

本研究は、モーターポート競走公益資金
による(財)日本船舶振興会の補助金を受
けて実施したものである。

研究資料No.404

第215研究部会

二重船殻中型タンカーの荷重・応力に関する研究

成 果 報 告 書

平成6年3月

社団法人
日本造船研究協会

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会補助事業として、日本造船研究協会第215研究部会において平成3年度から平成5年度に実施した「二重船殻中型タンカーの荷重・応力に関する研究」の成果をとりまとめたものである。

第215研究部会委員名簿

(敬称略、順不同)

部会長 間野正己(近畿大学) (H.3~5)

代表幹事 西村弘道(常石造船) (H.3~5)

委員 内藤林(大阪大学) (H.3~5)

道本順一(海上保安大学校) (H.3~5)

新開明二(九州大学) (H.3~5)

竹本博安(船舶技術研究所) (H.3~5)

許平(日本海事協会) (H.5) 高野裕文(日本海事協会) (H.3~5)

杉山和雄(名村造船所) (H.3~5)

井上修(常石造船) (H.3~5)

藤井正実(名村造船所) (H.3~5)

野中真治(大島造船所) (H.3~5)

中谷浩一(尾道造船) (H.5) 内田徹(尾道造船) (H.3~4)

村山肇(カナサシ) (H.4~5) 米沢護(カナサシ) (H.3~4)

小宮守(サノヤス・ヒシノ明昌)
(H.4~5) 角木国雄(サノヤス・ヒシノ明昌)
(H.3)

清水徹(新来島どく) (H.3~5)

オブザーバー 齊藤昌勝(運輸省海上技術安全局)
(H.5) 田中信行(運輸省海上技術安全局)
(H.3~4)

()内数字は年度を示す

第1分科会委員名簿

(敬称略、順不同)

主査 井上修(常石造船) (H.5) 西村弘道(常石造船) (H.3~4)

委員 間野正己(近畿大学) (H.4~5)

道本順一(海上保安大学校) (H.3~5)

許平(日本海事協会) (H.5)

高野裕文(日本海事協会) (H.3~5)

西村弘道(常石造船) (H.5)

井上修(常石造船) (H.3~4)

内田徹(尾道造船) (H.3~4)

中谷浩一(尾道造船) (H.5)

米沢護(カナサシ) (H.3~4)

村山肇(カナサシ) (H.4~5)

清水徹(新来島どく) (H.3~5)

()内数字は年度を示す

討議参加者

大野 純一郎（日本海事協会）

河野 健二（常石造船）

黒瀬 慎治（常石造船）

仁井 光広（尾道造船）

福岡 伸治（カナサシ）

松本 計介（新来島どっく）

藤田 考太（常石造船）

中谷 浩一（尾道造船）

藤田 弘明（尾道造船）

山本 修三（新来島どっく）

第2分科会委員名簿

（敬称略、順不同）

主査 杉山 和雄（名村造船所）（H. 3～5）

委員 間野 正己（近畿大学）（H. 4～5）

内藤 林（大阪大学）（H. 3～5）

新聞 明二（九州大学）（H. 3～5）

竹本 博安（船舶技術研究所）（H. 3～5）

藤井 正実（名村造船所）（H. 3～5）

野中 真治（大島造船所）（H. 3～5）

小宮 守（サノヤス・ヒシノ明昌）

角木 国雄（サノヤス・ヒシノ明昌）

（H. 4～5）

（H. 3）

（ ）内数字は年度を示す

討議参加者

岡 修二（船舶技術研究所）

大沢 直樹（船舶技術研究所*）

渡辺 純男（名村造船所）

石川 一郎（大島造船所）

森 茂博（大島造船所）

安部 和教（サノヤス・ヒシノ明昌）

渡瀬 基継（大島造船所）

* : 研究当時（H. 3～4）

目 次

1 緒 論	1
2 研究の概要	2
3 供試船及び供試タンクの選定	4
4 スロッシングに関する国内文献調査	11
5 大型モデルによる解析	14
5.1 構造解析モデルと荷重条件	14
5.2 二重船殻構造タンカーの変形	15
5.3 二重船殻構造タンカーと従来構造タンカーの変形の比較	19
5.4 二重船殻構造タンカーの応力	19
5.5 簡易梁モデルによる二重船殻構造タンカーの解析	23
6 ズーミングモデルによる解析	26
6.1 ズーミング解析モデルと荷重条件	26
6.2 変形に起因した付加応力の発生機構	27
6.3 応力低減を考えた二次部材の構造	29
6.4 波浪による応力の変動幅	31
7 スロッシング模型実験	32
7.1 実験装置	32
7.2 実験模型	37
7.3 計測結果	37
8 スロッシング圧力の計算	48
8.1 基礎方程式	48
8.2 計算結果	50
8.3 スロッシング圧力の実験値と計算値の比較	54
8.4 スロッシング圧力の評価	54
9 結 論	57

1 緒 論

船舶は世の中の社会的・経済的産物であり、その時代の社会的・経済的環境により大きく変化する。1960年代の経済性追及による大型化・高速化・専門化、1973年のオイルショック後の省エネルギー化がそうであり、それまでタンカーの事故の度に言われていた海洋環境保護の気運が、1989年3月にアラスカ沖で発生したV L C C 「エクソン・ヴァルディス号」の座礁事故を契機に一挙に高まり、「環境に優しい船」が求められるようになってきた。そして同年7月に開催されたアルシェサミットでは、海洋環境保護に取組む事が経済宣言に採り入れられた。

また、IMOにおいても、1989年10月の第16回総会において、海洋環境保護対策を検討する事を内容とした総会決議A 675(16) が採択された。同決議においては、タンカーの設計の改善等が要請されており、これを受け日本では(社)日本造船研究協会R R 761において、また欧米各国・各種団体においても検討が進められてきた。

この結果米国からは、既に国内法で強制化の決まっている二重船殻構造の義務化が提案され、1990年11月に開催された第30回海洋環境保護委員会(M E P C)において審議された。

日本からは、R R 761での研究結果を踏まえ、中間甲板付二重船殻構造タンカーの有効性が強調され、また各国からも二重船殻構造の代替案も示され、最終的には二重船殻構造又は中間甲板付二重船殻構造タンカーの義務化を盛込んだM A R P O L条約付属書I新規則13Fが1992年3月の第32回M E P Cにおいて採択された。

今後の動向としては、二重船殻構造と、同等あるいはそれ以上の代替策についての研究や、二重船殻構造タンカーの保守管理面からの防食措置等の研究が行われると考えられるが、中間甲板付二重船殻構造タンカーや、二重船殻構造タンカーは、国際的には今後主流となるものと予想される。

二重船殻構造の中型タンカー（載貨重量10万トン前後）では、従来の構造の中型タンカーの様に荷油タンクを仕切る縦通隔壁がないSIDE TO SIDEの荷油タンク配置が経済的であると考えられる。したがって船の断面は船側と船底が二重船殻構造で中央部は幅の広い一つのタンクとなる。船側と船底の二重船殻構造の深さは規則を満足させる必要があるが、配置上からはできるだけ浅い事を要求される。その結果船体が柔構造となり、特に二重底部、二重船側部及び中央タンク横隔壁の剛性が低下し、横桁や二重底の肋板、横隔壁の水平桁等の一次部材の変形が大きくなり、それ等の変形に起因する縦通筋骨、隔壁防撲材等の二次部材の付加応力が大きくなると予想される。

また、中央の荷油タンクは幅広で、内面が平滑なのでスロッシング荷重が大きくなると思われる。

本研究では、二重船殻構造の中型タンカー（載貨重量10万トン前後）について、船側と船底の二重船殻構造の深さが変化した場合の、一次部材の変形と応力及び一次部材の変形に起因する二次部材の付加応力に関して検討を行い、二重船殻構造の深さ決定の指針を得ると共に、一次部材の変形に起因する二次部材の付加応力の発生機構を明らかにし、付加応力低減の為の対策を得た。スロッシング荷重に関しては模型実験結果と理論計算結果を対比させ、定性的によい一致を得た。この理論計算によりスロッシング圧力は、かなりの精度で推定する事ができる。

2 研究の概要

本研究は、構造強度すなわち応答の研究と、スロッシング圧力すなわち外力の研究の二つに大きく分けられる。

二重船殻構造の中型タンカー（載貨重量10万トン前後）の実際的な構造配置の中から柔構造という観点から変形量の大きいと思われる船型、そしてスロッシング圧力の研究との兼合いよりセンター・ラインに制水隔壁の無い船型として、センターガーダーとサイドガーダーで支えられた二重底とセンター及びサイドのヴァーチカルウエブで支えられた横隔壁を持つ構造配置について検討を行った。

原型となる二重船殻構造の中型タンカーを設計し、それを基に二重底の深さと船側幅を変化させた供試船二隻を設計した。スロッシング圧力の研究に用いた模型タンクは構造強度の研究に用いられた構造配置を参考にして設計されたが、両者の間には直接の関係はない。スロッシング圧力の研究結果は、一般的なものとし、どのようなタンクに対してもスロッシング圧力が推定できる様に計画された。

また、二重船殻構造の中型タンカーは全く新しい構造様式の船であり、各部材の変形や応力を比較するために、同じ程度の大きさの単底構造（Single Hull）のタンカーに対しても解析を行った。

原型を含めて3隻の供試船及び同じ程度の大きさの単底構造のタンカーの船体構造を、三次元板モデルとして有限要素法（FEM）により解析した。この際に用いた外力は一般に設計時に用いる静水圧である。一次部材の変形に起因する二次部材の付加応力を求める為に、当該箇所をズーミング手法により解析した。

有限要素法による解析と共に、骨組みモデルによる考察を行い、一次部材の変形に起因する二次部材の付加応力の発生機構を明らかにした。横隔壁や二重船側構造の一次部材の変形と応力に対して、二重底の剛性が大きく影響する事が明らかになったので、二重底の剛性を増すために有効なサイドガーダーの配置が検討された。また一次部材の変形に起因する二次部材の付加応力を下げる為に二次部材の構造詳細の変更と応力についての調査も行った。

有限要素法による解析の際に用いた外力は一般に設計時に用いられる静水圧としたが、外圧と内圧の荷重差と位相差に関して、荷油タンクが満載状態又は空槽状態で規則波中を航行する時の外圧（波浪荷重）と慣性力のみを考慮した内圧との荷重差と位相差を調査した。また、荷油タンクが半載状態で航行する時を対象として、理論計算により流体運動を考慮して求めた内圧荷重と外圧（波浪荷重）との荷重差と位相差を求めた。

疲労強度に関しては、累積疲労被害度を求める為に必要な波浪による応力変動幅を求めた。

この研究で対象とした二重船殻構造の中型タンカーは、センター・ラインに制水隔壁が無くて、従来の単底構造の中型タンカーに比べてタンクの幅が広く、タンク内面の突起物も少ないので、タンクの前後方向のみならず幅方向にも大きなスロッシング圧力が発生するものと思われる。スロッシング圧力の研究においては先ず文献の調査を行った。またスロッシング研究の参考の為にスロッシングが原因と考えられる損傷の調査も行った。

1950年頃、超大型船建造の為に始められたスロッシング圧力の研究は、大きく5つの時代に分けられ、現在は1980年頃から始まった、数値流体解析による直接解析法の時代である。コンピュータの急速な発達と、数値流体力学の進歩により、スロッシング現象を直接解析で解明することができるようになった。本研究では数値流体解析による直接解析法によりスロッシング現象とスロッシング圧力を求める方法を確立し、それを模型実験により検証する事とし、直接解析法としてはMarker-and-Cell法を基礎とした差分法を選定し、SOLA-SURFと呼ばれる自由表面解析コードを適用した。

模型実験は専用の装置を製作して行った。高さ5メートル、幅3.6メートル、奥行き2.12メートルの二次元動搖装置では、自由度3の横（回転）揺れ、左右（水平）揺れ及び上下揺れが可能であり、後に左右軸回りの回転も加えられ三次元の流体運動が可能となった。本装置では各アクチュエータがコンピュータで制御され、夫々の運動を任意の

位相で組合わせる事ができ、また規則運動のみならず不規則運動も実現可能である。この装置により約 700 ケースの実験条件を設定し模型実験を行った。

解析には収集した膨大なデータを能率よく処理するために開発した新しい解析システムを用いた。高い周波数成分の衝撃圧のピーク値を A/D 変換により捉える為には、最大周波数成分の数倍以上のサンプリング周波数が必要で、そのためには高性能の機器と膨大なデータ処理時間が要求されるが、ピーク／ボトムホールド装置を開発してこれに対処した。

圧力の計測は受圧面の直径 6 mm の歪ゲージタイプの圧力センサを用いると共に、受圧面積の大きさが計測圧力値に及ぼす影響を調査するために、受圧面積の異なる 3 種類のパネルセンサーを製作して計測を行った。

模型タンクは、内面に構造物のないものと、横揺れに対してはデッキ及びボトムにセンターガーダーを設けたもの、タンクサイド上下に斜板を設けたもの、及び縦揺れに対して横隔壁のホリゾンタルガーダーを設けたものを製作した。

数値流体解析による直接解析法においては、模型実験に対応できる解析法を開発した。すなわち、内面に構造物のないもの、デッキ及びボトムにセンターガーダーを設けたもの、タンクサイド上下に斜板を設けたもの及び横隔壁にホリゾンタルガーダーを設けたものに対して解析できるようにした。また、この解析法により解析結果、各時刻における液面の状態とタンク内各点の圧力が得られる。この様にして得られた結果は、模型実験結果と定性的によい一致を示した。

なお、研究結果は次の様に発表が予定されている。

- 1) "The Structural Design of a Double Hull Aframax Tanker" Royal Institution of Naval Architects, 1994 Spring Meeting
- 2) "二重船殻中型タンカーの強度に関する研究" (その一 主要部材の変形及び応力) 日本造船学会 平成 6 年春期講演会
- 3) "二重船殻中型タンカーの強度に関する研究" (その二 二次部材の応力) 日本造船学会 平成 6 年春期講演会

3 供試船及び供試タンクの選定

供試船の選定にあたっては、1991年当時計画、建造されていた載荷重量10万トン前後の二重船殻構造の中型タンカーの構造様式についてアンケート調査を行った。それ等の主要目と概略中央横断面形状を表3.1及び図3.1に示す。

表3.1 二重船殻構造タンカー調査船の主要目

船名	L p p (m)	B (m)	D (m)	d (m)	D/W (mt)
A 船	234.00	41.20	21.60	14.40	97,300
B 船	222.00	42.00	20.30	14.20	95,000
C 船	230.00	42.00	21.00	14.55	95,000
D 船	233.30	42.00	21.50	15.00	106,000
E 船	232.00	42.00	20.40	13.90	96,000

これ等の中から、下記理由により「D」船を供試船に選定した。

- (1) 柔構造という観点から変形量の大きいと思われる船型。
- (2) スロッシングの研究との兼合いよりセンターインに制水隔壁の無い船型。
- (3) 二重底高さについて、国際ルール（IMO等）の動向（B/15又は3mの小さい方）に対して将来共役にたつ船型。

選定理由(3)については、供試船選定時には二重底高さは（B/15又は3mの小さい方）にIMOで決定されるとの予想が有力であった。しかしその後（B/15又は2mの小さい方）に決まった。動向が変わった時点で委員会、分科会で審議されたが、上記(1)及び(2)の選定理由も重要であり研究作業がかなり進行していたので、基本船型を変更せずそのままとした。

二重船側幅及び二重底深さが各部材強度に及ぼす影響を調査するために、「D」船（以後TYPE-1と呼ぶ）を基に、その二重船側幅2,000mmを3,000mmに(TYPE-3)、また二重底深さ2,850mmを2,000mmに(TYPE-2)（IMOがB/15又は2mの小さい方と決定したため）に変化させた船型を決定した。これ等の変型は二重船側幅及び二重底深さのみを変化させ、上下のホッパー部はその傾斜角を一定とした。したがって夫々の船のタンク容積は等しくない。

二重船殻構造の中型タンカーの各部材の変形や応力を比較するために、同じ程度の大きさの従来構造(Single Hull)のタンカーを調査して供試船を、表3.2の「e」船に決定した。表3.2は従来構造のタンカーの供試船選定基準を示す。また図3.2には、供試船TYPE-1、TYPE-2、TYPE-3及び従来構造のタンカーの供試船の概略中央横断面形状を示した。

表3.2 従来構造タンカーの供試船選定基準

選定基準	a船	b船	c船	d船	e船	f船	g船	h船	i船	j船	k船	l船
L (B + D) の類似度	○	○	○	△	○	○	○	○	○	○	○	△
B、D及びB/Dの類似度	○	△	△	△	○	△	○	△	△	○	△	△
H T 使用船	○	△	△	△	○	△	△	○	○	△	△	△
センター・ライン制水隔壁 無し	○	○	○	○	○	○	△	○	○	○	○	○
N K 船級	○	○	○	○	○	○	○	○	△	○	○	○
就航実績年数	3	15	15	12	11	12	11	11	9	11	11	15

○ …… 選定基準に合致しているもの

△ …… 選定基準に合致していないもの

スロッシング圧力の研究に用いる供試タンクの選定にあたっては、二重船殻構造の中型タンカーの荷油タンク形状及び内部構造様式をアンケート調査し、また過去の文献も参考にした。調査した船のタンク形状と構造様式を図3.3に示す。この調査結果により、

1) 二重船殻構造の中型タンカーの特徴であるタンク幅が広い事と底部が平滑であること

2) 構造の形状変化による圧力の変化が計測し易いこと

を考慮して図3.4に示す供試タンクが決定された。なおこれらは二次元モデルであるが、後に三次元動揺試験が可能になったので、三次元モデルが追加された。

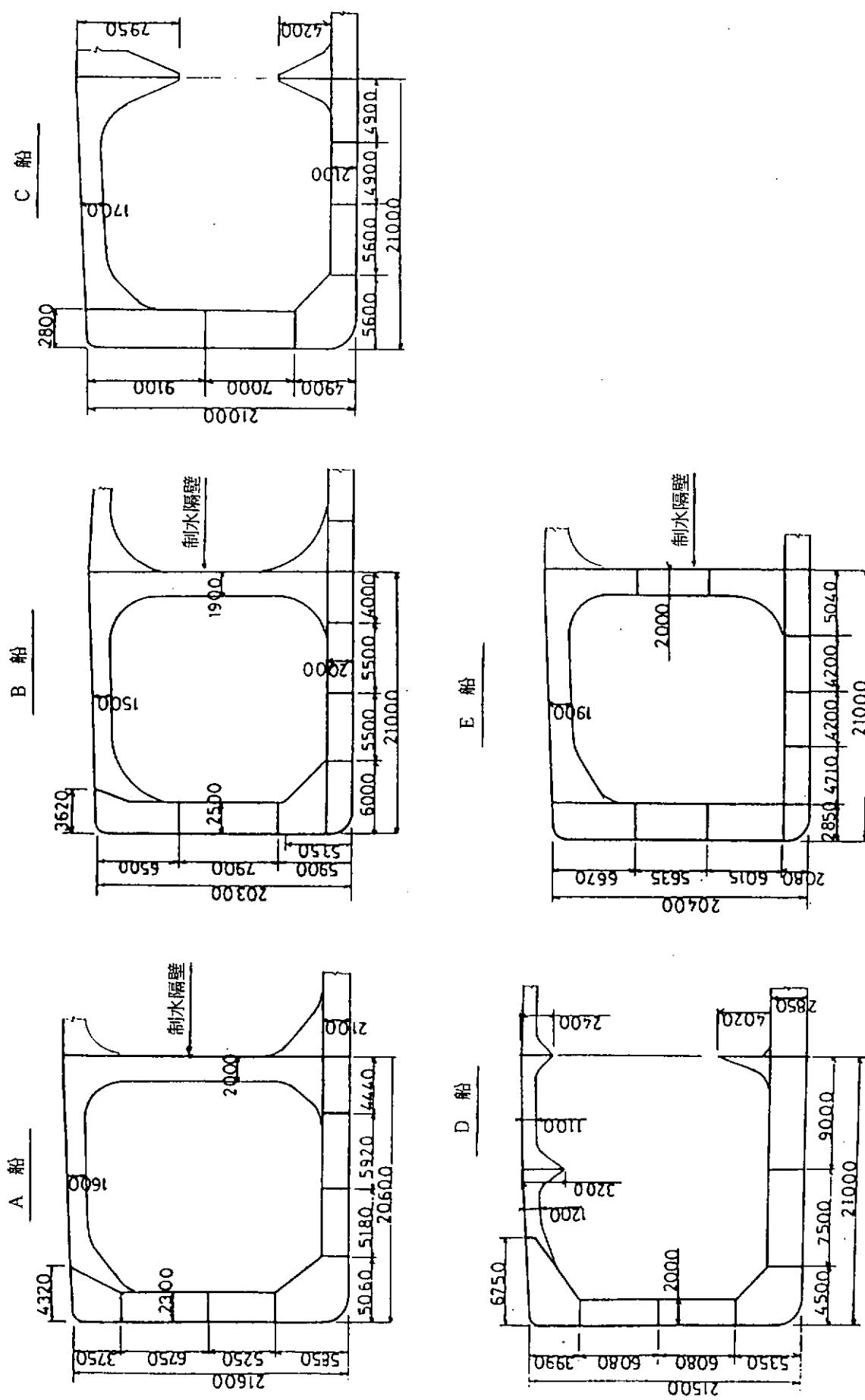
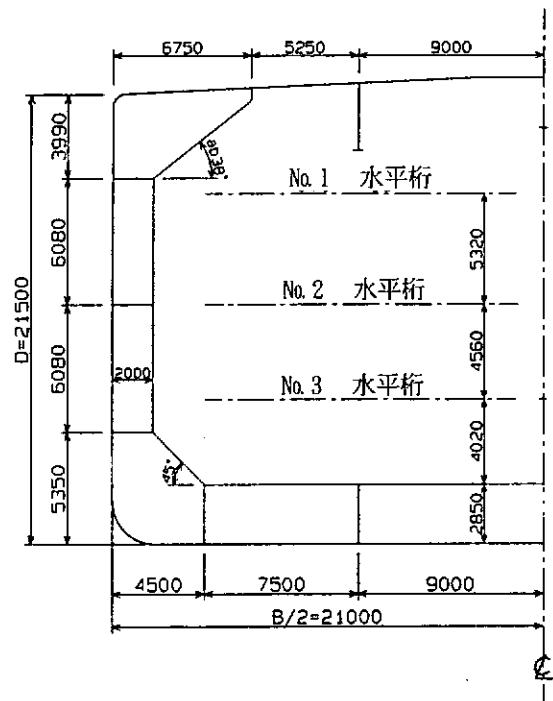


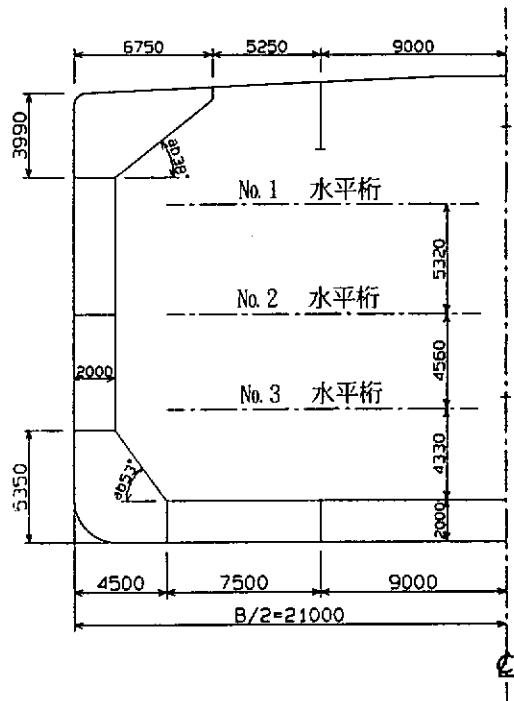
図3.1 調査した二重船殻構造中型タンカーの概略中央横断面形状

	L pp (m)	B (m)	D (m)	d (m)	HOLD長さ (m)	TRANS. WEB間隔 (m)
TYPE - 1 ~ 3	233.30	42.00	21.50	15.00	24,150	4,025
従来構造タンカー	230.00	42.00	19.80	12.70	36,700	4,600

