

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51年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和 50 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、日本造船研究協会が第 134 研究部会においてとりまとめたものである。

船体構造部材を安全に、より合理的に設計するためには、い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必要があるので、本研究は、5 カ年計画の第 4 年度目として信頼性解析による損傷率の解析、精密計算によるコンテナ船の縦強度解析、縦強度解析システムによる縦通部材剪断応力計算、船体横強度トータルシステムによる計算、タンカーの横強度部材に働く動的荷重による応力の計算、相対変位が動的荷重に及ぼす影響、初期不整のある部材の座屈強度の解析、疲労強度のばらつきの実験、タンカー高応力部の変動応力の計算、及びタンカー横強度部材応力の長期予測の各項目について研究を行った。

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)	
幹事	安藤文隆 (船舶技術研究所)	飯田国広 (東京大学)
	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)
	中田宣久 (三井造船)	永元隆一 (三菱重工業)
	秦数実 (日本鋼管)	服部堅一 (住友重機械工業)
	服部陽一 (日立造船)	原洋一 (日立造船)
	樋口道之助 (日本鋼管)	平川賢爾 (住友金属工業)
	藤田譲 (東京大学)	本間康之 (東京農工大学)
	真能創 (防衛大学校)	橋本泰明 (住友重機械工業)
	宮成恭慶 (石川島播磨重工業)	森正浩 (三菱重工業)
	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)	縄田卓生 (三菱重工業)
	松野光伸 (日本郵船)	山本秀雄 (白杵鉄工所)
	幸村晟二郎 (石川島造船化工機)	

信頼性小委員会

主査	真能創 (防衛大学校)	
委員	板垣浩 (横浜国立大学)	根本知明 (横浜国立大学)
	後川理 (石川島播磨重工業)	大勝孝司 (東京大学)
	岡吉則 (日本海事協会)	河辺寛 (防衛大学校)
	西村允男 (日本海事協会)	本間康之 (東京農工大学)
	南真和 (三井造船)	森正浩 (三菱重工業)
	安川度 (川崎重工業)	山口勇男 (日本海事協会)
	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. 解析法と安全率の関係	6
1.1 信頼性解析による損傷率の推定（東京大学, 横浜国立大学, 防衛大学校, 日本海事協会）	6
1.1.1 タンカーの構造強度に関する信頼性解析例	6
1.1.2 信頼性解析に関する基礎的問題	27
1.2 コンテナ船の精密計算による縦強度解析（三菱重工業）	49
1.2.1 対象船及び計算条件	49
1.2.2 計算結果とその考察	50
1.2.3 Combined Stress σ_r の簡略推定法に対する予備的考察	51
1.3 縦強度解析システムによる縦通部材剪断応力計算（三井造船）	66
1.3.1 供試船型	66
1.3.2 規則波中における剪断応力応答値	66
1.3.3 剪断応力の長期分布	67
○ 1.3.4 考 察	68
2. 荷重の正確な評価	80
2.1 船体横強度トータルシステムによる計算結果	80
2.1.1 計算結果（三菱重工業長崎）	80
2.1.2 計算結果（日本海事協会）	101
2.2 タンカー横強度部材に働く動的荷重による応力の計算	115
2.2.1 構造方式と付加応力の調査（川崎重工業）	115
2.2.2 波浪中におけるタンカーの横強度（石川島播磨重工業）	129
2.3 相対変位が動的荷重に及ぼす影響（日本鋼管）	135
2.3.1 計算対象モデル	136
2.3.2 変動水圧の計算	137
2.3.3 倉内液体の変動圧力	137
2.3.4 相対変位による変動応力の計算	138
2.3.5 不規則波中での統計的予測計算	139
2.3.6 横強度計算法の相違による応力比較	140
○ 2.3.7 計算結果, 考察	141
3. 部材に働く応力状態の検討	151
3.1 初期不整のある部材の座屈強度の解析（東京大学）	151
3.1.1 研究の目的	151
3.1.2 実験の方針と計画	151
3.1.3 実験結果	153

3.1.4	正方形板の最終強度	154
3.1.5	理論解析	156
3.1.6	実験と解析との比較	157
Q 3.1.7	結 論	158
3.2	疲労強度のバラツキの実験(大阪大学)	170
3.2.1	目 的	170
3.2.2	疲労試験	170
3.2.3	疲労試験結果及び考察	171
3.2.4	突合せ溶接試験片の形状と疲労寿命のバラツキ	173
Q 3.2.5	結 言	174
3.3	タンカー高応力部の変動応力の計算(佐世保重工業)	187
3.3.1	目 的	187
3.3.2	供 試 船	187
3.3.3	計 算 法	188
3.3.4	計算結果	188
Q 3.3.5	ま と め	190
3.4	タンカー横強度部材応力の長期予測の計算(日立造船)	195
3.4.1	対 象 船	195
3.4.2	計 算 法	195
3.4.3	計算結果と考察	200
Q 3.4.4	結 言	201

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なったり、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、本年度を第4年度として、5カ年間にわたり継続される予定である。

1. 解析法と安全率の検討

1. 1 信頼性解析による損傷率の解析

1. 1. 1 タンカーの構造強度に関する信頼性解析

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、甲板および船底の降伏、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およ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およ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、甲板および船底パネルの座屈降伏およ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、横桁端部およ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、縦強度部材および横強度部材の面材の突合わせ継手において、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、14万DWT～37万DWT級の4隻の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、船底のロンジ部材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^{-3} 以下の値であった。

さらに、27万DWT型タンカーのストラットの圧縮およ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^{-3} のオーダーであった。

以上のように、タンカーの構造部材の横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十分なものもあり、今回算出された損傷確率の絶対値については、今後十分検討する必要がある。

1. 1. 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。この分布は二重指数分布となるが、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。その結果、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、ランダム疲労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、Bayes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、コンテナ船の吃水の変化について調査した。

次に、防撓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みなせば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）および相関を考慮した 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。

1. 2 コンテナ船の精密計算による縦強度解析

前年度に引続き、 $L = 273\text{ m}$ および 204 m の2隻のコンテナ船について、規則波中での船体運動、変動外力（縦曲げモーメント、水平曲げモーメント、捩りモーメント等）を計算し、それらの変動外力に対する縦応力を計算した。これらの結果と波浪スペクトルとを使用して、船体縦応力の長期予測など、一連のTotal Hull Girder Stressの計算を行い、就航実績船の縦応力の長期予測値を示した。

また、縦曲げ応力、水平曲げ応力、捩りWarping応力からなる合成応力の長期予測値の簡易推定法について検討した。

1. 3 縦強度解析システムによる縦通部材剪断応力計算

ISSCの波浪スペクトルおよ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型バルクキャリアーおよび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 、バルクキャリアーの場合 9.2 kg/mm^2 であった。

また、各船級協会規則で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%の間にある。

2. 荷重の正確な評価

2. 1 船体横強度トータルシステムによる計算結果

2.1.1 計算結果（三菱重工）

三菱重工で開発した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型タンカーの満載状態における波浪中強度解析を行った。

すなわち、船体中央部附近のトランスリング位置での規則波中の波浪変動圧、主縦通部材間相対変位およびトランスリング面材の直応力を計算し、長期予測値を求めた。これらの計算結果から、大略、次のような傾向がわかった。

(1) トランスリングの直応力は、風下舷（Lee Side）よりも風上舷（Weather Side）の方が大きい。

その応力振幅の長期予測値は、ビルジコーナ部、ガンネル部、デッキトランスのブラケット内端部および

ストラット端部で大きくなる。

- (2) 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）と今回の計算結果とを比較したところ、傾向的には良く一致しているが、応力振幅の値は、従来の簡易計算結果の方が本システムによる計算結果より1～2割大きめに評価しているようである。

2.1.2 計算結果（日本海事協会）

日本海事協会が開発した船体横強度解析用の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および横隔壁附近の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および船首部のトランスリングについて、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、横隔壁附近の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、解析対象箇所は桁が上下、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があるので、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。

2.2 タンカー横強度部材に働く動的荷重による応力の計算

2.2.1 構造方式と付加応力の調査

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、変動応力がタンカーの構造方式により、どのように異なるかを調査した。

前年度においては、ストラットレスバーチカルメインの構造方式の27万DWT型タンカーについて、向い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の場合の横強度部材に発生する変動応力を計算したが、今年度は、サイドストリンガー方式の23万DWT型タンカーについて同様の計算を行い、前年度の計算結果と比較検討して、構造方式による変動応力の相違を調査した。

2.2.2 波浪中におけるタンカーの横強度

タンカーの横強度トータルシステムの間接結果として、縦部材の影響および外力の非線型効果を見逃した場合の解析システムが完成したので、この解析プログラムを使用して、74,000DWT型タンカーについて、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コーナ部および縦通隔壁側のパーティカルトランスのストラットの下面から三叉部にかけて、特に大きくなっている。

2.3 相対変位が動的荷重に及ぼす影響

昨年に引き続き、タンカーの縦通部材相互の相対変位量が横部材の変動応力に及ぼす影響について検討した。今回は、25万DWT型タンカーを供試船として、バラスト状態での変動荷重を求め、これより、相対変位や応力の応答関数を求め、長期予測値の計算を行った。今回の計算では、相対変位の影響は、横強度全体の中で比較的小さいという結果が得られた。

3. 部材に働く応力状態の検討

3. 1 初期不整のある部材の座屈強度の解析

初期不整のある防撓板に関する系統的な実験を行い、数値計算結果と比較検討した。

実験に使用した模型は、 $1,322\text{ mm} \times 999\text{ mm}$ のもので、縦方向に2本、横方向に3本の防撓材がついたものである。試験は周辺支持の条件で、パネルの幅と板厚との比、板と防撓材の曲げ剛性比(γ)、パネルの初期撓みなどを変えた12個の模型について行われた。特に、 γ の値を3種類に変化させ、防撓板が全体座屈する場合、局部座屈する場合および両者が同時に起る場合について実験を行い、初期撓みが最終強度に及ぼす影響および $\gamma_{\min}$ の妥当性について検討した。

また、理論解析においては、通常使用されている有限要素法と解析的な方法を使用した簡易解析法とを使用した。今回開発した簡易解析法は、座屈および座屈後の挙動についてはRayleigh-Ritz法に基いた弾性大撓み計算法、最高荷重を求める際は塑性設計法に基いた崩壊機構を考えたものである。

今回行った実験結果を上記の解析値と比較したところ、有限要素法の計算結果とはかなり良好な一致を示し、また、今回開発した簡易解析法ともほぼ一致している。この簡易解析法は有限要素法と比べて計算が非常に簡単であるので、設計の段階において有効であると思われる。

3. 2 疲労強度のばらつきの実験

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およびそのばらつきを考慮する必要がある。本研究では、疲労強度のばらつきに関する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時間強度を求め、それらのばらつきの分布状態を統計的に解析し、疲労設計における基礎資料とした。

使用鋼材はSM41B材で、平滑試験片および突合せ溶接試験片に対して平面曲げ疲労試験を行い、平滑試験片に対しては、寿命が $N=10^4$ 、 10^5 、 10^6 の3種の曲げ応力レベルで、突合せ溶接試験片に対しては、 $N=10^4$ 、 10^6 の2種の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、対数正規分布およびワイブル分布に従い、正規分布には余り適合しない。
ただし、対数正規分布とワイブル分布との適合性の優劣は、今回行った各応力レベル約40本程度の試験片数では、明瞭な差異は認められない。
- (2) 対数正規分布と見做したときの各応力レベルに対する標準偏差は、平滑試験片では、 $N=10^4$ 、 10^5 、 10^6 に対応する応力レベルでそれぞれ0.073、0.112、0.281であり、溶接試験片では、 $N=10^4$ 、 10^6 の応力レベルでそれぞれ0.097、0.171であった。すなわち、寿命のばらつきは、高応力領域では平滑試験片の方がやや小さく、 10^6 附近の応力領域では逆の結果であった。

- (3) 溶接試験の溶接部の形状が疲労寿命に及ぼす影響は、今回の実験の範囲内では殆んど認められなかった。

信頼度の高い資料を得るためには、さらに多数の試験片による追加実験が必要と思われる。また、船体の疲労損傷例からみて、隅肉溶接に対する研究が必要である。

3. 3 タンカー高応力部の変動応力の計算

前年度に引き続き、今年度は25万DWT型のタンカーについて平面有限要素法を適用し、満載状態の変動荷重下におけるトランスリング面材の直応力分布を調査し、高応力部のウェブのパネルについて座屈強度の検討を行った。その結果、次のような事項が明らかになった。

- (1) 面材に生ずる直応力は、本解析範囲内の波長では、 $\sqrt{L/\lambda}$ が大きくなるにつれ大きくなり、針路については、横波の場合大きく追波 45° の場合小さい。また、ウイングタンクデッキトランスコーナ部では、静水中の計算では応力は低いが、変動荷重を受けた計算では 30 kg/mm^2 以上の高応力が発生する。
- (2) ロイドの方法でウェブの座屈強度を検討したが、静水中の計算では問題ないが、動的荷重の場合、一部の高応力部に問題があり、今後検討する必要がある。
- (3) 平面有限要素法と平面骨組解析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している。

3. 4 タンカー横強度部材応力の長期予測

前年度は 23 万 DWT 型タンカーを対象として、正面向波中を航行する場合の横部材に生ずる変動応力の長期予測を行ったが、今年度は、同じ船を対象として、波の向きを種々変えた予測計算を行った。

変動応力は実際は非線型であるが、今回の計算も前回と同様に、これを線型と仮定し、また、応力計算に際しては、縦通部材間の相対変位の影響を無視し、トランスリング 1 箇所をとり出して平面計算を行った。

その結果、発現確率 10^{-8} レベルのトランスリング平行部の曲げ応力は高いところで 20 kg/mm^2 、剪断応力は 13 kg/mm^2 程度、また、コーナ部の曲げ応力は 33 kg/mm^2 程度であった。

1 解析法と安全率の関係

1.1 信頼性解析による損傷率の推定 (東京大学, 横浜国立大学, 防衛大学校, 日本海事協会)

既に昭和48, 49年度報告書に述べたように, 安全率(この場合は構造物の強度的余裕)は, 荷重と強度の確率変数としての特性, それより推定される損傷確率をみて定められるべきである。

この問題の第一段階としては, 既存の船体の強度の損傷確率を調査することにある。よって, タンカーを主対象として, 種々の損傷形式を対象としてどの程度の信頼度を有しているかを調査した結果を報告する。

また, 船体強度の信頼度を推定するにあたって, 解明しておかねばならない種々の問題点について, 本部会が調査した結果を報告する。

1.1.1 タンカーの構造強度に関する信頼性解析例

船体構造強度に関する“直接設計法(Direct Design Procedure)”の一例として, タンカーの就航年限内に発生する船体縦強度上および横強度上の損傷確率の解析を行なった。

本解析においては, 構造損傷形式として, 船体主要部材の降伏, 座屈, 塑性崩壊および疲労によるものを取りあげた。

(1) 解析法の概要

(a) Demand

まず, Demand については, これを構成する確率変数 X_i として, 船体に作用する水圧あるいは構造部材に生ずる応力もしくはその resultant の断面力(モーメント, 軸力, 剪断力)等を考え, それらの統計量を, トータルシステムプログラム^{1) 2)}により算出した。

すなわち, 船体構造部材の降伏, 座屈, 崩壊等の損傷は, 特定の船を対象とする場合, その就航年限内における応答 X_i の最大値 $X_{i, \max}$ に支配されるとして, 応答の極値分布を³⁾, 次式で与えられる平均値 $\bar{X}_{i, \max}$, 標準偏差 $S_{X_{i, \max}}$ の正規分布で近似する。

$$\left. \begin{aligned} \bar{X}_{i, \max} &= X_{i, \text{ext}} + 0.5772 \lambda_{X_i} \\ S_{X_{i, \max}} &= \frac{\pi}{\sqrt{6}} \lambda_{X_i} \end{aligned} \right\} \quad (1.1.1)$$

ここで, 応答 X_i の長期発生確率を, 平均値 λ_{X_i} の指数分布と仮定し, その超過確率が 10^{-8} となる特性極値を $X_{i, \text{ext}}$ とする。

いま, Demand として選択される構造応答(例えば, パネルの応力) R は, 上記応答 X_i (パネルに作用する水圧, 軸力など)の関数

$$R = R(X_1, X_2, \dots) \quad (1.1.2)$$

とし, 構造応答の最大値 $R_{\max}$ が, $X_{i, \max}$ ($i=1, 2, \dots$) で同時に発生するとして, $R_{\max}$ の確率分布を, 次式で示す平均および標準偏差の正規分布で近似する。

$$\left. \begin{aligned} R_{\max} &= R(\bar{X}_{i, \max}) \\ S_{R_{\max}} &= \left\{ \sum_i \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \right)^2 \cdot S_{X_{i, \max}}^2 \right\}^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (1.1.3)$$

このようにして求められる $R_{\max}$ を Demand D とし, その確率分布 $p_d(D)$ を定める。

一方、疲労損傷に対しては、波浪応答の特性極値 X_{ext} を Demand に選び、これが各船ごとに異なるとして、 X_{ext} の確率分布を対数正規分布と仮定して、 $p_d(D)$ を定める。

(b) Capability

船体構造部材の Capability C は、部材の寸法に関連する量（板厚、初期撓み等）と、材料強度のパラメータ（降伏応力、疲労特性等）を確率変数 Y_i として、これらの関数で与えられる。

$$C = C(Y_1, Y_2, \dots) \quad (1.1.4)$$

ここで Y_i は、正規分布するものと仮定し、その平均値および標準偏差の値は、文献⁴⁾から引用する。

さらに、Capability の確率分布 $p_c(C)$ は、各損傷形式について、正規分布するものと仮定して決定される。

(c) 損傷確率

上記の方法で求められた Demand および Capability の確率分布 $p_d(D)$ および $p_c(C)$ を用いれば、船の就航海域に発生する各種形式の損傷の確率 P_f は、次式により算出される。

$$P_f = \int_{C_{\ell}}^{C_u} \int_c^{D_u} p_d(D) \cdot p_c(C) dD \cdot dC \quad (1.1.5)$$

ここで、 C_u , C_{ℓ} および p_u は、それぞれ Capability の上限、下限および Demand の上限の値を示す。

(2) 計算例

前項で述べた方法にしたがって、下記のタンカーについて、種々の形式の損傷発生確率を計算した。なお、就航海域の波浪統計データとして、Walden の北太西洋における年間観測値を使用した。

(a) A 船

解析対象として、24万DWTタンカーA船（主要寸法 $304.0^M \times 52.4^M \times 25.7^M \times 19.8^M$ ）を選択した。その構造の概要および積荷状態を図1.1.1に示す。

(i) ハルガーダーの塑性崩壊 (Jackknifing)

船体縦曲げによるハルガーダーの塑性崩壊について解析を行なう。すなわち、モーメント M および軸力 T が作用して、船体横断面が全塑性状態で崩壊する場合、次の関係が成立する。

$$\sqrt{\left(\frac{M}{M_p}\right)^2 + \alpha^2 \left(\frac{T}{T_p}\right)^2} \geq 1 \quad (1.1.6)$$

ここで M_p , T_p は、ハルガーダーの塑性モーメントおよび横断面全塑性化の軸力を示し、 α は塑性相関係数である。

塑性断面係数を Z_p 、有効断面積を A_o として、次式で定義される応答 R の就航期間における最大値 R_{max} を Demand とし、鋼材の降伏応力 σ_Y を Capability として、損傷確率 P_f を計算する。

$$R(M, T) = \sqrt{\left(\frac{M}{Z_p}\right)^2 + \alpha^2 \left(\frac{T}{A_o}\right)^2} \quad (1.1.7)$$

ここで、モーメント M は、波浪によるもの M_w と静水中のもの M_s との和とし、軸力は、波浪によるもの T_w のみを考慮する。一般に、 M_w と T_w との間には相関があり、また位相差によりそれらのピークには同時性がないため、 M_w および T_w それぞれ単独の発生確率から $p_d(D)$ は求められない。そこで、このような相関性を考慮して、ハルガーダーの崩壊損傷の発生確率を計算した。（後述の1.1.2(5)参照）

本解析においては、甲板および船底は、弾性範囲内では座屈しないものとして、塑性断面係数および有効断面積を計算した。表1.1.1は、 P_f の計算結果を示す。

さらに比較のため、波浪モーメントと軸力の極値が同時に発生すると仮定した近似計算、および軸力の影響を無視した場合についての計算を行なった結果、 P_f の値は、満載状態の場合、前者の計算では 7.8×10^{-13} 、後者の計算では 3.8×10^{-13} であり、ほとんど有意な差は認められなかった。また、バラスト状態の場合、上述の近似計算によれば、 $P_f = 5.7 \times 10^{-9}$ 、後者の計算では $P_f = 5 \times 10^{-9}$ であった。

また、剪断力の影響についても同様の解析を試みたが、その影響は極めて小さいことが判明した。したがって、設計上の実用目的としては、軸力および剪断力の影響を無視してハルガーダーの崩壊損傷確率の計算を行なっても差し支えないと云えよう。

(ii) 甲板および船底の降伏

図 1.1.2 に示されるように、縦通隔壁または船側外板と横桁とで囲まれる縦通材つき甲板および船底パネルが、船体縦曲げによる面内圧縮応力 σ および水圧 q をうけて局部降伏する場合を考える。

本解析においては、甲板および船底パネルを、周辺単純支持された直交異方性板と見做し、初期撓みを考慮して、有限変形理論による解析⁵⁾を行なった。

こうして、縦通材の面材に生ずる応力（軸圧縮応力 σ と付加曲げ応力との和） R は、 σ と水圧 q のほか、パネルの初期撓み、部材寸法等の確率変数の関数で表わされる。

$$R = R(\sigma, q; \text{Scantlings of structural members}) \quad (1.1.8)$$

そこで、船の就航期間（20年間と仮定）における R の最大値を Demand と定義し、一方、鋼材の降伏応力を Capability として、降伏損傷確率 P_f の計算を行なった。

表 1.1.2 は、満載状態の場合についての計算結果を示す。本計算例のように、センタータンクに満載し、ウイングタンクが空倉の船底パネルにおいては、船底水圧の影響が大きいため、損傷確率は比較的大きくなるが、他のパネルでは P_f の値は小さい。

また、静水中の船体縦曲げモーメントによる軸圧縮応力の値は、積荷条件により異なると考えられるので、この値を変化させた場合について計算を行なった結果、静水中応力は、パネルの損傷確率の値にかなりの影響を与えることが判明した。（図 1.1.3 参照）

(iii) 縦通材の横倒れ崩壊

図 1.1.4 に示すように、中央部貨物油倉の船底縦通材（横桁心距 L ）が、船体縦曲げによる軸圧縮応力 σ および船底水圧 q （メーター水頭）をうけて、曲げ捩れ変形を生じて横倒れ崩壊する場合を考える。

縦通材の最終耐力モーメント M_{ult} は、文献⁶⁾により、近似的に次式で表わされる。

$$M_{ult} \approx (\sigma_Y - \sigma) \cdot K \cdot Z_p \quad (1.1.9)$$

ここで、 K は、縦通材に軸力が作用しない場合の最終耐力モーメントと塑性モーメントとの比を表わす減少係数であり、計算プログラムにより求められている。

いま、縦通材のスパンの両端で固定されていると仮定し、就航期間における水圧および軸圧縮応力の最大を、それぞれ、 q_{max} および σ_{max} とすれば、Demand および Capability は、次のように定められる。

$$\left. \begin{aligned} D &= a \cdot q_{max} + \sigma_{max} \cdot K \\ C &= \sigma_Y \cdot K \\ \text{ただし、} \quad a &= s \cdot L^2 / 12 \times 10^3 \times Z_p \end{aligned} \right\} \quad (1.1.10)$$

ここで、 s は、縦通材の間隔を表わし、またその座屈相当長を $0.2L$ として計算を行なった。

さらに、上記Kの値は、縦通材の相当長、部材寸法、および初期撓み（横方向）などにより変化するが、これらのうち、縦通材のウェブおよびフランジの板厚ならびに初期撓みを確率変数と見做して解析を行なった。

表 1. 1. 3 は、船首から 0.4 L の位置における船底縦通材についての損傷確率の計算結果を示す。

(Ⅳ) トランスリングの面材の降伏

タンカーの横強度に関する信頼性を定量的に検討するために、貨物油倉トランスリングの立桁、横桁およびストラット等の面材の降伏損傷の確率を計算した。

すなわち、面材に生ずる応力の最大値を Demand とし、その特性極値を船体横強度解析トータルシステムプログラム²⁾により算出し、一方、鋼材の降伏応力、面材の幅および板厚をそれぞれ確率変数と見做して Capability を定めて、損傷確率を求めた。

計算結果の一例として、船首から 0.4 L 横断面トランスリングについて、満載状態の場合の横部材面材の降伏確率を図 1. 1. 5 の図中の数字で示す。ただし、本計算においては、桁の彎曲部における面材の有効幅は一般に低下し、面材の幅の中心部で応力が上昇することも考慮に入れた。⁷⁾

(Ⅴ) トランスリングの塑性崩壊

図 1. 1. 6 に示すように、トランスリングの船側立桁あるいは船底横桁が塑性崩壊する損傷の確率を計算する。この場合、損傷桁部材は、端部のコーナー部のウェブが、すでに剪断座屈をおこし、ヒンジを形成していると見做して両端支持と仮定した。

静水圧と波浪変動水圧との和で表わされる水圧 q の最大値を Demand とし、その特性極値を前記トータルシステムプログラムにより算出した。一方、トランスリングの塑性崩壊メカニズムについて算定される崩壊水圧 q_b は、部材の降伏応力、塑性断面係数および桁のスパン L の関係で与えられ、降伏応力および部材板厚を確率変数として解析を行なった。

表 1. 1. 4 は、船体中央部横断面における各種塑性崩壊モードの代表例についての損傷確率の計算結果を示す。本計算結果によれば、船側あるいは船底における単一桁部材としての崩壊の確率は極めて小さいが、崩壊モード D の例のように、ウイングタンク全体のフレームメカニズム形式の崩壊確率は、やや大きい。（ただし、本計算は、船側外板および縦通隔壁の支持効果を見做している。）

また、崩壊モード F のように、ストラットがすでに有効に働かなくなった場合には、船側立桁の塑性崩壊確率は大きくなる。

なお、本解析においては、桁部材のウェブの局部座屈あるいは面材ごとの横倒れ座屈などの影響を考慮せず、部材の Capability をかなり大き目に推定しているため、ここに算出された損傷確率の値は過小評価の危険があることに注意すべきであろう。

(Ⅵ) 疲労損傷

船舶の就航期間中にうける波浪変動応力により、縦強度部材および横強度部材の突合せ溶接継手部に生ずる疲労亀裂の発生確率について、文献³⁾の方法により解析を行ない、さらに疲労損傷に関連する主要因子の変動量が損傷確率の推定値にどの程度の影響を及ぼすかについて定量的な検討も行なった。

すなわち、縦強度部材および横強度部材について、前記トータルシステムプログラムにより算出された波浪変動応力の特性極値を、平均値 $\overline{\sigma}_a, \text{ext}$ とし、また、その変動係数 $\alpha = 0.1$ および $\alpha = 0.3$ の場合について計算を行なった。

一方、溶接継手の疲労強度については、突合せ溶接継手試験片による片振引張繰返し試験の結果から定まる $\sigma_a - N$ 線図の係数 A および B の値を、平均応力（静水中応力に対応）に対する Goodman 修正を行なって決定した。係数 A および B は、それぞれ、バラツキを考慮した確率変数と見做し、その分布を平

9)
均値 $\bar{A}$, $\bar{B}$, 標準偏差 S_A , S_B の正規分布と仮定し, それらの値を文献⁹⁾に示されている実験結果から定め, さらに, これに目違いの影響, および亀裂発生回数と試験片破断回数との比の影響などに対する修正を行なった。

また, 構造部材に生ずる静水中応力 σ_m は, 満載状態およびバラスト状態について, それぞれ, 平均値 $\bar{\sigma}_m$, 標準偏差 S_{σ_m} の正規分布を仮定し, $S_{\sigma_m} = 2 \text{ kg/mm}^2$ とした場合, およびこれを変化させた場合について検討を試みた。

さらに, 疲労損傷発生条件として用いた Miner の重畳則による累積被害度係数 D_f の値を, Subjective uncertainty にもとづく確率変数と見做し, その分布を対数正規分布と仮定して, D_f の中位値 1.0, $\log D_f$ の標準偏差 $S_{\log D_f} = 0.6$ として計算を行ない, さらに, 文献¹⁰⁾の結果を参照して, D_f の中位値を 0.4 とした場合についても計算を行なって比較検討した。

計算結果を図 1.1.7 に示す。ここでは, 波浪変動応力の 10^{-8} 特性極値 $\bar{\sigma}_a, \text{ext}$ を横軸に, 静水中応力 $\bar{\sigma}_m$ をパラメータとして, P_f の曲線をえがいた。

さらに, A 船の縦強度部材およびトランスリングの面材の突合せ溶接継手における疲労損傷発生確率の計算結果を, 表 1.1.5 および表 1.1.6 に示す。

また, 表 1.1.7 は, 疲労強度に関連する上記諸因子の平均値あるいは標準偏差の値と, 損傷確率 P_f との関係を示す計算結果である。

(vii) 計算結果のまとめ

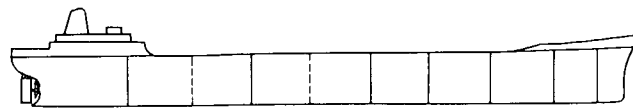
上述のように, Walden の北太平洋波浪観測データを使用して, 20 年の就航期間中に 10^8 回の波浪変動に遭遇すると仮定した場合について実施したタンカーの各種損傷確率の計算によれば, 大要下記の結果が得られた。

構造部材の降伏, 座屈, 崩壊等の損傷に関しては, ハルガーダーの Jackknifing, 甲板および船底パネルの座屈降伏およ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比較的小さい。しかし, 横桁端部およびストラット基部などの横強度部の面材の降伏損傷確率は, 局部的ではあるが, かなり大きい部分が見られ, また, トランスリングについては, ストラットの座屈後その有効性を失った場合の崩壊強度が著しく低下することなどが判明した。

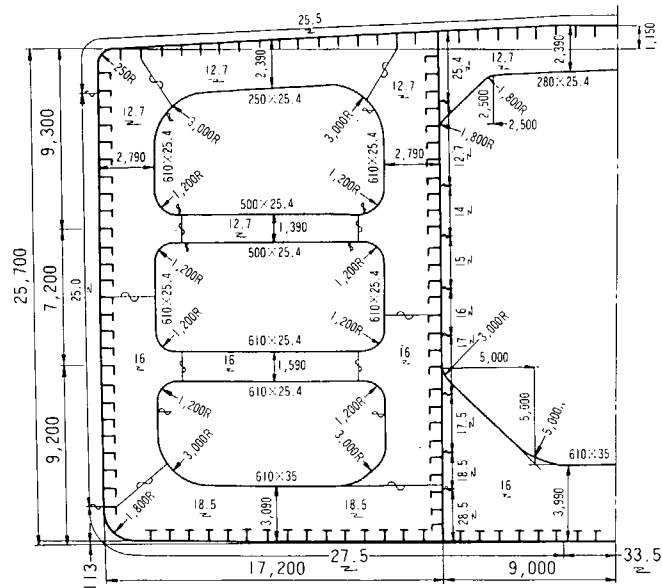
一方, 縦強度部材およびトランスリングの面材における突合せ溶接継手における疲労亀裂発生損傷確率は, 波浪変動応力の高い部分において比較的高く, $10^{-1} \sim 10^{-2}$ 程度であり, 疲労設計の重要性を明らかにした。さらに, 疲労損傷に関連する主要因子の統計値におけるバラツキおよび不確定性を種々変化させた場合の損傷確率の計算結果から, その推定値の有意度は, 波浪応力の高い場合は極めて高く, また波浪応力が低い場合でも, 一桁程度の差異以内であることが確認された。

今回の解析においては, Demand および Capability の確率分布をすべて正規分布もしくは対数正規分布に仮定したことによる誤差, 応答の極値分布を推定するうえでの長期波浪データの不十分さ (船の就航年限に比べて波浪観測期間の短かさ), あるいは就航条件 (積荷状態の頻度分布, 就航海域の波浪状態等) についての調査資料の不十分さ等があり, 損傷確率の絶対値には, 未だ十二分の検討の余地がある。

さらに, 損傷強度解析に今回採り入れていない因子, 例えば, 波浪衝撃荷重, 振動, Whipping, 熱応力, 不完全工作等の影響については, 今後の研究と調査に俟つところが多い。



Tank Arrangement



Midship Section of the Oil Tanker

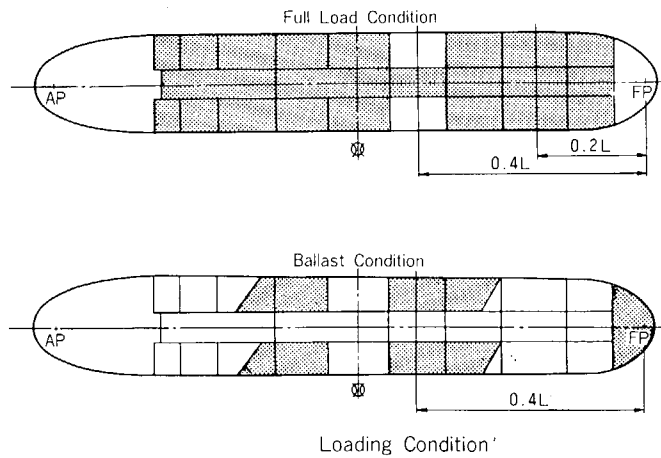


Fig 1.1.1. 240,000 DWT Oil Tanker

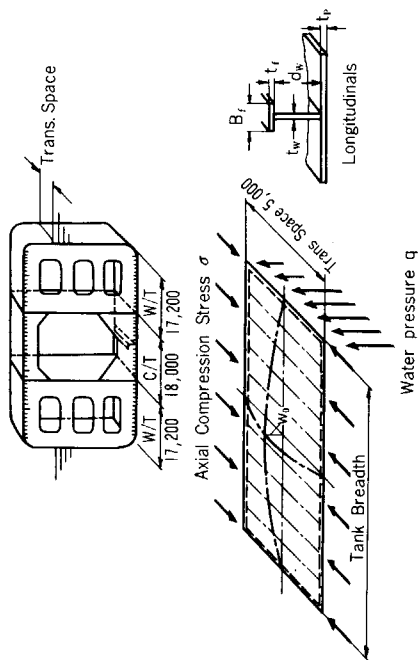


Fig 1.1.2 Structural Model of Deck and Bottom Plating

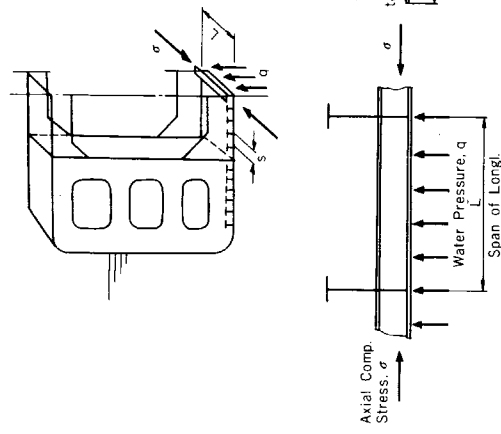


Fig 1.1.4 Bottom Longitudinals

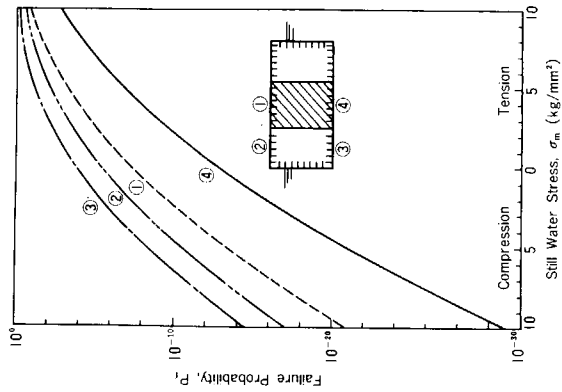


Fig 1.1.3 Effect of Still Water Stress σ_m on the Probability of Failure of Deck and Bottom Panel (Full Load Condition, at 0.4L from F.P.)

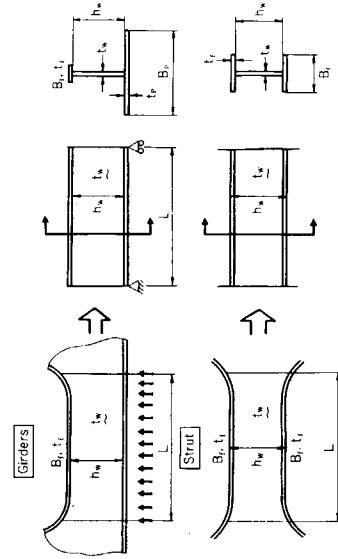


Fig 1.1.6 Plastic Collapse of Transverse Members

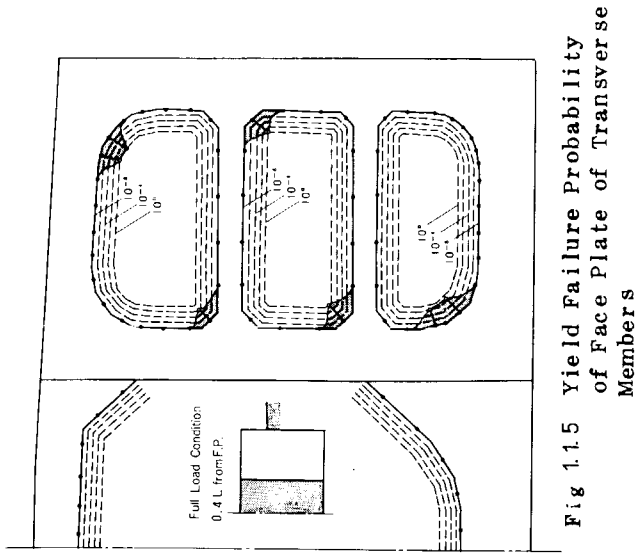


Fig 1.1.5 Yield Failure Probability of Face Plate of Transverse Members

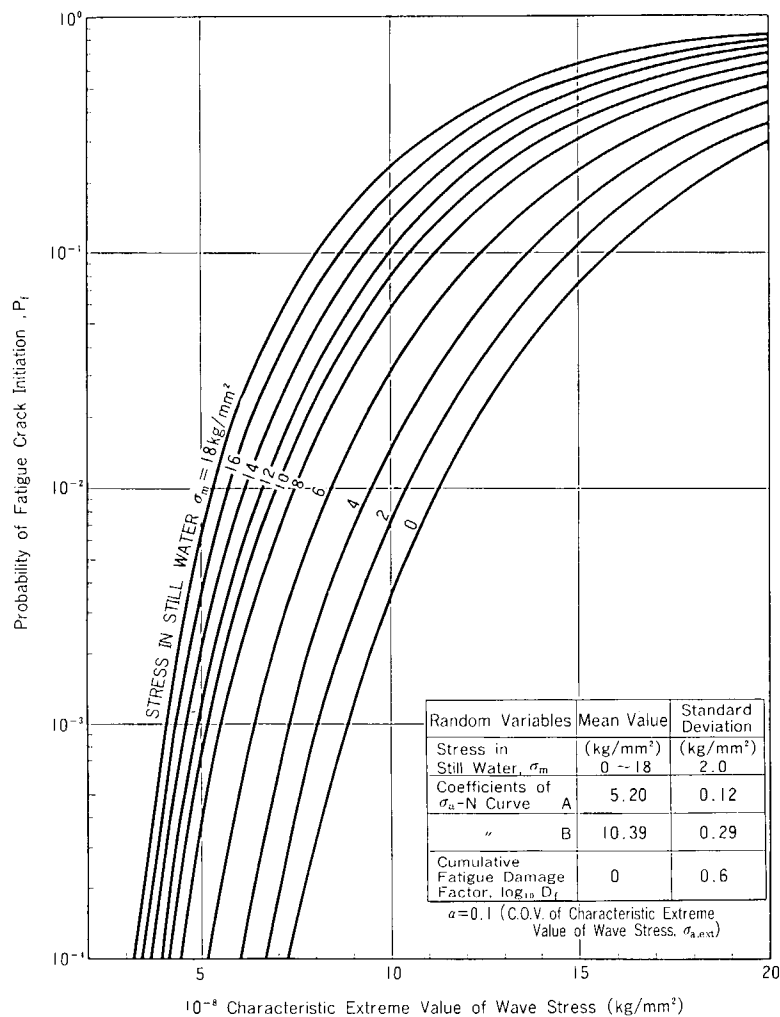


Fig 1.1.7 Probability of Fatigue Crack Initiation

Table 1.1.1 Failure Probability of Hull Girder

Location of Cross Section		Midship	L/6 Aft from Midship
Z_p (mm ²)		8.490×10^{10}	
A_n (mm ²)		7.910×10^6	
α		1.0	
Still Water B.M./ Z_p (kg/mm ²)		1.42	3.70
10^{-8} Charact. Ext. Value of Wave Stress, $\sigma_{w,ext}$ (kg/mm ²)		10.78	8.13
Demand (kg/mm ²)	Mean Value, $\bar{D}$	12.53	12.08
	Stand. Deviation, S_D	0.750	0.565
Capability (kg/mm ²)	Mean Value, $\bar{C}$	28.86	28.86
	Stand. Deviation, S_C	2.17	2.17
Failure Probability, P		5.8×10^{-13}	3.7×10^{-14}

Table 1.1.2 Failure Probability of Deck and Bottom Plating (0.4L from F.P.)

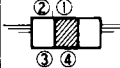
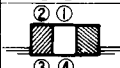
Panel No. Load Condition	Deck		Bottom		Notes
	①	②	③	④	
Full Load	3.2×10^{-8}	4.5×10^{-7}	6.1×10^{-4}	2.0×10^{-12}	
Ballast	7.4×10^{-3}	6.3×10^{-3}	9.4×10^{-16}	1.5×10^{-17}	

Table 1.1.3 Probability of Instability Failure of Bottom Longitudinals (0.4L from F.P.)

Load Condition	Bm. Longt. Location	High Tensile Steel 840×200×17.5/30	Mild Steel 840×200×20/39
Full Load	Wing Tank	7.0×10^{-3}	5.5×10^{-2}
Ballast	Center Tank	3.1×10^{-6}	2.7×10^{-5}

Table 1.1.4 Collapse Mode and Failure Probability of Transverse Members

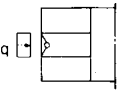
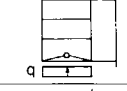
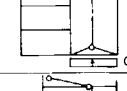
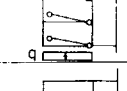
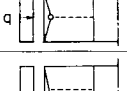
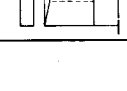
Collapse Mode		Failure Probability	
		Full Load	Ballast
A		0	0
B		0	0
C		0	0
D		7.6×10^{-2}	3.4×10^{-3}
E		7.2×10^{-16}	3.8×10^{-6}
F		9.5×10^{-1}	1.0×10^0

Table 1.1.5 Fatigue Failure Probability at Butt Welded Joint of Longitudinal Strength Members

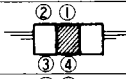
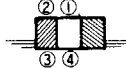
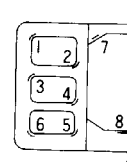
Location Load Condition	Deck		Bottom		Notes
	①	②	③	④	
Full Load	1×10^{-1}	2×10^{-1}	8×10^{-2}	8×10^{-2}	
Ballast	1×10^{-1}	1×10^{-1}	1×10^{-1}	7×10^{-2}	

Table 1.1.6 Fatigue Failure Probability, P_f
(Face Plate of Transverse Strength Members of the Oil Tanker)

Load condition	Distance from F.P.	Location of the Face Plate							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Full Load	0.2 L	4×10^{-1} (8×10^{-1})	3×10^{-4} (3×10^{-1})	*	*	*	1×10^{-2} (1×10^{-1})	5×10^{-3}	3×10^{-3}
	0.4 L	8×10^{-3} (2×10^{-1})	1×10^{-7} (1×10^{-2})	*	*	*	3×10^{-6}	4×10^{-6}	2×10^{-8}
Ballast	0.4 L	2×10^{-2} (5×10^{-1})	4×10^{-7} (8×10^{-2})	2×10^{-7} (4×10^{-2})	5×10^{-6} (2×10^{-1})	1×10^{-4} (3×10^{-3})	1×10^{-5}	*	5×10^{-8}



Notes: * mark means that P_f is below 10^{-8}

Values in () indicate the fatigue failure probability when considering the effect of stress concentration at mid-breadth of the face plate in round corners.

Table 1.1.7 Effect of Variations in Random Variables on the Estimate of Fatigue Failure Probability, P_f

Variations in Random Variables		$S_{\sigma_{a,ext}}$ ($\alpha=0.3$)	S_{σ_m} (10kg/mm ²)	S_A (0.48)	S_B (0.58)	$\bar{B}$ (10.69)	$\overline{\log D_f}$ (-0.4)	Standard Case $\alpha=0.1$ $\bar{A}=5.20$ $\bar{B}=10.39$ $\log D_f=0$ $S_{\sigma_m}=2\text{kg/mm}^2$ $S_A=0.12$ $S_B=0.29$
$\sigma_{a,ext}$ (kg/mm ²)	σ_m (kg/mm ²)							
5	2	2.39×10^{-4}	3.57×10^{-4}	2.81×10^{-5}	1.13×10^{-4}	3.15×10^{-1}	3.77×10^{-3}	3.01×10^{-8}
	8	3.03×10^{-3}	3.59×10^{-3}	1.06×10^{-3}	2.53×10^{-3}	9.93×10^{-5}	2.77×10^{-3}	3.80×10^{-4}
15	2	1.56×10^{-1}	1.90×10^{-1}	1.38×10^{-1}	1.61×10^{-1}	4.96×10^{-2}	2.55×10^{-1}	1.12×10^{-1}
	8	3.18×10^{-1}	3.38×10^{-1}	3.15×10^{-1}	3.32×10^{-1}	1.80×10^{-1}	5.21×10^{-1}	3.04×10^{-1}

(b) E, F, G, K 船

(i) 甲板および船底ロンジの初期降伏

甲板および船底のロンジ1個に着目し、これを横荷重と圧縮を受ける梁柱と考え、初期降伏を強度の基準として損傷確率を求めた。計算の対象としてE, F, G, K船^{*}をとり上げた。

(1) 計算の条件

静水曲げ応力 甲板 $\pm 5.1 \text{ kg/mm}^2$

船底 $\pm 4.3 \text{ kg/mm}^2$

波浪曲げ応力

10^8 に対する極値分布を考える。ただし、実際の計算では、これと同じ平均値と分散を有する正規分布を用いる。

$$\bar{\sigma}_w = \lambda (0.5772 + \log 10^8) \quad (1.1.11)$$

$$s_w = \pi / \sqrt{6} \lambda = 0.0696 \bar{\sigma}_w / 1.031 = 0.0675 \bar{\sigma}_w \quad (1.1.12)$$

1)
 $\bar{\sigma}_w$ の値

船 名		E	F	G	K
甲 板	℄	13.4	13.6	13.1	12.7
	side	15.1	15.7	14.9	16.3
船 底	℄	9.9	8.9	8.9	8.4
	side	12.2	12.2	11.8	12.8

ロンジの歪分布

JSQS によると歪 δ の許容値は

標準限界 4 mm 以下のものが 95 % : $P[\delta \leq 4 \text{ mm}] = 0.95$

許容限界 6 mm を超えるものは 0.3 % : $P[\delta \leq 6 \text{ mm}] = 0.997$

歪の分布を正規分布と仮定すると上記の限界を満足する分布は、

$$f_{\Delta}(\delta) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \times 1.813} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\delta - 1.017}{1.813} \right)^2} \quad (1.1.13)$$

平均値 $\bar{\delta} = 1.813 \text{ mm}$

偏 差 $s_{\delta} = 1.017 \text{ mm}$

変動係数 $\text{COV}_{\delta} = 0.56$

材料の降伏点

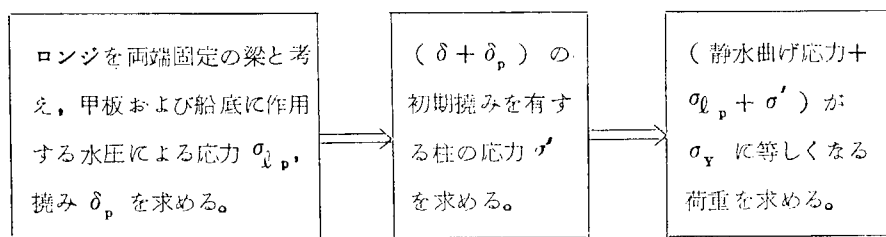
平均値 $\bar{\sigma}_Y = 28.9 \text{ kg/mm}^2$

変動係数 $\text{COV}_{\sigma_Y} = 0.075$

(2) 甲板および船底の強度

梁柱の初期降伏荷重

梁柱としてのロンジの初期降伏荷重をつぎの手順で計算する。



計算結果は図 1.1.8, 図 1.1.9 に示すようになり、降伏応力で無次元化した初期降伏荷重^{*1}は近似的に次式で表わせる。

$$X = X_0 - \kappa \frac{\delta}{\ell} \quad (1.1.14)$$

ここに X : 無次元化した初期降伏荷重

δ : 初期撓み

ℓ : ロンジの長さ

X_0, κ : 船によって決まる係数

E, F, G および K 船に対する X_0, κ の値はつぎのようになる。

船名	E		F		G		K	
	甲板	船底	甲板	船底	甲板	船底	甲板	船底
X_0	0.973	0.982	0.966	0.981	0.971	0.986	0.987	0.984
κ	31.5	12.8	37.8	12.7	39.8	11.4	22.3	12.9

初期降伏荷重の密度分布

(1.1.13), (1.1.14) 式から初期降伏荷重の密度分布は

$$f(X) = \frac{f_{\Delta}(\delta)}{\left| \frac{dX}{d\delta} \right|} = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \times 1.813 \frac{\kappa}{\ell}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{-X - 1.017 \kappa / \ell + X_0}{1.813 \kappa / \ell} \right)^2} \quad (1.1.15)$$

強度の平均値と偏差

甲板および船底の強度 S は次式で与えられる。

$$\text{平均値} \quad \bar{S} = \bar{X} \cdot \bar{\sigma}_y \cdot (\bar{I/y}) \quad (1.1.16)$$

$$\text{COV}_S = (\text{COV}_X^2 + \text{COV}_{\sigma_y}^2 + \text{COV}_{I/y}^2)^{1/2} \quad (1.1.17)$$

I/y は I/y の変動係数で板厚の変動によるもので、各船とも $\text{COV}_{I/y} = 0.013$ ^{*2} とする。

*1 初期降伏荷重 = 荷重 / (断面積 × 降伏点)

*2 $\text{COV}_{I/y} = \frac{r^2 + 1/6}{(r + 1/3)^2} \text{COV}_t^2$, COV_t は板厚の変動係数

r は船体構造によって異なる。

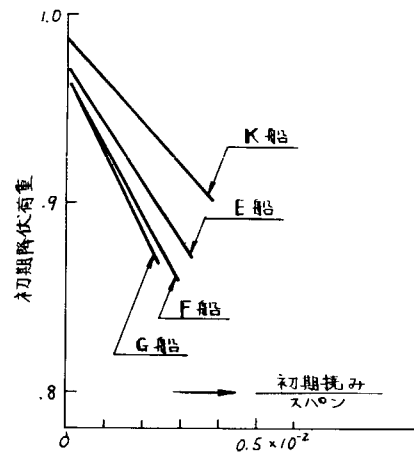


図 1. 1. 8 甲板ロンジの初期降伏

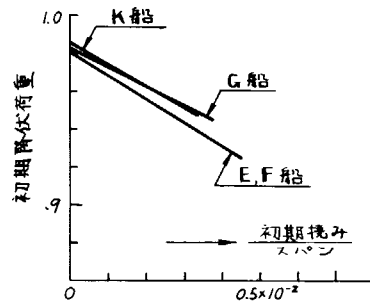


図 1. 1. 9 船底ロンジの初期降伏

(イ) 荷 重

甲板および船底のロンジに働く荷重 Z の平均値と偏差は次式で与えられる。

$$\bar{Z} = (\text{静水曲げ応力} + \bar{\sigma}_w) \times \overline{(I/y)} \equiv \bar{\sigma} \cdot \overline{(I/y)} \quad (1.1.18)$$

$$s_z = 0.0675 \bar{\sigma}_w \overline{(I/y)}$$

$$\text{COV}_Z = 0.0675 \bar{\sigma}_w / \bar{\sigma}$$

(ロ) 初期降伏による損傷確率

甲板および船底ロンジについて、強度、作用する荷重および損傷確率を求めると、表 1.1.8, 表 1.1.9 のようになる。

表1.1.8 甲板ロンジの損傷確率

船 名		E		F		G		K		備 考
タンク		W	℄	W	℄	W	℄	W	℄	
強 度	X	.966		.959		.962		.981		WはWing-Tank, ℄は℄ Tank
	s _x	.0112		.0134		.0160		.0099		
	S kg-mm	148.8×10 ¹⁰		162.3×10 ¹⁰		183.0×10 ¹⁰		338.9×10 ¹⁰		
	s _s kg-mm	11.4×10 ¹⁰		12.6×10 ¹⁰		14.3×10 ¹⁰		26.0×10 ¹⁰		
荷 重	$\bar{\sigma}$ kg/mm ²	20.2	18.5	20.8	18.7	20.0	18.2	21.4	17.8	M = S - Z $\bar{M} = \bar{S} - \bar{Z}$ $S_w = (s_s^2 + s_z^2)^{1/2}$
	$\bar{Z}$ kg-mm	108.5×10 ¹⁰	99.6×10 ¹⁰	123.3×10 ¹⁰	110.7×10 ¹⁰	132.9×10 ¹⁰	121.0×10 ¹⁰	258.0×10 ¹⁰	214.8×10 ¹⁰	
	s _z kg-mm	5.47×10 ¹⁰	4.87×10 ¹⁰	6.29×10 ¹⁰	5.43×10 ¹⁰	6.68×10 ¹⁰	5.88×10 ¹⁰	13.25×10 ¹⁰	10.34×10 ¹⁰	
$\bar{M}/s_M$		3.20	3.97	2.78	3.78	3.18	4.02	2.77	4.43	
P _r		6.6×10 ⁻⁴	3.7×10 ⁻⁵	2.6×10 ⁻⁴	8.3×10 ⁻⁵	7.1×10 ⁻⁴	3.2×10 ⁻⁵	2.8×10 ⁻³	10 ⁻⁶	
		2.4×10 ⁻⁴		9.1×10 ⁻⁴		2.5×10 ⁻⁴		9×10 ⁻⁴		

表1.1.9 船底ロンジの損傷確率

船 名		E		F		G		K		備 考	
タンク		W	℄	W	℄	W	℄	W	℄		
強 度	$\bar{X}$	.979		.959		.962		.981		P _r の値が 10 ⁻⁷ 以下 は零とし た。	
	s _x	.0046		.0045		.0046		.0057			
	$\bar{S}$ kg-mm	164.4×10 ¹⁰		180.6×10 ¹⁰		200.6×10 ¹⁰		369.2×10 ¹⁰			
	s _s kg-mm	12.5×10 ¹⁰		13.8×10 ¹⁰		15.3×10 ¹⁰		28.2×10 ¹⁰			
荷 重	$\bar{\sigma}$ kg/mm ²	16.5	13.2	16.5	13.2	16.1	13.2	17.1	12.7		
	$\bar{Z}$ kg-mm	97.2×10 ¹⁰	77.5×10 ¹⁰	108.5×10 ¹⁰	86.5×10 ¹⁰	117.6×10 ¹⁰	96.0×10 ¹⁰	225.3×10 ¹⁰	166.5×10 ¹⁰		
	s _z kg-mm	48.5×10 ¹⁰	3.92×10 ¹⁰	5.41×10 ¹⁰	3.95×10 ¹⁰	5.83×10 ¹⁰	4.37×10 ¹⁰	11.4×10 ¹⁰	7.42×10 ¹⁰		
$\bar{M}/S_M$		5.01	6.63	4.87	6.58	5.07	6.58	4.74	6.97		
P _r		0	0	0	0	0	0	0	0		
		0		0		0		0			

(ii) ロンジの横倒れによる初期降伏

(イ) 計算の条件

ロンジはトランスの交点で支持され、かつ外板（甲板）との接辺では弾性支持されるものとする。ロンジは φ_0 の初期ねじれ角があるものとする、これに縦曲げ圧縮応力 σ が働くと、ロンジのねじれ角は増加しその面材には曲げ応力 σ_b が付加される。この σ と σ_b の和が降伏応力 σ_y になる σ をその初期降伏応力とした。

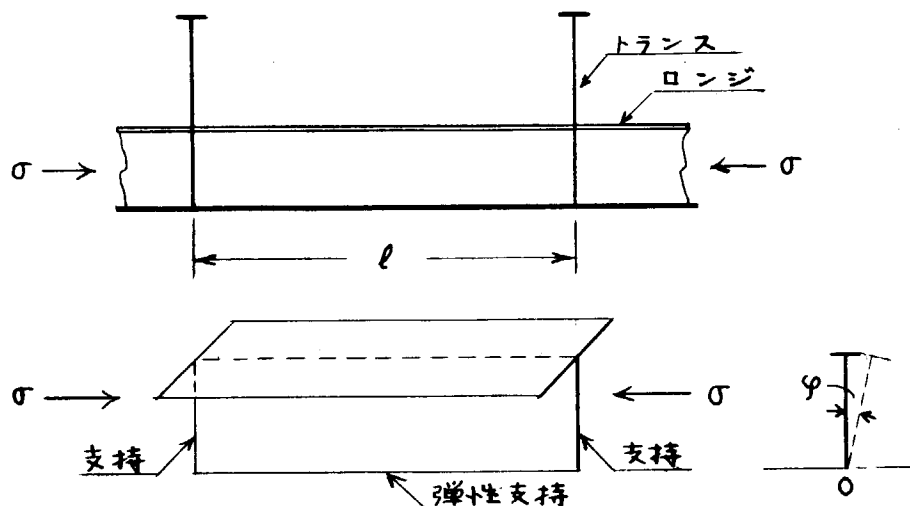


図 1.1.10 ロンジの支持条件

なお、圧縮応力と同時に外板（甲板）に横荷重が働く、この場合内圧が外圧より高いときはロンジ中央の面材に曲げ圧縮応力が働き、初期降伏強度を低下させる。よって、船底ロンジでは満載喫水に等しい水頭の内圧が船底外板に働くとし（バラスト満載時のバラストタンクの船底外板が相当する）、ロンジを両端固定梁とみなしたときの圧縮曲げ応力 σ_b と前記 σ および σ_b の和が σ_y に達すると降伏するとした。甲板ロンジについては内圧がこのような高くなるということ是不確定なので、横荷重は働かないものとした。

一般に初期降伏時の σ は材料の比例限度を超えるので、このような場合にはヤング率は接線係数にまで低下するとして、降伏強度を修正した。

静水中縦曲げ応力、波浪縦曲げ応力等は(i)の場合と同一とした。

ロンジの横倒れ量については、SR 127 部会において調査されており¹¹⁾、表 1.1.10 に示すような結果が得られているので、平均値、標準偏差は同表の値であり、分布形は正規分布に従うとした。ただし、同表の平均値等はトランスの心距が5mのときの値であって、心距が増減すればこれらの値も心距に比例して変化すると仮定した。

表 1.1.10 横倒れ量 δ_0 の調査結果

ロンジ深さ (mm)		400	600	800
δ_0 (mm)	平均値	1.1	2.0	1.3
	標準偏差	1.3	1.6	1.1

ロンジの初期降伏強度は隣接するロン

ジの初期撓みの方向によって変化する。対象とするロンジと隣接するロンジの初期撓みの組合わせは、

図 1.1.11 に示す 3 種があり, A, B, C の発生確率はそれぞれ $\frac{1}{4}, \frac{1}{2}, \frac{1}{4}$ となる。また, 舷側タンクと中央タンクでは波浪曲げ応力の値が異なるから, 損傷確率は等しくない。また, 舷側タンク内および中央タンク内のロンジの数はそれぞれ全ロンジの約 $\frac{2}{3}$ および $\frac{1}{3}$ とみられる。

よって, 全損傷確率 P_f は次式で与えられる。

$$P_f = \frac{1}{4} \left(\frac{2}{3} P_{aw} + \frac{1}{3} P_{ac} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{2}{3} P_{bw} + \frac{1}{3} P_{bc} \right) + \frac{1}{4} \left(\frac{2}{3} P_{cw} + \frac{1}{3} P_{cc} \right) \quad (1.1.19)$$

ここに, P_{aw} = A タイプのロンジの舷側タンク内での損傷確率 (suffix a, b, c は初期撓みの組合せを, cw はタンクの位置を示す。)

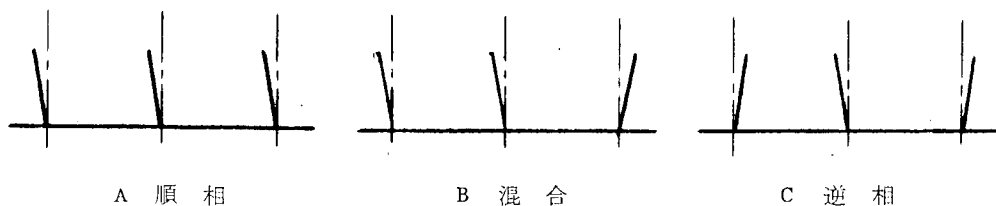


図 1.1.11 隣接ロンジの初期撓み

(四) 船底および甲板ロンジの初期降伏応力

ロンジの前期撓み φ_0 とロンジの初期降伏応力の関係を次式であらわす。

$$X = X_0 - \kappa \varphi_0$$

ここに, $X = \sigma / \sigma_Y$, $\varphi_0 = \delta_0 / H$ (H = ロンジの深さ)

E, F, G, K 船の船底および甲板ロンジについて X_0 および κ の計算結果を表 1.1.11 に示す。こ

れらの値は各船の間に大きな差はない。図 1.1.12 は E 船における φ_0 と X の関係を示したもので, 船底ロンジは φ_0 の増加にともなう X の低下は比較的顕著であるが, 甲板ロンジは X は 1 に極めて近く, φ_0 が増加しても X は余り低下しない。これは船底ロンジは比較的薄肉の T 形であるが, 甲板ロンジは厚肉の平鋼であることによる差である。

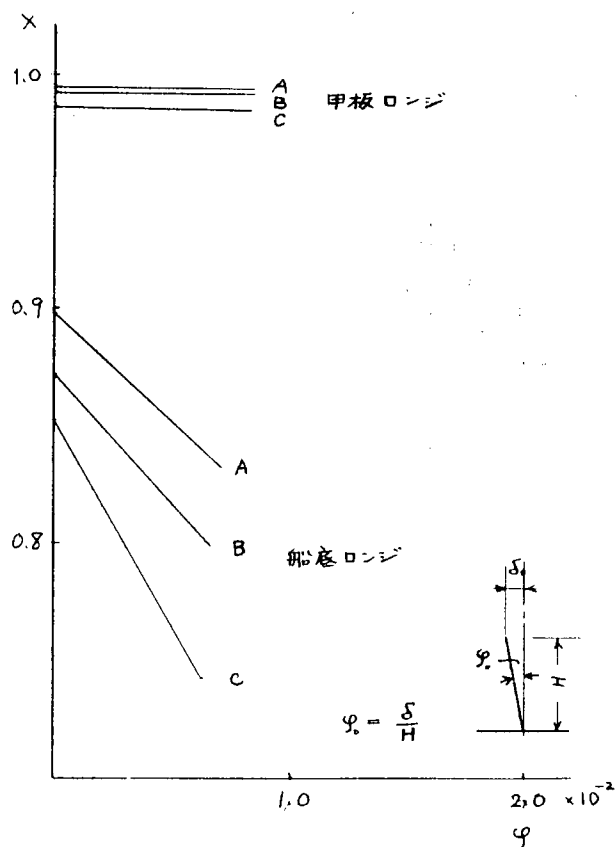


図 1.1.12 ロンジの初期降伏応力 (E 船)

表 1.1.11 ロンジの初期撓みと降伏応力の関係を示す係数

船 名		E		F		G		K	
		X_0	κ	X_0	κ	X_0	κ	X_0	κ
船 底 ロ ン ジ	A*	0.899	9.30	0.895	9.58	0.902	9.65	0.909	11.78
	B	0.872	11.04	0.869	11.24	0.875	11.50	0.893	13.21
	C	0.826	13.45	0.825	13.47	0.826	14.11	0.870	15.00
甲 板 ロ ン ジ	A	0.995	0.051	0.997	0.024	0.999	0.014	0.994	0.124
	B	0.993	0.077	0.996	0.036	0.998	0.019	0.991	0.181
	C	0.986	0.146	0.992	0.070	0.996	0.037	0.982	0.333

* A, B, C は隣接 ロンジの初期撓みの方向を示す。

(イ) 損傷確率

船底および甲板ロンジについて強度および損傷確率を求めると表 1.1.12 および表 1.1.13 のようになる。なお、荷重については(i)と同一なので省略した。

この場合の強度の特色は初期撓みによる強度の変動係数は大きくなく、とくに甲板ロンジでは強度の分布範囲は非常にせまい。船体強度はこれに σ_y ($COV = 0.075$) および断面係数 ($COV = 0.013$) のバラツキの影響が加わるから、 COV は 0.08 程度にはなる。

表に示すように、この場合の P_f は $10^{-4} \sim 10^{-3}$ の程度であり、他の形式の損傷確率とはほぼ同等の値となる。また、各船間の P_f の差も非常に小である。

表 1.1.12 横倒れを有する船底ロンジの強度と損傷確率

船 名			E	F	G	K
強 度	A	$\bar{X}$	0.884	0.879	0.887	0.893
		s_x	0.0117	0.0120	0.0114	0.0126
	B	$\bar{X}$	0.854	0.850	0.857	0.874
		s_x	0.0138	0.0141	0.0135	0.0141
	C	$\bar{X}$	0.804	0.803	0.804	0.849
		s_x	0.0169	0.0169	0.0170	0.0160
損 傷 確 率	$\frac{1}{4}\left(\frac{2}{3}P_{aw} + \frac{1}{3}P_{ac}\right)$		1.3×10^{-4}	1.4×10^{-4}	0.5×10^{-4}	2.8×10^{-4}
	$\frac{1}{2}\left(\frac{2}{3}P_{bw} + \frac{1}{3}P_{bc}\right)$		7.8×10^{-4}	8.3×10^{-4}	4.1×10^{-4}	1.1×10^{-3}
	$\frac{1}{4}\left(\frac{2}{3}P_{cw} + \frac{1}{3}P_{cc}\right)$		2.2×10^{-4}	2.1×10^{-3}	1.4×10^{-3}	1.2×10^{-3}
	P_f		3.1×10^{-4}	3.1×10^{-3}	1.9×10^{-3}	2.6×10^{-3}

表 1.1.13 横倒れを有する甲板ロンジの強度と損傷確率

船 名			E	F	G	K
強 度	A	$\bar{X}$	0.995	0.997	0.999	0.993
		s_x	1.5×10^{-4}	0.8×10^{-4}	0.4×10^{-4}	2.7×10^{-4}
	B	$\bar{X}$	0.993	0.996	0.998	0.990
		s_x	2.2×10^{-4}	1.2×10^{-4}	5.9×10^{-5}	3.9×10^{-4}
	C	$\bar{X}$	0.986	0.992	0.996	0.982
		s_x	4.2×10^{-4}	2.3×10^{-4}	1.2×10^{-4}	7.2×10^{-4}
損 傷 確 率	$\frac{1}{4}\left(\frac{2}{3}P_{aw} + \frac{1}{3}P_{ac}\right)$		0.3×10^{-4}	0.9×10^{-4}	0.2×10^{-4}	2.3×10^{-4}
	$\frac{1}{2}\left(\frac{2}{3}P_{bw} + \frac{1}{3}P_{bc}\right)$		0.7×10^{-4}	1.9×10^{-4}	0.4×10^{-4}	5.0×10^{-4}
	$\frac{1}{4}\left(\frac{2}{3}P_{cw} + \frac{1}{3}P_{cc}\right)$		0.4×10^{-4}	1.1×10^{-4}	0.2×10^{-4}	3.3×10^{-4}
	P_f		1.5×10^{-4}	4.0×10^{-4}	0.9×10^{-4}	1.1×10^{-3}

(3) 横強度部材（ストラット）の損傷確率計算例

(a) 解析対象

極値統計の手法を用いてある船の船体平行部にある全トランスリングの中で、最弱な（≒最も初期不整の大きな）ストラットが単体として端部に圧縮力を受けて崩壊する確率を求める。ただし、当該ストラットに作用する軸力（及び曲げモーメント）の確率分布は別の解析^{12) 13)}等により既知であるものとする。ストラットの圧縮及び曲げに対する崩壊強度は曲げ捩れを考慮した公式¹⁴⁾により算定する。強度解析上、トランスリング構造から抽出したストラット単体はストラット長を両端のウェブの中央点を結ぶ距離とし、かつ両端は単純支持されていると仮定する。ストラット強度に関わる確率変数は形状寸法、材料定数、初期変形、残留応力等であるが、ここでは特に変動による効果の大きいと思われる降伏応力 σ_y と弱軸曲げ方向の初期撓み δ の2つに着目し、これらを確率量とし、他は定数として扱った。圧縮残留応力 σ_{re} は強度への影響が無視し得ないので、ここでは $\sigma_{re} = 0.3 \sigma_y$ の存在を仮定した。

(b) 手 法

1) 極値統計を用いて n 回試行の中での最大値の期待値及び分散を求める。

外 力：波浪外力に関し母集団は指数分布を仮定， $N = 10^8$ 試行

初期撓み：母集団は正規分布を仮定， N_s （＝ストラット本数）試行

2) これらの極値分布を正規分布とみなし、確率演算は微分法による。

表 1.1.14 極 値 統 計

x の母集団の分布	n 回試行の最大値 x_n $E[x_n]$	($n \gg 1$) $S^2[x_n]$
正 規 分 布	$x_n + \gamma / \alpha_{x_n}$	$\frac{1}{6} \left(\frac{\pi}{\alpha_{x_n}} \right)^2$
指 数 分 布	$\lambda [\gamma + \ln(n)]$	$(\lambda \pi)^2 / 6$

ただし、 x_n ; $F(x_n) = 1 - 1/n$ （分布形に拘わらず超過確率 $Q = 1 - F = \frac{1}{n}$ となる x の値）

$\alpha_{x_n} = n \cdot f(x_n)$ （正規分布に対し）

$\lambda = x_n / \ln(n)$ （指数分布の期待値）

$\gamma = 0.5772$ オイラー数

(c) 計 算 例

船体の横強度部材に生じる応力の統計予測を行う近似的な方法により 27 万トンタンカーを対象として、各発現確率に対応するトランスリングの応力分布、変動応力の近似長期分布などの解析例がある。その中でストラット部の応力の近似長期分布より同ストラットの平均軸応力の各発現確率に対応する値と、それから推定される近似長期分布（指数分布）を示した図が得られている。^{12) 13)}

ストラット部の崩壊する確率を求める本報の計算例では便宜上、外力は端部からの一様圧縮のみであると仮定し、その平均軸応力の確率分布として前記解析例^{12) 13)}の分布を用いる。

平均軸応力（外力）に関して

$$\sigma_T = \sigma_w + \sigma_o$$

ただし、 σ_T = 全外力、 σ_w = 波浪外力（指数分布）

σ_o = 残余の定外力項（≒静水外力）

超過確率 $Q = 1$ で $\sigma_T = 4.5$ (kg/mm^2)

" $Q = 10^{-8}$ で $\sigma_T = 13.0$ (kg/mm^2)

より, $\sigma_0 = 4.5$, $Q = 10^{-8}$ で $\sigma_w = 8.5$

である。すなわち

$N = 10^{-8}$ で 特性極値 $\sigma_{wN} = 8.5$ (*)

※ 以下, 表 1.1.14 の表記法に依って添字を付ける。例えば,
 $x \rightarrow \sigma_w$, $n \rightarrow N$ と置換して
 $x_n \rightarrow \sigma_{wN}$ となる。

故に, 波浪外力の期待値 (母集団の), 最大値の期待値と分散は

$$\lambda = 0.4614, \quad E[\sigma_{wu}] = \bar{\sigma}_u = 8.766, \quad S^2[\sigma_{wu}] = 0.350$$

$$\text{全外力の極値}, \quad E[\sigma_{Tu}] = \bar{\sigma}_T = 13.266, \quad S^2[\sigma_{Tu}] = 0.350$$

ストラットの耐荷力に関して

降伏応力 σ_Y の母集団分布: 正規分布仮定

$$E[\sigma_Y] = 28.0, \quad \text{COV}[\sigma_Y] = 0.07$$

初期撓み δ の母集団分布¹³⁾: 正規分布仮定

$$E[\delta] = 5.3, \quad S[\delta] = 3.39$$

ストラットの本数 N_s

今船長 $L = 250\text{m}$, 平行部 $= 0.6L$, トランスリングスペース $= 5\text{m}$,

2ストラット形式の場合を想定して, $N_s = 120$ とする。

$N_s = 120$ に於ける初期撓み δ の最大値 δ_u の極値分布

$$E[\delta_u] = 14.11, \quad S^2[\delta_u] = 1.58$$

崩壊荷重の近似公式を用いてストラットの耐荷力を計算する。

本例題に於いて, 耐荷応力 σ_u は

$$\sigma_u = \sigma_Y \times p$$

$$p = p_E, \quad \sigma_{Yc} / \sigma_Y, \quad \Delta_0 \text{ の関数 (上記公式より計算)}$$

ただし,

$$p_E = \text{弾性座屈応力の } \sigma_Y \text{ による無次元量}$$

$$\Delta_0 = \delta_u / r_y, \quad r_y = \text{弱軸曲げに対する断面 2 次半径}$$

ここでは p_E , σ_{Yc} / σ_Y を確率的には定数と仮定しているので確定変数は σ_Y と Δ_0 である。

$$\bar{\sigma}_u = E[\sigma_u] = E[\sigma_Y] \times E[p]$$

$$S^2[\sigma_u] = (\bar{\sigma}_u)^2 \times [\text{COV}^2(\sigma_Y) + \text{COV}^2(p)]$$

$$\text{COV}^2(p) = \left(\frac{\partial p}{\partial \Delta_0} \right)^2, \quad S^2[\Delta_0] / E^2(p)$$

安全指標

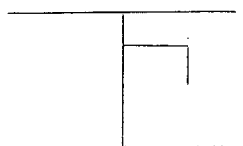
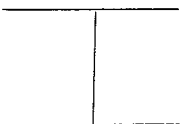
$$S.I. = (\bar{\sigma}_u - \bar{\sigma}_T) / \sqrt{S^2(\sigma_u) + S^2(\sigma_{Tu})}$$

損傷確率

$$p_f = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{S.I.}^{\infty} e^{-\frac{x^2}{2}} dx$$

以上による計算結果を表 1.1.15 に示す。

表 1.1.15 ストラットの損傷確率計算例

断面形		 CF2H25U 文献13の調査例に於ける平均的 l/r_y 値の連続フェイス型スト ラット $r_y = 170 \quad l =$		 $r_y = 100.0$ $p_E = 1.0$	
σ_y	E S	28.0 0.07	24.0 0.0	28.0 0.07	24.0 0.0
δ	E COV	5.3 3.39		同	左
N_s		120		同	左
δ_u	E S ²	14.11 1.58		同	左
p	E	0.668	0.668	0.605	0.605
$\frac{\delta p}{\delta \Delta_0}$		-1.060	-1.060	-0.860	-0.860
p	S ²	0.446×10^{-4}	0.446×10^{-4}	1.846×10^{-4}	1.846×10^{-4}
σ_u	E S ²	18.70 1.749	16.03 0.010	16.94 1.551	14.52 0.106
σ_{Tu}	E S ²	13.266 0.350		同	左
S.I.		2.59	4.61	2.66	1.86
p_f		0.48×10^{-2}	0.21×10^{-5}	0.39×10^{-2}	0.032

1.1.2 信頼性解析に関する基礎的問題

(1) 材料強度のバラツキと板厚公差

船体強度の信頼性解析をする場合の強度の基礎資料のうち、材料強度と板厚のバラツキについて調査した。

(a) 降伏応力 σ_Y

軟鋼では、日本鋼構造協会材料小委員会の調査¹⁵⁾によると、一般構造用鋼 SM41 の σ_Y のミルシートの平均値は 28.86 Kg/mm^2 、変動係数（標準偏差／平均値）は 7.5% となっている。

又、Mansour¹⁷⁾ は船体信頼性解析で平均値は 15.7 t/in^2 (24.7 Kg/mm^2)、変動係数は 8% と仮定している。

高張力鋼では、同じく日本鋼構造協会材料小委員会の調査¹⁵⁾によると、SM50 の σ_Y ミルシート値の平均値は 37.39 Kg/mm^2 、変動係数は 7% となっている。

Caldwell¹⁶⁾ によると、造船用鋼材 σ_Y の平均値は 25.03 t/in^2 (39.4 Kg/mm^2)、変動係数は 5% となっている。

本委員会で防衛庁の高張力鋼 (SM52W) の資料¹⁸⁾から調査した結果では、 σ_Y の平均値は 38.41 Kg/mm^2 、変動係数は 8.2% となった。従って、船体構造の信頼性解析に使用する値としては、日本鋼構造協会のデータが日本の造船、鉄骨橋梁会社で使用されているものであり、信頼度が高いと思われるので、軟鋼では、平均値 28.9 Kg/mm^2 、変動係数 7.5%、高張力鋼では、平均値 37.4 Kg/mm^2 、変動係数 7% の正規分布であるとする。

分布型に関しては、正規分布又は対数正規分布であると云われている。

日本鋼構造協会¹⁵⁾のデータは σ_Y の下限が規格値で抑えられることから正のひずみを有する非対称分布となり対数正規分布で近似できるとしている。防衛庁の資料¹⁸⁾の頻度分布図を図 1.1.13 に示すと、規格値 (30 Kg/mm^2) 以下がほぼ切りられ、やや非対称な分布となっている。Caldwell¹⁶⁾によると、 σ_Y は一般には対数正規分布であるが、lower tail は正規分布であると述べている。

信頼性解析では、これを正規分布で仮定しても大きな誤差はないと思われるので、Mansour¹⁷⁾も仮定しているように、正規分布で近似する。正規分布で近似すると、規格値 (SM41 で 24 Kg/mm^2) 以下も算入することになるが、図 1.1.13 でも分かるように実際のデータでは規格値以下のものは殆んどない。

(b) 引張強さ σ_B

軟鋼では、日本鋼構造協会¹⁵⁾によると、SM41 の σ_B ミルシート値の平均値は 45.43 Kg/mm^2 、変動係数は 4.7% となっている。

高張力鋼では、日本鋼構造協会¹⁵⁾で SM50 の σ_B の平均値は 53.97 Kg/mm^2 、変動係数は 4.1% である。

Caldwell¹⁶⁾によると、造船用鋼材 σ_B の平均値は 33.89 t/in^2 (53.4 Kg/mm^2)、変動係数は 3.8% である。

又、本委員会で調査した¹⁸⁾高張力鋼 SM52W の平均値は 54.4 Kg/mm^2 、変動係数は 3.3% となった。

従って、船体構造の信頼性解析に使用する値としては、 σ_Y の場合と同じ理由で、軟鋼では、平均値 45.4 Kg/mm^2 、変動係数 5%、高張力鋼では、平均値 54.0 Kg/mm^2 、変動係数 4% の正規分布であるとする。

防衛庁の資料¹⁸⁾による σ_B の頻度分布図を図 1.1.14 に示すが、規格以下 (45 Kg/mm^2) の値はないことが分かる。

(c) 板 厚

本委員会で防衛庁の高張力鋼¹⁸⁾について調査した結果、板幅の縁と板幅の中央での値の平均値、標準偏差を公称板厚別にプロットすると図 1.1.15 のようになる。

図 1.1.15 で信頼性解析に利用できるように $10 \text{ mm} \sim 20 \text{ mm}$ を対象に、板幅の縁、中央に関係なく近似式

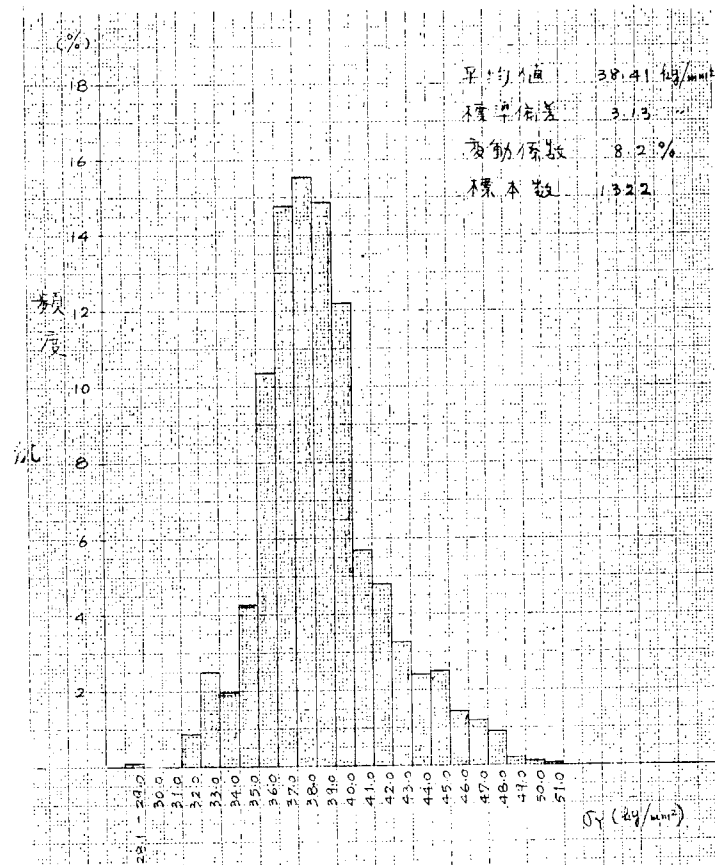


図 1.1.13 高張力鋼 (SM52W) の降伏応力の頻度分布図

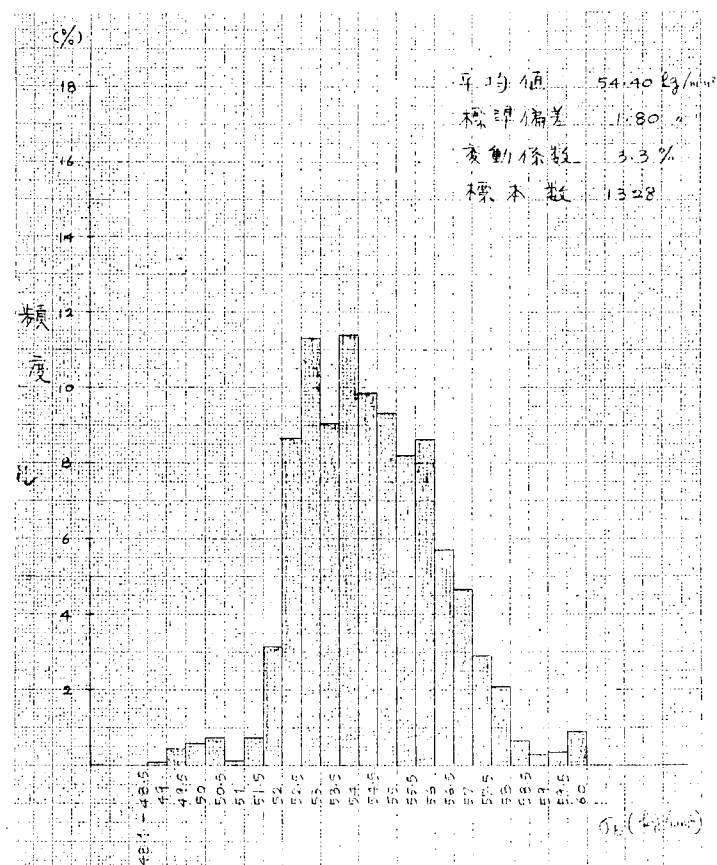


図 1.1.14 高張力鋼 (SM52W) の引張強さの頻度分布図

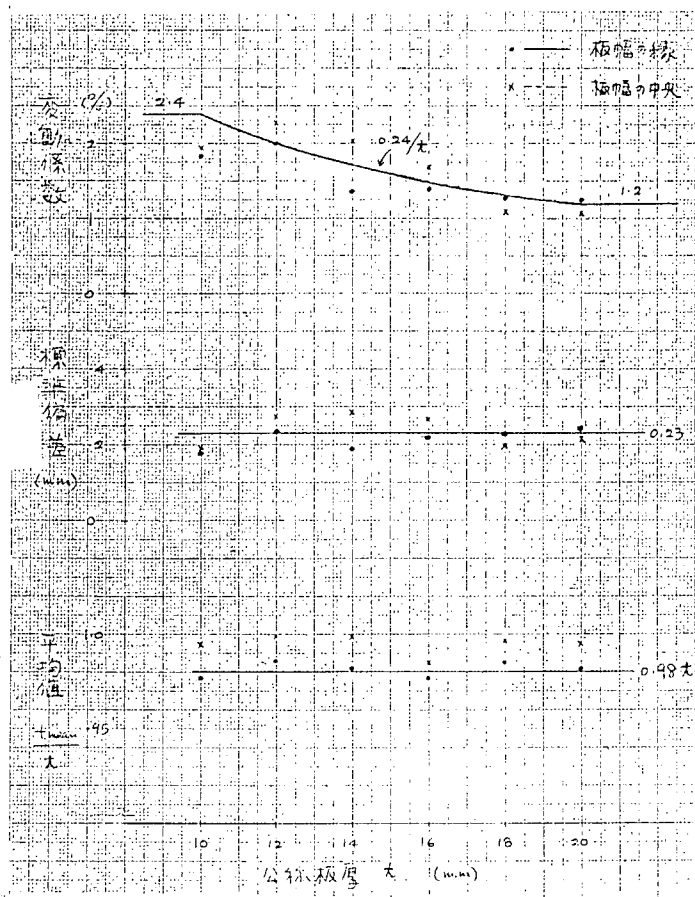


図 1.1.15 高張力鋼の板厚バラツキ

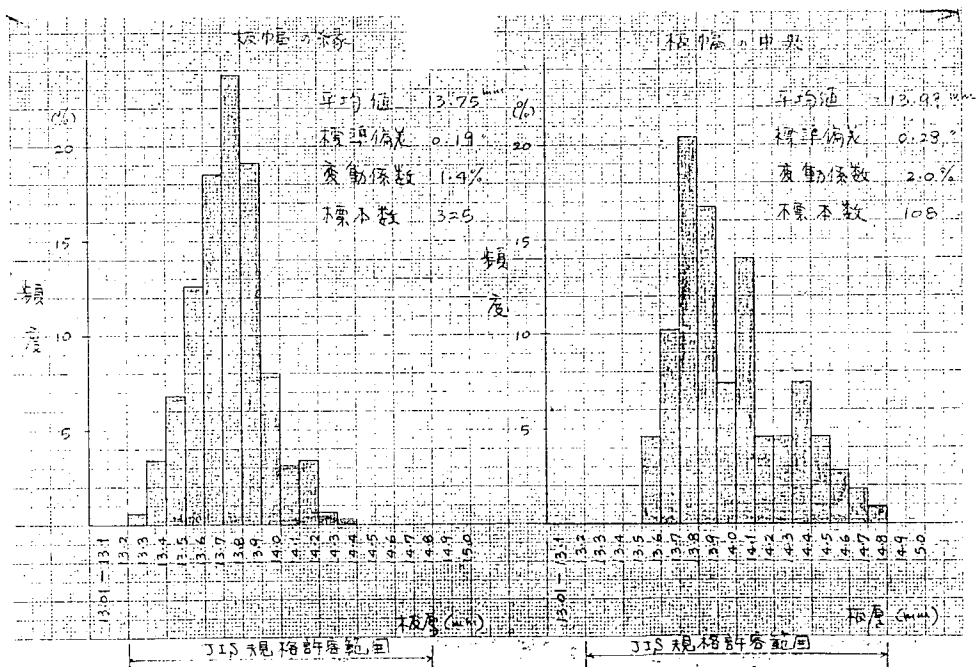


図 1.1.16 高張力鋼 (SM52W) の板厚の頻度分布図 ($t = 14 \text{ mm}$)

を作り、対象以外は変動係数が一定であると仮定して次のようにする。

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

次に板厚 14 mm のデータについて、頻度分布図を作ると図 1.1.16 のようになる。JIS 規格の板厚許容差によると、板厚 $10 \sim 16 \text{ mm}$ 、板幅 $2 \sim 2.5 \text{ m}$ の板では $\pm 0.80 \text{ mm}$ となっているが、図 1.1.16 でこの規格値を満足していることが分かり、正規分布で近似してもよいと思われる。

参考のために文献の値をみると、Caldwell¹⁶⁾ によると、変動係数は $14''$ の板で 3.6% 、 $2''$ の板で 0.7% となっており、Mansour¹⁷⁾ は 4% と仮定している。

(2) 極値分布の近似法の誤差

(a) 検討した項目

(i) 近似波浪荷重による誤差

ストリップ法によって 10^8 回に対する波浪曲げ応力の特性最大値 $\bar{\sigma}_w$ を求めたあと、波浪曲げ応力の極値分布 $\phi_n(Z)$ の代りに、この分布の平均値と分散と同じ値の平均値と分散を有する正規分布を用いて損傷確率を計算している。このことによる誤差をしらべた。

(ii) 船体強度の平均値の影響

大型タンカーの甲板および船底の強度は損傷様式によって異なるが、全断面降伏荷重の $85\% \sim 95\%$ 程度と予想される。この範囲の強度について強度の平均値の変化と損傷確率の関係を荷重の正確な極値分布を用いてしらべた。

(iii) 船体強度の変動の影響

船体強度のパラッキの原因は、降伏点、初期変形、板厚等の変動によるものである。タンカーの甲板および船底については、これらの強度に対する影響は変動係数でそれぞれ $7 \sim 8\%$ 、 $2 \sim 4\%$ および $2 \sim 3\%$ であろう。そこで船体強度の変動係数が $8 \sim 10\%$ の範囲で変化するとき損傷確率がどのように変化するかについて検討した。

(b) 波浪荷重の極値分布

(i) 波浪荷重の分布

$$\text{確率分布} \quad F(x) = 1 - e^{-\frac{x}{\lambda}} \quad (1.1.20)$$

$$\text{密度分布} \quad f(x) = \frac{1}{\lambda} e^{-\frac{x}{\lambda}} \quad (1.1.21)$$

(ii) 波浪荷重の極値分布

$$\text{確率分布} \quad \Phi_n(x) = (1 - e^{-\frac{x}{\lambda}})^n \quad (1.1.22)$$

$$\text{密度分布} \quad \varphi_n(x) = \frac{n}{\lambda} (1 - e^{-\frac{x}{\lambda}})^{n-1} e^{-\frac{x}{\lambda}} \quad (1.1.23)$$

$$\text{最頻値(mode)} \quad \tilde{x} = \lambda \log n \quad (1.1.24)$$

数値計算に(1.1.22), (1.1.23)式を用いると **under flow** を生ずる。そのため密度分布 $\varphi_n(x)$ をつぎのように変形する。

$$\begin{aligned}\varphi_n(x) &= \frac{1}{\lambda} (n e^{-\frac{x}{\lambda}}) (1 - e^{-\frac{x}{\lambda}})^{n-1} \\ &= \frac{1}{\lambda} (n e^{-\frac{x}{\lambda}}) \left\{ 1 - (n-1) e^{-\frac{x}{\lambda}} + \frac{(n-1)(n-2)}{2!} (e^{-\frac{x}{\lambda}})^2 - \dots \right\} \\ &= \frac{\xi}{\lambda} \left\{ 1 - \frac{n-1}{n} \xi + \frac{(n-1)(n-2)}{2! \cdot n^2} \xi^2 - \dots \right\}\end{aligned}$$

したがって

$$\varphi_n(x) = \frac{\xi}{\lambda} e^{-\xi} \quad (1.1.25)$$

および $\phi_n(x) = e^{-\xi}$ ここで $\xi = n e^{-\frac{x}{\lambda}}$

(c) 極値分布と等価な正規分布

(i) 極値分布の平均値と分散

分布 $\varphi_n(x)$ の平均値 $\bar{x}_n$ と分散 σ_n^2 は

$$\text{平均値} \quad \bar{x}_n = \lambda (\log n + \gamma) \quad (1.1.26)$$

$$\text{分散} \quad \sigma_n^2 = \frac{\pi^2}{6} \lambda^2 \quad (1.1.27)$$

$$\text{ここに} \quad n = 10^8$$

(ii) 等価な正規分布

平均値 $\bar{x}_n$, 分散 σ_n^2 をもつ正規分布は

$$f_x(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_n} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{x - \bar{x}_n}{\sigma_n} \right)^2} \quad (1.1.28)$$

(d) 損傷確率の計算

$$P_f = \int_0^\infty f_s(s) \left[\int_s^\infty \varphi_n(x) dx \right] ds = \int_0^\infty f_s(s) [1 - \phi_n(s)] ds \quad (1.1.29)$$

ここに $f_s(s)$ は船体強度の密度分布

(e) 計算結果

1) E船 ($\lambda = 0.86$) に対する極値分布およびこれと等価な正規分布を(1.1.25)および(1.1.28)式によって求め、図1.1.17に示す。また、E~K船¹⁾について(1.1.25)および(1.1.28)式を用い、強度の平均値を $18 \sim 27 \text{ Kg/mm}^2$, 強度のCOVを8.0, 8.5, 9.0%として求めた結果の一部を図1.1.18, 図1.1.19に示す。これらの図からつぎのことが言えよう。

(i) 近似分布による誤差

損傷確率が 10^{-2} 程度以上であれば等価な正規分布を用いても誤差は小さい。損傷確率が小さくなるにつれて誤差は大きくなり、損傷確率が 10^{-4} 程度のときには損傷確率を約5倍小さく(非安全側)見積ることになる。

(ii) 強度の平均値と損傷確率

強度の平均値が 2.5 Kg/mm^2 (ほぼ強度の10%)低下すると損傷確率はほぼ10倍となる。

(iii) 強度の変動係数と損傷確率

損傷確率が 10^{-2} 程度のとき、変動係数が1%大きくなると損傷確率は約2倍に増加する。

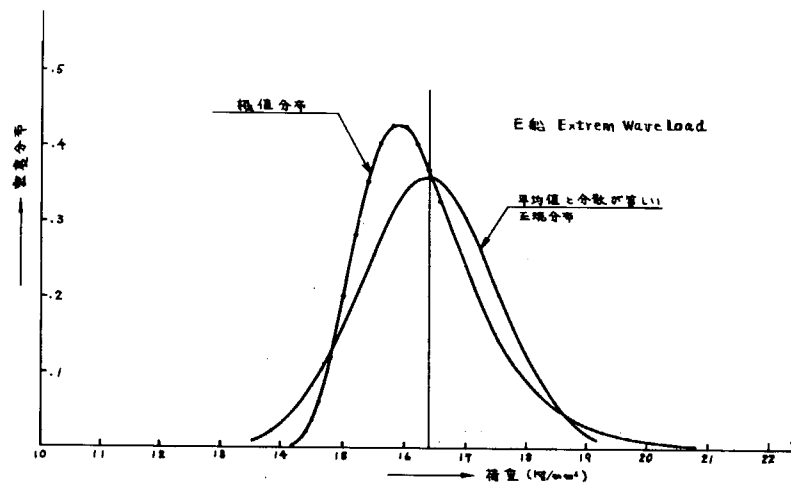


図 1. 1. 17 極値分布と等価な正規分布

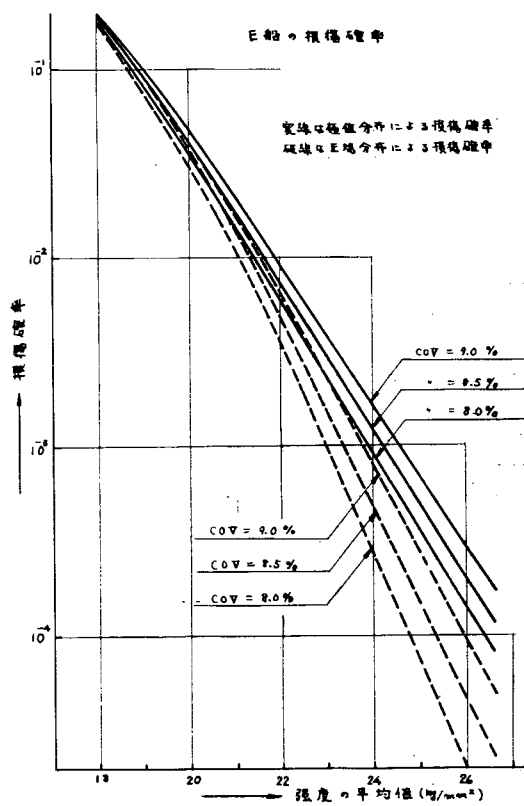


図 1. 1. 18 E 船の損傷確率

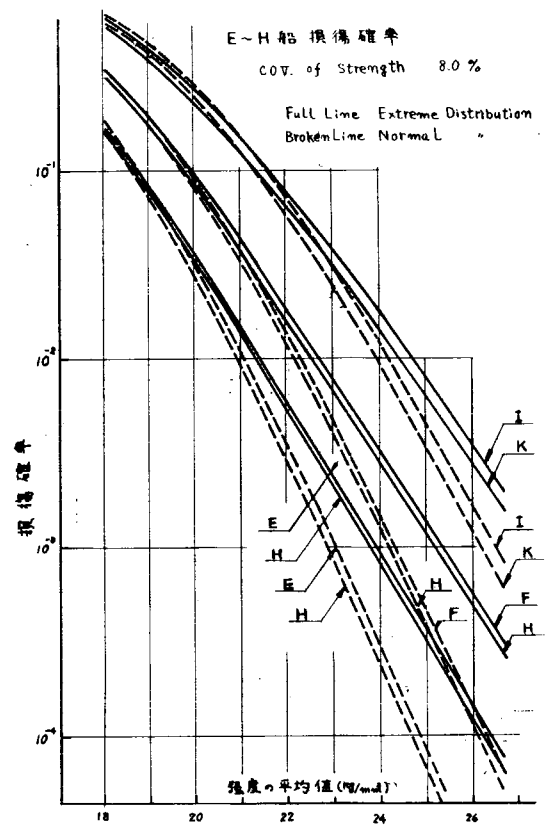


図 1. 1. 19 E ~ H 船損傷確率

(3) 疲労損傷調査結果の応用

船体に生ずると予想される疲労破壊についての信頼性解析が可能であるか否かは、(1)ランダムに変動する荷重下での疲労損傷が定義し得て、その確率分布が定められること、と(2)その損傷が原因となって、どのような条件の下に破壊を生ずるかを定め、その条件の成立する確率を求めることが可能であるか否かによる。現状では、(1)についても(2)についても知見が充分ではなく、疲労損傷は、累積被害の概念を利用して表現し、(2)は、作用応力の大小にかかわらず、ある一定の限界値を定めて判定している。この方法を用いる限り得られる信頼性(数値)は、かなりのあいまいさを含んでいる。そのため **critical** と考えられる部材について信頼性解析を行うときは、**conservative** な仮定(たとえば、限界被害を1より、はるかに小さく仮定するなど)をせざるを得ないであろう。換言すれば、たかだか相対的評価法としての意味しかないと言っても過言ではあるまい。一方、**critical** ではなく、しかも同一船の構造中に多数の統計的には同一とみなしうるような部材を含む場合には、現実生じた事例(すなわち、ある期間使用した後、幾つかの部材に疲労破壊が生じていたと言うような事例)を参考にすることによって前述のあいまいさを訂正し、真の信頼性に近づけることも可能である。たとえば、限界被害についての不確実さを考慮して **Bayesian Analysis** を行うことなどが挙げられる。¹⁹⁾ 以下では、そのような場合の取扱いの一例として、ランダム荷重下の疲労寿命の確率分布を仮定して信頼性解析を行う方法を検討してみる。

