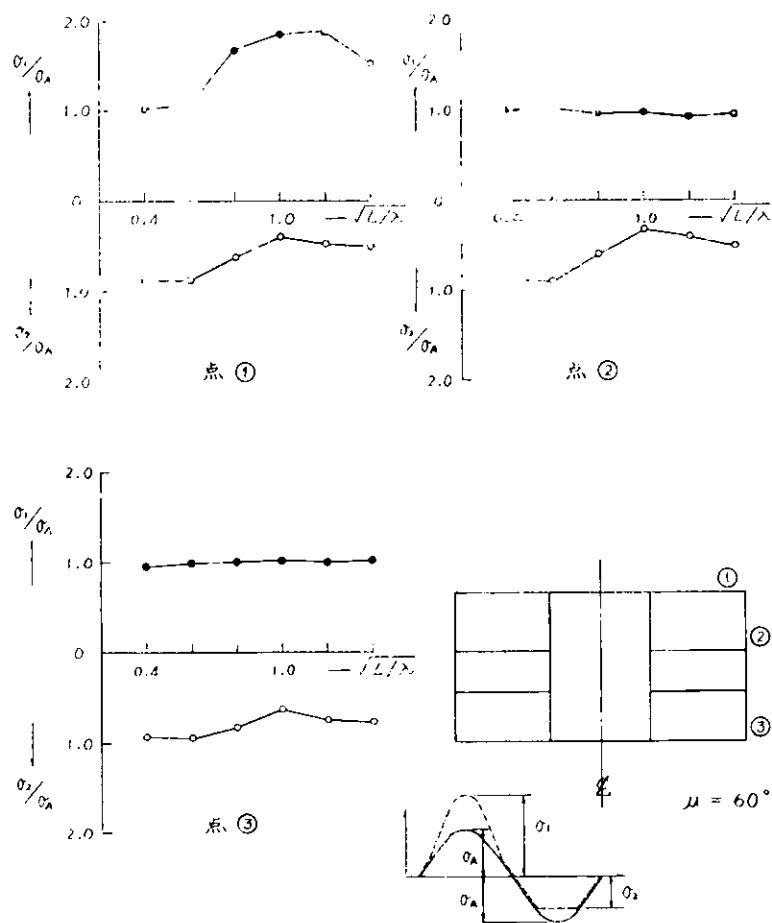


図 1.9.5 波浪抵抗力に及ぼす非線型性の影響 ($\mu = 60^\circ$)

2. 本研究のまとめ

本研究部会では、船体構造部材を安全かつ合理的に設計するため、今まで経験のみに頼っていた許容応力に対し、新らしい解析法にも適応するような合理的許容応力を設定することを目的として、昭和47年度より、昭和51年度までの5ヶ年にわたって研究を行ってきた。

ここでは、5ヶ年にわたって行った研究の概要を説明する。

2.1 船体構造部材の許容応力の調査

2.1.1 設計理念の調査

現在までに発表された文献のうち、設計理念に関するものを調査し、これを船体構造部材の設計に適用する場合の問題点を摘出し、また、船体構造部材の許容応力を決定するための諸要因を調査する目的で、各国船級協会規則における設計荷重や強度解析法などの考え方について検討した。次に、信頼性工学の観点から、安全性に対する統計的手法についても調査を行い、信頼性工学の手法を船体構造部材の許容応力決定に使用する場合の問題点などについて検討した。また、タンカーの玄側タンク内トランス部材を単純化した平面モデルについて有限要素法による解析を行い、解析法の精密化に伴う応答計算の信頼性について検討した。（昭和47年度）

2.1.2 各国船級協会規則の調査

各国船級協会規則における縦強度、横強度及び LNG 船の規則を調査し、それぞれの規則における考え方や部材の具体的な要求値などについて比較検討した。その結果、具体的な要求値については、各船級協会ごとにかなり異なることが判明した。また、タンカーの横強度に関しては、直接計算 (Direct Calculation) の計算方法や設定荷重及び許容応力等について比較検討し、実船にこれらの設定荷重を与えて立体構造解析を行い、各規則間の相異について比較検討した。（昭和47年度）

2.1.3 社内規定の調査

船級協会規則に規定されていない細部の部材や新しい構造方式に対しては、各造船所ごとに社内規定を設け、これによって船体部材の設計を行っている。ここでは、各社の社内規定の調査を行い、その内容を検討した。（昭和47年度）

