

日本船舶振興会昭和49年度補助事業
“巨大タンカーの研究”

研究資料 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

社団法人

日本造船研究協会

はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和49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。

本研究部会の委員は次の通りである。

第152研究部会委員名簿

(敬称略、五十音順)

部会長	山本善之(東京大学)	大浦啓義(佐世保重工業)
幹事	安藤文隆(船舶技術研究所)	片坐泰治(日立造船)
	大坪英臣(東京大学)	国安常雄(石川島播磨重工業)
	川上益男(広島大学)	田代新吉(日本海事協会)
	堺由輝(川崎重工業)	長沢準(船舶技術研究所)
	内藤良二郎(三菱重工業)	奏数実(日本钢管)
	長田光洋(大阪造船所)	八木順吉(大阪大学)
	服部堅一(住友重機械工業)	吉識恒夫(三井造船)
	山越道郎(九州大学)	杉浦邦雄(日本钢管)
委員	青木元也(船舶技術研究所)	藤田讓(東京大学)
	関内実(三井造船)	山口勇男(日本海事協会)
	森正浩(三菱重工業)	

主な討議参加者(敬称略、五十音順)

(石川島播磨重工業)	間野正己	中山幹彦
(川崎重工業)	河澄竜之介	
(佐世保重工業)	加藤瞭	
(住友重機械工業)	橋本泰明	松井明男
(日本钢管)	佐藤博一	中谷明道
(日立造船)	関浜弘	
(三井造船)	加藤彦一	金綱正夫
	長廣劔武	渡辺孝和
(三菱重工業)	金井良助	

目 次

緒 言	1
1. 試 設 計	2
1. 1 試設計の概要	2
1. 1. 1 基 本 方 針	2
1. 1. 2 試設計の基本条件の設定	2
1. 1. 3 主 要 寸 法 および タンク 配 置	3
1. 1. 4 構 造 方 式 の 選 定	4
1. 1. 5 構 造 部 材 の 統 一	4
1. 2 7 0 0 - L / B 5 - 3 L - H 型 の 試 設 計	11
1. 2. 1 試設計とその考察	11
1. 2. 2 設 計 図	11
1. 3 7 0 0 - L / B 5.5 - 3 L - H 型 の 試 設 計	19
1. 3. 1 試設計とその考察	19
1. 3. 2 設 計 図	19
1. 4 7 0 0 - L / B 5 - 3 L - V 型 の 試 設 計	29
1. 4. 1 試設計とその考察	29
1. 4. 2 設 計 図	29
1. 5 7 0 0 - L / B 5 - 4 L - H 型 の 試 設 計	37
1. 5. 1 試設計とその考察	37
1. 5. 2 設 計 図	37
1. 6 7 0 0 - L / B 5 - 4 L - V 型 の 試 設 計	49
1. 6. 1 試設計とその考察	49
1. 6. 2 設 計 図	49
1. 7 7 0 0 - L / B 5.5 - 4 L - V 型 の 試 設 計	57
1. 7. 1 試設計とその考察	57
1. 7. 2 設 計 図	59
1. 8 7 0 0 - L / B 5 - 4 L - 中 間 F L A T 型 の 試 設 計	67
1. 8. 1 試設計とその考察	67
1. 8. 2 設 計 図	67
1. 9 1 0 0 0 - L / B 5 - 4 L - H 型 の 試 設 計	77
1. 9. 1 試設計とその考察	77
1. 9. 2 設 計 図	77
1. 1 0 1 0 0 0 - L / B 5 - 4 L - V 型 の 試 設 計	85
1. 1. 0. 1 試設計とその考察	85
1. 1. 0. 2 設 計 図	87
2. 試設計船の強度計算	99
2. 1 横強度計算の概要	99
2. 1. 1 計 算 方 法	99
2. 1. 2 平面格子構造計算の概要	99
2. 1. 3 立体骨組計算の概要	100
2. 1. 4 荷 重 条 件	101

2.2	700-L/B5-3L-H型の横強度	107
2.2.1	平面格子構造計算	107
2.2.2	立体骨組計算	107
2.2.3	TRANS RINGの平面応力計算	107
2.2.4	計算結果に対する考察	108
2.3	700-L/B5.5-3L-H型の横強度	116
2.3.1	計算方法および結果	116
2.3.2	計算結果の考察	116
2.4	700-L/B5-3L-V型の横強度	128
2.4.1	計算方法および結果	128
2.4.2	考 察	128
2.5	700-L/B5-4L-H型の横強度	138
2.6	700-L/B5-4L-V型の横強度	150
2.6.1	計算方法	150
2.6.2	計算結果	151
2.7	700-L/B5.5-4L-V型の横強度	160
2.7.1	解 析 法	160
2.7.2	解析結果および考察	160
2.8	700-L/B5-4L-中間FLAT型の横強度	175
2.8.1	試設計構造	175
2.8.2	強度解析法	175
2.8.3	強度解析結果	175
2.8.4	考 察	177
2.9	1000-L/B5-4L-H型の横強度	190
2.10	1000-L/B5-4L-V型の横強度	198
2.10.1	計算の概要	198
2.10.2	計算の結果	198
2.10.3	計算結果の考察とまとめ	199
2.11	縦強度計算	215
2.11.1	計算対象船	215
2.11.2	計算条件	215
2.11.3	各種応答の統計値	215
2.11.4	計算結果の比較と考察	215
2.12	参考資料	231
3.	波に誘起された船体2節振動	232
3.1	緒 言	232
3.2	実 驗	232
3.3	考 察	232
3.4	結 言	233
4.	試設計の評価と結論	244
	結 言	245

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 (SEGREGATED BALLAST TANK) 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、本部会では 70 万および 100 万重量トンタンカーについて S B T の条件のもとで試設計を行い、幅広による横強度、振り強度、スプリングング、深さが大きくなることによる問題等、構造強度上の問題点の摘出とその解決法について研究する。

昭和 49 年度においては適当に選定した主要寸法をもつ S B T 方式 70 万および 100 万重量トンタンカーの荷油タンク部について有効と考えられる種々の構造方式の試設計を実施し、さらに電算機による立体強度計算により各構造方式の横強度上の比較検討を行う。またこれら横強度計算と波浪外力による縦強度計算、スプリングングの実験結果等をあわせて検討することにより、巨大タンカーの構造強度上の問題点の摘出を行い、次年度の研究に備えるものとする。

本研究の実施に当たり、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する。

1. 試 設 計

1.1 試設計の概要

担当 国 安 常 雄(石川島播磨重工)

1.1.1 基本方針

試設計を展開するに先立ち、その基本方針について種々討議された結果

「本部会の目的は、理想的な構造方式をもった70万トン～100万トンのタンカーを設計するのが目的ではない。

巨大化すれば予想しなかった因子が出来る事は当然考えられる。今回の新構造方式の試設計は強度検討のための問題点の摘出、調査の為の設計であって、いうならば手段であって目的ではない。」

と言う基本方針が確認された。

従って考えられる種々の構造方式についてそれぞれ試設計を行ない、今後設計者及び研究者から出される疑問点を折りこみながら、強度の検討を加え、又これらが実船となった場合の問題点についての対策について考察を加える事とした。

1.1.2 試設計の基本条件の設定

新構造方式を設計するにあたって、考慮すべき条件について種々の討論がなされ、20項目以上の問題点があげられたが、その内の主なものを示すと下記の如きものである。

- (a) 70万トン型に主力を置くべきか、100万トン型に主力を置くべきか。
- (b) 主要寸法、タンク配置の決定方針をどうするか。
- (c) 縦通隔壁の数は3列か4列か。
- (d) 構造方式の問題：パーティカルメイン・システム（以後V方式と略す）か、ホリゾンタルメイン・システム（以後H方式と略す）か。
- (e) 強度計算方式を如何にするか。
- (f) 縦強度とスプリングングの問題。
- (g) 船尾構造強度と軸系の検討
- (h) タンククリーニングと構造の関係

その他、構造強度の点から種々問題点があったが、それらについては試設計が出来た段階で検討する事とした。上記の基本条件の設定について協議の結果、次の如く定めた。

- (a) 現時点での実現の可能性が最も強いと考えられる70万トン型を主力とし、100万トン型は代表的な構造方式のみについて検討する。
- (b) 主要寸法は他の巨大船研究部会との関連を考慮して、他部会で採用するものと合わせる。タンク配置はIMCOのSBT(SEGREGATED BALLAST TANKER)方式を満足するシンプルな配置とする。
- (c) 縦通隔壁の数は70万トン型は3列と4列の両案とするが100万トン型は4列のみとする。
- (d) 構造方式はV方式とH方式の両方を検討する。
- (e) 単一の強度計算プログラムで全ケースを検討する事は実際上は困難なので各社独自のもので行うが条件の統一は行なう。
- (f) 数ケースについて縦強度をトータルシステムでチェックする。スプリングングについては試設計とは別に研究を行なう。
- (g) 船尾構造については第2年度にまわす事とし、第1年度は中央部構造に集中する。

(h) タンク・クリーニングと構造の関係は各設計者が適宜考慮する。

上記の基本条件に合致する如く試設計船の船型、配置、構造を定め、委員会に出している造船会社がそれぞれ1ケースを分担する事とした。

1.1.3 主要寸法およびタンク配置

試設計を行なう対象船として70万および100万重量トンSBT方式を選んだが、それぞれの船の主要寸法およびタンク配置を図1.1.1～3に示す。

以下はこれらの設定に際し考慮された事項を概説する。

(1) 主要寸法について

次の条件の基でそれぞれの船の載貨重量が概ね満されるよう主要寸法を設定した。

(a) 主要寸法比およびCbは巨大タンカー関係の他SR部会との関連づけが容易であるようにSR154“幅広肥大船の運航性能の研究”での母型のそれらに合わせる。すなわち、

$$L/B = 5.0$$

$$L/d = 13.65$$

$$B/d = 2.73$$

$$Cb = 0.82$$

をほぼ満たすこと。

(b) 船の深さはIMCOのSBT規則によるバラストタンク容積と貨物比重が約0.83となる貨物容積の両方が得られる深さとする。

(c) 更にL/Bが構造に与える影響を調査する目的で、70万重量トンSBTについては満載吃水が上記による船型と等しく、 $L/B = 5.5$ となる船型を追加した。この場合、一般にL/Bの増加に見合ってCbを増やすのが船型計画の実際に近いと考えられるので $L/B = 5.5$ に対し一応適当なCbとして0.83を選定した。

(2) タンク配置について

(a) 縦通隔壁数

貨物槽部の縦通隔壁数は構造、重量、建造等を勘案して各船型に最も有利なものを選定することが望ましいが、工場設備、建造法との関連が深いため、一概に何例が有利であるとは決め難い。しかし本研究で扱うような巨大船では2列縦通隔壁とするとIMCOの流出量制限のため横置隔壁数が著しく多くなって好ましくないので2列案は対象外とし、各船型の縦通隔壁数を一応次のように想定した。

70万重量トン — 3列および4列

100万 " — 4列

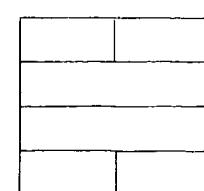
(b) 縦通隔壁の配置

LONGI. SPACEを1.00mとし、センター(インナー)タンクの幅がこの整数倍かつ3列縦通隔壁の場合 $B/4$ に、4列の場合 $B/5$ にできるだけ近くなるよう等間隔に配置した。

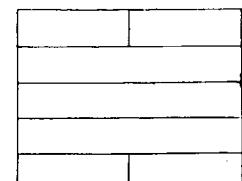
(c) 横置隔壁の配置

横置隔壁は、センター(インナー)タンクの長さがヴィングタンクの2倍となる壁配置(下図参照)でIMCOの規則による油の流出量が許容値

$400^3 \sqrt{DW}$ 以下となるヴィングタンク長さを算出し船の中央部でこれを繰り返すことにより配置を行った。0.3Lf船首部では(Lfは乾舷長さ)座礁による損傷長さが0.1Lfとなることを考慮して壁を



3列縦通隔壁



4列縦通隔壁

配置し二重底は設けないのを原則とした。

(d) パラストタンクの配置

以上により決定されたタンク配置の下で、軽荷重量に、船首尾槽を含むパラストタンクのみに積付けることによりIMCOのSBT規則による喫水条件

$$\text{プロペラ没水率} \geq 100\%$$

$$\text{平均 喫水} \geq (2.0 + 0.02 L_f)$$

$$\text{ト リム} \leq 1.5\% L_f$$

を満たすような最少数のパラスト槽をウィングタンク群より選んだ。但しプロペラ没水率の計算では70万重量トンSBTでは1軸とし、100万重量トンSBTでは2軸とした。

その結果、各船型のパラストタンク配置は図1.1.1～3に示すとおりとなった。構造強度の面からは必ずしもすっきりした隔壁配置とはなっていないものもあるが、一応このままで強度検討を行なう事とした。

1.1.4 構造方式の選定

(1) 70万トン型

(a) 将来は $L/B = 5$ に近い船が主流となるものと考えられたので $L/B = 5$ の船型には3-L.BHD.(以後3-Lと略することがある)、4-L.BHD.(以後4-Lと略することがある)の両配置ともV方式とH方式の比較を行なう事とした。

(b) 尚 $L/B = 5$ の船については、H、V両方式の中間案とも考えられる新しい方式である

「中間フラット(MIDDLE FLAT)方式」についても試設計を行なってみる事とした。

(c) $L/B = 5.5$ の船については

3-L.BHD.の配置には H 方式

4-L.BHD. " V 方式

とした。これは貨物油槽の形状から言って上記の組合せが勝れている事が推定されたからである。

(2) 100万トン型

船幅が大きいので4-L.BHD.のみとしたが構造方式はH方式とV方式と両方の試設計を行なう事とした。

(3) 以上の方針で9種類の船の試設計を行なったが、これらの船の主要目及び構造の概要を一覧表にしたもののが表-1.1.1である。比較の為に25万トン型、48万トン型のものも示してある。

1.1.5 構造部材の統一

(1) 構造方式が全く同じでも設計者の考え方により部材配置及び部材の形状がバラバラになる。これでは強度計算結果を比較検討する場合には、配置、形状の影響が入って構造方式の比較がしにくくなる。

故に出来るだけ構造部材の配置、形状を統一する事とした。

(a) 横置隔壁のH.GIRの数及び位置は同船型では同一とする。

(b) 類似の構造様式の、同じ様な場所の大骨材の深さを出来るだけ揃えた。

(c) 大骨材の隅部の形状及びコーナーRも出来る限り統一した。

(2) 各部材寸法はNK49年度鋼船規則の計算式ベースで定め、これに各社の経験による修正を加えて決める事とした。

尚すべて軟鋼材ベースで決める事とした。

部材寸法の主なものは表1.1.1の最下欄に示してある。

D.W. 700,000 MT TANK ARRANGE

($L/B = 5.0$)

PRINCIPAL PARTICULARS

LENGTH	B.P.	404.0
BREADTH	MID.	80.8
DEPTH	MID.	40.3
DRAUGHT	MID.	29.6

$$C.B = 0.82$$

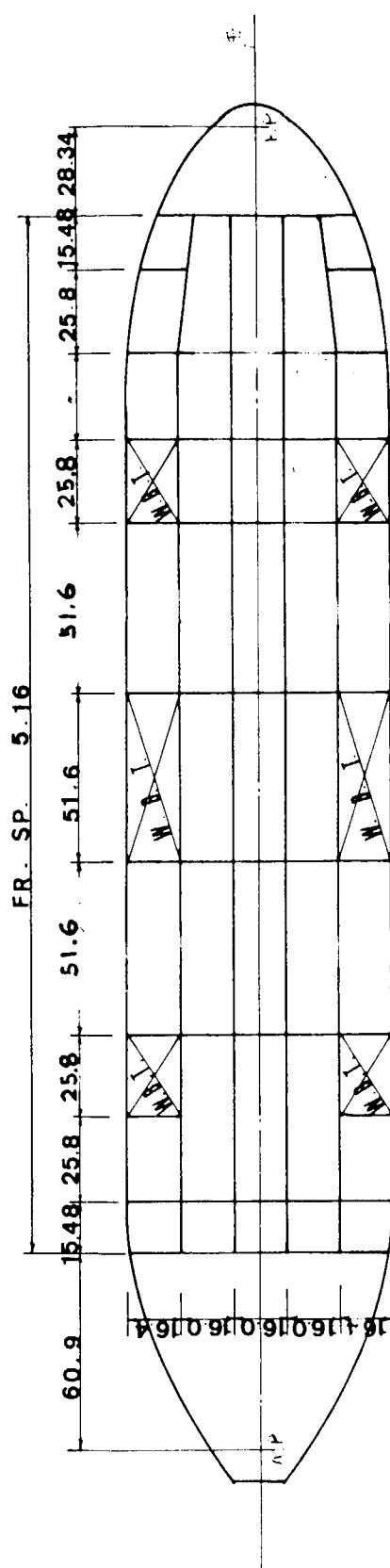
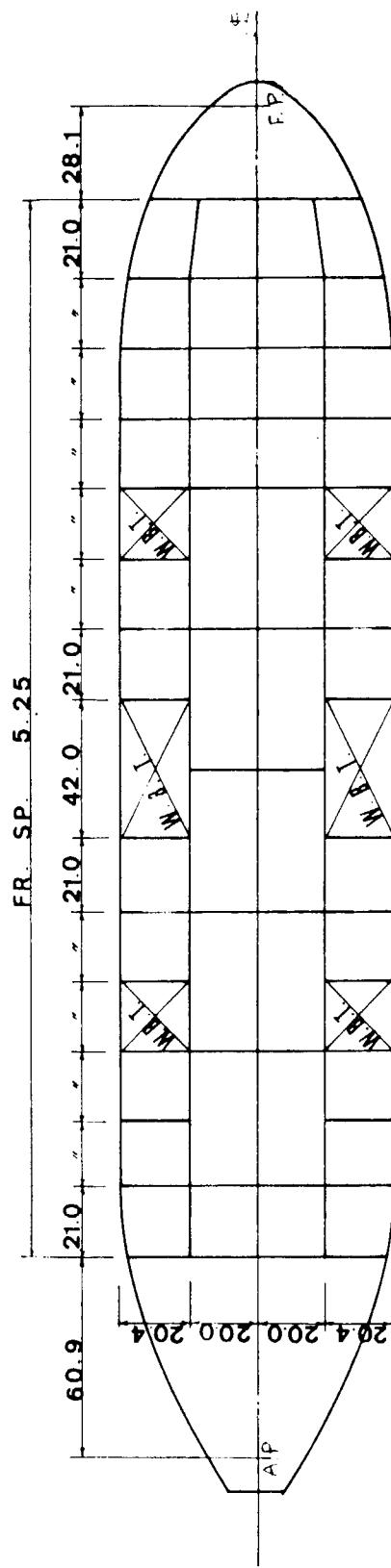


図 1.1.1 700 - L/B = 5.0 タンク配置

D.W. 700,000 MT TANK ARRANGE I

($L/B = 5.5$)

PRINCIPAL PARTICULARS

LENGTH	B.P.	422.0
BREADTH	MID.	76.7
DEPTH	MID.	40.5
DRAUGHT	MID.	29.6

$$C_s = 0.83$$

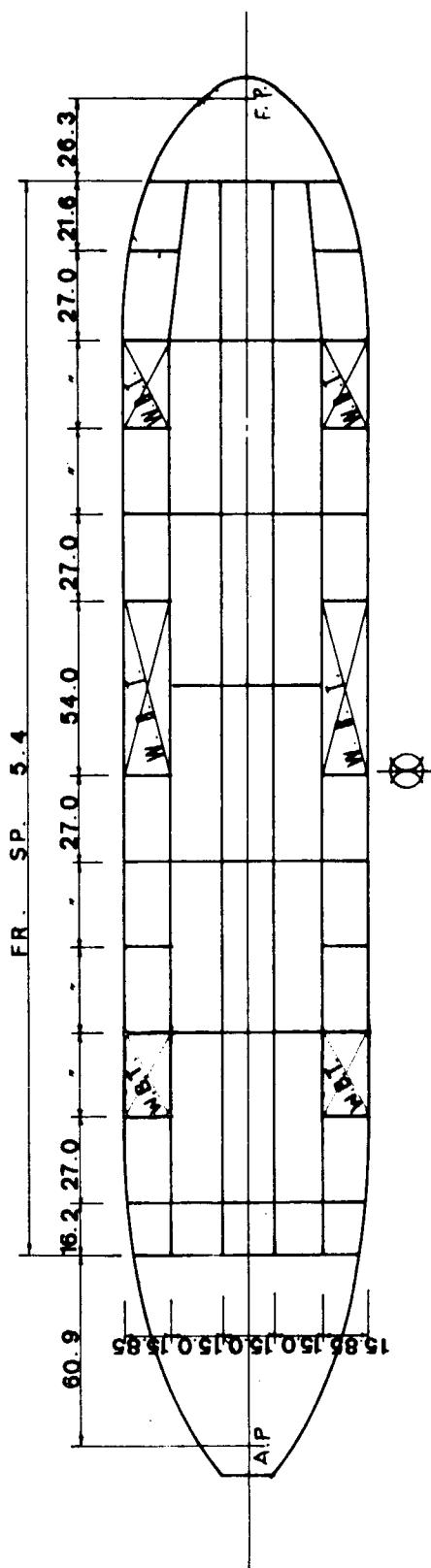
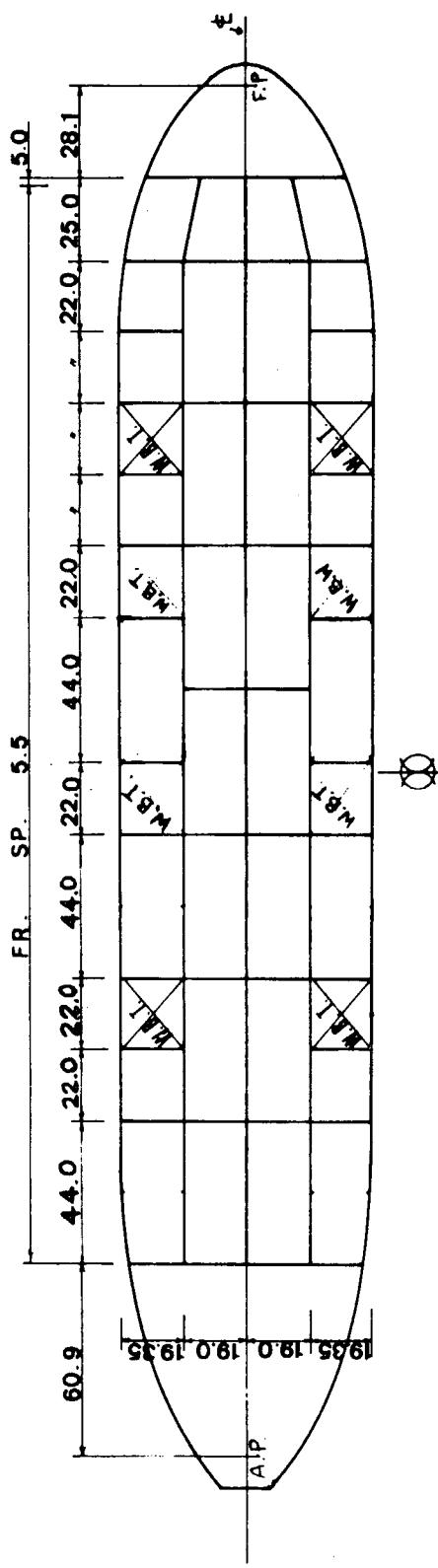


図 1.1.2 700 - L/B = 5.5 タンク配置

D.W. 1,000,000 MT TANK ARRANGE I

($L/B = 5.0$)

PRINCIPAL PARTICULARS

LENGTH	B.P.	456.0 M
BREADTH	MID	91.1
DEPTH	MID	45.5
DRAUGHT	MID	33.4
C_b	:	0.82

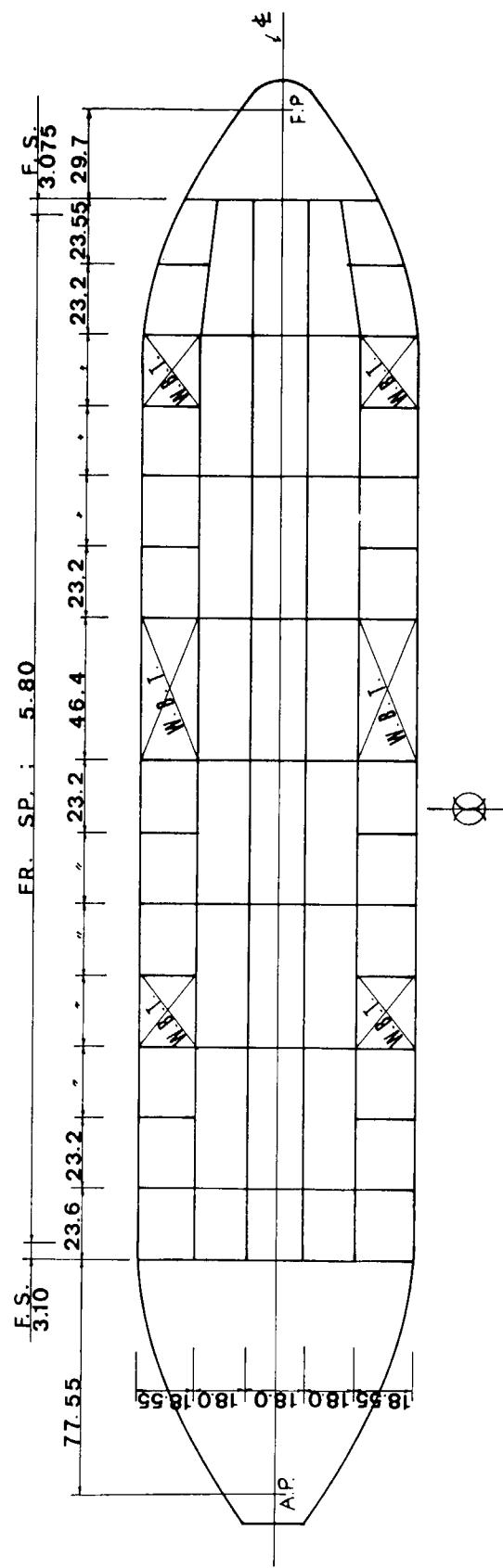


図 1.1.3 1000-L/B = 5.0 タンク配置

表1.1.1 主要目及び構造様式一覧表

注: VはVert. Main
HはHor. Main } 構造方式を示す

項目	船型	25万トン型 タンカー	48万トン型 タンカー	70万トン型タンカー (L/B = 5.0)					70万トン型 (L/B = 5.5)		100万トン型 (L/B = 5.0)		REMARKS
				(3-L)		(4-L)			(3-L)	(4-L)	(4-L)	(4-L)	
				V	H	V	H	Middle Flat	H	V	V	H	
主要寸法	L + P (m)	320.00	360.00	404.00	同左	同左	同左	同左	422.00	同左	456.00		
	B	54.50	62.00	80.80	"	"	"	"	76.70	"	91.10		
	D	26.00	36.00	40.30	"	"	"	"	40.50	"	45.50		
	d	19.55	28.00	29.60	"	"	"	"	29.60	"	33.40		
	L/B			5.00	"	"	"	"	5.50	"	5.00		
一般配置	貨油槽部長さ(m)	253.10	286.20	315.00	同左	314.76	同左	同左	334.80	334.80	348.75		
	縦通隔壁条数	2	2	3	"	4	"	"	3	4	4		
	センタータンク幅	18.80	20.68	20.00	"	16.00	"	"	19.00	15.00	18.00		
	インナータンク幅	—	—	—	—	16.00	"	"	—	15.00	18.00		
	ウイングタンク幅	17.85	20.66	20.40	"	16.40	"	"	19.35	15.85	18.55		
	センター、インナータンク長さ	63.00	63.60	42.00	"	51.60	"	"	44.00	54.00	46.40		
	ウイングタンク長さ	63.00	31.80	21.00	"	25.80	"	"	22.00	27.00	23.20		
	貨油槽数												
	センタータンク	5	5	10×2	"	8	"	"	8×2	7	8		
	インナータンク	—	—	—	—	8×2	"	"	—	7×2	8×2		
	ウイングタンク	4×2	9×2	14×2	"	12×2	"	"	14×2	12×2	14×2		
	合計	13	23	48	"	48	"	"	44	45	52		
構造要素	横桁心距(m)	5.30	5.30	5.25	5.25	5.16	5.16	5.16	5.50	5.40	5.80	5.80	Long. space は1.0mとした
	構造方式	V	V	V	H	V	H	Middle Flat	H	V	V	H	
	横隔壁付水平桁条数	3	4	4	4	4	4	4	4	5	5	5	
	水平縦通桁条数	—	—	—	3	—	3	1	—	3	—	4	
		2	2	2	—	2	—	—	2	—	2	—	
部材寸法	皮板(小骨)甲板			35 (500×35)	31 (500×35)	34 (430×32)	33 (450×35)	33.5 (450×30)	39 (450×38)	35 (550×40)	33.5 (550×30)	33.5 (540×32)	材料はM.S. 寸法は統一したもの。他はNKの計算式と基準にして定めたもの。
	船側			28.5	28.5	28.5	28.5	28.5	28.5	28.5	30	32.5	
	船底			32 (1090×22) 230×38	32.5 (1190×22) 200×32	32.5 (1057×20) 300×38	31 (1190×22) 200×32	31.5 (997×22) 300×28	31.5 (1072×22) 300×28	32.5 (1200×22) 250×35	32 (1200×22) 250×38	34.5 (1164.5×24) 230×35.5	
	船底横桁 Web	3800×16	5500×19	6500×20	6000×24	6000×22	6000×20	6000×22	6000×19	6000×20	7000×22	6000×21	
	Face	500×22	850×25	950×38	600×35	800×45	600×25	650×30	600×35	800×25	1000×50	730×35	
	豎桁 Web	2800×13	3800×14	4500×16	3000×16	4500×16	3000×18	2500×14	3000×17	4500×20	5000×19	3000×14.5	
	Face	500×28	850×38	750×38	500×30	800×45	400×25	600×30	500×25	900×30	1000×50	730×35	
	水平縦通桁 Web	—	—	—	4500×34	—	4500×26	—	4500×22	—	—	4500×28	
	Face	—	—	—	760×35	—	600×35	—	900×40	—	—	930×38	

1.2 700-L/B 5 - 3L-H型の試設計

担当 片 坐 泰 治(日立造船)

1.2.1 試設計とその考察

(1) 設計に際しての問題点

本船型のように1-タンク長さに比しDの大きい場合には短辺方向、すなわち船長方向に大骨を配置したH方式が合理的と考えられる。したがって試設計に際し特別な問題点は見られなかった。ただ $L/B = 5.0$ で幅広の船型でかつ3Lのためタンク幅がかなり広くなっている。そのため部材配置上問題となったのは横隔壁付水平桁をSINGLE TYPE(片面付)にするかDOUBLE TYPE(両面付)にするかである。すなわち、現場工作面からは片面付が望ましいが、水平桁のスパンが長いためWEB DEPTHが深くなり、片面付にするとタンククリーニングや水平桁と縦通小骨材との結合部の強度が問題になると考えられたので、水平桁は全て両面付とした。

(2) 横強度計算結果も考慮した問題

2.2で述べるような立体骨組計算を行い、横強度の検討を行った。その結果、NKの直接強度計算における許容応力を適用しても、補強必要箇所は2箇所程度であり、これといった特別な問題点は見られなかった。

1.2.2 設 計 図

横強度検討用に作成したROUGH MIDSHIP SECTION等を図1.2.1～図1.2.3に示す。大骨の部材寸法はABSの算式と両端固定の単純梁理論を併用して決定した。

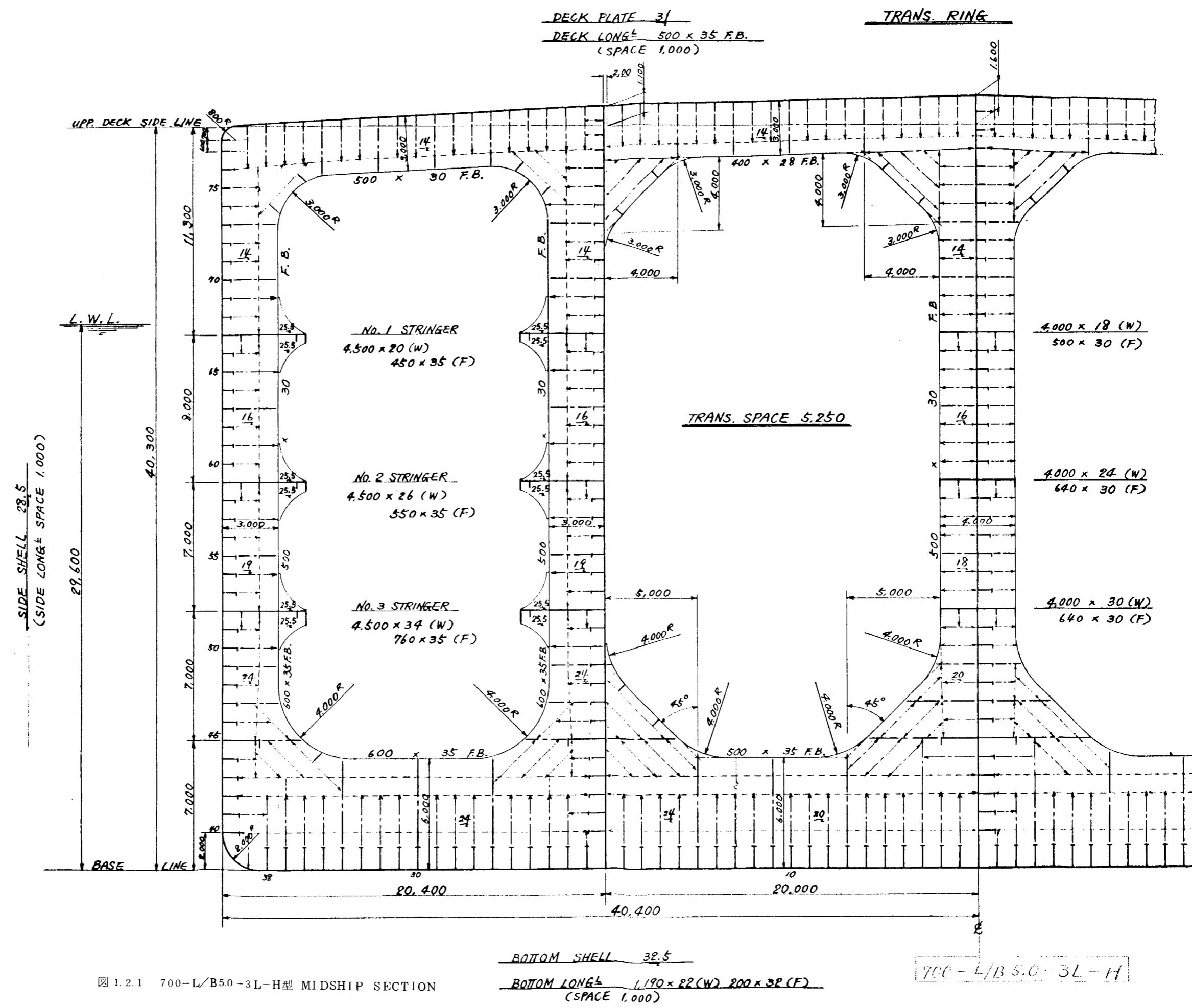


图 1.2.1 700-L/B 5.0-3L-H型 MIDSHP SECTION

PLAN OF HORN RING

700 - 4/B 5.0 - 3L - H

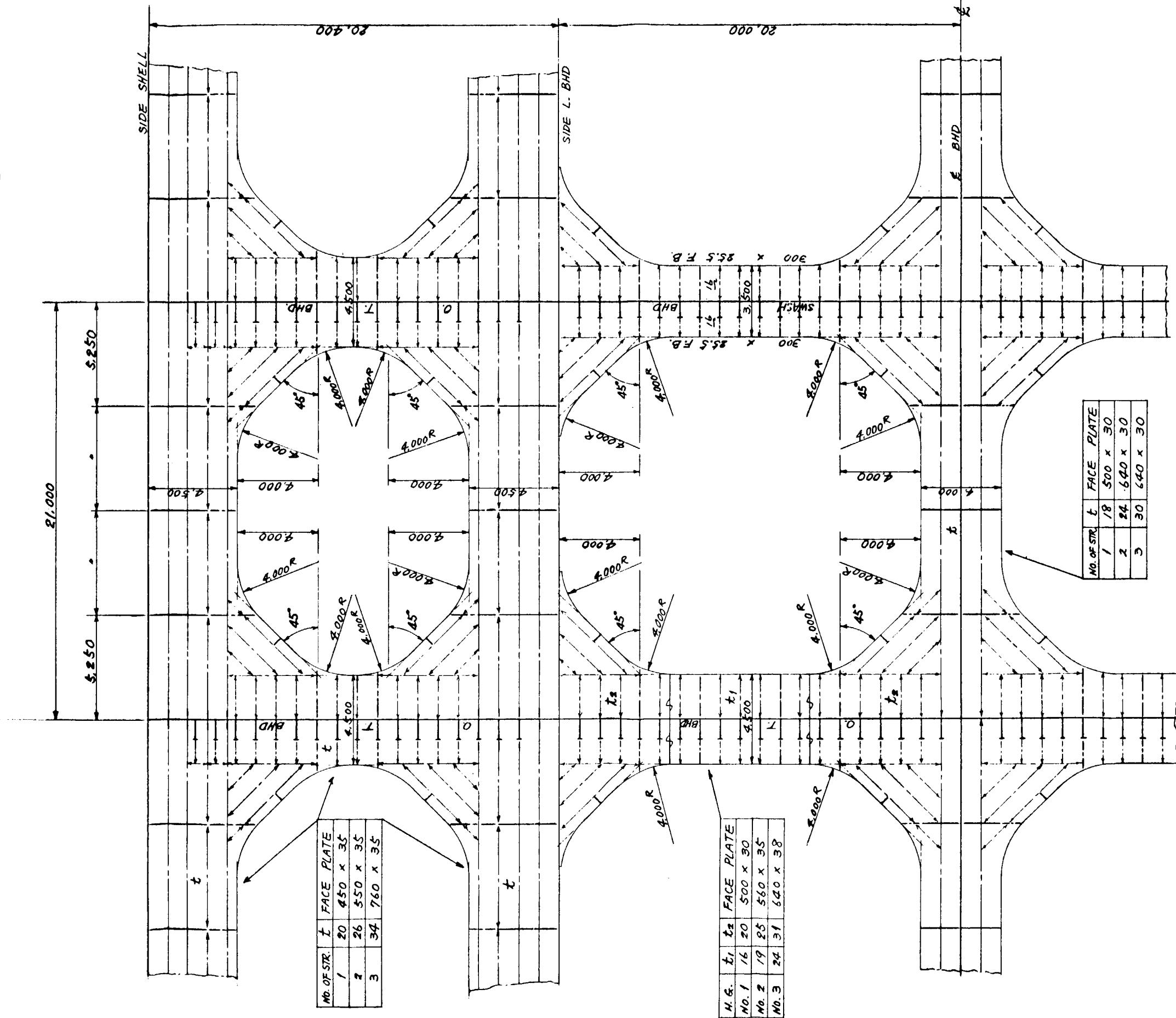


図 1.2.2 №1. 2 AND 3 HOR. RING 700-L/B5.0-3L-H

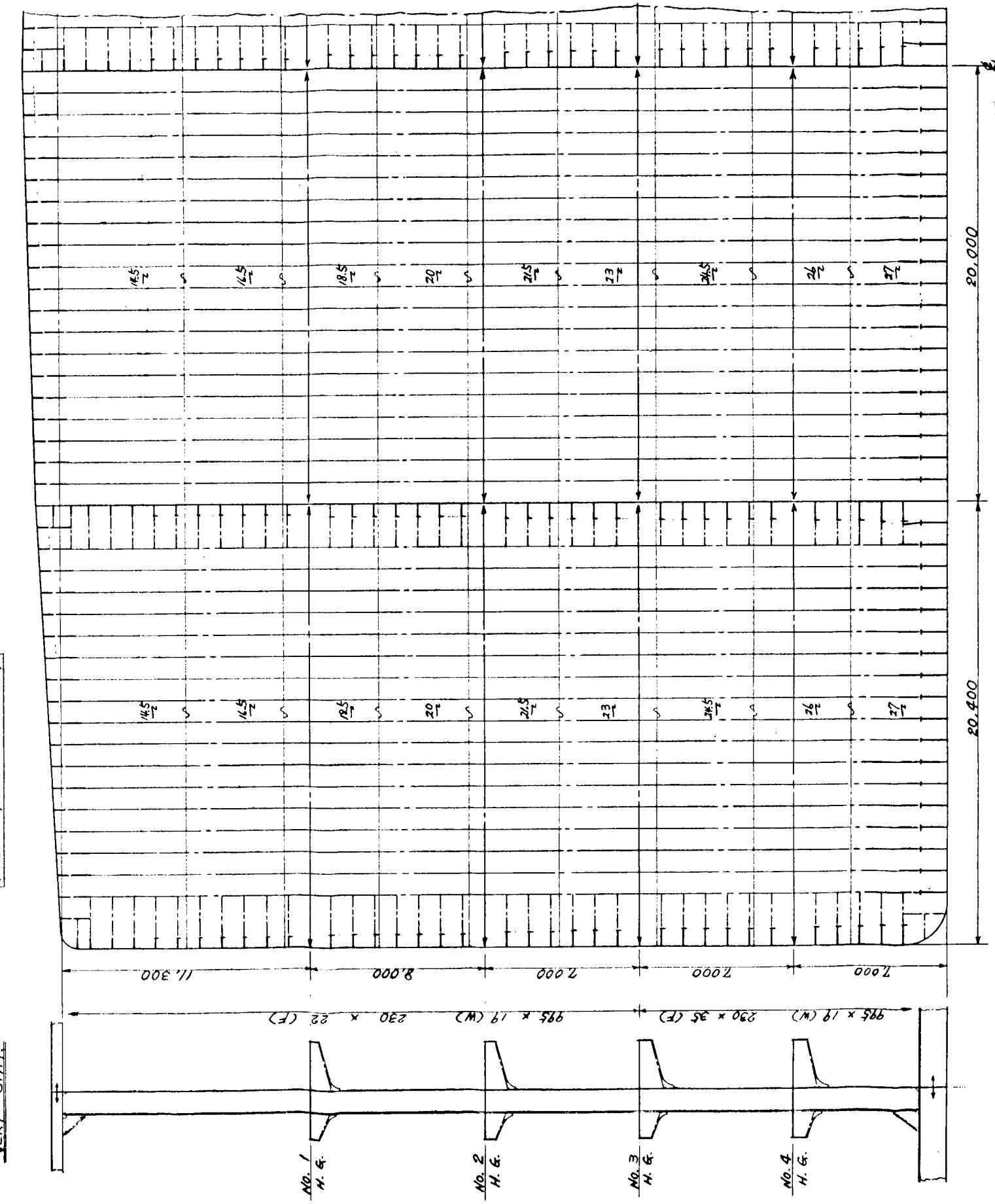
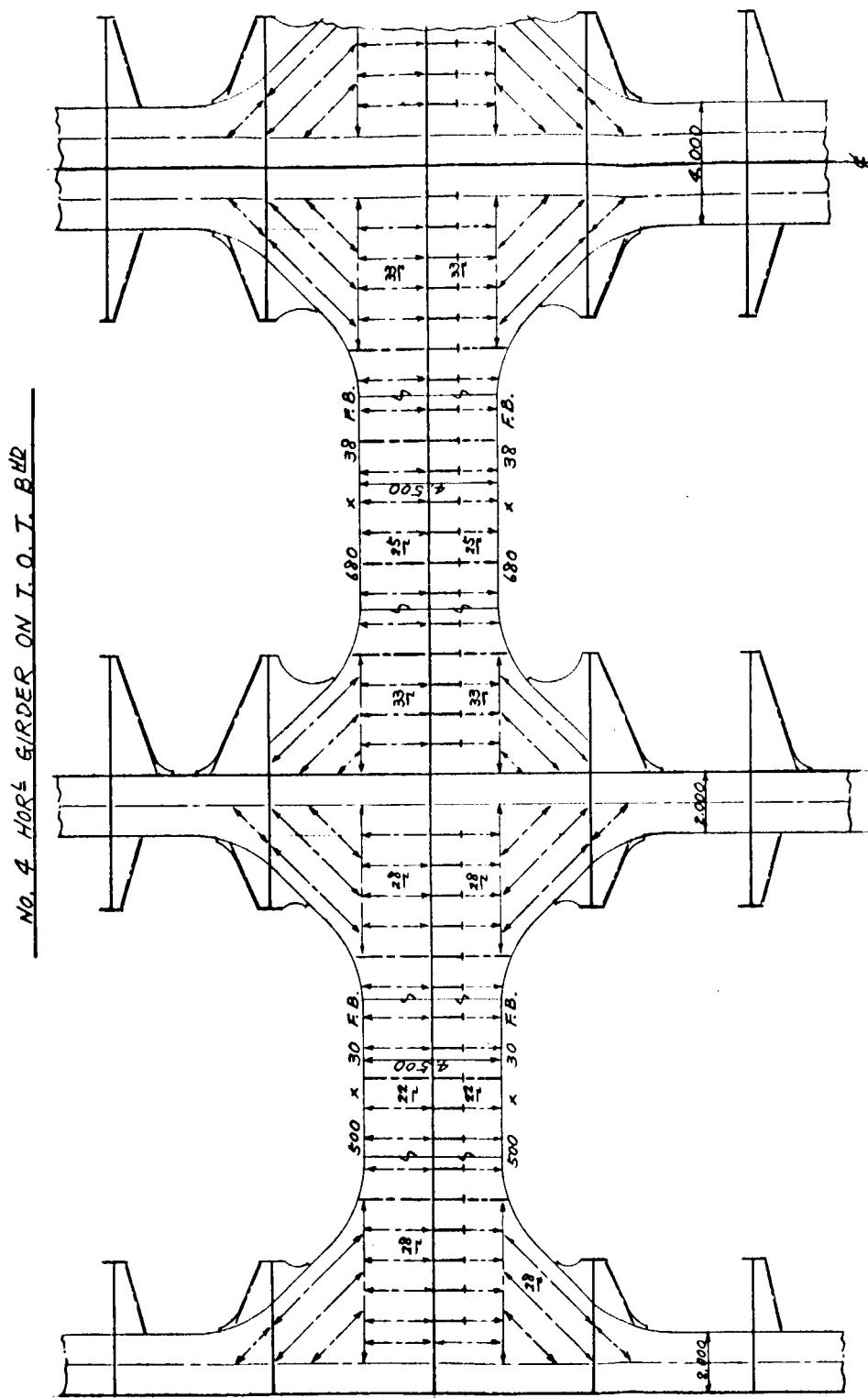


图 1.2.3 700-L/B 5.0-3L-H型 TRANS. O.T. BHD

1.3 700-L/B 5.5-3L-H型の試設計

担当 秦 数 実(日本鋼管)

1.3.1 試設計とその考察

(1) 設計基準

主要寸法、タンク配置、ウェブ深さ、トランスマススペース等の形状寸法は、1.1に示されている基準データに依った。また横強度部材の寸法は両端固定梁としての計算応力が実績船と同等程度となるように決めた。

更に、船側付の水平桁と横桁については1-Tankを対象とした。周辺固定の平面格子計算により寸法をチェックした。

CENTERLINE BHDはINNER TANKの積付が両舷対称で水圧差はほとんどないと仮定して荷油タンク規則を適用せず水密隔壁の規則により寸法を決定した。

DK.PLATEの片面自動溶接が将来実施されるとして試設計船のDK.PLATEの板厚が、最大どの程度の厚さになるかを知るために極力DK.LONGL.の寸法は小さくした。

(2) 設計上の問題

- BHD.のHORIZONTAL GIRDERを片面付としても強度上は充分成り立つが、実際の設計に際しては更にタンククリーニングのための開口を設けなければならないので、ウェブの寸法増大が必要となる。
- HORIZONTAL GIRDERのフェースはオイルコースの面からL₂型が望ましいか；900×40等の広巾フェースになった場合有効性を考えて試設計ではT型を採用した。これらの広巾フェースの有効性の問題と、有効性を高めるためのTRIPPING法について検討が必要であろう。
- TRANS WEBが6mと深くなり、面積の広いパネルが多くなっているが、これらの防振、座屈防止のためのSTIFFENING及びTRIPPINGには今後充分な考慮を払わねばならない。
- BOTTOM LONGL.のフェース巾が300となるが、これと比較してLONGL.SPACE 1,000は小さいと思われる。スロット部の強度及びオイルコースのための開口等の面からの問題も含め更に検討する必要があろう。
- 船級協会規則による隅肉溶接脚長の要求値はウェブの板厚が厚くなてもそれ程大きくならないが(NK規則による桁板のウェブとフェースの間の隅肉溶接脚長はt=20のとき7mm, t=30のとき8mm)試設計船のように30mm, 35mmの板厚が多くなった場合、溶接脚長の強度が充分かどうか、再検討が必要であろう。
- 試設計で適用したように、INNER TANKを両舷同時積付と仮定すれば、CENTERLINE BHD.の寸法を深水タンク規則より軽減しても良いと考えられるがその場合の設計規準(両舷の許容水圧差、縦曲げによる剪断力持ち分による隔壁の板厚増加基準等)を今後明確にする必要がある。

(3) 強度計算からの問題点

BALLAST及びFULL LOAD時に於ける応力は、TRANS.RING, HORIZONTAL GIRDER共に低く強度的には問題ない。一方、TANK TEST時にはTRANS RINGのSIDE L.BHD下部のWING TANK側BKT部フェース及びWING TANK内HORIZONTAL GIRDERのBHD船尾側BKT部近傍のウェブ及びフェースで21～24kg/mm程度の高応力が発生している。但し、これらはいずれも部分的な形状変更や板厚増加で充分改善可能であるので、試設計船の構造方式での建造は強度上は問題ないと考えられる。

1.3.2 設計図

700-L/B 5.5-3L-H型の試設計図を図1.3.1～図1.3.4に示す。

DECK LONGL. 450 x 38 R.B.

DECK PL. 39

LONGL. SP. 1.000 (HOR)

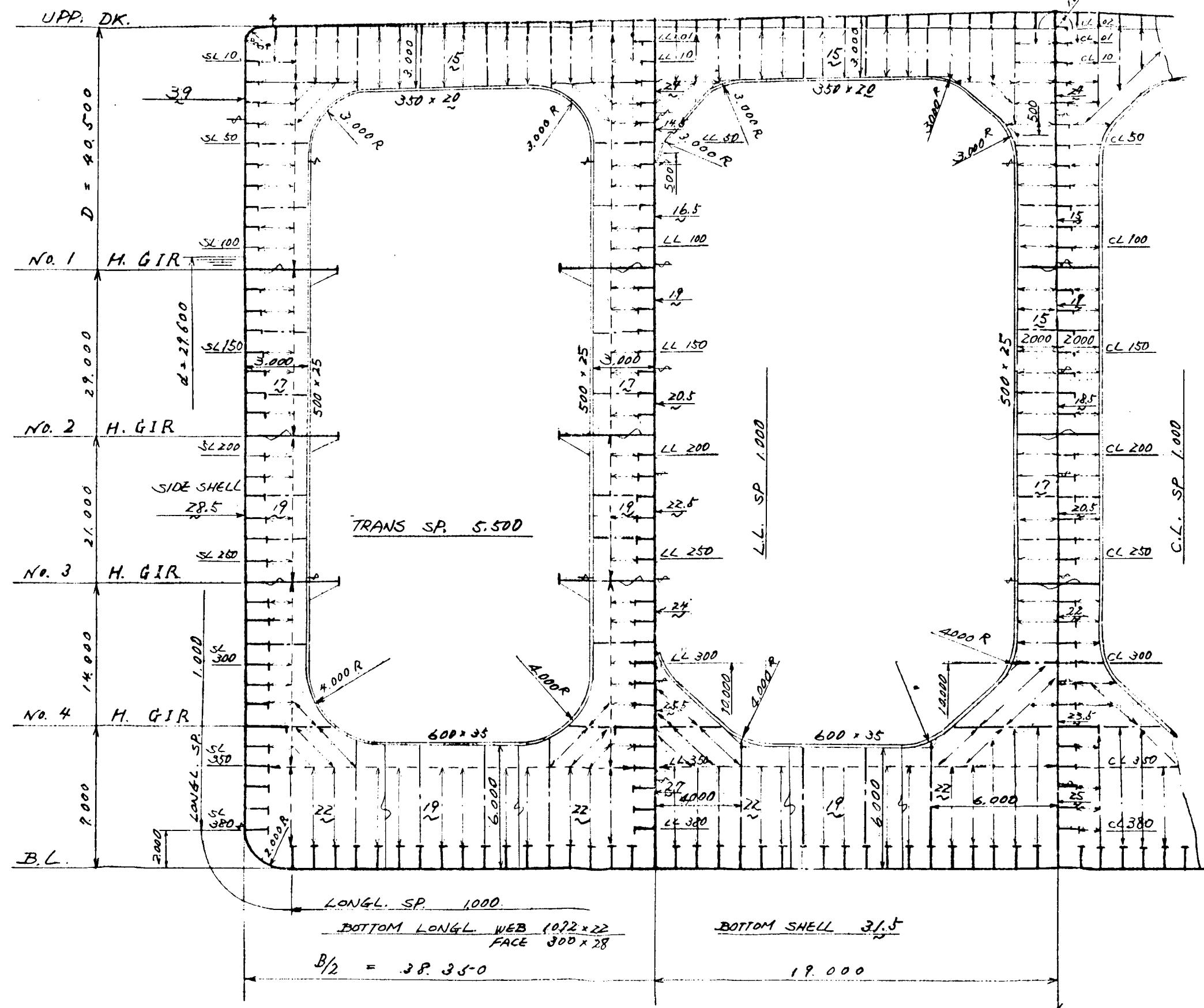


图 1.3.1 MIDSHP SECTION(700-L/B5.5-3 L-H型)

SIDE SHELL

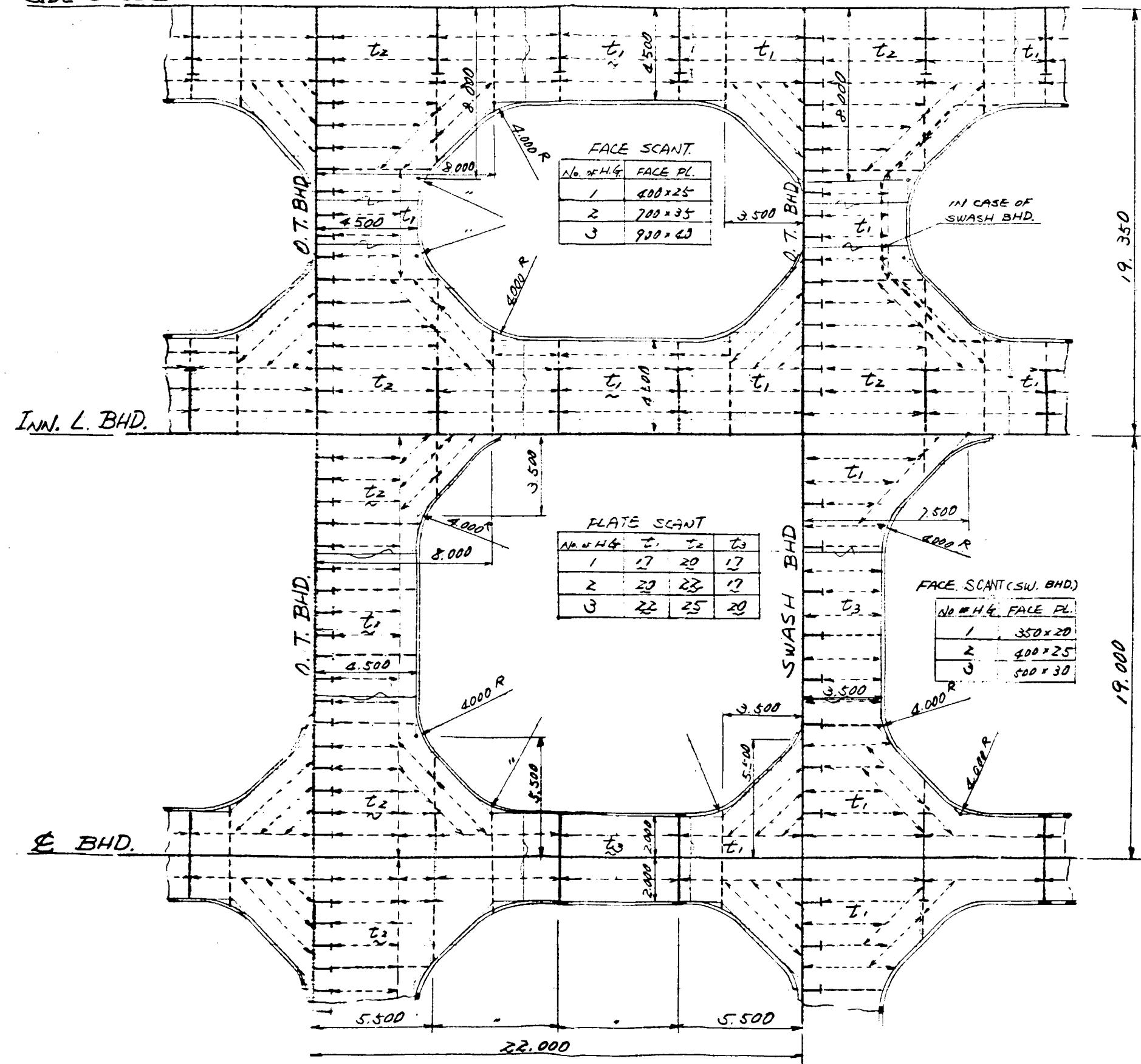


図 1.3.2 №1, 2 AND 3 HOR. GIR. (700-L/B5.5-3L-H型)

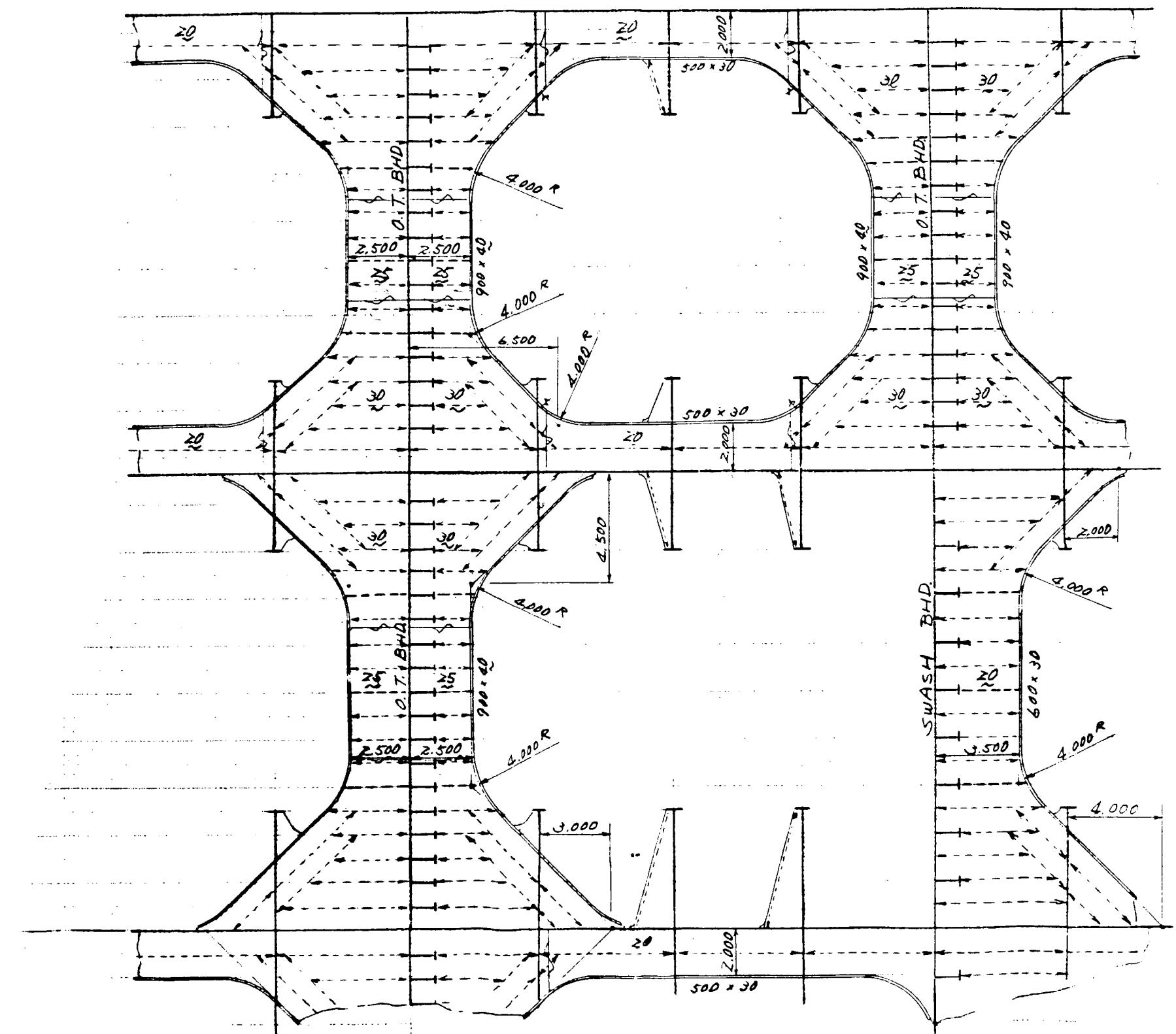


図 1.3.3 №.4 HOR. GIR(7.00-L/B5.5-3L-H型)

BHD. STIFF

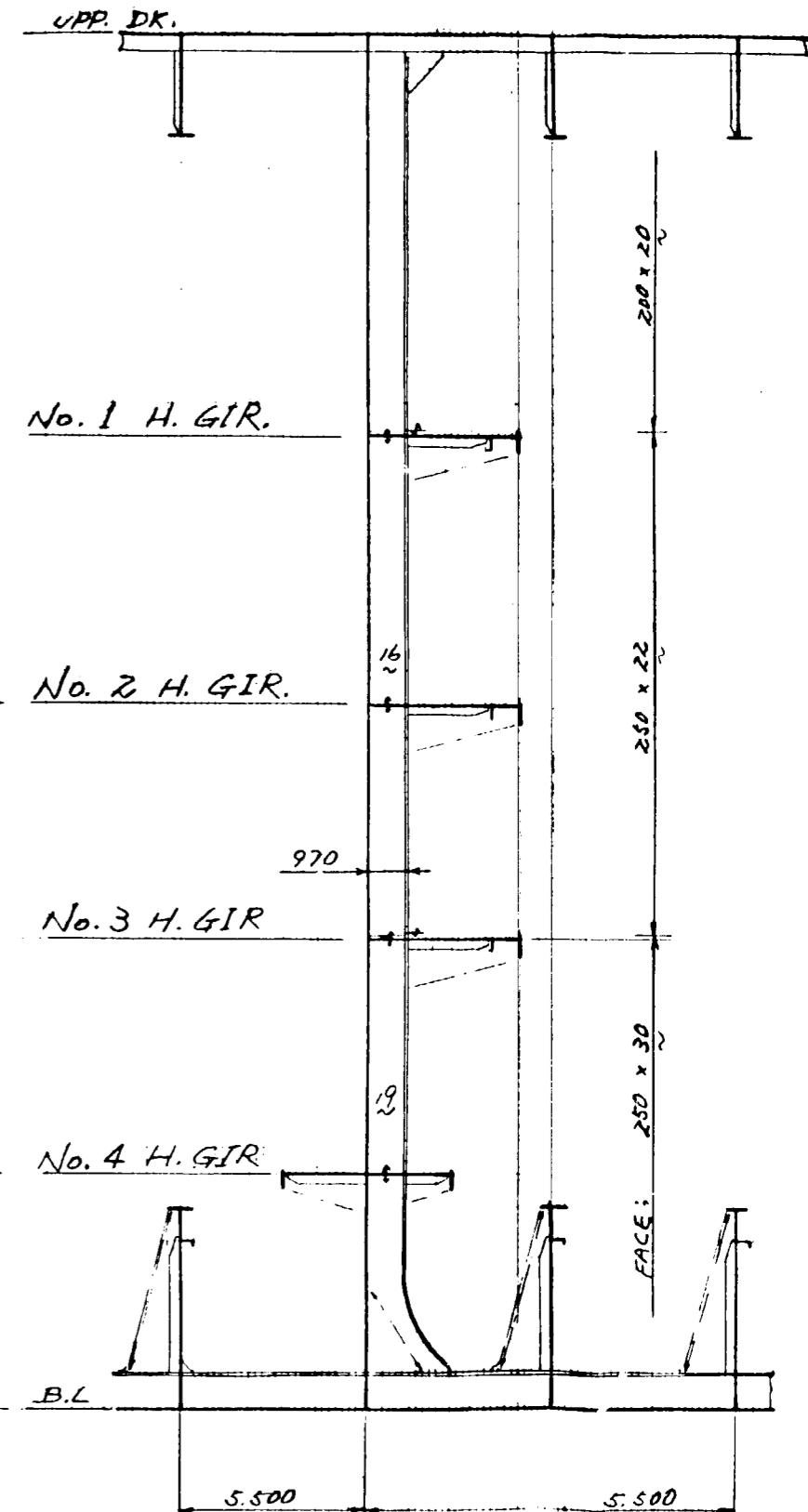
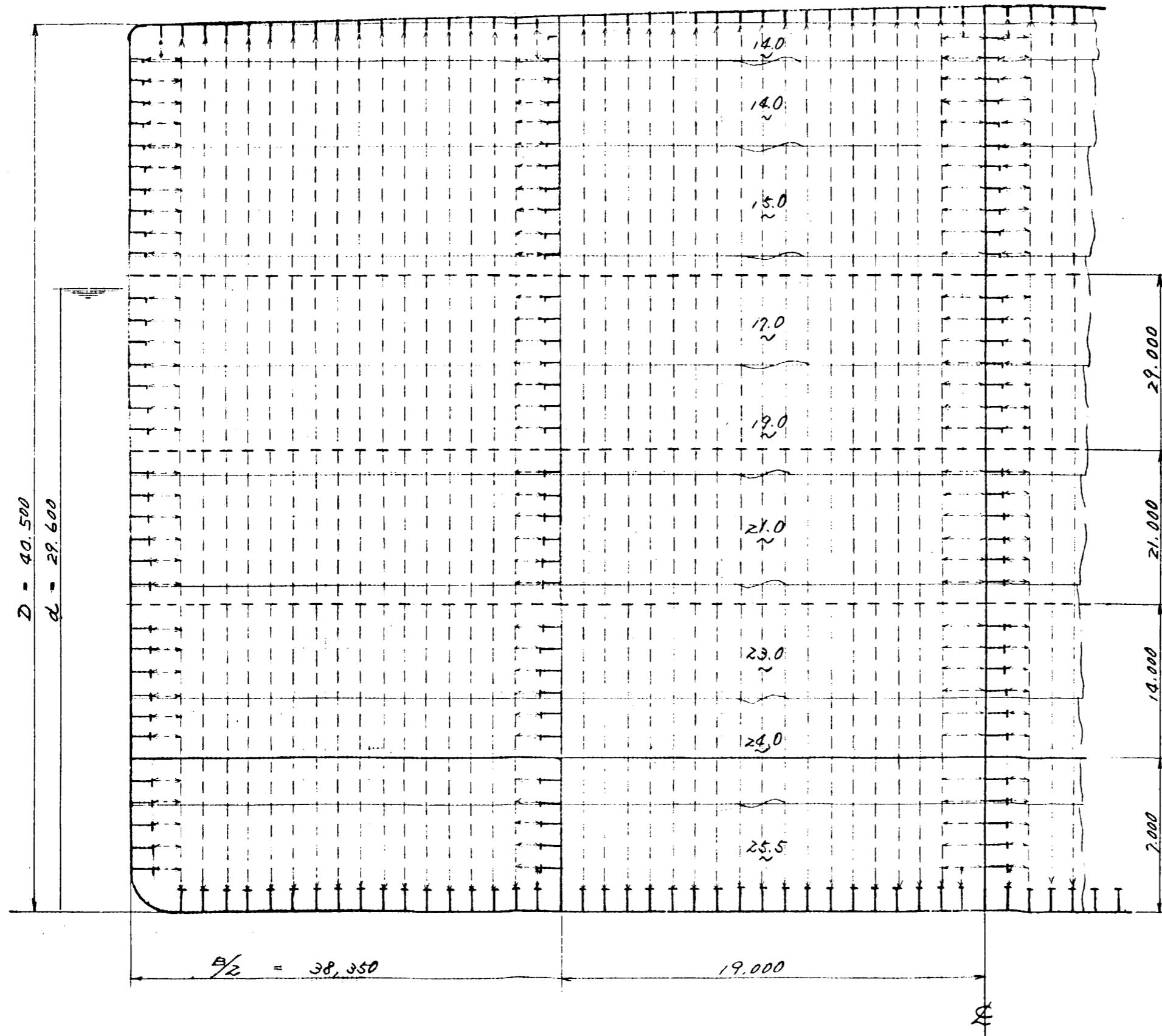


図1.3.4 TYPICAL OIL TIGHT BHD. (700-L/B5.5-3L-H型)

1.4 700-L/B 5 - 3L-V型の試設計

担当 長田光洋(大阪造船)

1.4.1 試設計とその考察

(1) 部材配置

O.T.BHDは図1.1.1に示された配置とし、ロングタンク中央にはSWASH BHD.を設けた。又BHD.に隣接するTRANS RINGはストラットなしの構造とした。

(2) 部材寸法の決定

TRANS RINGおよびBHD付HOR.GIR.の部材寸法は、NK規則の算式に従って定まったものを、簡易骨組計算により修正した。

(3) 試設計に際しての問題点

(a) 強度計算により、TANK TEST状態において、センタータンク内BOTTOM TRANSのコーナー部に高応力の生じることがわかった。該部の面材直応力はHOR.GIR.の効きを無視した計算によれば 24.1 Kg/mm^2 , H.GIRの効きを考慮した計算によれば 15.2 Kg/mm^2 となりHOR.GIR.の支持効果が非常に大きいことがわかった。

(2.4.2-(1)-(a)参照)

(b) HOR.GIR.は当初最下段の#64 H.GIR.を除き深さ4mの片面付きで設計したが、強度計算の結果#61～#63 H.GIR.の平行部端および隣接するTRANS.RINGとの結合部に高応力が生じた。局部的な形状変更あるいは、増厚により応力を許容値以下にすることはかなり難かしいと思われたため、#61～#63 H.GIR.も両面付きとし、さらにBKT.を大きくして応力の低下をはかった。これらの形状変更により応力を許容値以下にすることができた。又、両面付きにしたため、TRANS.RINGのVERT.WEBをHOR.GIR.のアームが支持する構造となったため、(a)に示したHOR.GIR.の支持効果が期待でき、センタータンク内BOTTOM TRANS.の設計がかなり楽になった。

(4) 今後検討を要する点

- (a) STRUT基部およびBOTTOM TRANS.ではかなり高い圧縮応力が生じ、またBOTTOM TRANS.が非常に深いため、座屈、振動に対する有効なスティフナー配置およびT.BKTの配置および形状を検討する必要がある。
- (b) ロングタンク中央にSWASH BHD.を設けたが、かなり大きな剪断力を受け持つため設計にあたっては十分検討する必要がある。

1.4.2 設計図

MIDSHIP SECTION., T.BHDおよびHOR.GIR.を図1.4.1～図1.4.3に示す。

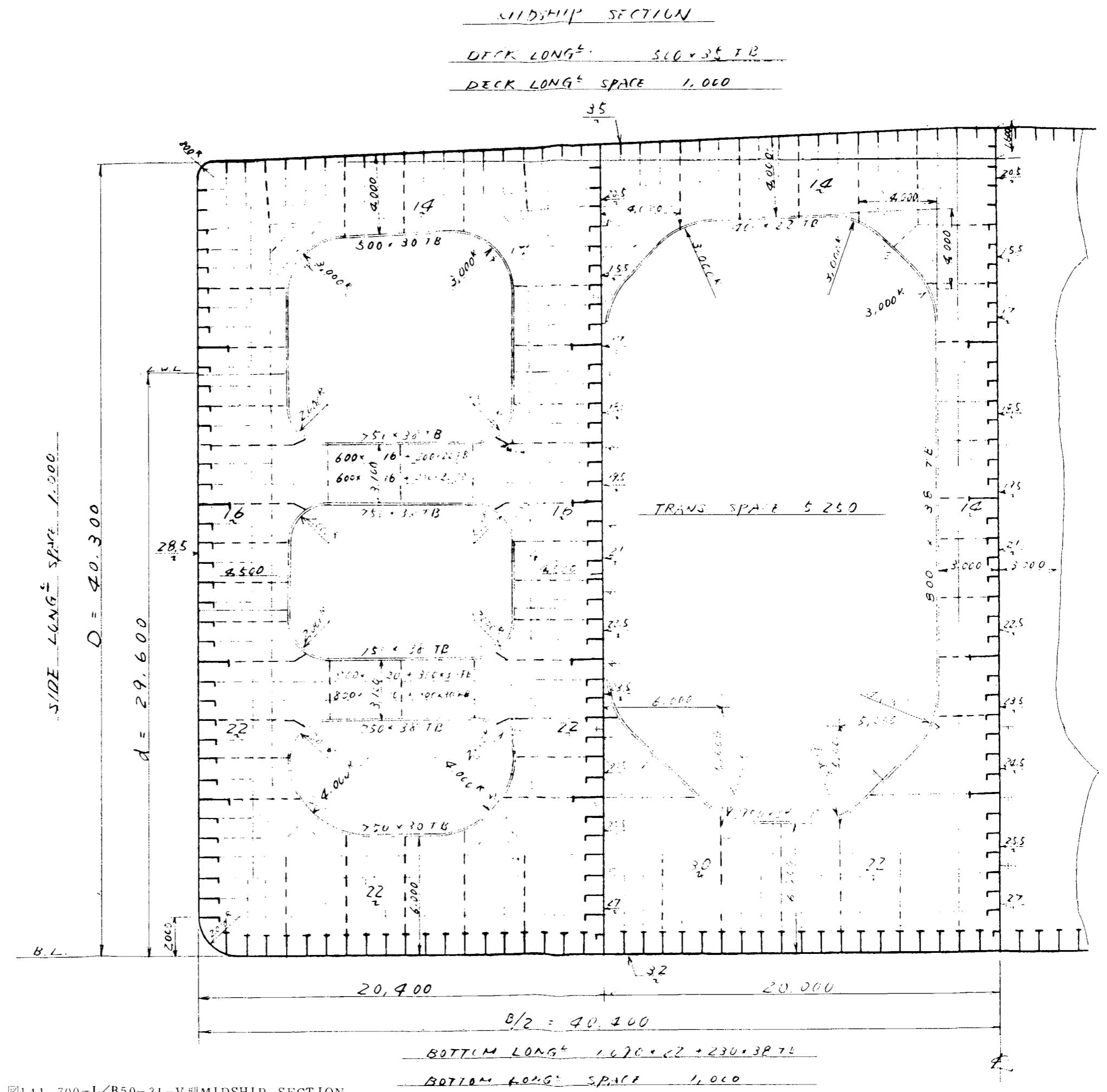
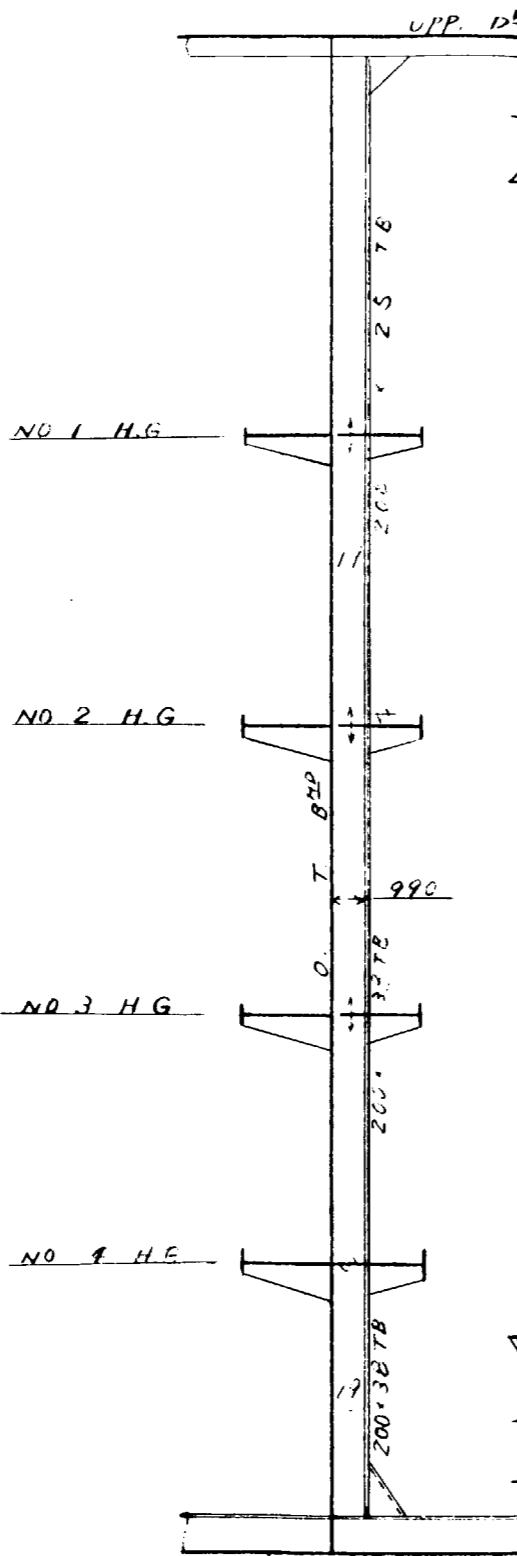


图1.4.1 700-L/B5.0-3L-V型MIDSHIP SECTION

VERT^L STIFF.



O. T. B^{HD}

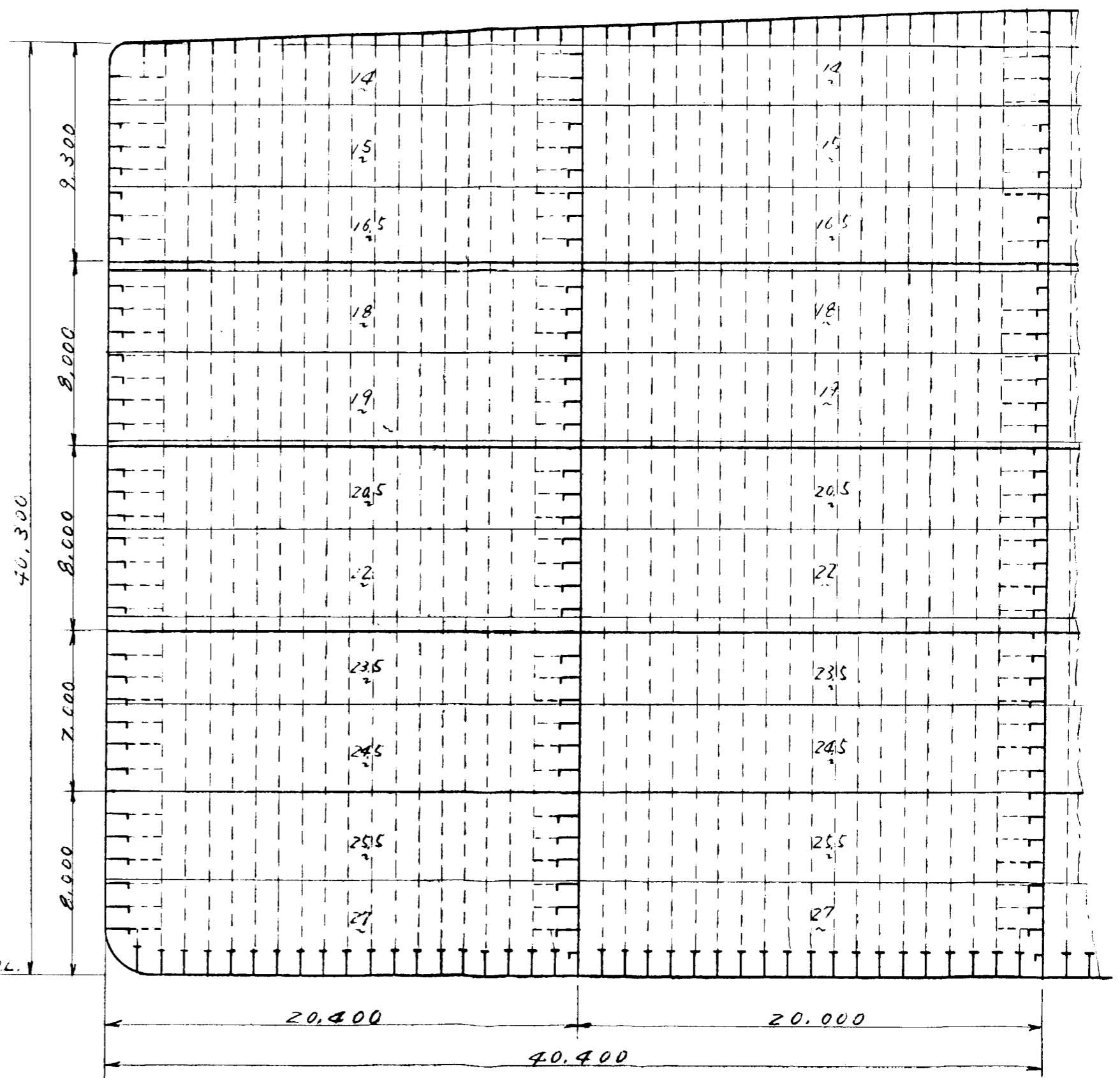
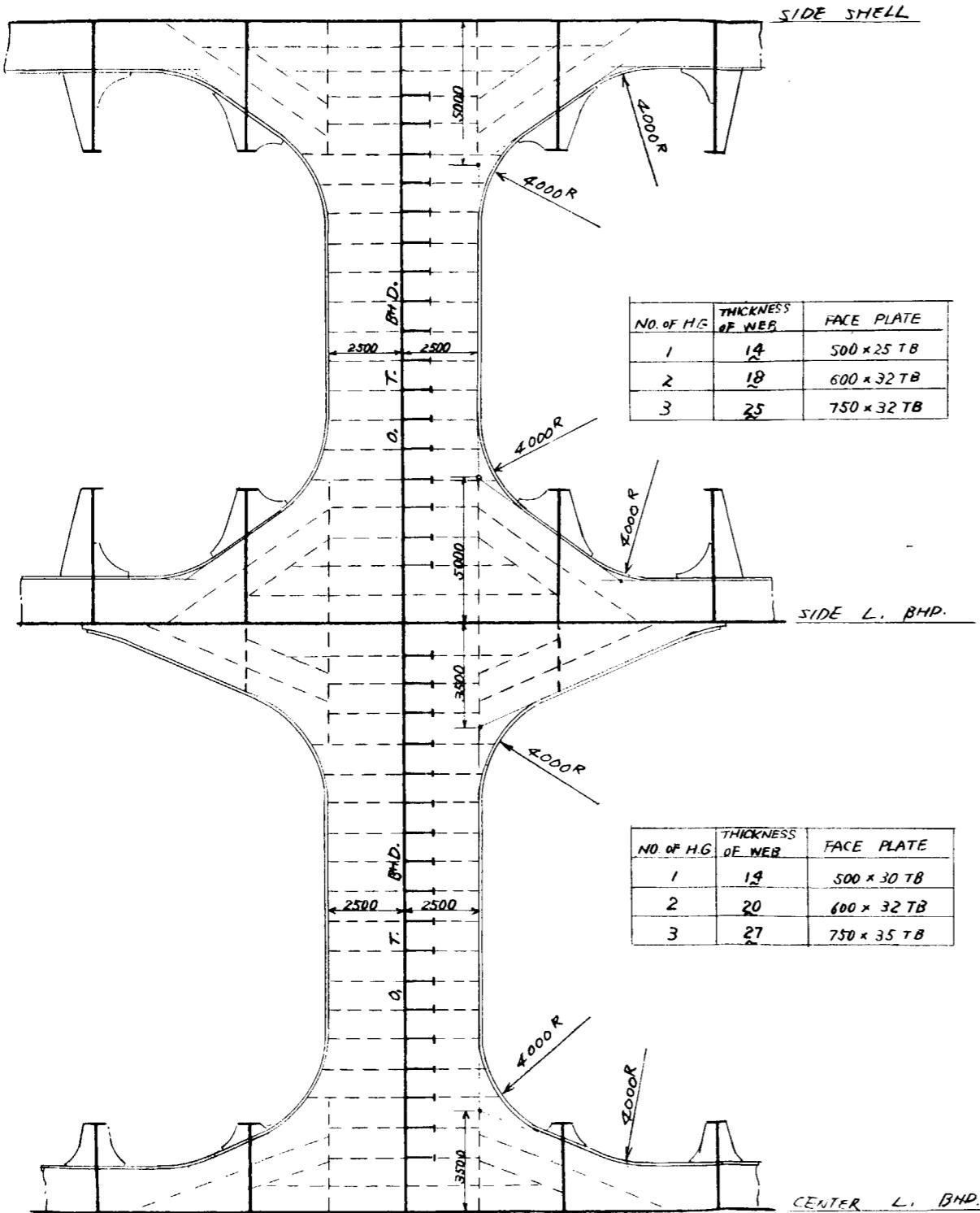


図1.4.2 700-L/B 5.0-3 L-V型 O.T. BULKHEAD

NO. 1, 2 & 3 HOR^L GIR.



NO. 4 HOR^L GIR.

