

## 第 120 研究部会

# 大型船の横部材におけるスロット 周辺のクラック防止に関する研究 報 告 書

昭和 48 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47年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会第120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とおりである。

## 第120研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長	秋田好雄（日本海事協会）		
幹事	安東重美（三井造船）	尾川宣之（日本鋼管）	
	押切昭夫（三菱重工業）	清水作造（石川島播磨重工業）	
	田口義明（三菱重工業）	時枝彬彦（三井造船）	
	藤田謙（東京大学）	松石正克（日立造船）	
	真能創（防衛大学校）	三沢敏夫（住友重機械工業）	
	安川度（川崎重工業）	山口勇男（日本海事協会）	
	山越道郎（九州大学）		
	委員	安藤文隆（船舶技術研究所）	賀来信一（日本海事協会）
桑山則男（住友金属工業）		関内実（三井造船）	
辻寿一（大阪造船所）		長沢準（船舶技術研究所）	
中村昭和（川崎重工業）		永元隆一（三菱重工業）	
綿屋悟朗（佐世保重工業）		服部陽一（日立造船）	
前田恂（石川島播磨重工業）		牧園正孝（山下新日本汽船）	
村松省吾（三保造船所）		八木順吉（大阪大学）	
渡辺次郎（函館ドック）			
討議参加者		伊藤隆章（住友重機械工業）	伊藤隆規（日立造船）
		牛島正夫（三菱重工業）	大桑義昭（三井造船）
	尾野英夫（川崎重工業）	金子幸平（東京大学）	
	北村勝英（石川島播磨重工業）	久米範佳（三井造船）	
	佐藤博一（日本鋼管）	桜井英世（石川島播磨重工業）	
	鈴木康平（日本海事協会）	高津尚之（川崎重工業）	
	恒成康利（川崎重工業）	長浜修（川崎重工業）	
	西原誠一郎（三井造船）	野本敏治（東京大学）	
	橋本慎一（三井造船）		

# 目 次

1. 緒 言 .....	1
2. 統計的損傷調査 .....	2
2.1 ま え が き .....	2
2.2 調 査 方 法 .....	2
2.3 統計的損傷調査 .....	3
2.3.1 主機の種類による比較 .....	3
2.3.2 就航年による比較 .....	3
2.3.3 船長方向の分布 .....	4
2.3.4 タンクの種類による比較 .....	5
2.3.5 部材および区分位置別の比較 .....	6
2.3.6 スロット近傍構造による比較 .....	9
2.3.7 スロットの向きによる比較 .....	11
2.3.8 タンクの構造配置による比較 .....	11
2.3.9 考 察 .....	12
2.4 スチフナ基部応力と損傷発生率との関係 .....	14
2.4.1 スチフナ基部の応力 .....	14
2.4.2 応力と損傷率 .....	17
2.4.3 考 察 .....	27
3. 模型疲労試験 .....	33
3.1 ま え が き .....	33
3.2 小型模型疲労試験(東京大学) .....	37
3.2.1 試 験 内 容 .....	37
3.2.2 実 験 結 果 .....	37
3.2.3 考 察 .....	37
3.3 小型模型疲労試験(日本海事協会技術研究所) .....	54
3.3.1 は し が き .....	54
3.3.2 試験模型および試験の種類 .....	54
3.3.3 静的試験による応力測定 .....	54
3.3.4 疲 労 試 験 .....	54
3.3.5 む す び .....	55
3.4 大型模型疲労試験 .....	63
3.4.1 試 験 内 容 .....	63
3.4.2 実 験 結 果 .....	63
3.4.3 考 察 .....	63
3.5 十字継手試験(局部模型試験) .....	68
3.5.1 試 験 方 法 .....	68

3.5.2	試験結果および考察	68
3.5.3	むすび	69
3.6	疲労試験結果から見たスチフナ基部応力について	75
3.6.1	S-N線図( $\sigma_{max}$ -N線図)	75
3.6.2	最大応力係数と応力集中係数	75
3.6.3	S-N線図の改良	75
3.6.4	スチフナ基部応力の許容値	76
3.6.5	考 察	77
3.7	むすび	81
4.	振 動 試 験	84
4.1	ま え が き	84
4.2	アクリル製模型実験	84
4.2.1	付加質量の計算	84
4.2.2	模型振動実験	89
4.3	実船振動計測	93
4.3.1	鋼製船底模型振動実験	93
4.3.2	Q船実船振動計測	94
4.3.3	ま と め	100
5.	結 言	123

# 1. 緒 言

大型船の横部材ウェブに設けられる縦通材貫通のためのスロット周辺に多数発生するクラックの発生原因を究明し、その有効な防止方法を見出すことを目標として、本研究部会は昭和47年度において以下の調査研究を実施した。

## (1) 統計的損傷調査

昭和45および46年度の調査は昭和43年末までに建造された船を対象としたが、これら対象船は現在建造されている船とは大きさをはじめ種々の点で異なると考えられる。本年度は最近建造された15万重量トン以上のタンカーを対象として、同様の調査を実施し、最近建造された大型船の損傷の傾向を明らかにした。

## (2) 疲労試験

現在まで実用されてきた各種の構造のスロット部の疲労強度は、前年度までの試験で明らかになった。本年度は改良型として現在実用されつつある差し込み構造、かのに目玉構造およびそれらの併用構造の模型を対象に、これら新構造の疲労強度を研究した。また、大型模型を使用して寸法効果、スチフナ基部の局部模型を使用してこの部分の疲労強度を調べた。

## (3) 振動試験

前年度に引き続き、両端にブラケットを有する横桁の亚克力樹脂製模型、および船底横桁の鋼製模型による振動試験、28万重量トンのタンカーを供試船とした実船実験を実施し、さらにこれらの結果の総合解析をして、横桁の振動数推定法を導出のための基礎資料を整えた。

## 2. 統計的損傷調査

### 2.1 ま え が き

昭和45年度および46年度において実施された調査は、主として昭和43年末までに建造された船を対象としたため、船型は比較的小型で、このような船を対象とした調査結果は、現在建造されている比較的大型の船のそれとは異なることが考えられる。本年度は昭和43年11月以降に建造された1.5万重量トン以上のタンカーを対象として調査を実施し、最近建造された大型船の損傷の傾向を調べた。

### 2.2 調査方法

調査対象船を選定するために、まず、昭和43年11月以降に竣工した1.5万DWT以上の船舶についての損傷データの有無について、各造船所に対して予備調査を行なった。その結果、本年度は表2.2.1に示すように13隻のタンカーを対象に損傷調査をすることになり、各船の検査データを集めた。

データの処理は、昭和45年度および46年度と同様に電子計算機により行ない、アウトプットされた各項目はグラフによる統計処理によって解析した。

また、検査したスロットについて、スロット対策懇談会報告書に記載されている三井造船千葉研究所の提案式により、スチフナ基部応力を計算し、応力と損傷率の関係を調べた。

なお、本年度の損傷データのうち、ウェブ・パネルのクラックは1件しか報告されておらず、あとはすべてスチフナ付根のクラックであったので、解析にあたってはスチフナ付根のクラックのみに着目することにした。

表2.2.1 昭和47年度調査船要目 (Oil Tanker 13隻)

船 番	D W (万トン)	建 造 年 月	第 1 回 検 査		第 2 回 検 査		主 機 の 種 類	ス ロ ッ ト の 総 数 (N)	ス チ フ ナ の 損 傷 数 (n)
			年 月	船 令	年 月	船 令			
A	22	45/10	47/4	1年 6月			T	952	0
B	21	44/1	45/11	1.10	46/11	2.10	T	1923	101
C	21	45/8	46/8	1.0			T	2869	0
D	33	44/3	47/4	3.1			T	1060	0
E	21	44/7	46/8	2.1			T	2834	0
F	18	44/6	45/6	1.0			D	1486	0
G	20	45/8	46/7	0.11			T	1454	0
H	18	43/11	46/4	2.5			T	144	14
I	18	44/2	46/4	2.2			T	596	0
J	17	44/4	45/4	1.0	46/4	2.0	D	3193	0
K	22	45/4	47/1	1.8			T	522	14
L	16	44/9	45/10	1.1	46/9	2.0	D	9210	31
M	25	45/7	46/5	0.10			D	180	0

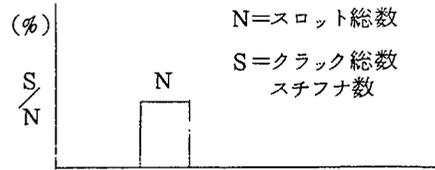
注) 主機の種類

D ; ディーゼル

T ; タービン

### 2.3 統計的損傷調査

以下各項についてスチフナ基部のクラック発生頻度をパーセントで縦軸に調査スロット総数をNで図中に示した。



#### 2.3.1 主機の種類による比較

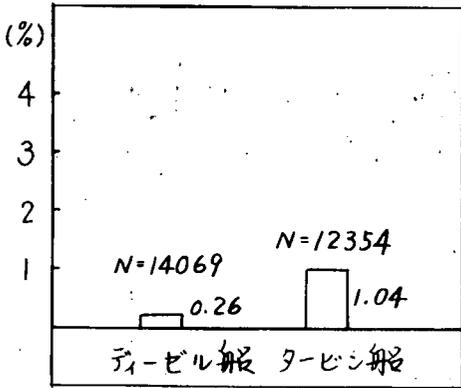


図 2.3.1(1) 無条件比較

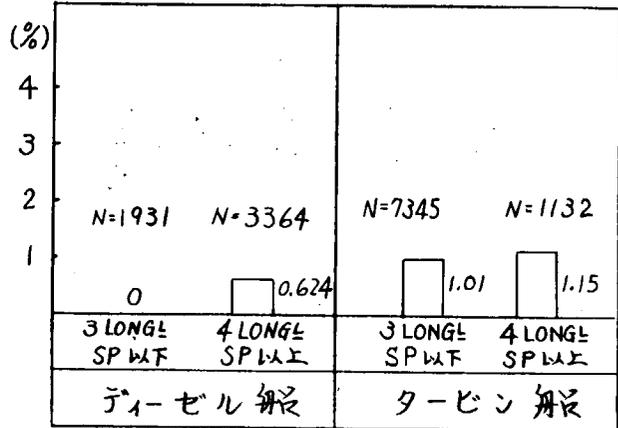


図 2.3.1(2) T. BKTのスペースによる比較

#### 2.3.2 就航年による比較

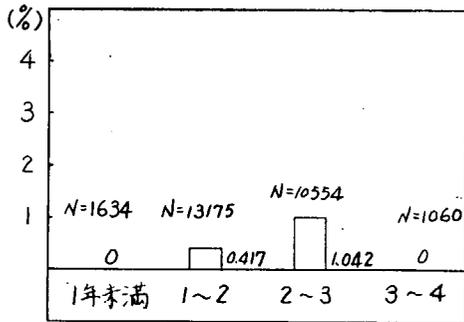


図 2.3.2(1) 無条件比較 (1年毎)

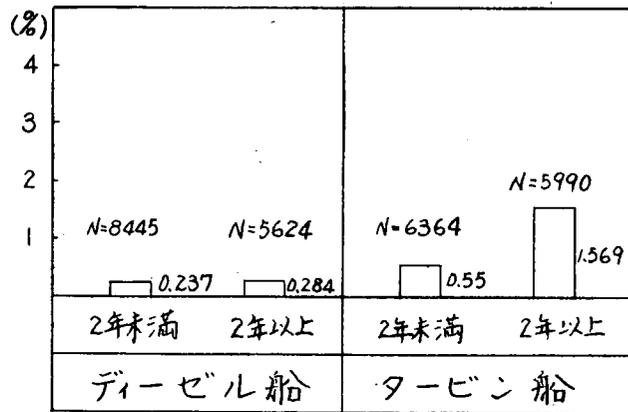


図 2.3.2(2) 主機の差による比較

2.3.3 船長方向の分布

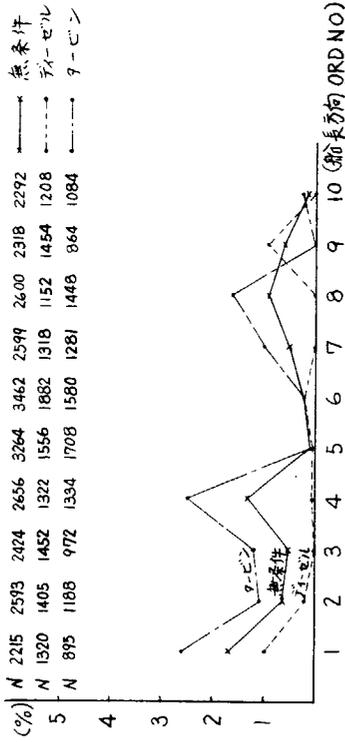


図2.3.3(1)無条件および主機別

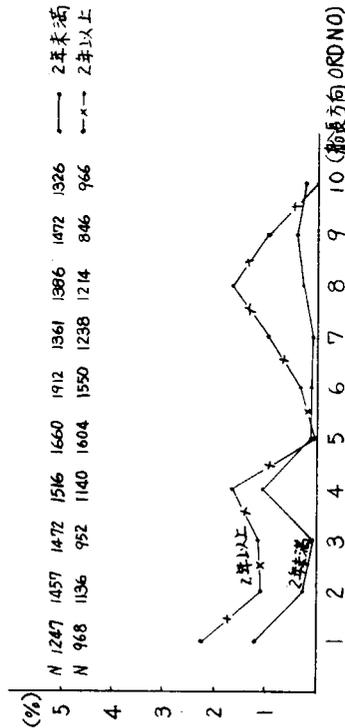


図 2.3.3 (2)就航年 2年未満と 2年以上

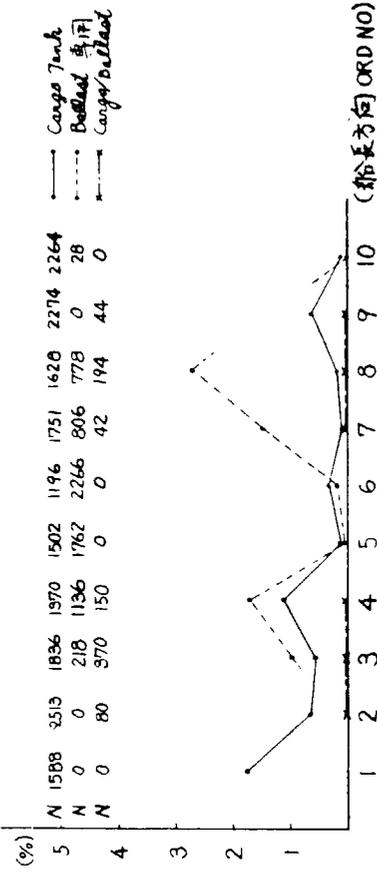
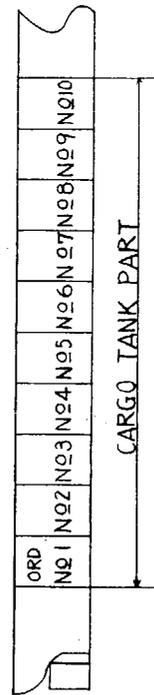


図 2.3.3 (3)タンクの種類による比較

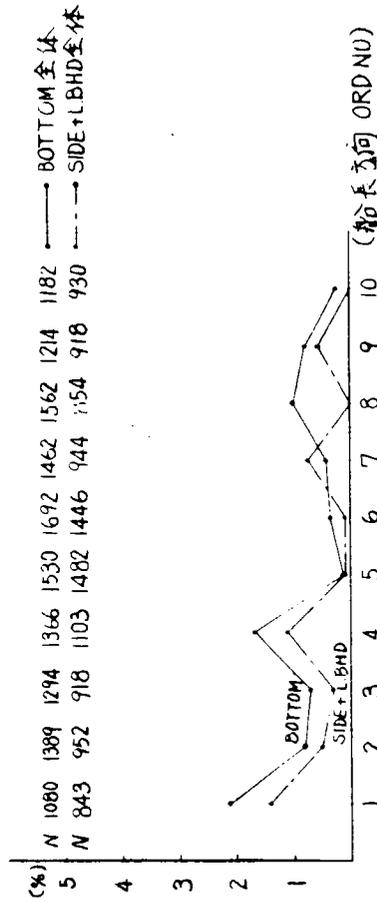
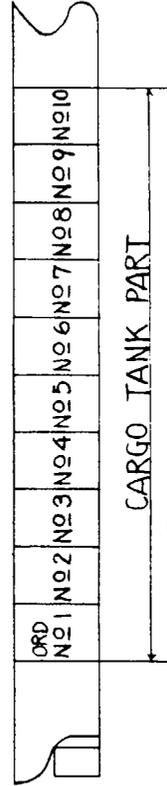
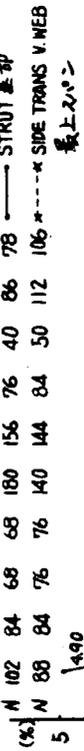


図 2.3.3 (4-1) 部材別の比較

— BOTTOM 全体, SIDE + L.B.V WEB 全体 —





2.3.4 タンクの種類による比較



図 2.3.3 (4-2) 部材別の比較

— STRUT 基部と S. TRANS V. WEB 最上スパン

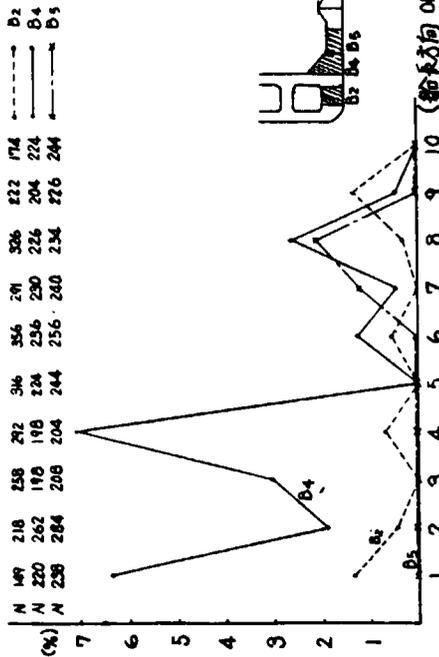


図 2.3.3 (4-3) 部材別の比較

— B<sub>1</sub>, B<sub>4</sub>, B<sub>5</sub> 区域対照 —

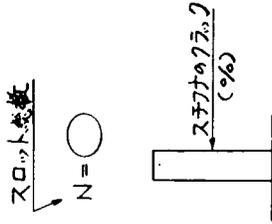
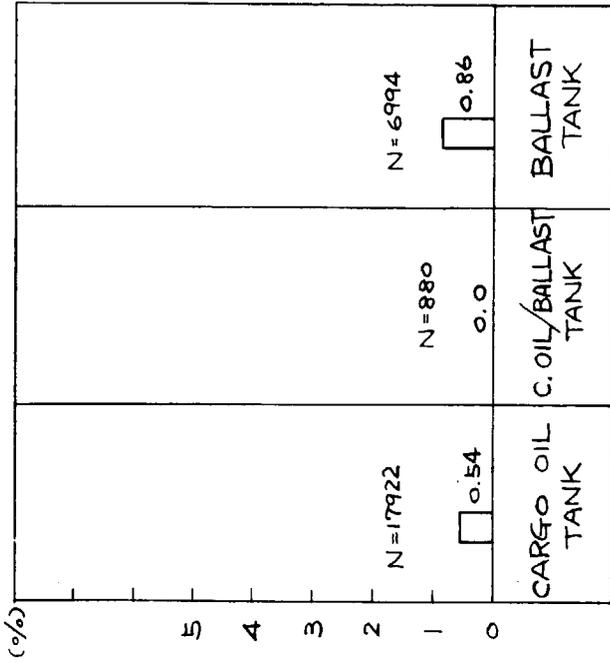
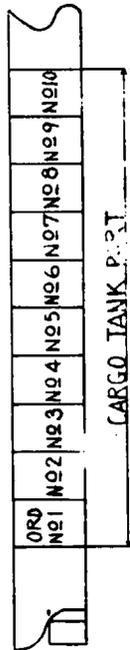


図 2.3.4 タンクの種類による比較 — 無条件比較 —

2. 3. 5 部材および区分位置別の比較

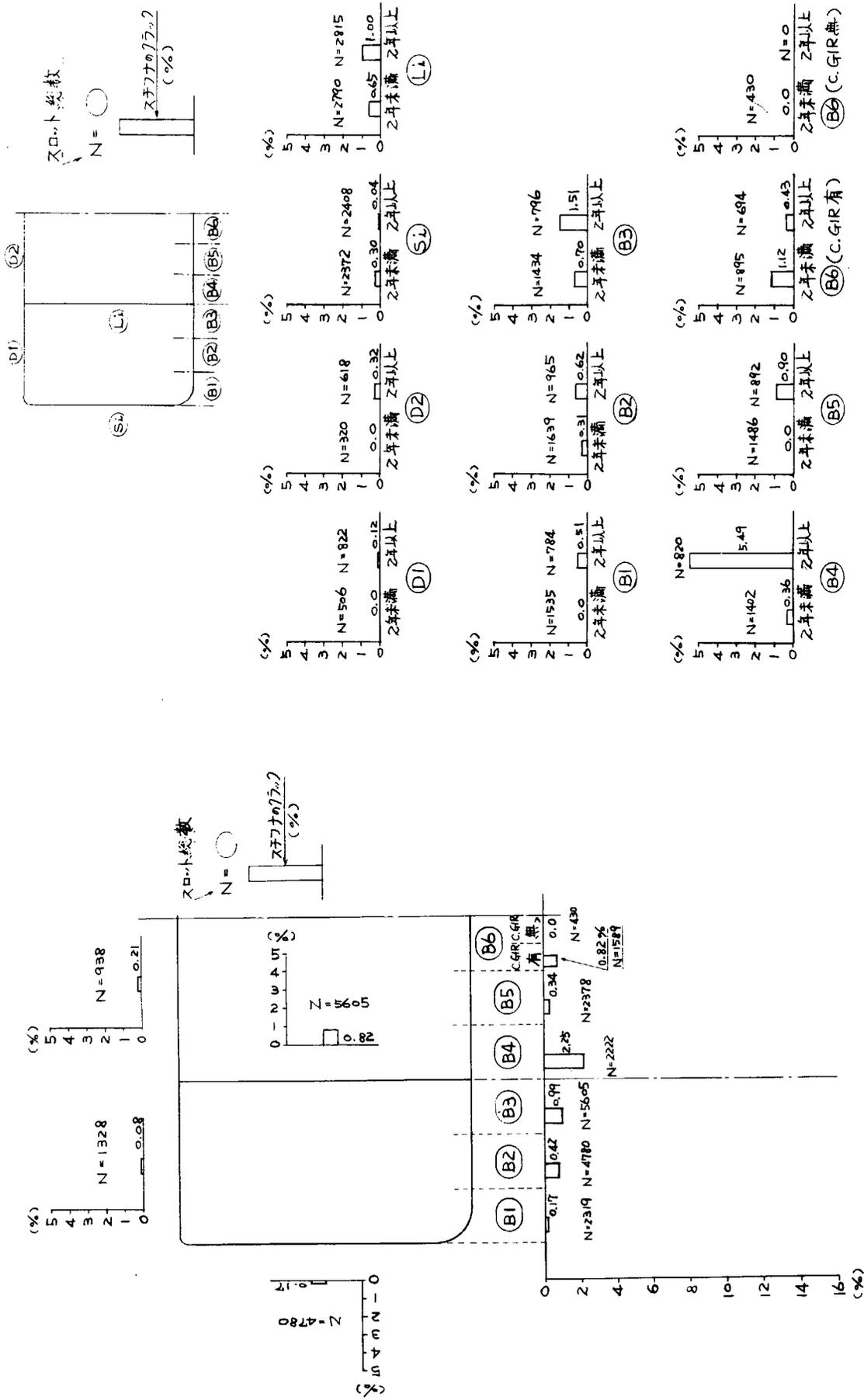


図 2.3.5(1) 区分位置別比較 (無条件比較)

図 2.3.5(2) 区分位置別比較 (就航2年以上と2年未満)

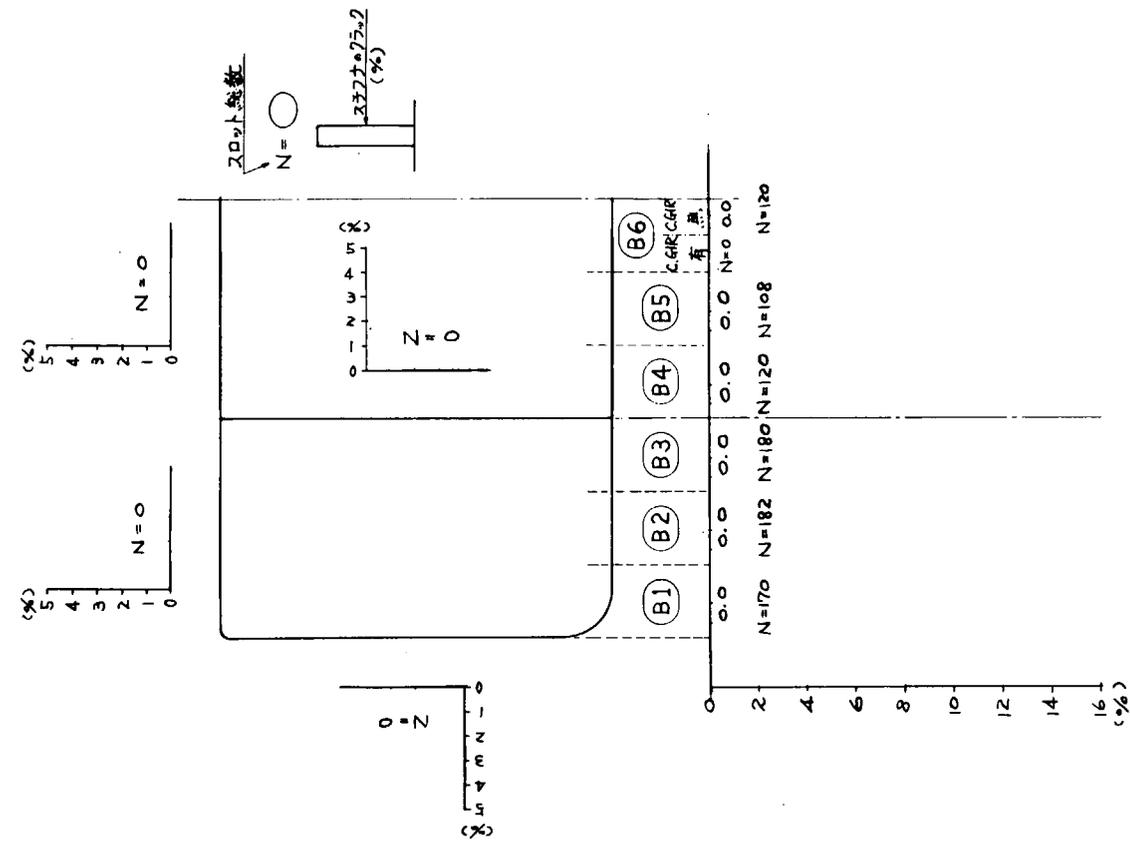


図 2.3.5 (3-a) 区分位置別比較—タンク種類による比較—  
(CARGO OIL TANK)

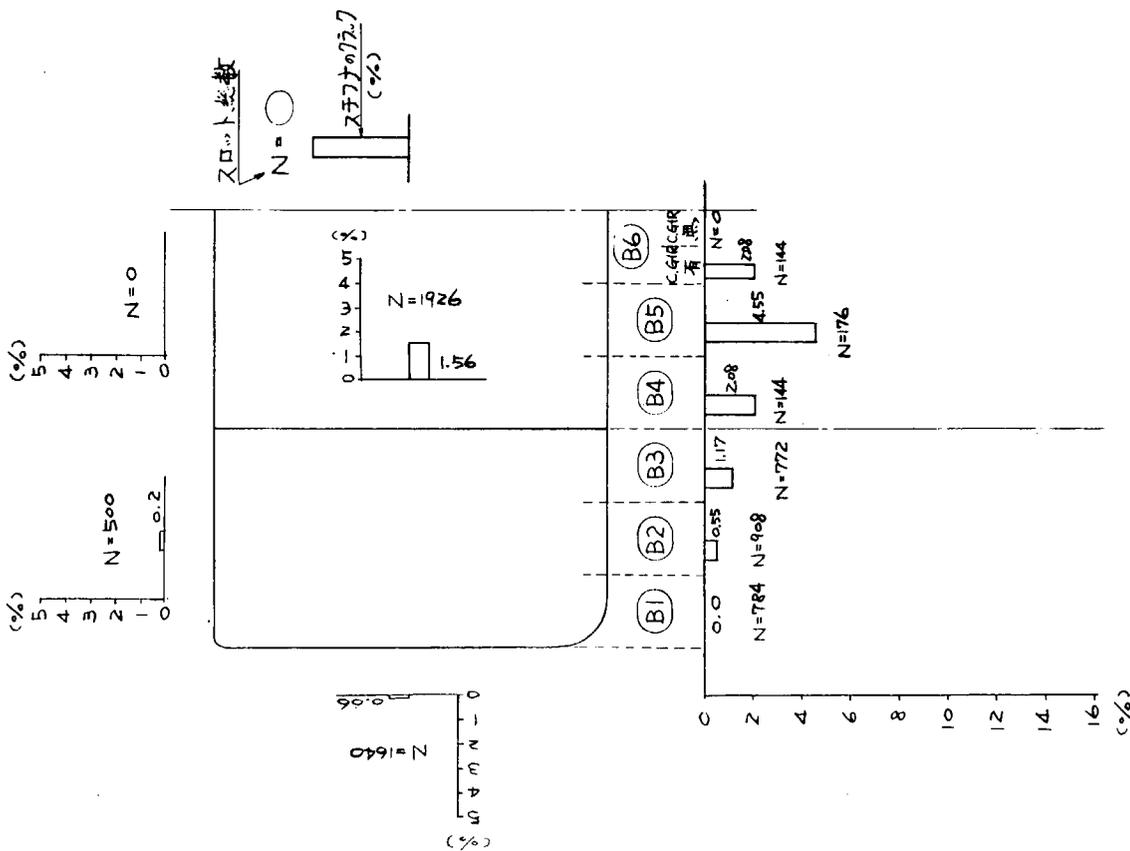


図 2.3.5 (3-b) 区分位置別比較—タンク種類による比較—  
(C. OIL/BALLAST TANK)

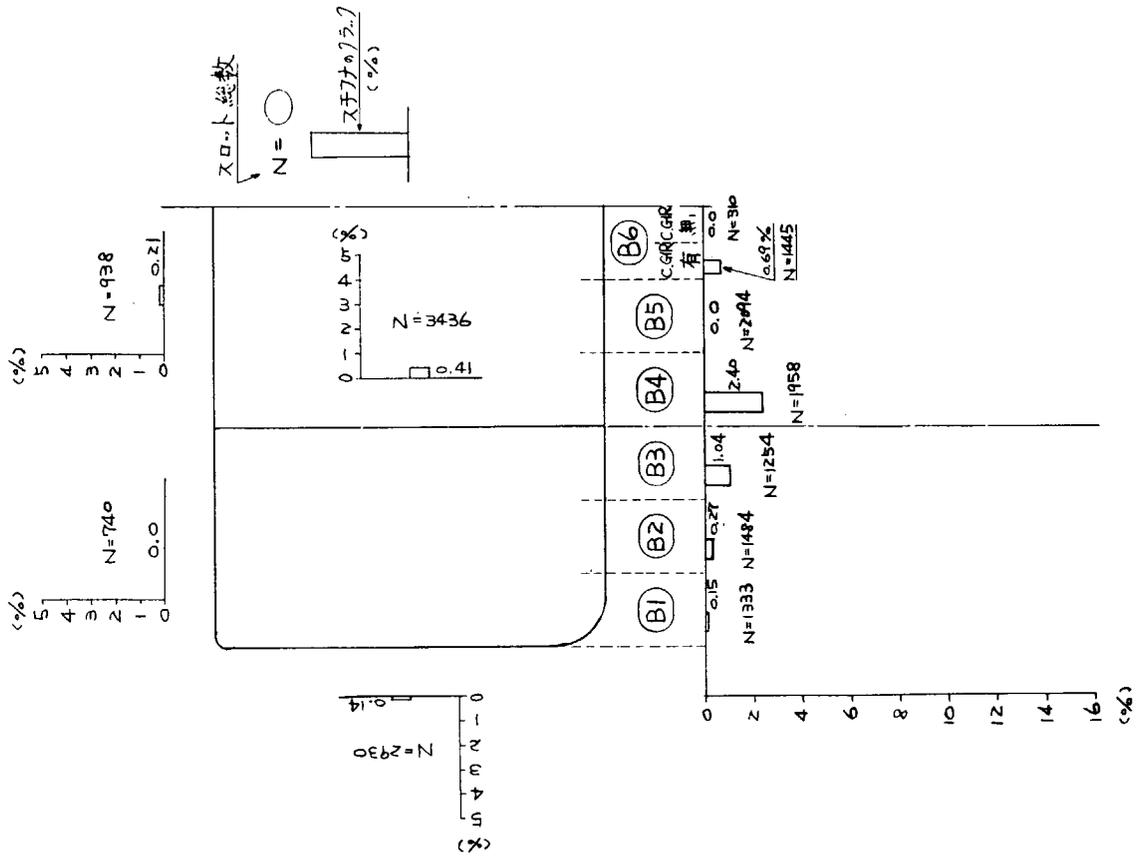


図 2.3.5 (3-c) 区分位置別比較—タンク種類による比較—  
(BALLAST TANK)

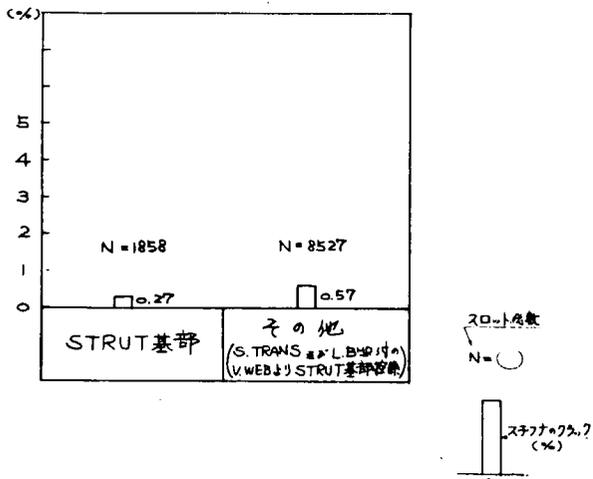


図 2.3.5 (4-a) ストラット基部とその他の比較

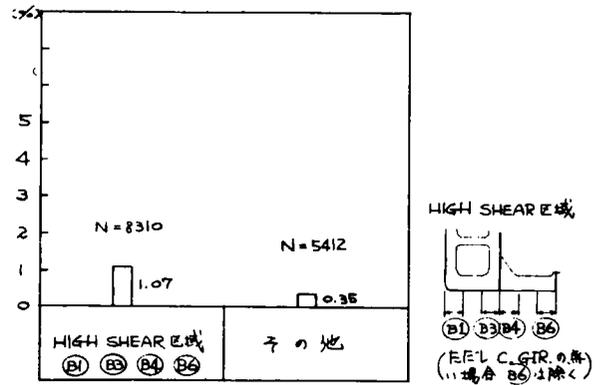


図 2.3.5 (4-b) HIGH SHEAR区域とその他の比較 (BOTTOM TRANS のみ対象)

2.3.6 スロット近傍構造による比較

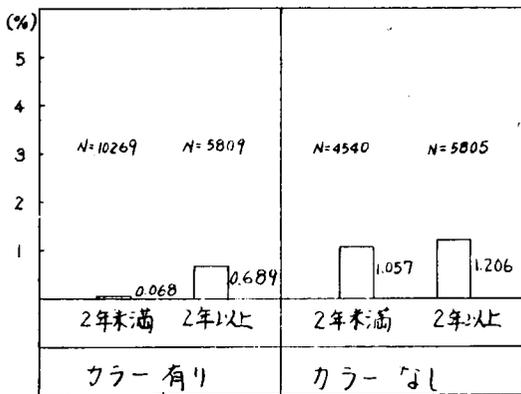


図 2.3.6 (1-i) カラーの有無による比較  
— 就航年による比較 —

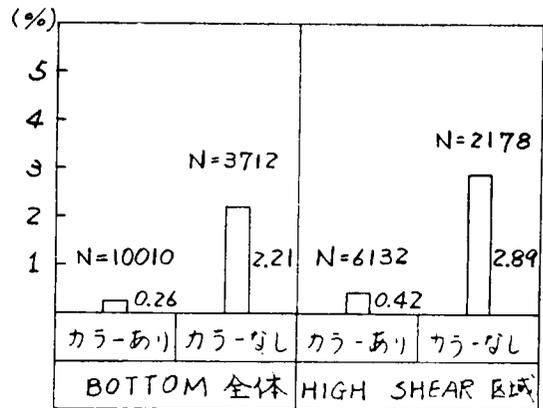


図 2.3.6 (1-ii) カラーの有無による比較  
— BOTTOMのみ対象 —

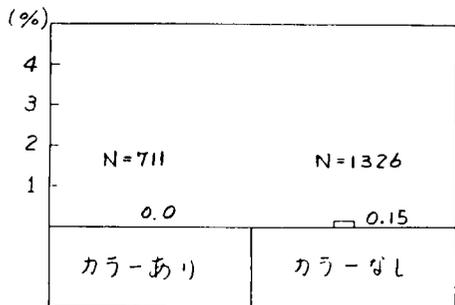


図 2.3.6 (1-iii) カラーの有無による比較  
— S. TR. & VERT. WEB最上スパンを対象 —

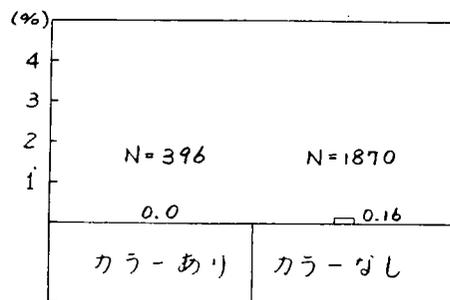


図 2.3.6 (1-iv) カラーの有無による比較  
— DECK TRANS. 対象 —

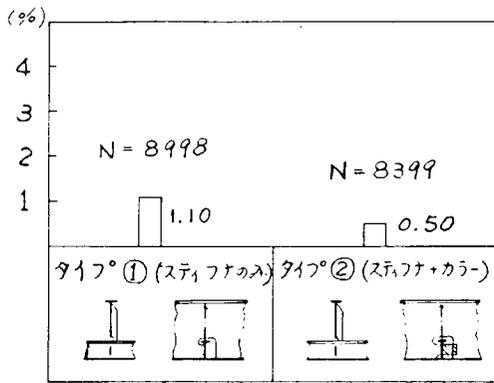


図 2.3.6 (1-V) カラーの有無による比較  
—タイプ①とタイプ②の比較—

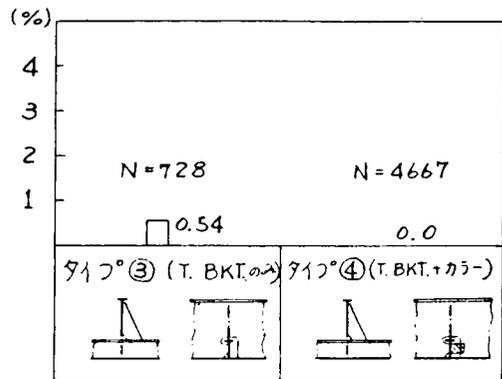


図 2.3.6 (1-VI) カラーの有無による比較  
—タイプ③とタイプ④の比較—

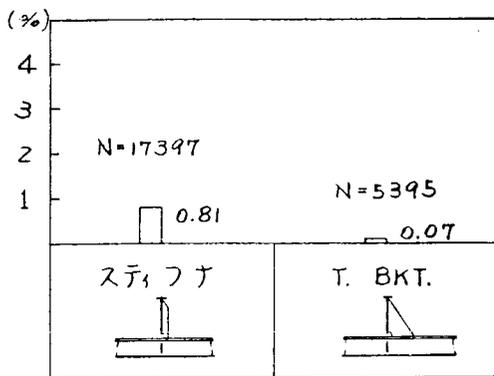


図 2.3.6 (2) スティフナと T. BKT. の比較

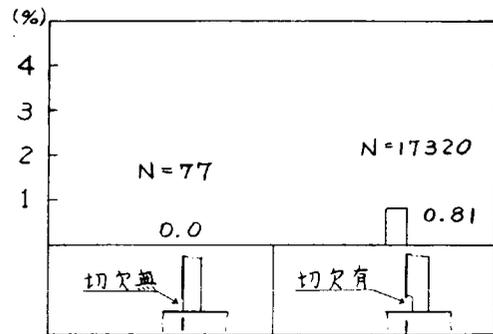


図 2.3.6 (3) スティフナ基部の切欠の有無による比較

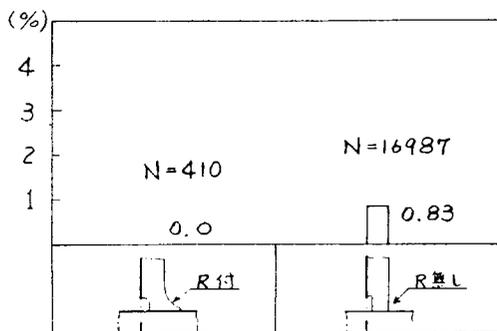


図 2.3.6 (4) スティフナのすその Rの有無による比較

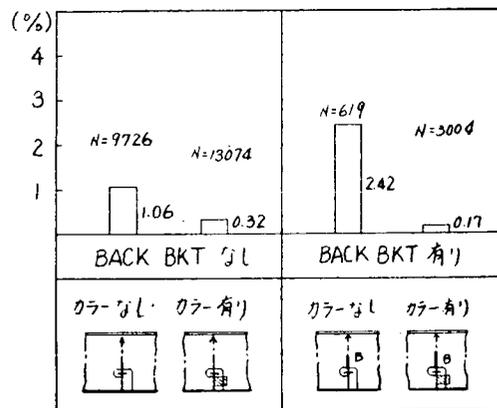


図 2.3.6 (5) バックブラケットの有無による比較

2.3.7 スロットの向きによる比較

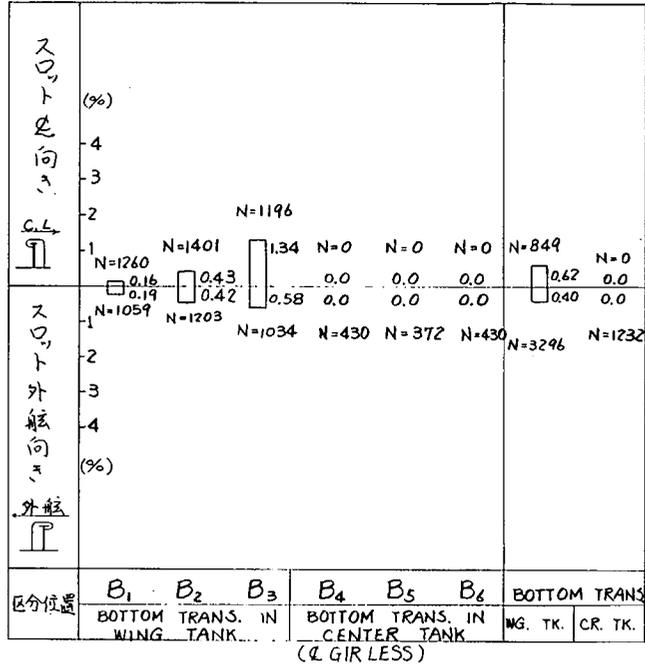


図 2.3.7 ボトムトランス対象

2.3.8 タンクの構造配置による比較

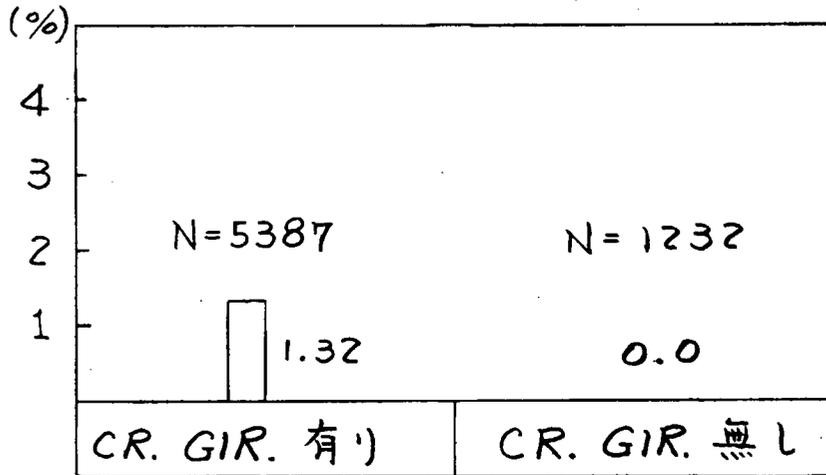


図 2.3.8 センターガーダーの有無による比較

## 2.3.9 考 察

今年度の調査の対象船は13隻(前回は73隻)であり、調査項目によっては若干偏った結果が得られていると考えられるものもあるので、そのような心配がある項目についてはそのつど指摘しておいた。一部の項目に問題はあるとしても、今回の調査によって最近建造された船の損傷傾向は、十分明らかにできたと思う。

### (1) 損傷の全般的傾向

全般的傾向で重要なのは損傷頻度の著しい低下で、表2.2.1に示すように、損傷頻度の総平均は約0.6%で前回の約1%に減少している。これは、今回の対象船が建造された頃から、スロット周辺の損傷防止について、種々の配慮がなされはじめたためと推定される。

調査資料から知りうる損傷防止対策で顕著なものは、後述のようにカラー装着率の増加で、スチフナ基部最大応力 $\sigma_{max}$ 、および平均応力 $\sigma_{mean}$ がともに相当大幅に減少している。なお、 $\sigma_{max}$ および $\sigma_{mean}$ のバラツキが小となり、基部の応力が極端に高いスチフナの数が減少していること、また $\sigma_{max}$ の平均値と $\sigma_{mean}$ の平均値の比がわずかであるが減少していること等から、カラーの装着位置、スチフナ基部の形状等にも損傷防止についての若干の配慮がはらわれているのではないかと推定される。

損傷頻度低下の原因として、他に今回の調査船の調査時の船令が4年未満であったことも考えられる。しかし、前回の船令が2年未満のタンカーの損傷発生頻度と、今回の同条件のそれを比べてもはるかに低いから、船令が大きく影響しているとは言えない。

今回の調査船が船令4年以上に達したときに、前回と同様の損傷発生を見るかという問題は推定が難しいが、最悪条件を考えて前回と同じ様に損傷発生が山が船令3~4年であらわれる(今回の調査では同期間の損傷頻度は0となっている)としても、今回の調査結果から外挿する限り、この期間の損傷頻度は前回より相当低くなると言える。

前回の調査では損傷の大部分のものはスチフナ基部の損傷で、ウェブのクラックをともなったものを加えると全体の85%を超えるものがこの種の損傷であった。今回はさらにその傾向が強くなり、一例を除いて総べてスチフナ基部の損傷であった。

なお、前述の試料数が多くないということは、このような全般的傾向には大きな影響を与えてないものと考えられる。

### (2) 主機の種類による比較

振動がこの種の損傷に影響するのであれば、主機のちがいが損傷頻度に影響を与えられるので、図2.3.1(1)~2.3.1(2)に示す比較を行なった。

今回の対象船ではディーゼル船はわずか4隻であるのでディーゼル船の結果は若干問題がある。前回の結果とあわせ考えると、損傷頻度に主機のちがいによって有意の差は現われないと見るのが妥当といえる。

#### 3 就航年による比較

今回は船令4年未満の結果しか得られなかったが、図2.3.2(1)に示すように船令3年までは就航年数が長くなるにしたがい、損傷頻度は漸増している。船令3~4年では逆に損傷頻度は0となっているが、これは1隻だけの調査結果で精度はよくない。就航年による損傷頻度の変化を主機別に比較すると図2.3.2(2)のようになる。前年度の結果と比べると、一定の傾向は見出せない。

#### 4 船長方向分布

振動が損傷発生を助けるのであれば、船尾側の損傷頻度が高くなると思われるので、船長方向分布を調べた。今回は試料数が前回ほど多くないので、相当偏った結果が得られている場合もあると見られる。

図2.3.3(1)~2.3.3(3)に主機別、就航年別、タンクの種類別に調べた結果を示す。船尾部の損傷頻度は他の

部分より高いと言えるが前回ほど顕著ではない。今回の調査では船首部に頻度の高い個所が認められ、図 2.3.3(2)から判断すると損傷は船令2年以上で発生している。ただし、これは試料数が少ないためであらわれた結果かどうかは、目下のところ不明である。

図 2.3.3(4-i)～2.3.3(4-iii)に部材および船底横桁の区分位置別に調べた結果を示す。B4部の分布形は全般的に船尾側が高く、船尾端、中央部船尾側、船首部中央に山が見られ、損傷頻度は前回と比較にならないが、形には若干の共通点が認められる。B2部、B5部の分布形には前回の分布形と共通した点は少ない。B5部は船首部中央に山が存在するが、これは見方によっては前回にも認められる。いずれの場合も損傷頻度の差が大きく、比較が難しい。

#### 5 タンクの種類による比較

図 2.3.4にタンクの種類による損傷頻度の変化を調べた結果を示す。バラスト専用タンクの損傷頻度は、貨物油タンクより高いが、差は無視できる程度である。バラスト兼用タンクの損傷頻度は0であるが、これは試料数が少ないためと思われる。

#### 6 部材および区分位置別の比較

図 2.3.5(1)～2.3.5(4-ii)に区分位置別の損傷頻度を、タンクの種類別調べた結果を示す。全般的に損傷頻度は前回より大幅に低下しているが、特にB4部は顕著である。船底横桁の分布形は変化し、舷側タンクでは前回はB2部の損傷頻度が他より高かったが、今回はB3部のほうが高く、中央のバラスト専用タンクではB5部の損傷頻度がB4部より高くなっている。ただし、後者の結果はNが小さく余り信頼できない。

#### 7 スロット近傍構造による比較

図 2.3.6(1-i)～2.3.6(1-vi)にカラーの有無による損傷頻度の変化を示す。就航年数、部材等の如何を問わず、常にカラーを装着した場合のほうが相当損傷頻度は低く、その補強効果は歴然としている。

図 2.3.6(2)は平鋼スチフナと倒れ止めブラケットの損傷頻度を比較したもので、ブラケットの方が頻度が低い。図 2.3.6(3)はスチフナ基部の切欠きの有無による損傷頻度の変化を示したもので、切欠きのないほうが頻度は低い。図 2.3.6(4)はスチフナ基部にRを付けた場合の損傷頻度の変化で、Rを付けたほうが頻度は低い。これらは大体前回の結果と一致する。

図 2.3.6(5)に示すように、カラーを装着している場合は、バックブラケットで補強した場合は損傷頻度は低下しているが、カラーを装着していない場合は補強効果があらわれてない。しかし、前年度において損傷したスチフナをバックブラケットで補強した場合の損傷再発率はカラーで補強した場合よりも低く、効果は顕著であったし、本部会で実施している疲労試験等においてもバックブラケットの補強効果は認められている。このような結果が得られたのは試料数(N=619)が少なかつたためと推定される。

今回は船底ロンジにL型のものはないため、ロンジの形状による比較は実施できなかった。

#### 8 スロットの向きによる比較

図 2.3.7は船底横桁の損傷頻度のスロットの向きによる変化を示す。スロットは舷側タンク内では外舷向き、中央タンク内では中心線向きにする方がスチフナ基部応力の上限值は低下し、損傷発生率は低下すると見られるが、今回の結果は全くこれと一致している。また、区分位置別に見ても基部応力が高くなる部分の頻度が大体高くなっている。

前回は鉾石船、鉾油兼用船では今回と同様の結果が得られたが、タンカーでは得られなかった。結果がこのように異なるのは、前述の損傷頻度、その分布形の変化等からみて、船底部の損傷の様相が大きく変化してきたためと推定される。

#### 9 タンクの構造配置による比較

図 2.3.8 に中央タンクにおける船底横桁の損傷頻度が、センターガーダの有無によってどのように変化するかを示す。頻度はセンターガーダのないほうが低く、これは前回の結果と一致する。

ストラット数は対象船が総べて 2 本のため、ストラット数による損傷頻度の変化は比較できなかった。

## 2.4 スチフナ基部応力と損傷発生率との関係

### 2.4.1 スチフナ基部の応力

スチフナ基部の応力計算に際しては、前年度（昭和 46 年度）と同様に、スロット対策懇談会報告書（日本造船学会誌 505 号参照、昭 46.7 発行）記載の三井造船千葉研究所提案の計算式を採用した。

計算にあたって設定した諸条件は、前年度と全く同一である。（昭和 46 年度報告書参照）

計算の対象としては、BOTTOM TRANS のみを採りあげることとした。本年度の計算供試船は、約 16 万トン以上の大型タンカー 13 隻である。応力計算の結果として、表 2.4.1 にスチフナ基部の平均応力を、表 2.4.2 にスチフナ基部の最大応力を区分位置別に示す。

表 2.4.1(1) スチフナ基部平均応力

単位：Kg/mm<sup>2</sup>

船名	肋骨心距 (mm)	(2) タイプ	(1) カラー	区 分 位 置					
				B 1	B 2	B 3	B 4	B 5	B 6
A	4,920	C	N						
			W	8.19	8.19			8.19	
B	4,920	C	N	3.137		7.11			
			W	14.05		14.05			
	4,000	C	N	25.50		5.78			
			W	11.43		11.43			
C	4,920	C	N						
			W	10.28	12.76			9.18	
	4,000	C	N						
			W	8.35	10.38			7.46	
D	5,350	C	N		14.04				
			W		10.76				
		D	N	13.86		3.81			
			W	6.46		10.76			
	2,450	C	N		6.43				
			W		4.93				
		D	N	6.35		1.75			
			W	2.96		4.93			
	5,150	C	N		13.51				
			W		10.36				
		D	N	13.34		3.67			
			W	6.21		10.36			
3,350	C	N		8.79					
		W		6.74					
	D	N	8.68		2.39				
		W	4.04		6.74				

表 2. 4. 1 (2)

船名	肋骨心距 (mm)	(2) タイプ	(1) カラー	区 分 位 置					
				B 1	B 2	B 3	B 4	B 5	B 6
E	4,920	C	N	2 88 8	17.6 8	6.47	13.5 2	13.3 7	12.8 1
			W	12.7 6	12.7 6		9.6 1	9.6 1	9.6 1
	4,000	C	N	23.4 8	14.3 7	5.2 6	10.9 9	10.8 7	10.4 1
			W	10.3 8	10.3 8		7.8 1	7.8 1	7.8 1
F	5,000	P	N						
			W	5.3 0	5.3 0			5.3 0	
G	5,000	P	N						
			W	6.2 2	6.2 2				
H	4,500	C	N				14.0 6	13.4 6	13.3 4
			W				9.5 8	9.5 8	9.5 8
I	4,500	C	N	4.0 9	10.0 7	16.0 5			
			W	7.5 9	7.5 9	7.5 9			
		D	N				8.8 7		
			W				5.9 8	9.8 4	
	3,400	C	N	3.0 9	7.6 1	12.1 3			
			W	5.7 3	5.7 3	5.7 3			
D		N				6.7 0			
		W				4.5 2	7.4 4		
J	4,500	C	N	17.7 6	11.2 3	4.6 9			
			W	8.4 1	8.4 1	8.4 1	9.4 6	9.4 6	9.4 6
	5,000	C	N	19.7 4	12.4 8	5.2 1			
			W	9.3 4	9.3 4	9.3 4	10.5 1	10.5 1	10.5 1
K	4,830	C	N	22.0 9	13.6 1	5.1 4	11.6 7	12.3 2	12.4 5
			W				9.7 9	9.7 9	9.7 9
L	5,610	C	N	5.6 9	13.3 4	20.9 8			
			W	9.8 7	9.8 7	9.8 7	9.3 4	9.3 4	9.3 4
M	4,375	D	N						
			W	4.8 8	9.1 6				
	4,375	S	N						
			W			3.5 0			
	5,200	D	N						
			W	5.8 0	10.8 9				
S		N							
		W			4.1 6				

(1) カラー : { N ..... カラー無し  
W ..... カラー付き

(2) タイプ :

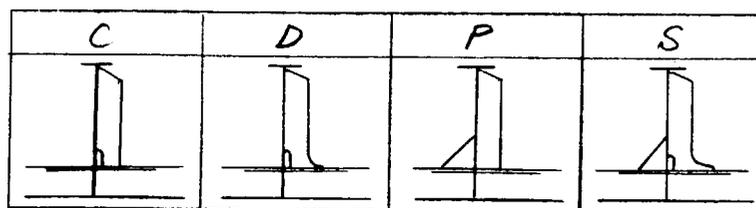


表 2.4.2(1) スチフナ基部最大応力

単位:  $\text{Kg}/\text{mm}^2$ 

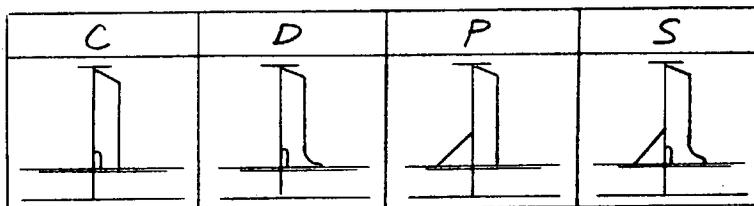
船名	肋骨心距 (mm)	(2) タイプ	(1) カラー	区 分 位 置					
				B 1	B 2	B 3	B 4	B 5	B 6
A	4,920	C	N						
			W	47.71	47.71			47.71	
B	4,920	C	N	187.94		42.60			
			W	84.21		84.21			
	4,000	C	N	152.80		34.64			
			W	68.46		68.46			
C	4,920	C	N						
			W	59.89	76.47			53.64	
	4,000	C	N						
			W	48.69	62.17			43.61	
D	5,350	C	N		82.24				
			W		63.03				
		D	N	39.80		10.73			
			W	18.54		30.28			
	2,450	C	N		37.66				
			W		28.87				
		D	N	18.23		4.92			
			W	8.49		13.87			
	5,150	C	N		79.17				
			W		60.68				
		D	N	38.31		10.33			
			W	17.85		29.15			
	3,350	C	N		51.50				
			W		39.47				
		D	N	24.92		6.72			
			W	11.61		18.96			
E	4,920	C	N	173.05	105.91	38.76	78.98	78.12	74.83
			W	76.47	76.47		56.16	56.16	56.16
	4,000	C	N	140.69	86.10	31.52	64.21	63.51	60.84
			W	62.17	62.17		45.66	45.66	45.66
F	5,000	P	N						
			W	26.44	26.44			26.44	
G	5,000	P	N						
			W	31.96	31.96				
H	4,500	C	N				77.90	74.55	73.87
			W				53.04	53.04	53.04
I	4,500	C	N	22.73	56.00	89.26			
			W	42.18	42.18	42.18			
		D	N				58.72		
			W				39.57	71.48	

表 2. 4. 2 (2)

船 名	肋骨心距 (mm)	(2) タイプ	(1) カラー	区 分 位 置					
				B 1	B 2	B 3	B 4	B 5	B 6
I	3,400	C	N	17.17	42.31	67.44			
			W	31.87	31.87	31.87			
		D	N				44.37		
			W				29.90	54.00	
J	4,500	C	N	139.64	88.26	36.89			
			W	66.11	66.11	66.11	77.08	77.08	77.08
	5,000	C	N	155.15	98.07	40.99			
			W	73.45	73.45	73.45	85.64	85.64	85.64
K	4,830	C	N	180.04	110.97	41.91	95.16	100.43	101.49
			W				79.77	79.77	79.77
L	5,610	C	N	41.75	97.78	153.82			
			W	72.38	72.38	72.38	67.43	67.43	67.43
M	4,375	D	N						
			W	13.61	23.54				
	4,375	S	N						
			W			18.10			
	5,200	D	N						
			W	16.18	27.98				
S		N							
		W			21.51				

註 (1) カラー : { N..... カラー無し  
W..... カラー付き

(2) タイプ :



2.4.2 応力と損傷率

表 2. 4. 3 に船令を加味した各船の区分位置別の損傷発生率を示す。図 2. 4. 1 ~ 図 2. 4. 16 は、スチフナ基部応力と損傷発生率との関係を示したもので、図 2. 4. 1 ~ 図 2. 4. 2 は、スチフナ基部の平均応力と損傷率、図 2. 4. 3 ~ 図 2. 4. 16 はスチフナ基部の最大応力と損傷率との関係を示す。

なお、図中に用いた記号および区分位置は次の通りである。

記 号	タ イ プ	損傷発生率
⊙	スチフナ、カラー無し	PS
△	スチフナ、カラー付き	PS

ここに、

$$PS = 100 \times \frac{S (\text{スチフナ基部のクラック発生スロット数})}{N (\text{対象区分位置内のスロット総数、両舷分})}$$

区分位置

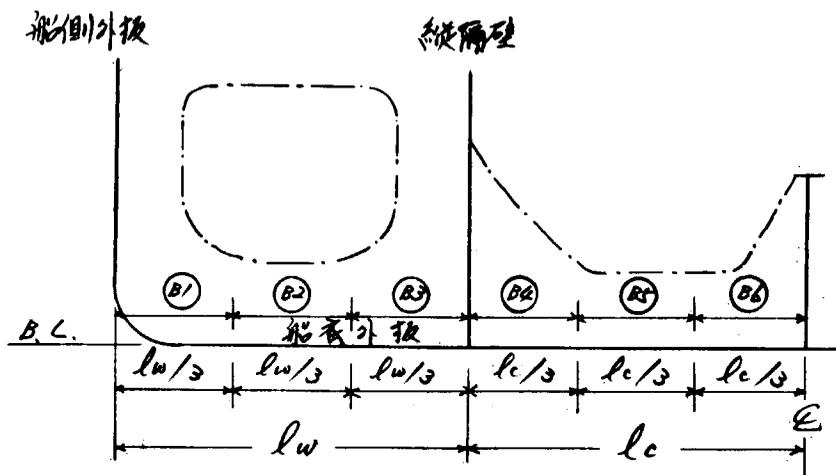


表 2.4.3 損傷発生率

船令	船名	区分	損傷発生率 (%)							
			COLLAR無し				COLLAR付き			
			PS	PW	PB	PT	PS	PW	PB	PT
二 年 以 上	B	B 1	5.550	0.0	0.0	5.550	1.490	0.0	0.0	1.490
		B 2	16.667	0.0	0.0	16.667	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 3	27.778	0.0	0.0	27.778	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 4	32.500	0.0	0.0	32.500	15.000	0.0	0.0	15.000
		B 5	0.0	0.0	0.0	0.0	0	0.0	0.0	0.0
		B 6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	L	B 1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 4					1.720	0.0	0.0	1.720
		B 5					0.0	0.0	0.0	0.0
		B 6					0.0	0.0	0.0	0.0
	H	B 1								
		B 2								
		B 3								
		B 4	12.500	0.0	0.0	12.500	3.125	0.0	0.0	3.125
		B 5	50.000	6.250	0.0	56.250	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
二 年 未 満	K	B 1	0.0	0.0	0.0	0.0				
		B 2	0.0	0.0	0.0	0.0				
		B 3	0.0	0.0	0.0	0.0				
		B 4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 6	20.833	0.0	0.0	20.833	0.0	0.0	0.0	0.0

船令	船名	区分	損傷発生率 (%)							
			COLLAR無し				COLLAR付き			
			PS	PW	PB	PT	PS	PW	PB	PT
二年 未 満	B	B 1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 2	4.760	0.0	0.0	4.760	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 3	14.280	0.0	0.0	14.280	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 4								
		B 5								
		B 6								
	L	B 1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 2	1.630	0.0	0.0	1.630	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 3	2.450	0.0	0.0	2.450	0.0	0.0	0.0	0.0
		B 4					5.550	0.0	0.0	5.550
		B 5					0.0	0.0	0.0	0.0
		B 6					0.0	0.0	0.0	0.0

- $PS = 100 \times \frac{S \text{ (スチフナのクラック発生スロット数)}}{N \text{ (スロット総数、両舷)}}$   
 ○  $PW = 100 \times \frac{W \text{ (ウェブのクラック発生スロット数)}}{N \text{ (スロット総数、両舷)}}$   
 ○  $PB = 100 \times \frac{B \text{ (スチフナ、ウェブ同時にクラック発生したスロット数)}}{N \text{ (スロット総数、両舷)}}$   
 ○  $PT = 100 \times \frac{S+W+B}{N}$

