

日本船舶振興会昭和50年度補助事業  
“巨大タンカーの研究”

研究資料No. 248

## 第152研究部会

### 新構造方式強度計算に関する研究

#### 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、日本造船研究協会の昭和50年度補助事業「巨大タンカーの研究」の一部として日本造船研究協会が第152研究部会においてとりまとめたものである。

本研究は、今後開発される大型タンカーの試設計を行ない、幅広による横強度、ストラットおよび船底座屈等の構造上の問題点について、有限要素法による詳細な横強度計算、水平桁材をもつ構造方式の詳細解析、コーナ部構造模型によるウェブプレートの防撓材配置がコーナ部の座屈形式、崩壊荷重におよぼす影響の実験、ストラット、ホットムトランス、トリッピングブラケットの模型による座屈強度実験および船尾構造の有限要素法による詳細計算と簡略計算を行ない、問題点を明らかにしたものである。

## 第152研究部会委員名簿（敬称略・五十音順）

部会長	山本善之	
幹事	安藤文隆（船舶技術研究所）	大浦啓義（佐世保重工業）
	大坪英臣（東京大学）	小川泰之輔（石川島播磨重工業）
	片塙泰治（日立造船）	川上益男（広島大学）
	国安常雄（石川島播磨重工業）	堺由輝（川崎重工業）
	田代新吉（日本海事協会）	内藤良二郎（三菱重工業）
	長沢準（船舶技術研究所）	長田光洋（大阪造船所）
	秦数実（日本鋼管）	服部堅一（住友重機械工業）
	八木順吉（大阪大学）	山越道郎（九州大学）
	吉識恒夫（三井造船）	
委員	青木元也（船舶技術研究所）	高木幹永（三井造船）
	杉浦邦雄（日本鋼管）	関内実（三井造船）
	津田公一（東京大学）	永田勝之（石川島播磨重工業）
	新田頭（日本海事協会）	橋本泰明（住友重機械工業）
	原洋一（日立造船）	葉山真治（東京大学）
	福田純夫（三菱重工業）	藤田純夫（三菱重工業）
	藤田讓（東京大学）	星野次郎（日本海事協会）
	松本宏之（石川島播磨重工業）	森正浩（三菱重工業）
	山口勇男（日本海事協会）	渡辺昌健（三菱重工業）
討議参加者	伊藤康康（日立造船）	井上宗一（石川島播磨重工業）
	上田正俊（三井造船）	江口弘明（佐世保重工業）
	太田和雄（三井造船）	香川洸二（三菱重工業）
	加藤泰彦（三井造船）	加藤瞭（佐世保重工業）
	金沢健治（川崎重工業）	鴨井紀之（川崎重工業）
	熊本啓行（日本海事協会）	小園民夫（日立造船）
	境裕嗣（三井造船）	坂本芳太郎（石川島播磨重工業）
	佐藤博一（日本鋼管）	関浜昌宏（日立造船）
	高橋紘一（住友重機械工業）	立石勝（日立造船）

谷 田 宏 次 (石川島播磨重工業)	坪 井 東一郎 (東京大学)
中 谷 明 道 (日本鋼管)	中 山 幹 彦 (川崎重工業)
萩 原 孝 一 (三菱重工業)	橋 本 省 吾 (川崎重工業)
服 部 陽 一 (日立造船)	林 田 守 弘 (三菱重工業)
藤 原 政 弘 (佐世保重工業)	茅 沼 秀 高 (三井造船)
森 信 義 (日立造船)	諸 星 喜 義 (住友重機械工業)

# 目 次

緒 言 .....	1
1. 試設計船の詳細強度計算	
1.1 1000 - L/B 5 - 4 L - H型船の横強度計算 .....	2
1.1.1 概 要 .....	2
1.1.2 強度解析 .....	2
1.1.3 考 察 .....	4
1.2 700 - L/B 5.5 - 4 L - V型タンカー BHD付HORIZ. GIRDERの強度 .....	28
1.2.1 解析経過 .....	28
1.2.2 解 析 法 .....	28
1.2.3 解析結果と考察 .....	29
2. ウィングタンクおよび船底構造の崩壊強度に関する研究	
2.1 コーナ部の座屈崩壊強度 .....	36
2.1.1 まえがき .....	36
2.1.2 実験方法 .....	36
2.1.3 実験結果 .....	36
2.1.4 考 察 .....	37
2.1.5 あとがき .....	37
2.2 フトラット部の座屈強度の研究 .....	59
2.2.1 目 的 .....	59
2.2.2 試 験 .....	59
2.2.3 考 察 .....	60
2.2.4 結 言 .....	60
2.3 衝撃荷重によるウェブ材の剪断座屈強度 .....	74
2.3.1 目 的 .....	74
2.3.2 実験方法 .....	74
2.3.3 実験結果と考察 .....	74
2.3.4 結 論 .....	75
2.4 防撓板の衝撃応答 .....	87
2.4.1 鋼材の引張衝撃疲労強度 .....	87
2.4.2 防撓板模型実験 .....	89
2.5 トリッピングブラケットに関する調査研究 .....	113
2.5.1 研究の概要 .....	113
2.5.2 トリッピングブラケットの強度計算 .....	113
2.5.3 船底構造の模型実験 .....	115
2.5.4 結 言 .....	118
2.6 船底横桁の座屈強度に関する研究 .....	145
2.6.1 序 .....	145
2.6.2 実 験 .....	145
2.6.3 理論解析 .....	150

2.6.4 結論	158
3. 巨大タンカーの船尾構造の研究	
3.1 試設計	170
3.1.1 試設計の目的	170
3.1.2 試設計方針	170
3.1.3 設計図	170
3.2 FEMによる70万トン型タンカーの船尾構造の変形計算	176
3.2.1 計算方法	176
3.2.2 計算結果	179
3.2.3 計算結果の考察	181
3.3 簡略モデルによる船尾構造の変形計算	201
3.3.1 船尾構造のモデル化	201
3.3.2 40万トンタンカーの計算結果と考察	202
3.3.3 70万トンタンカーの計算結果と40万トンタンカーとの比較	203
3.3.4 むすび	204
結言	220

## 緒 言

今後開発される大型タンカーは、水深の制約と I M C O のタンク規制、特に S B T (S E G R E G A T E D B A L L A S T T A N K) 方式の採用によって主要寸法や各荷油タンクのプロポーションが在来船とはかなり異ったものとなる可能性がある。

したがって船体構造法も在来の固定観念にとらわれず、新しい発想が必要である。このため、昭和 49 年度には、本部会は S B T 方式のタンカーの試設計を行い、幅広による横強度、深さが大きくなることによるストラット、船底横桁の局部座屈等の構造強度上の問題点が摘出された。

昭和 50 年度においては、昭和 49 年度に試設計行った船について詳算な横強度計算を行い、また局部強度の問題については、考えられる構造方式に対応する構造要素について実験的研究を行う。

さらに今後益々重要性を増すシャフトのアライメントの問題について船体の特性を明らかにするための船尾部構造計算を詳細計算と簡略計算で行い、これらを比較し、アライメントに対するより簡便な船尾部構造簡略計算を行い、これらを比較し、アライメントに対するより簡便な船尾部構造計算法を求めようとする。

本研究の実施に当り、多大の御協力をたまわった日本船舶振興会に心から感謝の意を表わす。

# 1 試設計船の詳細強度計算

## 1.1 1000-L/B 5-4L-H型船の横強度計算

担当 小川 泰之輔（石川島播磨重工業）

### 1.1.1 概要

昭和49年度は、当社担当としてHORIZONTAL MAIN SYSTEMの100万トンタンカーの構造試設計及び主として骨組計算法による強度解析を行い、変位、応力を検討し問題点を調査した。

本年度は本試設計船につき立体有限要素法による更に詳細な強度解析及び前年度の骨組計算法との比較を行った。

尚表記1000-L/B 5-4L-H型とは100万トンTANKER L/B = 5, 縦通隔壁4列, HORIZONTAL MAIN構造船の略である。

本船のTANK配置及び中央断面図は49年度研究報告書-研究資料No.283-を参照されたい。

強度計算はT. BHDを中央にして前后2-TRANS. RINGを計算範囲とし、対象荷重はTANK TESTのみとした。

計算結果、各部材の応力値は部分的な部材寸法の修正により従来の実績船と同程度にする事が可能で、強度上の本質的な問題はほとんどないことが判明した。

### 1.1.2 強度解析

#### (1) 計算方法

前年度は、STEP1：平面格子構造計算（縦通部材の上下相対変位）、STEP2：立体骨組構造計算、STEP3：平面有限要素法による計算、なる手順に従って計算を行ったが、今年度は、前述のSTEP2とSTEP3の計算を立体有限要素法を用いて一度に行ったものである。

##### (a) 計算対象範囲

図1.1.1に示すごとく前年度行った立体骨組計算と全く同じ範囲を計算の対象とした。

##### (b) 構造モデル

図1.1.2に示すごとく計算対象範囲を船体中心にて対称条件とした片舷の立体モデルである。

##### (c) 部材の扱い

- (i) FACE PLATEの有効巾は全巾を有効とした棒要素とした。（平行部、曲り部とも）
- (ii) SHELL, BHD, 大骨のWEBは構造に合せた板要素とした。
- (iii) WEB付STIFFNER及びTRIPPING BKTは無視した。

##### (d) 境界条件

図1.1.2に示すが、H. STRINGER等に対する縦曲げの影響は無視することにし、端部拘束、軸力は与えず、回転も拘束した。

上下方向の変位は前年度のSTEP1の計算結果（図1.1.4）を相対変位で与えた。

##### (e) 荷重の与え方

横断面方向の荷重は一般にTRANS. RINGに、TRANS. BHD. の荷重はH. GIRDERに与えた。

#### (2) 荷重条件

対象とした荷重条件は図1.1.3に示すTANK TESTのみとした。

(3) 使用プログラム

当社開発の有限要素法による汎用立体計算プログラム「J-Z PLATE」を用いた。

(4) 計算結果

各部材の変位及び応力を図1.1.5(a)～図1.1.13(d)に示す。尚各部材の最大応力値を表1.1.1及び1.1.2に示す。

(a) TRANS. RING

(i) FACE PLATEの直応力は平行部 $11\text{Kg/mm}^2$ , BKT. 部 $18\text{Kg/mm}^2$ , WEBの合成応力は平行部 $12\text{Kg/mm}^2$ , BKT. 部 $18 \sim 20\text{Kg}$ 程度であるが、No.4 STRINGERとの取合部で $28 \sim 26\text{Kg/mm}^2$ の高応力が生じている。

(ii) VERTICAL WEBの撓み量は最大 $15.3\text{mm}$  ( $\delta/D = 1/2980$ )であった。

(b) STRINGER

(i) No.1～No.4 STRINGER

FACE PLATEの直応力は平行部 $11\text{Kg/mm}^2$ , BKT. 部 $14\text{Kg/mm}^2$  WEBの合成応力は平行部 $9\text{Kg/mm}^2$ , BKT. 部 $14\text{Kg/mm}^2$ 程度である。

(ii) No.1～No.4 H. GIRD R

FACE PLATEの直応力は平行部 $11\text{Kg/mm}^2$ , BKT. 部 $16 \sim 20\text{Kg/mm}^2$ , WEBの合成応力は平行部 $14\text{Kg/mm}^2$ , BKT. 部 $16 \sim 20\text{Kg/mm}^2$ 程度である。

(iii) No.5 H. GIRD R

FACE PLATEの直応力は平行部 $12\text{Kg/mm}^2$ , BKT. 部 $16 \sim 22\text{Kg/mm}^2$ , WEBの合成応力は平行部 $11\text{Kg/mm}^2$ , BKT. 部 $17 \sim 22\text{Kg/mm}^2$ 程度である。尚上記 $22\text{Kg/mm}^2$ の高応力の発生した箇所はSIDE SHELL側のH. GIRD R BKT. 部の一部で、他は $19\text{Kg/mm}^2$ 以下である。

(iv) STRINGERの撓み量は最大 $10\text{mm}$ , H. GIRD Rは $8\text{mm}$ であった。

(5) 49年度の計算結果との比較

(a) 計算手順の比較

	49年度計算手順	本年度計算手順
STEP 1	平面格子構造計算	左を流用
STEP 2	立体骨組構造計算	立体 FEM 構造計算
STEP 3	平面 FEM 計算	

(b) 計算結果の比較

F.R. 7 及び F.R. 11 の TRANS. RING の応力比較を図1.1.5(c), (d) 及び 図1.1.8(c), (d)に示す。

No.3 STRINGER の応力比較を図1.1.11(c), (d)に示す。

変位の比較を図1.1.5(a), 1.1.8(a), 1.1.11(a)に示す。

(i) TRANS RING

BOTTOM TRANS の平行部, No.4 STRINGER との取合部の応力値に差のある他は、ほとんど一致している。

(ii) No.3 STRINGER

部材端部の応力値に差のある他は大体一致している。

(iii) 前述の差は立体骨組計算の際のモデル化における剛体部の扱い方、WEB付SKIN PLATEの有効巾の取り方等に問題があるためと考えられ、この点に関しては更に検討を要すると思われる。

### 1.1.3 考 察

- (1) NKの許容応力（平行部 $18\text{kg/mm}^2$ ，コーナー部 $20\text{kg/mm}^2$ ）をベースに考えると補強を必要とする箇所は
  - (a) TRANS. RINGのNo.4 STRINGER取合部のWEB
  - (b) No.5 H. GIRDERのSIDE SHELL側BRACKET部であるが，
- (a)についてはWEBの板厚を $16\text{mm}$ より $21\text{mm}$ 程度に増厚することにより，  
(b)についてはH. GIRDERの部分的な形状変更又は板厚増加により改善出来るものと考えられる。
- (2) STRINGERの強度に対しては縦曲げによる軸応力の重畠を考慮する必要があるが，TANK TEST CONDITIONでの応力値は $14\text{kg/mm}^2$ 以下であり，実際に大きな軸応力が働くと考えられる満載又はバラスト状態での応力値は更に低くなることは前年度の検討結果明らかであり，先ず問題はないと考えられる。
- (3) TRANS, RINGの変形量は $15\%$ 程度であり，一般に大型船の問題点の一つと云われている一次部材の変形による二次部材の付加応力も，本試設計程度のH. STRINGERの条数を考慮すれば特に問題にはならないと考えられる。
- (4) 以上NK 49年度規則をベースに試設計を行った本構造で横強度上は局部的な補強を行えば，100万トン TANKERとして十分成立するものと考えられる。
- (5) ただし実際の設計を具体的に展開するに当っては，STRINGERの条数，位置，大骨端部，コーナ部の形状等に更に系統的な検討を加え，より合理的な構造を見い出す必要があろう。

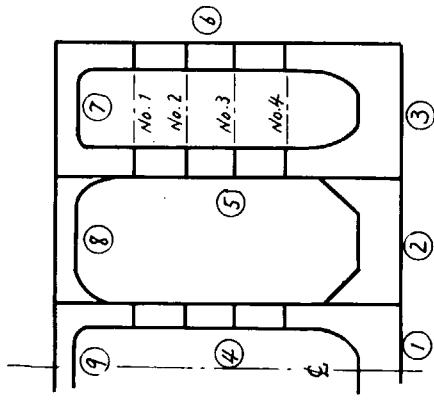
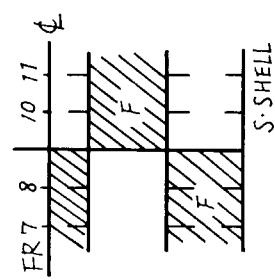
又，TRANS RINGについてもTRANSの位置により応力値がかなり異っており，この点にも更に改良の余地が残されているものと考えられる。

当然のことながら大骨の形状は縦來の実績値より大巾に大型化しており，対振動，対坐屈等の局部的な検討が要求される。

本構造方式においては，STRINGERとTRANSの交叉部の詳細構造の可否が強度上も，工作上でも大きな影響をもち，詳細な検討が必要と考えられる。

大骨コーナー部についてはFACE PLATEを100%有効と云う仮定の下で計算を行っているが，実際にはFACE PLATEの有効性はかなり大巾に低下することが，従来の実験，計算等で確認されており，この点に対する詳細検討も必要であろう。

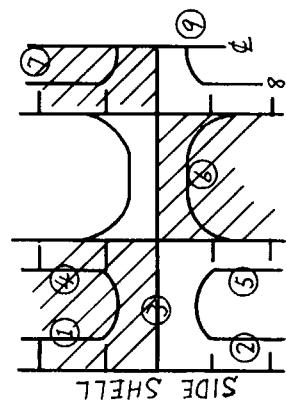
表 1.1.1 TRANS.RING の応力値  
(TANK TEST)



$\sigma_n$  : FACE PLATE の直応力 ( $Kg/mm^2$ )  
 $\sigma_e$  : WEB の合応力 ( $Kg/mm^2$ )  
 平行部 5  $Kg/mm^2$  , コーナー部 7  $Kg/mm^2$   
 未満の数値は省略。

POSITION STRESS TRANS	(1)		(2)		(3)		(4)		(5)		(6)		(7)		(8)		(9)	
	平行部	コ-ナ-部	平行部	コ-ナ-部	平行部	端部	平行部	交又部	平行部	交又部	平行部	交又部	平行部	平行部	平行部	平行部	平行部	平行部
FR 7	$\sigma_n$	6	14	-12	-10	9	18	-6	-5	6	-6	7	8	8	-6	-7	10	8
	$\sigma_e$	11	13	11	9	11	17	12	25	12	24	13	26	7	9	5	8	8
FR 8	$\sigma_n$	15	6	-12	-8		16	5		-5	-5		7	7		9	7	
	$\sigma_e$	11	12	5	12	9	10	16	11	25	11	24	12	24	5	7	7	7
FR10	$\sigma_n$	-6		17	18		11			6	-5				11	12		
	$\sigma_e$	9	0	12	20	6	10	11	24	12	25				9	9		
FR11	$\sigma_n$	-8		17	19	-12	6			8	-6	-5			14	14		
	$\sigma_e$	7	11	13	18	7	12	11	23	13	25				12	11		

表 1.1.2 H. STRINGER の応力値  
(TANK TEST)



$\sigma_n$  : FACE PLATE の直応力 ( $Kg/mm^2$ )

$\sigma_e$  : WEB の合成応力 ( $Kg/mm^2$ )

平行部  $5 \text{ Kg}/mm^2$ , コーナー部  $7 \text{ Kg}/mm^2$

未満の数値は省略。

POSITION STRESS STRINGER	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨
	TRANS 平行 部	TRANS 交 部	TRANS 平行 部	TRANS 交 部	TRANS 平行 部	TRANS 交 部	TRANS 平行 部	TRANS 交 部	TRANS 平行 部
NO. 1	$\sigma_n$ -5			1.2	-5	7	7	1.6	-1.1
	$\sigma_e$ 6	1.4		1.1	7	1.0	1.0	1.6	8
NO. 2	$\sigma_n$ -6			1.4	-6	8	9	2.0	-1.0
	$\sigma_e$ 8	1.7		1.1	8	1.2	8	1.4	1.0
NO. 3	$\sigma_n$ -5			1.4	-5	7	8	1.9	-8
	$\sigma_e$ 9	1.5		1.1	1.7	9	1.8	2.0	1.0
NO. 4	$\sigma_n$			9			1.1	1.6	9
	$\sigma_e$ 9	1.2		1.0	6	9	1.4	1.7	1.0
NO. 5	$\sigma_n$ 1.2			-1.1	1.0	2.2	1.0	-8	1.1
	$\sigma_e$ 1.1	2.2		9	1.7	9	1.9	8	1.5

D.W. 1000,000 m<sup>3</sup> TANK ARRANGE I

TANK DIMENSION	
L.D.L.	456.0
B.D.L.	91.1
H.H.	45.5
M.M.	33.4
C.R.	0.11

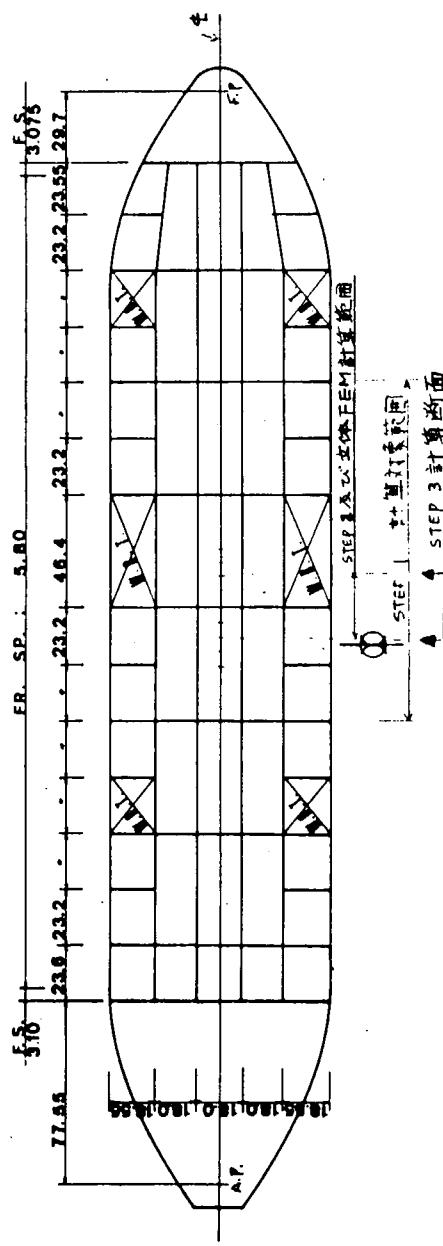


図 1.1.1 計算対象範囲

### 境界条件

上下方向拘束：モテル INN. L.BHD. A/D  
 SIDE SHELL & BOTT TRANS.  
 12 罫 STEP 12 罫拘束  
 垂直 25 罫 OUT L.BHD. T  
 部は支持拘束いた。  
 前後方向拘束：モテル INN. , OUT L.BHD.  
 SIDE SHELL AND HSTR. 2端部。  
 支持拘束いた。

- 1 -

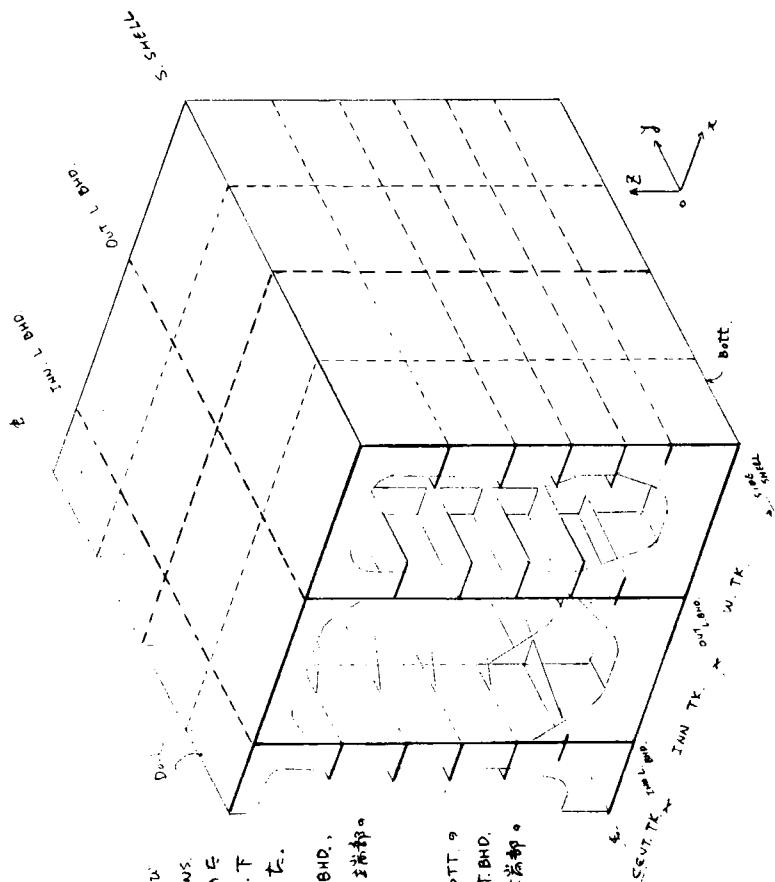


図 1.1.2 立体 FEM構造七元ル

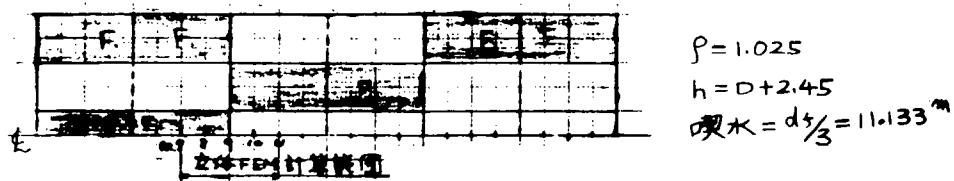


図 1.1.3 荷重条件 TANK TEST , COND.

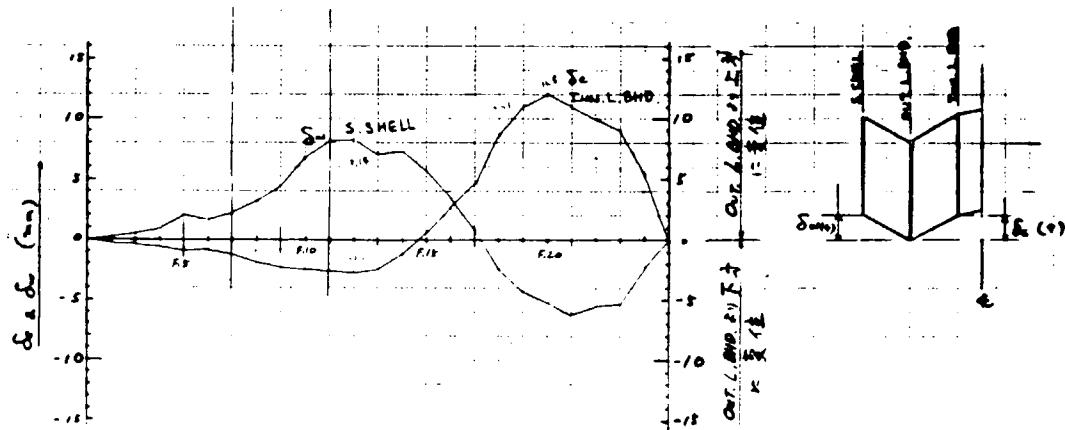


図 1.1.4 縦部材の上下相対変位 (STEP 1)  
TANK TEST COND

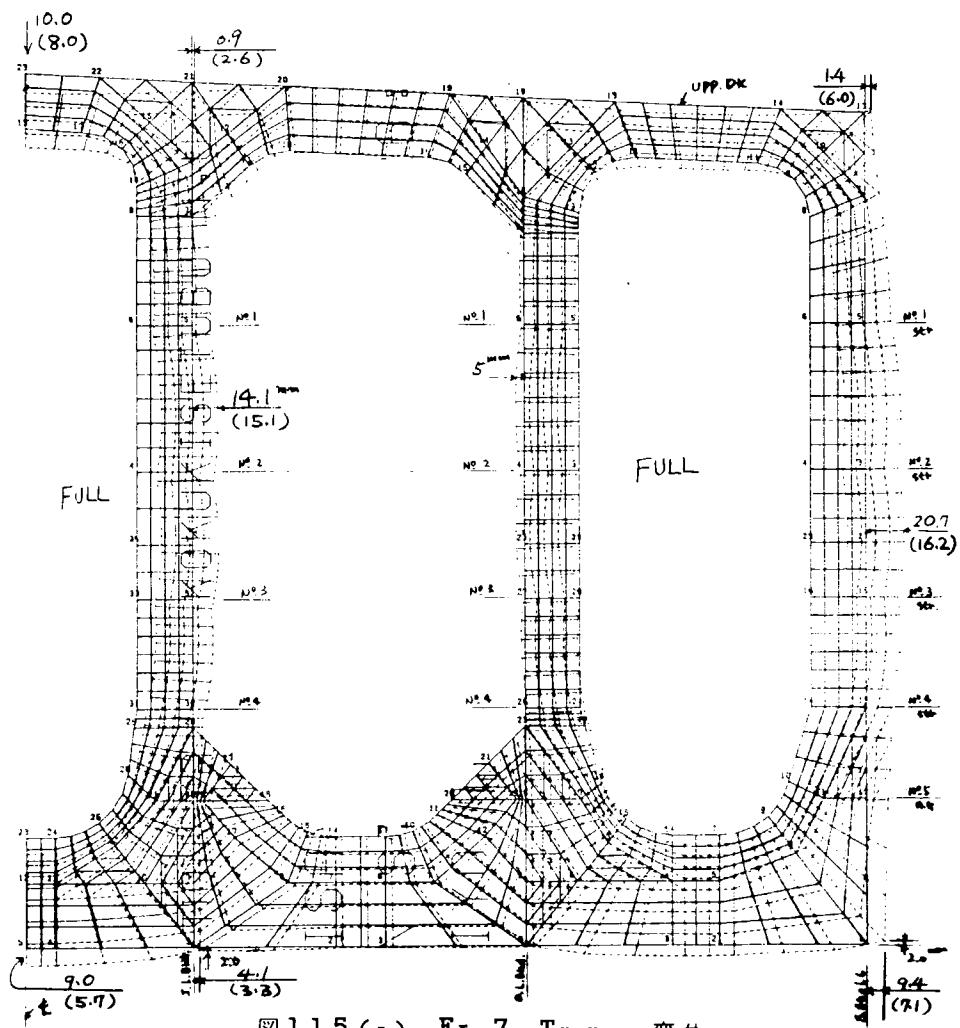


図 1.1.5 (a) Fr. 7 Trans. 変位

DISPLACEMENT 2000 MM

( ) 内数値は前年度計算結果を示す

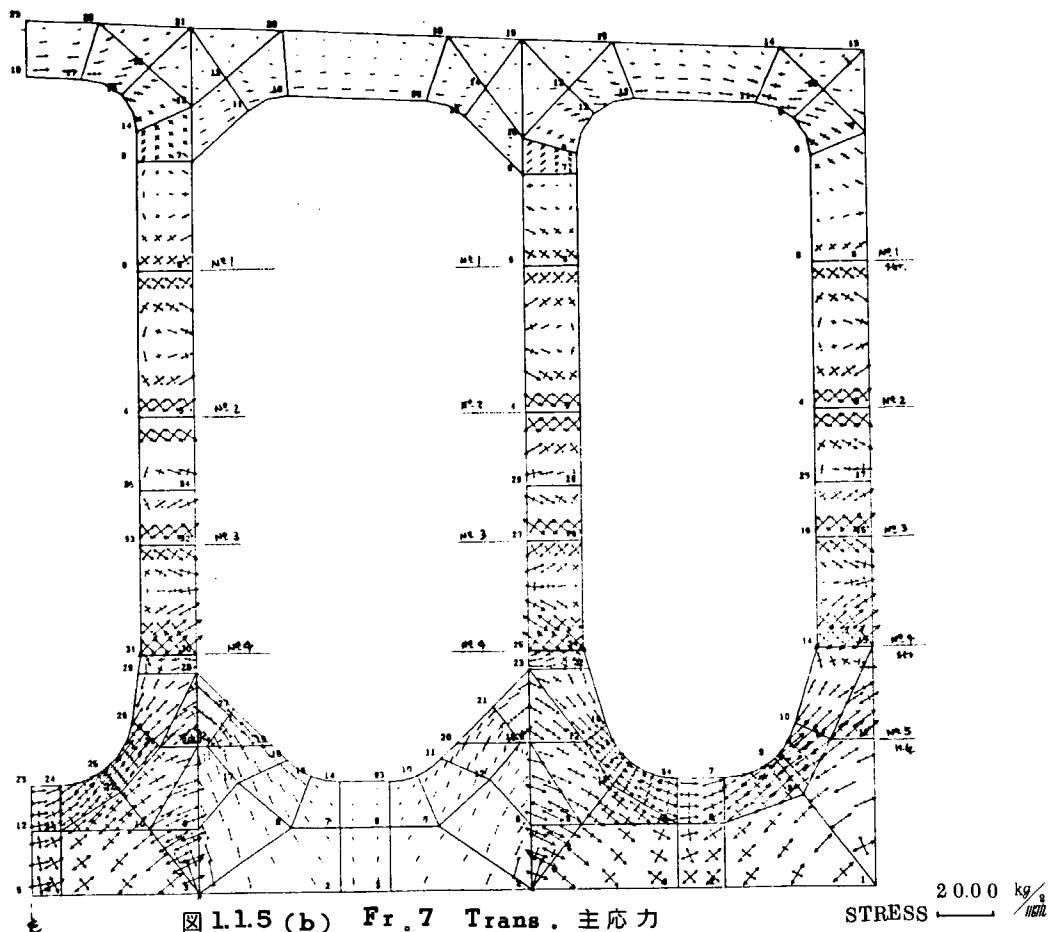


図 1.1.5 (b) Fr. 7 Trans. 主応力

2 0 . 0 0  $\frac{kg}{mm^2}$

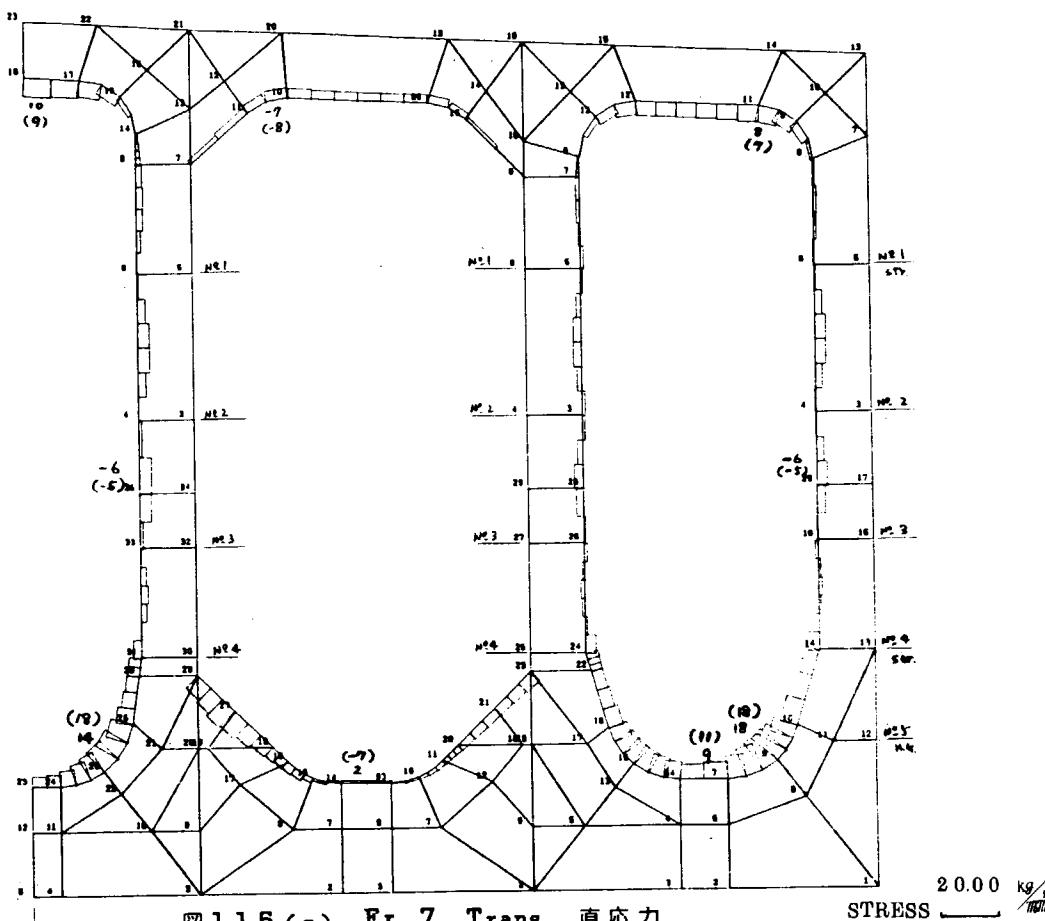


図 1.1.5 (c) Fr. 7 Trans. 直応力

2 0 . 0 0  $\frac{kg}{mm^2}$

( ) 内数字は前年度計算結果を示す。

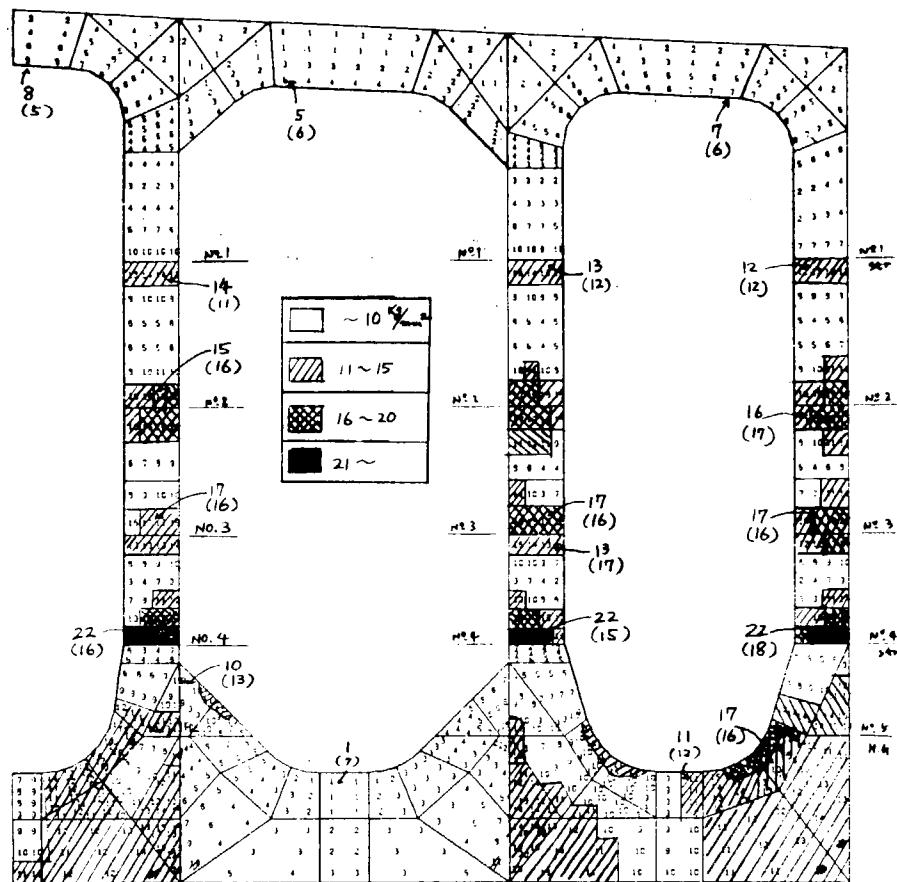
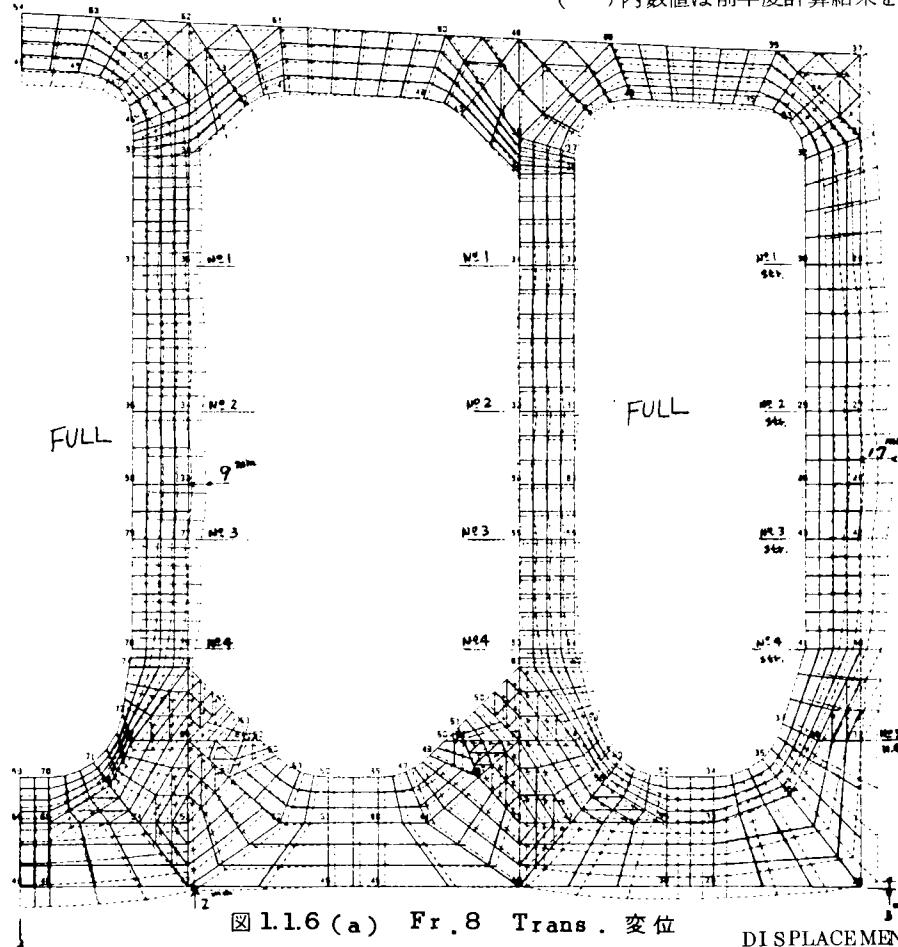


図 1.1.5 (d) Fr. 7 Trans. 合成応力  $\text{kg}/\text{mm}^2$   
 ( )内数値は前年度計算結果を示す。



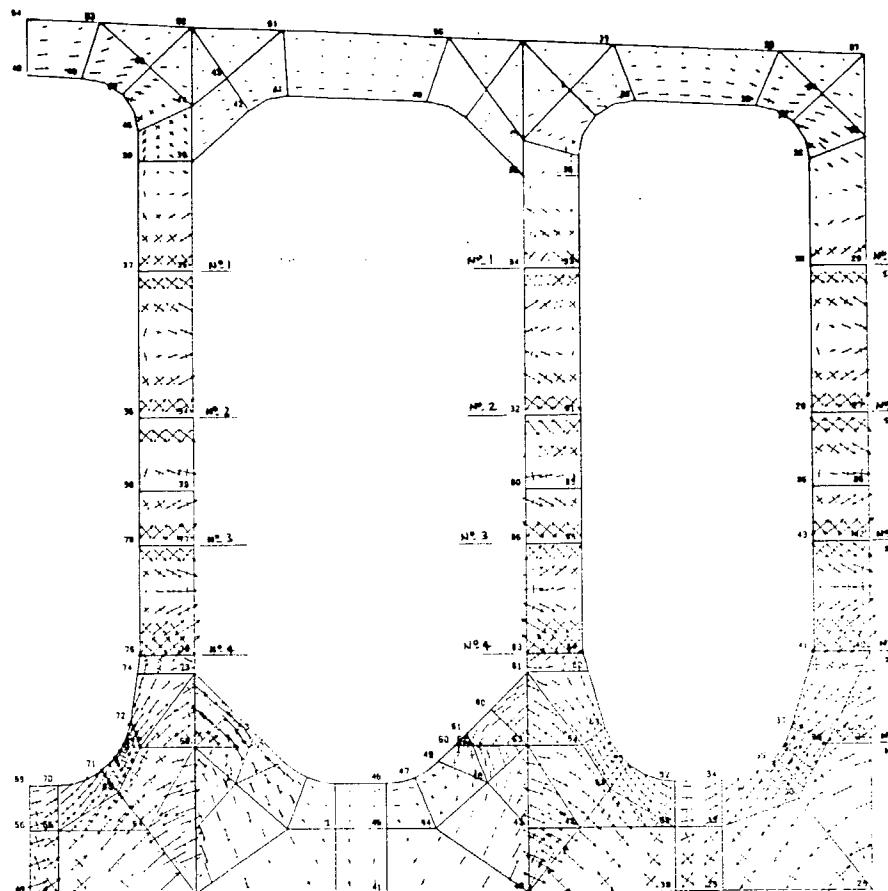


図 1.1.6 (b) Fr. 8 Trans. 主応力 STRESS  $\frac{2000}{kg/mm^2}$

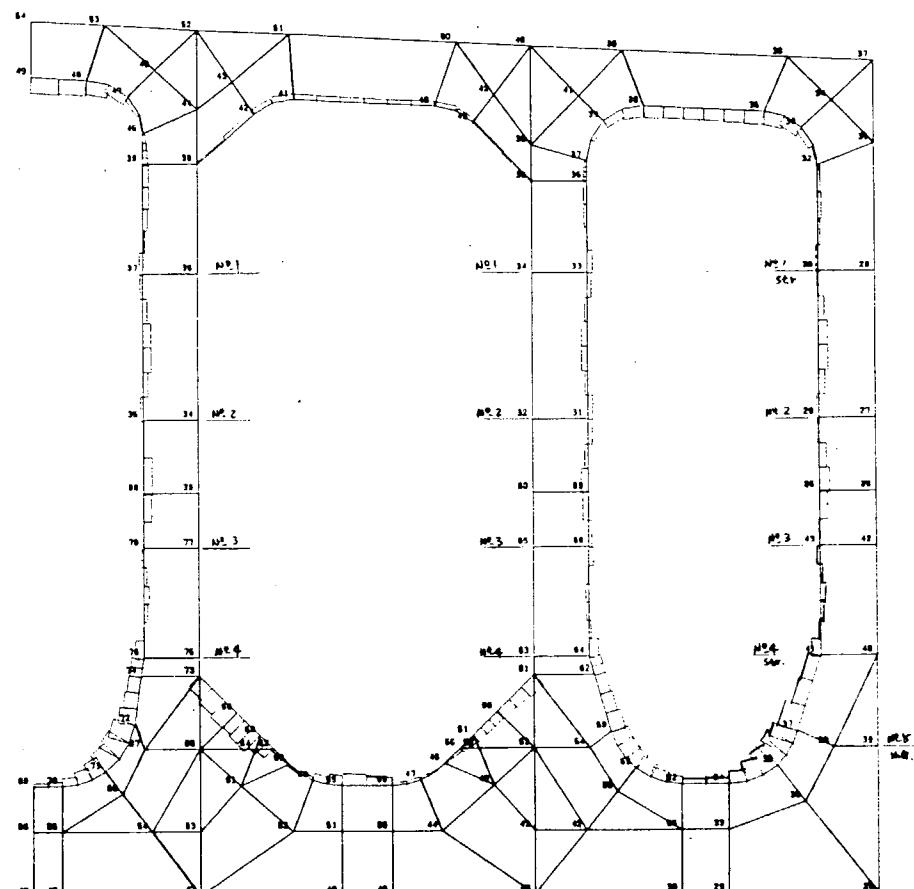


図 1.1.6 (c) Fr. 8 Trans. 直応力 STRESS 20.00 kg/cm<sup>2</sup>

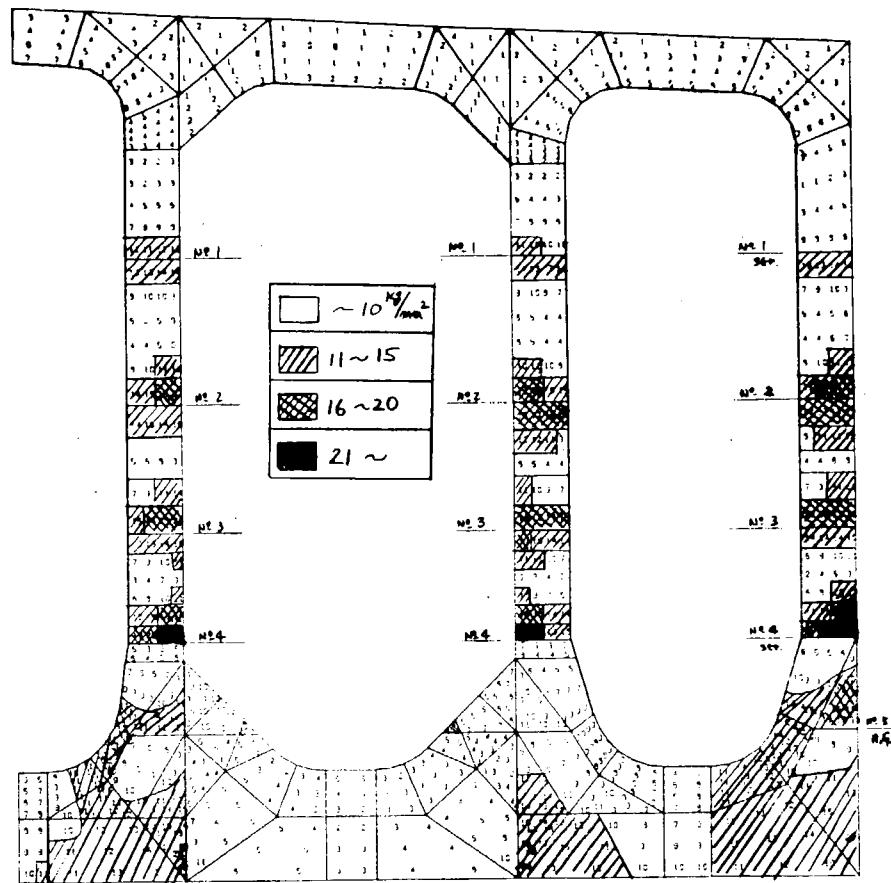


図 1.1.6 (d) Fr. 8 Trans. 合成応力  $\text{kg}/\text{mm}^2$

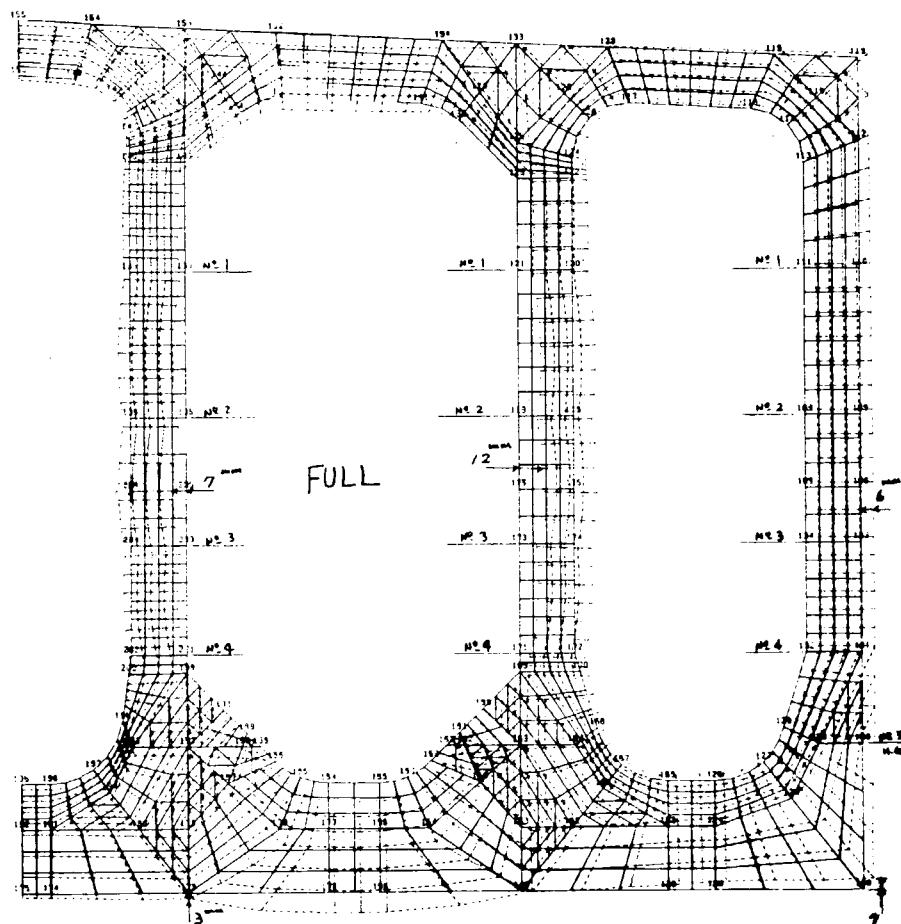


図 1.1.7 (a) Fr. 10 Trans. 变位 DISPLACEMENT  
20.00 mm

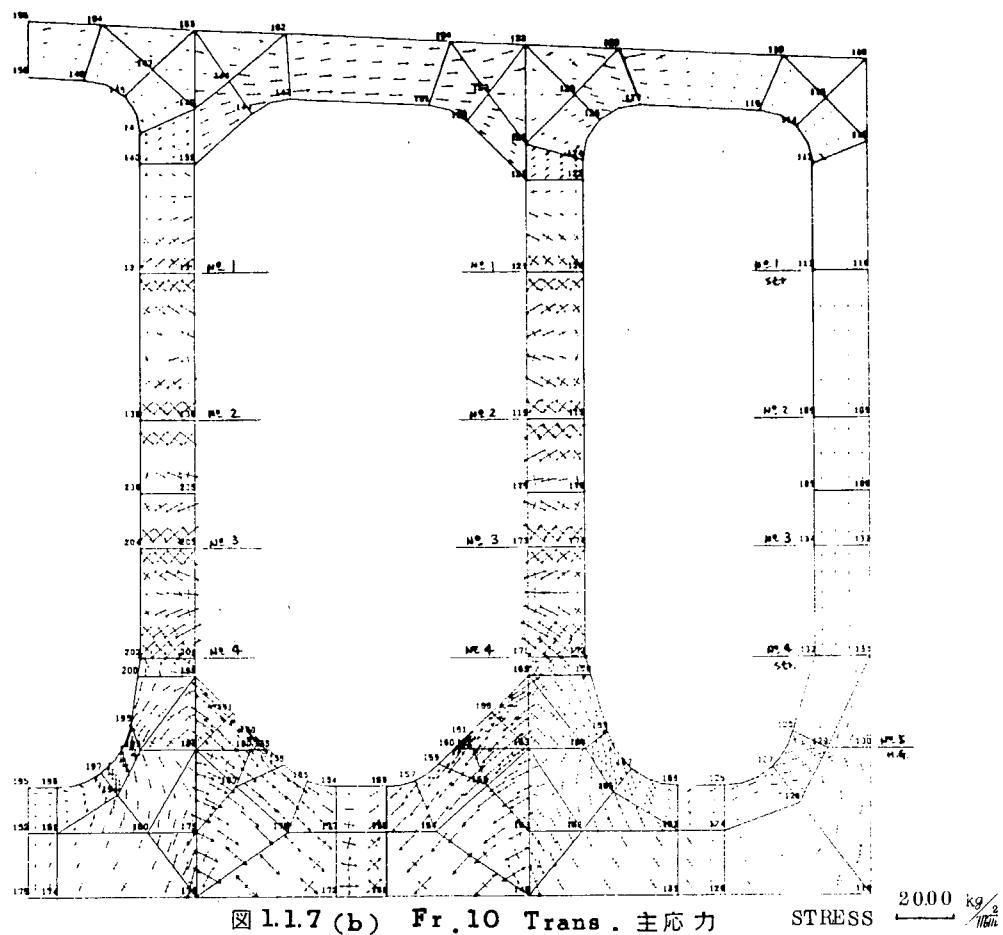


図 1.1.7 (b) Fr. 10 Trans. 主応力

STRESS

$20.00 \text{ kg}/\text{cm}^2$

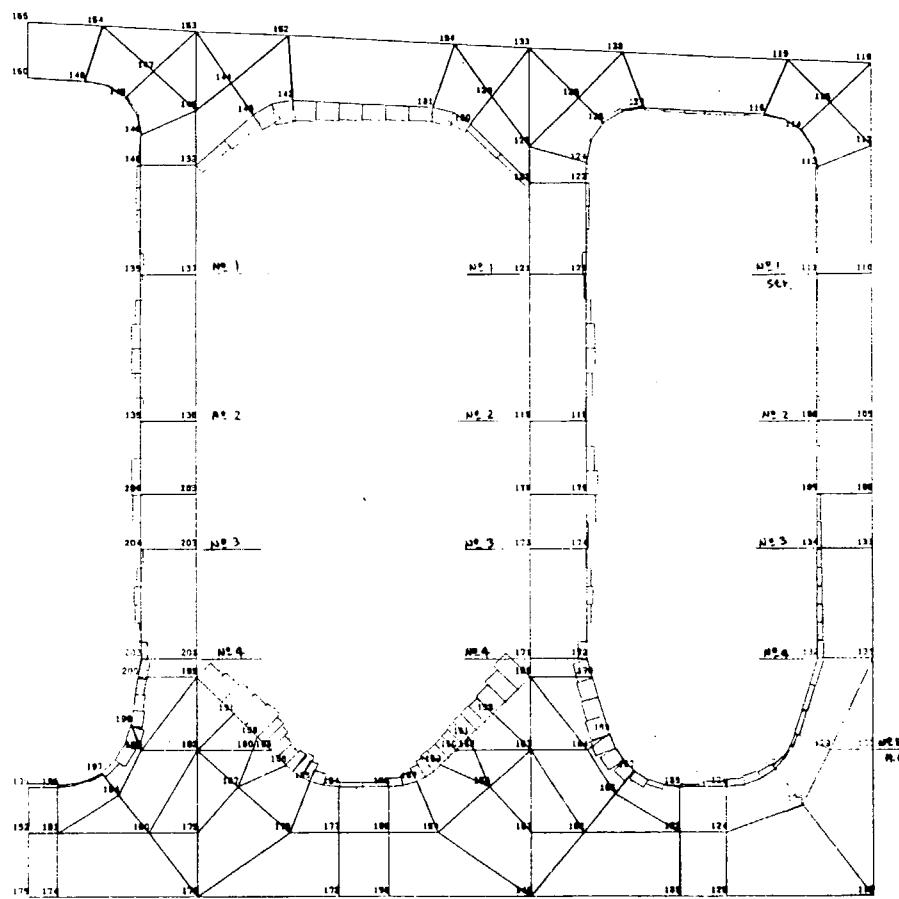


図 1.1.7 (c) Fr. 10 Trans. 直応力

STRESS

$20.00 \text{ kg}/\text{cm}^2$

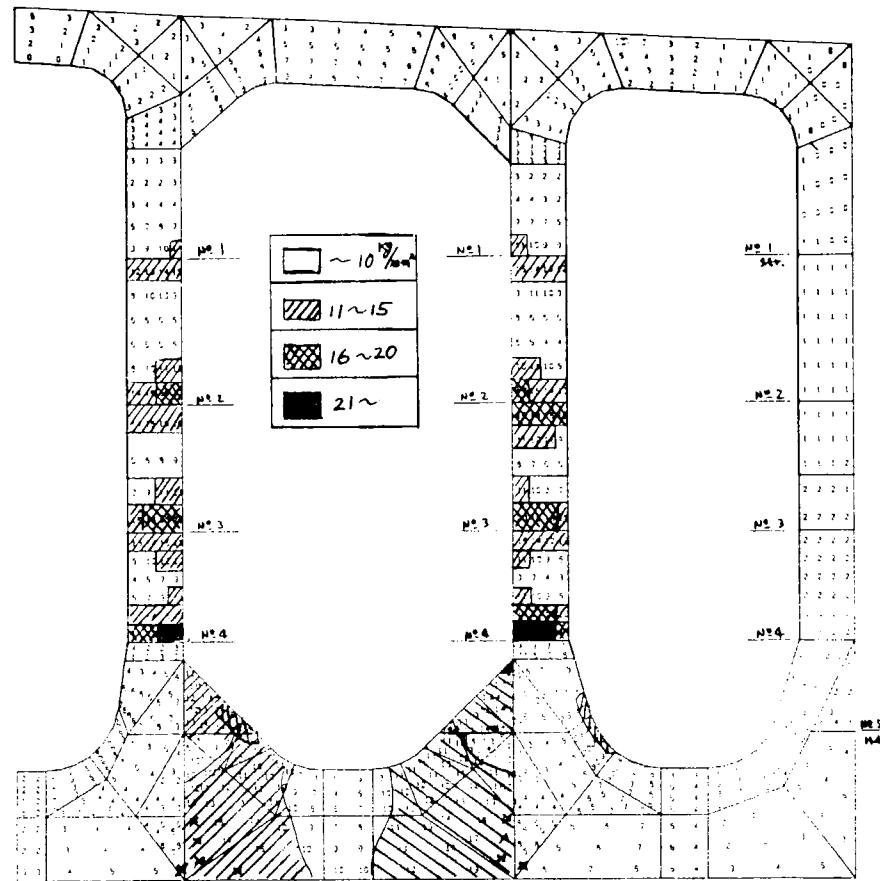


図 1.1.7 (d) Fr. 10 Trans. 合成応力  $\text{kg}/\text{mm}^2$

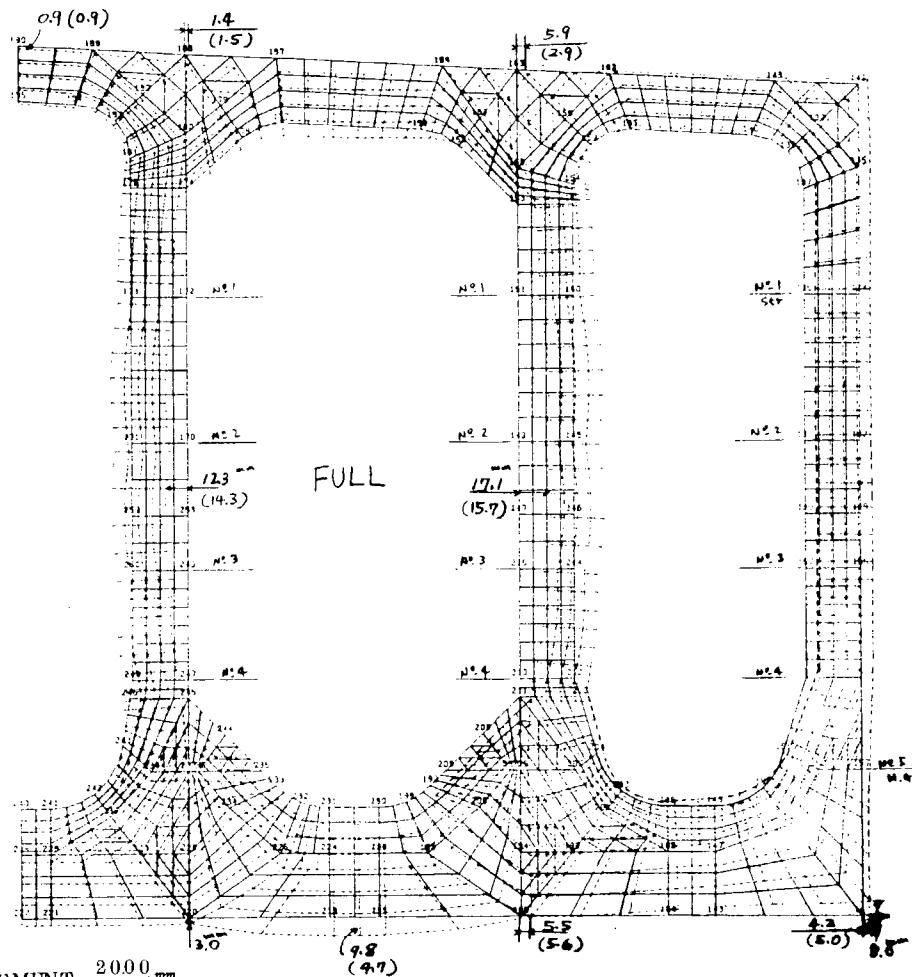
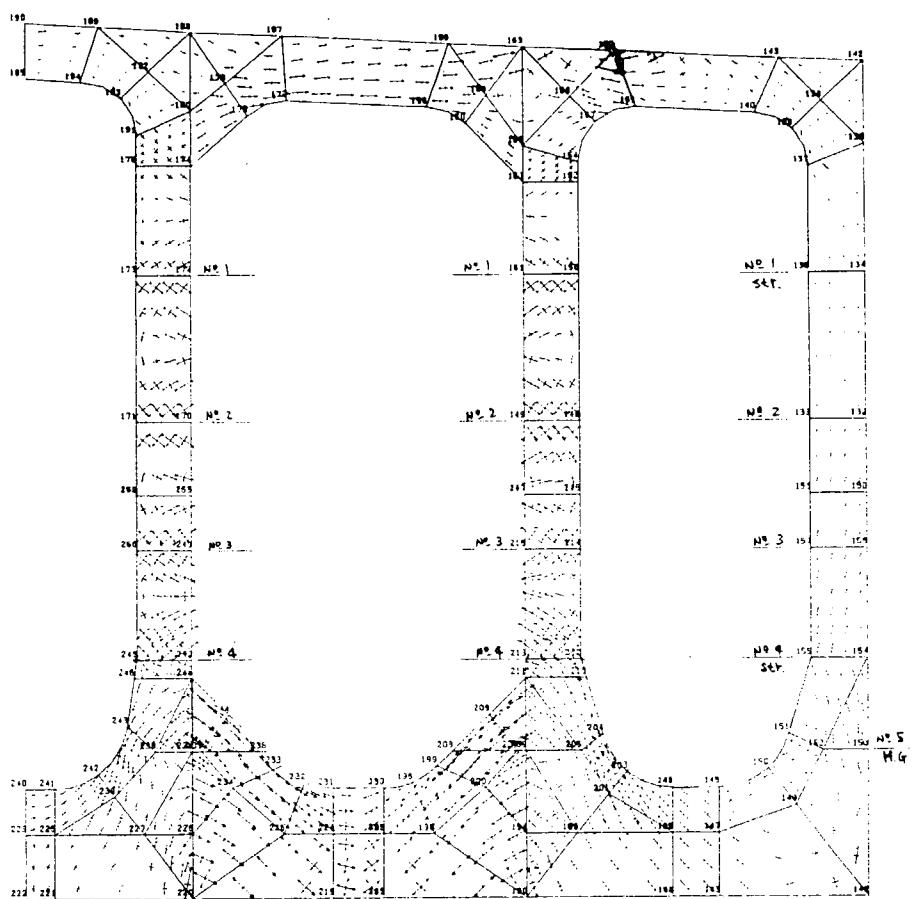


図 1.1.8 (a) Fr. 11 Trans. 变位



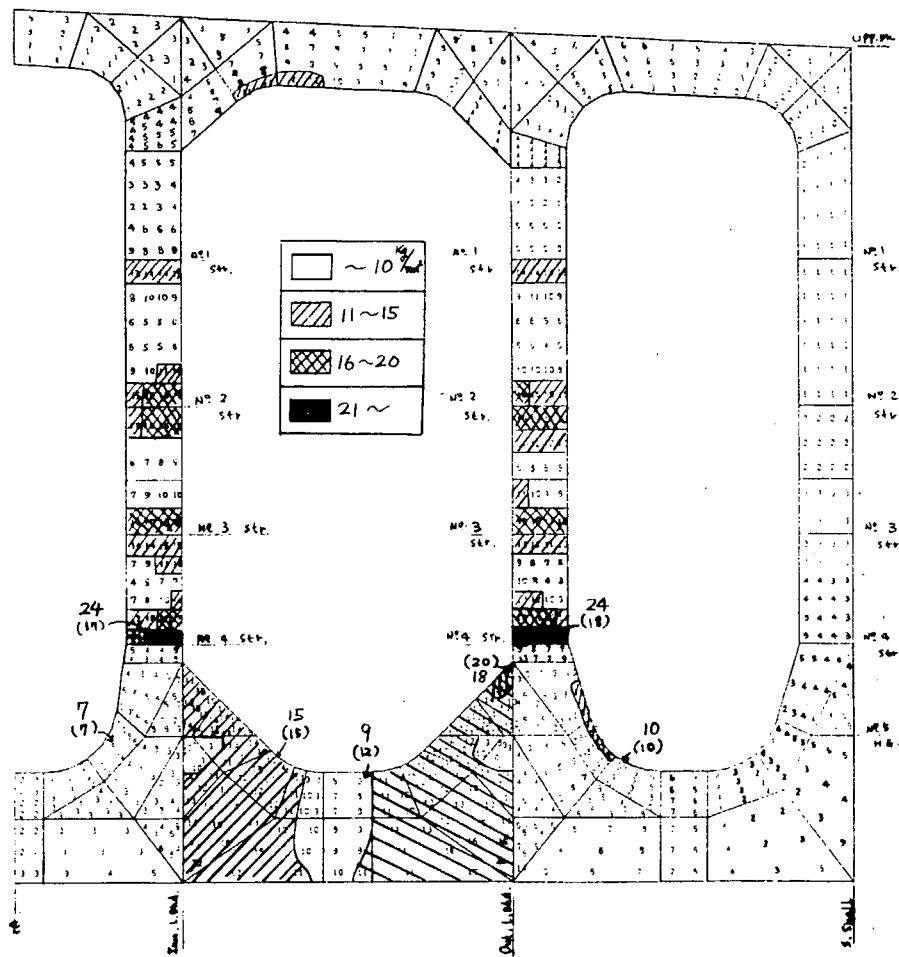


図 1.1.8 (d) Fr. 11 Trans. 合成応力  $\frac{kg}{mm^2}$

( ) 内数値は前年度の計算結果を示す

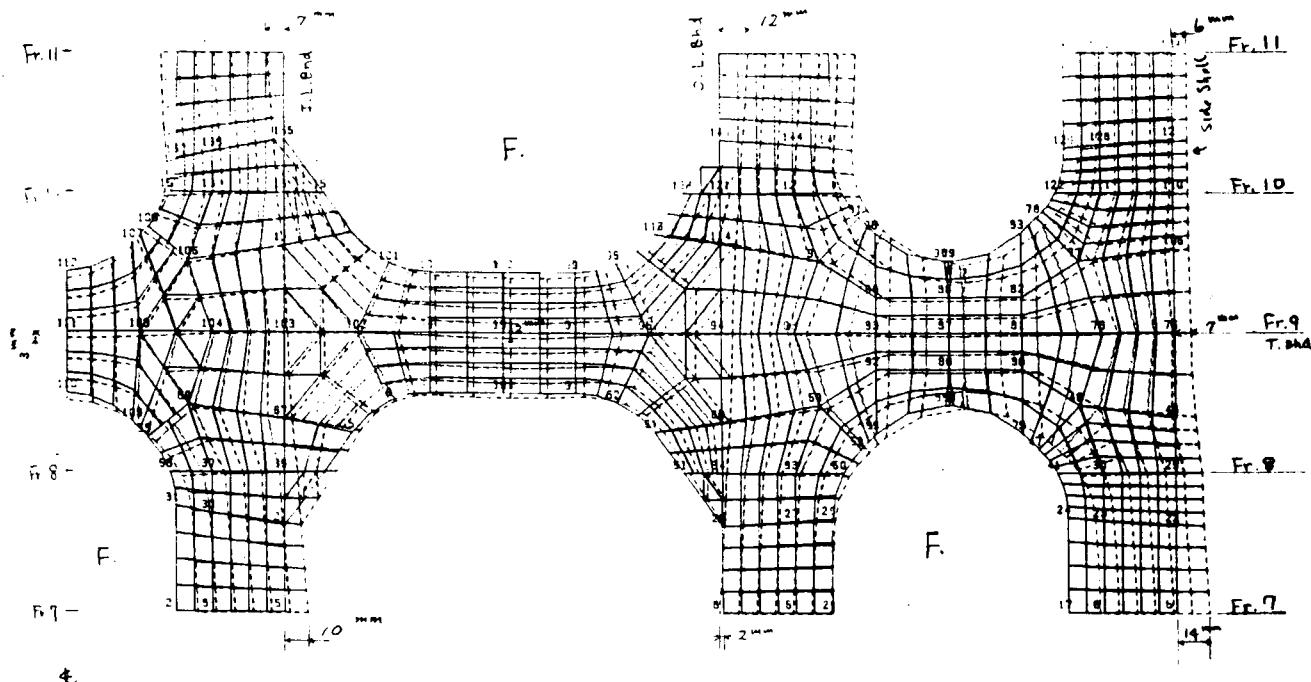


図 1.1.9 (a) No. 1 Stringer 変位  
SCALE  $\frac{1}{200.00}$  MM DISPLACEMENT  $\frac{20.00}{200.00}$  MM

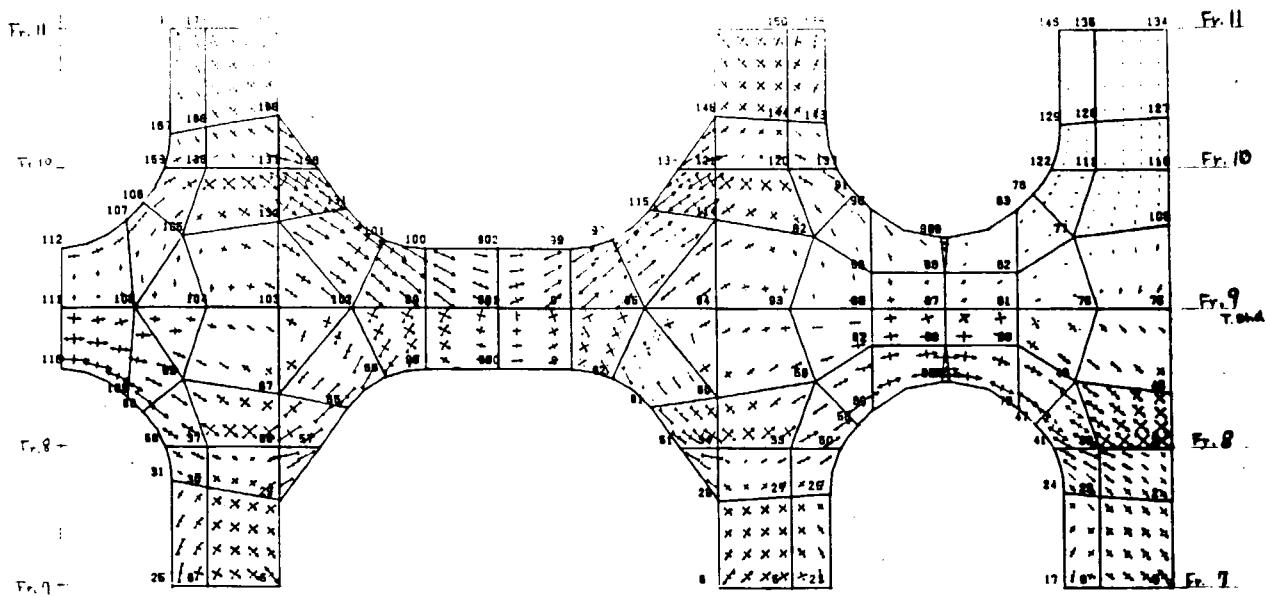


図 1.1.9 (b) No. 1 Stringer 主応力  
SCALE  $\frac{1}{200.00}$  STRESS  $\frac{20.00 \text{ KG/MM}^2}{200.00}$

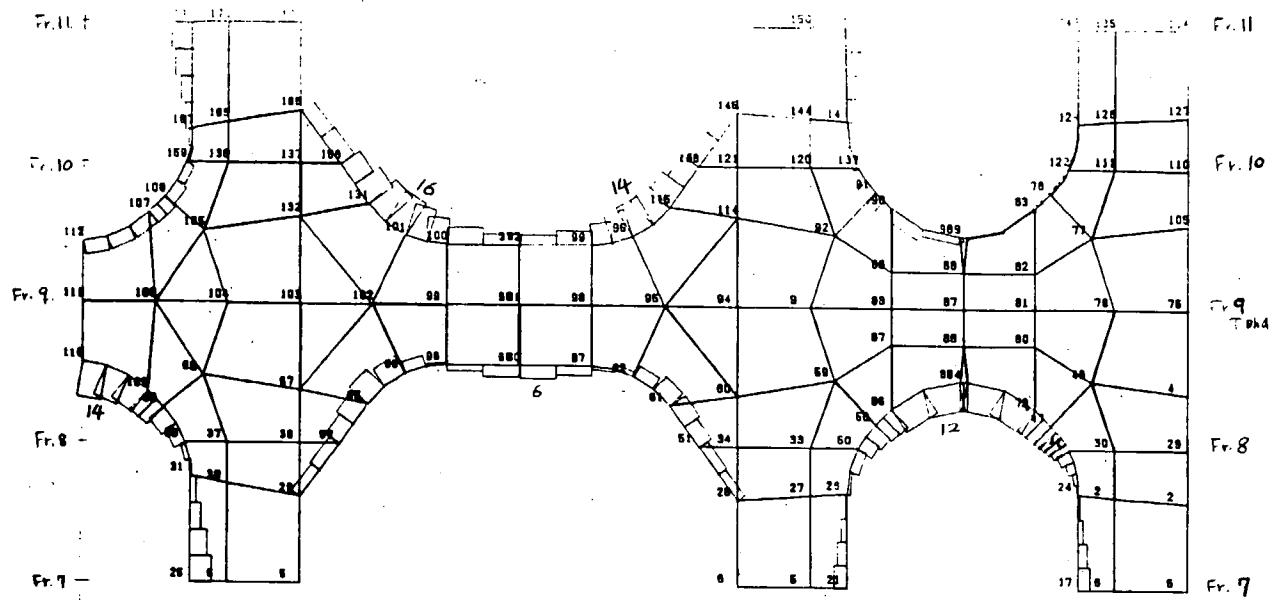


図 1.1.9 (c) No.1 Stringer 直応力

SCALE  $\frac{1}{200.00}$  STRESS  $20.0 \text{ kg/mm}^2$

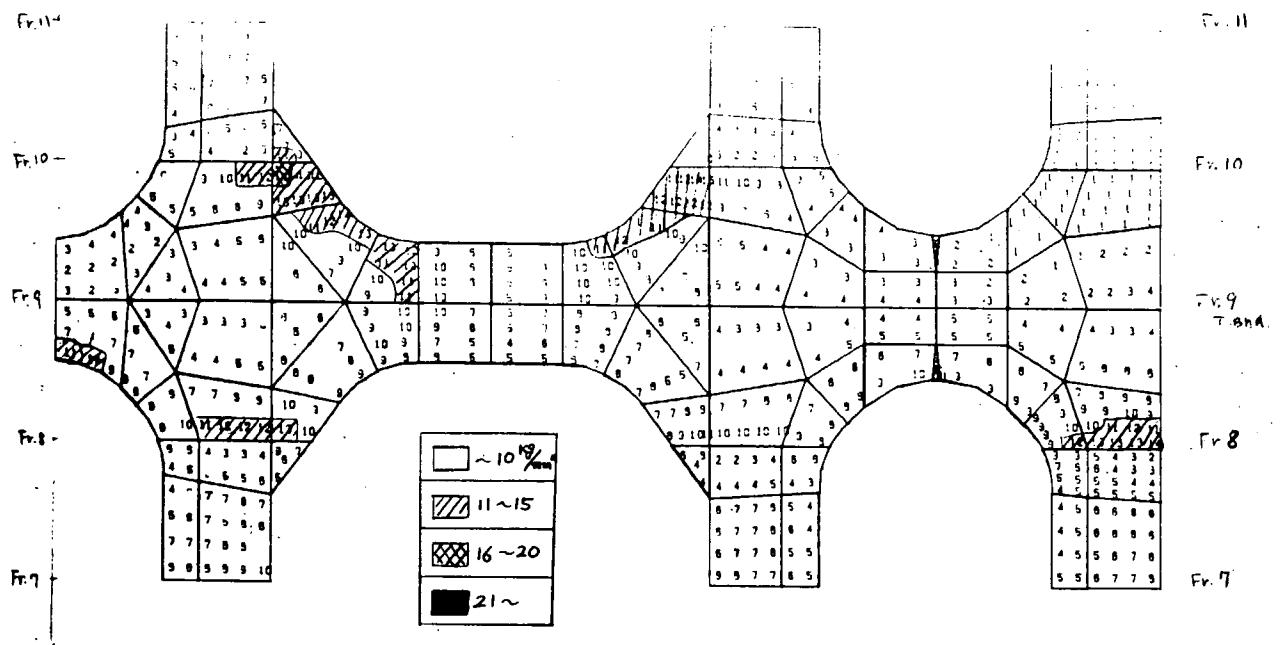


図 1.1.9 (d) No.1 Stringer 合成応力

$\text{kg/mm}^2$

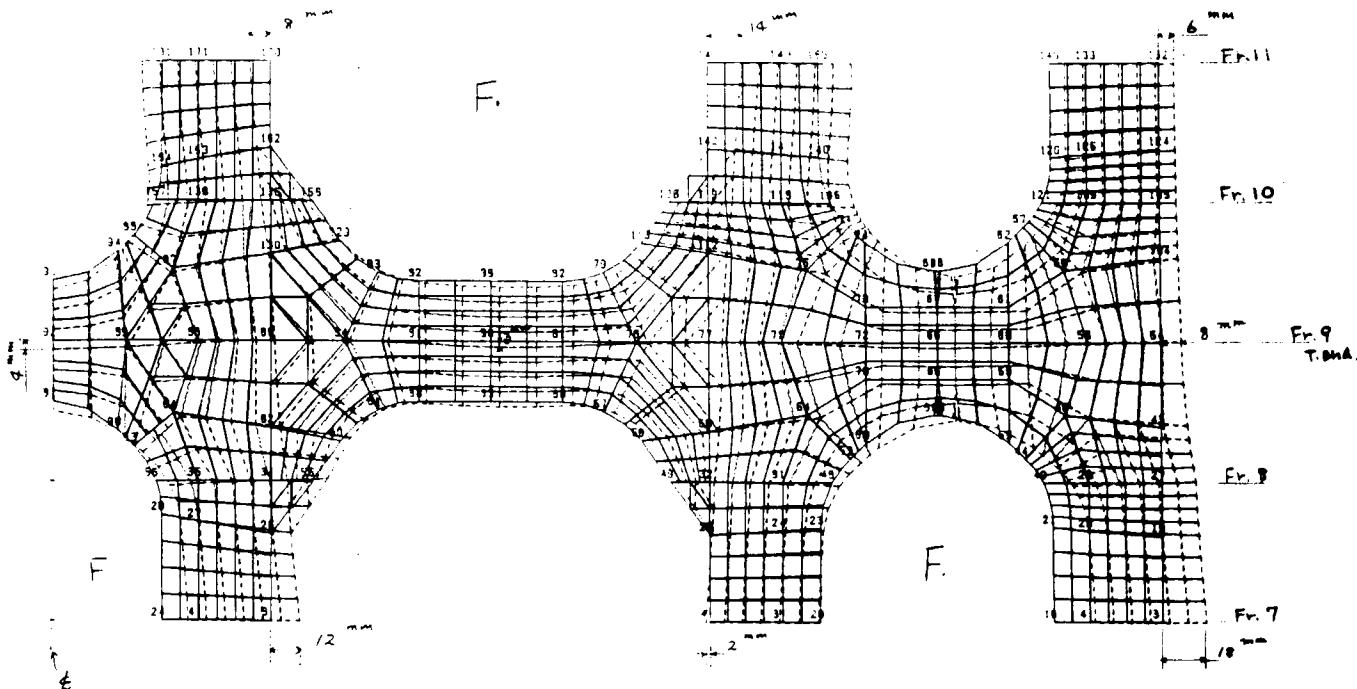


図 1.1.10(a) No. 2 Stringer 変位

SCALE  $\frac{1}{200.00}$  DISPLACEMENT 20.0 MM

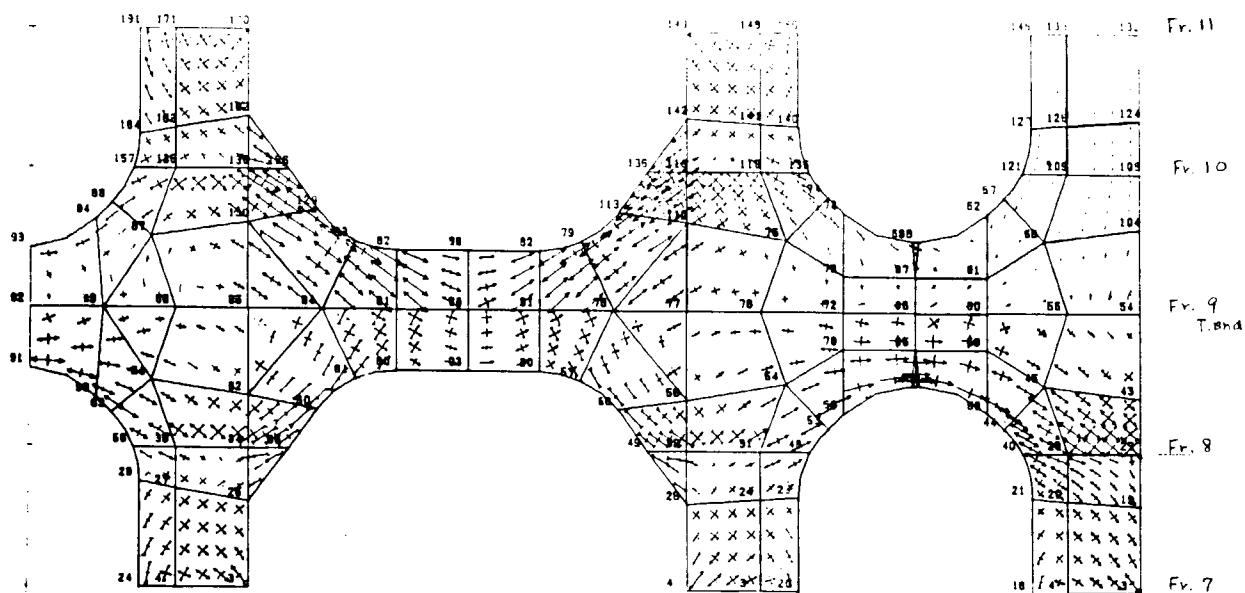


図 1.1.10(b) No. 2 Stringer 主応力

SCALE  $\frac{1}{200.00}$  STRESS 20.0  $\text{kg/mm}^2$

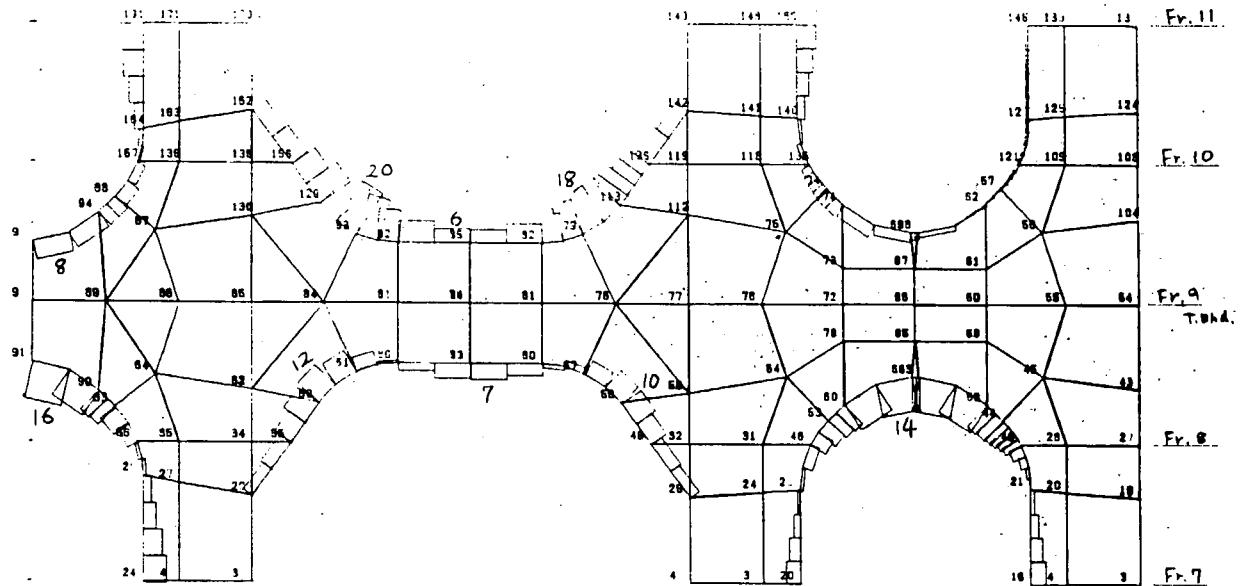


図 1.1.10(c) No. 2 Stringer 直応力

SCALE  $\frac{1}{200.00}$  STRESS  $20.0 \text{ kg/mm}^2$

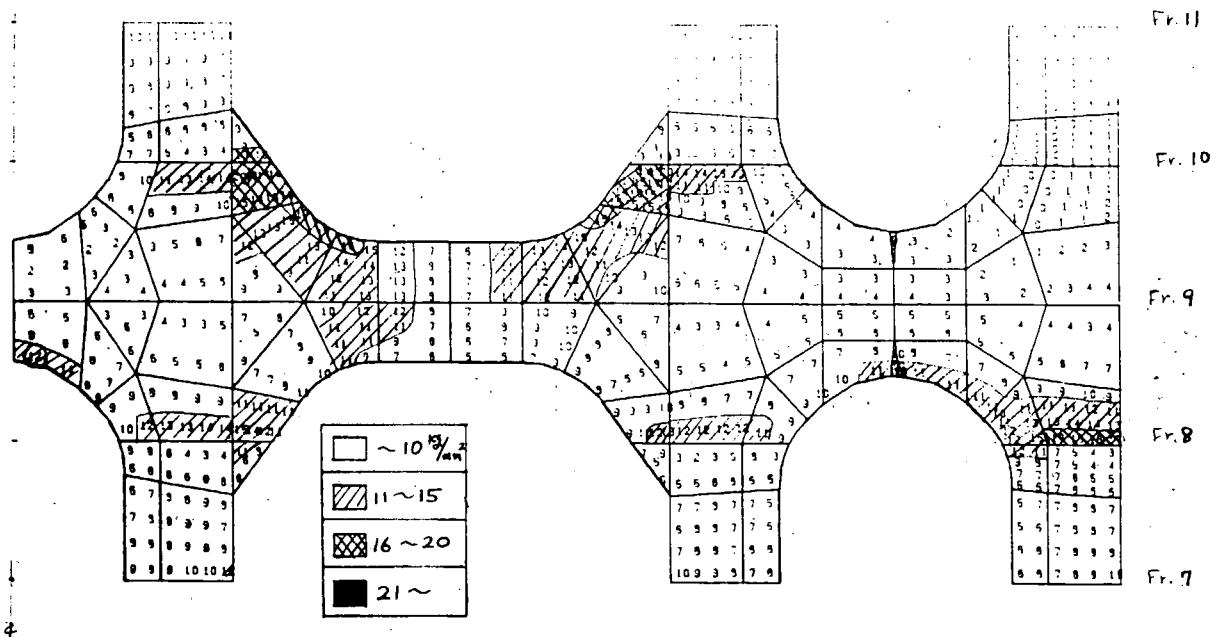


図 1.1.10(d) No. 2 Stringer 合成応力  $\text{kg/mm}^2$

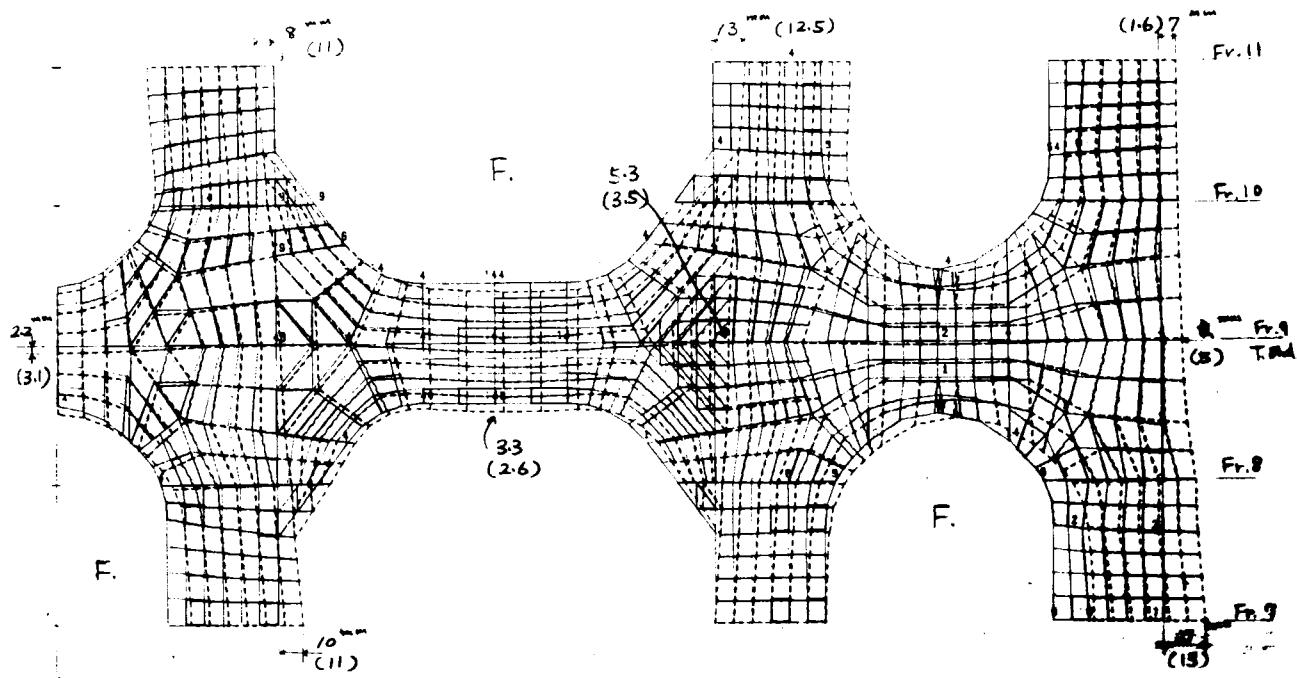


図 1.1.11(a) No. 3 Stringer 変位

( )内数値は前年度の計算結果を示す

SCALE  $\frac{1}{200.00}$

DISPLACEMENT  $20.00 \text{ mm}$

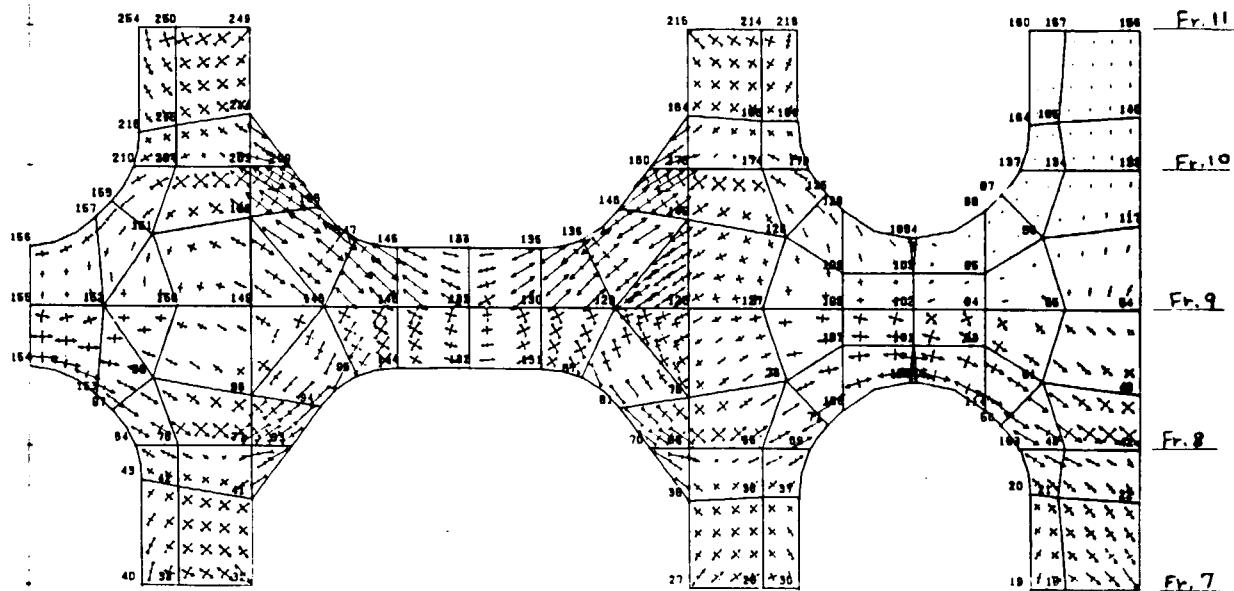


図 1.1.11(b) No. 3 Stringer 主応力

SCALE  $\frac{1}{200.00}$

STRESS  $20.0 \text{ kg/mm}^2$

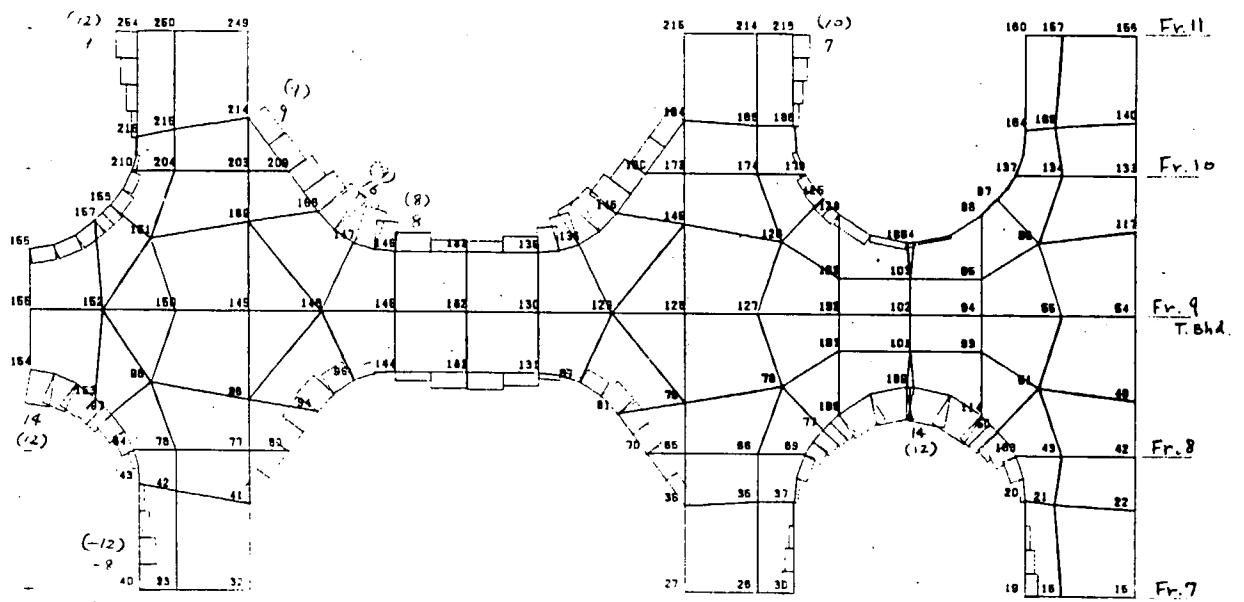


図 1.1.11(c) No. 3 Stringer 直応力

( )内数値は前年度の計算結果を示す

SCALE  $\frac{1}{200.00}$

STRESS  $20.0 \text{ kg/mm}^2$

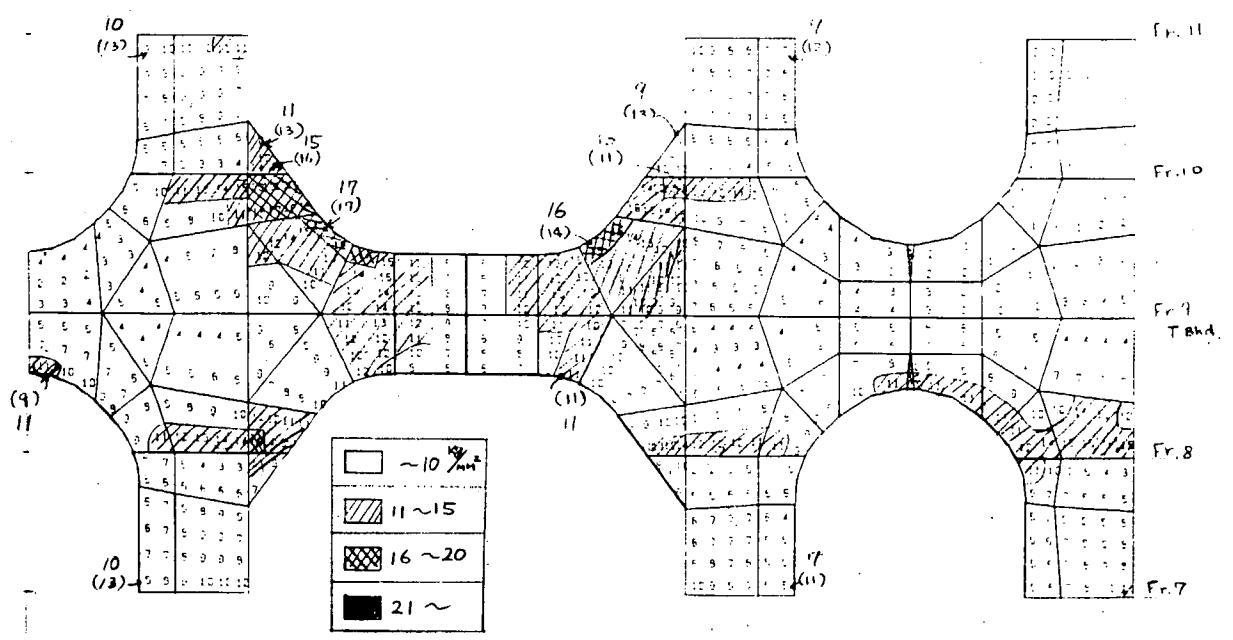


図 1.1.11(d) No. 3 Stringer 合成応力

( )内数値は前年度の計算結果を示す

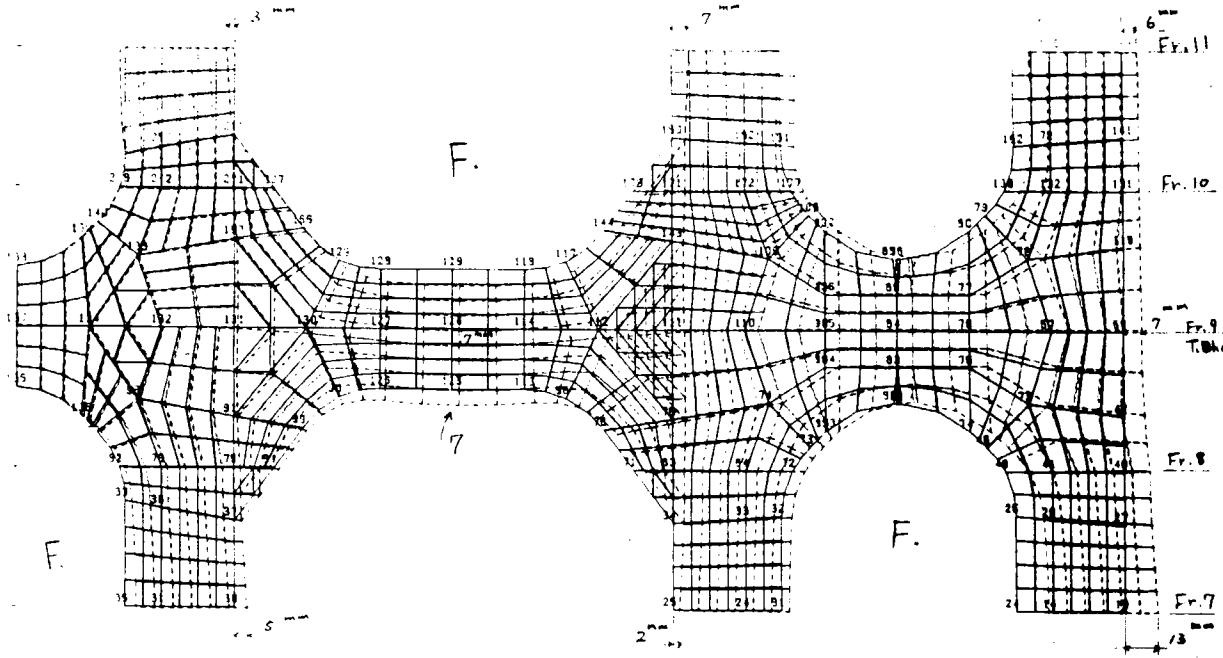


図 1.1.12(a) No. 4 Stringer 変位

SCALE  $\frac{1}{200.00}$  DISPLACEMENT  $20.0 \text{ NM}$

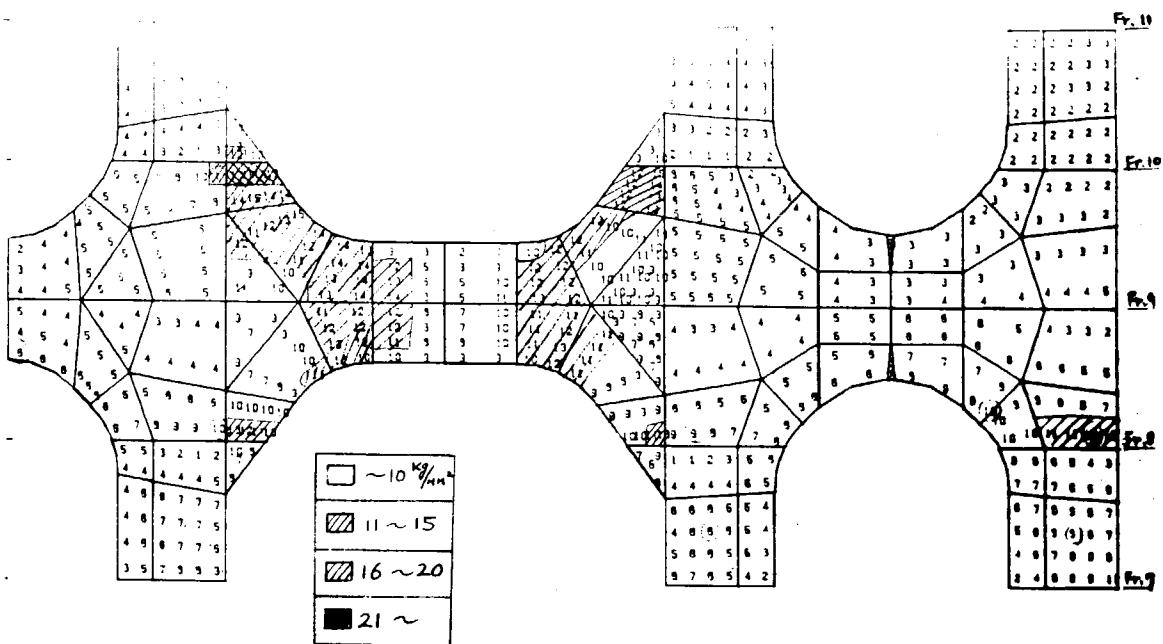


図 1.1.12(b) No. 4 Stringer 主応力

SCALE  $\frac{1}{200.00}$  STRESS  $20.0 \text{ kg/mm}^2$

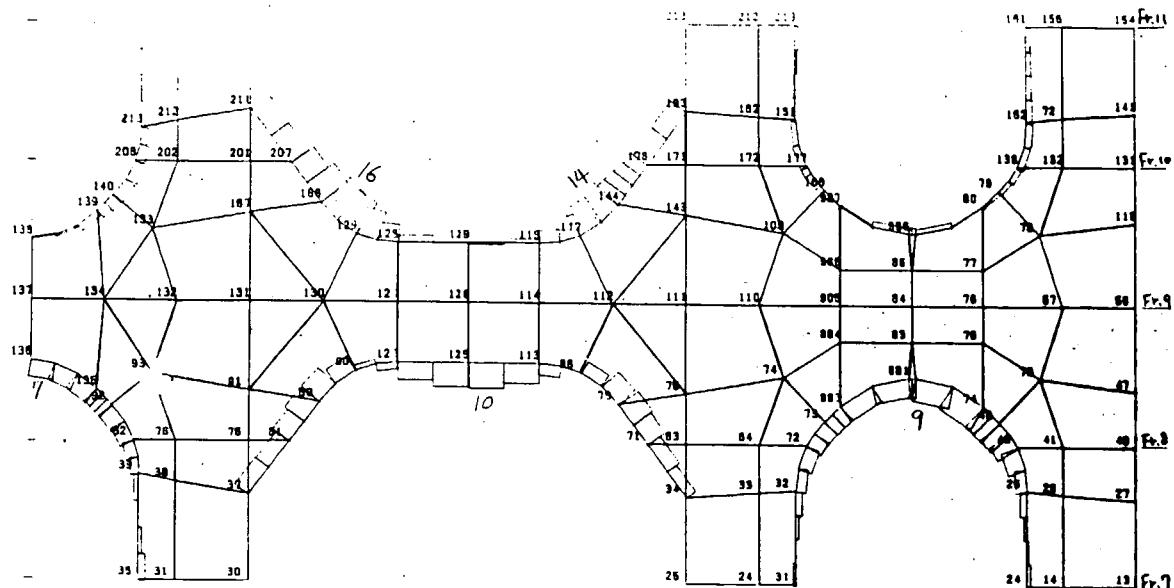


図 1.1.12(c) No. 4 Stringer 直応力

SCALE  $\frac{1}{200.00}$  STRESS  $20.0 \text{ kg/mm}^2$

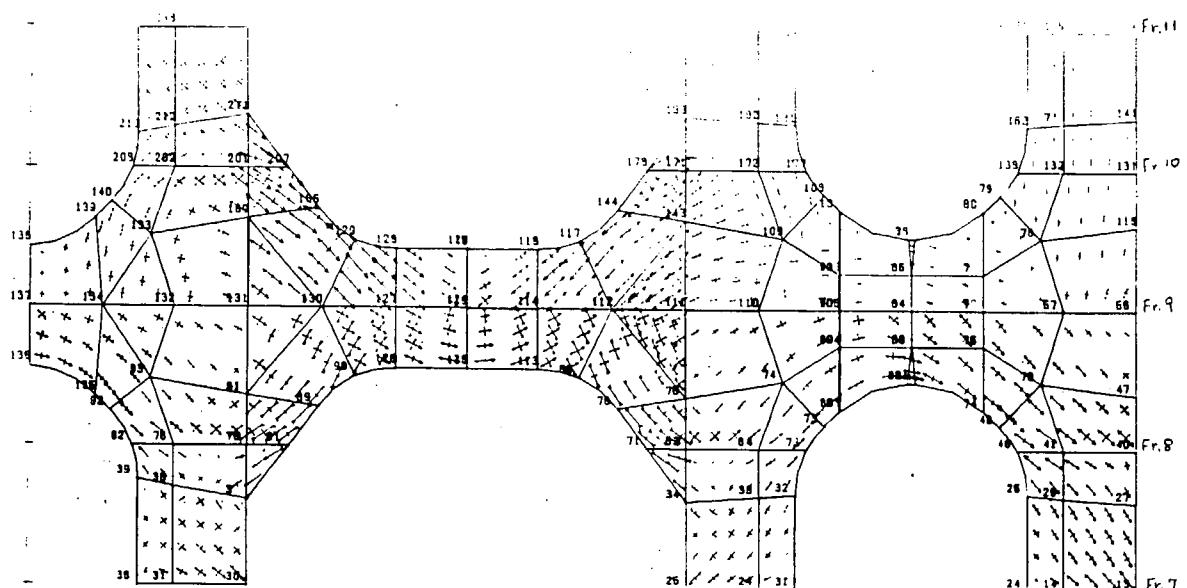


図 1.1.12(d) No. 4 Stringer 合成応力  $\text{kg/mm}^2$

七

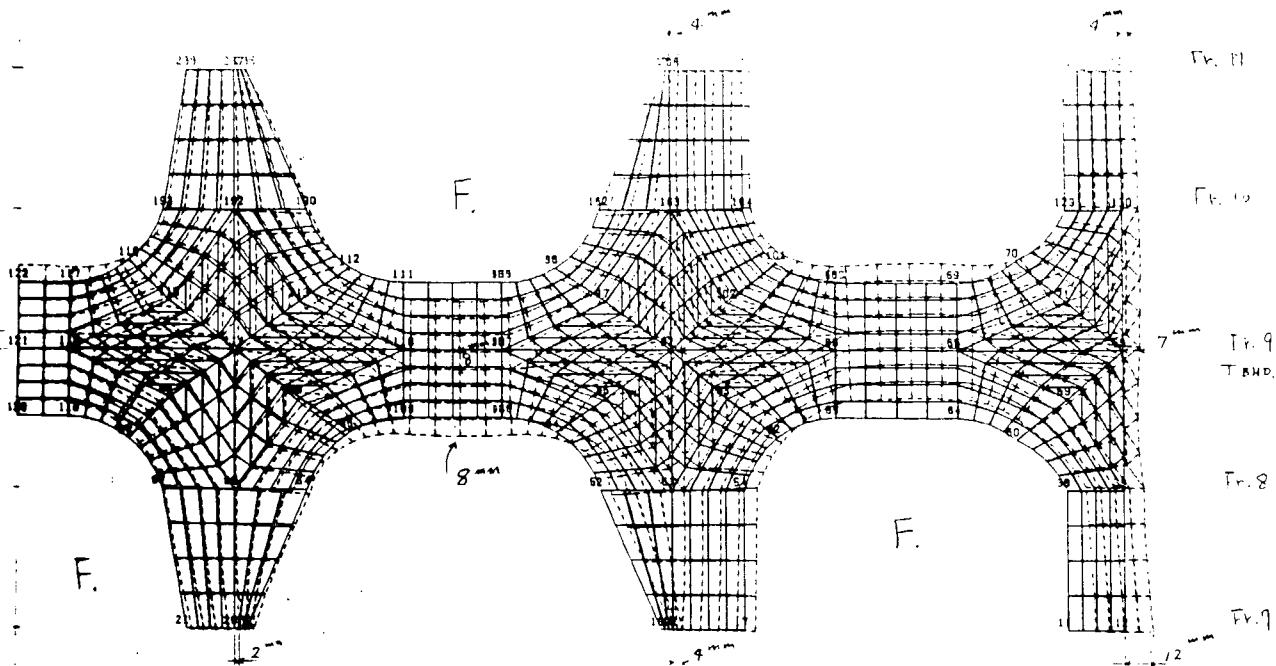


図 1.1.13(a) No. 5 H. Girder 変位

SCALE  $\frac{1}{200.00}$  DISPLACEMENT  $\underline{20.0}$  mm

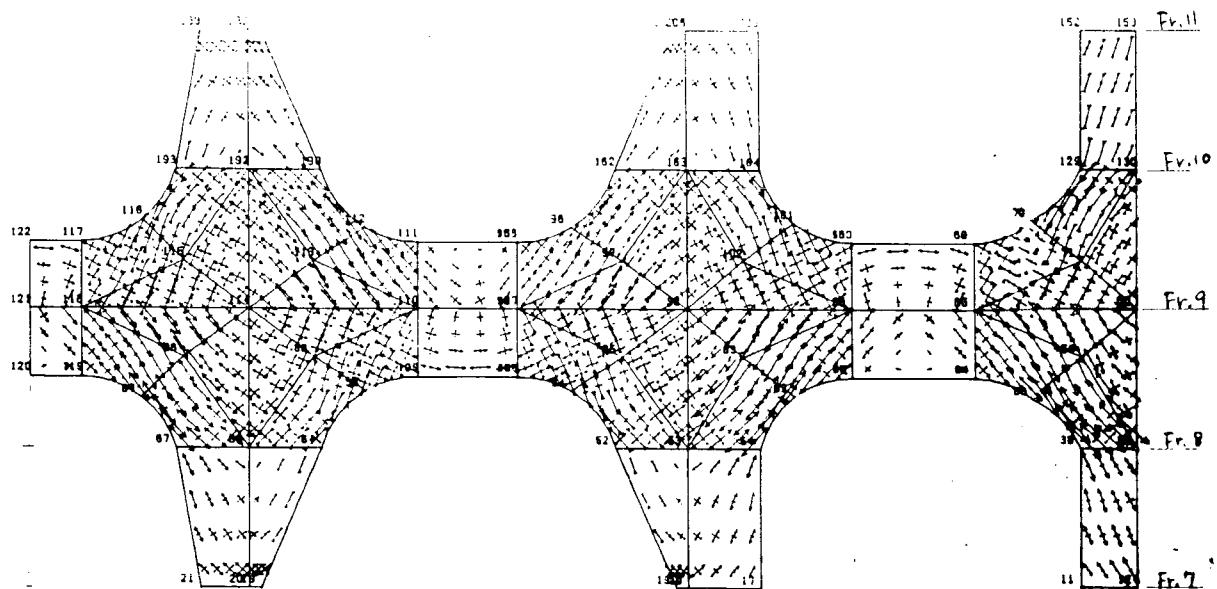


図 1.1.13(b) No. 5 H. Girder 主応力

SCALE 1  
200.00 STRESS 20.0 kg/mm<sup>2</sup>

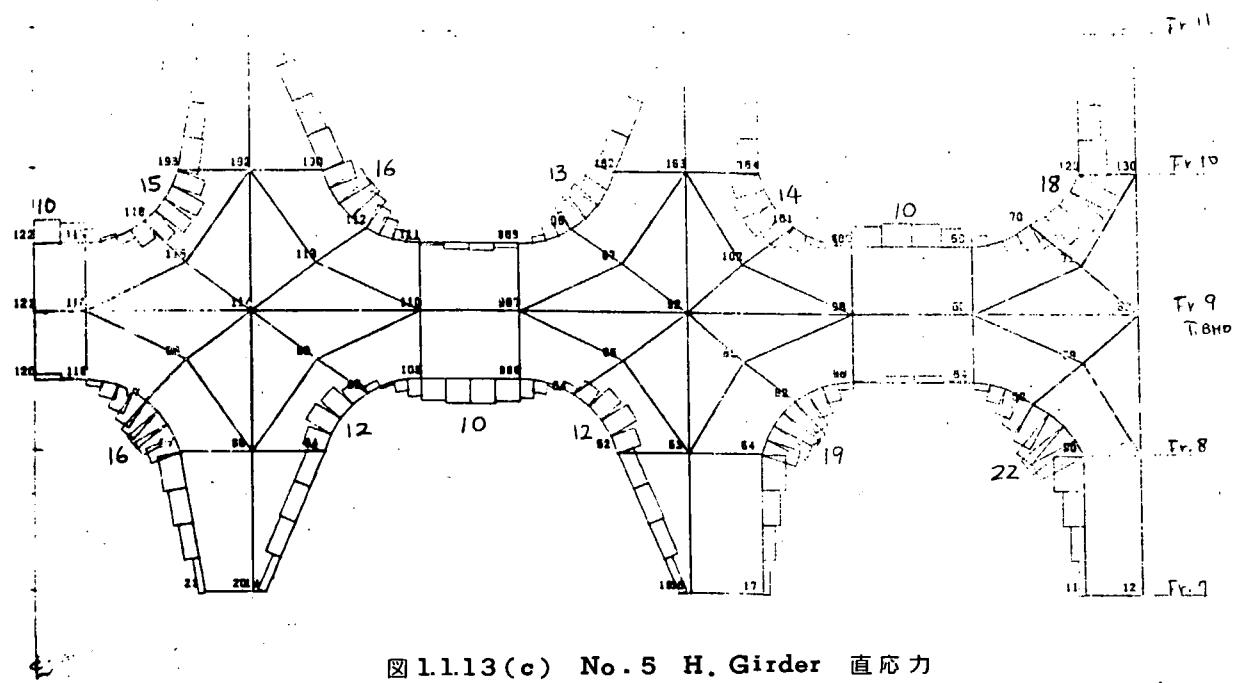


図 1.1.13(c) No. 5 H. Girder 直応力

SCALE  $\frac{1}{200.00}$  STRESS  $20.0 \text{ kg/mm}^2$

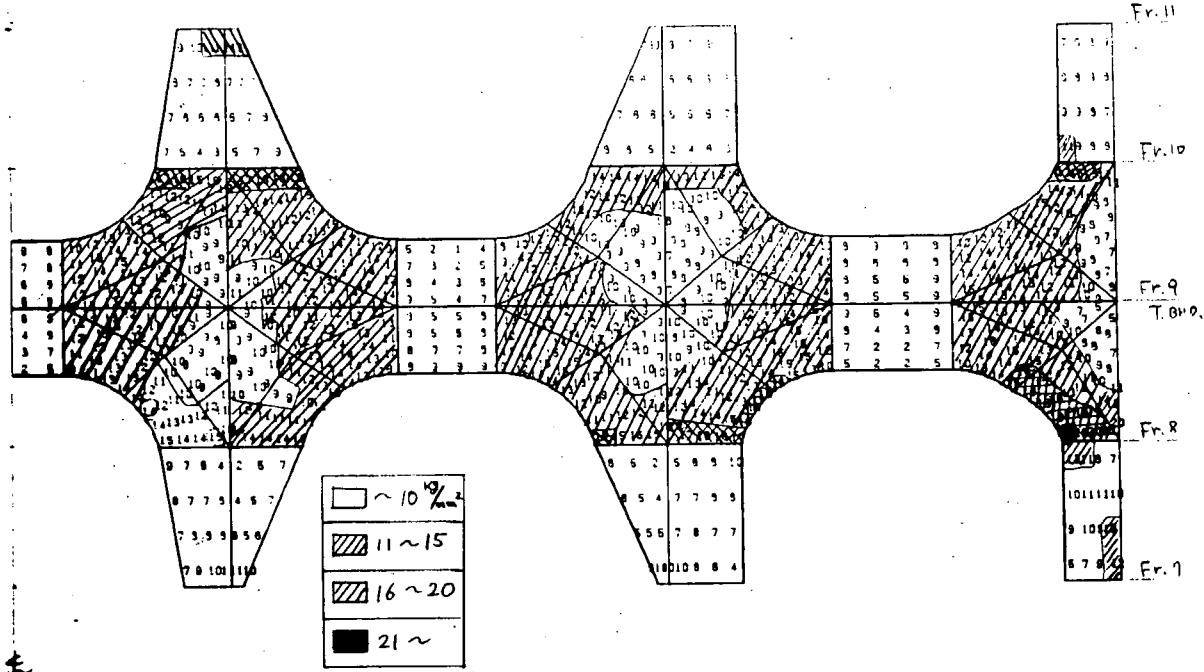


図 1.1.13(d) No. 5 H. Girder 合成応力  $\text{kg/mm}^2$

## 1.2 700-L/B 5.5-4L-V型タンカ－BHD付HORIZ. GIRDERの強度

担当 加藤 瞳 (佐世保重工業)