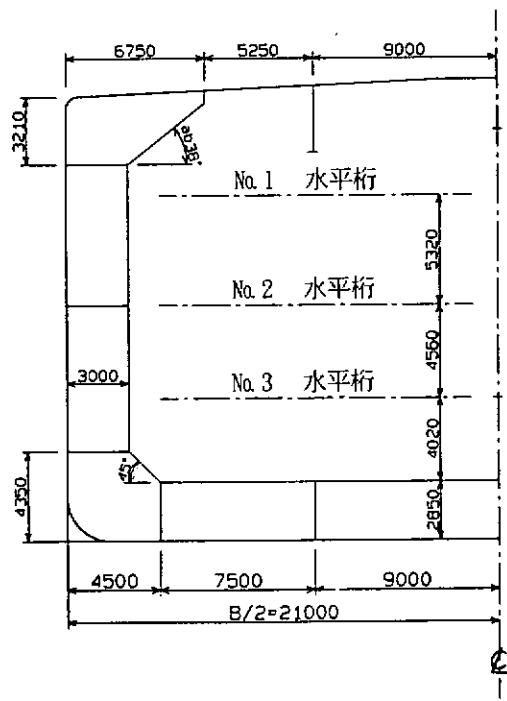
TYPE-1



TYPE-2



TYPE-3



従来構造タンカー

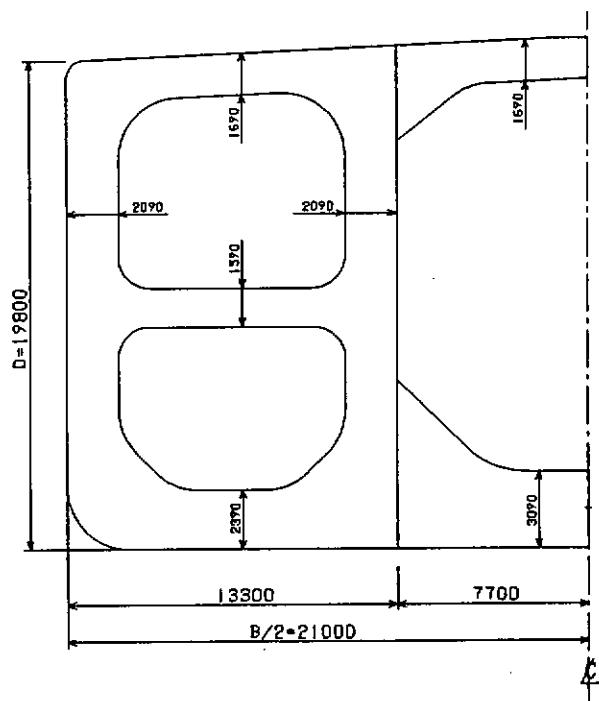


図3.2 二重船殻構造中型タンカーの変型及び従来構造タンカーの概略中央横断面形状

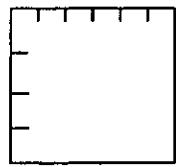
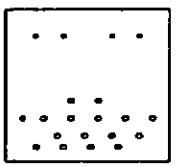
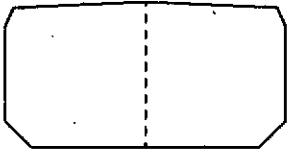
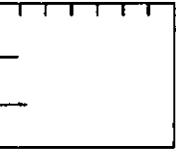
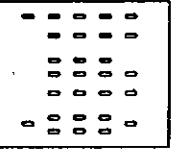
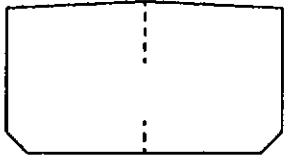
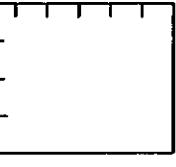
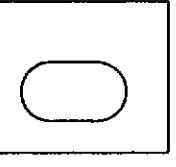
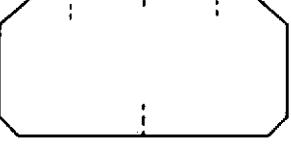
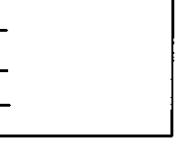
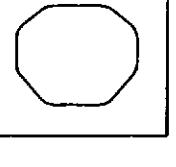
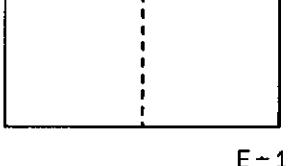
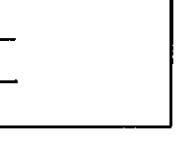
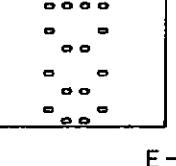
	横断面	側断面	中断面
A船			
B船			
C船			
D船			
E船			

図3.3 調査船のタンク形状及び構造様式

モ デ ル		備 考	
記号	船体横断面	船体側断面	
P 1			対 縦 断 面 内 基準
P 2			断 面 内 運動 ・水平析の効果は数値解析で難度高く、実験データ必要 ・底部平滑による 低水位スロッシング
P 3			運 動 "
R 1			基準
R 3			対 横 断 面 内 運動 ・コーナー形状の効果 ・数値解析に対する実験による 確認
R 4			開孔率 = 70% 対 横 断 面 内 運動 ・センターガーダー開孔率に対する影響変化 ・数値解析に対する実験による 確認
R 5			開孔率 = 40% 対 横 断 面 内 運動 "

図3.4 荷油タンク内構造モデル図（二次元動搖試験用）

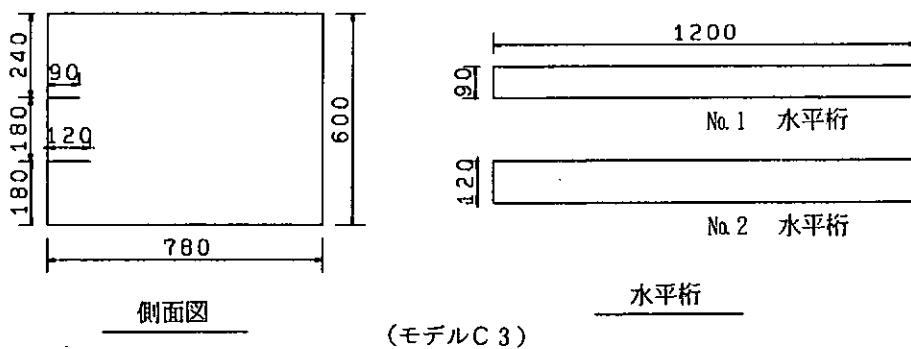
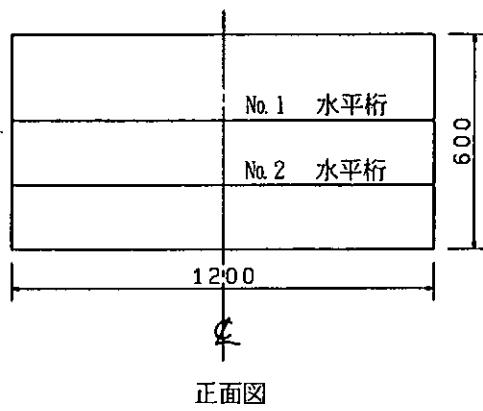
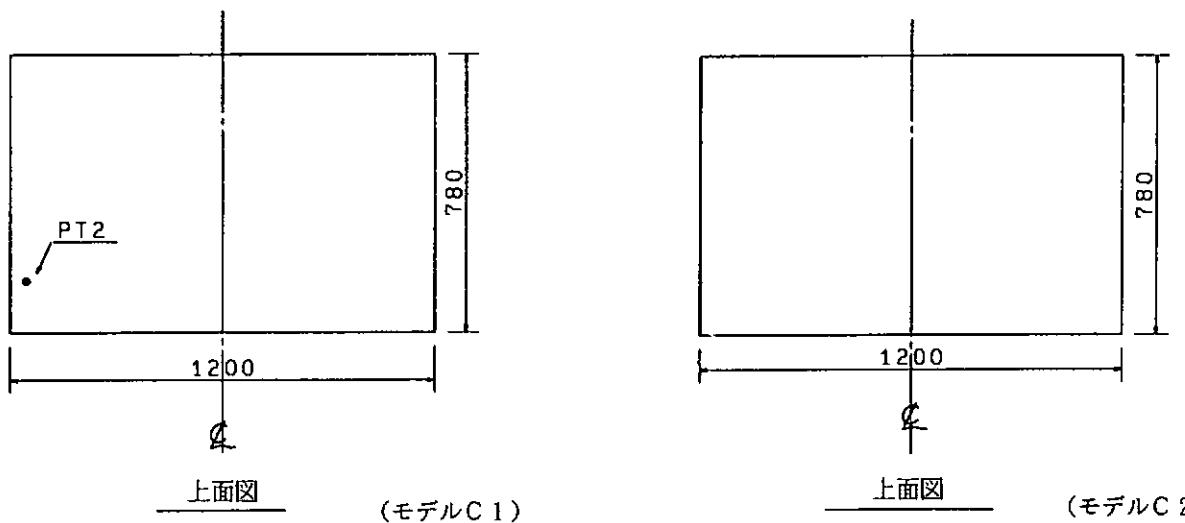
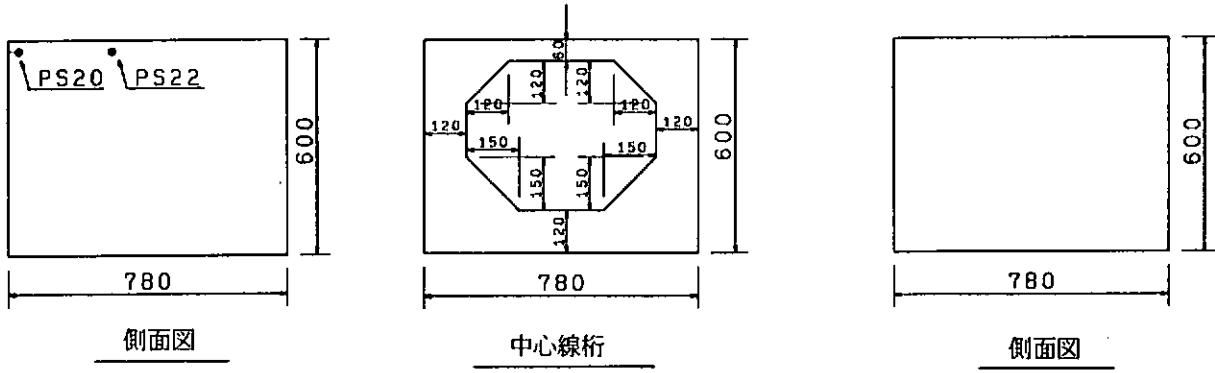


図3.5 三次元モデル図

4 スロッシングに関する国内文献調査

過去の研究の成果を明らかにし、本研究の指針を得る為に、各文献をレビューし、スロッシング研究における各種パラメーターが一望できるマトリックスを作成した。表4.1にその一部を示す。

調査したのは、国内の造船関係の学会発表論文及び(社)日本造船研究協会の研究報告書で海外及び、船級協会の論文は含んでいない。

研究の歴史は、下記の様に大別される。

- 第Ⅰ期 S R 38を中心とした研究（昭和30年代）〔タンカー〕
「超大型船の構造法に関する研究」の一部として
- 第Ⅱ期 S R 74 “長大油槽における荷油の運動”を中心とした研究（昭和40年代前半）〔タンカー〕
— 特に制水隔壁の効果に着目 —
- 第Ⅲ期 各社個別の実験研究による設計手法立案の時代（昭和40年代後半～昭和50年代前半）〔タンカー〕
- 第Ⅳ期 L N G 船のスロッシング研究（昭和50年代中・後期）
- 第Ⅴ期 数値流体解析による直接解析法研究（昭和50年代後半～現在）

各時代ともテーマ及び研究体制にそれぞれの時代の要請（船型）、造船界の風土、周辺技術（特にコンピュータの高性能化）が反映されている。

第Ⅰ～Ⅱ期は、巨大タンカー幕明けの時代であり、ルールも確立されておらず各社が共同して、タンカーの大型化（タンクの長大化）に取組んだ時代である。

第Ⅲ～Ⅳ期は、各社個別の研究を積み重ねた時代で、ストリップ法による、船体運動の直接解析技術の確立と、強度評価の絶対論から統計確率論への発展が背景となっている。

第Ⅴ期では、コンピュータの急速な発展と、数値流体力学の進歩により、これまでのモデル実験の代りに、スロッシング現象を直接解析で処理しようという時代の幕明けである。

これらのうち、本研究に関する第Ⅴ期について、説明する。

昭和57年頃より数値流体力学の発展により、これまでの模型実験にとって変わるものとして、スロッシングの数値解析が登場した。

新開ら〔1〕〔2〕は、摂動展開法を用いた境界要素法による三次元スロッシングの定式化を行い、横揺れに関する球形タンクの数値解析を実施し、更に、縦揺れへ拡張した数値解析を実施している。続いて高次要素を用いた非線型解析に取組み〔9〕、二次元運動について壁面を波面が、かけ登る現象について安定した解を得ている。これを三次元に拡張し〔13〕、三次元直方体モデルタンクの実験結果との整合性を確認している。

上記は、内構材が無い場合であるが、底部に阻止板のある二次元モデルに対し、〔10〕〔12〕差分法（Marker-And-Cell 法）による解析を実施し、モデルテストとの対比・検討を実施している。

荒井〔5〕は、MAC 法（Marker-And-Cell 法）により二次元の矩形タンク（内構材なし）で頂隅部が直角と斜板の2種類について数値解析と実験を行い、比較・検討している。その結果直角型では、完全流体と仮定した場合、摩擦などの減衰が無く、時間と共に増大し続けるという結果が得られたが、斜板があると斜板の抑制により定常となり、実験と良く合う事を明らかにしている。

続いて荒井〔7〕は、内構材（BOT. GIR, DECK GIR, H. GIR）を持つタンクについて研究を進め、各種内構材の影響について、これまでの多数の実験にて定性的に把握されていた事と、同じ結果を数値解析にて確認し、数値解析手

法が、シミュレーションに極めて有効である事を示した。特に、内構材がある場合の応答緩和に対しては、粘性減衰、造渦減衰よりむしろ自由表面運動モードの変化の影響が大きい事を示唆している事は、興味深い。ただし、いずれの論文にも頂板との衝突については述べられていない。また、衝撃圧力についても明確にしていない様である。

L R S の Mikelis [6] は、船級の立場から起振力（運動）、流体现象、構造応答の総合的見地からの実験研究を行っている。数値解析は、M A C 法による二次元解析である。

タンクの起振方法として、“Sloshing Excitation Spectrum” という概念を提案し、一回の計算で全周期の包括的圧力が得られる工夫をしている。また、船体運動 (Rolling)との連成解析も行い、スロッシングの船体運動への影響について実測との比較を行い、良い一致を示している。

このプログラムは、LR. FLUIDSとして図面承認作業に活用されつつある模様である。

江口ら（三井）[11] は、ほぼ Mikelis と同手法の数値解析プログラムを開発し、特に直角タンクの頂部コーナーの衝撃圧に着目した数値解析を実施し、実験と衝撃圧の型、圧力値、共に良い一致を示す事を明らかにしている。

また、8万トンプロダクトタンカーの、実船構造について、(2-G I R配置) 実船設計へ応用例を示しているが、コーナー部の衝撃圧は高々静水圧の2倍程度、また、コーナー部をバルクキャリアー型にすると半減、すなわち静水圧レベルになる事を明らかにしている。

(注) [番号] は表4.1における文献No.を示す。

表4.1 スロッシングに関する国内文献及び内容マトリックス(第V期)

No	発行年	出典	著者 (所属)	論文表題	船体運動			タンクモデル			液位	実測	理論解法	推定式	統計処理	圧力推定提案式の性質					
					運動	運動	コナー形状	内構材	次元	規則	縦横合	直斜円	SBDH	三次元	LoH	MiP	L	FMRB	理論+論理実験+式式実	側甲隔壁水平横壁板壁壁材	
1	557.5	西部64号	新開他 (九大)	三次元スロッシング問題の数値解析 (続)	○	-	-○-	球形	-	-○	規則	縦横合	直斜円	SBDH	三次元	LoH	MiP	L	FMRB	理論+論理実験+式式実	側甲隔壁水平横壁板壁壁材
2	558.5	西部66号	新開他 (九大)	スロッシングによる損傷とその防止 対策(LNG船の就航記録から25)	○	-	-○-	球形	-	-○	規則	縦横合	直斜円	SBDH	三次元	LoH	MiP	L	FMRB	理論+論理実験+式式実	側甲隔壁水平横壁板壁壁材
3	558.6	船の科学	編集部	LNG船のスロッシングによる衝撃 圧力と流体力の推定	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	EA	EA	EA	
4	559.	鋼管技104号	田中他 (日本鋼管)	液体貨物スロッシング圧の実験と数 値解析	○	-	-○-	-	-	-○	-	-	-	-	-	-	-	MC CM	MC CM	MC CM	
5	559.5	船論155号	荒井(IHI)	液体貨物スロッシング圧の実験と数 値解析	○	-	-○-	-	-	-○	-	-	-	-	-	-	-	○	○	○	
6	560.11	船論158号	N. Mikelis (LR S)	Sloshing in Arbitrary Shaped Tanks	○	○	○○-	-	-	-○-	-	-	-	-	-	-	-	○	○○○○○	○○○○○	
7	561.11	IHI技25-6	荒井(IHI)	内構材をもつタンクのスロッシング 一 実験と数値解析—	○	-	○○-	-	-	-○-	-	-	-	-	-	-	-	○	○○○○○	○○○○○	
8	561.	機械学89-810	橋本(東北大)	液体スロッシング問題の現状と将来	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
9	563.5	船論163号	新開他 (九大)	高次要素を用いた境界要素法による 非線形スロッシング問題の解析	○	-	-○-	-	-	-○-	-	-	-	-	-	-	-	○	○○○○○	○○○○○	
10	H 1.5	西部78号	新開他 (九大)	阻止板付きタンク内の液体スロッシ ングの解析	○	-	-○-	-	-	-○-	-	-	-	-	-	-	-	○	○○○○○	○○○○○	
11	H 1.10	三井技138号	江口、仁保 (三井)	二次元スロッシング問題の数値シミ ュレーション	○	○	-○-	-	-	-○-	-	-	-	-	-	-	-	○	○○○○○	○○○○○	
12	H 1.11	西部79号	新開他 (九大)	阻止板付きタンク内の液体スロッシ ングの解析(続)	○	-	-○-	-	-	-○-	-	-	-	-	-	-	-	○	○○○○○	○○○○○	
13	H 1.11	船論166号	新開他 (九大)	高次要素を用いた三次元スロッシン グ問題の境界要素解析	○	-	-○-	-	-	-○-	-	-	-	-	-	-	-	○	○○○○○	○○○○○	

5 大型モデルによる解析

大型有限要素モデルによる解析の目的は、船殻構造の全体の変形と応力分布を知る事である。また、大型モデルによる変形は6章のズーミングモデルの境界条件として使用される。

5.1 構造解析モデルと荷重条件

有限要素法解析に使用した構造解析モデルは図5.1に示すように、船体中央部の2ホールド長さ相当の片舷モデルである。主要構成部材には曲げを考慮した四角形板要素を基本的に使用し、角部等には一部、三角形板要素を使っている。また、ガーダー及び横桁の面材、及び面材に隣接し、且つ平行な防撲材は棒要素にモデル化した。なお、横桁付きの小骨等はモデル化を省略した。

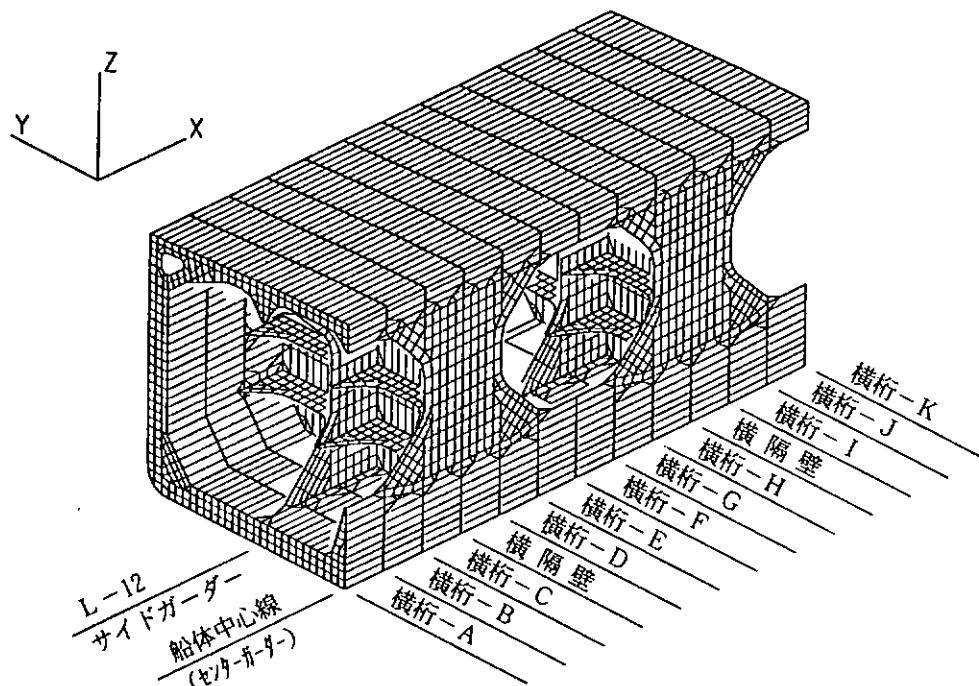


図5.1 大型有限要素モデル

境界条件については、構造様式の対称性を考慮して、船体中心面において左右対称条件を、また、解析モデルの前後端部で前後対称条件を用いた。支持条件としては、船側と横隔壁の交差部の上甲板で上下方向変位を制限した。

従来構造タンカーにおいても、二重船殻構造タンカーと同様の思想で解析モデルを作成し、境界条件も同様とした。

解析に用いた荷重条件は、通常考えられている次の五つの状態とした。

- (1) 水圧試験状態（千鳥張水）
- (2) 満載状態（波頂及び波底）
- (3) バラスト状態（波頂及び波底）

満載状態では中央の貨油タンク及びバラストタンクを空とし、ここでは内圧が作用せず、喫水は満載状態と等しくした状態であるので、この状態で波浪中を航行するとき強度上最も厳しい状態になると考えられる。なお、この満載状態は供試船の2港積みの状態である。

各荷重状態において、内圧及び外圧の大きさは日本海事協会規則により求めた。

5.2 二重船殻構造タンカーの変形

二重船殻構造は図5.2に示すように一体梁として働く時は、その深さが剛性に大きく影響するが、重ね梁として働く時は深さは剛性に影響を与えない。一体梁として作用させるためには二重船殻構造の夫々のパネルをガーダーやウェブで結合すればよい。供試船の場合はどうちらかというと重ね梁に近い構造であることが解析の結果明らかになった。

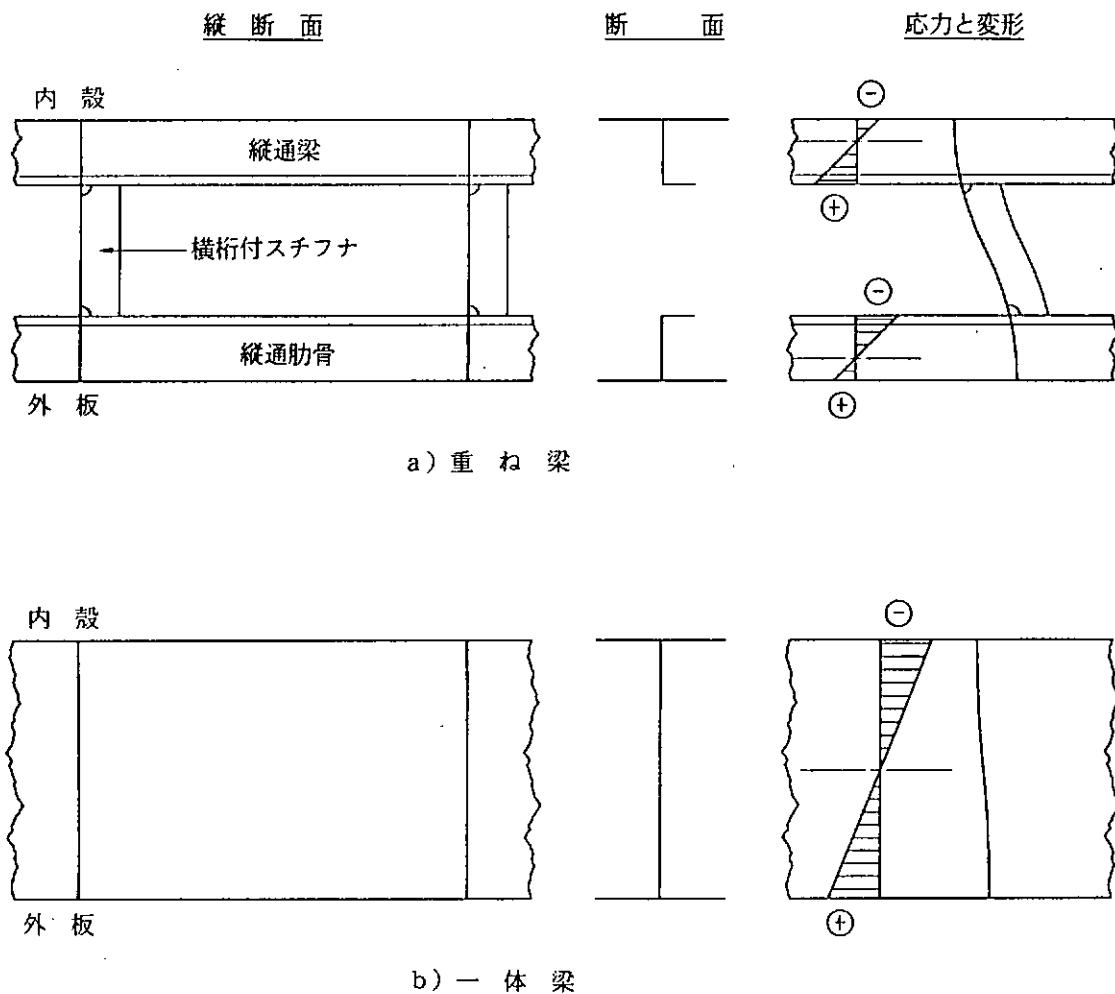


図5.2 重ね梁と一體梁

解析は水圧試験状態及び満載とバラスト状態の波浪の山谷について行っているが、ここでは、3つの船型間の変形量の違いを水圧試験状態の変形量を用いて調べる。船体横断面の変形モードの例として、TYPE-2船型のタンク中央に位置する横桁Fの変形を図5.3に示す。また、船体縦断面の変形モードの例として、同じくTYPE-2船型のL-12サイドガーダー位置の変形を図5.4に示す。図5.3より、船底部に関しては、センターガーダー及びサイドガーダーで支持されるので、それらの中間のL-5船底ロンジ付近で変形が最大になる。また、船側部に関しては、トップサイドタンクとホッパータンクとの間のスパン中央で変形が大きくなる。図5.4より、サイドガーダーが隔壁に対して前後対称でないために、縦断面の変形はタンク中央に対して完全に対称にはなっていない事が判る。