まず、多くの疲労寿命の確率分布が極値分布の一つであるワイブル分布で表わされていることを考えて、1部材の **reliability function** を、

$$L_{ij} = L(X | \alpha_i, \beta_j) = \exp\left[-\left(\frac{X}{\beta_j}\right)^{\alpha_i}\right] \quad (1.1.3.0)$$

where α_i : Shape Parameter

β_j : Scale Parameter

X : life

のように仮定する。ここに、 $\alpha \cdot \beta$ は、実験あるいは破壊の理論から定められるパラメータである。

N ケの「統計的には同一とみなしうる部材」があり、そのうち特定の M ケの寿命(X)が、 x 以下である、すなわち時間 $0 \sim x$ の間に特定の M ケに疲労破壊を生ずる確率は、

$$P[M=m | \alpha_i, \beta_j] = F_{ij}^m (1 - F_{ij})^{N-m} \quad (1.1.3.1)$$

ここで

$$F_{ij} = 1 - L_{ij}$$

前述のように、 $\alpha \cdot \beta$ は、**random stress** の特性と材料の特性とから定まるべきものであるが、情報が皆無に等しいので以下のような不確実要素と考える。

$$P[\alpha_i < \alpha < \alpha_i + d\alpha, \beta_j < \beta < \beta_j + d\beta] = f_{\alpha\beta}(\alpha_i, \beta_j) d\alpha d\beta \quad (1.1.3.2)$$

ここで

$f_{\alpha\beta}$: joint p. d. f. of α, β

すると、(1.1.3.1)式は、

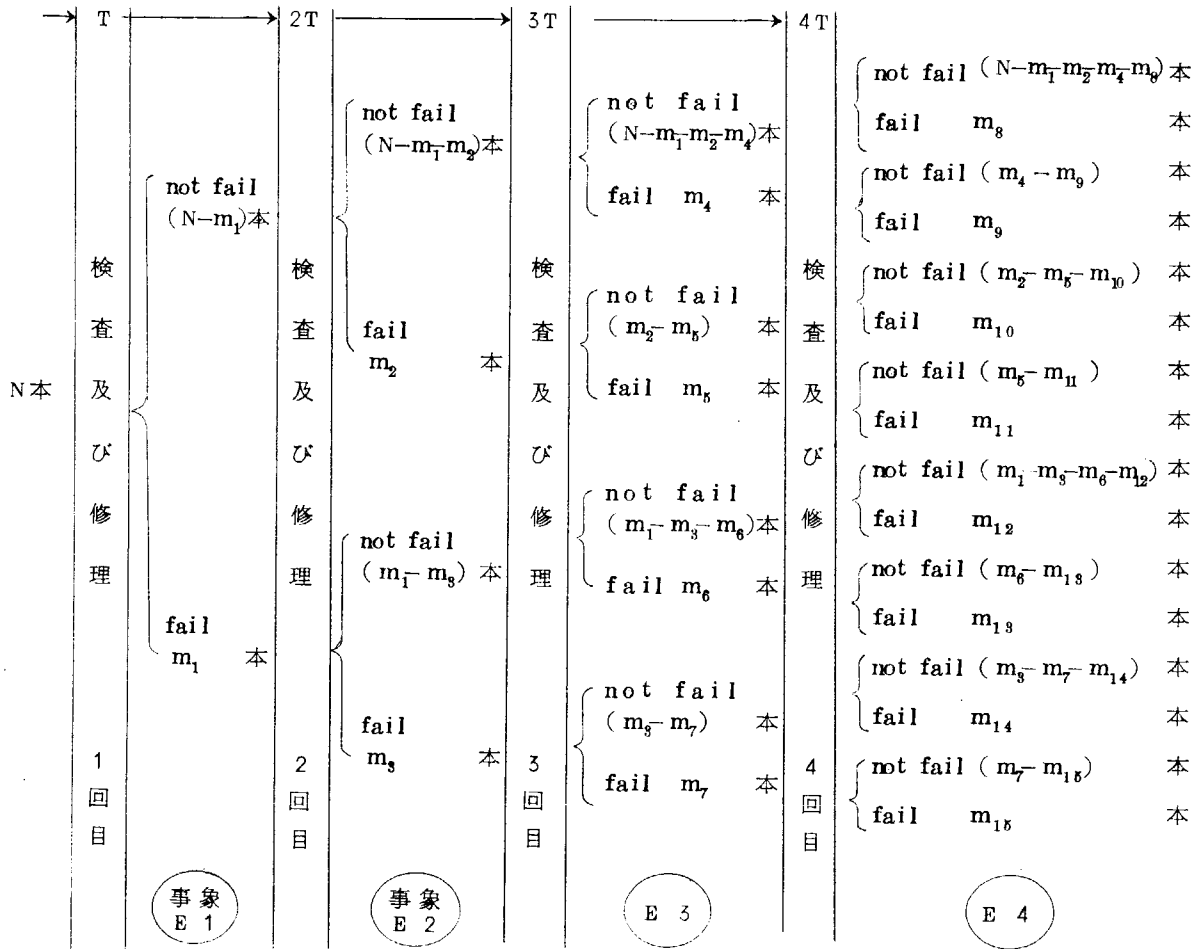
$$P[M=m] = \sum_{ij} P[M=m | \alpha=\alpha_i, \beta=\beta_j] \cdot f_{\alpha\beta}(\alpha_i, \beta_j) d\alpha d\beta \quad (1.1.3.3)$$

となる。

さて、検査の結果、特定の M ケに疲労破壊が発生した事を知った時のパラメータ($\alpha \cdot \beta$)の **Posterior joint Probability** は、**Bayes** の定理より

$$\begin{aligned}
& P[\alpha_i < \alpha < \alpha_i + d\alpha, \beta_j < \beta < \beta_j + d\beta \mid M=m] \\
&= \frac{P[M=m \mid \alpha = \alpha_i, \beta = \beta_j] \cdot P[\alpha_i < \alpha < \alpha_i + d\alpha, \beta_j < \beta < \beta_j + d\beta]}{P[M=m]} \\
&= \frac{F_{ij}^m (1-F_{ij})^{N-m} f_{\alpha\beta}(\alpha_i, \beta_j) d\alpha d\beta}{\sum_{ij} F_{ij}^m (1-F_{ij})^{N-m} f_{\alpha\beta}(\alpha_i, \beta_j) d\alpha d\beta} = f_{\alpha\beta}^{(1)}(\alpha_i, \beta_j) d\alpha d\beta \quad (1.134)
\end{aligned}$$

以上では、1回の検査が行なわれた場合の解析法について述べたが、次に数回の検査が行なわれる場合を考えてみる。{検査期間をT}とすると、起こりうる事象は次のようになる。
総部材数をN



従って、2回目の検査結果を解析するには次の確率が必要となる。

$$P[\text{fail}(T \sim 2T) \mid \text{not fail}(0 \sim T), \alpha_i, \beta_j] = [F_{ij}(2T) - F_{ij}(T)] / [1 - F_{ij}(T)] \quad (1.135)$$

$$P[\text{not fail}(T \sim 2T) \mid \text{not fail}(0 \sim T), \alpha_i, \beta_j] = [1 - F_{ij}(2T)] / [1 - F_{ij}(T)] \quad (1.136)$$

$$P[\text{fail}(T \sim 2T) \mid \text{fail}(0 \sim T), \alpha_i, \beta_j] = F_{ij}(T) \quad (1.137)$$

$$P[\text{not fail}(T \sim 2T) \mid \text{fail}(0 \sim T), \alpha_i, \beta_j] = [1 - F_{ij}(T)] \quad (1.138)$$

よって、事象E2が起こる確率は、(1.135), (1.136), (1.137), (1.138)より

$$\begin{aligned}
& P[E2 \mid \alpha_i, \beta_j] \\
&= \frac{[F_{ij}(2T) - F_{ij}(T)]^{m_2} [1 - F_{ij}(2T)]^{N-m_1-m_2} F_{ij}^{m_3}(T) [1 - F_{ij}(T)]^{m_1-m_3}}{[1 - F_{ij}(T)]^{N-m_1}} \quad (1.139)
\end{aligned}$$

であるから、2回目の検査結果を考慮してパラメータの推定をすると、

$$P[\alpha_i < \alpha < \alpha_j + d\alpha, \beta_j < \beta < \beta_i + d\beta | E_2, E_1] \\ = \frac{P[E_2 | \alpha_i, \beta_j] \cdot f^{(1)}(\alpha_i, \beta_j) d\alpha d\beta}{\sum_{ij} P[E_2 | \alpha_i, \beta_j] \cdot f^{(1)}(\alpha_i, \beta_j) d\alpha d\beta} = f^{(2)}(\alpha_i, \beta_j) d\alpha d\beta \quad (1.1.40)$$

となる。以下同様の手順で解析が行なえる。

さて、ここで、 $f^{(n)}(\alpha_i, \beta_j)$ が求まったとすれば、その信頼度関数は、

$$L(x) = 1 - \sum_{ij} F_{ij}(x) \cdot f^{(n)}(\alpha_i, \beta_i) d\alpha d\beta \quad (1.1.41)$$

となる。

Simulation

o simulationの概略

シミュレーションは、図1.1.20に示すフローチャートに従って行った。パラメータ α として、1(1)10の10段階、 β として5(5)50の10段階を仮定する。従って α, β の組み合わせを考えると100通りあることになる。prior joint probability $f(\alpha_i, \beta_j)$ としては、flat priorを採用することにする。 $(f(\alpha_i, \beta_j)=0.01)$

又、部材数を1000個、パラメータの真の値を $(\alpha, \beta)=(4, 20)$ として、真のワイブル分布に従う乱数(部材の寿命)を1000ヶ発生させ、検査時まで破損したか否かを決め破損部材数を得る。破損した部材は、検査時に修理したものとして新たに修理した時点から乱数を発生させ寿命とする。

検査期間(T)を4年として、1回の検査結果を加味してパラメータを推定すると図1.1.21のようになる。さらに、初検査から4年後に2回目の検査を行ない、その結果をも加味してパラメータを推定すると図1.1.22のようになる。同様の手順で、検査期間 $T=2$ 年、 $T=8$ 年とした場合をもとめることができる。

8年間に、検査期間 $T=2$ 年として4回の検査をした時、 $T=4$ 年として、2回の検査をした時、 $T=8$ として1回の検査をした時、それぞれの場合の事後確率にもとづいて、それぞれの場合の破壊確率を時間の関数としてプロットすると図1.1.23のようになる。これより、同じ期間内では、検査回数を多く、つまり検査期間を短く区切ったほうがより真の破壊確率に近くなることがわかる。

もし、 α の値が与えられている場合には、 $T=4$ として1回の検査を行なった時の β の事後確率は、図1.1.24の上図となる。さらに2回目の検査結果を加味して β の事後確率を求めると図1.1.24の下図となる。それぞれの事後確率にもとづいて破壊確率を求めると図1.1.25となる。この場合、4年毎の2回の検査でほとんど真のPfに近くなることがわかる。

また、同型船が数隻ある場合を考えると、 $T=4$ とし、 α の値が与えられたとした時、1隻目の検査結果によって β を推定すると図1.1.26の上図となる。さらに次々と検査を行ない、それらの結果を加味して β を推定すると図1.1.26の下図となる。

o simulationの結果からの判断

α, β に関する情報が、殆んど無い場合は図1.1.23にみられるように2年毎に4回以上の検査をくり返して得られた結果をもととして解析を行う必要があるように思われる。

一方、shape parameter (α)が、ほぼ真の値に近いものが得られている場合には、図1.1.25から判るように、はるかによい精度でPfが得られる。

また、同型船が同じように使用されたとして6隻の船の結果を用いれば、推定された寿命の分布関数は真のものに非常に近くなる。

問題点

上述のような方法を船体の疲労損傷の信頼性解析に応用し、設計応力などの設定を行おうとすると、次のよ

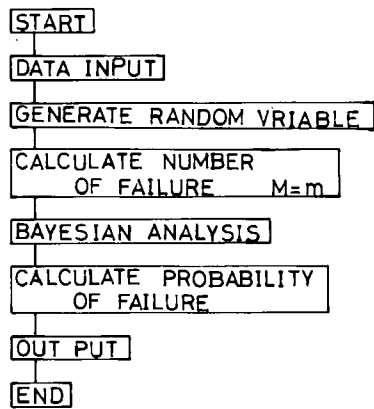


図 1.1.20 FLOW CHART

検査期間 $T = 4$ inspection 1回 $N = 1,000$
破壊数 3

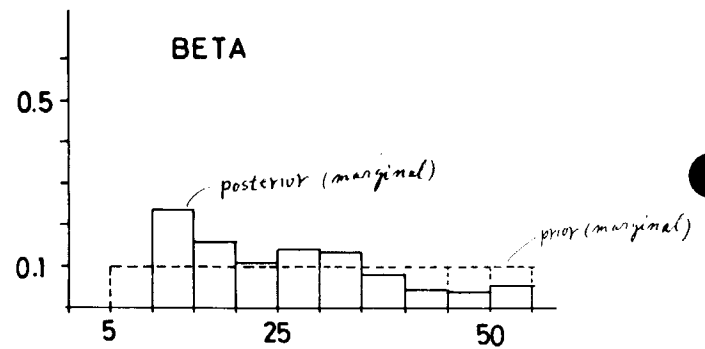
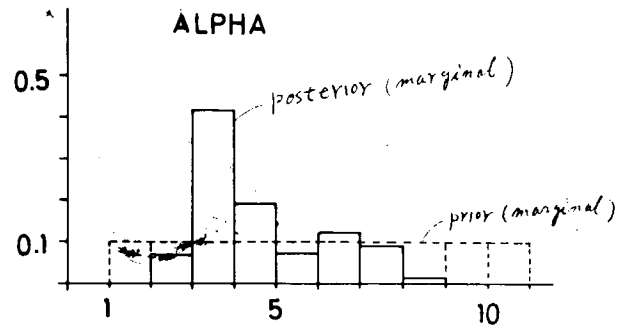


図 1.1.21

検査期間 $T = 4$
2回目の inspection の後

$N = 1,000$

破壊総数

$25 (= 3 + 22)$

↑ $T \sim 2T$ で fail
↑ $0 \sim T$ で fail
修理

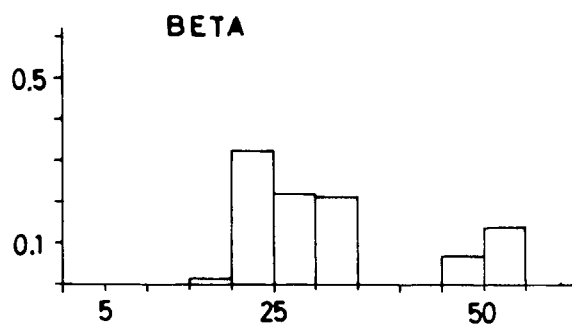
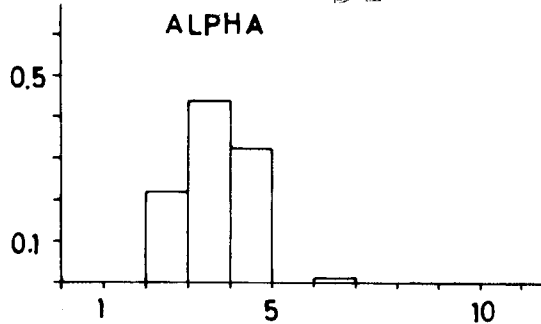


図 1.1.22

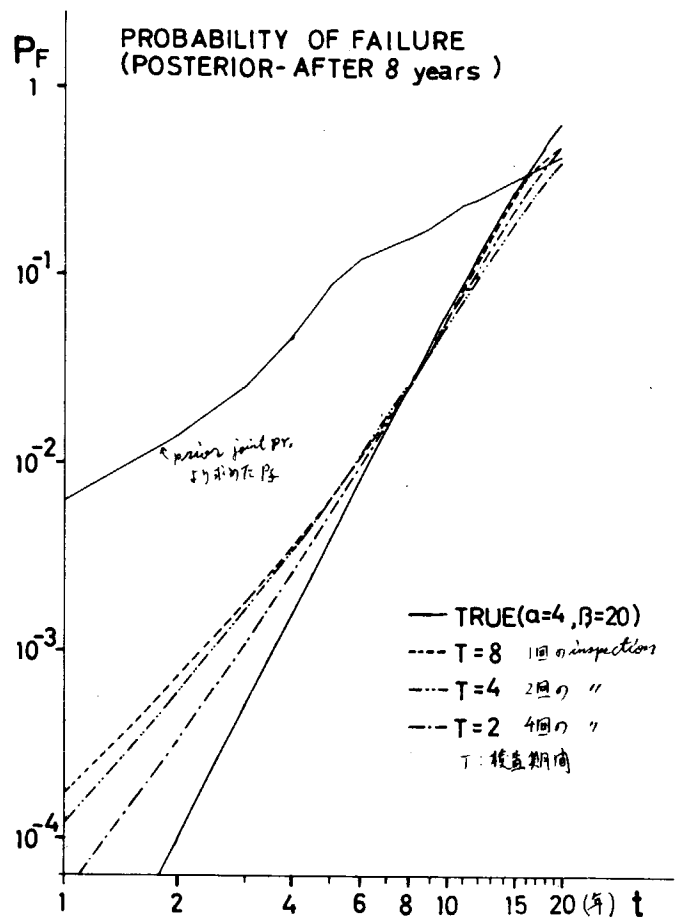


図 1.1.23

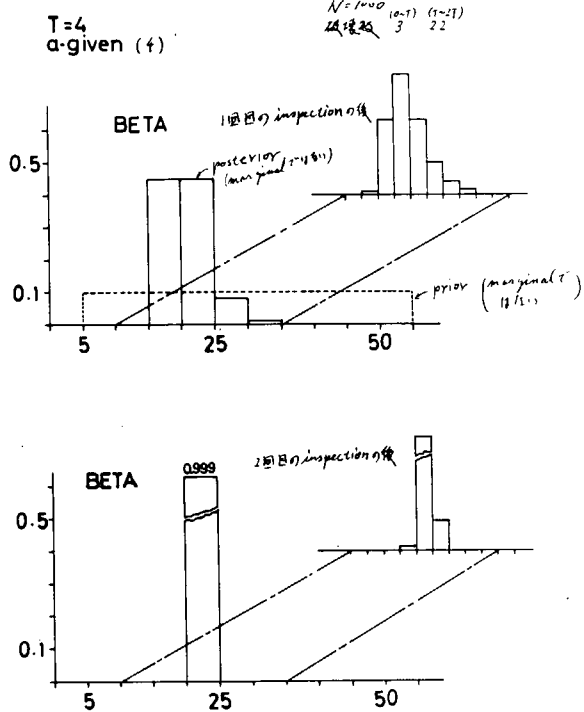


図 1. 1. 24

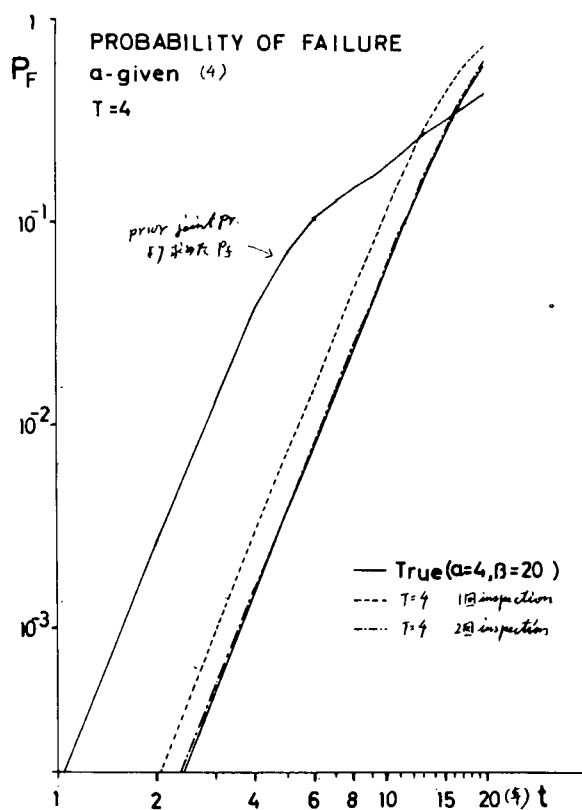


図 1. 1. 25

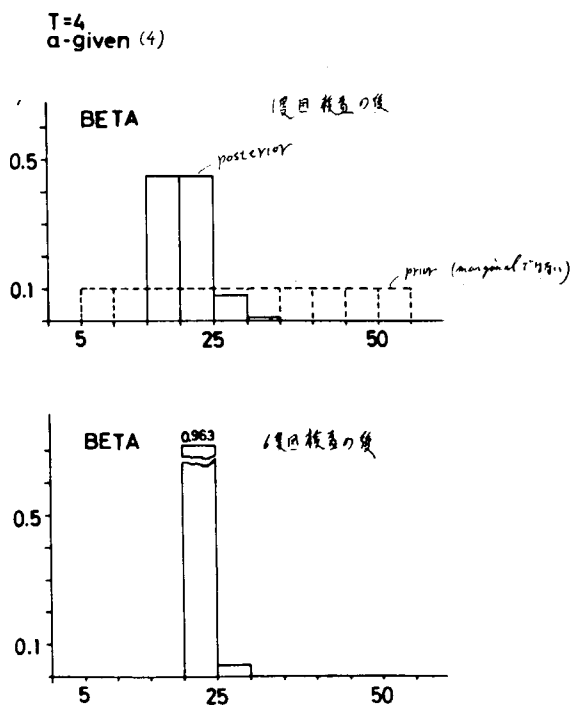


図 1. 1. 26

うな問題点がある。

疲労寿命は、ランダム応力過程 $\sigma(t)$ の特性 (たとえば, $S(w)$, r. m. s., amplitude の分布……) と材料の特性から定まるので, 材料が与えられたとしても, $\sigma(t)$ が変れば変化する。すなわち, α , β は, $\sigma(t)$ に依存する。同一材からなるもので異なる $\sigma(t)$ の下で, 使用された (航海した) 例などが多数あれば, 前述の解析を別個に行うことで, α , β の $\sigma(t)$ 依存性なども推定しうるであろう。そのような data の不足している時は, $\sigma(t)$ の代表値に対する α , β の依存性を実験的あるいは理論的に定めることが必要となる。その実際の構造部材の振舞いととの差のようなものを **uncertainty** として解析に取り入れることになる。そのようにして, はじめて **optimal** な P_f に対応する **design stress level** などの検討が可能になる。

(4) 甲板, 外板の防撓板としての支持条件について

上甲板, 船底外板を船側外板, 縦隔壁, トランス, 横隔壁等でこまれた防撓板として, その縦曲げ圧縮応力に対する強度を検討するとき, 同時に加わる横荷重, 周辺の支持条件をどのように取扱えばよいかが問題となる。これと類似の問題としては, フロアおよびガーダでこまれた外板パネルの挙動については, 既に研究されているが,²⁰⁾ この場合は甲板, 外板がロンジで防撓されている点が異なっている。対象をタンカー (または類似の構造の船) とすると, この防撓板は普通横辺 (荷重辺) は 10~15 m, 縦辺は 5 m 程度の寸法であるので, パネル中央のロンジの挙動から防撓板の特性を近似的に推定する。

(a) 横荷重に対する支持条件

ロンジを軸圧縮力と等分布荷重 (横荷重) が同時に働く初期撓みを有する梁とみなす。図 1.1.2.7 に示すように, 軸圧縮力を P , 横荷重を w とし, ロンジの初期撓み δ は次式で与えられるものとする。

$$\delta = \delta_0 \sin \frac{\pi}{\ell} x \quad (1.1.4.2)$$

ここに ℓ …梁の長さ

両端に反力モーメント M_r が働き, 全撓みを y とすると, 次式が得られる。

$$\begin{aligned} EI(y - \delta)'' \\ = -Py + Mr + \frac{wx}{2}(x - \ell) \end{aligned} \quad (1.1.4.3)$$

(1.1.4.3) の一般解は

$$y = A \cos \beta x + B \sin \beta x + \frac{\delta_0 P_{cr}}{P_{cr} - P} \sin \frac{\pi}{\ell} x + \frac{1}{P} \left\{ Mr - w \left(\frac{\ell x}{2} - \frac{x^2}{2} + \frac{1}{\beta^2} \right) \right\}$$

ここに, $\beta^2 = P/EI$, $P_{cr} = EI(\pi/\ell)^2$, A, B = 積分定数

両端固定とすると,

$$\begin{aligned} y &= y_\delta + y_w \\ &= \delta_0 \frac{P_{cr}}{P_{cr} - P} \left[\sin \frac{\pi}{\ell} x + \frac{\beta \ell}{\pi} \left\{ \frac{\sin \beta \ell}{1 - \cos \beta \ell} (1 - \cos \beta x) - \sin \beta x \right\} \right] \\ &\quad + \frac{w \ell^2}{2P} \left[\left(\frac{x}{\ell} \right) \left\{ \left(\frac{x}{\ell} \right) - 1 \right\} - \frac{1}{\beta \ell} \left\{ \frac{\sin \beta \ell}{1 - \cos \beta \ell} (1 - \cos \beta x) - \sin \beta x \right\} \right] \end{aligned} \quad (1.1.4.4)$$

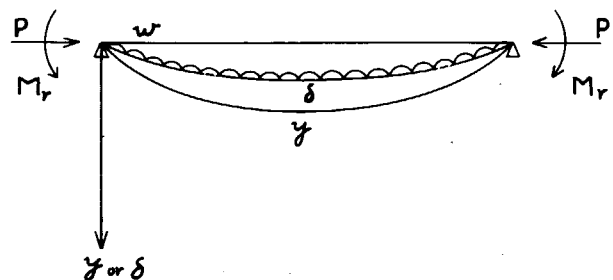


図 1.1.2.7

y は初期撓みによって生じる y_δ と、横荷重によって生じる y_w の和となる。

つきに、横荷重 w が単独で負荷されたときの撓み曲線 δw と同一の初期撓みを有する梁に、軸力 P が働く場合の全撓みを求めてみる。

$$\delta w = \frac{w l^4}{24 EI} \left\{ \left(\frac{x}{l} \right)^2 - 2 \left(\frac{x}{l} \right)^3 + \left(\frac{x}{l} \right)^4 \right\} \quad (1.1.45)$$

曲げモーメントと曲率の関係から次式が得られる。

$$EI(y - \delta w)'' = -Py + Mr \quad (1.1.46)$$

上式の一般解から、両端固定のときの全撓みを求めると

$$y = \frac{w l^2}{2P} \left[\left(\frac{x}{l} \right) \left\{ \left(\frac{x}{l} \right) - 1 \right\} - \frac{1}{\beta l} \left\{ \frac{\sin \beta l}{1 - \cos \beta l} (1 - \cos \beta x) - \sin \beta x \right\} \right] \quad (1.1.47)$$

(1.1.47) の y は (1.1.44) の y_w と一致する。

これから、軸圧縮力と横荷重が同時に働くときの梁の撓みは、横荷重が単独で働くときの撓みを初期撓みに加えておけば、初期撓みを有する梁の問題として扱えることがわかる。両端固定のときの δw は正弦曲線ではないが、一般に δw は非常に小であるから、近似的に

$$\delta = (\delta_0 + \delta w) \sin \frac{\pi}{l} x \quad (1.1.48)$$

$$\text{ここに, } \delta \approx \frac{w l^4}{384 EI}$$

として、撓みを求めても誤差は小さい。また、梁の初期降伏を考えると、両端固定梁の横荷重 w による応力 σ_w が初期応力として働くとみなせばよい。

なお、両端支持の場合は (1.1.43) において Mr が 0 となる他は同様であって、 y は y_δ と y_w の和となり、その性質は固定の場合と同様になる。

甲板、外板の場合は横荷重 w は隣接するパネルにも働くのが普通であり、横荷重に対する防撓板の周辺支持条件は固定とみなせる。ここで重要なのは軸力に対する支持条件は横荷重に対するものとは別個であって、次に示すように両端支持に近い場合も考えられる。この場合には横荷重に対しては周辺固定とし、圧縮力に対しては支持とする一見不合理な支持条件を想定することになるが、横荷重による撓みと応力は初期撓み、初期応力と同一性格のものであって、軸圧縮力によって梁の撓みが増加しても変化しないということを考えると、不合理ではない。

(b) 圧縮力に対する支持条件

全防撓板の中で初期撓みが最大であるパネルを対象に、隣接パネルも含めて、軸圧縮力に対する挙動から支持条件を考えてみる。

対象とするパネルの撓みは δ_0 、前後に隣接するパネルのそれは δ_1 ($\delta_1 < \delta_0$)、さらにその前後のパネルの撓みは δ^0 というように、無限につながる場合を考える。パネル中央のロンジの支持条件は図 1.1.28 のようになる。なお、横荷重は前述のようにそれが単独に加わったときの撓み δw を初期撓みに加えておけばよいから、 δ_0 、 δ_1 にはこれが含まれているとして横荷重は考えないことにする。 δ_0 、 δ_1 はそれぞれ次式で与えられるものとする。

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= \delta_0 \sin \frac{\pi}{l} x \\ \delta_1 &= \delta_1 \sin \frac{\pi}{l} x \end{aligned} \right\} \quad (1.1.49)$$

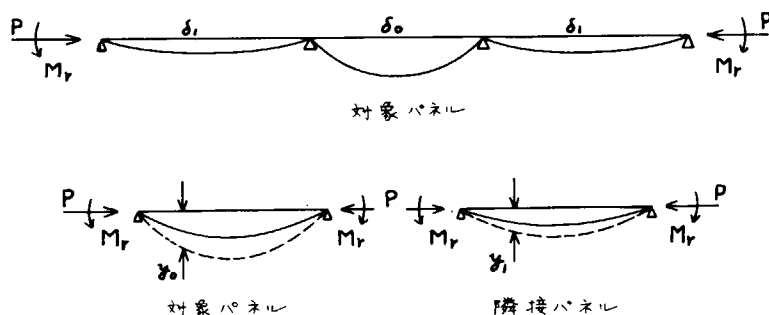


図 1. 1. 2 8

対象パネルの全撓み y_0 , 隣接パネルのそれを y_1 とすると

$$\left. \begin{aligned} EI(y_0 - \delta_0)'' &= -Py_0 + Mr \\ EI(y_1 - \delta_1)'' &= -Py_1 + Mr \end{aligned} \right\} \quad (1.1.50)$$

(1.1.50) より y_0 , y_1 を求めると

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= \frac{\delta_0 Pcr}{Pcr - P} \sin \frac{\pi}{l} x + \frac{Mr}{P} \left\{ (1 - \cos \beta x) - \frac{(1 - \cos \beta l)}{\sin \beta l} \sin \beta x \right\} \\ y_1 &= \frac{\delta_1 Pcr}{Pcr - P} \sin \frac{\pi}{l} x + \frac{Mr}{P} \left\{ (1 - \cos \beta x) - \frac{(1 - \cos \beta l)}{\sin \beta l} \sin \beta x \right\} \end{aligned} \right\} \quad (1.1.51)$$

なお, Mr は下式で与えられる撓みの連続条件から求められる。

$$\begin{aligned} (y_0 - \delta_0)'_{x=l} &= (y_1 - \delta_1)'_{x=0} \\ Mr &= \frac{P^2}{Pcr - P} \frac{\pi}{\beta l} \frac{\delta_0 + \delta_1}{2} \frac{\sin \beta l}{1 - \cos \beta l} \end{aligned} \quad (1.1.52)$$

パネル中央の撓み $y_0 \otimes$, $y_1 \otimes$ は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} y_0 \otimes &= \frac{Pcr}{Pcr - P} \delta_0 \left\{ 1 - \frac{1 + \eta \delta}{2} \sqrt{\frac{P}{Pcr}} \frac{1 - \cos \beta \frac{l}{2}}{\sin \beta \frac{l}{2}} \right\} \\ y_1 \otimes &= \frac{Pcr}{Pcr - P} \delta_0 \left\{ \eta \delta - \frac{1 + \eta \delta}{2} \sqrt{\frac{P}{Pcr}} \frac{1 - \cos \beta \frac{l}{2}}{\sin \beta \frac{l}{2}} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (1.1.53)$$

ここに, $\eta \delta = \delta_1 / \delta_0$.

上式で $\eta \delta$ が -1 (隣接パネルが逆向きの初期撓みを持つ) のときは右辺第2項は0となり, $y_0 \otimes$ は両端支持の値と一致する。Pが増加して両端支持のときの座屈荷重に達したときの中央の撓みは次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \lim_{x \rightarrow 1} y_0 \otimes &= \delta_0 \frac{1 - \frac{1 + \eta \delta}{2} \sqrt{x}}{1 - x} = \infty \quad (\eta \delta \neq 1) \\ \lim_{x \rightarrow 1} y_1 \otimes &= \delta_0 \frac{\eta \delta - \frac{1 + \eta \delta}{2} \sqrt{x}}{1 - x} = -\infty \quad (\eta \delta \neq 1) \end{aligned} \right\}$$

ここに, $x = P/Pcr$

上式から, $\eta \delta = 1$ の場合を除いて, 軸力が Pcr に達すると座屈することがわかる。したがって, こ

のようなパネルの圧縮強度は両端支持のときの座屈強度を対象とすべきである。図 1.1.2.9 に軸力と $y_0 \propto y_1 \propto$ の関係を示す。 η_δ が 1 に近いときは P の増加とともに $y_1 \propto$ は一度は増加するが、やがて減少し荷重が P_{cr} に達すると $-\infty$ となる。

η_δ が 1 のときは、

$$\lim_{x \rightarrow 1} y_0 \propto = \lim_{x \rightarrow 1} y_1 \propto = \left(\frac{1}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \delta_0 = 1.285 \delta_0$$

となり、 P が $4 P_{cr}$ (両端固定のときの座屈荷重) に達すると座屈する。

上記の場合は、隣接パネルの前後端に曲げモーメント M_r が働き、隣接パネルの撓みが減少するのを助ける。この前後端に働く曲げモーメントはその前後に続くパネルの初期撓みによって変化するが 0 にはならない。したがって、一般にはこの曲げモーメントは 0 から (1.1.5.2) に示される値の間のある値をとる。この曲げモーメントがこの範囲内のある一定値をとるときは、 η_δ が 1 以下のある一定値のとき以外は P が P_{cr} に近付くと $y_0 \propto$, $y_1 \propto$ はそれぞれ正あるいは負の ∞ になる。この場合も現象は同様であって、座屈強度は P_{cr} とみなされる。このような連続パネルの圧縮強度はすべて両端支持の場合を対象とすればよい。

(c) 初期降伏荷重

現象が簡単な撓み δ_0 , δ_1 のパネルが交互に並ぶ場合を対象として初期降伏荷重を考える。パネル中央を考え、横荷重による曲げ応力を w とすると、パネルの板面の応力 σ_{max} は次式で与えられる。

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} - \frac{M_r}{Z} + \frac{P}{Z} y_0 \propto + \sigma_w \quad (1.1.5.4)$$

ここに、 A …ロンジの断面積、 Z …ロンジの板面の断面係数。

(1.1.5.4) に (1.1.5.2) (1.1.5.3) を代入し、 σ_{max} が降伏応力 σ_Y に達するときの軸圧縮応力 σ を求めると、

$$\sigma_Y = \sigma \left[1 + \delta_{01} \frac{C_r}{C_r - X} - \frac{y_{max}}{k^2} \left\{ 1 - \frac{1 + \eta_\delta}{2} \sqrt{\frac{X}{C_r}} - \frac{1}{\sin \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{X}{C_r}}} \right\} \right] + \sigma_w \quad (1.1.5.5)$$

ここに、 $X = \sigma / \sigma_Y$, $C_r = P_{cr} / A \sigma_Y$, $k^2 = I / A$, $y_{max} = I / Z$, $\sigma = P / A$

なお、上式で σ が比例限度を超えるときは、 C_r は次式による。

$$C_r = \frac{E t}{E} C_r = \eta_e C_r \quad (1.1.5.6)$$

図 1.1.3.0 は甲板ロンジの初期降伏応力に与える δ_0 , δ_1 の影響の試算例で、両端支持とするよりは初期撓みの影響は小さい。しかし、 η_δ は一種の確率変数であり、その分布形を求めて初期降伏応力を求めることは非常に複雑になるので、若干安全側の想定になるが、両端支持と考えるべきであろう。

以上を総合して、甲板または外板の防撓板としての縦曲げ圧縮応力に対する強度を検討する場合、横荷重はそれが単独に働くときの撓みを初期撓みの増加とみなし、また横荷重による曲げ応力は初期応力とみなせばよい。このときのパネルの支持条件は普通周辺固定となるが、これと圧縮応力に対する支持条件が異なっても不合理ではない。

また、甲板、外板の防撓板としての圧縮強度は、周辺支持のときの座屈強度以上にはならない。ただし、初期降伏応力は周辺支持とすると若干過小評価になる。

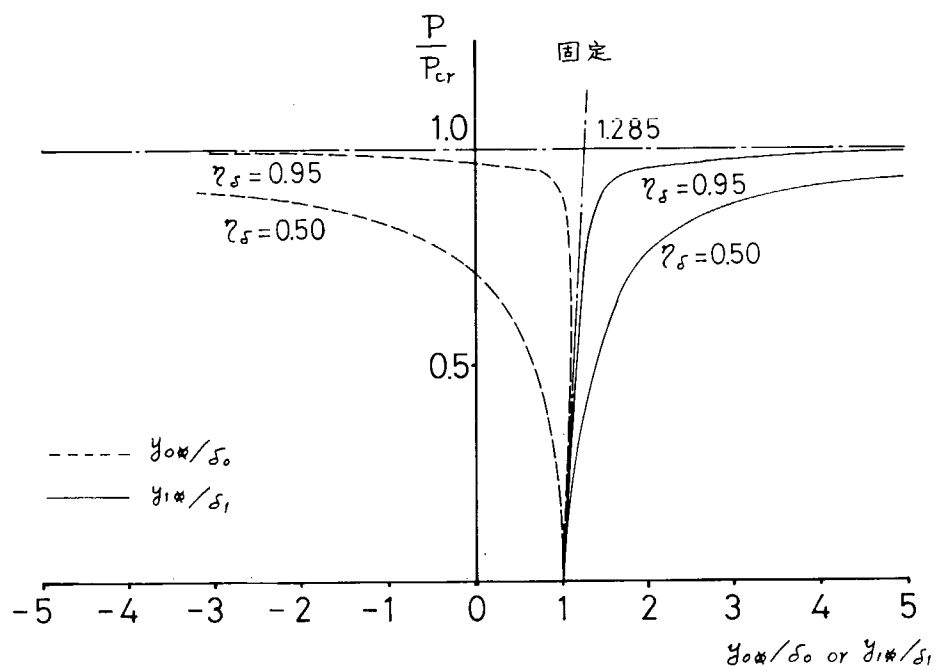


图 1.1.2.9

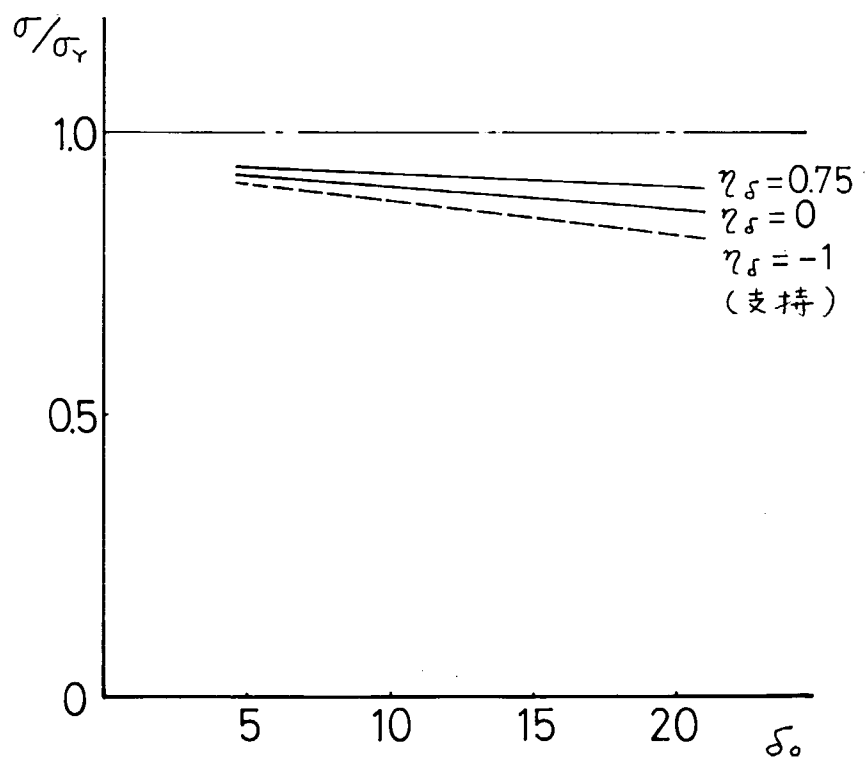


图 1.1.3.0

(5) 相関を有する変数からなる Demand の確率分布

Demand $D(X_1, X_2, \dots)$ に相関性を有する 2 変数以上の波浪による船体応答が含まれており、しかも $D(X_1, X_2, \dots)$ が非線型式である場合には、個々の変数についての応答関数を用いて Demand の確率を求める従来の手法²¹⁾を直接使用することができない。しかし、短期分布においては、波浪による応答のエネルギースペクトラムが狭帯域であることを利用して Demand の短期分布を求めることができる。

ここでは、ハルガーダーの崩壊を例にとり、Demand の短期分布を求める手法を導く。波浪モーメント及び軸力のエネルギースペクトラムが狭帯域であるとき、それらは次式で表現できる。

$$M_w = M_a \sin(\omega_0 t + \delta_M) \quad (1.1.57)$$

$$T_w = T_a \sin(\omega_0 t + \delta_N) \quad (1.1.58)$$

M_a, T_a : 振巾

ω_0 : 中心角周波数

ここで、振巾 M_a 及び T_a は、短期分布の 1 周期内で一定と見做しうる確率変数であるとする。このとき、位相差 $\delta (= \delta_T - \delta_M)$ 、振巾比 $k (= T_a / M_a)$ は、中心角周波数 ω_0 により決定され、それらの短期分布については一定値と見做しうる。

位相差及び振巾比は、波浪モーメント及び軸力のエネルギースペクトラム S_{MM} 及び S_{TT} 、波浪モーメントと軸力との相互スペクトラム S_{MT} を用いて、次式で計算される。

$$k = \sqrt{V_{MM}/V_{TT}} \quad (1.1.59)$$

$$\cos \delta = \frac{V_{MT}}{\sqrt{V_{MM} \cdot V_{TT}}} \quad (1.1.60)$$

$$V_{MM} = \int_{-\infty}^{\infty} S_{MM}(\omega) d\omega \quad (1.1.61)$$

$$V_{TT} = \int_{-\infty}^{\infty} S_{TT}(\omega) d\omega \quad (1.1.62)$$

$$V_{MT} = \int_{-\infty}^{\infty} S_{MT}(\omega) d\omega \quad (1.1.63)$$

V_{MM}, V_{TT} ; モーメントの分散及び軸力の分散

V_{MT} ; 軸力とモーメントの共分散

上式で求められた位相差 δ 、振巾比 k を用いれば、(1.1.7) 式に定義された応答 R の振巾 $\bar{R}$ は、次式で与えられる。

$$\bar{R} = \sqrt{(M_a \sin \theta + M_s)^2 + a^2 (k M_a \sin(\theta + \delta))^2} \quad (1.1.64)$$

$$= f(M_a)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{-k_1^2 \sin 2\delta}{k_1^2 \cos 2\delta + 1} \right) + \frac{\pi}{2} (M_s < 0) \left. \begin{array}{l} \\ -\frac{\pi}{2} (M_s > 0) \end{array} \right\} \quad (1.1.65)$$

$$k_1 = \frac{\alpha k Z_p}{A_e} \quad (1.1.66)$$

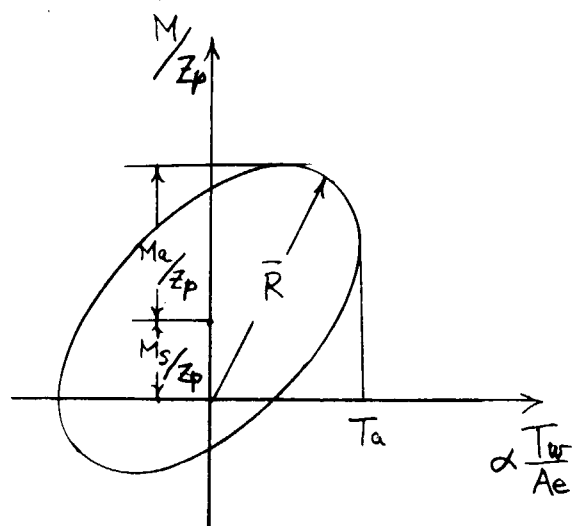


図 1.1.3.1

そこで、応答の振巾 $\bar{R}$ が R_1 を越える確率 P は、モーメントの振巾 M_a が $f^{-1}(R_1)$ を越える確率に等しい

から、モーメントの振巾はレイレー分布すると仮定すると、短期超過確率 P は次式で求められる。

$$P\{\bar{R} \geq R_1\} = \text{EXP}(-f^{-1}(D_1)^2/2 V_{MM}) \quad (1.1.67)$$

長期超過確率 Q は、短期超過確率と海象の発生頻度から福田⁽²¹⁾と同様にして求められる。

$$Q\{\bar{R} \geq R_1\} = \int_0^\infty \int_0^\infty P_{T,H}\{\bar{R} \geq R_1\} q(T,H) dT dH \quad (1.1.68)$$

$P_{T,H}$; 有義波高 H 、平均周期 T の海象における短期超過確率

$q(T,H)$; 有義波高 H 、平均周期 T の海象の発生頻度

この結果から、超過確率 10^{-8} に対する特性値 $\text{Re}xt$ を用いて Demand 即ち、就航年限内における応答の最大値の平均 $\bar{D}$ 及びその標準偏差 S_D は次式で求められる。

$$\bar{D} = \text{Re}xt + 0.57777\lambda \quad (1.1.69)$$

$$S_D = \frac{\pi}{\sqrt{6}} \lambda \quad (1.1.70)$$

$$\lambda = \frac{\text{Re}xt}{\ln 10^8} \quad (1.1.71)$$

(6) 損傷確率の解釈

信頼性理論によって得られる船体構造の損傷確率 P_f の意味について検討する。

(a) 損傷確率を求める基本式

波浪統計によれば波浪曲げモーメントの長期分布、したがって波浪曲げ応力の長期分布は近似的に指数分布で表わされる。すなわち

$$\text{密度分布} \quad f_x(x) = \frac{1}{\lambda} e^{-\frac{x}{\lambda}} \quad x \geq 0 \quad (1.1.72)$$

$$\text{確率分布} \quad F_x(x) = 1 - e^{-\frac{x}{\lambda}} \quad x \geq 0 \quad (1.1.73)$$

ここに λ は波浪曲げ応力 x の期待値である。

また船体強度 S の密度分布および確率分布をそれぞれ $f_s(S)$ および $F_s(S)$ とすると損傷確率 P_f を求める基本式は

$$\begin{aligned} P_f &= \int_0^\infty f_s(S) \left[\int_0^\infty f_x(x) dx \right] dS = \int_0^\infty f_x(x) \left[\int_0^x f_s(S) dS \right] dx \\ &= \int_0^\infty f_s(S) [1 - F_x(S)] dS = \int_0^\infty f_x(x) F_s(x) dx \end{aligned} \quad (1.1.74)$$

(1.1.72) ~ (1.1.74) 式から得られる損傷確率 P_f は多数の同型船によってつくられた集団から無作為にとり出された1隻に、波浪の母集団からとり出された荷重が1回だけ作用するとき損傷を生ずる確率である。

(b) 極値分布荷重を用いた損傷確率

船は20年間に 10^8 回の波浪荷重を受けるとされている。したがって船体構造の信頼度を考えるには 10^8 回の荷重を受けたときの損傷確率を求める必要がある。

すでに述べたように波浪曲げ応力の分布関数は(1.1.73)式で与えられる。いまこのような分布をもつ応力が n 回作用するとき、その応力値が、ある値 x を超えない確率の分布関数 $\phi_n(x)$ は、

$$\phi_n(x) = \{ F_x(x) \}^n = \left(1 - e^{-\frac{x}{\lambda}} \right)^n \quad (1.1.75)$$

密度関数 $\varphi_n(x)$ は

$$\varphi_n(x) = \frac{n}{\lambda} \left(1 - e^{-\frac{x}{\lambda}} \right)^{n-1} e^{-\frac{x}{\lambda}} \quad (1.1.76)$$

荷重の分布関数として(1.1.75)および(1.1.76)を用い、(1.1.74)式によって損傷確率 P_f が得られる。この損傷確率は船体構造が、仮定した荷重を20年間(あるいは 10^8 回)受けるとき損傷を生ずる確率である。

(c) 集団の損傷確率

船の集団について損傷隻数と確率分布を求める。集団を形成するすべての船の損傷確率はすべて等しいとすると、総数 N 隻のうち m 隻に損傷を生ずる確率 P_m は2項分布となりつぎの式で与えられる。

$$P_m = \binom{N}{m} \cdot p_f^m \cdot (1-p_f)^{N-m} \quad (1.1.77)$$

$$\text{ここに, } \binom{N}{m} = \frac{N!}{m!(N-m)!}$$

p_f : 各船の損傷確率

また、 m までの累積分布 $P(m)$ は

$$P(m) = \sum_{m=0}^m P_m \quad (1.1.78)$$

したがって、 m 隻以上に損傷を生ずる確率は $[1 - P(m)]$ で与えられる。

$N = 1,000$, $P_f = 10^{-2}$ としたときの損傷隻数と確率密度と累積分布を図1.1.32に示す。これから10隻に損傷を生ずる確率は12.6%, 損傷発生数が10隻以下である確率は58.3%, 10隻以上に損傷を生ずる確率は41.7%となる。また、 $P_f = 10^{-8}$ に対する分布を図1.1.33に示す。

各船の損傷確率が異なる場合の損傷隻数の確率密度はつぎのようになる。

N 隻のうちの任意の m 隻に損傷を生ずる確率は

損傷を生ずる m 隻の損傷確率 $P_{f_1}, P_{f_2}, \dots, P_{f_m}$

残りの $N-m$ 隻の損傷確率 $P_{f(m+1)}, \dots, P_{fN}$

とすると、

$$P_m = \sum [(P_{f_1} \cdot P_{f_2} \cdot \dots \cdot P_{f_m}) \times \{ (1-P_{f(m+1)}) \cdot (1-P_{fN}) \dots (1-P_{fN}) \}] \quad (1.1.79)$$

ここで総和記号は N から任意の m 隻をとり出すすべての組み合わせに関するものである。

(d) 複数の損傷様式による損傷

船体構造部材にはSag.およびhog.モーメントにより、圧縮および引張の荷重が作用し、それぞれの荷重によって損傷の形態が異なる。また特定の部材が同じ荷重(圧縮あるいは引張)を受ける場合でも2種類以上の損傷様式が考えられる。

このように複数の損傷様式が存在する場合の損傷確率を求める。いま、 N 種の損傷様式があり、それぞれの損傷確率を p_{fi} , $i = 1, 2, \dots, N$ とする。 N 種のうちの少なくとも1種類の損傷を生ずる確率は

$$P_f = 1 - \prod_{i=1}^N (1 - p_{fi}) \leq \sum_{i=1}^N p_{fi} \quad (1.1.80)$$

ただし、 p_{fi} は1に比べて十分小さいとする。

各損傷が排反であれば等号が成立つ。

また、明らかに

$$P_f > \text{Max} (p_{f1}, p_{f2}, \dots, p_{fN}) \quad (1.1.81)$$

したがって少なくとも1種類の損傷が発生する確率 P_f は

$$\text{Max} (p_{f1}, p_{f2}, \dots, p_{fN}) < P_f \leq \sum_{i=1}^N p_{fi} \quad (1.1.82)$$

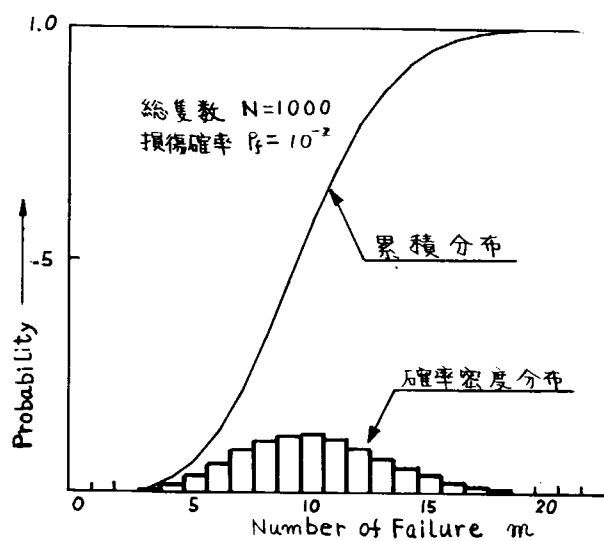


図 1. 1. 3. 2 損傷隻数と確率分布

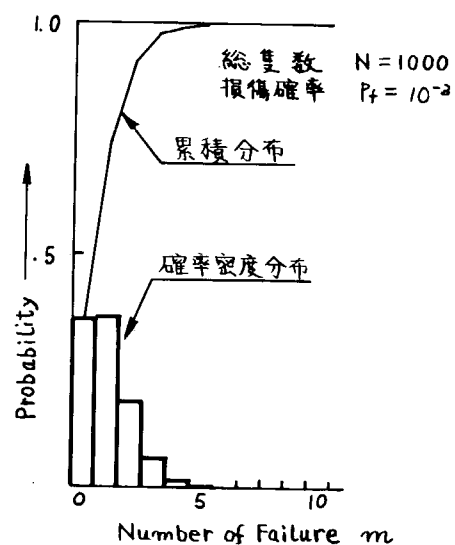


図 1. 1. 3. 3 損傷隻数と確率分布

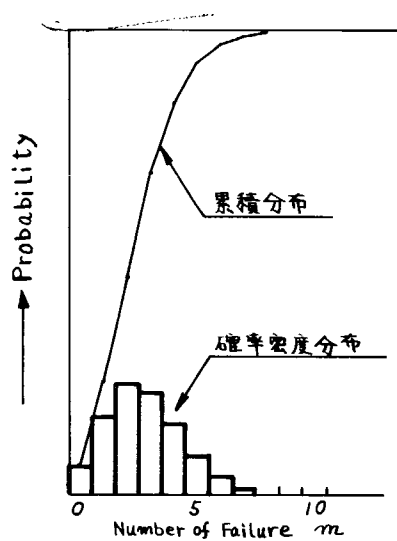


図 1. 1. 3. 4 損傷部材数と確率

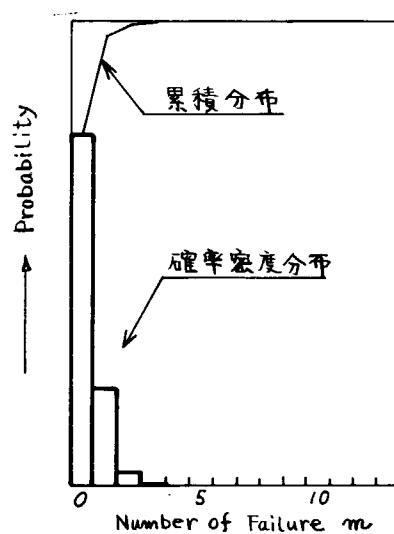


図 1. 1. 3. 5 損傷部材数と確率

(e) 多数の部材を有する構造の損傷

タンカーの甲板は多数の同一寸法のロンジを有している。このような多数の部材から成る構造の損傷を考える。部材の総数を N 、それぞれの損傷確率はすべて P_f に等しいとする。もし、少なくとも1個の部材の損傷を構造の損傷と考えるなら、その構造の損傷確率 P_f は(1.1.82)式で与えられる。

しかし、1個のロンジの損傷をただちに船の損傷であるとすることは適切でなからう。 N 個のうち少なくとも m 個以上に損傷を生じたときを船の損傷と考えるなら、その確率分布は各損傷が互に独立なら2項分布となり、(1.1.77)、(1.1.78)式を用いて計算できる。

例として、E船をとり上げる。中央部 $0.1 \times L$ に存在する甲板ロンジの総数は約280である。

$N = 280$, $P_f = 10^{-2}$, 10^{-3} としたときの密度分布、累積分布を図1.1.34、図1.1.35に示す。

各部材の損傷確率が異なる場合には(1.1.79)式を用いればよい。

しかし、実際にはある複数の部材に一齐に損傷を生ずるわけではない。したがってある部材に損傷を生ずれば荷重の再配分を生じ生存している部材の損傷確率は変化(一般には増加)する。各部材について損傷発生順序のすべての組み合わせと荷重再配分による損傷確率の変化をとり入れた確率計算が必要になる。

参 考 文 献

- 1) 秋田 好雄 他 ; 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(昭和49年6月)
- 2) 日本海事協会 ; NKの船体構造強度に関するトータルシステム
日本造船研究協会第134研究部会報告書研究資料No.216(昭和50年3月)
- 3) E.J. Gumbel ; Statistics of Extremes, Columbia University Press, New York, (1951)
- 4) 真能 創 ; 最大荷重に対する縦強度材の信頼性解析
日本造船研究協会第134研究部会
信頼性小委 資料R106(昭和50年4月)
- 5) A. Mansour ; Post-Buckling Behavior of Stiffened Plates with Initial Curvature under Combined Load, International Shipbuilding Progress, Vol. 18, No. 202 (1971)
- 6) A. Nitta ; Ultimate Strength of Girder Structures (3rd Report), Selected Papers from the Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 10 (1972)
- 7) 新田 顕, 湯浅通史 ; 湾曲部における桁の面材の有効幅
日本造船学会誌 No. 553 (July, 1975)
- 8) 日本海事協会 ; 油送船の船体構造強度に関する信頼性解析
日本造船研究協会第134研究部会資料SR134-K22-7
(昭和50年)

- 9) 白 石 隆 義 ; 溶接技術者のための疲労の知識(その3)
溶接技術 9月号(1969)
- 10) 中 村 宏 ; 実働荷重疲れ実験の総括
日本機械学会誌 Vol.73, No.621 (Oct 1970)
- 11) 第127 研究部会 ; 船殻部材歪量の船体強度に及ぼす影響に関する研究報告書
日本造船研究協会研究資料No.189(昭和49年3月)
- 12) 三 井 造 船 ; 規則波中におけるタンカーのトランスリング応力分布
日本造船研究協会第134 研究部会報告書
研究資料No.216(昭和50年3月)
- 13) 第127 研究部会 ; 3.3 柱部材の工作歪と強度に関する研究
日本造船研究協会研究資料No.212(昭和50年3月)
- 14) 第127 研究部会 ; 3.4 初期不整柱の圧縮2軸曲げ強度に関する研究
日本造船研究協会研究資料No.212(昭和50年3月)
- 15) 西 村 昭 ; 鋼材の機械的性質のばらつきについて
JSSC, Vol. 5, No.48 1969
- 16) J.B.Caldwell ; Modern Ship Structural Design Philosophy
V. Design-construction, Text book for
Symposium, 1972
- 17) A.E.Mansour ; Probabilistic Design Concept in Ship
Structural Safety and Reliability, TSNAME
Vol.80 1972
- 18) 防 衛 庁 ; 艦艇設計参考資料(昭和28年警備艦使用)
- 19) 板 垣 浩 他 ; 疲労設計へのベイズの方法の応用について
日本造船学会論文集第138号(昭和50年12月)
- 20) 秋 田 好 雄 他 ; 痔馬が船底の凹入に及ぼす影響
造船協会論文集第95号(昭和29年)
- 21) 福 田 淳 一 ; 長期の波浪曲げモーメントの異常値の傾向について
日本造船学会論文集第123号(昭和43年)

1.2 コンテナ船の精密計算による縦強度解析 (三菱重工業)

前年度に引き続き、 $L = 273\text{ m}$ および 204 m の2隻のコンテナ船について、規則波中での船体運動計算、縦曲げモーメント、水平曲げモーメント、ねじりモーメントなどの変動外力の計算、それらの変動外力に対する船体ねじり解析を含んだ縦応力の計算、船体縦応力の長期予測など、一連の **total hull girder stress** 解析を実施し、就航実績船の縦応力の長期予測値を示した。また縦曲げ応力、水平曲げ応力および **torsional warping stress** からなる **combined stress** 長期予測値の簡易推定法について考察する。

1.2.1 対象船及び計算条件

計算対象船の主寸法は次の通りである。

A 船	$245 \times 32.2 \times 24 \times 11$ (前年度対象船)
B 船	$273 \times 32.2 \times 24.3 \times 11$
C 船	$204 \times 31.2 \times 18.9 \times 10.5$

図 1.2.1, 図 1.2.2 に **upper deck plan** と船体ねじり解析に使用した **torsion constant J**、および **warping constant C_{BT}** の船長方向分布を示している。以下の説明では、応力計算の代表点として、主に機関室前部および **midship** に着目して、B 船では **section 10** および **12(13)**、C 船では **section 8** および **10** における **long $\frac{L}{b}$ top** の点を選定している。

表 1.2.1 に計算条件を示している。計算法概要は、前年度報告書を参照の事。なおここで使用する記号の意味は表 1.2.2 に示したものである。

表 1.2.1 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	B 船	$F_n = 0.18$
	C 船	$F_n = 0.17$
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を使用。

表 1.2.2 記 号

Y_A	Swaying amplitude	M_V	縦曲げモーメント
Z_A	Heaving amplitude	M_H	水平曲げモーメント
θ_A	Pitching amplitude	T	ねじりモーメントおよび平均ねじり
ψ_A	Yawing amplitude	σ_T	Combined stress
ϕ_A	Rolling amplitude	σ_V	縦曲げ応力
L	Length between perpendiculars	σ_H	水平曲げ応力
λ	Wave length	σ_w	Warping stress
χ	Wave direction	R_L	長波項波中での応答の標準偏差
J	Torsion constant	Q	超過確率
C_{BT}	Warping constant		

1.2.2 計算結果とその考察

図 1.2.3～図 1.2.7 に船体運動計算結果を示している。

図 1.2.8～図 1.2.12 に S.S. 5 断面の縦曲げモーメント、水平曲げモーメント、および S.S. 4 断面のねじりモーメントを示している。両船とも非常によく似た応答関数の形状であるが、縦曲げモーメント（無次元値）のピーク値は、船の長さが長い B 船の方がわずかに大きくなり、水平曲げモーメントは、その逆になる傾向を示している。bottom center line に関するねじりモーメントは、S.S. 3～S.S. 4 近傍で最大となりそのねじりモーメントの応答関数は、水平曲げモーメントのそれと非常によく似た形状をしており、両者の相関が強いものと思われる。いずれも $\chi = 60^\circ, 120^\circ, \sqrt{L/\lambda} = 1.5 \sim 1.8$ の波で大きくなっている。 $\chi = 120^\circ$ で $\lambda/L = \frac{1}{2}$ の波がねじりに対しては最も厳しい条件として採用される場合があるが、これは、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.414$ であり、応答関数の peak 位置とは一致しない。

図 1.2.13, 図 1.2.14 は C 船の機関室前部 section 8 の combined stress および warping stress の応答関数であり、機関室前部断面の combined stress には warping stress の影響が大きいことが示されている。

図 1.2.15～図 1.2.18 は、B 船の combined stress 標準偏差が波角度によってどのように分布しているかを示したものである。図中の記号 T は、平均波周期であり、代表的な値として $T = 8 \text{ sec}$, および 10 sec について示した。機関室前部 Section 10 では $\chi = 60^\circ$ で最大値をとり、warping stress の影響が顕著である。

midship に近づくと、縦曲げ応力の影響が著るしくなり、 $\chi = 180^\circ$ あるいは、縦曲げ応力と warping stress が同位相で加算される $\chi = 210^\circ$ の波角度で、combined stress が大きくなる。図 1.2.19～図 1.2.22 は各応力成分 σ_v , σ_H , σ_w の標準偏差と平均波周期との関係を示している。なお波角度は代表的に $\chi = 60^\circ, 180^\circ$ を示している。

応力の長期予測値に対しては、標準偏差が大きくなるような平均波周期の短期海面が重要である。ところで、図のような計算点から標準偏差の peak 位置を精度よく定めることは難しいので、仮に半価幅の中央点によって、代表的な平均波周期 $T_{1/2}$ を表わすこととし、B 船、C 船を比較してみると、表 1.2.3 のようになる。その平均波周期を波長に換算して、 $\sqrt{L/\lambda}$ を求めると、B 船、C 船共にかなり良く一致している。

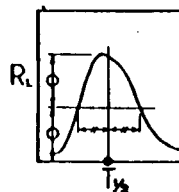
このことは、長期予測値の簡略推定法を考える場合、等価波として $\sqrt{L/\lambda}$ の値を一定にとることに対してある程度の保証を与えているものと考えられる。

図 1.2.23, 図 1.2.24 は、波角度を一定とした時の長期予測値であり、 σ_T の分布形は図 1.2.16, 図 1.2.18 の標準偏差の分布とよく対応している。図 1.2.25～図 1.2.32 は、各波角度の発現頻度が一樣とした時の応力と超過確率 Q の関係を表わしている。図 1.2.33, 図 1.2.34 が $Q = 10^{-6}$ での応力値の船長方向分布を表わしている。船首尾部の warping stress については double hull から single hull への変化、断面形状の急激な変化、container hold bottom の不連続性など構造のモデル化、計算法上の問題点がなお残されているものと考えられる。

midship 近傍では combined stress の長期予測値は、縦曲げ応力のそれとほとんど一致しているのに比べ、機関室前部では、warping stress の影響がかなり大きい事が示されている。

図 1.2.35, 図 1.2.36 は、 σ_v , σ_H , σ_w 個々に長期予測された応力値の二乗和平方根と、combined stress σ_T の長期予測値との関係を超過確率 Q をそろえて比較したものである。また、これらの結果を A, B, C 船 3 隻について船の長さ L をそろえて比較したものが図 1.2.37 である。これによれば、double hull part では、 $\sigma_T / \sqrt{\sigma_v^2 + \sigma_H^2 + \sigma_w^2}$ の値には一定の傾向が見られる。すなわち、 $0.9 \sim 0.7$ の間で直線的に変化し、船首に向って低下している。しかも、A, B, C 船の間にはほとんど差は見られない。

表 1. 2. 3



			$T_{1/2}$ (sec)	λ (m)	$\sqrt{\frac{L}{\lambda}}$
σ_v $X=180^\circ$	B 船	機関室前部	13.71	293.2	0.97
		midship	13.75	294.9	0.96
	C 船	機関室前部	12.14	229.9	0.94
		midship	12.13	229.3	0.94
σ_H $X=60^\circ$	B 船	機関室前部	9.05	127.7	1.46
		midship	9.09	128.7	1.46
	C 船	機関室前部	7.98	99.2	1.43
		midship	8.04	100.8	1.42
σ_w $X=60^\circ$	B 船	機関室前部	8.70	118.1	1.52
		midship	8.28	106.8	1.60
	C 船	機関室前部	7.57	89.4	1.51
		midship	7.22	81.2	1.59

このことは何等かの簡略法で、 σ_v 、 σ_H 、 σ_w 個々の長期予測値が推定されるならば、図の係数 0.9 ~ 0.7 を乗ずることにより、 σ_T の長期予測値を推定することが可能となることを示している。

1.2.3 Combined Stress σ_T の簡略推定法に対する予備的考察

トータルシステムによる縦強度精密計算では、多数の波角度、および波長に対する一貫計算（ここでは、波高に対する応答は線形、船速は一種類に限定している）を行うため、計算量が非常に大きくなる。これまで述べた計算結果の考察の中から、簡略推定法としては、波角度および波長をそれぞれ一種類に限定して等価波高を決定すること、 σ_v 、 σ_H 、 σ_w 間の位相の問題を二乗和平方根による近似式を仮定して、修正係数を導入することを基本的な方針とする。

通常、等間隔にとられた波角度についての超過確率 $Q_x(x)$ と各波角度の発現確率 $P(x)$ によって、all heading 時の超過確率は次のように表わされる。

$$Q(x) = \sum_x P(x) \cdot Q_x(x) \quad (1.2.1)$$

ここで取扱ったような問題に対しては、 $Q_x(x)$ が非常に卓越する波角度が存在し、それ以外の波角度では $Q_x(x)$ は 1 桁、2 桁あるいはそれ以上に小さくなる傾向が見られる。

図 1.2.38 ~ 図 1.2.40 に示したように、本計算結果では次の波角度が卓越している。

Vertical bending stress ————— 180°, 150°
 horizontal bending stress ——— 60°, 120°
 warping stress ————— 60°

そこで、超過確率は次のように近似的に表わされる。

$$\left. \begin{aligned} Q(\sigma_v) &= \frac{1}{12} [Q_{180^\circ}(\sigma_v) + 2Q_{150^\circ}(\sigma_v)] \\ Q(\sigma_H) &= \frac{1}{6} [Q_{60^\circ}(\sigma_H) + Q_{120^\circ}(\sigma_H)] \\ Q(\sigma_w) &= \frac{1}{6} [Q_{60^\circ}(\sigma_w)] \end{aligned} \right\} (1.2.2)$$

さらに次のように簡略化することもできる。

$$\left. \begin{aligned} Q(\sigma_v) &= \frac{1}{6} Q_{180^\circ}(\sigma_v) \\ Q(\sigma_H) &= \frac{1}{3} Q_{60^\circ}(\sigma_H) \\ Q(\sigma_w) &= \frac{1}{6} Q_{60^\circ}(\sigma_w) \end{aligned} \right\} (1.2.3)$$

この近似式(1.2.3)から求めた超過確率と all heading として求められた超過確率の比較を表1.2.4に示している。右端は応力と超過確率の間に $\sigma = a \log Q$ という直線関係を仮定して、超過確率の差を応力値の誤差(%)に換算したものである。

応力値の推定誤差は非常に小さく、 $\alpha = 180^\circ$ での縦曲げ応力の長期確率、 $\alpha = 60^\circ$ での水平曲げ応力および warping stress の長期確率値が得られれば、式(1.2.3)により all heading での σ_v , σ_H , σ_w の長期確率値が得られ、二乗和平方根の近似式により、combined stress の長期値が得られることになる。なお式(1.2.3)の係数 $\frac{1}{6}$, $\frac{1}{3}$ は、 30° 刻みの波角度に由来するものであることに注意すべきである。

表 1. 2. 4

応力の種類	断面形状	応力値 σ (kg/mm ²)	超過確率 Q		応力値の誤差(%)
			all headings	近似値(*)	
σ_v	4	5.0	1.236 -06	1.438 -06	1.1
		5.0	3.022 -07	3.181 -07	0.3
	8	8.0	8.662 -07	1.017 -06	1.2
		7.0	1.045 -06	1.024 -06	0.1
	10	10.0	1.322 -06	1.521 -06	1.0
		9.0	1.203 -06	1.199 -06	0.0
	12	8.0	9.530 -07	1.112 -06	1.1
		7.0	1.181 -06	1.174 -06	0.0
	13	5.0	2.123 -06	2.165 -06	0.2
		5.0	5.672 -07	5.212 -07	0.6
σ_H	4	2.5	1.907 -06	1.971 -06	0.3
		2.0	1.466 -06	1.357 -06	0.6
	8	3.5	8.327 -07	1.042 -06	1.6
		2.5	1.650 -06	1.728 -06	0.4
	10	4.0	1.763 -06	2.518 -06	2.7
		3.0	2.173 -06	2.489 -06	1.0
	12	4.0	2.120 -06	3.429 -06	3.7
		3.0	2.434 -06	3.071 -06	1.8
	13	5.0	4.824 -07	8.605 -07	4.0
		4.0	2.531 -07	3.725 -07	2.5
σ_w	4	10.0	4.476 -06	4.422 -06	0.1
		7.0	8.176 -06	6.273 -06	2.3
	8	9.0	6.427 -06	6.323 -06	0.1
		7.0	4.004 -06	3.235 -06	1.7
	10	8.0	1.111 -06	1.025 -06	0.6
		6.0	1.262 -06	8.989 -07	2.5
	12	9.0	8.545 -07	8.286 -07	0.2
		7.0	6.005 -07	4.814 -07	1.5
	13	10.0	1.002 -06	9.930 -07	0.0
		7.0	1.464 -06	1.242 -06	1.2

(*) 式(1.2.3)による近似値

上段 in long crested wave

下段 in short crested wave

次に波長をどのように取扱うべきであるかについては、今後具体的に検討を要するが、前節で述べたように σ_v , σ_H , σ_w 個々に対して、 $\sqrt{L/\lambda}$ を一定に定めることが出来るのではないかと考えられる。このようにして波角度、波長が一定値に限定されれば、単位波高に対する σ_v , σ_H , σ_w の値と個々の長期予測値との比較から、等価波高が定められる。なお σ_v に対しては船級協会規定の計算法もあるので、それらを利用することも考えられる。

σ_H の値は相対的に小さく、二乗和平方根により近似する場合影響が小さいので、あまり高い推定精度は必要としない。ここで注意すべきは、等価波に対する σ_w の値を計算する場合に、船の長さ方向のねじりモーメント分布モードを規定してしまう方法では不適当であり、等価波が通過する一周期間の変動応力振幅を用いるべき事である。

以上は、船体運動から長期予測までの一貫した **total hull girder stress** 解析の計算量を節減するという観点からの簡略法について考察したものであるが、今後はさらに船体運動・波浪外力計算をも省略した形での簡略推定法まで検討する必要がある。

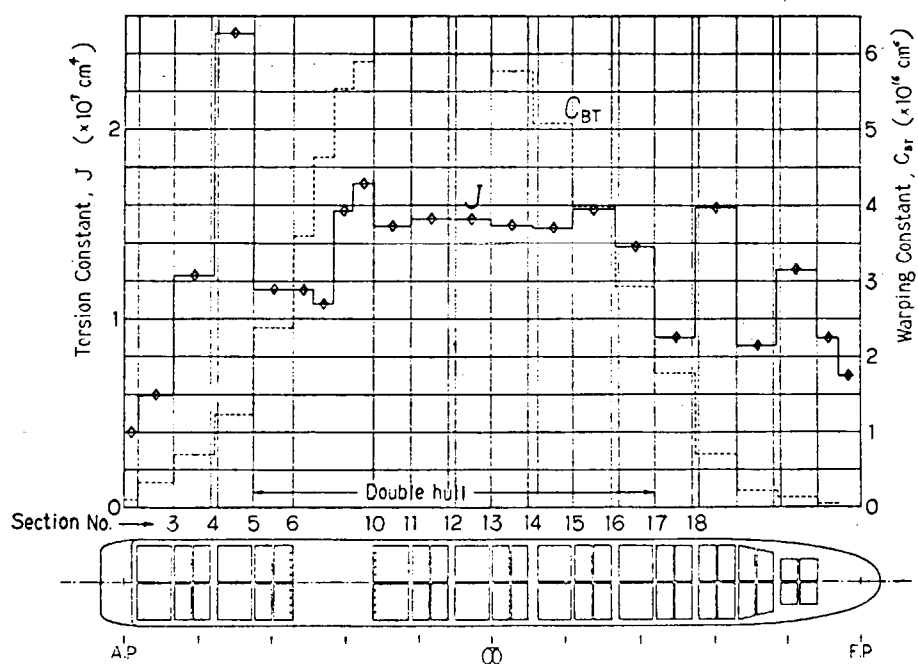


図 1. 2. 1 B 船の船体断面定数分布

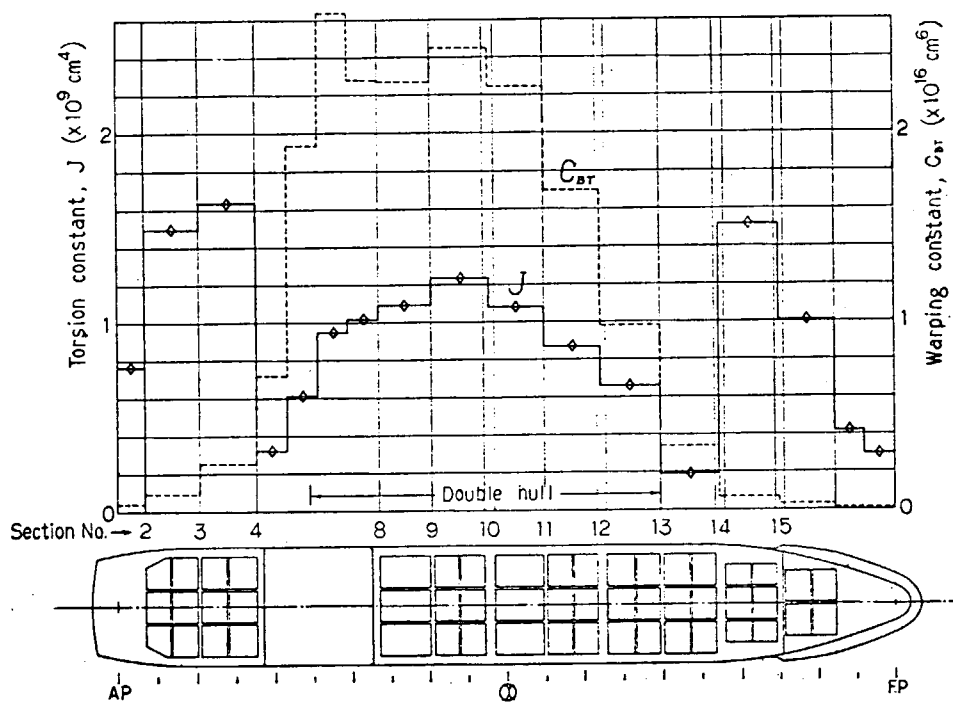


図 1. 2. 2 C 船の船体断面定数分布

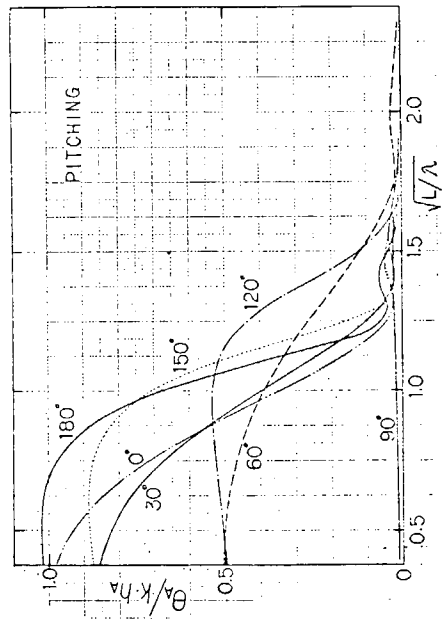


図 1.2.3 B 船の船体運動 (Pitching)

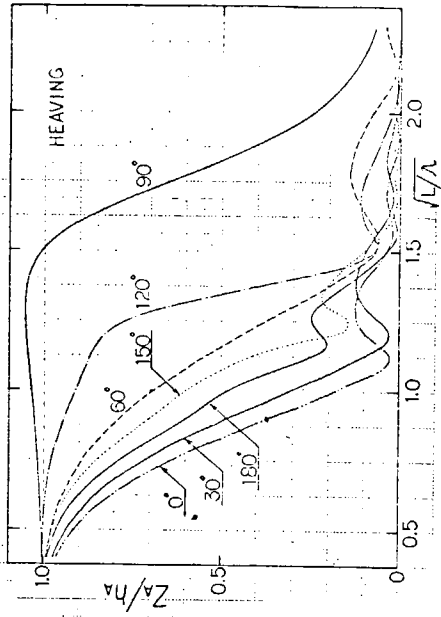


図 1.2.4 B 船の船体運動 (Heaving)

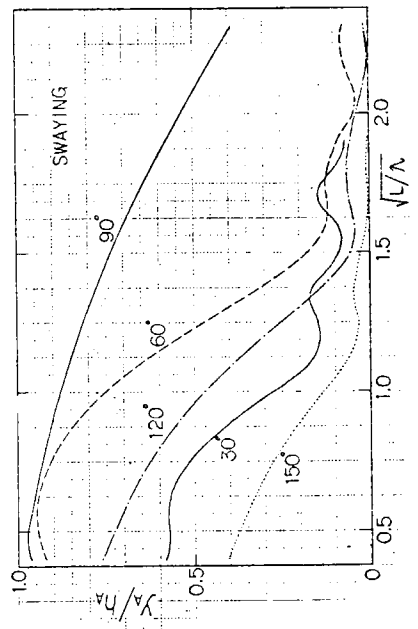


図 1.2.5 B 船の船体運動 (Swaying)

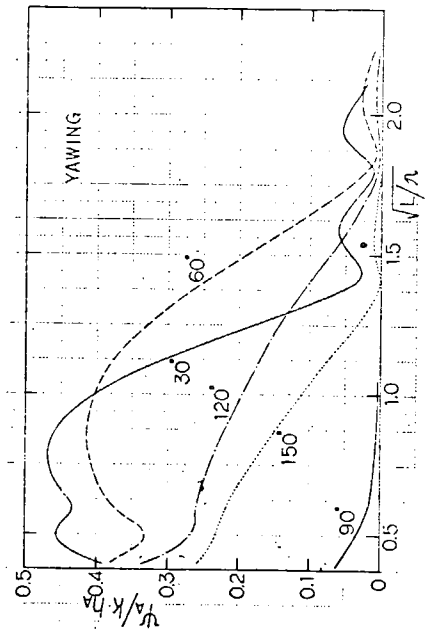


図 1.2.6 B 船の船体運動 (Yawing)

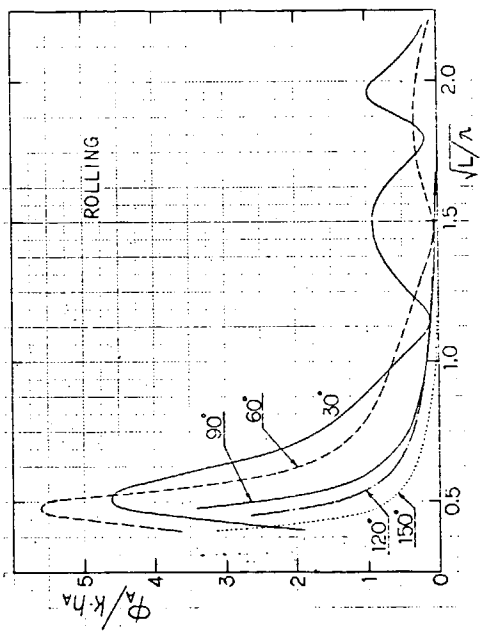


図 1.2.7 B 船の船体運動 (Rolling)

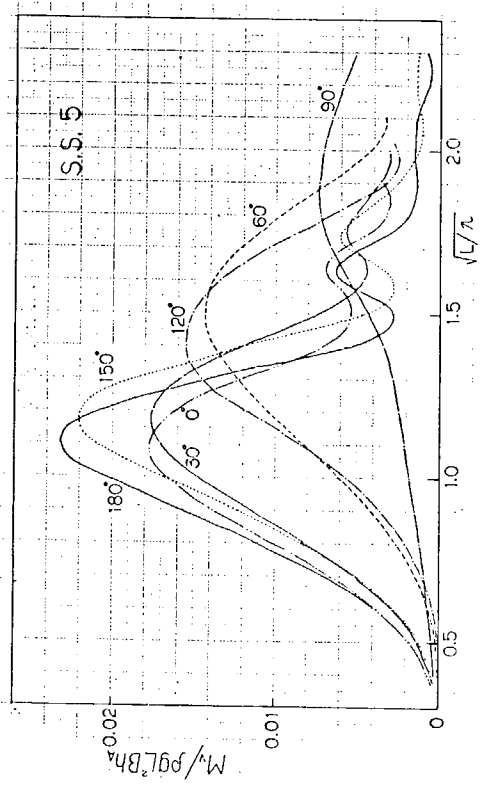


図 1.2.8 B 船の縦曲げモーメント

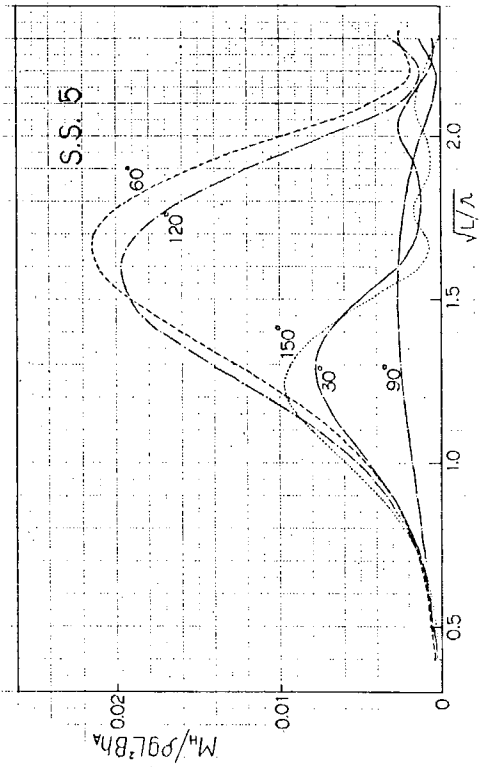


図 1.2.9 B 船の水平曲げモーメント

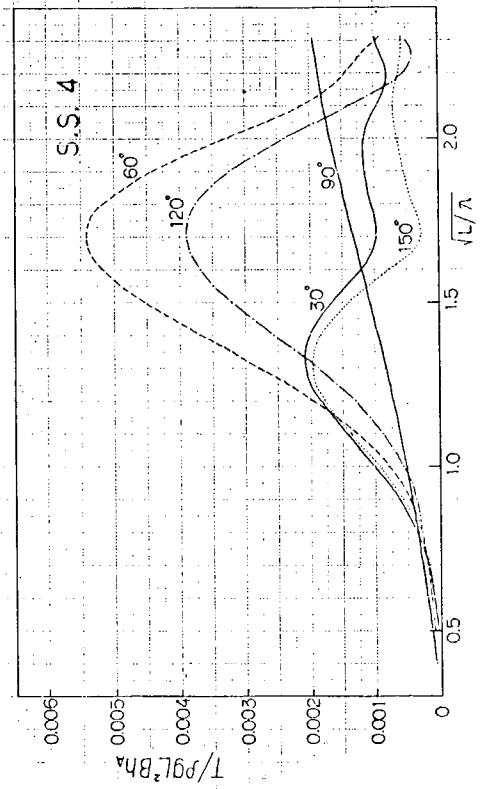


図 1.2.10 B 船の Bottom center line に関するねじりモーメント

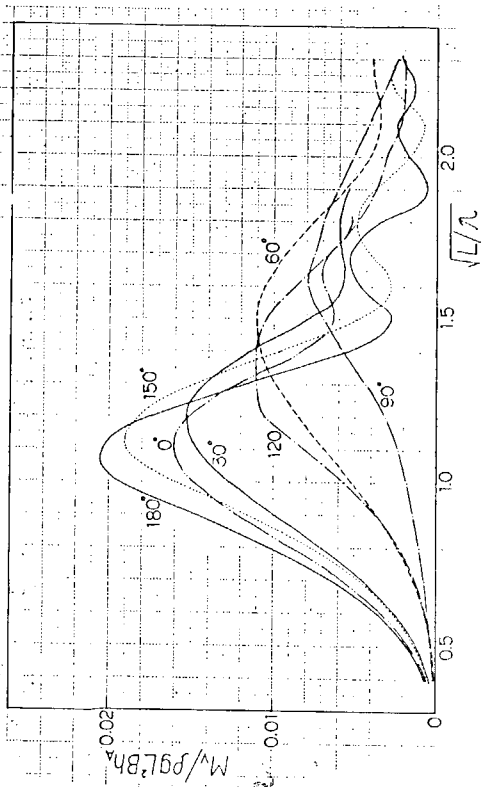


図 1.2.11 C 船の縦曲げモーメント

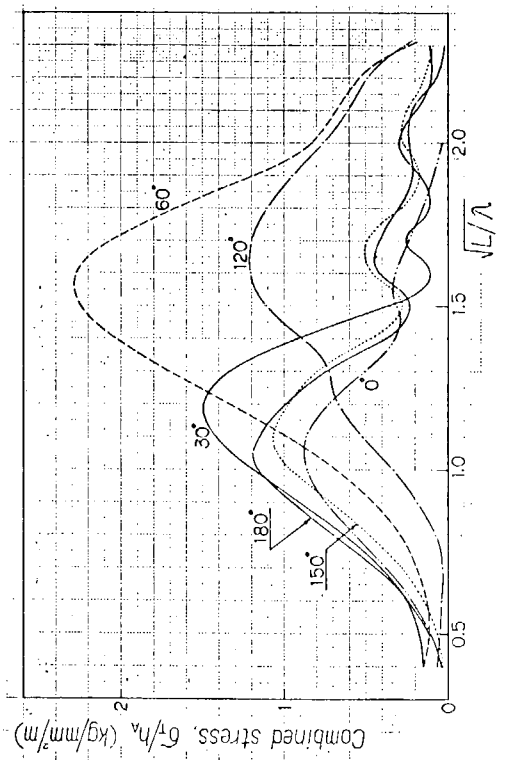


図 1.2.13 C 船の Combined stress の応答函数

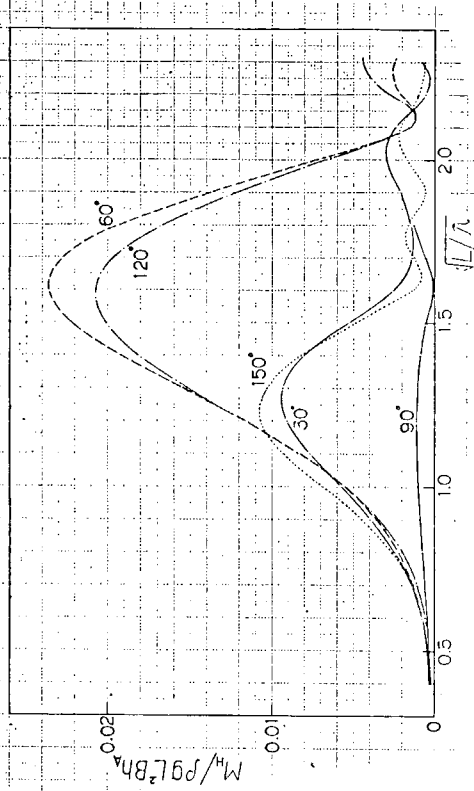


図 1.2.12 C 船の水平曲げモーメント

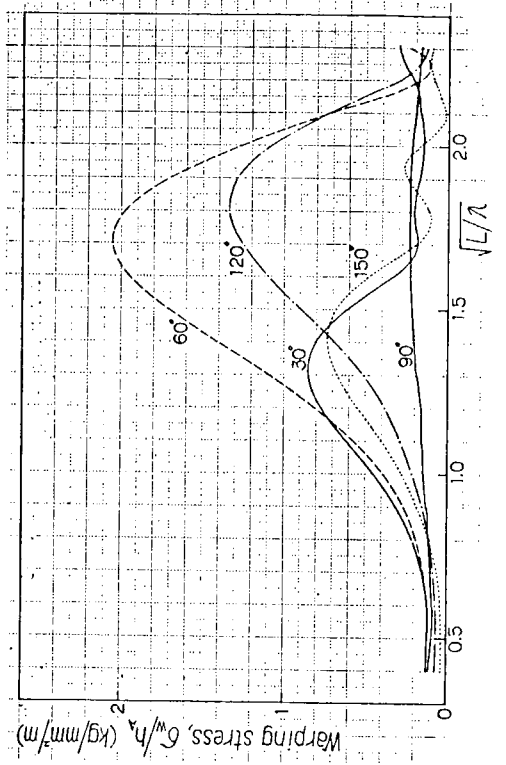


図 1.2.14 C 船のねじりによる warping stress の応答函数

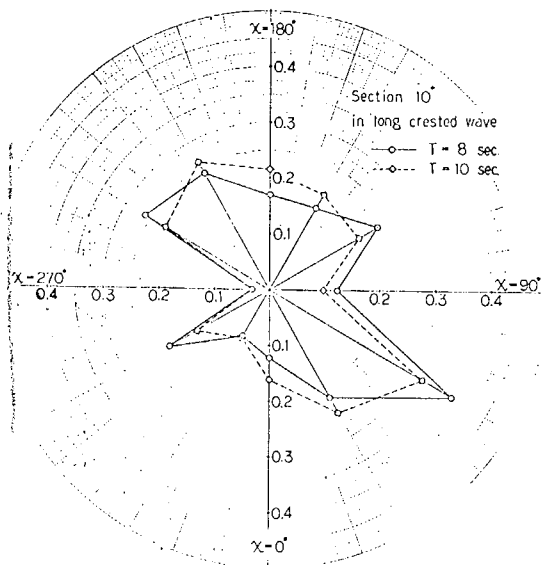


図 1.2.15 B 船の Combined stress
の標準偏差 R_L/h_A

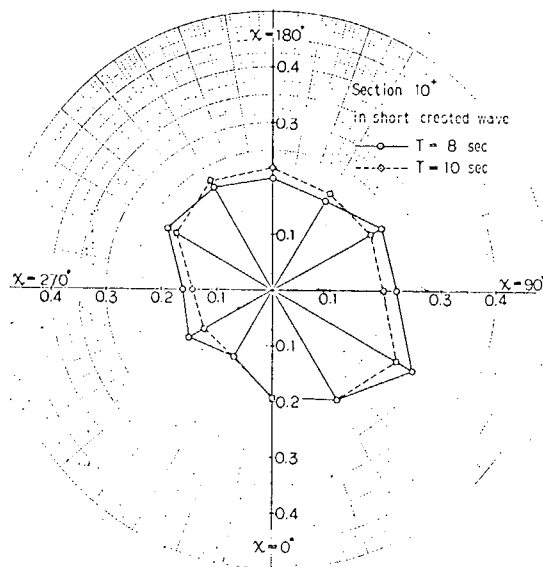


図 2.1.16 B 船の Combined stress
の標準偏差 R_L/h_A

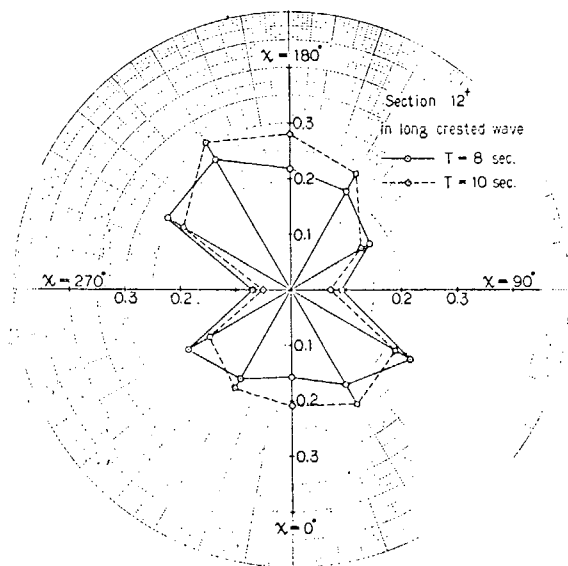


図 1.2.17 B 船の Combined stress
の標準偏差 R_L/h_A

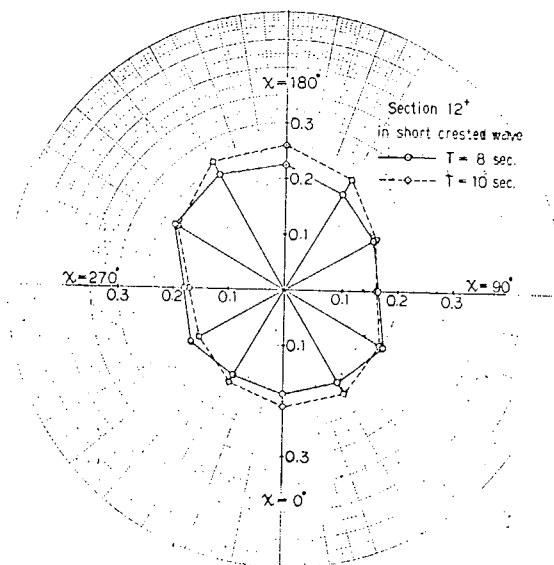


図 1.2.18 B 船の Combined stress
の標準偏差 R_L/h_A

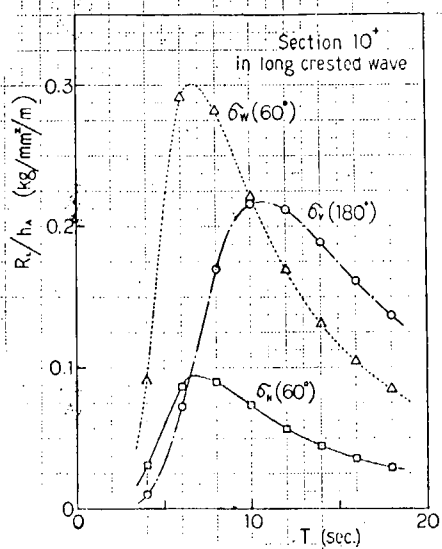


図 1. 2. 19 B 船の各応力成分の標準偏差

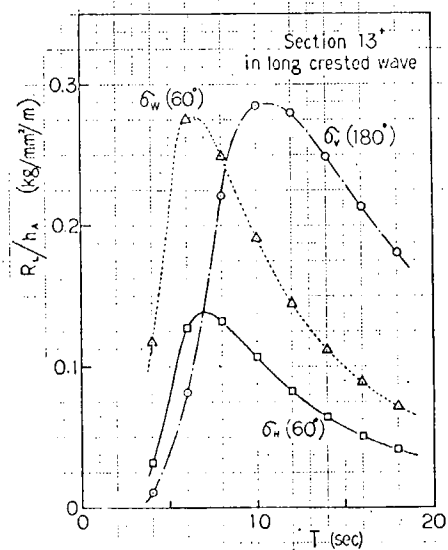


図 1. 2. 20 B 船の各応力成分の標準偏差

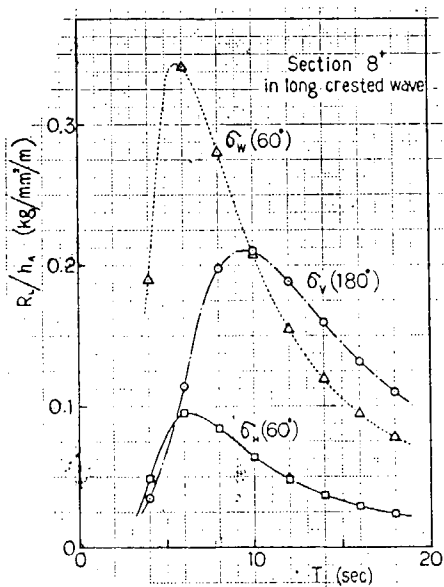


図 1. 2. 21 C 船の各応力成分の標準偏差

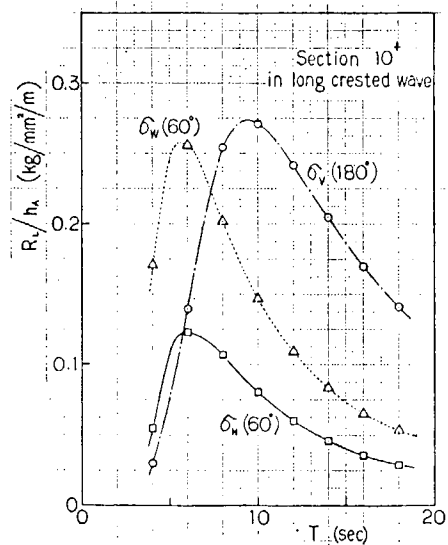


図 1. 2. 22 C 船の各応力成分の標準偏差

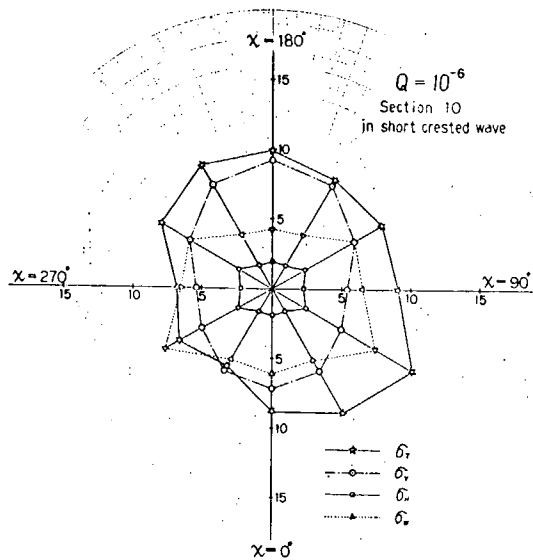


図 1. 2. 23 B 船の波角度一定とした時の
応力の長期予測値

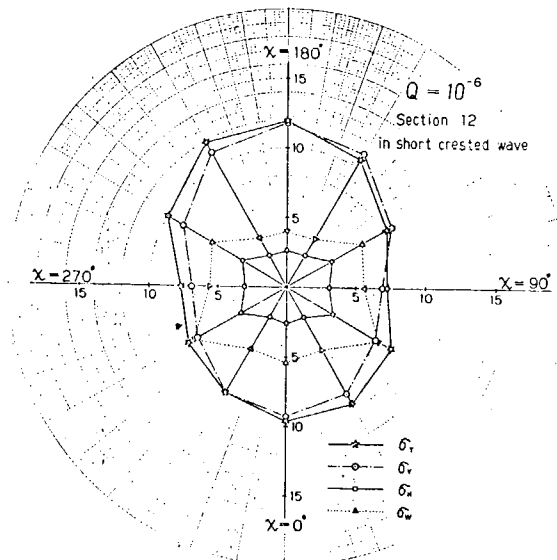


図 1. 2. 24 B 船の波角度一定とした時の
応力の長期予測値

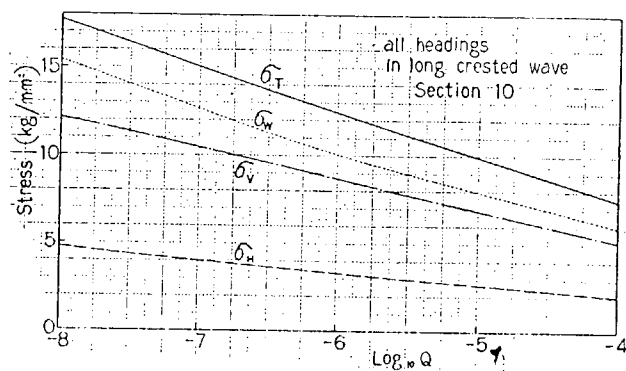


図 1. 2. 25 B 船の応力の長期予測値

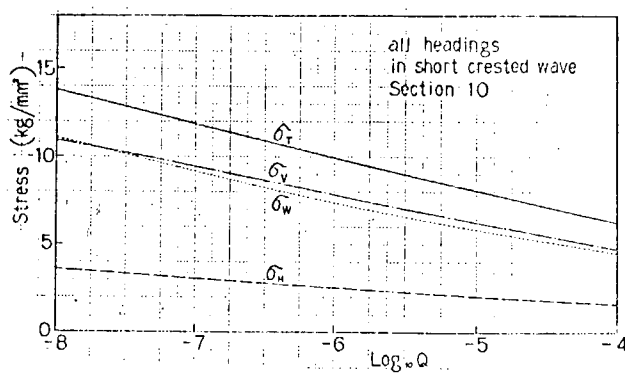


図 1. 2. 26 B 船の応力の長期予測値

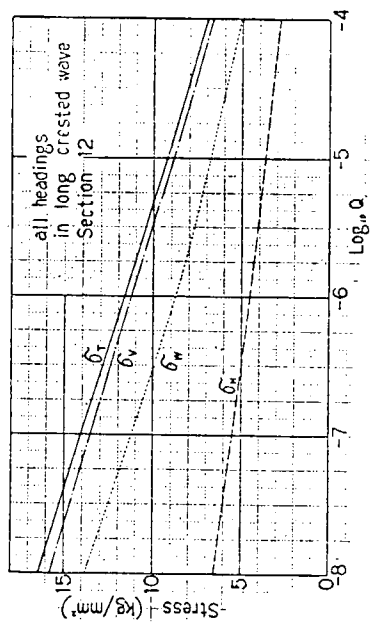


図 1.2.27 B 船の応力の長期予測値

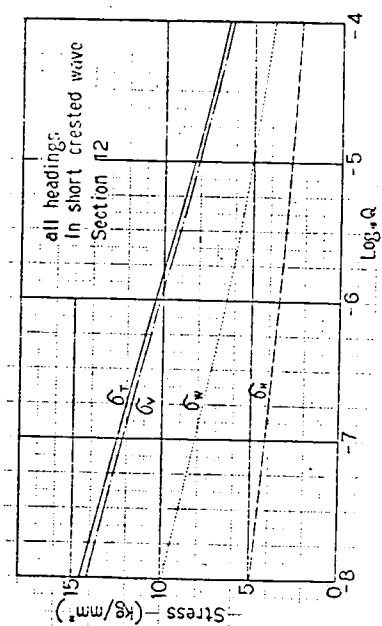


図 1.2.28 B 船の応力の長期予測値

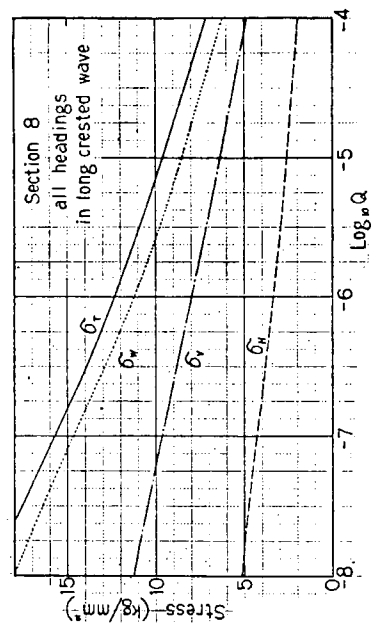


図 1.2.29 C 船の応力の長期予測値

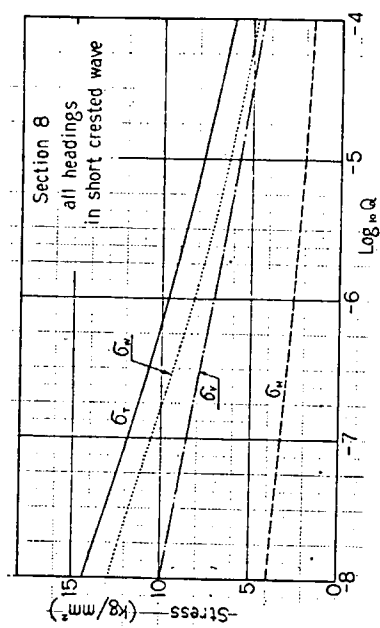


図 1.2.30 C 船の応力の長期予測値

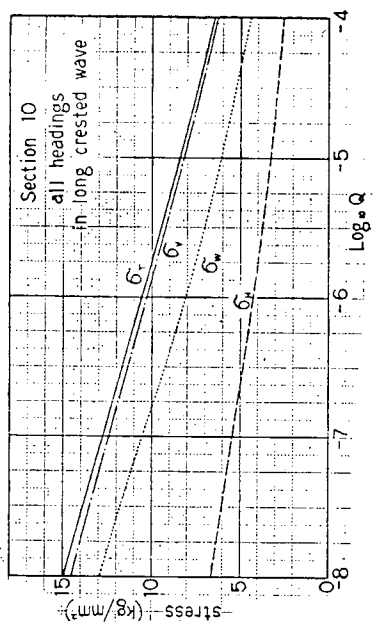


図 1.2.31 C 船の応力の長期予測値

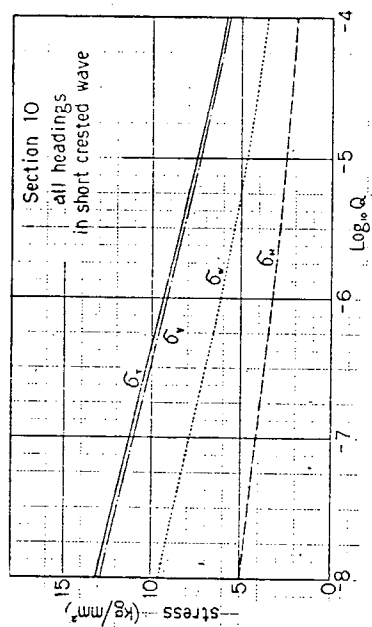


図 1.2.32 C 船の応力の長期予測値

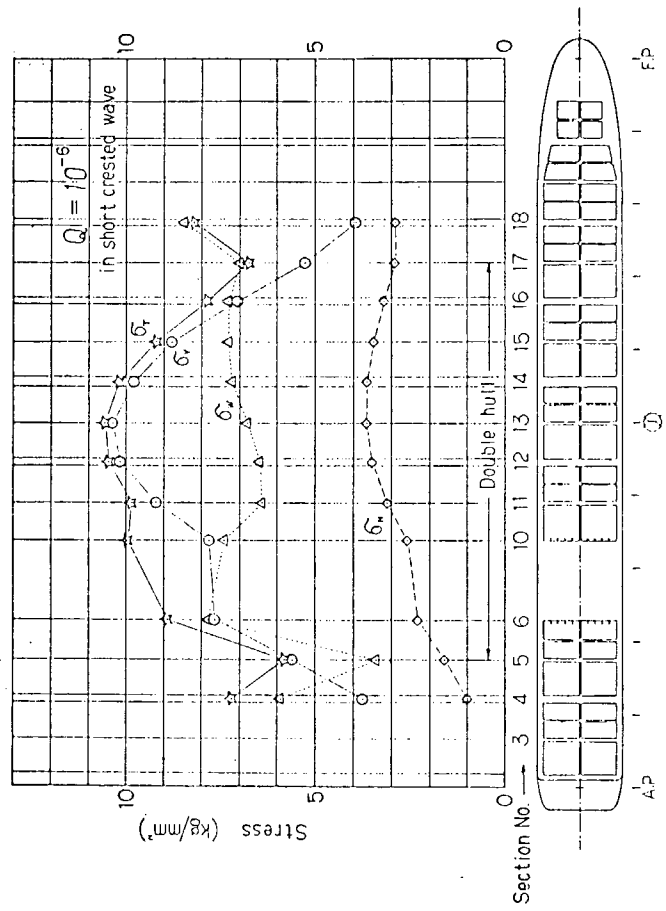


図 1.2.33 B 船の応力の長期予測値 ($Q = 10^{-6}$)