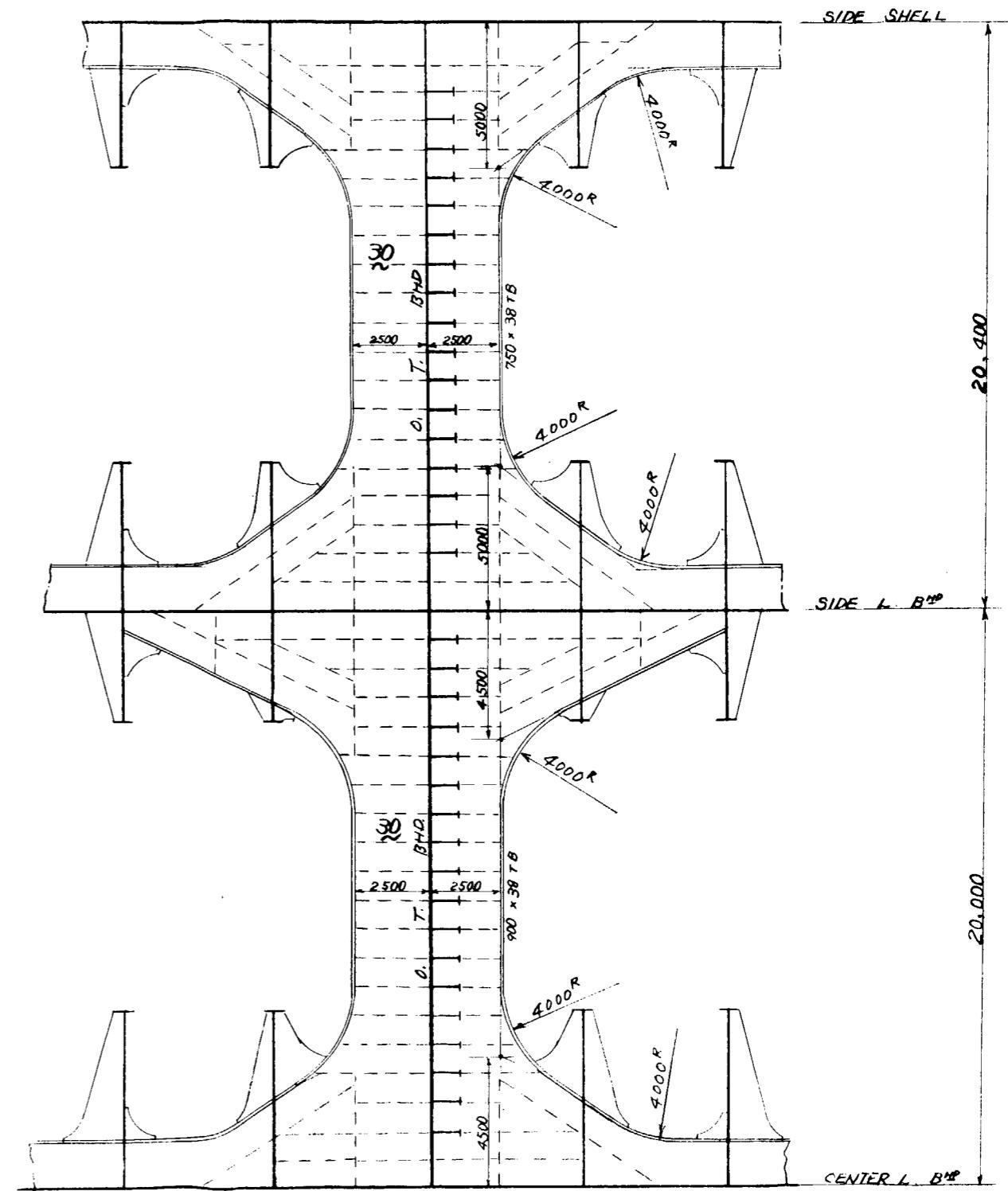


FIG. 1.4.3 700-L/B5.0-3 L-V HOR. GIRDER

1.5 700-L/B5-4 L-H型の試設計

担当 松井 明男(住重)

1.5.1 試設計とその考察

4 L.BHD, H方式の700型タンカーの試設計及び強度計算を行った。当初の方針として、CENTER TANK 及びWING TANK内のHORI.RINGをNO STRUT TYPEとしたが、HORI.RINGの応力状態はかなりきびしく、又HORI.RINGの開口率が小さいことから、クリーニング上問題があると思われる。そこで、これらの問題を解決するため、STRUT付のHORI.RINGの検討を行った。この結果、上記の問題をある程度改善することができた。

以下に、設計及び強度計算結果についての問題点をあげる。

(1) 設計上の問題点

- 4 L.BHDの場合、TANKが細長くなるため、HORI.RINGにはSTRUTを設けるべきである。この場合、STRUTはかなり大きなものとなり、STRUT基部の取合いが問題となる。
- HORI.RINGの開口率は、非常に小さく、クリーニング上問題である。
- HORI.RINGのWEBがかなり深くなり、WEB STIFFENING, TRIPPING BKTの構造が問題となる。
- T.BHDのVERTICAL STIFFENERが、かなり大きくなり、DECK LONGI.とのバランスが悪くなる。HORI.GERDERの数を増すべきではないかと思われる。

(2) 計算結果についての問題点

(a) HORI.RINGについて

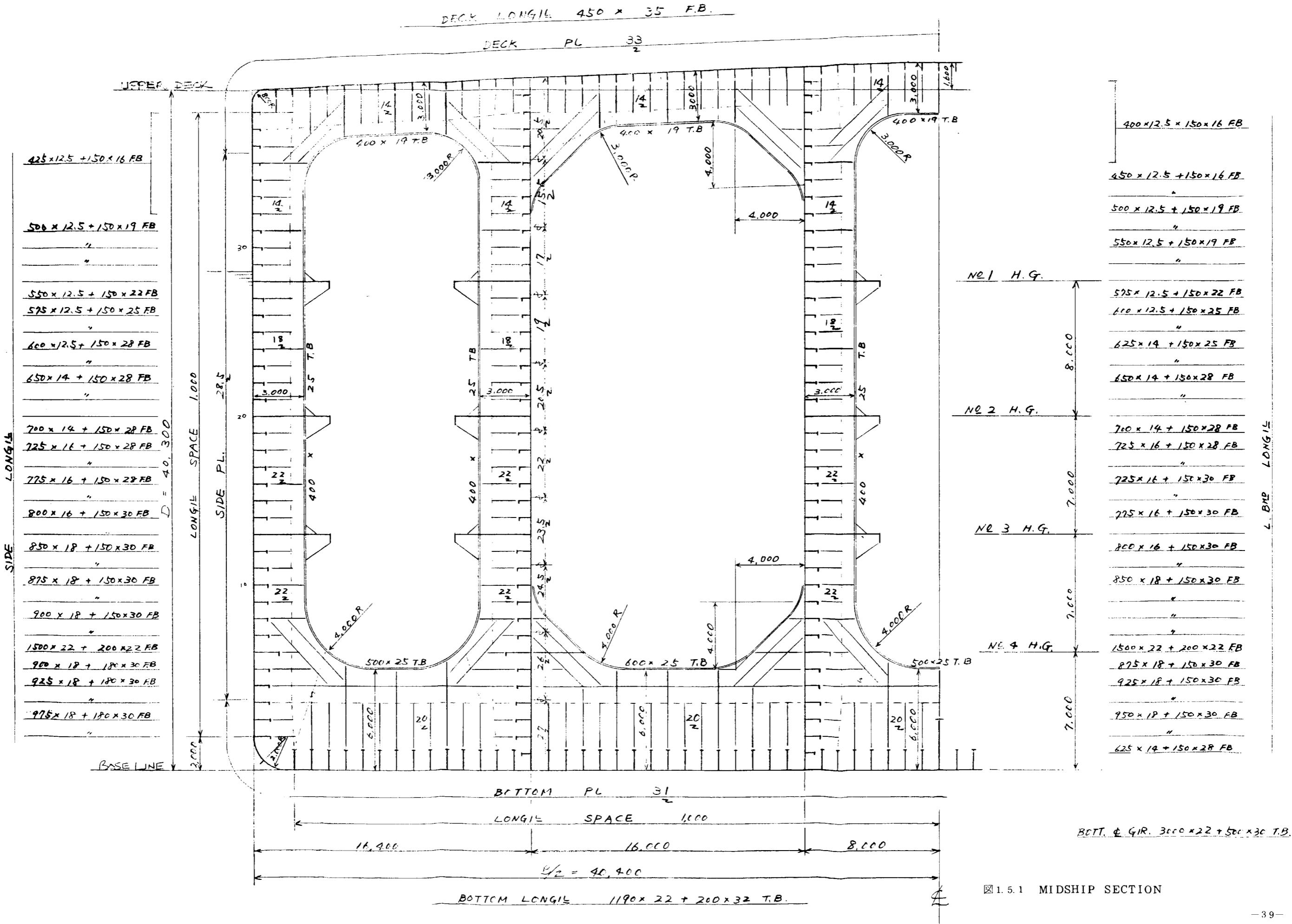
- HORI.RINGでは、TANK TEST状態が他の2状態に比較してかなりきびしい応力値を示している。
- NO STRUT TYPEでは、CENTER TANK及びWING TANK内のHORI.GIRの直応力はTANK TEST状態で最大 22 Kg/mm と非常に高い。これはSIDE STRINGERからのモーメントの影響と考えられる。又、STRINGERの面材の直応力も、TANK TEST状態で最大 9.5 Kg/mm と大きい。しかし、他の2状態では最大 5 Kg/mm 程度に収まっている。
- ~~16.4~~ HORI.GIRDERでは軸力の影響が、かなり大きく面材の直応力は、TANK TEST状態で 17 Kg/mm であり寸法増大が必要である。
- HORI.RINGをSTRUT TYPEとした場合、撓み、応力ともかなり小さくなってしまい、直応力が低いことから、WEBを浅くできるのではないかと思われる。又、STRUTの軸力はかなり大きく、座屈に対して注意する必要がある。
- F.E.M. 計算によれば、TANK TEST状態で、SIDE TANK内のHORI.GIRDERのコーナー部に、大きな応力が生じており、HORI.RINGとのバランス上寸法増大が必要である。

(b) TRANS RINGについて

- BOTT.TRANS及びDECK TRANSでは、曲げ応力に対して、軸応力がかなり大きくなってしまい、軸力に対する注意が必要である。
- SIDE TRANS及びVERTICAL WEBの直応力は低く、剪断で部材寸法が決定される。
- コーナー部の応力については、F.E.M.等による解析が必要である。
- TRANS RINGの応力値には、HORI.RINGのSTRUTの影響は、あまり現われていないが、HORI.RINGにSTRUTを付ける事によって、DECK及びBOTT.TRANSの軸応力がかなり軽減されている。

1.5.2 設計図

船体中央部の構造図は図1.5.1～図1.5.5に示す。図1.5.5はHORI.RINGにSTRUTを付けた場合の構造図を示す。



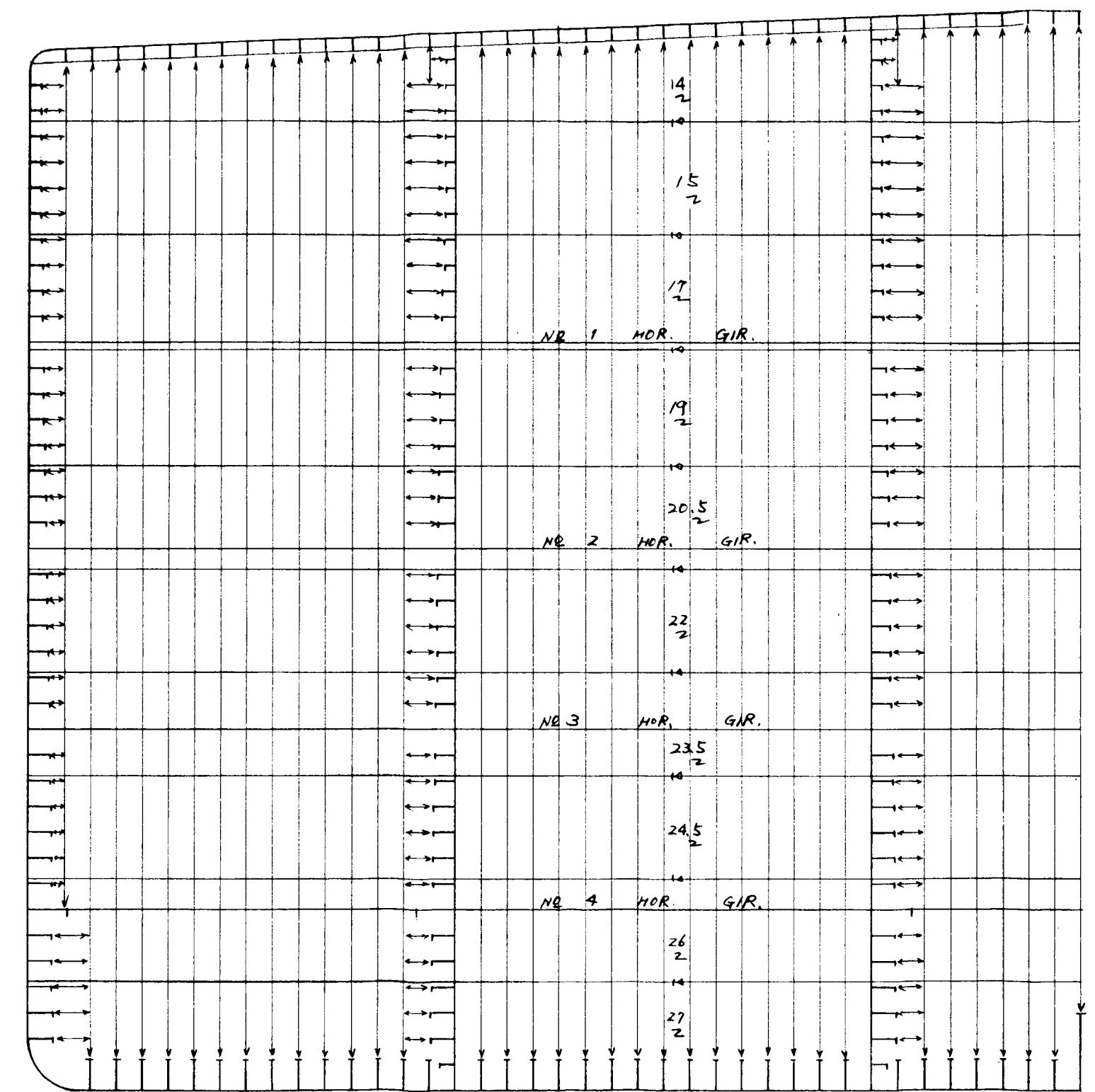


図 1.5.2 O.T. BHD

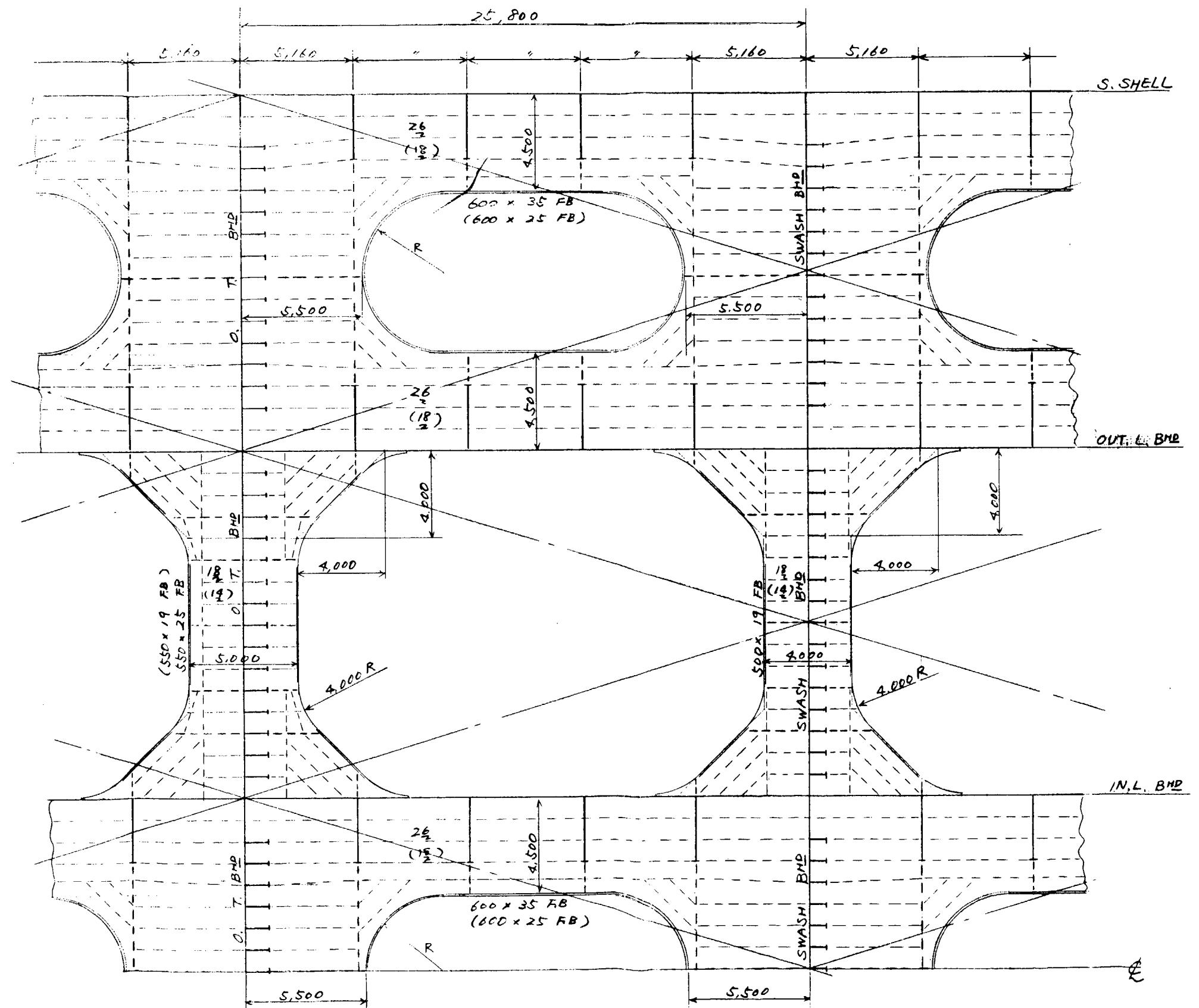


図 1.5.3 №.1～№.3 HOR.GIRDER
() 内寸法は №.1 HOR.GIR. を示す

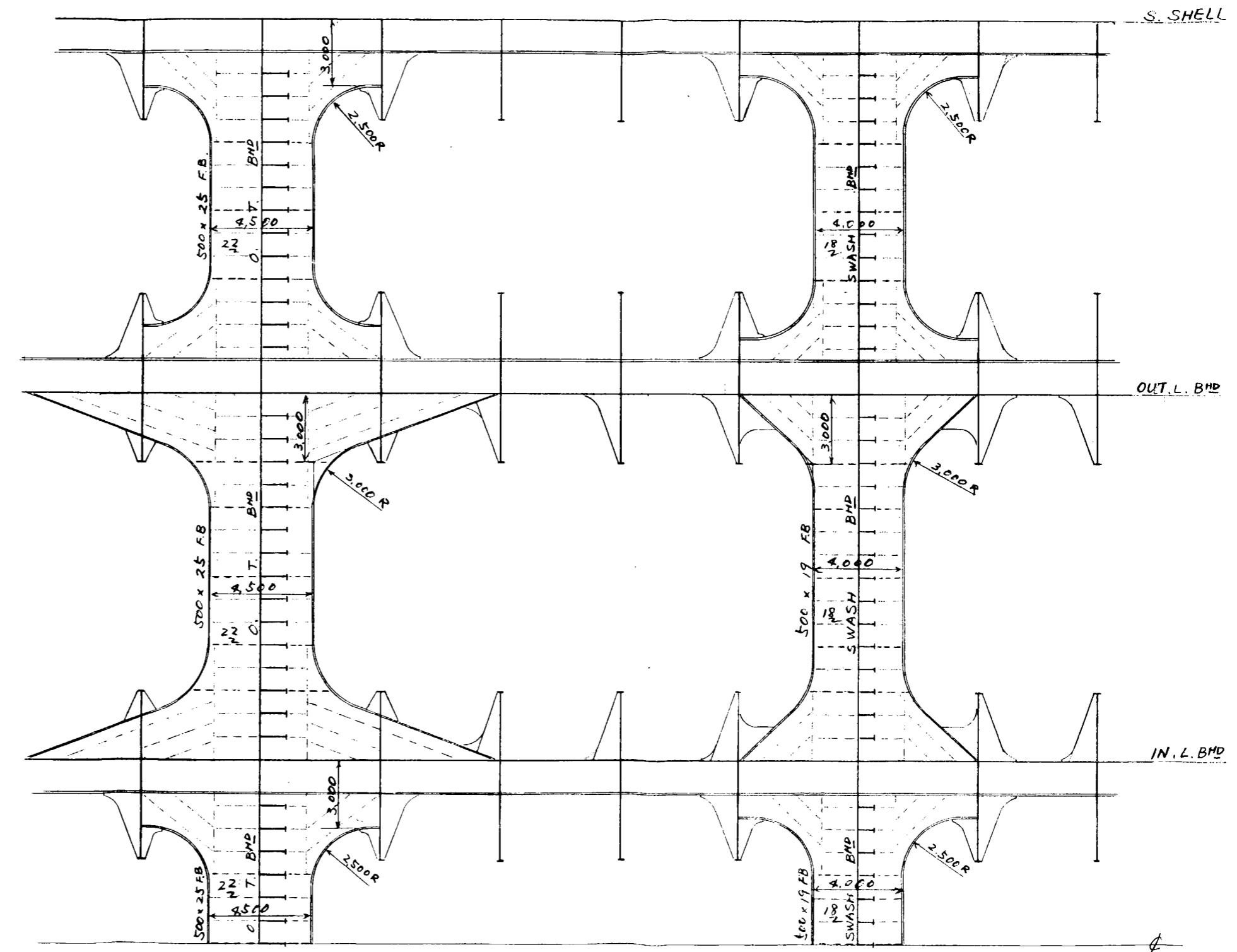


FIG. 1.5.4 No. 4 HOR. GERDER

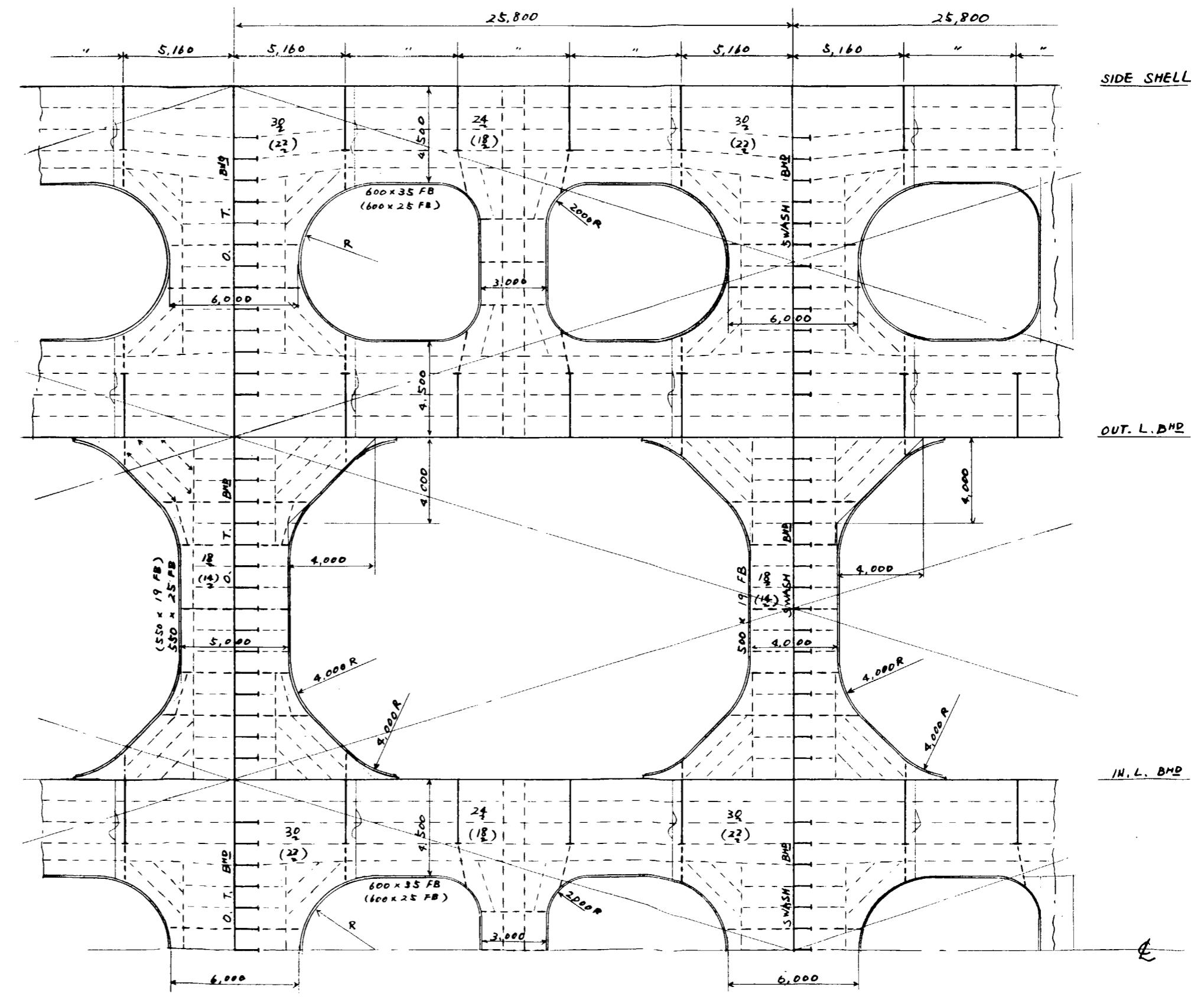


図 1.5.5 №.1～№.3 HOR.GIRDER
() 内寸法は №.1 HOR.GIR. を示す

1.6 700-L/B5-4L-V型の試設計

担当 吉 識 恒 夫(三井造船)

1.6.1 試設計とその考察

1.1 で与えられたウェブ深さに對し、NKルール記載の算式をもととして従来の経験等により修正を加え、ウェブフェイスの大きさを決定し、静的応力解析を行った。

応力解析は梁理論による解析を行い、更に応力状態が最も厳しくなると思われるTRANS.RING及びHOR.GIR.を選んで平面F.E.M.計算を実施した結果、次のことがわかった。

(1) TRANS.RING

概して高応力は発生していないが、局部的に次の箇所が高応力値を示している。

- INNER TK BOTTOM TRANS.のBRACKET TOE(TANK TEST COND.)
- STRUT基部(TANK TEST COND.及びBALLAST COND.)

これらの箇所の応力値は形状や板厚を変更することにより、緩和させることが可能であると思われるが、DYNAMIC LOADによる変動応力等に對する検討が必要であろう。

(2) HOR.GIR

MID-SPANにおけるNORMAL STRESS, EQUIVALENT STRESS共に高応力は生じていないが、次の箇所でTANK TEST COND.において高い応力が発生している。

- CR.TANK及びWG.TANKのHOR.GIR.BRACKET先端部
- BACK BRACKET

これらの箇所ではBRACKETの大きさ、形状、取合い等に注意し応力を緩和する必要があろう。

1.6.2 設計図

図1.6.1～図1.6.3にMIDSHIP SEC, O.T.BHDを示す。

D.L. 1~39 430 * 32 FLAT BAR

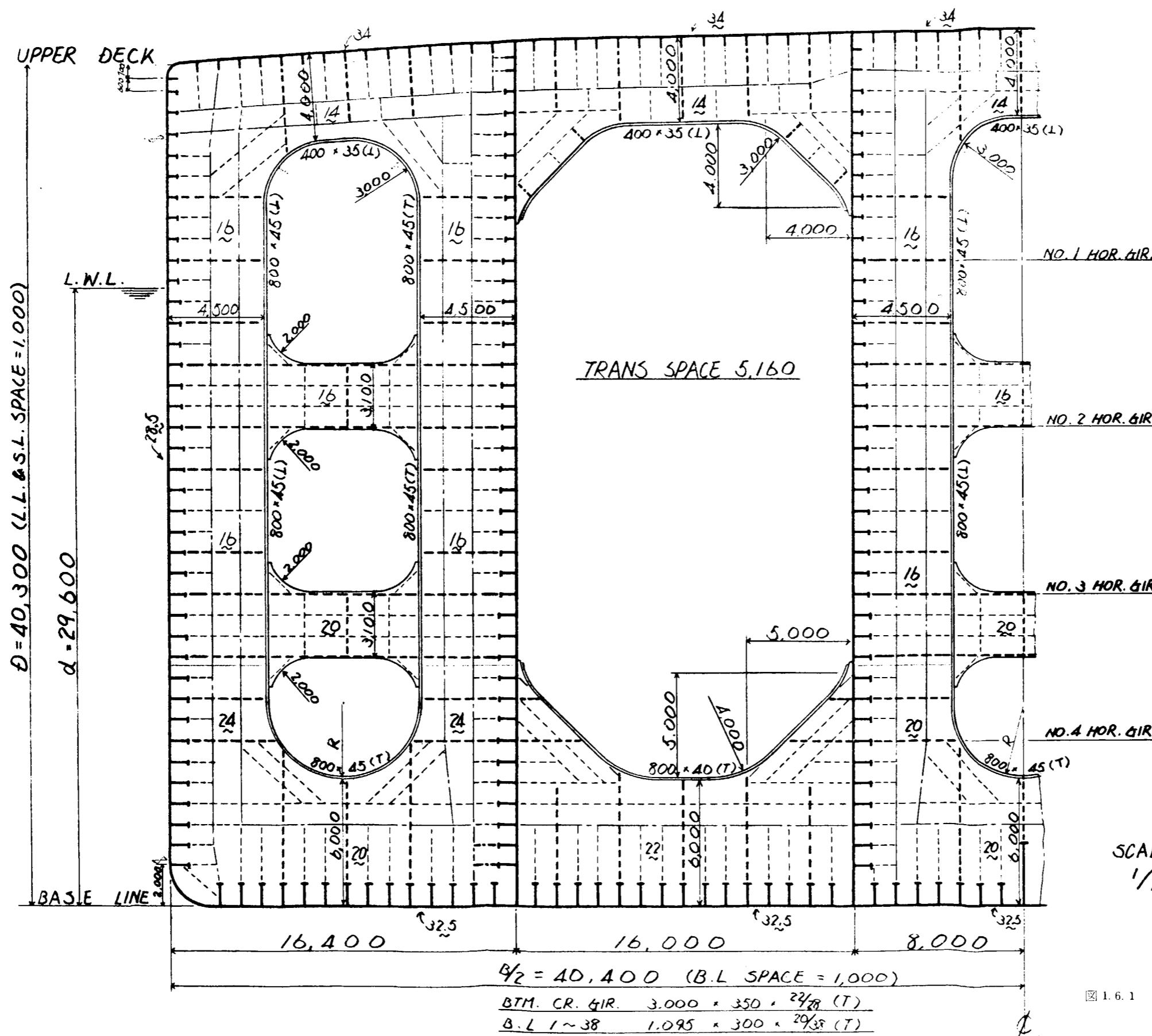


図 1.6.1 700-L/B5-4L/-V TYPE MIDSIP SECTION(LOOKING FORWARD)

SIDE SHELL

	t_{w1}	t_{w2}	Face Plate
NO. 1 HOR. GIR.	22	14	400 × 30
" 2 "	22	14	780 × 38
" 3 "	25	16	980 × 40
NO. 4 HOR. GIR.	32	22	500 × 35

OUTER L. BHD.

	t_{i1}	t_{i2}	Face Plate
NO. 1 HOR. GIR.	22	19	400 × 30
" 2 "	22	19	780 × 38
" 3 "	25	22	980 × 40
NO. 4 HOR. GIR.	32	28	500 × 35

INNER L. BHD.

	t_{c1}	t_{c2}	Face Plate
NO. 1 HOR. GIR.	22	14	400 × 30
" 2 "	22	14	780 × 38
" 3 "	25	16	980 × 40
NO. 4 HOR. GIR.	32	22	500 × 35

O.T. BHD.

16,400

16,000

8,000

4000
4000

図 1.6.2 HOR. GIR.

VERT. STIFF.

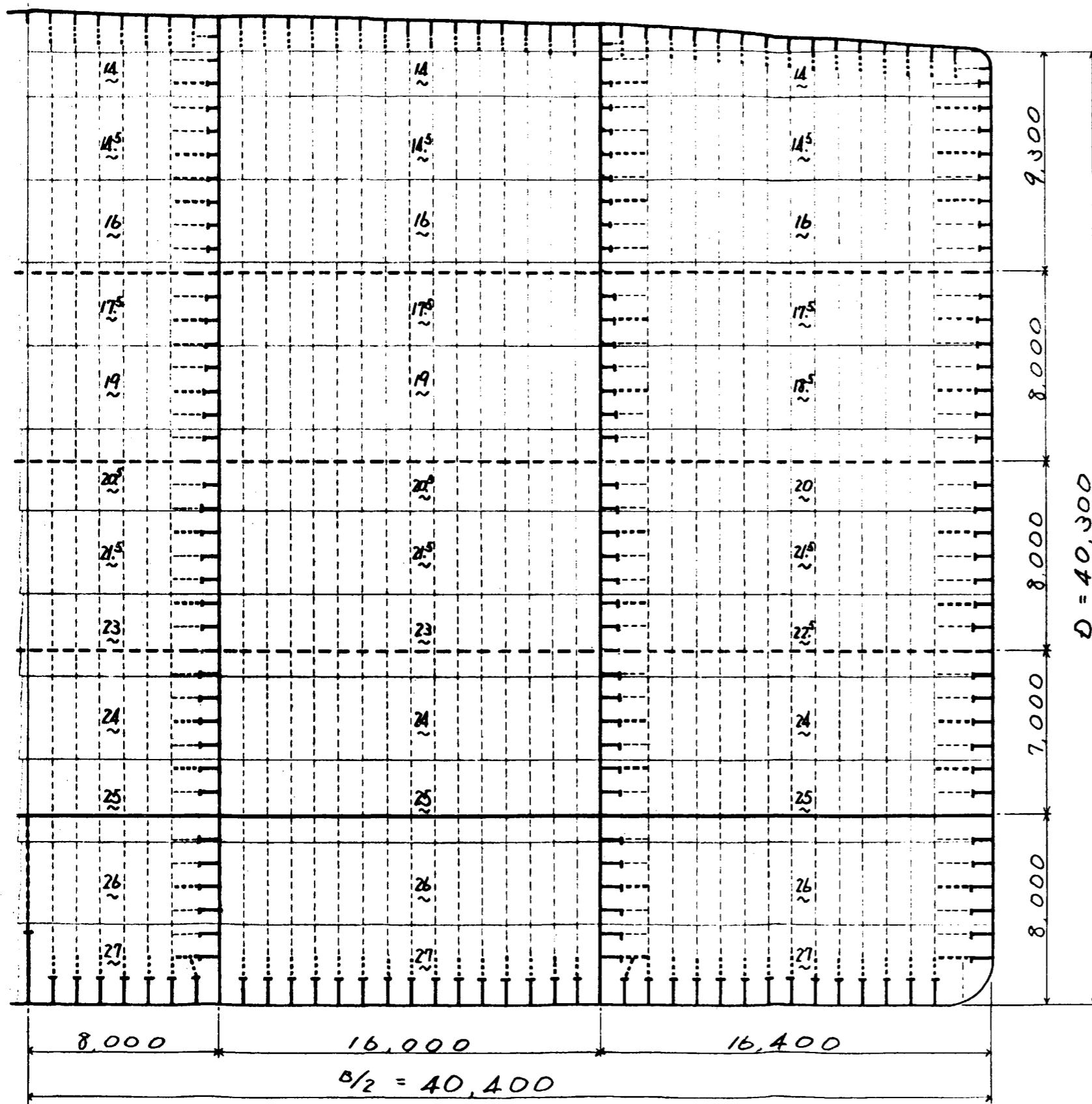
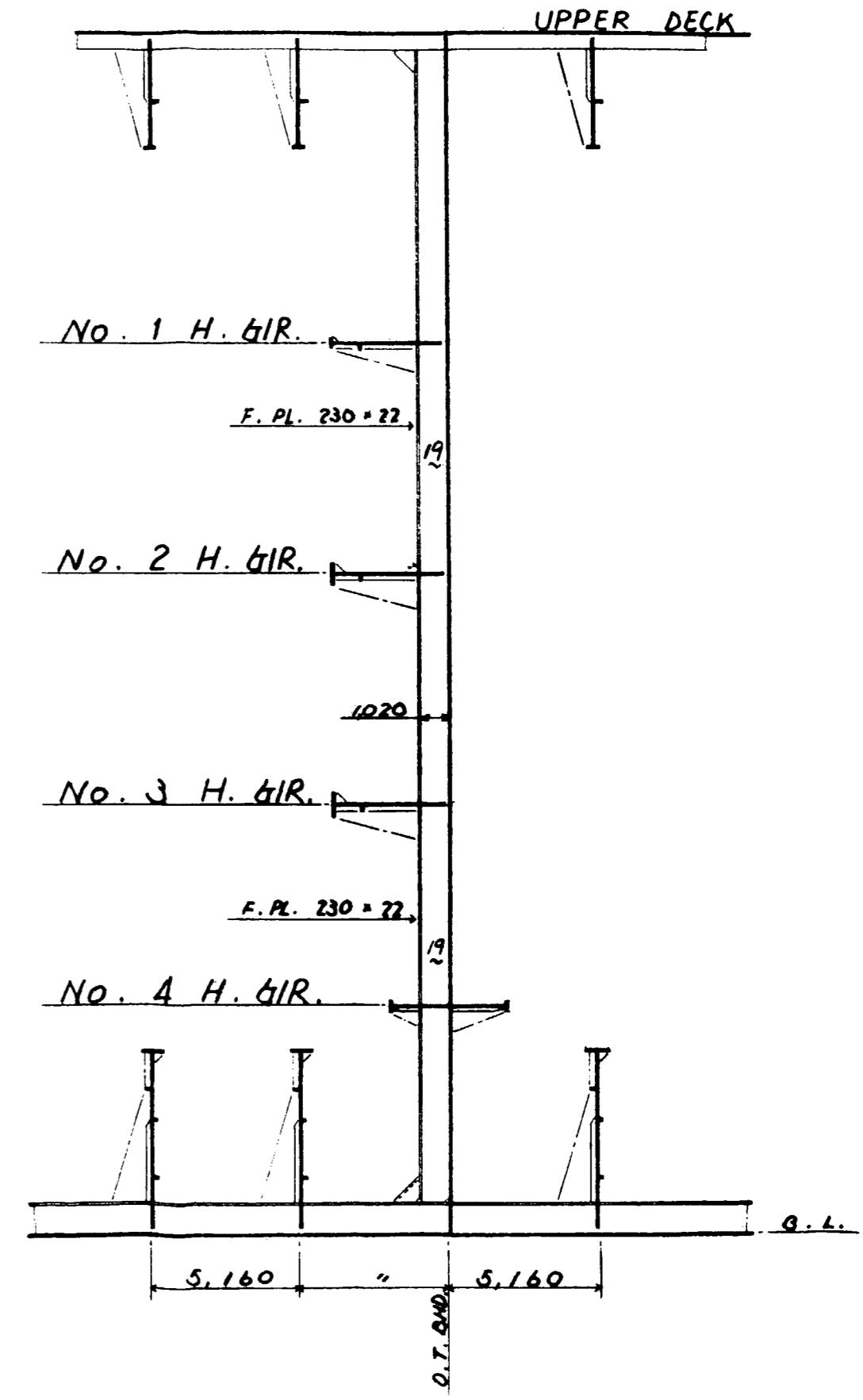


図 1.6.3 O.T. BHD.



1.7 700-L/B 5.5-4L-V型の試設計

担当 加藤 瞭(佐世保重工)

本節では対象として選ばれた70万トン、100万トンタンカーのうち、図1.7.1に示すように4条のLONG.BHD.を有する70万トンタンカーについてそのカーゴーパートの構造部材寸法をNK規定中に定められた算式に従い試設計し、さらに構造解析を行うことにより強度上の問題点を洗い出した。

1.7.1 試設計とその考察

(1) 構造方式の特徴

本船は $L/B = 5.5$ であり、図1.7.1に示すように4条のLONG.BHD.を有するという特徴を除けば、通常の2条のSTRUTを有する横桁構造でタンクが構成されており、これまで数多く建造されてきたVLCC以下のタンカーに対して、最も広く採用されてきた構造方式の延長上にあるといえる。

しかしながらIMOのタンク容量制限に伴ない、タンク幅に比較してタンク深さが約2.5倍程度と、大型船であるための特徴を含めて、以下のような構造上の特徴が上げられる。

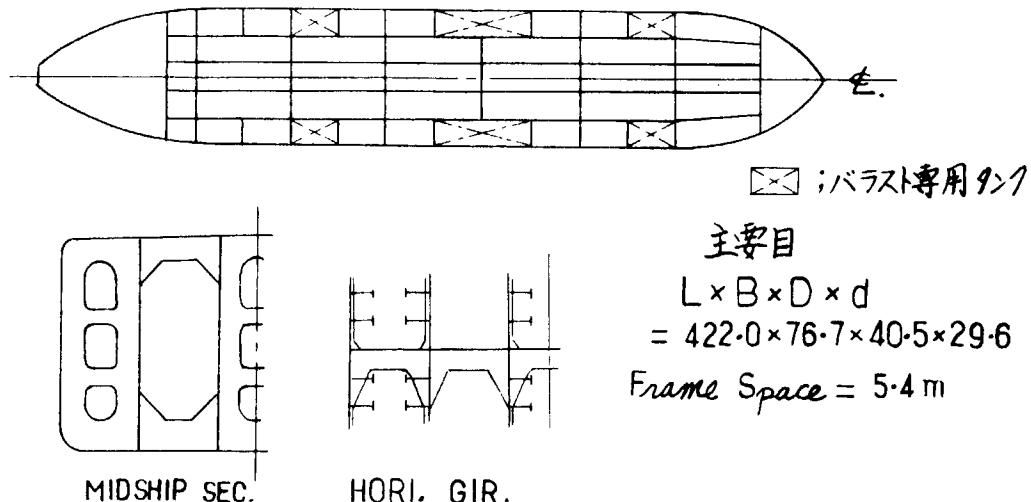


図1.7.1 タンク配置および構造概略

- (1) SIDE TRANS.VERT WEBの長さがDECKおよびBOTTOM TRANSに比較して約3倍程度となり、VLCC以下のタンカー(約2倍程度)に比べて長くなっている。(図1.7.3参照)
- (2) タンク幅が深さに比較して極端に小さいので、各TRANSに2条設けられているSTRUTのスパンが短かい。(図1.7.3参照)
- (3) DECKおよびBOTTOM TRANS.はスパンが短かいがSIDE TRANS.等とのバランス上WEBが深くなっている。(図1.7.3参照)
- (4) TRANS.SPACEは船の大型化に比較してほど增加していないが、船の大型化に伴う荷重の絶対量の増加もありWEBの深さは増加する。このためBHD.上のHORIZ.GIRDERと隣接するTRANS.RINGとの取り合いが難しい。(図1.7.5参照)
- (5) BHD.上VERT.STIFF.の深さとDECK LONG.の深さとのバランスが悪い。(図1.7.4参照)
- (6) BHD.後方隣接TRANS.RINGはHORIZ.GIRDERによって支持される形になるのでSTRUTは設けていない。

(2) 構造強度上の問題点

N K 規則の算式によって定められた構造部材寸法を有する試設計船に対し、2.7に詳説する構造解析を行った結果

図1.7.2に示す部材については強度的に幾分弱く、適當な対策を立てる必要があることがわかった。

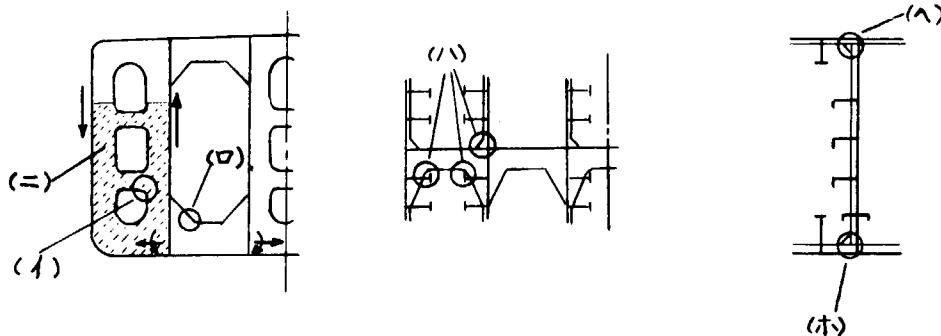


図1.7.2 構造強度上問題となる部材

(1) STRUT

船級協会規定中の算式はSTRUTに生ずる軸応力、および圧縮応力に対する耐座屈性を考慮して定められているが、本船のSTRUTのようにSTRUTのWEB深さの2倍程度のスパンしかない場合にはTRANS.RINGの変形に伴う強制変形により高い付加応力が生ずる。構造解析の結果でもSTRUT付根部に 20 Kg/mm 程度の応力が生じているが、特にこの部分はコーナー部でありFACEの面外曲げによる有効率の低下が生じ、さらに応力が増加することも考えられるので、WEBの深さを浅くする等の対策により強制変形の影響を少くする必要がある。

(2) INNER WING TANK 内 TRANS

INNER WING TANKのみに張水あるいは載荷する場合(例えばタンクテスト時)、軸応力の増加と端部からの強制曲げモーメントの流入により全般に応力が高くなる。構造解析の結果では船級協会算式で定めるFACE AREAよりもさらに増加させているにもかかわらず、BOTT.TRANS.のFACEで 25 Kg/mm 程度の高応力が生じている。WEB深さをさらに増加させるか、あるいはFACE AREAの増加等考慮を要す。

(3) HORIZ.GIRDER

BHD後面にHORIZ.GIRDERが設けられているため、隣接TRANS.との取り合い部付近コーナーに大体 $20\sim26\text{ Kg/mm}$ 程度の高応力が生じている。FACEが片面付きの場合はコーナー部での有効率の低下が大きいので実際はさらにきびしい状態になることも十分考えられる。又、HORIZ.GIRDERに連続するLONG.STIFF.にも強制変形により高応力が生じており、最下層HORIZ.GIRDERと同様対称構造にする等根本的な対策を立てなければならない。

(4) WING.TANK 内 TRANS

FULL LOAD COND.に於てバラストタンクとなるWING TANK 内 TRANS.RING のWEBには広い範囲にわたって圧縮応力場が広がっている。WEB深さが深いこともありTRANS.RING全体としての座屈強度の検討が必要である。

これら以外に、今回は強度検討を行わなかったが、以下の2次部材の強度について今後検討を行っていく必要がある。

(5) BOTTOM LONG.と BHD.付き VERT. STIFF.との取り合い部

TRANS.SPACEに比較してSTIFF.の深さが深く、HORIZ.GIRDERおよびBOTT.TRANS.による強制変形を受け付加応力が生ずる。BOTT.LONG.の縦曲げによる変動応力を考慮すると疲労の面の検討が必要となるかも知れない。

(4) DECK LONG.と BHD 付き VERT. STIFFとの取り合い部

DECK LONG.の深さに比べて VERT. STIFF.の深さが 2 倍程度にもなる VERT. STIFF.からの強制曲げ
により VERT. STIFF.には、付加応力が生ずる。(4)項同様疲労強度について問題となるかも知れない。

1.7.2 設 計 図

図 1.7.3～1.7.5 に試設計図を示す。図中  で囲まれた数値は、他の試設計船と共通化したものである。

本試設計図に示す構造寸法は、NK 規則中の算式によって定めたが  で示す部分については強度上から補強を施した。

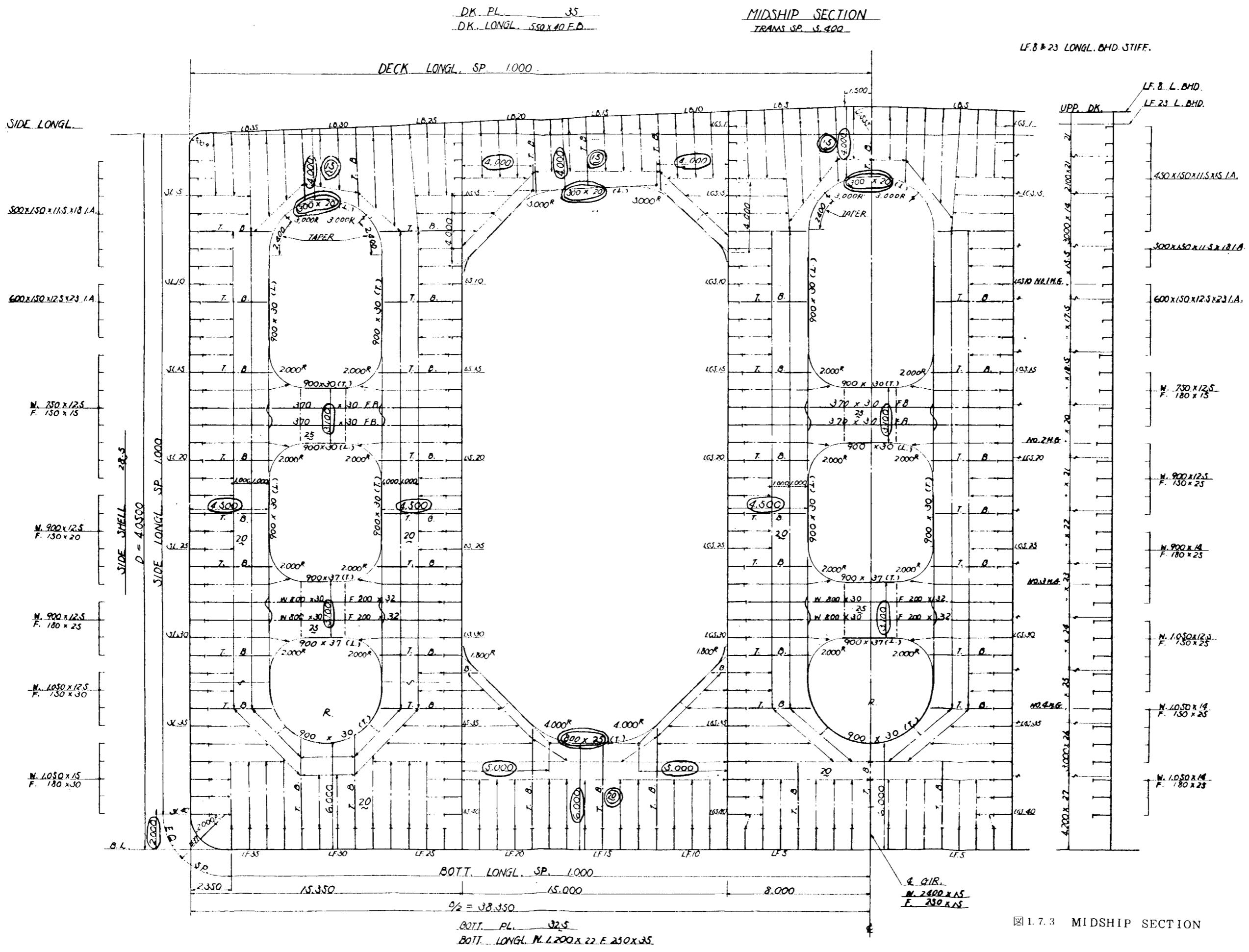


图 1.7.3 MIDSHP SECTION

PRINCIPAL DIMENSIONS	
LPP	422.0
B (MOID)	76.7
D (MOID)	40.5
d (MOID)	29.6
C _b	0.83
L/B	5.5

TRANS. OIL. T. BHD.
(LOOKING FORD)

DHD. STIFFNER
(TYPICAL)

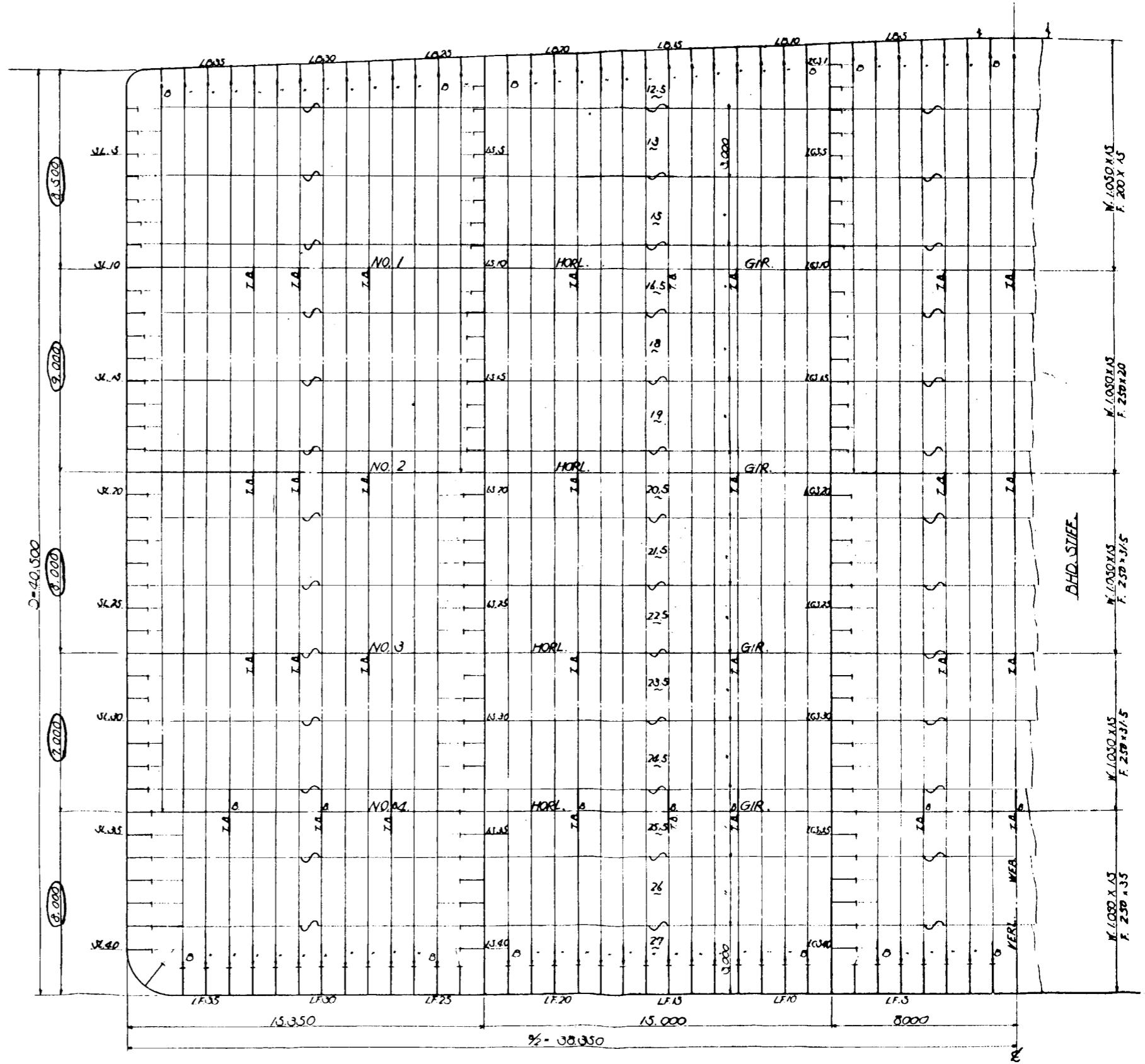
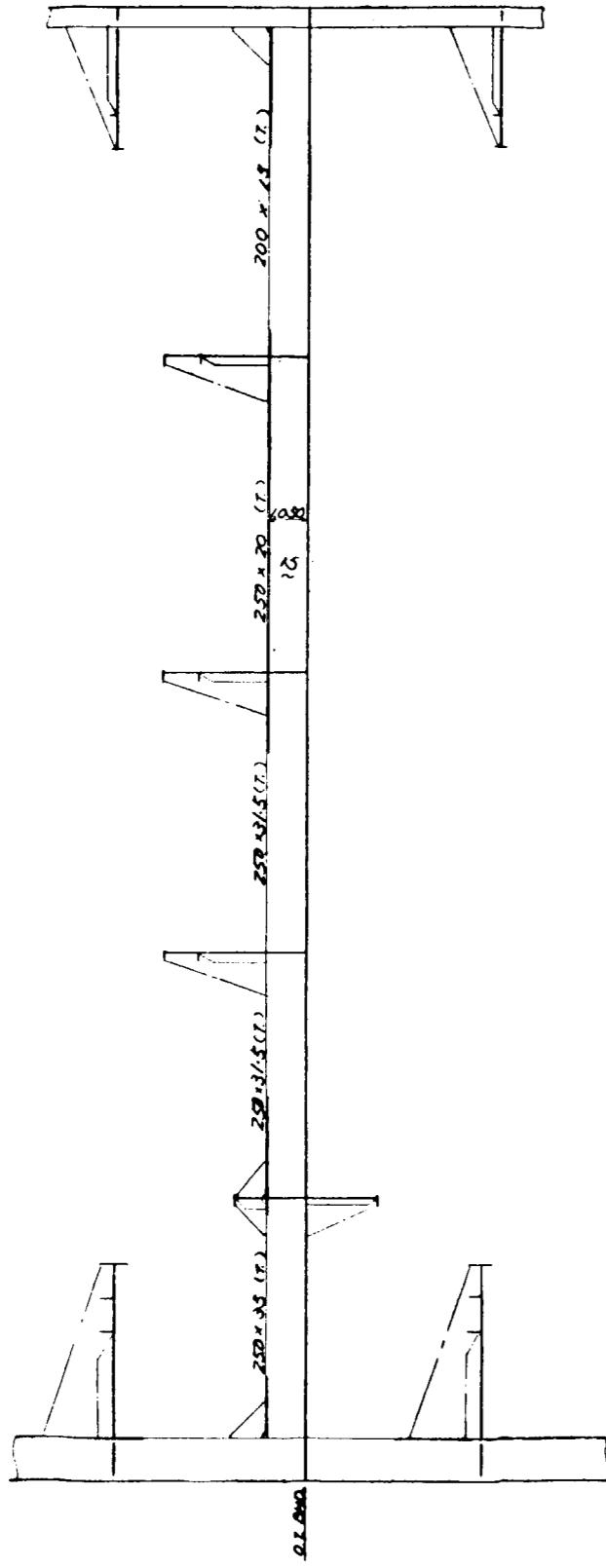


図 1.7.4 TRANS. BHD.

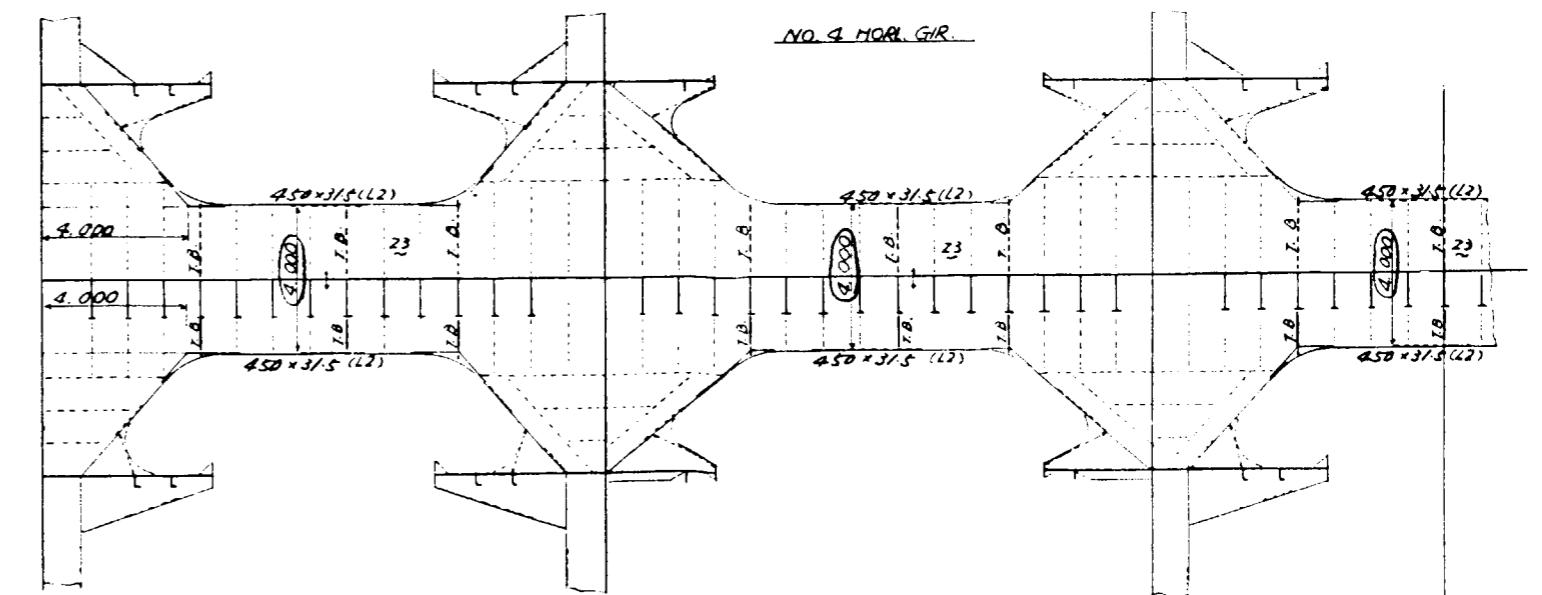
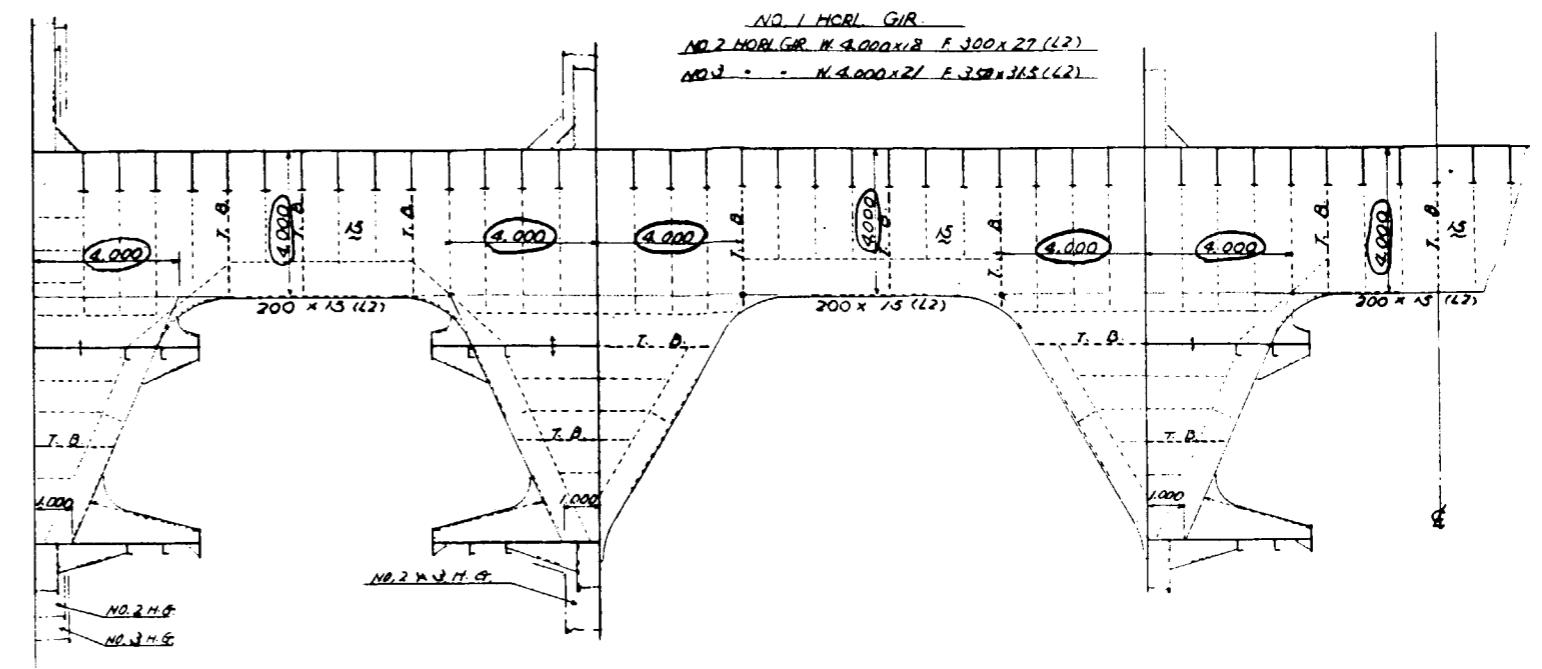


图 1.7.5 HOR. GIR.

1.8 700-L/B5-4L-中間FLAT型の試設計

担当 塚 由輝・中山幹彦(川崎重工業)

1.8.1 試設計とその考察

タンクの断面形を見ると、深さが 40.3 m、巾が 16 m 前後と非常に立深のタンク形状である。従って、一般的には、V 方式より H 方式の方が有利と考えられる。しかし、H 方式とした場合も縦通梁の支持のために横桁が必要であること及びタンク長さが 51.6 m と長いため水平桁の支持のためにタンク長さの中間に横隔壁を設ける必要があることを考えると H 方式も必ずしも有利とは云えないようと思われる。

又、H 方式の場合には、縦曲げ応力の問題もある。即ち、本船のタンク・サイズでは多水平桁方式となるため、上下の水平桁にはかなりの船体縦曲げ応力が入ることが予想され、これに対する注意が必要と思われる。

他方、V 方式の場合には、縦応力の問題はないが、ストラットのない内側タンクに水圧が働くような積付状態での船底横桁の軸力の問題がある。即ち、立桁に加わる水圧は、結局、甲板横桁及び船底横桁の軸力として支持されるが、タンクが深く荷重が大きいため、船底横桁に働く軸力が非常に大きくなり、これに対する注意を払う必要がある。そこで中間フラットを設けて、この軸力の一部を分担させるようにすれば、V 方式の場合の軸力の問題が解決できるものと考えられる。即ち、立深のタンクの中間に非水密フラットを設けてタンクを上下に仕切り、上下のタンクを在来の中小型船並のタンク形状にした上で立桁方式を採用することを考える。これによれば、船底横桁の軸力が特に大きくなることなく、水圧を支持する主桁材に対し縦曲げ応力が流入するという H 方式の問題も解決できるものと期待される。

深さの中央に非水密のフラットを設ける場合、第一に考えられる問題点はタンククリーニング及びガスフリーの問題であろう。しかし、通常の V 方式の場合にも桁及びストラットの深さが大変深くならざるを得ないのでタンク・クリーニングは楽ではない。又、H 方式の場合にも、開口率のあまり大きくない水平桁が何条か敷設される事を考えるとやはりこの場合も問題が残るよう思われる。これに対し中間フラット方式の場合はトランシスリングの桁深さが比較的浅くできるため、固定洗滌器を用いる場合はむしろ洗い易い事も予想される。しかし、いずれにせよ、この問題は別途検討されるべきものとして、ここでは、強度上の観点に立って構造的に安定性が高く、工作上も比較的建造し易いと考えられる本方式の試設計を行うこととした。

(1) 構造配置・寸法の決定

H 方式でないため、制水横隔壁は必ずしも必要ではないと考えられたため、タンク長さは長大であるが、制水横隔壁は設けないこととした。桁類の寸法は、曲げ応力・剪断応力・軸応力を適当に推定して、等価応力が適当な値となることを目途に決定した。中間フラットはトランス・リングの支持構造であり、ストラット的な働きをするので、圧縮座屈に対する考慮を払って防撓材を横方向に配した。

(2) 試設計に対する考察

桁の深さが、在来船に比べて特に深くないので、試設計時に、桁と桁との交叉等により特に問題が生ずることもなく、中間フラットの設計以外は、在来船の設計法がそのまま適用できた。

強度計算の結果は、2.8 N/m² に示される。桁類の寸法を若干調整する必要が認められるが、構造法として特に重大な問題はなく、制水横隔壁も、スロッシングの問題さえなければ必要でないと思われる。桁類の寸法調整が必要と認められる箇所は、デッキトランス端部、フラット上の縦隔壁付立桁の下端部及び横隔壁付水平桁の端部であるが、これらの寸法調整は次年度の検討にゆずりたい。

1.8.2 設計図

図 1.8.1 ~ 図 1.8.4 に示す。

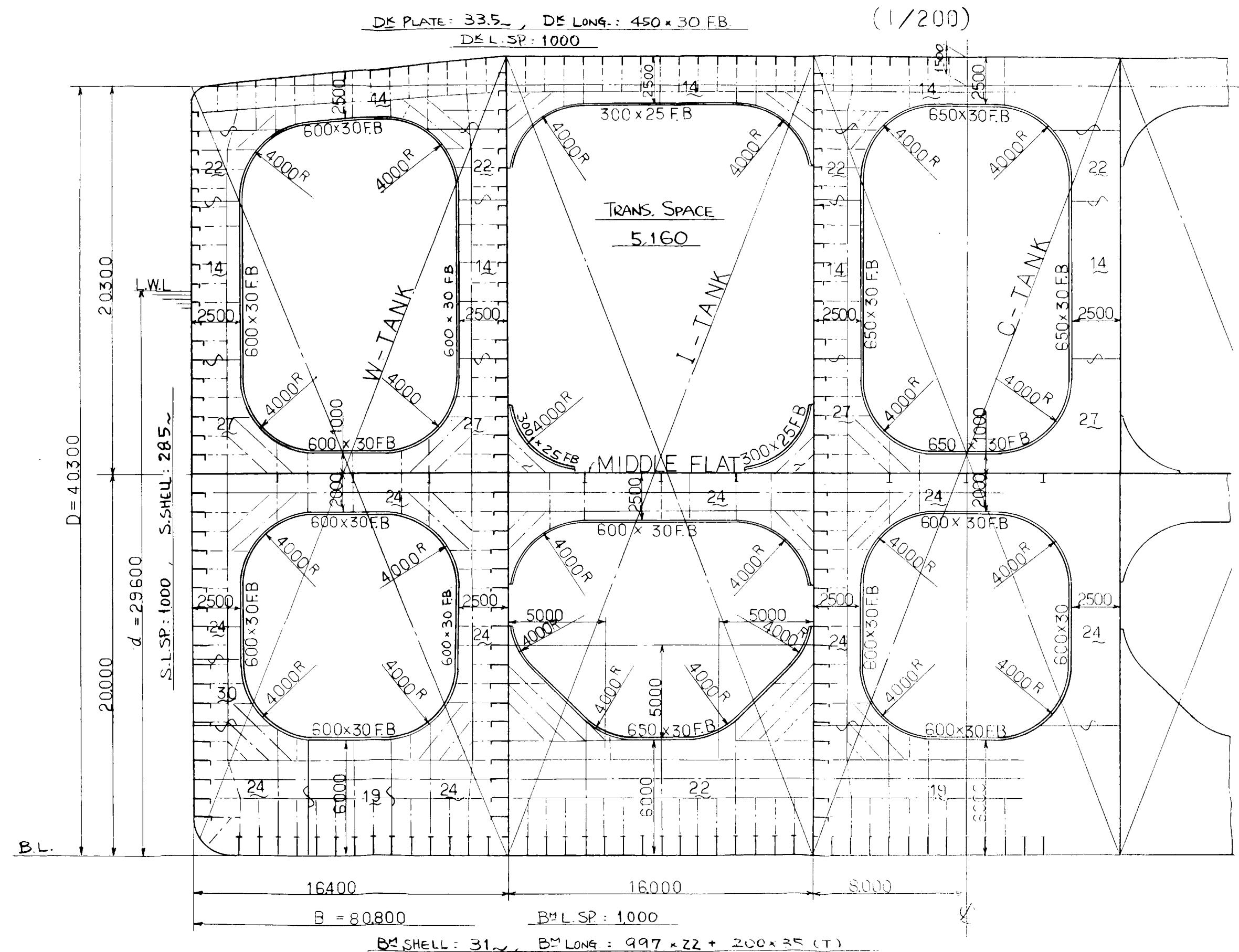


図 1.8.1 700-L/B5-4L-FLAT TYPE MIDSHIP SECTION

MIDDLE FLAT PLAN

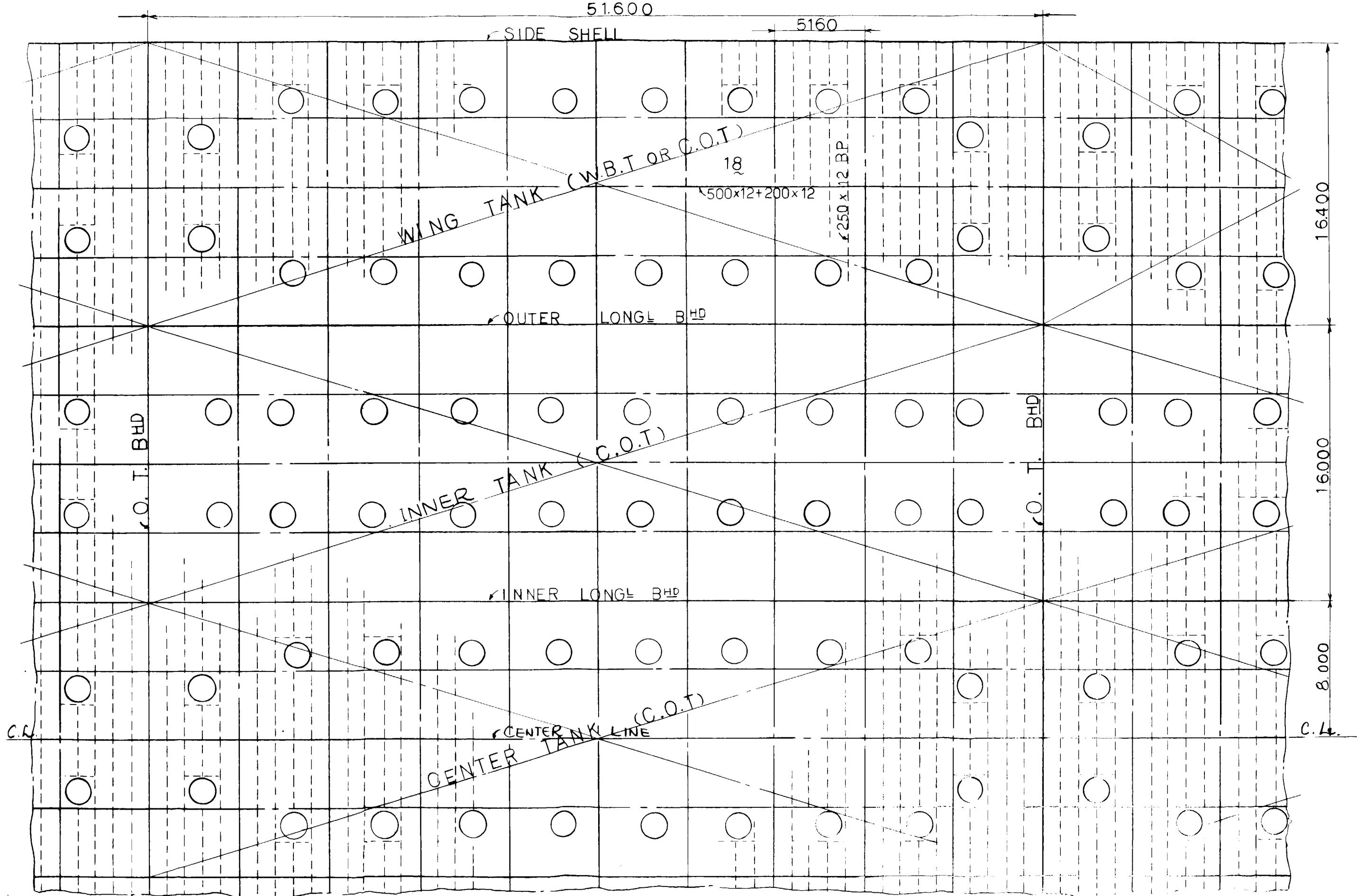


図1.8.2 MIDDLE FLAT PLAN

TRANS. O. T. BULKHEAD

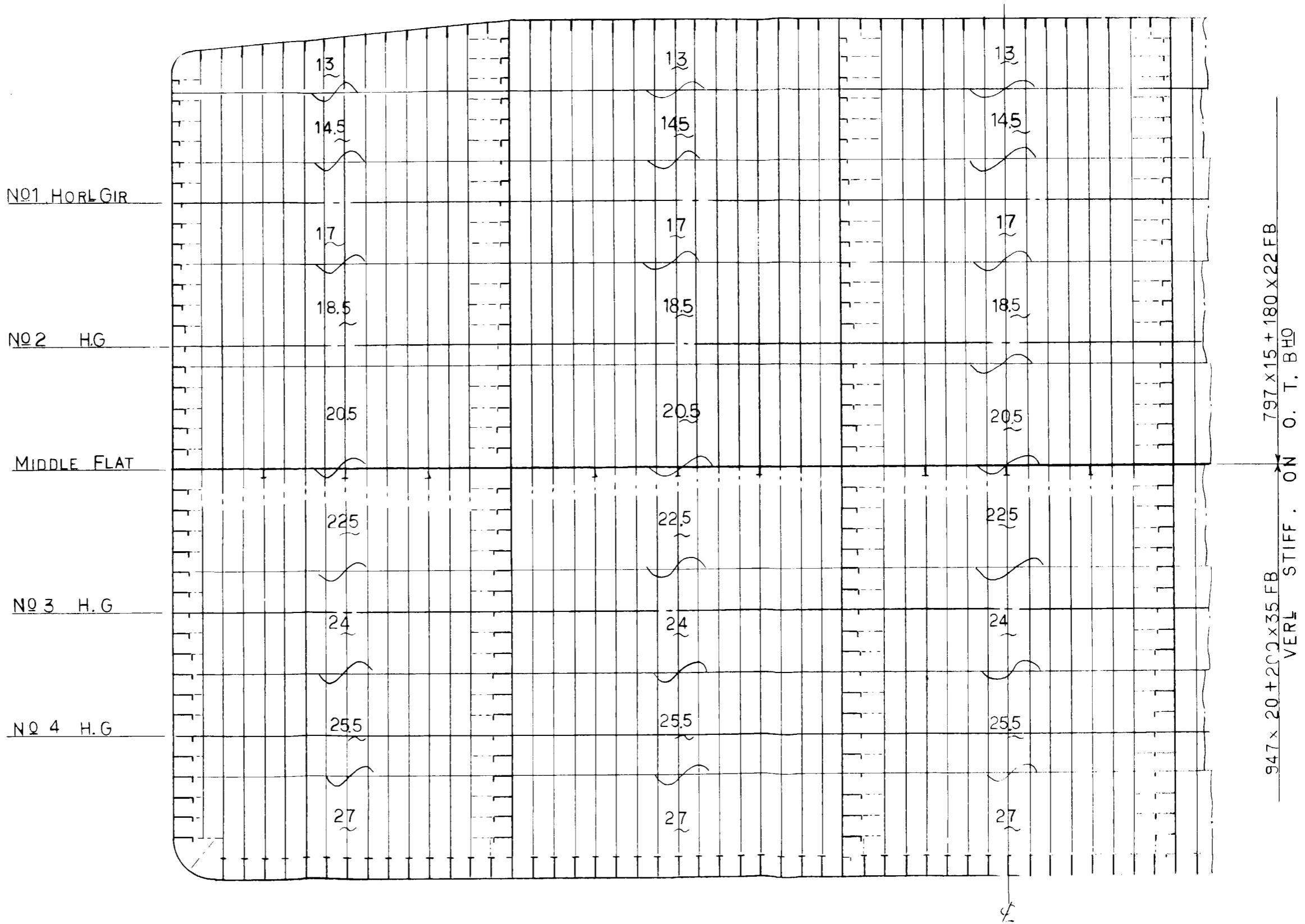


図 1.8.3 TRANS. O. T. BULKHEAD

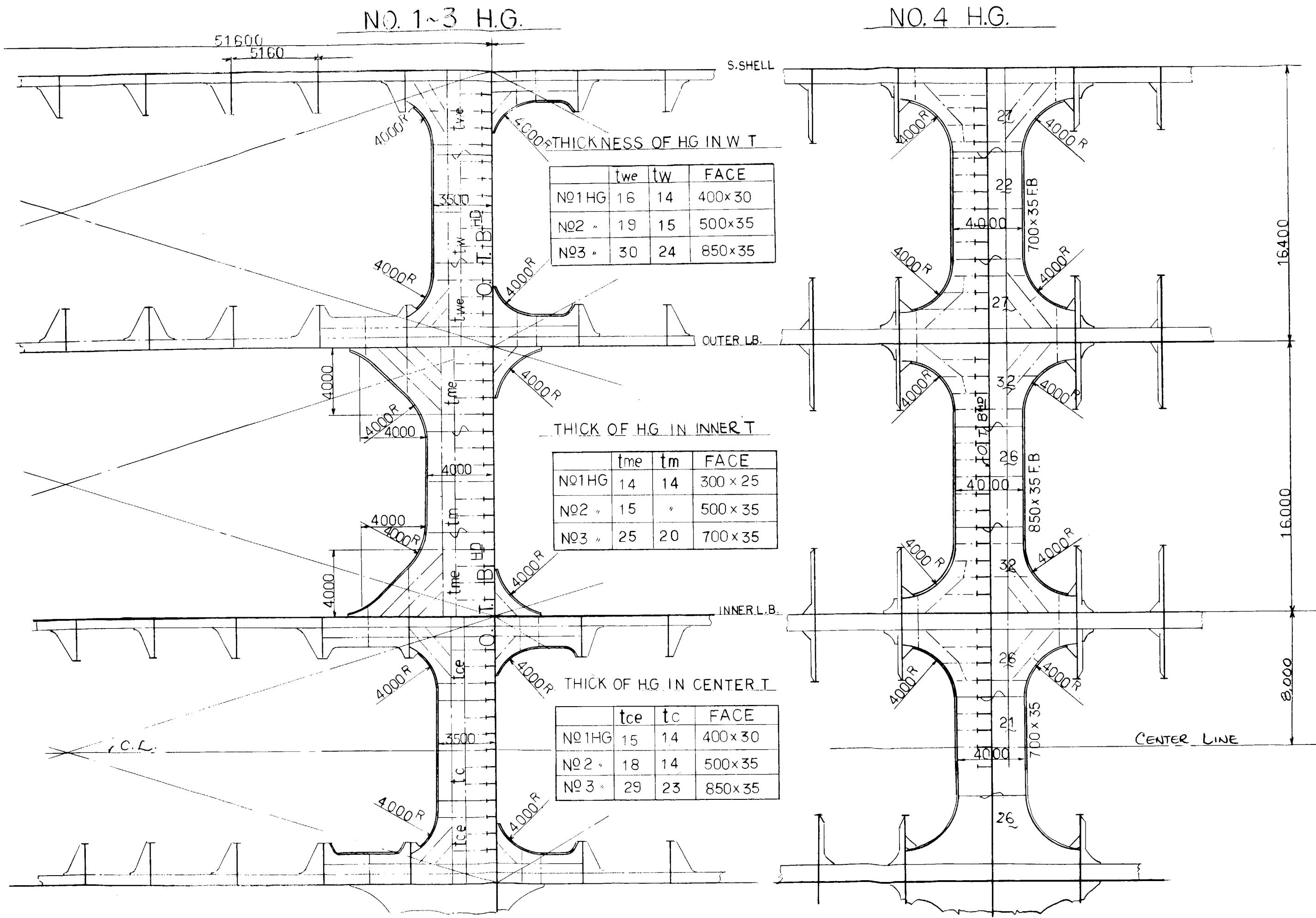


図 1.8.4 HORIZONTAL GIRDER

1.9 1000-L/B5-4L-H型の試設計

担当 間野正己(石川島播磨重工)

1.9.1 試設計とその考察

H方式の100万トンタンカーの構造を設計するに際して先ずHORIZONTAL STRINGERの条数を決める必要があるが、T.BHD.はVERTICAL STIFF.とし、T.BHD.のHOR.GIRを延長してHORIZONTAL STRINGERとすることにした。深くて短いタンクにはこの方式が最も適していると考えられる。その結果HORIZONTAL STRINGERは5条となった。最下層の#6.5 H.STR.はBOTTOM TRANS.のBKT.部にくるので、このBKT.で支えられるとして深さを減じた。HORIZONTAL GIRDERはT.BHD.の両面付としバランスのとれた型状とした。

T.BHD.HORIZONTAL GIRDERの寸法は横荷重(軸力)に對して充分なものが必要と考えて、NK鋼船規則のものより適当に増した。

強度計算結果によると、最大応力はT.BHD.H.GIR.のFACE PLATEで 19 Kg/mm^2 、WEB PLATEの合成応力で 17 Kg/mm^2 、HOR.STRINGERのFACE PLATEは 12 Kg/mm^2 、WEB PLATEの合成応力は 16 Kg/mm^2 であった。TRANS.RINGでは、BOTTOM TRANS.のBKT.TOE部分のFACE PLATEの応力が 19 Kg/mm^2 、WEB PLATEの合成応力は 20 Kg/mm^2 であった。

これらの応力値は従来船のものに比べて同等であるが、更に精密計算を行って詳細に検討するのが良いと思われる。又、STRINGERのWEB PLATEの一部に 32 mm の厚板が必要になっている。工作上問題ではないかと思われる。

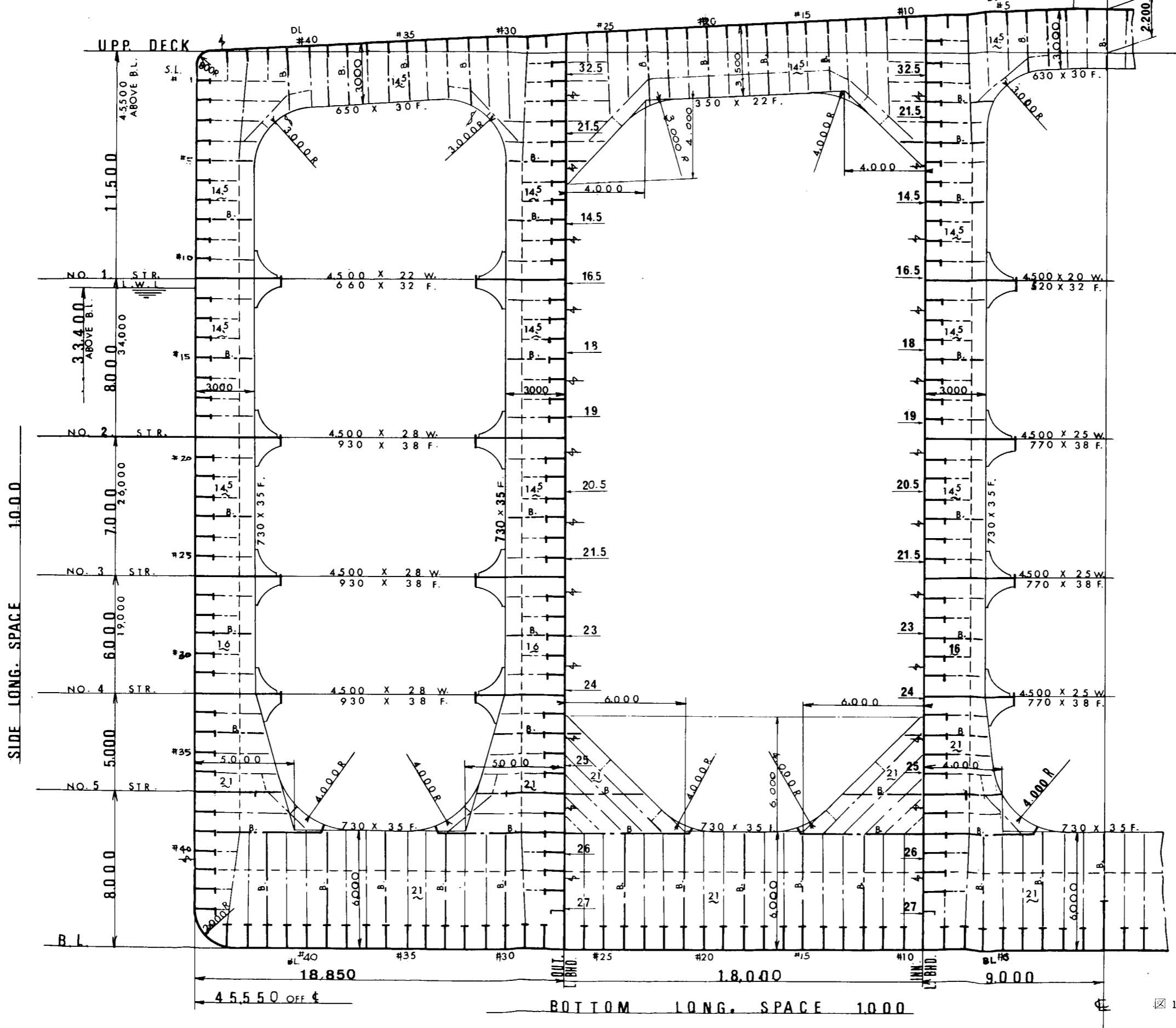
1.9.2 設計図

図1.9.1～1.9.3に中央切断図面、HORIZONTAL STRINGER図、横隔壁図を示す。

MIDSHIP SECTION

TRANS. SPACE 5.800

DECK LONG. SPACE 1.000



DECK PLATE	33.5
DECK LONG.	540 X 32
GUNWALE PL.	33.5

SIDE SHELL	32.5
------------	------

SR 152 1000
1000 - L/B = 5 - 4L-H型
L B D d
456M X 91.1M X 45.5M X 33.4M

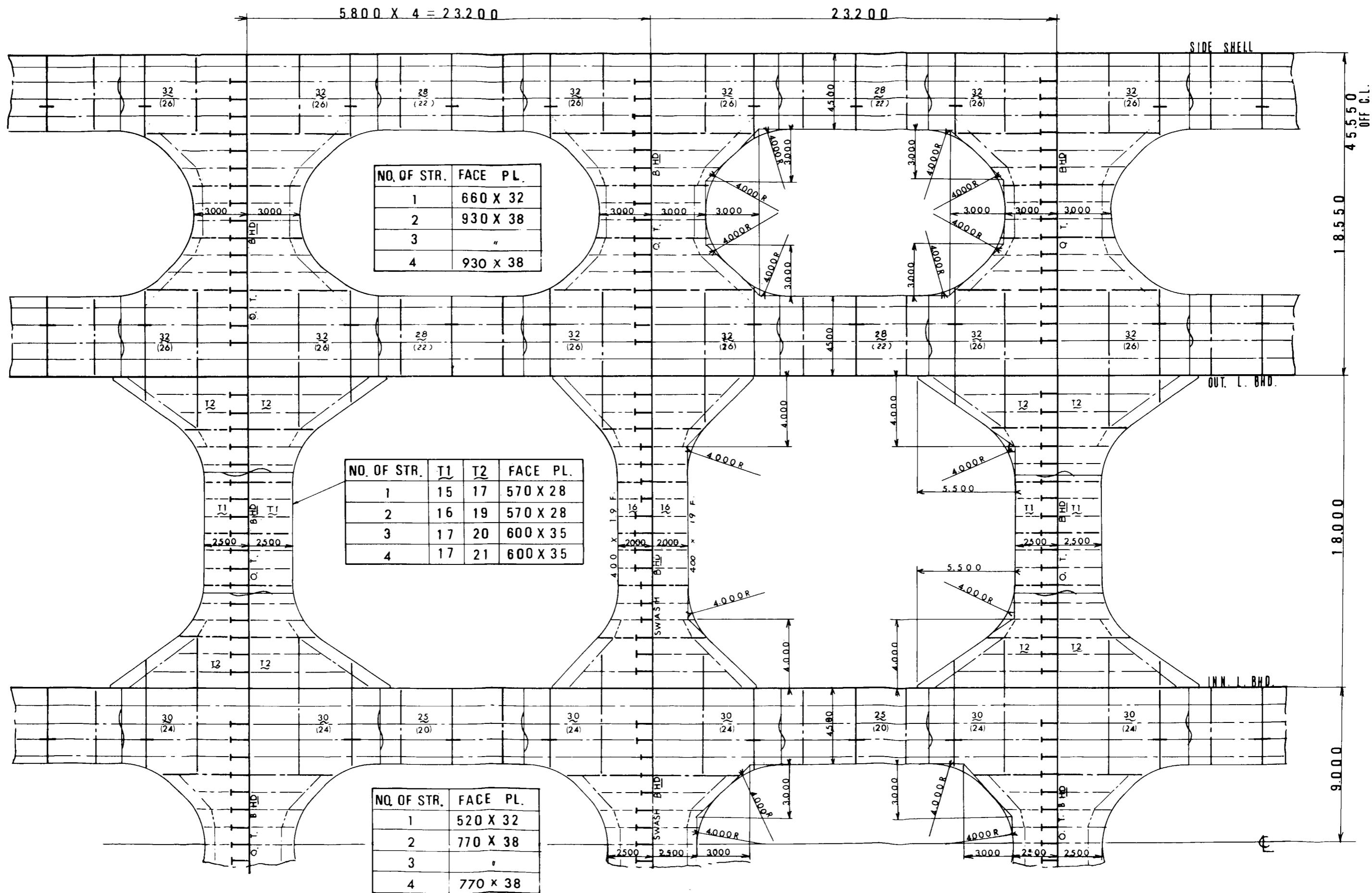
船級 NK
金屬種 MS

SCALE 1/200

KEEL PLATE	34.5
BOTTOM SHELL	34.5
C. L. GIRDER	2500 X 30 W. 250 X 30 F.
BOTTOM LONG.	1200X230X24/35

图 1.9.1 MIDSHIP SECTION

NO. 1, 2, 3 & 4 HOR L STRINGER



NOTE: FIGURES IN () INDICATE NO. 1 STRINGER.

図 1.9.2 HOR. STRINGER

TRANS. O. T. BHD

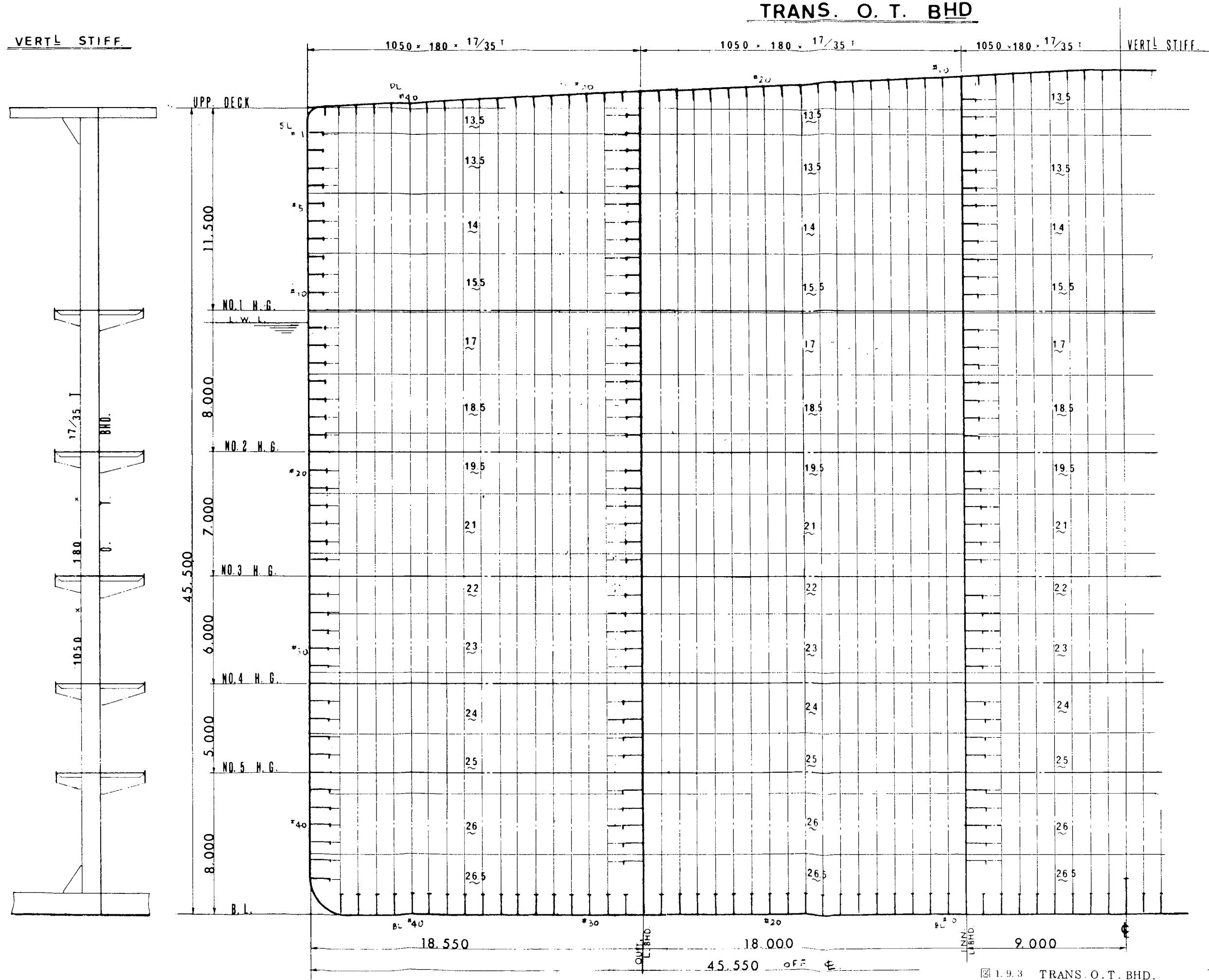


図 1.9.3 TRANS. O.T. BHD.