2.1.4 高応力部と就航実績

船体構造部材の細部においては、かなり高い応力が生ずる箇所があるが、ここでは、計算上あるいは実船計測で高応力が発生する箇所を調査し、その実態について検討した。また、損傷箇所についても調査し、今後の許容応力と損傷実績との関連についての検討の基礎資料とした。（昭和47年度）

2.1.5 設計理念検討のための基礎研究

タンカーの玄側タンク内トランスリング部材を単純化した平面モデルについて、有限要素法による解析を行い、タンク寸法とストラット配置、トランスリングの断面特性等構造配置上の変化にもとづく応力分布の変動について調査した。（昭和48年度）

2.2 船舶以外の構造物の許容応力の調査

2.2.1 クレーン

クレーンについては、西独の基準 DIN 120 をもととして、かなり詳細に定められており、とくに、各種溶接継手の疲労強度の評価については詳細に定められているので、今後、船体構造部材の疲労強度を検討する場合の重要な資料となることが判明した。（昭和47年度）

2.2.2 航 空 機

航空機に関しては、機体に加わる荷重や Fail Safe Design (一部がこわれても安全な設計法) の設計概念などについて調査し検討した。(昭和47年度)

2.2.3 圧 力 容 器

圧力容器については、米国の ASME Boiler and Pressure Vessel Code やその他諸外国の圧力容器に関する規格の調査を行い、船体構造部材の許容応力の評価に関する貴重な資料を得た。(昭和47年度)

2.2.4 鋼鉄道橋及び鋼道路橋

国内及び諸外国の鋼鉄道橋及び鋼道路橋の規則等を調査し、許容応力や疲労設計に関する考え方を検討した。

鋼道路橋では、疲労に対する規定はないが、安全率として、降伏荷重に対し1.6倍以上、座屈後耐荷力のある場合は1.25倍の安全率となっている。

鋼鉄道橋では、降伏応力に対し1.7倍の安全率となっており、疲労強度に関しては、 2×10^6 回の繰返数を基準として、5種類の継手に分類して許容応力を与えている。(昭和48年度)

2.2.5 建 築 構 造 物

わが国の建築構造の基準を調査し、その疲労設計の考え方について検討した。一般に、建築構造物では、疲労強度は重視されておらず、現行の「鋼構造設計基準」では、繰返数が 10^4 回以下では、疲労を考慮する必要はないとしており、繰返数が 10^4 回以上の場合は、繰返数に応じた疲れ係数を規定している。(昭和48年度)

2.3 船体構造部材の信頼性解析

2.3.1 工作精度と船体強度

工作精度と船体強度とを具体的に検討するため、荷重と強度と共に確率変数として取扱い、その信頼性解析法について調査した。まず、第一段階として、船体機強度を対象に、船体が塑性関節を形成して崩壊する場合、工作の誤差等の諸要因が船体強度にどのように影響するかについて検討した。また、構造物の信頼性解析に対する種々の方法についても調査した。

次に、わが国で広く使用されている JSQS の工作基準を対象として、この程度の工作精度を有する大型タンカーの上甲板と船底構造の安全度を信頼性解析するための予備調査として、下記のような調査を行った。

上甲板及び船底は、面内荷重と横荷重とを同時に受ける防撓構造であり、その破壊様式は、防撓板全體の破壊と、防撓材で囲まれたパネルの破壊の2つに分けられる。防撓板全體の強度については、板を弾性直交異方性板と見なし、降伏を生ずる組み合せ荷重を強度の基準とした。また、パネルについては、座屈及び降伏を基準とした。上記の方法で、12隻のタンカーに対する強度計算を行った。

次に、荷重関係の資料整備のため、10隻のコンテナ船の87航海の積付け記録を調査し、静水曲げモーメントの長期分布を調べたところ、これがワイブル分布で近似できることが判明した。(昭和48,49年度)

2.3.2 信頼性解析に関する基礎的問題

信頼性解析に伴う基礎的問題として、下記の諸項目について検討した。

(1) 材料強度のバラツキと板厚公差

船体構造に使用される鋼材の強度のバラツキや板厚公差について、日本鋼構造協会資料や防衛庁資料等を参照して、降伏応力や板厚公差等の期待値や変動係数の暫定値を求めた。

(2) 極値分布の近似化とその精度

損傷確率の計算に際して、波浪荷重として 10^8 回に対する極値分布を採用している。この分布は二重指數分布となるが、本部会では、計算を簡易化するため、正規分布と仮定して近似計算を行っているが、この近似計算による誤差を検討した。検討の結果、この誤差は、強度の変動係数によっても変化するものであり、強度の変動係数が小