### 1.2.1 解析経過

昭和49年度においては図1.2.1に示す構造方式についての試設計と強度解析 (S R I 5 2 昭和49年度報告書1.7, 2.7参照) を行い以下のことが明かになった。

- TRANS. RINGについては、INNER WING TANK内のTRANS., WING TANK内のSTRUCT付根部付近を除いて、応力値は大略許容内にある。
- BHDの片面のみに取付けられたHORIZ. GIRDERの応力はNo.2 HORIZ. GIRDER内で、特に、積み付け状態TANK TEST COND. 1及び2の場合に高く、次のとくである。
  - a HORIZ. GIRDERに連結したLONG. STIFF. の付根で $\sigma_{max} = -27.7 \text{ Kg/mm}^2$
  - b WING TANK内HORIZ. GIRDERのコーナー部で $\sigma_{max} = 22.1 \text{ Kg/mm}^2$
  - c WING TANK内HORIZ. GIRDERのコーナー部で $\sigma_{max} = -23.9 \text{ Kg/mm}^2$
  - d WING TANK内HORIZ. GIRDERのBRACKET部で $\sigma_{max} = -24.6 \text{ Kg/mm}^2$

以上の結果(図1.2.2参照)は、粗いMESHで得られており、応力値を実際より低目に評価している恐れがある。

片面付HORIZ. GIRDERは、ブロックの反転作業、及びそれに伴うASSEMBLING AREAを余分に必要とせず、造船所にとっては魅力である。

このため、本年度は、BHD構造に関して最も高応力の発生したNo.2 HORIZ. GIRDER部を更に詳細解析(ZOOMING)した。

特に、隣接TRANS. RING固着部、隣接LONG. STIFF. の応力値を求め、片面付HORIZ. GIRDERの安全性について検討を加えた。

### 1.2.2 解析法

BHD構造については、前年度は、「PASSAGE」により、立体解析を行ったが、本年度は、その結果を利用し、2次元FEM ZOOMING解析を行った。

解析対象は、No.2 HORIZ. GIRDER部で、TANK TEST COND. 1及び2の2 CASEである。(図1.2.2参照)

2次元化、詳細化に伴い、以下の項に留意した。

#### (1) モデル化について

- TRANS. BHD, TRANS. RING, LONG. BHD., SIDE SHELLの有効幅は、上下各HORIZ. GIRDER間の $\frac{1}{2}$ SPAN。
- 立体解析では形状の簡略化、FACEの省略されている部分があるが、本解析では全て試設計通り。
- 着目部付近の要素分割は立体解析の10倍程度の細さ。

#### (2) 荷重について

解析対象部の受ける荷重は以下の如くである。

- (a) H O R I Z . G I R D E R ..... T R A N S . B H D . 各 T R A N S . R I N G からの伝達力
  - (b) 隣接 L O N G . S T I F F ..... T R A N S . R I N G による強制変形
- そこで、上記を考慮し、次の様な荷重を与えた。
- (a) H O R I Z . G I R D E R 内 T R A N S . B H D . , T R A N S . R I N G 固着部に立体解析  
結果の変位置から逆算した節点力
  - (b) L O N G . S T I F F . には
    - (i) T R A N S . R I N G 固着部に強制変位位置をそのまま
    - (ii) 分布荷重として 1 L O N G . S P A C E の液圧 ( $2 0 . 4 5 \text{ Kg/mm}^2$ )

### 1.2.3 解析結果と考察

詳細解析の結果を 2 つの荷重状態についてそれぞれ図 1.2.4 ~ 7 に示す。

図 1.2.3 に示すように、立体解析で高応力が発生した各コーナー部に応力集中が見られる。

○ T A N K T E S T C O N D . 1

- △ W I N G T A N K 内 H O R I Z . G I R D E R コーナー部  $\sigma = 3 1 . 4 5 \text{ Kg/mm}^2$
- L O N G . S T I F F . の付根  $\sigma = 4 4 . 6 7 \text{ Kg/mm}^2$

○ T A N K T E S T C O N D . 2

- △ W I N G T A N K 内 H O R I Z . G I R D E R コーナー部  $\sigma_{\max} = 3 2 . 0 9 \text{ Kg/mm}^2$

(1), (2)の箇所については、何らかの補強、あるいは、形状をなめらかにすることにより高応力の発生を抑えることは可能である。

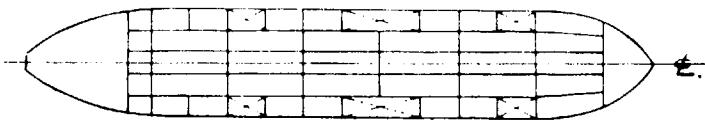
(2)の箇所については、強制変形による高応力であり、一般に、剛性を高くする様な補強は効かない。

そこで改良 S T I F F . として、高応力発生 L O N G . S T I F F . の W E B を浅く、板厚を厚くし、断面係数を同一に保ち、曲げ剛性を  $\frac{1}{2}$  の部材を考えた。

ビーム理論に基いて F A C E 曲げ応力を本解析での変位置と荷重を与えて求め検討した結果、改良によって応力値は  $\frac{1}{2}$  程度に減少する事が判明した。

更に B R A C K E T 形状をなめらかにすることにより、応力集中は低下するであろう。

以上の解析結果より、構造上、本質的問題ではなく、部分的な改良、工夫によって、片面付 H O R I Z . G I R D E R の安全性が得られる見通しがついたと言える。

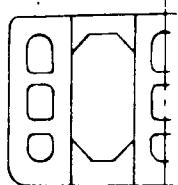


■ ; バラスト専用タンク

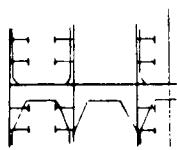
主尺度

$$L \times B \times D \times d \\ = 422.0 \times 76.7 \times 40.5 \times 29.6$$

$$\text{Frame Space} = 5.4 \text{m}$$



MIDSHIP SEC.



HORI. GIR.

図 1.2.1 タンク配置および構造概略

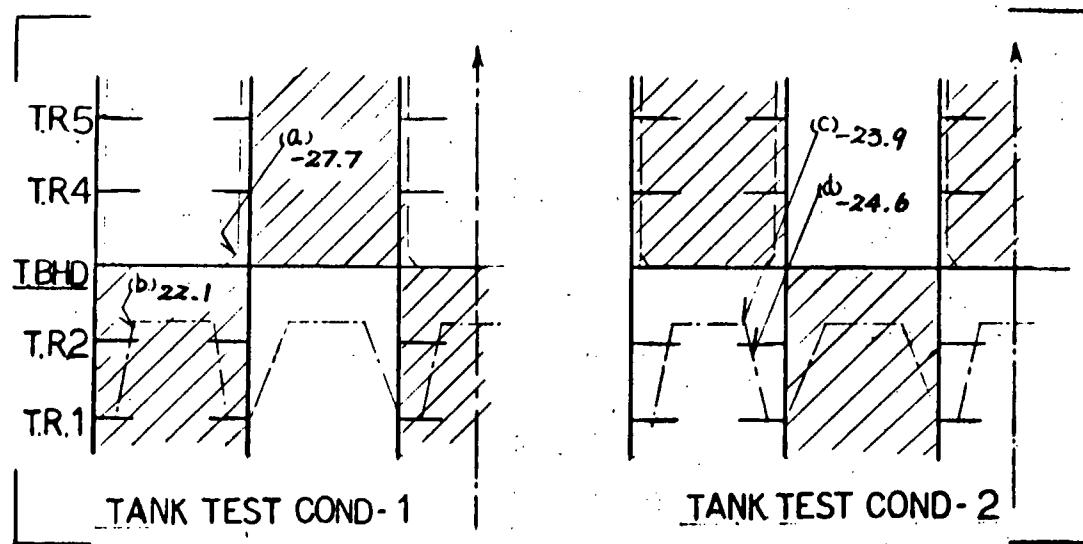


図 1.2.2 積み付け状態と No. 2 HORIZ・GIRDER 部高応力発生部

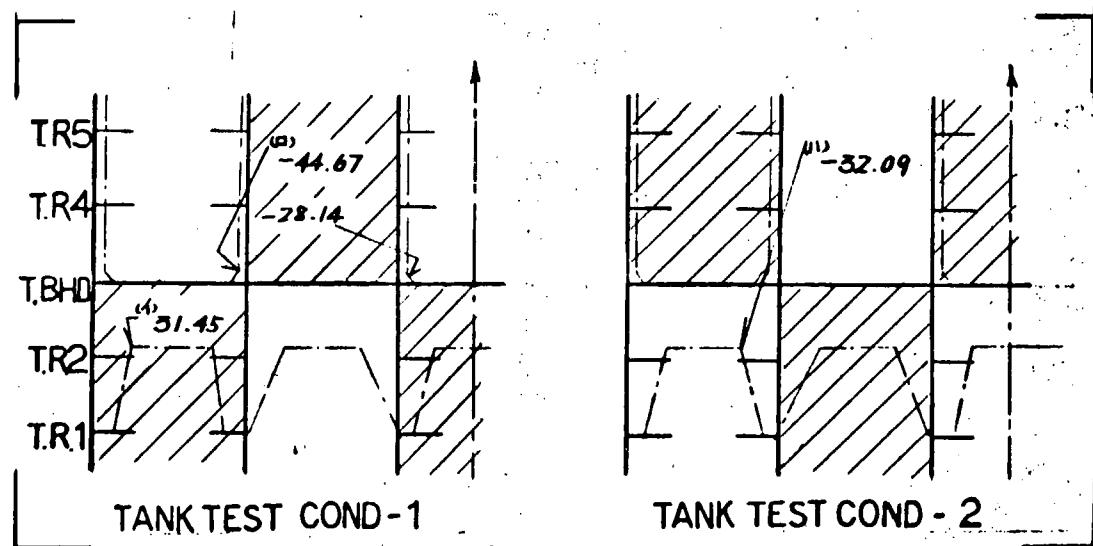
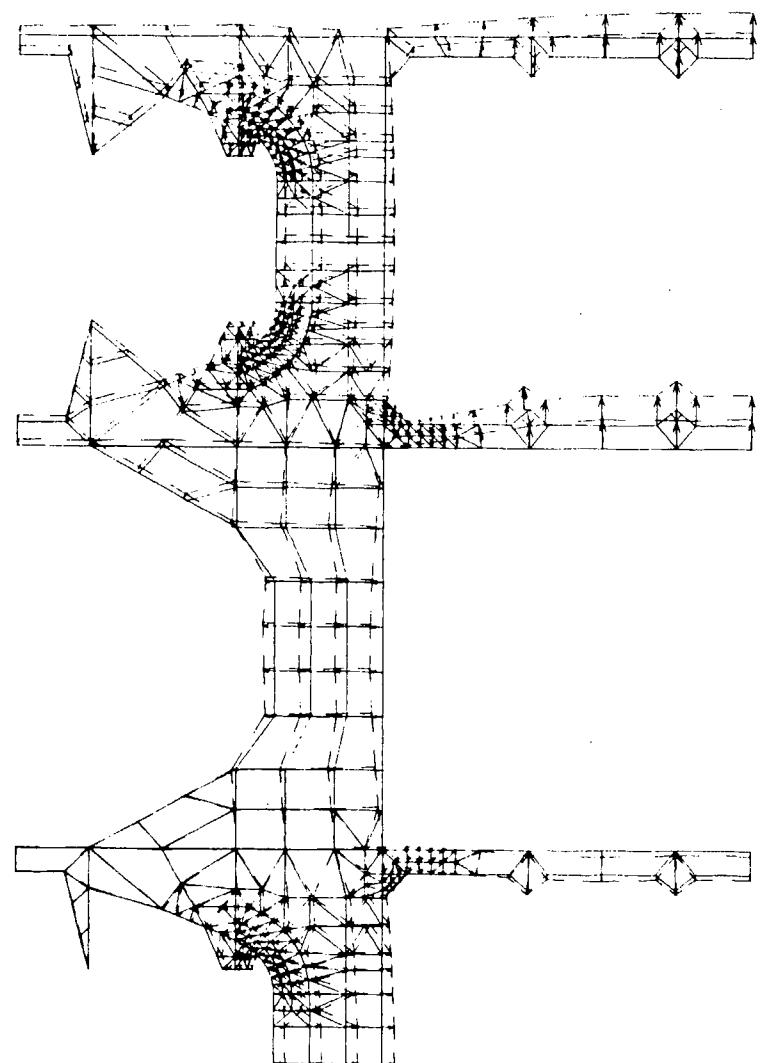


図 1.2.3 詳細解析による高応力発生状況



SCALE [ ] 42.5 mm

図 1.2.4 No.2 HORIZ.GIRDER 変位図(TANK TEST COND-1)

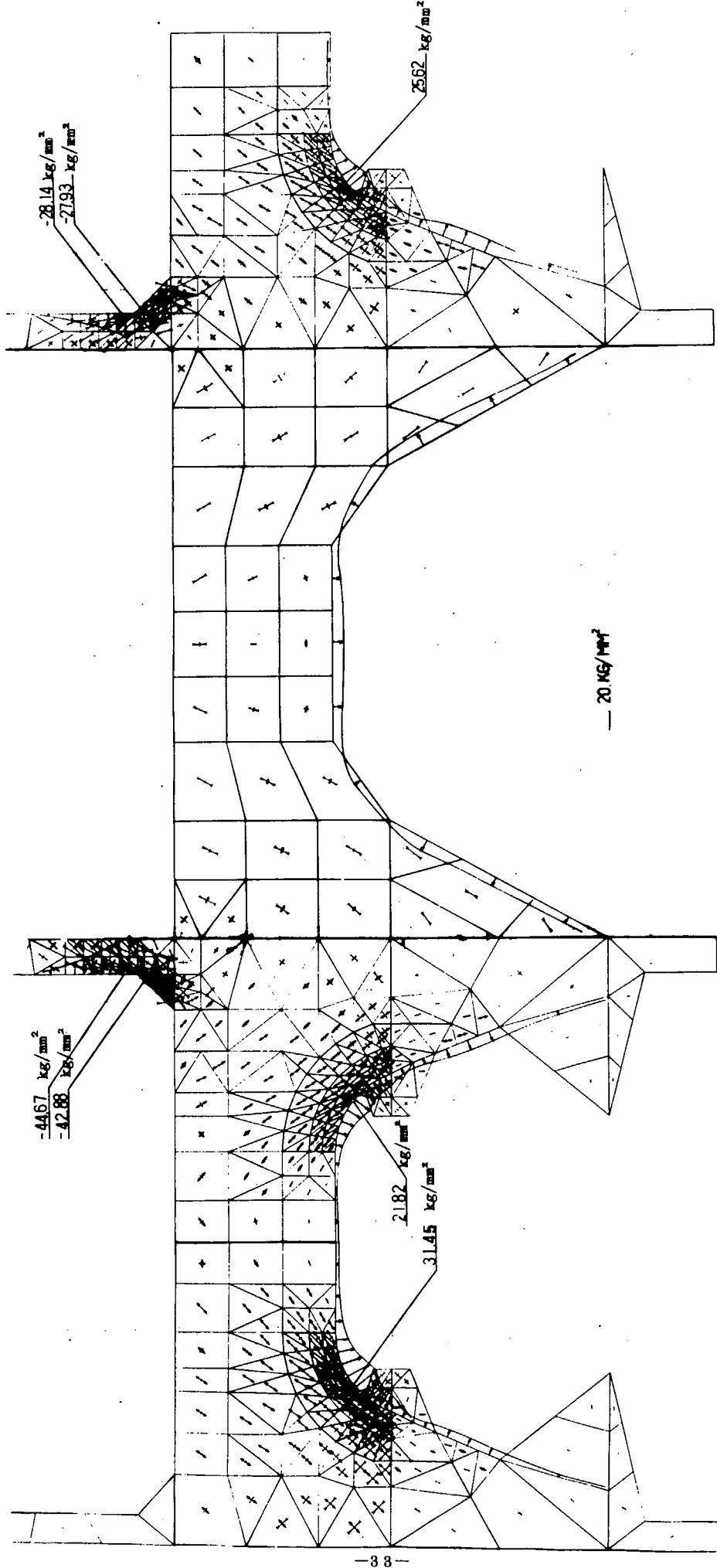
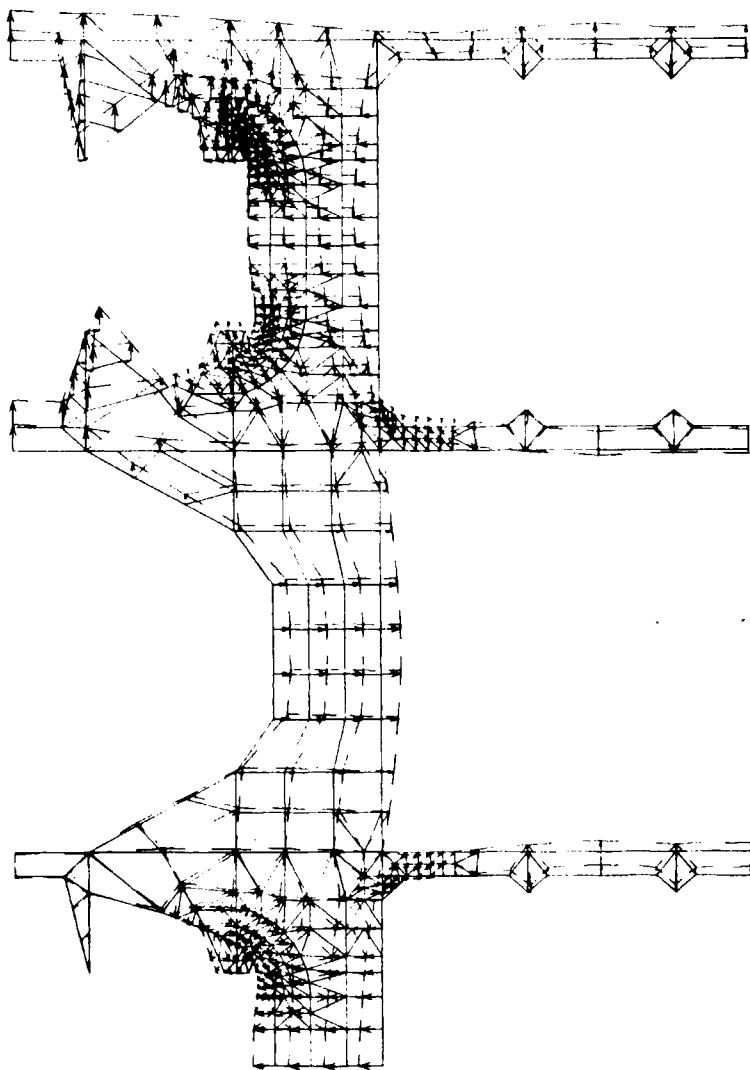


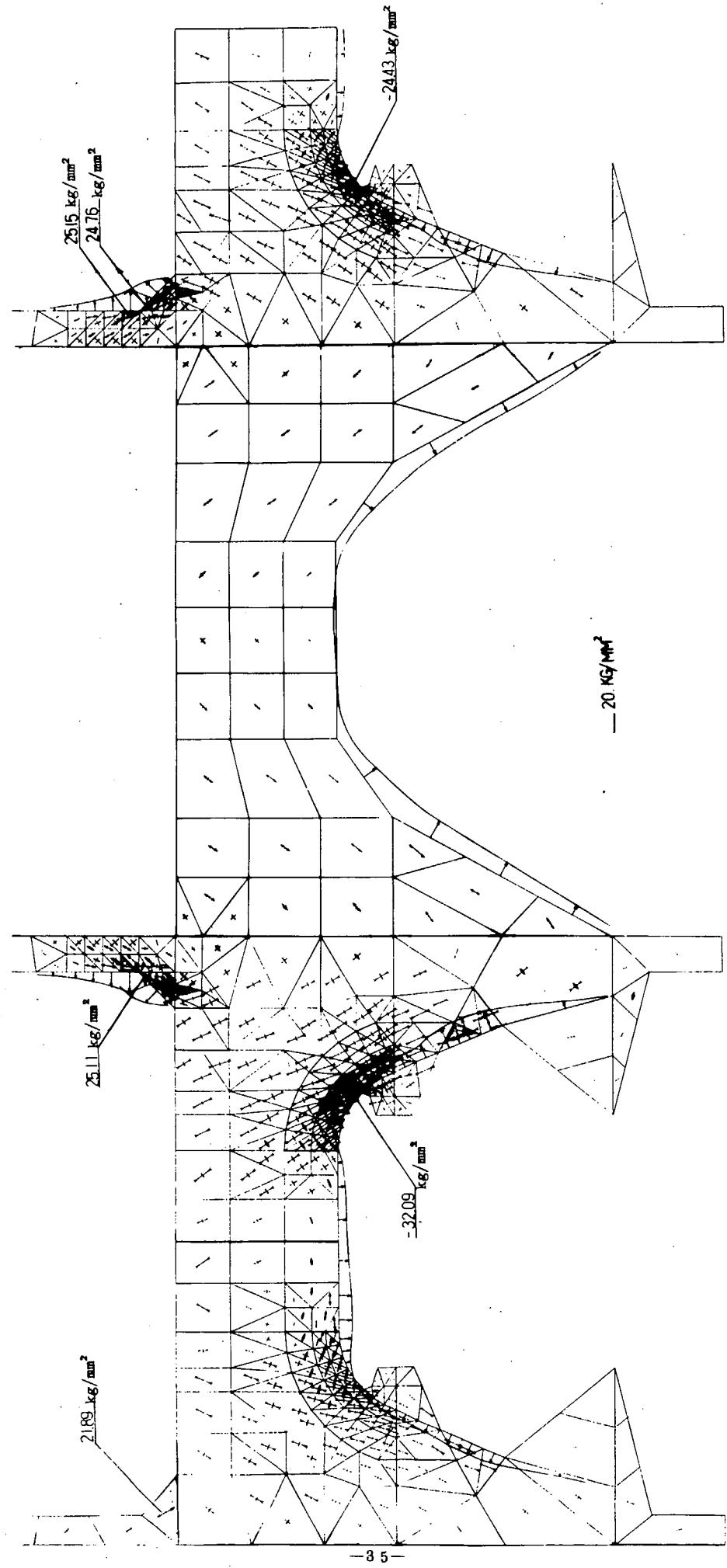
図 1.2.5 主応力、軸応力図 (TANK TEST COND-1)



SCALE 1: 219mm

図 1.2.6 No.2 HORIZ GIRDER 変位図 (TANK TEST COND-2)

図 1.2.7 主応力、軸応力図 (TANK TEST COND-2)



## 2.1 コーナー部の座屈崩壊強度

担当 長沢 準・青木元也（船舶技術研究所）

### 2.1.1 まえがき

直線桁が軸力および曲げモーメントを受ける場合の座屈強度に関しては広範囲の研究がなされてきて  
いる。<sup>1) 2)</sup> 船体構造のガンネルコーナー部、ビルジ部等の部材が結合する隅角部の応力分布、面材の  
有効性についてはかなり研究されているが<sup>3) 4) 5) 6)</sup> 座屈崩壊強度に関しては、その研究が行なわれ  
始めたところである。<sup>7) 8) 9)</sup> ここでは円弧形状コーナー部の構造模型を用いた実験によって、荷重条件  
およびウエブ・プレートの防撓方式が崩壊荷重、崩壊形式におよぼす影響を調べた。

### 2.1.2 実験方法

実験方法は図2.1.1に示すようにコーナー部模型の両側に荷重梁を取り付け、一方の荷重梁を支持し  
他方の荷重梁に荷重を加えた。荷重点の位置を変えることによって、模型に加わる軸力と曲げモーメン  
トの比率を変えることができる。ここでは図に示すような3種類の荷重条件で実験を行なった。実験の  
状況を図2.1.2に示す。

模型は実船の約1/6縮尺で、その形状および寸法を図2.1.3に示す。コーナー端部においてウエブ・ブ  
レートはその両側をブラケットで支持されており、フランジはコーナー端部および防撓材の位置で支持  
されている。コーナー部の外側の部分は、コーナー部と同じフランジ寸法、ウエブ厚さを有しているが、  
そのウエブ・プレートは防撓材によって密に固められている。実験を行なった模型の種類を図2.1.4に  
示す。防撓材配置以外の各模型の構造、寸法は図2.1.3と同じである。これらの模型の防撓材配置は実  
船構造のそれを大まかに分類し、単純化したものである。B模型以外の各模型については防撓材の長さ  
の合計をそれぞれ同じにしてある。図2.1.4に各模型の座屈崩壊実験を行なったときの荷重条件を記入  
してある。A模型については3種類の荷重条件について実験を行なっており、その他は1種類づつであ  
る。すなわち合計7個の模型について実験を行なった。

### 2.1.3 実験結果

図2.1.5に弾性状態におけるフランジの長さ方向についての応力分布の例を示す。フランジが防撓材  
によって支持されている箇所では局部的な曲げ変形が生じていることがわかる。

図2.1.6から図2.1.8にA模型の荷重条件1による実験結果を示す。図2.1.6は荷重と変位の関係で、  
 $\delta_1$ は面内方向の変位を表わし、 $\delta_2$ は面外方向の変位を表わしている。図2.1.7は座屈を生じた箇所  
のフランジおよびウエブ・プレートの表裏のひずみの差すなわち局部的な曲げ変形と荷重の関係を表わし  
ている。この図から、まずウエブ・プレートの面外変形が生じ、それが次第に大きくなつてフランジを支  
持する力が減少し、その結果フランジがウエブ側にめり込んでいる様子がわかる。このときの座屈崩壊  
形式を図2.1.8に示す。

図2.1.9から図2.1.11にA模型の荷重条件2による実験結果を示す。図2.1.10からウエブの面外  
変形が大きくなり、その後フランジが捩れて崩壊にいたっている様子がわかる。図2.1.12から図2.1.  
1.4にA模型の荷重条件3による実験結果を示す。図2.1.13から、この荷重条件の場合にはウエブの  
面外変形はあまり大きくならずにフランジが捩れて崩壊していることがわかる。図2.1.15から図2.1.  
1.7にB模型の荷重条件3による実験結果を示す。図2.1.16からウエブの面外変形が最初から生じ、  
それが大きくなるにしたがってフランジがウエブ側にめり込んでいることがわかる。図2.1.18から図  
2.1.20にC模型の荷重条件2による実験結果を示す。図2.1.19からフランジに隣接するウエブの面

\* 担当研究項目「ウイングタンク構造の強度」

外変形はかなり高い荷重まで生じておらず、フランジの捩れとウエブの面外変形がほとんど同時に生じて崩壊にいたっていることがわかる。図2.1.2.1から図2.1.2.3にD模型の荷重条件2による実験結果を示す。図2.1.2.3に示すようにフランジに隣接するウエブの1パネルに2つの座屈波形が生じており、またフランジは上下端とも中央からずれた位置でウエブ側に変形している。従って、図2.1.2.2に示す計測点の実験データからは、フランジおよびウエブの変形順序をはっきり読みとることはできない。これについてはこの近傍の他の計測値を用いて判定することができると考えられる。図2.1.2.4から図2.1.2.6にE模型の荷重条件2による実験結果を示す。この模型はD模型にトリッピング・プラケットのついた構造のものであるが、崩壊が図2.1.2.6に見られるようにウエブおよびフランジの局部座屈によって生じているため、そのプラケットの効果が現われていない。実際、DおよびE模型の崩壊荷重および崩壊形式が全く同じであることが両者の実験データの比較からわかる。ただし、E模型では崩壊後のコーナー部中央の面外変形が非常に小さくなっている。

#### 2.1.4 考察

軸力に対してモーメントの比率を変えた3つの荷重条件について、荷重と変位の関係を比較したのが図2.1.2.7であり、曲げモーメントが崩壊荷重に及ぼす影響がわかる。また、前述の実験データから曲げモーメントが小さいときはウエブパネルの座屈が先行し、それが大きいときはフランジの捩れ座屈が先行するといえる。図2.1.2.8は荷重条件3の場合についてのAおよびB模型の荷重と変位の関係を比較したものである。B模型ではフランジに隣接するウエブのパネルが大きいためその面外変形がはやく生じ、そのため崩壊荷重がA模型より下っているといえる。荷重条件2についてA, C, DおよびE模型の荷重と変位の関係を比較したのが図2.1.2.9である。崩壊荷重についてはA模型が最も高く。DおよびE模型が最も低くなってしまい、その差は2割程度である。図2.1.3.0にSR133で開発された3次元有限要素法座屈解析プログラムによる計算値を示す。計算における座屈はすべてフランジ隣接するウエブのパネルに生じている。この図の計算値と実験値の比較から、パネル座屈を生じた後もまだかなりの耐荷力があることがわかる。

#### 2.1.5 あとがき

この報告では7個のコーナー部模型についての実験およびその概略の検討を行ったが、次年度においては実験データの詳細な検討、有限要素法による座屈解析、大たわみ解析および曲り桁理論による解析によって、コーナー部の座屈崩壊機構について一層広範囲の検討を行なう予定である。

この報告で得られた主な結論をまとめると次のようになる。

- (1) 軸力Pに対する曲げモーメントMの比率が比較的大きいとき( $M/P \geq 3\text{ m}$ )はフランジの座屈が先に生じ、それが小さいとき( $M/P \leq 2\text{ m}$ )はフランジに隣接したウエブ・パネルの座屈が先に生じる。
- (2) コーナー部の円弧に対して半径方向と円周方向とに同程度の防撓材を配置した場合は、船側外板および甲板にそれぞれ直角方向に防撓材を配置した場合に比べて、2割ほど崩壊荷重が高い。半径方向の防撓材を主とした場合の崩壊荷重はこれらの間にある。
- (3) 崩壊が局部的な座屈によって生ずる場合はトリッピング・プラケットがあまり有効に働くかない場合もある。

## 参考文献

- 1) Bleich, F. : Buckling Strength of Metal Structures, McGraw-Hill, 1952
- 2) Timoshenko, S. P. and Gere, J. M. : Theory of Elastic Stability, McGraw-Hill, 1961
- 3) 寺田泰治：油槽船における部材結合部の応力分布とその近似計算法, 造船協会論文集第109号, 昭和36年6月
- 4) 秋田好雄他：タンカービルジ部における外板および面材の効きについて（第1報）日本造船学会論文集第125号, 昭和44年6月
- 5) 秋田好雄他：タンカービルジ部における外板および面材の効きについて（第2報），日本造船学会論文集第126号, 昭和44年12月
- 6) 新田 顯他：曲部における桁の面材の有効幅, 日本造船学会誌第553号, 昭和50年7月
- 7) 日本造船研究協会：第133研究部会報告書, 昭和49年3月
- 8) 田口義明他：船体横桁コーナー部の座屈崩壊強度に関する実験的考察, 日本造船学会論文集第138号, 昭和50年12月
- 9) 壱岐哲夫他：船体局部構造の座屈強度解析に関する研究, 日本造船学会論文集第138号, 昭和50年12月

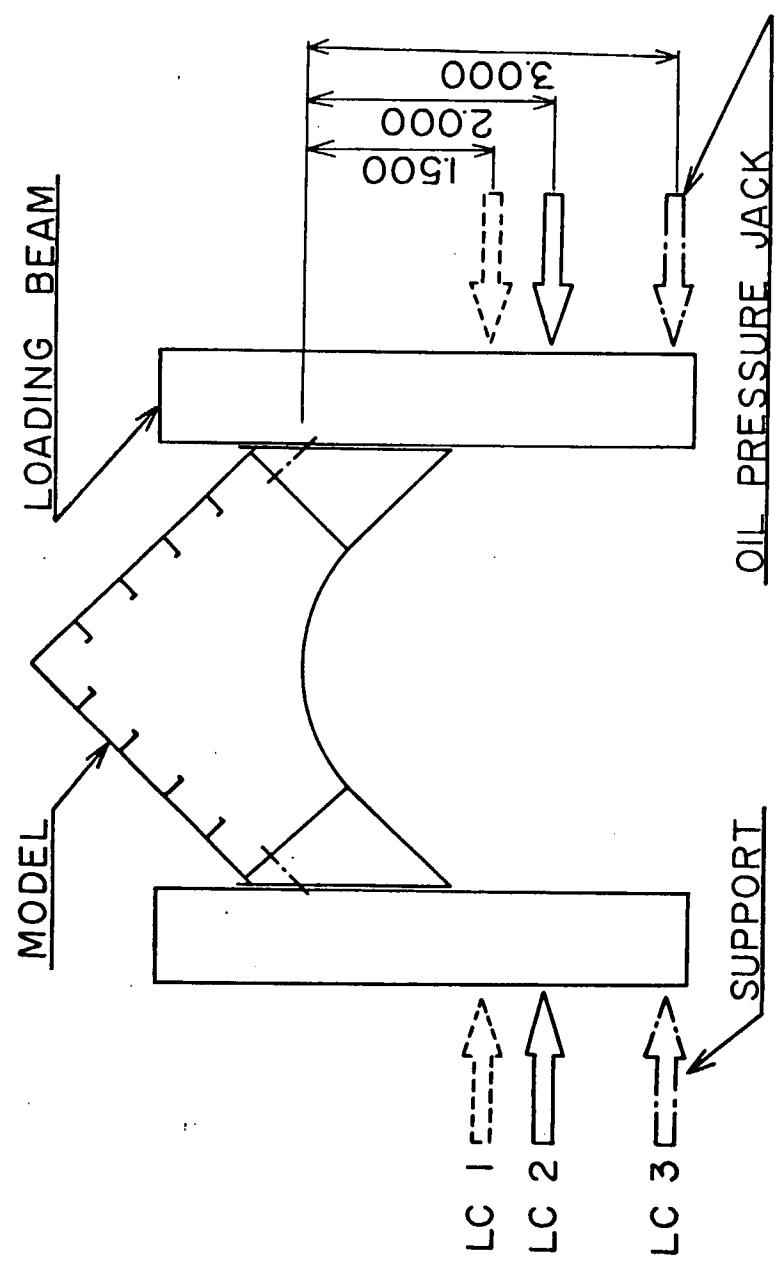
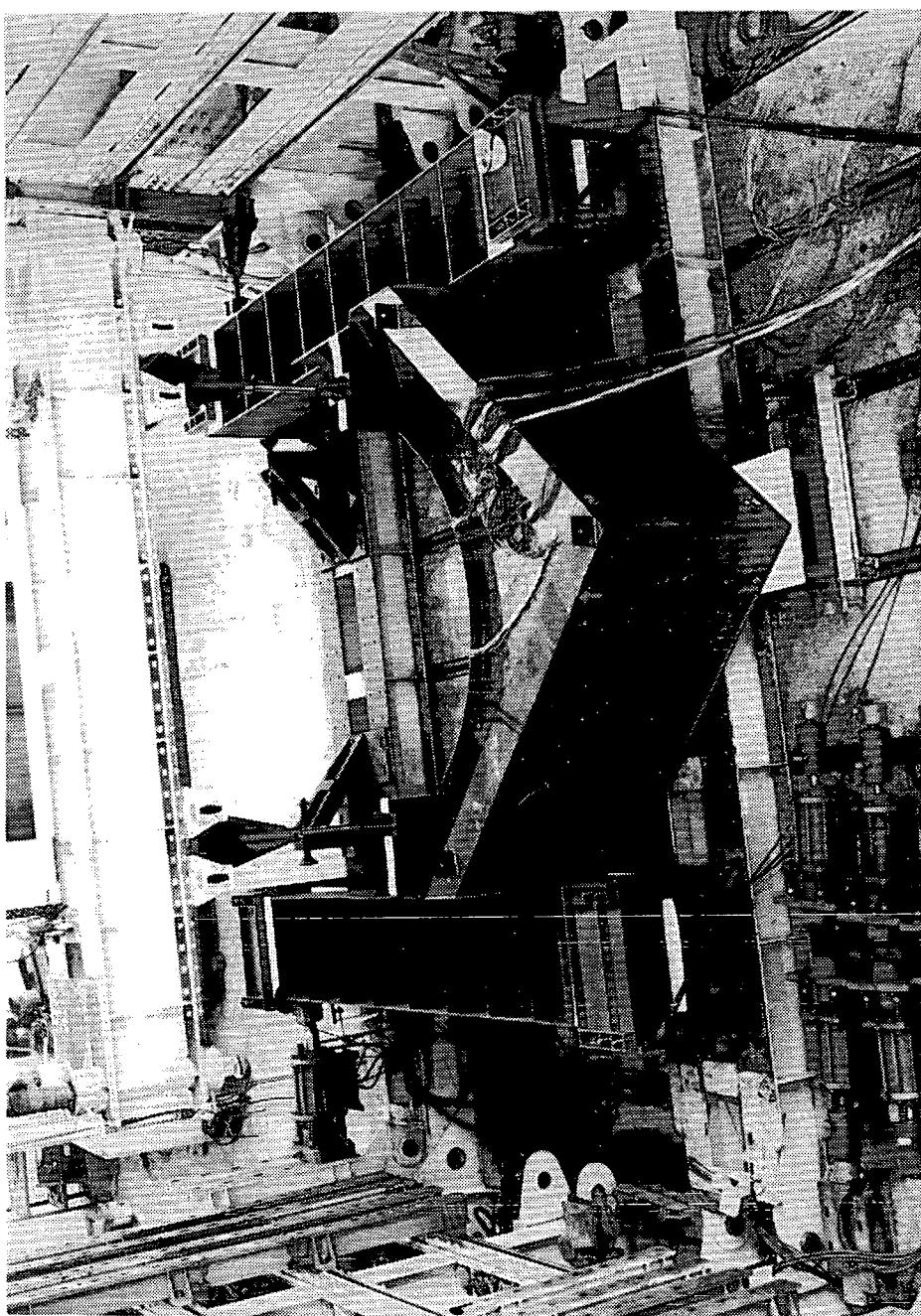


図21.1 実験方法

図 2.1.2 実験状況



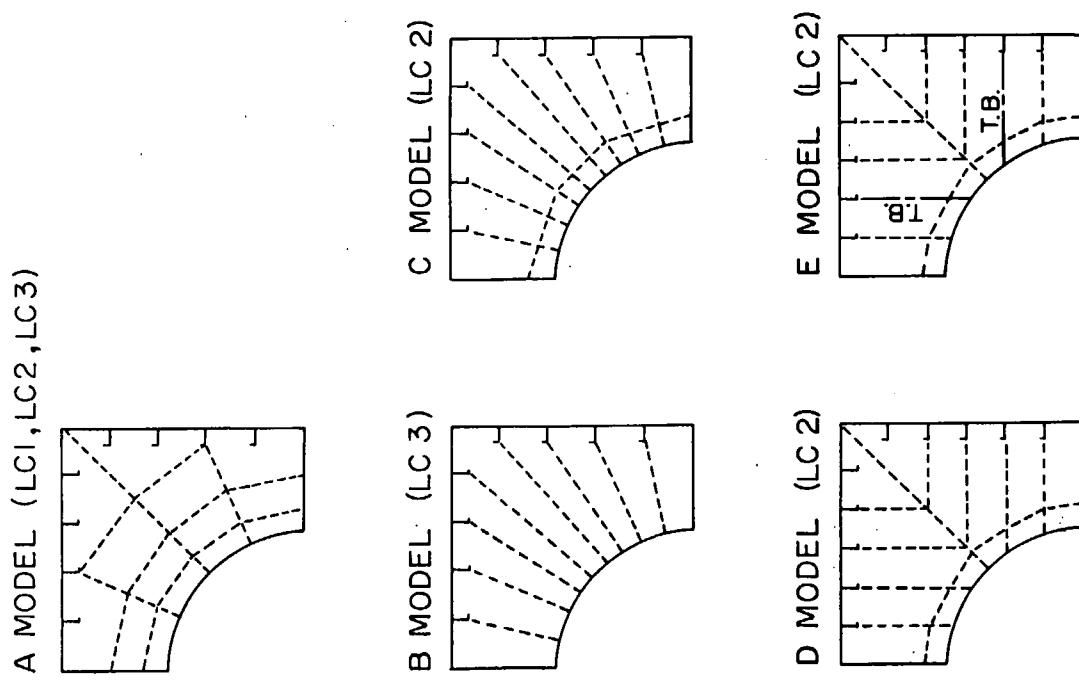


図 2.1.4 模型の種類

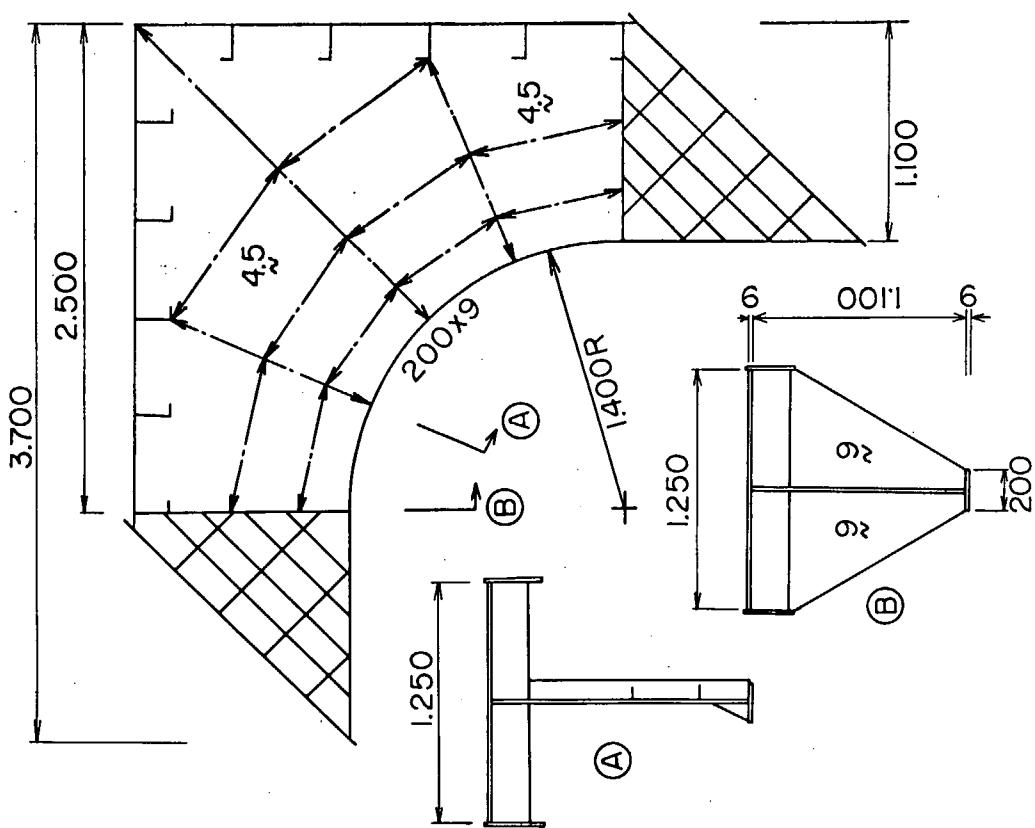


図 2.1.3 模型の形状と寸法

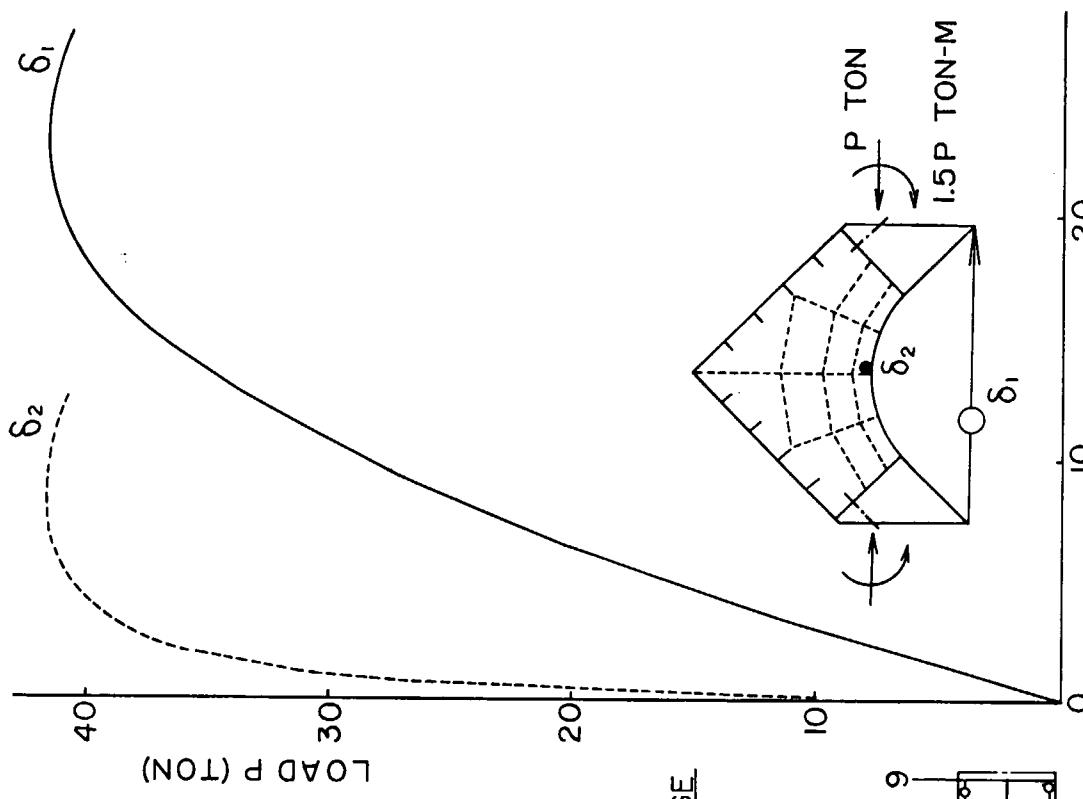


図 2.1.6 荷重と変位の関係(A MODEL, LC 1)

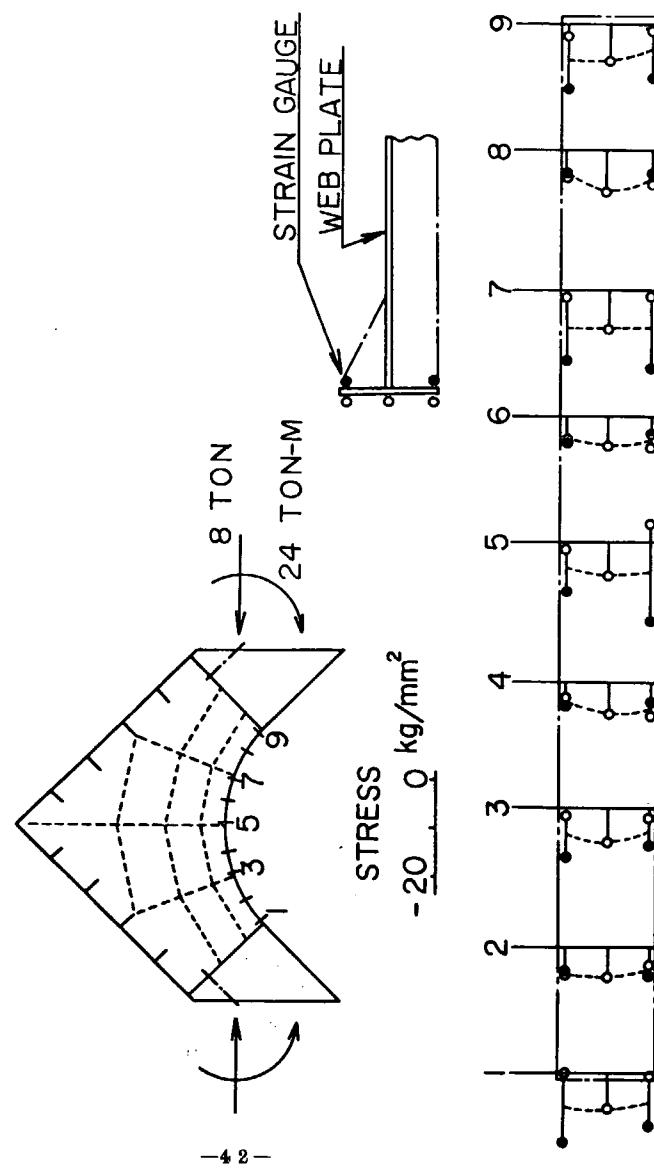


図 2.1.5 フランジの応力分布(A MODEL, LC 3)

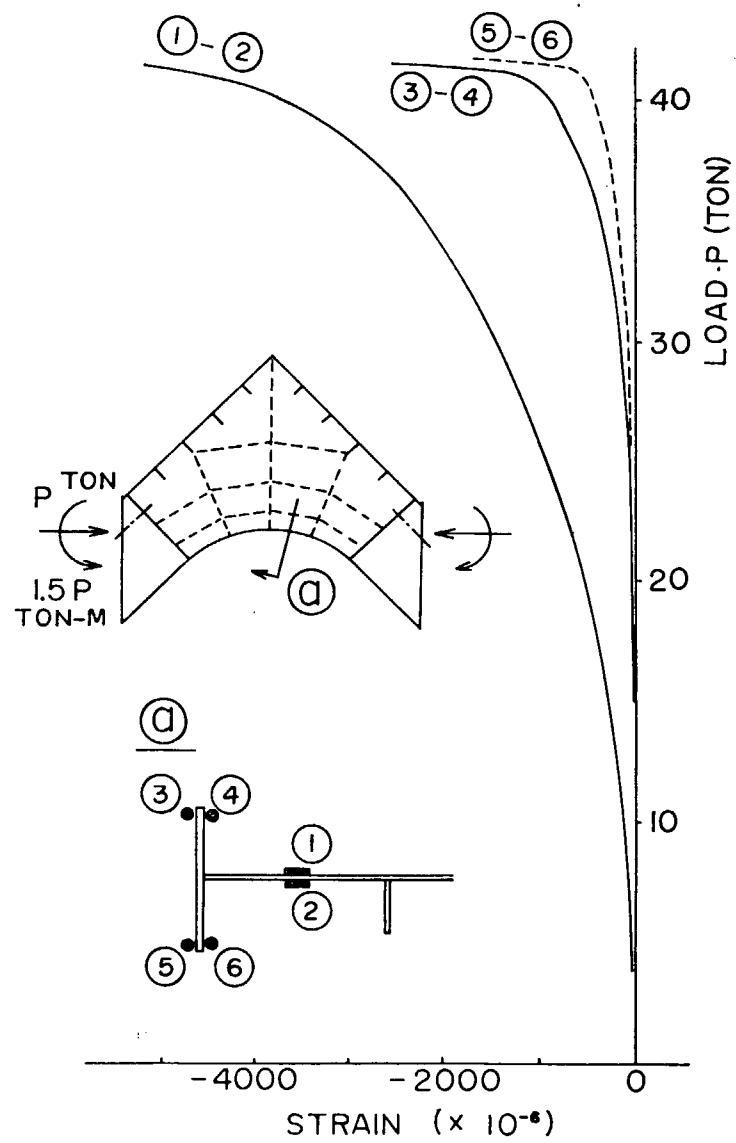


図 2.1.7 荷重とひずみの関係 (A MODEL, LC 1)

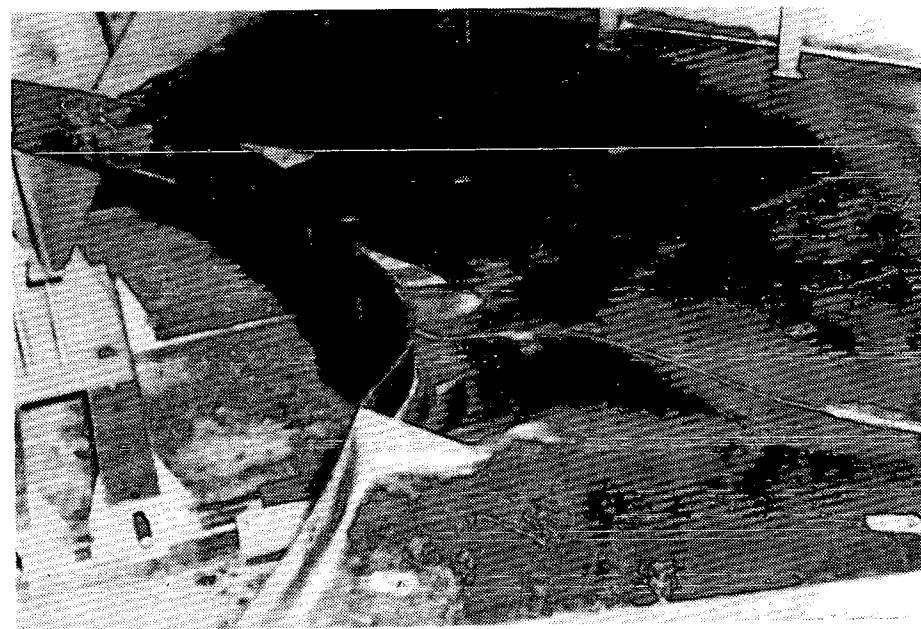
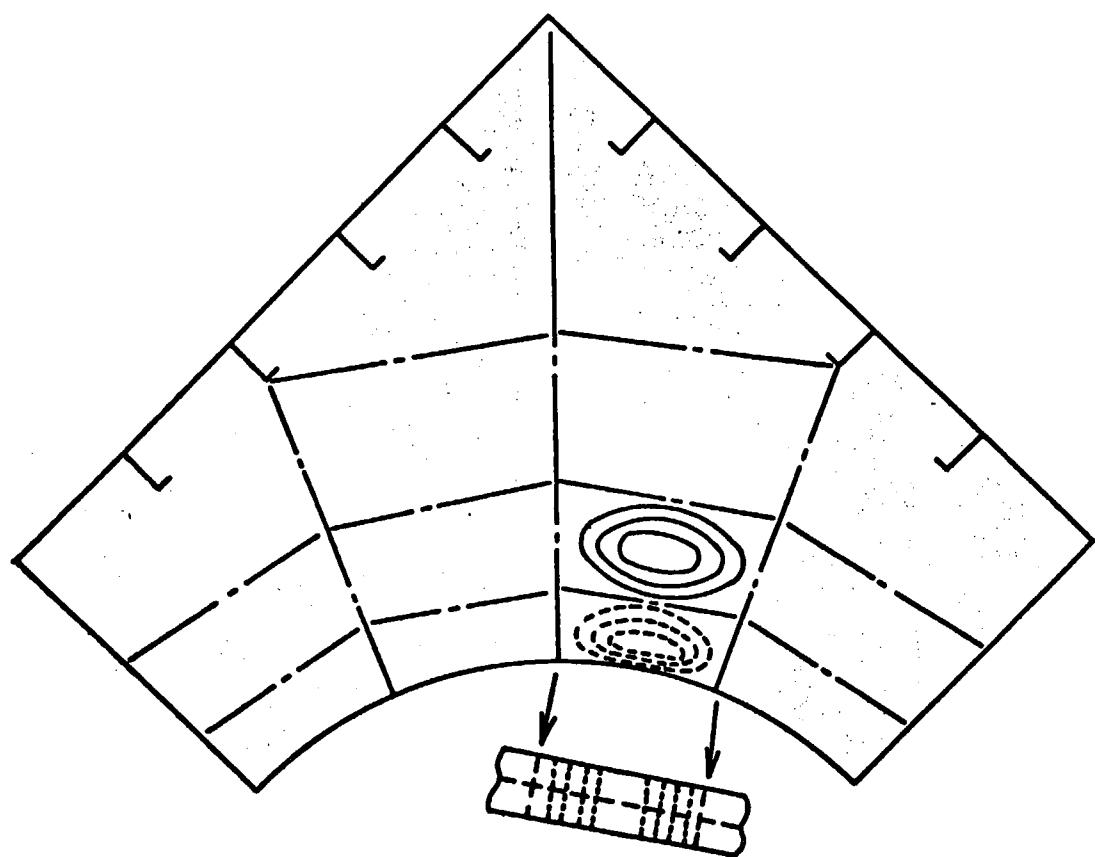


図 2.1.8 座屈崩壊形式 (A MODEL, LC 1)

図 2.1.10 荷重とひずみの関係 (A MODEL, LC 2)

STRAIN ( $\times 10^{-6}$ )

LOAD P (TON)

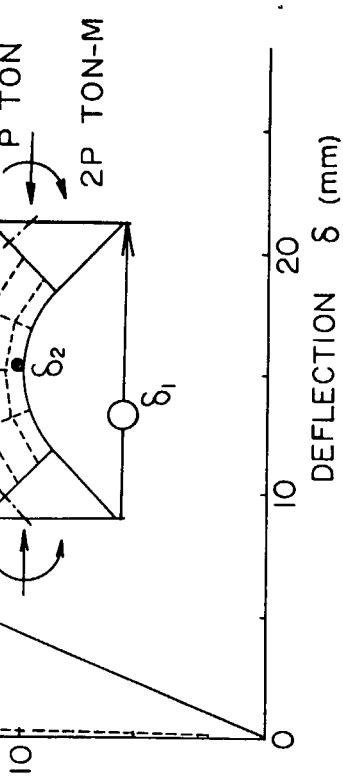
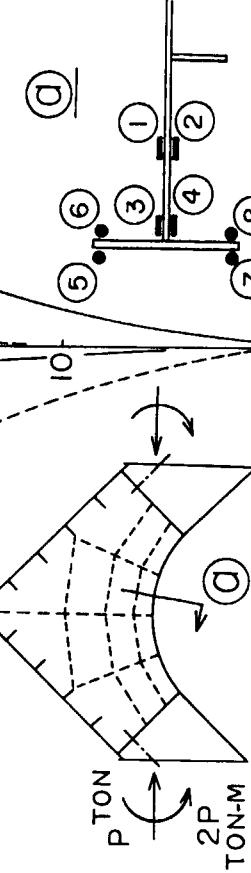
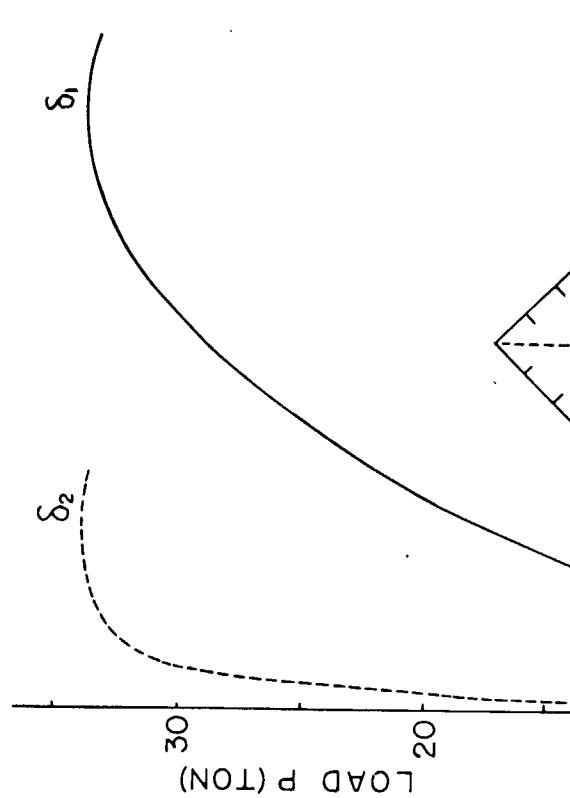


図 2.1.9 荷重と変位の関係 (A MODEL, LC 2)



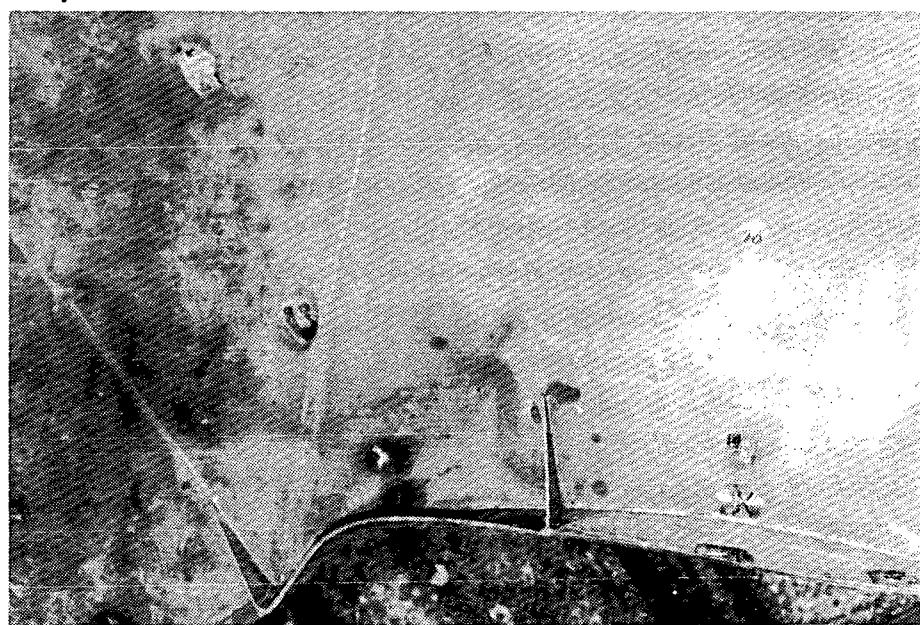
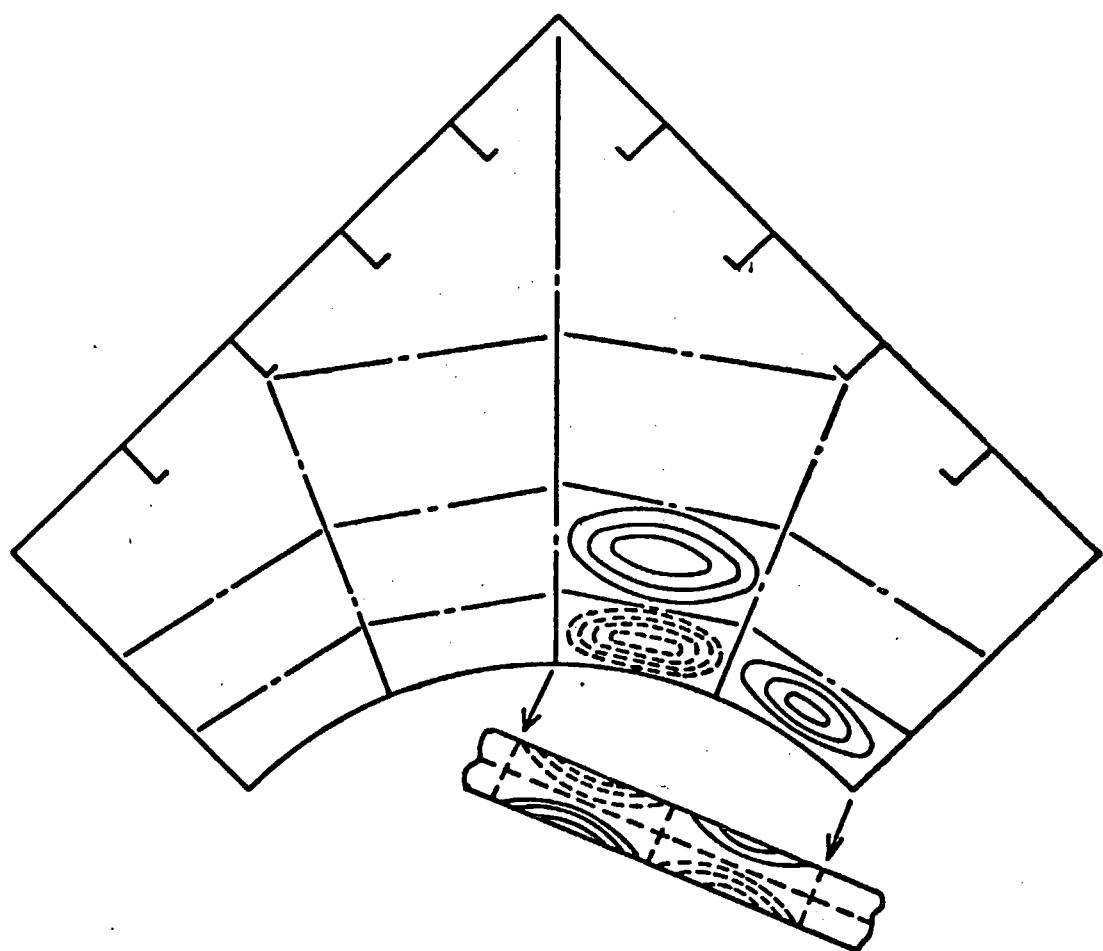


図 2.1.11 座屈崩壊形式 (A MODEL , LC 2)

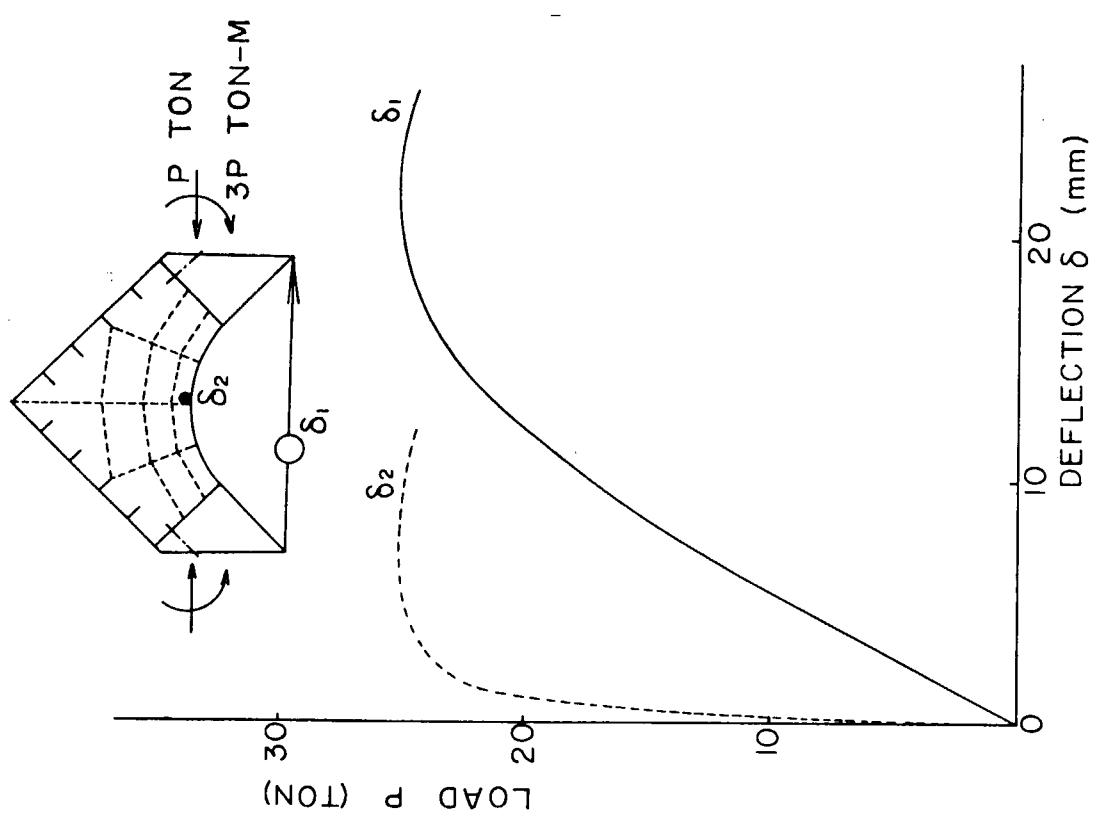


図 2.1.12 荷重と変位の関係(A MODEL, LC 3)

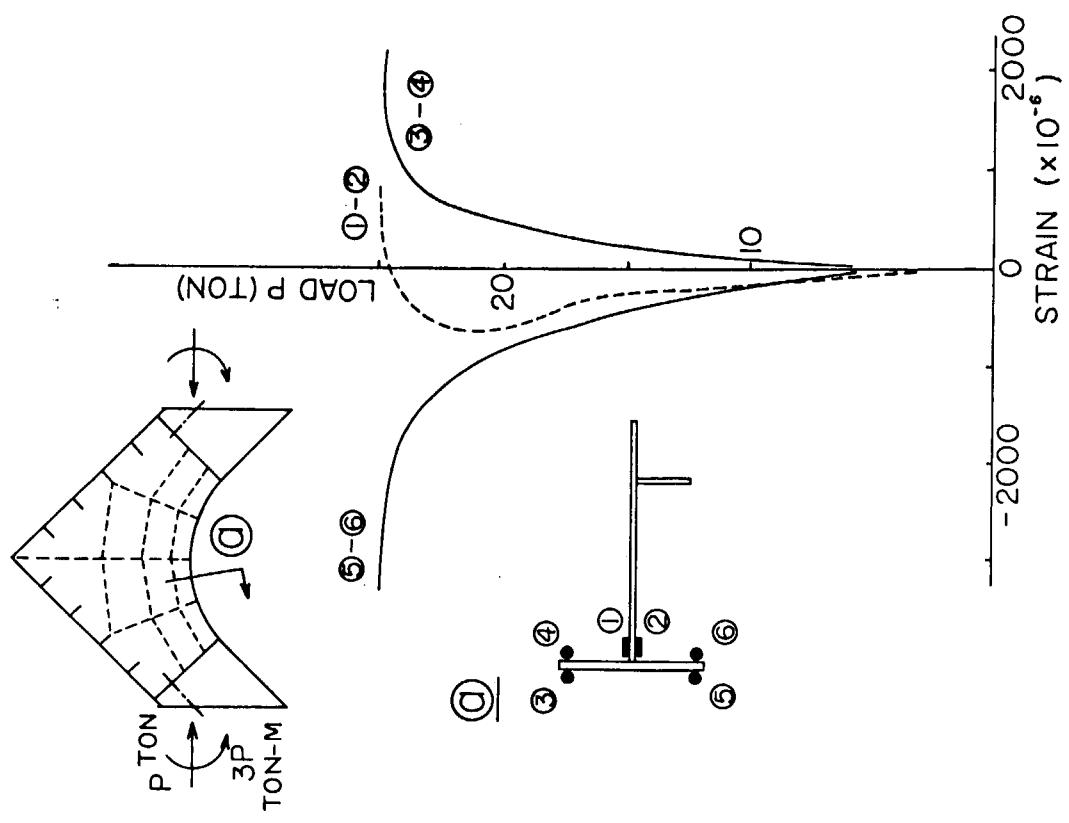


図 2.1.13 荷重とひずみの関係(A MODEL, LC 3)

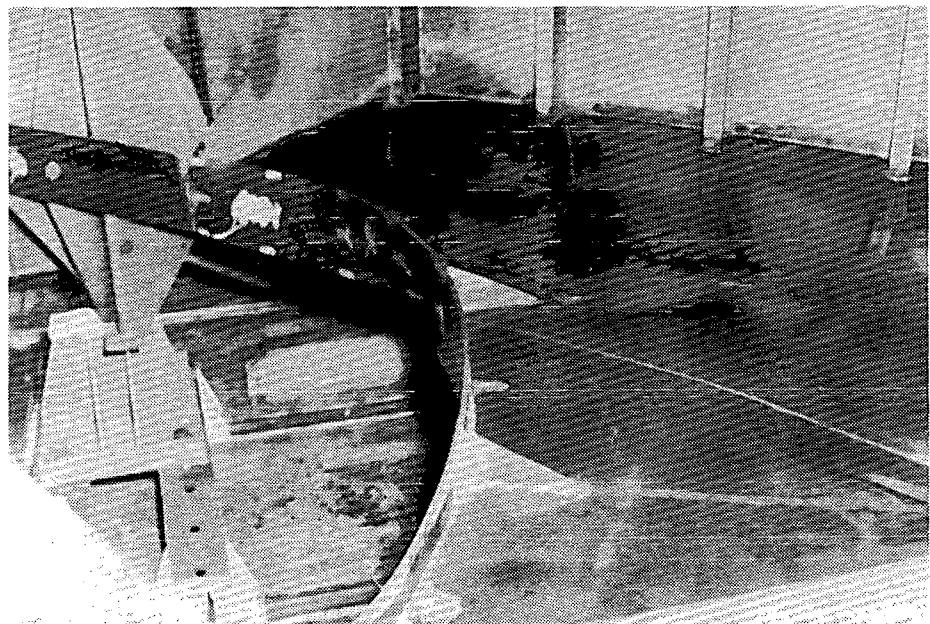
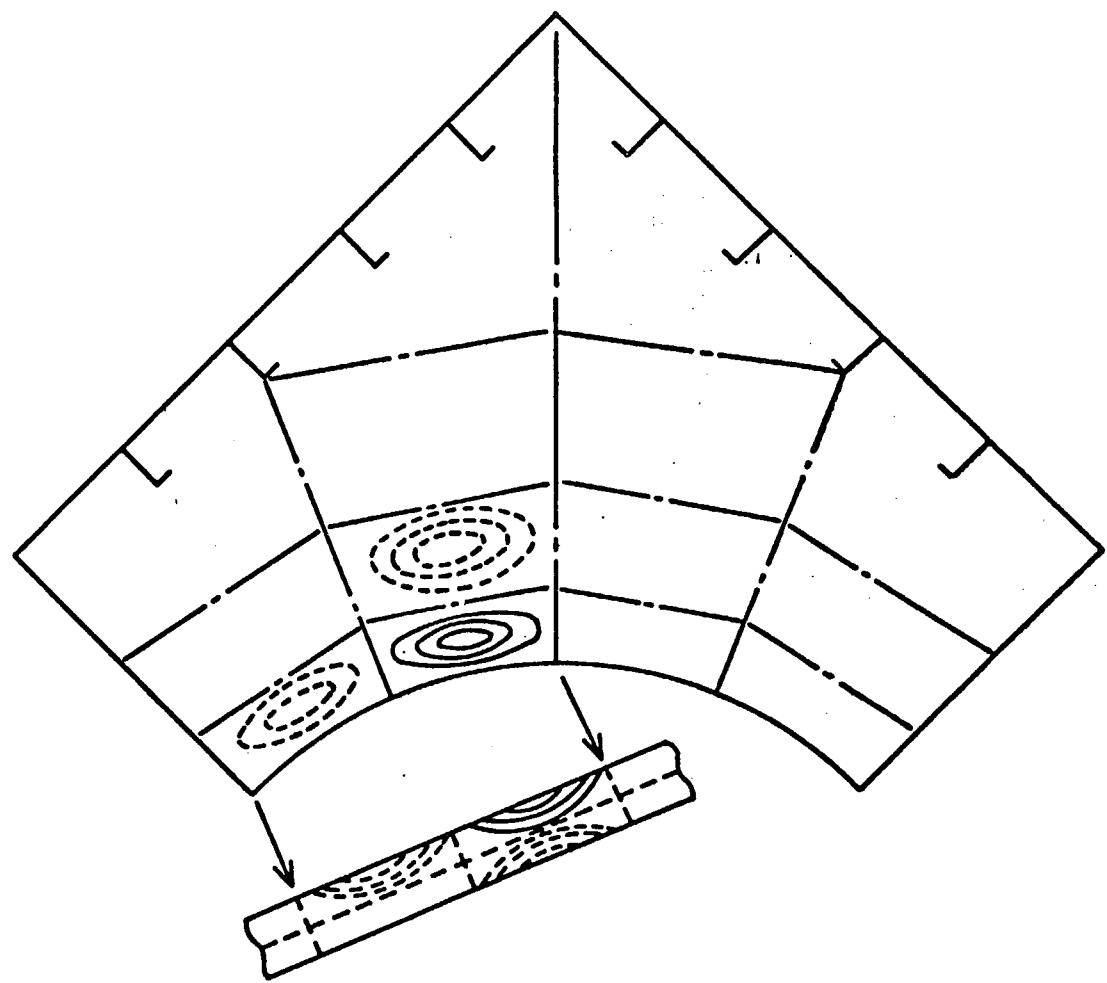


図 2.1.14 座屈崩壊形式 (A MODEL, LC 3)

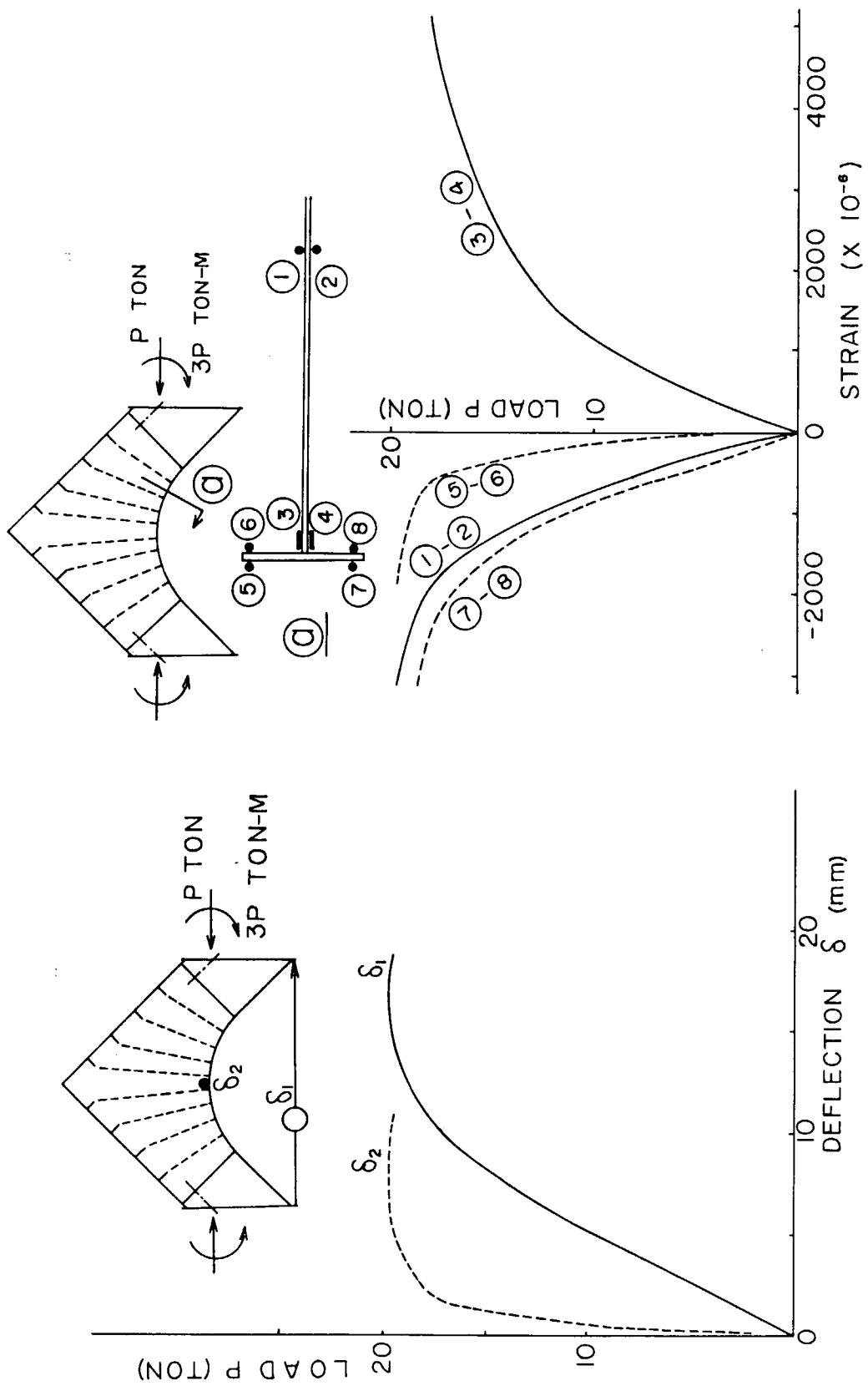


図 2.1.15 荷重と変位の関係 (A MODEL, LC 3)

図 2.1.16 荷重とひずみの関係 (B MODEL, LC 3)

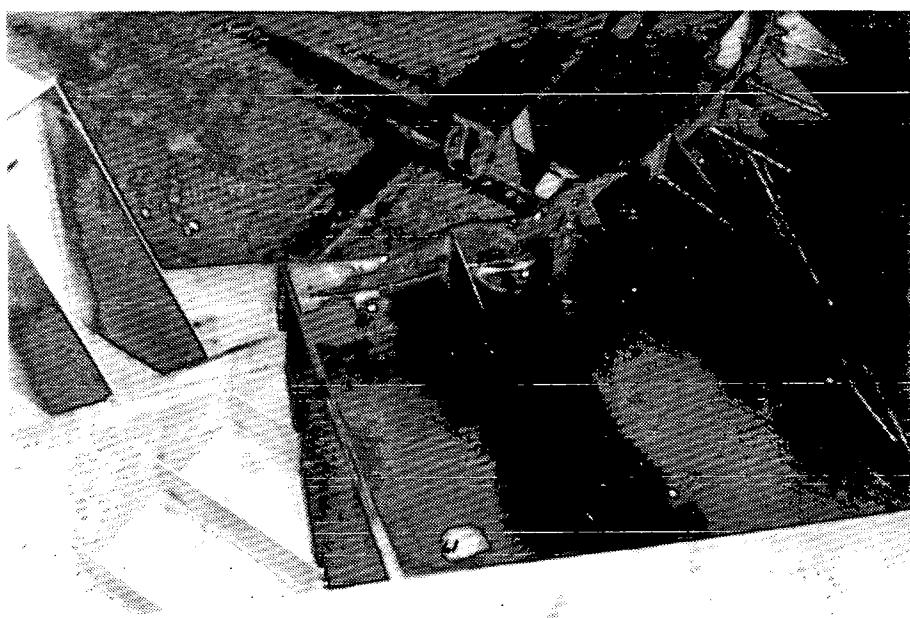
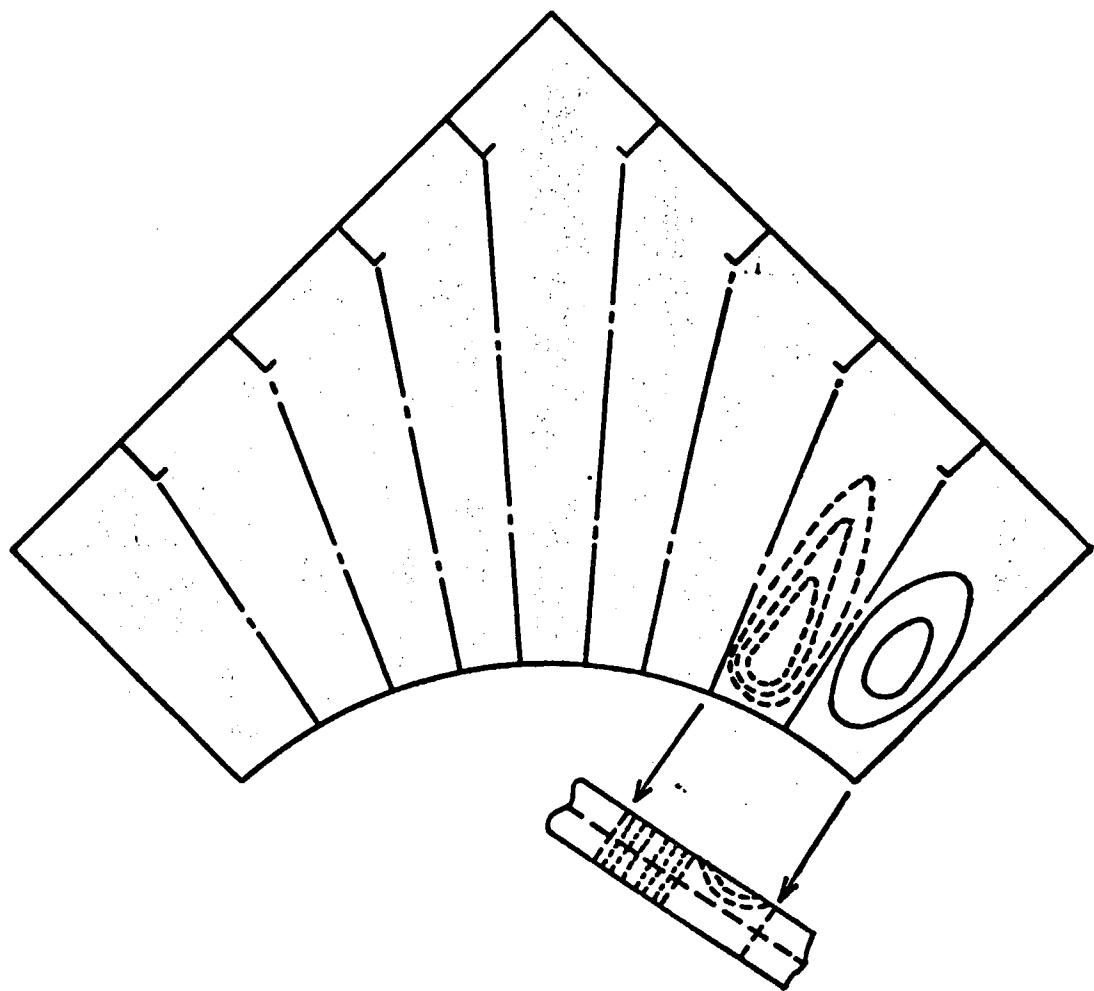


図 2.1.17 座屈崩壊形式 (B MODEL, LC 3)

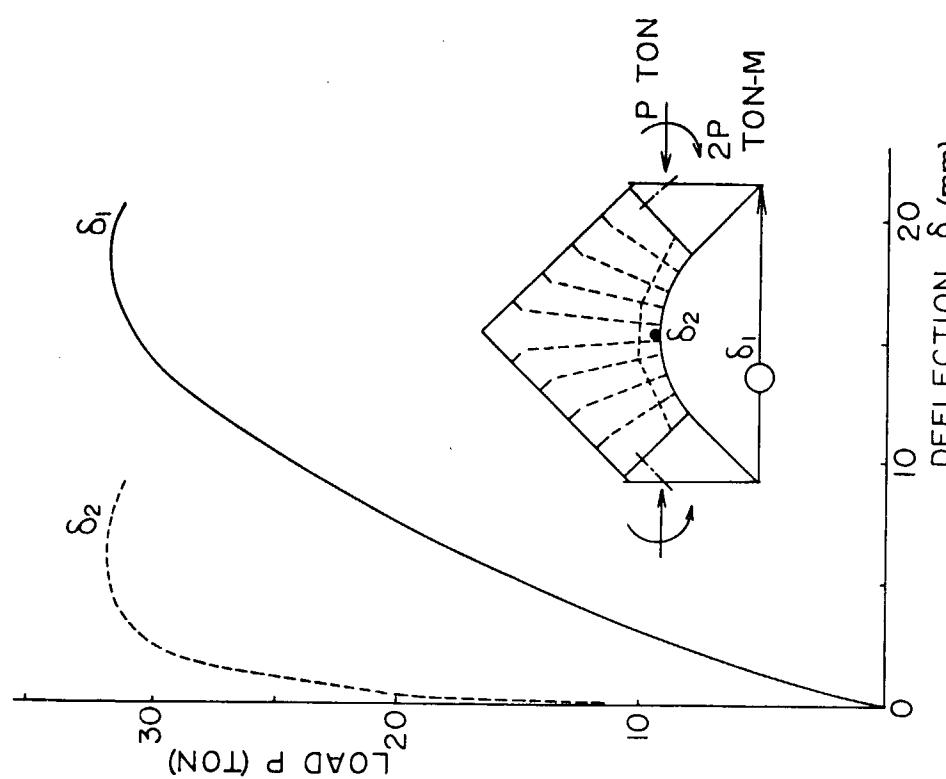


図 2.1.18 荷重と変位の関係 (C MODEL, LC 2)

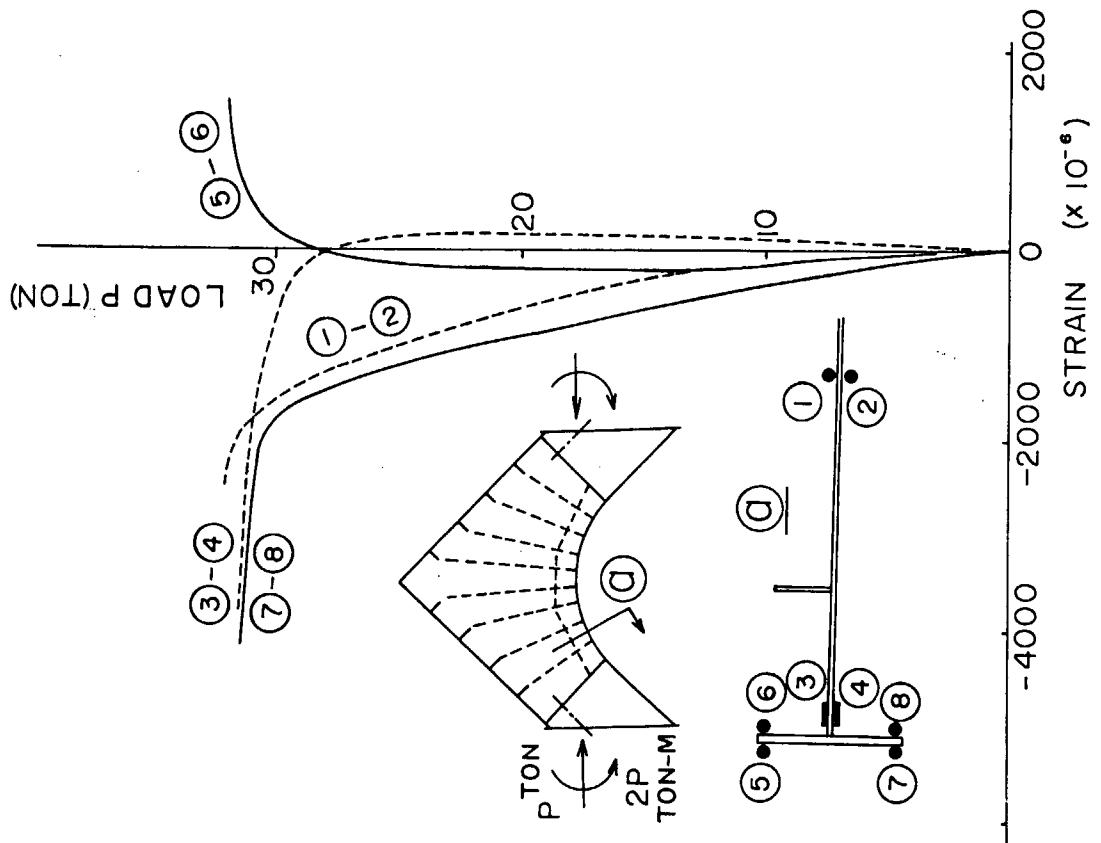


図 2.1.19 荷重とひずみの関係 (C MODEL, LC 2)

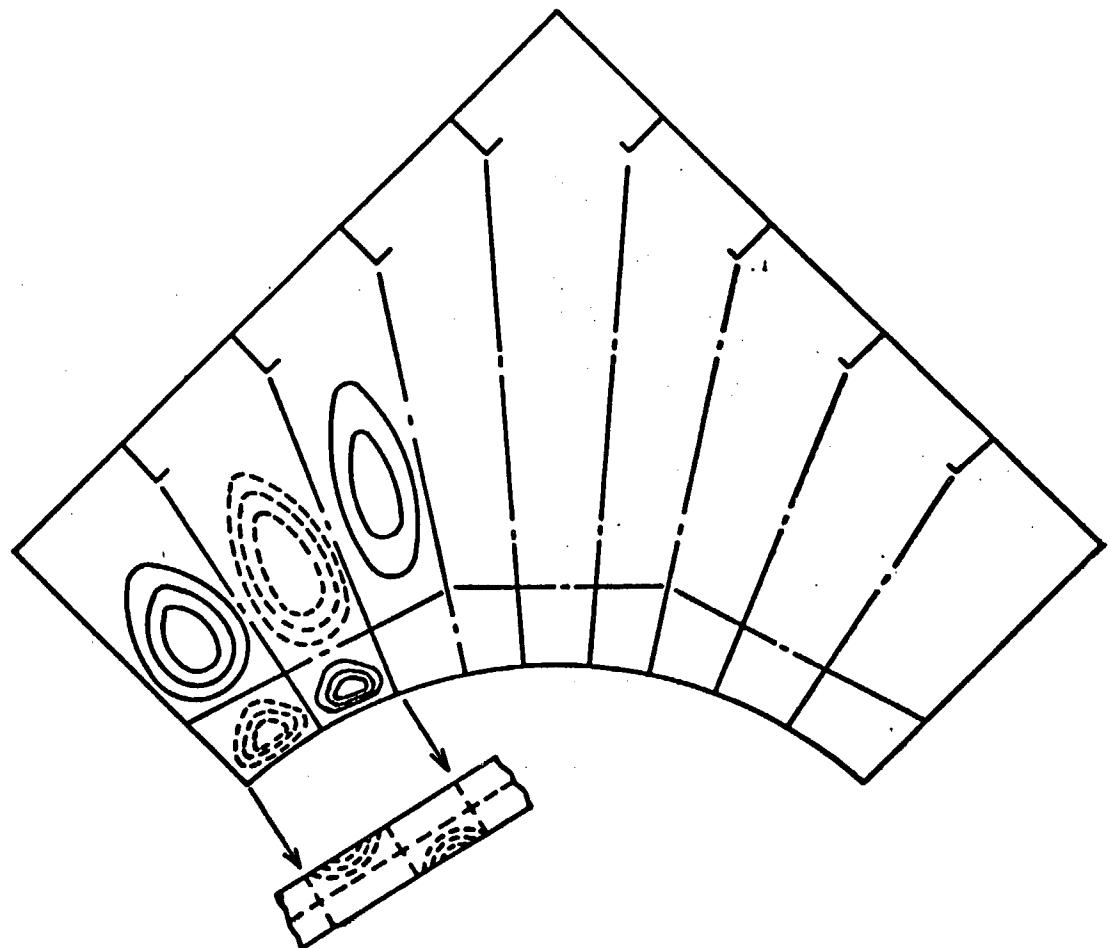


図 2.1.20 座屈崩壊形式 (C MODEL, LC 2)