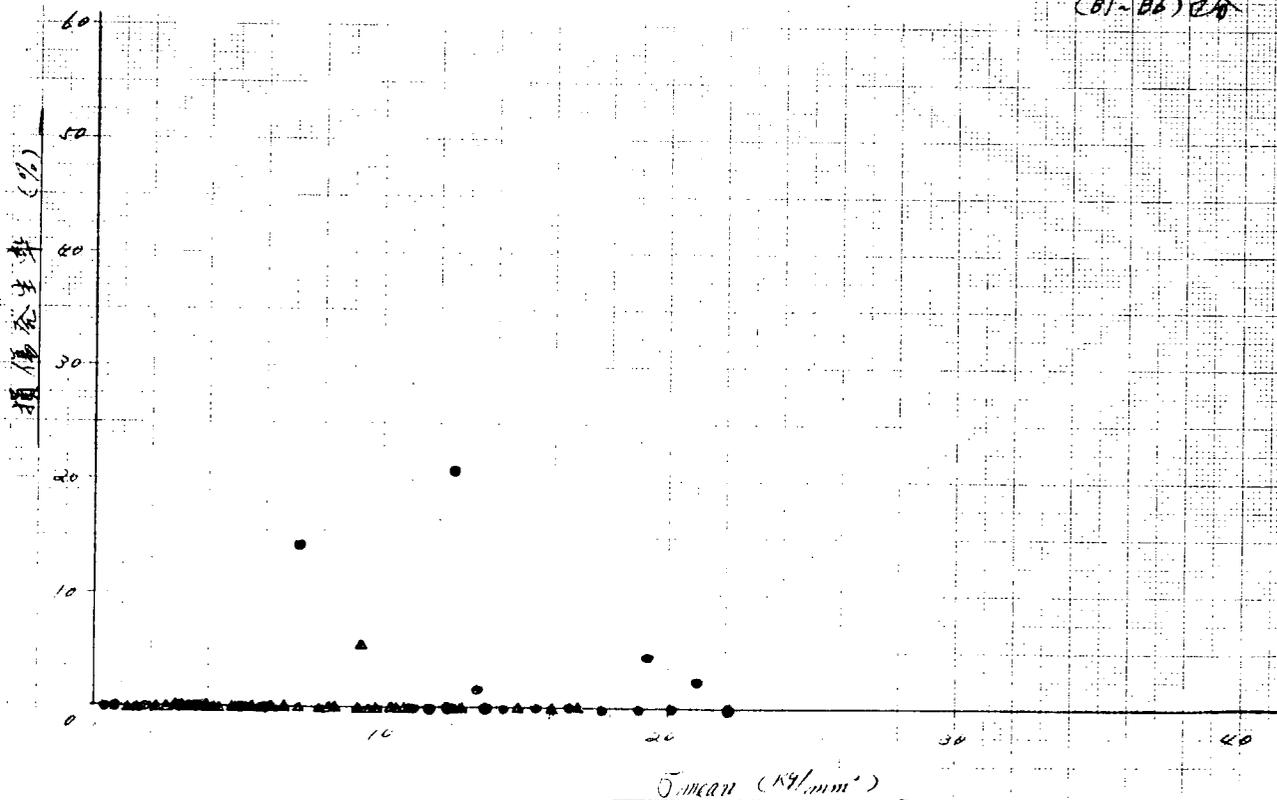


図 2. 4. 1

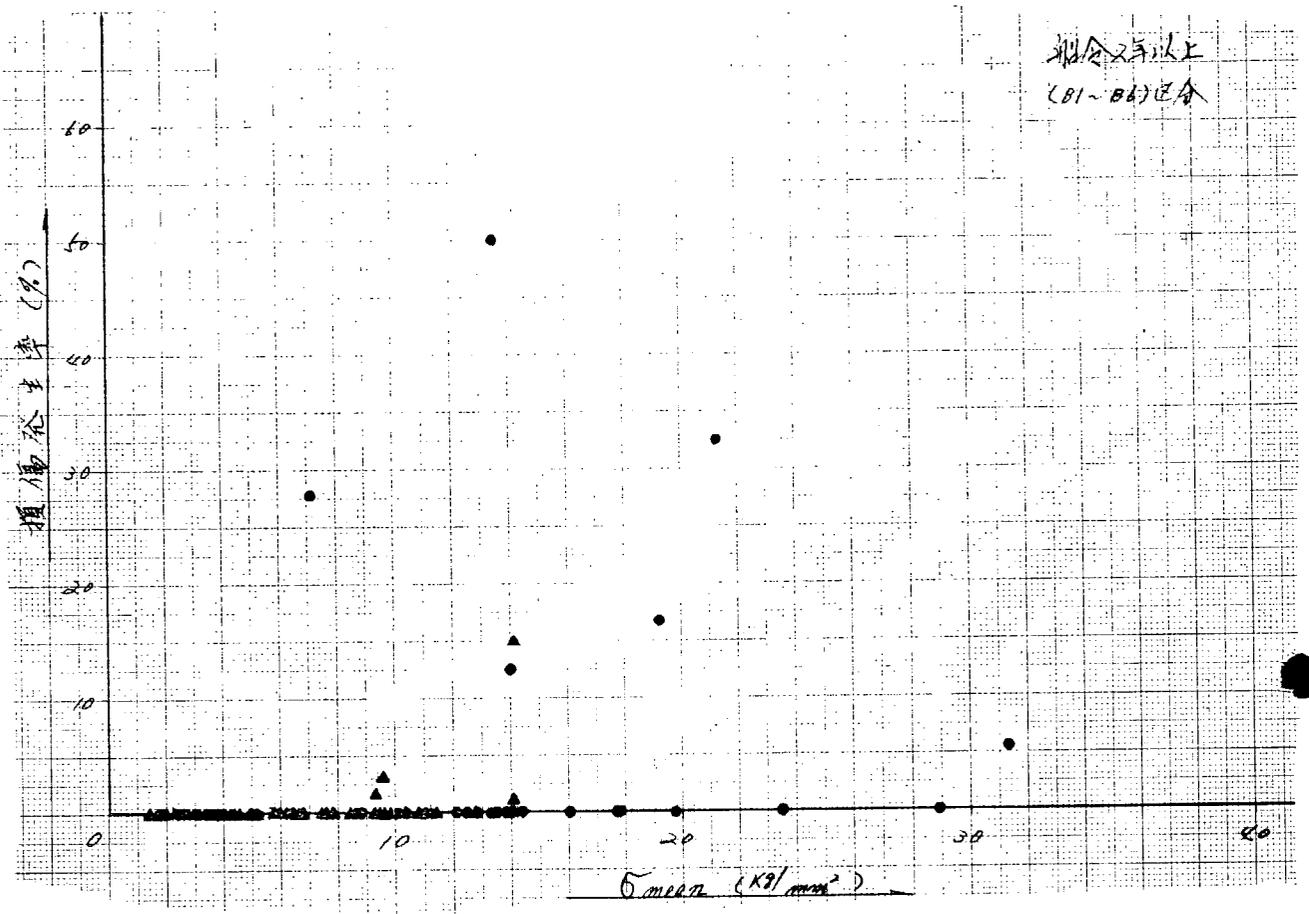


図 2. 4. 2

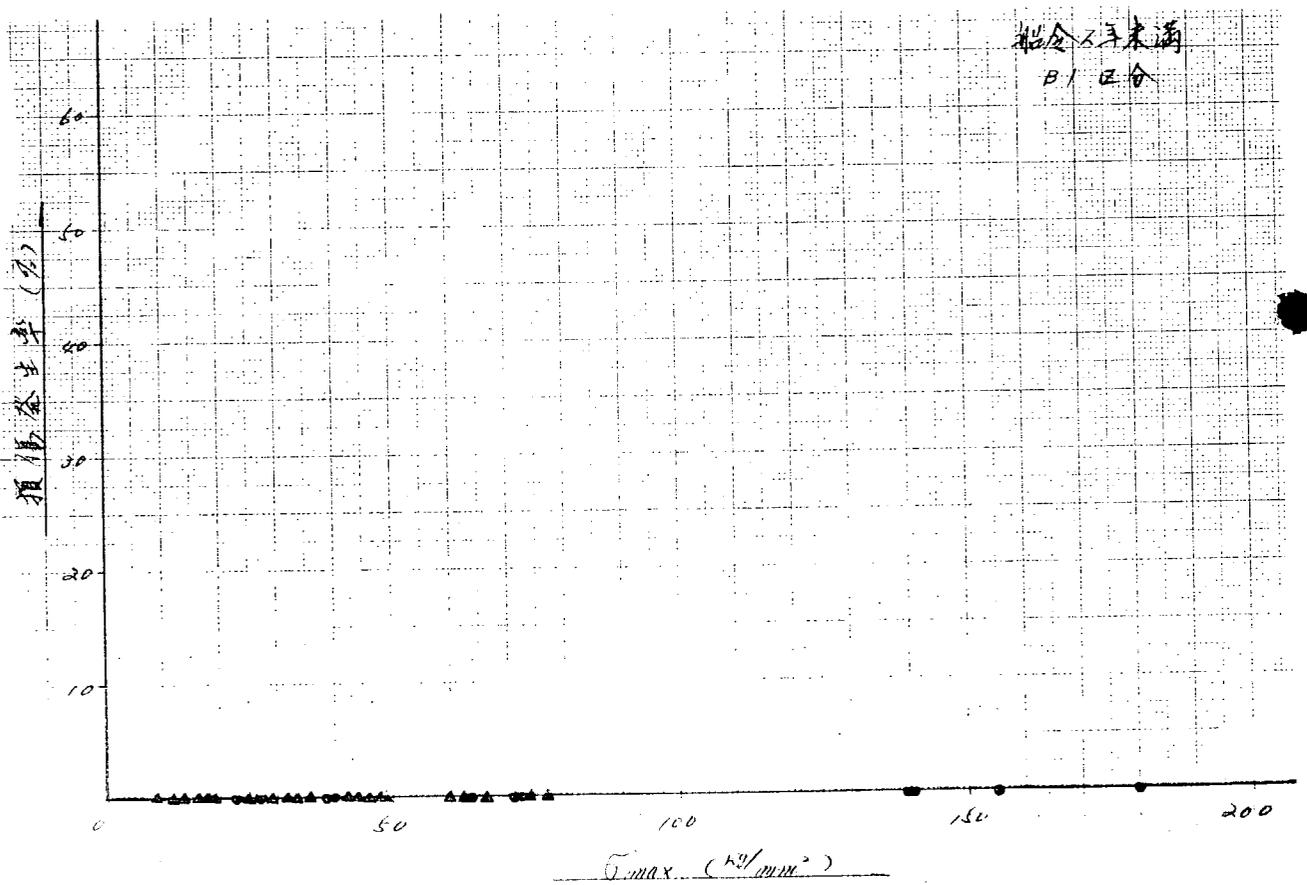


図 2. 4. 3

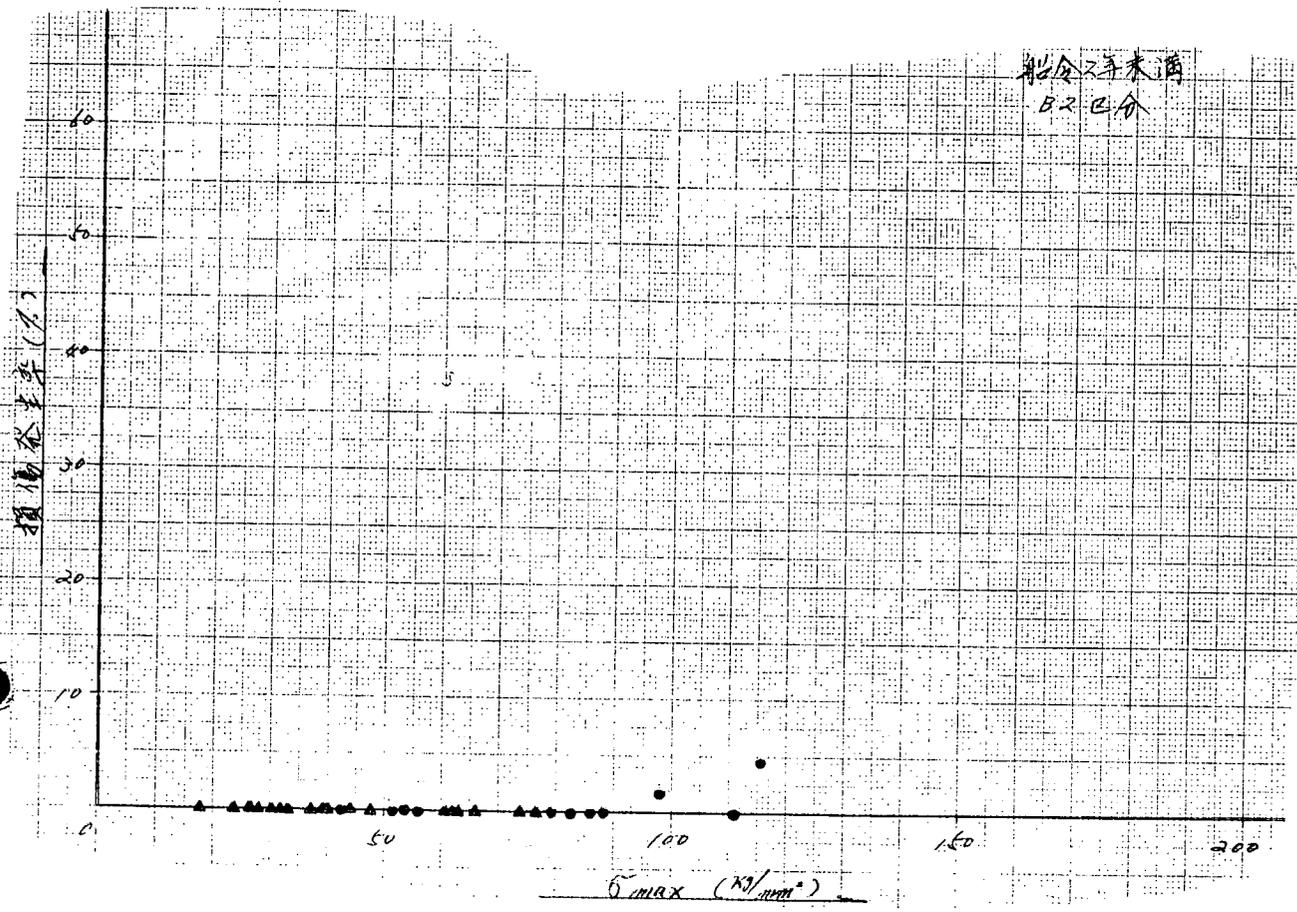


图 2. 4. 4

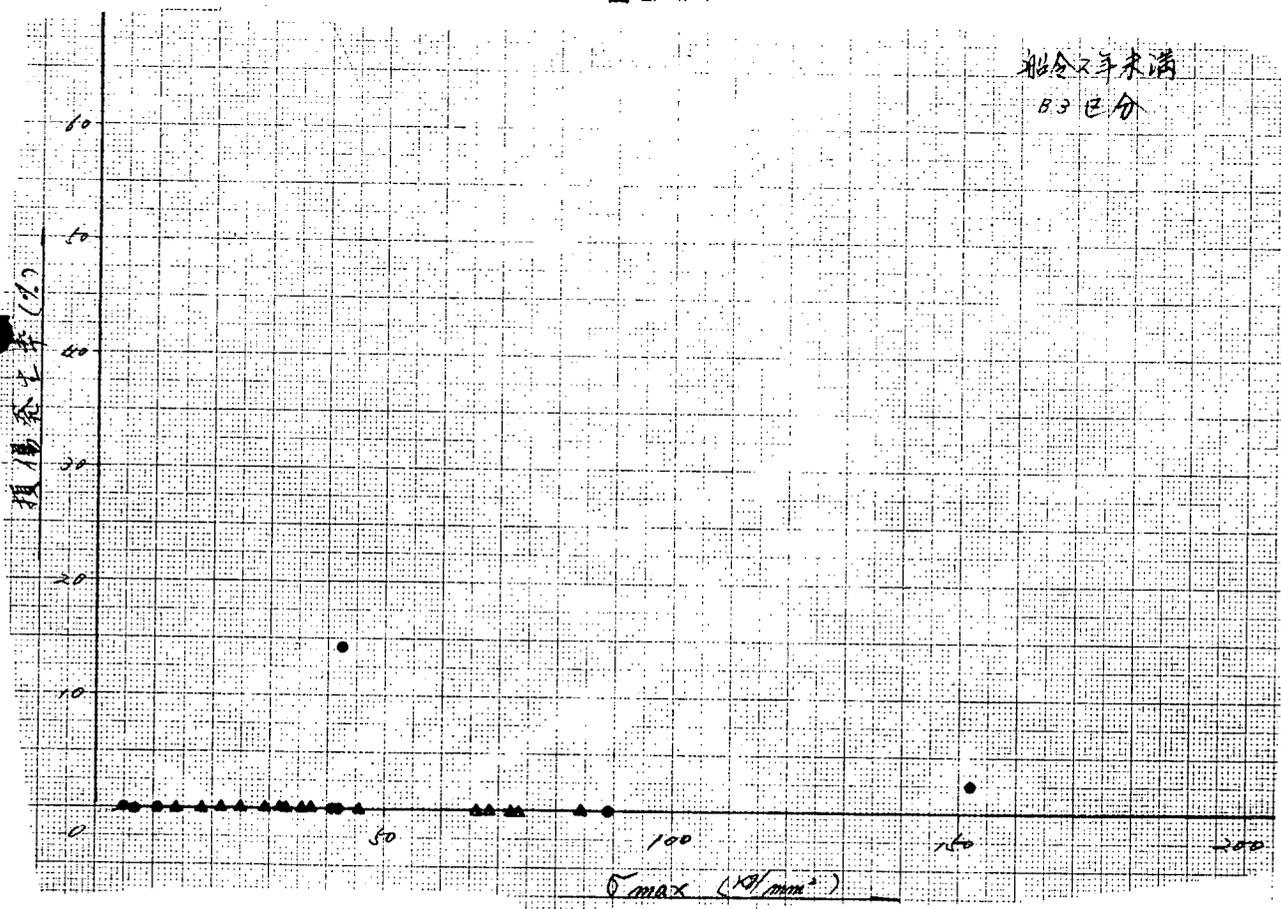


图 2. 4. 5

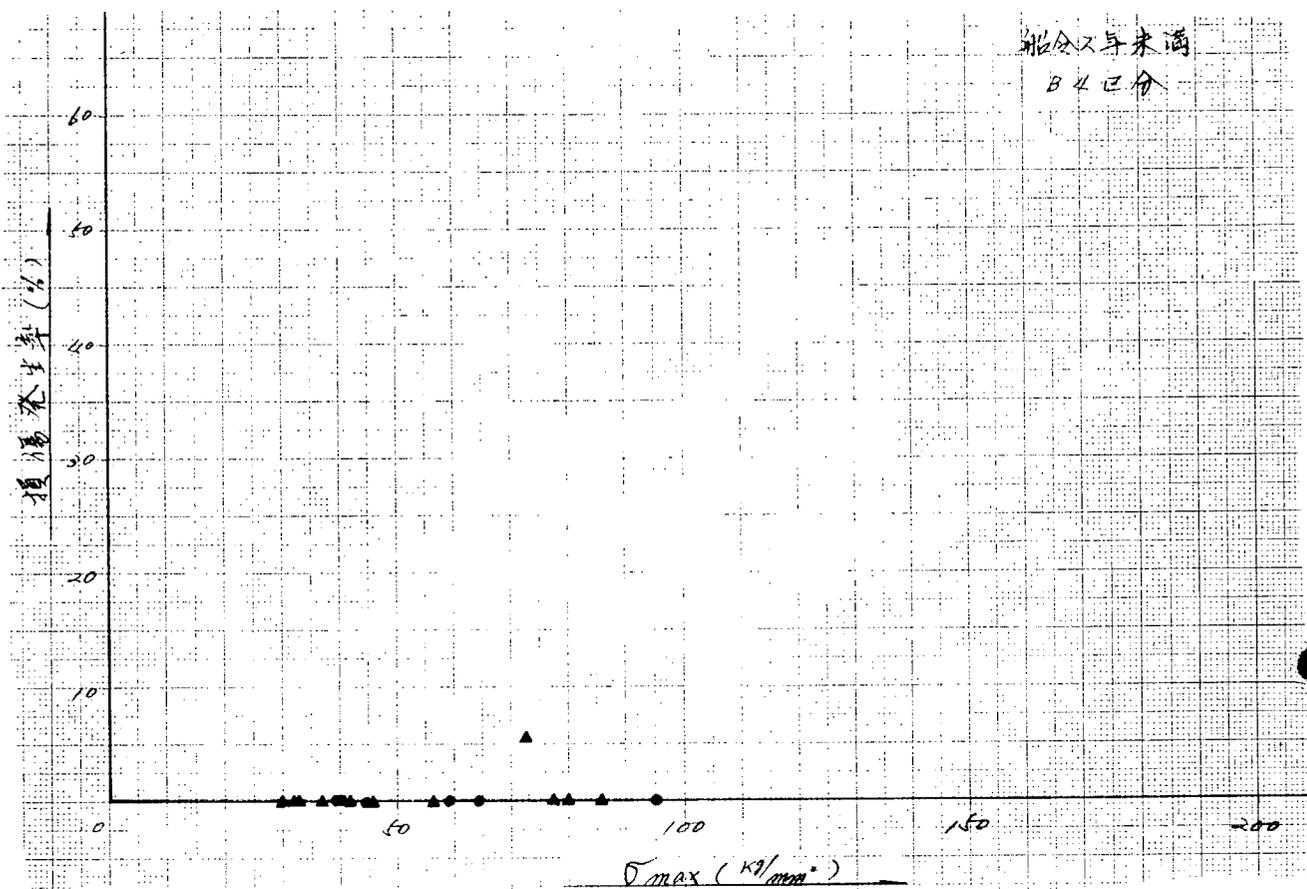


图 2. 4. 6

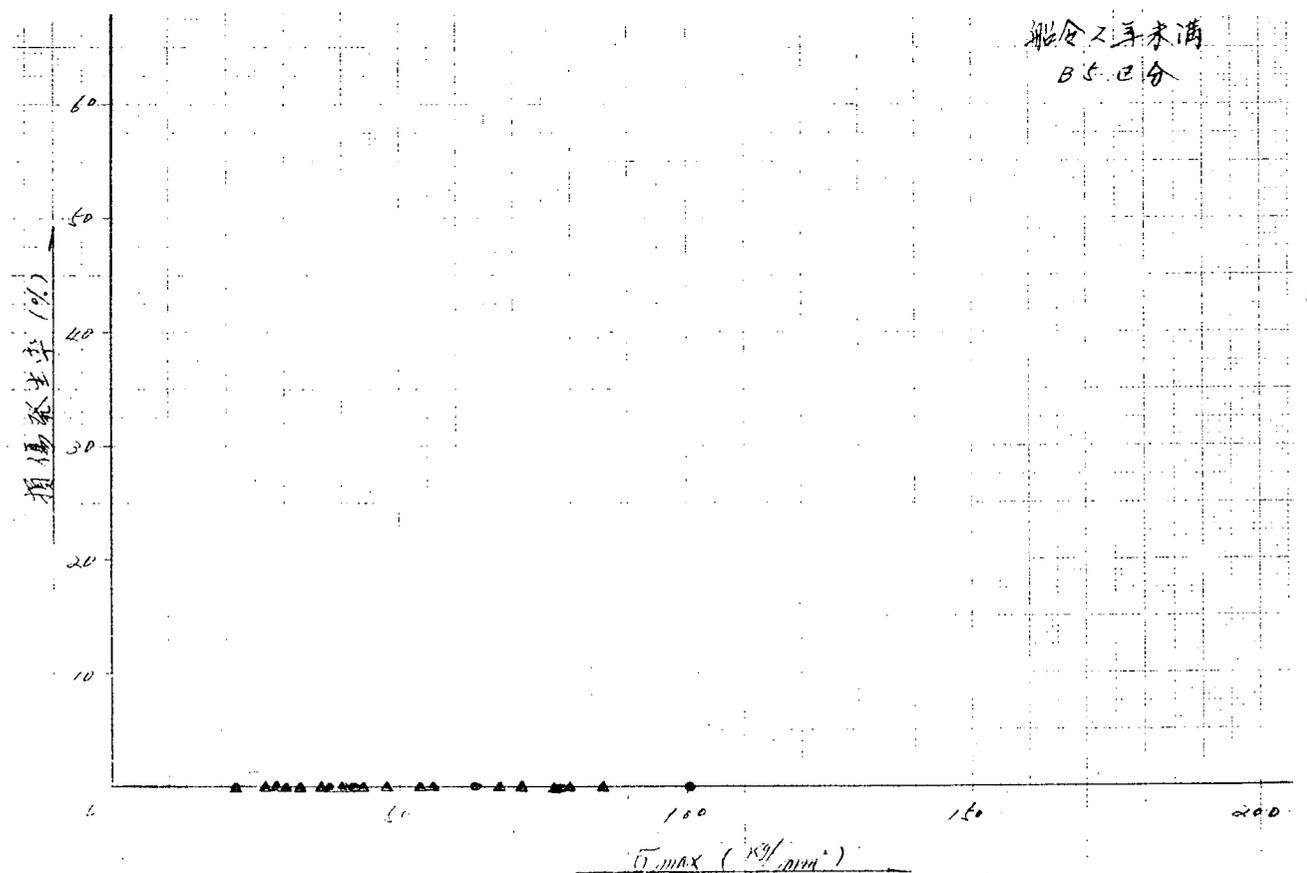


图 2. 4. 7

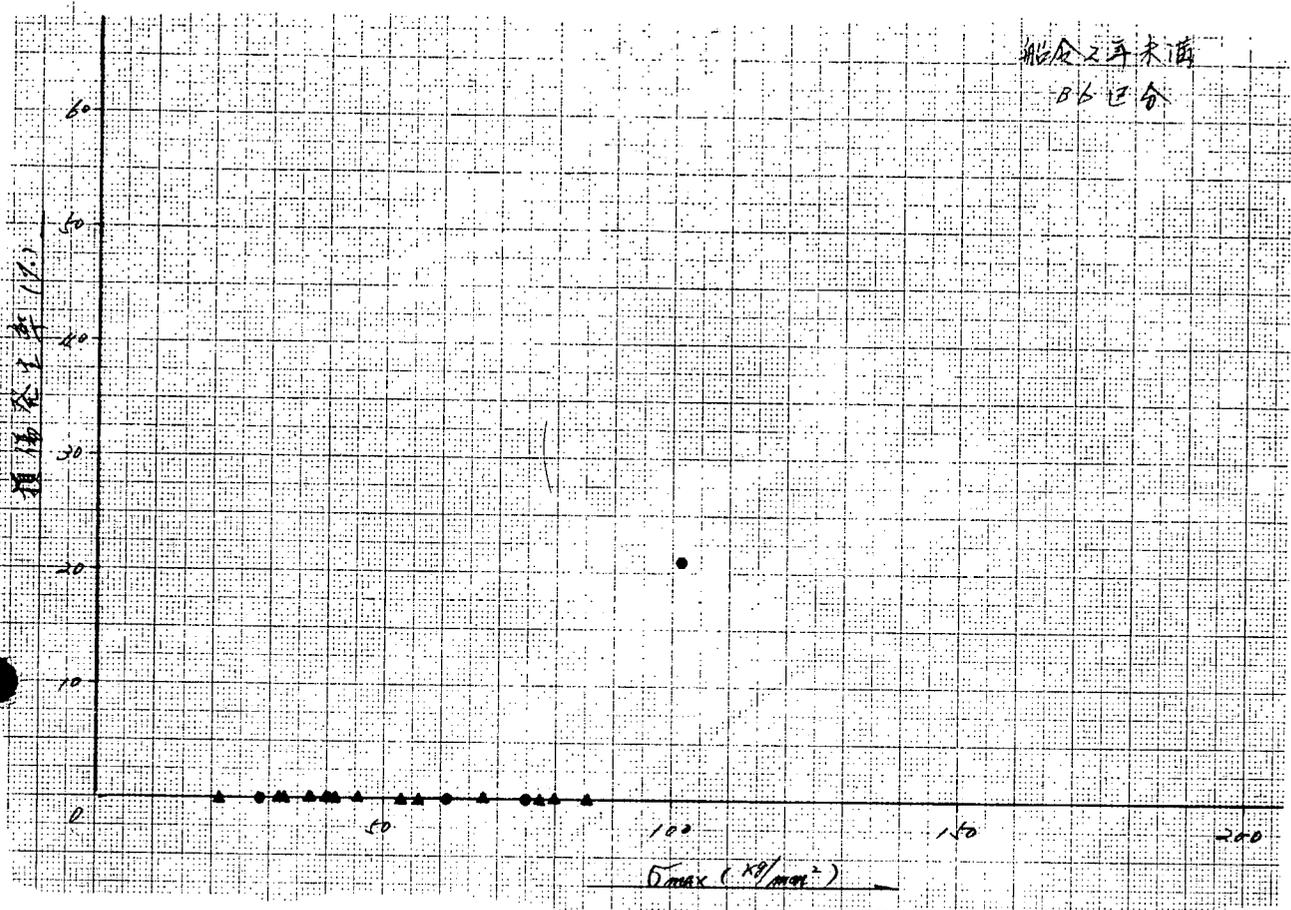


図 2. 4. 8

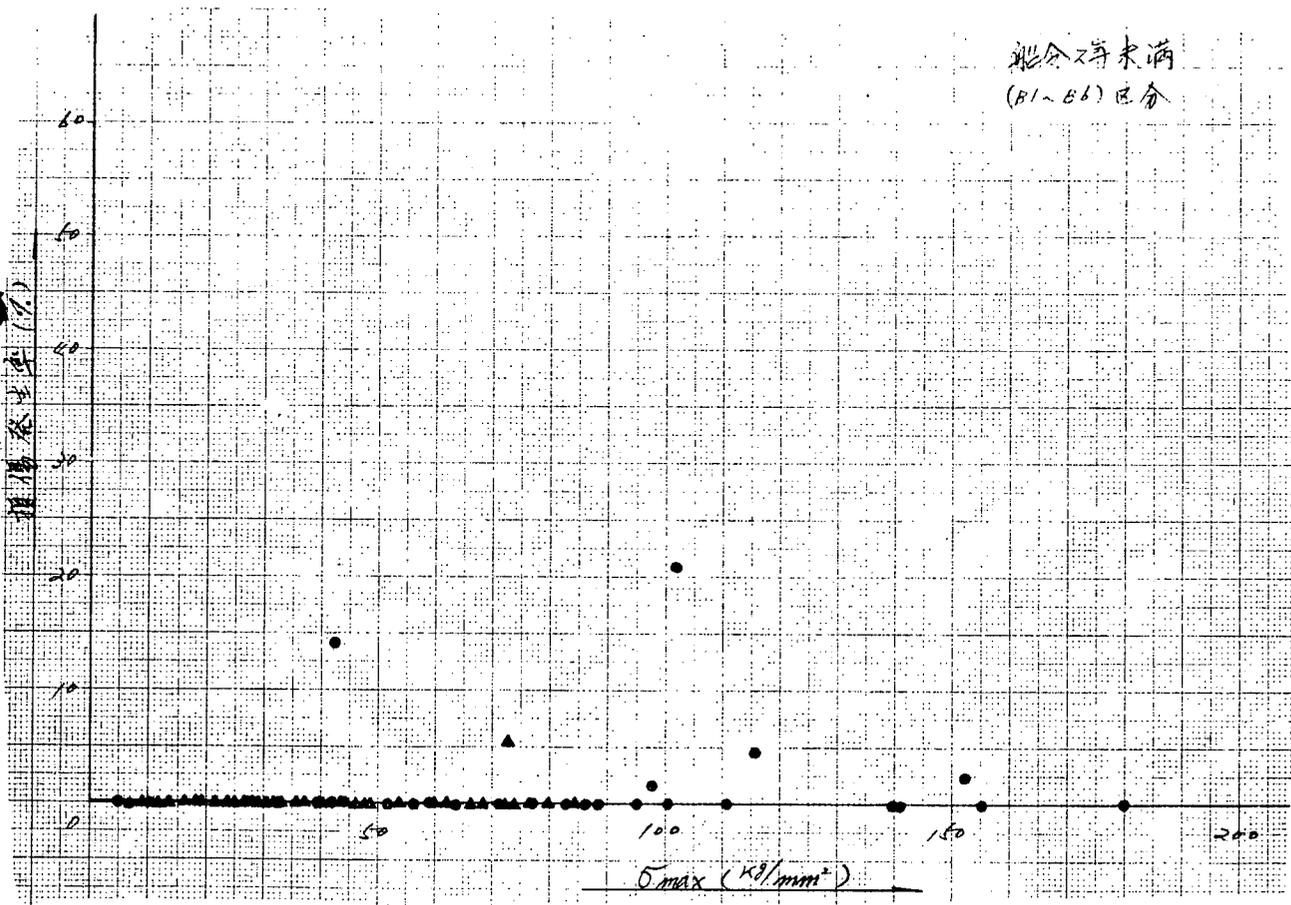


図 2. 4. 9

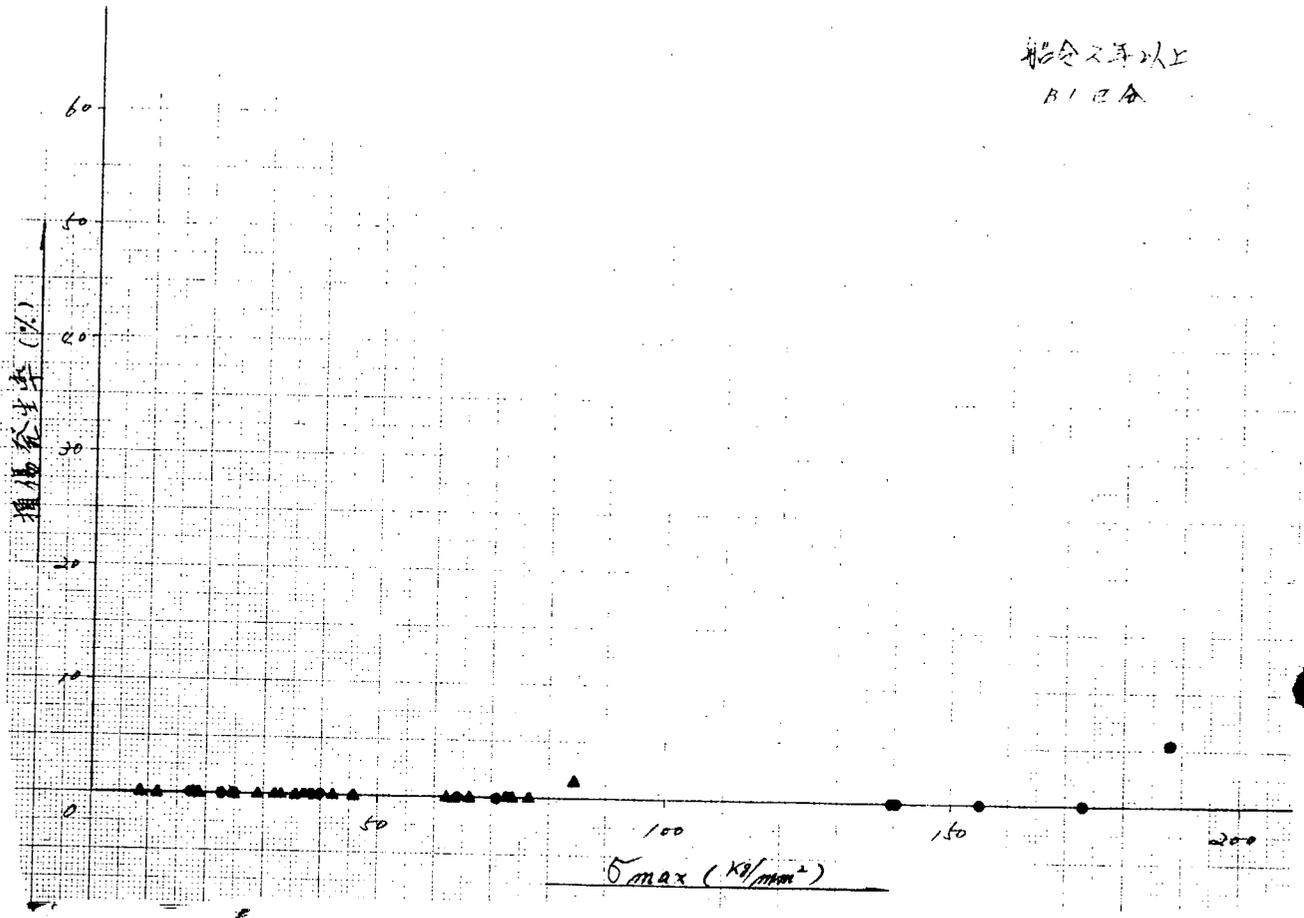


图 2.4.10

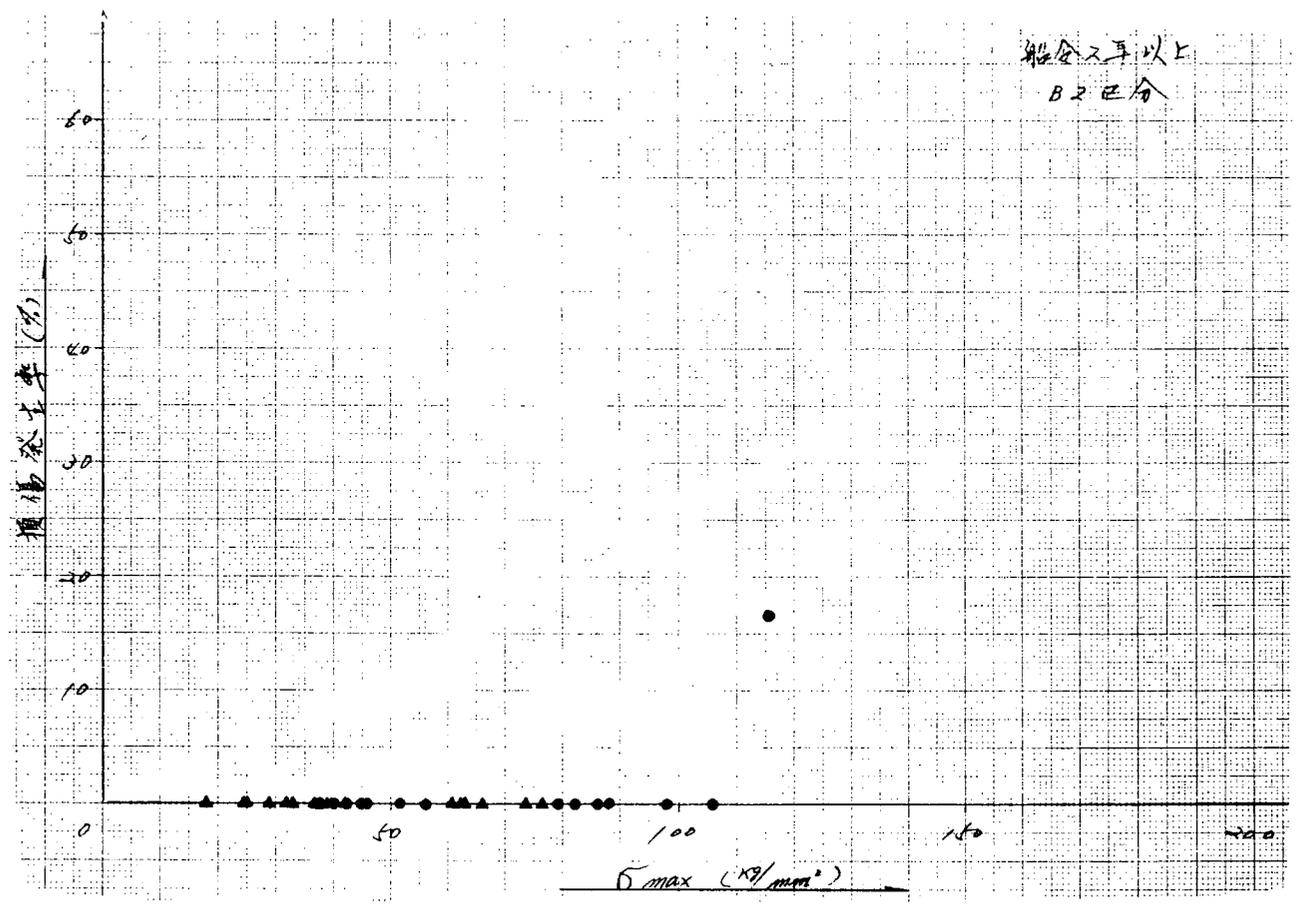


图 2.4.11

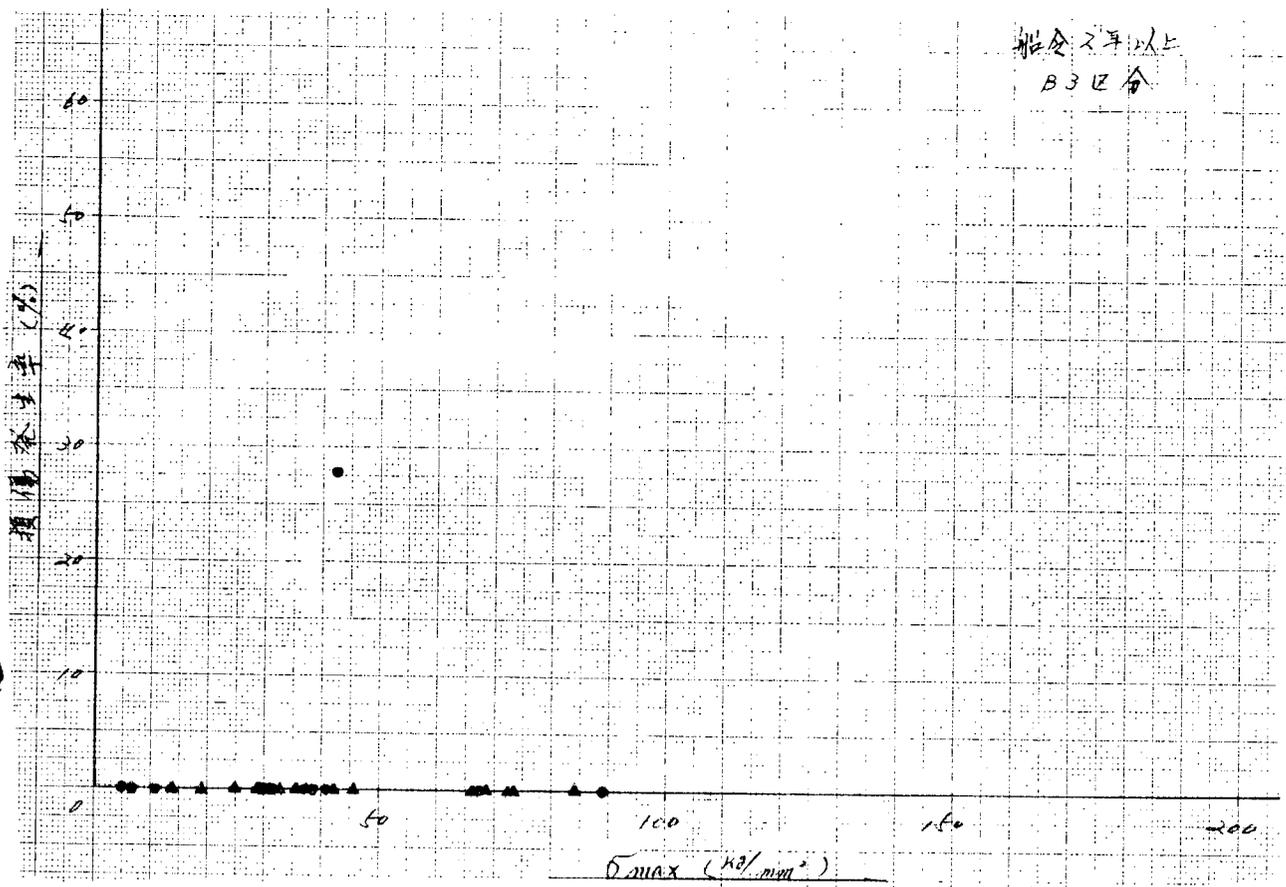


图 2.4.12

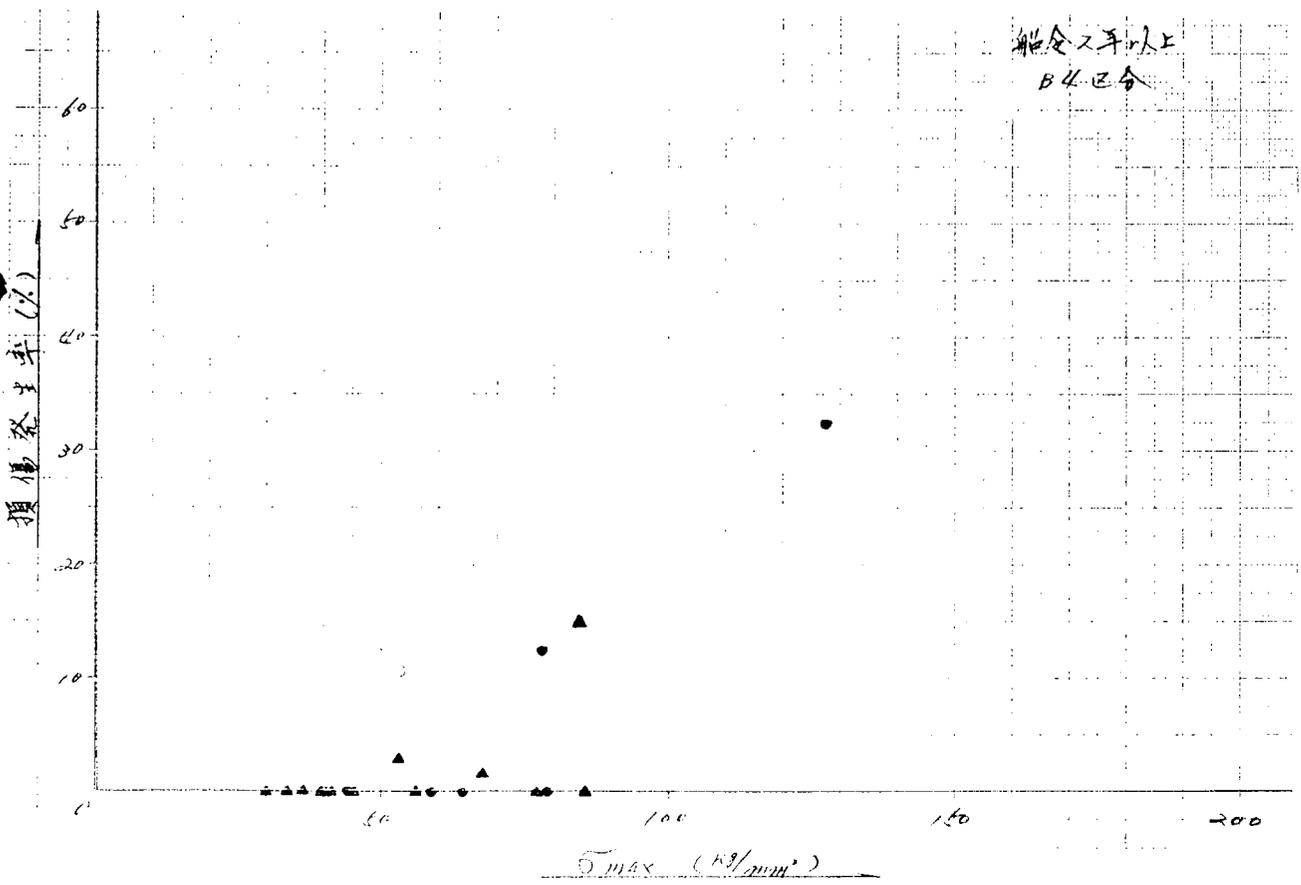


图 2.4.13

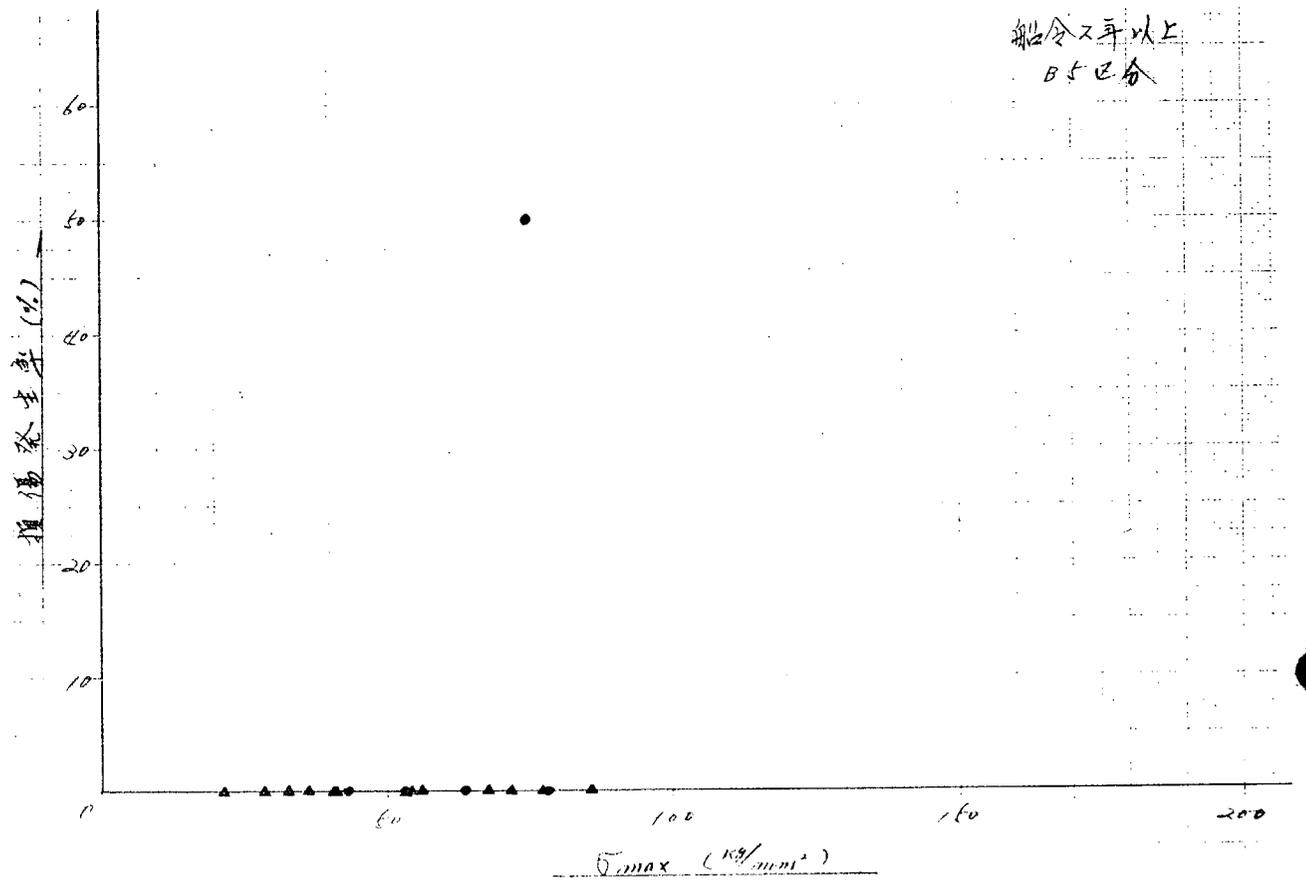


図 2.4.14

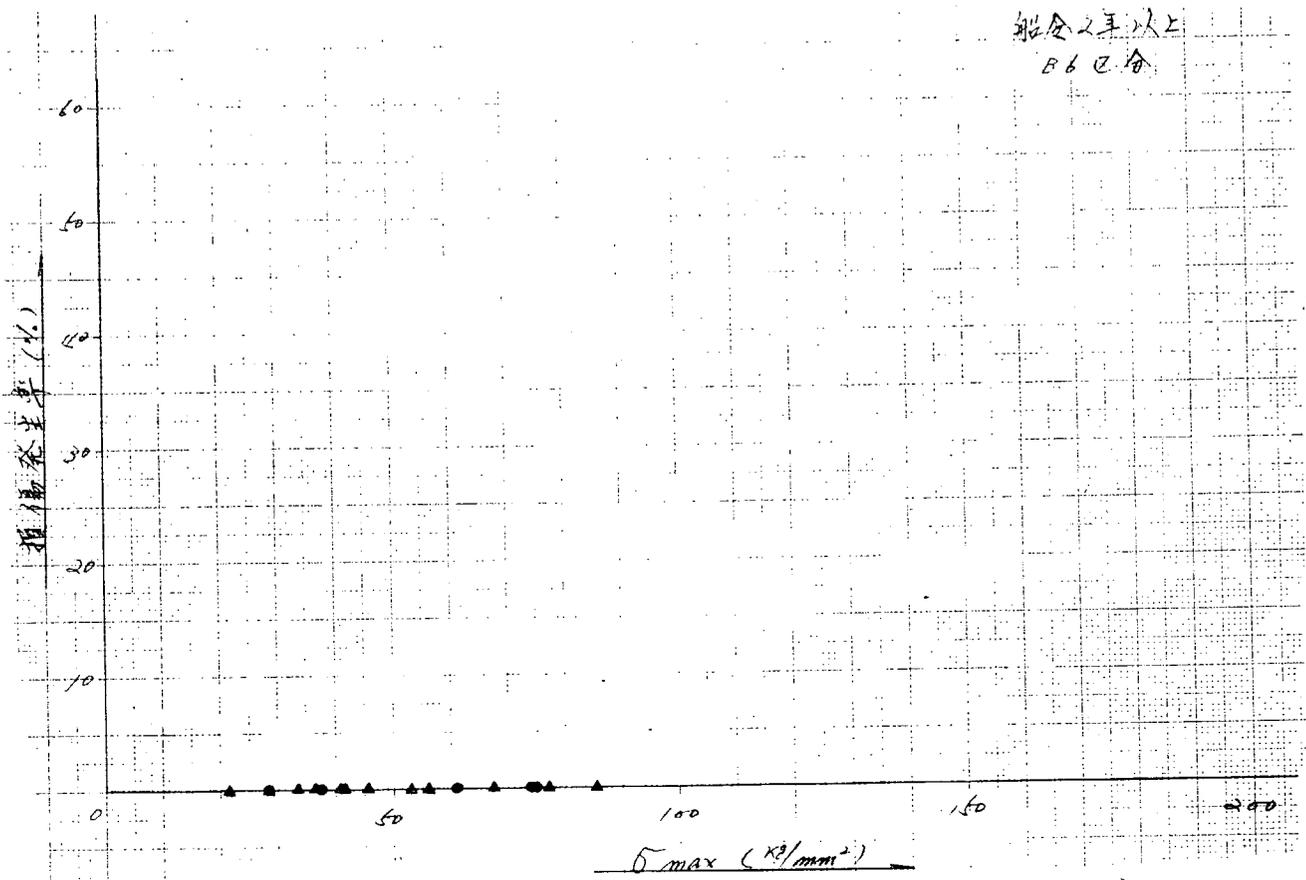


図 2.4.15

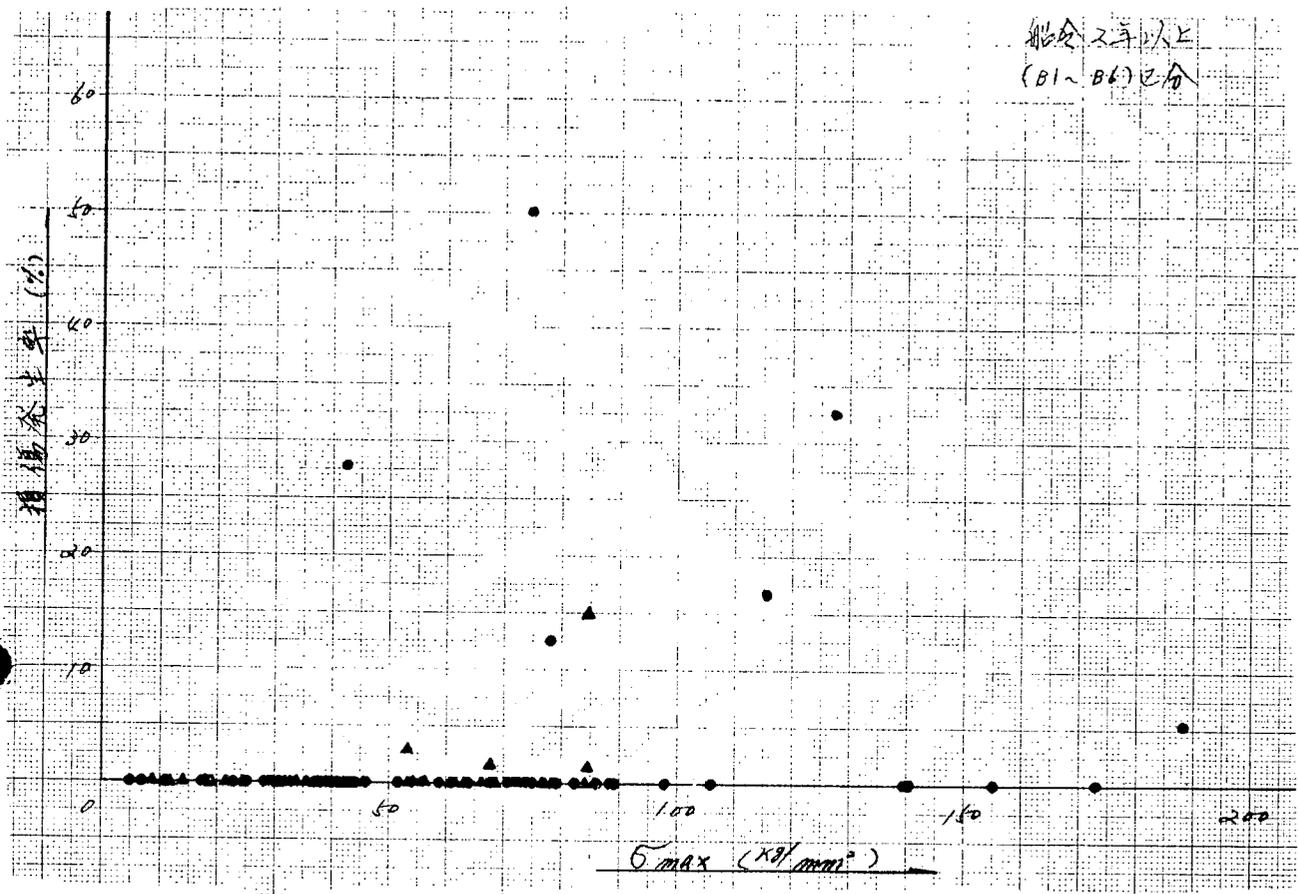


図 2.4.16

### 2.4.3 考 察

本年度の調査において、WEBのSLOT周辺の損傷は、その大部分がWEB STIFFENER基部にCRACKが発生したものであり、WEBの損傷は全体を通じて一例のみであった。

そこで前年度（昭和46年度）と同様に、ここではWEB STIFFENER基部のみの損傷分布傾向について考察を行なう。

最初に、BOTTOM TRANS全体としての傾向をみると、表2.4.3および図2.4.1～図2.4.16等からわかる如く、前回の調査結果に比べて、対象とするスロットの総数および損傷数の少ない嫌いはあるが、概して損傷率が低下していることが認められる。

この原因としては、応力値の低減、カラー装着率の上昇および部材寸法の増加等が挙げられる。

すなわち、応力値について、前年度応力計算を行なったタンカー22隻と、今年度採り上げた13隻とを比較すると表2.4.4～表2.4.5および図2.4.17～図2.4.18のようになる。これらの表からわかるように、前年度と比較して単純平均応力で約24%減、カラー装着率を加味した加重平均応力で約27%減となっており、また、最大応力の単純平均で約32%減、カラー装着率を加味した加重平均で約37%減となっている。

これは、図2.4.17に示す平均応力分布、図2.4.18に示す最大応力分布からも明らかである。また、図中に記した標準偏差値もかなり減少しているが、これは設計の段階で考慮が払われ、高応力値を示すものが減少したためと思われる。

図2.4.19には、図2.4.17および図2.4.18に示す平均応力および最大応力の累積曲線を示しているが、本年度の曲線は前年度までのものに比べて、その勾配が大きく低応力域で飽和状態に達しており、全体的にスチフナ基部応力が低下していることがわかる。

カラー装着率については、表2.4.4および表2.4.5にBOTTOM TRANSのSTIFFENERのみについて算

定した値を示しているが、これによれば、前回の調査時に15.4%であった装着率は、今回、62.0%に増加しており、カラープレートによる補強範囲の拡大が認められる。

これを各船別に分離して比較表示すると、表2.4.6のようになる。さらに、表2.4.6には、各船でみられた損傷スチフナ数も併せ記入してある。この表からわかるように、スチフナ基部に損傷のみられた船では、相対的に非損傷船よりもカラー装着率が低くなっている。

次に部材寸法の増減をみるために、FULL DRAFT対応荷重をスチフナのみ基部断面積で除した見掛けの平均応力を求め、その分布を図示すると図2.4.20のようになる。

この図からわかるように、平均応力の全平均値は、前年度分と今年度分との間で余り差はないが、今年度分のほうが若干低い。すなわち、スチフナ寸法は、相対的に今年度分のほうが若干増大していると考えられる。

以上は、BOTTOM TRANS全体としての傾向であるが、次に各区分位置における損傷分布傾向について考察を行なう。

図2.4.1と図2.4.9、図2.4.2と図2.4.16を比較すると、その損傷分布傾向には、いずれも大きな差異はない。

そこで今回も $\sigma_{max-base}$ で整理されたものについて考えることにする。

図2.4.3～図2.4.8は、船令2年未満の船について、各区分位置別に $\sigma_{max}$ を横軸に採って損傷率を表わしたものであるが、損傷件数が少なく、区分位置別の傾向は明らかでない。

図2.4.9は船令2年未満の船について、B1～B6まで全区分位置の $\sigma_{max}$ と損傷率を表わしたものであるが、 $\sigma_{max} \approx 42 \text{Kg/mm}^2$ 付近にある損傷船1隻を除くと、いずれも $\sigma_{max} > 50 \text{Kg/mm}^2$ の領域で損傷を起している。

次に、図2.4.10～図2.4.15は、船令2年以上の船について、各区分位置別に $\sigma_{max}$ と損傷率の関係を示したものである。ここでも、損傷件数が少ないため、はっきりとした傾向は認め難いが、全般に船令2年未満の船に比べて、損傷率は高くなっている。

区分位置別では、前年度と同様に、B4区域は他の区分位置に比して損傷率は高く、しかも応力値の増大とともに損傷率も漸増してゆく傾向にある。その他の区分位置では、B3区域を除いて、いずれも比較的高応力域で損傷が発生している。

以上のことから、前年度と同様に、高剪断力域にあたり詳細な解析の必要性を有するB1、B3、B4区域を除いた他の区分位置(B2、B5、B6)について、特異例を除外して船令2年以上のものをPLOTすると図2.4.21のようになる。

この図によれば、試料は少ないが、いずれも前年度提案した"N"線を満足しており、前年度の"N<sub>1</sub>"～"N<sub>2</sub>"線で挟まれる帯域の設定は、ほぼ妥当であると結論づけられる。

表2.4.4 (1)平均応力の総平均比較

単位:  $\text{Kg/mm}^2$

	(5) COLLAR	B 1	B 2	B 3	B 4	B 5	B 6	B1~B6	全平均	(4) K	(3) COLLAR 装着率	加重平均
	46年度迄	N	15.75	11.66	9.03	19.05	17.27	12.64	14.25	12.64	15.4	15.4%
	W	9.83	8.97	9.17	9.44	10.18	8.57	9.27	7.4			
47年度	N	15.99	11.93	7.17	10.96	12.51	12.25	12.25	9.66	5.4	62.0%	9.81
	W	7.91	7.98	8.22	8.51	8.73	9.44	8.31		8.0		

表 2.4.5 (2) 最大応力の総平均比較

単位: Kg/mm<sup>2</sup>

	(5) COLLAR	B 1	B 2	B 3	B 4	B 5	B 6	B1~B6	全平均	(4) K	(3) COLLAR 装着率	加重平均
46年度迄	N	110.57	82.95	75.29	126.14	117.92	86.15	100.17	88.34	154	15.4%	94.52
	W	66.57	58.57	69.95	65.76	70.54	55.08	63.48		74		
47年度	N	95.15	77.99	43.61	69.89	79.15	77.75	72.69	60.06	54	62.0%	59.56
	W	43.91	50.72	43.88	59.36	58.58	66.39	51.52		80		

(註) (1), (2)… スロット懇談会提案式を用いて算出したもの。

(3) …… BOTTOM TRANS の STIFFENER のみについての装着率を表わす。

(4) …… 調査船の区分位置総数 (BOTTOM TRANS のみ)

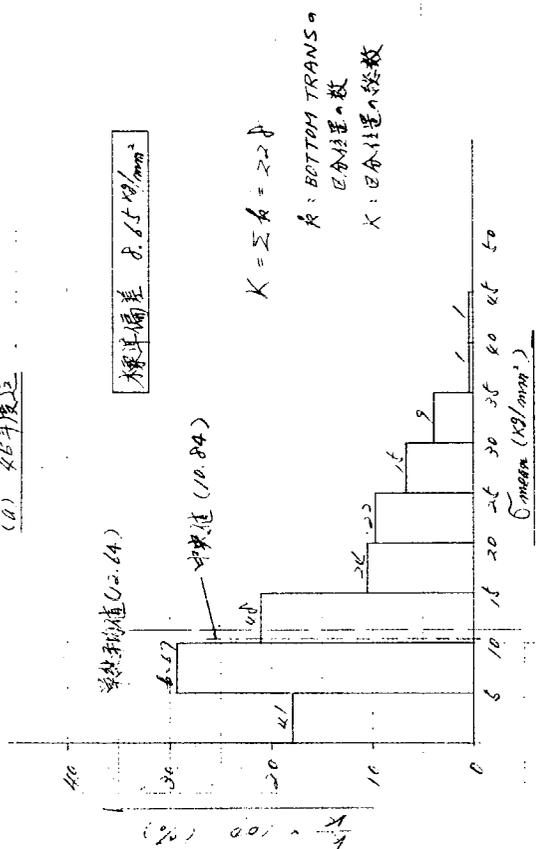
(5) …… { N : カラー無し  
W : カラー付き

表 2.4.6 各船別の BOTTOM TRANS COLLAR 装着率

(昭和47年度分 13隻)

船名	BOTTOM TRANS スロット総数	COLLARを有する スロット数	COLLARを有しない スロット数	COLLAR 装着率(%)	損傷数
A	832	744	88	89.4	0
B	1,176	652	524	55.4	63
C	1,847	1,847	0	100.0	0
D	140	70	70	50.0	0
E	1,798	900	898	50.1	0
F	1,486	1,486	0	100.0	0
G	1,454	936	518	64.4	0
H	159	81	78	50.9	14
I	596	364	232	61.1	0
J	1,683	1,339	344	79.6	0
K	488	274	214	56.1	10
L	1,946	1,153	793	59.2	21
M	180	144	36	80.0	0

(a) 46年竣工



(b) 46年竣工

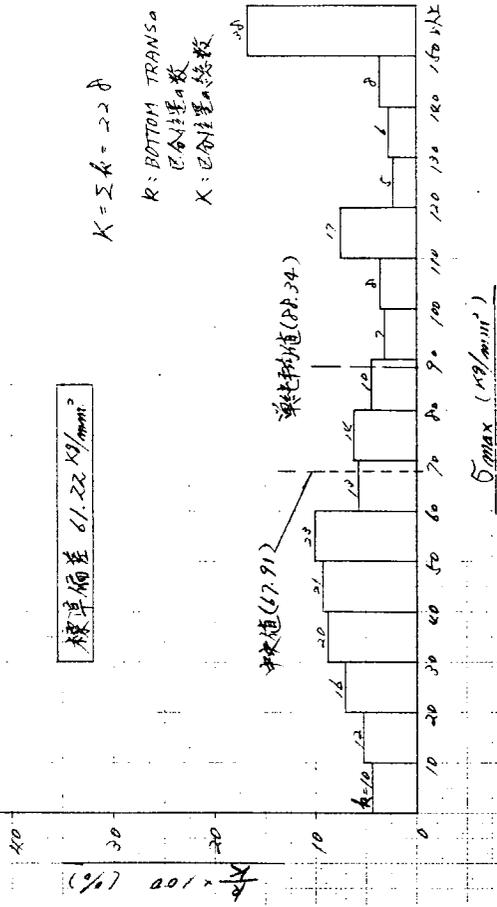


图2.4.17 平均応力分布

图2.4.18 最大応力分布

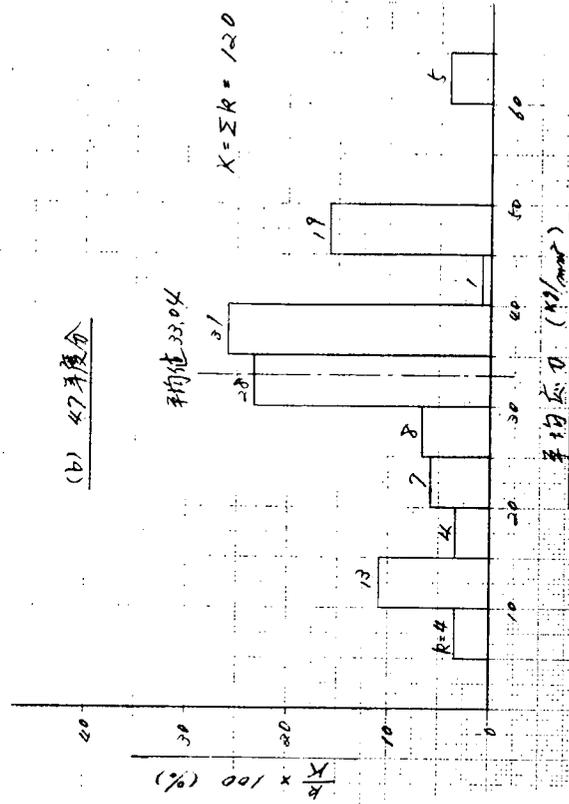
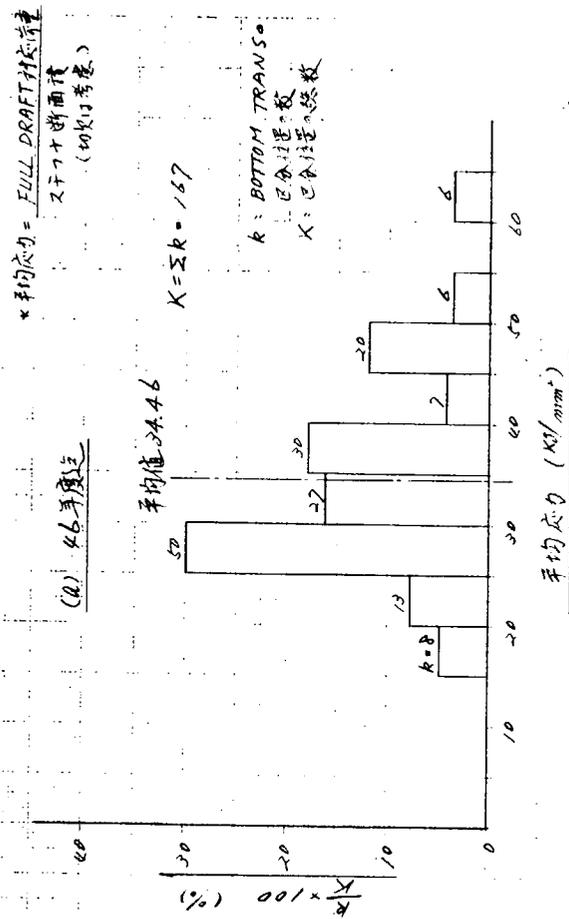
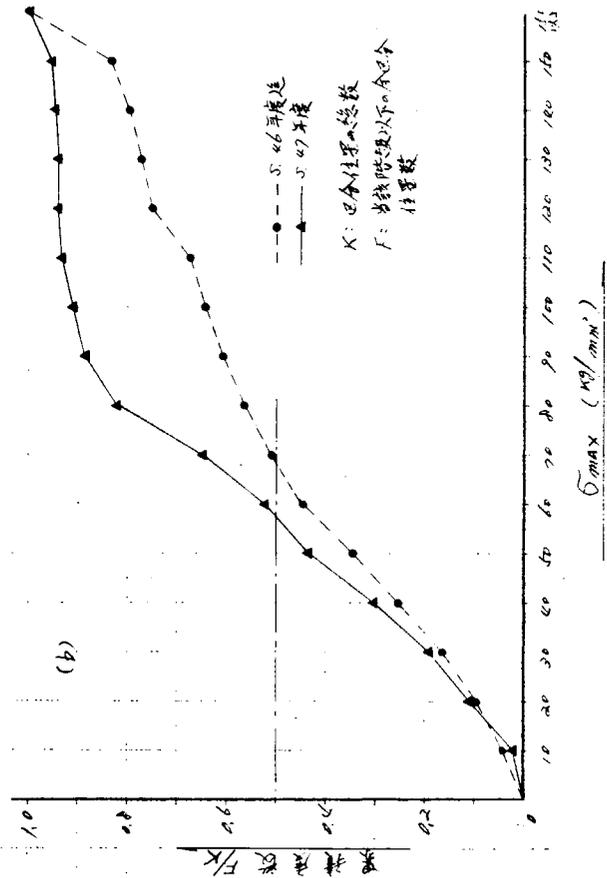
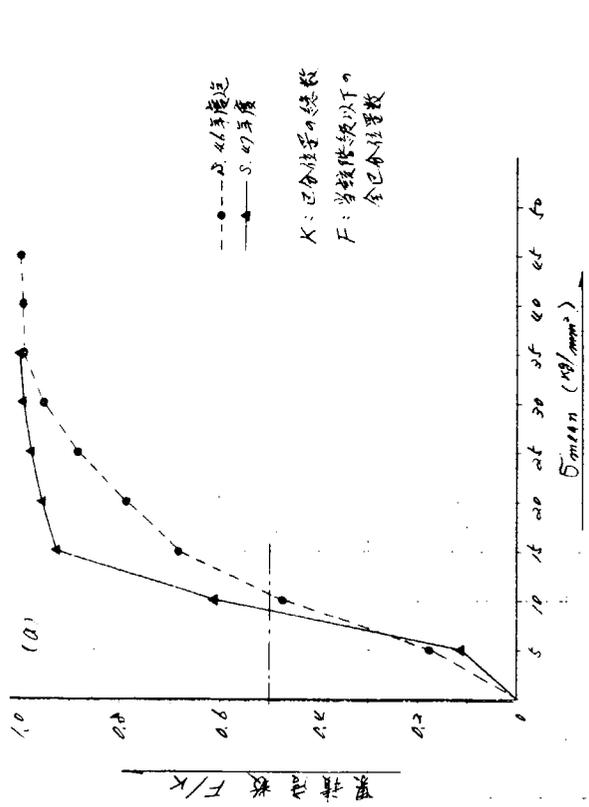