さい程、誤差が大きくなることがわかった。

(3) 疲労損傷調査結果の応用

統計的に同一とみなされる多数の部材が用いられている構造物について、ランダム疲劳寿命の確率分布を仮定し、そのパラメータを不確実要因として信頼性解析を行った。また、定期検査などで発見される損傷部材数を使用し、ペイズの定理を用いて、パラメータの推定のたしからしさを増す方法を提案した。

(4) 荷重条件、支持条件に対する検討

まず、静水中の荷重の調査として、コンテナー船の吃水の変化について調査した。次に、防撲パネルの初期降伏を検討する場合の支持条件について調査した結果、横荷重に対しては周辺固定、軸力に対しては周辺支持と考えてよいことがわかった。

(5) 相関を有する変数からなる Demand の確率分布

たとえば、船体縦曲げにおける曲げモーメントと剪断力のように、Demand が 2 変数以上の波浪による船体応答の関数であるとき、応答の位相差（極値発生の非同時性）及び相関を考慮した Demand の確率分布を求める方法を示した。

(6) 損傷発生率の解釈

1 隻の船に数個のパネルや部材が存在する場合の損傷確率が算出された場合、その船の一生において、どの位のパネルや部材に損傷が発生するかなど、損傷確率の解釈について詳細に検討した。（昭和 50 年度）

2.3.3 信頼性解析による損傷率の推定

船体構造部材の信頼性解析による損傷確率の解析例として、タンカーの構造部材の損傷確率の解析を行った。

まず、24万DWT型タンカーを解析対象船として選び、ハルガーダの縦曲げによる塑性崩壊、甲板及び船底の降伏、縦通材の横倒れ崩壊のほか、横強度に関しては、トランスリングの面材の降伏及びトランスリングの塑性崩壊等の損傷型式について、損傷確率の計算を行った。さらに、波浪変動応力により縦強度部材及び横強度部材の突合せ溶接継手に生ずる疲労クラックの発生確率の計算も行った。

今回の計算結果によれば、本船のハルガーダの塑性崩壊、甲板及び船底パネルの座屈降伏及び船底縦通材の横倒れ崩壊など、縦強度部材の損傷確率は、概して、極めて小さい。しかし、横桁端部及びストラット基部などの横強度部材の面材の降伏損傷確率は、局部的ではあるが、やや大きい部分があり、また、トランスリングについては、ストラットが座屈すると、トランスリングの崩壊強度が著しく低下することが判明した。疲労損傷発生率に関しては、縦強度部材及び横強度部材の面材の突合せ継手において、波浪変動応力の高い箇所においては、比較的高い損傷率を示している。

次に、27万DWT型タンカーのストラットの圧縮及び曲げに対する崩壊損傷確率も計算したが、その値は、船の一生を通じて 10^{-8} のオーダであった。

さらに、一般貨物船、バルクキャリア、コンテナー船及びタンカーの縦強度部材の損傷確率を計算した。すなわち、これらの船の甲板、船底のロング部材の 10^{-8} 確率の波浪曲げによる初期降伏と横倒れ初期降伏による損傷確率とを計算した。これらの損傷確率は、いずれも、船の一生を通じて 10^{-8} 以下の値であった。また、 10^{-8} 確率の波を受けた場合の損傷確率を求める図表を作り、造船設計者の参考資料とした。また、初期撓みを有するロング部材の圧縮による初期降伏について理論的な検討を行い、初期撓みが曲りによる場合でも、ねじれによる場合でも、強度は同一となることを確認した。

以上のように、船体構造部材の損傷確率を計算したが、これらの計算に使用した統計資料にはまだ不充分なものもあり、今回算出された損傷確率の絶対値については、今後充分検討する必要があろう。（昭和 50, 51 年度）

2.4 船体縦強度解析

2.4.1 NKのトータルシステムによるタンカーの縦強度計算結果とその評価

NKで開発したTotal Hull Girder Systemの計算プログラムを使用して、積載重量5万トン級から50万トン級のタンカー12隻についてシリーズ計算を行った。その結果、垂直曲げ応力は、船の大きさにかかわらず同一水準であるが、水平曲げ応力は、船が大きくなるに従い漸増する傾向にあることがわかった。また、1隻のタンカーについて、船速の影響を調査したところ、船速が早くなるに従って、曲げモーメント最大になる断面位置が船首方向に移動する傾向が認められた。（昭和48年度）