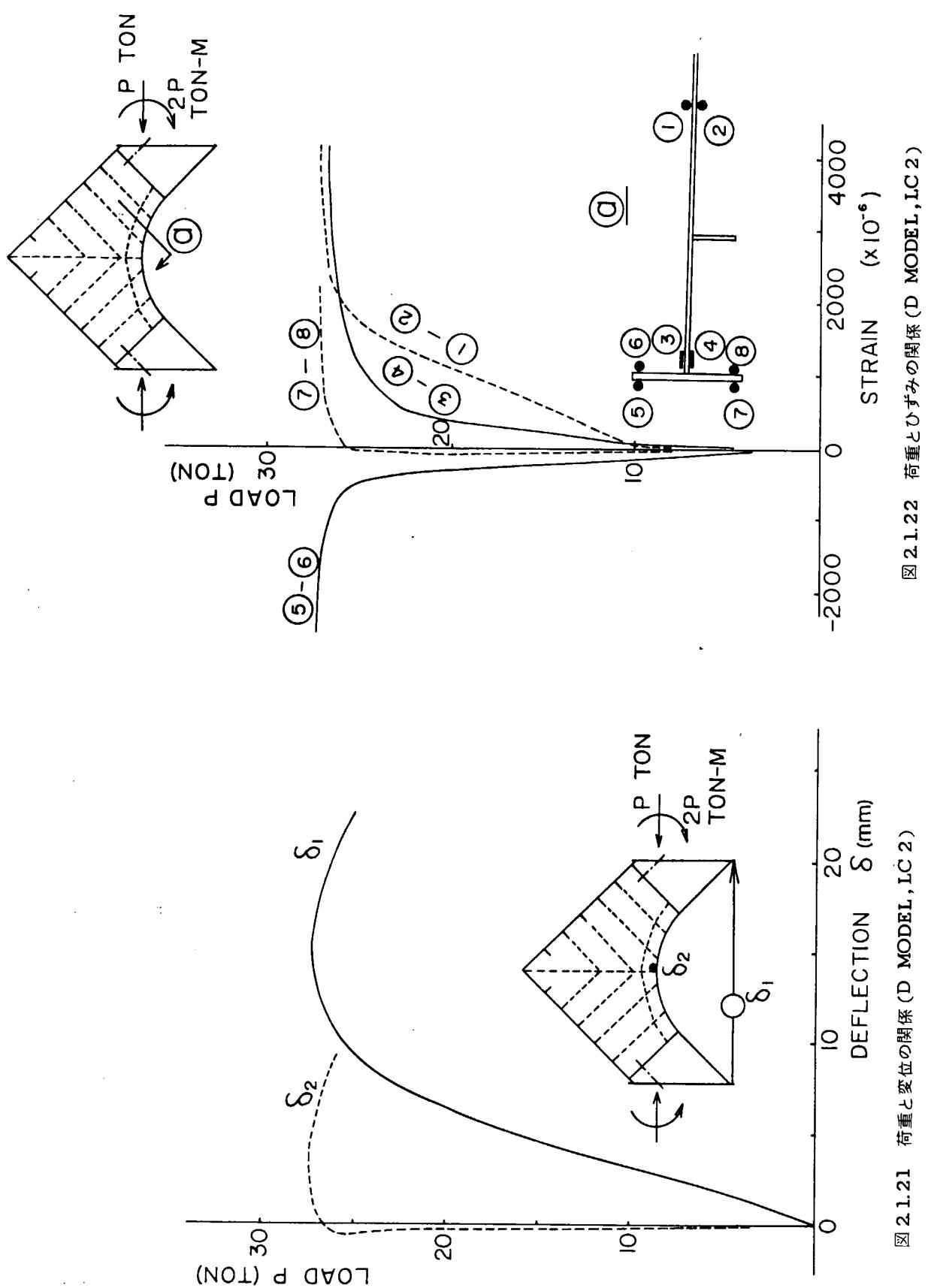


図 2.1.21 荷重と変位の関係 (D MODEL, LC 2)

図 2.1.22 荷重とひずみの関係 (D MODEL, LC 2)

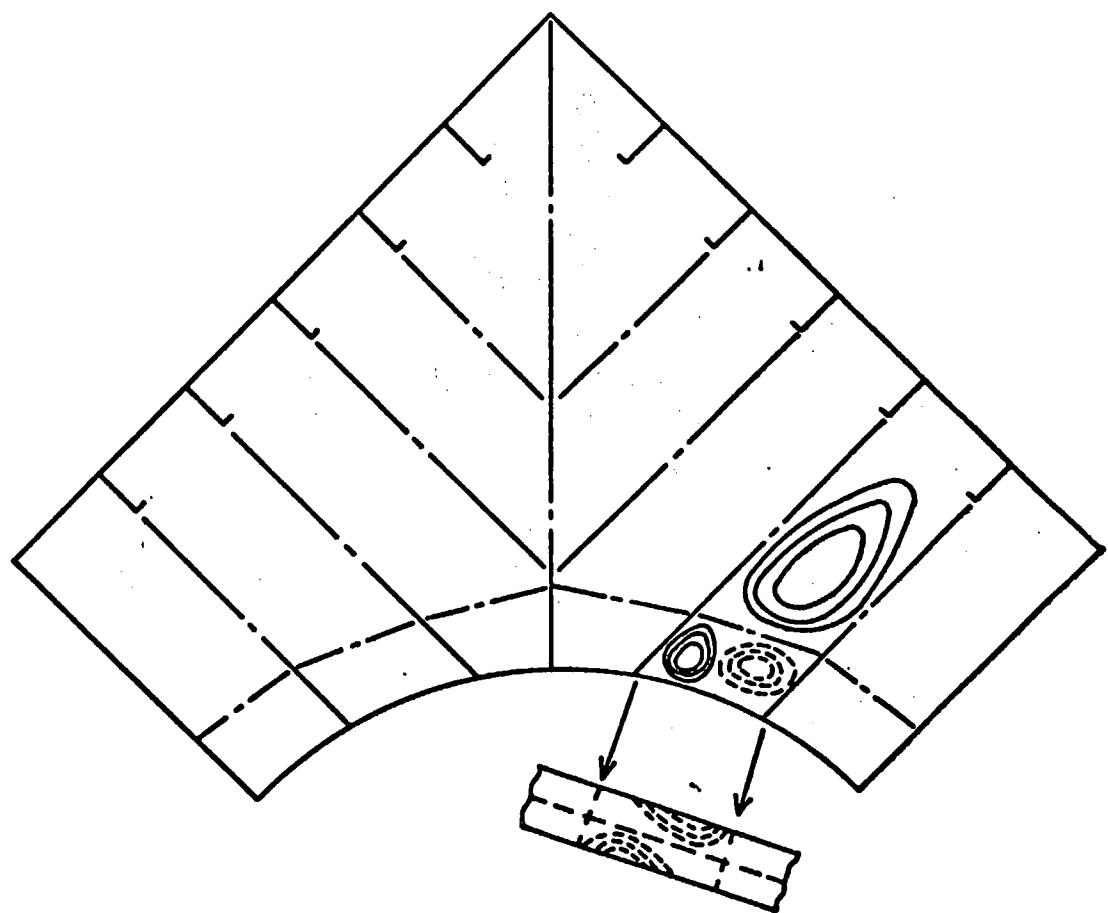


図 2.1.23 座屈崩壊形式 (D MODEL, LC 2)

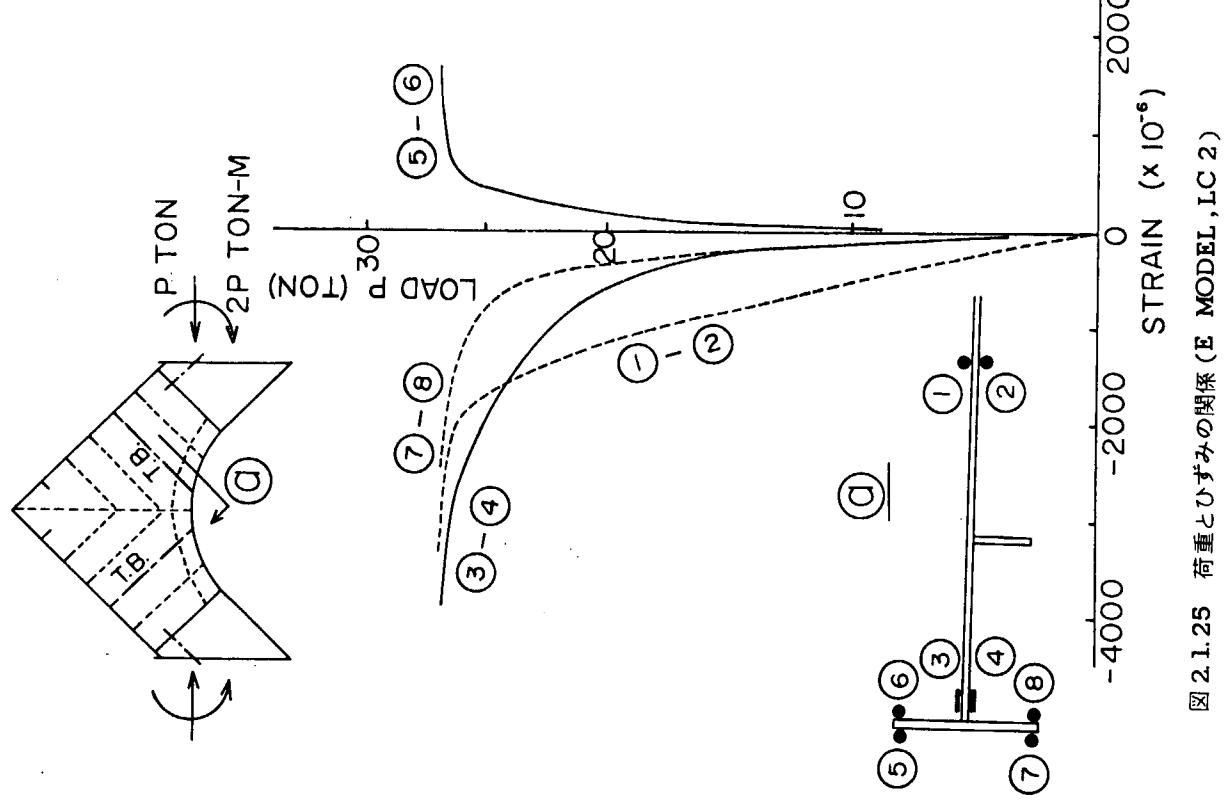


図 2.1.25 荷重とひずみの関係 (E MODEL, LC 2)

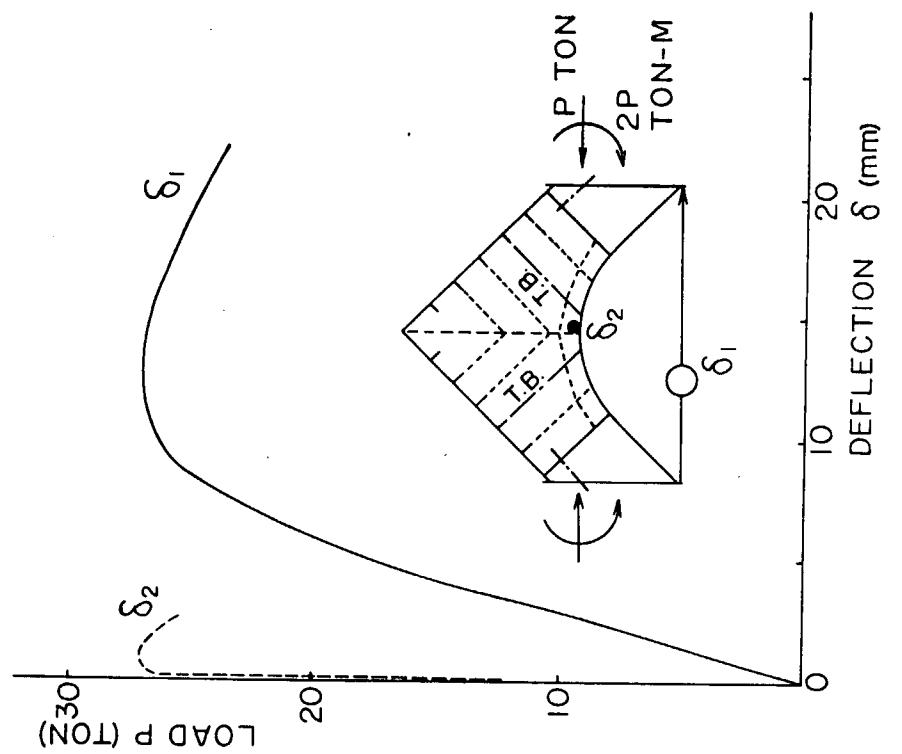


図 2.1.24 荷重と変位の関係 (E MODEL, LC 2)

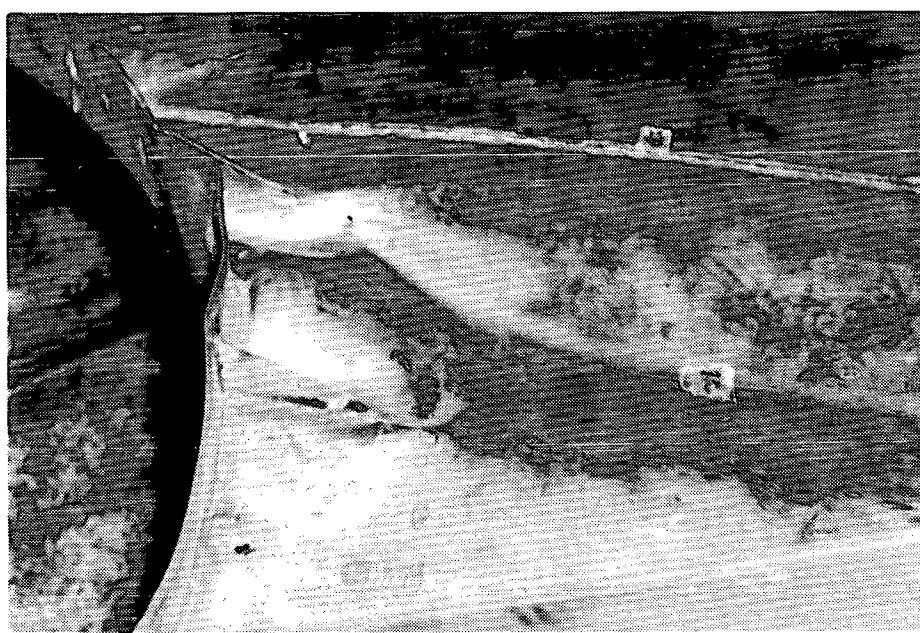
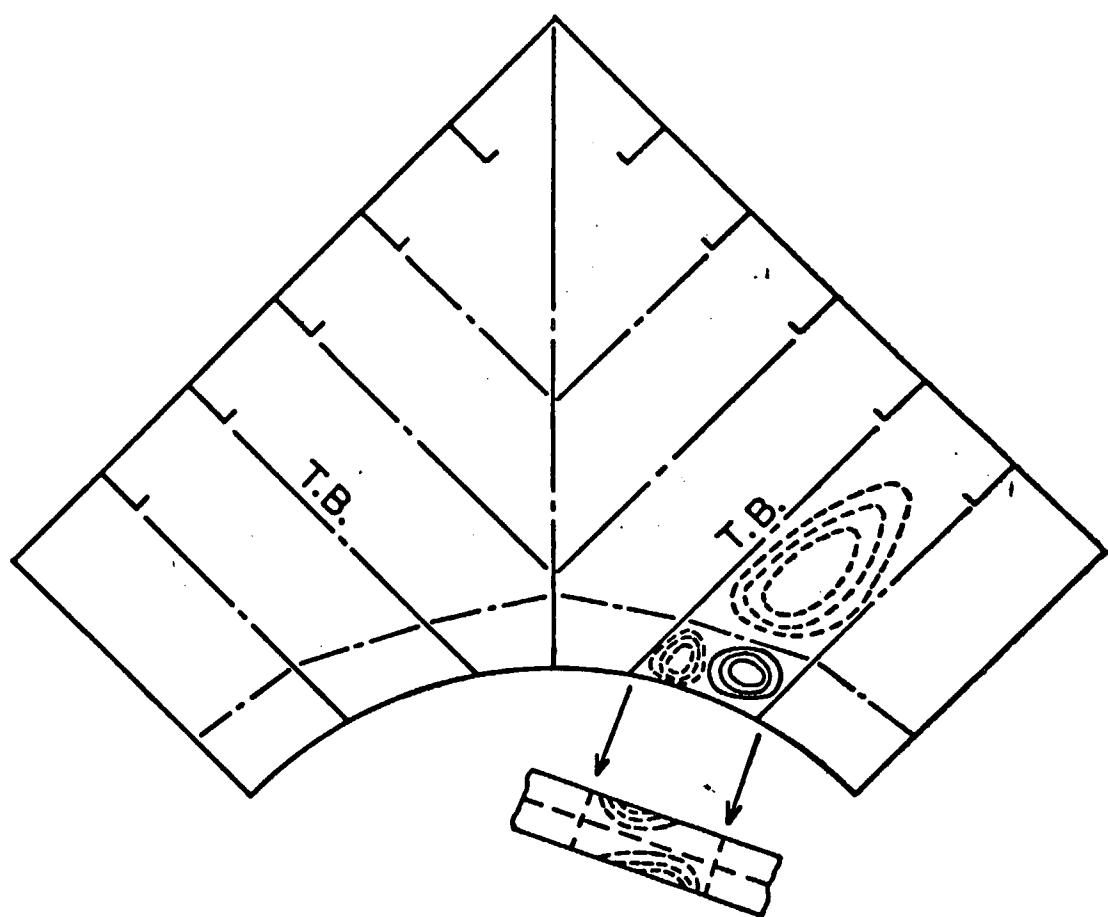


図 2.1.26 座屈崩壊形式 (E MODEL, LC 2)

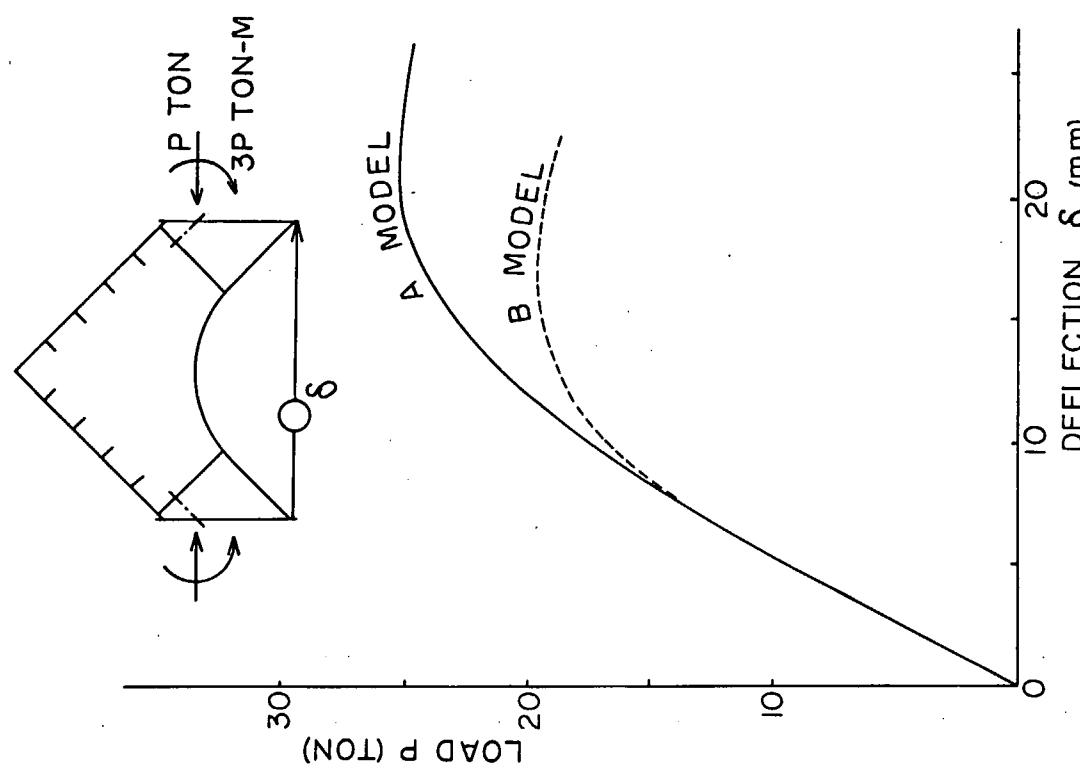


図 2.1.28 荷重と変位の関係の比較 (A & B MODEL )

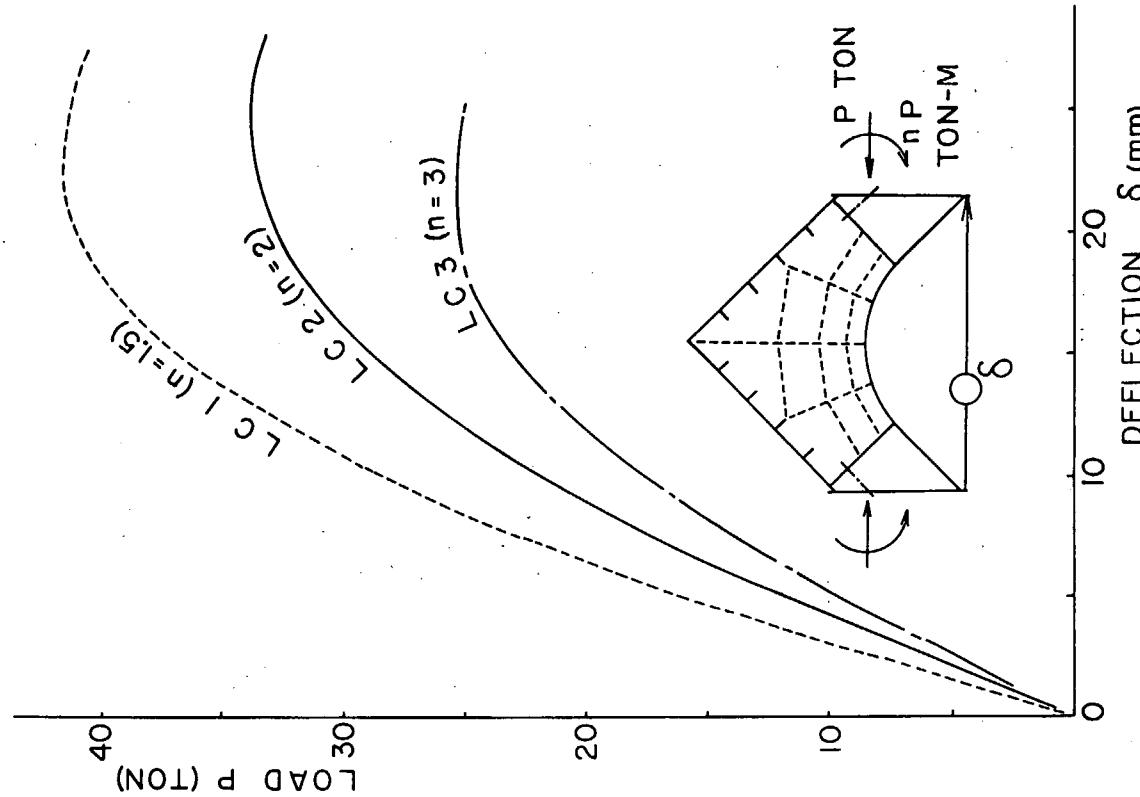


図 2.1.27 荷重と変位の関係の比較 (LC 1,2 & 3 )

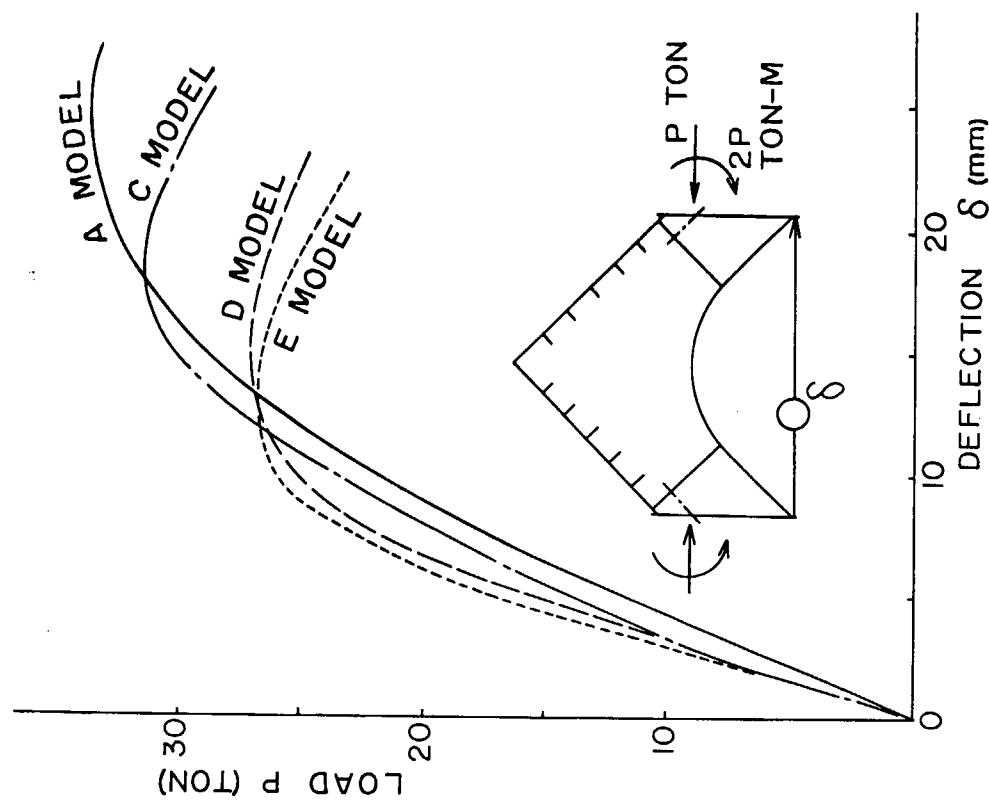


図 2.1.30 有限要素法による座屈計算値

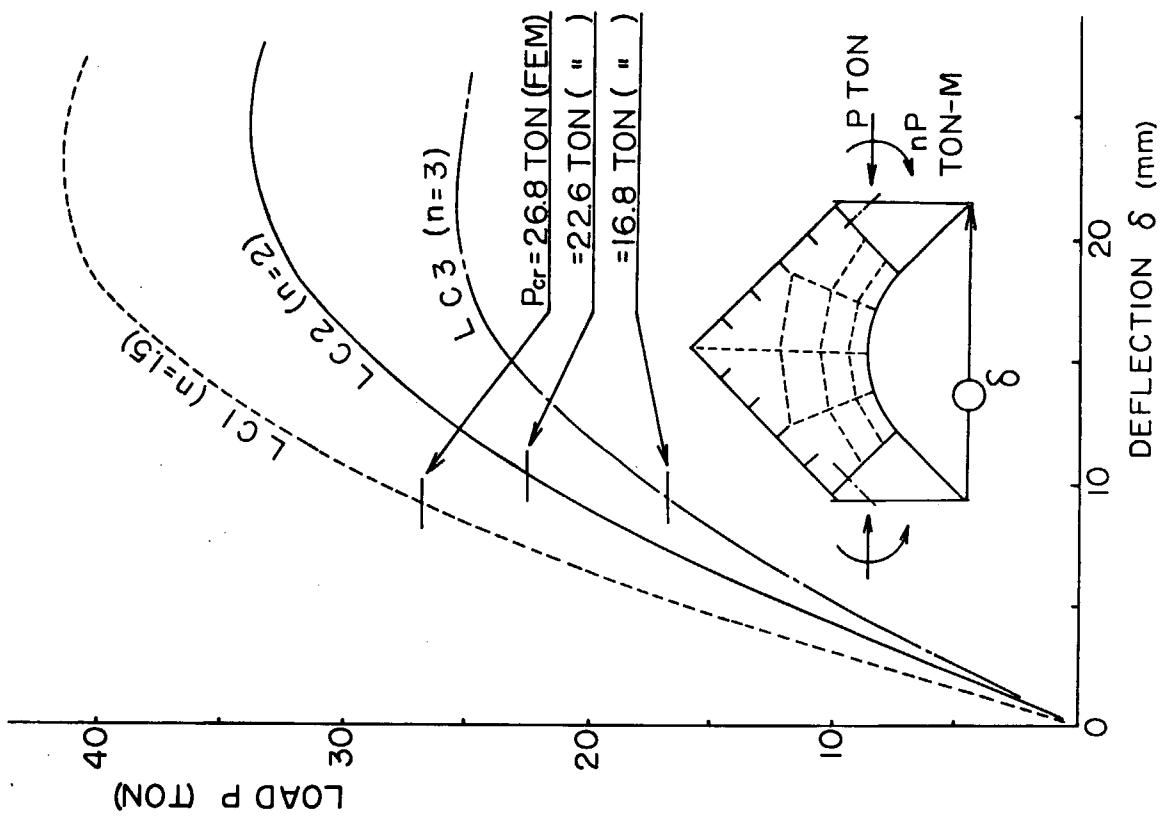


図 2.1.29 荷重と変位の関係の比較 (A, C, D & E MODEL)

## 2.2 ストラット部の座屈強度の研究

担当 壱岐哲夫（三菱重工業）

### 2.2.1 目的

ストラットの座屈強度については、これまでかなりの実験、又、理論的検討がなされてきた。<sup>1)2)3)4)</sup> しかしながら実船適用に当って特に基部の剛性をどの様に取扱うべきか、いまひとつ明確でない。よって240型タンカーのストラットの完全 $\frac{1}{8}$ 縮尺モデルにより、荷重条件も実船の水圧荷重状態を出来るだけ再現して、実船のストラットの座屈強度の確認を行った。以下、その概要を述べる。

### 2.2.2 試験

#### (1) 模型

対象とした240型タンカーの場合、船側ストラットは上下2本配置されているが、模型としては、ストラット長さにくらべ、構造寸法の小さい上部ストラットを実験の対象と選び $\frac{1}{8}$ 縮尺モデルとした。ストラット基部の大きさは、船体上下方向に、ストラットを中心に上下3サイドロンジスペースにとり、<sup>\*1</sup> 船体前後方向にもストラットウェブプレートを中心に前後に3サイトロンジスペースとった。

トランスリング部およびストラット部の形状寸法や、ウェブスティフナー及びトリッピングブラケット類の配置は、忠実に実船の $\frac{1}{8}$ としたが、ウェブプレートの板厚は4.5mmで多少厚目となっている。ウェブスチクナー類の寸法で、板厚が多少異なる場合は、断面積で実船縮尺比に合せた。ただし、サイドロンジの寸法は、荷重負荷により局部座屈を起さぬよう相当大きい骨材とした。模型の製作図を図2.2.1に示した。模型製作に使用した鋼材の機械的性質を表2.2.1に示す。

#### (2) 試験

模型の荷重負荷装置を図2.2.2に示す。実験はストラット基部の構造まで含めて、ストラットの座屈強度を、確認することにあるので、ストラット基部の支持を、外板部および縦通隔壁部がストラットの軸方向に直角性を保持したままで負荷がかかるようにした。即ち、図2.2.2で示したスライダーを模型の上下、左右に取付け、上下左右の負荷枠上をスライダーが摺動する様にした。<sup>\*1</sup> 荷重は、3本のオイルジャッキで負荷し、この負荷を更に荷重トーナメントによって、12ヶ所へ分配することにより、水圧相当の一様分布荷重が得られるようにした。反力受側にも、負荷側と同様の装置としたが、反力受側は、油圧ポンプを使用せず、オイルジャッキをつなぐホースは反力受側の分で連通管とした。

実験装置全景を図2.2.3に示す。

実験計測の諸量は、油圧量2点、変位量28点、およびひずみ量406点である。ひずみゲージ貼付位置、並びに変位計設置場所を図2.2.4に示している。

#### (3) 試験結果

試験は、予備荷重として、弾性範囲内の荷重27.4TONを加え、各部の応力計測を行って、偏心、他の不具合点のないことを確認したのち、座屈試験を行った。このとき、破壊は、片側のストラット基部のみ局部的に座屈したので、図2.2.5に示すごとく、該部を補強したのち、もう一方の側のストラット基部について試験を行った。

各試験における荷重と全体圧縮変形量の関係を図2.2.6に示す。さらに、図2.2.7にひずみ計測結果の代表例として、コーナー部フェイス並びにウェブプレートの計測結果を示す。コーナー部の場合、

\*1 2の位置は、剪断力が零の位置にほぼ対応する。

\*1 摩擦力の検討のため、反力受ジャッキを取り外し、摺動させて、応力計測を行ったが、計測値は殆んど零であることを確認した。

フェイス中央部は、二軸応力状態となるので 60 TON (公称圧縮応力  $\sigma_N \approx 8 \text{ Kg/mm}^2$ ) 程度で、降伏を始めることが判る。ウェブフレートの場合は 100 TON 近くまで降伏を生じないことが知れる。

弾性試験において、各部のひずみ計測の結果、対称性も良かったので、27.4 TON (公称圧縮応力  $\sigma_N = 4.2 \text{ Kg/mm}^2$ ) の面材の平行部、コーナー部及びトリッピングプラケット各部の応力状態について、その応力分布図を、全体の  $\frac{1}{4}$  のみ図 2.2.8 に示す。ストラット中央部の応力は、ほぼ一様で公称圧縮応力  $\sigma_N = -4.2 \text{ Kg/mm}^2$  に近いことが知れるが、コーナー部は、予想通り大巾な有効巾の減少、並びにトリッピングプラケット基部の曲げ応力の存在がうかがわれる。さらに図 2.2.9 にウェブの膜応力を示している。

最高荷重は、図 2.2.6 に示すごとく、第1回目の実験で 142 TON、第2回目で 149 TON である。このとき、ストラットの公称圧縮応力  $\sigma_N$  は  $2.2 \sim 2.3 \text{ Kg/mm}^2$  である。座屈状況は、図 2.2.10、図 2.2.11 に示すごとく、ストラット基部のコーナー部フェイスプレートの局部的な座屈である。前述、図 2.2.8 に示した通り、弾性試験において、最も応力の高いところはコーナー部フェイスプレートであり、有効巾の減少、並びに直角方向応力の存在によって塑性化の最もいちじるしい箇所であり、試験した形状のストラット構造の最高荷重は、このコーナー部の強度によって、きまることが判った。参考までに変形時 ( $P = 138 \text{ TON}$ ) のコーナー部フェイスのひずみ分布を図 2.2.12 に示している。又、ウェブプレートの面外変形は、実験中ほとんど平面を保持していたことが、試験データより確認されている。

### 2.2.3 考察

通常、ストラットの強度は、降伏荷重よりかなり低いところで、捩れ座屈をするものであると云われている。<sup>1)2)3)</sup> 今回の実験では、これを異り降伏荷重近くまでの強度を示し、最高荷重がコーナー部の局部座屈によってきまった。この点について検討し、過去 S R I 3 3 部会で行われた実験と比較してみて結果が表 2.2.2 である。S R I 3 3 の実験と合せるため、ストラット長さ (Vertical, Wed Face to Face) をとると、比例的に寸法を換算したものについて、両端支持の曲り座屈応力、捩れ座屈応力、面材及びウェブのパネル座屈を計算しているが、いずれも降伏応力以上の値となるよう非常にバランス良く設計されているため、部材寸法は大きくないのに最も強度の高いストラットとなっている。

このように、バランス良く設計されてあればストラット基部の剛性としては、疲労強度上、スムーズに応力が流れるよう配慮しておけば、座屈強度上は、それほど問題にならぬのではなかろうかと思われる。

### 2.2.4 結言

ストラットの座屈強度、特に、基部の剛性の影響をみると、図 2.2.1 に示す 240 型タンカー上部ストラットの完全相似<sup>1)</sup>縮尺模型によって、座屈試験を行って、次のことを確認した。即ち、本ストラットの場合、両端支持として曲り座屈、捩れ座屈、フランジ及びウェブのパネル座屈応力をいづれも降伏荷重以上に設計してあるので、その最高荷重はストラット基部コーナの局部座屈できる。したがって、ストラットの強度を上げるには、上記 4 つの座屈応力を降伏応力より高くとるようバランス良く設計することが大切である。又、コーナー部はリブ等で補強し、応力の流れをスムーズすれば、なお良いであろう。

[参考資料]

- 1) S R 1 3 3 部会 47年度研究報告書 S R - Report No. 1 7 8. 昭48-3
- 2) " 48年度 " No. 1 9 4 昭49-3
- 3) " 49年度 " No. 2 1 5 昭50-3
- 4) S R 1 2 7 部会 48年度 " No. 1 8 9 昭49-3

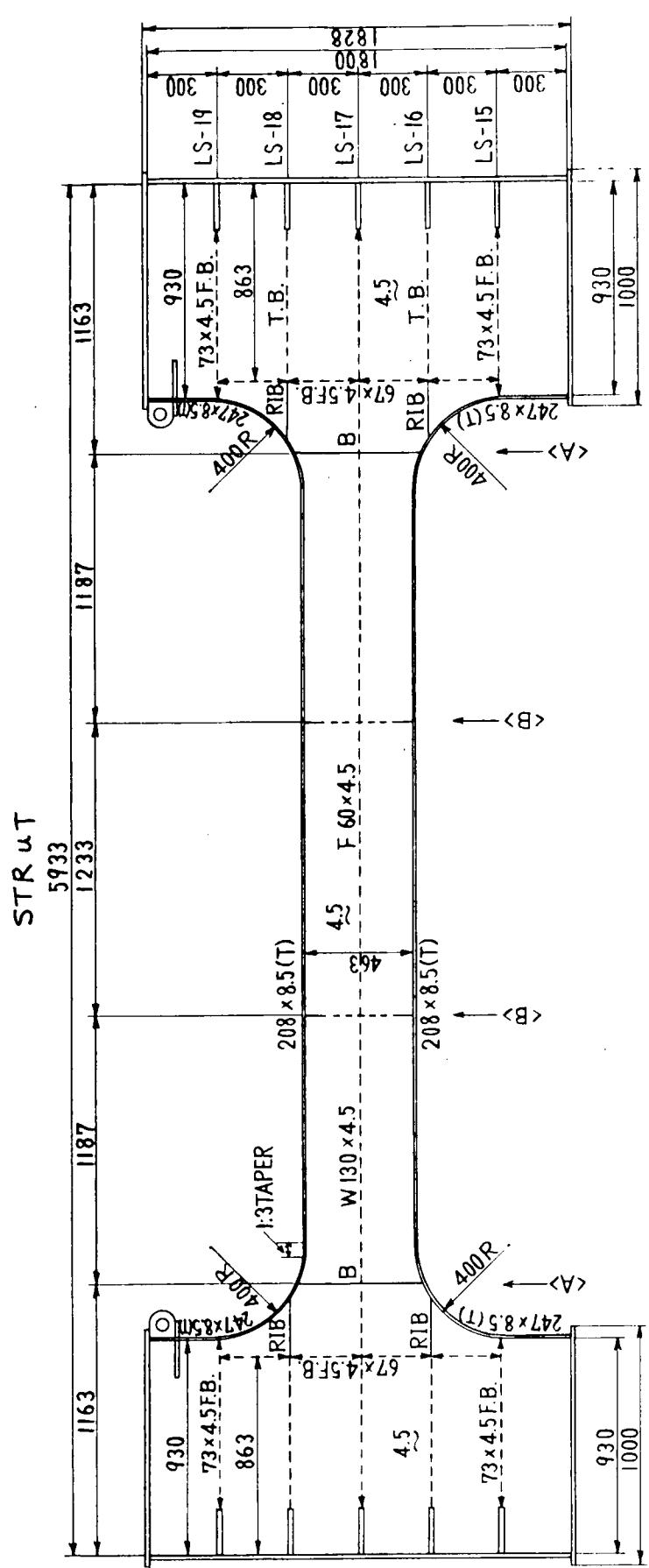
表 2.2.1 使用材の機械的性質

試験片	寸法 $t \times W \times G \cdot L$	上降伏点 $\sigma_Y$	引張強さ $\sigma_B$	伸び $\phi$
A - 1	4.55 × 20.00 × 50 $\text{mm}$	34.0 $\text{kg/mm}^2$	45.4 $\text{kg/mm}^2$	35.8 %
- 2	4.55 × 20.01 × 50	34.6	45.3	36.0
B - 1	8.56 × 39.97 × 200	28.1	43.0	27.7
- 2	8.52 × 40.00 × 200	27.4	42.1	26.7
C - 1	14.16 × 40.00 × 200	25.6	42.5	31.8
- 2	14.20 × 40.01 × 200	26.5	42.6	30.4

表2.2.2 ストラットの強度比較

	断面型状寸法	最高荷重	最高応力	計算弾性座屈応力				降伏応力
				Euler座屈	捩水座屈	FLパネル座屈	Webパネル座屈	
菱モデル II	 $L = 4073$ (1750) $A = 6474$ (1195)	Ton	$14.2$ $(26.2)^{*1}$ 基部フランジ の局部座屈	22	kg/mm²	kg/mm²	kg/mm²	kg/mm²
SR133-49-I	 $L = 1750$ $A = 2080$		27 パネル座屈	13	6.05	9.2	1.5	6.5
SR133-49-II	 $L = 1750$ $A = 2048$		35 パネル座屈 + 曲げ座屈	17	1.7	29.5	17.7	6.6
SR133-49-III	 $L = 1750$ $A = 800$		14 捩れ座屈	17.5	2.0	2.0	4.2	7.7
SR133-48-I	 $L = 1700$ $A = 1448$		25 パネル座屈	17	8.8	82.5	3.0	21.5
SR133-48-II	 $L = 1700$ $A = 1530$		31.5 捩れ座屈	20	27.8	2.8	2.4	5.8
SR133-48-III	 $L = 1700$ $A = 1725$		21.6 パネル座屈 + 曲げ	13	3.1	4.9	3.6	6.2

\*1 ( )内は  $L = 1750\text{mm}$ とした換算値



STIFFENER ON STRUT (SL-17~LS-17)

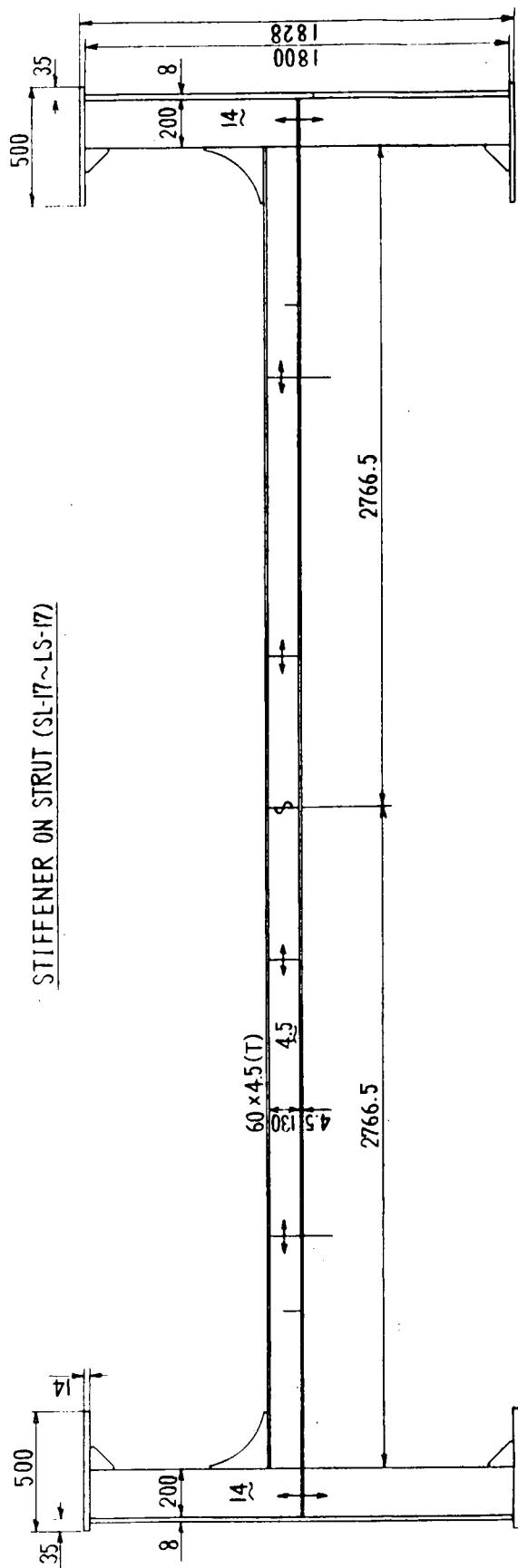
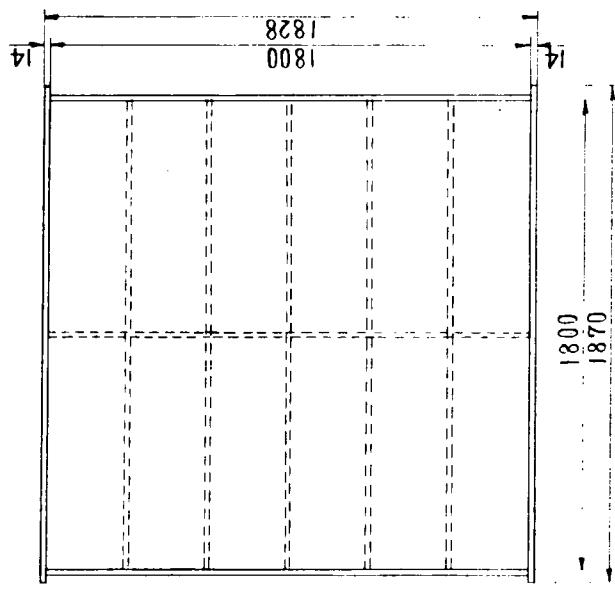


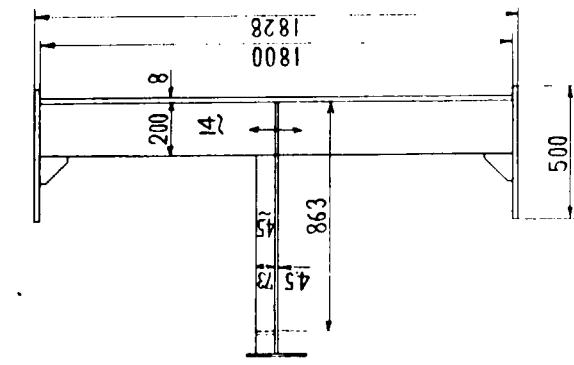
図 2.2.1 a ストラット模型製作図(1/3)

PANEL STIFFENER

END PLATE  
 $t=8$



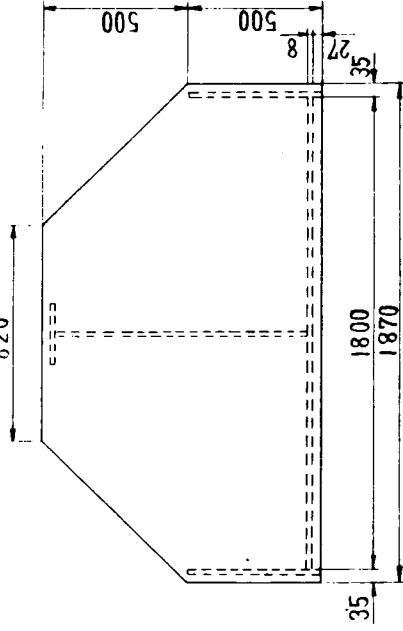
LS-19  
TO BE SIMILAR LS-15, SL-19 & SL-15



LS-19

TO BE SIMILAR LS-15, SL-19 & SL-15

TOP PLATE  
 $t=4$



TRIPPING BKT (LS-18)  
TO BE SIMILAR LS-16, SL-18 & SL-16

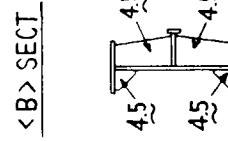
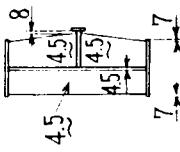
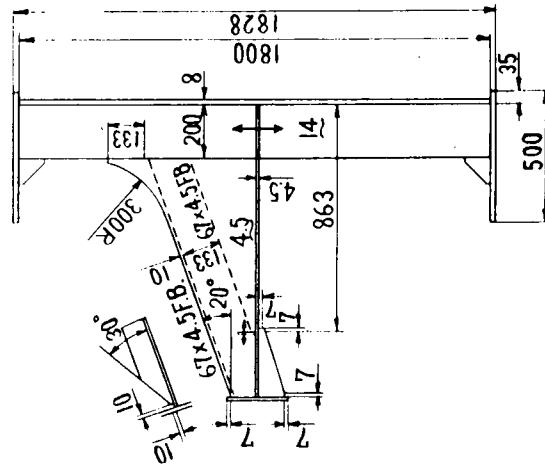
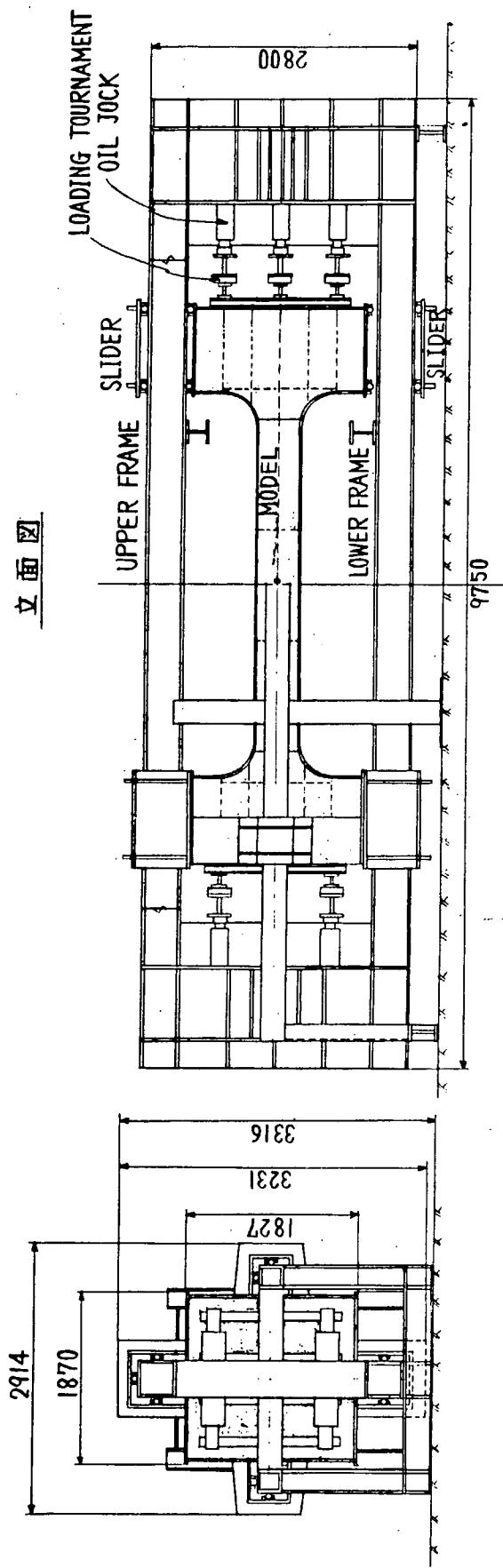


図 2.2.1 b ストラット模型製作図 (2/3)

側面図



立面図

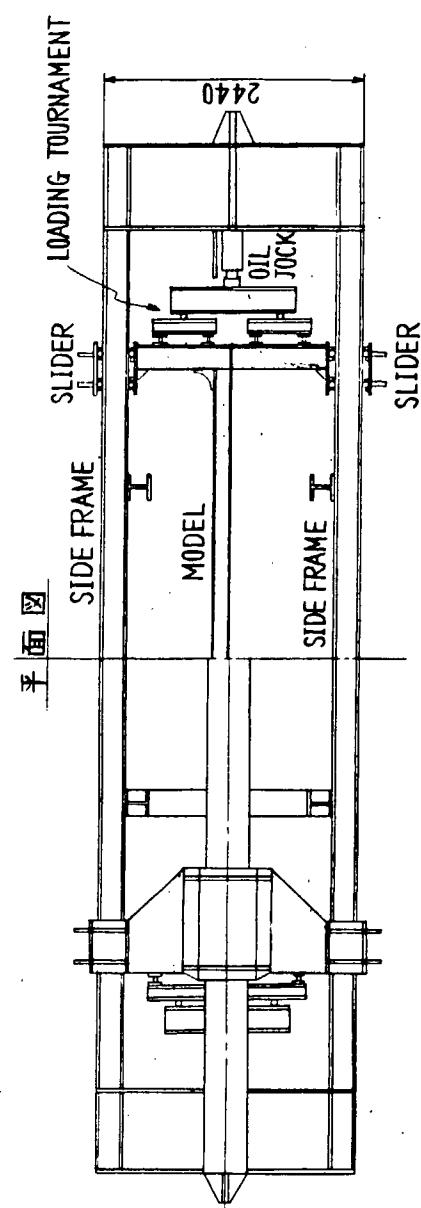


図 2.2.2 荷重負荷装置

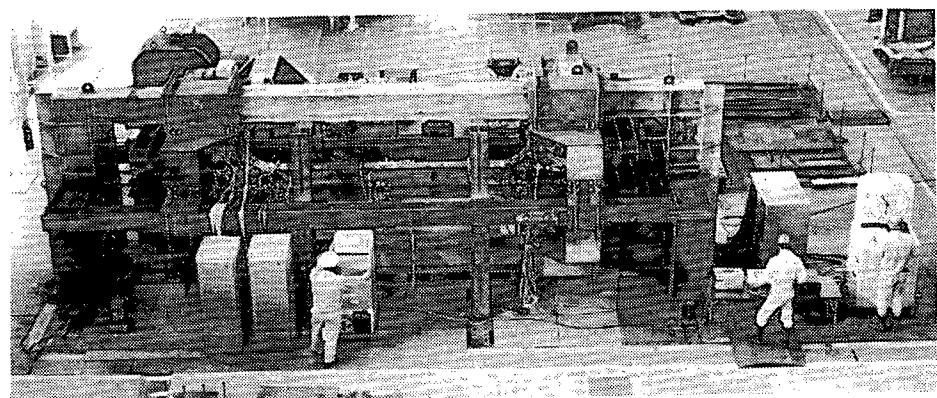


図 2.2.3 実験装置全景



図 2.2.5 座屈部の補強状況

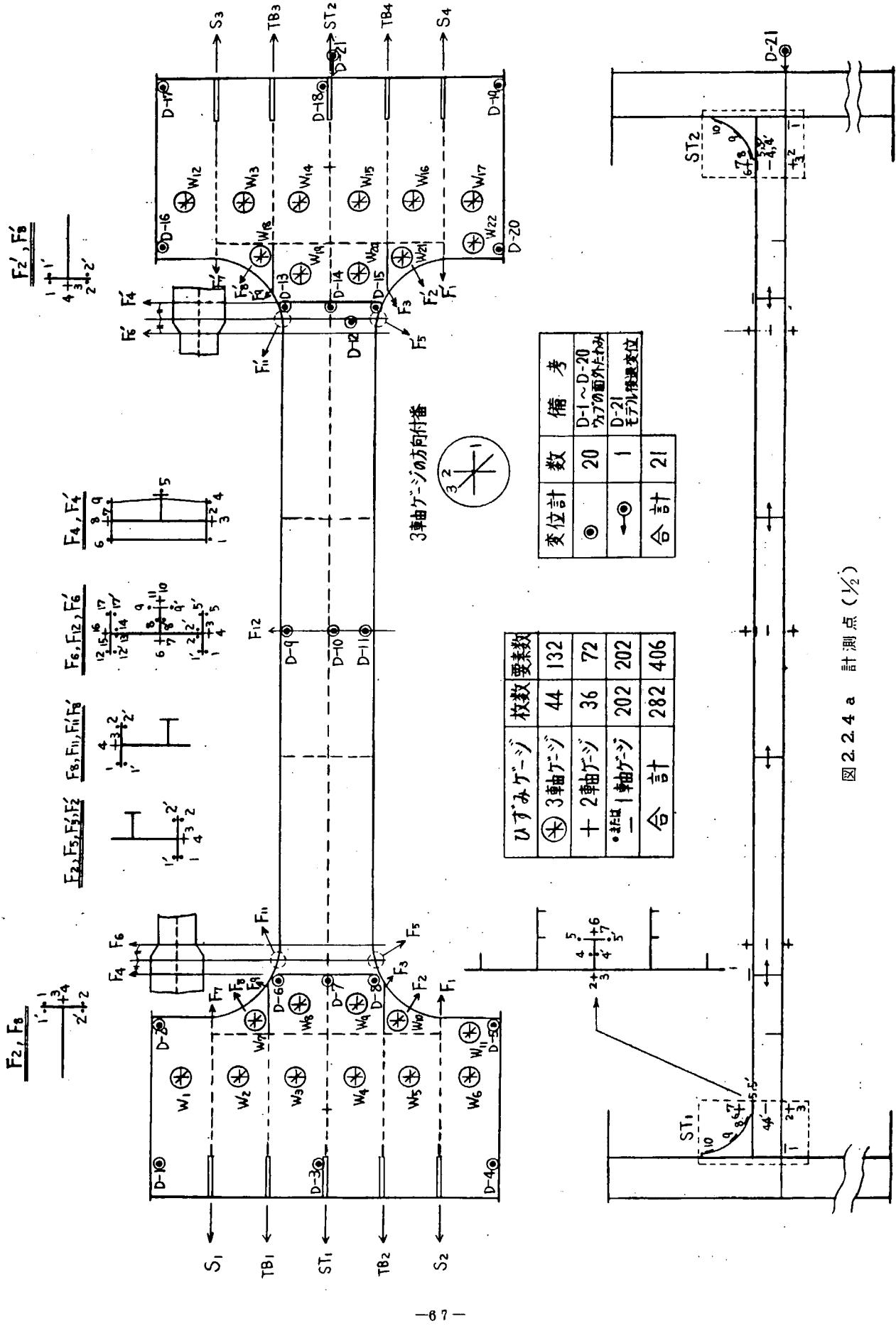


図 2.2.4 a 計測点 (1/2)

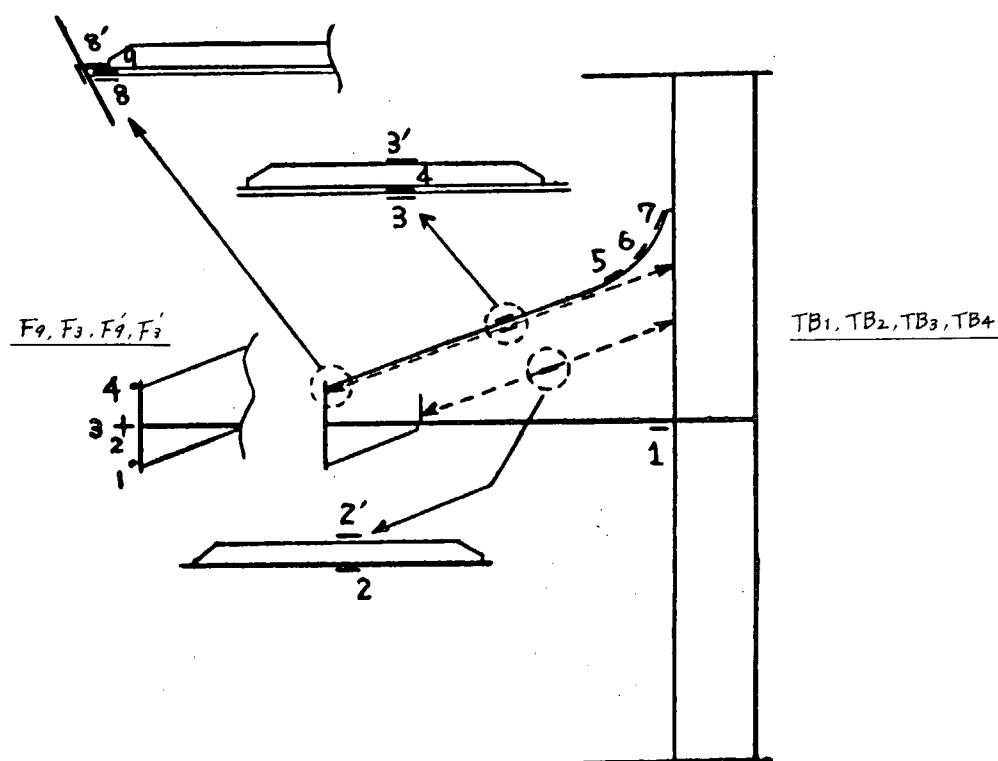
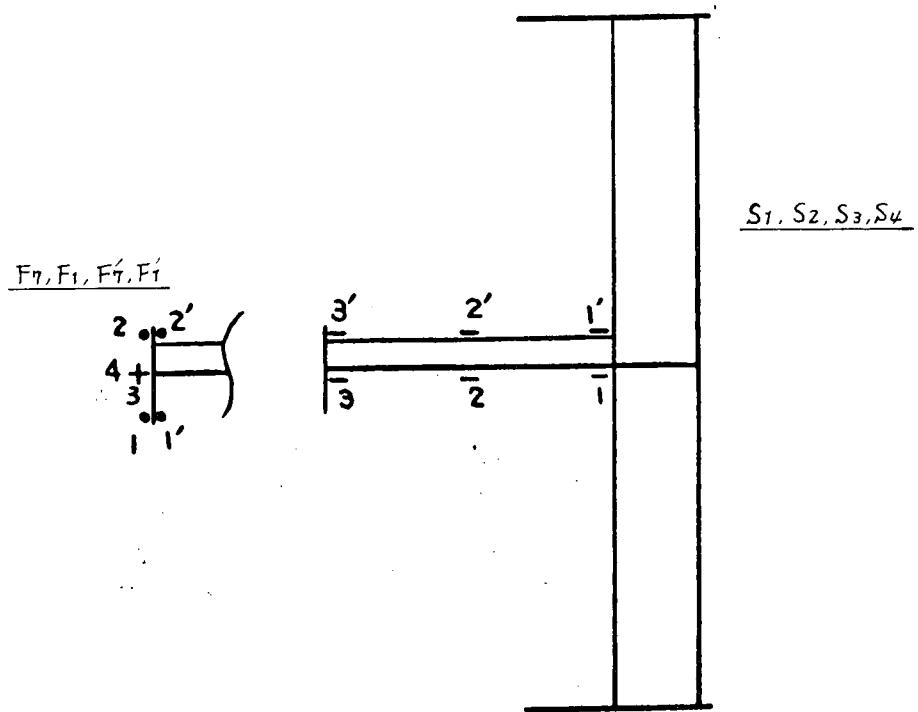


図 2.2.4 b 計測点 (2/2)

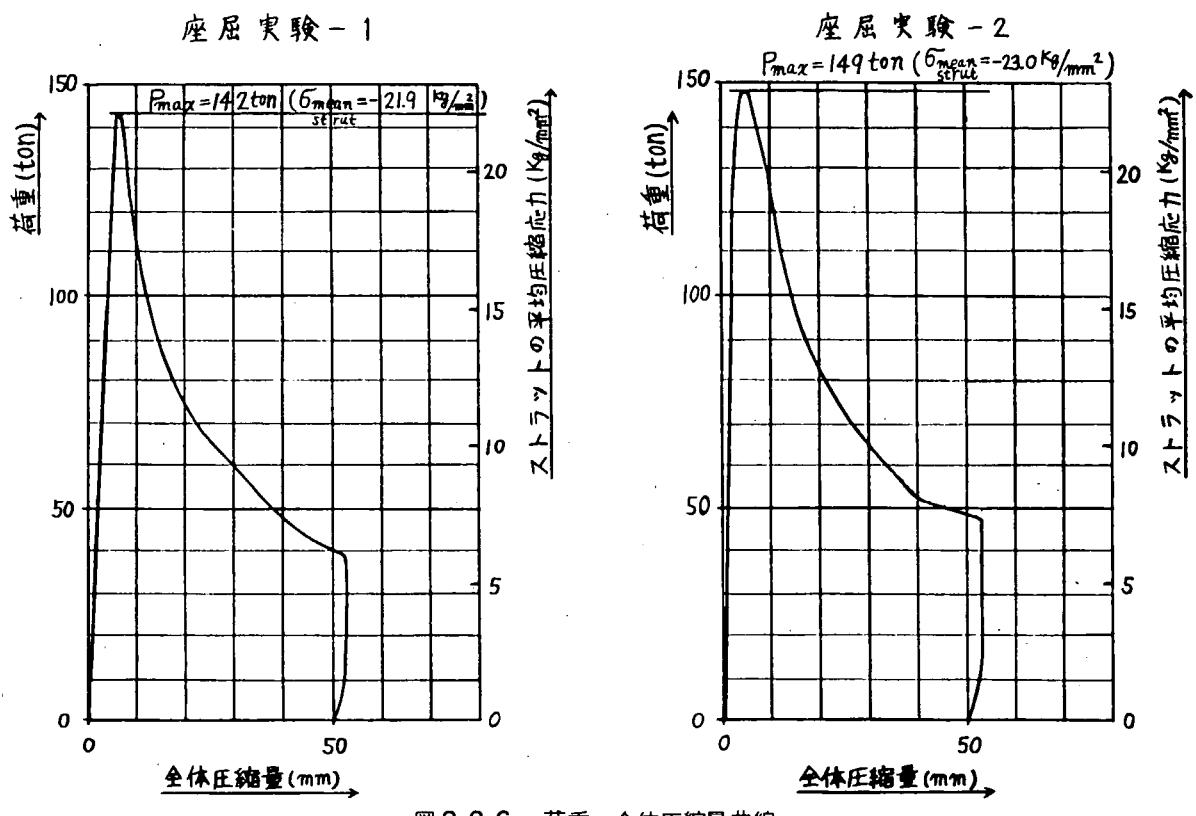


図 2.2.6 荷重一全体圧縮量曲線

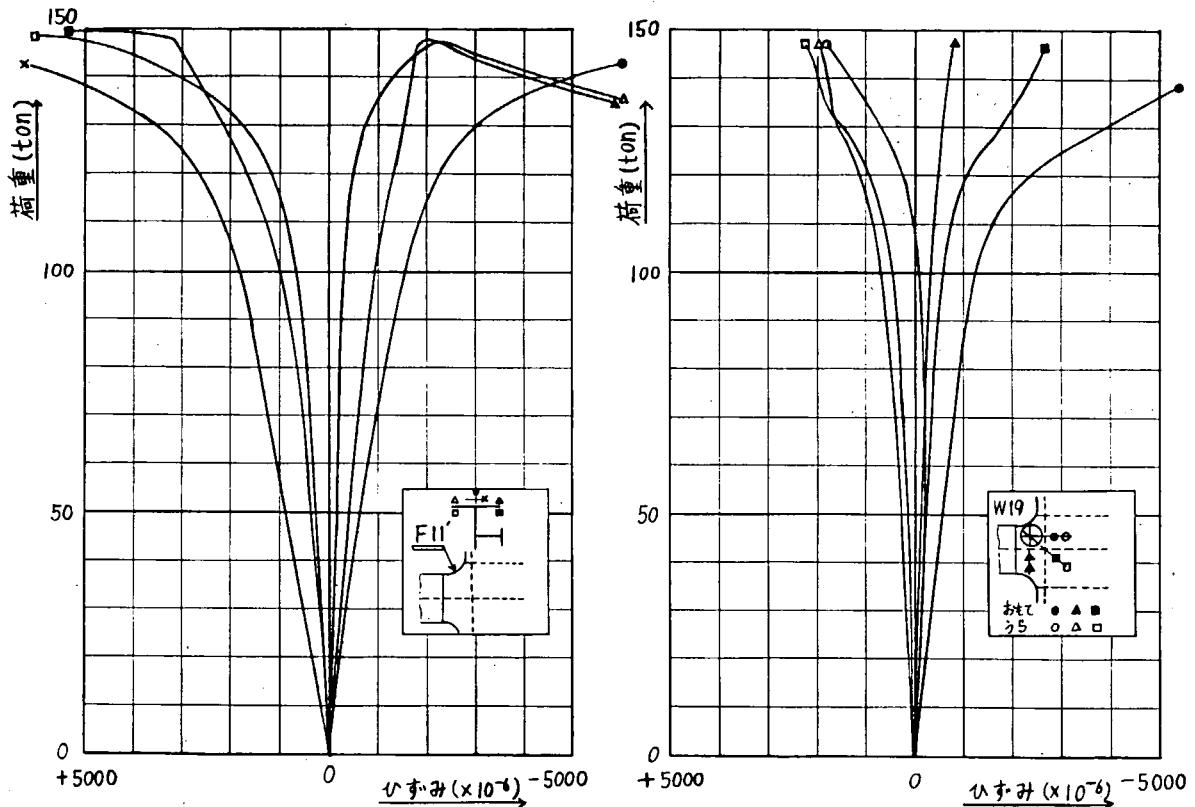


図 2.2.7 荷重一ひずみ線図

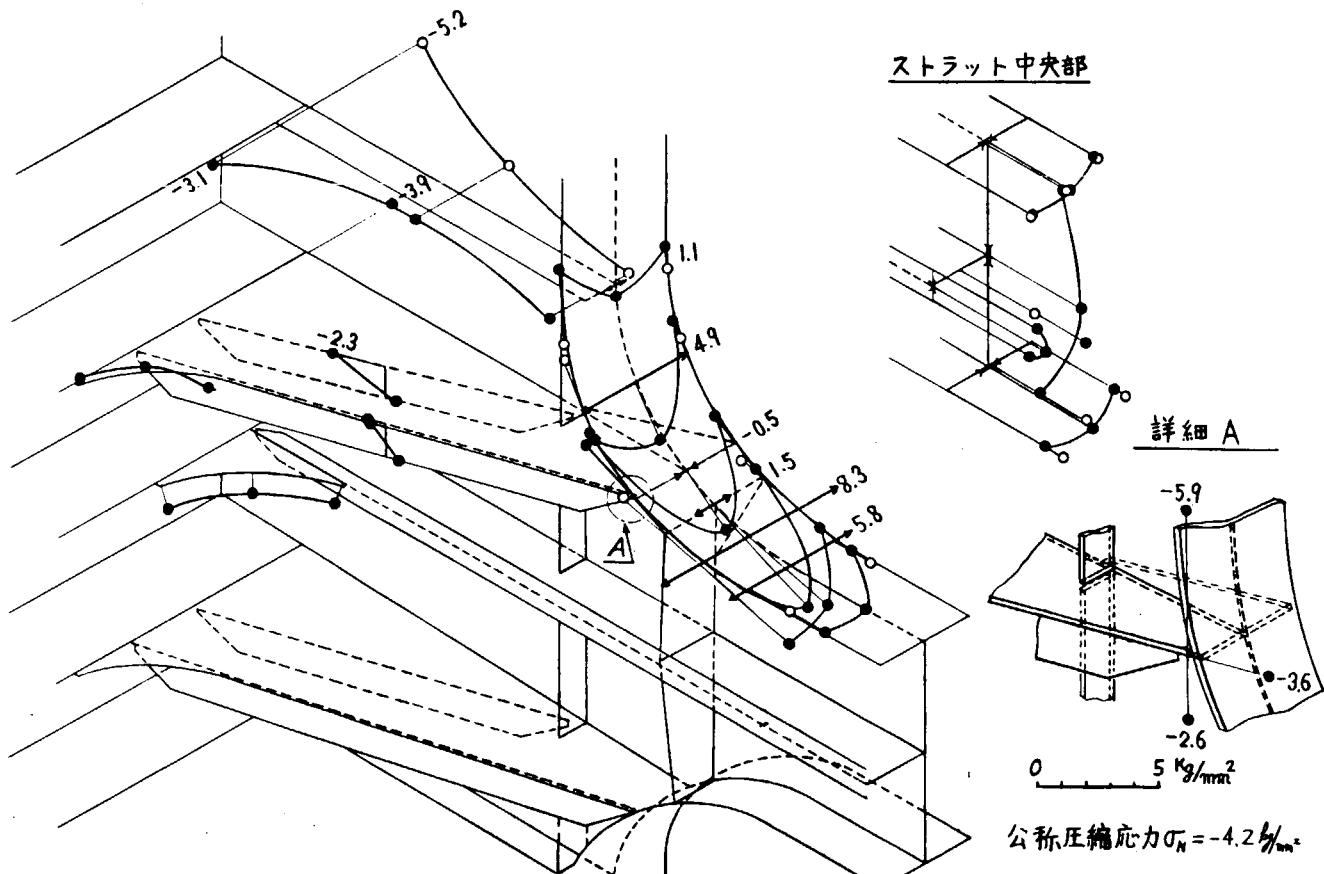


図 2.28 フェイスプレートの応力分布図 ( $P = 27.4$  ton)

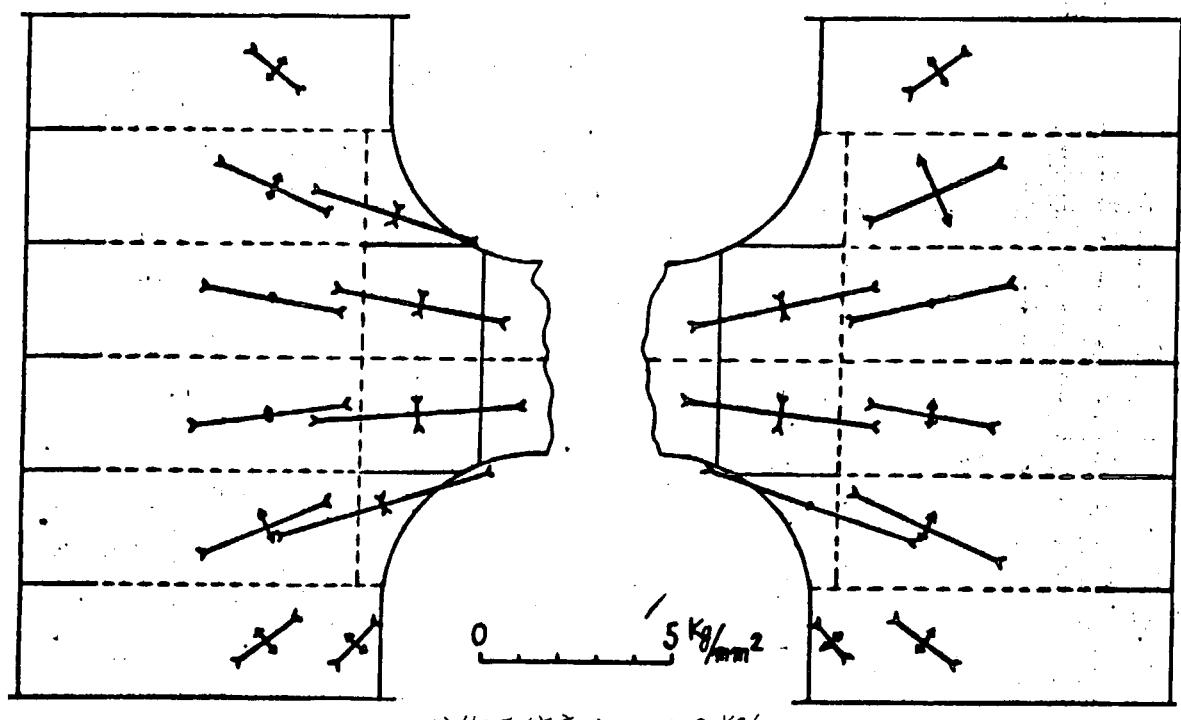


図 2.29 ウエブプレートの主応力分布図 ( $P = 27.4$  ton)

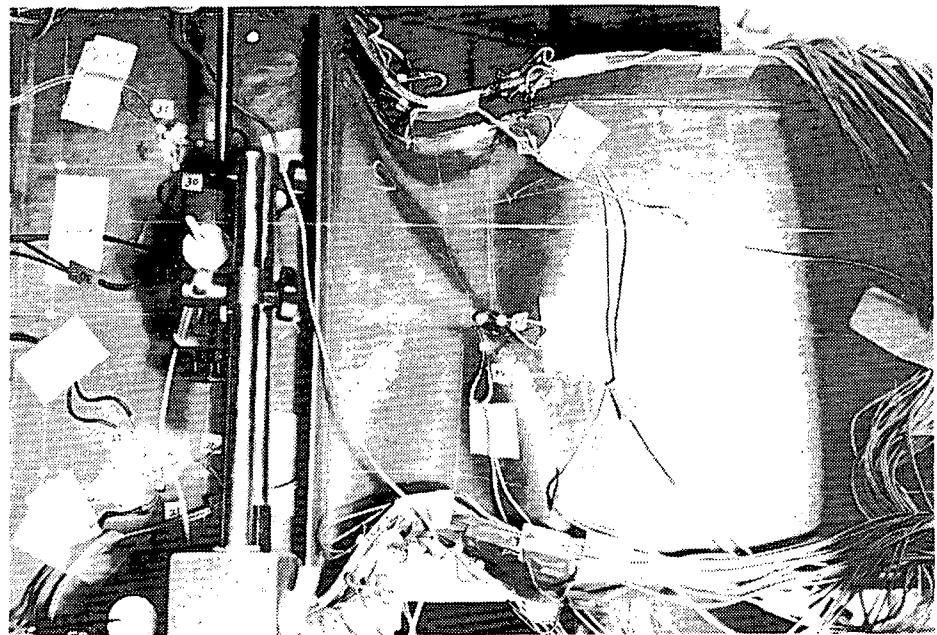
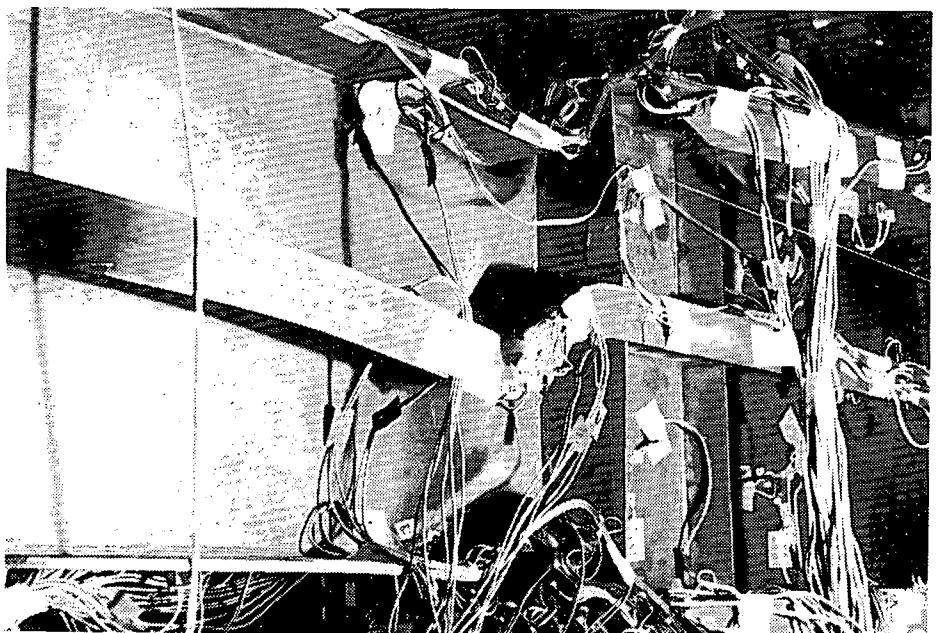


表 間



裏 側

図 2.2.10 破壊状況(座屈実験-1)

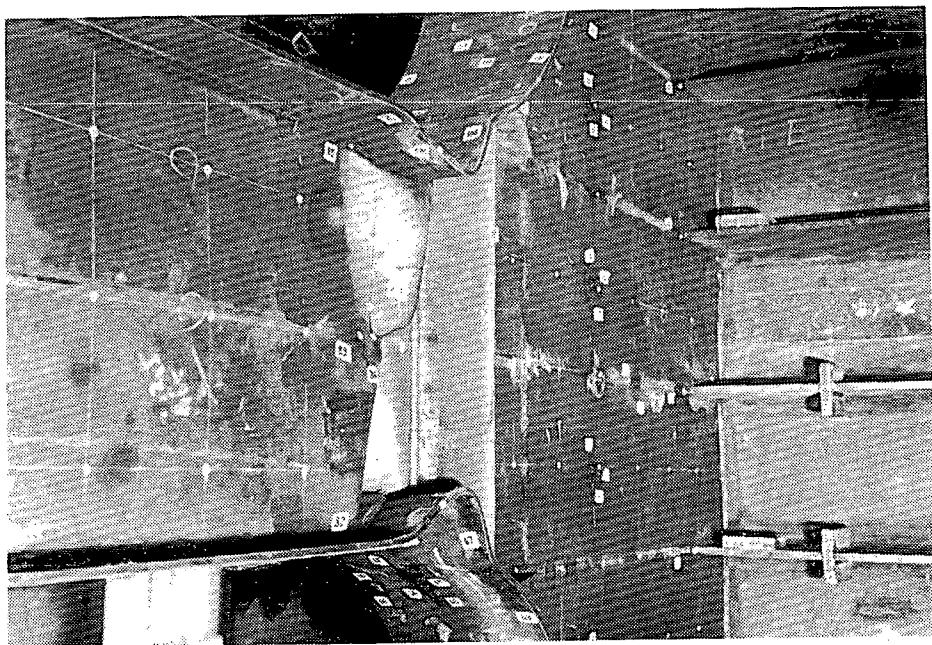
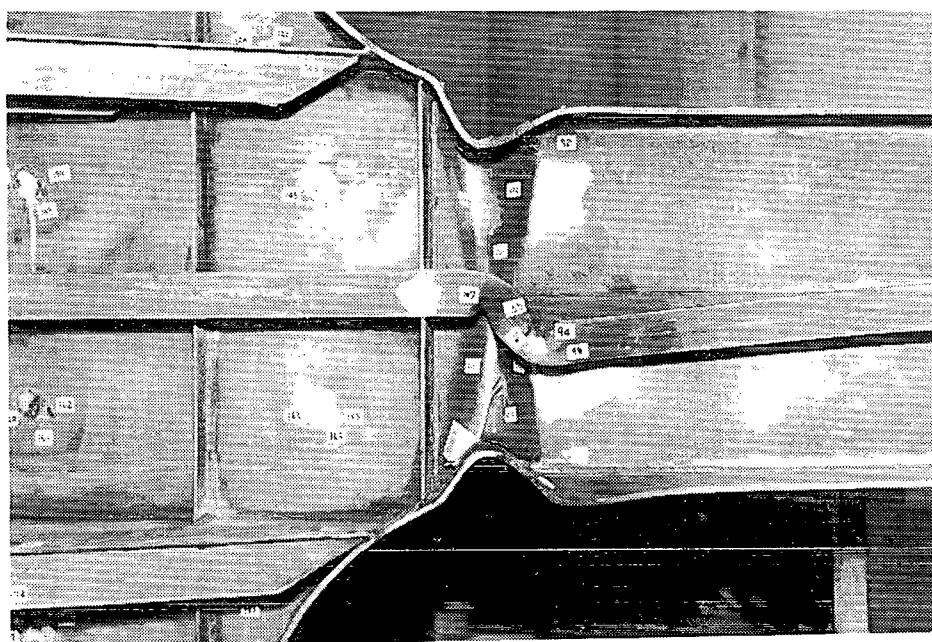


表 側



裏 側

図 2.2.11 破壊状況(座屈実験-2)

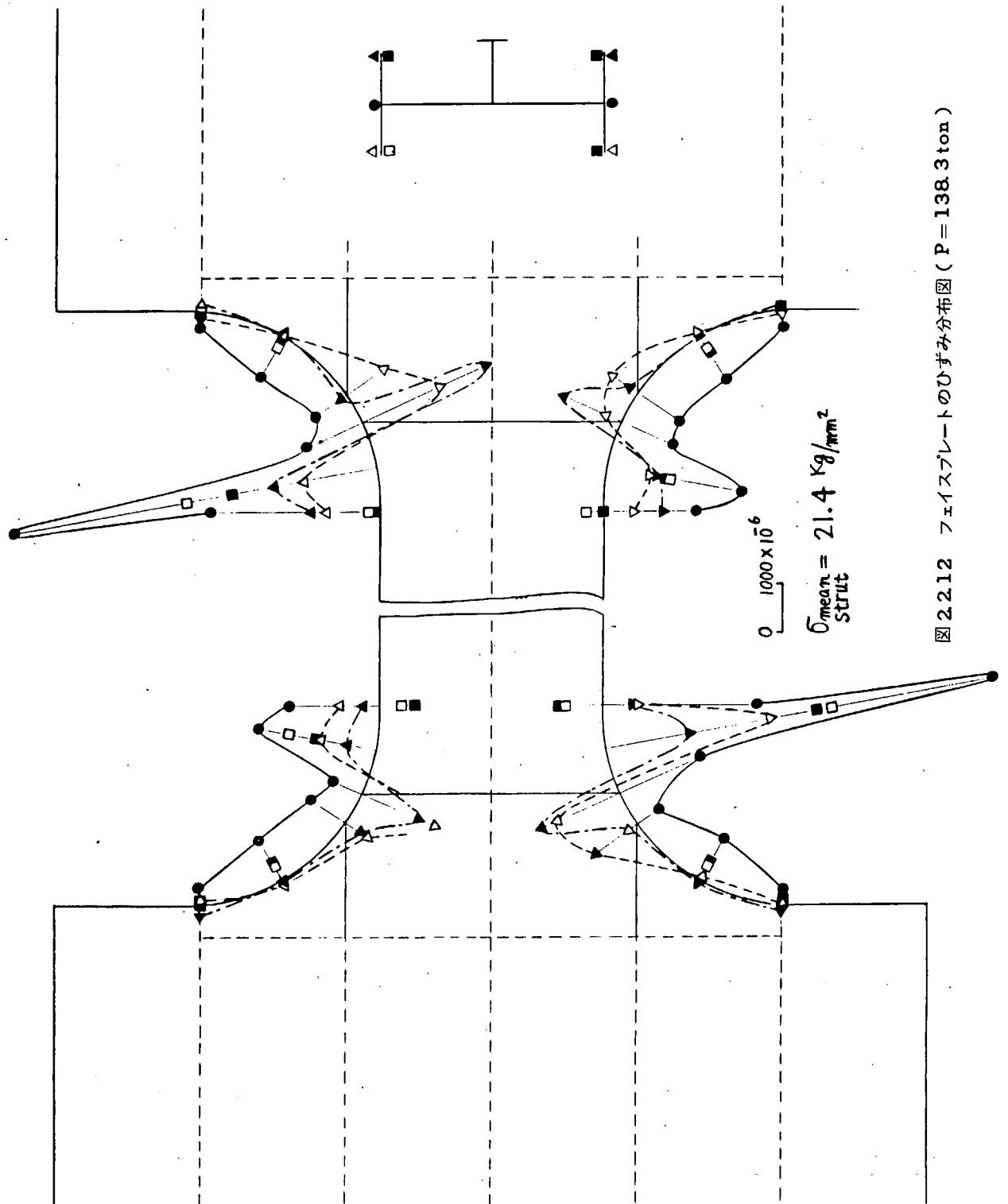


図2.2.12 フェイスプレートのひずみ分布図 (P = 138.3 ton)

## 2.3 衝撃荷重によるウェブ材の 断座屈強度

担当 萩原孝一 (三菱重工業)

### 2.3.1 目的

油送船、撤積船などの大型船であっても船首吃水が十分でないとスラミングを起すことがある。このときの圧力は非常に大きいが、その継続する時間が非常に短いため部材の変形が追随せず、僅かな損傷しか生じない。すなわち、このような荷重に対しては許容応力を非常に大きくとることができる。一般に Bottom Trans や Floor はその受圧面積が大きいため、このような現象を見込まないと非常に大巾な増強が要求されるようになり、設計が困難になる。

そこでこのような点に関し、実験的に調査することにした。

### 2.3.2 実験方法

#### (1) 模型

20万トン級油送船の Fore Peak Tank の Bottom Trans を $\frac{1}{10}$ に縮尺した模型を作成した。A型模型がこれで、その形状を図2.3.1に示す。B型模型は Stiff Space を360mmとした以外は、これと同じものである。ただし、Webの板厚は、溶接歪を避けるためと増強されることを見越して 4.5mm (実船換算 2.25mm) とやや増厚した。

模型は Stiff Space を変えたこの 2 種類のほか、A型については衝撃圧力の継続時間を変えるため、底板周辺のつばをつけないものも製作した。

模型と試験の種類を表2.3.1に示す。また、これに用いられた材料の機械的性質を表2.3.2に示す。

#### (2) 試験方法

##### (a) 静試験

静試験は図2.3.2に示すように、各 Bottom Longi に等しい荷重が変わるように負荷した。この試験の応力計測は弾性域では、水面衝撃試験と合せて剪断応力分布の計測に重点をおき、破壊に対しては剪断座屈しわの発生時期の把握に重点をおいた、計測点の配置を図2.3.3および図2.3.4に示す。

##### (b) 水面衝撃試験

水面衝撃試験は高さ 0.5m (応力計測のため) から 4.4m の範囲で行ない、落下重量はいずれも約 10t である。落下装置の概要を図2.3.5に示す。計測としては船底の凹入量の進行を第1とした。この計測は山形材にダイヤルゲージを取り付けておき、計測の都度下から当てて読んだもので精度は  $\frac{1}{100} \sim \frac{5}{100}$  mm 程度と思われる。応力計測点の配置は静試験と同じである。

### 2.3.3 実験結果と考察

#### (1) 静試験

主要な点の荷重～歪曲線を図2.3.6～2.3.10に示す。また、 $\epsilon^2 \sim P$  をプロットすると図2.3.11および図2.3.12 のようになり、これから決定した静荷重の座屈荷重は、表2.3.3の通りとなる。

また、この荷重から求めた Web の深さの平均剪断応力と座屈応力の関係も同様に示す。また、図2.3.18 に座屈波形の概要を示す。

#### (2) 水面衝撃試験

まず、落下衝撃試験におけるオシロ記録の例を図2.3.13に示す。また、落下高さを横軸にとって水圧計の読みをプロットしたのが図2.3.14である。これで見ると  $\delta = 0$  のとき、特に大きなバラツキを示すことがわかる。

さらに、落下高さ H = 1m のときの Web の剪断応力分布を図2.3.15に示す。これより桁の深さ

方向にほぼ一様に分布することがわかる。

次に、操り返し数を横軸にとって Bottom の凹入の進行状況を示したのが図 2.3.1.6, 図 2.3.1.7 および表 2.3.4 で、これらより次のことがわかる。

- (a) 静試験と水面衝撃試験を比較すると、 $H = 2.5 \text{ m}$ における P2 の衝撃圧力は静試験の座屈荷重から求めた平均圧力より 1.9 倍の値であるにも拘らず、変形の進行は極めて遅い。
- (b) さらに、衝撃圧力が強度よりずっと大きい落下高さ  $4.4 \text{ m}$ の場合でも 1 回の衝撃で生じる変形は極めて小さい。また、繰り返しに伴い、ほぼ一定の割合で変形が進行する。
- (c) A型の 2 個を比べると、つばの有無に従って同じ落下高さにおける衝撲圧力の値は大巾に異なるが、変形の進行は最初の 10 回程度では全く差が見られない。しかし、14 回以降では差が生じるようになる。

参考のため、図 2.3.1.8 に衝撲試験の座屈変形を示す。

#### 2.3.4 結論

今回の実験結果をまとめると次のようになる。

- (1) 静的な座屈荷重をはるかに上回るピーク値を持つ衝撲荷重に対しても、1 回の荷重で生じる変形は極めて小さい。
- (2) 落下高さが同じとき、空気の巻き込み量を多少増してピーク値を下げても、変形の進行はあまり変化しない。

表 2.3.4 各モデルの強度一覧表

	A 型	B 型
静 試 験	$145.8 \text{ t/m}^2$	$151.7 \text{ t/m}^2$
水面衝撲試験	$\delta = 0, H = 4.4 \text{ m}$ $P_{max} = 570 \text{ t/m}^2$ で $0.50 \text{ mm/回}$	$\delta = 5 \text{ mm}, H = 2.5 \text{ m}$ $P_{max} = 284 \text{ t/m}^2$ で $0.05 \text{ mm/回}$
	$\delta = 5 \text{ mm}, H = 4.4 \text{ m}$ $P_{max} = 377 \text{ t/m}^2$ で $0.43 \text{ mm/回}$	$\delta = 5 \text{ mm}, H = 4.4 \text{ m}$ $P_{max} = 436 \text{ t/m}^2$ で $0.56 \text{ mm/回}$

表 2.3.1 模型と試験条件

静 試 験	水 面 衝 撃 試 験			
	$H=2.5 \text{ m}, \delta=5 \text{ mm}$	$H=4.4 \text{ m}, \delta=5 \text{ mm}$	$H=4.4 \text{ m}, \delta=0$	
A (Stiff Sp 200 mm)	○	-	○	○
B (Stiff Sp 360 mm)	○	○	○	-

$H$  : 落下高さ ( $m$ )     $\delta$  : 底板周囲につけた“つば”的深さ ( $mm$ )、空気の抱き込み量を増すためのもの

表 2.3.2 供試材の機械的性質

板 厚 (mm)	降 点 (Kg/mm <sup>2</sup> )	引張強さ (Kg/mm <sup>2</sup> )	伸 び (%)
4.5	3 5.4	4 5.9	3 6
	3 9.3	4 6.9	3 4
10	2 8.1	4 3.7	3 0.5
	2 8.3	4 3.8	2 8.5

備考 : 4.5 は一般構造用圧延鋼板 (SS 41)

10 は造船用鋼板 (NK 規格 A 級鋼)

表 2.3.3 静荷重に対する強度

	全 荷 重	平均圧力 <sup>注1)</sup>	Web の 平均剪断応力	弾性計算による 剪断座屈応力 <sup>注2)</sup>
A 型	1 2 6 t	1 4 5.8 t/m <sup>2</sup>	1 6.5 Kg/mm <sup>2</sup>	5 7.7 Kg/mm <sup>2</sup>
B 型	1 1 8	1 5 1.7	1 7.7	2 0.2

注 1) 全荷重をこの桁の荷重分担領域  $\frac{1.6(A)}{1.4(B)} \times 0.54\text{ m}$  (実船 Trans Space に相当) で除したもの。

注 2)  $\tau_y = 2 1.6 \text{ Kg/mm}^2$

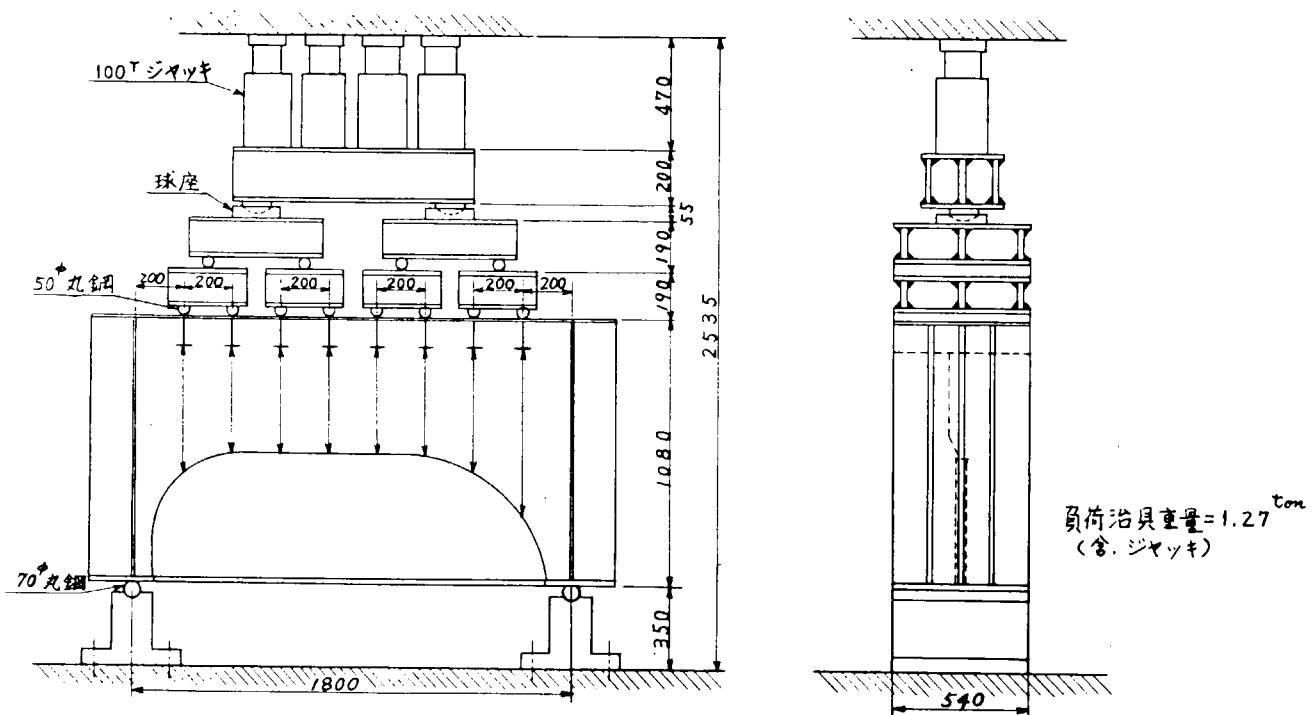


図 2.3.2 静試験の負荷方法(トーナメント方式)

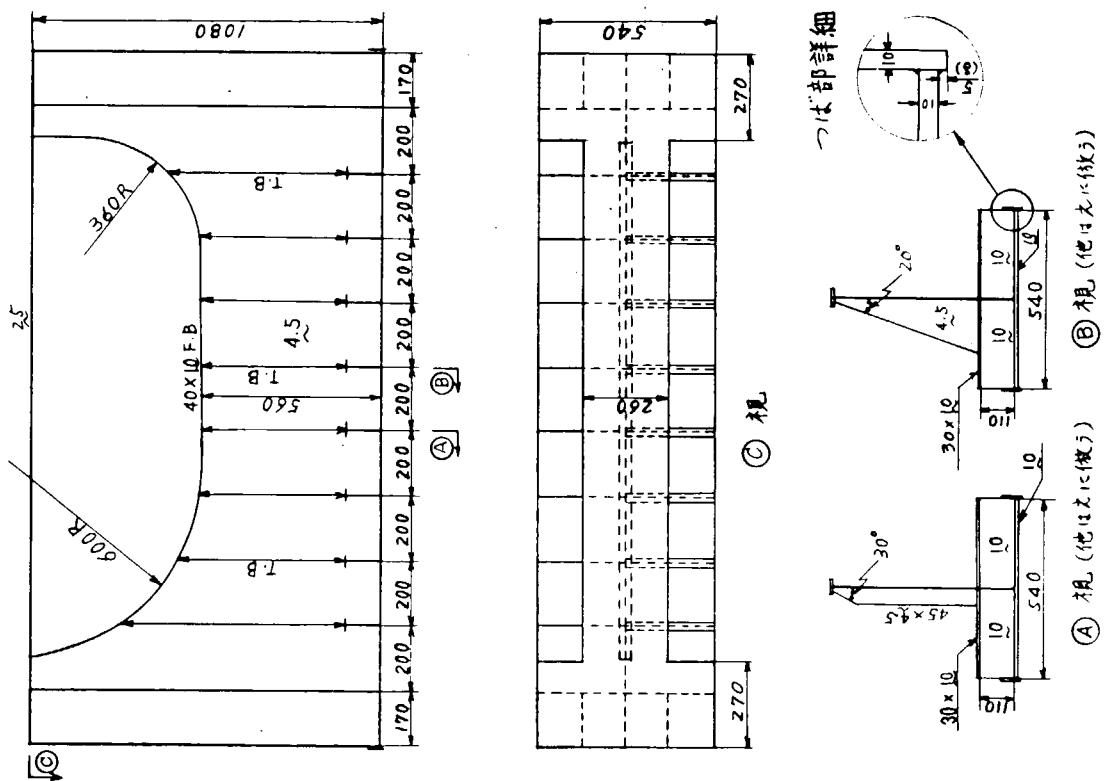
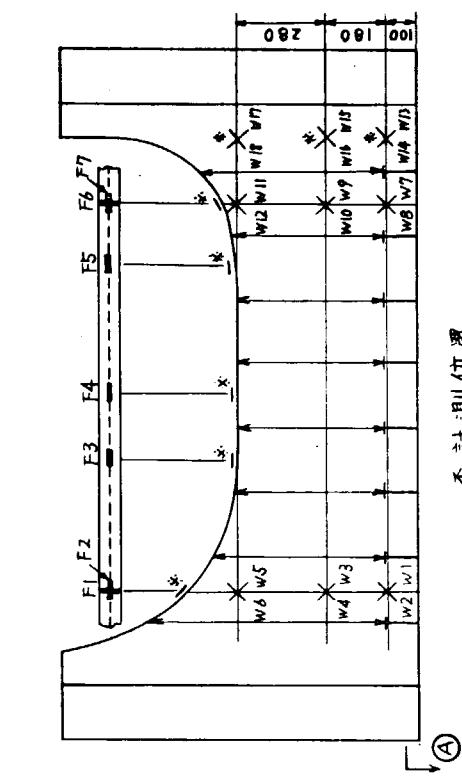


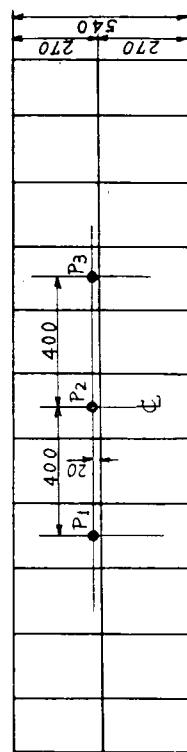
図 2.3.1 モデルA型の形状寸法



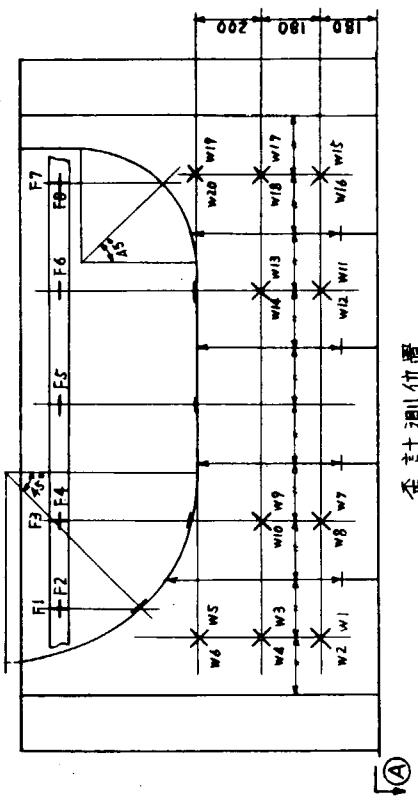
全計測位置

注) テージは表裏対称に貼付した。  
スライドの付いている面を表記し、その反対面と裏と規定する。  
○全計測は  $\delta = 0$  の状態で計測し、 $\delta = \pm 5$  は計測しなかつて。  
＊印は静計測の参考用

Ⓐ 視



衝撃圧力計測位置



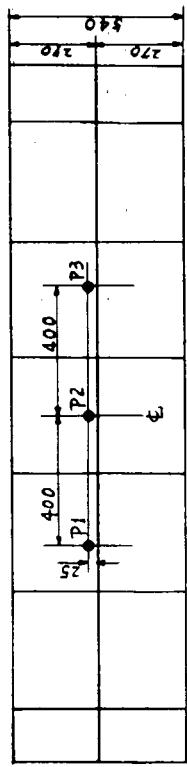
全計測位置

注) テージは表裏対称に貼付した。

スライドの付いている面を表記し、その反対面と裏と規定する。

○全計測は  $\delta = 0$  の状態で計測し、 $\delta = \pm 5$  は計測しなかつて。  
＊印は静計測の参考用

Ⓐ 視



衝撃圧力計測位置

図 2.3.3 モデル A型の衝撃圧力および歪計測位置

図 2.3.4 モデル B型の衝撃圧力および歪計測位置（落下試験）

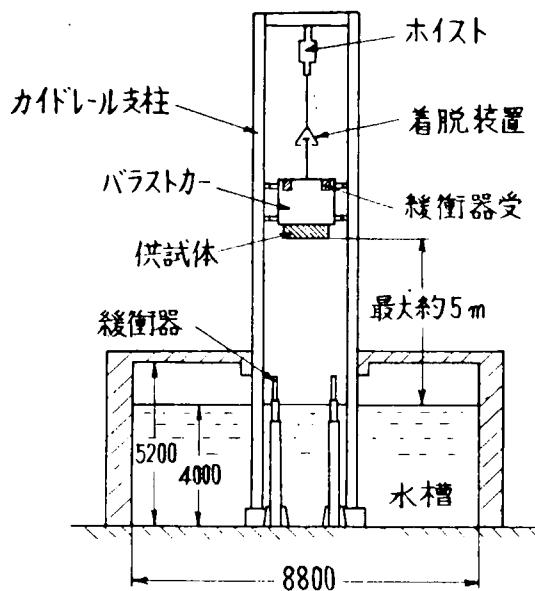


図 2.3.5 水面衝撃試験装置

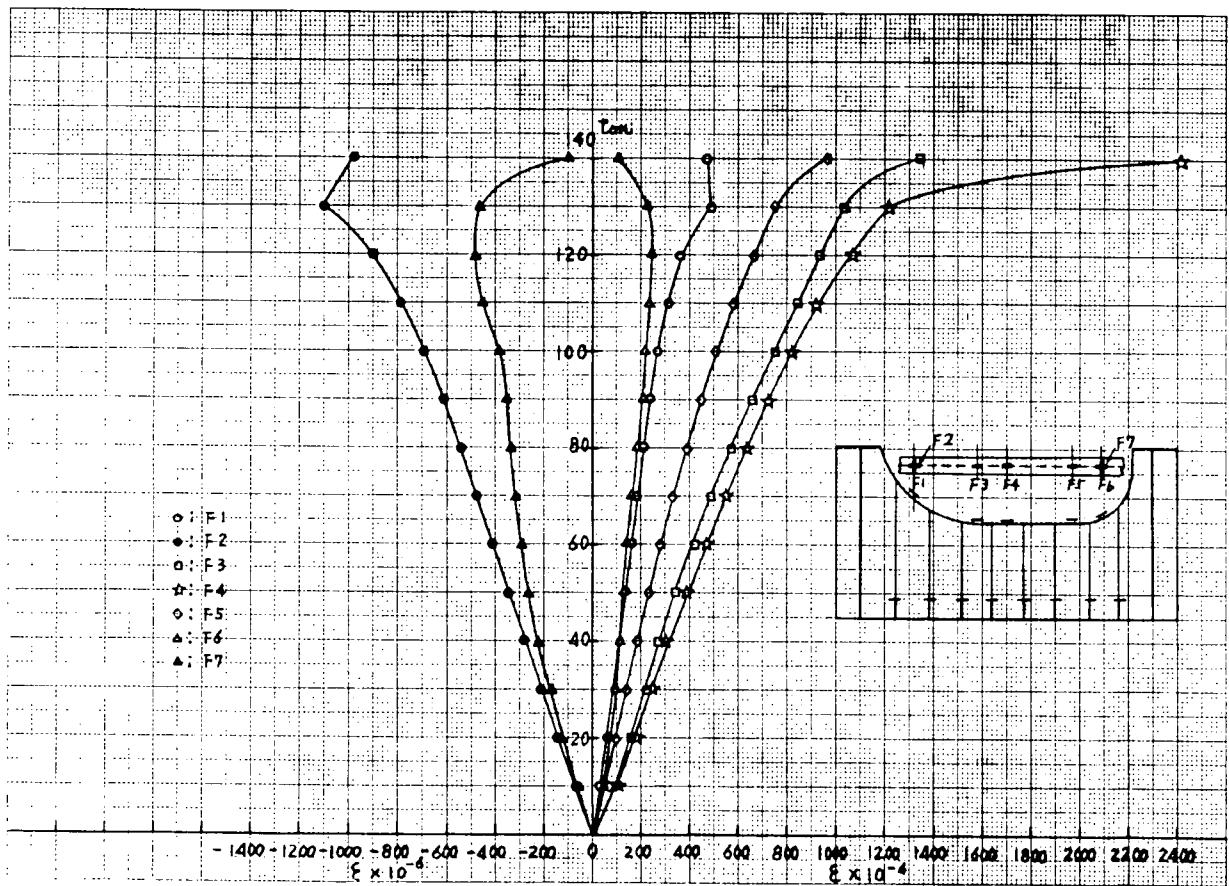


図 2.3.6 フェースの荷重と歪の関係 (A型)