図 2.4.19 累積度数

図 2.4.20 \* 平均応力分布

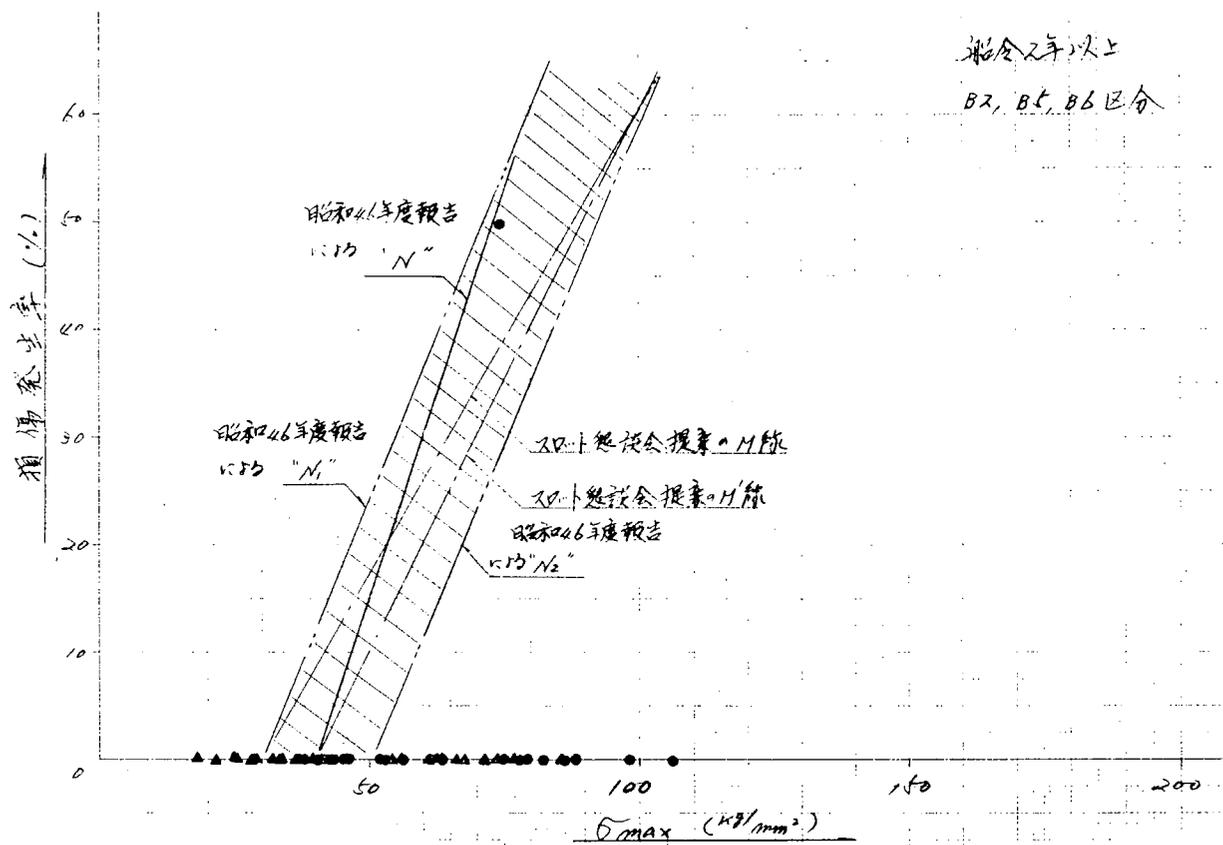


図 2. 4. 21

### 3. 模型疲労試験

#### 3.1 ま え が き

大型船の横強度部材のウェブには、縦通材の貫通するスロットが多数あけられる。そのスロット周辺、特にウェブ防撓材と縦通材フランジとの結合部にクラックの発生する損傷が多い。この原因を明らかにするため、約10万DW Tタンカーの $\frac{1}{4}$ 縮尺モデルに相当する長さ1,100mm、高さ525mmの小型ガーダを45年度に60個、46年度に60個、47年度に8個、計128個を製作し(図3.1.1参照)、片振り疲労実験を実施し、変動荷重に対するガーダのスロット周辺部の亀裂の発生、伝播の状況および疲労強度について調査研究した。また、本報告には東大と日本鋼管で自主研究として行なわれたカニ目玉型試験片9個の実験結果も含まれている。

これらの試験体は「東京大学」、「日本海事協会技術研究所」、「三菱重工業」および「川崎重工業」で分担実施された。試験体の形状は現在使用されているスロット周りの形状の代表例を主体として少数の新しい試みを加えたものである。試験体のシリーズとしては以下のものが考えられる。

- 1) Web Stiffener の形状
- 2) Backing および Tripping Bracket の形状および有無
- 3) Collar Plate の種類および有無
- 4) Slot 周りの形状
- 5) 新しいStiffening の方式(例えばカニの目玉型など)

図3.1.2に各試験体の形状とその呼称記号が示されている。表3.1.1は45年度の分担を、表3.1.2は46年度の分担を、表3.1.3は47年度の分担をそれぞれ示している。このような分担実験でもっとも重要なことは、各分担試験実施場所での実験結果の相関性である。そのため、表3.1.1にみられるように標準模型を製作し、分担場所ごとに3個づつ実験を行なって比較照合したところ、荷重方式が荷重型と変位型の相異があるに拘らず、極めて満足すべき相関が得られ、今回の実験の有効性と信頼性が確認されている。

以下の各節には、各分担場所における47年度に実施された実験内容について詳細に報告されているので、45年度および46年度実施の実験内容については各年度の報告書を参考にされたい。すなわち、日本造船研究協会研究資料No.136(昭和46年3月)および研究資料No.153(昭和47年3月)。

なお、上記ガーダ模型試験のほか次の試験が行なわれた。

#### (1) 大型模型疲労試験

Scale effect を調査する目的で、上述のガーダ模型試験の略々2倍の寸法の模型3個の実験を行なった。実験は東大1個、三井造船千葉研究所で2個実施された。(3.4節参照)

#### (2) 十字継手試験(局部模型試験)

Scale effect を調査する目的で、スロット周辺のスチフナ基部の $\frac{1}{3.5}$  Scale 小型局部模型(実際には十字継手試験片、詳しくは3.5節の図面参照)22個および実寸模型5個を三菱重工長崎研究所で試験を実施した。

スチフナの板厚を4.5mmおよび16mmと変え、またスチフナ基部の応力勾配を実際のガーダのそれと近似するため(Back Bracketの有無等による応力勾配を再現するため)引張りに偏心を $\Delta = 4.25\text{mm}$ かけたもの、および $\Delta = 0$ の2種類とし、試験範囲はHigh Cycle からLow Cycle までの領域をカバーしている。

これらの実験結果は小型ガーダ試験結果と比較検討はされている。

以上述べた模型疲労試験の結果、スロット周辺のクラックの発生機構およびクラックの進展状況などが明らかとなり、Scale effect についても一応の知見が得られ、また、スロット周辺の各種構造法の得失および補強法の得失

など、スロット周辺的设计に対して極めて貴重な資料が得られている。

表3.1.1 試験体種類および分担

分担 会社	桁模型 寸法	荷重 方法	小型疲労試験桁						模型 製作数
			標準模型	FBの形状	B <sup>KT</sup>	Collar	Cut-out形状	long <sup>ℓ</sup> の形状	
東 大	1,100×400 ×540 (L×B×D) 3long <sup>ℓ</sup> Space250	両端支持 中央集中荷 重(0~ Tension)	FBのみ(A 型) カラー B <sup>KT</sup> なし (別紙)	FBの基部 の形を Cut-up (B型 C型)	B <sup>KT</sup> (D型 S型)+FB Cut-up (A型)	カラー(N型) +FB Cut- up(A型 B型)			
			3	3×2	2×2	2			計 15
NK 技 研	"	"	"		B <sup>KT</sup> 3種 (L型 S型 M型)+FB Cut-up (A型)	カラー(N型 P型) (A型)			
			3		3×2	4(N)+2(P)			計 15
三 菱 長 崎	"	"	"	FBの基部 の形を Cut-up (B型)	B <sup>KT</sup> (M型) +FB Cut- up(A型or B型)				
			2	5	6			計 13+2 <sup>※</sup>	
川 重 技 研	"	"	"				Cut-out のRを変化 させ(R型) +FB Cut- up(B型) (2荷重)	Long <sup>ℓ</sup> に Invert Angle 使 用 (2荷重)	
			3				3×2	3×2	計 15
※ 予備試験体								計	60

表3.1.2 昭和46年度小型試験模型一覧表

模型の型式 記号 分担場所	A	B	C	AS	D	AN	BN	AP	AM	I	CK	M	P	計	模 型 製 作 社
	東 大	5		5			2	3							
三 菱										3		1	8	12	川 重
N K		10		5										15	川 重
川 重		15									3			18	川 重
三 菱	十字継手試験片		実寸試験片 5個		小型試験片 6個								計	60	

表 3. 1. 3 昭和 47 年度 試験体および分担

	試 験 体	個 数	実験実施場所	模型製作
小型 ガイド 試験 体	差し込み構造	3 体	N K	川重 神戸
	差し込み構造+バックブラケット	1 体		
	差し込みカニ目玉型	3 体 <sup>(N)2</sup> <sub>(C)1</sub>	東 大	三菱 長崎
	カニ目玉型+バックブラケット	1 体		
大型 試験 体	標準型 (寸法は 2 倍)	3 体	東 大 (1 体) 三井千研 (2 体)	川重 神戸
	小型十字継手疲労試験片	16 個	三菱長崎	三菱 長崎

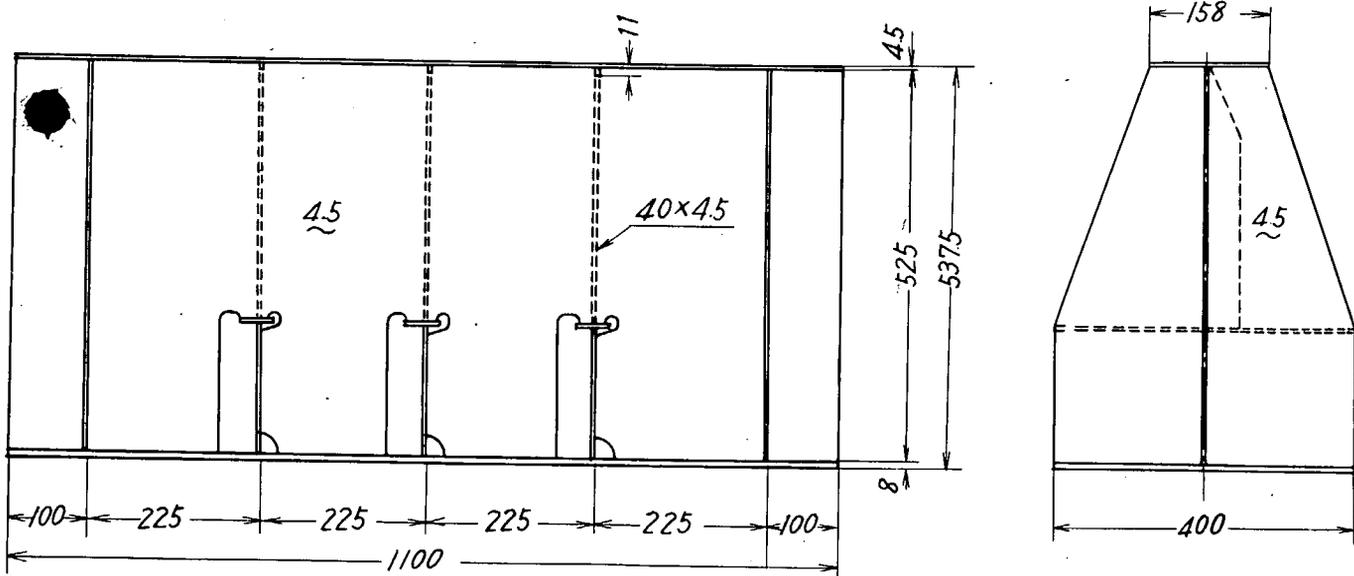
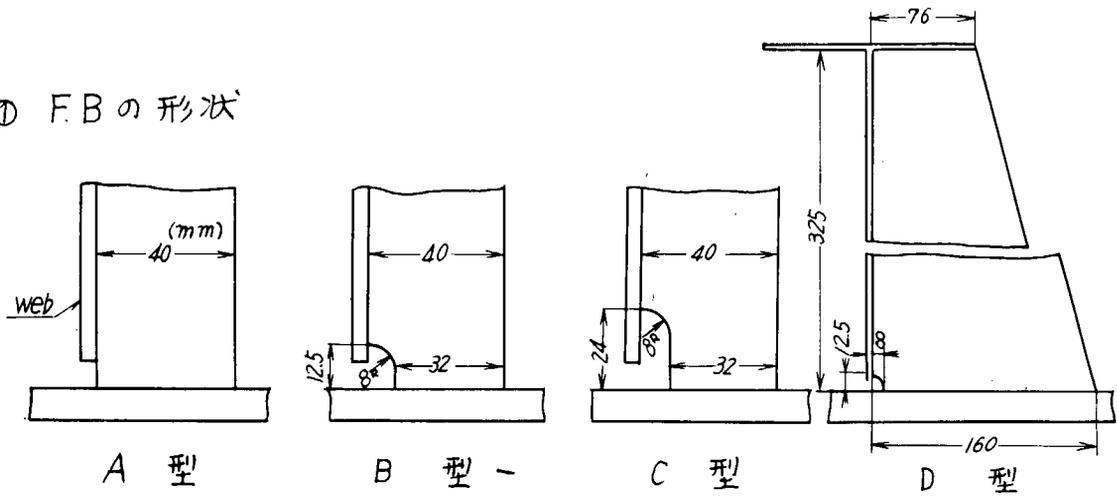
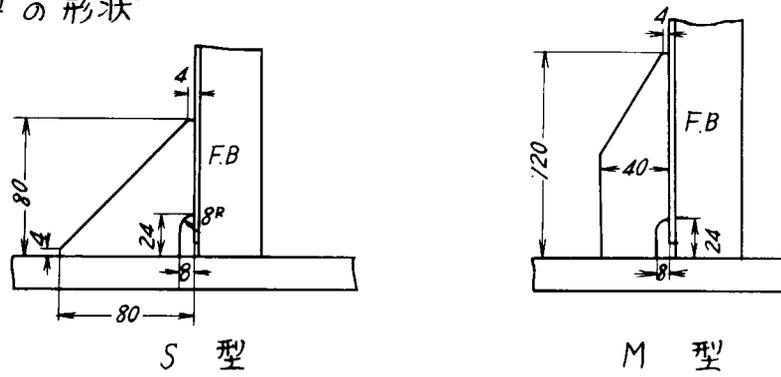


図 3. 1. 1 試験体の寸法と概形

① F.Bの形状



② BKTの形状



③ Collarの形状

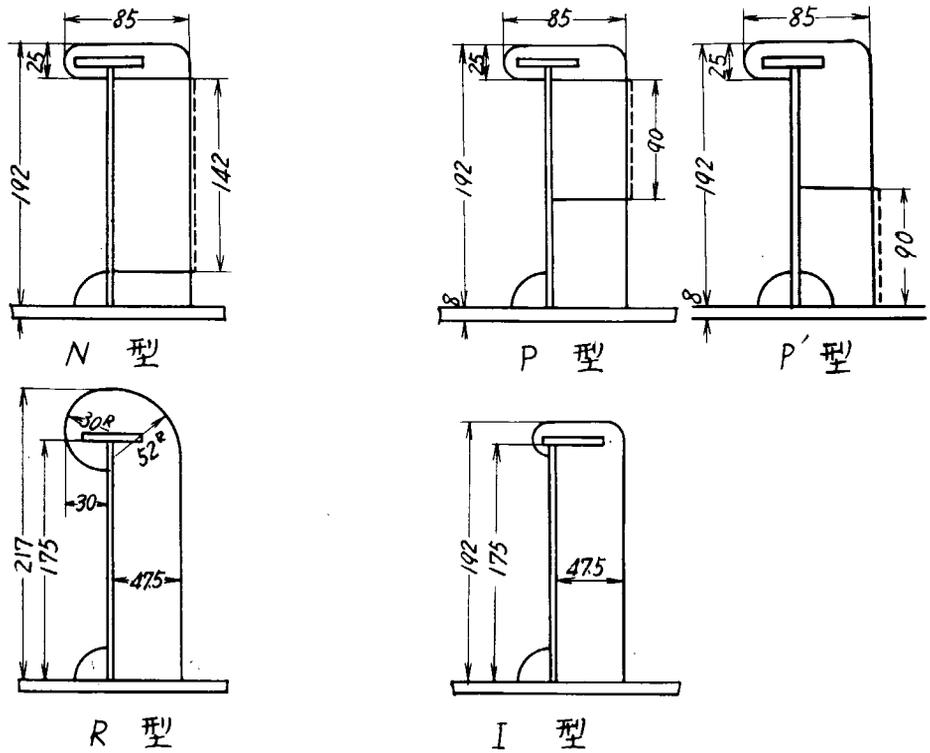


図 3.1.2 Stiffener および Slot 部の形状および寸法

### 3.2 小型模型疲労試験（東京大学）

#### 3.2.1 試験内容

本年度の試験として、さし込カニ目玉型（N式、C式）3個、カニ目玉型 $B_{B.K}$ 付1個、また、大型標準試験片1個の計5個の試験を実施した。また、さらに東大と日本鋼管の自主研究としてカニ目玉型4個、同カラー付4個、小型標準試験片1個、計9個の実験を行なった。

表3.2.1に実験を行なった試験体の符号、名称および個数を示す。また、図3.2.1に試験体の形状を示している。

表3.2.1 試験体符号、名称および個数

試験体符号	名 称	個 数	記 事	備 考
$K^*(N)To$	さし込カニ目玉型（N式）	2	スロット部 $R=8\text{ mm}$	本年度実施試験片
$K^*(C)To$	さし込カニ目玉型（C式）	1	スロット部 $R=10\text{ mm}, 19\text{ mm}$	
$K(N)STo$	カニ目玉型 $B_{B.K}$ 付	1	$K(N)To$ に $B_{B.K}$ 付	
$LTo$	大型標準試験片	1	寸法は小型の2倍	東大 N.K.K 試験片
$K(N)To$	カニ目玉型	4	スロット部 $R=8\text{ mm}$	
$K(N)NTo$	カニ目玉型カラー付	4	$K(N)To$ にカラー付	
$(N)To$	小型標準試験片	1	Stiff.もSlot部も標準型	

なお、大型標準試験片は小型標準試験片の全て2倍の寸法にて製作されている。

#### 3.2.2 実験結果

静荷重3.0 tonにおいて、スチフナー部およびスロット部の応力を計測した。図3.2.2～図3.2.18がその結果である。ただし、図3.2.9と図3.2.10の $LTo$ 試験片は静荷重6.0 tonにて行なった。また、図3.2.11は $K(N)To-1$ 試験片のスチフナー部の3.0 ton, 8.0 ton, 12.0 tonおよび16.0 tonの荷重を加えたときの歪分布である。

疲労試験結果は表3.2.2に示す通りである。図3.2.19は $K^*(N)To$ 、 $K^*(C)To$ および $K(N)STo$ の疲労試験の結果で、 $long^l$ 上のWebまたはスチフナー端面より亀裂が発生し、スチフナーを破断、または $long^l$ 上のWebを破断したときの繰返し数と荷重の関係を示している。同じく図3.2.20は $K(N)To$ および $K(N)NTo$ 型の試験結果である。図中の $K(N)To$ 型の $K(N)To-1$ と $K(N)To-4$ の試験片は試験片破断状況から判断して、スチフナー基部の溶接の不良と考えられる。

図3.2.21は小型標準試験片の実験結果であり、従来行なった実験（45, 46年度）結果の信頼性を確認するために行なった。図3.2.22～図3.2.34はスチフナーおよびスロット部の亀裂の発生および進展の状態を示したものである。

#### 3.2.3 考 察

本年度東大で行なった追加実験は、カニ目玉型スロット形状とさし込型スロット形状を組合わせた場合の効果および、カニ目玉型スロットにBracketをつけたときの効果を実験的に確かめると、Scale effectを調査する目的での大型試験（東大で1体、三井千研で2体）の一部である。

さし込カニ目玉型は予想されるようにスチフナーに発生する応力は比較的小さく（図3.2.2～図3.2.6）、カニ目玉型にカラーを付したもの（図3.2.15）と略々同程度であり、このことは図3.2.19において亀裂の発生およびスチフナー破断とも両方で略々一致していることから明らかである。したがって、さし込とカラーとは構造上から考



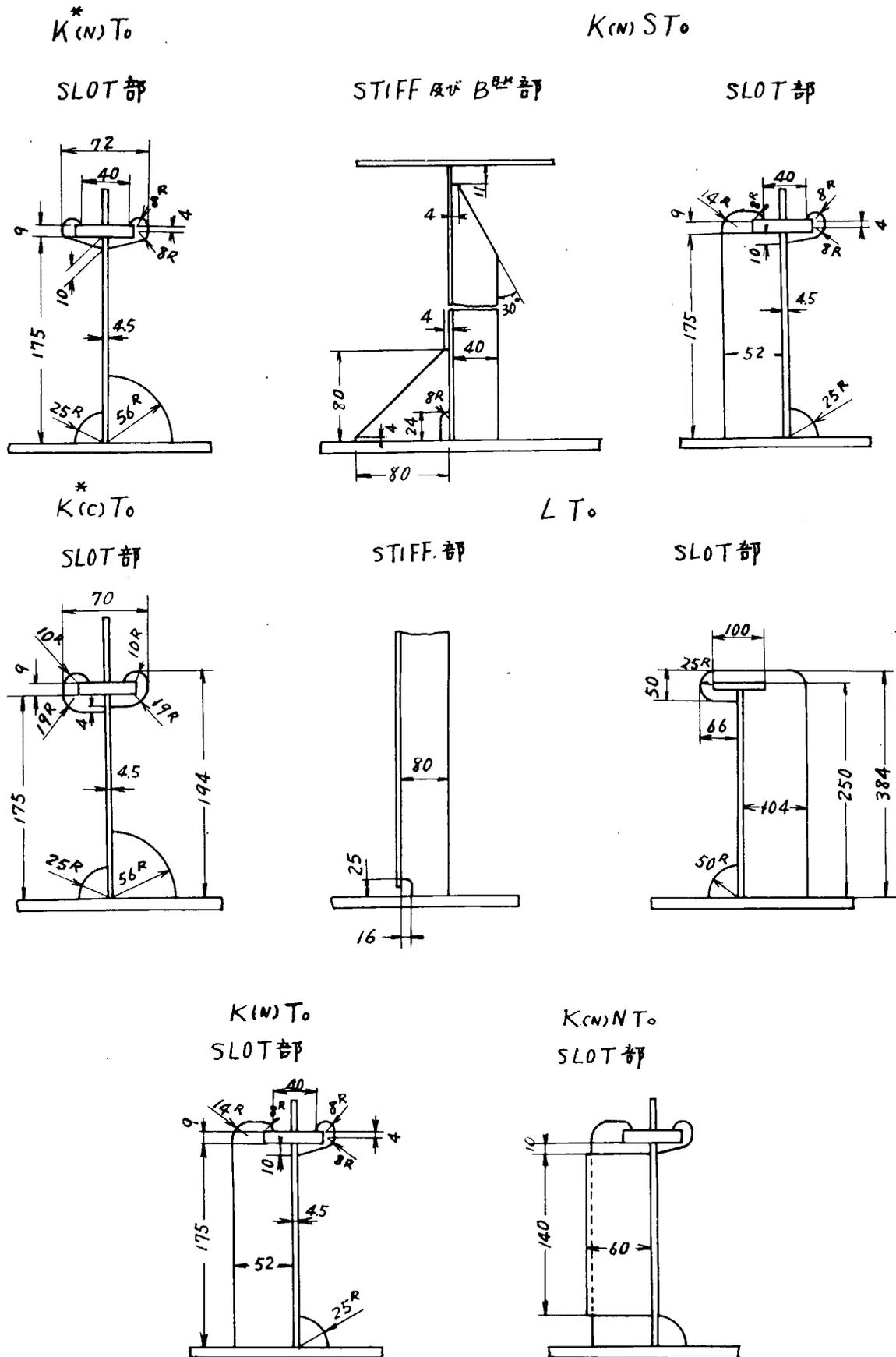


図 3.2.1 試験体形状

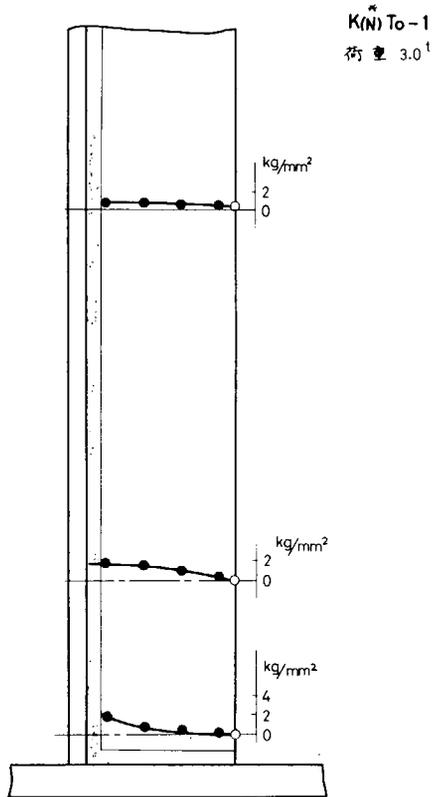


図3.2.2 応力分布 (Stiffener)

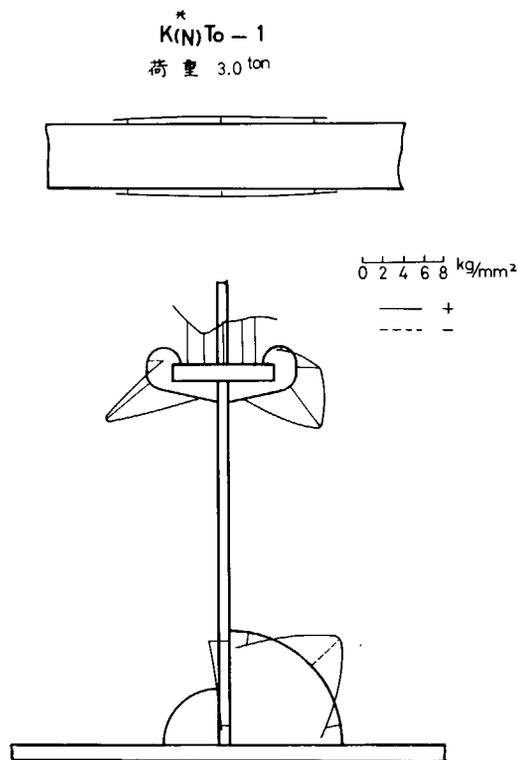


図3.2.3 応力分布 (Slot)

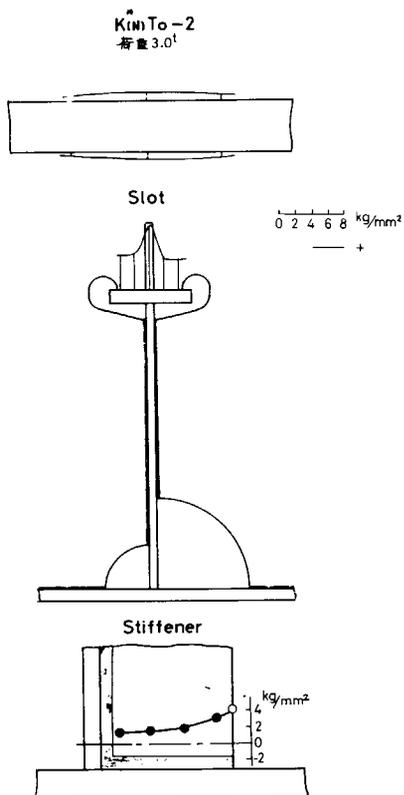


図3.2.4 応力分布 (Stiffener 及び Slot)

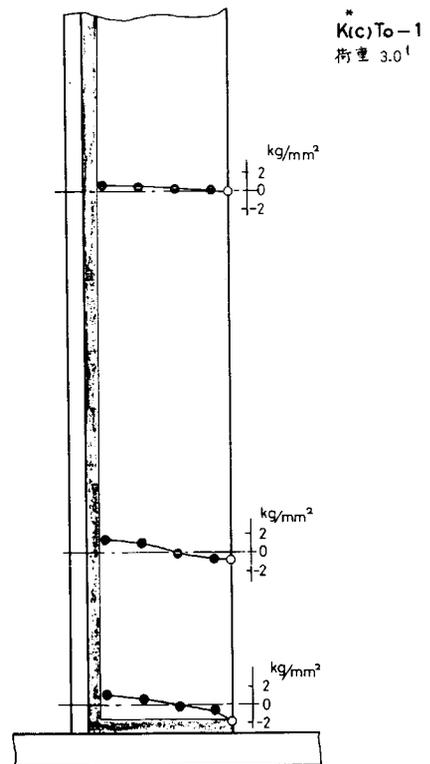


図3.2.5 応力分布 (Stiffener)

K(c)To-1  
荷重 3.0<sup>t</sup>

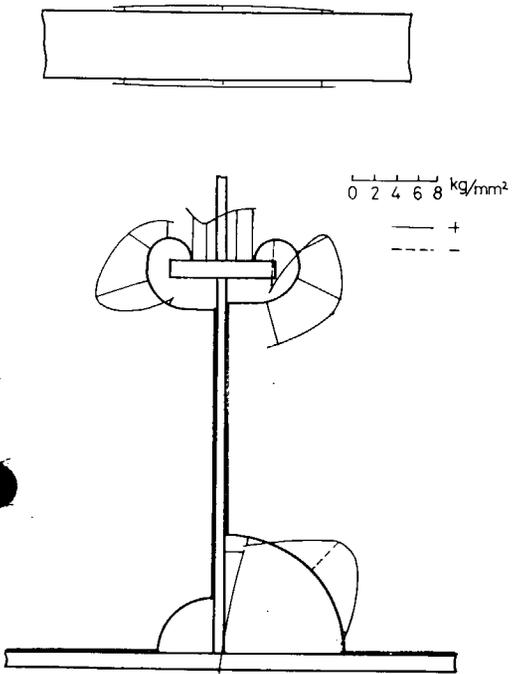


図 3.2.6 応力分布 (Slot)

K(N)STo-1  
荷重 3.0<sup>t</sup>

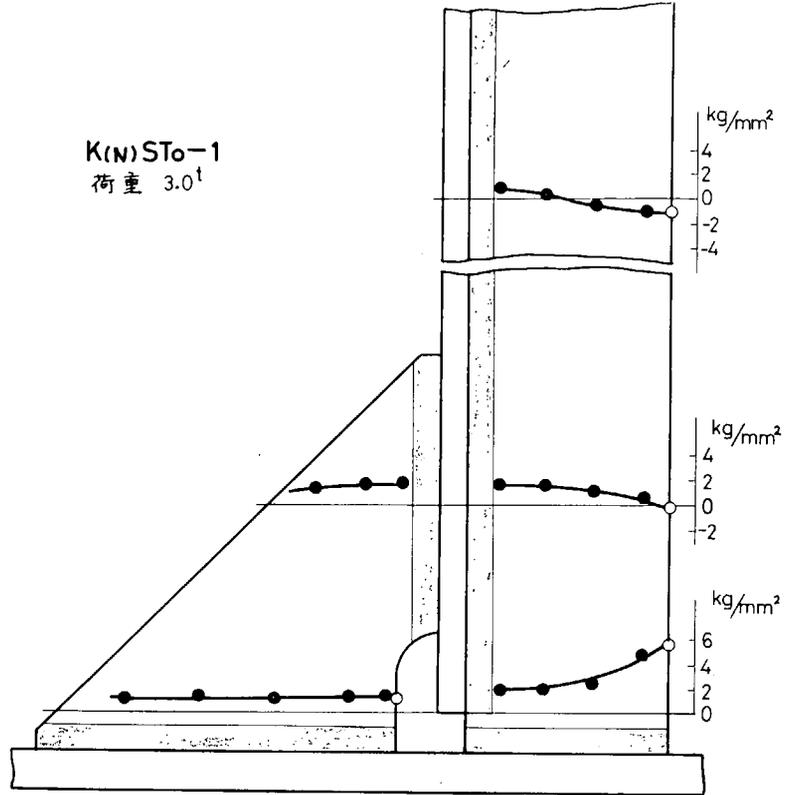


図 3.2.7 応力分布 (Stiffener 及び B.K.)

K(m)STo-1  
荷重 3.0<sup>ton</sup>

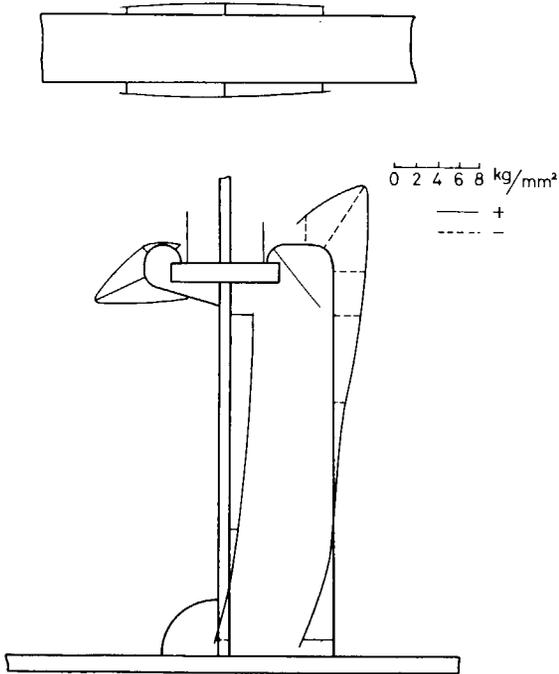


図 3.2.8 応力分布 (Slot)

LTo-1  
荷重 6.0<sup>t</sup>

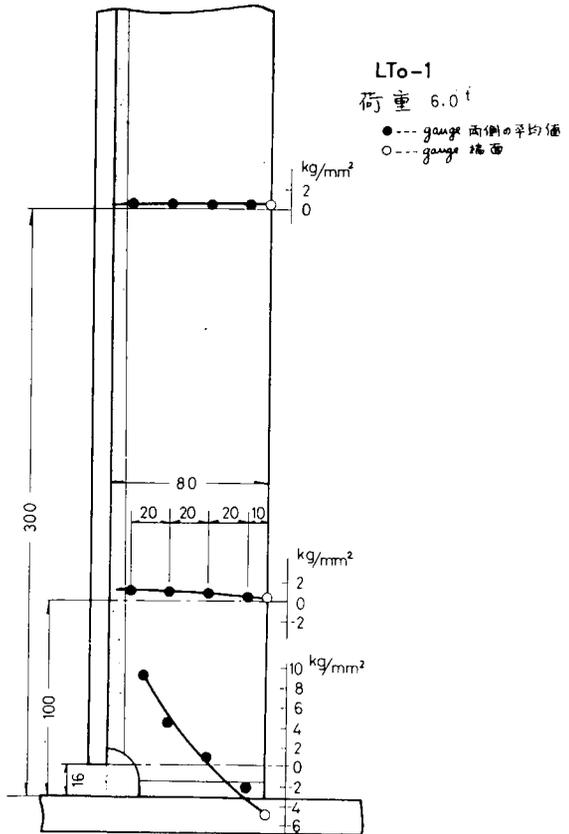


図 3.2.9 応力分布 (Stiffener)

LTo-1  
荷重 6.0 ton

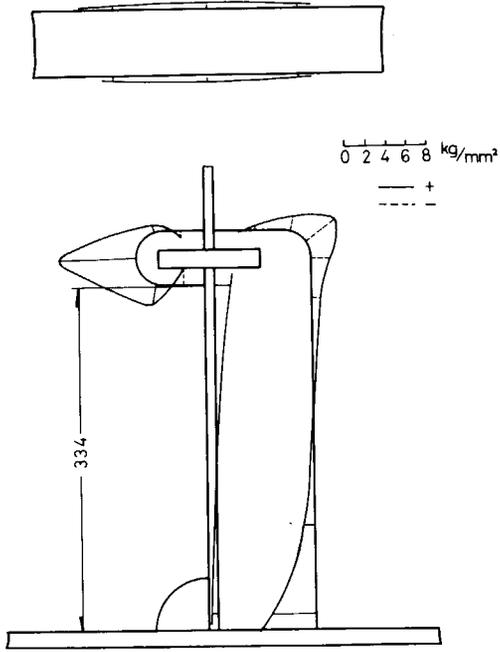


图 3.2.10 应力分布 (Slot)

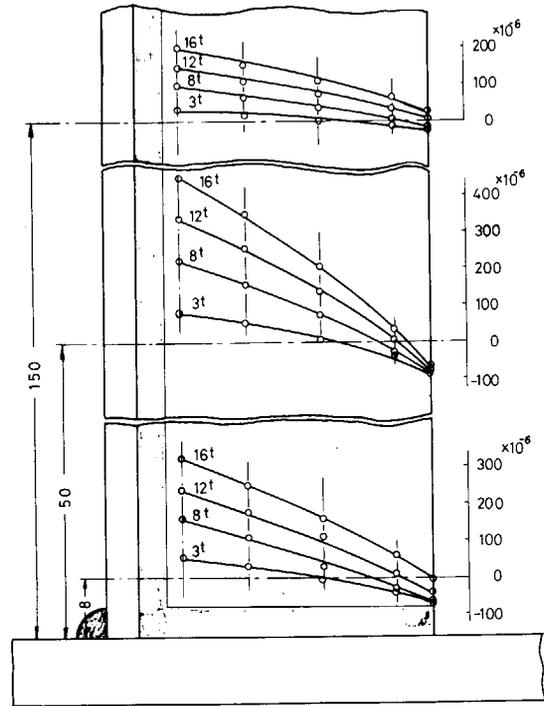


图 3.2.11 歪分布 (Stiffener)

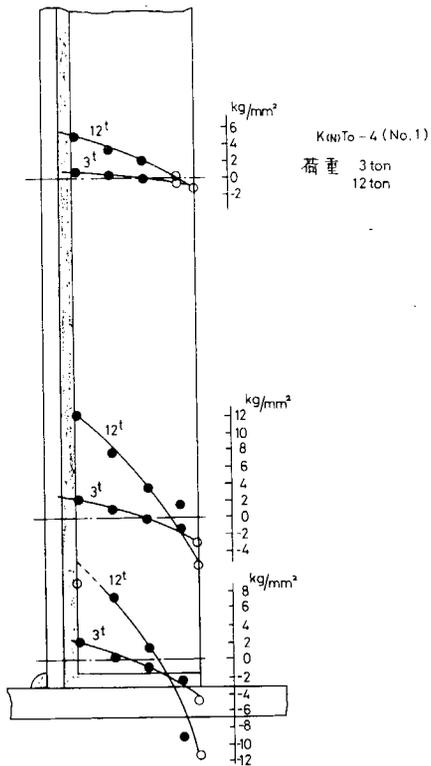


图 3.2.12 应力分布 (Stiffener)

K(N)To-4  
荷重 3.0 ton

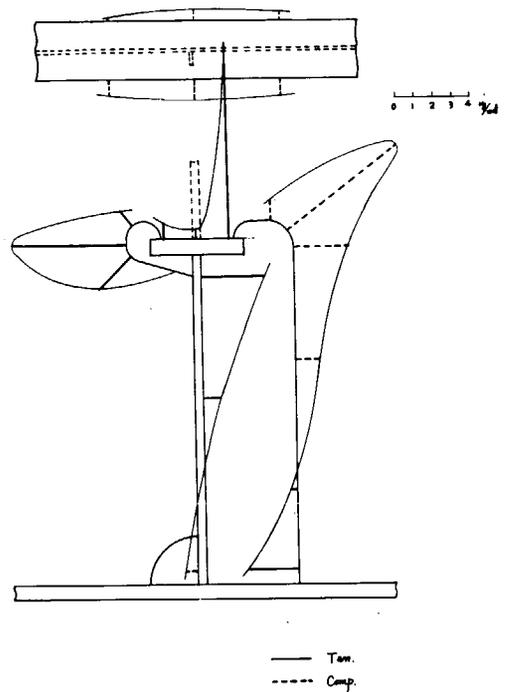


图 3.2.13 应力分布 (Slot)

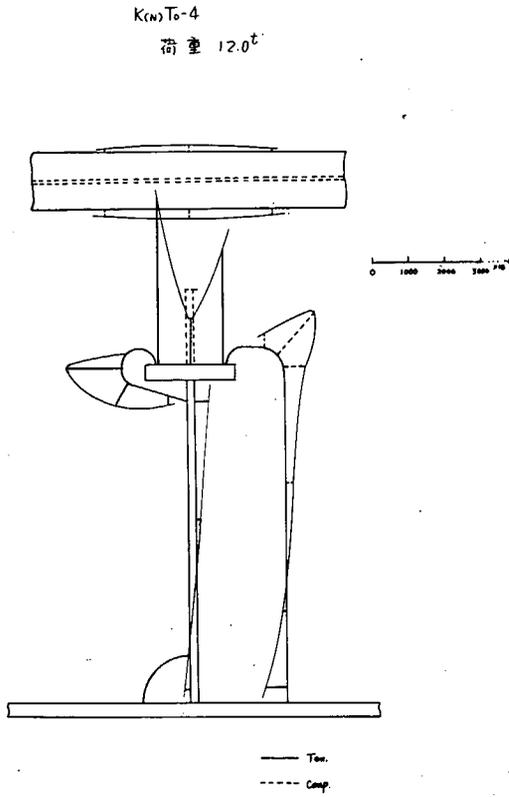


图 3.2.14 歪分布 (Slot)

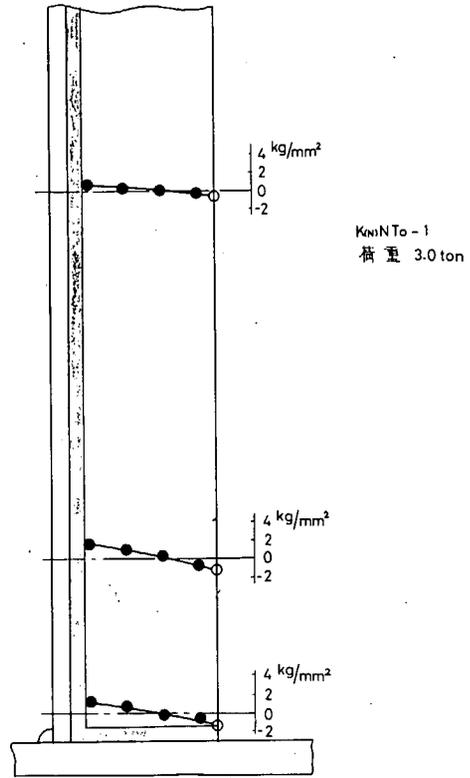


图 3.2.15 応力分布 (Stiffener)

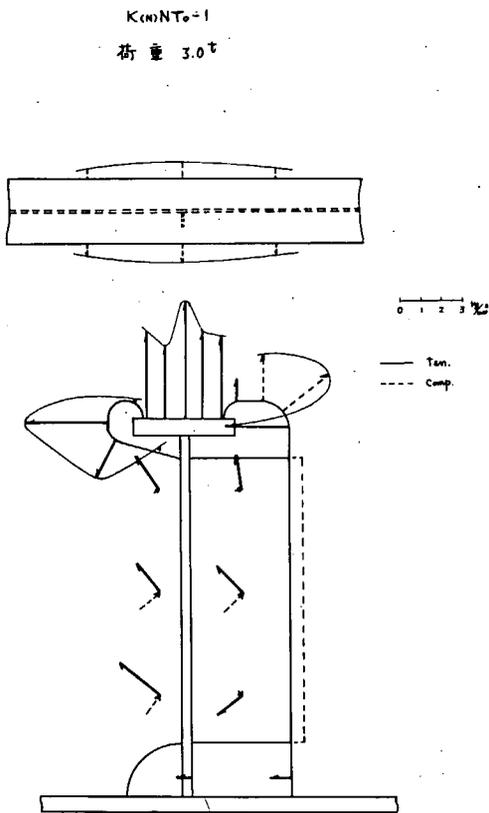


图 3.2.16 応力分布 (Slot)

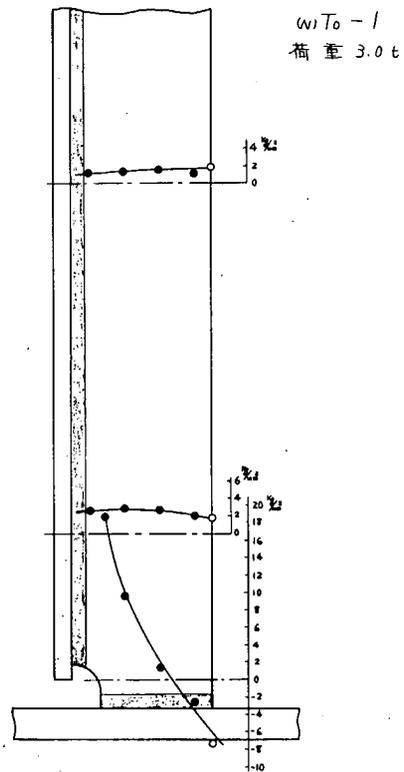


图 3.2.17 応力分布 (Stiffener)

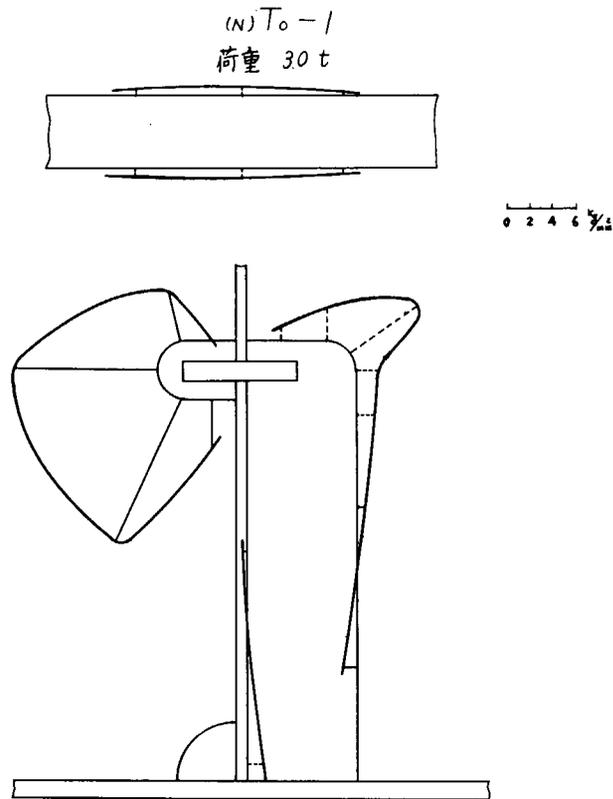


図3.2.18 応力分布 (Slot)

表3.2.2 実験結果

試験体 符 号	荷 重		longL上のWEB		STIFFENER	SLOT(WEB)		備 考
	上限 ton	下限 ton	発 生	破 断		発 生	破 断	
* K(N)To-1	16.0	1.6	80000	440200	破断433700	522700	—	WEBの亀裂約 45mmにて中止
* K(N)To-2	20.0	2.0	—	91200	発生 18200 破断 77500	102000	—	WEBの亀裂約 100mmにて中止
* K(c)To-1	16.0	1.6	15800	29800	発生 25400 破断 493000	310800	—	WEBの亀裂約 35mmにて中止
K(N)STo-1	16.0	1.6	21900	212700	破断139100	203100	215800	
L To-1	25.0	2.5	—	—	発生 2400 破断 81100	281600	430500	
K(N)To-1	12.0	1.2	13000	51200	破断 80200	64500	86600	
K(N)To-2	8.0	0.8	97500	$24 \times 10^6$ にて中止	—	—	—	
K(N)To-3	16.0	1.6	3400	50800	破断 66900	60000	68600	
K(N)To-4	14.0	1.4	12000	35000	破断 44400	42600	51500	
K(N)NTo-1	18.0	1.8	16200	69200	破断162000	80000	—	
K(N)NTo-2	16.0	1.6	60000	115400	破断364000	255000	609900	
K(N)NTo-3	20.0	2.0	9600	52400	破断158000	125000	180500 にて中止	
K(N)NTo-4	12.0	1.2	206000	623700	破断1502000	1254400	1562500 にて中止	
(N)To-1	14.0	1.4	—	—	発生 800 破断 9300	9500	14100	

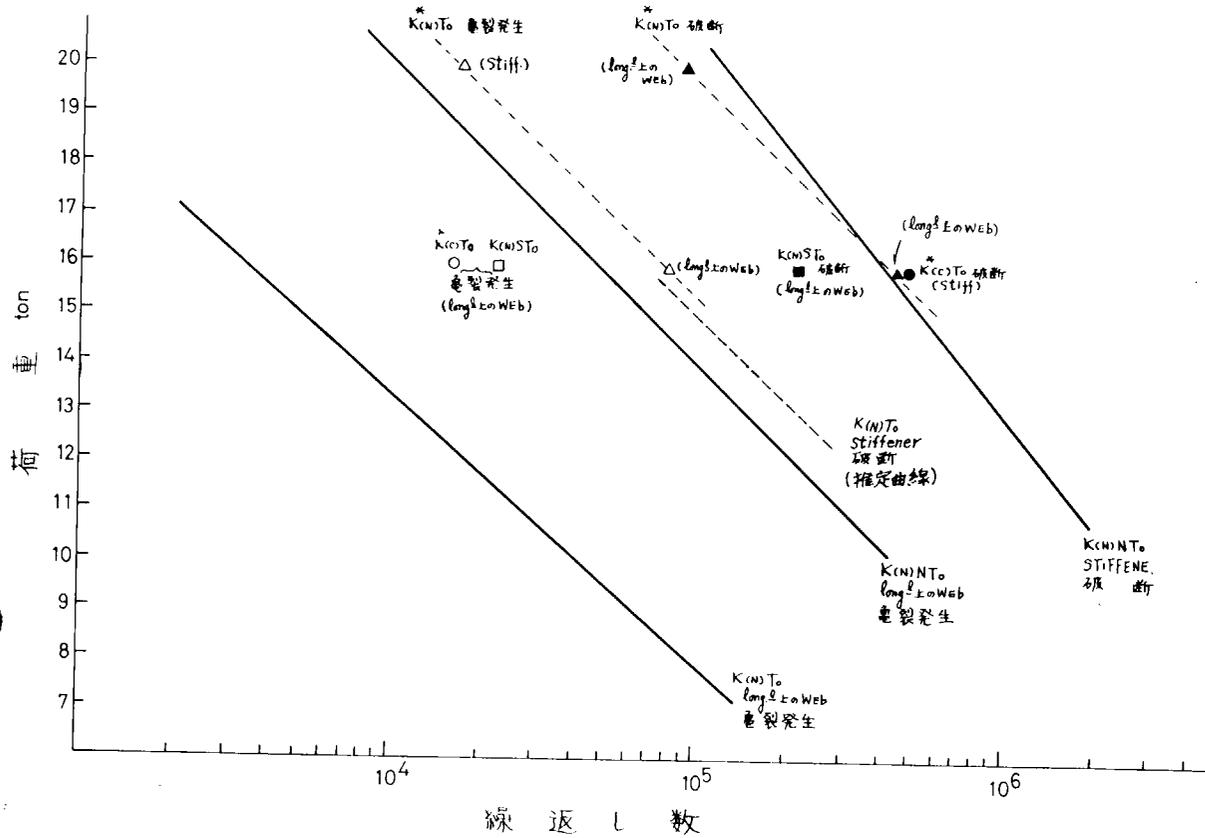


図 3. 2. 19

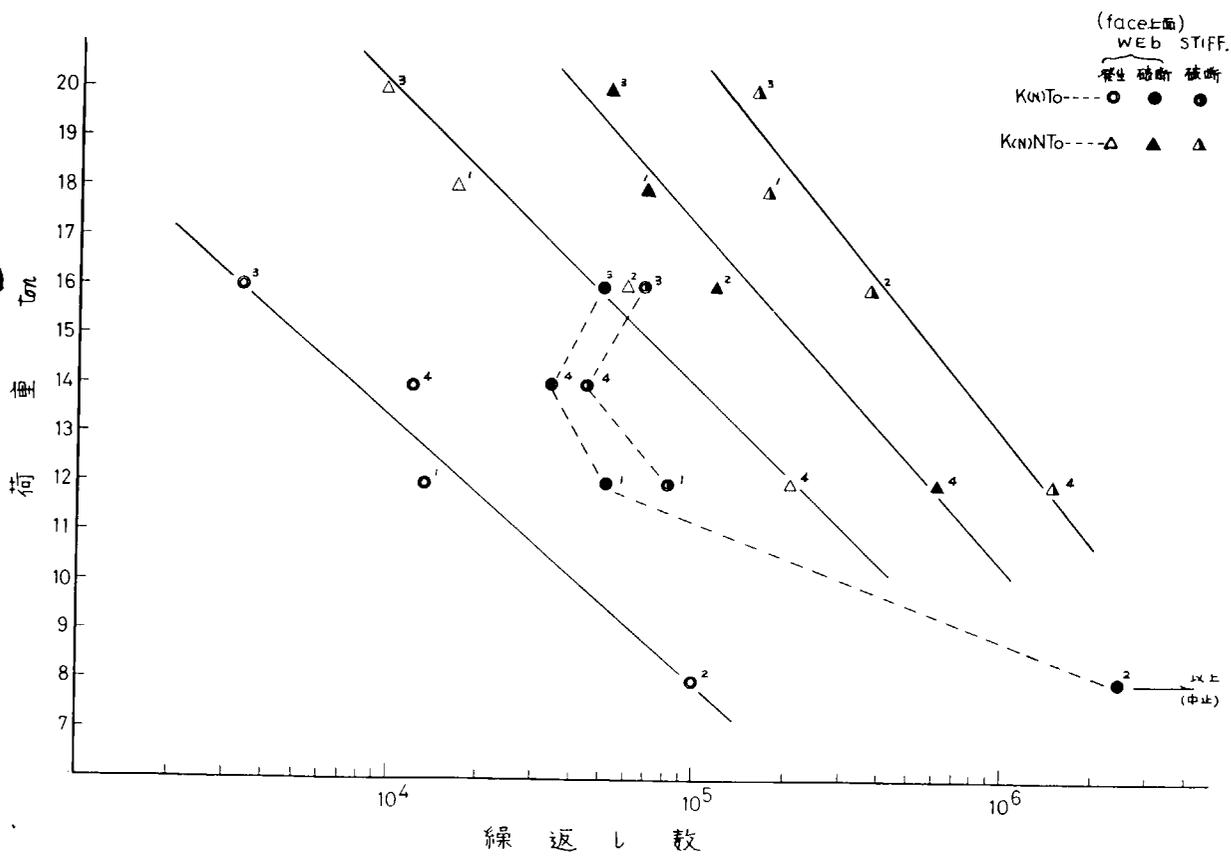


図 3. 2. 20

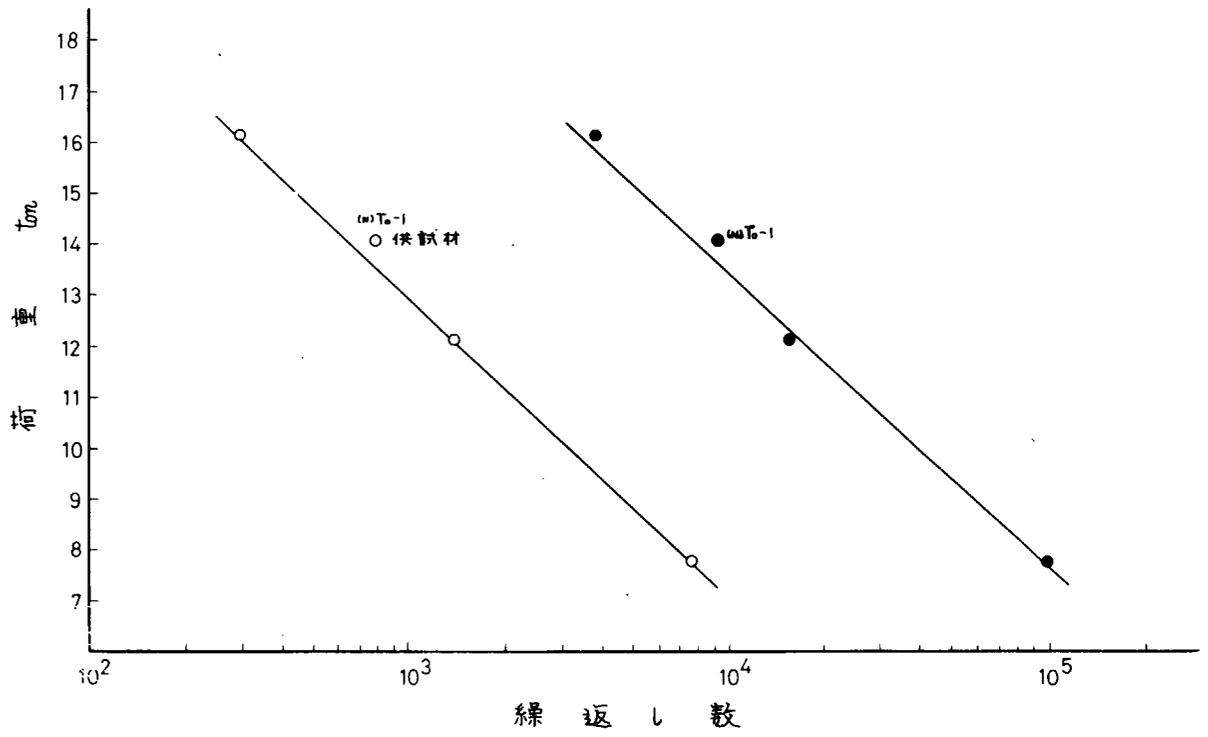


図 3. 2. 21

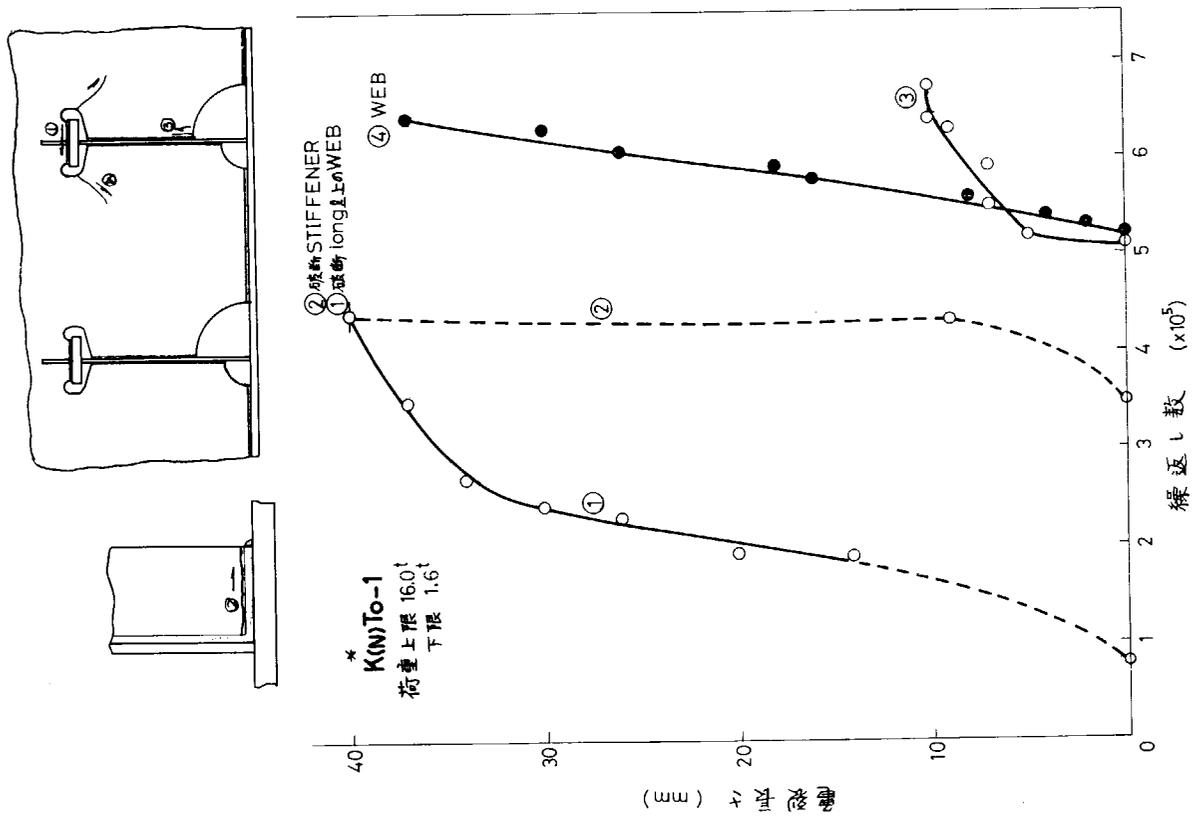


図 3. 2. 22 亀裂の発生と進展

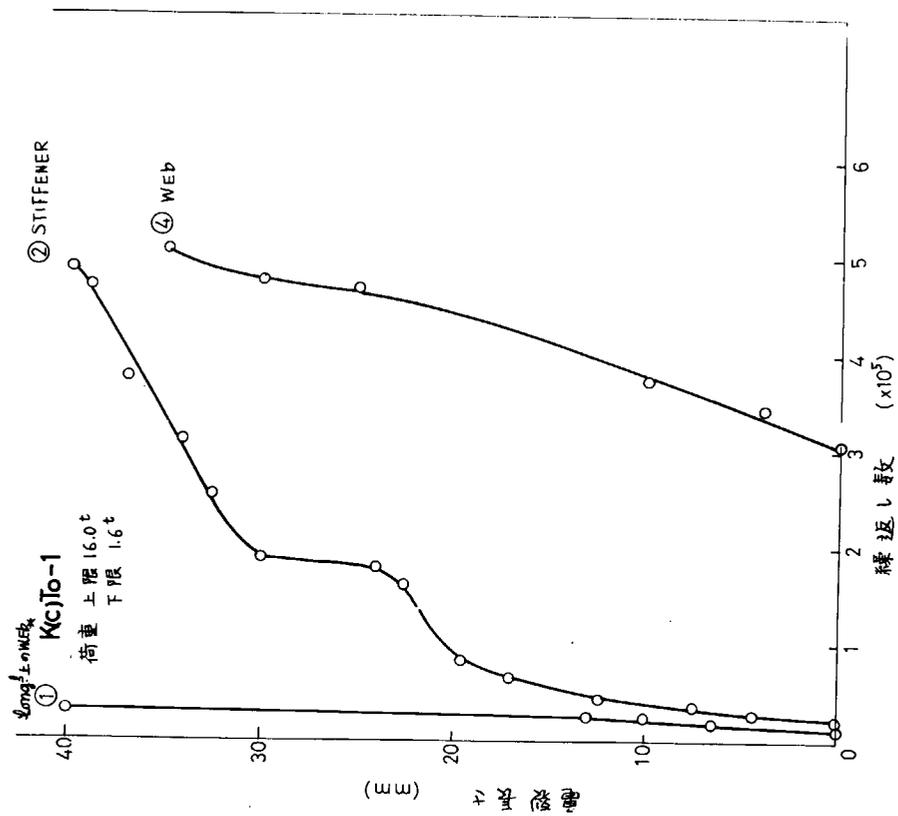


図 3. 2. 24 亀裂の発生と進展

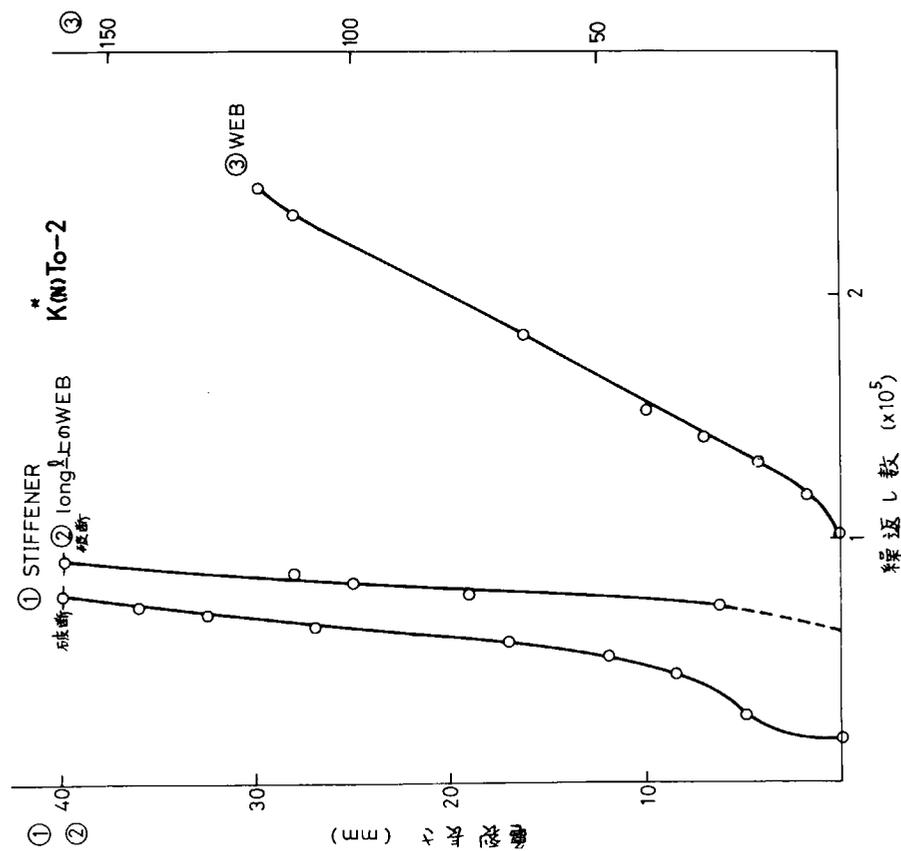


図 3. 2. 24 亀裂の発生と進展

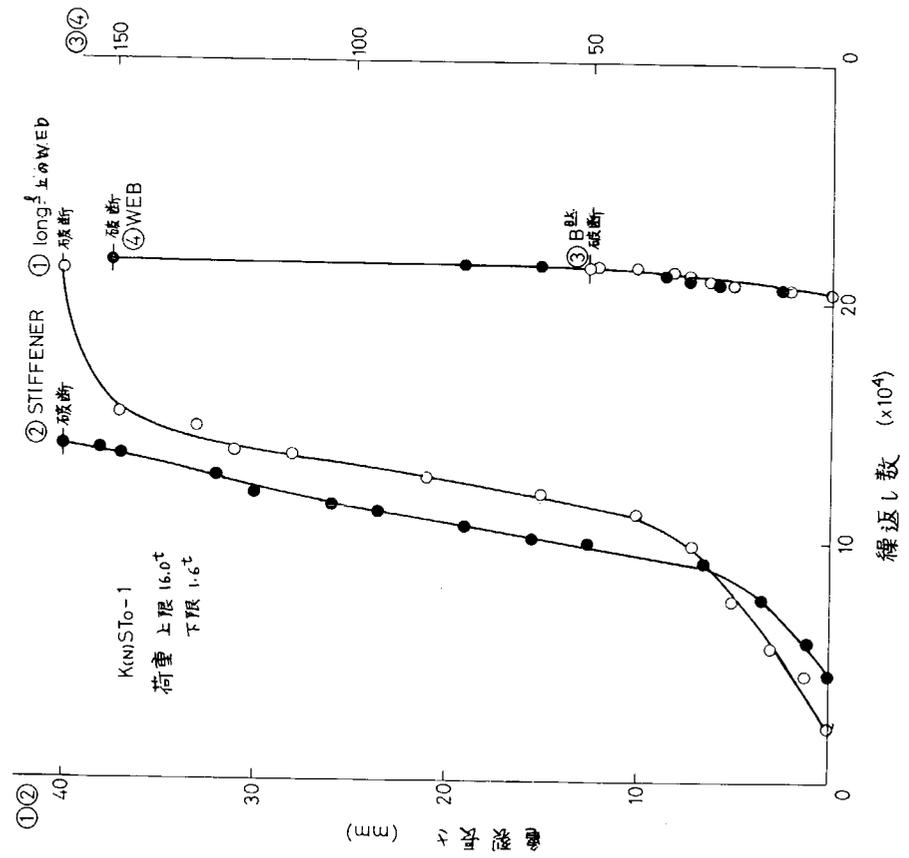
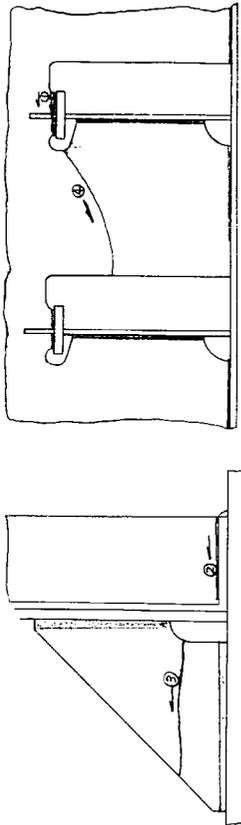
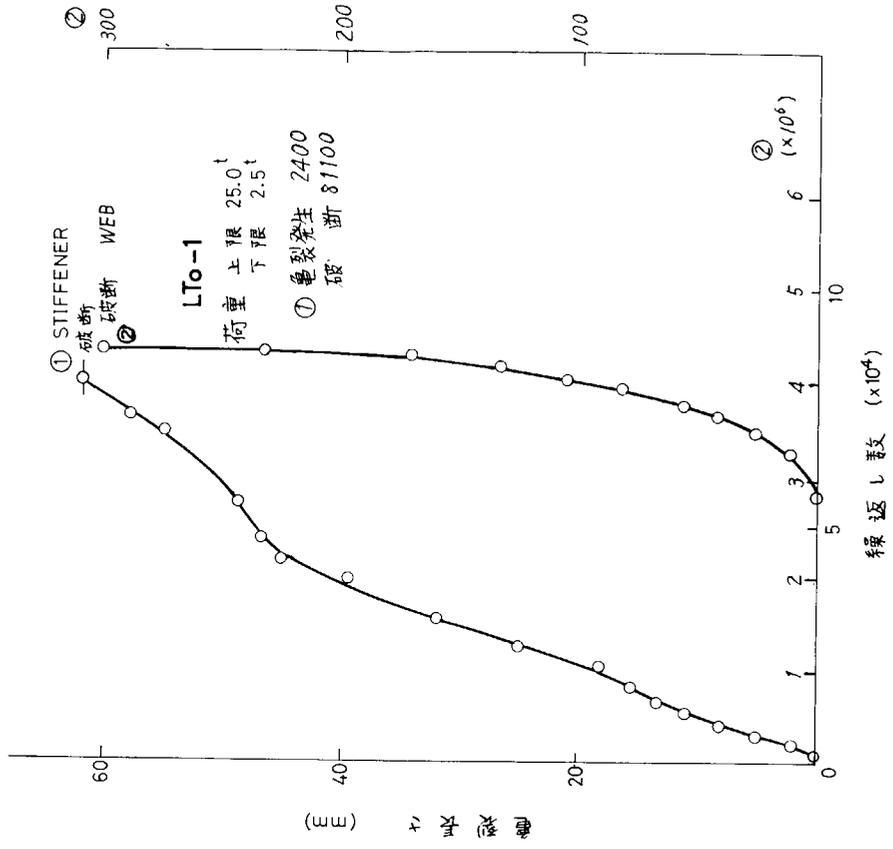
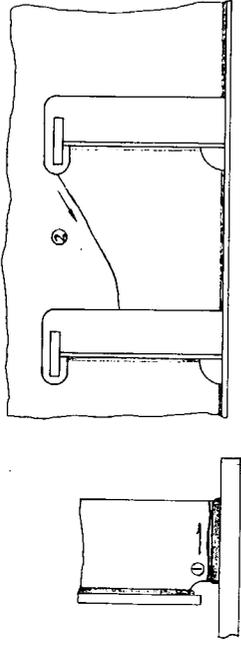