1.10 1000-L/B5-4L-V型の試設計

担当 内藤 良二郎(三菱重工業)

1.10.1 試設計とその考察

(1) 構造配置および部材寸法

(a) 構造配置の特徴

図1.1.3のタンク配置が示すように、船型の大型化に反比例してタンク寸法が減少し、横隔壁の配置はかなり密になっている。これにともなって、タンク形状は従来の船型と大巾に変わり、高さと巾の比が約2.5とて長となるばかりでなく、WING TANKの2倍の長さをもつ内側タンクでも、その長さは深さとほぼ同程度に過ぎない。

このようなタンクの寸法比を考慮して、長いタンクにも、特に制水隔壁は設けないことにした。

TRANS.RINGの形式は図1.10.1に示す。2条のSTRUTを有するものを基本型としたが、TRANS.BHDの前後では、HORIZONTAL GIRDERによる支持を考え、STRUTを設けていない。(図1.10.2参照)

TRANS.BHDのHORIZONTAL GIRDERは5条とし、荷重の増大を考慮して、T.BHDの両面付とした。

中央部のW.B.T.を除く、一般のWING TANK(短かいWING TANK)は長さが4 TRANS.SPACEに過ぎず前後のT.BHDのH.GIRDERのアーム部が連続する所から、この部分をSTRINGERとし、H.GIRDERと共に、HORIZONTAL RINGを形成させた。この配置に合わせ、長いWING TANK(中央部のW.B.T.)にもこのSTRINGERを全通させた。(図1.10.4参照)

短かいWING TANKでは基本型のSTRUT付のTRANS.RINGはタンクの中央の一本のみとなっている。

(b) 部材寸法

(i) WING TANKのTRANS.RINGはSIDE TRANS.の面材寸法を規則によるものとし、これが、過大となるないように、形状(各部材のWEB DEPTH)を選定した。STRUTの断面積はNK暫定措置にならい、規則値の約20%増とした。T.BHD前後のT.RINGは、STRUTをはずし、WEB PLATEの増厚を軽減したのみで、基本的には同一とした。

(ii) T.BHDのHORIZONTAL GIRDER.、およびINNER TANKのBOTTOM TRANS.はFACE PLATE、WEB PLATE共規則によるものよりも増強した。

(iii) CENTER TANKのT.RINGは、左右のINNER TANKの水位差が少ないと考えれば部材寸法の低減が可能であるが、本設計では条件の緩和は考えず WING TANKと同じ構造寸法とした。

(2) 考察

(a) 構造配置および構造方式について

(i) 隔壁配置

タンク部の平面格子構造計算(STEP1.)の結果では相対変位およびT.BHDの剪断応力ともそれ程大きなものとならず、特に制水隔壁を設ける必要はないと判断される。ただし具体的な設計においては、貨物油の積付条件による剪断力の違い、次に述べるWING TANK構造との関連、制水効果等の評価を総合して判断されるべき事項と考える。

(ii) WING TANKの構造

基本型を通常のV方式のT.RINGとして設計したが、当然のことながら、DEPTH増加の影響をスパンの増大・荷重の増大の両面から受けかなり大きな寸法とならざるを得ない。又、T.RINGのみを取り出した平面計算(STEP3')の結果では、INNER TANK水試時のWING TANKの変形(全体が外にふくらむ)が大きく、これに関連してBOTTOM TRANS.およびLOWER STRUTの剪断応力が高い点に注意を要する。

一方、実際の配置では、この計算条件に相当するタンクは中央部のW.B.T.タンクのみであり、他の一般の

WING TANKは長さが短かく HORIZ. RINGとの相持ち構造となる。この構造配置に対応する強度検討は立体骨組計算(STEP2)であるが、この結果では、STRINGERの支持効果により、タンクの変形は減少し、応力レベルも低下している。(表2.10.2参照)

したがって、大勢を占める短かいタンクについては、この効果を反映させて設計を行い、特殊な条件といえる長いタンク(W.B.T.)については、特別な補強を行うか、制水隔壁を設けて同様な支持効果をもたせるかのいずれかの処置をとるのが合理的であろう。

(iii) INNER TANKの構造

強度検討の結果の特色はINNER TANK水試時のBOTTOM TRANS.の軸力の増大である。隔壁配置およびタンク積付配置により多少低減の可能性はあるが(表2.10.2参照)，軸力増大を考慮した設計が必要である。

(iv) CENTER TANKの構造

今回、設計条件(INNER TANKを片舷満載、片舷空とする)に見合う強度検討は行っていないが、WING TANKのINNER TANK水試時に近い状態が予想される。この場合、構造配置が長いWING TANKに相当するものであるためかなり厳しいものとなろう。一方、両舷INNER TANKの水位差が少ない設計条件を採用した場合は、今回の計算結果から判かるように、STRUT以外の桁材寸法の低減が可能となる。

この部分の構造については設計条件の検討が必要である。

(b) 構造部材の強度

強度検討(後記2.10)の結果、若干の部材に高応力が見られるが、いずれもWEB PLATEの増厚など簡単な処置で低減しうると考えられ特に設計上の問題はないといえよう。以下にその概要を述べる。

(i) 長いWING TANKのTRANS.RINGはINNER TANKの水試時のBOTTOM TRANS.およびLOWER STRUTの剪断応力が 11 Kg/mm および 10 Kg/mm と高いがWEB PLATEを増厚(30mm程度)すれば低減が可能である。FACE PLATEの直応力は、LOWER STRUTのコーナ部(約 14 Kg/mm) BOTTOM TANS.のコーナー部(約 16 Kg/mm)でやや高い他は、一般に低く、これら高応力部を含むLOWER STRUT 以下を除いて若干の寸法低減が可能であろう。

(ii) 短いWING TANKのタンク中央のTRANS.RINGは、上記のT.RINGより応力が低下して居り、前述の補強は不要である。又T.BHDの前後のT.RINGは基本型よりWEB PLATEを低減しているが問題ない。これらについてはさらに検討すればWEB PLATE, FACE PLATEの低減が可能であろう。

(iii) INNER TANKのBOTTOM TRANS.はINNER TANK水試時の軸応力が高く(15 Kg/mm)これにともなってFACE PLATEのコーナー部の直応力が 25 Kg/mm 程度になる。剪断応力もかなり高いレベルにあり、スパン中央部の断面積増加を含め部材形状・寸法を検討する必要がある。

(iv) T.BHDのH.GIRDERは下部のものでは平行部の直応力・剪断応力が高いものがありやや寸法不足といえる。又、外板側アームのT.RINGとの取付部の剪断応力がやや高く、アーム部のWEB PLATEの増厚が必要である。

(c) 設計上の問題点

(i) T.RINGのWEB DEPTHが大きくなるが、一方、配置間隔(TRANS.SPACE)は、縦肋骨寸法との関連からあまり増されて居らず、WEB DEPTHがT.SPACEと同程度もしくは、これを超えるものとなっている。BOTTOM TRANS.と最下段のH.GIRDERにより蔽囲されるスペースなど、タンク・クリーニングの面で配慮が必要となろう。

(ii) WEB DEPTHの増大にともないTRIPPING BRACKETも大型となり、その重量もかなりなものとなる。その合理的な配置を検討して、数の低減を計ると共に、基部の構造について充分な配慮が必要である。

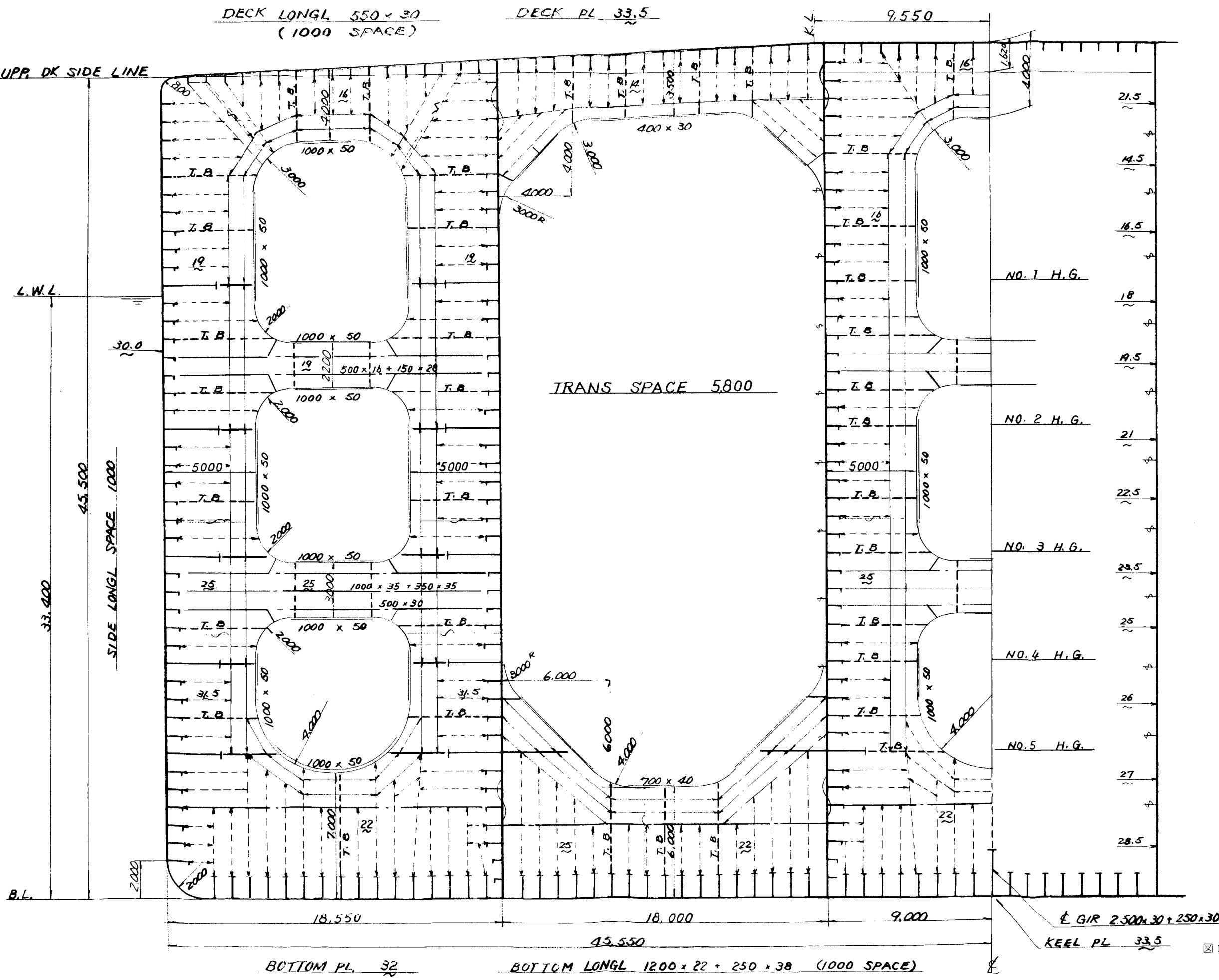
(iii) WEB DEPTHの増加と共に、軸力の増大等WEB PLATEの荷重条件が変化して居り、これらを考慮して、適

切な防撓材配置を見出す必要がある。

- (iv) 小骨材の寸法も大型化して居り、BOTTOM LONG L. の高さは LONG L. SPACE を超えるに至っている。部材配置決定の際に留意すべき点の一つといえよう。
- (v) T. BHD の BHD. STIFFENER では、この他、DECK LONG L. 寸法との不均衡の問題があり注意を要する。

1.10.2 設 計 図

図 1.10.1～図 1.10.5 に試設計図を示す。



PRINCIPAL DIMENSIONS

L (P.P) : 456.00 M

L (LWL) : 467.00

L (SCANT) : 452.99

B (MLD) : 91.10

D (MLD) : 45.50

d (MLD) : 33.40

C_b : 0.82

CLASS : NK

SCALE : 1/200

FIG. 1.10.1 MIDSHIP SECTION

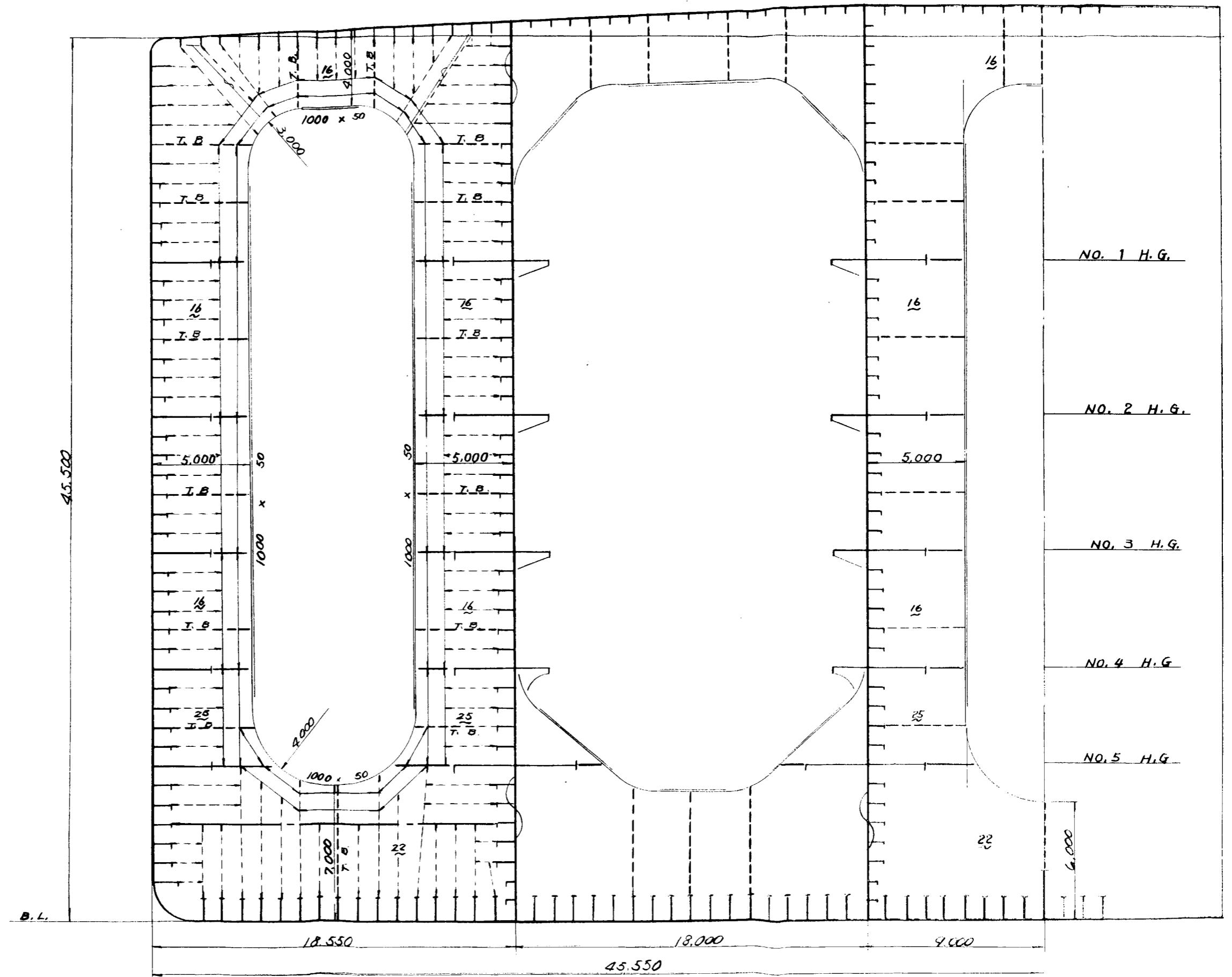
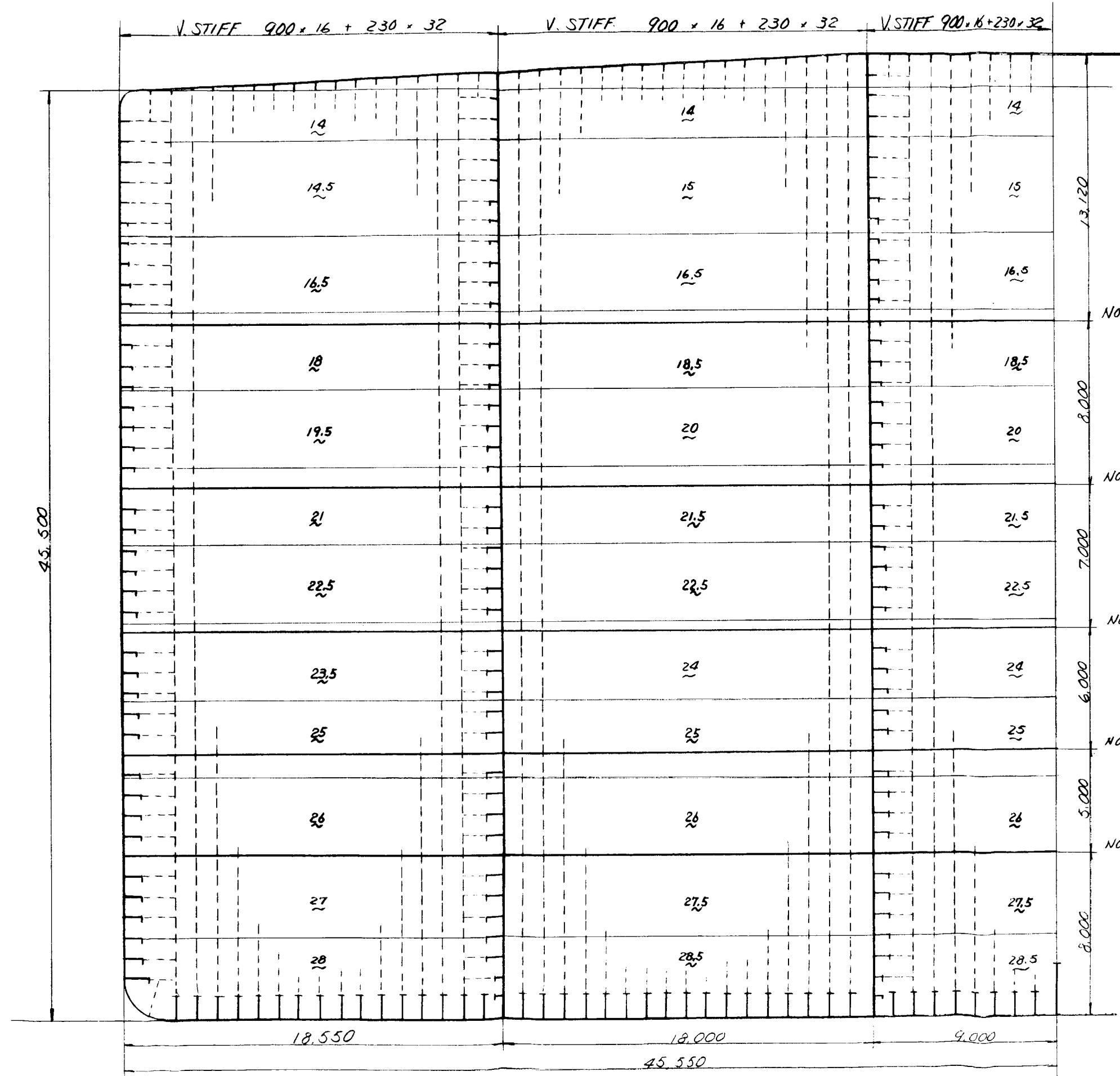
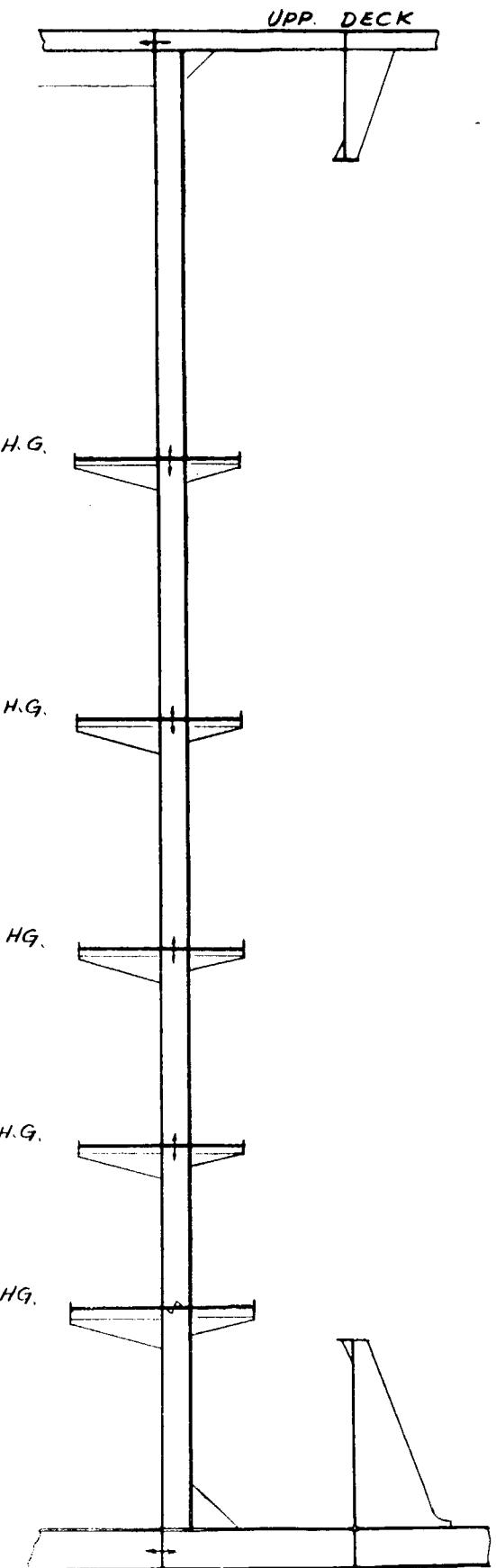


FIG. 1.10.2 TRANSVERSE SECTION ADJACENT TO O.T. BHD
 (SIMILAR TO MIDSHIP SECTION EXCEPT AS SHOWN)



VERTICAL STIFF.
(TYPICAL)



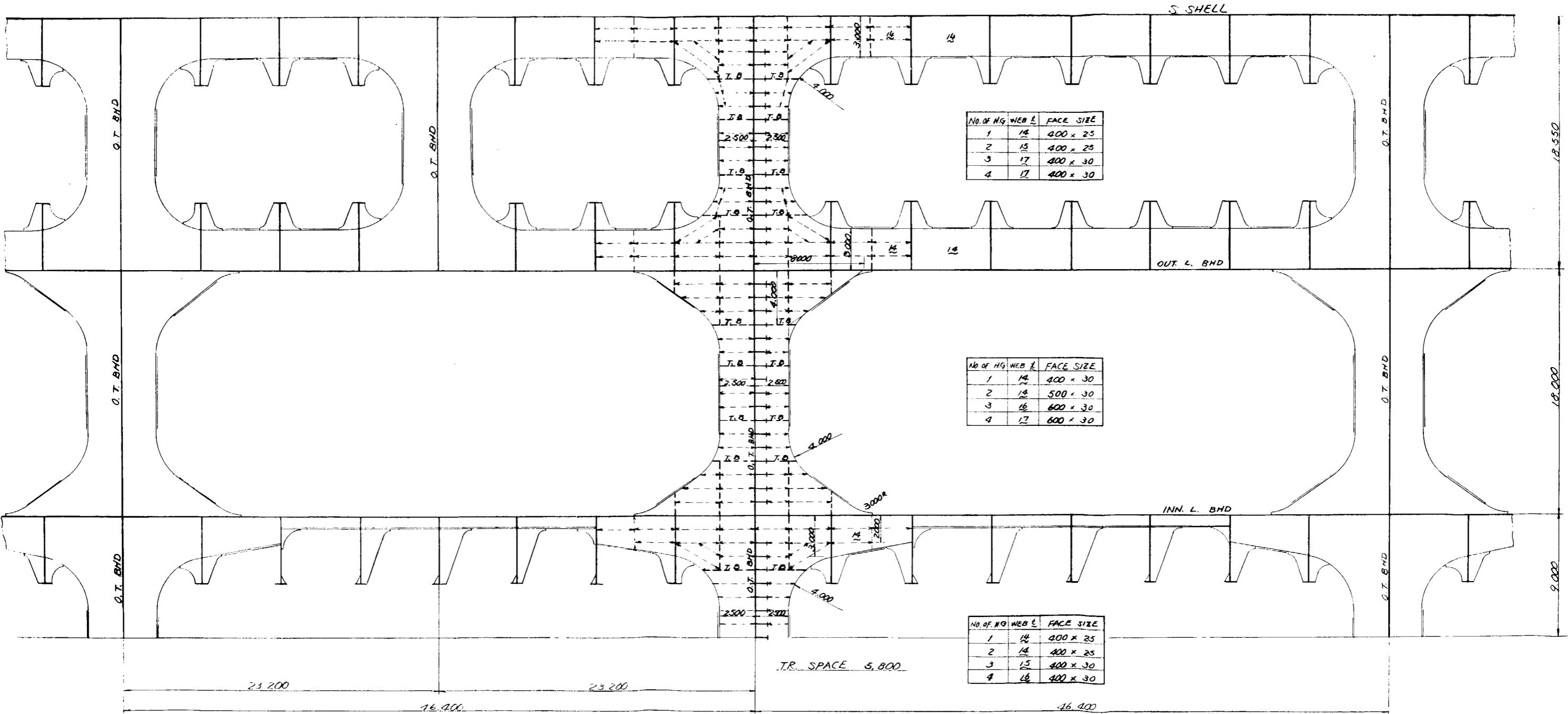


図 1.10.4 № 1.2.3.& 4 HORIZONTAL GIRDER

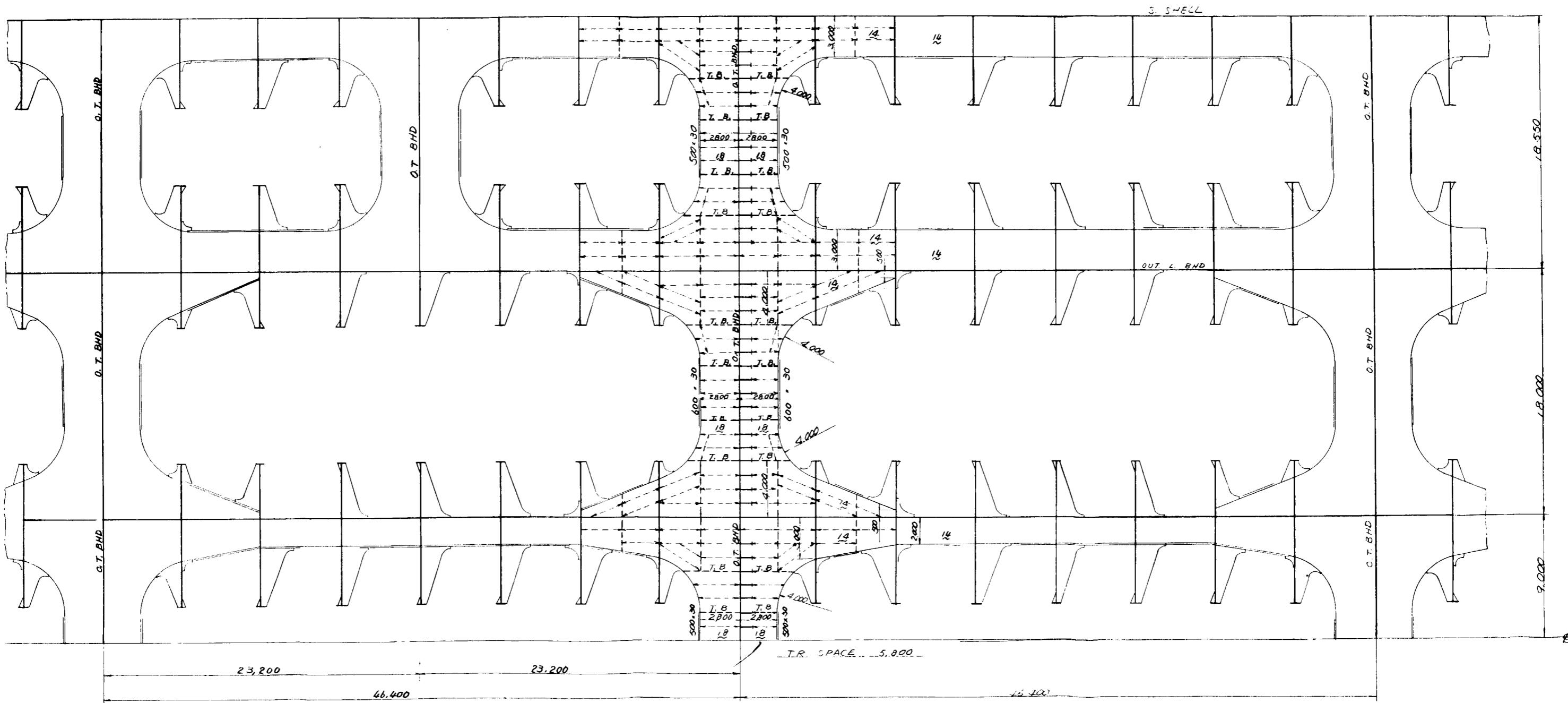


図 1.10.5 №5 HORIZONTAL GIRDER

2. 試設計船の強度計算

2.1 横強度計算の概要

担当 金井 良助（三菱重工）

2.1.1 計算方法

本研究では、大別して VERTICAL MAIN SYSTEM と HORIZONTAL MAIN SYSTEM の 2 種類の構造方式を対象としており、更に検討すべき項目としては、構造配置に関する全体的な強度から、TRANS RING や HORIZONTAL GIRDER 等のそれぞれの部材の詳細な強度まで含まれている。横強度計算は、以上の点を考慮し、それぞれの目的を効率よく達成できるよう、表 2.1.1 に示すような方法で行った。ここで、計算手順は一応 2 種類の構造方式に分けて考えているが、その基本的な部分については出来るだけ計算方法を統一した。

計算手順の STEP 1 は、SIDE SHELL, LONG L. BHD, TRANS. BHD, TRANS. RING 等を梁として結合した平面格子の計算であり、各縦通部材間の上下方向の相対変位を求めるのがおもな目的としている。

STEP 2 は、TRANS BHD を含んだ 4 ~ 5 TRANS SPACE にわたる立体骨組計算であり、STEP 1 で求めた上下方向の相対変位を境界条件として与えて行ない、おもに、H. GIRDER の強度を調べる。

STEP 3 は、構造方式の違いにより計算内容も異なるが、いずれも詳細な強度検討のため、ある断面をとりだした平面 FEM (または骨組) 計算である。この計算では、その計算内容に応じて、それぞれ STEP 1 または STEP 2 で得られた変位、断面力等を境界条件として用いている。

一般に STEP 3 - (a), TRANS RING の平面骨組計算は、各荷重状態について STEP 1 で得られた相対変位が最大となる断面を対象として行ない、STEP 3 - (b), または(c) の平面 FEM 計算は、立体骨組計算あるいは平面骨組計算で得られた結果のうち、強度上問題となるものについてのみ行った。

なお、中間フラット方式のような特殊な構造の場合は、上記の計算方法は不適当なので、粗いメッシュの立体 FEM 計算を行っている。また V 方式でも立体 FEM 計算によっているところもあるが、これらの特殊な計算方法については各船の強度計算の項で説明する。

本節では、計算方法の統一を行った平面格子構造計算と立体骨組計算について、その概要を述べることにする。

2.1.2 平面格子構造計算の概要 (STEP 1)

(1) 計算モデル

平面格子構造の計算は、その後の計算の境界条件を求めるための 1 - STEP であり、それほど厳密な精度が要求されるわけではないので、計算モデルの作り方、およびその計算方法は特に統一せず、各社それぞれの方法によって行なうこととした。従って、曲げおよびせん断変形を考慮した梁としての計算を行なっているところもあれば、せん断梁と仮定した簡易的な計算を行なっているところもある。

しかし、計算範囲や端部の境界条件等は可能な限り統一するようにした。一般的な計算モデルの例を図 2.1.1 に示す。なお、アウトプットとしては縦通部材間の上下方向相対変位の他、TRANS. BHD および SWASH BHD に生じるせん断力も出し、それらの部材のせん断強度をチェック出来るようにした。

(2) 計算範囲と端部条件

計算範囲は、立体骨組計算の範囲より少なくとも 1 ～ 1.5 タンク長さだけ加えた範囲以上とした。

端部の境界条件は、簡単のため単純支持とし、端部モーメント等は作用させない。

(3) 荷重条件

対象とした荷重状態は、表 2.1.2 に示すように、タンクテスト、満載、バラストの 3 ケースである。いずれの状態も静水中のものとし、相対変位の計算においては波浪荷重は考えないことにした。

2.1.3 立体骨組計算の概要 (STEP 2)

(1) 計算範囲

計算範囲の1例を図2.1.1の中に示してある。計算簡単化のため WING TANKに長短がある場合は、同図に示すように TRANS BHDを仮想して、短いタンクを主体に計算することにする。ただし、H方式の構造で強度判定に直接影響するような場合は、その限りではなく適当に配慮した。

また、荷重および構造の対称性より片舷のみとり出して計算する。

(2) 構造モデル

構造の立体骨組モデルの1例を図2.1.2に示す。モデルの部材軸は、一般には TRANS, RING, H, GIRDER 等の中立軸の位置にとる。各部材の間で中立軸の位置がくい違う場合は、それらの平均の位置にあるものとした。なお偏心ビームとして扱う場合は、部材軸を板面においててもよい。

コーナーの剛体部の長さは、山口氏の曲げのスパンポイントの近似式(船体横強度近似計算法について(第2報),造船協会論文集第109号)を目安として算出し、構造に応じて適当に処理する。

外板、LONG L BHD等の有効巾は、いずれも100%とする。

この骨組モデルでは、SIDE SHELLおよびLONG L BHDの位置における上下方向の変位は、STEP1の平面格子構造計算で求めた値を船底の位置に与えることにした。従って、分割された各縦通部材の上下方向の剛性の和を全体としての剛性に合せる必要はない。すなわち、図2.1.2において④部材のzx面内の剛性は、適当に大きな任意値をいれておけばよい。

なお、支点を船底位置においてることにより各垂直部材に生じる軸力が実際と異なったものとなるが、この点については結果の判定のときに適宜考慮することにした。

各部材につき、どの平面内の剛性を考慮するか、どの平面内の剛性を無限大と仮定するか等の点については、同図の中に一覧表で示してある。

(3) 境界条件

HORIZONTAL STRINGER等、縦通部材に対する縦曲げ応力の影響は後で一定応力を加えることで考えることとし、本計算においては無視することにした。従って、端部にモーメントや軸力は作用させず、また回軸も拘束する。更にタンク内荷油およびバラストの船長方向の水圧も考慮し、本構造モデルでは船長方向の両端に枠組をはめて考え、端部の境界条件としては、図2.1.3に示すようなものとして、対称の条件になるようにした。

上下方向の強制変位の値は、STEP1で求められた絶対変位そのままの値ではなく、OUTER LONG L BHDの変位を零(変位拘束)にした場合の相対変位を与えることにした。これは、本計算では縦通部材に対しては上下方向の変位による応力は、全く検討の対象外としているため、絶対変位、相対変位のどちらを与えても大差ないため、簡単な方を採用したわけである。

以上説明した境界条件にならない、モデルの各支点における拘束条件を図2.1.2の中に一覧表で示してある。

図2.1.2に示す構造モデルでは、対称面TRANS, RINGがある場合を考えているが、1.一タンク内のTRANS, RINGの数が偶数になり、対称面TRANS, RINGがない場合は、縦部材はそのままのままで、対称面IC, zx面の剛性のみ無限大とし、他の剛性を零とした枠をはめたモデルを考えればよい。そのような場合の境界条件の例を、図2.1.3の(b)に示してある。

図2.1.3で船長方向の水圧Fを考えているが、このFを考える必要があるかどうかは、荷重配置と対象面の位置によって異なるてくる。構造の対称面を図2.1.4のようにとった時には、タンクテストの場合のみFを考慮し、他はF=0としてよいことにした。

(4) 荷重条件

荷重は平面格子計算の場合と同様、表2.1.2に示す3ケースを考えた。ただし、TANK TESTの場合を除き、波

浪荷重を考慮した。

荷重は、一般に TRANS RING に作用させ、TRANS. BHD に作用する分(×方向)だけは、TRANS. BHD 付 H. GIRDER に作用させた。

2.1.4 荷重条件

本研究では構造方式として、V方式、H方式と3—LONG L BHD、4—LONG L BHDとの組み合せがあり、更に SEGREGATED BALLAST TANKER であるため、タンク配置が多様になる。そのため荷重の複雑な組合せを考えられるが、それらの中から各構造部材に応じ、最も苛酷と思われる代表的な場合を数種類選んで計算することにした。各構造部材に応じ、検討に用いた荷重条件を表2.1.2に示してあるが、基本的にはNKの強度計算の荷重条件に準拠しており、

- (i) タンクテスト状態 (静水中)
- (ii) 満載状態 (波の山)
- (iii) バラスト状態 (波の谷)

の3ケースを考えた。

(1) TRANS RINGに対する荷重条件

3—LONG L BHD、4—LONG L BHDの両方とも、タンクテスト状態では表2.1.2に示すような INNER TANK 漂水の場合が強度上、最も厳しいものとなるので、タンクテスト状態ではこのケースだけ計算した。なお、WING TANK 漂水の場合は、CASE 3のバラスト状態でカバーできると考えた。

満載状態では、WING のバラストタンクが空で波の山にいる場合が最も厳しいケースとなる。

バラスト状態では、波の谷にいる場合が最も厳しいケースとなる。

以上の3ケースで、TRANS RING の強度上厳しい荷重状態は、ほぼカバーされたと考えることが出来る。なお、検討すべき TRANS RING は、長いTANK の中央で相対変位が最大となる個所のものを選んだ。

(2) H. GIRDER(またはSTRINGER)に対する荷重条件

TRANS. BHD付 H. GIRDERは、一般にはタンクに千鳥状に漂水した場合が強度上最も厳しい状態となる。そのためタンクテスト状態では、表2.1.2に示すような千鳥状の場合を計算した。また満載状態もかなり厳しい状態となるので計算した。しかし、バラスト状態を計算するかどうかは、構造方式の違いによって分けて考えることにした。すなわち、V方式の場合はH. GIRDERの強度に着目すると、バラスト状態の荷重条件はタンクテストのものでほぼカバーされるので、バラスト状態の計算は省略した。しかしH方式の場合は、CENTER TANK 漂水の有無の影響も出てくるので、バラスト状態も計算対象に含めた。

なお、上記の荷重条件には波浪変動荷重も考える。

(3) 平面格子構造計算の荷重条件

以上の荷重条件をすべてカバーできるような積付状態を作り計算を行った。その1例を表2.1.2に示してある。

なお、平面格子による相対変位計算はすべて静水中で行ない、波浪荷重は無視した。

(4) 倉内荷重、吃水および波浪荷重

各荷重状態における倉内荷重、吃水の値及び波浪荷重の考え方を表2.1.3に示す。荷重条件は全体としてNKの直接強度計算の基準にそったものとし、タンクテスト状態の吃水、水頭および満載、バラスト状態における波浪荷重の大きさ等は、すべてNK検査要領(S.49年版)の表C.29.1.9-1によった。

表 2.1.1 橫強度計算手順

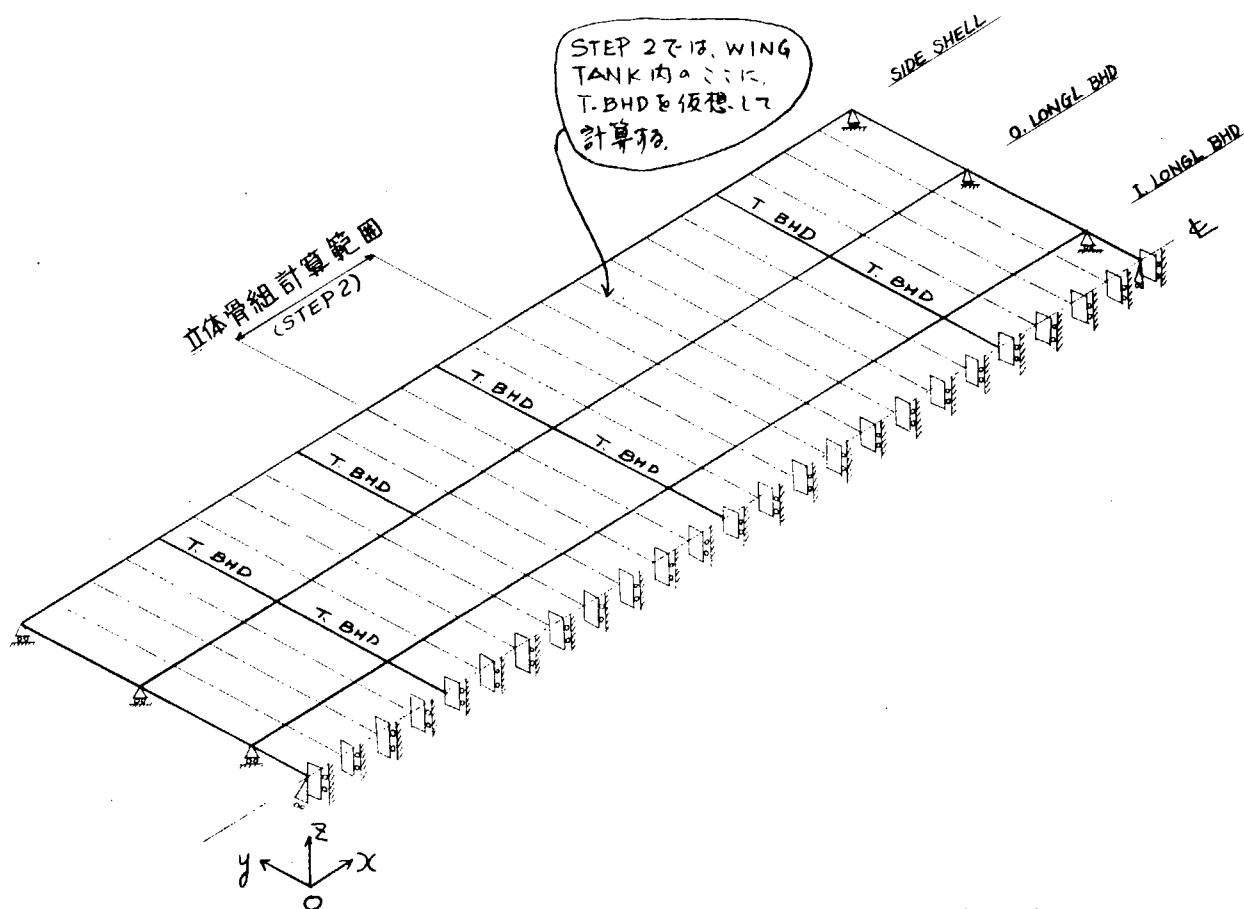
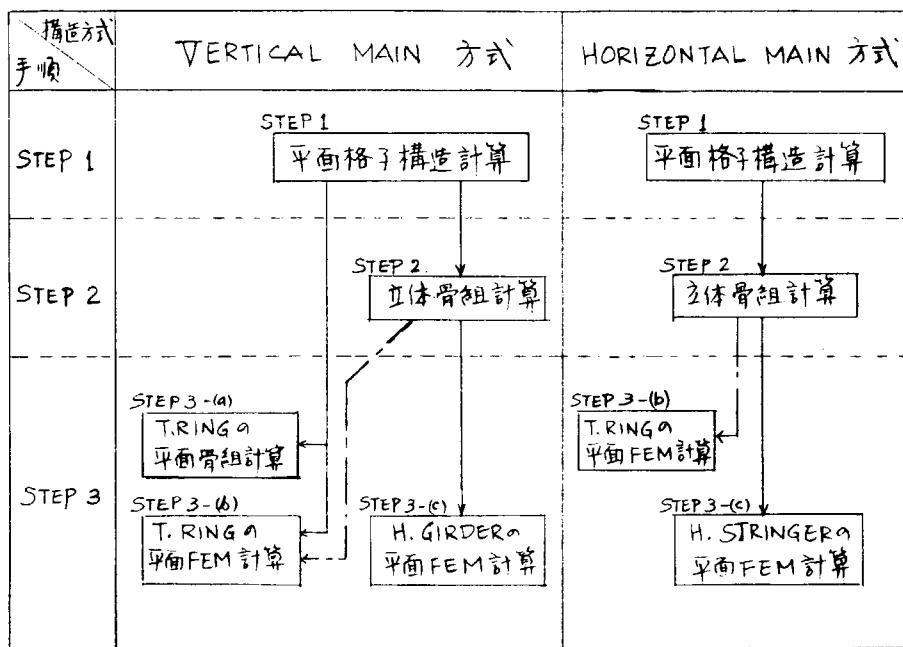


図 2.1.1 平面格子構造計算(STEP 1)モデル

部材剛性(例)

部材名	考慮する断面積	考慮する剛性	剛性 = ∞
(A)	x 方向	xy 面	xy 面
(B)	z 方向	yz 面	zx 面
(C)	y 方向	yz 面	zy 面
(D)	y 方向	zy 面	xy 面
(E)	x 方向	xy 面	yz 面
(F)	z 方向	yz 面	zx 面

支点拘束条件

△	x 方向		
○	z 方向強制変位		
▷	x 方向	zx 面	zy 面
◁	z 方向	zx 面	xy 面
□	y 方向	yz 面	xy 面

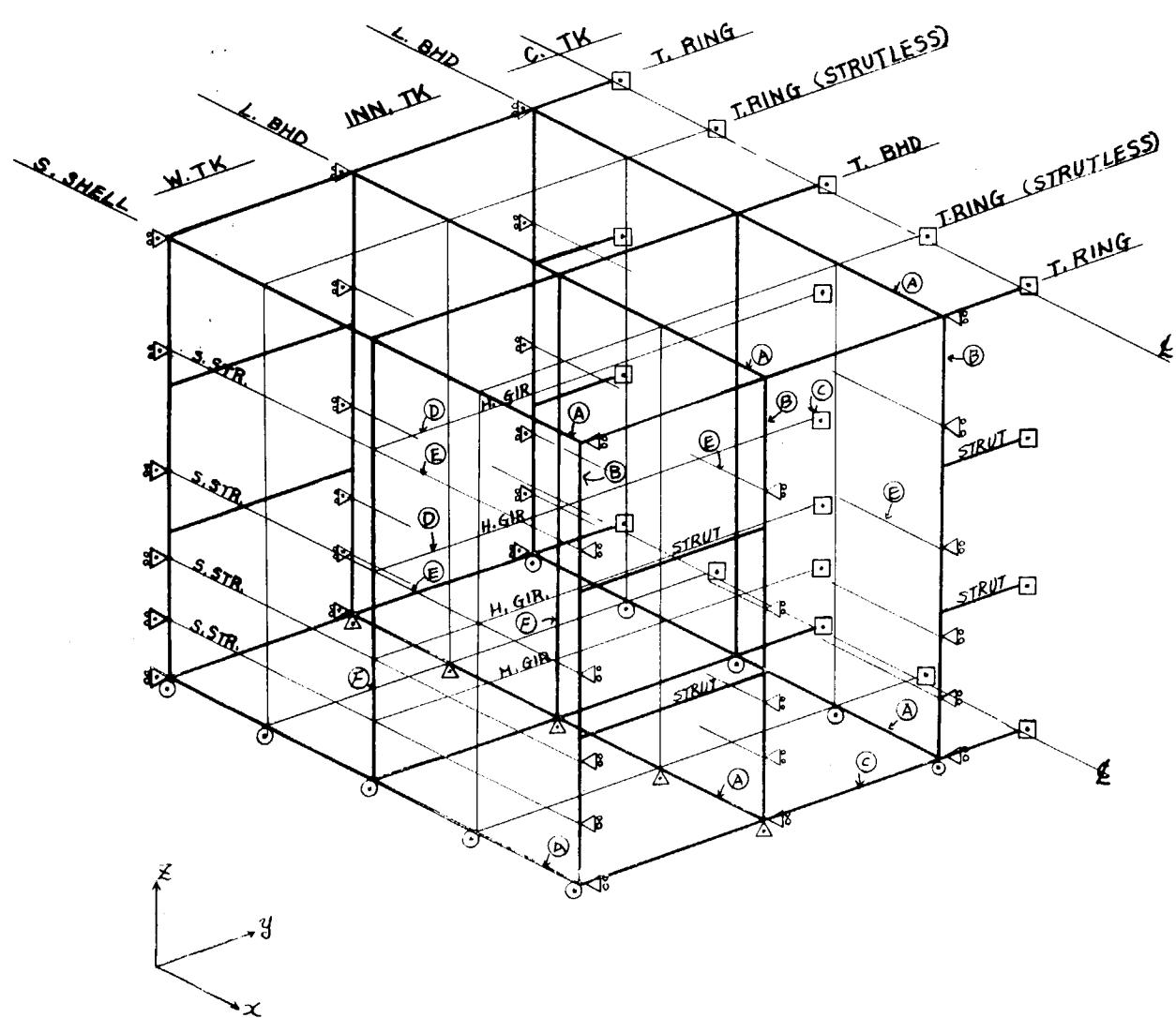


図 2.1.2 立体骨組構造(STEP2)モデル

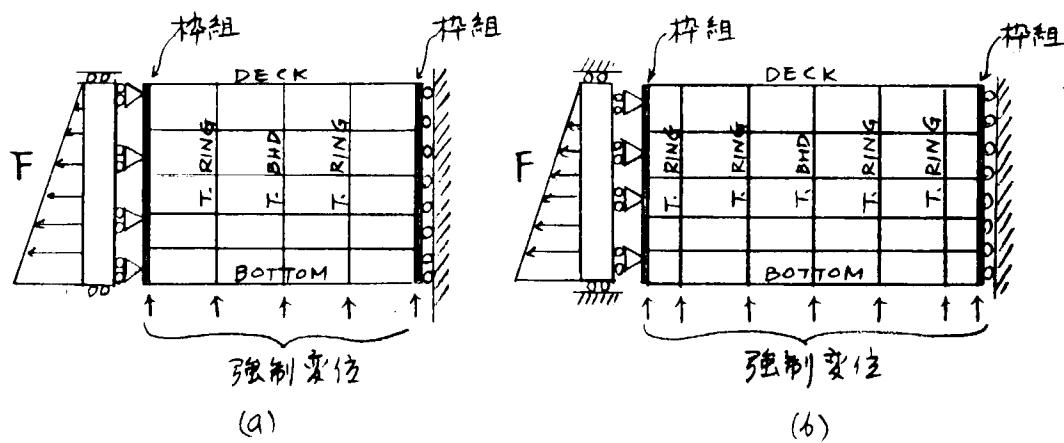


図 2.1.3 端部境界条件

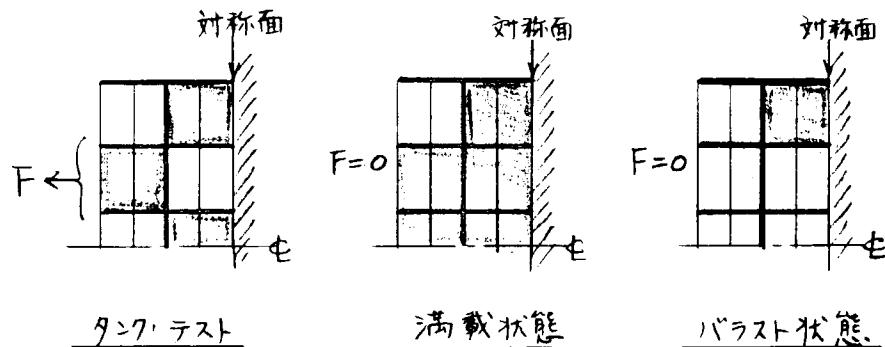


図 2.1.4 F と荷重状態との関係

表2.1.2 荷重条件

構造 荷重状態	TRANS RING	HORIZONTAL GIRDER (FEED STRINGER)	平面格子構造計算	
			3-L.BHD	4-L.BHD
タントラスト				 $d_f/k = d_f/3$
満載				
バラスト				
備考	① 波の山の変動圧を考慮 ② 波の谷の変動圧を考慮	外樹脂はT.Ringと同じ。 T方式の場合 バラスト載荷の計算を省略する。	波浪荷重は考慮しない。	○波浪荷重は考慮しない。 ○T方式の場合 バラスト載荷の計算を省略する。

表2.1.3 倉内荷重、吃水および波浪荷重

荷重状態		タンクテスト状態	満載状態	バラスト状態
項目				
倉内荷重	水頭(m)	$D + 2.45$	上甲板まで	上甲板まで
	比重	1.025	0.82	1.025
吃水K (m)		$\frac{d_f}{3}$	d_f	$d_b = 10.6$ (700型) $d_b = 11.6$ (1000型)
波浪荷重			d : 静水中吃水 $H_w = 9.28 \text{ m}$ $H_o = \frac{H_w}{2}$ $H_1 = h_1 \times H_o$ $H_2 = h_2 \times H_o$ $h_1 = 1.8$ $h_2 = 0.5$	

2.2 700-L/B5-3L-H型の横強度

担当 片 坐 泰 治 (日立造船)

図 1.2.1～図 1.2.3 に示す構造に対して横強度計算を行った。計算は、まず中央部 6 タンク間の平面格子構造計算により縦通部材の相対変位量を求め、つぎにその結果を用いて 1 タンク間の立体骨組計算を行い、STRINGER RING および TRANS RING の強度の検討を行った。荷重条件は図 2.2.1 に示す TANK TEST, FULL LOAD, BALLAST CONDITION の 3 ケースを対象とした。計算モデル、境界条件等については 2.1 を参照されたい。

2.2.1 平面格子構造計算 (STEP 1)

図 2.2.1 に示す 6 タンク間を対象とし、S. SHELL, L. BHD, T. BHD および TRANS RING よりなる両端支持の平面格子構造モデルに置換し、縦通部材の相対変位量を求めた。モデル化の際設けた仮定は次の通りである。

- (1) TRANS RING は、1-TRANS RING を取り出した平面骨組計算結果より得られた等価剪断々面積(CENTER TANK : 962 cm², WING : 762 cm²)を持つ梁として扱った。
- (2) S. SHELL, S. L. BHD の位置は立体骨組計算モデルとの対応を考え、S. SHELL は SIDE TRANS の中立軸、S. L. BHD は VERTICAL WEB の中立軸に一致させた。このため各タンクの荷重分担量が変るので、全體の荷重の総和が一致するよう調整した。
- (3) 各部材の曲げ剛性は無限大とし、剪断変形のみを考慮した。

S. L. BHD を基準とした相対変位量を図 2.2.2 に示す。各荷重状態における相対変位量の最大値(絶対値)を表 2.2.1 に示す。

表 2.2.1 縦通部材の相対変位量の最大値

(単位: mm)

	(TANK TEST)	FULL LOAD	BALLAST
S. L. BHD に対する S. SHELL の変位	9.9	2.2	5.6
C. L. BHD の変位	9.7	6.3	8.3

2.2.2 立体骨組計算 (STEP 2)

図 2.2.1 に示すように T. BHD を真中に挟んだ 1 タンク長さを取り出し、2.2.1 で得られた相対変位量を上下方向の強制変位として S. SHELL および C. L. BHD の船底位置に与えた立体骨組計算を行った。

モデル化に際し、各部材位置は中立軸に合わせたので、板面と部材軸が食い違う場合は不具合が生じないように、荷重を中心力、集中モーメントに置換して節点に加えた。また 3 部材結合部のスパンポイントのとり方は片坐らの方法¹⁾によった。

計算結果の内、TANK TEST および BALLAST CONDITION における第 4 STRINGER RING の平行部ウェブの平均剪断応力(τ)および面材の直応力(σ_n)の分布を図 2.2.3 に示す。また各荷重状態における応力の比較的大きい箇所の応力値を表 2.2.2 に示す。

2.2.3 TRANS RING の平面応力計算

2.2.2 の立体骨組計算は STRINGER RING の強度検討を主眼としたものであった。TRANS RING の応力計算は、各荷重状態に対して 2.2.1 で得られた縦通部材の相対変位量が最大となる TRANS RING について行う必要がある。ところが図 2.2.2 において、相対変位量が最大となる箇所と立体骨組計算範囲を比較すると明らかのように、TANK TEST CONDITION を除いて相対変位が最大となる TRANS RING は立体骨組計算範囲に含まれている。また、TANK TEST CONDITION の場合も立体骨組計算範囲前端の TRANS RING における相対変位量は最大値にほぼ等しい値となっている。したがって TANK TEST CONDITION の場合も相対変位量が最大となる TRANS RING

の新たな平面骨組計算は行わず、2.2.2で得られた立体骨組計算結果を用いて TRANS RING の平面応力計算を行った。

平面応力計算は有限要素法によるのが望ましいが、ここでは簡単に立体骨組計算結果から、平行部については梁理論に基づき、CORNER部については西牧らの近似計算法²⁾により求めた。応力計算を行ったTRANS RINGは図2.2.2中※印で示している。

各荷重状態におけるTRANS RINGの平行部ウェブの平均剪断応力(τ)および面材の直応力(σ_n)の分布を図2.2.4～図2.2.6に示す。

2.2.4 計算結果に対する考察

(1) STRINGER RINGの応力

2.2.2の計算結果より次のことが言える。

- i) 3荷重状態を比較すると全般的に見て、TANK TEST CONDITIONが最も苛酷であり、ついでBALLAST CONDITION, FULL LOAD CONDITIONの順となっている。
- ii) 4条のTRANS BHD付きHOR. GIRDERを比較すると下位にある部材程応力値は大きくなっている。
- iii) STRINGERの直応力の最大値はTANK TEST CONDITIONで 9.25 kg/mm^2 である。縦曲げ応力との重畠を考えねばならないFULLおよびBALLAST CONDITIONにおける値は高々 6.2 kg/mm^2 程度であり、ます問題なしと思われる。
- iv) 等価応力 σ_e が 1.8 kg/mm^2 を超える箇所はないが、TANK TEST CONDITIONにおいて CENTER TANK の $M4 \text{ H.G.}$ の剪断応力が 8.82 kg/mm^2 となり、 8.5 kg/mm^2 を超えている。
- v) WING TANKの $M1 \sim M3 \text{ H.G.}$ には平行部の領域が少ししかないので、これらの部材の厳密な検討は有限要素法による必要がある。

(2) TRANS RINGの応力

2.2.3の計算結果より次のことが言える。

- i) 3荷重状態を比較すると全般的に見て、TANK TEST CONDITIONが最も苛酷であり、ついでBALLAST CONDITION, FULL LOAD CONDITIONの順となっている。
- ii) TANK TEST CONDITIONにおいてTRANSとSTRINGERとのとり合い部の剪断応力が 9.3 kg/mm^2 となっている。しかし、これは平行部の断面積を用いて求めたものである。実際にはこのとり合い部には 2.55 mm のBKTが設けられており、これを考慮すると剪断応力は 7 kg/mm^2 程度となる。
- iii) 平行部の等価応力 σ_e について調べると、FULL LOADとBALLAST CONDITIONの場合にはすべて 1.8 kg/mm^2 以下になっている。しかし TANK TEST CONDITIONでは、WING TANKの最下段のVERTICAL WEB ($\sigma_e = 1.99 \text{ kg/mm}^2$ ($\sigma_n = 1.33 \text{ kg/mm}^2$, $\tau = 8.5 \text{ kg/mm}^2$) の高応力が生じている。
- iv) CORNER部の直応力について調べると、TANK TEST CONDITIONでWING TANKのBOTTOM TRANSとVERTICAL WEB間のCORNER部において $\sigma_e = 1.98 \text{ kg/mm}^2$ が生じている。この応力値は面材の剛性を 100% 有効として得られたものであり、実際には更に高くなると思われる。

(3) 補強箇所

NKの直接強度計算の許容応力を適用すると、補強を必要とする部材は次のようにになる。

- i) WING TANKの最下段のVERTICAL WEBのウェブの板厚および面材
- ii) CENTER TANKの $M4 \text{ H.G.}$ のウェブの板厚

以上述べた立体骨組計算による横強度検討の結果、特に問題となるような点は見られず、本船型は700型SBTとして十分成立すると考えられる。

参考文献

1) 片坐泰治・榎沢昌弘

電子計算機によるタンカーの横強度計算

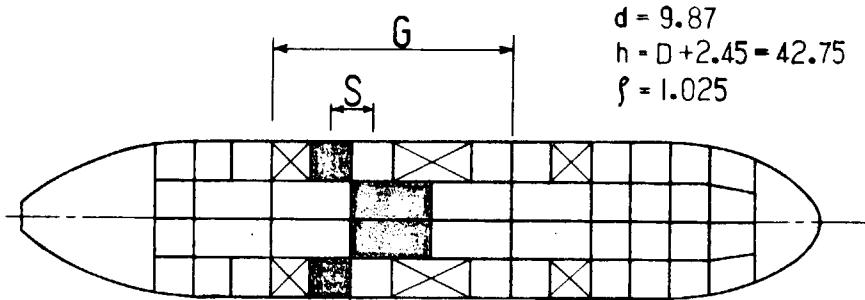
日立造船技報 第31巻第1号 昭和45年2月

2) 西牧興・原洋一・榎原憲治・松石正克・堀徹

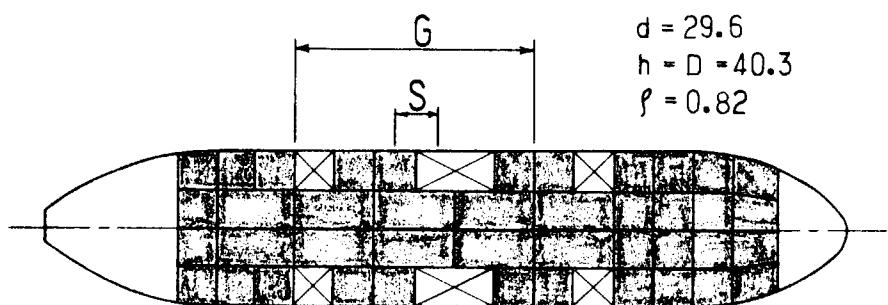
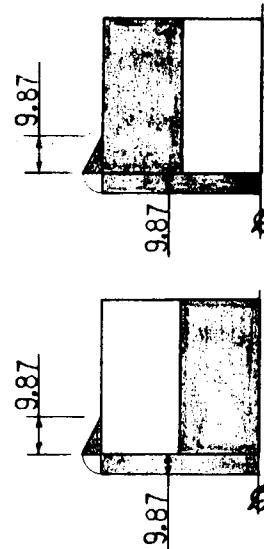
標準ユニット法による船体局部強度解析

日立造船技報 第31巻第2号 昭和45年5月

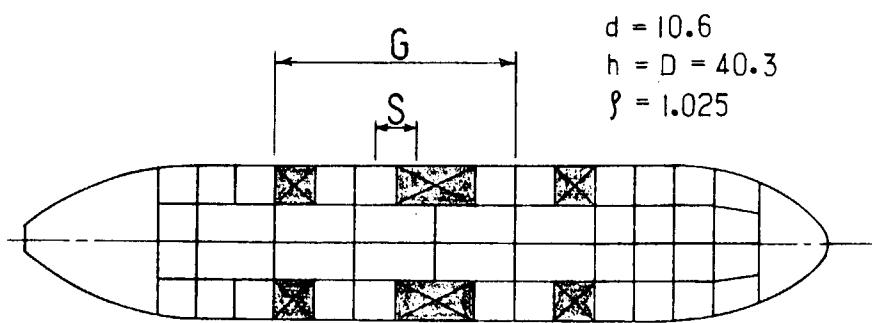
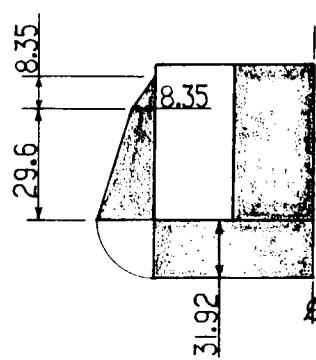
G : CALCULATION RANGE FOR PLANE GRILLAGE STRUCTURE
 S : " " FOR 3-D FRAME STRUCTURE



(a) TANK TEST CONDITION



(b) FULL LOAD CONDITION



(c) BALLAST CONDITION

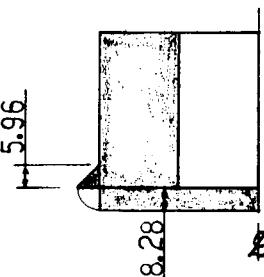
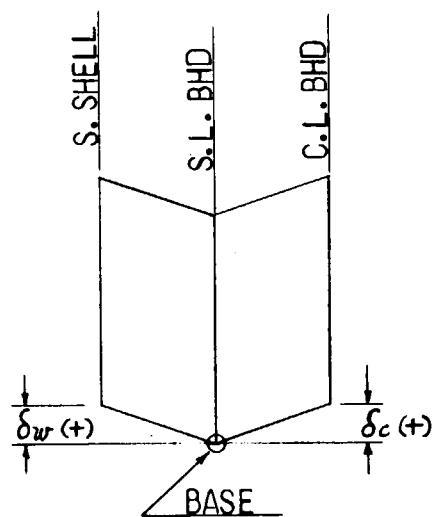
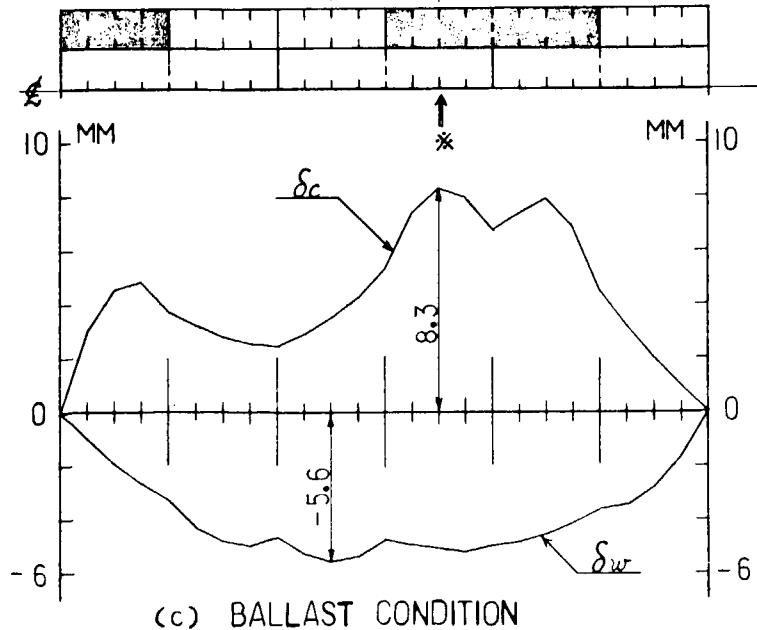
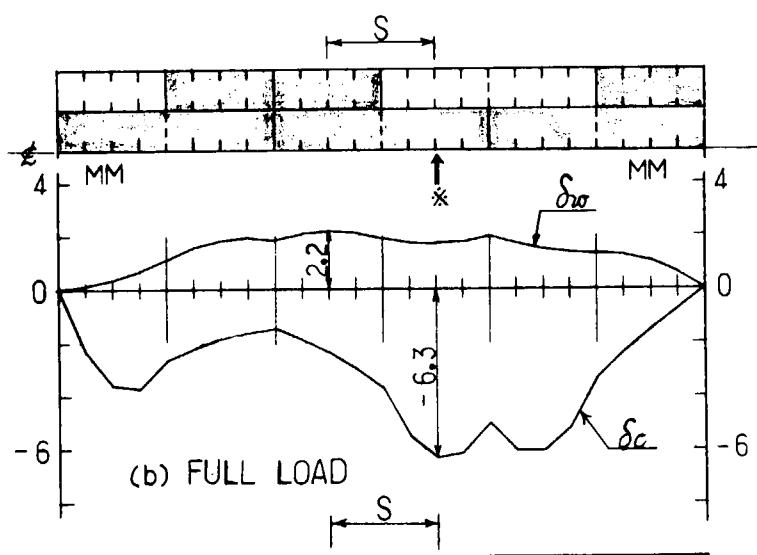
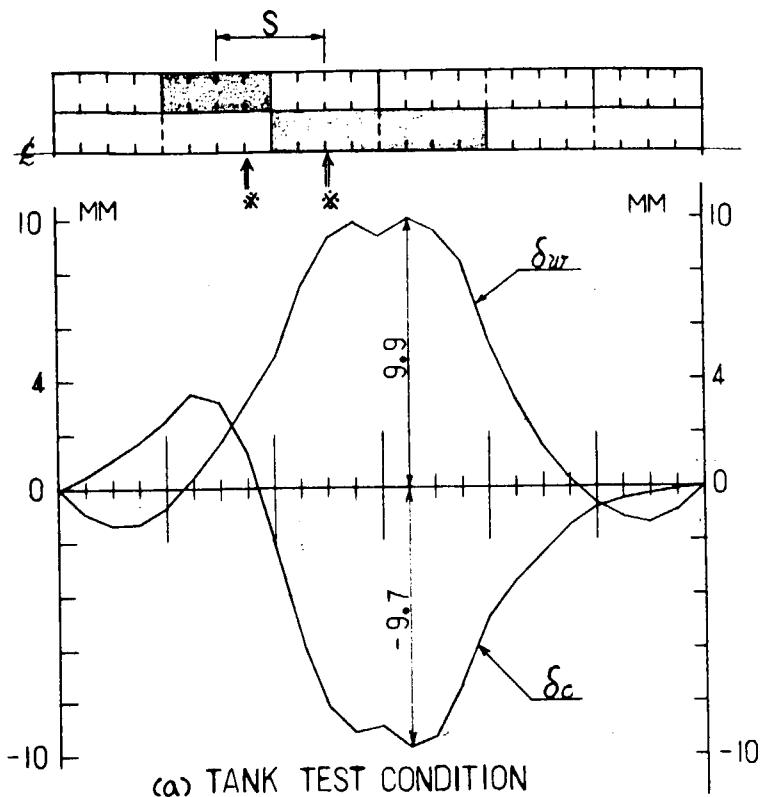


図 2.2.1 荷重状態および計算対象範囲



(NOTE)

1. S: CALCULATION RANGE FOR 3-D FRAME STRUCTURE
2. * MARK SHOWS TRANS. RING WHOSE STRESS DISTRIBUTION IS CALCULATED.

図 2.2.2 縦通部材の相対変位

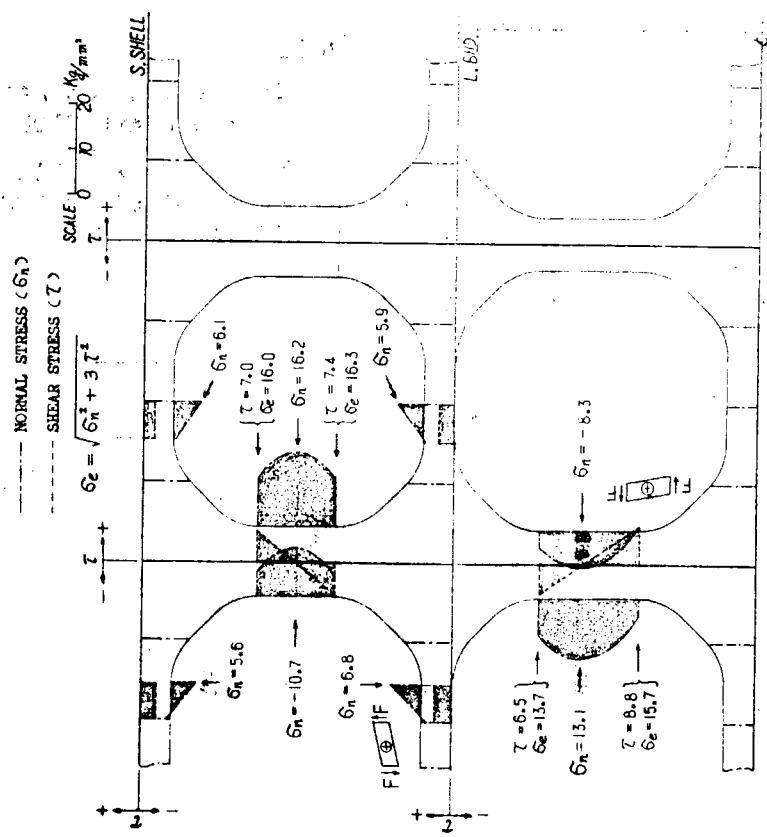


図2.2.3 (a) №4 STRINGER RING 平行部の応力分布(TANK TEST CONDITION)

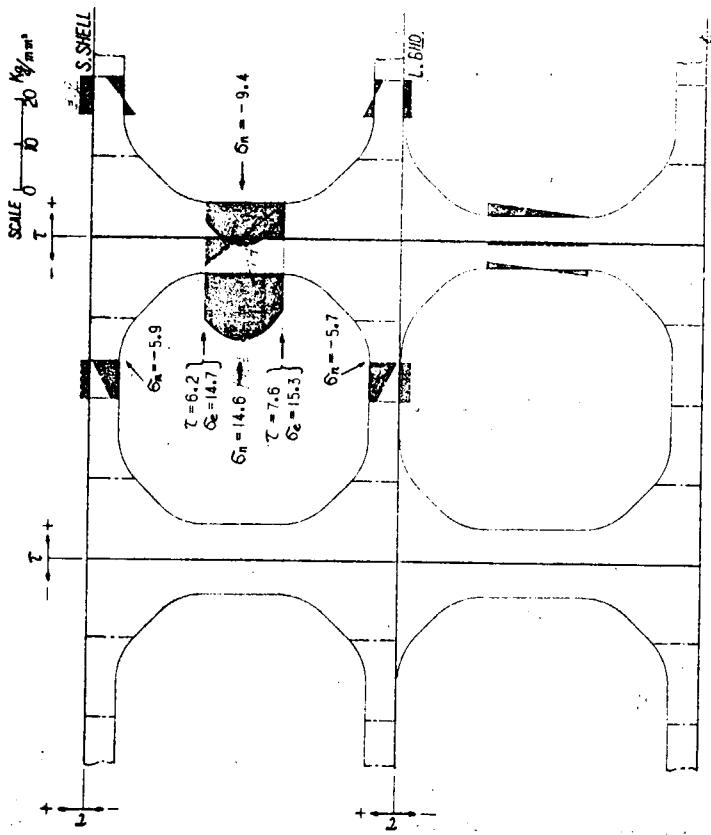


図2.2.3 (b) №4 STRINGER RING 平行部の応力分布(BALLAST CONDITION)

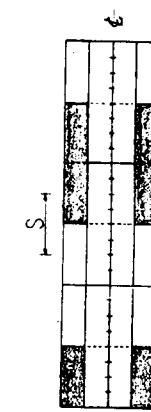
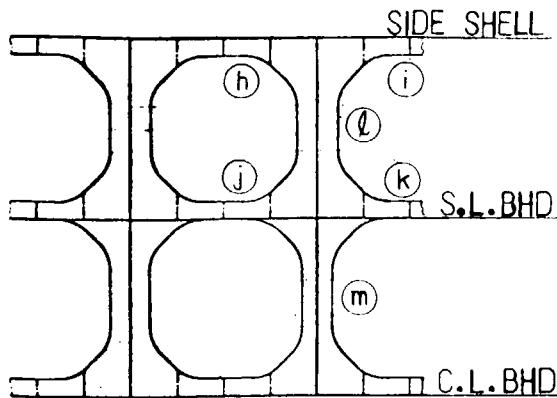


表 2.2.2 STRINGER RING 平行部の最大応力値

 τ : SHEAR STRESS σ_n : NORMAL STRESS

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2}$$

(UNIT: kg/mm²)

LOAD CONDITION	POSITION STRINGER	STRESS	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>j</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>
			τ	σ_n	σ_e	τ	σ_n	σ_e
TANK TEST CONDITION	NO 1 STRINGER	τ			3.50			4.50
		σ_n				8.66	8.31	9.99
		σ_e				10.61	8.32	10.08
	NO 2	τ						4.50
		σ_n				9.25	8.67	9.80
		σ_e				10.90	8.67	9.87
	NO 3	τ						5.49
		σ_n			5.30	4.00	10.29	10.86
		σ_e					10.30	10.89
	NO 4	τ					7.44	8.82
		σ_n		6.05	6.75	5.86	16.19	13.13
		σ_e					16.31	15.68
FULL LOAD CONDITION	NO 1	τ						
		σ_n				4.58	5.52	
		σ_e				6.43	5.52	
	NO 2	τ			4.71		4.70	6.65
		σ_n						6.65
		σ_e						
	NO 3	τ				3.83		7.55
		σ_n						7.55
		σ_e						
	NO 4	τ						6.07
		σ_n	4.67					11.30
		σ_e	5.65					12.05
BALLAST CONDITION	NO 1	τ						
		σ_n				5.61	7.30	
		σ_e				7.86	7.30	
	NO 2	τ						
		σ_n		6.19		6.00	8.71	
		σ_e			8.38			8.71
	NO 3	τ						
		σ_n					9.91	
		σ_e						9.91
	NO 4 STRINGER	τ						7.58
		σ_n	5.91					14.60
		σ_e						15.31

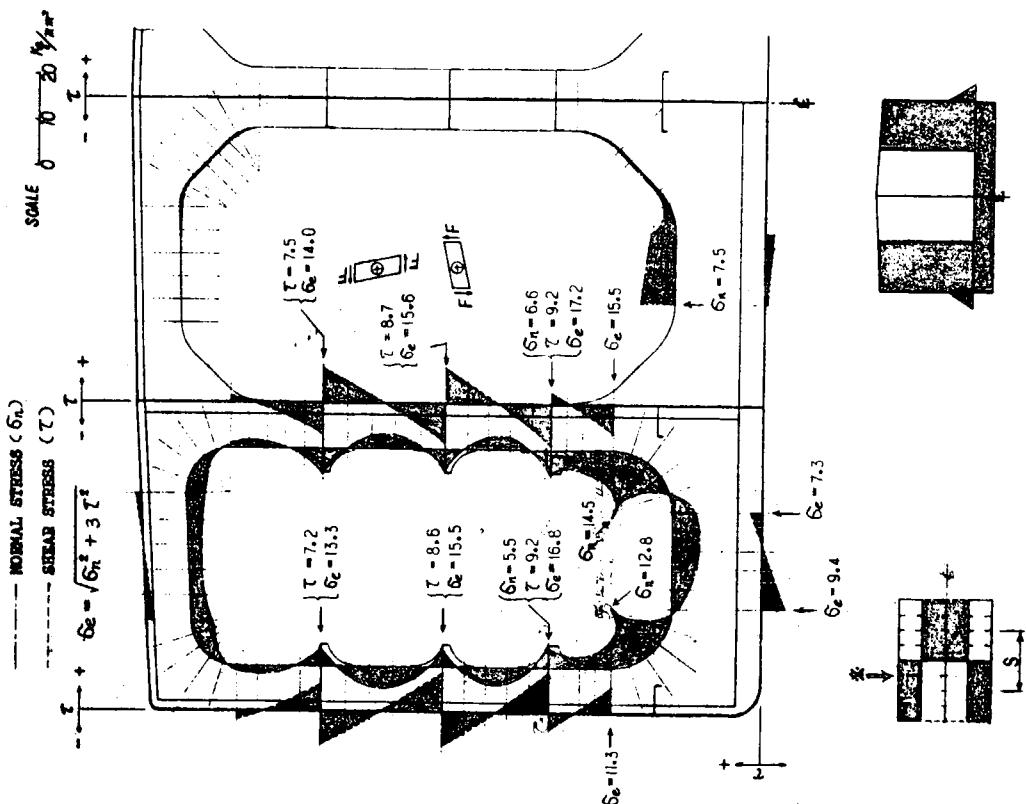


図2.2.4(a) TRANS RINGの応力分布(TANK TEST CONDITION)

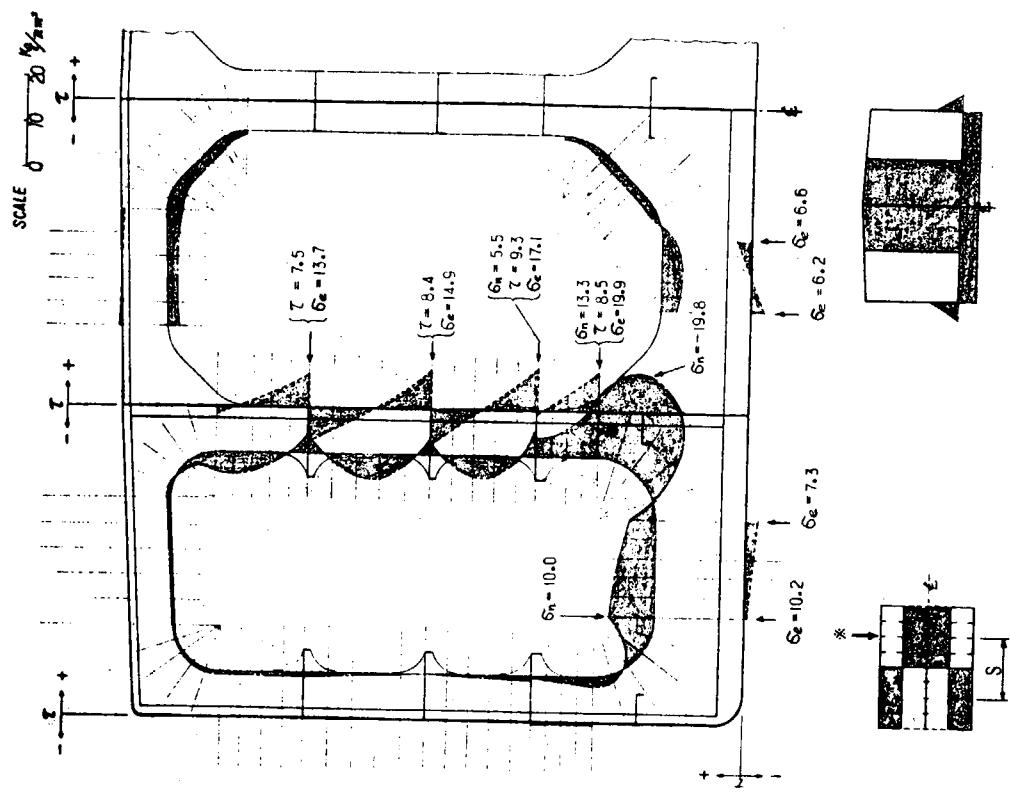


図2.2.4(b) TRANS RINGの応力分布(TANK TEST CONDITION)

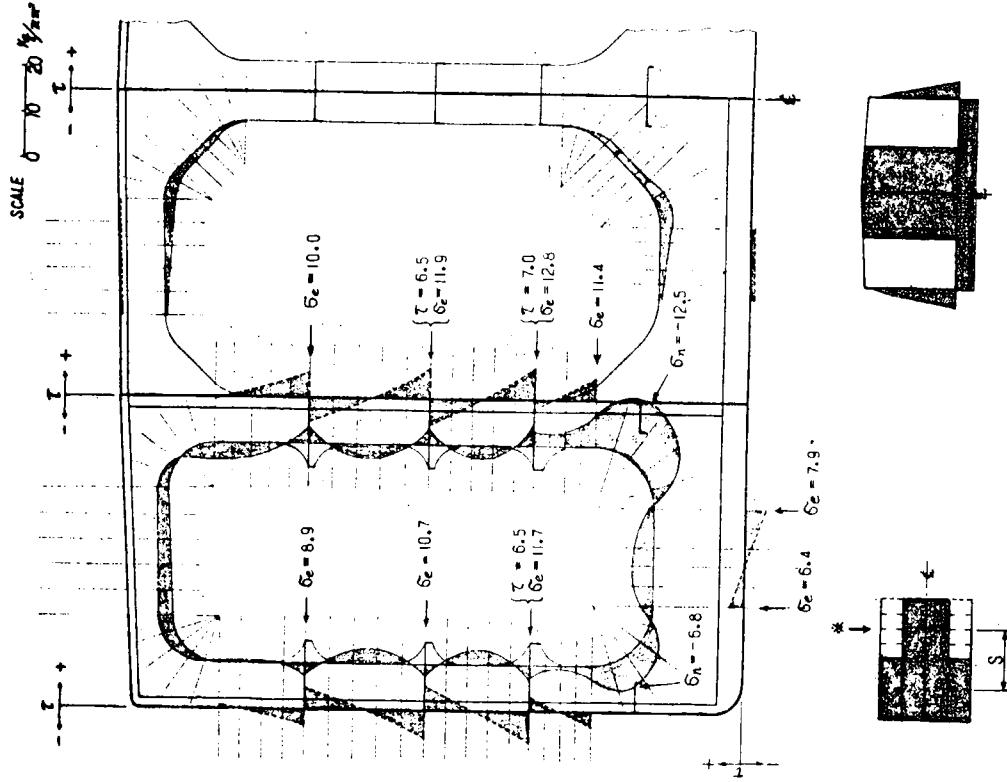


図 2.2.5 TRANS RING の応力分布 (FULL LOAD CONDITION)

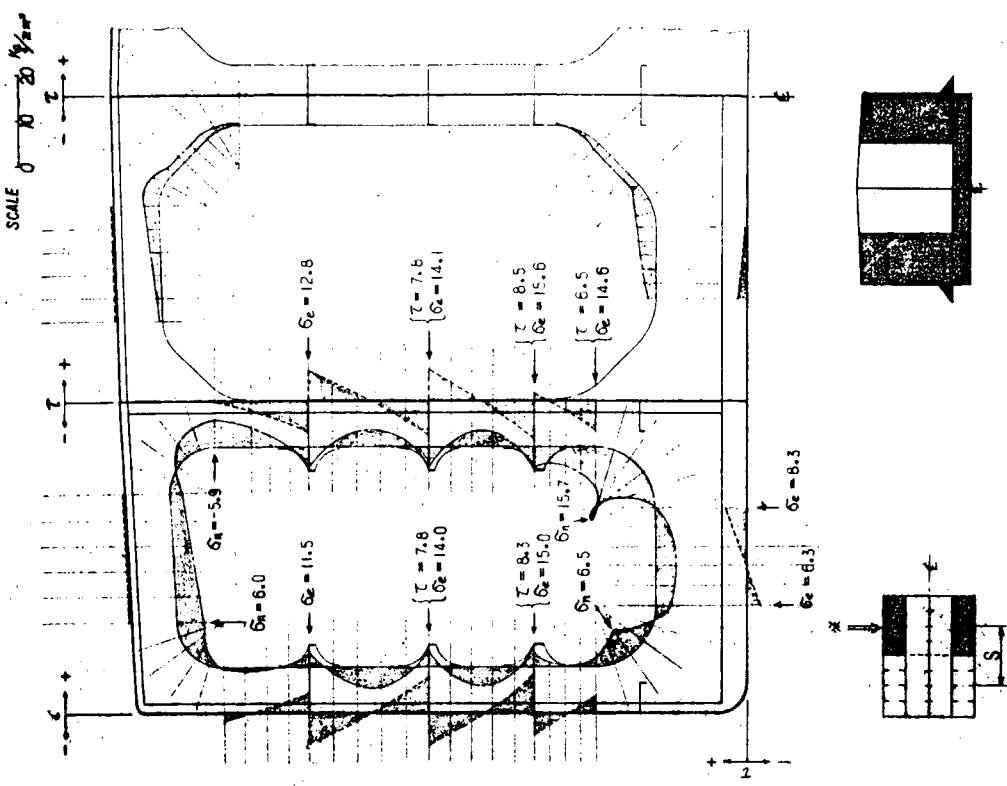


図 2.2.6 TRANS RING の応力分布 (BALLAST CONDITION)

2.3 700-L/B55-3L-H型横強度

担当 秦 実（日本鋼管）

2.3.1 計算方法および結果

70万DWT, 3 LONG L. BHD. H方式のSBT TANKER ($L/B = 5.5$) のHOLD部構造解析結果を以下に示す。タンク配置は図 1.1.2 に、形状寸法は図 1.3.1 ~ 1.3.4 に示されている。

計算方式及び構造のモデル化は 2.1 に述べた手法に従い、以下に示す 3 段階に別けて強度解析を行った。

対象とした荷重条件は、図 2.3.1 に示す 3 ケースである。

(1) 平面格子構造計算 (STEP - 1)

図 2.3.1 に示す中央部 7-タンク長さ (154m) を対象とし、両端支持の平面格子モデルに置換して、縦通部材の相対変位を計算した。この場合 TRANS RING は等価剪断剛性を持つ梁として扱い、S.S. 及び L.H. の部材位置は板面にとった。3 ケースの荷重状態における SIDE LONG L. BHD. を基準とした相対変位計算結果を図 2.3.2 に示す。

(2) 立体骨組構造計算 (STEP - 2)

計算対象範囲は図 2.3.2 中に示すように TRANS BHD. を中心に前後 2 TRANS ずつ (計 1-Tank 長さ) とし、TRANS BHD. 及び HORIZONTAL GIRDER を立体骨組モデルに置換して解析した。この場合部材位置は中性軸にとった。

これにより各々の部材の曲げモーメント、剪断力、軸力及びそれに対応する応力が求められたが、DEEP GIRDER としての強度を詳細に検討するため、最終的な応力分布の計算は次のステップの平面 FEM 計算によった。

(3) 平面 FEM による応力計算 (STEP - 3)

立体骨組計算より得られた結果を用いて、各 HORIZONTAL GIRDER 及び TRANS RING (上下方向の相対変位が最大の位置 - 図 2.3.2 参照) について平面 FEM により応力を計算した。これにより得られた相当応力及び FACE PLATE の直応力を下記のように示す。

TRANS RING図 2.3.3 ~ 図 2.3.6
No.1 HORIZONTAL GIRDER図 2.3.7 ~ 図 2.3.9
No.2 "図 2.3.10 ~ 図 2.3.12
No.3 "図 2.3.13 ~ 図 2.3.15
No.4 "図 2.3.16 ~ 図 2.3.18

尚、平面 FEM 計算の境界荷重は立体骨組計算より得られた変位でインプットしたので、TRANS RING と HORIZONTAL GIRDER の交点で、この影響による応力上昇が若干見られるが、平行部に於ては骨組計算と FEM 計算とは良く一致している。

2.3.2 計算結果の考察

(1) TRANS RING の強度

縦通部材の相対変位が最大の位置に於ける TRANS RING の応力計算結果から見ると、TANK TEST 時 WING TANK BOTTOM TRANS のブラケット部に於てフェース 22 kg/mm^2 の直応力が検出された他は、すべて 19 kg/mm^2 以下に収まっている (図 2.3.3 ~ 2.3.6)。

現在の構造は、SIDE LONG L. BHD. 下部の三叉部に於ける WING TANK 側のブラケットの形状に "R 形" を採用したためウェブ深さが浅くなり、また板厚も 22 mm とそれ程厚くないので、上記の応力が発生したものと思われる。これらは部分的な形状変更、板厚増加で改善できるので TRANS RING の構造は現状で問題ないと考えられる。

(2) HORIZONTAL GIRDER の強度

HORIZONTAL GIRDERの場合もTANK TEST時が最も厳しく、FULL LOADやBALLAST状態では応力はいずれも問題にならない程低い。

TANK TEST時にWING TANKのTRANS BHD.船尾側 HORIZONTAL GIRDERのプラケット部に高応力が発生している(図2.3.7～図2.3.18)。これより本構造の場合、プラケット部の板厚が若干不足していると考えられる。この傾向はNo.1～3 HORIZONTAL GIRDERでよく現われている。

また、試設計船のようにDの深い船では、船体の水平曲げによる応力が縦曲げと同程度発生するので(2.1.1参照) HORIZONTAL GIRDERに生ずる軸応力との重畠を検討する必要があると思われる。但し、試設計船ではTANK TEST時以外は応力が低いので問題とはならない。

(3) その他

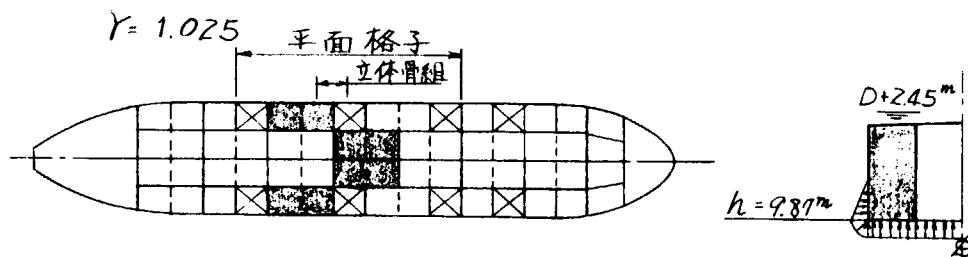
今回の解析では、制水隔壁付 HORIZONTAL GIRDERの強度検討は行なわなかったが、試設計船の様な構造配置では他の HORIZONTAL GIRDERとの干渉が大きく、剛性のバランスを充分検討した上で寸法決定する必要がある。

応力的に見て厳しいのは TRANS RING 及び HORIZONTAL GIRDER共 TANK TEST時であり、FULL LOAD 及び BALLAST時の応力とかなり大きな差が見られる。SBT方式の場合、航行時の横付状態が TANK TESTに類似したものがない場合、TANK TEST時の許容応力に他の荷重状態と差をつける等の検討をする必要があると思われる。

但し全般的に見て、これら3ケースの荷重条件で計算した結果から、部分的な寸法修正をすれば応力を 20 kg/mm^2 以下にできることが確認でき、試設計船の構造方式での建造は強度的に充分可能と考えられる。

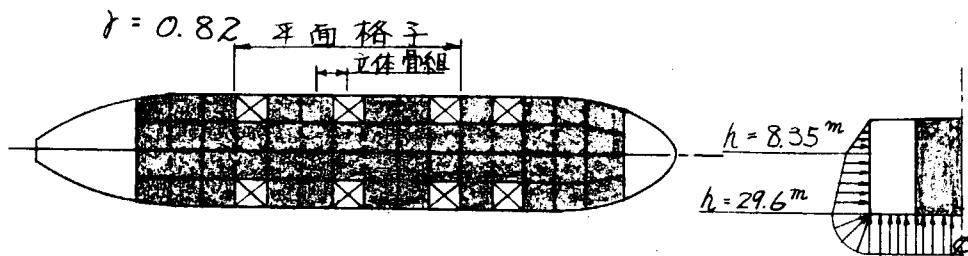
(1) Tank Test Condition

$$d_{\text{static}} = d_{\text{full}}/3 = 9.87 \text{ m}$$



(2) Full Load Condition

$$d_{\text{static}} = d_{\text{full}} = 29.7 \text{ m}$$



(3) Ballast Condition

$$d_{\text{static}} = d_{\text{ballast}} = 10.6 \text{ m}$$

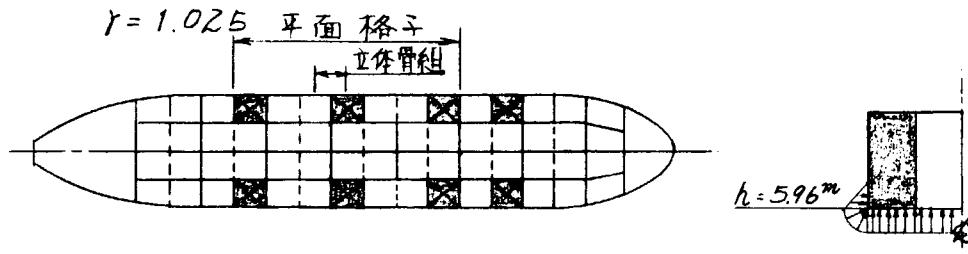


図 2.3.1 荷重条件及び計算範囲

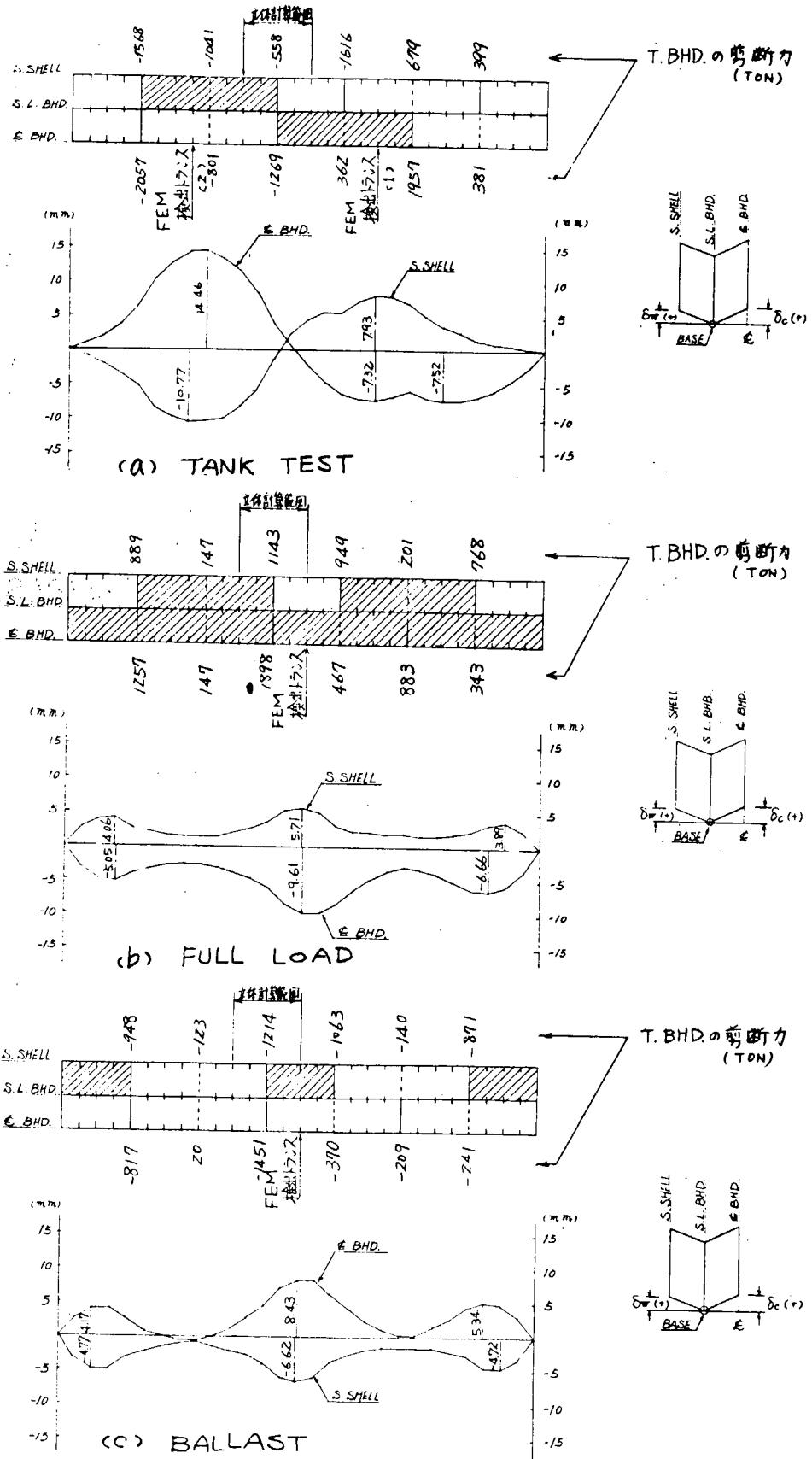
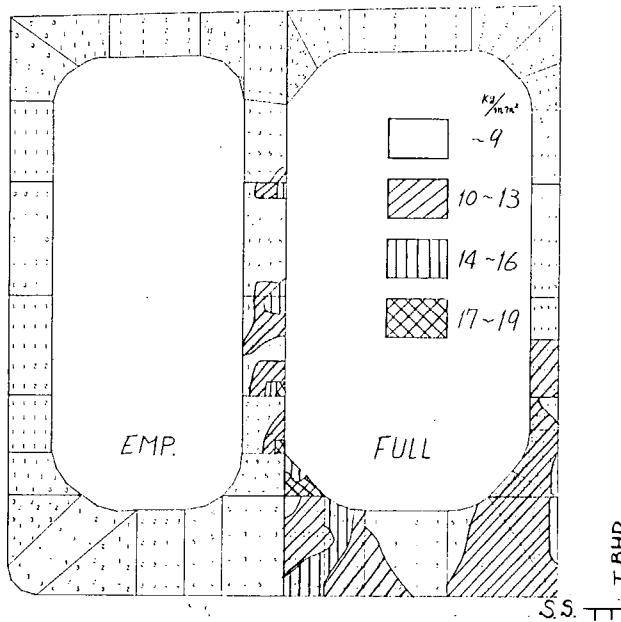
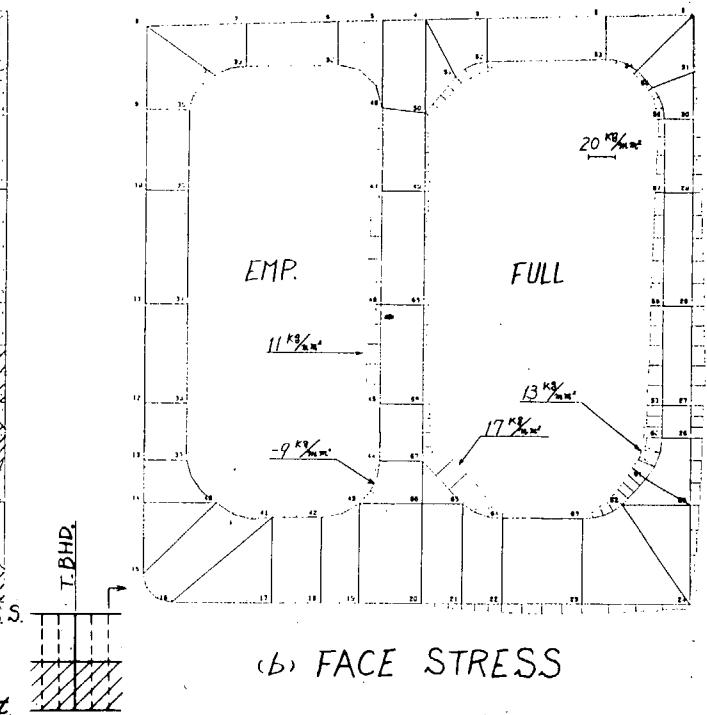


図 2.3.2 縦通部材の相対変位

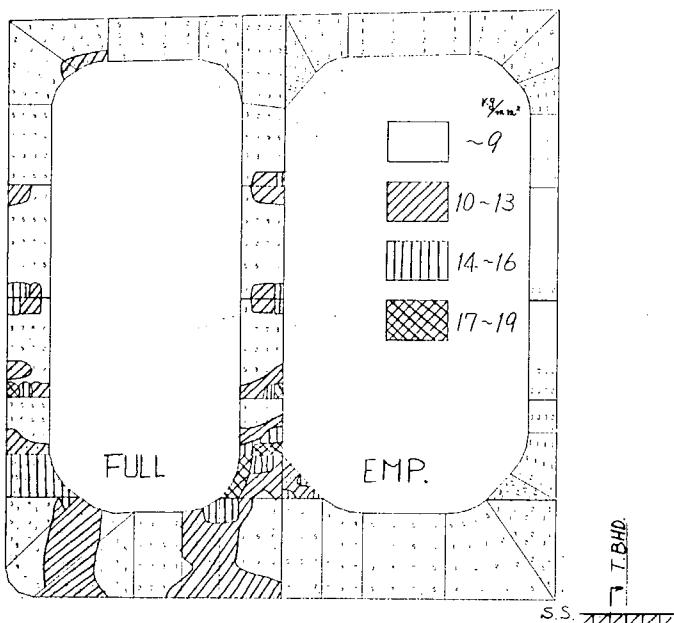


(a) CONB. STRESS

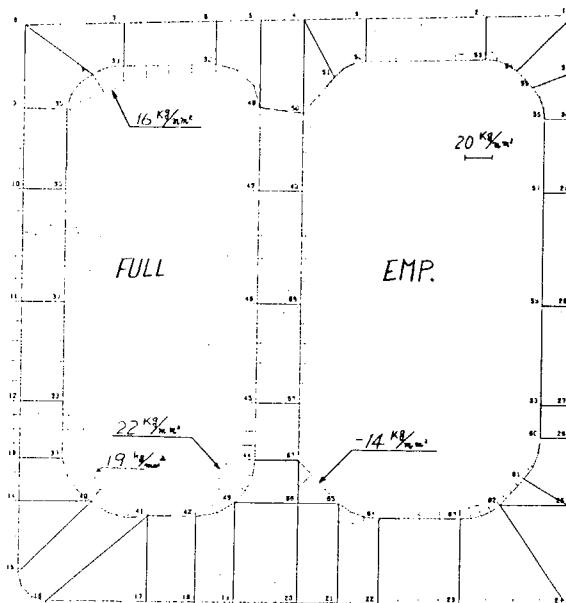


(b) FACE STRESS

図 2.3.3 TRANS RING (TANK TEST-1)
C. TK. - FULL



(a) CONB. STRESS



(b) FACE STRESS

図 2.3.4 TRANS. RING (TANK TEST-2)
W. TK. - FULL

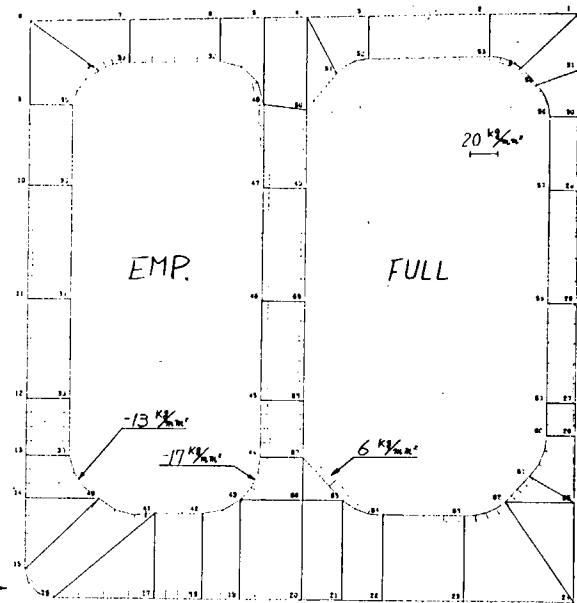
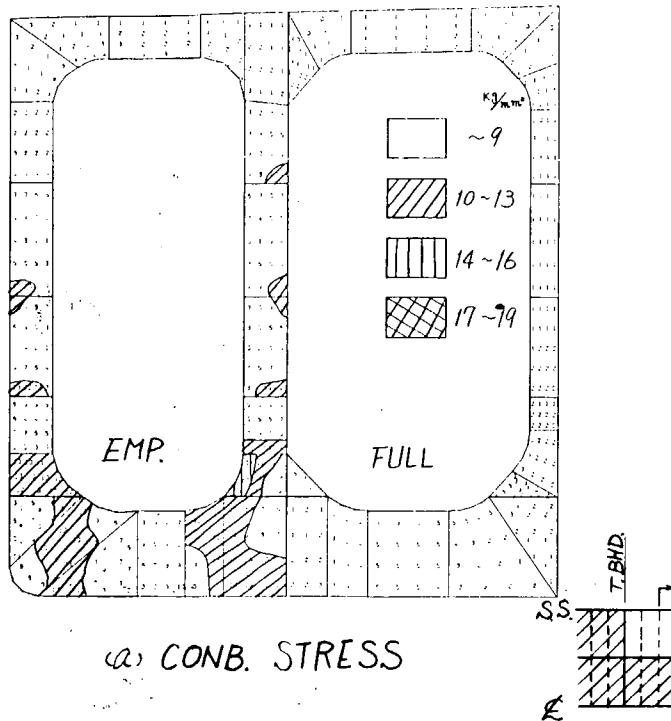


図 2.3.5 TRANS. RING (FULL LOAD)