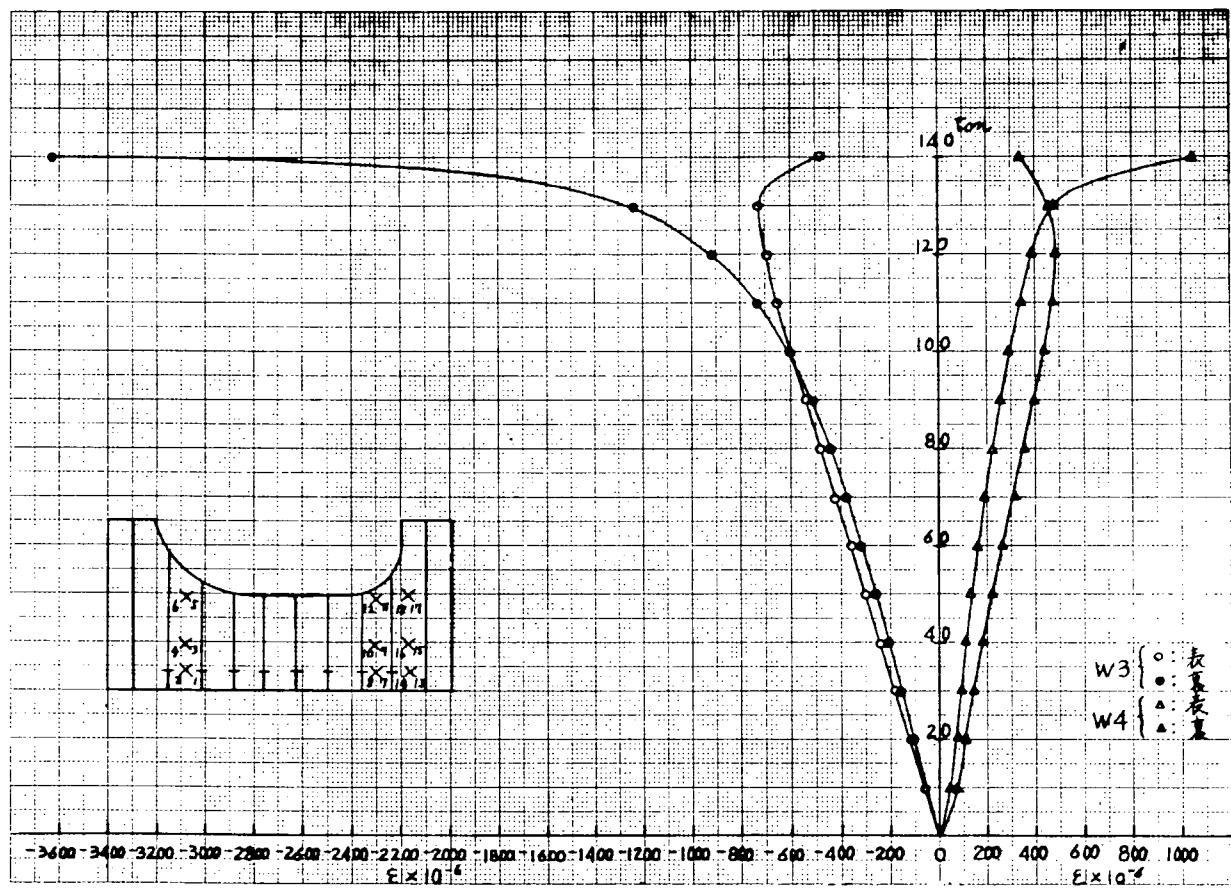


図 2.3.7 ウエブの荷重と歪の関係 (A型)

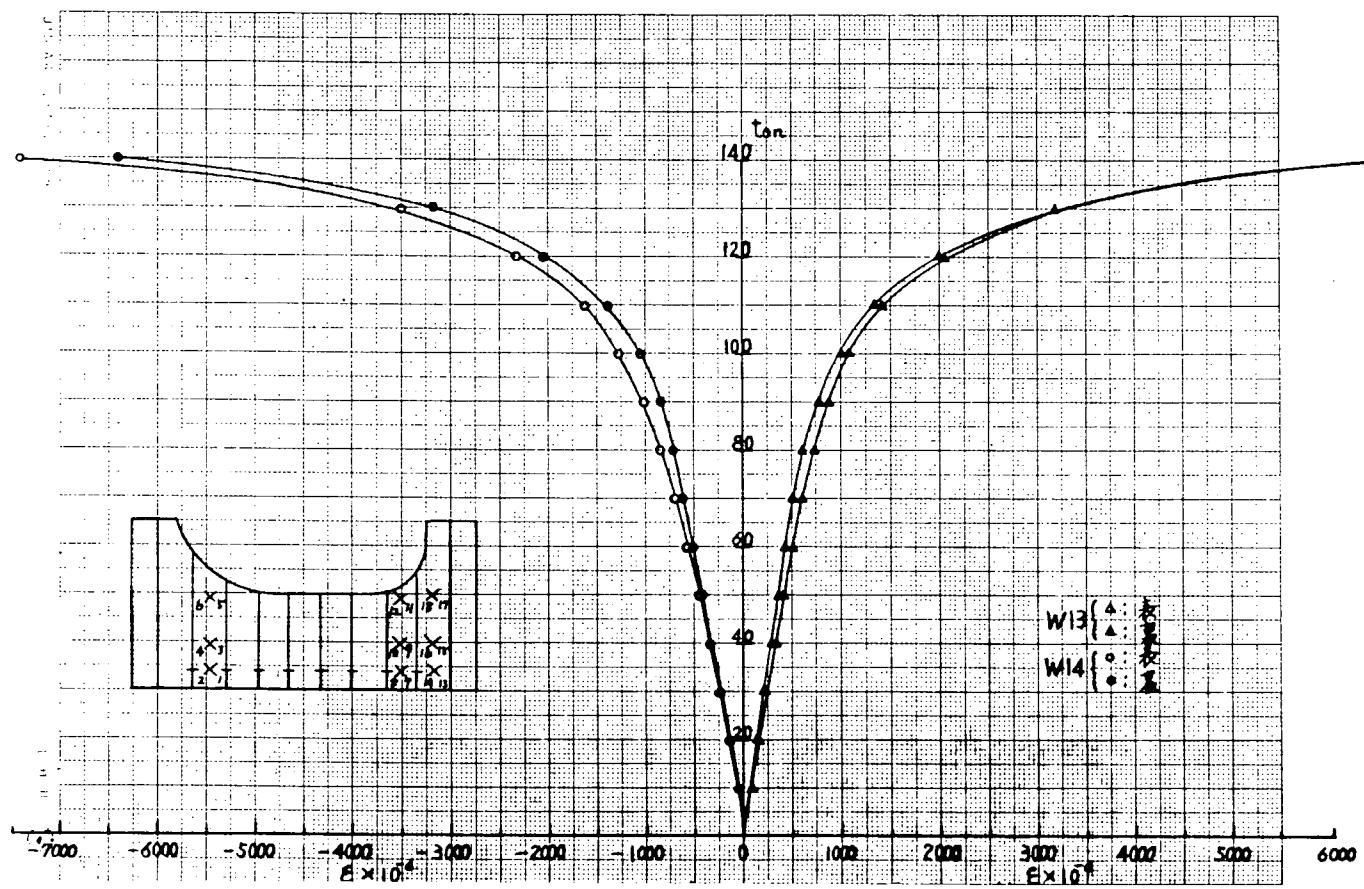


図 2.3.8 ウエブの荷重と歪の関係 (A型)

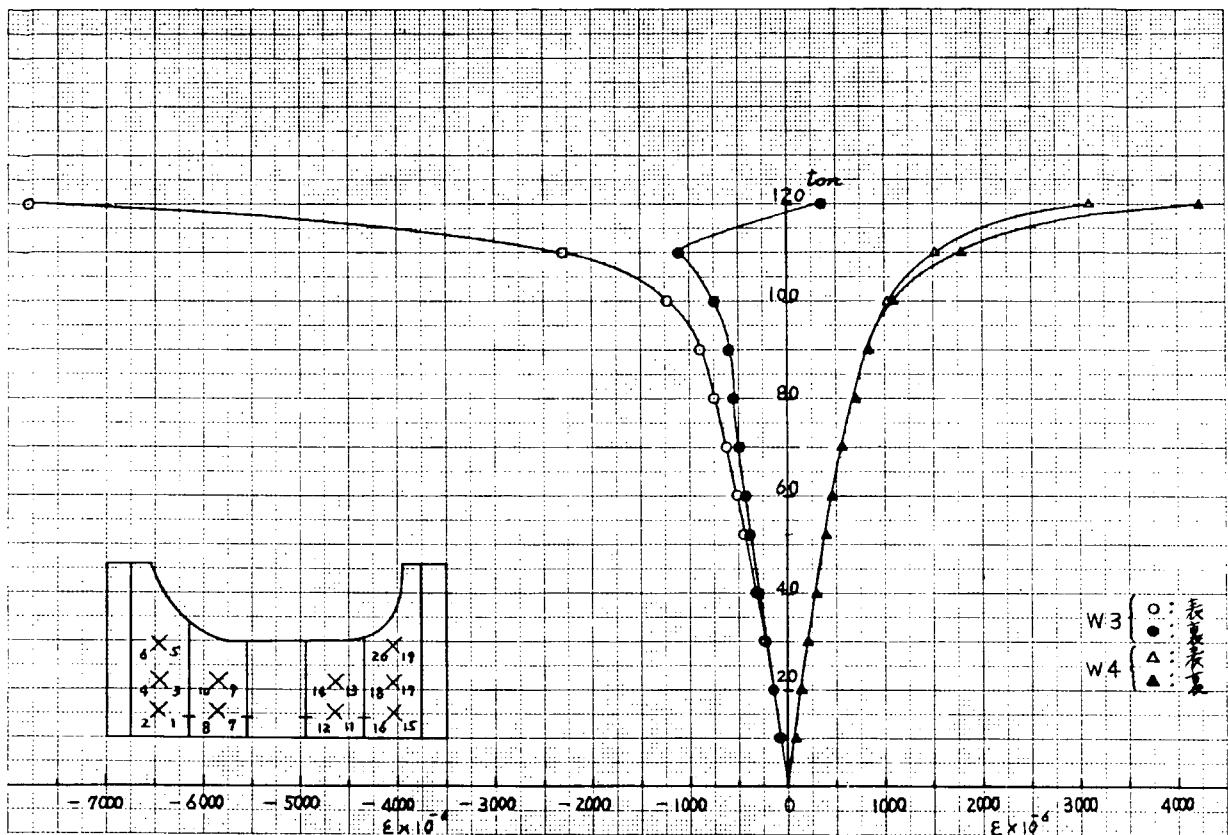


図 2.3.9 ウエブの荷重と歪の関係( B型 )

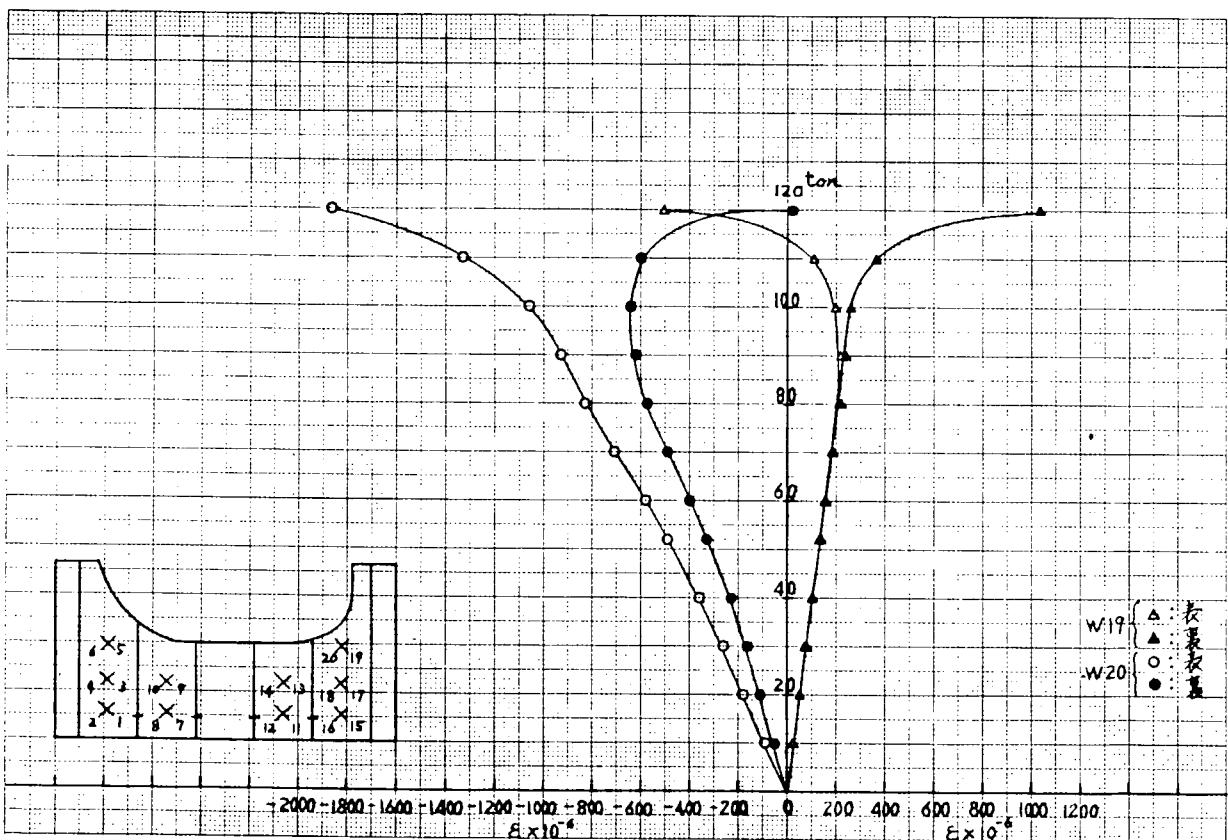


図 2.3.10 ウエブの荷重と歪の関係( B型 )



図 23.11  $P - \varepsilon^2$  線図 (A型)

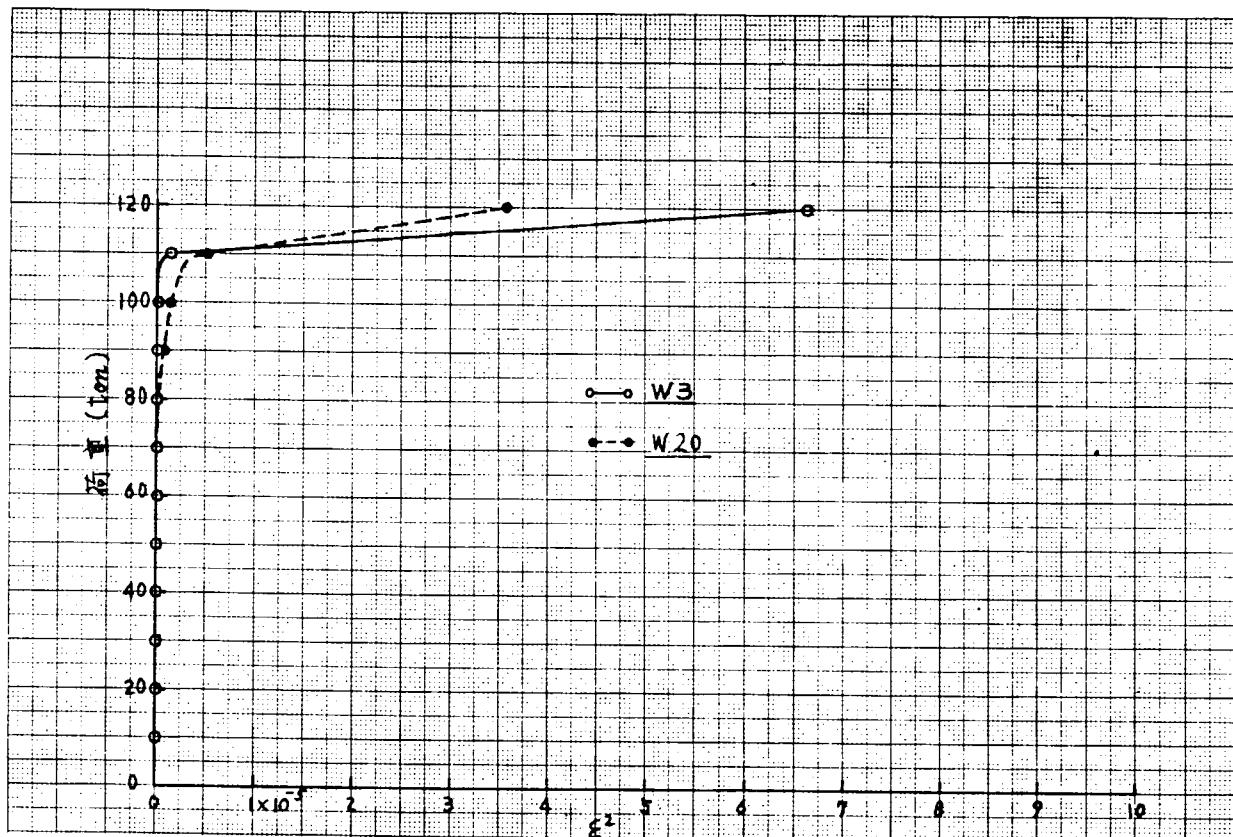


図 23.12  $P - \varepsilon^2$  線図 (B型)

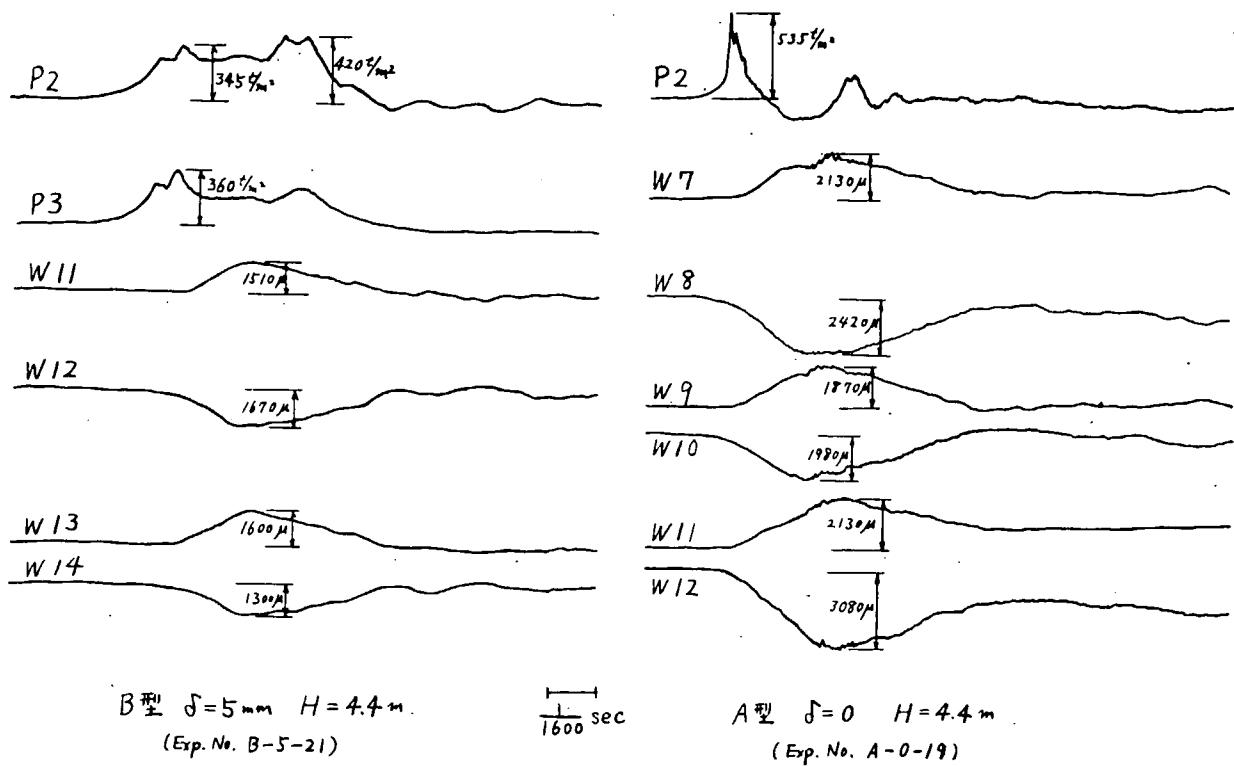


図 2.3.13 オシロ波形の例

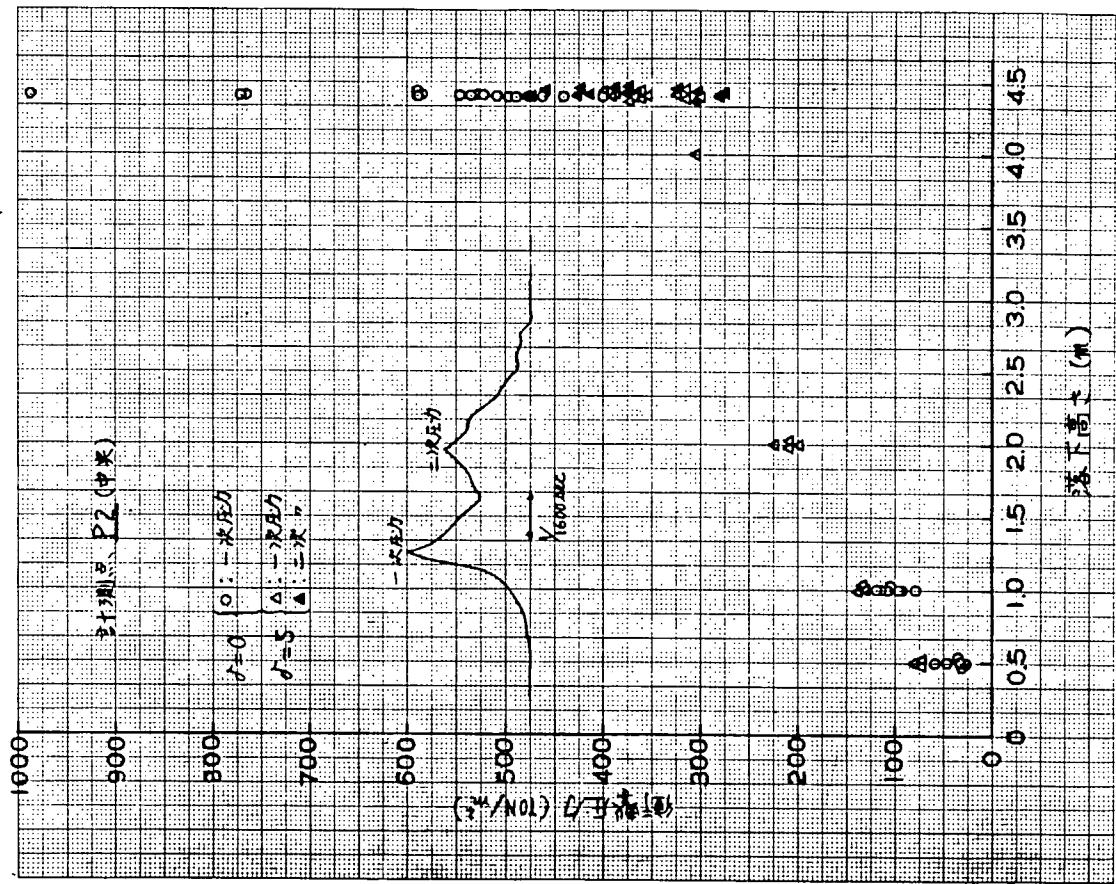
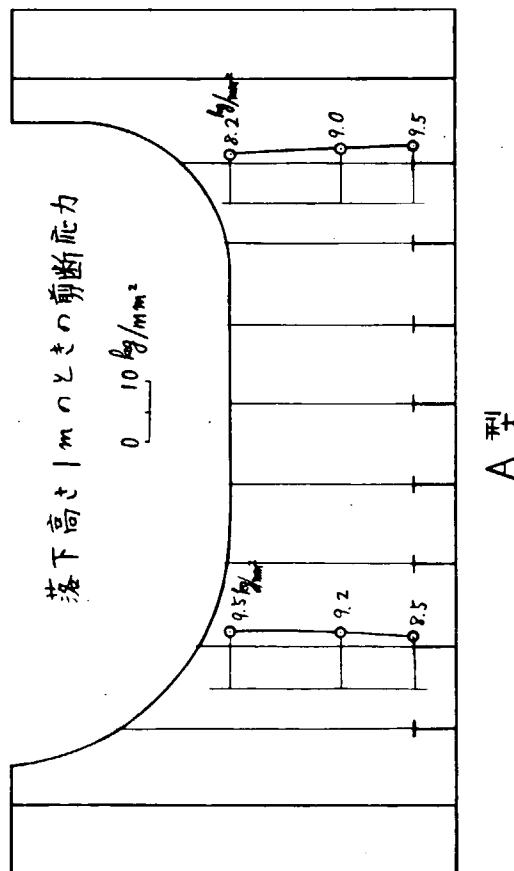


図 2.3.14 モデル A型の衝撃圧力と落下高さの影響



四

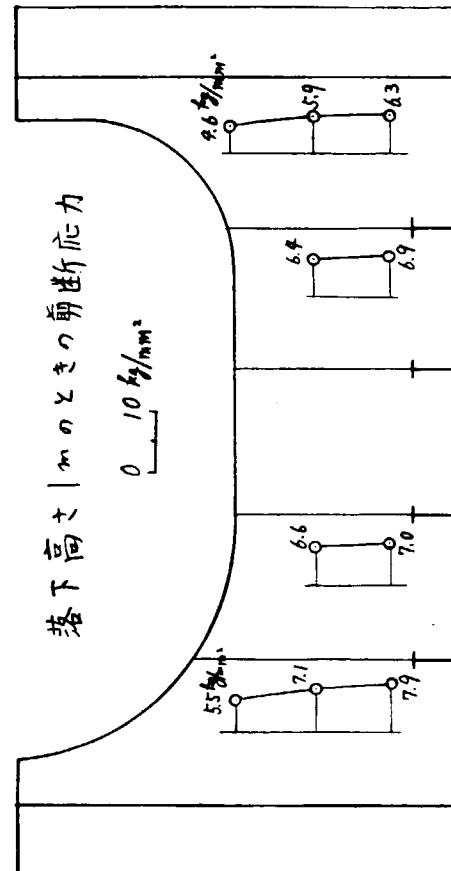


図 2.3.15 B型 水面衝撃試験時の剪断応力分布

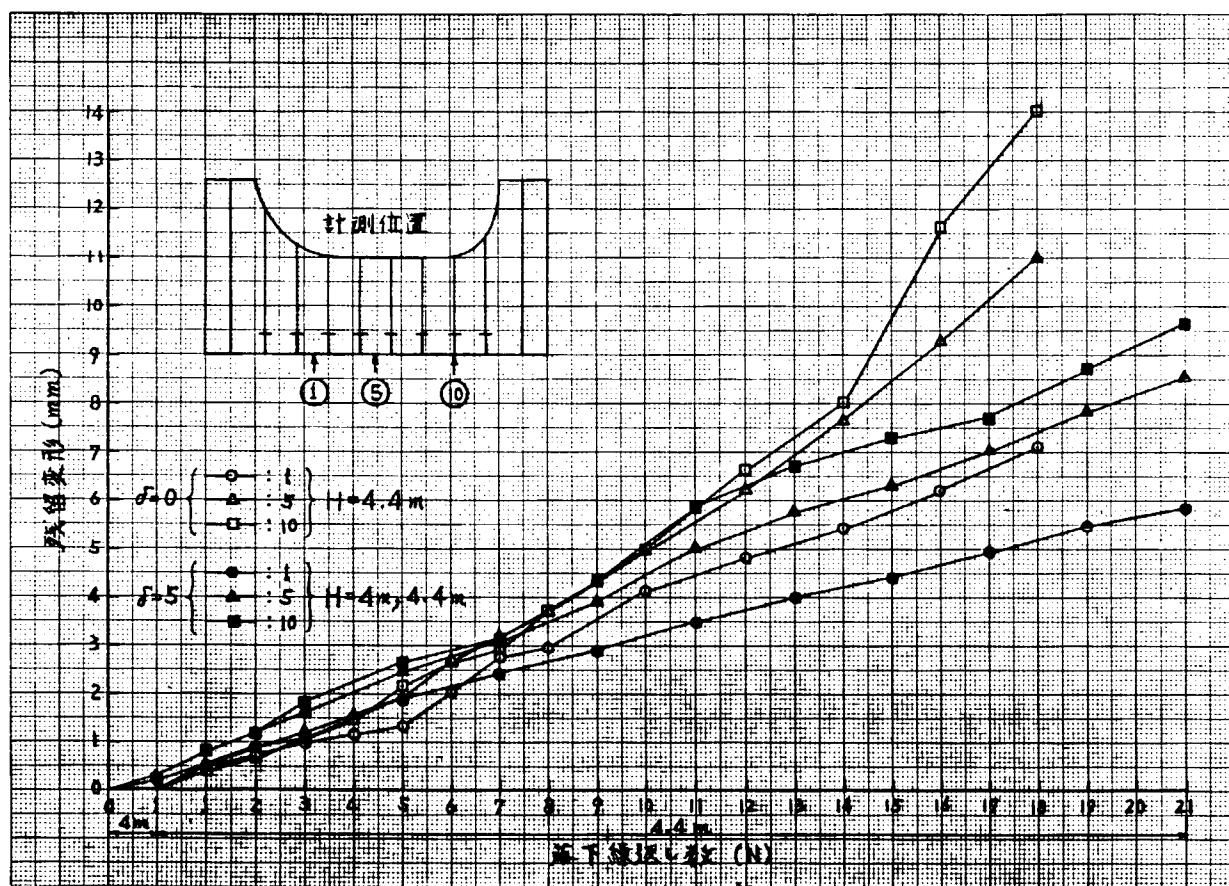


図 2.3.16 モデルA型の底板の残留変形計測結果

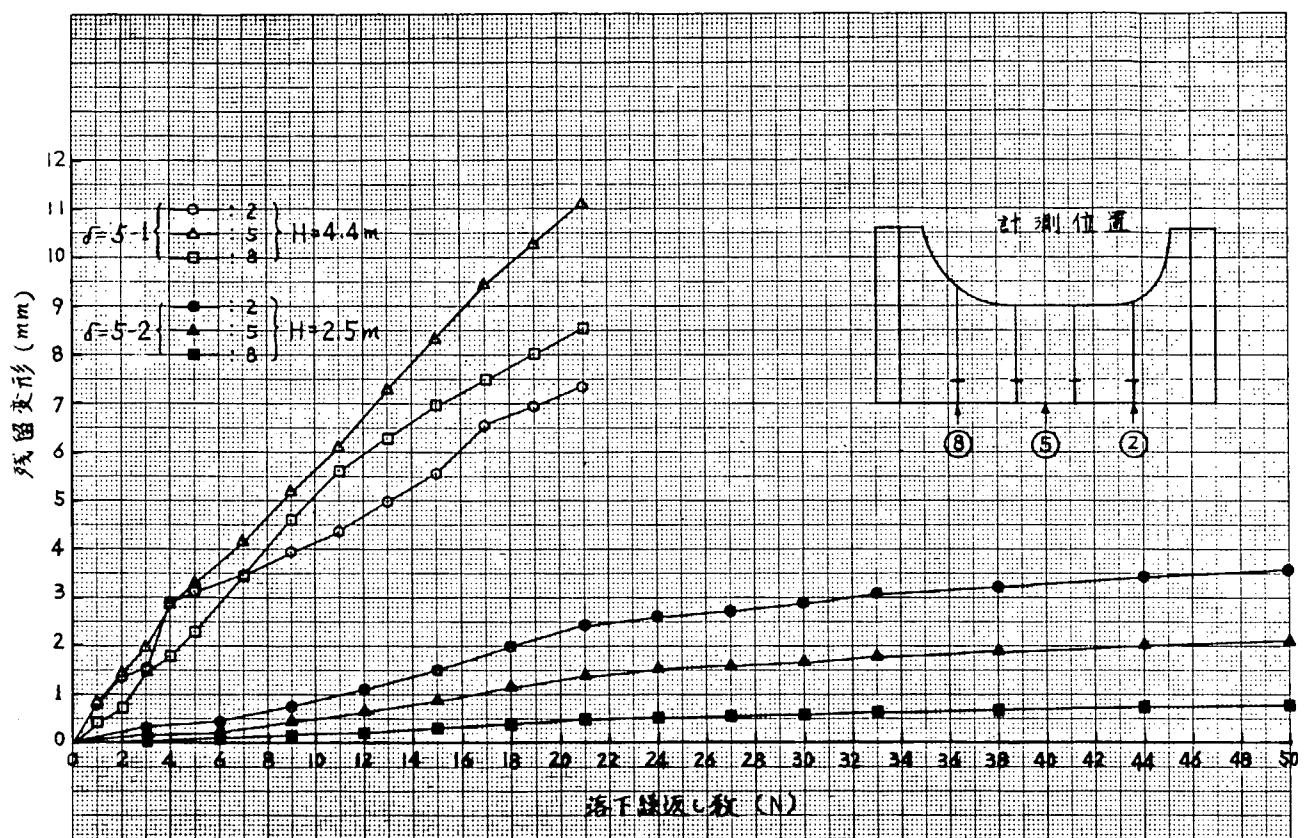


図 2.3.17 モデル B型の底板の残留変形計測結果

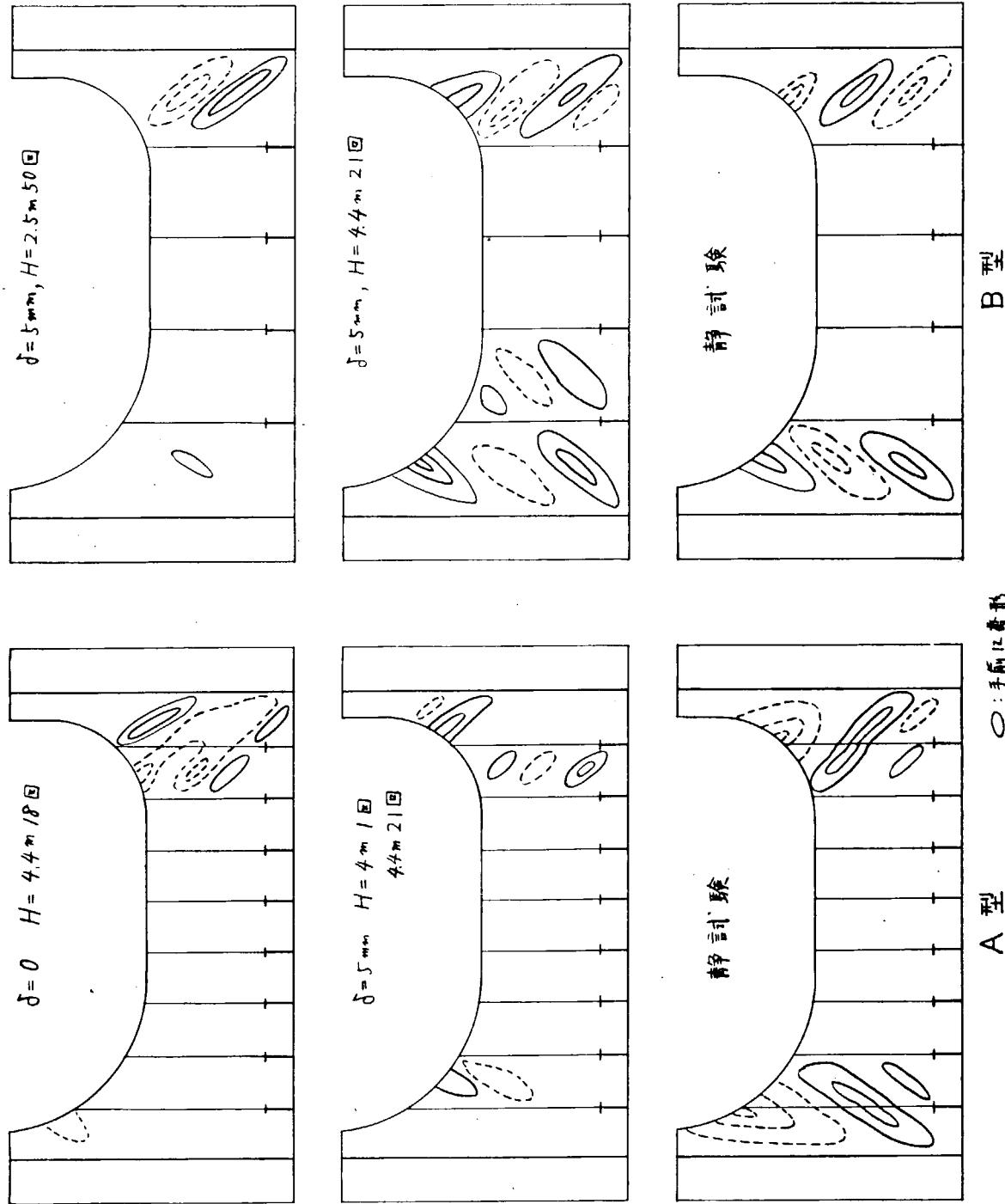


図 2.3.18 座屈波形の残留変形（目視観察によるスケッチ）

## 2.4 防撓板の衝撃応答

担当 八木順吉（大阪大学）

原洋一（日立造船技術研究所）

### 2.4.1 鋼材の引張衝撃疲労強度

#### (1) 緒言

船体構造部材には静的荷重、変動荷重のほかに衝撃的な荷重が加わることも少なくない。変動荷重に対する材料強度の問題は、これまでの膨大な実験的研究により解明されつつあるが、衝撃荷重に対する材料の挙動及び強度に関しては解析並びに実験の困難さから未だ十分には解明されていないようである。

近年、船体構造の強度の検討及び構造設計に対しても疲労強度の面からの考慮が払われるようになり、さらに衝撃荷重に対する種々の強度に関する研究が行われ始めた。

本研究は基礎的研究として、鋼材の衝撃疲労強度と通常の疲労強度との間に本質的に如何なる相異が存在するかを究明するために行なったもので、その第一歩として軟鋼の平滑鋼板の低サイクル域での引張衝撃疲労強度に関する実験を行い、通常の疲労試験結果と比較検討した。

#### (2) 実験

##### (a) 試験片

供試材は公称板厚 3.2 mm の軟鋼 S S 4 1 の圧延鋼板で、その炭含有量は 0.15 % で、J I S 1 号引張試験片による機械的性質は降伏点 29.2 Kg/mm<sup>2</sup>、引張強さ 3.8 Kg/mm<sup>2</sup>、伸び 28.5 %、断面収縮率 51.7 %、一様伸び 24 % である。

衝撃疲労試験に用いた平滑試験片の形状、寸法を図 2.4.1 に示す。試験片の荷重方向は圧延方向とし、機械加工後の熱処理は施していない。

##### (b) 実験方法

使用した衝撃疲労試験機は、シャルビ型衝撃試験機を改造したもので、その概略を図 2.4.2 に示す。

衝撃試験はハンマーを図 2.4.2 に示す A 点に衝突させることにより試験片に引張衝撃荷重を与える仕組みである。衝撃荷重はハンマーの高さを 5 段階に変え、破断寿命がおよそ  $10^2$  回から  $2 \times 10^3$  回の範囲で行った。

繰返し中の動的応力の測定及び予想破断点の動的歪波形の計測は標点距離 2 mm の抵抗線歪ゲージを用いて図 2.4.3 に示すようなシステムでそれぞれ A 点、B 点で行った。残留歪の計測は、試験片 B 点近傍に貼布されたモアレグリッドシート (200 line/cm) を写真撮影することにより行った。衝撃試験は繰返しの途中で抵抗線歪ゲージ及びモアレグリッドシートの貼りかえで中断する以外は破断まで連続的に実施した。

本衝撃試験装置で得られる動的応力波形並びに歪波形の例をそれぞれ図 2.4.4 (a), (b) に示す。

#### (3) 実験結果及び検討

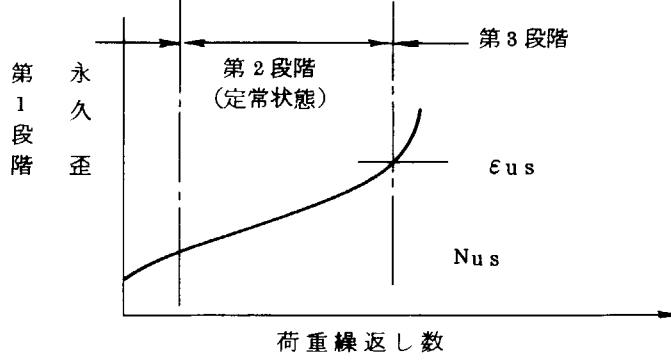
引張衝撃疲労試験結果をまとめて表 2.4.1 に示す。

表 2.4.1 引張衝撃疲労試験結果

衝撃速度 $m/sec$	吸収エネルギー $\times 10^4 \text{Kgmm}^2$	破断寿命 $N_f$	不安定変形開始時の繰返し数 $N_{us}$	不安定変形開始時の永久歪 $\epsilon_{us}$	断面収縮率 %	サイクリッククリープ速度 (定常状態)	歪速度 $\mu/msec$	歪比 $ \epsilon_x /\epsilon_y$	破壊様式
3	1.23	2166	1370	0.41	66.4	0.000045	1.100	0.36	断面収縮型
3.5	1.72	1140	730	0.415	68.8	0.00049	3.100	0.35	
4	2.20	318	200	0.40	62.9	0.0184	4.300	0.35	
4.5	2.75	115	75	0.41	60.8	0.0526	6.000	0.37	
5	3.41	76	49	0.37	48.2	0.0736	7.800	0.38	

ここで衝撃速度は、ハンマー全体の重量のポテンシャルエネルギーと再運動エネルギーとを等置して得られる量で、試験片の吸収エネルギーは、ハンマー全体のポテンシャルエネルギーからコイルバネのポテンシャルエネルギーを減じた量である。(図2.4.2参照) 不安定変形開始時の繰返し数  $N_{us}$  及び永久歪  $\epsilon_{us}$  は下図に標式的に示す永久歪と荷重繰返し数との関係、サイクリッククリープ曲線の第2段階(定常状態)から

第3段階に移行する点における繰返し数及び永久歪である。サイクリック・クリープ速度とは1サイクルあたりの永久歪の蓄積量である。歪比  $|\epsilon_x|/\epsilon_y$  は、板幅方向の歪  $\epsilon_x$  の絶対値と長手方向(荷重方向)の歪  $\epsilon_y$  との比を表わす。なお歪はすべて公称歪である。



衝撃試験は衝突速度が  $3 m/sec$ ,  $3.5 m/sec$ ,  $4 m/sec$ ,  $4.5 m/sec$ ,  $5 m/sec$  の5つのレベルで行ない、これに対応する繰返し中の歪速度の平均はおよそ  $10^8 \mu/msec$  から  $10^4 \mu/msec$  の範囲内であった。

衝撃時間(図2.4.4の  $t_0$ )及び衝撃時の最大荷重の持続時間は、衝撃疲労強度に影響を与えるものと考えられる。本実験で制御した5段階の衝撃荷重に対し、各試験片の繰返し中の各段階での塑性変形の進展の度合いなどが異なるため厳密には前述した2つの量には差があるが、詳細については検討中であり、本資料ではこれらの影響は無視した。

平均応力がある場合の定荷重型の疲労試験では変形が拘束されないため荷重の繰返しに伴って永久変形が蓄積され(サイクリック・クリープ)試験片の破断に先立って変形が急激に進行し、局部収縮(不安定変形)を伴って、破断に至ることが観察されており、このような破壊様式は断面収縮型破壊と呼ばれている。

引張衝撃疲労試験でのサイクリック・クリープ曲線は図2.4.5に示したようなものが得られ、これは通常の疲労試験と是正的にはほぼ一致している。破壊様式もすべて断面収縮型で、破断点は最小板

幅部のコーナー部からおよそ2.5mm中央寄り(図2.4.3B点)であった。また断面収縮率も表2.4.1に示したように静的試験と同じか、やや大きい目の値を示しており通常の疲労試験と同じ様相を示している。

図2.4.6には、板幅中央部での板幅方向の歪 $\epsilon_x$ の絶対値と長手方向(荷重方向)の歪 $\epsilon_y$ との比 $|\epsilon_x|/\epsilon_y$ との比 $|\epsilon_x|/\epsilon_y$ の繰返し中の様子を示した。(歪は、板幅方向へ中央部及び両端から10mmの点の3点について計測したが、いずれもほぼ同じ傾向であった)衝突速度によりややばらつきがあるが不安定変形開始まで( $N/N_f = 0.05$ )はおよそ0.35~0.38であり、静的試験並びに通常の疲労試験で得られる0.44とはかなり差が生じている。不安定変形開始時の永久歪 $\epsilon_{us}$ は通常の疲労試験では材料の一様伸びに一致するが衝撃疲労の場合には表2.4.1に示したように、およそ1.6倍になっている。これら $|\epsilon_x|/\epsilon_y$ ,  $\epsilon_{us}$ が異なる原因については検討中である。

不安定変形開始時の繰返し数 $N_{us}$ は破断寿命のおよそ65%であり、これは通常の疲労試験で得られている60%にはほぼ等しい。

定常状態でのサイクリック・クリープ速度 $\triangle\epsilon_m$ と不安定変形開始時の繰返し数 $N_{us}$ 及び破断寿命 $N_f$ との関係を図2.4.7に示す。実験結果から近似的に $\triangle\epsilon_m \cdot N_{us} = 0.4$ 及び $\triangle\epsilon_m \cdot N_f = 0.55$ の関係が得られる。これも通常の疲労試験と同じであるが、定数値(0.4, 0.55)は、不安定変形開始時の永久歪に差があるため異なり衝撃荷重の場合が大きい。従って断面収縮型の破壊様式では $\triangle\epsilon_m$ が同じであれば疲労強度は衝撃荷重の場合が高い。しかし疲労亀裂発生、伝播という形式で破壊する疲れ型破壊を呈する場合には異なった現象が生ずるものと思われる。

図2.4.8には縦軸に吸収エネルギー $U \text{Kg/mm}^2$ 及び衝突速度 $V \text{m/sec}$ 、横軸に $N_{us}$ ,  $N_f$ を両対数表示した。図から良好な直線関係があり $U^\alpha N_{us} = c_1$  ( $\alpha = 3.32$ ,  $c_1 = 5.33 \times 10^{16}$ )  
 $U^\alpha N_f = c_2$  ( $c_2 = 8.34 \times 10^{16}$ ) 及び $V^\beta N_{us} = c_3$  ( $\beta = 6.64$ ,  $c_3 = 1.86 \times 10^6$ )  
 $V^\beta N_f = c_4 = 2.91 \times 10^6$  )が得られる。

#### (4) 結言

軟鋼の平滑鋼板に対し歪速度がおよそ $10^3 \mu/\text{m sec}$ 、破断寿命が $10^2$ 回の範囲で、引張衝撃疲労試験を実施した。その結果、次のことが判明した。

- (a) サイクリック・クリープ現象が生じ、断面収縮型の破壊様式を示す。断面収縮率は静引張試験の場合と同じか、やや大きい目の値となり、この現象は通常の疲労試験と同じである。
- (b) サイクリック・クリープ曲線は通常の疲労試験で得られるものと定性的に一致する。
- (c) 繰返し中の板幅方向の歪の絶対値と長手方向(荷重方向)の歪との比は、静的及び通常の疲労試験がおよそ0.44であるのに対し、衝撃疲労試験ではおよそ0.35~0.38である。
- (d) 不安定変形開始時の永久歪は通常の疲労試験が材料の一様伸びにほぼ等しいのに対し衝撃疲労ではおよそ1.6倍となる。
- (e) 不安定変形開始時の繰返し数は、破断寿命のおよそ65%で通常の疲労試験とほぼ一致する。
- (f) 定常状態でのサイクリック・クリープ速度 $\triangle\epsilon_m$ と繰返し数 $N$ (不安定変形開始時の繰返し数 $N_{us}$ 、破断寿命 $N_f$ )との間には、通常の疲労試験と同様に $\triangle\epsilon_m \cdot N = \text{定数}$ の関係が成立するが定数値は異なる。
- (g) 断面収縮型破壊をする場合には、定常状態でのサイクリック・クリープ速度 $\triangle\epsilon_m$ が同じであれば衝撃疲労強度が通常の疲労強度より高い。

#### 2.4.2 防撓板模型実験

##### (1) まえがき

船体の損傷を見ると、スチフナのスニップエンドの損傷が多い。そこで、それを防止するためには

スニップエンドの角度をどの程度にするのが一番よいかを検討するために、スチフナ端部の形状を変えた防撓板模型について実験を行なった。

また、防撓板構造物の衝撃外力に対する応答を検討するために、大型波浪衝撃水圧発生装置（S R 1 3 3 部会で作製したもの）を用いて、実際のウェブ構造（Vertical Web, Transverse Girder等）に近い防撓板模型の破壊強度に関する一連の実験を実施した。

供試体はプレートに1条および3条のスチフナをお互いに直交させて取付けた防撓板模型であり、スチフナのスニップエンドの角度（プレートとなす角度）を $90^\circ$ にしたもの（G S T - 1型）、 $15^\circ$ にしたもの（G S T - 2型）について、それぞれ1体づつ静水圧破壊実験および衝撃水圧破壊実験を行なった。

## (2) 模型実験

### (a) 試験装置および試験方法

図2.4.9に本装置本体部概要を示す。すなわち、本体部は試験模型をはさんで上部にA室、下部にB室また、A室に連続して窒素ガス室を設けた圧力容器である。A室側面およびB室下端には強化ガラス円板を使用した破裂板D<sub>A</sub>およびD<sub>B</sub>を有する破裂板ノズルがそれぞれ設けられている。この本体部をモデル的に示すと図2.4.10のようになる。試験模型にはA室とB室との差圧が負荷されるので、両室破裂板がある時間差を設定して連続して破壊すれば、試験模型に急変する水圧荷重を負荷させることができる。窒素ガス室は、A室に背圧を加え、D<sub>B</sub>を破壊した時にA室圧力が降下するのを防止する目的で設けたものである。また、窒素ガスがA室に自由膨張するのを遮断するためにA室と窒素ガス室との境界にはフロート弁を設けている。

試験方法は、試験模型のプレート側がA室側になるように試験装置に取付け、静水圧破壊試験では、荷重の小さい間は、A室のみに水を加えて負荷させ、A室が満水すれば窒素ガスで加圧させた。荷重ピッチは、ほぼ $0.1\text{ Kg/cm}^2$ で、各種の計測を行なった。

衝撃水圧破壊試験では、まずA室とB室とを連通した状態で、A室、B室ともに満水し、窒素ガスで加圧する。その後、A室とB室との連通部を遮断し、破裂板D<sub>B</sub>を破壊することにより、B室の圧力を急激に降下させて試験模型に衝撃水圧を負荷した。なお、本研究では、一定の圧力波形を得るために、破裂板D<sub>A</sub>は破壊させなかった。

### (b) 供試体

供試体は、実際のウェブ構造に近い防撓板模型であり、図2.4.11に示すように、プレートと1条および3条のスチフナとからなる試験部分とこの試験部分を試験装置に取付けるための取付け枠とで構成されている。この試験部分と取付け枠とは溶接で接合されていて、取付け枠は試験装置にボルトで固定されている。図2.4.11に示すように、S1～S8はスリット部またはスチフナ端部の位置を表わすものとする。

供試体の記号、負荷状態およびスチフナ端部の形状を表2.4.2に示す。

### (c) 計測方法

静水圧破壊試験では、水圧の測定は、A室およびB室のそれぞれ1つのノズルに装着したストレインゲージ型圧力変換器（容量 $20\text{ Kg/cm}^2$ ）を用いて、ひずみ測定器で計測した。応力分布の測定には図2.4.12に示す位置に電気抵抗線ひずみ計を貼付し、ディジタル自動ひずみ測定器を用いて計測した。また、模型の変形は、図2.4.13に示す計測位置で高精度の差動トランスを用いてディジタルボルトメータおよび汎用データロガーにより計測した。

衝撃水圧破壊試験では、水圧およびひずみの測定には、増幅器を用いて、R260型データレコーダー（T E A C製）で記録した。模型の変形測定は、直接、同データレコーダーに記録することにより行なった。また、モニター用として、水圧および、ひずみ、変位の一部を電磁オシログラフに記録した。

(d) 実験結果および考察

(i) 静水圧破壊試験

G S T - 1 (S)には、圧力  $7.4 \text{ Kg/cm}^2$ 、G S T - 2 (S)には、圧力  $12.7 \text{ Kg/cm}^2$ まで、それぞれ負荷した。

G S T - 1 (S)の S 1 における破壊形状を写真 2.4.1 に、G S T - 2 (S)の S 3 における残留変形を写真 2.4.2 に示す。試験後の目視観察によると、G S T - 1 (S)は、S 1, S 3, S 4, S 5, S 6 および S 7 において、板とスチフナとの溶接部にクラックがビートに沿って発生していたが、G S T - 2 (S)では、クラックは発生していなかった。しかし、写真 2.4.2 に示すように、スチフナ端部からスパン中央部に向って約  $100 \text{ mm}$  のところで、スチフナが大きく面内変形している。このような変形は、他のどのスチフナでも見られた。

(ii) G S T - 1 (S)について

図 2.4.1 4 に、圧力～たわみ曲線を示す。ここで、たわみ  $\delta_i$  ( $i = 1 \sim 8$ ) は、スチフナ端部位置  $S_i$  ( $i = 1 \sim 8$ ) における撓みを表わしている。 $\delta_1, \delta_3, \delta_4, \delta_5, \delta_6$  および  $\delta_7$  は、圧力がある値に達すると、急に大きくなっている。例えば、 $\delta_1$  を見ると、圧力が  $4.5 \text{ Kg/cm}^2$  付近で、その値が急に大きくなっている。しかし、 $\delta_2$  および  $\delta_8$  には、そのような傾向は見られない。

スチフナ端部のひずみを示すと、図 2.4.1 5 のようになる。 $\epsilon_{yEi}$  ( $i = 1 \sim 8$ ) は  $S_i$  ( $i = 1 \sim 8$ ) に対応する、スチフナ端部の板より  $15 \text{ mm}$  離れた所のスチフナの幅方向のひずみを表わしているが、 $\epsilon_{yE1}, \epsilon_{yE8}, \epsilon_{yE4}, \epsilon_{yE5}, \epsilon_{yE6}$  および  $\epsilon_{yE7}$  は、圧力の小さい間は、圧力とともに増加しているが、圧力がある値に達すると、急に減少していることがわかる。しかし、 $\epsilon_{yE2}$  および  $\epsilon_{yE8}$  には、このような現象は見られない。

図 2.4.1 6 に、S 1 における、スチフナの撓みとひずみとを示す。この図より明らかのように、撓みが急に増加する始の圧力と、ひずみが急に減少する時の圧力とが一致している。すなわち、この圧力 ( $4.5 \text{ Kg/cm}^2$ ) の時、スチフナ端部の溶接部にクラックが発生したと考えられる。また、 $\epsilon_{yE1}$  と  $\epsilon_y$  (スチフナ端部よりスパン中央部に向って  $5 \text{ mm}$  の所におけるひずみ) とを見ると、圧力  $4.5 \text{ Kg/cm}^2$  で、ほとんど同時にひずみが急に減少していることから、クラックがスチフナ端部に発生すると、ほとんど同時に  $5 \text{ mm}$  位の長さに成長していることが判る。S<sub>3</sub>, S<sub>4</sub>, S<sub>5</sub>, S<sub>6</sub> および S<sub>7</sub> においても、同様な現象が見られた。

S<sub>2</sub> における、スチフナの撓みとひずみとを示すと、図 2.4.1 7 のようになる。圧力の増加とともに、撓み、ひずみとも増加していて、図 2.4.1 6 に示すような、撓みが急増したり、ひずみが急減するような現象は見られず、この事からスチフナ端部にクラックが発生していないことが判る。

次に、図 2.4.1 8 に、スチフナの長さ方向のひずみ分布を示す。図 2.4.1 8 (a) は、S 1 付近のひずみ分布を示したものである。そのひずみはスチフナ端部で一番大きく、スパン中央部へ向うに従って、小さくなっている。圧力が  $4.5 \text{ Kg/cm}^2$  以上になると、スチフナ端部付近では、ひずみが減少しているが、これはクラックのためにひずみが解放されたためである。図 2.4.1 8 (b) では、S 2 付近のひずみ分布は、圧力が小さい間は図 2.4.1 8 (a) と同じであるが、圧力が  $1.8 \text{ Kg/cm}^2$  以上になると、スチフナ端部のひずみより、スパン中央に向って  $5 \text{ mm}$  の点におけるひずみの方が大きい、分布になっている。この原因は不明であるが、スチフナ端部付近では、すでに塑性域に達していることがわかる。

図 2.4.1 9 に S 5 のスチフナ端部における、幅方向のひずみ分布を示す。板から離れるに従って、ひずみは急減していることが判る。

S 1における、スリット部の板の曲げひずみおよび膜ひずみを示すと、図2.4.2.0のようになる。曲げひずみ  $\epsilon_b$ を見ると、曲げひずみが0になる所、すなわち、板の撓みの変曲点は、圧力が $2\text{Kg/cm}^2$ までは、スチフナ端部より外側へ $1.5\text{mm}$ 離れた所にあるが、圧力がそれ以上になると、徐々に、変曲点はスチフナの方へ移動し、クラックが発生した圧力 $4.5\text{Kg/cm}^2$ を過ぎると、急にスチフナの方へ移動していることが判る。また、膜ひずみ  $\epsilon_m$ は圧力の小さい間は、スリット部では一定であるが、圧力が大きくなると、スチフナ端部より離れ取付け枠に近づくに従って、大きくなっていることが判る。

次に、負荷圧力 $6\text{Kg/cm}^2$ 後の板の残留変形の例として図2.4.2.1に示す。板の残留変形は、取付け枠間でひと山に近いモードである。

#### (ii) G S T - 2 (S)について

この供試体については、3回試験を行なった。先ず、第1回目は負荷圧力 $4\text{Kg/cm}^2$ で窒素ガスの流入バルブが故障したので取止めた。第2回目は、負荷圧力 $1.0\text{Kg/cm}^2$ まで負荷させたが、クラックが発生しなかった。そこで、もう一度、 $1.2.7\text{Kg/cm}^2$ まで負荷させた。以下の主な結果は第1回目の負荷圧力 $4\text{Kg/cm}^2$ までのものである。

図2.4.2.2に、圧力～たわみ曲線を示す。ここで、たわみは、G S T - 1 (S)と異なり、スチフナ端部よりスパン中央部に向って $5.5\text{mm}$ の点におけるスチフナのたわみである。圧力とともに撓みは増加していて、その割合はG S T - 1 (S)よりは大きい。しかし、撓みが急増するような圧力は存在しないことが判る。

スチフナ端部のひずみを示すと、図2.4.2.3のようになる。ひずみは、圧力が小さい間は、圧力とともに増加しているが、圧力が $1.7 \sim 2.1\text{Kg/cm}^2$ 付近に達すると、わずかに減少している。しかも、どのスチフナもほとんど同時に、この現象が起っている。

図2.4.2.4に、S 3における、スチフナの撓みとひずみとを示す。図から明らかのように圧力が $1.8\text{Kg/cm}^2$ 付近で、ひずみはわずかに減少し、たわみは少し増加している。 $\epsilon_y E_3$ はG S T - 1 (S)に比べて、小さいことがわかる。

次に、S 3における、スチフナの長さ方向のひずみ分布を示すと、図2.4.2.5のようになる。ひずみは、スチフナ端部で一番大きく、スパン中央部に向うに入るに従って小さくなっている。すなわち、G S T - 1 (S)のクラックが発生したスチフナ端部のひずみ分布と同じ分布をしている。

図2.4.2.6にS 3における、スリット部の板の曲げひずみおよび膜ひずみを示す。曲げひずみを見ると、板の撓みの変曲点は、圧力の増加とともに、スチフナのある方へ移動していることが判る。G S T - 1 (S)に比べて、最初から、その変曲点はスチフナ寄りになっている。また、膜ひずみは、圧力の小さい間は、スチフナ端部より離れるに従って、小さくなっているが、圧力が大きくなると、逆の傾向になる。圧力が $1.7\text{Kg/cm}^2$ までは、圧力とともに膜ひずみも増加しているが、 $1.7\text{Kg/cm}^2$ 以上になると、一度、膜ひずみは減少し、その後、また増加している。

次に、負荷圧力 $1.0\text{Kg/cm}^2$ 後の板の残留変形の例を図2.4.2.7に示す。G S T - 1 (S)と似た変形モードである。

#### (ii) 衝撃水圧破壊試験

試験後の目視観察によると、G S T - 1 (D)では、S 1およびS 4に、溶接ビードに沿ってスチフナ端部からクラックが発生していたが、G S T - 2 (D)では、クラックは発生してやらず、G S T - 2 (S)と同様の残留変形を示していた。

(1) G S T - 1 (D)について

図2.4.2.8に圧力の時間歴を示す。試験模型にかかる圧力 ( $P_A - P_B$ ) の立ち上がり時間は約0.03秒で、最大圧力は $6 \text{ Kg/cm}^2$ である。

図2.4.2.9に撓みの時間歴を示す。 $\delta_1$ の最初のピークは、圧力の最初のピークより、先に存在していることが判る。

次に、ひずみの時間歴を示すと、図2.4.3.0のようになる。圧力が最初のピークに達する前に、 $\epsilon_{yE1}$ および $\epsilon_{yE4}$ には、ピークが存在していることが判る。この事より、S1およびS4におけるスチフナ端部の溶接部にクラックが発生したと考えられる。

(2) G S T - 2 (D)について

図2.4.3.1～図2.4.3.3に、圧力、たわみおよびひずみの時間歴を示す。圧力 ( $P_A - P_B$ ) の立ち上がり時間は、G S T - 1 (D)と同様、約0.03秒で、その最大圧力は $13.4 \text{ Kg/cm}^2$ である。G S T - 1 (D)の2倍以上の衝撃水圧を負荷させても、クラックは、発生しなかった。

以上の実験結果をまとめると、表2.4.3のようになる。

(e) 結論

スチフナ端部の形状を変えた2種類の防撓板模型について、破壊強度に関する一連の実験を行なった。その結果、次のような主な結論が得られた。

- (i) G S T - 1型（スチフナのスニップエンドの角度を $90^\circ$ にしたもの）の防撓板では静水圧および衝撃水圧試験結果とも、板とスチフナとの溶接部にクラックがピードに沿って発生した。
- (ii) G S T - 2型（スチフナのスニップエンドの角度を $15^\circ$ にしたもの）の防撓板ではG S T - 1型の、約2倍の負荷圧力を加えても、静水圧および衝撃水圧試験結果とも、スチフナ端部にはクラックが発生しなかった。
- (iii) 従って、静水圧および衝撃水圧試験結果とも、クラック発生を防止するためには、スチフナ端部はスニップする方がよいことを示している。

表2.4.2 供試体の記号、負荷状態およびスチフナ端部の形状

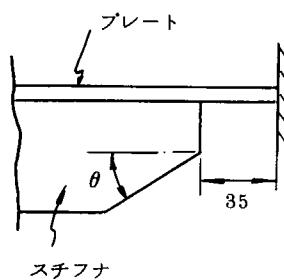
記 号	負 荷 状 態	スチフナ端部の形状( $\theta$ )	備 考
G S T - 1 (S)	静 水 圧	$90^\circ$	
G S T - 1 (D)	衝 撃 水 圧	$90^\circ$	
G S T - 2 (S)	静 水 圧	$15^\circ$	
G S T - 2 (D)	衝 撃 水 圧	$15^\circ$	

表 2.4.3 実験結果のまとめ

	G S T - 1 ( S )	G S T - 1 ( D )	G S T - 2 ( S )	G S T - 2 ( D )
負荷最高圧力 (kg/cm <sup>2</sup> ) P <sub>max</sub>	7.4	6.0	4.0 10.0 12.7	13.4
δ <sub>c</sub> (mm) P = 3 P = 6 P <sub>max</sub>	10.0 32.7 40.4	37.1	12.7 21.8	
δ <sub>1</sub> (mm) P = 3 P = 6 P <sub>max</sub>	1.4 11.0 15.8	4.8	3.8 6.2	15.8
ε <sub>YE</sub> -2 (μ) P <sub>max</sub>	2900 9500 14000	15400	1500 1600	
破壊形式	スリット部ビードに 亀裂発生	スリット部ビードに 亀裂発生	亀裂発生せず	亀裂発生せず
破壊発生水圧 P <sub>cr</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	4.5			
亀裂長さ (mm)	S <sub>1</sub> ; 35 S <sub>2</sub> ; 0 S <sub>3</sub> ; 2 S <sub>4</sub> ; 23 S <sub>5</sub> ; 23 S <sub>6</sub> ; 37 S <sub>7</sub> ; 39 S <sub>8</sub> ; 0	S <sub>1</sub> ; 4 S <sub>4</sub> ; 0*	なし	なし

\* まわし溶接の脚長部にのみ亀裂発生

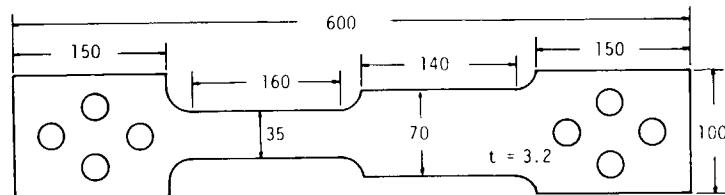


図 2.4.1 衝撃疲労試験片の形状と寸法

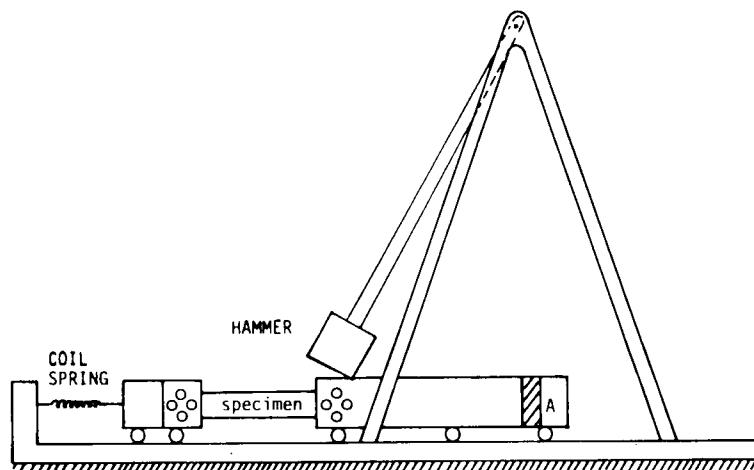


図 2.4.2 衝撃試験装置

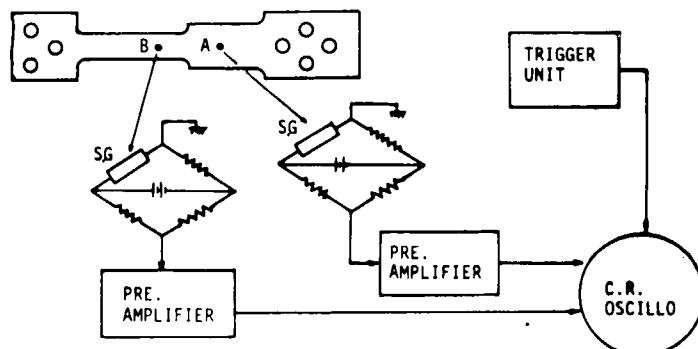


図 2.4.3 歪波形計測システム

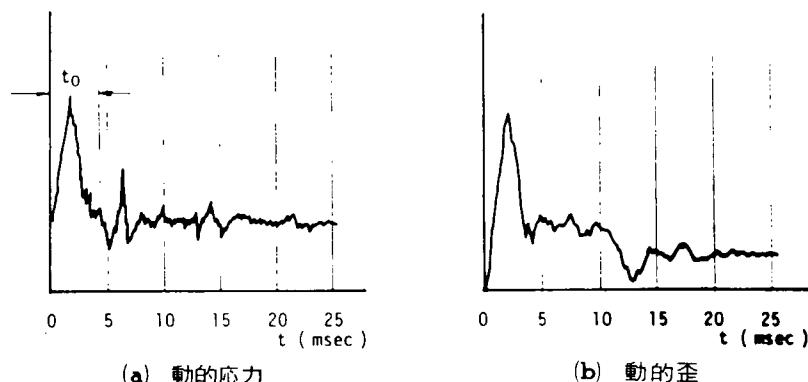


図 2.4.4 応力, 歪一時間履歴

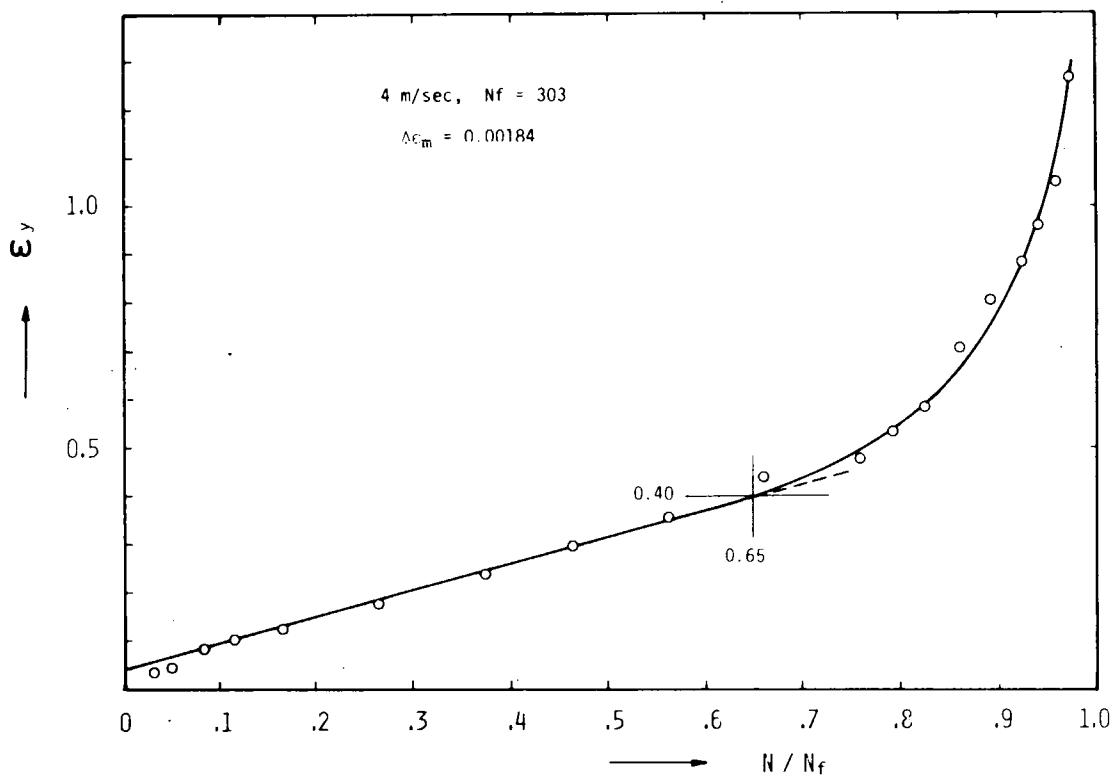


図 2.4.5 サイクリック・クリープ曲線

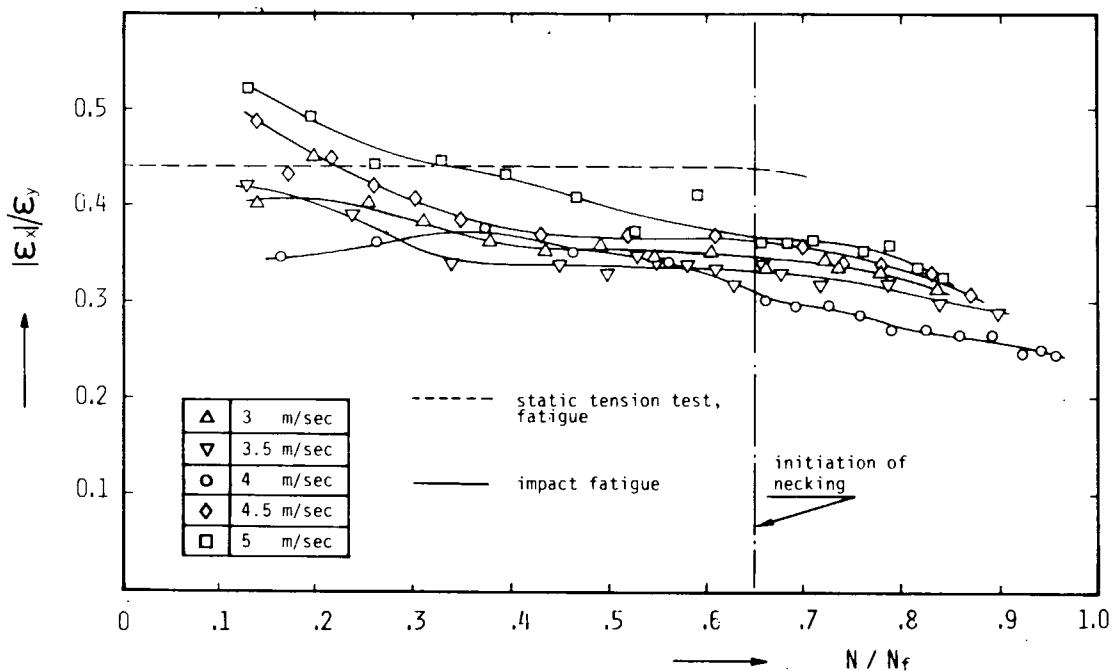


図 2.4.6 繰返し中の歪比  $|\varepsilon_x|/\varepsilon_y$

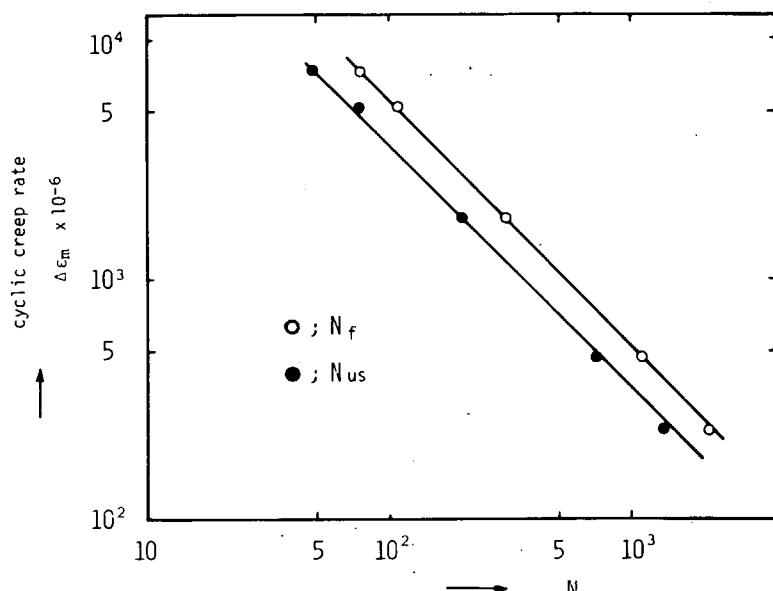


図 2.4.7 サイクリック・クリープ速度 $\Delta \varepsilon_m$ と繰返し数との関係

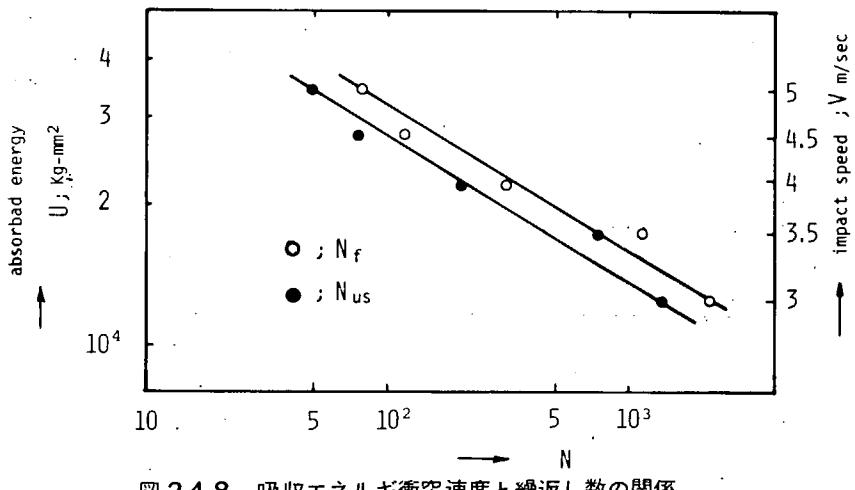


図 2.4.8 吸收エネルギー衝突速度と繰返し数の関係

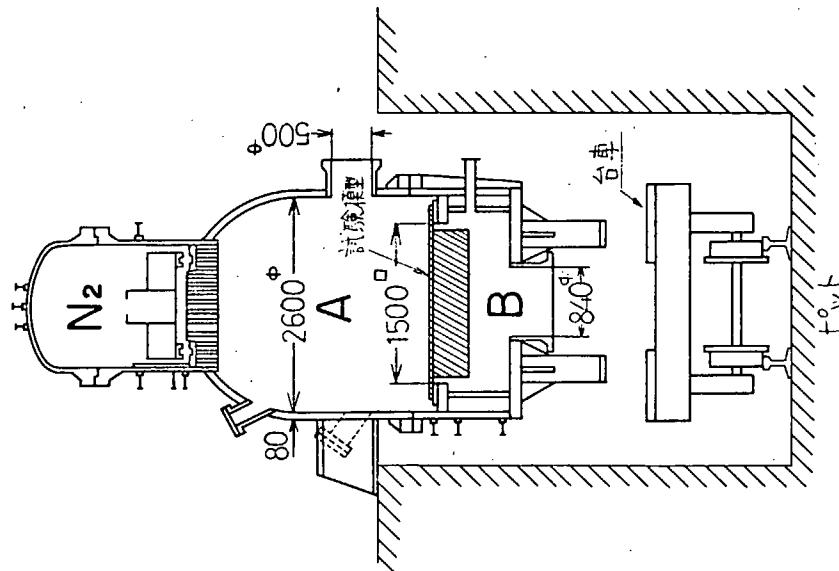


図 2.4.9 実験装置本体部概要

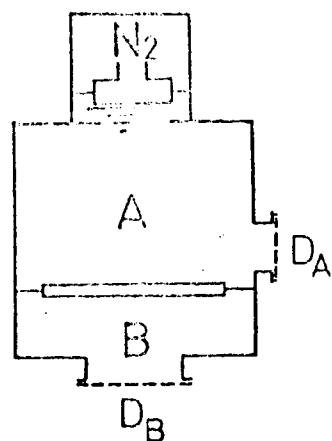


図 2.4.10 実験装置本体部模型図

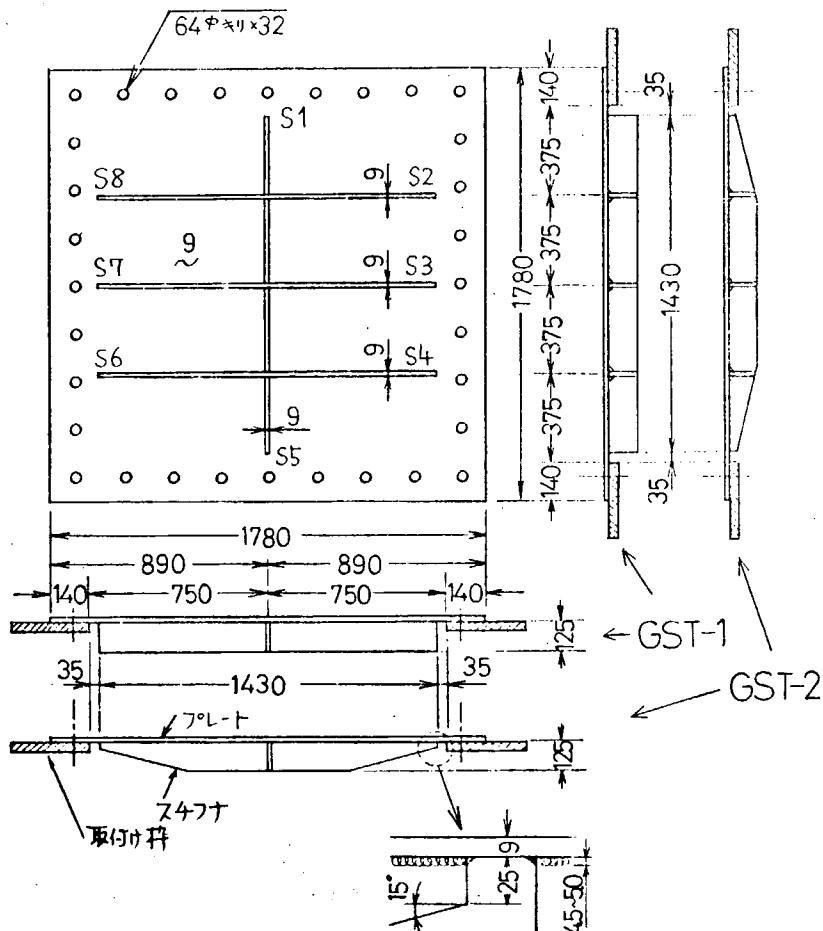
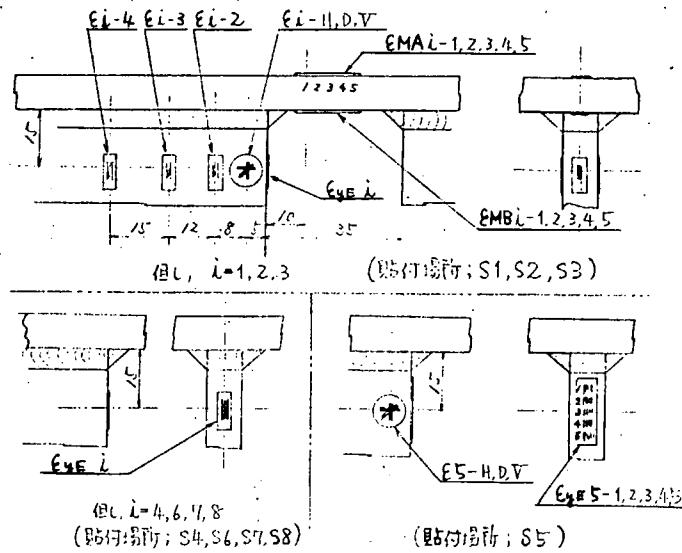
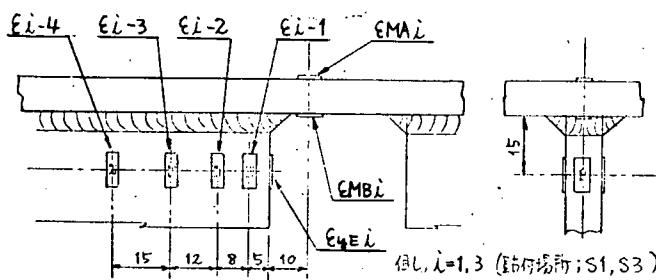


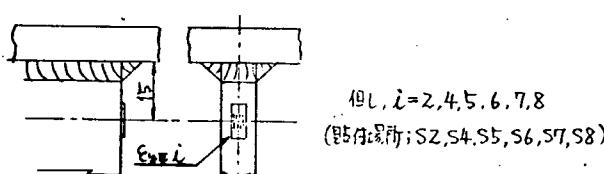
図 2.4.11 供試体



(a) 靜水圧破壊試験



但L,  $\lambda=1,3$  (點何場所; S1, S3)



但し、 $i=2,4,5,6,7,8$   
(既存場所: S2,S4,S5,S6,S7,S8)

(b) 衝擊水压试驗

図 24.12 ひずみ計測位置

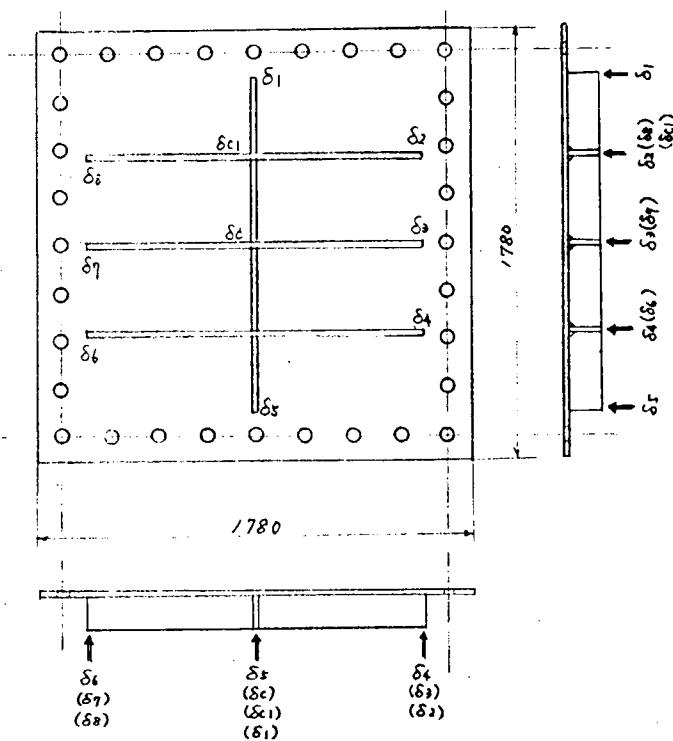


図 2.4.13 変位計測位置

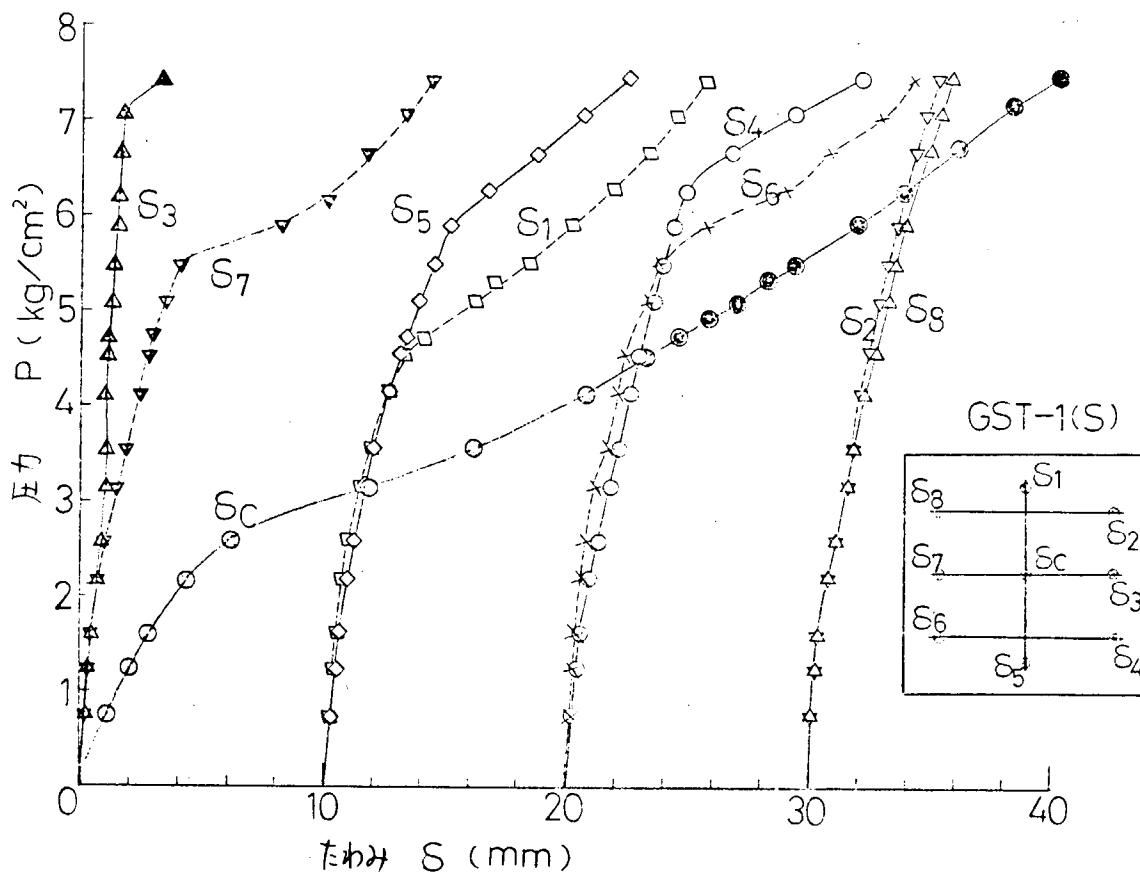


図 2.4.14 圧力～たわみ曲線 (GST-1(S))

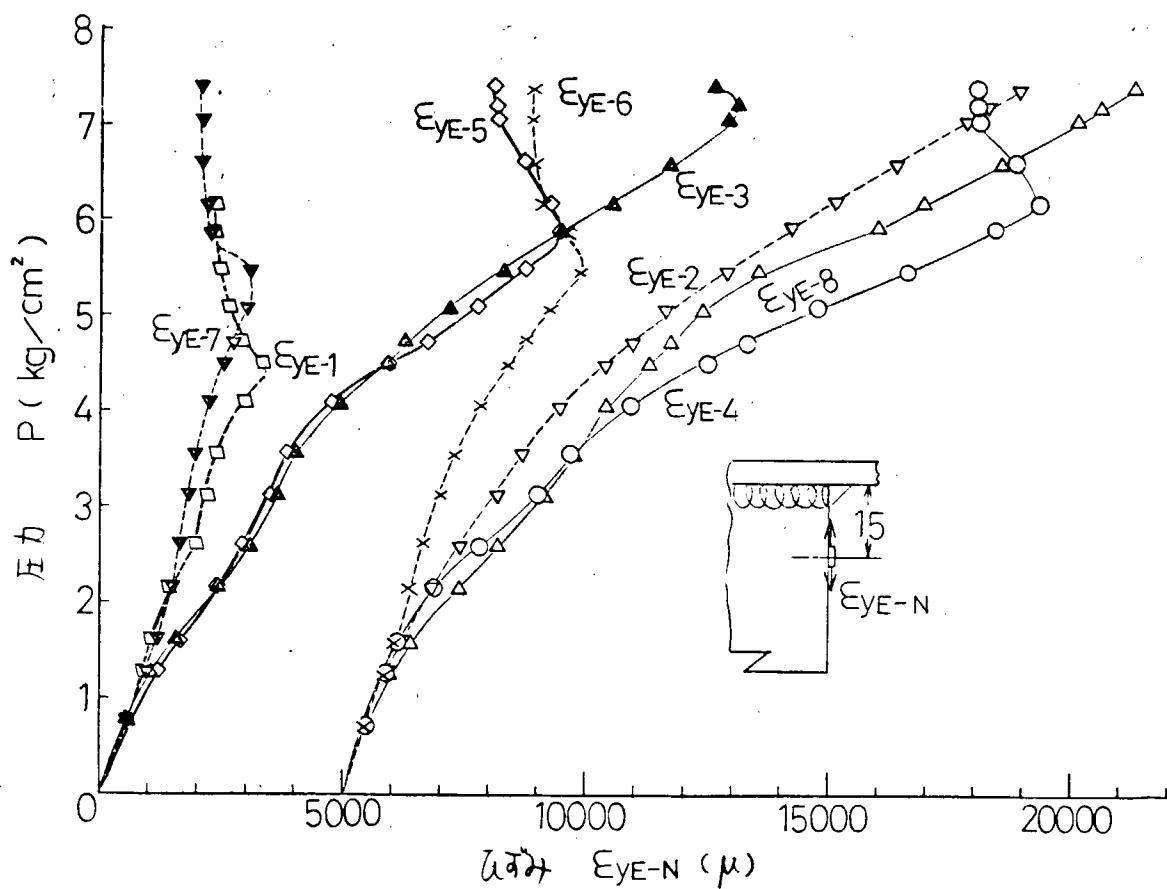
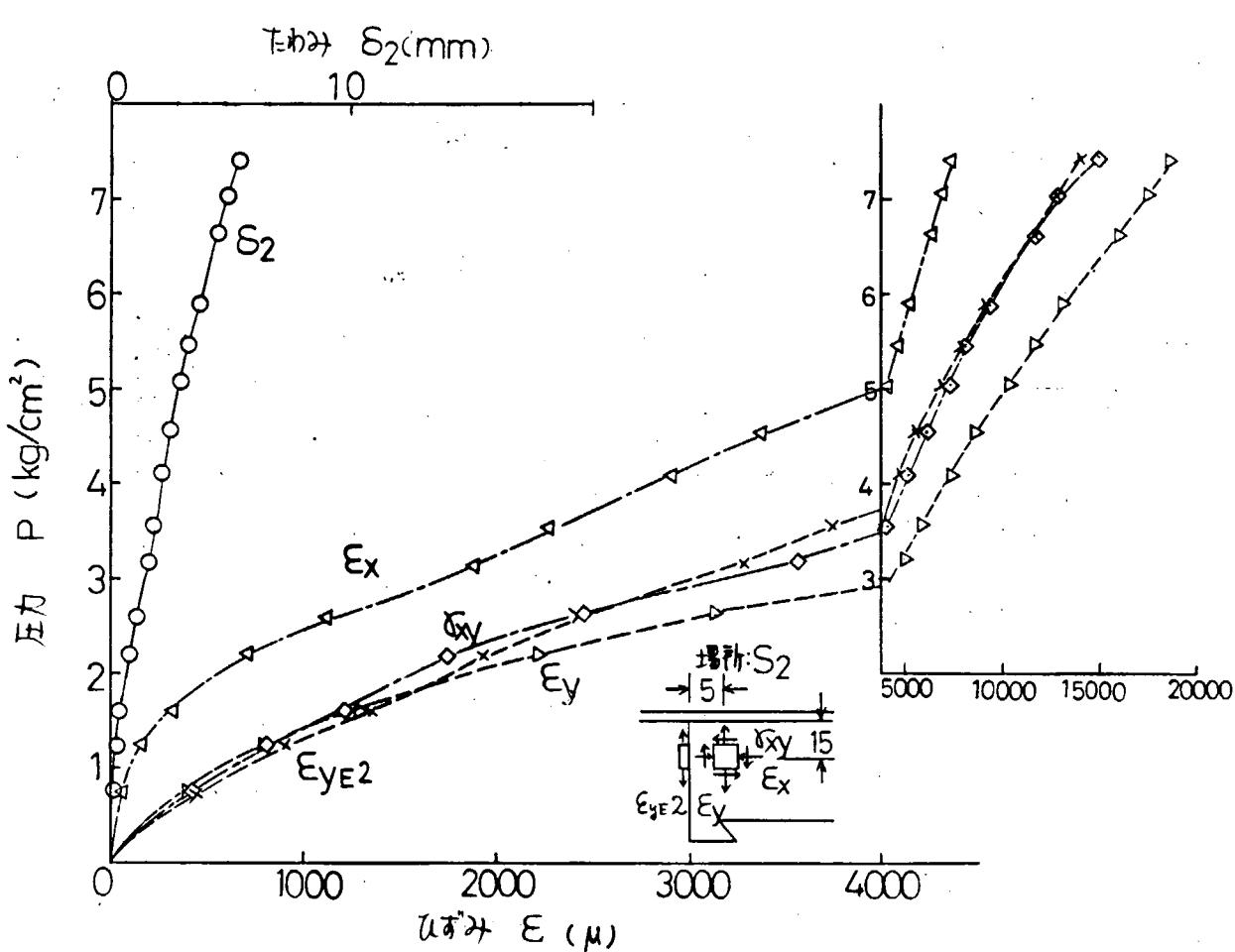
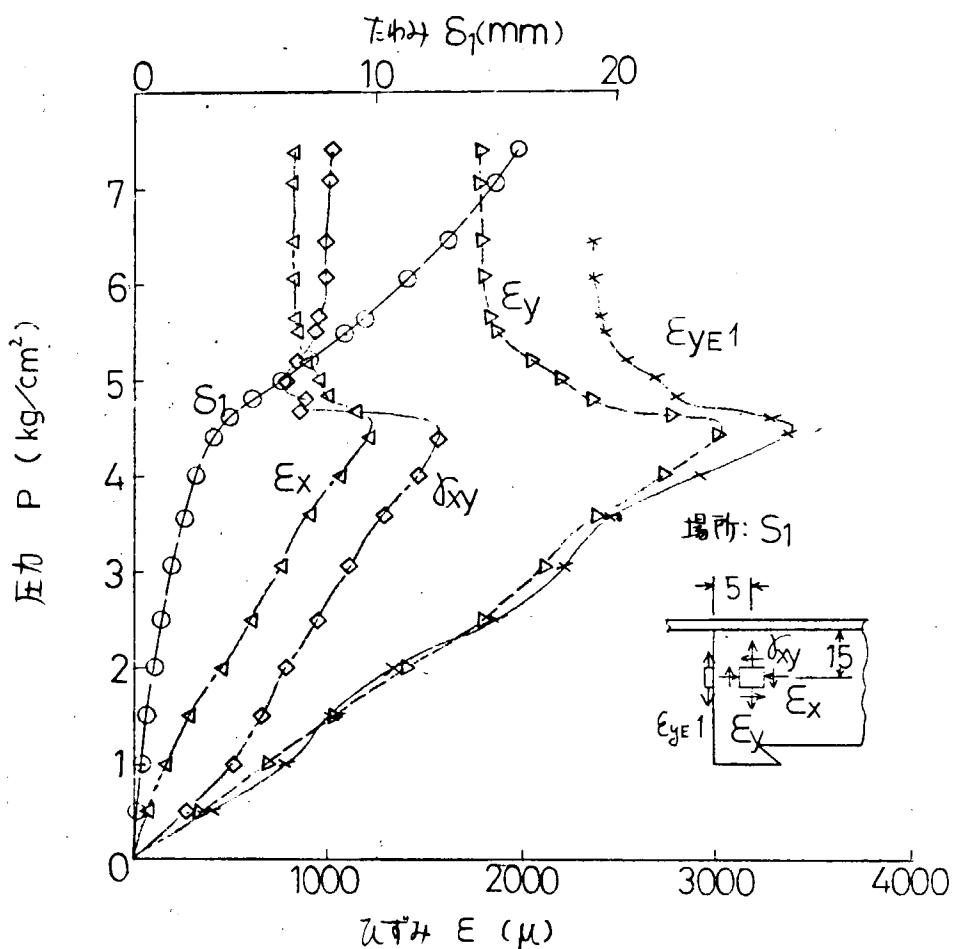


図 2.4.15 圧力～ひずみ曲線 (GST-1(S))



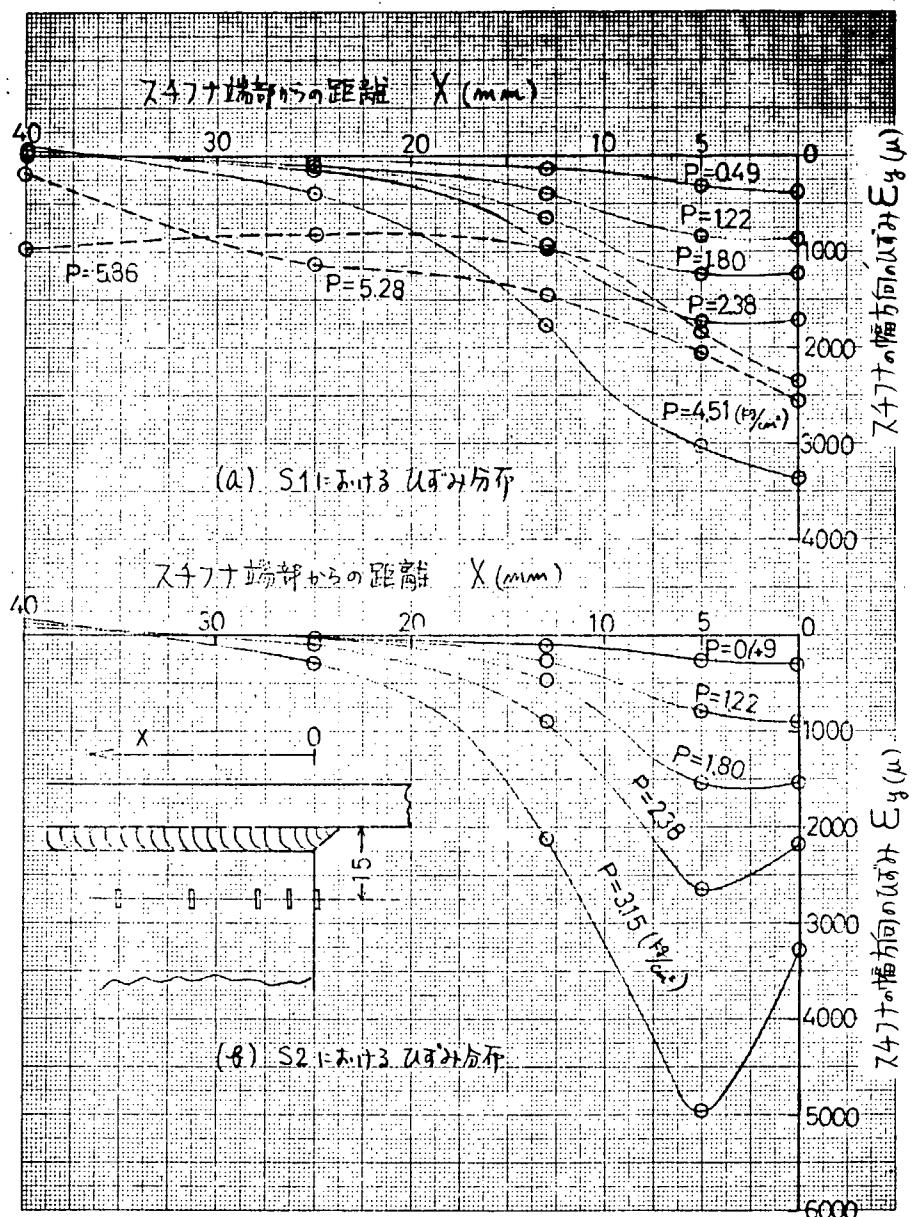


図 2.4.18 スチフナの長さ方向のひずみ分布 (GST-1(S))

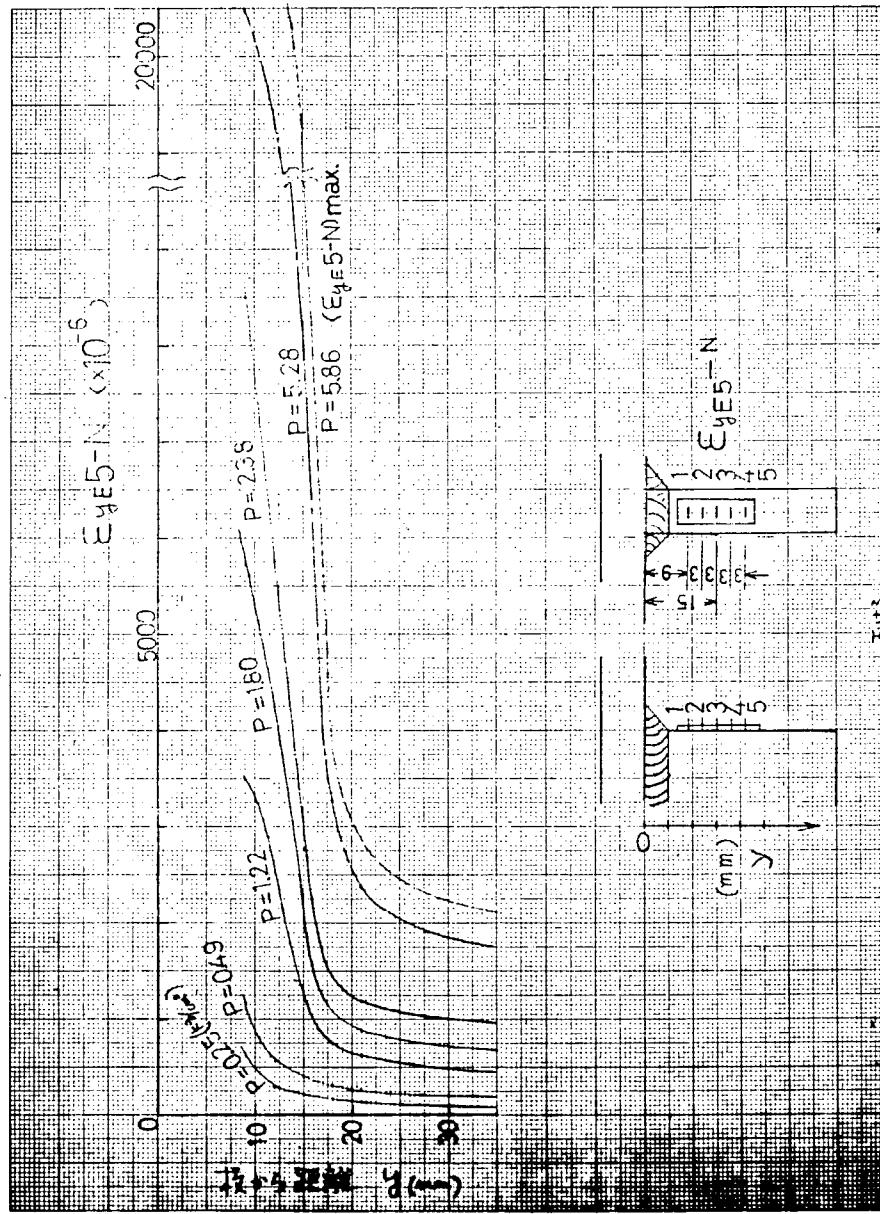


図 2.4.19 スチナ端部における幅方向のひずみ分布 (GST-1(S))

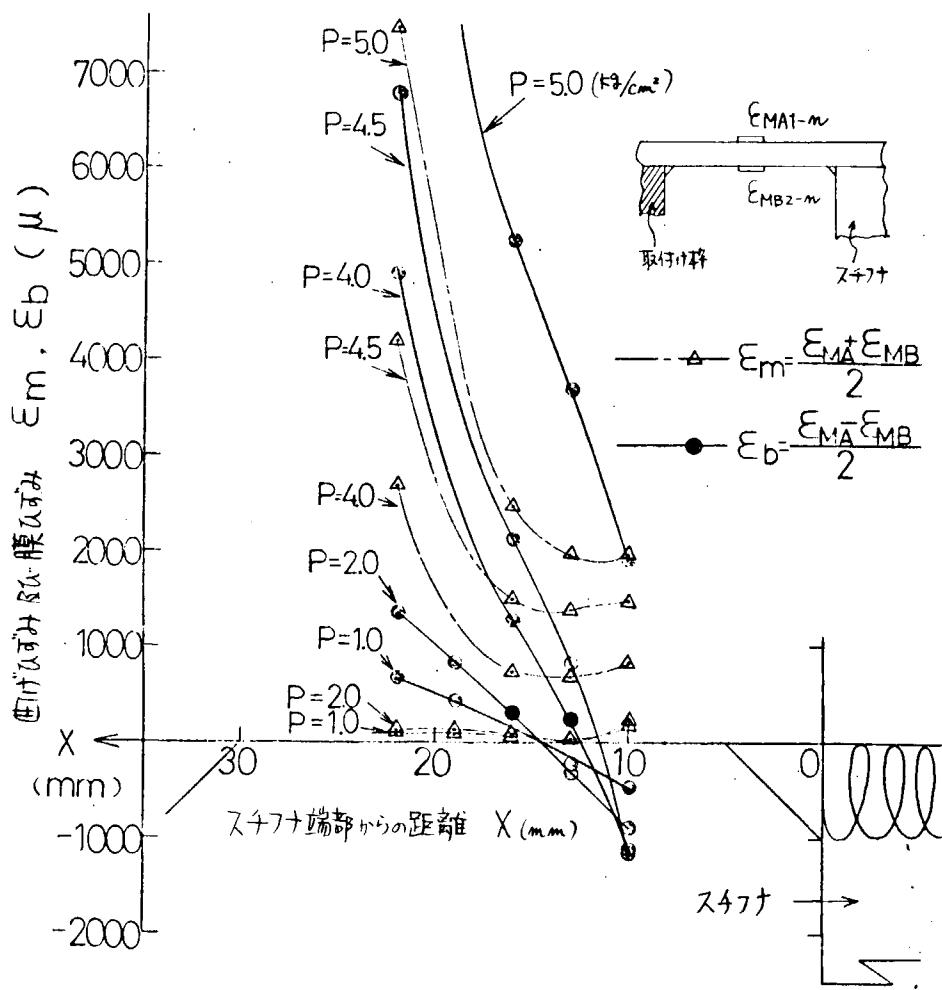


図 2.4.20 S1における板の曲げひずみおよび膜ひずみ (GST-1(S))