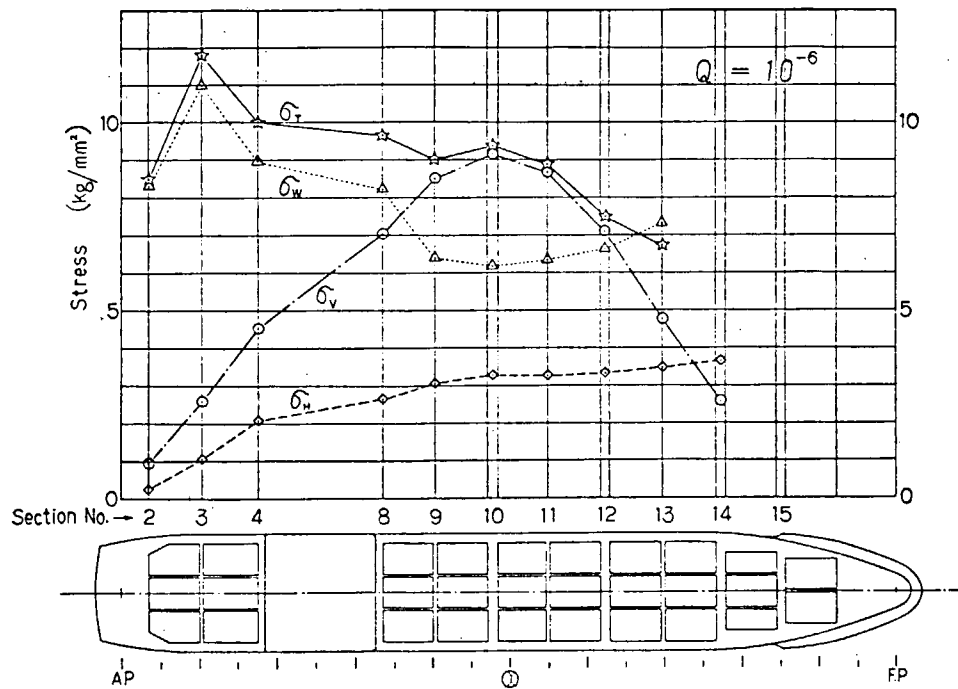


図 1. 2. 34 C 船の応力の長期予測値 ($Q = 10^{-6}$)

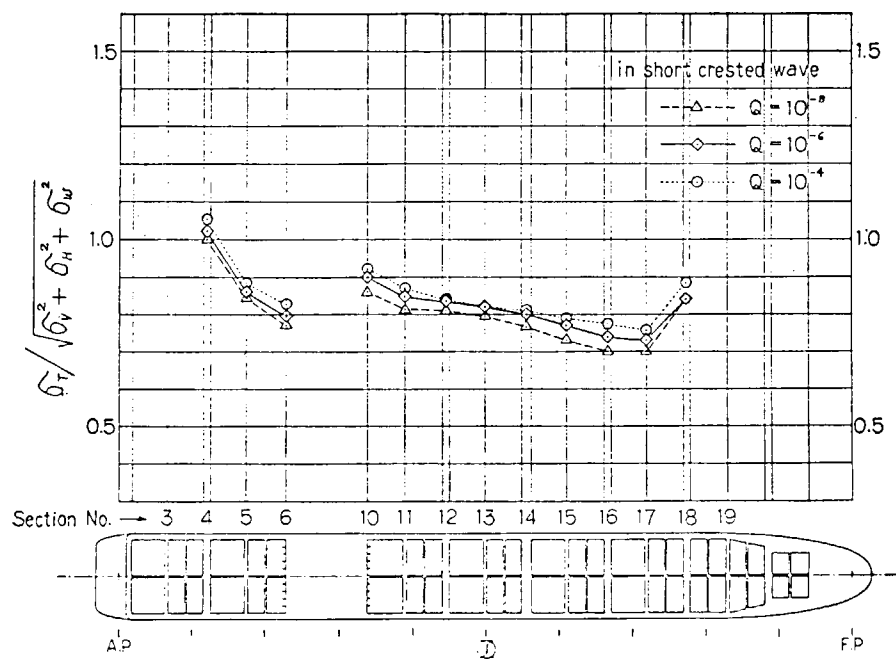


図 1. 2. 35 Combined stress の長期予測値と二乗和平方根による近似値の関係 (B 船の場合)

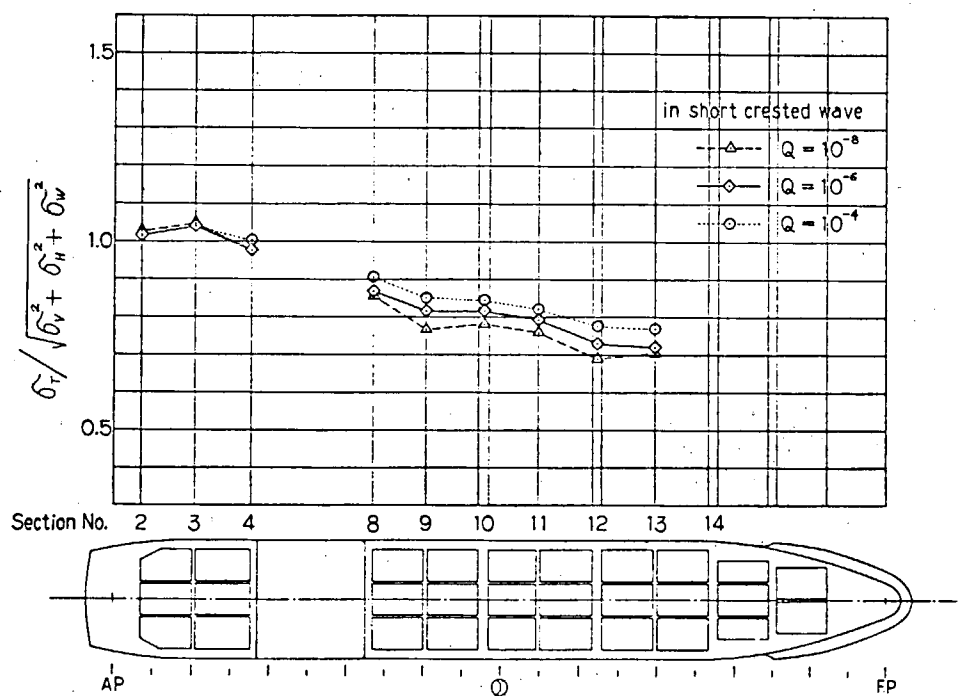


図 1. 2. 36 Combined stress の長期予測値と二乗和平方根
による近似値の関係 (C 船の場合)

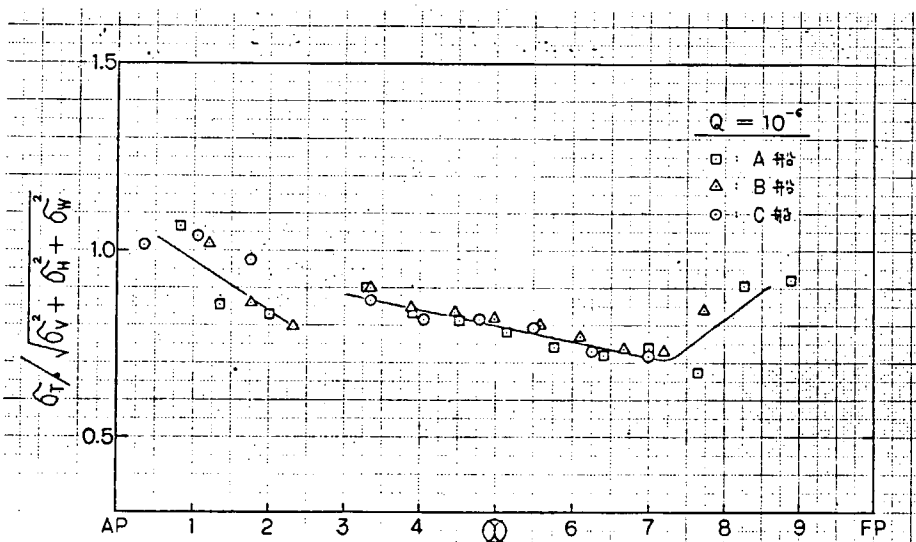


図 1. 2. 37 Combined stress の長期予測値と二乗和平方根
による近似値の関係 (A, B, C 船の比較)

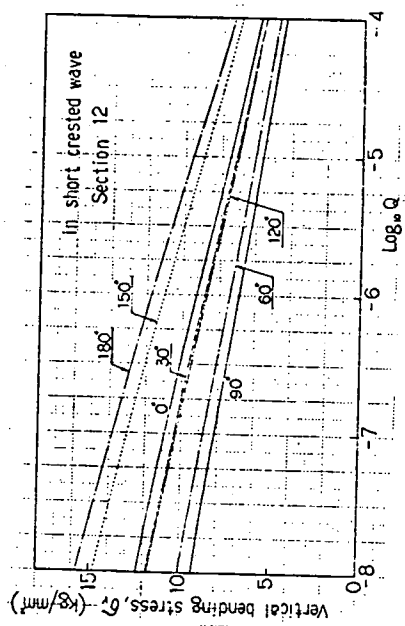


図 1.2.38 B 船の縦曲げ応力の波角度別長期予測値

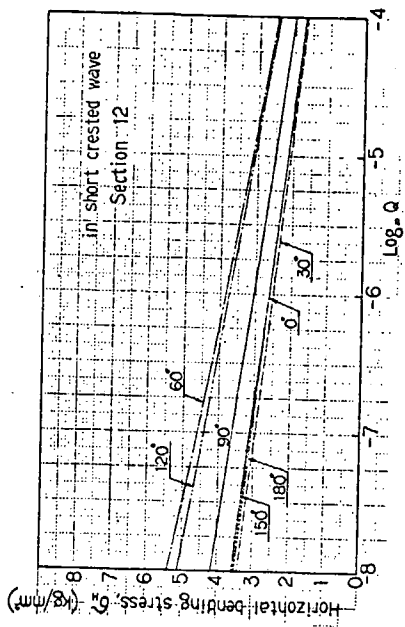


図 1.2.39 B 船の水平曲げ応力の波角度別長期予測値

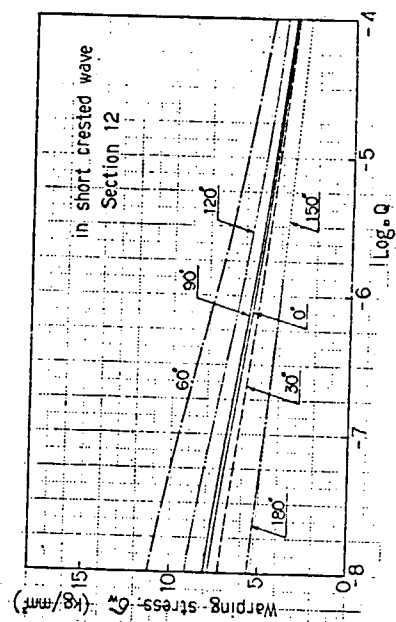


図 1.2.40 B 船の Warping stress の波角度別長期予測値

1.3 縦強度解析システムによる縦通部材剪断応力計算（三井造船）

昭和48および49年度においては、110型バルクキャリアーの縦応力の予測計算を主に行なってきたが、本年度はこれに引き続き、270型タンカーおよび110型バルクキャリアーの縦通部材に生ずる剪断応力の長期分布を求めた。また、最近、三井造船にて行われた二、三の船型の縦強度に関する応力の計算結果も比較検討のために、まとめた。

1.3.1 供試船型

供試船は、前年度までの報告書に記載されているものと同一であり、それらの主要目および概略一般配置図を¹⁾図1.3.1および図1.3.2に示す。ストリップ法による運動および波浪外力計算に用いる主要なデータを表1.3.1²⁾に示すが、載荷状態は110型バルクキャリアーはFull Load Alternate Condition、270型タンカーはFull Load Conditionに対して計算した。各種応答関数は、波長16ケース、Heading Angleは7ケースにつき計算している。

1.3.2 規則波中における剪断応力応答値

各規則波中における応力の応答値は、表1.3.1に示したデータを用い、ストリップ法プログラムにて計算され³⁾る波浪外力（水平、垂直方向分布荷重および分布振りモーメント）を用いて、文献に示されている方法にて計算⁴⁾するが、剪断応力の予測計算を行った点は、図1.3.3-(a)および図1.3.4-(a)において、Vertical Shear Forceに対して、最大の剪断応力(τ_z)を生ずる点、すなわち、バルクキャリアーの場合は、Bilge Hopper上部の外板、およびタンカーにおいては、Longl Bhdの中央部の点を選定した。図1.3.3および図1.3.4には参考のために、水平剪断力および振りモーメントに対する σ -Sectionでの剪断応力分布($\tau_y, \tau_w, \tau_{st}$)も示してある。また、図1.3.5および図1.3.6には、両船の船体中央部における梁としての断面諸常数を示してある。これらの点における各規則波中での剪断応力の応答値を図1.3.7～17に示すが、図において、バルクキャリアーは機関室直前の断面、およびタンカーは船体中央部における応答値を示してある。なお、応力の応答は、波高で割った値（単位： $\text{Kg}/\text{mm}^2/\text{m}$ ）を示してある。タンカーの場合、heading angle $\alpha = 90^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.3$ にて τ_{st} 、 τ_w のPeakが生じているが、振りモーメントもストリップ理論による計算結果によると、Peakが生じており、この現象に関しては、今後、検討する必要があると思われる。

なお、バルクキャリアーの振り強度に関する各種応答値の計算においては、コンテナ船等に比較して、Cross Deckの巾が広く（本船の場合、Hatch Opening $\ell \times b = 17.2\text{m} \times 13.440\text{m}$ に対し、Cross Deckの巾は7.680m）、従って梁理論の適用が困難であるが、本報告書においては近似的に船艙部はすべて図1.3.5に示す如き開断面梁とし、Cross Deckは、上甲板面内に関する曲げ、剪断剛性を有する梁としてモデル化し、Cross Deckと上甲板との取り合部における曲げモーメントに関する固着度は60%とした。なお、船体振り強度に対するCross Deckの逆振り効果は、Cross Deckに生ずる剪断力(F_0)と上甲板面における平均Warping Function(ω_D)との積($F_0 \times \omega_D$: バイモーメント)として評価した。

図1.3.7～17において、 τ (Total)の最大応答値は、バルクキャリアーのWeather Sideでは $\alpha = 60^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.35$ で、Leeward Sideでは $\alpha = 180^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 0.9$ で生じている。一方、タンカーのWeather Sideでは $\alpha = 30^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.4$ で、Leeward Sideでは $\alpha = 0^\circ$ 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.3$ で生じている。

Table 1.3.1 DATA FOR SHIP MOTION &
WAVE LOAD CALCULATION

	Bulk Carrier	Tanker
Lpp (m)	249.00	318.00
B (m)	39.60	56.00
D (m)	22.40	26.40
d (m)	15.60	20.55
Δ (ton)	131,551.	311,000.
C_b	0.8320	0.8253
C_w	0.9977	0.9985
l_{cb} (m)	-6.43	-9.07
$\overline{QG}$ (m)	-5.68	-8.70
GM (m)	3.96	8.95
KG (m)	12.33	14.13
Rolling Period (SEC)	12.90	11.02
Damping Factor	0.016	0.0156
Ship Speed (knots)	16.3	15.2
Loading Condition	Full Load (H.No.2,4,6 & 8 Empty)	Full Load

WAVE LENGTH $\sqrt{L\lambda} = 0.3, 0.4, 0.5$ -----, 1.8

WAVE DIRECTION $\chi = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$

1.3.3 剪断応力の長期分布

前項に示した応答値を用いて、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、剪断応力の長期予測を行った結果を図1.3.18、図1.3.19に示す。図示の如く、バルクキャリアーの場合、振りによる剪断応力(τ_w)の値が垂直剪断力による剪断応力(τ_z)と同程度になっている。この点に関しては、今後さらに検討すべき問題と思われる。一方、タンカーの場合は、 τ_z 以外はすべて非常に小さな値となっている。

つぎに、静水中剪断応力(τ_{sw})と、上記の長期予測から発現確率 10^{-8} に相当する波浪中の剪断応力の変動巾を図1.3.20、図1.3.21に示す。なお、図1.3.20のバルクキャリアーにおいて、一点鎖線が静水中剪断応力(τ_{sw})であり、この値をNKルールに従って、Trans. Bhdの効果を考えて修正した剪断応力の値(τ_{sw})を点線で示している。

船長方向各位置での予測結果から、発現確率 10^{-8} に相当する剪断応力の値を船長方向にプロットしたものを図 1.3.22 と図 1.3.23 に示す。バルクキャリアーでは、No.2 HOLD 付近で約 9.2 Kg/mm^2 の最大値が生じておりタンカーでは No.1 CR. TK と No.2 CR. TK の間の縦通隔壁付近で約 9.0 Kg/mm^2 の最大値が生じている。なお図 1.3.22 と図 1.3.23 には、NK, ABS, NV, LR の現行ルールによる Wave Shear Force から求めた剪断応力も示してある。

これらの図に示した発現確率 10^{-8} に相当する Total Shearing Stress から逆算した等価な最大の Vertical Wave Shear Force と、NK, ABS, NV, LR の各ルールに定められている最大の Wave Shear Force とを図 1.3.24, 図 1.3.25 に示してある。図から分る如く、本システムによる計算値は各ルールよりも最大 30% 程度大きくなっているが、分布形状はよく類似している。

1.3.4 考 察

以上を総合すると今回の計算結果について以下の様な特徴を挙げることが出来る。

- (1) 110 型バルクキャリアーの船側外板に生ずる変動剪断応力の最大値は No.1 Cargo Hold の後部に生じ、この結果は、前年度までに行なった Full Load Homogeneous および Heavy Ballast Condition の場合と同じである（表 1.3.2 参照）。一方、270 型タンカーでは、 10^{-8} 最大期待値 9.0 Kg/mm^2 の剪断応力が、No.1 CR. TK 後端の縦通隔壁に生じている（図 1.3.23 参照）。

Table 1.3.2 SHEARING STRESS AT THE AFT PART
OF No.1 HOLD (IN SIDE SHELL)
110 TYPE BULK CARRIER

	Shearing Stress (kg/mm^2)	
	Still Water Stress (τ_{sw})	Fluctuating Stress (at 10^{-8})
Full Load (Homo.)	2.8	8.0*
Heavy Ballast	1.1	10.0*
Full Load (Alternate)	3.6	9.2

* Full Load (Homo.) と Heavy Ballast Condition における
変動剪断応力は、振りによる応力は含まれていない。

- (2) NK, ABS, NV, LR の各ルールの Maximum Wave Shear Force と発現確率 10^{-8} に相当する Total Shearing Stress から逆算して求めた Maximum Vertical Wave Shear Force とを比較すると、後者の方が大きな値となり、各船級協会における剪断力は、北大西洋における発現確率 $10^{-4} \sim 10^{-7}$ の間に、ばらついている。

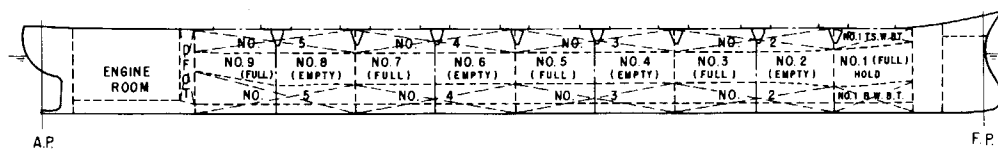
次に、本システムによる二、三の船舶の上甲板に生ずる Normal Stress の計算例を参考までに図 1.3.26 に示す。図に示した船舶は、すべて上甲板に 32 Kg H.T. を使用している。Walden の北大西洋⁴⁾における波浪データを用いて計算した発現確率 10^{-8} に相当する最大期待値（片振巾）は、約 $16 \sim 19 \text{ Kg/mm}^2$

の間にバラついている。ただし、図中 Pipe-Lay Ship は Design 中のものであり、他はすべて建造された船舶である。

以上が、主要な計算結果であるが、今後の検討項目として、バルクキャリアーの如く、幅広の Cross Deck を有する船舶の捩り強度解析法の精度向上が考えられる。

参 考 文 献

- 1) S R 134 報告書 日本造船研究協会研究資料
No.179, 195, 216
- 2) 小林正典, 湯浅 肇, 他; “船舶の耐航性に関する理論計算プログラム”
三井造船技報第 82 号
- 3) 中田宣久, 金網正夫, 松永栄一; “船体縦強度解析システムによるコンテナ船の
縦応力予測計算について”
造船学会論文集第 137 号
- 4) 福田淳一; “船体応答の統計的予測”
日本造船学会耐航性に関するシンポジウム(1969)



PRINCIPAL PARTICULARS	
LENGTH P.P.	249 ^M 000
BREADTH MLD.	39 ^M 600
DEPTH MLD.	22 ^M 400
DRAFT MLD.	15 ^M 600
BLOCK COEFF.	0.832

Fig. 1.3.1 ROUGH ARRANGEMENT
(110 TYPE BULK CARRIER CLASS NK)

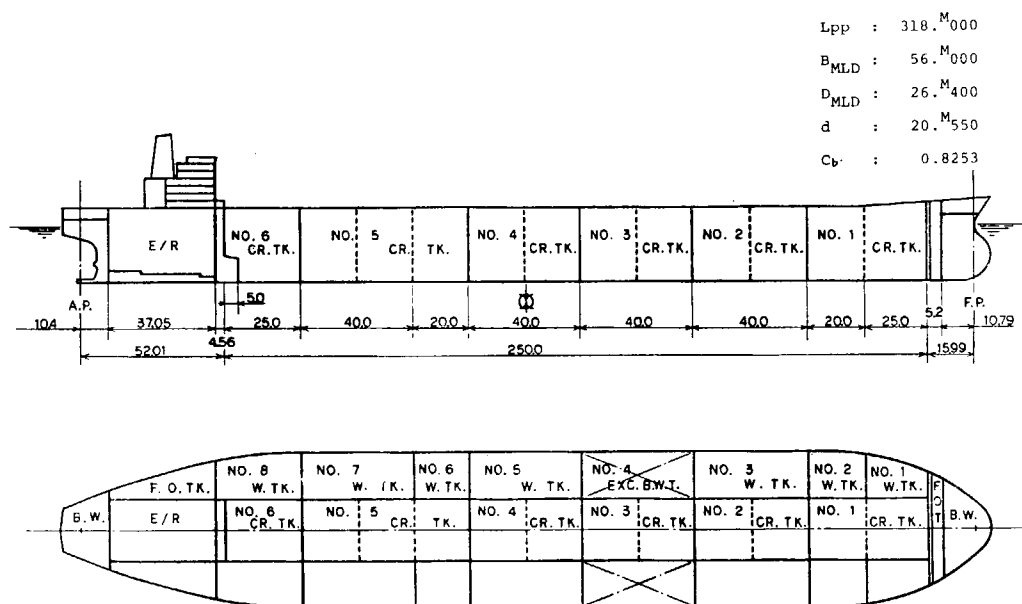


Fig. 1.3.2 ROUGH ARRANGEMENT
(270 TYPE TANKER CLASS LR)

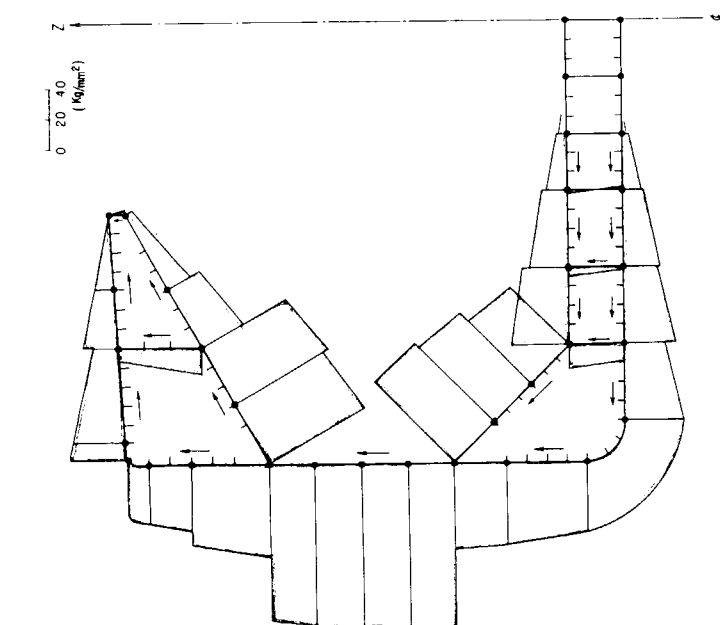


Fig. 1.3.3(a) SHEARING STRESS (τ_z)
FOR UNIT VERT. SHEAR
FORCE ($F_v = 10^4 \text{ Ton}$)

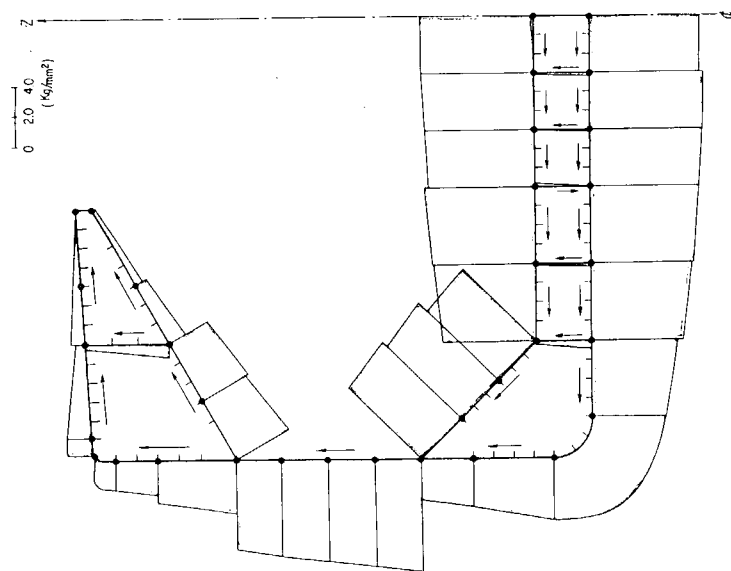


Fig. 1.3.3(b) SHEARING STRESS (τ_y)
FOR UNIT HOR. SHEAR
FORCE ($F_H = 10^4 \text{ Ton}$)

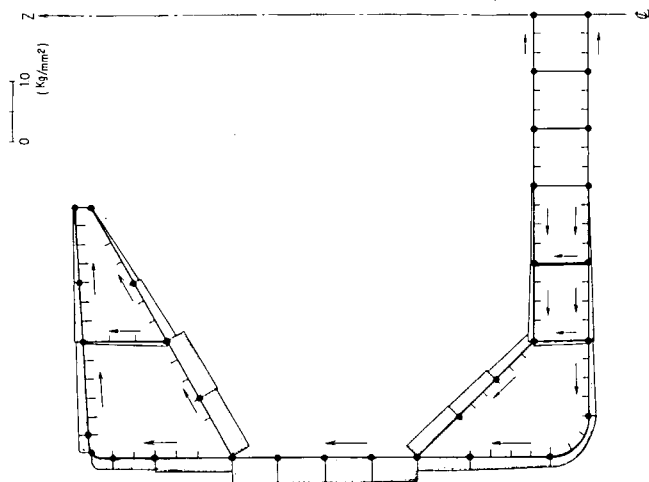


Fig. 1.3.3(c) SHEARING STRESS
(τ_w) FOR UNIT
WARPING TOR. MOMENT
($M_w = 10^4 \text{ Ton-m}$)

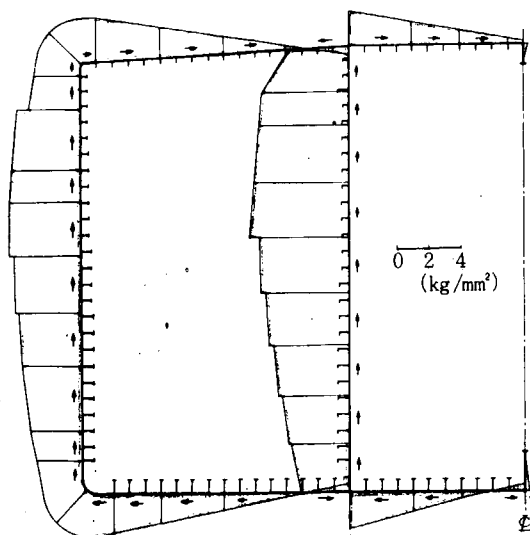


Fig.1.3.4-(a) SHEARING STRESS
(τ_z) FOR UNIT VERT.
SHEAR FORCE ($F_v=10^4$ Ton)

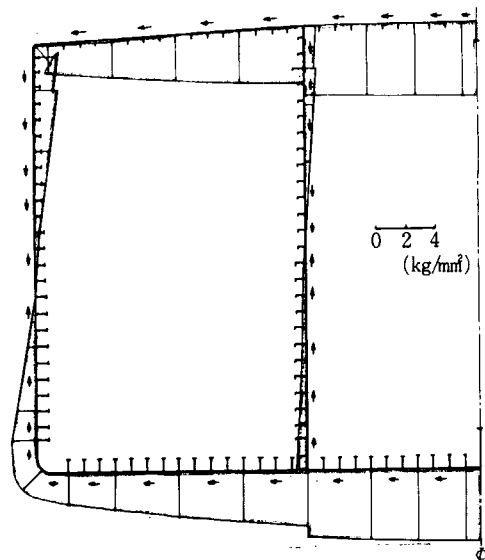


Fig.1.3.4-(b) SHEARING STRESS
(τ_y) FOR UNIT HOR.
SHEAR FORCE ($F_H=10^4$ Ton)

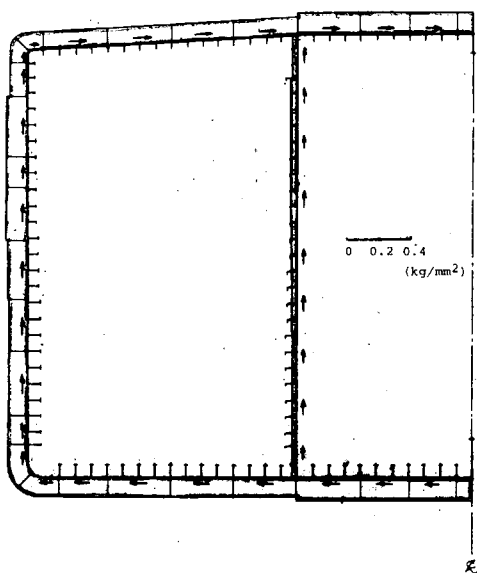


Fig.1.3.4-(c) SHEARING STRESS
(τ_{st}) FOR UNIT ST.
VENANT TOR. MT. ($M_{st} =$
 10^4 Ton.m)

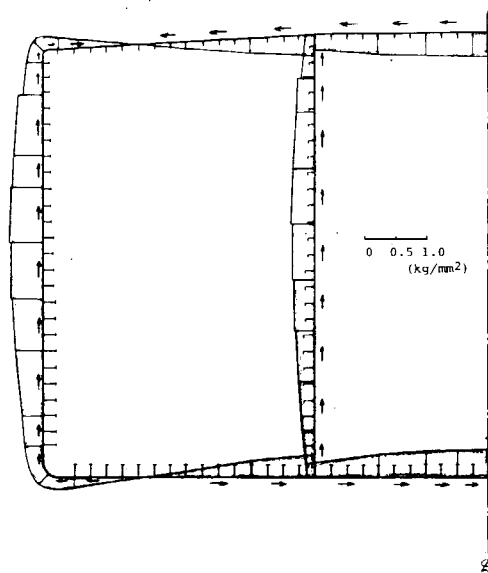


Fig.1.3.4-(d) SHEARING STRESS
(τ_w) FOR UNIT WARPING
TOR. MT. ($M_w=10^4$ Ton.m)

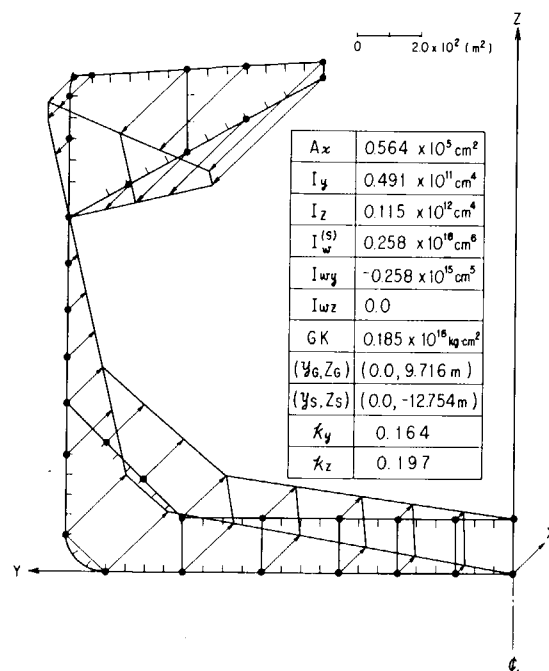


Fig.1.3.5 SECTION PROPERTIES & WARPING FUNCTION AT $\otimes$ (BULK CARRIER)

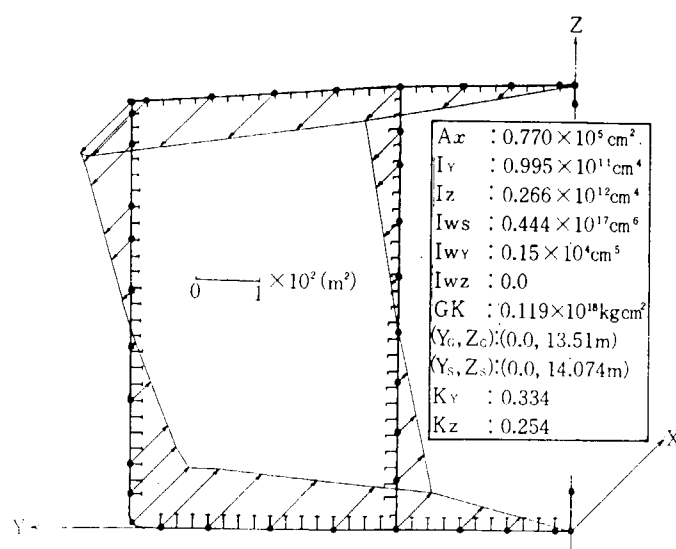


Fig.1.3.6 SECTION PROPERTIES & WARPING FUNCTION AT $\otimes$ (Tanker)

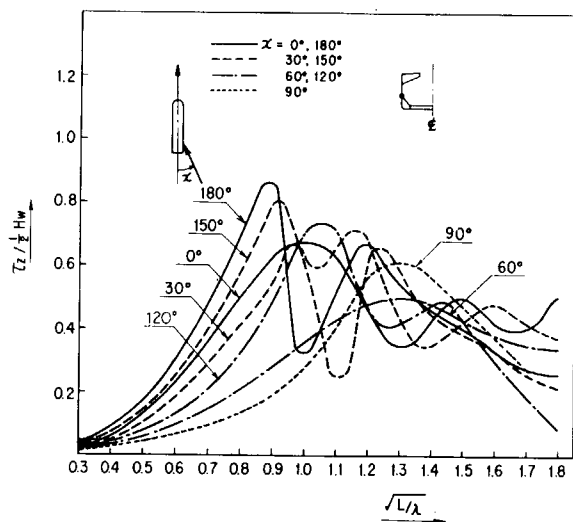


Fig.1.3.7 RESPONSE AMPLITUDES OF τ_z (BULK CARRIER)

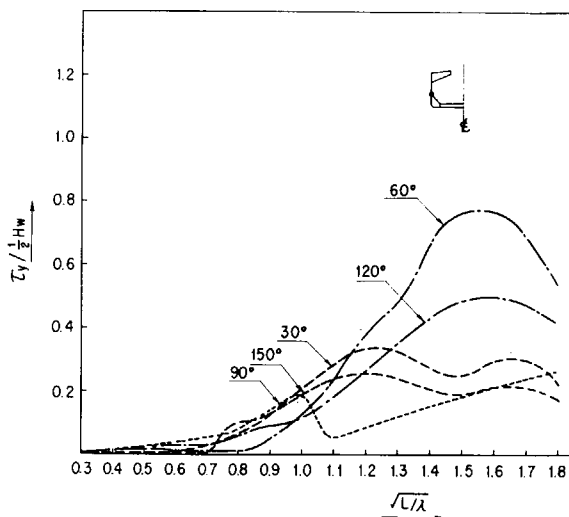


Fig.1.3.8 RESPONSE AMPLITUDES OF τ_y (BULK CARRIER)

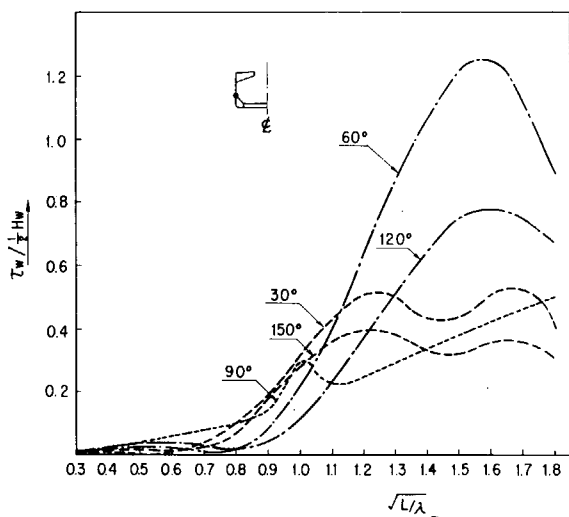


Fig.1.3.9 RESPONSE AMPLITUDES OF τ_w (BULK CARRIER)

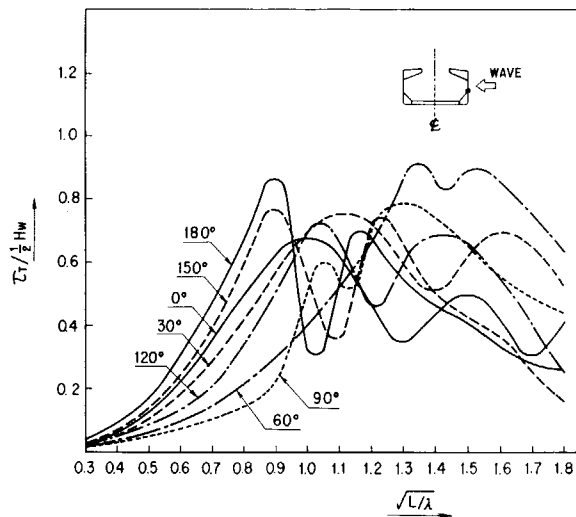


Fig.1.3.10 RESPONSE AMPLITUDES OF TOTAL SHEARING STRESS (τ_T) (WEATHER SIDE) (BULK CARRIER)

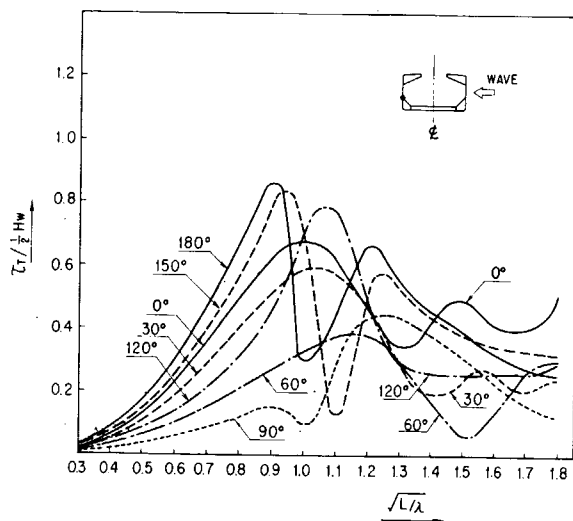


Fig.1.3.11 RESPONSE AMPLITUDES OF TOTAL SHEARING STRESS (τ_T) (LEEWARD SIDE) (BULK CARRIER)

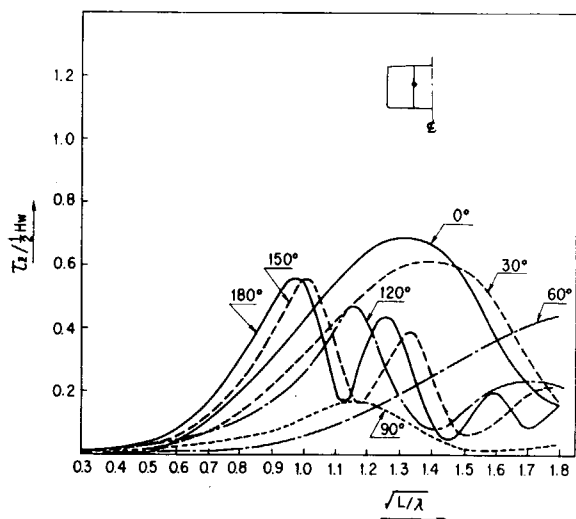


Fig.1.3.12 RESPONSE AMPLITUDES OF τ_z AT $\boxtimes$ (TANKER)

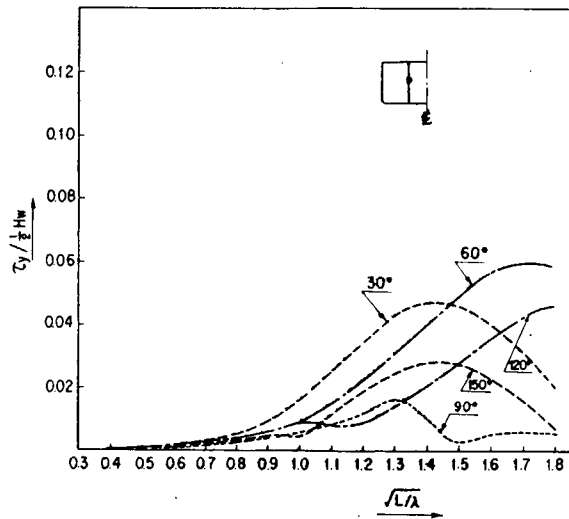


Fig.13.13 RESPONSE AMPLITUDES OF τ_y AT $\otimes$ (TANKER)

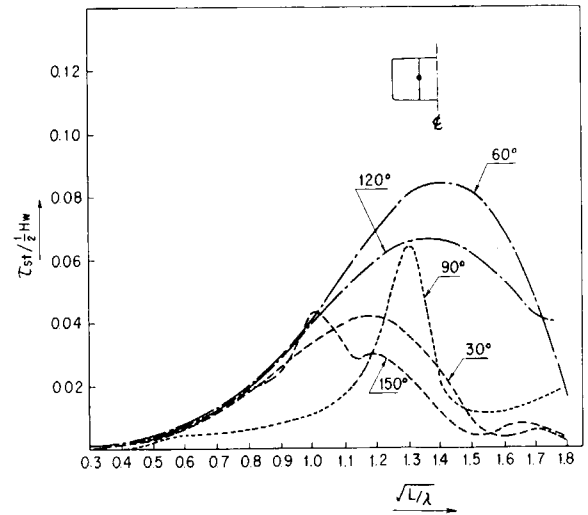


Fig.13.14 RESPONSE AMPLITUDES OF τ_{st} AT $\otimes$ (TANKER)

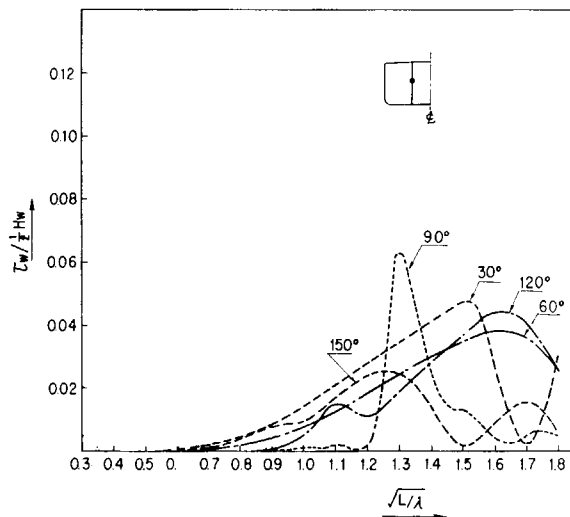


Fig.13.15 RESPONSE AMPLITUDES OF τ_w AT $\otimes$ (TANKER)

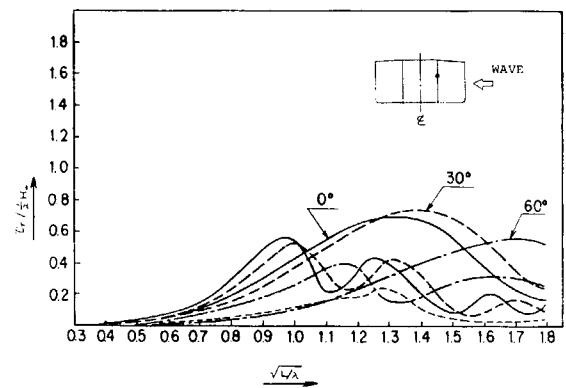


Fig.13.16 RESPONSE AMPLITUDES OF TOTAL SHEARING STRESS (τ_T) AT $\otimes$ (WEATHER SIDE)(TANKER)

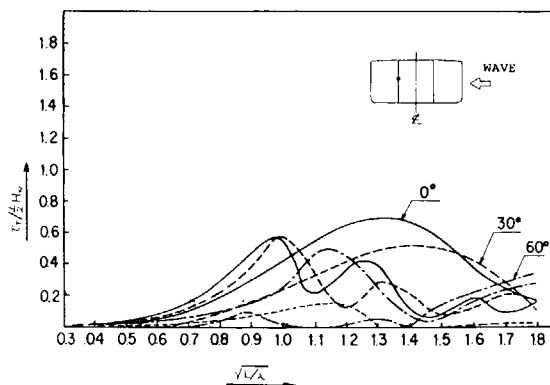


Fig.13.17 RESPONSE AMPLITUDES OF TOTAL SHEARING STRESS (τ_T) AT $\otimes$ (LEEWARD SIDE)(TANKER)

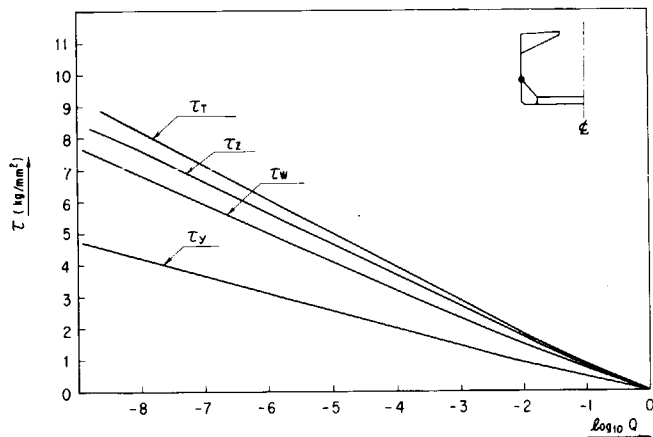


Fig.1.3.18 BULK CARRIER, LONG-TERM DISTRIBUTION OF FLUCTUATING SHEARING STRESS (AT THE SECTION IN FRONT OF ENGINE ROOM) IN THE NORTH ATLANTIC, WHOLE YEAR

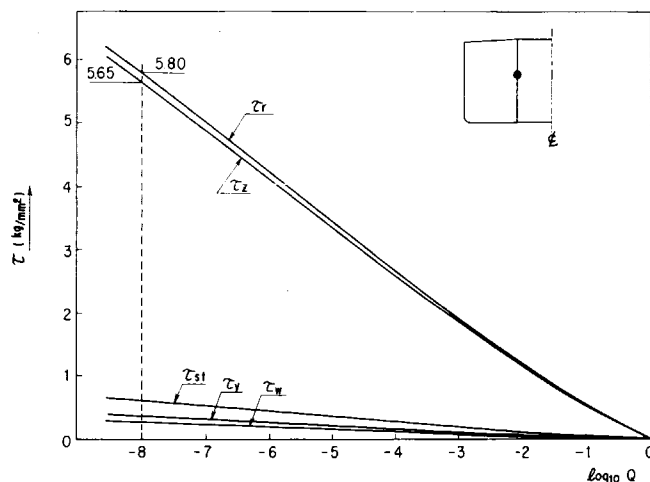


Fig.1.3.19 TANKER, LONG-TERM DISTRIBUTION OF FLUCTUATING SHEARING STRESS (AT THE MIDSHIP PART) IN THE NORTH ATLANTIC, WHOLE YEAR

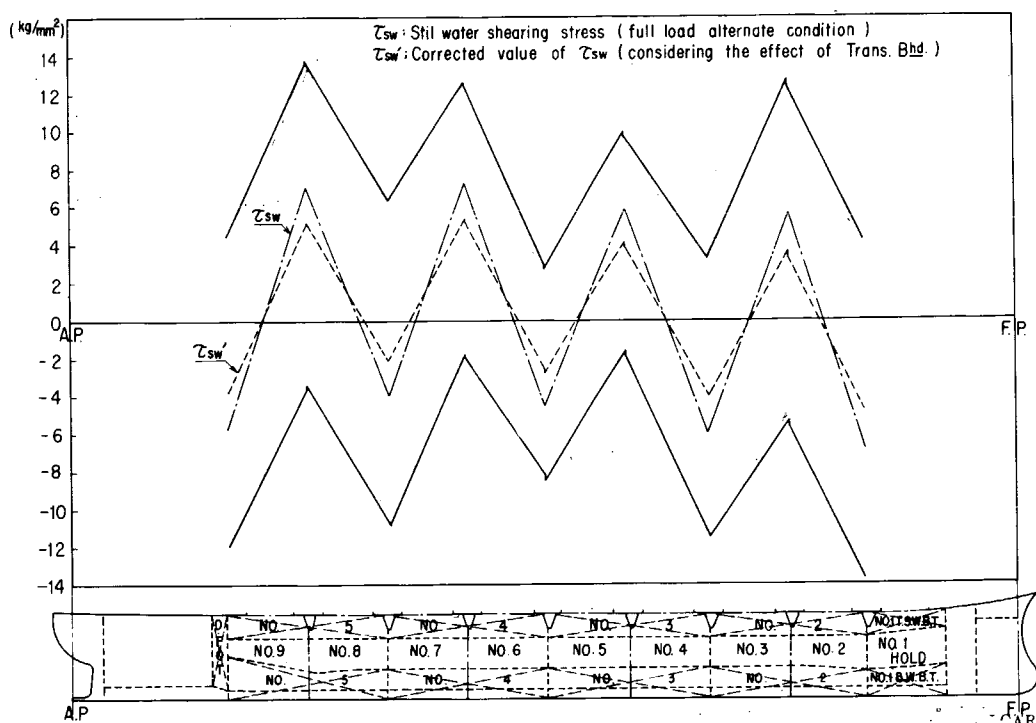


Fig.1.3.20 RANGE OF FLUCTUATING OF SHEARING STRESS AT PROBABILITY LEVEL 10^{-8} (BULK CARRIER)

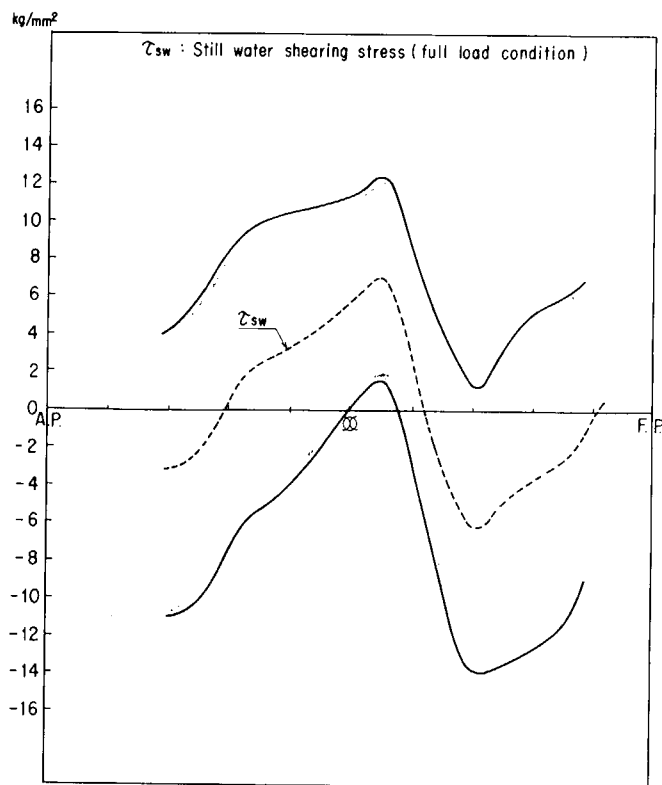


Fig.1.3.21 RANGE OF FLUCTUATING OF SHEARING STRESS AT PROBABILITY LEVEL 10^{-8} (TANKER)

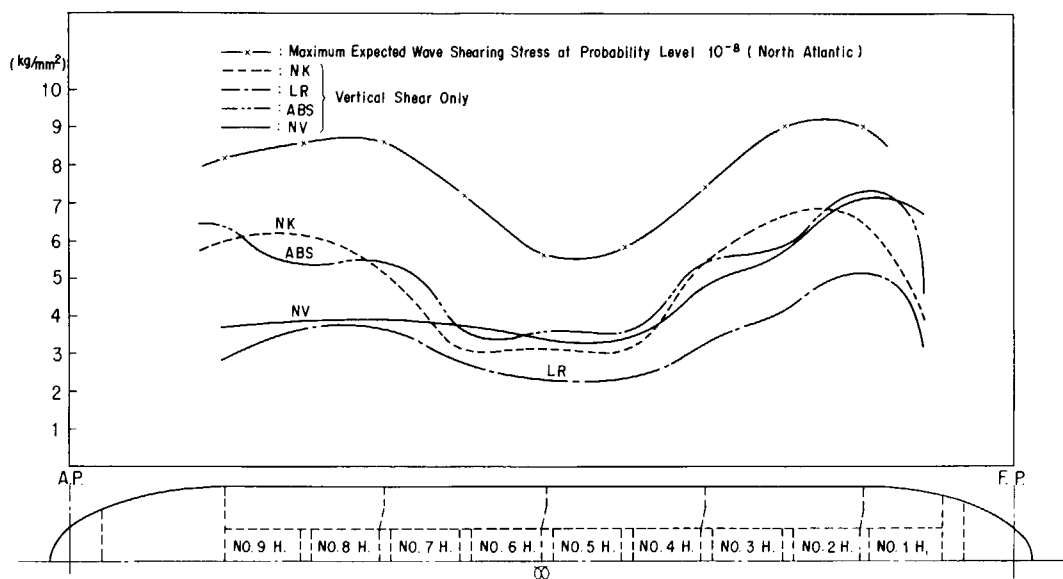


Fig. 1.3.22 MAXIMUM EXPECTED WAVE SHEARING STRESS AT PROBABILITY LEVEL 10^{-8} IN THE NORTH ATLANTIC, WHOLE YEAR (BULK CARRIER)

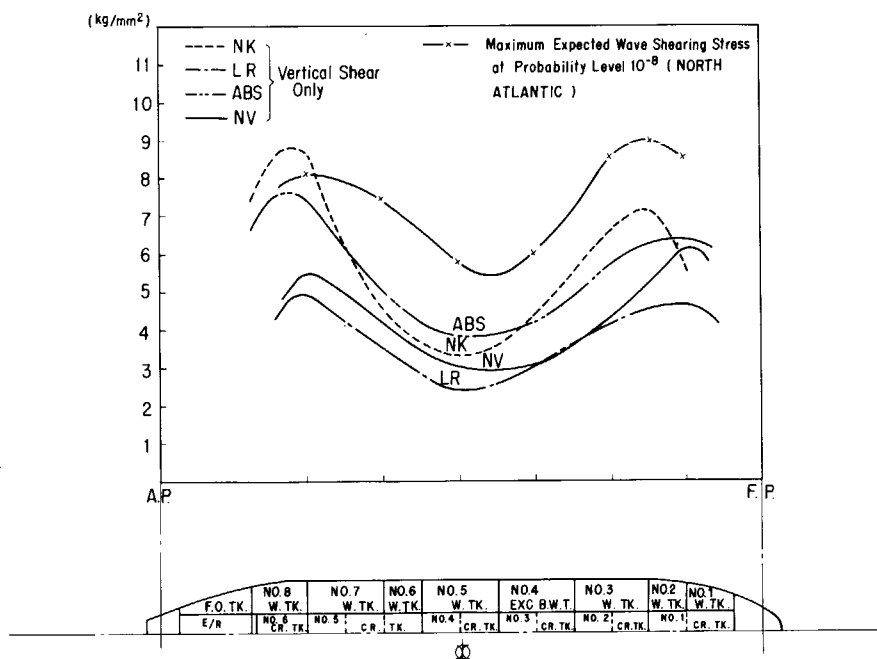


Fig.1.3.23 MAXIMUM EXPECTED WAVE SHEARING STRESS AT PROBABILITY LEVEL 10^{-8} IN THE NORTH ATLANTIC, WHOLE YEAR (TANKER)

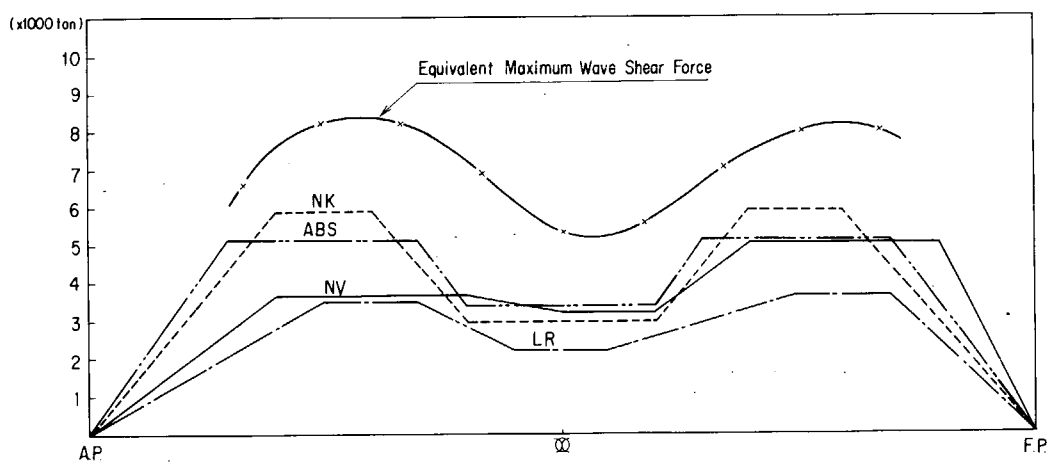


Fig. 1.3.24 WAVE SHEAR FORCE DISTRIBUTION (BULK CARRIER)

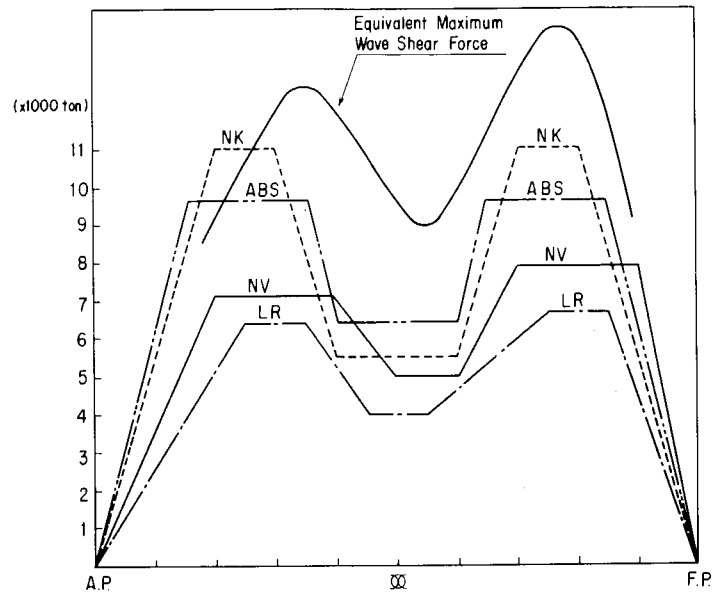


Fig.1.3.25 WAVE SHEAR FORCE DISTRIBUTION
(TANKER)

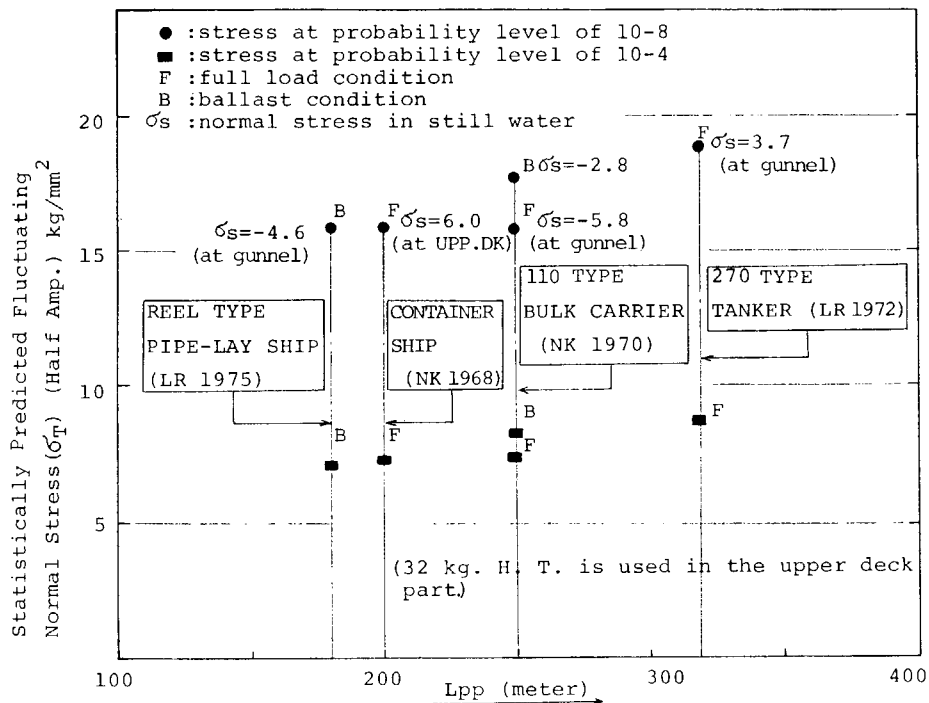


Fig.1.3.26 COMPARISON OF EXPECTED MAXIMUM
NORMAL STRESS AT MIDSHIP PART (WAVE
DATA BY WALDEN IN THE NORTH ATLANTIC..
..... WHOLE YEAR)

2 荷 重 の 正 確 な 評 価

2.1 船体横強度トータルシステムによる計算結果

2.1.1 計算結果（三菱重工業長崎）

前年度、概要を報告した横強度トータルシステムの仕様¹⁾とほぼ同様の仕様により、三菱重工で作成されたプログラムを用い、21万D/Wタンカーの満載状態に於ける波浪中強度解析を行った。Midship近傍のTrans. Ring位置での規則波中の波浪変動荷重、主縦通部材間相対変位、及びTrans. RingのFaceの直応力を計算し、更に長期予測値を求めてみた。これらの計算の流れの概要を図2.1.1に示している。

又、従来の計算法と概略比較してみるために、もっとも一般的に用いられている計算法のうち、波浪変動圧を静水圧に加減して船体に働く波浪荷重を求め、主縦通部材間相対変位、槽内液体の変動圧力を無視して平面骨組計算によりTrans. Ringの応力を求める簡易計算を行い、本システムによる計算結果と比較した。

(1) 供試船の要目及び積付状態

前年度迄縦強度の検討を行ってきた21万D/Wタンカーを再び横強度解析に供試船とする事にした。主要目、積付状態及び計算対象Trans. Ring位置を図2.1.2に、Trans. Ringの寸法を図2.1.3に示す。

(2) 規則波中の船体運動及び波浪変動荷重計算結果

波高 $H_w = 10\text{ m}$ 、波方向角 $\alpha = 0^\circ \sim 180^\circ$ （計算点 30° pitch）、波長については $\sqrt{L/\lambda} = 0.6 \sim 1.8$ （計算点 0.2 pitch）の規則波中に於ける船体運動及び波浪変動荷重を計算した。なお、船速はフルード数 $Fn = 0.15$ としている。

船体運動の計算結果は49年に報告している²⁾ので省略する。波浪変動荷重の計算結果を対象Trans. RingのLoad Water Line, Bilge及びBottom Centerの各位置（Leeward Side及びWeather Side）で、応答関数^{注1)}として図2.1.4～図2.1.6に示す。

(3) 規則波中に於ける主縦通部材間相対変位及びTrans. RingのFace直応力計算結果

Tank Part全体を構造解析対象範囲とし、立体強度計算法（森等の方法³⁾）を非対称荷重に対する計算を可能ならしめるために両舷に拡張するととも

に、Bottom, Deckの水平方向相対変形及び前後端に於ける縦曲げ及び水平曲げの変動モーメントを考慮した計算法により、主縦通部材間相対変位及びTrans. RingのFaceの直応力を計算した。これらの規則波中での時々刻々の計算値は必ずしも正弦状の変動をするとは限らない（図2.1.A）が、ここでは応答値が

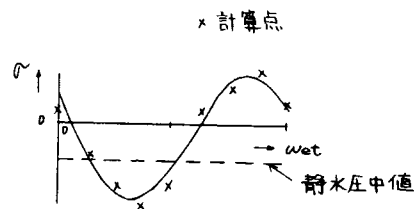


図 2.1 A

$$\sum_{n=0}^N (a_n \cos n\omega_e t + b_n \sin n\omega_e t)$$

で表わされると仮定し、応答の振巾として第1次周波数成分の $\sqrt{a_1^2 + b_1^2}$ を用いている。ここに $a_0, b_0, a_1, b_1, \dots, a_n, b_n$ は最小二乗法により求めている。

主縦通部材の上下方向及び水平方向の相対変位の応答関数を図2.1.7～図2.1.9に示す。又、Trans. Ring

注1) 尚、波高の影響は線形であると仮定し $\sqrt{L/\lambda}$ に対する単位波高での応答振巾を応答関数と称する。

の Face の直応力の本プログラムでの計算点は図

2.1.B 中に○印で示しているが、そのうち代表的な○印の位置での応答関数を図 2.1.10～図 2.1.18 に示している。

これらの図より次のことがわかる。

(i) 相対変位については、真横波 $\alpha = 90^\circ$ 、

$\sqrt{L/\lambda} = 1.0 \sim 1.1$ の規則波中で応答振巾が最も大きくなり、左右舷の Longl Bhd 間の上下方向の相対変位は、波高 $H_w = 10\text{ m}$ に対し約 10 mm となり、Bottom Deck の水平方向相対変位は 2 mm 程度で小さい。

(ii) Trans. Ring の Face の直応力について

は部材位置により、どの波角度の規則波の影響

が大なるか、いちがいに決められないが、総じて吃水線下の部材については、Leeward Side では、正面迎え波 $\alpha = 180^\circ$ 、Weather Side では真横波 $\alpha = 90^\circ$ 、吃水線上の部材については Leeward、Weather Side とも真横波 $\alpha = 90^\circ$ の影響が大きく、いずれも $\sqrt{L/\lambda} = 1.0 \sim 1.1$ で応答振巾は最大値となっている。

(iii) 主縦通部材間の相対変位及び Trans. Ring の Face の直応力のいずれも Leeward Side より Weather Side の方が応答振巾が大きくなっている。

(4) Trans. Ring の Face の直応力の短期予測計算結果

前項迄で得られた規則波中の応答関数と ISSC の波スペクトルを用いて、波浪変動荷重、主縦通部材間相対変位及び Trans. Ring の Face の直応力について短期予測計算を行った。このうち Trans. Ring の Face の直応力について観測平均波周期 $T_v = 8\text{ sec}$ に於ける各波角度に対する標準偏差の分布を図 2.1.19～図 2.1.27 に一例として示した。

(5) 波浪変動荷重、主縦通部材間相対変位及び Trans. Ring の Face の直応力の長期予測計算結果

海象データとして WALDEN の北大西洋のデータ (whole year) を用い波浪変動荷重、主縦通部材間相対変位及び Trans. Ring の Face の直応力について長期予測計算を行った。短波長不規則波中で船の波に対するすべての針路を考慮した場合 (all heading) の長期予測値を波浪変動荷重については図 2.1.28、主縦通部材間相対変位については図 2.1.29、Trans. Ring の Face の直応力については図 2.1.30～図 2.1.38 に示している。

又、計算対象 Trans. Ring 位置における波浪変動荷重の分布、主縦通部材間相対変位及び Trans. Ring の Face の直応力の分布について 10^{-4} 確率レベルでの長期予測値を図 2.1.39 に示している。

この図より次のことがわかる。

(i) 波浪変動荷重については Load Water Line 位置で、振巾 $h_{bA} = 10.4\text{ m}$ に対し Bilge 位置でその 65%、Bottom Center 位置でその 20% となり、船底に対して Center と Side ではかなりの差がみられる。

(ii) 主縦通部材間相対変位については Side Shell-Longl Bhd 間の相対変位よりも、左右舷の Longl Bhd 間の相対変位の方が振巾が大きい ($\delta_{L-LA} = 5.8\text{ mm}$)。又、Bottom Deck 間の水平方向相材変位は振巾 $\delta_{B-DA} = 1.5\text{ mm}$ で小さい。

(iii) Trans. Ring の Face の直応力については Bilge Corner 部、Gunwale Corner 部、

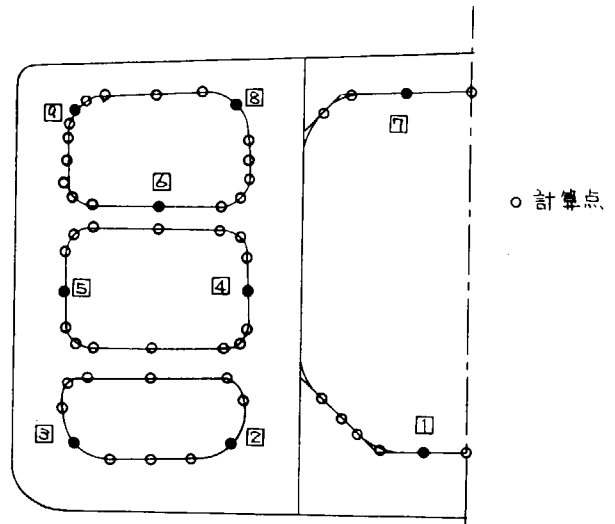


図 2.1.B

Center TankのDeck Trans.のBkt. 内端部及びStrut端部で大きく、最も大きいGunwale Corner部で $\sigma_A = 7.2 \text{ Kg/mm}^2$ の応力振巾を示している。又、Strut端部をみるとUpper Strut, Lower Strutの両方とも応力振巾は大きいが、波浪荷重の変動の大きいUpper Strutの方が応力振巾は大きく $\sigma_A = 6.6 \text{ Kg/mm}^2$ となっている。

(6) 従来の方法との比較

従来、波浪中の横強度を検討する方法として、荷重のとり方、計算モデル等についていろいろな方法が行なわれているが、ここではもっとも一般的に用いられている方法のうち、主縦通部材間相対変位及び槽内液体の変動圧力を無視し或る確率レベルの波浪変動荷重を加算した荷重状態（波の山）及び減算した荷重状態（波の谷）で、平面骨組計算によりTrans. Ringの応力を求める簡易計算を行ってみた。

波浪中のTrans. Ringに働く荷重

状態については、 10^{-4} 確率レベルの波浪変動荷重を用い、波の山、波の谷の波浪荷重状態を図 2.1.0 のように定義した。各々の荷重状態に対する平面骨組計算を行いTrans. RingのFaceの直応力を求めるとともに、波の山、波の谷の状態での応力の変動については、応力振巾を

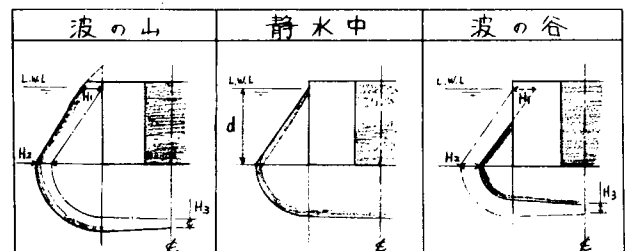


図 2.1.0

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

として求めてみた。各荷重状態でのTrans. RingのFaceの直応力の分布を図 2.1.40 に、又、その応力振巾を図 2.1.41 に示す。

このように簡易計算により求めた図 2.1.41 の結果と先にのべたトータルシステムによる図 2.1.39 の結果とを比較することにより、次のことがわかる。

- (i) 応力振巾分布の傾向は極めて良く一致している。これは計算対象Trans. Ringのあるタンクの積付状態によるが、波浪変動荷重を静水圧に加減する簡便法でもかなり良い近似を与えようと言えよう。
- (ii) 但し、応力振巾の絶対値については、波浪変動荷重、槽内液体の変動圧力及び主縦通部材間相対変位の相関を考慮したトータルシステムの計算結果に較べ、Center TankのBottom Trans.のBkt内端部で約9割、その他の部材で全般的に1～2割大きめに評価している反面、Center TankのDeck Trans.のBkt内端部及びStrut端部では1～2割小さめに評価している。

以上、横強度トータルシステムによる21万D/Wタンカーの満載状態における計算結果、及び、従来の簡便法による計算結果との比較であるが、計算結果の考察等については、今後、検討を加えていく必要があらう。

参 考 文 献

- 1) SR134 報告書 ; p42～p50 日本造船研究協会研究資料/46216
- 2) SR134 報告書 ; p37～p72 日本造船研究協会研究資料/46195
- 3) 森 他 ; "On the Transverse Strength of Oil Tanker"

本文及び図中で用いた記号	
L : 船長	R : 短期海面での標準偏差
B : 船巾	Q : 長期累積確率
d : 吃水	H _i : 波浪変動荷重振巾
H _w : 波高	i = 1 at Load Water Line
H _o : 半波高 OR 波振巾 (= H _w /2)	= 2 at Bilge
λ : 波長	= 3 at Bottom Center
α : 波方向角	δ _{i-j_A} : 主縦通部材間相対変位振巾
	i-j=S-L Side Shell-Longl Bhd
	i-j=L-L Longl Bhd-Longl Bhd
	i-j=B-D Bottom-Deck
	σ _A : Trans. Ring の Face の直応力振巾

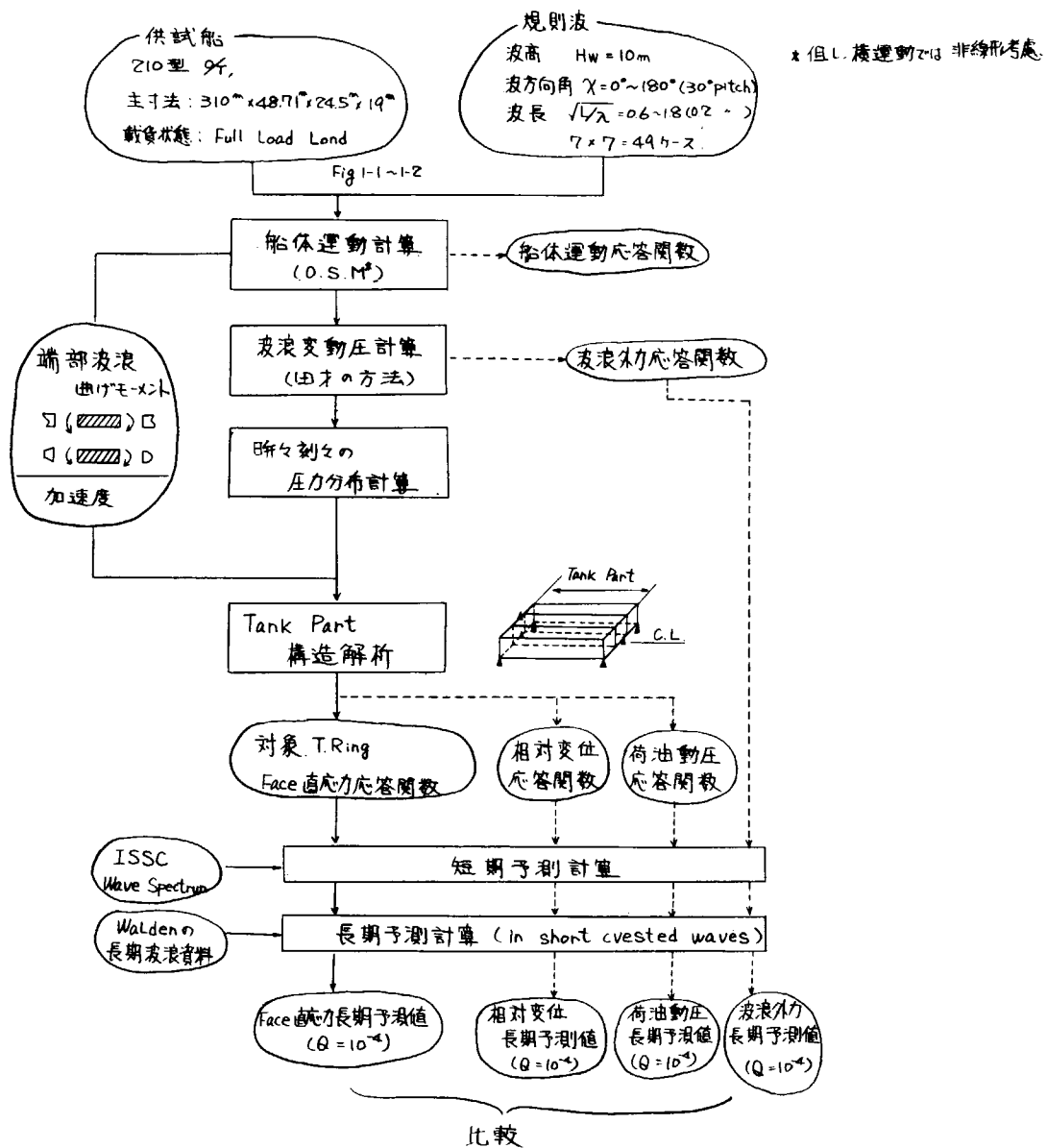


図 2.1.1 トータルシステムによる計算の流れ図

$$LPP = 310.00\text{m}, B = 48.71\text{m}, D = 24.50\text{m}, d = 19.00\text{m}$$

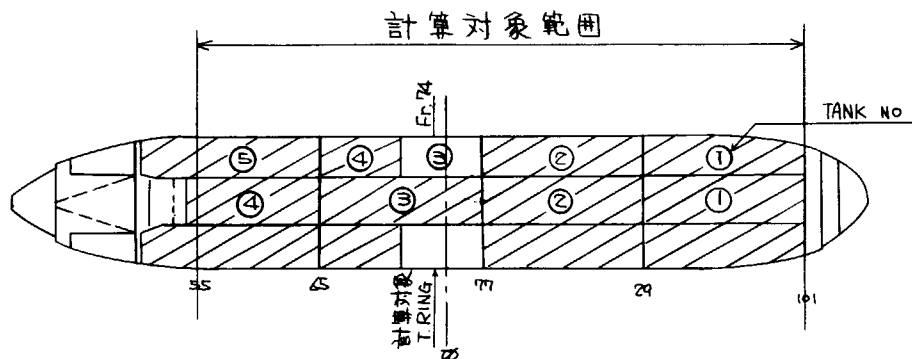


図 2.1.2 供試船主要目及び積付状態

TRANS. SP. 5000

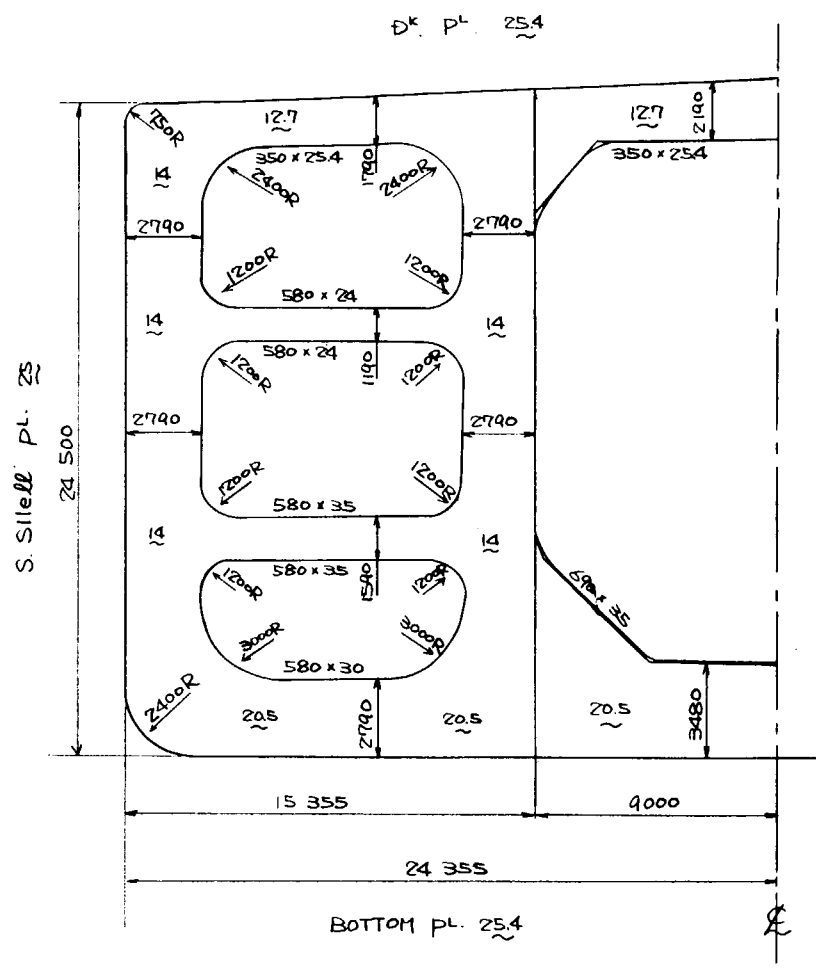


图 2.1.3 Trans. Ring 部材寸法

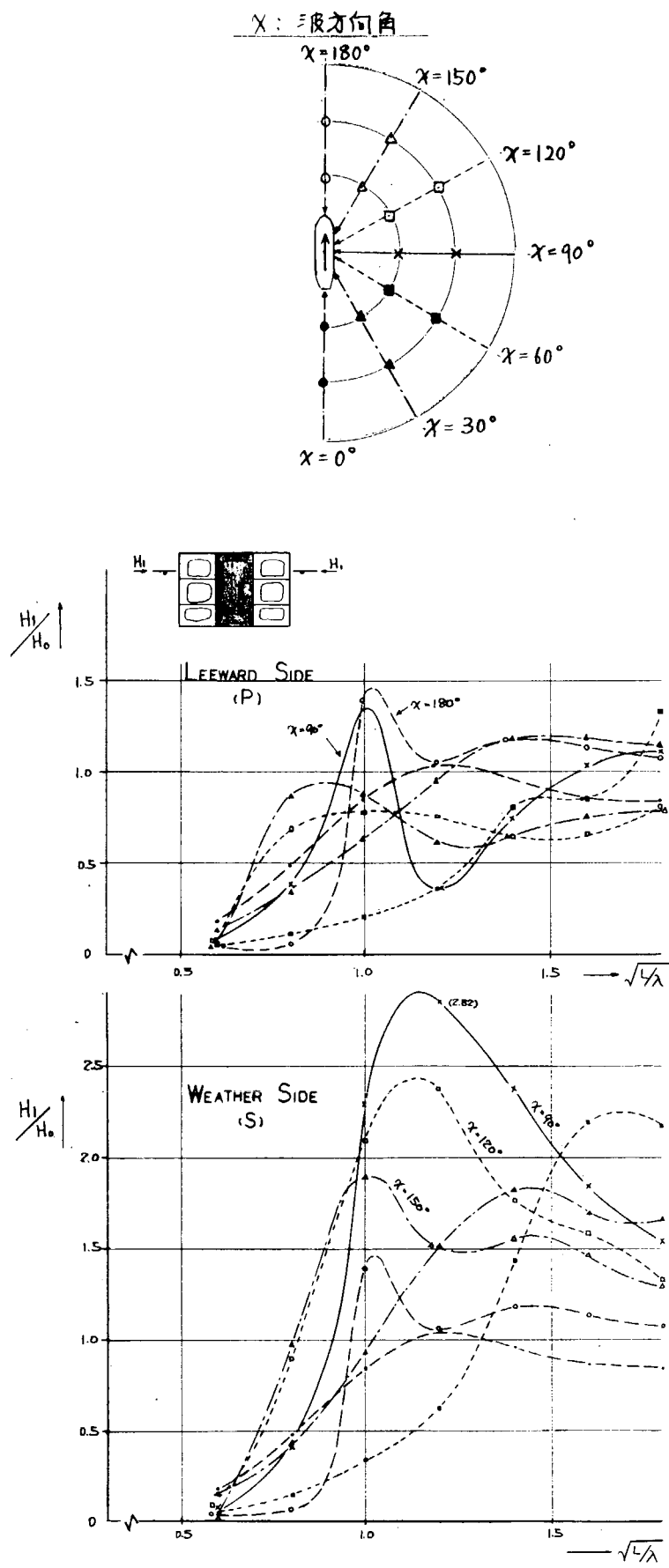


图 2.1.4 波浪変動荷重応答関数 (at L.W.L)