図 3.2.2.6 亀裂の発生と進展

図 3.2.2.5 亀裂の発生と進展

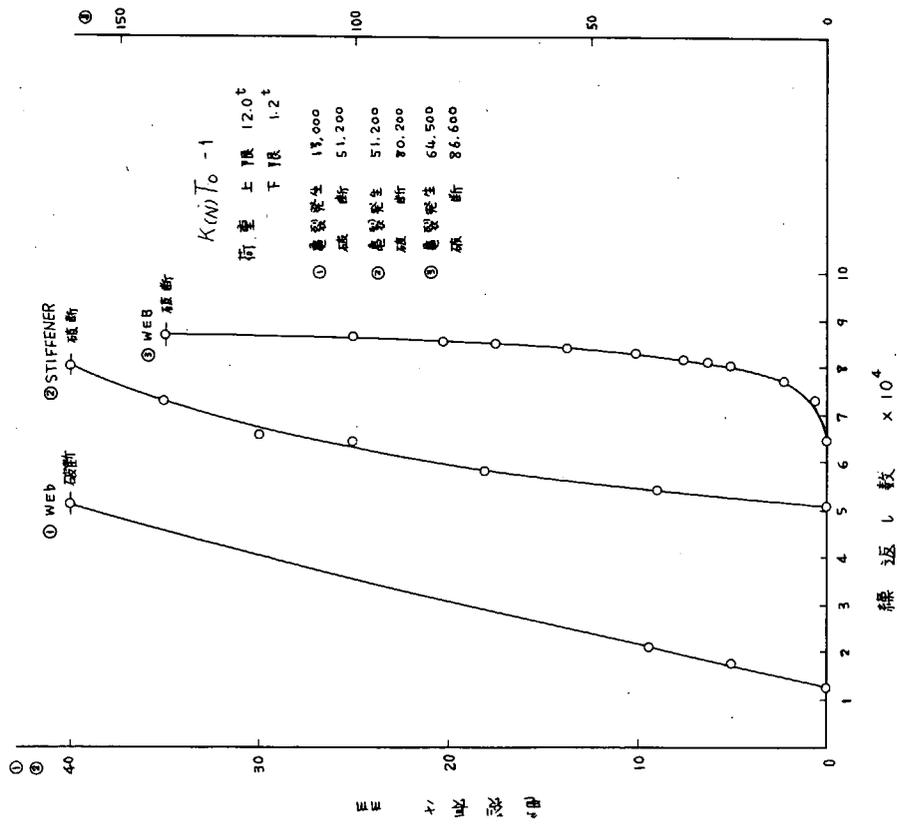
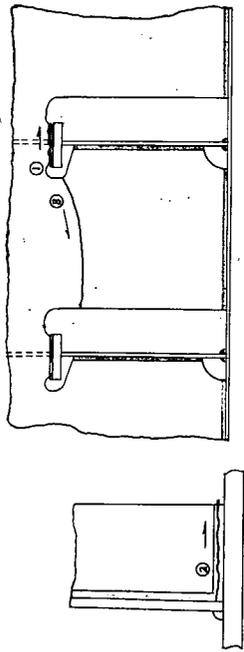


図 3. 2. 27 亀裂の発生と進展

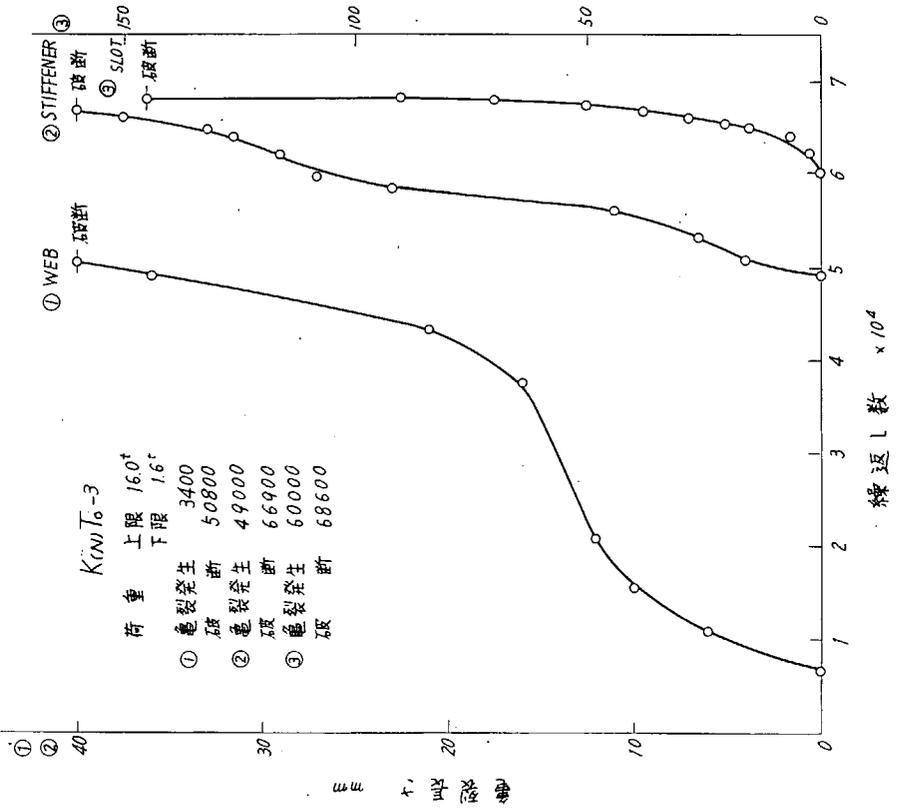
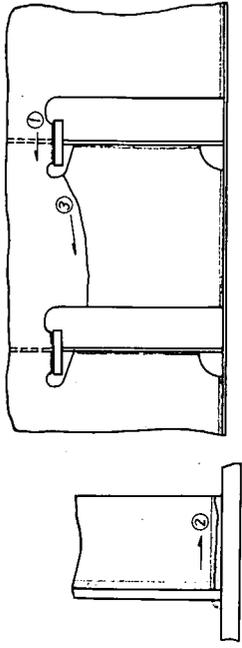


図 3. 2. 28 亀裂の発生と進展

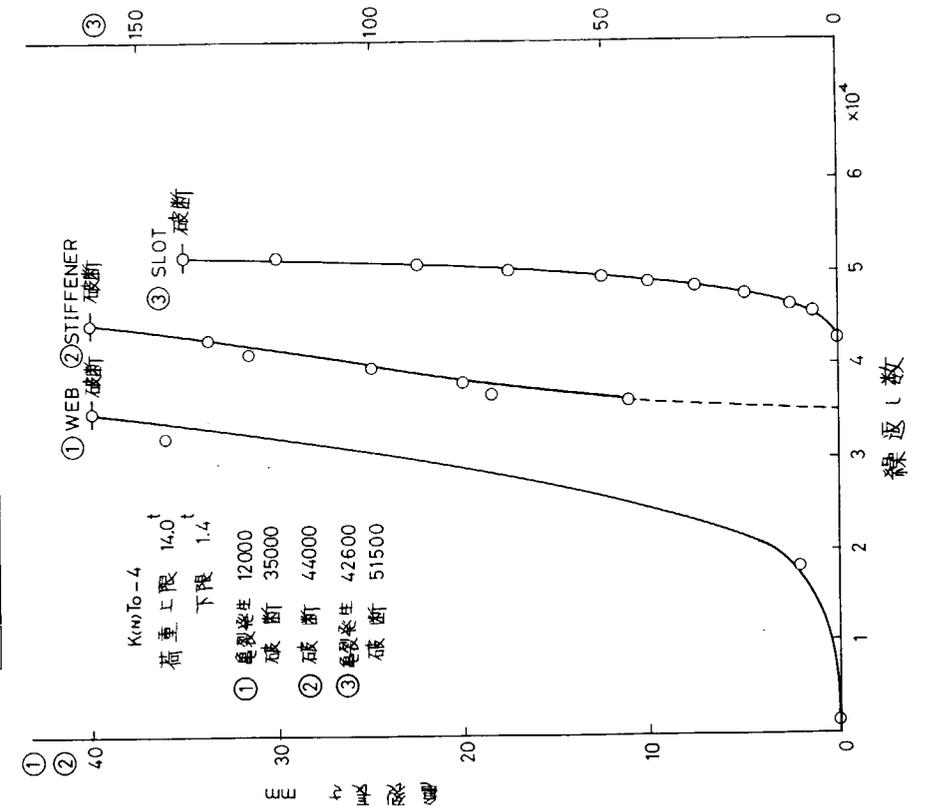
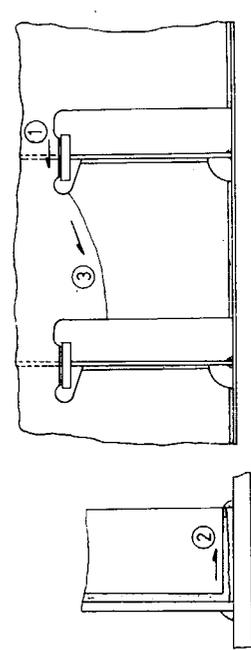
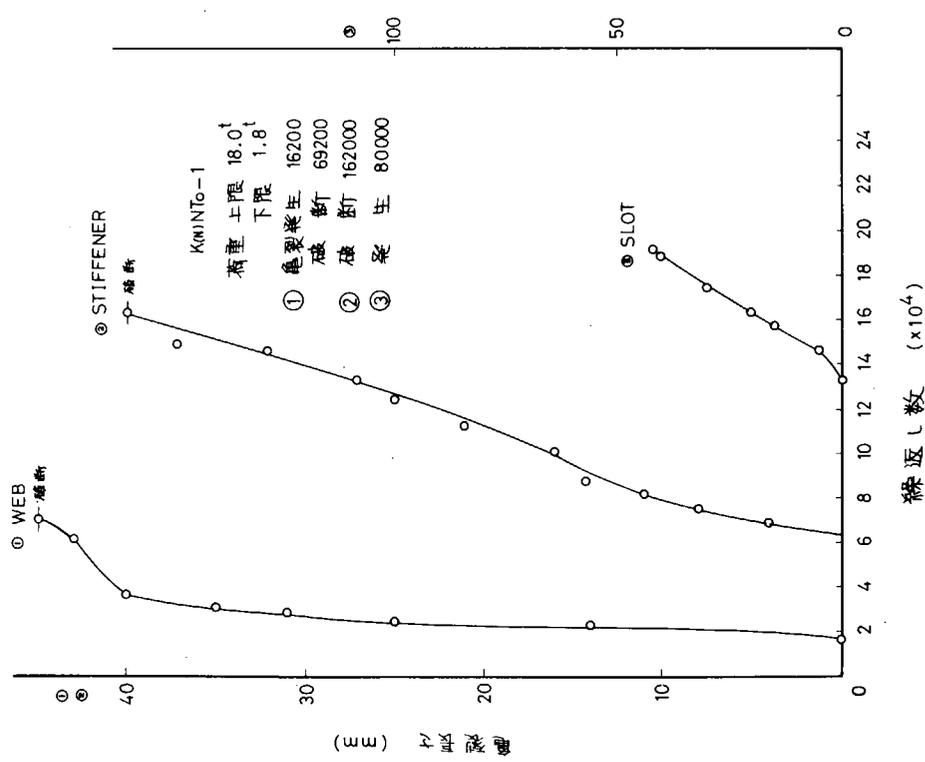
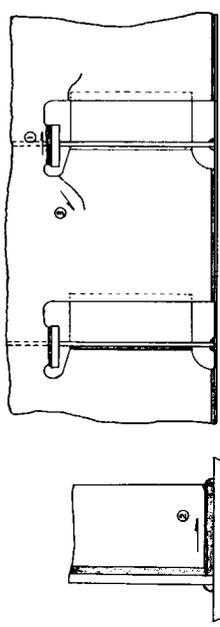


図 3. 2. 3. 0 亀裂の発生と進展

図 3. 2. 2. 9 亀裂の発生と進展

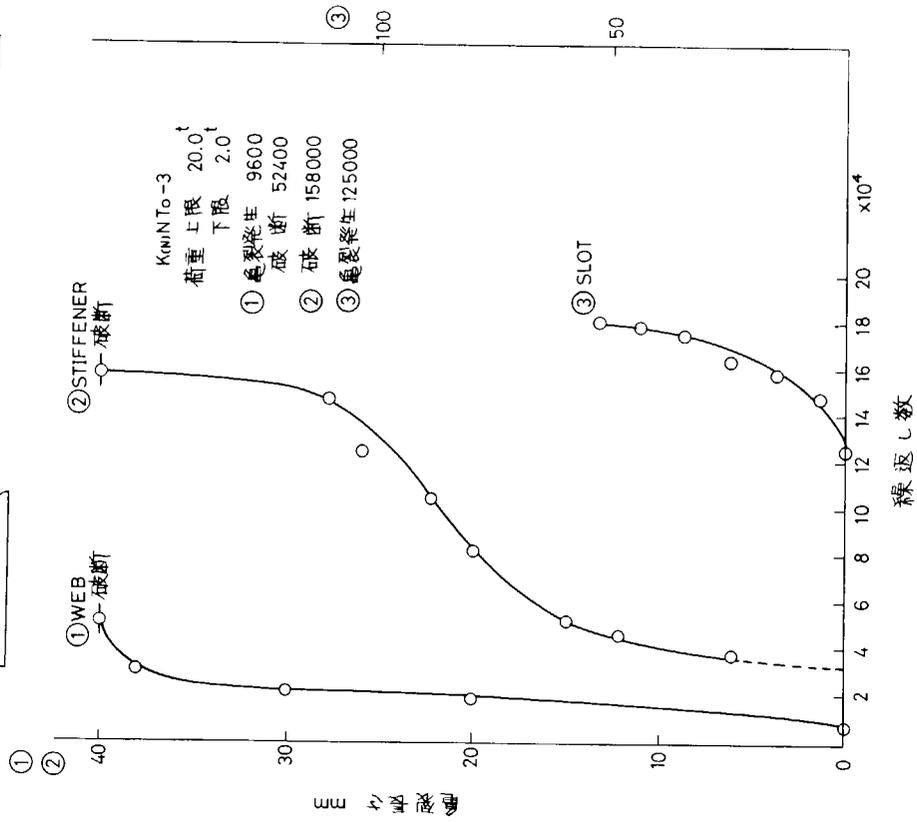
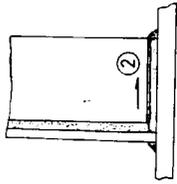
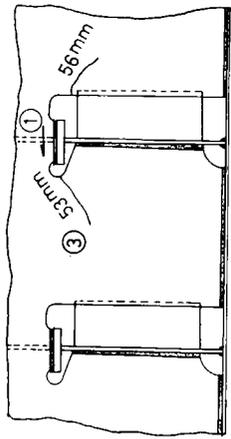


図 3.2.3.2 亀裂の発生と進展

3.2.3.1 亀裂の発生

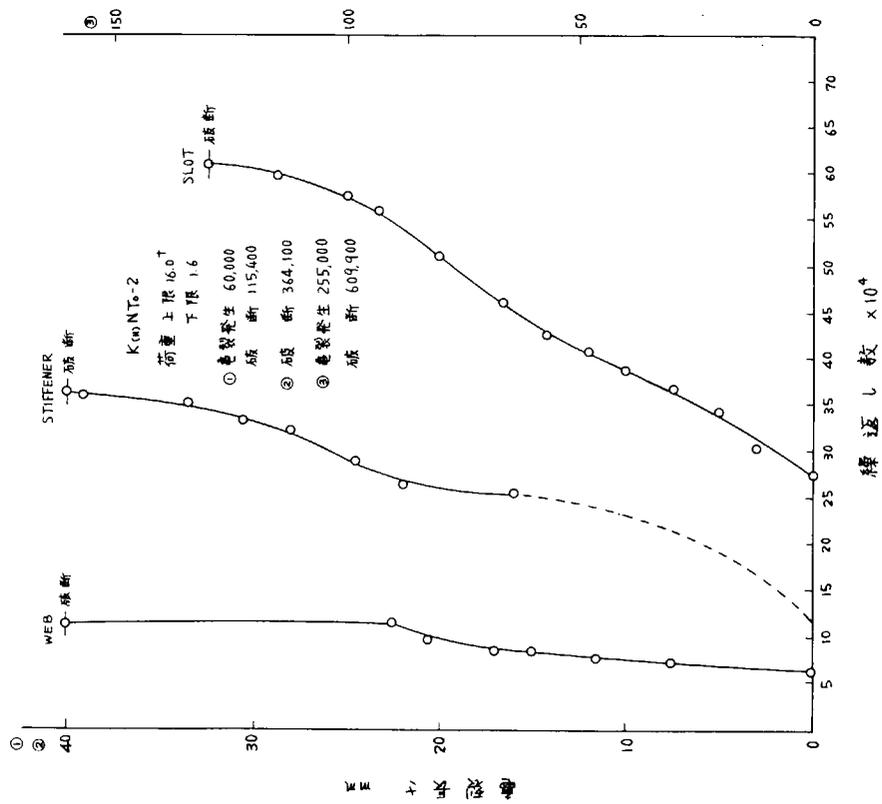
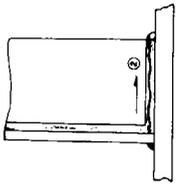
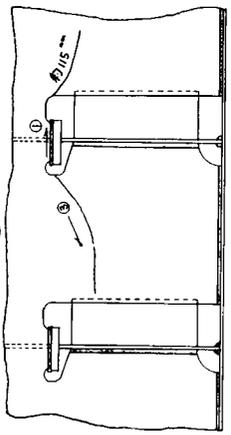


図 3.2.3.1 亀裂の発生と進展

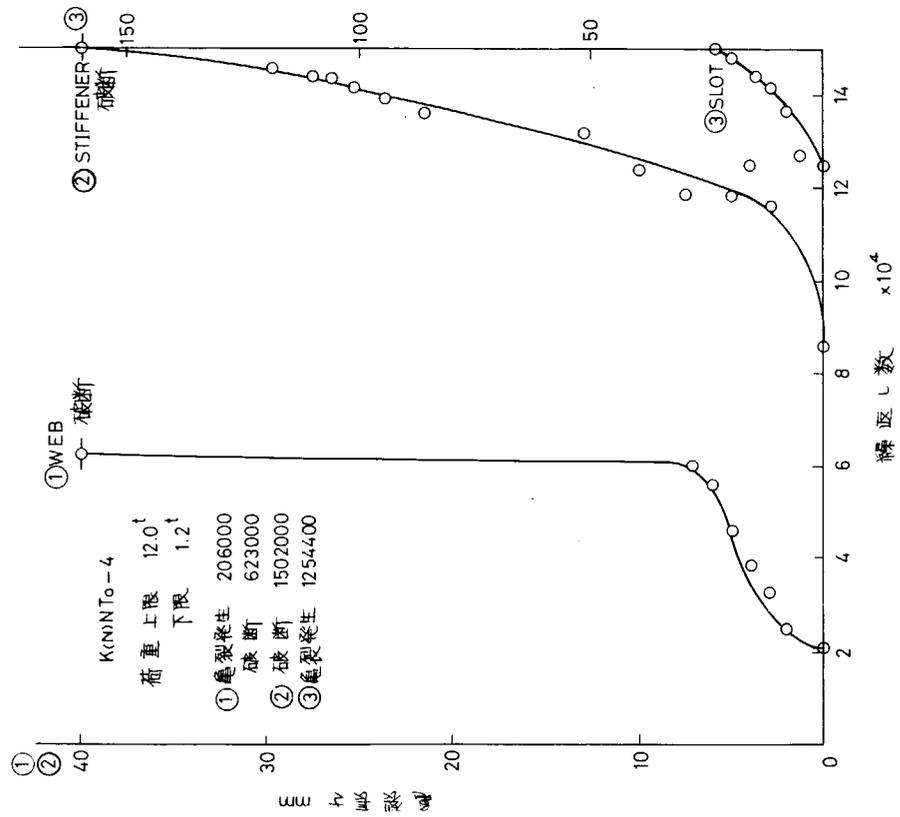
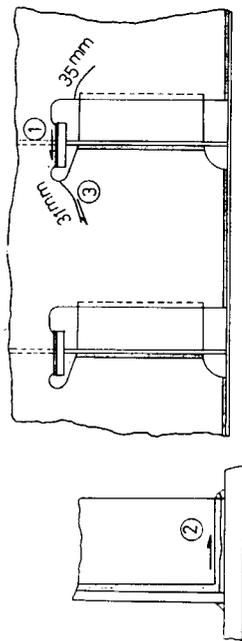
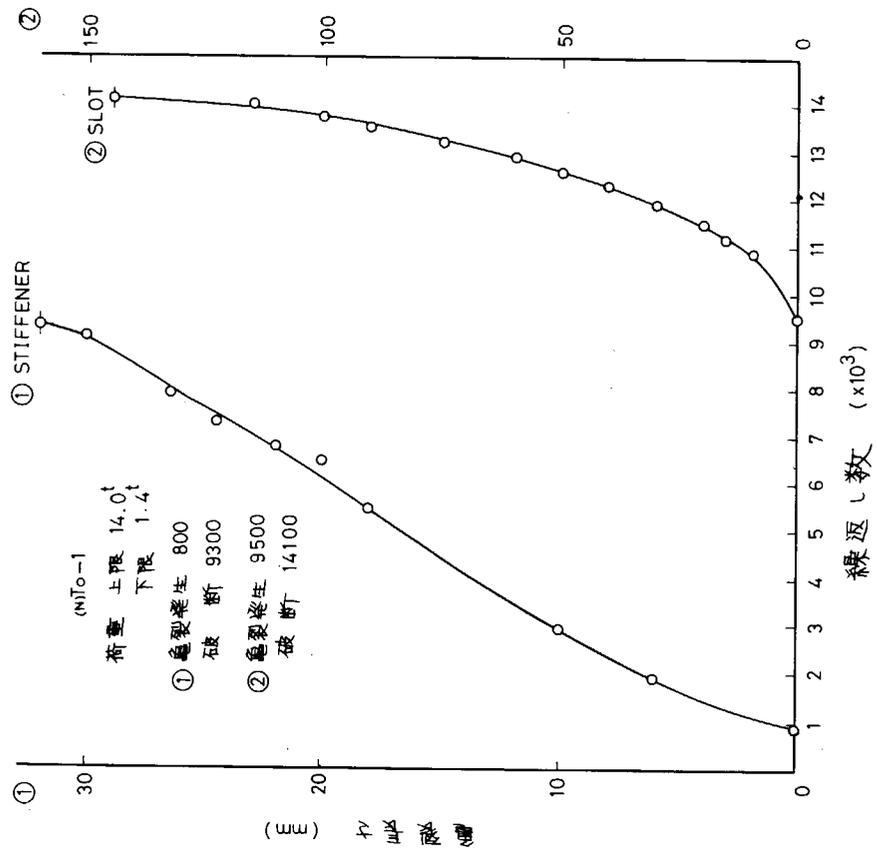
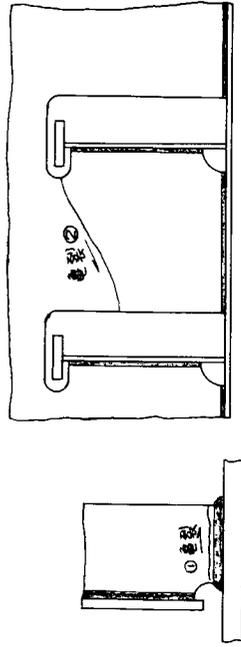


図 3. 2. 3. 4 亀裂の発生と進展

図 3. 2. 3. 3 亀裂の発生と進展

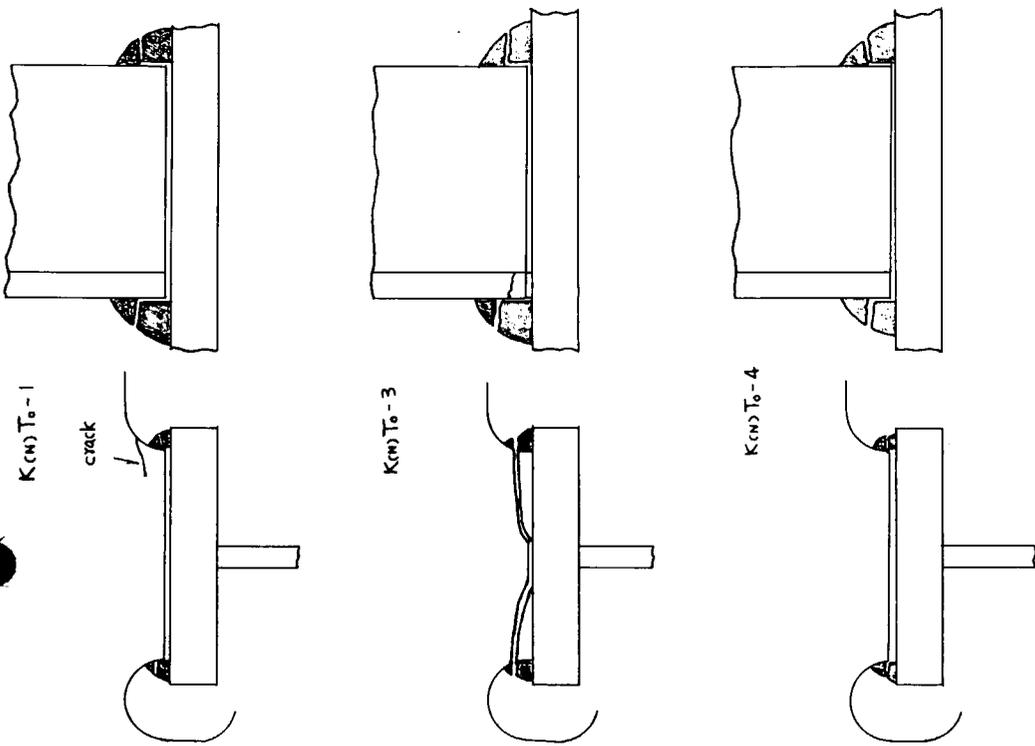


図3.2.35 K(N)To型試験体破断状況

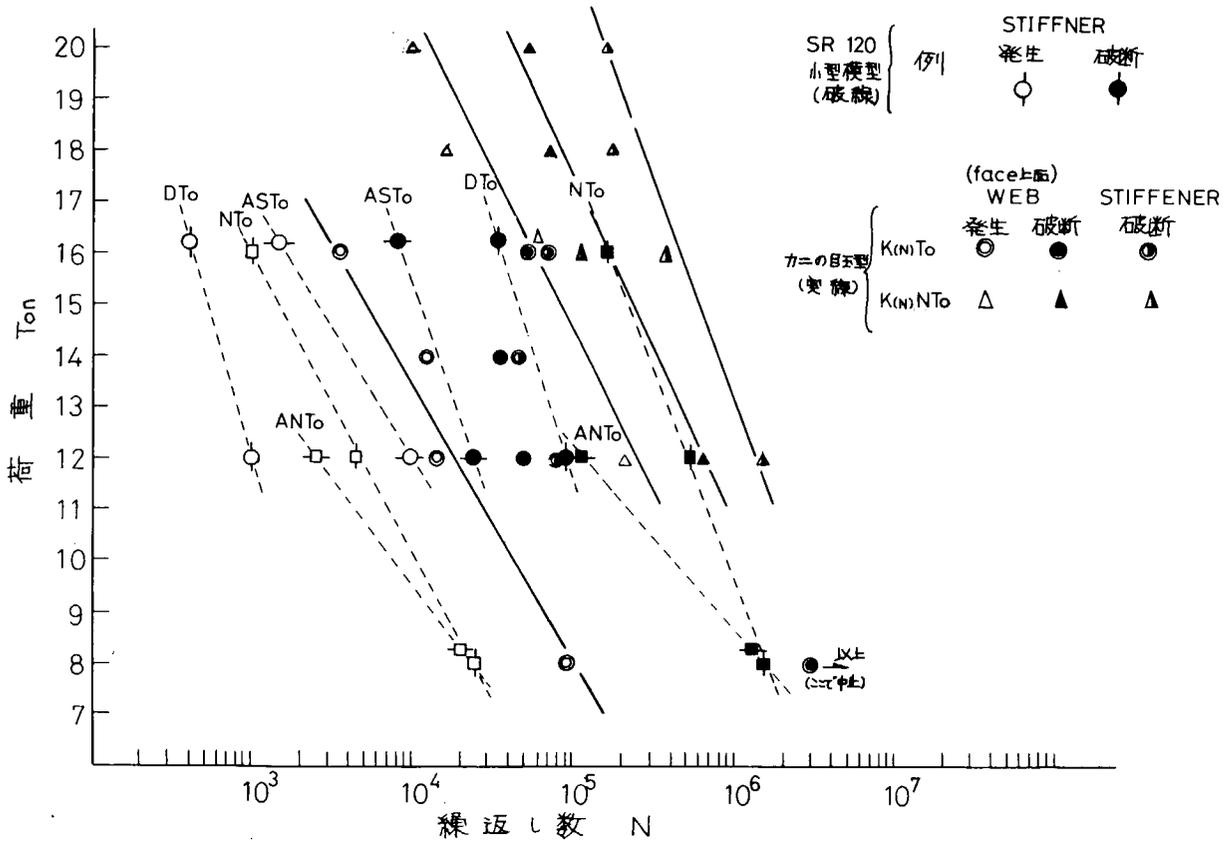


図 3.2.36

### 3.3 小型模型疲労試験（日本海事協会技術研究所）

#### 3.3.1 はしがき

大型船の横部材におけるスロット周辺、とくに、縦部材とスチフナーとの固着部にはかなり多くのクラックが発生し、その防止対策についての研究が要望されている。本研究は、これらの防止対策のうち、小型模型により、スロット周辺の応力分布および疲労強度を試験したものである。

#### 3.3.2 試験模型および試験の種類

本年度の疲労試験は追加試験であって、本研究所で試験した模型は、いわゆる“さしこみ型”模型であって、計4個のうち、1個はバックブラケットがあるもの、他の3個はバックブラケットのないものである。さしこみ型模型の概観図を図3.3.1に示した。図からわかるように、模型の長さは1,100mm、幅は400mm、高さは525mmであって、3条の縦通材が通っている。これらの主要寸法は、前年度までに試験した小型模型と同じである。また、模型のウェブおよびスチフナーなどに使用した鋼板は板厚4.5mmのSS41である。

試験の種類として、静的荷重によるスロット周辺の応力分布測定（バックブラケットなし1個、あり1個、計2個）と変動荷重による疲労試験の2種類の試験を行なった。

荷重は図3.3.1に示すように、模型の両端から100mmのところまで支持し、特別な治具で、中央の縦通材の両端を下向に押した。このような荷重は、実船の場合にたとえると、船底水圧より倉内荷重が大きい場合に相当し、スチフナーと縦通材の固着部には引張りの応力が発生し、疲労に対してはもっとも弱い状態である。また、静的試験による応力分布測定では上記と逆の荷重による応力分布も測定した。

#### 3.3.3 静的試験による応力測定

ウェブカットアウト部、スチフナー部およびバックブラケット部における歪ゲージ貼付位置を図3.3.2に示す。使用した歪ゲージは、ゲージ長2mmおよび5mmのものである。板面には両側に歪ゲージを貼付してその平均値を採用した。応力の測定は中央のスロット周辺だけでなく、3つのスロット全部について行なった。

実験結果の一例として、荷重3tの場合の応力分布を図3.3.3～図3.3.6に示した。図3.3.3はバックブラケットのない場合で、スチフナーが引張の場合、図3.3.4は前述の模型において、逆の荷重を加えた場合の応力分布を示す。つぎに、図3.3.5、3.3.6はバックブラケットのある場合の応力分布である。なお、これらの図において、a)はウェブカットアウト部の応力分布を示し、b)はスチフナーおよびバックブラケット部の応力分布を示す。

これらの応力分布からわかるように、スチフナーおよびバックブラケットの応力分布は、昨年度までに実験した従来の型の応力分布と同じ傾向の応力分布を示し、応力の大きさは、カラーなしの標準模型の応力よりかなり減少して、カラーつき模型とほぼ同程度である。

#### 3.3.4 疲労試験

本実験に使用した疲労試験機はローゼンハウゼン型疲労試験機（東京衡機製）であって、実験時の繰返速度は300r.p.mである。荷重はすべて片振り荷重で、スチフナーと縦部材との固着部に引張応力が生ずるような荷重である。ただし、この場合の最低荷重は1tとした。

バックブラケットなしの模型3個に対しては、それぞれ、15t-1t、12.5t-1t、10t-1tの繰返荷重を加え、バックブラケット付模型（1個）には15t-1tの繰返荷重を加えて疲労試験を行なった。荷重範囲12.5t-1tおよび10t-1tの場合は、スチフナーと縦部材との固着部にクラックが発生したが、クラック伝播

の速度がきわめておそく、200万回の繰返数でもスチフナーが破断しなかったので、これらの模型に対しては荷重範囲を15t-1tに上げて試験を続行した。

各模型において、スチフナーにクラックが発生したときの繰返数や破断したときの繰返数などを表3.3.1に、また、クラックの発生状況の概要を図3.3.7に示した。表3.3.1および図3.3.7からわかるように、まず、クラックは、スチフナーと縦部材との固着部のウェブ側から発生し、それが進展してスチフナーが破断し、ウェブのカットアウト部にクラックが発生し進展するという順序である。これらのクラックの発生進展状況は前年度までに試験した従来の型のスロットとほぼ同様である。

次に、各模型において、クラックの長さとの関係を図3.3.8に示す。縦軸はクラックの長さ、横軸は繰返数を示す。

このさしこみ型は従来のカラー付のもの改良型と考えられるので、これら両者の疲労強度を比較したのが図3.3.9である。図はさしこみ型およびカラー付模型のスチフナーと縦部材との固着部のクラック発生からスチフナー破断までの繰返数と荷重との関係を示したものである。白丸はさしこみ型模型、黒丸はカラー付模型の試験結果を示す。また、カラー付模型の試験結果は、昨年度NK技研が当研究部会の試験を担当したときのものである。図からわかるように、差し込み型はカラー付模型に比べて、クラック発生でも、また、スチフナー破断でも、かなり疲労強度が向上している。

### 3.3.5 む す び

以上、さしこみ型模型4個(バックブラケットあり1個、なし3個)について疲労試験を行ない、大略、次のような結論を得た。

- 1) さしこみ型はカラー付模型に比べて疲労強度はかなり向上し、非常に有効である。
- 2) さしこみ型でバックブラケット付の模型を1個疲労試験したが、バックブラケットなしの模型に比べてクラック発生強度は多少高くなっている。

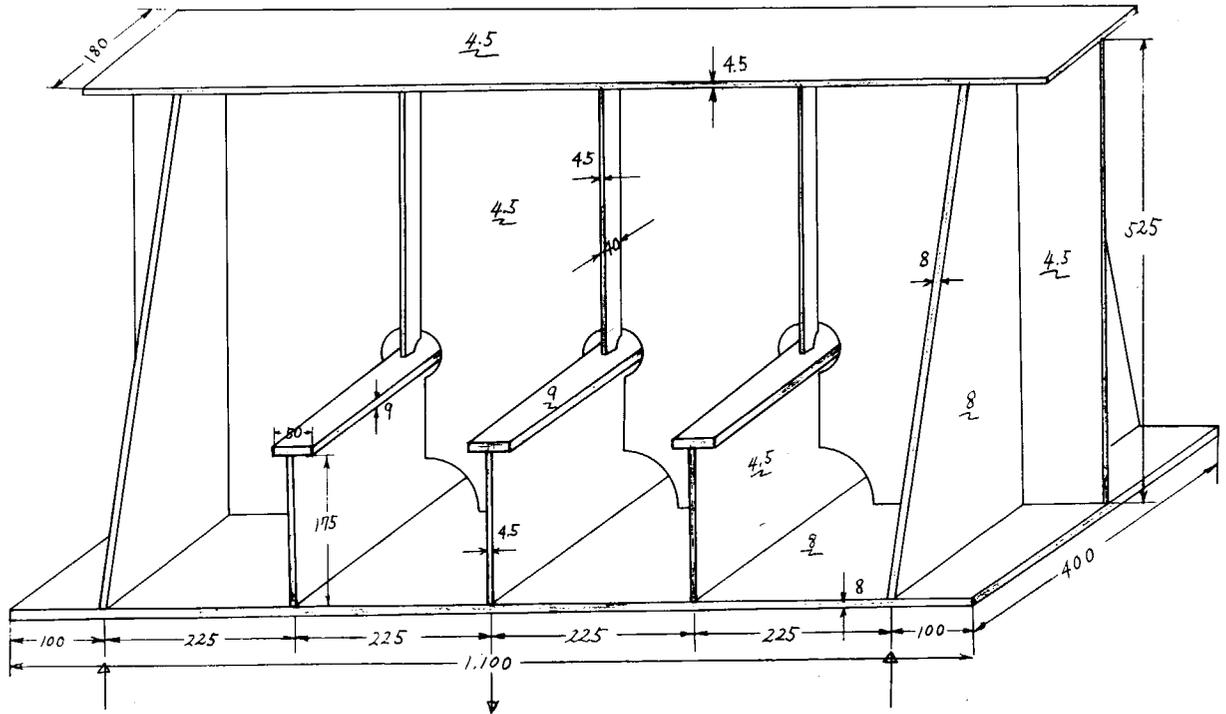
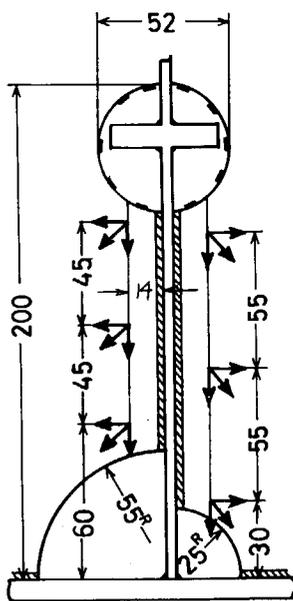
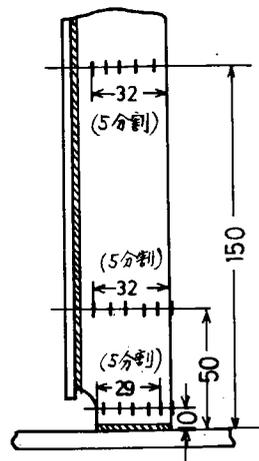


図 3.3.1 試験模型の概観図

ワエブカッタアウト部



スチフナー部



スチフナーおよび  
ブラケット部

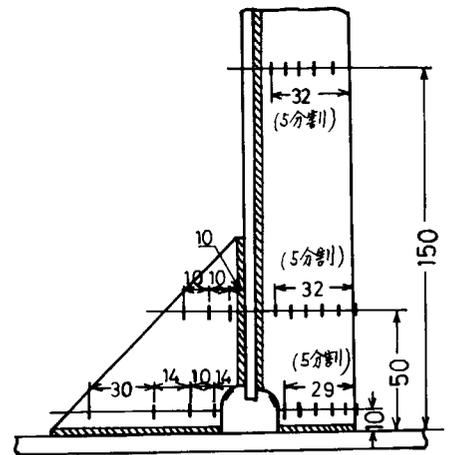


図 3.3.2 歪ゲージの貼付位置

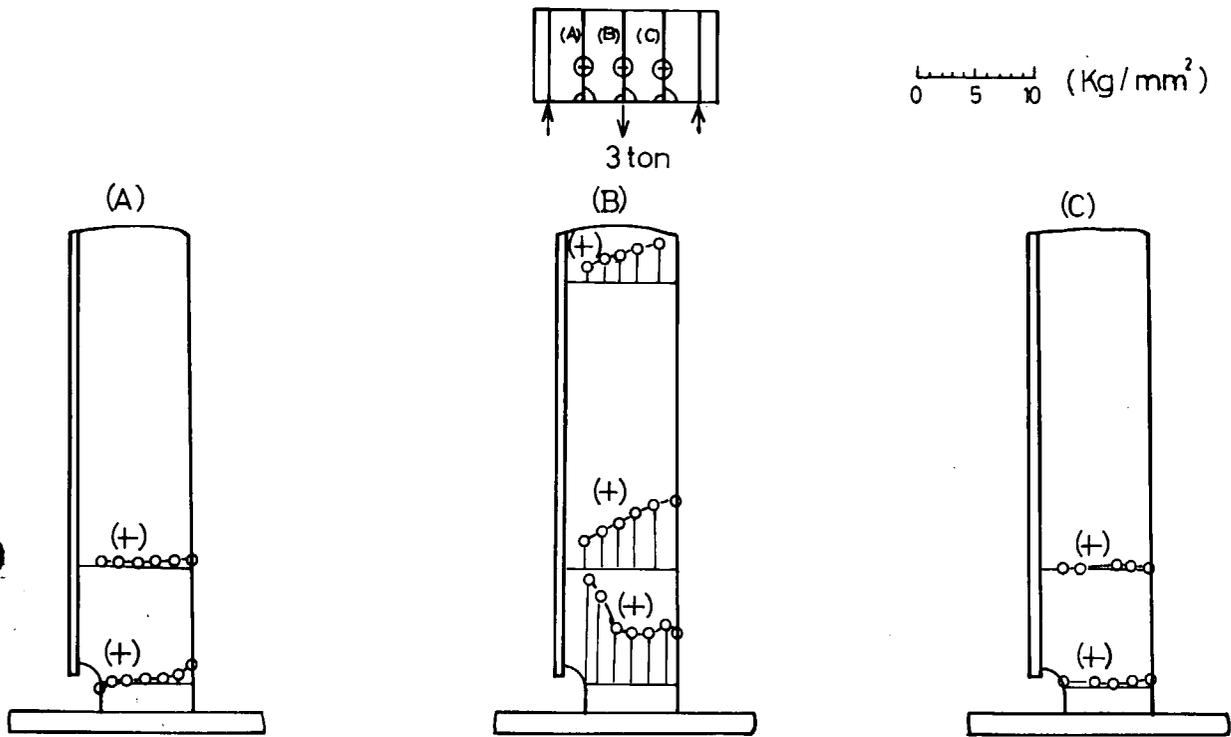


図3.3.3(a) スチフナー部の応力分布(スチフナー引張)

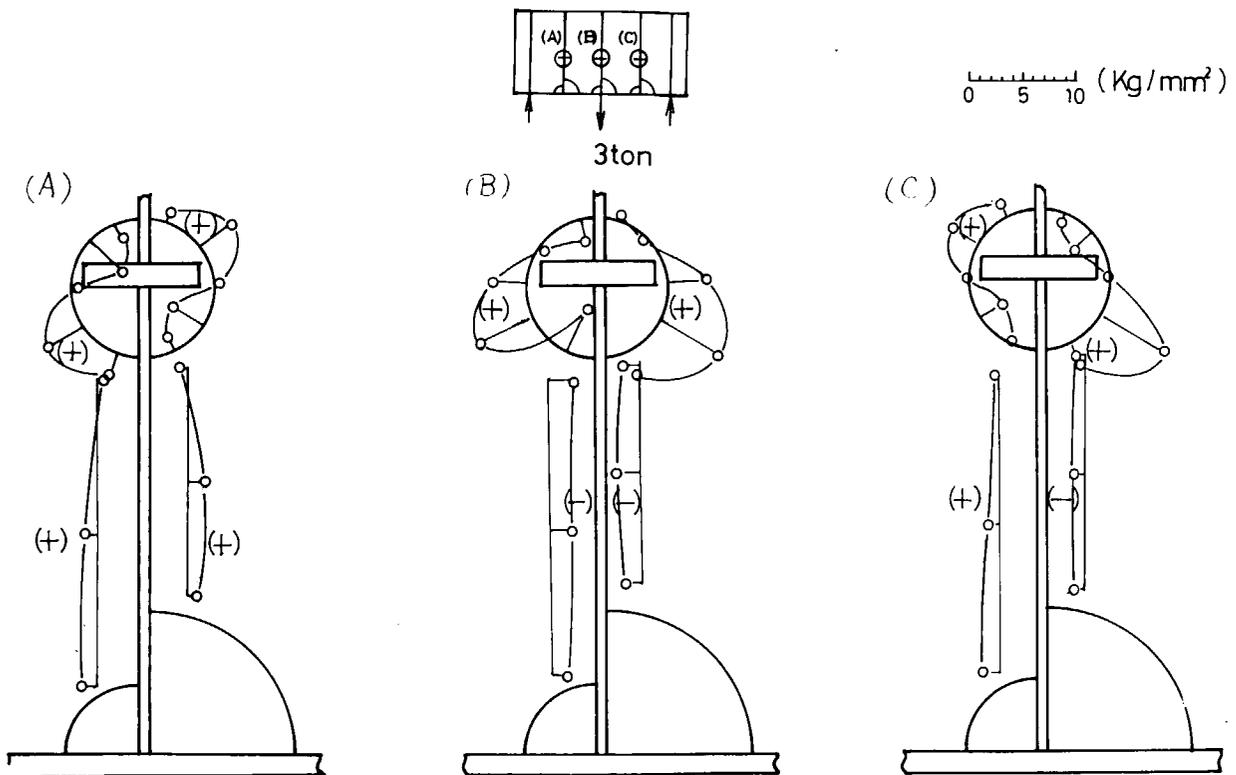


図3.3.3(b) ウェブカットアウト部の応力分布(スチフナー引張)

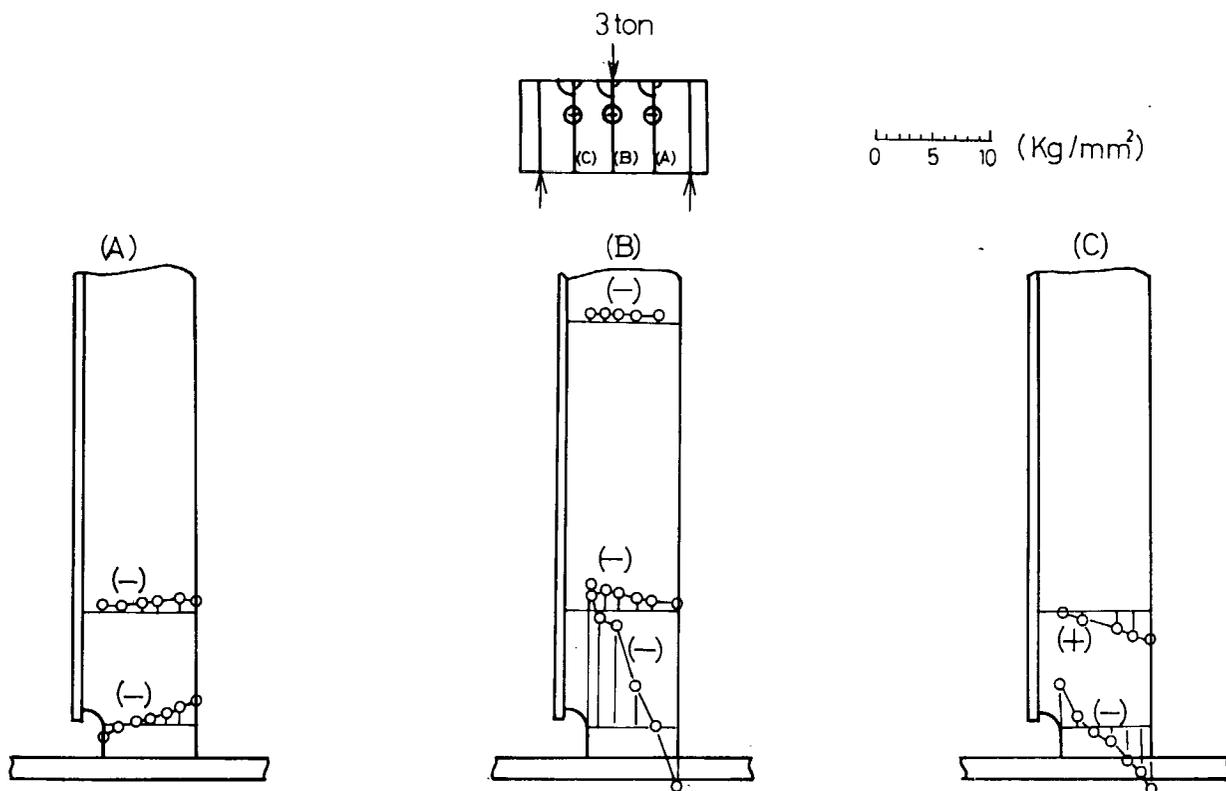


図 3. 3. 4 (a) スチフナー部の応力分布 (スチフナー圧縮)

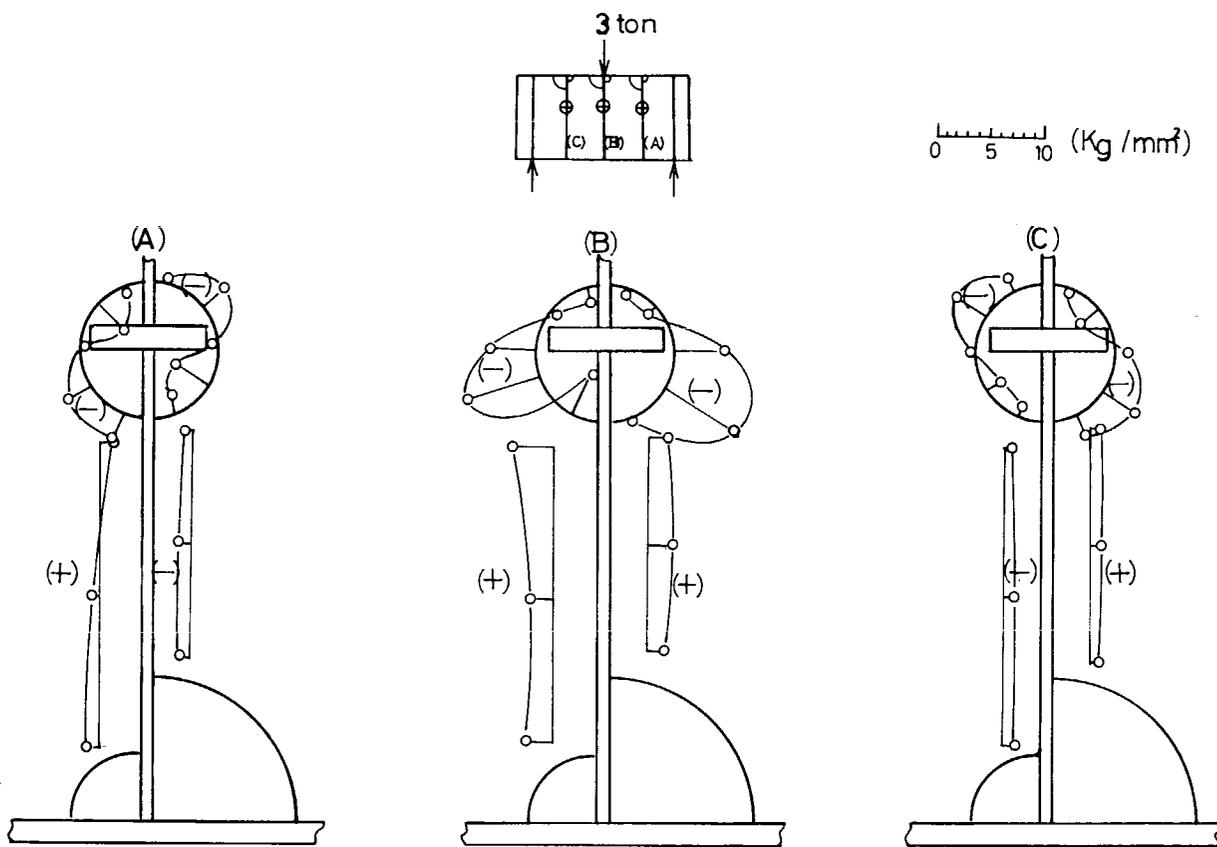


図 3. 3. 4 (b) ウェブカットアウト部の応力分布 (スチフナー圧縮)

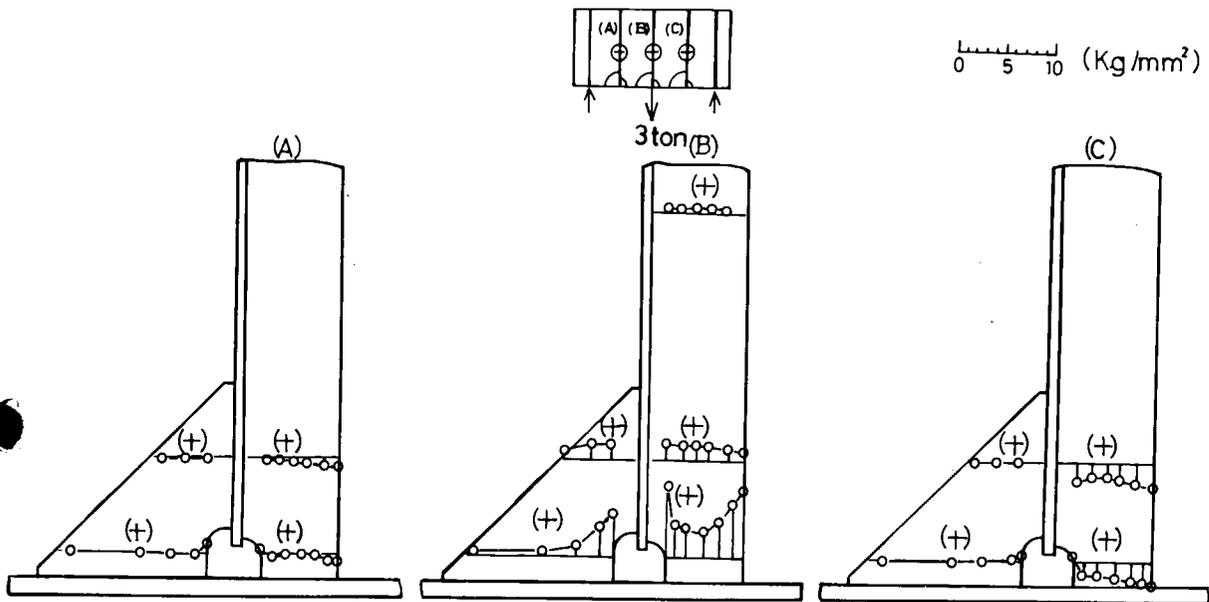


図 3. 3. 5 (a) ブラケット付模型のスチフナーおよびブラケット部の応力分布  
(スチフナー引張)

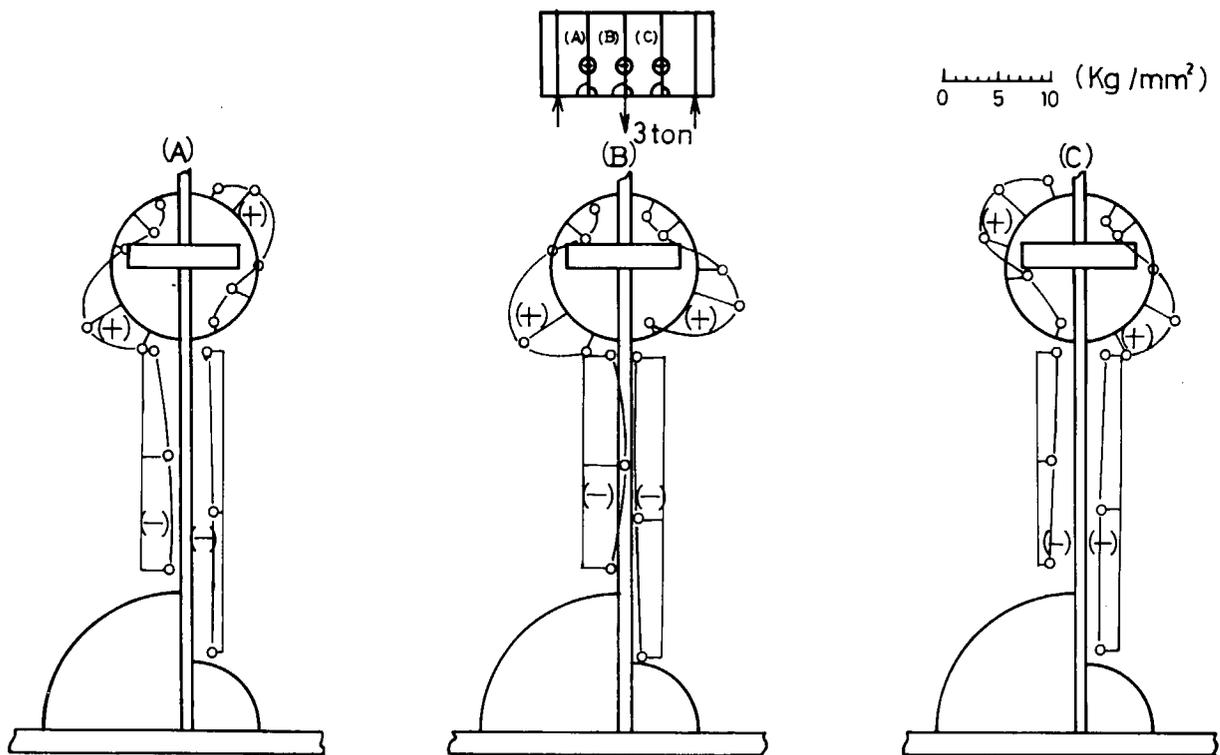


図 3. 3. 5 (b) ブラケット付模型のウェブカットアウト部の応力分布  
(スチフナー引張)

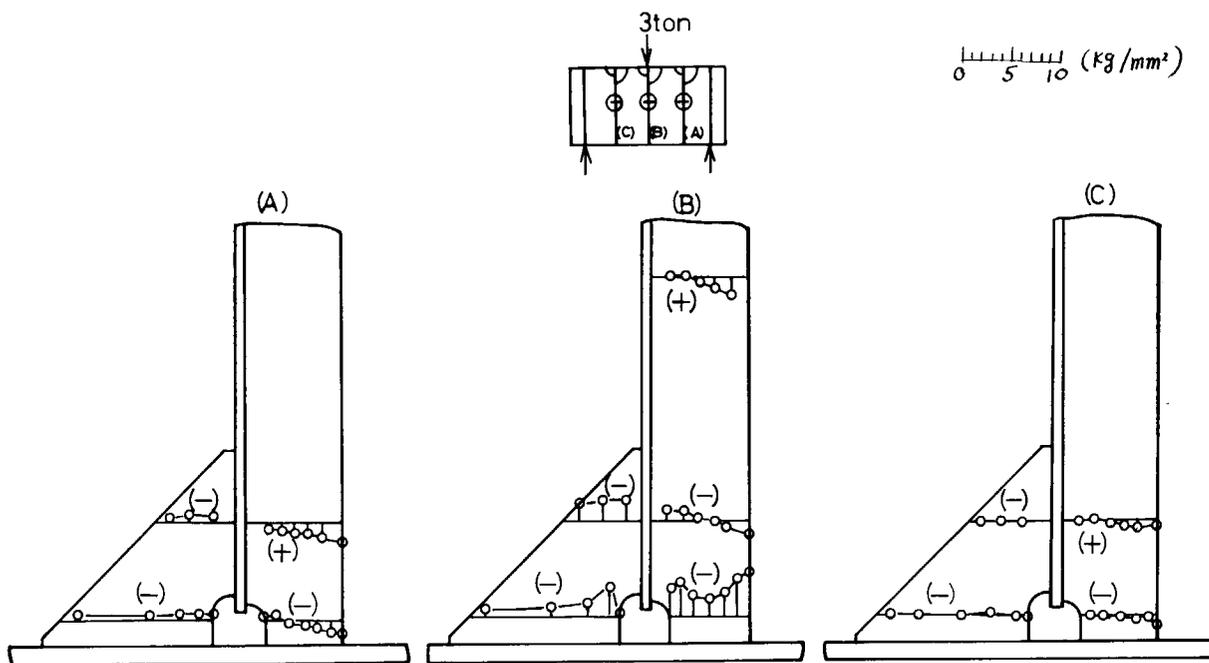


図 3. 3. 6(a) ブラケット付模型のスティフナーおよびブラケット部の応力分布  
(スティフナー圧縮)

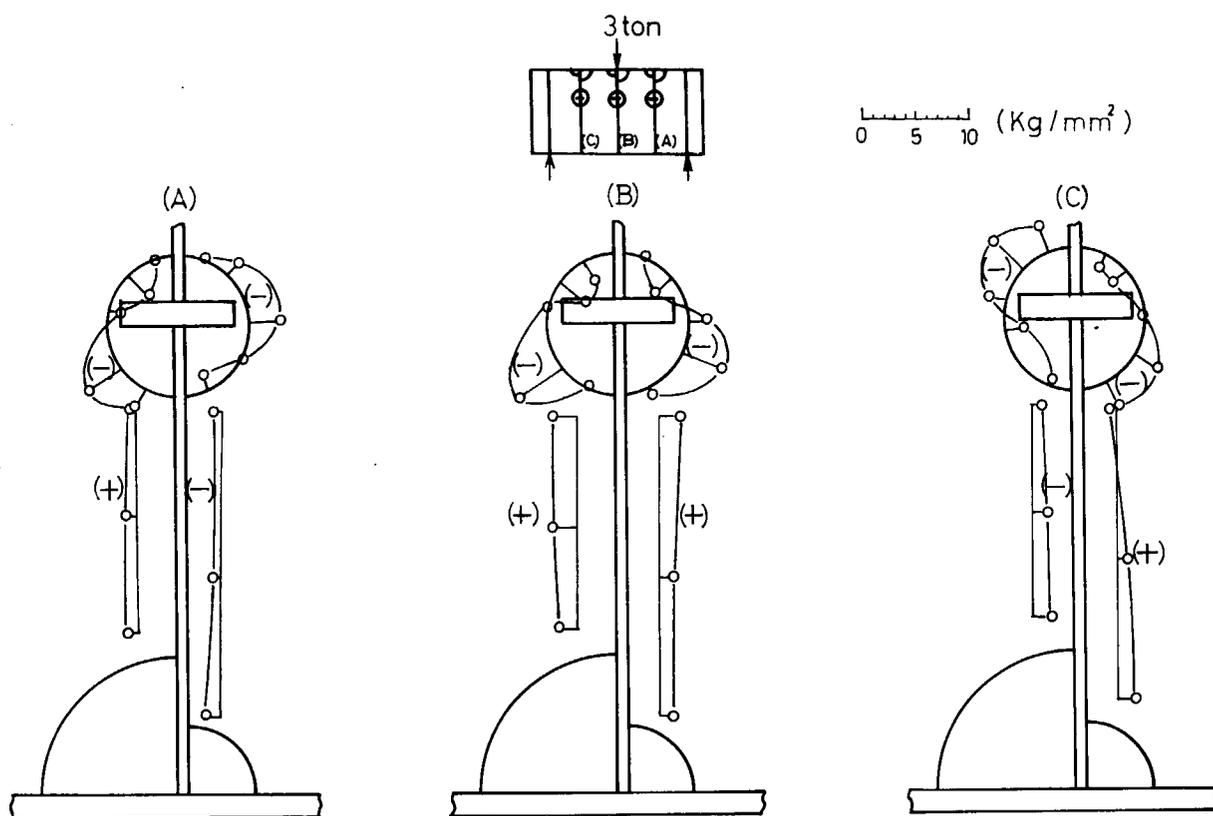


図 3. 3. 6(b) ブラケット付模型のウェブカットアウト部の応力  
(スティフナー圧縮)

表3.3.1 クラックの発生状況

模型の種類		さしこみ型バックブラケットなし			バックブラケット付
		10t-1t (15t-1t) <sup>※</sup>	12.5t-1t (15t-1t) <sup>※</sup>	15t-1t	15t-1t
スチフナー	クラック発見時の繰返数	① <sup>※※</sup> のクラック 185,000	①のクラック 35,000	①のクラック 9,200	②のクラック 17,000
	クラック長さ10mmのときの繰返数	1,500,000	800,000	50,000	40,000
	破断時の繰返数	(2,200,000)	(2,136,700)	106,600	101,000
ブラケット	クラック発見時の繰返数				70,000
	クラック長さ10mmのときの繰返数				100,000
	破断時の繰返数				520,000
ウェブ	クラック発見時の繰返数	⑤のクラック (2,670,000)	⑥のクラック (2,390,000)	⑤のクラック 341,500	⑤のクラック 350,000
	クラック長さ10mmのときの繰返数	(2,690,000)	(2,440,000)	345,000	365,000
	試験停止時の繰返数	(2,857,600)	(2,745,300)	483,500	632,500
その他のクラック		スチフナー②に 10mm程度	ウェブ④に 9mm程度	ウェブ④に 6mm程度	ウェブ④に 5mm程度