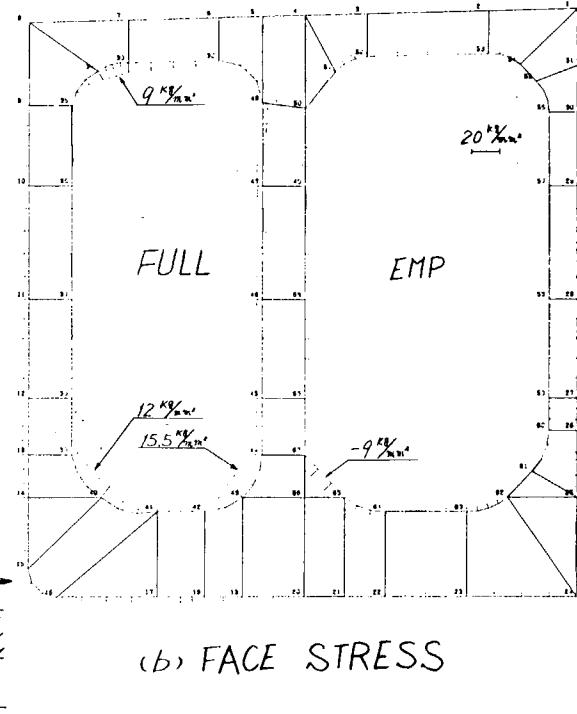
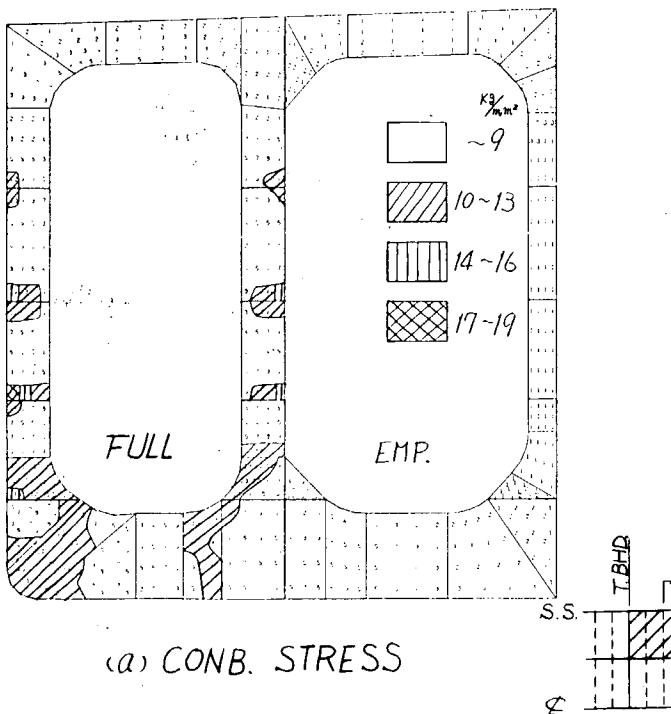
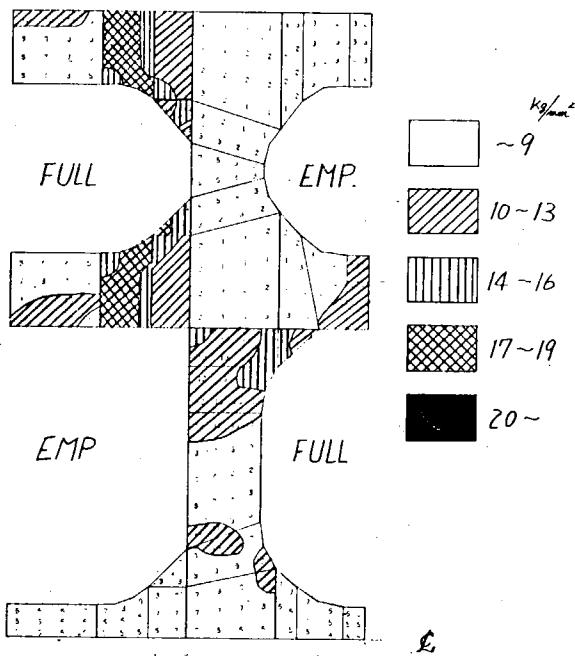
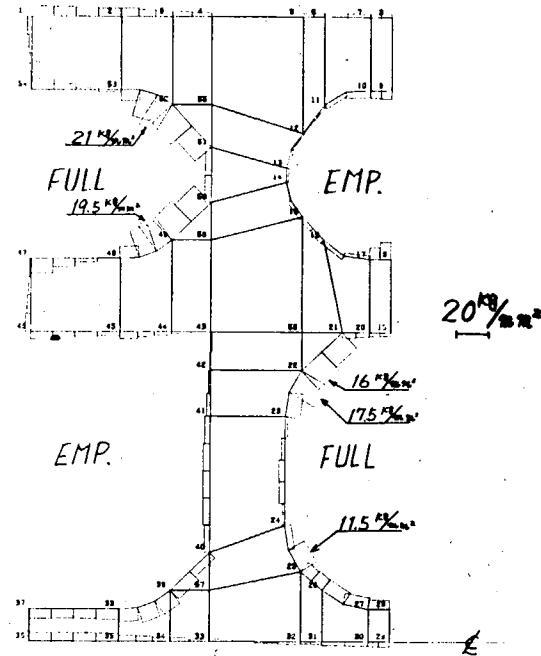


図 2.3.6 TRANS. RING (BALLAST)

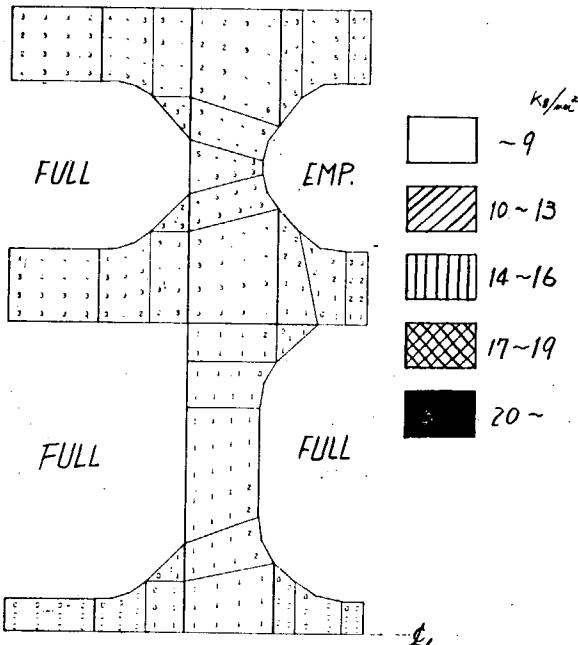


(a) CONB. STRESS

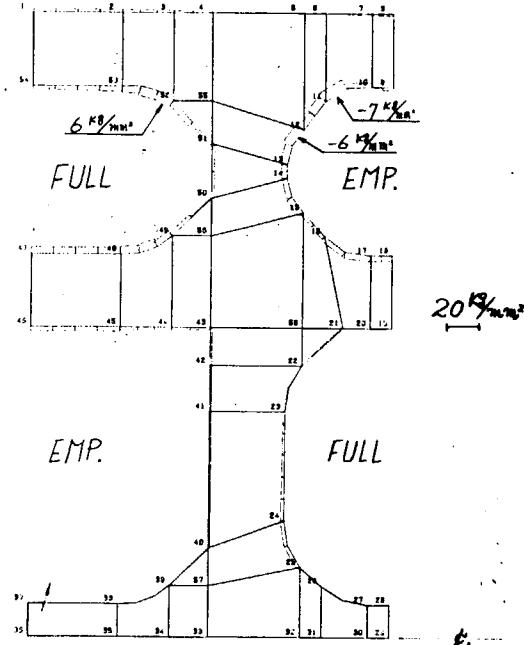


(b) FACE STRESS

図 2.3.7 №.1 HOR. GIRDER
(TANK TEST)

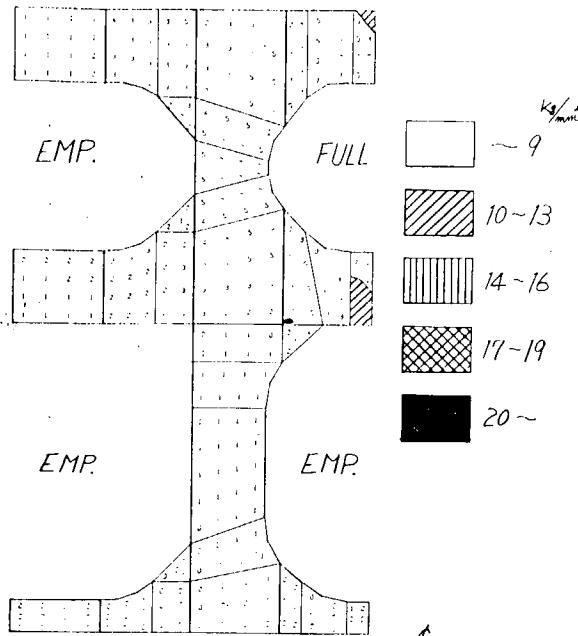


(a) CONB. STRESS

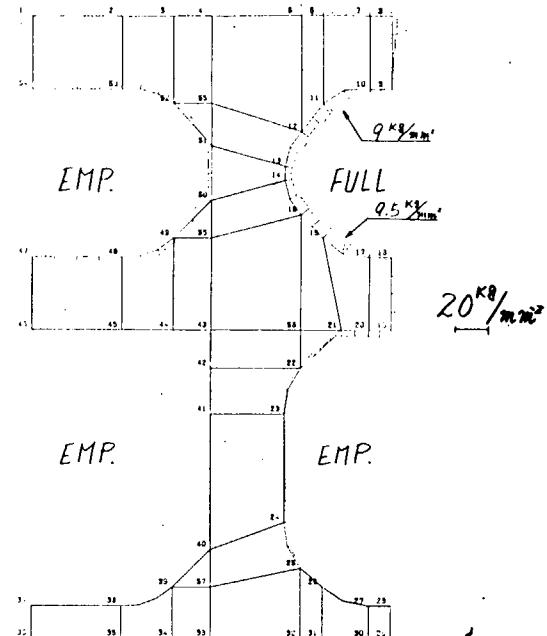


(b) FACE STRESS

図 2.3.8 №.1 HOR. GIRDER
(FULL LOAD)

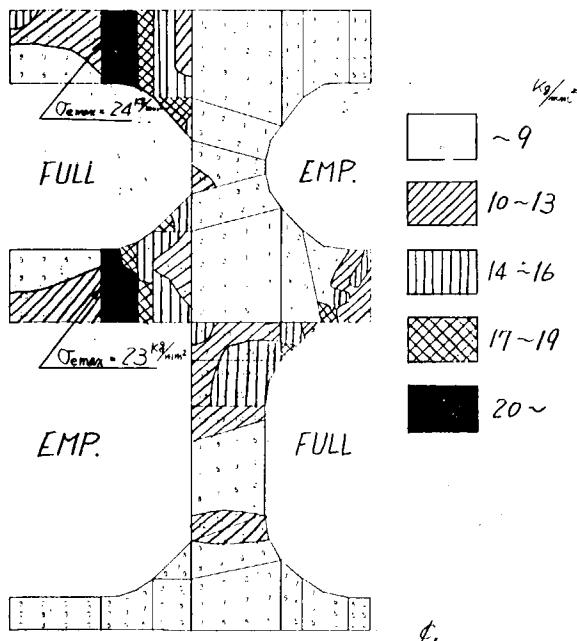


(a) CONB. STRESS

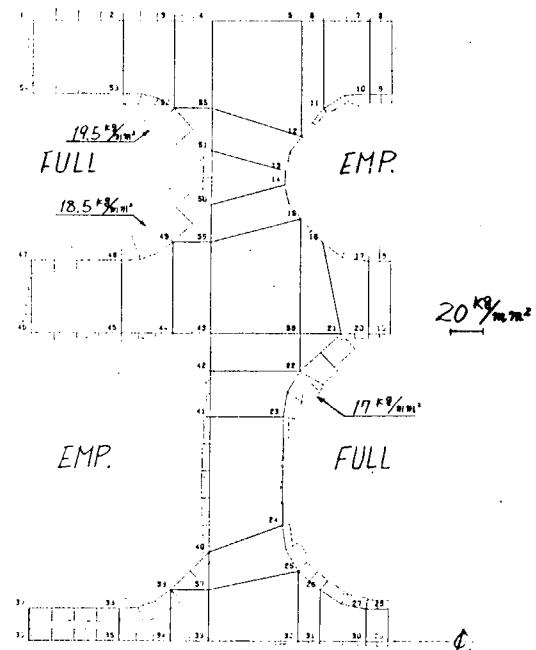


(b) FACE STRESS

図 2.3.9 №.1 HOR. GIRDER
(BALLAST)

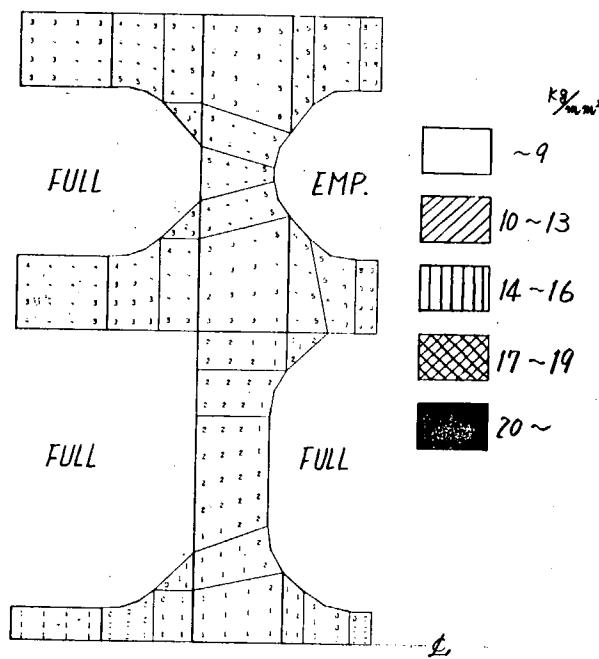


(a) CONB. STRESS

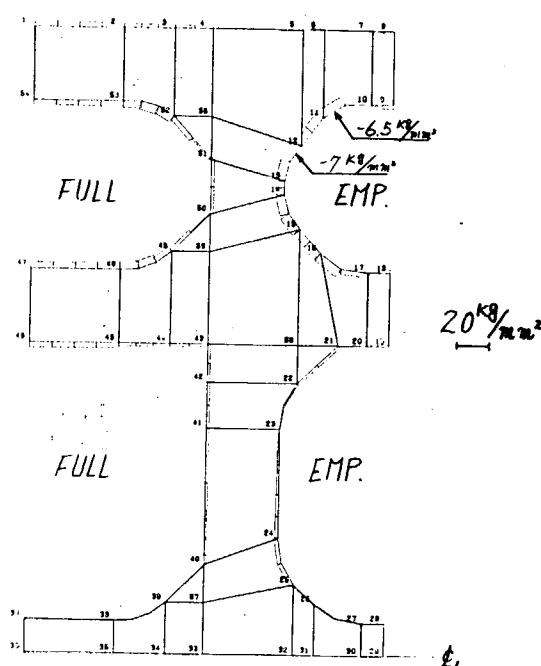


(b) FACE STRESS

図 2.3.10 №.2 HOR. GIRDER
(TANK TEST)



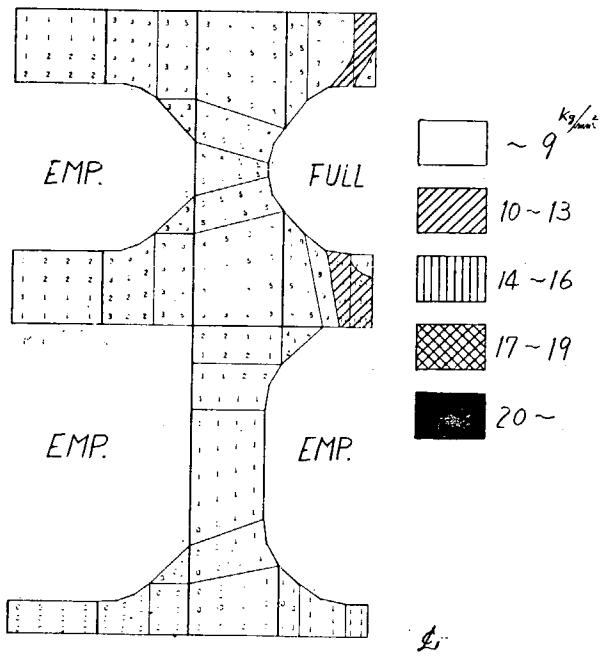
(a) CONB. STRESS



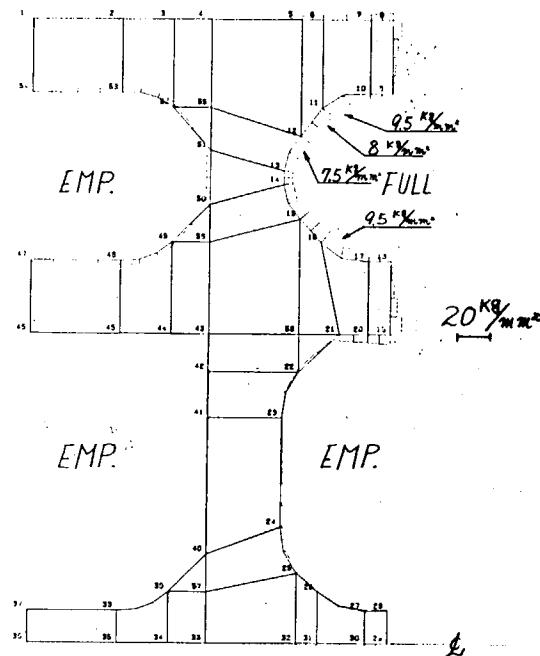
(b) FACE STRESS

FIG. 2.3.1 1 N.2 HOR. GIRDER

(FULL LOAD)



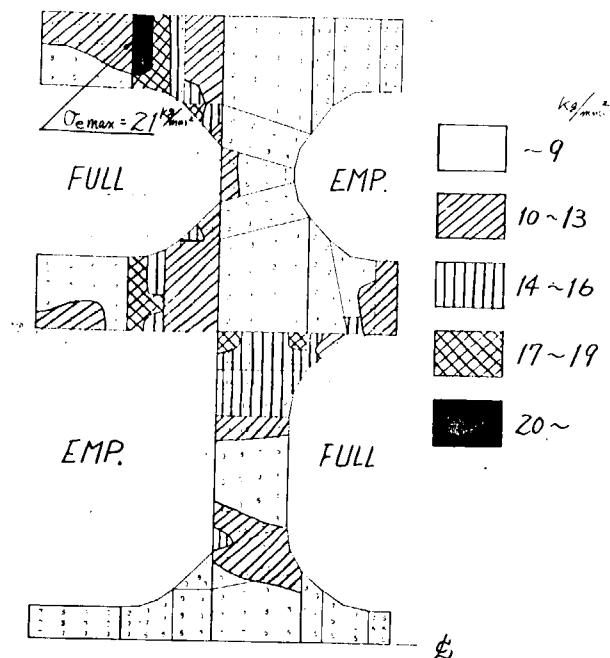
(a) CONB. STRESS



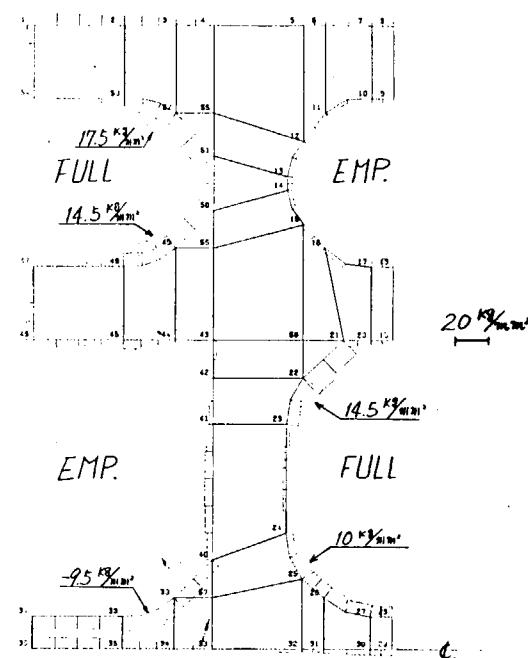
(b) FACE STRESS

FIG. 2.3.1 2 N.2 HOR. GIRDER

(BALLAST)

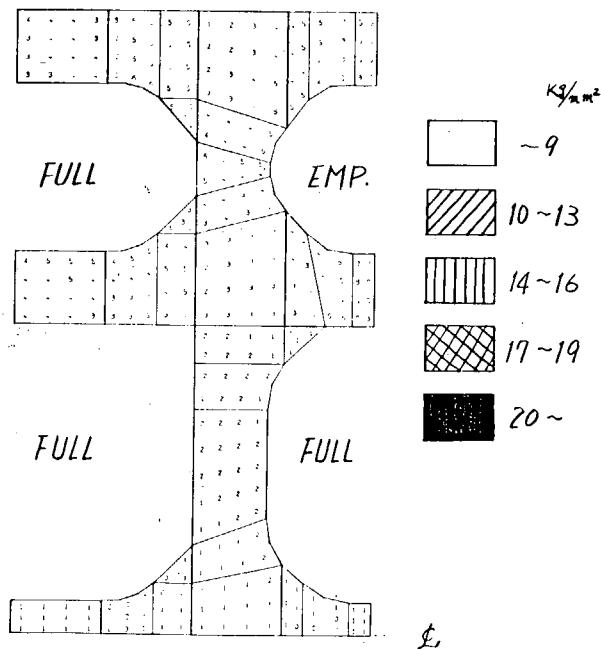


(a) CONB. STRESS

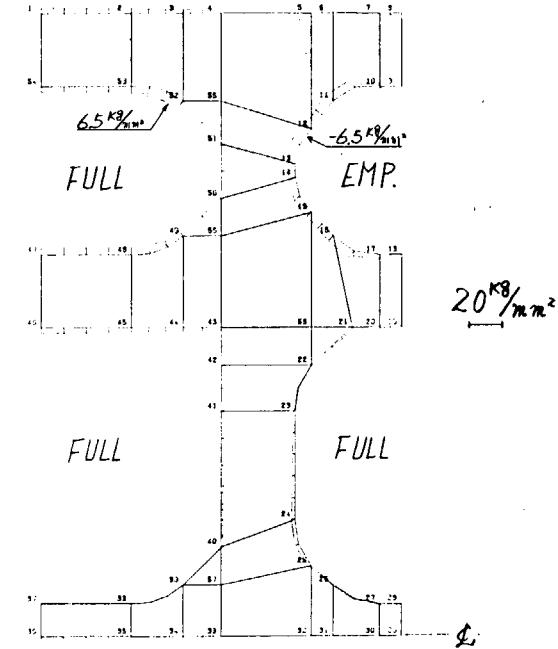


(b) FACE STRESS

図 2.3.1.3 №.3 H.O.R. GIRDER
(TANK TEST)

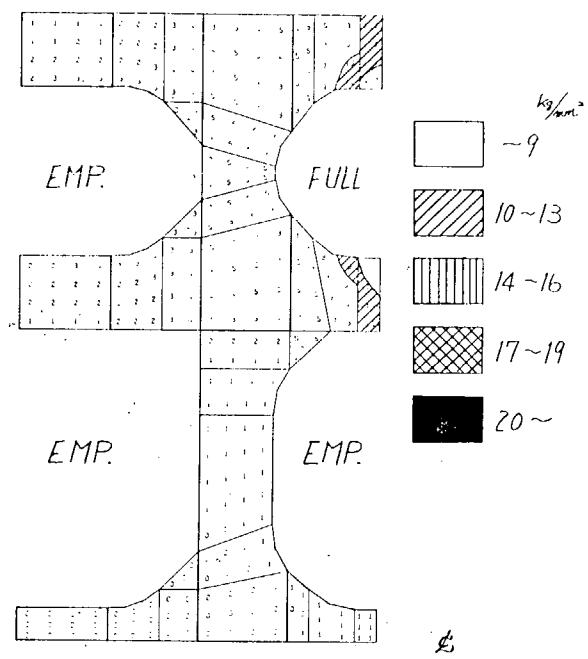


(a) CONB. STRESS

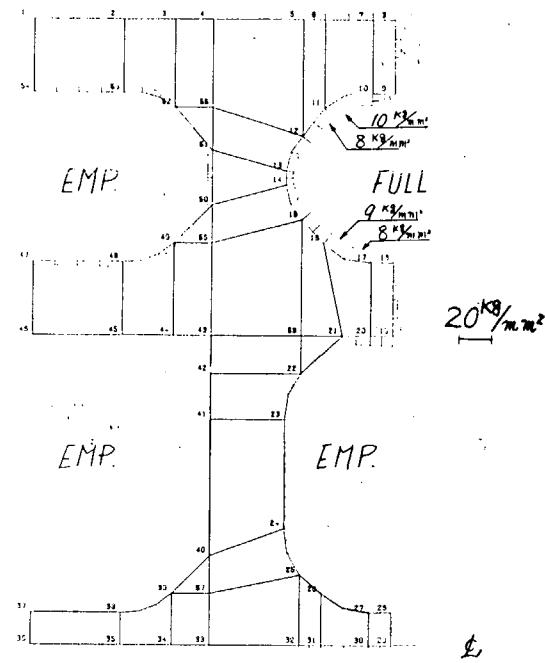


(b) FACE STRESS

図 2.3.1.4 №.3 H.O.R. GIRDER
(FULL LOAD)

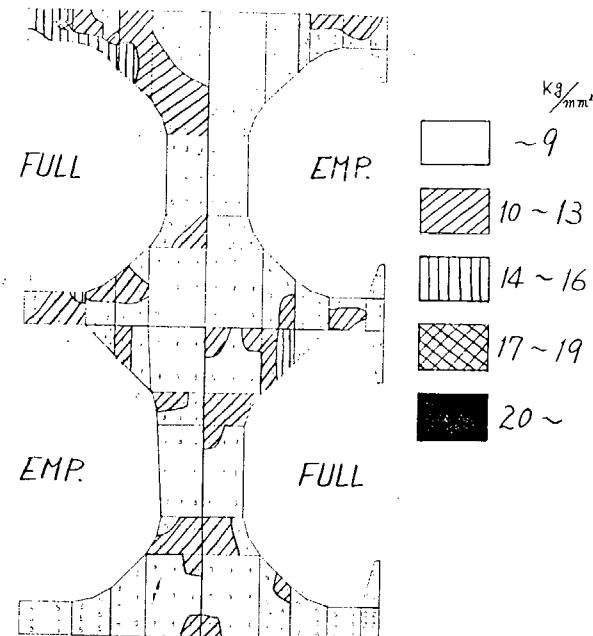


(a) CONB. STRESS

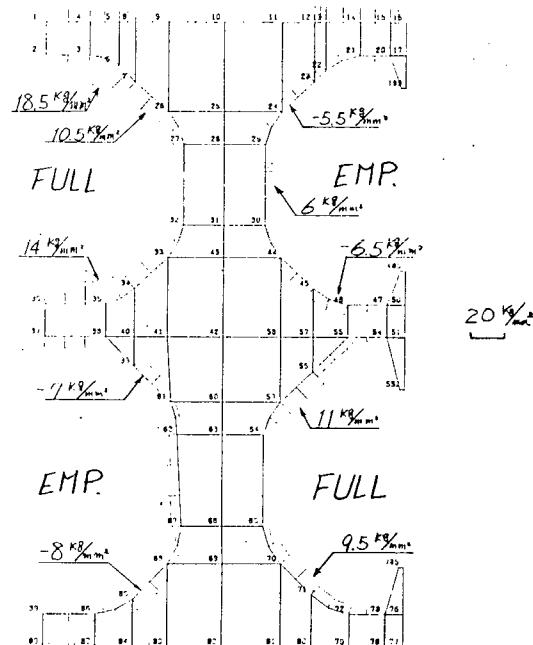


(b) FACE STRESS

図 2.3.1.5 №.3 HOR. GIRDER
(BALLAST)

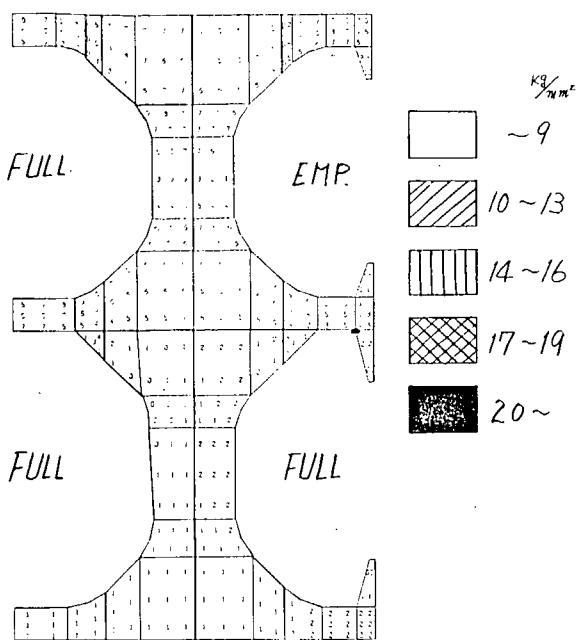


(a) CONB. STRESS

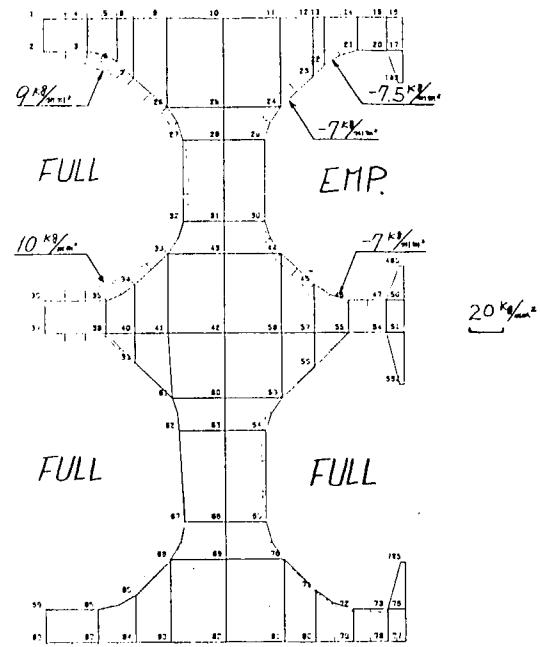


(b) FACE STRESS

図 2.3.1.6 №.4 HOR. GIRDER
(TANK TEST)

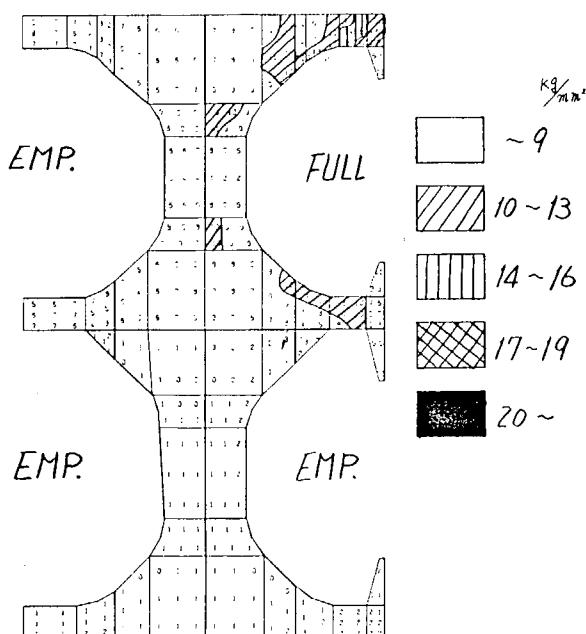


(a) CONB. STRESS

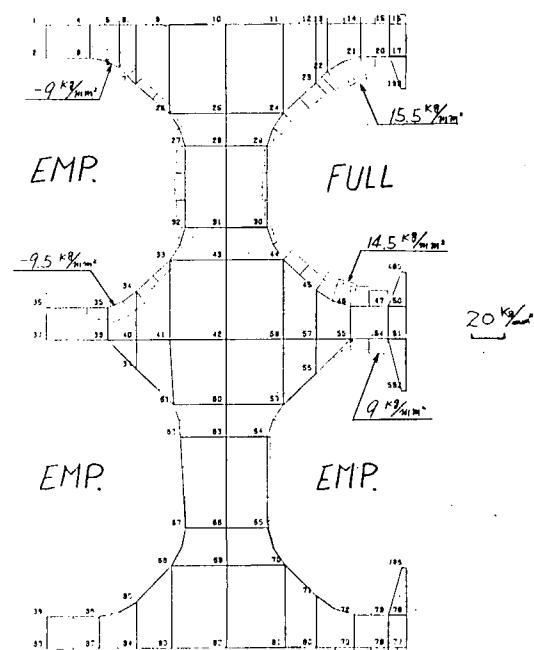


(b) FACE STRESS

図 2.3.17 №.4 HOR. GIRDER
(FULL LOAD)



(a) CONB. STRESS



(b) FACE STRESS

図 2.3.18 №.4 HOR. GIRDER
(BALLAST)

2.4 700-L/B 5 - 3L-V型の横強度

担当 長田光洋（大阪造船）

2.4.1 計算方法および結果

(a) 平面格子構造計算 (STEP 1)

図 2.4.1 に示す中央部 3 タンクを計算対象範囲として、格子構造計算を行い、相対変位および T. BHD. 端部での剪断力を求めた。計算に際して TRANS RING は等価な曲げ、剪断剛性をもつ梁として取り扱った。

SIDE L. BHD を基準とした SIDE SHELL および C. L. BHD の相対変位、T. BHD 端部の剪断力を図 2.4.2 に示す。

(b) 立体骨組計算 (STEP 2)

図 2.4.1 に示す個所の T. BHD をはさんだ前後 2 トランスマスを計算対象範囲として立体骨組計算を行なった。

(c) TRANS RING 平面 FEM 計算 (STEP 3-(b))

STEP 1 において最も相対変位の大きかった FR 15 の TRANS RING に対し、平面 FEM 計算を行った。（FR 14, 16 はストラットを省略している。）

(i) HOR. GIR. の効きを無視した計算 (CASE 1)

2.1.4 に示された直接荷重と、STEP 1 より得られた縦通部材位置での剪断力を用いて計算を行った。STEP 2 の結果が反映されていないため、HOR. GIR. のアームが TRANS RING の VERT. WEB を支持する効果を無視した計算になっている。

各荷重状態における変形図、応力図を図 2.4.3～図 2.4.8 に示す。

(ii) HOR. GIR. の効きを考慮した計算 (CASE 2)

CASE 1 の荷重状態のもとで、HOR. GIR. と TRANS RING の結合部に STEP 2 より得られたアームの支持反力を一様分布剪断力におきかえたものを加えて計算した。

TANK TEST 状態における変形図、応力図は図 2.4.9～図 2.4.10 に示す。

(d) HOR. GIR. 平面 FEM 計算 (STEP 3-(c))

STEP 2 により M4 HOR. GIR. (最下段) が、最もきびしい応力状態になることがわかったので、M4 HOR. GIR. の平面 FEM 計算を行った。

TANK TEST 状態における変形図、応力図を図 2.4.11～図 2.4.14 に示す。

なお、上記(c), (d)の FEM 計算において、面材曲がり部の有効巾の低下は ANDERSON の方法により求めた。

2.4.2 考 察

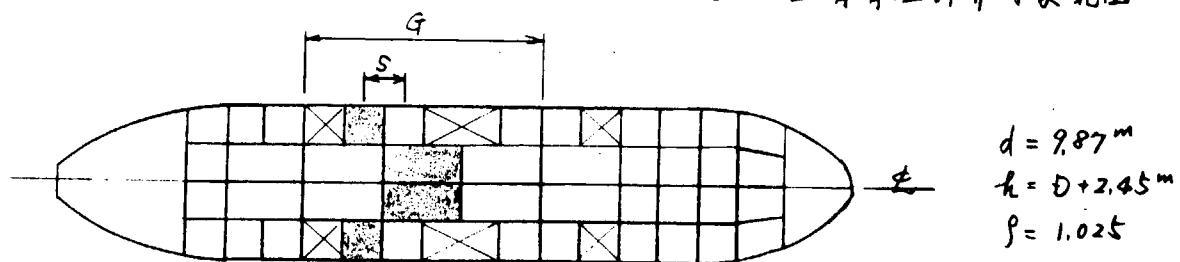
(1) TRANS RING の応力

(a) CASE 1 の計算によれば、TANK TEST 状態において、センタータンク内の BOTTOM TRANS, コーナー部に面材直応力 24.1 kg/mm^2 の高応力が生じている。しかし、CASE 2 の計算によれば上記の応力は 15.2 kg/mm^2 に低下しており、HOR. GIR. のアームの効きが非常に大きいことがわかった。本試設計船におけるように、ロングタンク中央に SWASH BHD. を設け、HOR. GIR. を両面付きとし、そのアームがウェッジタンク中央に届くような構造とする場合には、TRANS RING の応力状態は CASE 2 の結果に近いものと思われる。しかし CASE 2 の計算は SWASH BHD 位置に O.T. BHD を仮定した計算であり、SWASH BHD および SWASH BHD 付 HOR. GIR. による軸力軽減を過大に評価した計算となっている。このため実船の応力は CASE 2 の結果よりも高くなるものと思われる所以、更に精密な計算により検討する必要があろう。

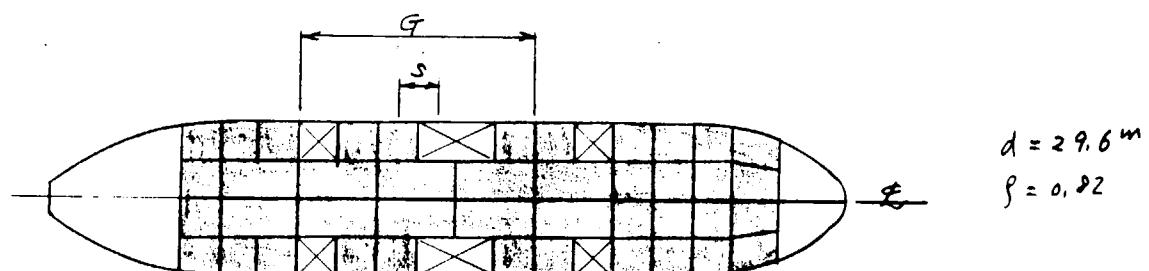
(b) TANK TEST 状態において、センタータンク内 BOTTOM TRANS の BKT TOE 部に等価応力で 25.6 kg/mm^2 (CASE 1), 24.1 kg/mm^2 (CASE 2) の高応力が生じているが、BKT の形状変更等により応力の緩和は可能であろう。

- (c) TANK TEST 状態において、LOWER STRUT の S. L. BHD 側基部に約 12 kg/mm^2 の圧縮応力がかなり広い範囲にわたって生じている。又、FULL LOAD 状態においては、上記個所およびウイングタンク内の BOTTOM TRANS のほぼ全面にわたって 10 kg/mm^2 程度の圧縮応力が生じている。該部の防撓方式は、今後十分に検討する必要があろう。
- (d) BALLAST 状態においては、応力は全般的に低く、特に問題となるような高応力個所は見られない。
- (e) DECK TRANS の応力は各荷重状態を通じて低く、静的解析の範囲内ではかなり余裕のある設計になっている。
- (f) TRANS. BHD に隣接する TRANS RING はストラットなしとしたが、STEP 2 の結果によれば特に問題となるような個所は見られない。
- (2) HOR. GIR. の応力
- (a) TANK TEST 状態において M_4 HOR. GIR. の面材に直応力 19.6 kg/mm^2 、ウェブに等価応力 16.6 kg/mm^2 の高応力を生ずる個所があるが、いずれも NK の許容応力以下である。
- しかし、アーム端部の面材に 15.9 kg/mm^2 の応力が生じており、船体縦曲げ応力およびアームにかかる水圧による曲げ応力 (STEP 2 および STEP 3-(c)においては、アーム部に水圧をかけていない)との重ね合わせを考えれば、かなりきびしい応力状態になるものと思われる所以、アームの形状変更も含め十分に検討する必要があろう。
- (b) FULL LOAD 状態においては、アーム端部の面材に約 12 kg/mm^2 の応力が生じていること以外、特に問題となる個所は見られない。
- (c) $M_1 \sim M_3$ HOR. GIR. は STEP 2 の結果より、応力レベルが M_4 HOR. GIR. より低いことがわかつており特に問題とはならない。
- (3) ロングタンク内 SWASH BHD. の要否について
- センタータンク内 SWASH BHD. を設けない場合の格子構造計算によれば、相対変位、T. BHD の剪断力とともにたいしたこととはなかった。しかし大きな軸力を受けるセンタータンク内 BOTTOM TRANS. の設計がかなり困難になるとと思われたので、ロングタンク中央内 SWASH BHD. を設けることにした。ただし SWASH BHD. を設ければ約 3,000 トンの剪断力を受け持つことになるので、設計にあたっては十分に検討する必要がある。
- (4) 以上の結果より、今後検討すべき点もかなりあるが、本質的には本方式により NK の許容応力を満足する設計は可能であるといえる。

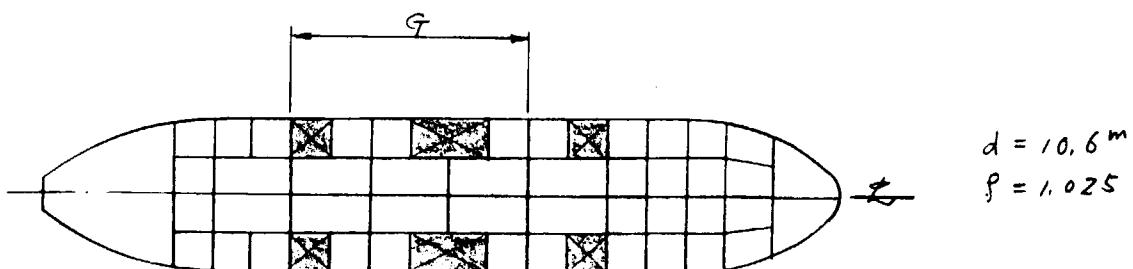
G -- 格子計算対象範囲
 S -- 立体骨組計算対象範囲



(a) TANK TEST 状態.



(b) FULL LOAD 状態.



(c) BALLAST 状態

図 2.4.1 計算対象範囲および荷重状態

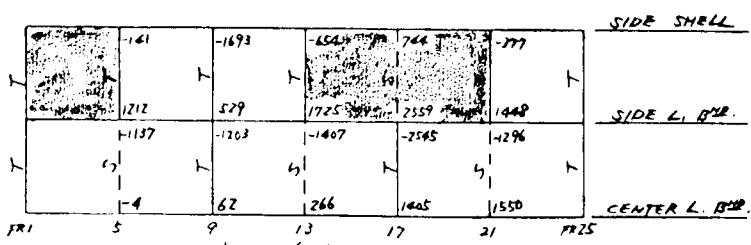
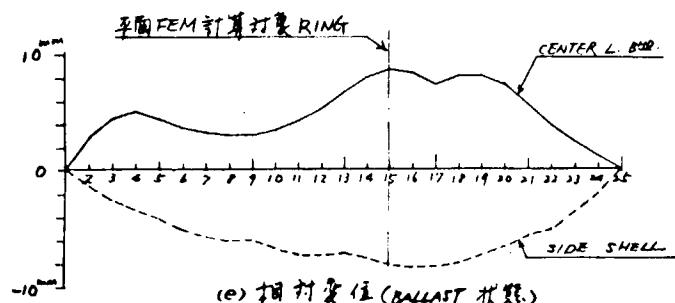
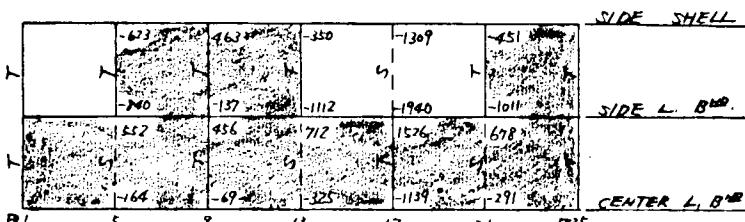
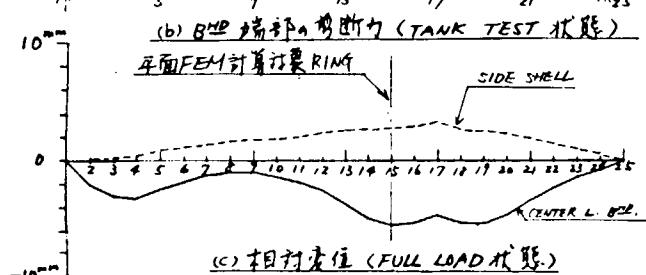
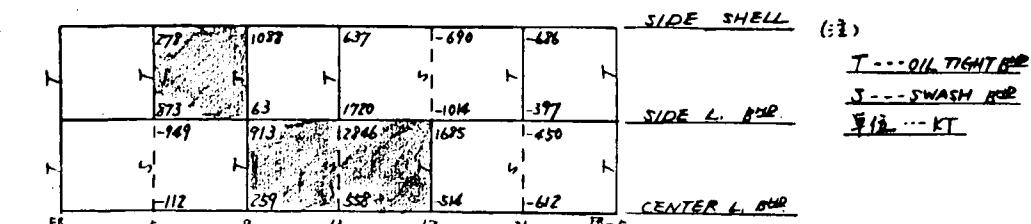
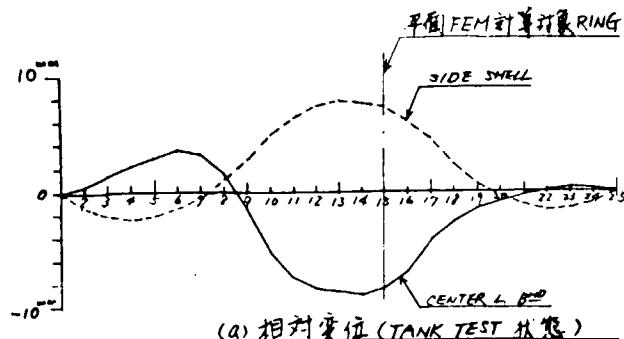
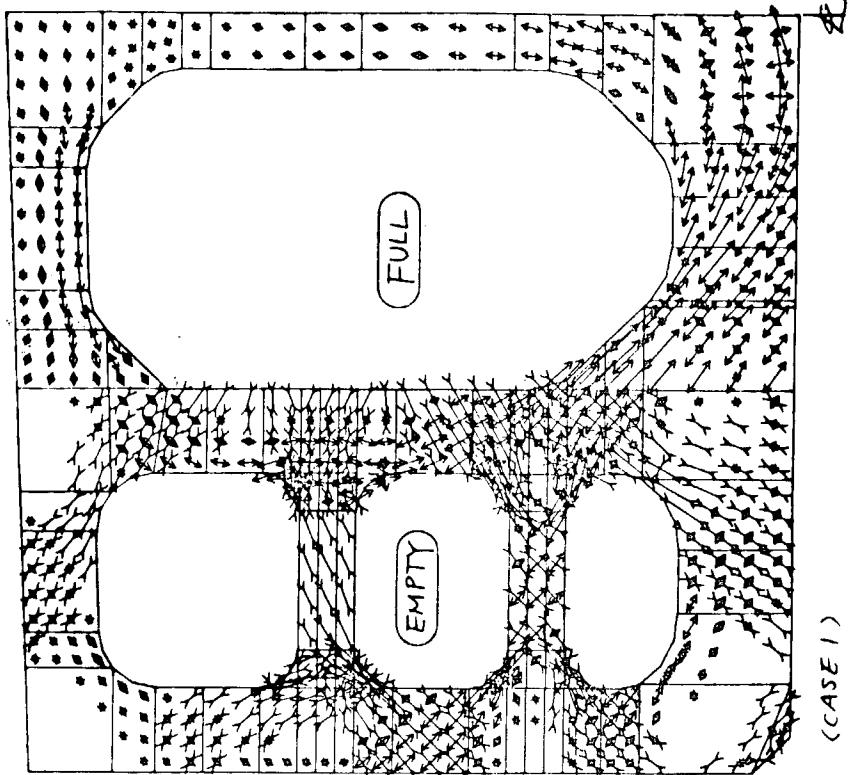


図 2.4.2 相対変位および BHD 端部の剪断力



D/W 700.000 T OT TRANS-RING

図 2.4.4 主应力図(TANK TEST 状態)

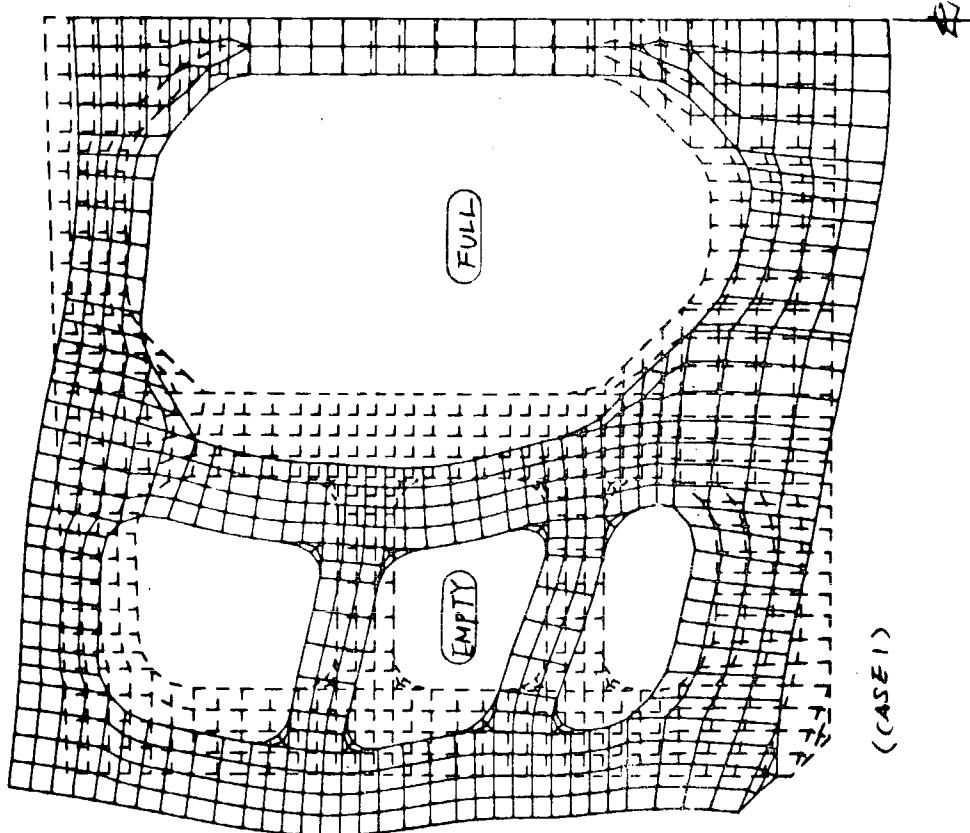
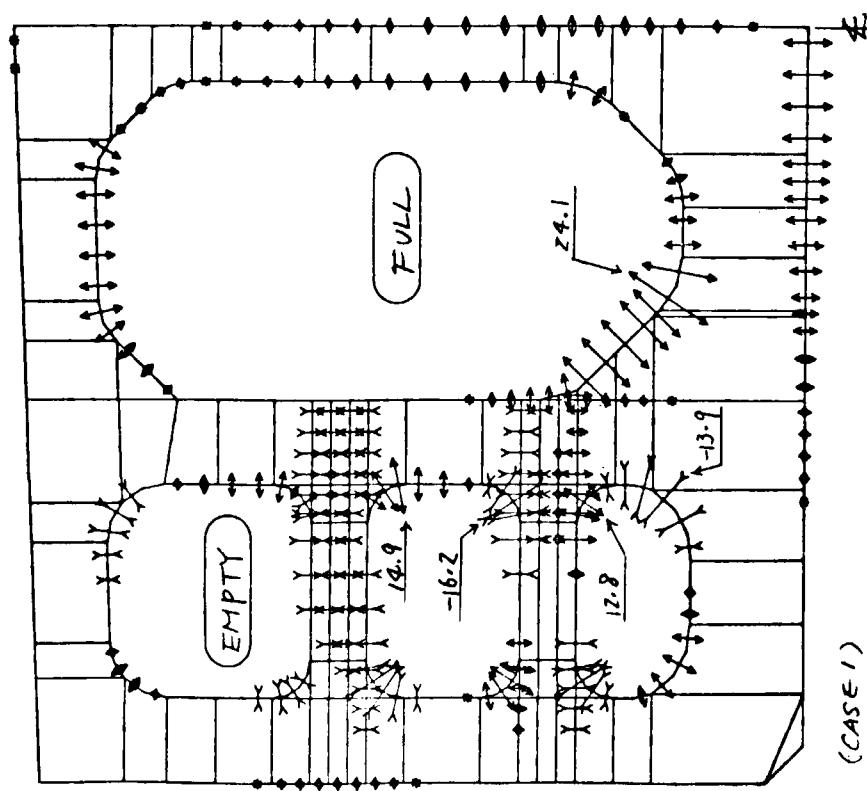


図 2.4.3 変形図(TANK TEST 状態)



LOAD CASE NO.= 1
MESH \rightarrow 2.0 m
STRESS \rightarrow 10.0 kg/mm²

D/W 700.000 T. OT TRANS-RING

図 2.4.5 面材直応力図 (TANK TEST 状態)

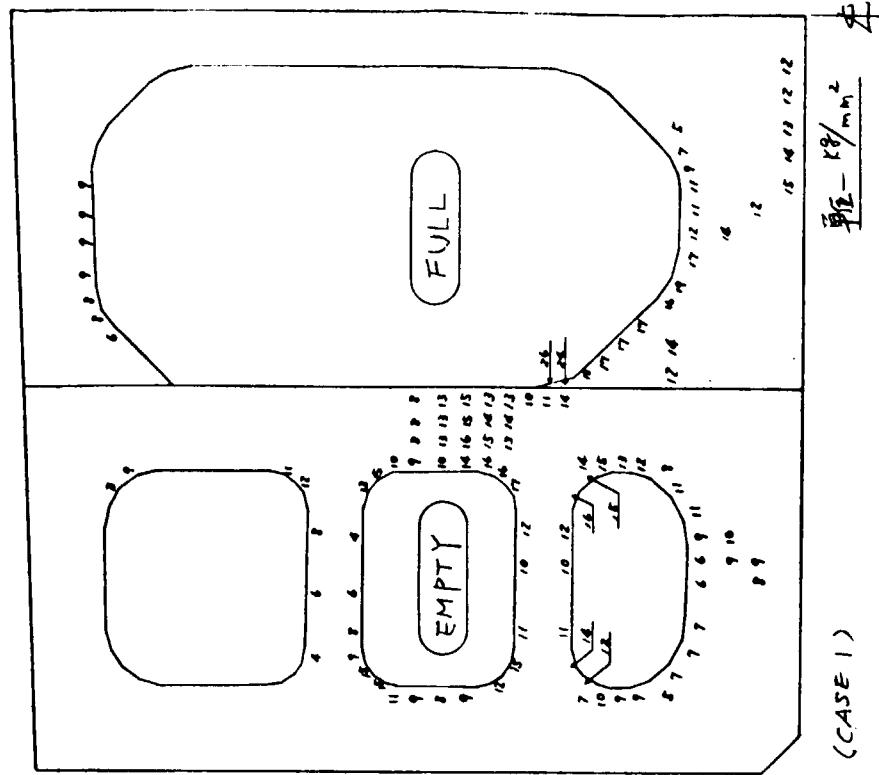


図 2.4.6 等価応力図 (TANK TEST 状態)

(CASE 1)

$\sigma_{eq} \rightarrow$ kg/mm^2

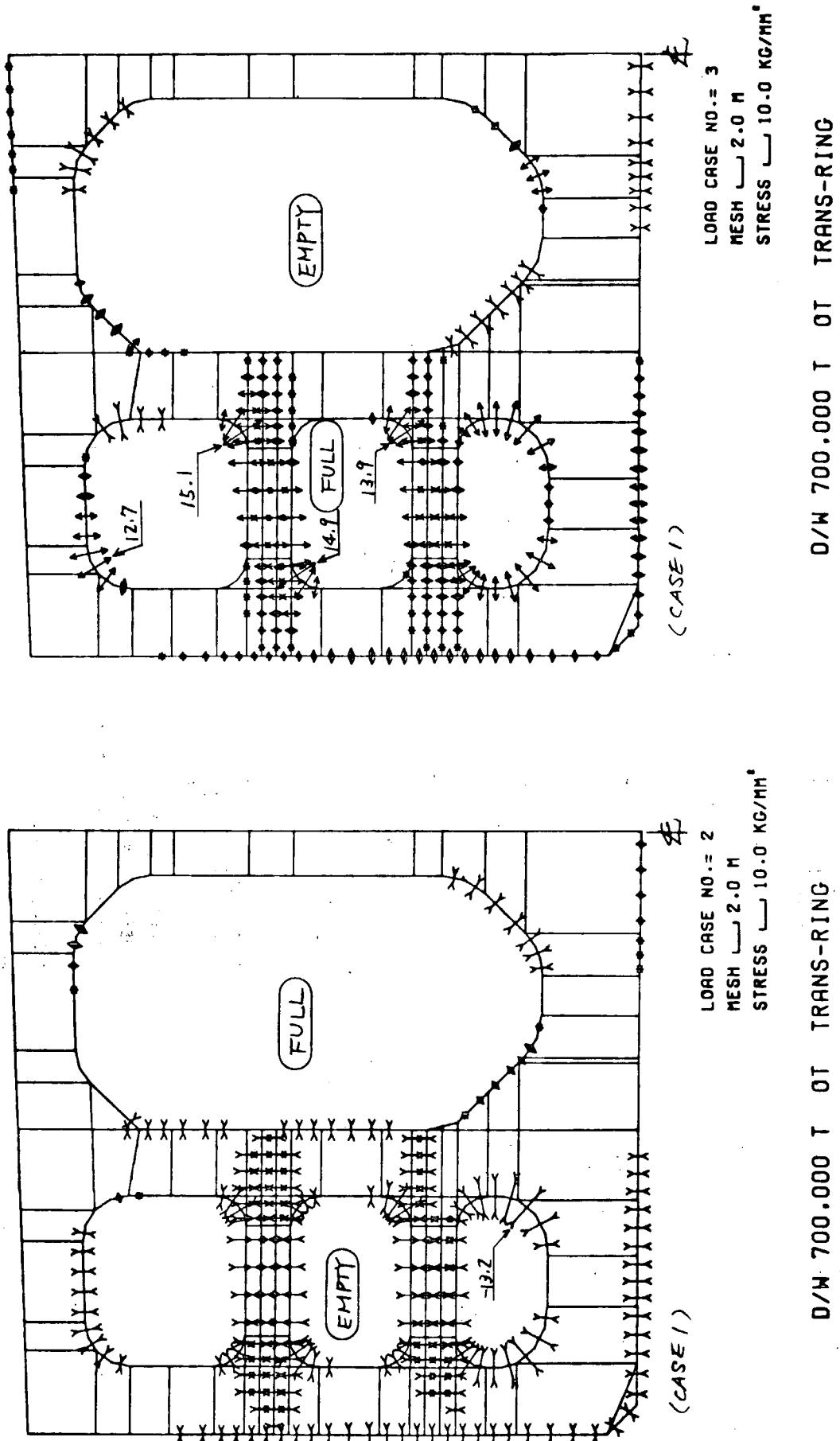


図 2.4.8 面材直応力図 (BALLAST 状態)

図 2.4.7 面材直応力図 (FULL LOAD 状態)

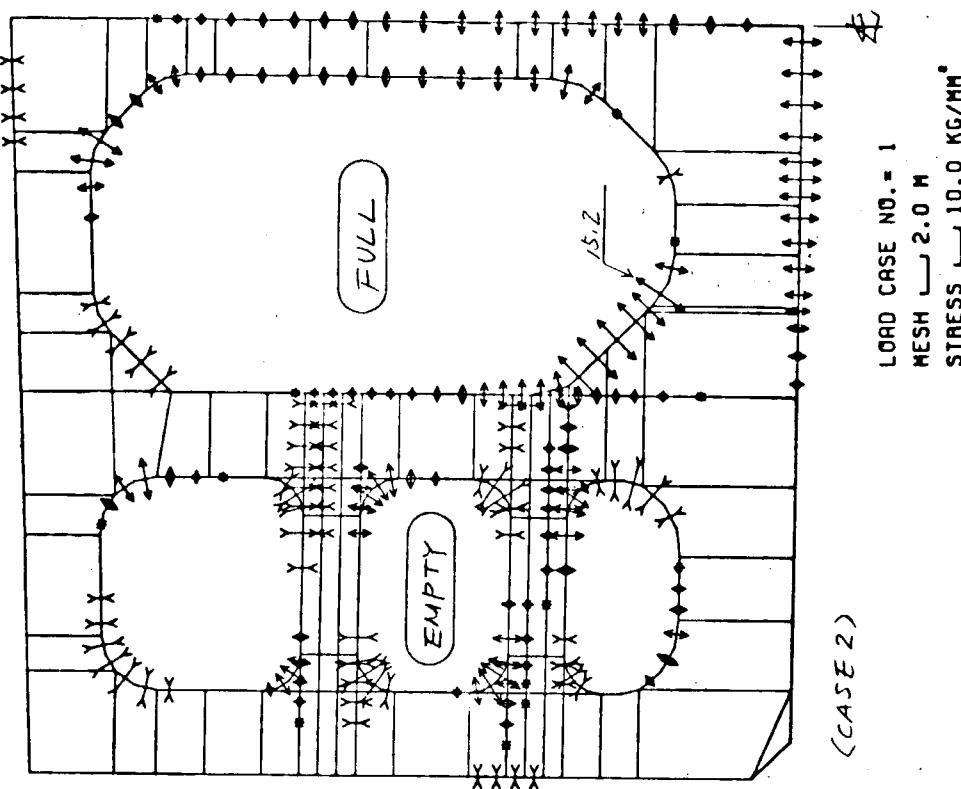


図 2.4.10 面材直応力図 (TANK TEST 状態)

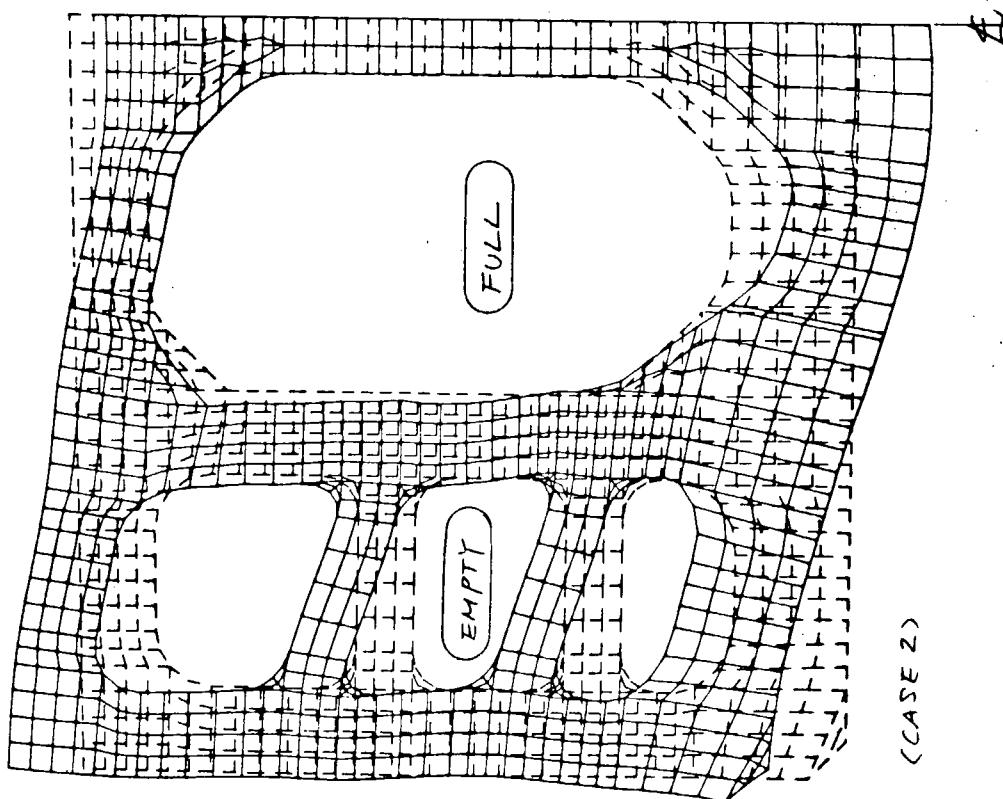
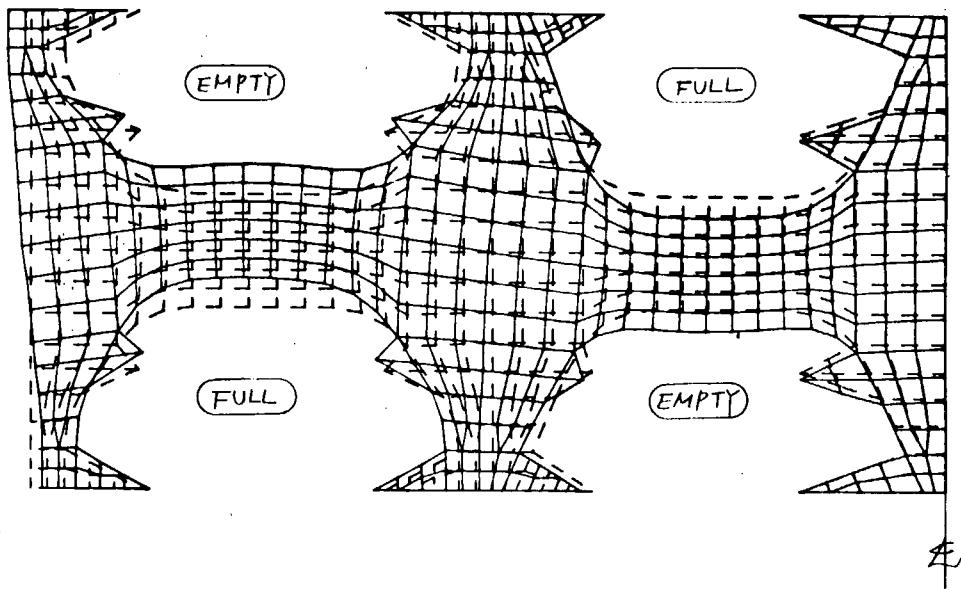
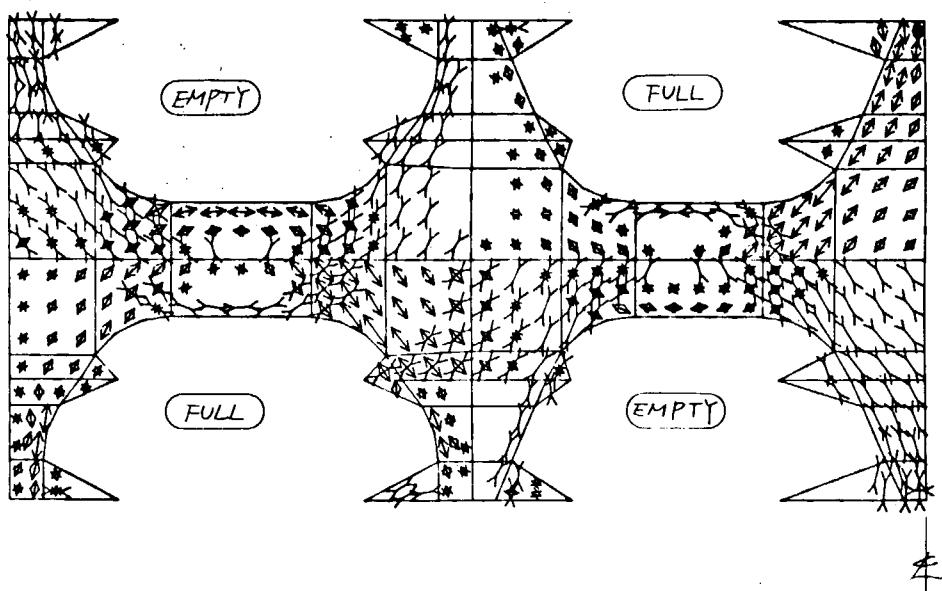


図 2.4.9 変形図 (TANK TEST 状態)



LOAD CASE NO.= 1
 MESH \square 2.0 M
 DISP. \square 20.0 MM
 D/W 700,000 T OT NO. 4 HORL. GIRDER

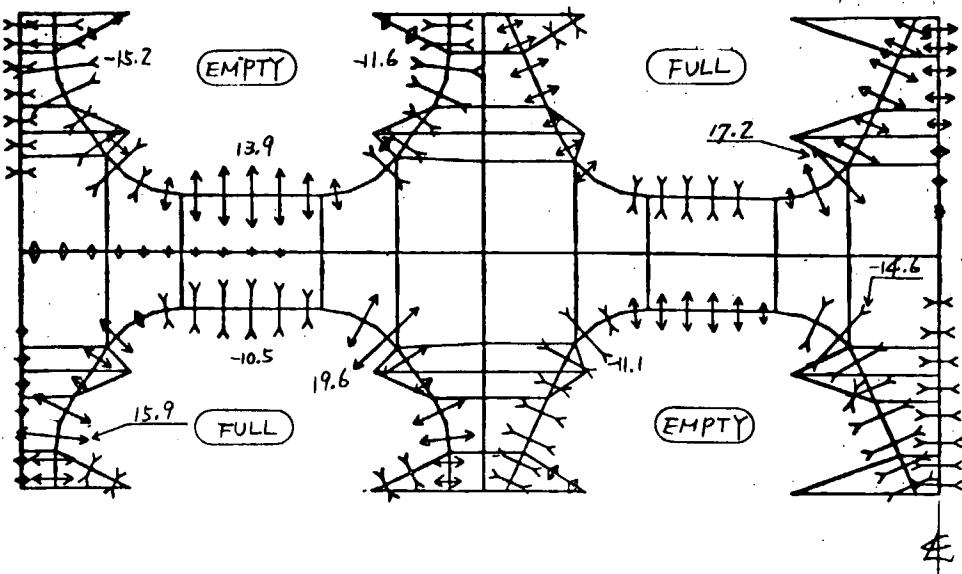
図 2.4.1 1 変形図 (TANK TEST 状態)



LOAD CASE NO.= 1
 MESH \square 2.0 M
 STRESS \square 20.0 KG/MM²

D/W 700,000 T OT NO. 4 HORL. GIRDER

図 2.4.1 2 主応力図 (TANK TEST 状態)



LOAD CASE NO.= 1

MESH □ 2.0 M

STRESS □ 10.0 KG/MM²

D/W 700.000 T OT NO. 4 HORL. GIRDER

図 2.4.1.3 面材直応力図 (TANK TEST 状態)

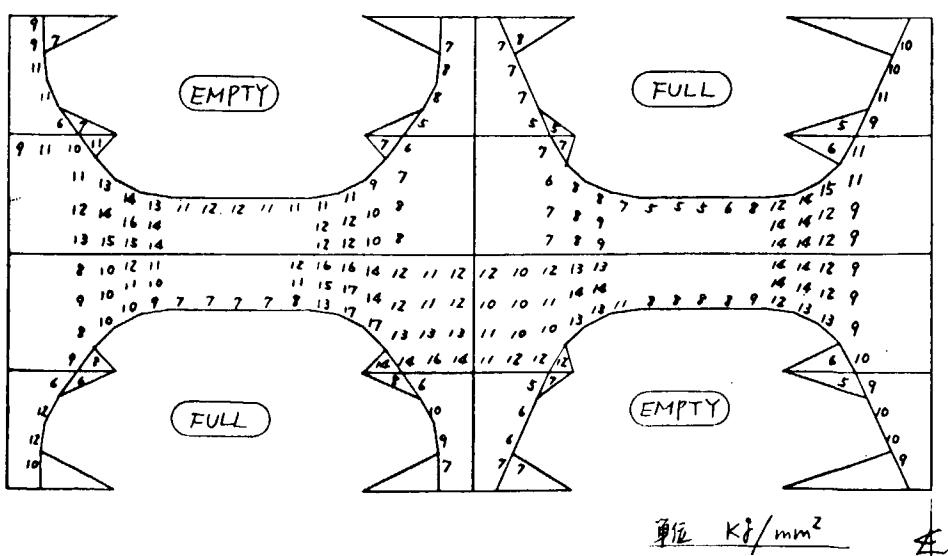


図 2.4.1.4 等価応力図 (TANK TEST 状態)

2.5 700-L/B 5-4 L-H型の横強度

担当 松井 明男(住重)

4 L, BHD, H方式の700型タンカーの横強度計算を行った。

計算は次の3段階にわけて行った。荷重条件は、すべて図2.5.1に示す3状態とした。

(1) 平面格子構造計算(STEP-1)

図2.5.1に示す3タンク長さを対象とし、平面格子構造計算によって縦部材間の相対変位及びTRANS BHDの剪断力を計算した。格子モデルの横部材は、曲げ剛性無限大の剪断梁とし、縦部材は曲げ変形も考慮して計算した。又、TRANS RINGの等価剪断剛性は、TRANS RINGの平面計算より求めた。各荷重状態における計算結果は図2.5.2に示す。

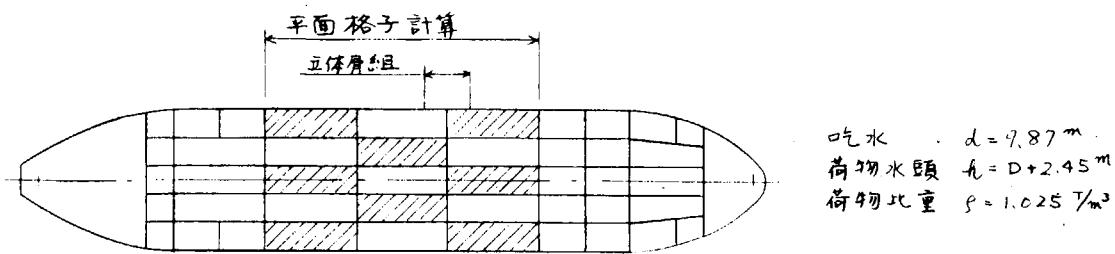
(2) 立体骨組計算(STEP-2)

立体骨組計算は、NO STRUT TYPE及びSTRUT TYPEの両方に対して行った。計算範囲は図2.5.2に示すように、TRANS BHDを含んだ5トランス長さとした。計算モデルは、図2.5.3に示す。本計算では、モデルの前後端で、船長方向の変位を拘束した。その他の境界条件及び部材剛性の取り方等は2.1に従った。

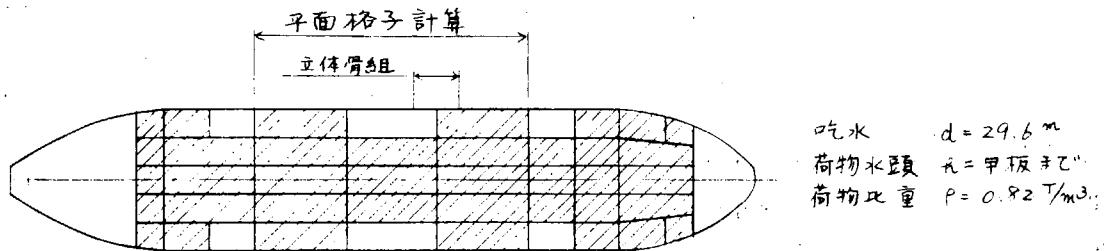
計算結果はA62, A64 HOR. GIRDER及びFR18 TRANS RINGについて示す。図2.5.4～図2.5.6はNO STRUT TYPEの計算結果、図2.5.7はSTRUT TYPEの計算結果である。

(3) 平面FEM計算(STEP-3)

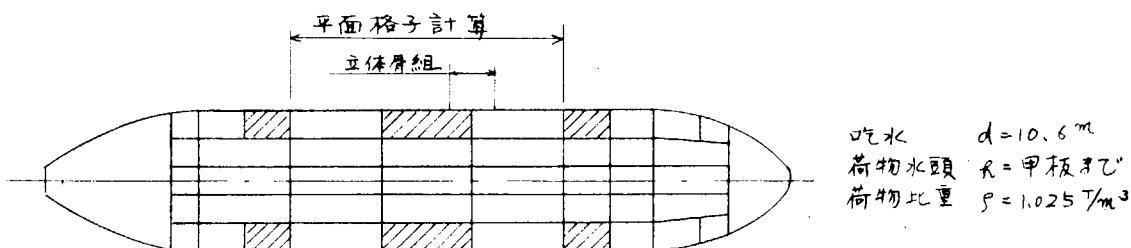
(2)の計算結果を境界力として、A62 HOR. GIRDERの平面F.E.M計算を行った。本計算はSTRUT TYPEについてのみ実施した。境界条件及び計算範囲は図2.5.8に示す。各荷重状態における計算結果は図2.5.9～図2.5.14に示す。



TANK TEST COND.



FULL LOAD COND.



BALLAST COND.

図 2.5.1 荷重条件及び計算範囲

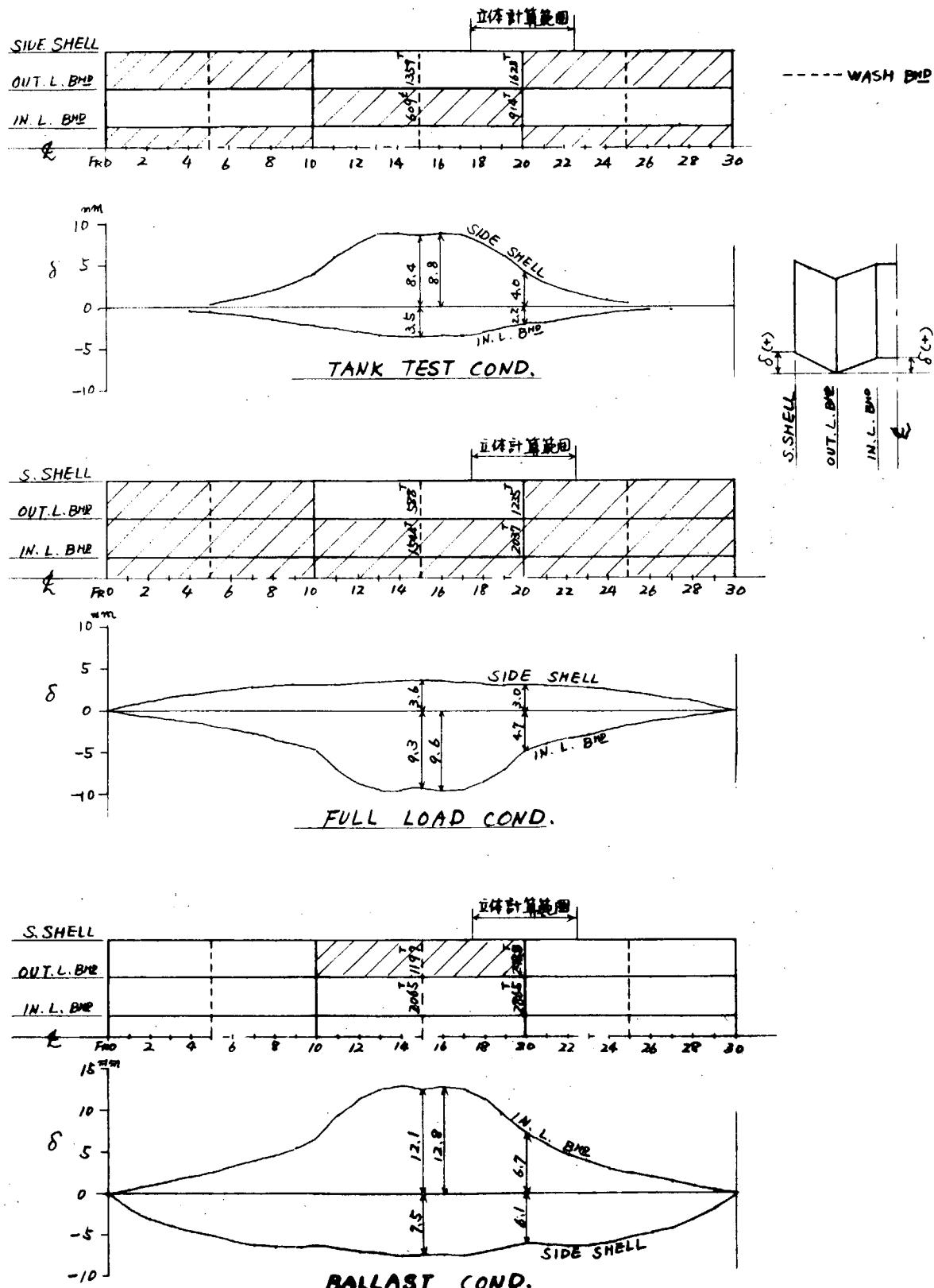
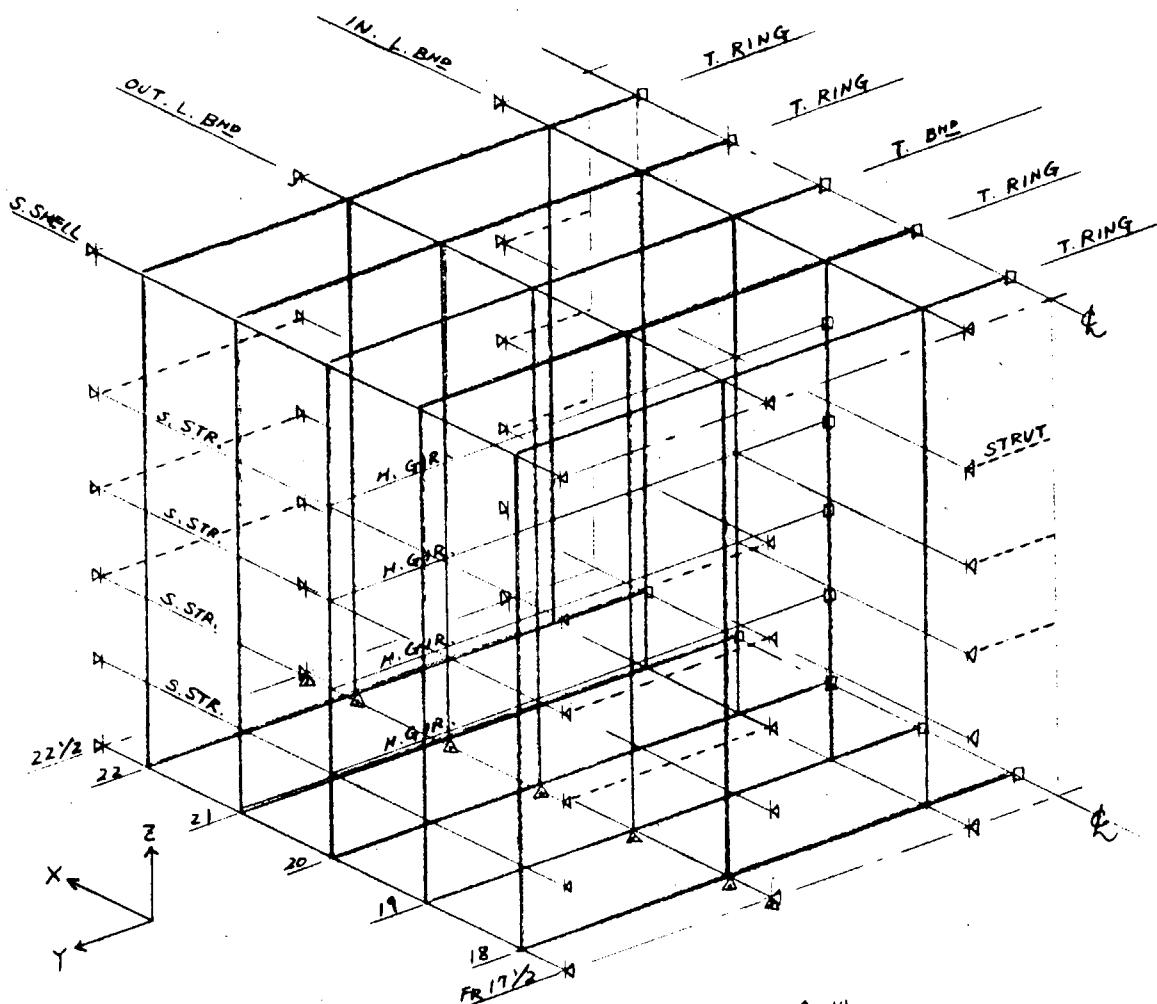


図 2.5.2 縦通部材の相対変位



拘束条件

△…X方向変位, ZX, XY面回転

▲…Z方向変位

□…Y方向変位, YE, XY面回転

図2.5.3 立体骨組計算モデル

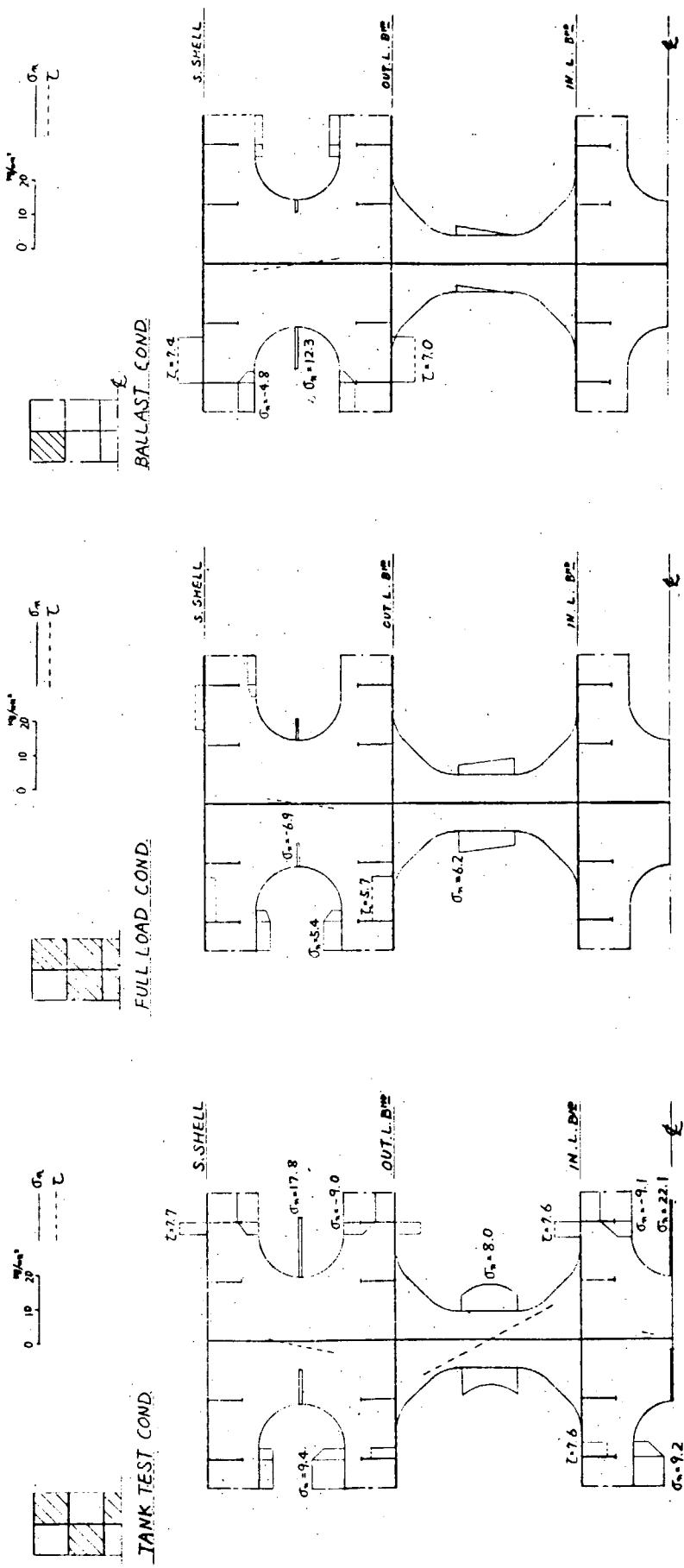


図 2.5.4 №6.2 HOR. GIR. の面材の直応力と WEB の剪断応力
(NO STRUT TYPE)

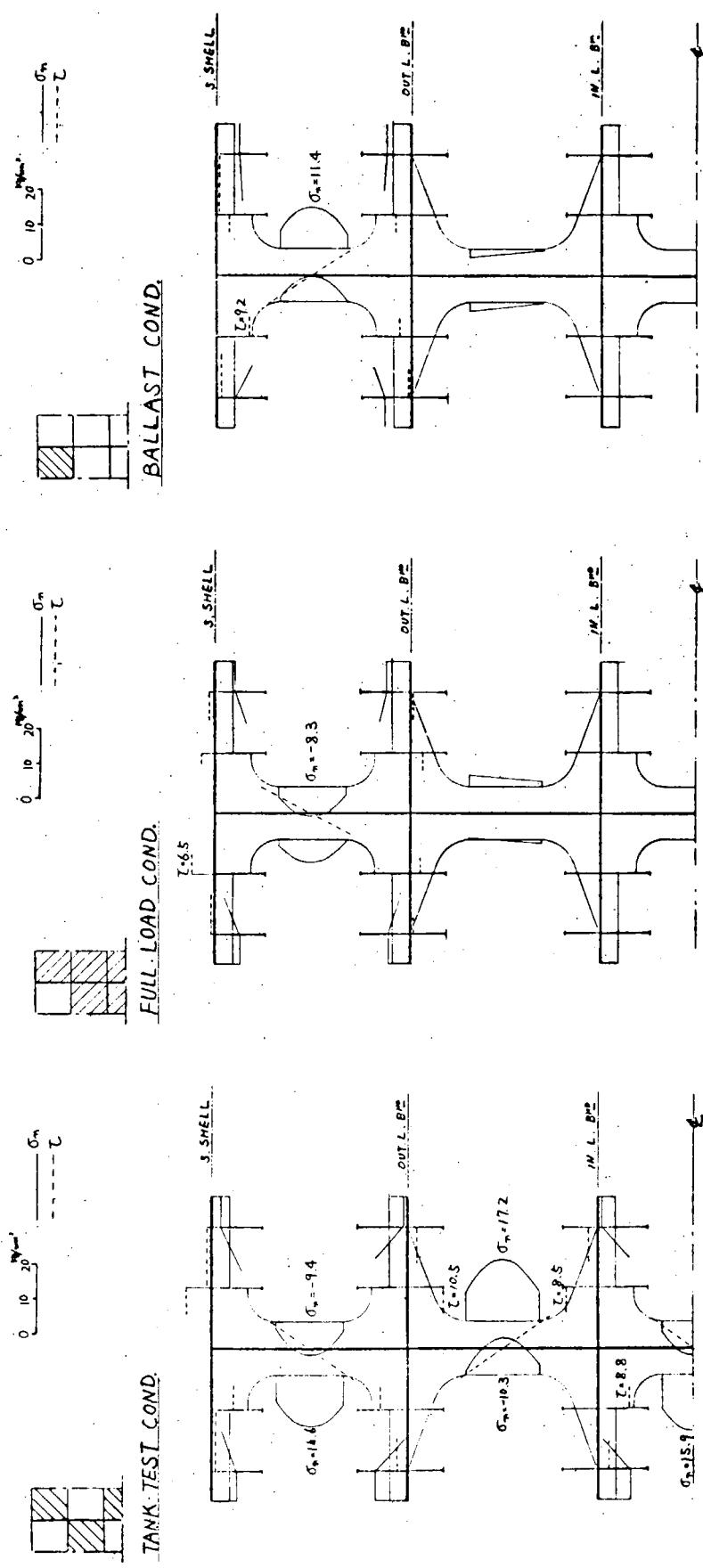


図 2.5.5 No.4 HOR. GIR.の面材の直応力とWEBの剪断応力
(NO STRUT TYPE)

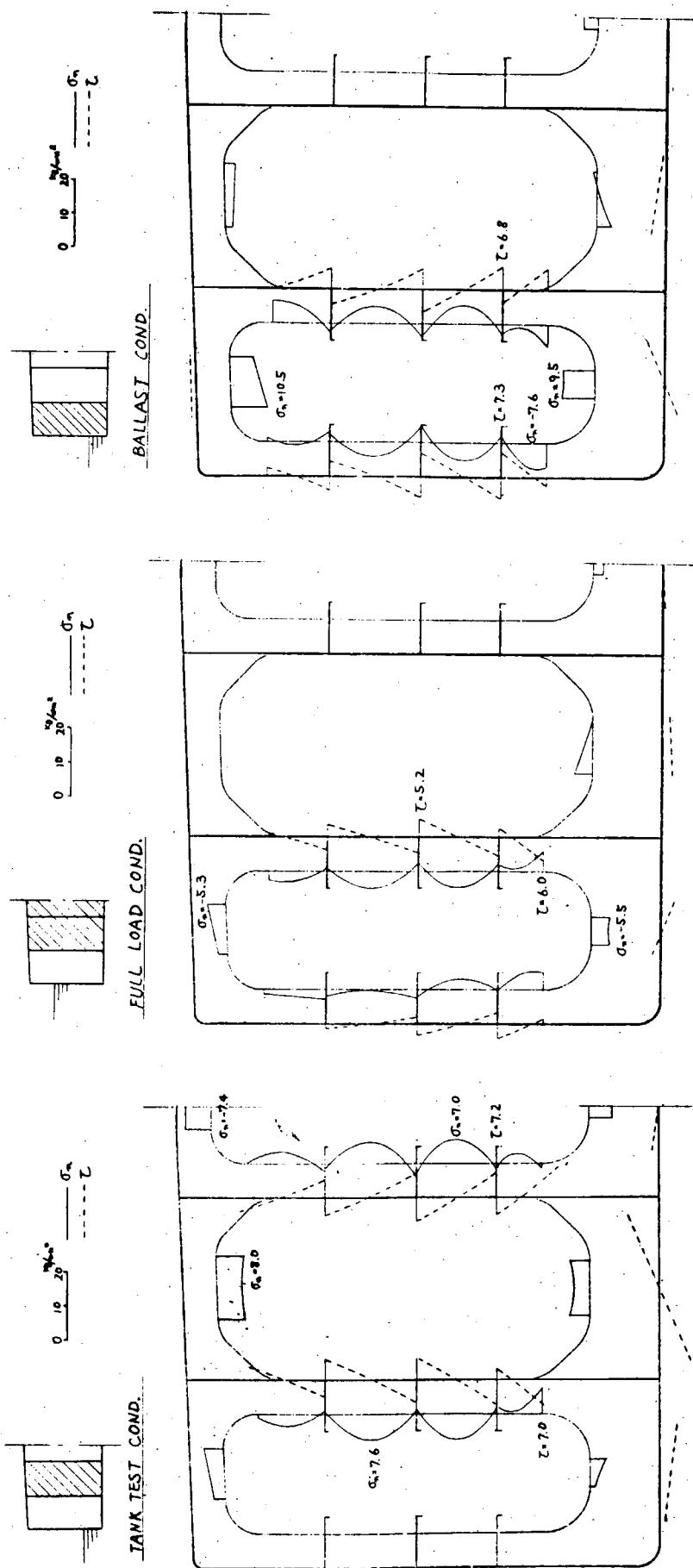


図 2.5.6 FR18 TRANS RING の面材の直応力とWEBの剪断応力
(NO STRUT TYPE)

