

Volume 2

Number 4

# 造船研究

昭和 36 年 1 月



社団 法人 日本造船研究協会

The Shipbuilding Research Association of Japan

## 目 次

### 研究部会

第23研究部会第3小委員会	1
「小型鋼船の強度に関する研究」	1

### 海外文献リスト

(昭和35年10月～昭和35年12月)	44
---------------------	----

## 研究部会

### 第 23 研究部会第 3 小委員会

#### 「小型鋼船の強度に関する研究」

##### 設置の経緯

第3小委員会は、かねて船舶局に設けられていた船舶安全法関係法令改正準備室内の鋼船構造班の作業を引きついで小型鋼船構造基準の設定に関連する問題の研究を目的として昭和31年12月1日発足した。構成は下記の通りである。

主査 吉 譲 雅 夫 (東京大学)  
幹事 高 田 健 (船舶局)  
委員 寺 沢 一 雄 (大阪大学)  
秋 田 好 雄 (運輸技術研究所)  
山 本 善 之 (東京大学)  
八 木 順 吉 (大阪大学)  
安 藤 文 隆 (運輸技術研究所)  
増 渕 興 一 (同上)  
長 沢 準 (同上)  
不 破 宏 (船舶局)  
田 坂 銳 一 (海上保安庁)  
岡 田 宏 平 (同上)  
樹 田 吉 郎 (日本海事協会)  
大 井 浩 (三菱日本横浜造船所)  
露 木 正 (日本钢管鶴見造船所)  
関 川 常 雄 (同上)  
宇野沢 道之助 (同上)  
手 塚 敦 (同上)  
鶴 田 彰 介 (石川島重工)  
古 新 居 康 (同上)  
金 子 光 之 助 (同上)  
岩 本 一 郎 (同上)  
大 川 喜 伴 (浦賀船渠)  
宮 下 季 郎 (同上)  
加 藤 豊 (船舶局)

本小委員会の研究は、日本造船工業会、日本船主協会、全国モーターボート競走会連合会および日本海事協会が船舶の安全性向上という目的を特に深く理解され、強力な御援助を賜わつたことによつて行なうことができたものであつて、ここに衷心より御礼申し上げる次第である。

又本委員会に委員を派遣されて御協力をいただいた大学、研究所、団体および会社に対しても厚く御礼申し上げる次第である。

##### 研究の概要

##### 第1章 大型倉口船の倉口部の変形に関する研究

小型貨物船は、大型倉口を有し、特設肋骨構造のものが多いが、この種の構造船の基準設定について重要な鍵となる倉口の変形について研究し、荷役に伴う倉口幅の変化の機構を明らかにした。すなわち変化の原因として、横強度部材に働く載貨重量と水圧の影響のほかに継応力の変化に伴いげん側に働く剪断力の影響があること、従つて倉口幅の変化を小さくするためにには二重底を高くするとか、特設肋骨の寸法を大にすることのほか、倉口側部の甲板の幅をひらげたり、倉口縁材やげん側厚板の寸法を増すことが必要であることを明らかにし、さらに実船実験を行つてこれを確かめた。

しかし、基準の作製のためには、境界条件の確認などのため更に2回位の実験を必要と考えられるが、経費の関係から不可能になつた。本報告にその研究の詳細をかかげてある。なお沿岸を航行する小型タンカーの構造については、一般のタンカーの構造基準を適用しがたいので実船例を解析し、小型油槽船構造基準案を作製した。この基準案は昭和34年春以来船舶局で試験的に実施し、中小型造船所でさかんに用いられている。

##### 第2章 巡視船の上甲板などに生じた撓みについて

巡視船の上甲板に凹入が発生していることについて、その原因が継強度不足にあるかどうかを検討し、さらに応力顕度計を用いて波浪中で実船実験を行い継強度的には問題ないことを確認した。この結果小型鋼船構造基準の甲板寸法案は巡視船のような特殊船についても十分使用しうると考えられる。

##### 第3章 接岸模型実験

小型鋼船基準中、肋骨の最小寸法の検討に際して、接岸衝撃の問題を考慮せざるには解決し得ないことが明かにされた。この問題を、基礎的に検討するため本委員会では、まず接岸の運動学的考察と模型実験を行ないほぼ基礎を固めることができた。これを一步進めるには、実船実験が必要となるが本委員会の規模では不可能なので、今後この方面の研究がすすめられることを期待しつつ基礎研究の結果をここに報告することとする。

## 目 次

第1章 大型倉口船の倉口部の変形に関する研究.....	(2)
1. 緒言.....	(2)
2. 実験.....	(2)
3. 理論解析.....	(9)
3.1 横強度部材の応力と有効幅.....	(9)
3.2 縦体縦通部材の応力.....	(12)
3.3 Strong Frame の応力.....	(13)
3.4 長倉口の幅の変化.....	(14)
4. 結論.....	(17)
[附] 倉口端における甲板の固着度に関する実験的研究.....	(18)
第2章 巡視船の上甲板などに生じた撓みについて.....	(20)
1. 緒言.....	(20)
2. 構造規程による検討.....	(21)
3. 撓みに対する考察.....	(21)
4. 上甲板の挫屈ならびに圧壊強度.....	(22)
5. サギング応力.....	(24)
6. 実船実験.....	(25)
7. 結論.....	(32)
第3章 接岸模型実験.....	(33)
1. 緒言.....	(33)
2. 実験方法.....	(33)
3. 実験結果.....	(36)
4. 理論計算.....	(38)
5. 実験値と理論値との比較.....	(41)
6. 実験における計算例.....	(42)
7. 結論.....	(43)

## 第1章 大型倉口船の倉口部の変形に関する研究

## 1. 緒 言

## 1.1 目 的

この研究は、小型貨物船に多い大型倉口船の構造に関する基準を作製するための研究の一部として行なわれた。大型倉口船においては、貨物を満載すると倉口の長さの中央附近で倉口の幅が狭くなり、貨物を揚げると倉口幅が広くなることが知られており、これが著しいと、倉口梁がはまらなかつたり、落ちたりすることがあり、それ程でなくとも乗組船員にとって「船体が弱い」という不安をあたえることがある。その開閉量の限度は、倉口梁の取扱い上の問題と考えてよいのであるが、これをある値以下におさえるとすれば、船体の構造をどうしたらよいかを解明しようとするものである。

## 1.2 経緯

上記の問題は、第3小委員会で理論的に考察されていて、これを確かめるためには、大型倉口を有する貨物船の使用状態で強度実験を行なうことが必要と考えられ適船を求ることとなつた。

この実験に使用する船としては、大型倉口と特設肋骨構造を有するほか、荷役が短時間ですむことおよびなるべく特設肋骨に横方向の圧力をおよぼさないような貨物を積む船すなわち鋼材運搬船がよいと考えられた。

たまたま日鉄汽船株式会社の鉄隆丸はこの条件に適い、同社としても倉口幅の変化に深い関心がある上、本船(2.1要目参照)は東京港にしばしば入港するほか、昭和32年秋中間検査で石川島重工業株式会社に入渠す

ることが略内定していたので、東京近辺で準備および計測を行なう点最も好都合であるので、船主の了解を求めた上、高田幹事を長、安藤、加藤、古新居、鶴田、舛田および山本各委員をメンバーとする実験班を編成し、実験実施に当つた。

## 2. 実験

## 2.1 鉄隆丸の要目

所有者 日鉄汽船株式会社

建造者 石川島重工業株式会社

進水 昭和30年6月

完成 同年10月

船級 日本海事協会 NS\*

総トン数 1,499 T

載貨重量 2,339 t

主要寸法  $L \times B \times D \times d$

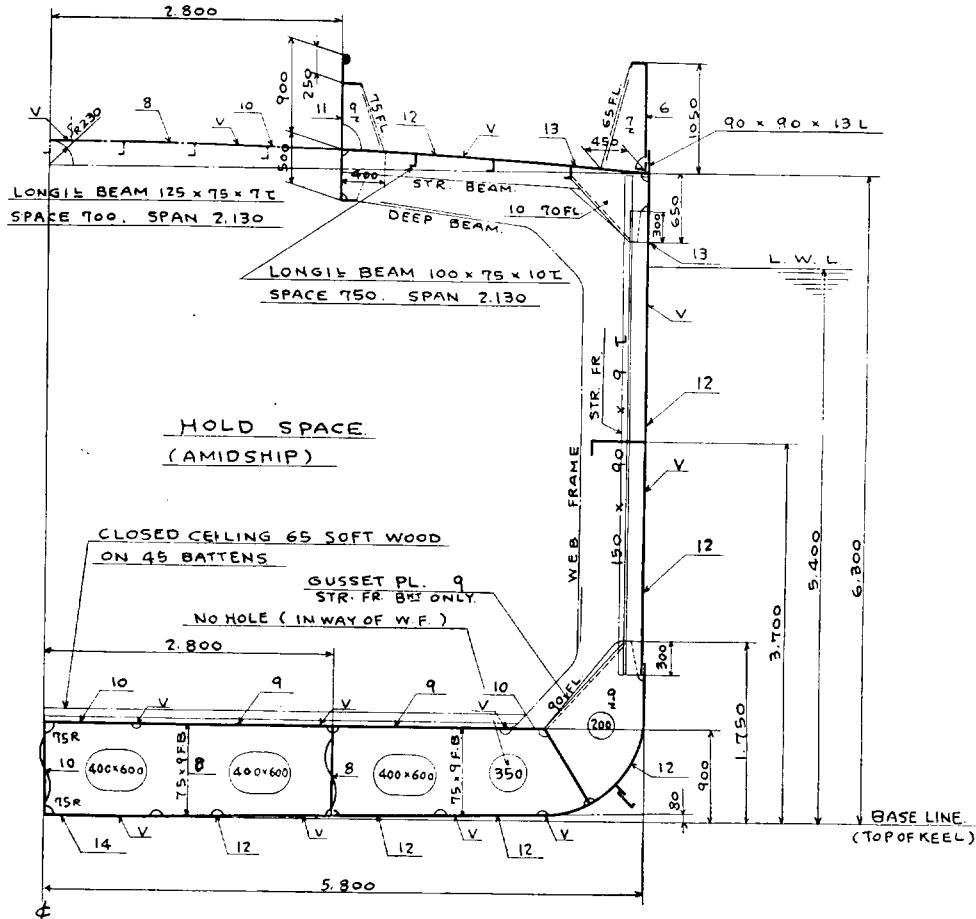
$50 \times 11.60 \times 6.30 \times 5.40$  (m)

同 比  $L/D = 11.50$   $B/D = 1.84$   $d/D = 0.857$

構造の概要 船首樓および船尾樓を有する船尾機関一層甲板船で、2つの倉口(No. 1 ハッチは長さ×幅 $6.490 \times 5.600$  (m))、No. 2 ハッチは同じ(25.560×5.600 (m))を有する。

No. 1 ホールドの下部は、デイープタンク、No. 2 ホールドの下部は、二重底である。

倉内は6肋骨间距毎に特設肋骨(582×10のウエブプレートと250×18のフェースプレートで構成)があり、普通の肋骨は150×90×9 1Aであるが、その中央のものは、200×90×8/13.5 1Aとなつてゐる。これを



第2.1図 (1/2) Midship Section

以下強肋骨という。

特設肋骨と強肋骨は、それぞれ特設梁および強梁にとりつけられている。

普通肋骨は甲板が縦梁構造であるため、プラケットを介して上甲板の裏側に取りつけられている。倉内には梁柱は一本もない。

本船の中央横断面、縦断面および平面の構造図を第2.1図に示す。

## 2.2 実験経過

### 2.2.1 実験の準備

実験準備計画は応力測定用歪ゲージの貼付箇所100点以内。これを本船の入渠中に貼布し、出渠後広畑で鋼材積取の後、京浜港で揚荷の間に、測定するものとして立案した。此の間、1ヶ月はゲージを有効ならしめ、かつゲージ監視のための実験員の乗船は避けるという条件であつたので、暴露部及びタンク内のゲージ並びにリード線の防水及び損傷防止に留意し、後述の方法をとつた。

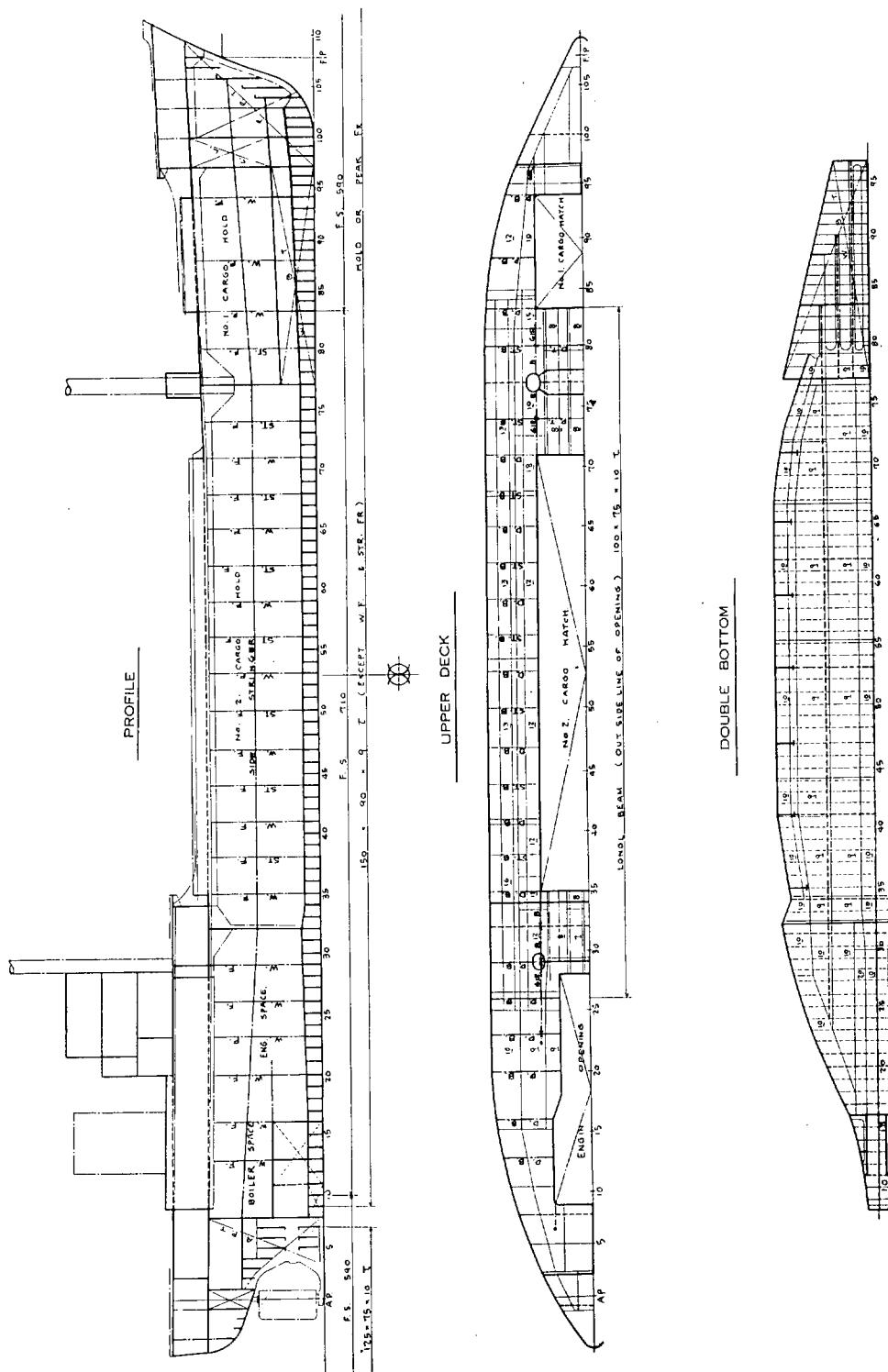
本実験の目的とする計測事項は特設肋骨、特設梁、お

よび二重底構造により構成される凹型断面の載貨重量および水圧の変化による変形および応力であるから次の事項を計測することとした。

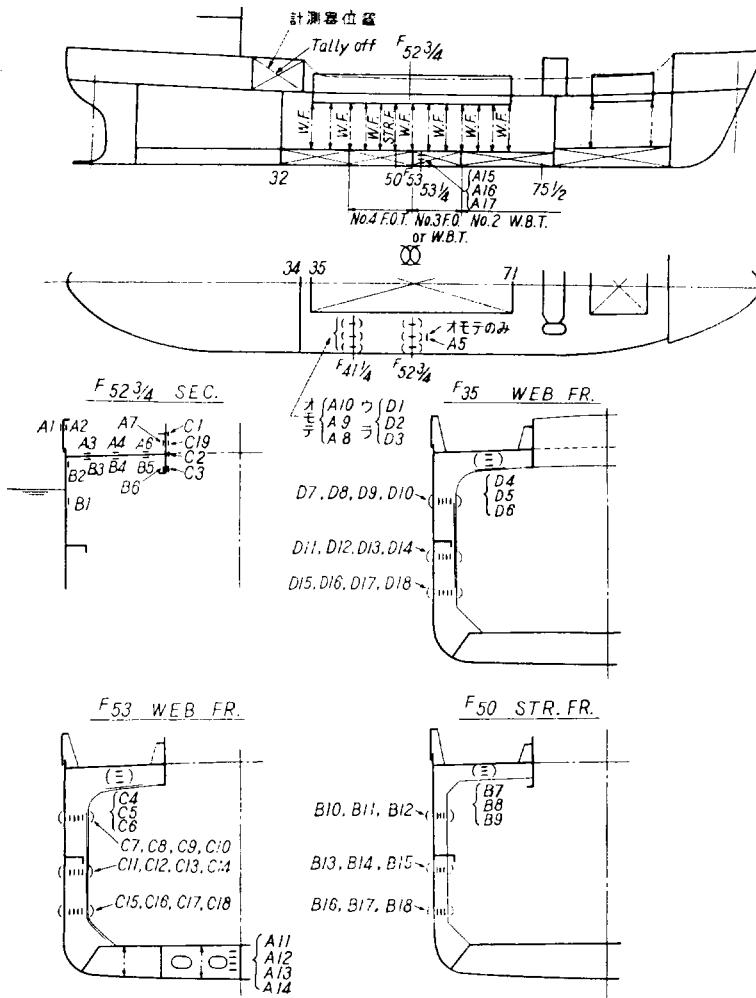
- 1) 倉口幅の変化量
- 2) 特設肋骨および特設梁の各断面に生ずる曲げ応力
- 3) 特設肋骨の上端を支持する水平桁構造（上甲板、倉口縁材、外板および舷構で構成される）に生ずる応力
- 4) 二重底肋板に生ずる面内曲げ応力
- 5) 二重底の中心線桁板に生ずる縦曲げモーメントによる縦応力（二重底肋板を中心線桁板がどの程度支持するかおよび上甲板構造ならびに外板の縦曲げ応力を推定することが出来る）
- 6) 強肋骨の曲げ応力
- 7) 吃水変化
- 8) 積荷の分布及び重量の変化
- 9) 気温、水温その他気象状況