注 ※ 10t-1t, 12.5t-1tの荷重では $2 \times 10^6$ 回の繰返数でもスチフナーは破断しなかったため、 $2 \times 10^6$ 回以降は荷重を15t-1tとして実験を続行した。そのため、 $2 \times 10^6$ 回以降に生じたクラックの繰返数はすべて( )の中に入れてある。

※※ ○の中の数字は図3.3.7のクラックの位置を示す。

ブラケットなしの模型

ブラケット付模型

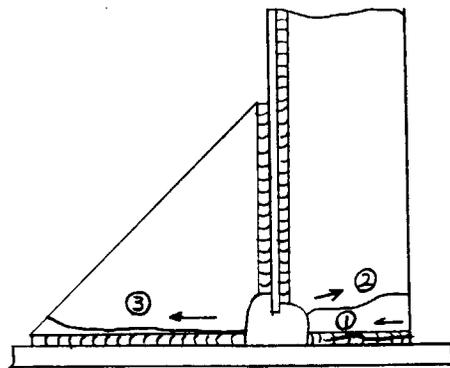
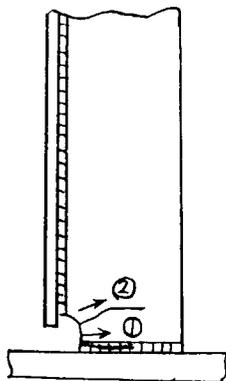
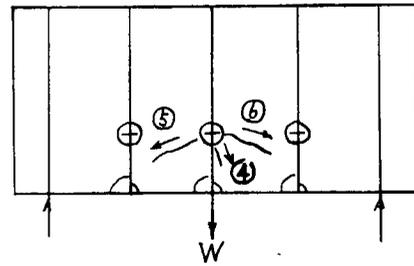
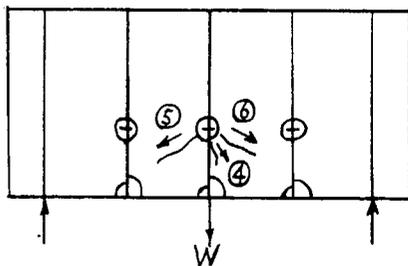


図3.3.7 クラックの発生状況

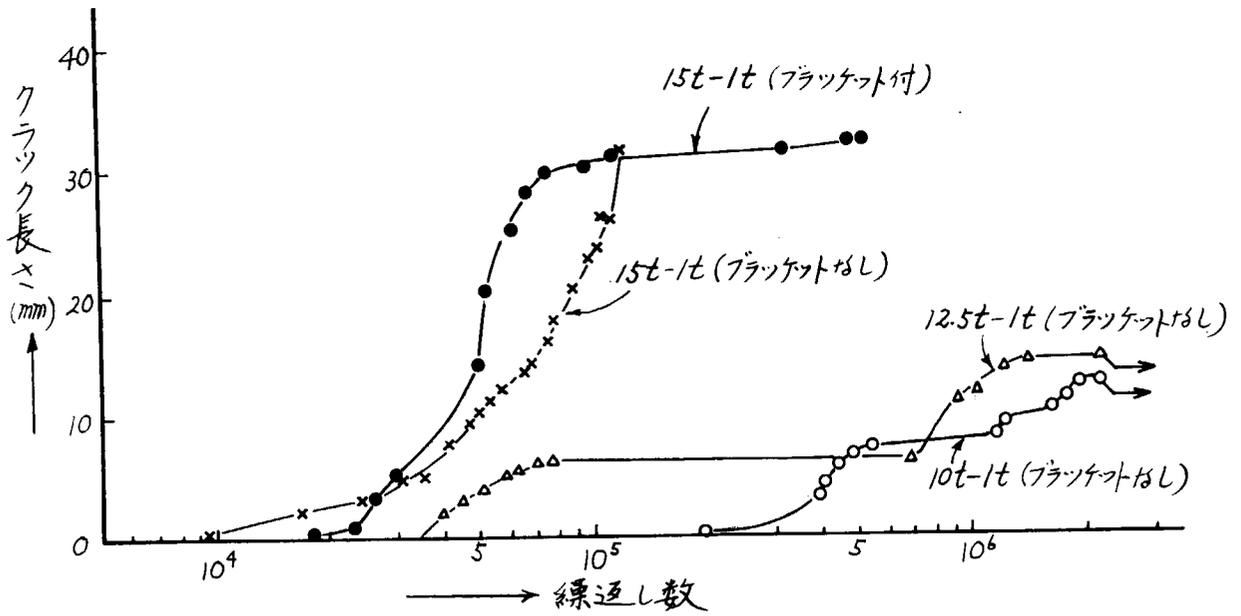


図 3. 3. 8 スチフナーのクラック長さと繰返し数との関係

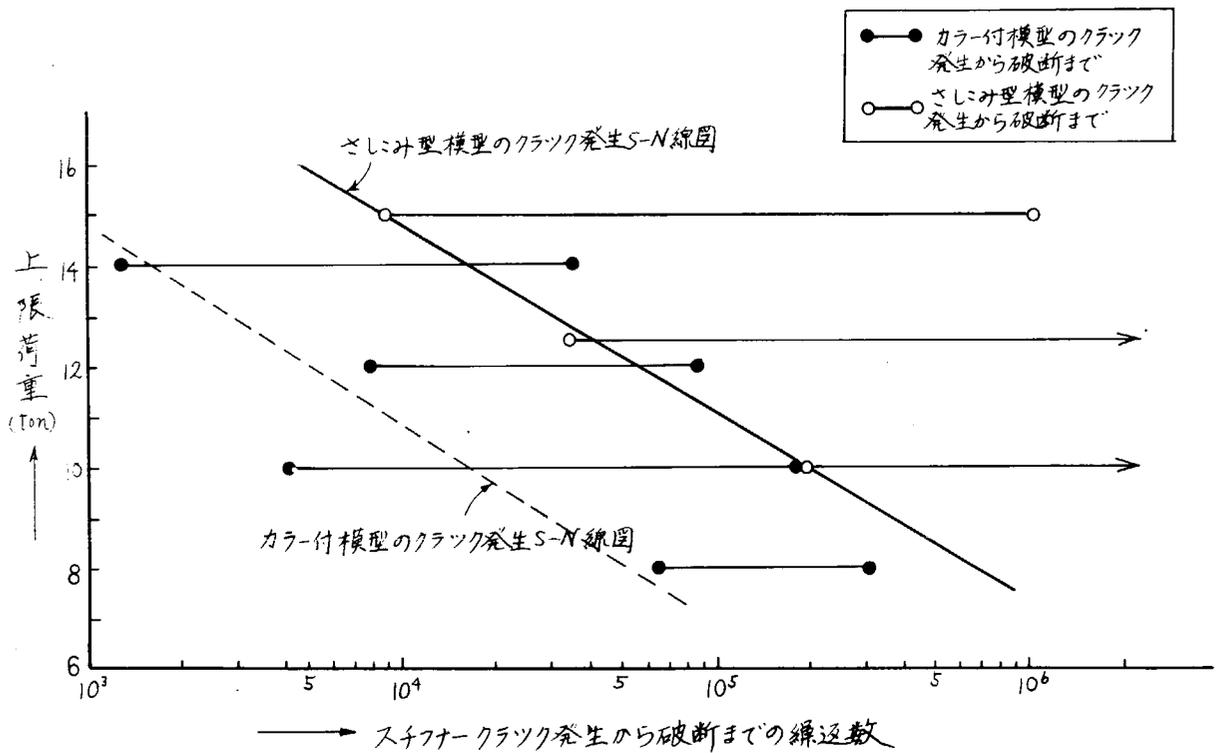


図 3. 3. 9 さしこみ型とカラー付模型との疲労強度の比較

### 3.4 大型模型疲労試験

#### 3.4.1 試験内容

本年度の試験として大型標準試験片3個(うち1個は東京大学において試験を実施した)を寸法効果をしらべる目的で実験を行なった。実験装置概要を図3.4.1に示す。

#### 3.4.2 実験結果

静荷重 6.0 ton においてスチフナー部およびスロット部の応力計測を行ない、この結果を図3.4.2, 図3.4.3, 図3.4.4, 図3.4.6に示す。図3.4.4と図3.4.7はこれらを5 ton-50 tonにて疲労試験を行なった結果である。模型製作担当の社より東大および三井造船へ送付されてきた模型は溶接脚長が4 mm程度の一層盛りで、全体としてとけ込み不足であり、結果として切断されたところは溶接切れであつた。

#### 3.4.3 考察

1体目の静応力分布がやや異常であつたため、2体目も同一の荷重で行なった。東大で行なわれたLT<sub>0</sub>-1とともに疲労実験結果を表3.4.1に示す。図3.4.8は大型模型のP-N曲線を通常型模型の荷重を4倍(縮尺比)<sup>2</sup>したものと比較した。一応概括的には両曲線の差が縮尺効果と考えられる。

ただし、LT<sub>0</sub>-1における破断はHAZに生じ、LM<sub>0</sub>-1, 2では溶着金属部に生じているため、厳密には比較の対象にはならない。

表3.4.1 大型模型疲労実験結果

試験体 符号	荷 重		スチフナー		スロット(ウェブ)	
	上限 ton	下限 ton	発 生	破 断	発 生	破 断
LM <sub>0</sub> -1	50.0	5.0	—	1100	8000	11200
LM <sub>0</sub> -2	50.0	5.0	150	930	3000	6400
LT <sub>0</sub> -1	25.0	2.5	2400	81100	281600	430500

LM<sub>0</sub>-2

荷重 6.0t

- 荷重 6.0t 作用位置
- 荷重 6.0t 作用位置

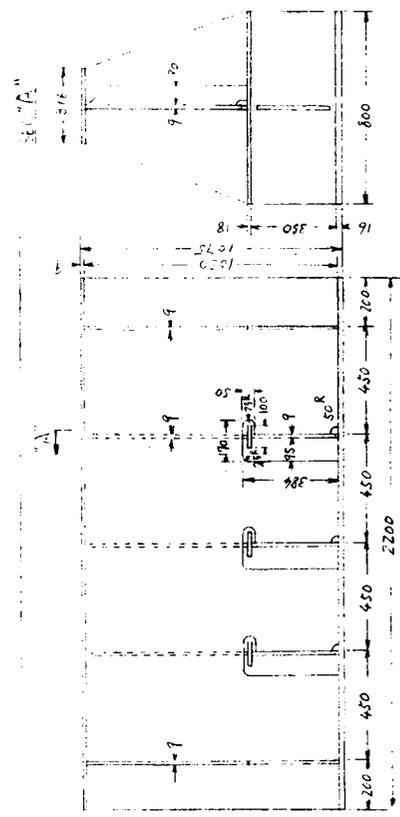
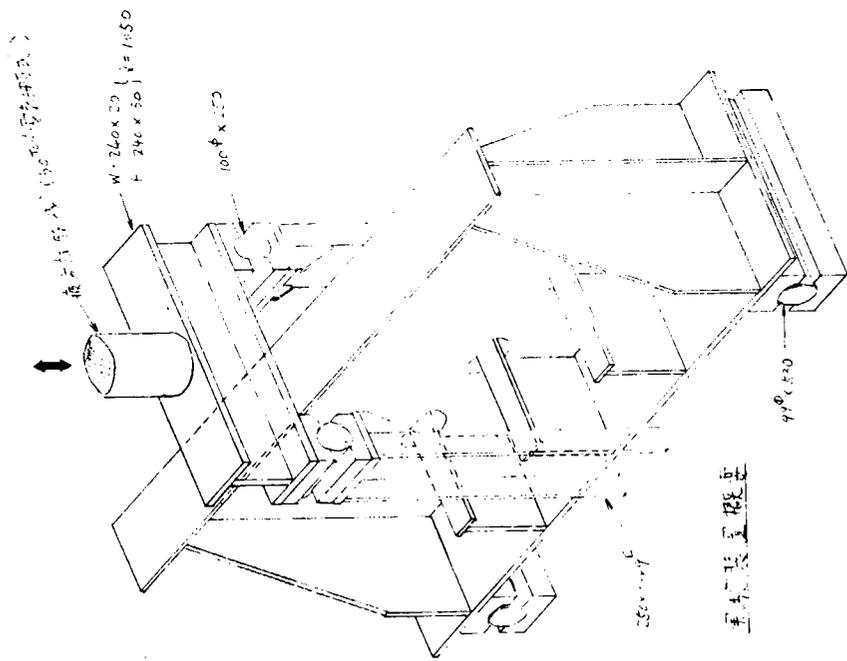
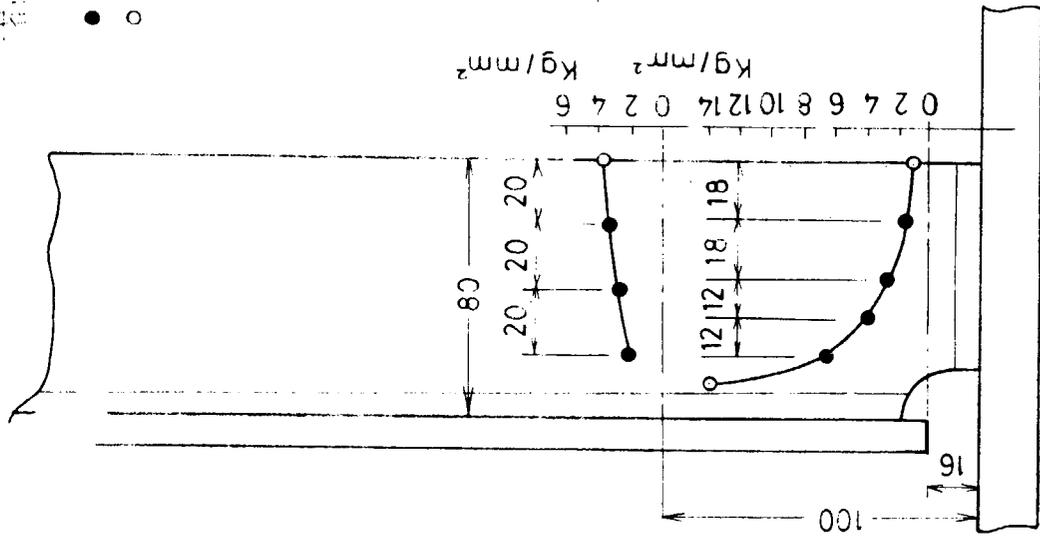


図 3.4.1 実験模型寸法および装置概要

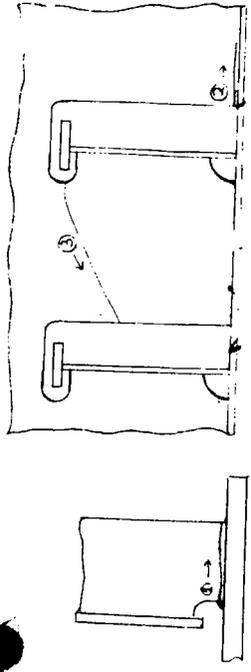
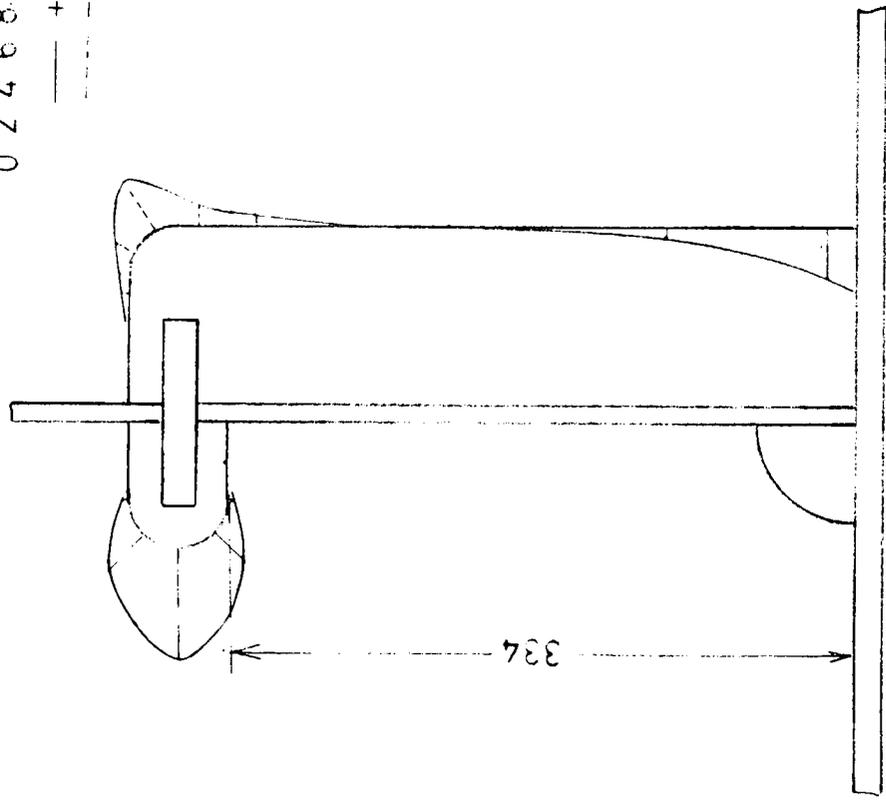
図 3.4. 応力分布 (STIFFENER)

LM<sub>0</sub>-2

6.0t

0 2 4 6 8 Kg/mm

— +  
- - - -



LM<sub>0</sub>-2

容積率 56.0%  
P.P.S. 7.15%

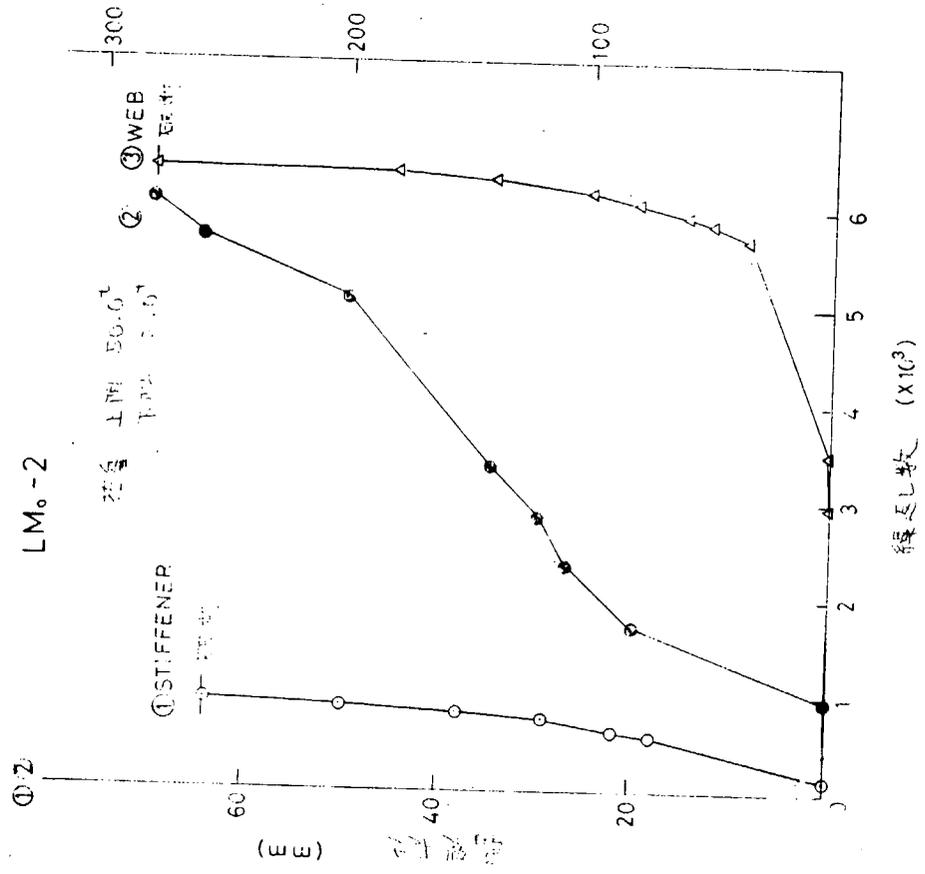


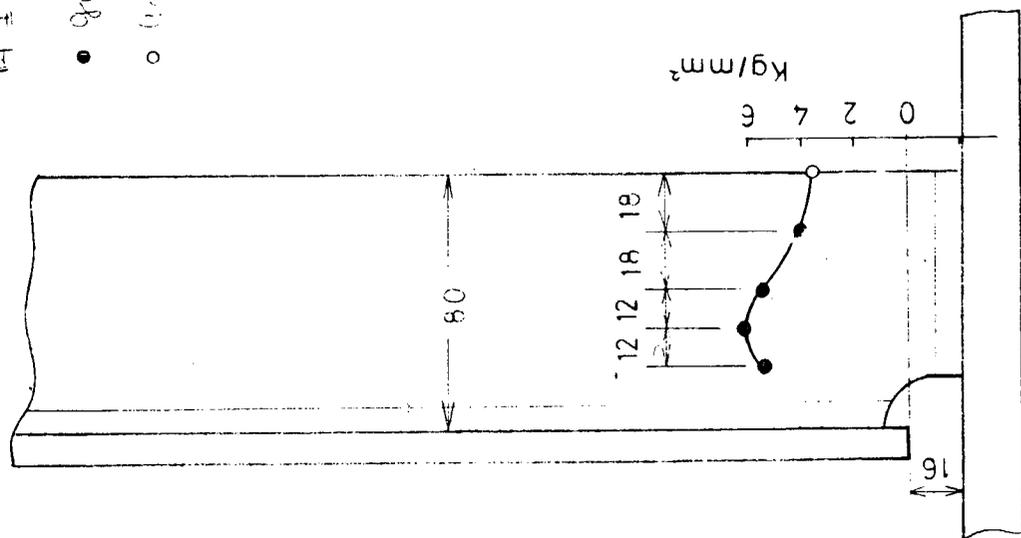
図 3.4.4 亀裂の発生と進展

図 3.4.3 応力分布 (SLOT)

LM<sub>0</sub>-1

荷重 6.0t

- 荷重面平均値
- 荷重端部



LM<sub>0</sub>-1

荷重 6.0

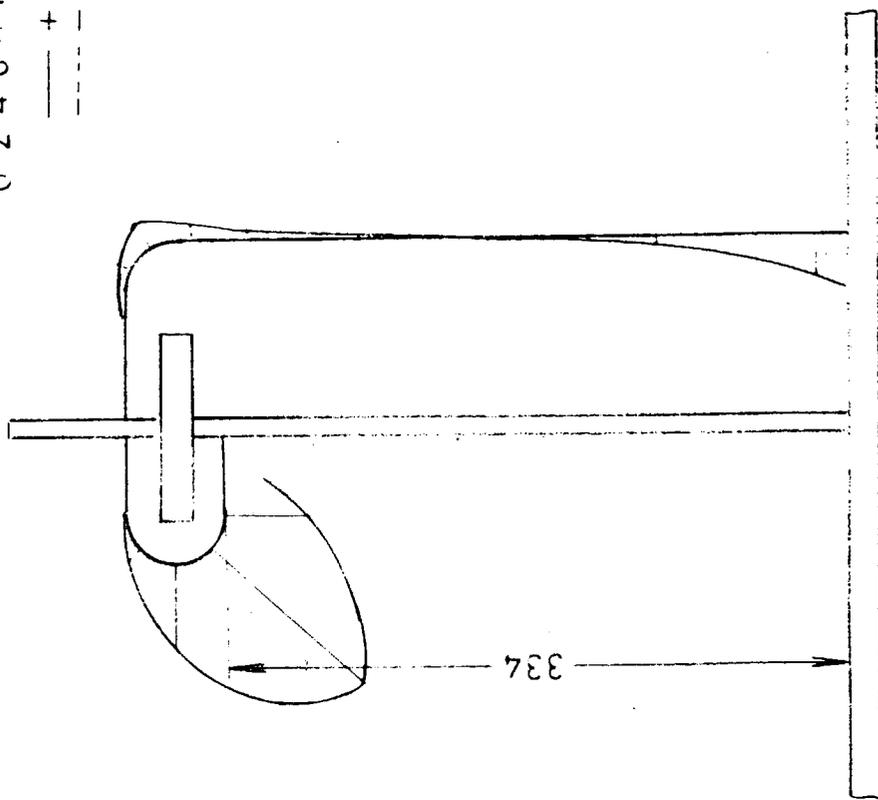
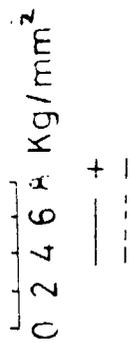


图 3.4.6 应力分布 (SLOT)

图 3.4.5 应力分布 (STIFFENER)

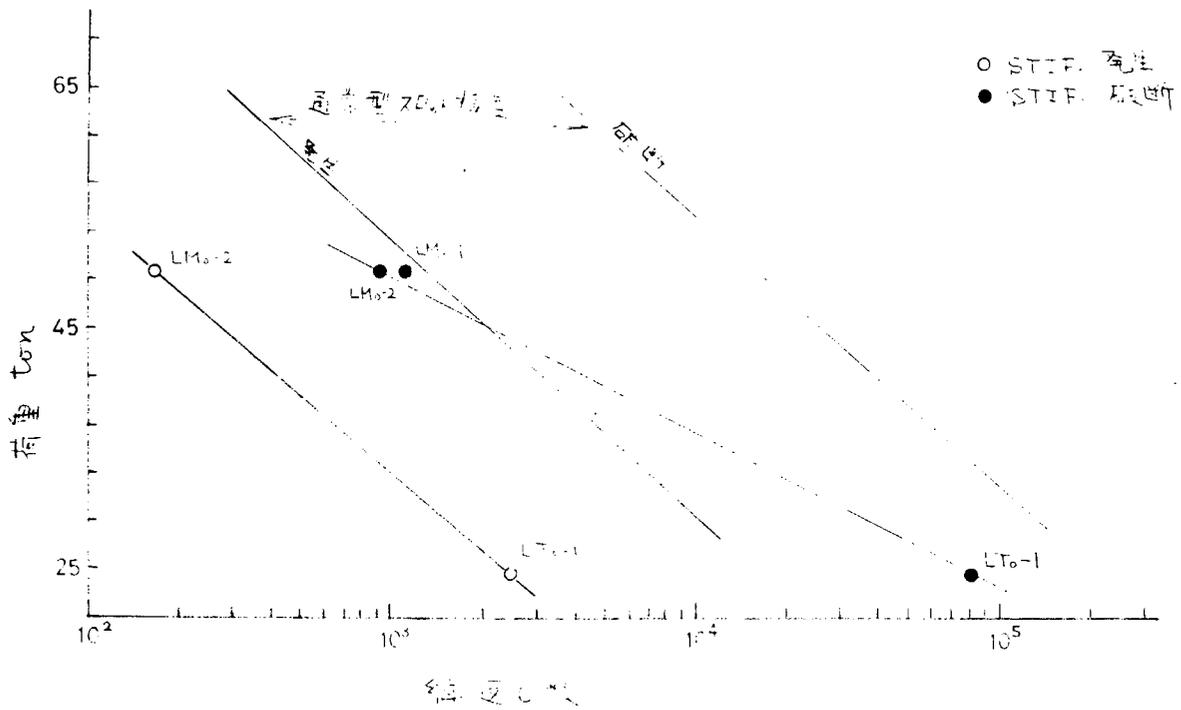


図 3.4.8 P-N 曲線

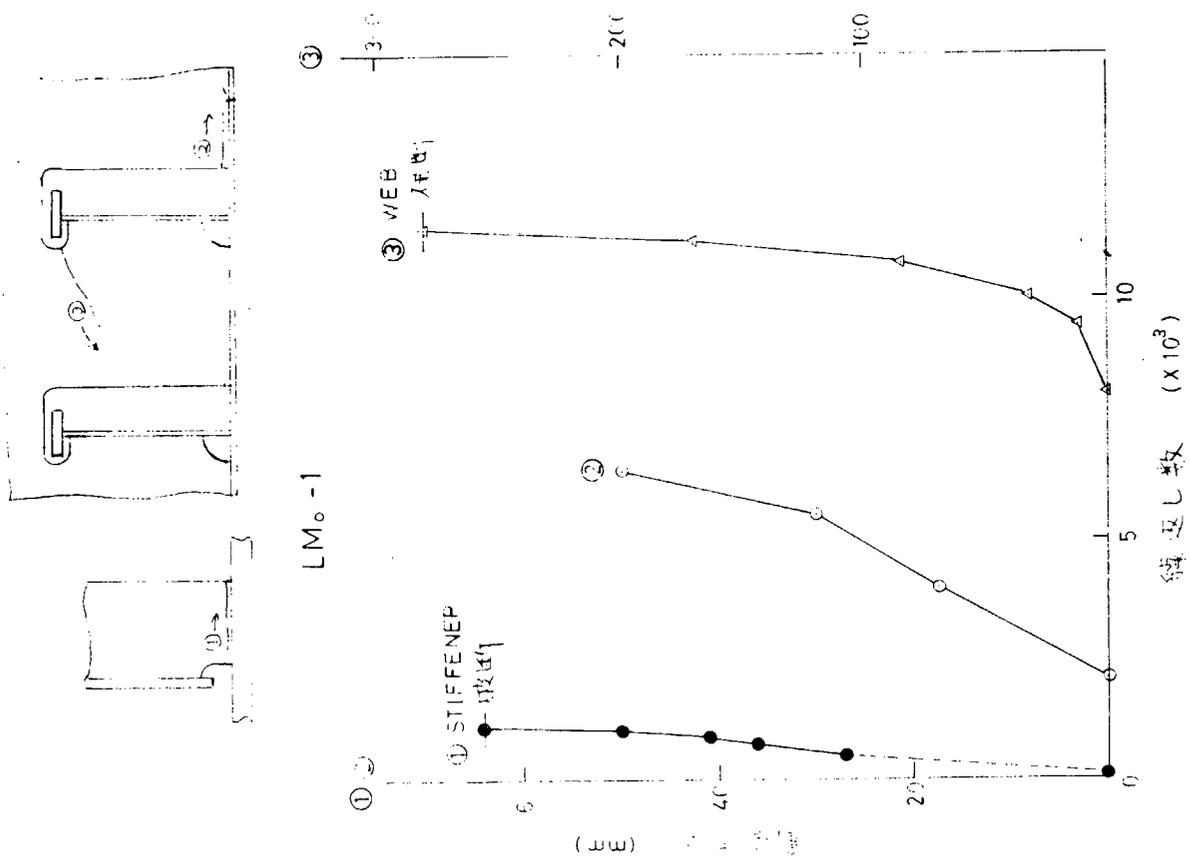


図 3.4.7 亀裂の発生と進展

### 3.5 十字継手試験（局部模型試験）

46年度においては、STIFFENER基部の十字継手試験片（公称、板厚4.5mmと16mmの二種類）により低サイクル疲労試験を行ない、STIFF.基部溶接部の疲労亀裂発生におよぼす縮尺の影響を調べた。今年度は引続き同様な十字継手試験片を用い、①基部断面の応力勾配を変えた試験（これは $Back.B^{\frac{K}{T}}$ の有・無による応力勾配に対応するもの）、および、②高サイクル領域のデータを集めるための試験を実施した。また、これら試験結果を、45、46年度報告の小型構造模型疲労試験結果と比較した。

#### 3.5.1 試験方法

表3.4.1に供試材の機械的性質を45、46年度分と合せ示している。疲労試験機は繰返し速度3～10r.p.m程度の低サイクル疲労試験機と、1,300r.p.mの高サイクル疲労試験機を使用し片振引張荷重を負荷した。図3.5.1と図3.5.2に各試験機に使用した試験片の形状寸法を示している。なお、荷重の偏心量は $\Delta=0$ と $\Delta=4.25mm$ の二種類とした。 $\Delta=4.25mm$ は46年度の偏心十字継手と同一である。

疲労試験に先立ち各系列2体ずつについて静的応力分布を測定した。図3.5.3にstrain gageの貼付位置を示している。

#### 3.5.2 試験結果および考察

図3.5.4に応力計測結果を示している。gage②,③,④では計測値のバラツキは少なく、①,⑤では試験片によっていく分差が見られるが、応力分布の傾斜が急な所であり、gage貼付位置のズレによる誤差も含んでいると考えられる。しかし、荷重偏心量の誤差によるバラツキは少ないようである。 $\Delta=0$ 試片⑤の計測応力が高くなっている原因はよくわからない。疲労亀裂は $8^R$ の切欠底、溶接ビードtoe部から発生しており、応力分布傾向と矛盾するよう思われるが、 $Y=5mm$ 断面のFEM応力計算値から推測されるように、最高応力は切欠底ビードtoe部に生じていると考えられる。

表3.5.2および表3.5.3に疲労試験結果を示す。試験片符号は、例えばH4がHigh cycle試験機用試験片で偏心量 $\Delta=4.25mm$ を表わすものである。

図3.5.5に $\Delta=4.25mm$ の場合の亀裂発生サイクル数と荷重との関係を示している。 $N_c \cong 9 \times 10^4$ 以上のデータがHigh cycle試験機によるものである。なお、図中には比較のために46年度SR実験値と46年度社内実験値を併記している。社内実験値とは、46年度SRの試験片の溶接施工が十分でなく、すべて溶接ビード部から引きぬける状態であったので、その後同一供試材により追加試験を行なったものである。高サイクル試験機と低サイクル試験機のデータはほぼ良く対応しており、46年度SR実験値がやや短寿命側にあるが、他はかなり良い結果が得られている。同様に $\Delta=0$ の試験結果を図3.5.6に示す。

これまでに得られた縮尺偏心（or 偏心零）十字継手、実寸偏心十字継手などの結果を全体的に比較するために、gage①での変動応力範囲 $\sigma_1$ をパラメータにとって図示したものが図3.5.7である。

gage①が最高応力を表わすものではないが、現状では溶接ビードtoeの応力がわからないので、次善の方法として最も近い①の応力を用いることとした。

46年度の川崎重工業・技術研究所の報告に見られる通り、小型構造模型の疲労試験では、定荷重試験であるにもかかわらず、STIFF.基部の歪の履歴は定変位状態にあると考えられ、STIFF.基部の疲労強度推定には、弾性的に求められた応力値を用いることができる。したがって、ここでは図3.5.4に示した荷重1tonに対するgage①の弾性応力（計測値の平均値）から変動応力範囲を求めた。

図3.5.7では縮尺偏心十字継手のデータは、ほぼ一本の線にまとまっている。 $\Delta=0$ の継手はデータ数が少なく、

応力計測値の誤差もあるので断定はできないが、偏心継手よりやや短寿命側になる傾向が見られる。応力勾配（曲げと引張）の疲労強度に及ぼす影響としては、一般に応力比で最大50%程度までの差がでると考えられているが、今回の結果も大体類似の結果になっているようである。実寸十字継手はかなり寿命が短かく、縮尺比の影響が見られるが、実寸の実験データをもう少し集める必要がある。

以上の継手の疲労試験結果と小型構造模型疲労試験結果を、同様にgage①相当の応力で比較したものが図3.5.8である。小型構造模型の応力は、各担当場所で重複して計測されているが、同一形状の構造模型でもかなりバラツキが見られるので、その平均値を用いた。

同一構造模型でも、かなり疲労強度にバラツキがあること、また、計測応力の不確かさを考慮すれば、スロット構造模型の疲労強度はかなり良く一本の線近くに集っていると考えられ、また、縮尺十字継手と構造模型の疲労試験結果も良く一致している。

このことは、十字継手疲労試験データとSTIFF. SLOT構造の弾性応力計算法を結合することにより、STIFF. 基部の疲労亀裂発生強度推定が可能になることを示している。なお、ここでは、gage①の応力を用いたが、応力計算法との関連でどのような応力値を用いるかが問題になろう。

### 3.5.3 む す び

46年度引続いて、STIFF. 基部の十字継手試験片により、基部の応力勾配を変えた試験およびHigh Cycle領域のデータを集めるための試験を実施した。

また、これら試験結果を小型構造模型の試験結果と比較した。

- (1) 縮尺偏心十字継手のデータは、ほぼ一本の線にまとまっている。
- (2) 偏心零の十字継手は、gage①の応力で比較すると、偏心継手よりやや短寿命になり、通常考えられている応力勾配の影響と同様な結果が得られた。
- (3) 前年度の実寸十字継手はかなり短寿命側になり縮尺比の影響が無視できないことを示している。
- (4) gage①の応力で、小型構造模型試験結果と比較すると、継手試験結果とともに、一本のS-N線図で示されることが判明した。

これら疲労試験結果と弾性応力計算法とを組み合わせることにより、STIFF. 基部の亀裂発生強度を推定することが可能となろう。

表3.5.1 供試材の機械的性質

	降伏点 Kg/mm <sup>2</sup>	引張強さ Kg/mm <sup>2</sup>	伸び %	備 考
45年度分	25.6	34.0	46.0	三菱製作のスロット構造模型
	25.2	34.5	47.2	川崎重工業製作のスロット構造模型
46年度分	28.5	44.5	31.5	実寸十字継手、t=16
	32.0	45.3	38.3	縮尺十字継手およびスロット構造模型
47年度分	33.0	49.0	—	川崎重工業製作のスロット構造模型
	33.3	48.1	32.0	縮尺十字継手、t=4.5

表 3.5.2 縮尺十字継手疲労試験結果  
( 偏心  $\Delta=4.25\text{mm}$  の場合 )

試験片 符 号	片 振 繰返荷重	公称応力 $\text{Kg}/\text{mm}^2$	亀裂発生 NC	破 断 NF
L 4 - 1	5.76 <sup>ton</sup>	40.0	$8 \times 10^2$	$2.5 \times 10^3$
- 4	5.04	35.0	$2.06 \times 10^3$	$5 \times 10^3$
- 5	4.32	30.0	$5 \times 10^3$	$1.52 \times 10^4$
- 3	3.60	25.0	$7.25 \times 10^3$	$1.4 \times 10^4$
- 2	3.02	21.0	$1.9 \times 10^4$	$5.5 \times 10^4$
H 4 - 1	1.84	12.8	$1 \times 10^5$	$2.5 \times 10^5$
- 5	1.58	11.0	$6 \times 10^5$	$1.25 \times 10^6$
- 2	1.43	9.9	$1 \times 10^6$	$1.22 \times 10^6$

表 3.5.3 縮尺十字継手疲労試験結果  
( 偏心  $\Delta=0$  の場合 )

試験片 符 号	片 振 繰返荷重	公称応力 $\text{Kg}/\text{mm}^2$	亀裂発生 NC	破 断 NF
L 0 - 1	6.48 <sup>ton</sup>	45.0	$3.5 \times 10^2$	$6.8 \times 10^2$
- 4	6.05	42.0	$1.3 \times 10^3$	$3.3 \times 10^3$
- 5	5.04	35.0	$9.4 \times 10^3$	$1.85 \times 10^4$
- 2	4.75	33.0	$1.4 \times 10^4$	$2.08 \times 10^4$
H 0 - 3	2.59	18.0	$1.6 \times 10^5$	$4.7 \times 10^5$
- 4	2.30	16.0	$2.2 \times 10^5$	$9.8 \times 10^5$
- 2	2.16	15.0	$2.7 \times 10^5$	$2.25 \times 10^6$
- 1	1.87	13.0	発生せず $> 10^7$	—

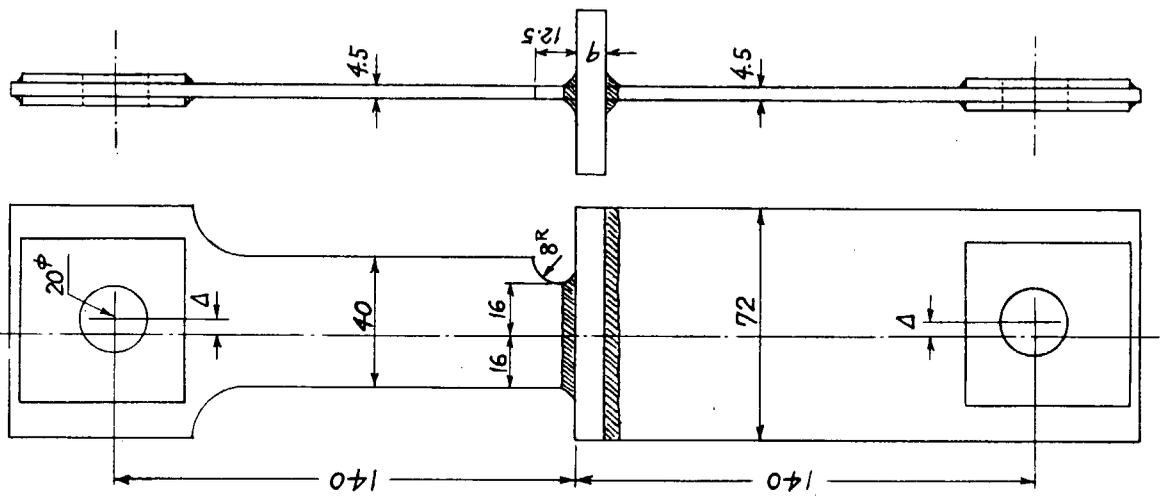


図 3.5.2 Low Cycle 試験機用試験片  
溶接脚長 約 5 mm

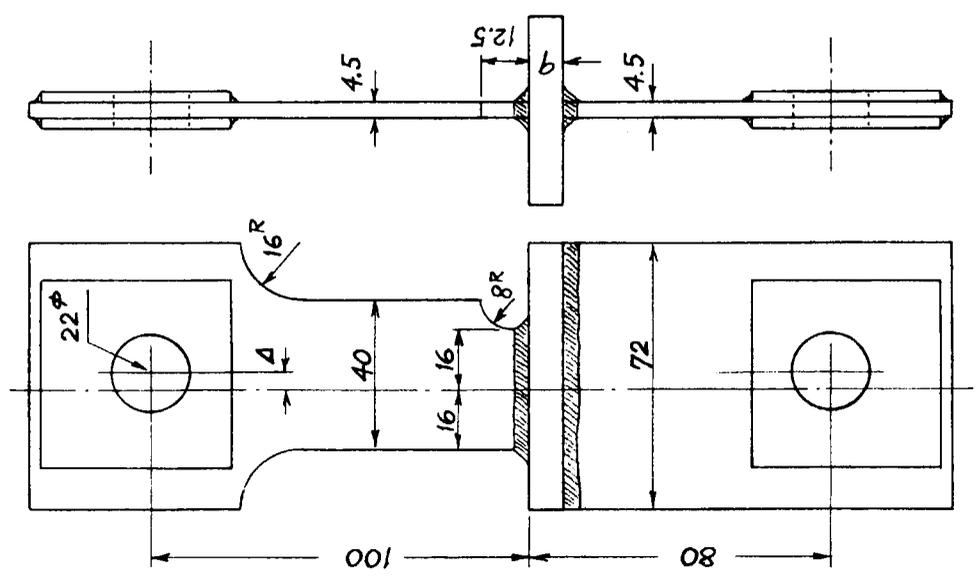


図 3.5.1 High Cycle 試験機用試験片  
溶接脚長 約 5 mm

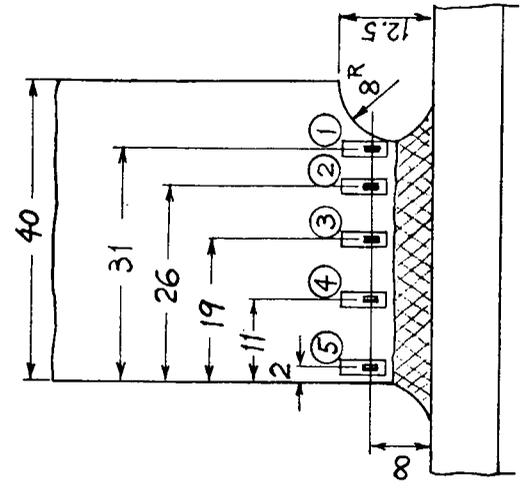


図 3.5.3 Strain Gage の貼付位置

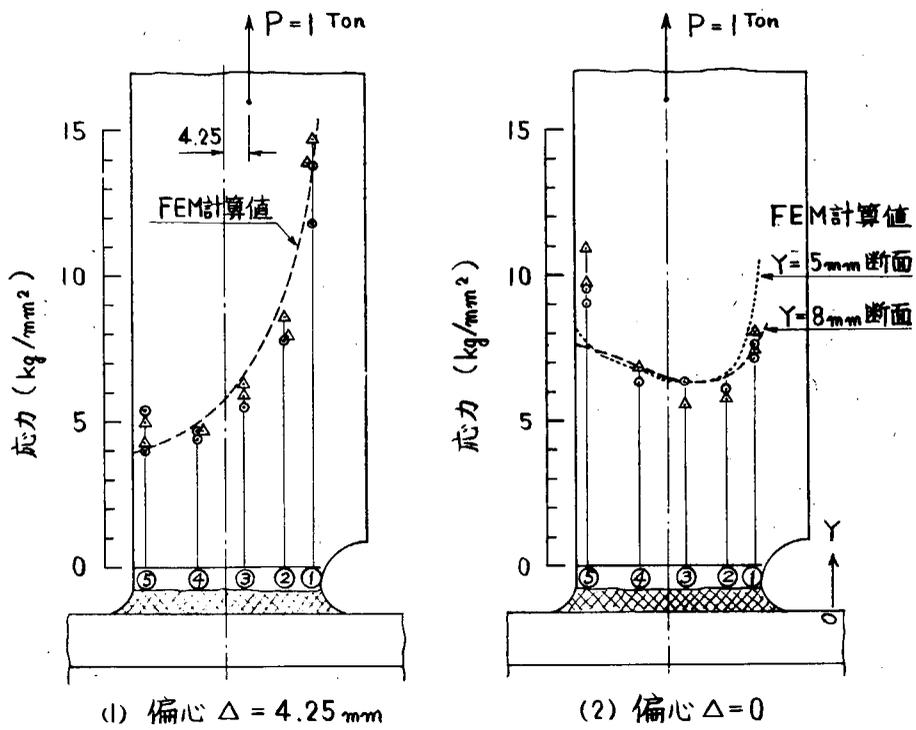


図 3.5.4 荷重 1 ton 時の応力計測値と FEM 計算値

- Low Cycle 用試験片計測値
- △ High Cycle 用試験片計測値

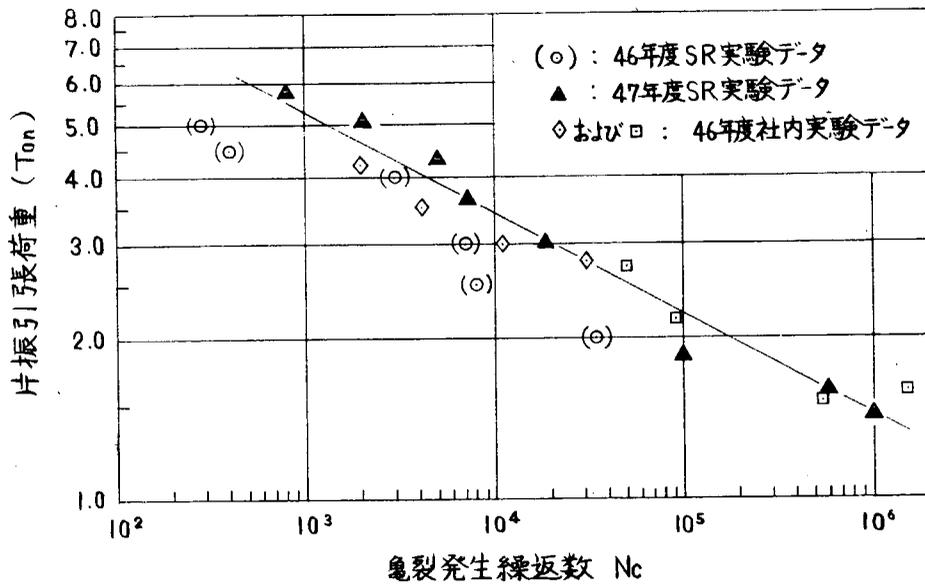


図 3.5.5 縮尺十字継手疲労試験結果  
 (偏心  $\Delta = 4.25 \text{ mm}$  の場合)

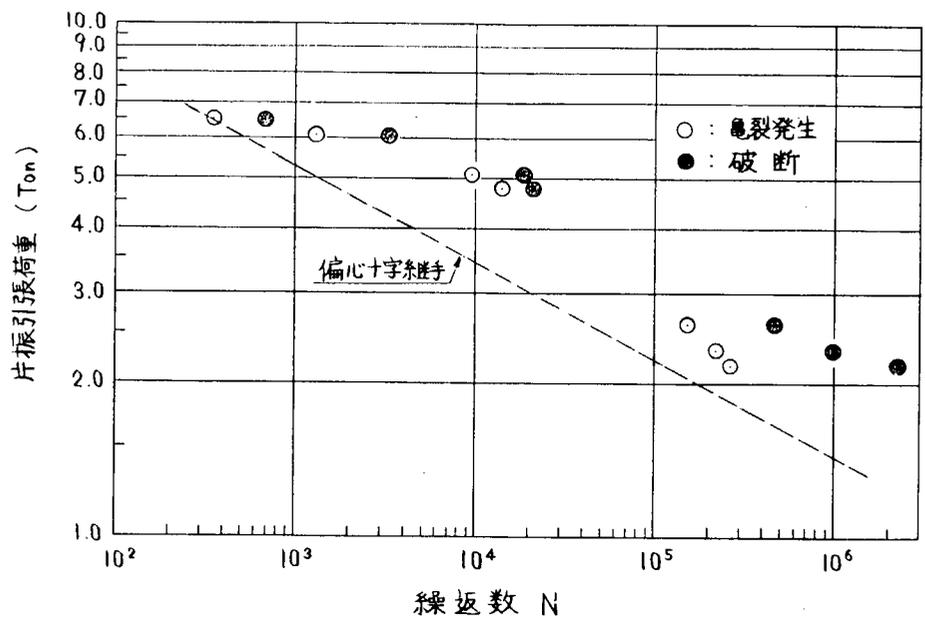


図 3.5.6 縮尺十字継手疲労試験結果  
(偏心  $\Delta = 0$  の場合)

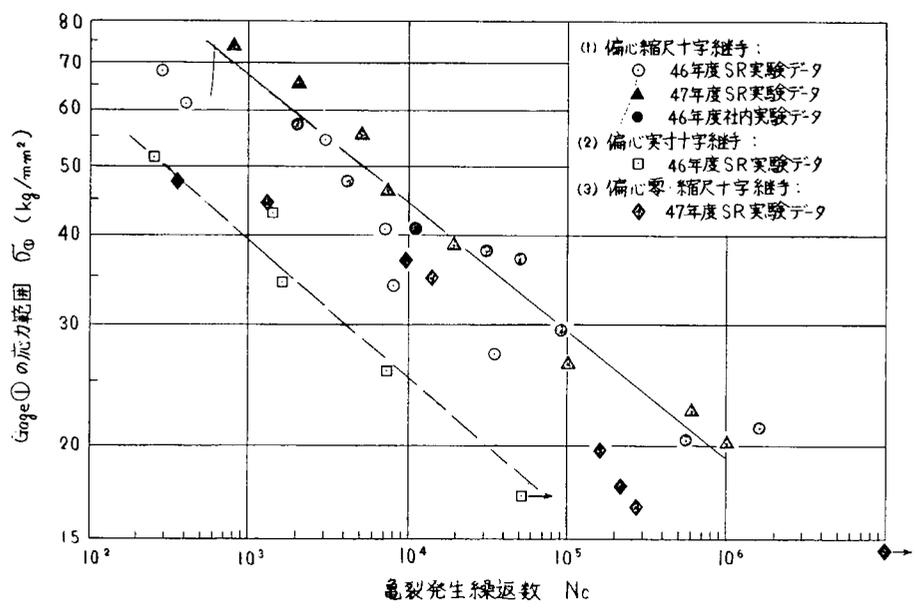


図 3.5.7 十字継手疲労試験結果の比較

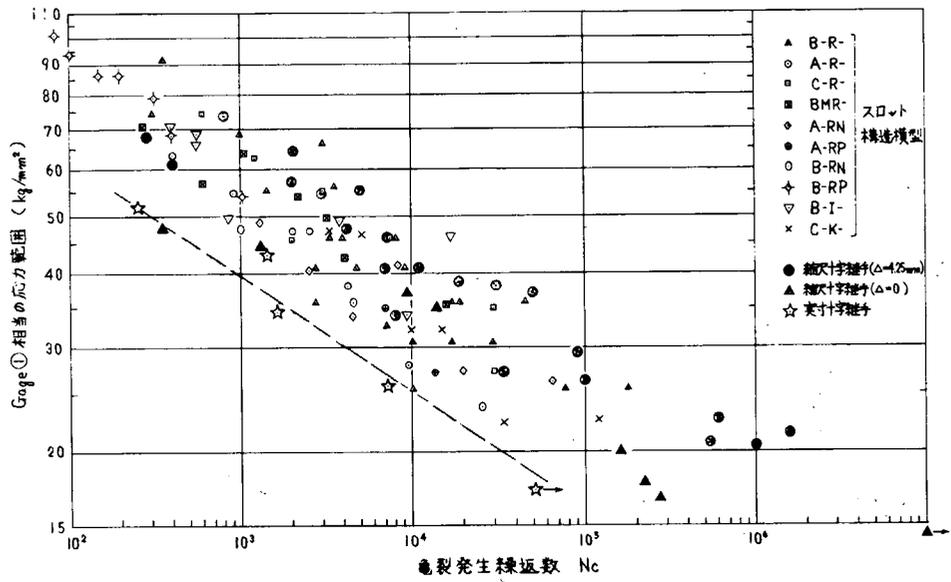


図 3.5.8 十字継手疲労試験結果とスロット構造模型試験結果との比較

### 3.6 疲労試験結果から見たスチフナ基部応力について

#### 3.6.1 S-N線図 ( $\sigma_{\max}$ -N線図)

前年度において、本部会で実施した疲労試験結果から、三井千葉研の計算式を使用して求めたスチフナ基部の最大応力の振幅(三井千葉研の計算式は弾性応力の計算式であるから、同式で求めた最大応力の振幅は *fictional stress* の振幅となる)と、スチフナ基部のクラック発生、およびスチフナ切断までの寿命の関係を求めると、相当のバラツキはあるが、各種の構造の疲労試験の結果が大体1本の曲線であらわされることがわかった。これらの計算の詳細は46年度報告書(日本造船研究協会 研究資料No.153)の「3.6 大型船スロット部疲労試験結果整理の一例」の中に三井造船千葉研究所で行なわれた膨大な千研式応力計算の結果とともに述べられているので参照されたい。

しかし、スロットの構造が異なれば最大応力係数  $f$  (スチフナ基部の最大応力  $\sigma_{\max}$  と平均応力  $\sigma_{\text{mean}}$  の比) が異なるから、 $f$  の値が等しくない構造で、 $\sigma_{\max}$  の振幅が等しい場合は、寿命が異なることになる。したがって、 $f$  の値を無視して  $\sigma_{\max}$  の振幅で疲労試験結果を整理すれば、当然バラツキは大となると思われる。その点において、前年度の S-N 線図は改良の余地が残されている。

#### 3.6.2 最大応力係数と応力集中係数

三井千葉研の計算式に使用される  $f$  の値には、スチフナ基部に働く偏心曲げモーメントによる曲げ応力の影響が含まれているから、応力集中係数  $\alpha$  とは異なる。スチフナ上端が支持されていないと仮定した場合、基部に切欠きのないスチフナでは、基部に軸力が働くと、応力集中がないとすると基部には引張(または圧縮)応力  $Q/A$  ( $A$  は基部断面積)と偏心曲げ応力  $3Q/A$  が生じ、最大応力はその和となるから  $4Q/A$  となり、 $f$  は4となる。切欠きのないスチフナで  $\sigma_{\max}$  が  $4Q/A$  以上の値になれば、それは応力集中による応力増加である。例えば、 $f$  が5のスチフナであれば、その応力集中係数は次のようになる。

$$\alpha = \frac{f}{4} = 1.25$$

同様に、基部に幅  $r_s$  の切欠きを有する幅  $B$  のスチフナの  $\alpha$  は次式から求められる。

$$\alpha = \frac{f}{\left\{ 3 \frac{(B+r_s)}{(B-r_s)} + 1 \right\}}$$

#### 3.6.3 S-N線図の改良

疲労試験結果から、応力集中の影響を除いた最大応力の振幅  $\sigma_a$  と寿命  $N$  との関係を求めると、切欠き付試験片による疲労試験の結果と同様に、S-N 曲線は  $\alpha$  をパラメータとする曲線群が得られる。この場合、任意の  $\alpha$  に対する疲労試験結果のバラツキは減少する。

疲労試験結果から  $\sigma_a$  を求める際問題となるのは、応力集中の影響を除いた最大応力係数  $f$  の値である。スチフナ基部の応力分布はその上端の支持条件で変化し、切欠きのないスチフナでは上端が支持されていない状態の  $f$  は前記のように4になるが、完全に支持された場合は約2に低下する。疲労試験の際の応力計測結果では、応力分布は大体前記の2状態の中間の状態である。図3.6.1は  $f$  は3であるとして三井千葉研の式によって求めた  $\sigma_a$  と、クラック発生時の  $N$  の関係を求めた結果を示す。

同図の偏心型というのは平鋼スチフナのように、偏心曲げモーメントが基部に加わる型を示す。釣合型はバックブラケットで補強された場合のように、偏心曲げモーメントの影響が無視できる型のもので、この場合は  $f$  と  $\alpha$  は一致している。また、この型においては  $\sigma_a$  としては  $\sigma_{\text{mean}}$  の振幅を使用した。

図中のAR型（切欠きのない標準型スチフナ）と、CRおよびCK型（特に $h_s$ を大きくした切欠き付のスチフナ）の寿命が一致しているように見えるが、AR型は $\alpha = 1.25$ 、CRおよびCK型は $\alpha = 1.05$ であり不合理である。本部会で実施した船底パネル模型の静的試験では、CR型の $\sigma_{mean}$ は三井千葉研の計算式によると、相当の過小評価になるが、この場合の寿命が一致するのも計算式の誤差が原因と思われる。

平鋼のバックブラケットで補強したBRMおよびARM型の $\alpha$ は不明であるが、図に示すようにD型（ $\alpha = 1.93$ ）の寿命と大体一致することから、 $\alpha$ は2程度と推定される。

図示してないがBI型の寿命は $\alpha$ の値から推定される値にならない。これはCR型と同様の原因と思われる。またARSおよびBRS型の寿命は $\alpha$ の値から推定される値になるが、バラツキが非常に大であった。

図中の $\alpha = 1$ に対する値は隅肉十字継手の疲労試験結果<sup>1)</sup>と、本部会で疲労試験用模型を使用して実施した静的破壊試験結果から推定した。しかし、スチフナ基部の荷重条件は単一の隅肉十字継手とは異なるから、 $\alpha = 1$ に対する推定値は正確なものではない。

図3.6.1の曲線群を、 $\alpha$ をパラメータにして再整理をすると、図3.6.2が得られる。図の各曲線の傾斜は切欠き試験片によるS-N線図と異なり、 $\alpha$ が大となっても傾斜は余り変化しない。これは、スロット部の構造は不静定構造であり、スチフナの荷重条件は単一試験片とは異なるためと思われる。

### 3.6.4 スチフナ基部応力の許容値

スチフナの荷重条件は、低周波の静水応力 $\sigma_s$ の上に、高周波の波浪応力 $\sigma_w$ が重なるから、平均応力（ $\sigma_s$ に相当する）の影響を知る必要がある。図3.6.3は図3.6.2の結果から求めたものであるが、疲労試験で実施された、平均応力が高い場合、および平均応力が圧縮応力の場合の結果を図上にプロットしてみるとよく一致しない。これらの試験結果からみると、この場合は疲労強度に与える平均応力の影響は無視できるとみなせる。

スロット対策懇談会において、船令1～4年（平均2.6年）の船6隻について、船底横桁付スチフナの静水中における $\sigma_{max}$ の振幅と損傷頻度の関係を調べた結果、その暫定的な許容値として $35\text{Kg}/\text{mm}^2$ を提案している<sup>2)</sup>。図3.6.2に示したS-N線図を使用し、同懇談会が実施したのと同じの方法で、静水中の $\sigma_{max}$ の許容振幅について検討してみる。

#### (1) 静水中の応力振幅

前記の6隻の船のスチフナ基部形状は、本部会の疲労試験用模型の切欠き付標準型（BR型）と同一であるとすると、

$$r_s/B = 0.2, \quad h_s/B = 0.3$$

$$\therefore \begin{cases} f = 6.8 \\ f' = 5.5 \text{ (上端自由)} \\ \alpha = 1.25 \end{cases}$$

となる。船底横桁付スチフナの中で、上端の支持条件が最悪のもの $f'$ は、上記の上端自由の場合の0.8倍であるとする、三井千葉研の計算式によって求めた $\sigma_{max}$ の振幅の $4.4/6.8$ 倍が、応力集中を除いた最大応力の振幅となる。上記の $35\text{Kg}/\text{mm}^2$ の振幅は、応力集中を除いた最大応力の振幅 $\sigma_{sa}$ では約 $23\text{Kg}/\text{mm}^2$ となる。

なお、静水中の応力振幅は専用バラストタンクの船底に加わる水圧変動を考慮して求めたもので、大体満載喫水相当の船底水圧変動振幅に対応する。前記6隻の船の満載喫水の平均は約14mであるから、水圧変動振幅が水頭14mのときに、応力振幅は $\sigma_s$ になるとする。

#### (2) 波浪中の応力振幅

船体に働く波浪による変動水圧の長期分布についての、SR90部会の研究によると、中央部船底外板に働く変

動水圧の  $N = 10^8$  における最大値は水頭換算で約  $5 m$  である。<sup>3)</sup> 上下揺による船体中央の鉛直方向加速度の最大値を  $0.1 g$  とすると、<sup>4)</sup> タンク内に水または油を満載しているときは、これによって水頭換算  $0.1 D$  ( $D$  は船の深さ、 $m$ ) の変動水圧が船底外板に加わる。対象船の  $D$  を約  $20 m$  とすると、これは水頭で  $2 m$  となる。両者の位相差によってこれらの水圧変動は加算されることが考えられるので、波浪による変動水圧の振幅の最大値を  $7 m$  とすると、波浪によるスチフナ基部応力変動の振幅  $\sigma_w$  の最大値は  $\sigma_{sa}$  の  $1/2$  になる。なお、 $\sigma_w$  の長期分布はワイブル分布に従うものとする。

波の平均出会い周期を  $6$  秒、航海日数  $34$  日、年間  $8$  航海するとすると、就航年数  $4$  年で波浪応力の繰返し回数は  $1.6 \times 10^7$  になるので、一応  $10^7$  とした。

### (3) 静水中の $\sigma_{max}$ の許容値

図 3.6.2 は図 3.6.1 に示すように  $\alpha$  が等しい模型に対する多数の試験結果のバラッキの中位値に対する寿命であるから、寿命の下限値に対する  $S-N$  線図に修正する。疲労試験結果は模型に対するものであるから、実船の寿命は寸法効果を考慮して修正する必要がある。また、実船のスチフナ基部は腐蝕環境下にあるので、腐蝕の影響についても修正しなければならない。

寸法効果については前年度に研究されており、実船寸法の試片の寿命は、模型の約  $1/2$  に低下する。腐蝕影響については不明なので、一応寿命は約  $1/3$  に低下すると仮定する。

表 3.6.1 は上記の諸修正を施した  $\sigma_a-N$  線を使用し、 $\sigma_{max}$  の振幅が  $30 \sim 50 \text{Kg/mm}^2$  のとき、上記の荷重条件下での疲労被害度  $D$  を調べた結果を示す。同表から  $f'$  を  $5.5$  としたときは  $\sigma_{max}$  の振幅は約  $35 \text{Kg/mm}^2$ 、 $f'$  を  $4.4$  としたときは約  $45 \text{Kg/mm}^2$  で  $D$  は  $1$  以上となる。同表にはバックブラケットで補強した  $AR, N$  型についての検討結果も示す。これから、構造がちがえば  $\sigma_{max}$  の許容値も変化することが判かる。

なお、損傷発生の確率について考えると、従来の構造では船底横桁のスチフナの中で、 $f'$  が  $4.4$  になるのはその内  $10\%$  程度とみられる。しかし、 $\sigma_{max}$  が許容値になるスチフナの  $f'$  が  $4.4$  になる確率はさらに低下し、さらにそのスチフナの寿命が  $S-N$  線図の下限値の寿命である確率はそれよりも小である。したがって、表の  $D$  が  $1$  になるような  $\sigma_{max}$  の値を許容値としたときは、損傷の発生する確率は非常に小さい。

### 3.6.5 考 察

疲労試験の結果から、スチフナ基部の疲労破壊に対する許容応力を求める方法は、前年度から引続き検討されているが、なお、種々の問題点が残されている。

疲労試験結果から  $S-N$  線図を導く方法も、なお、検討が必要である。ただ、スチフナ基部の疲労強度はその工作誤差等を考慮すると、元来大きなバラッキをともなっているものとしての取扱いが必要であろう。

ここに述べた解析を進めるに当たって問題になるのは、スチフナの疲労限が明白でないことで、今回は一応  $N$  が  $10^6$  に対応する応力をもって疲労限としたが、図 3.6.4 に示すように  $\sigma_w$  の低応力部がスチフナに大きな被害を与えるので、疲労限を明らかにすることが必要である。

波浪応力の長期分布は想定荷重条件によって、相当異なったものになる。この場合に十分な資料が得られなかったのは船体動揺による加速度の影響で、これについてはさらに研究しなければならない。また、腐蝕が疲労強度にどのような影響を与えているかについても資料が少なく、推定が困難である。

上記のような種々の問題点はあるが、スチフナ基部に静水中および波浪中で加わる変動応力による疲労損傷発生の機構は、ほぼ明らかになったといえる。

参 考 文 献

- 1) 山口勇男、寺田泰治、新田 颯、船体用鋼板の疲労強度について、日本造船学会論文集 第115号
- 2) 船体構造委員会関東地区部会スロット対策懇談会、大型船の横桁材におけるスロット周辺の損傷防止に関する検討、日本造船学会誌 第505号、506号
- 3) 第90研究部会、海象気象と船体構造の関連に関する調査研究、日本造船研究協会 研究資料No.88
- 4) 川島栄一、坂尾 稔、田崎 亮、船体運動により船舶原子炉に働く外力についての一考察、日本造船協会論文集第105号

表3.6.1 各種スチフナの疲労被害度

スチフナ型式	BR (標準型切欠き付)						ARS (標準型切欠きなし) バックブラケット付)		
$\alpha$	1.25						4		
想定 $f'$	5.5			4.4 (= 5.5×0.8)			4		
$\sigma_{max}$	50	40	30	50	40	30	50	40	30
$\sigma_{sa}$	40.4	32.4	24.3	32.4	25.9	19.4	12.5	10.0	7.5
$\sigma_{wa}$ (最大値)	20.2	16.2	12.1	16.2	12.9	9.7	6.3	5.0	3.8
$\sigma_s$ によるD	1.930	0.750	0.200	0.711	0.271	0.073	3.555	1.600	0.410
$\sigma_w$ によるD	4.276	1.114	0.141	1.081	0.234	0.024	3.574	0.889	0.133
D total	6.206	1.864	0.341	1.792	0.505	0.097	7.129	2.489	0.543
備 考	想定 $f'$ …… スチフナ上端の支持条件で変化する。 $\sigma_{max}$ …… 三井千葉研式による $\sigma_{max}$ $\sigma_{sa}$ …… 偏心型 $\sigma_{max} \times \frac{f}{5.52}$ , 釣合型 $\sigma_{max} \times \frac{1}{\alpha}$								