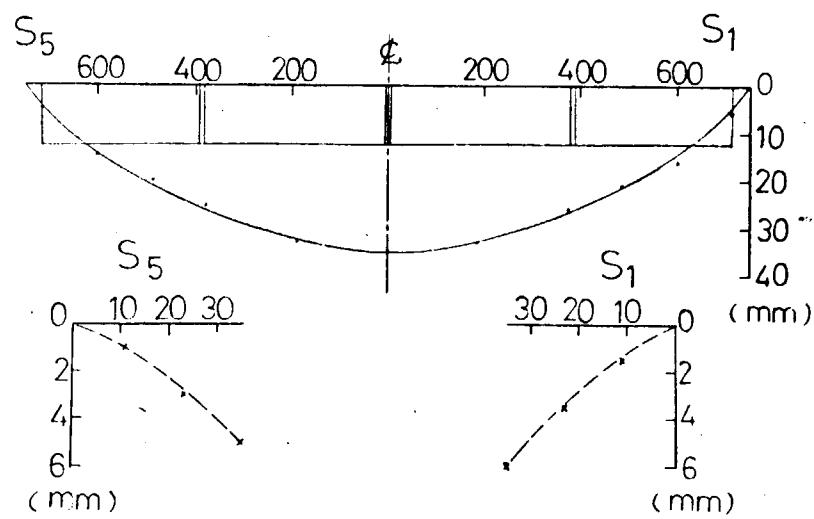


図 2.4.21 負荷圧力 ( $6\text{kg}/\text{cm}^2$ ) 後の板の残留変形 (GST-1(S))

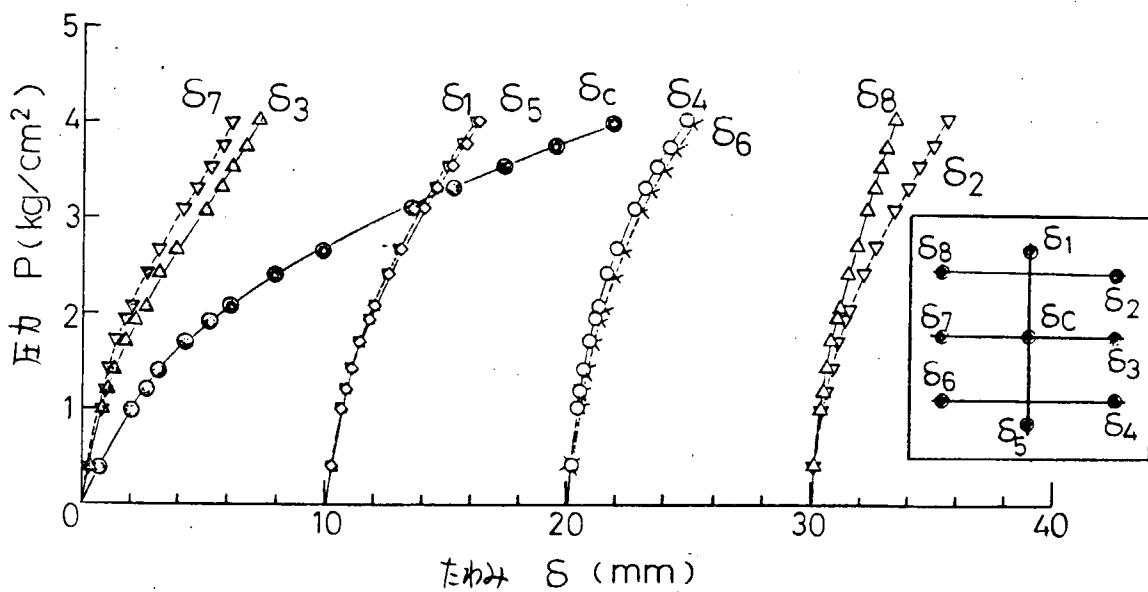


図 2.4.22 圧力～たわみ曲線 (GST-2(S))

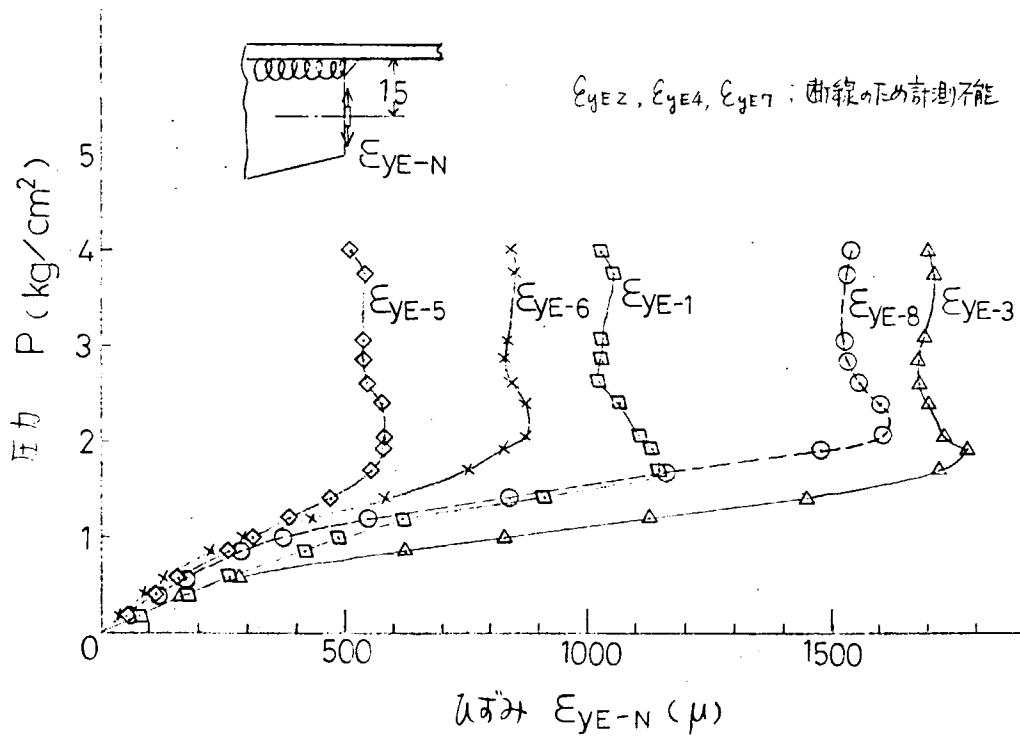


図 2.4.23 圧力～ひずみ曲線 (GST-2(S))

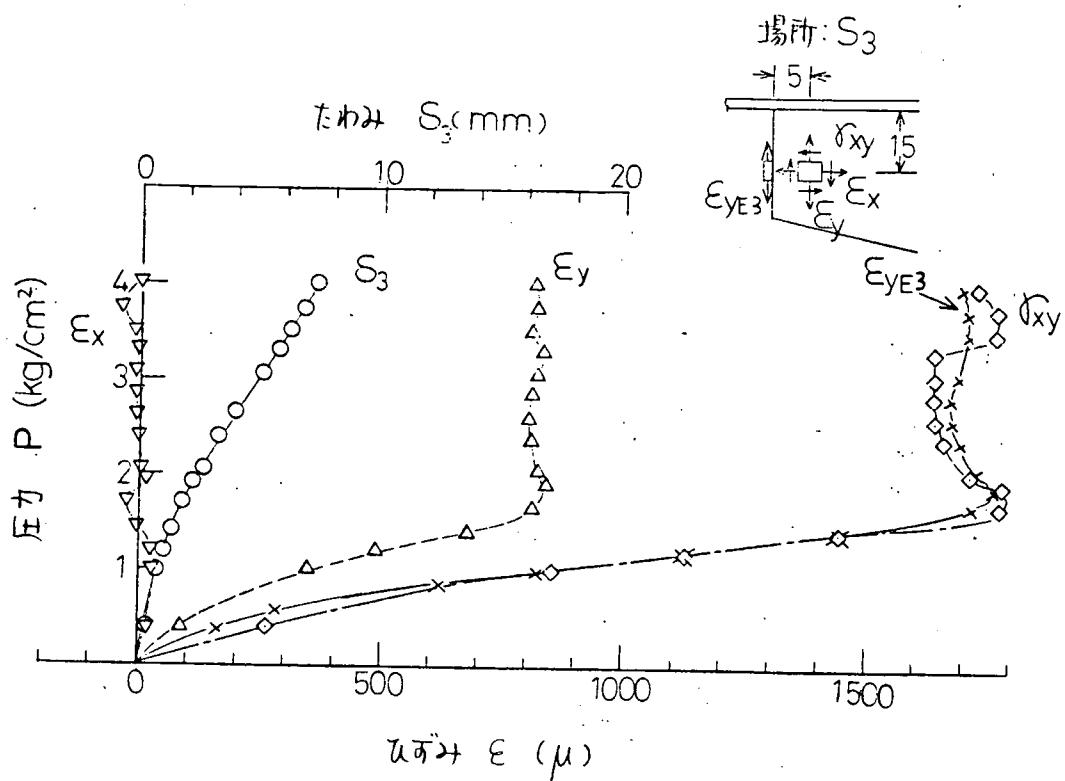


図 2.4.24 S<sub>3</sub>における圧力～たわみ・ひずみ曲線 (GST-2(S))

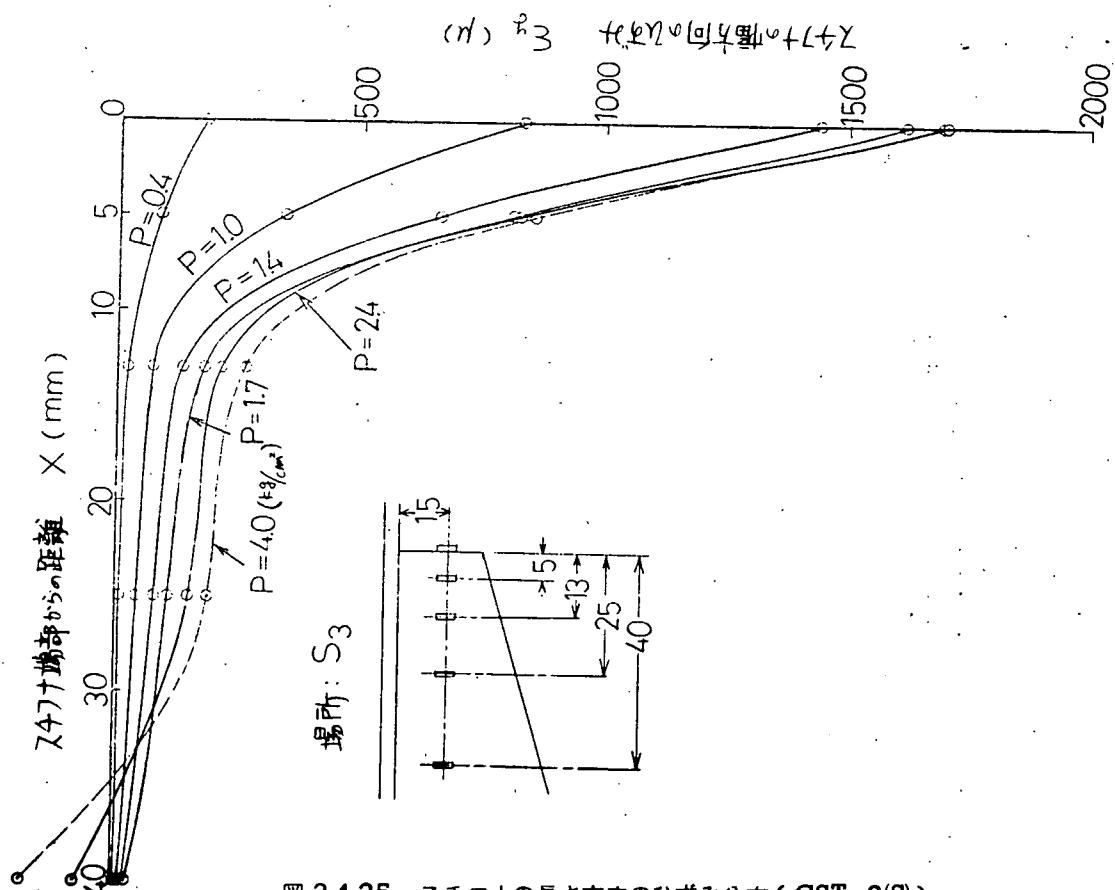


図 2.4.25 スチフナの長さ方向のひずみ分布 (GST-2(S))

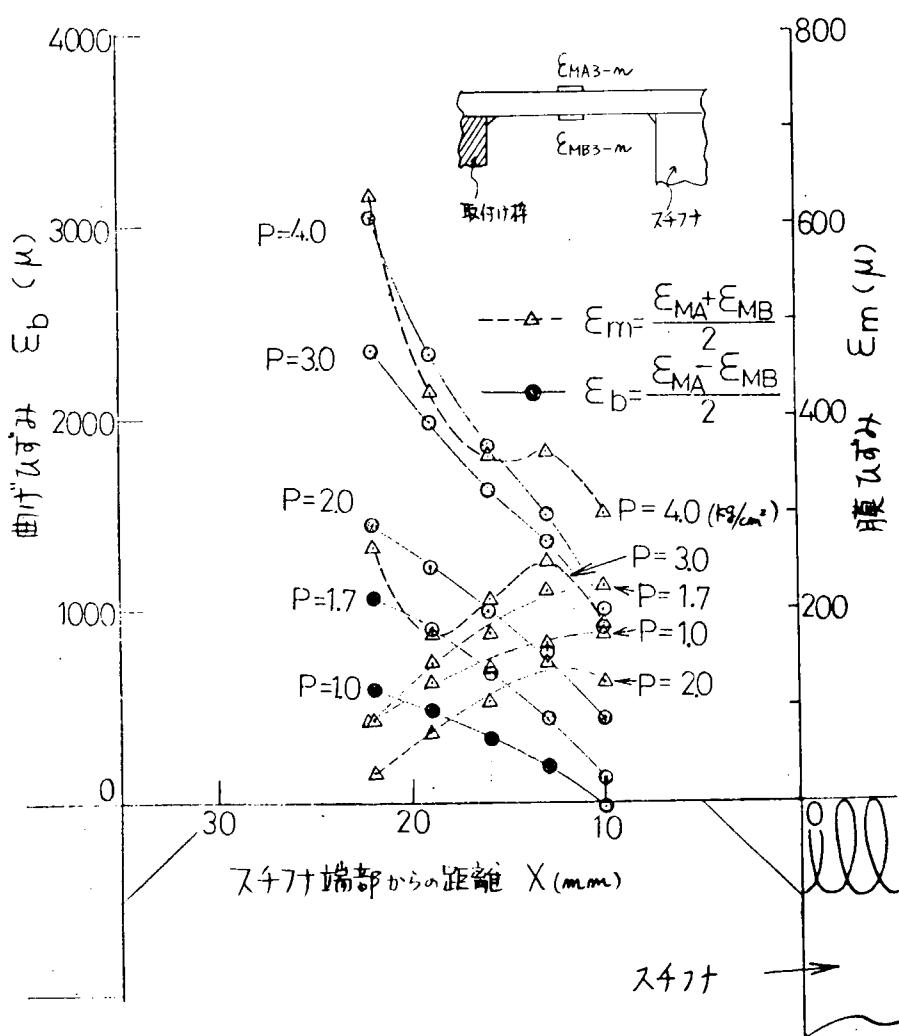


図 2.4.26 S3における板の曲げひずみおよび膜ひずみ (GST-2(S))

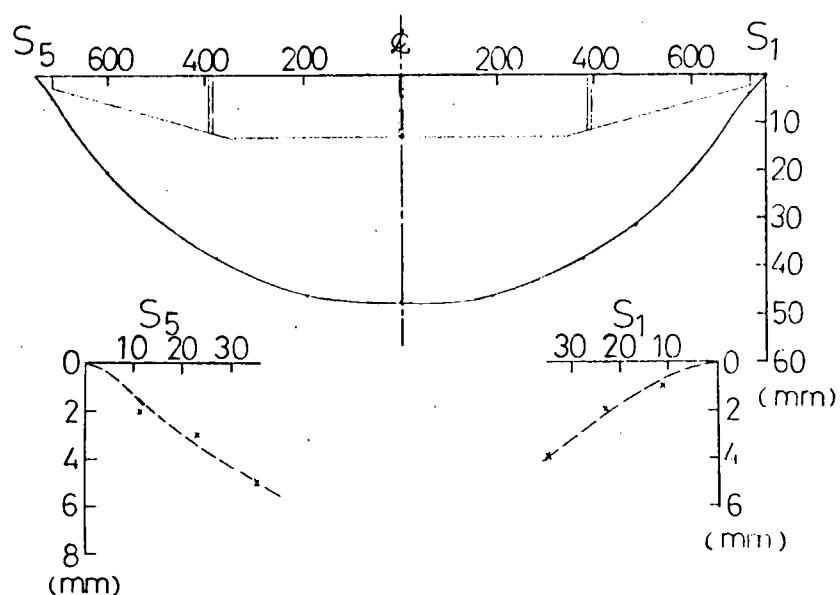


図 2.4.27 負荷圧力 (10Kg/cm<sup>2</sup>) 後の板の残留変形 (GST-2(S))

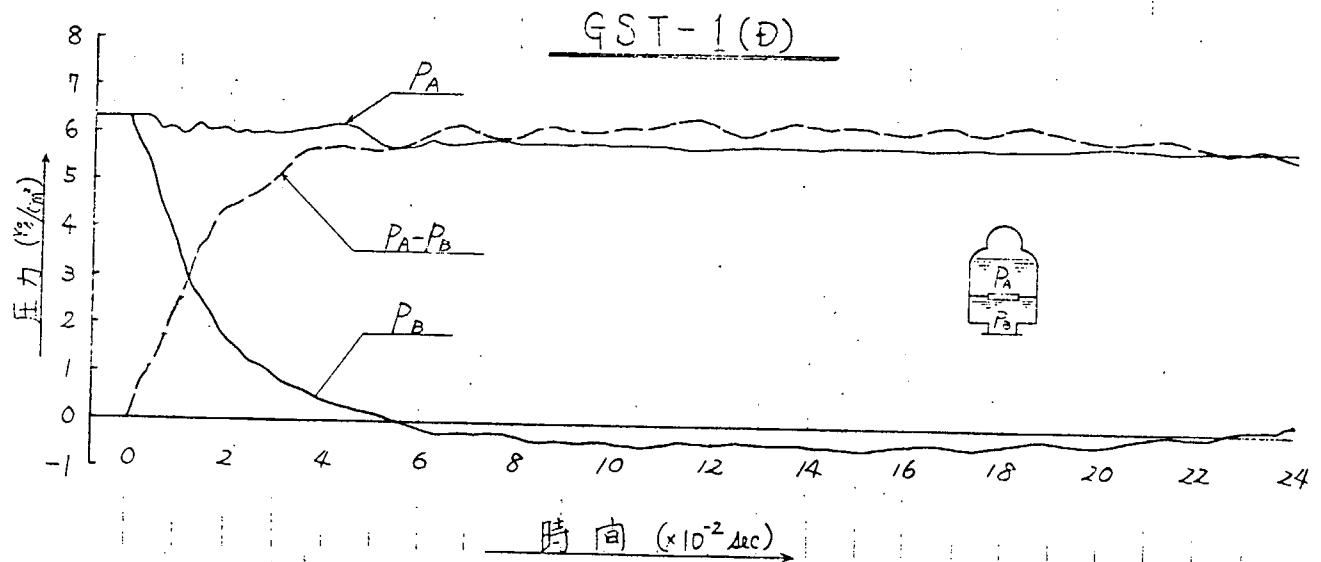


図 2.4.28 圧力の時間歴 (GST-1(D))

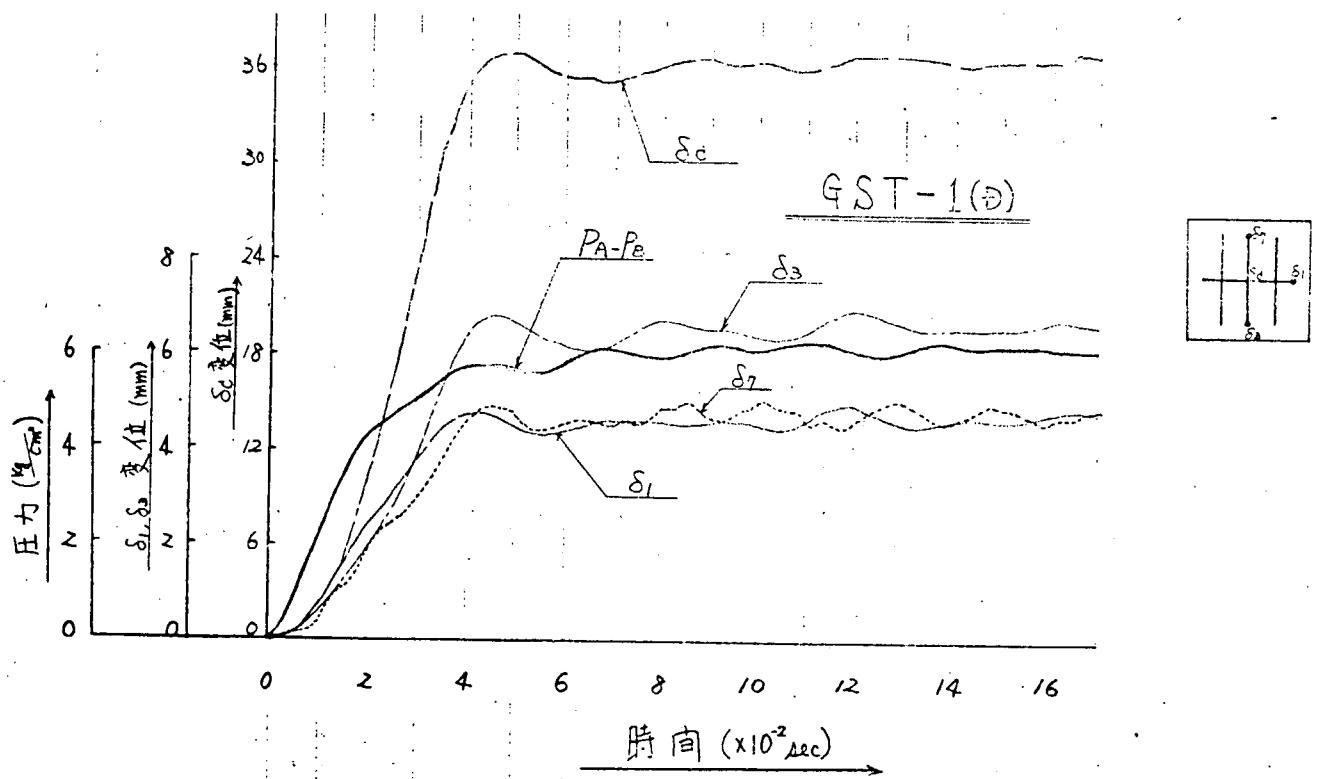


図 2.4.29 たわみの時間歴 (GST-1(D))

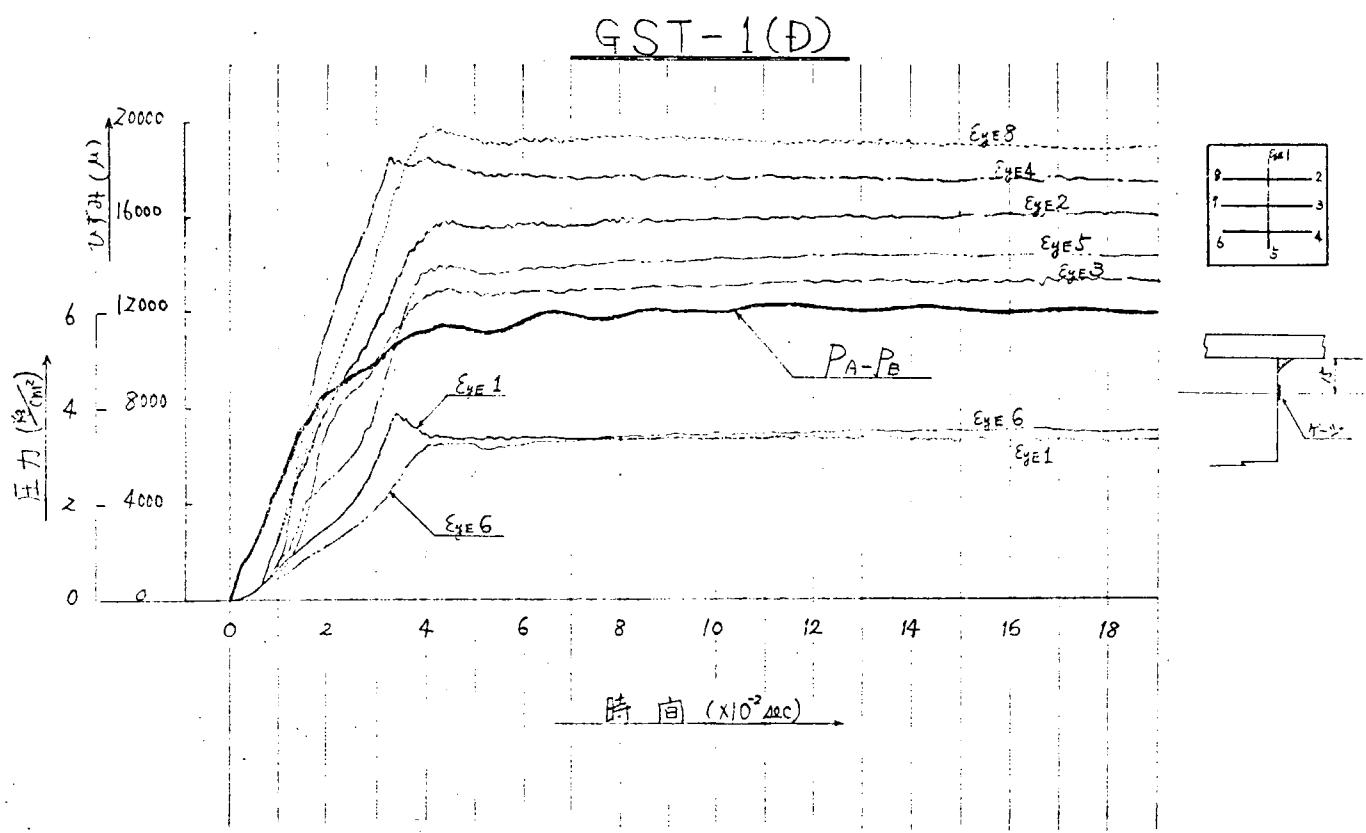


図 2.4.30 ひずみの時間歴 (GST-1(D))

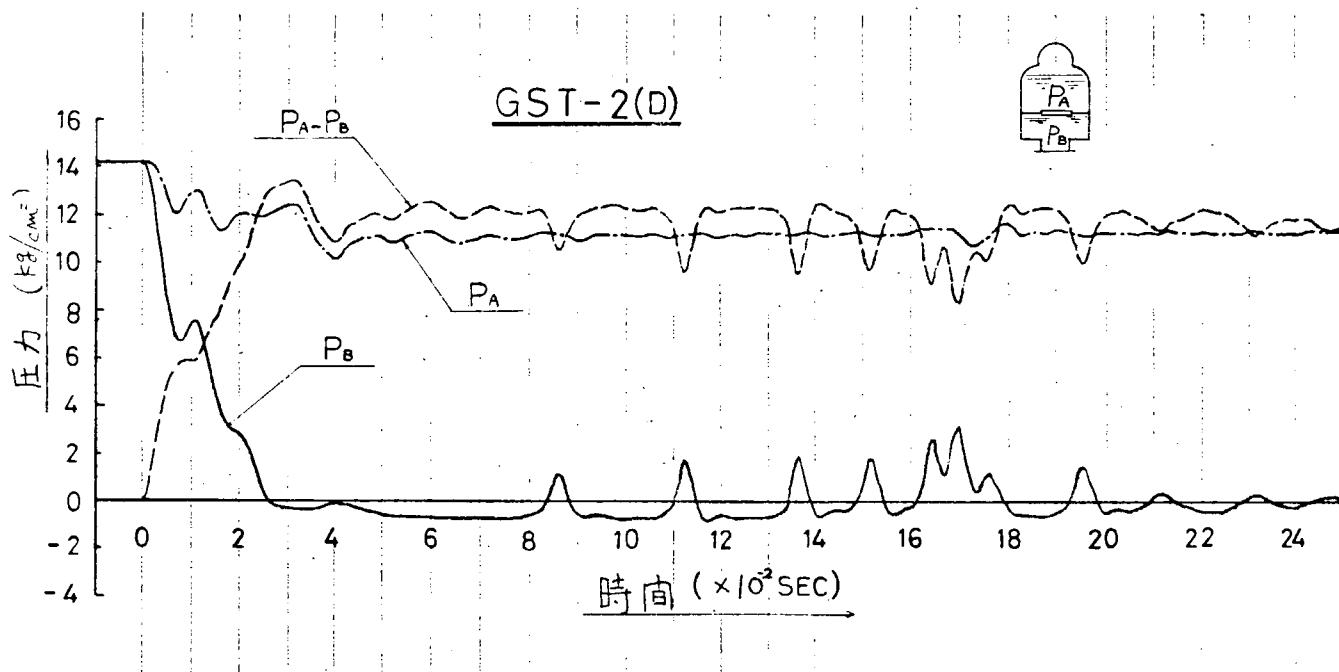


図 2.4.31 圧力の時間歴 (GST-2(D))

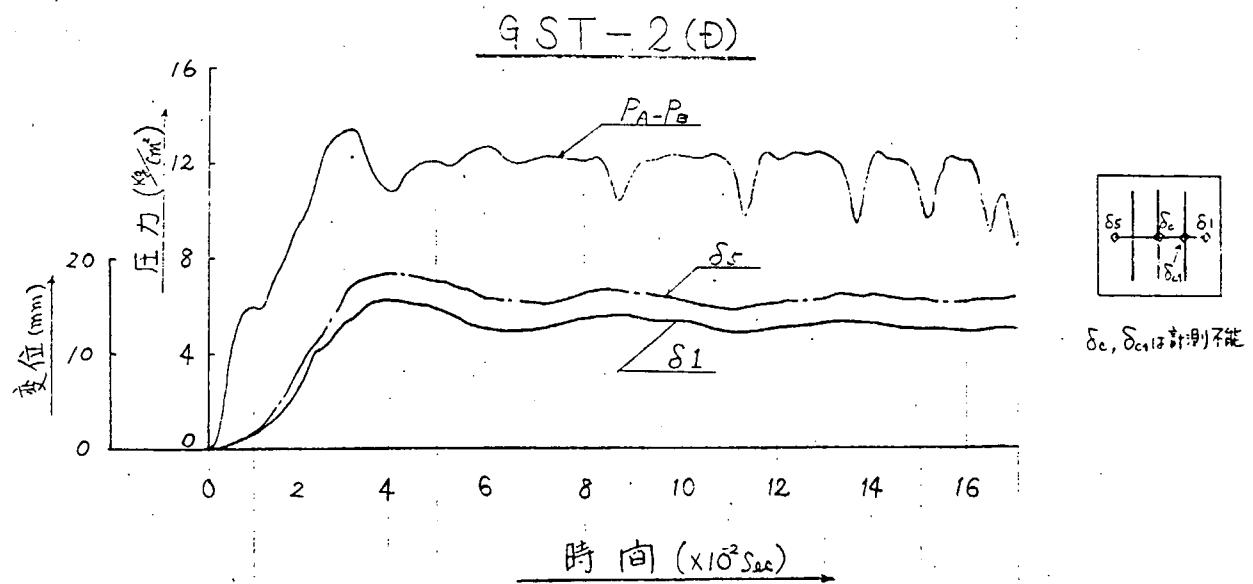


図 2.4.32 たわみの時間歴 (GST-2(D))

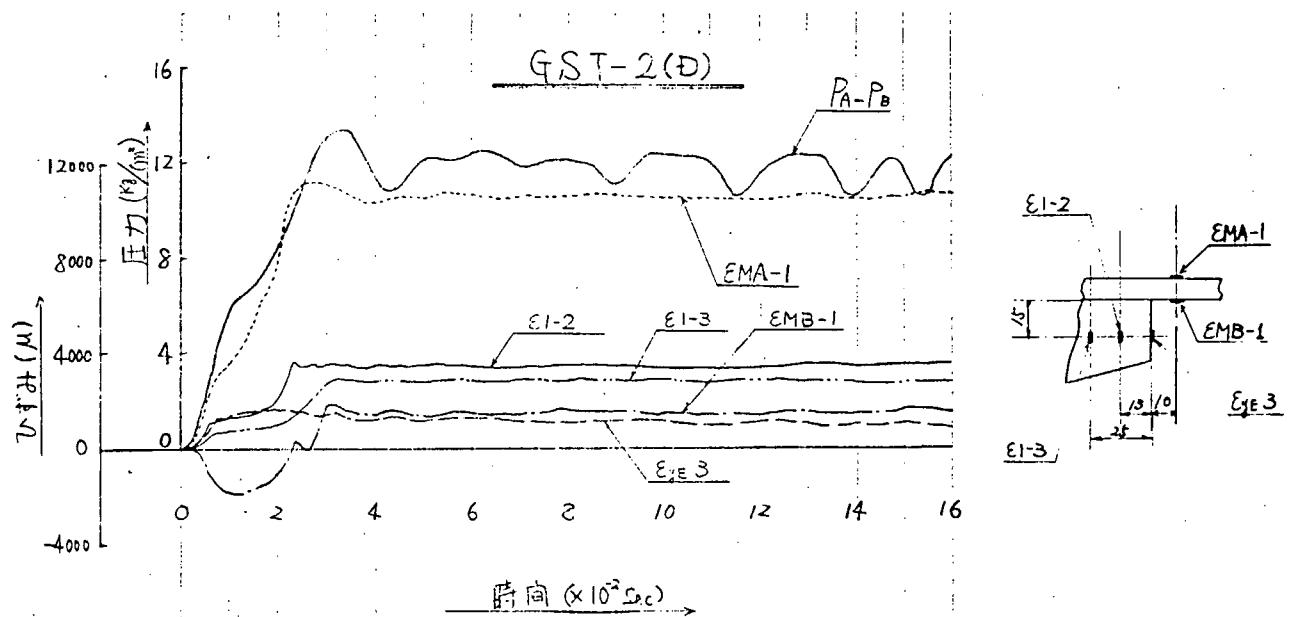


図 2.4.33 ひずみの時間歴 (GST-2(D))

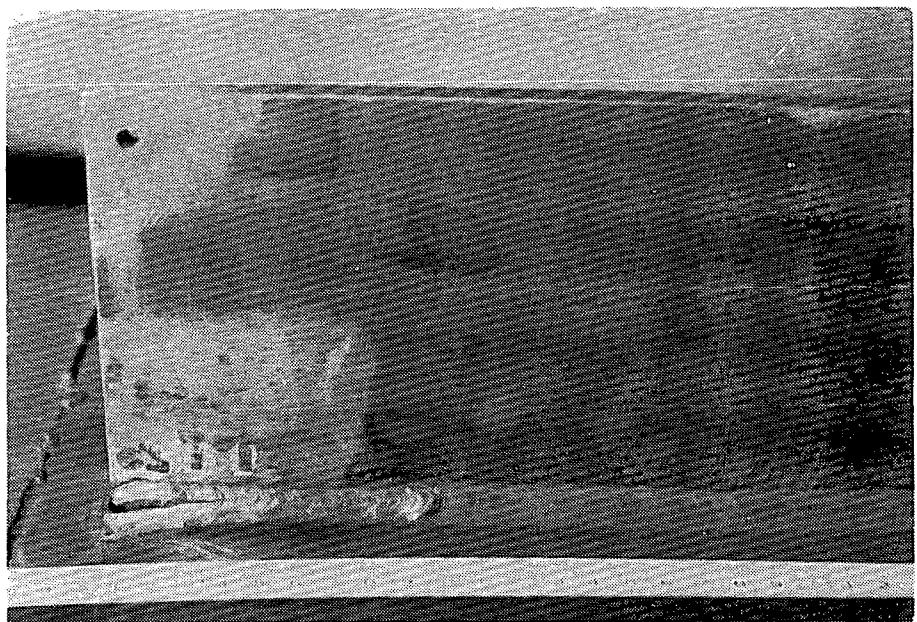


写真 2.4.1 破壊形状 (GST-1(S))

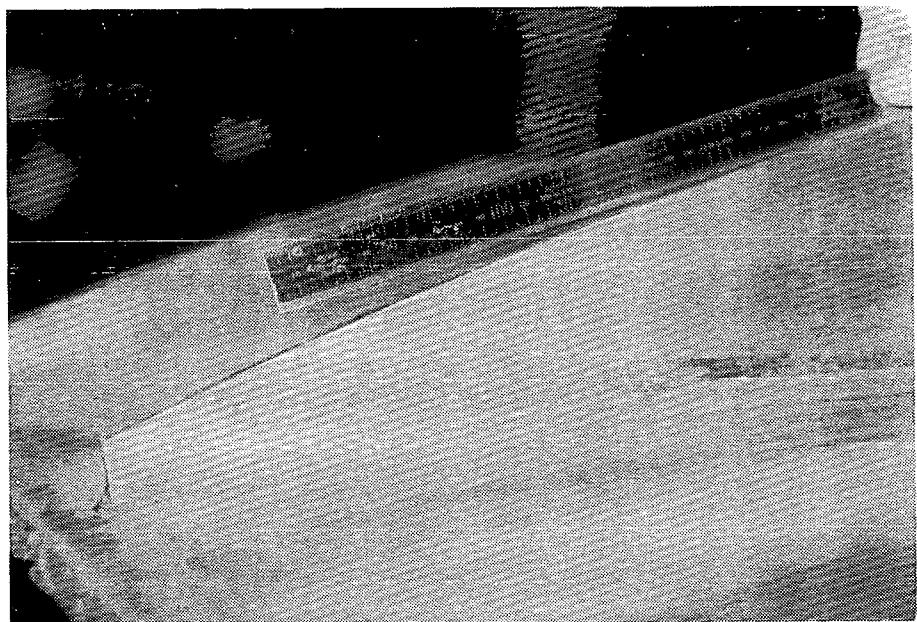


写真 2.4.2 残留変形 (GST-2(S))

## 2.5 トリピングブラケットに関する調査研究

担当 新田 順（日本海事協会技術研究所）

### 2.5.1 研究の概要

#### (1) 研究目的

本研究は、船体構造における、各種の桁に設けられるトリピングブラケットの強度について検討を行ない、桁部材の強度上安全かつ合理的な構造設計を行なう際に必要な基礎資料を得ることを目的として実施された。

#### (2) 解析対象

大型タンカーなどの巨大船の船底構造の強度を検討するにあたって、解析対象の代表例として、本部会において試設計<sup>註)</sup>された1000-L/B 5-4 L-V型タンカーのインナーウィングタンク船底構造を選定した。（図2.5.1の斜線部）

荷重条件としては、図2.5.2に示されるように、静水中のタンクテスト状態を想定して、ウィングタンクおよびセンタータンク甲板上2.45m水頭まで張水し、インナーウィングタンクは空艤とした。これは、解析対象としている船底横桁に加わる水平方向の軸圧縮力が、設計荷重として想定されるものの中では最大となるものと考えられる。

また、解析範囲としては、図2.5.3に示されたように、上記インナーウィングタンクの船底横桁3条を含み、油密隔壁（P.R. 28）から後方に4トランススペース分の船底構造を取り出して、これをモデル化した。ただし、FR 24の位置には、ウィングタンクに油密隔壁が設けられているので、その剛性を考慮して、インナーウィングタンクは、この位置で拘束した。

#### (3) 実施内容

本研究においては、まず上述の船底構造モデルについて、有限要素法を用いた構造強度計算を行ない、さらに、その結果の妥当性を確認するために、縮尺構造模型についての実験を行なった。今年度内に実施されたものは、以下の通りである。

構造計算については、船底に一様水圧が作用した場合について、まず上記4トランススペース分の船底構造についての応力解析（1次解析）を行ない、つぎにその計算結果を用いて、トリピングブラケット部のZooming解析を行なった。その際、トリピングブラケットの形状（底辺の長さ）については、4種類に変化させた。さらに、各々のトリピングブラケットについては、斜辺の面材の寸法を変化させ、またブラケット内のスチナの寸法についても、数種類のものを考え、応力解析および座屈解析を行ない、トリピングブラケット自身の強度を検討した。

一方、実験模型は4トランススペース分の類似の船底構造を再現し、試設計船構造の寸法に対し、 $1/15$ の縮尺となるよう製作した。荷重は、二組の油圧ジャッキおよび油圧ポンプを用いて、タンク水試時の荷重状態と比例的に増加するよう負荷し、最終崩壊に至らしめた。この間、ひずみゲージおよびダイヤルゲージを用いて、応力分布および変形挙動を記録した。さらに、モアレ干渉縞を利用してトリピングブラケットの座屈波形を観測し、その座屈強度を実験的にも確認した。

### 2.5.2 トリピングブラケットの強度計算

#### (1) 船底構造の応力解析（1次計算）

船底に作用する水圧荷重は、まず縦通材で支えられ、次に、トリピングブラケットおよび縦通材とウェブとの溶接部及び補強材を通して横桁のウェブに伝わる。この間の、個々の部材が分担する荷重

註) No.233 第152研究部会「新構造方式強度計算に関する研究報告書」昭和50年3月、

日本造船研究協会

を知るため、インナーウィングタンク船底構造の右舷側半分を図2.5.4に示すようにモデル化し、有限要素法を用いた、3自由度メンブレン応力解析プログラム（NK-L C S T A P - 3 F）を用いて計算を行なった。なお、試設計では、主要部材以外の部材寸法が与えられていないので、他の部材の寸法は図2.5.5のように仮定し、トリビングブラケットは Model Type M-2 の形状をしているものとした。

荷重は、船底から  $1 \text{ Kg/cm}$  (約  $10 \text{ m Aq}$ ) の一様水圧荷重が作用しているものとし、境界の拘束条件は図2.5.6に示す通りである。

計算結果として、図2.5.7にタンクの中心線上に沿った変形状態を、また、図2.5.8に中央船底横桁の応力分布状態を示す。タンクの中心線上にはトリビングブラケットが配置されているにもかかわらず船底のふくらみに対する局部的な抵抗は比較的小さく、むしろ隔壁部で固定された船底縦通材が、水圧により梁変形するのにしたがってトリビングブラケットは剛体変形して横桁を押しているようである。横桁内の応力状態もスチフナおよび面材の最大圧縮応力が約  $3 \text{ Kg/mm}^2$  であり、船底水圧が満載吃水と変動圧との和の  $3.572 \text{ m}$  まで増大したとしても、最大応力は  $11 \text{ Kg/mm}^2$  程度である。

### (2) トリビングブラケットの応力解析

前記の船底構造全体解析で用いられたメッシュ分割はかなりあらく、特に船底縦通材としてとられた要素数が少ないので計算結果は、船底縦通材の1トランスマススペース間の水圧による局部曲げ変形が、全体変形に比べて小さ目で算出されていると思われる。そこで、より細かいメッシュ分割でトリビングブラケット部をモデル化し、Zooming 応力解析を行なった。

計算モデルは、図2.5.9(a)に示すように、船の長さ方向にはトリビングブラケットを2ヶ含んだ2トランスマススペース分、横方向には、船底縦通材の2条分を取り出した。図2.5.9(b)には解析した各種の形状のトリビングブラケットに対するメッシュ分割を示す。

荷重は船底部分で一様水圧を加えた他は、図2.5.10に示すように、周辺境界で上記(1)で計算された変位を入力した。

計算は3次元メンブレン応力解析プログラム（NK-STRESS-3D）を用いて行ない、トリビングブラケットの基部を基準とした変形をあらわす計算結果が図2.5.11に示されている。

計算結果はいずれも、トリビングブラケットと横桁との接合辺においてせん断力が横桁から流れ込んでいること。および横桁にとり付けられた面材と水平スチフナにより押し戻されていることを示している。また、ブラケットの底辺が短かい場合は自由辺である斜辺には圧縮荷重が加わるが、長くなるに従って船底縦通材の変形に支配され、斜辺部に対してむしろ引張荷重として働くことを示している。

### (3) トリビングブラケットの座屈解析

船底構造の応力解析およびそのZooming 応力解析を実施することにより、トリビングブラケットの周辺変位が決定された。

次に、トリビングブラケットの各モデルに対しこの変位を入力し、応力状態を再計算した上、座屈固有値を求めた。各モデル共、補強材の座屈によよぼす効果を調整するため、図2.5.12に示されたような各種の補強を考慮した。

図2.5.13には、ブラケットのウェブが、スチフナ（種別C）で補強されているときの応力分布状況が示されている。種別C以外のブラケット内の応力状況は、スチフナの寸法にかかわらず、大きい変化がなく、各モデルともほぼ同様であった。

座屈計算に対する境界条件は、図2.5.14に示すように、斜辺の面材で自由となっている他は、横桁および縦通材との接続部に概当する辺上で、単純支持とした。座屈計算は、1節点3自由度( $W, \theta_x, \theta_y$ )の平面座屈計算プログラム（NK-BUCKLE）を用いており、結果はそれぞれのモ

ルが座屈する時の水圧の値で表2.5.1にとりまとめて示した。さらに図2.5.1.5(a)～(d)には、座屈波形を示し、同一モデル内におけるスチフナの補強効果を確認している。

#### (4) 考察

M-3 モデルを除いて、最小固有値はすべてプラス、すなわち現在仮定している荷重の方向に増大する方が座屈し易いという結果が得られた。M-3については符号が逆転し、現在の荷重とは逆方向の荷重の方が早く座屈するということになる。実際、図2.5.1.3のM-3の応力状態をみても、斜辺部の引張応力がかなり大きく、この部分が圧縮応力となった方がはるかに座屈し易いことがうなづける。しかし、一応現在の荷重方向に対する座屈水圧を確認するため高次の固有値を求め、その結果も表2.5.1に示されている。

計算の結果、1例(M-3-A(-))を進いてトリビングブラケットの座屈水圧は比較的大きいことが判明した。すなわち、変動圧を考慮しても船底に加わる水圧は最大約 $3.7 \text{ Kg/cm}$ であるのに対し、ブラケットの斜辺に面材のついていないAシリーズでさえ座屈水圧  $q_{cv}$  は $1.0 \text{ Kg/cm}$ 以上であった。このように大きいブラケットの場合、自由辺に面材が取り付けられるのは自然であるので、その場合は、BおよびB\*シリーズに該当しM-1で  $q_{cv}$  は約 $4.0 \text{ Kg/cm}$ 、M-1.5、M-2、M-3(+)で約 $2.0 \text{ Kg/cm}$ とさらに座屈強度は上昇する。B\*は曲げ剛性および断面積をBの面材の半分としたものであるが、Bとの座屈水圧の値の差はほとんどなく、又図2.5.1.5のモードを見ても同じであることから、B\*の面材寸法でAシリーズのような座屈を防止できそうである。一方、ブラケットのウェブが座屈するのを防止する目的でCシリーズであらわされる補強材を考慮したところ、座屈値、座屈モードとともにBシリーズとほぼ同様であり、この程度の寸法のスチフナでは補強の効果はないと考えられる。そこで、さらにこのスチフナ寸法を増し、剛性をCシリーズに対し1.6倍にしたDシリーズを計算した所、M-3-D(-)を除いて効果があらわれ、座屈モードはスチフナ間のウェブのみの波形となり、座屈水圧は各モデルのBシリーズに對し2倍ないしそれ以上に上昇した。

基部の寸法がもっとも大きいM-3シリーズは、先にも述べたように座屈し易い荷重はタンク内圧の方が大きい場合であり、その時斜辺に面材がない(A)とすると、座屈水圧はたかだか $2 \text{ Kg/cm}$ である。一方面材がつけられたB、B\*、C、Dはいずれも  $q_{cv} = 1.0 \text{ 数Kg/cm}$ 程度であり、座屈モード(図2.5.1.5(d))も互いに良く似ていて、面材の曲げ剛性が不足していることを物語っている。このように、基部の幅が広いトリビングブラケットについては座屈強度に対する検討がさらに必要となる。

### 2.5.3 船底構造の模型実験

#### (1) 構造模型

船底横桁に作用する荷重は解析領域が、両隣りのタンクが水試状態で自身は空艤となっているインナウイングタンクであるから、船底で上向きの水圧荷重と横方向より吃水分の軸力および両隣りのウイングタンクおよびセンタータンクより伝わる曲げモーメントである。これらの荷重条件をできるだけ忠実に再現し、トリビングラケットの強度のみならず、横桁自身の強度も検討し得ることを考慮して、図2.5.1.6に示されたような試験模型を製作した。すなわち、タンクの中央横桁を試設計通りに縮少再現し、その前後の横桁は直線式の桁材に、油密隔壁および制水隔壁は適当な厚肉のチャンネル材に簡略化した。軸力およびモーメントは、中央横桁の両側でH型材を介して油圧ジャッキにより負荷しうるようにしてあり、隣接横桁に荷重が伝わらぬよう、トランクスペースの中間点で縦通隔壁は切断されている。船底縦通材は、スロットを通して、前後端まで貫通し、チャンネル材に溶接されており、さらに船底外板の下には水圧荷重が与えられるように船底全体を上部とするような水圧箱が設けられている。

模型の寸法は、試設計の15分の1であるが、板厚については、規格に合うよう多少の修正がなされている。横型の詳細は、中央横桁およびその前後の横桁について立面図が、図2.5.1-7(a), (b)に、ジャッキ受圧面に関しては試験体の側面図が図2.5.1-7(c)に示されている。同図(d)には、あわせて船底縦通材のスロット周辺の形状もあらわされているが、カラーブレートが溶接されたのは中央横桁のみである。

荷重は、図2.5.1-8に示されたような構造物試験支持枠の中に模型を設置し、側面より上下2ヶ所の油圧ジャッキ2組を用いて横桁に軸力およびモーメントを与えた。特に上部荷重については、左右から等しい荷重が対象に与えられるように上部ジャッキを支持する枠組は支持枠のどこにも拘束されず自由にすべるようになっている。なお、油圧ジャッキは上下とも、それぞれ2ヶずつ設置され、船底水圧は水圧箱に油圧ポンプを用いて油を送り込むことによって負荷した。図2.5.1-9の写真には、上記の支持枠、荷重装置に設置された試験体の状況が示されている。

試験模型に使われた材料は軟鋼であり、それぞれの板厚に対する材料引張試験結果を表2.5.2に示す。板厚が薄く、降伏応力とともに普通の軟鋼より小さ目であったが、特に板厚1.6mmの材料が焼純後の強度がさがり、特に降伏応力が大幅に低下したことが注目される。試験体は溶接ひずみ除去後、焼純されたが、初期たわみは完全には直っておらず、実験開始前に残留たわみを計測したところ、横桁のウェブで120.0mmのスパンに対し最大10mm程度、トリピングプラケット内（高さ×幅=320×200mm、板厚1.6mm）で2～3mm程度であった。

## (2) 荷重

S R I 5 2 初年度において立体骨組計算がなされており、タンクテスト時に空艤のインナーウィングタンクの船底横桁にかかる軸力、モーメント、船底水圧は表2.5.3のように与えられている。計算による曲げモーメントの値は、厳密には左右対称ではないので、両端の値の平均値をとっており、これらの値を実験模型に換算した荷重値もあわせて同表に示されている。実験は、この荷重が比例的に増加するように考慮され、計測回毎の船底水圧 $q$ 、全軸力 $P_1 + P_2$ 、端部曲げモーメント $M$ の値は、図2.5.2-0に示す通りである。図より判断されるように、荷重は最高荷重付近までほぼ比例的に上昇しており、荷重制御は順調であったと思われる。

## (3) 実験結果

実験中に計測された項目は、上記の荷重値の他に、ひずみ値およびたわみであった。たわみについては、船底のふくらみ、横桁の横倒れなどの全体的なものはダイヤルゲージを用いたが、トリピングプラケットの座屈波形の観測には、点光源と平行線スクリーンを用いてモアレ干渉縞を利用した。

実験中に記録された荷重（全軸力）と変形の関係を、図2.5.2-1に示す。船底のふくらみを意味するD-3, D-5, D-6の値は、軸力荷重が5ton付近（この時の水圧は3.3kg/cm<sup>2</sup>）までは、ほぼ直線的に上昇しているが、それ以降は同じ大きさの荷重に対してさらに大きい変形が生じるようになり、荷重が6.5ton（船底水圧約4.5kg/cm<sup>2</sup>）に達したのち、その傾向は一段と著しく、7ton(4.8kg/cm<sup>2</sup>)に到達する直前に大きく変形して、軸力はそれ以上上昇することはなかった。ところが、横桁の面材部分で計測された上下方向のたわみD-2の値は軸力が最大荷重を示したのも特に大きい変形量を示してはいない。

一方、横桁の横方向の変形は、試験片に初期たわみがあったため、荷重の増加に対して直線性はありませんが、いずれにせよ荷重の小さいうちはそれ程大きい量ではない。しかし、荷重が 6.5 ton に達したのち、D - 9 の値が急激に増加し始め、横桁の横倒れが観測された。D - 10 の値も小さいため、船底横桁の最高荷重は、横桁端部付近の剪断崩壊といったような現象ではなく、最高荷重後の船底付近のウェブの変形が、図 2.5.2-2 に示されたように一様にまぐれこんでいることから、船底に非常に近い部分（船底縦通材ないし、その近傍）の座屈ないし降伏によってトリビングブラケットの支持強度が失われ、横桁の横倒れ現象によって決まったと思われる。

トリビングブラケット内の横たわみは、長さ×幅 = 450 mm × 120 mm, 1 mm 毎に 0.5 mm 幅の平行線入りのモアレスクリーンを用いて適時写真撮影され、その 1 部を図 2.5.2-3(a)～(c) に示す。模型が小さく光源およびカメラを厳密な位置に設置できなかったので、正確な等高線とは言えぬが、たわみの傾向をつかむのには問題がないであろう。(a) は無荷重状態における初期たわみに相当するものであり、ひとつの縞の間隔が約 1 mm であったので、このトリビングブラケットには 8 mm 程度の初期たわみがあったことになる。

初期たわみの存在にもかかわらず荷重増加に伴うトリビングブラケット内のたわみの増加は非常にゆっくりしており、崩壊直前の全軸力 6.94 ton のときまで (b) に示すように縞が 1 本増加 (1 mm の増加) したのみであったが、その後、トリビングブラケットは (c) に示すように船底に近い部分で大きく座屈し、結局この現象のためにトリビングブラケットの横桁に対する支持効果が消滅したと考えられる。

実験中の横桁内の応力状態は、図 2.5.2-4(a)～(c) の位置に貼られたひずみゲージの値を換算して得られ、1 例として図 2.5.2-5 に面材上および船底平行部の応力分布を示す。図中のもっとも値の小さい曲線はタンクテスト時に相当する。一方、外側の曲線は最高荷重時のものであるが、面材の応力集中部の 1 ケ所に比較的高い応力が発生しているのみで、全体として見た場合、特に高い応力状態であったとは言えないようである。なお、船底平行部分の応力状態が複雑な様相を呈しているのは、この部分が下部ジャッキからの軸力、および水圧荷重により単純な曲げ変形をしているところへ、上部ジャッキより斜め部材の面材およびスチフナを介して大きい圧縮荷重が与えられ、ウェブの面材に近い所だけが局部的にひずんだためと考えられる。

図 2.5.2-6(a)～(d) には試験模型の代表的な位置における荷重と応力（ひずみ）の関係を示す。(a) は横桁 平行部分のウェブのほぼ中央付近の応力であるが、軸方向応力 ( $\sigma_x$ )、せん断応力 ( $\tau$ ) の値にくらべ、水圧方向応力 ( $\sigma_y$ ) が大きく、しかもその値が、ダイヤルゲージの記録から挙動の変曲点として指摘された荷重 5 ton を過ぎた時点から急に増加率が大きくなつたことが注目される。(b) は船底縦通材の面材の応力変化図である。タンク中心線上では、当然中央横桁トリビングブラケット基部の B - 1 の応力がもっとも大きいが、その値の変化をみるとやはり 5 ton 付近から傾向が変わり、この部分の荷重分担率が増大したことが推察される。B - 1 の値は 6.5 ton 付近からさらに増加率が大きくなり、この部分が降伏したと思われるところ、実験荷重は最大値を示した。一方、タンク中央の隣接縦通材上の応力は、トランスペース中央の B - 3 が引張側にほぼ比例的な増加を示しているのに対し、横桁近傍の B - 2 が 2 ton 付近まで圧縮側に増加したのち、ほとんど変化せず、5 ton を過ぎた頃より応力の変化が引張側に転じ始めた。縦通材が横桁との溶接部で完全に拘束されていれば（両端固定の状態ならば）、トランスペース間の船底水圧による曲げのため B - 2 の値はマイナス、すなわち圧縮応力を示し続けるはずであり、この値がプラス側に転じたということは、横桁との接続部の拘束が緩和されたことを意味し、これ以後増加する荷重はまだ剛性の残っているトリビングブラケットを通して横桁に伝わることになる。事実、(c) 図に示したように、5 ton 以降でトリビングブラケットの面材の応力が増加する割合が大きくなっている。ブラケット内の応力については、代表点におけるウラ、オモテのひずみの変化という形で (d) に示した。やはり、5 ton 以降で

ては、代表点におけるウラ、オモテのひずみの変化という形で(d)に示した。やはり、5 ton 以降で挙動が少々変化しているが、値そのものは小さい。しかし、6.5 ton を過ぎた時点からウラ、オモテのひずみの指示値が離れ始め、プラケット内が座屈を起したことを示している。最高荷重後、ひずみの指示値はすべて逆転して大きく変化した。これは横桁が横倒れをしたためであり、このことから、トリビングプラケットの座屈が桁の最終強度を決定したと言えよう。

#### (4) 考察

個々の計測記録に対する考察は上述のとおりであるが、ここでは最高荷重の決定要因を推定する。実験結果の検討の際に何度も触れたように、荷重が5 ton のとき、船底横桁は船底縦通材との接続部で最初の挙動変化があらわれる。ここには、縦通材が貫通するためのスロット開口が存在しており、カラーブレートが設けられているとは言え、かなり断面積の減少している部分がある。スロットの寸法は図2.5.1 7 (d)に示した通りであり、縦通材のスペース (6.7 mm) に対し、開口による最小断面積の部分はほぼその半分しかない。トリビングプラケットのない船底縦通材について、1 トランクスペース分の水圧 ( $1 \text{ Kg/cm}^2$ ) が作用した場合、仮りに、スロットの形状による応力集中がないものとして、この断面の平均圧縮応力を計算すると約  $4.8 \text{ Kg/cm}^2$  となる。試験模型の横桁のウェブに用いられた材料（板厚が1.6 mm）の焼鈍後の降伏応力は、表2.5.2に示したように約  $1.4 \text{ Kg/mm}^2$  と大巾に低下していたので、スロット付近は水圧が約  $3 \text{ Kg/cm}^2$  になれば全断面が降込することになる。そうして、水圧が  $3 \text{ Kg/cm}^2$  のときの全軸力は約 5 ton であり、上記の現象は、横桁のスロット部分における降伏によるものと考えられる。

一方、トリビングプラケットのついた縦通材が負担する水圧荷重は、スロット部分のみならず、プラケットをも介して横桁に伝わるので、スロット部分の降伏は遅れる。しかし、トリビングプラケット間に存在する縦通材間の横桁ウェブのスロット部分が降伏すると座屈が生じ、個々の縦通材がそれまで負担して横桁に伝えていた水圧荷重も、まだ降伏や座屈の生じていないトリビングプラケット部に再配分されてくる。その結果、トリビングプラケットにはそれまで以上の荷重が流れ込み、図2.5.1 3 (M - 2 - C) に示されたように圧縮応力値の比較的大きいプラケットの隅部が降伏し、その部分が著しく変形して、塑性座屈した（図2.5.2 3 (C)参照）。

トリビングプラケットが座屈した時に、船底横桁が横倒れし、それ以上大きい荷重を支持できなくなったので、試験体の最高荷重決定要因はトリビングプラケットの座屈強度ということになる。その時の全軸力は 6.94 ton, 船底水圧は  $4.8 \text{ Kg/cm}^2$  であり、タンクテスト時の荷重（表2.5.3）に対して、約 4.2 倍であった。しかし、横桁ウェブのスロット周辺における降伏は、水圧が  $3.3 \text{ Kg/cm}^2$  程度で始まっており、満載吃水静水圧と変動水圧との和の値  $3.7 \text{ Kg/cm}^2$  より低いことを考慮すると、船底横桁のスロット部分の形状あるいは補強法などについての設計の detail に関しては、今後検討する必要があると思われる。

#### 2.5.4 結言

大型タンカーの船底構造強度の安全性を確認し、かつ合理的な構造設計を行なうための基礎資料を得ることを目的として、とくに本章では、桁部材に設けるトリビングプラケットの強度とその支持効果に着目して、本部会において試設計を行なった 1000-L/B 5-4 L-V 型タンカーのインナーウイングタンク船底構造について、強度解析および模型実験を実施した。

まず、強度解析の代表例として、4 トランクスペースからなる船底構造について、タンクテスト状態に相当する荷重条件に対して、有限要素法による立体構造解析およびズーミング解析を行ない、船底横桁、縦通材およびトリビングプラケット等の各部材についての変形および応力分布を算出した。さらに、トリビングプラケットの耐荷力に及ぼすその形状、遊辺の面材寸法およびスチフナによる補強の影響を

検討するため、種々のモデルについて有限要素法による座屈解析を行なった。計算の結果によれば、通常の試設計で考えられる形状寸法のものでは、設計時に想定する船底水圧（満載吃水静水圧と波浪変動水圧との和）に対して約3倍の座屈強度を有し、横桁の支持効果も十分にあることが判明した。ただし、トリピングブラケットの底辺が長い場合は、その遊刃に面材を設けるなどして、その座屈強度を向上させる必要があろう。

つぎに、上記船底構造と相似な縮尺 $1/15$ 構造模型を用い、船底に一様水圧荷重、横桁に軸圧縮力と面内曲げモーメントを、それぞれ別個に油圧負荷装置を用いて同時に比例負荷し、崩壊実験を実施した。そうして、歪および変形の計測のほかモアレ法によるトリピングブラケットの座屈波形の観測を行なった。

実験結果によれば、まず、横桁ウェブのスロット（カラー付き）周辺部の降伏および座屈により、トリピングブラケットの負担する荷重が増加して、その基部が塑性座屈したため、船底横桁の横倒れを惹起し、船底構造が崩壊した。

この最高荷重は、タンクテスト時の荷重の約4.2倍であるが、満載吃水水圧と波浪変動水圧との和の水圧が船底に作用する場合には、船底横桁ウェブのスロット周辺部の降伏の可能性も考えられるので、その局部構造強度についての検討も必要であろう。

## 2.5 トリピングブラケットに関する調査研究 図表一覧

- 図 2.5.2 解析対象部分
- 図 2.5.2 解析荷重条件（タンクテスト状態）
- 図 2.5.3 船底構造の解析範囲
- 図 2.5.4 船底構造計算モデル
- 図 2.5.5 船底構造部材寸法
- 図 2.5.6 計算モデルの境界条件
- 図 2.5.7 船底構造応力解析による T K 上の縦断面変位図  
(船底水圧  $q = 1 \text{ Kg/cm}^2$  に対する値)
- 図 2.5.8 中央船底横桁応力分布（スチフナおよび面材）
- 図 2.5.9 (a) Zooming 応力解析メッシュ分割図
- 図 2.5.9 (b) トリピングブラケットのメッシュ分割図
- 図 2.5.10 Zooming 応力解析における荷重および支持条件
- 図 2.5.11 各トリピングブラケットに対する Zooming 計算結果（変位）
- 図 2.5.12 トリピングブラケットの補強種類
- 図 2.5.13 トリピングブラケット応力分布（面材およびスチフナ）  
(種別 C, 面材  $250 \times 22$ , スチフナ  $100 \times 10$ )
- 図 2.5.14 座屈計算に対する境界条件
- 図 2.5.15 (a) トリピングブラケットの座屈モード (M-1 シリーズ)
- 図 2.5.15 (b) トリピングブラケットの座屈モード (M-1.5 シリーズ)
- 図 2.5.15 (c) トリピングブラケットの座屈モード (M-2 シリーズ)
- 図 2.5.15 (d) トリピングブラケットの座屈モード (M-3 シリーズ)
- 図 2.5.16 試験模型（立体図）

図 2.5.1.7 試験模型詳細図  
(a) 中央部トランス  
(b) 前後トランス (2条)  
(c) 側面図  
(d) スロット形状 (中央部トランスのみ)

図 2.5.1.8 試験装置  
(a) 立面図  
(b) 側面図

図 2.5.1.9 試験体設置状況 (写真)

図 2.5.2.0 各計測回時に与えられた荷重

図 2.5.2.1 試験模型の荷重 - 変位曲線

図 2.5.2.2 最高荷重後の船底部分変形状況 (写真)

図 2.5.2.3 トリビングプラケットの変形と座屈状況 (モアレ法による計測) (写真)  
(1 フリングが約 1 mm のたわみ量をあらわす)

- (a) 初期たわみ ( $P_1 + P_2 = 0$  ton)
- (b) 最高荷重時 ( $P_1 + P_2 = 6.94$  ton)
- (c) 座屈後

図 2.5.2.4 ひずみゲージ位置

図 2.5.2.5 応力計測結果 (面材およびウェブの直応力)

- 図 2.5.2.6 (a) W-3 荷重-応力曲線  
(b) 船底縦通材 荷重-応力曲線  
(c) トリビングプラケット面材 荷重-応力曲線  
(d) トリビングプラケット内 荷重-ひずみ曲線

表 2.5.1 トリビングプラケット座屈計算結果

表 2.5.2 材料引張試験結果 (JIS 6号試験片)

表 2.5.3 試設計船と模型との荷重の対比

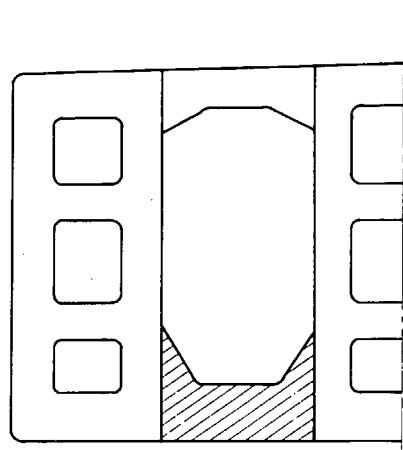


図 2.5.1 解析対象物

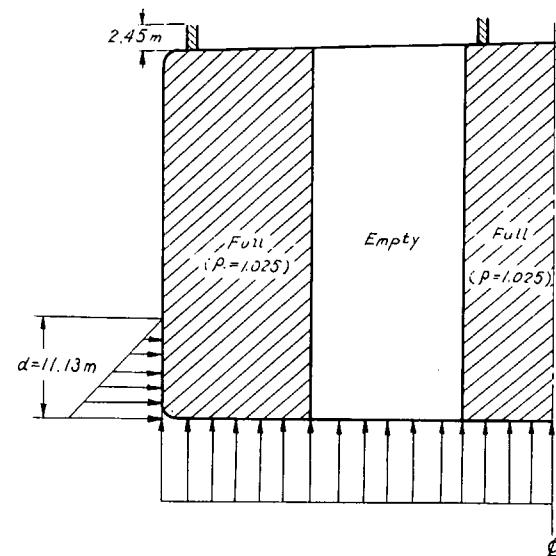


図 2.5.2 解析荷重条件(タンクテスト状態)

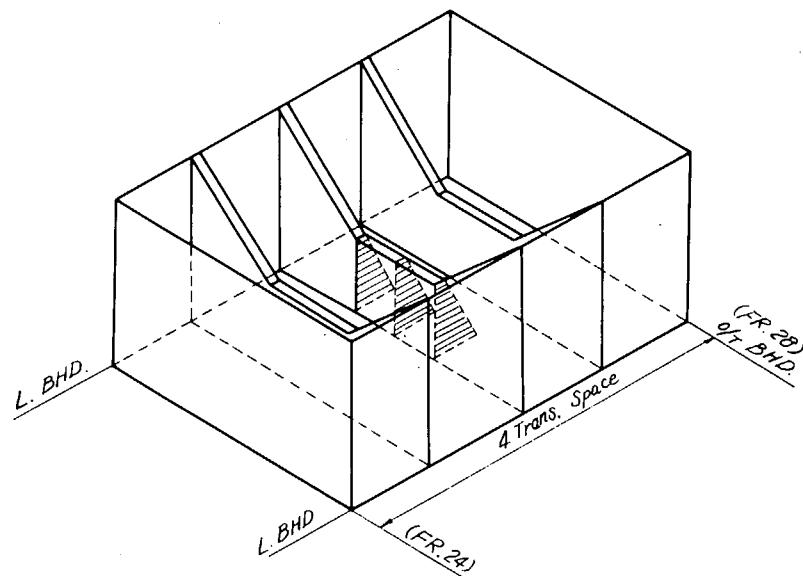
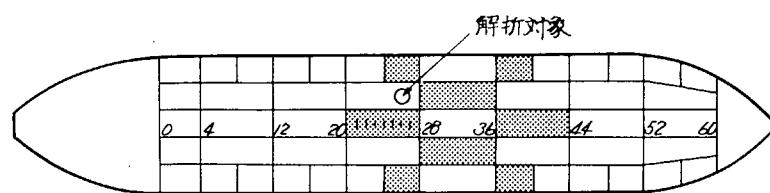
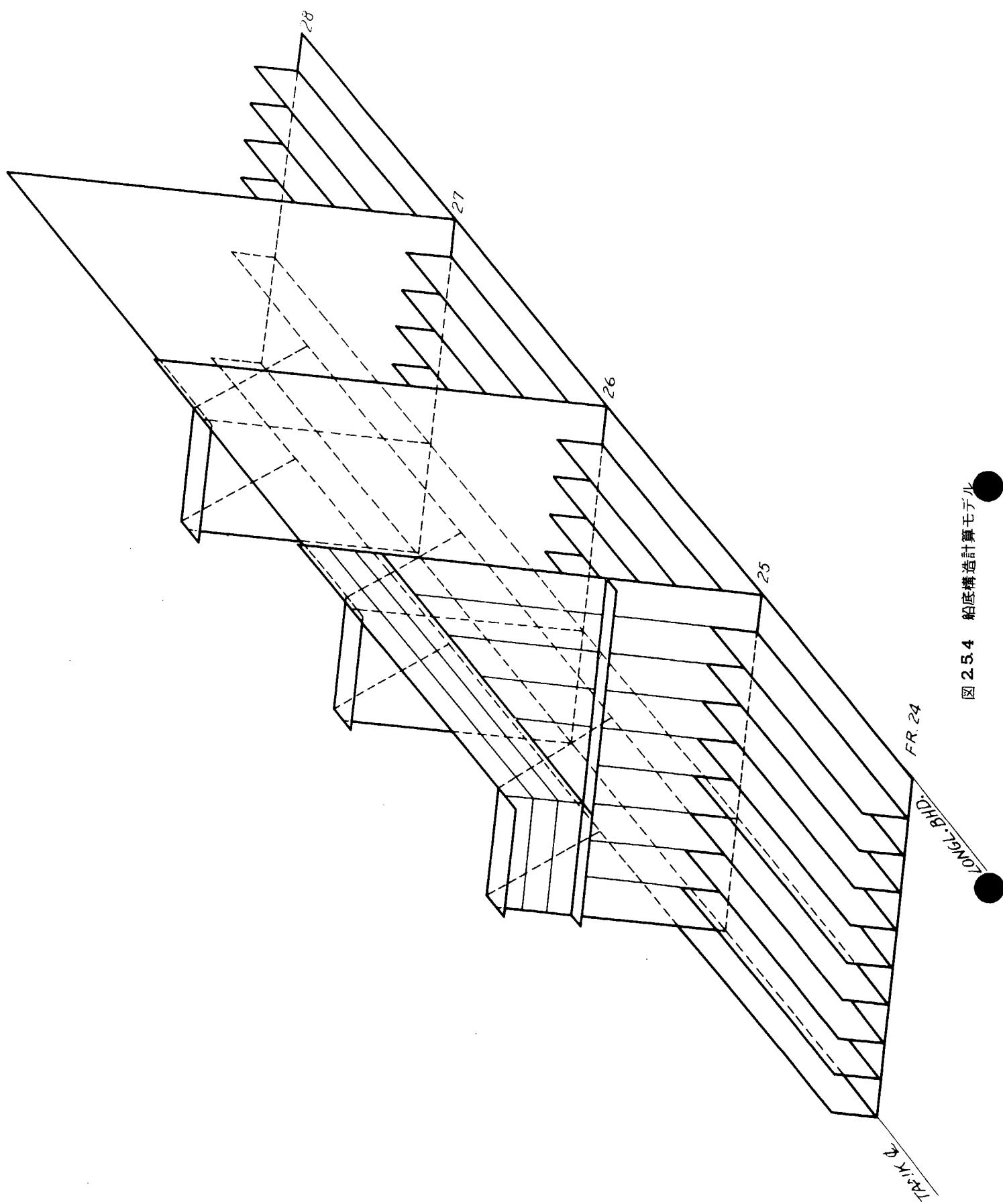


図 2.5.3 船底構造の解析範囲

図 2.5.4 艦底構造計算モデル



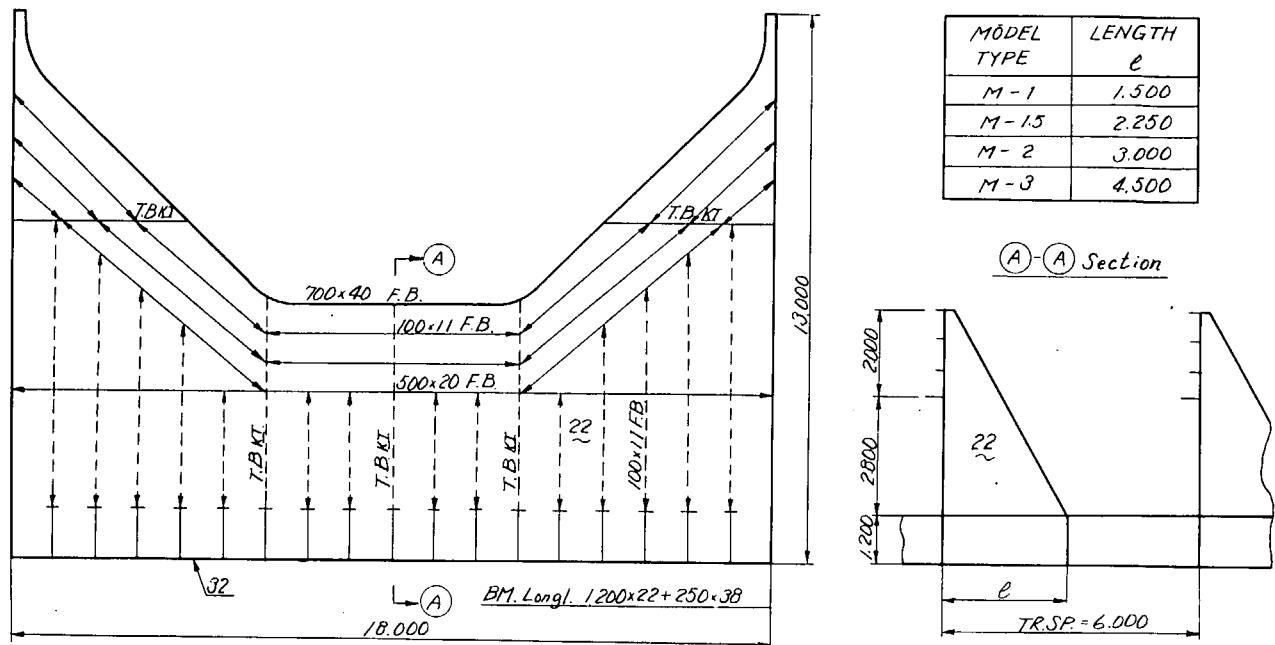


図 2.5.5 船底構造部材寸法

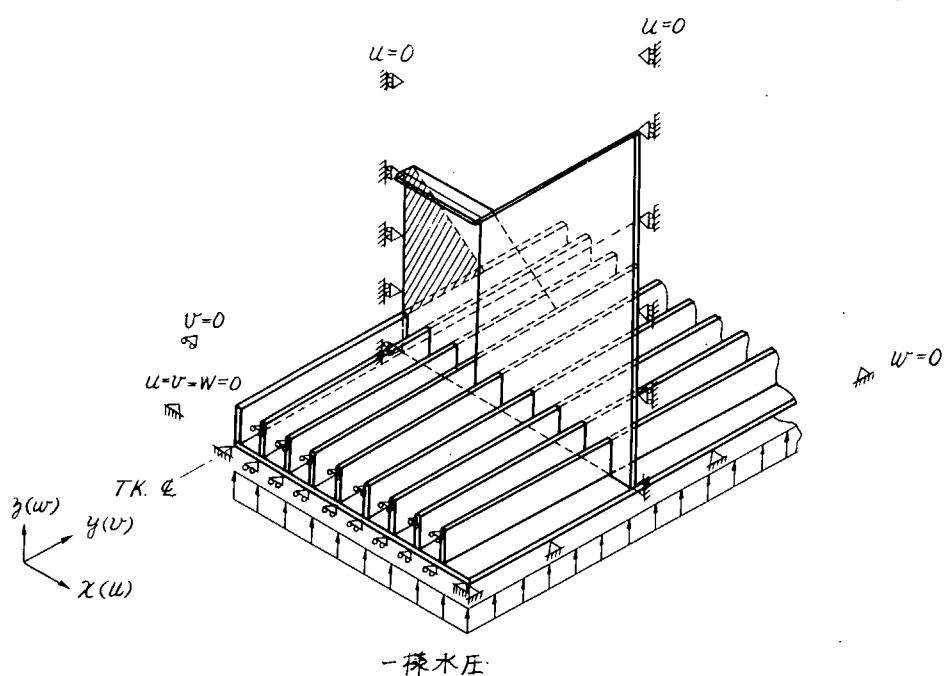


図 2.5.6 計算モデルの境界条件

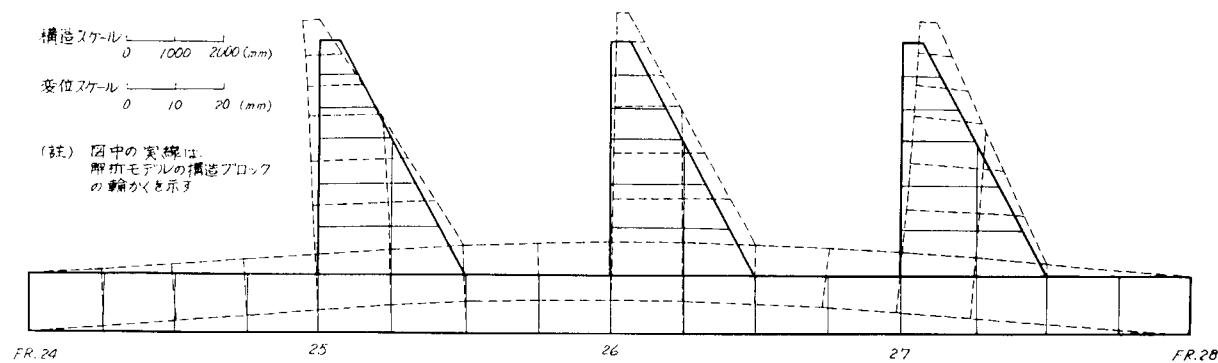


図 2.5.7 船底構造応力解析による TK, も上縦断面変位図  
(船底水圧  $q = 1 \text{ kg/cm}^2$  に対する値)

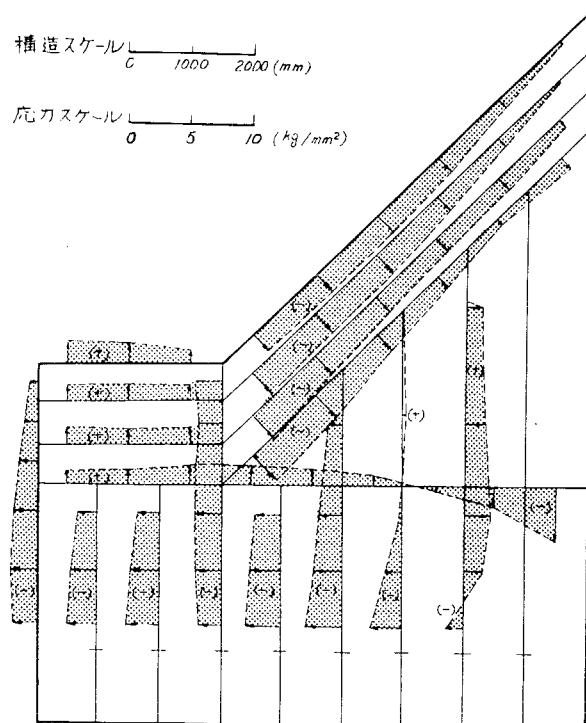


図 2.5.8 中央船底横断応力分布(スチナおよび面材)

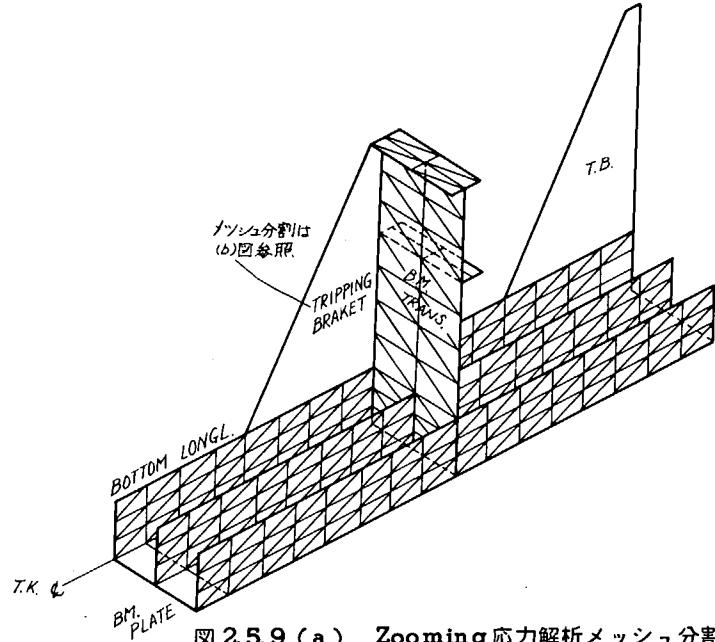


図 2.5.9 (a) Zooming 応力解析メッシュ分割図

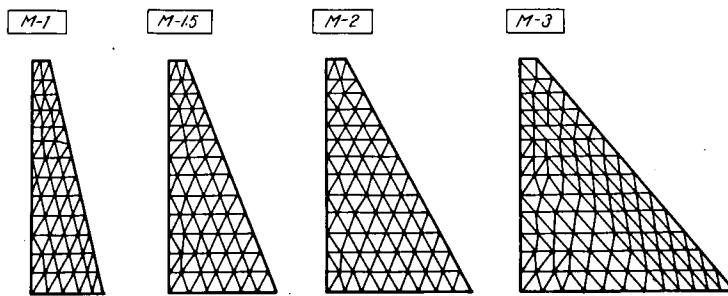


図 2.5.9 (b) トリピングブラケットのメッシュ分割図

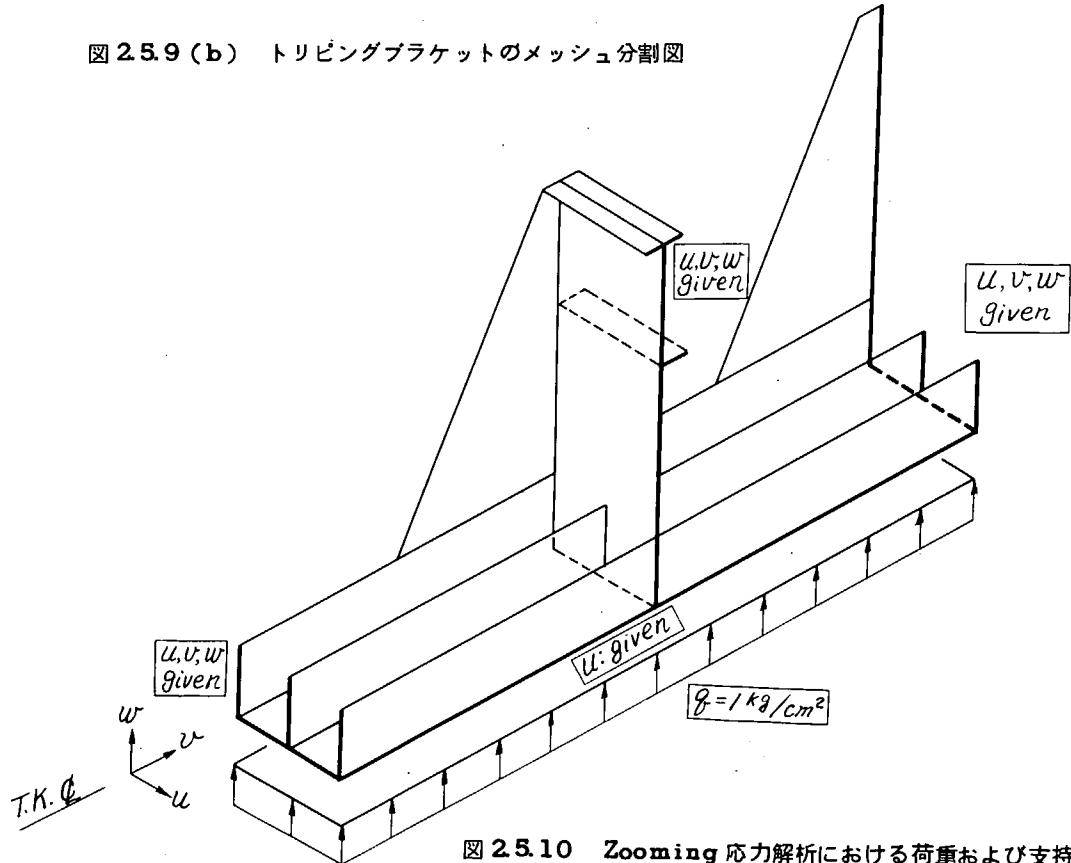


図 2.5.10 Zooming 応力解析における荷重および支持条件

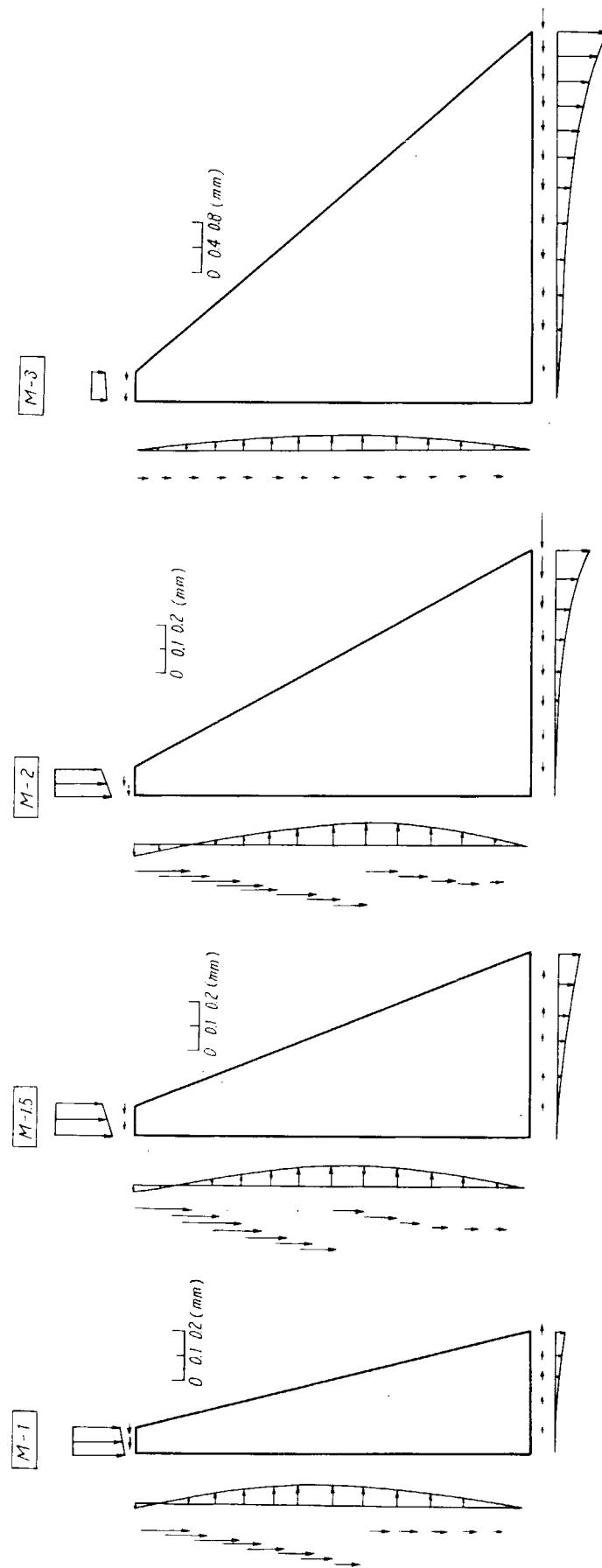
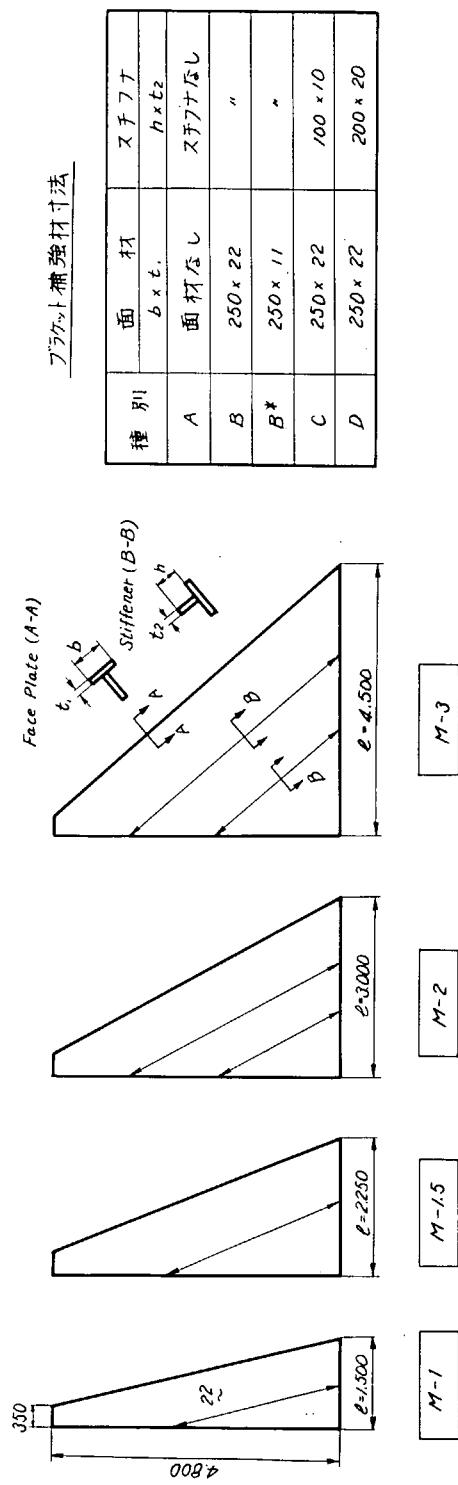


図 25.11 各トリピングプラケットに対するZooming計算結果(変位)

図 2.5.12 トリビンダーブラケットの補強種類



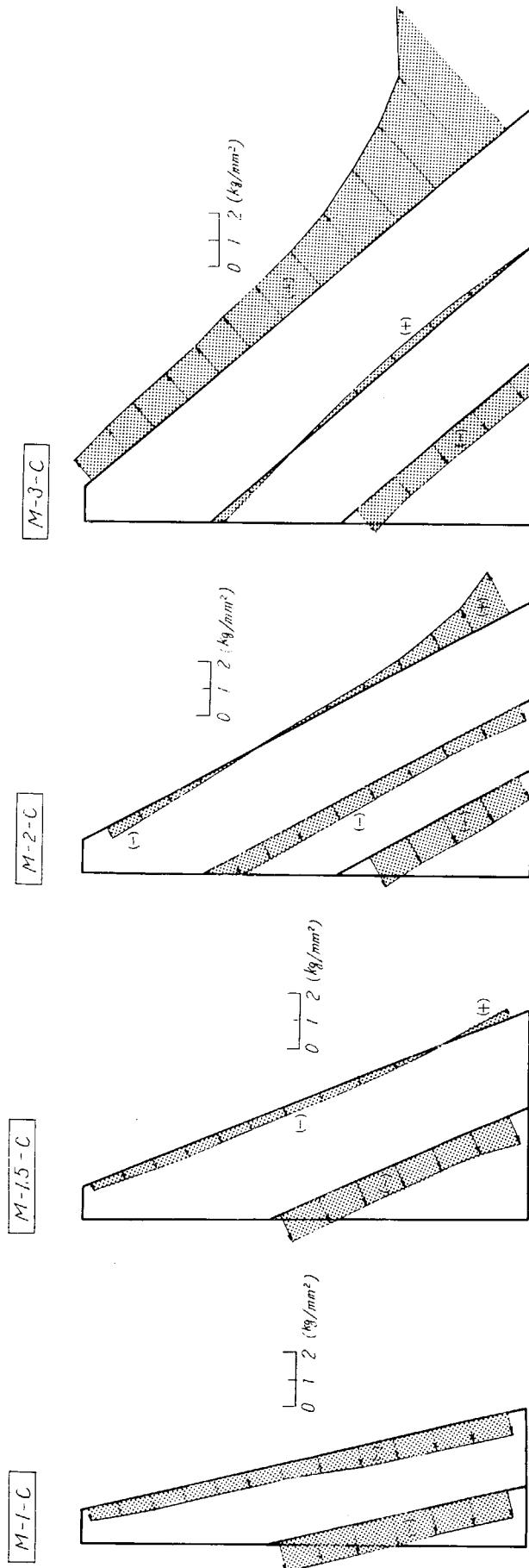


図 2.5.13 トリピングブレケット応力分布(面材およびスチフナ)  
(種別 C: 面材 250×22, スチフナ 100×10)

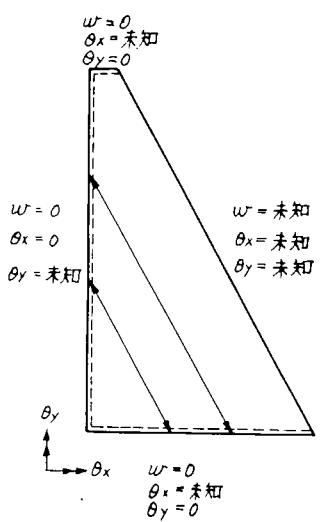
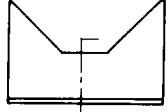
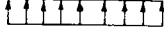
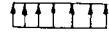
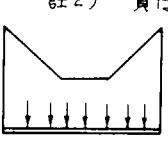
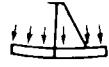


図 2.5.14 座屈計算に対する境界条件

表 2.5.1 トリピングプラケット座屈計算結果

計算モデル	座屈水圧 $f_{cr}$ (kg/cm <sup>2</sup> )					荷重状態
	A	B	B*	C	D 註1)	
M-1	11.67	40.92	37.23	46.41	88.49	
M-1.5	10.34	26.40	24.99	30.47	64.08	
M-2	14.03	21.52	20.95	25.78	72.41	
M-3	19.37	21.45	—	22.74	45.55	    <small>註2) 負は、水圧の方向が下図の場合に相当する。</small>  
	-1.97	-12.10	-10.17	-12.64	-14.34	

註1) A ~ D については 図-2.5.12 参照

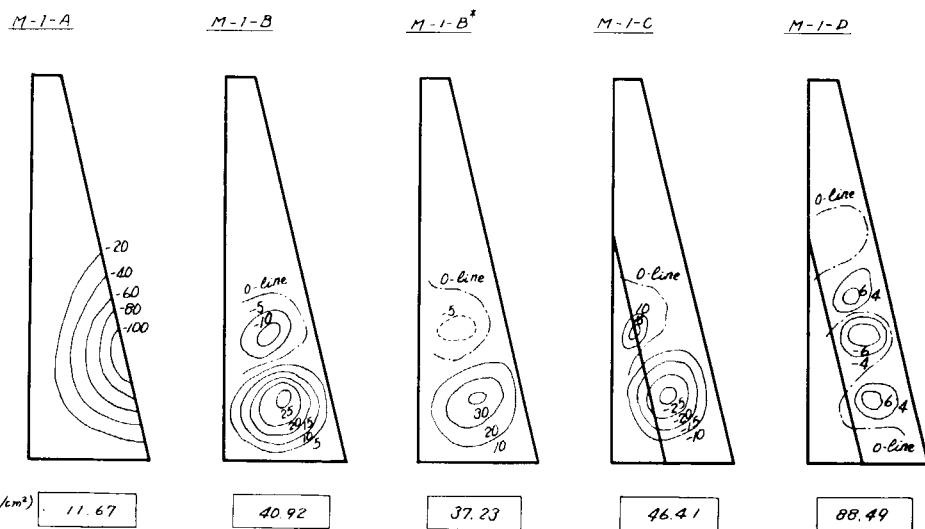


図 2.5.15(a) トライピングブラケットの座屈モード (M-1 シリーズ)

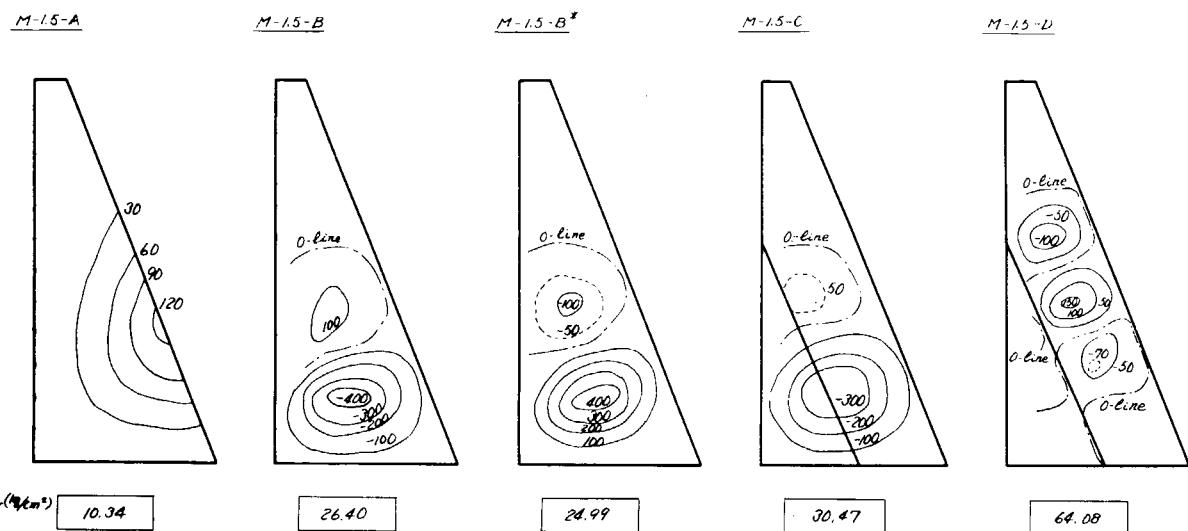


図 2.5.15(b) トライピングブラケットの座屈モード (M-1.5 シリーズ)

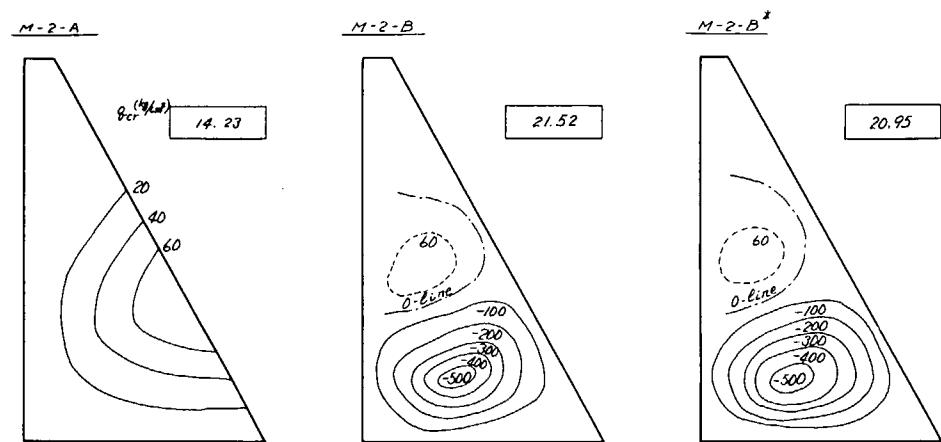


図 25.15(c)  
トリピングプラケットの座屈モード  
(M-2シリーズ)

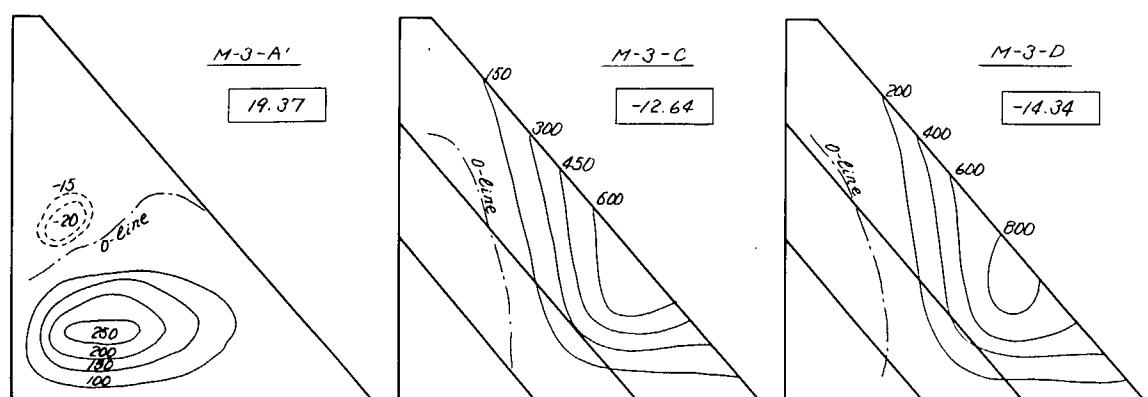
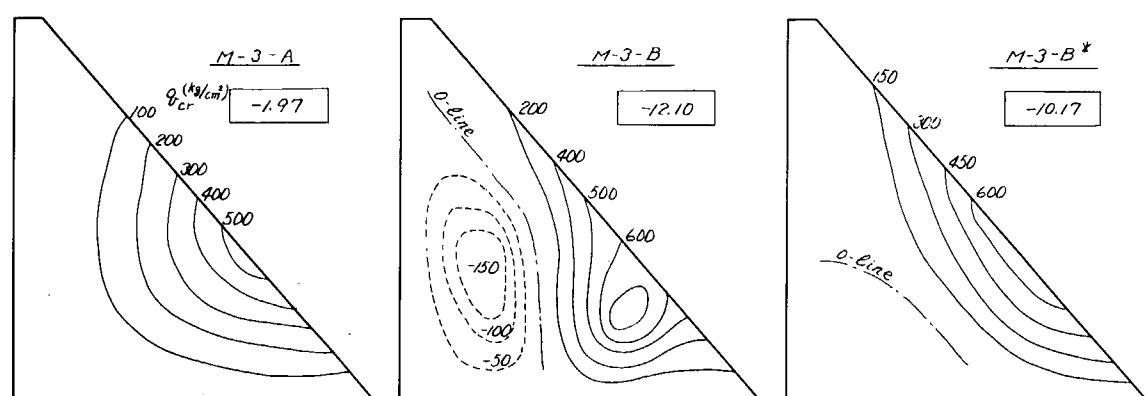
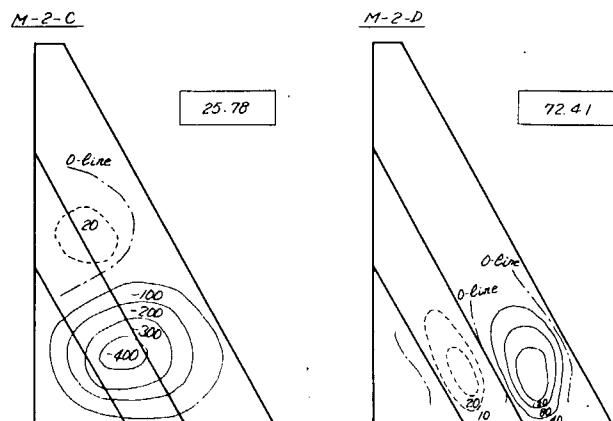


図 25.15(d) トリピングプラケットの座屈モード (M-3シリーズ)