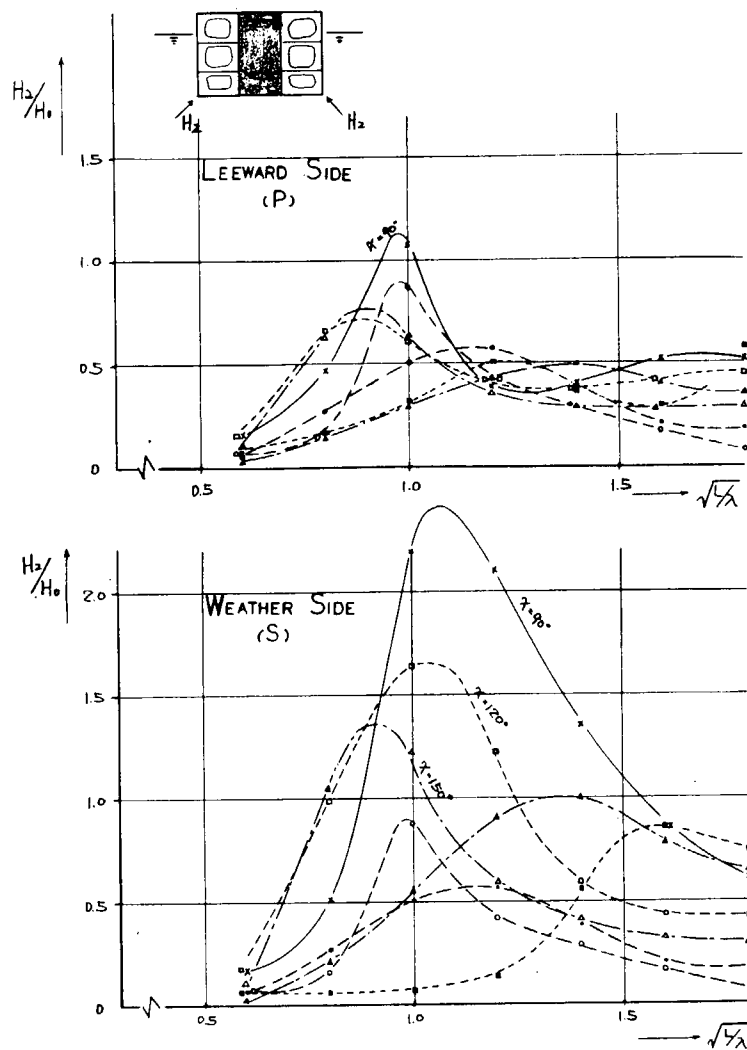


图 2.1.5 波浪変動荷重応答関数 (at Bilge)

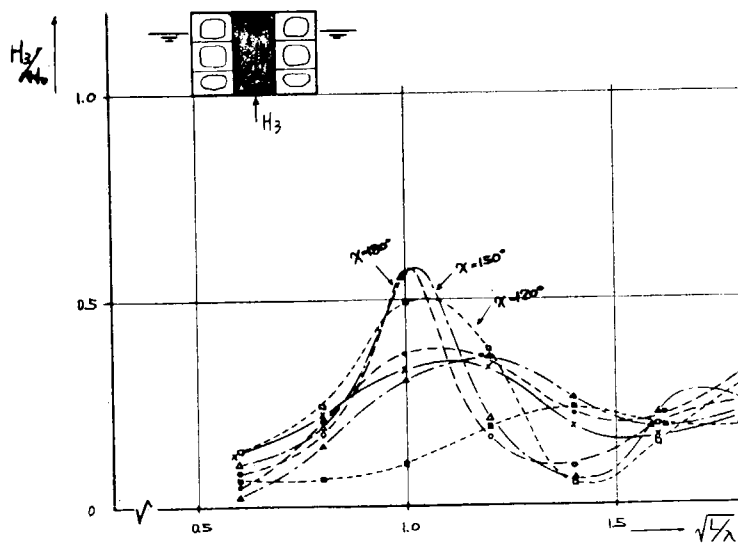


图 2.1.6 波浪変動荷重応答関数 (at Bottom Center)

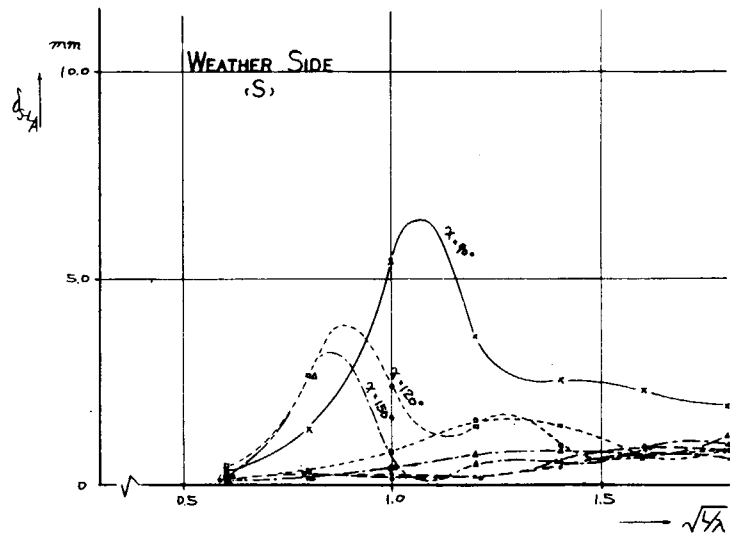
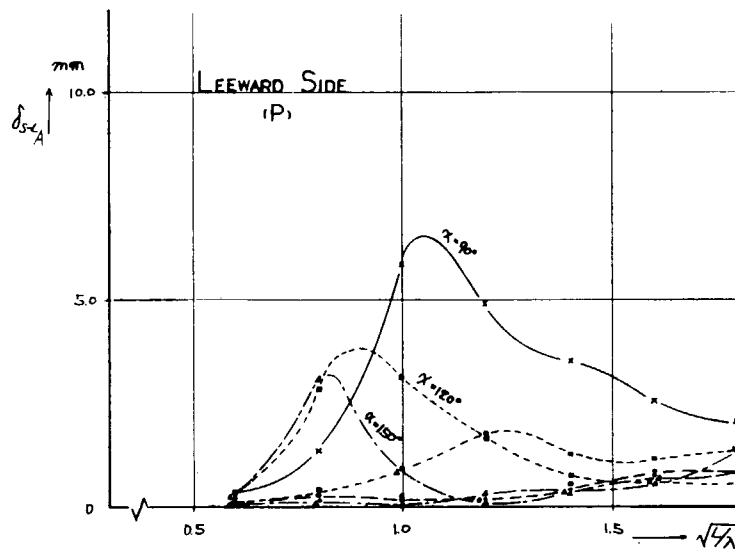


図 2.1.7 主縦通部材間相対変位応答関数 (S, Shell-L, Bhd)

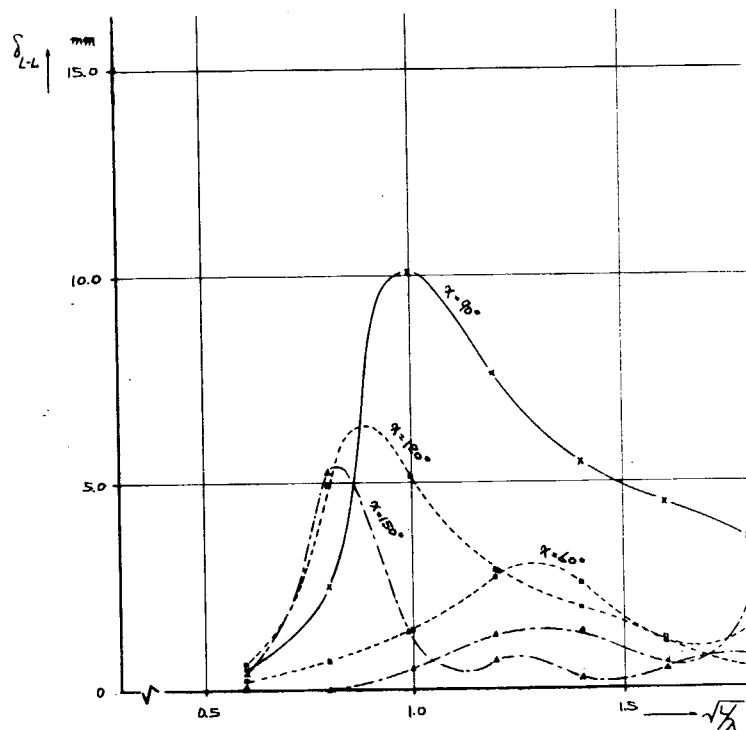


図 2.1.8 主縦通部材間相対変位応答関数 (L, Bhd-L, Bhd)

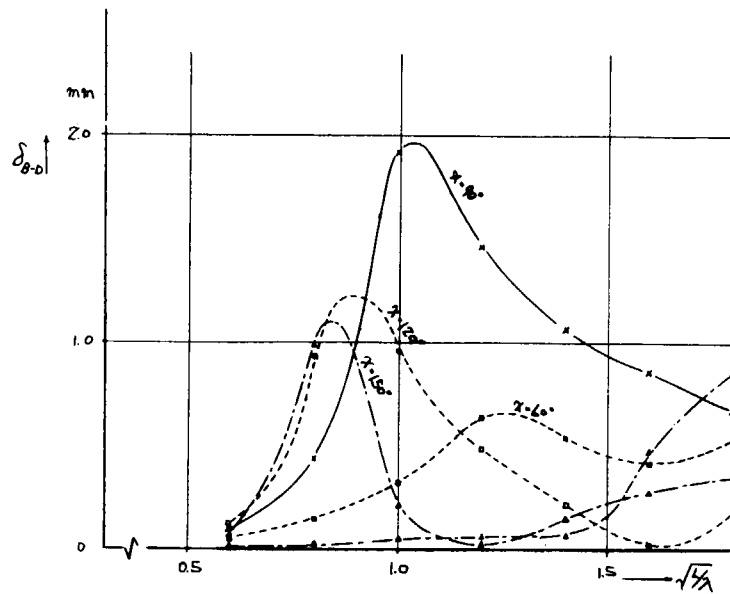


図 2.1.9 主縦通部材間相対変位応答関数 (Bottom-Deck)

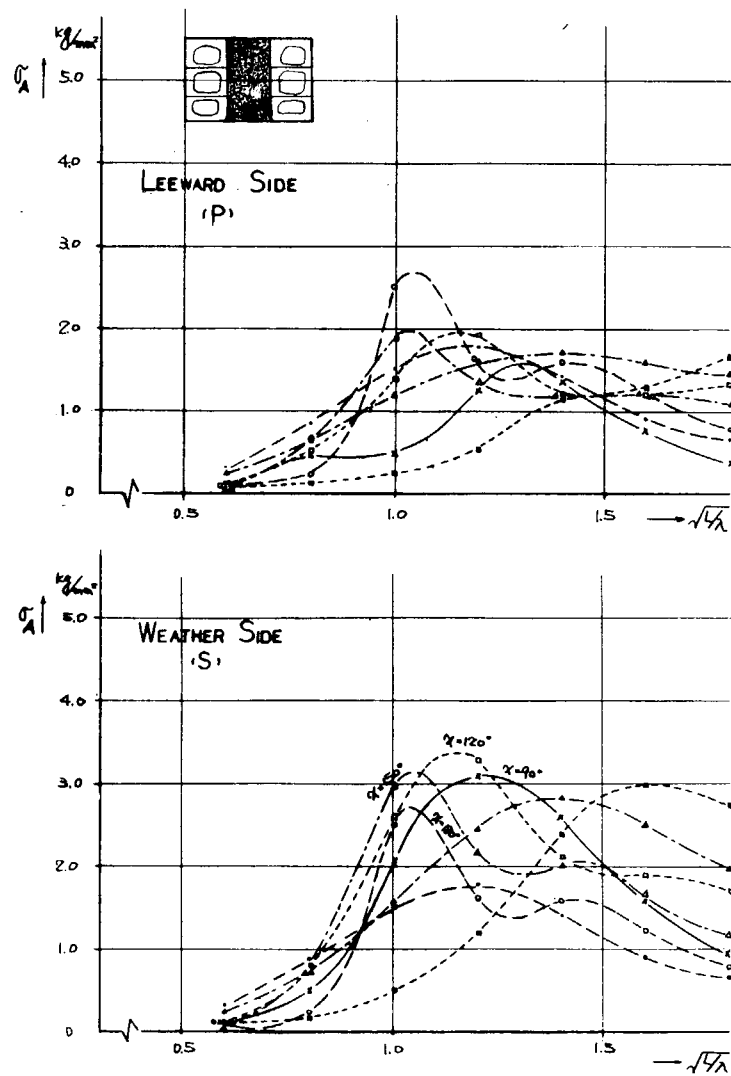


図 2.1.10 Trans. Ring の Face の直応力の応答関数
(C, TK, Bottom Trans)

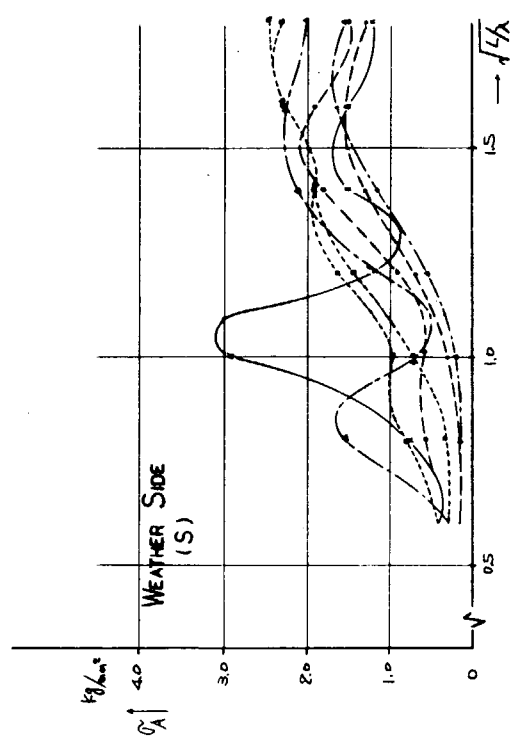
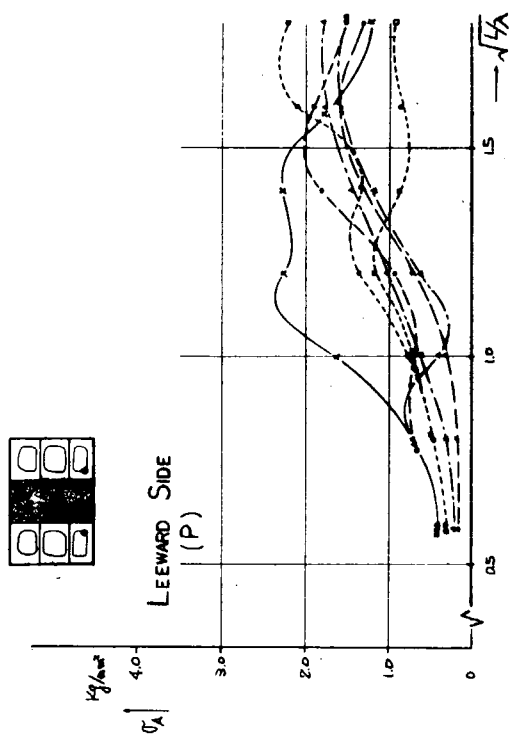


図 2.1.11 Trans. Ring の直応力の応答関数
(W.T.K. Bottom Trans. Corner)

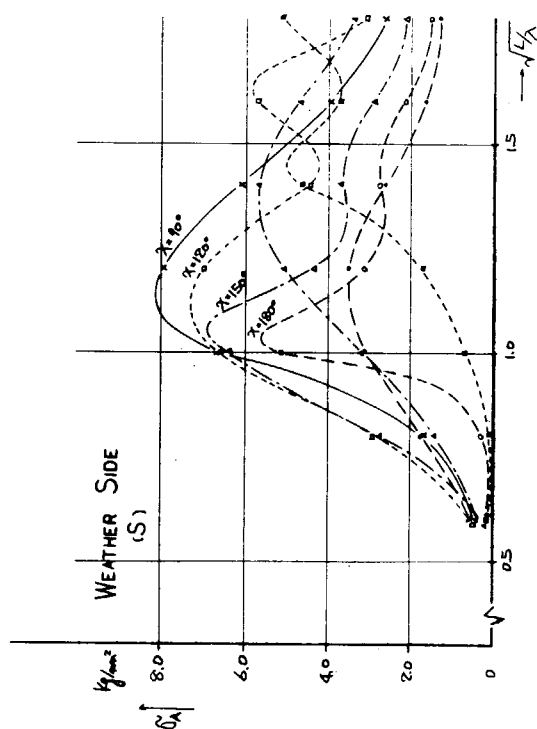
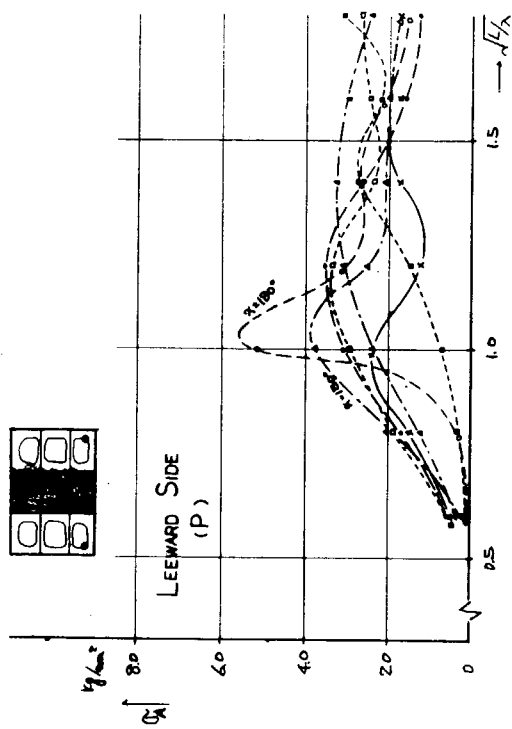


図 2.1.12 Trans. Ring の直応力の応答関数
(Bilge Corner)

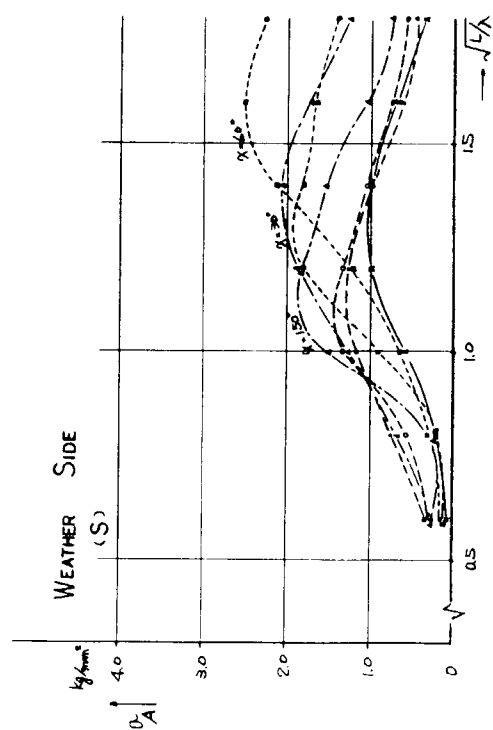
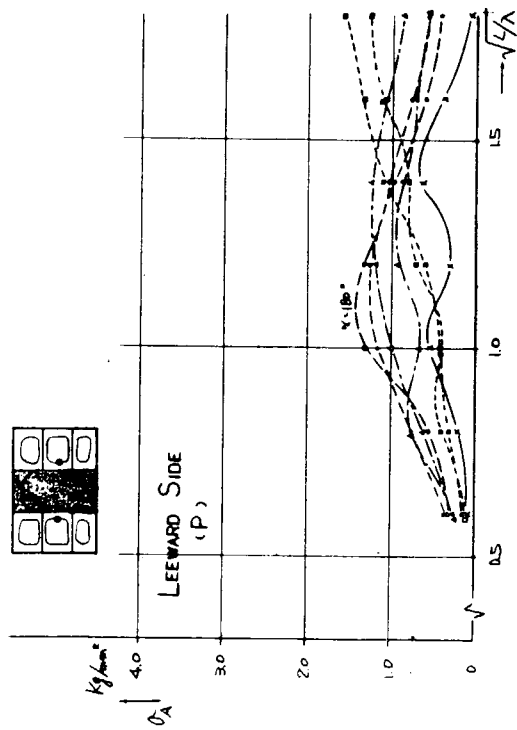


図 2.1.13 Trans. Ring の Face の直応力の応答関数
(V. Web on L. Rhd)

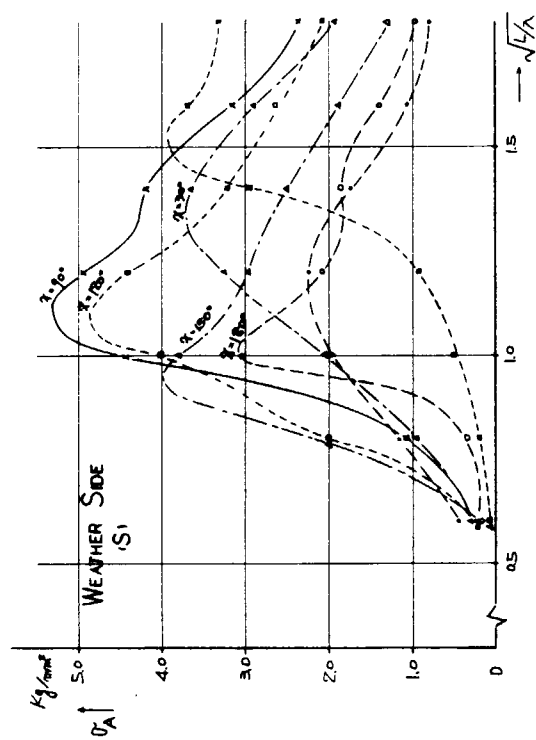
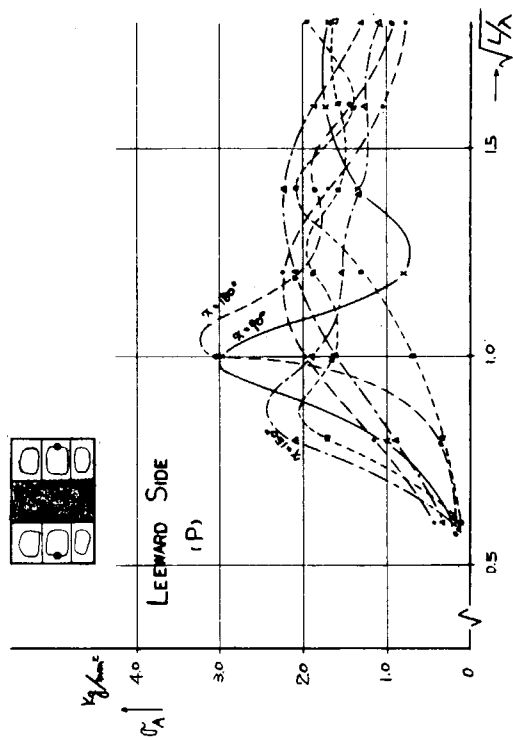


図 2.1.14 Trans. Ring の Face の直応力の応答関数
(Side Trans.)

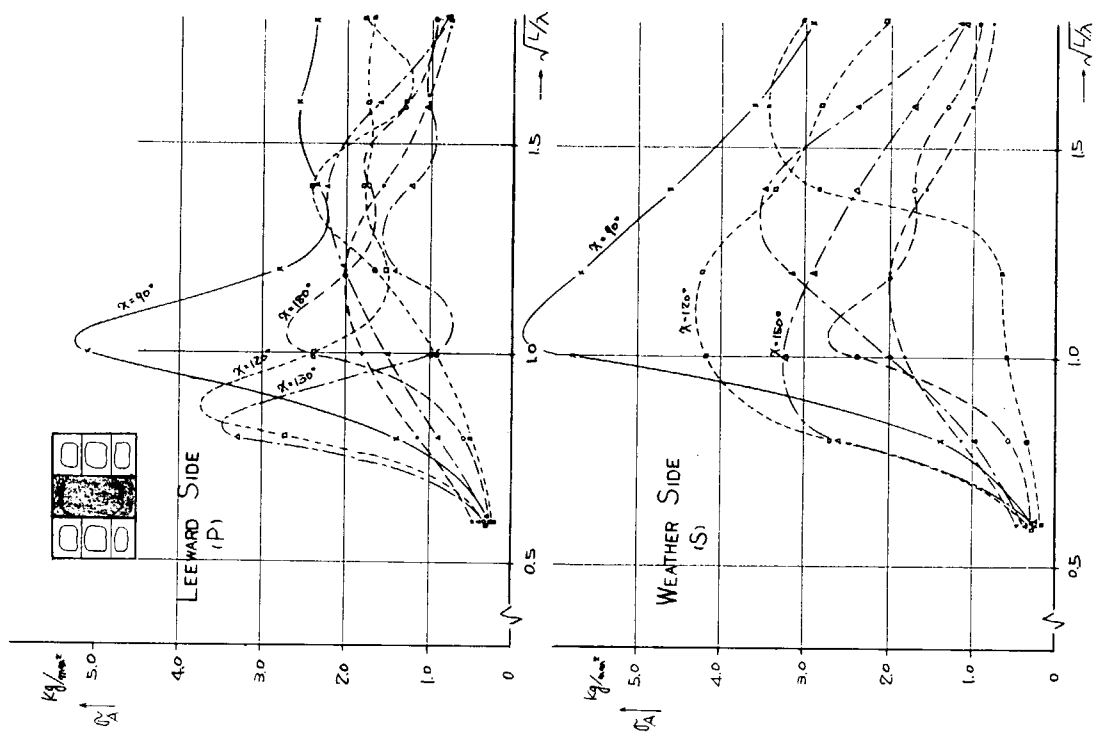


図 2.1.16 Trans. Ring Face の直応力の応答関数
(C, TK, Deck Trans.)

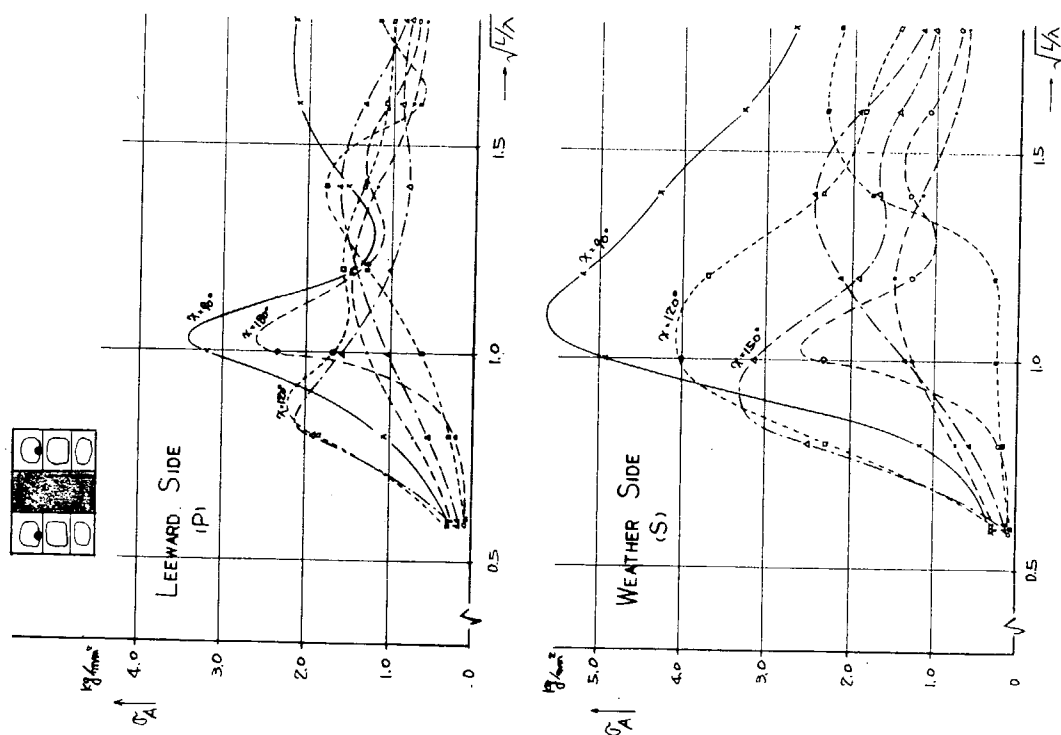


図 2.1.15 Trans. Ring Face の直応力の応答関数
(Upper strut)

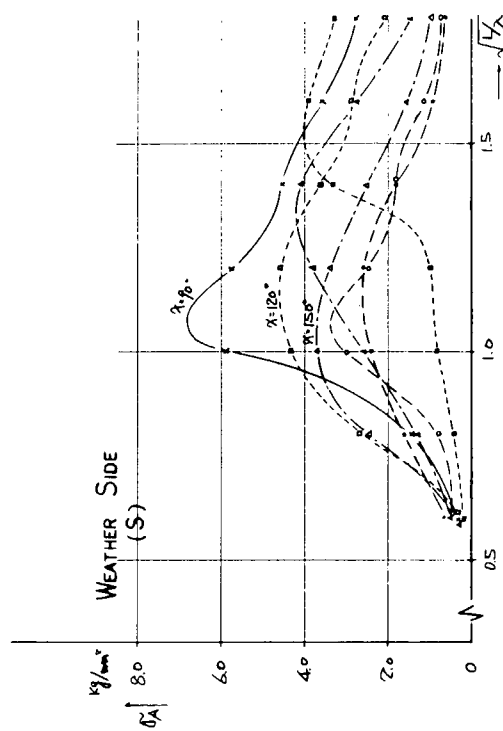
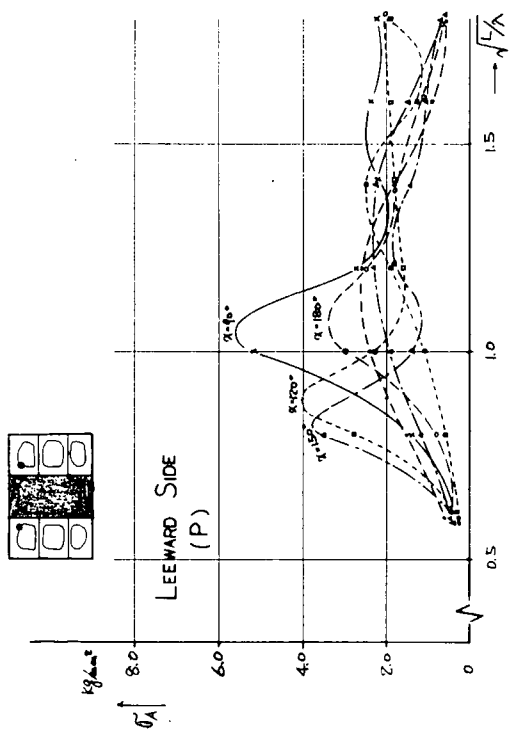


図 2.1.17 Trans. Ring の Face の直応力の応答関数
(W. TK, Deck Trans. Corner)

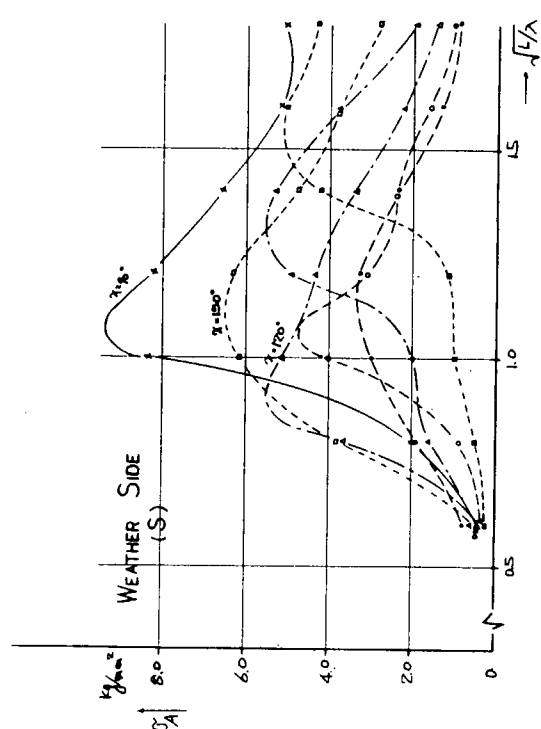
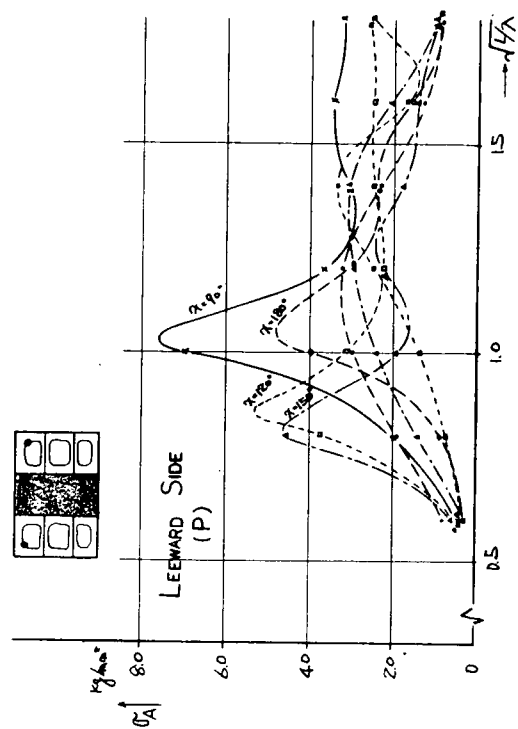


図 2.1.18 Trans. Ring の Face の直応力の応答関数
(Gunwale Corner)

---○---○--- IN LONG CRESTED WAVES
 —●—●— IN SHORT CRESTED WAVES
 $T_v = 8 \text{ SEC}$

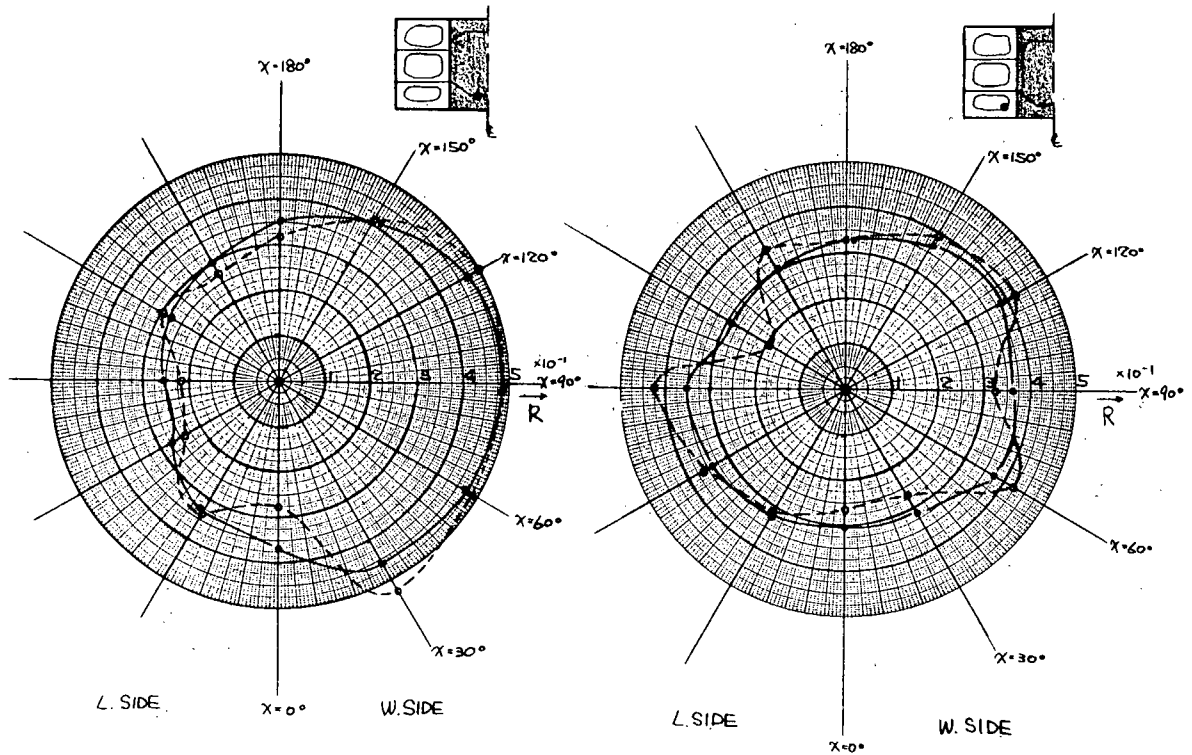


図 2.1.19 Trans RingのFaceの直応力の短期海面に於ける標準偏差分布 (C.TK.Bottom Trans.)

図 2.1.20 Trans RingのFaceの直応力の短期海面に於ける標準偏差分布 (V.TK.Bottom Trans. Corner)

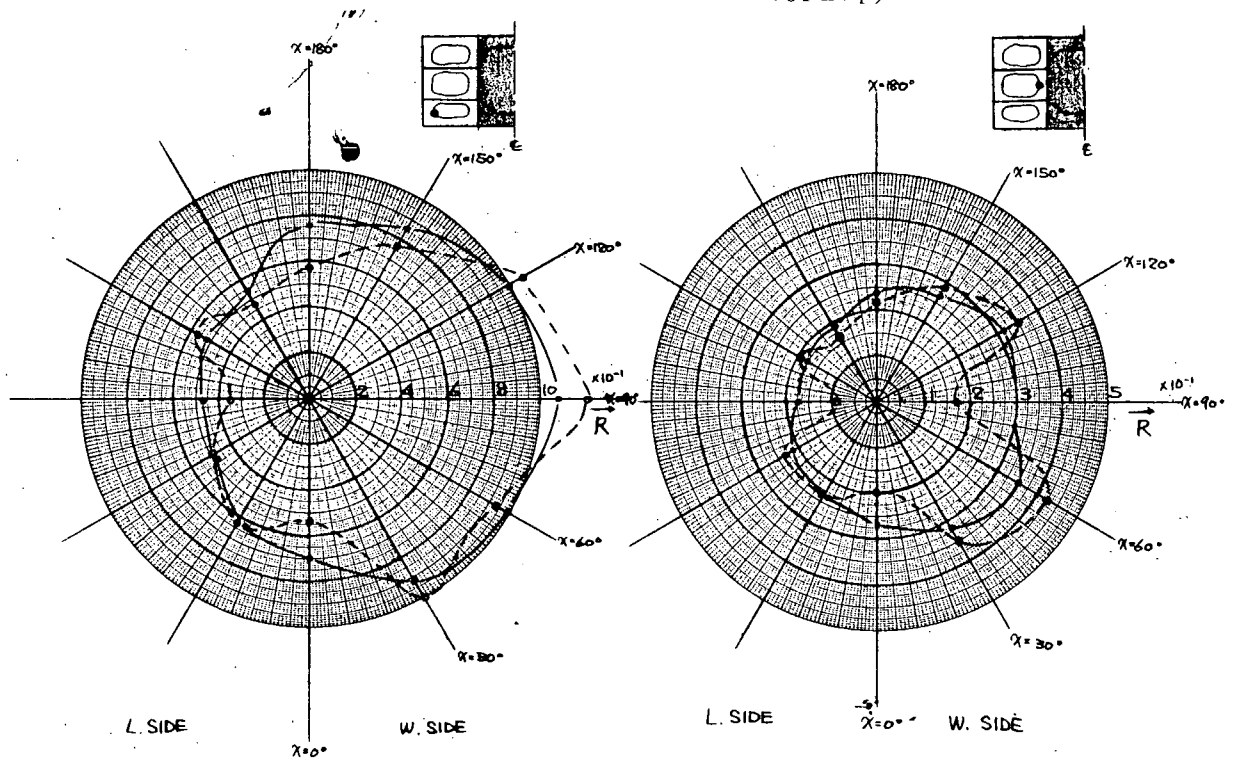


図 2.1.21 Trans RingのFaceの直応力の短期海面に於ける標準偏差分布 (Bilge Corner)

図 2.1.22 Trans RingのFaceの直応力の短期海面に於ける標準偏差分布 (V.Web or L.Bhd)

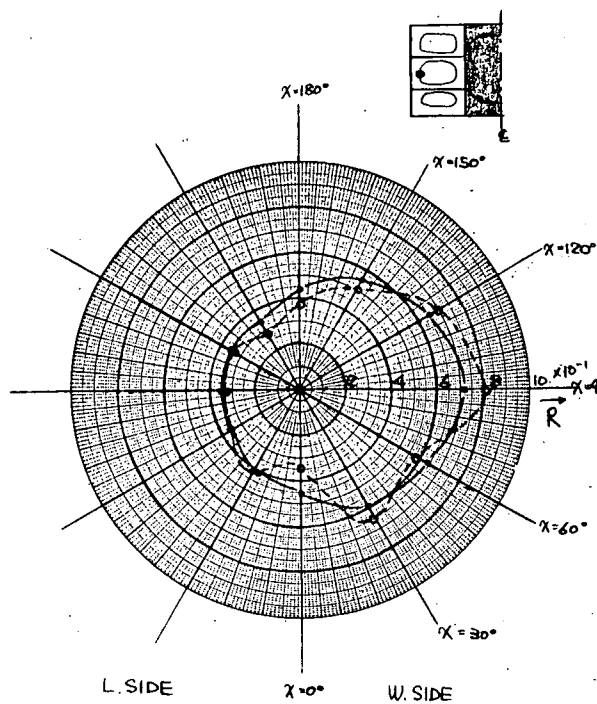


図 2.1.23 Trans. Ring の Face の直応力の短期海面に於ける標準偏差分布 (Side Trans.)

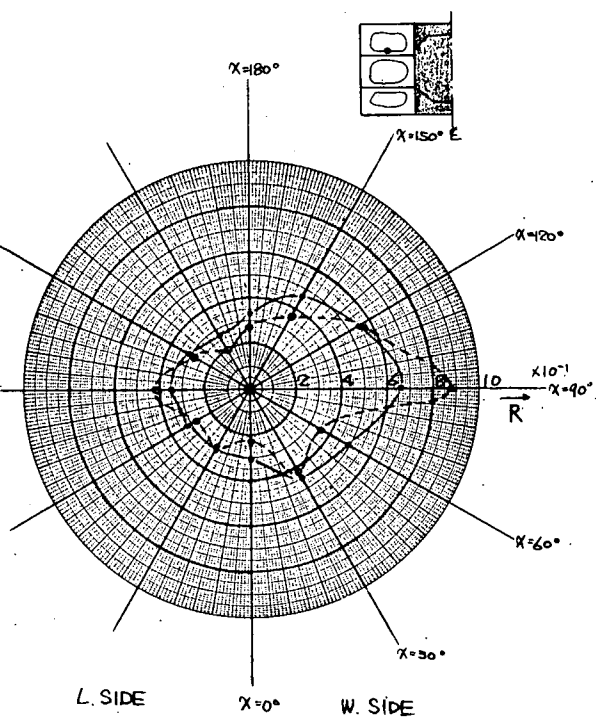


図 2.1.24 Trans. Ring の Face の直応力の短期海面に於ける標準偏差分布 (Upper Strut)

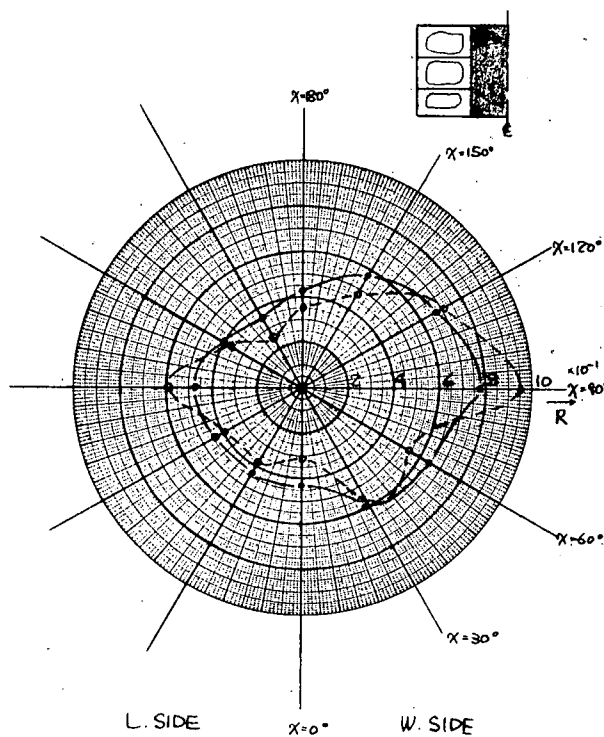


図 2.1.25 Trans. Ring の Face の直応力の短期海面に於ける標準偏差分布 (O. TK. Deck Trans.)

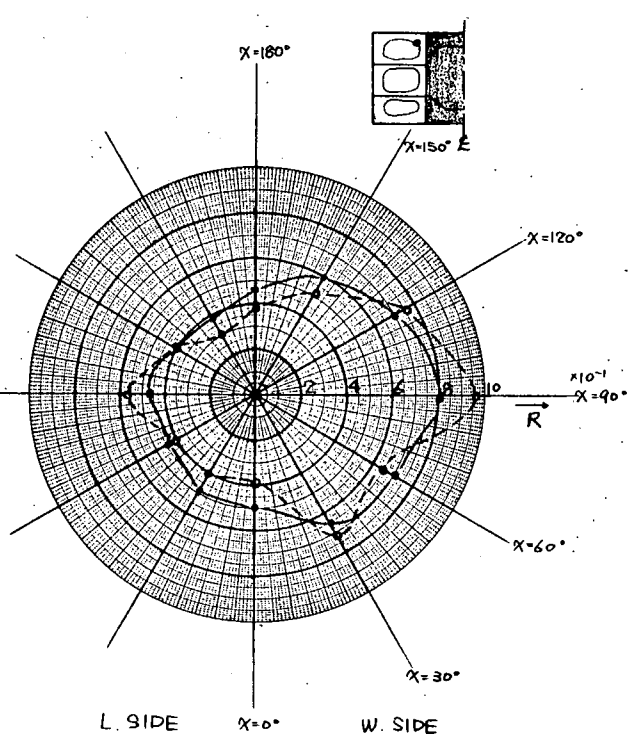


図 2.1.26 Trans. Ring の Face の直応力の短期海面に於ける標準偏差分布 (W. TK Deck Trans. Corner)

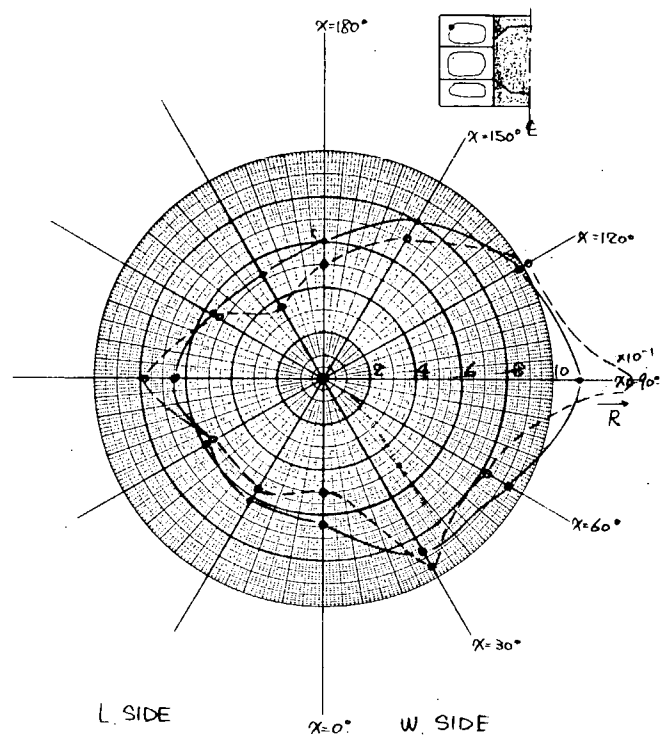


図 2.1.27 Trans. Ring の Face の直応力の
短期海面に於ける標準偏差分布
(Gunwale Corner)

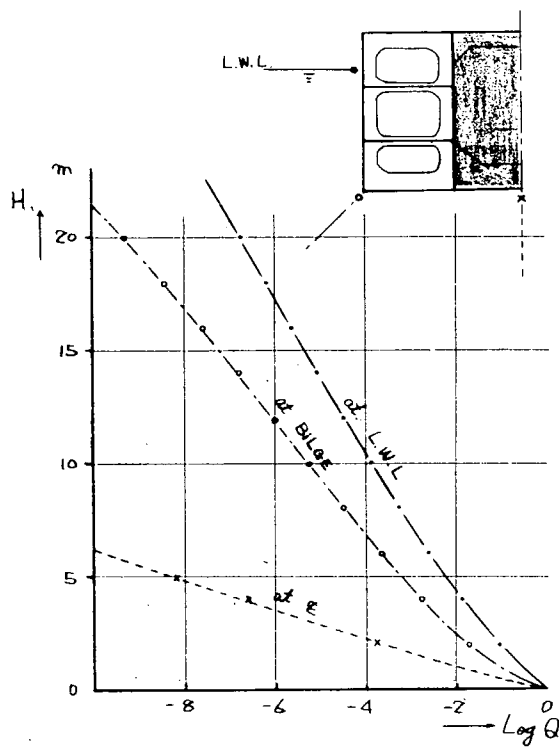


図 2.1.28 波浪変動荷重の長期分布
(All heading in
short crested
waves)

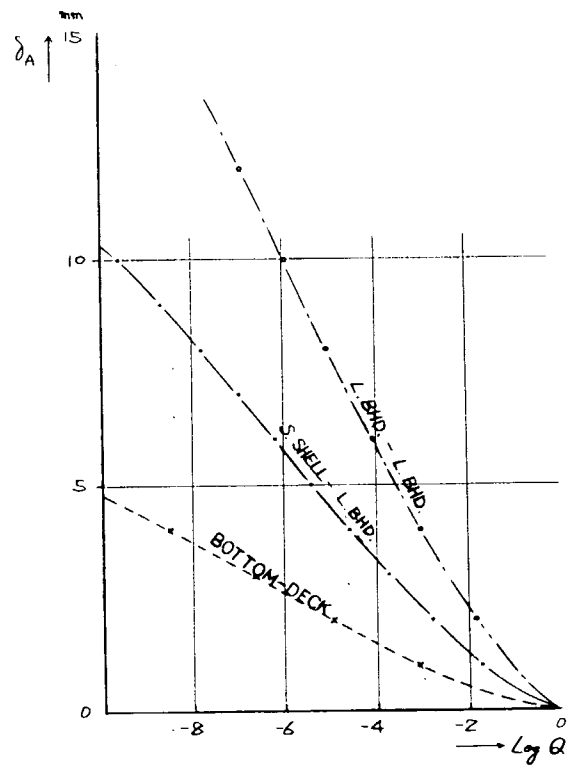


図 2.1.29 主縦通部材間相対変位の長期分布
(All heading in
short crested waves)

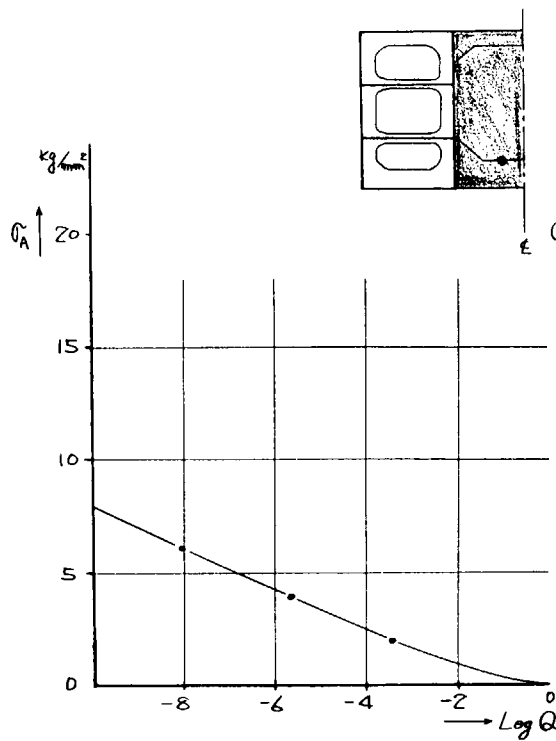


図 2.1.30 Trans. Ring の Face の
直応力の長期分布
(C.TK, Bottom Trans.)

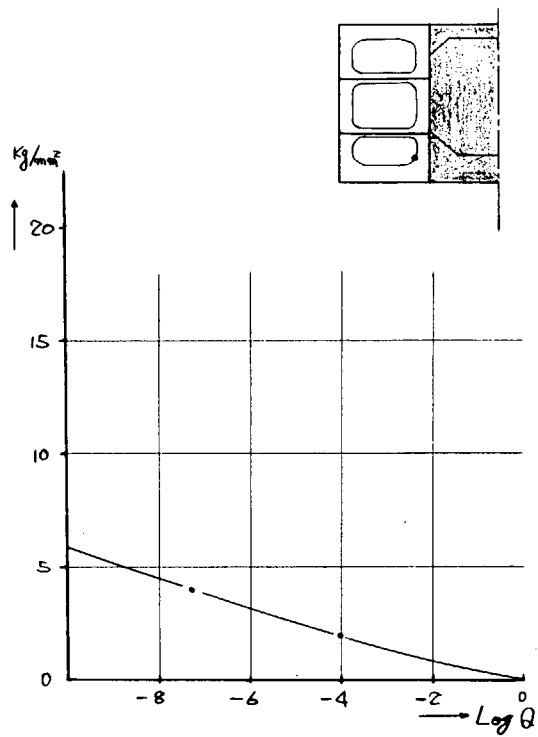


図 2.1.31 Trans. Ring の Face の
直応力の長期分布
(W.TK, Bottom Trans.
Corner)

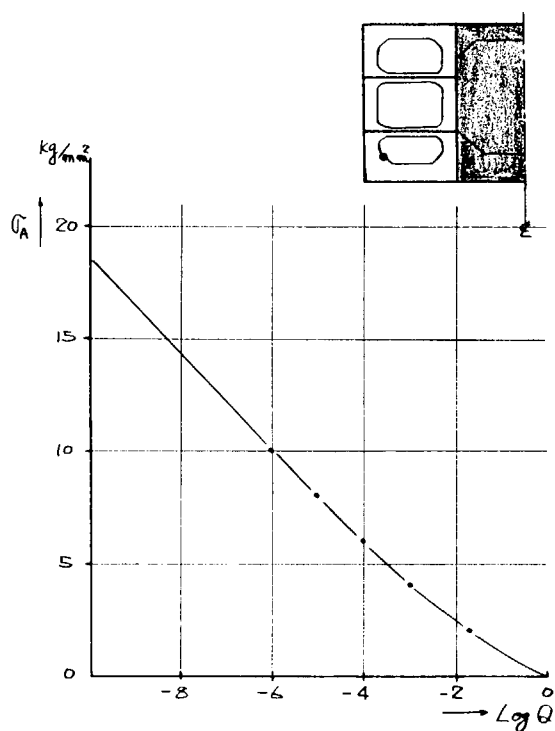


図 2.1.32 Trans. Ring の Face の
直応力の長期分布
(Bilge Corner)

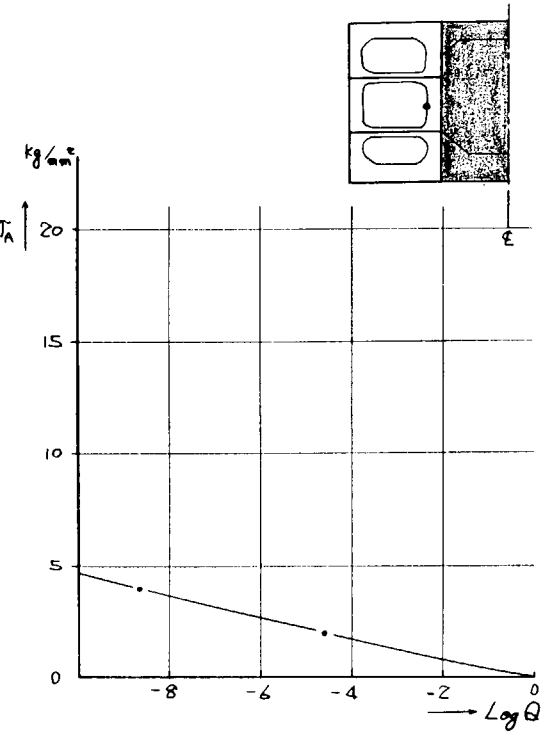


図 2.1.33 Trans. Ring の Face の
直応力の長期分布
(V. Web or L. Bhd)

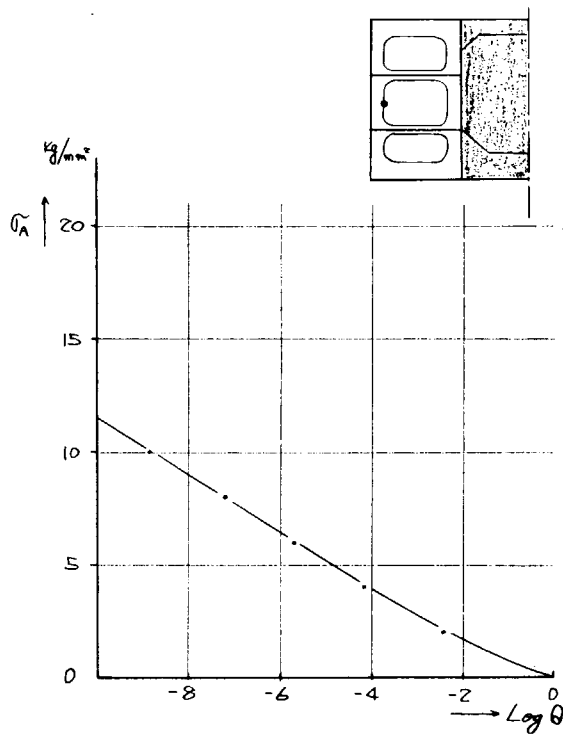


図 2.1.34 Trans. Ring の Face の
直応力の長期分布
(Side Trans)

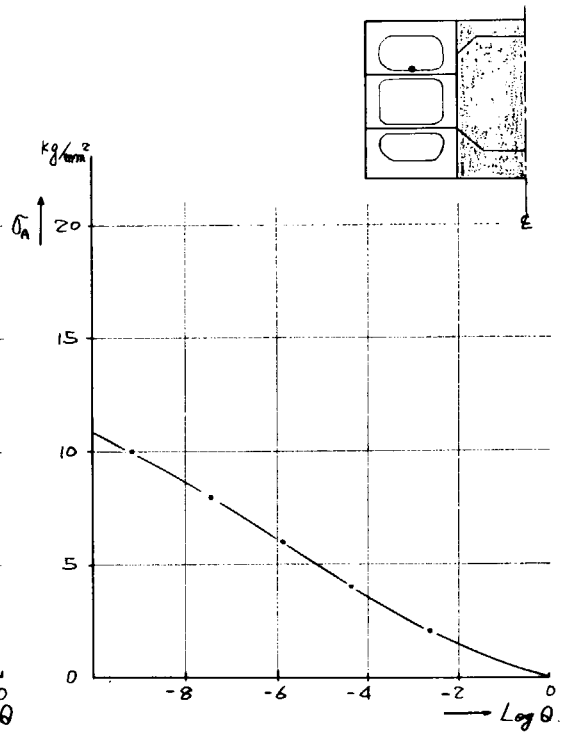


図 2.1.35 Trans. Ring の Face の
直応力の長期分布
(Upper Strut)

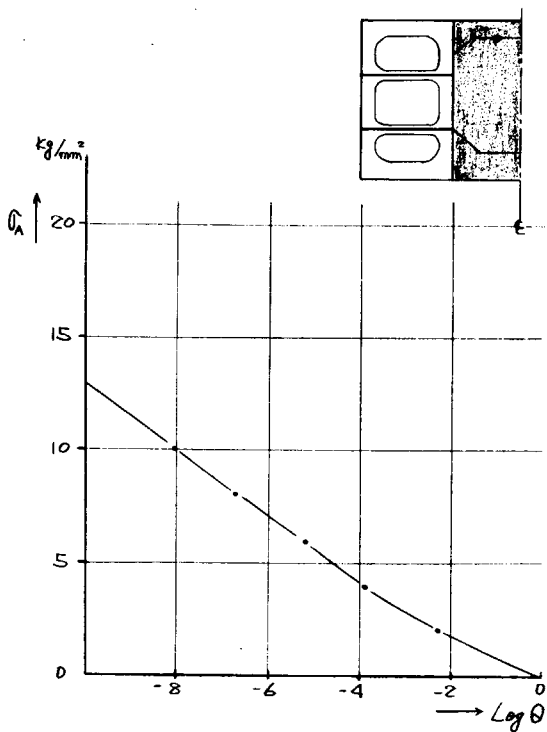


図 2.1.36 Trans. Ring の Face の
直応力の長期分布
(C. TK. Deck Trans.)

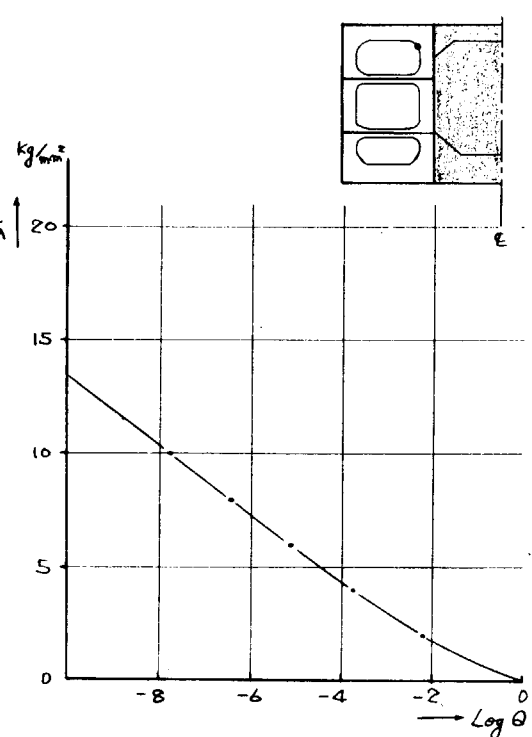


図 2.1.37 Trans. Ring の Face の
直応力の長期分布
(W. TK. Deck Trans.
Corner)

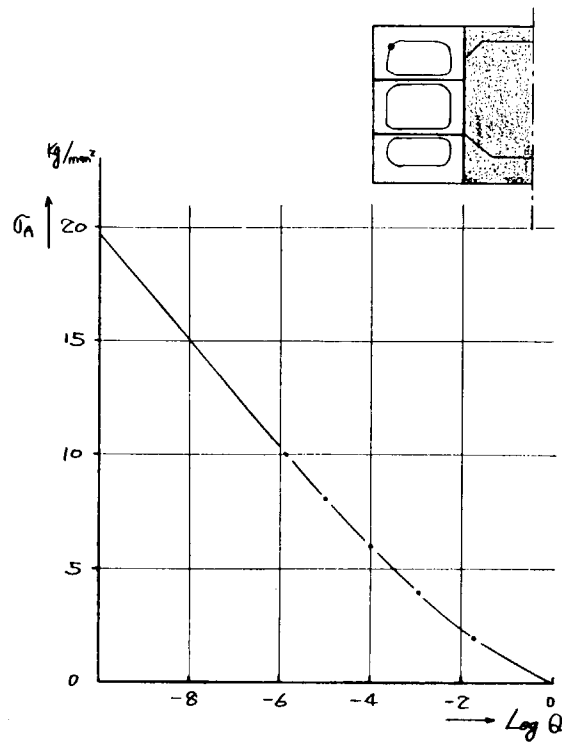


図 2.1.38 Trans. Ring の Face の
直応力の長期分布
(Gunwale Corner)

SCALE: σ_{FACE} 0 10 20 Kg/mm^2

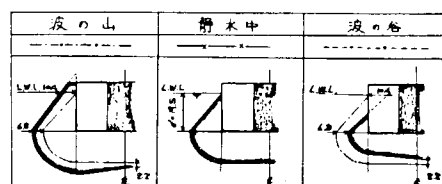
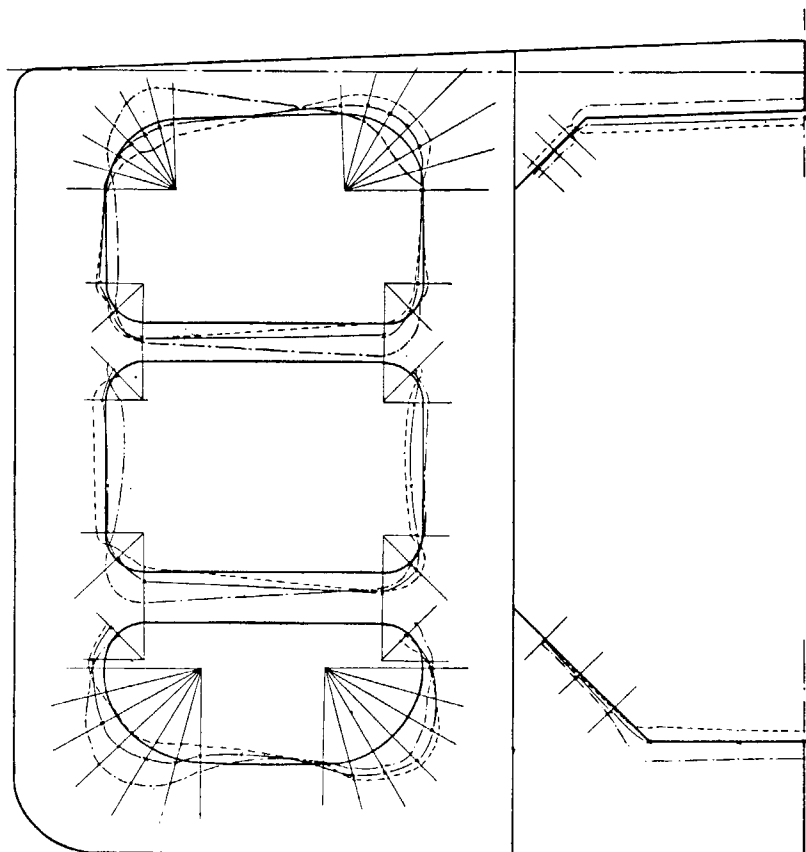


図 2.1.40 簡易計算による Trans. Ring の Face の直応力分布

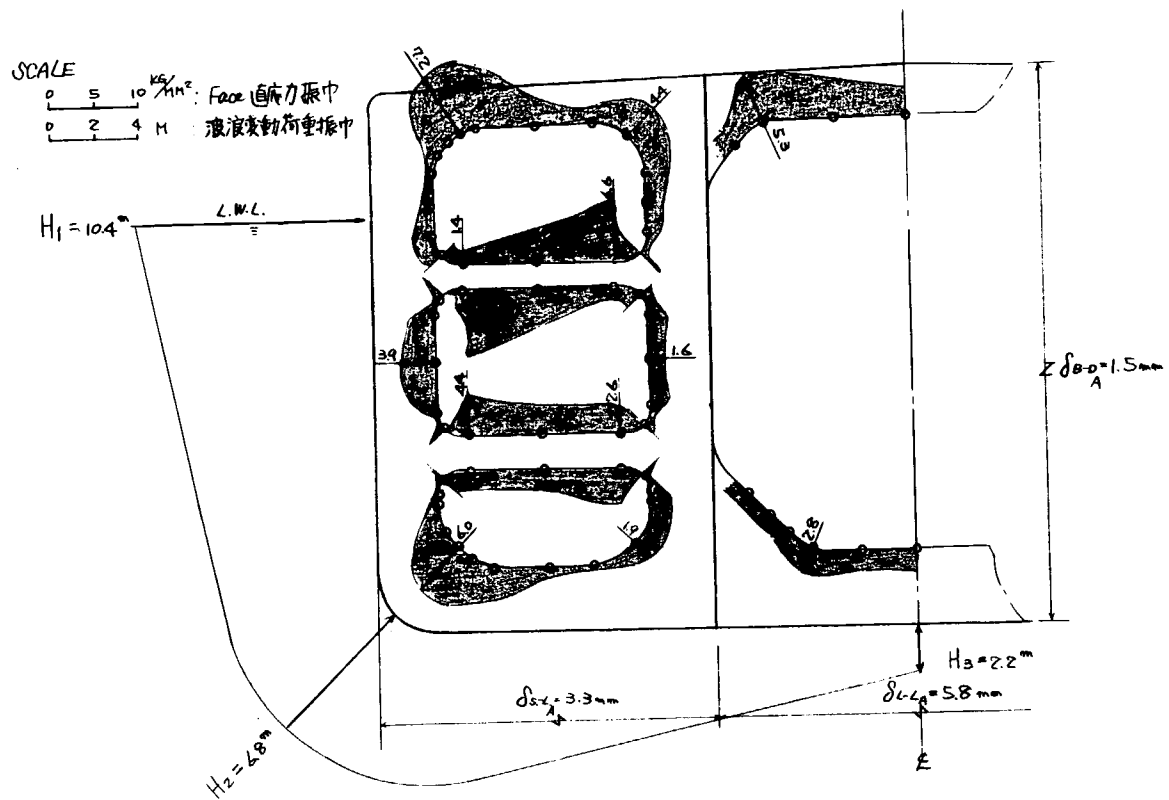


図 2.1.39 10^{-4} 確率レベルに於ける各長期予測値 (トータルシステムによる)

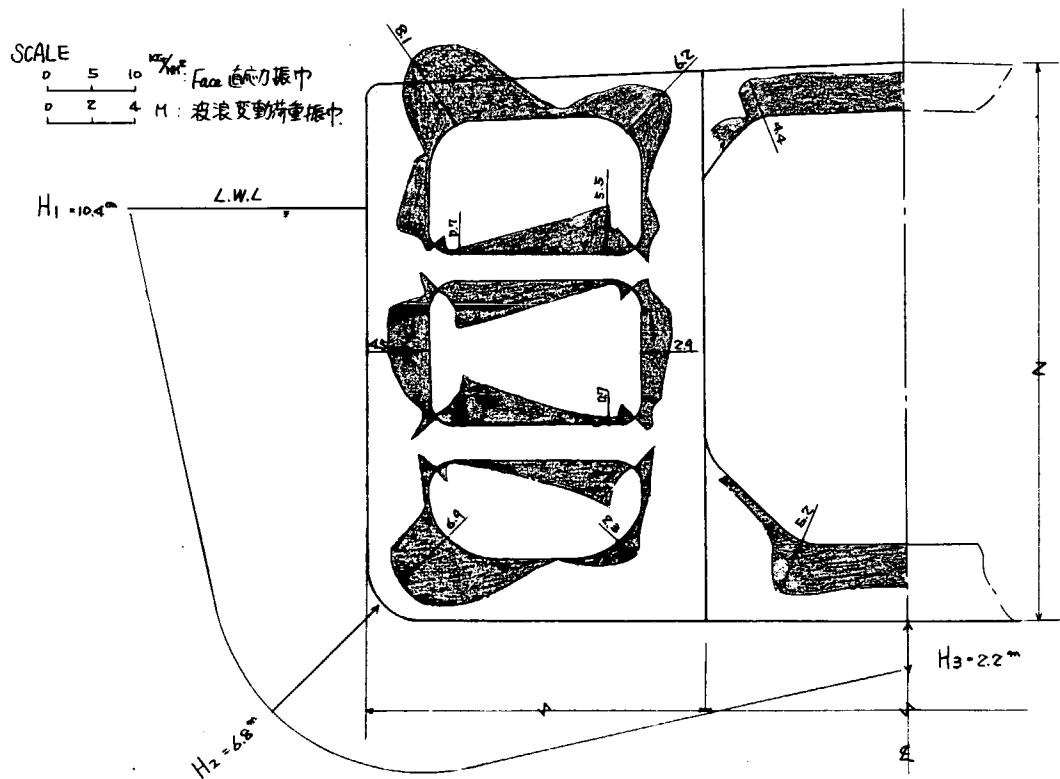


図 2.1.41 簡易計算による Trans. Ring の Face の直応力の応力振巾

2.1.2 計算結果（日本海事協会）

日本海事協会においては、昨年度に船体横強度解析に関するトータルシステムの電算プログラムを開発した。本年度はこのプログラムを用いて大型タンカーのトランスリング及び横隔壁付き水平桁の面材の応力について解析したので、その結果を報告する。

(1) 解析対象船の主要目及び計算条件

解析の対象船は、24万DWT型Vertical Main 構造方式のタンカーで、当SR134部会において採用した標準構造船である。その船体主要目を表2.1.1に、船体運動解析における計算条件を表2.1.2に、船体中央横断面図を図2.1.44に示す。

表 2.1.1 主 要 目

垂線間長 (L_{PP})	304.00 m
型 幅 (B)	52.40 m
型 深 (D)	25.70 m

表 2.1.2 計 算 条 件

船 速	15.92 knot ($F_n = 0.15$)	1 Case
出 会 角	0°から45°きざみで315°まで	8 Case
波 長	$V_L/\lambda = 0.4$ から 0.2 きざみで 1.8 まで	8 Case
波 高	4 m から 4 m きざみで 16 m まで	4 Case

(2) 載貨状態及び諸性能

解析を行なった荷重状態は、満載状態1及びバラスト状態2の計3状態で、そのタンク積載状態及び各状態における排水量、吃水、トリム等を図2.1.45～図2.1.47に示す。

(3) 不規則変動応力の処理

通常トータルシステムと呼ばれているこの種の解析法は、まず規則波中の諸応答を求めておいて、これを線型重ね合わせの手法により統計処理するものである。本システムもこの方法を採用しているが、規則波中においても応答が単絃波とにならない問題がある。

即ち、規則波中で船体が運動しているとき、それにより発生

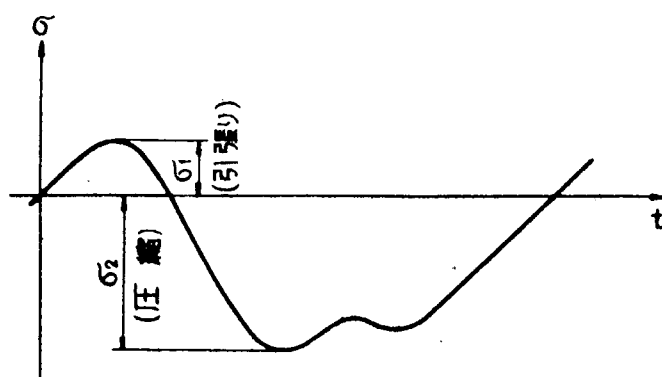


図 2.1.42 非線型応答

する横荷重はもはや線型応答とはならず、従って応力の変動も図 2.1.42 のように不規則な波形が現われる。しかし、統計処理の手法は、現状では上記の線型重ね合わせ理論の他に実用的なものが開発されていないので、このような不規則な変動を何らかの形で線型化して使用せざるを得ない。今回の報告では次の Procedure 1 ないし 3 に示す種類の線型化により解析を行なった。

Procedure 1 (図 2.1.43 (a))

変動応力 σ から静水中応力 σ_s を引いたうえで、最大変動幅の $\frac{1}{2}$ を振幅とする単絃波に置換

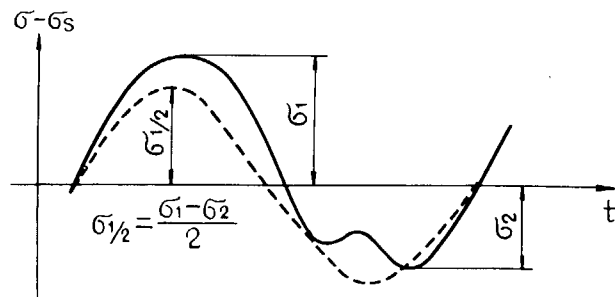


図 2.1.43 (a) Procedure 1

Procedure 2 (図 2.1.43 (b))

変動応力 σ から静水中応力 σ_s を引いたうえで、最大値 σ_1 (正) を振幅とする単絃波に置換

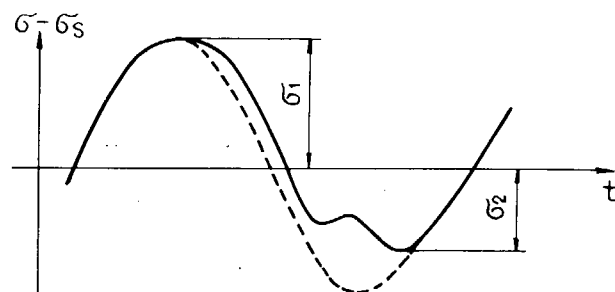


図 2.1.43 (b) Procedure 2

Procedure 3 (図 2.1.43 (c))

変動応力 σ から静水中応力 σ_s を引いたうえで、最小値 σ_2 (負) を振幅とする単絃波に置換

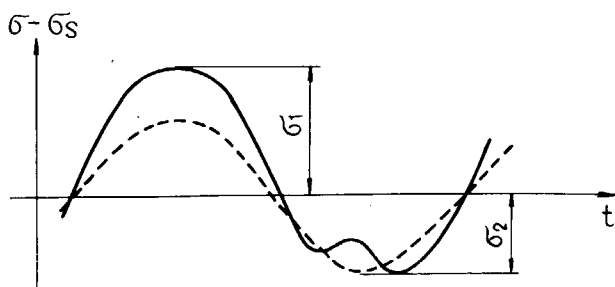


図 2.1.43 (c) Procedure 3

(4) タンク中央のトランスリングの面材の応力

船体中央部のNo.4タンクを取出して図 2.1.48 のようにモデル化し、タンク中央のトランスリングについて静水中の応力及び冬期北大西洋における 10^8 回変動の応力の最大期待値を計算した。計算は(2)で述べた CASE 1 (FULL LOAD CONDITION) と CASE 2 (NORMAL BALLAST CONDITION) の2つの状態について行なった。CASE 1 の計算結果を図 2.1.49 ~ 図 2.1.52 に、CASE 2 のそれを図 2.1.53 ~ 図 2.1.56 に示す。図 2.1.49 は静水中応力 σ_s の分布である。図 2.1.50 は(3)で説明した

変動応力の処理方法 Procedure 1 ～ 3 のそれぞれについて統計処理を行なったものであり、 σ の上の記号(～) は σ について統計処理をした事を示す。例えば $\bar{\sigma}_{1/2}$ は Procedure 1 により線型化した $\sigma_{1/2}$ について統計処理を行なった事を示す。図 2.1.51 は静水中応力 σ_s の両側に $\bar{\sigma}_{1/2}$ を重ね合わせたものであり、実際に発生すると期待される応力の異常値の分布である。図 2.1.52 は図 2.1.51 と同様に静水中応力と変動分とを重ね合わせたものであるが、静水中応力 σ_s に、引張り側は $\bar{\sigma}_1$ を、圧縮側は $\bar{\sigma}_2$ を重ねている。図 2.1.51 と図 2.1.52 で、これらの線によってはさまれた部分が応力の存在範囲という事になるが、 σ_s に対して引張り側も圧縮側も同じ値としてある図 2.1.51 の方が線型重ね合わせの理論に関しては忠実であり、引張り側と圧縮側とで異なる値を重ねた図 2.1.52 は理論上は問題があるが実際の傾向にはむしろ良く合っていると考えられる。図 2.1.53 ～図 2.1.56 は、CASE 2 の状態について CASE 1 と同様に表わしたものである。

次に、No.2 タンクを No.4 タンクと同じく図 2.1.48 のモデル A のようにモデル化し、(2) で述べた CASE 3 (BALLAST CONDITION) の状態についてタンク中央のトランスリングの面材の応力を計算した結果が図 2.1.57 ～図 2.1.60 で、図 2.1.49 ～図 2.1.52 と同様の方法で表わしてある。

(5) 横隔壁附近の各種の桁の面材の応力

大型タンカーの横隔壁を支持する水平桁又は立て桁は、大きなブラケットを介して隣接する 1 ないし 2 トランスリングとサイドストリンガーで結合されたり、船底縦桁、甲板縦桁に接続している。このように横隔壁附近の構造は、大骨(桁)が縦、横、立ての方向に相互に結合されているほか、横隔壁に隣接するトランスリングは、タンククリーニングの関係上、ストラットを有しないものがあるなど、複雑な構造をなしている。さらに、荷重に関しても、独立したトランスリングにおいて通常考慮されていた船体横断面内の荷重のほか、縦曲げモーメント、垂直剪断力、水平曲げモーメント、水平剪断力、横隔壁面外荷重などを同時に考慮しなければ、この附近の強度解析は十分なものとは言えない。しかもこれらが変動荷重の場合は、その複雑さはさらに累加する。

今回、NK が開発した船体横強度解析に関するトータルシステムは、前記のような複雑な構造、複雑な荷重に対しても解析できるよう考慮されている。今回解析を行なった箇所は、(1) に述べた解析対象船の No.4 タンクと No.5 タンクの間横隔壁を挟んだ 5 トランススペース間の部分で、計算に用いたモデルを図 2.1.61 モデル B に示す。

荷重状態は、(2) で述べた CASE 1 (FULL LOAD CONDITION) で、横隔壁に隣接するトランスリング(ストラットなし)の面材及び横隔壁付き水平桁の面材について静水中の応力及び冬期北大西洋における 10^8 回変動の応力の最大期待値を計算した。解析は、まず、船体縦強度解析に関するトータルシステムのプログラムにより全船解析を行なって解析対象部分における変動荷重及びその前後端断面の位置の断面力(縦曲げモーメント、垂直縦剪断力等)を求め、次いでこれを船体横強度解析のトータルシステムに荷重として入力した。

(a) 横隔壁に隣接するトランスリングの面材の応力

計算対象部分の横隔壁に隣接する No.4 タンク内の NO STRUT のトランスリングの面材の応力を計算した結果を、図 2.1.62 ～図 2.1.65 に示す。図 2.1.62 は前記した CASE 1 (FULL LOAD CONDITION) の静水中における応力分布を示す。

同図には、本解析と同じ構造モデル及び荷重条件で、PASSAGE の汎用プログラムを用いて計算した結果をも示した。これによれば、両者はほぼ良好な一致を示しており、本システムの構造解析部分は概ね妥当な

ものと考えられる。

図 2.1.63 は同面材に生じる変動応力成分で、前述した Procedure 1～3 の線型化の方法の間には顕著な相違は見られない。

図 2.1.64 及び図 2.1.65 は、静水中の応力に変動応力成分を加えて表わしたもので図 2.1.64 は、 σ_s の正負の両側に $\tilde{\sigma}_{1/2}$ を加えたもの、図 2.1.65 は、 σ_s の正及び負の側に $\tilde{\sigma}_1$ 及び $\tilde{\sigma}_2$ をそれぞれ加えたものである。

(b) 横隔壁付き水平桁の面材の応力

計算対象部分の横隔壁に設けられた最下の水平桁の応力分布を図 2.1.66～図 2.1.69 に、中央の水平桁の応力分布を図 2.1.70～図 2.1.73 に、最上の水平桁の応力分布を図 2.1.74～図 2.1.77 に示す。これらの図には、それぞれ前と同様に、CASE 1 (FULL LOAD CONDITION) の静水中における応力分布、変動応力成分の分布及びこれらを加えた応力分布を示したものを含んでいる。

(c) 考 察

今回横隔壁附近の各種の桁の面材の応力を、モデル B について計算の結果、かなり高い応力値が計算されている個所があり、その傾向は特にトランスリングの応力分布において著しい。これについては今後さらに検討を要するが、現在まで調査した結果考えられる原因としては、プログラム上の問題ではなく、計算モデルにあると推定される。

前述のように、モデル B はその両端において船体縦強度解析のトータルシステムから得られる断面力を荷重として入力しているが、この断面が、構造的にトランスリングであるため面内剛性が小さく、そのため加えられた断面力による変形が大きくなり、それによって計算対象部分の構造が全体として大きな変位を強制される結果となり、大きな応力が算出されたものと思われる。これを解決するためには、計算モデルの両端を横隔壁まで拡張する必要がある。次回はこのようなモデルにより、さらに検討したい。

従って今回のこの項に関しては、計算結果の数値にはさらに検討を要するが、計算方法を主体として報告した。

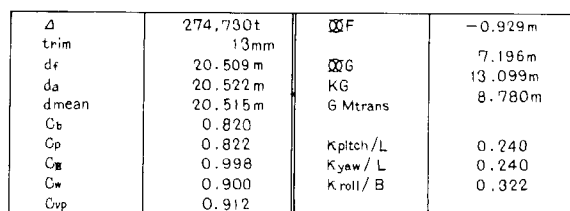
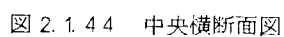
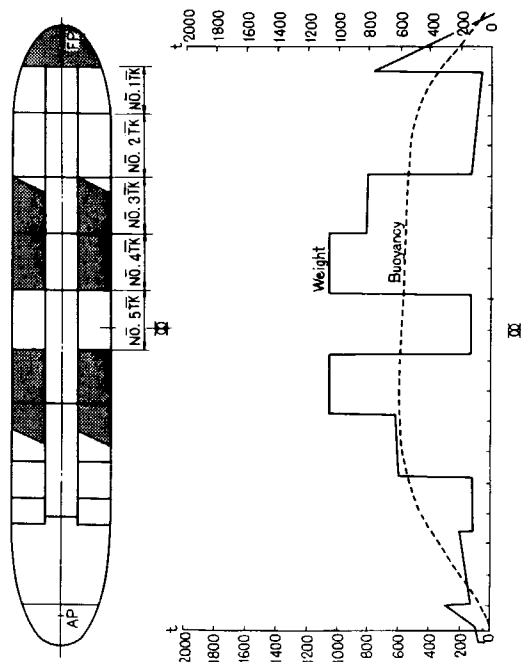


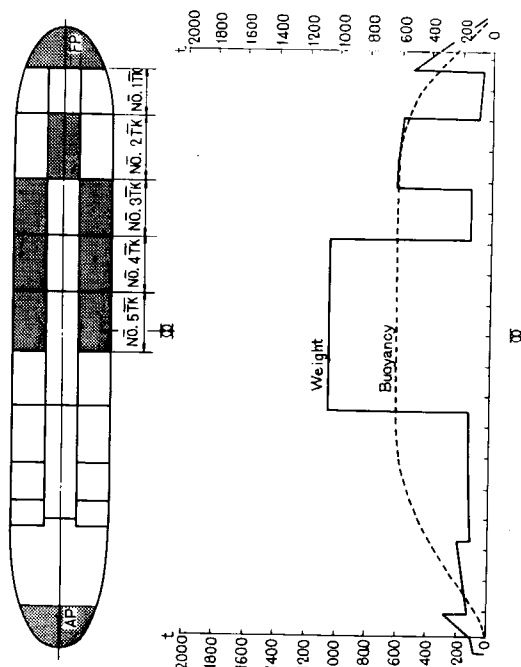
圖 2.1.45 波貨狀態 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)



Δ	139.425t	ΣF	7.173m
trim	2.937mm	ΣG	6.983m
df	9.509m	KG	19.099m
da	12.446m	G Mtrans	12.303m
dmean	10.906m		
Cb	0.782	Kpitch/L	0.229
Cp	0.780	Kyaw/L	0.229
Cm	0.591	Kroll/B	0.322
Cw	0.837		
Cup	0.929		

図 2.1.4.6 載貨状態

(CASE 2, NORMAL BALLAST CONDITION)



Δ	146.849t	ΣF	7.800m
trim	42mm	ΣG	11.501m
df	11.434m	KG	19.099m
da	11.476m	G Mtrans	11.498m
dmean	11.454m		
Cb	0.785	Kpitch/L	0.213
Cp	0.788	Kyaw/L	0.213
Cm	0.997	Kroll/B	0.313
Cw	0.833		
Cup	0.943		

図 2.1.4.7 載貨状態

(CASE 3, BALLAST CONDITION)

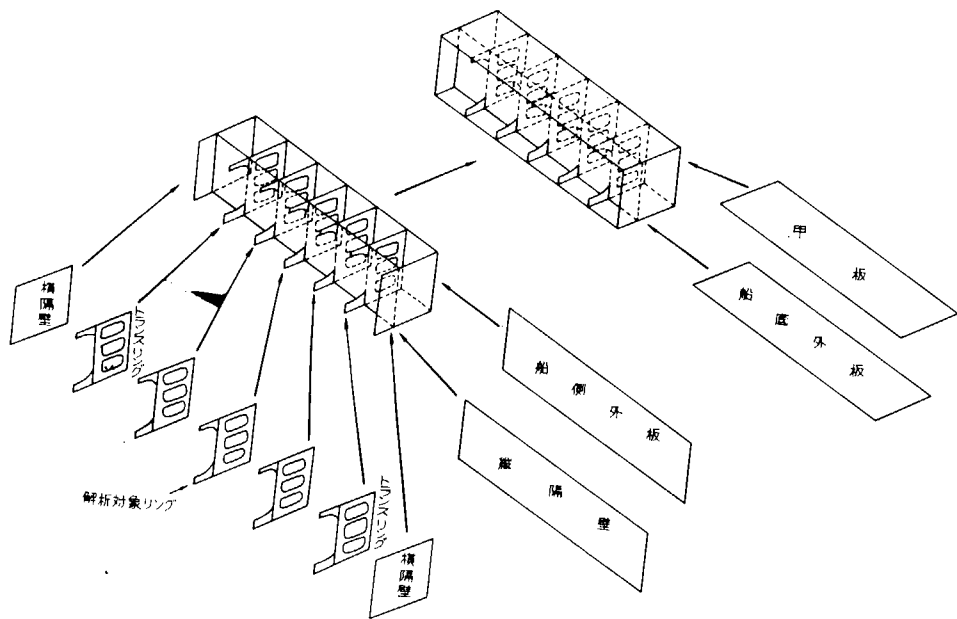


図 2.1.48 モデル A

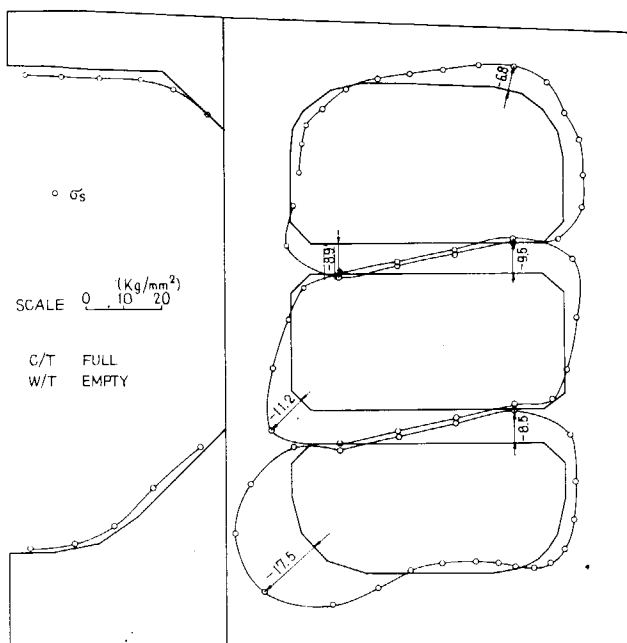


図 2.1.49 トランスリングの面材の静水中における応力分布 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

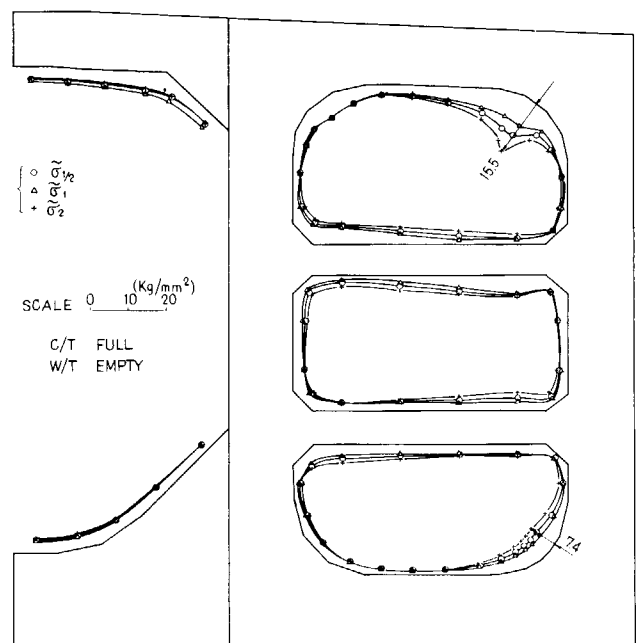


図 2.1.50 トランスリングの面材の変動応力成分 (不規則変動の処理による差) 冬季北大西洋, 10^8 回変動の最大期待値 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

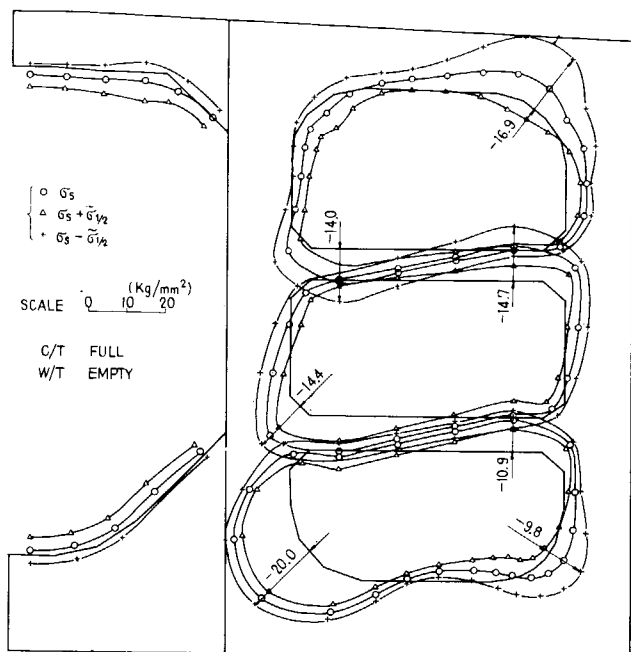


図 2.1.51 トランスリングの面材の応力（静水中+変動分）の分布(1)
(CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

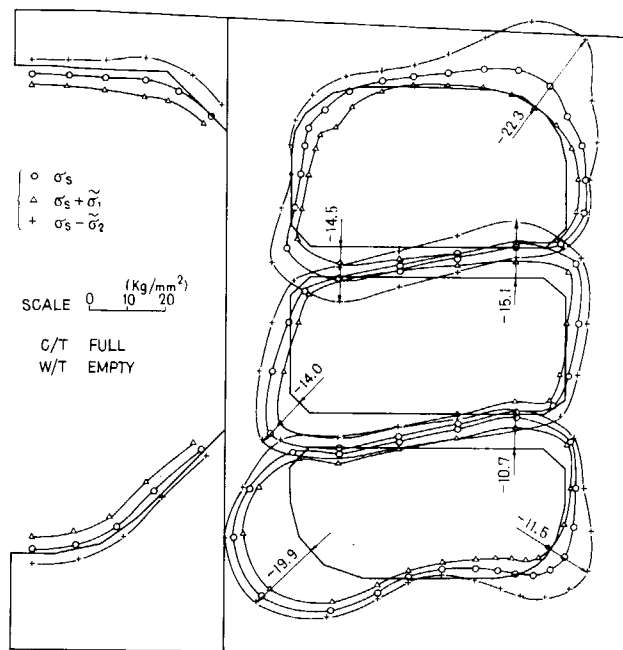


図 2.1.52 トランスリングの面材の応力（静水中+変動分）の分布(2)
(CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

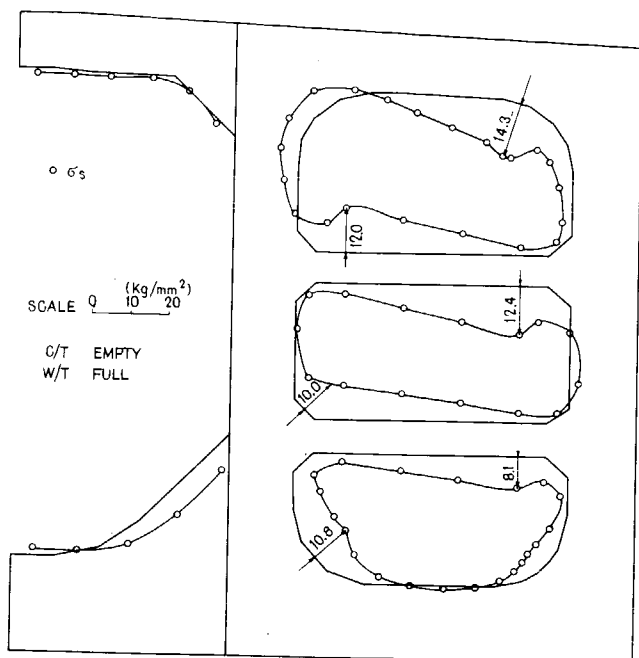


図 2.1.53 トランスリングの面材の静水中における応力分布 (CASE 2, NORMAL BALLAST CONDITION)

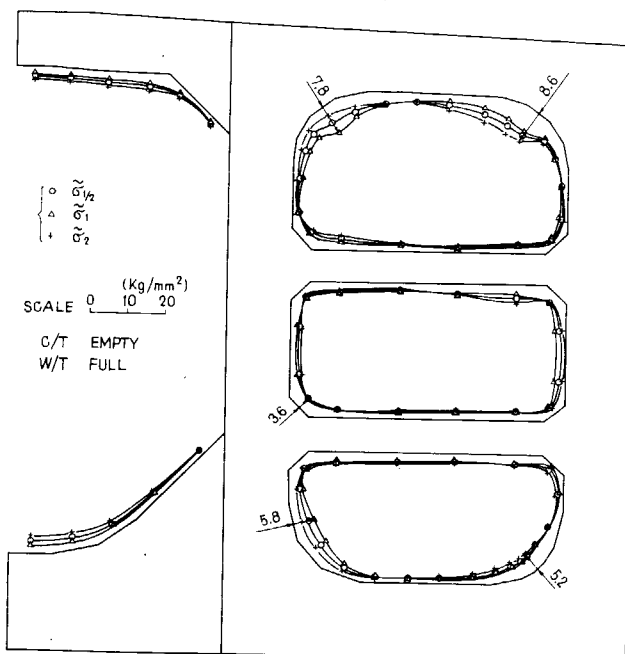


図 2.1.54 トランスリングの面材の変動応力成分(不規則変動の処理による差)
冬季北大西洋, 10⁸回変動の最大期待値
(CASE 2, NORMAL BALLAST CONDITION)