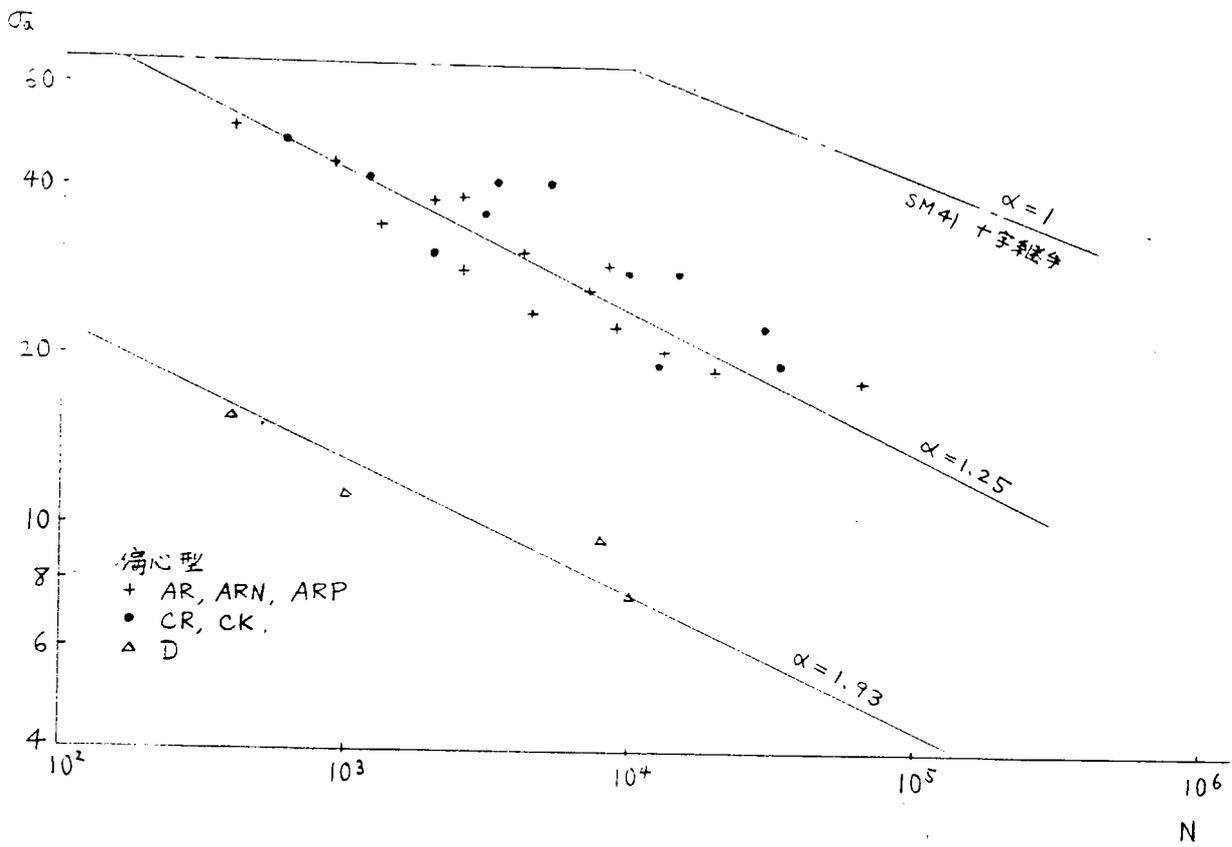


図3.6.1(a) ステフナの疲労強度

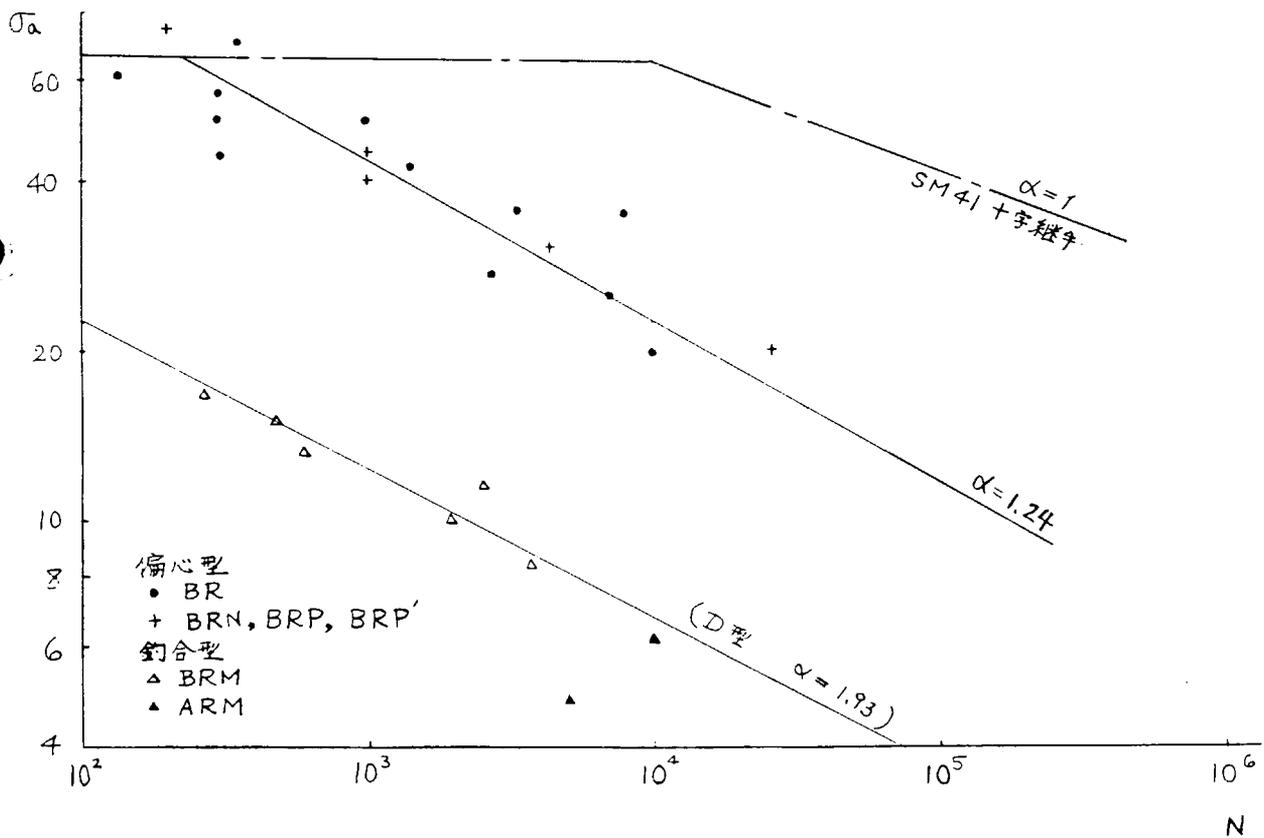


図3.6.1(b) ステフナの疲労強度

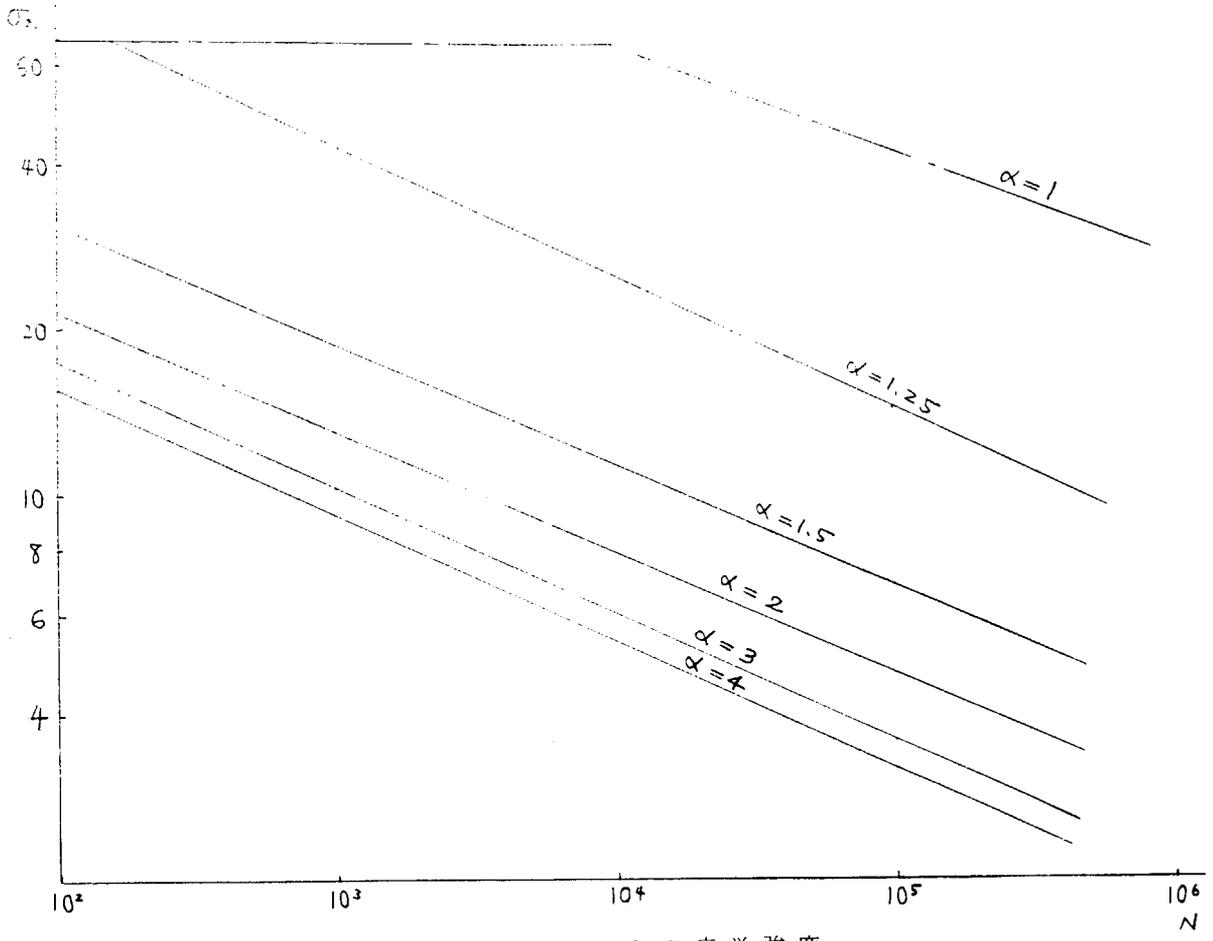


図 3.6.2 スチフナの疲労強度

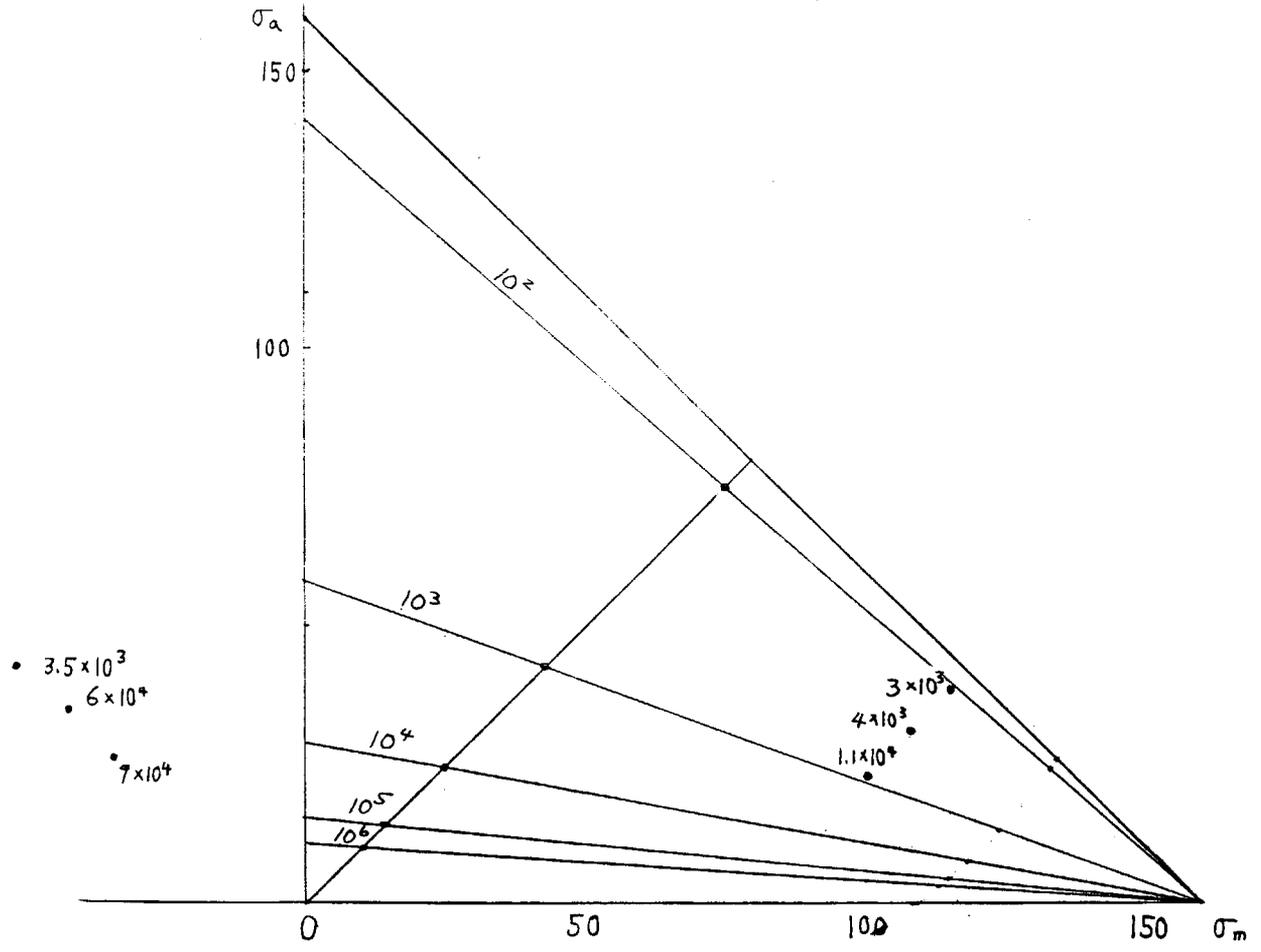
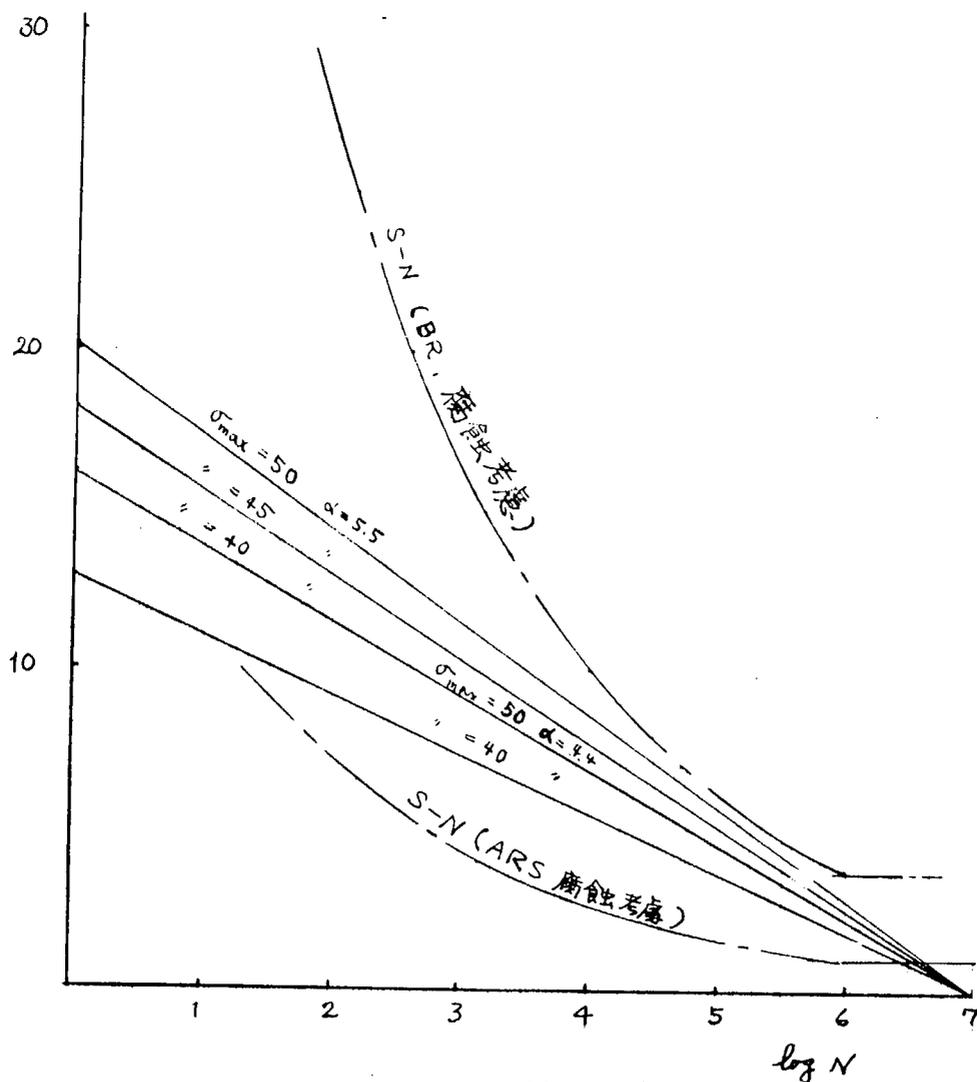


図 3.6.3 スチフナ基部  $\sigma_m - \sigma_a$  の関係 (BR型)



### 3.7 むすび

図3.6.4  $\sigma_{wa}$  の頻度分布

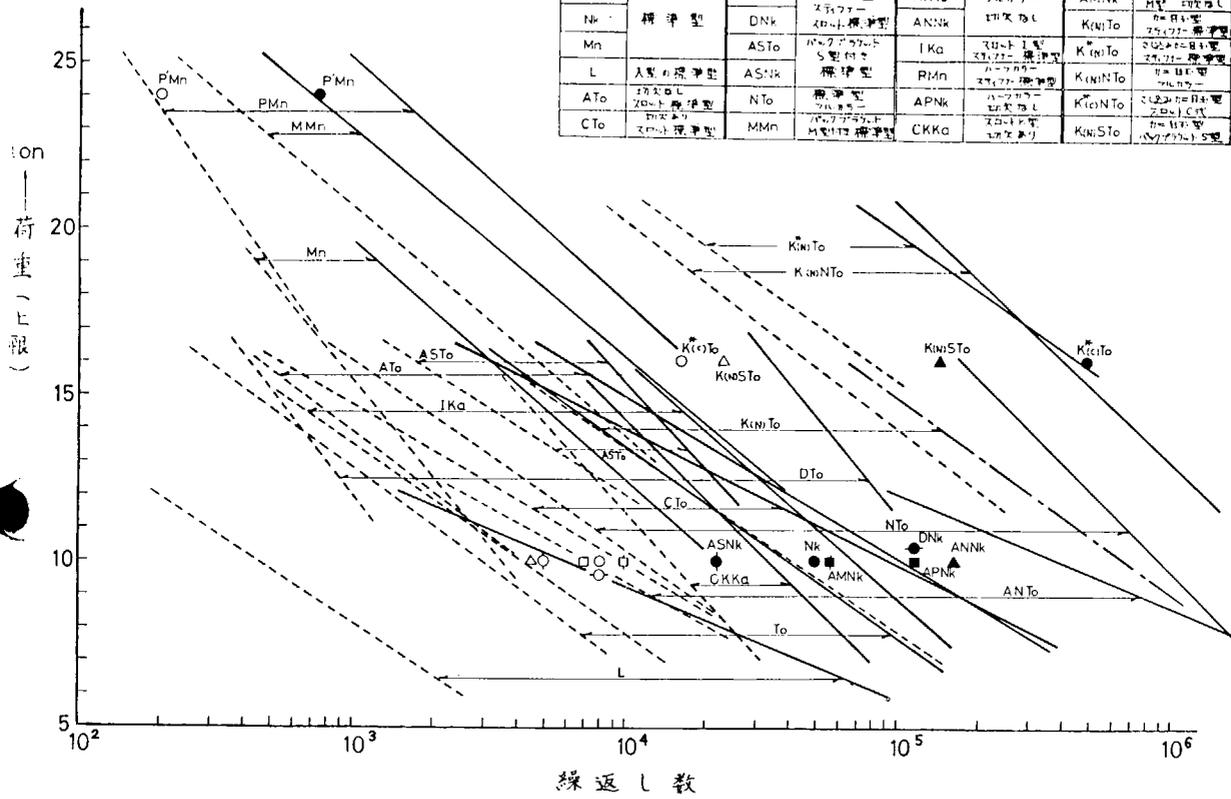
昭和45年度より3カ年にわたって実施した疲労試験の結果、得られた事項のうち主なものは以下の通りである。  
 なお、全部の疲労試験の結果を図3.7.1にまとめて示してある。

- (1) 所謂スロット周辺、特にスチフナ基部においては、大きな応力集中が発生しやすく、したがって、よほど応力的に楽な部材を除いては何等かの手段を講じない限り疲労亀裂の発生は避けられない。
- (2) 亀裂発生と伝播の型式から分類すると次の3通りとなる。
  - a) スチフナ型、バックブラケット型  
 スチフナが完全に破断してから他の部分に亀裂が生ずる。
  - b) カラープレート型  
 スチフナ基部から発生した亀裂がある程度進むと他から亀裂が発生し始め、次いでスチフナが破断する。
  - c) 倒れ止め型 (DT0)  
 まずスチフナ基部から亀裂が発生し、続いてスロットのアール部から亀裂が出て、ほとんど同時にスチフナとウェブが破断する。これは、a) では亀裂発生によって荷重分担の変動が少なく、b) では亀裂の発生により荷重分担が変りスチフナの効きが急速に悪くなるためと考えられる。
- (3) 現在一般に使用されている形式について (図3.7.1参照)
  - a) スチフナ型式としては、標準型の切欠きの高さのみを増したc型が有望である。
  - b) カラーは、亀裂発生を上記c型程度に遅らせ、また破断寿命を延すのには最も効果がある。
  - c) バックブラケットは、亀裂の発生を最も遅らせるが破断寿命はあまり標準型と変らない。

d) 大きい倒れ止め (D型) では、亀裂の発生は標準型とほぼ同時で、やや早いですが、破断寿命はカラー型につづいて長い。

以上の所見からも応力計算の結果からもカラーは最も効果のある補強方法であると言える。

- (4) 47年度に実施した、所謂差し込み型構造は、構造的にもカラーを付したものと同等またはそれ以上と考えられたが、実際に疲労試験を実施した結果は以下のように優れていることが示された。
- a) カニ目玉型試験片の疲労強度は、トリッピングブラケット付またはカラー付の通常型の試験片 (DTo, ANTo) よりやや高い。ただし、ロンジフェースとウェブとの取り合いの溶接には十分注意が必要である。
  - b) 差し込みカニ目玉型の疲労強度については、略々カラー付カニ目玉型のそれと同程度である。
  - c) ブラケット付カニ目玉型試験片の疲労強度は、カニ目玉型試験片と差し込みカニ目玉型 (またはカラー付カニ目玉型) 試験片の中間の強度を示す。
- (5) 寸法を2倍にした大型模型試験の結果から判断して応力振幅に換算し、30~40%程度 (at  $10^5$ ) 小型試験片のほうが強くなっている。今回は試験体の数が3体で少ないので、結論を下すのは困難であり、Scale effect については十分検討する必要があるだろう。(図 3.4.8 参照)
- (6) 十字型模型試験の場合にも断面の平均応力で比較すると小型 ( $1/3.5$  Scale) 模型と実寸模型とでは30%程度以上小型のほうが強く、Scale effectは無視できないことを示している。(図 3.5.7 参照)
- (7) 小型十字模型試験結果は小型模型試験の結果と応力を基準にして比較的よく一致した(図 3.5.8)。したがって、小型十字模型試験結果と応力計算を組み合わせることによりガーダのステフナ基部の亀裂発生荷重を推定することができる。
- (8) 三井千研式の応力計算式を用いて応力集中係数( $\alpha$ )を考慮し、S-N線図を作成した。この結果、海水による腐蝕の影響、寸法効果など解決されるべき問題点はあるが、ステフナ基部の疲労損傷発生の機構は略々明らかになった。
- 今後に残された重要な問題は、上記の結果を設計に使用できる形にまとめあげることであろう。



To		DTTo	フワフワ型 スチール	ANTo	フルカラー	AMNk	ハーフカラー M型 切欠なし
Nk	標準型	DNk	スチール 切欠標準型	ANNk	切欠なし	KInTo	切欠なし M型
Mn		ASTo	ハーフカラー S型付	Ika	スチール 切欠標準型	KInTo	切欠なし M型
L	人型切欠標準型	ASNk	標準型	PMn	ハーフカラー 切欠なし	KInNTo	切欠なし M型
ATo	切欠なし 20mm標準型	NTo	標準型 フルカラー	APNk	ハーフカラー 切欠なし	KInNTo	切欠なし M型
CTo	切欠なし 標準型	MMn	ハーフカラー M型切欠標準型	CKKa	スチール 切欠なし	KInSTo	切欠なし M型

図 3. 7. 1

## 4. 振 動 試 験

### 4.1 ま え が き

スロット部スチフナ付根は桁材の振動による変動応力も重畳して疲労破壊することが考えられ、

1. 実船における振動応力のレベルと起振源との関係およびこのレベルの疲労強度上の評価
  2. 疲労強度に関係ありとすれば同調回避を含めて応力応答量軽減策
- が最終的には所要となる。その資料として

第1年度では

アクリル模型による実験および解析

第2年度では

アクリル模型追加実験(部材配置影響)

小型鋼製桁模型実験(面内力影響)

鋼製パネル模型実験(船底パネル挙動との関係)

実船予備振動実験(第3年度本実験方案策定用)

を行なってきたが、

本第3年度では

アクリル模型・前年度実験の解析および追加実験(桁端肘板影響)……………(石播・技研担当)

28万トンタンカーによる実船振動実験データ分析処理(実船実験準備の一環として鋼製船底トランス模型による実船トランスの固有振動数予測を含む)……………(三井千研担当)

を行なった。

### 4.2 アクリル製模型実験

第1年度および第2年度において、タンカー横部材が空気中および水中で振動する場合の基本的な振動性状、および水中で振動する場合の付加質量を求める実験を行ない、第1年度には固有振動数および付加質量を求める簡単な計算も行なった。本年度においては前年までの結果をもとに横部材が水中で振動する場合の付加質量を求めるためのさらに詳しい計算式を作成した。

また本年度行なわれた実船計測およびそれに先立って行なわれた予備実験の参考資料とするための模型実験も行なった。

#### 4.2.1 付加質量の計算

##### (1) 対象とする横部材の形

前年度までに行なった実験の横部材の形は図4.2.1に示すような形である。実際のもは当然このように簡単な形ではないが、ここでは実際の横部材がこのような形におきかえられるとしてこの形での解析を行なった。

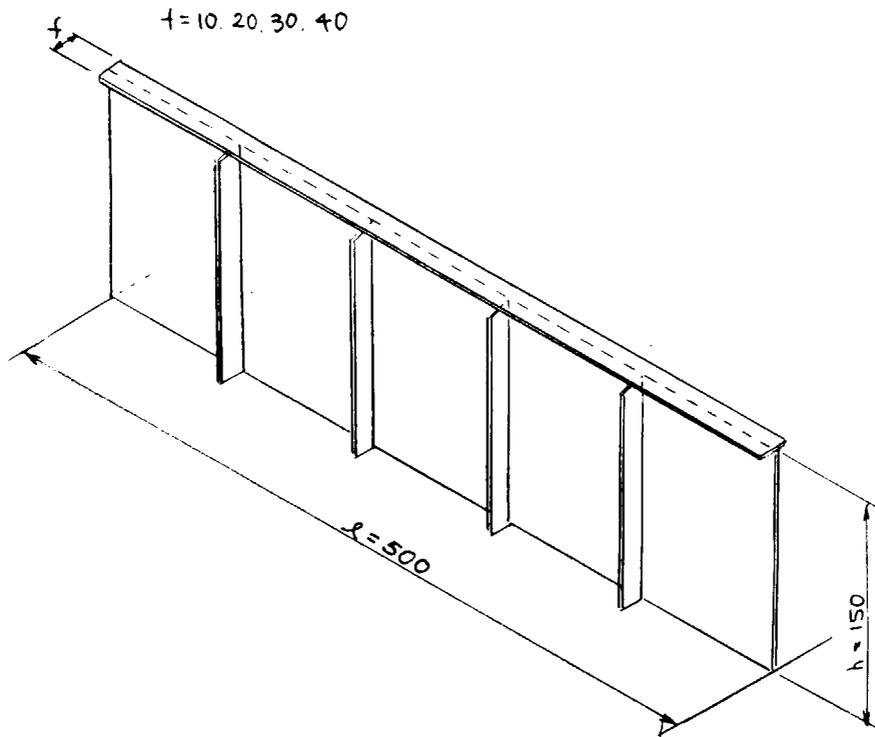


図 4.2.1 模型の横部材

(2) 付加質量の表わし方

横部材が空気中で振動する場合と水中で振動する場合の固有振動数がわかると、水中で振動する場合の付加質量は近似的に次式で計算される。

$$\frac{f_a}{f_w} = \sqrt{1 + \frac{M_v}{M_a}} \dots\dots\dots (4.2.1)$$

- ここで  $f_a$  : 空気中での固有振動数  
 $f_w$  : 水中 " "  
 $M_a$  : 空気中での振動質量  
 $M_v$  : 水中で振動する場合の付加質量

この付加質量  $M_v$  が横部材の全面に均一に分布しているとした場合の付加質量の厚みを求め、それを横部材の高さ(図 4.2.1 の  $h$ ) で除して無次元化した値を付加質量高さとして定義するとこの値は次式により求められる。

$$\text{付加質量高さ } H_v = \frac{M_v / \rho}{\ell h^2} \dots\dots\dots (4.2.2)$$

- ここで  $M_v$  : (4.2.1) 式より求めた付加質量  
 $\rho$  : 水の比重量  
 $\ell$  : 横部材長さ  
 $h$  : 横部材高さ

今後、付加質量はすべてこの表示方法で表わす。

(3) Face Plate の幅の付加質量に対する影響

前年度の実験結果より付加質量高さに対する Face Plate の幅の影響を図 4.2.2 に示す。この図での点線は

Face Plate の幅が増すことによる付加質量高さの増し分が、Face Plate の幅の増し分に等しいと仮定した場合の付加質量高さの増加のしかたを示しており、実験値と傾向的によく合っている。

このことはFace Plate により、Face Plate の幅だけ付加質量高さが増えると近似的に考えてもさしつかえないことを示している。

この値はFace Plate の幅が非常に大きくなったり、横部材の高さが高くなったりすると大きすぎる値を与えるが、寸法比が図 4. 2. 1 に示す当実験の値に近い範囲では十分成立すると考えてよい。

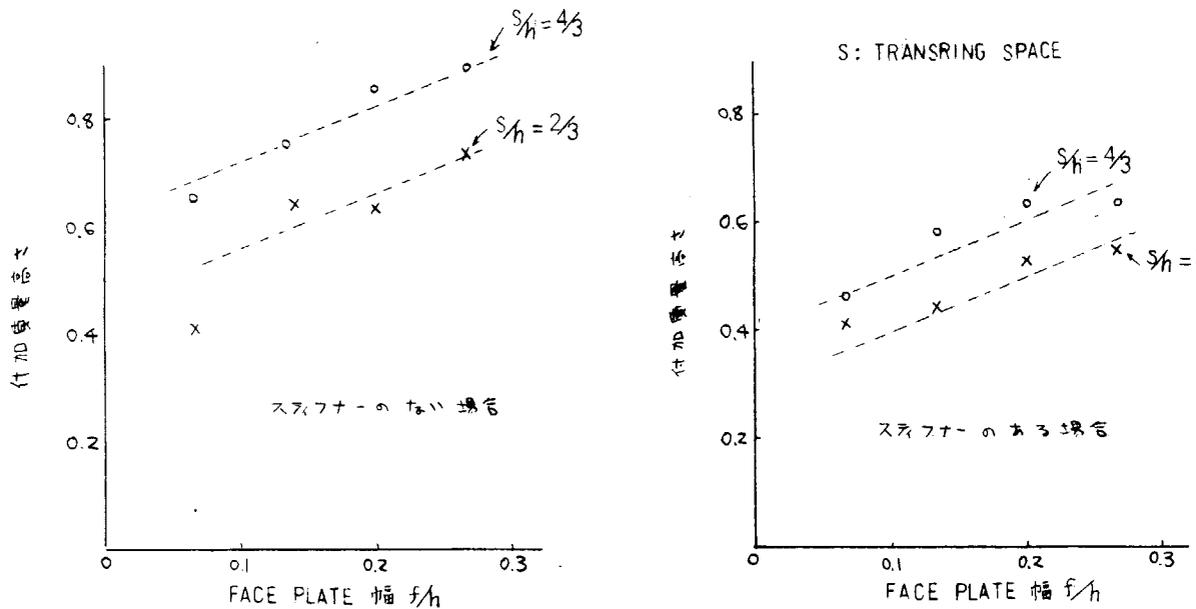


図 4. 2. 2 付加質量に対する Face Plate 幅の影響

(4) 付加質量の計算

流体中の弾性体の振動は弾性体と流体とのかね合いの振動となるが、簡単のためここでは実験結果より横部材の振動モードを仮定し、その仮定したモードに対して流体の運動エネルギーを計算し、その運動エネルギーと等価になるように付加質量を定めた。Face Plate の効果は前述の方法により別途修正することとし、計算では考えていない。

(a) 計算のための振動モードの仮定

座標および記号を図 4. 2. 3 のように定める。

横部材の変形は図 4. 2. 4 のようになるとする。すなわちFace Plate は正弦波形になり Stiffener は直線的に変形する。

Stiffener と Face Plate にかこまれるパネルは  $y$  方向には正弦波、 $x$  方向には正弦波の 2 乗の形になり、パネルの中央の Stiffener の位置からの変形が  $x$  方向に正弦波的に変化するとする。

したがって、横部材全体の  $z$  方向の変位を

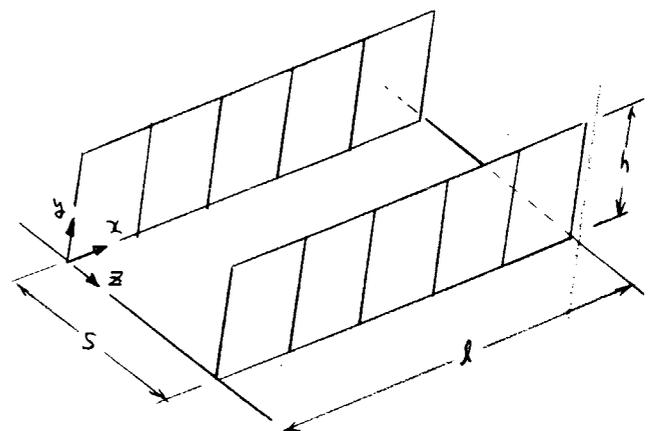


図 4. 2. 3 座標および記号

4.2.3式のように仮定することになる。

$$w = A \frac{y}{h} \sin \frac{\pi x}{\ell} + B \sin \frac{\pi x}{\ell} \sin^2 \frac{n \pi x}{\ell} \sin \frac{\pi y}{h} \dots\dots (4.2.3)$$

この式でA, Bは図4.2.4に示す変位の値であり、本来は付加質量の値が定まらなければ決定されない値である。しかし、流体の運動エネルギーの計算より付加質量を求めるには、AとBの比がわかればよいので  $B/A = R$  とおきこのRを実験値を参考にして次のようにおく。

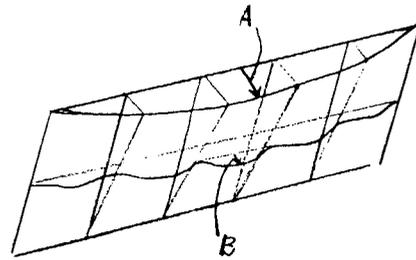


図4.2.4 仮定した変形

$$R = \frac{3 k_s}{k_p} \dots\dots (4.2.4)$$

ここで

$$k_s = \frac{E I_f \pi^4}{2 \ell^3} + \frac{8 n E I_s}{5 h^3}$$

$$k_p = \frac{3}{16} c^2 D h \left( \frac{n}{\ell} \right) \sum_{i=1}^n \sin^2 \frac{\pi (2i-1)}{2n}$$

E : ヤング率

I<sub>f</sub> : Face Plate の断面2次モーメント

I<sub>s</sub> : Stiffener

D : パネルの曲げ剛性

c : パネルの寸法により定まる定数

n : Stiffener の数

上記のk<sub>s</sub>, k<sub>p</sub>は横部材をStiffenerとFace Plateからなる骨組の振動系と、StiffenerとFace Plateに囲まれるパネルで構成される振動系との連成系として、それぞれを1自由度系におき全体として2自由度振動系と考えた場合の骨組およびパネルの等価バネ定数であり、算法は第1年度(昭和45年度)の報告書に報告してある。

隣接する横部材は最低次振動ではいずれも同相振動しており、計算上も同相であるとして計算する。

(b) 付加質量の計算

流体の速度ポテンシャルφを次のようにおく。

$$\phi = \left[ \text{Boofoo}(z) + \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} \text{Bis fis}(z) \cos(\alpha i x) \cos(\beta j y) \right] \cos \omega t \dots\dots (4.2.5)$$

ここで 総和記号に i = j = 0 は含まれないとする。

境界条件は

$$x = 0, \ell \quad \text{で} \quad \frac{\alpha \phi}{\alpha x} = 0$$

$$y = 0 \quad \text{で} \quad \frac{\alpha \phi}{\alpha y} = 0$$

$$z = 0, s \quad \text{で} \quad \frac{\alpha \phi}{\alpha z} = \frac{\alpha w}{\alpha t}$$

とし、y = hにおける条件は y = hの位置に鏡があって y = 0からhまでと同じものが反転して y = hから2hまでにあるとした。

これらの条件より(4.2.5)式の係数を求め、流体の運動エネルギーを計算し、一様な質量を有する板が(4.2.3)式で示されるような変形をする場合の運動エネルギーと等しいとにおいて付加質量を求める。最終的には付加質量高さは(4.2.6)式のようになる。

$$H_v = \frac{4 \bar{z}_i \bar{z}_j \bar{z}_k \varphi \lambda C_{ij} C_{ik} \gamma_{ij} \frac{\cosh(\gamma_{ij} S) - 1}{\sinh(\gamma_{ij} S)}}{h \left\{ \frac{1}{3} + \frac{3}{16} R^2 + \frac{R}{\pi} \right\}} \dots\dots\dots (4.2.6)$$

ここで  $i = 0, 2, 4, \dots\dots$

$j, k = 0, 1, 2, 3, \dots\dots$

$i = j = 0$ , および  $i = k = 0$  の場合は計算しなくてよい。

係数  $C_{ij}$  は

$j = 0, i \neq 0$  のとき

$$C_{ij} = -\frac{2}{\gamma_{ij}} \left[ \frac{1}{\pi} \cdot \frac{1}{i^2 - 1} + \frac{R}{\pi^2} \left\{ \frac{2}{i^2 - 1} + \frac{2n+1}{(2n+1)^2 - i^2} - \frac{2n-1}{(2n-1)^2 - i^2} \right\} \right]$$

$j = 2$  のとき

$$C_{ij} = \frac{16\epsilon}{\gamma_{ij} \pi^3 (i^2 - 1)}$$

$j \neq 0, j \neq 2$  のとき

$$C_{ij} = -\frac{16}{\gamma_{ij} \pi^2} \left[ \frac{1}{j(i^2 - 1)} \left\{ \sin \frac{\pi j}{2} + \frac{2}{\pi j} (\cos \frac{\pi j}{2} - 1) \right\} + \frac{R}{j^2 - 4} (\cos \frac{\pi j}{2} + 1) \left\{ \frac{1}{i^2 - 1} + \frac{2n+1}{2 \{ (2n+1)^2 - i^2 \}} - \frac{2n-1}{2 \{ (2n-1)^2 - i^2 \}} \right\} \right]$$

ここで

$i = 0$  のとき  $\epsilon = 1/2, \varphi = 1$

$i \neq 0$  "  $\epsilon = 1, \varphi = 1/2$

$j = k$  "  $\lambda = 1/2$

$j \neq k$  "  $\lambda = \frac{1}{\pi} \left\{ \frac{1}{j-k} \sin \frac{j-k}{2} \pi + \frac{1}{j+k} \sin \frac{j+k}{2} \pi \right\}$

$$\gamma_{ij} = \sqrt{\left(\frac{\pi i}{l}\right)^2 + \left(\frac{\pi j}{2h}\right)^2}$$

(c) 計算値と実験値の対比

(4.2.6)式で計算した結果と前年度の実験結果との比較を図4.2.5に示す。この結果の範囲では計算値と実験値とはよく一致しているといつてよい。しかし、この式ではRが小さい範囲ではRの推定の誤差が計算結果にかなり大きくきいてくることが予想され(4.2.4)式のRの推定式の成立範囲をみきわめる必要がある。

- Stiffener, Face Plate のある場合
- △ Stiffener なし, Face Plate ありの場合
- Stiffener, Face Plate のない場合

この図は Face Plate 20mm ( $f/h = 0.133$ ) の場合を示し  
Face Plate の影響は Face Plate がないものに換算してある。

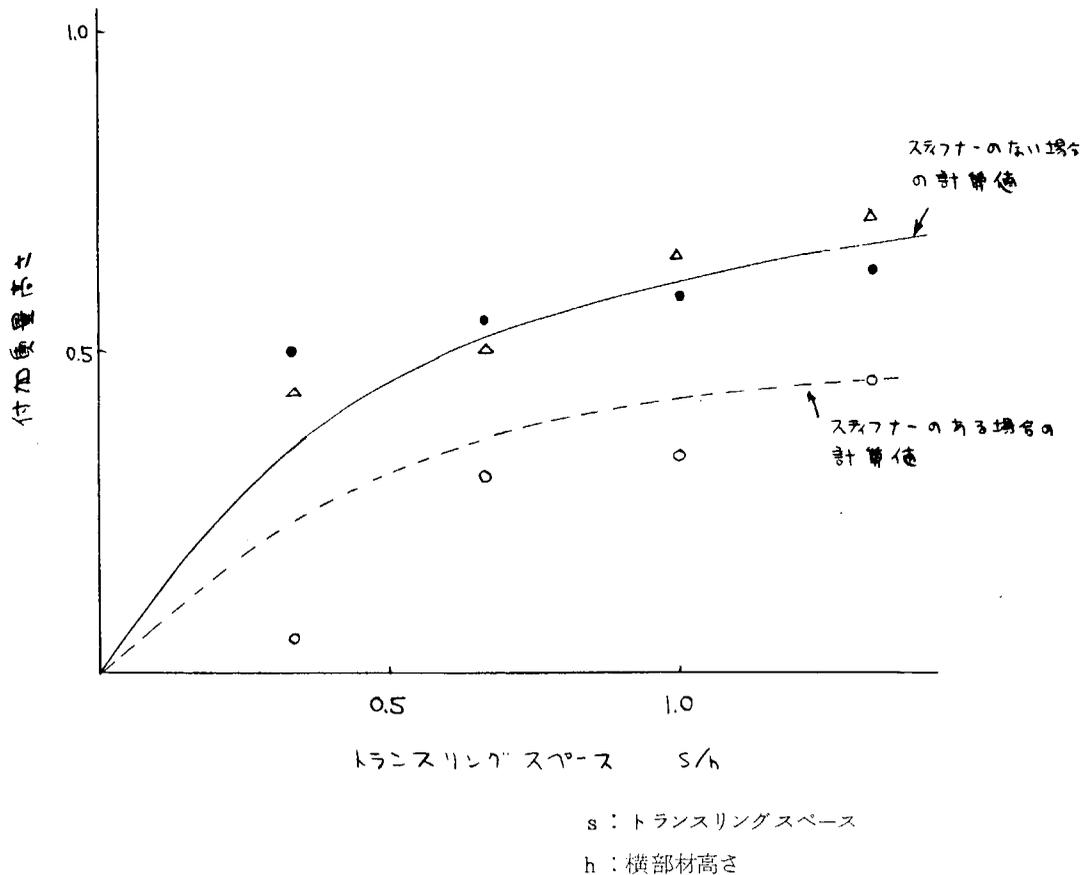


図 4.2.5 実験値との比較

#### 4.2.2 模型振動実験

47年度の研究のひとつとして 28万DWTタンカーの実船計測、およびそれに先立って鋼製の模型による予備実験が行なわれた。その実験のための参考資料とするため、鋼製模型に似た形状のプラスチック模型を作り、空気中および水中における振動実験を行なった。

##### (1) 試験体および実験方法

試験体の形状および寸法を図 4.2.6 に示す。

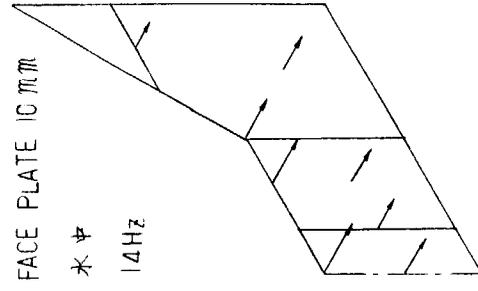
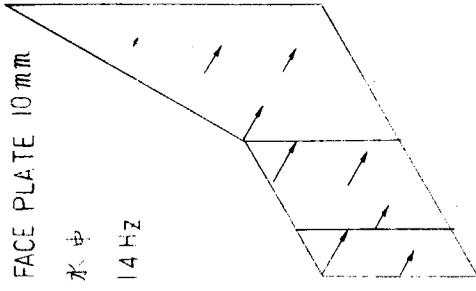
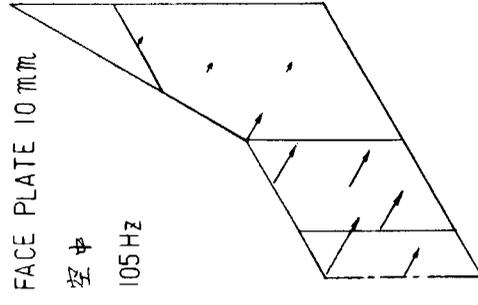
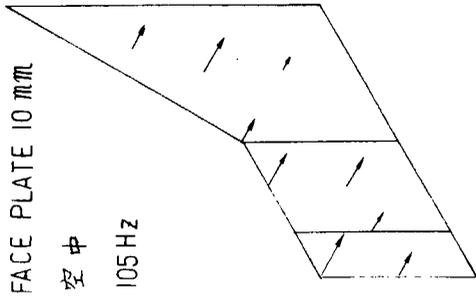
実験は模型を振動台にのせ模型タンクの長手方向に加振した。実験は模型タンク内に水を入れた場合と入れない場合とについて行ない、横部材の最低次の固有振動数および振動モードを測定した。

計測は加速度ピックアップ 5 個を模型上に接着、1 個を振動台に固定し計測した。

##### (2) 実験結果

実験結果を次に示す。これらの図において矢印は振幅倍率を示し、振幅倍率は下記の値である。

$$\text{振幅倍率} = \frac{\text{測定点の加速度}}{\text{振動台の加速度}}$$



0 10

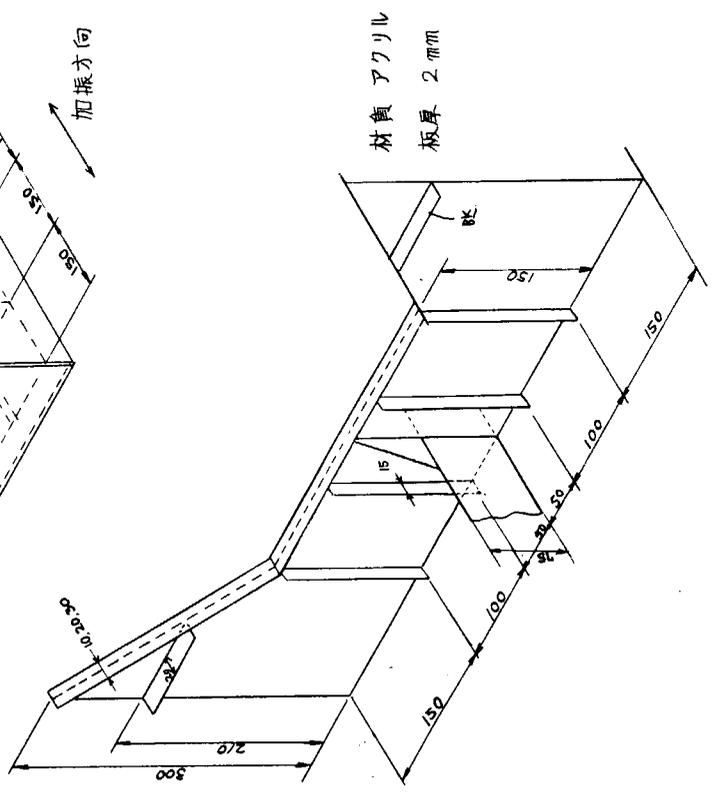
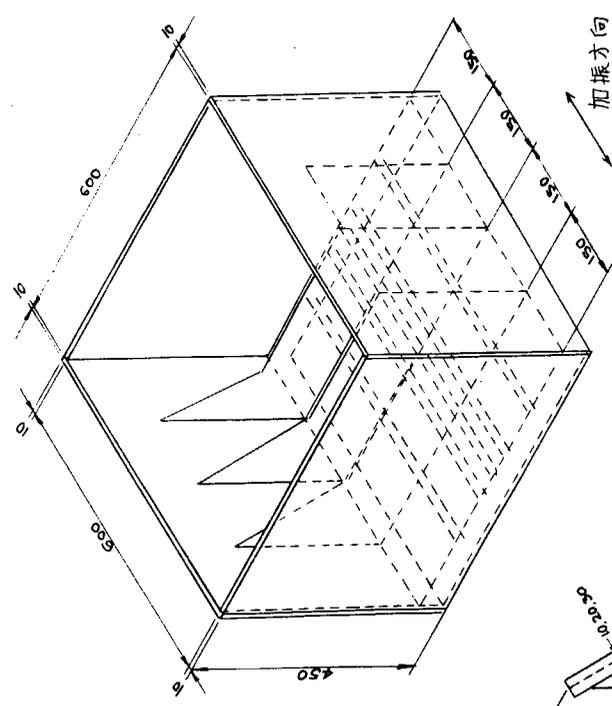
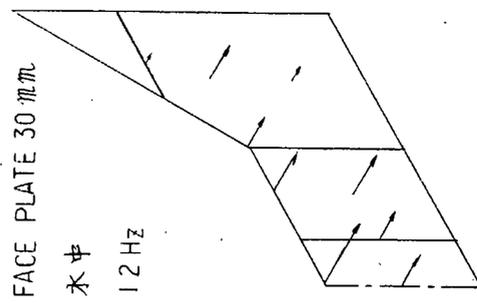
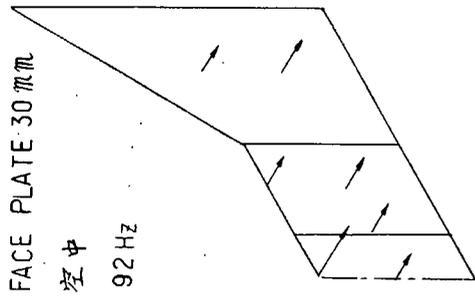
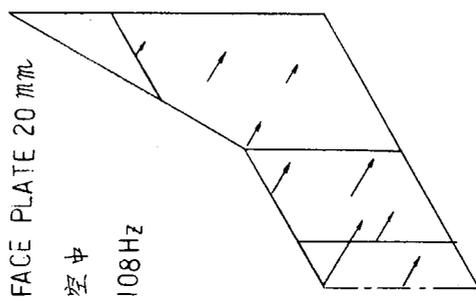
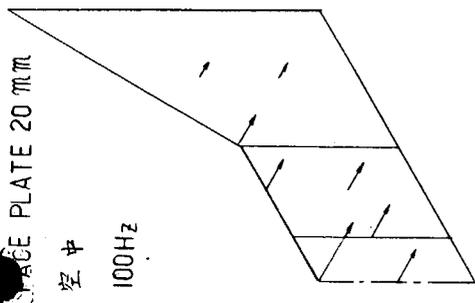
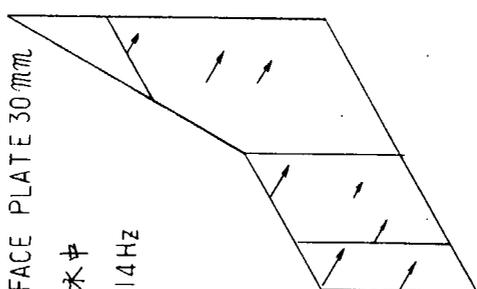
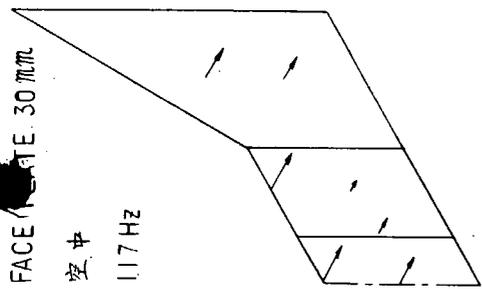


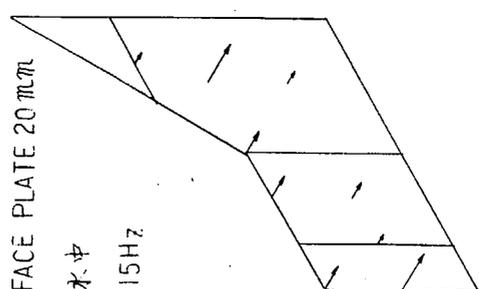
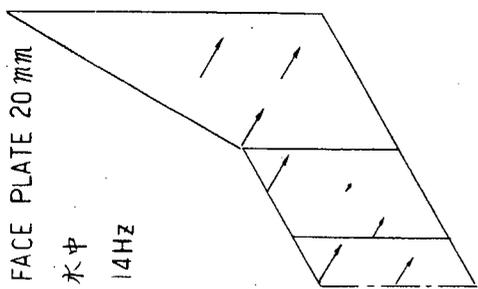
図 4. 2. 6 試 験 体



0 10



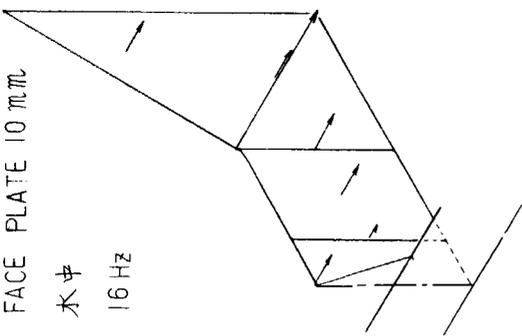
0 10



FACE PLATE 10 mm

水中

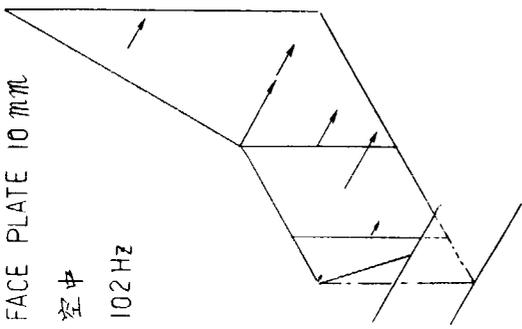
16 Hz



FACE PLATE 10 mm

空中

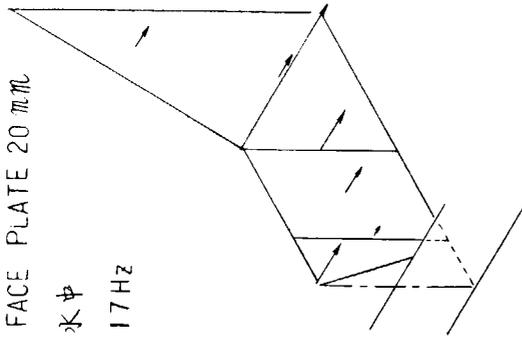
102 Hz



FACE PLATE 20 mm

水中

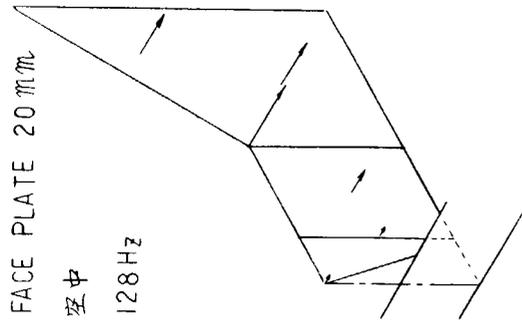
17 Hz



FACE PLATE 20 mm

空中

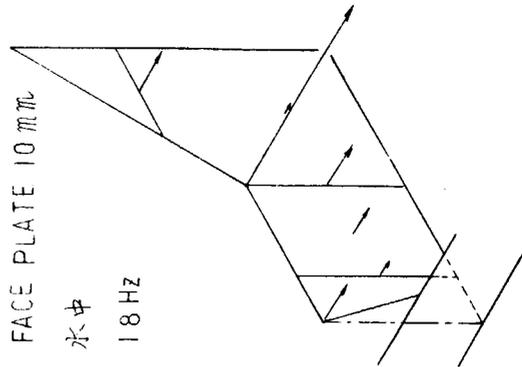
128 Hz



FACE PLATE 10 mm

水中

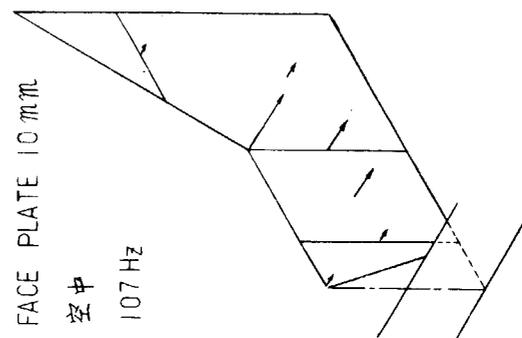
18 Hz



FACE PLATE 10 mm

空中

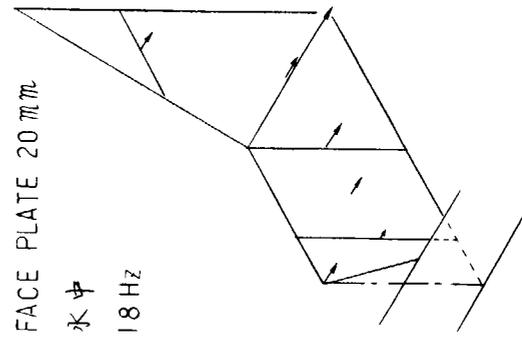
107 Hz



FACE PLATE 20 mm

水中

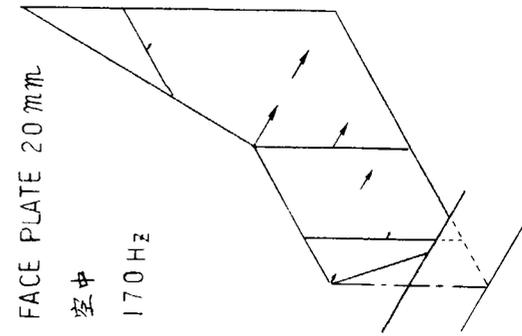
18 Hz



FACE PLATE 20 mm

空中

170 Hz



0 10

0 10

### 4.3 実船振動計測

トランス基部スティフナーのクラック発生の一因として振動による応力があると考えられており、これについてすでに模型実験、実船実験等が行なわれているが、大規模な実船計測例があまりなく、はっきりした解答は与えられていない。そこで少しでも現象を明確にするために、センタータンクのボトムトランスに注目し、集中的な実船計測を試みた。また、前年度模型実験より明白な共振点をとらえられない可能性が考えられ、この危険性を取り除くためにあらかじめ $\frac{1}{4}$ の模型を作成し、振動実験を行ない、計算値との比較およびトリッピングブラケットの有効性に対する検討を行なった。

#### 4.3.1 鋼製船底模型振動実験

##### (1) 実験概要

供試船の船底トランスの約 $\frac{1}{4}$ 模型を作成し、トランスのセンターのフェイス上をトランス面外方向に加振し、共振点とそのモードの計測を行なった。

模型寸法を図4.3.1に模型概要に加振方向を図4.3.2に示す。模型は隣接するトランスとして十分面内剛性のある矩形板と、また、ロンジのスパン中央にも面内剛性のある板をつけることにより、並列するトランスが存在する場合のロンジモード影響を取り込めるように配慮した。

実験はロンジバルクヘッドについている2個の水平ブラケットのうち、下方の大きいほうのものを通常のスティフナーにしたものも行ない水平ブラケット付をNo.1、スティフナー付をNo.2として以後表示する。

##### (2) 実験結果

No.1、No.2ともに共振曲線を取り、3次の共振点までモードを測定した。それぞれの共振点の計測位置を図4.3.3と図4.3.4に、共振曲線を図4.3.5と図4.3.6に示す。以上の結果より、かなり鮮明な共振点があり、それらの振動数は、

No.1	80	110	127 Hz
No.2	60	77	84 Hz

であることがわかり、それらのモードを各骨材交点につき、モード型測定器により計測したものを図4.3.7と図4.3.8に示す。

##### (3) モデル計算との比較

No.1、No.2ともに同一の方法で梁構造へモデル化し、固有振動数計算を行なった。

モデル化の方法は簡単のため図4.3.3に示すように外板縦通隔壁は除外してトランス面のみとして取り扱った。スティフナーのウェブ取合線を梁と考え、その梁の剛性は、スティフナーあるいはブラケットにスティフナースペースだけの有効巾がついたものを考え、質量は主に立てスティフナーに与え、水平スティフナーにはロンジスペースの $\frac{1}{2}$ のウェブ重量を付加した。梁の交点は全て剛結合とした。周辺条件は船底ではロンジの頂部に接点を取り、また、縦通隔壁では、隔壁に節点を取った。支持条件はスティフナー端にロンジのないものは単純支持、残りはスティフナー基部の切り欠き、ロンジの曲げ変形を無視できないのでバネ支持とした。バネ支持については一つのロンジとスティフナーあるいはブラケットを取り出し、スティフナーあるいはブラケットの頂部に単位モーメントをかけることによって梁計算からバネ剛性を計算し、バネ係数とした。ロンジの長さは、トランスの両方向に、トランススペースの半分を取り、端部を支持として計算した。また、スティフナー基部の切り欠き部分は特に弱い剛性の梁として計算した。

これらによって計算された振動数を表4.3.1、モードを図4.3.7、図4.3.8に実験値と比較して示す。また、BL7にBL3、BL5のトリッピングブラケットと同一のものをつけた場合をNo.3とし、計算結果を表4.3.1に示す。このトリッピングブラケットはフェイスまでは続いていることになっている。

表 4.3.1 実験および計算の振動数比較 (単位 Hz)

	No. 1		No. 2		No. 3
	実験値	計算値	実験値	計算値	計算値
1次	80	91	60	67	107
2次	110	156	77	139	170
3次	127	205	84	168	228

(4) 模型実験からの考察

本実験により、トランスはかなり鮮明な共振点を持つことがわかった。また、計算との対比から、1次の振動数については十分満足し得る精度でモードとともに本方法によるモデル化で計算が可能ことがわかった。さらに2次、3次についても大略その傾向を推察することは可能である。

トリッピングブラケットは、振動による変位をおさえることによりかなり役だっていることがわかるが、全く振動しないということはいえず、トリッピングブラケットで単純支持した計算はかなり高めの振動数を与えることが推察される。

トリッピングブラケットのスペースがせまいセンターガードよりのパネルはほとんど振動せず、縦通隔壁側のパネルが主に振動していること、No.1からNo.2へブラケットが1つないことによる変化で25%の振動数低下をきたしていること、さらにNo.1からNo.3へブラケットが1つふえたことによって18%の振動数の上昇を示していることに注目すれば、トリッピングブラケットは振動数およびモードに対して大きな影響をもっており、これをより多くつけることは振動数をあげるためには効果的である。

4.3.2 Q船実船振動計測

(1) 実験概要

供試船主要目

28万DWT オイルタンカー

主機 35300 BHP × 106 rpm ディーゼル 9シリンダー 6ブレード

$L \times B \times D \times d = 329m \times 51.8m \times 27.7m \times 21.7m$

計測はバラスト状態と満載状態でそれぞれ軸系ねじり振動時に行なった。タンク配置および水ばりの状態を図4.3.9に、主計測センタータンクのボトムトランスを図4.3.10に、主計測点位置を図4.3.11に示す。

(2) 計測結果

バラストと満載の両状態について計測結果のフーリエ解析を実施した。

バラスト状態については軸系縦振動に対し、6次、9次、12次の共振曲線を図4.3.12に、他の主要点は12次について図4.3.13～図4.3.21に示す。満載状態については全ての点の6次と9次とを図4.3.22～図4.3.34に示し、主要なピークについて振動数、片振り、次数を以下表にして示す。これらの次数を選択した理由は他の次数は問題なく振り値が低いためである。

(a) 軸系たて振動(0-8)

バラスト …… 図4.3.12

満載 …… 図4.3.22

表 4. 3. 2 ピークでの振動数および片振り

振動数 (CPM)	バラスト (GAL)	満 載 (GAL)	振巾比 (F/B)	次 数	備 考
370	10.	10.	1.0	6	ねじり1節
370	/	15.	/	9	
580	18.	23.	1.3	6	たて 0節
580	15.	23.5	1.6	9	
1,030	29.	/	/	12	/
1,200	27.	/	/	12	/
1,280	24.	/	/	12	/

(b) 機関室二重底のたて振動(0-10)

バラスト …… 図 4. 3. 13, 満載 …… 図 4. 3. 23

表 4. 3. 3 ピークでの振動数および片振り

振動数 (CPM)	バラスト (GAL)	満 載 (GAL)	振巾比 (F/B)	次 数
370	2.3	3.5	1.5	6
370	/	4.0	/	9
580	4.0	4.5	1.1	6
580	4.0	5.0	1.3	9
1,150	7.0	/	/	12
1,260	10.0	/	/	12

(c) 船体縦振動

船尾(0-3), 船首(0-6), No.6タンク船底(T6-18)

0-3 バラスト …… 図 4. 3. 14, 満載 …… 図 4. 3. 24

0-6 バラスト …… 図 4. 3. 15, 満載 …… 図 4. 3. 25

T6-18 バラスト …… 図 4. 3. 18, 満載 …… 図 4. 3. 28

表 4. 3. 4 ピークでの振動数および片振り

振動数 CPM	バラスト (GAL)			満 載 (GAL)			次 数
	0-3	0-6	T6-18	0-3	0-6	T6-18	
370	/	/	/	2.0	0.2	1.8	6
580	/	/	/	5.5	1.0	1.7	6
615	/	/	/	6.0	0.8	1.5	6
750	/	/	/	4.0	0.2	1.7	9
920	/	/	/	4.0	0.4	1.1	9
1,000	7.5	1.5	(1.8)	/	/	/	12
1,260	(2.0)	(0.8)	5.7	/	/	/	12

( ) はピークになっていないことを示す。

(d) 船体上下振動

船尾(0-4), 船首(0-5)

0-4 バラスト …… 図4.3.16, 満載 …… 図4.3.17

0-5 バラスト …… 図4.3.26, 満載 …… 図4.3.27

(e) センタータンク・ボットムトランス近傍の計測点

(i) トランスフェイス面外振動

BL2の真上のフェイス上 (T6-3)

BL6のフェイスの上 (T6-4)

BL7のスティフナーの間 (T6-17)

T6-17 バラスト …… 図4.3.19

T6-3 満 載 …… 図4.3.29

T6-4 満 載 …… 図4.3.30

(ii) ボットム上下振動 (B6-2)

FR57とFR58の中間のBL2のフランジ上で計測  
満載状態のみ図4.3.31に示す。

(iii) トランス基部応力

T6-1S 満 載 …… 図4.3.32

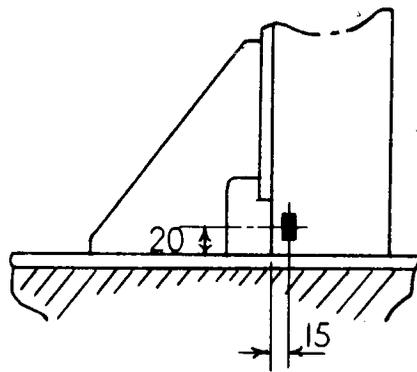
T6-3S 満 載 …… 図4.3.33

T6-4S 満 載 …… 図4.3.34

バラスト …… 図4.3.20

T6-6S バラスト …… 図4.3.21

ゲージ位置は下図の通り。

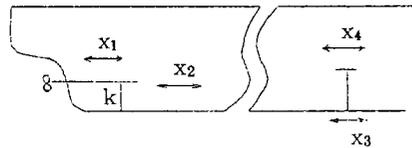


エンジンベッドとトランスの振巾比が大きくトランスの共振点と思われる振動数について主要点での振巾を比較して表4.3.5に示す。また、バラスト状態の1,260CPMと満載状態の580CPMについて振動モードを図4.3.35と図4.3.36に示す。

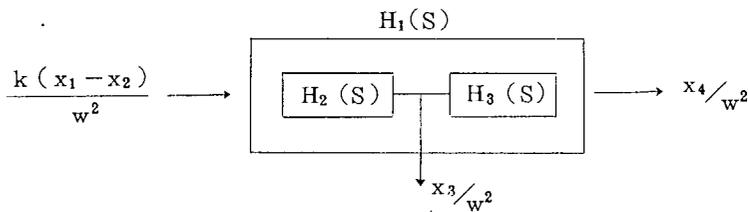
表 4.3.5 各点の振巾 (GAL) 比較

	BALLAST	FULL	FULL
振 動 数	1,260CPM	580CPM	750CPM
主要振動成分	12次	6次	9次
シ ャ フ ト	25	22	11
エンジンベッド	10	4.4	2.5
トランス基部	5	1.7	1.6
ト ラ ンス	75 (T6-17にて)	125 (T6-3にて)	28 (T6-4にて)