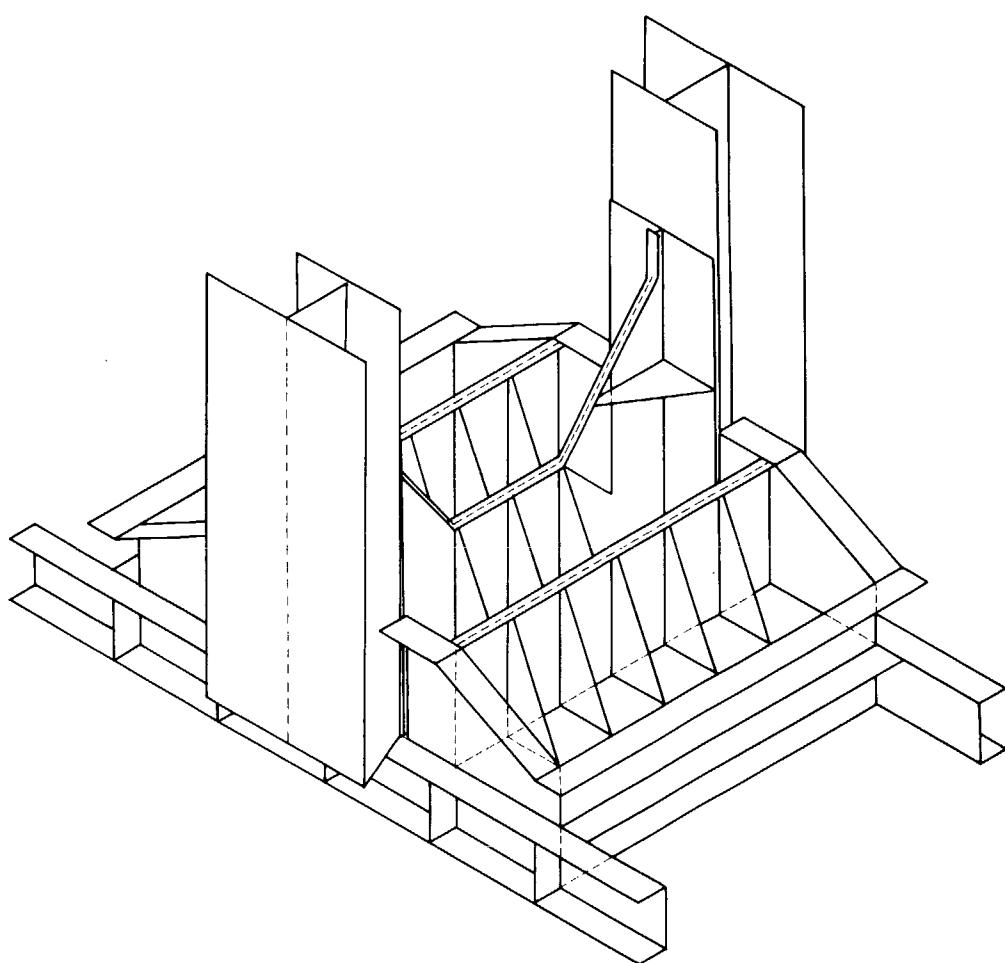


図 2.5.16 試験模型（立体図）

(a) 中央部トランス

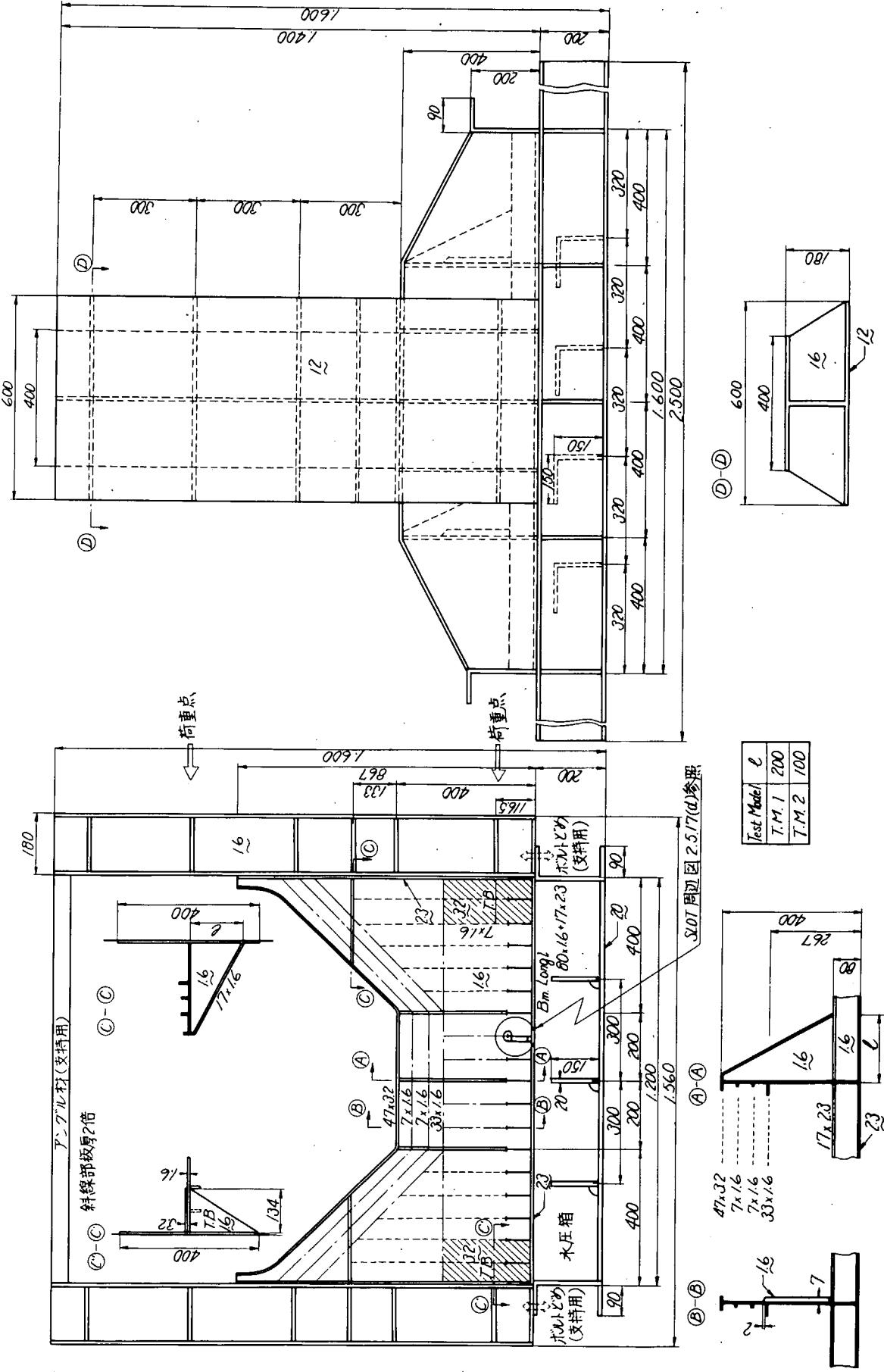


図 2.5.17 試験模型詳細図 (MODEL 1.2の2体)

端部トランス(2条)は  
200×90 チャンネル材

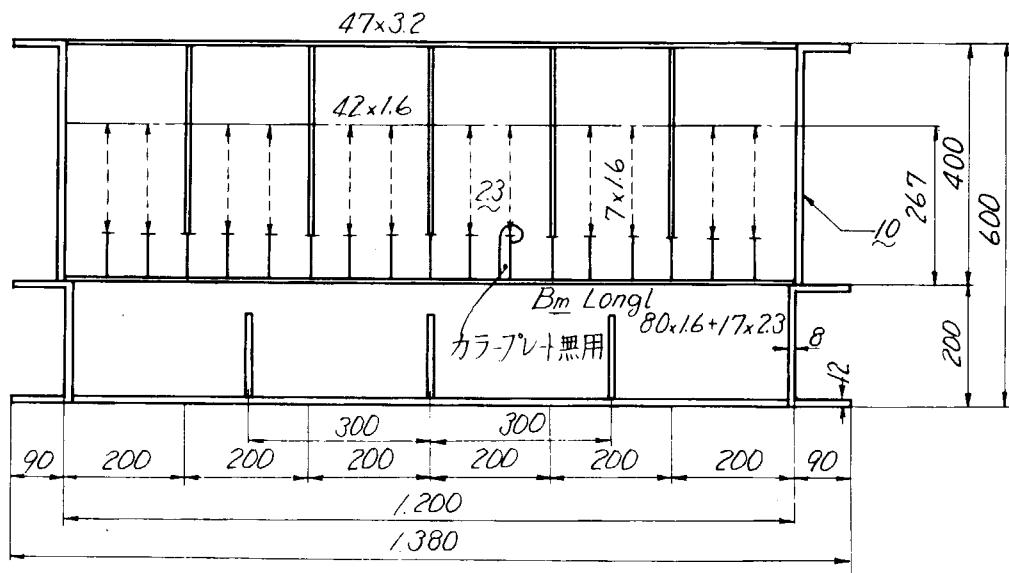


図 2.5.17(b) 前後トランス(2条)

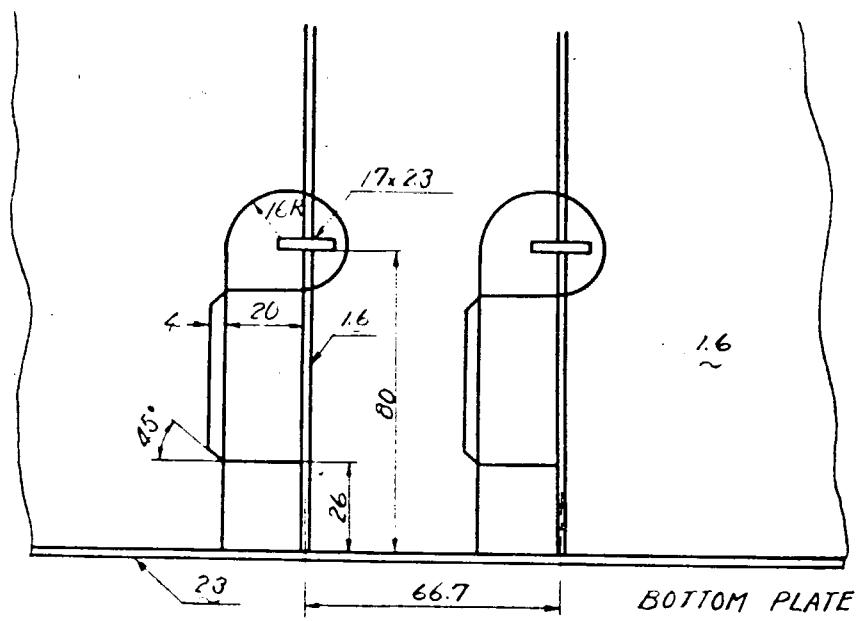
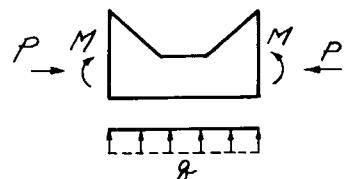


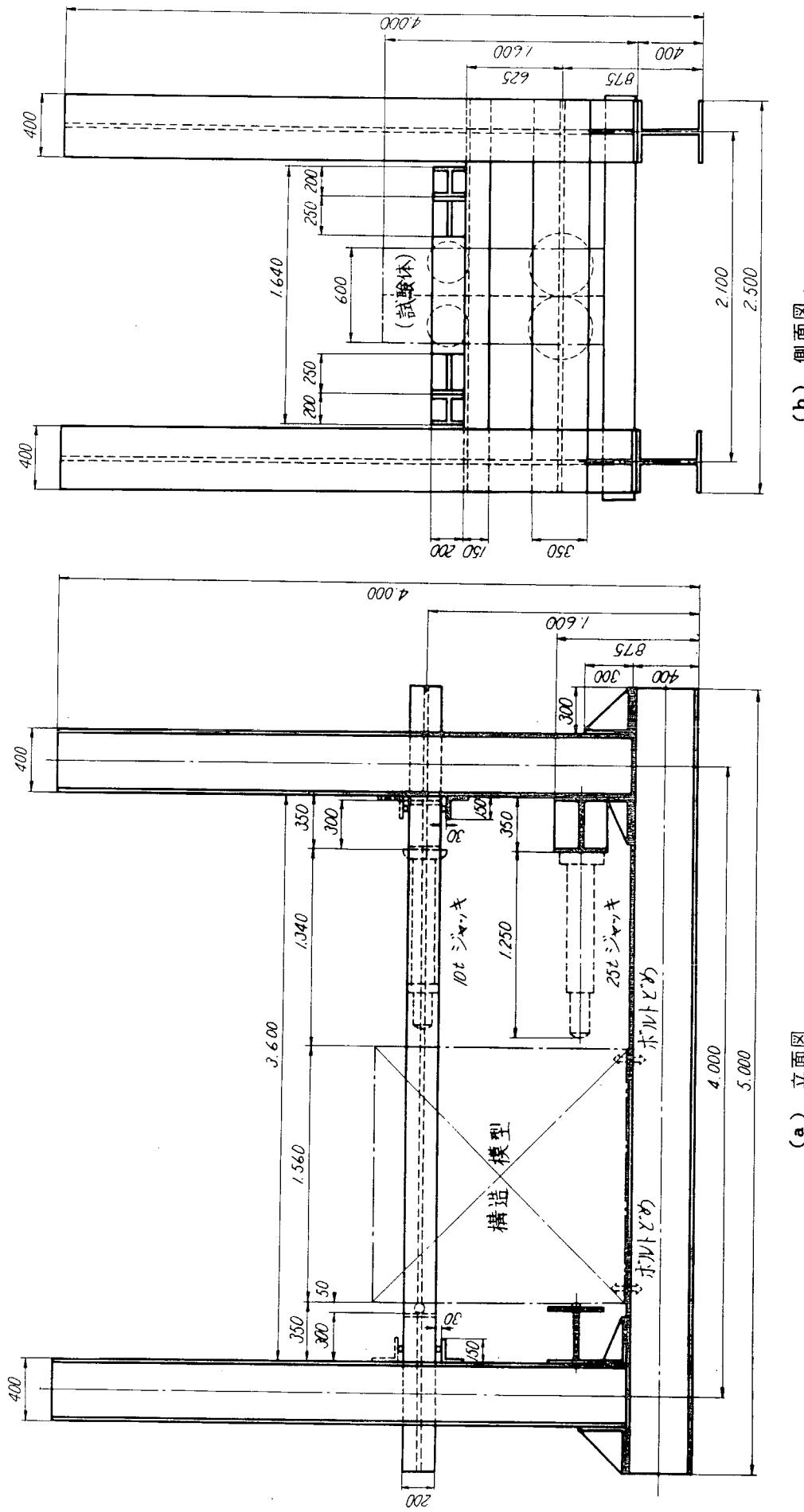
図 2.5.17(d) スロット形状(中央部トランスのみ)

表 2.5.2 材料引張試験結果 (JIS 6号試験片)

板厚種類	公称板厚 (mm)	熱処理	試験片 No.	板 厚 (mm)	降伏応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	破断応力 (kg/mm <sup>2</sup> )
A	1.6	素 材	1	1.57	23.17	31.34
			2	1.57	22.13	31.32
		焼鈍後	3	1.60	14.00	27.02
			4	1.60	14.32	26.56
	2.3	素 材	5	2.27	25.36	31.96
			6	2.26	25.94	31.96
		焼鈍後	7	2.25	28.30	36.89
			8	2.25	29.83	37.29
C	3.2	素 材	9	3.15	22.46	29.03
			10	3.15	22.60	29.05
		焼鈍後	11	3.15	23.44	30.68
			12	3.15	22.58	30.68

表 2.5.3 試設計船と模型との荷重の対比

荷重種類	試設計船 タンクテスト状態	/15模型に対する 換算荷重	荷重の方向
$\gamma$ (kg/cm <sup>2</sup> )	1.14 (吃水 11.13m)	1.14	
$P$ (ton)	368.2	1.64	
$M$ (ton-m)	3.100	0.92	



(b) 側面図

(a) 立面図

図 2.5.18 試験装置

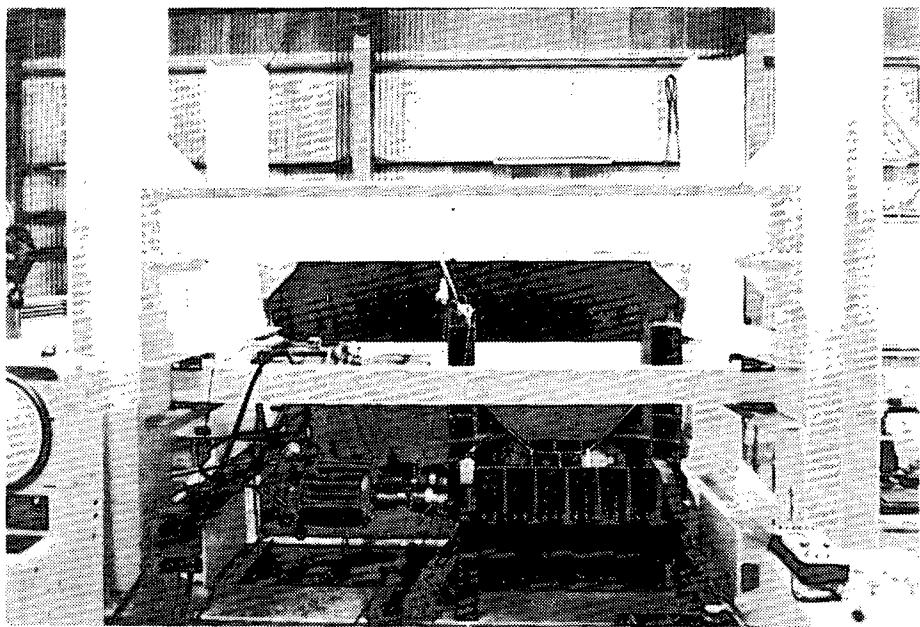


図 2.5.19 試験体設置状況

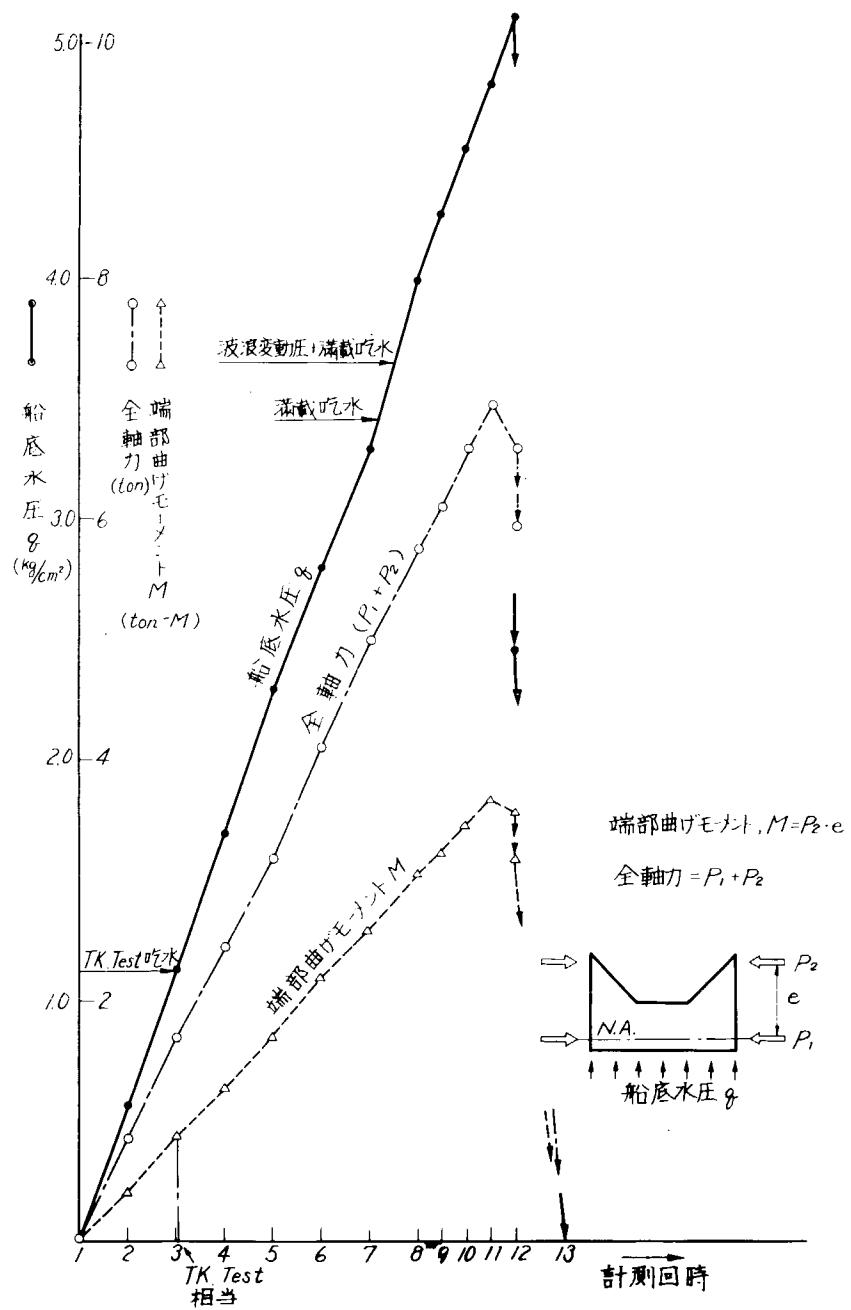
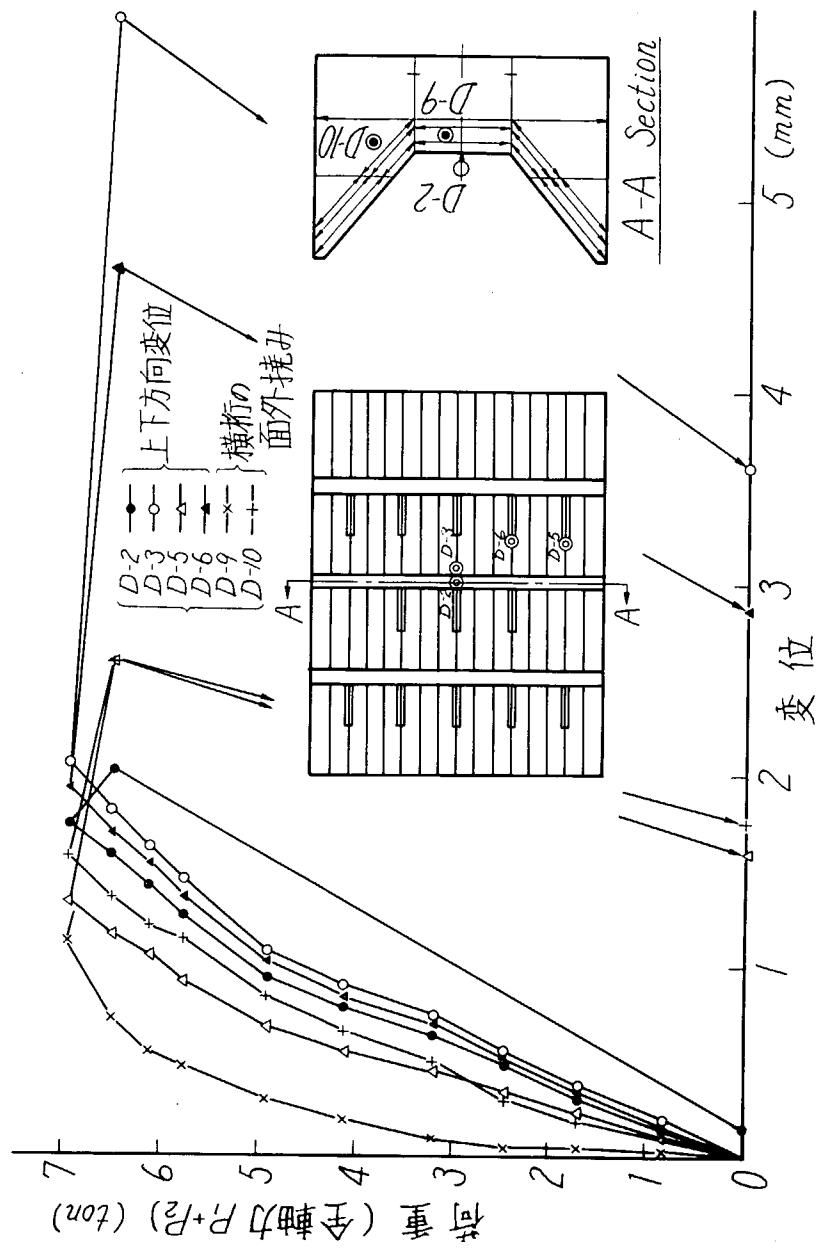


図 2.5.20 各計測回時に与えられた荷重



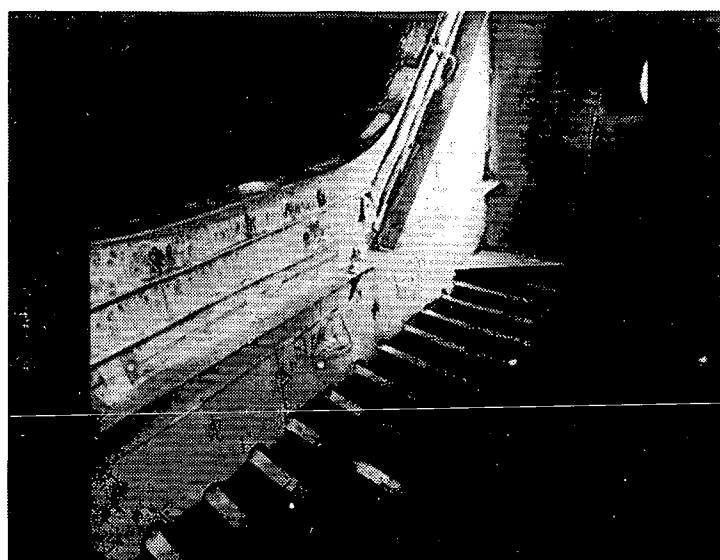
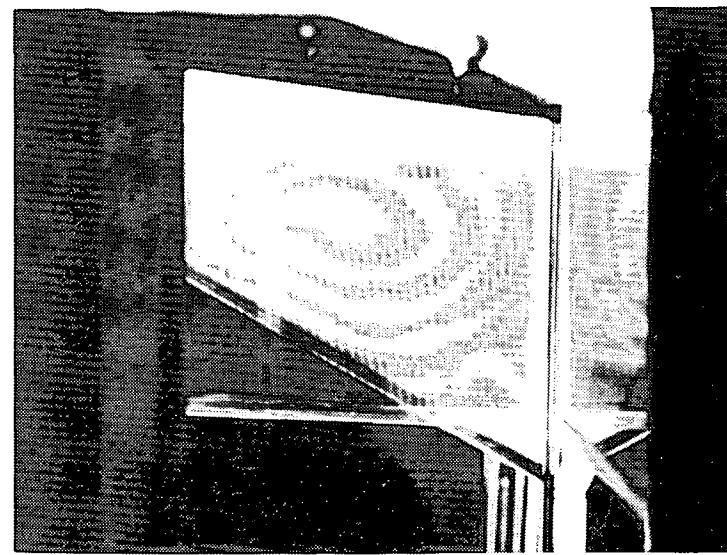
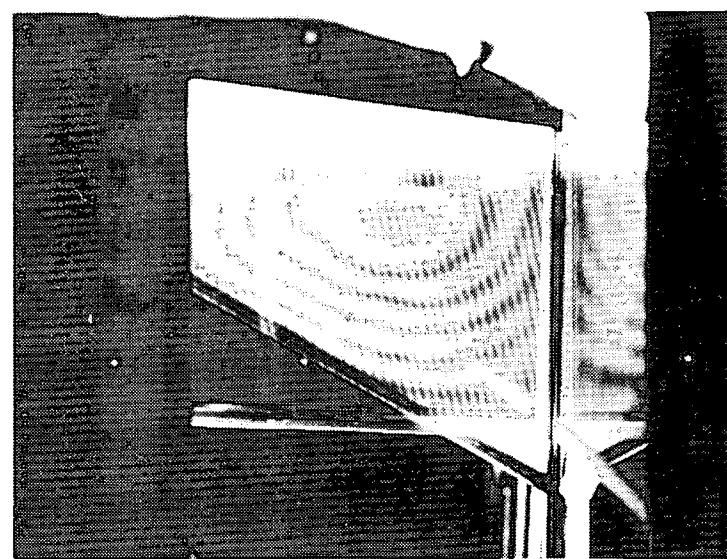


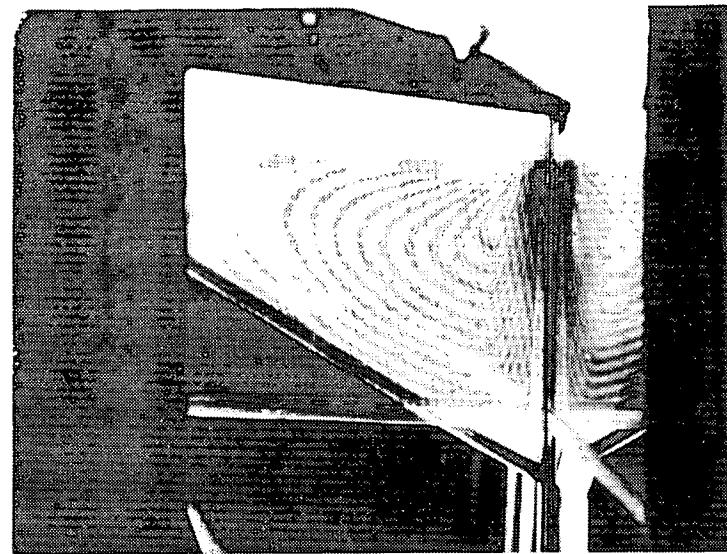
図 2.5.22 最高荷重後の船底部分変形状況



(a) 初期焼み ( $P_1 + P_2 = 0 \text{ ton}$ )



(b) 最高荷重時 ( $P_1 + P_2 = 6.94 \text{ ton}$ )



(c) 座屈後

図 2.5.23 トリングブリケットの変形と座屈状況（モアレ法による計測）  
(1 フリングが、 $\frac{1}{10}$ ) 1 mm の焼み量をあらわす)

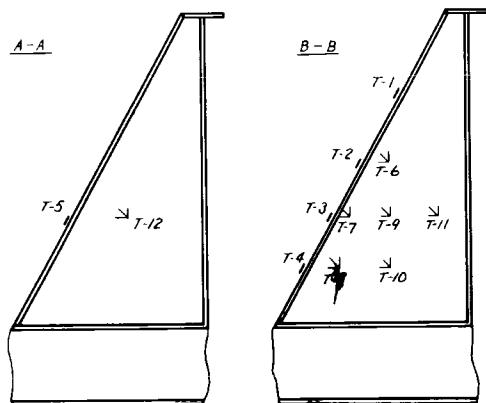
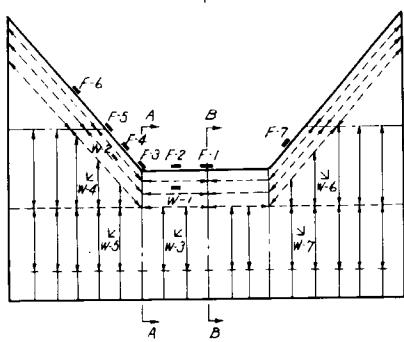
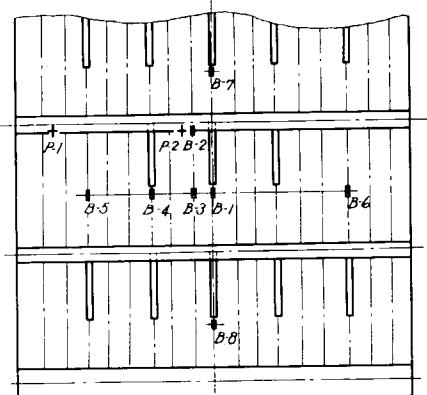


図 2.5.24 ひずみゲージ位置

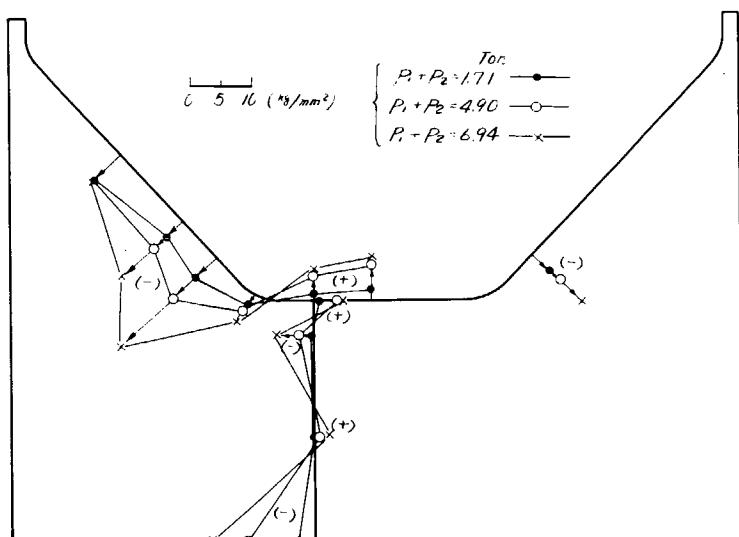


図 2.5.25 応力計測結果(面材およびウェブの直応力)

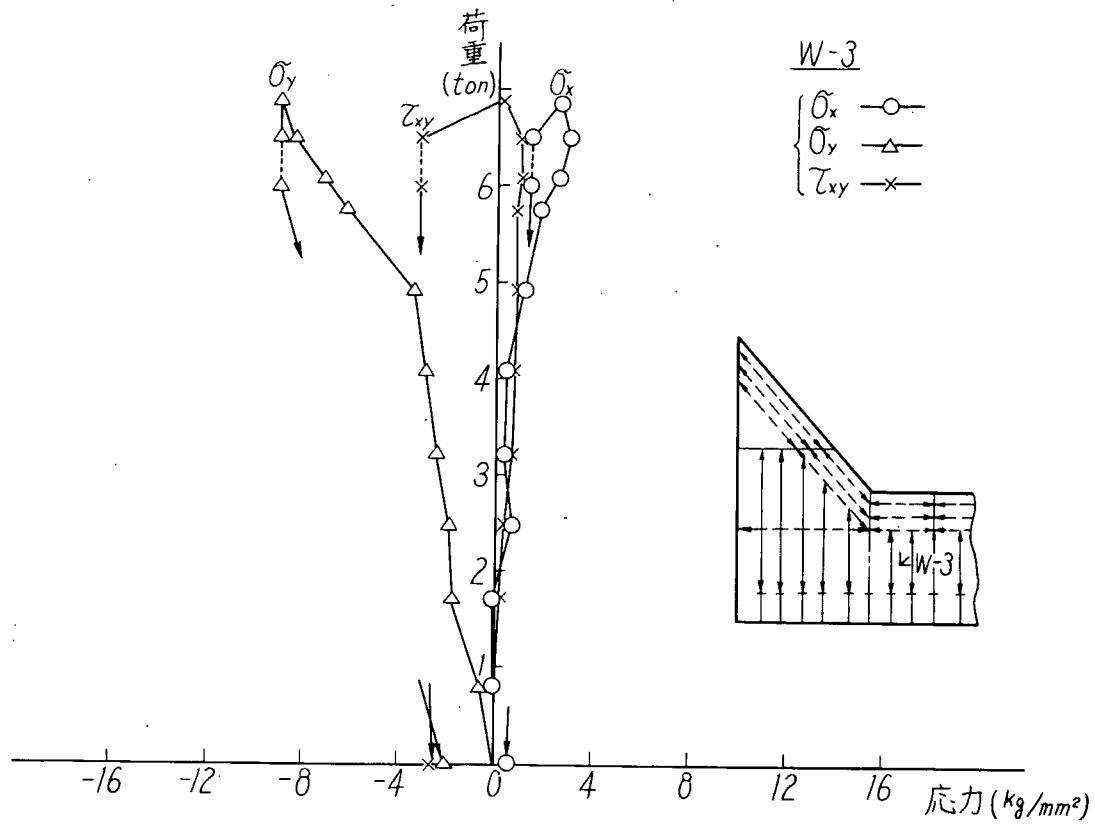


図 2.5.26(a) W-3 荷重一応力曲線

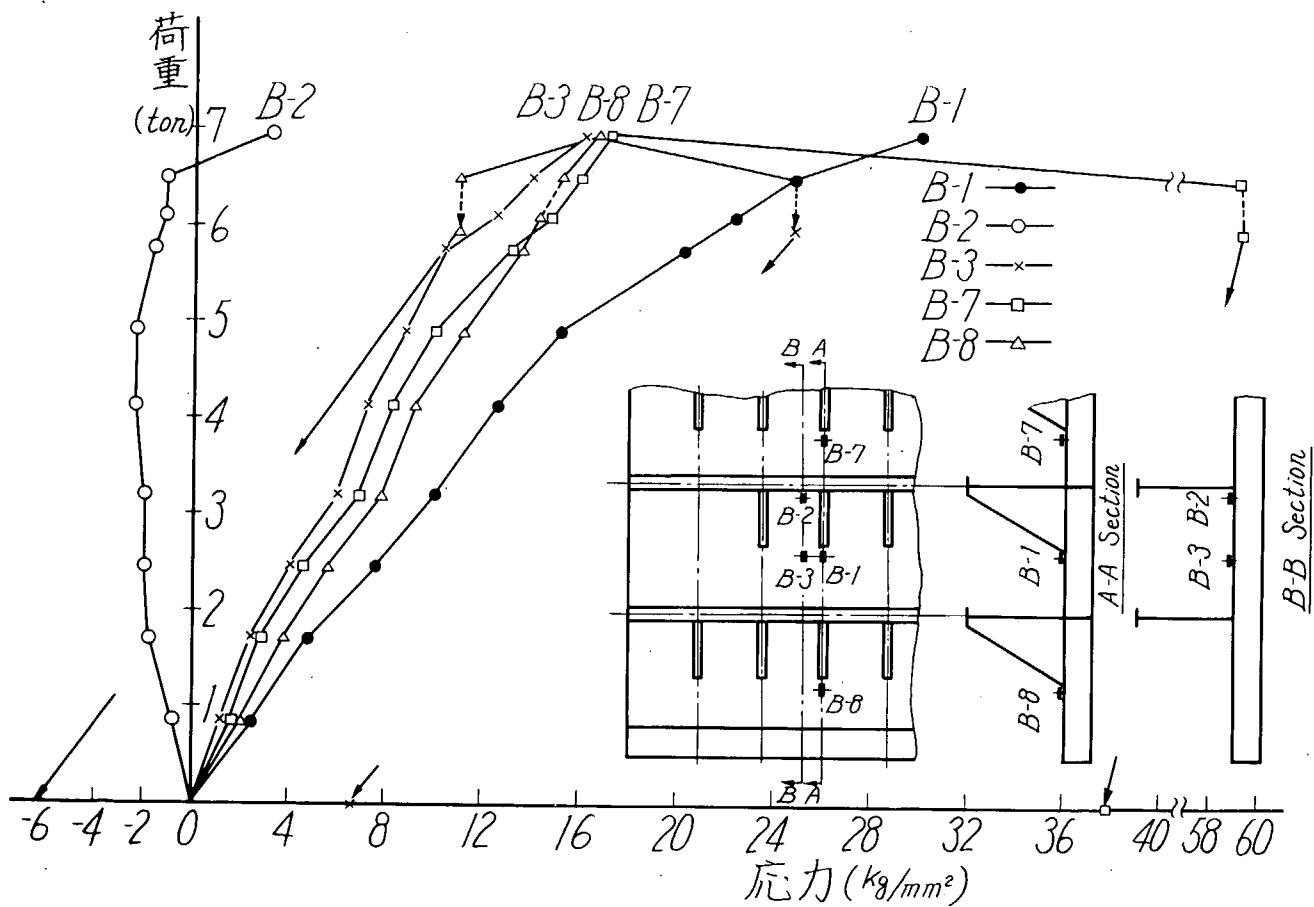


図 2.5.26(b) 船底縦通材 荷重一応力曲線

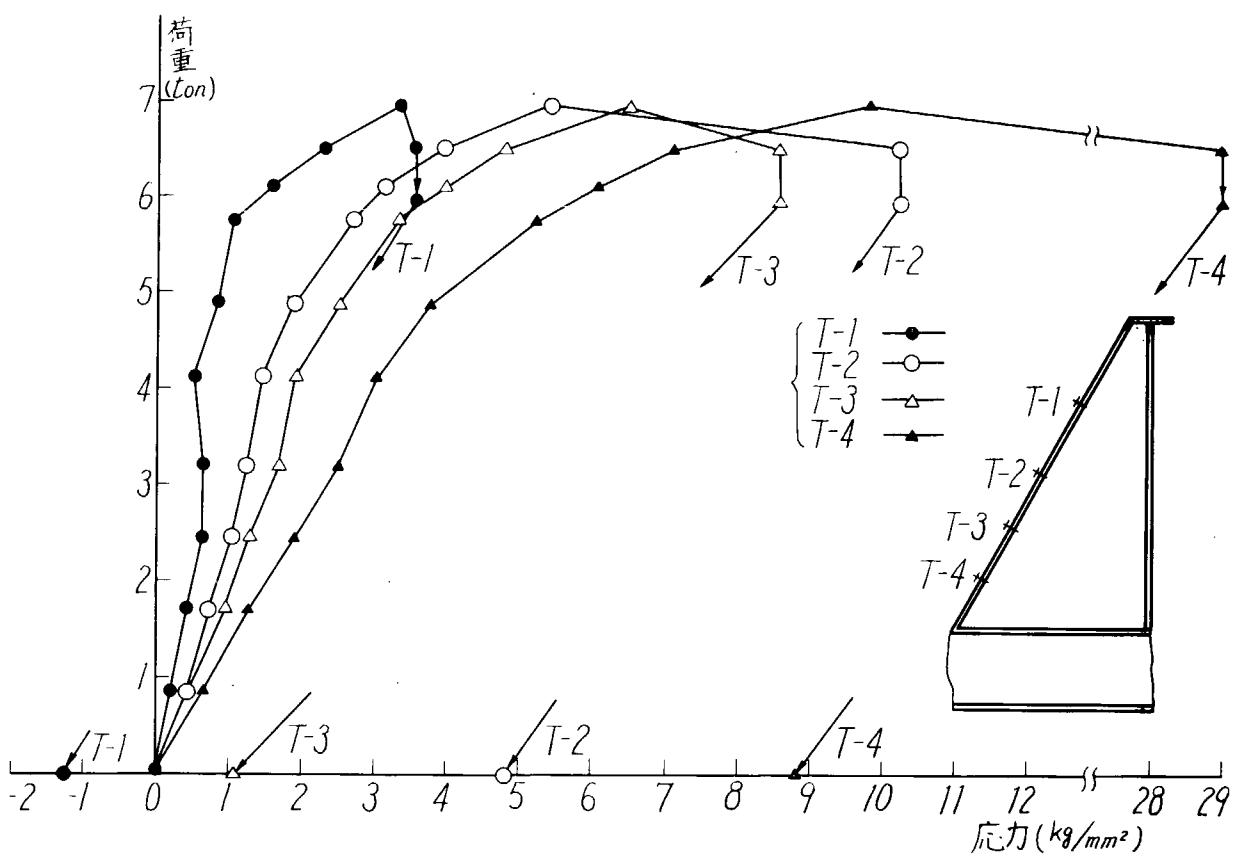


図 2.5.26(c) トリビングブラケット面材 荷重一応力曲線

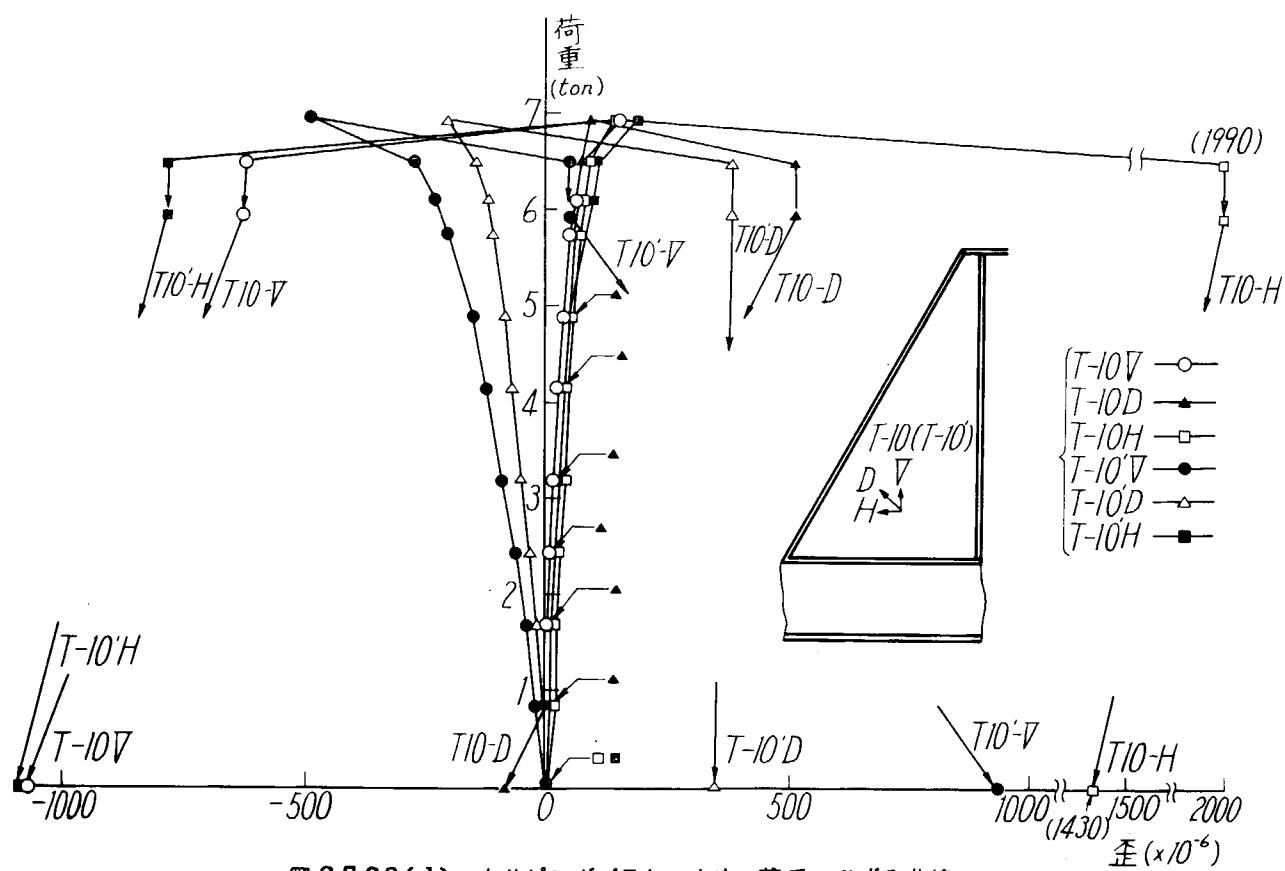


図 2.5.26(d) トリビングブラケット内 荷重一ひずみ曲線

## 2.6 船底横桁の座屈強度に関する研究

担当 山本 善之・李 雅英（東京大学）

### 2.6.1 序

近年、船体構造は巨大化の一途をたどってきたが、巨大船の損傷事故を防止し、より合理的な構造を開発するためには、巨大船の船体構造の特殊性を明らかにしなければならない。巨大化にともない、喫水は必然的に深くなり、船底横桁には大きな圧縮力が作用することになる。この圧縮力に対応して、横桁は非常に深くなる傾向が見られる反面、横桁のウェブの板厚は相対的に薄くなる。それゆえ、横強度を検討するにあたり、船底横桁の座屈強度を正確に知る必要がある。本研究では、船底横桁に作用する荷重を評価するとともに、横桁の強度を理論および実験により、検討することによってそれらの本質を明らかにし、抜本的な損傷防止策を確立することを目的とする。

### 2.6.2 実験

本実験では、70万トンタンカーの船底横桁を対象として、実船の荷重状態に対する防撓材の寸法、配置方式を決定した。それに対して約 $1/8.7$ の横型による座屈実験を行ない、船底横桁の崩壊のメカニズムを観察した。さらに、トリッピング・ブラケットの間隔およびスチフナー配置が座屈強度におよぼす影響を実験的に検討した。

#### (1) 試験体

試験体としては、船底部横桁部材のうち、両側をトリッピング・ブラケットにはさまれる部分を図2.6.1に示すようにモデル化し、表2.6.1に示すような7種類の横桁模型について実験を行なった。すなわち、図2.6.1aに示すような形状を原型（I型、 $L=920\text{mm}$ ）とする。トリッピング・ブラケットの間隔の効果を調べるために、 $L=1150\text{mm}$ および $L=1380\text{mm}$ の試験体を製作し、それぞれII型とIII型とする。また、スチフナーの効果を検討するため、ウェブの長手方向に1本のスチフナーを追加配置したもの（ $L=920\text{mm}$ ）をIV型とする。さらに、トリッピング・ブラケット、および船底ロンジの効果を検討するため、桁の中央にトリッピング・ブラケットおよび船底ロンジに相当する回転防止材を配置したものをV型（ $L=1380\text{mm}$ ）、VI型（ $L=1610\text{mm}$ ）、VII型（ $L=1840\text{mm}$ ）とする。

#### (2) 負荷方法

負荷方法としては、実船の負荷状態を近似するため、各Model Iに対して図2.6.2のような負荷方法を採用した。すなわち、回転防止材を枠に固定し、試験体の上部に取りつけたI型鋼（試験体の剛性に比較して、その剛性は極めて大きい）を介して負荷した。なお、Model I～IVに対しては、回転防止材は用いない。

#### (3) 実験結果

##### (a) 概要

表2.6.2に、各々の試験体の長さ、断面形状、最高荷重、変形形状を示す。なお、この表の中で最高荷重に対する応力は、最高荷重を桁の断面積で割った値である。

##### (b) 崩壊に至るメカニズム

各試験体のたわみの測定位置を図2.6.3に、荷重-縮み曲線を図2.6.4に、荷重-たわみ曲線を図2.6.5に示す。

\*担当研究項目 「トリッピング・ブラケットの研究」

### (i) Model I - A

初期不整の影響のため、初期の段階で、桁の中央（B - B断面）にてスチフナー付きの面が凸部になる変形が見られた。P = 3.2 ton において、A - A断面のウェブ⑪⑦にて局部座屈が生じ、(図 2.6.5.a 1 参照) 荷重の上昇とともに、この局部的な座屈変形が、フランジ⑮⑯⑰の捩れをともなって、顕著となり(図 2.6.5.a 2 参照)，P = 4.7 ton で最高荷重に達した。

なお、Model I - B は平押しによって実験したため、試験機の能力をこえ、処期の結果は得られなかった。

### (ii) Model II

初期の段階から、ウェブ⑧⑩⑪にて撓み変形が見られ(図 2.6.5.b 1 参照)，荷重の上昇とともに、その変形が大きく進行するとともに、A - A断面位置のフランジは捩れ変形し、同時にフランジは全体的に面外変形を生じた(図 2.6.5.b 2 参照)。最終的には下端部ウェブの局部座屈によって崩壊した( $P_{max} = 4.6.3 \text{ Kg/mm}^2$ )

### (iii) Model III

初期不整の影響のため、Model I と同様に初期の段階で桁の中央（B - B断面）にてスチフナー付きの面が凸部になる変形が見られた。P = 2.5 ton 付近で撓み変形の向きが変り、荷重の増加とともに、撓み変形が大きく進行した。最終的には、桁は中央部（B - B断面）にて横倒れ現象を起こして崩壊し(図 2.6.5.c 1, 2.6.5.c 2 参照)，最高荷重は  $P_{max} = 4.5.75 \text{ ton}$  に達した。

### (iv) Model IV

初期の段階から、ウェブ⑨⑩⑪にて撓み変形が生じ、P = 3.5 ton でその変形が顕著になり始め、同時に C - C断面のウェブ⑤にて局部座屈が生じた。さらに荷重の上昇とともに、B - B, C - C断面のウェブの座屈による撓み変形が進行し(図 2.6.5.d 1 参照)，P = 5.4.1 ton で最高荷重に達した。

### (v) Model V - A

初期不整の影響のため、初期の段階から、C - C断面のウェブ⑨付近にて撓み変形が見られ(図 2.6.5.e 1 参照) 荷重の増加とともに、撓み変形が大きく進行した。P = 4.0 ton 付近で C - C断面のフランジの捩れ変形が生じ(図 2.6.5.e 2 参照) P = 5.7 ton で最高荷重に達した。

### (vi) Model V - B

初期の段階から、ウェブ①③にて撓み変形が生じ、荷重の増加とともに、撓み変形が大きく進行した、P = 4.0 ton でウェブ⑨にて局部座屈変形が見られた(図 2.6.5.f 1 参照) さらに P = 5.5 ton 付近で C - C断面のフランジの捩れ変形が顕著になり(図 2.6.5.f 2 参照)，それに伴って最高荷重( $P = 5.8 \text{ ton}$ )に達した。

表 2.6.1 試験模型の仕様

Model	長さ	断面形状	備考
I	920 mm	図 2.6.1 a	原型(2体)
II	1150 mm	"	
III	1380 mm	"	
IV	920 mm	図 2.6.1 b	
V	1380 mm	図 2.6.1 c	2体

表 2.6.2 実験結果のまとめ

Model	断面形状	長さ	最高荷重 (平均圧縮応力)	最高荷重時の変形
I - A	図 2.6.1 a	920 mm	47 ton (10.5 Kg/mm <sup>2</sup> )	A - A断面面材付近のウェブ のパネル座屈
I - B			> 100 ton	座屈せず
II	図 2.6.1 a	1150 mm	46.3 ton (10.34 " )	A - A断面面材付近のウェブ のパネル座屈
III	図 2.6.1 a	1380 mm	45.75 ton (10.22 " )	B - B断面面材の横倒れ
IV	図 2.6.1 b	920 mm	54.1 ton (11.9 " )	C - C断面面材付近のウェブ のパネル座屈
V - A	図 2.6.1 c	1380 mm	57.0 ton (12.73 " )	C - C断面面材付近のウェブ のパネル座屈
V - B			58.0 ton (12.95 " )	C - C断面面材の捩れ座屈

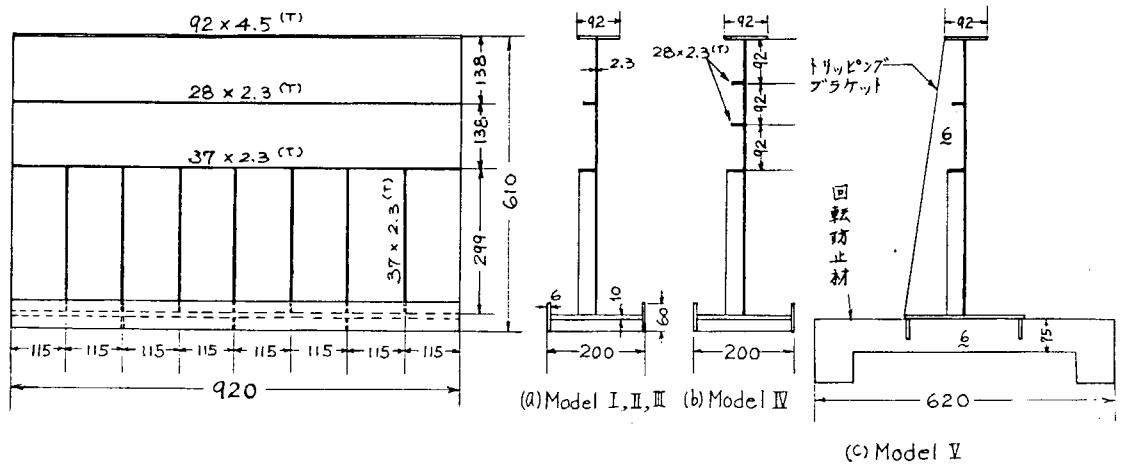


図 2.6.1 試験体形状

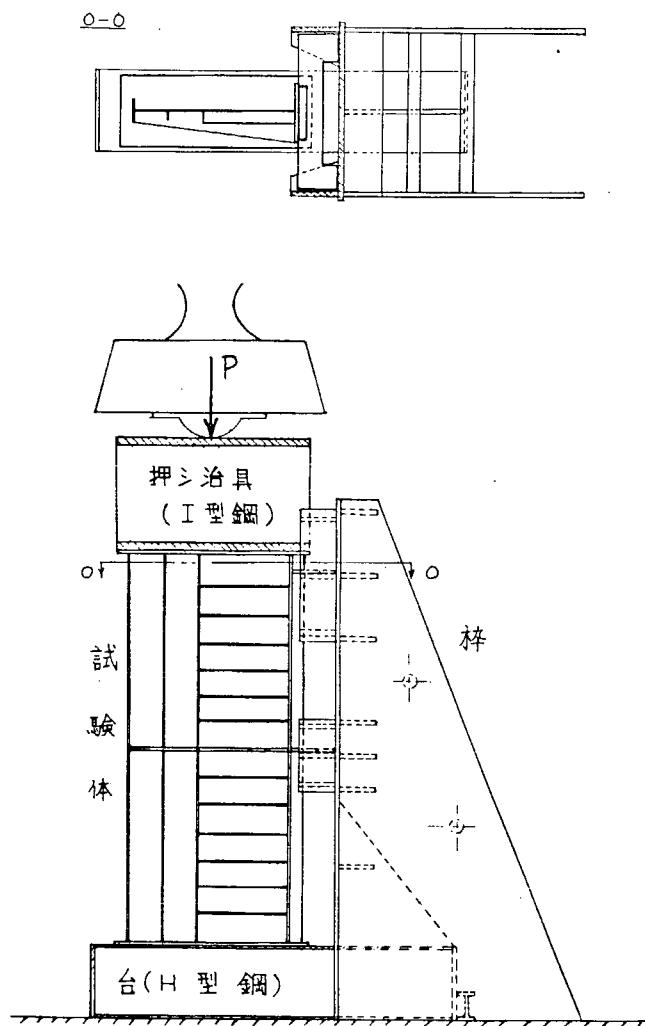


図 2.6.2 負荷方法

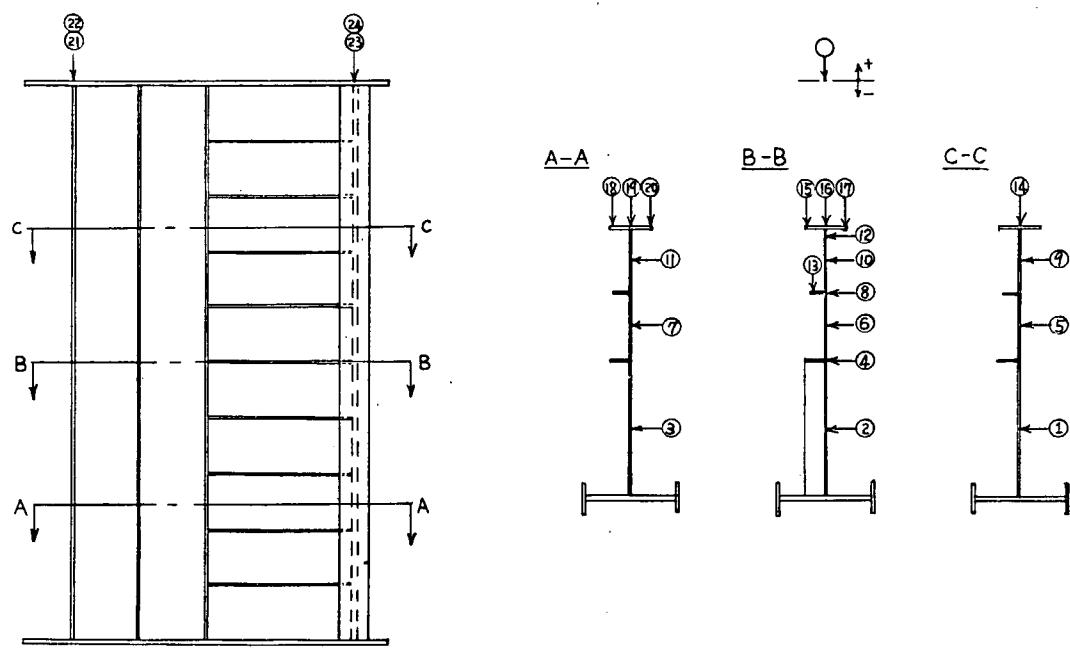


図 2.6.3 拘みの測定位置

### 2.6.3 理論解析

船体構造物の解析法としては、形状および境界条件による制約を比較的受けない有限要素法が有力である。しかしながら、この手法も構造物の大型複雑化とともに、計算時間が急激に増加することが予想される。とくに、弾塑性大たわみ解析のような非線形問題を解くには、従来の三角形あるいは四辺形要素による解析法は、極めて効率が悪い。したがって、巨大船の船底横桁のような複雑な構造物の解析には、より効率のよい解析法の開発が必要となる。一方、構造物の形状によっては、有限帯板法によって、未知数および精度の点で、効率よく解が得られる場合があり、すでに、解析例がいくつか発表されている。そこで、本研究では、この有限帯板法を用い、増分法による弾塑性大たわみ解析用プログラムを作成する。それを用いて、面内圧縮荷重を受ける船底横桁の解析を行ない、前述の実験結果と比較検討し、この解析法の妥当性を検討する。

#### (1) 基礎式

##### (a) 変位とひずみの関係

##### (i) 平板要素

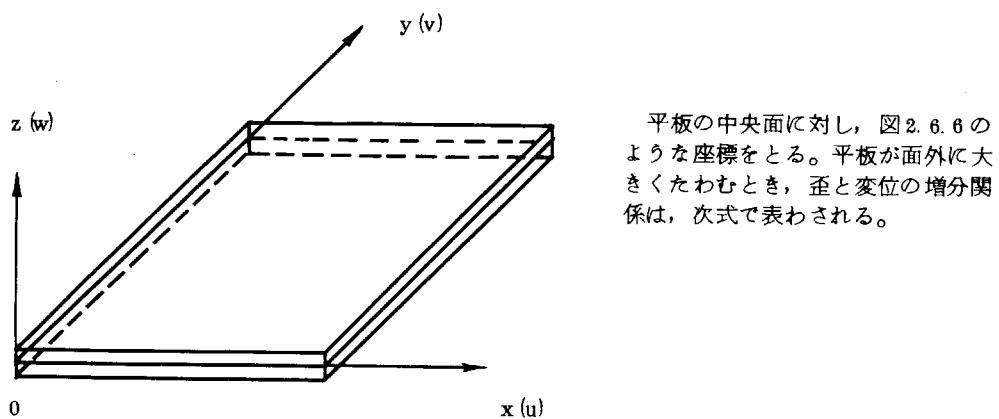


図 2.6.6 平板の座標

$$\{\triangle\epsilon\} = \begin{pmatrix} \triangle\epsilon_x \\ \triangle\epsilon_y \\ \triangle\epsilon_{xy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\alpha\triangle u}{\alpha x} \\ \frac{\alpha\triangle v}{\alpha y} \\ \frac{\alpha\triangle u}{\alpha y} + \frac{\alpha\triangle v}{\alpha x} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{2} \left( \frac{\alpha\triangle w}{\alpha x} \right)^2 \\ \frac{1}{2} \left( \frac{\alpha\triangle w}{\alpha y} \right)^2 \\ \frac{\alpha\triangle w}{\alpha x} \cdot \frac{\alpha\triangle w}{\alpha y} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\alpha w_0}{\alpha x} \cdot \frac{\alpha\triangle w}{\alpha x} \\ \frac{\alpha w_0}{\alpha y} \cdot \frac{\alpha\triangle w}{\alpha y} \\ \frac{\alpha w_0}{\alpha x} \cdot \frac{\alpha\triangle w}{\alpha y} + \frac{\alpha w_0}{\alpha y} \cdot \frac{\alpha\triangle w}{\alpha x} \end{pmatrix} - Z \begin{pmatrix} \frac{\alpha^2\triangle w}{\alpha x^2} \\ \frac{\alpha^2\triangle w}{\alpha y^2} \\ 2 \frac{\alpha^2\triangle w}{\alpha x \alpha y} \end{pmatrix} \quad (1)$$

ここで、 $U_0, V_0, W_0$ ：前ステップまでに、板厚の中央面に生じた変位  
 $\triangle U, \triangle V, \triangle W$ ：nステップで、板厚の中央面に生じる変位

(ii) 梁要素

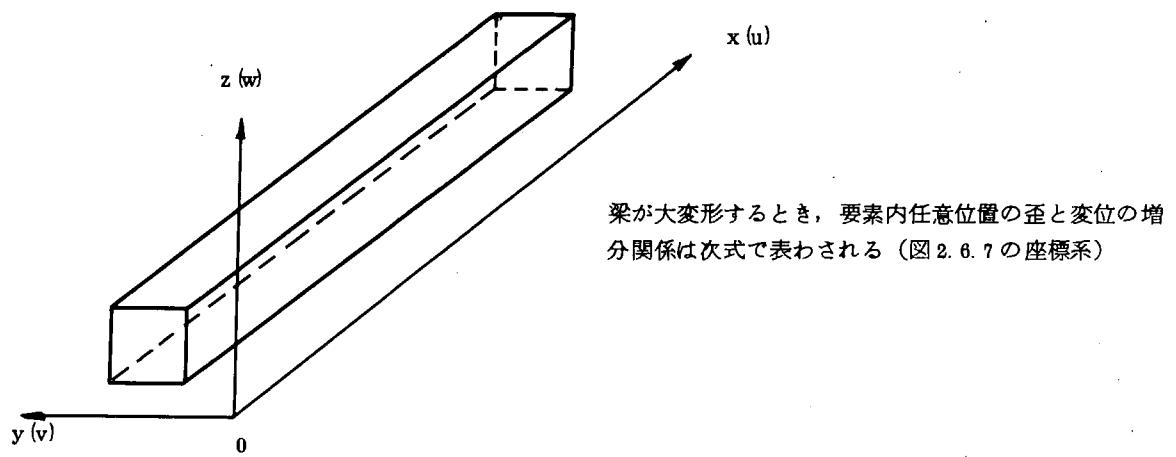


図 2.6.7 梁の座標

$$\{\Delta\epsilon\} = \begin{pmatrix} \Delta\epsilon_x \\ \Delta\epsilon_{xy} \\ \Delta\epsilon_{xy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial\Delta u}{\partial x} \\ \frac{\partial\Delta u}{\partial y} + \frac{\partial\Delta v}{\partial x} \\ \frac{\partial\Delta u}{\partial z} + \frac{\partial\Delta w}{\partial x} \end{pmatrix} + \left\{ \begin{array}{l} \frac{\alpha u_0}{\alpha x} \frac{\partial\Delta u}{\partial x} + \frac{\alpha v_0}{\alpha x} \frac{\partial\Delta v}{\partial x} + \frac{\alpha w_0}{\alpha x} \frac{\partial\Delta w}{\partial x} \\ \left( \frac{\alpha u_0}{\alpha x} \frac{\partial\Delta u}{\partial y} + \frac{\alpha u_0}{\alpha y} \frac{\partial\Delta u}{\partial x} \right) + \left( \frac{\alpha v_0}{\alpha x} \frac{\partial\Delta v}{\partial y} + \frac{\alpha v_0}{\alpha y} \frac{\partial\Delta v}{\partial x} \right) + \left( \frac{\alpha w_0}{\alpha x} \frac{\partial\Delta w}{\partial y} \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\alpha w_0}{\alpha y} \frac{\partial\Delta w}{\partial x} \right) \\ \left( \frac{\alpha u_0}{\alpha x} \frac{\partial\Delta u}{\partial z} + \frac{\alpha u_0}{\alpha z} \frac{\partial\Delta u}{\partial x} \right) + \left( \frac{\alpha v_0}{\alpha x} \frac{\partial\Delta v}{\partial z} + \frac{\alpha v_0}{\alpha z} \frac{\partial\Delta v}{\partial x} \right) + \left( \frac{\alpha w_0}{\alpha x} \frac{\partial\Delta w}{\partial z} + \right. \right. \\ \left. \left. \frac{\alpha w_0}{\alpha z} \frac{\partial\Delta w}{\partial x} \right) \end{array} \right\}$$

$$+ \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2} \left( \left( \frac{\partial\Delta u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial\Delta v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial\Delta w}{\partial x} \right)^2 \right) \\ \frac{\partial\Delta u}{\partial x} \frac{\partial\Delta u}{\partial y} + \frac{\partial\Delta v}{\partial x} \frac{\partial\Delta v}{\partial y} + \frac{\partial\Delta w}{\partial x} \frac{\partial\Delta w}{\partial y} \\ \frac{\partial\Delta u}{\partial x} \frac{\partial\Delta u}{\partial z} + \frac{\partial\Delta v}{\partial x} \frac{\partial\Delta v}{\partial z} + \frac{\partial\Delta w}{\partial x} \frac{\partial\Delta w}{\partial z} \end{array} \right\} \dots \dots \dots \quad (2)$$

ここで,  $u_0, v_0, w_0$  : 前ステップまでに, 任意位置に生じた変位

$\Delta u, \Delta v, \Delta w$  : nステップで, 任意位置に生じる変位

(b) 応力と歪の関係

(i) 弾性域

$$\{\Delta\sigma\} = [\mathbb{D}^e] \{\Delta\varepsilon\} \quad (3)$$

$[\mathbb{D}^e]$  は次のように定義される。

(1) 平板要素

$$\{\Delta\sigma\} = \begin{pmatrix} \Delta\sigma_x \\ \Delta\sigma_y \\ \Delta\tau_{xy} \end{pmatrix} = [\mathbb{D}^e] \begin{pmatrix} \Delta\varepsilon_x \\ \Delta\varepsilon_y \\ \Delta\tau_{xy} \end{pmatrix}$$

ここで

$$[\mathbb{D}^e] = \frac{E}{1-\gamma^2} \begin{bmatrix} 1 & \gamma & 0 \\ \gamma & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\gamma}{2} \end{bmatrix}$$

(2) 梁要素

$$\{\Delta\sigma\} = \begin{pmatrix} \Delta\sigma_x \\ \Delta\tau_{xy} \\ \Delta\tau_{xz} \end{pmatrix} = [\mathbb{D}^e] \begin{pmatrix} \Delta\varepsilon_x \\ \Delta\tau_{xy} \\ \Delta\tau_{xz} \end{pmatrix}$$

ここで

$$[\mathbb{D}^e] = E \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{2(1+\gamma)} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2(1+\gamma)} \end{bmatrix}$$

(ii) 塑性域

$$\{\Delta\sigma\} = [\mathbb{D}^p] \{\Delta\varepsilon\} \quad (4)$$

$[\mathbb{D}^p]$  は次のように定義される。

(1) 平板要素

$[\mathbb{D}^p]$  は、von Mises の降伏条件による Prandtl - Reuss の応力増分と歪増分を関係づける行列であり、以下の式で表わせる。すなわち

$$[\mathbb{D}^p] = [\mathbb{D}^e] - \frac{1}{S} \begin{bmatrix} S_1^2 & S_1 S_2 & S_1 S_6 \\ S_1 S_2 & S_2^2 & S_2 S_6 \\ S_1 S_6 & S_2 S_6 & S_6^2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

ここで、

$$S_1 = \frac{E}{1-\gamma^2} (\sigma_x' + \gamma\sigma_y')$$

$$S_2 = \frac{E}{1-\gamma^2} (\gamma\sigma_x' + \sigma_y')$$

$$S_6 = \frac{E}{1+\gamma} \tau_{xy}$$

$$S = \frac{4}{9} \bar{\sigma}^2 H' + S_1 \sigma_y' + S_2 \sigma_y' + Z S_6 \tau_{xy}$$

$\sigma_x'$ ,  $\sigma_y'$  は、偏差主応力である。 $\bar{\sigma}$ ,  $H'$  は、それぞれ相当応力、加工硬化率であり、次式で表わせる

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \times \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$H' = \frac{d\bar{\sigma}}{d\bar{\epsilon}_p} \quad \bar{\epsilon}_p : \text{相当塑性歪}$$

(b) 梁要素

$$[\mathbf{D}^P] = E_t \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{2(1+\gamma)} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2(1+\gamma)} \end{bmatrix}$$

$E_t$  は、切線係数である。

(c) 平衡方程式

エネルギー停留原理により変位増分間の平衡方程式は

$$[(\mathbf{K}) + (\mathbf{K}_G)] \cdot \{\Delta u\} = \{\Delta P\} - (\{P_1\} - \{P_0\}) \quad (6)$$

と表わされる。ここに、 $\{\Delta u\}$ ,  $\{\Delta P\}$  はそれぞれ変位増分、外力増分であり、 $(\mathbf{K})$  は剛性行列であり、塑性および大撓みの効果が含まれておらず、 $(\mathbf{K}_G)$  は前ステップまでの応力の効果を表す初期応力行列である。右辺第2項は、前ステップまでの不平衡量であり、前ステップ終了時における内力と外力とが必ずしも平衡状態にないことを考慮に入れるための項である。

(d) 変位関係

(i) 帯板要素

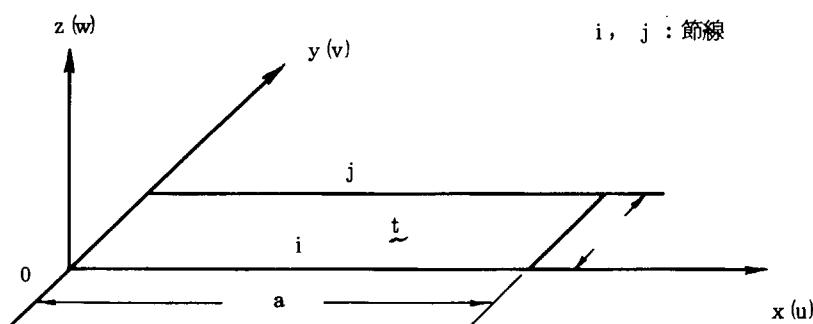


図 2.6.8 帯板要素

帯板要素の中性面の変位を図 2. 6. 8 に示される座標に対して次のような級数和として定義される。

$$\left. \begin{aligned} u &= \sum_m (f_1 u_{im} + f_2 u_{yim} + f_3 u_{jm} + f_4 u_{yjm}) U_m \\ v &= \sum_m (f_1 v_{im} + f_2 v_{yim} + f_3 v_{jm} + f_4 v_{yjm}) V_m \\ w &= \sum_m (f_1 w_{im} + f_2 w_{yim} + f_3 w_{jm} + f_4 w_{yjm}) W_m \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

但し、 $u_{im}$ ,  $u_{yim}$ ,  $u_{jm}$ ,  $u_{yjm}$  …… は、節線変位を表わす。

ここで、 $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_3$ ,  $f_4$  は  $y$  に関する Hermite 補間関数である。

すなわち：

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= 1 - 3 \frac{y^2}{b^2} + 2 \frac{y^3}{b^3} \\ f_2 &= y - 2 \frac{y^2}{b} + \frac{y^3}{b^2} \\ f_3 &= 3 \frac{y^2}{b^2} - 2 \frac{y^3}{b^3} \\ f_4 &= - \frac{y^2}{b} + \frac{b^3}{b^2} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

また、 $U_m$ ,  $V_m$ ,  $W_m$  は  $x$  方向の展開関数で、帯板の長手方向に変位を級数展開している。

これらは帯板要素の短い辺 ( $x = 0$ ,  $x = a$ ) における境界条件によって梁の振動固有関数を適宜選択して用いる。

### (ii) 長い梁要素

帯板要素の節線に付いた防撓材のモデル化のために、長い梁要素を用いることにし、その座標系を図 2. 6. 9 のように表わす。

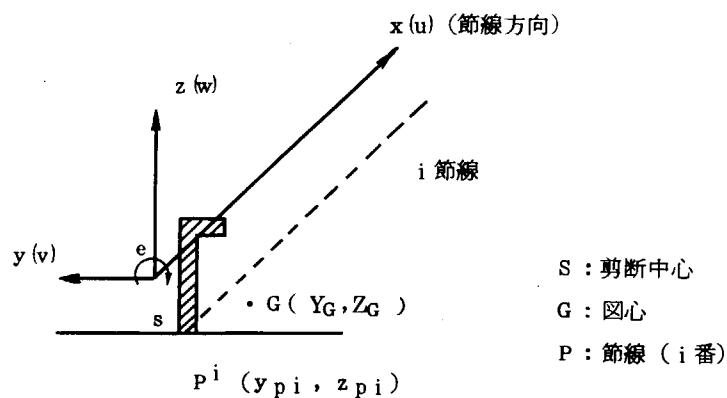


図 2. 6. 9

図 2. 6. 9 の座標系より要素断面中の任意位置の変位  $\{u\}$  は

$$\theta = \theta_{pi}$$

$$w = w_s + y \cdot \theta = w_{pi} + (y - y_{pi}) \theta_{pi}^2$$

$$v = v_s - z \cdot \theta = w_{pi} - (z - z_{pi}) \theta_{pi}$$

$$u = U_G - \frac{dw_s}{dx} (z - Z_G) - \frac{dv_s}{dx} (y - Y_G)$$

$$= u_{pi} + \left( \frac{dw_{pi}}{dx} - y_{pi} \frac{d\theta_{pi}}{dx} \right) (z_{pi} - z) + \left( \frac{dv_{pi}}{dx} + z_{pi} \frac{d\theta_{pi}}{dx} \right) (y_{pi} - y)$$

のようになら表わされる。

ここで、

$$u_{pi} = \sum_m u_{im} U_m$$

$$v_{pi} = \sum_m v_{im} V_m$$

$$w_{pi} = \sum_m w_{im} W_m$$

$$\theta_{pi} = \sum_m w_{yim} W_m$$

である。

### (iii) 短い梁要素

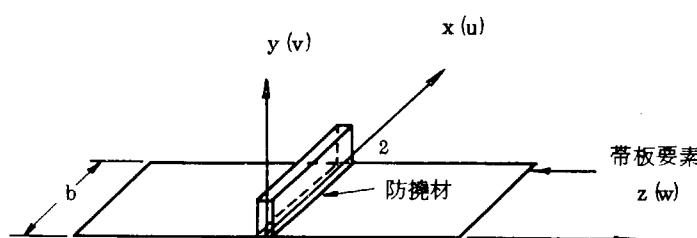


図 2. 6. 10

図 2. 6. 10 に示すような防撓材については、短い梁要素を用いる。変位  $\{u\}$  は同様に(9)式で表わされる。ただし、節線変位  $\{\psi_{pi}\}$  は Hermite 補間関数を用いて表わす。

すなわち

$$u_{pi} = g_1 u_1 + g_2 u_{1x} + g_3 u_2 + g_4 u_{2x}$$

$$v_{pi} = g_1 v_1 + g_2 v_{1x} + g_3 v_2 + g_4 v_{2x}$$

$$w_{pi} = g_1 w_1 + g_2 w_{1x} + g_3 w_2 + g_4 w_{2x}$$

$$\theta_{pi} = g_1 \theta_1 + g_2 \theta_{1x} + g_3 \theta_2 + g_4 \theta_{2x}$$

ここに,  $g_1$ ,  $g_2$ ,  $g_3$ ,  $g_4$  は  $x$  に関する Hermite 插間関数である。

## (2) 解析手順と解析例

### (a) 解析手順

前項に述べた基礎式による計算過程を図 2.6.1.1 のフローチャートに示す。ここでは、その手順に従い、前述の船底横行について、無負荷状態から、崩壊に至るまでの挙動を、逐次追跡計算を行ない、桁の最終強度を算出した。

なお、この計算においては、帯板要素の変位関数について、次の展開関数  $U_m$ ,  $V_m$ ,  $W_m$  (長方向) を用いた。

$m = 1$  の時

$$U_1 = \frac{x}{a} - 0.5 \quad (\text{両端自由})$$

$$V_1 = \sin \frac{\pi x}{a} \quad (\text{両端単純支持})$$

$$W_1 = \sin \frac{\pi x}{a} \quad (\quad " \quad )$$

$m = 2$  の時

$$U_2 = \sin \frac{2\pi x}{a}$$

$$V_2 = \sin \frac{N_w \pi x}{a}$$

$$W_2 = \sin \frac{N_w \pi x}{a} \quad (N_w : \text{要素によって決定する})$$

ここに、展開項数は 2 項である。

### (b) 解析例 :

Model I を例として、図 2.6.1.2 に示されるように、桁を 10 個の帯板要素と 14 個の短い梁要素で分割する。その計算結果は図 2.6.4 a, 図 2.6.5 a に示される。そのほかの試験体の計算結果については、図 2.6.4 b ~ 図 2.6.4 d に荷重 - 縮み曲線を示す。また、図 2.6.5 b ~ 図 2.6.5 d に荷重 - 挾み曲線を示す。

### (c) 考察

図 2.6.4 a ~ 図 2.6.4 d に示すように、立上りの勾配が 4 個の試験体とも、計算結果が実験結果に比較して幾分大きい、この主な原因としては、

i) 理論波形の不完全性 (理論座屈荷重上昇)

ii) 初期挟みの影響 (実験値下降)

などが考えられる。波形の不完全性については、船底横行はいずれも複雑な構造なので、帯板要素の変位関数の項数が少ないと、実際の変形モードと合致させることは困難である。本解析では、計算量を減らすため、2 項を採用した。それゆえ、図 2.6.5 a ~ 図 2.6.5 d に示すように、実験値と理論値の間に、挟みの差が生じると考えられる。展開項数を 3, 4 項程度採用すれば、よりよい精度の解が得られると思う。

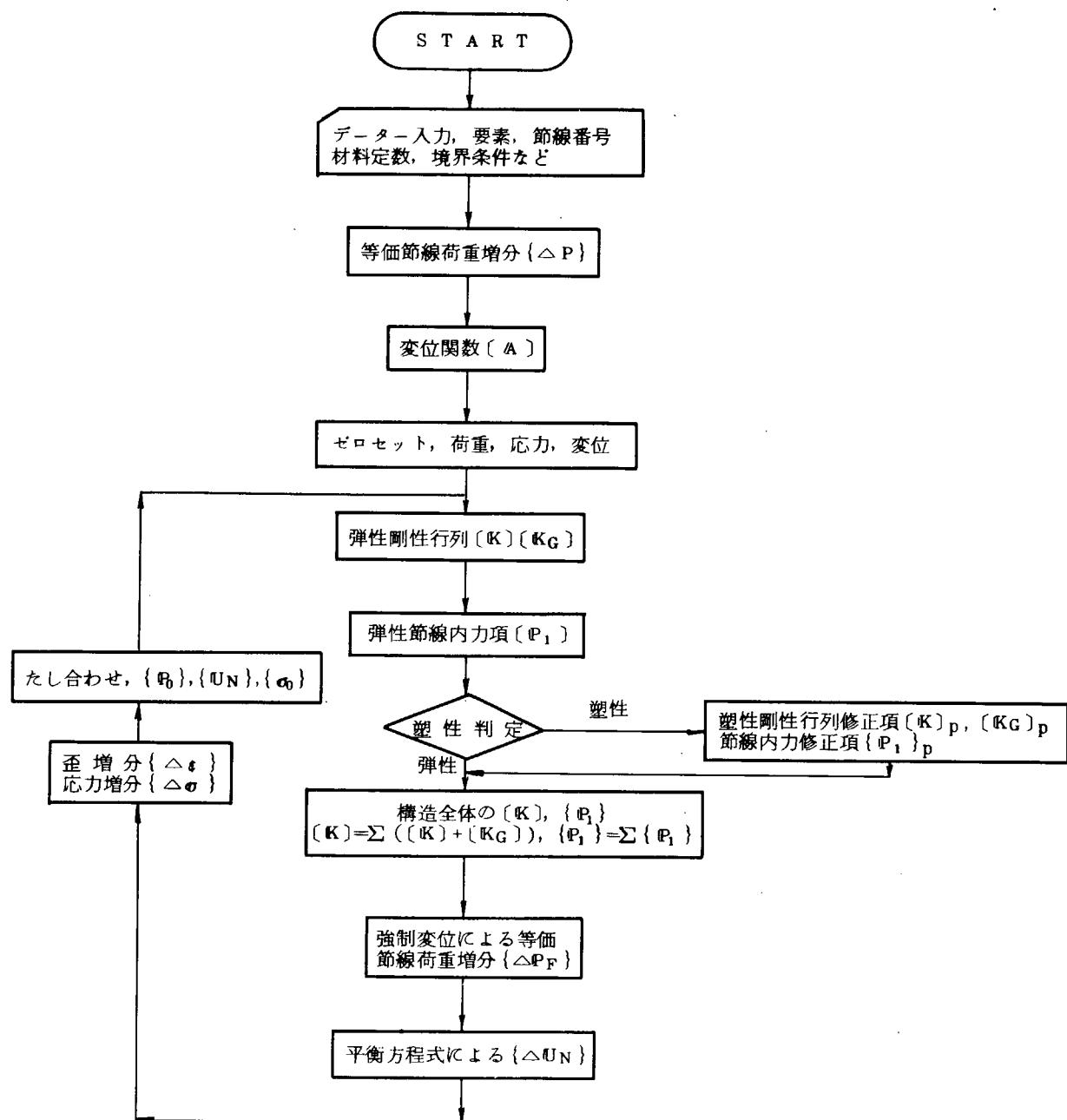


図 2.6.1-1 フロー チャート

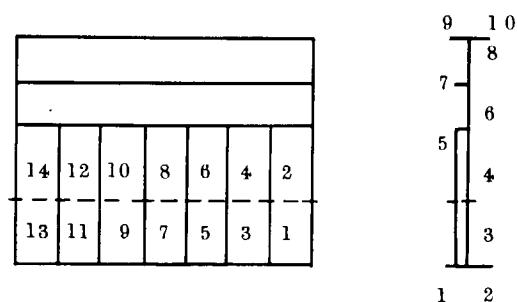


図 2.6.1-2 要素分割 (Model I)

#### 2.6.4 結論

以上の実験および計算結果から得られた結論を列記する。

- (1) 船底横桁は、圧縮力により、面材付近のウェブの局部座屈によって崩壊する。
- (2) トリッピング・プラケットの間隔が、Model I ( $L = 920\text{mm}$ ) と Model III ( $L = 1380\text{mm}$ )との間にあるとき、最高荷重は、その間隔の長さによらず、ほぼ一定の値である。
- (3) 面材付近のウェブに、長手方向にスチフナーを配置することは、桁の座屈見地から有効である。
- (4) 桁の中央にトリッピング・プラケットおよび回転防止材を配置することは、フランジの横倒れを抑えるため、桁の最高荷重に大きな影響が見られる。
- (5) 本解析のプログラムによって、船底横桁に見られるようなスチフナーを有する複雑な形状の組立て板構造物が崩壊に至るまでの挙動を解析することができた。

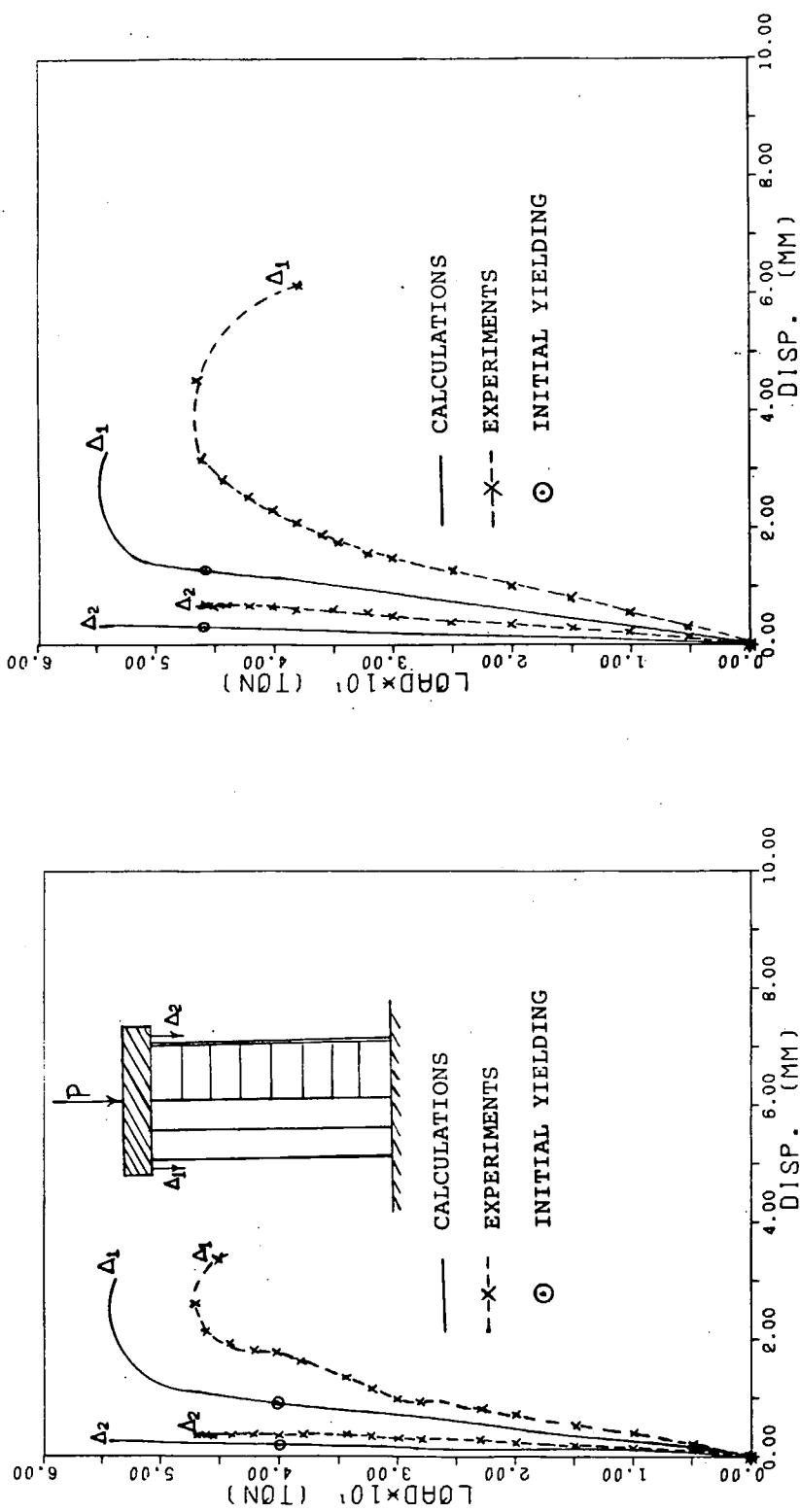


図 2.6.4 a  
荷重 - 変位曲線 (Model I )

図 2.6.4 b  
荷重 - 変位曲線 (Model II )

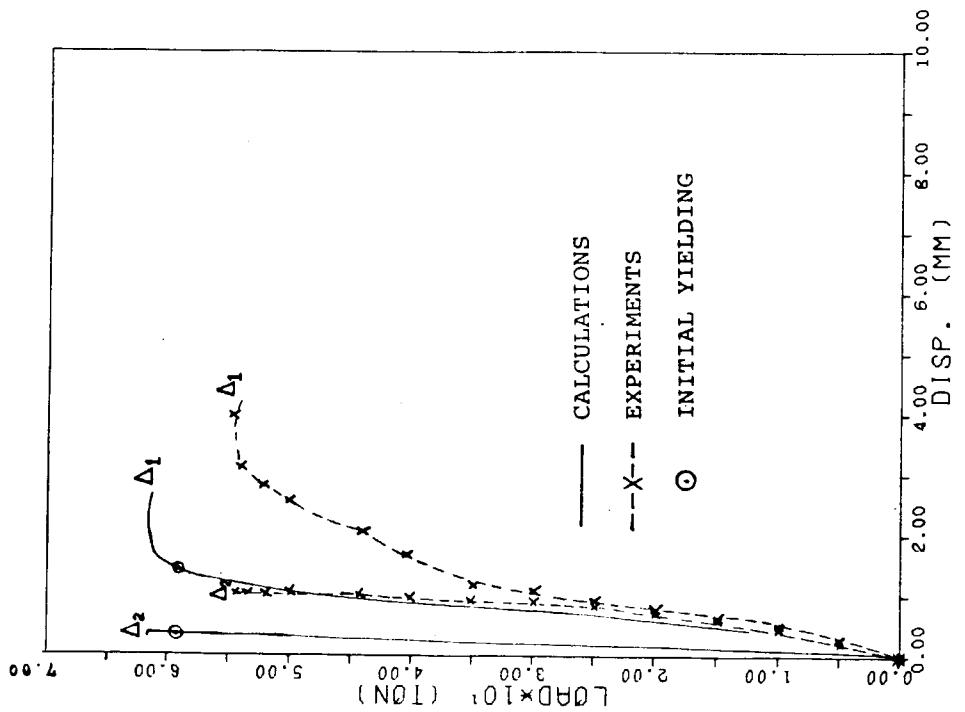


图 2.6.4 d  
荷重-変位曲線 (Model W)

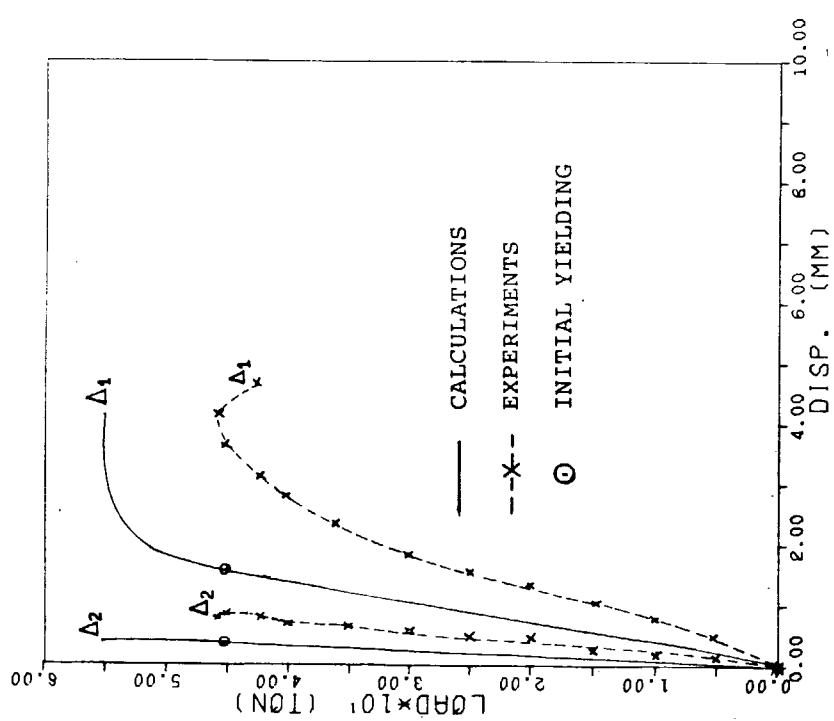


图 2.6.4 c  
荷重-変位曲線 (Model III)

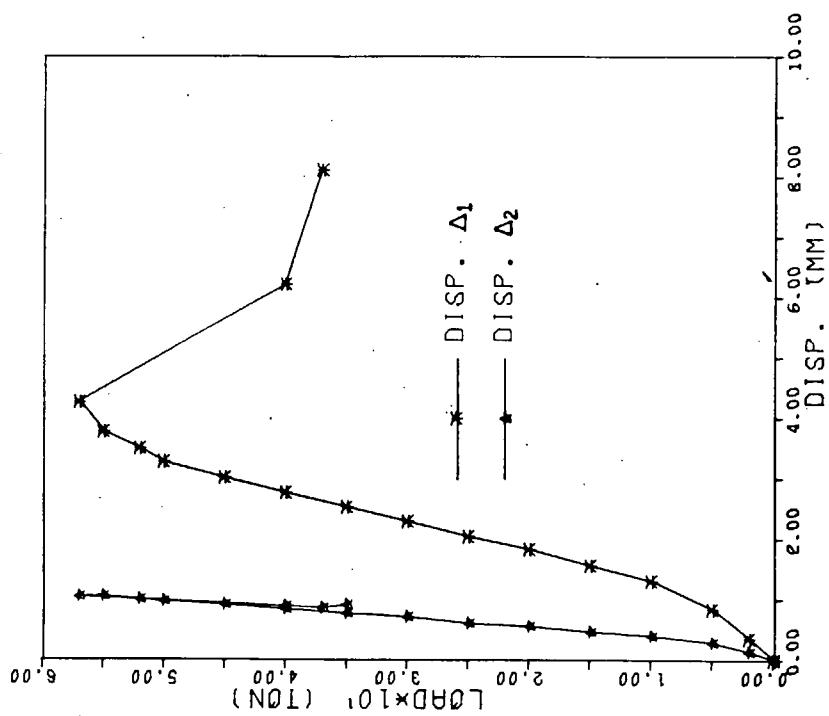


图 2.6.4 e  
荷重—変位曲線 (Model V-A)

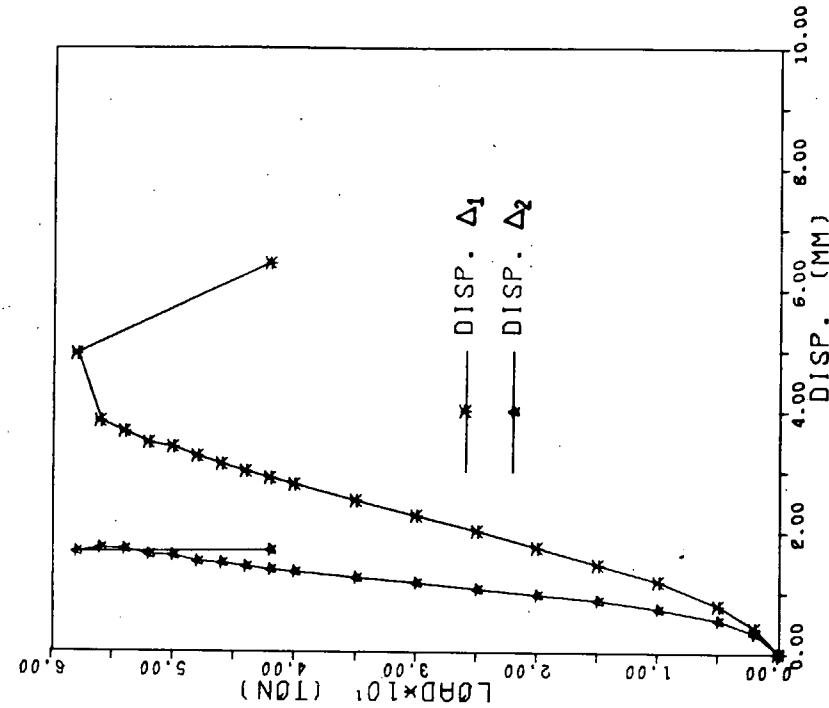


图 2.6.4 f  
荷重—変位曲線 (Model V-B)

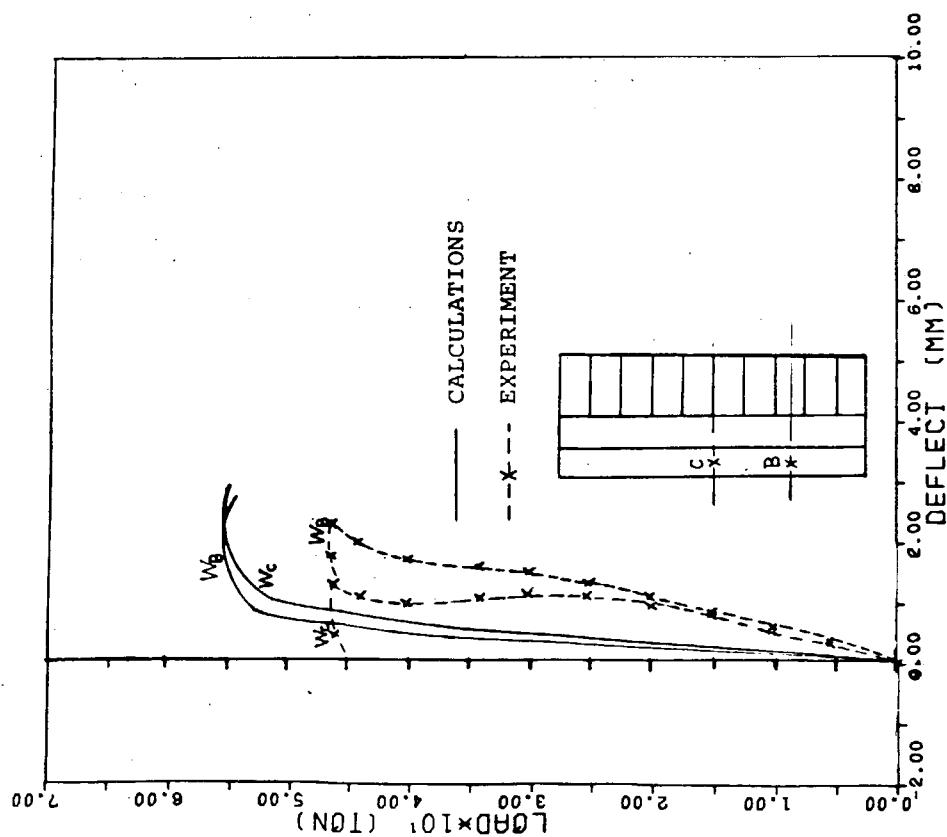


図 2.6.5 b  
荷重—挠み曲線 (Model II)

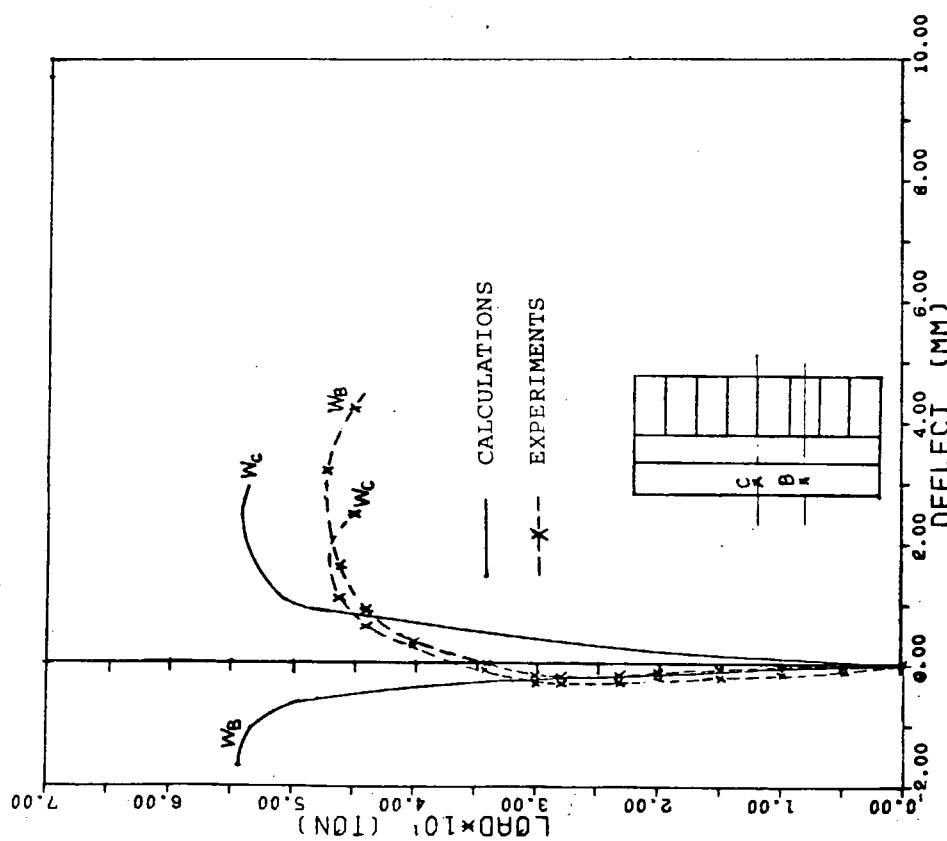


図 2.6.5 a  
荷重—挠み曲線 (Model I)

図 2.6.5 d  
荷重一挠み曲線 (Model IV)

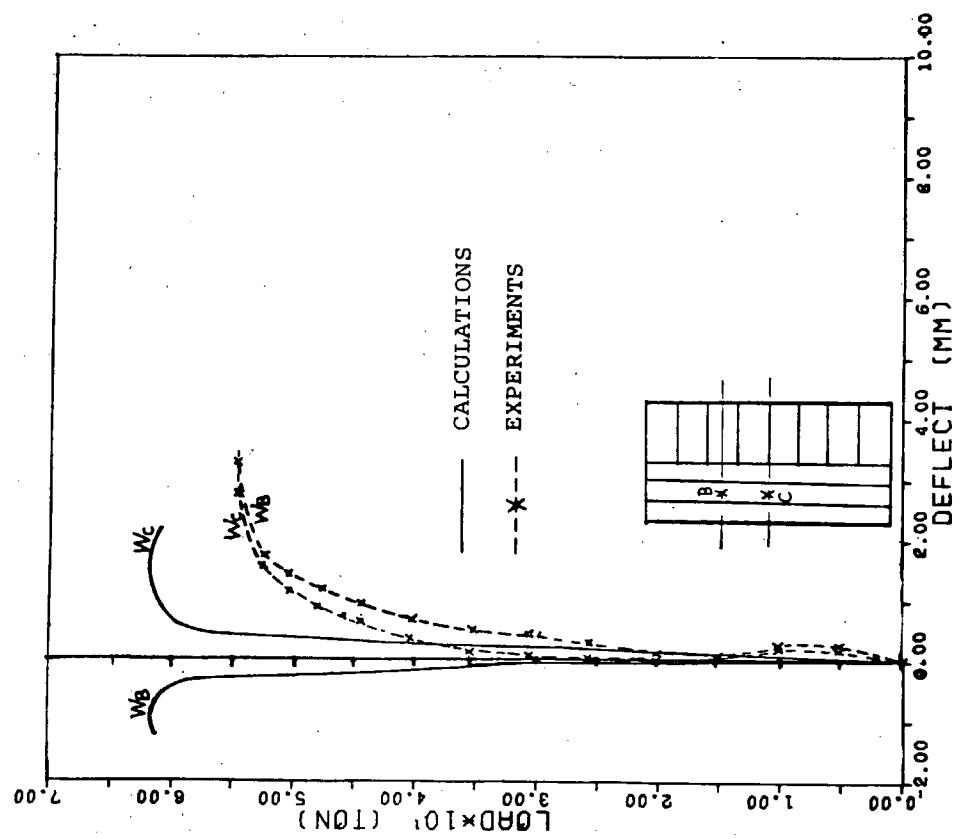
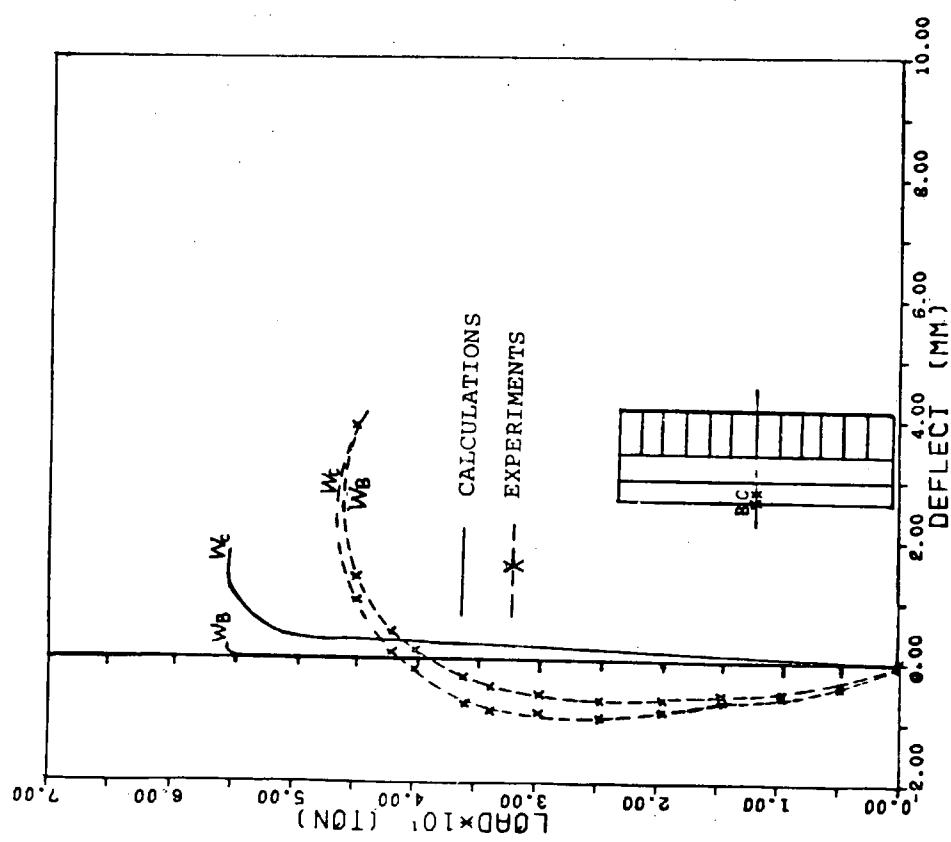


図 2.6.5 c  
荷重一挠み曲線 (Model III)