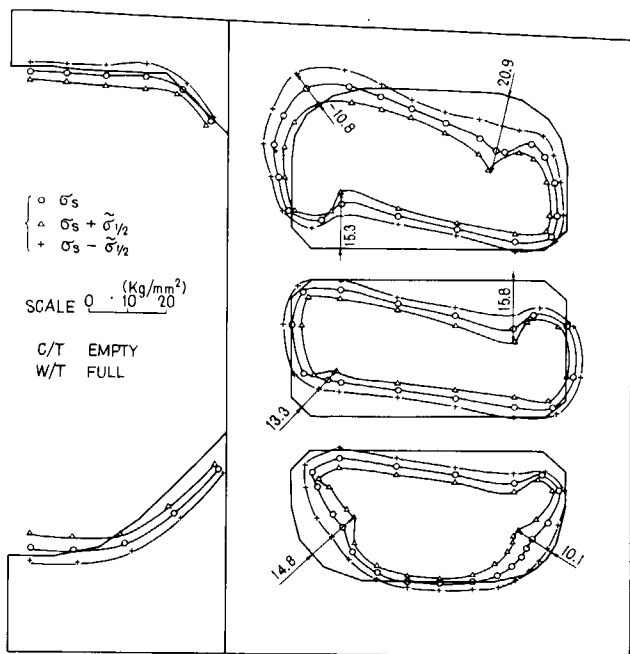


図 2.1.55 トランスリングの面材の応力（静水中+変動分）の分布(1) (CASE 2, NORMAL BALLAST CONDITION)

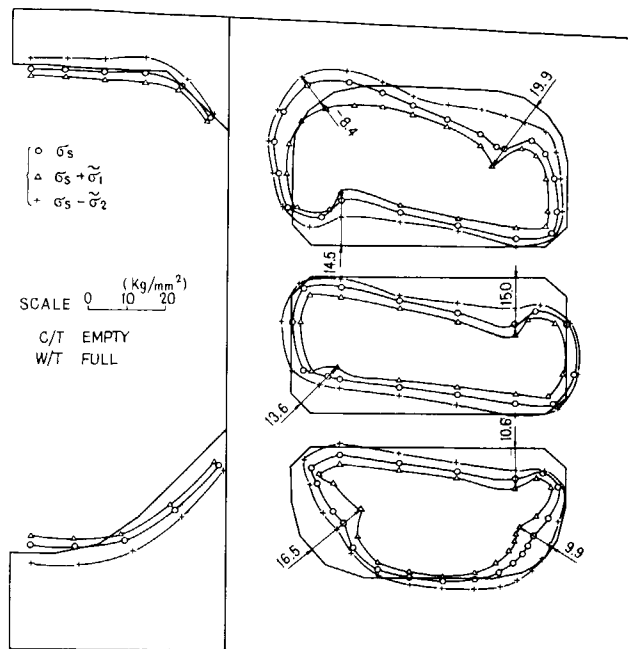


図 2.1.56 トランスリングの面材の応力（静水中+変動分）の分布(2) (CASE 2, NORMAL BALLAST CONDITION)

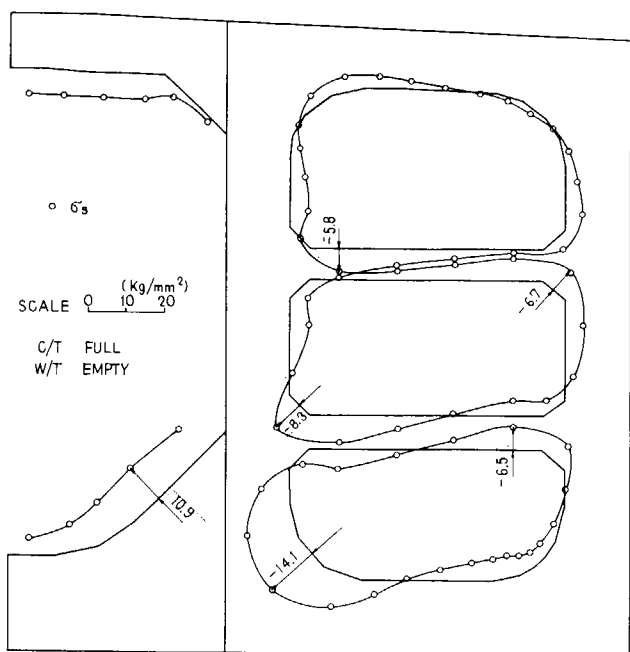


図 2.1.57 トランスリングの面材の静水中における応力分布 (No.2 TANK, CASE 3, BALLAST CONDITION)

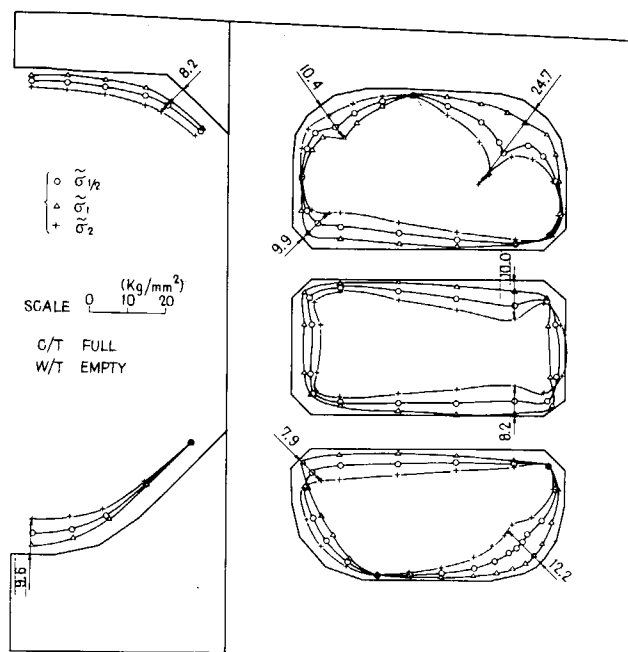


図 2.1.58 トランスリングの面材の変動応力成分（不規則変動の処理による差）
 冬季北大西洋，10⁸ 回変動の最大期待値
 (No.2 TANK, CASE 3, BALLAST CONDITION)

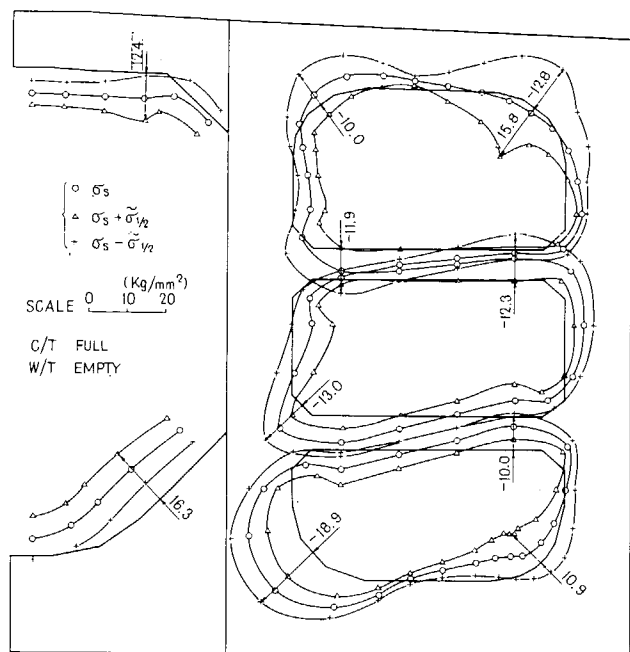


図 2.1.59 トランスリングの面材の応力（静水中＋変動分）の分布(1)（No.2 TANK, CASE 3, BALLAST CONDITION）

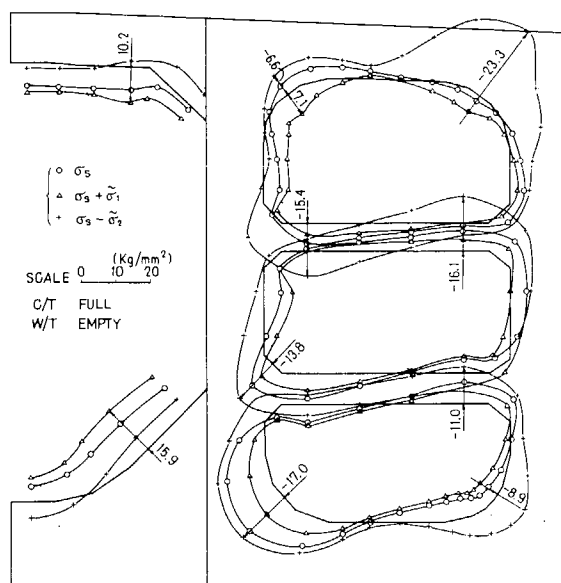


図 2.1.60 トランスリングの面材の応力（静水中＋変動分）の分布(2)（No.2 TANK, CASE 3, BALLAST CONDITION）

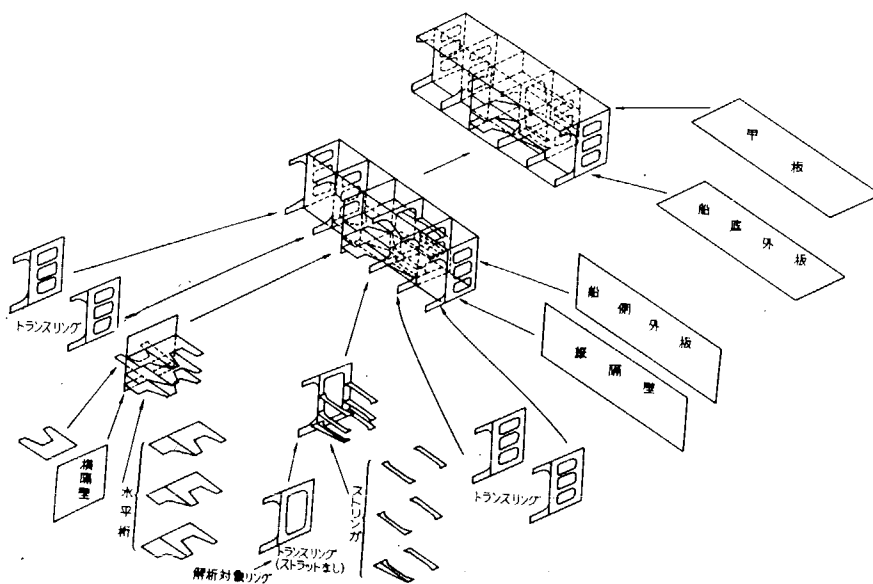


図 2.1.61 モデル B

STRESS OF RING IN STILL WATER

SCALE (KG/MM²) — 10.0

○ PASSAGE
○ TSSA

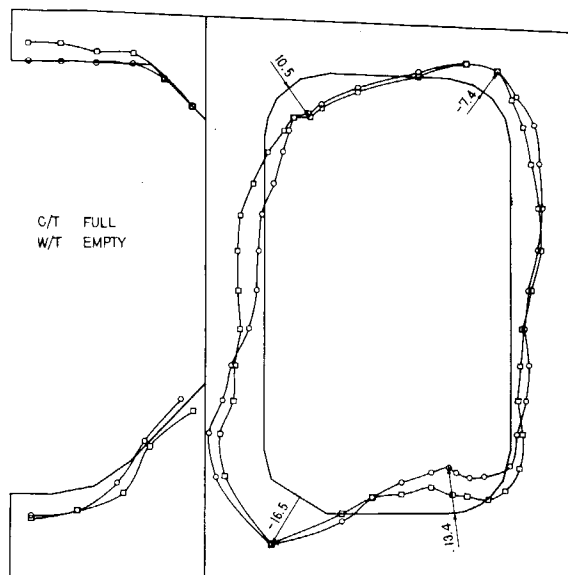


図 2.1.62 横隔壁に隣接するトランスリングの面材の静水中における応力分布 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

TRANS RING

SCALE (KG/MM²) — 50.0

○ PROCEDURE 1
○ PROCEDURE 2
△ PROCEDURE 3

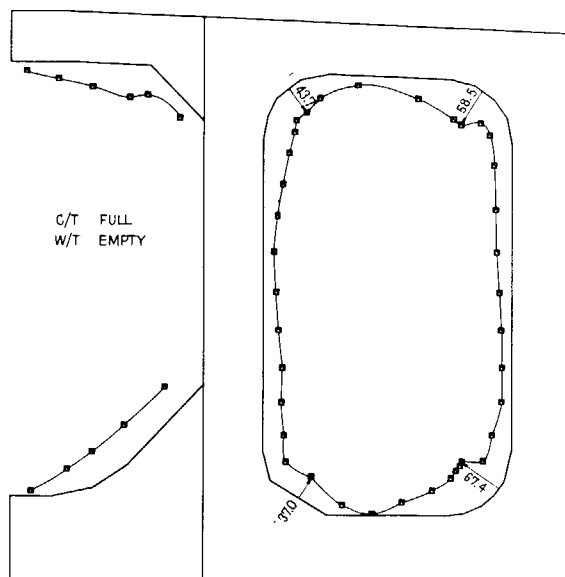


図 2.1.63 横隔壁に隣接するトランスリングの面材の変動応力成分 (不規則変動の処理による差) 冬季北大西洋, 10^8 回変動の最大期待値 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

TRANS RING

SCALE (KG/MM²) — 50.0

○ STILL WATER
○ STILL + PROC. 1
△ STILL - PROC. 1

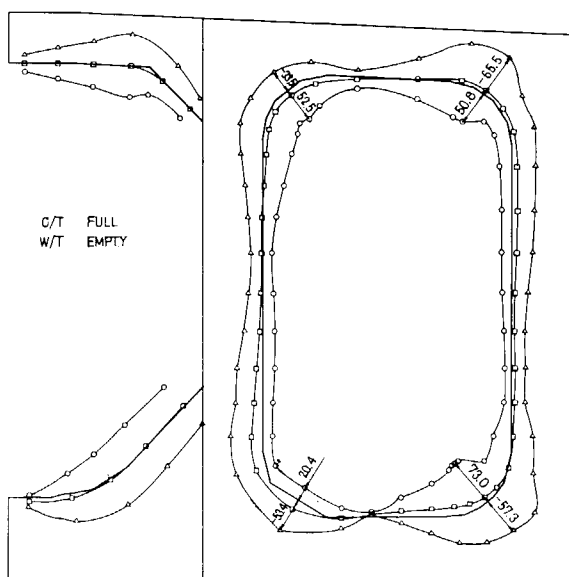


図 2.1.64 横隔壁に隣接するトランスリングの面材の応力 (静水中+変動分) の分布(1) (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

TRANS RING

SCALE (KG/MM²) — 50.0

○ STILL WATER
○ STILL + PROC. 2
△ STILL - PROC. 3

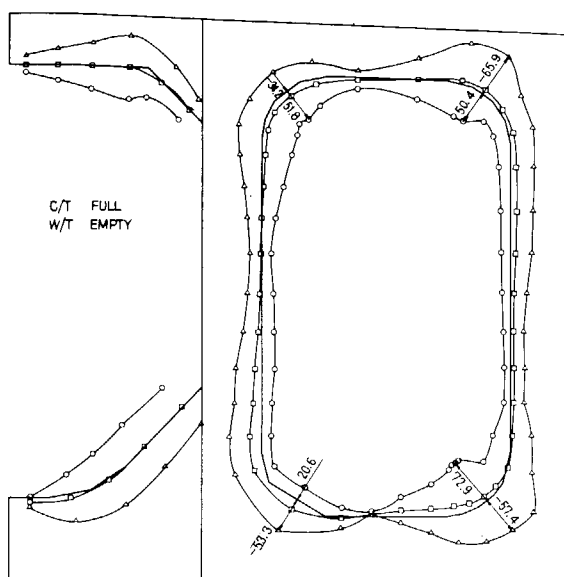


図 2.1.65 横隔壁に隣接するトランスリングの面材の応力 (静水中+変動分) の分布(2) (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

LOWEST HORIZONTAL GIRDER

SCALE (KG/MM²) — 10.0

□—□ STILL WATER

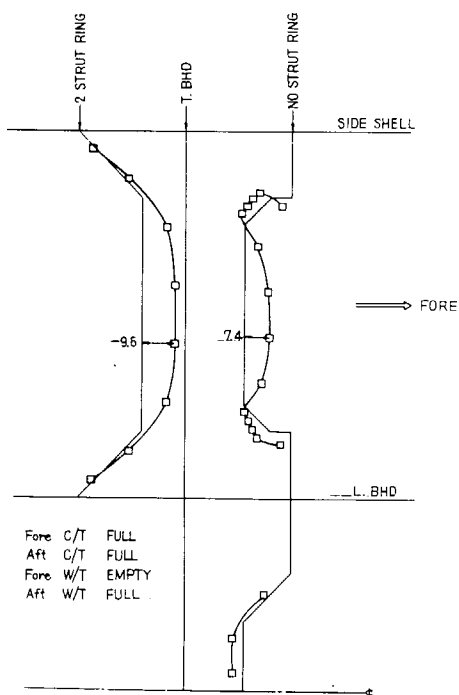


図 2.1.66 横隔壁付き最下水平桁の面材の静水中における応力分布 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

LOWEST HORIZONTAL GIRDER

SCALE (KG/MM²) — 20.0

□—□ PROCEDURE 1
○—○ PROCEDURE 2
△—△ PROCEDURE 3

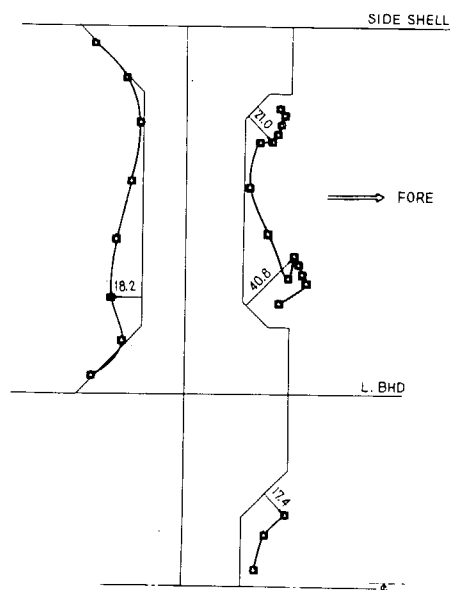


図 2.1.67 横隔壁付き最下水平桁の面材の変動応力成分 (不規則変動の処理による差) 冬季北大西洋, 10⁸ 回変動の最大期待値 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

LOWEST HORIZONTAL GIRDER

SCALE (KG/MM²) — 20.0

□—□ STILL WATER
○—○ STILL + PROC. 1
△—△ STILL - PROC. 1

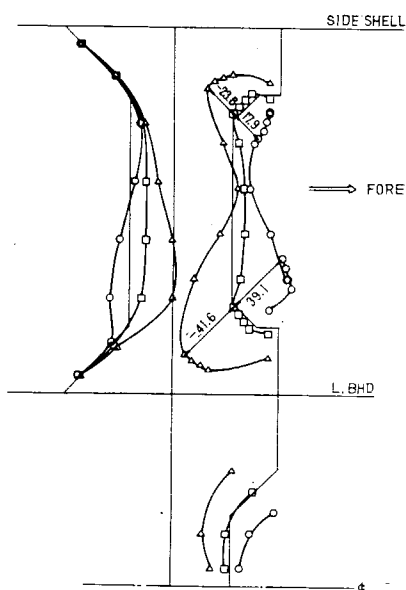


図 2.1.68 横隔壁付き最下水平桁の面材の応力 (静水中+変動分) の分布(1) (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

LOWEST HORIZONTAL GIRDER

SCALE (KG/MM²) — 20.0

□—□ STILL WATER
○—○ STILL + PROC. 2
△—△ STILL - PROC. 3

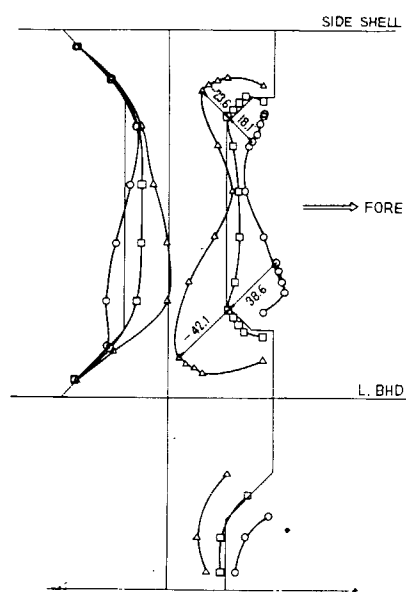


図 2.1.69 横隔壁付き最下水平桁の面材の応力 (静水中+変動分) の分布(2) (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

MIDDLE HORIZONTAL GIRDER

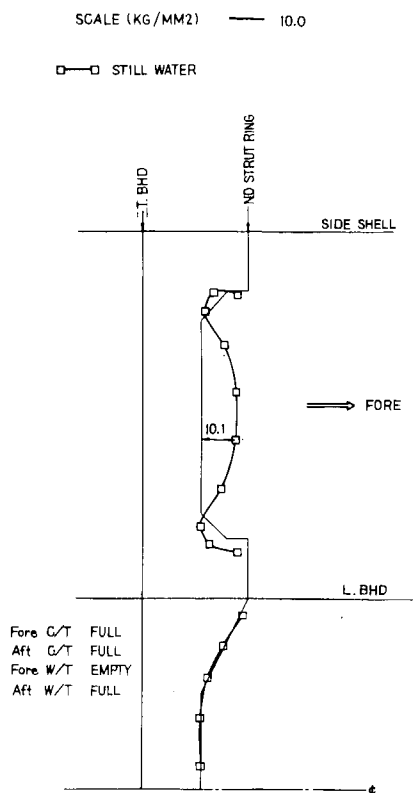


図 2.1.70 横隔壁付き中央水平桁の面材の静水中における応力分布 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

MIDDLE HORIZONTAL GIRDER

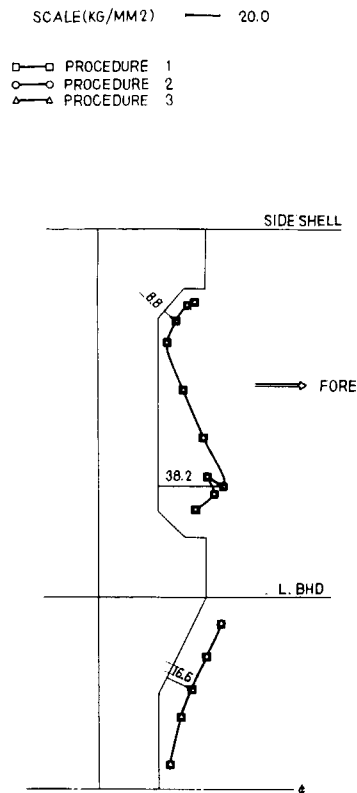


図 2.1.71 横隔壁付き中央水平桁の面材の変動応力成分(不規則変動の処理による差) 冬季北大西洋, 10^8 回変動の最大期待値 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

MIDDLE HORIZONTAL GIRDER

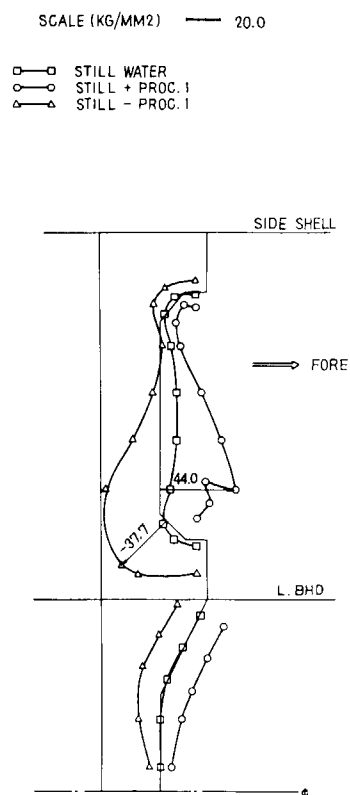


図 2.1.72 横隔壁付き中央水平桁の面材の応力 (静水中+変動分) の分布(1) (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

MIDDLE HORIZONTAL GIRDER

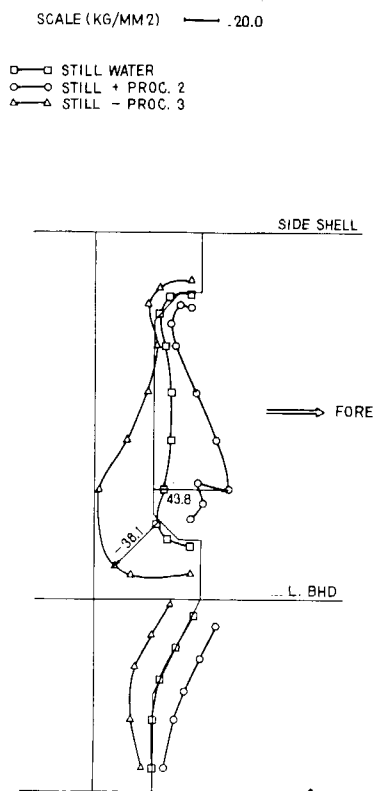


図 2.1.73 横隔壁付き中央水平桁の面材の応力 (静水中+変動分) の分布(2) (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

UPPERMOST HORIZONTAL GIRDER

SCALE (KG/MM²) — 10.0

□—○ STILL WATER

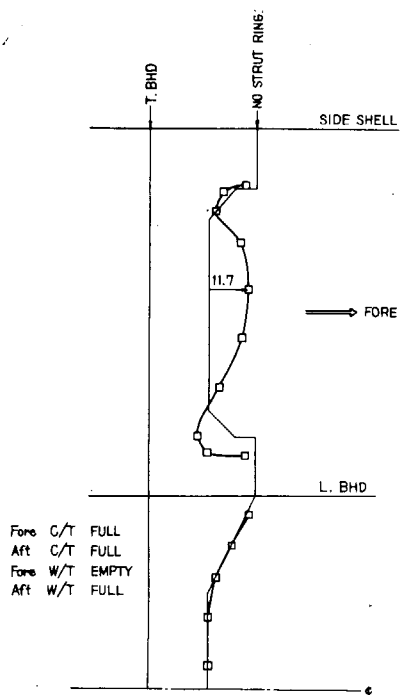


図 2.1.74 横隔壁付き最上水平桁の面材の静水中における応力分布 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

UPPERMOST HORIZONTAL GIRDER

SCALE (KG/MM²) — 20.0

□—○ PROCEDURE 1
○—○ PROCEDURE 2
△—△ PROCEDURE 3

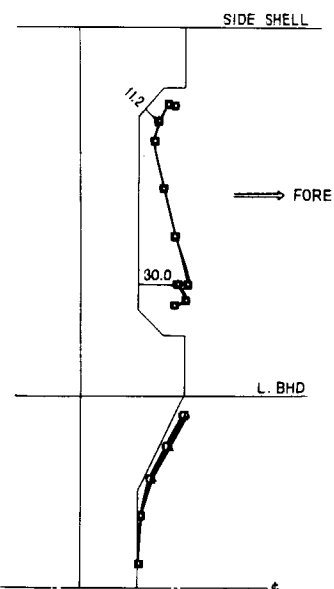


図 2.1.75 横隔壁付き最上水平桁の面材の変動応力成分 (不規則変動の処理による差) 冬季北大西洋, 10^8 回変動の最大期待値 (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

UPPERMOST HORIZONTAL GIRDER

SCALE (KG/MM²) — 20.0

□—○ STILL WATER
○—○ STILL + PROC. 1
△—△ STILL - PROC. 1

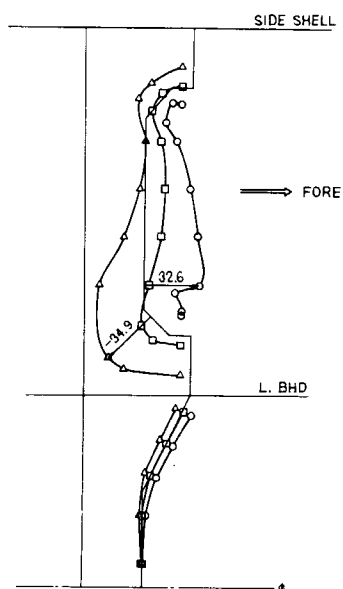


図 2.1.76 横隔壁付き最上水平桁の面材の応力 (静水中+変動分) の分布(1) (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

UPPERMOST HORIZONTAL GIRDER

SCALE (KG/MM²) — 20.0

□—○ STILL WATER
○—○ STILL + PROC. 2
△—△ STILL - PROC. 3

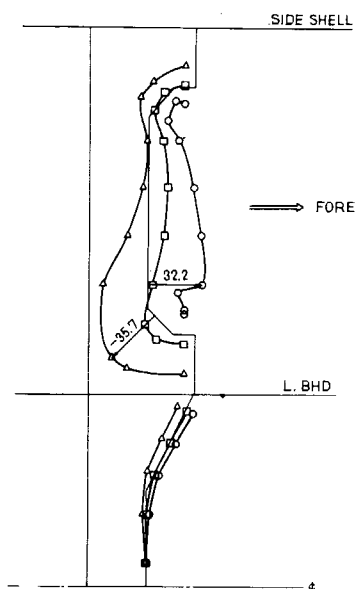


図 2.1.77 横隔壁付き最上水平桁の面材の応力 (静水中+変動分) の分布(2) (CASE 1, FULL LOAD CONDITION)

2.2 タンカー横強度部材に働く動的荷重による応力の計算

2.2.1 構造方式と付加応力の調査（川崎重工業）

船が波浪中を航行している時に、船体構造に生ずる付加応力（変動応力）についての調査の一部として、付加応力が構造方式によってどのように異なるかを調査することを昨年度決め、その第一段階として、昨年度はストラットレスパーチカルメイン構造方式の、270型タンカーのトランスリングに生ずる付加応力を計算した。これに引き続き、今年度はサイドストリンガー方式の230型タンカーのトランスリング及びサイドストリンガーに生ずる付加応力を計算したので以下に報告する。

(1) 供試船の概要

$$L_{PP} = 305 M_{00}$$

$$B_{mid} = 53 M_{00}$$

$$D_{mid} = 25 M_{00}$$

$$d_{mid} = 19 M_{62}$$

230,000 DWT OIL TANKER

タンク配置を図2.2.1に、中央横断面及びストリンガー図を図2.2.2、2.2.3に示す。

(2) 計 算 法

応力計算法は格子計算、立体骨組計算、平面有限要素法を組合せた計算法によって行なった。変動荷重には、昨年度にストリップ法による計算結果等を参考にして決めた基準変動荷重を用いた。

(a) 計算モデル

格子計算モデルを図2.2.4に示す。図に示すようにモデルは4.5タンク長さとし、対称荷重に対しては片玄モデル非対称荷重に対しては両玄モデルとした。立体骨組計算モデルを図2.2.5に示す。

平面有限要素法のメッシュ分割は、計算結果の応力図（例えば図2.2.8）に見られるようなものとし、要素は3角形3節点、4角形4節点の膜要素を用いた。節点総数はトランスリング両玄モデルで約1,000、サイドストリンガー両玄モデルで約1,500である。スキンの有効幅はトランススペースの60%とし棒要素でモデル化した。さらにフェースプレート、ウェブスティフナー、ブラケット類は適宜棒要素としてモデル化した。

(b) 荷 重

(i) 積付状態

前年度と同様に、舷側タンクにバラストを積んだバラスト状態を対象とした。格子モデル内のバラスト水の配置状態を図2.2.4に示す。

(ii) 変動荷重

前年度と同様に向波中の対称運動状態と、横波中の非対称運動状態の2つの荷重状態を採りあげた。その値としては、図2.2.6の最上段に示すような前年度と同じ基準変動荷重を用いた。

(iii) 境界条件

(イ) 格子計算モデル

図2.2.4に示すように両端で各部材とも単純支持とした。

(ロ) 立体骨組計算モデル

格子計算での上下方向変位を、船底外板と縦通部材との交点に与えた。またモデルの前後端は前後方向の変位を拘束している。

(ハ) 平面有限要素法モデル

トランスリングのモデルでは外板、縦隔壁、センターラインガーダに格子計算で得られた剪断力を上下に一樣に分布させた。またサイドストリンガーとの交差部に立体骨組計算で得られた剪断力を左右に一樣に分布させた。

非対称荷重に対しては、さらに甲板及び船底外板に水平方向剪断力を与え、モデル内でモーメントがバランスするようにした。

サイドストリンガーのモデルでは、上下方向部材との交差部に立体骨組計算で得られた剪断力をかけた。

荷重条件を図 2.2.6 に、支持条件を各変位図に示す。

(3) 計算結果

計算結果を図 2.2.7～図 2.2.14 に示す。なお、比較のため静水中直立状態の応力解析結果もあわせて図示した。以下応力は全て等価応力について検討する。計算結果から以下のことがわかった。

(a) 付加対称荷重

(i) トランスリング

ボトムトランスのコーナ部では、付加応力は静応力の 90% 程度、その他では 50% 程度となっている。

(ii) サイドストリンガー

付加応力は静応力の 50% 程度となっている。

(b) 付加非対称荷重

(i) トランスリング

付加応力は右舷側のデッキトランスのコーナ部およびボトムトランスのコーナ部で大きくなっており、静応力の 70% 程度である。

また応力の分布については、縦隔壁付立桁の付加応力よりわずかに大きく、また甲板側の付加応力が船底側のそれよりもやや大きいということが特徴的である。

(ii) サイドストリンガー

静水中対称荷重時と応力の分布形状が異なるため比較しにくい、全般的にサイドストリンガーの付加応力は静応力の 40% 程度である。

(4) 構造方式と付加応力

前年度のストラットレスバーチカルメイン構造方式の 270 型タンカーのトランスリングに対する計算結果と、本計算結果とを比較すると以下のようなことがわかった。

(a) 付加対称荷重

ストラットレスバーチカルメイン構造方式ではトランスの付加応力は船底部で静応力の 70%、その他では 50% 程度となっており、サイドストリンガー方式では、これがそれぞれ 90% および 50% となる。従ってトランスの付加応力は船底部でサイドストリンガー方式の方が大きい（静応力に対する割合で比較して約 20%）が、その他では顕著な差はない。

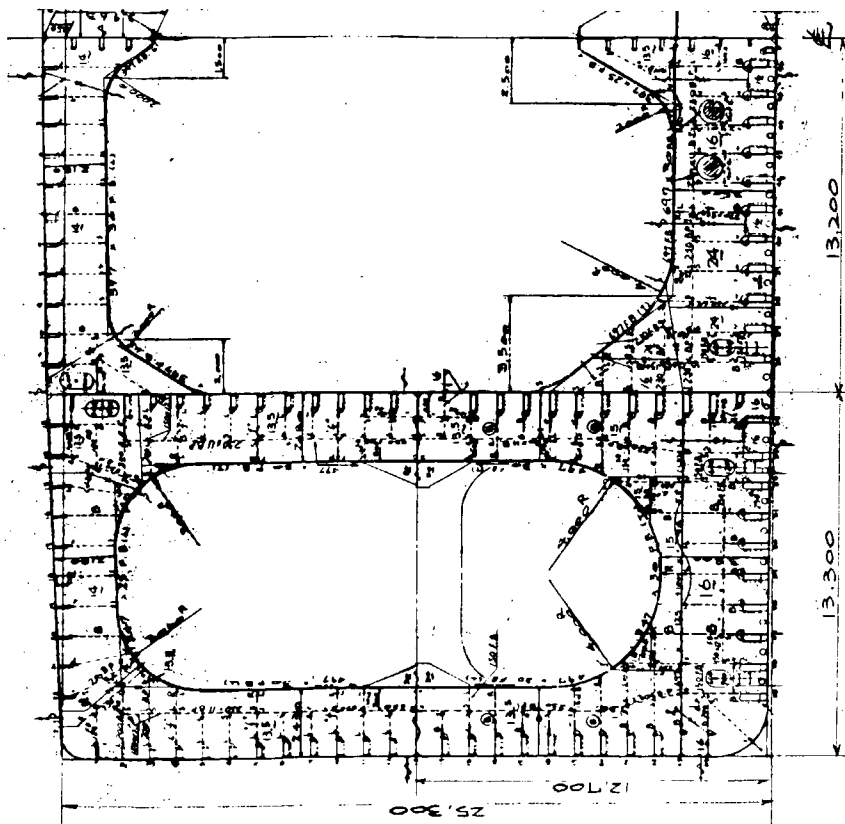
(b) 付加非対称荷重

ストラットレスバーチカルメイン構造方式では、トランスの付加応力は、静応力の 40% 程度となっており、サイドストリンガー方式では前記の通り 70% 程度となっている。従ってトランスの付加応力はサイドストリンガー方式の方が大きい（静応力に対する割合で比較して約 30%）。

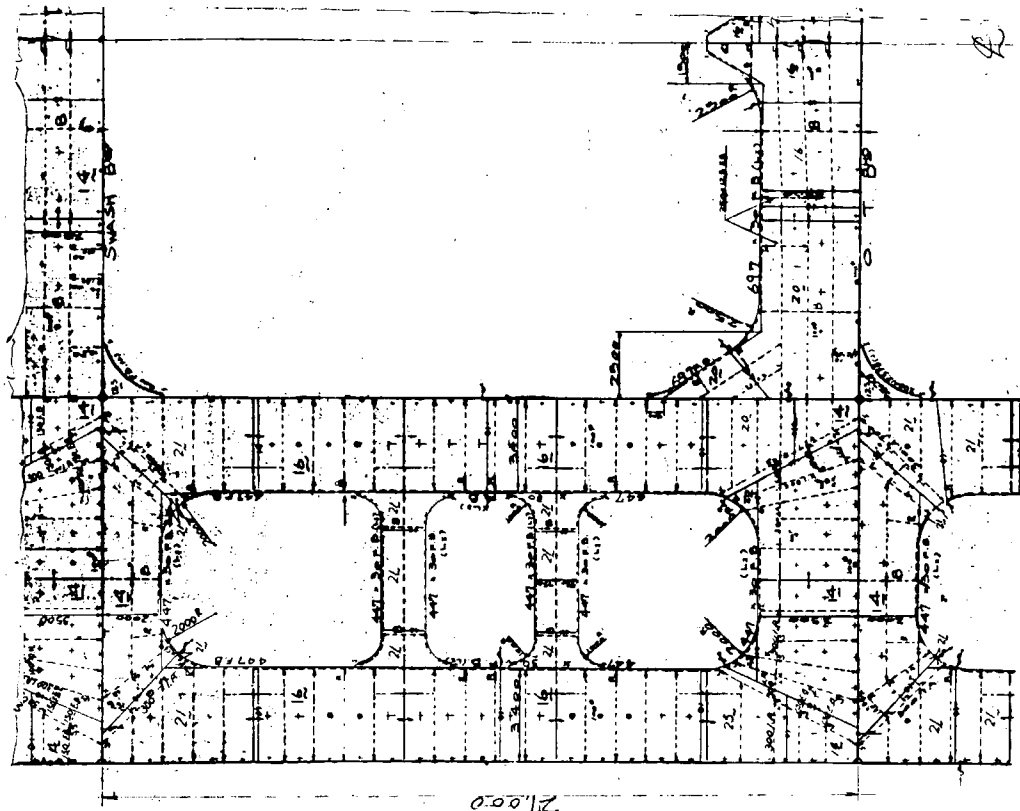


図 2.2.1

230.000 DWT 9x11 -
 MIDSHIP SEC.
 TRANS SPACE = 5.400



2.2.2



2.2.3 STRINGER PLAN

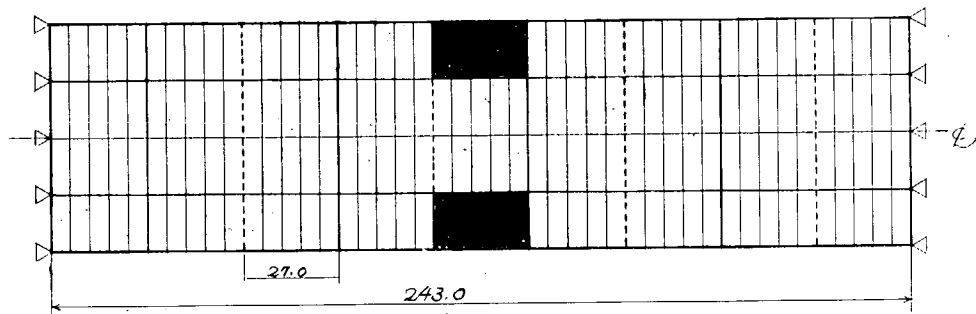


図 2.2.4 格子計算モデル

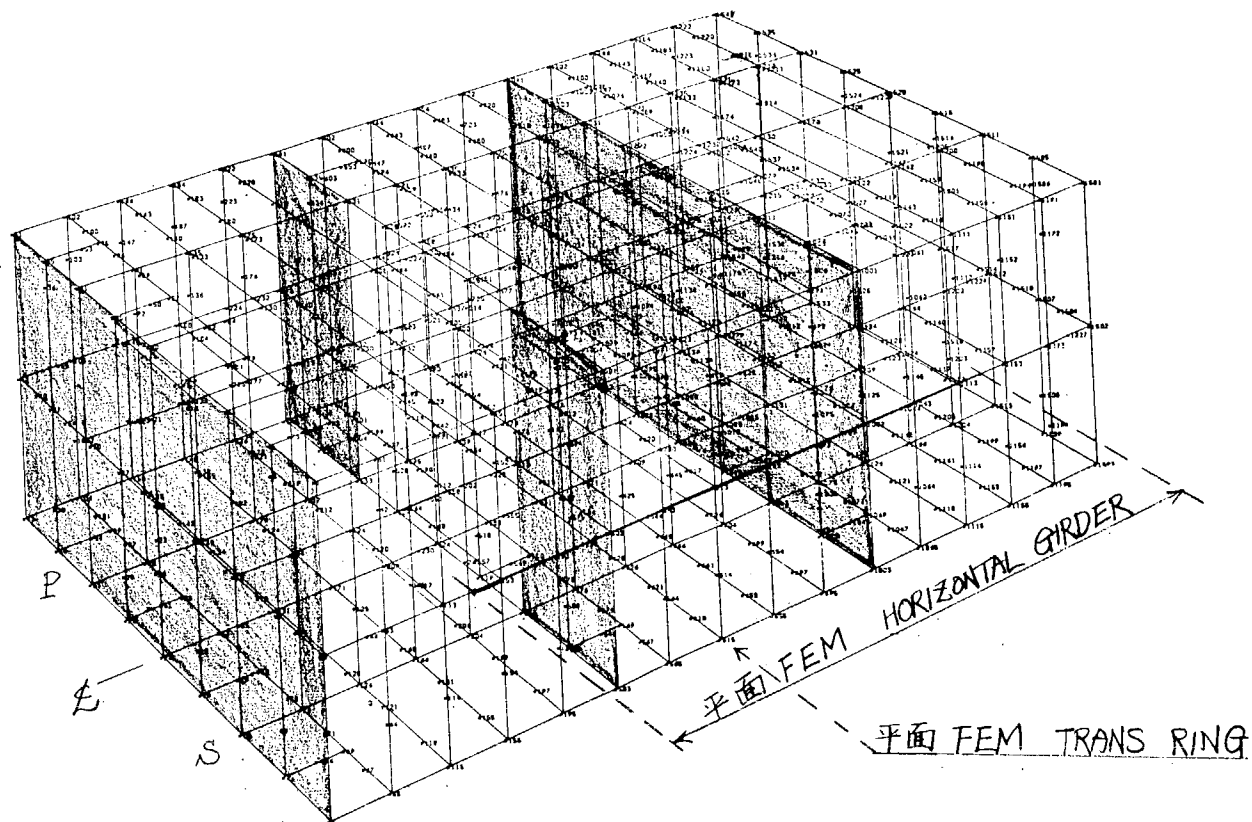


図 2.2.5 立体骨組計算モデル

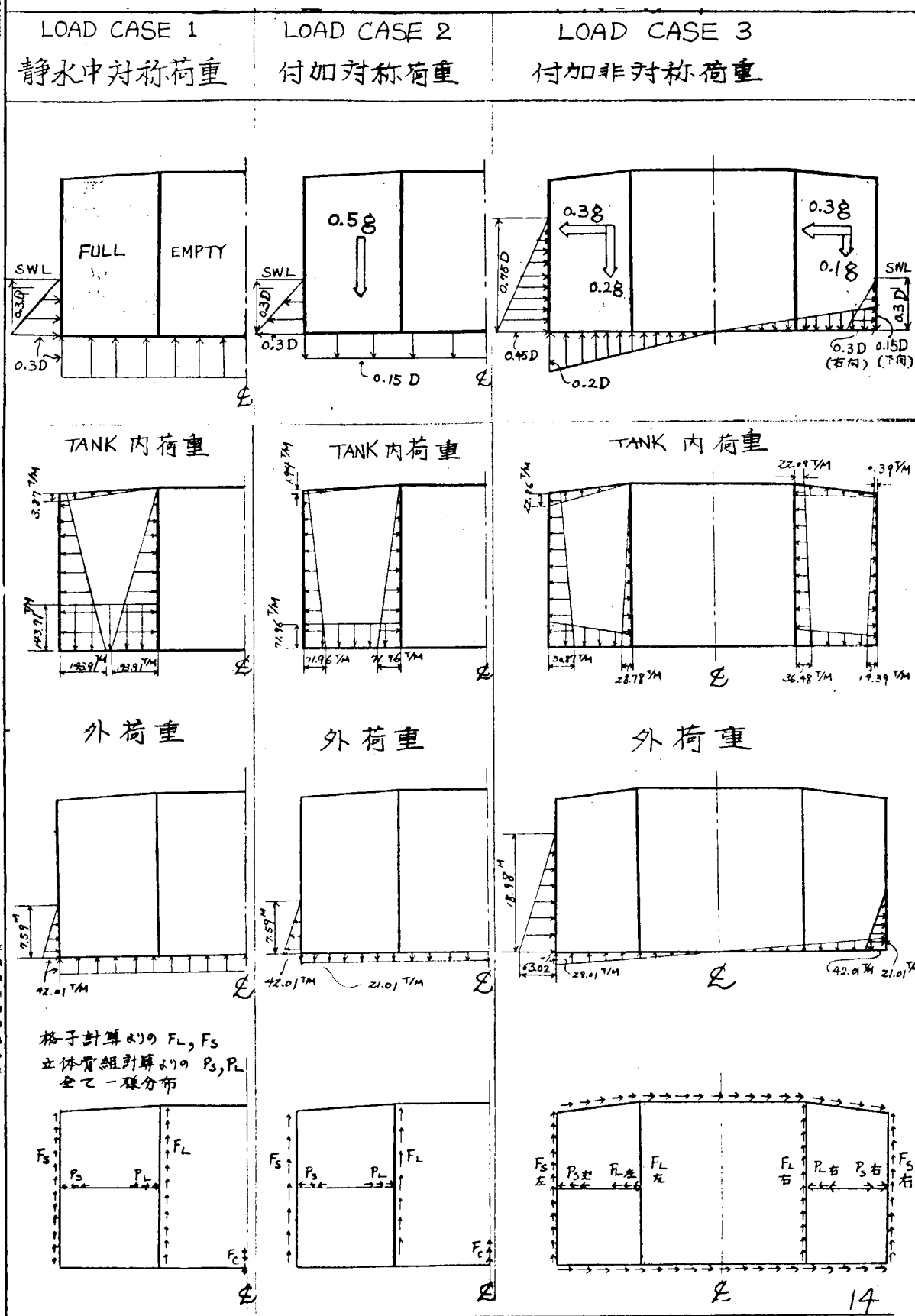


図 2.2.6 基準変動荷重及び荷重条件

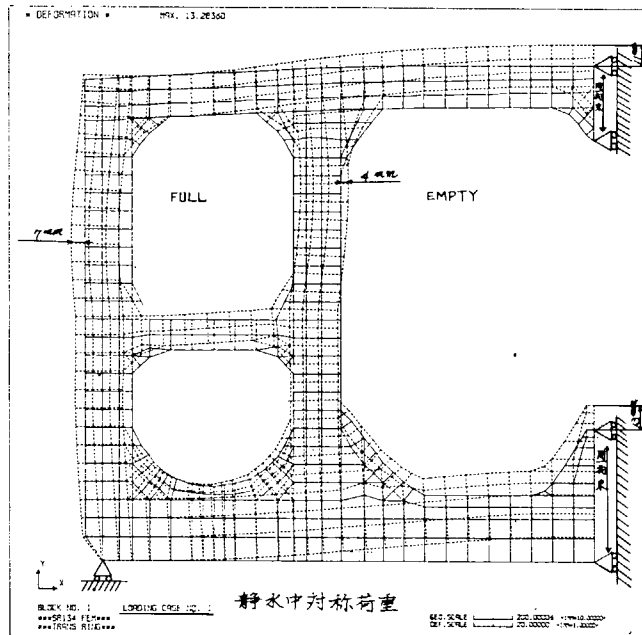


図 2.2.7 静水中対称荷重時の変位

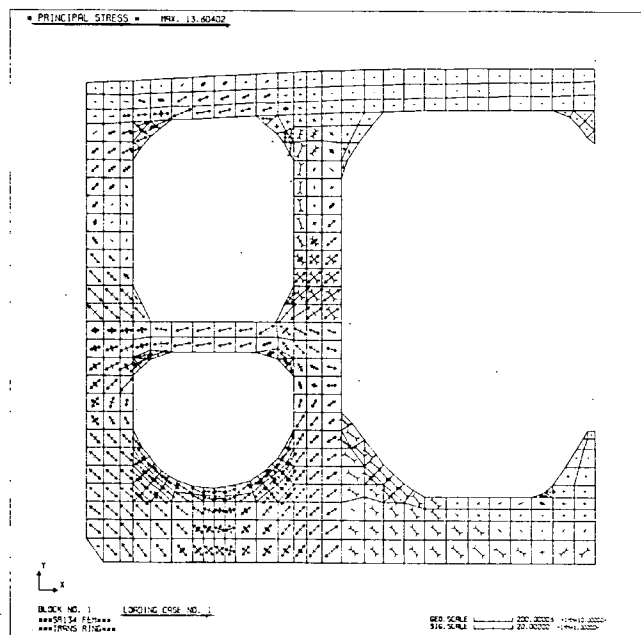


図 2.2.8 静水中対称荷重時の主応力

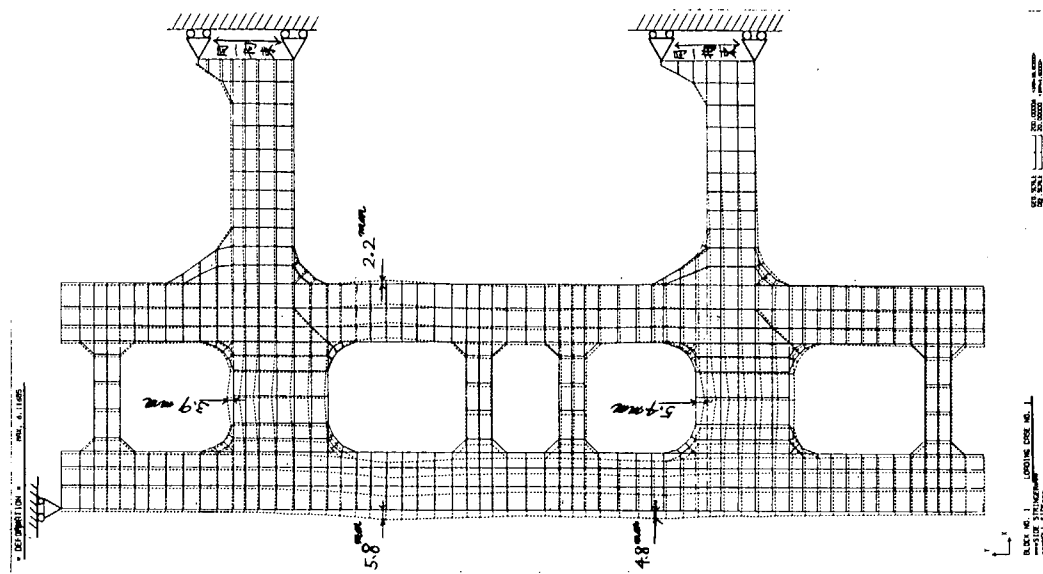


図 2.2.10 静水中対称荷重時の変位

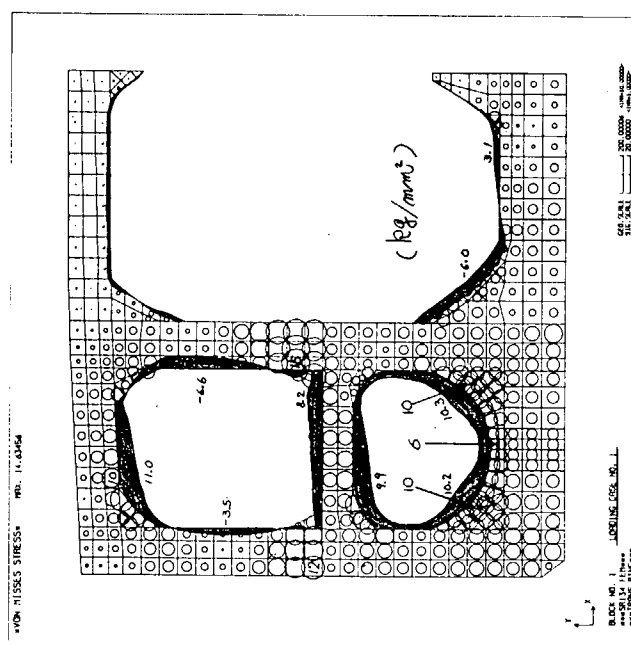


図 2.2.9 静水中対称荷重時の等価応力

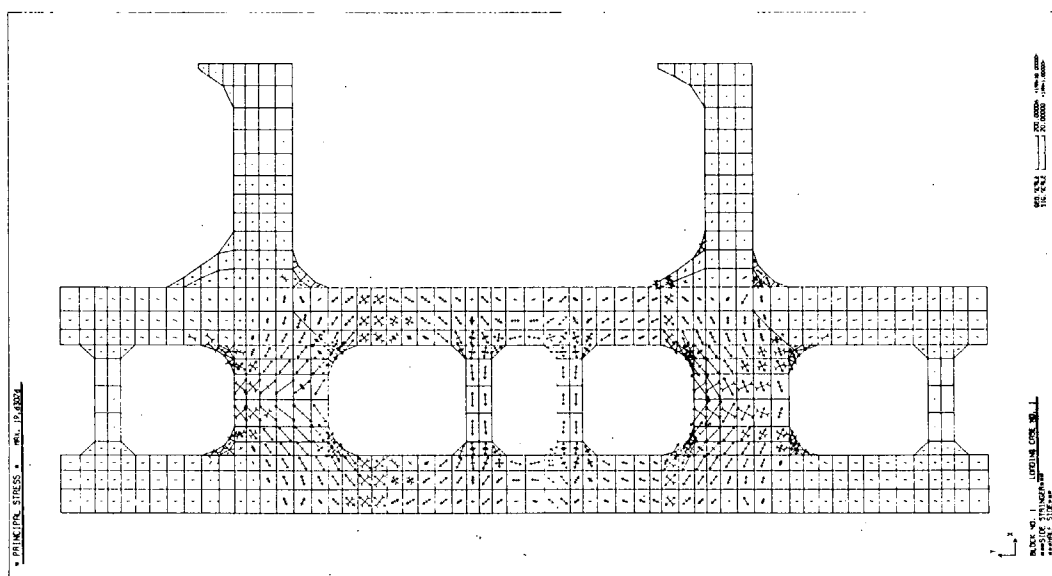


図 2.2.1.1 静水中対称荷重時の主応力

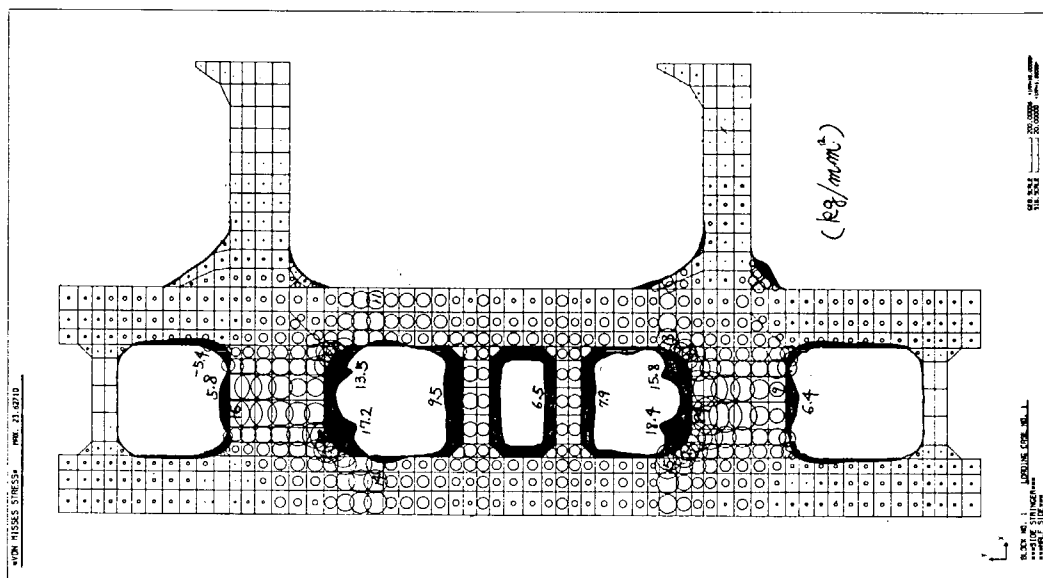


図 2.2.1.2 静水中対称荷重時の等価応力

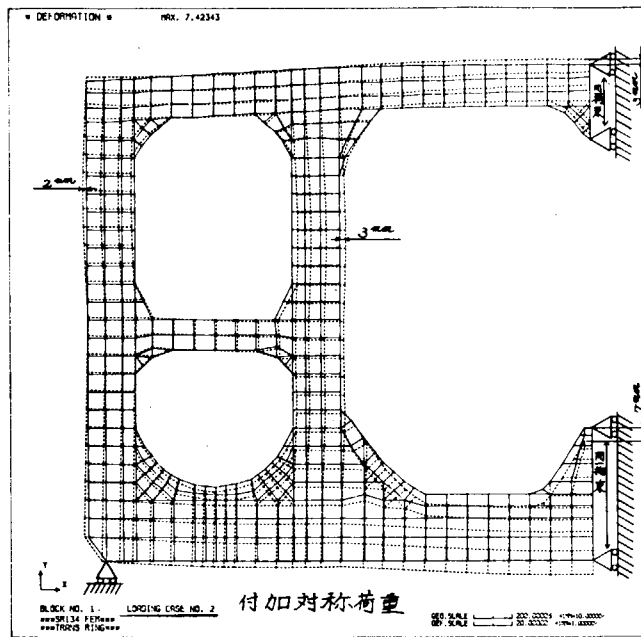


図 2.2.13 付加対称荷重時の変位

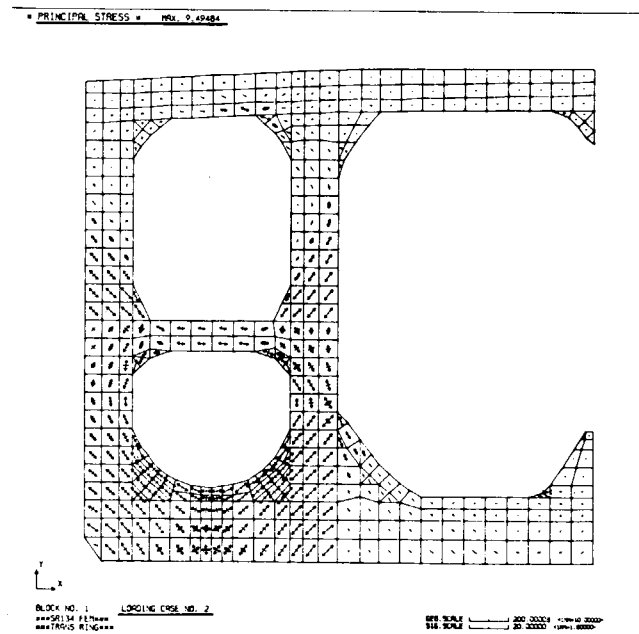


図 2.2.14 付加対称荷重時の主応力

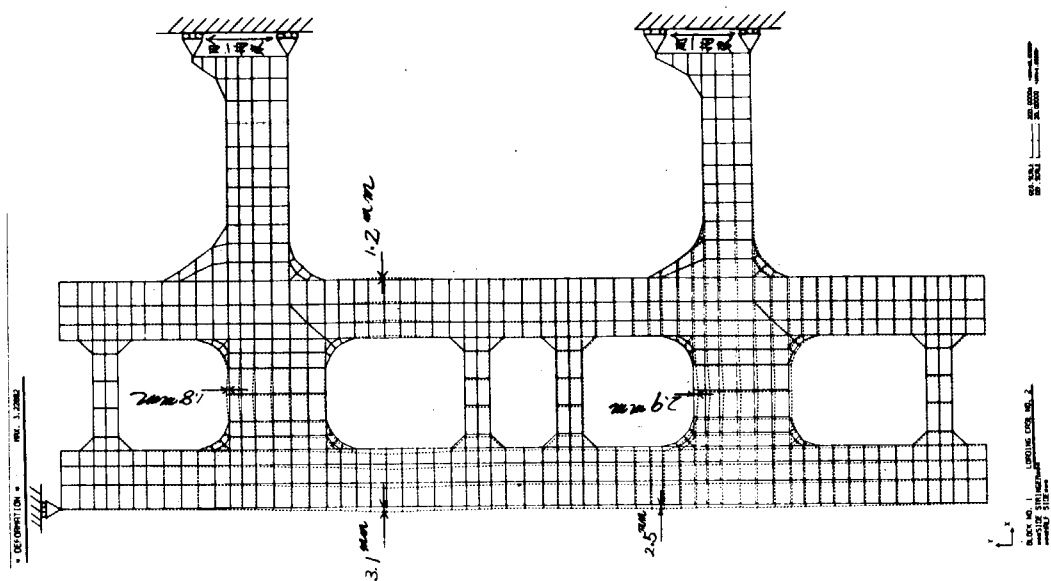


図 2.2.15 付加対称荷重時の等価応力

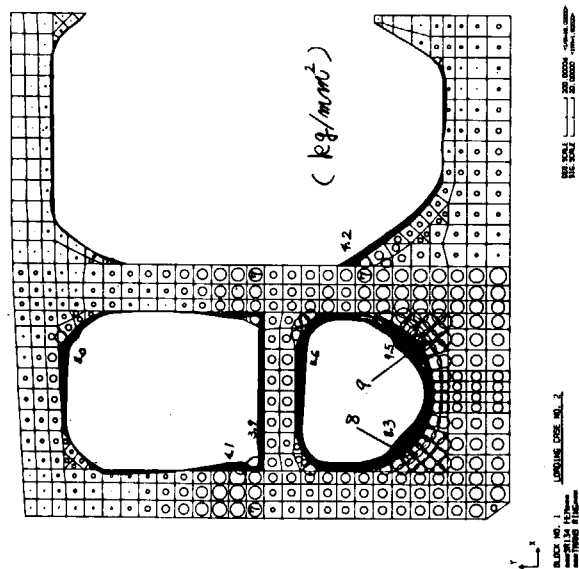


図 2.2.16 付加対称荷重時の変位

• PRINCIPAL STRESS • MM. 8/27/92

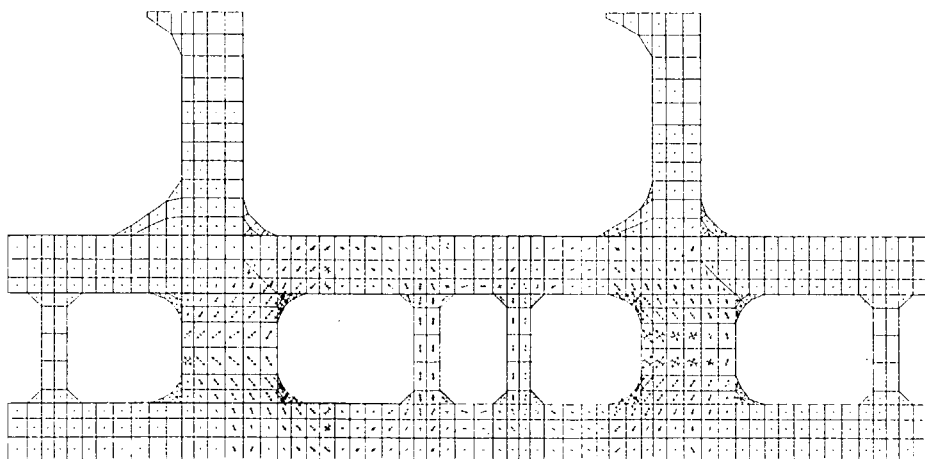


図 2.2.17 付加対称荷重時の主応力

• VON MISES STRESS • MM. 11/19/92

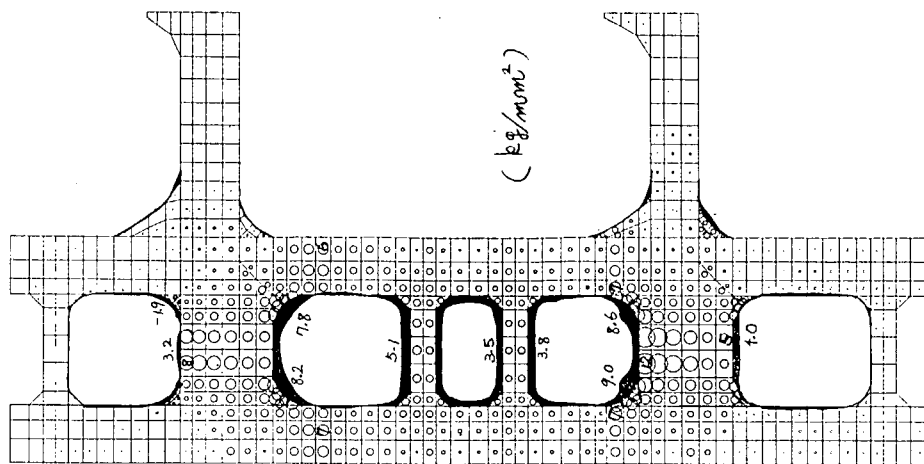


図 2.2.18 付加対称荷重時の等価応力

• DEFORMATION • MAX. 5.03830

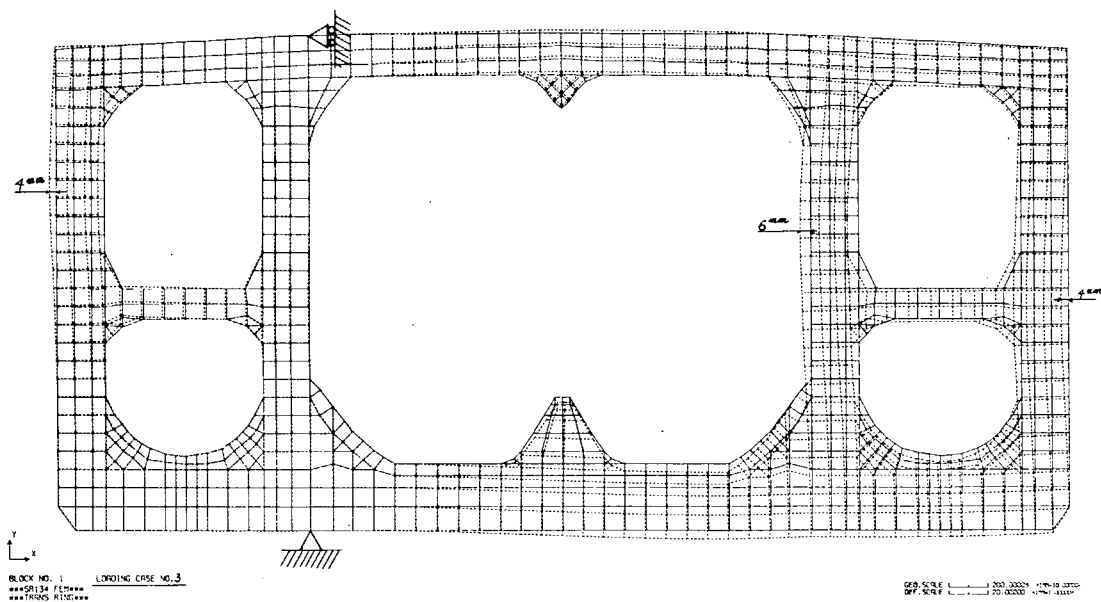


図 2.2.19 付加非対称荷重時の変位

• PRINCIPAL STRESS • MAX. 7.796602

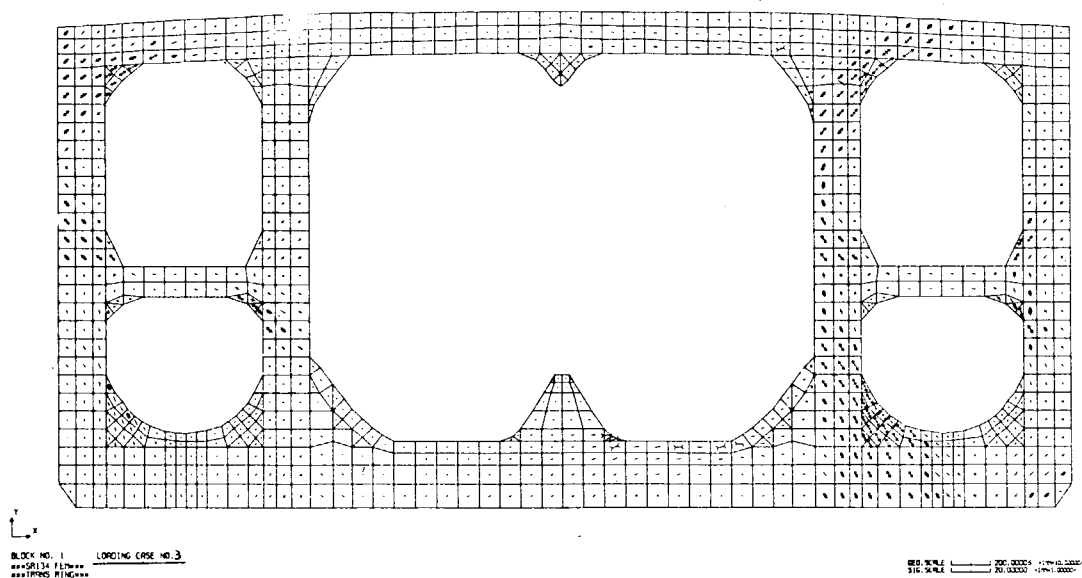


図 2.2.20 付加非対称荷重時の主応力

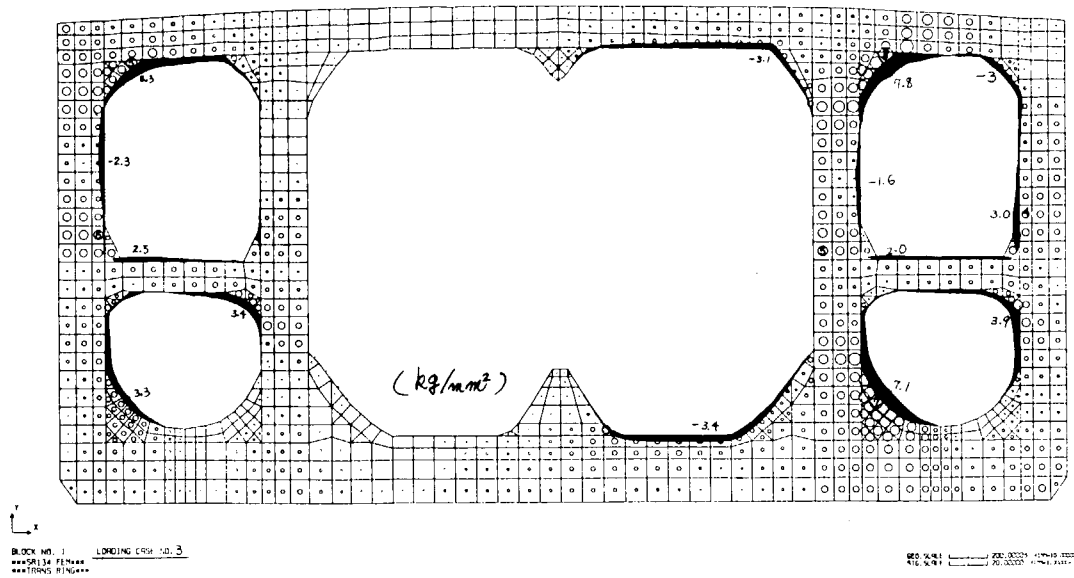


図 2.2.2 1 付加非対称荷重時の等価応力

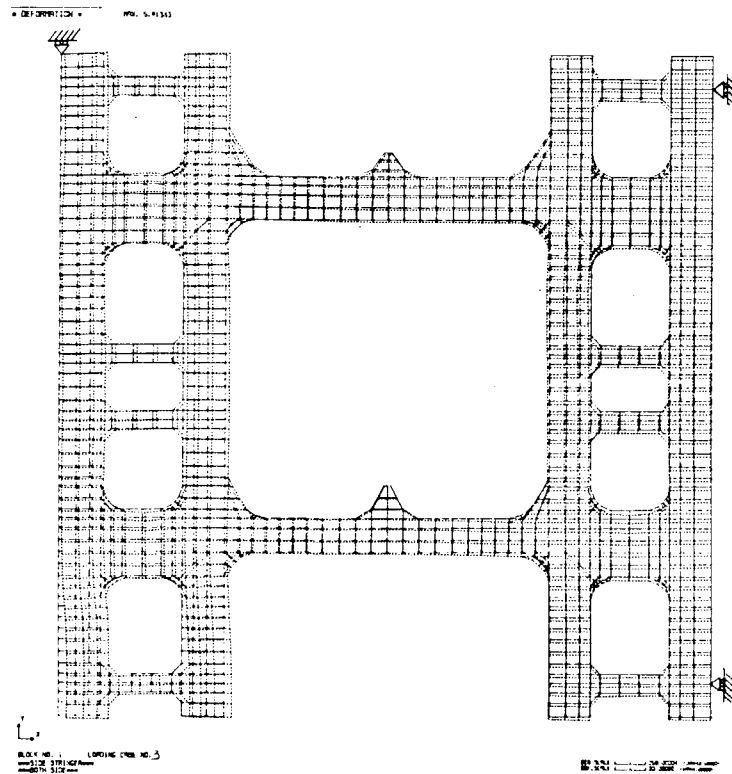


図 2.2.2.2 付加非対称荷重時の変位

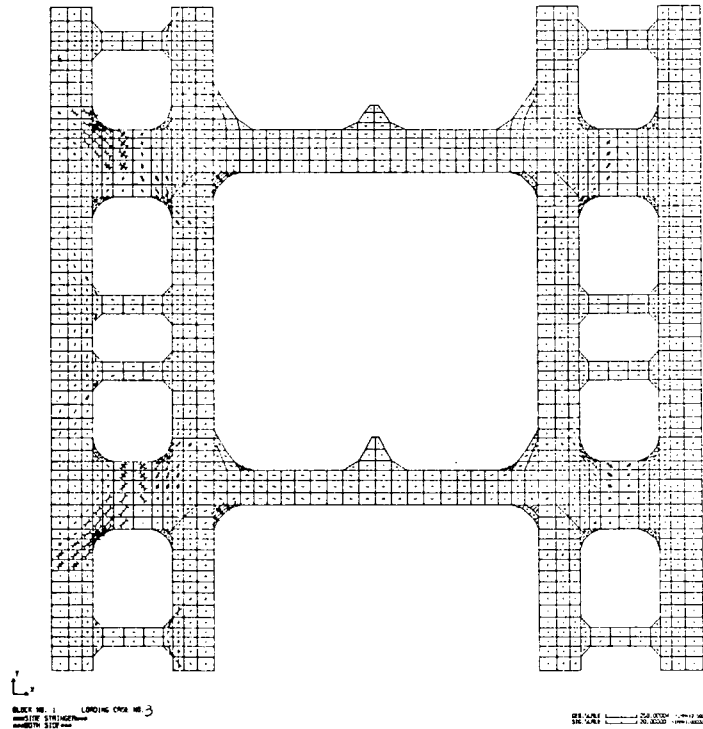


図 2.2.2.3 付加非対称荷重時の主応力

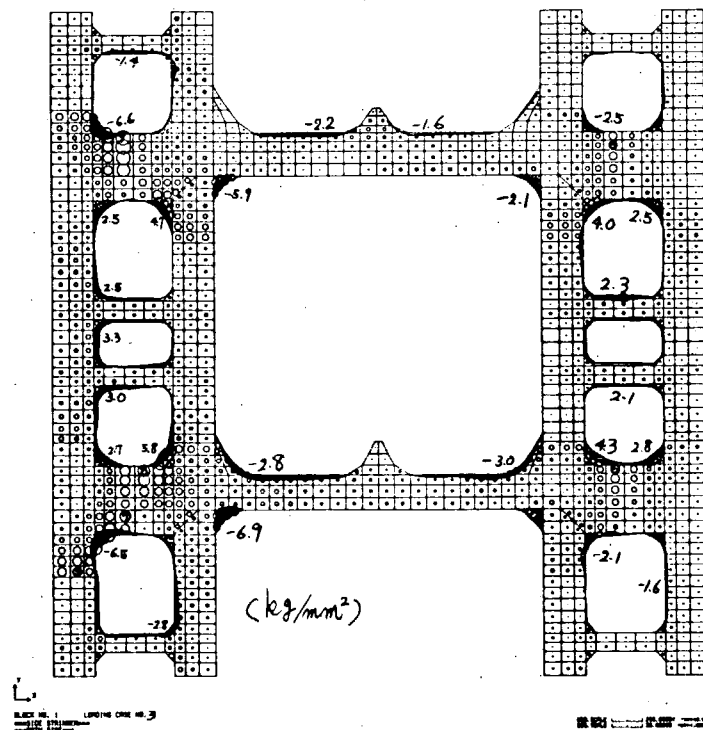


図 2.2.2.4 付加非対称荷重時の等価応力

2.2.2 波浪中におけるタンカーの横強度（石川島播磨重工業）

タンカーの横強度トータルシステムの間接結果として縦部材の影響及び外力の非線型効果を見逃した場合のシステムが完成したのでこれによりバーチカルメインのタンカーについて計算した例を以下に報告する。

(1) 計 算 法

計算法概略は以下の如くである。

(i) 規則波中に於ける船体運動を計算し、これより船体表面の外圧分布を求める。

(ii) FEMにより構造に三角形分布の単位荷重をかけた時の注目個所の応力を求めておく。

(iii) (i) で求めた外圧分布を三角荷重に分解し、(ii) の結果を線型に重ね合わせる事により注目個所の応力値、更に応力の振巾値を求める。

(iv) 統計計算を行ない必要な統計値を求める。

ここで、船体運動及び統計計算の方法については文献(1)(2)にある方法をそのまま用いているので、説明は省略する。荷重の分解は図2.2.2.5に示す如く曲線分布を直線分布に近似し更にこれを8コの三角形分布に分解する。この三角形分布の各々については図の $P_1 \sim P_8$ が1の時のものについて、予めFEMにより計算しておく。こうする事により実際にFEM計算を行なうケースは非常に少なくなり、又近似度も良いので、荷重ケースが多い場合極めて有効である。

(2) 供試験及び計算条件

解析を行なったのは、IHI建造のNK船級74000 DWTタンカーでその中央断面形状、タンク配置を図2.2.2.6～2.2.2.7に、又、諸性能を表2.2.1に示す。

船体運動についてはIHI開発のストリップ法によるプログラム³⁾を使用する。このプログラムで計算する時の計算条件及び統計処理を行なう時の条件を表2.2.2に示す。

計算を行なったのは、附近のBALLAST TANK内のトランスリングで両舷を考える。そのメッシュ分割及び支持条件を図2.2.2.8に示す。DK及びBMに板をつけてその先で左右を支持したのは直接トランスリングを支持すると左右非対称になったり巾方向の伸びを拘束したりして不都合が起る為である。

表 2.2.1 計算対象船の主要目及び諸性能

Lpp	230.0 ^M	⊗ _G abaft	-4.13 ^M
B	35.3 ^M	KG	9.97 ^M
D	19.5 ^M	GM	4.4 ^M
d⊗	13.2 ^M	△w	89543 Ton
da	13.59 ^M	$\frac{K(\text{Long})}{Lpp}$	0.33
df	12.8 ^M	$\frac{K(\text{Trans})}{B}$	0.25
Cb	0.815		
C⊗	0.995		

※ K：環動半径

表 2.2.2 計 算 条 件

船 速	15.6 Knot (Fn=0.169)	1 case
出 会 角(φ)	0°から30°きざみで330°まで (向波180°)	12 case
波 長(λ)	λ/L= 0.25, 0.5, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.5, 2.0, 4.0, 10.0	13 case
波 高(Hw)	1.00 (m)	1 case
Rollingの減衰係数	N係数(その他にa ₉₈ =0.22)	
LOAD CONDITION	FULL LOAD	
波スペクトル	ISSC(1964) WAVE SPECTRA	
波浪頻度表	WALDEN (AREA→NORTH ATLANTIC SEASON→YEAR)	

(3) 考 察

(a) 船体運動

計算結果を図 2.2.29～2.2.33 に示した。いずれの運動成分も特に変わった所は見当たらない。ROLLING については減衰係数を変えて行った計算結果も示した。これを見ると $\alpha_{33} = 0.22$ の時の結果では ψ_A / Kh_0 が HEADING ANGLE 90° の時 6.0 と可成大きく上がっているが N 係数を用いた時は 2.6 と半分以下になっている。これだけのデーターで減衰係数としてどちらを採るべきか決定は出来ないが、大きな波高まで扱う場合には N 係数を用いた方が無難かと思われる。

尚、ROLLING 以外の船体運動は減衰係数をかえても差はない。

(b) 波浪変動水圧

図 2.2.34 に一例を示す。ここでは計算の都合上分布形状を最小 2 乗法により直線形状に直してある。船側の水圧分布が一定値になっているのが特徴的である。

(c) 応答関数

図 2.2.35 にセンタタンク内 BM トランスの F.P.L の応力の応答関数を示す。図から判る様に減衰係数を 0.22 とした時 $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ で HEADING ANGLE 90° と 270° の所に大きな極大値があり、ROLLING による影響が極めて大である。この応答関数により長期の超過確率を求めると図 2.2.36 に示す如く $Q = 10^{-8}$ で 2.4 Kg/mm^2 と大きな値を示している。一方、N 係数を用いた計算では応答関数には前に見られた様な大きな極大値は消え、超過確率 $Q = 10^{-8}$ で 1.0 Kg/mm^2 と半分以下になっている。

以上より横強度の統計値に対しても ROLLING の影響が大きい為船体運動を計算する際減衰係数を決めるのに十分な考慮が必要な事が判る。

(d) トランスリングの応力の長期超過確率

図 2.2.37 に $Q = 10^{-8}$ の時の波浪変動水圧による応力の片振巾を示す。図から判る様に一般的に波浪の影響を受けやすいウイングタンク内の部材の応力が高くなっている。この計算では吃水より上の変動圧は考慮していない事から、吃水より上の構造の応力は少なくともウイングタンク内 BM 附近の応力と同程度と考えるのが妥当と思われる。

F.P.L の応力を見るとサイド・トランスの上下端部及び船側の変動圧を伝えるストラットの端部附近で高くなっている。又、ウイングの応力を見るとやはりサイドトランスの上下端部コーナーの F.P.L 附近と R-エンドの深さ方向及び L.BHD 付 VERTICAL トランスのストラットの下向から三叉部にかけて高い応力が発生している。

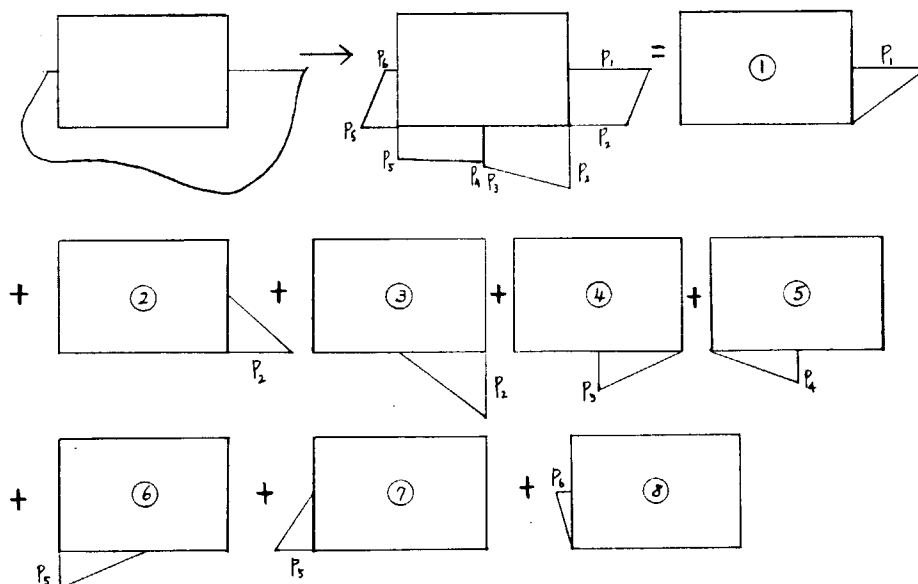


図 2.2.25 波浪外圧の近似化と分解

- 1) 福 田 淳 一 : 「 船体応答の統計的予測 」
耐航性に関するシンポジウム 昭和 4 4 年
- 2) 福 田 他 : 「 波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水圧および横強度に関する理論計算 」
造船学会論文集 1 2 9 号
- 3) 梶 田 他 : 「 向い波中において船体に働く変動水圧 」
IHI 技報 昭和 5 0 年 7 月 1 5 巻 4 号

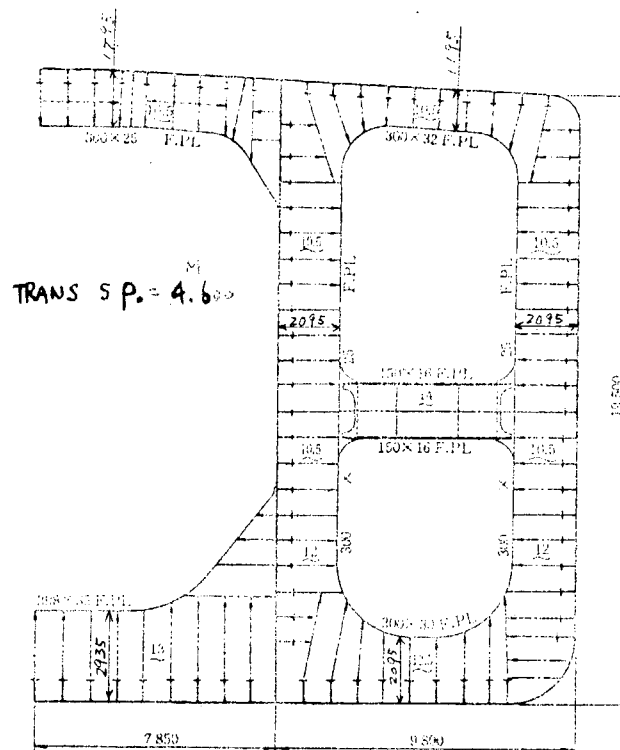


図 2.2.2.6 対象船の中央横断面図

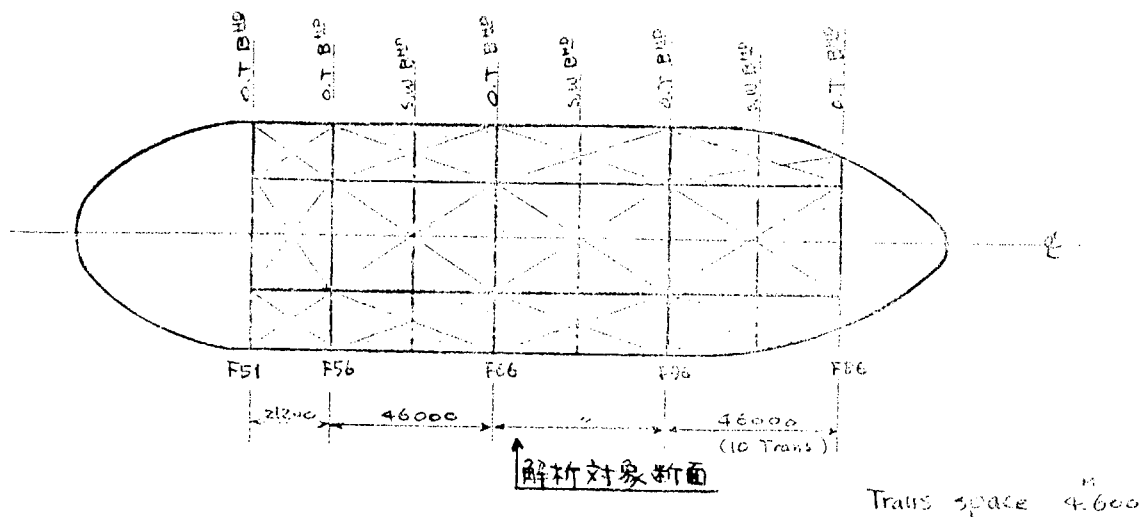


図 2.2.2.7 タンク配置及び積付状態図

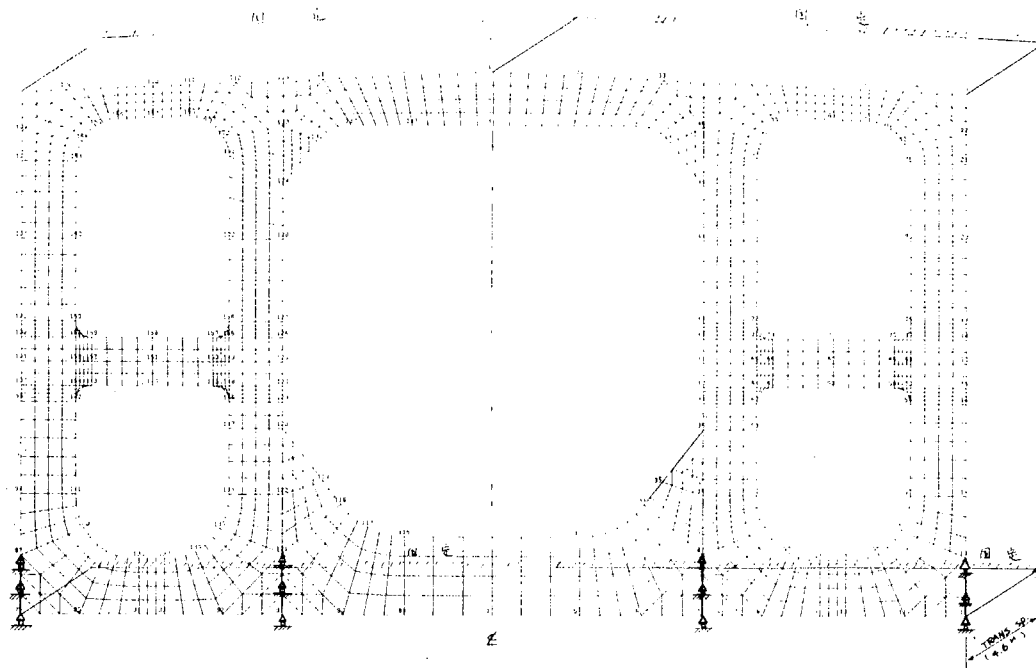


図 2.2.2.8 解析対象船の支持条件とMesh 分割

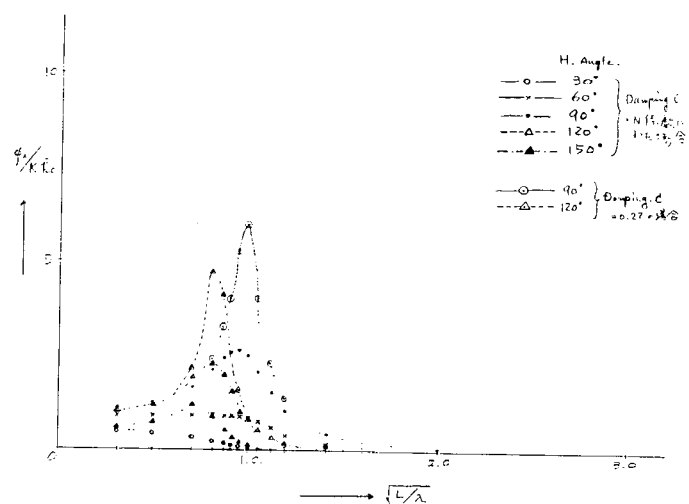


図 2.2.2.9 ROLLINGの応答振幅

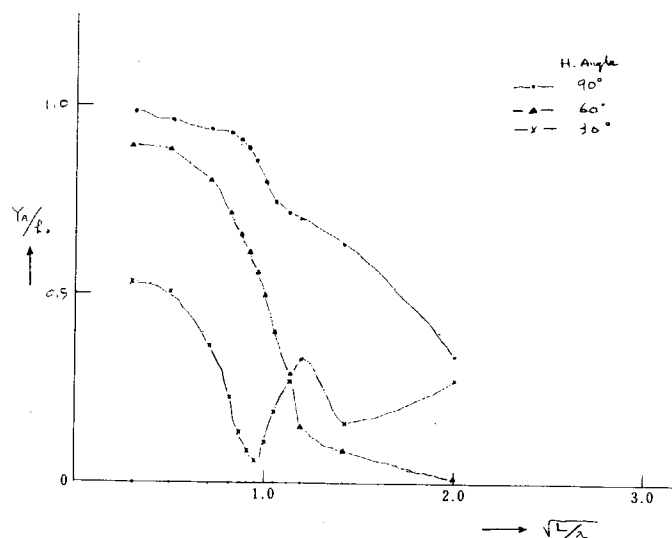


図 2.2.3.0 SWAYINGの応答振幅

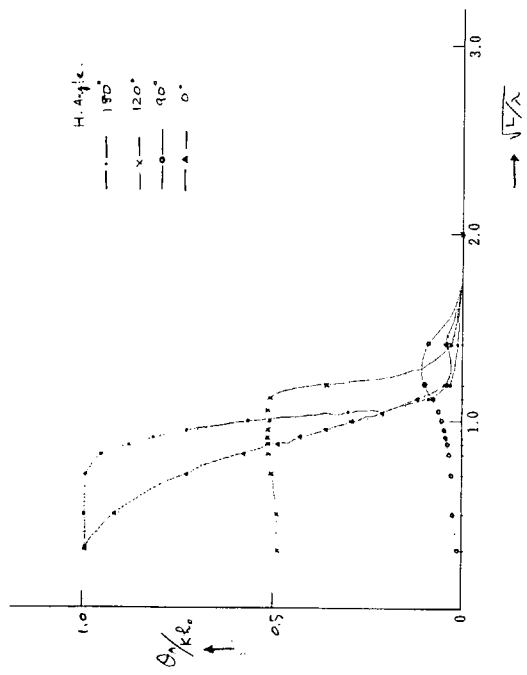


図 2.2.3.1 PITCHINGの応答振幅

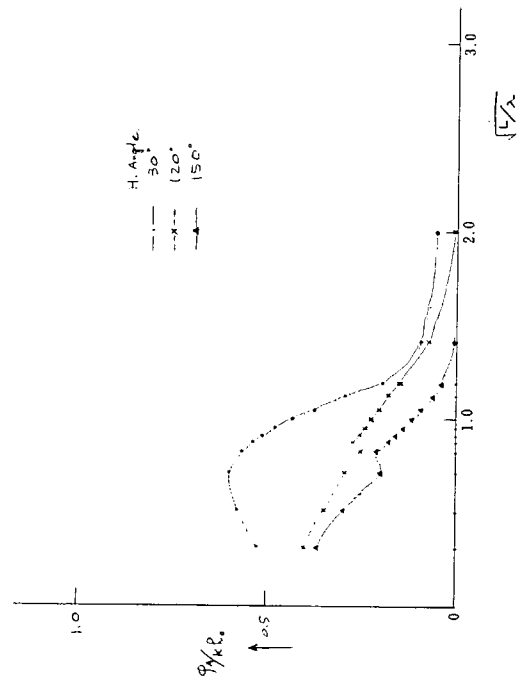


図 2.2.3.3 YAWINGの応答振幅

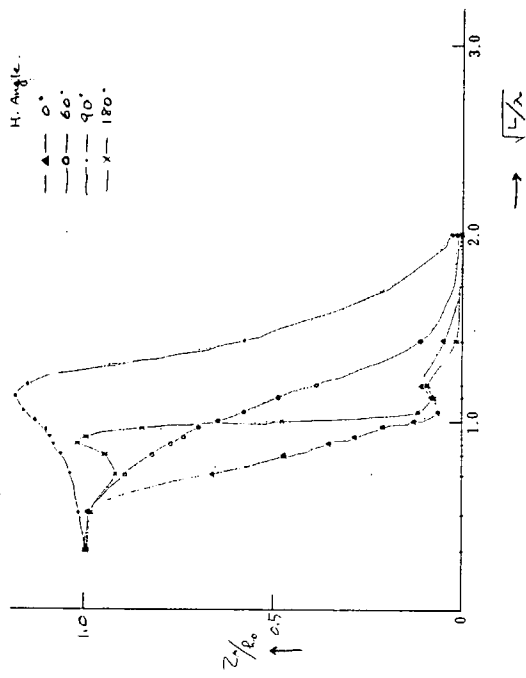


図 2.2.3.2 HEAVINGの応答振幅

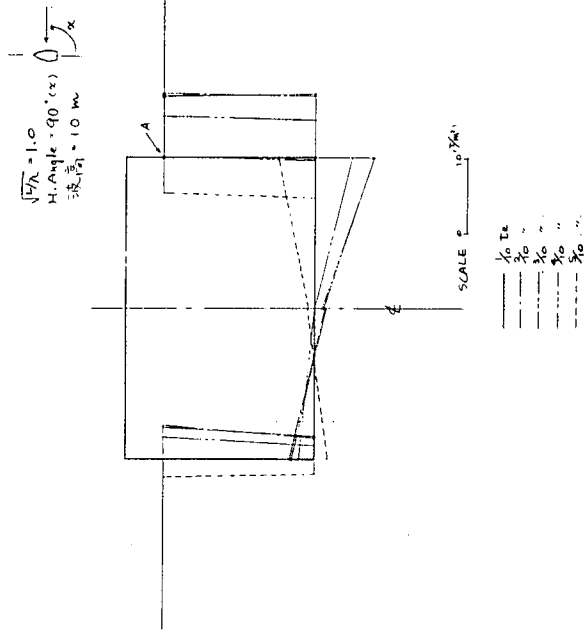


図 2.2.3.4 船体表面の水圧分布

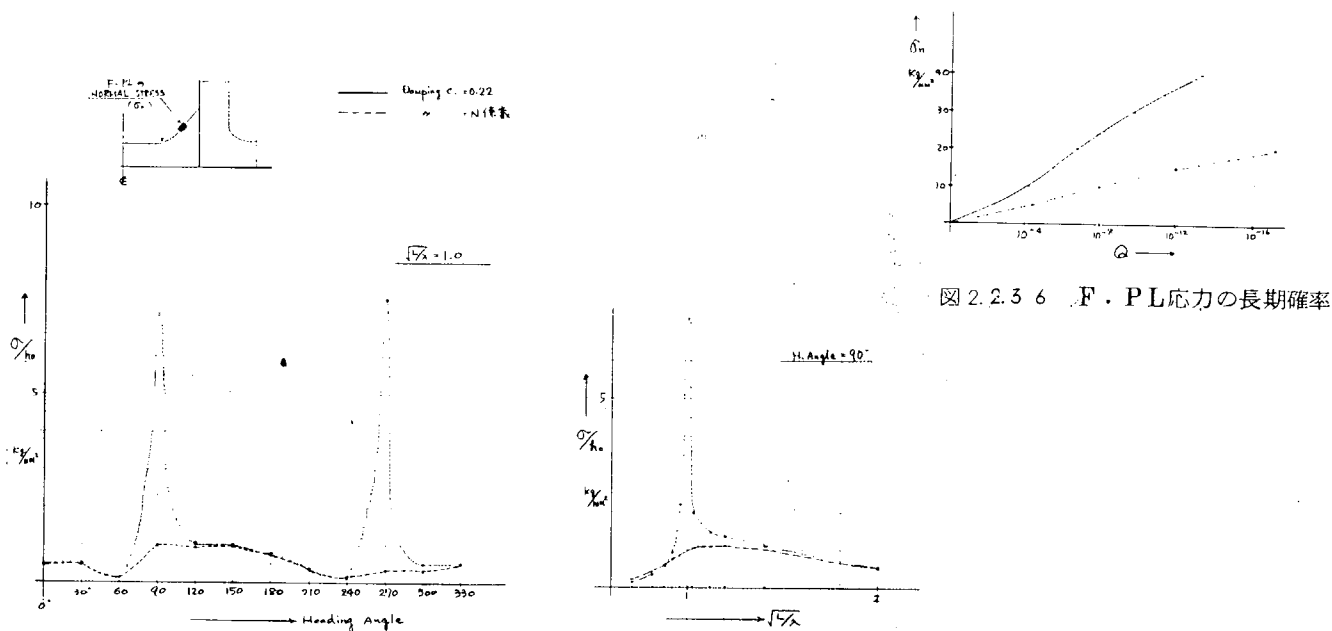
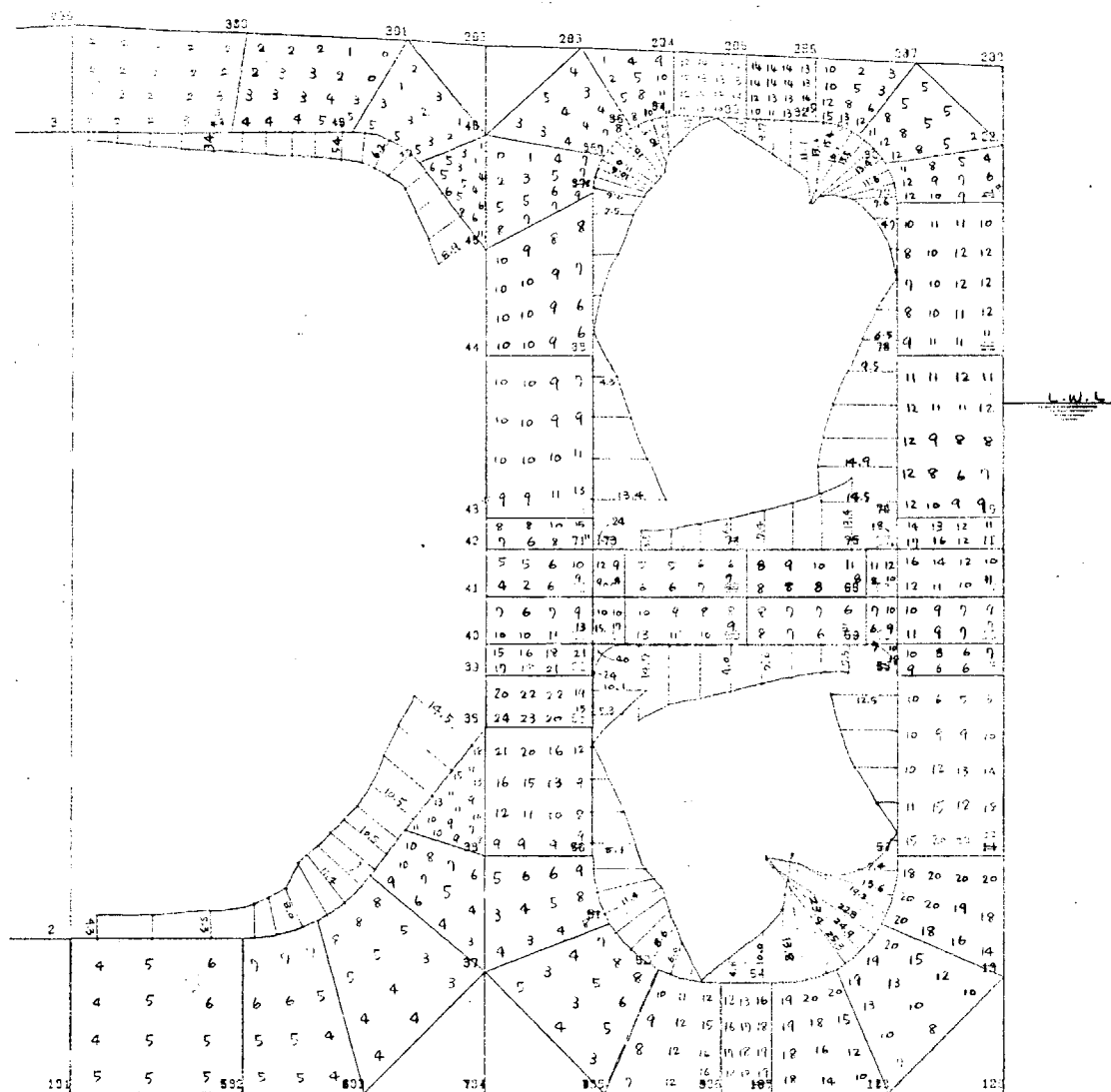