軸系0節が主な起振源であると思われるので、船体の前後起振力とトランスフェイスとの間の応答曲線を実験値より求めた。



各点での振巾を  $x_1 \sim x_4$  とし、応答函数  $H(S)$   $S = j\omega$  を下記の如く定めれば、



$$H_1(S) = H_3(S) \cdot H_2(S) \quad H_2(S) = \frac{x_3}{k(x_1 - x_2)/w^2}$$

$$= \frac{x_4}{k(x_1 - x_2)/w^2} \quad H_3(S) = \frac{H_1(S)}{H_2(S)}$$

これらのうち  $H_1(S)$  および  $H_2(S)$  について図 4.3.37 ~ 図 4.3.40 に顕著なピークを示す点について示す。

### (3) 実船実験からの考察

#### (a) 振動数について

1) バラスト状態ではトランスは空中にある。このとき、図 4.3.19 より、1,260CPM に鮮明なピークがみられ、また、応答曲線図 4.3.37 にも同一振動数にピークがみられる。さらにトランス基部船底の前後振動に着目すると、図 4.3.18 でも、この応答量図 4.3.38 でもピークがあり、これらを考えると、この点でのトランスの振巾のピークは、船底の前後振動による強制振動とも考えられるが、船底とトランスウェーブとの間の応答量もこの点で他の振動数に比べきわだって大きい。それゆえ、空中でのトランスの共振点は 1,260CPM と考えてよいと思われる。船尾、船首での前後振動計測点図 4.3.14 と図 4.3.15 をみると、1,000CPM にピークがあり、船体前後振動はこの近傍にあると考えられるが、1,260CPM でははっきりしたピークはみられず、トランス基部では 1,260CPM にピークがあり、1,000CPM にはピークがない。それゆえ、1,260CPM では局部的に前後振動していると思われ、船体前後振動との関係ははっきりしない。また、この点では船底の上下振動にはきわだったモードはみられず、隣接するトランスは同一方向に振動しているこ

とから、トランス基部の前後振動によってトランスの面外振動を起すものと思われる。主要振動数成分は12次である。

- 2) 満載状態ではトランスは水中にある。この場合図4.3.29および図4.3.30より、580CPMと750CPMにピークがみられる。前者の場合トランス基部の前後振動(図4.3.28)は比較的小さく、船底の上下振動(図4.3.31)が大ききわだっている。また、応答曲線図4.3.39と図4.3.40をみると、580CPMではトランス頂部と軸系間の応答関係が非常に大きく、トランス基部前後と軸系間の応答関係は小さい。これらのことから、580CPMはトランス面外と船底上下の水中における連成振動の共振点であると考えられる。このため、トランスは船長方向に対し、同一方向に振動するのではなく、船底との関係で隣接トランスは向かい合い方向に振動している。主要振動数成分は6次であることから、これは軸系に起因する力が起振源と思われる。次に750CPMのピークは580CPMのピークに比べて振巾も応答量も小さく鮮明ではないが、2次の振動数と考えられる。これは主要振動数成分が9次であることの他はバラスト状態の1,260CPMのピークと同じ傾向である。応答曲線では495CPMに大きなピークがあるが、これはトランスフェイスの振巾は小さく、軸系の振巾がまた極端に小さいためにピークになったものと思われ、また、船底の上下振動が大きく、トランス基部との応答が小さいことから、これは船底の振動によって誘発されたピークと考えられ、トランスの共振点ではないと思われる。船体縦振動については図4.3.4の応答曲線より、250, 495, 750, 920CPMの各振動数にあると思われ、370, 580CPMの2点は加振力の大きくなるための強制振動と思われる。
- 3) 振動モード形に関しては、バラスト状態(図4.3.35)ではバルクヘッドよりのトランスの部分が大きな振巾をもち、満載状態(図4.3.36)ではセンターガーダより大きい。これは満載状態では船底との連成振動となっていること、付加水質量が一様についていると考えられないことを示していると思われ、水中での振動数の推定は非常に難しいことを示している。

センターガーダの両側では対称に振動している。

起振力は、バラスト状態では船体の前後振動により船底が前後に振動し、これがトランスの基部に前後起振力として働き、トランスが前後振動すると考えられる。満載状態の580CPMでは、船体前後起振力によってトランスが振動し、船底上下振動と連成したと考えられ、むしろ上下振動との連成による基部回転によるトランス面外変位のほうが大きいようである。また、750CPMではバラスト状態と同様と考えられる。

船長方向でのトランスフェイスの片振巾の減衰はバラスト状態ではFR57のT6-3の計測点で35GAL、FR72のT4-2で2.8GALであり、満載状態では同一計測点にてそれぞれ125GAL、25GALで減衰は大きい。

#### b) 応力について

- 1) 応力は次数分解された値では、バラスト状態(図4.3.20)で1,200CPMのときに最大 $0.3\text{Kg}/\text{mm}^2$ であり、満載状態(図4.3.32)でも495CPMのときに最大 $0.3\text{Kg}/\text{mm}^2$ である。表4.3.6に応力のピークでのトランス基部前後、トランス基部上下、トランスフェイス面外の各振動のピークの存在の有無を示す。

表4.3.6より応力のピークはトランスの基部の前後振動に主に支配され、トランスのフェイスの面外振動は共振点である580CPMにおいてさえも、それほど大きな応力値を与えていない。46年度実船予備実験<sup>1)</sup>(最大 $1.7\text{Kg}/\text{mm}^2$ )との差は計測位置の差として表われているものと思われ、クラック発生への影響はトランスウェッジ側のスティフナー基部に発生する応力と考えられることから、本年度計測結果で応力値を問題にすべきと思われる。結局応力としてはトランス基部の前後起振力による強制振動によっても、共振点でも同程度の応力しか発生しないと考えてよいのではないかとと思われる。

1) SR120, 46年度報告書

表4.3.6 応力のピーク値と振動数

振動数 CPM	応力値 Kg/mm <sup>2</sup>	トランス基部 前後	トランス基部 上下	トランスフェイス 面外
370	0.1	0	0	
495	0.3	0	0	
580	0.13	0	0	0
750	0.22	0		0
900	0.17	0		
1,200	0.3	0		

2) 分析をほどこさない原波形の実測応力の最大値は、バラスト状態でFR59のBL-7のスティフナー基部で1.0Kg/mm<sup>2</sup>という異常な値を発生させているが、他は0.3Kg/mm<sup>2</sup>以下である。また、満載状態ではFR58で0.65Kg/mm<sup>2</sup>という値が出ているが、他は0.3~0.4Kg/mm<sup>2</sup>である。満載ではセンターガーダよりのほうが大きな応力を発生させるようであり、バラスト状態ではバルクヘッド側のほうが大きな応力のようにある。

(c) 計算値との比較

振動数計算については、トランスの空中での振動数を、模型におけるモデル化と同様のモデル化を行ない、振動数モードを求めた。

モデル化に際し、ボットロンジの曲げ影響が無視できないので、これをバネとして取り入れた。計算モデル概要およびそのモードと実測モードの比較を図4.3.41に示す。また、昨年度の実船予備実験値との比較を表4.3.6に示す。

表4.3.7 各振動数比較

	次数	in air 実測	in air 計算	in water 実測	最大応力
47年度 実験	1	1,260 CPM	1,440	580	0.3 Kg/mm <sup>2</sup>
	2		2,250	750	0.3
46年度	1		1,458	600	1.7 *

\*は測定位置はトランスウェップの反対側

表4.3.7よりわかるように空中での振動数は10%程度高めで推定することができる。47年度実験から水中では振動数はほぼ半分となることがわかり、計算の推定誤差を含めて考えれば、46年度実験においても水中で約50%の振動数低下をしていると考えられる。これだけの値から断定することはできないが、水中ではトランスの振動数は約50%低下すると考えればよいと思われる。

船体縦振動については、バラスト状態では1,000 CPM近傍に共振点があると考えられるが、船体を連続梁として計算するプログラムによる計算結果では900 CPMに4節振動の共振点がある。また、実測値では船首と船尾では同位相に振動しており、1,000 CPM近傍に共振点がある可能性がある。満載状態では250 CPM, 495 CPM, 750 CPM, 920 CPMに共振点があるようであり、計算値からは160 CPM(1節)、300 CPM(2節)、420 CPM(3節)、510 CPM(4節)に共振点があった。上下振動ではバラスト状態で900 CPM近くで25節、満載状態で500 CPM近くで17節であった。船体を一本の変断面梁と考えた上下固有振動数を推定できる限界がほぼ6, 7節であるとされていることより考えると、本計算と実測値を対応づけることは困難のようである。

船底のロンジを一本の梁要素として取りだし、トランスの基部で支持されたトランススペース長の両端支持

の梁と考え、空中でのたわみ振動数を計算すると1次の振動数は400CPMとなる。それゆえ、トランスが水中で振動するとき、ロンジを大きく曲げる形で振動する可能性はあり得ると思われる。

#### 4.3.3 ま と め

トランスの共振点は空中では主にトランスの共振点近傍で振動し、水中では船底との連成によって共振する可能性のあることがわかった。そして実船実験の結果からは水中では約半分程度に振動数が低下する可能性があり、ブレードフリークエンス近傍に共振点があることもわかった。

応力の発生については、トランススチフナーのウェッブ取合側の基部ではトランスの共振点においても、また、トランス基部の前後振動によっても同等の応力を発生し、トランス共振点のみを考えただけでは不十分と思われる。しかしながら、この部分に発生する応力は $0.3\text{Kg}/\text{mm}^2$ と小さく、疲労強度が正確に判明しなければ断定はできないが問題とはならないと思われる。また、自由端側の基部では、本年度の計測点にはないが、46年度実験結果より応力的には $1.7\text{Kg}/\text{mm}^2$ と大きい値であるが、前後5%も共振点をはずれると非常に小さな値となり、共振点を20%もはずしてやれば問題はない。発生する応力値の分布はロンジバルクヘッド側(統計調査のいわゆるB4部分)が大きくなっている。早期に発生するクラックはこの部分に多いことは振動応力レベルの高い船については振動応力が関与している可能性があるが、これらの船については模型実験および計算により、この部分にトリッピングブラケットを入れることで簡単に20%程度の振動数上昇と振動変位量の低下を期待でき、この方法で振動応力については解決することができると思われる。

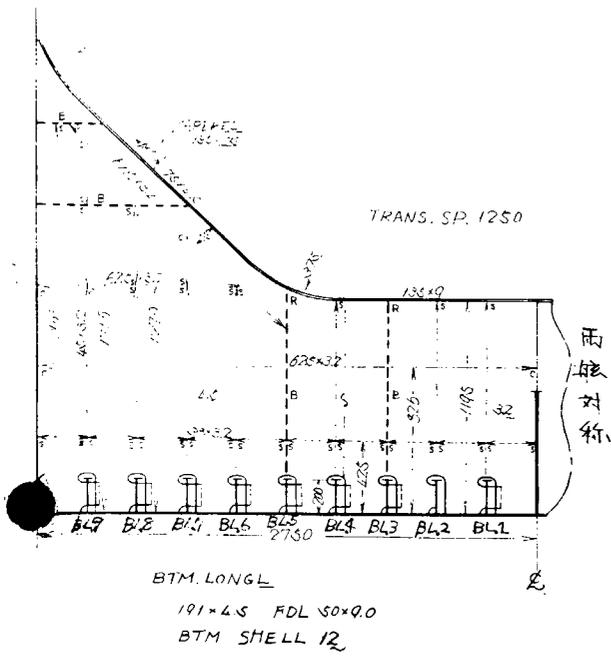


図 4.3.1 模型寸法図

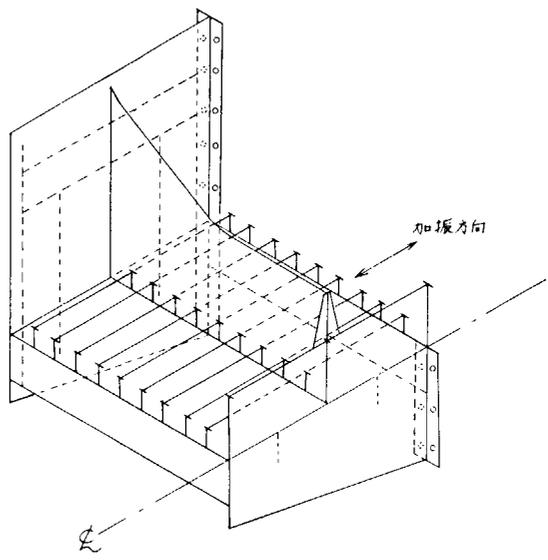


図 4.3.2 試験体セット図

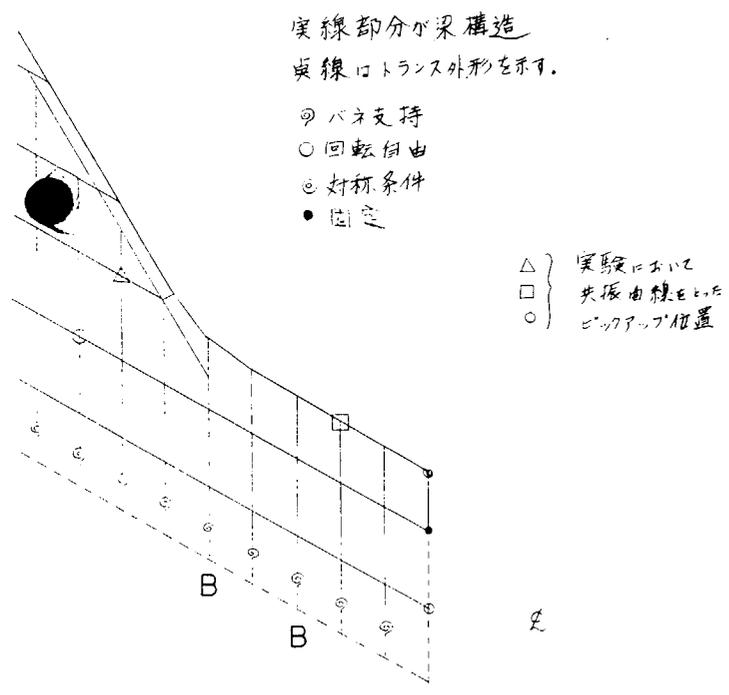


図 4.3.3 No.1トランス (水平ブラケット付) モデル化図

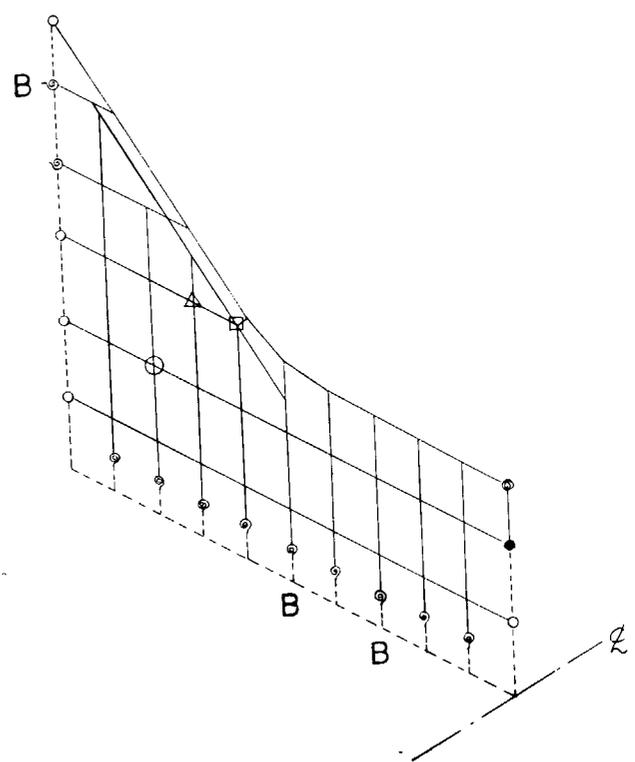


図 4.3.4 No.2トランス (水平ブラケットなし) モデル化図

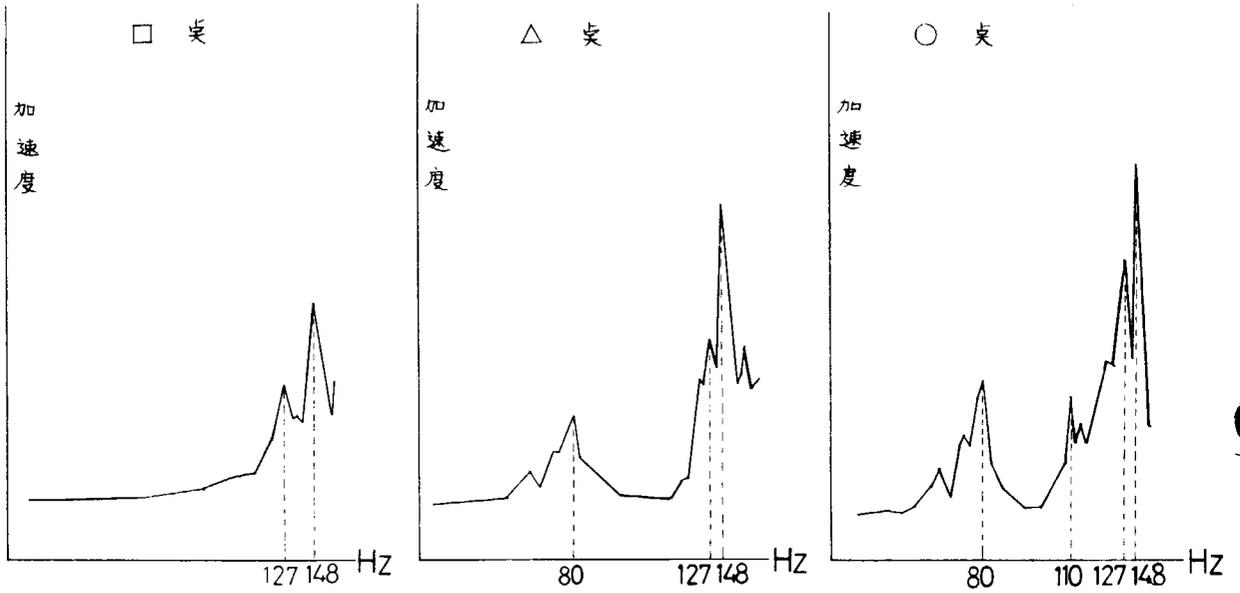


图 4.3.5 共振曲线 (No. 1)

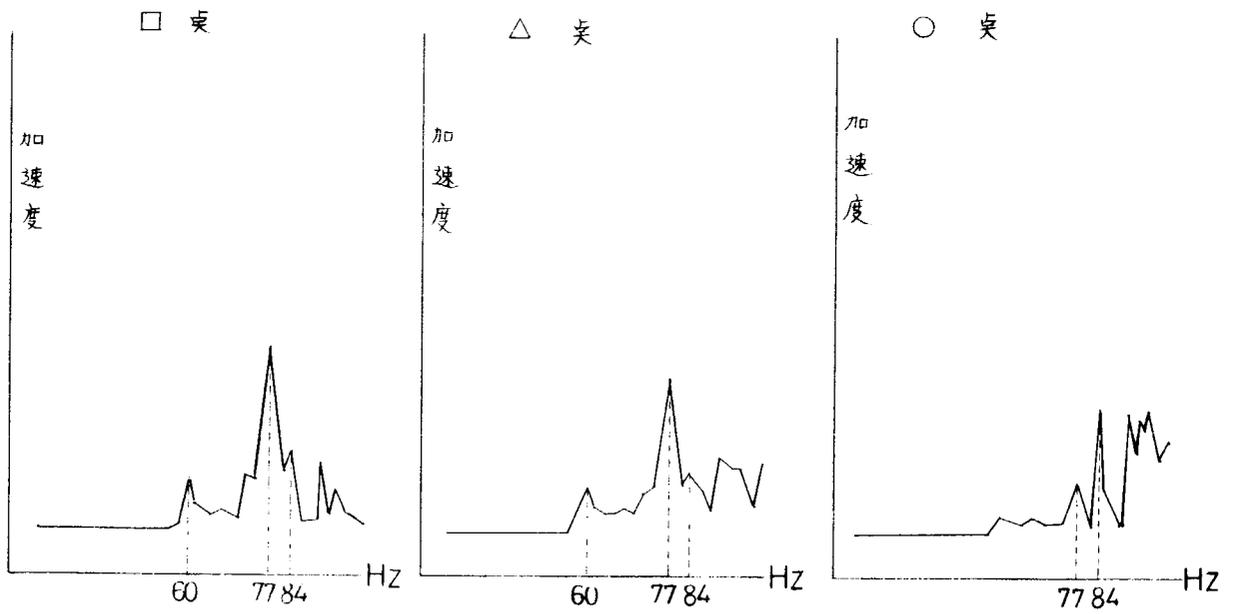


图 4.3.6 共振曲线 (No. 2)

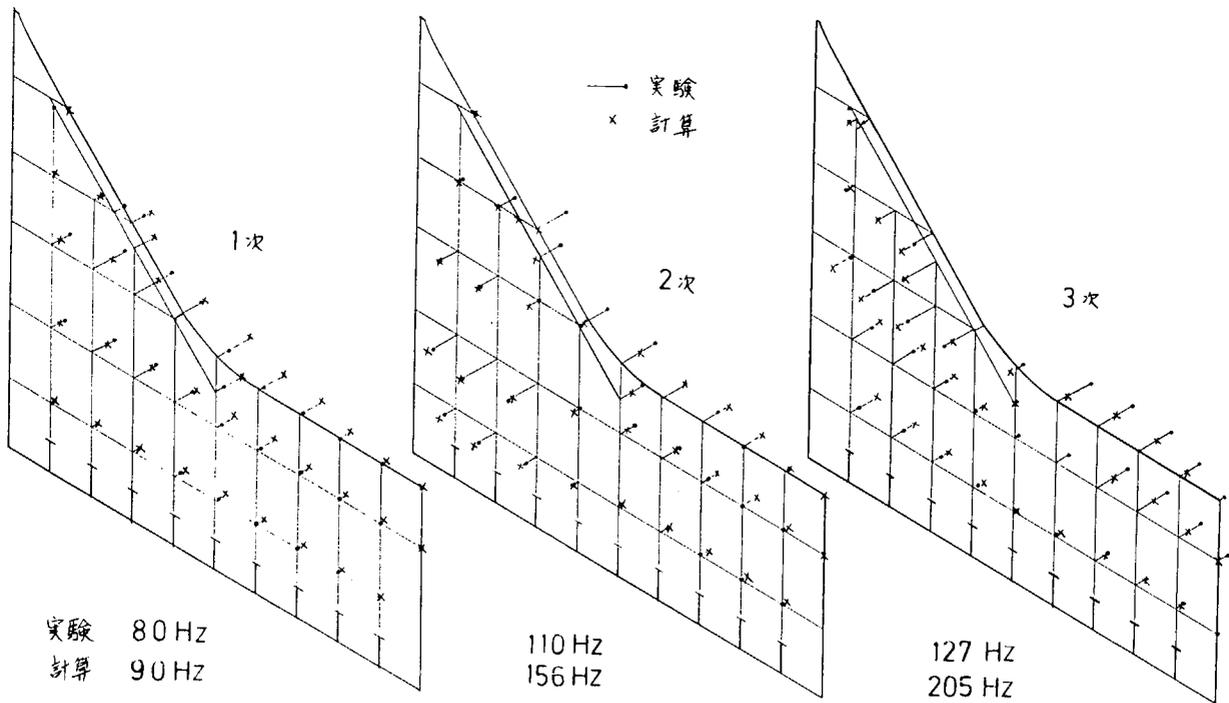


図 4. 3. 7 No. 1 モード図

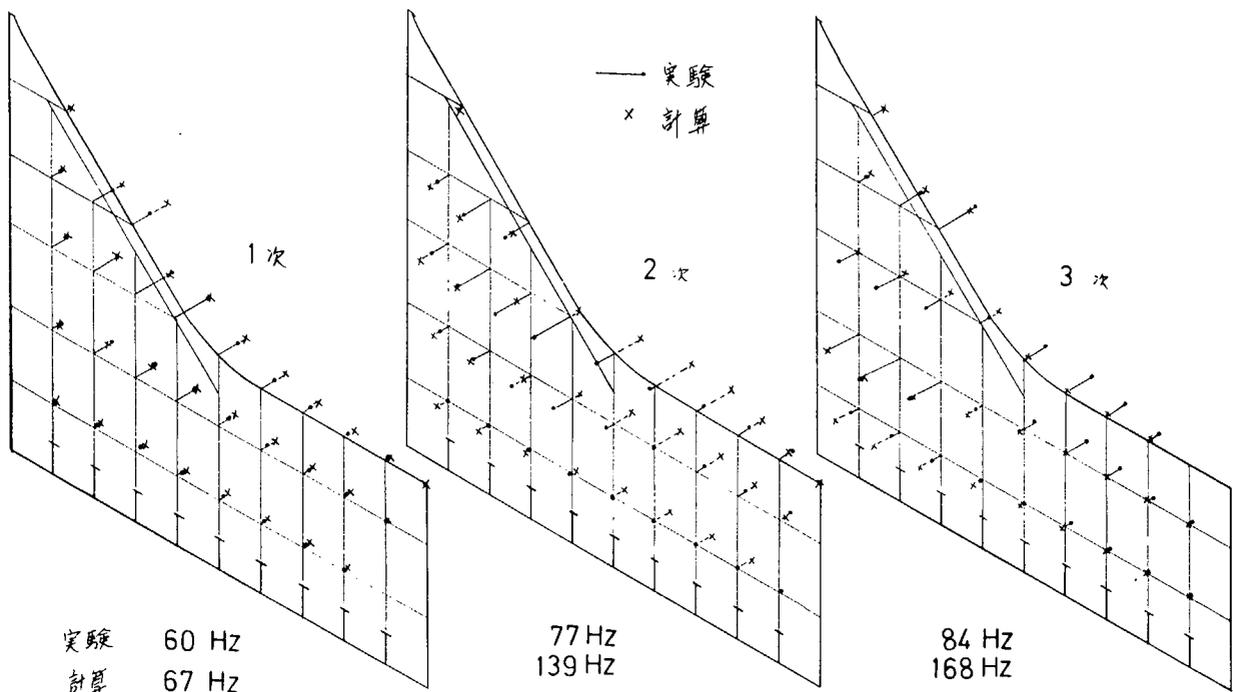


図 4. 3. 8 No. 2 モード図

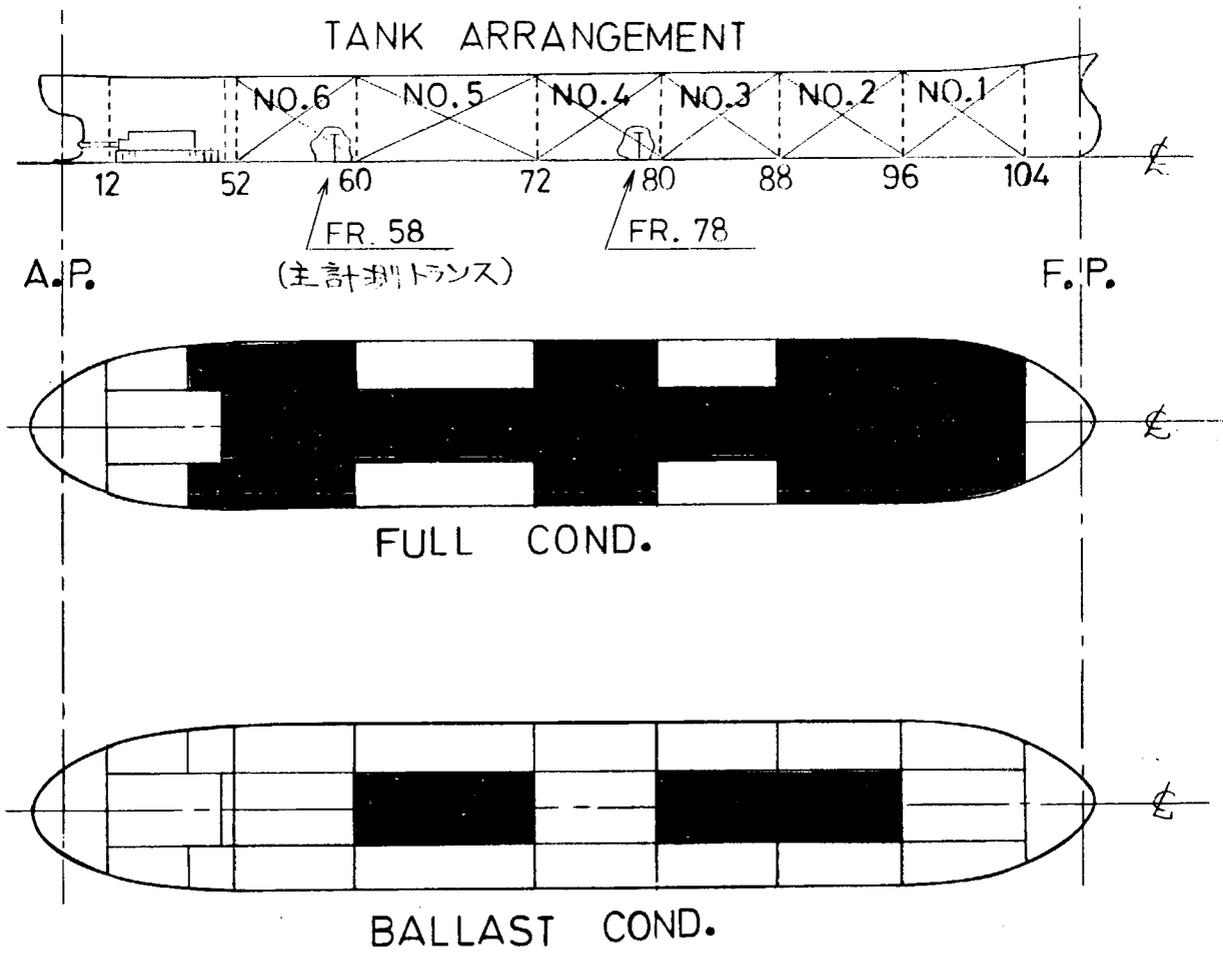


図 4.3.9 TANK ARRANGEMENT

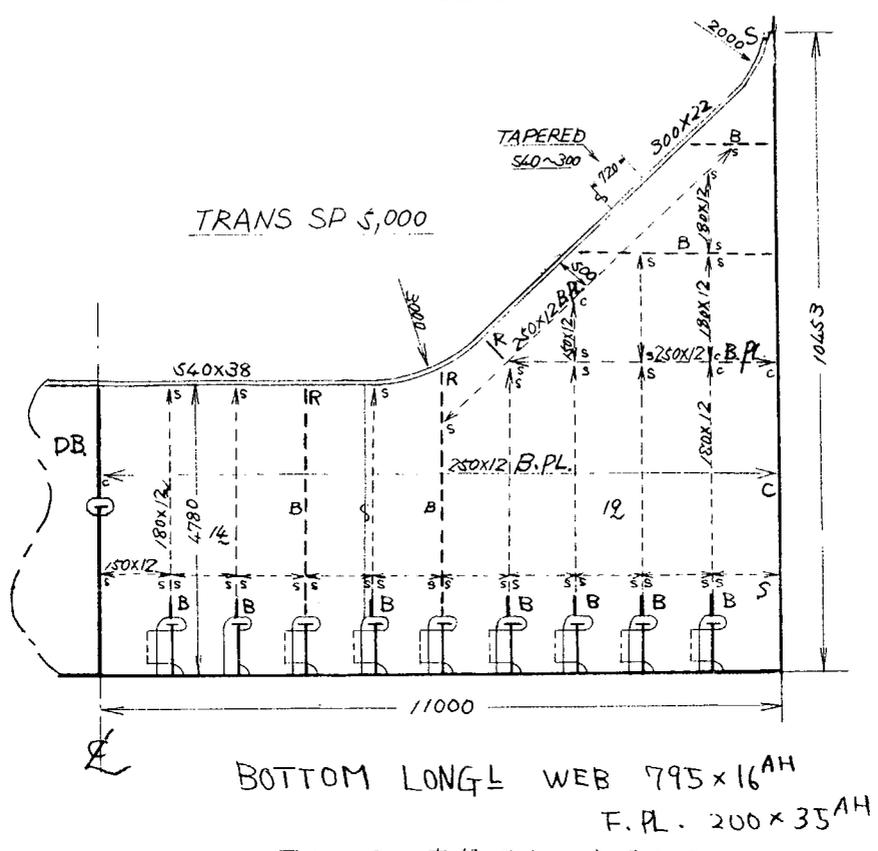


図 4.3.10 実船ボトムトランス

加速度  $\times 10^{-4} g$  }  
 ○ FORE & AFT  
 ● UP & DOWN  
 ↓ STRAIN GAUGE

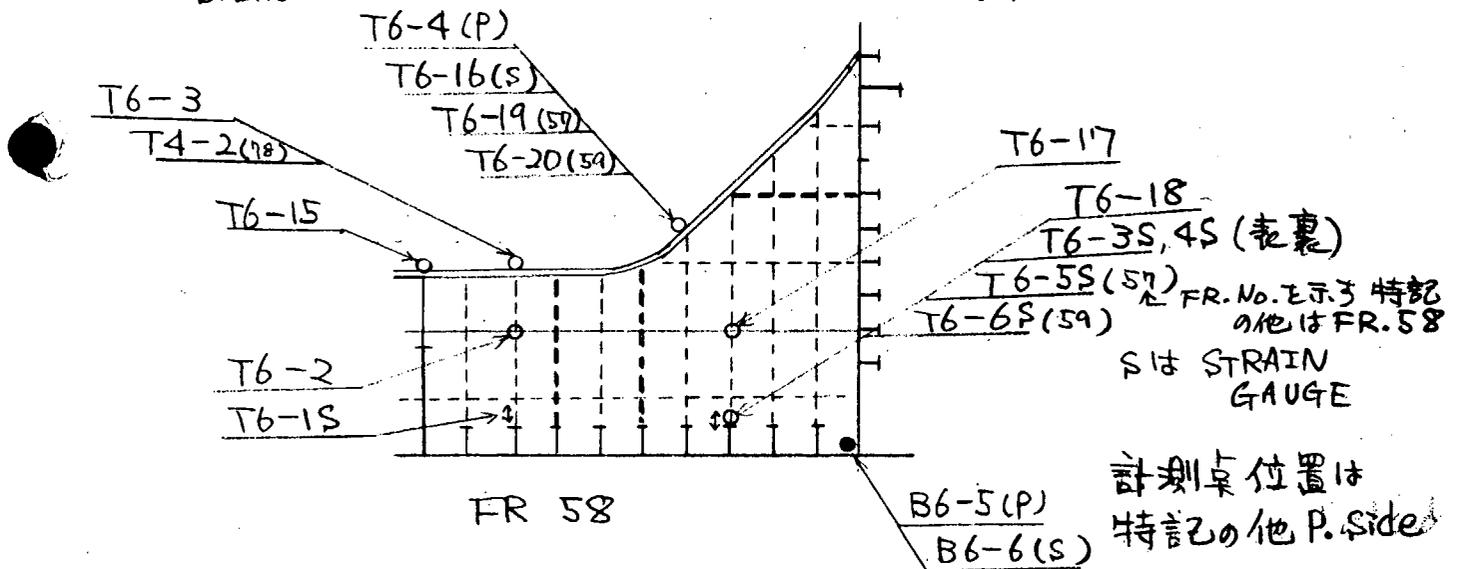
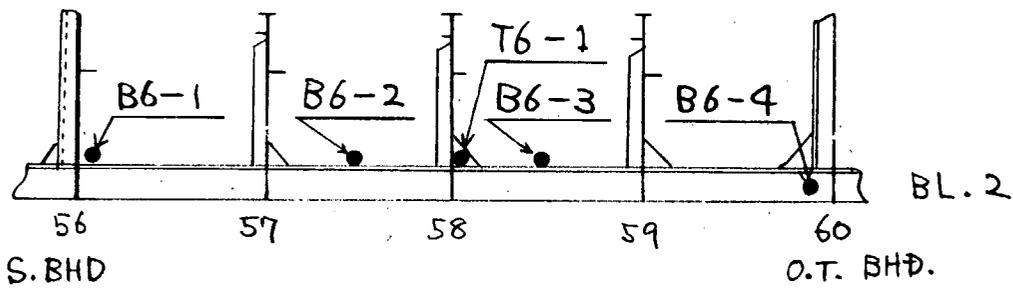
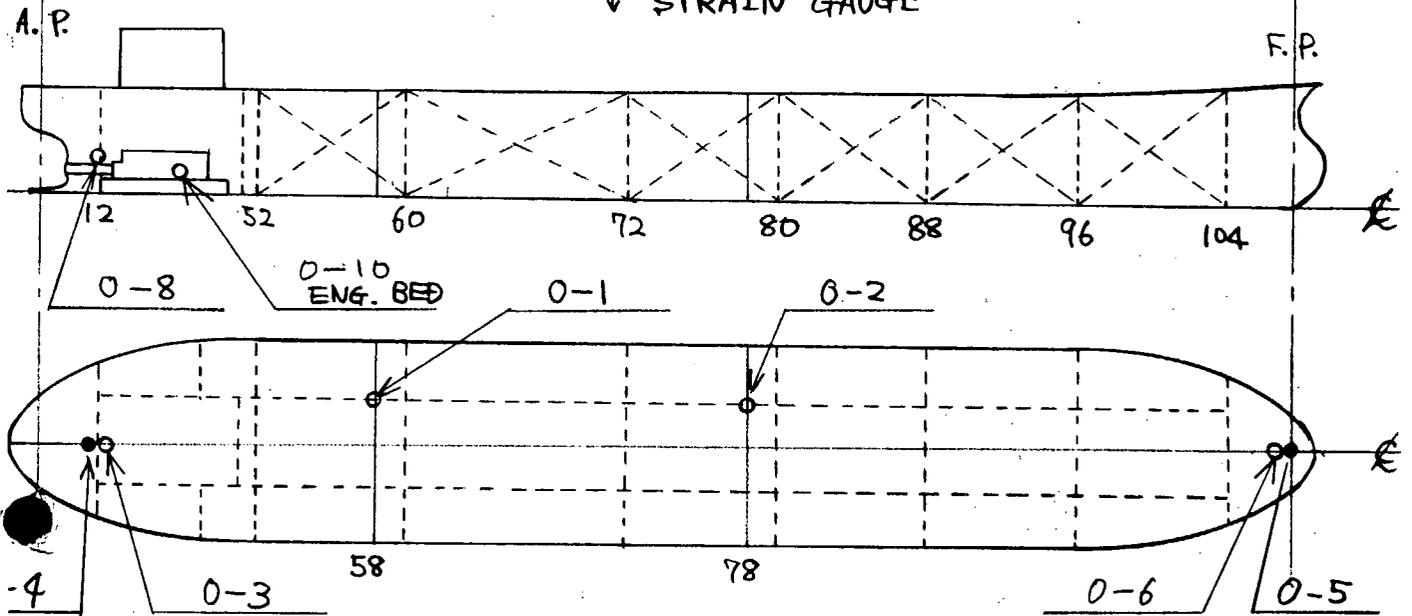