2.4.2 三菱のトータルシステムによるタンカーの縦強度計算結果とその評価

縦曲げ応力を求める場合、波浪荷重として、垂直曲げ及び水平曲げのそれぞれのモーメントの長期予測値を別々に計算し、これを船体の断面係数で割りそれぞれの応力を求め、これらの応力を二乗和平均して合成する簡便法が使用されているが、ここでは、この簡便法と正確に求めた統計予測値との比較を行った。積載重量21万級タンカーを対象として、満載及びバラストの両状態において、三菱で開発したトータルシステムを使用して計算を行い、両者を比較したところ、従来の簡便法でも、かなり良好な近似値が得られることがわかった。（昭和48, 49年度）

2.4.3 三井のBulk Carrier Hull Girder Strength 計算結果とその評価

積載重量11万トン級のバルクキャリアーを対象船として、満載状態及びバラスト状態について、縦強度の精密計算を行った。その結果、水平曲げをも考慮した縦曲げ変動応力は、ガンネル部で最大となり、剪断応力はビルジホッパー端の船側外板部で最大となることがわかった。また、本船の場合でも、正確な計算による統計予測値と二乗和平均の簡便法による値とは比較的よく一致した。

また、縦曲げモーメント及び剪断力は、満載状態よりもバラスト状態の方が10～20%程度大きくなっているが、水平曲げモーメント及び水平剪断力は、逆に、バラスト状態の方が小さい。その分布状態は、両状態ともほぼ同様の形である。直応力、剪断応力とともに、満載状態よりもバラスト状態の方が大きい。（昭和48, 49年度）

2.4.4 コンテナ船の精密計算による縦強度解析

コンテナ船のような開口の大きな船の船体縦応力を推定するために、規則波中の船体運動計算、それから得られた波浪による変動外力を用いての船体縦応力計算、線形重ね合せ則に基づいた縦応力の長期予測などの計算を行つて一貫したトータルシステムを完成した。

上記のトータルシステムを使用して、4隻（L=175, 204, 245, 275m）のコンテナ船の縦応力の長期予測を行つた。これらの計算対象船には長さが異なる4隻の船を選定したが、これらは初期の船から最新の船までを含めている。

これら4隻の計算結果を検討して、縦曲げ応力、水平曲げ応力及びねじりによるワーピング応力の長期予測値を求めるための等価波を設定した。また、各応力成分の二乗和平方根に修正係数を乗することにより、合成応力の長期予測値を求める簡易推定法を導入した。この簡易推定法によれば、最大10%弱の誤差範囲内で、トータルシステム計算結果と簡易計算法の推定値とは一致するようである。（昭和49, 50, 51年度）

2.4.5 コンテナ船の船体縦強度の長期予測

船体ハルガーダ解析トータルシステムを使用して、コンテナ船の縦強度部材に発生する応力及びハルガーダの断面力等の長期予測解析を行い、コンテナ船の縦強度について検討した。供試船は、コンテナ搭載個数1,000, 1,400及び1,800個積みの大小3隻のコンテナ船で、満載出港状態について計算を行つた。その結果、次のような結果が得られた。

- 1) 規則波中における断面力や変動応力は、大小3隻の船についてほぼ同様の傾向である。
- 2) 縦強度部材に生ずる変動応力の各発現確率レベルにおける期待値は、船によっては、船体平行部から船首寄りの位置でもっとも大きくなる場合があり、その場合には船型の構造による剛性の低下のため、その位置の上平板

の応力がかなり大きくなる場合も考えられる。（昭和51年度）

2.4.6 縦強度解析システムによる縦通部材剪断応力計算

ISSC の波浪スペクトル及びワルデンの北大西洋の波浪スペクトルを使用して、縦強度解析システムにより、11万DWT型バルクキャリア及び27万DWT型タンカーの縦通部材に生ずる剪断応力の長期予測計算を行った。

今回の計算によると、剪断応力の 10^{-8} 最大期待値は、タンカーの場合 9.0 kg/mm^2 、バルクキャリアの場合は 9.2 kg/mm^2 であった。また、各船級協会規則に使用されている波浪剪断力は、今回の計算結果（ 10^{-8} 最大期待値）の50%～70%であった。（昭和50年度）

2.4.7 船体縦強度に関する波浪断面力の調査

船体縦強度解析トータルシステムを使用して、波浪により船体ハルガーダに生ずる断面力の6成分（垂直剪断力、垂直曲げモーメント、水平剪断力、水平曲げモーメント、軸力、振りモーメント）を計算し、その長期予測値を求めた。