図 2.2.3.5 F・PL応力の応答振幅



(i) 船舶の応答振幅 (単位 kg/cm^2) $\rightarrow 10 \text{ kg/cm}^2$

図 2.2.3.7 長期超過確率が 10^{-8} になる時の応力振幅

2.3 相対変位が動的荷重に及ぼす影響 (日本鋼管)

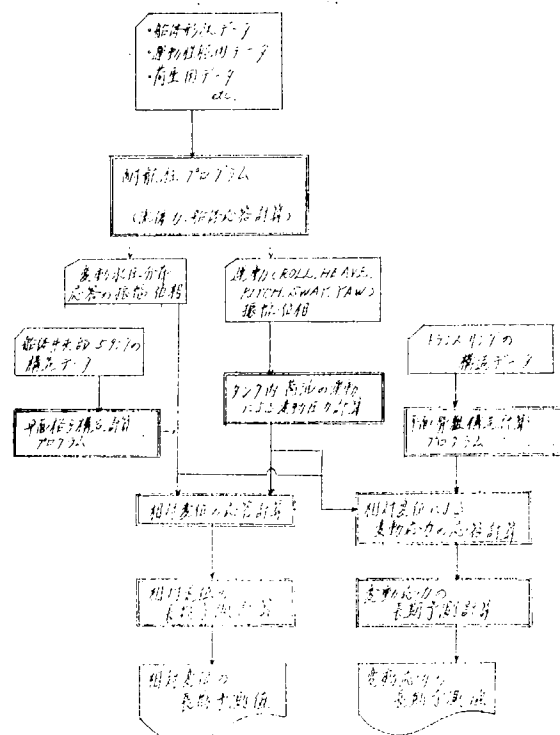
船体横強度解析において、縦通部材間の相対変位置の影響がどの程度のものか、また応力を正しく評価する有効な計算法とはどんなものか、といったテーマのもとに一連の計算検討を行ってきたが、本年度は、相対変位およびそれによって生ずる応力の波浪中における動的応答に着目した。

前年度の報告により、船底部の上下方向の変位は、立体FEM計算をするまでもなく平面格子モデルでの簡易計算で、実用上問題のない、充分精度良い結果を得たので、今回は構造モデルを平面格子に限って計算を進めた。

対象船は、前年度に引き続く、25万トン油槽船に選び、動的な荷重としては、波浪によって生じる変動水圧および運動から誘起されるタンク内液圧を考えた。

計算のフローは、ごく一般的な方法でNo.4 TK. (バラスト専用タンク中央の断面)における変動相対変位の規則波中での応答振幅をまず求め、不規則波中の短期予測では、その応答関数をI.S.S.C スペクトルと線形重ね合わせし、長期予測ではWALDENの北大西洋のデータを用いた。変動応力(相対変位による)についても、同様の方法を取り入れ、それぞれの計算結果より相対変位の扱い方について考察した。

全体計算の流れ図



2.3.1 計算対象モデル

計算対象船には、3 LONG L BHD CENTER-GIRDERLESS 方式の25万 ン油槽船を選んだが、主要寸法及びタンク配置は図 2.3.1 に示す。

荷重条件は No.4 TK のウイング・タンク (BALLAST 専用タンク) に BALLAST 水を満載し、他のタンクは、空で喫水 9.2 (m) の状態を考えた。

計算範囲は、中央 5 タンクで計算モデルは図 2.3.2 の通りである。

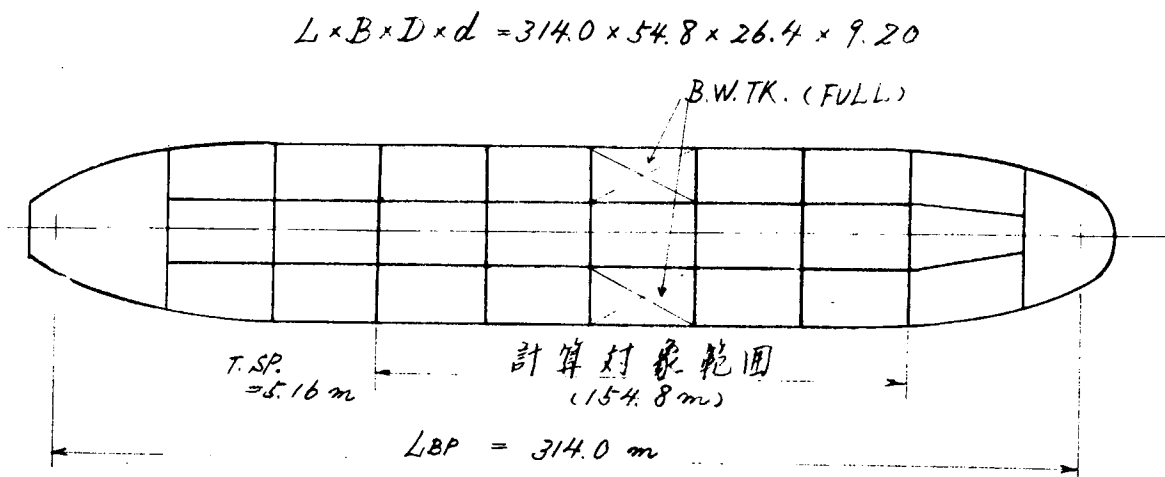


図 2.3.1 計算対象船

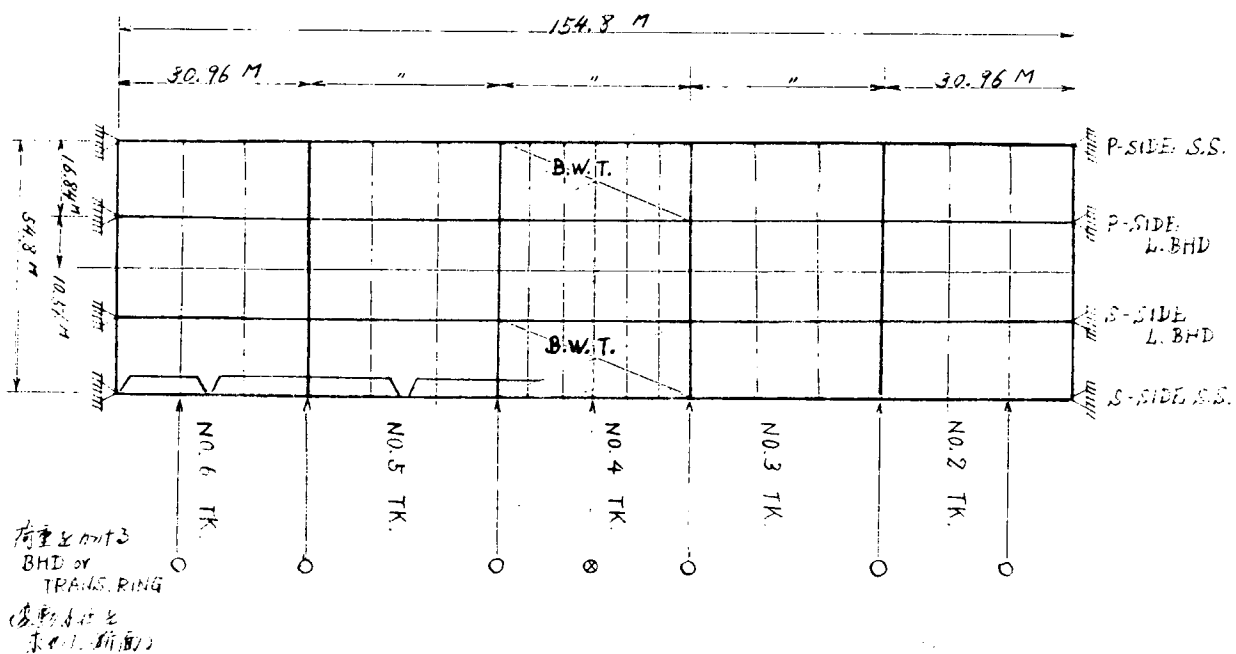


図 2.3.2 平面格子モデル

2.3.2 変動水圧の計算

対象船のバラスト状態における規則波中の変動水圧および運動の応答計算をストリップ法プログラムによって行った。

船 速	$V/\sqrt{Lg} =$	0.139
波 高	$H_w =$	1.0 (m)
波 長	$\sqrt{L/\lambda} =$	0.4..... (0.2 間隔)..... 3.0..... 1.4 通り
出会角	$\beta =$	$0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ$ 5 通り
時 刻	$t =$	$0, T/8, T/4, 3T/8$ 4 通り

それぞれのケースにおいて、図 2.3.2 の○印断面での船底にかかる変動水圧と運動を求め、前者については、幅方向に線形な荷重と近似し、それによる相対変位を最も強度的にきびしいと思われる No.4 TK の中央断面で考えた。

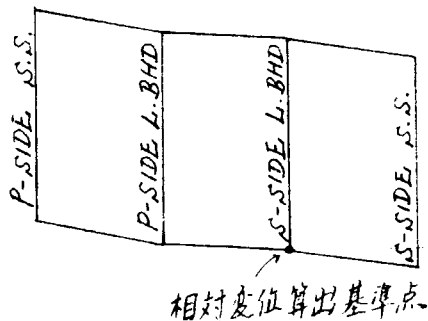


図 2.3.3 相対変位の定義

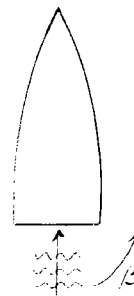


図 2.3.4 出会角の定義

2.3.3 倉内液体の変動圧力

油槽船の場合、油又はバラスト水の運動によるタンク内変動内圧も考慮し、船体表面変動水圧に加えて、構造モデルの荷重としなければならないが、それには次の3種が考えられる。

(1) 上下方向の運動に基づく変動圧力

$$P_v = \frac{\gamma_c}{g} \cdot Z \{ \ddot{Z}_0 - (\ddot{x} - \ddot{x}_g) \cdot \ddot{\theta} \}$$

γ_c = 倉内液体の比重

Z_0 = HEAVING 量

$(\ddot{x} - \ddot{x}_g)$ = L_{cg} からの距離

θ = PITCHING 角

Z = デッキからの高さ

(2) 左右方向の運動に基づく変動圧力

$$P_h = -\frac{\gamma_c}{g} y \{ \ddot{y}_0 + (x - x_0) \ddot{\psi} \}$$

y = SWAYING 量

ψ = YAWING 角

y = タンク中央からの距離

(3) 横揺れに基づく変動圧力

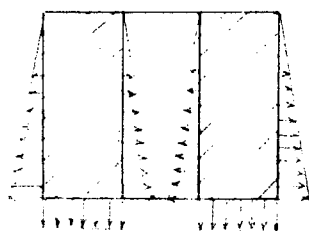
$$R = \gamma_c \left(\frac{b_c}{2} - y \right) = \varphi$$

φ = ROLLING 角

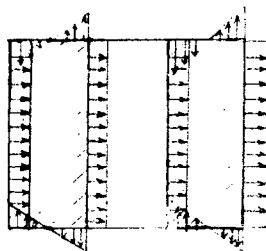
運動の諸量については、2.3.2.のそれぞれのケースについて、振幅と位相角が求まり、その結果を用いた。なお、この場合船底部にかかる圧力のみ考える。

また、ROLLINGに基づく変動圧力は時系列的には、正弦波にならず、応答の1周期の8分の1間隔で計算した値のうち、絶対値で最大の値を振幅と考えた。

(1) 上下方向の運動に基づく
変動圧力



(2) 左右方向の運動に基づく
変動圧力



(3) 横揺れ運動に基づく
変動圧力

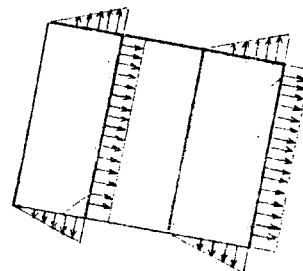


図 2.3.5 倉内液体の運動による変動内圧

2.3.4 相対変位による変動応力の計算

変動する相対変位量を図 2.3.6 の矢印の部分に強制変位としてインプットし、平面骨組モデルでの POINT1、2、3 の曲げ応力、剪断応力を計算し、その応答関数を求めた。

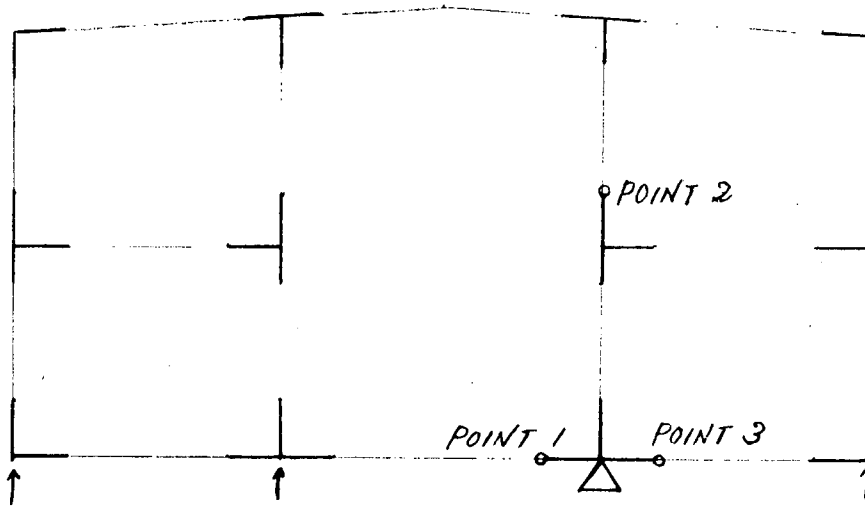
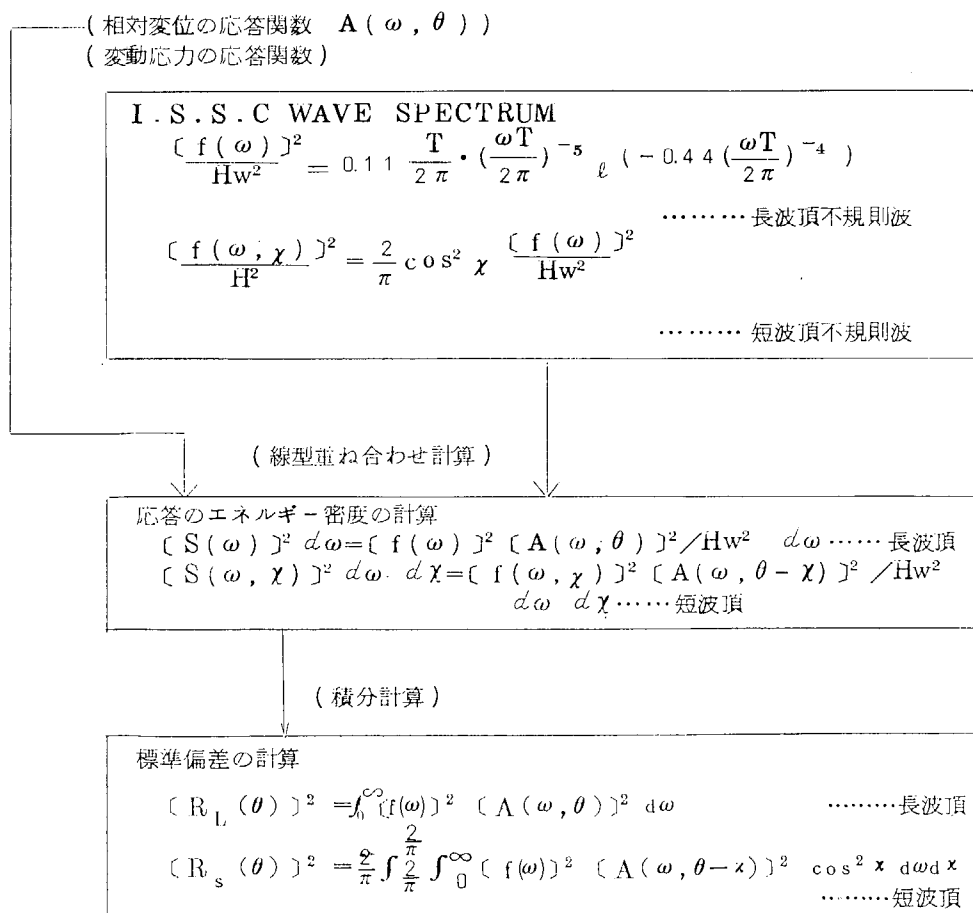


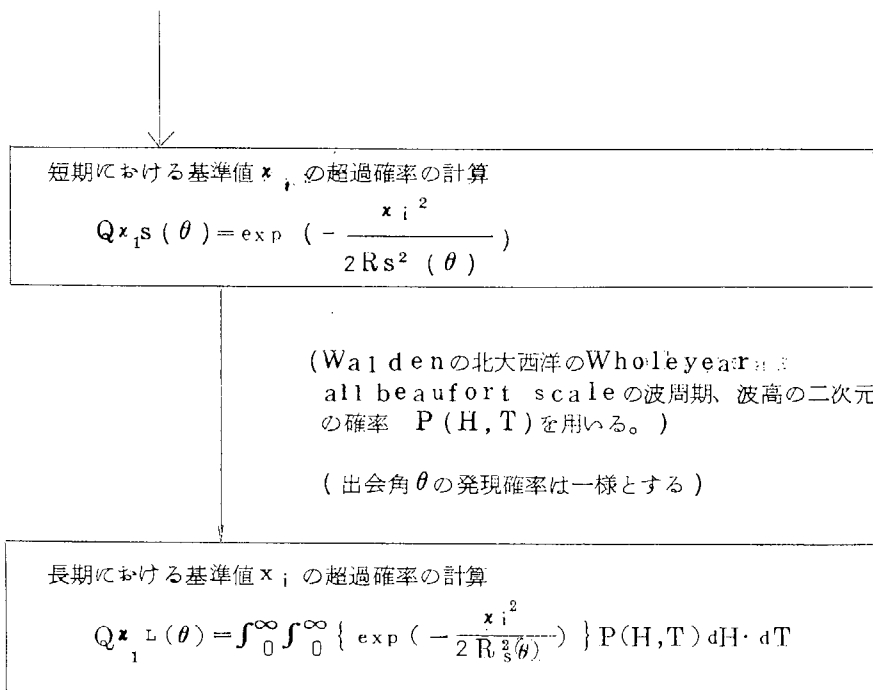
図 2.3.6 平面骨組構造モデル

↑の部分に
強制変位を
かける
尚、太線は剛体部

2.3.5 不規則波中での統計的予測計算

応答関数(相対変位および変動応力)が以上のようにして、求められると、不規則波中での短期予測および長期予測が下のような段階を通して計算できる。





(ただし、不規則波中での予測計算は、短波頂の波浪の応答結果を用いる。)

2.3.6 横強度計算法の相違による応力比較

相対変位が横強度全体の中でどのように、影響を及ぼすかを検討するために図 2.3.7 のように荷重のインプットの方法を 4 通りに変えて応力値の比較をした。

(1) 静圧のみ。境界条件は、船底部の縦通部材下は全て支持とする。

(2) 変動相対変位のみ。

初期の相対変位 (平面格子モデルで静圧荷重だけでの変位量) は考慮しない。

(3) 静圧 + 変動相対変位 + 初期の相対変位

静圧では相対水位による喫水変化を考慮

(4) 変動相対変位 + 初期の相対変位

この場合については、規則波中での時刻変化で計算したがすべてのケースを取り扱うのはとても不可能なので、相対変位の大きい出会角 270° 、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.4$ のときに限った。なおこの時の波高は 1.0 m とかなり厳しい条件を考えている。

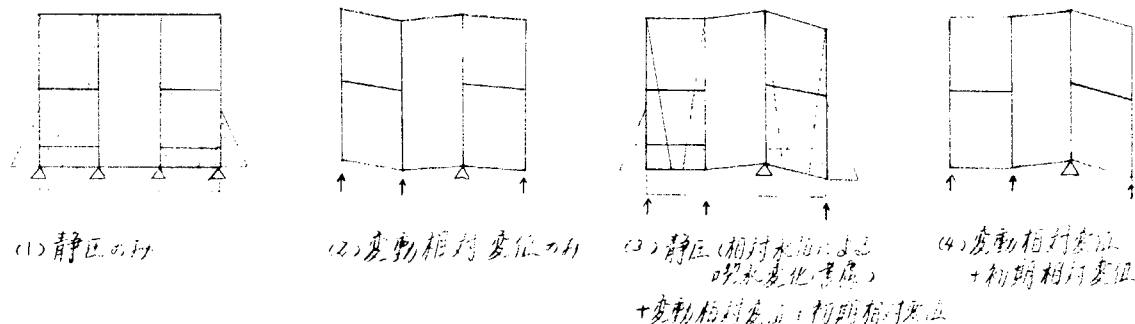


図 2.3.7

2.3.7 計算結果、考案

/ 以上の方法に従って計算した結果として

図 2.3.8. 相対変位の長期予測

図 2.3.9 運動による倉内の変動圧力を加えない時の相対変位の長期予測

図 2.3.10 変動応力の応答関数

図 2.3.11 変動応力の長期予測

図 2.3.12 横強度計算法の相違による応力比較

のグラフを得たがこれから次のことが考察される。

- (1) 相対変位量は一般に横波中において、その値が大きくなる傾向がみられたが、応力においては、むしろ斜波中で高い応答を示している。
- (2) 倉内液体の運動内圧による変動圧力を考慮しても相対変位の値に変化は少なく、波浪変動水圧のみで、荷重を評価しても、充分だと言える。

そうすれば、ROLLINGによる非線形の処理をする必要もない。(図 2.3.8 (1)と図 2.3.9 のグラフ参照)

- (3) 規則波中での応力応答の詳細は、図 2.3.10 であるが、それより求めた不規則波中の長期分布について 10^{-8} および 10^{-6} の発現確率は下の表のようになる。

計算箇所	10^{-8} レベルの応力		10^{-6} レベルの応力	
	曲げ応力	せん断応力	曲げ応力	せん断応力
POINT 1	2.1 3	0.7 3	1.5 6	0.5 3
POINT 2	2.6 4	0.3 2	1.8 4	0.2 3
POINT 3	2.5 0	0.4 4	1.8 0	0.3 1

(ALL HEADINGのときで、

応力単位は Kg/mm^2)

以上の結果より、波浪による相対変位の動的応答は特別の考慮が構造上必要な場合を除いて、一般には、横強度全体の中で有意な位置を占めるものではないと判断できる。

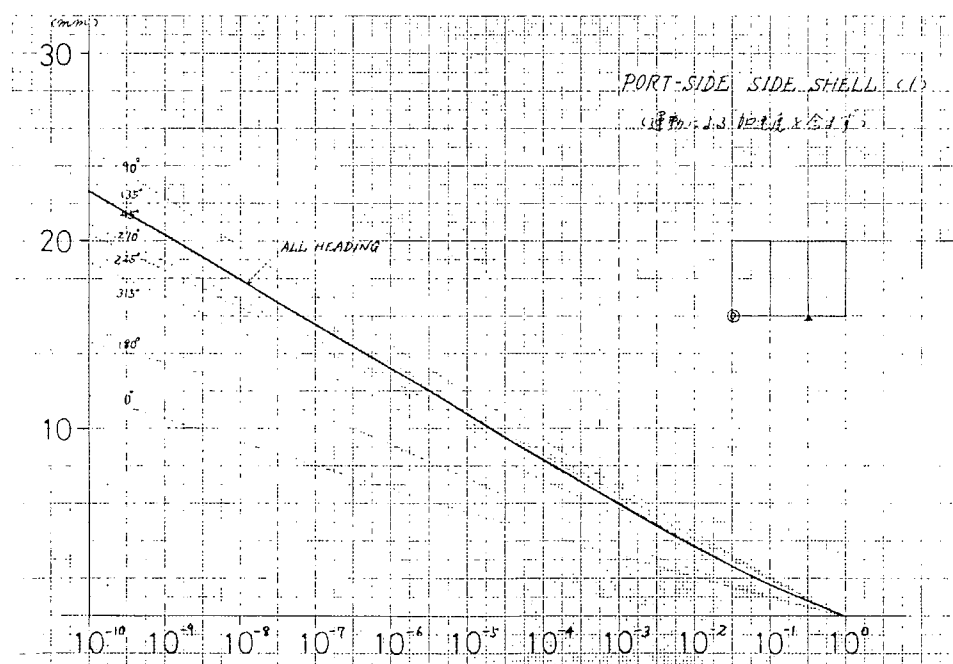


図 2.3.8 (1)

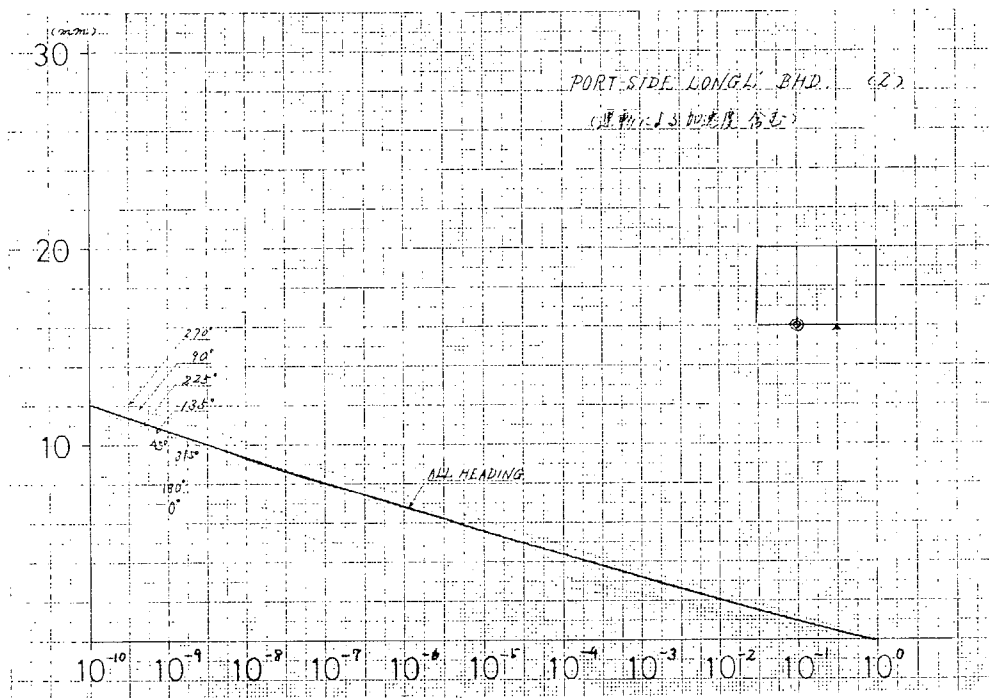


図 2. 3. 8 (2)

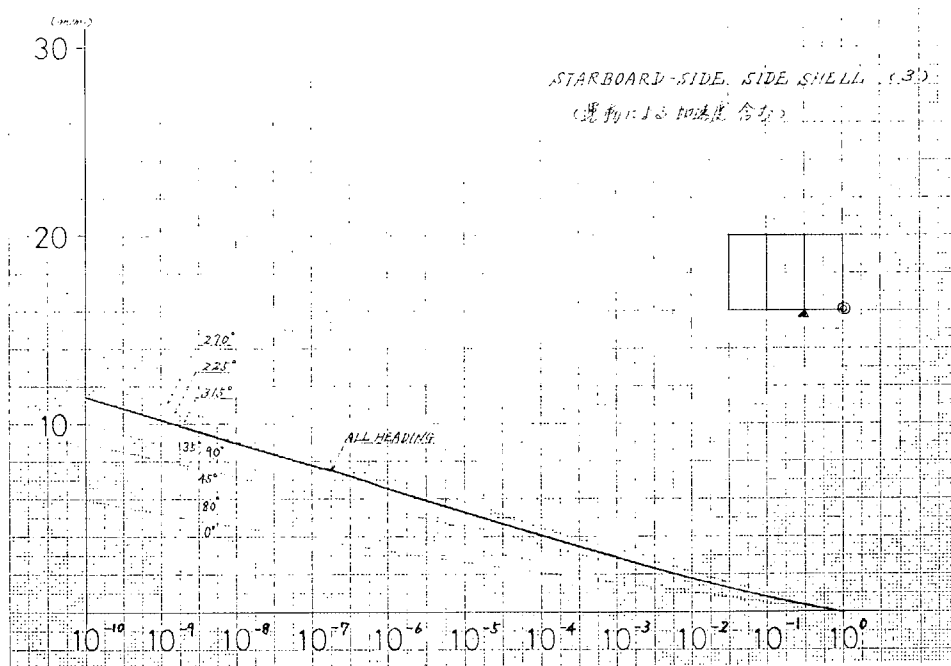


図 2. 3. 8 (3)

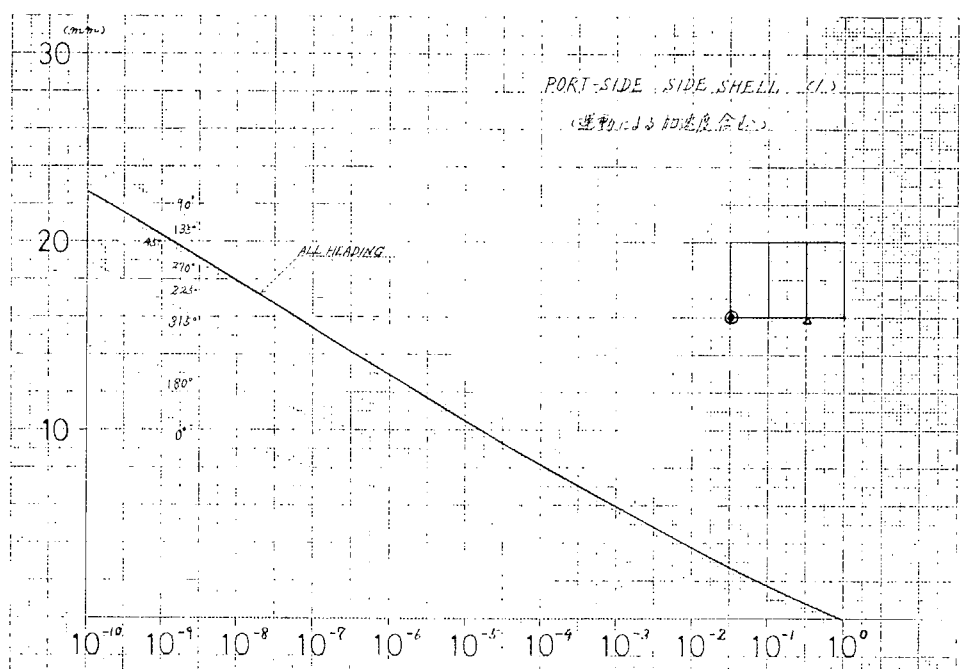


图 2.3.9

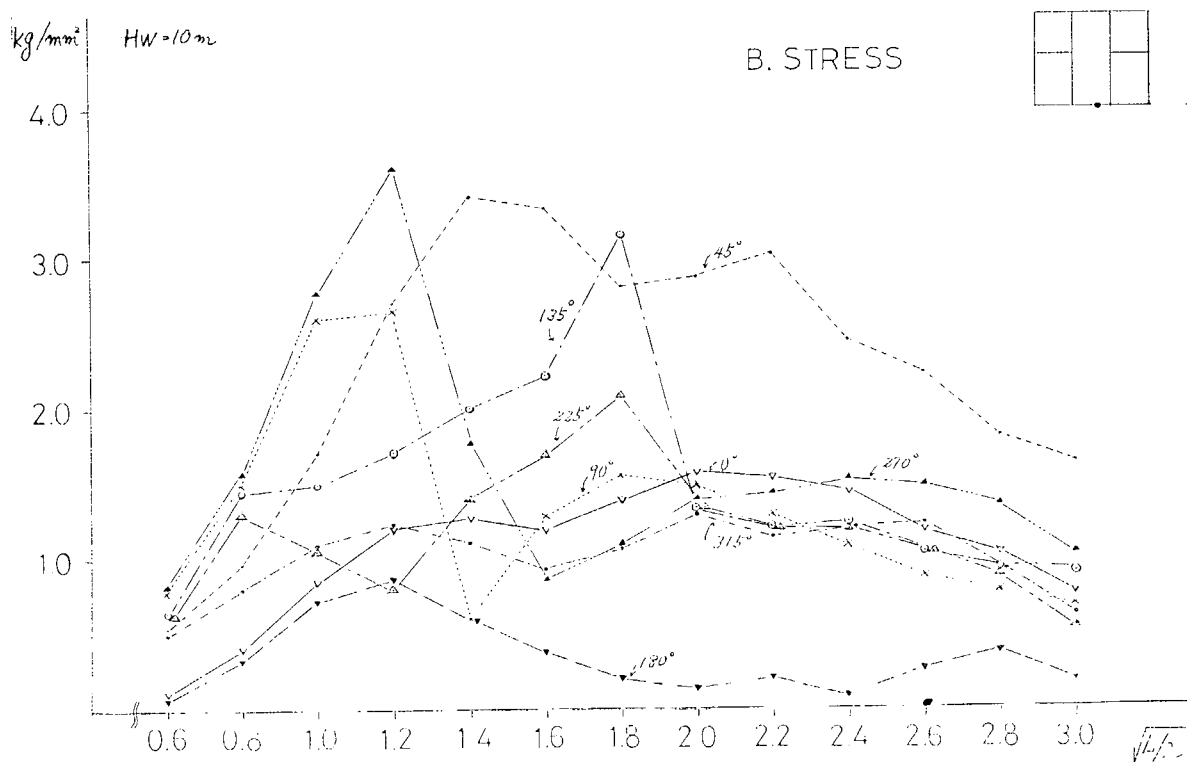


图 2.3.10 (1)

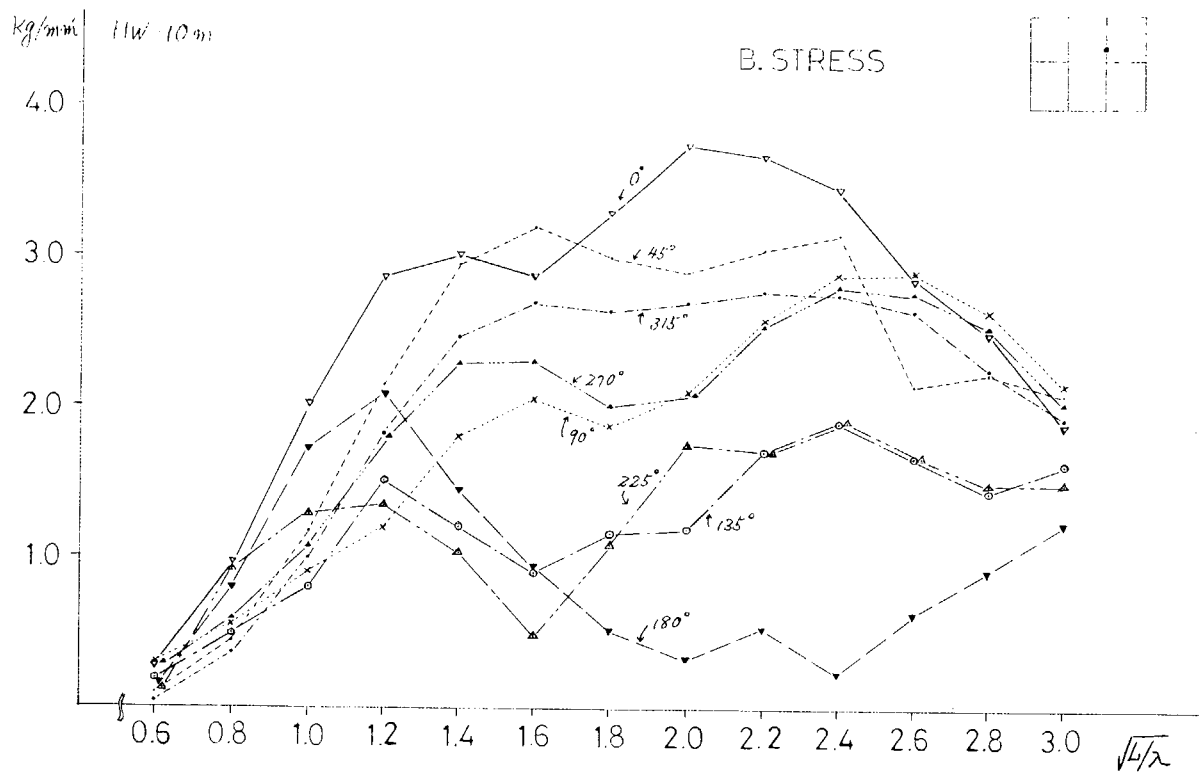


图 2.3.10 (2)

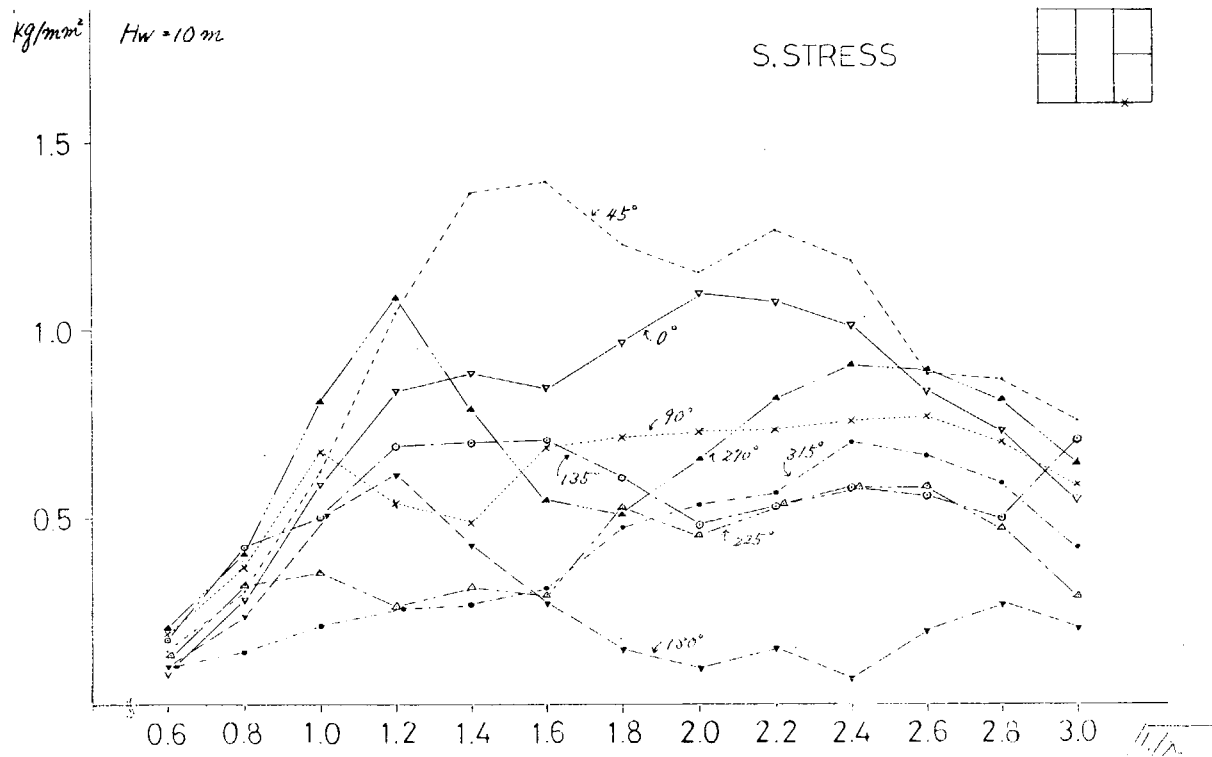
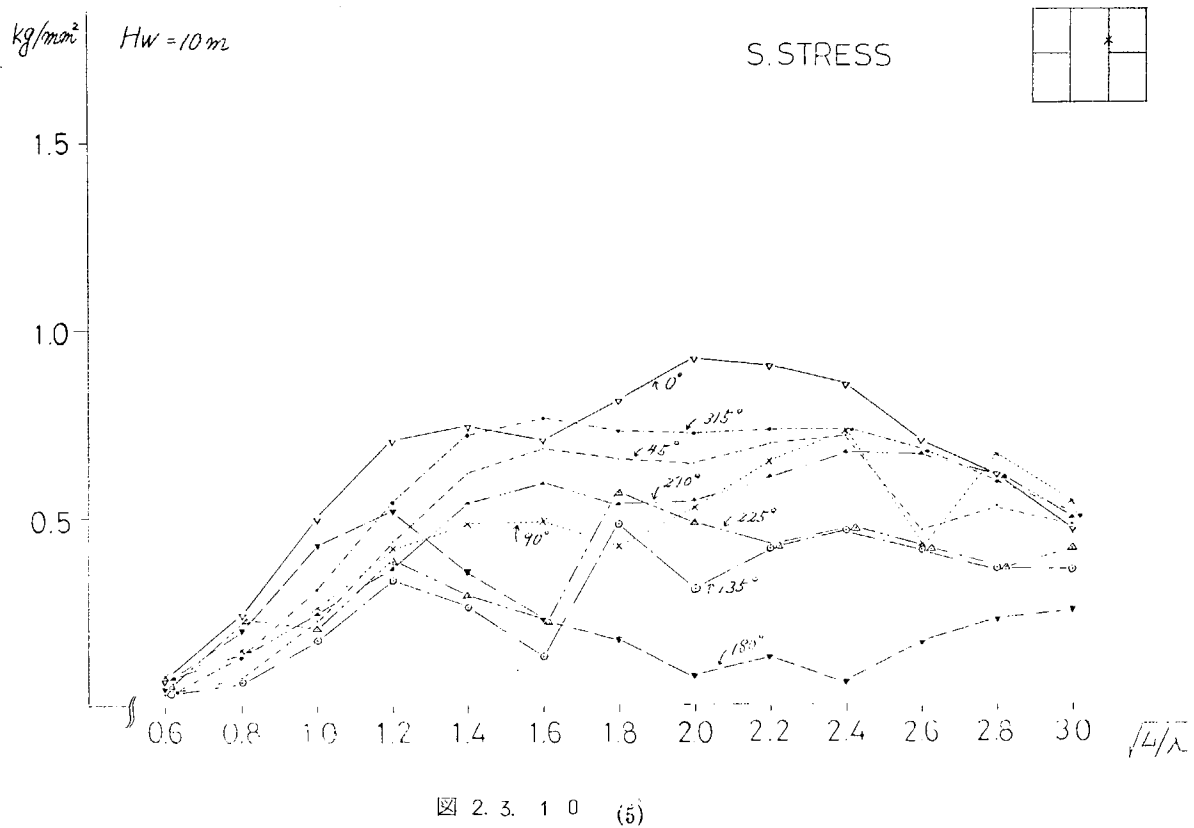
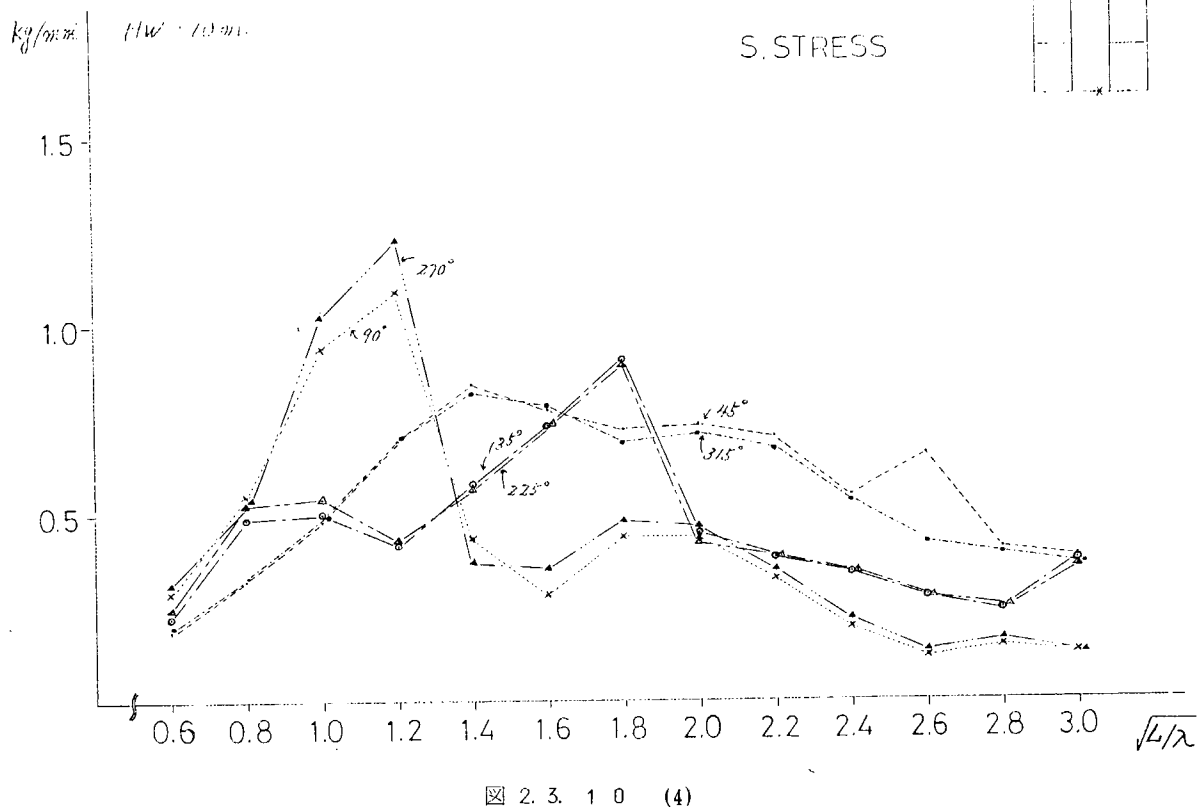


图 2.3.10 (3)



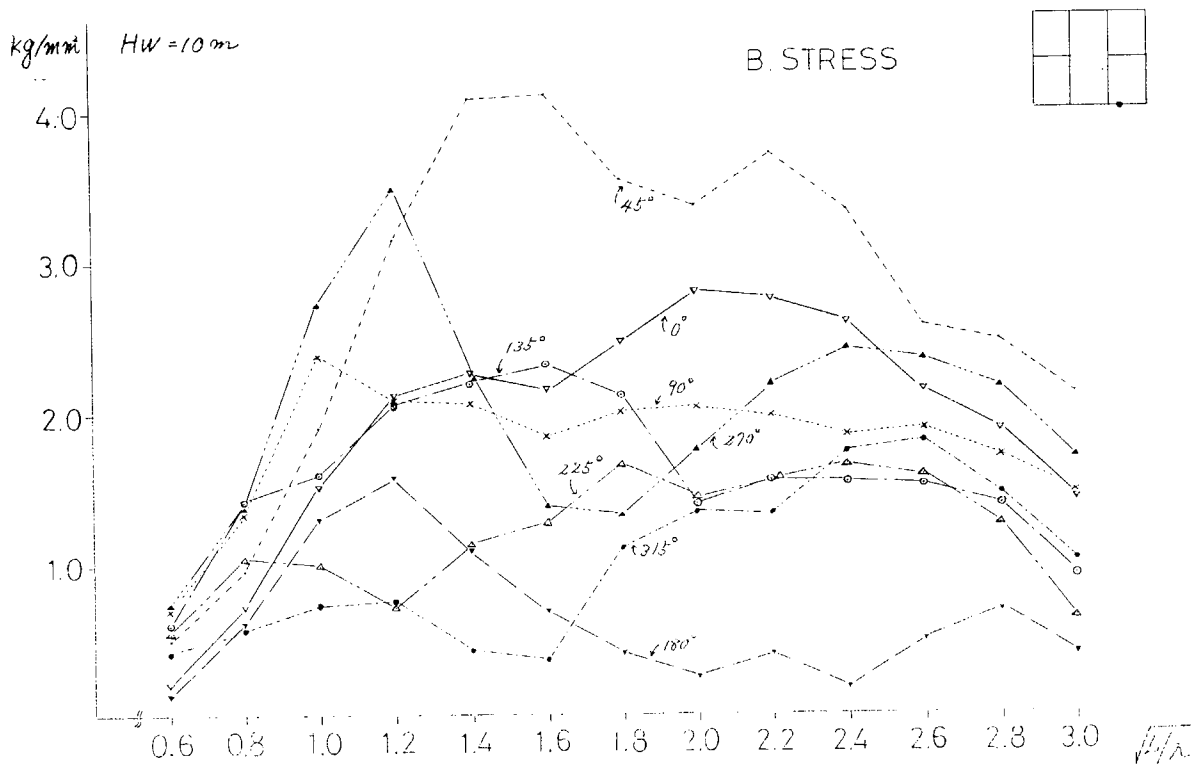


图 2.3.10 (6)

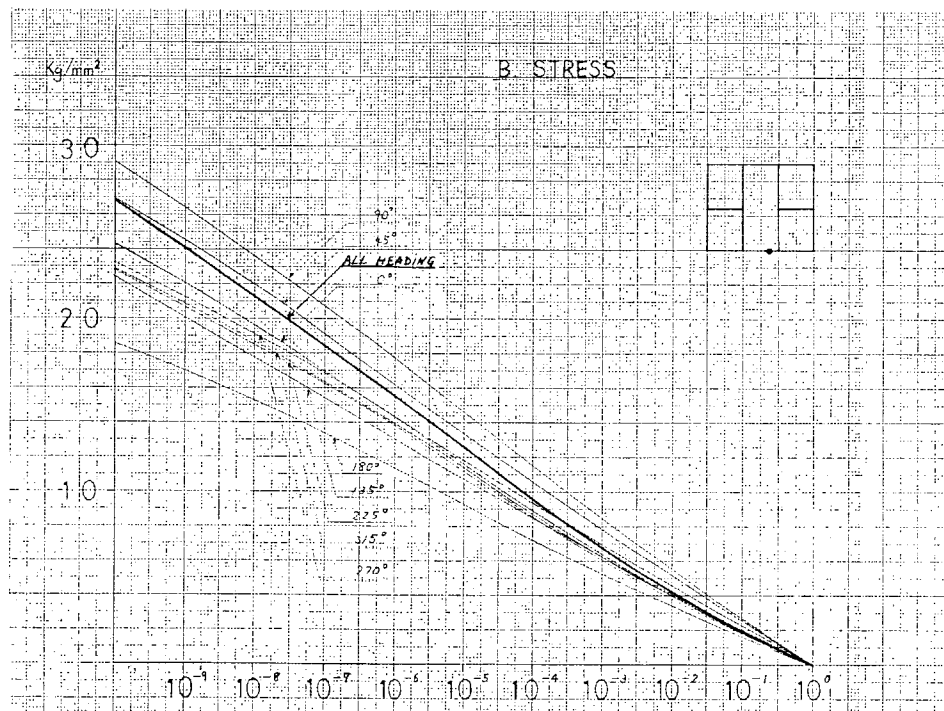


图 2.3.11 (1)

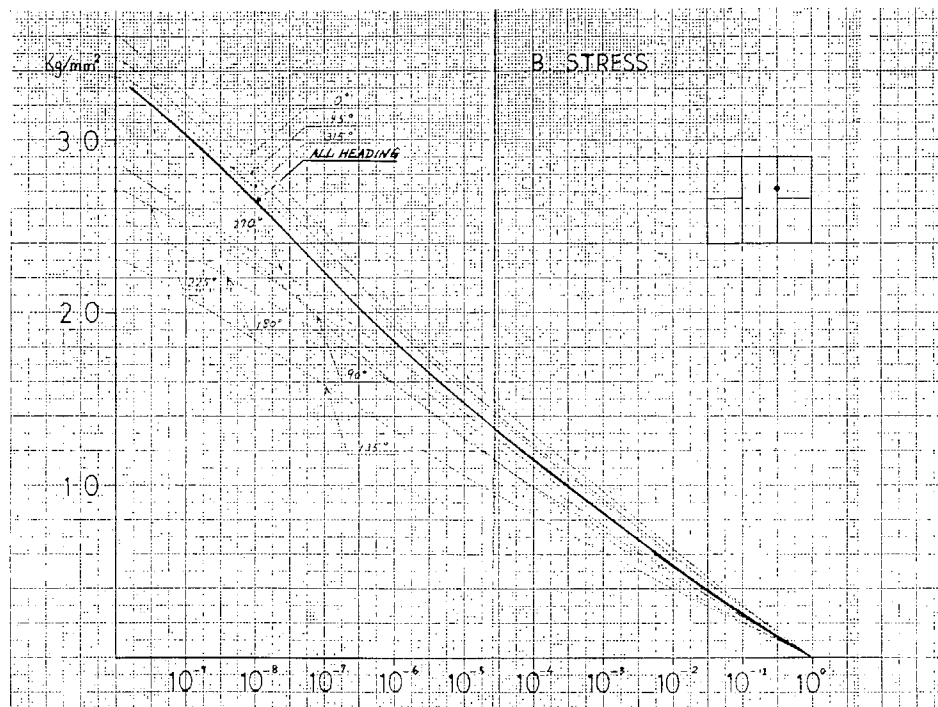


图 2. 3. 1 1 (2)

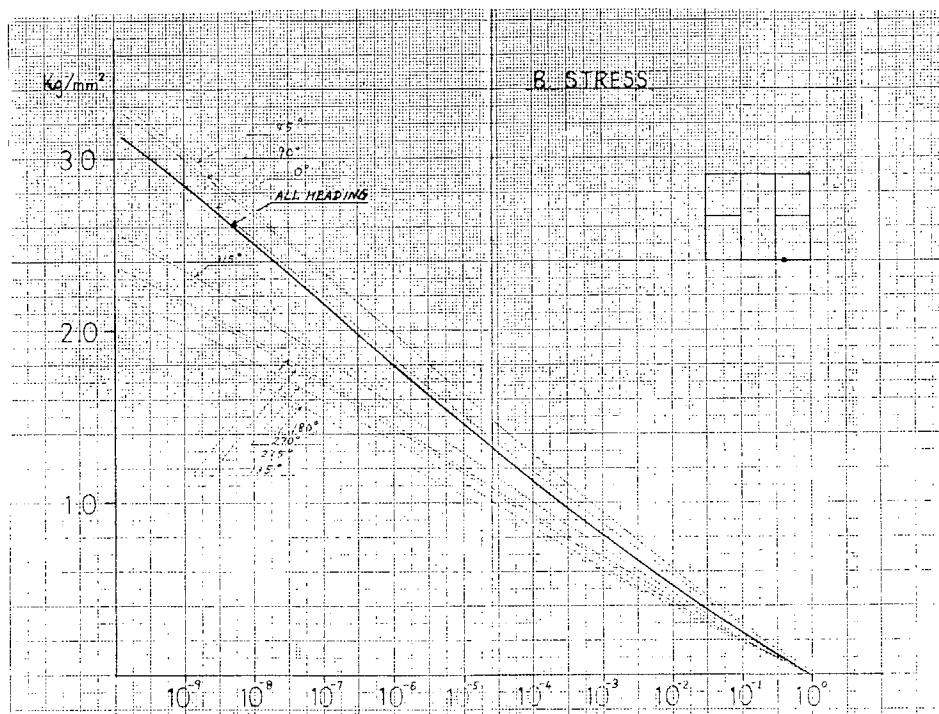
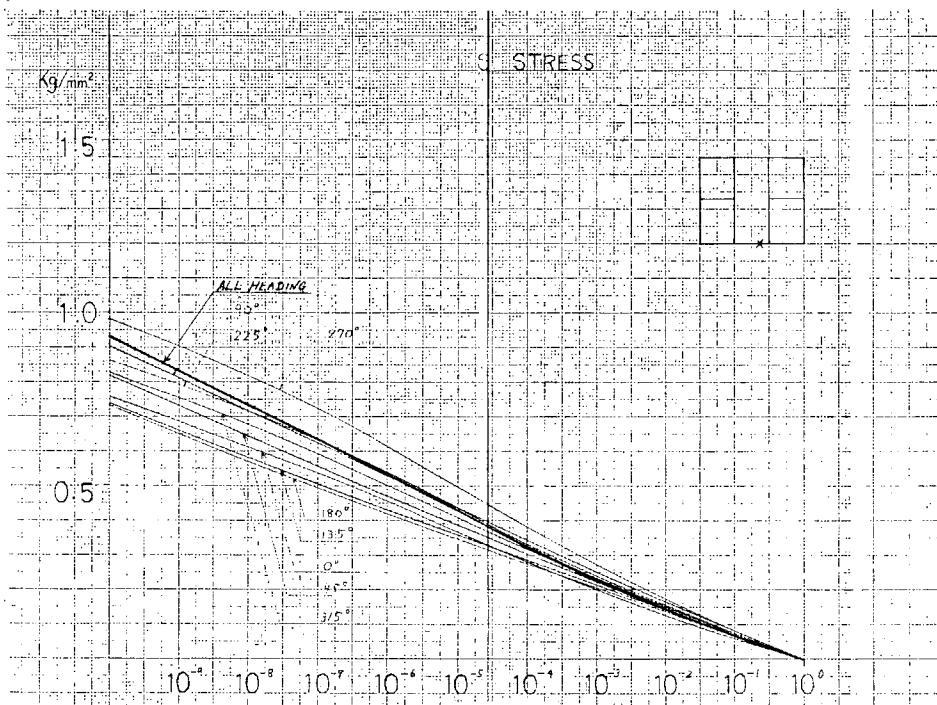
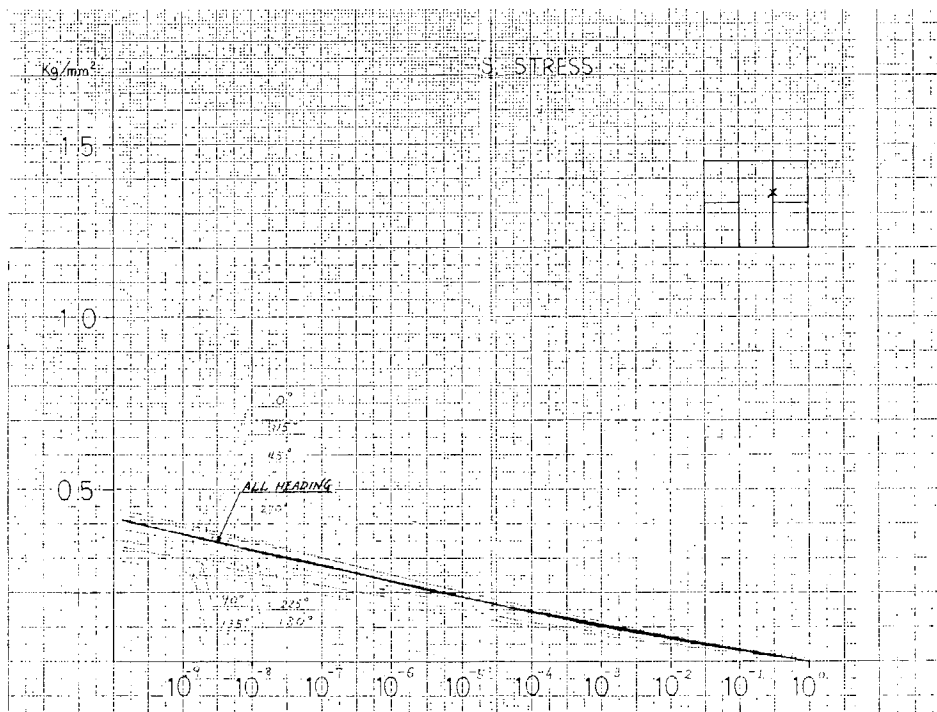


图 2. 3. 1 1 (3)



☒ 2. 3. 1 1 (4.)



☒ 2. 3. 1 1 (5)

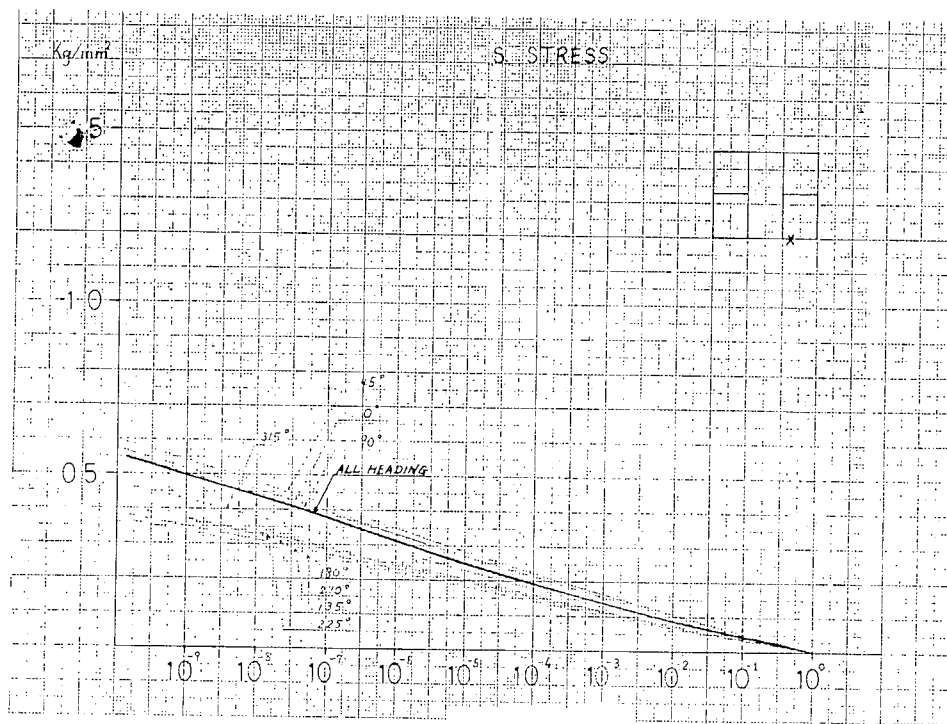


図 2. 3. 1 1. (6)

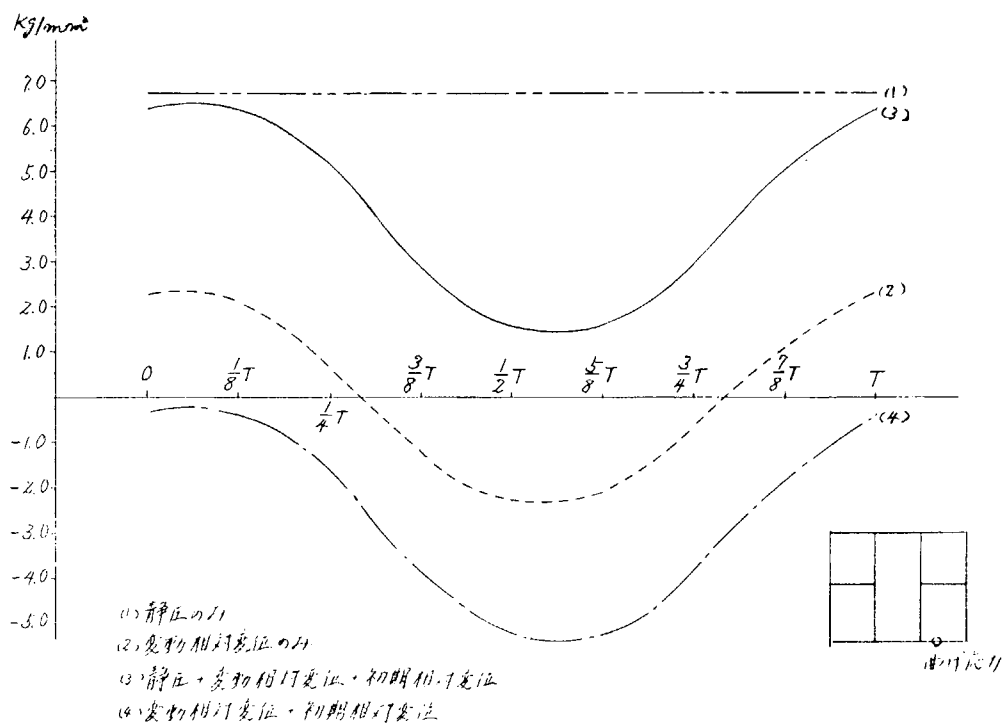
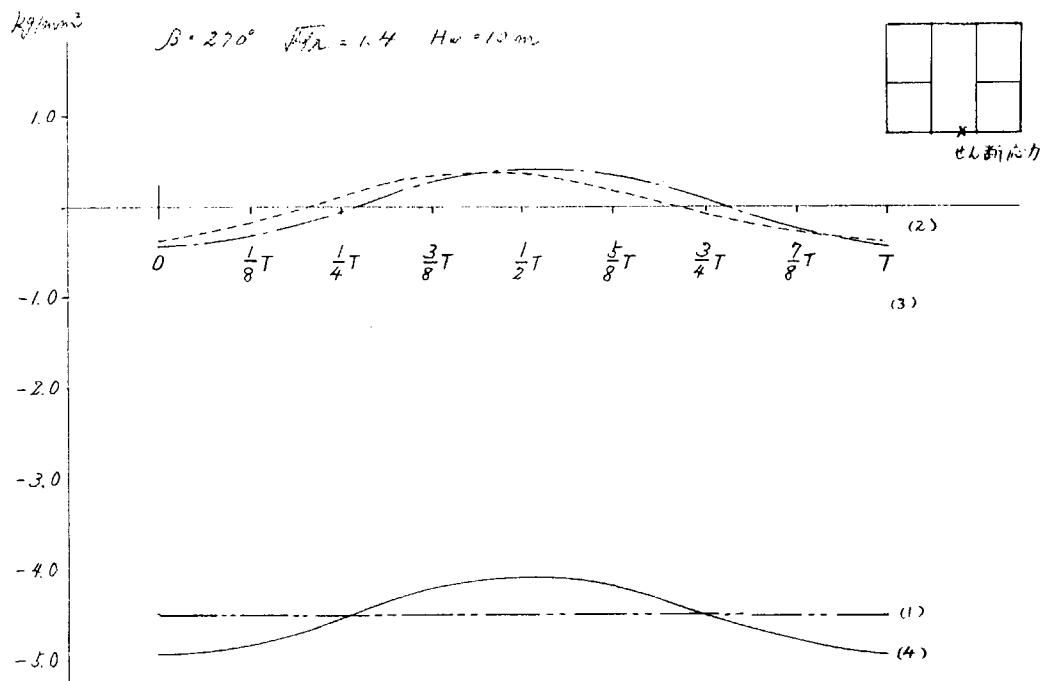


図 2. 3. 1 2 (1)



2. 3. 1 2 (2)

3. 部材に働く応力状態の検討

3.1 初期不整のある部材の座屈強度の解析 (東京大学)

3.1.1 研究の目的

船体は構造的見地から、Structural element (柱・板・桁等)、Structural component (One tank length の Deck Bottom, Strut 等)、Sub-structure (One trans ring 等) 及び Structure に分けることができる。

Structural element は、他に比べて割合単純な構造であるため、従来より十分精密な研究 (座屈・座屈後挙動及び最終強度) がなされてきた。一方、Sub-structure 及び Structure のように、非常に複雑な構造物に対しては、有限要素法等により、弾性範囲内での解析が出来るようになっている。ところが、この二者の中間を占める Structural component に対しては、座屈・座屈後挙動及び最終強度まで一貫して十分詳細に解析するには大きな困難を伴う。そこで、本研究では Structural component、特にその中でも主要部を占め、かつ基礎的な構造である防撓板構造をとりあげ、有限要素法を用いた厳密な解析の他に、解析的手法を用いた簡便な解析法をとりあげる。

防撓板構造はその製作の過程で、初期不整が生じることを避けることは出来ない。初期不整の最終強度に及ぼす影響はかなり研究されているが、その多くは Structural element に限られているようである。ここでは、防撓板構造は Deck Bottom を主として念頭においており、初期不整はいわゆる瘦馬として従来より問題になっているものを考える。

船体設計の考え方としては許容応力度設計と最終強度設計とがある。後者は異常時 (10^{-8} 程度の発現レベル) の海象においても Total Loss を生じないような設計概念である。ここでは、設計の段階で座屈・座屈後挙動及び最終強度を推定し得る計算法を開発し、より合理的な設計基準を得ることを目的とする。

3.1.2 実験の方針と計画

(1) 実験方針

防撓板の座屈形式としては3つの場合が考えられる。即ち、1つは縦横の防撓材で囲まれたパネルのみが座屈する場合、1つは防撓材が局部座屈を起こす場合 (以上2つは局部座屈) であり、他の1つは防撓材と板が一体となって全体座屈を起こす場合である。今回は防撓材の局部座屈は除外して、最初と最後のケースをとりあげる。パネルの局部座屈が先に生じると、防撓材はその後の荷重に対して骨組格子構造として挙動し、最高荷重に到達する。設計上は局部座屈と全体座屈とが同時に起こるように設計するのが合理的であるから、全体・局部・同時座屈の3つの場合について実験を行なう。

また、初期不整の最終強度に及ぼす影響は弾性座屈を起こすような寸法の板では小さく、塑性座屈を起こすような寸法の板では顕著である。^{1) 5)} そこで今回は、板厚・板巾比を2とおりに変えるが、初期不整を与えるのは塑性座屈領域にある板だけとする。なお、初期不整を防撓板全体に与えることも重要であるが、今回は省略した。

これまでの防撓板の座屈に関する実験、研究は主として縦または横の一方方向に補強された防撓板についてであるが、実際の構造に近い、縦横に補強された防撓板をとりあげる。

(2) 実験計画

以上の観点に立って、大型試験片 ($1332\text{ mm} \times 999\text{ mm}$, 縦防撓材2本、横防撓材3本) について次に示すパラメーターをかえて周辺支持で実験を行なう。(図3.1.1, 表3.1.1)

表 3. 1. 1 供試体の形状及び名称

板 厚 t	スチフナ高さ h	曲げ剛性比 r	初期撓み	名 称
3. 2	1 0	0. 9	$\frac{w_0}{t} = 0$	1 0 4 A
	2 0	3. 9	0	1 0 4 B
	6 3	9. 6	0	1 0 4 C
6	1 0	0. 5	0	5 6 A 0
			1	5 6 A 1
			2	5 6 A 2
	3 0	3. 9	0	5 6 B 0
			1	5 6 B 1
			2	5 6 B 2
	9. 5	9. 6	0	5 6 C 0
			1	5 6 C 1
			2	5 6 C 2

材料はSS 4 1

$$\sigma_y = 29 \text{ Kg/mm}^2$$

i) パネルの板巾板厚比; $b'/t = 104$ (弾性座屈)

56 (塑性座屈)

ii) 板と防撓材の曲げ剛性比、 $r = EI/bD$ ($A = \begin{cases} 0.9 \\ 0.5 \end{cases}$ $B = 3.9$, $C = 9.6$)

iii) 初期不整量; $w_0/t = 0, 1, 2$ (パネルのみ)

ここでパネルの板幅・板厚比は、パネルが弾性座屈を生ずるか、塑性座屈するかを表わすパラメータであり、板と防撓材の曲げ剛性比 r は、全体座屈を生ずるか、(この場合をAとする)、局部座屈を生ずるか(この場合をCとする) のパラメータである。 $r = r_{min}$ の場合(本実験ではBに相当する) は同時座屈するものと考えられる。更にiii) は初期不整量の影響を調べるためである。

なお、パネルのアスペクト比は実船では2~3が多いが、今回は解析の便宜上1とする。

また、防撓材の板厚は板の板厚に等しく、縦横の防撓材の高さは等しく、形状はflat bar typeとする。

r_{min} を決定するための座屈値は次のように決めた。²⁾ 防撓板の座屈値は、平板には微小変形理論を、防撓材には梁理論を適用してエネルギー法より固有値問題として求める。その結果、全体座屈と局部座屈とを r によって分けることができ、いわゆる r_{min} が決定できる。一般に座屈応力 σ_{cr} は、

$$\sigma_{cr} = k \frac{\pi^2 D}{b^2 t}$$

の形に表わされ、今回の試験体のAとBシリーズの場合の k とアスペクト比 $\beta = a/b$ との関係は図3. 1. 2のようになる。局部座屈の場合は $k = 3.6$ である。図3. 1. 2からわかるとおり、今回のA Series では1半波と2半波の座屈値が極めて隣接している。

表3. 1. 1に示すように試験片は12枚である。

初期撓みは、図3. 1. 3に示すようにパネルにのみつけた。

(瘦馬を想定しているため、スティフナ側が凸になるようになっている。) なお、試験片は残留応力の影響を除くため、初期撓みをつけた後に応力除去焼鈍を行なっている。

試験片の名称を次のようにつける。

例 $\frac{56}{b/t} \frac{B}{r} \frac{1}{\frac{w_0}{t}}$

3.1.3 実験結果

104シリーズ及び56Bシリーズは東大の100トン変位制御試験機で、56Bシリーズ及び56Cシリーズは三井造船千葉研究所200トン変位制御試験機で、それぞれ平押しした。

実験結果の一覧表を表3.1.2に示す。

表3.1.2 実験結果

供試体	P _{cr} (理論)	P _{cr} (実験)	P _{max} (実験)	P _{max} / P _y	崩壊形状
104A	6.52 ton	6.16 ton	22.8 ton	0.24	全体
104B	19.3		33.7	0.34	局部→全体
104C	25.2	22.8	53.0	0.50	局部
56A0	32.5	24.0	65.5	0.36	全体
56A1			57.9	0.32	全体
56A2			55.0	0.30	全体
56B0	12.8		98.0	0.52	全体
56B1			10.6	0.57	局部→全体
56B2			8.8	0.47	局部→全体
56C0	17.5		≥17.3**	≥0.82**	局部
56C1			15.8	0.75	局部
56C2			14.2	0.68	局部

* これは油圧からの推定値である。他はロードセルで計測した。

** 17.3 tonで実験中止

荷重—縮み曲線を図3.1.4～図3.1.7に、撓み波形のプロファイルを図3.1.8～3.1.17にそれぞれ示す。なお、撓みは付加撓みであり、スティフナ側への変位を正としている。

以下、結果についての考察を述べる。

(1) 荷重—縮み曲線について

いずれの場合も、横撓みが生じるとともに剛性が低下しつつ最高荷重に到達している。パネルの初期不整は、最高荷重を低下させている。(図3.1.18参照)

(2) 撓み波形について

Aシリーズでは、3.1.2(2)で考察したように、56A0の座屈時における波形は荷重方向に1半波であるが荷重の増大とともに2半波に遷移しているのがわかる。(図3.1.11)これに反して104Aでは、初めから2半波の波形が生じている。(図3.1.8)

Bシリーズでは、局所的な波形と全体的な波形が同時に現われているのがよくわかる。図 3.1.9 から明らかなように、最高荷重時では 1 半波になる。

Cシリーズでは、局所的な波形のみでスティフナはほとんど変形していない。(図 3.1.10)

スティフナの断面積と最高荷重との関係を図 3.1.19 に示す。

3.1.4 正方形板の最終強度

本研究における実験を解析するために、Rayleigh-Ritz法に基づく解析を採用したが、この解析法の妥当性を知るため、一方に圧縮力をうける周辺支持の正方形板 ($b \times b$) を考える。外荷重が座屈荷重をこえると、板は面外にたわみを生じる。たわみの増大とともに荷重も増加してゆくが、板の一部が塑性になることにより最高荷重に到達する。

座屈後の平均圧縮力を σ とすれば、面外のたわみより σ は Z 方向には $-\sigma t \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$ の圧力に等価な力として作用する。

一方、面外等分布荷重をうける板の塑性崩壊荷重は、崩壊機構を仮定することにより算定することができる。

ここでは面内圧縮力をうける板の最高荷重を崩壊機構を考慮に入れることによって求め、実験及び F・E・M 計算結果と比較する。

(1) 弾性たわみ計算

X・Y・Z 方向の変位 u ・ v ・ w を以下のように仮定し、ポテンシャルエネルギー最小原理より係数を決定する。

$$u = \alpha \sin \frac{2\pi x}{b} \cos \frac{\pi y}{b} + \bar{\beta} x$$

$$v = \epsilon \sin \frac{2\pi y}{b} \cos \frac{\pi x}{b} + \bar{r} y$$

$$w_0 = w_0 \cos \frac{\pi x}{b} \cos \frac{\pi y}{b} \dots\dots\dots \text{初期たわみ}$$

$$w = w_m \cos \frac{\pi x}{b} \cos \frac{\pi y}{b} \dots\dots\dots \text{全たわみ}$$

面内歪エネルギー；

$$U_M = \frac{E t}{2(1-\nu^2)} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \left\{ \epsilon_x^2 + \epsilon_y^2 + 2\nu \epsilon_x \epsilon_y + \frac{1}{2}(1-\nu) r_{xy}^2 \right\} dx dy$$

但し

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial w_m}{\partial x} \right)^2 - \left(\frac{\partial w_0}{\partial x} \right)^2 \right\}$$

$$\epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial w_m}{\partial y} \right)^2 - \left(\frac{\partial w_0}{\partial y} \right)^2 \right\}$$

$$r_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial (w_m - w_0)}{\partial x} \times \frac{\partial (w_m - w_0)}{\partial y}$$

曲げ歪エネルギー；

$$U_B = \frac{D}{2} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \left\{ \frac{\partial^2}{\partial x^2} (w_m - w_0) \right\}^2 + 2\nu \left\{ \frac{\partial^2}{\partial x^2} (w_m - w_0) \right\} \frac{\partial^2}{\partial y^2} (w_m - w_0) \right\} dx dy$$

$$+ \left\{ \frac{\partial^2}{\partial y^2} (w_m - w_o)^2 + 2(1-\nu) \left\{ \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (w_m - w_o) \right\} \right\} dx dy$$

但し

$$D = \frac{E t^3}{12(1-\nu^2)}$$

外力仕事

$$V = 2 \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \sigma u \Big|_{x=\frac{b}{2}} t dy = P b \bar{\beta}$$

但し

$$P = \sigma b t$$

従ってポテンシャルエネルギー π は

$$\pi = U_M + U_B - V$$

座屈後の側辺の条件として合応力を0とすれば

$$\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \sigma_y \Big|_{y=\frac{b}{2}} t dx = 0$$

より

$$\bar{\epsilon} = \frac{4\epsilon}{b} - \nu \bar{\beta} - \frac{1}{4} \left(\frac{\pi}{b} \right)^2 (w_m^2 - w_o^2)$$

係数 α , $\bar{\beta}$, ϵ , w_m はポテンシャルエネルギー停留原理より求めることができる。

$$\frac{\partial \pi}{\partial \alpha} = 0 \quad \text{より}$$

$$\begin{aligned} \frac{9-\nu}{4} \pi^2 \alpha + \frac{16}{9} (1+\nu) \epsilon + \frac{\pi^2}{6b} \{ (3\nu-5) w_m^2 \\ + 2(1-\nu) w_m w_o + (3-\nu) w_o^2 \} = 0 \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \pi}{\partial \bar{\beta}} = 0 \quad \text{より}$$

$$b^2 \bar{\beta} + \frac{\pi^2}{8} (w_m^2 - w_o^2) - \frac{Pb}{Et} = 0$$

$$\frac{\partial \pi}{\partial w_m} = 0 \quad \text{より}$$

$$\frac{Et}{2(1-\nu^2)} \left\{ -\frac{\pi^4}{32b^2} (9-7\nu) (w_m^2 - w_o^2) w_m + \frac{\pi}{2} (1-\nu^2) \bar{\beta} w_m \right.$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{2\pi^2}{3b} \left\{ (2-\nu)\alpha + (5-4\nu)\epsilon \right\} w_m \\
& + \frac{1}{2}(1-\nu) \left\{ \frac{\pi^4}{16b^2} (w_m - w_0)^3 - \frac{2\pi^2}{3b} (\alpha + \epsilon)(w_m - w_0) \right\} \\
& + \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} (w_m - w_0) \frac{\pi^4}{b^2} = 0
\end{aligned}$$

これらの連立方程式の解より係数が決定され次式が得られる。

$$\begin{aligned}
\frac{Pb}{Et} = & -3.6152t^2 \left(1 - \frac{w_0}{w_m}\right) \\
& - 1.5759w_m^2 \left\{ 1 - 0.3849 \left(\frac{w_0}{w_m}\right) - 0.1873 \left(\frac{w_0}{w_m}\right)^2 \right. \\
& \left. - 0.4278 \left(\frac{w_0}{w_m}\right)^3 \right\}
\end{aligned}$$

この式から座屈及び座屈後の弾性挙動が示される。

(2) 塑性崩壊荷重

正方形板の最終崩壊荷重を知るために塑性設計法による崩壊機構を考える。^{3) 4)}

Hinge Line に沿って単位長さ当りの塑性モーメント M_p は面内力 P の影響を考えて (Appendix 参照)

$$M_p' = \frac{1}{4}t^2 \sigma_Y \cdot \frac{8 - 9\alpha^2 + \alpha\sqrt{16 - 15\alpha^2}}{2(\alpha + \sqrt{16 - 15\alpha^2})} \quad \alpha = \sigma / \sigma_Y$$

となる。

内力仕事と外力仕事との差から

$$\delta \left(M_p' \cdot 2\sqrt{\frac{2}{b}} \frac{w_m}{b} \cdot 2\sqrt{2}b - P \frac{w_m^2}{b} \right) = 0$$

上式より

$$\frac{P}{P_Y} = \frac{1}{2} \sqrt{2 \left(\frac{w_m}{t} \right)^2 - \left(\frac{w_m}{t} \right) + 5 + \left(2 \frac{w_m}{t} - 1 \right) \sqrt{\left(\frac{w_m}{t} \right)^2 + 1}}$$

前節で求めた座屈後の $P \sim w_m$ curve とこの $P \sim w_m$ curve との交点より最高荷重を求めることができる。

$b = 500\text{mm}$ 、 $t = 4.5\text{mm}$ の板についての計算例を図 3.1.2.0 に示す。上田ら⁵⁾の実験及び $F \cdot E \cdot M$ 計算との比較を図 3.1.2.1 に示す。

図 3.1.2.1 からわかるとおり、ここで提案した計算法によって求めた最高荷重と実験及び $F \cdot E \cdot M$ 解析は非常に良く合っており、今回の計算法の有効なことがわかる。

3.1.5 理論解析

前節の考え方にに基づき、今回の供試体についても座屈後挙動と崩壊機構とを合わせて考え、最高荷重を求める。

ここでは、今回の実験結果をふまえて全体的崩壊と局部的崩壊とについて解析を行う。(現在、B シリーズの解析を実施中である。)

(1) 全体的崩壊 (A Series)

実験結果で示したように A Series の試験体は 1 半波で座屈を生じるが、たわみが増すにつれてより安定な 2

半波に移っている。そこでここは2半波を主要な波形であるとして座屈後の挙動を追うことにする。

変位を

$$u = \alpha \sin \frac{4\pi x}{a} \cos \frac{\pi y}{b} + \bar{\beta} x$$

$$v = \epsilon \sin \frac{2\pi y}{b} \sin \frac{2\pi x}{a} + \bar{\gamma} y$$

$$w = w_m \sin \frac{2\pi x}{a} \cos \frac{\pi y}{b}$$

とくと3.1.4と同様Rayleigh-Ritz法で荷重～たわみ関係を求めることができる。ここでは、新たにスチフナの歪エネルギーを考慮に入れる。

ポテンシャルエネルギーは

$$\pi = U_{PM} + U_{SM} + U_{BM} + U_{SM} - V$$

となる。

U_{PM} ; パネルの面内歪エネルギー

U_{SM} ; スチフナの面内歪エネルギー

U_{BM} ; パネルの曲げ歪エネルギー

U_{SM} ; スチフナの曲げ歪エネルギー

V ; 外力仕事

(2) 局部的崩壊 (C Series)

このシリーズでは、パネル座屈を生じ全体的にはたわみが出ないまま、崩壊に到る。そこで座屈後挙動を3.1.4の方法で求め局部的な塑性関節を仮定して最高荷重を求める。

パネルの座屈後挙動は

$$\sigma = \sigma_{cr} + 3.62 \frac{E}{b^2} w_m^2$$

とあらわされる。

3.1.6 実験と解析との比較

3.1.5で述べた解析結果と実験結果とを比較する。

(1) 全体崩壊 (A Series)

座屈後挙動は w_m によって以下のように表わされる。

$$104A \quad P = 7.32 + 0.132 w_m^2 \text{ (TON)}$$

$$56A0 \quad P = 33.1 + 0.248 w_m^2 \text{ (TON)}$$

撓みと塑性崩壊荷重との関係は、実験結果を考慮してヒンジラインを図3.1.2.2のように仮定すると

$$104A \quad w_m = 0.4 \{ 4.19 (1 - \alpha^2) + 1.13 \sqrt{1 - \alpha^2} \} / \alpha$$

$$56A0 \quad w_m = 0.75 \{ 4.10 (1 - \alpha^2) + 1.07 \sqrt{1 - \alpha^2} \} / \alpha$$

となる。但し、 $\alpha = P/P_y$

これを図示すると図3.1.2.3のようになり最高荷重 P_{max} は表3.1.3からわかるように良く一致している。

表 3.1.3

	計 算 値	実 験 値
104A	19.8 ton	22.8 ton
56A0	60.0	65.5

(2) 局部崩壊 (C Series)

座屈後挙動は

$$104C \quad P = 25.2 + 2.46 w_m^2$$

$$56C0 \quad P = 17.5 + 4.88 w_m^2$$

ヒンジラインは図 3.1.2.4 に示すように 4 つのケースを仮定して計算を行なった。その結果は図 3.1.2.5 となり最高荷重は図 3.1.2.4 において (d) のケースが最小値を与える。

このときの撓みと崩壊荷重の関係は

$$w_m = t \left(\frac{\sigma_Y}{\sigma_P} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_P}{\sigma_Y} \right)^2}$$

$$P = \left(2A_s + 3A_P \cdot \frac{\sigma_P}{\sigma_Y} \right) \sigma_Y$$

但し、 t : 板厚, σ_P : パネルの応力, A_s : スチフナの断面積, A_P : パネルの断面積

最高荷重を表 3.1.4 に示す。

表 3.1.4

	計 算 値	実 験 値
104C	58.5 ton	53.0 ton
56C0	190	> 173

3.1.7 結 論

- i) 本報告の簡易計算法による圧縮を受ける正方形板の最高荷重は実験値並びに FEM による弾塑性計算値と極めてよく一致しこの簡易計算法の有効性が示された。また今回の防撓板の実験の際の局部崩壊及び全体崩壊荷重ともよい相関を示している。現在この簡易計算法の一般的妥当性を確認するため有限要素法による計算を実施中である。
- ii) 実験結果よりパネル部の瘦馬状の初期撓みは最高荷重を低下させることがわかった。
- iii) 更に B シリーズの試験体では局部的な撓みと全体的な撓みが同時に発生し (104B) r_{min} の推定が妥当であったことを示している。
- iiii) 本報告での実験・研究は簡単な形状の防撓板について行ない、最高荷重を推定しうる簡便な計算法を提案したが更に、適当なアスペクト比のパネルや形状の異なる防撓材 (例えば、T 型防撓材) 等を有する実構造に近い防撓板について研究する必要がある。

参 考 文 献

- 1) 大坪英臣：平板の弾塑性たわみ問題の一解法、造船学会論文集 Vol. 130 S. 46. 11月
- 2) 秋田好雄、長沢準：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
- 3) 加藤 勉：面内圧縮をうける板の塑性崩壊について、建築学会論文集 第 107 号 S. 40. 1月

4) R. M. Korol, A. N. Sherbourne: Strength prediction of plates in uniaxial compression, ASCE ST9 Sept 1972

5) 上田幸雄、安川度、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、造船学会論文集 137号 S. 50. 6月

Appendix 面内力と塑性モーメントとの相関について

一方向に一樣圧縮応力 σ をうける矩形板を考える。いま、荷重方向と θ の角度をなすヒンジ・ラインを仮定するとき、単位長さ当りの塑性モーメントは面内力の影響で $M_p = t^2 \sigma_y / 4$ とは異なった値を示す。加藤³⁾によるとその計算法は以下の通りである。

板上に荷重方向と θ の傾きをなす線をと、この線の一部を一辺とする微小正方形の応力の釣合いを考えると

$$\sigma_1 = \sigma \sin^2 \theta, \quad \sigma_2 = \sigma \cos^2 \theta, \quad \tau = \frac{1}{2} \sigma \sin^2 \theta$$

ゆえに、 σ_1 のとりうる最大値 σ_{1m} はミーゼスの降伏条件

$$\sigma_y^2 = \sigma_{1m}^2 + \sigma_2^2 - \sigma_{1m} \sigma_2 + 3\tau^2$$

より

$$\sigma_{1m} = \frac{\sigma}{2} \left[\cos^2 \theta \pm \sqrt{\cos^4 \theta + 4 \left\{ (\sigma_y / \sigma)^2 - \cos^2 \theta (1 + 2 \sin^2 \theta) \right\}} \right]$$

したがって、板が荷重方向と θ の角度をなすヒンジラインを軸として曲がるときの塑性モーメントと面内力との相関関係式は

$$\frac{M_p'}{M_p} = 1 - \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1m}} \right)^2$$

となり、 σ_1 、 σ_{1m} を代入すると

$\theta = 45^\circ$ の場合

$$M_p' = M_p \frac{8 - 9\alpha^2 + \alpha\sqrt{16 - 15\alpha^2}}{2(\alpha + \sqrt{16 - 15\alpha^2})} \quad \dots\dots\dots *)$$

$\theta = 90^\circ$ の場合

$$M_p'' = M_p (1 - \alpha^2)$$

但し、 $M_p = t^2 \sigma_y / 4$

$$\alpha = \sigma / \sigma_y$$

なお、3.1.6の解析においては計算の煩雑さを避けるために *)