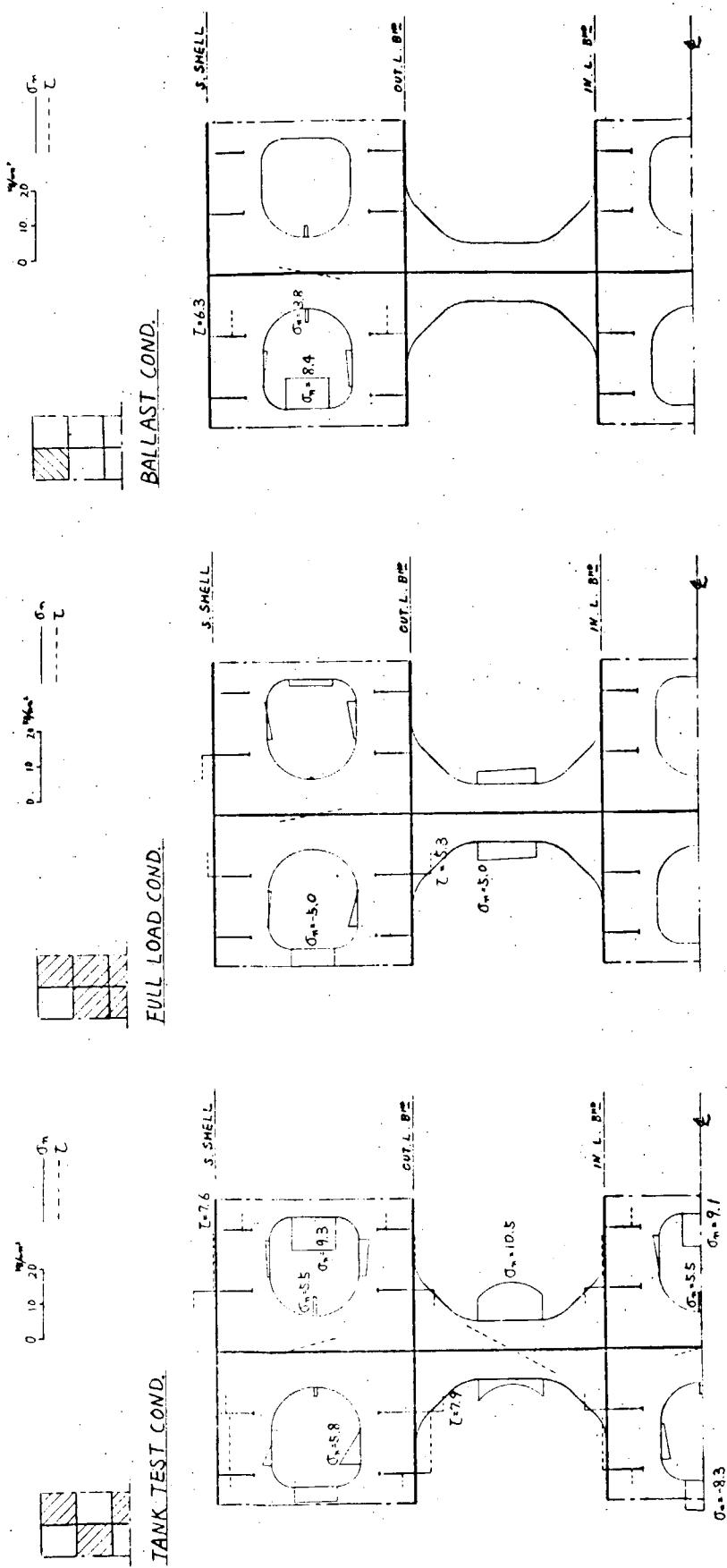
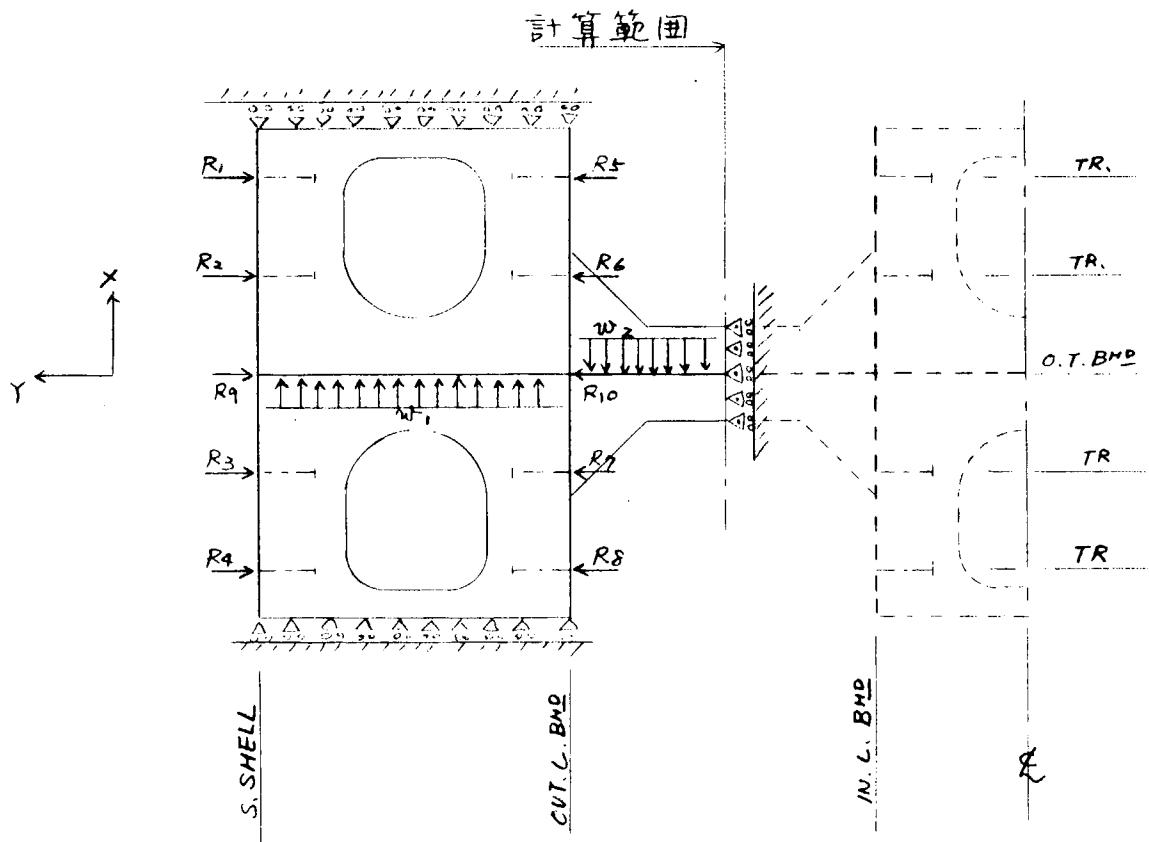


図 2.5.7 #6.2 H.R.G.I.R.の面材の直応力とWEBの剪断応力
(STRUT TYPE)



荷重

$R_1 \sim R_8$ 立体骨組計算より求まる TRANS の反力

R_9 , R_{10} T. BHD. 前後 それぞれ $\frac{1}{2}$ TRANS SPACE 分の力

w_1 , w_2 HOR. GIR に加わる 槽内荷重

境界条件

△ X 方向変位拘束

△ Y 方向変位拘束

図 2.5.8 境界条件及び荷重

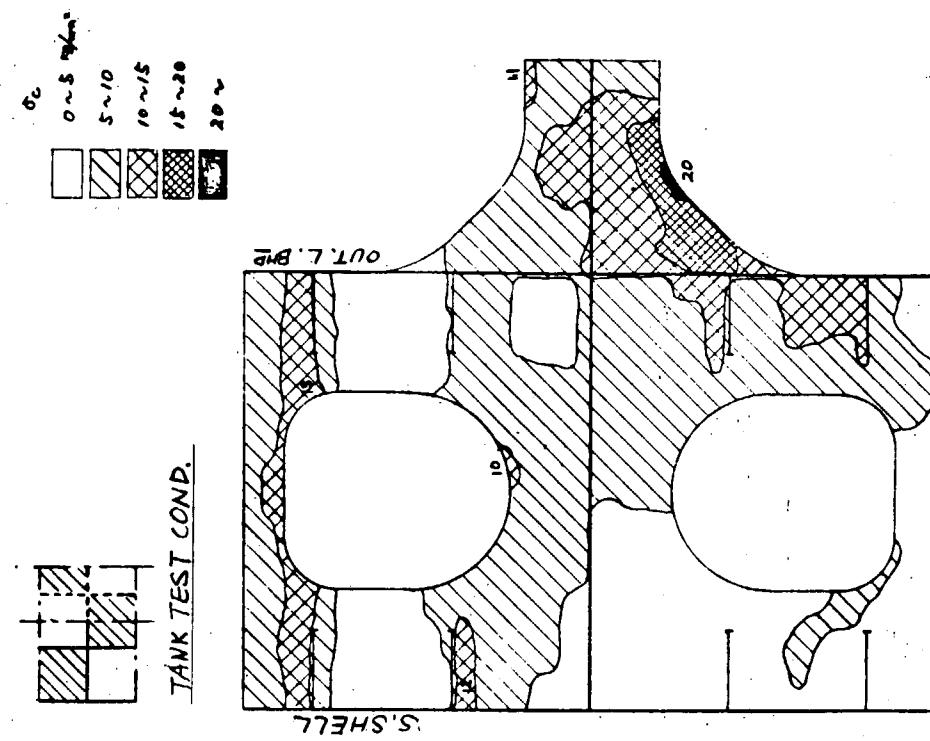


図 2.5.9 #62 HOR II_{\perp} GIR. の面材の直応力とWEBの剪断応力

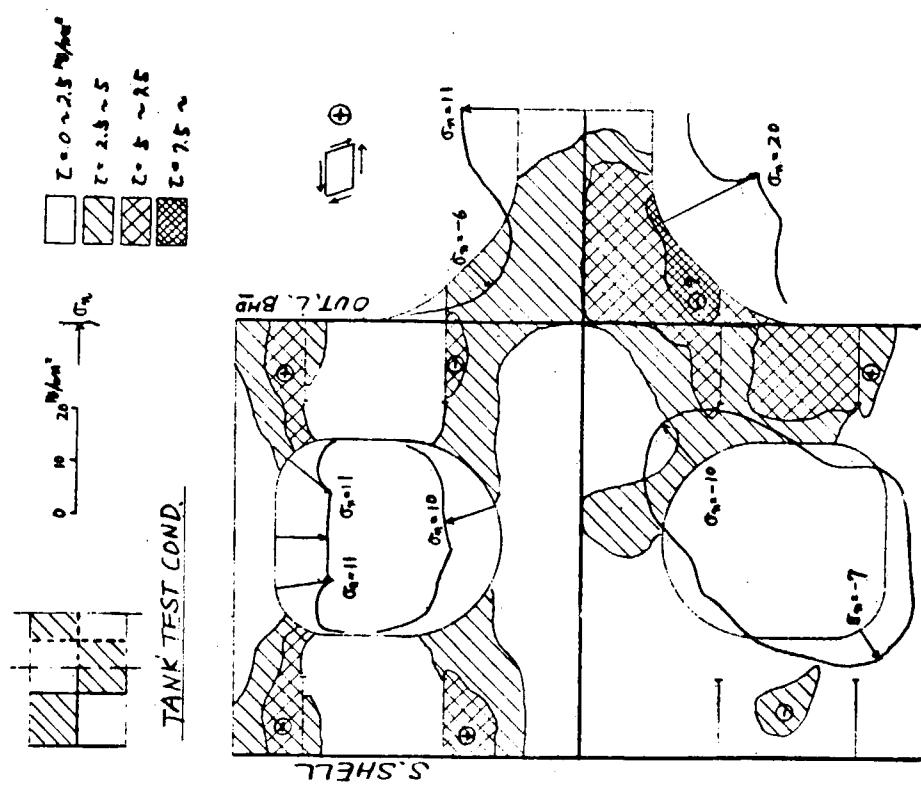


図 2.5.10 #62 HOR II_{\perp} GIR. COMBINED STRESS

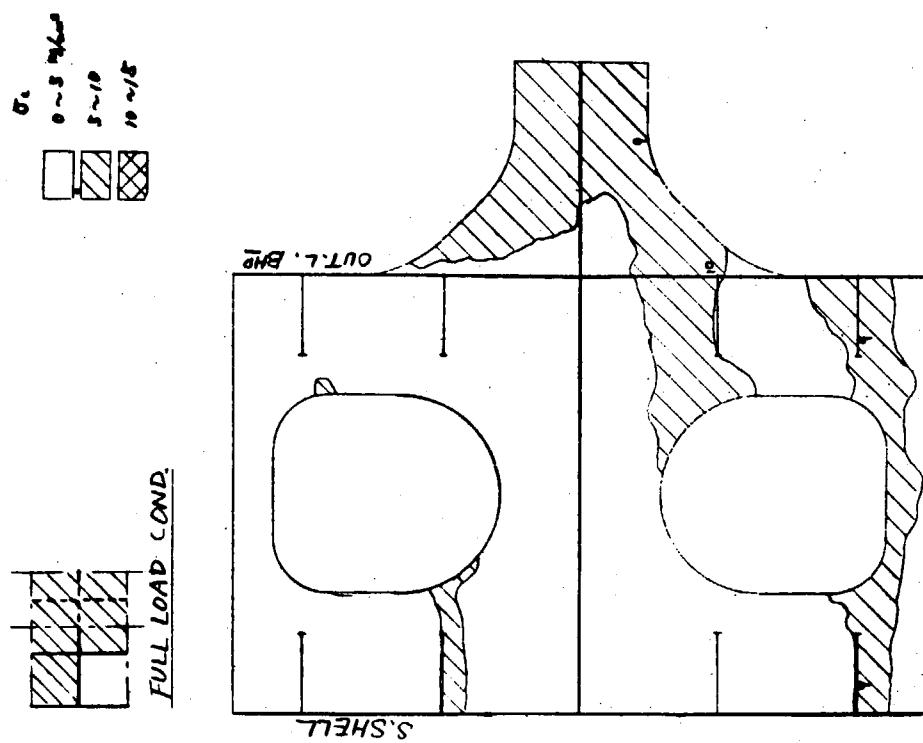


図 2.5.12 M6.2 HORIZONTAL GIR. COMBINED STRESS

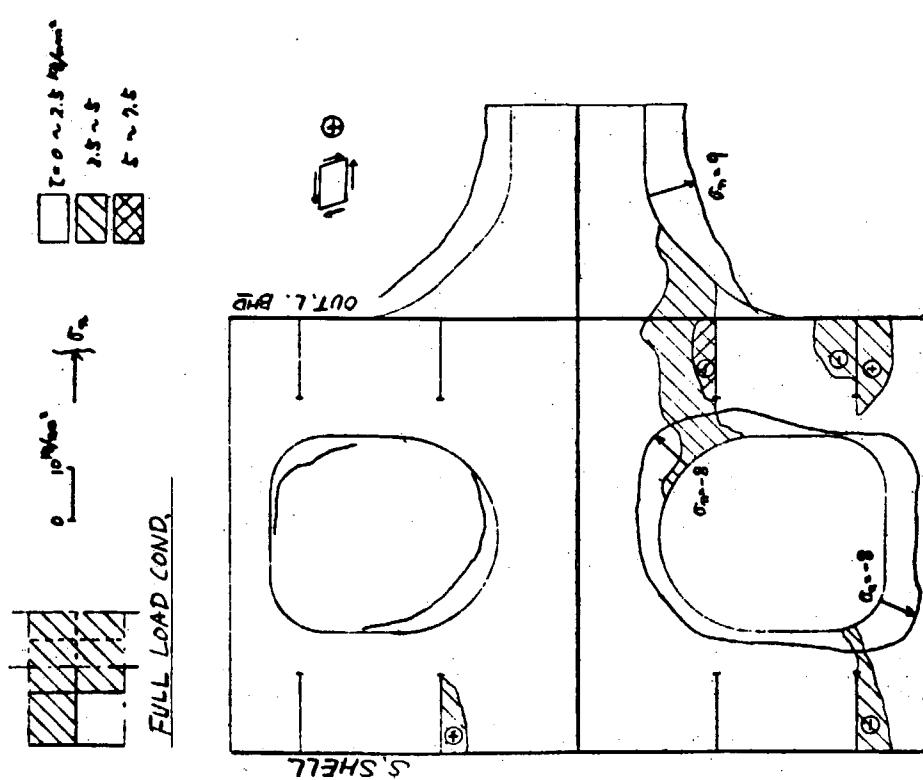


図 2.5.11 M6.2 HORIZONTAL GIR. 面材の直応力とWEBの剪断応力

図 2.5.14 M_2 HOR $^{\perp\perp}$ GIR. COMBINED STRESS

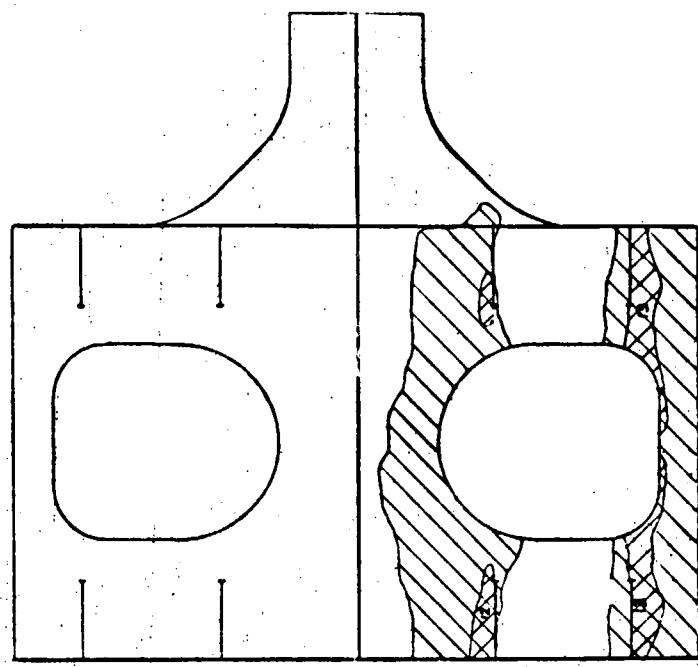
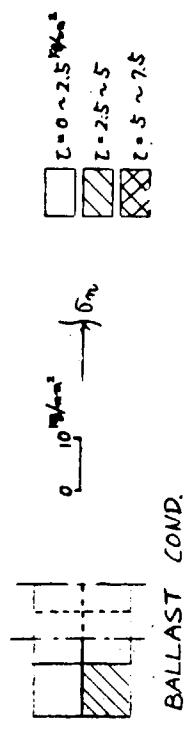
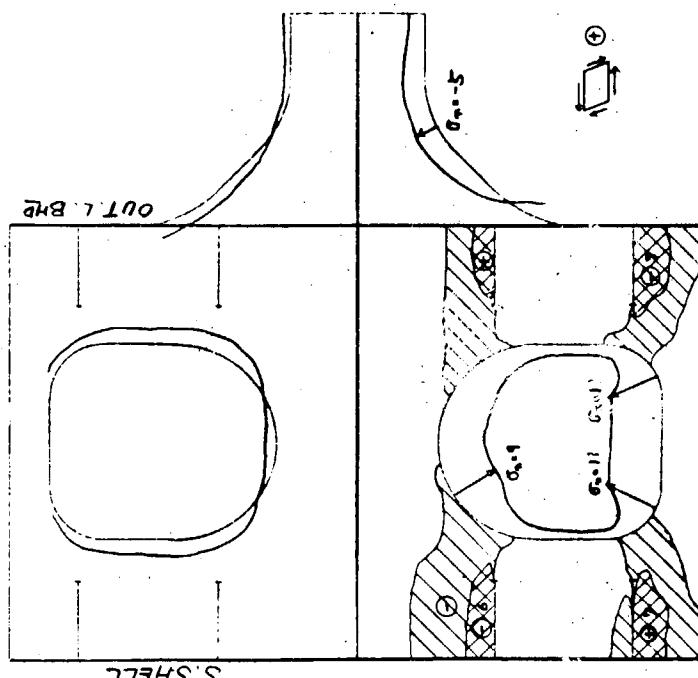


図 2.5.13 M_2 HOR $^{\perp\perp}$ GIR. の面材の直応力と WEB の剪断応力



2.6 700-L/B5-4L-V型の横強度

担当 吉 識 恒 夫 (三井造船)

2.6.1 計算方法

(1) 縦通部材の相対変位計算

タンク構造の縦通部材 (S. SHELL, L. BHD. 及び DK & BTM CR GIR.) を梁部材に置換し, TRANS. RING 剛性を縦通部材相互を結ぶ等価なバネに置換した立体格子モデルにタンク荷重, 外荷重を作用させて, 縦通部材間の相対変位を計算した。計算範囲を図 2.6.2 に示す。

荷重条件は 1) TANK TEST COND. 2) FULL LOAD COND. (波浪中) 3) BALLAST COND. (波浪中) とした。(図 2.6.3)

波浪荷重は簡単のため, NK 検査要領で与えられる船側水圧分布とその面積が等しくなる波高を考え, 波長は L_{pp} に等しいものとした。(図 2.6.1)

WAVE LOAD

(*) --- MODIFIED LOAD FOR CALCULATION

(**) --WAVE LOAD GIVEN BY NK

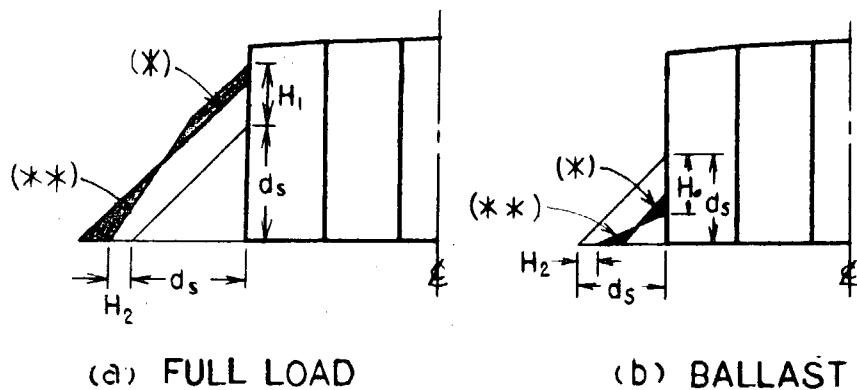


図 2.6.1

(2) TRANS. RING の平面 F.E.M. 計算

(1)の結果より, 縦通部材間の相対変位が最も大きくなる断面を選び, 縦通部材のせん断力(等分布荷重)を境界条件として平面 F.E.M. 計算を行った。

荷重条件は, 1) TANK TEST COND. 2) FULL LOAD COND. (波浪中) 3) BALLAST COND. (波浪中) とした。(図 2.6.3)

(3) HOR. GIR. の平面 F.E.M. 計算

(1)の計算で得られた縦通部材の相対変位を用いて立体骨組計算を行い, その結果より応力的に最も厳しくなると思われる #3 HOR. GIR. を選び, 立体骨組計算から得られる相対変位およびせん断力(等分布荷重)を境界条件として平面 F.E.M. 計算を行った。

荷重条件は, 1) TANK TEST COND. 2) FULL LOAD COND. (波浪中) 3) BALLAST COND. (波浪中) とした。(図 2.6.4)

2.6.2 計算結果

(1) 縦通部材の相対変位計算

計算結果を図2.6.5に示す。この図より、縦通部材間の相対変位はどのLOAD.COND.でもFR.2.5で最大値を生じている。CR.GIR.とSIDE SHELLの相対変位はTANK TESTで7.42mm, FULL LOAD COND. (波浪中)で8.95mm, BALLAST COND. (波浪中)で18.5mmである。

(2) TRANS.RINGの平面F.E.M.計算

計算結果を図2.6.6～図2.6.15に示す。これらの結果から次のことがいえる。

TK TEST COND. 時に INNER TANK BOTTOM TRANS. のR部に約 20 kg/mm^2 のNORMAL STRESSを生じている。これはDEPTHが大きくなつたためと思われるが NKの許容応力値 20 kg/mm^2 以内には納まっている。同上のCOND. で INNER TANK BOTTOM TRANS. のBRACKET TOEに $\sigma_e = 27.5 \text{ kg/mm}^2$ の応力が生じている。これはTOEをSOFTにするか、もしくはBRACKETを大きくする等により解決する必要があろう。

TK TEST COND. 及びBALLAST COND. 時に、ストラットの基部に $\sigma_e = 23.5 \sim 26.1 \text{ kg/mm}^2$ の応力が生じているが、これはWEBの板厚を増厚する等により応力を下げる必要があろう。

TK TEST COND. 時にWG TK L.BHD付 VERTICAL WEBに $\tau = 9.1 \text{ kg/mm}^2$ のせん断応力を生じているが、これは板厚を増すことにより 8.5 kg/mm^2 以下に出来よう。

(3) Hor.Gir.の平面F.E.M.計算

計算結果を図2.6.16～図2.6.25に示す。これらの結果を見るとMID-SPANに於いてはNORMAL STRESS, EQUIVALENT STRESS共に高応力は生じていないが、CR.TANK及びWG.TANKのHOR.GIR.の先端部とBACK BRACKETに、TANK TEST COND.において高応力が生じている($\sigma_e = 26.6 \sim 27.1 \text{ kg/mm}^2$)ので、BRACKETの大きさ、形状、取合い等に一層の注意を払って応力の緩和を図る必要があろう。

CALCULATION RANGE {
 1 FOR RELATIVE DISPLACEMENT
 2 FOR FEM ANALYSIS OF TRANS. RING
 3 FOR FEM ANALYSIS OF HOR. GIR.

$$\frac{L}{404.0 \text{ m}} \times \frac{B}{80.8 \text{ m}} \times \frac{D}{40.3 \text{ m}} \times \frac{d}{29.6 \text{ m}} \times C_b / 0.82$$

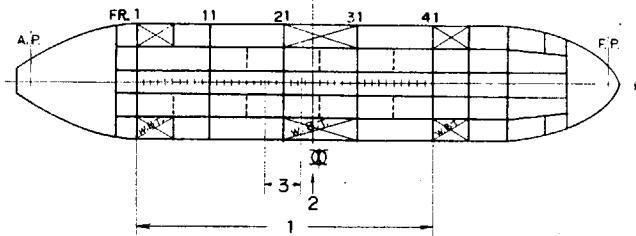
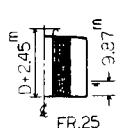
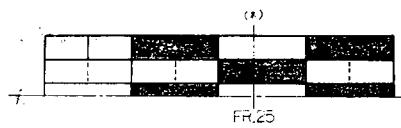


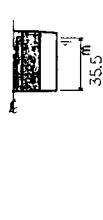
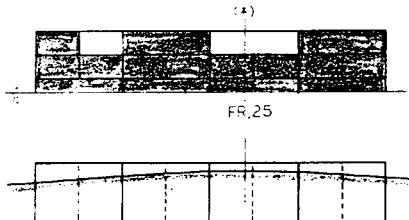
図 2. 6. 2

LOADING CONDITION

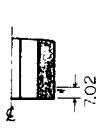
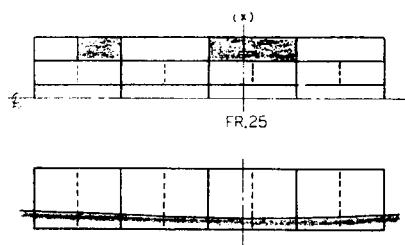
1.TK TEST COND.



2.FULL LOAD COND. (IN WAVE)



3.BALLAST COND. (IN WAVE)

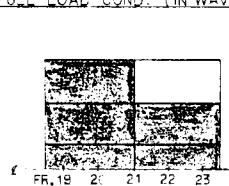


LOADING CONDITION

1.TK TEST COND.

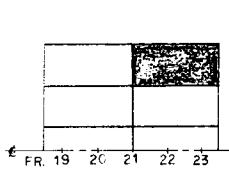
	HEAD (m)	DRAFT (m)	P (T/m³)
WG.TK	42.75		
IN.TK	"	9.87	1.025
CR.TK	"		

2.FULL LOAD COND. (IN WAVE)



	HEAD (m)	DRAFT at FR.21 (m)	P (T/m³)
WG.TK	41.4		
IN.TK	41.8	35.2 (35.5m at FR.25)	0.82
CR.TK	42.0		

3.BALLAST COND. (IN WAVE)



	HEAD (m)	DRAFT at FR.21 (m)	P (T/m³)
WG.TK	41.4		
IN.TK	0	7.12 (7.02m at FR.25)	1.025
CR.TK	0		

図 2. 6. 3

図 2. 6. 4

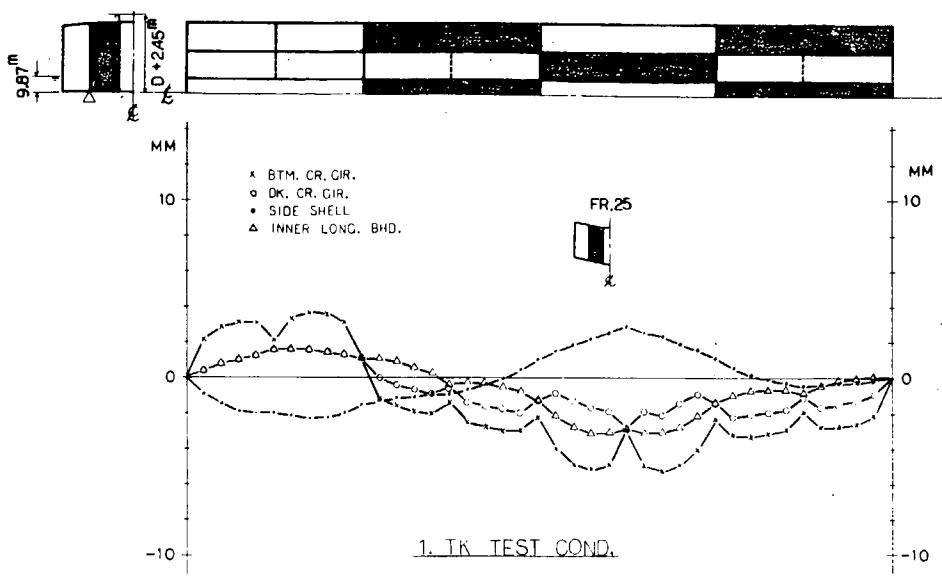


图 2. 6. 5 (a)

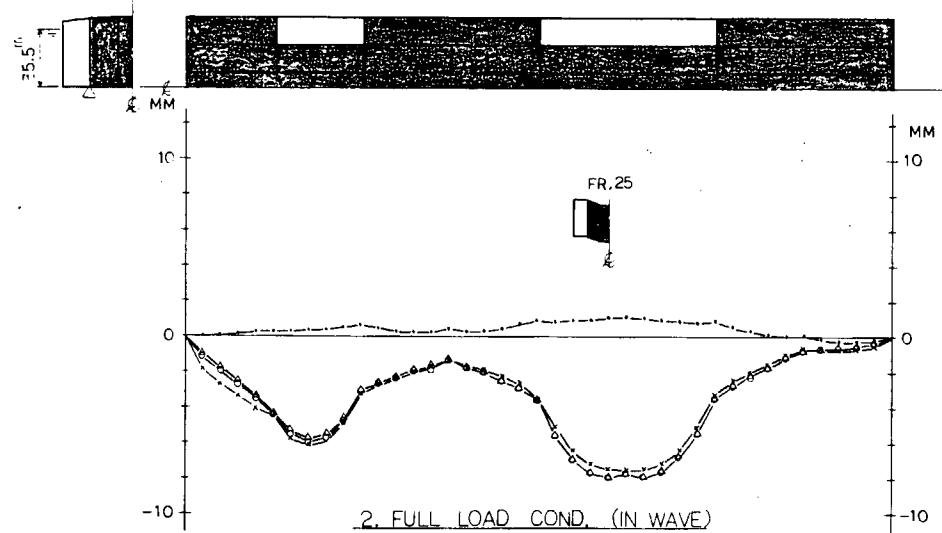


图 2. 6. 5 (b)

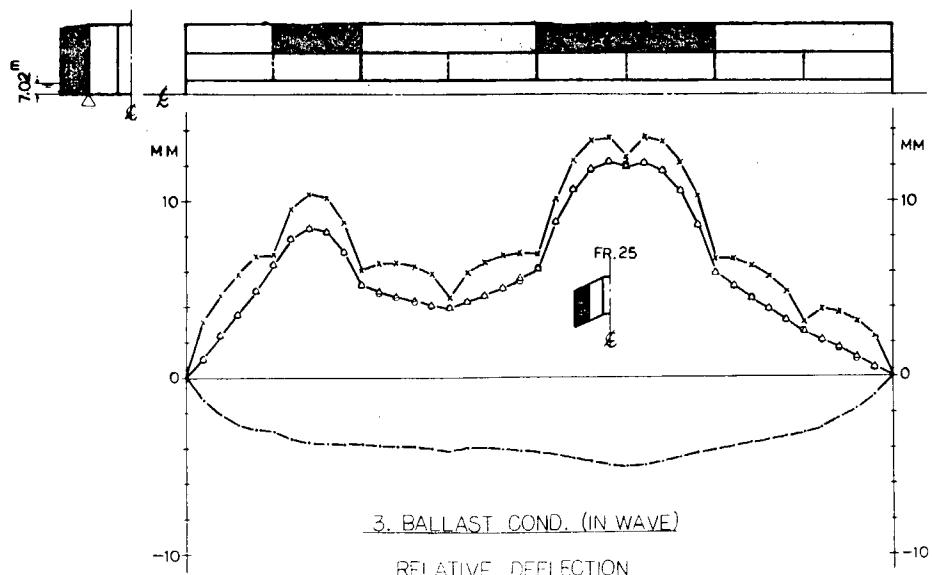


图 2. 6. 5 (c)

MESH PATTERN

SR152 700 TYPE TANKER (4L-V, S.O) BY MITSUI

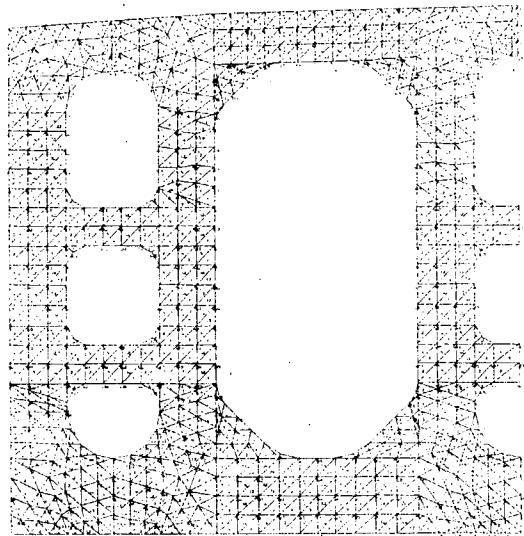


図 2. 6. 6

DISPLACEMENT

L . C . = TK TEST

SR152 700 TYPE TANKER (4L-V, S.O) BY MITSUI



図 2. 6. 7

DISPLACEMENT

L . C . = FULL LOAD

SR152 700 TYPE TANKER (4L-V, S.O) BY MITSUI

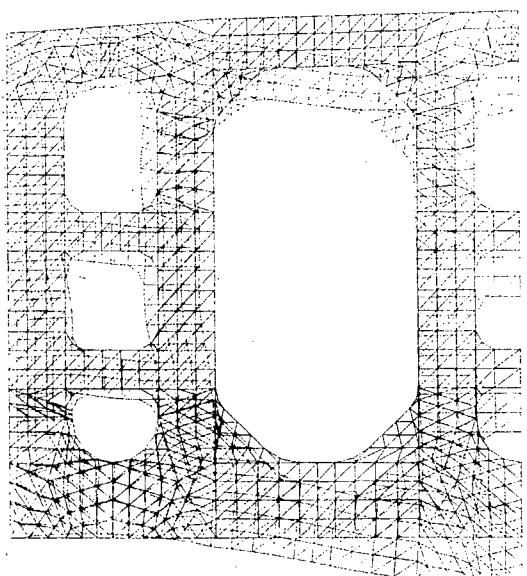
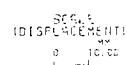


図 2. 6. 8

DISPLACEMENT

L . C . = BALLAST

SR152 700 TYPE TANKER (4L-V, S.O) BY MITSUI

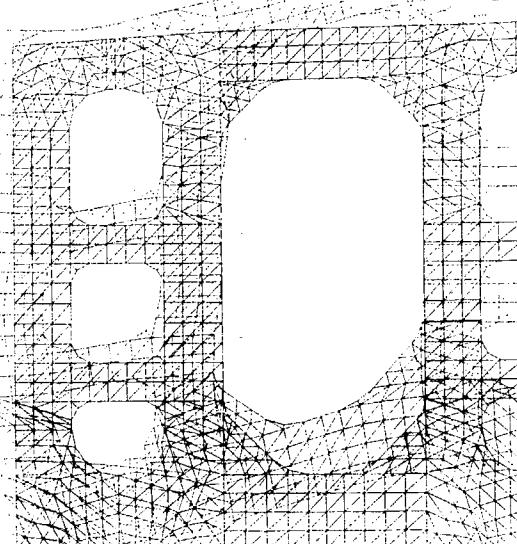
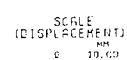


図 2. 6. 9

NORMAL STRESS

L. C. = TANK TEST

SR152 700 TYPE TANKER (4L-V, 5.0) BY MITSUI

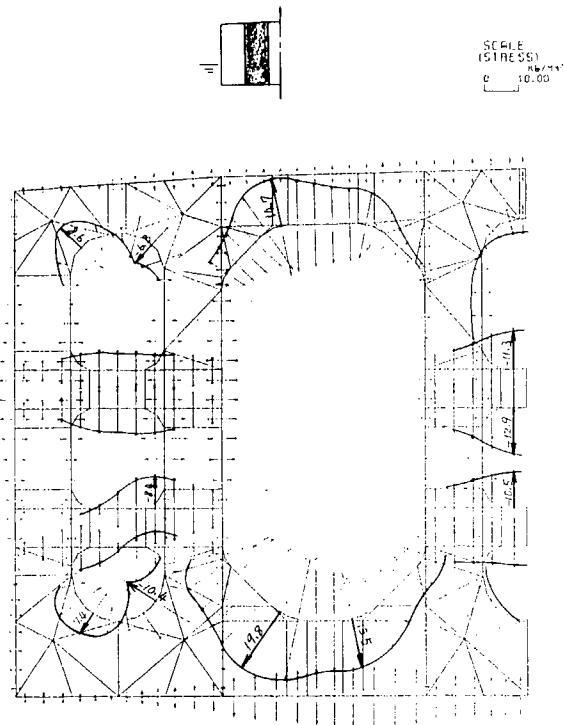


図 2. 6. 1 0

NORMAL STRESS

L. C. = FULL LOAD

NORMAL STRESS

L. C. = BALLAST

SR152 700 TYPE TANKER (4L-V, 5.0) BY MITSUI

SR152 700 TYPE TANKER (4L-V, 5.0) BY MITSUI

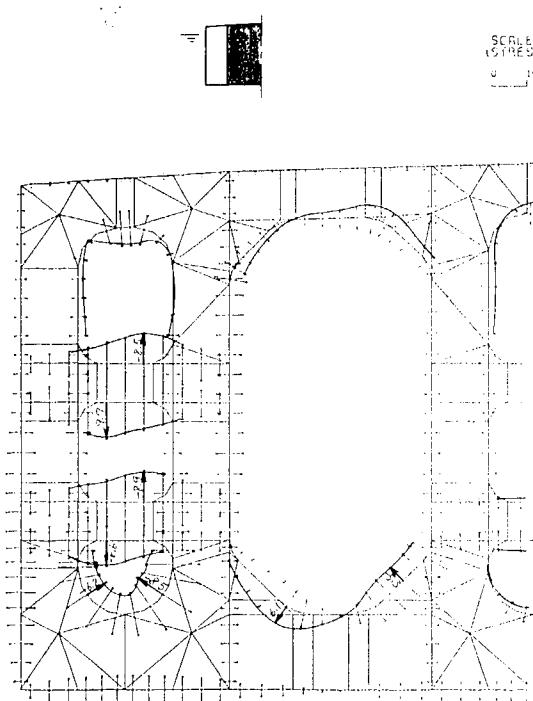


図 2. 6. 1 1

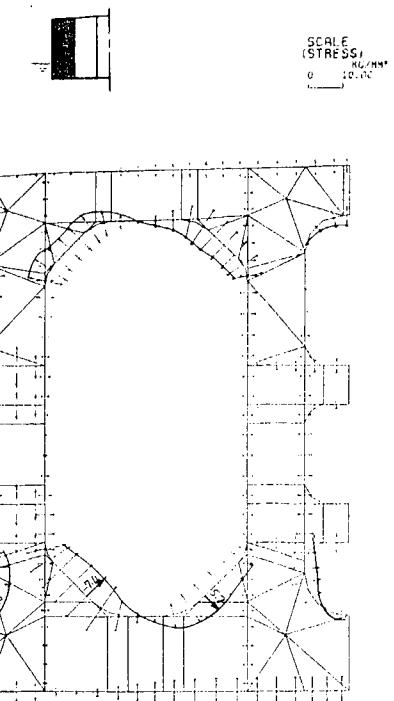


図 2. 6. 1 2

EQUIVALENT STRESS L.C.=TK TEST

SR152 700 TYPE TANKER 6.4L-V. 5.0 12MITSUI 24.

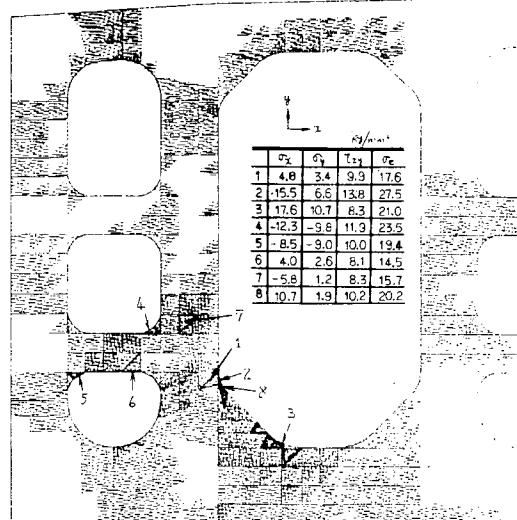


図 2. 6. 1 3

EQUIVALENT STRESS L.C.= BALLAST

EQUIVALENT STRESS L.C.= FULL

SR152 700 TYPE TANKER 6.4L-V. 5.0 12MITSUI 24.



SR152 700 TYPE TANKER 6.4L-V. 5.0 12MITSUI 24.

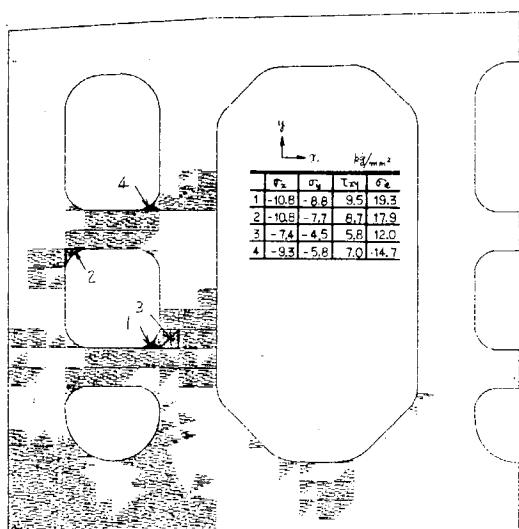


図 2. 6. 1 4

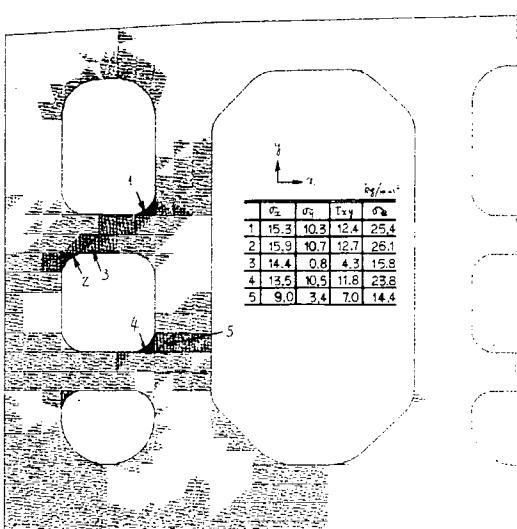


図 2. 6. 1 5

MESH PATTERN

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI
NO. 3 HOR. GIR.

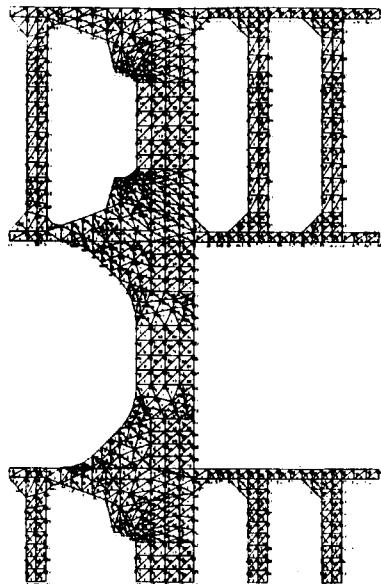


図 2. 6. 1 6

DISPLACEMENT

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI
NO. 3 HOR. GIR.

SCALE
0 : 1/500

mm

inch

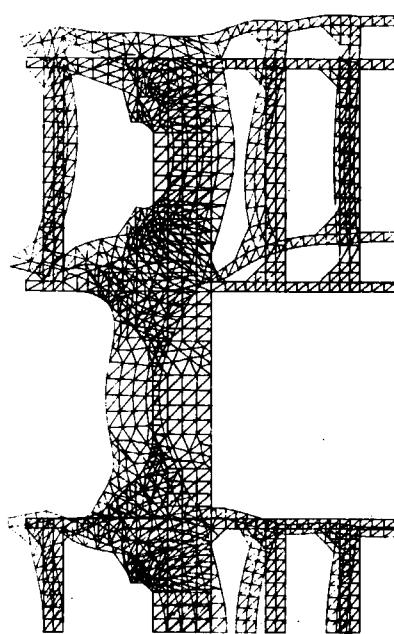


図 2. 6. 1 7

DISPLACEMENT

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI
NO. 3 HOR. GIR.

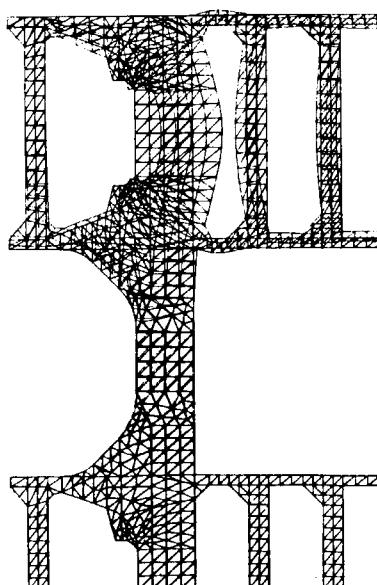


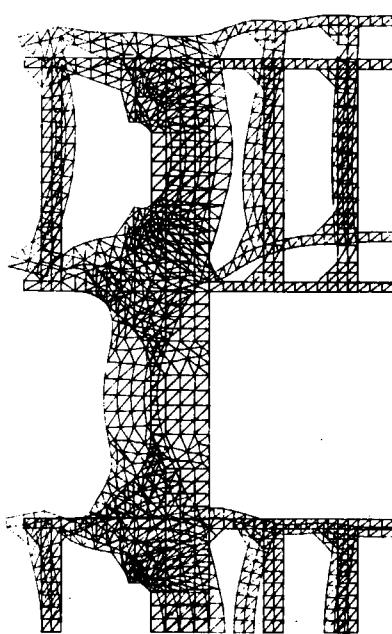
図 2. 6. 1 8

L.C. = TK TEST

SCALE
0 : 1/500

mm

inch



DISPLACEMENT

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI
NO. 3 HOR. GIR.

SCALE
0 : 1/500

mm

inch

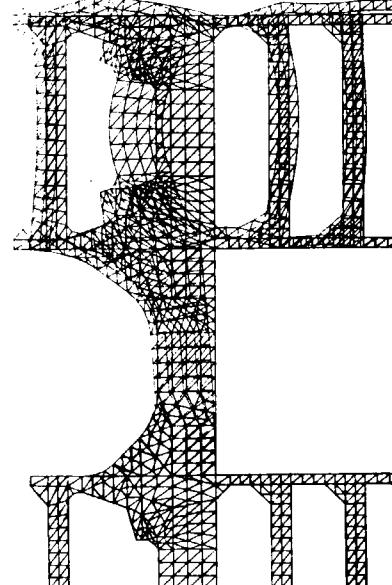


図 2. 6. 1 9

NORMAL STRESS

L.C. = TK TEST

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI
NO. 3 HCR. GIR.



SCALE
(STRESS)
0 10.00
kg/mm²

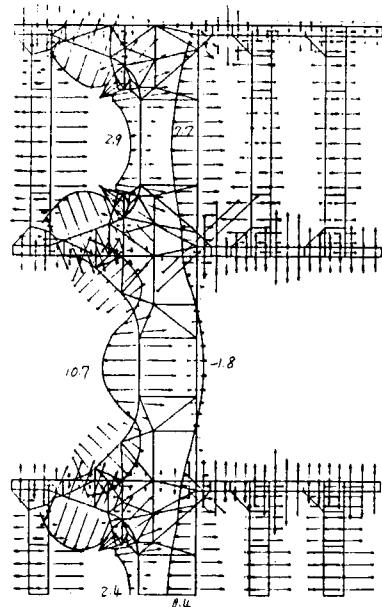


図 2. 6. 2 0

NORMAL STRESS

L.C. = FULL

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI
NO. 3 HCR. GIR.



SCALE
(STRESS)
0 10.00
kg/mm²

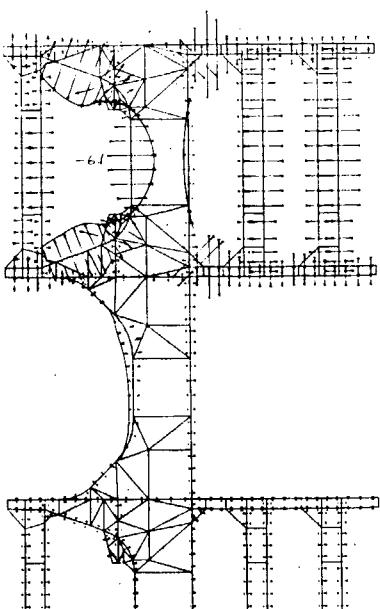


図 2. 6. 2 1

NORMAL STRESS

L.C. = BALLAST

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI
NO. 3 HCR. GIR.

SCALE
(STRESS)
0 10.00
kg/mm²

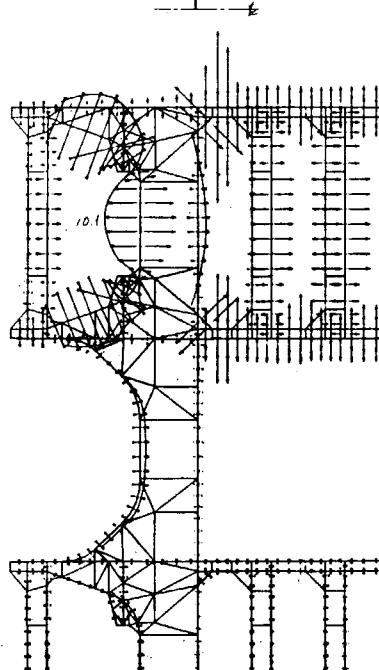


図 2. 6. 2 2

EQUIVALENT STRESS L.C.=TK TEST

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI

NO. 3 HOR. GIR.

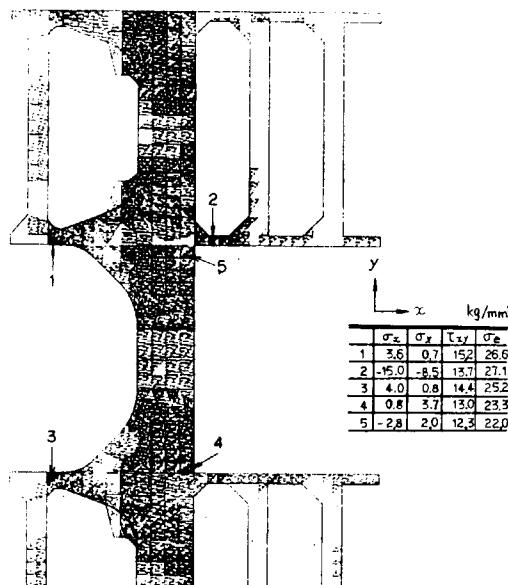
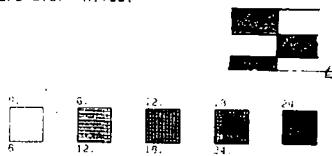


図 2. 6. 2 3

EQUIVALENT STRESS L.C.=FULL

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI

NO. 9 HOR. GIR.

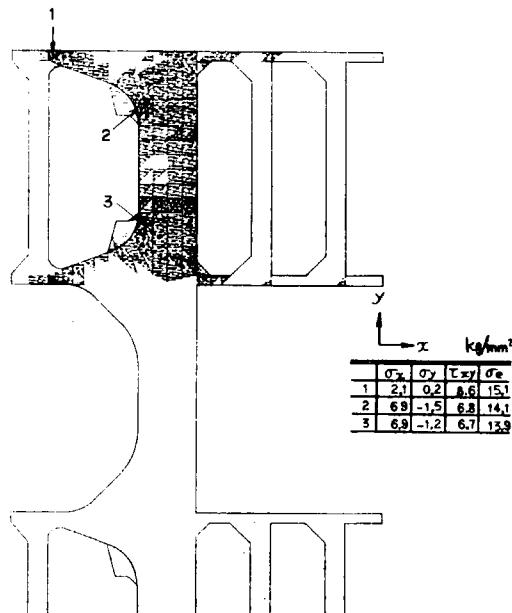


図 2. 6. 2 4

EQUIVALENT STRESS L.C.=BALLAST

SR152 700 TYPE (4L-V, L/B=5.0) MITSUI

NO. 3 HOR. GIR.

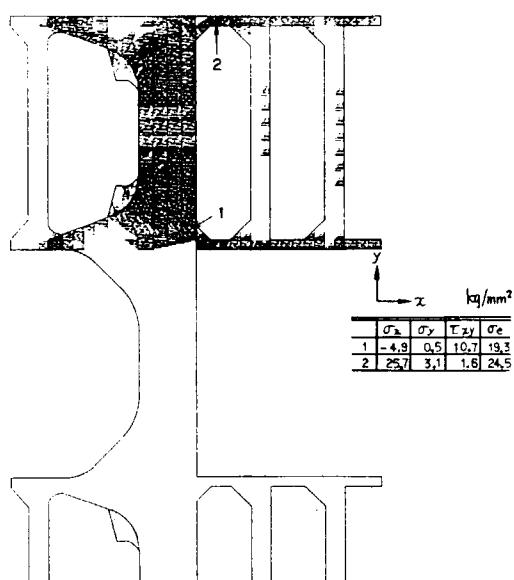
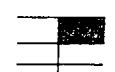


図 2. 6. 2 5

2.7 700-L/B55-4L-V型の横強度

担当 加藤 瞳（佐世保重工）

2.7.1 解析法

対象船に採用された構造方式は VLCC 以下のタンカーに数多く採用された構造方式と類似であり、これまでの経験が生かしやすい構造といえるが、大型タンカーに採用された場合の強度上の問題の有無を調査するため、図 2.7.1 に示す計算フローにて計算を行った。

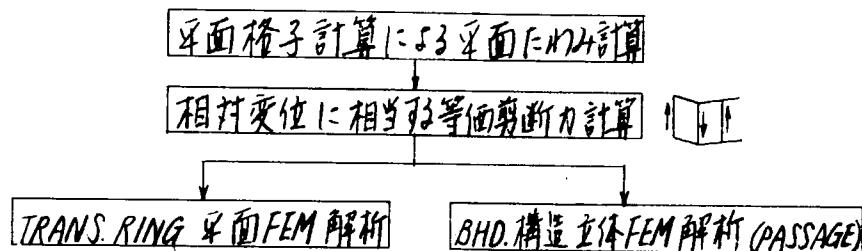


図 2.7.1 計算フロー

(1) 平面格子構造解析

図 2.7.2 に示すタンク長さを対象とし TRANS.RING, BHD. を等価横置深に置き換え、タンクの前後で両端支持とした平面格子モデルに置換し、同図中に示す荷重状態 (FULL LOAD, BALLAST, TANK TEST) に対して平水中における相対変位を求めた。

(2) TRANS.RING の平面 FEM 解析

図 2.7.2 に示す各荷重状態に対し、(1)で求められた相対変位が最も大きくなる TRANS.RING を取り出し、相対変位に相当する剪断力を SIDE SHELL, LONG.BHD. に分布させ所定の圧力分布に対して解析を行った。

なお 3 荷重状態のうち FULL LOAD, BALLAST 状態に対しては、NK で規定している波浪外力を考慮しているが、相対変位量については平水中の場合の値を用いた。

又構造のモデル化に際しては FACE SKIN PLATE とも全て 100% 有効に働くと仮定した。

(3) BHD. 構造の立体 FEM 解析

BHD.を中心にして前後各 2.5 TRANS SPACE をとり出し、図 2.7.2 に示す荷重状態に対して(1)で与えられた相対変位量に相当する等価剪断力を、各 TRANS 位置で SIDE SHELL, LONG.BHD. にかけ PASSAGE により解析した。

なお FULL LOAD 状態に対しては、図 2.7.2 解析対象域で部分的に SWASH BHD. が設けられているが、解析の都合上仮想の TIGHT BHD. を設けて解析した。

又 HORIZONTAL GIRDER の FACE は WEB の下面に設けられており、GIRDER の面外曲げによる FACE の有効率の低下が考えられるが、解析においては 100% 有効とした。

2.7.2 解析結果および考察

構造の強度を評価する一つの方法として、実績船の解析結果をベースに定められた許容応力との比較を行う経験工学的評価がある。ここでは 2.7.1 で述べた解析の結果を NK に規定の許容応力 (平行部で $\sigma = 18 \text{ kg/mm}^2$, コーナー部で $\sigma = 20 \text{ kg/mm}^2$) をベースに構造強度に対する考察を行っていくこととする。

(1) TRANS.RING

図 2.7.2 に示した 3 荷重状態に対する解析結果を各々図 2.7.3 ~ 2.7.5 に示す。又解析の結果明らかとなった点の主なものを表 2.7.1 に示す。

表 2.7.1 より明らかなように応力の高い箇所として

(1) INNER WING TANK内TRANS.

(a) STRUTコーナー部

が上げられる。これらのうちINNER WING TANK内TRANSは部材の板厚を増加させるなど適当な補強を加えることにより応力の緩和は可能だが、STRUTコーナー部は、計算上の仮定として、FACEは100%有効としており、実際の有効率40%(EFFECTIVE BREADTH OF FACE PLATES FOR FABRICATED SECTIONS R&T.A REPORT 5088, LRによる)を考慮すると、さらに応力は増加する。又STRUTコーナー部は船体運動に伴い生ずる変動圧の影響を受けやすい構造であり、静荷重と船体の相対変位によってもたらされた、付加応力による高平均応力場における応力の変動を考えると疲労強度についての検討が必要となろう。

一方FULL LOAD状態におけるWING TANK内TRANS.のWEBには図2.7.3に示すように広い範囲にわたって圧縮応力場が存在する。パネルの局部座屈に対する強度はもとより、全体としての座屈強度に対する検討が必要であろう。

(2) BHD.構造

図2.7.2に示す3荷重状態に対し、BHDをはさむ前後各2.5トランスを含む立体構造を要素分割した。分割例を図2.7.6に示す。

又、4条のHORIZ.GIRDER(上層から下層に向って各々No.1, 2, 3, 4 HORIZ.GIRDERと呼ぶ)に生ずる応力と変形を図2.7.7～2.7.10(C, BHD.後方の2TRANS.RING(BHD.に隣接するTRANS.RINGをNo.2TRANS.RINGとする)の応力と変形を各々図2.7.11および図2.7.12(C)SKIN PLATEの応力分布の1例を図2.7.13に示す。

解析の結果明らかとなつた点の主なものを表2.7.2に示す。表2.7.2から明らかなように高応力は以下の個所に発生している。

(1) WING TANK 内 HORIZ.GIRDERのコーナー部

(a) HORIZ.GIRDERに連結したLONG.STIFF.

(b) WING TANK 内 HORIZ.GIRDER のBRACKET部

(1)項については高応力発生個所がコーナー部で、FACEの有効率が著しく低下する部分であり、解析値よりもさらに高い応力が発生する(解析では有効率を100%と仮定している)恐れがある。

又(b), (c)項について共通していることは、共に強制変形により高応力が発生していることである。

強制変形を受ける部材は、一般に補強に比例して強制外力が増加し、応力の低下が困難な場合が多い。

今回の計算では対称構造である最下層HORIZ.GIRDERの応力は、非対称構造である他のGIRDERに比べて低いことを考えると、(1), (a), (b)項の問題を解決する一つの方法として、他のHORIZ.GIRDERも対称構造にすることにより応力の低下をはかるなど、今後検討の必要がある。

一方BHD.後部隣接TRANS.RINGはSTRUTをはずしたにもかかわらず図2.7.12に示すように応力は低い。これは4条のHORIZ.GIRDERによって支持されているためであり、部材寸法の低下を行っても良いようである。

構造解析の結果を見ると一部高応力の発生している部材もあるが、これらも構造部材の配置等を一部変更することで応力の低下をはかることは可能であり、大型船における本質的問題とは考えられない。

従ってSTRUTおよびHORIZ.GIRDERについて注意を払って設計すればVLCC以下と同程度の強度の維持は可能であると考えてよい。

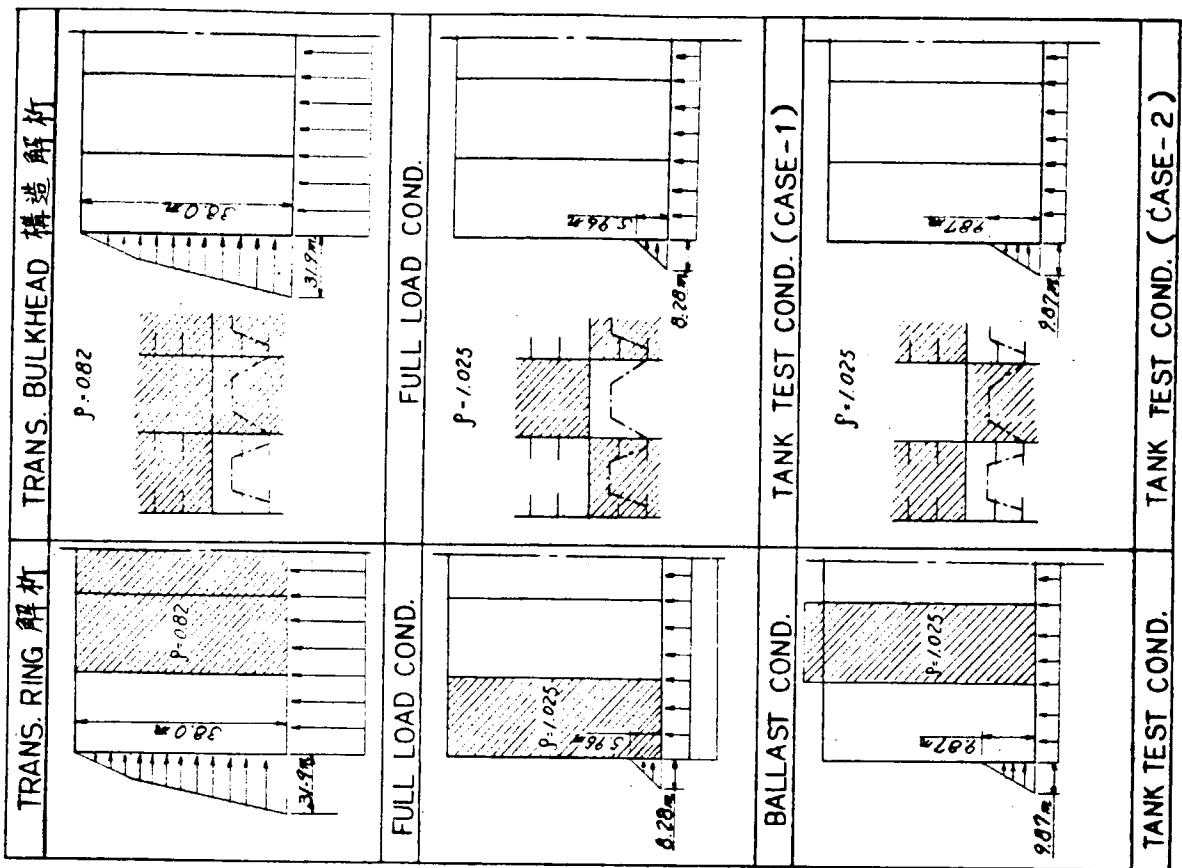
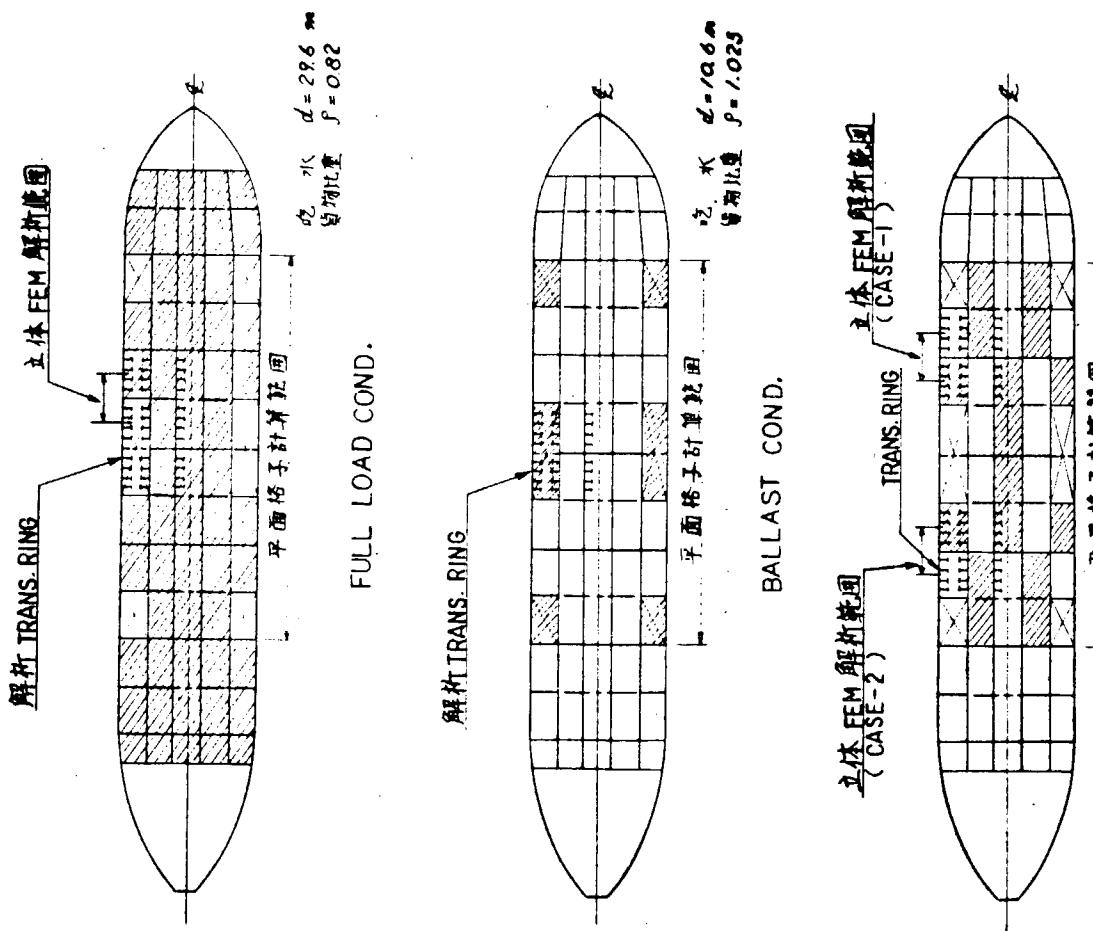


図 2.7.2 荷重配置による解析対象構造位置



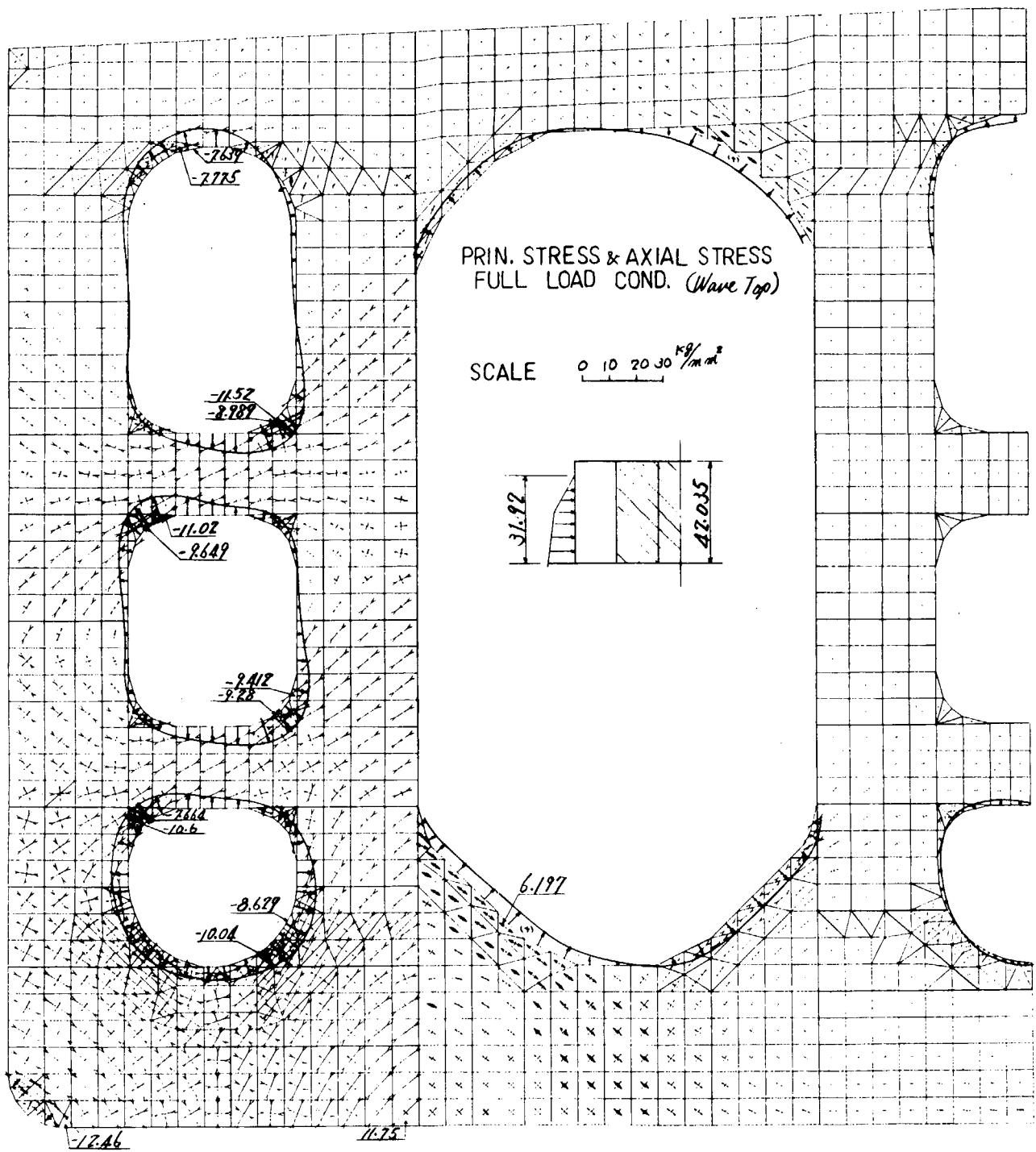


図 2.7.3 応力分布(FULL LOAD COND.)

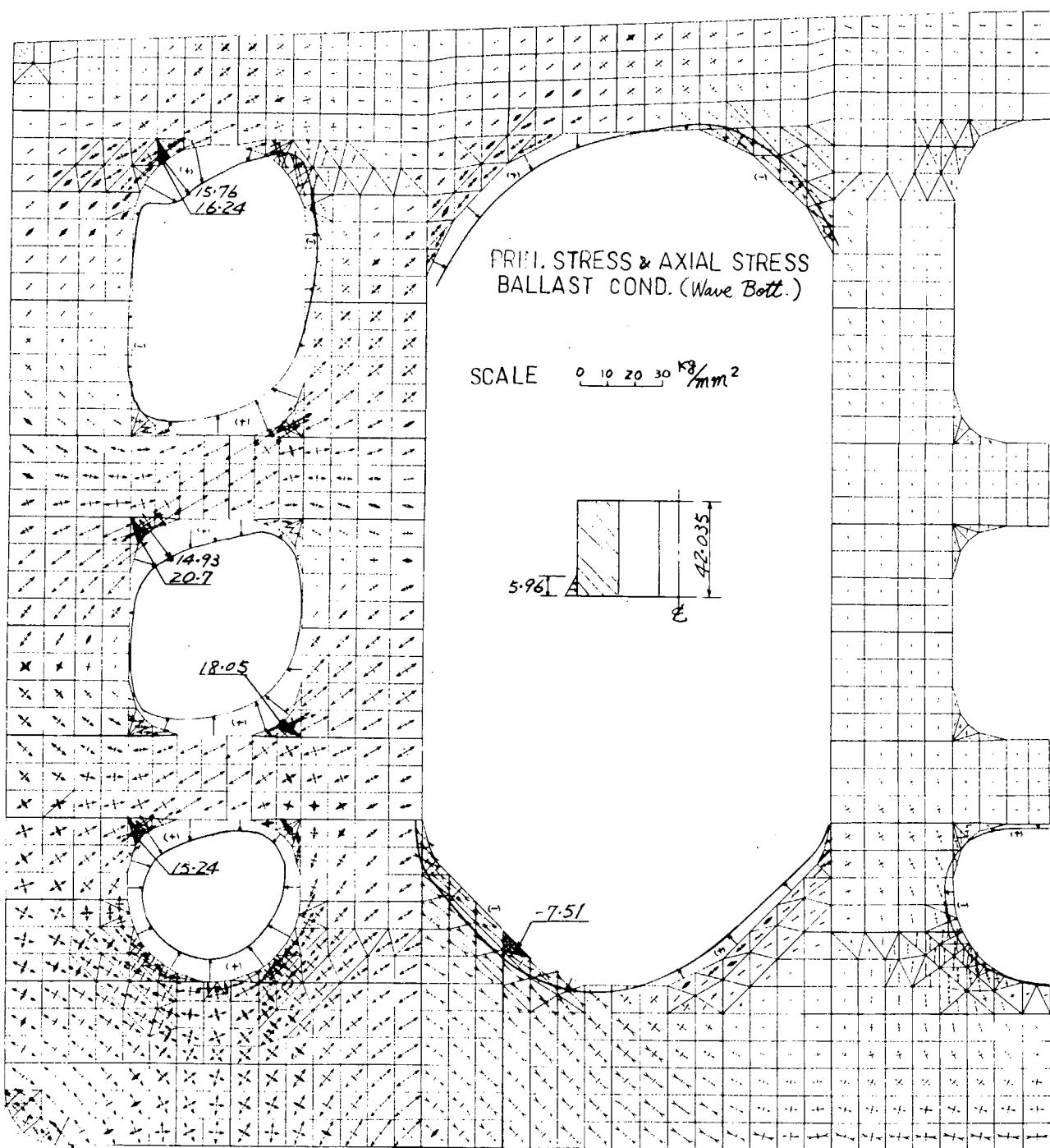


图 2.7.4 应力分布 (BALLAST COND.)

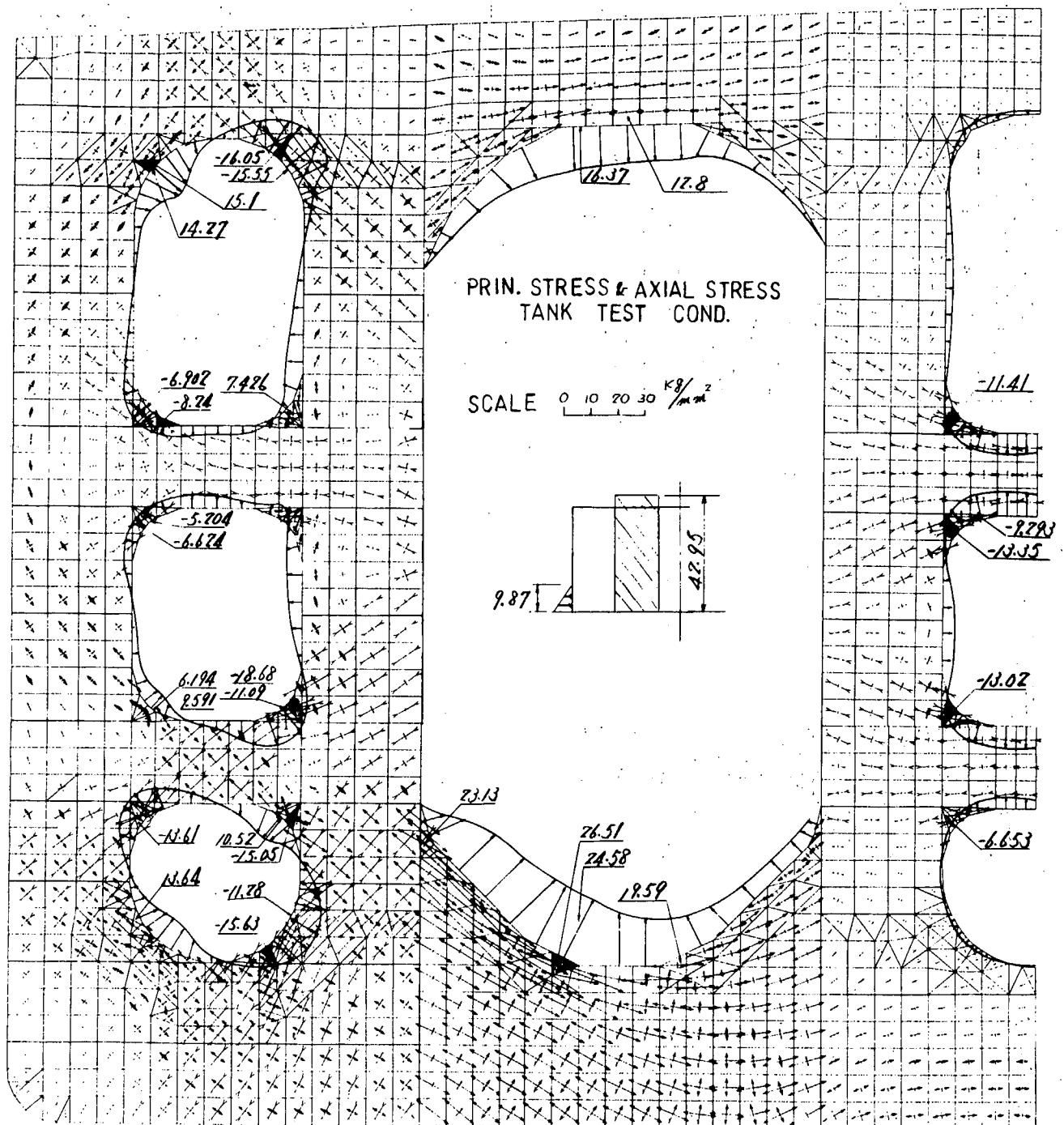
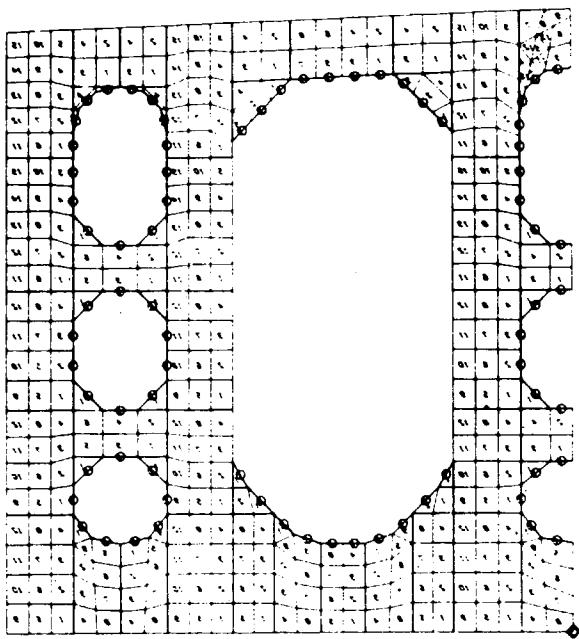
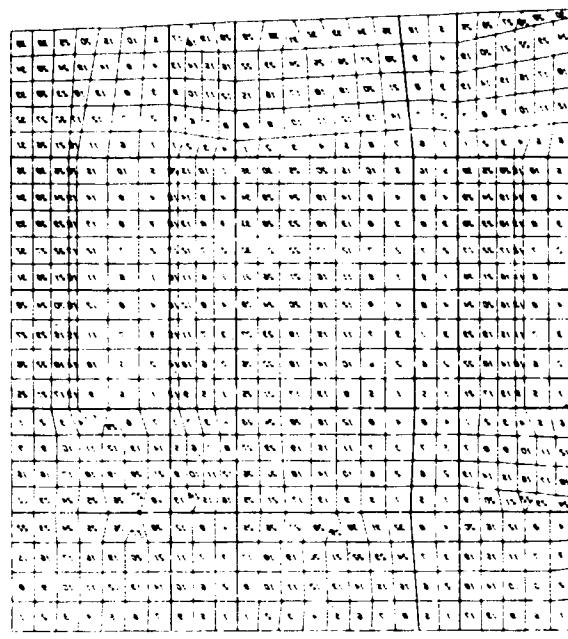


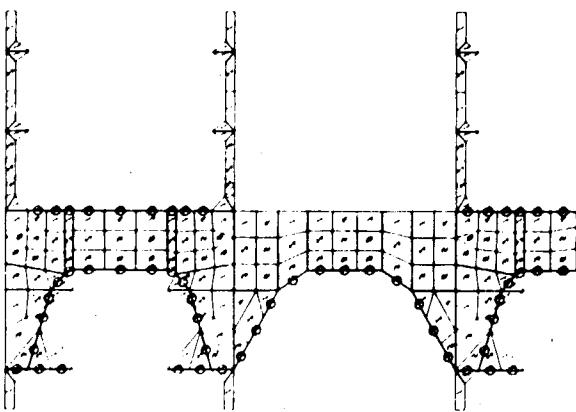
図 2.7.5 応力分布 (TANK TEST COND)



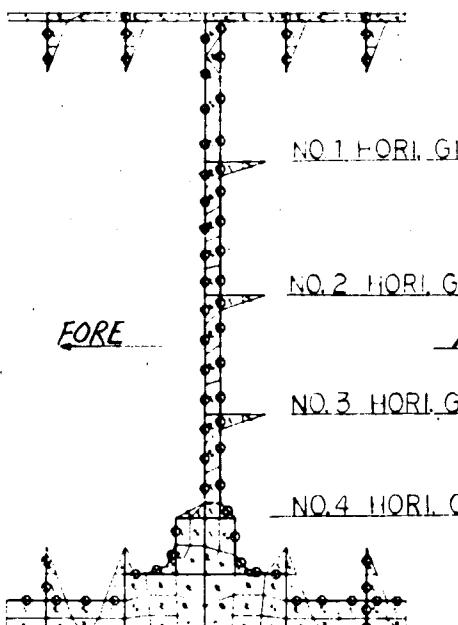
TRANS. RING



TRANS. BHD.



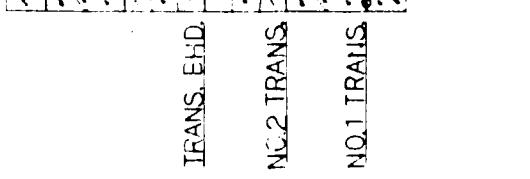
NO.1,2,3 Hori. Gir.



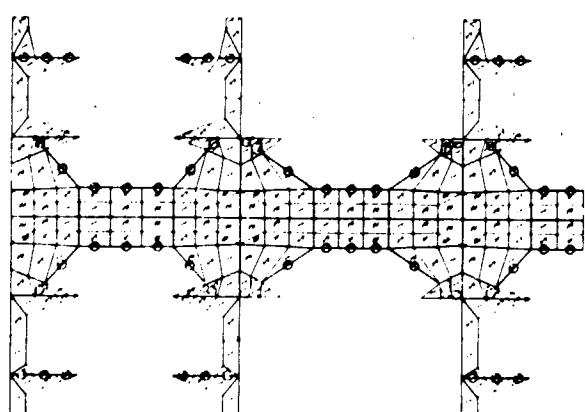
NO.1 Hori. Gir.

FORE

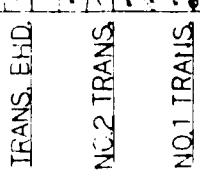
AFT



NO.2 Hori. Gir.



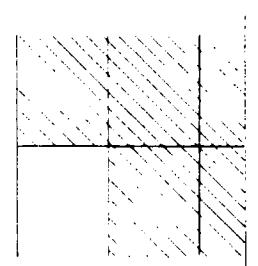
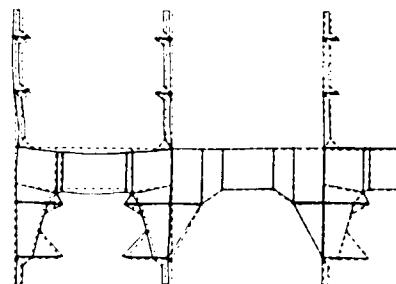
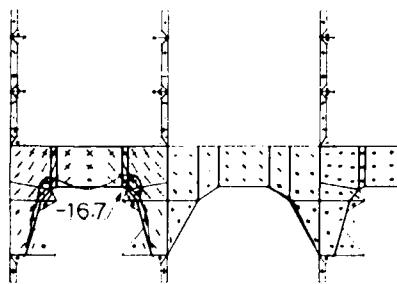
NO.4 Hori. Gir.



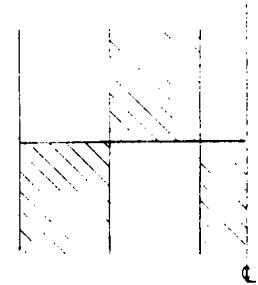
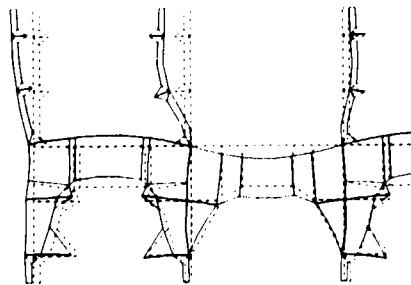
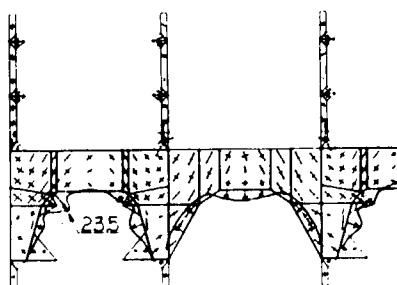
CENT. GIR.

図2.7.6 要素分割例

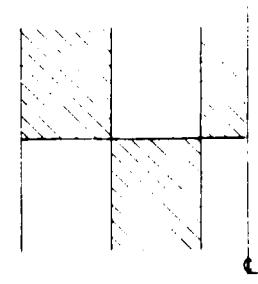
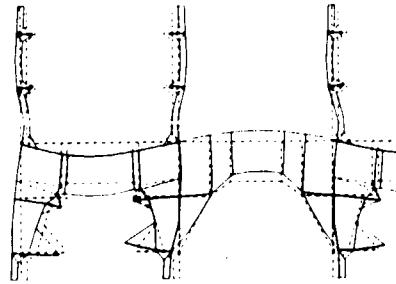
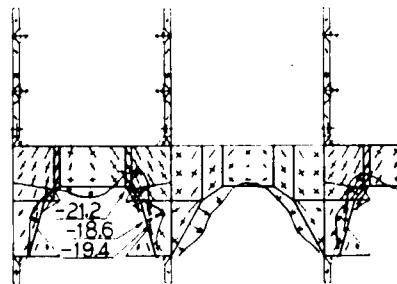
FULL LOAD COND.



TANK TEST COND.
(CASE - 1)



TANK TEST COND.
(CASE - 2)



STRESS

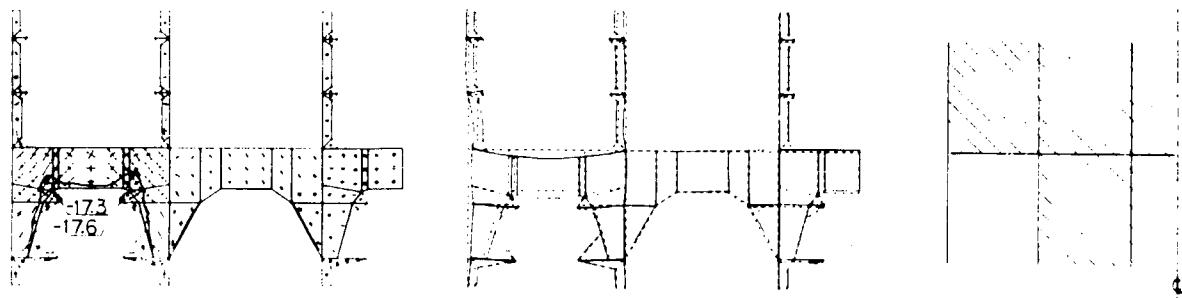
DEFORMATION

SCALE 0 80 kN/mm^2

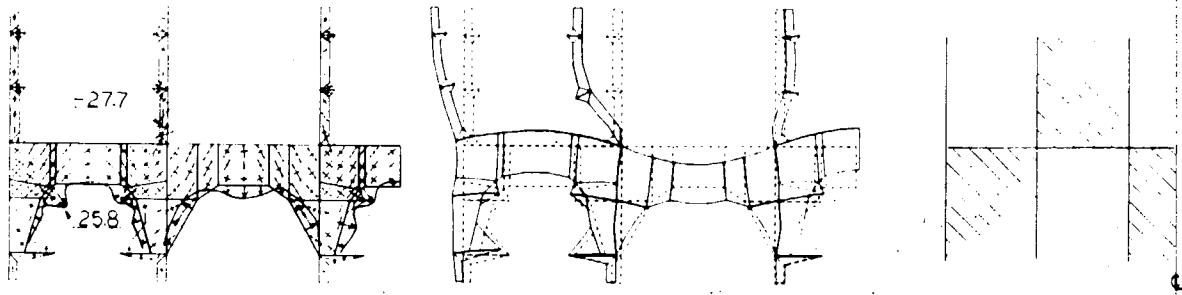
SCALE 0 40 mm

図 2.7.7 応力分布および変形 (M-1 HORIZONTAL GIRDER)

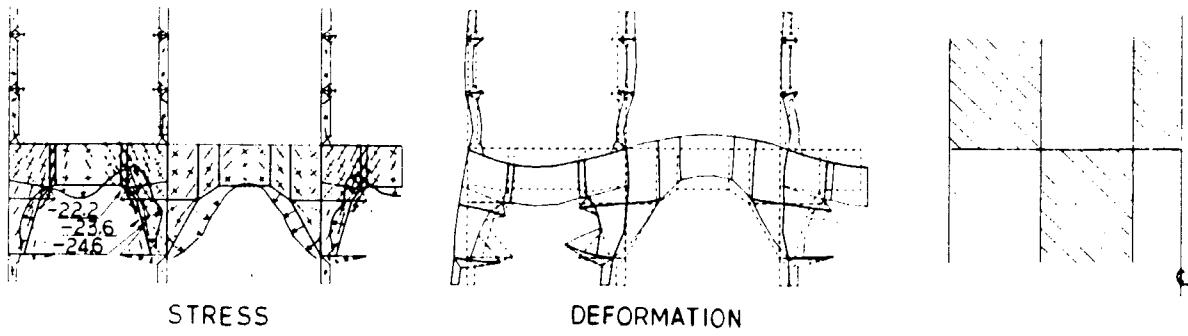
FULL LOAD COND.



TANK TEST COND.
(CASE - 1)



TANK TEST COND.
(CASE - 2)

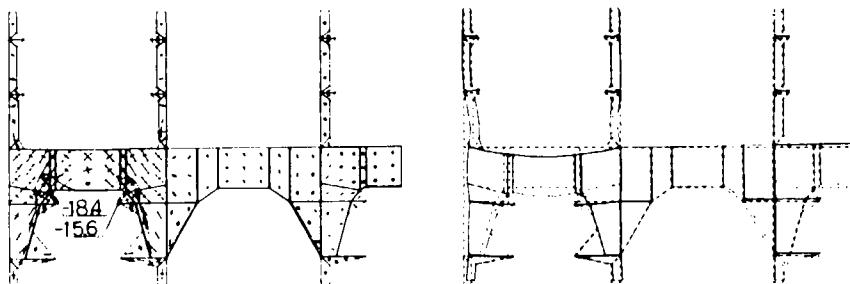


SCALE 0 80 kg/mm²

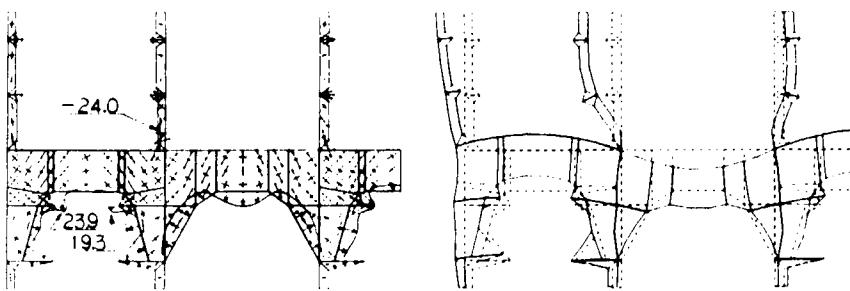
SCALE 0 40 mm

図2.7.8 応力分布および変形(M-2 Hori Girder)

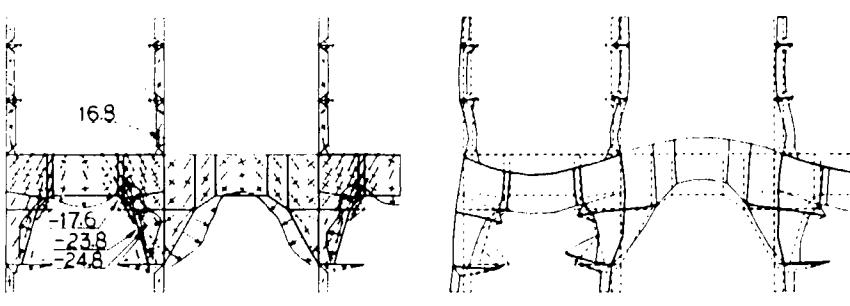
FULL LOAD COND.



TANK TEST COND.
(CASE - 1)



TANK TEST COND.
(CASE - 2)



STRESS

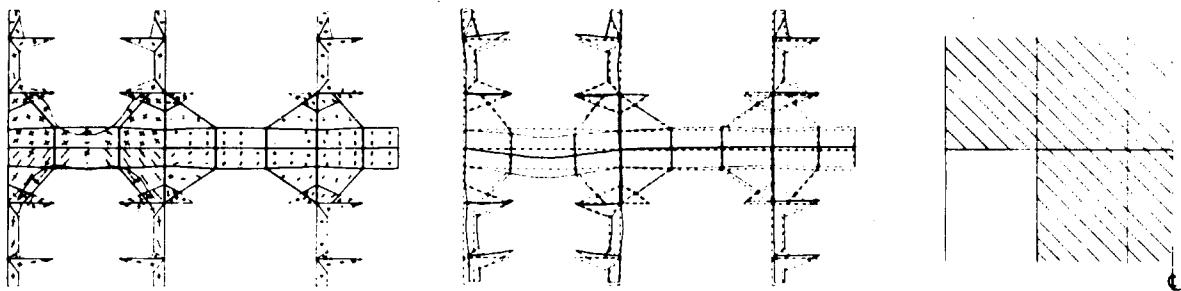
DEFORMATION

SCALE 0 80 kg/mm^2

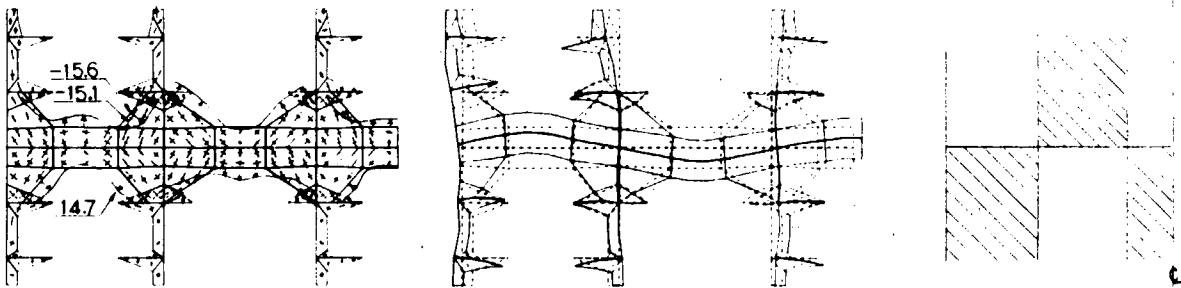
SCALE 0 40 mm

図 2.7.9 応力分布および変形 (No. 3 HORT GIRDER)

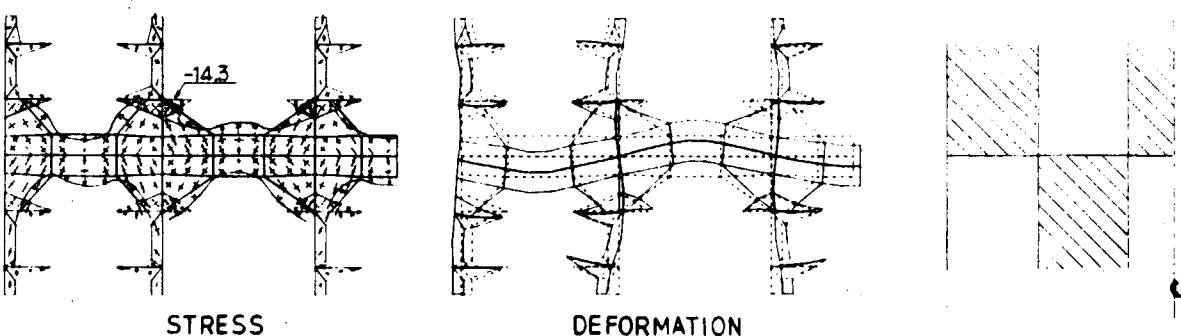
FULL LOAD COND.