このうち1)～6)は実験委員が7)～9)は本船乗組員がそれぞれ分担することとした。

ゲージの貼付箇所は第2.2図に示す通りで計測点72,



第2.1図 (2/2) Profile



注一はゲージ貼付位置及び方向を示す  
(+)をつけたものは板の両面貼付を示す

計測点数	72
アクティブゲージ数	114
ダミーゲージ取付点数	22
ダミーゲージ数	34

第2.2図 鉄隆丸横強力実験歪計測位置（本計測は右舷のみ）

ダミー 22, ゲージ数合計 140 枚となり, スイッチボックス 4 個に接続した。このうち上甲板の横方向に貼つた 1 枚と外板およびタンク内のものは片面のみであるが, その他はすべて両面として平均を読むようにした。

前述のように, 二重底内および, 甲板の暴露部に貼ったゲージの水防には, 特に不安があつたので, 種々検討の結果, 貼布の歪ゲージ(東京測器 PL-10)にコーティング(同 P-S コーティング)を施した後, 液状のネオプレーン(安川ゴム製)を流し, 固化の後加熱したマイクロックス(10~20% のヴィスタテックスを粘着材として混入した)を流し, これが凝固した上に更にネオプレーンを塗ることにした。ワックスを固まらせるために, 径 50 mm のクロース入りゴムホースを, 長さ 30 mm 程に切つたものを, ゴム接着材(プライオボンド)で鋼板面にはりつけこれを枠とした。

リード線の絶縁性にも懸念があつたが, ネオプレーン被覆電線を使用する経費の余裕がなく, ビニール電線を

一夜海水に浸して絶縁が低下しないものを使用したが, ピンホールがあつて絶縁が落ちたものは僅少であつた。

ゲージ貼布作業は天候不順のため, 東大, 石川島重工及び東京測器から計 10 人が出て 4 日を要し, なお乾燥不良のものがあつて取換を要した。タンク内のゲージに結線したリード線は, エアパイプ内を通して, 上甲板上に出し, 他の暴露部のゲージのリード線と共に, 端部を束ね, ビニール布で包み船尾楼前端外部の波のあたりにくい方に固縛し, 倉内のリード線は束ねてトランクハッチ附近にまとめておいた。

倉口幅の変化の計測は, 本実験の成否を支配する重要なことがあるが, 危険な荷役作業の間に, できるかぎり作業を妨げないで, 計測できる確実容易な方法として長さ 6.2 m の I 型断面をした木尺を作り 5.500 m の間隔に, 基線を入れておき, 両端に動尺を装着した。

倉口幅は倉口縁材上の定位置で計測するように, 特設肋骨に含せて刻印をし, 木尺は二人で持ち歩ける重さと

し、幅の変化の読みは、0.5 mmまで読めるように動尺上に目盛をつけた。

### 2.2.2 計測

鉄隆丸は、10月28日石川島重工を出港し、都合により広畠でなく釜石に向かい、11月4日夕東京港芝浦沖に帰着、繫留したので実験委員および補助員は計器を持って乗船しゲージの点検、結線その他計測の準備をした。リード線は湿つた部分がない様に、端部を30 cm程切つてスイッチボックスに結線し、バルボル（真空管電位差計）によりゲージおよびリード線の絶縁性をチェックしたが、倉口縁材内面のもの1個  $15 M\Omega$  上甲板上面のもの1個  $20 M\Omega$  中心線桁板のもの1個  $40 M\Omega$  の他、 $300 M\Omega$  のものが4個あつたのをぞき、すべて  $\infty$  を示します良好であつた。またゲージとリード線との接続部で断線したものが2個あり、うち1個は結線して絶縁充分とすることができた。これらの準備は17人で2時間要した。

翌5日午前7時荷役開始に先立ち、6時30分に関係者17人が乗船、ゲージ及び倉口幅の読みをとり、計測の起点とした。

その後の計測は

1) 倉口幅については配員4人で8時、11時30分、

14時15分、17時および7日14時川崎港にシフトして空船となつた時の計5回

2) 歪とゲージについては配員4人で、休憩中の12時を除き17時まで9回

3) 揚荷重量については、本船の二等航海士および三等航海士によりゲージ計測と同時に11時30分と7日14時揚げ切りのときの計11回

4) 吃水については一等航海士により、5日7時30分を起点とし3)の揚荷重量の計測と同時に船首、船尾および中央の両舷の吃水標の読みをとり、併せて諸タンクの容量を記録し

5) 気象は水夫長により2時間置きに記録した。

このほか、カメラおよびスケッチにより倉内の積荷の状況を記録し

6) 全般の状況観察と計測員の指導に2人、総括および連絡に2人が当つた。

### 2.3 実験結果

上記の計測の結果は第2.1表ないし第2.3表に示す。

第2.1表 吃水、排水量および揚荷量計測表

第2.2表 倉口幅の計測表

第2.3表 歪計測表

第2.1表 吃水、排水量、揚荷量計測表

計測番号	日時	吃水(m)			排水量(t)	揚荷量 上欄は前計測時以後の量、 下欄は累計	タンク容 量(t)	備考		
		$d_F$	$d_A$	$d_M$		No. 1 ハッチ	No. 2 ハッチ			
						船首側	船尾側			
						ウインチ	ウインチ			
1	5日 7.30	5.12	5.79	5.455	3,427	0 0	0 0	77.8		
2	8.00	4.92	5.79	5.355	3,370	24 24	40 40	104 104		
3	9.00	4.31	5.72	5.015	3,124	53 77	60 100	183 287		
4	10.00	3.70	5.80	4.75	2,926	62 139	75 175	189 476		
5	11.00	3.03	5.70	4.365	2,660	61 200	125 300	276 752		
	11.30	2.88	5.71	4.295	2,620	0 200	25 325	28 780		
6	13.00	2.64	5.59	4.115	2,510	0 200	70 395	120 900		
7	14.00	2.36	5.51	2.935	2,357	0 200	137 532	187 1,087		
8	15.00	2.02	5.39	3.705	2,179	0 200	126 658	151 1,238		
9	16.00	1.62	5.30	3.46	2,040	0 200	114 772	144 410		
10	17.00	1.29	5.25	3.27	1,897	0 200	97 869	152 465		
	6日					0 200	0 869	143 608		
	7日 14.00	1.70	4.18	2.94	1,682	152 352	0 869	143 959		
							351 959	503 2,180		
								530.4		

## 第23研究部会第3小委員会「小型鋼船の強度に関する研究」

第2.2表 倉口幅の計測表

計測日時	5日 7.15	5日 8.00	5日 11.30	5日 14.15	5日 17.00	7日 14.00				
排水量(屯)	3427(満載)	3370	2620	2300	1900	1680(空倉)				
計測位置	倉口幅 の読み (mm)	$\delta$								
Fr. 71番 (倉口前端)	※74.7	0	※74.7	0	74.7 (0.2)	0	74.9 (0.4)	+0.2	75.2 (0.3)	+0.5
Fr. 65番	81.3 (0.5)	0	81.0 (0.2)	-0.3	79.3 (0.9)	-2.0	76.9? (0.1)	-4.4	77.0 (0.4)	-4.3
Fr. 59番	81.0 (1.0)	0	81.6 (0.5)	+0.6	78.2 (0.3)	-2.8	75.5 (0.3)	-5.5	72.1 (0)	-8.9
Fr. 53番 (倉口の中段)	73.0 (0)	0	73.1 (0.7)	+0.1	68.9 (0.3)	-4.1	66.0 (0)	-7.0	62.7 (0.5)	-10.3
Fr. 47番	73.3 (0.5)	0	73.0 (0.3)	-0.3	69.9 (0.6)	-3.4	67.6 (0.3)	-5.7	65.0 (0.1)	-8.3
Fr. 41番	67.0 (0)	0	67.2 (0.6)	+0.2	65.8? (2.4)	-1.2	64.0 (0.1)	-3.0	62.3 (0.3)	-4.7
Fr. 35番 (倉口後端)	※64.4	0	64.4	0	63.4 (1.0)	-1.0	64.6 (0.5)	+0.2	64.9 (0.4)	+0.5

- 備考: 1.  $\delta$  は満載時の倉口幅を基準とした各計測時の倉口幅の変化量で、正符号は閉口を負符号は開口を意味する。
2. 倉口幅の計測は各測定位置で2回ずつ行なつたので、倉口幅の読みの欄には、その平均値を示した。なお括弧内の数値は計測毎の誤差を示したものである。
3. Fr. 71番およびFr. 35番における計測は途中から行なうことになつたので、計測前の倉口幅が計測開始時の倉口幅と変化していないと仮定して示したのが※印の倉口幅の読みである。

第2.3表 歪ゲージ計測表 計測値 (歪単位  $10^{-6}$ )

位置	群 時刻 ゲージ No.	A									
		7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00
Fr. 52.5 ブルワーカ	1	+25	-295	+500	+666	+840	+710	+570	-520	+390	+320
	2	+8	+25	+45	+62	+79	+125	+167	+220	+255	+295
Fr. 25.5 甲板	3	-4	-41	-94	-156	-147	+27	+62	+106	+156	+195
	4	+4	+49	+145	+368	+570	-530	+427	+376	+315	+270
Fr. 53 甲板	5	-21	-85	-110	-121	-94	-47	-65	-76	-78	-81
	6	-13	+29	+135	+276	+405	+420	+375	+320	+343	+316
Fr. 52.5 ヨーミング	7	+6	+102	+192	+303	+339	+260	+244	+246	+232	+226
	8	0	+5	-7	-130	-166	+10	+44	+70	+105	+133
Fr. 41.5 甲板	9	+5	+30	+41	+66	+74	+56	+66	+84	+99	+110
	10	-4	-44	-80	-116	-104	-14	0	+9	+20	+36
Fr. 53 肋板	11	0	+10	-25	+51	+69	+80	+90	+102	+105	+115
	12	0	+10	-14	+3	+39	+44	+46	+40	+25	+30
	13	+2	+2	-9	-6	-7	-5	-10	-19	-28	-31
	14	0	-2	-21	-28	-24	-21	-27	-31	-45	-46
Fr. 52.5 中心線桁板	15	0	-10	-28	-44	-44	-57	-67	-72	-70	-75
	16	-2	0	-19	-28	-21	-31	-40	-49	-69	-66
	17	-1	-4	-21	-30	-23	-30	-41	-59	-84	-97
ダミー ダミー		0	0	-4	0	+2	0	-2	0	0	0

第2.3表 歪ゲージ計測表 計測値 (単位歪  $10^{-6}$ )

位置	群	時刻 ゲージ No.	B									
			7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00
Fr. 外	52.5 板	1 2	-2 -2	+15 +11	+25 +25	+52 +30	+69 +10	+71 -24	+73 +23	+80 +65	+76 +110	+72 +145
Fr. 甲	52.5 板(裏)	3 4 5	+9 +50? -4	+20 +30 -19	-20 +24 -25	-51 +36 +26	-44 +61 +66	+40 -105 +44	+64 -84 +30	+105 -15 +30	+134 -5 +16	+156 0 +15
Fr. コ-ミング	52.5	6	+9	-120	-60	-144	-43	+54	+32	+29	+14	+7
Fr. 梁	50 梁	7 8 9	-2 +6 +6	-12 0 +9	-31 -6 +10	-59 -12 +21	-66 -17 +20	-65 -29 0	-50 -20 0	-52 -25 0	-54 -30 -9	-52 -31 -14
Fr. 強	50 肋骨 (A断面)	10 11 12	-2 +1 +4	-12 -15 -20	-26 -37 -40	-30 -48 -69	-40 -60 -80	-49 -63 -78	-53 -72 -93	-60 -80 -109	-64 -94 -125	-66 -99 -132
Fr. 強	50 肋骨 (B断面)	13 14 15	+1 +3 +6	-2 -4 -4	-2 -29 -51	-6 -47 -89	-2 -46 -86	-17 -53 -84	-23 -64 -100	-24 -73 -122	-25 -86 -147	-27 -90 -151
Fr. 強	50 肋骨 (C断面)	16 17 18	0 0 +2	-2 -4 -3	-6 -20 -31	+35 -24 -60	0 -34 -56	-9 -30 -42	-15 -35 -45	-12 -40 -53	-11 -47 -71	-16 -50 -77
	ダミー ダミー	0 0	0 0	-13	-10	-15	-20	-22	-20	-22	-20	-20

第2.3表 歪ゲージ計測表 計測値 (歪単位  $10^{-6}$ )

位置	群	時刻 ゲージ No.	C									
			7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00
Fr. コ-ミング (内)	52.5 コ-ミング (内)	1 2 3 (157?)	-7 -12 +15 -115	-2 -30 +277	-18 -43 +333	-48 -42 +275	-108 -47 +173?	-71 -22 +132?	-25 -18 +93	-10 -10 +60	+22 -18 +65	+43 -13 +65
Fr. 特設	53 設梁	4 5 6	-2 +3 +12	-3 +6 +16	-7 +4 +10	-12 +3 +12	-14 -3 +3	-25 -15 -12	-25 -14 -8	-27 -17 -10	-32 -23 -17	-32 -23 -19
Fr. 特設	53 肋骨 (A断面)	7 8 9 10	-24 +2 +8 +7	-105 +113 0 -2	-145 +110 -20 -27	-173 +160 -40 -62	-193 -162 -63 -98	-320 +215 -22 -152	+196 +347 +18 -153	+162 -452 +4 -178	+190 -447 -210 -242	+135 -220 -220 -255
Fr. 特設	53 肋骨 (B断面)	11 12 13 14	-2 +2 0 +3	0 0 -2 -3	+11 -16 -22 -28	+60 -58 -88 -110	+7 -62 -67 -138	-3 -67 -78 -142	0 -107 +18 -147	+4 -107 +4 -147	+3 -78 -128 -178	0 -108 -210 -138
Fr. 特設	53 肋骨 (C断面)	15 16 17 18	0 +2 0 断線	-2 -3 -4 -19	-2 -20 -22 -19	+45 -7 -43	+16 -28 -48	-3 -40 -58	-7 -40 -60	-8 -57 -78	-11 -77 -106	-15 -90 -126
Fr. コ-ミング	52.5 コ-ミング	19 ダミー ダミー	0 +2	+435? +2	+570 +2	+850 +2	+760 0	+493 -2	+473 -3	+457 -3	+398 -2	+365 -2

第2.3表 歪ゲージ計測表 計測値 (単位歪  $10^{-6}$ )

位置	群 時刻 ゲージ No.	D									
		7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00
上甲板裏	1	+3	+20	0	-123	-182	-38	+3	+32	+62	+87
	2	-3	+17	+38	+60	+68	+33	+47	+67	+77	+92
	3	-8	-43	+78	-107	-127	-103	-48	-98	-100	-98
Fr. 35 特設梁	4	0	-8	-15	-20	-34	-17	-2	+3	+5	+8
	5	0	0	0	+3	+4	?	?	?	+25	+25
	6	0	+5	+4	+8	+12	+16	+20	+32	+33	+33
Fr. 35 特設肋骨 (A断面)	7	0	-3	-2	+8	+8	-8	-2	-3	+2	+5
	8	0	0	-3	-2	0	-8	-3	-3	-7	-3
	9	0	+2	-7	-12	-12	-12	-12	-12	-15	-15
	10	+3	+6	-46	-55	-38	-53	-46	-48	-12	-27
同上 (B断面)	11	0	-2	-15	+8	+20	+10	+12	+18	+23	+23
	12	0	+3	-27	-35	-22	-17	-17	-19	-18	-20
	13	+2	+3	-18	-47	-37	-27	-28	-33	-38	-35
	14	0	+2	-18	-62	-68	-52	-53	-66	-72	-72
同上 (C断面)	15	0	-2	-2	-1	+12	+18	+18	+20	+23	+22
	16	0	+2	-2	-22	-3	-2	-2	0	-2	-2
	17	0	+2	-2	-22	-6	-3	-3	-7	-3	-3
	18	0	+2	-7	-20	-25	-18	-18	-22	-20	-22

計測の結果をみると次の様に考えられる。

1) ゲージの水防については、タンクに海水を注入しなかつたとは言え航海中波に洗われた上甲板でも、ほとんど所期の目的を達した。ゲージの保護は、上甲板上のものは、木製の樋をゴムボンドで、鋼板に接着してゲージ及びリード線をカバーした。

一部破損したが、計測には影響しなかつた。

2) ゲージの読みについては、5日は大体薄曇であつたが8時頃から13時頃までの間雲が晴れ、船の暴露部に日が射した為かブルワーカー、甲板および縁材に貼つたゲージは異常に変動した。これについては、ダミーを内径50mmのゴムホースに納めるためダミー用鉄片を小さくしたので、これを甲板等に溶接できなくなつたため、甲板等との温度差を生じたのではないかと考えられる。

3) その他のゲージについては、順調な計測ができ、良好な結果を得た。

4) 中央部両舷の吃水は船首、船尾の吃水の平均と大差なかつた。計算には  $d_M$  を用いた。

5) 気象は気温、水温、雲量および風向風力を計測したが、11月5日は気温、6時10°C(最低)、12時19°C(最高)、16時15°C、水温6時15.5°C(最低)、12時18°C(最高)、16時17°C、雲量、6時b(0~1/4)、12時c(1/2~3/4)、16時0(3/4~1)、風は殆んどなく良いコンディションであった。翌々7日もほぼ同様な天候であった。

### 3. 理論解析

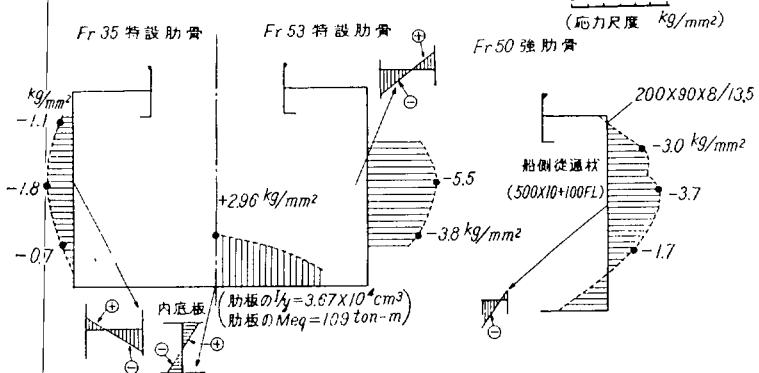
#### 3.1 橫強度部材の応力と有効幅

中小型貨物船で長尺貨物を能率良く運送するには、倉口を大きくし、倉内に梁柱を設けない構造としなければならない。然しこのような構造にすると一般に船体横強度が低下するので、この種船舶では特設梁、特設肋骨、肋板、強肋骨等の横強度部材の寸法又は配置に特別な考慮が払われているが、これらは従来主として経験に基づいてなされている。そこで実験船における横強度部材の応力と有効幅について前記実験結果を用いてこれらの事を考察してみることにする。

##### 3.1.1 橫強度部材の応力

横強度部材の主なもの即ち特設肋骨、特設梁、肋板および強肋骨についてゲージを貼付した位置における断面の最大曲げ応力(計測を行なつた両状態間の差に弾性係数を乗じたものであるが、以下単に応力という。)を前述の計測結果から求めてみると第3.1.1表および第3.1.1図に示す如くなる。ただし日射の影響を受ける部分のものはここに貼付したゲージの計測値が9時頃より16時頃迄の間著しく乱れた為除外した。

第3.1.1表によれば、当然の結果ではあるが倉口の影響により、倉口中央部附近の横強度部材の方が倉口の端部附近のものより応力変化が大きく、同一断面の横強度部材では特設肋骨のスパンの中央附近が一番大きな値となつてゐる。