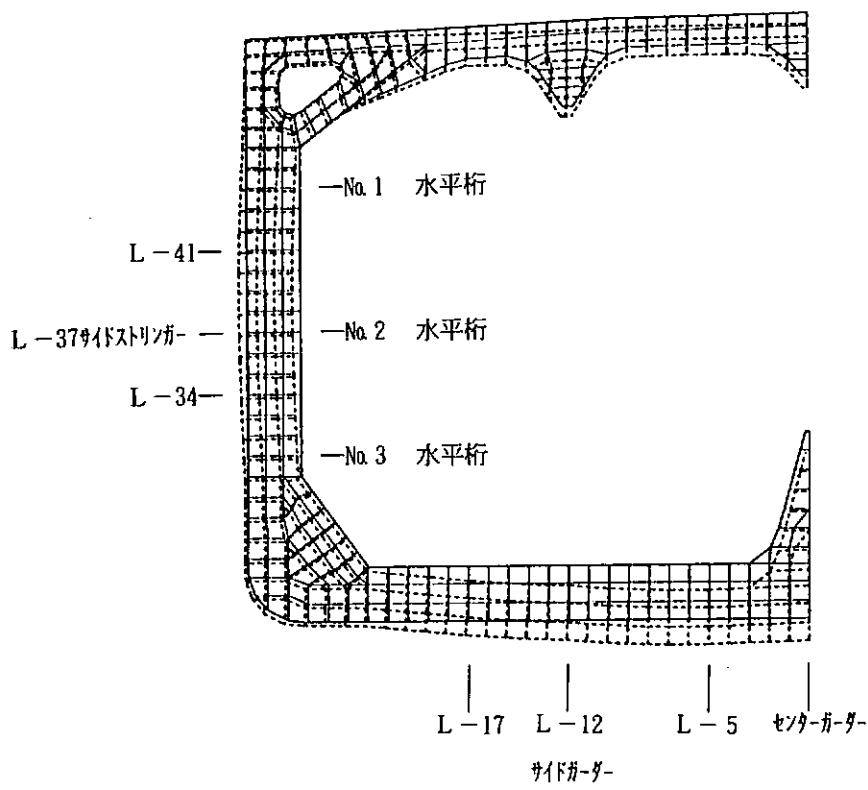


図5.3 トランスリングの変形の一例 (TYPE-2、タンクテスト状態)

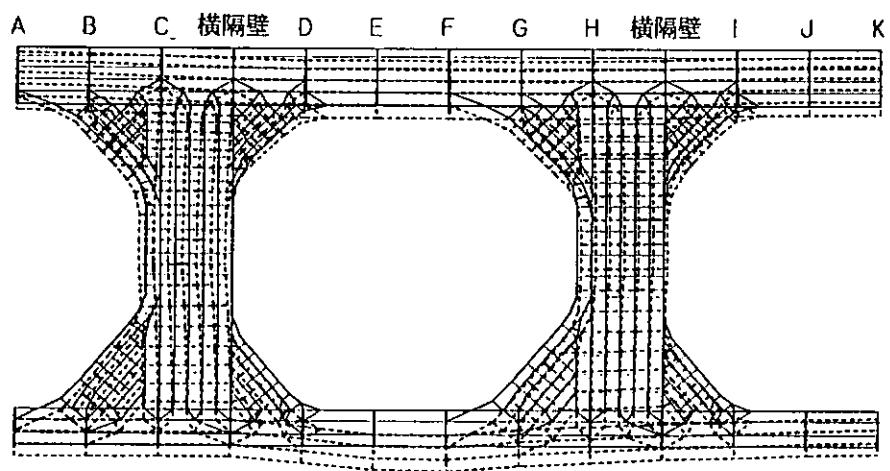


図5.4 L-12サイドガーダーの変形 (TYPE-2、タンクテスト状態)

主要箇所における隔壁と横桁Fの位置の相対変形量、及びNo.2水平桁位置における二重底に対する隔壁の相対変形量を各船型で比較した結果を表5.1に示す。括弧の中の数字は基準にしたTYPE-1船型の結果に対する割合であり、変形を比較する位置は図5.3に示されている。TYPE-2船型ではTYPE-1船型に比べて二重底深さが約30%浅くなり、TYPE-3船型ではTYPE-1船型に比べて船側タンク幅が50%増加している。表5.1に示される結果から、船側タンク幅が大きくなったTYPE-3船型では、船底、船側及び隔壁の変形はNo.3水平桁位置を除いてTYPE-1船型より小さくなっている。そして、小さくなる割合は船側部、及び船側部に近い船底及び隔壁で大きくなるが、その割合は船側タンク幅を大きくした割合よりはるかに小さい。なお、TYPE-3船型のNo.3水平桁位置で変形が大きくなったのは、船側タンク幅を増すことによりビルジホッパー上端とNo.3水平桁の間隔が大きくなつたためである。二重底深さが浅くなったTYPE-2船型では、変形がTYPE-1船型に比べて20%~30%程度大きくなり、その割合は船側部から離れるにしたがい大きくなる。変形が大きくなる割合は二重底深さが浅くなる割合と同程度かそれより少し小さくなっている。また、船側タンク幅を変えた影響は船側構造近傍に限られるが、二重底深さを変えた影響は二重底はもちろんのこと、船側及び隔壁にも及んでおり、二重底深さを浅くすると二重底の変形は非常に大きくなることがわかる。

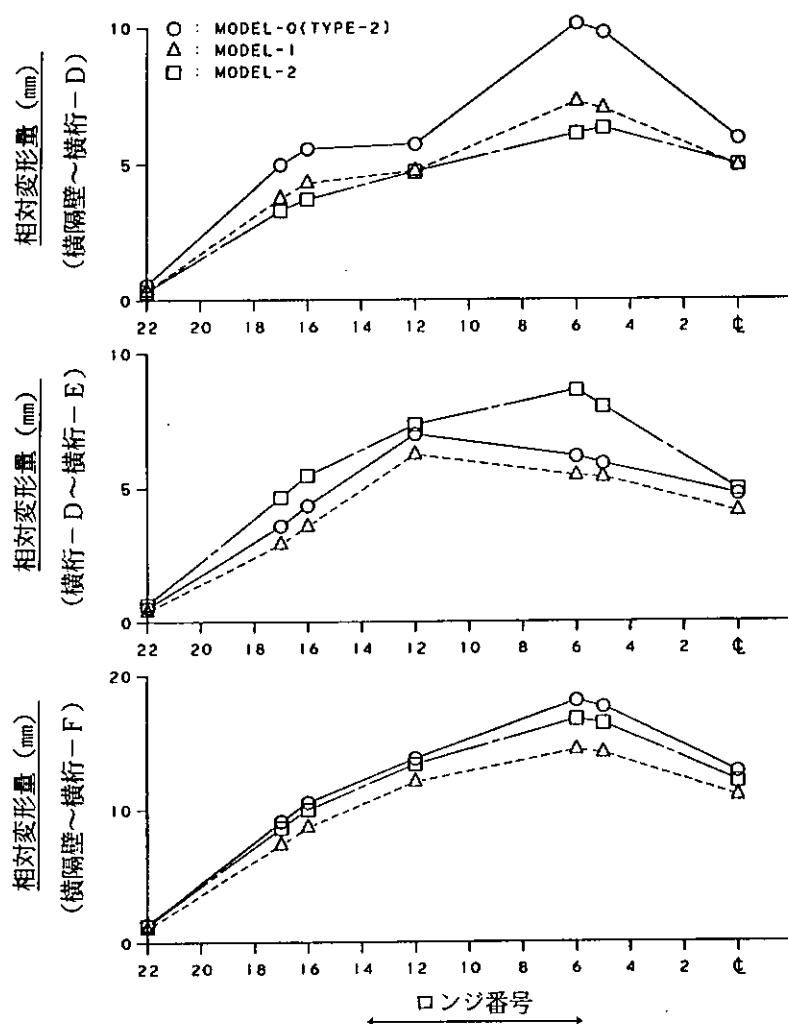


図5.5 ガーダー増設時の二重底の変形（タンクテスト状態）

表5.1 タンクテスト状態の相対変形量

(mm)

	横 桁 一 F					横隔壁のNo.2水平桁	
	L-5 船底ロジ	L-17 船底ロジ	No.1 水平桁	No.2 水平桁より 1スペース下段	No.3 水平桁	L-5 船底ロジ	L-17 船底ロジ
	TYPE 1 船型	13.6	7.5	4.7	7.3	3.1	4.5
TYPE 2 船型	17.6 (1.29)	9.1 (1.21)	6.3 (1.34)	8.1 (1.11)	3.6 (1.16)	5.5 (1.22)	9.0 (1.20)
TYPE 3 船型	13.4 (0.99)	6.9 (0.92)	4.2 (0.89)	5.6 (0.77)	3.4 (1.10)	4.4 (0.98)	5.8 (0.77)

次に二重船殻構造が一体梁として働くように、二重底内にガーダーを増設して計算を行った。その結果を図5.5に示す。なお、モデル-0はTYPE-2船型、モデル-1はL-6とL-16に全通ガーダーを設けた場合、モデル-2は横隔壁の両側1フロアースペース間に設けた場合である。

これらの結果は水圧試験状態における結果であるが、満載状態においても同様の傾向を示していた。図には、各ロジ位置における、隔壁とそれに隣接する横桁D、横桁Dとそれに隣接する横桁E及び隔壁とタンク中央の横桁Fとの間の相対変形量が示されている。

図5.5より、二重底に2本全通ガーダーを追加することにより二重底の最大変形量を20%程度減少できることがわかる。なお、変形量の減少は隔壁とそれに隣接する横桁D間で顕著であり、隔壁から離れた横桁間の相対変形の減少量は小さくなっている。また、隔壁とそれに隣接する横桁D間に部分ガーダーを追加すると、部分ガーダーを追加した隔壁と横桁D間の相対変形量は全通ガーダーを追加したときよりも小さくなるが、逆に、部分ガーダーが無くなる横桁Dと横桁Eの間の相対変形量は大きくなり、その値はガーダーを追加する前の隔壁とそれに隣接する横桁Dとの相対変形量と同程度である。二重底ガーダーの追加による変形量の減少は、センターガーダーとサイドガーダーの間で顕著で、船側に近くなるほど変形の減少量は小さくなっている。

二重船側部については、L-34とL-41に全通のサイドストリンガーを追加することにより船側の最大変形量を15%程度減少できる。二重底にガーダーを追加した場合と同様に、変形量の減少は隔壁とそれに隣接する横桁D間で顕著で、タンク中央近傍の横桁間の相対変形量の減少は非常に小さい。一方、現存のL-37のサイドストリンガーを除去すると隔壁とそれに隣接する横桁D間の相対変形量は非常に大きくなり、現状の2倍近くになるが、逆にタンク中央近傍の横桁間の相対変形量はサイドストリンガーを除去する前より小さくなっている。このことは、サイドストリンガーが無いと、隔壁とそれに隣接する横桁Dとの間の相対変形量は大きくなるが、他の横桁間の変形量の差は小さくなり、その変形モードは5.3節に述べる従来構造タンカーの変形モードのようになることを意味している。

以上より、二重底ガーダー及びサイドストリンガーの追加は二重底及び船側の変形量の減少に非常に効果があり、特に隔壁とそれに隣接する横桁D間の相対変形量の減少に効果があることがわかる。また、部分ガーダーの設置は、部分ガーダーのある範囲の相対変形量を小さくする効果はあるが、部分ガーダーが無くなった所の相対変形量が非常に大きくなるので注意が必要であり、部分ガーダーを設置する場合には、徐々にガーダーの剛性を落としてゆく等の対策を講じる必要がある。

5.3 二重船殻構造タンカーと従来構造タンカーの変形の比較

二重船殻構造タンカーと従来構造タンカーの水圧試験状態における二重底及び船側の変形モードを比較した。二重底の変形については、二重船殻構造タンカーでは隔壁から変形が徐々に大きくなりタンク中央近傍で変形は最大になっている。一方、従来構造タンカーでは隔壁の一つ後の横桁の位置で変形が急に大きくなるが、その他の横桁位置では二重船殻構造タンカーと同様に隔壁から離れるにしたがい変形が徐々に大きくなっている。前述の横桁の位置で変形が大きくなるのは、隔壁付きの水平桁が隔壁の一つ後の横桁の位置まで伸び、隔壁の変形の影響を受けるためである。また、二重船殻構造タンカーの船側の変形は、二重底と同様に、隔壁から徐々に大きくなりタンク中央近傍で最大になっているが、従来構造タンカーでは隔壁の一つ後の横桁を除き各横桁位置の変形量はほぼ同じ位の値となっている。なお、二重船殻構造タンカーで船側の変形量が隔壁位置から徐々に大きくなっていくのはサイドストリンガーの効果が現れているためである。

二重底の変形量及び変形量をスパンで除した値を二重船殻構造タンカーと従来構造タンカーで比較した。また、船側及び隔壁に対する同様の比較も行った。

二重底の変形量では、最大変形量 δ_{max} は基準船型のTYPE-1船型で従来構造タンカーに比較して少し大きくなり、二重底深さの浅いTYPE-2船型では大幅に大きくなっている。また、二重船殻構造タンカーの最大変形量をスパンで除した値 δ_{max} / l (l はタンク長さ) は従来構造タンカーに比べて非常に大きくなり、二倍以上になる。一方、隔壁とそれに隣接する横桁Dとの相対変形量 δ_s をスパンで除した値 δ_s / S (S は横桁間隔) は、TYPE-2船型で従来構造タンカーと同程度で、TYPE-1、3船型では従来構造タンカーの70~80%になっている。

船側の変形量では、二重船殻構造タンカーの最大変形量は従来構造タンカーより若干大きくなるが、スパンで除した値 δ_{max} / l は二重船殻構造タンカーで大幅に大きくなり、従来構造タンカーの1.5倍近くになっている。また、隔壁とそれに隣接する横桁Dとの相対変形量 δ_s をスパンで除した値 δ_s / S は、船側タンク幅が2m (TYPE-1及び2) のときには、従来構造タンカーより少し大きくなり、船側タンク幅が3m (TYPE-3) になると従来構造タンカーより少し小さくなっている。

隔壁については変形量及び変形量をスパンで除した値とともに二重船殻構造タンカーで小さくなっているが、これは供試船ではセンターガーダー及びサイドガーダーの垂直桁が隔壁の変形を抑えているため、構造配置によりこの傾向は変わってくるものと考えられる。

二重底及び船側で二重船殻構造タンカーの δ_s / δ_{max} が1.0に比べて小さく、従来構造タンカーで1.0に近くなっている。これは先にも述べたが、二重船殻構造タンカーではガーダー及びサイドストリンガーの影響で隔壁からタンク中央にゆくにしたがい変形が徐々に大きくなるが、従来構造タンカーでは横桁間をつなぐ縦通部材の剛性が小さいために、隔壁とそれに隣接する横桁との相対変形は大きくなるが、横桁間の相対変形は小さくなっていることを示している。

5.4 二重船殻構造タンカーの応力

水圧試験状態における、TYPE-2船型のタンク中央の横桁Fにおける主応力分布の計算結果を示したのが図5.6である。同図より、ビルジホッパーに隣接した二重底フロア及び船側フレーム及びセンターガーダー近傍の二重底フロアで応力が高くなっていることがわかる。いま、ビルジホッパーに隣接する二重底フロアの主応力より、垂直断面に作用する垂直応力及び剪断応力を求めて、その結果を図5.6の中に示した。軸応力や曲げ応力に比べて剪断応力が大きくなってしまっており、二重底フロアの端部で応力が高くなった原因は剪断応力であることがわかる。もし曲げ応力が主体であるなら、二重底深さの変化の割合よりも変形の変化の割合は大きくなるはずであるが、前節の結果

から、変形の変化の割合は二重底深さ等を変えた割合と同程度かそれよりも小さくなっていた。このことからも、二重船殻構造タンカーでは、主要な横部材の変形は剪断変形が主であることが裏付けられる。

横横内の主要箇所のミーゼス等価応力の船の長さ方向分布を示したのが図5.7である。ここで、TYPE-2 Orig. Scan. はTYPE-2 船型で一部の板厚を増加させる前の計算結果である。二重底深さを浅くすれば船底フロアのミーゼス等価応力は大きくなるが、船側タンク幅を変化させても二重底フロアの応力はほとんど変化しない。また、TYPE-2 船型とTYPE-2 Orig. Scan. 船型ではc点付近のフロアの板厚が違うのみであり、c点における応力には当然差がみられるが、c点から離れた箇所の応力には差が現れていない。そして、高応力となったc点の応力は、局部的な板厚の増加により低減できることがわかる。応力分布を見ると、a、c点ではタンクの中央で応力が高くなっているが、b点では隔壁に近いところで応力が高くなっている。これは、隔壁近くで、サイドガーダーによりb点の二重底フロアが支持されているためである。船側フレームでは、船側タンク幅を増すと、f点では応力が大幅に低下するが、d、e点では変化の割合が小さい。また、二重底深さを浅くすると、d点では応力が少し低下するが、e、f点では少し上昇する。これは、二重底深さを浅くすると二重底の剛性が低下して、船側の変形を拘束する割合が小さくなるためである。船側タンク幅を変えた影響は二重底フロアの応力にはほとんど現れず、二重底深さを変えた影響は船側フレームの応力にも影響している。この結果からも、二重船殻構造タンカーでは二重底の構造が設計上の重要なポイントであることがわかる。

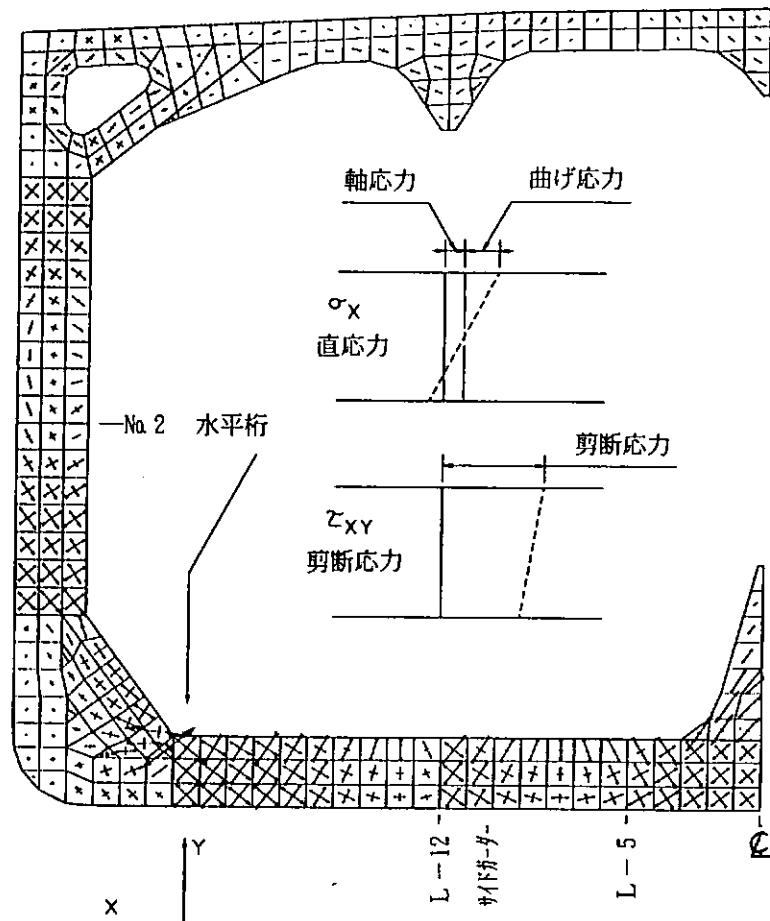


図5.6 F-断面における主応力分布 (TYPE-2、タンクテスト状態)

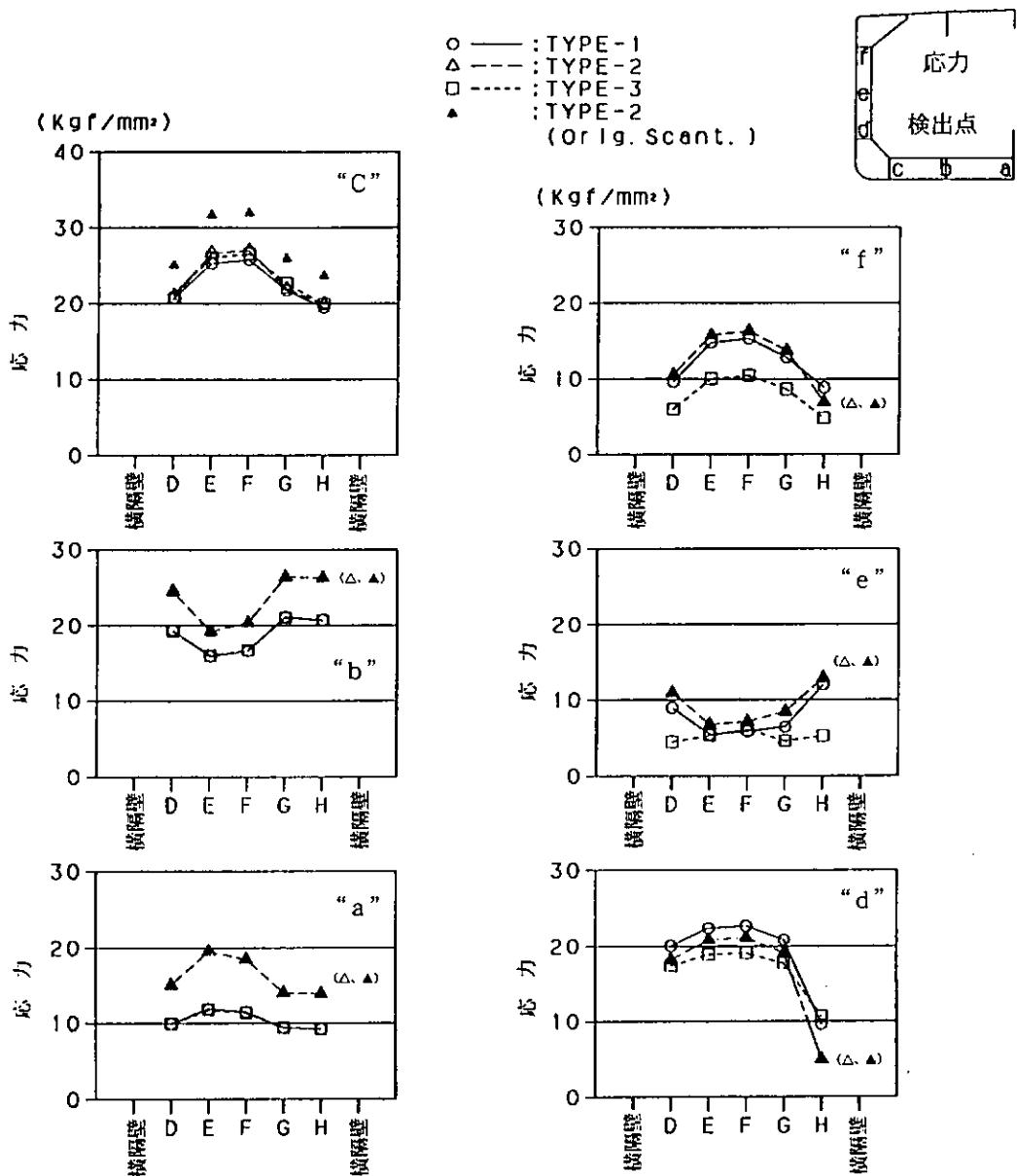
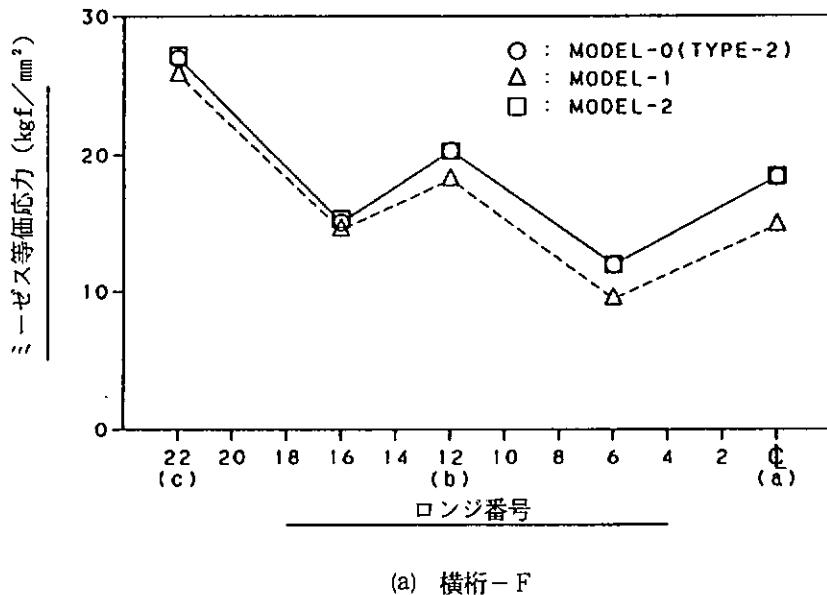