計算対象船は、一般貨物船、バルクキャリア、鉱石運搬船、コンテナ船、タンカー等計36隻で、種々の条件を変えて計算を行い、吃水、貨物偏積、船型の肥瘦度、速度等の変化が断面力に及ぼす影響について調査した。

この計算結果から、上記波浪断面力の6成分を簡単に推定する略算式を導入した。さらに、この略算式と、各主要船級協会規則の断面力の算式とを比較検討した。（昭和51年度）

2.5 船体横強度解析

2.5.1 NKの横強度トータルシステムの開発とその計算結果

航海中の船舶の船体横強度解析を目的としたトータルシステムを開発した。本システム開発に先立ち、種々の予備計算を行い、横強度トータルシステム開発に伴う問題点を検討した結果、規則波中の船体横部材に生ずる応力は、部材の場所により、規則的変動をしなくなり、そのため、応力の統計処理を行う場合、注意を要することがわかった。

これらの予備計算結果を参考してプログラムを開発した。本プログラムは、ストリップ法による波浪外力計算、有限要素法による構造解析及び統計処理の3つのステップから構成されているが、コンピュータの計算時間を短縮するため、次のような近似化を行った。

- 1) 荷重は実際の荷重をそのまま作用させずに、多数の点に作用させた単位荷重による各応力を求め、実際の荷重の大きさに応じてその応力和を求めた。
- 2) 有限要素法を使用した構造解析においては、構造ユニット→サブ構造→集合サブ構造→全体構造としたサブストラックチャ法を採用した。

上記の横強度トータルシステムの計算プログラムを使用して、24万DWT型タンカーのトランスリング及び横隔壁附近的各種の桁に生ずる変動応力を解析した。解析対象船の船体中央部及び船首部のトランスリングについては、満載またはバラスト状態で計算を行った。

その結果、静水中においては船底附近の横部材に高応力が生ずるが、変動荷重の下では、水線附近の部材に高応力が生ずる傾向が示された。また、横隔壁附近的各種の桁の強度解析を満載状態で行った。今回行った計算結果では、一部にかなり高い応力値が算出されたが、解析対象箇所が桁の上下、縦横に結合した複雑な構造であり、モデル化が困難な箇所であるので、今後これらのモデル化についてさらに検討する予定である。（昭和48,49,50年度）

2.5.2 三菱の横強度トータルシステムの開発とその計算結果

本計算システムは、規則波中ににおいて、船体に作用する荷重とそれにより船体各部に生ずる変動応力を求め、短期、長期海面における変動応力の発現確率を計算するものである。本計算システムは、大別して3つのステップより成り、第1ステップはストリップ理論より船体運動や変動水圧を求め、波浪外力を計算するものであり、第2ステップは構造解析、第3ステップは統計処理のステップである。本計算システムの主な特徴は次のとおりである。

- 1) 構造解析には森の方法を使用して、立体の影響を考慮して部材の応力を求めた。
- 2) 全般的に計算精度が保たれるように計算の簡易化をはかり、例えば、コーナ部の応力計算には楔理論を使用して、計算を簡易化した。

上記の横強度トータルシステムを使用し、21万DWT型タンカーの満載状態及びバラスト状態における波浪中の強度解析を行った結果、大略次のようなことがわかった。

- 1) 満載状態とバラスト状態とでは、トランスリングのフェイスに生ずる直応力の変動は、満載状態の方が大きい。
- 2) 本船の就航期間を約20年間、そのうち、満載状態とバラスト状態が半々であると仮定し、トランスリングのフェイスの疲労被害度を算定したところ、ガッネル部、ビルジ部、アバーストラット端部（船側側面下面、舷通隔壁側上面）及びセンタータンクのボトムトランスの端部で、疲労被害度は大きくなり、その値は0.1～0.01程度であった。
- 3) 従来の簡易計算法（平面骨組計算に波浪変動圧を加えた計算法）による変動応力と本トータルシステムによる変動応力を比較したところ、何れの積付状態でも、両計算結果は傾向的にはほぼ一致するが、簡易計算による値が大きくなる傾向がある。これは、主として、荷油動圧によるものと考えられる。（昭和49,50,51年度）

2.5.3 横強度直接予測計算及び設計波理念

船舶の実際設計において、詳細な直接応力予測計算を行う代りに、近似的な推定法の一つとして、設計波の概念が導入されている。ここでは、設計波（規則波）における27DWTタンカーのトランスリングに生ずる応力分布について、以下の諸点について検討した。