第3.1.1図 横強度部材の応力分布

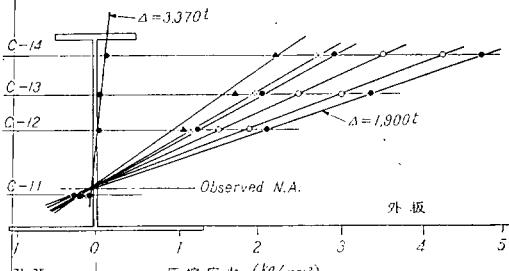
第3.1.1表

部材名	満載状態より D.W. 640 ton に至る応力 (kg/mm²)	満載状態より 軽荷状態に至 る応力(予想) (kg/mm²)	
		上段	下段
Fr. 53 特設肋骨	5.5	7.8	
	3.8	5.4	
Fr. 35 特設肋骨	1.1	1.6	
	1.8	2.6	
Fr. 50 強肋骨	0.7	1.0	
	3.0	4.3	
Fr. 53 二重底肋板 (中心線附近)	3.7	5.3	
	1.7	2.4	

### 3.1.2 横強度部材の有効幅

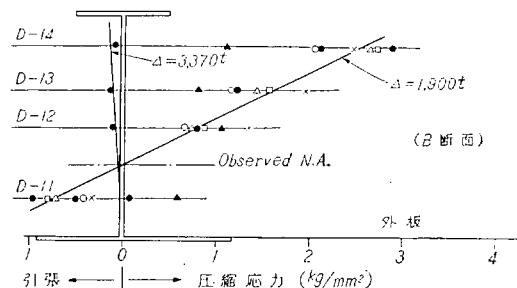
大型倉口船に用いられる特設肋骨のように、桁の深さおよび面材の断面積が大きくしかも桁の長さと心距との比が小さい部材の有効幅は、従来用いられている板厚の何倍という値を用いずに、多少面倒でも合理的な式で求めなければならないかもしれない。そこで実験船の特設肋骨および強肋骨について、各箇所に貼付したゲージの値から各断面の応力分布図を描き、これから図示的に防撓材の中性軸および板の有効幅を求め、これと理論式によつて算出される有効幅との関係を調べてみる。

まず実験から求められる有効幅を求めるため、各断面についての応力分布状態の1例を求めてみると第3.1.2



第3.1.2図 Fr. 53 特設肋骨測定応力 (B 断面)

図及び第3.1.3図の如くなり、各断面の応力は大体積荷に比例し、しかも応力線は略々一定の中性軸を通る。但しFr. 50番強肋骨の上甲板に近い断面における中性軸は、その理由は不明であるが外板の外側になり、又Fr. 53 特設肋骨の上甲板に近い箇所の応力はゲージが日射によつて非常な温度上昇をきたした為か全く乱れ利用価値のないものとなつてしまつたので、以下の検討にはこれらの値を除外す



第3.1.3図 Fr. 35 特設肋骨測定応力 (B 断面)

ることにした。そこで応力分布図から求まる中性軸を用いて幾何学的に外板の有効幅および桁の  $I$  と  $I/y$  を算出してみると第3.1.2表の如くなる。ただしこれらの算出に当つては便宜上有効幅内に普通肋骨があつてもこれをないものとした。

次に理論式により有効幅を求めるのであるが、ここでは柳本氏の式を用いて検討してみることにする。ただし同氏の式によれば有効幅は防撓材の長さ方向の位置によつて変化するものであるが、設計上は曲げモーメントが大きくなる位置の有効幅が問題となること、および実験では防撓材の端末にゲージが貼付されていないことを考慮して防撓材の中央部における有効幅のみを考えることにする。そこで実験船の特設肋骨および強肋骨の寸法を用いて理論的な有効幅を求めてみると第3.1.2表の如くなる。

以上の検討より実験による有効幅と理論式による有効幅とを対比してみると、次に掲げる事項が判る。

i) 実験による有効幅と理論式による有効幅は、周辺構造の複雑さ等の為に一致しなかつたが、部材の強度および剛性上の見地からの有効幅としては両者は殆んど差がない。

ii) 少し無理かもしれないが、実験と理論の両有効幅から逆に桁の端末状態を考えてみると、Fr. 35 特設肋骨も Fr. 53 特設肋骨とともに両端の状態は支持より固定に

第3.1.2 表

有効幅 位置	有効幅 cm	中央			部 外板の厚さ cm	両端から 附近の幅 cm	$I$ $\text{cm}^4$	$I/y$ $\text{cm}^3$	部材寸法 (特記ナシレバ) mm
		有効幅 cm	有効幅 距 心	有効幅 距 外板					
Fr. 53 特設肋骨	実験値	A断面 B断面 C断面	—	—	—	—	—	—	—
	計算値	両端固定 両端支持	200	0.47	167	—	172,500	3,565	250X18
Fr. 35 特設肋骨	実験値	A断面 B断面 C断面	—	—	—	370	190,000	3,650	300X13
	計算値	両端固定 両端持支	128	0.30	107	—	153,000	3,500	350X14
Fr. 35 強肋骨	実験値	A断面 B断面 C断面	—	—	—	—	184,000	3,630	300X13
	計算値	両端固定 両端持支	298	0.70	248	—	124	151,000	3,525
Fr. 35 強肋骨	実験値	A断面 B断面 C断面	102	0.48	85	—	142,000	3,480	300X13
	計算値	両端固定 両端持支	—	—	—	32	92,000	2,925	350X14
Fr. 35 強肋骨	実験値	A断面 B断面 C断面	113	0.53	94	—	146,000	3,505	350X14
	計算値	両端固定 両端持支	166	0.78	138	—	165,000	3,585	350X14

近く、なお強いて云えば Fr. 35 特設肋骨の方が Fr. 53 特設肋骨より更に固定に近い。これは Fr. 35 特設肋骨が水密隔壁に近い位置にあり、かつての位置には倉口端縁材があつて桁の上下端が剛になつてゐるためと考えられる。

iii) 強肋骨の実験による有効幅は、理論式から算出した有効幅に比べて相当小さくなつてゐる。これは実験船の強肋骨のスパンの中央附近に船側縦通桁が設けられてゐること、および強肋骨に比べてそれ程小さくない寸法の普通肋骨が 0.71m の心距で設けられること等によつて、実験船の強肋骨の周辺状態が計算に用いられた境界条件と異なるためと思われる。

試みに強肋骨を等分布荷重がかかる両端固定の防撃材として Span を船側縦通桁から二重底内底板迄の距離 (2.6m)とした場合および心距を普通肋骨の心距 (0.71m)とした場合については柳本氏の式によつて Span の中央における有効幅を求める第 3.1.3 表の如くであつて計算による有効幅は実験による有効幅と大差がなくなる。

第 3.1.3 表

実験による有効幅 (m)		B 断面	57
		C 断面	27
計算による有効幅 (cm)	$l=2.6 \text{ m}$	中央部	73
	$S=2.13 \text{ m}$	端部	27
計算による有効幅 (cm)	$l=2.6 \text{ m}$	中央部	50
	$S=0.71 \text{ m}$	端部	38

### 3.2 船体縦通部材の応力

船体縦通部材の応力を考案するには船の長さの中央でかつ倉口中央附近を考えるので便利であるから、これに該当する Fr. 52 3/4 の位置に貼付したゲージの値によつて以下検討することにする。この断面における上甲板、倉口コーミング、外板等について満載状態からゲージ測定終了状態 (D.W. 640 ton) に至る応力差(以下単に応力という)の分布を求めるとき、これらの応力は船の縦曲げモーメントによる応力と局部的荷重等による応力が合成されたものであるから、両状態間に船にかかつた縦曲げモーメントに基づく応力を求め船体縦通部材にかかる応力について検討してみることにする。

満載状態および計 D.W. 640 ton の状態における船体の縦曲げモーメントを算出すると、状態変化による縦曲げモーメントとして Fr. 52 3/4 の位置で約 4880 ton-m のサギングモーメントが生じ、船体横断面係数を算出して上甲板における応力を求めてみると第 3.2.1 表の如くなる。この場合船体横断面係数は船の中央部  $1/2L$  間を縦通する部材のみを用いたものおよびこれに倉口コーミング、ブルワーカー等  $1/2L$  間に縦通しないが相当の長さに亘る部材を含めたものを用いた。

第 3.2.1 表の船体縦曲げモーメントによる応力を用いて第 3.2.1 図の応力分布図から局部的荷重等による甲板水平桁(倉口コーミング、甲板および外板で構成される桁)の応力を求めてみると、負の軸力がはたらいていることになり、これらの部材に船体縦曲げ応力と倉口開閉に基づく応力のみが働くとするならば、倉口が片舷寄りに変形したのでなければならぬ構造物の対称性および荷重の状況から考えてあり得ないことである。又甲板水平桁に貼付したゲージは前述の如く著しい日射を受けその信頼性が乏しいと考えられるので、試みに日射の影響を受けていない二重底の中心線桁板についても上述と同様な検討をしてみたところ、中心線桁板の中心軸附近にも船体縦曲げ応力以外に軸力が働いている。然し中心線桁板の軸力は正であつて甲板水平桁におけるもの逆になつたことを考えると船体には前述の計算に用いたモーメント以外にサギングモーメントがかかるつているのではないかと思われる。そこで中心桁板の中性軸における応力がここに貼付したゲージの示す値  $1.54 \text{ kg/mm}^2$  となるように附加的サギングモーメントを仮定し、前述のサギングモーメントと合せて船体の縦曲げモーメントに基づく甲板水平桁の応力(断面係数は倉口コーミング、ブルワーカー等を含めたものを使用する)の分布を示すと第 3.2.1 図の点線の如くなり、前述のようなむじゆんがなくなる。然しこのように仮定した附加的サギングモーメントが何によるものであるか、熱歪の影響等が考えられるが明らかにはできなかつたので、今後行なう類似船の実験の結果をまつて明らかにすることにし、ここでは

第 3.2.1 表 計測開始から終了の状態間に  
相当する計算上の応力 (Fr. 52 3/4)

断面係数を $1/2L$ 間 縦通する部材のみ算 入して求めた場合	船体縦曲げモ ーメント (サ ギングモーメ ント. (m-t))		応力 ( $\text{kg/mm}^2$ ) at D.K. at C.G.
	at D.K.	at C.G.	
断面係数を $1/2L$ 間 縦通する部材のみ算 入して求めた場合	4880	6.0	3.0
断面係数を前欄のもの にブルワーカー等を も含めて求めた場合	4880	4.2	2.8

計測開始から終了の状態間に  
おける  
横強度部材の各断面の最大応力

部材名	ゲージ位置 (スパンに対し)	応力 ( $\text{kg/mm}^2$ )
Fr. 53 特設肋骨	中央部	5.5
	下部	3.8
Fr. 35 特設肋骨	上部	1.1
	中央部	1.8
Fr. 50 強肋骨	下部	0.7
	上部	3.0
Fr. 53 二重底肋板	中央部	3.7
	下部	1.7
	中心附近	3.0

単に実験値と計算値に相違を生じたことを述べるにとどめることにする。

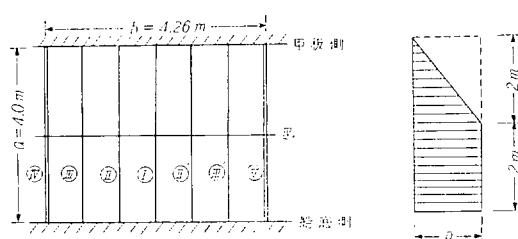
### 3.3 Strong Frame の応力

#### 3.3.1 解析の方針

strong frame の応力を算出するに当つては実際の船体構造は非常に複雑なので、次のような仮定をおいて計算を行なつた。

まず船側部の相隣する二つの web frame と bottom および  $Dk$  にて囲まれた一つのパネルを考える。このパネルは第3.3.1図の如く、船側外板に1本の side stringer と中央部にそれに直交する1本の strong frame およびその両側に2本づつ計4本の ordinary frame から出来ている。

このパネルに外力（水圧）がかかつたときの strong frame の応力を計算するのであるが外板は有効幅だけ stiffener につけて、このパネルを frame および side stringer から成る格子構造と考えて計算する。



第3.3.1図

このパネルの船の長さ方向のスパンは Web Frame の間隔（4260 mm）をとつたが、上下方向のスパンは撓み計算には strong frame についている  $Dk$  および bottom 側の bracket の内端間をとつた。なお実際計算に当つては簡単のため、多少の端数を無視して第3.3.1図の如き寸法を用いた。外力は満載状態と軽荷状態の吃水変化による水圧を用いたが、実験値は水圧変化に対応する応力変化が大体直線状なので、簡単のため実験値から extrapolate して図の如く吃水4mから2mまでの変化量をとつた。この構造を格子構造として計算する場合に、次のような仮定をおいた。

(1) 船底側は固定、甲板側は弾性支持とし、甲板側の固着度は甲板部材を考慮して H. Cross 法で求めた。

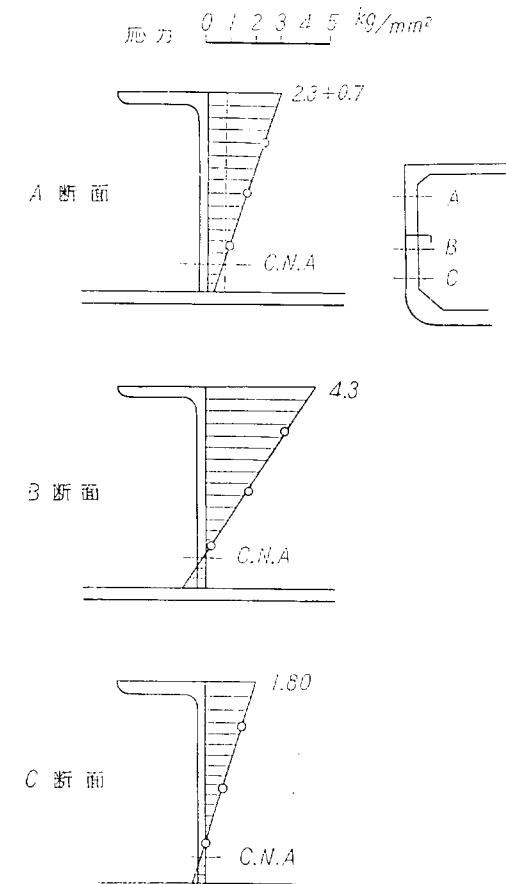
(2) 外力（水圧）は縦横部材および web frame の全長に分布させた。

(3) 板の有効幅は簡単のため stiffener 心亘全幅をとつた。

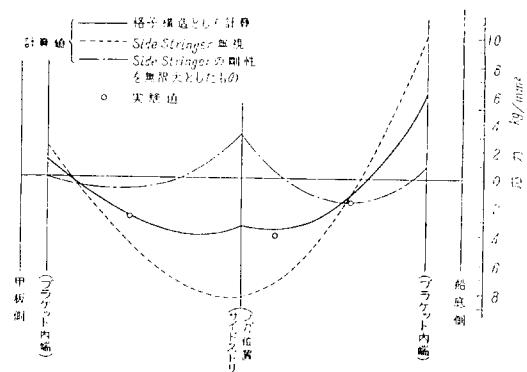
(4) Web frame の撓みも考慮して各部の撓み計算を行なつた。

#### 3.3.2 計算および実験との比較

strong frame に関する計算結果を図示すると第3.3.3図の実線の如くである。実験値は、まず三つの断面における応力分布を第3.3.2図に示してあるが、全部直線状をなし、梁理論が成立することが明らかである。



第3.3.2図 断面の応力分布

第3.3.3図 Strong Frame の応力  
(吃水差 2.7 M 当り)

ただ A 断面のみは曲げ応力以外に、軸応力が入つている結果になっているが、この原因は不明である。

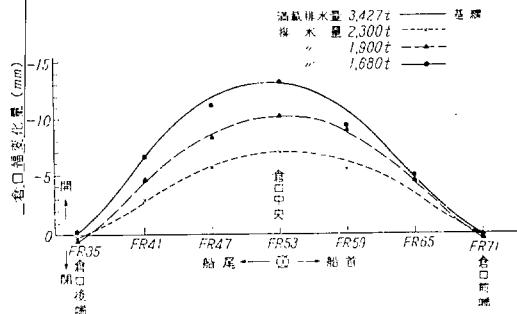
各断面の最大応力（フランジ部縁応力）を第3.3.3図の中に入れて計算値と比較してあるが、大体両者は近い値を示している。また比較のため、side stringer を無視した場合（点線）および side stringer が完全に剛と仮定した場合（鎖線）の計算値も同図中に記入してあるが、明らかにこれらは実験値と異つておらず、結局ここで行なつた上述のような計算法によつて、実験結果が大体説明されることが示されたわけである。

### 3.4 長倉口の幅の変化

#### 3.4.1 問題の概要

長い倉口を有する船では、積荷のとき倉口の幅が狭くなり、揚荷のとき元の幅にもどることがよく知られている。この幅の変化量が過大になると載貨時に倉口梁がはまらなくなることもありますし、その量が多いと、たとえ強度上問題がなくても、乗組員に不安感を与えることになり好ましくない。

第3.4.1図には満載時（排水量 3427 ton）を基にして、排水量 2300 ton, 1900 ton, 1680 ton（軽荷時）の



第3.4.1図 倉口幅変化量  
(満載排水量時と各種排水量時との差)

ときの倉口幅の拡がりを点置してある。これより倉口の両端では倉口の側部の甲板が完全に固定されていると考えることはできないようである。積荷の関係で揚荷の途中で船に大きなトリムがついた、特に排水量 1900 ton のときのトリムの量は 4m におよんだ。倉口の変形には積荷の状態および吃水が関係するが、トリムの変化を考えるのは問題が複雑となるので、それを無視して満載時より軽荷時に達する間の倉口幅および倉口中央部の特設肋骨の応力の変化量について理論的考察を行なつた。

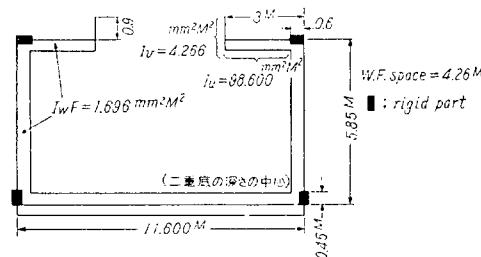
倉口幅の変化の原因として、縦強度的なものと横強度的なものと考えられる。前者については Poisson 比の影響と甲板の応力が一様でないための影響、非線型変形 (flattening) が考えられる。このうち非線型変形は問題にならないし、Poisson 比の影響についても縦曲げによる応力変化が最高  $7 \text{ kg/mm}^2$  の程度なので高々

$$0.3 \times 5000 \times \frac{7}{20000} = 0.6 \text{ mm}$$

の程度しか期待できず、誤差の程度である。

#### 3.4.2 船体構造の模型化

まず横強度的な立場からの解析を行なう。倉口縁材はその前後端で特設梁に固着され、特設梁との撓み角と等しい量だけ捩れるとする。なお、特設梁の船側端および特設肋骨の下部において、それぞれ特設肋骨の深さ、二重底の深さの  $1/2$  に相当する部分は剛とする。このラーメンの曲げ剛性の決定に当つては、まず外板の有効幅を定めなければならない、有効幅は最も簡単な奥田、有馬式によつて求めた。(3.1.2 参照) その値を底部外板内底板については 3.49 m、特設肋骨つき側部外板については 2.39 m として曲げ剛性  $I_F, I_{WF}$  を定めた。特設梁の曲げ剛性は簡単に  $I_{WF}$  に等しいとした。このようにして定めた断面二次モーメント等を第3.4.2図に示す。倉口側部の甲板も今考えているラーメンの水平方向の変形に抵抗する。これにはフランジとして倉口縁板ブルワーク側部外板等が協力する。八木氏の模型実験によると、このときの N.A. は甲板の中央にあるので、倉口縁材と同じ面積の部材が外板側にあるとして、その水平面内の剛性  $I_u$  を定めた。また倉口縁材の垂直方向の曲げ剛性  $I_v$  は N.A. が甲板面にあるとして定めその結果も第3.4.2図に示した。