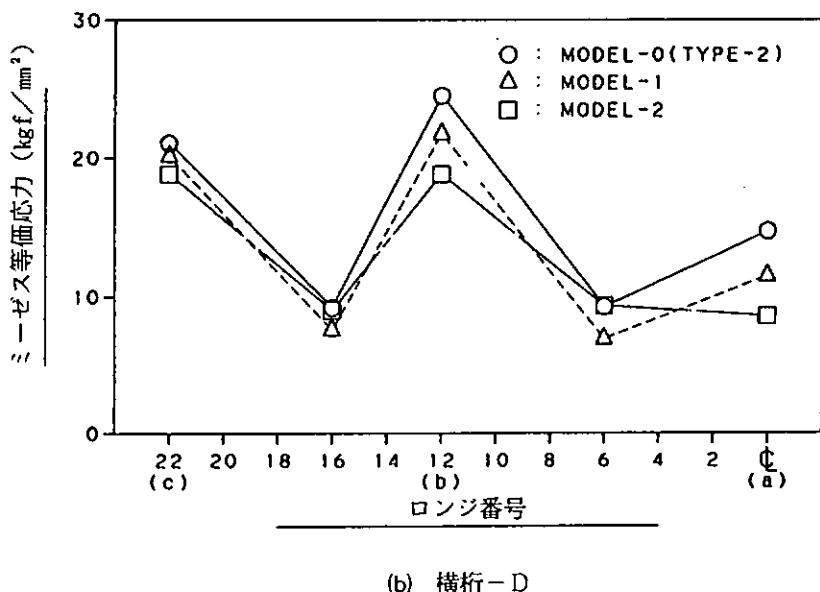
図5.7 横断面におけるミーゼス等価応力値（タンクテスト状態）

次に、船底にガーダーを追加したときの水圧試験状態における横桁内の応力を比較した結果を図5.8に示す。応力を比較した横桁は隔壁に隣接した横桁Dとタンク中央の横桁Fで、応力検出箇所は図5.7に示されるa、b、c点及びガーダーを追加したL-6及びL-16船底ロンジ近傍である。全通ガーダーを二重底に追加すると横桁内の応力は低減するが、低減の割合は船のセンターライン付近で大きく、船側近くではあまり大きくなり。このことより、応力的に厳しいビルジホッパー近傍のフロアでは、二重底にガーダーを追加しても応力を大きく低減できないことがわかる。また、隔壁とそれに隣接する横桁D間に部分ガーダーを追加したときには、ガーダーに結合されている横桁Dの応力は低減できるが、タンク中央の横桁Fでの応力は部分ガーダーを追加する前とほとんど変わらない。

最後に、船側にサイドストリンガーを追加、及び既設のサイドストリンガーを除去したときの横桁内の応力を比較した。サイドストリンガーを2本追加すると、隔壁に隣接した横桁Dの応力は10~30%減少するが、タンク中央の横桁Fの応力はほとんど減少しない。また、既設のサイドストリンガーを取り除くと、タンク中央の横桁Fでも応力が10~20%深さ方向にはほぼ一様に上昇し、隔壁に隣接した横桁Dの位置の上下端では約50%も応力が上昇している。このことより、既設のサイドストリンガーは横桁内の応力低減に大きく寄与していることがわかる。



(a) 横桁 - F



(b) 横桁 - D

図5.8 ガーダー増設によるフロアの応力変化

5.5 簡易梁モデルによる二重船殻構造タンカーの解析

5.1節から5.4節までに述べた有限要素法による解析は多くの費用と時間を要するので計算件数が限られる。簡易計算法で同等の結果が得られれば数多くの計算が可能となり、種々のパラメーターの変化による二重船殻構造タンカーの特性がより詳細に得られる。ここでは簡易計算法として簡易梁モデルを用いた解析法とその結果を記述する。

図5.9に簡易梁モデルを示す。バネの強さはガーダー及びストリンガーを両端固定の単純梁として荷重と変形量の関係より求めた。

荷重条件は大型モデルによる解析の場合の荷重条件の中からタンクテスト状態と満載状態の波頂及び波底の三条件とした。解析を行った船型を表5.2に示す。

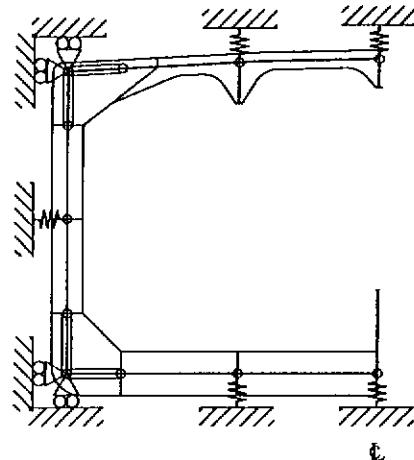


図5.9 簡易梁モデル図

表5.2 簡易梁モデルにより解析を行った船型

二重船側幅 二重底深さ	2.0 m	2.3 m	2.6 m	3.0 m
2.85 m	TYPE-1	S1	S2	TYPE-3
2.50 m	B1			
2.20 m	B2			
2.00 m	TYPE-2			

注：S1～S2、B1～B2は船型の呼称を示す。

簡易梁モデルによる解析結果と大型モデルによる解析結果を比較してみると変形モードはよく一致しているが、簡易梁モデルにおいて、ホールド中央のトランスのビルジ部とガンウェル部を固定した影響が現れている。図5.10に変形量の比較を示したが両者はよく一致している。ここで大型FEMモデルの変形量としては、横隔壁位置における変形量に対する相対変形量を用いた。

応力の比較は、高応力が発生するビルジ上下端部について行った。剪断応力値は、よく一致しているが、曲げ応力は必ずしも一致していない。一例を図5.11に示す。簡易梁モデル開発の今後の課題であろう。図5.10及び図5.11よりこの程度の二重船殻の深さの範囲では変形及び応力は直線的関係にある事が明らかになった。

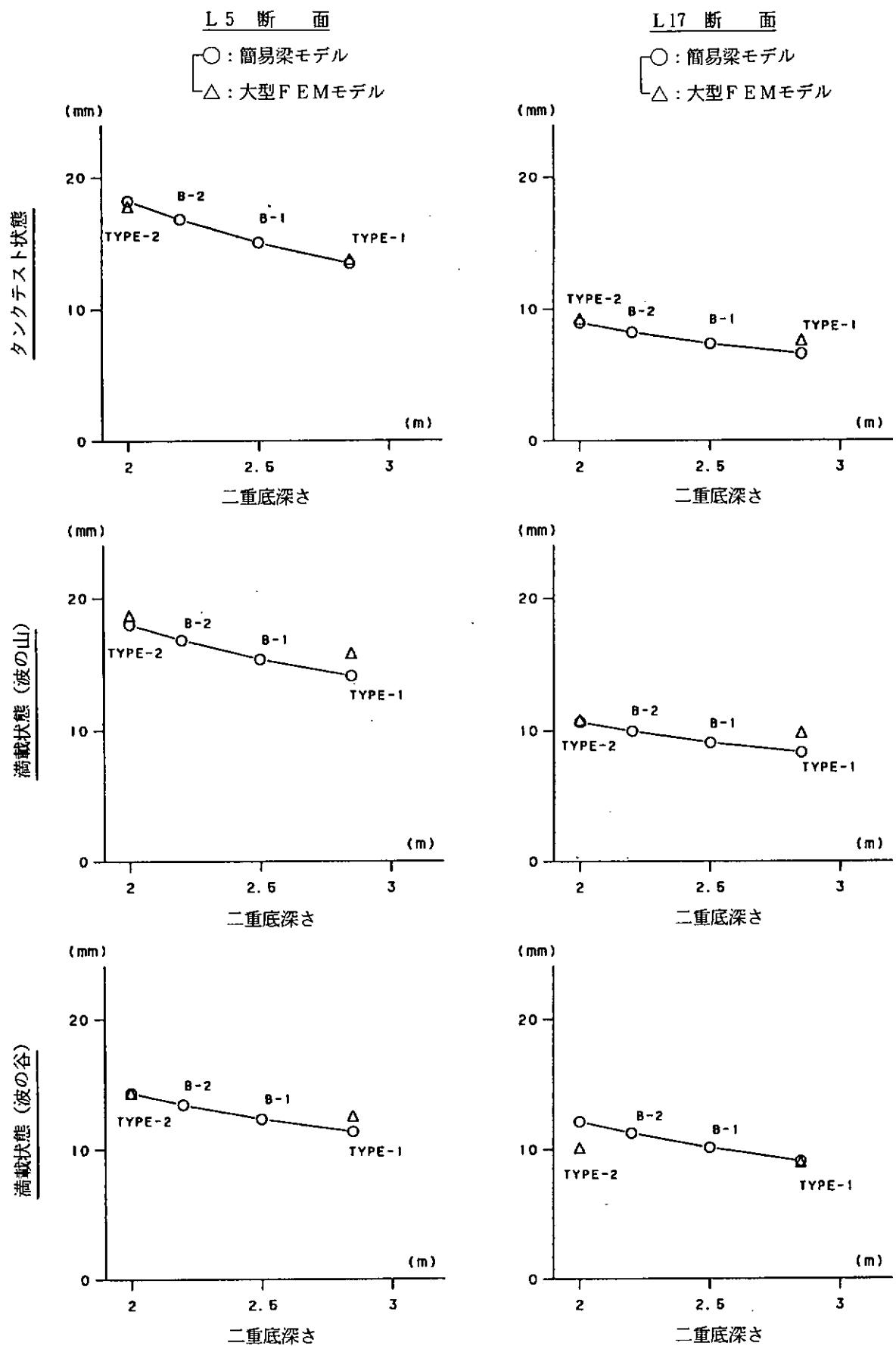


図5.10 二重底部の変形量

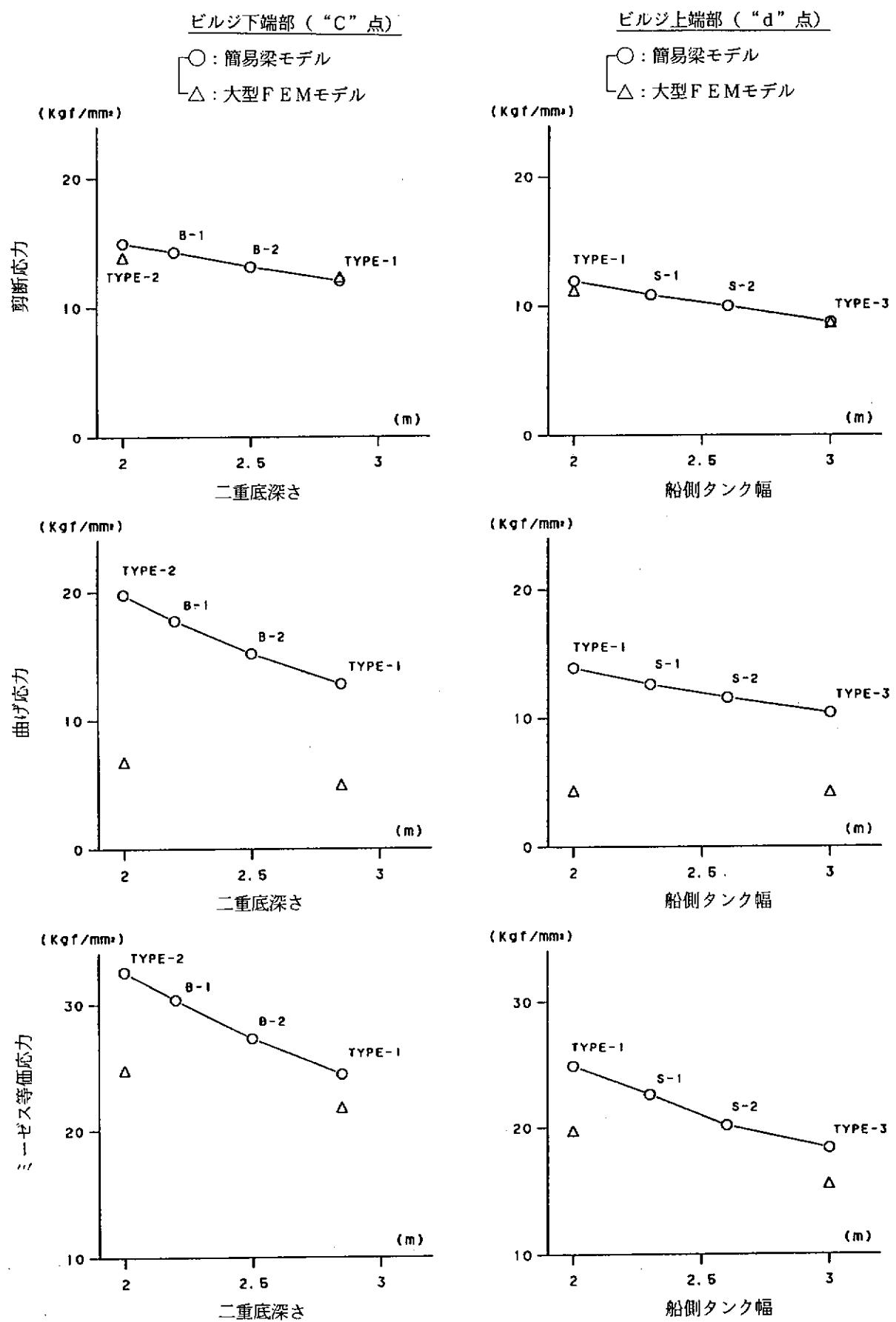


図5.11 ビルジ上下端部の応力（タンクテスト状態）

6 ズーミングモデルによる解析

縦通肋骨や隔壁防撓材のような二次部材には、局所的に作用する水圧荷重による応力の外に、横桁、二重底の肋板、横隔壁の水平桁のような一次部材の変形による付加応力が生ずる。そこで5章の大型モデルによる解析結果、得られた変位を強制変位として与えると共に局部的な水圧を加えて詳細構造の強度解析を行った。

6.1 ズーミング解析モデルと荷重条件

ズーミング解析を実施したのは、図5.7に示されているL-5二重底ロンジ及びNo.2水平桁の1つ下の船側ロンジ位置である。L-5二重底ロンジの詳細なズーミング解析の構造解析モデルを図6.1に示す。構造解析モデルは隔壁をはさんだ前後 $1/2$ ホールド長さで、隔壁付きスチフナも考慮されているが、スロットを無視したモデルになっている。また、応力集中部の要素は、疲労強度の検討を行うことを考慮して、日本海事協会の疲労強度検討指針の暫定案に基づき板厚の約2倍程度の大きさとしている。

なお、以下に示す解析結果の整理に当たり、各横桁位置を図5.1に示されるようにAからKの記号で区別することにする。

荷重条件は5章の荷重条件と同様とし、5章で得られた変位を強制変位として与えた。

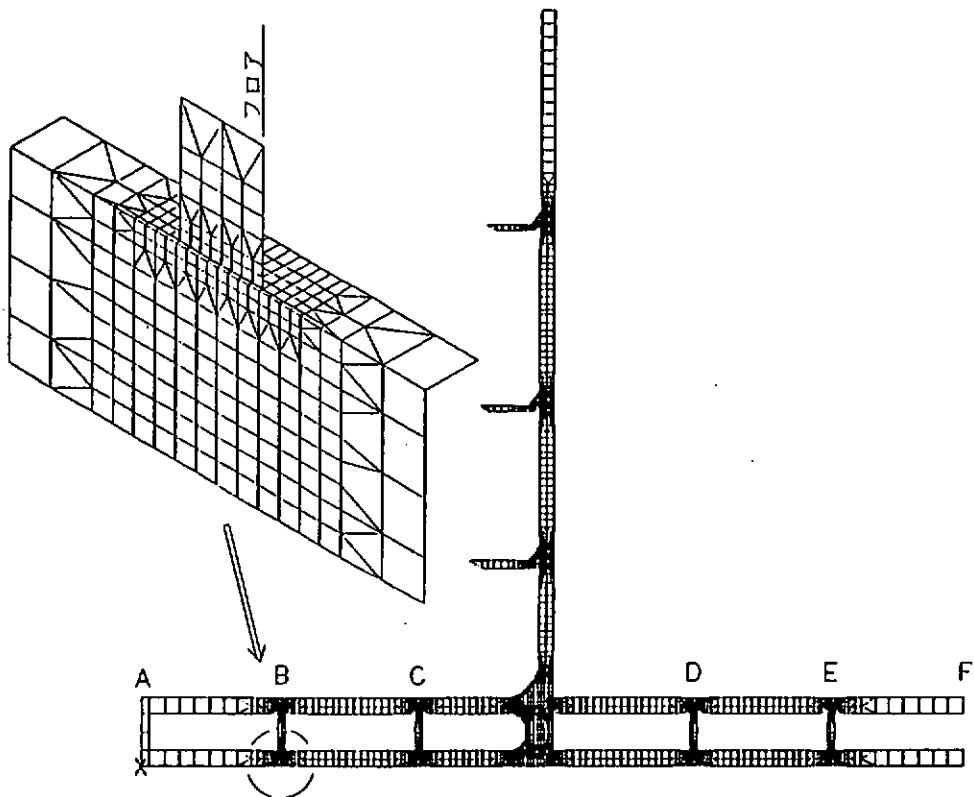


図6.1 船底縦通肋骨のズーミングモデル

6.2 変形に起因した付加応力の発生機構

二次部材で応力が問題になる個所は、図6.5に示した③④及び⑤の点である。

大型解析モデルによる解析結果によると、水圧試験状態におけるTYPE-2船型の隔壁と横桁Dとの相対変形量は、TYPE-1、3船型より約30%大きくなっていた。しかし、ズーミング解析で得られたミーゼス等価応力の中には、この相対変形量の違いよりはるかに大きな違いとなっているところが見受けられた。そこで、応力の計算結果に船型間で大きな差が生じた原因について検討を加えた。

いま、図6.2に示される変形モードの計算結果を参考にして、隔壁とそれに隣接する横桁D間の変形が図6.3のようになると仮定する。図6.3のように変形することは、船底パネルと内底パネルが一体梁として機能していないことを意味しており、また横桁を含めたスチフナの剛性に比べてロンジの剛性が大きいと仮定していることを意味している。なお、船底パネルと内底パネルが一体梁として機能しないのはカーダー及び横桁が密に配置されているためである。図6.3のように変形したとき、横桁付きのスチフナの基部に作用する曲げモーメントMは、隔壁とそれに隣接する横桁D間の相対変形量が同じでも、スチフナの長さ ℓ に反比例して増減する。いま、TYPE-1、-3船型では $\ell = 1,950\text{mm}$ であるのに対して、TYPE-2船型では $\ell = 1,100\text{mm}$ であるので、同じ相対変形量でもTYPE-2船型では他の船型に対してスチフナの基部の曲げモーメントが約1.77倍になる。以上に示したこと、及び相対変形量も大きくなっていることが原因で、二重底高さが小さくなると応力が大幅に上昇するものと考えられる。このように、主要部材の変形に起因した二次部材の付加応力の大きさが、二重船殻の深さによっても変わってくることは二重船殻構造に特有の問題であると考えられる。

次に、図6.3に示されるような機構で主要部材の変形に起因した付加応力が発生するとしたときの、横桁Dの位置の最大主応力の傾向を水圧試験状態を例にして調べてみた。いま、変形に起因した付加応力を図6.3より推定すると図6.4(a)のようになる。また、タンク内は満載であることを考慮して局部荷重による応力を推定すると図6.4(b)のようになるので、それらを総合すると図6.4(c)のようになるはずである。一方、ズーミング解析で得られた、横桁Dの位置における最大及び最小主応力は、船底側の④の位置で、正の中程度の応力になるが、そのほかは負の応力であり、内底板側の④の位置で最小の主応力になっている。図6.4(c)で推定した結果はこれらの傾向をよく説

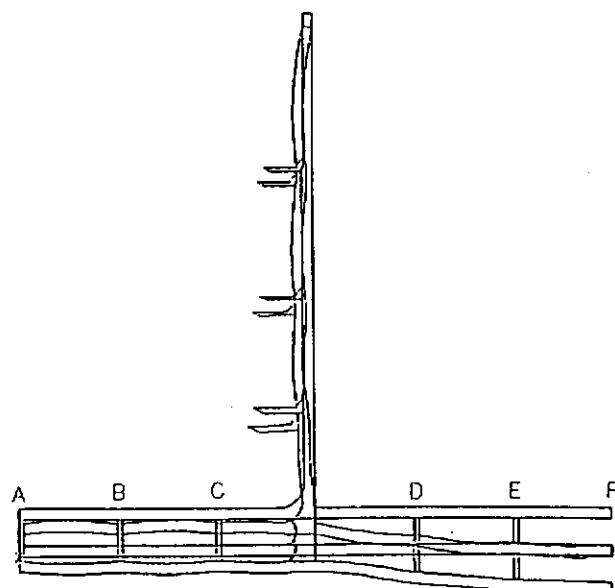


図6.2 L-5断面の変形図（タンクテスト状態）

明しており、図6.3のような付加応力の発生機構が間違いでいるものと考えられる。また、内底板側の③、⑤の位置で最大の主応力が負となっていることは、当該箇所では局部荷重による応力が変形に起因した付加応力よりも大きくなっていることを示している。

以上の検討結果より、二重船殻構造の主要部材の変形に起因する二次部材の付加応力は主要部材の変形だけでなく、二重船殻構造の深さの影響も受け、深さが小さくなると付加応力が大きくなる場合のあることがわかった。