式を

$$M_p' = M_p \sqrt{1 - \alpha^2}$$

とし円近似を行なった。

以上の結果を図 3.1.2.6 に示す。

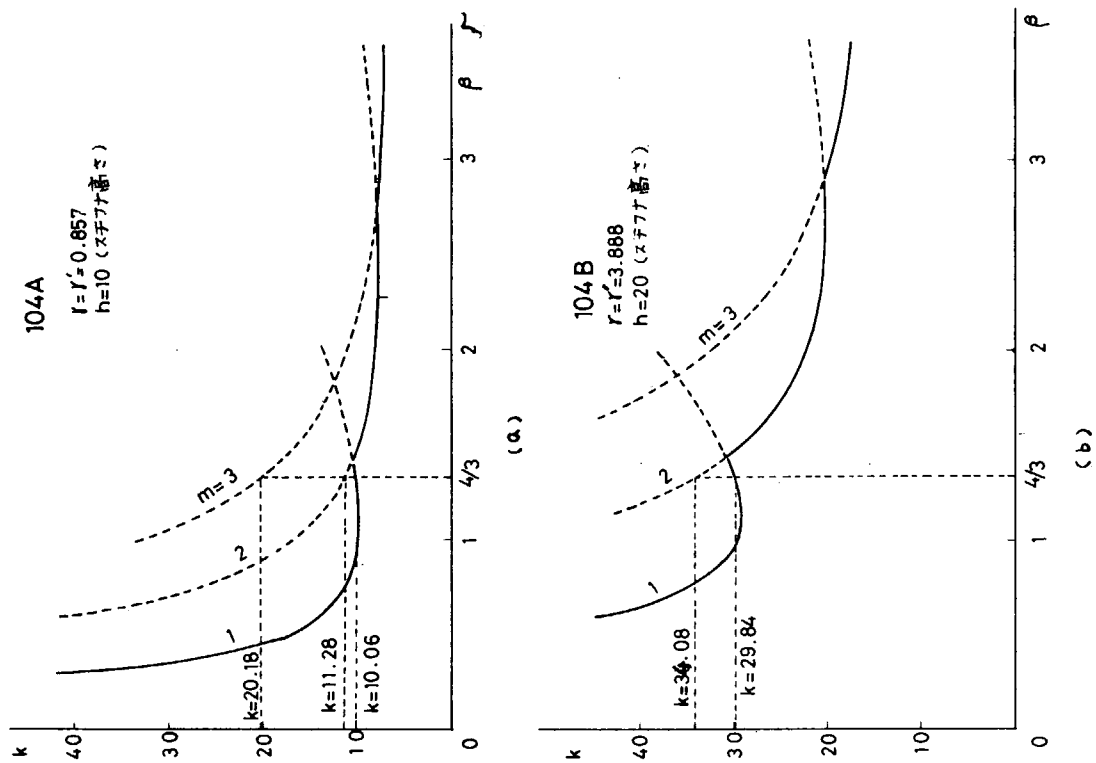


図 3.1.2 座屈係数 k とアスペクト比 β との関係

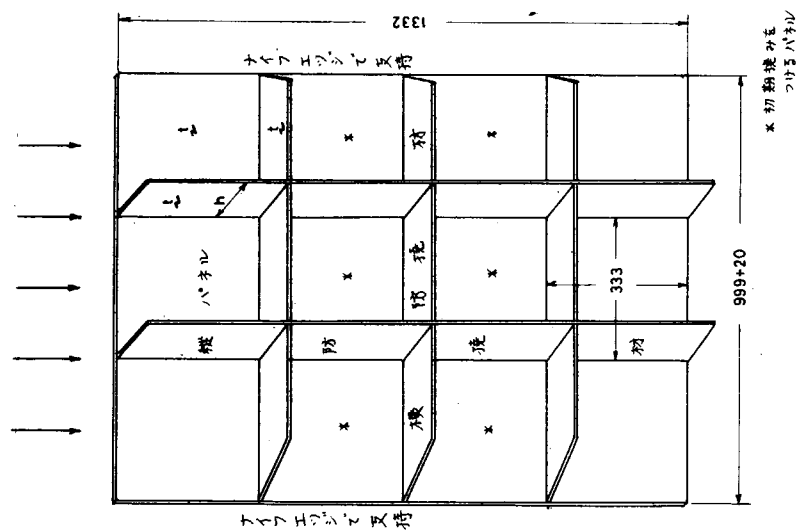


図 3.1.1 供試体見取図

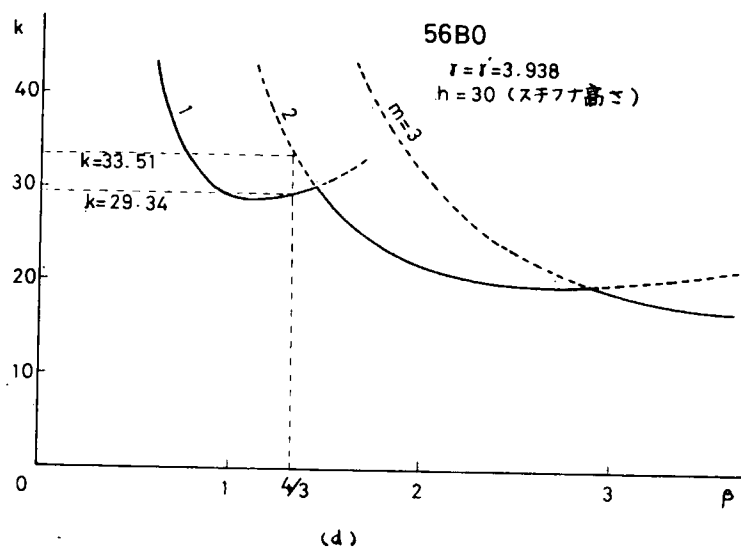
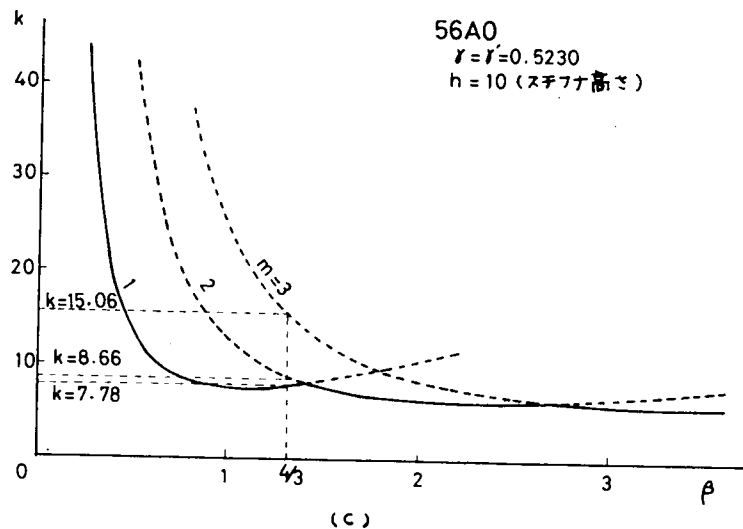
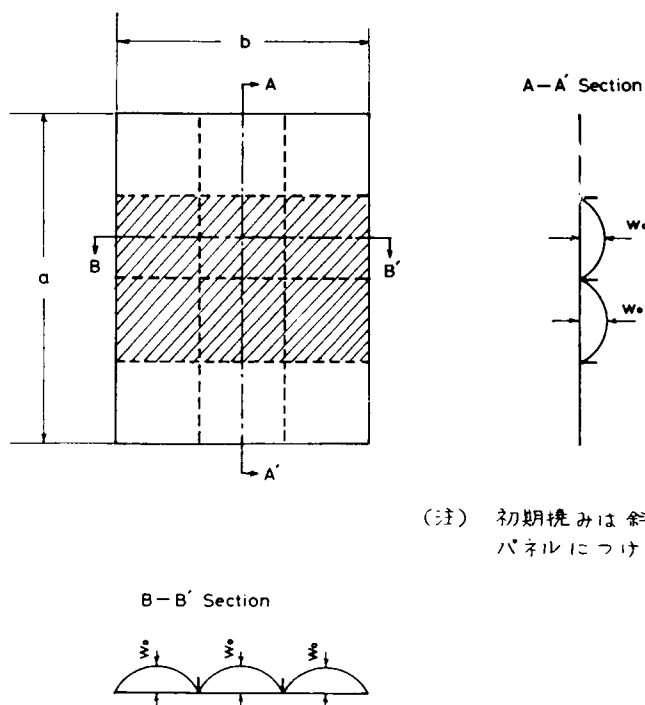


図 3.1.2. 座屈係数 k とアスペクト比 β との関係



(注) 初期撓みは斜線部のパネルにつける。

図 3.1.3 初期撓み形状

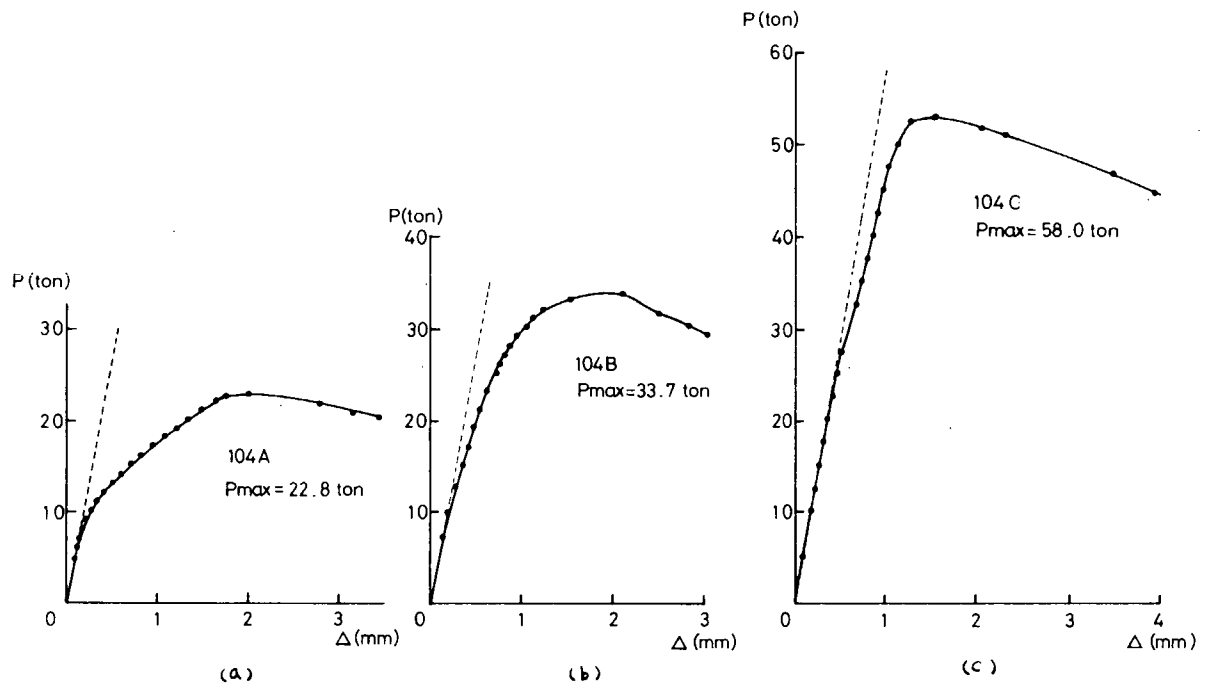


図 3. 1. 4 荷重—縮み曲線 (104 シリーズ)

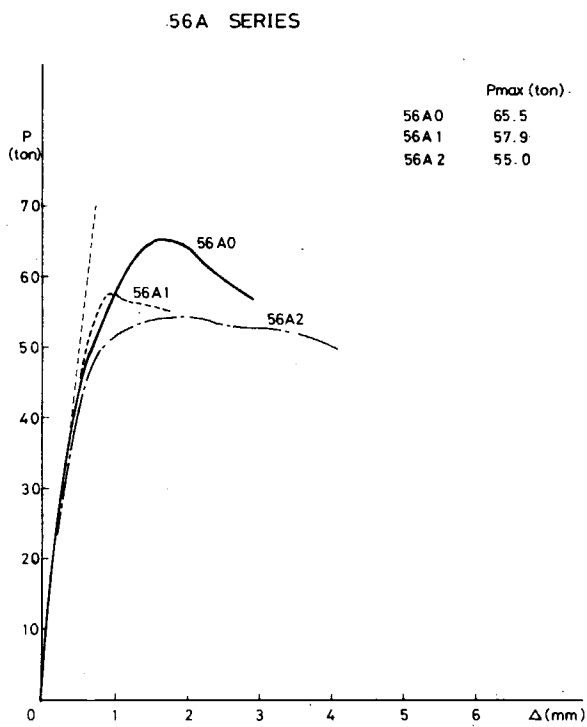


図 3. 1. 5 荷重—縮み曲線 (56A シリーズ)

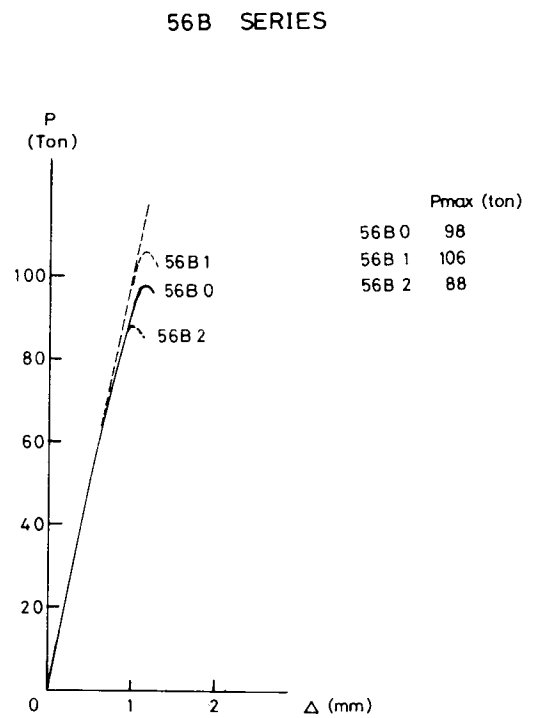


図 3. 1. 6 荷重—縮み曲線 (56B シリーズ)

56C SERIES

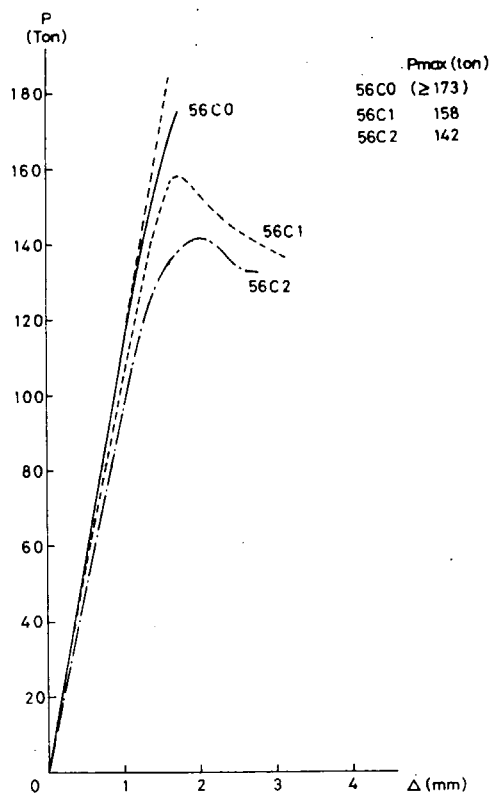


図 3.1.7 荷重—縮み曲線 (56Cシリーズ)

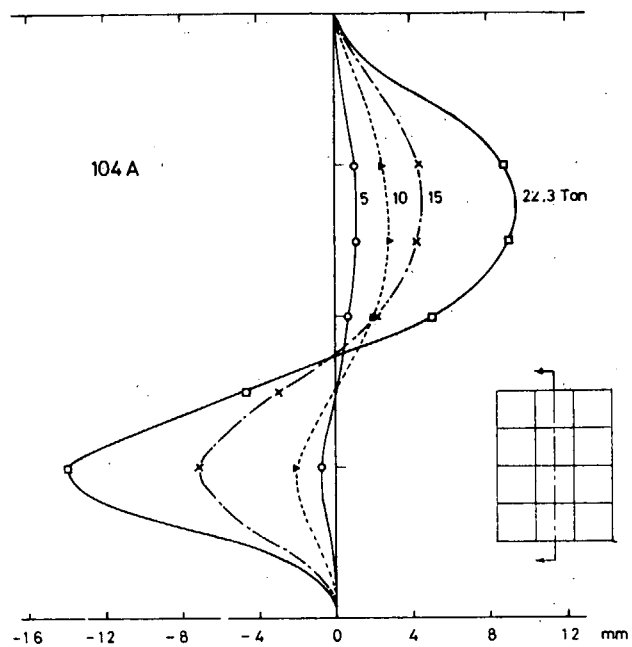


図 3.1.8 撓み波形 (104A)

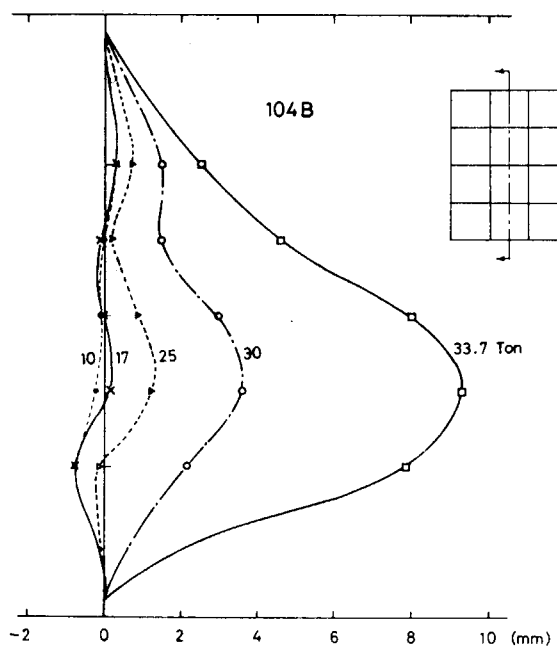


図 3.1.9 撓み波形 (104B)

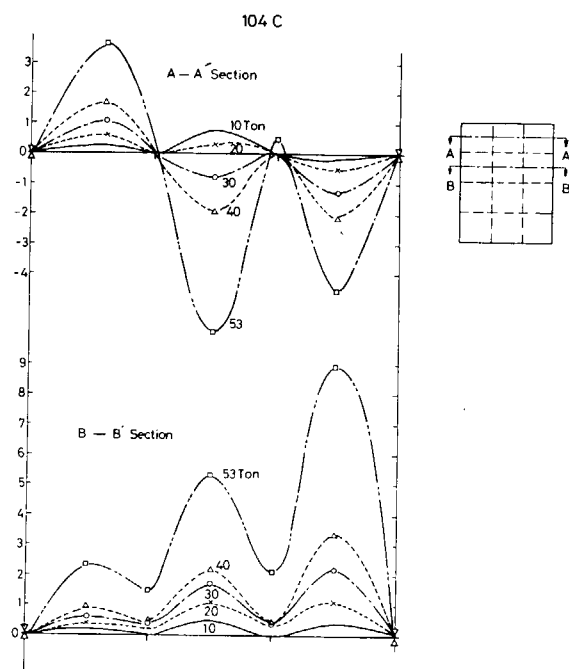


図 3.1.10(a) 撓み波形 (104C)

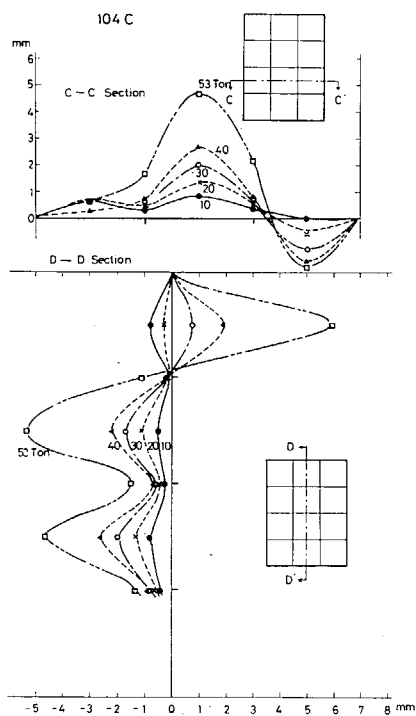


図 3.1.10(b) 撓み波形 (104C)

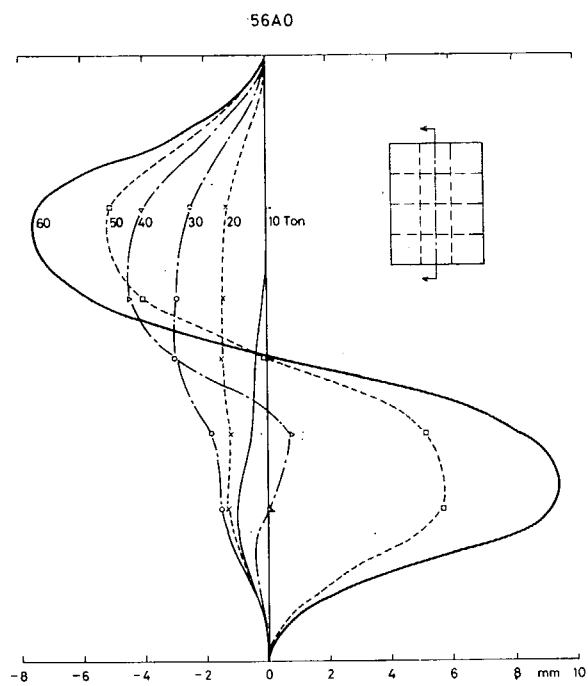


図 3.1.11 撓み波形 (56A0)

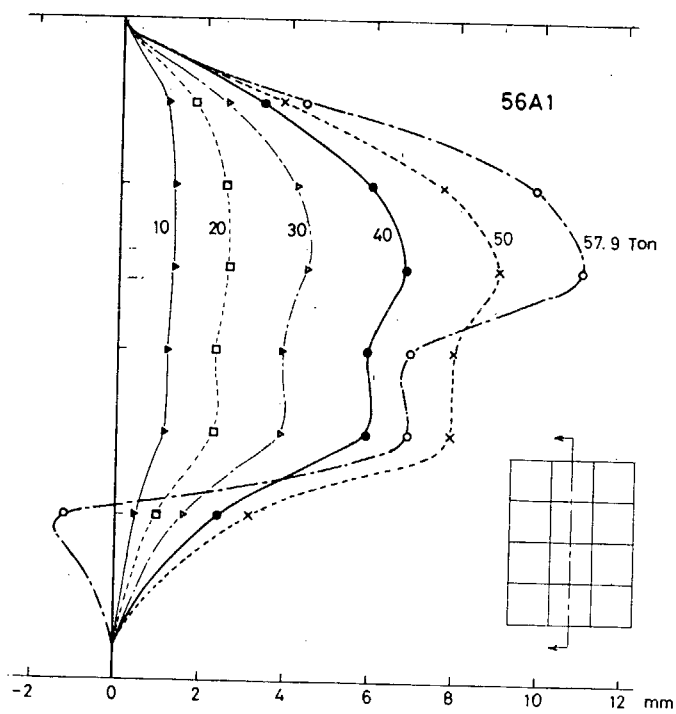


図 3.1.12 撓み波形 (56A1)

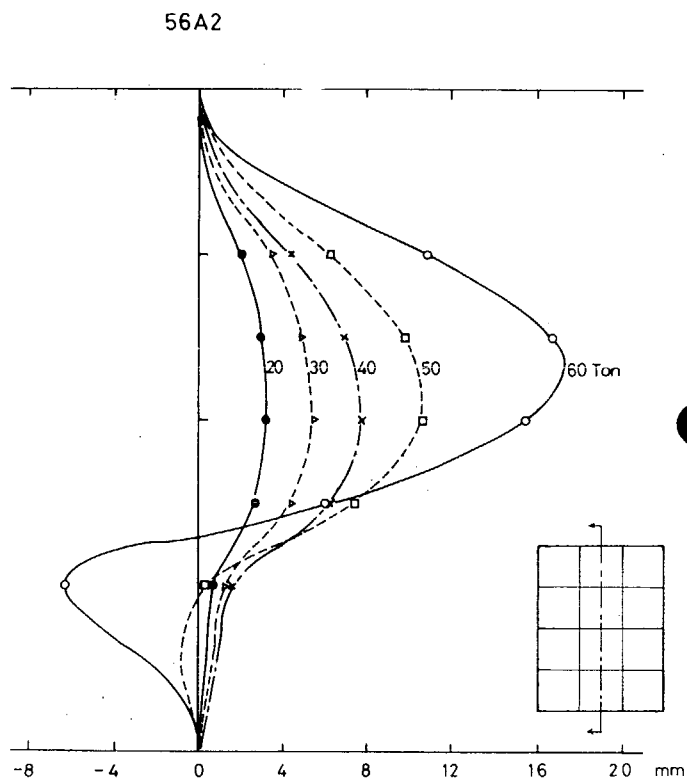


図 3.1.13 撓み波形 (56A2)

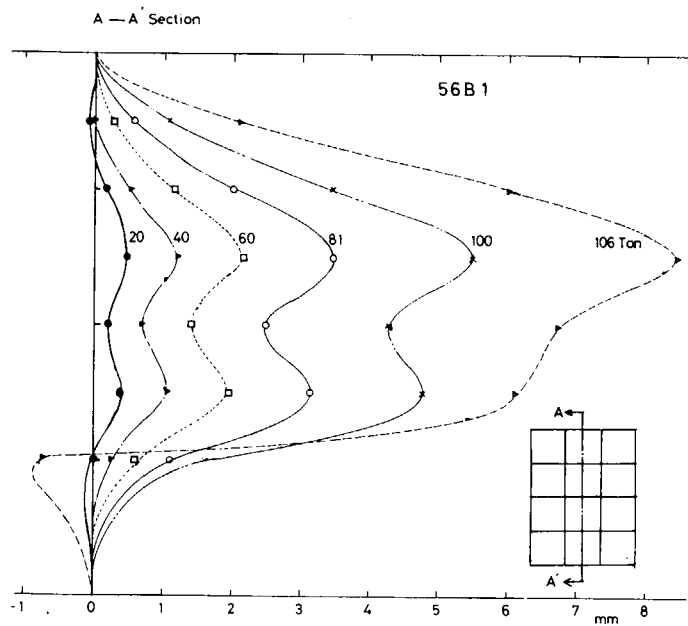


図 3.1.14 撓み波形 (56B1)

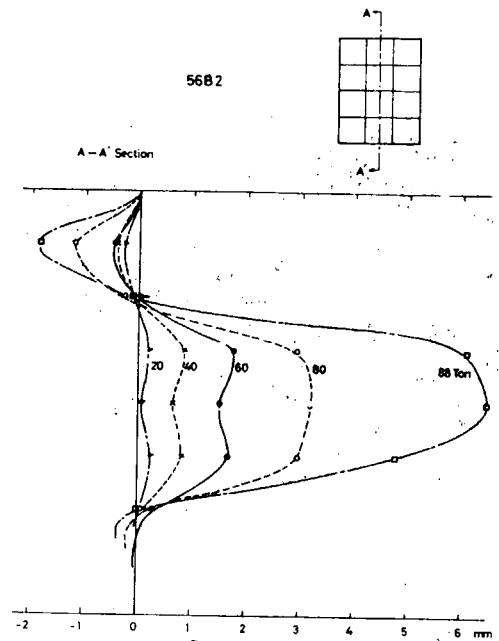


図 3.1.15 撓み波形 (56B2)

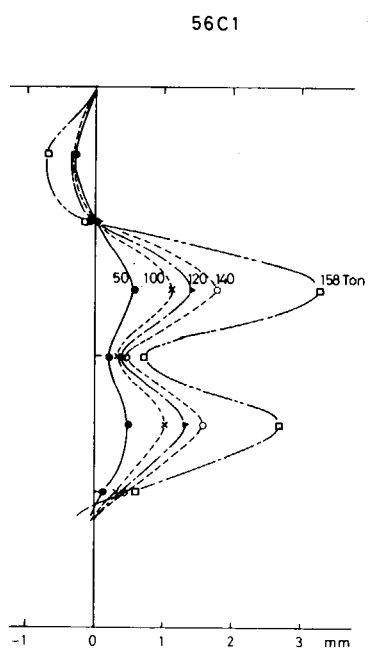


図 3.1.16 撓み波形 (56C1)

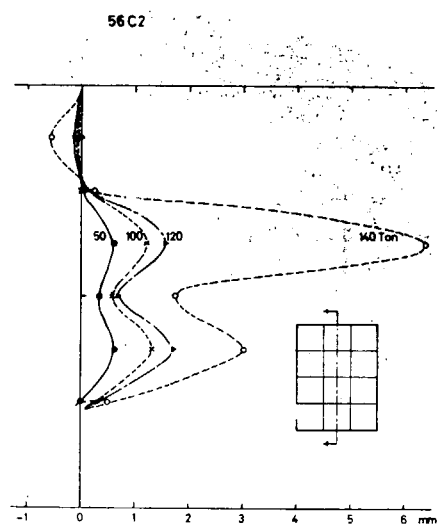


図 3.1.17 撓み波形 (56C2)

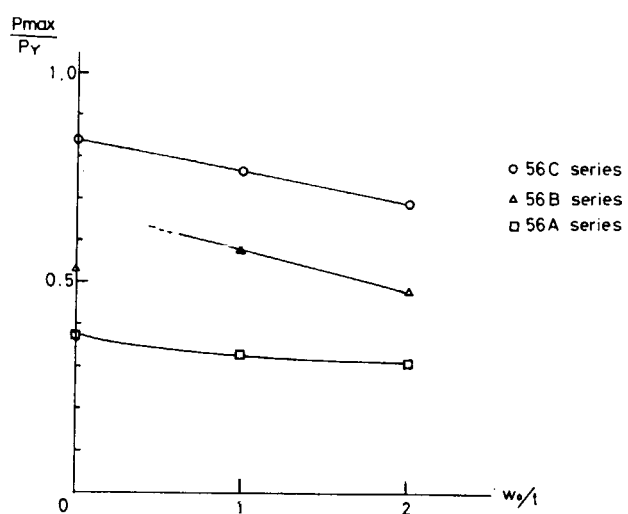


図 3.1.18 初期撓みと最高荷重の関係 (実験)

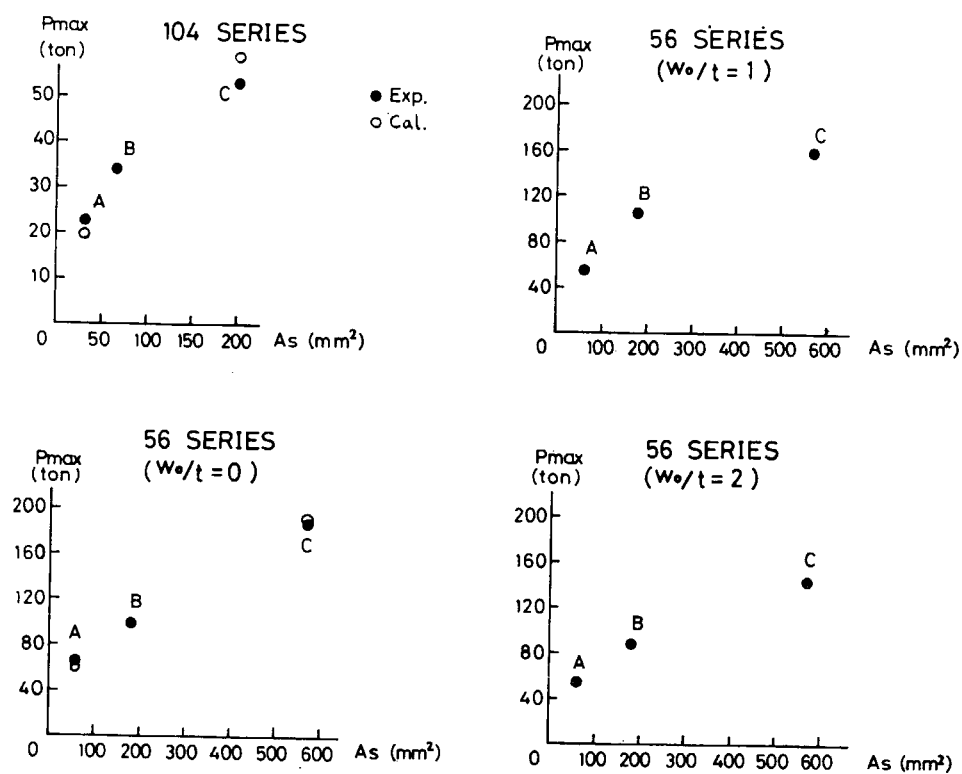


図 3.1.19 スチフナ断面積と最高荷重の関係

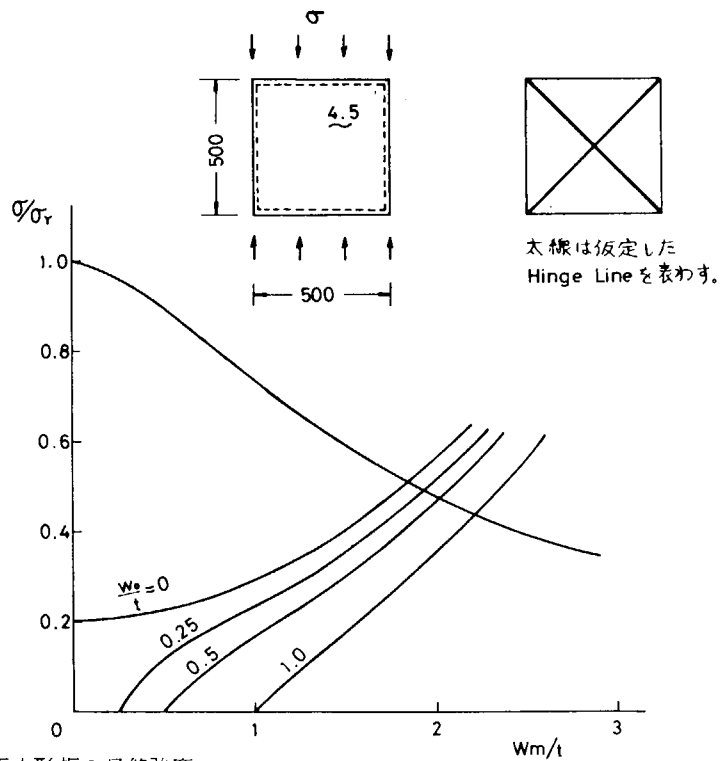


図 3.1.2.0 正方形板の最終強度

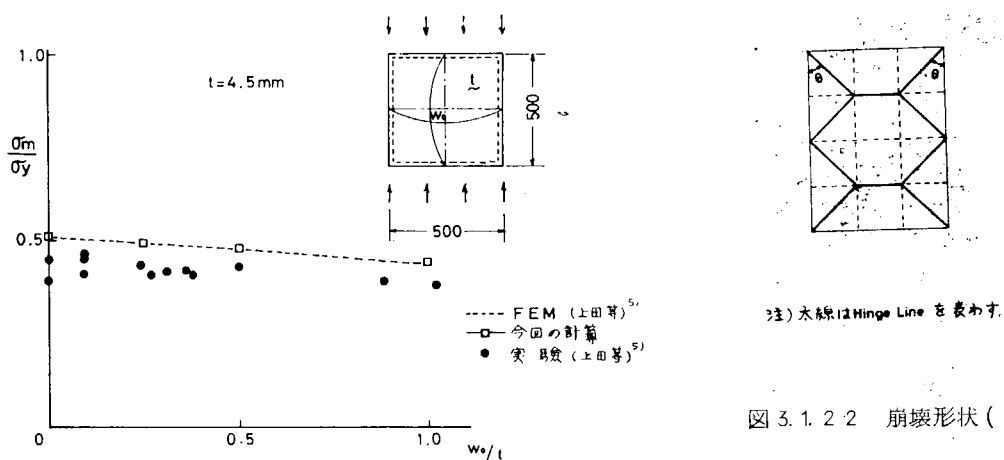


図 3.1.2.2 崩壊形状 (A シリーズ)

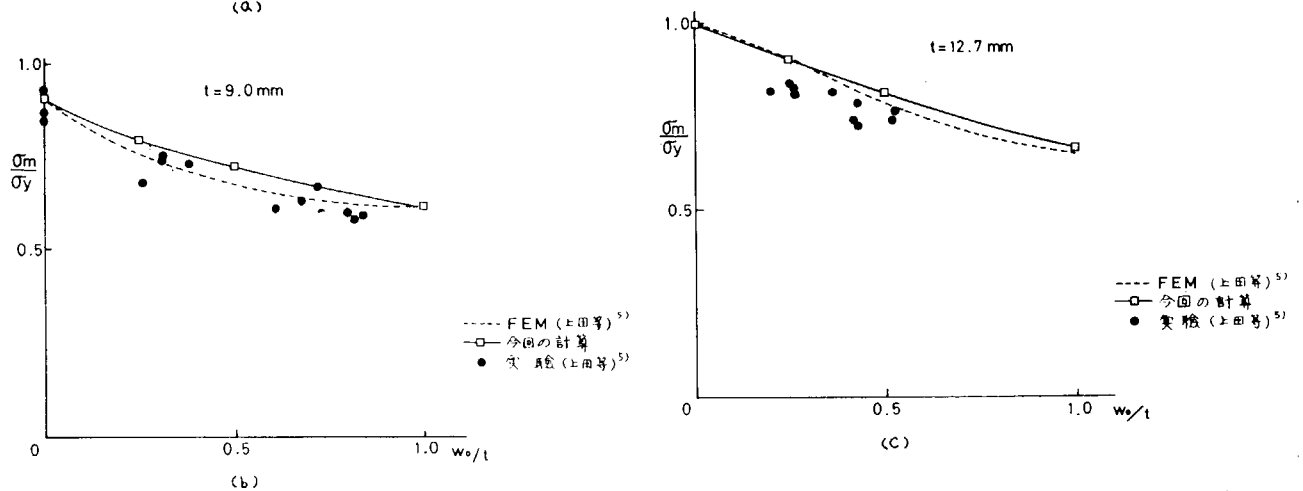
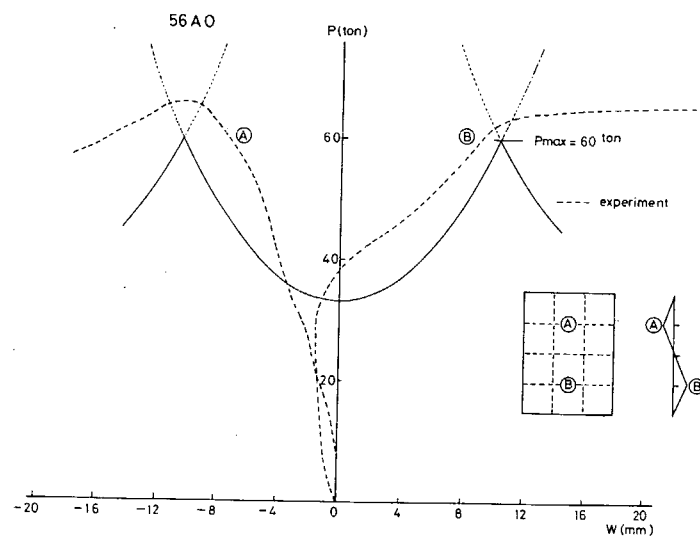
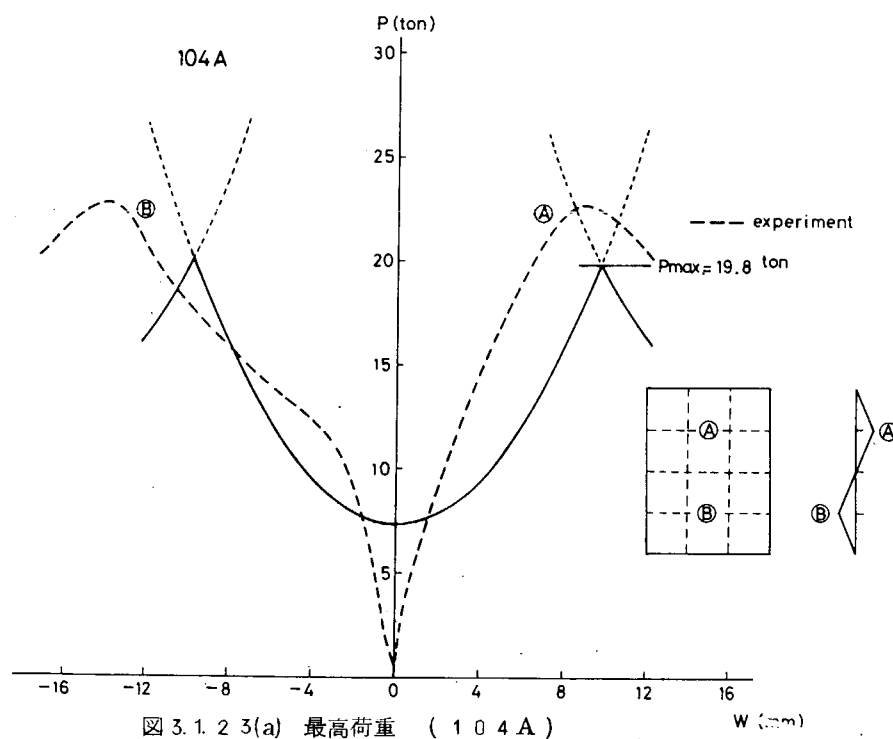


図 3.1.2.1 初期撓みと最終強度の関係



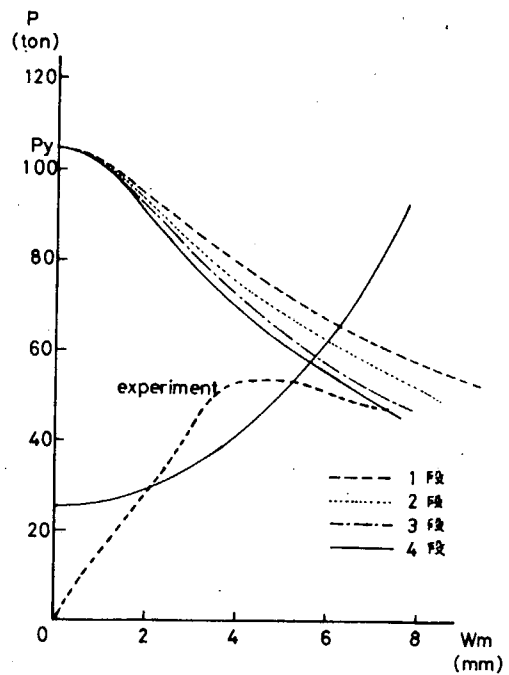
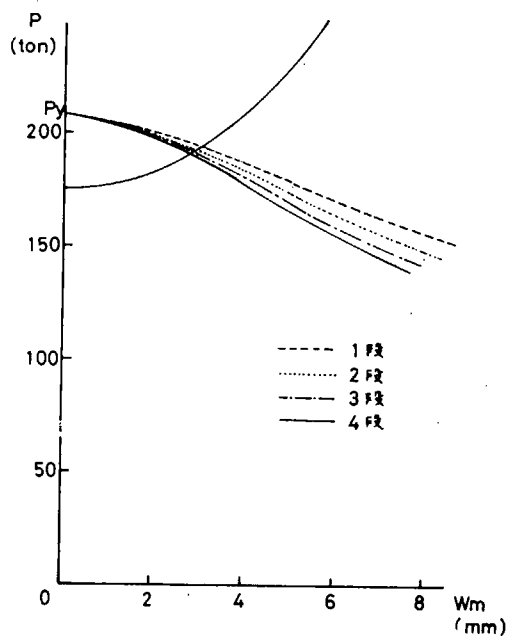


図 3.1.2.5 最高荷重 (Cシリーズ)

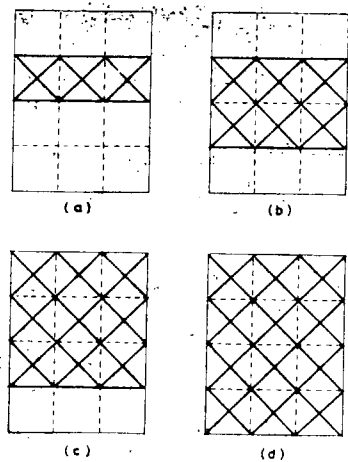
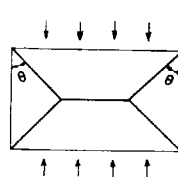


図 3.1.2.4 崩壊形状 (Cシリーズ)



$$A: \theta = 45^\circ$$

$$M_p = \frac{1}{4} t^2 \sigma_y \frac{8 - 9\alpha^2 + \alpha\sqrt{6-15\alpha^2}}{2(\alpha + \sqrt{6-15\alpha^2})}$$

$$A': \theta = 45^\circ \text{ (Aの近似曲線: 両近似)}$$

$$M_p' = \frac{1}{4} t^2 \sigma_y \sqrt{1-\alpha^2}$$

$$B: \theta = 90^\circ$$

$$M_p'' = \frac{1}{4} t^2 \sigma_y (1-\alpha^2)$$

但し, $\alpha = \sigma/\sigma_y$

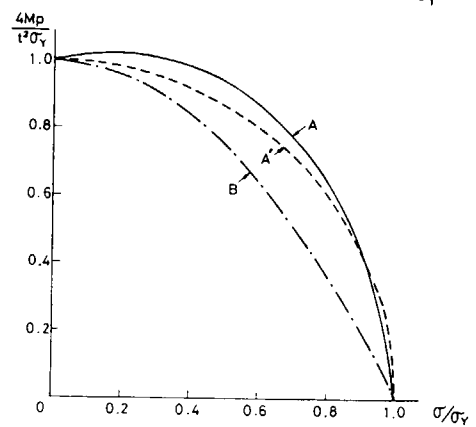


図 3.1.2.6 面内力と塑性モーメント

3.2 疲労強度のバラツキの実験（大阪大学）

3.2.1 目 的

船体構造の疲労強度に対する許容応力の決定に際しては、構造材料及びそれを用いた各部材の疲労強度を精度よく評価することは勿論必要であるが、船体強度の安全率、信頼性等を検討するためには、それらの強度のバラツキを充分考慮しなければならない。

疲労強度は静的強度に比べて種々の因子が敏感に影響を与えるため、そのバラツキが大きいことが知られており、従来からバラツキに関する研究が行なわれている。ところが、これに対して多数の試験片を用い、系統的に実験を行なってそのバラツキの分布状態を詳細に調査した研究は少ない。

その故、本研究は基礎実験として、軟鋼材に対し多数の平滑試験片及び突合せ溶接継手試験片を用いて平面曲げ疲労試験を行ない、各応力レベルにおける時間強度を調査し、そのバラツキの分布状態を統計的に解析し、船体の疲労設計に対する基礎資料を求めたものである。

3.2.2 疲 労 試 験

(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 3.2.1 及び表 3.2.2 に示す。

Table 3.2.1 Chemical composition (%)

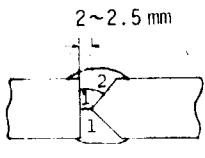
material	thickness (mm)	C	Si	Mn	P	S
SM41B	6	0.13	0.22	0.81	0.009	0.0025

Table 3.2.2 Mechanical property

material	thickness (mm)	Yield Point (Kg/mm ²)	Tensile Strength (Kg/mm ²)	Elonga- tion (%)	Reduction of Area (%)
SM41B	6	29.2	45.2	28.5	51.7

疲労試験に用いた試験片は平滑試験片及び突合せ溶接継手試験片の 2 種類であり、その形状寸法を図 3.2.1 (a) 及び (b) に示す。試験片は何れも、それぞれ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、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は表 3.2.3 に示す。

Table 3.2.3 Welding condition

Welding rod	Welding current (A)	Welding voltage (V)	Welding speed (mm/min)	
4mm B-17	150 ~160	75	230	

(2) 試験方法

使用した試験機は容量 4Kg-m のシエンク型疲労試験機である。平滑試験片に対しては破断寿命がほぼ $N = 10^4$ 、 10^5 、 10^6 になるような 3 種の曲げ応力レベルで試験を行ない、突合せ溶接試験片は破断寿命がおよそ $N = 10^4$ 、 10^6 となるような 2 種の応力レベルで実施した。各応力レベルに対して約 40 本の試験片を用いた。

また突合せ溶接試験片では図 3.2.2 に示すような θ 、 ρ 、 h 等を計測し、それらを用いて近似式により応力集中率を求め、応力集中の平均及び標準偏差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 $N = 10^4$ 及び 10^6 に対応する応力レベルで実験を行なった。これらのグループに対する応力集中率 α 、 θ 、 s 、 h の平均及び標準偏差を表 3.2.4 に示す。

Table 3.2.4 Statistics of toe radius, flank angle, bead height and stress concentration factor for butt welded specimen

Sample size	Statistics	Toe radius ρ (mm)	Flank angle θ (rad)	Bead height h (mm)	Stress concentration factor α
45 group 1	Arithmetic mean	0.39	0.98	1.85	2.01
	Standard deviation	0.28	0.31	0.37	0.45
45 group 2	Arithmetic mean	0.41	0.98	1.94	2.00
	Standard deviation	0.42	0.31	0.38	0.52

疲労試験機は 2 台を使用し、 $N = 10^4$ に対応する応力レベルの実験では、その中の 1 台のみを用い、繰返し速度を $1700 \text{ c} \cdot \text{p} \cdot \text{m}$ に減速して試験を行い、 $N = 10^5$ 、 10^6 に対応する場合は 2 台の試験機を併用し、繰返し速度を $1700 \text{ c} \cdot \text{p} \cdot \text{m}$ として実験した。2 台の疲労試験機の破断寿命に対する差異は、実験結果から検討して明らかな差が認められなかった。

また試験機の回転角は、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 に対する値となるよう試験片毎に調整した。

3.2.3 疲労試験結果及び考察

(1) 疲労寿命の分布形

一定応力下での繰返し数 N_i で破断する確率 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。

$$p_i = i / (n + 1) \quad (3.2.1)$$

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

$$N_1 \leq N_2 \leq N_3 \leq \dots \leq N_{n-1} \leq N_n \leq N_{n+1} \leq \dots \leq N_n \quad (3.2.1)$$

一つの応力レベルで行な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等が提案されている。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。

その結果、正規分布に対するものを図 3.2.3～図 3.2.6 に、対数正規分布に対するものを図 3.2.7～図 3.2.9 に、

ワイブル分布に対するものを図 3.2.10～図 3.2.14 に示す。突合せ溶接試験片では溶接部形状が完全に同一でなく θ , ρ , h 等の値に可成りのバラツキがあるが、今回はそれらを無視してプロットした。なおこれらの溶接試験片の形状と疲労寿命との相関については今後調査検討を行なう。

従来の研究によれば、疲労限近くでは極値分布、それより高応力側になるに従って対数正規分布、正規分布が適合し、ワイブル分布は繰返し応力の全域に亘って適合すると言われている。本実験結果では各図から判るように平滑試験片、突合せ溶接試験片共に各応力レベルに対して正規分布に対する適合性は悪いが、対数正規分布及びワイブル分布及びワイブル分布には何れもほぼ適合している。

これらの両者の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の数では判定が困難であるので今回は便宜上対数正規分布に従うものとして各種の統計量を求めた。

対数正規分布に対する統計量を表 3.2.5 に示す。同表の $\bar{x}$, s 及び n はそれぞれ疲労寿命の対数の平均値、標準偏差及び変動係数で次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} x_i &= \log N_i \\ \bar{x} &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \\ s &= \left[\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ n &= s / \bar{x} \end{aligned} \right\} \quad (3.2.2)$$

疲労寿命分布のヒストグラムを図 3.2.15 に示す。

疲労寿命のバラツキは応力振巾に依存するという結果と依存しないという結果が報告されているが、本実験では表 3.2.5 及び図 3.2.7～3.2.9 に示されるように、何れも応力振巾が減少するに従ってバラツキは大になっている。

平滑試験片と溶接試験片とを比較すると、 $N=10^4$ 程度の寿命では平滑試験片の方が幾分バラツキが少ないようであるが、 $N=10^6$ 程度の高サイクル域では逆に溶接試験片の方がバラツキは少なくなっている。この原因については検討中である。

Table 3.2.5 Statistics

	Sample size	Stress amplitude σ (kg/mm ²)	Logarithmic Normal Distribution		
			Arithmetic mean	Standard deviation	Coefficient of variance
Plane specimen	37	48.4	4.060	0.073	0.121
	38	35.1	5.556	0.112	0.159
	35	27.9	6.113	0.281	0.359
Butt welded specimen	44	38.3	4.208	0.097	0.218
	37	19.8	6.086	0.171	0.218

3.2.4 突合せ溶接試験片の形状と疲労寿命のパラツキ

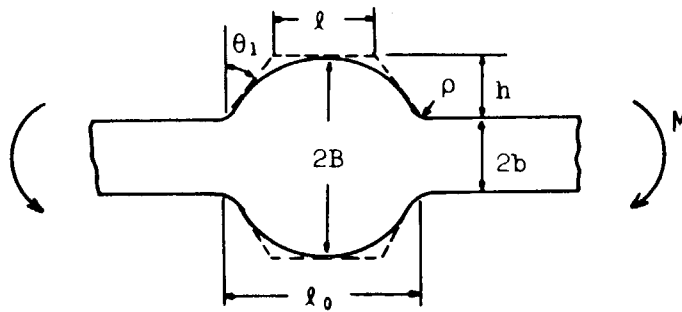
(1) 突合せ溶接継手部の形状

各溶接試験片について溶接部の形状寸法を調査するため図 3.2.2 に示す趾端部の傾斜角 θ 、半径 ρ 及びビード高さ h を実測し、それらの間の相関を求めた。図 3.2.16 は $\rho \sim \theta$ 、図 3.2.17 は $h \sim \theta$ 、図 3.2.18 は $h \sim \rho$ との関係を図示したものである。

ρ と θ との関係は図 3.2.16 に示されるように θ が大なる程 ρ は減少しており、 h と θ との関係は図 3.2.17 のように余り明確な関係は認められないが、 θ が大なる程 h のパラツキは減少している。また h と ρ との関係も図 3.2.18 に見られるよう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、近似的に次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \alpha &= 1 + f(\theta)(\alpha_0 - 1) \\ &= f + \frac{1 - e^{-0.9\sqrt{B/h}(\pi/2 - \theta_1)}}{1 - e^{-0.9(\pi/2)\sqrt{B/h}}} (\alpha_0 - 1) \\ \alpha_0 &= 1 + \left\{ \tanh^{\frac{1}{2}} \left[2 \left(\frac{L}{2B} + \frac{\rho}{2b} \right) \right] \left[\tanh \left(\frac{\frac{B}{b} - 1}{1 - \frac{\rho}{2b}} \right) \right] \right\} \times \left\{ \frac{0.13 + 0.65 \left(1 - \frac{\rho}{2b} \right)^4}{\left(\frac{\rho}{2b} \right)^{\frac{1}{3}}} \right\} \end{aligned} \quad (3.2.3)$$



各試験片について α の最も大きくなる側の α を(3.2.3)により計算し、この α と θ 、 ρ 及び h の実測値との関係を求めた。

図3.2.19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3.2.20は α と ρ との相関を示したもので ρ が増加するに従って α は減少している。図3.2.21は α と h との関係であり、この場合は明確な相関は認められない。

(2) 溶接部の形状と疲労寿命

溶接部の形状と疲労寿命との関係を調査するため上記の θ 、 ρ 及び h と寿命との関係をそれぞれ図3.2.22、図3.2.23及び図3.2.24に示した。これらの図によれば何れも寿命と明確な関連は認められず、本実験の範囲では個々の形状の影響は殆んど認められない。

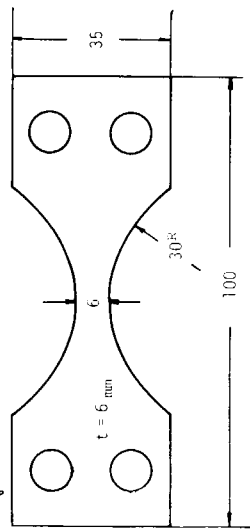
次にこれらの θ 、 ρ 、 h から求めた応力集中度 α と寿命との関係を図3.2.25に示す。この場合も同様に α の大きさの影響は殆んど現れておらずこの程度の α の大きさの差異は疲労寿命に余り影響を与えないようである。

3.2.5 結 言

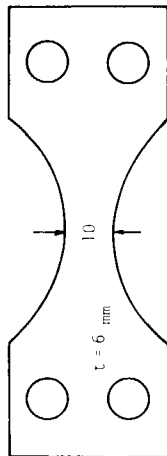
SM41B材による平滑試験片及び突合せ溶接試験片を用いて平面曲げ疲労試験を行ない、平滑試験片に対しては寿命が $N=10^4$ 、 10^5 及び 10^6 、溶接試験片に対しては $N=10^4$ 及び 10^6 となる曲げ応力レベルについてそれぞれ約40本の試験片を用い、疲労寿命のパラツキの分布状態を調査した。

その結果次のようなことが判明した。

- i) 各試験片の寿命 N 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。
- ii) 対数正規分布とワイブル分布との適合性の優劣は、約40本の試験片では明瞭ではなく何れの分布にもよく合致している。
- iii) 平滑試験片と溶接試験片との寿命のパラツキを比較すると、 $N=10^4$ の寿命では平滑試験片の方が少しパラツキが小であるが、 $N=10^6$ の高サイクル域では溶接試験片の方がパラツキは小であった。
- iiii) 対数正規分布と見做したときの各応力レベルに対する標準偏差は、表3.2.5に示すように平滑試験片では $N=10^4$ 、 10^5 、 10^6 に対応する応力レベルでそれぞれ0.073、0.112、0.281であり、溶接試験片は $N=10^4$ 、 10^6 に対してそれぞれ0.097、0.171であった。
- v) 溶接試験片の溶接部の形状が疲労寿命におよぼす影響は本実験の範囲内では殆んど明確には認められなかった。今回の実験では未だ試験片の数が充分でなく、さらに多くの実験を必要とすると考えられるので、本研究を継続してさらに信頼度の高い資料を得ると共に、溶接部の形状の影響をもっと詳細に亘って検討する予定である。なお突合せ溶接以外に隅肉溶接についても研究を実施する必要がある。



(a) plane specimen



(b) butt welded specimen

Fig.3.2.1 Shape and dimensions of fatigue specimen

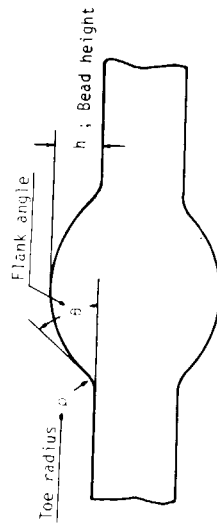


Fig.3.2.2 Shape of butt welded joint

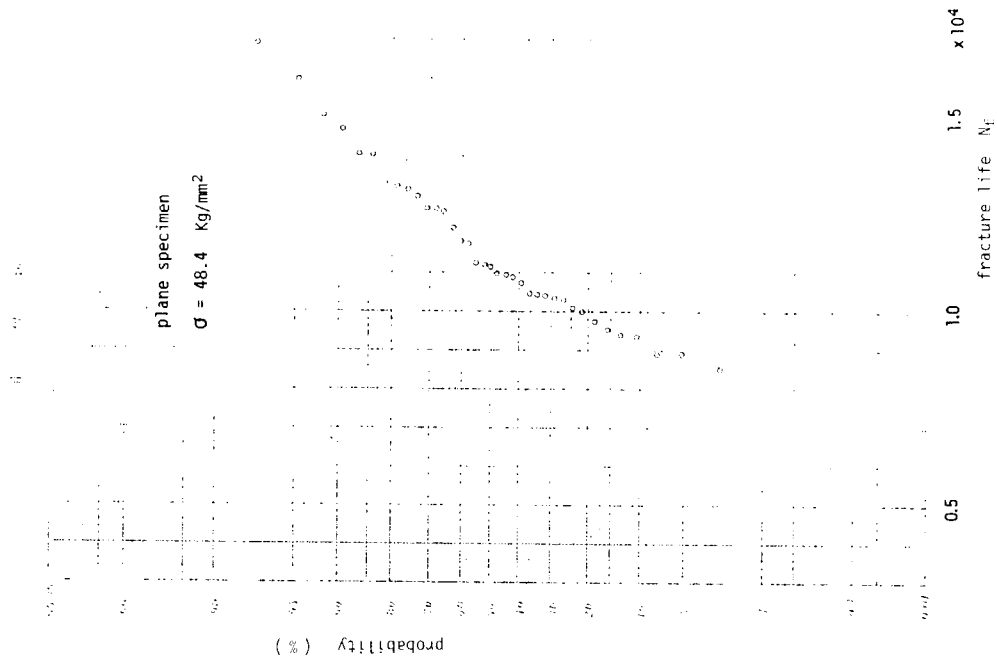


Fig.3.2.3 Probability of fracture life plotted to normal probability coordinates; plane specimen

$$\sigma = 48.4 \text{ Kg/mm}^2$$

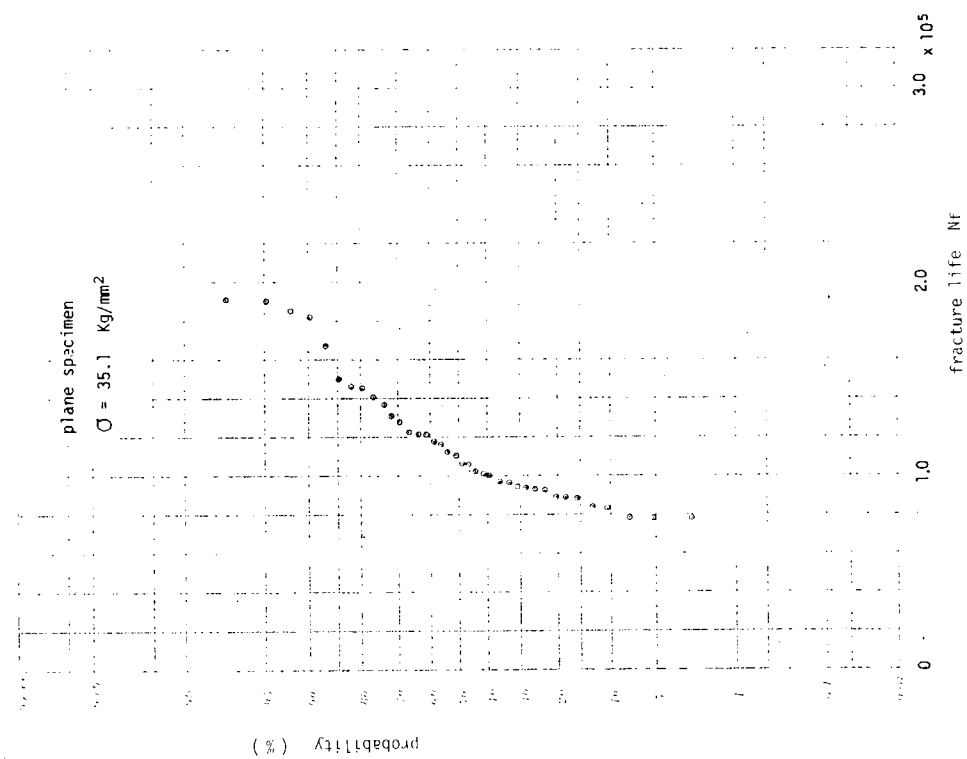


Fig. 3.24 Probability of fracture life plotted to normal probability coordinates ; plane specimen $\sigma = 35.1 \text{ Kg/mm}^2$

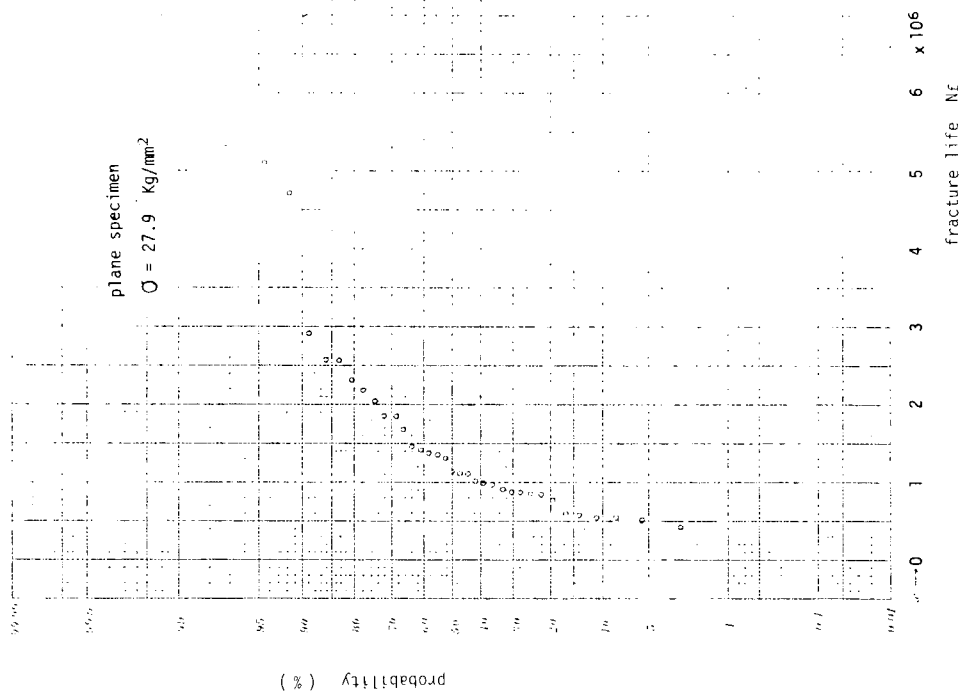


Fig. 3.25 Probability of fracture life plotted to normal probability coordinates ; plane specimen $\sigma = 27.9 \text{ Kg/mm}^2$

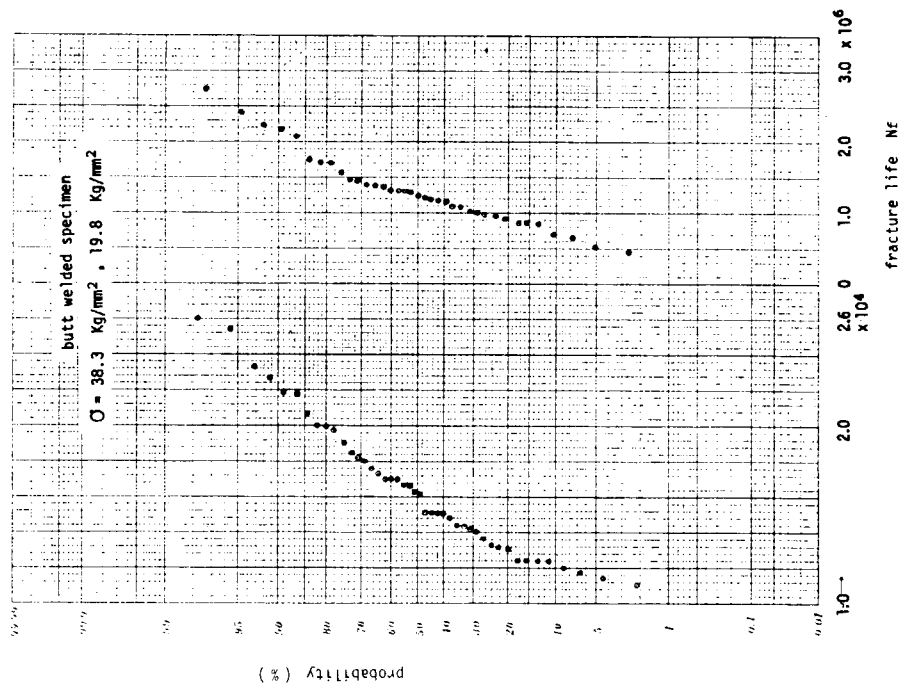


Fig. 3.2.6 Probability of fracture life plotted to normal probability coordinates; butt welded specimen $\sigma = 38.3 \text{ Kg/mm}^2$

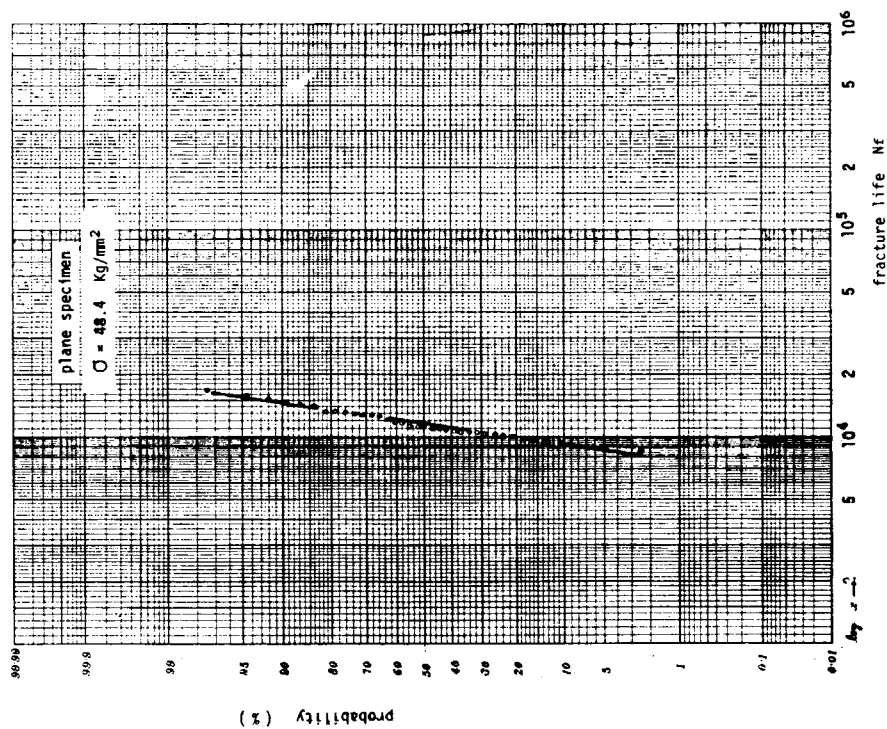


Fig. 3.2.7 Probability of fracture life plotted to logarithmic coordinates; plane specimen $\sigma = 48.4 \text{ Kg/mm}^2$

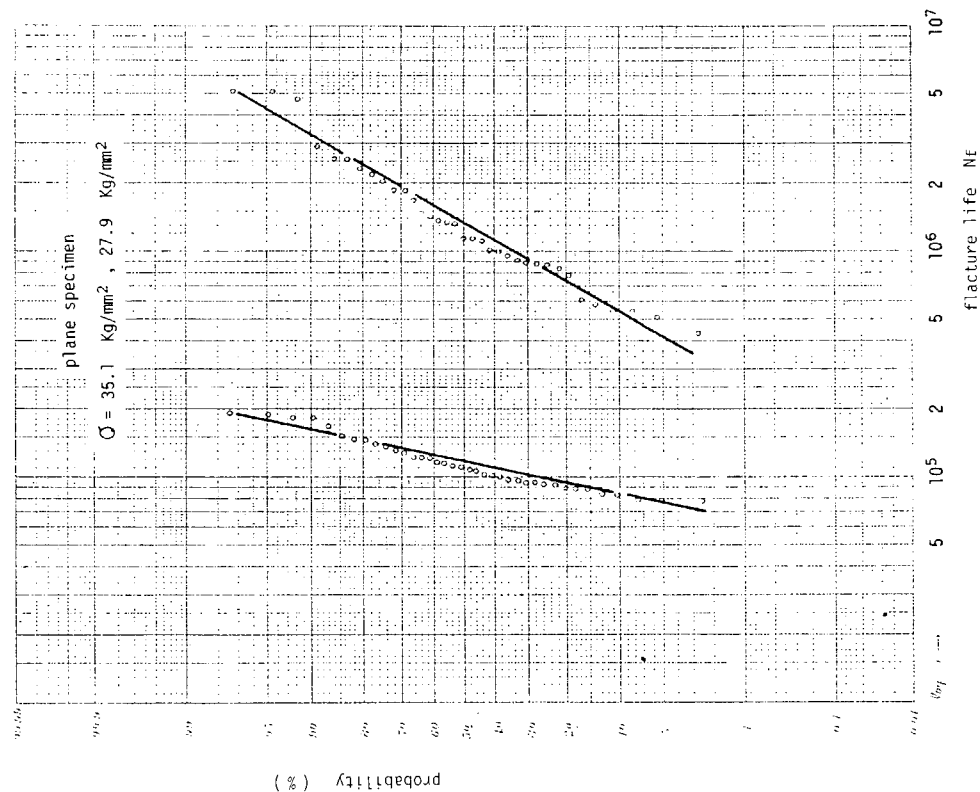


Fig.3.2.8 Probability of fracture life plotted to logarithmic coordinates ; plane specimen $\sigma = 35.1 \text{ Kg/mm}^2$
 $\sigma = 27.9 \text{ Kg/mm}^2$

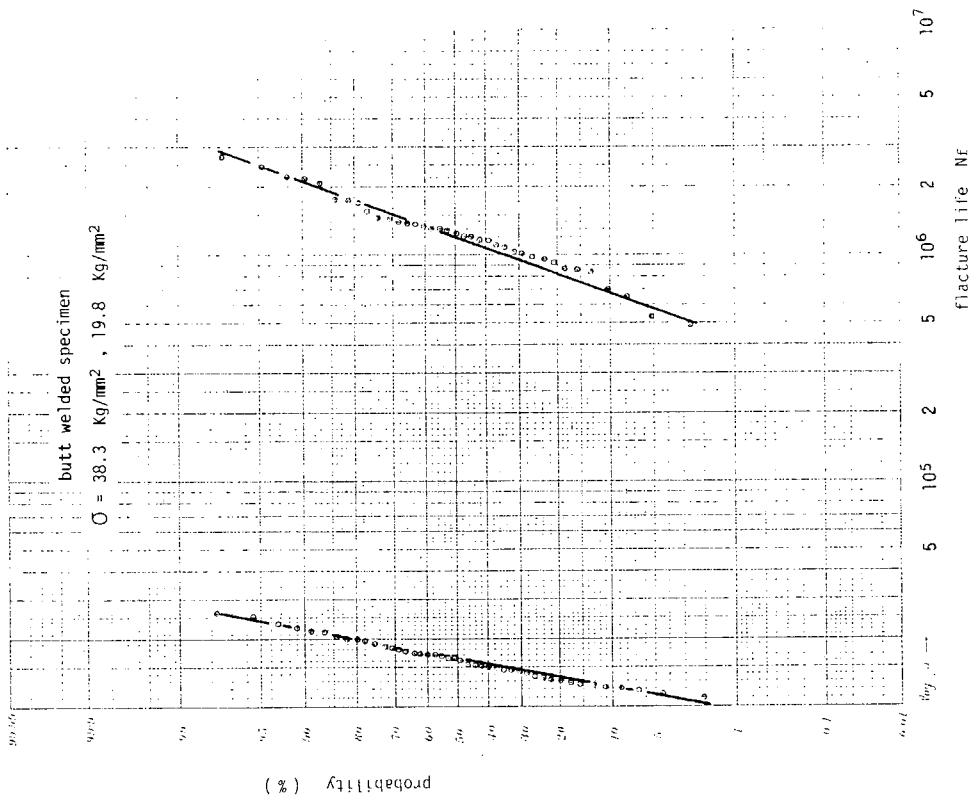


Fig.3.2.9 Probability of fracture life plotted to logarithmic coordinates ; butt welded specimen $\sigma = 38.3 \text{ Kg/mm}^2$
 $\sigma = 19.8 \text{ Kg/mm}^2$

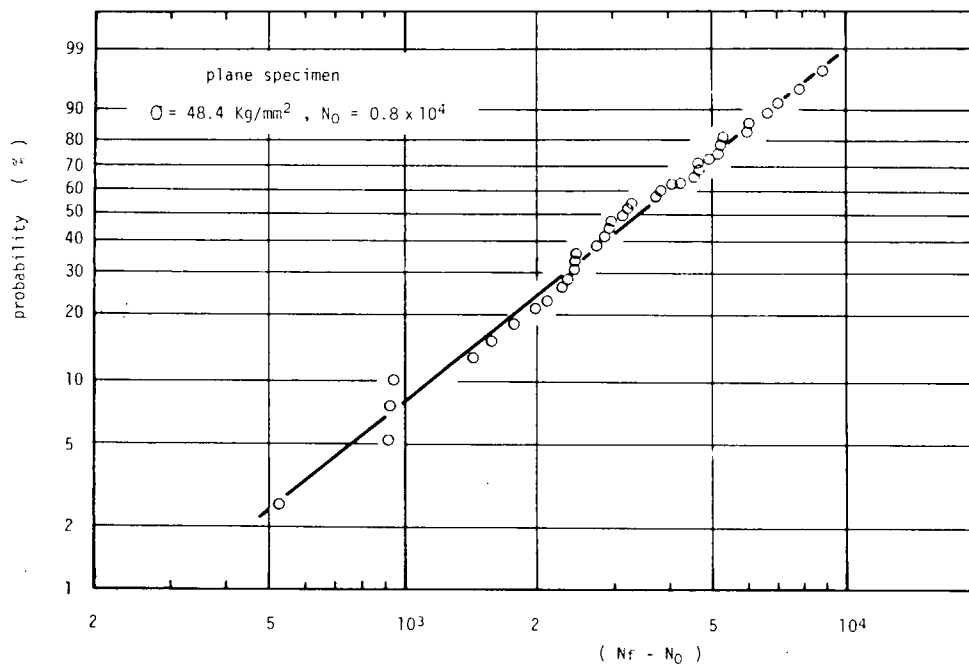


Fig.3.2.1 0 Probability of fracture life plotted to Weibull probability coordinates ; plane specimen $\sigma = 48.4 \text{ Kg/mm}^2$

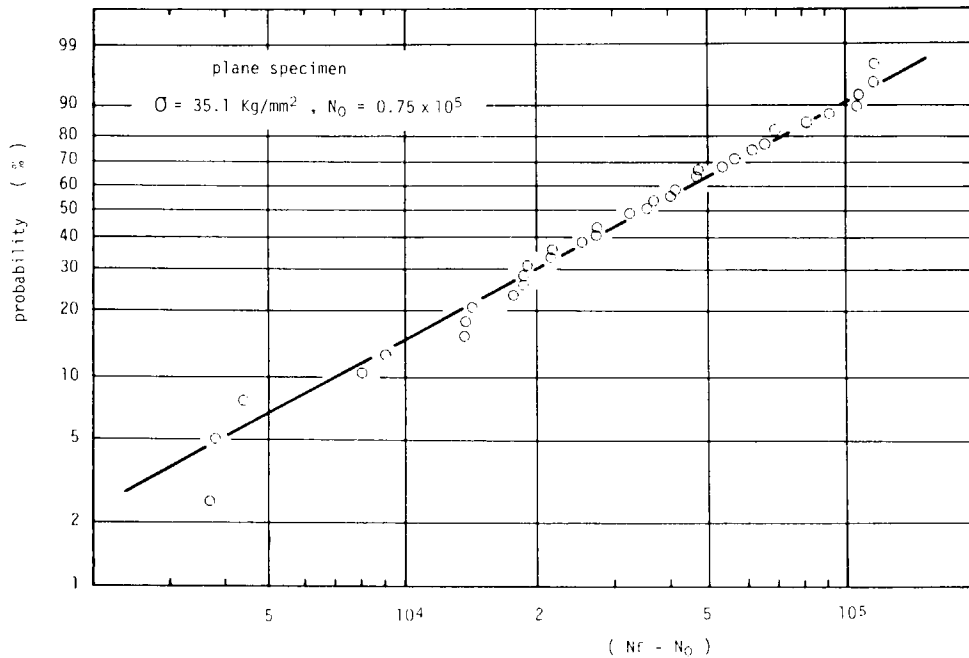


Fig.3.2.1 1 Probability of fracture life plotted to Weibull probability coordinates ; plane specimen $\sigma = 35.1 \text{ Kg/mm}^2$

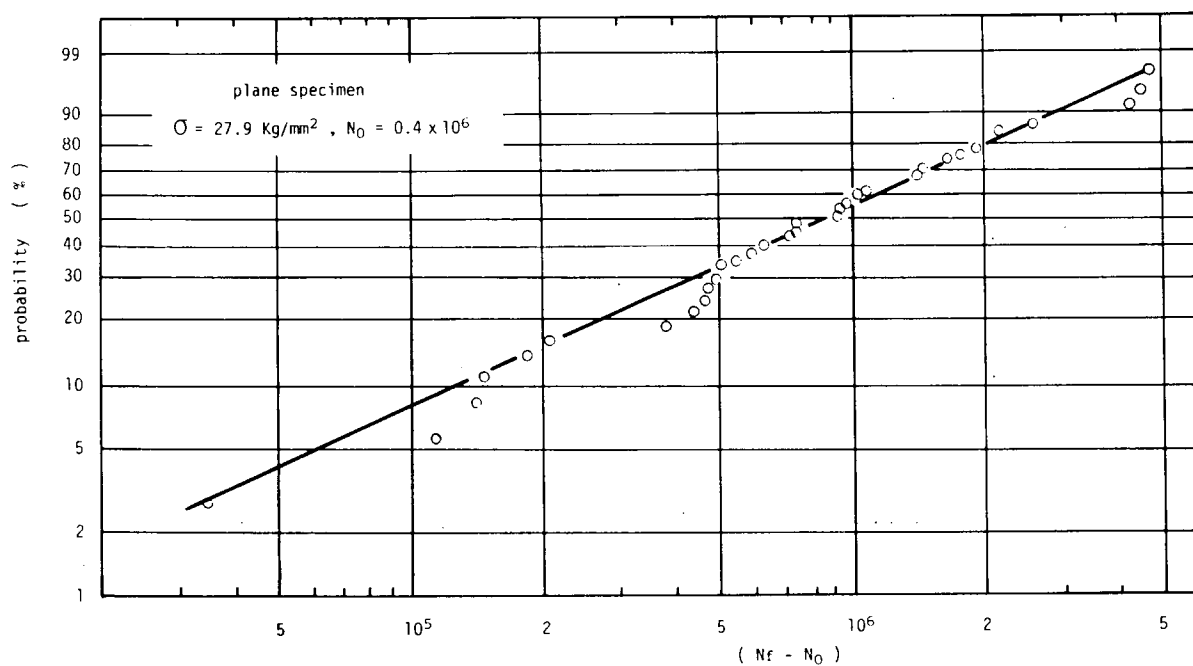


Fig.3.2.12 Probability of fracture life plotted to Weibull probability coordinates ;plane specimen $\sigma = 27.9 \text{ Kg/mm}^2$

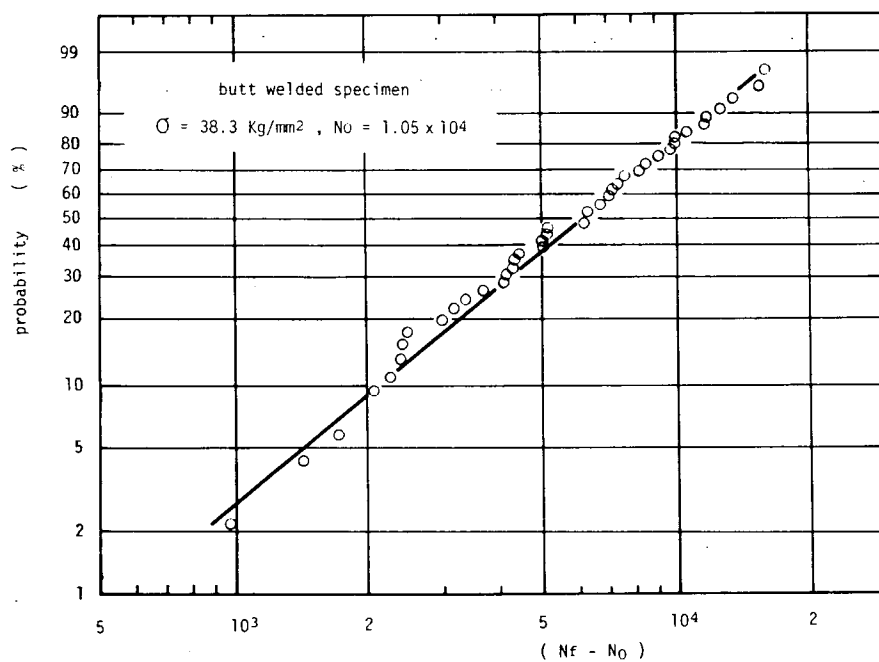


Fig.3.2.13 Probability of fracture life plotted to Weibull probability coordinates ;butt welded specimen $\sigma = 38.3 \text{ Kg/mm}^2$

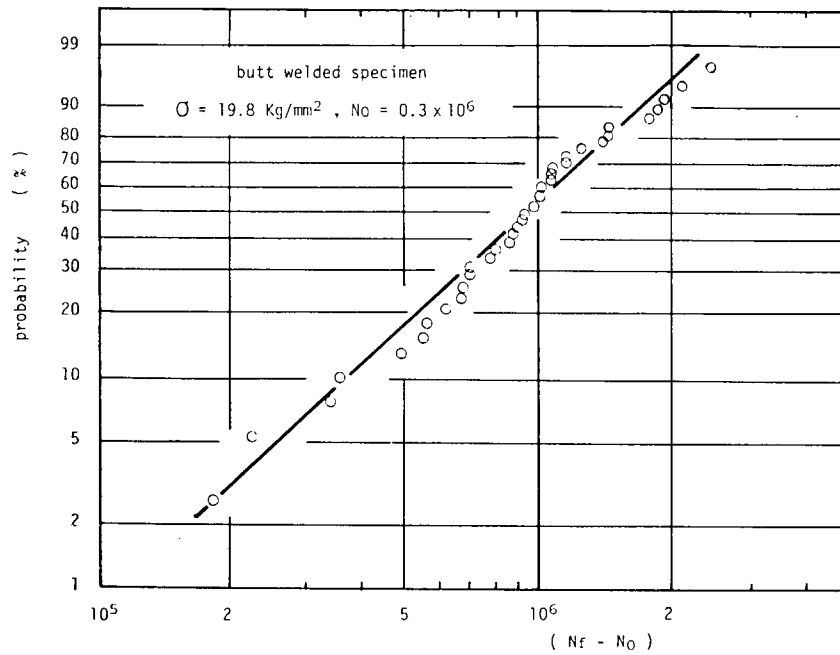


Fig. 3.2.14 Probability of fracture life plotted to Weibull probability coordinates ; butt welded specimen $\sigma = 19.8 \text{ Kg/mm}^2$

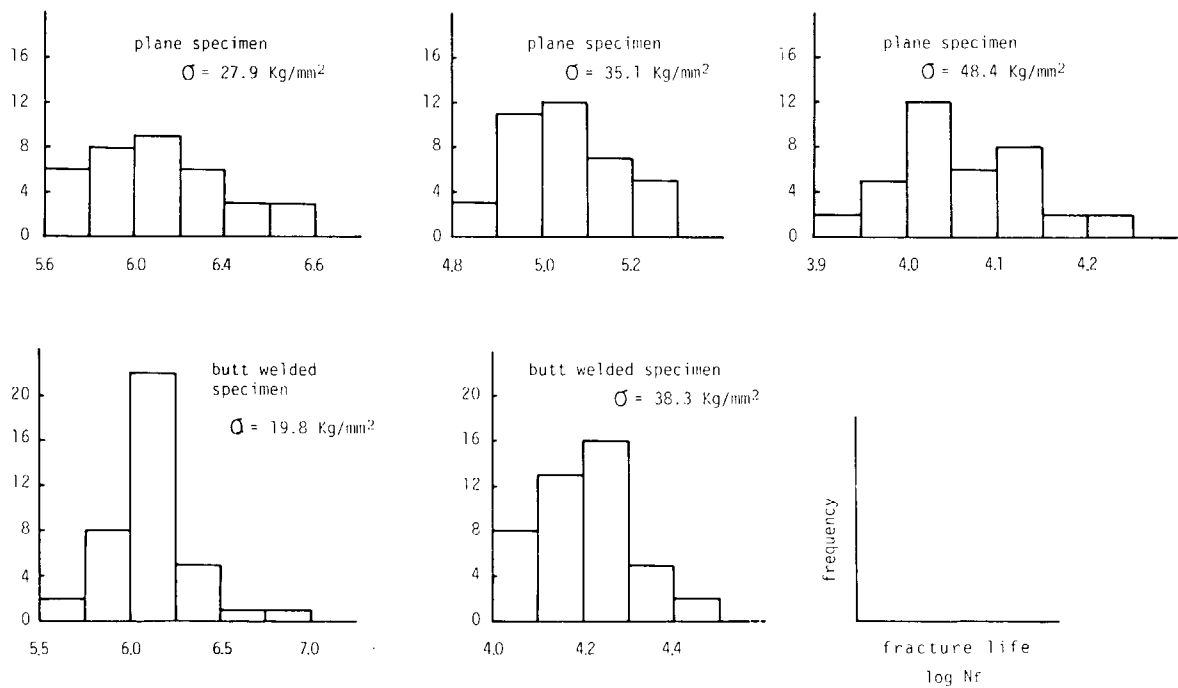


Fig. 3.2.15 Histogram of life distribution

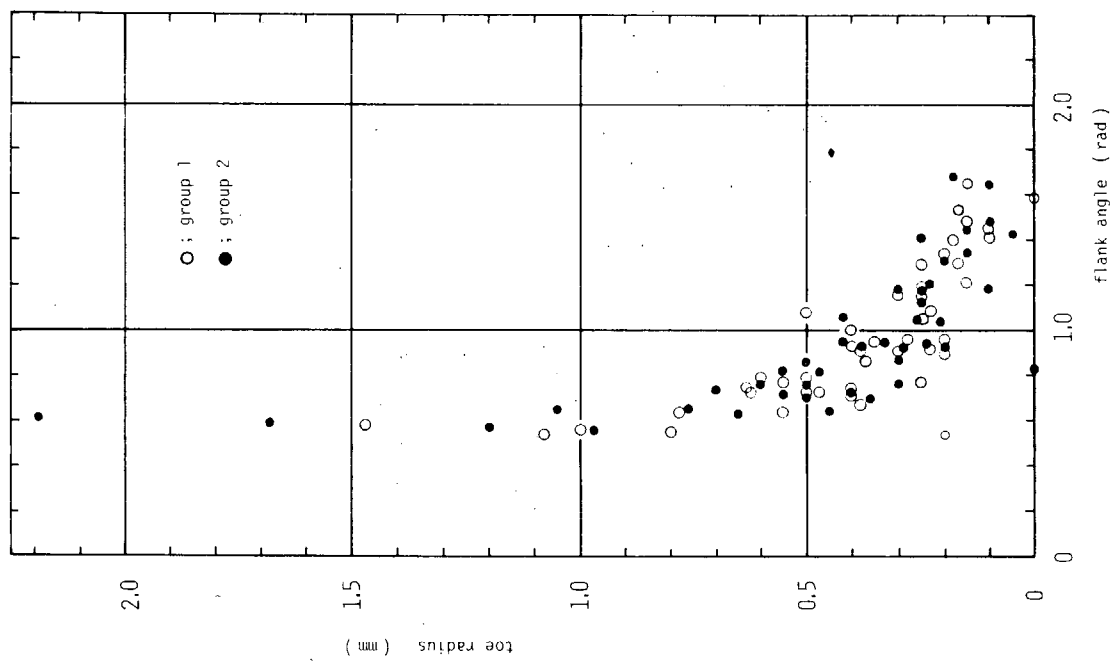


Fig.3.2.16 Toe radius and flank angle

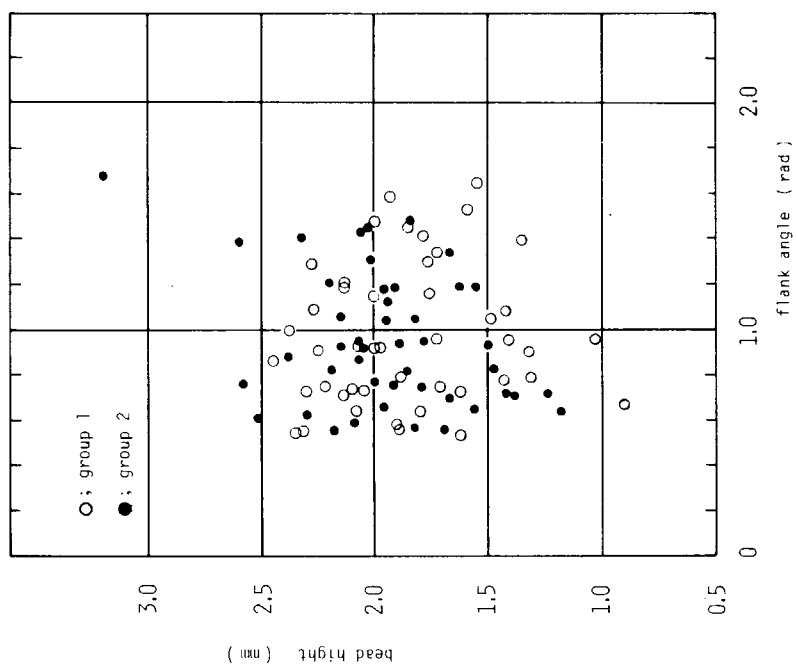


Fig.3.2.17 Bead height and flank angle

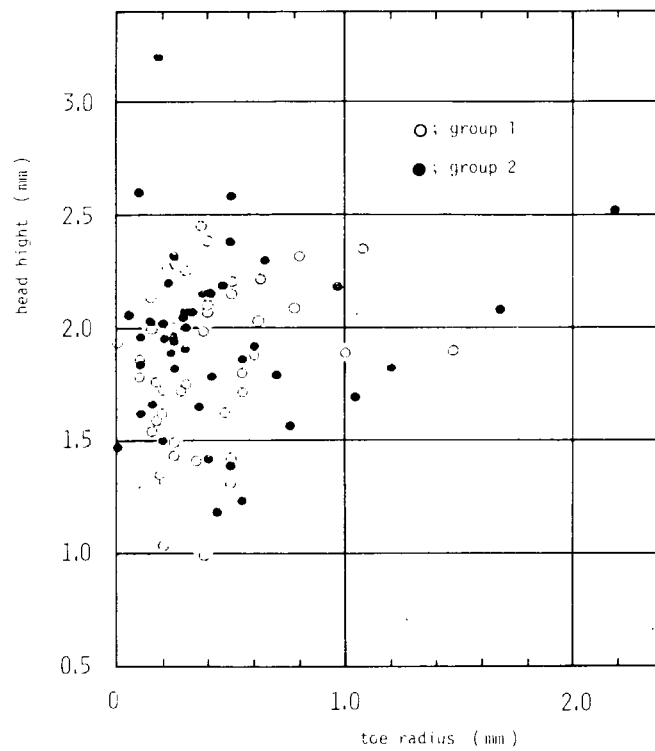


Fig. 3.2.18 Bead height and toe radius

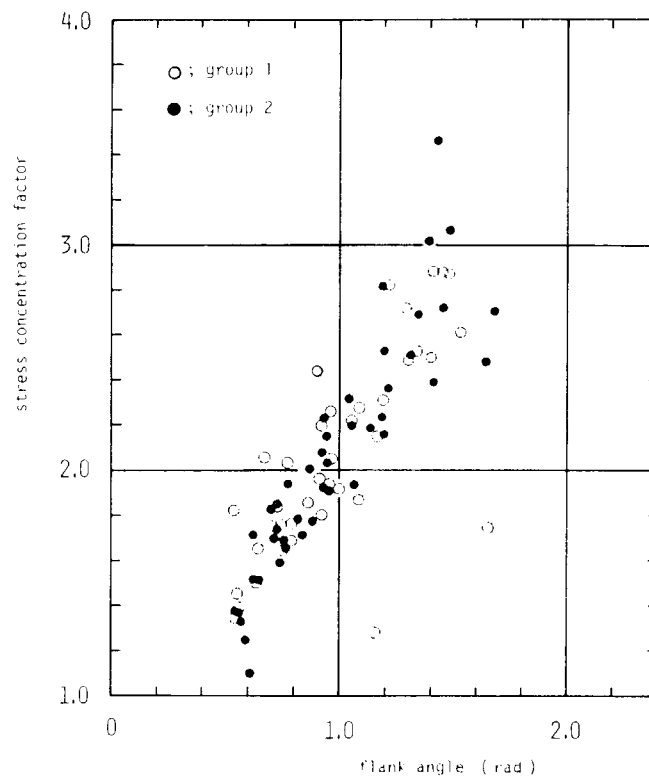


Fig. 3.2.19 Stress concentration factor and flank angle

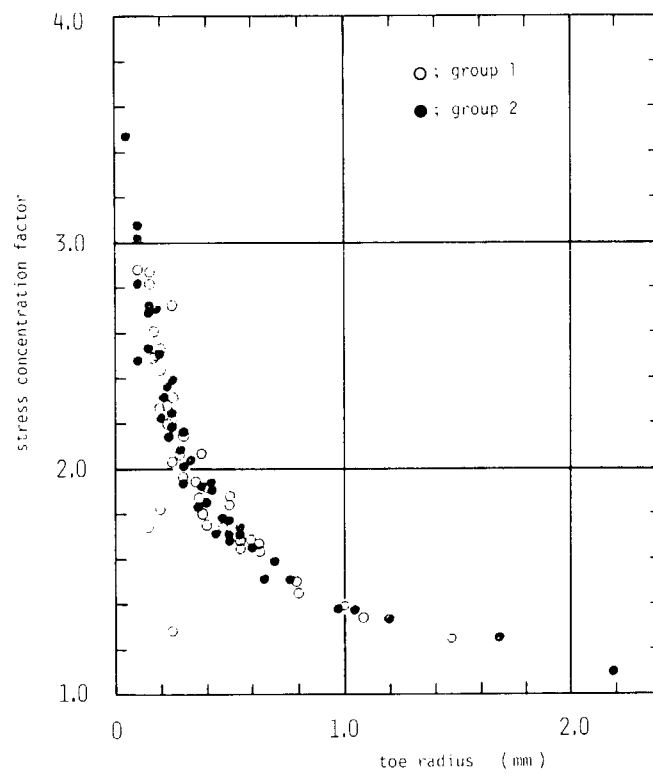


Fig.3.2.2.0 Stress concentration factor and toe radius

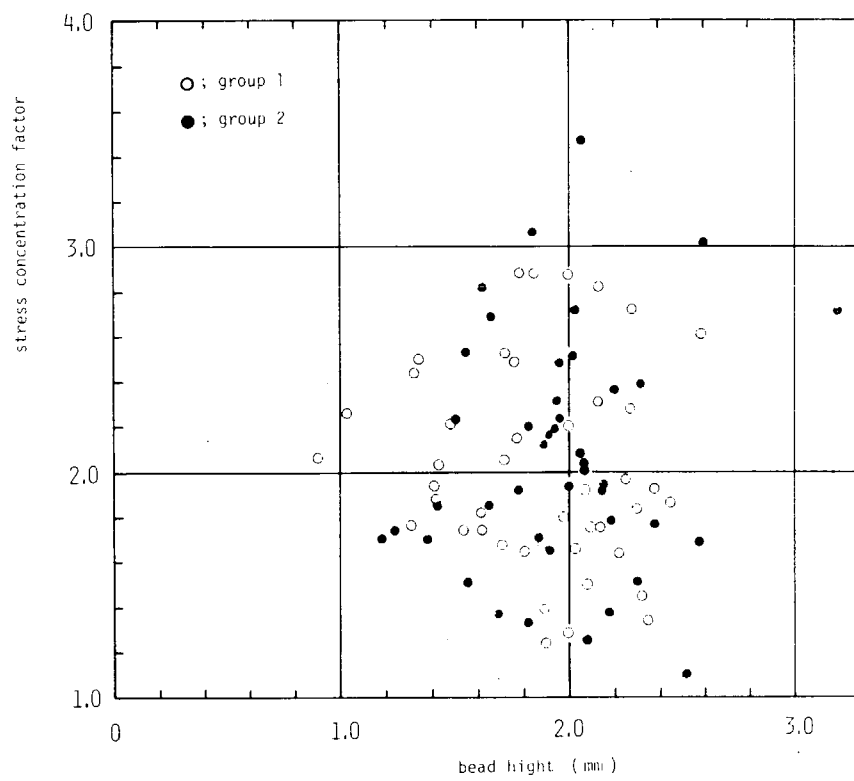


Fig.3.2.2.1 Stress concentration factor and bead height

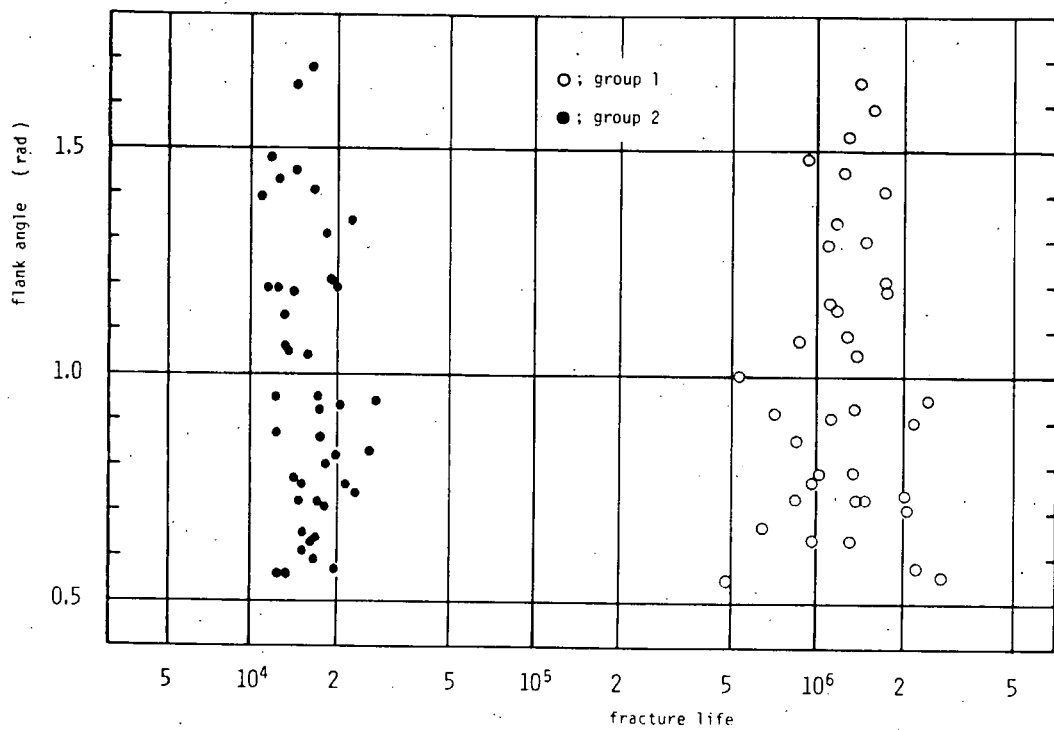


Fig. 3.2.2 2 Flank angle and fracture life

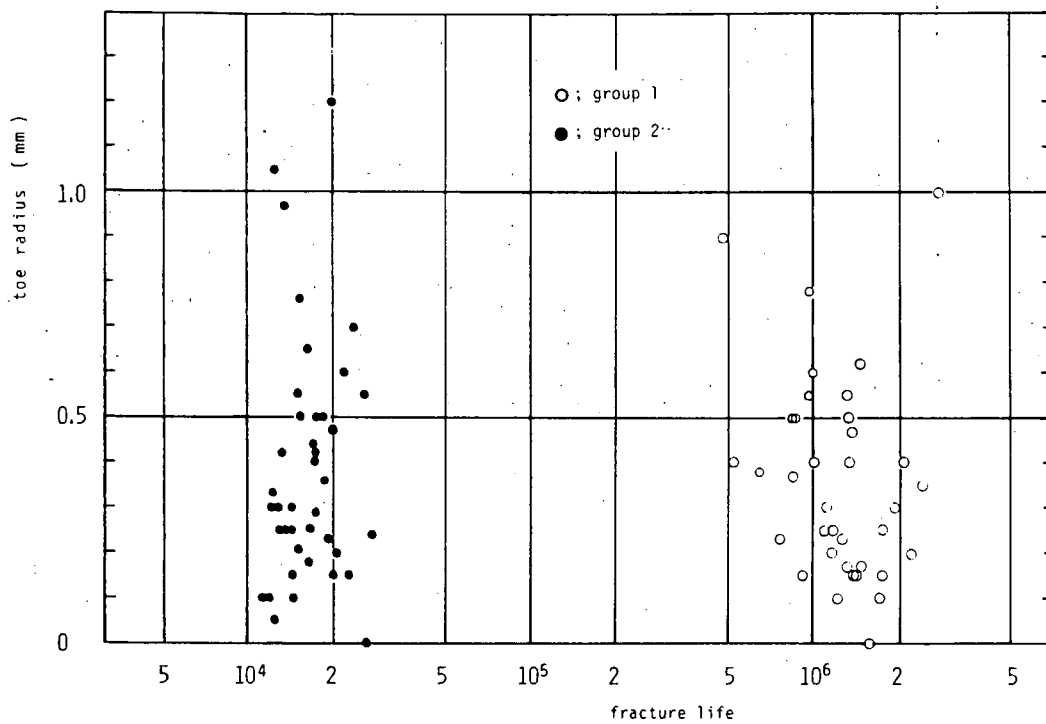


Fig. 3.2.2 3 Toe radius and fracture life

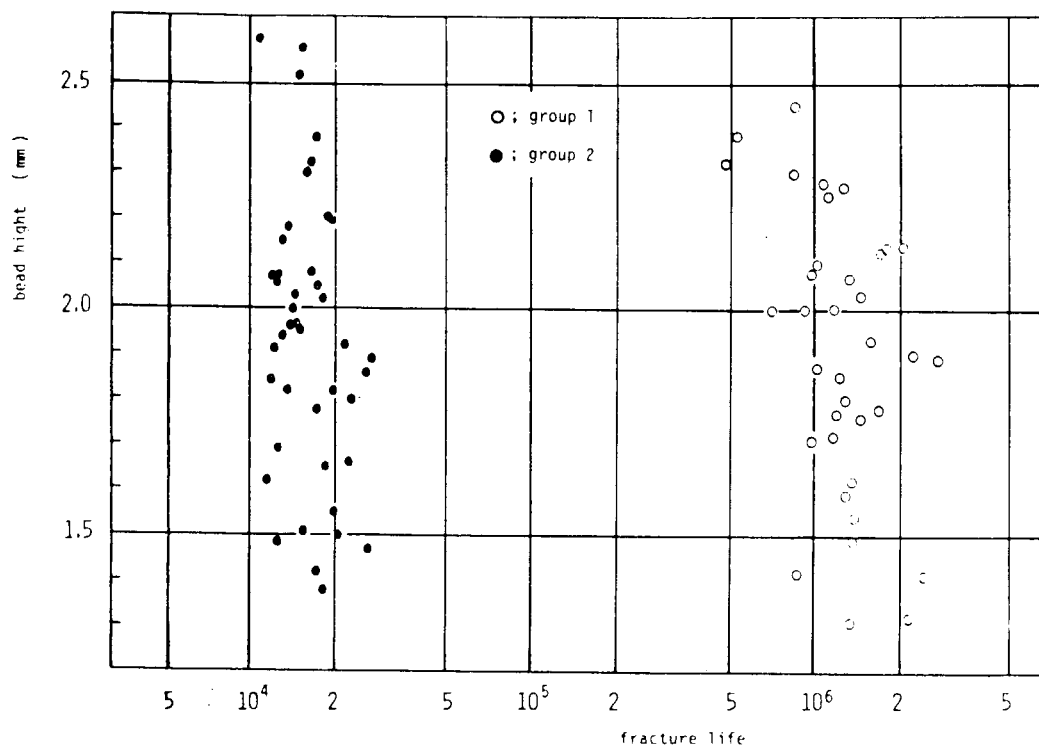


Fig. 3.2.2.4 Bead height and fracture life

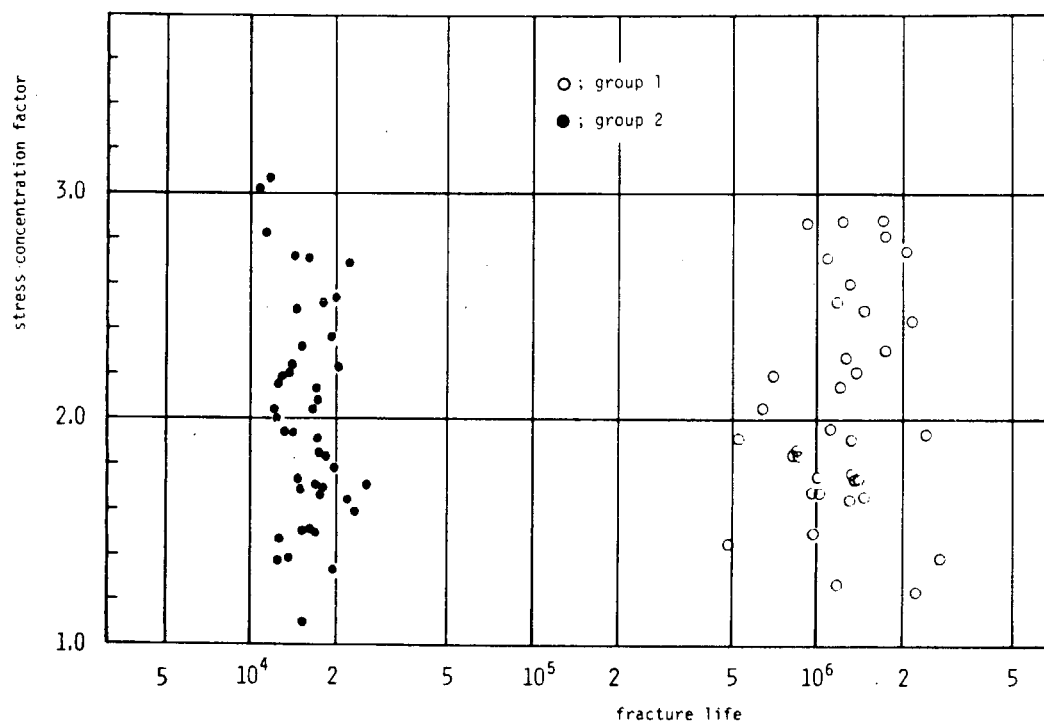


Fig. 3.2.2.5 Stress concentration factor and fracture life

3.3 タンカー高応力部の変動応力の計算（佐世保重工業）

3.3.1 目的

前年度は、平面骨組計算により規則波中のタンカーのTrans. Ring Face に生じる直応力を調べ、船の針路・波長に対する変動特性を検討した。

しかしながら、必ずしも高応力部をとらえてはいないので、今年度は同じTrans. Ring について平面FEMを適用し、同様の変動荷重下におけるFaceの直応力分布を調べ、更に高応力部のWeb Plate に着目し座屈の検討を行うことにした。