第3.4.2図

満載状態と軽荷状態の差を考える。積荷は倉口の長さの部分だけに行われ、全長において一様であるとする。この船倉に積まれてあつた重量は 1,828 T で 1 本の W.F. 当り 305 T となる。また

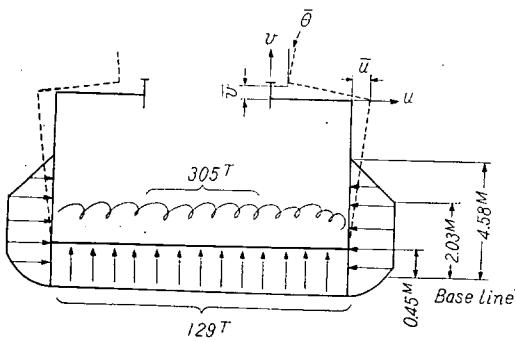
$$d_{\max} = 5.48 \text{ M} \quad d_{\min} = 2.93 \text{ M}$$

なので、吃水の差により底部に加わる荷重は 129 T となる。このような荷重によつて、ラーメンが変形する。

その変形量は

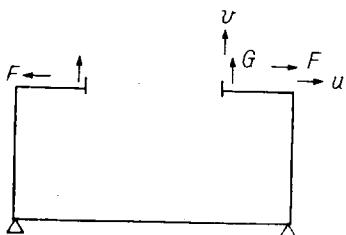
$$\left. \begin{aligned} \bar{u} &= -29.61 \text{ mm} \\ \bar{v} &= -16.71 \text{ mm} \\ \bar{\theta} &= -\frac{5.57}{1000} \end{aligned} \right\}$$

と求められる。



第3.4.3図

### 3.4.3 単位荷重による変形



第3.4.4図

W.F. space を  $s$  とすれば、単位長当りの力は

$$\left. \begin{array}{l} \frac{F}{s} = \xi u - \eta v \\ \frac{G}{s} = -\eta u + \zeta v \end{array} \right\} \quad (a)$$

$$\left. \begin{array}{l} \xi = 0.3852 \text{ T/mm } M \\ \eta = 0.3499 \quad " \\ \zeta = 0.4631 \quad " \end{array} \right\} \quad (b)$$

と表わされる。また

$$\theta = \frac{0.4897}{1000} F + \frac{0.5769}{1000} G \quad (c)$$

である。

### 3.4.4 横曲げによる作用

#### 平衡方程式

凹型ラーメンの列の上端に甲板および倉口縁材がなければラーメンの上端は3.4.2で求められたような変形を行なうが実際は甲板等があるのでそのようにはならず、その変形を  $u, v, \theta$  で表わす。したがつて単位長さ当り

$$\left. \begin{array}{l} \frac{F}{s} = \xi(u - \bar{u}) - \eta(v - \bar{v}) \\ \frac{G}{s} = -\eta(u - \bar{u}) + \zeta(v - \bar{v}) \end{array} \right\} \quad (a)$$

だけの力が甲板倉口縁材からラーメンに作用している。逆にそれだけの力がラーメンより甲板等に作用するので、甲板倉口縁材の平衡方程式は

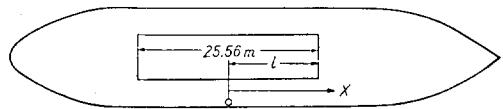
$$\left. \begin{array}{l} -EI_u u'''' = \xi(u - \bar{u}) - \eta(v - \bar{v}) \\ -EI_v v'''' = \eta(u - \bar{u}) + \zeta(v - \bar{v}) \end{array} \right\} \quad (1)$$

となる。ただし  $x$  軸は倉口の中央より船の長さにそつて測る。境界条件はどのようにあるか定め難いので、その極端な場合として

$$\text{支持 } u = u'' = v = v'' = 0 \quad \text{at } x = \pm l$$

$$\text{固定 } u = u' = v = v' = 0 \quad \text{at } x = \pm l$$

の2つの場合を考える。



第3.4.5図

(i) 甲板端および倉口縁材端で支持の場合

(1) 式の解は振動数函数を用いると容易に求まる。

(1) 式の解は (2) 式のようになるが、  $u, x$  について偶函数となるものをとると (3) 式の如くなる。

$$u = \bar{u} + a_1 A(m_1 x) + b_1 B(m_1 x) + c_1 C(m_1 x) + d_1 D(m_1 x) + a_2 A(m_2 x) + \dots \quad (2)$$

$$u = \bar{u} + a_1 A(m_1 x) + c_1 C(m_1 x) + c_2 A(m_2 x) + c_2 C(m_2 x) \quad (3)$$

と表わされる。これを解いて、

$x=0$  における甲板のたわみは

$$u(0) = -7.96 \text{ mm}$$

倉口縁材のたわみは

$$v(0) = 0.62 \text{ mm}$$

となる。

また倉口縁材の上端から 20 mm の点では

$$u(0) = -7.71 \text{ mm}$$

となる。

(ii) 甲板端で固定、倉口縁材端で支持の場合

このとき

図における甲板のたわみは

$$u(0) = \bar{u} + a_1 + a_2 = 1.88 \text{ mm}$$

倉口縁材のたわみは

$$v(0) = 5.15 \text{ mm}$$

である。

$F, G$  を求めると、

$$F = 12.91 \text{ T}, \quad G = 1.79 \text{ T}$$

となる。また、倉口縁材の上端のたわみは

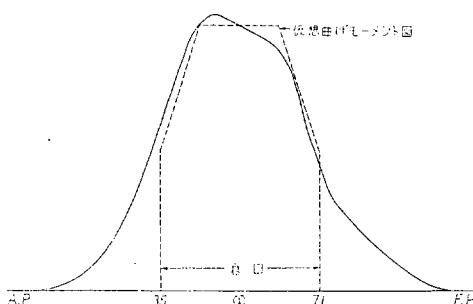
$$u(0) + 880\theta(0) = -0.31 \text{ mm}$$

と求まる。

### 3.4.5 縦曲げによる作用

#### 3.4.5.1 応力集中の影響

次に船体の縦曲げにともなつて生ずる倉口側部の甲板の変形を考える。この変形の生ずる原因として2つの作用が考えられる。第1は甲板の前後端に加わる応力が一様でないために生ずる甲板の曲げである。



第3.4.6図 曲げモーメント図（軽荷一満載）

3.1 によつて、倉口の範囲では軽荷時より満載にいたる間に Sagging の縦曲げ moment をうけ、その分布の模様は第3.4.6図に示すようになる。解析を簡単にするためにこの曲げ moment は倉口の中央に關し前後対称で破線で示すようになると仮定する。このように仮定すると倉口側部の甲板の前後では  $3.82 \text{ kg/mm}^2$  の圧縮応力をうけることになる。しかし倉口縁材は甲板の端で明れているのでこの部分にはこの応力は作用せず、それに相当する力は応力集中の形で甲板あるいは甲板下横筋を流れる。このように甲板などの応力分布が一様でないため、甲板、倉口縁材などよりなる梁状構造に水平方向の曲げ moment を誘起する。しかしこの曲げ moment の値はこの部分の応力集中の模様が知られなければ計算できない。しかし、縁材に働くべき力が甲板の中心より縁材よりの部分に作用し、その分布は第3.4.7図のように、直線的であると仮定すると、これによつて約 23 T-M の曲げ moment が生ずる。そのためには生ずる甲板の撓みは組立肋骨を無視し、甲板の両端が水平方向に支持としたとき、

水平方向の変位

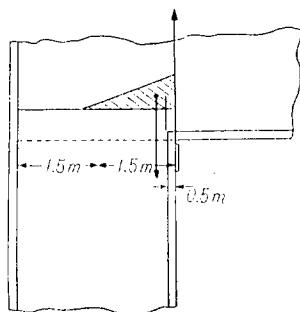
$$u = -\delta \left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right)$$

が生じ、倉口中央部におけるたわみは

$$u(0) = -1.15 \text{ mm}$$

となる。

横強度的な要因による甲板の撓みを求めるときは、組立肋骨など横強度材の剛性が本質的に関係する。しかし



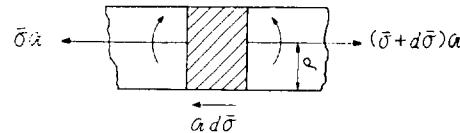
第3.4.7図

今の場合には、これを無視しても大勢には影響がないと思われる。甲板の両端が水平方向に固定されているときはこのような撓みは生じない。

### 3.4.5.2 剪断力の影響

船体の縦曲げに基づく倉口側部甲板の水平曲げの第2の作用として、玄側における甲板の剪断応力が0でないための影響がある。この剪断応力は普通の梁理論による計算を用いて近似的に算定できるので、それを用いて甲板の撓みを定める。ここでもまた甲板の撓みを計算するに当つて、横強度材の影響は無視することにする。

甲板と倉口縁材の断面積の和を  $\mathfrak{A}$ 、甲板の水平曲げに対する N.A. から玄側までの距離（甲板の幅の半分）を  $p$  とする。船体の縦曲げの hogging moment を  $M$ 、甲板の平均応力を  $\bar{\sigma}$  とする。



第3.4.8図

第3.4.8図より甲板の平衡条件を考えると、甲板の水平曲げに対する曲げ moment の単位長さ当たりの増加率すなわち玄側に加わる単位長さ当たりの剪断力は

$$\frac{d}{dx} \left\{ -EI_u \frac{d^2 u}{dx^2} \right\} = \rho \mathfrak{A} \frac{d\bar{\sigma}}{dx} + c$$

となる。定数  $c$  は対称性によつて 0 になる。この式を積分すると

$$-EI_u \frac{d^2 u}{dx^2} = \rho \mathfrak{A} (\bar{\sigma} - \bar{\sigma}_{\text{end}}) \quad (4)$$

が得られる。

さて、縦強度計算によつて、満載、軽荷両状態における甲板の応力差  $\bar{\sigma}$  は容易に求められる。一般には倉口の中央に対して対称ではないが第3.4.6図の仮想曲げ moment に応ずる様な梯形応力分布を用いることにする。

(4) は甲板の両端支持および固定の境界条件に対し容易に積分できる。

甲板の両端支持のときは  $-13.51 \text{ mm}$

甲板の両端固定のときは  $-2.45 \text{ mm}$

このような変形によつて倉口縁材は回転しないとする。したがつて  $u(0)$  が倉口縁材の上縁の変位を与えることになる。

### 3.4.6 総括

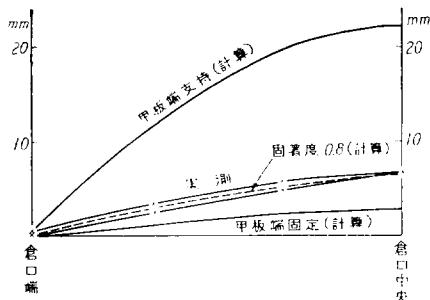
以上によつて倉口縁材の上部測定位置の変位が計算できた。3.4.4～3.4.5 によるものを加え合わせると、次のように求まる。

甲板の両端支持のとき  $-22.4 \text{ mm}$

甲板の両端固定のとき	-2.8 mm
実測値	-6.7 mm
この撓みの値から固着度	$\frac{22.37 - 6.7}{22.37 - 2.76} = 0.80$

が求まる。

固定モーメントから定まる固着度もこの値とほぼ一致すると考えられる。この値はこのような構造物において可能な固着度であり、なお、倉口縁材のたわみ曲線の計算および実測値の比較を第3.4.9図に示してある。



第3.4.9図 倉口縁材たわみ量  
(計算と実例との比較)

以上によつて、ここで展開された計算法を用い、固着度を80%程度とすると、甲板の変位にしたがつて、倉口の開閉量が推定できることになる。これより、倉口の開閉量に関して次の事がわかつた。

1. 倉口の開閉量は(a)二重底上の荷重、外板に加わる水圧に基づく甲板の水平撓み、および(b)甲板の縦曲げ応力が長さ方向に一様でないため、したがつて玄側部において甲板に剪断応力が働くために生ずる甲板のたわみによつてほとんど決定される。

2. (a)による倉口の開閉量は横強度材特に二重底の剛性を増し、玄側において横強度材から甲板に伝える作用を減少させる事によつてもある程度減少できる。

しかし、二重底の剛性増加には限度があるので、これを減少さすには本質的には、甲板の水平曲げ剛性の増加が最も有効的な方法である。またこのようにすることによつてのみ(b)による撓みの減少も可能である。

3. 甲板の水平曲げ剛性は、倉口縁材と同じ断面積のものを玄側部に仮想する事によつて近似的に定められ固着度は80%として倉口の開閉量を近似的に定めることができる。

#### 4. 結論

大型倉口船の荷役作業中に、倉口幅の変化、特設肋骨への他の横強度部材と上甲板への他の縦強度部材とに生ずる応力変化を計測した。結果を要約すると次の通りである。

1) ストレングージに施した水防工事は、実船の運航

状態に堪えて良好な成績であつたが、上甲板の暴露部のストレングージは計測中に値が著しく変動した。原因は直射日光にあると思われる。

2) 倉口の長さの中央部にある特設肋骨は有効に働くていた。

3) 特設肋骨等に対する外板の有効幅を推測し、柳本氏の式による計算値とかなり近い値を得た。

4) 中心線桁板の縦応力の実測値は、船体曲げモーメント計算によるものの約1/2であつて、その理由を検討したが明らかにできなかつた。

5) 特設肋骨の中間にある強肋骨について格子構造の解析を行ない、計算値と実測値とのかなりの一一致をみた。

6) 倉口の開閉量の計算値と実測値とを比較した結果、肋板の面内における船底構造の曲げ、倉口側部上甲板構造（外板、縁材を含む）の水平曲げおよび玄側に加わる剪断力が倉口の開閉量に重要な関係を有すること、ならびに、上甲板構造の水平曲げに対して倉口端部の固着度を80%とすると、計算値と実測値とはよく一致することがわかつた。

7) 倉口端部の固着度は、実船実験では求められなかつたが、附録に掲げる八木委員の模型実験によつて約80%と推定された。

この研究の結果、大型倉口船では、船底構造の剛性のほか、倉口側部の上甲板構造の水平曲げ剛性を増すことが必要で、その水平曲げ剛性には、倉口縁材と同じ断面積の外板を算入すればよく、又倉口端部の甲板の固着度は80%としてよいことが略確かめられた。

今後さらにこの種の実験が行なわれることを期待する。

#### 謝辞

鉄隆丸の実験は、例の少ない実船の荷役中の計測であつて、種々の困難な条件があつたが、本船の使用を快諾され、できる限りの希望を入れて配船の便宜をはかり、準備と計測にあたつても最大の援助を与えられた日鉄汽船株式会社の営業海務および乗組の各位と、実験の具体的計画の立案、準備作業に犠牲的に協力頂いた石川島重工業株式会社の設計の各位との格別の御厚意があつて始めて実現したものであつて、末尾ながらここに特に記して深謝申し上げる次第である。

またゲージの水防方法については特に東大金沢教授、竹鼻助教授および生産技術研究所の高橋助教授から御教示を頂き、計測の準備と実施については、東京大学の三波、新村、運研の石山、海事協会の寺田、河島、石川島重工の小林、馬場、蝶野の諸氏に非常な骨折を頂いた。ここに厚く御礼申し上げるものである。

## 第1章【附】倉口端における甲板の 固着度に関する実験的研究

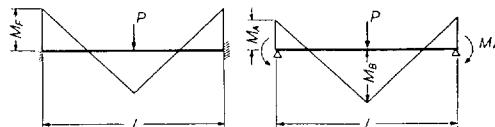
大型倉口船においては、屢々倉口の開閉量が問題となる。この開閉の機構を究明し、開閉量軽減対策を研究するため、鉄隆丸について荷役時を利用して、倉口の開閉量ならびにそれに影響を与えると考えられる各構造部材の歪分布等が実測された。

一方これ等の実験結果を解析するため、甲板の面内の曲げ剛性および船体横部材の曲げ剛性等を考慮して倉口の開閉量の計算が行なわれた。

ところがその解析において最も重要な要素と考えられる甲板の面内曲げ変形に対して、その端部の固着度が不明であるので、模型試験によって、実験的にその値を求めた。

### 1. 固着度の定義

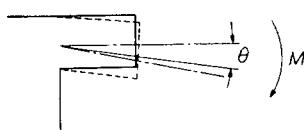
両端固定の梁の固定モーメントを  $M_F$  とし、両端弾性固定の梁の弹性固定モーメントを  $M_A$  とすれば固着度  $\beta$  は次式で定義される。中央集中荷重を受ける場合は第1図に示されるように  $M_F = (M_A + M_B) \times 2$  となるので(1)式のように表わされる。



第1図

$$\text{固着度 } \beta = M_A / M_F = 2M_A / (M_A + M_B) \quad (1)$$

一方第2図に示されるように端部に働く曲げモーメントとその部の回転角との間に、次のような比例的関係があるものとする。



第2図

$$M = K\theta \quad (2)$$

但し  $K = \text{常数}$

両端を弾性固定された梁が曲げ荷重を受ける場合の撓みの平衡式は

$$EIy'' = M_A + m_x \quad (3)$$

但し  $EI = \text{梁の曲げ剛性}$

$m_x = \text{両端単純支持の時の曲げモーメント}$

$y = \text{梁の撓み}$

(3)式を積分し  $(y')_{x=0} = M_A / K$  およびスパン  $l$  の中

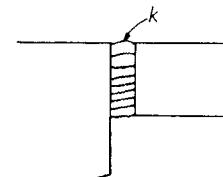
央に關して対称荷重を受ける場合を考え、 $(y')_{x=l/2} = 0$  なる条件によつて弾性固定モーメント  $M_A$  を求めると

$$M_A = -\frac{2}{l} \int_0^{l/2} m_x dx / \left( 1 + \frac{2EI}{Kl} \right)$$

となる。 $K \rightarrow \infty$  の場合  $M_A \rightarrow M_F$  になる故、スパンの中央に關して対称梁では固着度  $\beta$  は次のように表わされる。

$$\beta = \frac{M_A}{M_F} = \frac{1}{1 + \frac{2EI}{Kl}} \quad (4)$$

又端部の剛性を第3図のように単位面積当たり  $k$  なるパネル常数を持つ弾性体で置きかえると



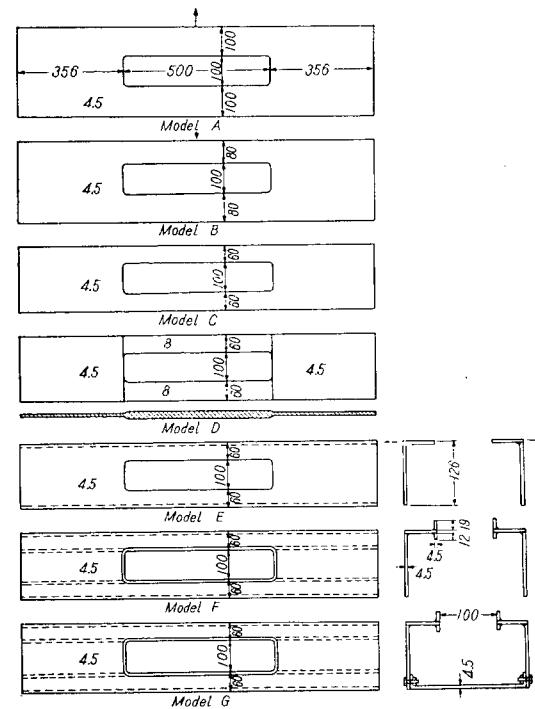
第3図

$$K = kI \quad (5)$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{2E}{kl}} \quad (6)$$