また、二次部材に発生する応力のうち、一次部材の変形による付加応力は、その変形量 (δ / l) に比例する事が確かめられた。

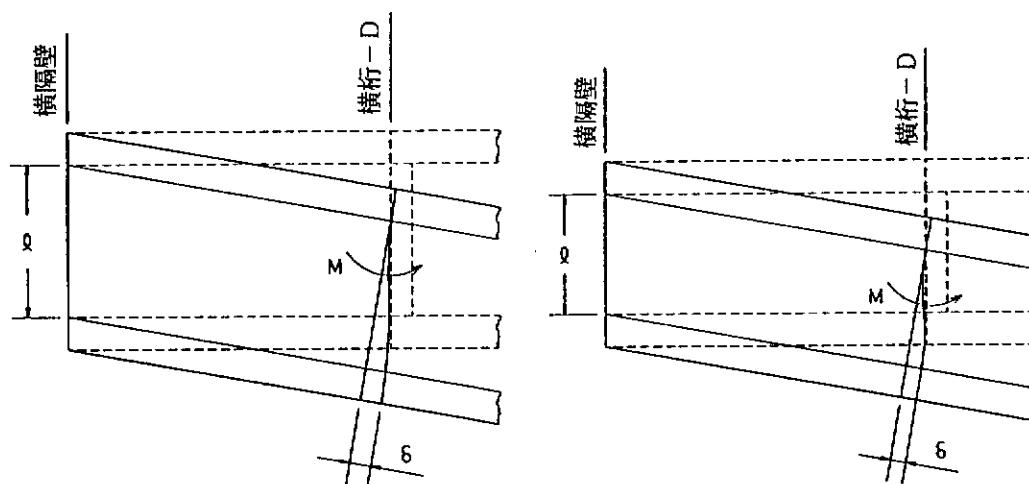


図6.3 変形によりスチフナに生ずる曲げモーメント

接尾字

L : 大

M : 中

S : 小

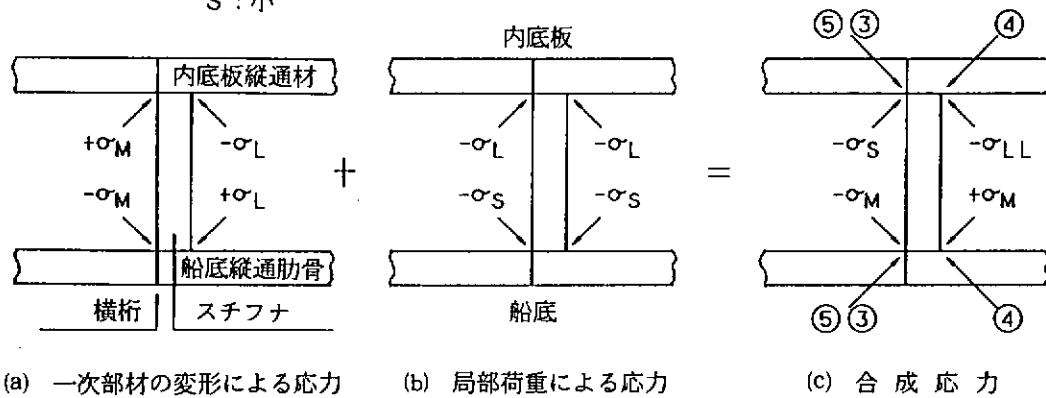


図6.4 強制変位と局部水圧によってスチフナに生ずる応力（タンクテスト状態）

6.3 応力低減を考えた二次部材の構造

二重船殻中型タンカーの詳細構造のズーミング解析を行った結果、二重底ロンジでは隔壁に隣接した横桁Dの横桁付きのスチフナの基部、及び隔壁位置のロンジフェースでミーゼス等価応力が高くなっていた。また、船側ロンジでは隔壁位置で波浪による応力の変動幅が大きくなり、タンク中央近傍の横桁Bで局部荷重によるミーゼス等価応力が大きくなっていた。そこで、そのような場所での応力の低減を考えた二次部材の構造詳細の変更と応力の関係について調査するために、構造詳細を次の4項目について変更し、水圧試験状態と満載状態の波浪の山の二種類の荷重状態でズーミング解析を実施した。

- (1) スチフナ寸法の変更（幅及び板厚）
- (2) スチフナ端部のソフト化
- (3) バックブラケットの追加
- (4) スチフナ取り付け方向の変更（船首付きを船尾付きに変更）

各構造詳細の変更とミーゼス等価応力との関係を整理した一例を図6.5に示す。図6.5はJ-5二重底ロンジの横桁Dにおける結果である。なお、図6.1に示す解析モデルでは横桁のスロット及びスチフナのスカラップが厳密に考慮されていないが、構造変更と発生応力の定性的関係は十分得られるものと考えられる。

図6.5より、二重底ロンジまわりで変形に起因した付加応力が非常に大きくなっていた横桁付きスチフナの基部のトウ④では、スチフナの幅を小さくすると応力は小さくなる。また、図6.5の内底板側の結果より、スチフナのヒール側①、③、⑤では、変形に起因した付加応力と局部荷重による応力の作用方向が逆で相殺するので応力状態は厳しくないが、スチフナ幅を小さくすると変形に起因した付加応力が小さくなる関係で応力は若干上昇する。

二重底ロンジ及び船側ロンジとともに、スチフナの板厚を増すと、スチフナの剛性が増すためにスチフナの基部③、④の応力は小さくなるが、スチフナトウ部のロンジフェース⑥及びロンジウエブ②では若干応力が上昇する。なお、スチフナヒール部のロンジ①、⑤では、スチフナ板厚を変えても応力はほとんど変化しない。

スチフナのトウの形状をソフトにすると、スチフナのトウ部におけるスチフナ及びロンジの応力は大幅に小さくなる。例えば、図6.5より、ミーゼス等価応力が最大であった水圧試験状態の内底板側ロンジのスチフナトウ④では、応力が $55\text{kgf}/\text{mm}^2$ から $17\text{kgf}/\text{mm}^2$ 程度まで小さくなっている。しかし、逆にスチフナのヒール部ではスチフナとロンジとともに応力が上昇している。

横桁付きスチフナにバックブラケットを付けると、スチフナのヒール部におけるスチフナ③及びロンジ①、⑤の応力は小さくなるが、逆にスチフナのトウ部ではスチフナとロンジとともに応力が大幅に上昇するので注意が必要である。また、内底板側ロンジではミーゼス等価応力が高くなっていた隔壁位置でバックブラケットの設置で応力がどのように変化するかを調べた結果、バックブラケットを付けることにより、ロンジフェースの主応力を25%程度低減できることがわかった。さらに、満載状態における波浪の山谷での応力変動幅が特に大きくなっていた隔壁位置の船側ロンジでバックブラケットを付けることにより応力がどのように変化するか調べた結果、バックブラケットを付けることにより、ロンジフェース⑤の応力を約1/3に低減できることがわかった。

横桁付きのスチフナの取り付け方向と応力の関係について図6.5をもとに調べる。なお、図6.5は隔壁の前の横桁Dの位置の解析結果である。スチフナの取り付け方向を変更すると、応力が高くなる箇所が内底板側から船底側に変わる。いま、船尾側にスチフナを取り付けた場合の変形に起因した付加応力を図6.3及び6.4より推定すると、船底側のスチフナのトウ④で負の応力になり、内底板側のスチフナのトウ④では正の応力になる。一方、局部荷重による応力はスチフナの取り付け方向に関係なくそれらの箇所では負の応力であるので、変形に起因した付加応力

の方向と局部荷重による応力の方向が同じである船底側の応力は大きくなり、応力の方向が逆の内底板側では応力が小さくなる。そのとき、船底側の局部荷重が内底板側の局部荷重より小さいことより、最大の応力値はスチナ船尾側、すなわち隔壁側に取り付けた場合の方が小さくなる。

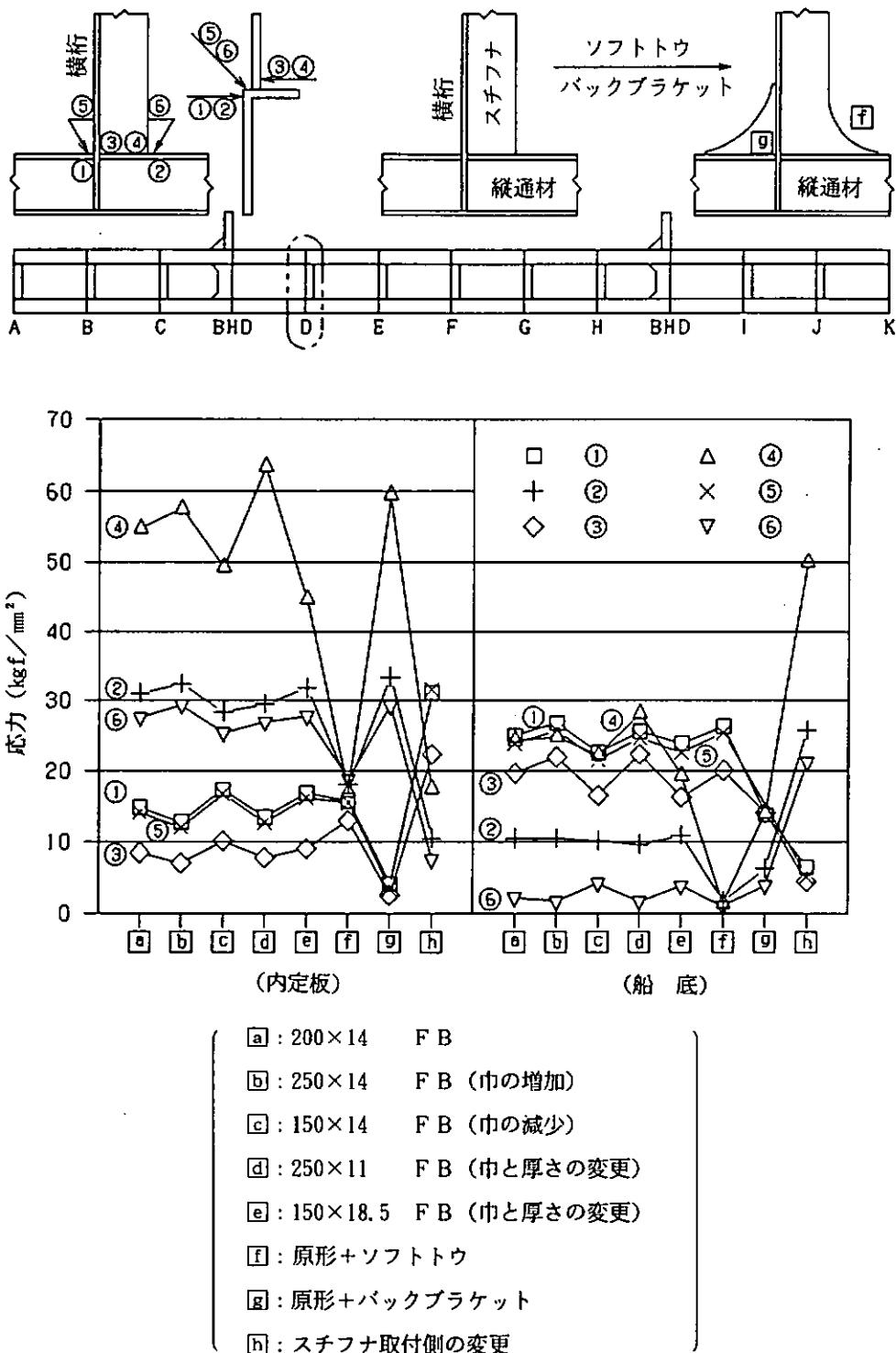


図 6.5 二次部材の形状と応力の関係 (TYPE-2、タンクテスト状態)

6.4 波浪による応力の変動幅

波浪による応力の変動幅を知ることは、疲労強度を評価する上で重要である。そこで、満載状態の波浪の山と谷の荷重状態における応力の計算結果より、波浪により発生するロンジ材の応力の変動幅を求めた。その結果を表6.1に示す。表には、L-5二重底ロンジ及びNo.2水平桁の一つ下の船側ロンジを対象に、応力の変動幅が大きくなる、隔壁及びそれに隣接した横桁Dの位置の応力変動値を示している。なお、バラスト状態における波浪による応力の変動幅は表6.1に示される満載状態よりはかるかに小さくなっていた。これは対象とする船側ロンジがバラスト喫水よりかなり上方にあるためである。

ミーゼス等価応力は船側ロンジより二重底のL-5ロンジで大きくなり、それは二重底深さの違いにより大きく変化していた。しかし、波浪による応力の変動幅は船側ロンジの隔壁位置で最大になり、スチナヒール部のロンジフェース⑤で20~23kgf/mm²の応力変動幅となっている。応力の変動幅は船側タンク幅が小さいTYPE-1、2船型で少し大きくなっているが、船型による差は小さいので変動幅が大きくなった主原因是波浪による外圧変動であると判断できる。なお、船側ロンジで波浪による応力の変動幅が大きく疲労強度上問題となることは、従来構造のタンカーでも指摘されていることであり、二重船殻構造タンカー特有の問題ではない。また、L-5二重底ロンジでは応力の変動幅は小さくなっているが、この応力変動には船体の縦曲げによる応力が含まれていないので、この結果のみから二重底ロンジの疲労強度を議論することはできない。

表6.1 波浪による応力両振幅（満載状態）

(kgf/mm²)

部 材	断 面	検出点	TYPE-1船型	TYPE-2船型	TYPE-3船型
船 側 ロ ン ジ	横 隔 壁	⑤	22.92	22.94	19.55
		⑥	11.13	11.14	8.98
	横 桁 - D	⑤	14.07	13.08	15.58
		⑥	14.25	13.92	13.61
L-5二重底ロンジ	横 隔 壁	⑤	8.26	9.38	8.25
		⑥	3.49	6.08	3.69
	横 桁 - D	⑤	2.88	1.27	2.77
		⑥	3.81	4.88	3.75

注：検出点⑤⑥は図6.5を参照のこと。

7 スロッシング模型実験

スロッシング模型実験の目的は、模型実験結果から相似則によって実船相当の圧力を求めるよりも、スロッシング圧力の計算式の検証であった。即ち開発されたスロッシング圧力の計算式の結果と模型実験結果を対比させて計算式の有効性を確かめ、実船の圧力は計算式に拠って求めることに重点をおいた。計算式は二次元スロッシングを対象としたが、模型実験では二次元模型タンクのスロッシングと三次元模型タンクのスロッシングの実験を行い比較も行った。

7.1 実験装置

模型実験は専用の装置を製作して行った。高さ 5 m、幅 3.6m、奥行き 2.12m の二次元動搖装置では、自由度 3 の横（回転）揺れ、左右（水平）揺れ及び上下揺れが可能であり、後に左右軸回りの回転も加えられ三次元の流体運動が可能となった。本装置では各アクチュエータがコンピュータで制御され、夫々の運動を任意の位相で組合せる事ができ、また規則運動のみならず不規則運動も実現可能である。この装置により約 700 ケースの実験条件を設定し模型実験を行った。実験装置の正面図及び側面図を図 7.1 に実験装置及び実験中の写真を夫々写真 7.1 及び 7.2 に示す。

計測システムでは A/D 変換器の前段にピーク／ボトムホールド装置^(a) を設置した。これは鋭い衝撃圧のピークを捉え、かつ時系列データをも計測できる装置で、データ量を大幅に減らすことができ、データ処理時間の短縮が可能となった。

水圧センサは歪ゲージタイプの昭和測器製 HV-1-153（最大圧力 1 kgf / cm²）で受圧面の直径は 6 mm である。また、受圧面積の大きさによる影響を調査するために、リン青銅板に歪ゲージを貼ったパネルセンサを作成し、圧力の検出を行った。パネルセンサのサイズは三種類としたが、大きいセンサーのサイズは、実船のロンジスペースにはほぼ相当している。

流体の運動の観測はビデオカメラにより撮影した。

実験は以上の実験装置及び計測装置を用いて、タンク内の液位及び動搖周期、動搖振幅を次の要領で変化させて行った。

液位：調査目的及びタンク内構材の取付位置を考慮して設定

動搖周期：タンク内液体の固有周期及びその前後の範囲を設定

（ここで、タンク加振周期を T、天板を持たない二次元矩形タンクの最低次固有周期を T_t と定義する。）

動搖振幅：各船級協会の算式を参考に最大動搖角を決め、その前後の範囲を設定

動搖中心：動搖中心は高さ及び幅（長さ）方向どちらもタンク中心とした

本実験においては模型に回転、水平及び上下運動をそれぞれ単独に与え、また実際の海象において船が遭遇する状態に対応する連成運動をも与えた。

連成運動についてはストリップ理論に基づいて計算された対象とする船の規則波中の船体運動から着目するタンクの回転、水平及び上下の運動を求め、相似則を用いてタンク模型運動に置換した。ここで対象とした船は、供試

船D船 ($L = 233.3m$ 、 $B = 42.0m$ 、 $D = 21.5m$ 、 $d = 15.0m$ 、 $\Delta G = 7.8m$ 、 $KG = 12.3m$)、着目するタンクは No. 2 C.O.Tである。船体運動は、横(回転)揺れ、左右(水平)揺れ、上下揺れの連成運動については、波との出会い角 $\chi = 90^\circ$ 、 135° の 2 ケースを、縦(回転)揺れ、上下揺れの連成運動については、 $\chi = 135^\circ$ 、 180° の 2 ケースをとりあげ、それぞれのケースにつき、波長/船長比 $\lambda/L = 1.0$ のとき、及び動搖周期と二次元矩形タンクの最低次固有周期との比 $T/T_t = 1.0$ となるときの λ/L の値をとった状態とした。なお、いずれのケースにおいても波高は 5 m とした。また、連成運動の場合のタンク中心は高さ方向を船体重心位置とした。

上記要領及び実験装置の機能上の制限を基に設定した実験条件の総数は約 700 ケースとした。

計測データは、動搖角、変位及び圧力等である。これらのデータのうち、圧力は、かなりのばらつきがあることが知られているので、統計処理を行い $1/10$ 最大平均値で整理した。なお、衝撃圧についてはベースモデルにおける頻度処理を行い、その発現確率を調査した。また数値解析結果との比較のために、上記ベースモデルでの時刻歴を作成した。

なお、ここでの計測値は生の圧力値とし、無次元化は行っていない。また、静圧状態を 0 として、変動分のみ取り扱った。本実験における全てのデータはアナログデータレコーダに記録されているので、必要に応じて時系列データをとることができ、再解析も可能である。

(注) ピーク／ボトムホールド装置

目的：高い周波数成分の衝撃圧のピーク値を A/D 変換により捉えるためには、最大周波数成分の数倍以上のサンプリング周波数が必要であるが、これを実時間で行うと高性能の計測機器が必要であり、かつデータ処理時間が膨大となる。これに対処するためにピーク／ボトムホールド装置を A/D 変換器の前に置くことでデータ数を抑え、処理時間を節約できる。

機能：与えられた周期的信号に従って、各周期のピーク値、ボトム値を次の 1 周期、保持しアナログ出力する。

周期信号：A/D 変換周波数に対応

内蔵発信器：20Hz

外部信号：500Hz まで

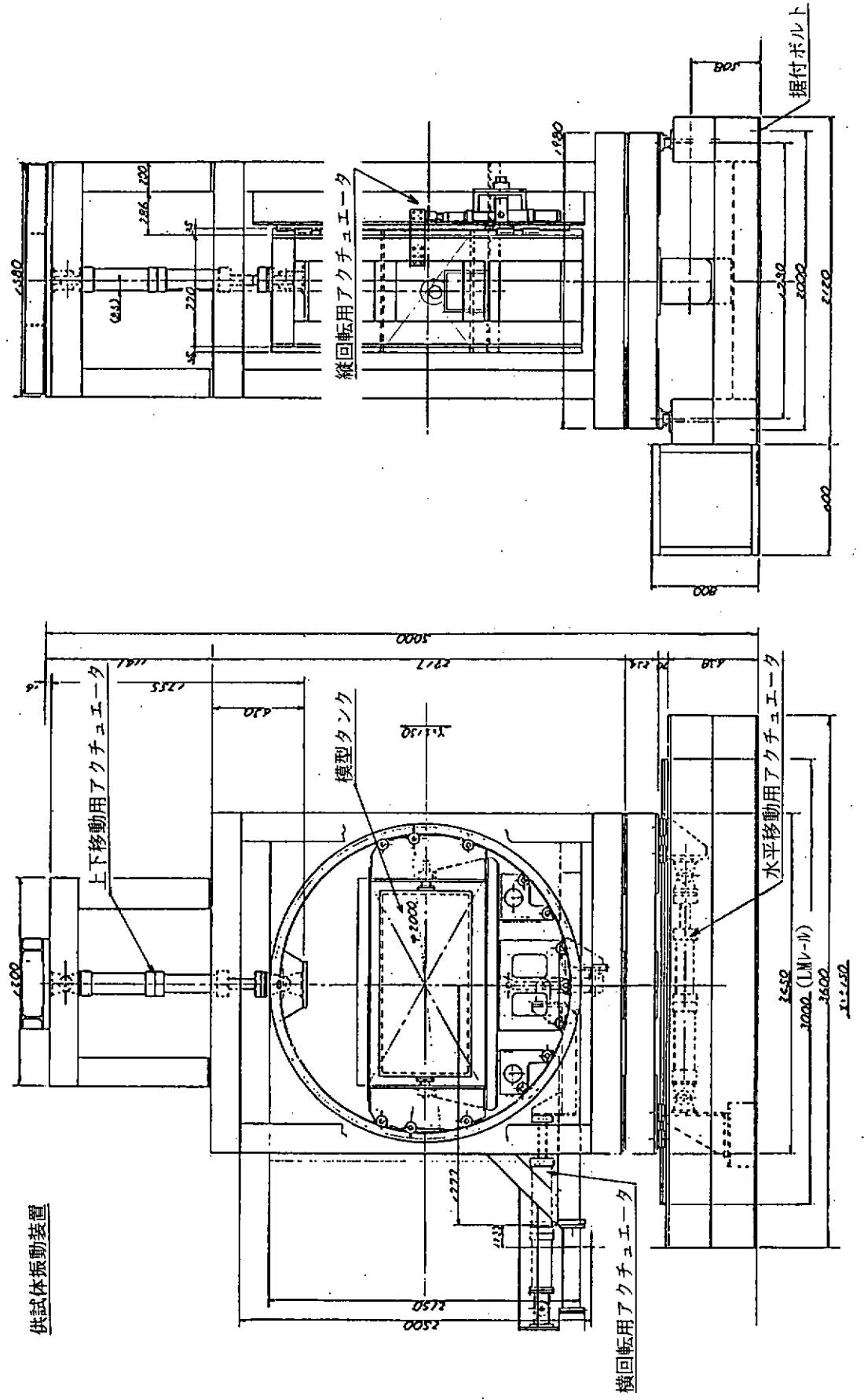


図 7.1 実験装置

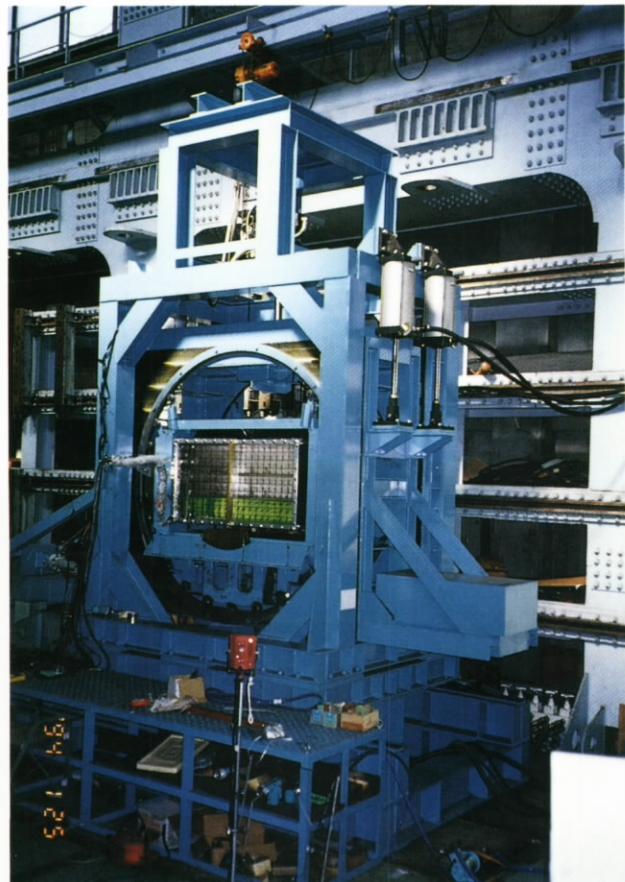


写真7.1 実験装置

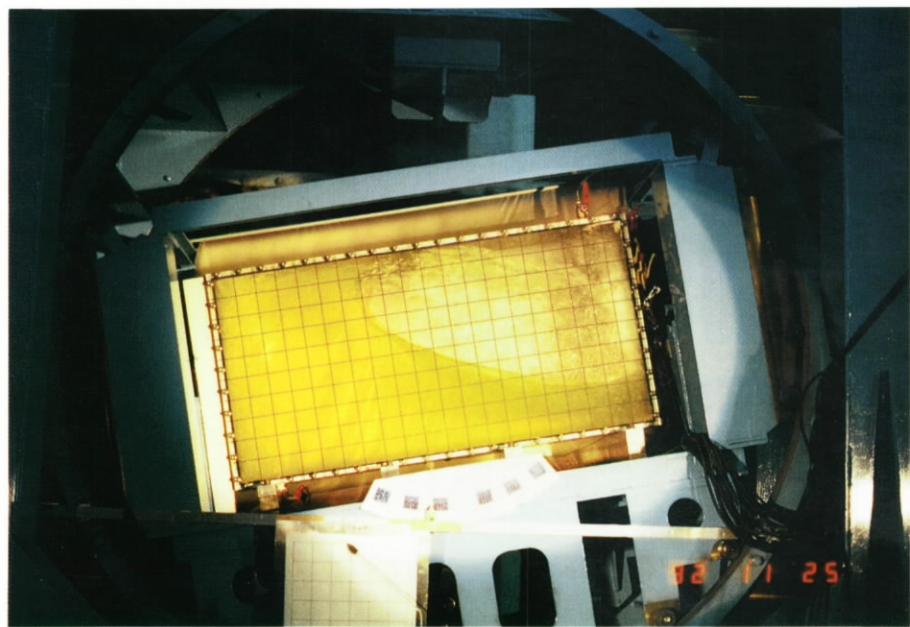
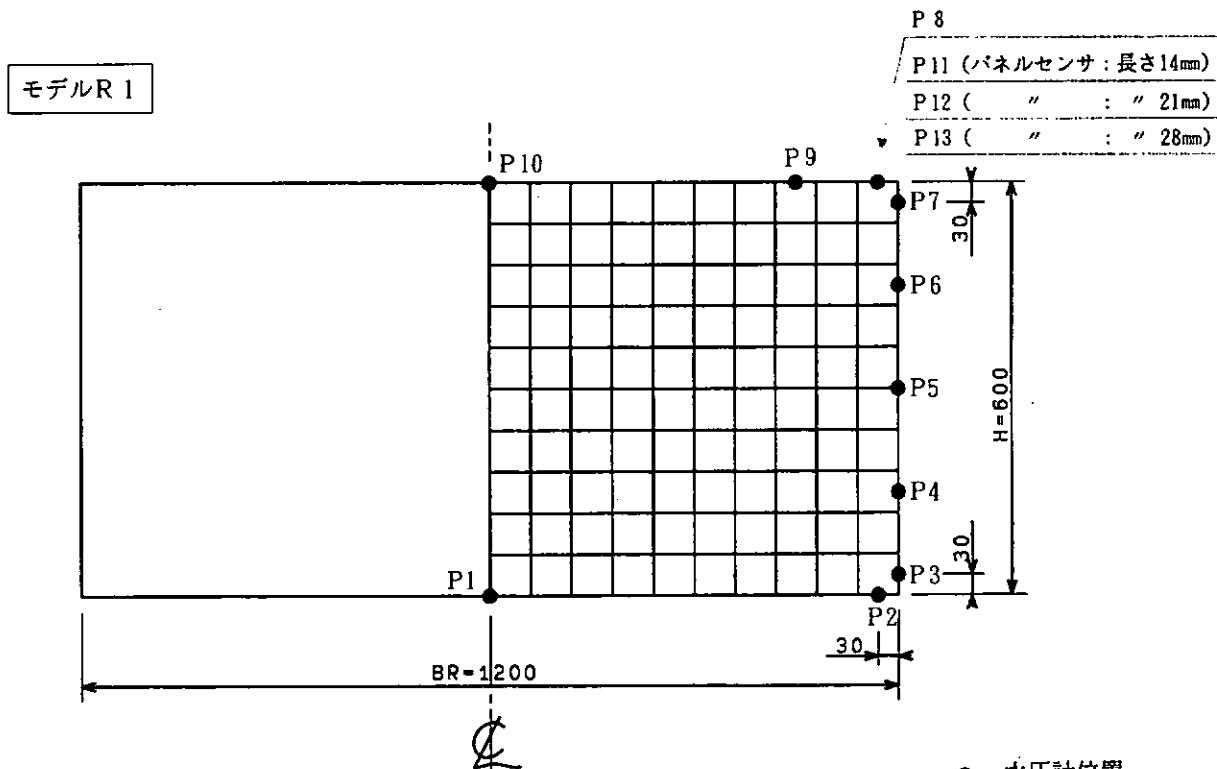