3.3.2 供試船

供試船は前年度と同じタンカーで、主要目は次の通りである。

D.W.T 251,000LT Oil Tanker

主要寸法 $L_{pp} \times B \times D = 324.0\text{m} \times 53.5\text{m} \times 25.7\text{m}$

構造様式 2 - Longitudinal BHD., Center Girderless, One strut 方式

CLASS NK

供試船の一般配置図、中央横断面図を図3.3.1(a), (b)に示す。

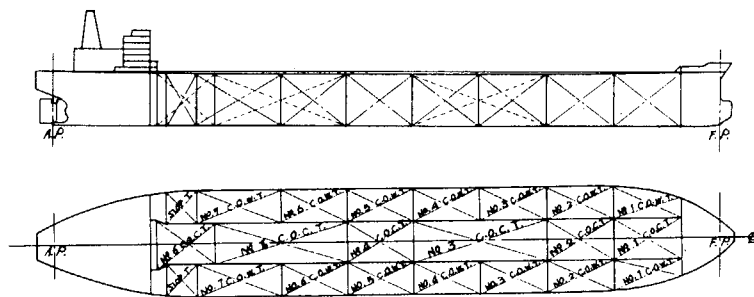


図 3.3.1(a) 一般配置図

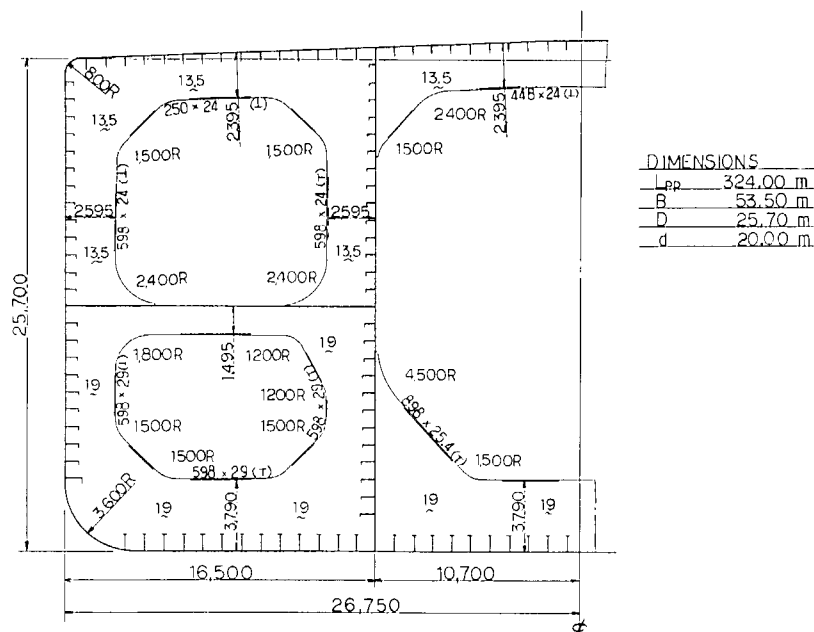


図 3.3.1(b) 中央横断面図

3.3.3 計 算 法

(1) 計算モデル

平面骨組解析の結果を用いて平面FEM解析を行う。

Trans・Ring(Trans・Space 5.4m)の要素分割図を図3.3.5に示す。モデルの拘束状態は図3.3.2に示すようにSide shell Longl・BHD.の位置で上下方向変位、 $\bar{L}$ 上のDeck Plate, Bottom Plateの位置で水平方向変位を拘束する。

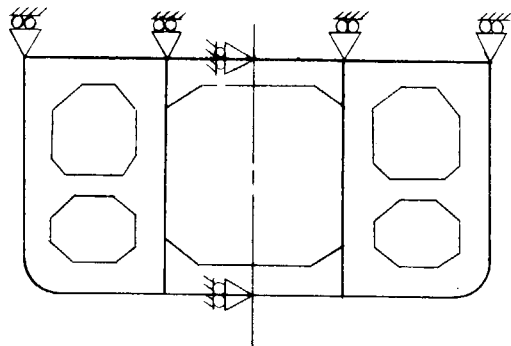
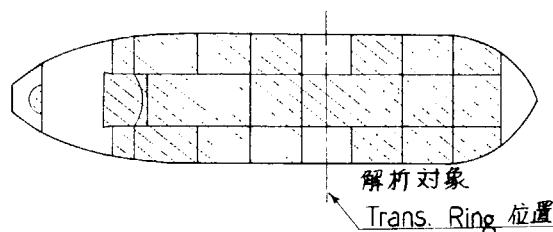


図 3.3.2 モデルの拘束状態



FULL CONDITION

図 3.3.3 積付状態

(2) 計算条件

計算条件は次の通りである。

積付状態：

Full Cond.(Center Tk.Oil Full, Wing Tk.Empty)

積付状態を図3.3.3に示す。

波 高： 10m (波の谷から山まで)

波 長： $\sqrt{L/\lambda} = 0.8, 1.0, 1.2$

出 会 角： $\chi = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$

計算時刻： 出会周期の6等分時

計算ケースは 1 (積付) $\times$ 3 (波長) $\times$ 3 (出会角) $\times$ 6 (時間) = 54 ケース

である。

(3) 荷重の計算

Stripにより船体運動の解析を行い、その結果を用いて船体表面の水圧分布、および倉内荷油の運動に基づく圧力を求める。

詳しい計算法は、前年度報告書4.5規則波中のタンカーの横強度部材に生じる変動応力(佐世保重工業)4.5.3に示されている。

3.3.4 計 算 結 果

(1) Faceに生じる最大応力

図3.3.4(a),(b),(c),はそれぞれ $\sqrt{L/\lambda} = 0.8, 1.0, 1.2$ の波長の規則波中を、ある針路で船が進行するとき、1周期の間にFaceに生じる最大応力の分布を示したものである。

この図を見ると、本解析では、波長が短いほうが応力値は大きくなっている。又、コースに着目すれば追波 45° では比較的小さく、横波をうける場合応力値が大きくなっている。

この結果は、骨組計算で得られた結果と同じである。

更に顕著に目につくのはWing Tk.内 Deck Trans.コーナー部の応力で、Staticのときは約 1.0 Kg/mm^2 と小さいのに、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.2$ 、 $\chi = 90^\circ$ では約 3.1 Kg/mm^2 とかなり増加している。

(2) 高応力部Web Plateの座屈検討

(a) Web Plateの主応力分布

図3.3.5(a),(b)はそれぞれStatic condition、及び $\sqrt{L/\lambda} = 1.2$ $\chi = 90^\circ$ $t = \frac{1}{6} \text{ Te}$ (最もSevereなCondition)のWeb Plate主応力分布図である。これらの図より運動中はWeb Plateの応力がかかなり増大していることがわかる。そこでWeb Plateの座屈検討を行うことにした。

(b) 高応力部Web Plateの軸圧縮応力、剪断応力の変動のようす

図3.4.6は、同図①～④で示される高応力部のWeb Plate Panelについて、Severe Conditionとなる。 $\sqrt{L/\lambda} = 1.2$ 、 $\chi = 90^\circ$ の場合の1周期間に、軸圧縮応力 σ 、剪断応力 τ がどう変動するかを示したものである。

なお、 σ 、 τ は、Panel中央のものを示している。

$t = \frac{1}{6} \text{ Te}$ のとき、 σ 、 τ とも大きくなっていることがわかる。

(c) Web Plate Panel座屈検討

Panelの応力状態は図3.3.7に示すように軸力、曲げ、剪断の組合せ応力状態で表すことができる。

このようなPanelの座屈のCriterionとして

LLOYD REPORT NO.55

Strength of Large Tankersに示されている

座屈条件を採用してみた。

すなわち

$$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_{ac}} + \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{bc}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_c} \right)^2 \quad (3.3.1)$$

とおくとき

$$\begin{array}{ll} r < 1 & \text{座屈しない} \\ r > 1 & \text{座屈する} \end{array} \quad (3.3.2)$$

ここに、 σ_{ac} 、 σ_{bc} 、 τ_c はそれぞれ、単独に一樣圧縮力単独曲げ、純剪断力がPanelに作用するときの座屈応力である。

又、 σ_a 、 σ_b 、 τ は実際の応力状態からきまるもので、図3.3.7の σ_1 、 σ_2 を用いて σ_a 、 σ_b は

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \\ \sigma_b &= \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \end{aligned} \quad (3.3.3)$$

で与えられる。

$\sqrt{L/\lambda} = 1.3$ $\chi = 90^\circ$ の場合の1周期間およびStatic Conditionの場合に、Panel①～④について、式(3.3.1)の r を求め図示したのが図3.3.8である。なお周辺条件は四辺支持とし、Panelの幅はSti-

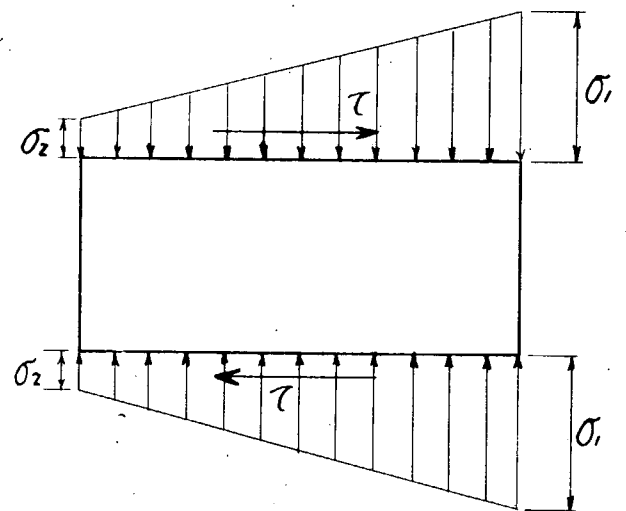


図3.3.7 Panelの組合せ応力状態

ffner間隔の1mをとっている。

この図を見るとStaticな場合、 r はCriticalの値1より小さいが、運動中はCritical値を超えることがあり、特にPanel②はStaticの場合、座屈に対する安全度は十分であるが $t = \frac{1}{6} T_e$ ではCritical値を大きく上まわっている。

Staticな状態で、安全でも船体運動を考慮した座屈強度の検討が必要であろう。

(3) 平面FFM及び平面骨組解析によるFace応力の比較

図3.3.9は今回行った平面FEMにより求められたFaceの応力値を、平面骨組解析のものと比較してみたものである。コーナー部の応力値は応力集中のため応力値は異っている。又、平行部の応力は骨組の場合軸力の影響を考慮しなかったため差があるものと思われる。しかし変動の傾向は同じであるといえる。

3.3.5 ま と め

以上総合して、次のようにまとめることができる。

i) Faceに生じる直応力は本解析範囲内の波長では、 $\sqrt{L/\lambda}$ が大きくなるにつれ大きくなり、針路については横波の場合大きく、追波45°の場合小さい。

又、Wing Tk.内 Deck Trans.コーナー部はStaticでは 1.0 Kg/mm^2 と小さいのに、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.2$
 $\chi = 90^\circ$ では 3.31 Kg/mm^2 とかなり大きくなっている。

ii) Web Plateの座屈検討をLLOYD REPORT NO.55にのべられているCriterionで行ったがStaticな場合に問題なくとも、部材によっては動的荷重を考慮した座屈検討が必要であろう。

iii) 平面FEM、平面骨組両解析によるTrans.Ring Faceの応力は、ほぼ同じ変動傾向を示している。

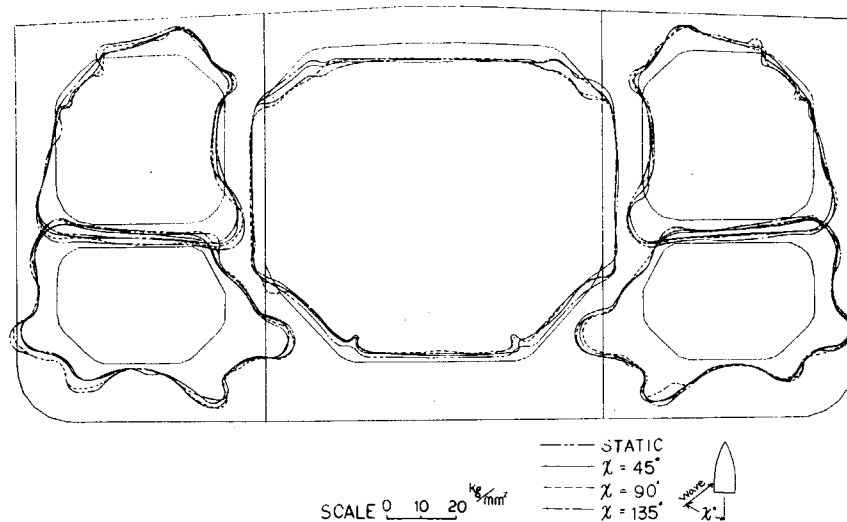


図 3.3.4 (a) Face の最大直応力分布 ; $\sqrt{L/\lambda} = 0.8$

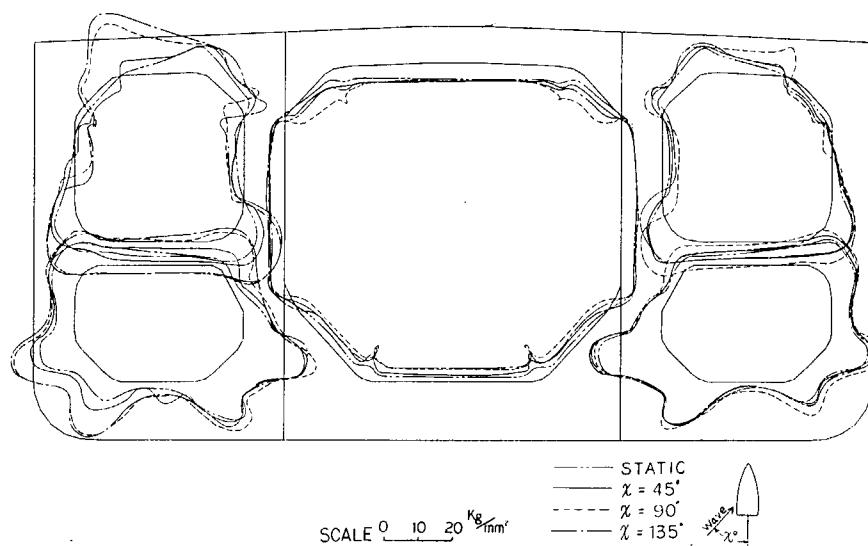


図 3.3.4 (b) Face の最大直応力分布 ; $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$

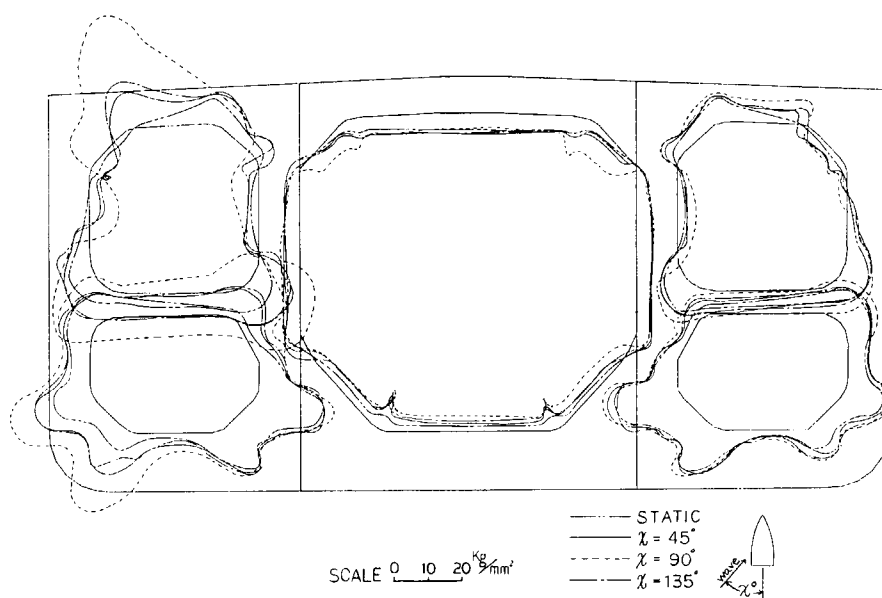


図 3.3.4 (c) Face の最大直応力分布 ; $\sqrt{L/\lambda} = 1.2$

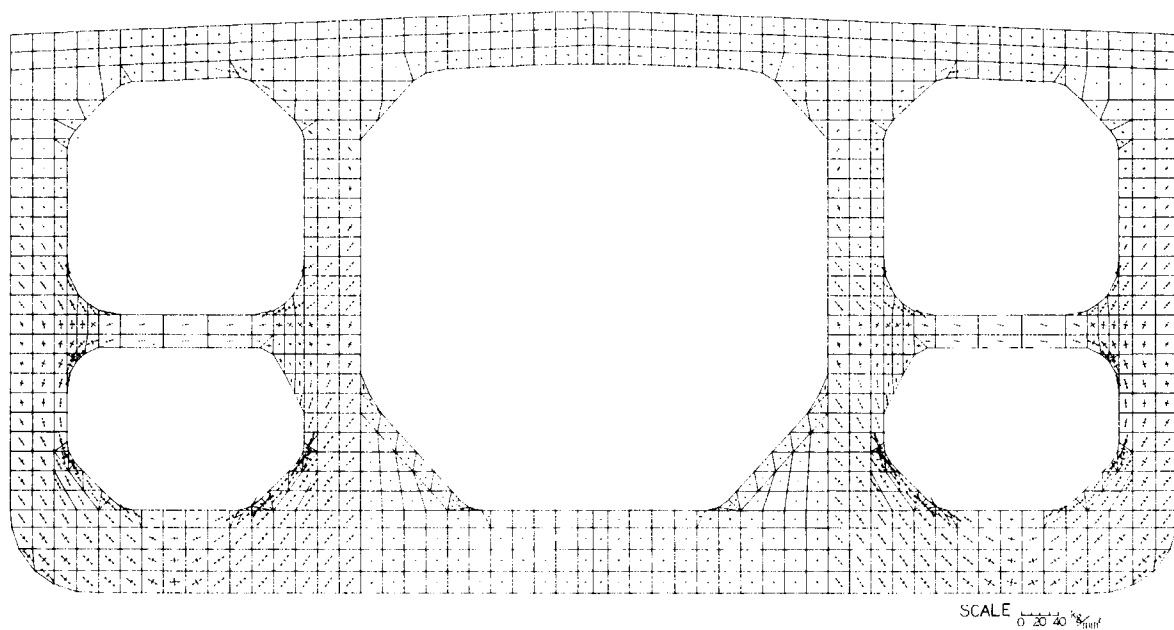


图 3.3.5 (a) 主应力分布图 ; Static Condition

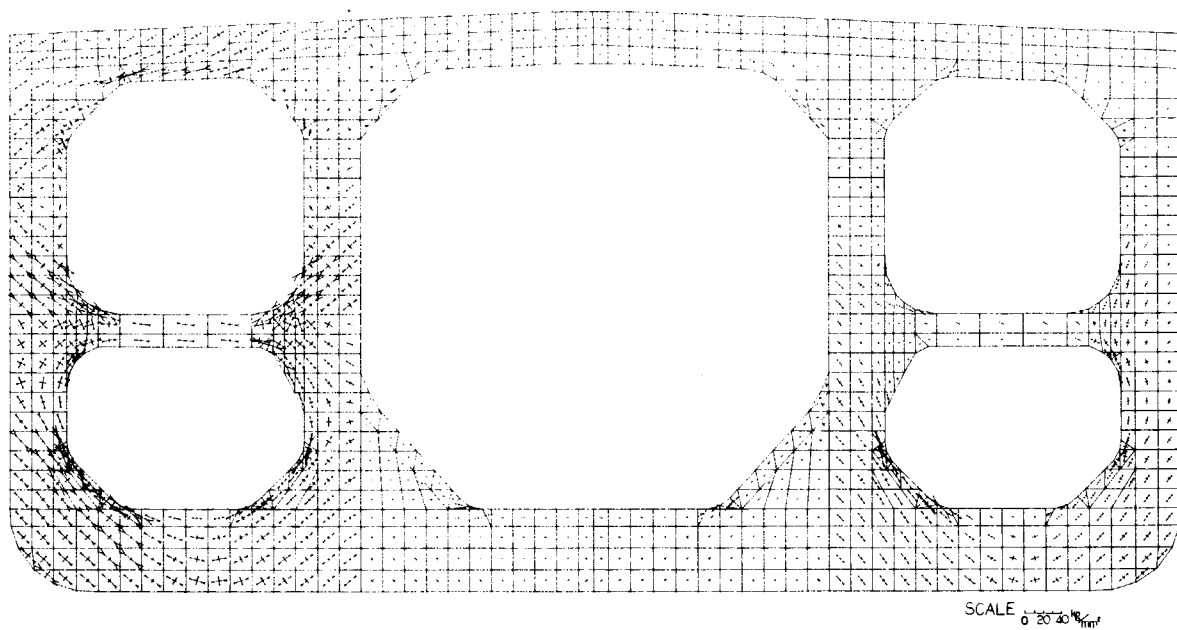


图 3.3.5 (b) 主应力分布图 ; $\sqrt{L/\lambda} = 1.2$ $\chi = 90^\circ$ $t = \frac{T}{6} T_e$

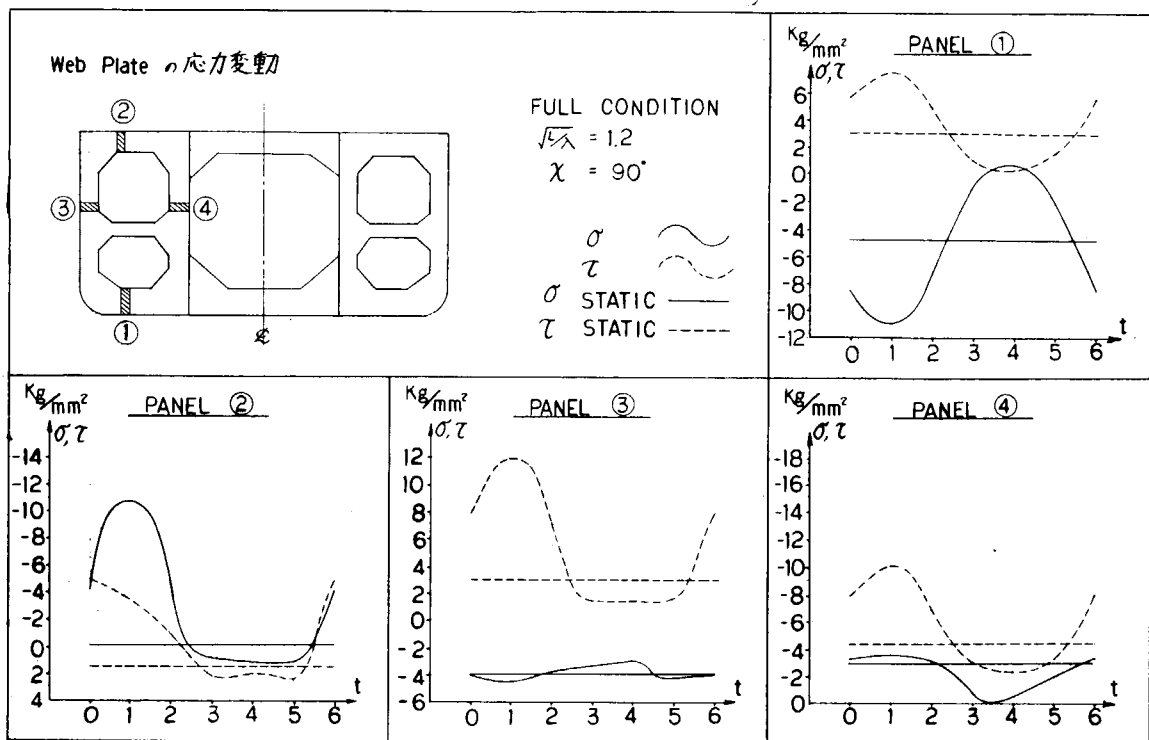


図 3.3.6 Web Plate の応力変動

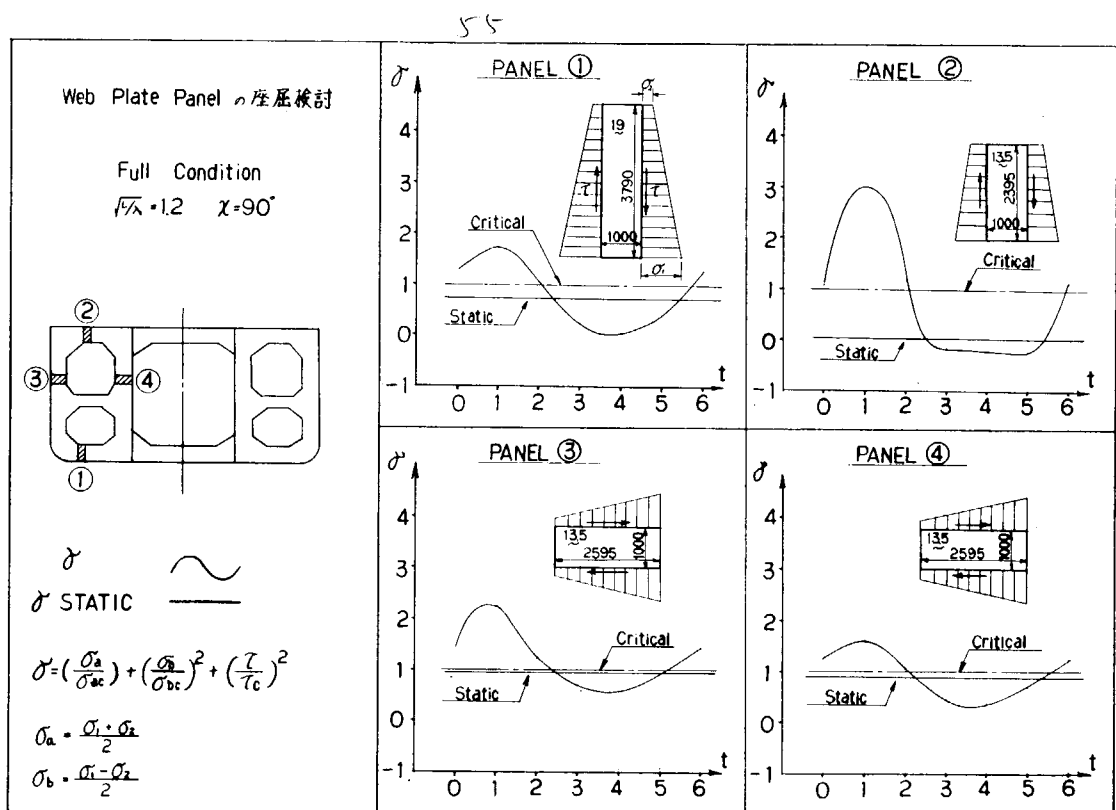


図 3.3.8 Web Plate Panel の座屈検討

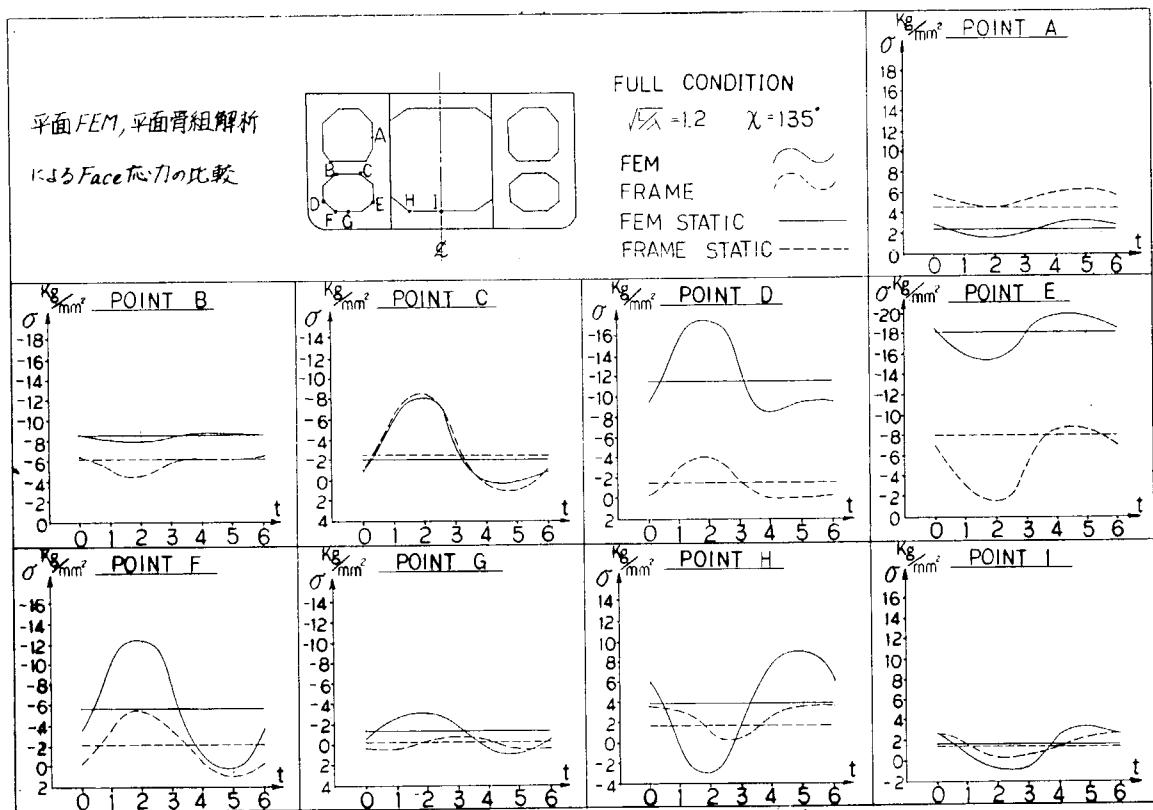


図 3.3.9 平面FEM 平面骨組解析によるFace応力の比較

3.4 タンカー横強度部材応力の長期予測の計算（日立造船）

前年度は供試船として載荷重量 24 万トンタンカーをとり、これが正面向い波中を航行する場合に横部材に働く波浪応力の長期予測を行った。今回は同じ船について、斜め波中の波浪応力の計算を行ったので結果を報告する。なお前回と同様次の仮定を設けている。

- (1) 波浪応力の原因である変動圧力には、静圧力との和が負になり得ないというような非線型性があるが、計算の煩雑と避けるためこれを無視して、変動圧力はすべて線型とする。
- (2) 応力計算に際しては、相対変位の影響を無視する。

3.4.1 対象船

2.1.2 の NK の船体構造強度に関する トータルシステム 計算でとり上げた供試船と同一の船を対象とする。

本船の主要寸法は次のごとくである。

$$L \times B \times D \times d = 304 \text{ m} \times 52.4 \text{ m} \times 25.7 \text{ m} \times 19.8 \text{ m}$$

DW 24 万トンタンカー

この船の中央部タンク配置を図 3.4.1 に、中央横断面図を図 3.4.2 に示す。その他の主要目は 2.1.2 の表を参照されたい。

3.4.2 計算法

(1) 変動荷重

(a) 船体運動

図 3.4.3 に示すように空間座標 $O-XYZ$ を定め、規則波は OX の方向に進行するものとする。船の平均進行方向は、 OX と μ の角をなす Ox_0 方向をとるものとし、新たに空間固定座標系 $O-x_0y_0z_0$ を定める。船体固定座標系を $O-\bar{x}y\bar{z}$ とし、 O は水線面の船体中心線上船体中央にとる。船は一定速度を保ち、規則波中を前後揺れ、横揺れ、縦揺れおよび船首揺れをしながら、平均進行方向として Ox_0 の方向をとるものと仮定する。規則波の隆起（上向きを正とする）は、表面波については次式で表わされる。

$$\begin{aligned}\zeta &= \zeta_A \cos(kX - \omega t) \\ &= \zeta_A \cos(kx \cos \mu - ky \sin \mu - \omega_E t)\end{aligned}\quad (3.4.1)$$

ここに、

ζ_A : 波振幅

$k = 2\pi/\lambda$: 波数

λ : 波長

$\omega = \sqrt{2\pi g/\lambda}$: 波の円周波数

$\omega_E = \omega - kV \cos \mu$

$= \omega(1 - F_n \sqrt{2\pi/\lambda} \cos \mu)$: 船と波の出会い円周波数

$F_n = V/\sqrt{Lg}$: フルード数

V : 船速

g : 重力加速度

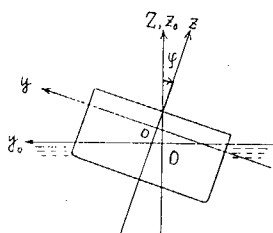
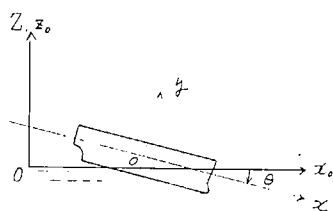
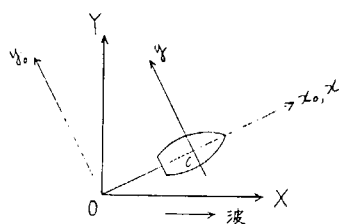


図 3.4.3 座 標 系

規則波中の船体運動の各成分は次のように表わされる。

前後揺れ	$x_o = x_{oA} \cos(\omega_E t + \epsilon_x)$	} (3.4.2)
左右揺れ	$y_o = y_{oA} \cos(\omega_E t + \epsilon_y)$	
上下揺れ	$z_o = z_{oA} \cos(\omega_E t + \epsilon_z)$	
横揺れ	$\varphi = \varphi_A \cos(\omega_E t + \epsilon_\varphi)$	
縦揺れ	$\theta = \theta_A \cos(\omega_E t + \epsilon_\theta)$	
船首揺れ	$\psi = \psi_A \cos(\omega_E t + \epsilon_\psi)$	

ここで、

$x_{oA}, y_{oA}, z_{oA}, \varphi_A, \theta_A, \psi_A$	: 各運動成分の片振幅
$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z, \epsilon_\varphi, \epsilon_\theta, \epsilon_\psi$	: 各運動成分の位相角
日本, $y_o, z_o, \varphi, \theta, \psi$	は図 3.4.4 の向きを正にとる。

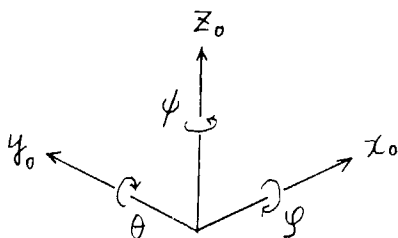


図 3.4.4 各運動成分の正の向き

(b) 船体表面変動水圧

ストリップ法により船体運動が求められると、船体表面変動水圧を求めることができる。ある横断面の時刻 t における変動水圧 $p_e(y, z, t)$ は次のようになる。

$$p_e(y, z, t) = p_A(y, z) \cos \{ \omega_e t + \varepsilon_p(y, z) \} \quad (3.4.3)$$

(c) 倉内荷油の変動圧力²⁾ (内圧)

例えば、中央タンクに荷油を満載し、船側タンクは空の場合を考える。

(i) 上下方向の運動に基づく変動圧力

図 3.4.5 のようにタンク頂板からの深さ z_1 に比例した変動圧力 $p_v(z)$ は次式のようになる。

$$p_v(z) = \frac{r_c}{g} z_1 \{ \ddot{z}_0 - (x - x_0) \ddot{\theta} \} \quad (3.4.4)$$

ここで、 $z_1 = D_1 - d - z$

r_c = 荷油の単位体積当りの重量

(ii) 左右方向の運動に基づく変動圧力

中心線より y の位置ではこの変動圧力 $p_h(y)$ は次式のようになる。

$$p_h(y) = -\frac{r_c}{g} y \{ \ddot{y}_0 + (x - x_0) \ddot{\psi} \} \quad (3.4.5)$$

(iii) 横揺れに基づく変動圧力

図 3.4.7 のように横揺れ角 φ による静圧の増加を考える。中心線より y の距離にある点の変動圧力 $p_r(y)$ は次式のように表わされる。

$$p_r(y) = r_c \left(\frac{b_c}{2} - y \right) \varphi \quad (3.4.6)$$

ここで、 b_c : 中央タンクの幅

(iii) 変動圧力の重ね合せ

式 (3.4.3) ~ (3.4.6) を重ね合わせて変動圧力 $p(y, z, t)$ は

$$p(y, z, t) = p(y, z) \cos(\omega_e t + \varepsilon) \quad (3.4.7)$$

と表わされる。船体運動および船体表面変動水圧の大きさは規則

波の片振幅 ζ_A に比例するので、変動圧力の振幅も ζ_A に比例する。

(2) 応力計算

ここでは横桁リング 1 本のみを取り出し、これの縦部材間の相

対変位を無視した計算を行うこととする。計算モデルは図 3.4.8 を考え、前節に示された変動荷重を加えて曲げモーメントおよび剪断力を求め、曲げ応力および剪断応力を計算する。すなわち、

波長 λ (円振動数 ω)、波向き角 μ なる単位波高の規則波について、 ω および μ を種々変えてそれぞれの場合について式 (3.4.7) を計算し、これから前年度の報告書¹⁾ 4.7.2 (1)(2) で用いたのと同じ手法により、各部材の曲げ応力 $\sigma_A(\omega, \mu)$ および剪断応力 $\tau_A(\omega, \mu)$ を求める。 σ_A および τ_A が応力の応答関数である。

(3) 波浪応力の長期予測

波スペクトラムとしては ISSC で提案された Modified Pierson-Moskowitz 型のスペクトラムを用いる。

(i) 長波頂不規則波海面

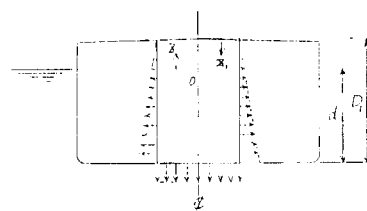


図 3.4.5 上下方向の運動に基づく変動圧力

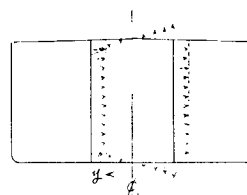


図 3.4.6 左右方向の運動に基づく変動圧力

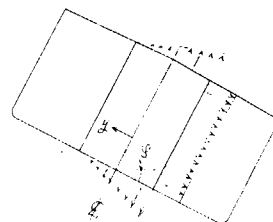


図 3.4.7 横揺れに基づく変動圧力

$$\{f(\omega)\}^2 = 0.11 H^2 \omega_1^{-1} (\omega/\omega_1)^{-5} \exp\{-0.04(\omega/\omega_1)^{-4}\} \quad \dots\dots\dots (3.4.8)$$

ここに、

H:有義波高, T:平均波周期, $\omega = \sqrt{2\pi g/\lambda}$, $\omega_1 = 2\pi/T$

(ii) 短波頂不規則波海面

$$\{f(\omega, x)\}^2 = \begin{cases} (2/\pi) \{f(\omega)\}^2 \cos^2 x & : -\pi/2 \leq x \leq \pi/2 \\ 0 & : \text{その他の} x \end{cases} \quad \dots\dots\dots (3.4.9)$$

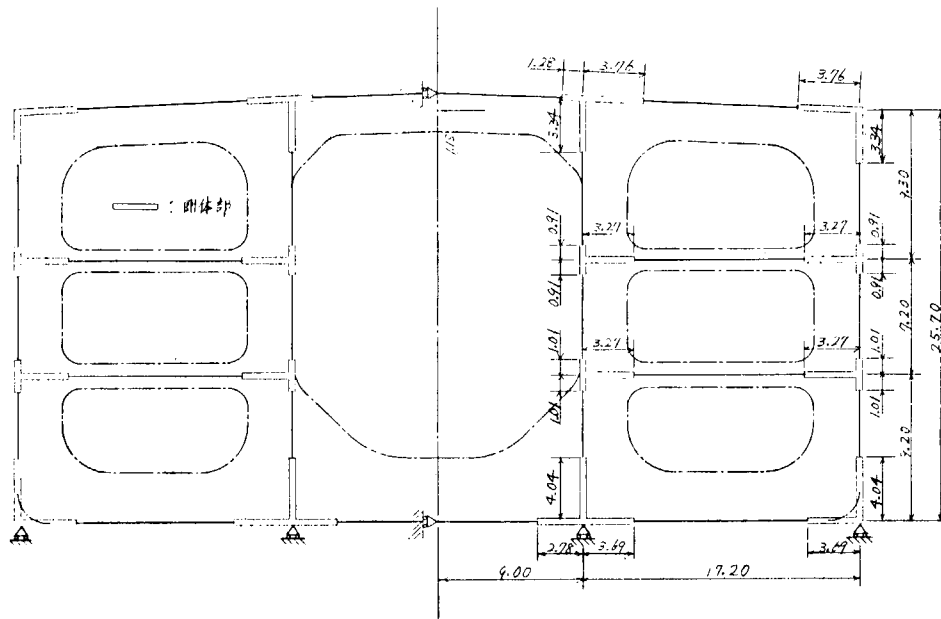


図 3.4.8 計算モデル

ここに、

χ :波の平均進行方向と成分波の進行方向のなす角

ある点の剪断応力および曲げ応力の標準偏差 ($R\tau, R\sigma$) は、次のようになる。

(i) 長波頂不規則波海面

$$\left. \begin{aligned} R_\tau^2 &= \int_0^\infty \{ \tau_A(\omega, \mu) \}^2 \{ f(\omega) \}^2 d\omega \\ R_\sigma^2 &= \int_0^\infty \{ \sigma_A(\omega, \mu) \}^2 \{ f(\omega) \}^2 d\omega \end{aligned} \right\}$$

(ii) 短波頂不規則波海面

$$\left. \begin{aligned} R_\tau^2 &= \int_0^\infty \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \{ \tau_A(\omega, \mu) \}^2 (2/\pi) \{ f(\omega) \}^2 \cos^2 x \, dx \, d\omega \\ R_\sigma^2 &= \int_0^\infty \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \{ \sigma_A(\omega, \mu) \}^2 (2/\pi) \{ f(\omega) \}^2 \cos^2 x \, dx \, d\omega \end{aligned} \right\}$$

剪断応力および曲げ応力の極大値が τ_1, σ_1 を越える確率 Q_τ, Q_σ は、上記の標準偏差を用いて、

$$\left. \begin{aligned} Q_\tau &= \int_0^\infty \int_0^\infty \exp\left(-\frac{\tau_1^2}{2R_\tau^2}\right) p(H, T) \, dH \, dT \\ Q_\sigma &= \int_0^\infty \int_0^\infty \exp\left(-\frac{\sigma_1^2}{2R_\sigma^2}\right) p(H, T) \, dH \, dT \end{aligned} \right\}$$

で表わされる。

ここで $P(H, T)$ は Walden の北大西洋における波浪観測データを用いる。

3.4.3 計算結果と考察

ここでは波向き角 μ を $0^\circ \sim 180^\circ$ の間 30° おきに計算する。また船速は対象船の満載時航海速力をとることとし、 $F_N = 0.15$ とする。

(1) 船体運動

左右揺れ、上下揺れ、横揺れ、縦揺れおよび船首揺れの応答関数を図 3.4.9～図 3.4.13 に示す。またそれぞれの位相差について図 3.4.14～図 3.4.18 に示す。

(2) 波浪変動圧

Square station No.8 の波浪変動圧をとり、この位置で横桁リングの応力計算を行うものとする。例として、 $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$ のときの波浪変動荷重は図 3.4.19 のようになる。

(3) 波浪応力の長期予測結果

Walden の北大西洋における長期の波浪発現頻度資料のうち Whole year に対するものを用いて短波頂不規則波海面における、横桁リングの面材に生ずる波浪曲げ応力およびウェブの剪断応力の、累積確率 10^{-8} に対応する長期期待値を求める。図 3.4.20～図 3.4.26 に種々の波向き角の場合の変動荷重による応力分布を示す。また、図 3.4.27 は all headings の場合を船体中心線の左側に静水中の応力分布を右側に示す。

これから次のことがわかる。

- (a) 変動荷重により発生する横桁リング各部の応力は、船側タンク甲板横桁、船側横桁および縦通壁横桁すなわち、図 3.4.26 の点 A, B, C, D, E, F および G で高い値となる。
- (b) 波向き角を種々変えた場合、一般に各部の応力が高くなるのは真横波の場合である。
- (c) All headings の場合、累積確率 10^{-8} に対応する波浪曲げ応力はコーナー部では点 A および B 付近、平行部では C および G で高くなり、その値はコーナー部で 3 Kg/mm^2 、平行部で 2.0 Kg/mm^2 のオーダーである。また同じ累積確率に対する波浪剪断応力は点 H, I および J 付近で高くなりその値は 1.3 Kg/mm^2 のオーダーである。
(表 3.4.1 参照)

なおすでに述べたように、波浪変動圧はすべて線型と仮定しているが、実際には静水面付近より上方では船体表面水圧の非線型特性の影響がある。この影響を考えると図 3.4.20～図 3.4.27 の波浪応力の分布形状も甲板および船側横桁や縦通壁横桁の上方では多少変わってくると思われる。

(4) 今後の問題点

波向き角を種々変えた場合、横桁リングにとって過酷な波は横波であることがわかったが、累積確率 10^{-8} に対応する波浪応力の値がやや高いように思われる。今回は次のような仮定を設けている。

- (a) 変動圧力は静水圧との和が負になり得ないという非線型性があるが、今回はこれを無視し、線型の取扱いを行った。
 - (b) 変動水圧は静水面以下にのみ作用するものとし、静水面以上の点での変動水圧は無視する。
 - (c) 応力計算に際しては、縦部材間の相対変位を無視した図 3.4.8 のような平面モデルを考える。
- これらの仮定の影響がどの程度であるかを把握する必要がある。

表 3.4.1 累積確率 10^{-8} に対応する各部の波浪応力

μ	曲 げ 応 力							剪 断 応 力		
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
0°	2 1.4	2 3.7	1 4.5	1 0.9	1 1.4	9.1	9.0	9.7	8.7	8.4
30°	2 7.8	3 0.0	1 8.0	1 4.1	1 4.3	1 1.6	1 4.3	1 2.1	1 1.1	1 0.9
60°	3 4.2	3 5.8	2 1.1	1 7.2	1 7.0	1 4.1	1 9.4	1 4.3	1 3.3	1 3.5
90°	3 5.4	3 6.5	2 1.3	1 7.9	1 7.1	1 4.8	2 1.5	1 4.5	1 3.5	1 4.2
120°	3 0.5	3 1.3	1 8.2	1 5.6	1 4.5	1 3.0	1 9.5	1 2.5	1 1.4	1 2.6
150°	2 2.7	2 3.8	1 4.1	1 1.7	1 0.9	9.9	1 4.9	9.7	8.4	9.6
180°	1 7.0	1 8.5	1 1.3	8.8	7.0	7.5	1 1.0	7.8	6.3	7.2
All headings	3 1.4	3 2.5	1 9.1	1 5.9	1 5.3	1 3.1	1 8.8	1 2.9	1 2.1	1 2.6

3.4.4 結 言

以上載荷重量 24 万トンタンカーについて斜め波中で横桁リングに生ずる波浪応力の長期予測を行った。今回の計算の結果、波浪応力の高くなる波の向きは真横の場合である。また、all headings の場合累積確率 10^{-8} に対応する波浪曲げ応力は高いところで 33 Kg/mm^2 、波浪剪断応力は 13 Kg/mm^2 のオーダーであることが判明した。

参 考 文 献

- 1) 日本造船研究協会 第 134 部会報告書
船体構造部材の許容応力に関する研究
昭和 50 年 3 月
- 2) 福田淳一・永元隆一・小沼守・高橋実
波浪中の船体運動および横強度に関する理論計算
日本造船学会 論文集 129 号 昭和 46 年 6 月
- 3) 福田淳一 長期の波浪曲げモーメント異常値の傾向について
日本造船学会 論文集 123 号 昭和 43 年 6 月
- 4) 福田淳一 波浪中の船の Deck Wetness に関する長期予測
日本造船学会 論文集 124 号 昭和 43 年 12 月
- 5) 福田淳一 応答の統計的予測
日本造船学会 耐航性シンポジウムテキスト
昭和 44 年 7 月

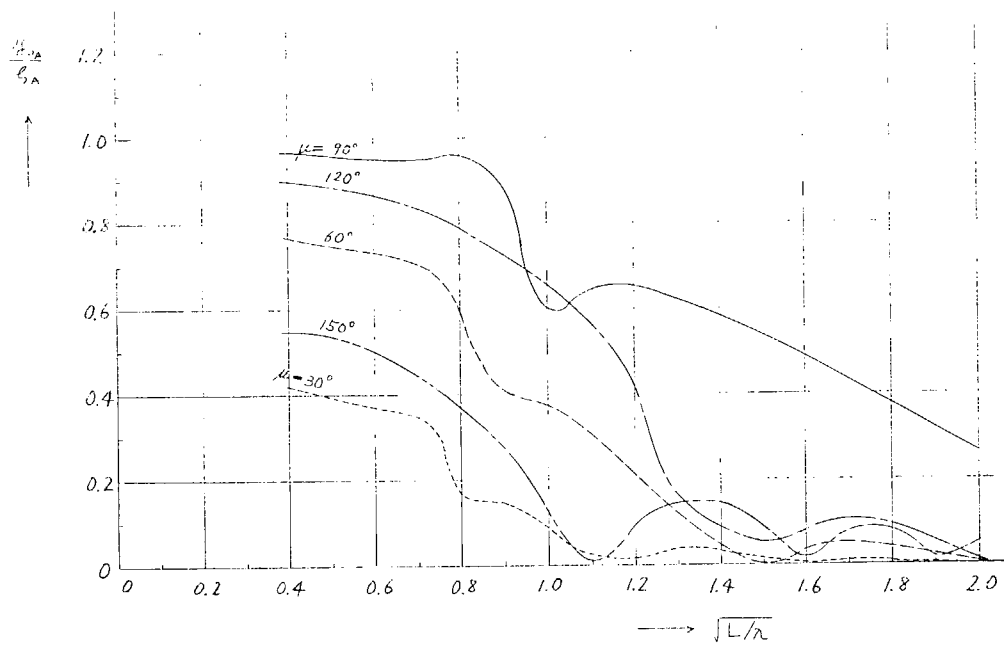


図 3.4.9 左右揺れの応答関数

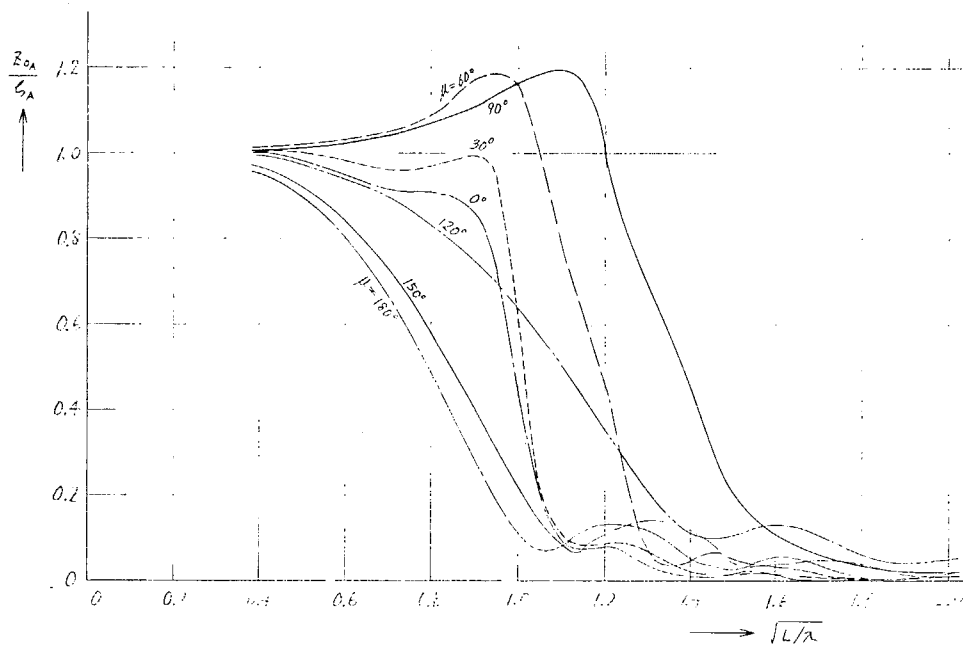


図 3.4.10 上下揺れの応答関数

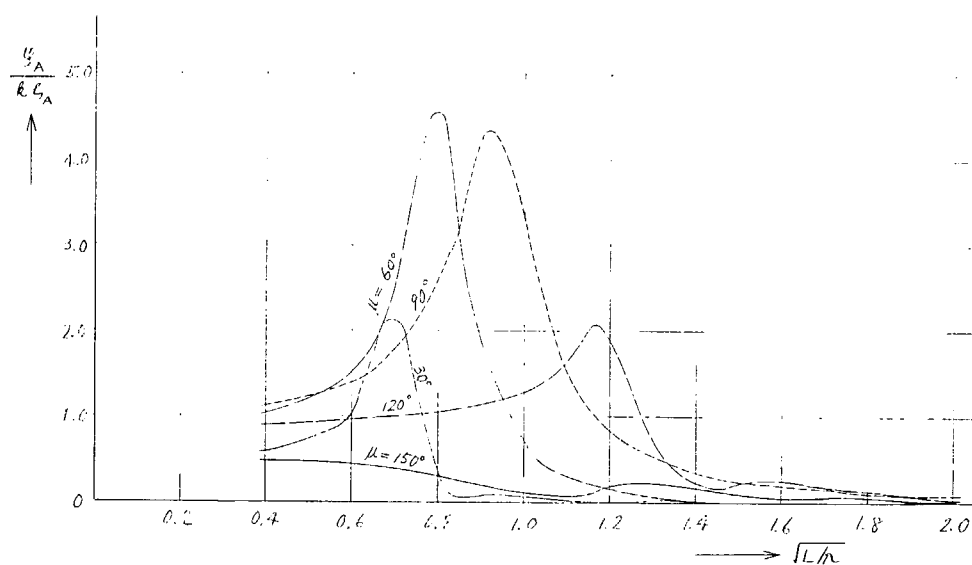


図 3.4.1.1 横揺れの応答関数

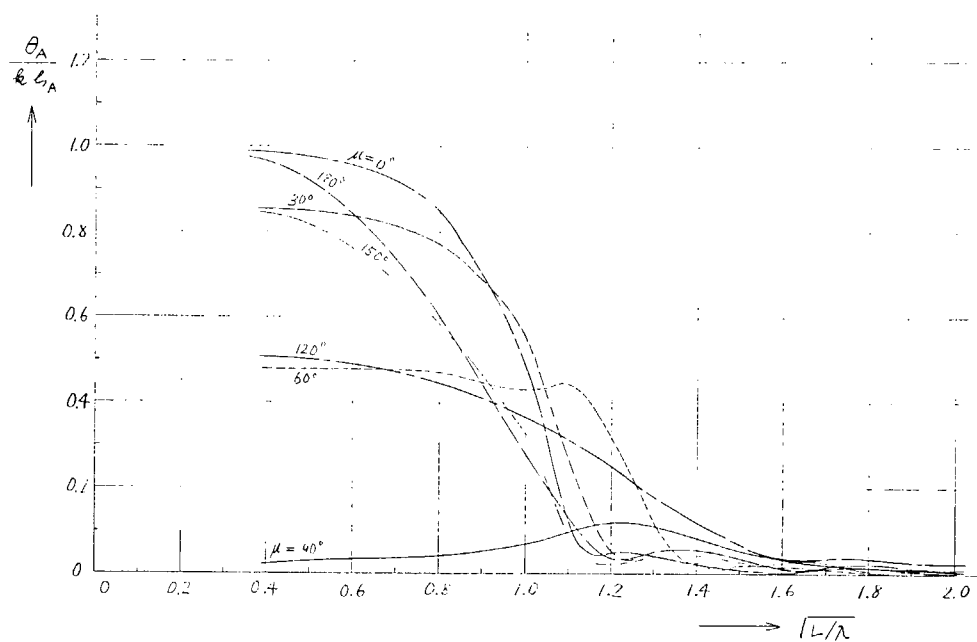


図 3.4.1.2 縦揺れの応答関数

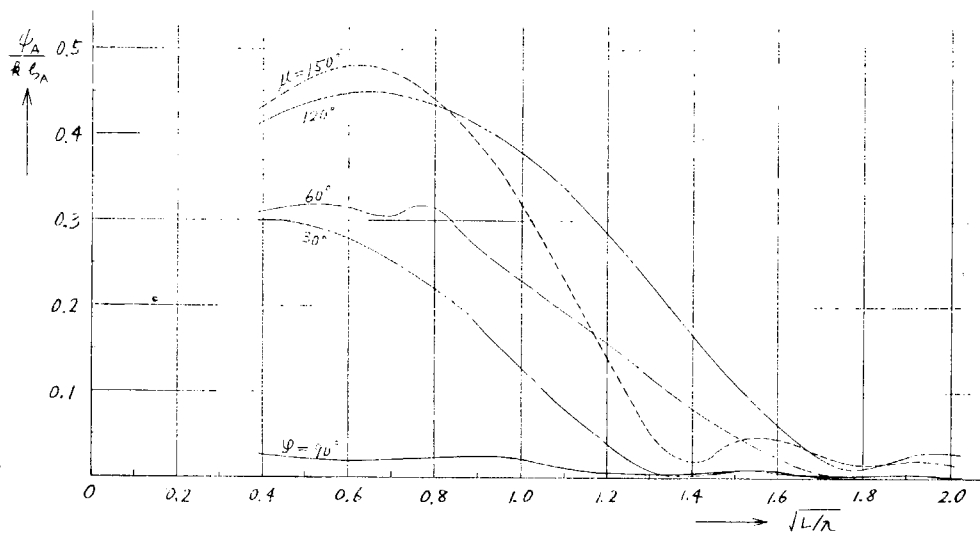


図 3. 4. 1 3 船首揺れの応答関数

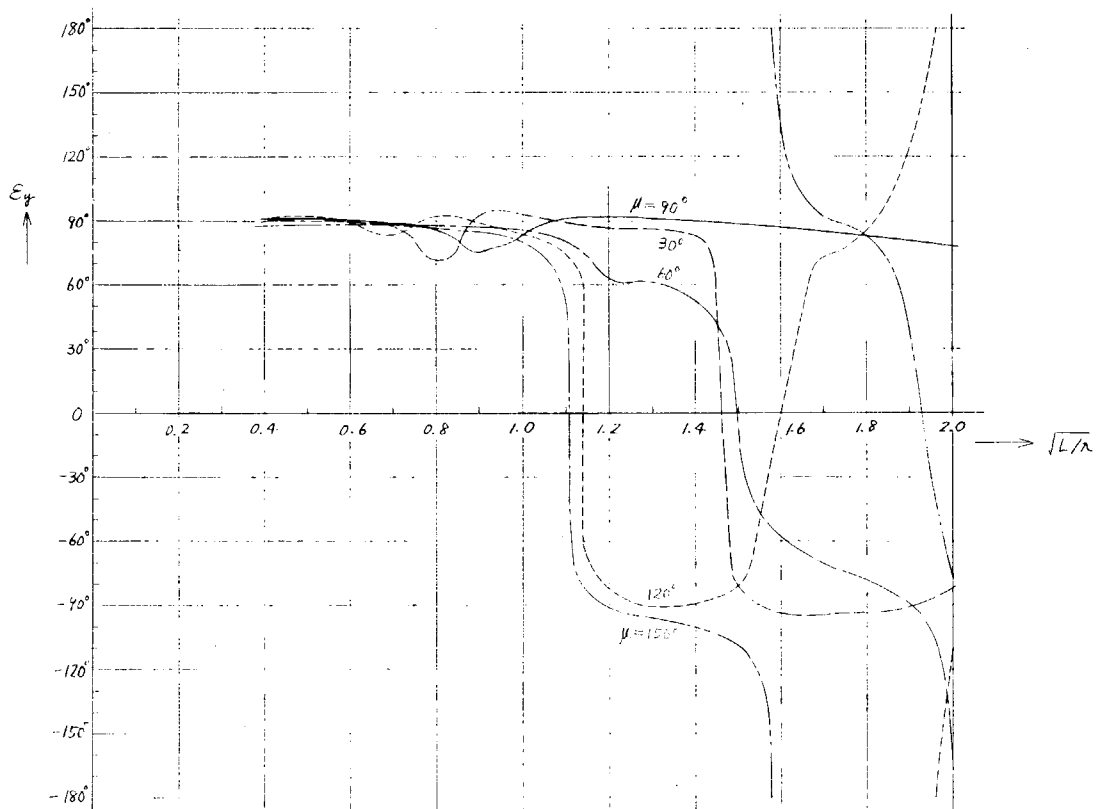


図 3. 4. 1 4 左右揺れの位相角

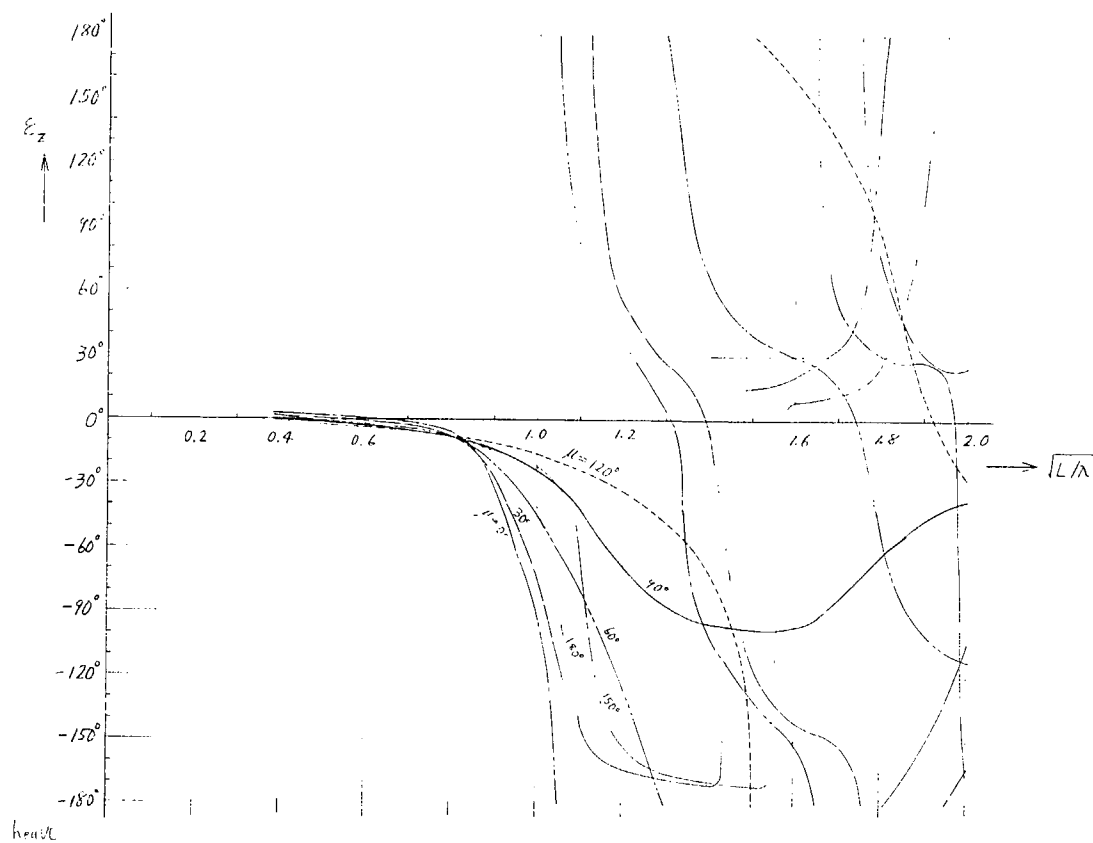


図 3.4.1 5 上下揺れの位相角

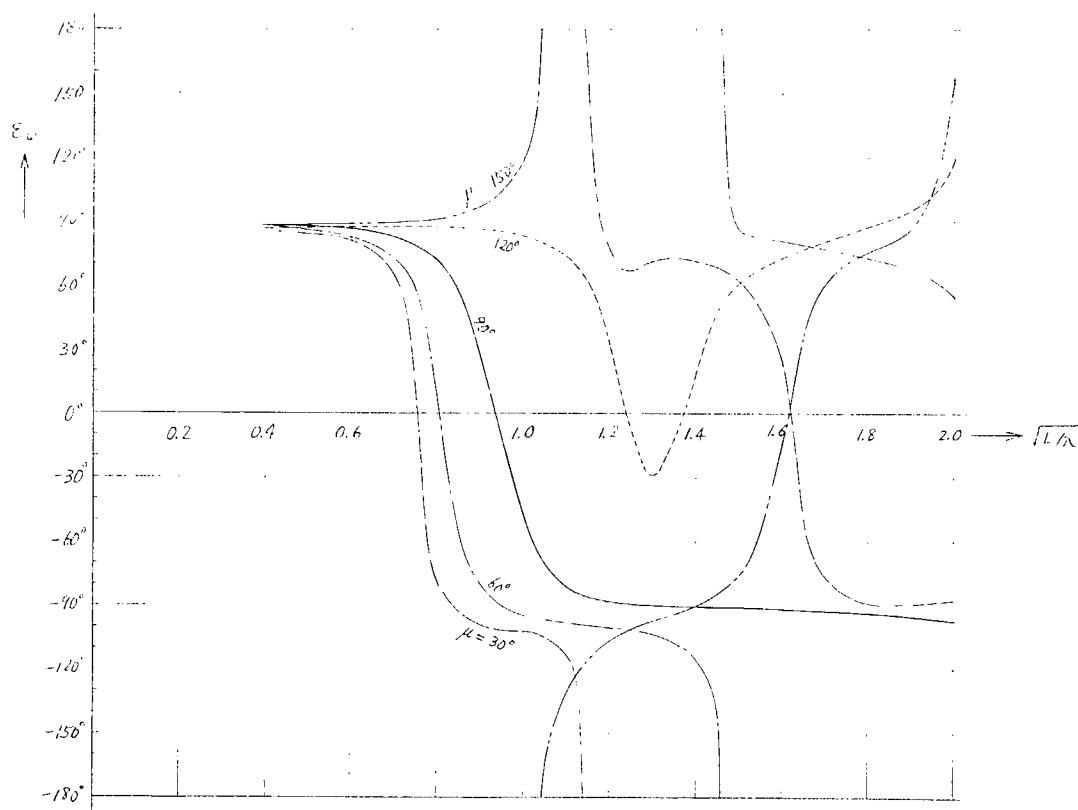


図 3.4.1 6 横揺れの位相角

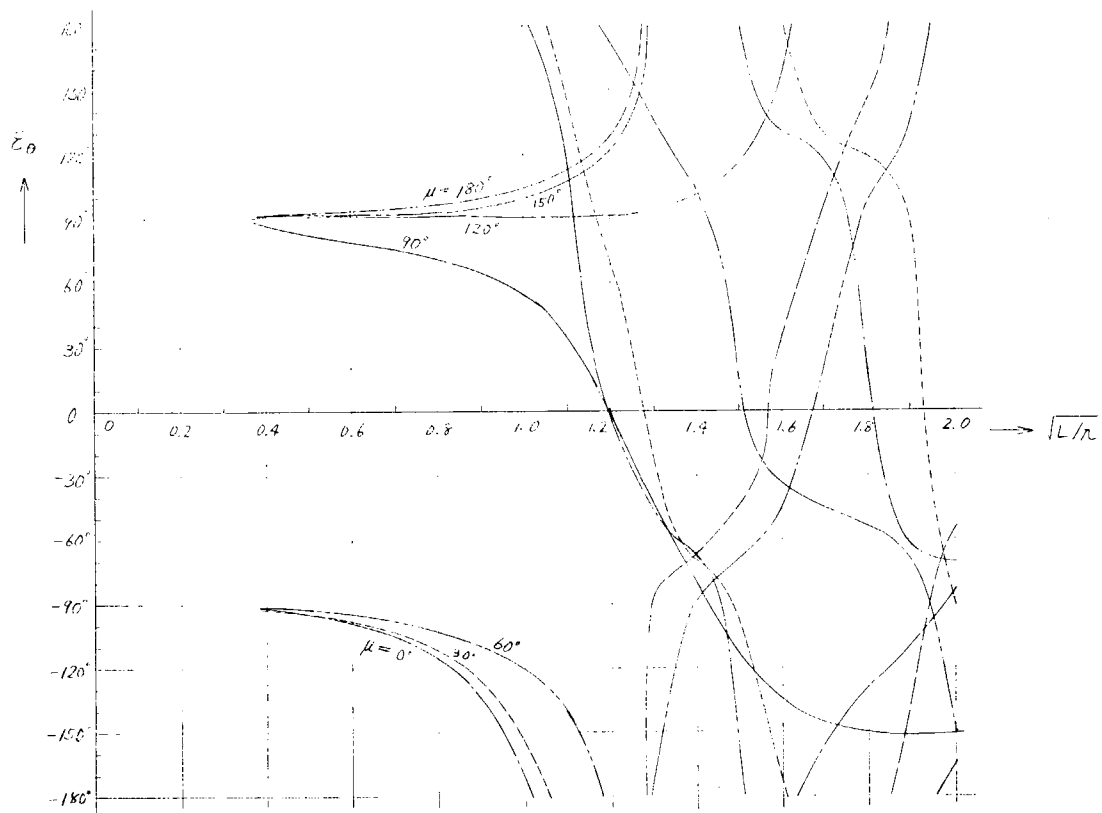


図 3.4.17 縦揺れの位相角

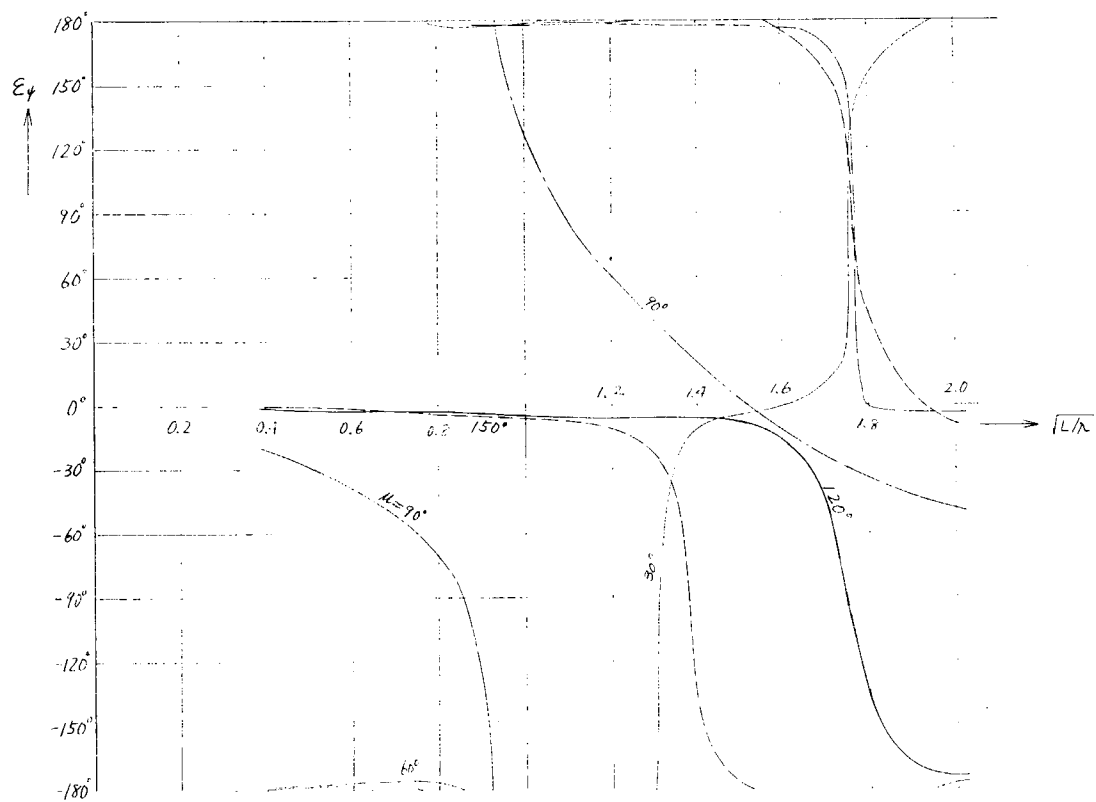


図 3.4.18 船首揺れの位相角

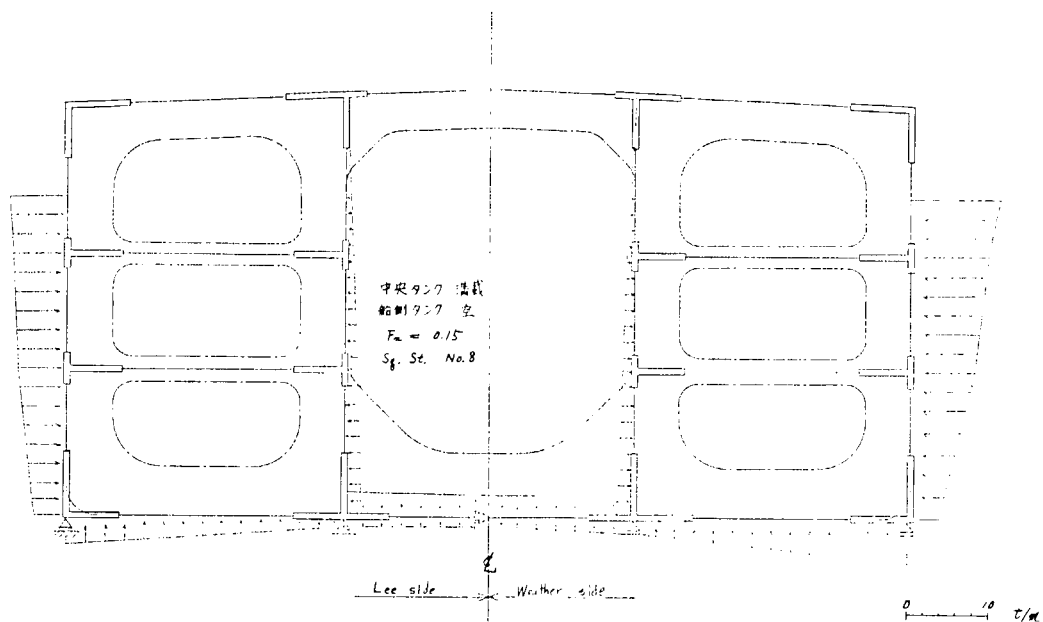


図 3.4.19 波浪変動荷重の例 ($\zeta_A = 1\text{ m}$, $\sqrt{L/\lambda} = 1.0$, $\mu = 30^\circ$, $\omega_E t = 0$)

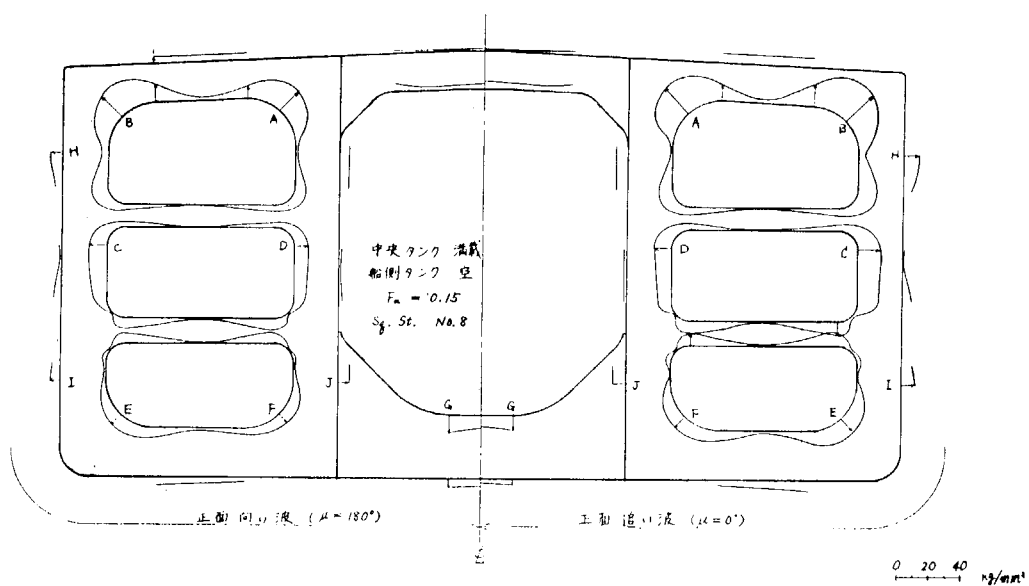


図 3.4.10 累積確率 10^{-8} に対応する横行リングの波浪応力

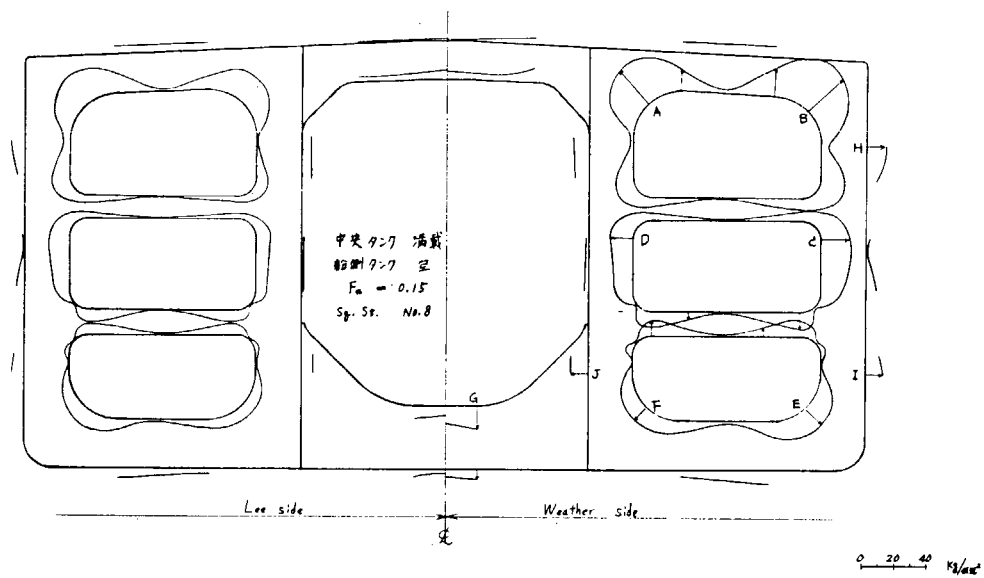


図 3. 4. 2 1 累積確率 10^{-8} に対応する横桁リングの波浪応力 ($\mu = 30^\circ$)

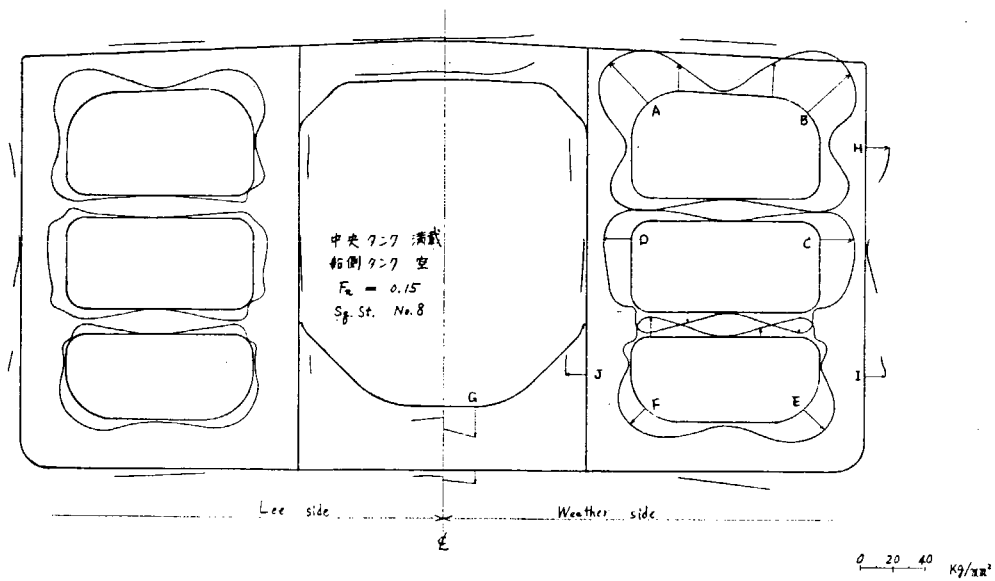


図 3. 4. 2 2 累積確率 10^{-8} に対応する横桁リングの波浪応力 ($\mu = 60^\circ$)

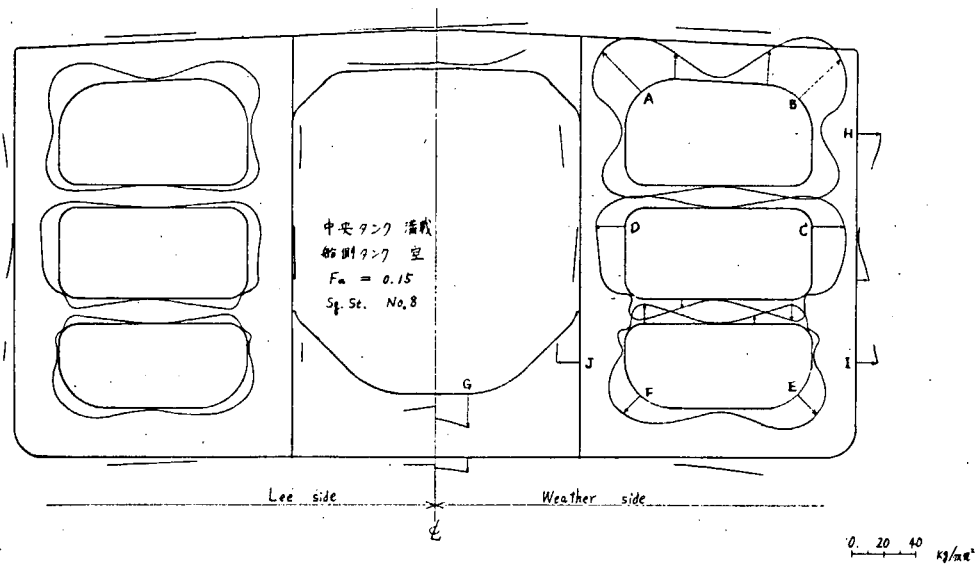


図 3. 4. 2 3 累積確率 10^{-8} に対応する横桁リングの波浪応力 ($\mu = 90^\circ$)

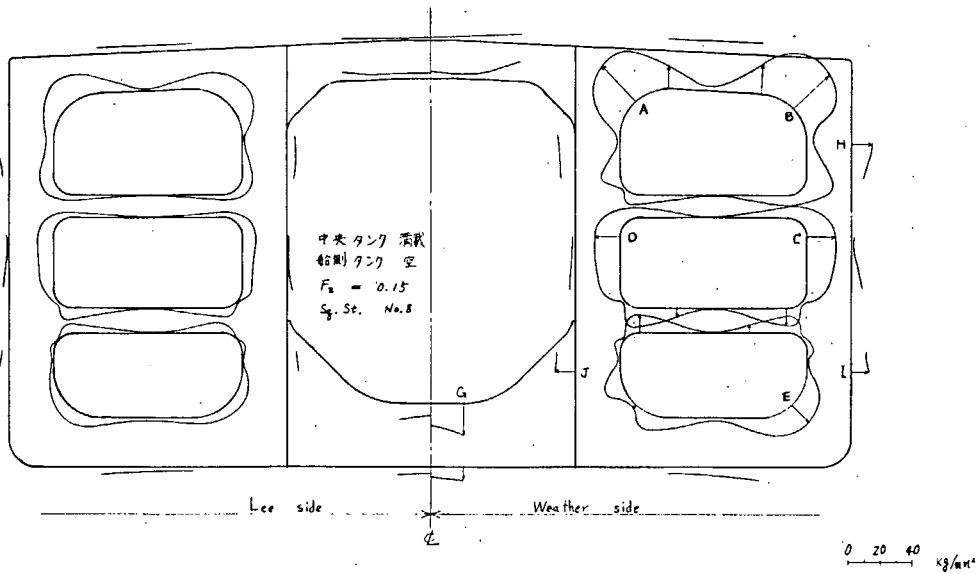


図 3. 4. 2 4 累積確率 10^{-8} に対応する横桁リングの波浪応力 ($\mu = 120^\circ$)

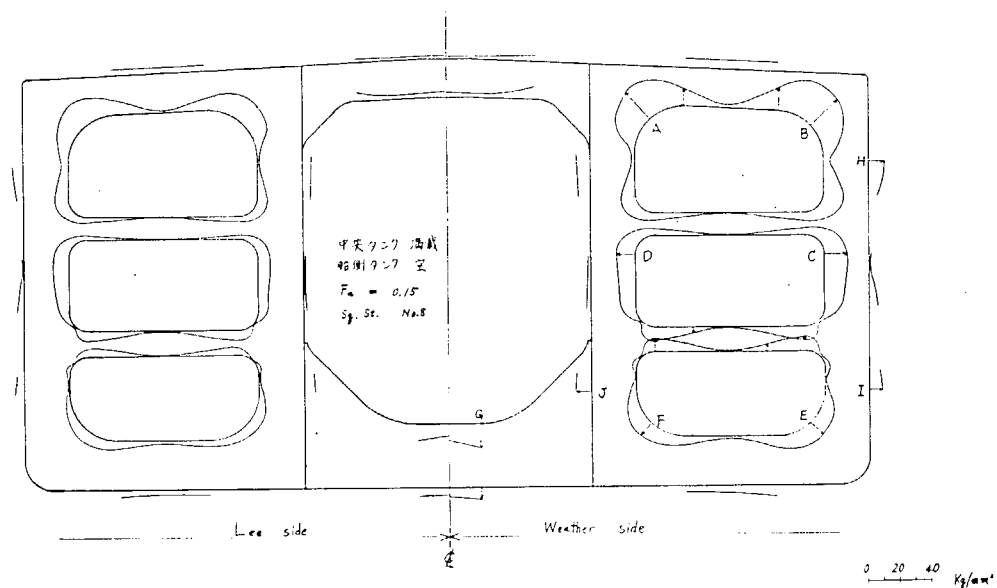


図 3.4.2.5 累積確率 10^{-8} に対応する横桁リングの波浪応力 ($\mu = 150^\circ$)

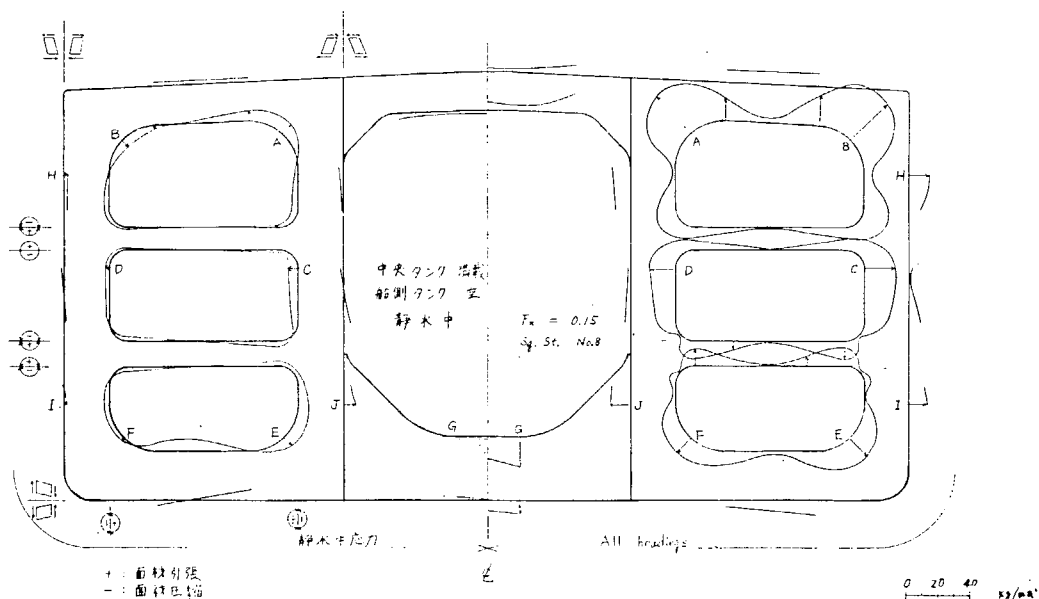


図 3.4.2.6 静水中応力と累積確率 10^{-8} に対応する波浪応力 (All headings)