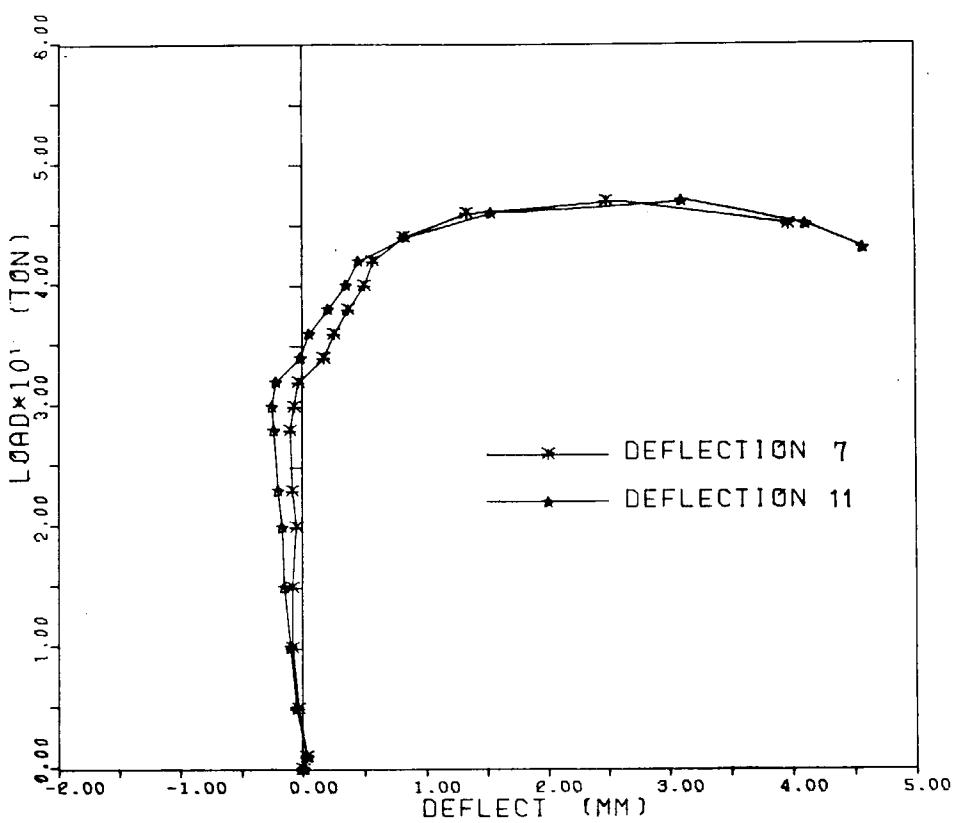


図 2.6.5 a-1  
荷重 - 捶み曲線 (Model I)

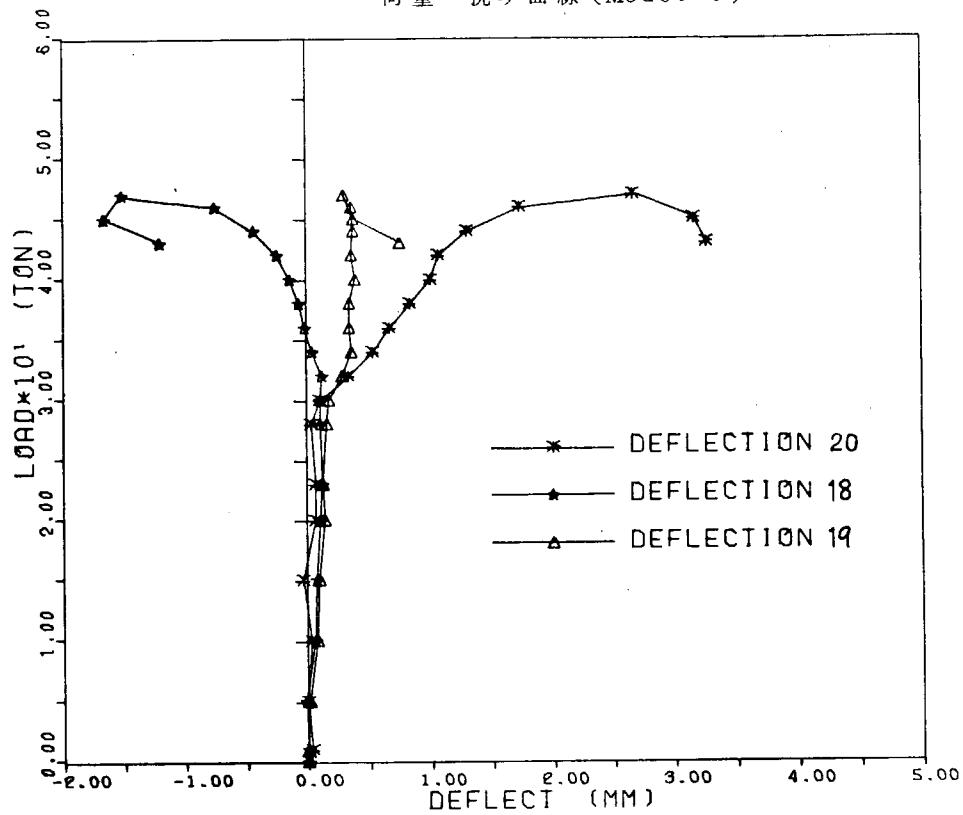


図 2.6.5 a-2  
荷重 - 捶み曲線 (Model I)

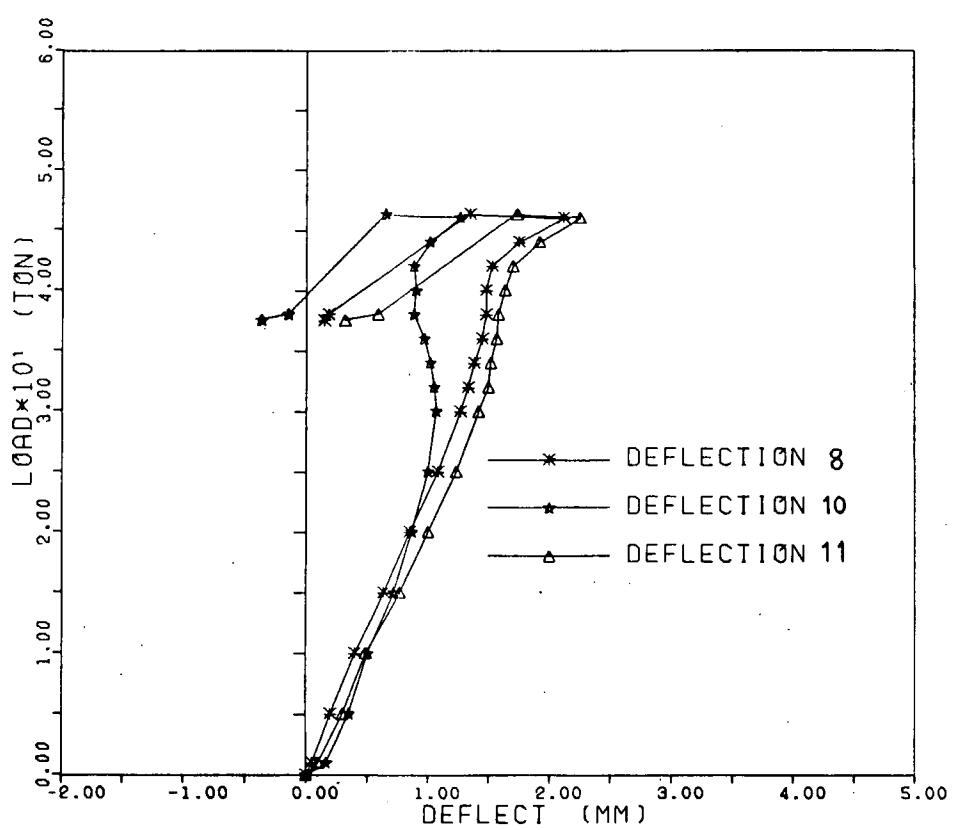


図 2.6.5 b-1  
荷重一撓み曲線 (Model II)

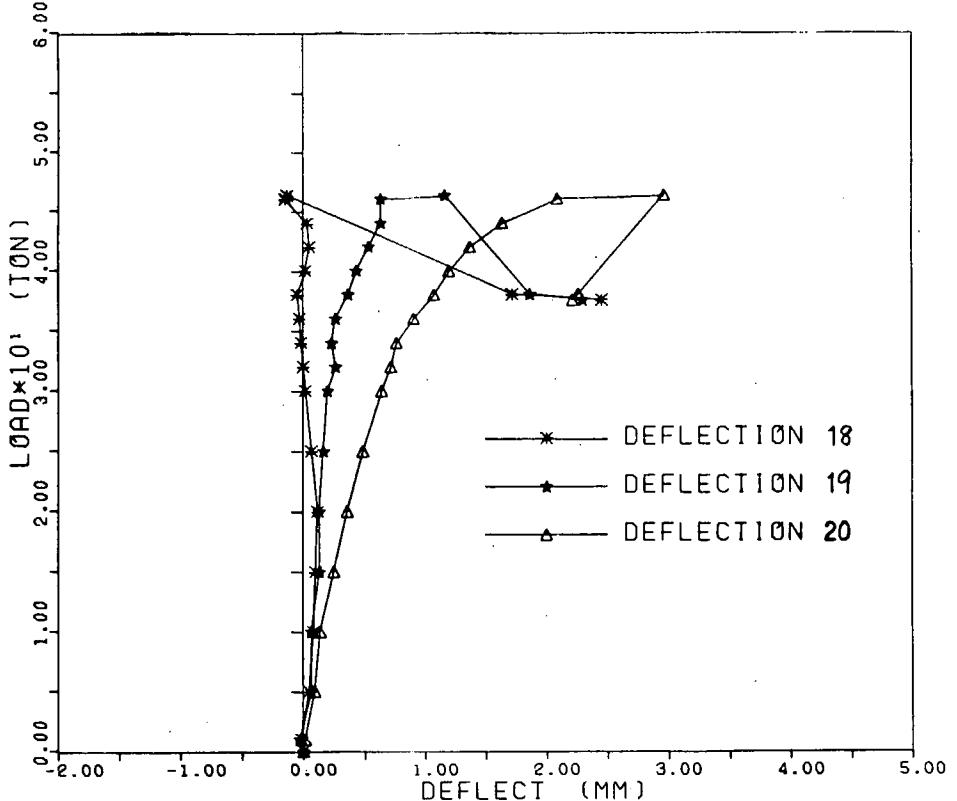


図 2.6.5 b-2  
荷重一撓み曲線 (Model II)

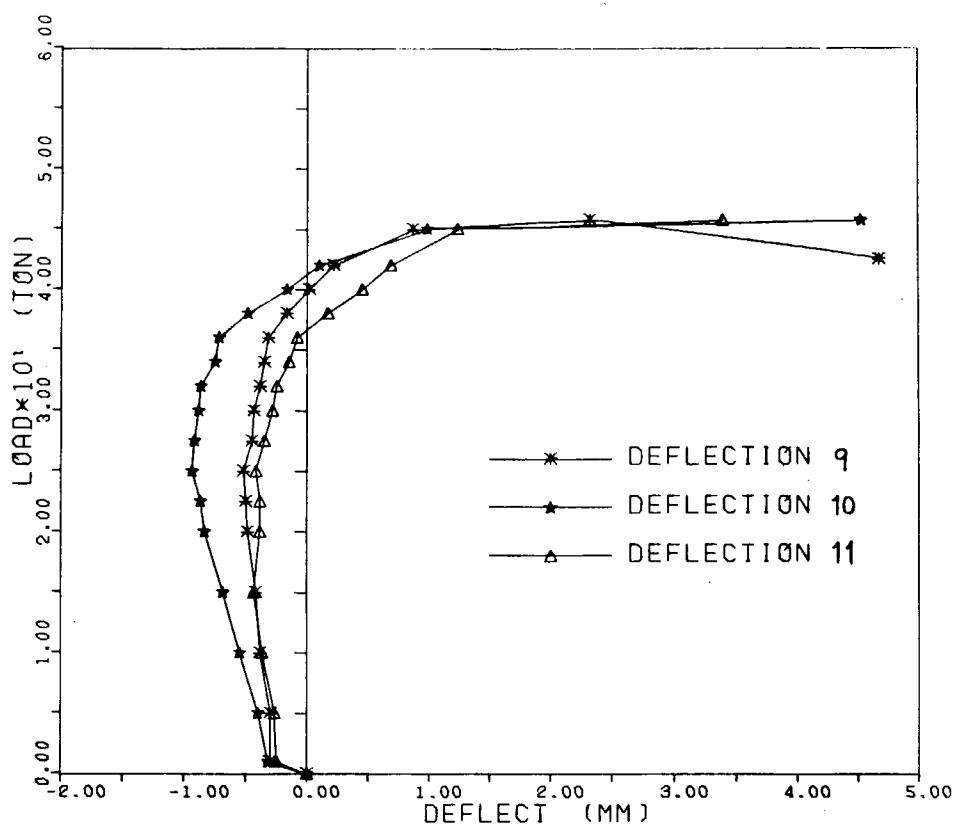


図 2.6.5 c-1  
荷重一撓み曲線 (Model III)

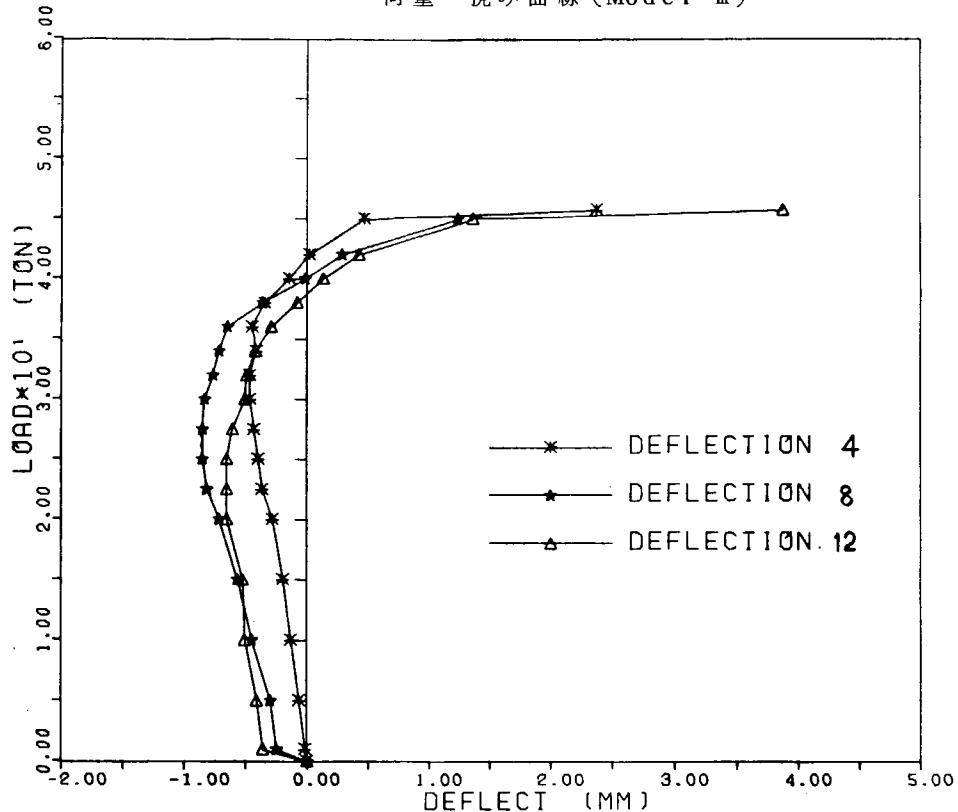


図 2.6.5 c-2  
荷重一撓み曲線 (Model III)

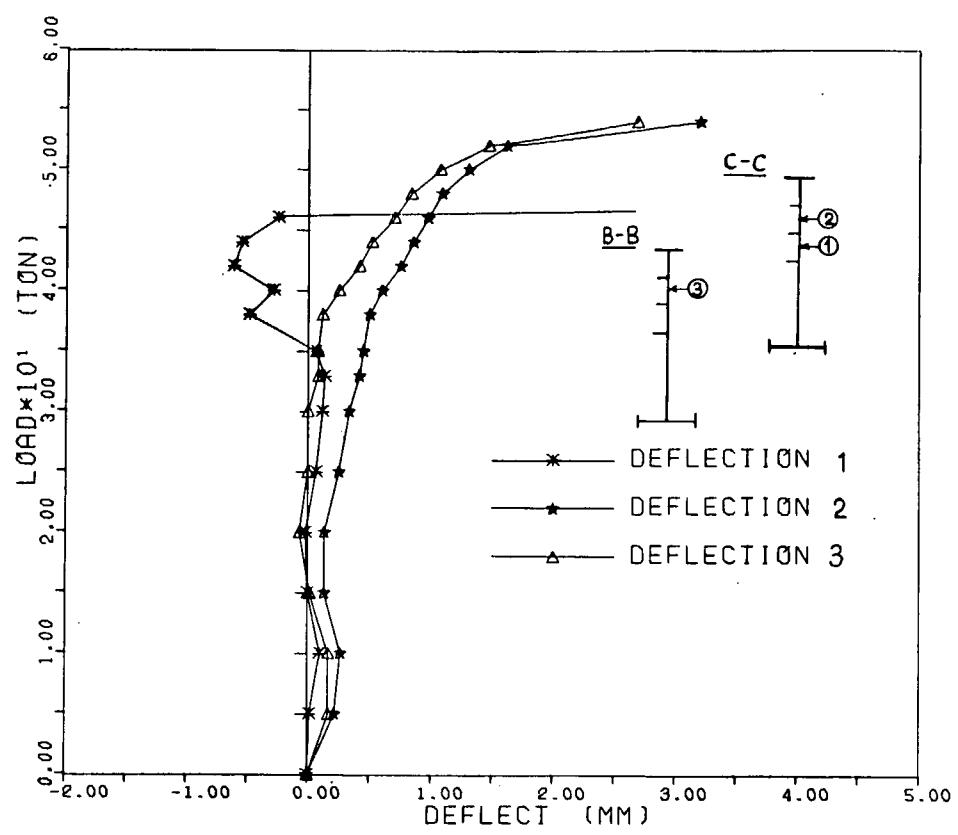


図 2.6.5 d-1  
荷重 - 捶み曲線 (Model W)

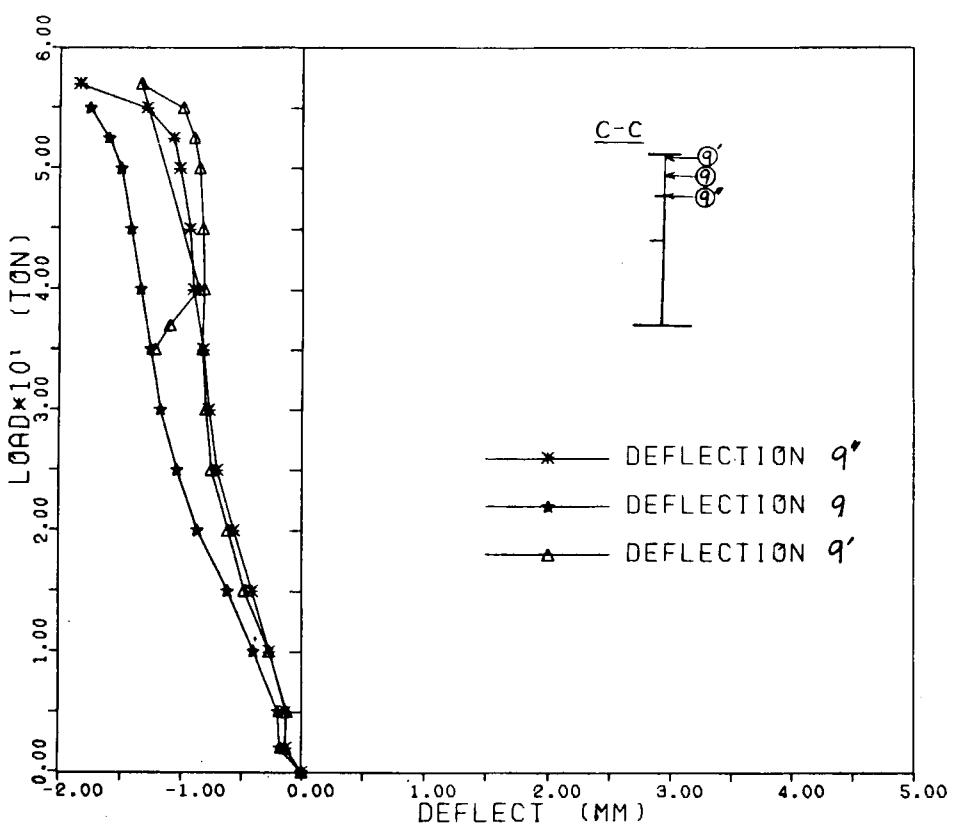


図 2.6.5 e-1  
荷重 - 振み曲線 (Model V-A)

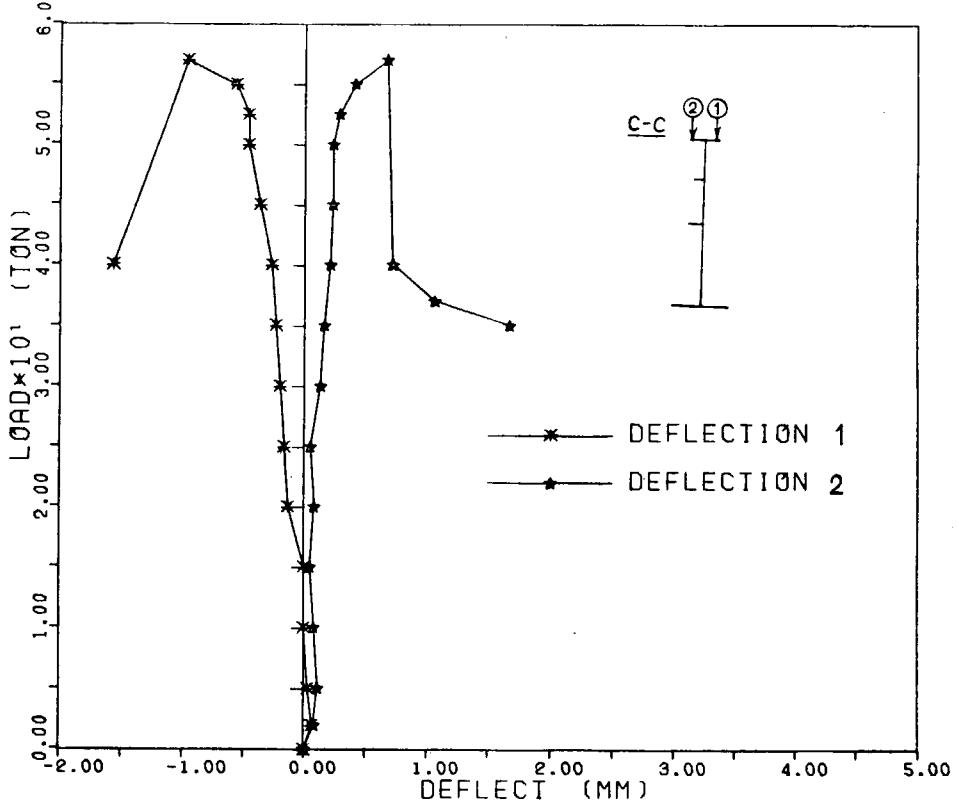


図 2.6.5 e-2  
荷重 - 振み曲線 (Model V-A)

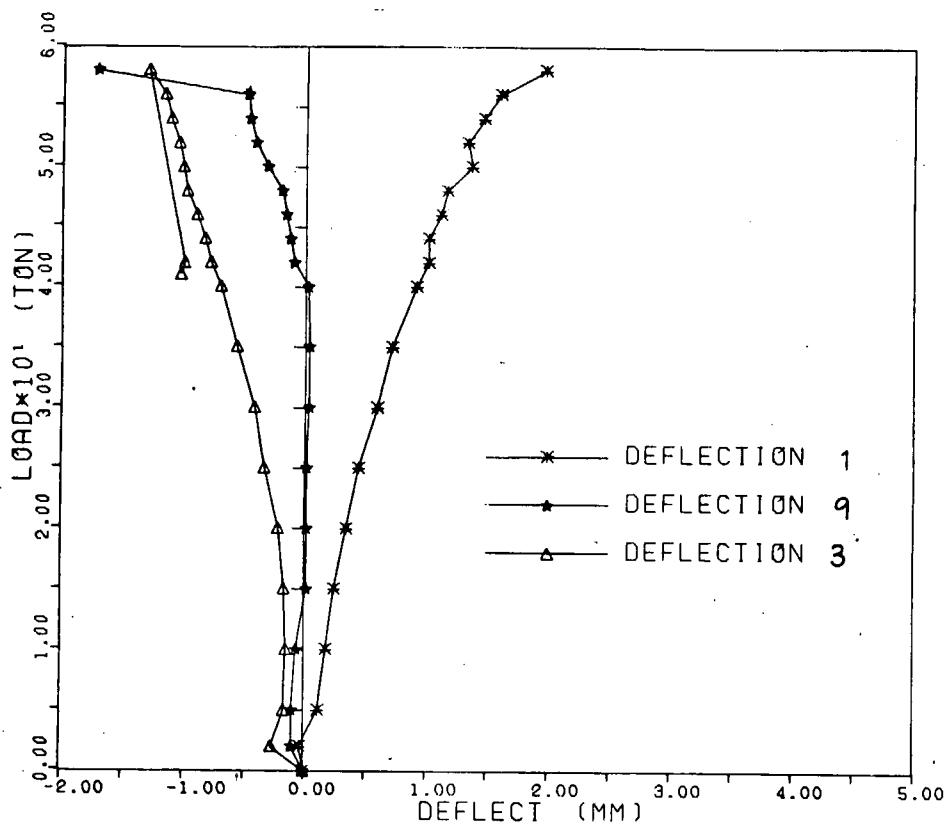


図 2.6.5 f-1  
荷重 - 捶み曲線 (Model V-B)

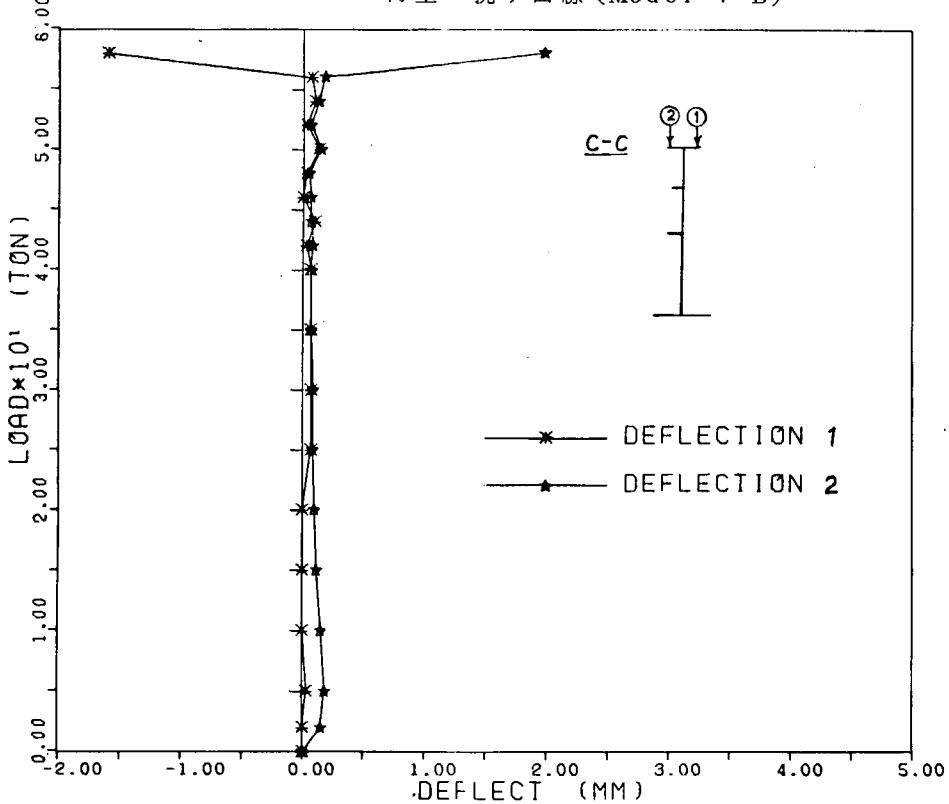


図 2.6.5 f-2  
荷重 - 捶み曲線 (Model V-B)

### 3 巨大タンカーの船尾構造の研究

#### 3.1 試設計

担当 関 内 実 (三井造船)  
境 裕 翔

##### 3.1.1 試設計の目的

本試験設計の目的は 70万トン型タンカーの大型船が一機一軸で可能であるかどうかの問題点の1つとして軸系との関連において機械室船体剛性を FEM, その他の方法により検討する為に設計するものである。

##### 3.1.2 試設計方針

###### (1) 船型線図

4Mモデル - 軸 S R 1 5 4 ( $L/B = 5.0$   $C_b = 0.82$ ) の線図による。

$L \times B \times D \sim d = 404.0\text{M} \times 80.8\text{M} \times 40.3\text{M} \sim 29.6\text{M}$

$C_b = 0.82$

###### (2) 配置設計

計画配置は船尾より最後端 C. O. T. 迄とし上部構造を除く。

C. O. T. は S R 1 5 2 の 700-L/B 5-4 L-V 型を流用す。

機械室は一機一軸、船尾ペイラー、D.K. 数は U P P . D K . , 2 N D . D K . , 3 R D . D K . & 4 T H . D K . の 4 層。

###### (3) 主機軸系

S T A L L A V A L 一機一軸 約 7 万馬力  $\times 80\text{RPM}$

プロペラ 5翼 直径約 10 ~ 11M

###### (4) 構造配置

F R . S P A C E : C. O. T. ベース 5.160M

E N G . R M ベース 1.000M

肋骨梁：甲板、船側～ロンジ式

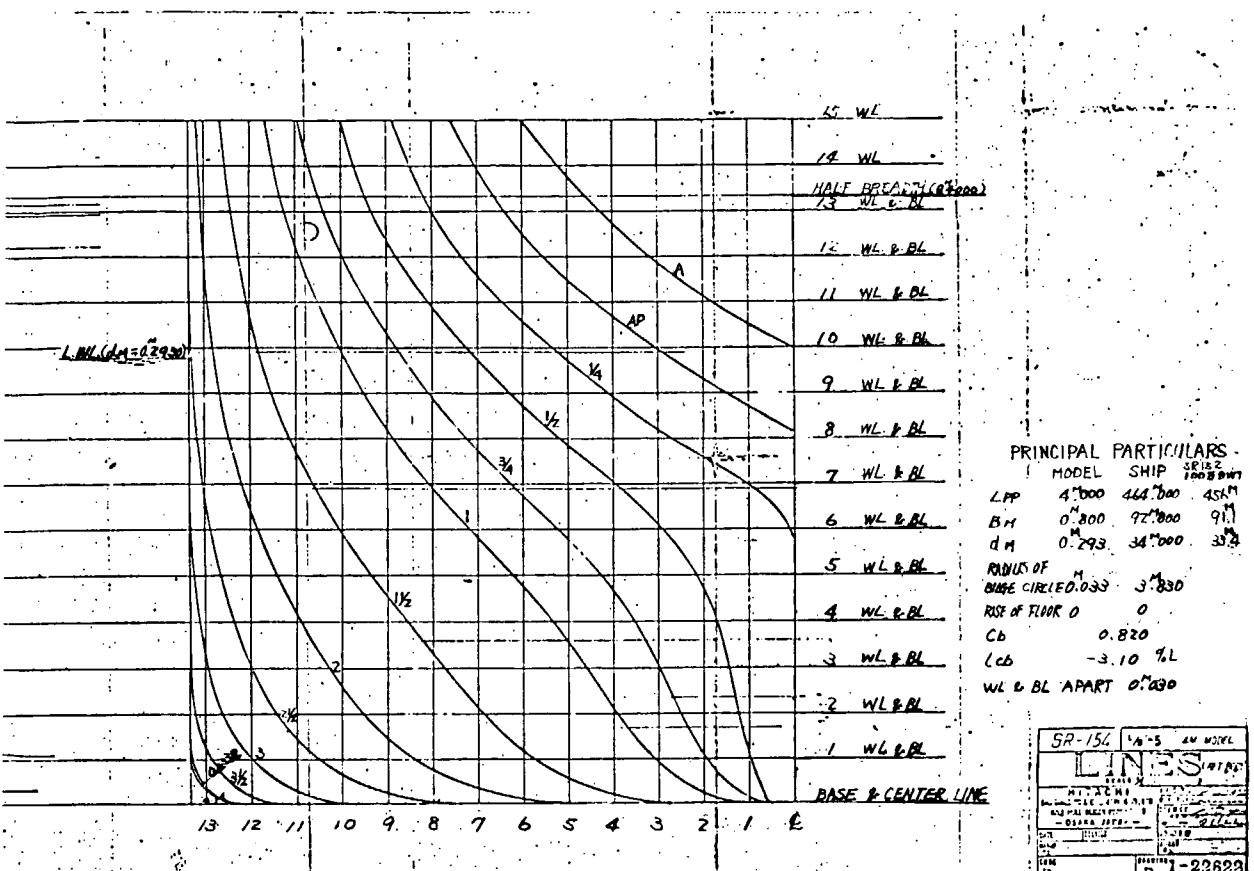
二重底、A. P. T. ~ トランク式

###### (5) 適用ルール

N K

#### 3.1.3 設計図

線図は図 3.1.1, 全体配置図は図 3.1.2, C. O. T. は図 3.1.3 ~ 図 3.1.4, 機械室配置図は図 3.1.5 ~ 図 3.1.6 機械室構造図は図 3.1.7, 図 3.1.9 に示す。



### 図 3.1.1 LINES

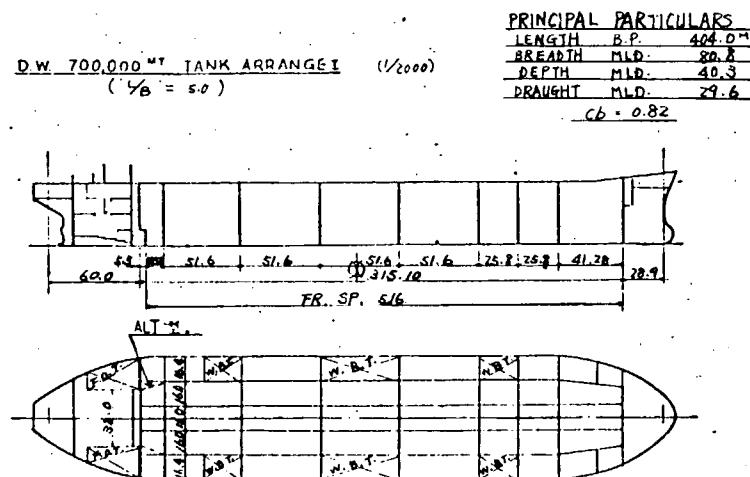
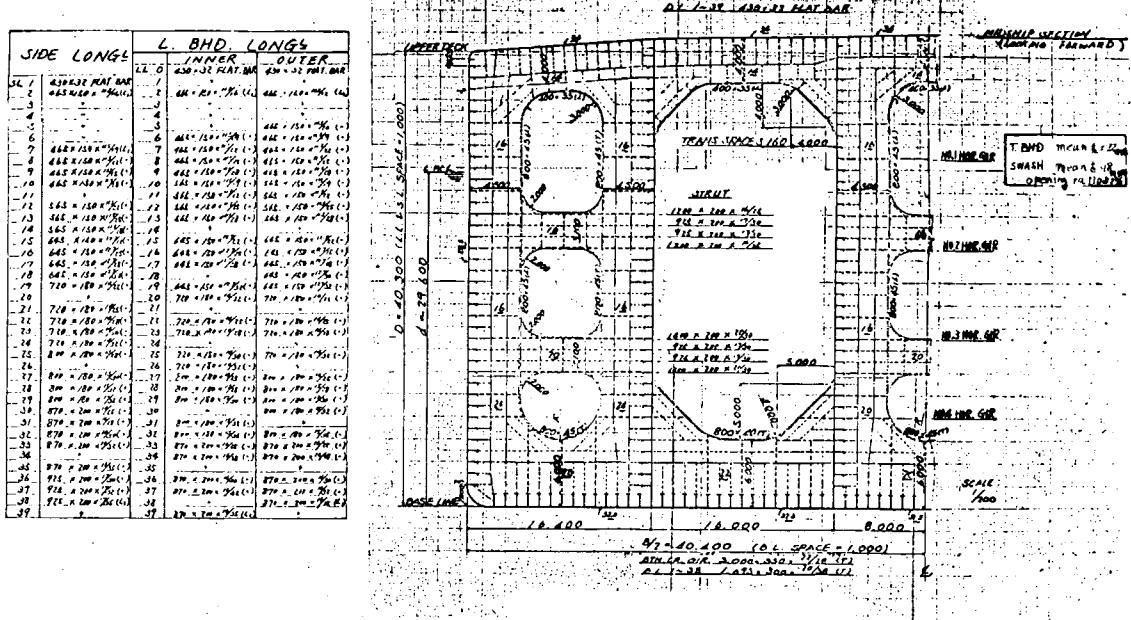


図 3.1.2 700-L/B=5.0 タンク配置



### 図 3.1.3 MIDSIDE SECTION.

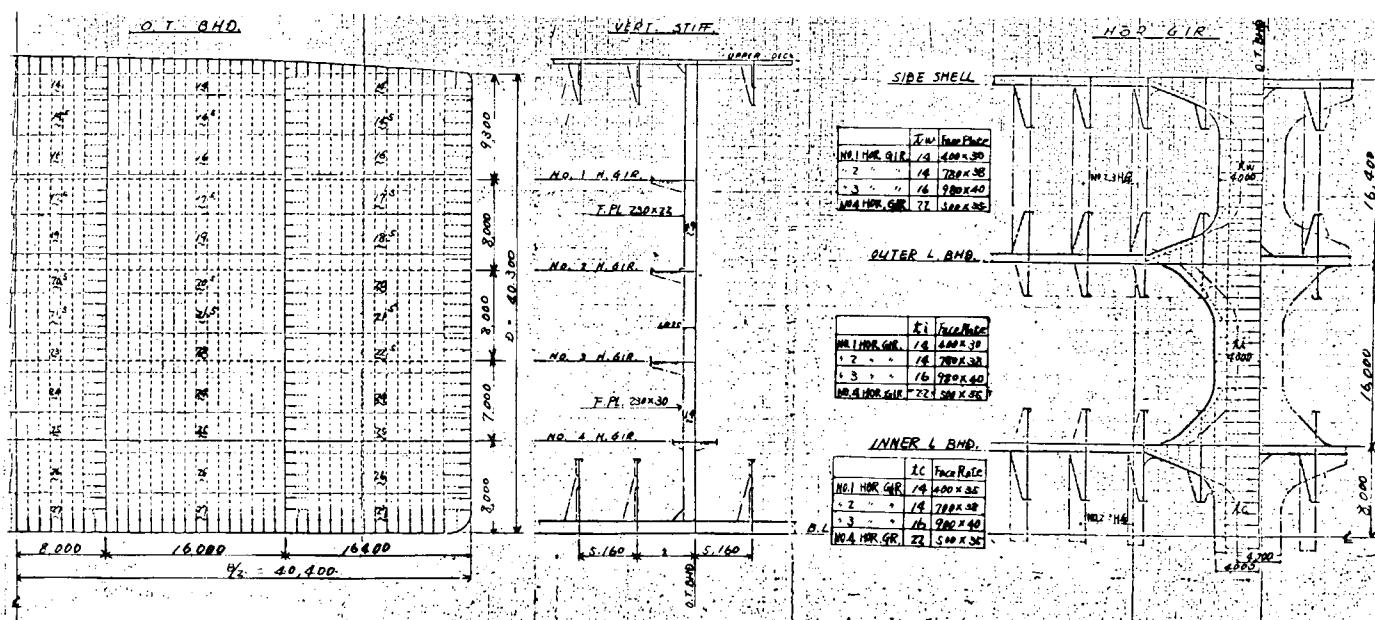


図 3.1.4 O.T. BHD

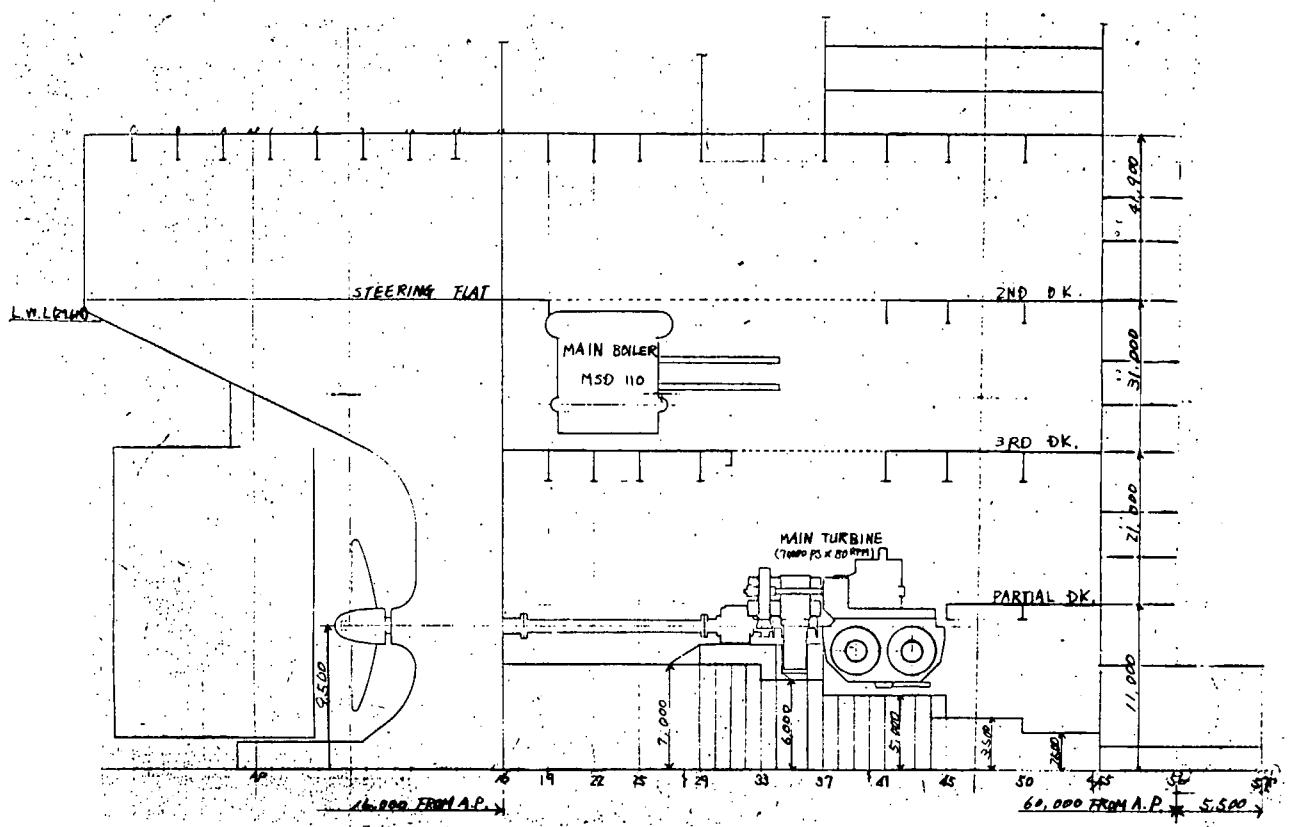


図 3.1.5 機械室配置図 ELEVATION

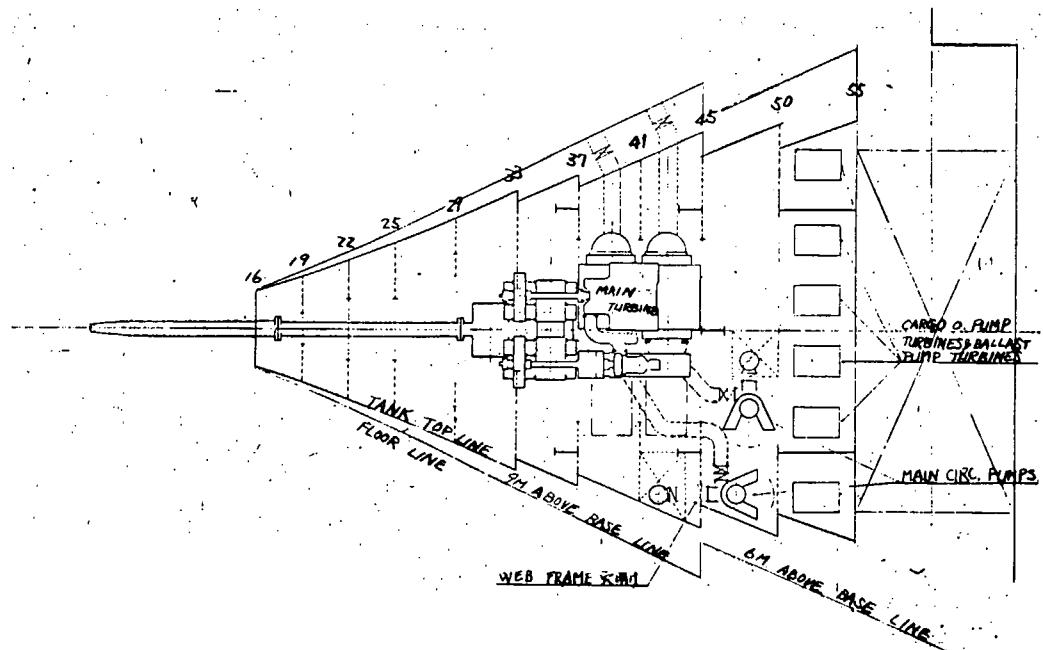
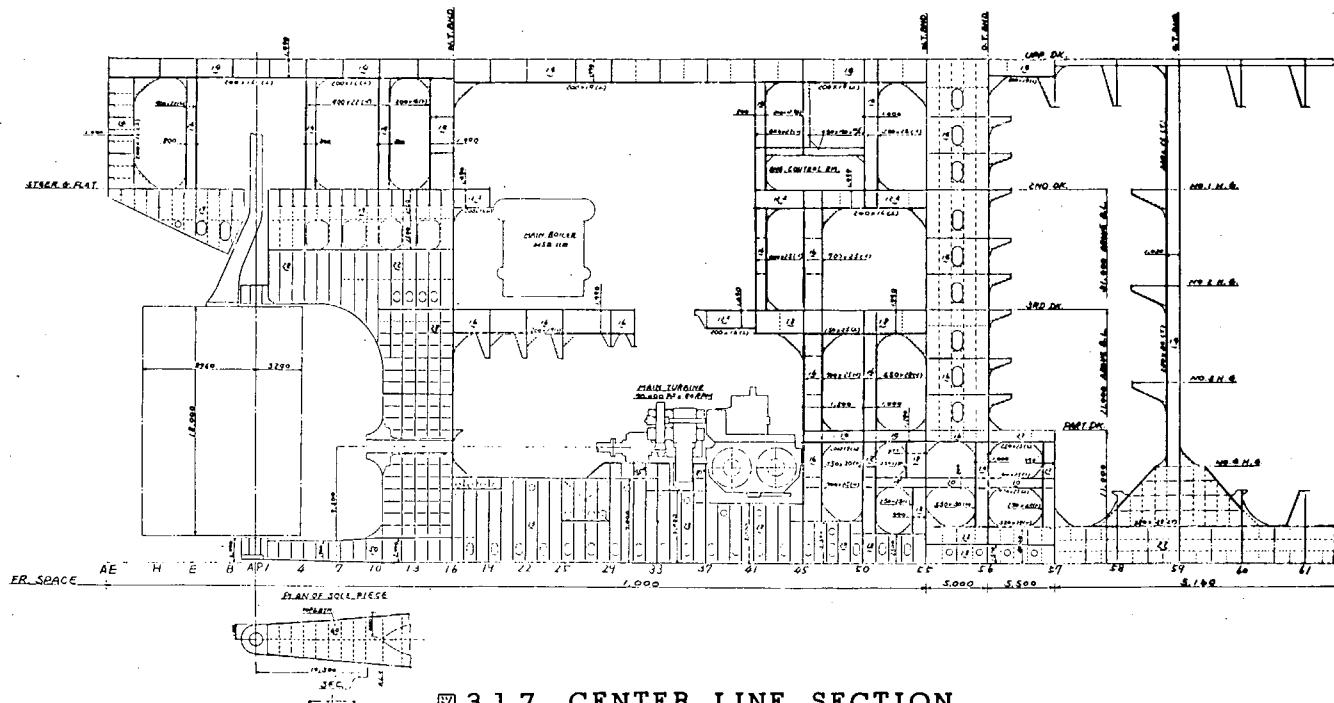
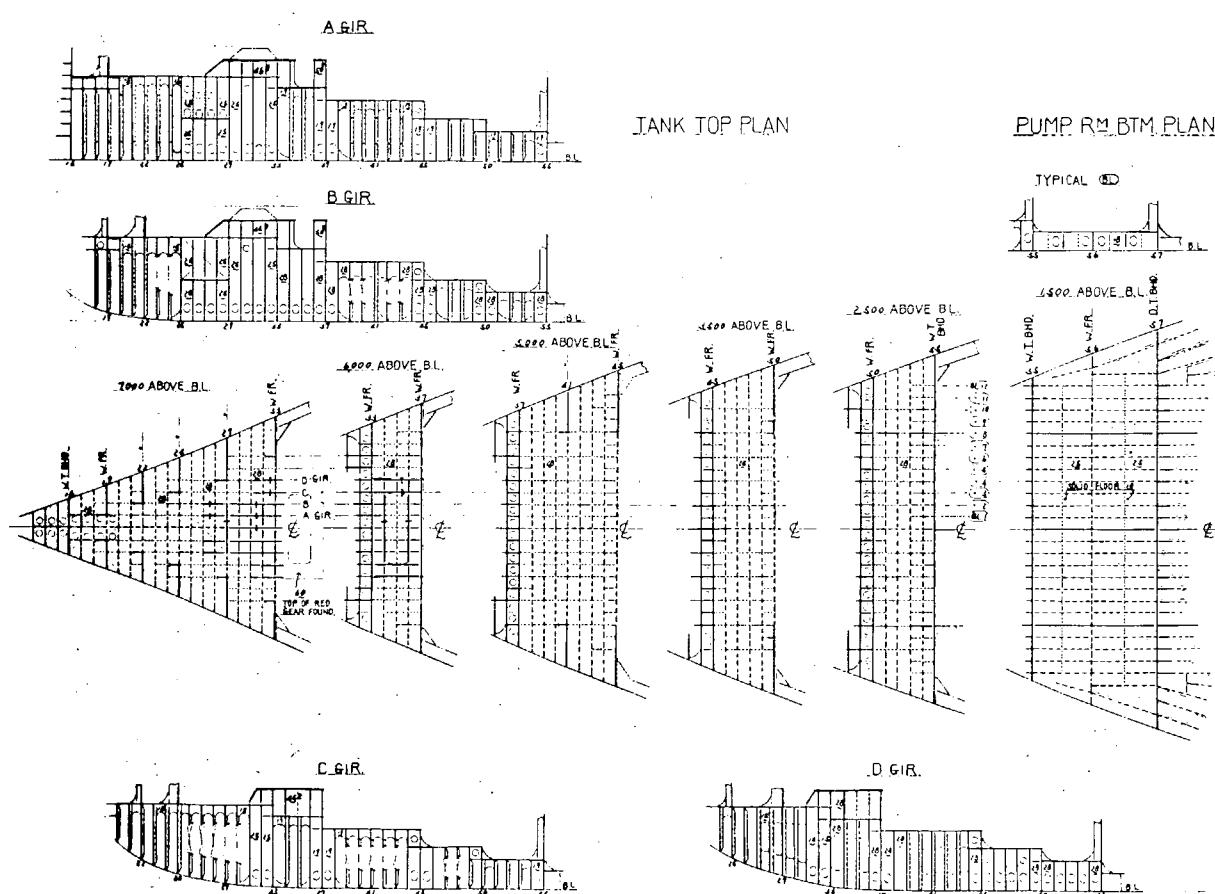


図 3.1.6 機械室配置図 FLOOR PLAN

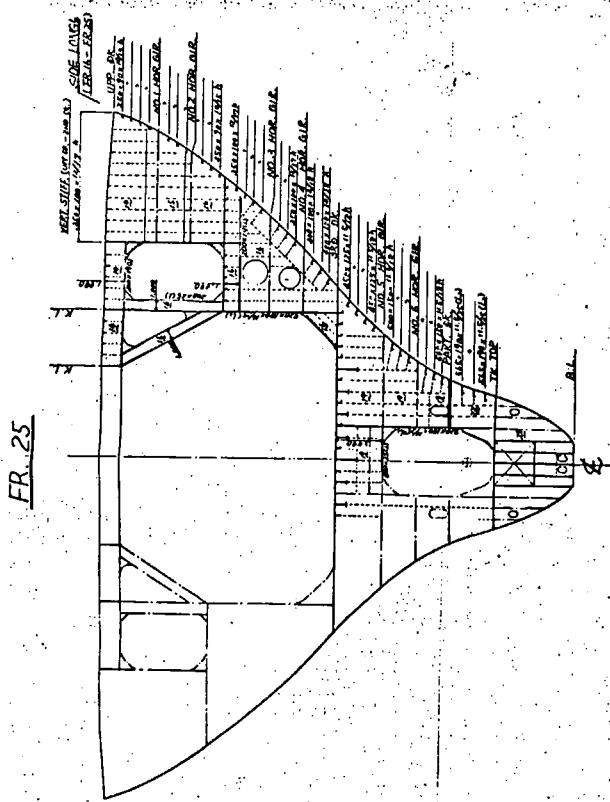
CENTER LINE SECTION



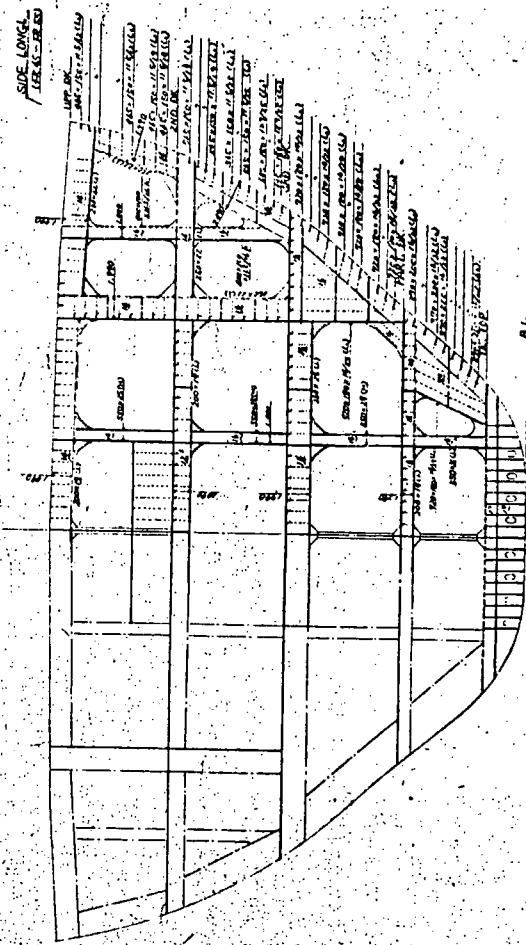
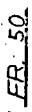
### 図 3.1.7 CENTER LINE SECTION



### 图 3.1.8 TANK TOP PLAN

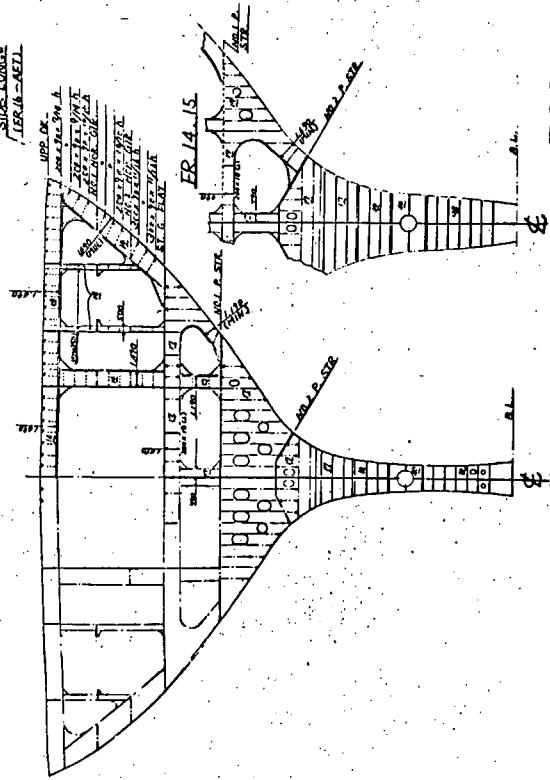


FR. 25



FR. 13.

FR 37



SIDE LONG

### 3.2 FEMによる70万トン型タンカーの船尾構造の変形計算

担当 片堅 泰治(日立造船)

本節では、3.3節で報告される簡略計算法の妥当性を検討する際の目安とすべき精密計算値を得るために、3.1節の試設計船(70万トン型タンカー)を対象として、大型薄板構造物の解析用に開発されたMULTI-LEVELLED-SUBSTRUCTURE方を用いた汎用FEM計算プログラム“MAP”を用いて船尾構造の変形計算を行い、3.3節の簡略モデルによる計算結果と比較する。

#### 3.2.1 計算方法

大型薄板構造物解析用の汎用FEM計算プログラム“MAP”を用い、最後尾の貨物油タンクを含む船尾構造のモデル化を行い、各種荷重状態における船体の変形量並びに各種軸受位置における船体のバネ定数を求める。

##### (1) 計算対象範囲

モデル前端の境界条件(完全固定)の影響を緩和するため、最後尾の貨物油タンクを含め船尾端からFRAME 64までとする。ただし SHOEPIECE は無視する。なお対称性より片舷(左舷)のみを計算する。

##### (2) 構造のモデル化の方針

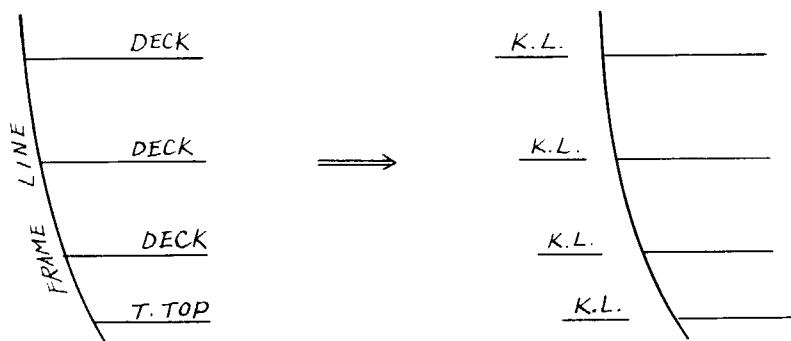
モデル化の基本方針は、局部的な船体変形が軸系に大きら影響を及ぼすと予想される部分すなわち A.P.BHDからFRAME 37間の機関室内 3RD DECK以下の構造は、特に試設計図に忠実なモデル化を行うこととする。その他の構造については船体梁としての変形を精度良く求めるのが目的であるので適当な簡略化を行う。要素は原則として板(膜)要素を用い、FACE PLATE, PILLARおよびDECK GIRDER等に補助的に棒要素を使用する。

個々の部材についての主な構造の簡略化と仮定は次の通りである。

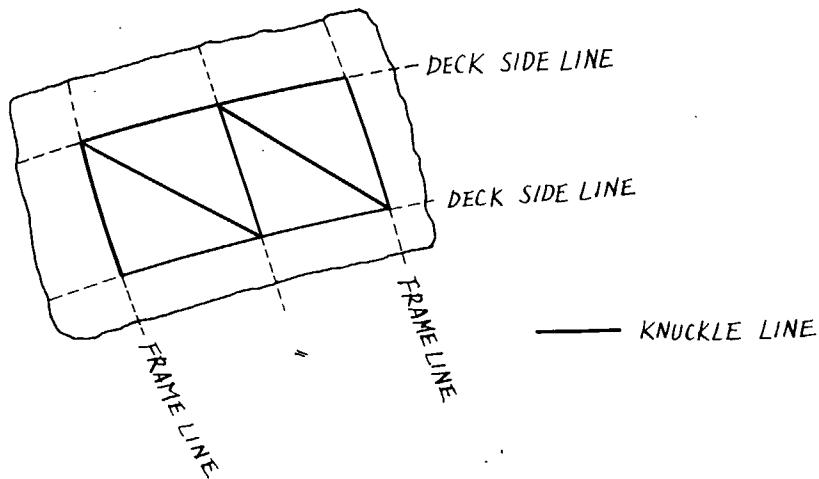
###### (a) 船体の“やせ”

船尾部では船体中央部と異なり船体の“やせ”を伴っているので、これを表現するため次のような取扱いをする。

- (i) FRAME 56~64間(最後尾の貨物油タンク)は境界条件の緩和のため設けたものであるから、簡単のため FRAME 56 と同一断面形状を有するものとし船長方向の“やせ”は無視する。
- (ii) 船の深さ方向の“やせ”は、各 DECK あるいは TANK TOP と外板との交線上および BOTTOM FLAT LINE 上でナックルしているものとして扱う。(下図参照)



(iii) 船長方向の“やせ”は各WEB FRAMEあるいはT.BHDと外板との交線上でナックルするものとし、さらにWEB FRAME（あるいはT.BHD）とDECK（あるいはTANK TOP/BOTTOM FLAT LINE）で囲まれる外板パネルを三角形板要素に分割する分割線上でナックルしているものとして扱う。（下図参照）



(b) 軸系

軸系の剛性は船体の局部剛性と比較して十分小さいものと考えられるので、これを無視する。

(c) WEB FRAMEおよびFLOOR

- (i) 機関室内のWEB FRAMEは全て図面に忠実にモデル化する。
- (ii) A.P.BHDより後方のWEB FRAMEはRING形状を“はりつめ”として扱い、板厚を調整することにより大幅な簡略化を行う。
- (iii) 最後尾貨物油タンク内のTRANS RINGは船体の“やせ”的な“はりつめ”に近いので、“はりつめ”としてモデル化し板厚を調整することにより簡略化する。
- (iv) A.P.TおよびE/R内DOUBLE BOTTOMのFLOORは最寄りのWEB FRAMEに集め板厚を調整する。
- (v) “はりつめ”構造およびそれに近い構造の場合には局部的な開口を無視してモデル化を行い、必要と考えられる場合は板厚を調整する。

(d) ENGINE GIRDER

A. B. C. D GIRDERとも忠実に板要素でモデル化する。

(e) DECK

- (i) UPPER 2NDおよび3RD DECKの局部的なOPENINGはこれを無視してモデル化し板厚を調整するが、PARTIAL DECKは実際の構造を忠実にモデル化する。
- (ii) DECK GIRDERは軸剛性に有効な棒要素とする。

(f) TANK TOP PLATE

板要素で忠実にモデル化する。

(g) T.BHD

板要素でモデル化するが、VERTICAL STIFFENERおよびHORL GIRDERは無視する。

(h) L.BHD

L.BHDはすべて板要素でモデル化し、L.BHDと同一断面内にある局部的な開口を有する構造

は“はりつめ”としてモデル化する。

- (i) PILLARは軸剛性にのみ有効な棒要素とする。
- (j) 外板、DECK、L.BHDの小骨は、最寄りの板要素の軸剛性にのみ有効な部材とし、最寄りの板要素を直交異方性板として取扱う。
- (k) 上部構造は無視する。

(3) 構造モデル図

解析全体構造モデル図を図3.2.1に示す。

その他の構造モデル図は次の通り。

TYPICAL TRANS SECTION 図3.2.2

DECK AND TANK TOP 図3.2.3

CENTER LINE SECTION  
LONG BHD  
SHELL PLATE } 図3.2.4

ENGINE GIRDER 図3.2.5

図中の×印は棒要素があることを示す。なお本解析モデルの総節点数は約6000、総自由度は約15000である。

(4) 計算対象荷重状態と荷重の与え方

荷重ケースとして次の3ケースの計算を行う。

- (a) 満載時と軽荷時の差
- (b) 転舵時の荷重
- (c) 船体バネ定数の計算

上記3ケースに共通な仮定は次の通り。

- (i) 自重は無視する。
- (ii) 熱荷重は考慮しない。
- (iii) 主機ならびに補機の重量は無視する。

各ケースの荷重の与え方は次の通りである。

- (a) 満載時と軽荷時の差
  - (i) 荷重は外板に加わる水圧と貨物油タンク内のCARGO（ただし満載時のみ）とする。
  - (ii) 貨物油タンク以外のタンク内荷重は無視する。
  - (iii) 荷重は全てWEB FRAMEあるいはT.BHDにかける。
  - (iv) 水圧は外板に対し垂直に作用する分布荷重とする。
  - (v) 呼水および貨物油タンクの水頭は次の通りである。

	dA(m)	dF(m)	貨物油タンク内荷重
満載時	29.6	29.6	$h = \text{上甲板まで}$ $\rho = 0.82$
軽荷時	9.2	0.7	

解析は満載時と軽荷時の差を対象としているが、問題をより具体的に把握するため、それぞれ別個の荷重状態として船体変形を求め、最終的に“重ね合わせ”的機能を用いて両者の差を求める。

(b) 転舵時の荷重

転舵時の状態を想定し、船尾端に単位の水平力（片玄100TON）を加え、船体の水平撓みを求める。

(c) 船体バネ定数の計算

軸系アライメントの計算に必要なデータを得るために、各種軸受に単位（片玄100TON）の荷重

を加え船体変形を計算し、これにより各軸受位置での船体のバネ定数を求める。

軸受けによる荷重はある領域に分布する分布荷重と考えられるので、各種軸受けに対応して異なった分布形状を想定する。荷重点の軸受けの位置および荷重の分布形状をまとめて表 3.2.1 に示す。

#### (5) 境界条件

船体構造が両玄対称であるので、次のような境界条件を設定することにより、片玄（左玄）のみを対象に解析を行う。転舵時の荷重とそれ以外の場合で次のように異った境界条件を与える。

##### (a) 満載時と軽荷時の差および船体バネ定数の計算の場合

(i) FRAME 6 4 ( モデルの前端 ) : 全節点の全ての方向の変位を拘束する。

(ii) CENTER LINE断面 : 対称条件より全節点の船幅方向の変位を拘束する。

##### (b) 転舵時の計算

(i) FRAME 6 4 ( モデルの前端 ) : 全節点の全ての方向の変位を拘束する。

(ii) CENTER LINE断面 : 構造が対称で荷重が逆対称であるので CENTER LINE断面にある全部材の部材長さ方向の変位を拘束する。1)

### 3.2.2 計算結果および考察

3.3 節の簡略モデルによる計算では、船体船尾構造の変形を次の 3 成分に分けて解析を行っている。

船体梁としての撓み (  $a_1$  )

横断面の変形  
  { 船側構造の弾性撓み (  $a_2$  )  
    { 二重底の弾性撓み (  $a_3$  )

なお、  $a_2$  、  $a_3$  の定義については表 3.2.2 中の図を参照されたし。

本計算結果と簡略モデルによる計算結果の比較を容易にするため、本計算でも船体船尾構造の変形を上記の 3 成分に分割する。ただし、本計算では船体梁としての撓み  $a_1$  を直接求めることができないで、文献 2) と同様上甲板側線の上下方向の変位を近似的に  $a_1$  と見なし以後の検討を行うこととする。

なお、図表中の FEM は本計算結果、簡略モデルは 3.3 節の計算結果を示している。

#### (1) 満載時と軽荷時の差

##### (a) 船体の変形

上下方向の船体変形計算結果を表 3.2.2 に、船体中心線断面の変形図を図 3.2.6 に示す。また機関室内の代表的横断面について 3RD DECK と外板との交点を上下方向変位の基準点とした断面変形図を図 3.2.7 に示す。次に、断面変形の 2 成分  $a_2$  、  $a_3$  の船長に沿っての分布図を図 3.2.8 に示す。

これらより次の結果が得られる。

(i) 船体中心線断面は固定端 ( FR6 4 ) から FR5 5 付近までは下に凸の曲げ撓み主体の変形を示し、それより船尾側は上に凸の剪断撓み主体の変形を示す。機関室後端壁 ( FR1 6 ) における撓みは約 180 mm である。

(ii) 横断面変形については船側構造の弾性変形が主体であり、二重底の弾性変形は非常に小さい。

断面変形は FR4 5 ( 機関室後端壁から機関室長さの約 3/4 の位置 ) で最大となり 18.1 mm である。そのうち 17.2 mm ( 95% ) が船側の変形、 0.9 mm ( 5% ) が二重底の変形である。

(iii) 船体梁としての撓み  $a_1$  として 3RD DECK SIDE LINE の上下方向の変位を用いると、横断面変形 (  $a_2 + a_3$  ) は FR3 7 ~ 5 0 の撓みが大きくなる部分で約 75 ~ 85 % 程度に減少する。  
( 表 3.2.2 参照 )

##### (b) 軸系アライメントの変化

船体変形に伴い軸芯と船体との間に相対変形が生じ、アライメントが変化する。アライメントの

変化量を求める時の基準線として、船尾管後部軸受後端と船尾管前部軸受前端を結ぶ直線(以下軸芯と呼ぶ)を用いると、船体変形によるアライメントの変化は図3.2.9および表3.2.3のようになる。またアライメントの変化について、船体梁としての変形( $a_1$ )のみを考慮した場合と断面変形( $a_2+a_3$ )をも考慮した場合の両者を比較した結果を図3.2.10および表3.2.4に示す。

これらより次の結果が得られる。

- (i) アライメントの変化量はFR22付近から船首側で直線的に増加する。
- (ii) 各軸受位置におけるアライメントの変化量は次のようになり、BULL GEAR船首尾軸受間の相対変位は約4.1mmである。

中間軸受 (FR22)	3.8 mm
B.G船尾軸受 (FR33 1/2)	17.3 "
B.G船首軸受 (FR36 1/2)	21.4 "

- (iii) 船体梁としての変形のみを考慮した場合のアライメントの変化量は、断面変形をも考慮した場合の約60~70%程度となる。

#### (c) 船尾管軸受(軸芯)の回転

船尾管軸受周辺の傾斜角を図3.2.6および表3.2.5に示す。なお各傾斜角はCENTERLINE SWASH BHDのFR16に対するFR10の上下方向の相対変位を変形前のFR10~16間の距離で除して求めたものである。

これらより次の結果が得られる。

- (i) 船尾管軸受の傾斜角はTANK TOPの傾斜角よりも小さく軸芯とTANK TOPは離れて行く傾向を示しており、したがって軸系アライメントの変化量は大きくなる傾向にある。
- (ii) (i)とも関連するがA.P.BHDはTANK TOPに対して船尾側に凸の相対変形を示しており、軸系アライメントの変化量は大きくなる傾向にある。

#### (d) 二重底中心線の機関室内相対変形

図3.2.11に機関室全長にわたる船体中心線のTANK TOPでの相対変形を示す。これより次の結果が得られる。

- (i) 船体梁としての変形を含まない場合の撓みに後端壁より約3/4の位置で最大となり、15.5mmである。
- (ii) 船体梁としての変形を含むと最大位置は後方へ移動し、後端壁から1/2のやや前方で21.1mmとなる。

#### (2) 各種軸受部の船体バネ定数

各種軸受部に表3.2.1に示すような片玄100TONの荷重を作用させた場合の船体中心線断面の全体変形図を図3.2.12に示す。この全体変形は船体梁としての変形を含んでいるので、これを控除した局部変形を図3.2.13に示し、また各軸受位置での船体バネ定数を表3.2.6に示す。

なおBULL GEAR船尾軸受については、モデル化の都合で船長方向の分布荷重を作成している。そのためFR33、35および37における局部変形を2次式で近似しFR33~35間の平均撓みを求め、これを用いてバネ定数を算出した。

これらより次の結果が得られる。

- (i) 船体バネ定数は船首部に行く程小さくなる。
- (ii) 表3.2.1に示すように、本計算に用いた荷重は完全な1点集中荷重ではない。したがってもし完全な1点集中荷重を与えて計算すると、各軸受部の船体バネ定数はもう少し減少すると考えられる。

### 3.2.3 簡略モデルによる計算結果との比較

ここでは本計算結果(FEM計算と呼ぶ)と3.3節の簡略モデルによる計算結果(簡略計算と呼ぶ)の比較を行う。

#### (1) 船体の変形

##### (a) 横断面の変形(図3.2.7、図3.2.8参照)

二重底の弾性撓み( $a_3$ )は、傾向はやや異なるが絶対値は両者とも小さい。しかし船側構造の弾性撓み( $a_2$ )はFEM計算の方がはるかに大きくなっている。したがって横断面の変形( $a_2 + a_3$ )そのものもFEM計算の方がはるかに大きくなっている。

これは簡略計算では3RD DECKの水平軸(船長方向)周りの回転が拘束されているのに対し、FEM計算ではこの回転は自由であり、図3.2.7からも明らかのようにこの回転の有無が大きな原因と考えられる。

またもう一つの原因としては、FEM計算では船体梁としての変形として上甲板側線の上下方向の変位を用いていることが考えられる。上甲板側線の代りに上甲板中心線の上下方向の変位を採用すると、図3.2.7から分るように後者の変位は前者のそれよりも大きいので船側構造の弾性撓み( $a_3$ )は全体的に減少し、特に撓みの大きいFR41とFR45ではそれぞれ6mmおよび8mm程度減少し、FEM計算は簡略計算の約2倍程度となる。したがってFEM計算ではどの部分の変位を船体梁としての撓みとして採用するかを今後検討する必要があろう。

##### (b) 全体変形( $a_1 + a_2 + a_3$ )(図3.2.9、表3.2.7参照)

両計算モデルの長さに差があるので直接比較するとFEM計算が簡略計算の約2倍程度となっている。そのためFEM計算結果からFR57断面の回転角( $7.804 \times 10^{-4}$ ラヂアン)を求め、この回転を考慮してFR57を基準にした相対変位を図3.2.9に併記し、これと簡略計算との比較を表3.2.7に示している。このようにして比較すると、簡略計算はFEM計算の約80%程度となっている。

##### (2) 軸系アラインメントの変化(図3.2.9、表3.2.3参照)

FEM計算は簡略計算の約2倍弱となっている。これについては横断面の変形の所でも述べたように、3RD DECKの回転の有無がこのような差の要因と考えられるが、さらにFEM計算において、船体梁としての変形として上甲板中心線の上下方向の変位を採用し、両者の差が縮まるかどうか今後検討していく必要があろう。

##### (3) 船尾管軸受の回転(表3.2.5参照)

両者の計算モデルの長さに差があり大きさそのものを比較することは意味がない。しかし両計算ともTANK TOPの傾斜角が軸芯の傾斜角よりもわずかながら大きくなる傾向を示している。A.P. BHDのTANK TOPに対する相対変形については、FEM計算が船尾方向に凸、簡略計算が船首方向に凸と逆の傾向を示している。

##### (4) 二重底中心線の機関室内相対変形(図3.2.8、図3.2.11参照)

船体梁としての変形を含んだ場合、相対変形の傾向は両計算においてほぼ一致するが、絶対値そのものについてはFEM計算が約2倍程度となっている。船体梁の変形を含まない場合は傾向もやや異なり、FEM計算の方がはるかに大きくなっている。

また、図3.2.8から分るように、FEM計算では機関室前端壁(FR55)が通常のWEB FRAMEに対して相対的に有効な船体の節として働いていることを示しているが、簡略計算ではこのような傾向は余り顕著ではない。

##### (5) 各種軸受部の船体バネ定数(表3.2.6参照)

荷重の作用させ方、荷重の作用点あるいは計算モデルの長さ等において両計算に差があり絶対値そ

のものは比較できないが、軸受部の船体剛性はFEM計算の方が簡略計算よりも柔である傾向を示している。

以上本計算結果と3.3節の簡略モデルによる計算結果について比較を行い、両者にかなりの差があるという結果が得られた。

この原因としては、

- (i) 3RD DECKの回転の有無
- (ii) FEM計算における船体梁としての撓みのとり方
- (iii) 計算モデルの長さの相違

等が考えられる。

特に(ii)については上甲板側線の上下変位を用いて検討を行ったが、前述のように上甲板中心線の上下変位を用いて結果を整理しなおすと、FEM計算と簡略モデルによる差が縮まると予想されるので、今後さらに検討を進める必要があろう。

### 3.2.4 むすび

以上70万トン型タンカーを対象として、薄板構造物解析用の汎用FEM計算プログラム“MAP”を用い、最後尾の貨物油タンクを含む船尾構造のモデル化を行い、満載時と軽荷時の差の荷重状態における船体の変形量並びに各種軸受部の船体バネ定数を求め、軸系、アライメントの観点から、変形状況、船体の剛性等について簡略モデルによる計算結果との比較を中心にして検討を行った。

その結果

- (i) 3RD DECKの回転の有無
- (ii) FEM計算における船体梁としての撓みのとり方
- (iii) 計算モデルの長さの相違

等の理由により簡略モデルによる計算結果とかなり差があることが分った。今後簡略モデルによる計算結果との比較を通じ上記(ii)のFEM計算における船体梁としての撓みのとり方について検討していく必要があると考える。

なお、転舵時を想定した荷重による船体水平撓みの計算については本年度に実施できなかつたので来年度に行う予定である。

### 参考文献

- 1) 川井、川島、三木共著：日本鋼構造協会編“薄板構造解析（変位法、応力法）”  
培風館 190頁
- 2) 関内他“大型タンカーの機関室二重底の撓み”  
日本造船学会論文集第136号（昭和49-12）

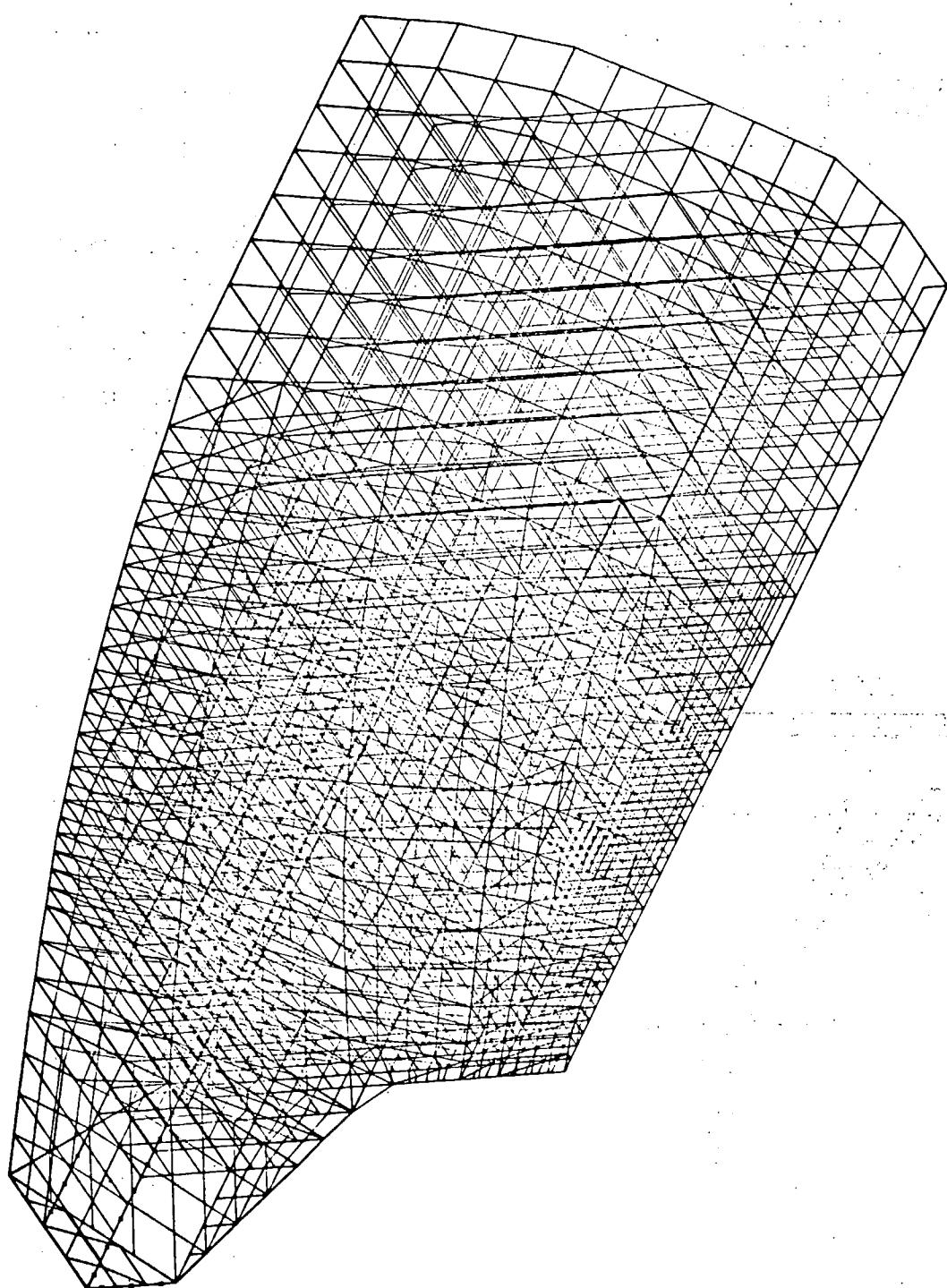


図 3.2.1 解析全体構造モデル図

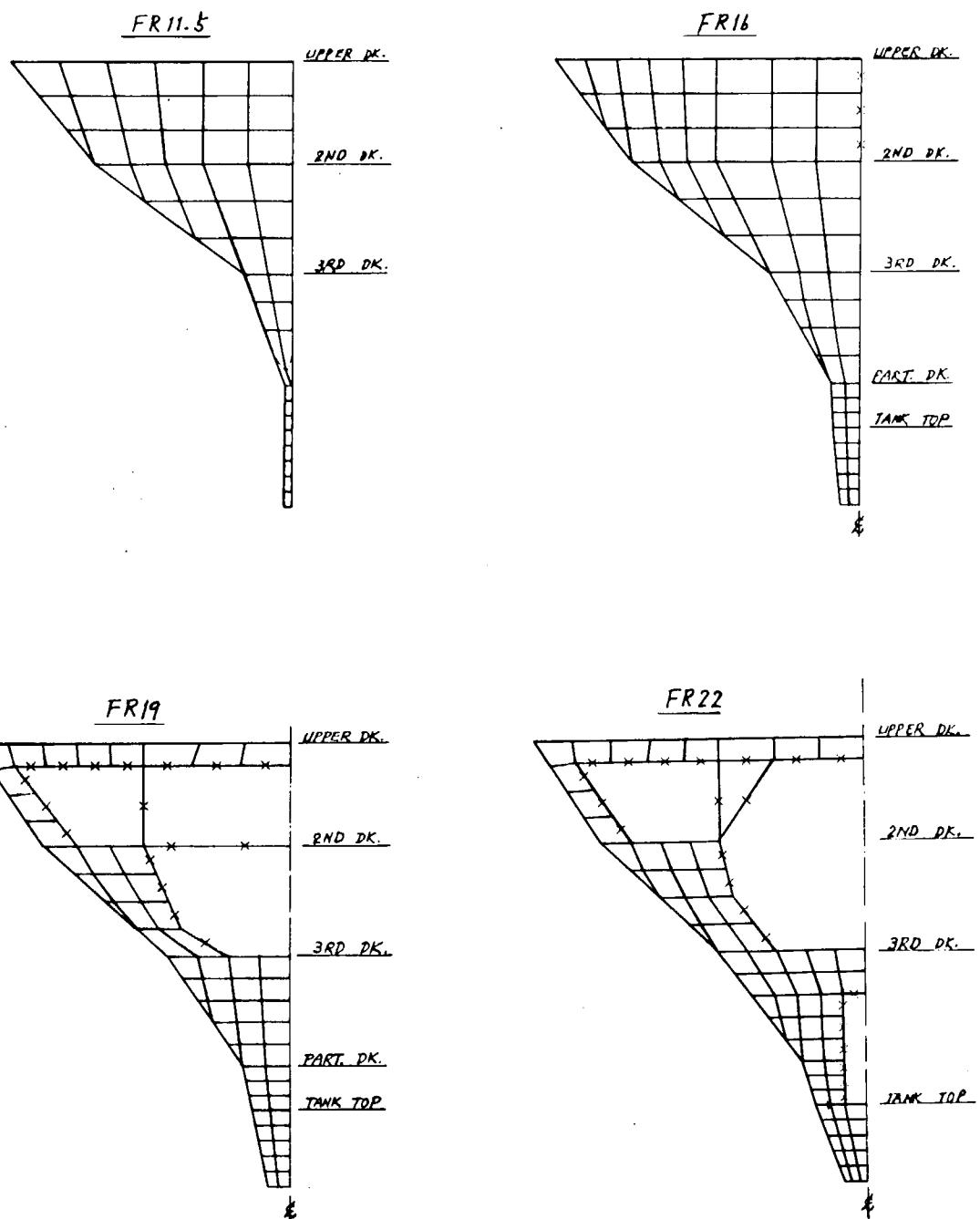


図3.2.2 (a) TYPICAL TRANS SECTIONのメッシュ分割図

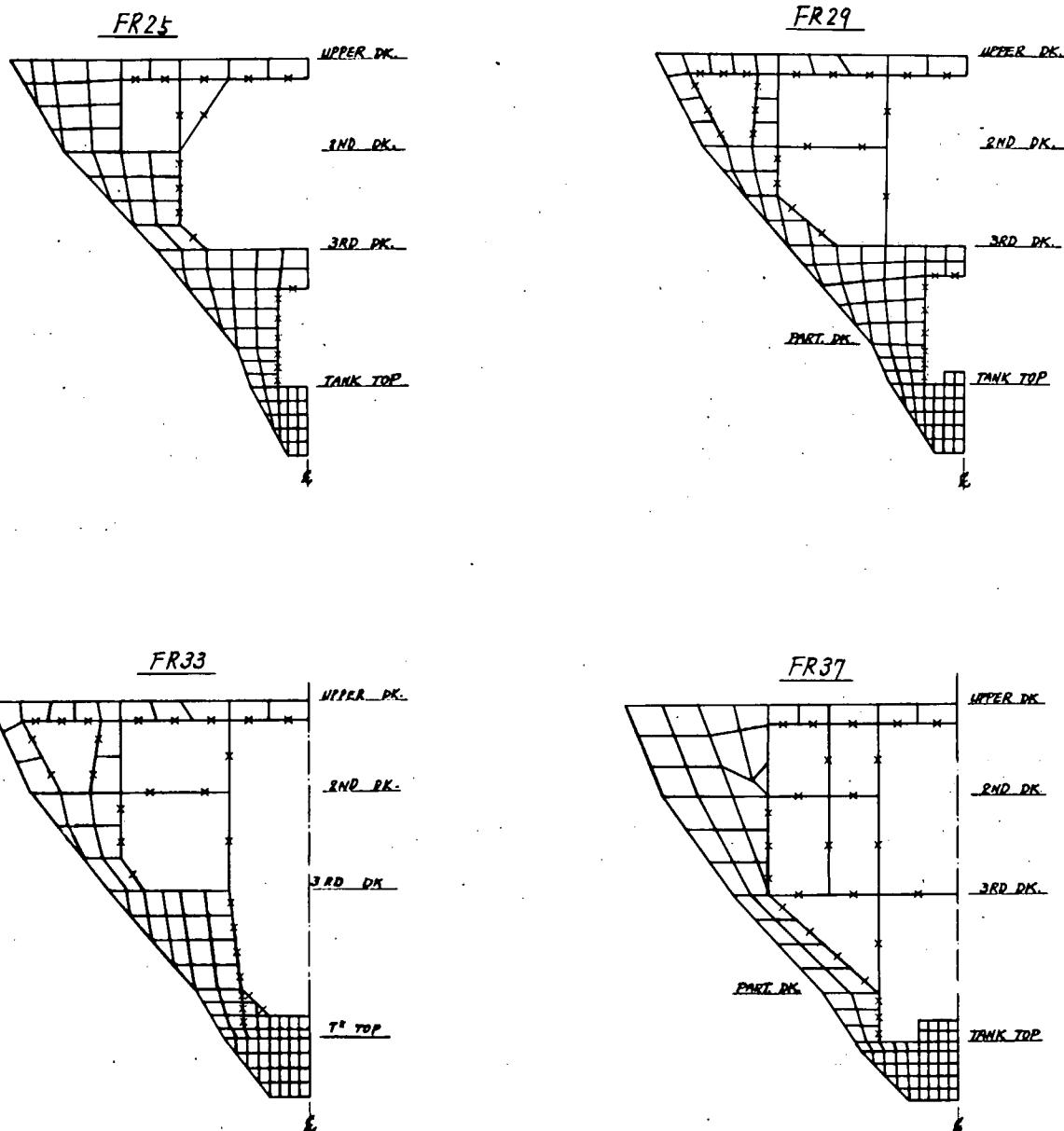


図 3.2.2 (b) TYPICAL TRANS SECTION の メッシュ分割図

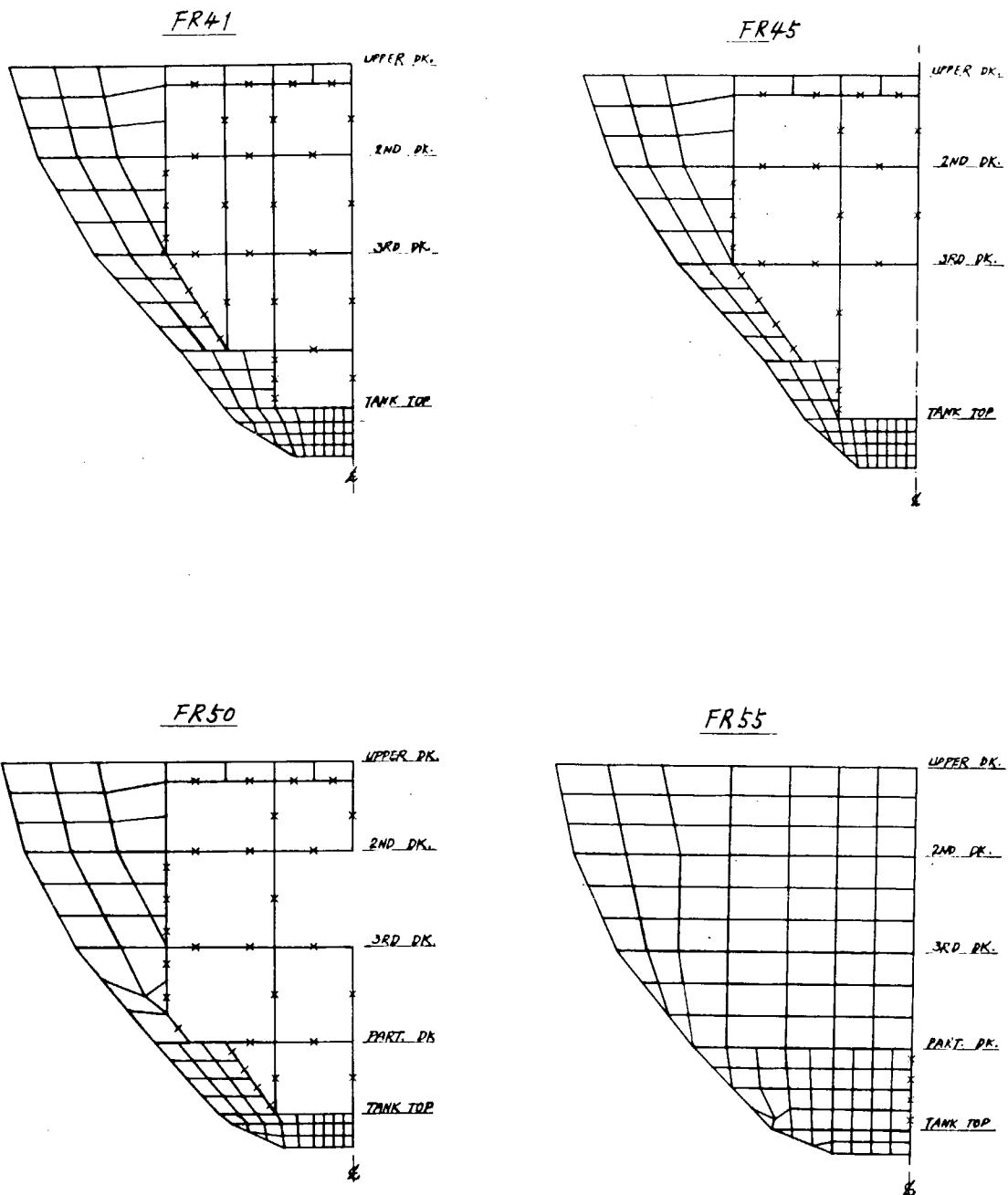
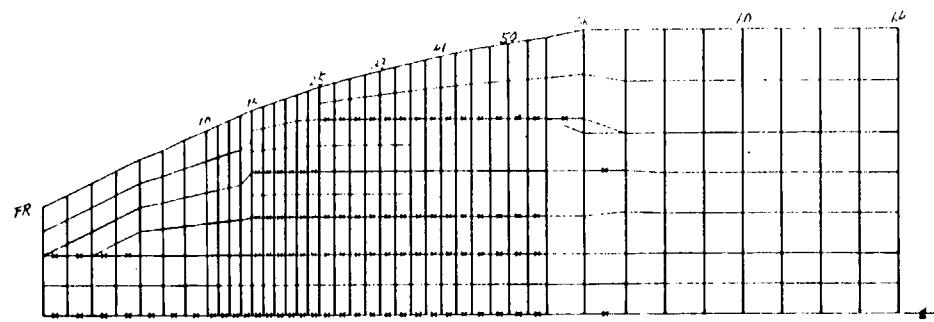
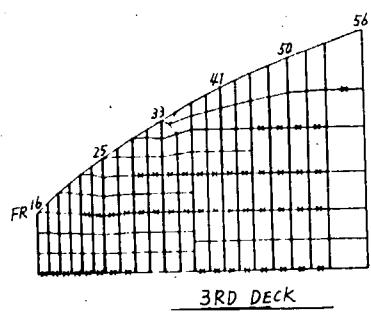


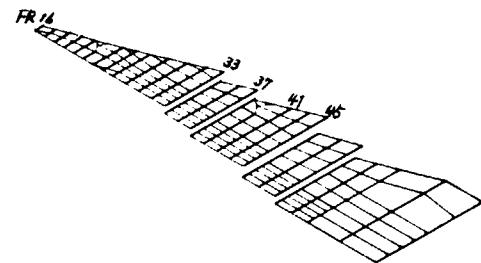
図 3.2.2 (c) TYPICAL TRANS SECTION の メッシュ分割図



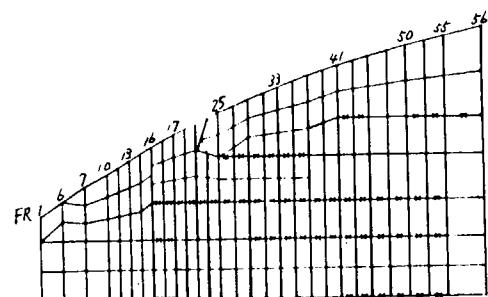
UPPER DECK



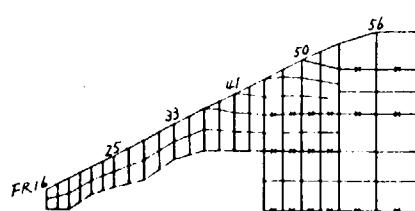
3RD DECK



TANK TOP



2ND DECK



PARTIAL DECK

図 3.2.3 DECK AND TANK TOP のメッシュ分割図

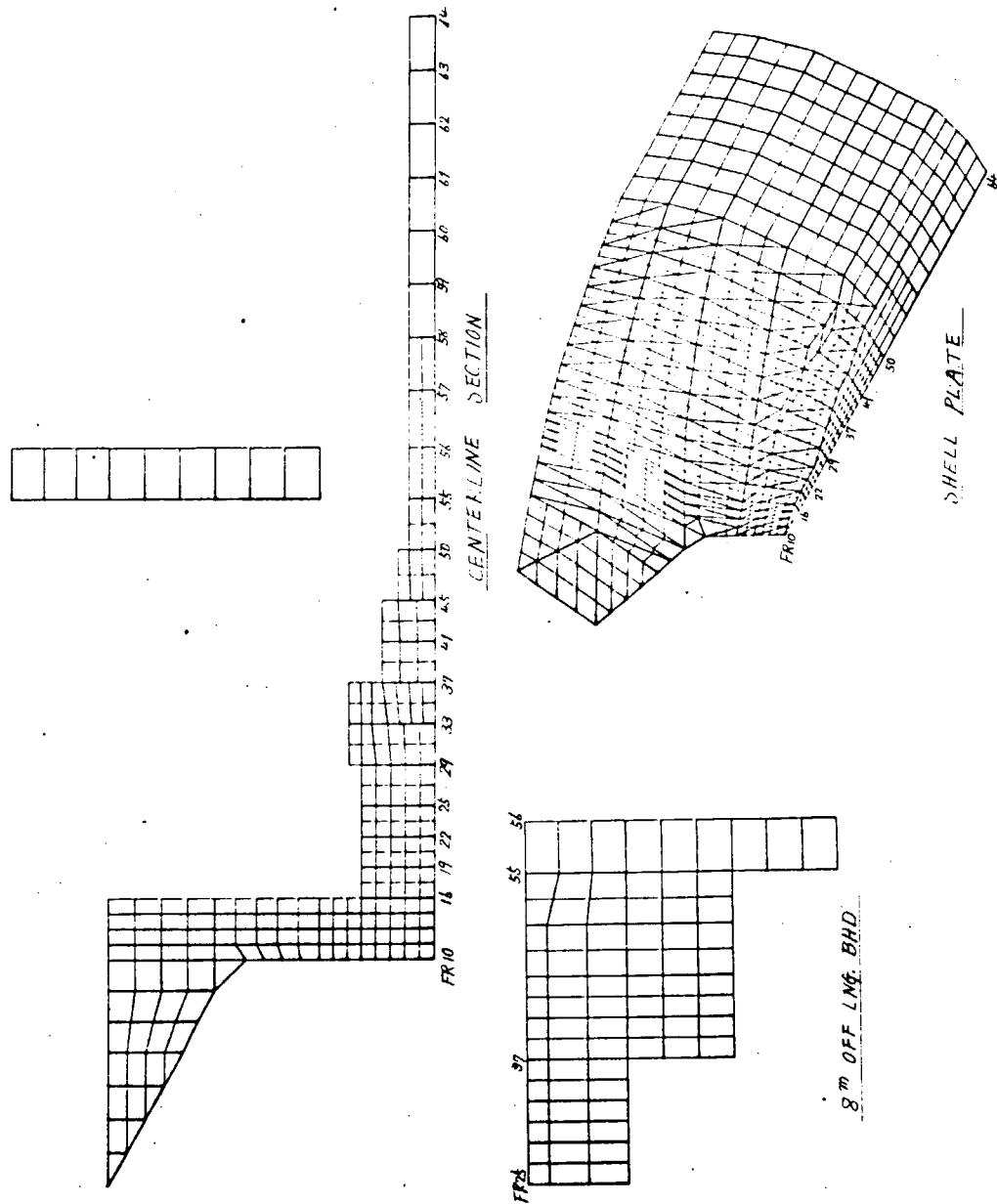
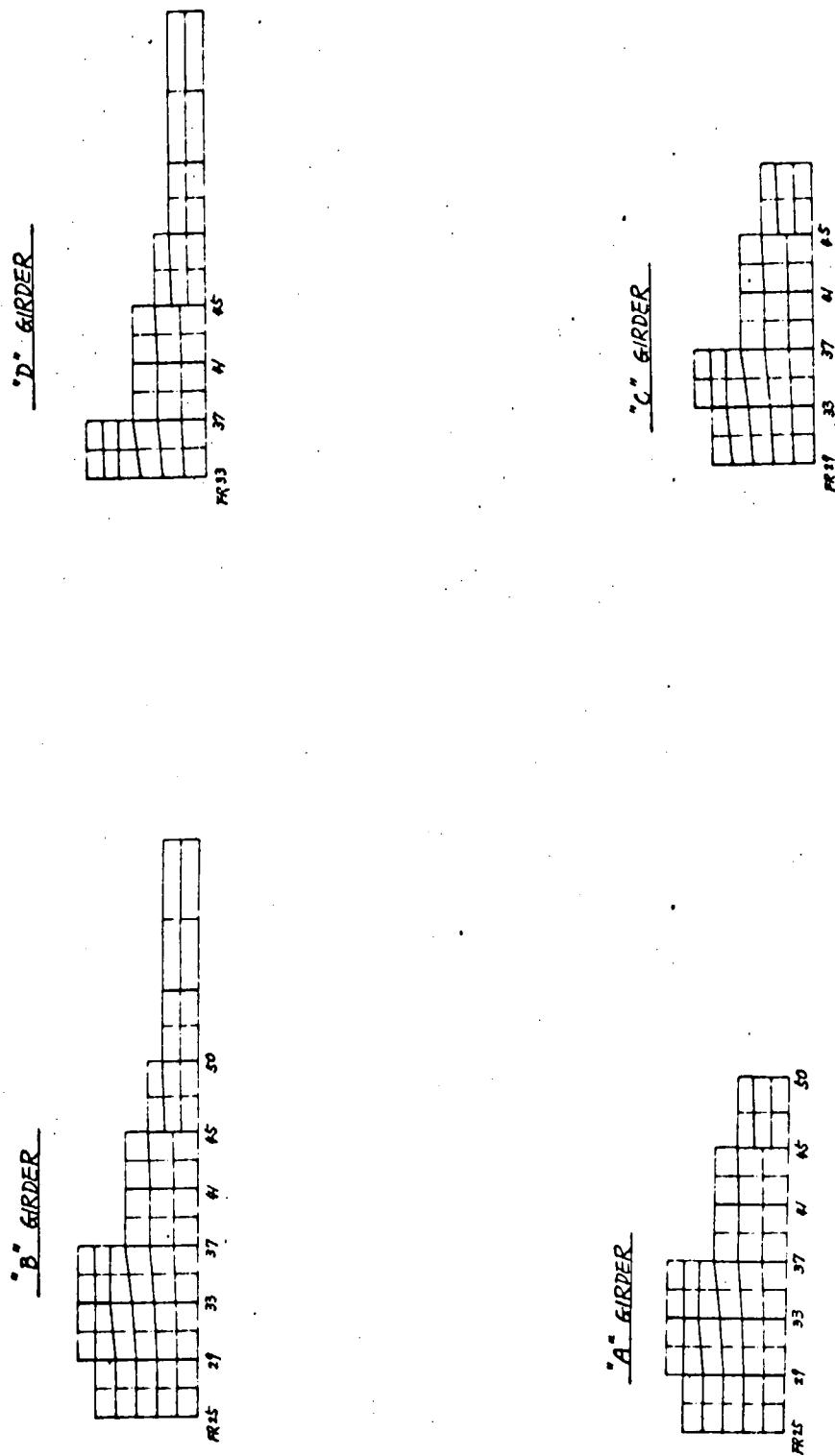