TANK TEST COND.
(CASE - 1)

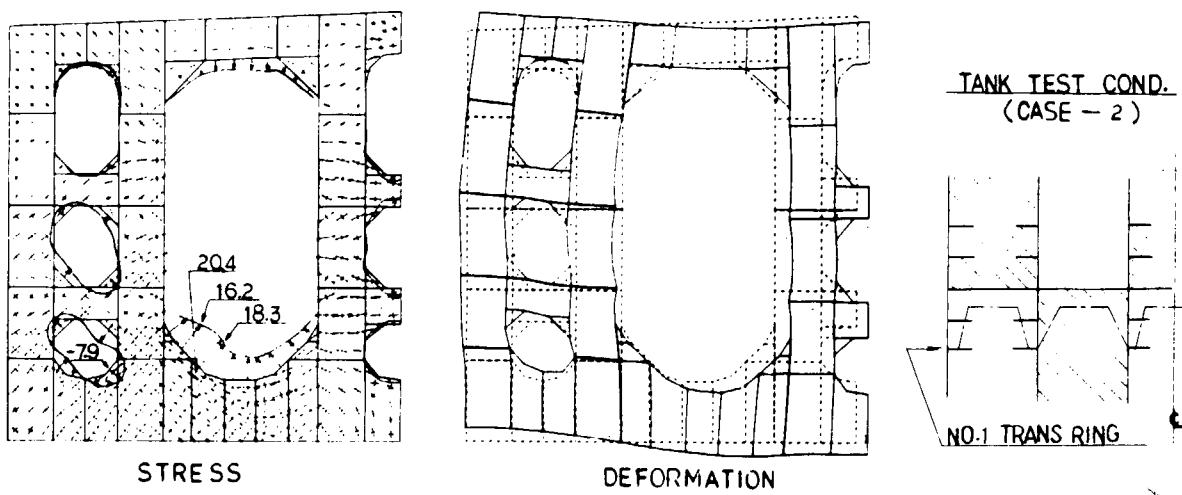
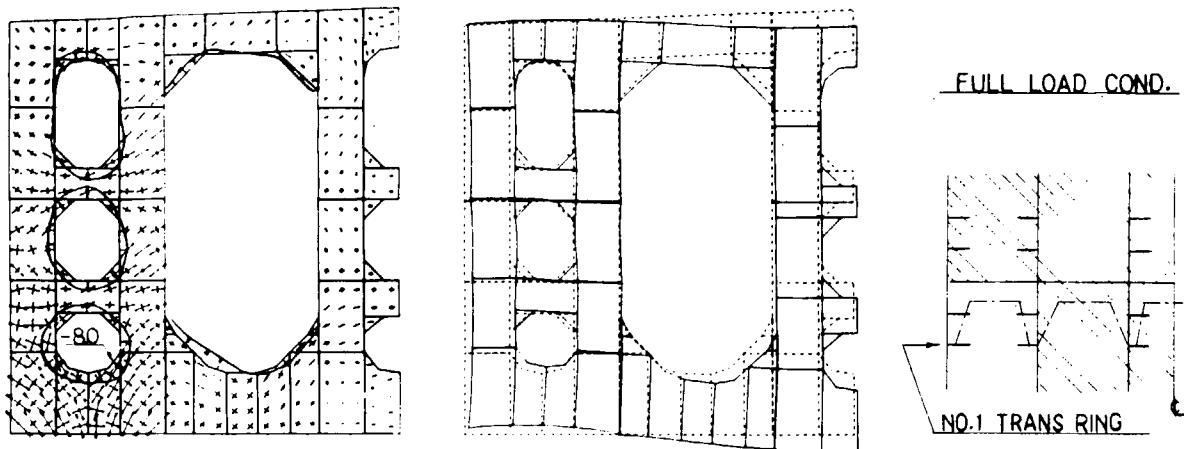


TANK TEST COND.
(CASE - 2)



SCALE 0 80 kg/mm² SCALE 0 40 mm

図 2.7.1.0 応力分布および変形 (No.-4 Hori Girder)



SCALE 0 40 kg/mm^2

SCALE 0 40 mm

図 2.7.1.1 応力分布および変形(No.1 TRANS RING)

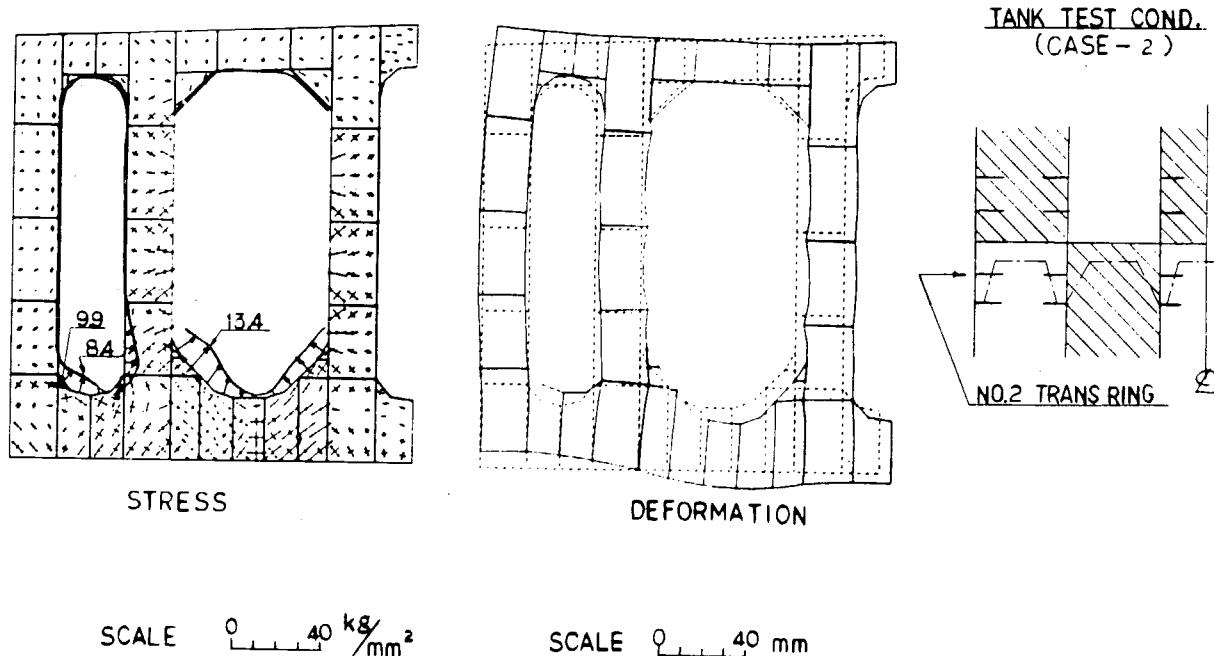
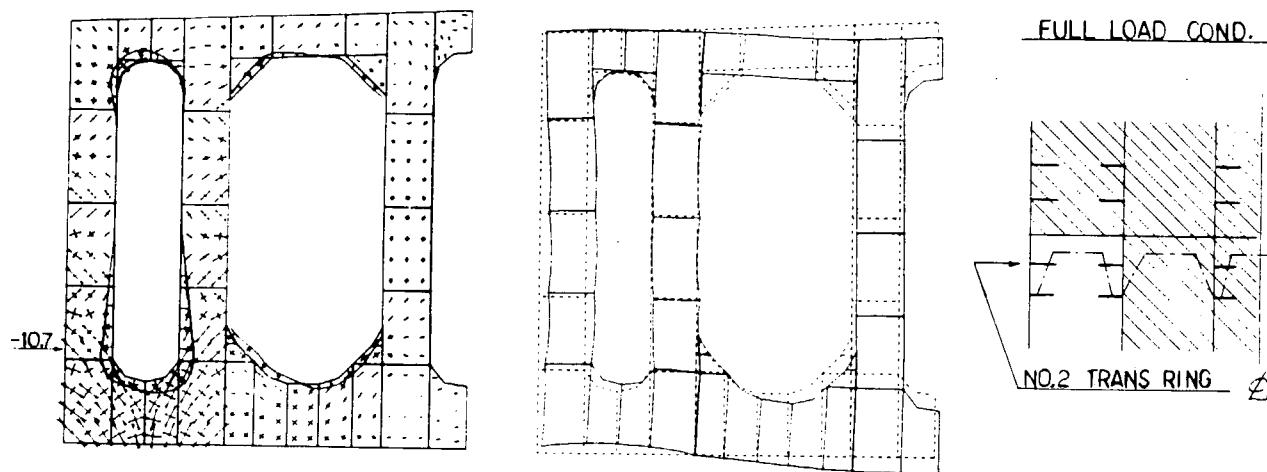
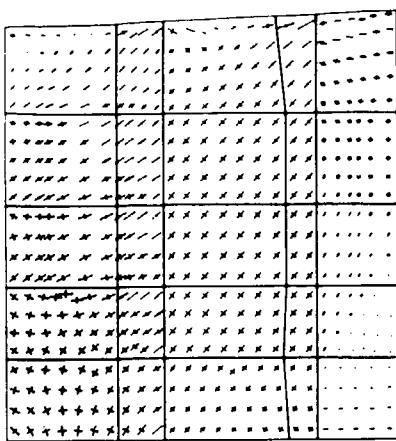
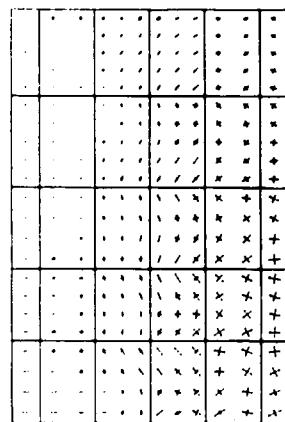


図 2.7.1.2 応力分布および変形(No.2 TRANS RING)

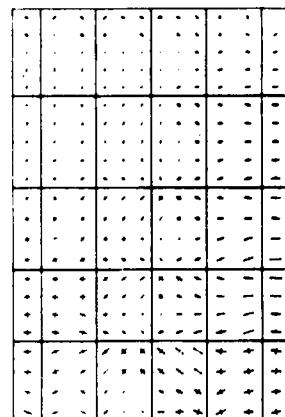
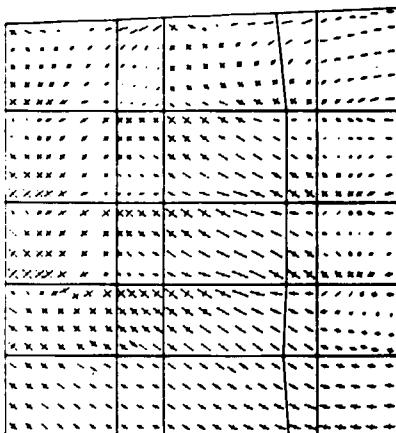
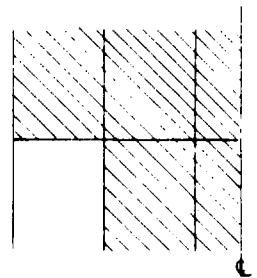


TRANS BHD.

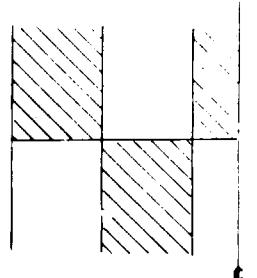


SIDE SHELL

FULL LOAD COND.



TANK TEST COND.
(CASE - 2)



SCALE 0 40 kg/mm²

図 2.7.1.3 SKIN PLATEに生ずる応力 (TRANS BHD & SIDE SHELL)

表 2.7.1 各荷重状態における Trans. Ring 発生応力の特徴

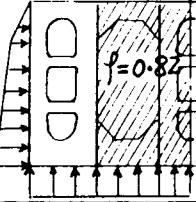
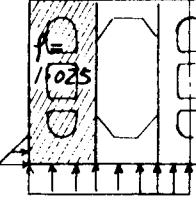
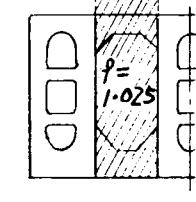
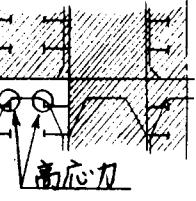
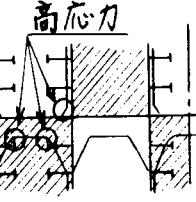
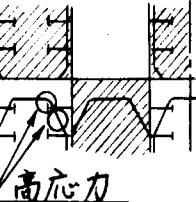
荷重状態	Center tank	Inner wing tank	Wing tank
Full load		・全体的に応力値低い	・全体的に応力値低い ・Web は全体的に圧縮応力場 ・Face 応力値は 10 kg/mm^2 程度 ・Web の圧縮主応力 18 kg/mm^2 程度
Ballast		・全体的に応力値低い ・Ball. Trans. o Web は全体的に圧縮応力場 (主応力 -6 ~ -7 kg/mm)	・Staircase 強制変形影響で Staircase 部の応力が高い。 Face : 15 kg/mm^2 程度 Web : 20.7 kg/mm^2
Tank test		・Staircase 部の応力 Face : 10 kg/mm^2 程度 Web : $10 \sim 13 \text{ kg/mm}^2$ 程度 ・全体的に引張応力場	・コナー部の応力が比較的高い Face : 16.4 kg/mm^2

表 2.7.2 各荷重状態における Bhd. 構造発生応力の特徴

荷重状態	Horiz. Girder	隣接 Trans. Ring	その他
Full load		・Center Tank Inner Wing Tank とも応力は非常に低い ・Wing Tank の高応力範囲個所→圧縮带 $\sigma = 18 \text{ kg/mm}^2$	・3荷重状態に共通して Trans. Bhd. Plate は生ずる応力は小さい ($5 \sim 6 \text{ kg/mm}^2$) ・Horiz. Girder から Side Shell に流入する剪断力の影響は少す
Tank Test (Case-1)		・各層の Horiz. Girder とも Wing Tank と最も大きい ・最高応力は 25.8 kg/mm^2 (No. 2 H. Girder)	・Horiz. Girder は連結子 Long Stiff. は強制変形に伴い非常に高い曲げ応力が発生 (Face 部で $50 \sim 60 \text{ kg/mm}^2$ 程度)
Tank Test (Case-2)		・各層の Horiz. Girder とも Wing Tank と最も大きい ・Wing Tank では L. Bhd. 側に高応力発生 $\sigma_{max} \approx 24.6 \text{ kg/mm}^2$	・Horiz. Girder で支持されているため発生応力は小さい Inner Wing Tank $\sigma = 13.4 \text{ kg/mm}^2$ 程度 Wing Tank $\sigma = 10 \text{ kg/mm}^2$

2.8 700-L/B5-4L-中間FLAT型の横強度

担当 塚 由輝・中山幹彦（川崎重工業）

2.8.1 試設計構造

本船の主要目及びタンク配置を図2.8.1に示す。また、タンク内構造は図1.8.1～図1.8.4に示すように、タンクの深さのほり中央に非水密フラットを設け、フラットの上下はトランスマインの構造としている。

尚、タンク長さは51.6Mとかなり長いが、中間に制水横隔壁を配さない構造としている。

2.8.2 強度解析法

強度解析は、平面格子モデル及び粗分割有限要素立体モデルを用いて行った。解析モデルと解析手順を以下に述べる。

(1) 平面格子構造計算

5タンク長さを解析対象とし、前後の対称性を考慮して2.5タンク長さを取り出し側外板・縦横隔壁・トランスマインからなる平面格子構造にモデル化した。モデルを図2.8.2に示す。

荷重はモデル内のタンク内荷重及び船底水圧を与え船体重量及びモデル端モーメントは無視した。荷重条件を図2.8.3に示す。本計算により、側外板及び縦隔壁の相対変位及び剪断力・曲げモーメント分布を求めた。

(2) 立体有限要素計算

横隔壁を含めた1タンク長さを、粗分割立体有限要素モデルにモデル化した。モデル化範囲を図2.8.1、図2.8.2及び図2.8.4に示す。要素分割図は計算結果の図に示される。要素は4角形9節点、三角形6節点の膜要素及び3節点棒要素を用いた。又、外板・甲板・縦横隔壁及びフラットは異方性要素を用いてスチフナーの効果を算入した。モデル内の荷重は、図2.8.3に示す。モデルの拘束条件は、図2.8.4に示すように、前後端で前後方向の変位を拘束し、側外板及び縦隔壁に格子計算で得られた剪断力を各々上下方向に一様に分布させた。尚、中心線で左右方向変位を拘束し、上下方向は外側縦隔壁と横隔壁の交線の船底点で支持した。

2.8.3 強度解析結果

(1) 相対変位

平面格子計算結果と立体有限要素法計算結果との比較を図2.8.5に示す。図の変位は、外側縦隔壁を基準とした側外板及び内側縦隔壁の相対変位を示すものであり、格子計算と有限要素法計算とは、傾向、量ともほり合っている。

(2) 外板、甲板、隔壁の応力

(a) 側外板及び縦隔壁

有限要素法計算結果のうちの主なものの主応力図を図2.8.6及び図2.8.7に示す。主応力をベクトル表示する。側外板には、主応力で最大 1.2 kg/mm^2 、最大剪断応力は 7 kg/mm^2 が生じており、縦隔壁には最大主応力 1.5 kg/mm^2 、最大剪断応力 9 kg/mm^2 程度が計算されている。これらの最大応力状態におけるいわゆるハルガーダ剪断力は、23000トン前後となっている。この値は本船クラスの大きさの船で予想される最大級の剪断力であり、又、この状態では剪断力の分担率も一様でないなど苛酷な状態であるので、上の計算応力値は、最大級の剪断応力を示しているものと考えられる。さらに、この応力値は従来の大型船にもみられる程度の大きさである事を考え合せると、本試設計構造の縦隔壁類の強度は、一般的には問題ないものと考えられる。

(b) 中間フラット

応力計算結果を図2.8.8に示す。

中間フラットの最大応力は、張水タンクの中央部に生じており、最大主応力 1.1 kg/mm^2 程度が見られる。この結果より、本試設計構造の中間フラットは十分な強度を有していると考えられる。また、内側タンク内のフラットを一部省略する案も考えられるが、これについては次年度に検討したい。

(c) 横隔壁

応力計算結果を図2.8.9に示す。

隔壁板に生じている最大応力は、主応力 10 kg/mm^2 、最大剪断応力 5 kg/mm^2 程度である。

応力図からわかるように、隔壁付水平桁の位置には、この桁の有効フランジとしての応力が生じており、該部の隔壁板の座屈に対する注意が必要となるようと思われる。当然ながら、バランス型の $\text{M}4$ 水平桁では、このような応力は見られず、強度上はバランス型の水平桁が望ましいといえよう。

(d) 上甲板及び船底外板

船底外板の応力計算結果を図 2.8.1-0 に示す。

本解析では、モデル外からの船体縦曲げモーメントを考慮していないので、上甲板及び船底外板の応力は低い。最大応力は、主応力で水試時の 7 kg/mm^2 、満載航海時の 5 kg/mm^2 程度である。これらの応力は船体横方向に生じているものであり、縦方向の応力は最大 2 kg/mm^2 程度である。従って、モデルの両端を前後方向に単純支持して、縦曲げを無視した本モデル化で特に問題はないようと思われる。本計算モデルの長さは、船長の約 13% であるが、この程度のモデル長さでは、モデル内の荷重によってモデル内に生ずる縦曲げ応力は小さく、船体縦曲げ応力については別途考慮すれば良いと思われる。

(3) トランス・リングの変形と応力

(a) タンク中央部のトランス・リング

計算結果を図 2.8.1-1 ~ 図 2.8.1-4 に示す。

これらの結果より判るように、中間フラットより上のトランスの応力は、下のトランスの応力より幾分高い。又、トランス・リングのコーナー部は応力が高く、特に舷側及び中心線タンクのデッキ・トランスの端部及び縦隔壁付立桁の中間フラット直上部ではかなりの高応力が生じている。

これらの高応力部のうち、デッキ・トランス端部の応力はコーナー部の要素分割が大きかったために高応力となつた事もあると思われるが、トランス・リング全体の変形によって高応力が発生した面もあるようと思われるので、これに注意してコーナー形状の改善などが必要なようと思われる。

一方、立桁下端部（中間フラット直上）の高応力は、横荷重に対する桁の剪断強度不足であり、ウェブ板厚の増厚により応力を下げる事が可能と考えられる。

(b) 横隔壁に隣接するトランス・リング

計算結果を図 2.8.1-5 及び図 2.8.1-6 に示す。

図でもわかるように、横隔壁付水平桁の腕で支持されているため、タンク中央部のトランス・リングに比べ変形量も応力値も小さく、一部の寸法はタンク中央部のものより小さくすることが可能なようと思われる。

(4) 水平桁の変形と応力

計算結果を図 2.8.1-7 及び図 2.8.1-8 に示す。

$\text{M}1 \sim 4$ 水平桁全部に、かなりの高応力が見られる。高応力は、水平桁の肘板部及び横隔壁の前後にのびた腕の部分に生じている。これらは、モデルの要素分割が粗すぎたため、部材の形状が正しく表わされていないというモデル化の影響が大きいと考えられるが、やはり強度的に問題の生じ易い部材であるので、今後更に詳細な検討が必要であろう。

(5) 水平変位分布

中間フラットより上部のトランス・リングのスパン中央附近の水平変位の分布を図 2.8.1-9 に示す。

トランス・リングの変形により、船側縦通材及び縦隔壁付防撓材には、付加曲げ応力が生ずる。今の場合、この応力が概算で 10 kg/mm^2 近い応力になるものと推定される。この例のごとく、主要大骨部材の変形が二次部材に及ぼす影響は無視できないものがある。

しかし、本構造の場合は、この程度の変形であれば小骨材の設計時に、付加曲げ応力を小さくするような考慮を払うことで解決できるものと考えられ、大骨の構造としては本試設計構造のまゝで問題はないようと思われる。

2.8.4 考 察

(1) 剥離横隔壁の必要性について

前述したごとく、側外板、縦隔壁及び横隔壁の応力は、従来の大型船程度であり、外板・隔壁の剪断強度の観点からは、剥離横隔壁は必要ないよう思われる。

また、相対変位によってトランス・リングに生じる付加応力についても、本構造のトランス・リングは剛性が大きいために、強制変位による付加応力もあまり大きくなない。トランス・リングの一部に高応力を生じているが、これは増厚などの対策で解決可能と思われるものである。従って、剥離横隔壁は、トランス・リングの強度の観点からも必ずしも必要はないと考えられる。

しかし、スロッシングの問題については別途検討する必要があろう。

(2) 中間フラットの省略の可能性について

フラットの応力は、それ程低くはないが、内側タンク内のフラットの一部省略の可能性については、次年度に検討したい。

(3) トランス・リング及び水平桁について

前述の結果より高応力部を列挙すると、

- (a) トランス・リングのコーナー部
- (b) トランス・リング縦隔壁付立桁の下端部
- (c) 横隔壁付水平桁の肘板部

などである。これらのうち(a)についてはコーナー形状の改善等により、(b)についてはウェブ板厚の増厚により応力を下げることが可能と思われる。又、(c)については、今回の計算はモデル化の問題があったように思われるが、寸法・形状も含めて更に検討する必要があるよう思われる。

L B D d C_b

407.0 × 80.8 × 40.3 × 29.6 × 0.82

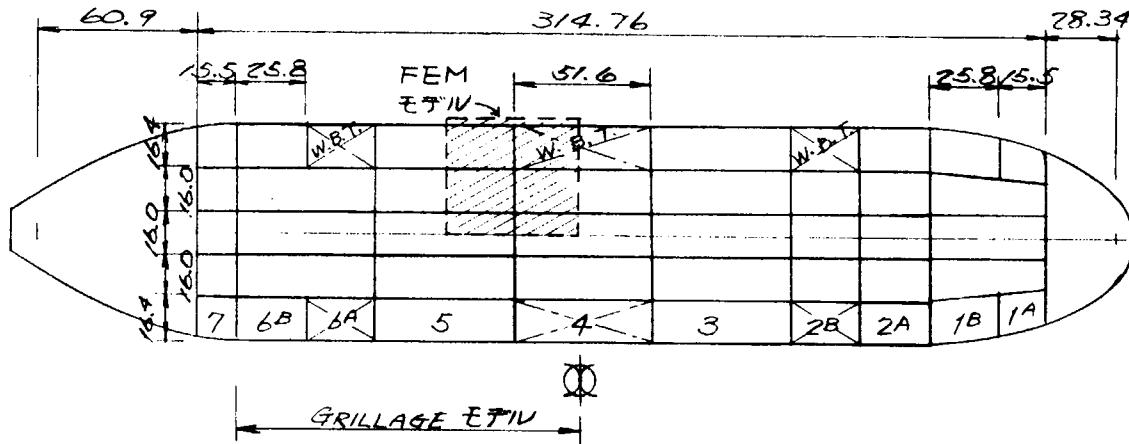


図 2.8.1 主要寸及びタンク配置

GRILLAGE CALCULATION MODEL

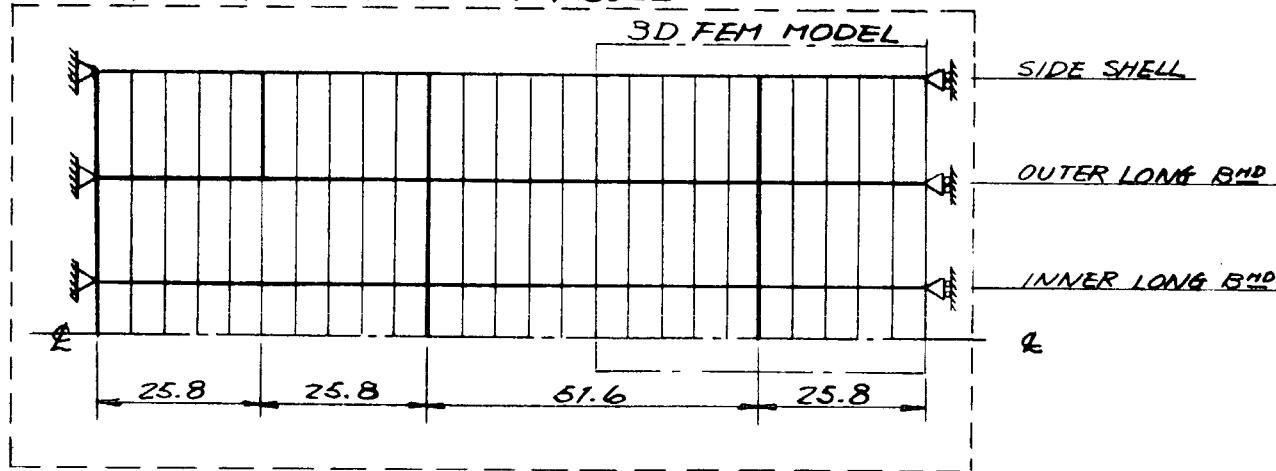
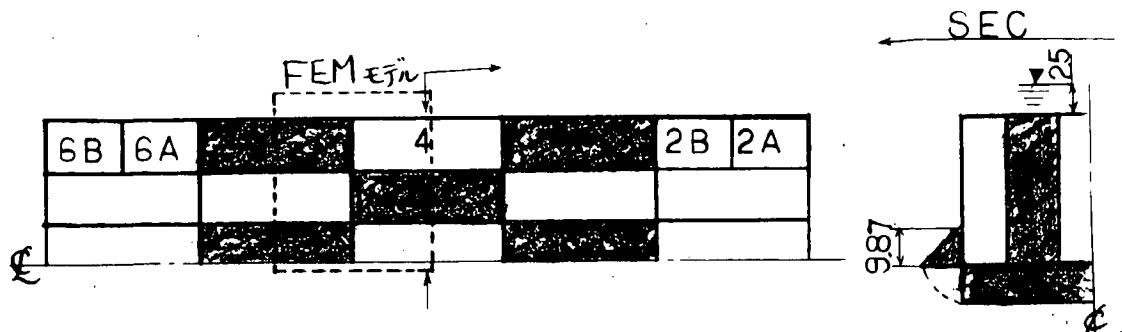
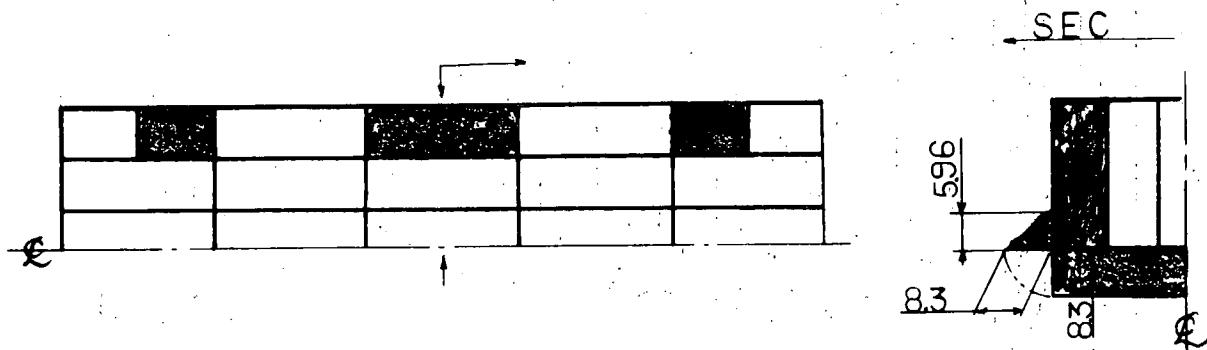


図 2.8.2 平面格子モデル

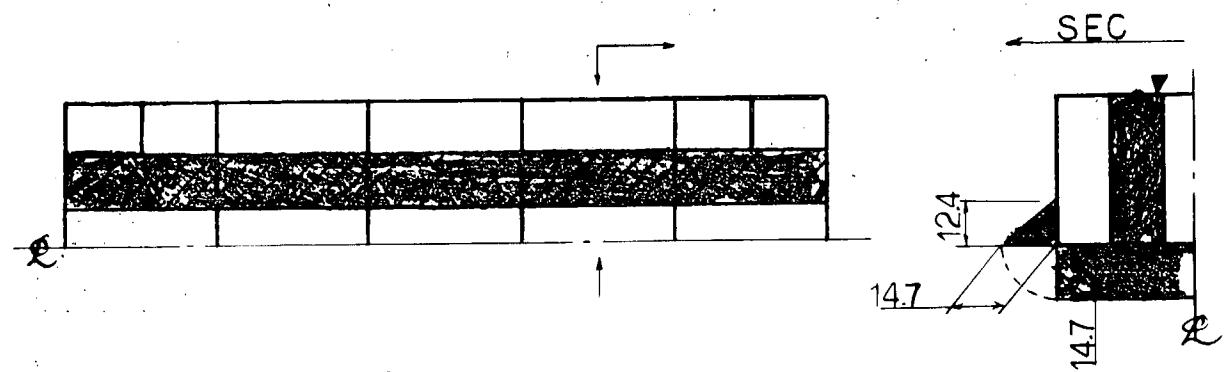
LOAD CON. 1
WATER TEST



LOAD CON. 2
BALLAST (波浪中)



LOAD CON. 3
HALF LOADING (波浪中)



LOAD CON. 4
FULL LOAD (波浪中)

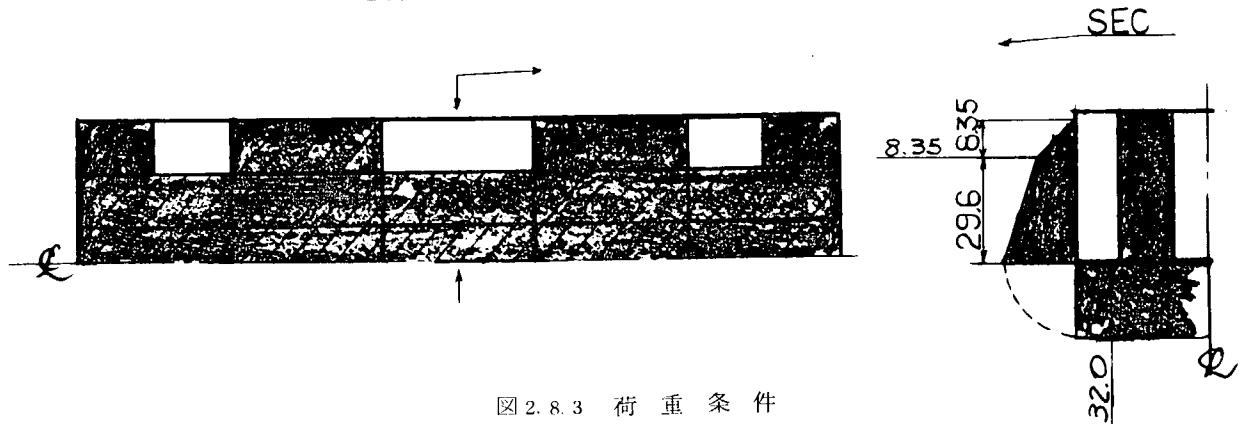


図 2.8.3 荷重条件

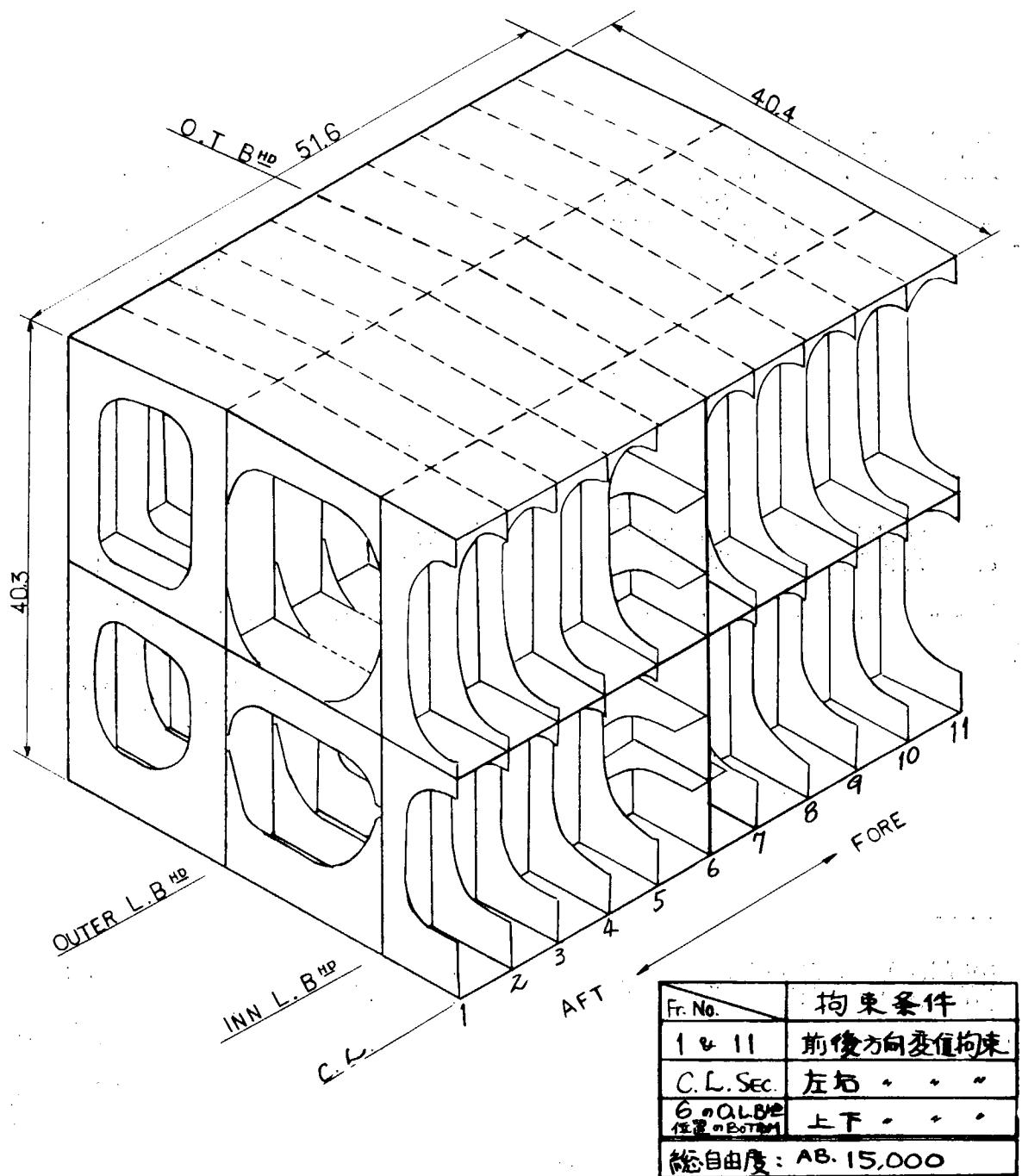
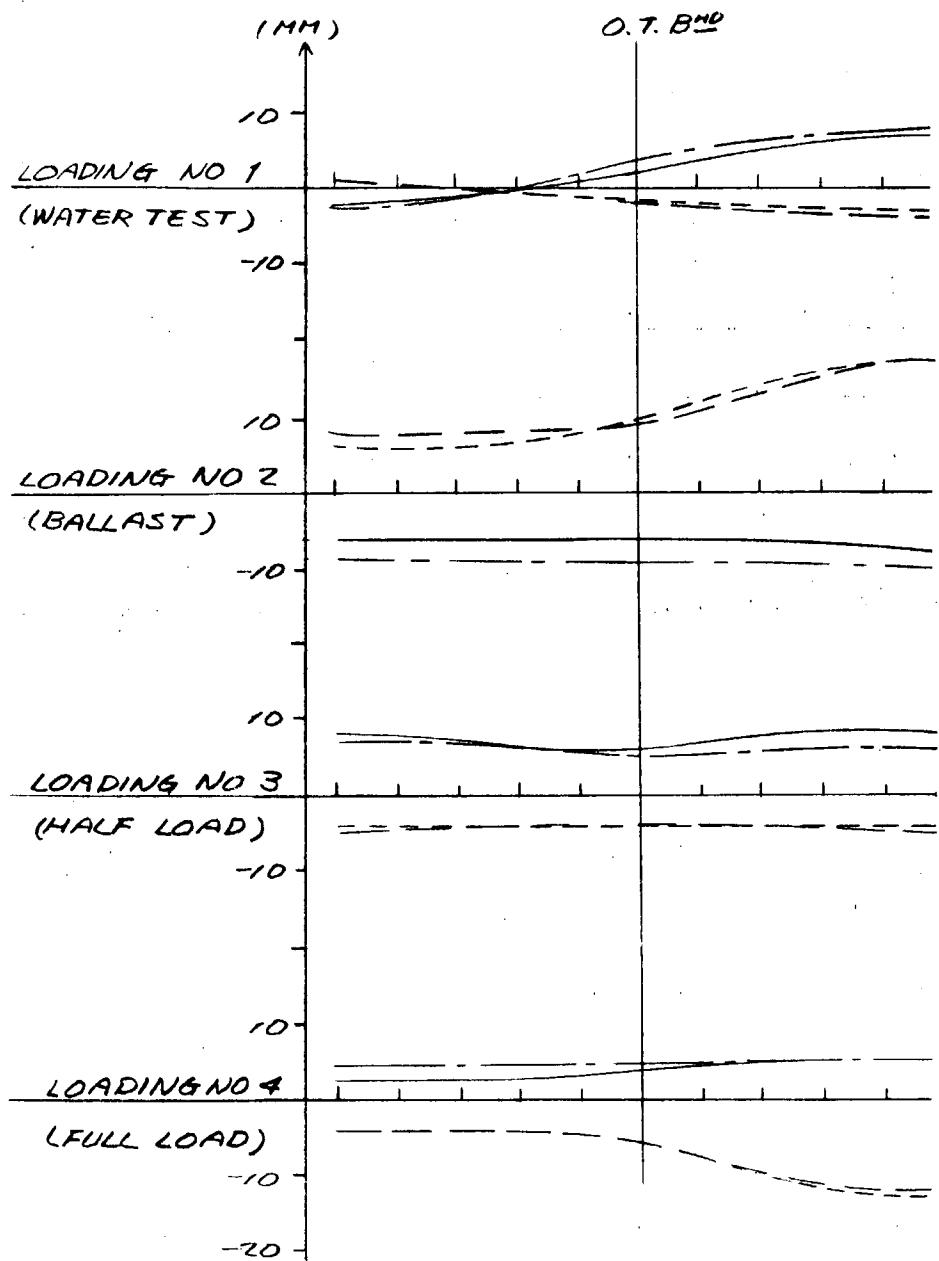


図 2.8.4 3D FEM モデル化範囲

格子 ----- SIDE SHELL
 INN. L. BMD F.E.M ----- SIDE SHELL
 INN. L. BMD



OUTER L. BMD を基準とした相対変位を示す

图 2.8.5 相 对 变 位

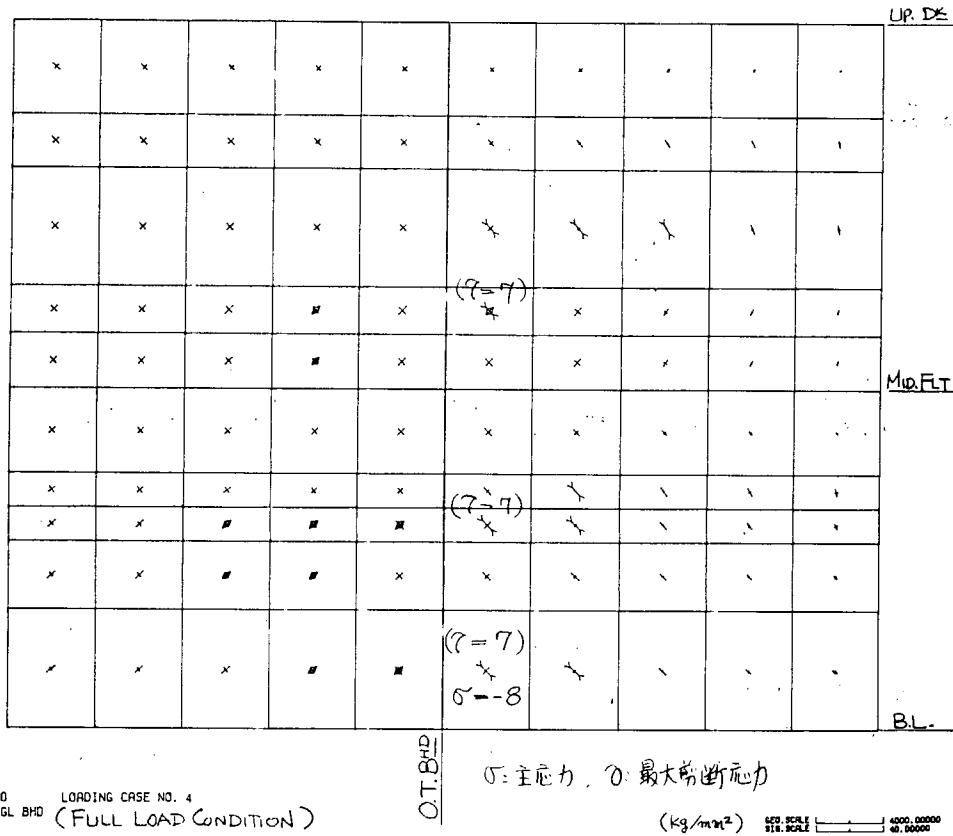


図 2.8.6 外板の主応力

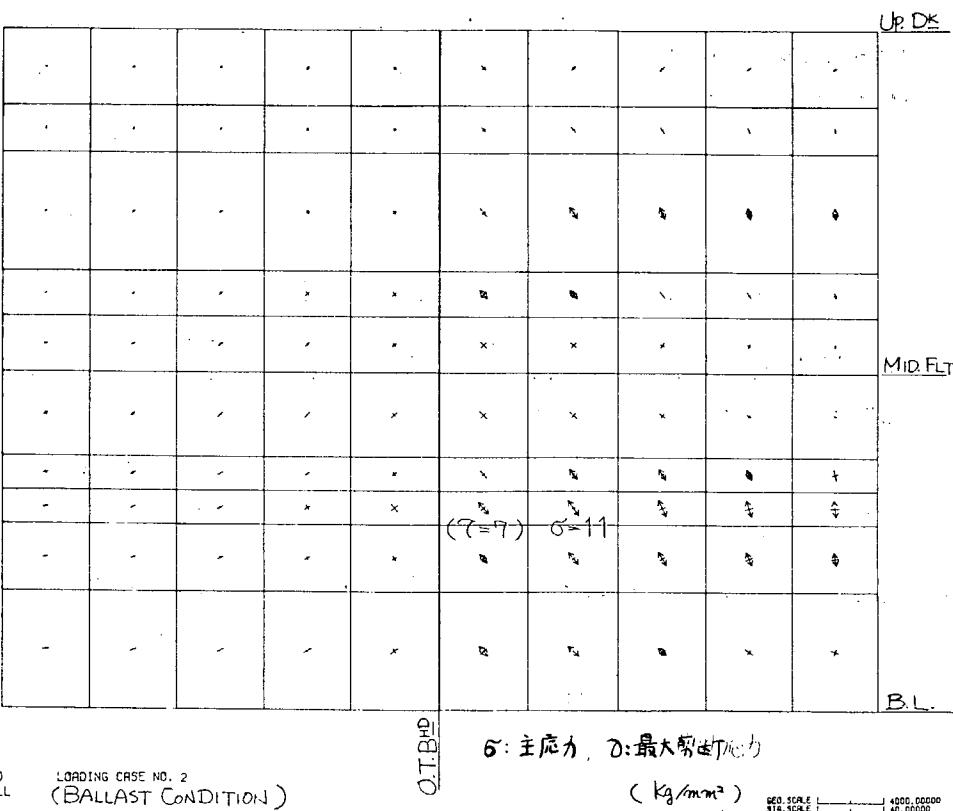


図 2.8.7 外側縦隔壁の主応力

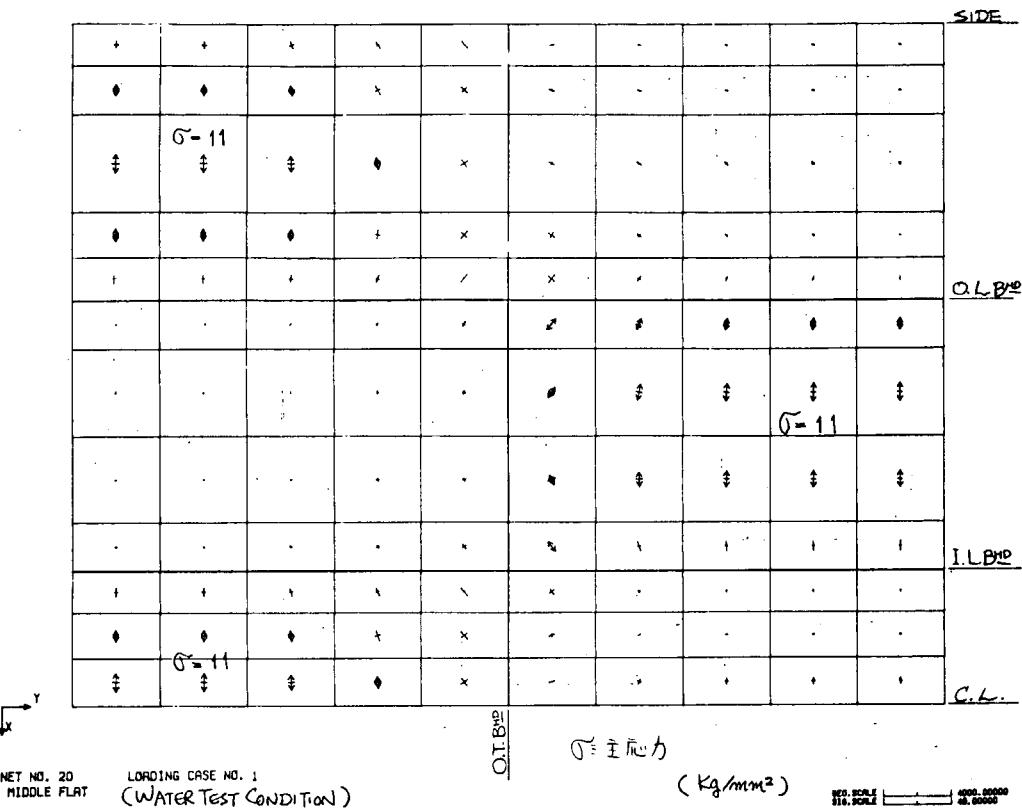


図 2.8.8 中間フラットの主応力

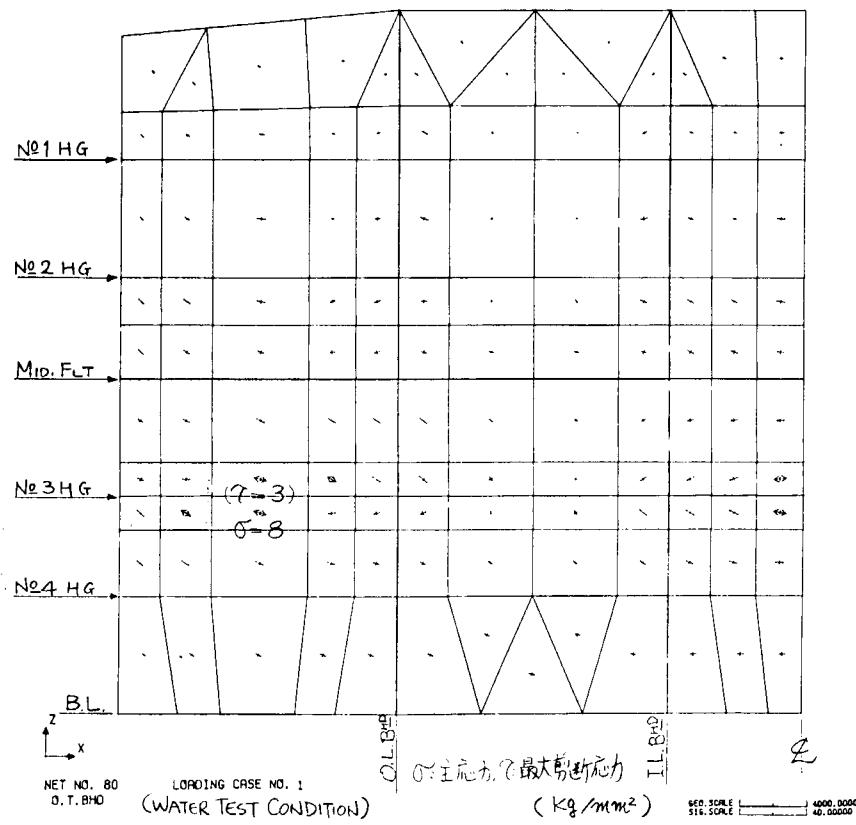


図 2.8.9 横隔壁の主応力

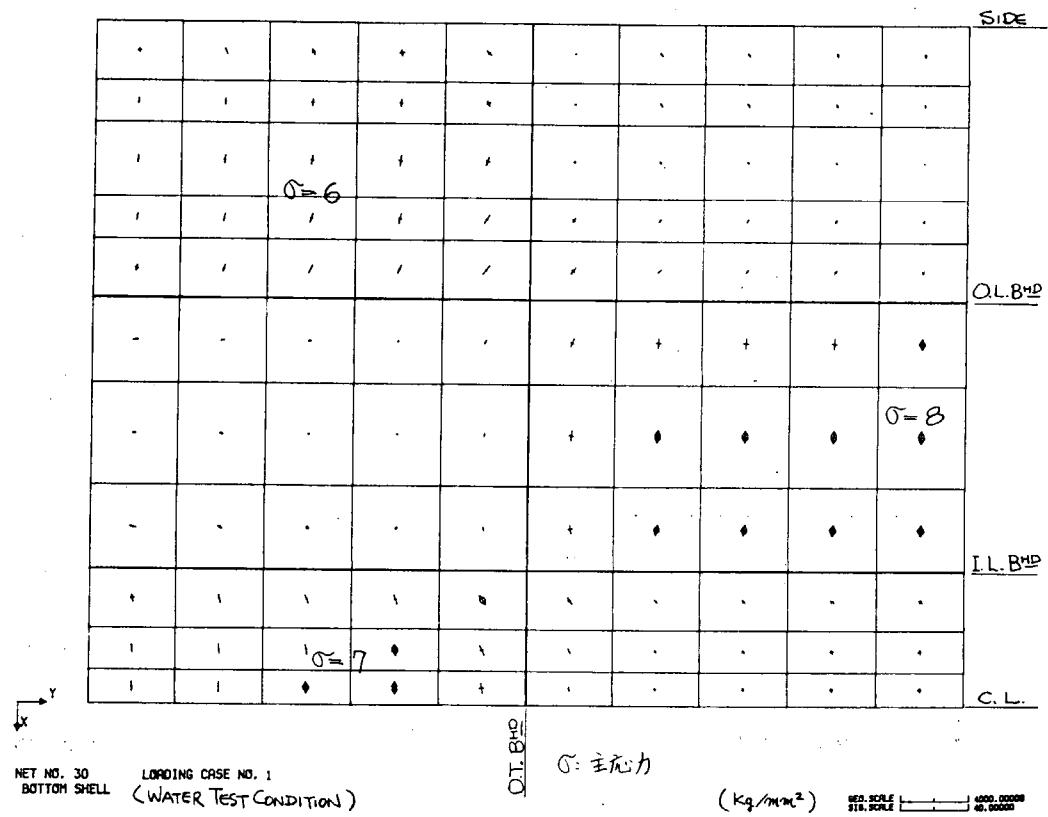


図 2.8.1-0 船底外板の主応力

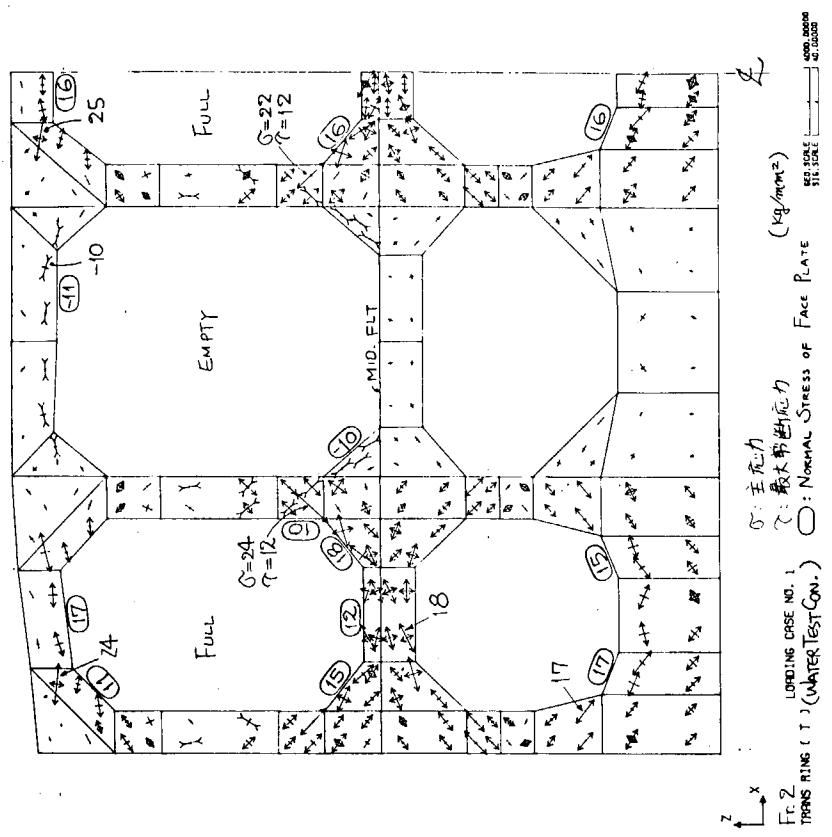


図 2.8.1.2 タンク中央部のトランシリシングの主応力

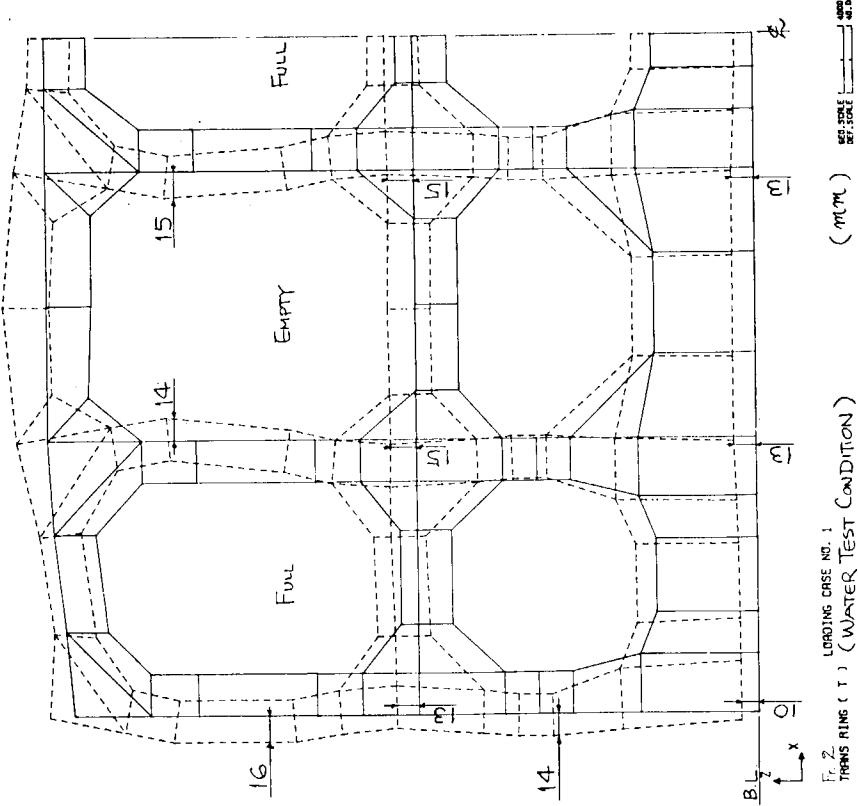


図 2.8.1.1 タンク中央部のトランシリシングの変形

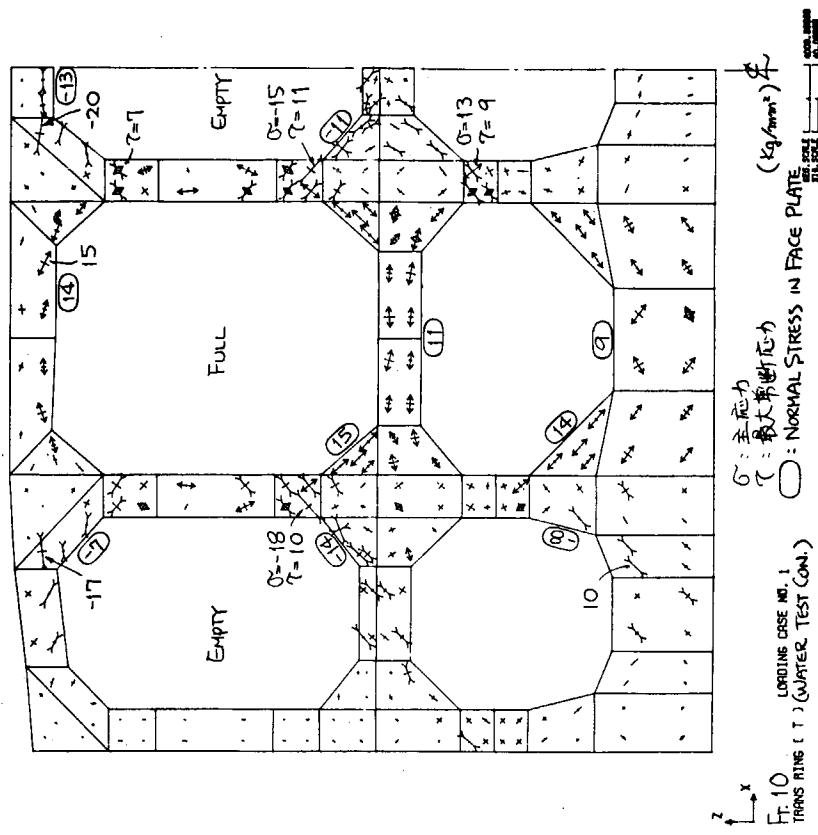


図 2.8.1.4 タンク中央部のトランスリングの主応力

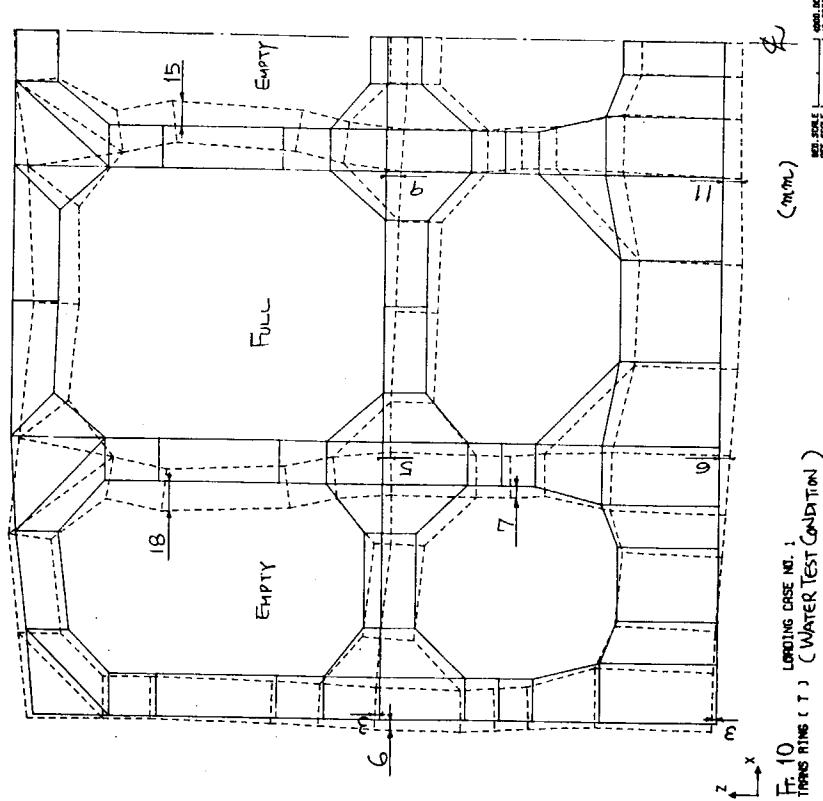


図 2.8.1.3 タンク中央部のトランスリングの変形

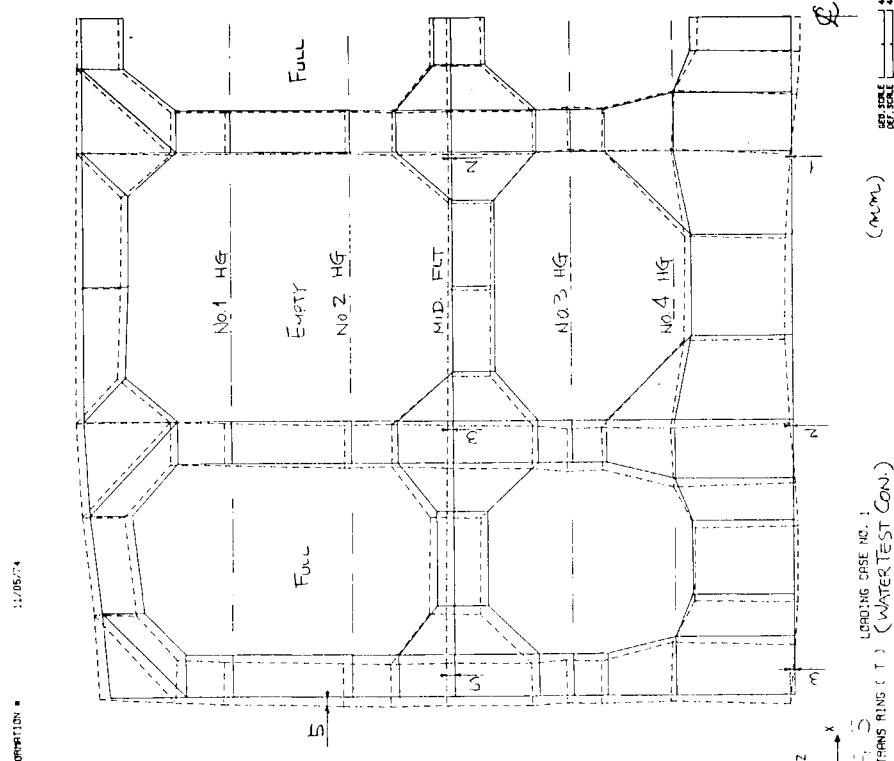


図 2.8.1.5 横隔壁に隣接するトランスリングの変形

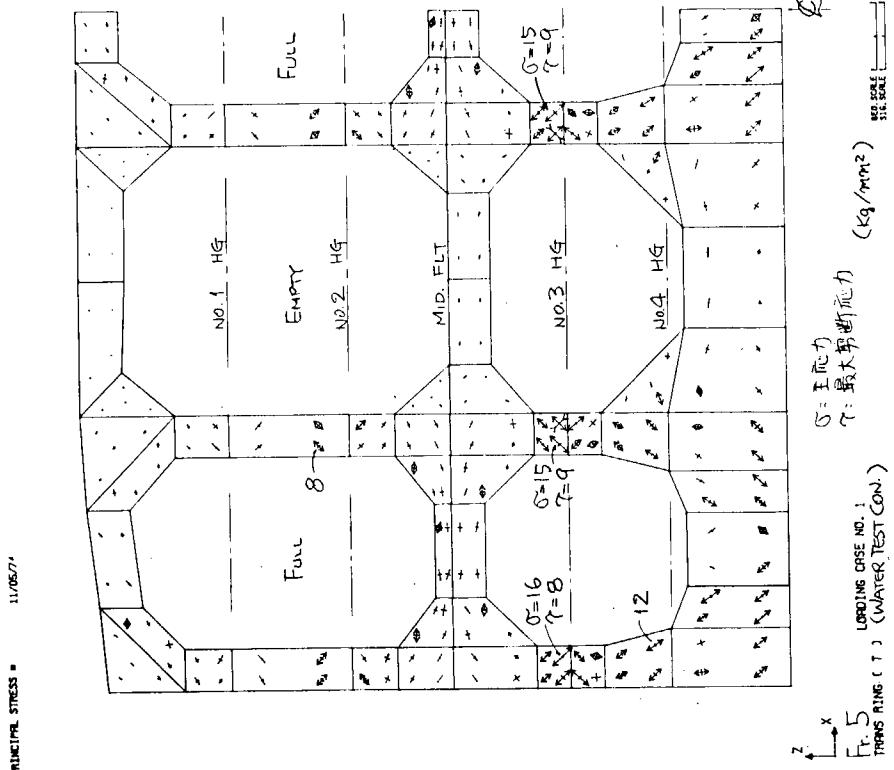


図 2.8.1.6 横隔壁に隣接するトランスリンクの主応力

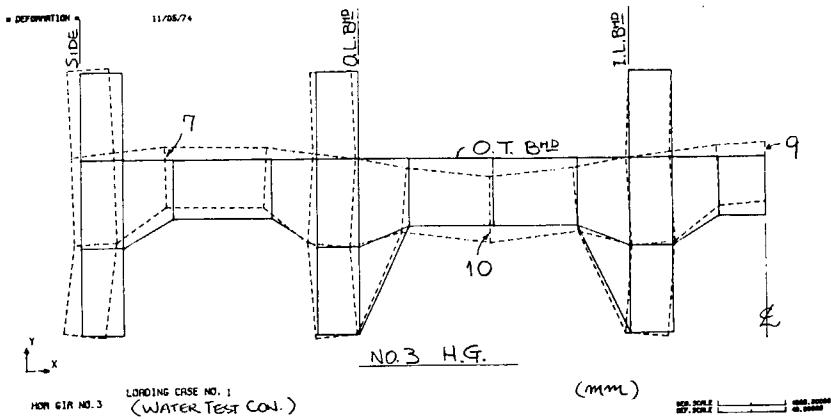


図 2.8.1 7 水平桁の変形

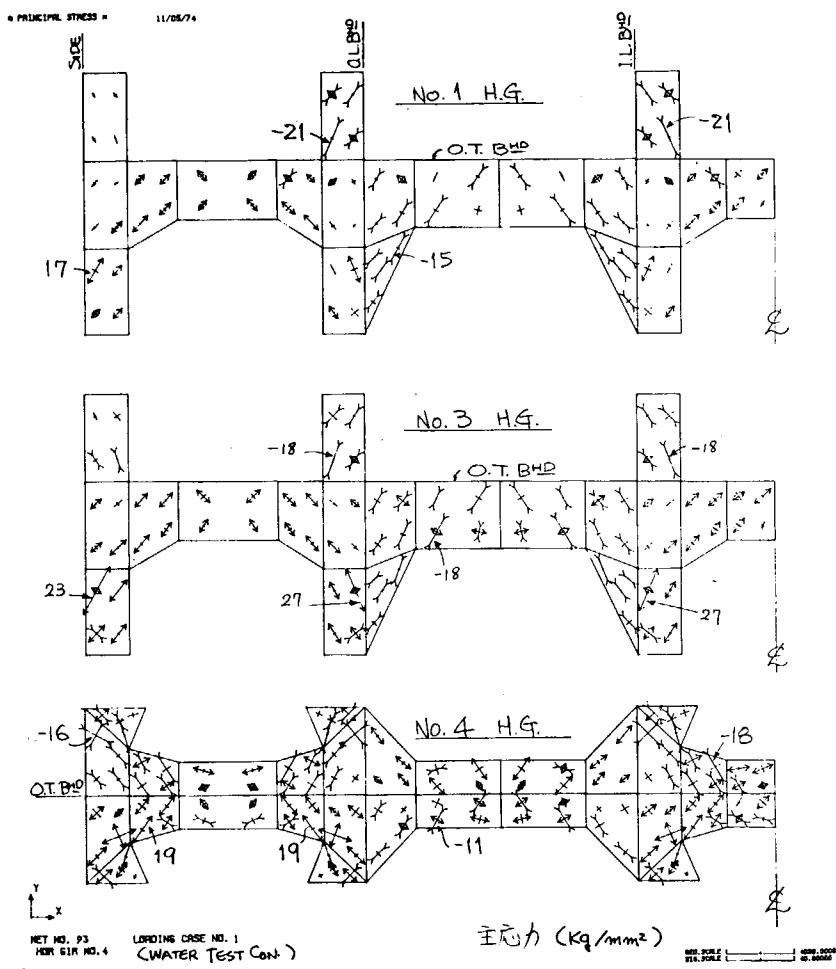
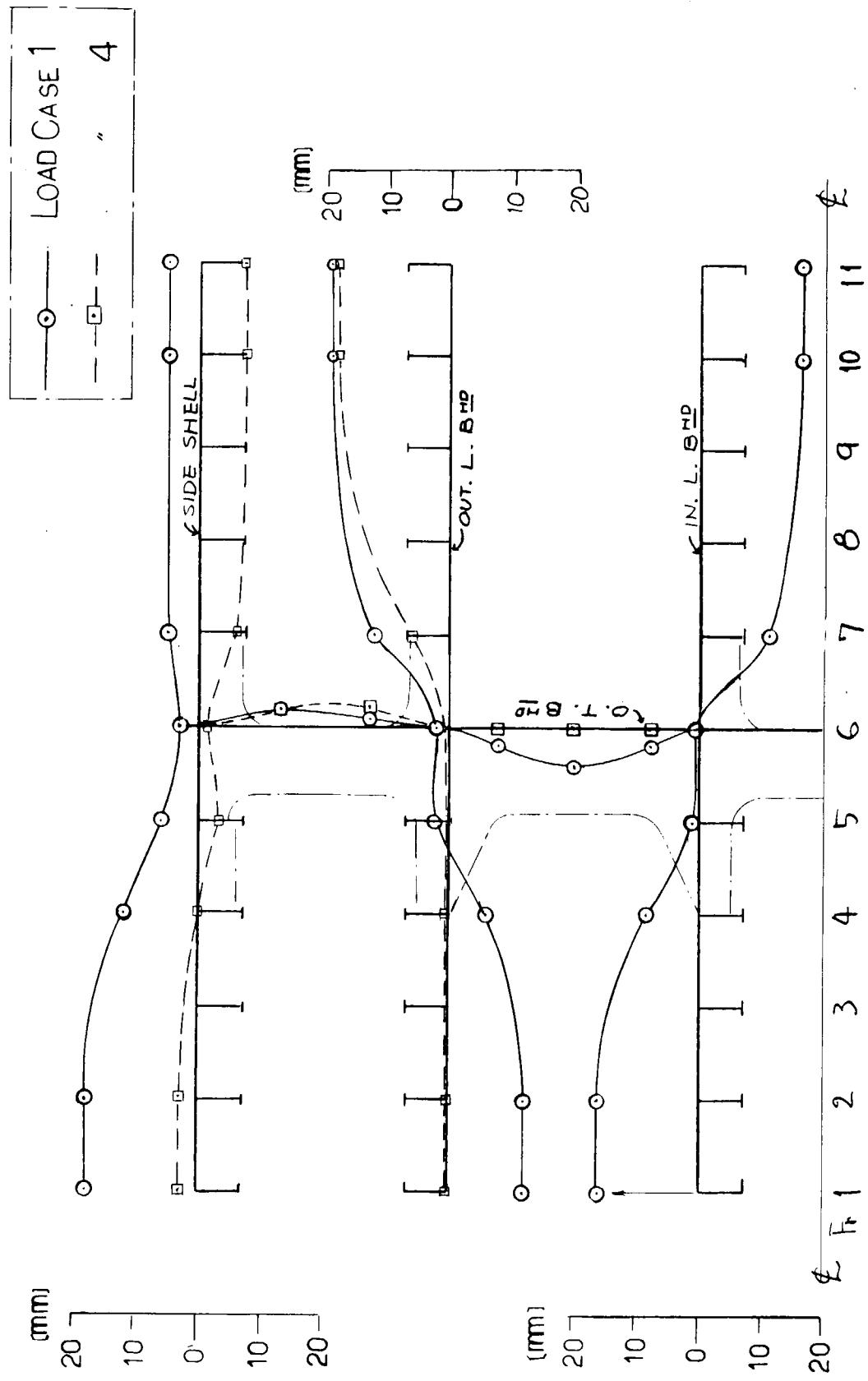


図 2.8.1 8 水平桁の主応力

TRANS SPACE 5160

図 2.8.19 立橋スパン中央部の水平変位



2.9 1000-L/B5-4L-H型の横強度

担当 間間 野 正 己(石川島播磨重工)

1.9 図示した構造部材配置及び部材寸法について、2.1 の横強度計算手順に従って強度計算を行った。

STEP 1 平面格子構造計算では CENTER TANK 3ヶ分を取り出して、上下方向の相対変位と部材間の剪断力を求めた。両端条件は、後端部上下、前後方向、前端部は上下方向の変位を拘束し、その他は自由とした。

STEP 2. 立体骨組計算では、T.BHD.を中央IC、4 TRANS.SPACE 間を取り出して、変形、曲げモーメント、剪断力を求めた。上下方向の条件として STEP 1. で得られた相対変位を用いた。前後両端の境界条件は 2.1 の横強度計算手順によったので、SIDE STRINGERに対する縦曲げの影響は別に考慮する必要がある。

STEP 3. 平面 FEM 計算は STEP 2. で応力が最も大きくなった #3 STRINGER と、STEP 1 の相対変位が最も大きかった TRANS について行った。境界条件は、STEP 2. 立体骨組計算結果得られた変位を用いた。

タンク配置及び各 STEP に於ける計算範囲を図 2.9.1 に示す。荷重条件は、2.1 の横強度計算手順に示されたものを用いた。実際の値を図 2.9.2 に示す。

計算結果を図 2.9.3、2.9.4………2.9.7 及び表 2.9.1 に示す。

図 2.9.3 は、STEP 1. 平面格子構造計算結果による上下方向の相対変位である。OUTER L.BHD. を基準として SIDE SHELL 及び INNER L.BHD. の変位を示している。

表 2.9.1 には T.BHD. 及び SWASH BHD IC に於ける剪断力を示した。

図 2.9.4 及び図 2.9.5 は #3 HORIZONTAL STRINGER の応力及び撓みである。FACE PLATE の応力は直応力、WEB PLATE の応力は合成応力である。

図 2.9.6 及び図 2.9.7 は、F.11 の TRANS.RING の応力と撓みである。

いずれも応力が最も大きくなるタンクテスト状態のものである。

D.W. 1,000,000 MT TANK ARRANGE I

($L/B = 5.0$)

<u>PRINCIPAL PARTICULARS</u>	
LEGIN	B.P.
BREADTH	W.L.O
DEPTH	W.L.O
DEPTH	45.5
DEPTH	W.L.O
DEPTH	33.4
$C_b = 0.12$	

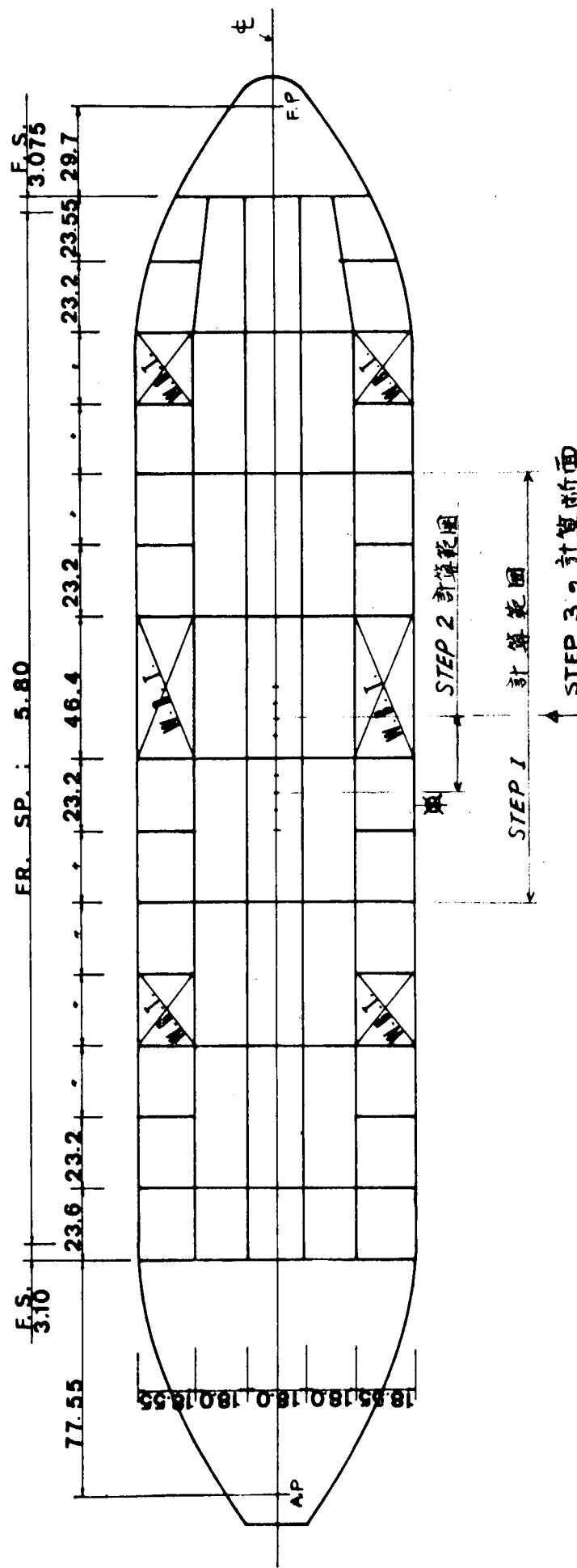
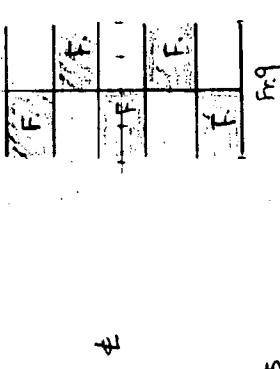
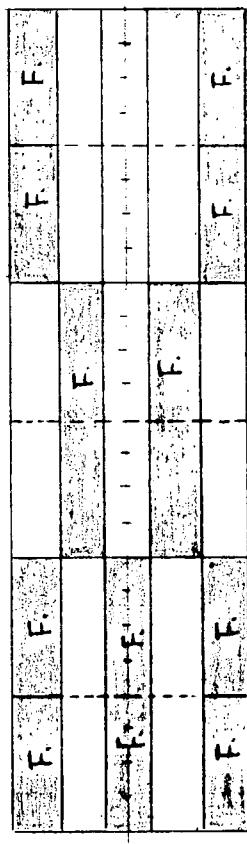
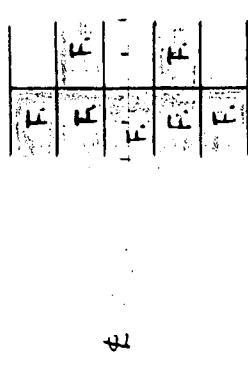
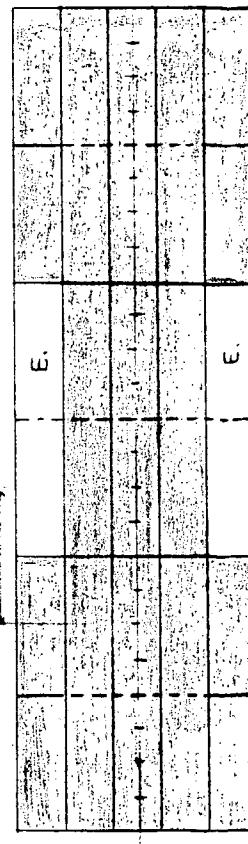


図 2.9.1 タンク配置

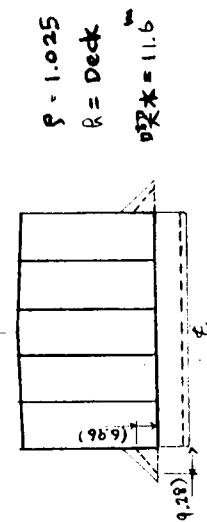
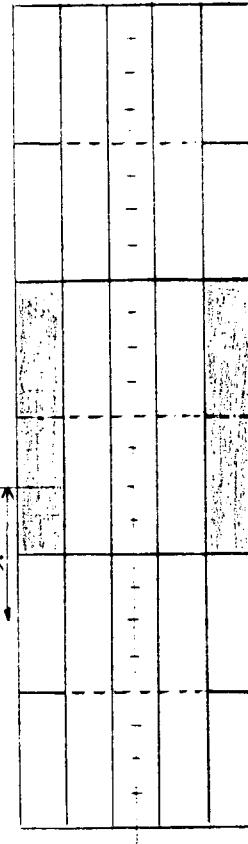
LOAD. 1 TANK TEST COND.



LOAD. 2 FULL LOAD COND.



LOAD. 3 BALLAST COND.



(STEP 1 平面格子構造計算)

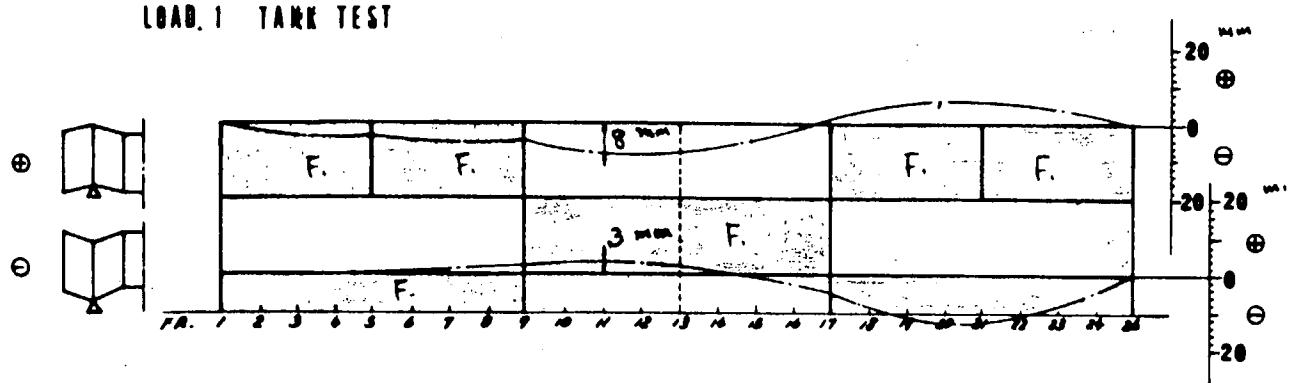
注)※印は立體骨組計算 (STEP 2)
対象範囲を示す。

(STEP 2 立體骨組計算)

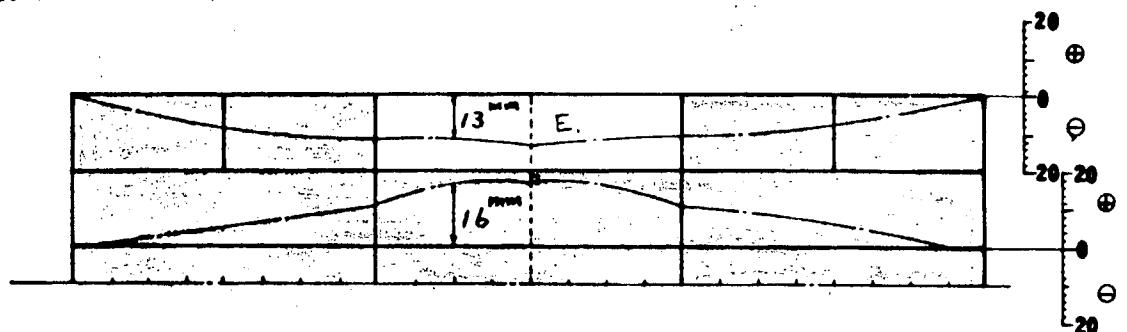
上記()内数値及び-----は
波浪外力を考慮した荷重を示す。

図 2.9.2 荷重条件

LOAD. 1 TANK TEST



LOAD. 2 FULL LOAD



LOAD. 3 BALLAST

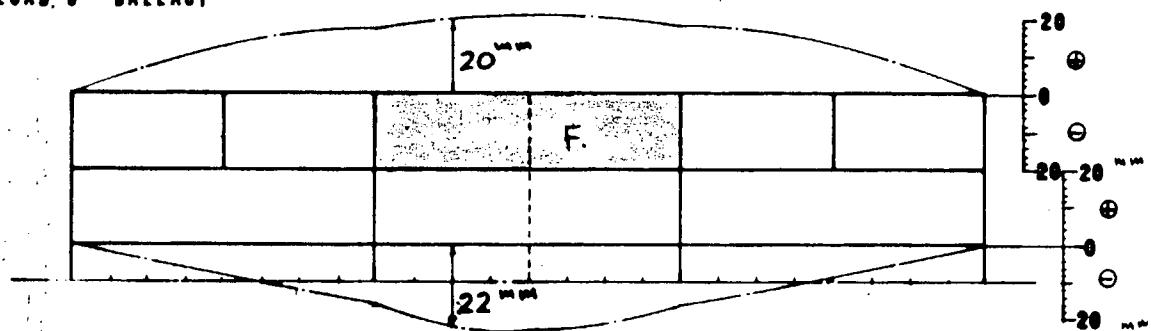
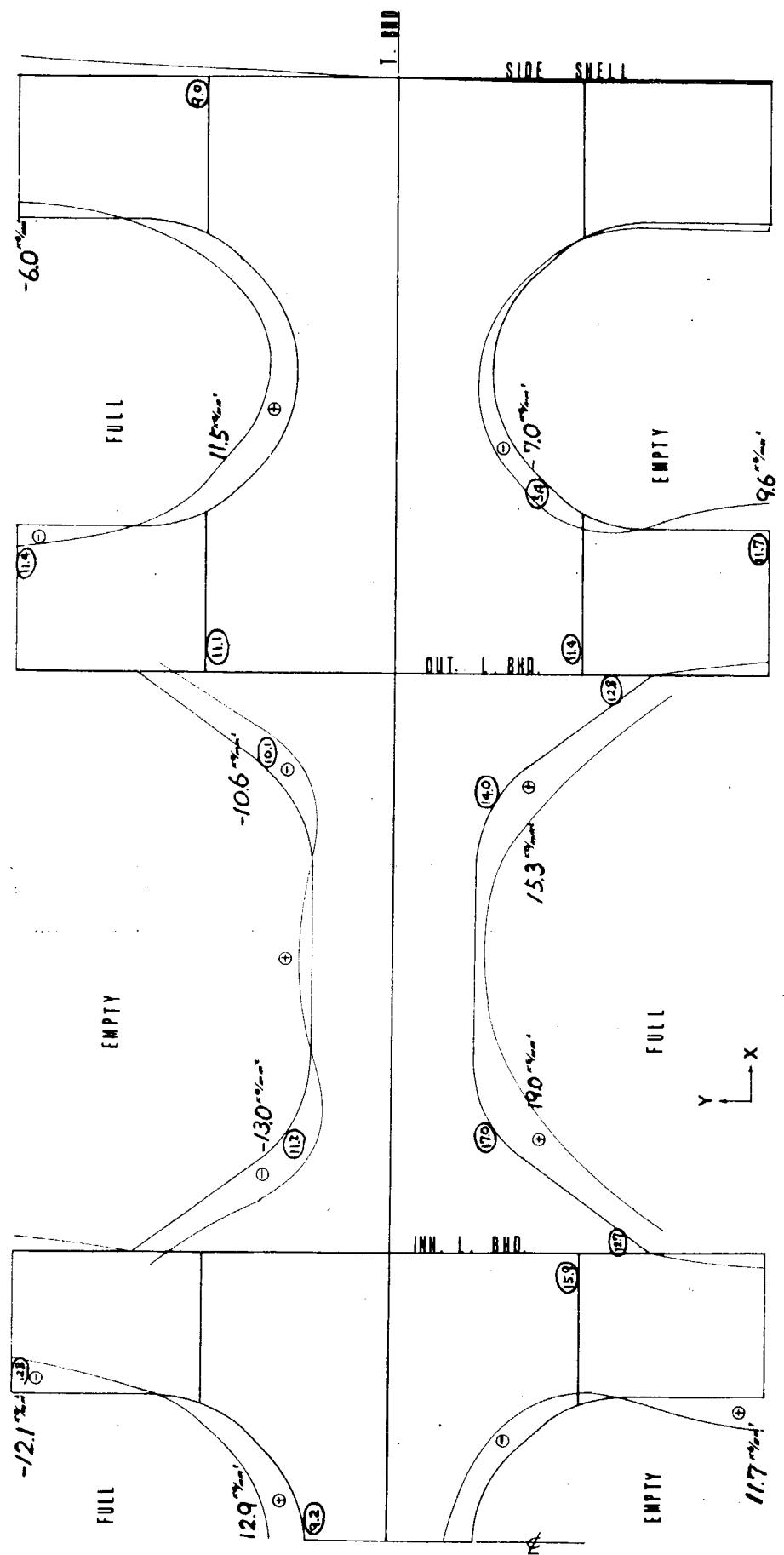


図 2.9.3 相対変位 (STEP 1)

表 2.9.1 T. BHD 及び SWASH BHD に於ける剪断力 (STEP 1)

位置 荷重	T. BHD (FR. 8)		SWASH BHD (FR. 13)	
	INN. TANK	WING TANK	INN. TANK	WING TANK
LOAD. 1 TK. TEST	494.0	1,007.0	211.0	867.0
LOAD. 2 FULL	3,030.0	2,284.0	697.0	2,274.0
LOAD. 3 BALLAST	4,128.0	3,673.0	1,200.0	2,887.0

(* 応力 : $\sigma = 5 \text{ kg/mm}^2$)



LOADING 1 (TANK TEST)
STRESS OF BOUNDARY STIFFENERS & EQUIVALENT STRESS
STRESS : $\frac{100}{100} \text{ kg/cm}^2$; ○ 内数値は含成応力 (kg/cm^2)

境界条件: $E = 2 \times 10^4$, $\nu = 0.3$, $\sigma_{\text{内}} = 100 \text{ kg/cm}^2$, $\sigma_{\text{外}} = 0 \text{ kg/cm}^2$

図 2.9.4 №3 H. STR. の応力

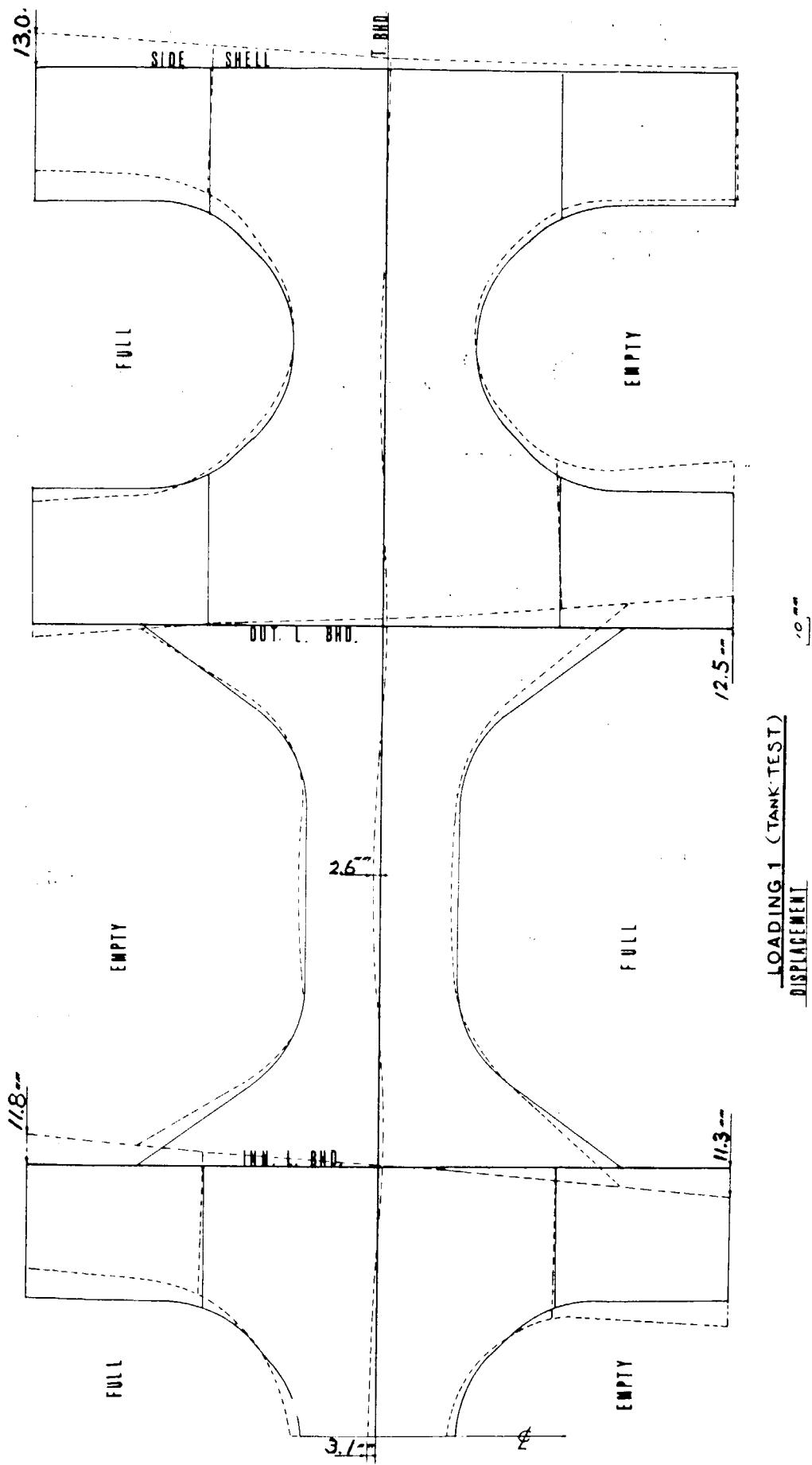
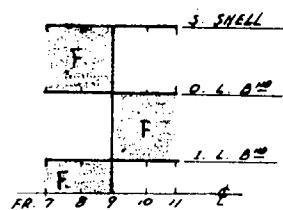
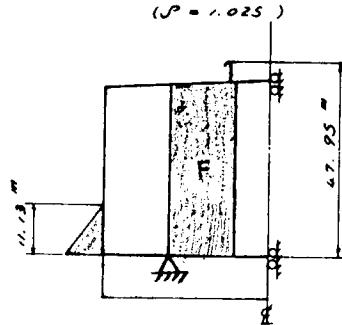


図 2.9.5 №3 H. STR. の変形

荷重条件



TRANS. RING の荷重条件



LOADING 1

FR. 11 TRANS. RING

STRESS OF BOUNDARY STIFFENERS & EQUIVALENT STRESS

STRESS : 10^6 kg/cm^2 ○ 内数値は合成応力 (kg/mm^2)