- 1) 斜波中におけるトランスリング応力分布
- 2) Heading Angle の変化と応力応答
- 3) 応力応答の \cos 波形適合性

また、応力の直接予測値と、設計波中での値とを比較検討するため、一例として、船の長さ150mの広幅倉口船を対象として、二次元骨組モデルによる数値計算を行った。その結果、本計算では倉内荷物による変動荷重の影響は無視しているが、両方の計算値は80%以上の精度で一致している。倉内荷物の影響については今後検討する必要がある。

また、設計波に対する船型（船の長さ及びCb）及び船速の影響についても検討した。（昭和49,51年度）

2.5.4 タンカー横強度部材応力の長期予測

23万DWT型タンカーを対象船として、横部材に生ずる変動応力の長期予測を行った。変動圧力は実際は非線型であるが、今回の計算ではこれを線型と仮定し、また応力計算に際しては、縦部材の相対変位の影響を無視し、横桁リンク1個をとり出して平面計算を行った。その結果、累積確率 10^{-8} レベルの横桁の応力として、次のような値を得た。

- 1) 正面向い波の場合、曲げ応力は高いところで $8 \sim 10 \text{ kg/cm}^2$ 、剪断応力は $4 \sim 5 \text{ kg/cm}^2$ 程度である。
- 2) All Headings の場合、平行部の曲げ応力は高いところで $14 \sim 15 \text{ kg/cm}^2$ 、剪断応力は $10 \sim 11 \text{ kg/cm}^2$ 、コーナ部の曲げ応力は $23 \sim 24 \text{ kg/cm}^2$ 程度である。

また、変動圧力の非線型性が横桁リンクに生ずる変動応力の長期予測値に及ぼす影響について検討した結果、次のことが判明した。

すなわち、水線面より上部、たとえばガッネル部では、非線型性の影響が大きく、最大約20%程度大きくなる。また、逆に、水線面下では、非線型性の影響は少ない。（昭和49～51年度）

2.5.5 ラッキングと船体横強度

船体が斜波を航行する場合、横断面が変形するラッキング現象が生ずる。このラッキング現象の本質を把握するため、簡単なモデルについて理論計算を行い、ラッキング計算法について検討した。その結果、横隔壁がラッキング防

止に有効であることを確認した。

また、20万DWT型タンカーの場合、ラッキングによる甲板と船底外板との水平差みは10mm以下で、それによる横横リッジの付加応力は0.5kg/mm²で、横強度上あまり問題とならないことがわかった。（昭和48,49年度）

2.5.6 相対変位が動的荷重に及ぼす影響

波浪中における縦通部材間の相対変位を平面格子構造モデルによる簡易計算法と立体有限要素法による精密計算法とを行い、両者の計算結果を比較検討した。

25万DWTタンカーを供試船として、満載及びバラスト状態において、静水中、斜向波及び真横波の各ケースにおける相対変位や応力の応答関数及びその長期予測計算を行った。

その結果、各々の計算法で得られた相対変位量は非常によく一致しており、波浪中における縦通部材間の相対変位の計算は簡易計算法で十分であること、また、相対変位による付加応力は比較的小さいということがわかった。

（昭和48～49年度）

2.5.7 波浪中のタンカーの横強度

斜め規則波中の船体変位について検討した。計算法として、船体運動にはストリップ法を使用して波浪による変動圧を求め、これらの外力を受けた場合の船体変位を立体骨組計算法により計算した。すなわち、25万DWTタンカーのホールド部について計算した結果、ラッキングによる付加応力は1kg/mm²以下で、極めて小さいことがわかった。

また、タンカー横強度トータルシステムの中間段階として、縦部材の影響及び外力の非線形効果を無視した場合の解析プログラムを開発し、7万DWT型タンカーの横部材に生ずる変動応力を計算し、次のような結論を得た。

- 1) 横強度部材の応力の長期予測値を算出する場合、ローリングの影響は極めて大きく、船のローリングの減衰係数の決定に際しては、十分な検討が必要であろう。
- 2) トランスリングの応力の長期予測値は、サイドトランスの上下ローナ部及び縦通隔壁のパーティカルトランスのストラット下面から三叉部にかけて特に大きくなっている。（昭和48～50年度）