写真7.2 実験中

7.2 実験模型

第3章で選定した形状の、実船の1/31の縮尺模型を作製した。二次元模型ではタンクの厚さ方向の三次元的な波の伝播を排除するために、厚さを200mmとした。三次元模型の厚さは780mmとした。模型タンクの材質は前後面は可視化のため透明なアクリル樹脂板を使用し、他はジュラルミン板とした。模型タンクの板厚は、アクリル樹脂板は10mm、ジュラルミン板は15mmである。（三次元模型タンクではアクリル樹脂板を15mm、ジュラルミン板を25mmとした。）タンク内の流体には着色水道水を用いた。一例としてR1モデルの水圧計配置を図7.2に示す。



正面図

図7.2 水圧計配置図

7.3 計測結果

(1) スロッシング衝撃圧

タンク壁及び内構材に生じる圧力と各動揺運動ごとの液位、周期及び振幅それぞれとの関係の一例を図7.3に示す。圧力は1/10最大平均値で表示した。図7.3はR1モデルにおける20°横揺れ運動の場合である。

(2) 時刻歴

R1モデルにおける横揺れ運動で、液位と圧力の関係を調査した圧力の時刻歴の一例を図7.4に示す。図7.4は20°横揺れの運動で水位95%、周期1.30秒の場合で全計測点について示されている。

(3) 衝撃圧の頻度分布

上記(2)に対応するケースでの衝撃圧の頻度分布を図7.5に示す。

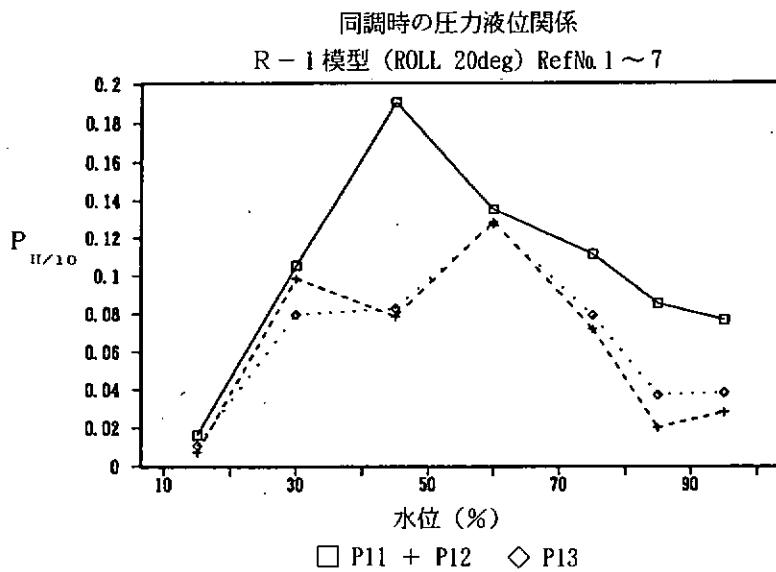
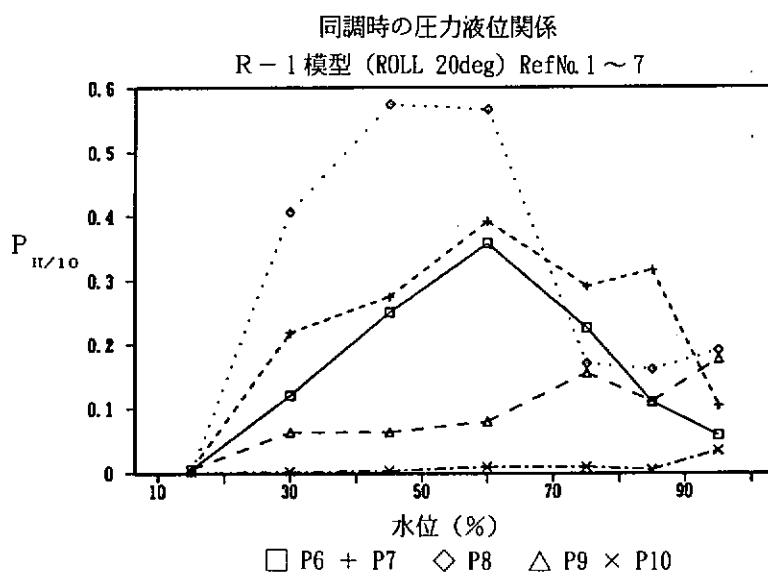
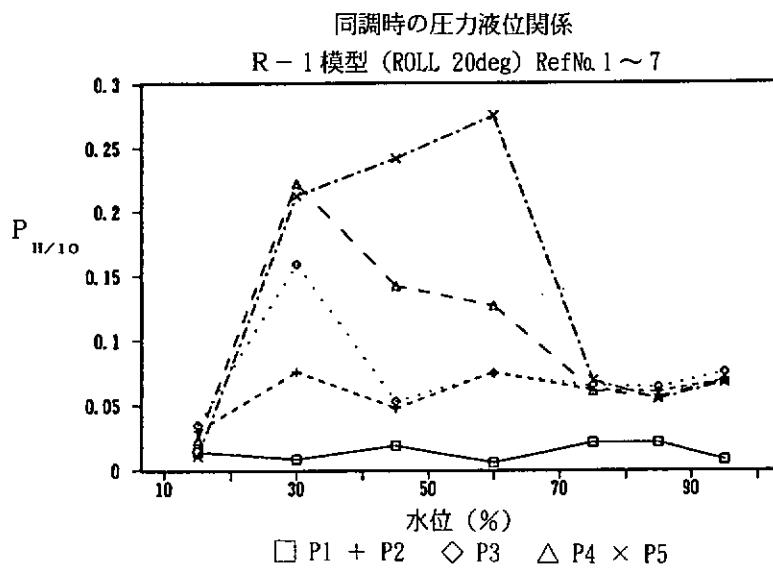
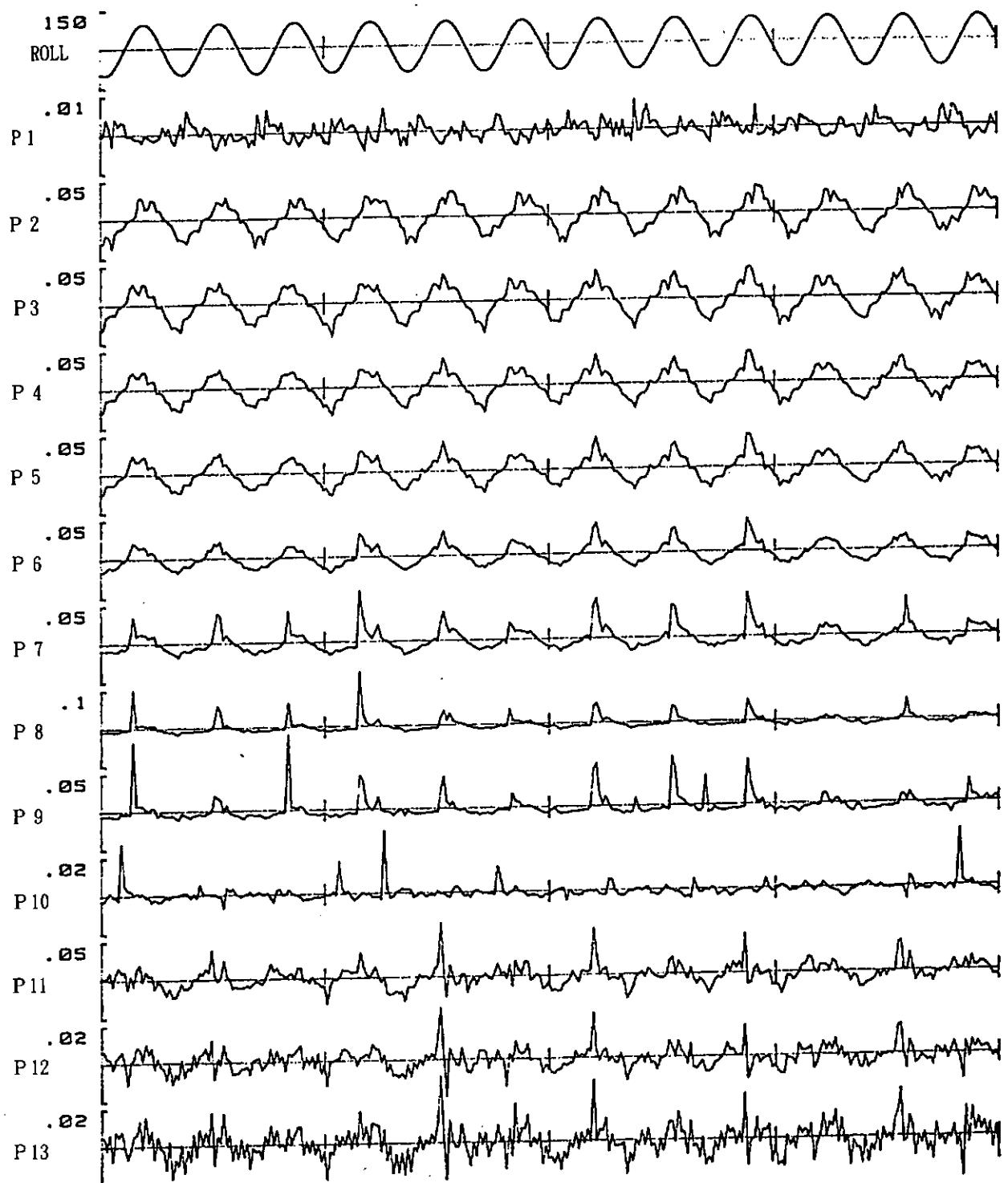


図7.3 液位と圧力との関係 (横揺れ : 20deg)



FILE NAME:DSLS-103 START PT:1TIME-0SEC

図7.4 時系列データ（横揺れ：20度）

（水位：95%、周期：1.30秒）

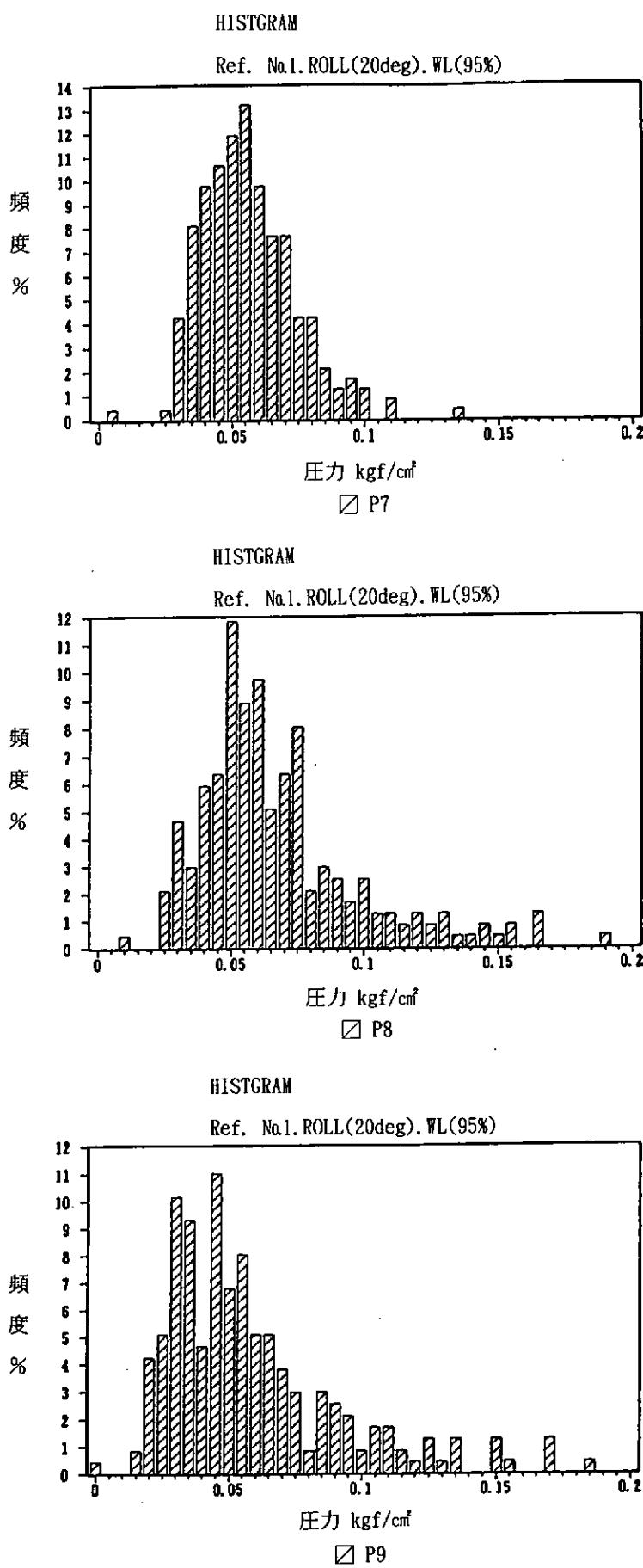
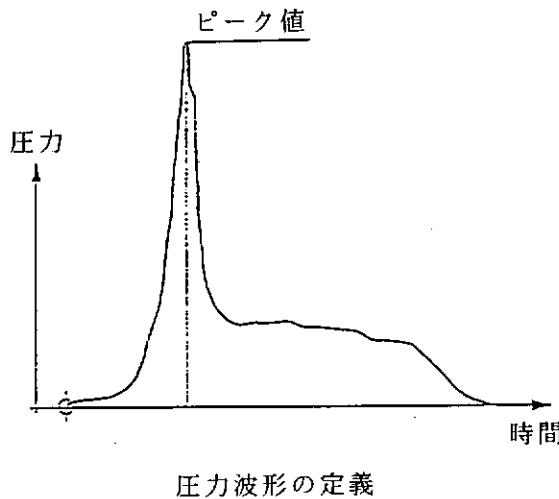


図7.5 ヒストグラム（横揺れ：20度）
(水位：95%、周期：1.30秒)

注) 本研究にて計測する圧力は図に示す圧力波形のピーク値である。



圧力波形の定義

(4) 実験結果に対する考察

(a) スロッシング圧力の統計的性質

スロッシングによる衝撃圧は極めてばらつきの大きい現象であることが知られているが、本研究部会では実施した実験においても、衝撃圧のピーク値にかなりのばらつきがあることが確認されている。このようなばらつきがどのような統計的性質を有するかを知ることは、設計荷重としてのスロッシング圧力を推定する際に重要となるので、調査を行った。

衝撃圧のピーク値がWeibull分布に従うものとすると、確率分布関数は次式で与えられる。

$$P(x) = 1 - \exp(-x/\alpha)^m \quad (X \geq 0) \quad (7.1)$$

但し、

$P(x)$ = 未超過確率

m = 形状のパラメーター

α = 尺度のパラメーター

分布関数のパラメーターを求めるために、式(7.1)を次のように書き改める。

$$Y = A + B \ln(x) \quad (7.2)$$

但し、

$$X = 1 - P(x)$$

$$Y = 1 - \ln\{-\ln[1 - P(x)]\}$$

$$A = m$$

$$B = -m \cdot \ln(\alpha)$$

係数A、Bは最小二乗法によって求めることができるので、分布関数のパラメーター m 、 α が決定される。

規則動揺に対しては、R1模型、横揺れ(20deg)、 $T/T_t = 1.0$ 、液位30%及び60%、85%における計測点P8及びP13について検討を行った。P8、P13はともにタンクコーナー部に位置し、各々圧力センサー及びパネルセンサーによる計測値である。図7.6(a)及び(b)に形状及び尺度のパラメーターの計算値を示す。更に、各計測点の30%液位における実験値及びWeibull分布、Rayleigh分布を比較した。その結果、液位が十分深くなるとばらつきが小さくなること、受圧面積が大きくなる程ばらつきは小さくなる傾向にある事が判った。また、いずれの計測値も大略、Rayleigh分布で近似できることが明らかになった。

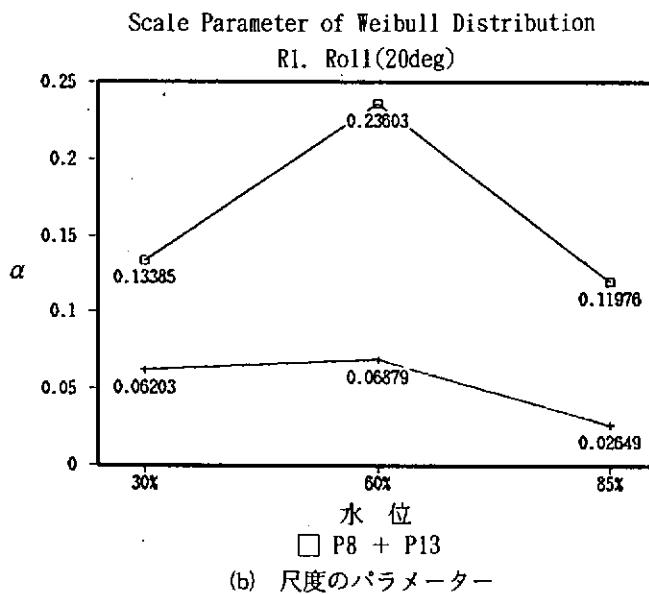
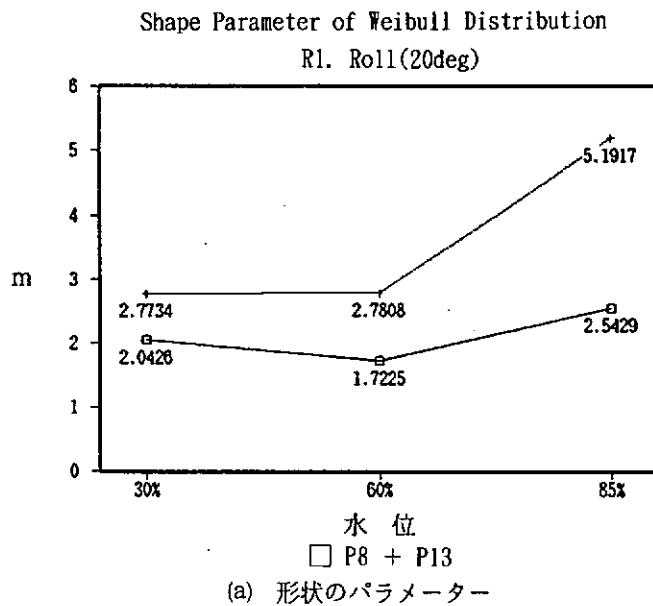


図7.6 Weibull 分布の各パラメーター

一方、不規則動揺に対しては、C1模型、不規則波中の横揺れ（有義波高4m、平均波周期12秒）液位30%及び60%における計測点P.T.2について検討した。P.T.2は図3.5で示すようにR1模型におけるP8に相当する圧力センサーによる計測点である。規則動揺と同様にして形状及び尺度のパラメーターの計算値を求め、30%液位における実験値及びWeibull分布、指數分布を比較した。その結果、形状パラメーター(m)が0.5程度のWeibull分布に近い事が明らかになった。

(b) タンク形状の影響

スロッシング荷重に対するタンク形状の影響を調べるために、矩形断面のR-1模型とビルジホッパーとショルダータンクを有するR-3模型の実験を行っている。液体の運動は両者で大きな差はないようである。同調周期は液位の高い方で、矩形タンクの理論値より長く、液位が低い場合には短い傾向を示す。

R-1模型の横揺れではタンクの上隅部の天板と側壁上端の圧力が最も高く、また、静止時の液面付近より上の側壁の圧力も高くなる。側壁の高い圧力は液体とタンクの相対運動のために生じ、液体の運動が激しい時には衝撃現象を生じ、スプレーが発生する。天板と側壁上端の高い圧力は側壁で生じたスプレーが天板に衝突するために生じ、液位30~75%位の範囲で顕著である。

R-3模型の横揺れの場合には、液体の運動はR-1模型とほとんど同じで、スプレーは天板の代わりにショルダータンクの斜板（底板）にあたり、斜板とその付近の側壁に衝撃圧を発生する。斜板の圧力はR-1模型の天板の場合の半分程度であるが、側壁上端の圧力はR-1模型の場合と同じくらい高い。この部分を除いた側壁や天板の圧力は斜板の圧力よりやや低く、全般的にR-1模型の側壁の圧力より低い。

(c) 内構材の影響

内構材としては横揺れ模型では船底縦桁及び甲板縦桁、縦揺れ模型では隔壁付水平桁をとりあげた。

横揺れ模型の船底縦桁、甲板縦桁の影響を見るために、比較的小さい縦桁を有するR-4模型と深い縦桁を有するR-5模型により実験を行っている。R-4模型の横揺れではタンクの上隅部の天板と側壁の圧力が液位45%の時に比較的に高く、R-1模型の側壁の圧力に近い値となっているが、その他では全般に圧力は低い。R-4模型の左右揺れでは、上隅部の天板の圧力が比較的に高く、液位が深い程高くなる傾向を示し、R-1模型の側壁の圧力に近い値となっている。

R-5模型では横揺れの場合に天板や側壁に比較的に高い圧力を生じることがあるが、左右揺れでは高い圧力はほとんど生じない。これは左右揺れの場合、液位が高いと甲板縦桁が空気の流動を妨げるため、液体の運動が妨げられることや、船底縦桁が液体の運動を妨げていること等が原因と思われる。横揺れの場合には左右揺れの場合よりは液体の運動が激しいように見え、これが局部的に高い圧力が生じる原因かと思われる。

(d) 連成運動の影響

R-1、R-3模型では $T/T_t = 1.0$ の状態で天板隅部、側板上部、斜板に比較的に大きい圧力が生じている。R-1模型とR-3模型とでは、全体的にはほぼ同じ状態で同じ位の圧力を生じているが、R-1模型がR-3模型の2倍近い圧力を生じる場合も1例ある。R-5模型では全般に圧力が低いが、液位75%、95%の $T/T_t = 1.0$ の全ケースで、甲板縦桁の下部に比較的大きい圧力を生じているのが注目される。

P-1、P-2模型では高い圧力はほとんど生じていない。

(e) 受圧面積の影響

衝撃圧は激しい流体運動による空気の巻き込み・波面の乱れなどによりピーク値にバラツキが多い事やピーク値の発生時間が極めて瞬時であるため、場所的同時性が薄いことが予測され、受圧面積の広さにより面積平均の圧力値は異なると考えられる。受圧面積の広さと圧力値の相関性を確認するため実施した実験結果から、実船では直径180mmの円に相当する受圧面積が小さい圧力センサーでの計測値が実船での隔壁パネル幅にはほぼ相当するパネルセンサーの計測値より全般的に高いことが分かった。但し、3種の大きさのパネルセンサー間の差は見られず、面積と圧力値の相関性については明確ではない。