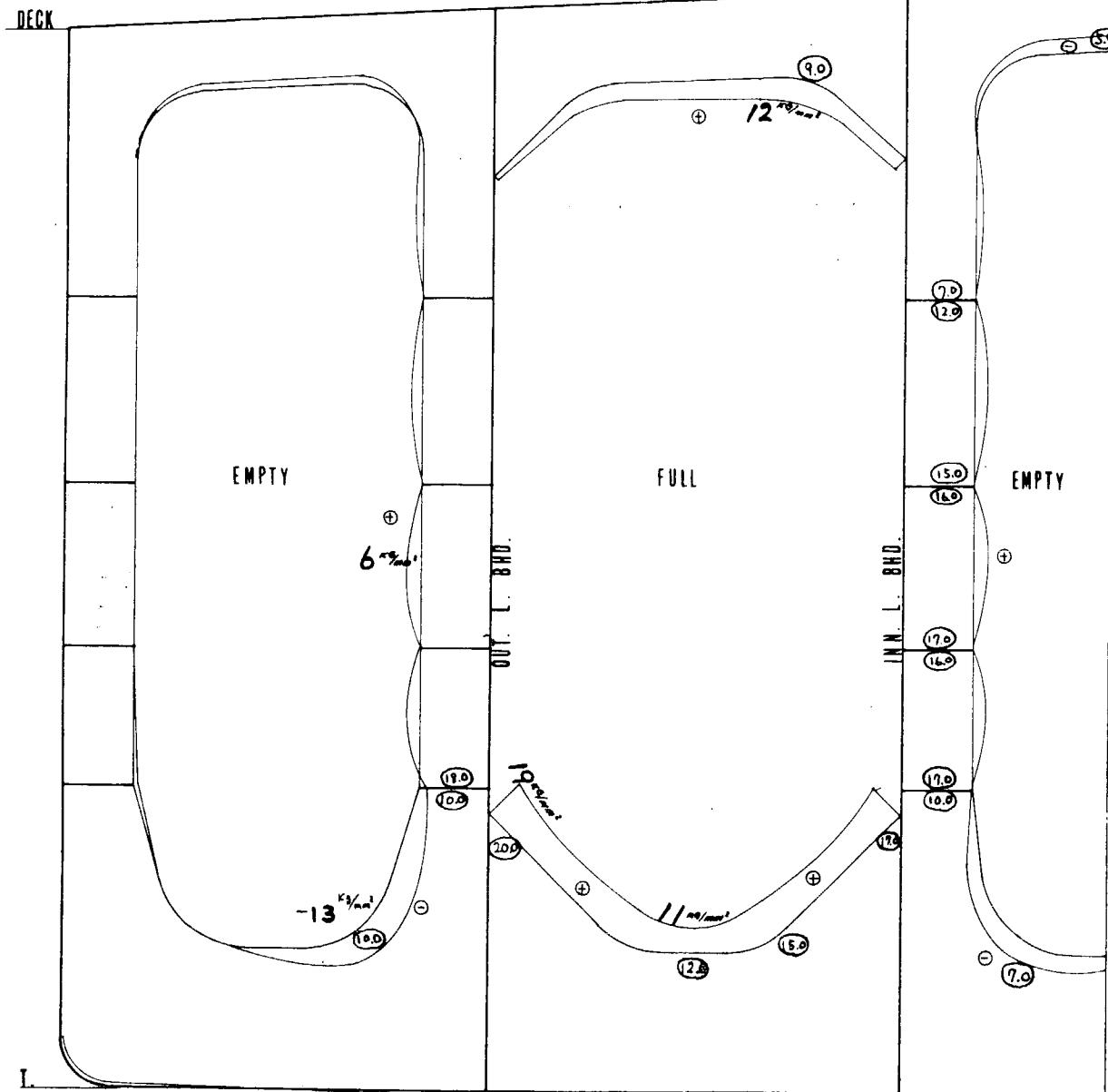
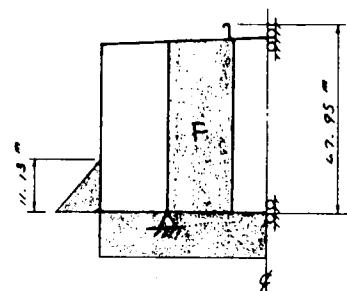
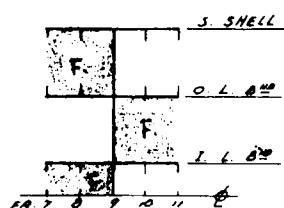


図 2.9.6 FR. 11 TRANS. RING の応力

荷重条件

TRANS. RING の荷重条件
($\rho = 1.025$)



LOADING 1
DISPLACEMENT

30"

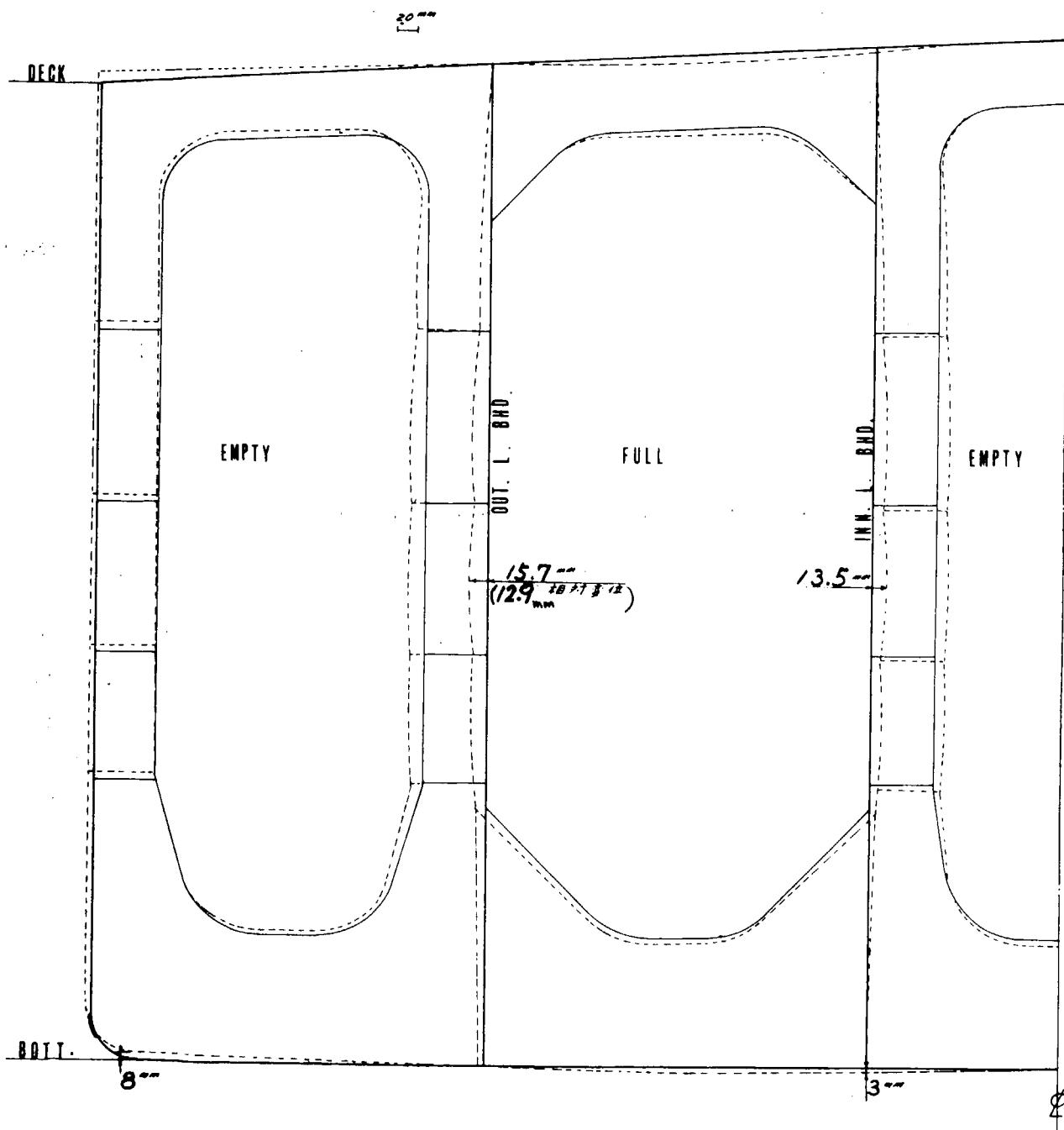


図 2.9.7 FR. 11 TRANS. RING の変位

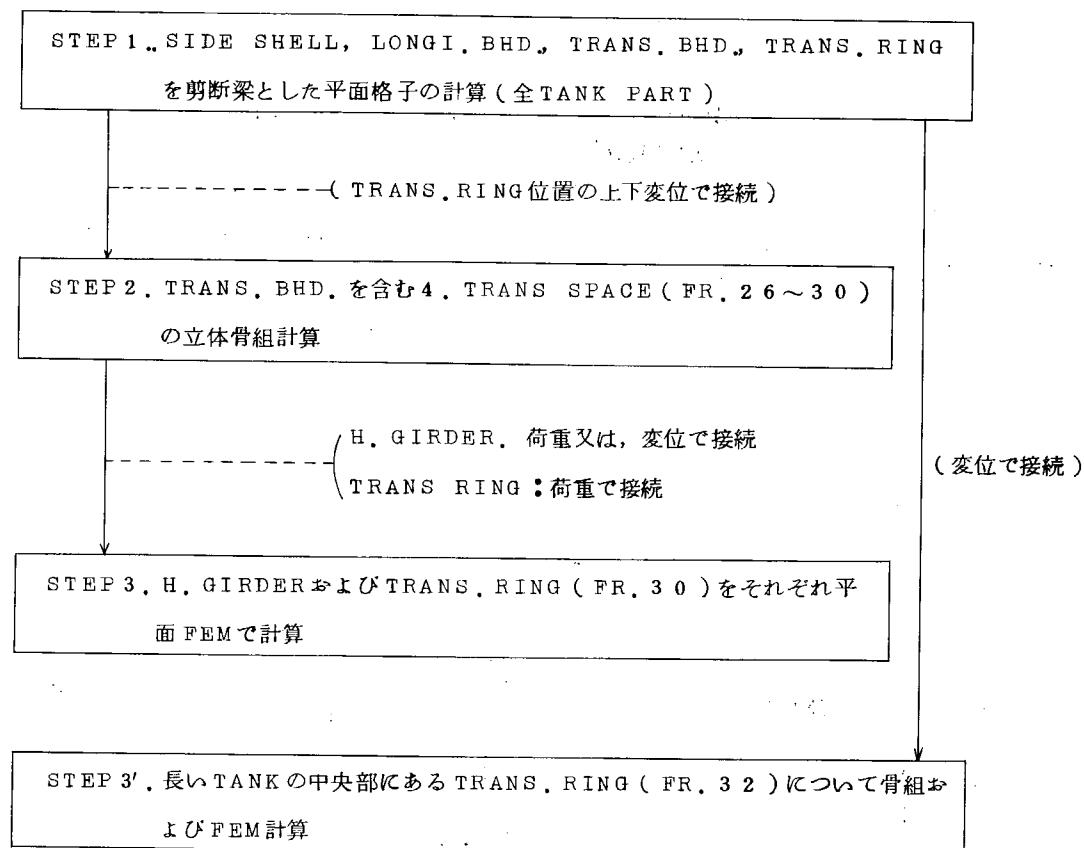
2.1 O 1000-L/B 5-4 L-V型の横強度

担当 萩原孝一・中島光明（三菱重工業）

2.1 O.1 計算の概要

(1) 計算の種類

今回の強度計算では効率をよくするためにいくつかのSTEPに分けて計算している。STEPの種類と接続は次の通りである。



ここで、STEP 2, 3 と STEP 3' の関係は次の通りである。すなわち、STEP 2で計算する範囲は TRANS. BHD. の近傍のみであり、その前後面で対称としているのでこれらの計算結果は、長い TANK の中央部である TRANS. RING に相当することになる。これに対し、TANK が長い場合には、H. STRINGER との相互干渉が小さくなり、TRANS. RING を 1 枚だけ取り出して、直接荷重と LONGI. BHD. および外板の上下変位だけ与えて解いたものに近くなると考えられる。そこでこれを実施したのが STEP3' で STEP 1 の上下変位から直接 TRANS. RING の計算を行ない、H. STRINGER からの拘束力は計算に入れていない。上記各 STEP の計算対象部分を図 2.1 O.1 に示す。

(2) 荷重条件

計算を行った荷重条件は、図 2.1 O.1 に示す 3 種類であるが、STEP 2, 3 および 3' の FEM 計算では BALLAST CONDITION を省略している。

2.1 O.2 計算の結果

(1) STEP 1

平面格子モデルによる縦通部材上変位の計算結果を OUTER LONGI. BHD. に対する相対変位の形で図 2.1 O.2 に示す。

又、中央部 TRANS. BHD. における剪断力を表 2.1 O.2 に示す。

(2) STEP 2

立体骨組計算結果のうち代表的な TRANS. RING. と H. GIRDER の応力分布(梁理論で計算)を図 2.1.0.3 ~ 2.1.0.8 に示す。

(3) STEP 3

STEP 2 で各 TRANS. RING. と H. GIRDER の平面骨組としての計算結果が得られているが、部材結合部の応力分布を調べるために代表的な H. GIRDER と TRANS. RING. について FEM 計算を実施した。その結果を図 2.1.0.9 ~ 2.1.0.11 に示す。

(4) STEP 3'

TANK TEST 状態の計算結果例を図 2.1.0.12, 2.1.0.13 に示す。

2.1.0.3 計算結果の考察とまとめ

今回の計算範囲では、高応力は水試状態に限られ満載状態での応力はこれに比べて低い。又、STEP 3' のバласт状態の応力も低い。これらの結果について部材毎にまとめるところのようになる。

(1) TRANS. RING. (FR. 3.0 : 短い TANK の中央部にあるもの)

STEP 2, 3 で計算した短い TANK の中央部 STRUT 付 TRANS. RING については、平行部の応力は一般にあまり大きくなない。この中では剪断応力が相対的に大きく最大 8.4 kg/mm^2 (水試状態) 程度となっている。また、図は省いたが BALLAST を張った TANK の STRUT の平行部の直応力も大き目で $8 \sim 11 \text{ kg/mm}^2$ 程度である。

次に同じ部分を FEM で計算した結果を骨組計算の結果と比較すると全体的にはかなりよく一致しているが、INNER SIDE TANK の BM. TRANS で 15.7 kg/mm^2 と骨組計算のものとかなり異なっている。この差は、

(a) BOTTOM SKIN の支持効果の差 (FEM 計算では骨組計算のモデル化の誤差, FR. 3.2 と FR. 3.0 の差がよくわからないことなどより BM. SKIN の効果を入れていない) → 軸力相当分の誤差

(b) このような著しい変断面部材を剛体部を含む梁理論で計算することの誤差 → 曲げモーメント相当分の誤差などによるものと思われる。

応力の高い部分としては LOWER STRUT 端部の WEB の応力があるが、これは円弧上の FACE PLATE をナックルさせた上、WEB STIFFENER を無視したため FACE を代表する BAR 要素の軸力の合力がコーナー部の WEB PLATE に集中力として加わるためと思われ、見掛け上実際よりかなり大きくなっていることもあるのではないかと思われる。このことは、その部分の FACE PLATE の応力が 11 kg/mm^2 程度であることからも伺える。

(2) TRANS. RING. (FR. 3.2 : 長い TANK の中央部にあるもの)

図 2.1.0.13 に示すように FACE PLATE の応力としては INNER TANK の BM. TRANS. で 24.3 kg/mm^2 と云うかなり大きな応力が生じている。しかし、前記(1)-(a) で述べた BM. PLATE の効果が、この場合でもある程度期待できることを考えると、この引き下げはそれほど大きな問題ではないと思われる。

また、LOWER STRUT 端部の WEB PLATE に大きな応力が生じているが、これも(1)-(b) に述べた理由によるものと考えられる。FACE PLATE の応力があまり高くないので、WEB STIFFENER の配置、連続性に留意すればあまり問題ではないと考えられる。

次に、この FR. 3.2 の計算結果と、短い TANK の場合に近いと考えられる FR. 3.0 の計算結果を局部的な凹凸の少ない骨組計算の結果により比較すると次表のようになる。

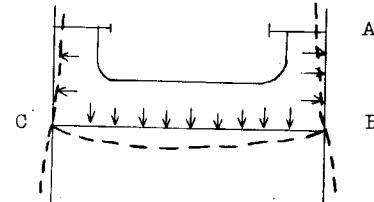
表 2.1.0.1 FR. 30 と FR. 32 の比較

		FR. 30	FR. 32	FR. 32 の 増強したもの
(1)	INNER WING TANK 水試時の OUTER LONGI. BHD. の膨らみ	12 mm	25	—
(2)	同上の条件で OUTER WING TANK 内 LOWER STRUT の剪断応力	5.9 kg/mm ²	10	8.8 注)
(3)	同上の条件で INNER WING TANK の BM. TRANS. の軸力による応力	6. kg/mm ²	15	—
(4)	同上の条件で OUTER WING の BM. TRANS. の剪断応力	5 kg/mm ²	11	8.5 注)

注) ②, ④は高い応力の生じている STRUT と BM. TRANS. の WEB の板厚を 30 mm に
増強したときの値

(3) TRANS. BHD. に隣接する TRANS. RING

TRANS. BHD. に隣接する TRANS. RING では STRUT を省略しているが、TANK 中央の STRUT 付のものに比べて剪断応力はほぼ同等だが直応力は小さい。これは BHD. 付 H. GIRDER に加わる分布荷重による端部の回転のため H. STRINGER 位置での支持効果が大きくなっていることによる。(右図)



B ~ C 間の荷重の効果が大きい
ため、B 点では図のように回転
する。

(4) HORIZONTAL GIRDER

まず、骨組で計算した STEP 2 の結果を見ると、図 2.1.0.6 ~ 図 2.1.0.8 で見るように全般に T. RING に比べて応力が高くなっている。また、H. GIRDER 内では下方のものほど応力が高くなっている。最下段の #5 H. GIRDER では直応力 2.5 kg/mm² 剪断応力 1.1 kg/mm² 程度となっている。これらの結果より #4 および #5 の H. GIRDER では何らかの増強が必要であるようと思われる。ただし、これらは強制変位に基く応力ではないので、板厚の増加など比較的簡単な手段で応力を低下させられるはずである。

次に、STEP 3 で行なった FEM 計算の結果を見ると STEP 2 と荷重で接続した場合(図 2.1.0.9)，平行部の FACE PLATE の応力は骨組計算の結果と比較して、大きいところで 10% ほど低目になっているが、かなりよく合っている。また、WEB PLATE の等価応力は平行部の端、BRACKET 部の一部で 2.0 kg/mm² に達しているほかは全般にあまり高くない。なお、境界の切断部で高い応力が見られるのは、接続した部分からの力や、変位の拘束を与えた点の近傍であって、実際には問題ないものと考えられる。これに対し、変位で接続した場合は図 2.1.0.10 に示すように WEB PLATE の等価応力がやや高くなり、FACE PLATE の応力は平行部で低く、端部で高くなっている。これは、平行部の端部モーメントが異なるためと考えられ、荷重で接続した場合の変形が STEP 2 のものとなり異なる点とも考え合わせて骨組計算の剛性の評価に多少問題があるように感じられる。

(5) まとめ

以上のように計算法について検討を要するところもあるが、今回の試設計船では全般に応力があまり高くなく、また、一部の高い部分については板厚を増すなどの処置で、比較的簡単に応力を下げることが出来ると考えられ、設計的に大きな問題はないと思われる。

	TRANS. BHD	FR. 20	FR. 24	FR.
TANK TEST	WING TANK	895 ^t	1027 ^t	2416 ^t
	INN. TANK	2335 ^t	-	2050 ^t
FULL LOAD	WING TANK	1129 ^t	1004 ^t	2942 ^t
	INN. TANK	1446 ^t	-	2236 ^t
BALLAST	WING TANK	1526 ^t	1417 ^t	2079 ^t
	INN. TANK	1822 ^t	-	3690 ^t

表 2.1.0.2 TRANS. BHD の働く剪断力

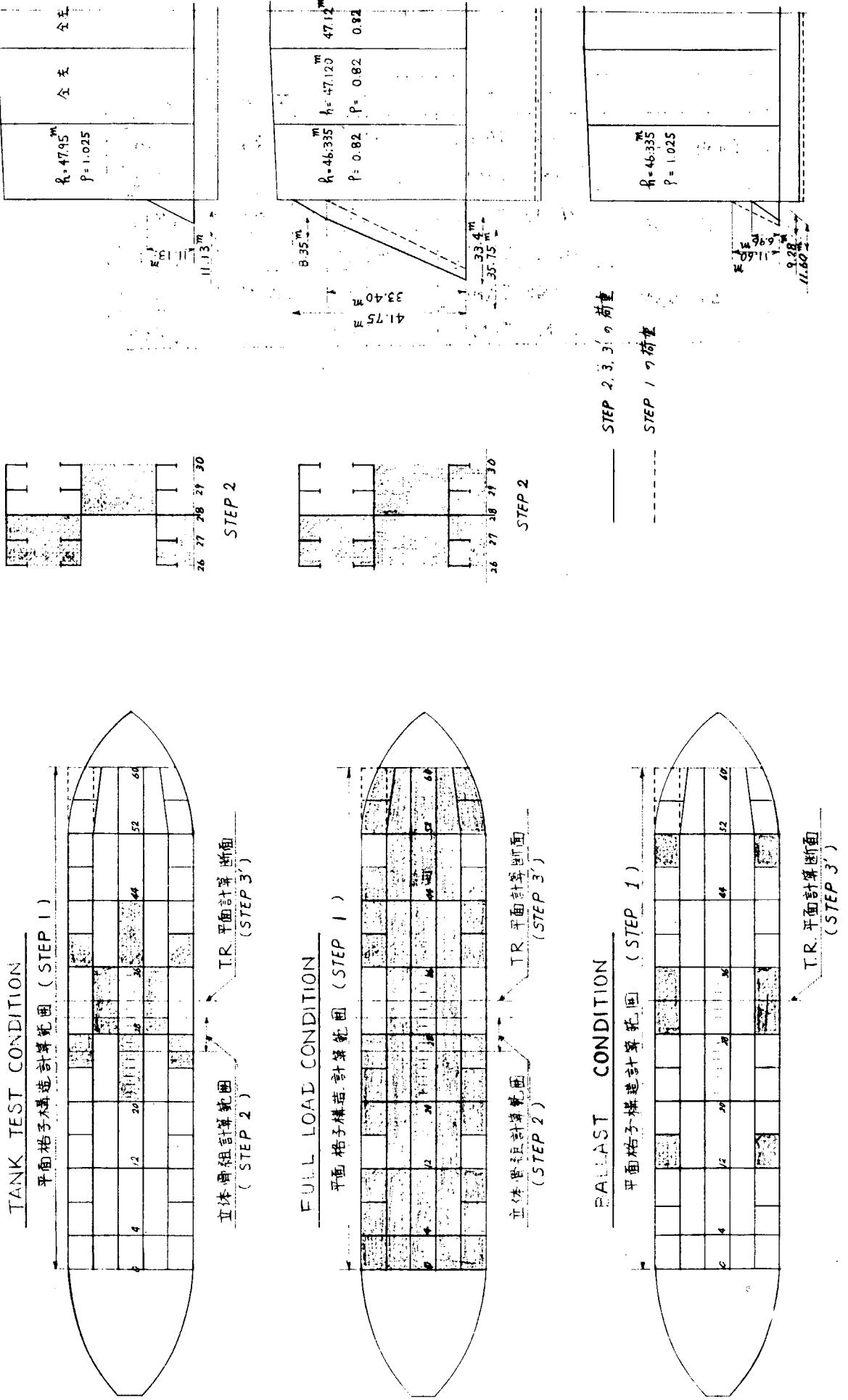


図 2.1 0.1 強度計算範囲および荷重条件

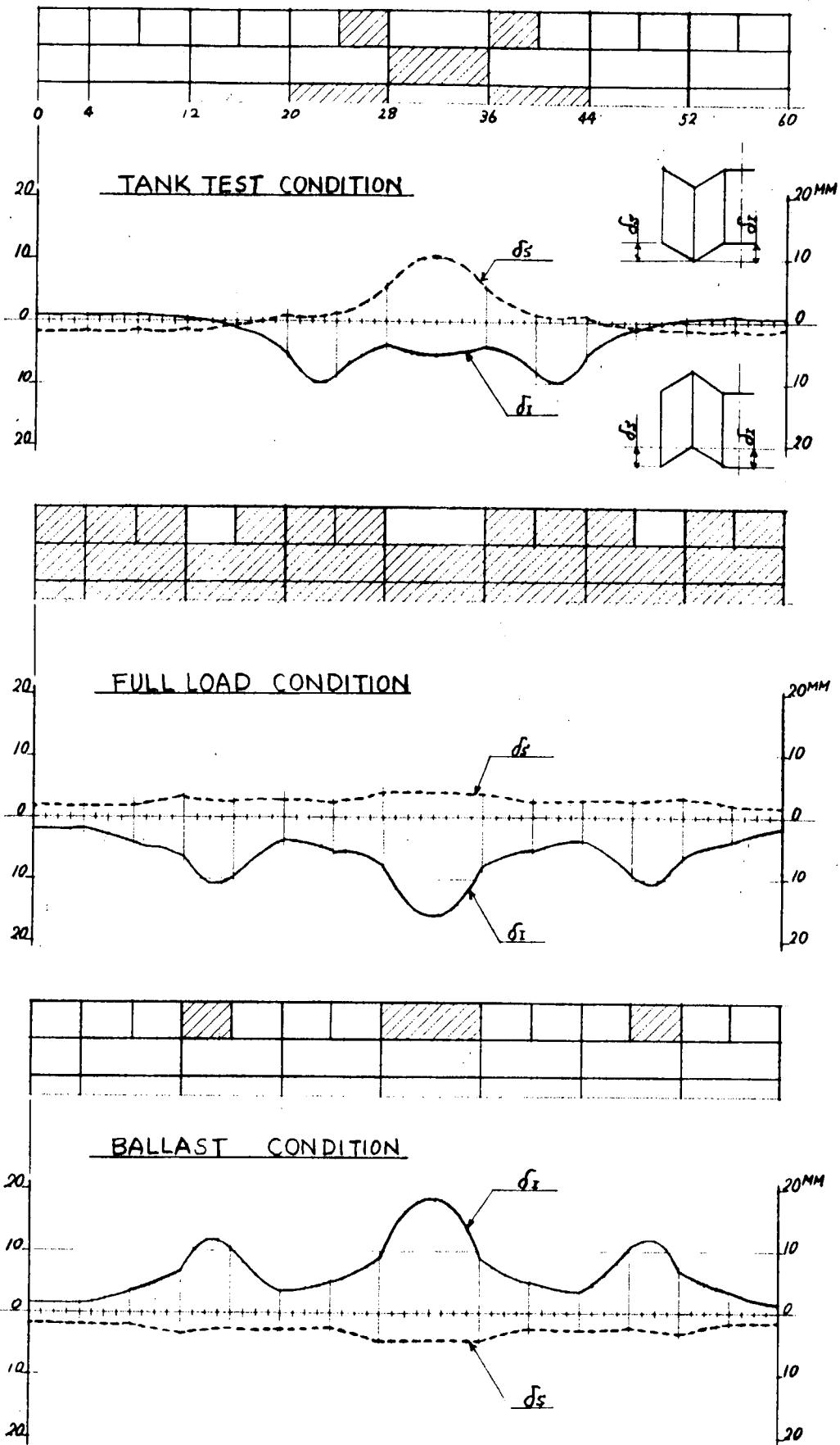
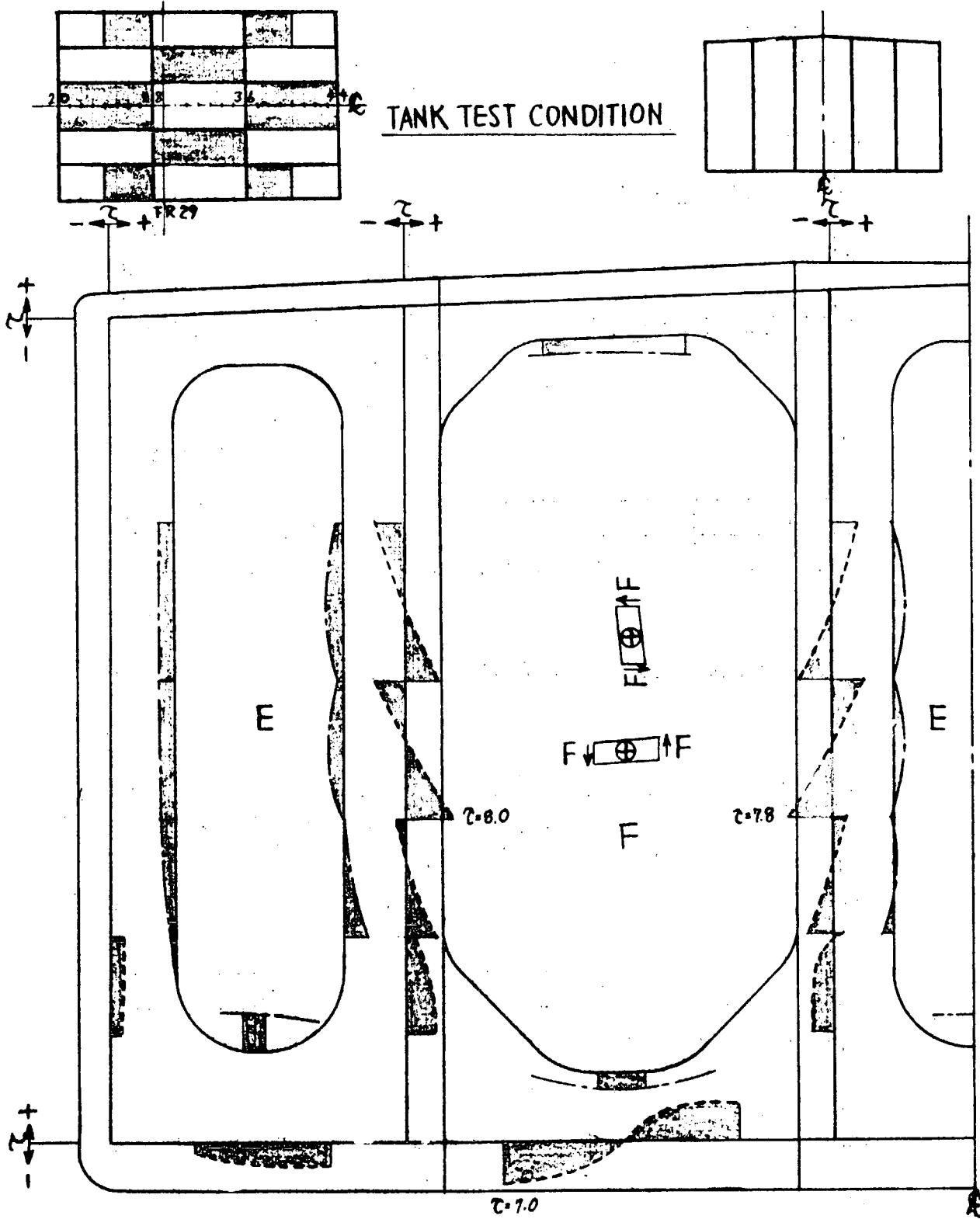


図 2.1.0.2 相対変位計算結果

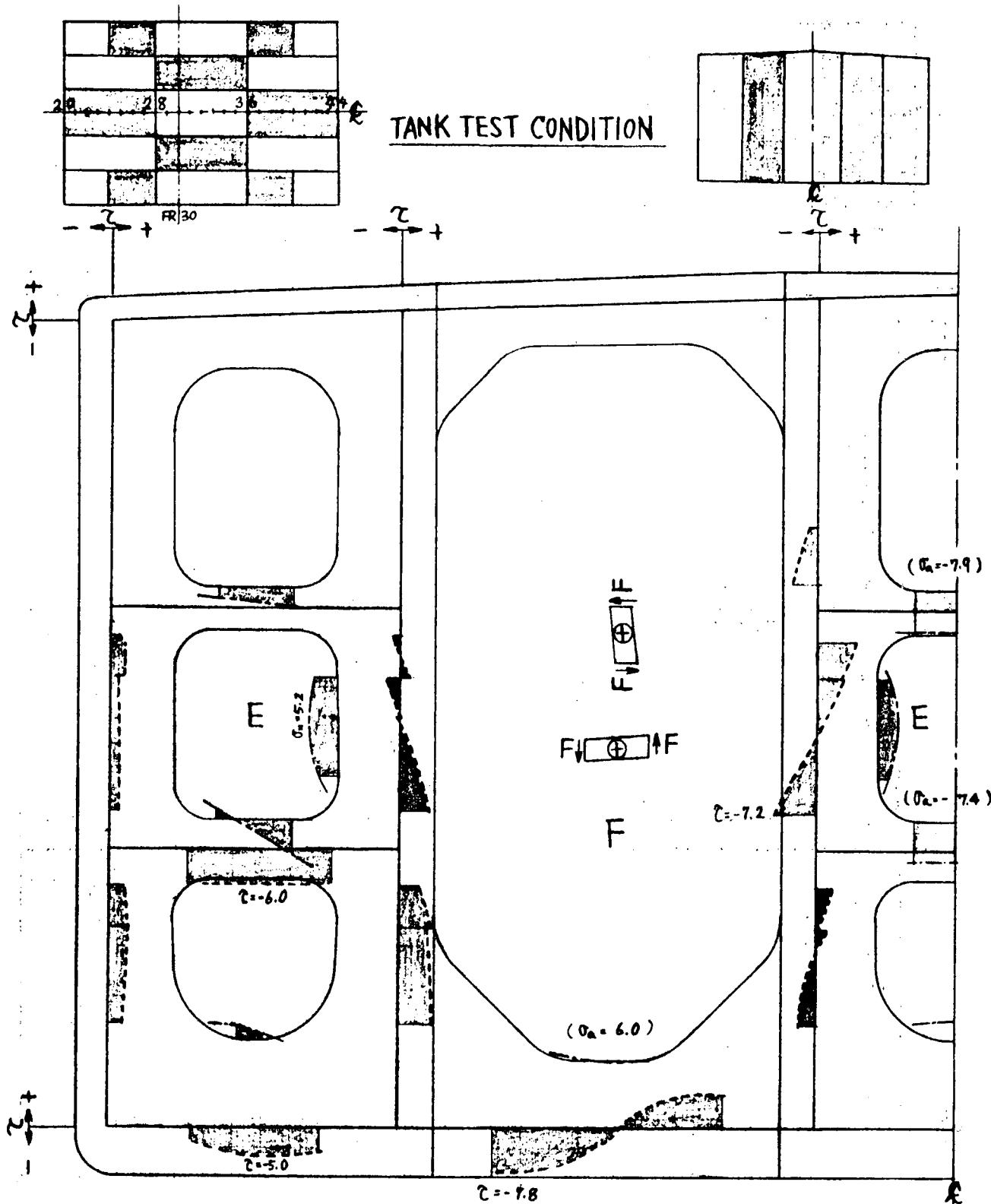


----- τ : 平均せん断応力

----- σ_n : 直応力

SCALE 0 10 20 N/mm²

図 2.10.3 FR. 29 TRANS RING の面材の直応力と WEB の平均せん断応力分布
立体骨組計算

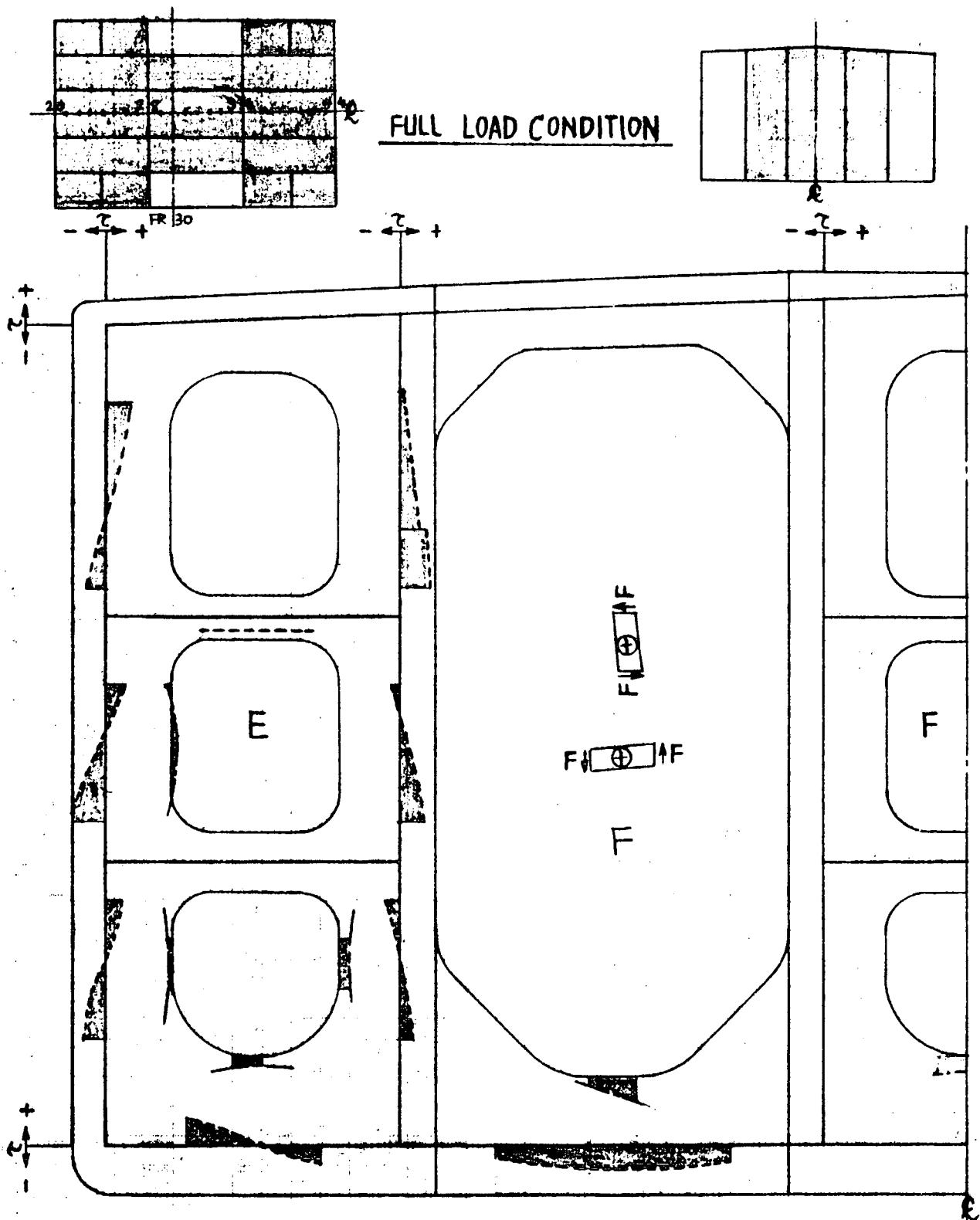


----- τ : 平均剪断应力

----- σ_a : 直応力

SCALE $0 \ 10 \ 20 \text{ kg/mm}^2$

図 2.1.0.4 FR. 30 TRANS RING の面材の直応力とWEBの平均せん断応力分布
立体骨組計算



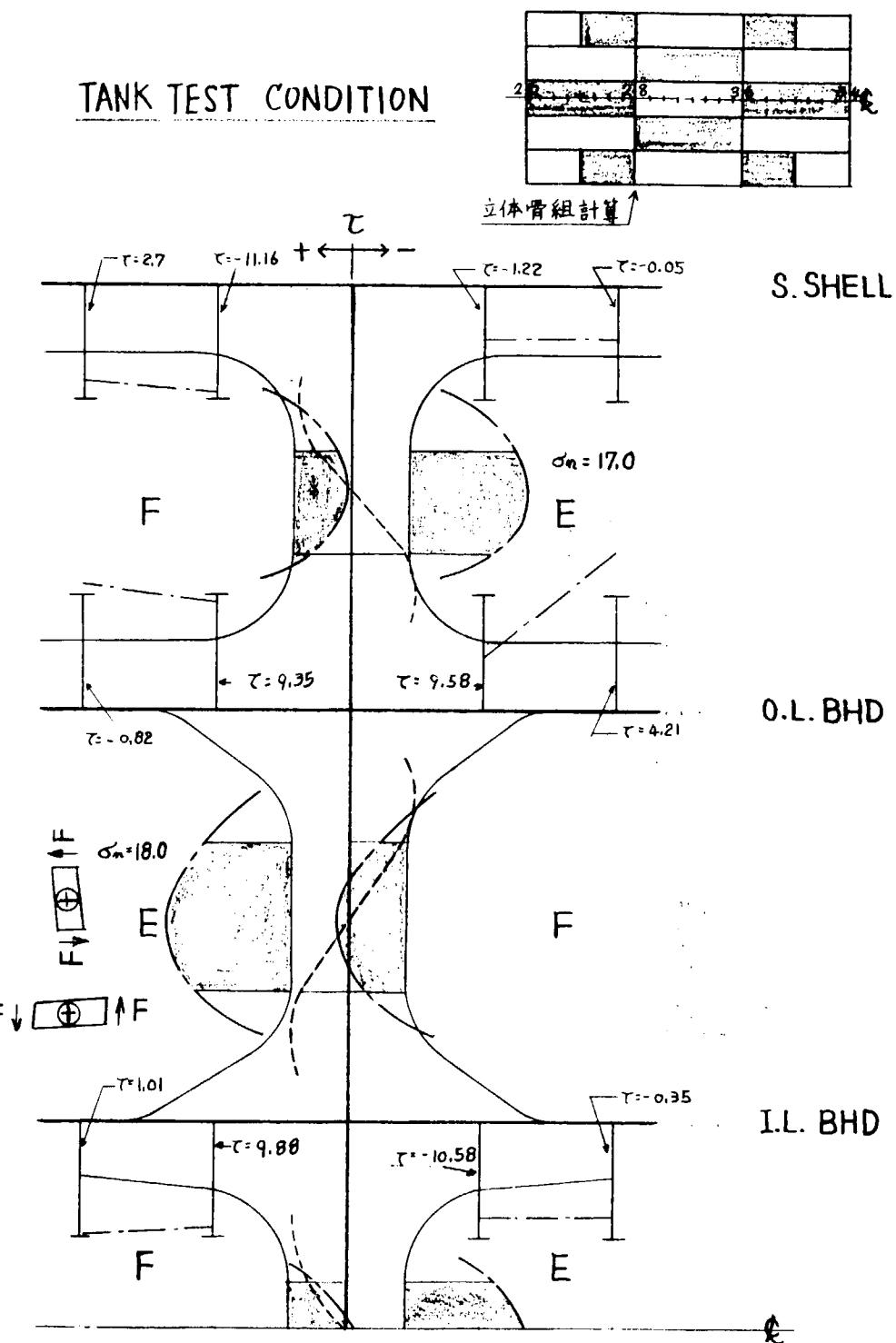
----- τ : 平均せん断応力

----- σ : 直応力

SCALE \rightarrow kg/mm^2

図 2.1.0.5 FR. 30 TRANS RING の面材の直応力と WEB の平均せん断応力分布
立体骨組計算

TANK TEST CONDITION



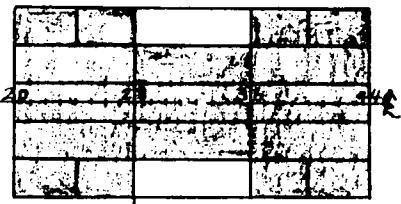
----- τ : 平均せん断応力

----- σ_n : 直応力

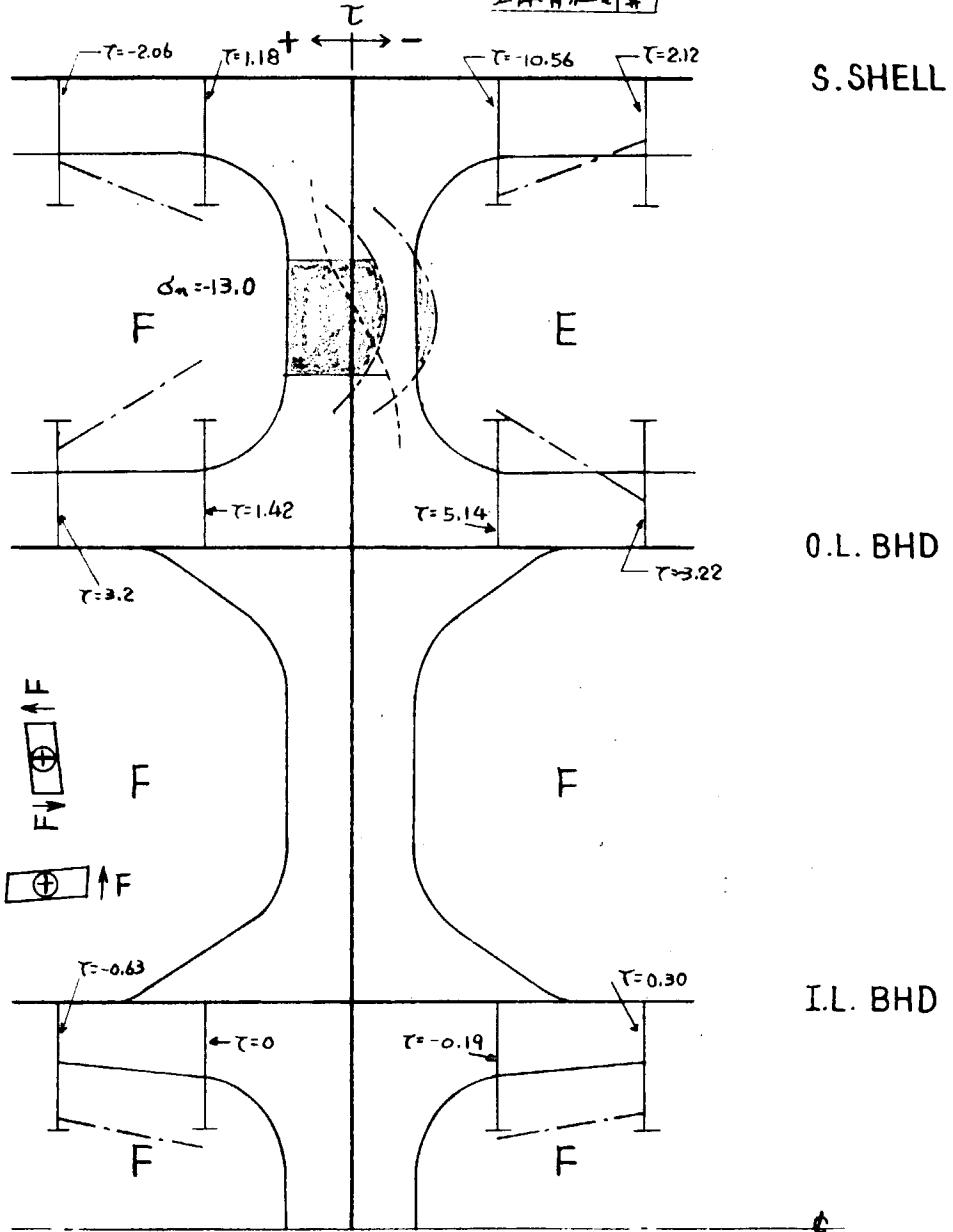
SCALE kg/mm^2

図 2.10.6 №3.HORIZONTAL GIRDERの面材の直応力とWEBの平均せん断応力分布
立体骨組計算

FULL LOAD CONDITION



立体骨組計算



----- τ : 平均剪断应力

----- σ_n : 直応力

SCALE 0 10 20 kg/mm²

図 2.1 0.7 №3.HORIZONTAL GIRDERの面材の直応力とWEBの平均せん断応力分布
立体骨組計算

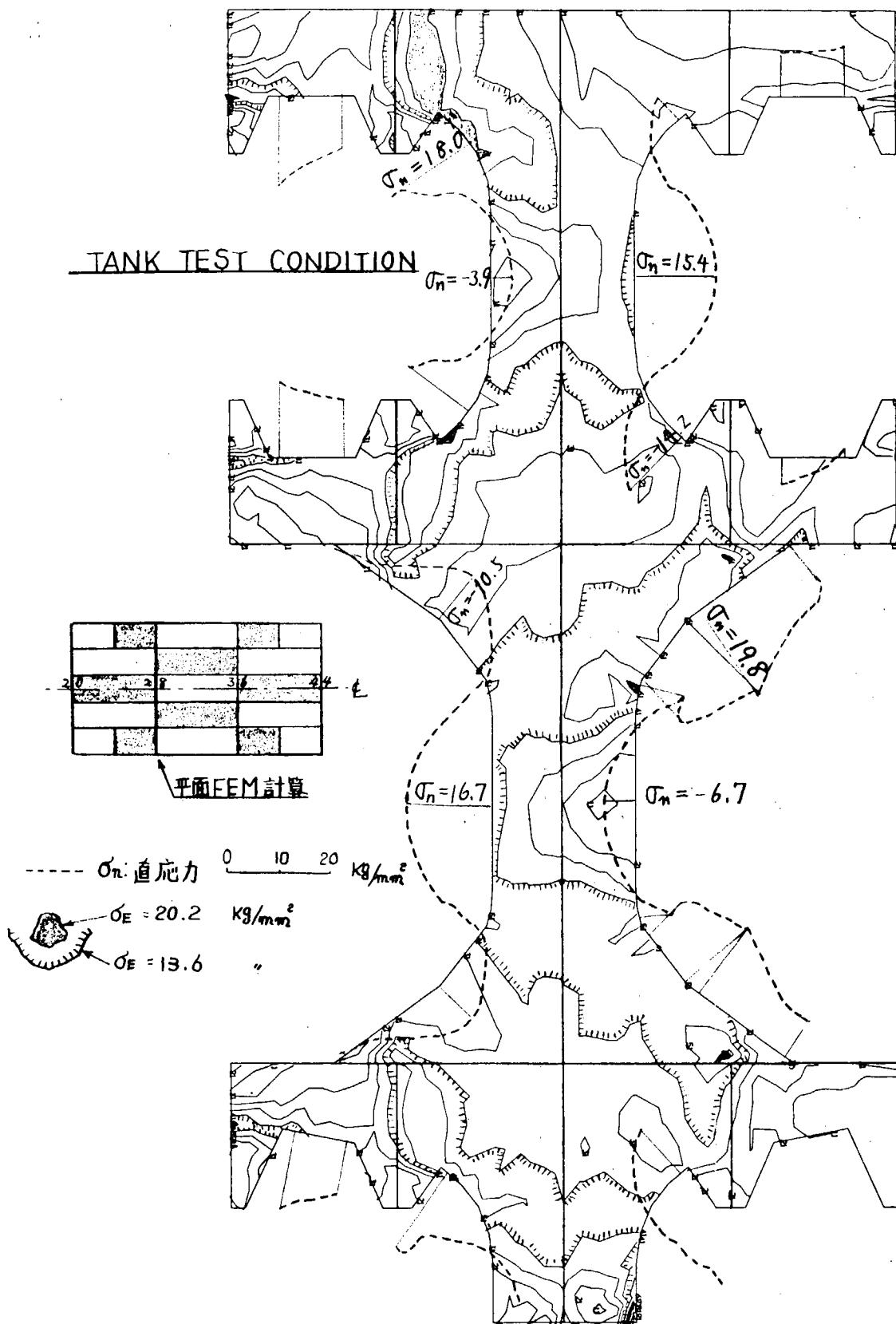
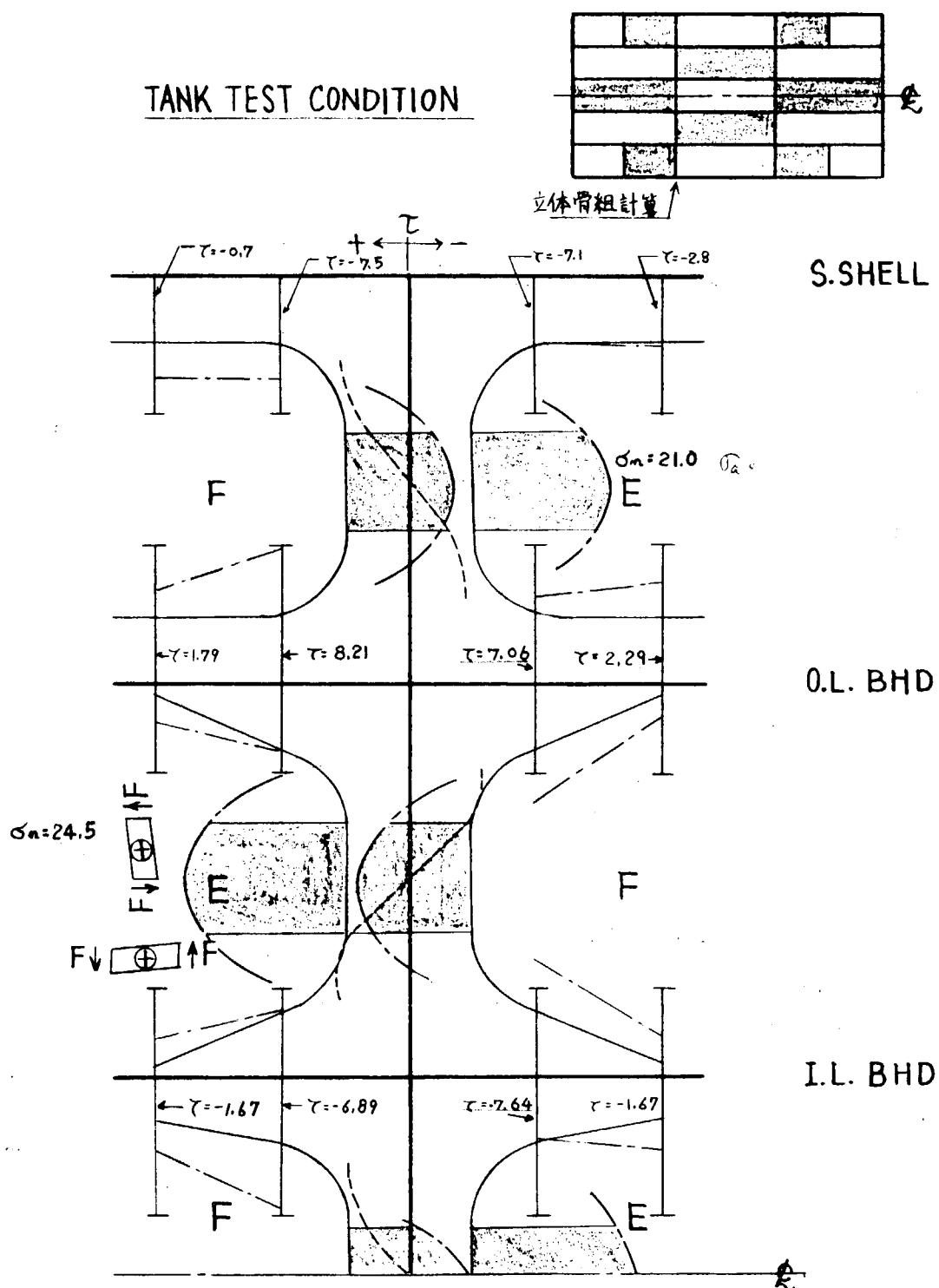


図 2.1.0.9 №3 HORIZONTAL GIRDERの面材の直応力とWEBの等価応力分布
(平面FEM計算 荷重で接続)

TANK TEST CONDITION



----- τ : 平均剪断応力

----- σ_n : 直応力

SCALE $0 \text{ } 10 \text{ } 20 \text{ kg/mm}^2$

図 2.10.8 №5.HORIZONTAL GIRDERの面材の直応力とWEBの平均せん断応力分布
立体骨組計算

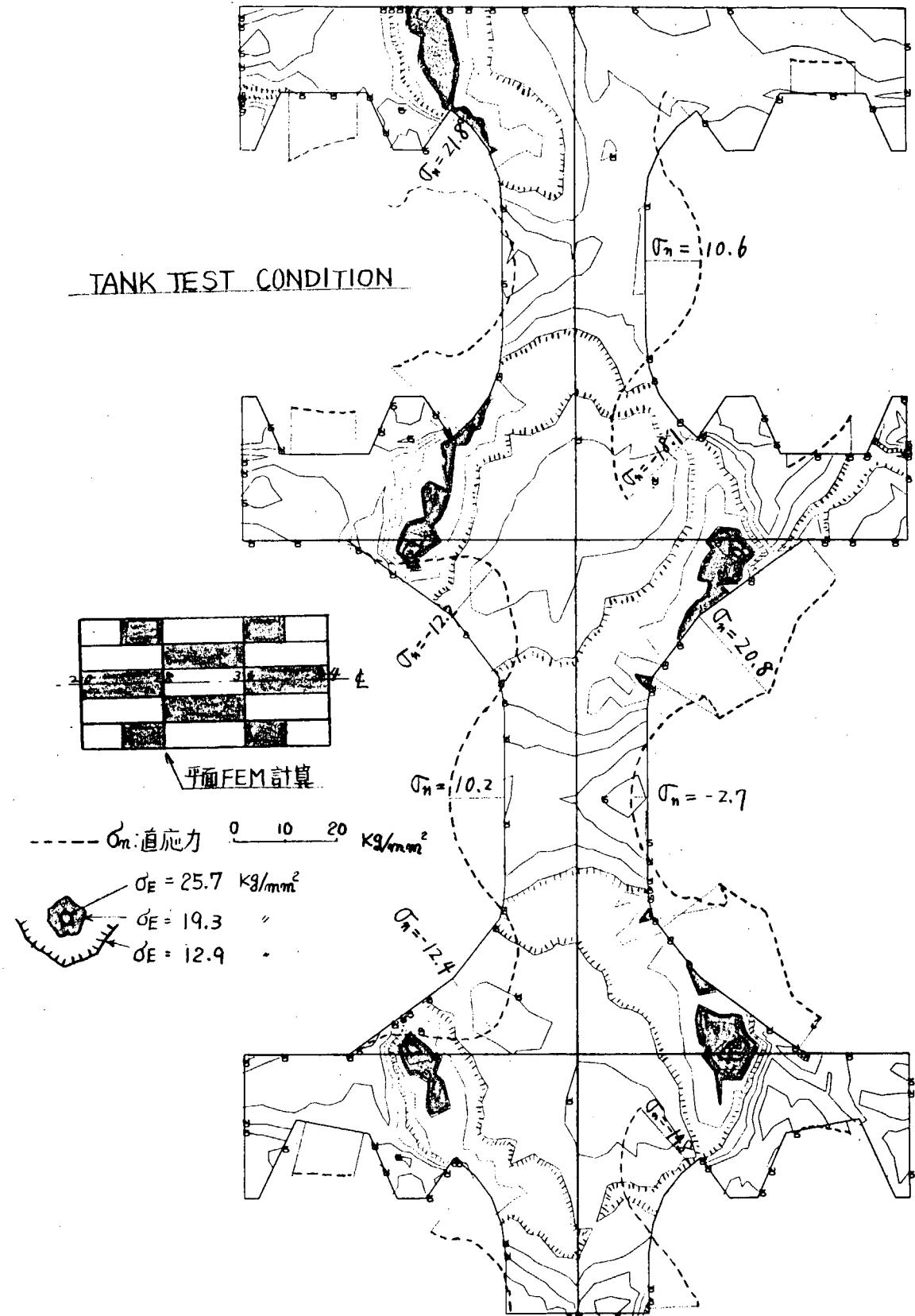
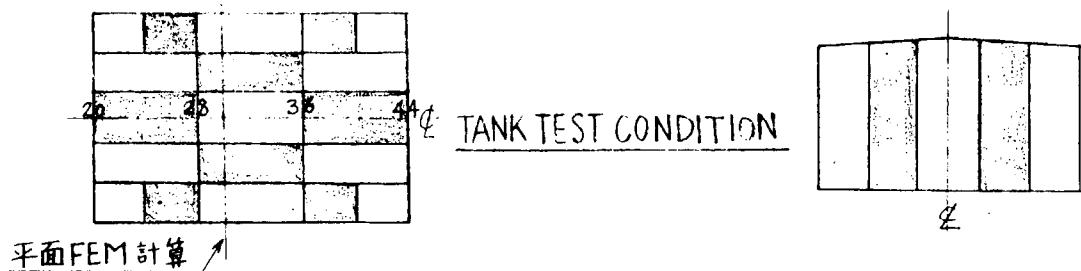
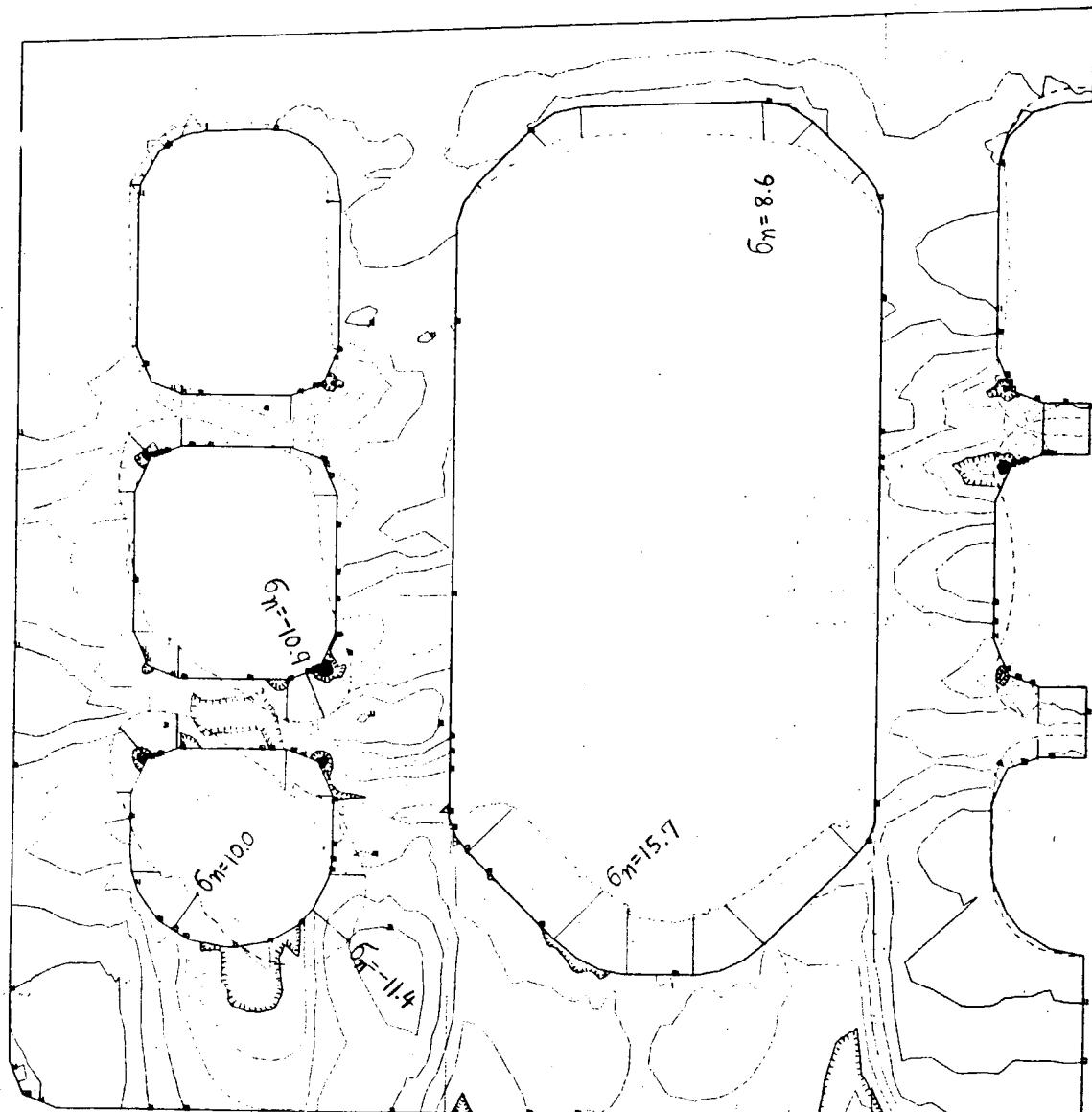


図 2.1 0.1.0 No.3 HORIZONTAL GIRDERの面材の直応力とWEBの等価応力分布
(平面FEM計算 変位で接続)



平面FEM計算



----- σ_n : 直応力 $0 \ 10 \ 20 \ \text{kg}/\text{mm}^2$

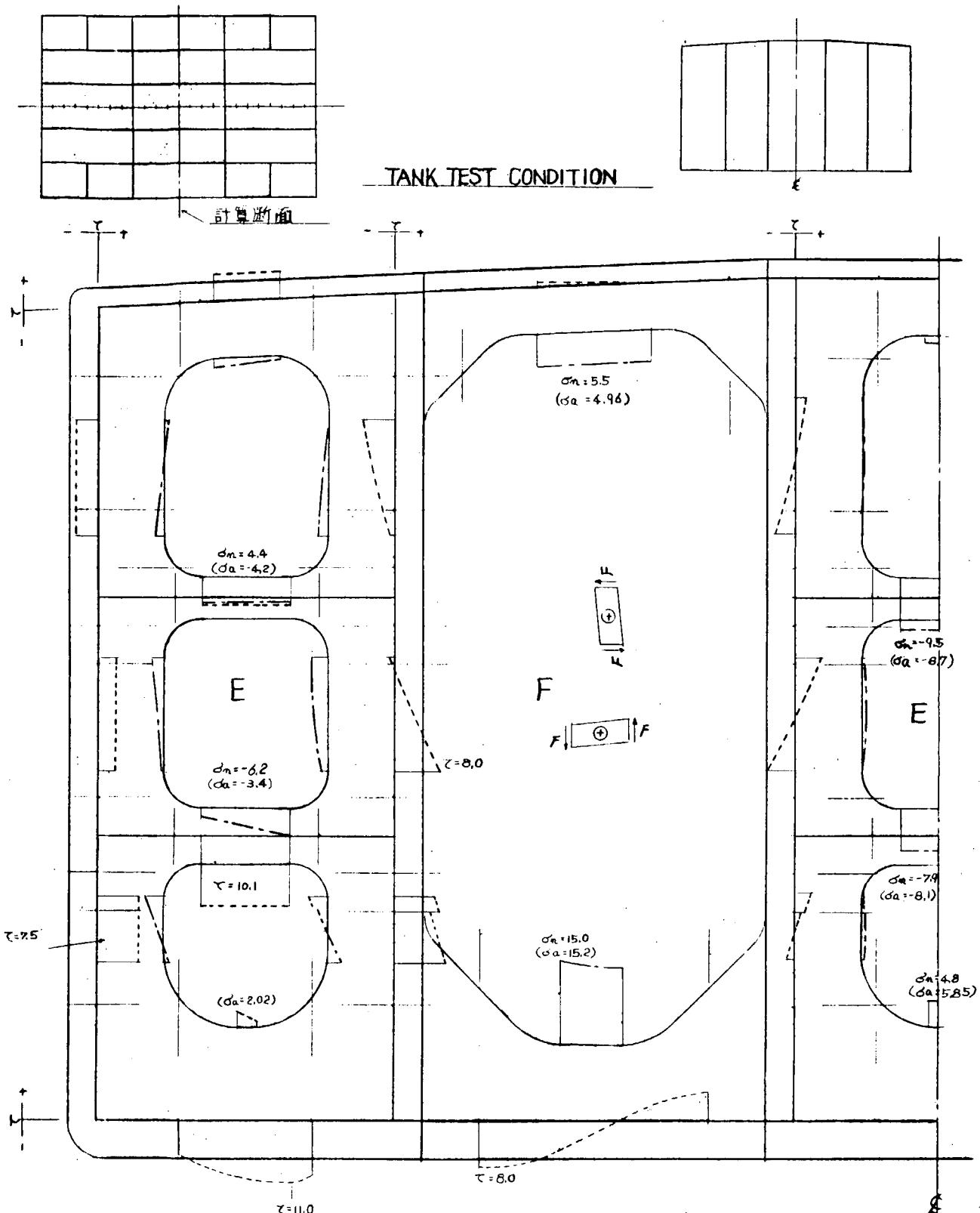
高応力部分

$\sigma_E = 20.2 \ \text{kg}/\text{mm}^2$

$\sigma_E = 15.2 \ \text{kg}/\text{mm}^2$

REAL STRESS = GRAPHIC STRESS + ALPHAI / 100
ALPHAI = 0.000005

図 2.1 0.1.1 FR. 30 TRANS RING の面材の直応力と WEB の等価応力分布
平面 FEM 計算

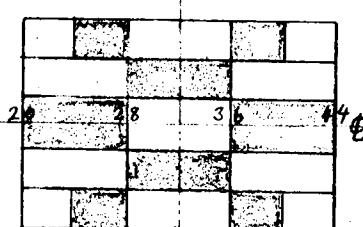


--- τ : 平均剪断应力

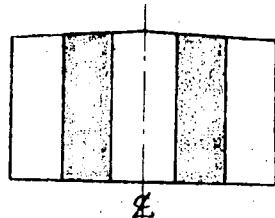
--- σ_m : 直応力

SCALE $0 \quad 10 \quad 20 \text{ kN/mm}^2$

図 2.1 0.1.2 FR. 32 TRANS RING の面材の直応力と WEB の平均せん断応力分布



TANK TEST CONDITION



平面FEM計算

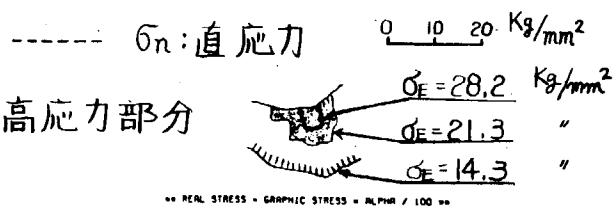
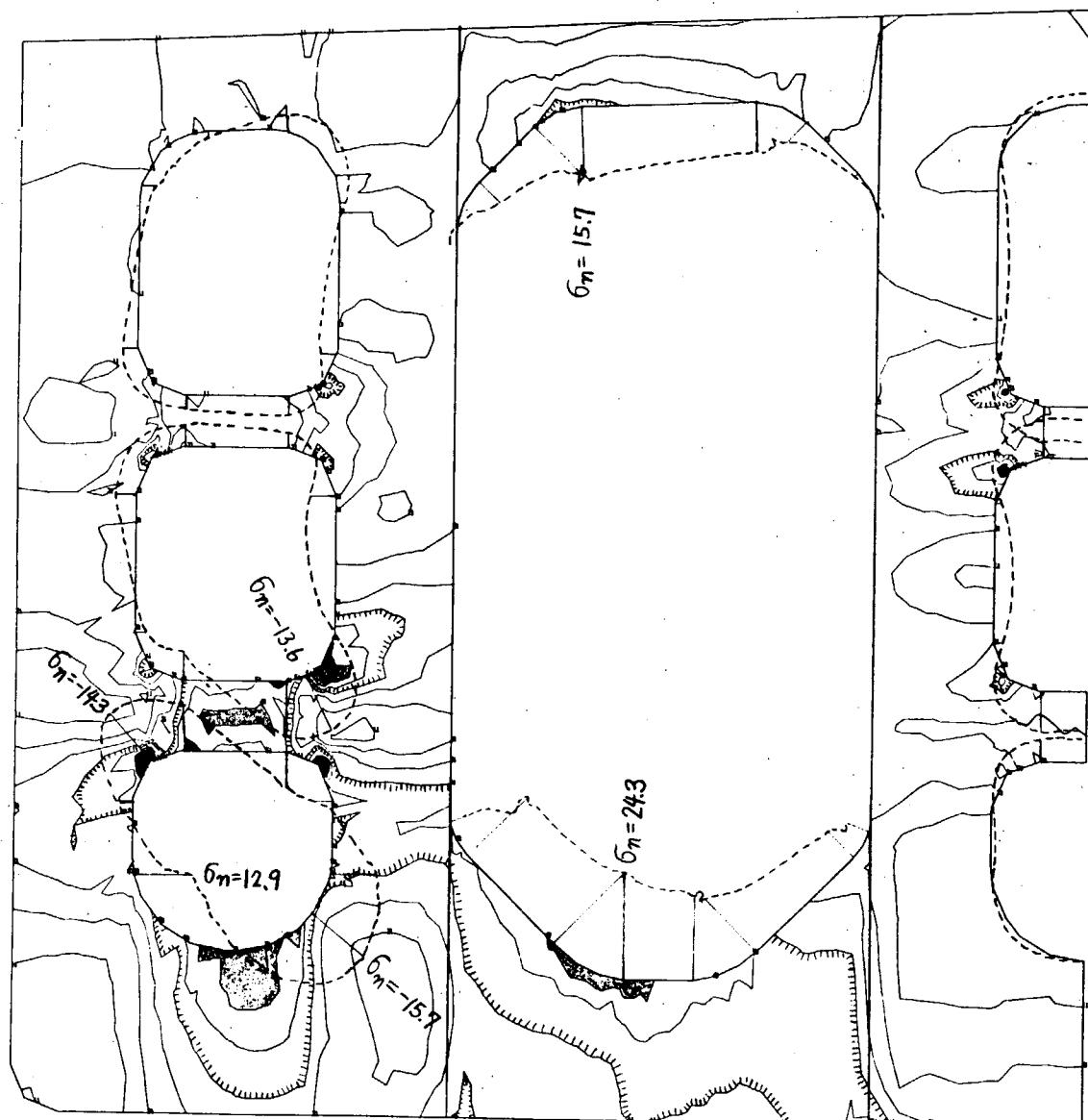


図 2.1 0.1.3 FR. 32 TRANS RING の面材の直応力と WEB の等価応力分布
平面 FEM 計算

2.1.1 縦強度計算

担当 田代新吉 (NK)

当委員会で設計した9隻の巨大船の中から、 $700-L/B5-4L-H$ 型、 $700-L/B5.5-3L-H$ 型及び $1000-L/B5-4L-H$ 型の3隻を選び、NKの縦強度解析トータルシステムのプログラムにより、航行中に生ずる変動応答の統計解析を行なった。さらに、その結果を就航実績のある 50000 DWTから 48000 DWTまでのタンカーについての計算結果と比較検討した。以下に、その結果を報告する。

2.1.1.1 計算対象船

計算対象船の主要目、中央横断面の剛持性等を表2.1.1.1に示す。計算に使用した船型のオフセットは、巨大船用に考慮された模型船のものを実船寸法に換算して用いた。この模型船の要目を表2.1.1.2に示す。

2.1.1.2 計算条件

計算は、計画満載状態において航海速力で航行中を想定して行った。計算対象船3隻の、計算状態の吃水、排水量、重心位置、浮心位置、慣性モーメント、船速等を表2.1.1.3に示した。

2.1.1.3 各種応答の統計値

各種の応答の統計解析は、いずれも冬期北大西洋におけるWaldenの統計資料を用いて、ALL HEADINGで 10^8 回における最大期待値を求めた。これらの計算結果のうち、船体運動に関するものを表2.1.1.4に示す。波浪断面力の無次元表示した値の船長方向の分布を図2.1.1.1ないし図2.1.1.6に示した。これらのうち、図2.1.1.1は垂直剪断力、図2.1.1.2は水平剪断力、図2.1.1.3は軸力、図2.1.1.4は縦曲げモーメント、図2.1.1.5は水平曲げモーメント及び図2.1.1.6は振りモーメントのそれぞれ分布図である。

応力については、 $-L/4$, 0 , $+L/4$ の各船体横断面内のガンセル、甲板中心線、ビルジ及び船底中心線(図2.1.1.7参照)の各点における成分応力(軸応力 σ_a 、縦曲げ応力 σ_{bx} 、水平曲げ応力 σ_{by} 、ワーピング応力 σ_w)及びそれらの位相差を考慮した全応力 σ_n (= $\sigma_a + \sigma_{bx} + \sigma_{by} + \sigma_w$)を表2.1.1.5に示す。また、船体中央横断面における全応力 σ_n の分布を各船ごとに、図2.1.1.8ないし図2.1.1.10に示した。

2.1.1.4 計算結果の比較と考察

3隻の設計船 $700-L/B5-4L-H$ 型、 $700-L/B5.5-3L-H$ 型及び $1000-L/B5-4L-H$ 型について行った縦強度計算結果と、既に就航実績のある 50000 DWTから 48000 DWTまでのタンカーについて行ったそれを、比較検討した。

比較のために用いた既就航タンカーの縦強度解析結果は、造研資料No.195号(昭和49年3月)2・1に報告されているA船ないしL船の計12隻である。

表2.1.1.6に3隻の設計船及び12隻の既就航船の計15隻の船の主要目の比較を示す。

図2.1.1.1ないし図2.1.1.8に、前記の計算結果を比較図示した。

図2.1.1.1は船首尾からそれぞれ $L/4$ の位置における垂直剪断力を、図2.1.1.2、図2.1.1.3及び図2.1.1.4は、船体中央におけるそれぞれ水平剪断力、縦曲げモーメント及び水平曲げモーメントを、並びに図2.1.1.5、図2.1.1.6、図2.1.1.7及び図2.1.1.8は、船体中央横断面のそれぞれガンセル、上甲板中心線、ビルジ及び船底中心線の各位置における変動応力を、 $3\sqrt{\Delta}$ (△は満載排水量t)を横軸としてそれぞれ表わしている。

図2.1.1.1ないし図2.1.1.8から、次のことが判る。

- (1) 今回計算を行った巨大船3隻の計算結果は、従来の船の計算結果の概ね延長上の値を示している。
- (2) $700-L/B5-4L-H$ 型と $700-L/B5.5-3L-H$ 型の計算結果を比較すると、剪断力及び曲げモーメント共に前者の方が後者より一般に低いが、それらの無次元値はほぼ等しい値を示している。応力値についても、前者が後者より一般に低い値を示している。特に、ガンセル及びビルジの位置における応力は、前者の型の船の方が後者の型の船より船幅が大きいため、水平曲げに対する断面係数値が大きいので、水平曲げ応力が低いのが顕著である。

(3) $700 - L/B 5 - 4 L - H$ 型と $1000 - L/B 5 - 4 L - H$ 型の計算結果を比較すると、その無次元値及び応力値はほぼ同程度の値を示している。これは両船の主要寸法比 (L/B , L/D , B/D) が等しく、かつ構造様式が類似 ($4 L$, H 方式) していることによると考えられる。

(4) K 船及び L 船の水平剪断力と水平曲げモーメントが、他船に比較して大きい値を示している。この点については今後さらに検討の必要があるが、 B/D の値が他船に比べて小さいことによると考えられる。

(5) (2), (3) 及び (4) に述べたことから、主要寸法比が縦強度の変動応力に及ぼす影響を考えると、 L/B が小さく、 B/D が大きい船が一般に縦強度の変動応力が低くなる傾向にあると考えられる。

また、構造様式の面からは、 $3 - L, BHD$ 方式よりも $4 - L, BHD$ 方式の方が、さらに V 方式よりも H 方式の方が水平曲げに対する断面係数が一般に大となる傾向があるから、縦強度の変動応力は低くなる傾向があると考えられる。

(6) $700 - L/B 5 - 4 L - H$ 型、 $700 - L/B 5.5 - 3 L - H$ 型及び $1000 - L/B 5 - 4 L - H$ 型の 3 隻の中では、 $700 - L/B 5.5 - 3 L - H$ 型の船の応力値は、他の 2 隻の船に比べると若干高目ではあるが、従来の船に比べるとほぼ同程度か、又は低目の値を示している。

なお、参考のため、船体中央横断面の上甲板中心線位置及び船底中心線位置における静水中縦曲げ応力値を、表 2.1.1. 6 の右欄に示した。これらの応力値においても、今回計算した 3 隻の巨大船の値は、従来の船の応力値のバラツキの範囲の低目の値を示している。

以上から、今回計算した $700 - L/B 5 - 4 L - H$ 型、 $700 - L/B 5.5 - 3 L - H$ 型及び $1000 - L/B 5 - 4 L - H$ 型の 3 隻の縦強度は、従来の船と比べて同等程度以上の強度を有していると考えられる。

表 2.1.1.1 計算対象船の主要目、剛特性等

SHIP	700-L/B5-4L-H	700-L/B5.5-3L-H	1000-L/B5-4L-H
L (m)	404.0	422.0	456.0
B (m)	80.8	76.7	91.1
D (m)	40.3	40.5	45.5
d (m)	29.6	29.6	33.4
DW (t)	700,000	700,000	1,000,000
L / B	5.0	5.5	5.0
No. of L.BHD	4	3	4
No. of H.Girder	4	4	5
A (mm^2)	2.018×10^7	1.800×10^7	2.553×10^7
Y_G (m)	18.742	19.285	20.595
Y_S (m)	22.515	23.904	24.146
GK ($\text{kg}\cdot\text{mm}^2$)	4.986×10^{19}	4.714×10^{19}	7.616×10^{19}
I_{xx} (mm^4)	1.375×10^{16}	1.163×10^{16}	2.245×10^{16}
I_{yy} (mm^4)	5.090×10^{15}	4.848×10^{15}	7.907×10^{15}
I_w (mm^6)	5.856×10^{23}	3.068×10^{23}	12.251×10^{23}
Z_{1x} (mm^3)	—	—	—
Z_{1y} (mm^3)	2.716×10^{11}	2.514×10^{11}	3.839×10^{11}
Z_{2x} (mm^3)	3.403×10^{11}	3.033×10^{11}	4.929×10^{11}
Z_{2y} (mm^3)	3.059×10^{11}	2.805×10^{11}	4.185×10^{11}
Z_{3x} (mm^3)	3.403×10^{11}	3.033×10^{11}	4.929×10^{11}
Z_{3y} (mm^3)	2.394×10^{11}	2.340×10^{11}	3.253×10^{11}
Z_{4x} (mm^3)	—	—	—
Z_{4y} (mm^3)	2.161×10^{11}	2.182×10^{11}	2.917×10^{11}

(注) A ; 断面積
 Y_G ; 重心高さ (BLより)
 Y_S ; 剪断中心高さ (BLより)
GK ; 摩擦剛性
Z ; 断面係数 (添字, 1=船底中心線, 2=ビルジ, 3=ガニネル,
4=上甲板中心線の各位置, X=水平曲げ, Y=縦曲げ, Z=ねじり)

I_{xx} ; 水平曲げに寄る3次モーメント
 I_{yy} ; 縦曲げに寄る3次モーメント
 I_w ; フレーニングに寄る3次モーメント

表 2.1.2 模型船の要目

L (m)	4.0
B (m)	0.8
d (m)	0.293
C_b	0.820
l_{cb}	-3.10% L

表 2.1.4 船体運動

SHIP	700-L/B5-4L-H	700-L/B5.5-3L-H	1000-L/B5-4L-H
SURGING (m)	8.985	8.934	8.220
SWAYING (m)	8.411	8.465	8.074
HEAVING (m)	12.468	12.641	11.924
ROLLING (°)	18.017	18.357	16.968
PITCHING (°)	4.670	4.653	3.999
YAWING (°)	2.474	2.378	2.171

表 2.1.1.3 計算対象船の計算状態

SHIP	700-L/B5-4L-H	700-L/B5.5-3L-H	1000-L/B5-4L-H
L (m)	404.0	422.0	456.0
B (m)	80.8	76.7	91.1
D (m)	40.3	40.5	45.5
d _{mean} (m)	29.682	29.925	33.642
trim(cm)	7.6	0.2	0.6
Light Weight (t)	109,000	110,000	165,000
Displacement (t)	815,455	815,759	1,177,784
C _b	0.821	0.822	0.822
C _p	0.824	0.825	0.825
C _x	0.996	0.996	0.996
C _w	0.886	0.887	0.887
C _{wp}	0.927	0.927	0.927
xF (m)	2.247	2.207	2.365
xB (m)	11.177	11.646	12.412
xC (m)	11.214	11.640	12.406
KB (m)	15.567	15.695	17.639
KG (m)	20.650	20.550	23.200
KM _L (m)	415.775	449.503	468.106
KM _T (m)	33.402	31.642	37.627
GM (m)	12.752	11.092	14.427
I _{pitching} (tm)	7.88×10^9	8.61×10^9	14.06×10^9
I _{yawing} (tm)	7.88×10^9	8.61×10^9	14.06×10^9
I _{rolling} (tm)	5.53×10^8	5.14×10^8	10.09×10^8
Speed (ft)	15.0	15.0	15.3

表 2.1.1.5 変動応力 (kg/mm²)

断面	位置	応力の種類	700-L/B5-4L-H	700-L/B5.5-3L-H	1000-L/B5-4L-H
$\frac{L}{4}$	ガンネル	σ_a	0.95	1.21	1.00
		σ_{bx}	5.10	5.87	5.45
		σ_{by}	2.97	3.56	2.97
		σ_w	0.41	0.28	0.69
		σ_n	7.15	8.30	7.18
	上甲板中心線	σ_a	0.95	1.21	1.00
		σ_{bx}	5.66	6.32	6.11
		σ_{by}	—	—	—
		σ_w	—	—	—
		σ_n	6.40	7.21	6.91
\otimes	ビルジ	σ_a	0.95	1.21	1.00
		σ_{bx}	4.01	4.88	4.24
		σ_{by}	2.97	3.56	2.97
		σ_w	0.30	0.21	0.51
		σ_n	5.18	6.30	5.66
	船底中心線	σ_a	0.95	1.21	1.00
		σ_{bx}	4.50	5.44	4.61
		σ_{by}	—	—	—
		σ_w	—	—	—
		σ_n	4.06	4.91	4.12
\otimes	ガンネル	σ_a	1.65	1.78	1.67
		σ_{bx}	9.74	10.66	10.33
		σ_{by}	7.08	8.39	7.01
		σ_w	0.38	0.19	0.51
		σ_n	14.14	16.02	14.48
	上甲板中心線	σ_a	1.65	1.78	1.67
		σ_{bx}	10.85	11.49	11.59
		σ_{by}	—	—	—
		σ_w	—	—	—
		σ_n	12.21	12.98	12.87
\otimes	ビルジ	σ_a	1.65	1.78	1.67
		σ_{bx}	7.66	8.89	8.07
		σ_{by}	7.08	8.39	7.01
		σ_w	0.28	0.14	0.38
		σ_n	11.24	13.16	11.65
	船底中心線	σ_a	1.65	1.78	1.67
		σ_{bx}	8.63	9.88	8.79
		σ_{by}	—	—	—
		σ_w	—	—	—
		σ_n	7.45	8.61	7.65

表 2.1.1.5 (続き) 変動応力 (kg/m²)

断面	位置	応力の種類	700-L/B5-4L-H	700-L/B5.5-3L-H	1000-L/B5-4L-H
$+ \frac{L}{4}$	ガンネル	σ_a	1.29	1.39	1.24
		σ_{bx}	6.36	6.27	6.20
		σ_{by}	4.67	5.29	4.37
		σ_w	0.30	0.15	0.37
		σ_n	9.09	9.44	8.88
	上甲板中心線	σ_a	1.29	1.39	1.24
		σ_{bx}	7.08	6.75	6.96
		σ_{by}	—	—	—
		σ_w	—	—	—
		σ_n	8.10	7.87	7.94
	ビルジ	σ_a	1.29	1.39	1.24
		σ_{bx}	4.91	5.18	4.75
		σ_{by}	4.67	5.29	4.37
		σ_w	0.23	0.11	0.27
		σ_n	7.14	8.00	6.80
	船底中心線	σ_a	1.29	1.39	1.24
		σ_{bx}	5.56	5.81	5.20
		σ_{by}	—	—	—
		σ_w	—	—	—
		σ_n	4.67	4.87	4.39

(注) σ_a ; 軸応力 σ_{bx} ; 縦曲げ応力 σ_{by} ; 水平曲げ応力 σ_w ; フーリング応力 σ_n ; 縦方向全応力 ($= \sigma_a + \sigma_{bx} + \sigma_{by} + \sigma_w$)

表 2.1.6 主要寸法、靜的縱心力等

SHIP	$L \times B \times D \times d$	$(t)_{DW}$	L/B	L/D	B/D	$\sigma_{\text{tors}} (\text{kg/mm}^2)$
			C_b	V_s		甲板
A	205.06 × 30.50 × 15.80 × 12.237	50,839	62,747	0.797	16.5	6.72
B	213.00 × 32.00 × 16.90 × 12.993	60,584	73,023	0.804	15.5	6.66
C	230.00 × 35.30 × 18.00 × 12.489	70,891	85,919	0.814	15.3	6.52
D	246.00 × 40.20 × 21.80 × 15.101	103,690	121,110	0.799	15.6	6.12
E	260.00 × 43.50 × 22.80 × 17.032	138,539	160,771	0.815	15.4	5.98
F	270.00 × 44.00 × 25.00 × 17.833	155,455	179,949	0.829	14.8	6.14
G	281.00 × 46.20 × 25.00 × 17.034	157,825	183,138	0.840	16.1	6.08
H	302.00 × 50.40 × 24.30 × 18.436	204,540	236,250	0.814	16.1	5.99
I	314.00 × 54.80 × 26.40 × 20.530	261,354	297,960	0.825	15.8	5.73
J	326.00 × 49.80 × 23.20 × 17.685	209,413	241,881	0.830	16.5	6.55
K	330.00 × 54.50 × 35.00 × 27.074	372,698	425,674	0.853	15.0	6.06
L	360.00 × 62.00 × 36.00 × 28.000	477,000	547,301	0.852	14.7	5.81
700-L/BS-4L-H	404.00 × 80.80 × 40.30 × 29.682	700,000	815,455	0.821	15.0	5.00
700-L/BS-3L-H	422.00 × 76.70 × 40.50 × 29.925	700,000	815,759	0.822	15.0	5.50
1,000-L/BS-4L-H	456.00 × 91.10 × 45.50 × 33.642	1,000,000	1,177,784	0.822	15.3	5.00

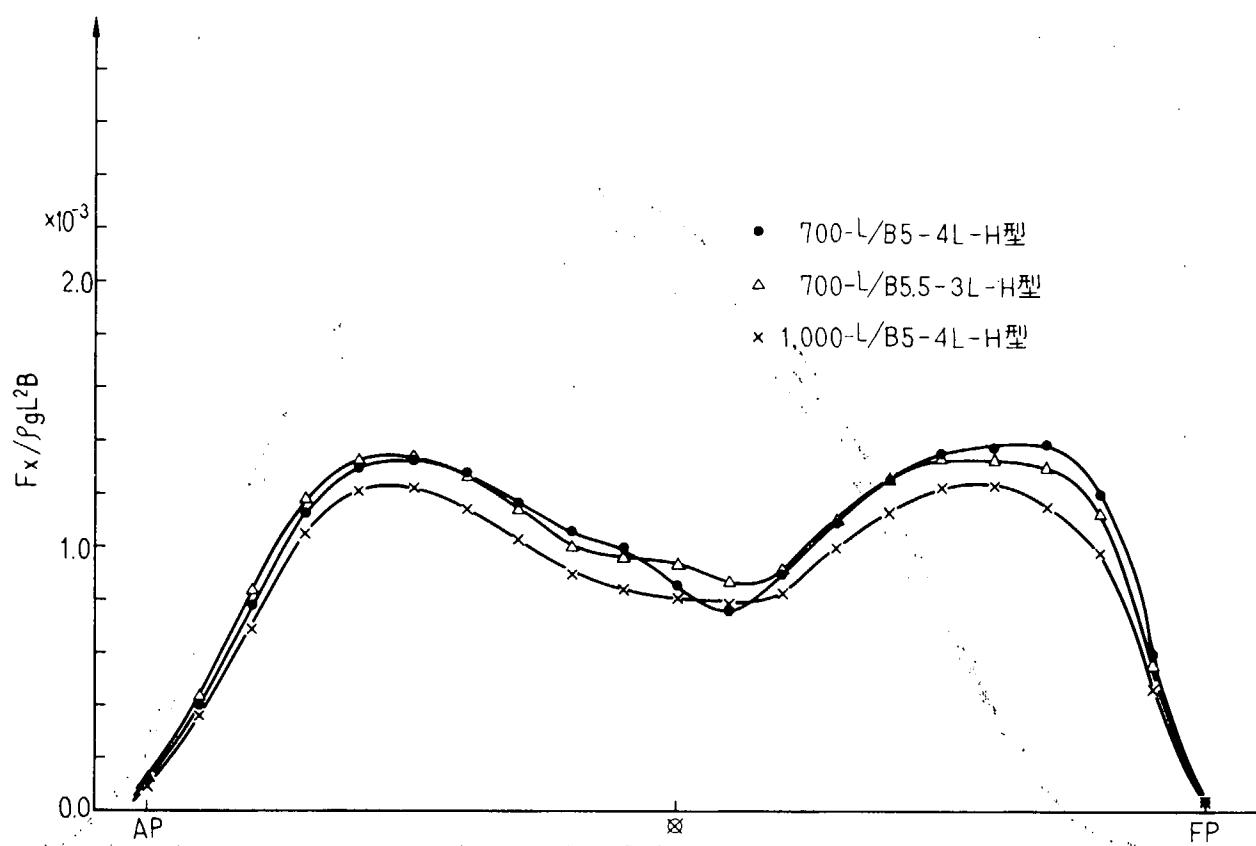


図 2.1.1.1 Vertical Shearing Force
(10^{-8} Probability)

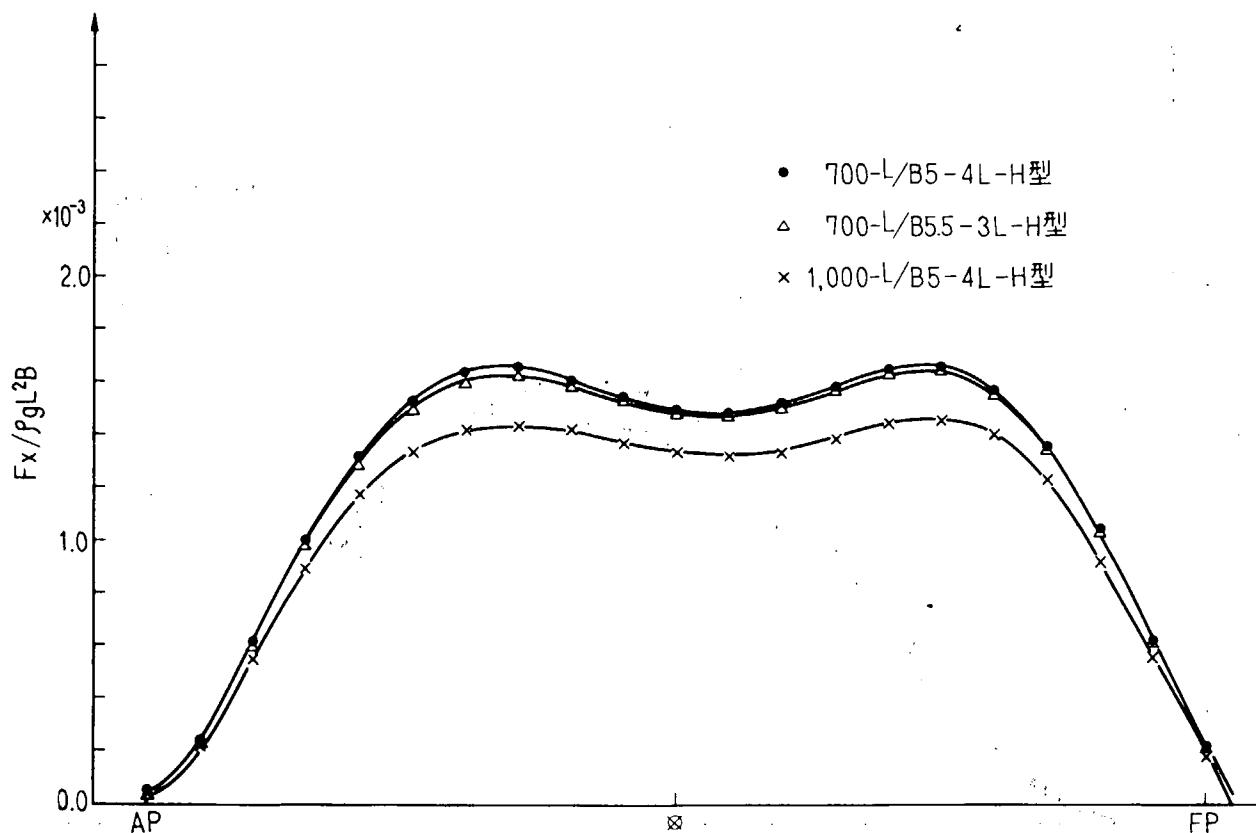


図 2.1.1.2 Horizontal Shearing Force
(10^{-8} Probability)

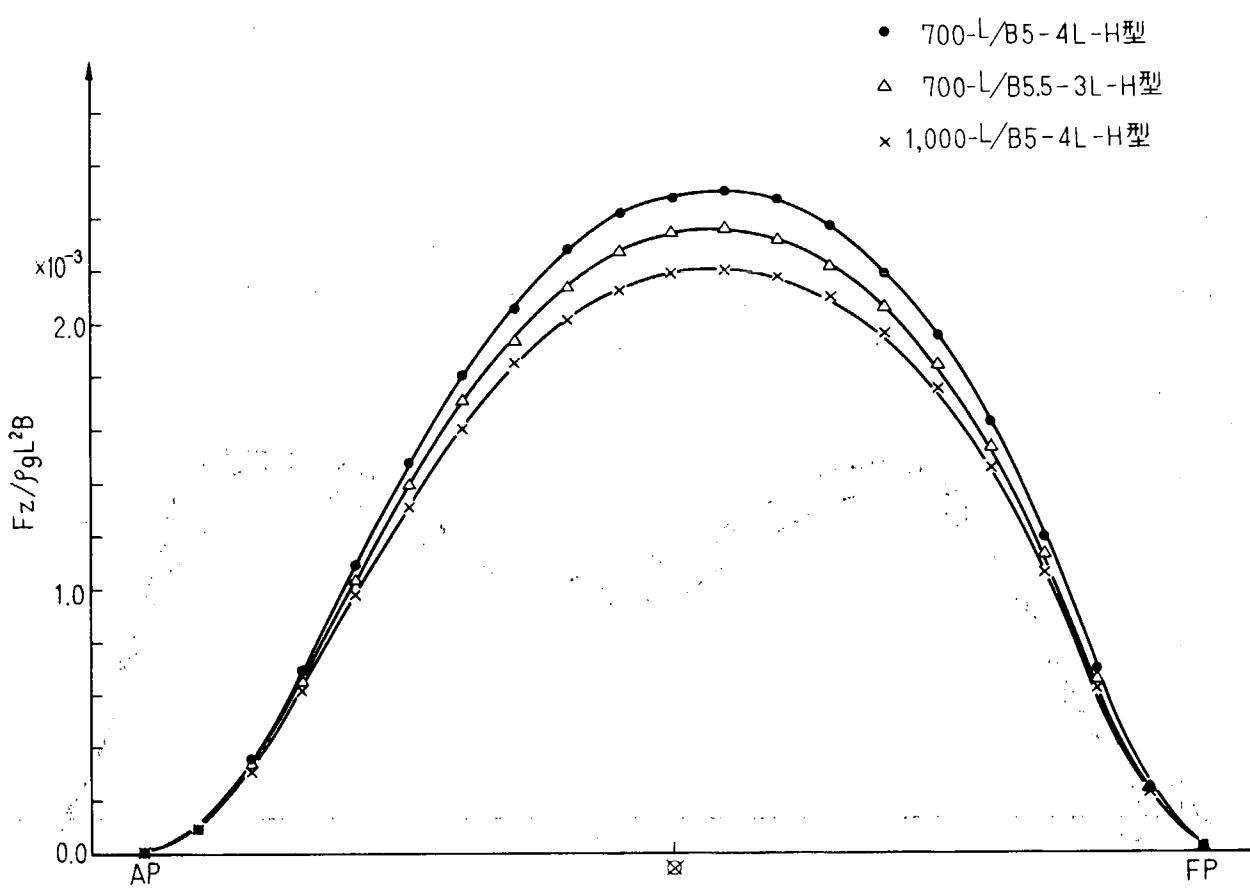


図 2.1.1.3 Axial Force
(10^{-8} Probability)