となる。

(4)式あるいは(6)式によれば、梁および荷重がスパンの中央に關して対称であれば、固着度  $\beta$  は荷重の大き



第4図 試験模型

さおよびその分布状態に無関係で、梁の曲げ剛性、スパン固定部の剛性のみに関係する故模型試験においては、甲板の中央に集中引張荷重を与えて、端部の曲げモーメント  $M_A$  および中央部の曲げモーメント  $M_B$  を求め(1)式によつて  $\beta$  を算定した。

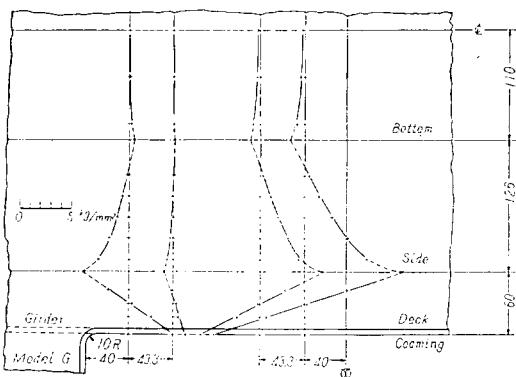
## 2. 試験模型

模型は第4図に示されるように、A～Gまでの7種あり、A,B,Cは各部同厚の板より作られた甲板のみの平面模型でAは甲板の幅が100mm、Bは80mm、Cは60mmで甲板の曲げ剛性と固着度との関係を調べたものである。D模型は開口部の板厚が8mmその他は4.5mmであり、端部の板厚の相異による固着度の影響をみるためのものである。E,F,G模型は図に見られるように、外板を取り付けたもの、コーミングをつけたもの、および更に船底外板をとりつけた立体模型であり、外板、コーミング等の影響を調べるために作製された。

これらの模型に対し、開口部の中央において、横方向の引張荷重を加えて各部の曲げ歪を実測した。

## 3. 試験結果

これ等7種の模型の試験結果の一例を第5図に示す。

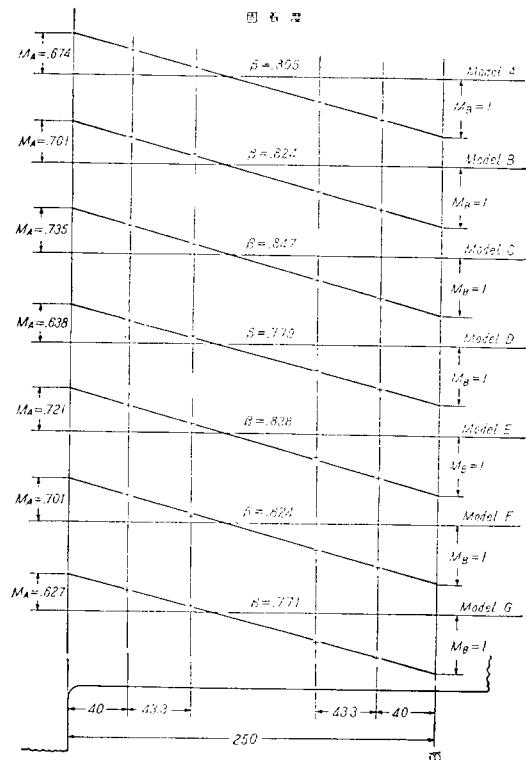


第5図

各模型共、開口中央部に引張り用の板を溶接し、それを試験機でつかんで引張つたので、荷重点近傍の応力の乱れた部分を避けるため、中央断面での歪の測定は行なわなかつた。又開口端では、応力集中が存在するので、この断面についても計測は行なわず、中央と端部の間の4断面での曲げ歪を計測し、これらの断面における曲げモーメントを求めた。

これ等4断面の曲げモーメントの値をプロットし、それらを結ぶ直線を延長して、開口中央断面での曲げモーメント  $M_B$  および開口端部断面での曲げモーメント  $M_A$  を求め、これらの値を第6図に示した。

なお図においては、便宜上  $M_B=1$  として表現した。(1)式によりこの  $M_A$  および  $M_B$  を用いて固着度  $\beta$  を



第6図

求めると、図に示されるように  $\beta=0.8\sim0.77$  なる値が得られた。

## 4. 実験結果の考察

### (a) 倉口端の固着度

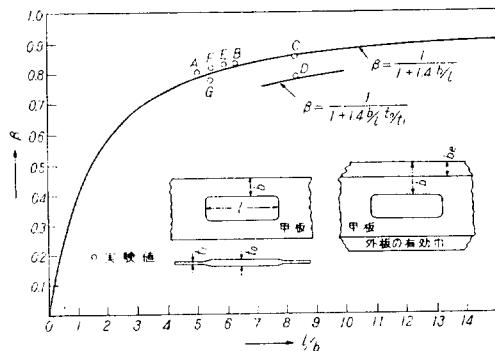
固着度  $\beta$  は(6)式によれば、弾性係数  $E$ 、スパン  $l$  およびバネ常数  $k$  の函数である。今バネ常数は構造が相似の場合は長さの1乗に逆比例するものと仮定して(6)式を次のように書き直す。

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{2E}{kb} \cdot \frac{b}{l}} \quad (7)$$

但し  $b$ =甲板の幅

A,B および C の平面模型の実験結果より  $\beta$  を求め、 $2E/kb$  の値を逆算すれば、夫々 1.21, 1.33, 1.50 なる値が得られ  $2E/kb$  は厳密には一定値を持たなかつたが、一応  $2E/kb$  は constant と見做し、平均値として  $2E/kb=1.4$  と仮定して(7)式によつて  $\beta$  を求めると第7図のような値が得られた。この curve に実験値をプロットすれば図中の○印のようになり、計算値と実験値とはほぼ合致することが認められた。

但し E, F, G の立体模型では、甲板の曲げに対して外板の一部が協力して、甲板の Flange として働くもので、その有効幅を実験値より求め、甲板の幅に有効幅を

第7図 固着度  $\beta$  と  $l/b$  の関係

加えたものを  $b$  としてプロットした。

又 D 模型では、甲板の開口部とその他では、板厚が相異するので、この場合は(7)式の代りに

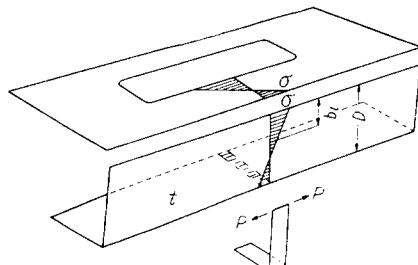
$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{2E}{kb} \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{t_0}{t_1}} \quad (8)$$

但し  $t_0$ =開口部の甲板の板厚

$t_1$ =無口部の “”

によつて  $\beta$  を求め、この curve の一部も同図に示しておいた。この値も実験値によく合致している。

以上の結果から倉口端の固着度  $\beta$  は近似的に次式で与えられる。



第8図

$$\beta = \frac{1}{1 + 1.4 \frac{b}{l} \times \frac{t_0}{t_1}} \quad (9)$$

### (b) 外板の有効幅

外板は甲板が曲げ変形を起こすと、その結合部での歪の連続性を保つため、第8図に示されるような、作用を受けて、面内の曲げ変形を生ずる。

甲板と外板との交線上の継応力を  $\sigma$  とすれば有効幅の定義より

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{Pe^2}{I} = \frac{P}{Ae} = \frac{P}{be \cdot t} \quad (10)$$

但し  $A$ =外板部の断面積

$I$ = “” の断面 2 次モーメント

$e$ = “” の中性軸から甲板までの距離

$Ae$ = “” 有効断面積

$be$ = “” 有効幅

$t$ =外板の厚さ

(10) 式より

$$Ae = 1 / \left( \frac{1}{A} + \frac{e^2}{I} \right)$$

$t$ =一定とすれば Bottom のない時は

$$e^2/I = 3/A \quad \therefore Ae = A/4 \quad be = D/4$$

shear lag effect を無視すれば上式より E, F, G 模型の外板の有効幅は次のようにになる。

	$be$ (計算値)	$be$ (実験値)
E 模型	31.5 mm	24.3 mm
F “”	31.5 mm	31.0 mm
G “”	38.5 mm	31.0 mm

実験より求められた有効幅は Deck の継歪分布よりその部の中性軸を求め、その位置から外板の有効幅を算定したもので、何れも 4 断面での平均値を示した。

計算値と実験値とを比較すれば、大体合つておりこの  $be$  が定められると(9)式の  $b$  が甲板の幅と  $be$  の和として求められ、固着度  $\beta$  が定められる。

## 第2章 巡視船の上甲板などに生じた撓みについて

### 1. 緒 言

巡視船の上甲板や外板に凹凸の永久撓みを生じていることが各管区から屢々報告され、その著るしいものについては何等かの船体強度上の原因によることも考えられ乗員にも多少の不安感を与えてるので、昭和 31 年 10 月以後、海上保安庁船舶技術部において全国の巡視船の上甲板と舷側厚板の撓み量を毎年 1 回定期的に計測し、

その頻度分布、許容量などを求め、また部材寸法、船体応力、船体の圧壊強度などの検討を行なつた。その後日本造船研究協会第 23 研究部会第 3 小委員会にこの問題をはかり、その指導によつて昭和 33 年中頃から第 3 管区海上保安部（横浜）所属の 3 隻の巡視船について上甲板の特定個所の撓み量を数ヶ月ごとに計測し、その変化の状況を調査し、更に 34 年 1 月巡視船 “しきね” によって実船実験を施行し航行中の上甲板中央部の応力、撓

第1表 巡視船の主要々目

船 型	P-2b	P-6	P-7	P-9b	P-10	P-11
垂 線 間 長 m	47.50	37.08	51.50	48.00	45.60	45.00
幅 m	8.10	7.00	7.70	6.60	7.00	7.30
深 さ m	4.50	4.00	4.50	3.40	4.20	4.10
代表船の常備吃水 m	2.65	2.20	2.606	2.234	2.498	2.16
" 常備排水量 t	502.64	277.10	493.74	402.611	421.456	375.70
中央部の肋骨心距 m	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60

みの変動などを測定した。以下これらの実測の解析を行ない若干の理論的考察を試みて巡視船の上甲板などに生じた撓みの原因について調査した。対象とした巡視船の主要々目を第1表に示す。

## 2. 構造規程による検討

巡視船の構造部材は鋼船構造規程によつて決定されているが、いまそのうちから船体中央部の鋼甲板、梁上側板および舷側厚板の厚さを小型鋼船構造規準案<sup>1)</sup>の寸法と比較し、また船体横截面抵抗率を鋼船構造規程の値と比較すると上甲板、舷側厚板の厚さは規準案を満足しており、船体横截面抵抗率も小型鋼船が規程の1.0~2.3倍である<sup>2)</sup>のに比較してかなり大きい方に属することがわかる。

また各船の縦強度計算書から船体中央部のサッギング応力を求めるところも規準案を満足している。

## 3. 撓みに対する考察

### 3.1 上甲板中央部の撓み

各巡視船の上甲板舷側部の船体中央付近に生じた鋼甲板の撓み量  $\delta$  を、梁位置を基準とし上面から見て凸を正、凹を負として計測し、そのパネルの平均の板厚  $t$  との比を求めてヒストグラムをかくとこの度数分布は結局は第2表に示す諸数値をもつた正規分布になるものと推定される。

第2表

船型 項目	P-2b	P-6	P-7	P-10	P-11
標本数 N	110	150	40	20	48
平均値 $\bar{\delta}/t$	-0.38	-0.34	-0.34	-0.40	-0.32
標準偏差 s	0.49	0.60	0.52	0.70	0.25
分散 $s^2$	0.24	0.36	0.27	0.50	0.061

例えば P-2b について  $x^2$  検定を行なうと自由度 17 のとき

$$x^2 = 108.3$$

となつて信頼度 95% の  $x^2$  の値 27.59 より非常に大きくなる。しかしながらこれは撓み量の計測値の殆んどが

耗以下を四捨五入しているので必然的に度数が 0 となる階級が生じるためと、撓み量が一見して少ないので計測を省略したと思われる報告値の空欄のものを、全て 0 としたため階級 0 の度数が非常に増加している理由によるものであつて、撓み量を耗以下まで正確に計測すれば  $x^2$  の値は非常に小さくなる筈である。これは階級 +0.2, 0, -0.2 および -0.6 の度数が 0 の個所だけで  $x^2$  の値の和が 97.8 となることから明らかである。

さて第2表の5隻の船について分散分析を行なうと第3表の通りとなり、また抽出方法の異なる P-10 と P-11 を除いた3隻について同様に分散分析を行なうと第4表の通りとなつて何れも平均値の間に有意の差は認められない。

第3表 5隻の分散分析表

要因	平方和	自由度	分散	分散比	5%の点
級間変動	0.2	4	0.06	0.20	2.4
級内変動	108.20	363	0.30		
全変動	108.42	367			

第4表 3隻の分散分析表

要因	平方和	自由度	分散	分散比	5%の点
級間変動	0.12	2	0.06	0.19	3.0
級内変動	95.80	297	0.32		
全変動	95.92	299			

P-11 はほかと比較して分散が非常に小さいが、この原因としては最も新らしい建造であつて溶接工作法の進歩したこと、歪防止対策の強化などが考えられるが標本数が少ないからはつきりしたことは言えない。

### 3.2 許容撓み量

各巡視船が第5表に示すサギング応力  $\sigma_{15}$  (波高波長比 1/15 のもの) を生じたときに許容し得る上甲板中央部の最大撓み量を求めると<sup>3)</sup> 第5表に示す通りである。ただし  $a$  は梁心距、 $b$  はパネルの幅、 $t$  はパネルの平均の板厚、 $\delta_0$  は  $a/b=1/4$  のときに許しうる最大撓み量を示し、また  $\delta_0'$  は大型船々底の許容やせ馬量の  $a/b$  による変化<sup>4)</sup> から推定した実際の許容撓み量である。

第5表 上甲板中央部の許容撓み量

項目 船型	$a/t$	$\sigma_{15}$ kg/mm <sup>2</sup>	許容撓み量		$a/b$
			$\delta_0/t$	$\delta_0'/t$	
P-2b	82.2	3.53	1.4	1.4	0.259
P-6	90.9	3.63	1.7	1.8	0.461
P-7	70.6	4.67	0.9	0.9	0.283
P-9b	75.0	2.64	1.3	1.4	0.619
P-10	79.0	3.17	1.3	1.4	0.500
P-11	79.0	2.21	1.5	1.6	0.480
	69.8	2.02	1.2	1.3	0.480

第6表 許容撓み量の百分率

P-2b	P-6	P-7	P-10	P-11
98	99	86	91	100

第5表と実測ヒストグラムから各船の撓みの中で許容得るもの百分率を求めるに第6表の通りになる。これによると P-7 と P-10 が百分率が小さく、特に P-7 は撓みの絶対値はほかと差がないのに許容量をこえる撓みが多いがこれは  $\sigma_{15}$  が大きいことと、 $t$  が厚いことが原因である。P-11 でも 2番船から銅甲板と舷側厚板の厚さを 1 mm 増した結果として、かえつて許容撓み量が小さくなっている。一般に巡視船の部材のように厚さ 10 mm 程度以下の鋼板では隅肉溶接による角変形は板厚が増すとむしろ増加することが二、三の実験<sup>5,6)</sup>からたしかめられているが、また上述のように板厚を増してかえつて許容撓み量が小さくなることもあるので、部材寸法の増減には充分注意する必要がある。

なお上述の考察には標準計算のサギング応力  $\sigma_{15}$  を用いているが、後述するように船体応力の統計値は、これよりかなり小さいから実際はもとと安全側にあるものと推定される。(第5表で P-7 の  $\sigma_{15}$  の値の代りに、風速 50 knot の海面での 60,000 回変動中の最大希望値 2.23 kg/mm<sup>2</sup> を用いると  $\delta_0'/t=1.2$  となり、第6表の P-7 の許容撓百分率は 95% となる)

上甲板中央部から前後にはずれても撓みの発生状況は殆んど同様であるが、サギング応力の方は減少し、従つて許容撓み量が増大する。例えば  $L/2$  両前後部の許容撓み量は第7表の通りで各船とも殆んど 100% 許容範囲に入ることが分る。

第7表 上甲板前後部の許容撓み量

項目 船型	$L/2$ 両前部		$L/2$ 両後部	
	$\sigma_{15}$	$\delta_0'/t$	$\sigma_{15}$	$\delta_0'/t$
P-2b	0.753	1.9	1.32	1.8
P-6	1.195	2.6	1.42	2.4
P-7	0.676	1.7	1.74	1.5

また外板にも同様の撓みが生じているが、外板においても応力の値が減少するから許容量が増加する。中性軸より下部の外板では応力の符号が、中性軸より上部と逆になるから同時に論ずる必要はない。

### 3.3 撓み量の時間的推移

鋼板の撓みが時間とともに増加するか否かを調査するため 3隻の巡視船について上甲板の数個所を選定し、梁心距を 4 等分した各等分点の撓み量を梁位置を基準として計測した。

これによれば撓みの変化は計測誤差の範囲内で、時間とともに撓みが増加する傾向は見られない。

また最近建造した巡視船 (P-11型) 1隻について竣工時の撓みとその後約半年経過した後の撓みとを上と同様な方法で計測した。これによると撓みは竣工時に既に発生したものでその後成長することはないよう推定される。

全管区で毎年 1回定期的に施行した計測結果からも撓みの成長がないことが推定されたが、この中には計測者が一定しないためとか、計測位置の不正確から来たと思われるかなりの誤差が含まれているので、はつきりしたことはつかめなかつた。

なお P-7 型巡視船 “しきね”に対して昭和 33 年 11 月に、上甲板と舷側厚板の撓みの中で板厚以上の量のものにつき歪取り工事を施行した。その結果撓みは非常に減少しており、また現在までのところ、その撓みが成長する傾向は見られない。