(f) 二次元模型タンク及び三次元模型タンクでの実験結果の比較

1) R-1模型とC-1模型との比較

横揺れの液位60% ($T/T_t = 1.1$) では、全体的に圧力値は二次元模型タンクと三次元模型タンクとではほとんど等しいが、上部コーナー部の側壁（縦通隔壁）では、三次元模型タンクでの圧力値が小さくなる。更にタンクの長さの方向で見ると、横隔壁とのコーナー部から離れるほど圧力値が減少する。その例を図7.7に示す（図においてP-7は図7.2に示す二次元タンクの計測点、P-8, 20, 22は図3.5に示す三次元タンクの計測点）。側壁（縦通隔壁）中位部も同様の傾向であるが、二次元模型タンクでは上部コーナーから下方に

なるに従い値が減少するのに対し、三次元模型タンクでは上部コーナー部の比較的広い範囲に同程度の圧力が生じている。なお、上部コーナー部天板における圧力値については、両者はほぼ等しい。

横揺れの液位30% ($T/T_t = 1.0$) についても、液位60%と同様な傾向にある。

実験を観察したうえでは、三次元影響による特異な現象はみられないが、横揺れにおいてはタンク長さの差異が側壁に生じる圧力に影響を及ぼすものと思われる。

2) R 4 模型と C 2 模型との比較

横揺れの液位60% ($T/T_t = 1.0$)において、上部コーナー天板の圧力値は二次元模型タンクで大きく、逆に上部コーナー部直下の側壁（縦通隔壁）では三次元模型タンクの場合が大きくなっているが、詳細には更に検討が必要であろう。

左右揺れの液位60%では二次元模型タンクに比べ、三次元模型タンクの圧力値は非常に小さい。

3) P 2 模型と C 3 模型との比較

縦揺れの液位75% ($T/T_t = 1.0$)において、No.1の水平桁直下及び天板とのコーナー部での横隔壁の圧力値は、側壁（縦通隔壁）とのコーナー部付近では、二次元模型タンクと三次元模型タンクとで両者はほとんど等しい値であるが、中心線付近では三次元模型タンクの圧力値は小さくなる。水平桁基部での圧力値は側壁（縦通隔壁）とのコーナー部では二次元模型タンクと三次元模型タンクとで両者はほとんど等しいが、水平桁の先端については、三次元模型タンクでの圧力値が二次元模型タンクに比べてやや大きくなっている。

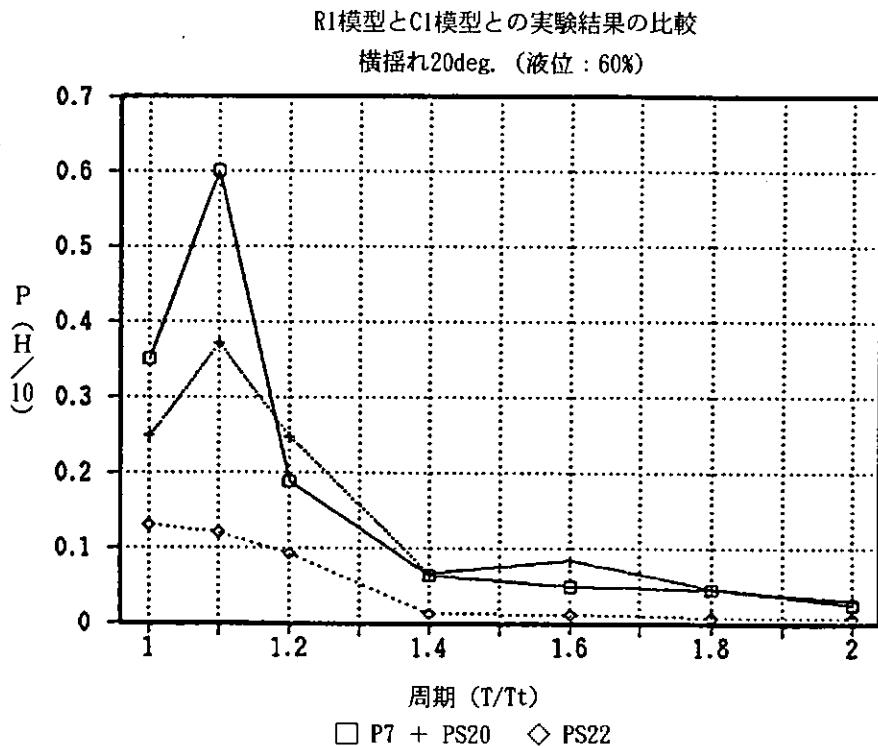


図7.7 2次元模型タンクと3次元模型タンクとの実験結果の比較

(g) 不規則波中におけるスロッシング圧力

実船におけるスロッシング圧力を推定する場合、不規則波中の模型実験結果をもとに、相似則を用いて短期あるいは長期予測を行うことは有効な方法であるが、個々の船舶での実験を必要とし、実船の構造設計で使用するには汎用性に欠ける。一方、過去数多く報告されている規則波中の実験結果を利用して、不規則波中の圧力応答が推定できるなら、既存のデータが有効に活用できると言う意味で実用的な設計手法になることが期待される。そこで、文献1) の方法に従って、規則波中の実験結果から、不規則波中の圧力を推定し、実験結果との比較を行うことによりその可能性を検討した。

推定のための手順を図7.8に示す。スロッシング現象における衝撃は非常にばらつきの大きい現象であるため、確率論的な取扱いが必要である。通常実験結果では圧力値は1/3あるいは1/10最大平均値で整理されているが、規則波中の運動の場合の衝撃圧力の確率分布はレーレー分布で近似できるとして、圧力を2乗平均Eで整理し直しておく。また、衝撃圧力は平均的に加振角度θ（又は変位ξ）に比例すると考える。圧力 $P\sqrt{E}/\theta$ （又は $P\sqrt{E}/\xi$ ）を加振周期Tで整理したものを圧力応答関数と呼ぶ。規則波中の圧力応答関数及びストリップ法により求められた船体運動応答関数より、線形重ね合わせ法を適用して、不規則波中のエネルギースペクトル計算を行い、圧力の標準偏差を求める。波スペクトルとしてはISSCの波スペクトルを用いる。

本研究にて実施した不規則波中の模型実験に対応する長波頂不規則波中を船が一定速度で、波向に対し一定針路で航海している場合の圧力の標準偏差Rは次式により表される。

$$\frac{R^2}{H^2} = \int_0^\infty \frac{[f(\omega)]^2}{H^2} \cdot [A(\omega, \chi) \cdot P(\omega, \chi)]^2 d\omega \quad (7.3)$$

但し、

- $[f(\omega)]^2/H^2$: ISSC波スペクトル
- $A(\omega, \chi)$: 規則波中の船体運動応答関数
- $P(\omega, \chi)$: 圧力応答関数 ($= P\sqrt{E}/\theta$ 又は $P\sqrt{E}/\xi$)
- ω : 波の角周波数
- χ : 出会角
- H : 有義波高
- T : 平均波周期

標準偏差Rの代わりにEを用いると、

$$E = 2 \cdot R^2 \quad (7.4)$$

不規則波中におけるスロッシング衝撃圧力の確率分布を指数分布及び7.3(4)(a)項で示したように形状パラメータが0.5程度のWeibull分布で近似できるとして衝撃圧力の推定を行う。

指数分布で近似される場合、圧力の1/N最大平均値 $P_{1/N}$ は、次式で与えられる。

$$P_{1/N} = \{1 + \ln(N)\} \cdot \sqrt{E/2} \quad (7.5)$$

一方、Weibull分布（形状パラメーター： $m = 0.5$ ）で近似される場合は、

$$P_{1/N} = [2 + 2 \cdot \ln(N) + (\ln(N))^2] \cdot \sqrt{E/24} \quad (7.6)$$

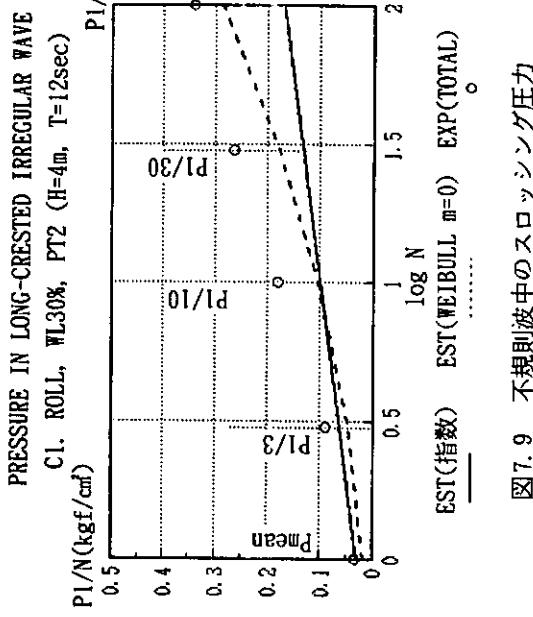
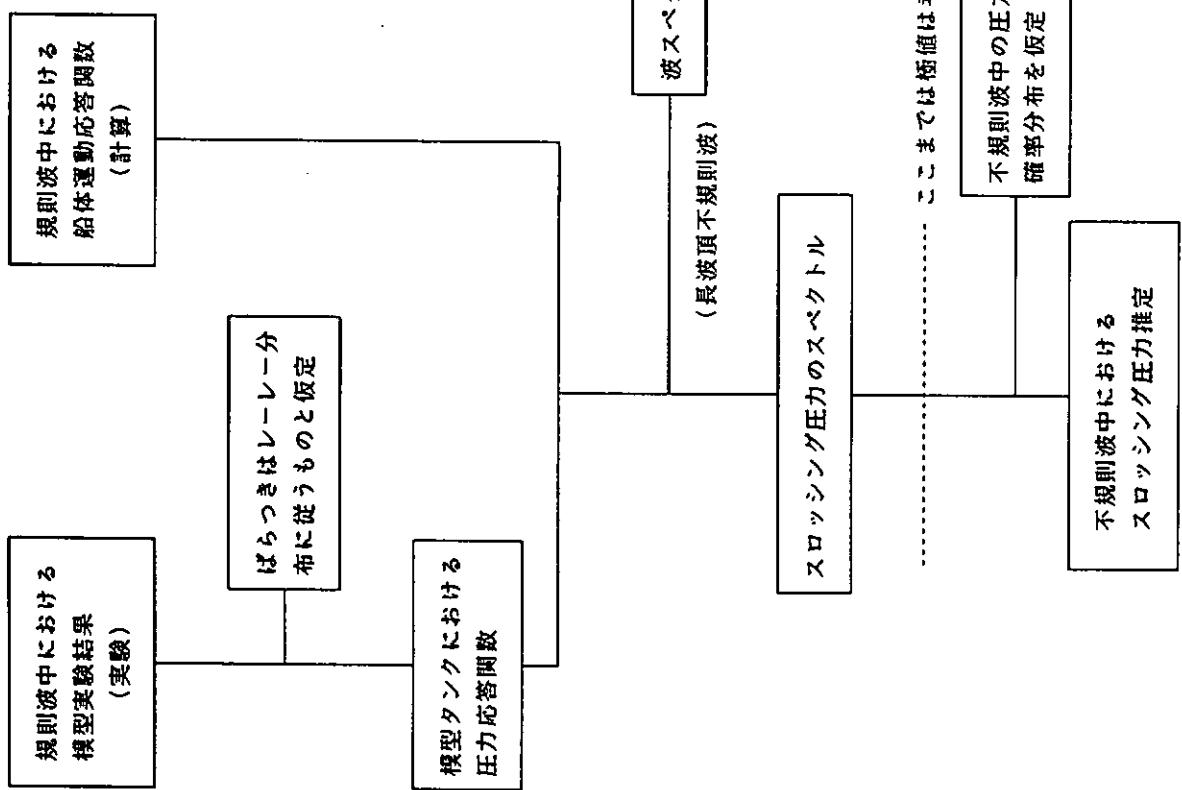


図7.9 不規則波中のスロッシング圧力

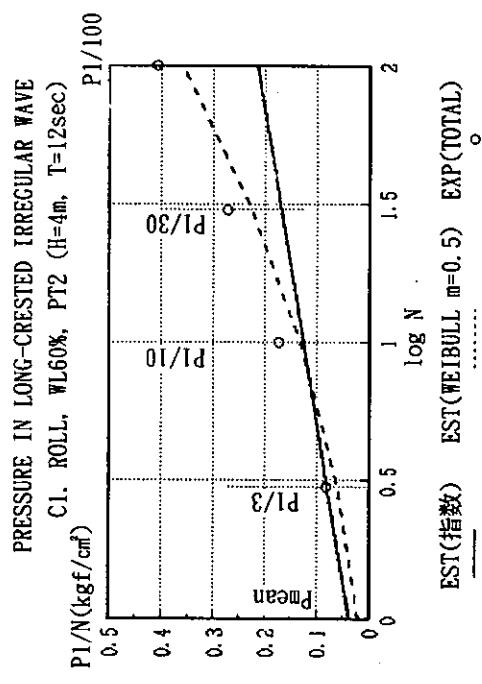


図7.10 不規則波中のスロッシング圧力

図7.8 不規則波中におけるスロッシング圧力の推定手順

以上述べた手法を用いて、不規則波中の実験結果との比較を行う。規則波中の模型での圧力応答関数としては、内構材のない方形タンク形状を有するC1模型における横揺れ（横揺れ角20度）、液位30%及び60%時の実験結果を用いた。天板タンクコーナー部計測点P T 2における圧力のピーク値の計測結果を、圧力のばらつきはレーレー分布に従うとして \sqrt{E} で整理した。船体運動は、供試船D船($L \times B \times D \times d = 233.3m \times 42.0m \times 21.5m \times 15.0m$)におけるバラスト状態、船速16.2knotsでの計算結果を使用し、出会い角90度における横揺れの応答関数を求めた。

圧力及び船体運動応答関数から、線形重ね合わせ法により求めた圧力の標準偏差Rを用いて長波頂不規則波中の圧力を推定し、有義波高4m、平均波周期12秒の海象を想定したC1模型における不規則波中の模型実験の圧力の平均値及び $1/3$ 、 $1/10$ 、 $1/30$ 、 $1/100$ 最大平均値と比較した結果を液位30%及び60%についてそれぞれ図7.9及び図7.10に示す。図から判るように、設計荷重として対象となる発現確率が小さい領域での推定値は指数分布よりWeibull分布と仮定した場合の方が不規則波中の実験値と比較的良く合う。又、推定値は実験値より小さくなる傾向にある。この原因として、推定値計算の過程では圧力は横揺れ角に比例するとしたが、実際には圧力・振幅関係を調査した実験からは、横揺れ角が10度以上の場合、特にタンクコーナー部において衝撃圧力の頭打ち現象が見られる。本推定では横揺れ角が20度の規則波中の実験結果を用いたのに對し、不規則波中の実験の横揺れ角が最大10度程度であることを考慮すると、推定値と実験値との差異は圧力の横揺れ角に対する線形性の仮定に起因するものと考えられる。

以上、規則波中の実験結果を用いて設計荷重としてのスロッシング圧力を推定する際の問題点について検討を行った。圧力の頭打ち現象等の考慮が必要であるものの、不規則波中の衝撃圧力の確率分布を適切に仮定することにより、ここで示した線形重ね合わせ法によるスロッシング圧力の推定手法は設計へ応用できる十分な可能性があると考えられる。

参考文献

- 1) 萩原ほか：船舶のスロッシング荷重に対する強度、三菱重工技報 Vol. 19 No. 3 (1982)

8 スロッシング圧力の計算

スロッシング理論解析法については、境界要素法、FEM、差分法等、種々の解析手法の差異を調査研究し、差分法の採用を決定した。更に差分法の解析コードとして、MAC法とSMAC法を基礎とした解析コードと、SOLA-SURFを基礎とした解析コードの2種の解析コードについて実際にアルゴリズムを開発し、比較的簡単なモデルについて両者を用いて数値解析を実施し、比較検討を行った。その結果、両者は精度に差はないが、計算時間の点でSOLA-SURFが優位である事が判明し、解析コードとしてSOLA-SURFを用いる事とした。続いて、1) 流体内にある底部内構材、2) 加振周波数、3) タンク頂板、4) 傾斜壁のそれぞれの影響の基礎調査の目的で、基本的アルゴリズムを開発した。

また、実際のタンクに適用できるように、流体運動の過程で流体から出現したり、没水したりする横隔壁付水平ガーダー、上甲板付デッキガーダーを考慮できるアルゴリズムも開発した。

8.1 基礎方程式

図8.1に示すような二次元タンク内の液体（以下流体）のスロッシング問題を考える。流体領域をV、自由表面をS_f、タンク内壁をS_wとする。タンクは空間に対して並進運動速度U及び角速度Ωの運動をしているものとする。ここに、空間に固定された座標系をO-XY、タンクに固定された座標系をo-xyと定義する。例えば、図8.2に示すような矩形タンクの場合には、タンク底に一致させてx軸を、また鉛直上方にy軸をとる。流体は非圧縮性の2次元流れと仮定すれば、流体運動の基礎方程式は以下に示す連続の式とNavier-Stokesの方程式である。

$$D = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (8.1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u^2}{\partial x} + \frac{\partial uv}{\partial y} + \frac{\partial \phi}{\partial x} = \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + g_x \quad (8.2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial uv}{\partial x} + \frac{\partial v^2}{\partial y} + \frac{\partial \phi}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g_y \quad (8.3)$$

ここに、u及びvはそれぞれ流体の速度のx方向成分及びy方向成分である。また、pを圧力、ρを流体の密度として圧力関数φ=p/ρを定義する。νは動粘性係数である。g_x、g_yは流体粒子に誘起される加速度成分を意味し、横搖角θ（座標原点Oに関してyx方向を正にとる）が作用し、タンク中心に誘起される加速度を(a_x、a_y)=d/dt(U+Ω×U)とするときに次式のように与えられる。

$$g_x = g \sin \theta - 2v \dot{\theta} + x \ddot{\theta}^2 - y \ddot{\theta} - a_x \quad (8.4)$$

$$g_y = -g \cos \theta + 2v \dot{\theta} + y \ddot{\theta}^2 + y \ddot{\theta} - a_y \quad (8.5)$$

ただし、gは重力加速度を、「・」=d/dt、「..」=d²/dt²を意味する。

タンク壁面で境界条件は、動粘性係数が0のときfree slipとして取扱いタンク壁面にnormalな方向の速度成分を0とし、動粘性係数が非零のときno-slipとして取扱いタンク壁面にnormalな方向の速度成分ならびに平行な方向の速度成分を壁面上で0とする。内構材の面上での条件はタンク壁面と同様にして取扱う。自由表面における境界条件は、自由表面上で圧力一定（大気圧）とし、運動学的自由表面条件を満足させるものとする。また、初期条件として、流体は静止しているものとし時刻0より所要の加振運動に応じて流動を開始するものと仮定する。

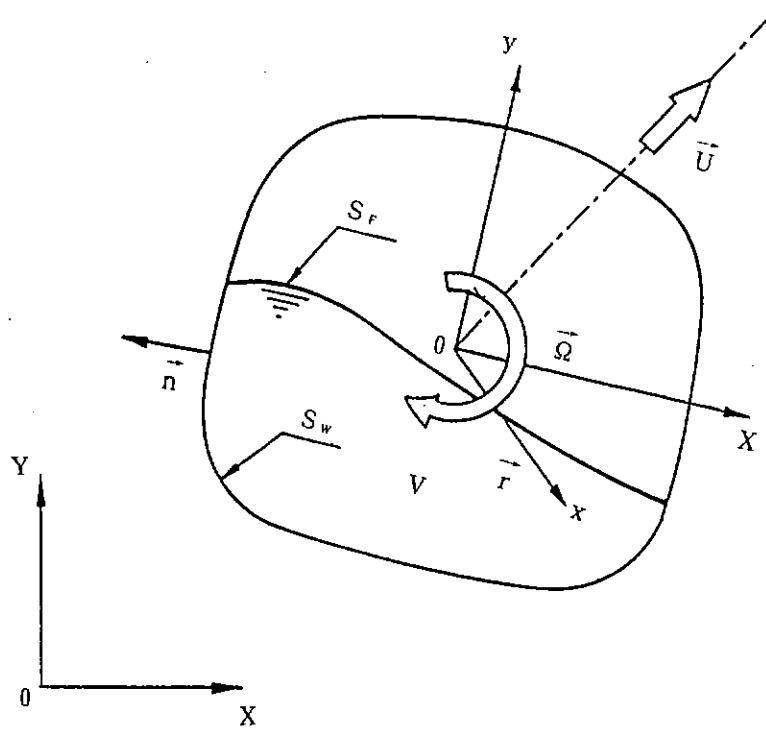


図8.1 座標系

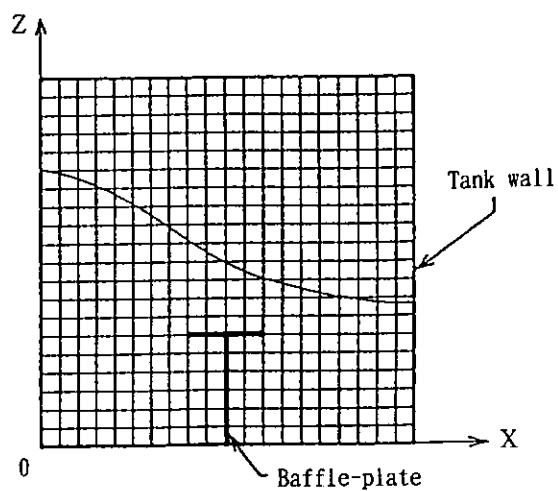


図8.2 座標系とセル分割

8.2 計算結果

(a) スロッシング特性

本研究で開発された差分法に基づくスロッシング数値解析法によりどの程度までスロッシング特性の解析が可能であるかを明示するためにスロッシング模型実験の結果を参照しながら、スロッシング非線形現象の分類を行った。

タンク内液体の流動現象は次の3つに分けられる。

- (i) 線形現象 (Linear) [L]
- (ii) 非線形現象 (Non-linear) [NL]
- (iii) 超非線形現象 (Super-non-linear) [SNL]

線形の境界値問題で、流体の運動ならびに自由表面の隆起が小さい場合にその現象を線形現象 (Linear) と称する。流体の運動の基礎方程式が非線形でありこれらの基礎方程式を用いなければ解明できない現象を非線形現象 (Non-linear) と称する。また、一般に解析が困難であると思われる現象（波崩れ、飛沫、泡、気泡等）をまとめて超非線形現象 (Super-non-linear) と称する。

模型タンク内の液体の揺動は、タンクの寸法、液深、加振運動の振幅、加振運動の周期、天板の有無、内構材の有無等の各組合せによって種々の様相を呈する。スロッシング現象はビデオカメラにより撮影されており、その結果をワークステーションを用いて画像処理を行い考察した。観察されるスロッシングの現象を特徴づけて列記すれば次のようにある。

〔自由表面微小振幅揺動 (Sine wave)、駆け上がり (Run up)、波崩れ (Breaking)、飛沫 (Spray)、泡 (Form)、気泡 (Bubble)、内構材影響 (Baffle plate etc effect)、天井板影響 (Ceiling effect)、渦 (Vortex) 等〕

加振運動の種類によって、スロッシング現象に少し差異があるが、左右搖の加振を例にとってスロッシング現象の特性を概観すれば次のようにある。自由表面揺動は、左右搖振幅が大となる場合、また左右搖周期がタンクのスロッシング固有周期に一致する場合に激しくなる。一定の左右搖振幅については、低次の固有周期に同調した場合が高次の固有周期に同調した場合よりも自由表面の揺動の振幅が大である。このようなスロッシング現象の観察結果のビデオ画像の例を図8.3に、ビデオ画像の観察結果を分析してスロッシング特性を模式的に示した図を図8.4に、対応する事例について本計算法による数値例を図8.5に示す。

図8.4において、線形現象に分類されている自由表面波形は液体の運動が小さく且つ自由表面隆起が小さい場合に相当する。この場合の現象は本研究の計算法により解析が可能である。次に、非線形現象に分類されている自由表面の揺動では、タンク壁への駆け上がり (Run up)、波形の頂が鋭く谷が浅い現象等が観察され、従来の種々の計算法でも解析できることがすでに知られているが、本計算法によりこの現象を精度よく解析できる。更に、超非線形現象に分類された自由表面の揺動では、波崩れ (Breaking)、飛沫 (Spray)、泡 (Form)、気泡 (Bubble) 等が観察される。これらの現象を解析することは一般に困難であるが、本計算法によって、波崩れが起きる直前まで、あるいは飛沫が発生する直前までの現象の解析は十分可能である。しかしながら、波崩れ後、あるいは飛沫発生後の現象の解析は不可能であり、特に、泡、気泡等の現象の解析のためには(8.1)～(8.3)の基礎方程式に加えてなんらかの物理法則を導入する必要がある。