図 3.2.4 CENTERLINE SECTION, LONG-BHD AND SHELL PLATE の X ッ シュ分割図

図 3.2.5 ENGINE GIRDER の メッシュ 分割 図



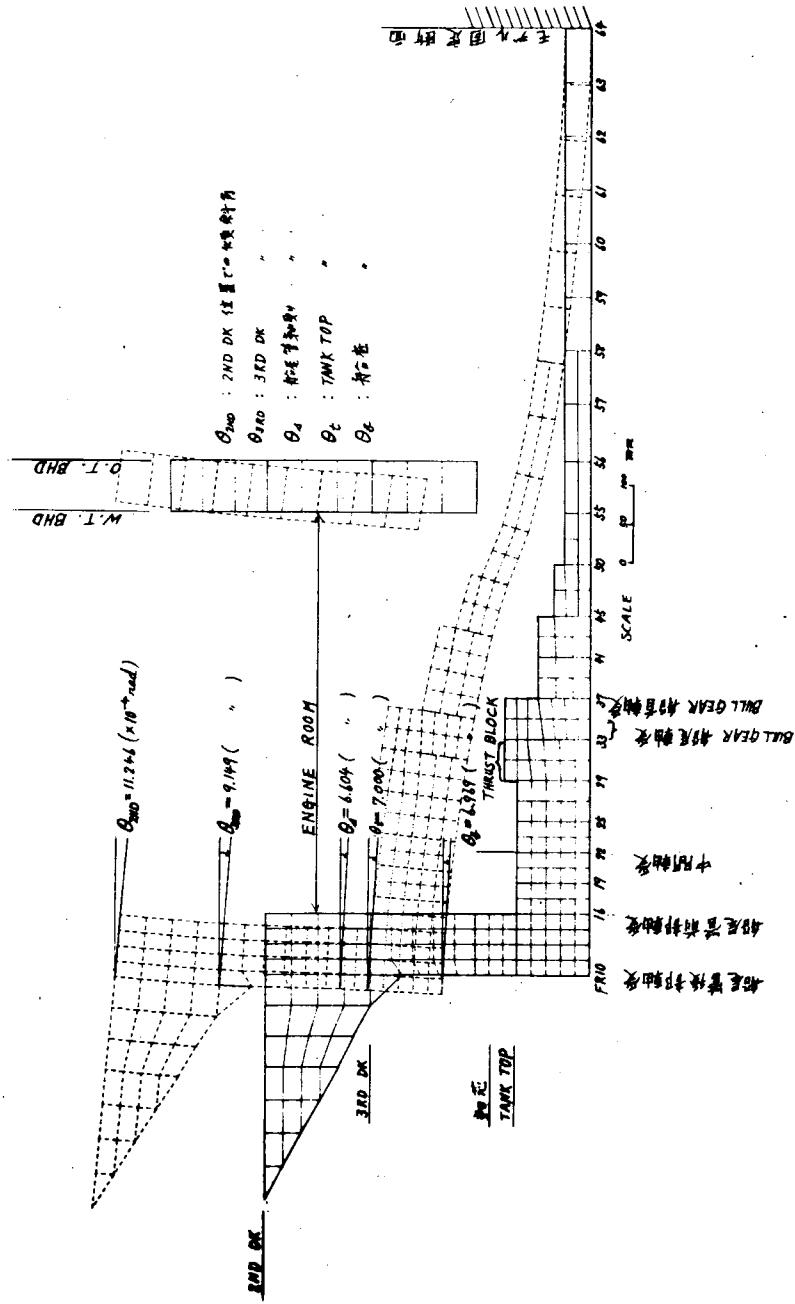


図 3.2.6 船体中心線断面の変形図（満載時と軽荷時の差）

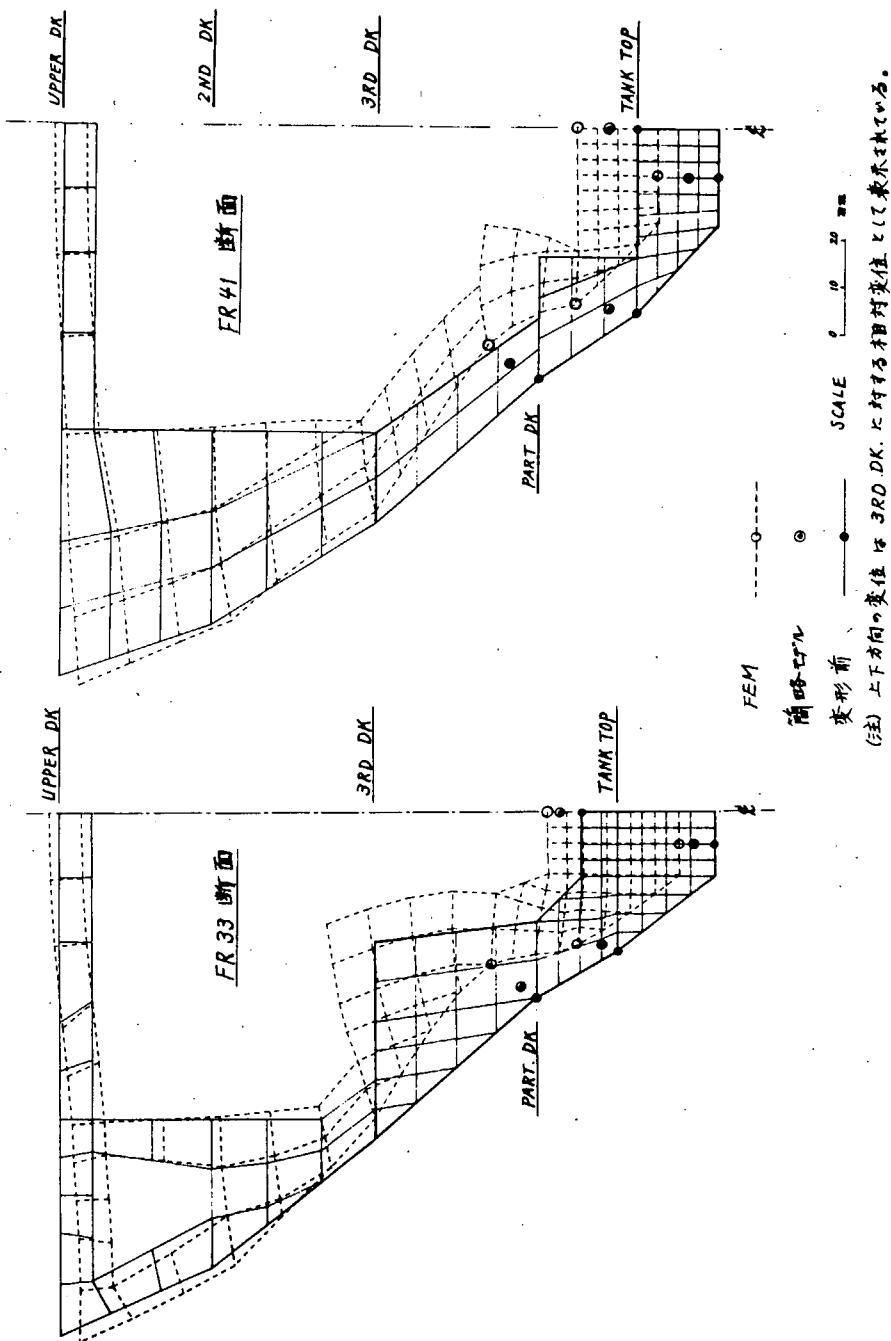


図 3.2.7 TYPICAL SECTION の断面変形（満載時と軽荷時との差）

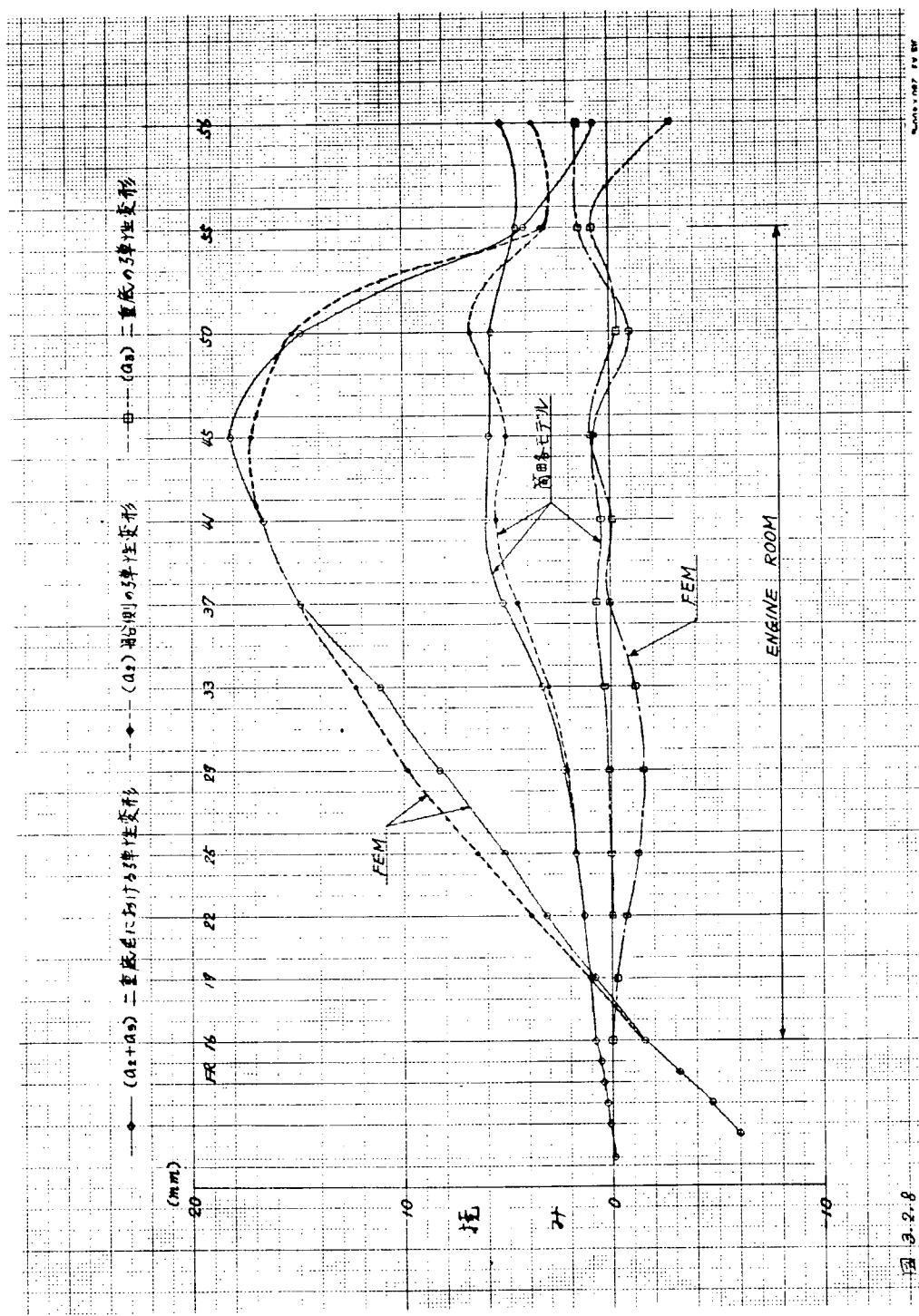


図 3.2.8 断面変形量の分布

図  
3.2.8

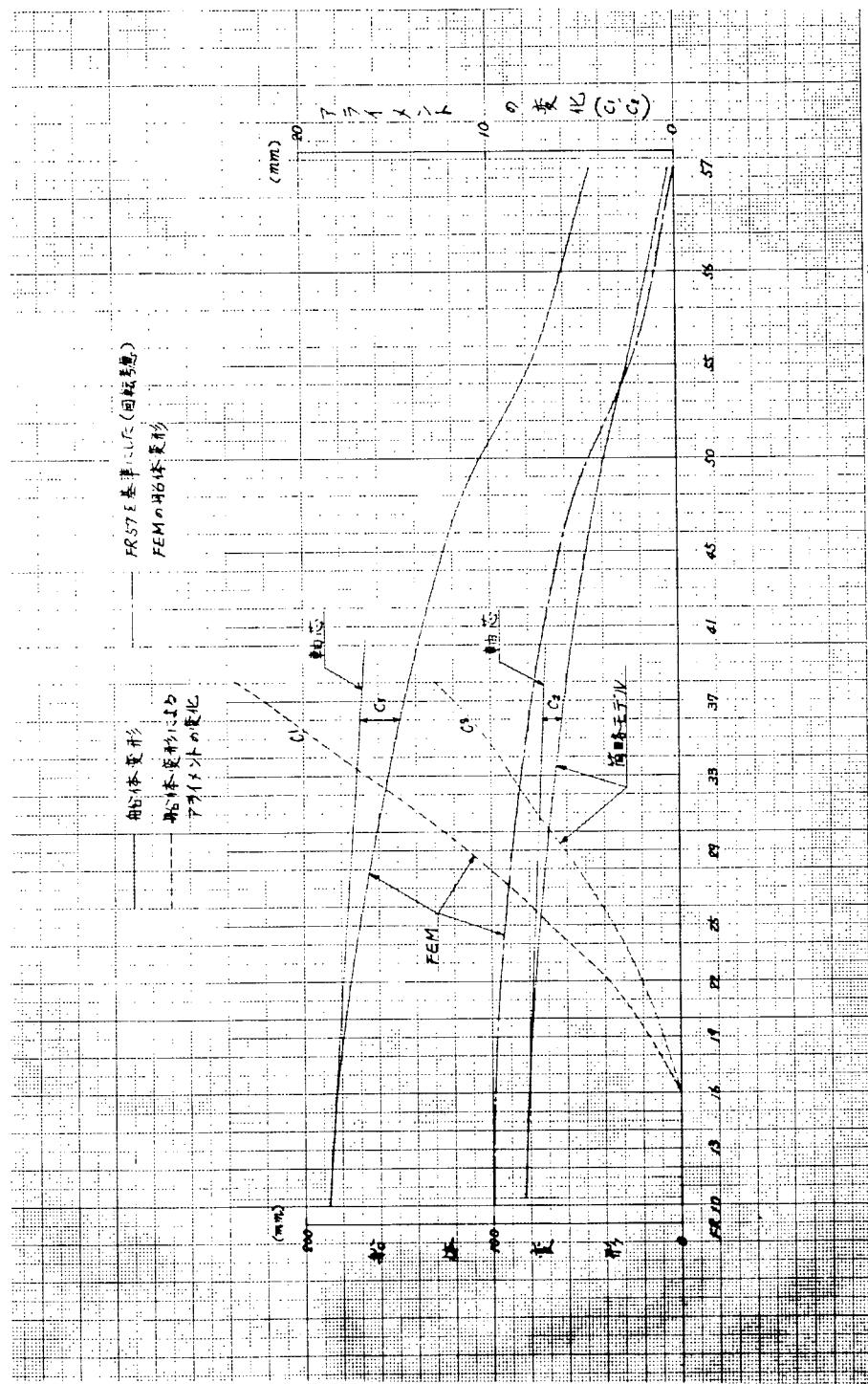


図 3.2.9 船体変形と船体変形によるアライメントの変化

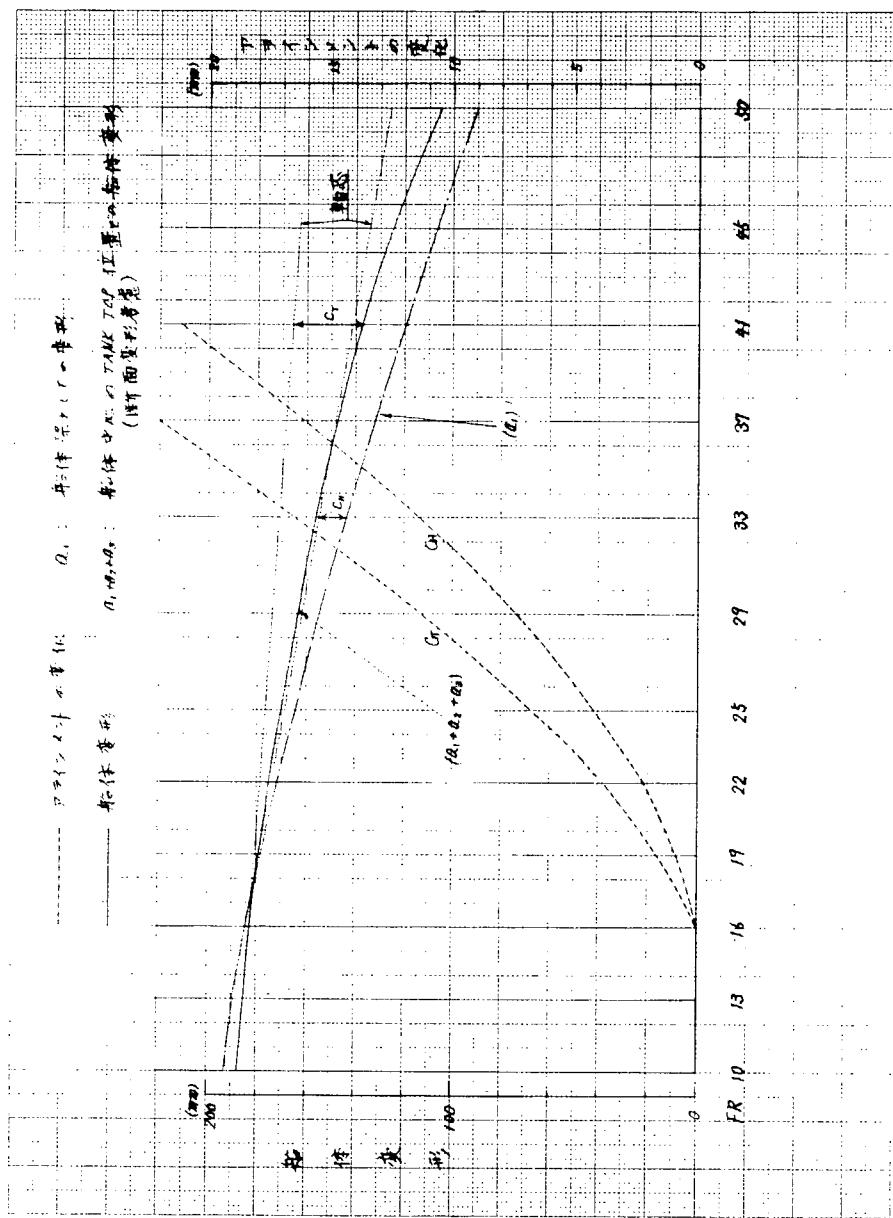


図 3.2.10 アライメント変化の比較（船体深としての変形のみを考慮した場合と断面変形も考慮した場合との比較）

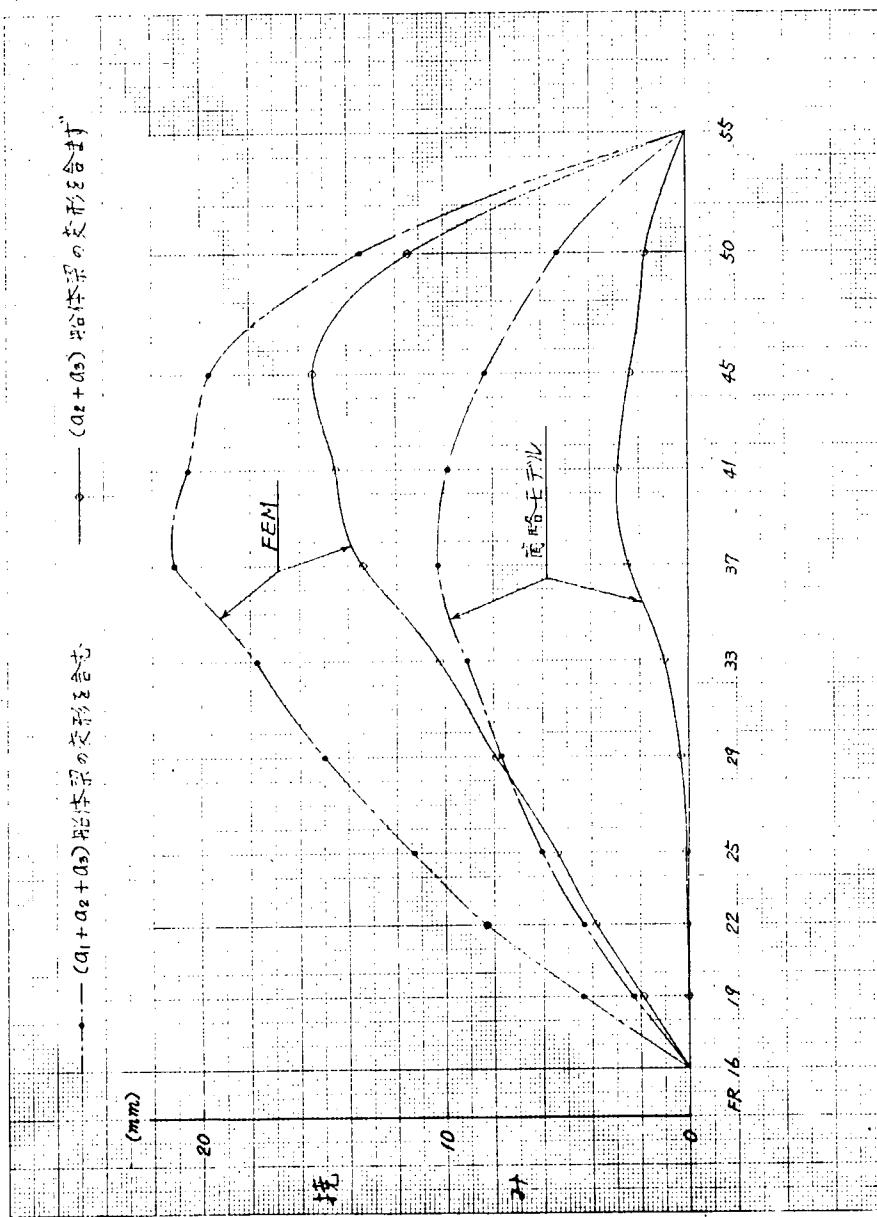
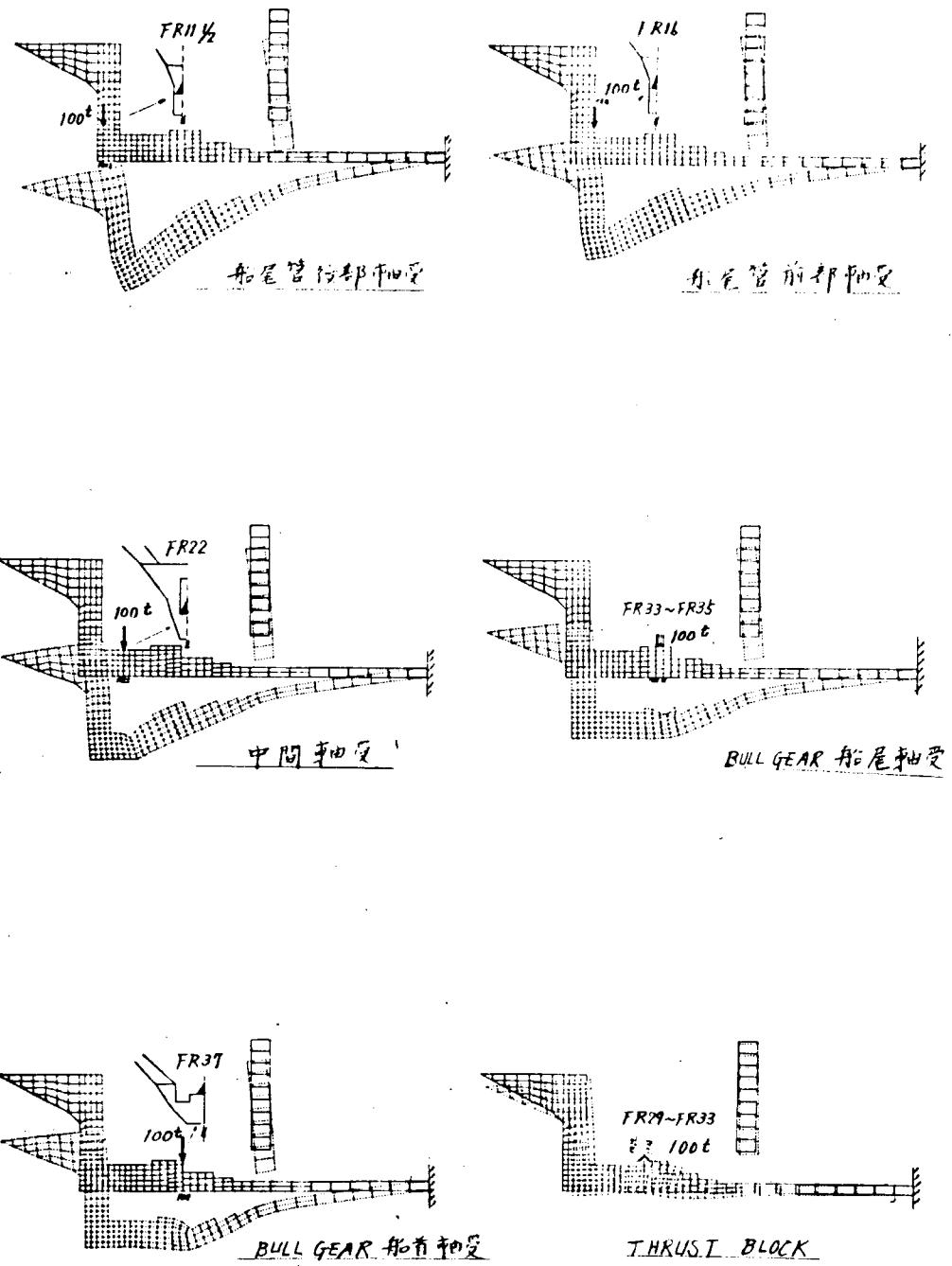


図 3.2.11 二重底 CENTERLINE の機関室内相対変形



SCALE  
0 0.5 1 mm

図 3.2.12 各種軸受に単位の荷重を加えた時の船体中心線断面の変形

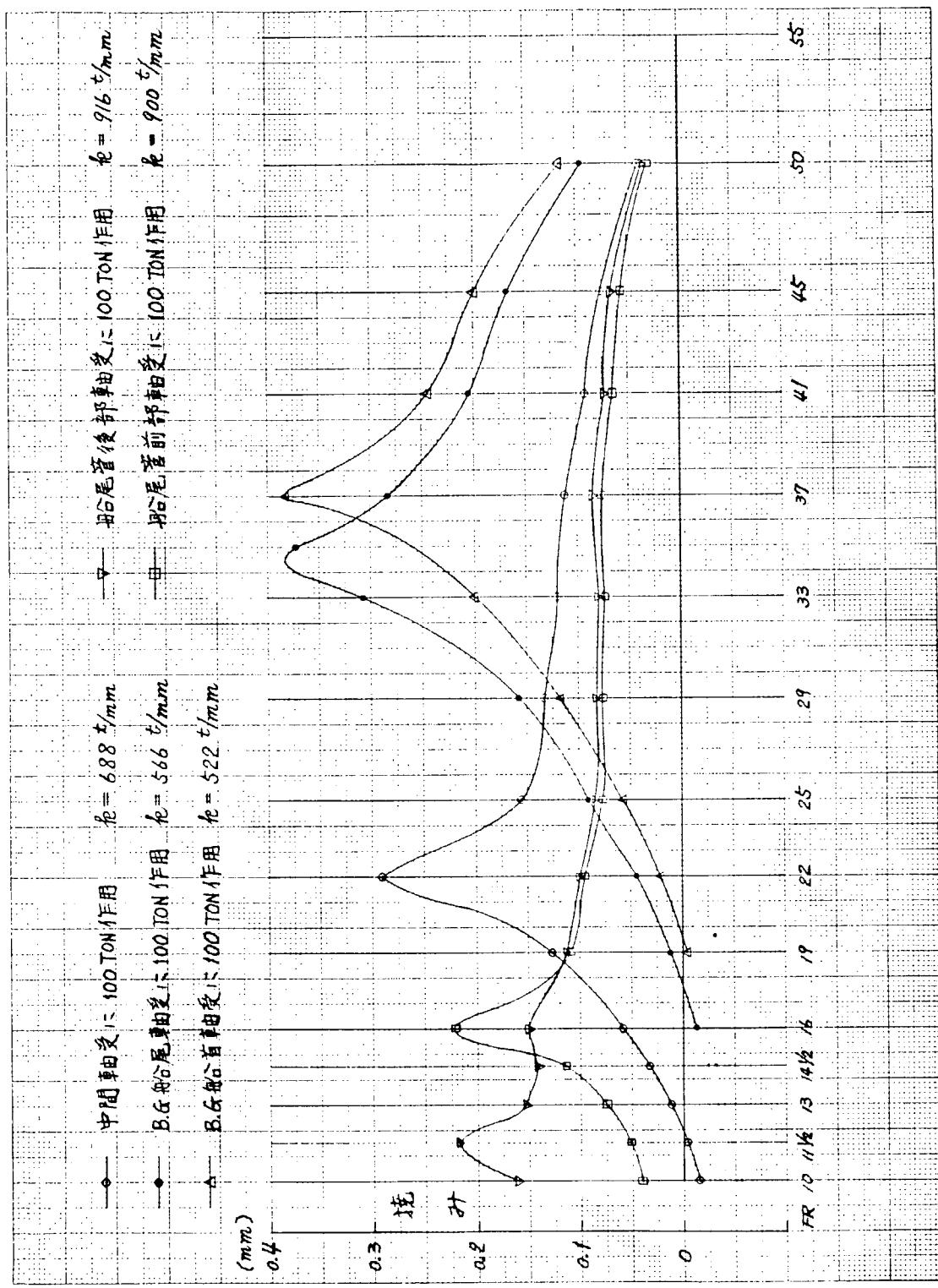


図 3.2.13 軸受部の船体剛性

表 3.2.1 各軸受の位置と想定した荷重分布形状

軸受けの種類	位置	荷重の分布形状
船尾管後部 車両支	FR. 11 1/2	<p>SHAFT CENTER</p> <p>FRONT B.L.</p> <p>600</p>
船尾管前部 車両支	FR. 16	<p>SHAFT CENTER</p> <p>FRONT B.L.</p> <p>1,200</p>
中间軸受	FR. 22	<p>TANK TOP</p> <p>SEAT TOP</p> <p>2,000</p> <p>7,000 FROM B.L.</p>
BULL GEAR 船尾軸受	FR.33 ~ 35 (CENTER LINE)	<p>SEAT TOP</p> <p>FR.33 FR.35 8,200 FROM B.L.</p>
BULL GEAR 船首軸受	FR. 37	<p>SEAT TOP</p> <p>8,200 FROM B.L.</p> <p>2,000</p>
THRUST BLOCK	FR. 29 ~ 33 (CENTER LINE)	<p>SEAT TOP</p> <p>FR.29 FR.33 8,200 FROM B.L.</p>

＊注) 実際の荷重の向きは 船尾 → 船首である。

表 3.2.2 船体の上下変形量 (mm)

FR. NO	a <sub>1</sub> の値として UPPER DK SIDE を使用					a' <sub>1</sub> の値として 3RD DK SIDE を使用					$\frac{a_2 + a_3}{a_2 + a_3}$
	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	a <sub>2</sub> + a <sub>3</sub>	a <sub>1</sub> + a <sub>2</sub> + a <sub>3</sub>	a' <sub>1</sub>	a' <sub>2</sub>	a' <sub>3</sub>	a' <sub>2</sub> + a' <sub>3</sub>	a' <sub>1</sub> + a' <sub>2</sub> + a' <sub>3</sub>	
11 1/2	192.035	-5.978	-0.028	-6.006	186.029	188.561	-2.504		-2.532		0.42
13	189.747	-4.677	-0.034	-4.711	185.036	187.178	-2.108		-2.142		0.45
14 1/2	187.163	-3.167	-0.046	-3.213	183.950	185.409	-1.413		-1.459		0.45
16	184.312	-1.527	-0.001	-1.528	182.784	183.476	-0.691		-0.692		0.45
19	178.845	1.053	-0.256	0.797	179.142	179.791	-0.393		-0.649		-0.81
22	171.851	3.875	-0.719	3.156	175.007	174.789	0.937		0.218		0.07
25	164.779	6.436	-1.271	5.165	169.944	168.377	2.838		1.567		0.30
29	154.640	9.815	-1.525	8.290	162.930	159.220	5.235		3.710		0.45
33	143.759	12.293	-1.143	11.150	154.909	147.749	8.303		7.160		0.64
37	132.056	14.838	0.062	14.900	146.956	134.159	12.735		12.797		0.86
41	119.670	16.692	-0.102	16.590	136.260	123.802	12.560		12.458		0.75
45	106.538	17.162	0.945	18.107	124.645	109.779	13.921		14.866		0.82
50	90.172	15.213	-0.375	14.838	105.010	93.211	12.174		11.799		0.80
55	74.051	3.290	0.805	4.095	78.146	75.658	1.683		2.488		0.61
56	60.438	3.709	-2.979	0.730	61.168	61.336	2.811		-0.168		-0.23

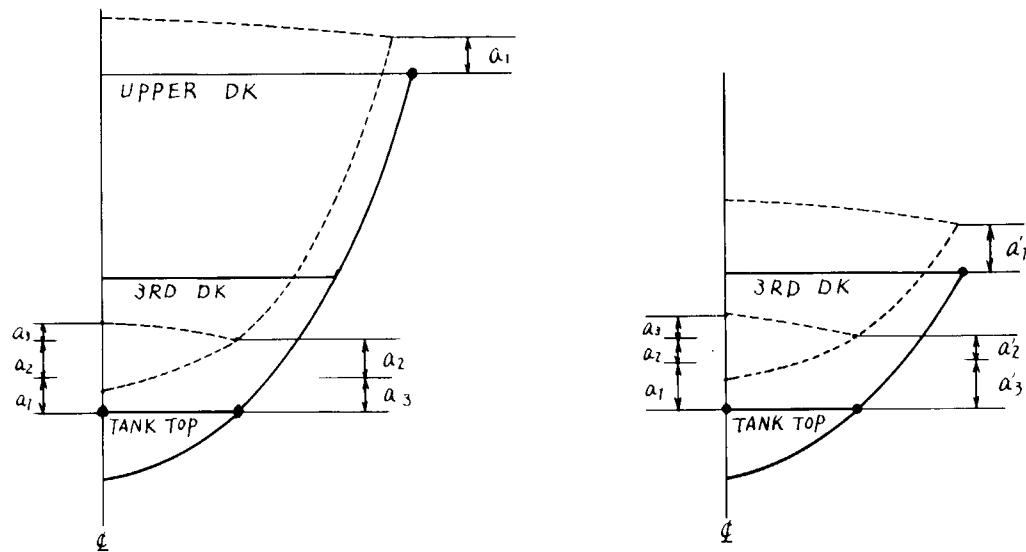


表3.2.3 船体変形によるアライメントの変化 (mm)

	F R . N O .	1 9	2 2	2 5	2 9	3 3	3 7	4 1	4 5	5 0
(1)	F E M	1.661	3.814	6.900	11.268	16.647	21.758	30.012	38.985	55.317
(2)	簡略モデル	0.915	2.023	3.488	6.073	8.929	11.957	16.653	22.448	30.690
	(2) / (1)	0.551	0.530	0.500	0.539	0.537	0.544	0.555	0.576	0.555

表3.2.4 アライメントの変化の比較 (mm)

	F R . N O .	1 9	2 2	2 5	2 9	3 3	3 7	4 1	4 5	5 0
(1)	船体梁としての変形+断面変形 ( $a_1+a_2+a_3$ )	1.661	3.814	6.900	11.268	16.647	21.958	30.012	38.985	55.317
(2)	船体梁としての変形のみ考慮 ( $a_1$ )	0.819	2.165	4.089	7.364	11.381	16.220	21.742	28.010	35.796
	(2) / (1)	0.493	0.568	0.593	0.653	0.683	0.738	0.724	0.718	0.647

表3.2.5 船尾管軸受周辺の傾斜角 ( $\times 10^{-3}$  rad)

位置	船底	TANK TOP	船尾管軸受	3KD DK	2ND DK
F E M	0.697	0.700	0.660	0.915	1.125
簡略モデル	—	0.385	0.341	0.506	—

表3.2.6 各種軸受け位置における船体のバネ常数 (t/mm)

	軸受の種類	船尾管後部軸受	船尾管前部軸受	中間軸受	BULL GEAR 船尾軸受	BULL GEAR 船首軸受
(1)	F E M (1)	916	900	688	566	522
(2)	簡略モデル (2)	—	—	1.020	1.239	919
	(2) / (1)	—	—	1.482	2.189	1.761

表3.2.7 FR57に対する船体の相対変形量の比較 (mm)

	FR . N O	1 1	1 3	1 6	1 9	2 2	2 5	2 9	3 3	3 7	4 1	4 5	5 0	5 5	5 6
(1)	F E M	98.4	98.6	98.7	97.3	95.6	92.8	88.9	84.1	79.3	71.7	63.1	47.4	24.4	11.3
(2)	簡略モデル	—	81.8	80.8	78.9	76.7	74.2	70.3	66.1	61.6	55.6	48.4	38.5	26.1	15.5
	(2) / (1)	—	0.83	0.82	0.81	0.80	0.80	0.79	0.79	0.78	0.78	0.77	0.81	1.07	1.37

### 3.3 簡略モデルによる船尾構造の変形計算

#### 3.3.1 船尾構造のモデル化

##### (1) 計算対象船

表3.3.1に示す40万トン及び70万トンタンカーの2隻を対象船とした。両船の機関室を含む船尾部の一般配置図概要を図3.3.1に示す。図3.3.2には40万トンタンカーの軸系配置図を示す。

##### (2) 計算条件

計算範囲として、ポンブルーム前壁より船尾部をとった。構造及び荷重は両舷対称として計算は片舷のみについて行った。荷重はlight conditionを基準としたfull load conditionの静水圧をとり、吃水差による船体変形を求めた。表3.3.2に計算対象船の吃水及び静水圧による荷重を示す。

船体変形の計算は、後述の簡略モデルに対し、当社汎用構造解析FEMプログラムSANAS-Fを使用した。表3.3.3に計算した簡略モデルの規模を示す。

尚、計算は上記の静水圧荷重に対する計算のほかに軸受部の船体剛性を求めるために、中間軸受及びBull Gear軸受の位置において単位荷重を加えた場合の船体変形の計算も行った。

##### (3) 構造のモデル化

軸のalignmentに関する船体船尾構造の変形は、次の3成分と考えられる。

船体梁としての撓み変位 ..... 以後  $a_1$  で表す

横断面の変形  
→ 船側構造の弾性撓み ..... 以後  $a_2$  で表す  
→ 二重底の弾性撓み ..... 以後  $a_3$  で表す

軸のalignmentの変化は二重底の変位 ( $a_1 + a_2 + a_3$ ) と軸芯との相対変位から求められる。

船尾構造のモデル化の方針は、上記の各成分に対応して次の様に考えた。

$a_1$  ..... 船体梁としての撓み剛性を持つ変断面梁を考え、境界条件はポンブルーム前壁位置で固定とした片持梁とする。

$a_2$  ..... 各Web Frame毎に平面構造として取り扱う。構造範囲は3rd deck(深さの約1/2でほぼ船体梁の中立軸高さに相当する)以下二重底までとし、3rd deck位置では上記の船体梁に固定する。

$a_3$  ..... 二重底は三次元板構造とし、船側で上記の平面構造としての各Web Frameで支持される。

以下にその他の計算上の仮定及び計算モデルを示す。

- (i) Web Frame Plateは板要素とし、外板及びface plateは梁要素とする。
- (ii) Longitudinal bulkheadは軸力を受ける梁要素とし、Web Frameの平面構造内に配置する。
- (iii) Partial deckは水平撓み剛性を持つ梁要素として、船側船長方向に配置する。
- (iv) 二重底内では部分的なtank bottom、manhole等は無視する。又各Web Frame間のfloorはその板厚をWeb Frameに分りわける。girderもWeb Frameと同程度に簡略化する。
- (v) stiffener類は無視する。
- (vi) 静水圧による荷重はWeb Frameの面内で外板上の各節点に作用させる。
- (vii) 梁要素の撓れ剛性は無視する。

図3.3.3にモデル化の構想図、図3.3.4にWeb Frame位置の断面図、図3.3.5に外板の板要素分割図及び図3.3.6に計算モデルの全体図を示す。

### 3.3.2 40万トンタンカーの計算結果と考察

#### (1) 船体の変形

表3.3.4に上下方向の船体変形計算結果を示し、*E-section*の変形図を図3.3.7に代表断面についての撓みを除いた断面変形図を図3.3.8に示す。

次に図3.3.9には、断面変形の2成分 $a_2$ 及び $a_3$ の船長に沿っての分布を図示している。

上記より下記の結果が得られる。

- (i) 船体梁としての変形は固定端(FR54)から船尾に向って上方に変位し、撓みは剪断撓みが主体の上に凸の変形を示す。機関室後壁(FR15)における撓みは55mmである。

- (ii) 断面変形は船側構造の弾性変形が主体である。

断面変形の最大位置は機関室後壁(FR15 A.P.Bhd)から機関室長さの約2/3の位置で4.8mm(FR40)であり、そのうち3.2mmは船側の変形、1.1mmが二重底の変形である。

- (iii) ボンブルーム前壁で固定とした場合、船体梁としての撓みに対し断面変形を考慮すると二重底の変位はBG軸受位置で約10%増加している。中間軸受より艉側では差は微少である。

- (iv) stern frame~A.P.Bhd間(FR10~15間)の変形はfloor plateの圧縮変形を生じ、船側構造の変形に連続している。

#### (2) 軸系アライメントの変化

船体変形が上方に凸の変形を生じると、軸芯と船体との相対変形を生じalignmentが変化する。図3.3.10に本船の船体変形によるalignmentの変化の様子を示している。図中で梁理論とは船体梁としての変形( $a_1$ )のみを考慮した場合を指し、断面変形成分( $a_2$ 及び $a_3$ )をも考慮した場合と比較した。軸芯はstern frame~A.P.Bhd間(FR10~15間)の船尾管軸受の傾斜を考慮した延長線である。

表3.3.5に中間軸受、Bull Gear船尾軸受及びBull Gear船首軸受の各位置におけるalignmentの変化量を示す。最大の変化はB.G.船首軸受に生じ8mm程度である。船体梁としての変形のみから計算される値は、中間軸受位置では断面変形を考慮した計算値とほぼ一致している。B.G.軸受位置では約10%のover estimateとなっている。

次に上記のalignment変化に伴う軸受反力を求め同じく表3.3.5に示している。軸受反力は軸系の剪断力変化量から求めた。図3.3.11に船体変形に伴って生じた軸系の剪断力及び曲げモーメントの分布を示している。表3.3.5より軸受反力の増減は最大3.25tと少い。

#### (3) 船尾管軸受の回転

計算では船尾管軸受の変位はstern frame~A.P.Bhd間floor plateの軸中心位置の変位として求めている。

前述の様にalignmentの変化量が梁理論と断面変形考慮の場合とで差が少ない原因是、図3.3.10からも判るように、断面変形を考慮した場合に上向きに生ぜる船底の変形に伴なって船尾管軸受を支える。floor plateの圧縮変形により同方向(反時計まわり)に船尾管軸受及び軸芯が回転してこれらの傾斜角が減少するためである。この傾斜角と船底及び船体梁の傾斜角を詳細に調べると図3.3.12及び図3.3.13を得る。図3.3.12より $\theta_h$ 、 $\theta_t$ 、 $\theta_s$ 共時計方向に回転し、船首側を下に傾斜している。夫々の傾斜角は $0.5 \times 10^{-3}$  rad前後で、大小関係は $\theta_h > \theta_s > \theta_t$ となっており、 $\theta_s > \theta_t$ の関係から軸芯と船底は近づく傾向を示しているが、その量は $0.84 \times 10^{-4}$  radと極めて小さい。

船体梁の傾斜角と軸芯の傾斜角は $\theta_h > \theta_s$ でその差は $0.111 \times 10^{-3}$  radで軸芯と船体は遠ざかる傾向を示している。

尚、船底に対してA.P.Bhdは船首方向へ凸の相対変形を示しているがその量は0.8mm程度である。

#### (4) 機関室の剛性

図 3.3.1.4 に機関室長さにわたる二重底での(相対)変形を図示する船体梁としての変形を含まない場合最大撓みは後壁より  $2/3$  の位置で 3.8 mm を示す。船体梁としの撓みを含むと最大位置は若干船尾側へ移動し 6.4 mm 程度である。

上記の結果は文献 1) に示されている同型船の詳細な FEM 計算結果と類似の撓み変形を示しており、

詳細計算の最大撓み	9.6 mm	本計算	6.4 mm
詳細計算の吃水差 ( 28.65 - 11.00 )		17.65 m	
本計算 ( 22.80 - 5.8 )		17.0 m	
詳細計算の静水圧荷重	19.932 t	本計算	18.910 t

を考慮すれば本計算はほぼ妥当と思われる。

#### (5) 軸受部の船体剛性

各軸受位置に於ける船体剛性を検討するために、各位置に夫々 1 ton を垂直方向に作用させた場合の計算を行った。計算結果は図 3.3.1.5 に船体変形(船体梁としての変形は除外した)を図示し、各位置でのバネ定数を表 3.3.6 に示す。船体剛性はかなり高く、軸受反力の変化による(従って軸系の有無による)船体変形は、船体変形の推定に際しては無視出来る。

### 3.3.3 70万トンタンカーの計算結果と40万トンタンカーとの比較

#### (1) 船体の変形

表 3.3.7 に上下方向の船体変形計算結果を示し、section の変形図を図 3.3.1.6 に、代表断面について船体梁としての撓みを除いた断面変形図を図 3.3.1.7 に示す。

次に、図 3.3.1.8 には断面変形の 2 成分 ( $a_2$  及び  $a_3$ ) の船長に沿っての分布を図示している。

これらの結果は 400 型の場合と類似の傾向を示している。400 型との比較を表 3.3.8 に示す。

これより 700 型の変形量は 400 型より大きいが単位荷重当たりで比較すると 20 ~ 30 % 減少する。

#### (2) 軸系アライメントの変化

図 3.3.1.9 に 700 型の船体変形による alignment 变化の様子を示している。この結果は 400 型の場合と類似している。

表 3.3.5 に各軸受位置における alignment 变化量を示し、又 400 型との比較を表 3.3.9 に示している。また、表 3.3.5 より船体梁としての撓みから推定されるアライメントの変化は断面変形考慮の場合に比較して約 10 % 大きく 400 型の場合と同様である。

次に表 3.3.9 よりアライメント変化量は 700 型では B.G 船首軸受で最大値 13.5 mm を示し、400 型の 8 mm に対し 70 % 増加している。ただし単位荷重当たりでは 700 型が 10 % 減少する。中間軸受では常に 700 型が大きい。

#### (3) 船尾管軸受の回転

図 3.3.2.0 に船尾管軸受周辺の変形を示し、この部分の船体変形に伴う傾斜角を示す。傾斜角の大小関係は  $\theta_h > \theta_t > \theta_s$  となっており、これを 400 型の場合と比較して表 3.3.1.0 に示す。

700 型はいづれの傾斜角も 400 型より少ない。又、船尾管軸受の傾斜(従って軸芯の傾斜)が特に少ない。これらの原因の一つは船体梁としての変形に占める剪断撓みの影響が 400 型より大きい故と考察される。これは船の型深さと機関室長さの比が 400 型は 0.84 に対し 700 型は 1.03 である事からも予想される。又 400 型と 700 型とで  $\theta_s$  と  $\theta_t$  との大小関係が逆転し 700 型では軸芯と船底は遠ざかる傾向を示しているがその差は  $0.44 \times 10^{-4}$  rad と極めて小さい。

#### (4) 機関室の剛性

図 3.3.2.1 に機関室長さに沿った二重底での相対変形を図示する。この結果も 400 型の場合と

類似の変形を示している。400型との比較を表3.3.1に示す。これより700型の変形量は船体梁としての撓み( $a_1$ )を含む場合には400型より大きいが、単位荷重当りの変形及び船体梁としての撓みを含まない断面変形のみの場合は共に400型より変形はかなり小さい。

#### (5) 軸受部の船体剛性

各位置でのバネ定数を表3.3.6に示す。

### 3.3.4 むすび

機関室を含む船尾構造の簡略モデルを考え、400型と700型について吃水差による船体変形を求め、軸系のアライメントの観点から船体の剛性、変形状況、船型差等の把握に努めた。今後更に詳細モデルによって計算結果との比較を通じ、本計算法の修正及び妥当性の検討、簡略推定法の作成をする必要がある。尙本計算では船殻構造のみに着目したが、ディーゼル船の場合には主機の剛性の評価も必要と思われる。船体変形に伴うアライメント変化によって生ずる軸受反力の検討は一部400型についての例を示したが、700型を含めての軸受反力の変化、船体変形量の評価等の詳細検討は今後実施される予定である。

### 参考文献

- 1) 関内 実他 “大型タンカーの機関室二重底の撓み”  
日本造船学会論文集 第136号 (昭49-12)

### 付録

#### 船体梁の剛性計算結果

本計算で用いた船体梁としての剛性は、船尾部の各断面について計算したものを使用した。

各船の剛性分布図を図3.3.2に示す。

表3.3.1 計算対象船の主要目

	400型	700型	700型 400型
Lpp (m)	365.0	404.0	1.107
B (m)	68.0	80.8	1.188
D (m)	28.65	40.3	1.407
d full (m)	22.75	29.6	1.301
D/W (t)	414.000	700.000	1.691
主機	MITSUI-STAL	STAL-LATAL	—
(SHP)	45.000	70.000	—
(RPM)	80	80	—
機関室長さ (m) (FR.NO)	34.0 (FR15~49)	39.0 (FR16~55)	1.147
計算範囲	AE~FR54 (46.0m)	AE~FR57 (55.1m)	1.198

表 3.3.2 吃水及び荷重(片舷)

	400型	700型	700型 400型
light (m) condition	5.8 (even)	9.2	
full load (m) condition	22.8	29.6	
吃水差(m)	17.0	20.4	
浮力(t)	13,910	25,747	18,51
横圧(t)	11,800	23,337	1,978

表 3.3.3 簡略モデルの規模

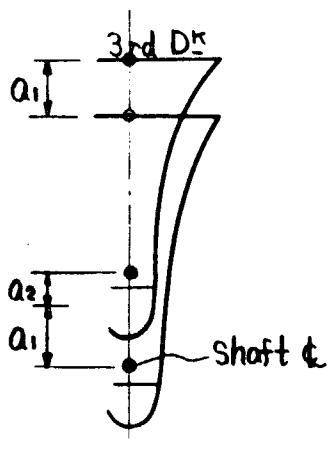
	400型	700型
節点数	414	453
板要素	728	844
梁要素	259	239

表 3.3.6 軸受部の船体剛性(バネ定数)

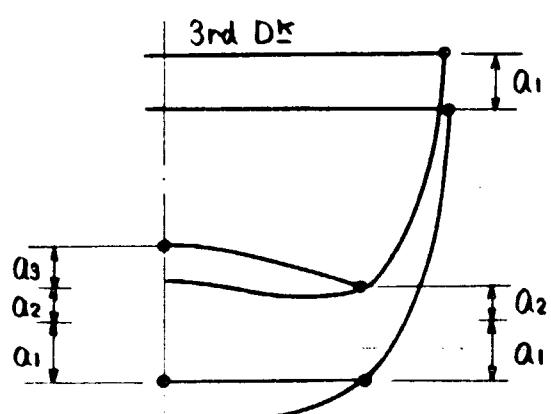
	400型	700型
中間軸受	826 t/mm	1,020 t/mm
B.G.船尾軸受	693	1,239
B.G.船首軸受	528	919

表 3.3.4 40万トンタンカー上下方向変形電算結果

FR No.	$a_1$ (mm)	$a_2$ (mm)	$a_3$ (mm)	$a_1+a_2+a_3$ (mm)	$a_2+a_3$ (mm)	$\frac{a_1+a_2+a_3}{a_1}$	
3-d	61.165	0	0	61.165	0	1.0	
10	57.130	-0.143	0	56.987	-0.143	0.997	
11	56.693	-0.020	0	56.673	-0.020	1.000	
12	56.267	0.060	0	56.327	0.060	1.001	
13	55.837	0.153	0	55.990	0.153	1.003	
14	55.395	0.249	0	55.644	0.249	1.004	
15	54.932	0.301	0	55.233	0.301	1.005	AP BHD
18	52.940	0.716	-0.054	53.602	0.662	1.013	
21	50.652	0.991	-0.026	51.617	0.965	1.019	中間軸受
24	47.984	1.264	-0.005	49.243	1.259	1.026	
28	43.834	1.504	0.230	45.568	1.734	1.040	
32	38.851	2.183	0.519	41.553	2.702	1.070	
36	33.381	2.576	1.168	37.125	3.744	1.112	
40	27.594	3.239	1.089	31.922	4.328	1.159	
44	21.601	2.999	0.516	25.116	3.515	1.163	
49	13.731	2.423	-0.436	15.718	1.987	1.145	機関室前壁
53	7.135	0.995	-0.157	7.973	0.838	1.117	
54	0.0	0.314	0.288	0.602	0.602	-	



FR 10~FR 15



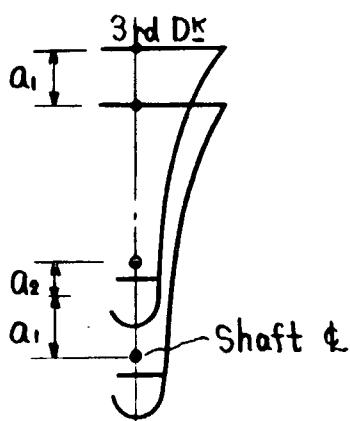
FR 18~FR 54

表 3.3.5 船体変形アライメントの変化と軸受反力の増減

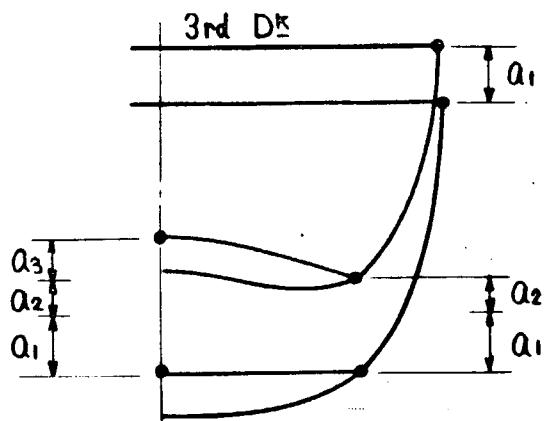
		梁理論	断面変形考慮	軸受	軸受反力
4 0 0 型	船尾管軸受 の傾斜角	( $\times 10^{-3}$ rad) 0.550	( $\times 10^{-3}$ rad) 0.439	船尾管船尾 " 船首	- 2.4 t + 3.25
	アライメントの変化量	中間軸受 (比)	1.23 mm (0.98)	1.25 mm (1.0)	中間軸受 - 1.15
		B.G.船尾 (比)	7.23 (1.09)	6.63 (1.0)	B.G.船尾 + 3.1
		B.G.船首 (比)	8.87 (1.11)	7.96 (1.0)	B.G.船首 + 2.8
7 0 0 型	船尾管軸受 の傾斜角	( $\times 10^{-3}$ rad) 0.506	( $\times 10^{-3}$ rad) 0.341		
	アライメントの変化量	中間軸受 (比)	3.90 (1.08)	3.60 (1.0)	
		B.G.船尾 (比)	12.01 (1.07)	11.22 (1.0)	
		B.G.船首 (比)	15.19 (1.12)	13.51 (1.0)	

表 3.3.7 70万トンタンカー上下方向変形電算結果

FR No.	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_1+a_2+a_3$	$a_2+a_3$	$\frac{a_1+a_2+a_3}{a_1}$	
4-d	86.491	(mm) 0	(mm) 0	(mm) 86.491	(mm) 0	1.0	
10+d	82.806	-0.104	0	82.702	-0.104	0.999	
12	82.032	0.116	0	82.148	0.116	1.001	
13	81.556	0.242	0	81.798	0.242	1.003	
14	81.061	0.385	0	81.446	0.385	1.005	
15	80.537	0.565	0	81.102	0.565	1.007	
16	79.972	0.818	0	80.790	0.818	1.010	AP. BHD
19	77.827	1.040	-0.016	78.851	1.024	1.013	
22	75.361	1.416	-0.064	76.713	1.352	1.018	中間軸受
25	72.505	1.727	-0.003	74.229	1.724	1.024	
29	68.040	2.132	0.107	70.278	2.238	1.033	
33	62.721	3.043	0.293	66.057	3.336	1.053	
37	56.465	4.472	0.725	61.663	5.198	1.092	BG 軸受
41	49.591	5.557	0.453	55.601	6.010	1.121	
45	42.572	5.072	0.797	48.441	5.869	1.138	
50	32.736	6.721	-0.966	38.491	5.755	1.176	
55	21.614	3.124	1.407	26.144	4.530	1.210	機関室前壁
56	10.323	3.691	1.522	15.537	5.214	1.505	
57	0.0	5.739	-0.220	5.520	5.520	—	



FR 10d ~ FR 16



FR 19 ~ FR 57

表3.3.8 船体の変形 (mm)

	400型	700型	700型 400型
船体梁としての変形 (AP.B <sup>hd</sup> 位置)	54.9	80.0	1.46
同上 (吃水差10m当り)	32.3	39.2	1.21
同上 (浮力1万トン当り)	39.5	31.1	0.79
断面変形 最大値	4.4	6.0	1.36
同上 (吃水差10m当り)	2.6	2.9	1.12
同上 (浮力1万トン当り)	2.2	2.3	0.72

表3.3.9 船体変形によるアライメントの変化 (mm)

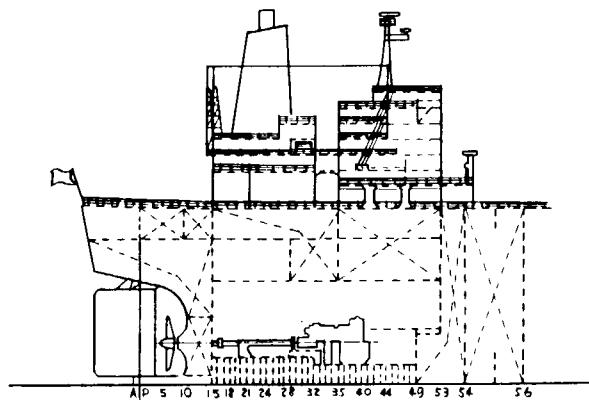
	400型	700型	700型 400型
中間軸受 (吃水差10m当り)	1.25 (0.74)	3.60 (1.76)	2.88 (2.38)
(浮力1万トン当り)	(0.90)	(1.40)	(1.56)
B.G. 船尾軸受 (同上)	6.63 (3.90)	11.22 (5.50)	1.69 (1.41)
(同上)	(4.77)	(4.36)	(0.91)
B.G. 船首軸受 (同上)	7.96 (4.68)	13.51 (6.62)	1.70 (1.42)
(同上)	(5.72)	(5.25)	(0.91)

表3.3.10 船尾管軸受周辺の傾斜角 ( $\times 10^{-3}$  rad)

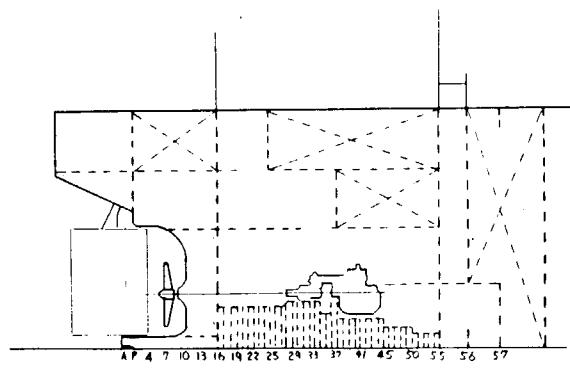
	400型	700型	700型 400型
船体梁としての傾斜 $\theta_h$	0.550	0.506	0.92
船尾管軸受の傾斜 $\theta_s$	0.439	0.341	0.78
tank topでの 傾斜 $\theta_t$	0.405	0.385	0.95

表3.3.11 機関室の変形 (mm)

	400型	700型	700型 400型
a <sub>1</sub> を含む 最大撓み	6.4	10.3	1.61
同上 (吃水差10m当り)	3.8	5.0	1.32
同上 (浮力1万トン当り)	4.6	4.0	0.87
a <sub>1</sub> を含まない 最大撓み	3.8	2.8	0.74
同上 (吃水差10m当り)	2.2	1.4	0.64
同上 (浮力1万トン当り)	2.7	1.1	0.41



(a) 40万トンタンカー



(b) 70万トンタンカー

図 3.3.1 計算対象船一般配置図

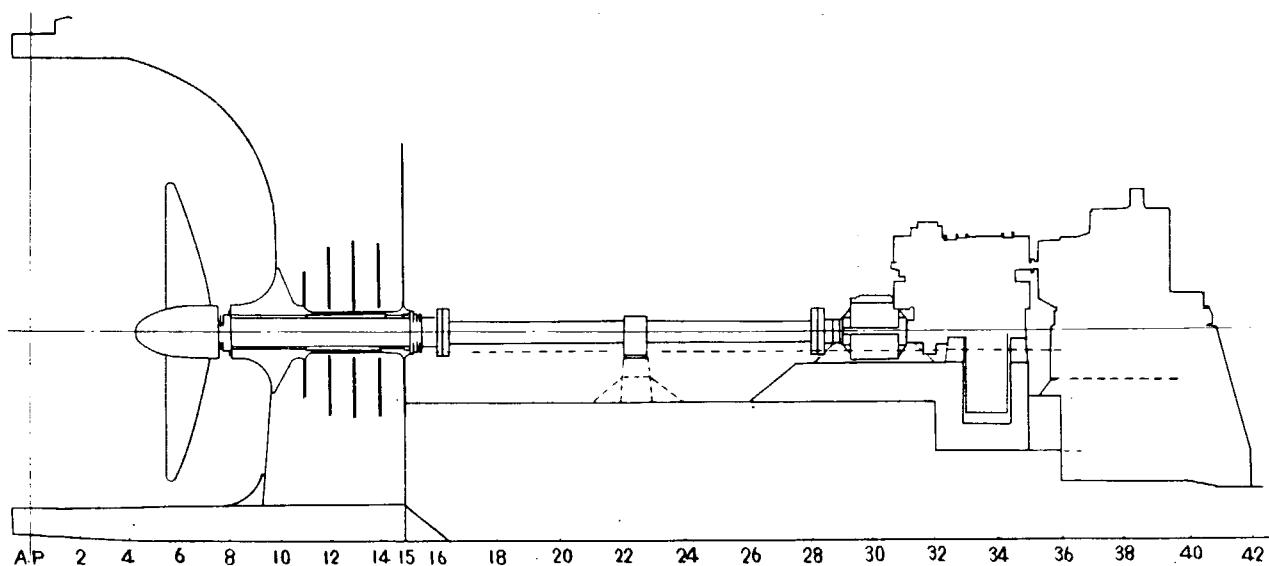


図 3.3.2 40万トンタンカー軸系配置図

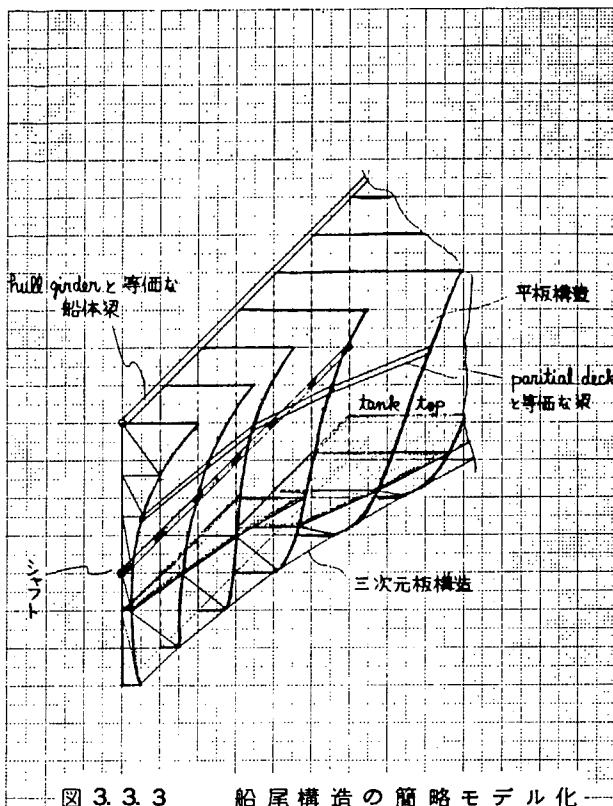


図 3.3.3 船尾構造の簡略モデル化

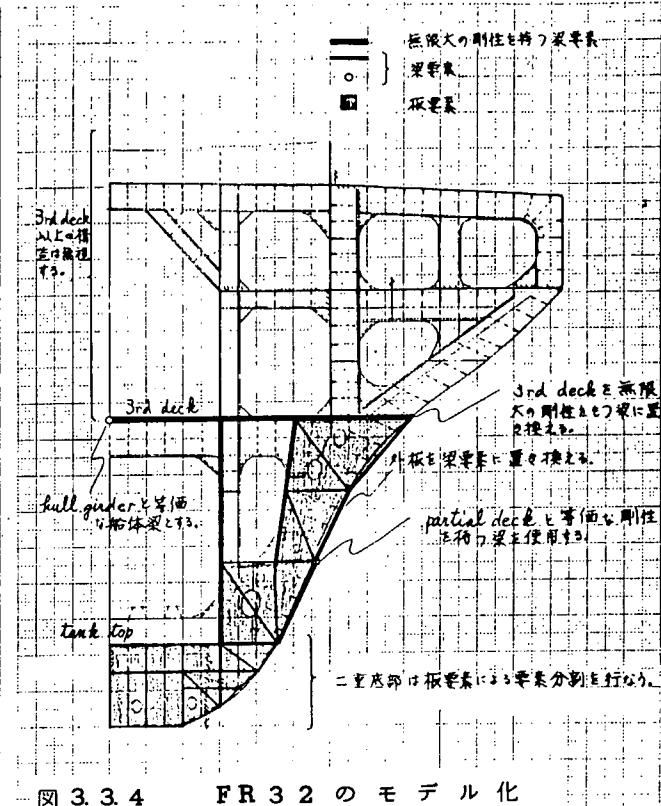


図 3.3.4 FR 32 のモデル化  
(40万トンタンカー)

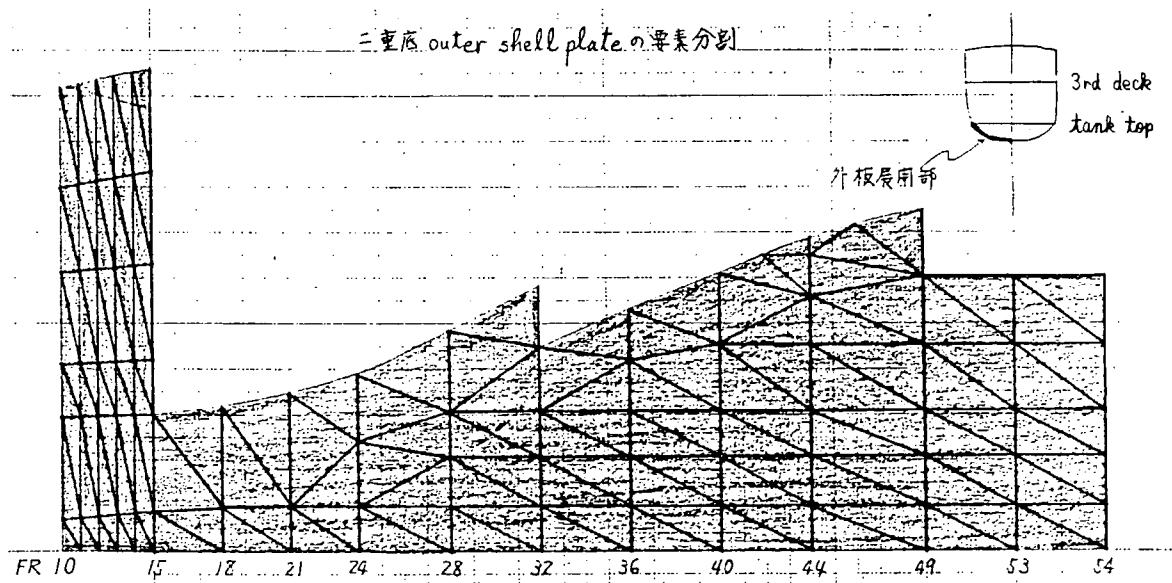


図 3.3.5 Outer shell plate のモデル化

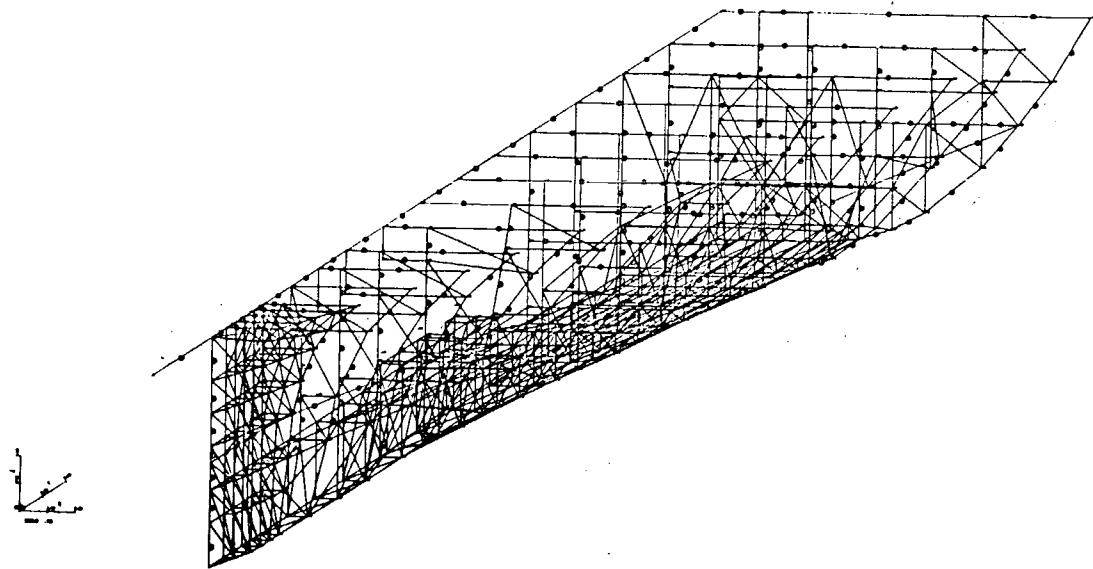
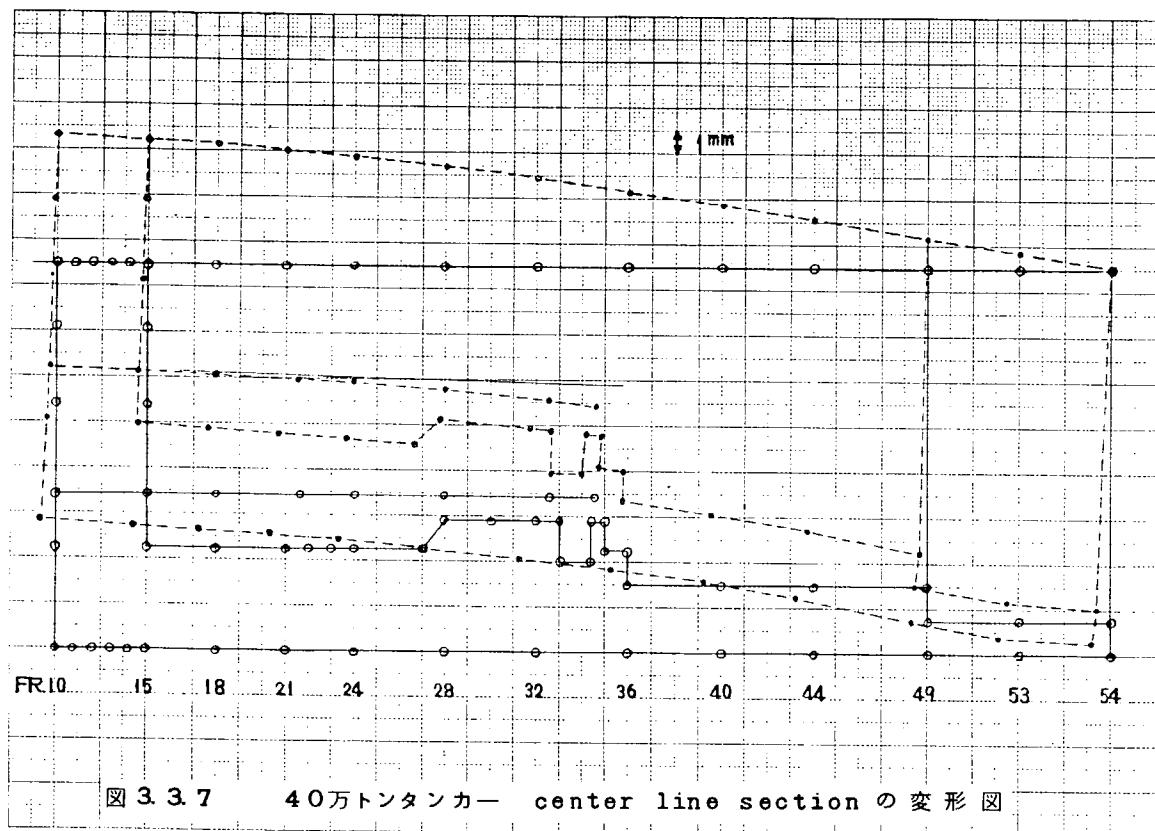


図 3.3.6 簡略計算モデル全体図



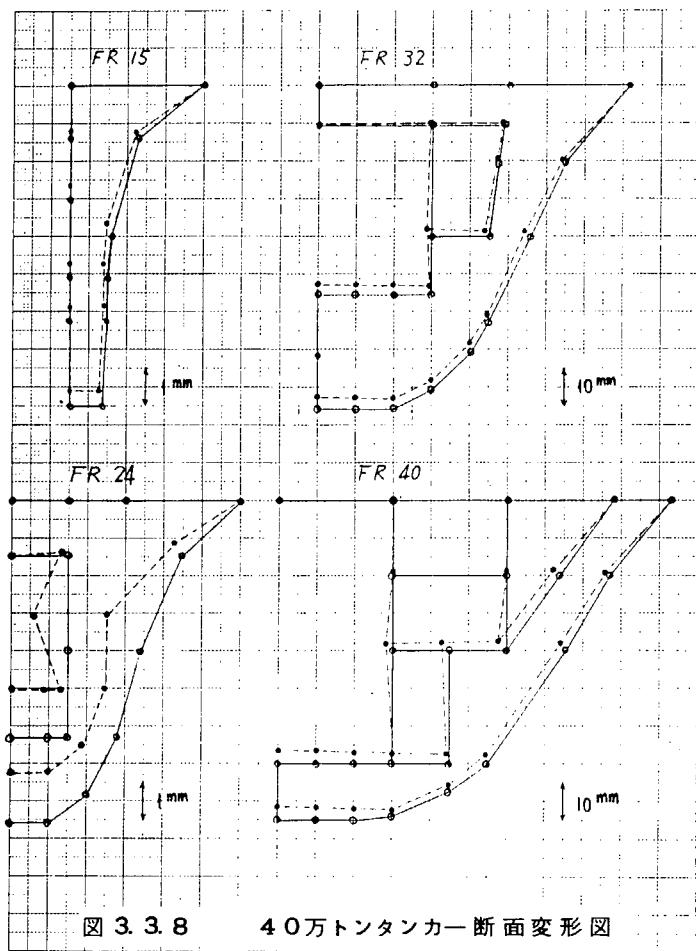


図 3.3.8 40万トンタンカー断面変形図

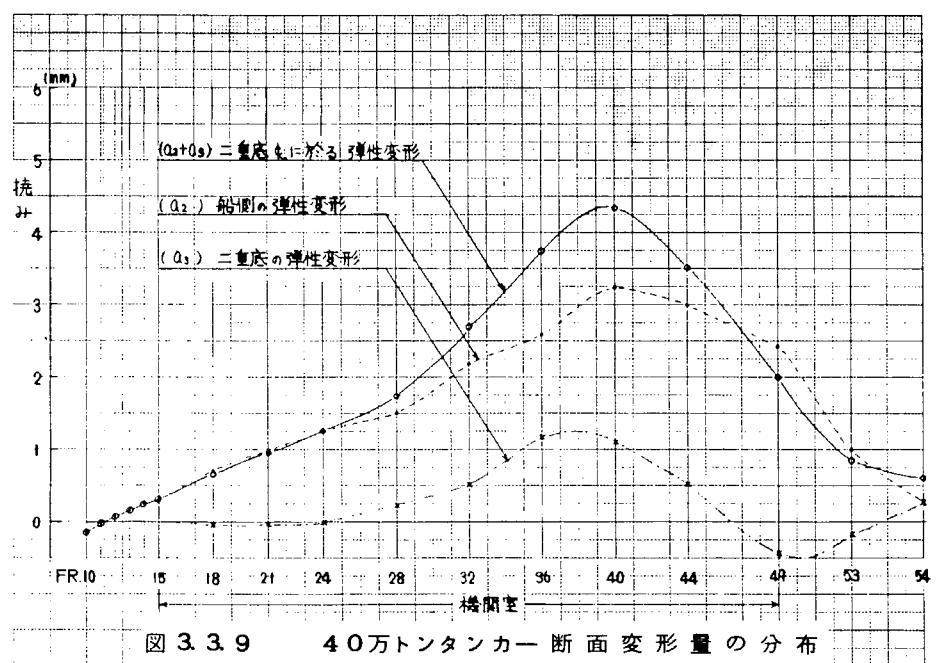
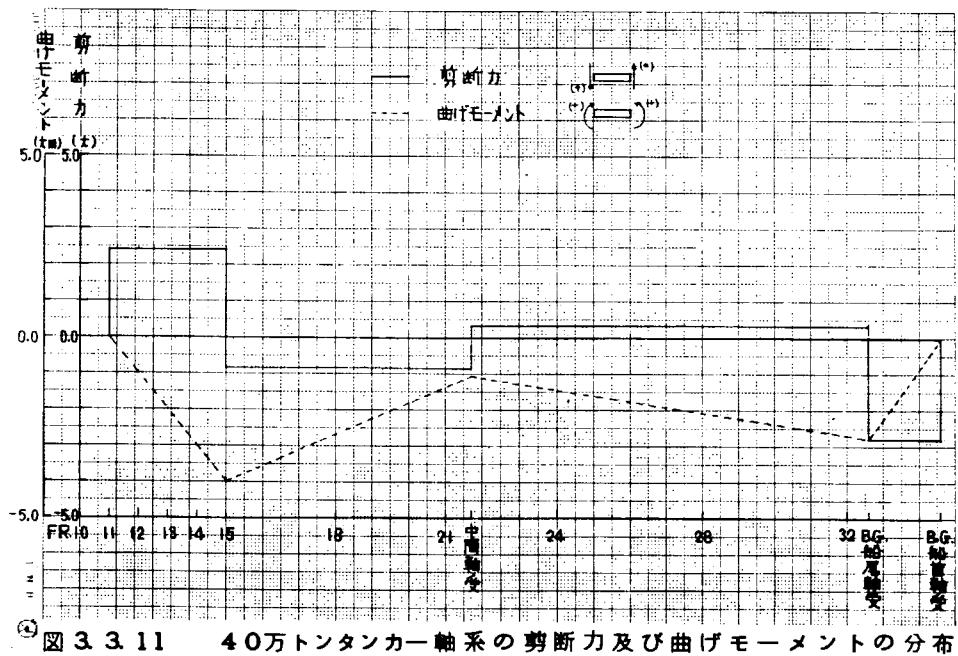
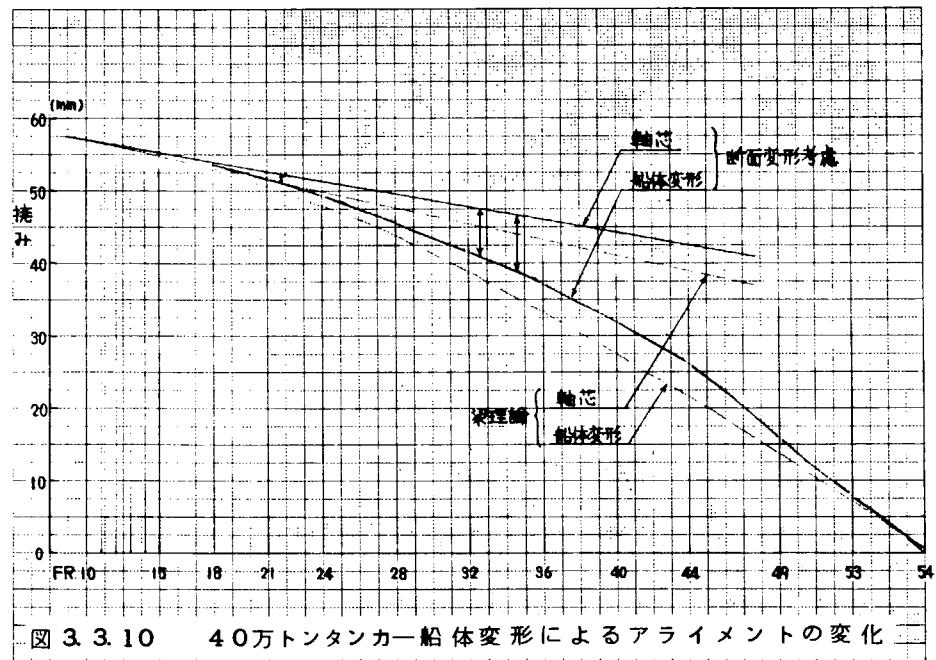


図 3.3.9 40万トンタンカー断面変形量の分布



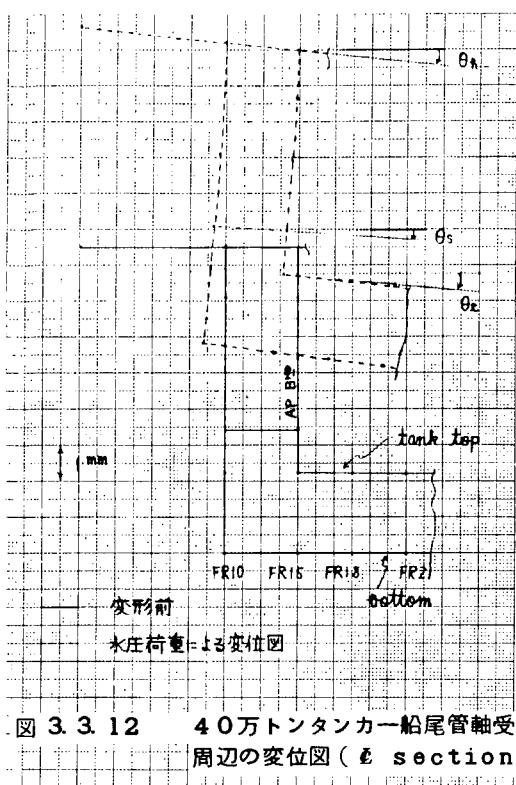


図 3.3.12 40万トンタンカー船尾管軸受周辺の変位図 (E section)

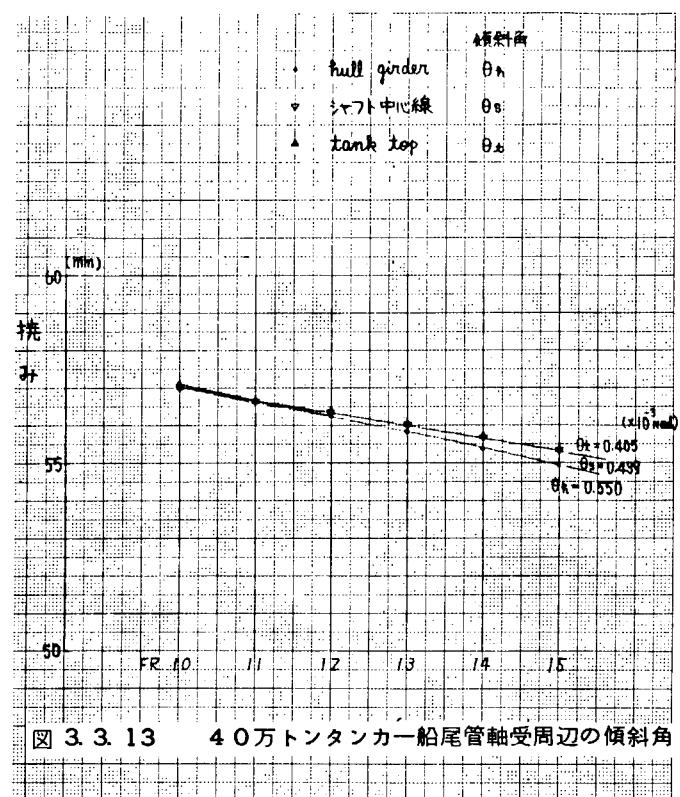


図 3.3.13 40万トンタンカー船尾管軸受周辺の傾斜角

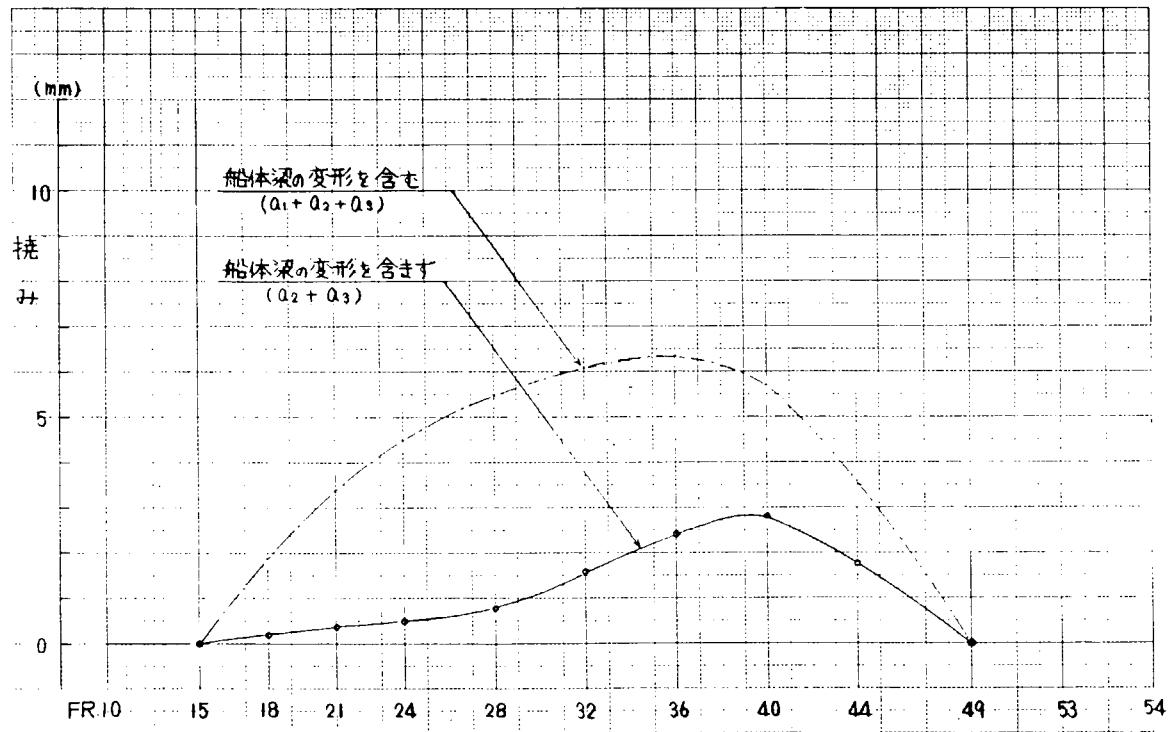


図 3.3.14 40万トンタンカー二重底の機関室内相対変形

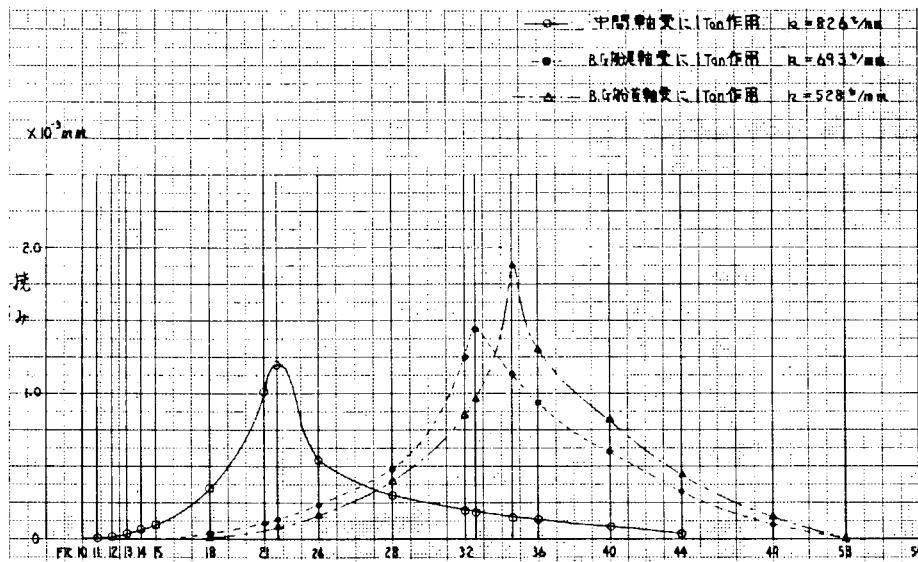


図 3.3.15 軸受部の船体剛性

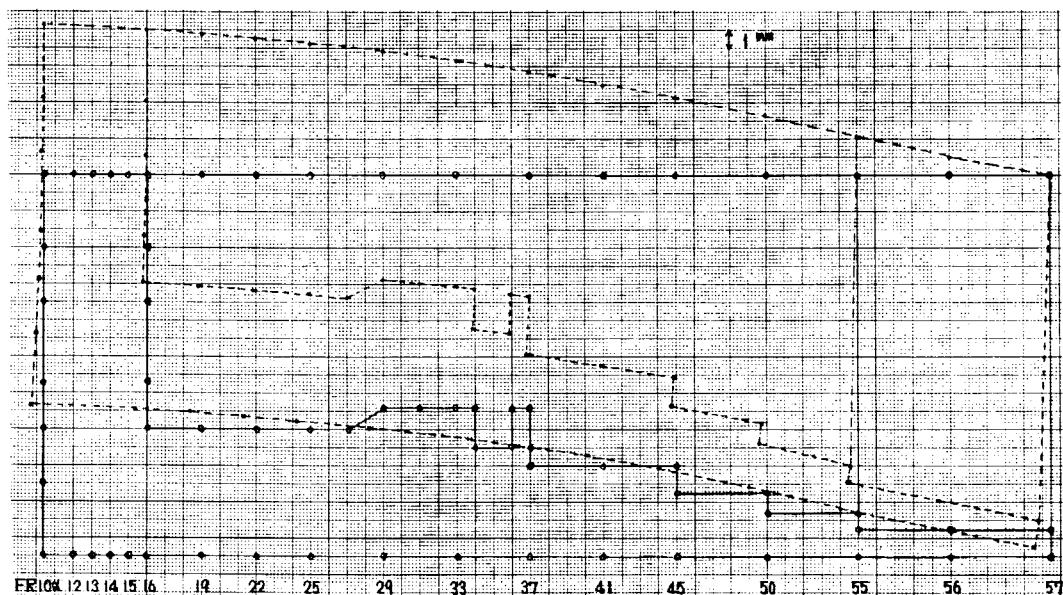


図 3.3.16 70万トンタンカー center line section の変形図

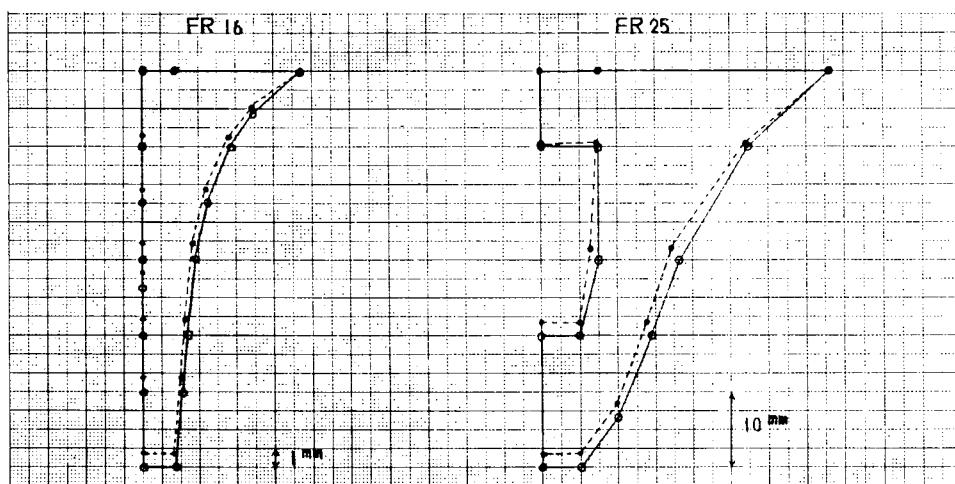


図 3.3.17(a) 70万トンタンカー断面変形図

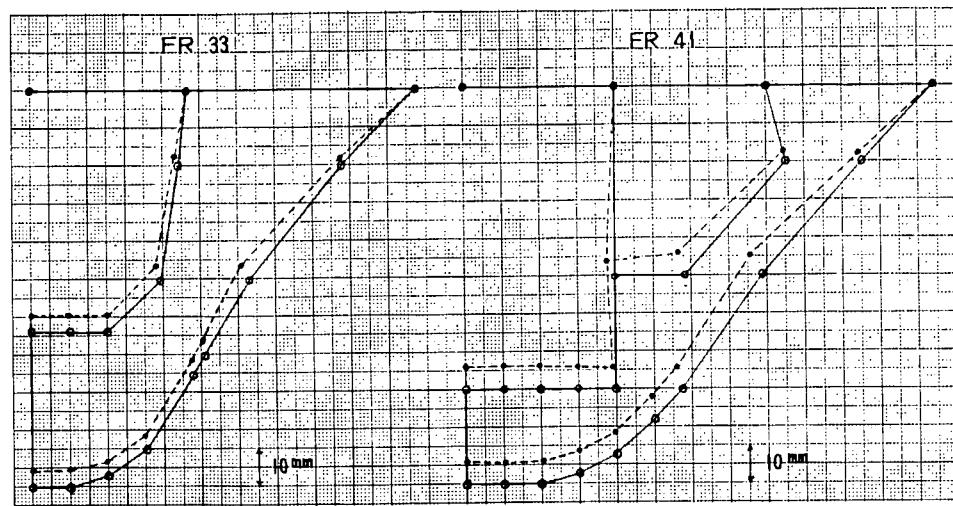


図 3.3.17(b) 70万トンタンカー 断面変形図

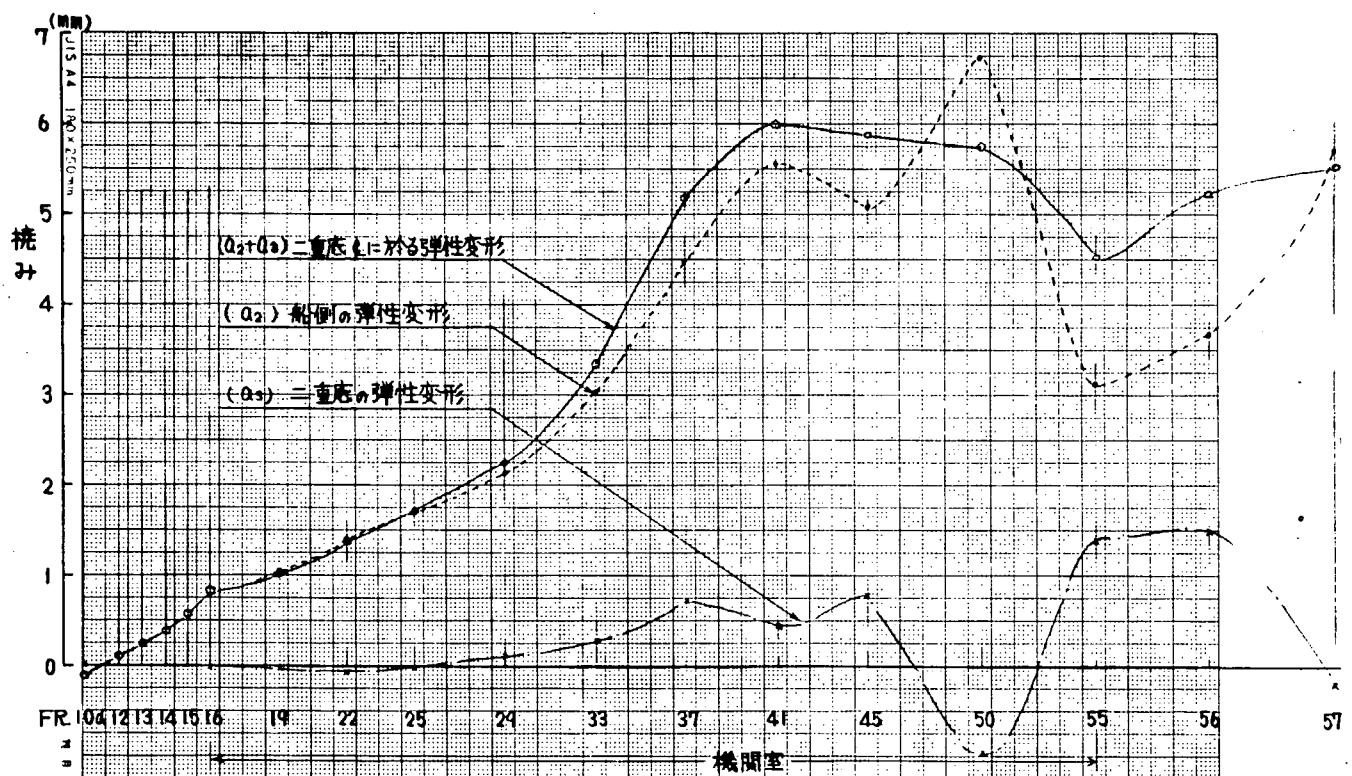


図 3.3.18 70万トンタンカー 断面変形量の分布

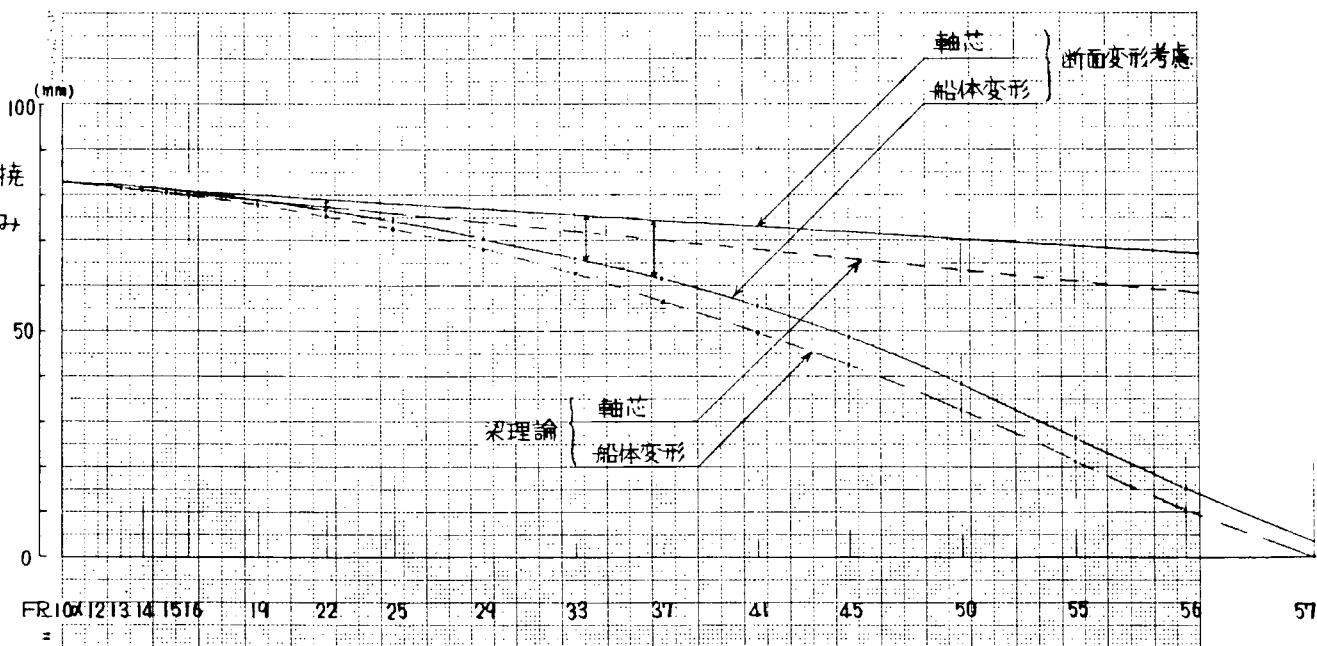


図 3.3.19 70万トンタンカー 船体変形によるアライメントの変化

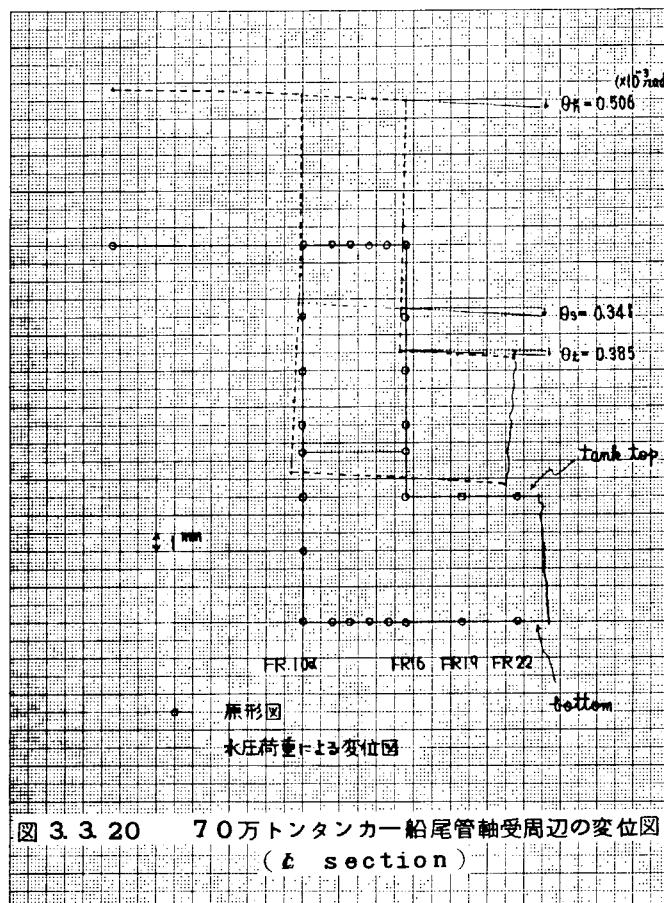
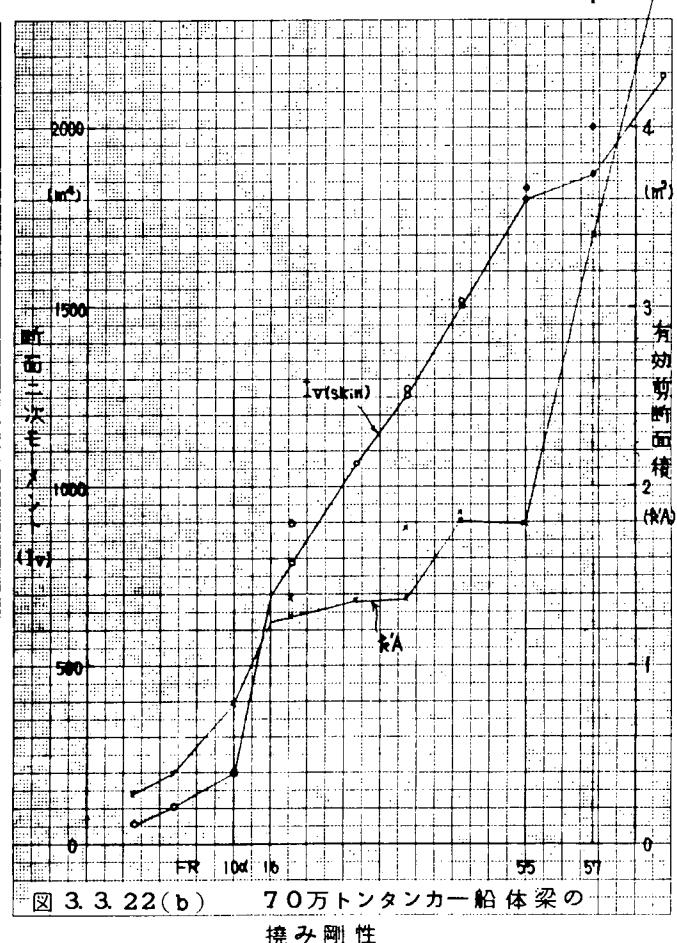
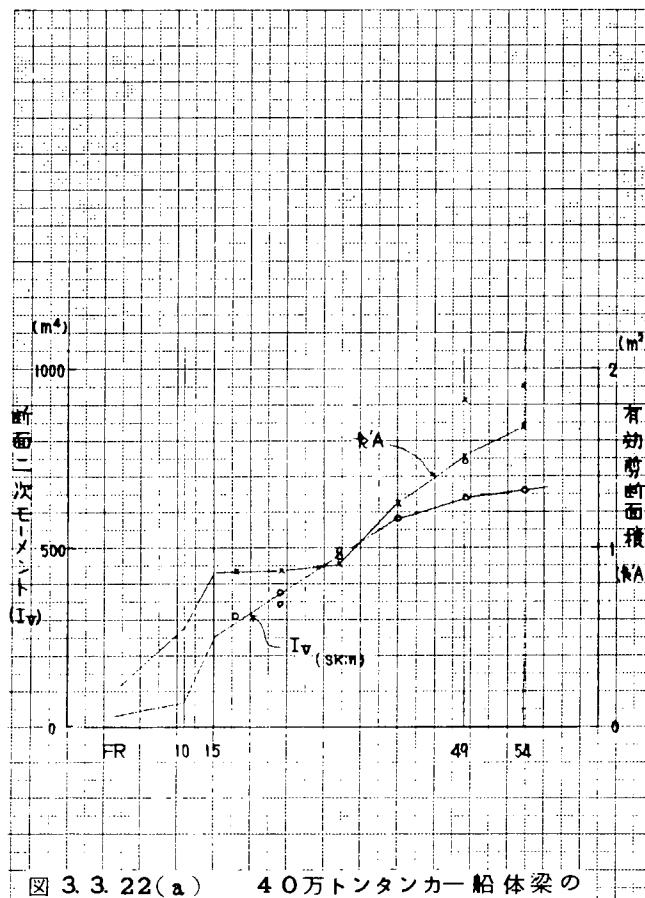
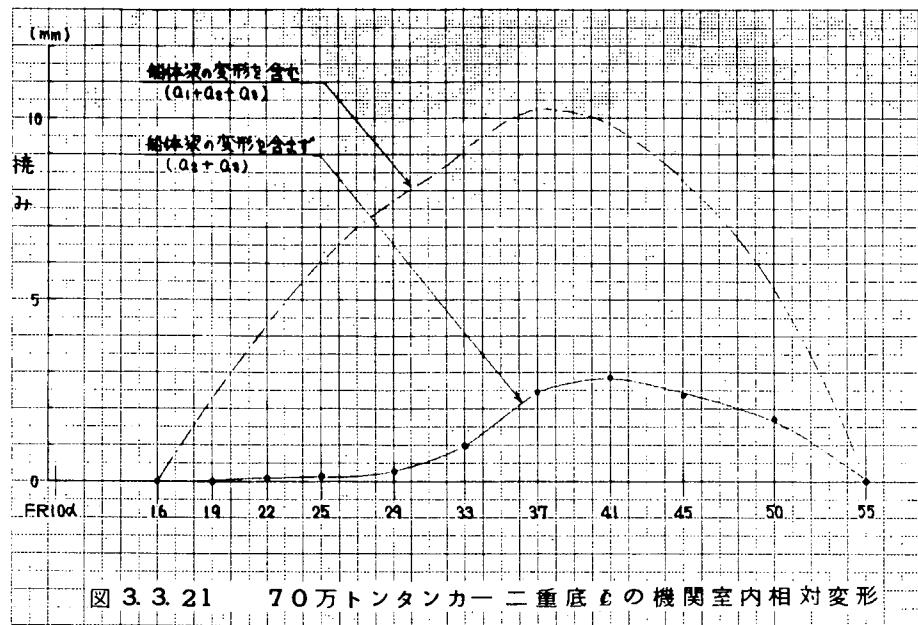


図 3.3.20 70万トンタンカー 船尾管軸受周辺の変位図  
( $\ell$  section)



## 結 言

以上の研究によって、次の結論が得られた。

- (1) 昭和49年度に試設計を行ったタンカー(1000-L/B5-4L-H型)について有限要素法による詳細な強度計算を行った。その結果、N K規則をベースとして設計された本船の横強度は、局部的な補強をほどこすことにより十分満足すべき構造とすることができることがわかった。(1.1節参照)
- (2) 片面付水平桁材をもつ構造方式は、建造上のメリットを有しているが、計算によると高応力の発生が見られた。PASSAGE立体解析結果に基づき2次元FEMとしてZOOMINGし、詳細確析を行ったところ強制変形による高応力発生があった。この部分に対してスチフナのウェブを浅く、板厚を厚くし等価な断面、係数を有し、曲げ剛性を半減させた部材を採用し、応力値をほぼ半減することができ、本構造方式の採用の可能性が明らかになった。(1.2節参照)
- (3) 船体構造にはトランスリングのガンネルコーナー等の円弧形状コーナー部が多く見られるが、この部分の座屈崩壊の機構について模型実験によって調べた。すなわち、実船の約1/3縮尺のコーナー部構造模型について、ウェブプレートの防撓材配置がコーナー部の座屈形式、崩壊荷重における影響を明らかにした。(2.1節参照)
- (4) 24万トン油送船を例にとってSide Tank Strutの $\frac{1}{3}$ 模型を製作し、軸圧縮荷重による破壊試験を行なった。この実験によると、Strut平行部より弯曲部に入ったところのFaceがWeb方向に座屈し、これに伴いWebも座屈した。座屈は板の局部曲げ変形でStrut全体がねじれるような変形は生じなかつた。(2.2節参照)
- (5) 20万トン級油送船のFore Peak TankのBottom Transを約 $\frac{1}{5}$ に縮尺した模型を製作し、静的破壊試験を行い、かつ水面衝撃試験における繰り返しによる変形の進行量を測定した。これによると、
  - 1) 衝撃荷重に対する強度は静荷重に対する強度よりかなり高い。
  - 2) 同じ高さから落下させたとき、空気の拘き込み量を増すと、衝撃荷重はかなり低下するが変形の進行はあまり変わらない。(2.3節参照)
- (6) 防撓板構造の衝撃水圧に対する応答を検討するため、平板にスチフナをお互いに直交させて取り付けた防撓板模型で、これらの模型に動的および静的荷重を加えて、破壊強度を検討した。また、これらの模型4体のうち、2体はスチフナのスニップエンドの角度を90°に、他の2体は15°にしてあり、スチフナ端部の形状が破壊強度に及ぼす影響も検討した。  
また引張り衝撃疲労試験を実施し、通常の疲労試験の結果と比較した。(2.4節参照)
- (7) 大型タンカーの船底構造強度の安全性を確認し、かつ合理的な構造設計を行なうための基礎資料を得ることを目的として、とくに本章では、桁部材に設けるトリビングブラケットの強度とその支持効果に着目して、本部会において試設計を行なった1000-L/B5-4L-V型タンカーのインナーウイングタンク船底構造について、強度解析および模型実験を実施し、試設計船の船底構造強度が十分安全であることが判明した。(2.5節参照)
- (8) 船底横桁が軸力と曲げをうけるときの座屈強度を実験的に研究し、簡便な理論解析法によってその強度が推定できることがわかった。(2.6節参照)
- (9) 巨大タンカーの船尾構造の詳細設計を行い、それにもとづいて船尾構造の変形および軸受け位置のバネ定数を求めた。このための構造解析には、有限要素法による詳細計算と骨組構造解析を取り入れた簡便法によって行い、両者ほぼ満足すべき結果を得た。(3章参照)  
以上、本研究の第2年度として、IMOのタンカー規制にしたがうタンカーに現われる強度上の問題を研究し、かつシャフト・アライメントに対する構造常数の設定法について検討した。このように、本年度の研究は、初期の目的を達成した。

来年度においては、残された局部強度上の問題と、シャフト・アライメントに関する研究が行われることが望ましい。