2.5.8 構造方式と横強度付加応力

船舶が波浪中を航行中、船体構造に生ずる変動応力に関する調査の一部として、変動応力が構造方式により、どのように異なるかを調査した。計算対象船は、ストラッタレス、パーティカルメイン構造方式の27万DWT型タンカーと、サイドストリンガー方式の23万DWT型タンカーである。変動荷重は、向波航行中の付加対称荷重と横波航行中の付加非対称荷重を考え、応力解析は、格子構造計算と平面有限要素法とを組合せた計算法を使用した。これらの計算結果から、構造方式による変動応力の相違を調査した結果、大略、次のようなことがわかった。

- 1) 付加対称荷重によるトランスリングの付加応力は、船底部でサイドストリンガー方式の方がパーティカルメイン方式より大きいが、他の箇所では顕著な差はない。
- 2) 付加非対称荷重によるトランスリングの付加応力も、サイドストリンガー方式の方が大きい。（昭和48～50年度）

2.5.9 タンカー高応力部の変動応力

25万DWT型タンカーを対象船として、 10^{-8} 確率レベルと等価であるといわれる波高10mの規則波中の船体運動を計算し、これより波浪荷重及び内圧の変動を求め、平面骨組計算及び平面有限要素法を適用して、トランスリング面材の変動直応力を調査し、高応力部について座屈強度を検討した。その結果、次のような事柄が明らかになった。

- 1) 応力の変動状態はsin状でないことが多い、変動応力の平均値は、一般に、静水中での応力と一致しない。
- 2) 面材に生ずる直応力は、本解析範囲の波長では、 $\sqrt{L/\lambda}$ が大きくなるに従って大きくなり、針路については、横波の場合がもっとも大きく、追波45°の場合が小さくなる。また、ウイングタンクデッキトランスのコーナ部では、静水中の応力は小さいが、変動荷重による応力はかなり高い。

- 3) ロイドの方法で横枠ウェブの屈曲強度を検討したが、静水中の状態では問題はないが、波浪による動的荷重の場合には、一部の高応力部に問題があり、今後検討する必要があろう。
- 4) 平面有限要素法と平面骨組法との両解析法によるトランスリング面材の応力は、ほぼ同じ変動傾向を示す。
(昭和49~50年度)

2.6 船体用鋼材の強度

2.6.1 高張力鋼の許容応力

まず、船体構造に高張力鋼を使用する場合の許容応力の設定に関する種々の問題点について検討した。また、高張力鋼を使用した場合の各國船級協会の強度に対する材料係数について比較検討した。その結果、これらの規則では、降伏点ベースと引張強さベースとの丁度中間のベースを採用していることがわかった。

次に、船体に応力集中部が存在するとき、疲労損傷の発生確率の見地から、縦強度部材の許容応力が軟鋼と60キロ級高張力鋼とで、どのように異なるかを次のように検討した。

すなわち、片振り疲労試験のS-N線図を数式化して近似し、両振荷重の疲労強度は片振りの1.2倍とし、変動応力と平均応力との関係は、片振り強度と両振り強度とを結んだ直線上にあると仮定して解析を行った。また、疲労強度のバラツキについては、標準偏差が0.135の対数正規分布に従うものと仮定し、船体構造部材に加わる波浪応力の分布はワイブル分布とし、極値は 10^{-8} における値を平均値として、標準偏差を0.1とした。

以上のような仮定で、軟鋼及び高張力鋼について、応力集中率3~6の場合の疲労被害度を計算し、これより損傷発生率を求めた。また、応力集中率5.0、損傷発生率0.1以下の条件で許容応力を求めた。

この結果、高張力鋼の許容応力は引張強さベースで考えるより低くとるべきがあることが明らかになった。
(昭和48,49年度)

2.6.2 縦強度部材の疲労強度

船体縦強度部材を対象に、20年間における疲労被害について検討した。NVLルールによって平滑材及び突合せ継手の疲労被害を計算したところ、ルールで要求している断面係数をもっている場合は、充分安全であることがわかった。また、疲労被害度に大きく影響するのは低応力であり、疲労限をどのように考えるかが大きく影響することがわかった。(昭和48年度)

2.6.3 船体縦強度部材における表面亀裂からの疲労亀裂伝播寿命

船体構造の溶接余盛趾端部等にアンダーカットやクラックがある場合、縦曲げ荷重により、これらのクラックがどのように進展するかを検討した。

この結果、0.5mmのアンダーカットがある場合、船が20年間で受ける繰返数で、表面クラックが板を貫通すること、及び、60mmの貫通クラックは約1年の航海で限界クラック長さまで進展することがわかった。(昭和48年度)