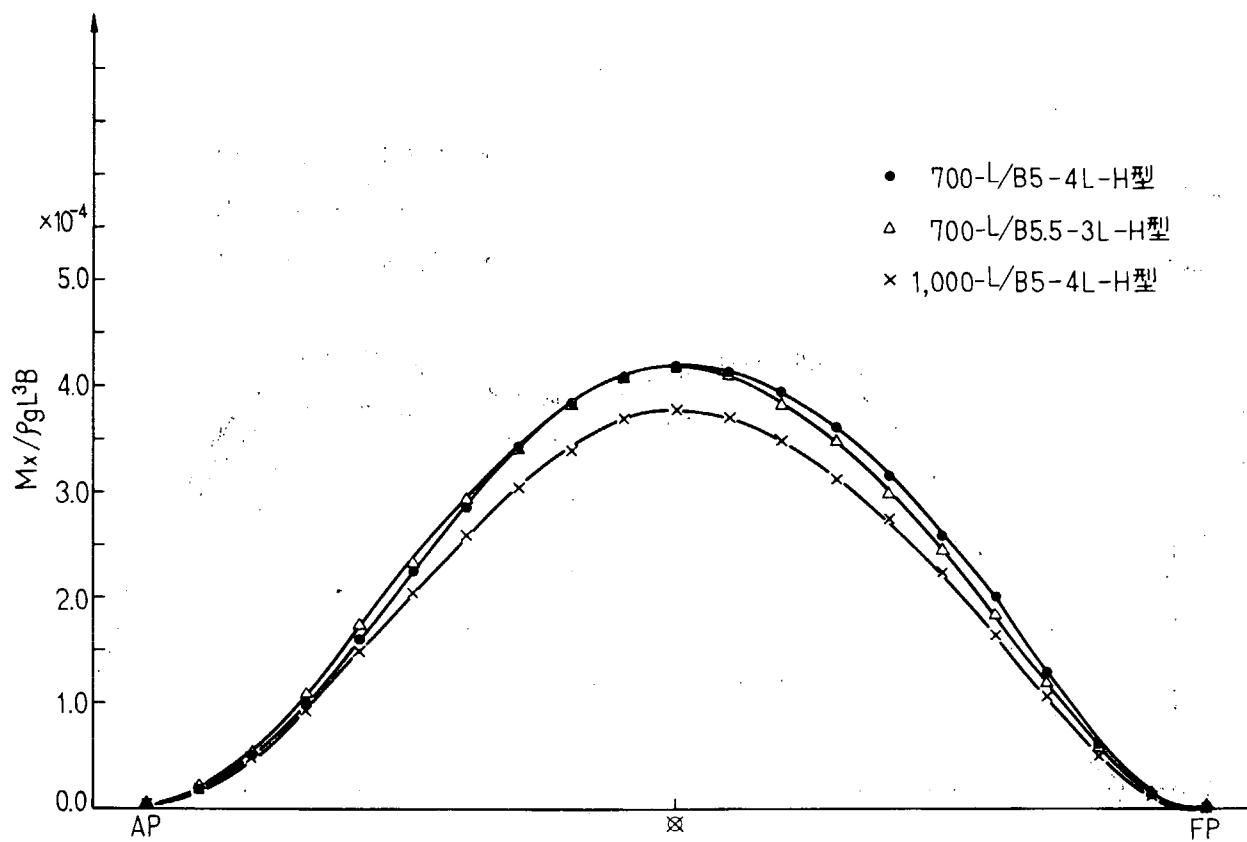


図 2.1.1.4 Vertical Bending Moment
(10^{-8} Probability)

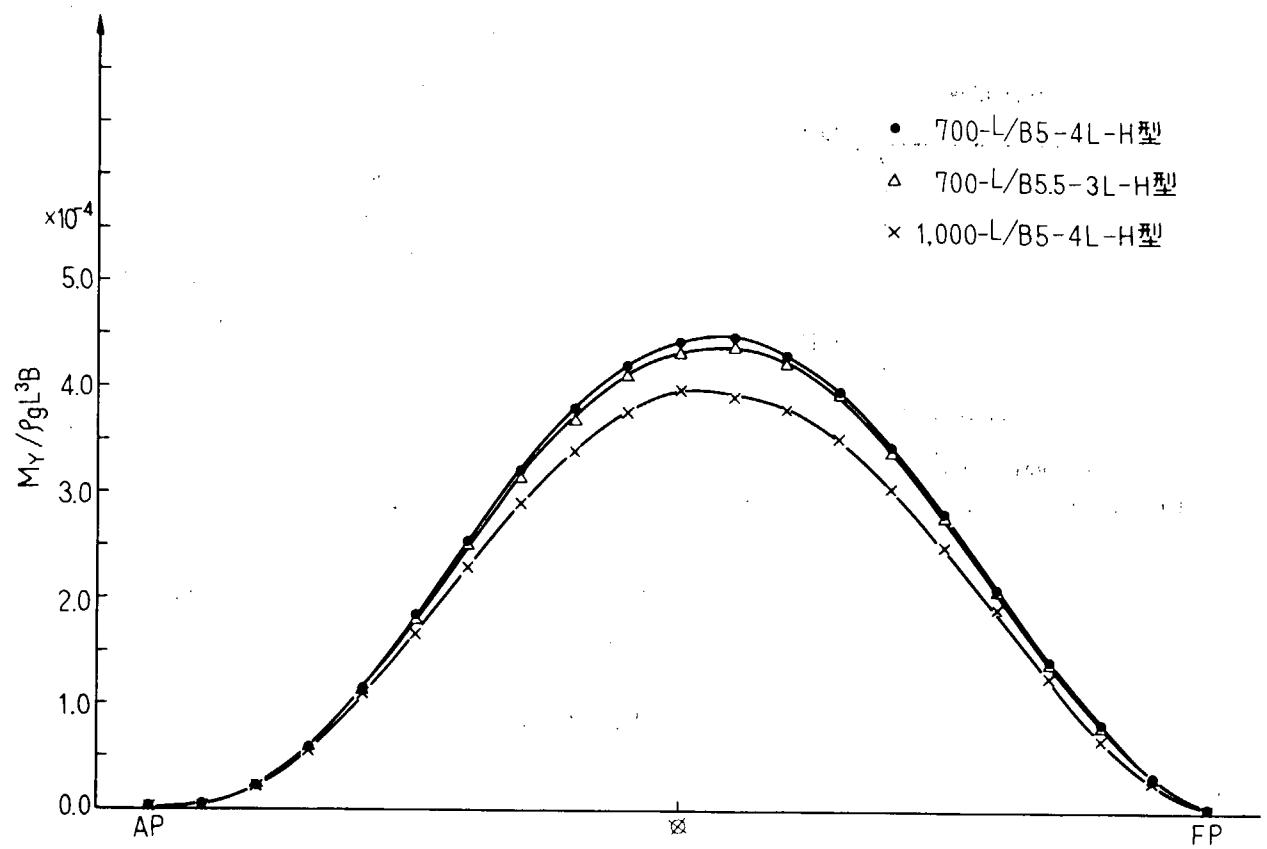


図 2.1.5 Horizontal Bending Moment
(10^{-8} Probability)

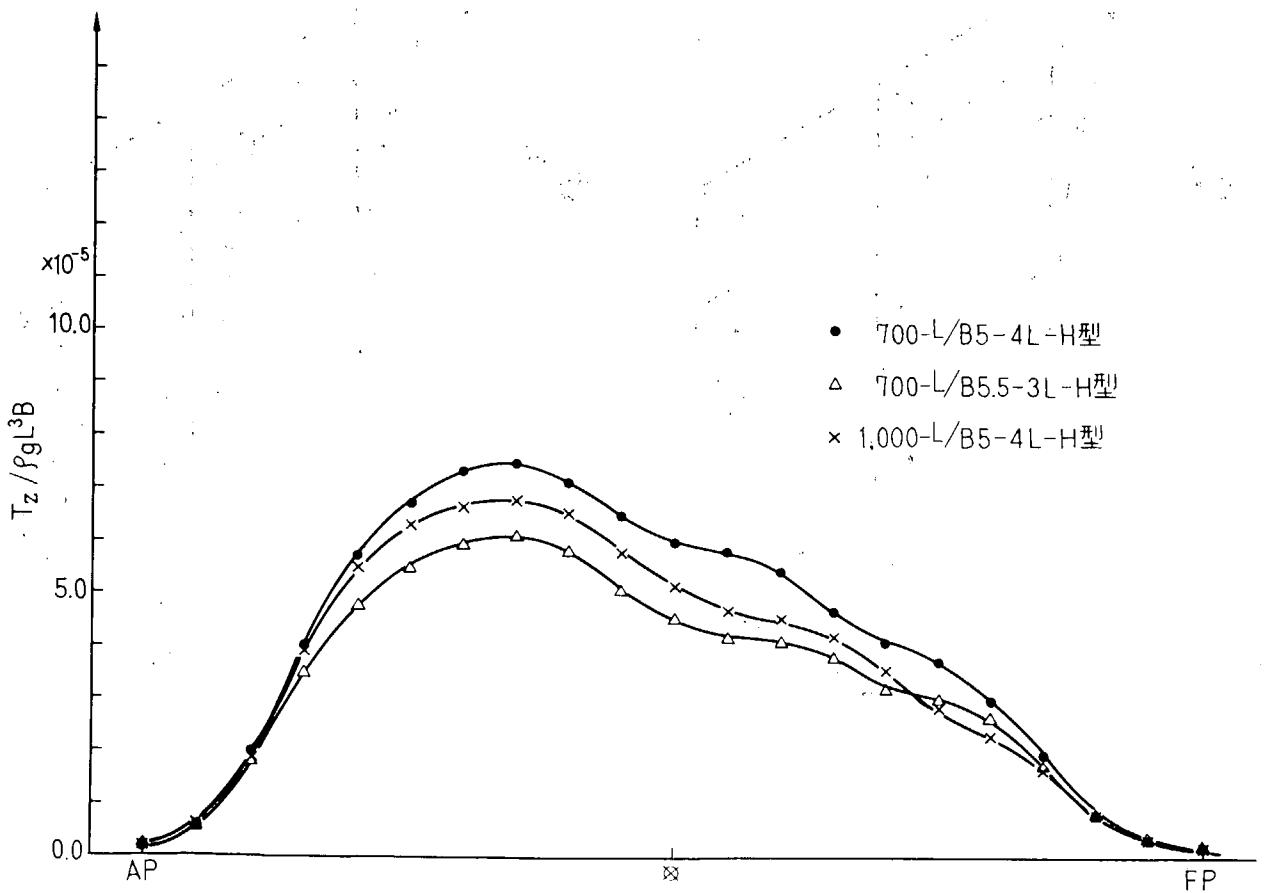


図 2.1.6 Torsional Moment
(10^{-8} Probability)

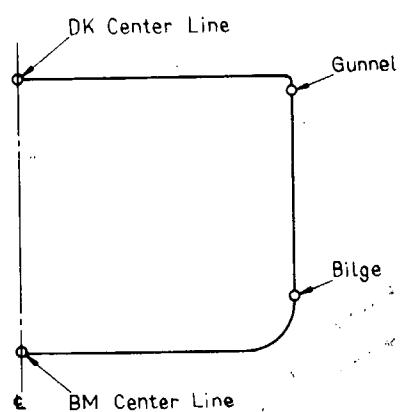


図 2.1.7 Stress Calculating Point

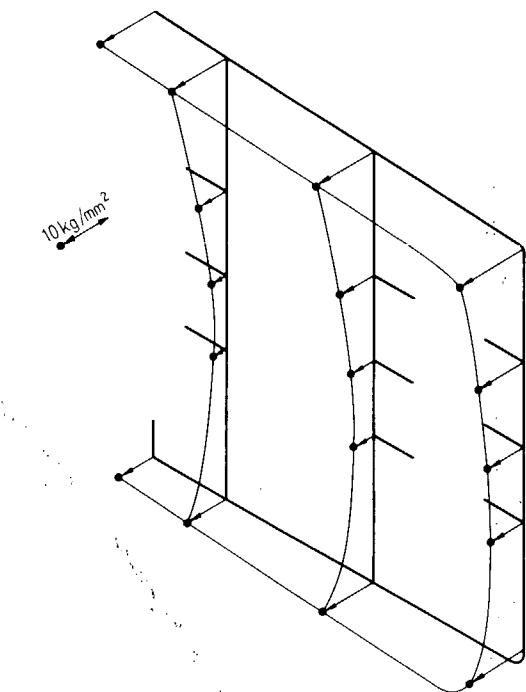


図 2.1.8 Total Stress Distribution at Midship
Section(700-L/B5-4L-H)(10^{-8} Probability)

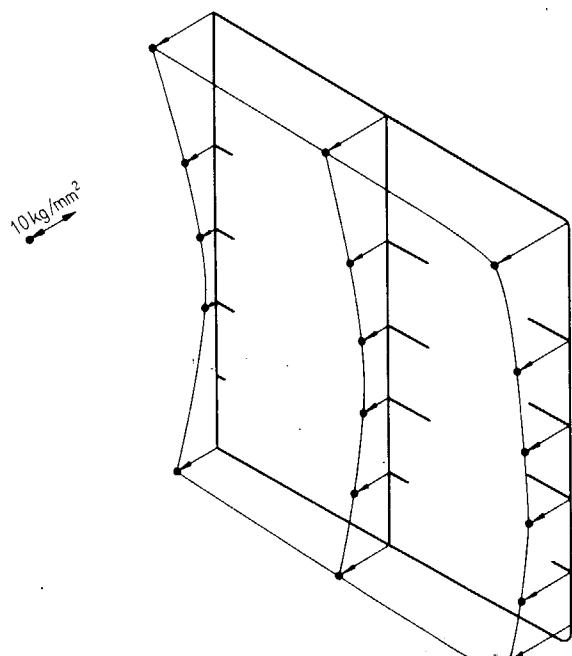


図 2.1.9 Total Stress Distribution at Midship
(700-L/B5.5-3L-H)(10^{-8} Probability)

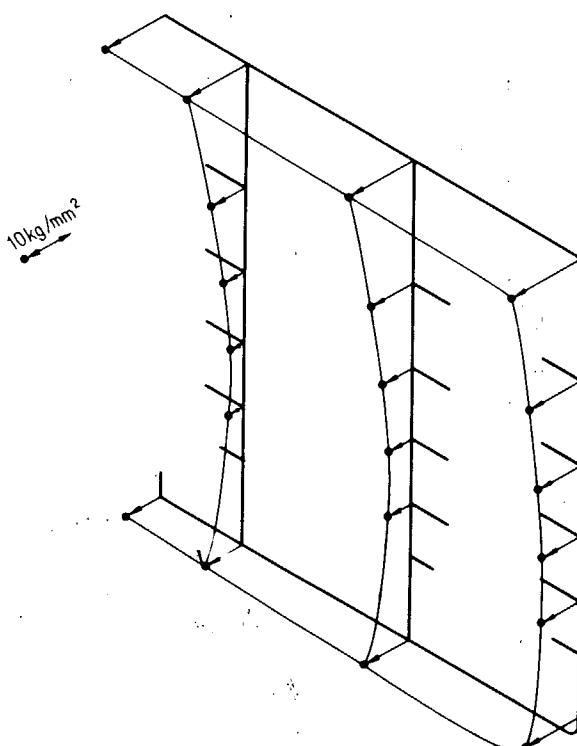


図 2.1.10 Total Stress Distribution at Midship
(1,000-L/B5-4L-H)(10^{-8} Probability)

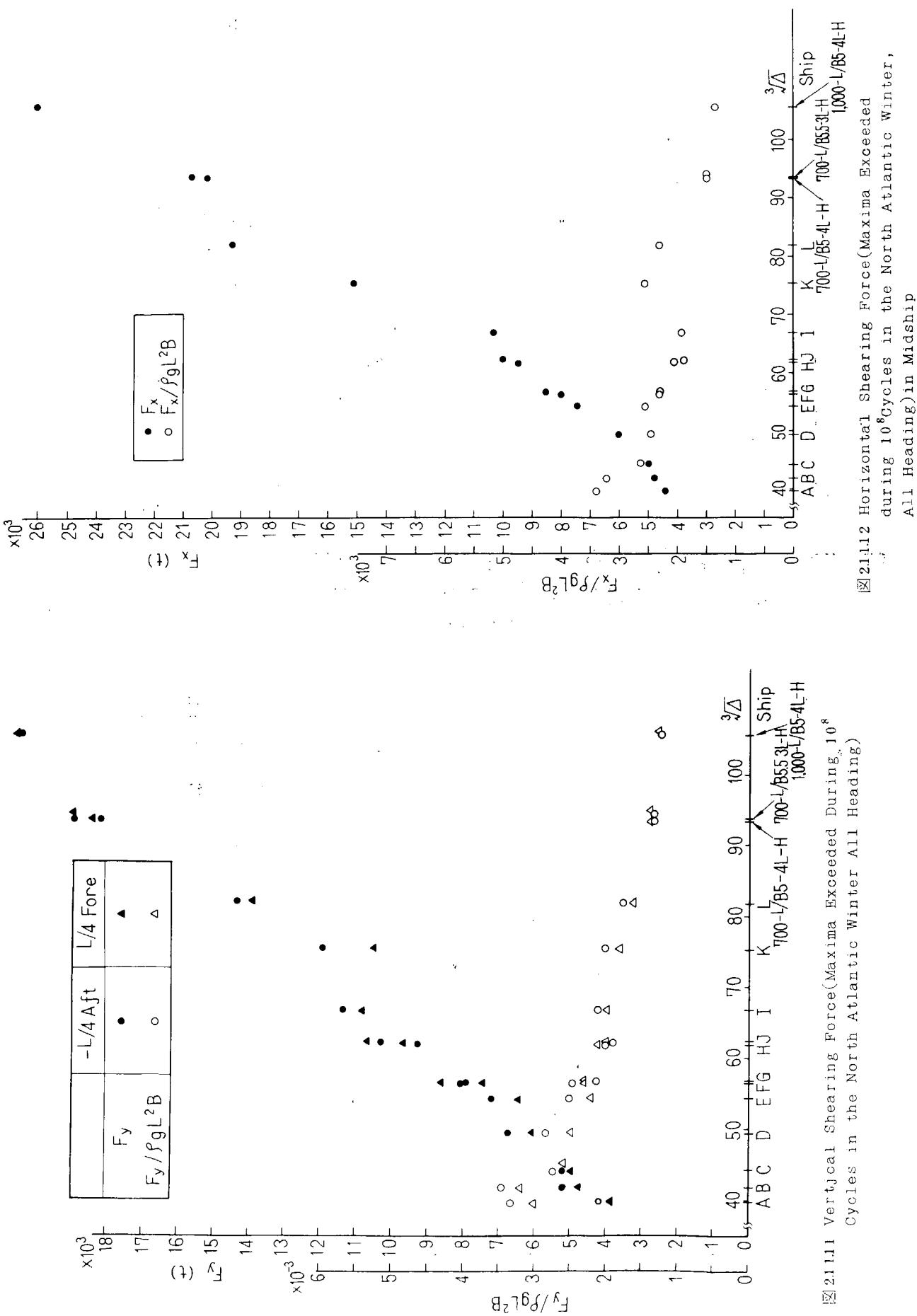


Figure 2.1.11 Vertical Shearing Force (Maxima Exceeded During 10^8 Cycles in the North Atlantic Winter All Heading)

Cycles in the North Atlantic Winter All Heading)

Figure 2.1.12 Horizontal Shearing Force (Maxima Exceeded During 10^8 Cycles in the North Atlantic Winter, All Heading) in Midship

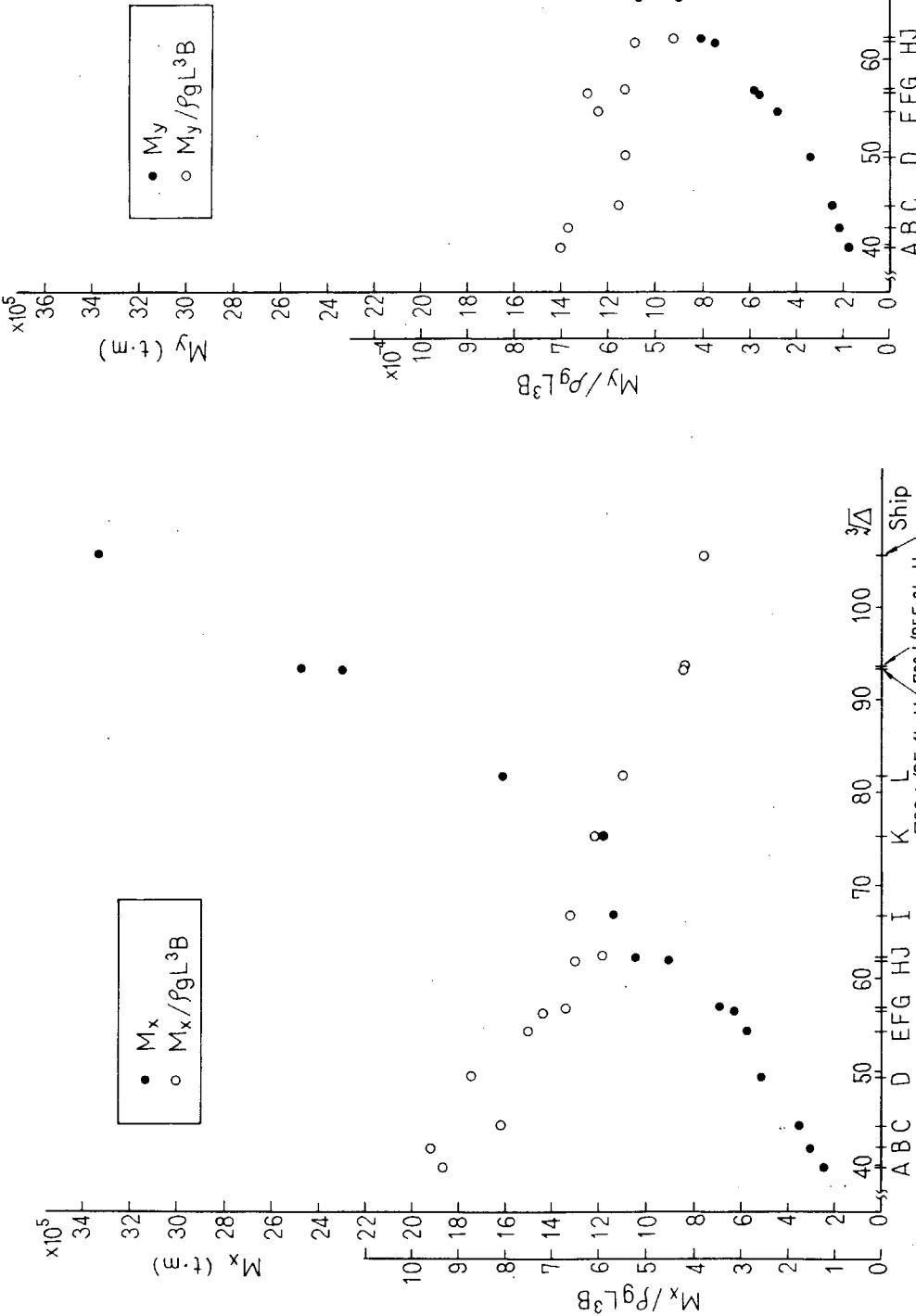
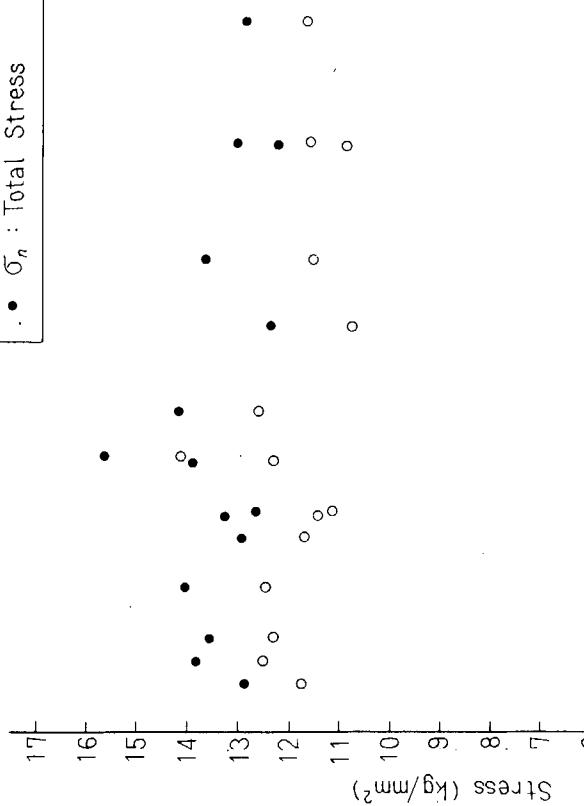


図 2.11.13 Vertical Bending Moment (Maxima Exceeded During
10⁸ Cycles in the North Atlantic Winter All Heading)
in Midship

図 1.1.4 Horizontal Bending Moment (Maxima Exceeded During
10⁸ Cycles in the North Atlantic Winter, All Heading)
in Midship

\triangle	σ_a	: Axial Stress
\circ	σ_{bx}	: Vert. Bend. Stress
\square	σ_{by}	: Hori. Bend. Stress
\blacktriangle	σ_w	: Warping Stress
\bullet	σ_n	: Total Stress



\triangle	σ_a	: Axial Stress
\circ	σ_{bx}	: Vert. Bend. Stress
\square	σ_{by}	: Hori. Bend. Stress
\blacktriangle	σ_w	: Warping Stress
\bullet	σ_n	: Total Stress

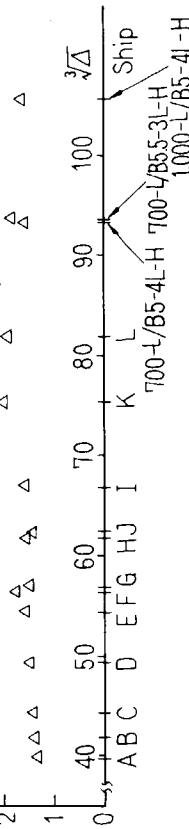
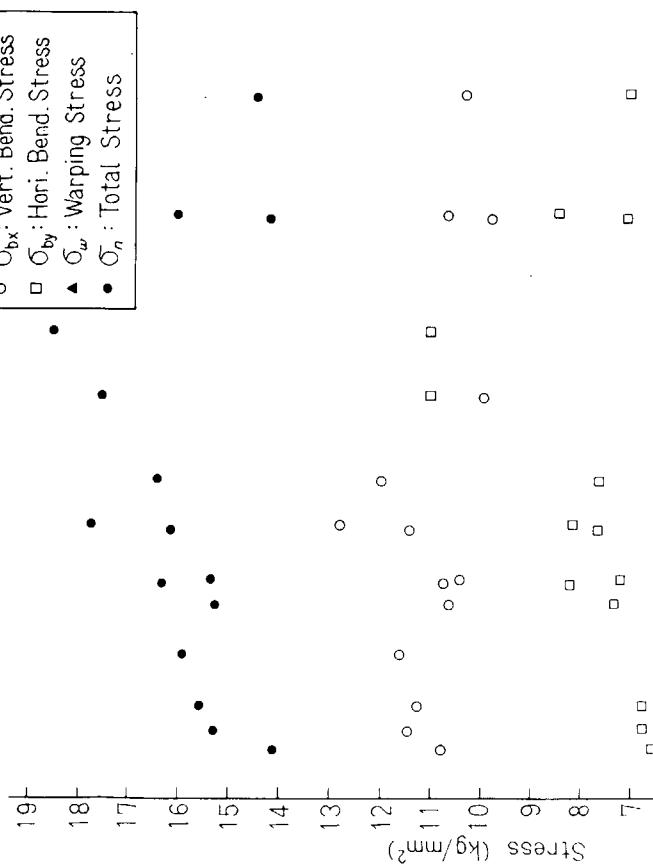


図 2.1.1.5 Fluctuating Normal Stresses in Longitudinal Members in Midship Section (Gunwale)

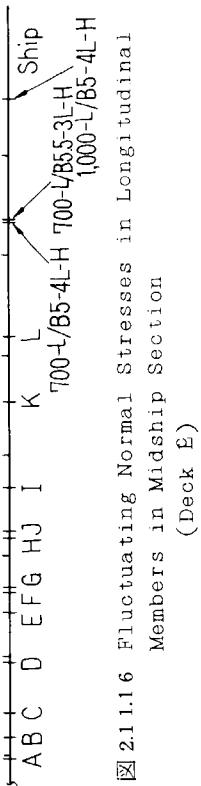


図 2.1.1.6 Fluctuating Normal Stresses in Longitudinal Members in Midship Section (Deck E)

$\triangle \sigma_a$: Axial Stress
 $\circ \sigma_{bx}$: Vert. Bend. Stress
 $\square \sigma_{by}$: Hori. Bend. Stress
 $\blacktriangle \sigma_w$: Warping Stress
 $\bullet \sigma_n$: Total Stress

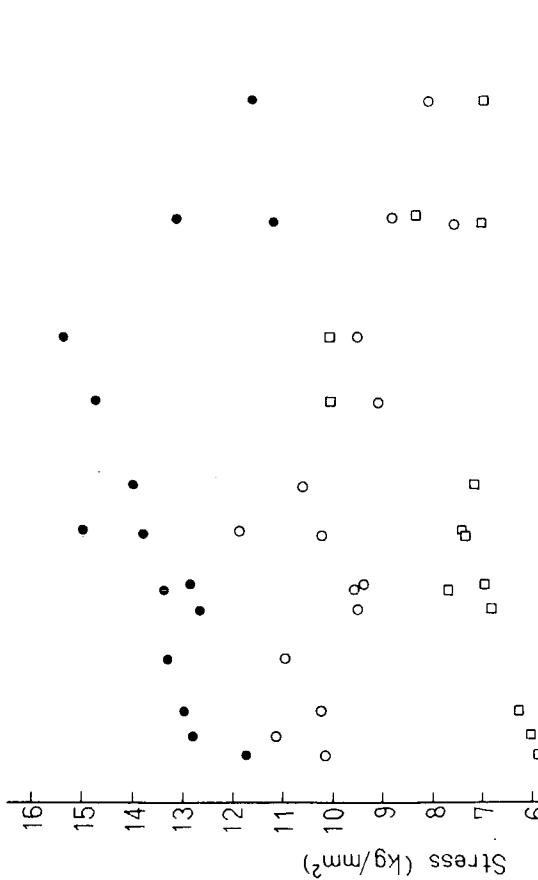


図 2.1.1.7 Fluctuating Normal Stresses in Longitudinal Members in Midship Section (Bilge)

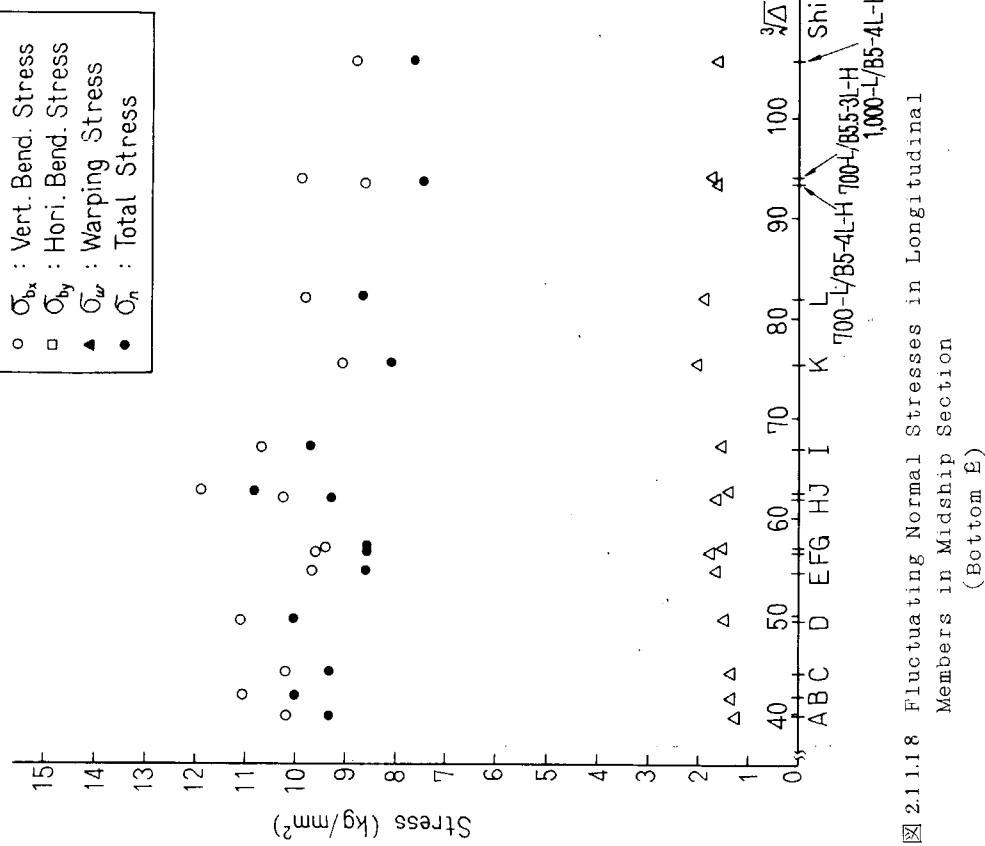


図 2.1.1.8 Fluctuating Normal Stresses in Longitudinal Members in Midship Section (Bottom E)

2.12 参考資料

本報告書には、担当者においてなされた確定の一部分しか載せることができなかった。詳細な報告については下記の本部会資料を参考にされたい。

700 - L/B 5 - 3 L - H 型 :	SR 152 - 委 10 - 3	(日立)
700 - L/B 5.5 - 3 L - H 型 :	" 10 - 7	(鋼管)
700 - L/B 5 - 3 L - V 型 :	" 10 - 8	(大阪造船)
700 - L/B 5 - 4 L - H 型 :	" 10 - 4	(住重)
700 - L/B 5 - 4 L - V 型 :	" 10 - 5	(三井)
700 - L/B 5.5 - 4 L - V 型 :	" 9 - 9	(佐世保)
700 - L/B 5 - 4 L - H/V 型(中間 FLAT 型) :	SR 152 - 委 9 - 10	(川重)
1000 - L/B 5 - 4 L - H 型 :	SR 152 - 委 10 - 6	(石播)
1000 - L/B 5 - 4 L - V 型 :	" 10 - 9	(三菱)

3. 波に誘起された船体 2 節振動

担当 山本善之・大坪英臣(東大)

3.1 緒 言

タンカー・バルクキャリアーの大型化に伴い、船体 2 節固有振動数が低下し、無視出来ない問題となってきたものに Springing がある。これは比較的平穏な海象においても、かなり大きな 2 節上下振動が発生するというものである。この問題については、数多くの研究者によって、実験や理論的研究がなされており、たとえば熊井理論と Goodman の理論がある。Goodman は短波長の波との一次同調現象と考えたが、船体動揺と同様にストリップ法を用いて流体力を計算したため、2 節振動時の船首部圧力が異常に高い等の現象を説明できない。また、熊井理論では、その発生原因を船側波高と付加慣性力の変化による非線形流体力と 2 節固有振動との選択共振によるものと考える。これは起振力に関して、田才が指摘するような疑問もある。本実験では、以上の点を考慮して、正面規則波中における船体 2 節振動及び動揺中の歪・変位更に起振力を解明するために基礎資料を得るために船底部圧力を測定した。

3.2 実 験

3.2.1

実験に用いた模型船は、箱型断面を持つ $L = 2^M$, $B = 0.4^M$, $D = 0.22^M$ の木船であり、縦方向に 5 個のブロックに分割して、各ブロックを軟鋼の矩形断面梁で結合した。この連絡梁は、船体の剛性を受け持ち、船体各ブロック上の支持台によって支持されている。歪測定は、この連結梁上で各支持台の中点計 4 点で行った。船底部変動圧測定は、Center Line 上で各船体ブロック毎に計 5 点で行った。使用した圧力変換器は、共和電業製 PNL-500GC である。船体の上下変位を測定するに当って、前後揺れの影響を考慮して、手製の Canti Lever 型の変位計を作製した。変位計の測定点は、船首部・船体中央部・船尾部の計 3 点である。(図 3.1 参照)

3.2.2

実験は、船体剛性を受け持つ連絡梁の剛性の異なる 2 種の模型 A・B で行ったが、この実験では、特に波と 2 節振動の共鳴を起すために、船体剛性を 40 万 DWT クラスの実船に対応させると、2,000 分の 1 程度にした。そのため、模型 A・B の 2 節固有振動数は、実船のそれの約 1/30 となった。

実験は、正面規則波中において行い、船速は 0 とした。船体運動は縦揺れ、上下揺れ及び前後揺れを自由とし、他の運動は拘束して行った。又、規則波と船体動揺及び振動との比較のために、波高計を船体中央部に垂直な位置において計測したが、船体によく反射波の影響はみられなかった。

3.3 考 察

規則波中の応答実験によって、模型 A 及び B とともに、幾つかの顕著な peak があらわれた。それらを規則波の振動数の高い方より列挙すれば、(i) 2 節振動共鳴による peak, (ii) 規則波による強制振動に重なって、4 節振動共鳴現象によると思われる peak, (iii) Quasi Static な曲げモーメントによる 2 つの peak, である。(図 3.2 ~ 図 3.1 2 参照)

以下にそれらの Peak について検討してみる。

- (1) 2 節振動共鳴現象は、模型 A では $\omega = 10.65$, B では $\omega = 9.38$ においてあらわれたが、この振動数を船体自由振動実験によって得られた固有振動数(模型 A では $\omega_2 = 10.98$, B では $\omega_2 = 10.06$)と比べると、両模型とも規則中応答実験では、低くズれている。これは、上下揺れ、縦揺れ運動が 2 節振動に重なったため、2 節振動共鳴の peak が低振動数側にズれたものと思われる。猶、上下揺れ・縦揺れ運動の固有振動数は、計算によると、 $\omega_H = 6.26$, $\omega_P = 6.13$ で

あり、2節固有振動数と離すべきであるが、水槽の規則波の振動数領域に限度があるため、避けられなかった。

図3.6に特に顕著に示されているが、2節振動の共鳴現象のpeakの高周波領域側にpeakがあらわれているが、これも2節振動のpeakである。この2つのpeakがあらわれる現象は、非線形振動であるためと思われるが、更に検討を要するところである。

2節振動時の船体各部の圧力を示す図3.15～図3.18より船首部の圧力変動が他の各部の圧力変動に比べて、大きいことがわかる。これは、springingの起振力が、主に船首部に働くことを示していると考えられる。この現象は、船側波高が船首部において高くなり、従って起振力としての浮力が大きくなるだめだと思われる。

- (2) 模型Aでは、 $\omega = 5.30$ より $\omega = 3.04$ まで、模型Bでは $\omega = 5.8$ より $\omega = 2.96$ までの振動数領域において、図3.20に示すように、規則波による強制振動に重なって、2節固有振動数に近い振動数を持った振動があらわれた。これは、特に規則波の振動数 $\omega = \omega_2/2$ の近傍で顕著にあらわれた。これは、熊井理論の、波の振動数が2節固有振動数と一致しない場合でも、波の振動数の整数倍が2節固有振動数と一致する時、2節振動共鳴現象があらわれるという説と現象が同じであると思われる。これを説明するに当って、熊井は、船側波高の変化によって非線形流体力が生じ、その流体力が波の振動数の整数倍の成分を含むためとしている。しかし、この点に関しては、今後更に検討する必要がある。
- (3) 図3.21に示すように、模型Aでは $\omega = 8.73$ 、Bでは $\omega = 8.45$ において、規則波による強制振動に重なって、規則波の振動数の4倍の振動数を持った振動があらわれた。この振動は、 $3 \times \omega_2$ 程度の振動数を持っており、4節固有振動数と思われる。これは(2)と同様な現象と思われるが、(2)と異って極めて狭い領域のみであらわれた。実船の場合には模型に比べて4節固有振動数は非常に高く、縦強度上では問題のない現象であろう。又、3節振動は、実験した範囲内では、計測されなかった。
- (4) 上下揺れ縦揺れの共鳴現象は、互いの固有振動数が接近しており、重なり合うため明確にはあらわれなかつたが、計算によると表3.2に示す固有振動数が得られる。
- (5) $L/\lambda < 1$ の領域では、Quasi-Staticな曲げモーメントによるpeakが現われ、慣性力の影響により明確な2つのpeakに分れた。

3.4 結 言

本実験において、Springingの起振力の解明を目的として、2節振動時の圧力、歪等を測定した。今後の課題として次のことがあげられる。

- (1) 2節振動時に船首船底部の圧力が高いことが示されたが、この現象と船側波高との関連性。
- (2) 熊井理論で述べられている高次振動との共鳴現象があらわれたが、その高次振動の起振力は何か。
- (3) 実験であらわれた2つの2節振動peakの解明。
- (4) 本実験は、模型の剛性を軟くして行ったが、実船と相似な剛性を持った模型実験、又船速のある場合の実験も必要と思われる。

参 考 文 献

- (1) Goodman, R.A., "Wave Excited Main Hull Vibration in Large Tankers and Bulk Carriers", Trans.RINA, 1971.
- (2) Kumai, T. and Tasai, F., "On the Wave Exciting Force and Response of Whipping of Ships", European Shpbuilding, 1970.
- (3) Kumai, T. "Effect of Ship Side wave upon the Response of Hull Springing", Report of Resroh Institute for Apolied Mechanios. Vol.XX, No.66, 1973.

- (4) 熊井豊二, "船体の Springing 起振力と応答について", 九州大学応用力学研究所報 第40号 昭和48年。
- (5) 田才福三, "船体の Wave Induced Vibration 計算法について", 同上
- (6) Murday, D.C., "On the Double Peak in Wave Bending Moment Response Curves", Trans. RINA, 1968.
- (7) Bishop, R.E.D., Taylor, R.E. and Jackson, K.L., "On the Structure Dynamics of Ship Hulls in Waves", Trans. RINA, 1973.

附 錄

(1) 図の説明

図 3.1 模型船の概略図と各測定点の位置と番号を示す。測定点の番号は、船首部から、変位については D.1 ~ D.3, 歪については S.1 ~ S.4, 圧力は P.1 ~ P.5 である。

図 3.2 規則波による応答を、変位・歪・圧力を縦軸に、横軸を規則波の振動数を取って示す。変位については、
～図 3.12 模型毎に、歪・圧力については、測定点毎にまとめてある。各値は、単位波高に換算した値である。

図 3.13 模型 A 及び B の 2 節振動共鳴時 ($\omega = 9.83$) の変位・歪・圧力を $1/4$ 周期毎に示す。横軸は船体である。
～図 3.18

図 3.19 橫型 B の $\omega = 9.83$,

～図 3.21 $\omega = 4.83$, $\omega = 8.45$ 時の振動波形を示す。

(2) Nomenclature

T 振動周期

ω 円振動数 ($\omega = 2\pi/T$)

λ 規則波の波長

P_0 船底部圧力

Z 船体上下変位

ω_P 縦揺れ固有振動数

ω_H 上下揺れ固有振動数

ω_2 2 節振動固有振動数

ω_4 4 節 "

表 3.1 Principal Particulars of Models

Item	Model A	Model B
Length between P.P.	L	2.00 m
Breadth (moulded)	B	0.40 m
Depth (moulded)	D	0.22 m
Draught	d	0.105 m
Length Breadth	L/B	5.00
Breadth Draught	B/d	3.88
Volume of Displacement	∇	0.076 m ³
Block Coefficient	C_B	0.90
Midship Coefficient	C_M	1.00
Moment of Inertia	I_V	900 mm^4
		792 mm^4

表 3.2 Calculated Angular Frequencies

Item	Model A	Model B
Heaving	ω_H	6.26
Pitching	ω_P	6.13
2-node vibration	ω_2	9.68
3-node vibration	ω_3	21.48
		18.44

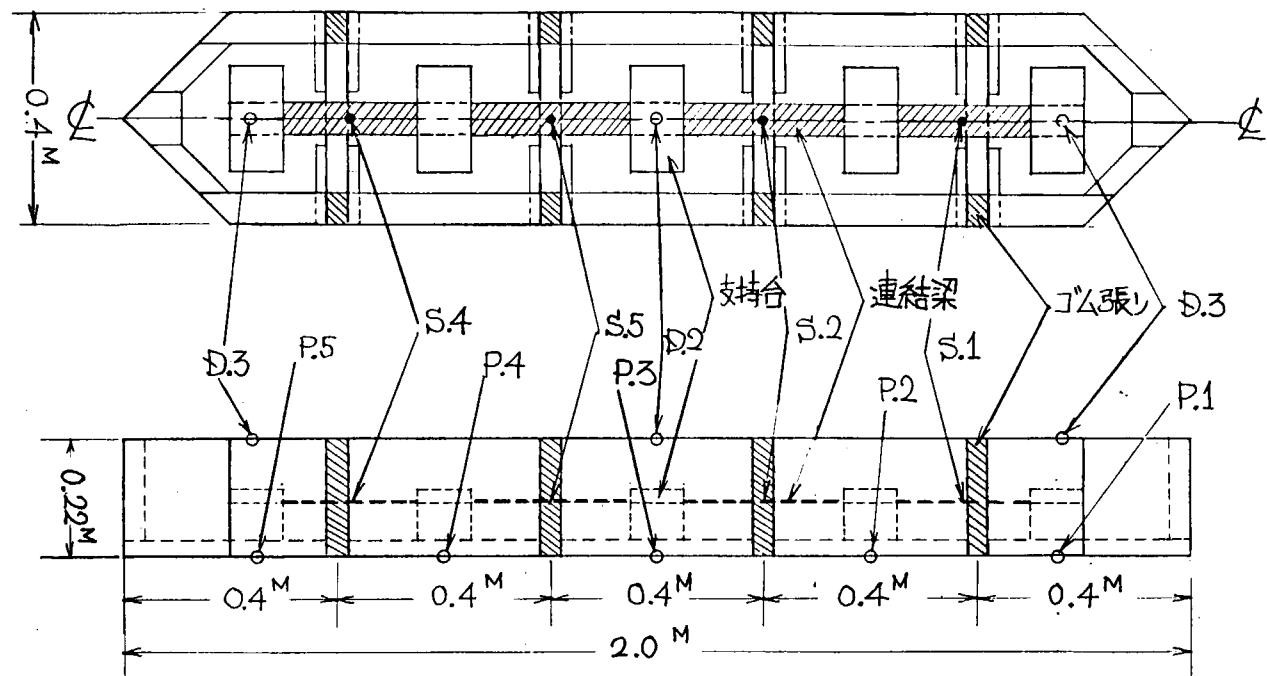


図 3.1 模型船概略図及び測定点位置

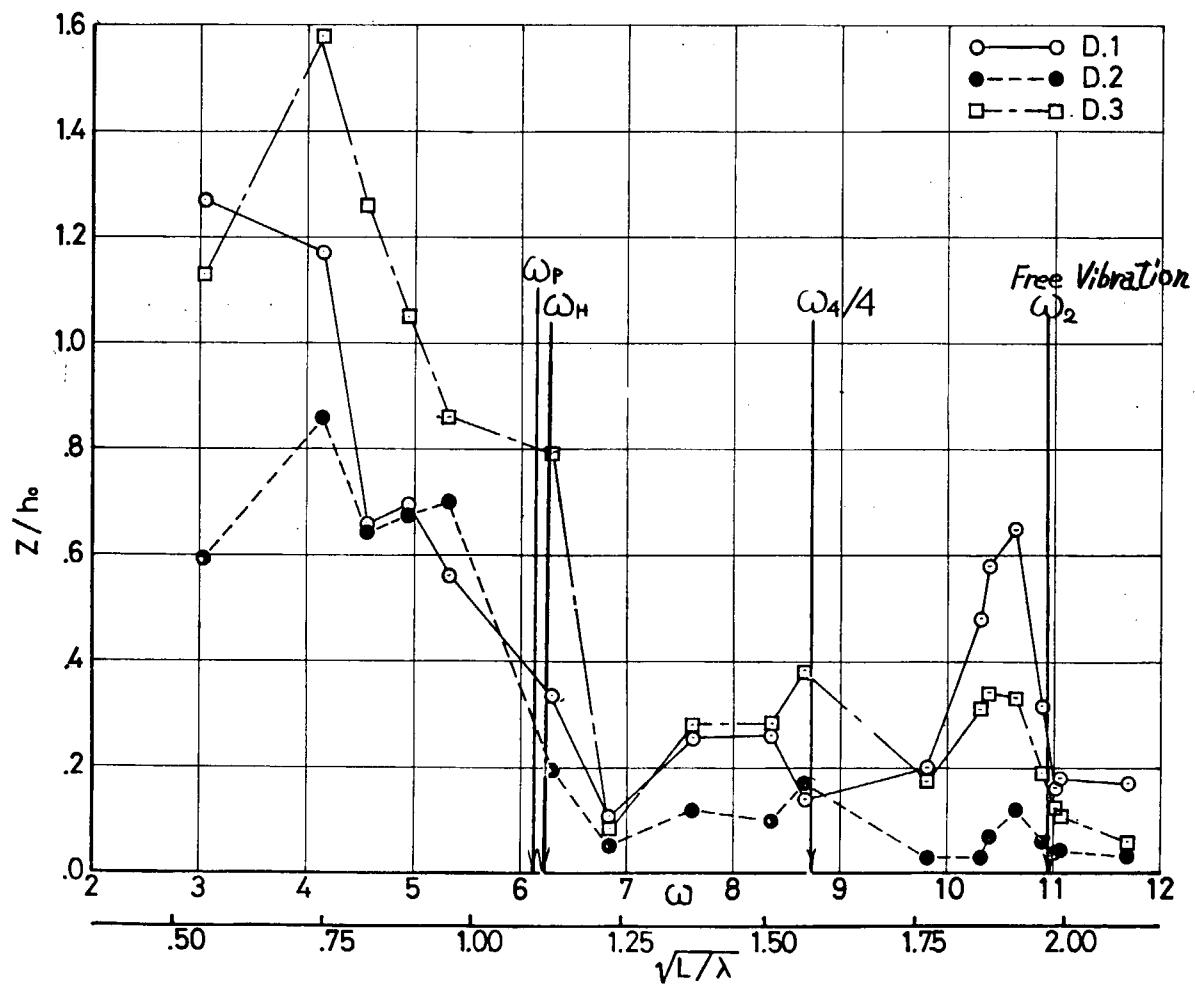


図 3.2 Vertical Displacement vs. ω of Model A

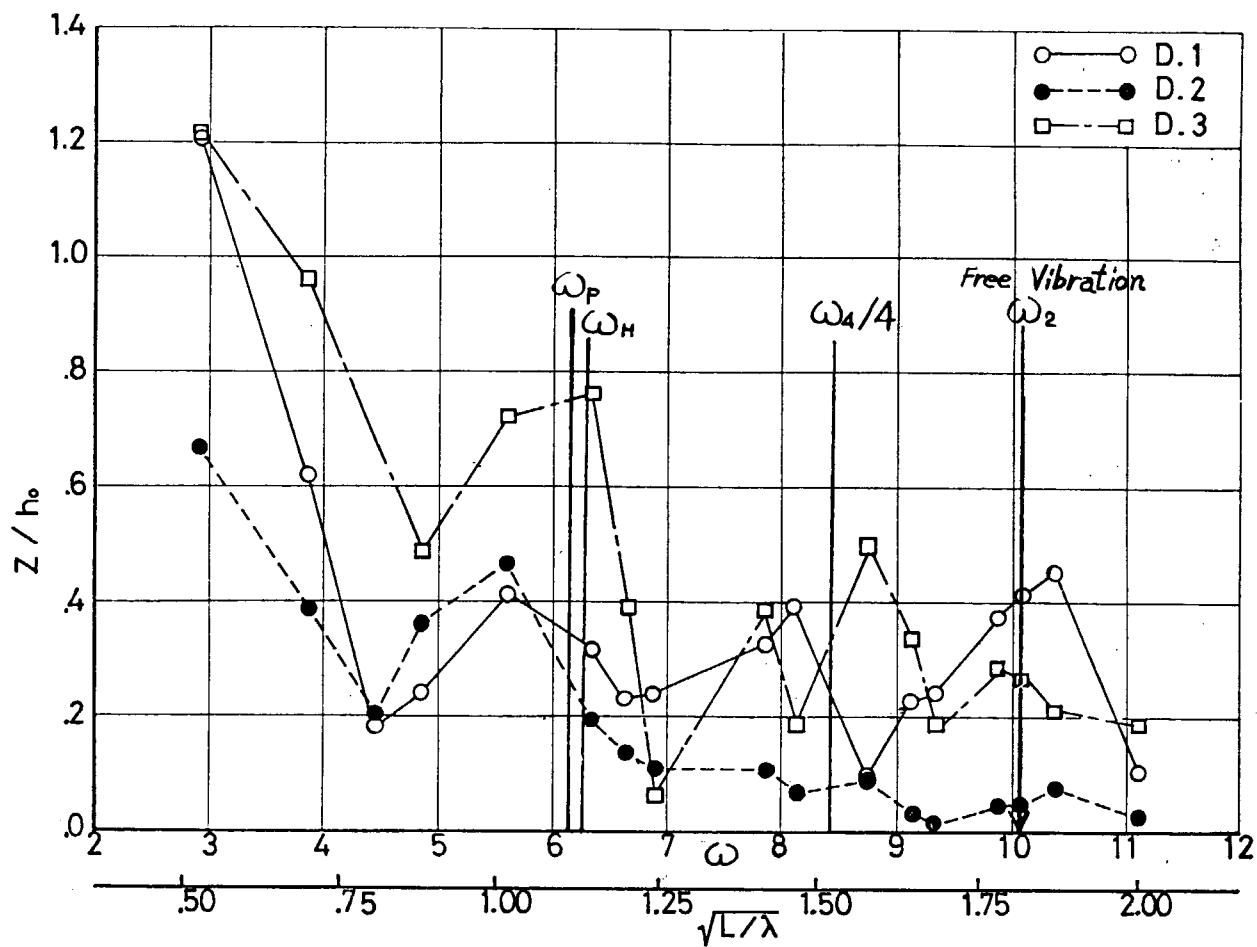


図 3.3 Vertical Displacement vs. ω of Model B

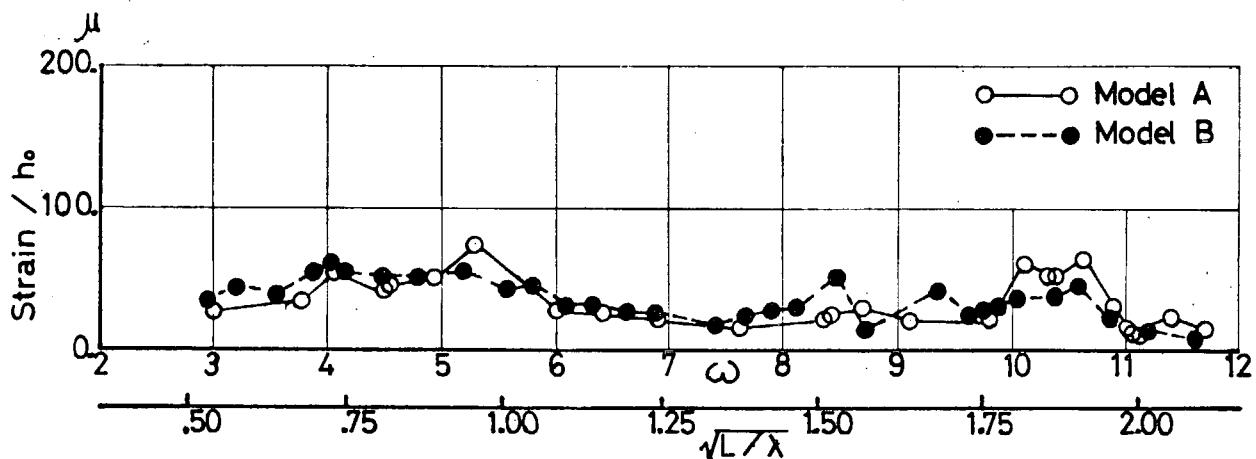


図 3.4 Strain vs. ω at S.1

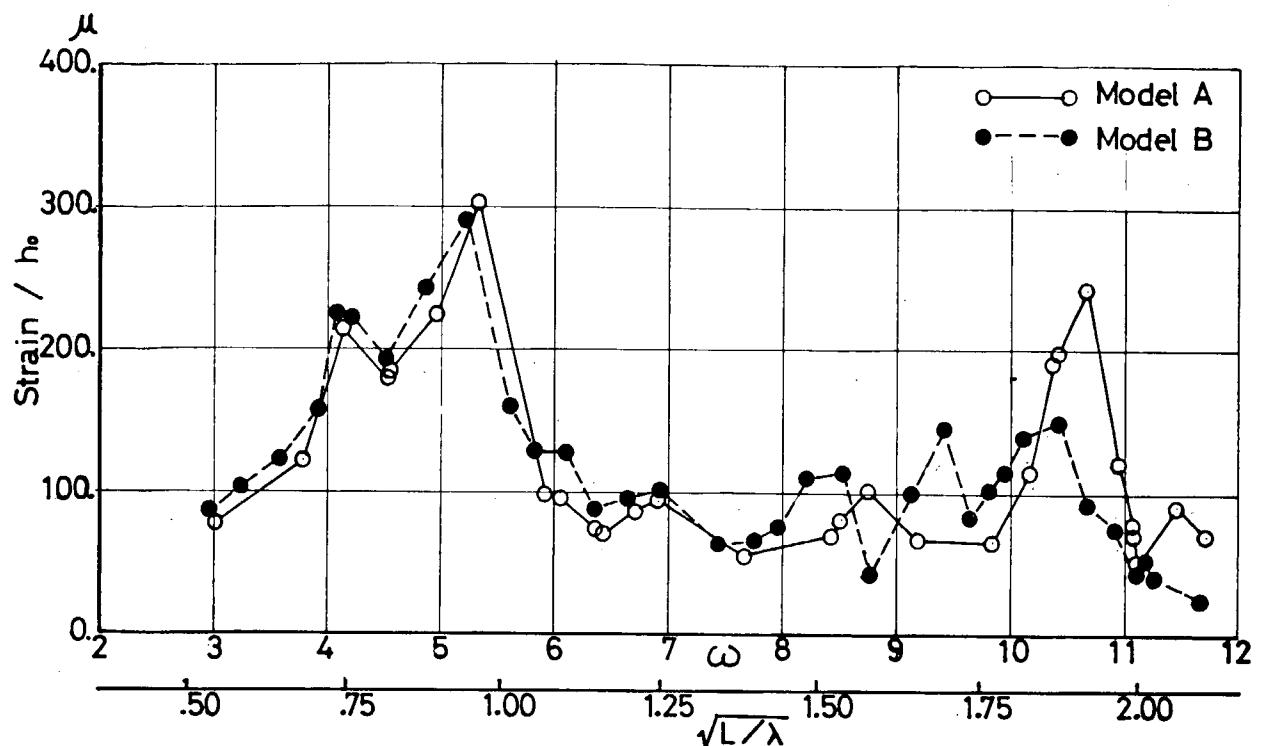


図 3.5 Strain vs. ω at S.2

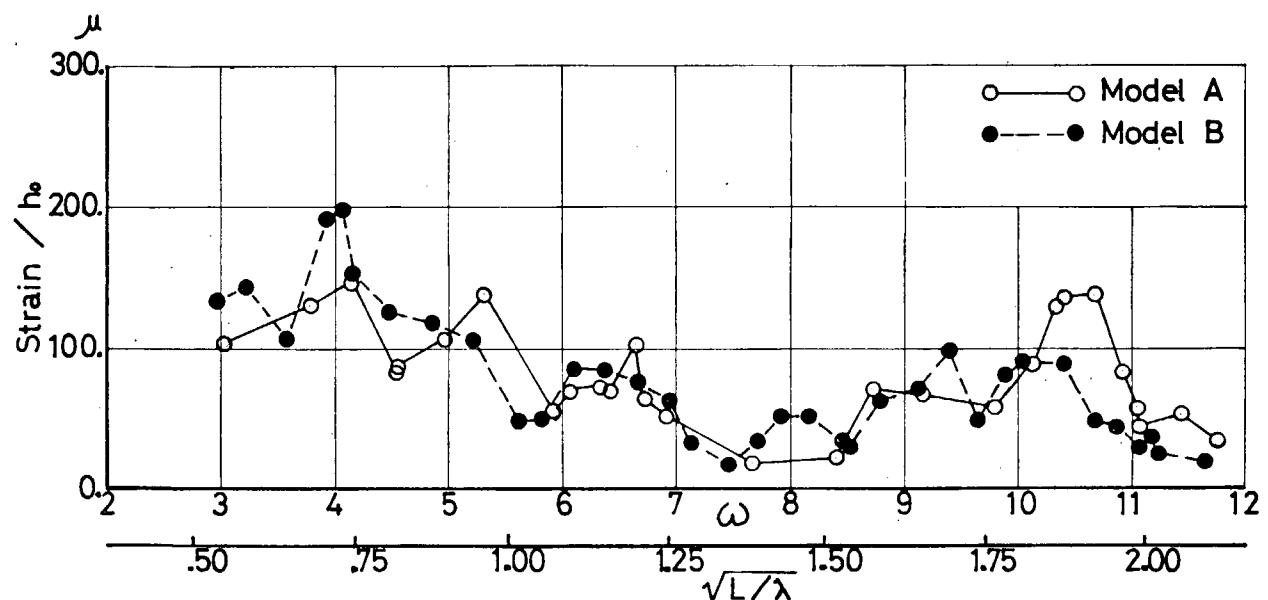


図 3.6 Strain vs. ω at S.3

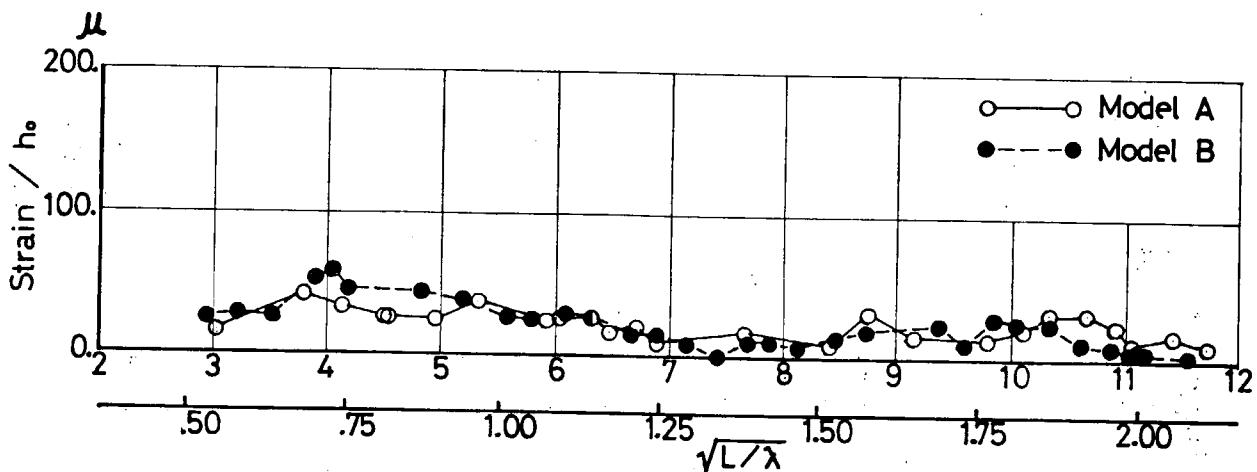


図 3.7 Strain vs. ω at S.4

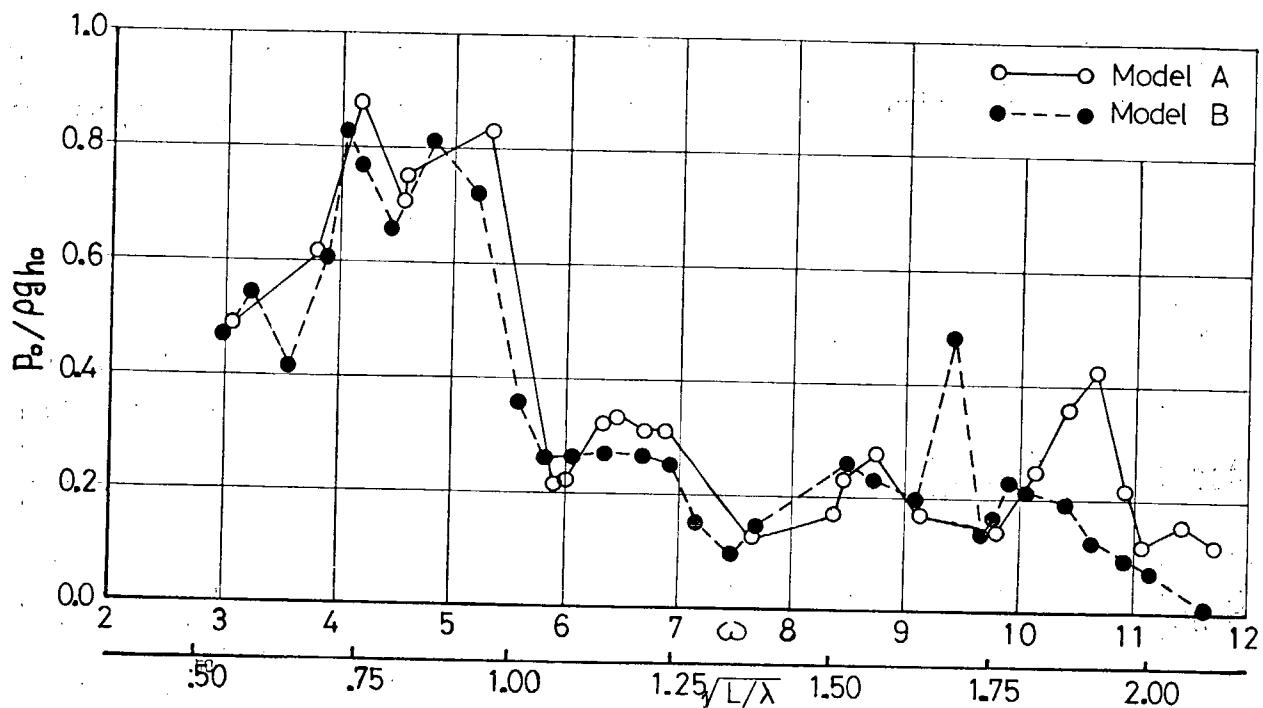


図 3.8 Pressure vs. ω at P.1

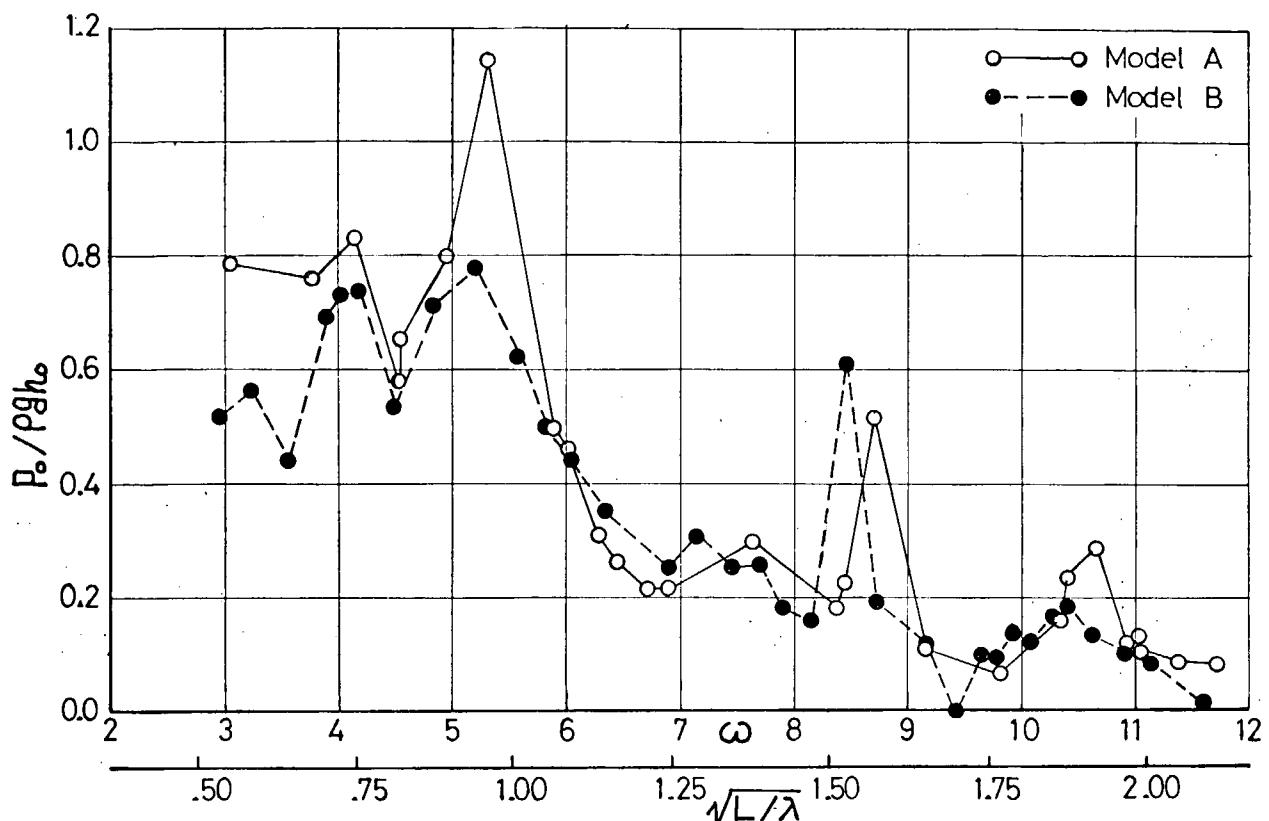


図 3.9 Pressure vs. ω at P.2

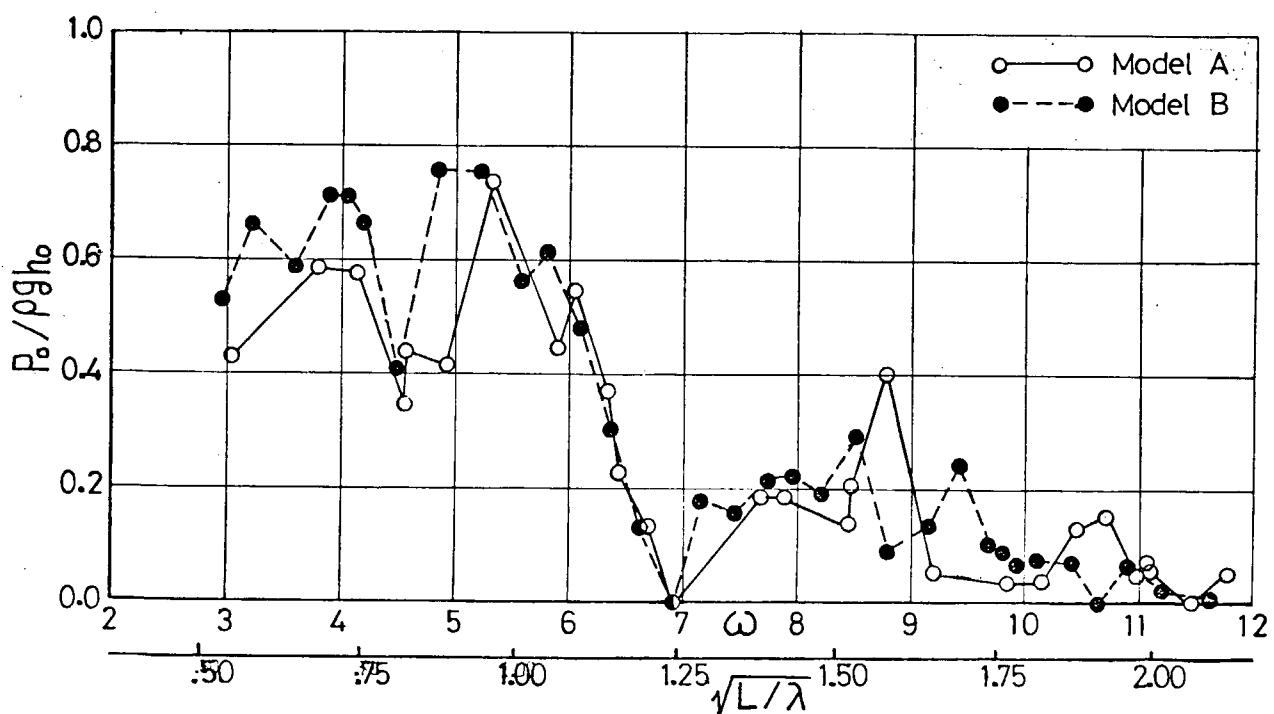


図 3.10 Pressure vs. ω at P.3

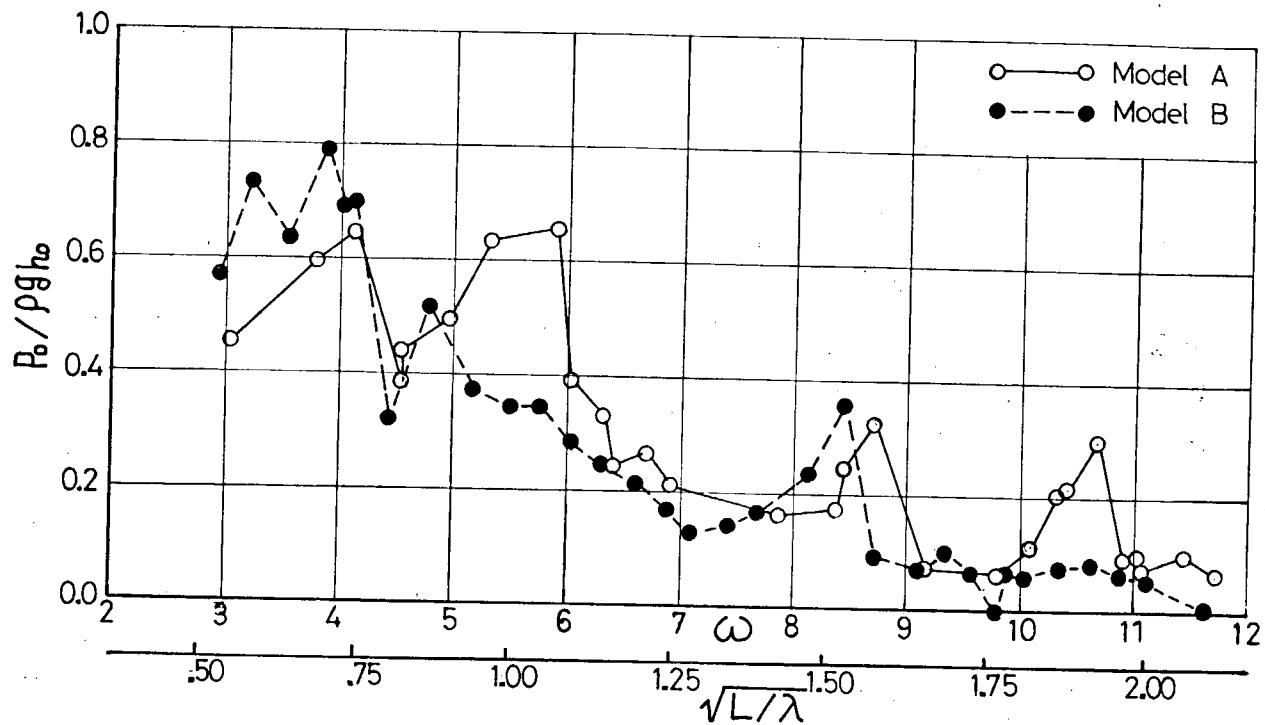


図 3.1.1 Pressure vs. ω at P.4

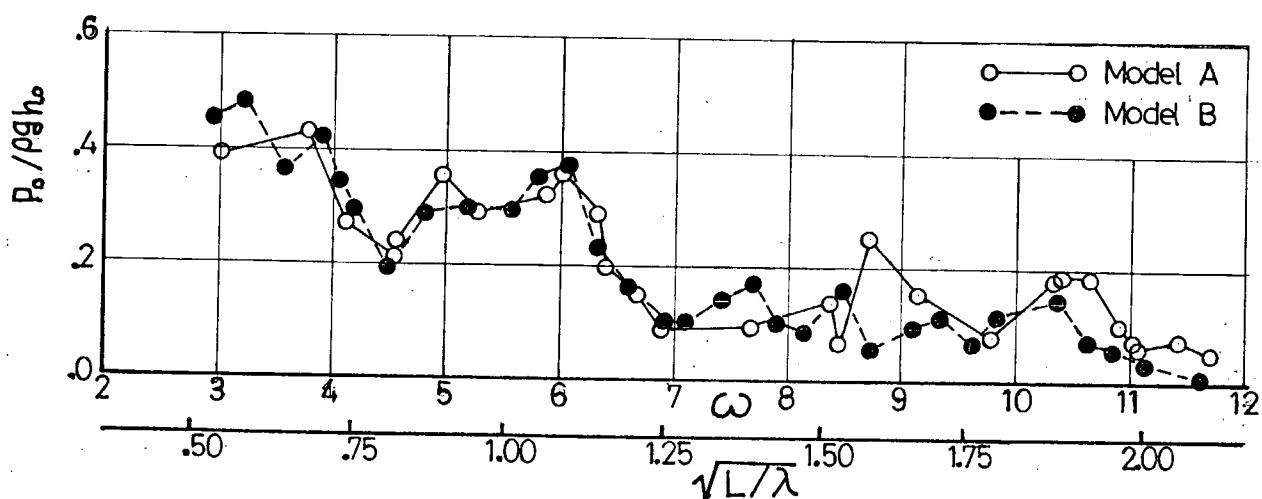
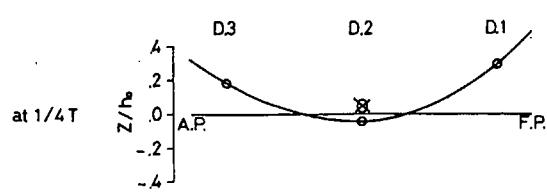
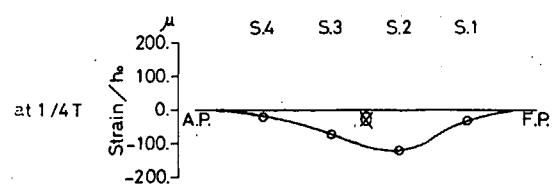


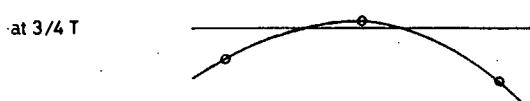
図 3.1.2 Pressure vs. ω at P.5



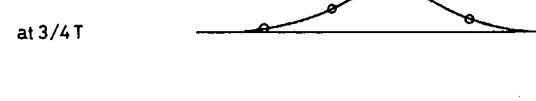
at $1/4 T$



at $1/4 T$



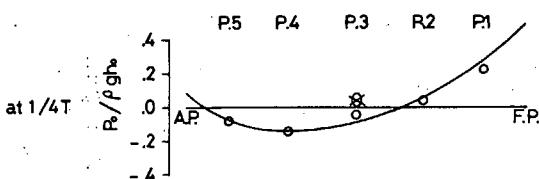
at $2/4 T$



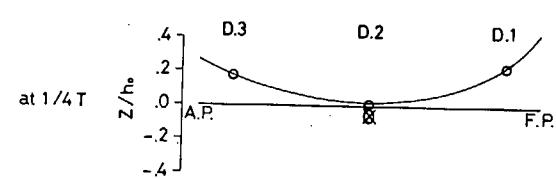
at $2/4 T$

図 3.1.3 Vertical Displacement of Model A
at $\omega = 10.65$

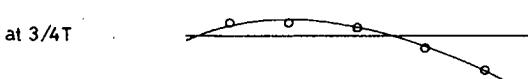
図 3.1.4 Strain of Model A at $\omega = 10.65$



at $1/4 T$



at $1/4 T$



at $2/4 T$



at $2/4 T$

図 3.1.5 Pressure of Model A at $\omega = 10.65$

図 3.1.6 Vertical Displacement of Model B
at $\omega = 9.38$

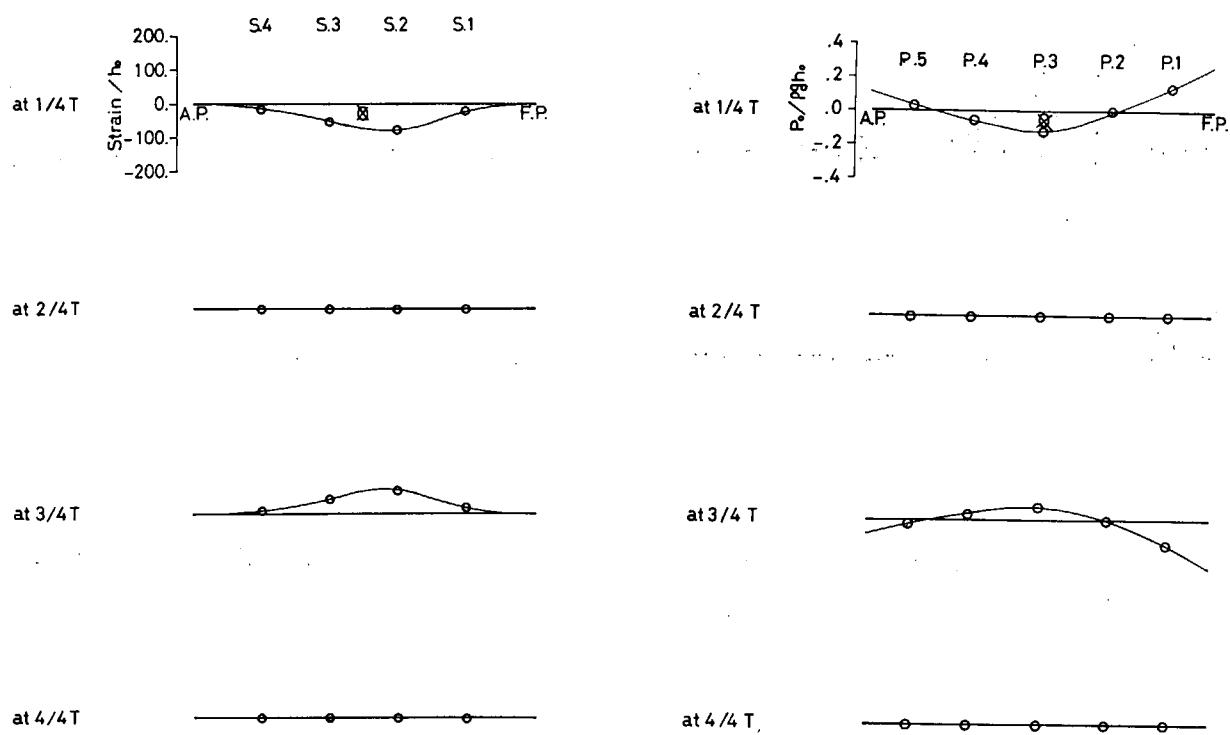


図 3.17 Strain of Model B at $\omega = 9.38$

図 3.18 Pressure of Model B at $\omega = 9.38$

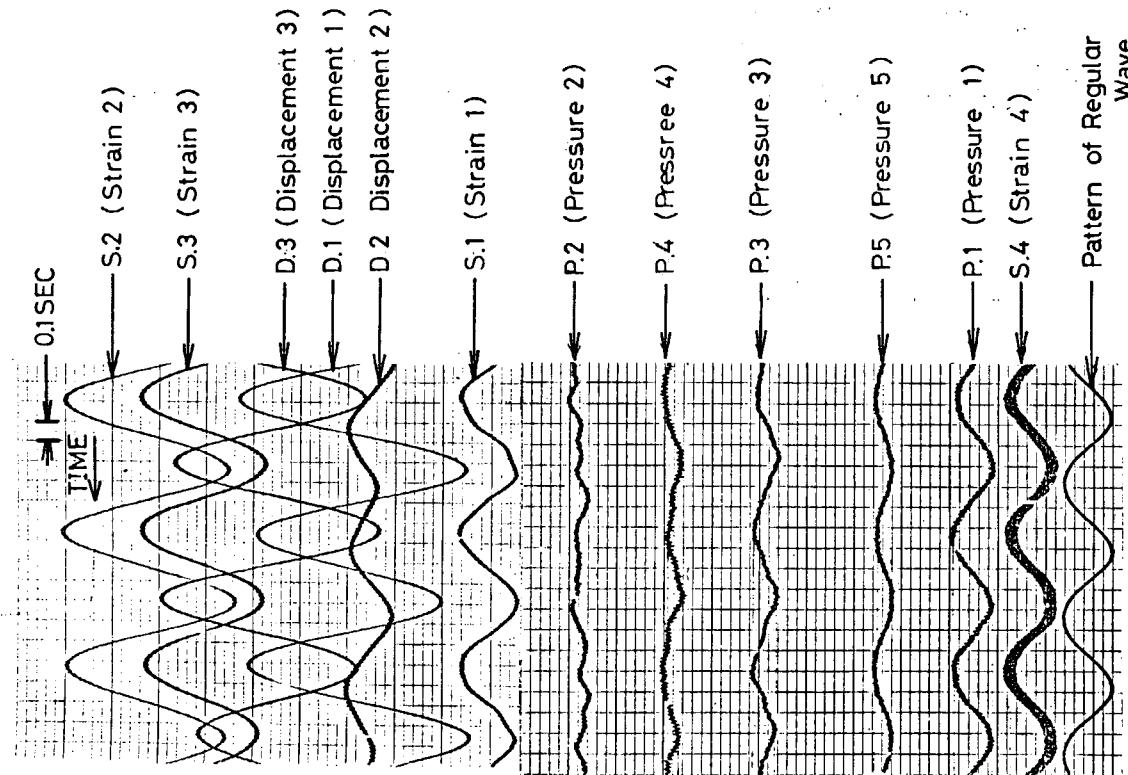


図 3.19 Typical Record of Model B at $\omega = 9.38$

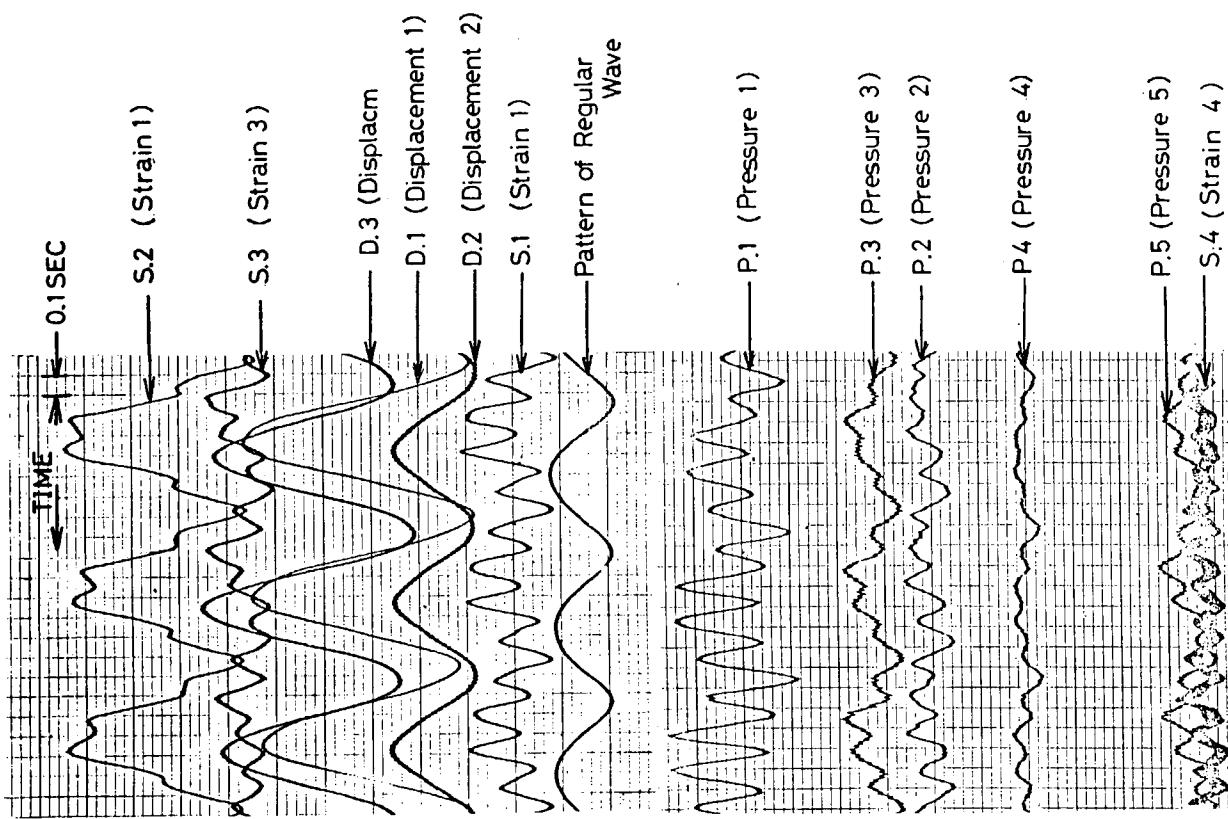


图 3.2.1 Typical Record of Model A at $\omega = 485$

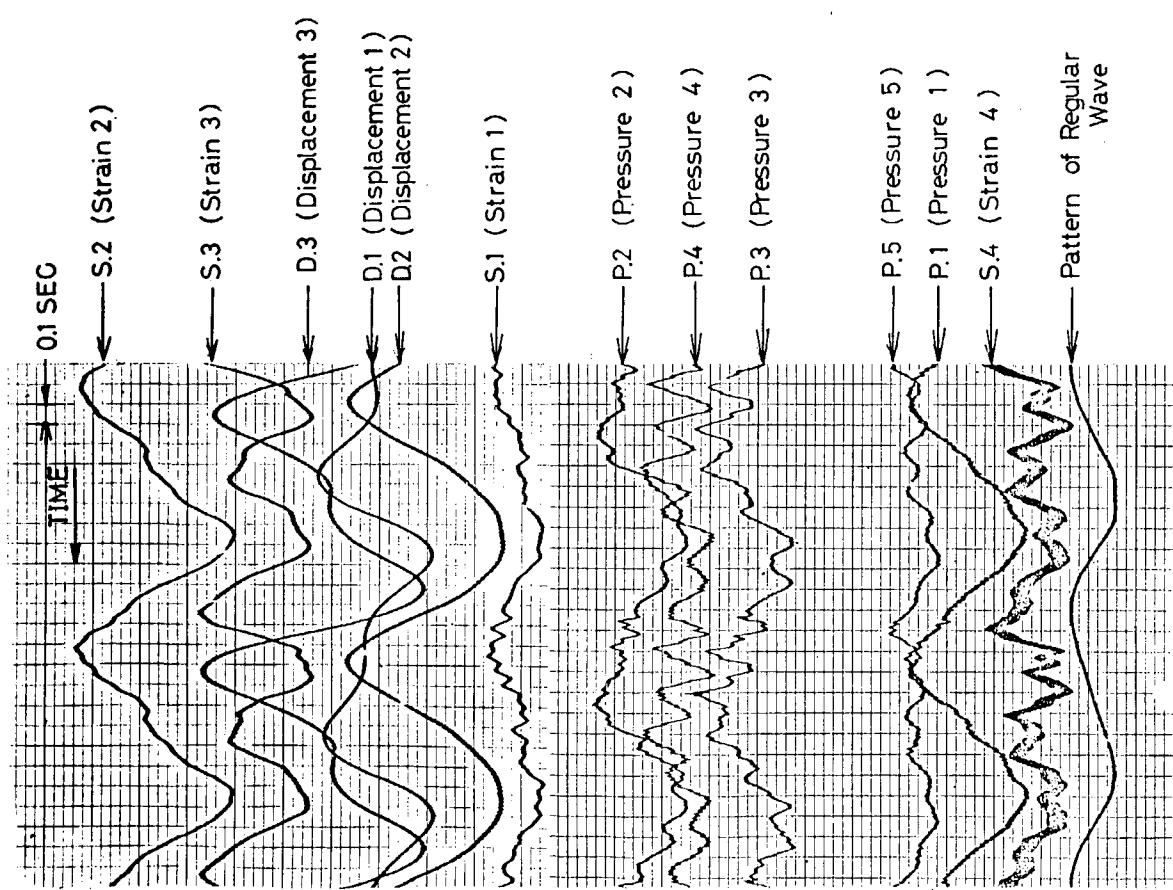


图 3.2.0 Typical Record of Model B at $\omega = 483$

4. 試設計の評価と結論

以上において記述した試設計船およびその強度計算の結果を総合評価し、つきのような結論が得られた。

- (1) 本試設計でとりあげた、70万重量トン、100万重量トンのタンカーの構造は、NK規則に基づいた寸法に適当な補強などを施すことによって十分な縦強度および横強度をもつようになることができるところがわかった。
- (2) H方式船の特徴
 - (a) 横曲げに対する断面係数が大となるので、縦強度の見地から有利である。
 - (b) 大型船では BOTTOM TRANS の軸力が大きくなりがちであるが、H方式船ではV方式船に比べてその値は小さくなる。
 - (c) 幅の広いH.STRINGER の存在は、建造時、検査時において、作業員に対して安心感を与える。
 - (d) タンクの長さの短い船では無理なく設計できる。
 - (e) H.STRINGER によってタンクの清掃の能率が減ずる。
 - (f) H.STRINGER は縦強力部材であり、かつ横強力部材である。このような部材に対する許容応力の明確な考え方を得られていない。
 - (g) 長さの短いタンクでは設計が容易である。
- (3) V方式船の特徴
 - (a) 横強度計算が容易である。
 - (b) 部材数が少い。
 - (c) タンクの清掃は、H方式船に比べると容易である。しかし、タンクの幅が広いと、清掃困難な場所ができる。
 - (d) STRUT 部の応力が高くなり勝ちである。これが減少するような構造を選ばなければならない。
 - (e) T.BHD に隣接するV.TRANS では、BHDのH.GIRDER付きBKTによりSTRUT が有効に作用しないので、STRUT を除いた構造が可能になる。このようにすると、H方式とV方式の中間の方式になる。
- (4) 中間FLAT方式の特徴
 - (a) 部材数が少い。
 - (b) FLATによる重量増加はほとんどない。
 - (c) タンクの清掃に難点があるが、これは固定式清掃器具の採用によって解決しよう。
- (5) 3L, 4Lの比較

縦の剪断強度の検討と重量計算を行っていないので、明確な結論は得られていないが、L/Bとの関係でタンクのアスペクト比が定まり、その値が1から極端に離れると設計が困難になるようである。たとえば 700-L/B5-4L-H型のWING TANKの構造は、タンクの清掃の見地のみならず、あまり有効な構造とはいえないと思われる。
- (6) 試設計に際して問題になった点
 - ✓ (a) H.STRINGERの許容応力
 - ✓ (b) WEB PLATEが厚くなることに関係して、隅内溶接脚長と開先き形状の決定法
 - (c) WING TANK構造強度とくに、STRUT部の強度、補強板が衝撃圧力を受けるときの強度
 - (d) TRIPPING BKTが大になり、これの固着するTRANSの間隔が相対的に小さくなる。またLONG Lの寸法も小さくなるので、TRANSを有効に支持する方法が解明される必要がある。
 - (e) (d)に関連するが、TRANS, STRINGERなどの座屈強度、そのSTIFFENER, FACE PLの決定法

結 言

本年度は、本研究の第1年度として、IMCOのタンカー規制にしたがうタンカーの試設計を行い、試設計船について強度計算を行い、このような船種における問題点を明らかにした。さらに、大型船で発生しやすいわゆるSPRINGINGの基礎的研究を行い、船体振動と船体底部の圧力との関係を明らかにした。このように、本年度の研究は、所期の目的を達成した。

来年度以降においては、ここで知られた問題点を解明するとともに、本年度扱わなかつた船尾構造の研究が行われることが望ましい。