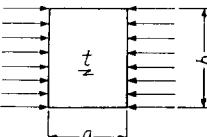
### 4. 上甲板の挫屈ならびに圧壊強度

吉謙博士の研究<sup>7)</sup>によれば圧縮をうける周辺支持の矩形板の挫屈限界は Bryan の式を用いて大差はないが、実際には挫屈限界以上荷重にも耐え、これ以上の荷重を加えて板が遂に圧壊する際の最大荷重  $P_m$  は次式で表わされる。

$$P_m = 1.77 \left( \frac{a}{b} \right)^{-0.22} \sqrt{E \sigma_Y} t^2$$

$E$  = ヤング率

$\sigma_Y$  = 降伏点



以上の数値を各巡視船について計算し軍艦の値<sup>8)</sup>と比較すると第8表のように挫屈応力、最大応力とも軍艦の値と大差ないが、一部の船では  $\sigma_{15}$  が  $\sigma_{cr}$  より大きくなるものがある。

また鋼板挫屈後は、その有効剛性は  $1/2$  に減少する。即ち板幅の  $1/2$  だけが有効に働く、この有効部分が防撓材と共に働くことで板幅の  $1/4$  あてが両側の防撓材と一緒にになっていると考えることができる。このような防撓材と板幅の  $1/4$  の板とで一体になつた柱状体を有効防撓

## 第23研究部会第3小委員会「小型鋼船の強度に関する研究」

第8表 挫屈応力、最大応力など

項目 船型(名)	上甲板の応力 kg/mm <sup>2</sup>				比				材質
	$\sigma_{cr}$	$p_m$	$\sigma_{15}$	$\sigma_{20}$	$\sigma_{cr}/\sigma_{15}$	$p_m/\sigma_{15}$	$\sigma_{cr}/\sigma_{20}$	$p_m/\sigma_{20}$	
P-2b	3.20	5.75	3.53	2.51	0.907	1.63	1.27	2.29	MS
P-6	3.37	8.17	3.63	2.59	0.93	2.25	1.30	3.16	〃
P-7	4.44	7.18	4.67	3.33	0.951	1.54	1.33	2.15	〃
P-9b	6.64	12.45	2.64	2.11	2.51	4.72	3.14	5.90	〃
P-10	4.77	10.00	3.17	2.21	1.51	3.19	2.13	4.52	〃
P-11 {#1 #2}	4.61	9.70	2.21	1.58	2.09	4.39	2.92	6.14	〃
	5.89	10.98	2.02	1.44	2.92	5.44	4.09	7.63	〃
峰 風	8.5	19.5		11.2			0.76	1.74	HHT
吹 雪	13.4	25.2		10.6			1.26	2.38	〃
初 春	18.8	30.1		10.4			1.81	2.89	〃
白 露	10.1	23.0		9.1			1.11	2.53	DS
朝 潮	36.9	45.2		9.6			3.84	4.71	〃
陽 炎	15.4	29.1		10.2			1.51	2.85	〃
秋 月	26.0	37.5		9.1			2.86	4.12	〃
島 風	37.2	44.1		11.0			3.38	4.01	〃
松	12.3	23.8		8.5			1.45	2.80	HT
A(縦構造)	29.0	25.0		—			—	—	MS

備考  $\sigma_{cr}$ =Bryan による挫屈応力

$$p_m = P_m/bt$$

 $\sigma_{15}$ =波高波長比 1/15 のときのサギング応力 $\sigma_{20}$ =波高波長比 1/20 のときのサギング応力

MS=軟鋼

HHT=特製堅質鋼

DS=デューコル鋼

HT=高張力鋼

材と呼べば、この有効防撓材の挫屈応力  $f_s$  は次式で与えられる。

$$f_s = 1.1 \pi^2 E / (L/k)^2 \quad \dots \dots L/k > 125 \text{ に対し}$$

$$= 28 [1 - 0.00803(L/k) + 0.0000323(L/k)^2] \quad \dots \dots L/k < 125 \text{ に対し}$$

ただし  $L/k$  は有効防撓材の細長比

また鋼板の挫屈した部分は、その後も常に挫屈応力に等しい応力を受けもつて、挫屈応力に非有効部分の断面積を乗じたものを全荷重から差引き、残りの荷重が有効防撓材によつて負担されることになる。

ところで鋼板に初期撓みがあると有効断面積が減少するが、見かけの断面積と実際の断面積との比を効率とするとこの値は初期撓み量、アスペクト比、荷重などによつて変る<sup>9)</sup>。これを各巡視船について求めると第9表のようになるので、以下の計算には挫屈すると否とにかく

第9表 効率

項目 船型	$\bar{\delta}/t$	$\sigma_{15}/\sigma_{cr}$	効率 (アスペクト比=4)	
			周辺支持	周辺固定
P-2b	-0.38	1.10	0.48	0.72
P-6	-0.34	1.08	0.52	0.73
P-7	-0.34	1.05	0.52	0.74
P-10	-0.40	0.66	0.57	0.82

わらず圧縮側の上甲板と外板の有効剛性を全て 1/2 にするものとして計算した。

いま有効防撓材として上甲板の甲板下縦桁をとり波高波長比が 1/15 の場合について上述の諸数値を求めるとき第10表の通りになり鋼板挫屈後も有効防撓材即ち甲板下縦桁は挫屈しないことが分る。

第10表 有効防撓材の挫屈応力など

項目 船型	受けもつ Sag. Mt. t-m		有効防撓材 に働くサ ギング応力 $\sigma'$ kg/mm <sup>2</sup>	$L/k$	$f_s$ kg/mm <sup>2</sup>	$f_s/\sigma'$	備 考
	非有効 部 分	有効部分					
P-2b	120.6	718.4	141,000	5.10	41.5	20.25	3.97
P-6	92.3	566.7	102,500	5.53	51.2	18.88	3.42
P-7	162.8	943.2	136,000	6.93	45.9	19.58	2.83
P-10	140.2	537.8	123,500	4.35	54.2	18.48	4.25

## 5. サギング応力

今までの考察に用いたサギング応力は波高波長比が $1/15$ のときの標準計算によるものであつて、実際の応力値は波高波長比、速力、動揺、スラミング、あるいは縦強度部材のとり方などによつて変化する。

検討結果によれば波高波長比が $1/10$ になると、 $1/15$ のときと比較してサギング応力は約1.5倍になるものと考えられる。

模型実験によれば肥満係数の大きい船では速力とともにホギング応力が増加し<sup>10)</sup>、巡視船のように肥満係数の小さい船では速力とともにサギング応力が増加するが<sup>11)</sup>、巡視船程度の速力では標準計算による値以上になることはないと考えられる。

$P-2b$  および  $P-7$  が静的に 30 度横傾斜したときのサギング応力の値は計算によれば直立状態のときの 1.15 倍で、警備艦でも同様に 1.13~1.16 倍の値になつてゐる。

肥満係数の大きい船の実験では船速、波高波長比によつては船体の曲げ応力がスラミングのために静止時の 3 倍以上になるが<sup>10)</sup>、この結果は肥満係数の小さい巡視船には直ちに適用できないので、Foster King, Lehmann および渡辺博士の方法<sup>12)</sup>によつて検討した結果、スラミ

ングによるサギング応力の増加はそれ程大きくないと推定される。

応力の計算に用いた縦強度部材は鋼船構造規程の部材のほかに甲板下縦桁の梁から下部と側内竜骨断切板を加えるものを取つたが、実際にはそのほかに主機台、補機台などの側桁板、水槽頂板、船側縦通材 (SS), 弯曲部竜骨 (BK), 鋼製防舷材 (F), 機関室圍壁 (EC), 甲板室圍壁なども縦強度部材として算入してよいと考えられるので  $P-2b$  と  $P-7$  について部材を変えたときの  $I/y$  の変化を計算してみると第 11 表の通りになる。

第 11 表 部材の取り方と  $I/y$  の関係

項目 船型	規程部材だけの $I/y$ $\text{cm}^3$	$D.G.$ と $S.K.$ を加えた $I/y$	更に $SS, F, EC$ を加えた $I/y$	$SS, BK, F, EC$ を加えた $I/y$
$P-2b$	230,000	238,000	655,000	
$P-7$	228,000	237,000		453,000

以上のほかに、スミスの修正なども考えると上述した色々の原因による応力の増加は縦強度部材の増加などによる応力の減少によつて打ち消されると思われる。このことは後述する実船実験によつて裏付けられた。

また後述するように船体応力の統計値は以上の考察に用いた  $\sigma_{15}$  の値よりかなり小さいから、実際の状況はも

第 12 表 巡視船 “しきね” 主要目

近海航路第 2 級船、第 5 種船	総排水量	屯数 (平均吃水 2.71M にて)	406.74T
全長 55.65M	(トリム 0.40 にて)	526.5	
垂線間長 (平均吃水 2.71M にて) 51.50	$C_b$ ( " )	0.451	
吃水線長 ( " ) 54.00	$C_w$ ( " )	0.722	
型幅 7.70	$C_d$ ( " )	0.759	
型深 4.50	$C_p$ ( " )	0.595	

第 13 表 巡視船 “しきね” 縦強度計算摘要

状態	波高波長比	最大曲げモーメント $T \cdot M$	$I/y$ $\text{cm}^3$ (上甲板舷側)	上甲板応力 $\text{kg}/\text{cm}^2$	備考
Sagging	1/20	900	I	3.97	$I = 228,800 \text{ cm}^3$
			II	3.84	$II = 237,000$
			III	2.01	$III = 453,000$
	1/10	1,744	I	7.62	III 状態縦強度部材略図 (1/150)
			II	7.36	
			III	3.85	
Hogging	1/20	956	I	4.18	
			II	4.04	
			III	2.11	
	1/10	1,302	I	5.69	
			II	5.50	
			III	2.88	

つと安全側にあるものと考えてよいように考えられる。

## 6. 実船実験

### 6.1 実験要領

巡視船の波浪中航行時の上甲板中央部の応力、応力頻度ならびに撓み変化を実測するため、昭和34年1月29日、30日の両日、相模灘および下田沖においてP-7型巡視船“しきね”的実船実験を施行した。計測は3/4全速にて前進中船とうねりの出合角度を0°から30°おきに180°まで変えて行つた。巡視船“しきね”的主要々目と縦強度計算摘要を第12表と第13表に示す。

計測項目および計測装置は第14表に示す通りで計測装置の配置は第1図に示す。抵抗線歪計は応力頻度計取付部の縦方向および鋼甲板両面に接着し、梁心距離の応力分布と鋼甲板の初期撓みの影響を調査した。

動揺、加速度および応力は同時測定を行ない、これらの記録からその度数分布を求めた。鋼甲板の撓みは第2図に示す要領でダイヤルゲージの針の動きを目測しその振幅と周期を求めた。

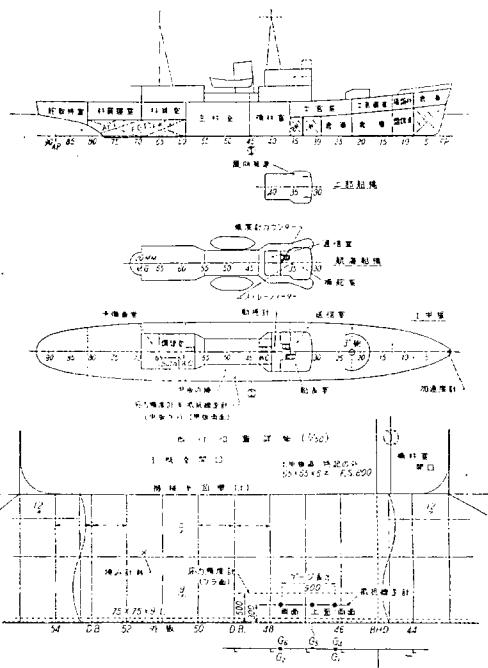
第14表 計測項目および計測装置

計測項目	計測装置
風 { 風向、風速 風速	積算風向風速計 瞬間風速計
階級 風浪 または うねり 周期、 出合周期 出合角度	航海科士官の観測による 同上 同上(秒時計使用) 同上(ジャイロレピーター使用)
速力	動圧式測程儀
針路	ジャイロレピーター
舵角	舵角指示器
主機械回転数	積算回転計
機関室内温度	温度計
動揺	スペリー式動揺計
船首部加速度	抵抗線加速度計
上甲板 中央部応力 同上 応力頻度 同上 撓みの変化	抵抗線歪計 接点型運研式応力頻度計 (L=900 mm) ダイヤルゲージ(精度0.01 mm 測定範囲3.5 mm 磁石付)

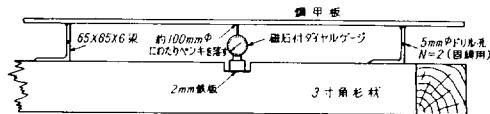
### 6.2 実験結果

実験の第1日目の29日はうねりが殆んど観測できず出合角度は風浪に対して変化させたが所期の応力値が得られなかつた。第2日目は波高波長比が大体1/10程度のうねりがあり応力値もかなり大きなものが得られたので、実験結果の解析は第2日目のものに対してだけ行なつた。試験成績表を第15表に示す。

抵抗線歪計による上甲板梁心距離の応力分布ならびに

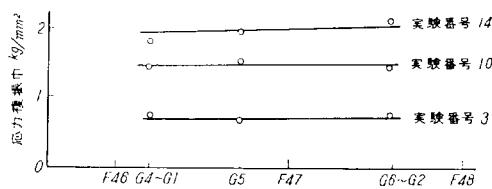


第1図 計測装置の配置  
巡視船“しきね”一般配置 (1/400)

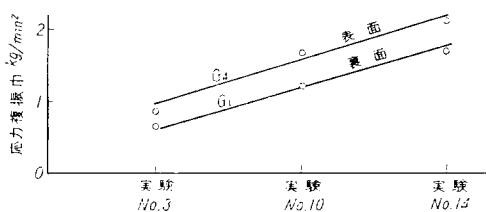


第2図 撓み変化計測要領図  
甲板梁下縁に3寸角材を渡し、梁にあけたドリル孔を利用して針金で固縛した。

初期撓みの影響は第3図、第4図に示す通りで応力頻度計設置部付近の梁心距離の応力分布については特にその差は認められず、また初期撓みについては約30%の影響があることが確かめられた。



第3図 梁心距離の応力分布



第4図 上甲板の初期撓みの影響

## 第15表 試験成績表

群 騰 研 究 Vol. 2, No. 4

年 月 日		34. 1. 30 (第2日目)								備 考	
実験番号	出港時	14	15	16	17	18	19	20	入港時		
計測時刻	1010 1020	1023 1028	1032 1037	1039 1044	1046 1051	1053 1058	1100 1105				
風向 degree	相対 絶対 (対船) (対地)	280.0 264.0 124.0	280.0 263.5 93.5	280.0 255.5 55.5	280.0 240.0 10.0	280.0 230.0 330.0	280.0 219.0 289.0	295.0 269.5 309.5			
風速 m/s	最大(相対) 最小(相対) 平均	28.0 16.0 22.0 21.8	26.0 18.0 22.0 21.8	20.0 11.0 15.0 15.3	14.0 7.0 9.0 10.3	10.0 5.0 7.0 9.0	10.0 3.0 5.0 7.8	18.0 9.0 16.0 14.5			
階級	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
波長 m	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	13.0	13.0	13.0	13.0	
周期 s	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
出合周同期 s	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	
出合角度 degree	3.9	6.0	6.0	6.0	6.0	8.8	8.1	13.9	12.0	12.0	
階級	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	
波高 m	30.0	30.0	30.0	30.0	30.0	30.0	35.0	35.0	35.0	40.0	
周期 s	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	
出合周期 s	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	
出合角度 α	7.0	7.5	7.5	10.0	10.0	9.3	12.8	12.8	17.6	17.6	
うねり	0	30.0	60.0	90.0	120.0	180.0	120.0	150.0	150.0	180.0	

実験が2日に亘り記録紙が不足したので計測

時間は原則として5分間とした。

横算風向風速計による。  
船首方向を0度としして  
vector解析した値。

地図の北を0度とした値。

どちらの値を加えた

もの。

瞬間風速計による。

積算風向風速計による。ただし実験No.10  
以後は計算器がこちらの指定面。No.10, 11は生の  
瞬間風速計から信頼出来ないので瞬間最大最小の平均を  
とつた。(カッコ内の値)

横算風向風速計による。

実験が2日に亘り記録紙が不足したので計測

時間は原則とした。

360°

0°

270°

90°

180°

うねり関係は航海科土官の観測による。  
第1日目のうちの諸数値は假測である。

大きくなかった。

速 針 航 向 回 転 機 室 內 溫 度 ℃	力 { m/s  路 d  角 α  舷 左 舷 右 均 平  r.p.m.	kts  P-3 220  P-5 190  P-6 160  P-6 S-6 282.2 284.2 282.2 286.1 282.2 17 17 17 18 19 20 21	頻度計 階 段	応力段階 kg/mm <sup>2</sup>	測定儀による。						操舵室の測定儀による。					
					読	読	差	読	読	差	読	読	差	読	読	差
+5	+2.80	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
+4	+2.24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
+3	+1.68	0	5	5	0	5	0	5	5	0	5	0	5	0	5	0
+2	+1.12	0	29	30	1	31	0	31	0	31	0	31	0	31	0	31
+1	+0.56	-0	51.1	55.2	26	59.0	20	64.7	53	82.8	115	105.9	88.5	17.4	136.2	21.5
0	0.00	0	346.5	346.5	0	346.5	0	346.5	0	346.5	0	346.5	0	44.6	86	360
-1	-0.56	0	31.5	0	31.5	0	31.5	0	31.5	0	31.5	0	31.5	0	31.5	0
-2	-1.12	0	40.3	0	40.3	0	40.3	0	40.3	0	40.3	0	40.3	0	40.3	0
-3	-1.68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-4	-2.24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-5	-2.80	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