2.6.4 疲労強度のバラツキ

船体構造部材の疲労強度に関する許容応力を決定するためには、船体の各部材の疲労強度及びそのバラツキを考慮する必要がある。特に疲労強度は静的強度に比べてそのバラツキが大であることが知られており、そのため、従来からこれらのバラツキに関する研究が行われている。ところが、この種の研究に対しては、非常に多くの試験片による実験が必要なため、多数の試験片による系統的な実験は少い。

それ故、本実験は基礎的な実験として、多数の試験片を用いて、一定応力レベルにおける疲労寿命を求め、それらのバラツキの分布状態を統計的に解析し、疲労設計に対する基礎資料とした。

使用材料はSM41B材で、平滑試験片、突合せ溶接試験片及びすみ肉溶接試験片に対して、両振り平面曲げ疲労試験を行い、破断寿命が約 10^4 , 10^5 , 10^6 の3種の曲げ応力レベルで疲労寿命の分布を検討した。その結果、次のような事項が判明した。

- 1) 各試験片の寿命の分布は、ほぼ対数正規分布及びワイブル分布に従い、正規分布には余り適合しない。
- 2) 対数正規分布とワイブル分布との適合性の優劣は、この程度の試験片数（各応力レベルに対し約40本）では、明瞭な差異は認められない。
- 3) 疲労試験片の溶接部の形状が破断寿命におよぼす影響は本実験の範囲内ではほとんど明確には認められなかつた。ただし、試験片の中で明らかに溶接部にアンダーカットを有するものは実験から除外した。
- 4) 疲労破断寿命のバラツキは、各応力レベルともすみ肉溶接試験片が最も大きい。平滑試験片と突合せ溶接試験片のバラツキを比較すると、破断寿命 10^4 附近では平滑試験片の方がやや小さく、逆に、破断寿命 10^6 附近では突合せ溶接試験片の方がバラツキは小である。（昭和50, 51年度）

2.7 初期不整のある防撓板の座屈強度

甲板や外板のような板構造では、より少ない重量で強度を大にするため、防撓板構造が用いられている。この防撓板構造の最終強度を知ることは構造物全体の強度を知る上でも、きわめて重要な問題である。

近年、有限要素法の発達により、弾塑性大撓み解析が可能となり、種々の計算結果が得られている。しかし、防撓板のような構造要素に対し、有限要素法を適用するのは、計算費用の点からも問題がある。そこで、本研究では、解析的手法を用いて防撓板構造の最終強度を解析する簡単な計算法を開発した。今回行った解析は次の2つに大別される。

- 1) 弾性大撓み解析（座屈ならびに座屈後挙動）

- 2) 塑性大撓み解析

1) は座屈後も座屈時の波形が持続すると仮定し、Rayleigh-Ritzに基づく解析を行い、2) は塑性設計の概念を更に有限変形にまで拡張し、崩壊時の荷重と横撓みとの関係を求めた。最終強度は1) と2) の交点から推定することができ、このようにして得られた結果は、平板については、Karman, 吉澤らの有効幅に基づいた計算結果ならびに上田らの有限要素法による計算結果と比較的良く一致している。これをさらに防撓板構造へ解析まで拡張し、上田らの有限要素法による結果と比較したところ、かなり良く一致している。特に防撓板設計の基礎データである防撓材の有効性を示す γ_{min} の推定には、本計算法が十分適用可能なことを示している。本解析法は、解析解に基づく基礎方程式を示してあるので、設計の段階で十分活用することができる。

本解析法の妥当性を検討するため、防撓板構造の圧縮実験を行った。この実験のシリーズでは、試験体の防撓材の剛性を種々変化させ、全体座屈、局部座屈ならびに全体座屈と局部座屈とが同時に生ずるようなケースについて実験し、上記解析法による計算結果と比較したところ、比較的良い一致を示した。

最後に、純剪断を受ける防撓板構造の γ_{min} を知るために、エネルギー法に基づいた解析を行った。その結果、剪断荷重による γ_{min} は圧縮荷重を受ける場合の γ_{min} と区別して考えなければならないことがわかった。すなわち、圧縮荷重を受ける場合には、局部座屈の形は基本座屈波形が1つで、パネル毎に繰り返して生じるが、剪断荷重では、局部座屈を生ずる場合でも、基本となる座屈波形が数種となり、これは縦横比により変化する。そのため、剪断座屈値を推定するにも座屈波形の組合せを知らねばならないことがわかった。（昭和50, 51年度）