その他のスロッシング特性については次のようにある。

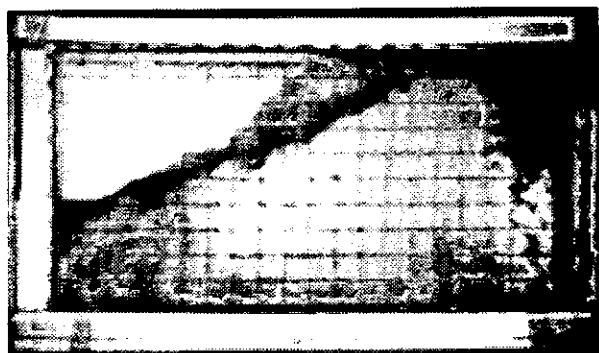
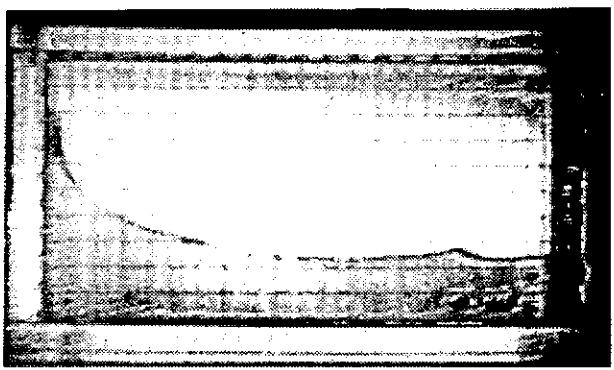
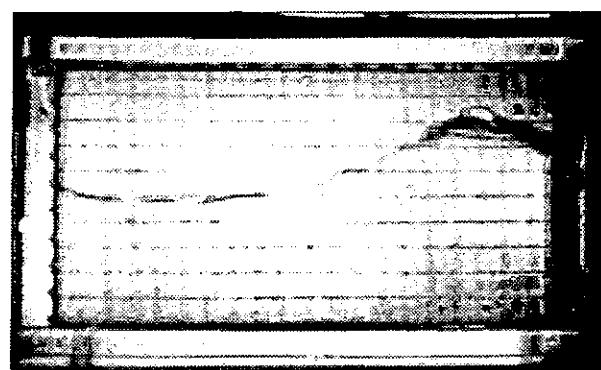
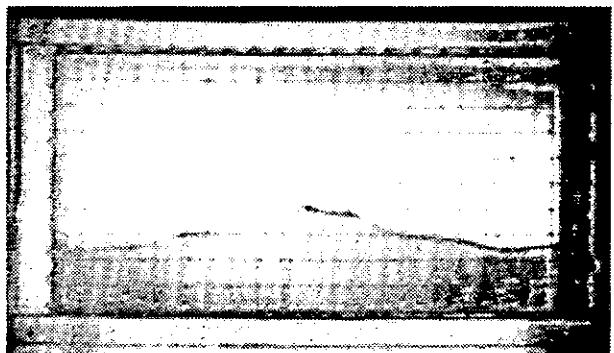
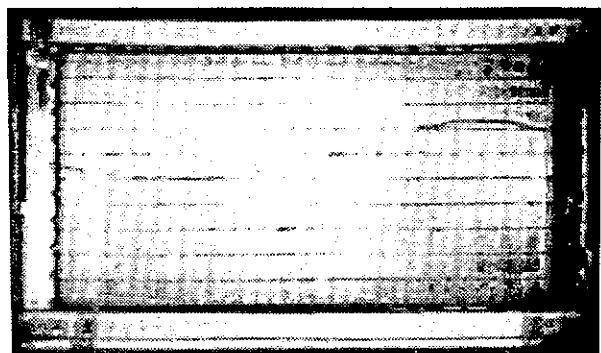


図8.3 スロッシング実験の波形

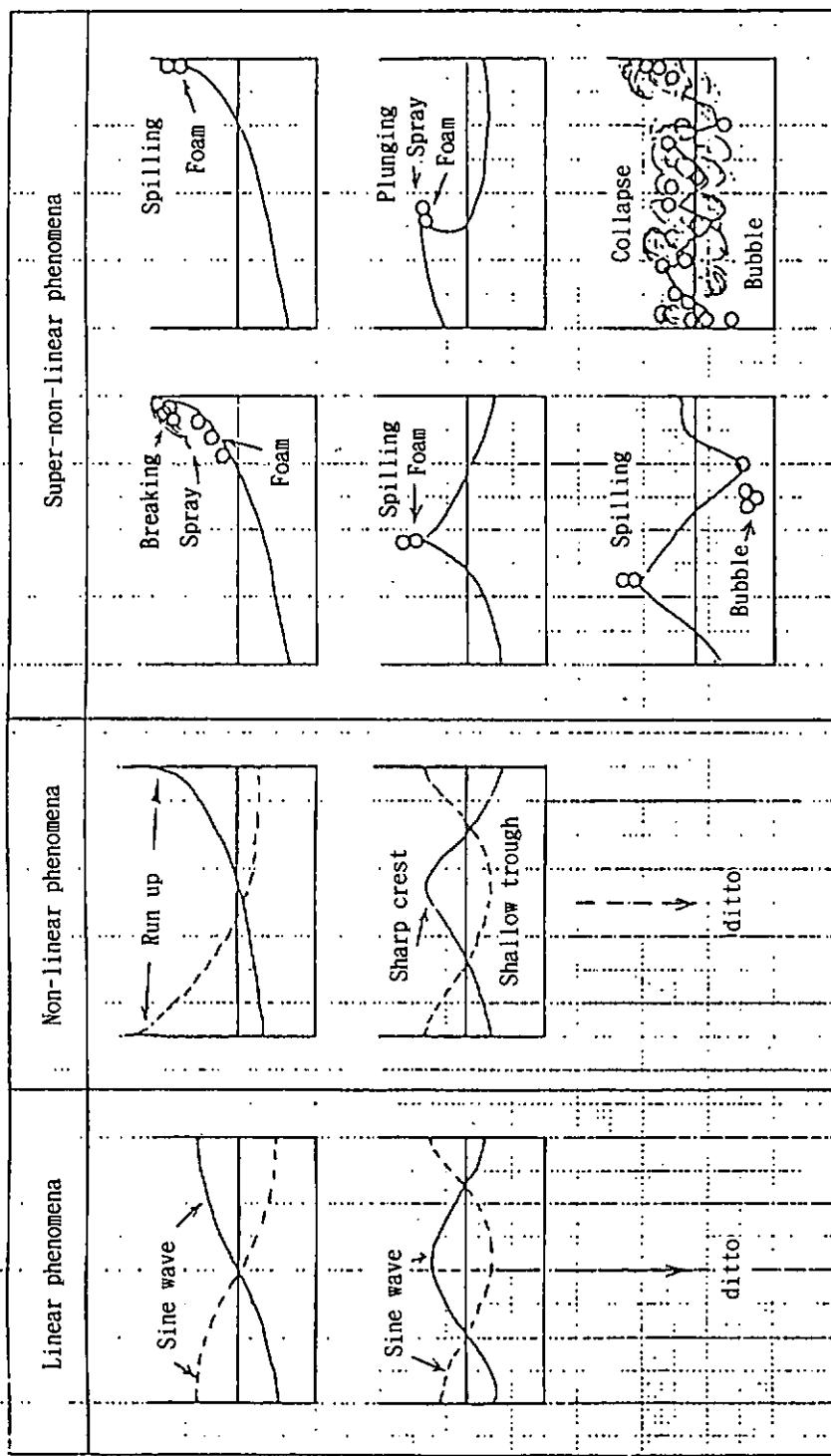
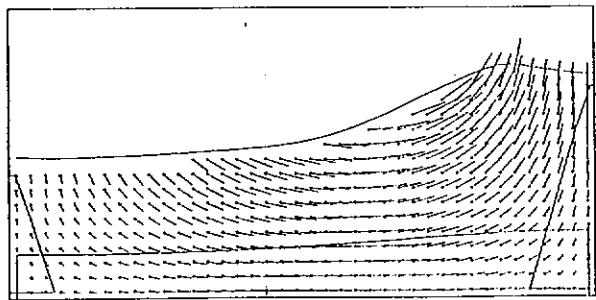
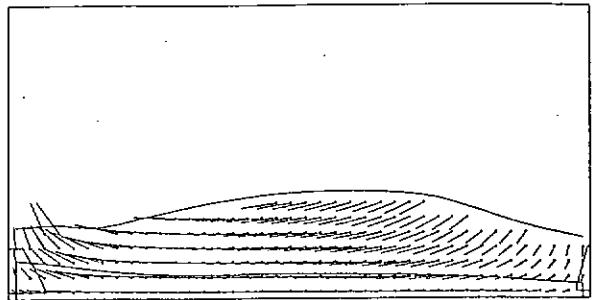


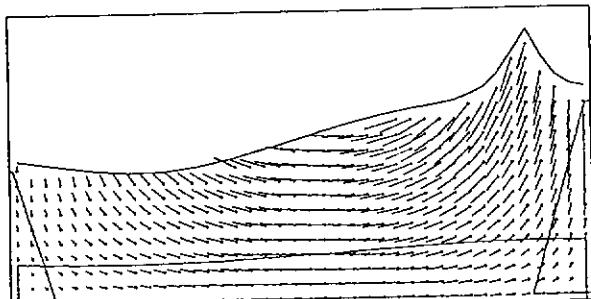
図8.4 スロッシング現象の分類



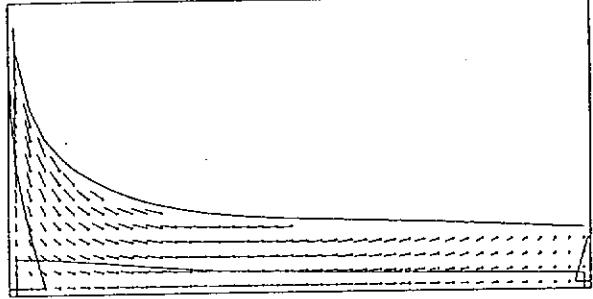
T = 2.240 (SEC) CYCLE = 1120



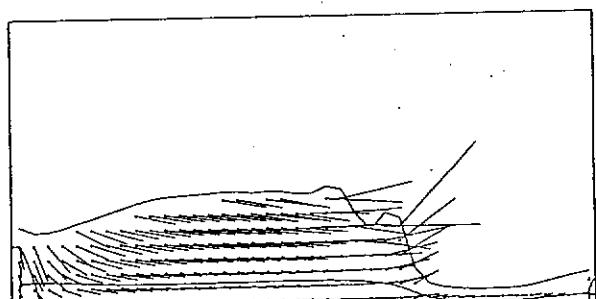
T = 1.320 (SEC) CYCLE = 660



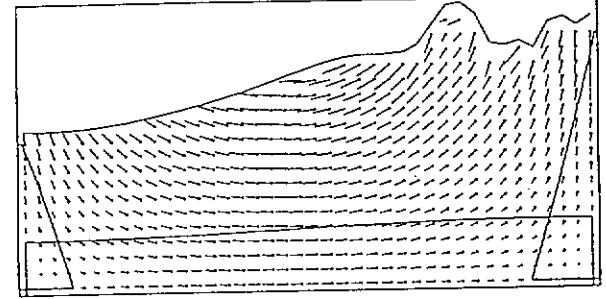
T = 1.680 (SEC) CYCLE = 840



T = 3.000 (SEC) CYCLE = 1500



T = 2.200 (SEC) CYCLE = 1100



T = 2.000 (SEC) CYCLE = 1000

図8.5 計算例

浅水タンク内のスロッシング問題では、Hydraulic jumpとそのTravelling波の発生が観察される。液体の流動は強い非線形性を示し時間的及び空間的に不連続な様相を呈する。この現象の解析は、本計算法で十分可能である。

タンクに天板が存在すれば、液体の流動が激しいとき液体の一部が天板に接触することになる。固体壁（簡単のため弾性は考えない）に短時間の間に液体が接触する問題はいわゆる衝撃問題であり、タンクの構造設計において重要な課題である。なお、天板影響を示す現象の解析は本計算法で十分可能である。

内構材はタンク内液体の流動を妨げる役割をする。内構材の取付け位置によりその効果が異なる。内構材の端部よりVortexの発生を含めて、この影響は本計算法で解析可能である。

8.3 スロッシング圧力の実験値と計算値の比較

図8.6及び8.7にスロッシング圧力の空間分布の実験値と計算値の比較例を示す。実験値は1/10最大平均値であり、計算値は二次ピーク値（計算を始めて2度目に表れたピーク値で一応安定した値と考えられる）である。

8.4 スロッシング圧力の評価

本研究によって発展させられた数値解析手法によれば、実船構造で採用される種々の内部構造材を持つ任意の形状のタンクについて任意の液位や規則・不規則に関わらず任意の運動にたいしての内部流体の運動が精度良くシミュレーションできる。これによって初期設計時にスロッシングを考慮した船体計画を実現することができる。初期設計時に種々のタンク様式について模型実験することは实际上極めて困難であり、この分野に数値解析が適用できることになったことは大きな意義がある。ただ本研究では適用したコンピューターの能力に制限されメッシュサイズの大きさ、計算時間刻みの大きさなどを粗めに取らざるを得なかったために衝撃現象が発生したり波面の跳躍が現れる場合などの衝撃圧力の計算精度は不十分な点が残った。しかしコンピューターの進歩は著しく数年後にはこの制限も無用なものとなり計算精度も改善が期待できる。

以上のようにスロッシング圧力の推定には、模型実験により検証された本研究結果の計算法を用いればよいが、模型実験によって得られた諸データから直接推定する事もできる。その際の主な留意点を以下に述べる。

(i) 実船スケールへの換算

本研究は縮尺模型について実施されているのでこれを実船スケールに換算するにはフルードの相似則に従うのも一つの方法である。

$$\text{圧力} \quad P_s = (\rho_s / \rho_m) \cdot \gamma \cdot P_m$$

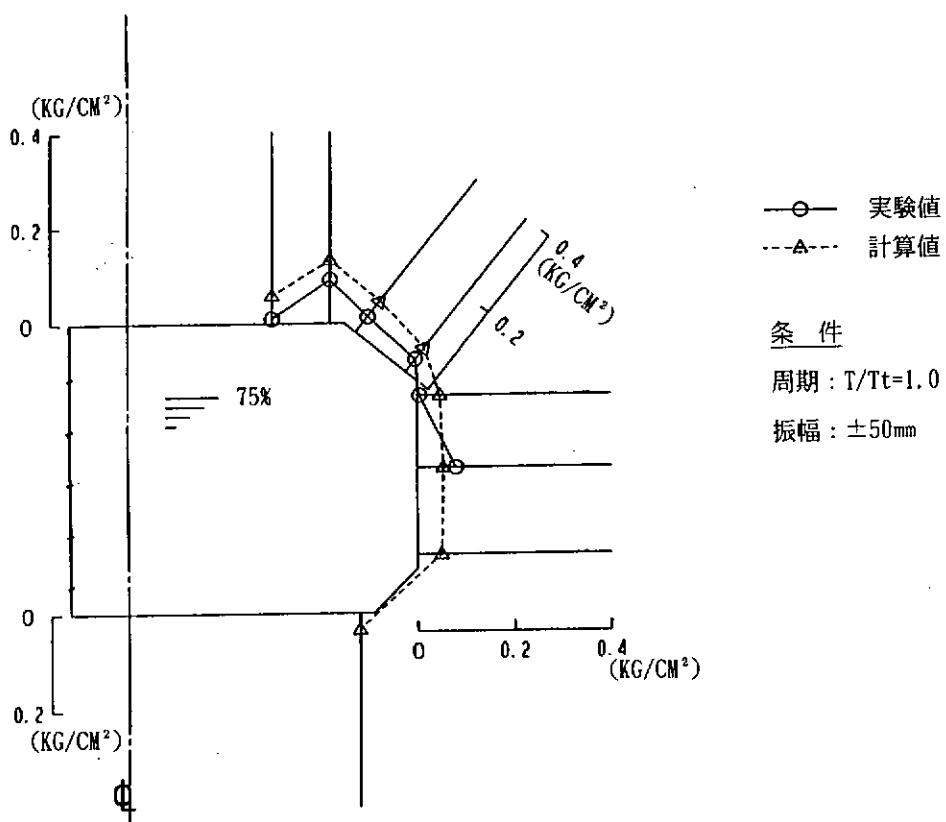
$$\text{周期・時間} \quad T_s = \sqrt{\gamma} \cdot T_m$$

ただし、suffix m ; 模型、 s ; 実船

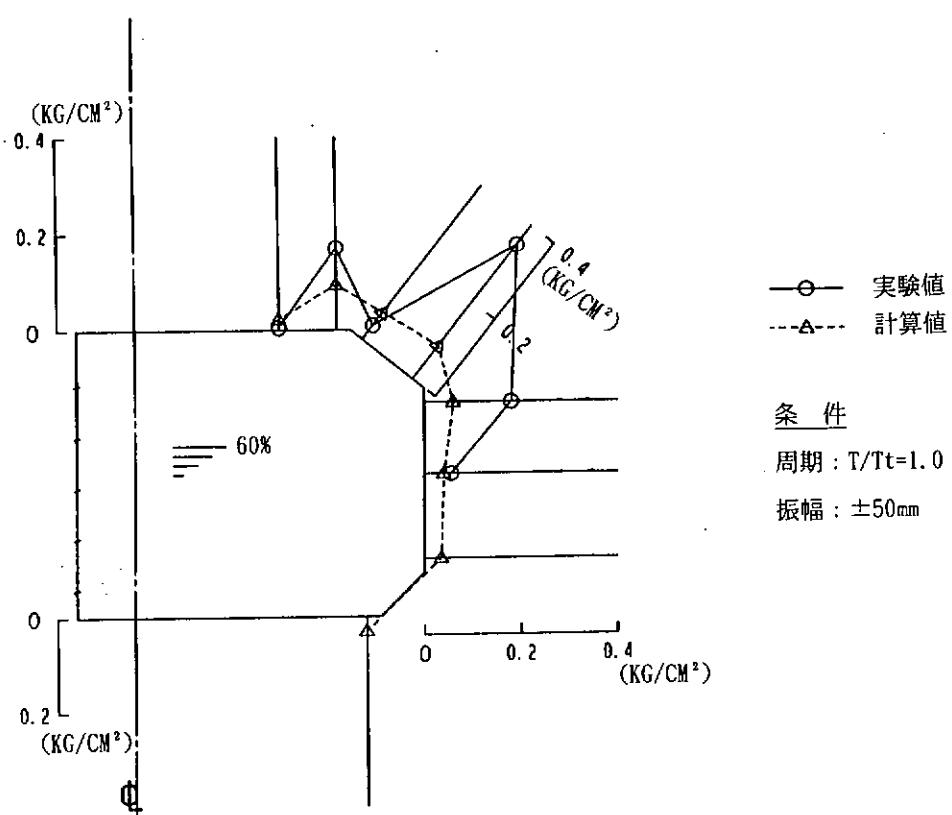
ρ ; 液体密度、 $1 / \gamma$; 模型と実船との寸法比

(ii) 加振中心

横揺れ・縦揺れの単独規則加振における回転中心はタンク中心としているが、実船のローリング中心は船の重心を回転中心として定義されているので両者は必ずしも一致しない。

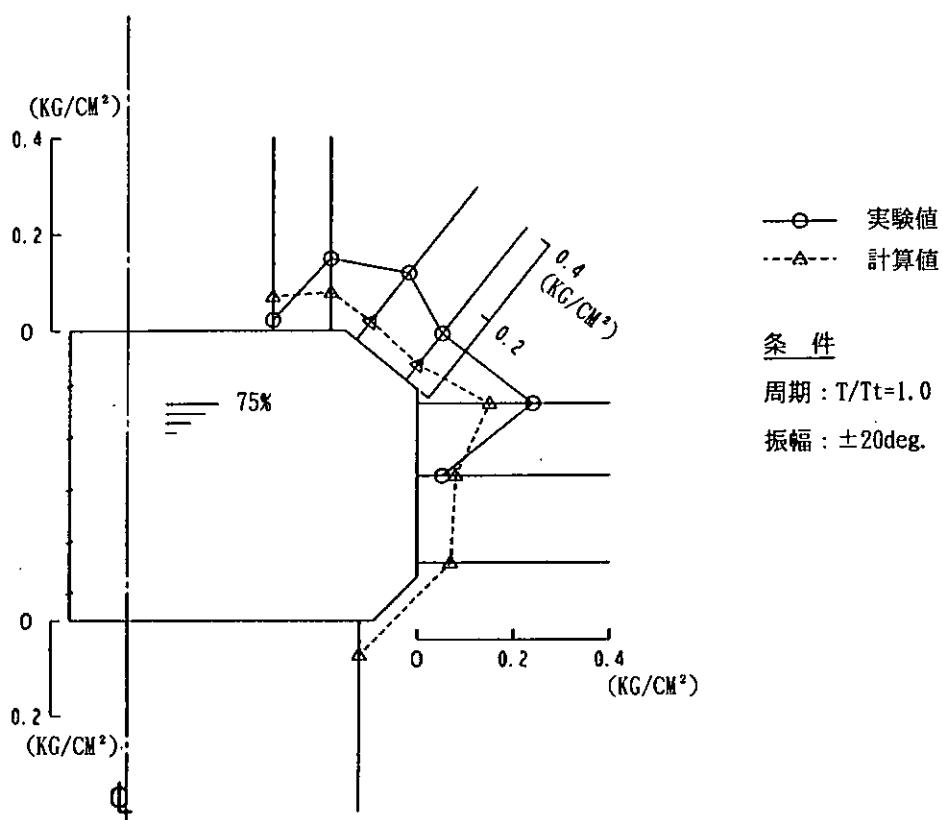


(a) 液位75%

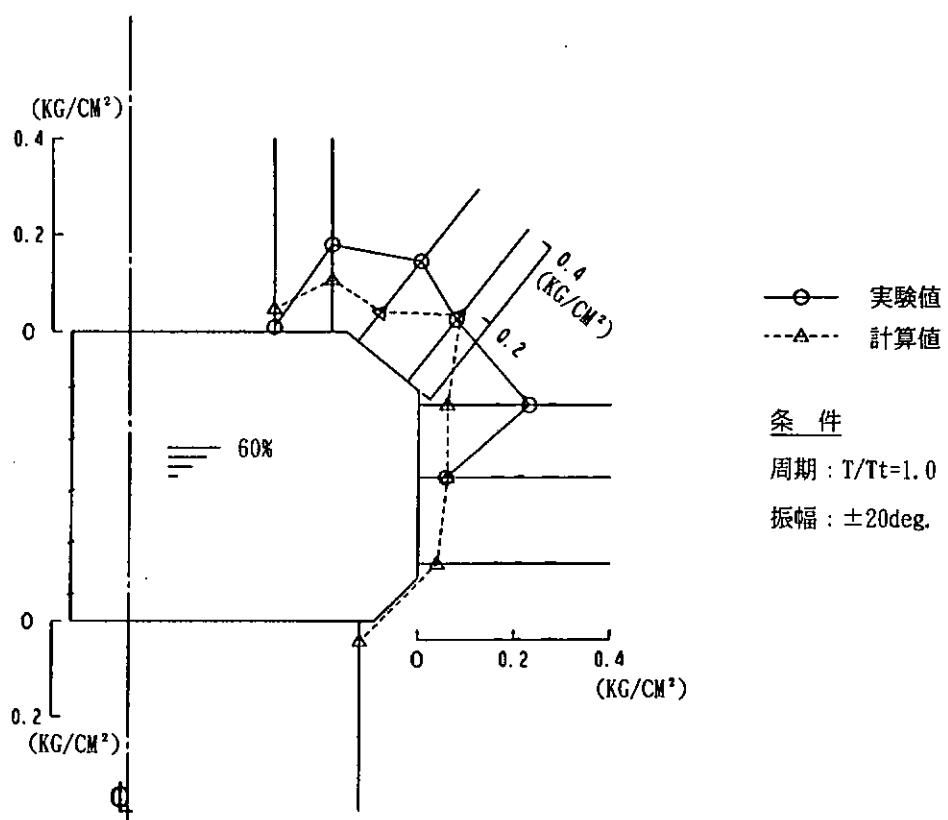


(b) 液位60%

図8.6 スロッシング圧力の実験値と計算値の比較（左右揺れ）



(a) 液位75%



(b) 液位60%

図8.7 スロッシング圧力の実験値と計算値の比較（横揺れ）

9 結 論

本研究により二重船殻構造とスロッシング現象の本質を把握する事ができた。

二重船殻の深さを浅くするためにはどうすればよいか。またどのような問題が付随し、対策はどうかが、明らかになり、二重船殻構造タンカーの信頼できる設計ができるようになった。開発されたスロッシング圧力の数値シミュレーションは、タンク形状の設計に利用できる。また、スロッシング現象の本質に関する知見は対スロッシング構造の設計に有益である。

二重船殻構造の中型タンカーの構造上の問題点が解明され、これにより性能のよい船を設計、建造して世界に貢献したい。