ジャイロレピーターによる。  
操舵室の舷角指示器による。  
積算回転計による。

プロペラピッチチ=1,660 mm スリップ=10~14%として計算した速力は測程儀のものと大体一致する。

応力録計カウントの読みの欄の上段は計測終了時、下段は計測開始時の読みで、差は両者の差で、即ち該計測時間中の応力の度数を示す。

第 16 表 横搖、縦搖、加速度および応力の変動観測値

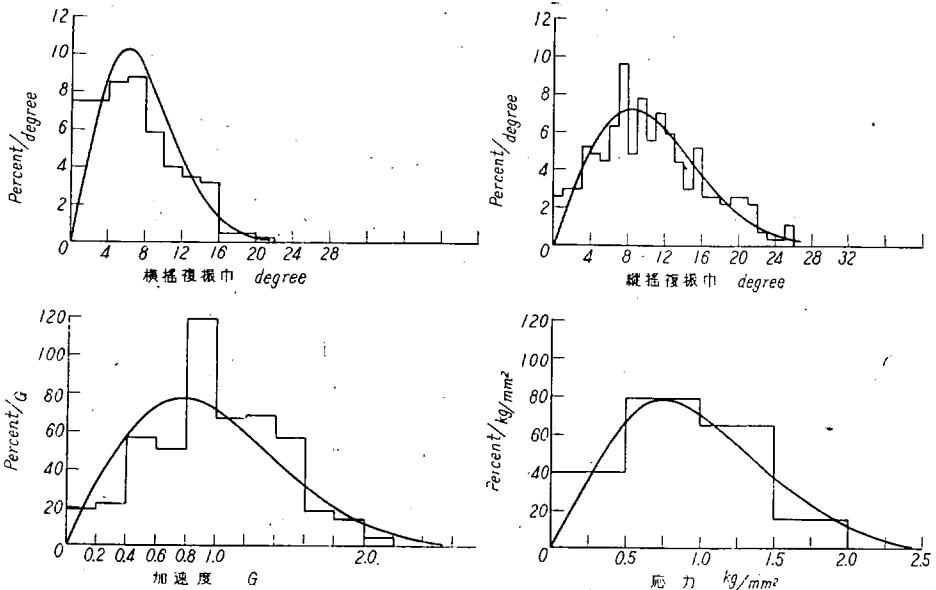
実験番号	出合角度 degree	観測時間 min. or sec.	観測値の数 N	振幅の 二乗平均 $E$	複振幅 deg, G, kg/mm <sup>2</sup>		
					単純平均	最大観測値	1,000 回変動中の最大希望値 $2.73\sqrt{E}$
横 搖 角	14	0	sec. 554	188 $E_\theta = 70.36$ (deg) <sup>2</sup>	$\bar{\theta} = 7.0^\circ$	$\theta_{\max} = 20.3^\circ$	$\theta_{1/1000} = 22.9^\circ$
	15	30	288	98 81.60	7.7	22.1	24.7
	16	60	281	86 241.61	14.0	41.0	42.4
	17	90	284	78 263.00	14.9	33.6	44.3
	18	120	285	76 163.30	11.5	24.1	34.9
	19	150	288	84 74.37	7.5	21.9	23.5
縦 搖 角	20	180	287	82 100.27	8.3	25.5	27.3
	14	0	sec. 580	270 $E_\phi = 143.65$ (deg) <sup>2</sup>	$\bar{\phi} = 10.5^\circ$	$\phi_{\max} = 26.0^\circ$	$\phi_{1/1000} = 32.7^\circ$
	15	30	291	128 121.93	9.6	25.8	30.1
	16	60	287	132 72.51	7.4	22.5	23.2
	17	90	284	103 44.42	5.7	14.2	18.2
	18	120	285	34 118.00	10.2	19.2	29.6
加 速 度	19	150	278	34 109.15	9.7	20.0	28.5
	20	180	277	35 176.57	12.2	23.0	36.3
	14	0	min. 9	$E_a = 1.189$ $G^2$	$\bar{a} = 0.988$ $G$	$a_{\max} = 2.28$ $G$	$a_{1/1000} = 2.978$ $G$
	15	30	5	149 0.851	0.807 0.682	1.46 1.83	2.518 2.143
	16	60	5	151 0.616	0.381 0.137	1.47 0.61	1.685 0.954
	17	90	5	148 0.122	0.126 0.0583	0.24 0.126	0.659 0.53
応 力	18	120	5	151 0.0458	0.184 0.0458	0.53 0.184	0.584 0.584
	19	150	5	185 313 $E_\sigma = 1.190$ $(kg/mm^2)^2$	$\bar{\sigma} = 0.984$ $kg/mm^2$	$\sigma_{\max} = 2.55$ $kg/mm^2$	$\sigma_{1/1000} = 2.978$ $kg/mm^2$
	20	180	5	149 0.827	0.829 0.668	1.70 1.53	2.483 2.213
	14	0	min. 9	149 0.657	0.589 0.937	0.94 0.68	2.095 1.813
	15	30	5	144 0.589	0.441 0.602	1.70 0.68	1.846 1.615
	16	60	5	73 0.457	0.589 0.481	1.70 2.04	1.846 1.615
	17	90	5	67 0.350	0.350 0.481	0.94 2.04	2.095 1.615
	18	120	5	65 0.350	0.350 0.481	1.70 2.04	1.846 1.615
	19	150	5	65 0.350	0.350 0.481	1.70 2.04	1.846 1.615
	20	180	5	99 0.350	0.350 0.481	0.94 2.04	2.095 1.615

動搖、加速度および応力の解析結果を第 16 表に示した。またそれぞれの実測ヒストグラムおよび理論分布曲線の 1 例を第 5 図に示したが、これらの分布はいずれも Rayleigh 分布<sup>13)</sup>に従うことが確かめられた。

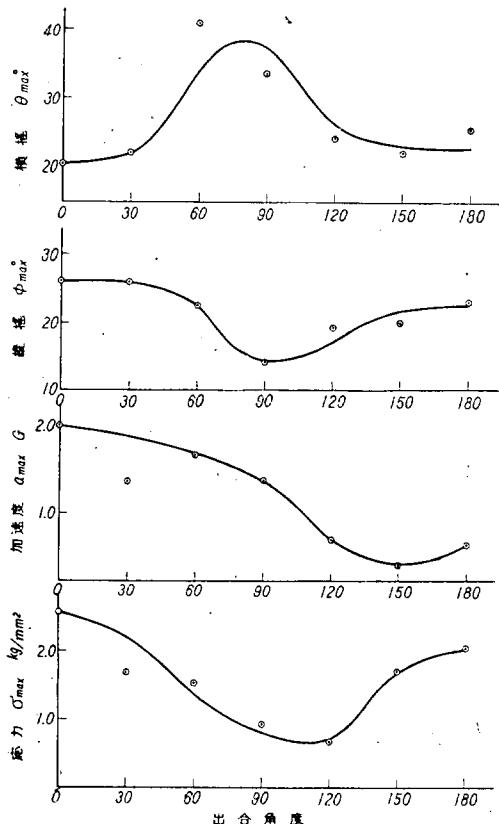
また出合角度と各観測最大振幅との関係を第 6 図に示し、同じく出合角度と各観測値の 1,000 回変動中の最大希望値との関係を第 7 図に示した。これによると横搖、縦搖は出合角度 0°, 90° および 180° でそれぞれ極大または極小を示す曲線となり、加速度と応力は出合角度 0° で極大、180° で極小を示す曲線となる。応力の値が 90° で極大、180° で極大とならないのは理論的結果と合わないが、これについては 1 回の実験だけではつきり

したことは結論できない。各観測記録の 1 例を第 8 図に示したが、これによると、出合角度 0° で船が slamming を受けていることが分る。

1 月 30 日に観測した応力頻度記録を対数一正規確率紙に表わしたもの第 9 図に示した。正確な結論は今後の実測にまたねばならないが、これによると本船の応力頻度分布は対数正規分布<sup>13)</sup>に従うことが推定される。また同図によると 1 月 30 日の実験時の条件で 1000 回に 1 回の確率で起こる異状値は約 1.5 kg/mm<sup>2</sup> (引張) となり、第 16 表の出合角度 0° のときの実測値から求めた  $\delta_{1/1000} = 2.978$  kg/mm<sup>2</sup> (複振幅) と極めてよく一致している。

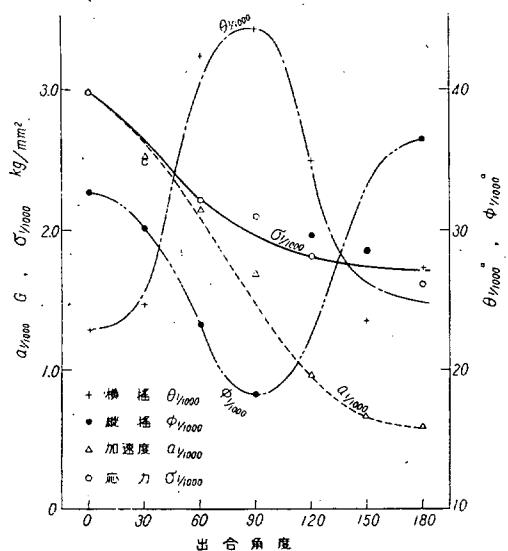


第5図 横搖、縦搖、加速度および応力の実測ヒストグラムと理論分布曲線  
(実験番号 14, 出合角度 0°)



第6図 出合角度と横搖、縦搖、加速度、応力の観測最大複振幅の関係

撓み量の変化の計測結果を第17表に示した。これによると主機械などによる振動と思われる振幅  $c$  のほかに



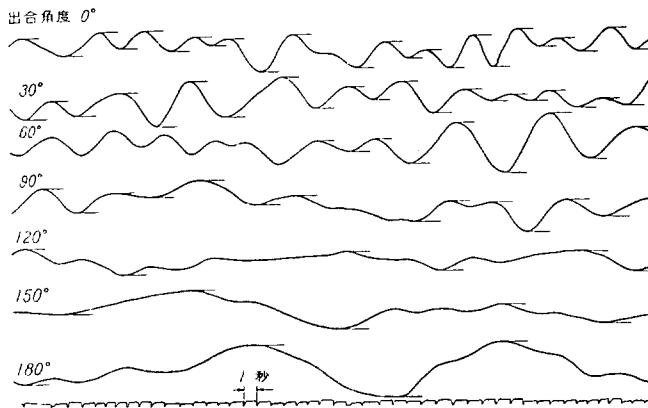
第7図 出合角度と1,000回変動中の最大希望値  
(複振幅)との関係

航行中の曲げ応力と関係あると思われる振幅  $a$ ,  $b$  が計算されている。いま鋼甲板の初期撓みを  $\delta_0$ , 圧縮応力  $\sigma$  を受けたときの撓みを  $\delta$ , 挫屈応力を  $\sigma_{cr}$  とすれば  $\delta$  は次式で表わされる<sup>14)</sup>。

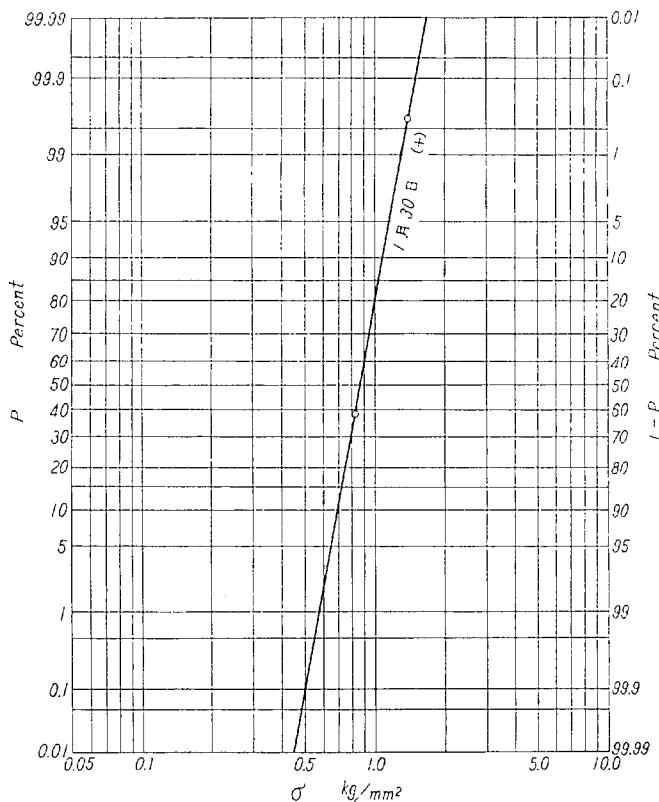
$$\delta = \frac{\delta_0}{1 - \sigma/\sigma_{cr}}$$

実測によれば  $\delta \approx 3$  mm, 出合角度 0° (実験番号 14) のとき  $2\sigma = 2.55$  kg/mm<sup>2</sup> であり Bryan の式から  $\sigma_{cr} = 4.44$  kg/mm<sup>2</sup> があるので

$$\delta = 4.21 \text{ mm} \quad \delta - \delta_0 = 1.21 \text{ mm}$$



第8図 動搖（縦搖）記録の一例



第9図 上甲板中央部応力頻度曲線

となり、第17表の  $b$  の値より大きくなる。この理由としては上式が初期撓みを sine curve と仮定した梁に対するものであること、挫屈応力の値として Bryan の式を用いたことなど、実船との相違があることが考えられる。

### 6.3 船体応力の統計値

Neumann は海洋波についての多くの観測値の解析と理論的考察からエネルギースペクトルの形を求め

$$\left. \begin{aligned} [r(\omega, x)]^2 &= \frac{c}{\omega^6} e^{-2\theta^2/V^2 m^2} \cos^2 x & -\frac{\pi}{2} < x < \frac{\pi}{2} \\ &= 0 & \text{それ以外のとき} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

とした。ここで常数  $c = 3.05 \text{ m}^2 \text{ sec}^{-5}$ ,  $V$  は風速  $\text{m/sec}$ ,  $\omega$  は成分波の周波数,  $x$  は成分波の方向と風の方向との偏角である。しかるに

【船体曲げモーメントのエネルギースペクトル】

【海洋波のエネルギースペクトル】

第17表 鋼甲板の撓み量

実験番号	出合角度	振幅 a mm	振幅 b mm	振幅 c mm	周期 T sec.
1	(港内)			0.03~0.09	
3	0°	0.10	0.20		
6	90°	0.10	0.20		
10	0°	0.10	0.24		約 3
13	90°	0.10	0.30		〃 4
14	0°	0.25	0.70		〃 5
15	30°	0.20	0.50		〃 4
16	60°	0.17	0.38		〃 4
17	90°	0.07	0.28		〃 4
20	180°	0.15	0.45		〃 8

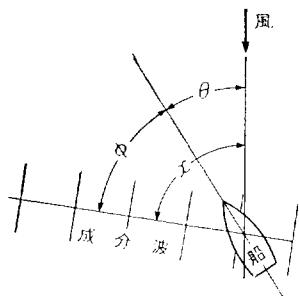
註 1. b は時に現れるもので周期性はなく表中の値はその最大値を示す。

2. 周期 T は a の周期を示す。

$$\times [\text{曲げモーメントの応答函数}]^2 \quad (2)$$

であるから、船体曲げモーメントの応答函数<sup>[15]</sup>を計算すれば、船体曲げモーメントの累積エネルギー密度  $R_M$  がわかり、従つて海洋波のなかの船体曲げモーメントの統計値  $M_s$  は次式で求めることができる。

$$M_s = K \sqrt{R_M} \quad (3)$$



ここで  $K$  は Longuet-Higgins の係数で次のようなもの（いずれも片振幅に対するもの）である。

平均値	= 0.866
1/3 最大平均値	= 1.415
1/10 " "	= 1.80

1,000 回変動中の最大希望値 = 2.73

いま簡単のため海洋波としては偏角  $x=0$  の長い波頂をもつたものを考え、そのエネルギーが各成分波のエネルギーの合計に等しいものとすれば、このときの海洋波のエネルギースペクトル  $[\gamma(\omega)]^2$  は (1) 式から次のようになる。

$$[\gamma(\omega)]^2 = \frac{c}{\omega^6} e^{-2\theta^2/V^2 \omega^2} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \cos^2 x dx = \frac{\pi}{2} \frac{c}{\omega^6} e^{-2\theta^2/V^2 \omega^2} \quad (4)$$

また最も過酷な条件として船の進行方向が風向に直向いになつたときを考えると曲げモーメントの応答函数の

2乗は次式で表わされる。

$$\left( \frac{M_s}{k} \right)^2 = \left( \frac{k \rho B L^2}{4} \right)^2 \frac{A_1}{\zeta^{10}} e^{-A^2/\zeta} \quad (5)$$

$$\text{ただし } \zeta = \frac{L \omega^2}{2g}$$

$M$  = 船体曲げモーメント ton-m

$h$  = 半波高 m

$k$  = 曲げモーメントの減少係数

$\rho$  = 海水の密度 = 1.025 ton·m<sup>-3</sup>

$L$  = 船の長さ m

$B$  = 船の幅 m

$$A_1 = 2.63 \times 10^8 \quad A_2 = 35.0$$

従つて船体曲げモーメントのエネルギースペクトルは

(4)(5) より

$$[\gamma(\omega)]^2 = \left( \frac{M_s}{h} \right)^2 = \frac{\pi}{2} \left( \frac{k \rho B L^2}{4} \right)^2 \frac{2^{10} g^{10} C A_1}{L^{10}} \frac{e^{-\beta/\omega^2}}{\omega^{26}} \quad (6)$$

$$\text{ただし } \beta = 2g \left( \frac{S}{V^2} + \frac{A_2}{L} \right)$$

船体曲げモーメントの累積エネルギー密度  $R_M$  は (6) 式を  $\omega$  について積分することによって得られる。

$$R_M = \int_{\omega_0}^{\infty} [\gamma(\omega)]^2 \left( \frac{M_s}{h} \right)^2 d\omega$$

$$= \frac{\pi}{2} \left( \frac{k \rho B L^2}{4} \right)^2 \frac{2^{10} g^{10} C A_1}{L^{10}} \int_{\omega_0}^{\infty} \frac{e^{-\beta/\omega^2}}{\omega^{26}} d\omega \quad (7)$$

ここで  $\frac{\beta}{\omega^2} = t$  とおくと

$$R_M = \frac{\pi k^2 \rho^2 B^2 A_1 C L^{13/2}}{2^{17/2} g^{5/2} A_2^{25/2} \left( 1 + \frac{g L}{A_2 V^2} \right)^{25/2}} \int_0^{\infty} t^{23/2} e^{-t} dt \quad (8)$$

(7) 式の積分範囲  $\omega_0$  は風速、吹走時間および吹走距離によりきまるもので W. J. Pierson ほか<sup>[16]</sup>により与えられている。また積分の項は不完全ガンマ函数であるがこれは数表<sup>[17]</sup>から求められる。(8) 式を整理して (3) 式に代入すると

$$M_s = \frac{3.485 \times 10^{-8} K k B L^{13/4}}{\left( 1 + 0.28 \frac{L}{V^2} \right)^{25/4}} \left[ \int_0^{\infty} t^{23/2} e^{-t} dt \right]^{1/2} \quad (\text{ton-m}) \quad (9)$$

(9) 式から求めた  $M_s$  を  $I/y$  で除し巡視船しきねの甲板応力を求め第10図に示した。ここで用いた数値は次の通り

$$L = 51.5 \text{ m}, \quad B = 7.7 \text{ m}$$

$$k = k_1 k_2 k_3 = 0.296$$

$k_1 = 0.549$ : Dahlmann が与えた船型による係数 ( $C_n = 0.722$  のとき)

$k_2 = 0.9$ : スミスの修正

$k_3 = 0.6$ : 干渉係数<sup>[18]</sup>

$$I/y = 453,000 \text{ cm}^3 \quad (\text{III の場合に相当する})$$

ところで実験当時の気象は天気図から概算して、風速=15 m/sec, 吹走距離=240 浬, 吹走時間=10 時間と推定されるので第 10 図からその時の巡視船“しきね”的甲板応力の 1000 回変動中の最大希望値は  $1.4 \text{ kg/mm}^2$  となる。この値は第 16 表の出合角度  $0^\circ$  のときの実測値  $\sigma_{1/1000}$  から求めた値  $2.978/2 = 1.5 \text{ kg/mm}^2$  とよく一致している。

実験当時の実測による有義波高は 3m であるが、この値を用いて逆に風速 15 m/sec の場合の吹走時間および距離を求めるときそれぞれ 10 時間および 75 浬以上となり天気図と大体一致する。

さて航海日誌によれば巡視船が遭遇する最悪の荒天は風浪階級で 9 (波高 14 m 以上), 風力階級で 10 (風速 48~55 knot) 程度と考えられるので、いま風速 50 knot の場合巡視船“しきね”的充分発達した船体応力を第 10 図から求めると次の通りとなる。

$$\begin{aligned} 1/3 \text{ 最大平均値} &= 0.92 \text{ kg/mm}^2 \\ 1/10 \quad " &= 1.18 \quad " \\ 1,000 \text{ 回変動中の最大希望値} &= 1.79 \quad " \end{aligned}$$