図4.3.11 主要計測点位置

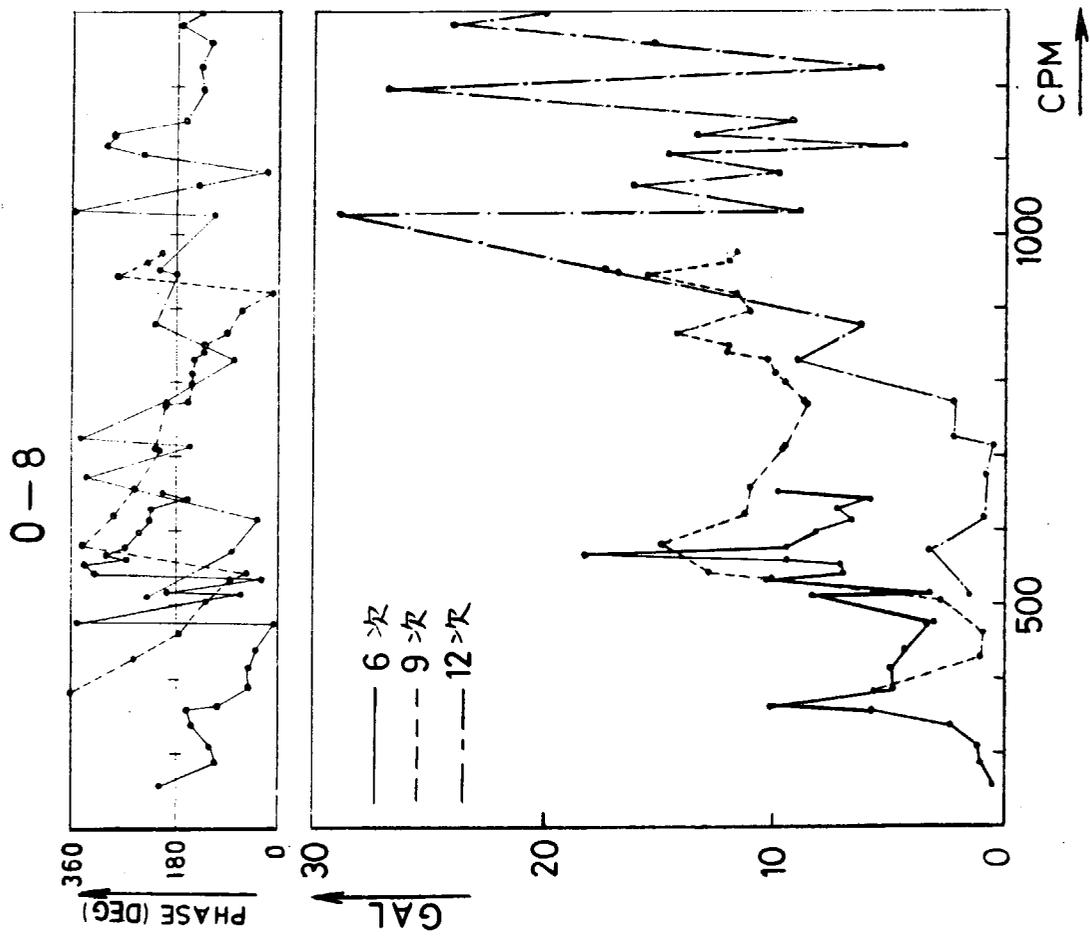


図 4.3.12 バランス状態 軸系たて振動

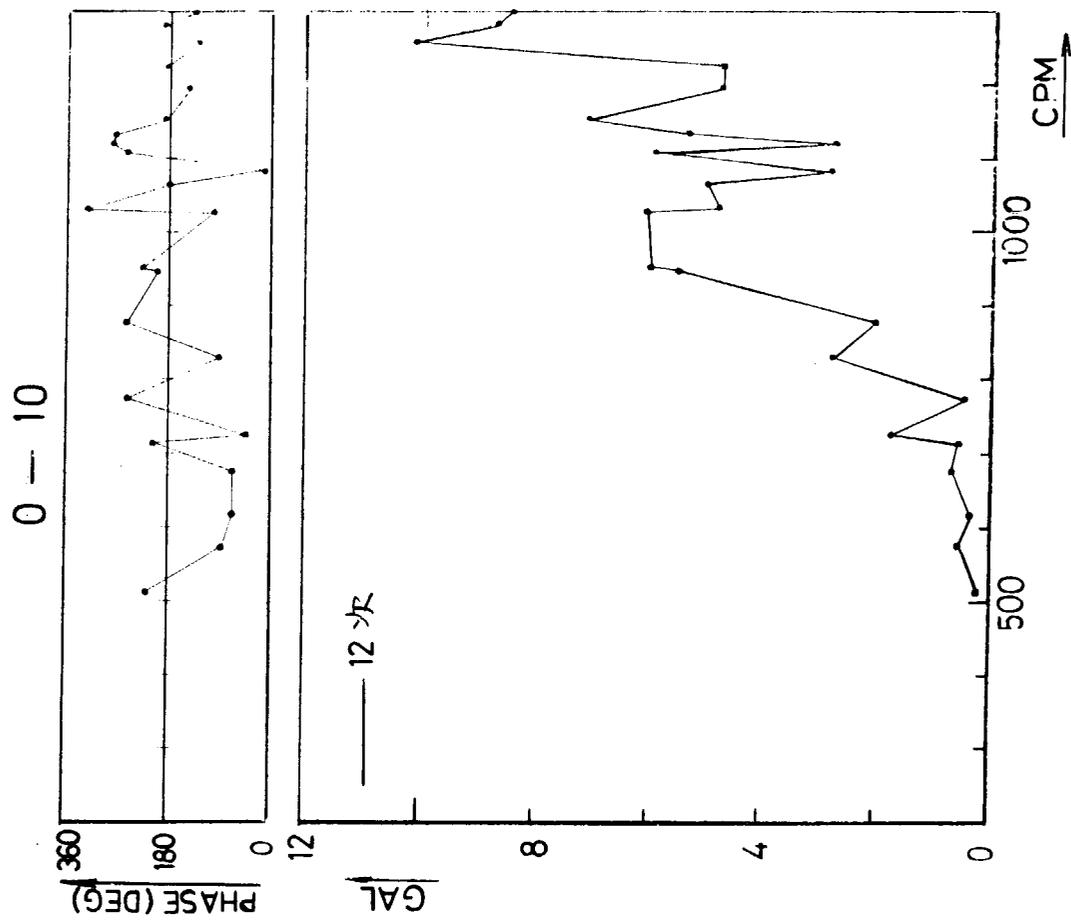


図 4.3.13 バランス状態 エンジンベッド前後振動

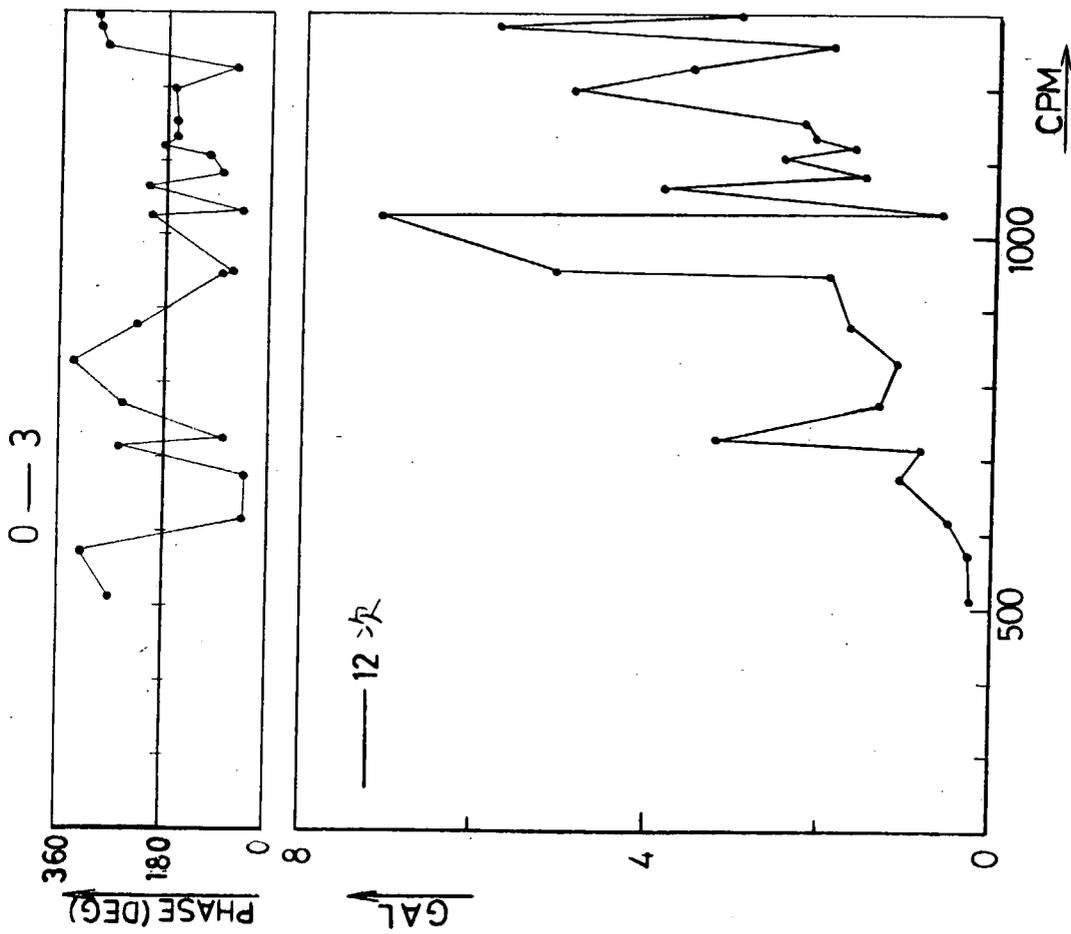


図4.3.14 パラメトリック状態 船尾前後振動

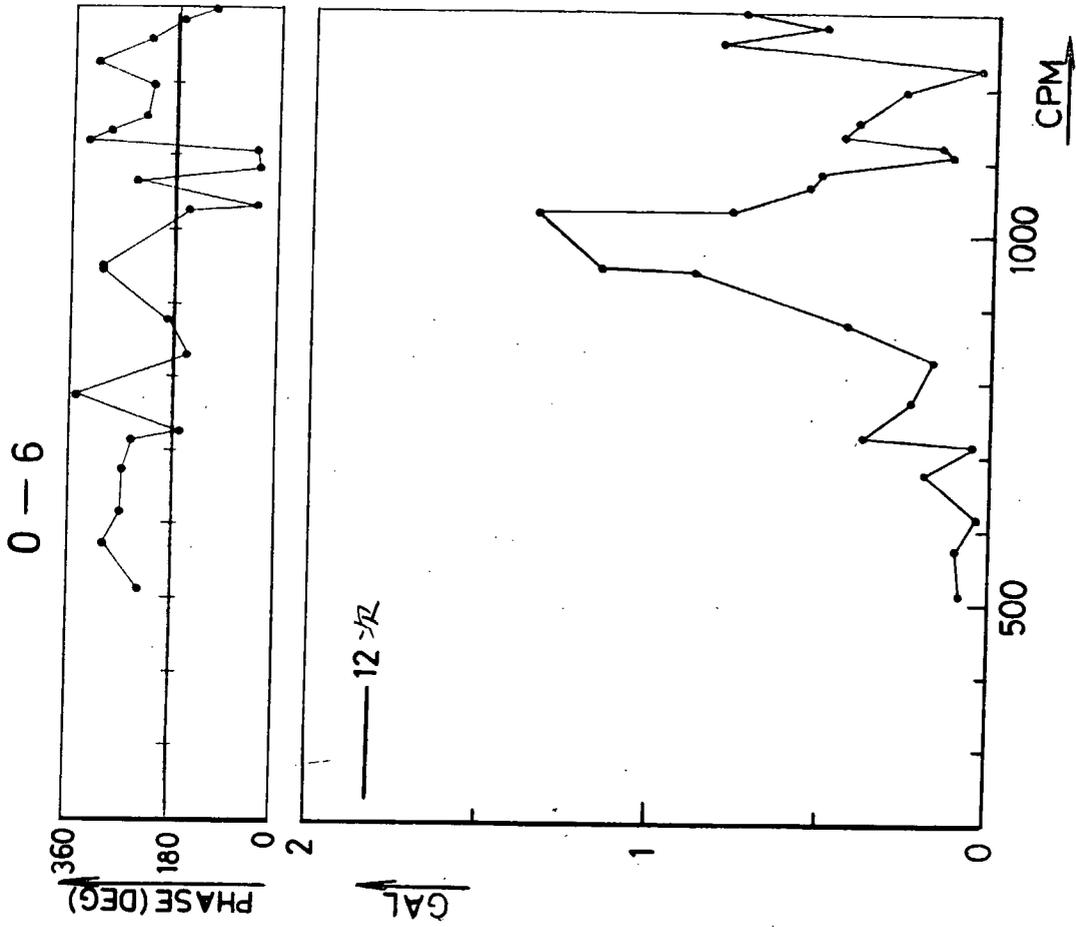


図4.3.15 パラメトリック状態 船首前後振動

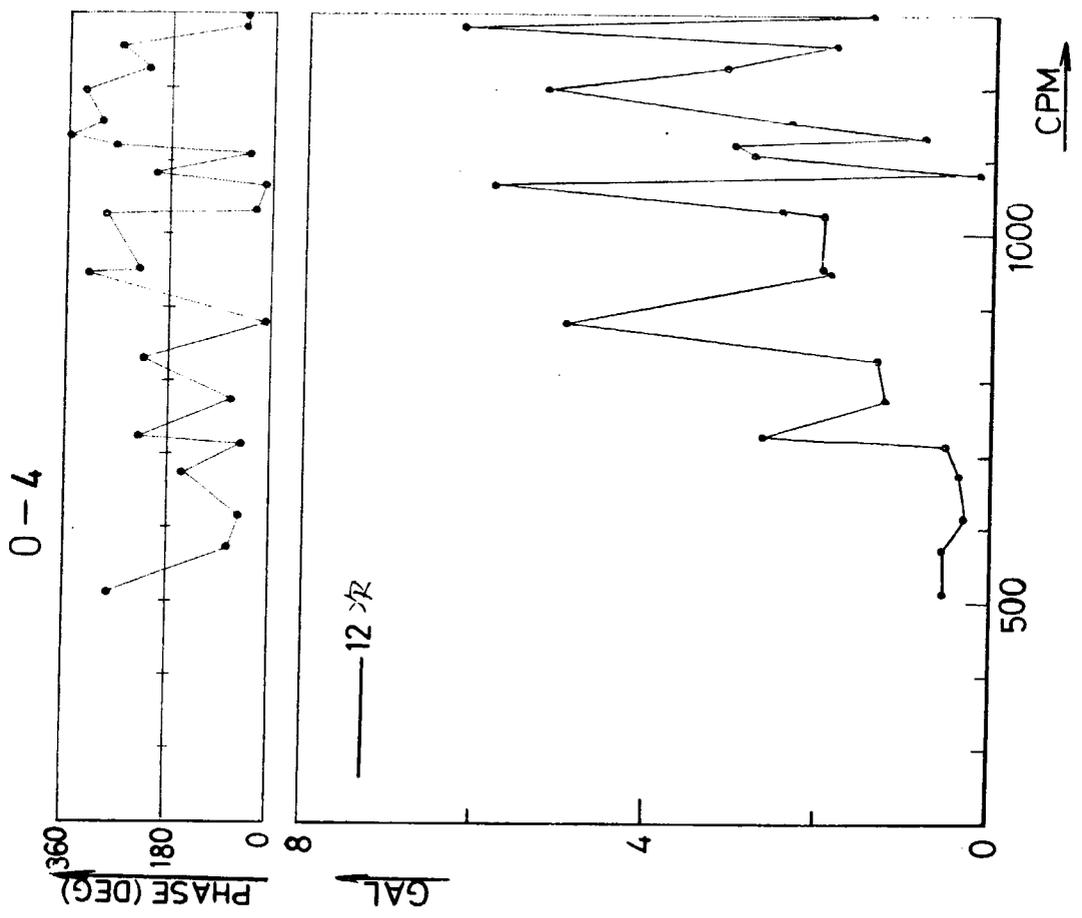


図 4.3.16 バラスト状態 船尾上下振動

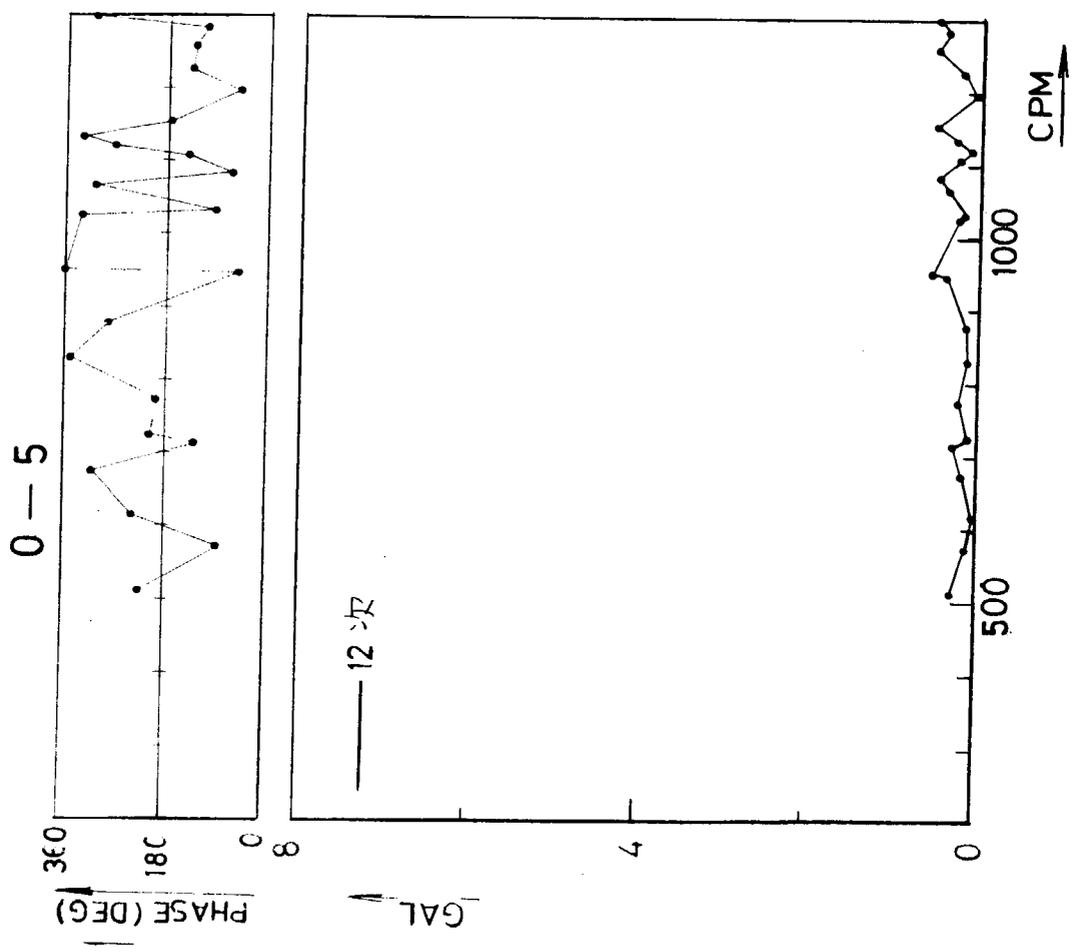


図 4.3.17 バラスト状態 船首上下振動

T6-18

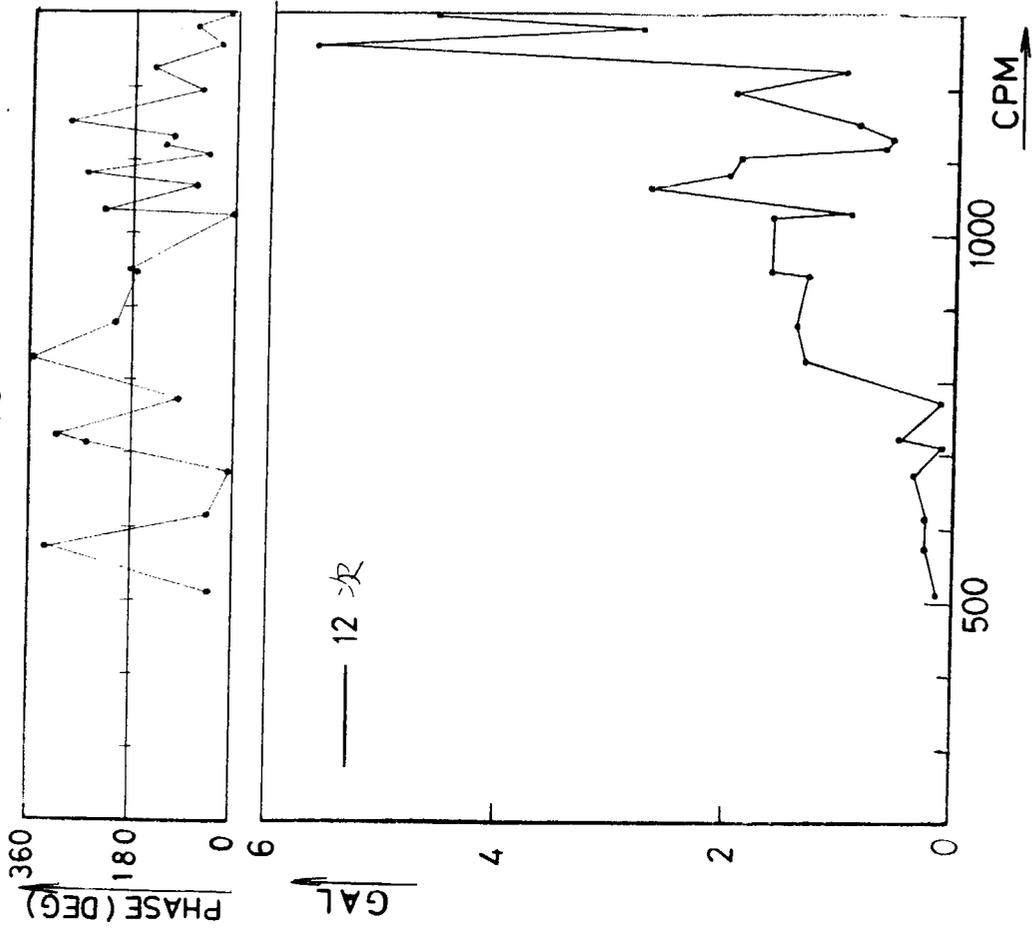


図 4.3.18 バラスト状態 トランスス基部前後振動

T6-17

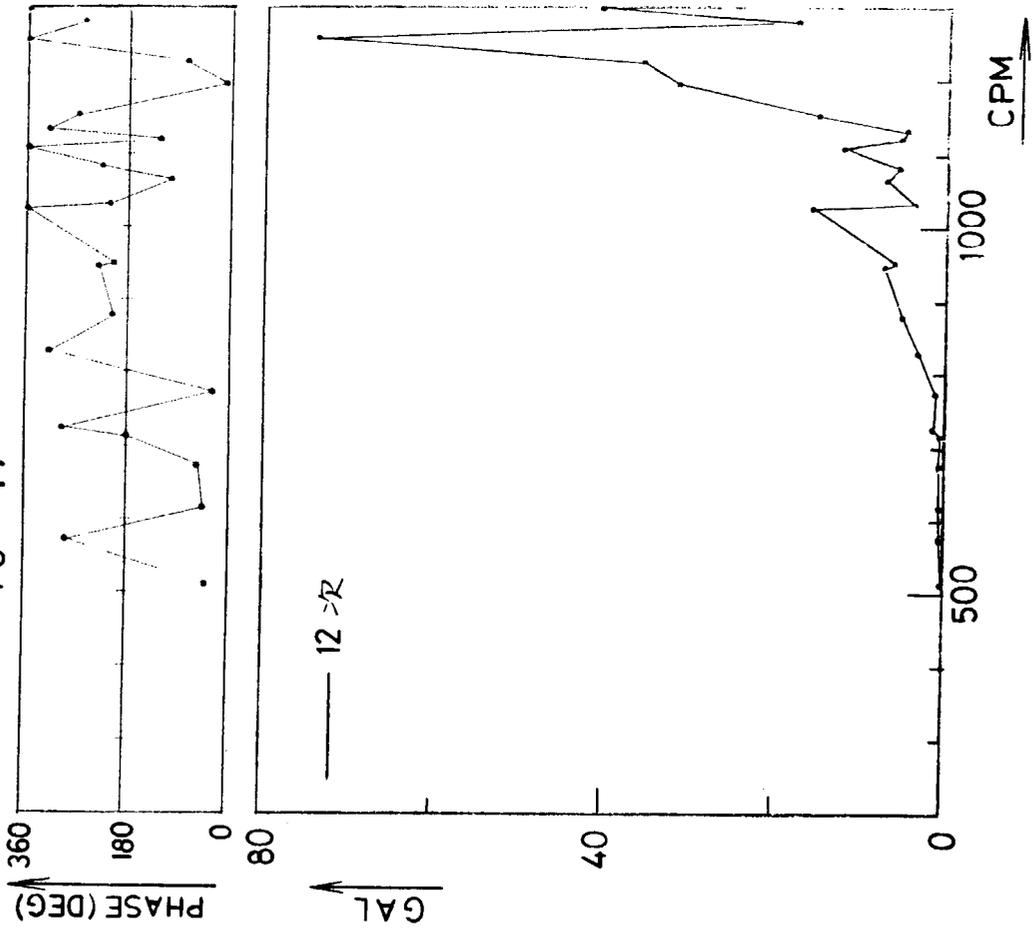


図 4.3.19 バラスト状態 トランススウェーブ面外振動

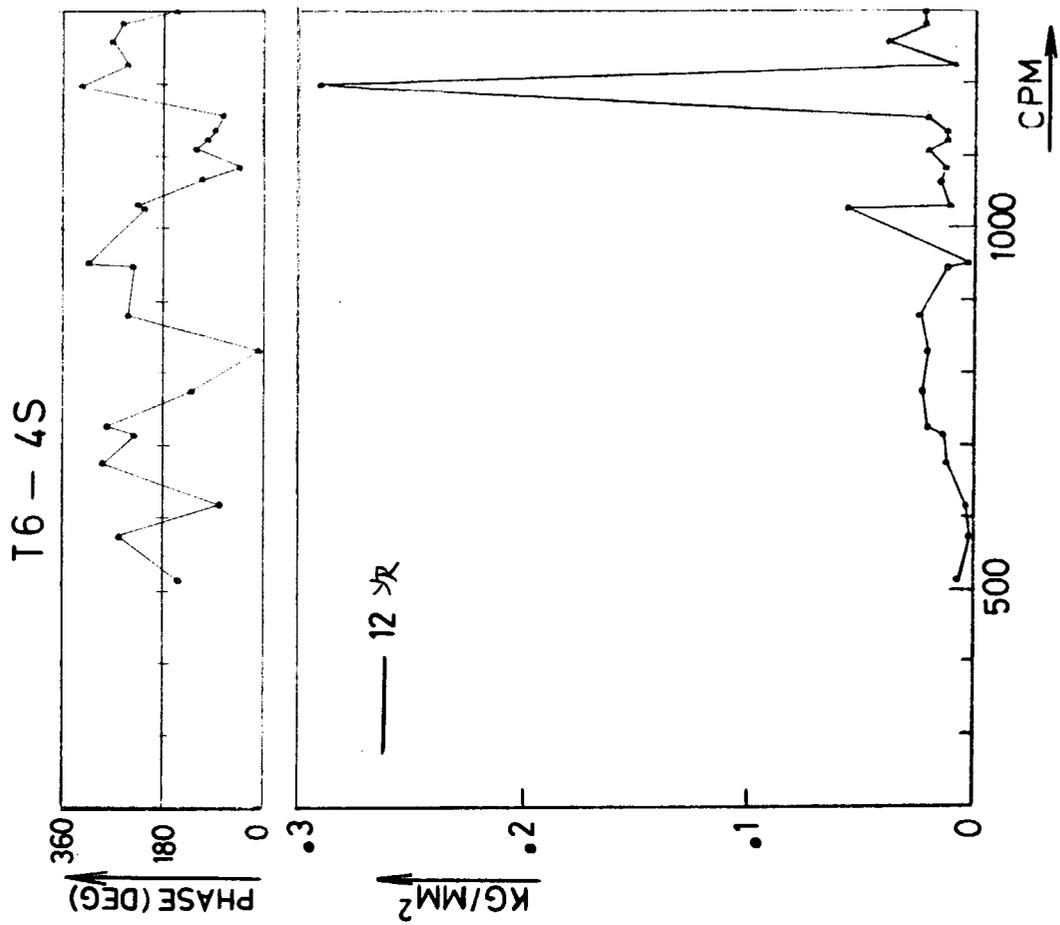


図 4.3.20 バラスト状態 トランス基部応力1

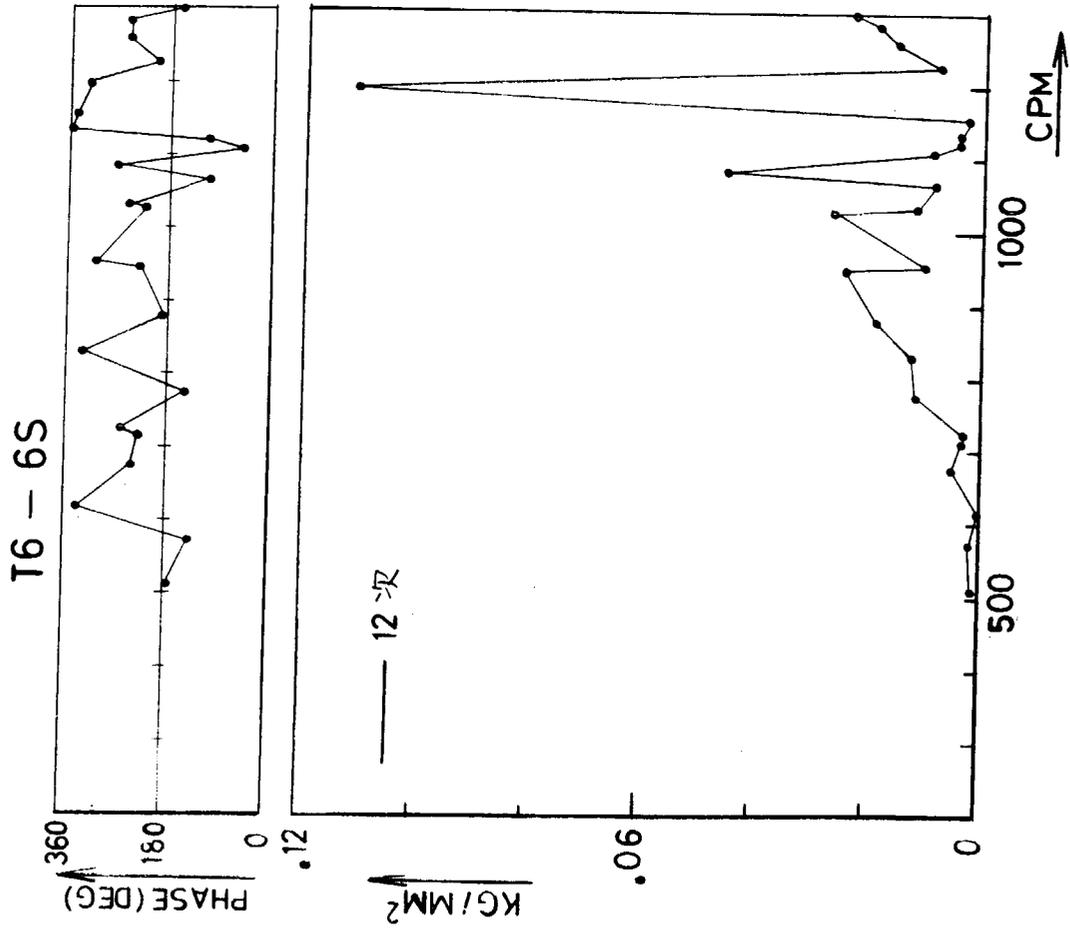


図 4.3.21 バラスト状態 トランス基部応力2

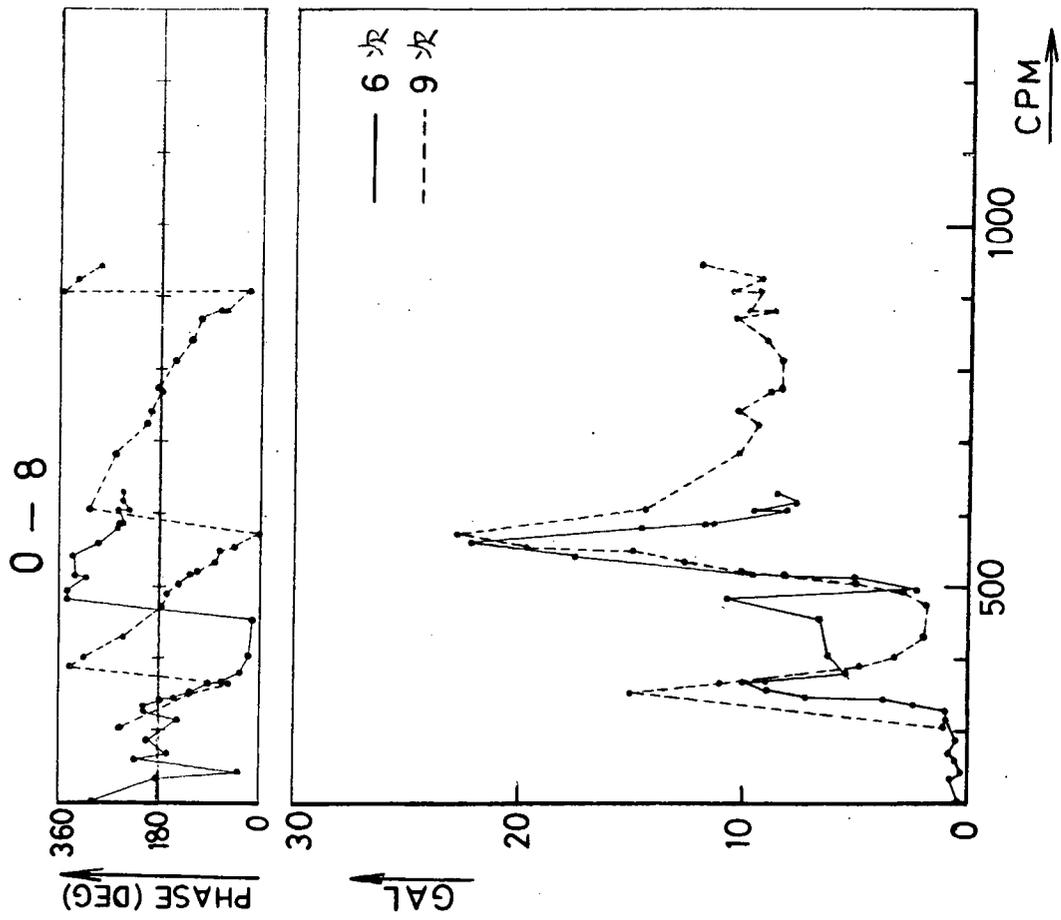


図 4.3.2 満載状態 軸系たて振動

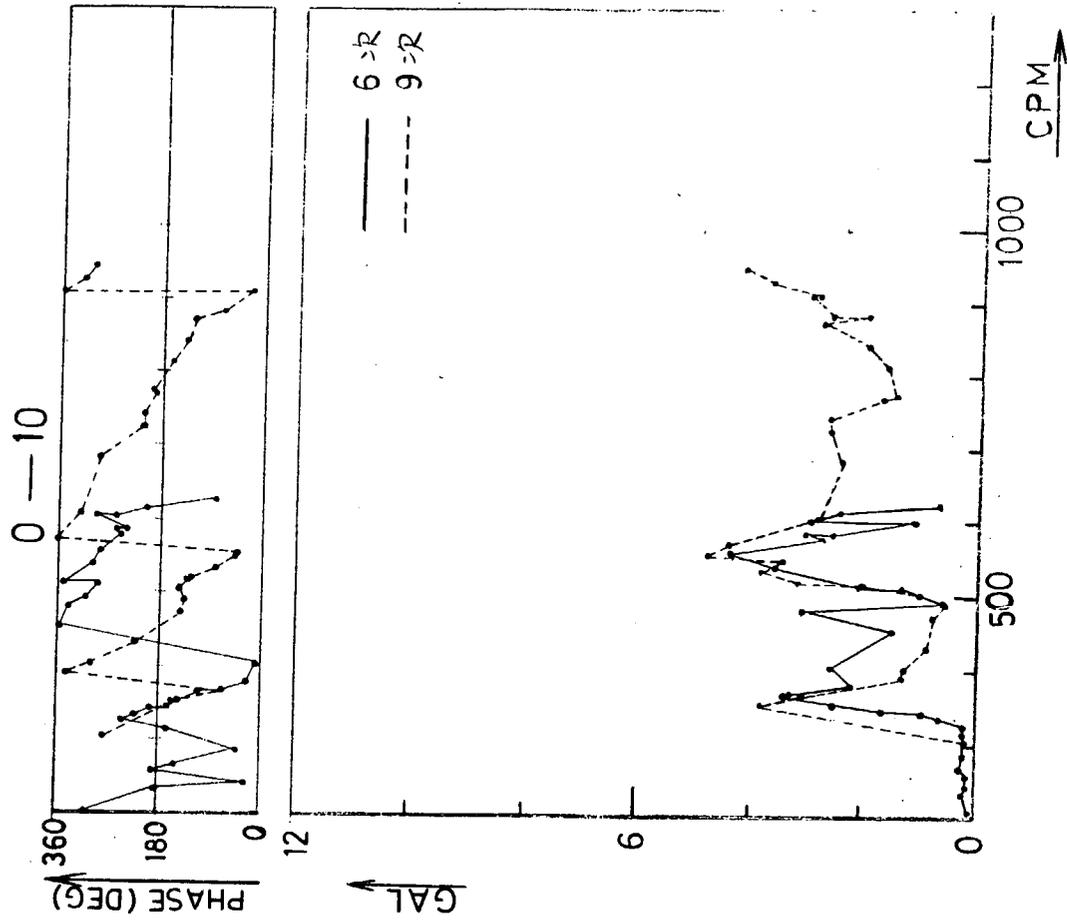


図 4.3.23 満載状態 エンジンベクトル前後振動

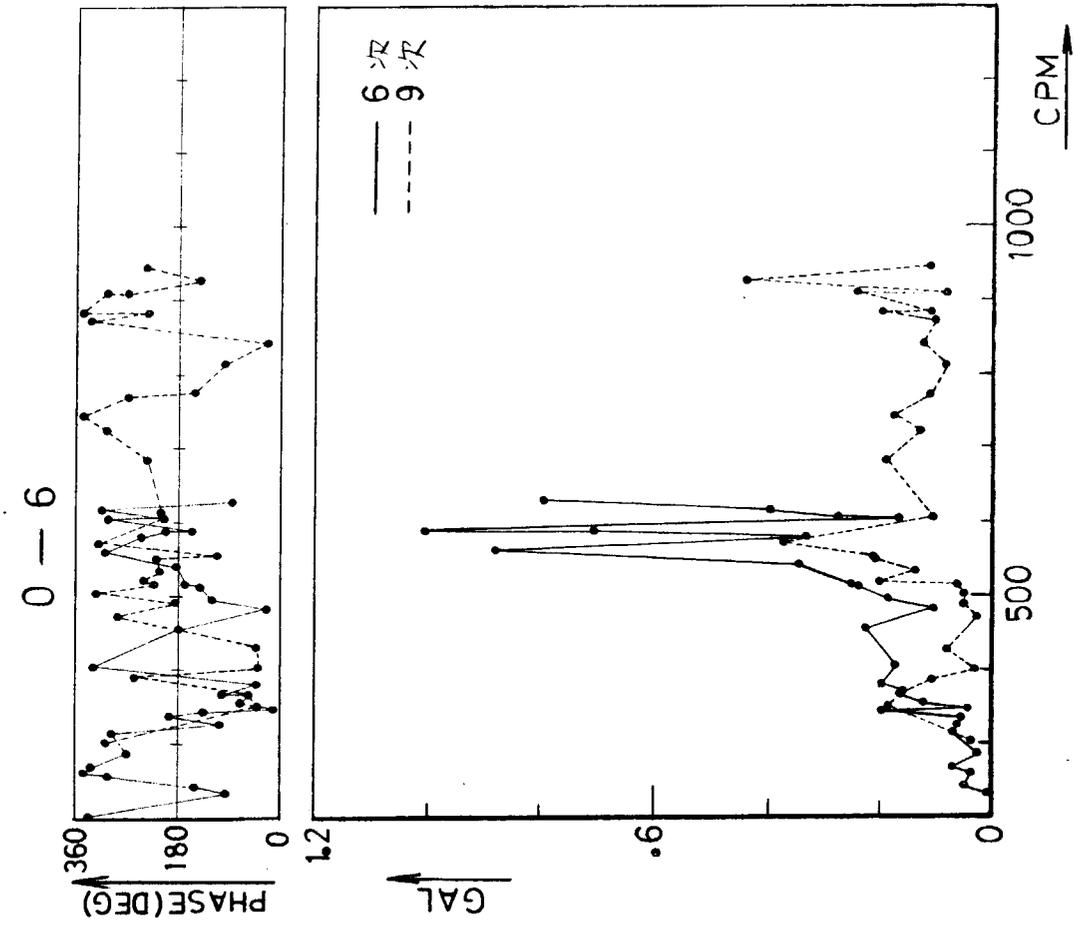


図 4.3.2.3 満載状態 船首前後振動

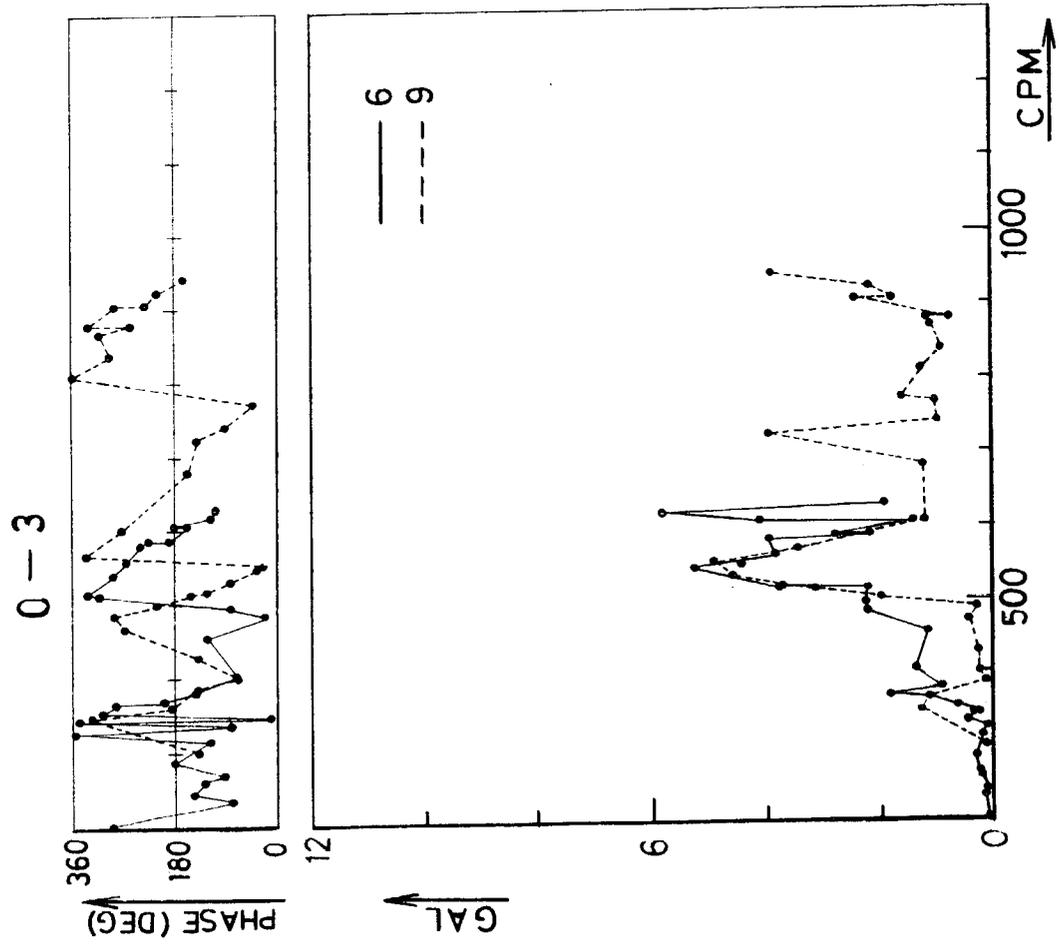


図 4.3.2.4 満載状態 船尾前後振動

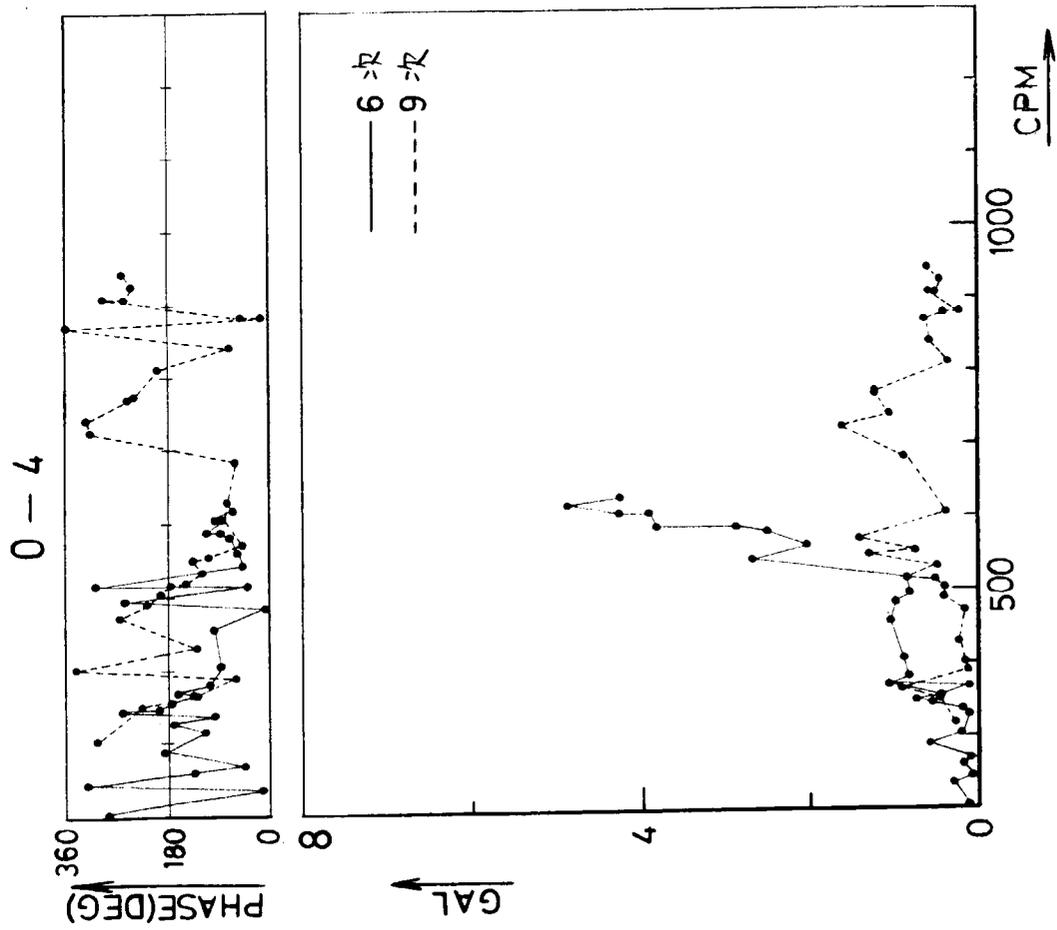


图 4.3.26 满载状态 船尾上下振动

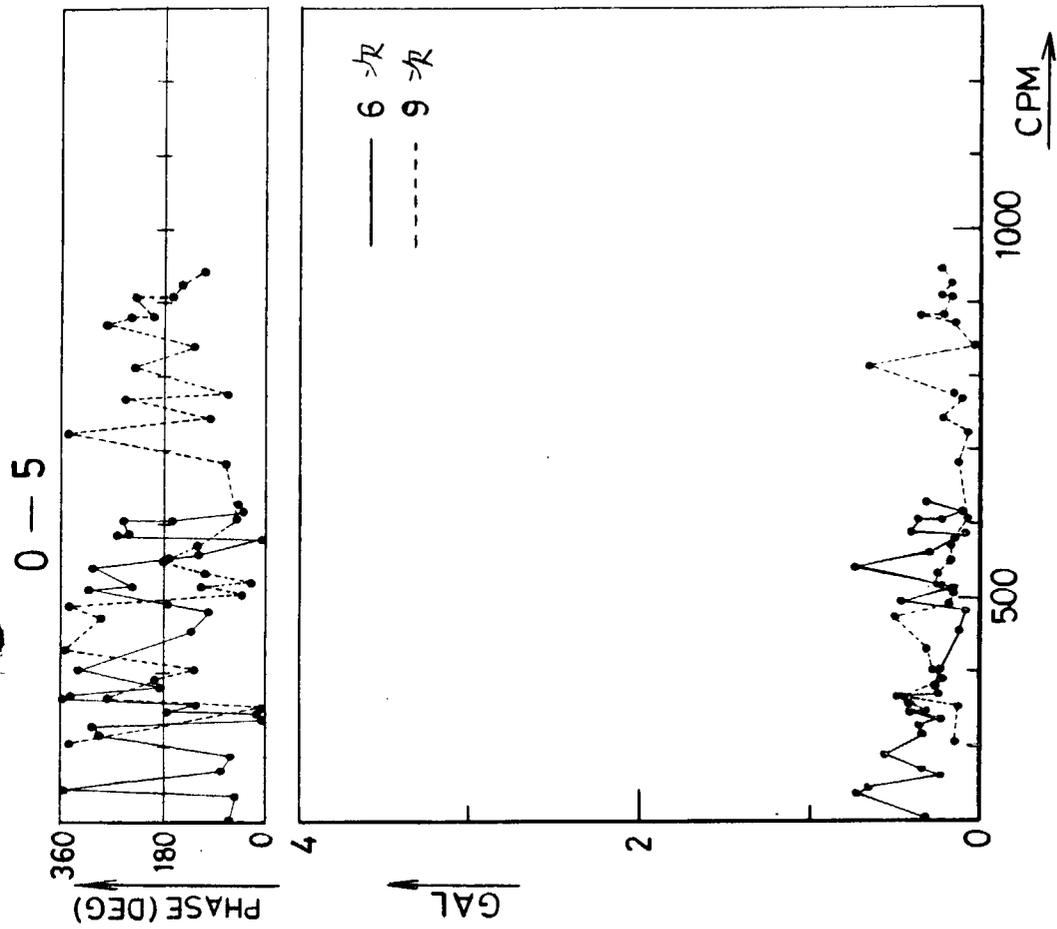


图 4.3.27 满载状态 船首上下振动

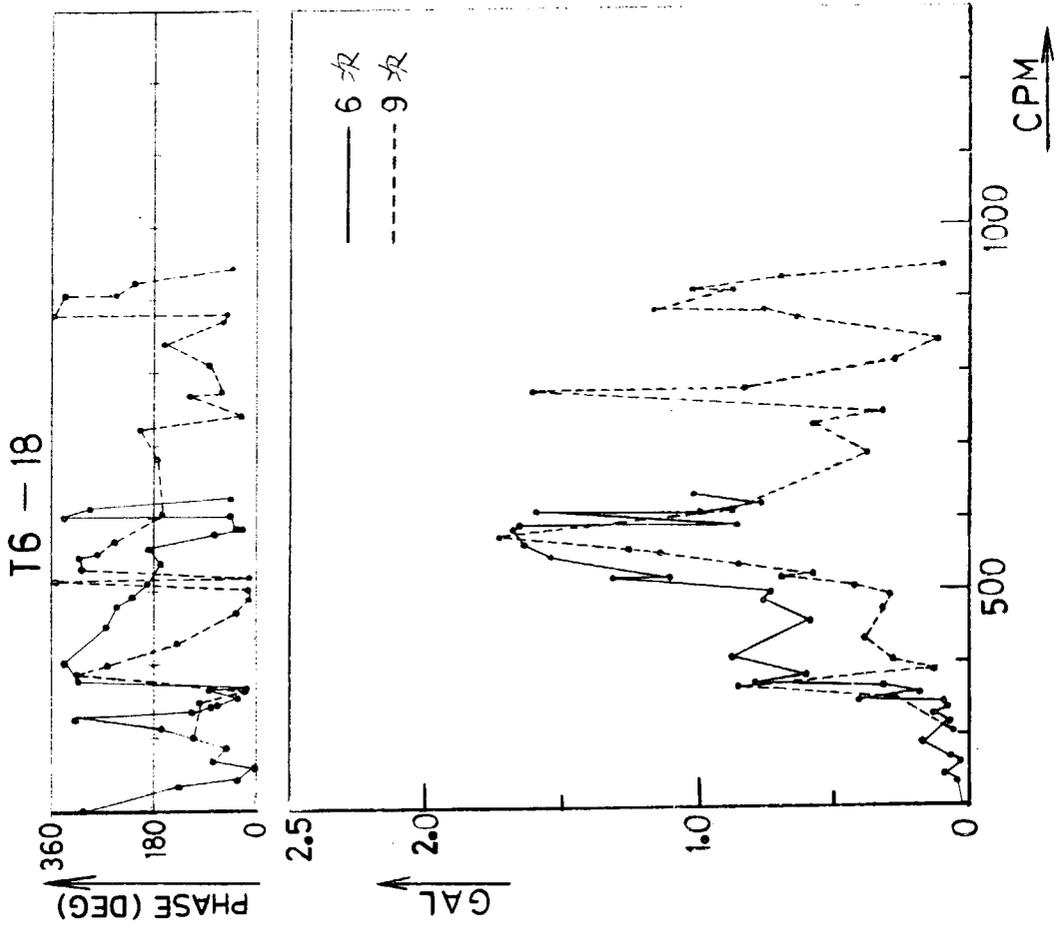


図 4.3.28 満載状態 トランス基部前後振動

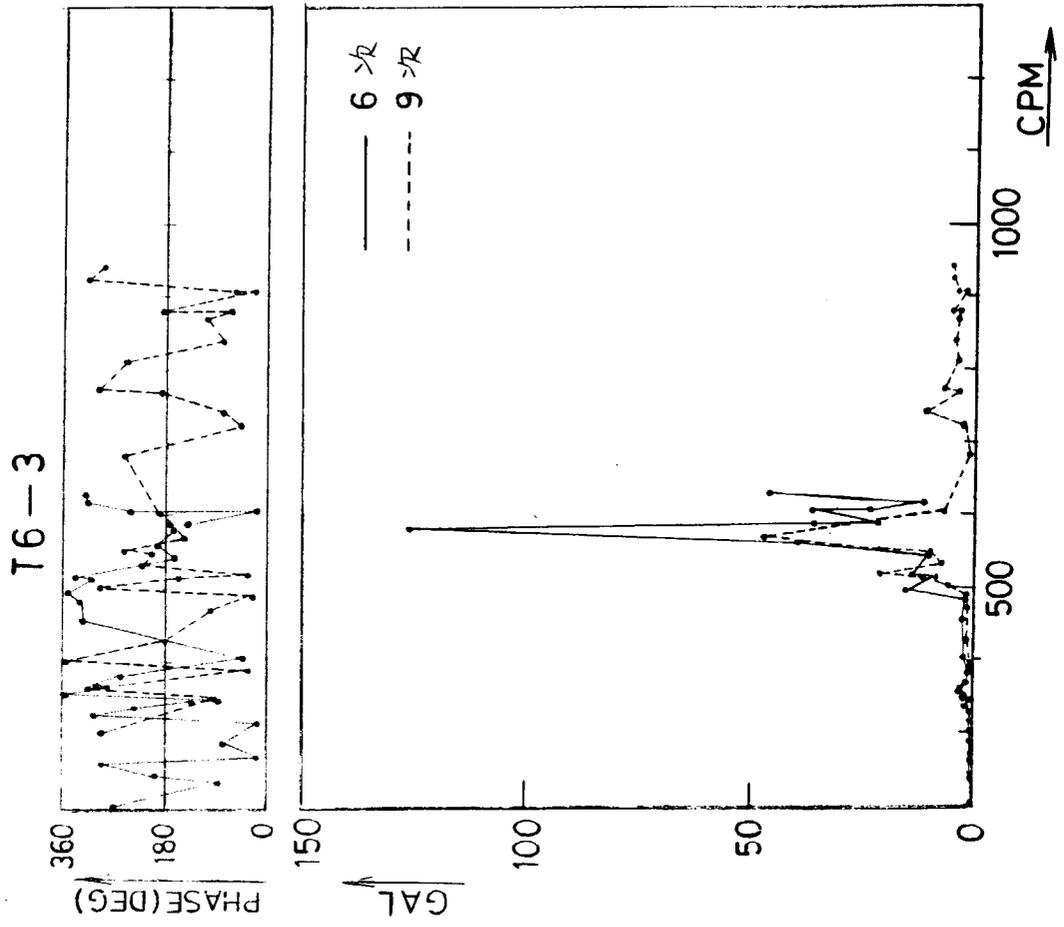


図 4.3.29 満載状態 トランスフェイス面外振動

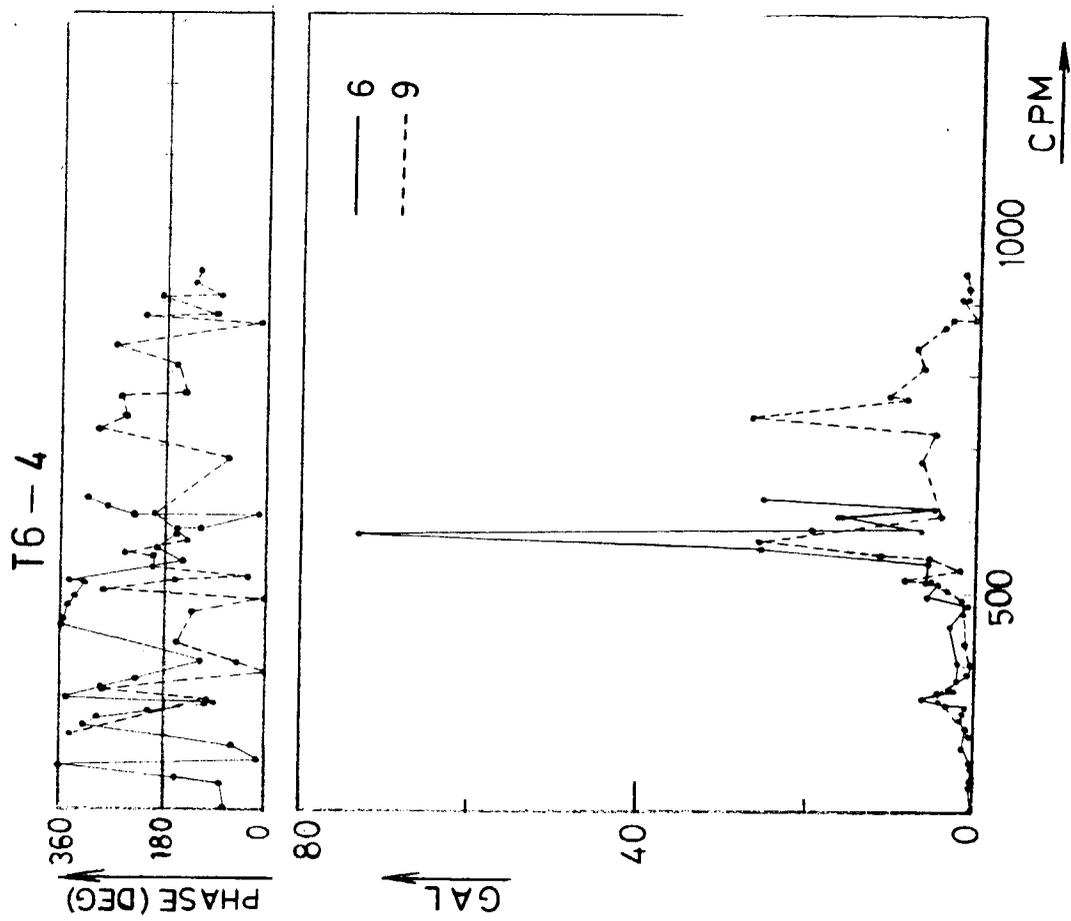


図 4.3.30 満載状態 トランスフェイスイ面外振動

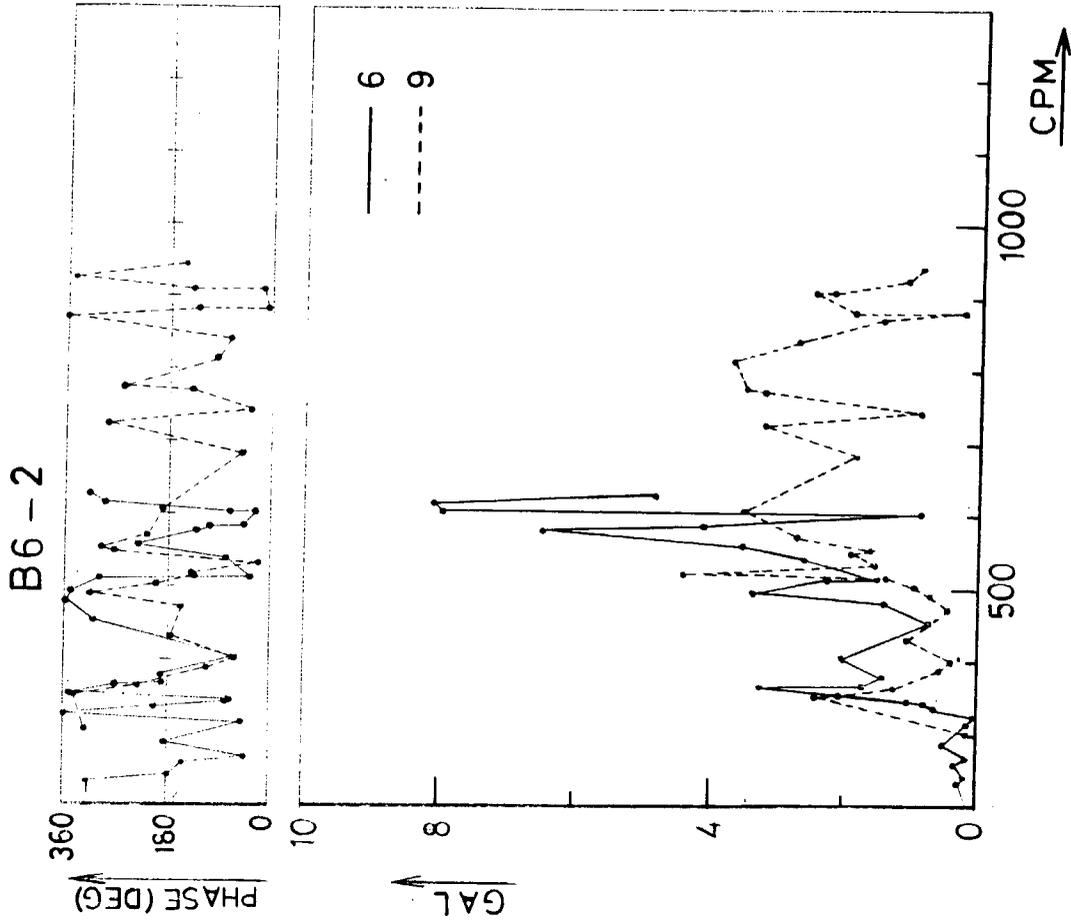


図 4.3.31 満載状態 ボトムロンジ上下振動

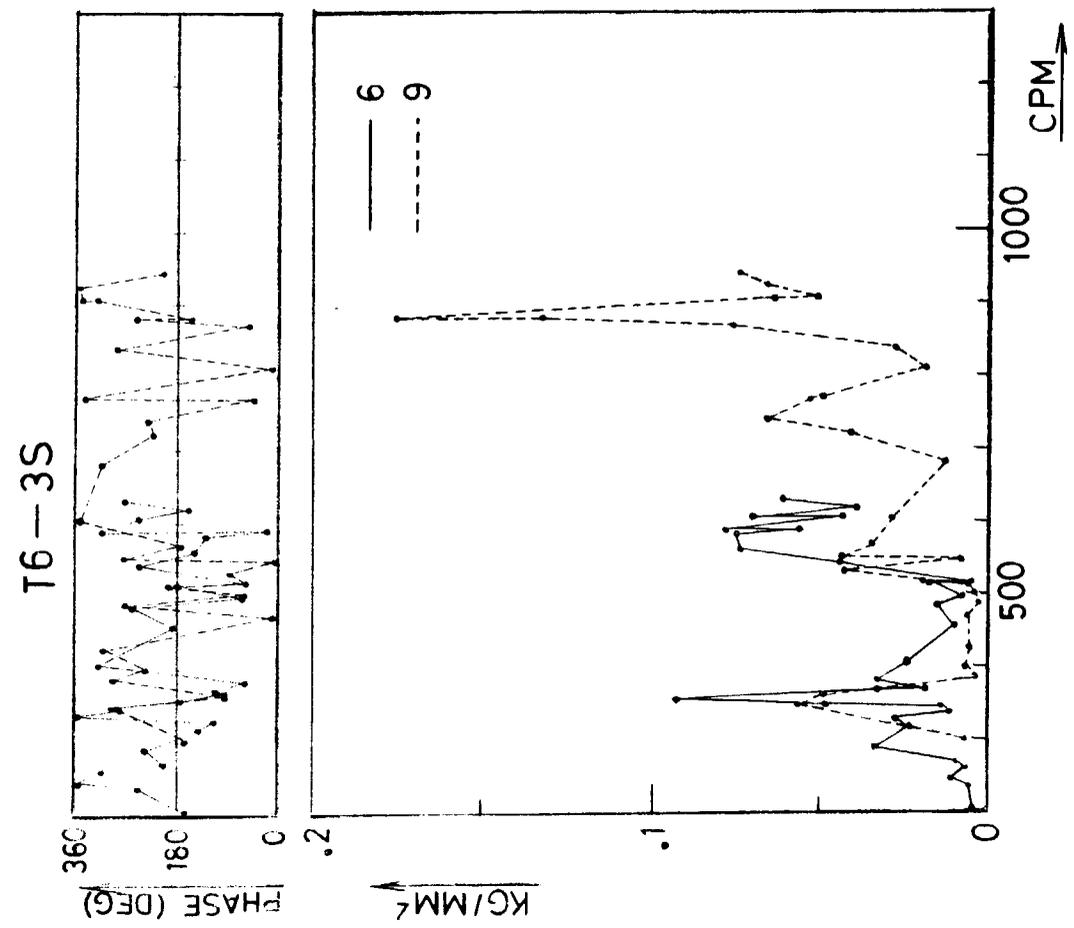


図 4. 3. 33 満載状態 トランス基部応力 2

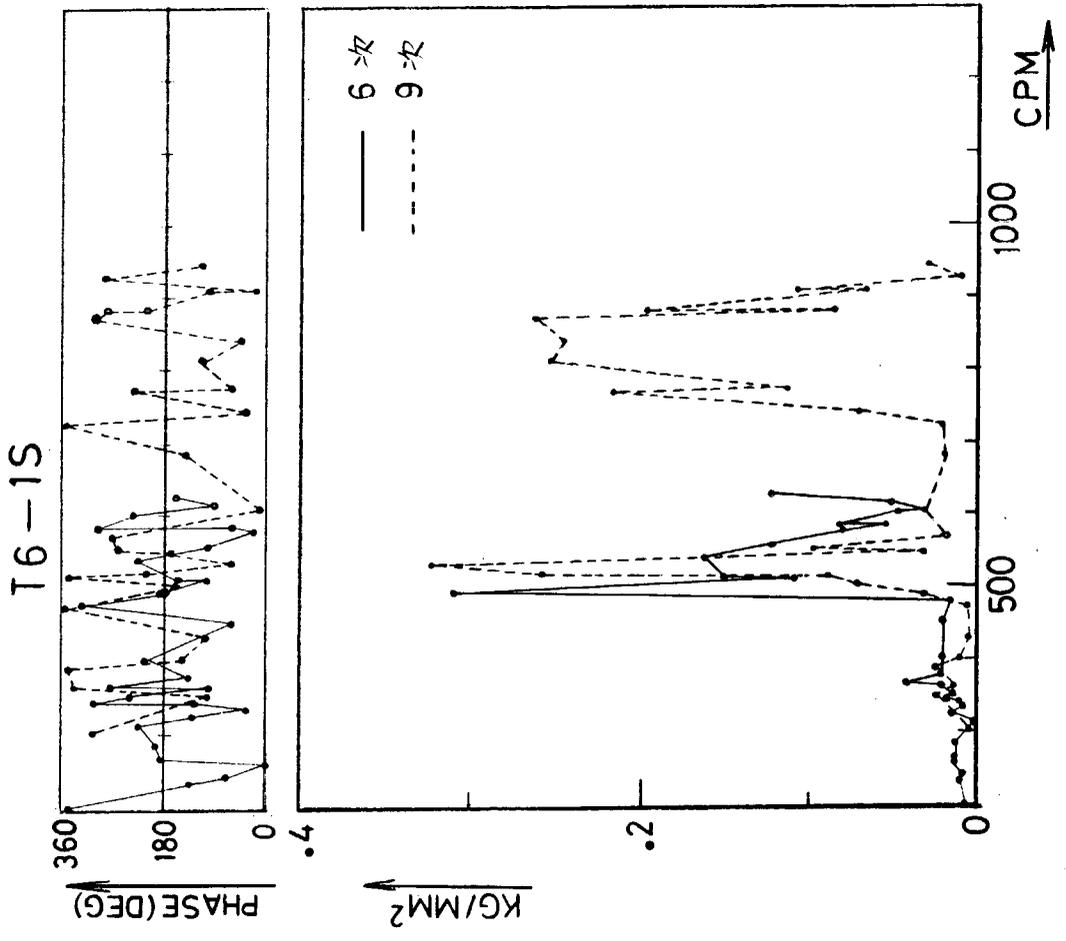


図 4. 3. 32 満載状態 トランス基部応力 1

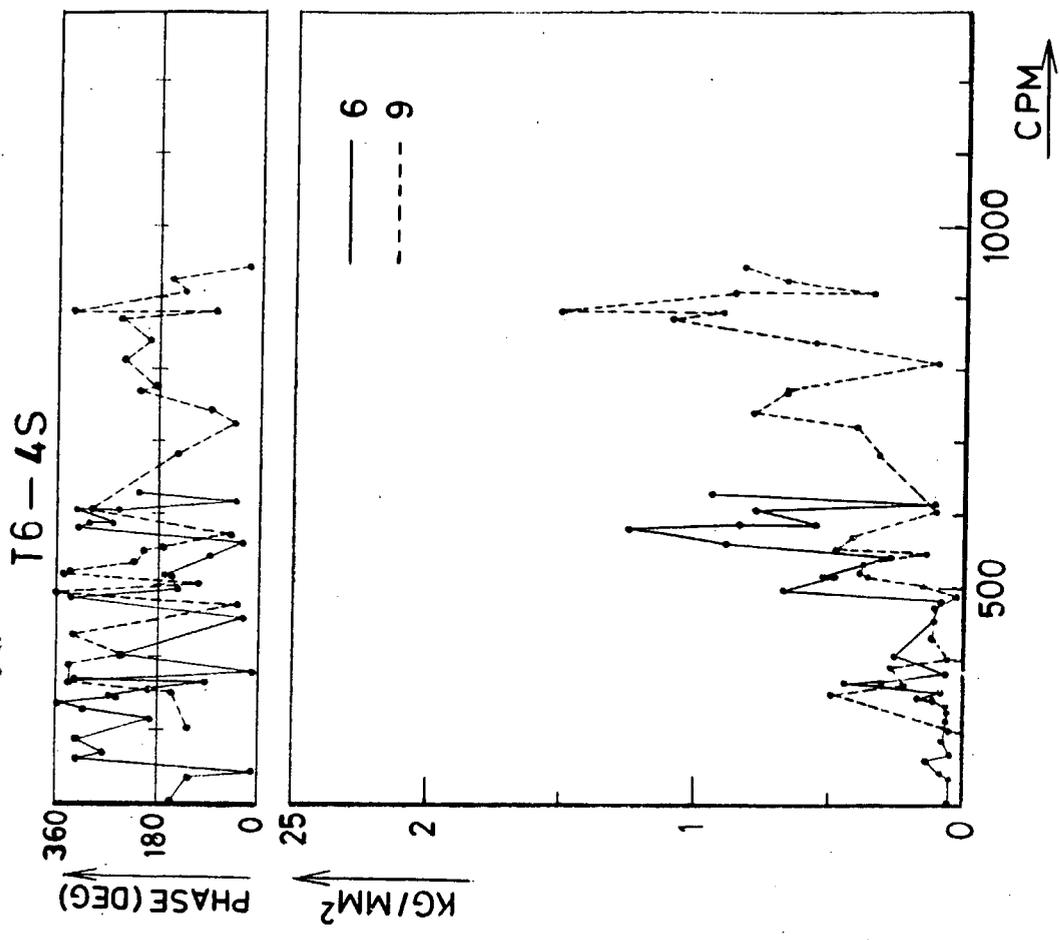


図 4.3.34 満載状態 トランス基部応力

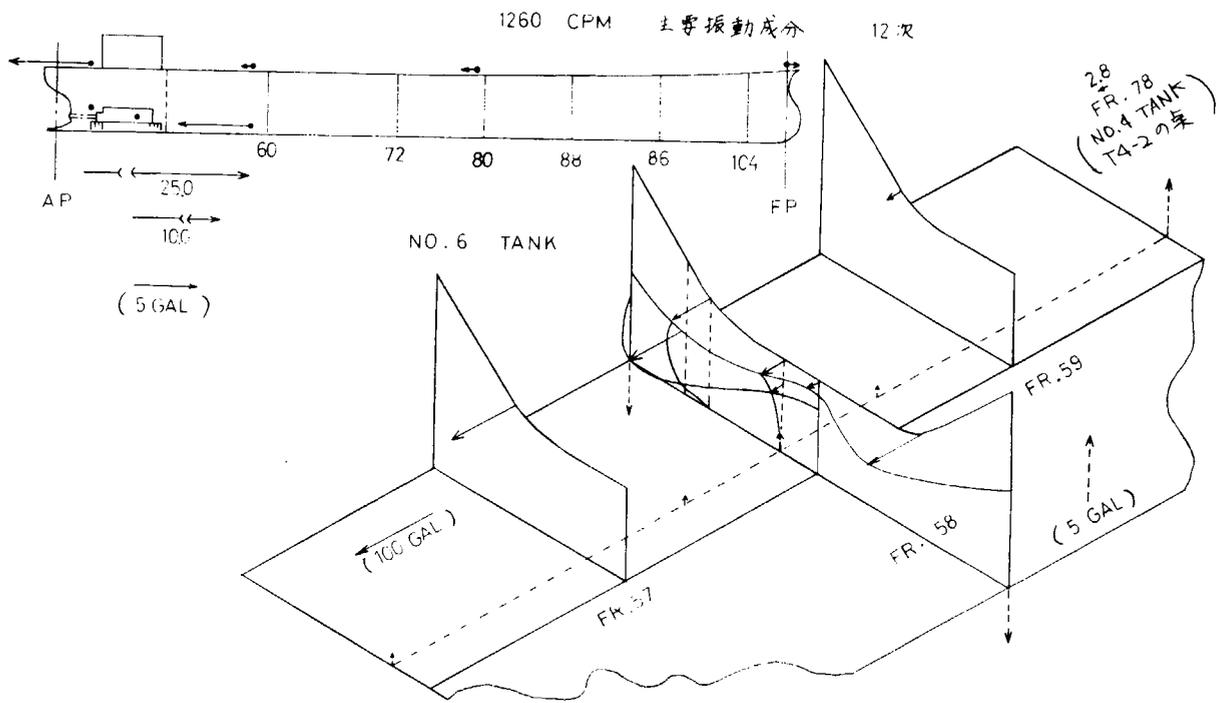


図 4. 3. 35 モード 図 1

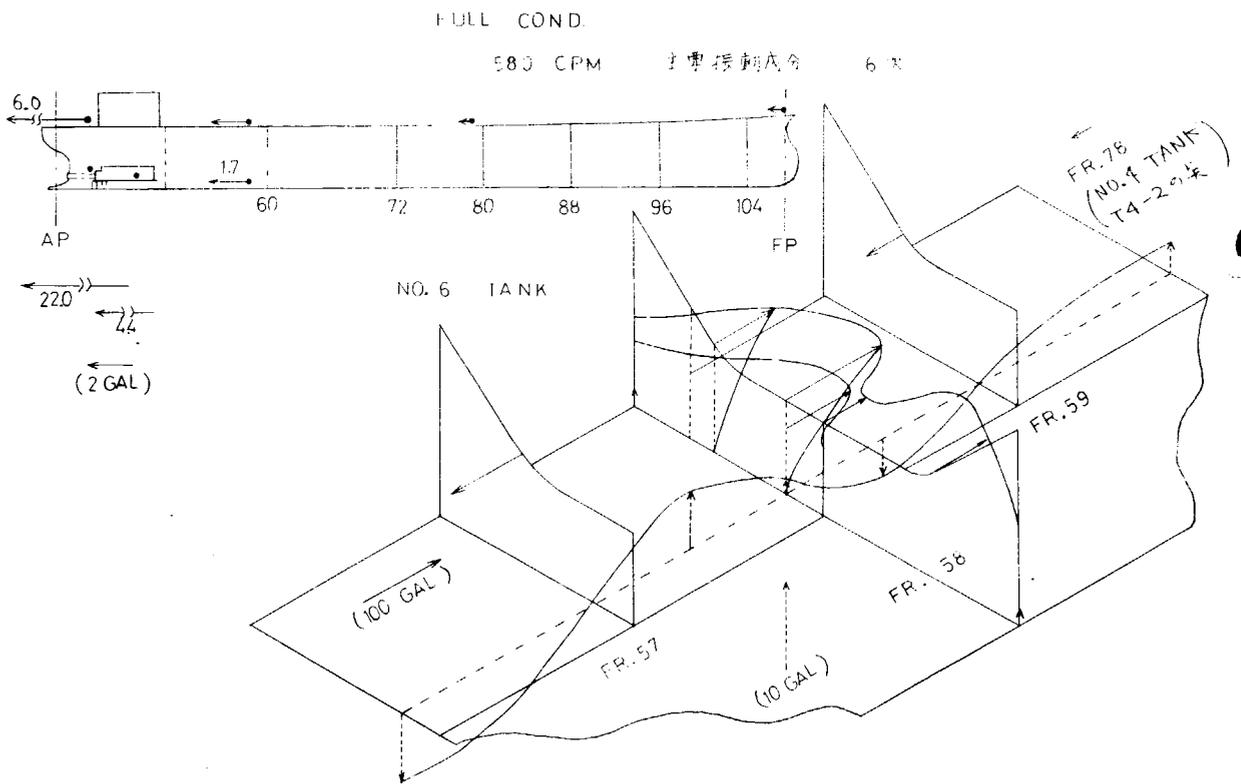


図 4. 3. 36 モード 図 2

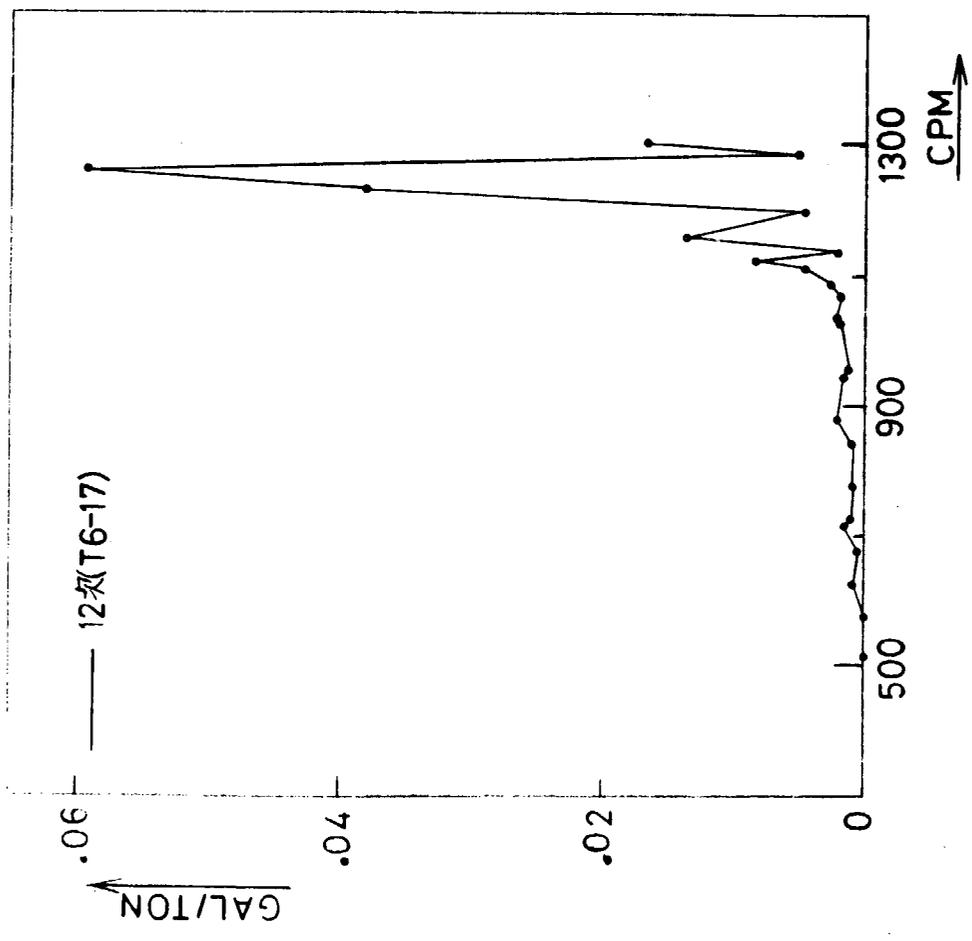
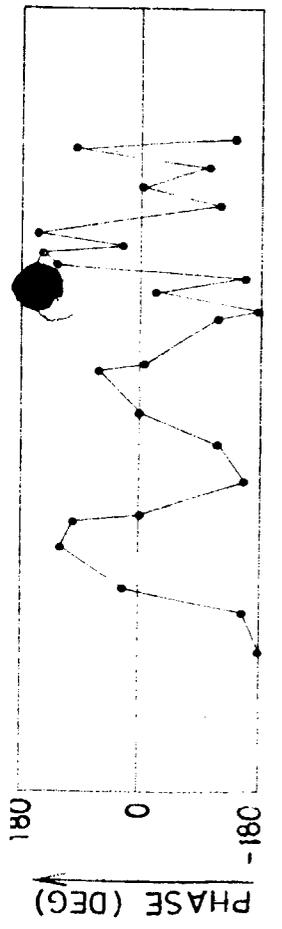


図 4. 3. 37 パラスト状態 周波数応答関数  $H_1$  (S)

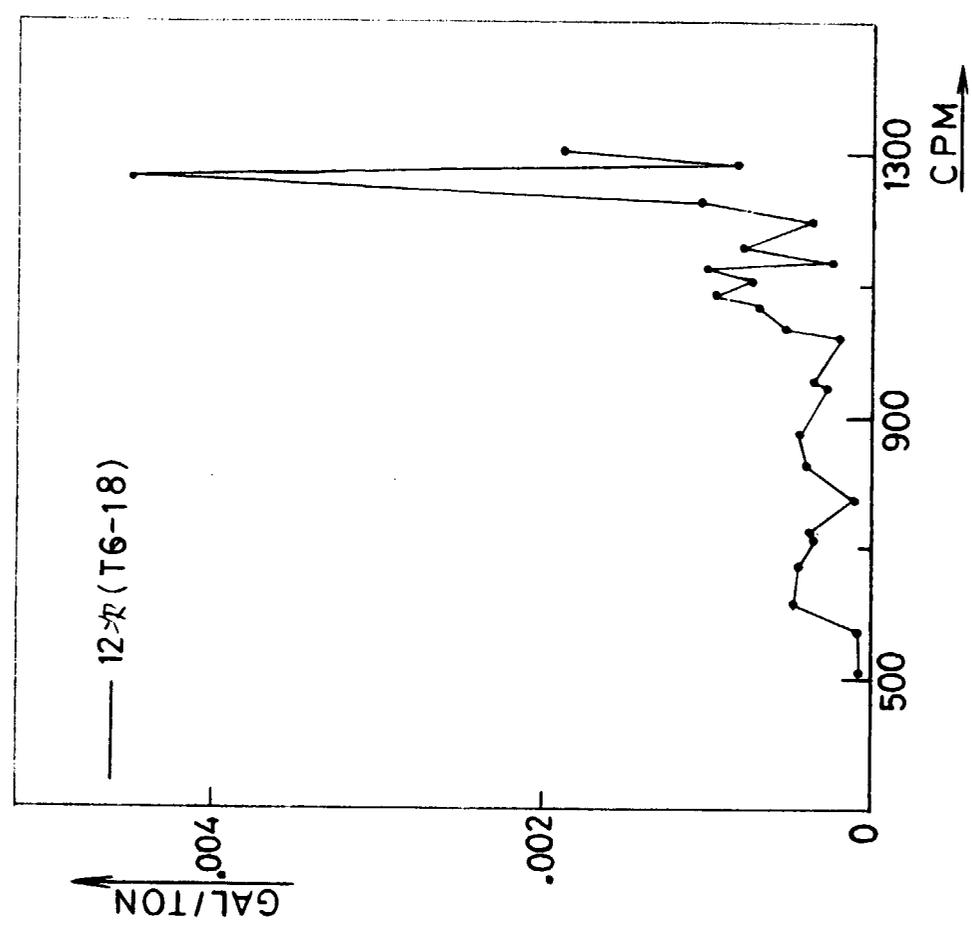
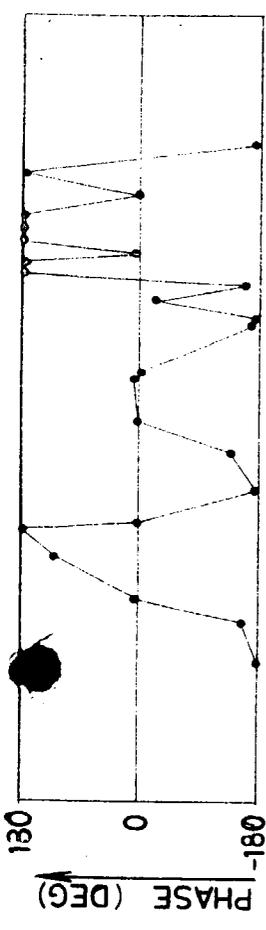


図 4. 3. 38 パラスト状態 周波数応答関数  $H_2$  (S)

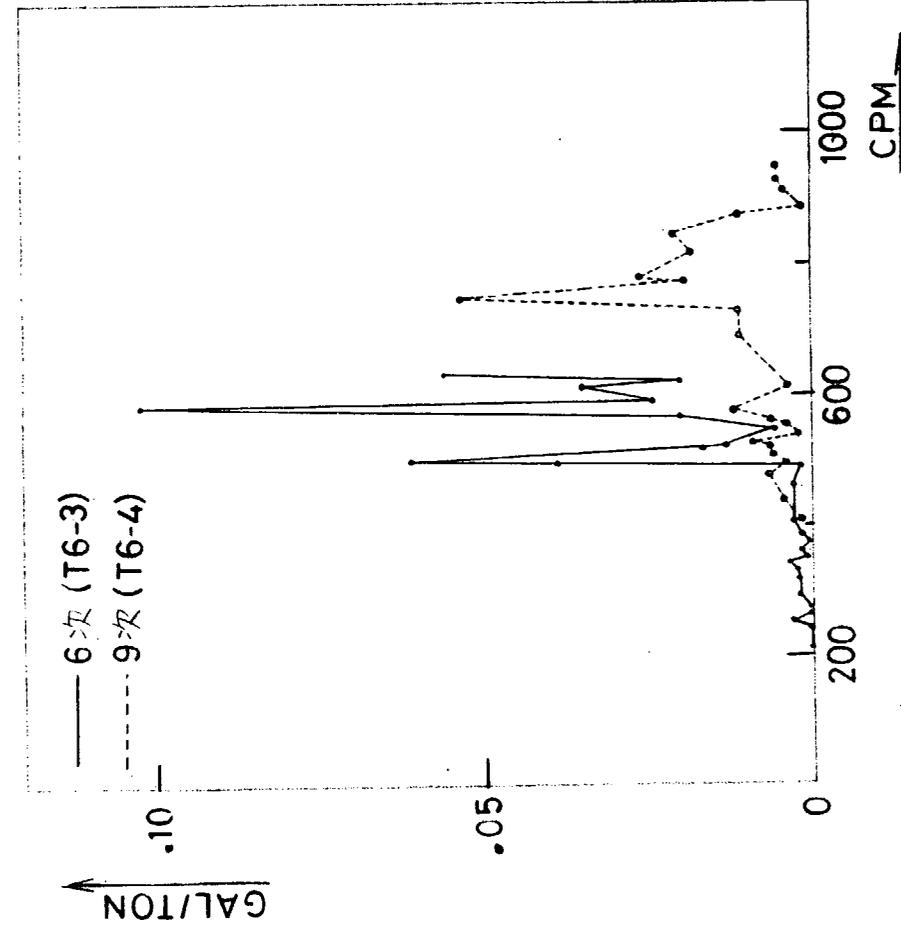
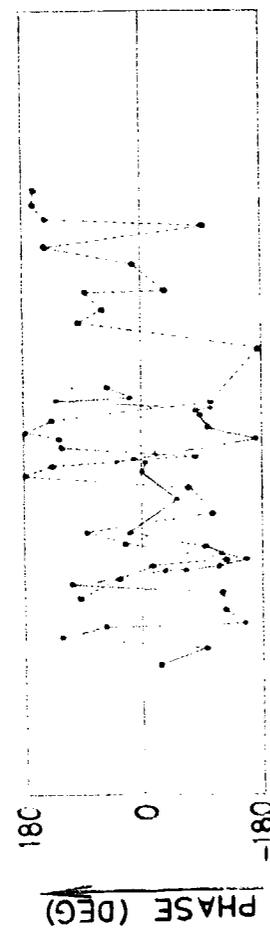
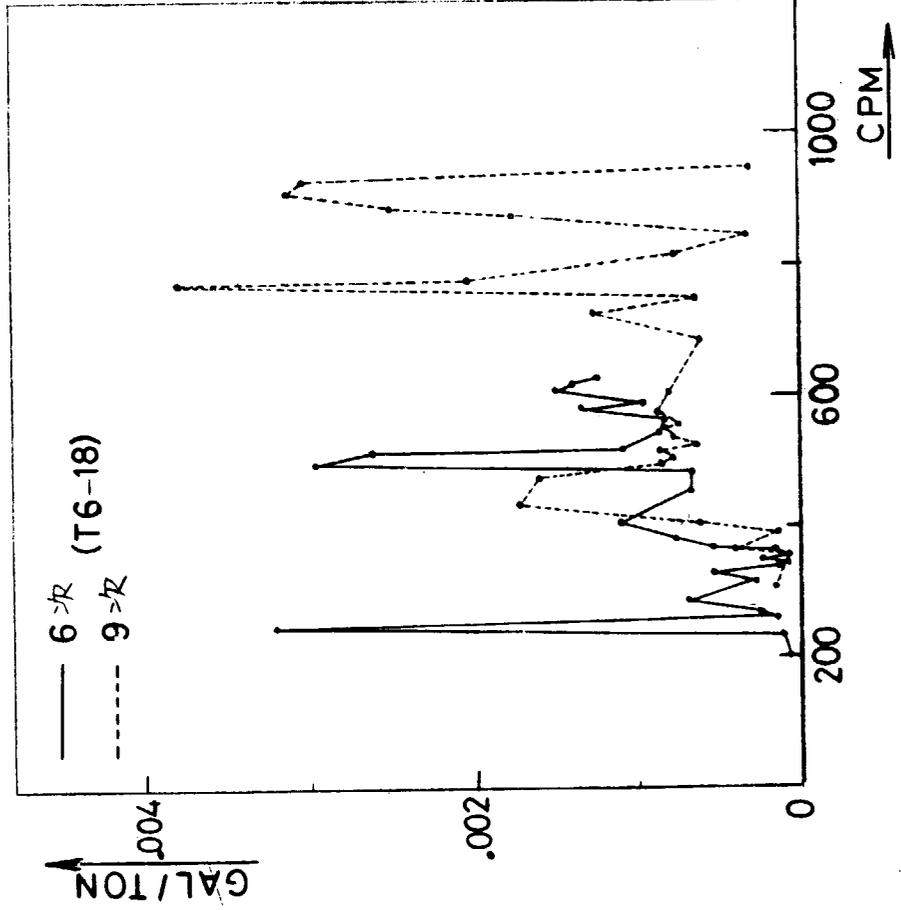
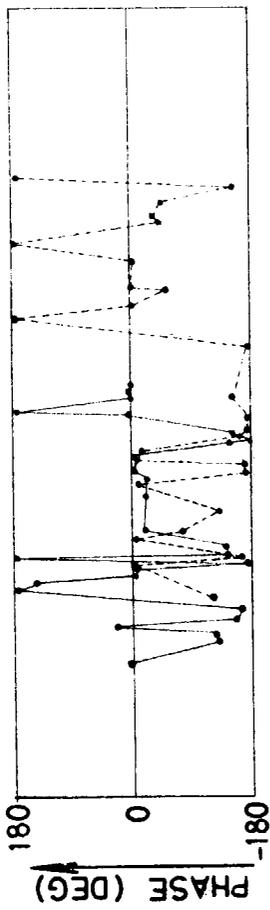


图 4.3.40 满载状态 周波数応答関数  $H_2(S)$

图 4.3.39 满载状态 周波数応答関数  $H_1(S)$

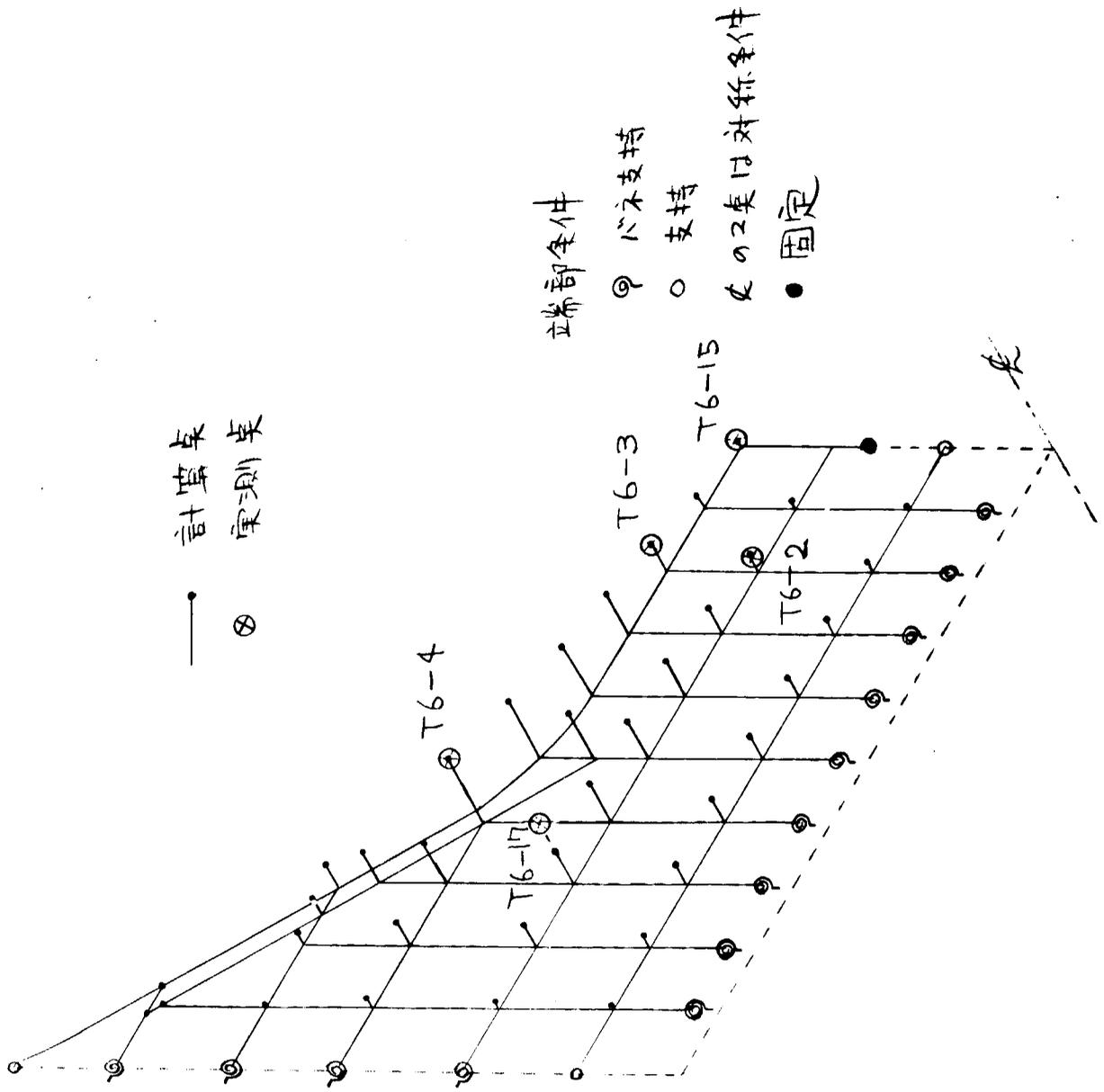


図4.3.41 実船計測モードと計算モードとの比較

## 5. 結 言

スロット周辺のクラック防止法の研究の基礎となる損傷の実態、スロット部の疲労強度、横部材の振動等にわたって調査研究を進めた結果、次のようなことが明らかになった。

最近建造された比較的大型のタンカーの損傷を調査した結果では、損傷発生頻度は大幅に減少しており、これはカラーの装着率の増加等のこの種の損傷の防止に配慮がなされたためで、その結果損傷の分布等も前回の結果と比べると変化がみられる。

現在使用されているスロットの構造型式の疲労強度、あるいはカラー、バックブラケットによる補強が疲労強度に与える影響は明らかになったので、改良型のさし込み構造およびカニの目玉型との併用構造について試験した結果、疲労強度は非常に強化されることが明らかになった。またスチフナ基部の局部模型および大型模型を使用して寸法効果等の影響を明らかにした。

横部材の振動解析で重要な付加質量を模型実験によって調べ、これを簡単にあらわされる実験式が導かれた。実船実験を実施して、横部材の振動を研究した結果、部材によっては振動によってスチフナの損傷は発生する可能性があるが、共振を生じる振動数範囲はせまいので、倒れ止めブラケットを取付けることで、防止できることが明らかになった。

改良したS-N線図を基に静水中のスチフナ基部応力が損傷に与える影響について解析が進められ、疲労試験結果、振動解析の結果等を総合してスロット周辺のクラック発生および伝播の機構が明らかにされ、クラックの防止法も確立された。