また 2 月 4 日から 23 日までの応力頻度記録によれば応力の変動数は海象には関係なく平均すれば 1 時間当たり約 1,300 回となるので、仮りに風速 50 knot の海面を 2 日間航行した場合の総変動数は 60,000 回となる。60,000 回変動中の最大希望値は同図から下の通りとなる。

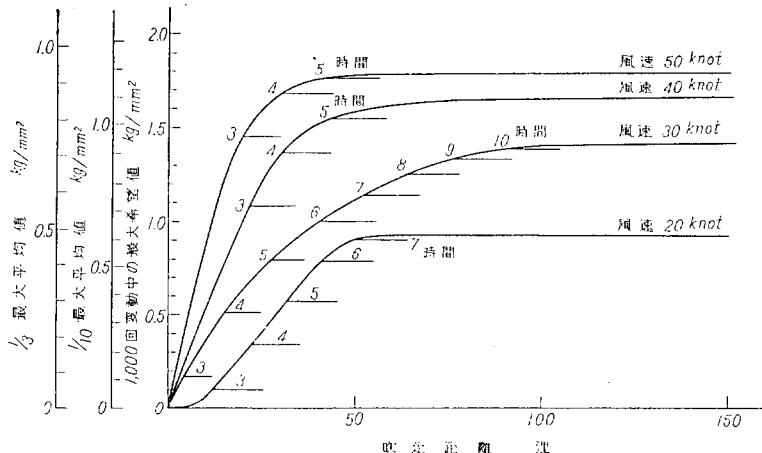
$$60,000 \text{ 回変動中の最大希望値} = 2.23 \text{ kg/mm}^2$$

以上の値は標準計算による値  $\sigma_{15}=4.67 \text{ kg/mm}^2$  あるいは  $\sigma_{20}=3.33 \text{ kg/mm}^2$  に比較して非常に小さい値である。

## 7. 結 言

以上、巡視船の船体、主として上甲板に生じている撓みについて考察したが、得られた結論は次のようなものである。

1. 撓みは建造当時に発生したもので、その後は継強度が原因で成長することはないと考えられる。
2. 部材寸法または継強度の不足は認められない。
3. 上甲板に生じた撓み量と板厚の比  $\delta/t$  の度数分布は平均値が約 -0.4 の正規分布になる。
4. 撓み量が船体中央部で一部に許容量をこすものが認められるが、そのほかは殆んどが許容範囲内の量である。



第 10 図 巡視船“しきね”船体応力(甲板) ( $I/y=453,000 \text{ cm}^3$  のとき)

る。

5. 上甲板中央部は航行中にたとえ圧縮側の上甲板と外板が全部挫屈することがあつても、鋼板挫屈後に甲板下縦桁部が挫屈することはない。

6. 実船実験における応力から推定すると、甲板下縦桁、側内竜骨、機関室隔壁、船側縦通材、鋼製防舷材、鷲曲部底骨など船体中央部の縦通部材を縦強度部材を算入してもよいと考えられる。

7. 航行中に船体に生じる応力は標準縦強度計算による値よりかなり小さい値であることが実船実験から推定される。許容撓み、圧壊強度などの検討には標準計算の値を用いているから実際の状況はもつと安全側にあることが考えられる。

## 参 考 文 献

- 1) 運輸省船舶局: 小型鋼船構造基準案、昭和32年3月
- 2) 同上: 小型鋼船の強度、昭和34年2月
- 3) 吉識雅夫、秋田好雄、安藤文隆: 初期撓みをもつ連続パネルの挫屈強度と凹損、造船協会論文集第101号、昭和32年8月
- 4) 日本海事協会: 船体損傷調査専門委員会報告、昭和29年7月
- 5) 雲瀬富三郎ほか: 一層盛隅肉溶接の角変形について、造船協会論文集第98号、昭和31年2月
- 6) 石川島重工業の実験図式、溶接データ・ブック
- 7) 吉識雅夫: 圧縮を受ける船体構造部分の挫屈並びに圧壊強度の研究、造船協会会報第75号、昭和28年9月
- 8) 緒明亮乍: 自衛艦艇設計上の諸問題について、船舶 vol. 27, 10号、昭和29年
- 9) 安藤文隆: 第23研究部会資料、SR 23-3-S-4
- 10) 秋田好雄、越智和夫: 模型船による波浪中航走時の船体強度に関する研究、造船協会論文集第95号、昭和29年8月など
- 11) 東京大学工学部船舶工学科: 小型艦艇波浪中航走時

- の縦揺れおよび曲げモーメントの計測試験成績書
- 12) 渡辺恵弘: 船首底衝撃の機構について, 造船協会論文集第93号, 昭和28年7月
  - 13) N. H. Jasper: Statistical Distribution Pattern of Ocean Waves and of Waveinduced Ship Stress and Motions, with Engineering Applications, Trans. SNAME, Vol. 64, 1956
  - 14) S. Timoshenko (仲威雄ほか訳): 振動理論, コロナ社, 昭和28年
  - 15) 秋田好雄: 海洋波のなかの船体曲げモーメント, 造船協会論文集第102号, 昭和33年2月
  - 16) W. J. Piersonほか(久保時夫ほか訳): 大洋の波の新らしい予報法, 気象協会, 昭和32年
  - 17) K. Pierson: Table of the Incomplete  $F$ -Function

### 第3章 接岸模型実験

#### 1. 緒言

船が入港し岸壁へ接岸する際に船体が岸壁と接触し, その衝撃力によって船体が損傷する事故が小型船あるいは連絡船などに特に多く発生している。この原因としては岸壁の設備による場合あるいは操船上の過失による場合もあるが, 一般には荒天時に接岸速度が比較的大きくなり, このために損傷する事故が多いようである。従つて船体はある程度の接岸速度を予想して, これに耐えうる強度を有することが必要である。本研究はこの接岸事故防止のため, 接岸時の船の運動, 岸壁構造などと船体のうける接岸力との関係を実験的, 理論的に研究したものである。

船が岸壁に接岸する場合は, 一般にはまず岸壁から10~20m離れた位置に岸壁に平行して一旦停止し, それから数隻の曳船が船首をおして平行に近い状態で岸壁につける。従つて気象が平穏であれば大体望みどおりの小さい速度で船をつけることができる。しかし常に平穏であることは望めず, 最も危険な場合として強い風が海側から岸壁に直角に吹きつける場合を考えられる。このような状態では船は曳船なしに風の力による漂流で接岸することになり, 速度を調節することができない。この場合には接岸速度は, 船を漂流させる風力を  $F$ , 水の抵抗を  $F_w$  とすれば, 次の運動方程式から求まる。

$$F - F_w = M_V \cdot \frac{dV}{dt} \quad (1)$$

ここに  $M_V$  は船体の見かけの質量で, 船体の質量と附加質量との和とする。

岸壁において実際に接岸速度を測定した記録<sup>1)</sup>によると, 一般には中小貨客船以上の場合で 10 cm/sec 以下の速度で接岸しているようであつて, 何か事故のあつた場合には 20 cm/sec 以上に達していることが多い。

船がある速度で岸壁に衝突する場合の船の運動エネルギーの吸収を考えると, 一部は接岸によつて生ずる船のローリングによつて吸収されるが, 残りは縦方向の回転及び船体と岸壁との変形によつて吸収される。

船のローリングによるエネルギーの吸収は岸壁の反力が船の重心の高さより上下にされることによつて水平軸の回りに回転モーメントを生ずるもので, 一般には極めて小さい。縦方向の回転によるエネルギーの吸収は, 船体と岸壁との接觸点と船の重心を結ぶ方向が船の接近速度と一致しない限り, 船体は接觸によつて回転を生ずるから, 一般には回転による吸収を考えねばならない。

つぎに船体の接岸力による変形としては, 船全体の梁としての撓みによる変形と, 接触部分の局部的変形が考えられるが, 船体が梁として撓む変形は, 船体自身の剛性に比して接岸力による曲げモーメントは極めて小さいと考えられるから問題とならない。局部的変形は岸壁側の剛性との関係によつて変化し, 岸壁のバネ常数が小さければ船体の変形は小さい。一般には防舷材を有する岸壁では船体の剛性は岸壁の剛性よりはるかに大きく, 従つてこの場合は船体の変形によるエネルギーの吸収は小さいから, 接岸力の計算には局部的変形の影響は殆んどないと考えられる。接岸時の損傷を防止するためには, このように繫船施設に接岸エネルギーを吸収させることが必要である。

繫船施設には岸壁, 棧橋, ドルフィン等の種類があり, さらにそれに使用する防舷材も多種多様であるが, 繫船施設としての剛性は防舷材のバネ常数を  $k_f$ , 岸壁構造のバネ常数を  $k_s$  とすると

$$\frac{1}{k_s} = \frac{1}{k_f} + \frac{1}{k_s'} \quad (2)$$

なるバネ常数  $k_s'$  であらわされ, また船体の変形も含めた接岸時のバネ常数は一般に

$$k = \frac{1}{\sum_i (1/k_i)} \quad (3)$$

であらわすことができる。

#### 2. 実験方法

実験は運研三鷹の船舶性能水槽で行ない, 水槽の側壁に模型岸壁を取り付け, 模型船をこれに接岸させて行な

つた。模型船、模型岸壁、実験計測方法及び実験の種類は次の通りである。

## 2.1 模型船

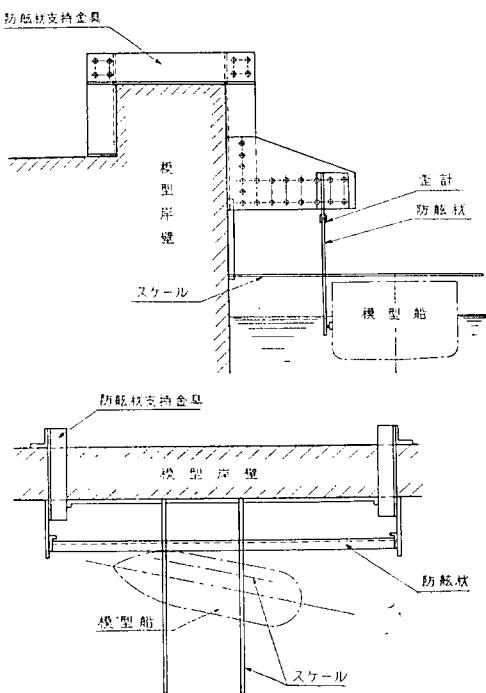
実船（聖川丸）の1/22模型で、軽合金製である。主要寸法等は第1表に示す。

第1表 模型船主要寸法

長さ	$L$	6.000 M
幅	$B$	826 mm
深さ	$D$	530 //
満載吃水	$d_{\max}$	355 //
排水量	$W(Mg)$	1,334 kg
方形肥満係数	$C_b$	0.741
浮心 (より前方)		27 mm
(基線上方)		186 //
回転半径 (空中)		0.298 L
船殻重量		258.0 kg

## 2.2 模型岸壁

第1図に示す如く、山形材を組合せた部材を水槽の側壁に2カ所取り付け、これに片持梁にした細長いBarをとりつけ、さらにこの2本のBarの先端に相当剛性の大きい山形材を水平にわたし、これを模型防舷材として船体をこれに接岸させるようにしたものである。防舷材のバネ常数は0.24 kg/mm~1.19 kg/mmまでの4種類のものを使用した。



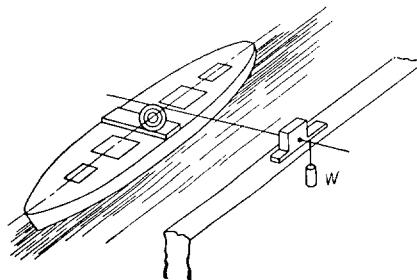
第1図

船体が岸壁に平行に接岸する場合はこの方法でなく、単に片持梁式にしたBarを一本だけ用いて、その先端に船体を接触させるようにした。この場合のバネ常数としては0.087 kg/mm~0.501 kg/mmの間の4種類である。

## 2.3 計測方法

### a. 速度測定

接岸速度の測定については本実験の開始に先立つて、第2図に示すような模型船の甲板上にヘリポットを取り



第2図

つけ、岸壁からはり出したレールに沿つて回転させその抵抗変化から速度を読みとることを試みた。しかし模型船の接岸速度は極めて遅いために、ヘリポットの回転摩擦によつて船が減速し、適当な接岸速度の調節が困難であり、また計測上の誤差も大きくなつた。この結果、一般に測定器によつて船が少しでも抵抗をうけるような方式では測定上の精度がよくないことがわかつた。

従つて、直接模型船の運動を撮影する方法をとり、岸壁からスケールをはり出し上方から8mmシネで1秒間隔に電接時計に連動させて撮影を行なつた。接岸時間のタイムマークはランプの点滅を同時に撮影して行なつた。

### b. 接岸力の測定

船がある速度で防舷材に接触する場合の接岸力 $P$ によつて模型岸壁の防舷材が変形するが、この力 $P$ は片持梁にしたBarの根元にとりつけたSR-4型歪計より検出する。

いま、この防舷材のバネ常数を $k$ 、変位を $\delta$ とし片持梁の歪計の位置での曲げモーメントによる曲げ歪を $\epsilon$ とすれば、

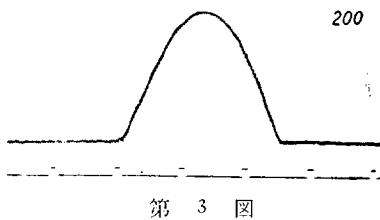
$$P = k \cdot \delta \quad (3)$$

$$\text{及び} \quad \delta = k' \cdot \epsilon \quad (4)$$

となり、 $P$ は $\epsilon$ に比例する。ここに $k'$ は防舷材の剛性による比例常数である。

従つて防舷材についてcalibrationを行なつておけば、接岸力を求めることができる。ストレインメーターによる記録の一例を第3図に示した。

また、Barを2本使用する場合は、接岸位置によつ



第3図

て、防舷材の剛性が若干変化する。両側の片持梁の接岸力による歪を  $\epsilon_1, \epsilon_2$  とし、そのパネル常数を  $k_1, k_2$ ；変位

を  $\delta_1, \delta_2$  とすると、接岸位置及び接岸力は  $\epsilon_1/\epsilon_2$  及び  $\epsilon_1$  により、calibration 曲線から求めることができる。

接岸位置を両側の片持梁から  $l_1, l_2$  とすると、この位置でのパネル常数  $k$  は変位  $\delta$  が

$$\delta = \delta_1 + \frac{l_1}{l_1 + l_2} \times (\delta_2 - \delta_1) \quad (5)$$

となるから

$$k = \frac{P}{\delta_1 + l_1/(l_1 + l_2) \cdot (\delta_2 - \delta_1)} \quad (6)$$

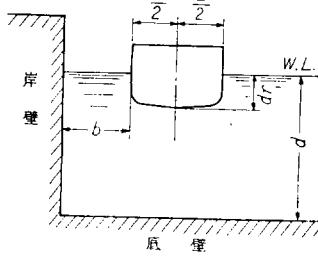
となる。

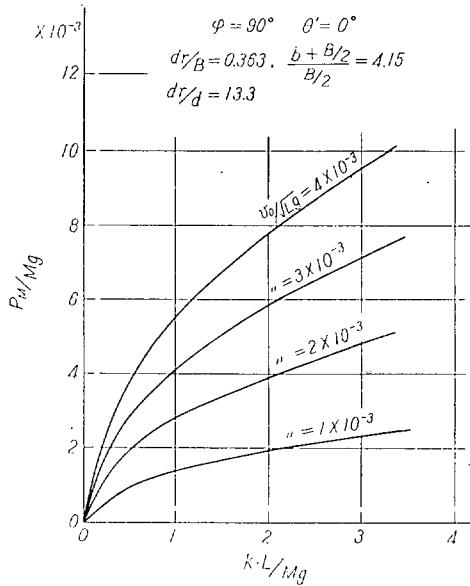
#### 2.4 実験の種類

第2表 実験の種類

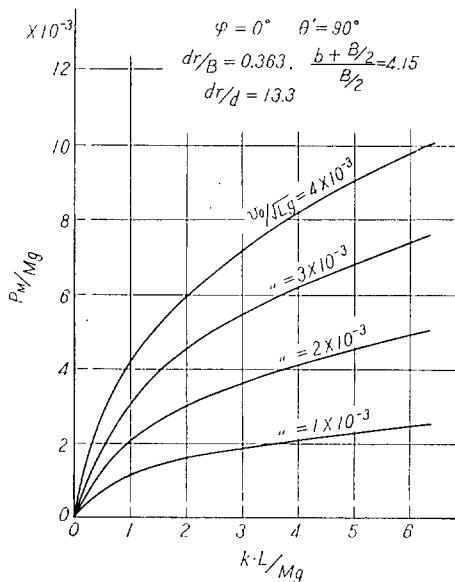
実験番号	$b$ (m)	$d$ (m)	$\frac{b+B/2}{B/2}$	$d_r$ (m)	$\frac{d}{d_r}$	$\frac{dr}{B}$	$\varphi$ (degree)	$\theta'$ (degree)	$Mg$ (kg)	$k$ (kg/mm)
1	1.300	4.000	4.15	0.300	13.3	0.363	90	0	1,118	0.0877
2	"	"	"	"	"	"	"	"	"	0.263
3	"	"	"	"	"	"	"	"	"	0.455
4	"	"	"	"	"	"	"	"	"	0.541
5	1.300	4.000	4.15	0.300	13.3	0.363	0	90	1,118	0.24
6	"	"	"	"	"	"	"	"	"	0.56
7	"	"	"	"	"	"	"	"	"	0.87
8	"	"	"	"	"	"	"	"	"	1.19
9	0.978	4.000	3.36	0.300	13.3	0.363	90	0	1,118	0.263
10	0.738	"	2.78	"	"	"	"	"	"	"
11	0.498	"	2.20	"	"	"	"	"	"	"
12	0.258	"	1.62	"	"	"	"	"	"	"
13	0.168	"	1.41	"	"	"	"	"	"	"
14	0.031	"	1.07	"	"	"	"	"	"	"
15	1.300	0.600	4.15	0.300	2.00	0.363	90	0	1,118	0.263
16	"	0.365	"	"	1.22	"	"	"	"	"
17	0.031	0.900	1.07	0.300	3.00	0.363	90	0	1,118	0.263
18	"	0.600	"	"	2.00	"	"	"	"	"
19	"	0.460	"	"	1.53	"	"	"	"	"
20	1.300	4.000	4.15	0.350	11.4	0.424	90	0	1,338	0.263
21	"	"	"	0.300	13.3	0.363	"	"	1,118	"
22	"	"	"	0.250	16.0	0.303	"	"	938	"
23	"	"	"	0.200	20.0	0.242	"	"	738	"
24	"	"	"	0.145	26.7	0.175	"	"	558	"
25	1.300	4.000	4.15	0.300	13.3	0.363	75	15	1,118	0.50 ~0.54
26	"	"	"	"	"	"	60	30	"	"

(註)

 $\phi, \theta'$  は第11図参照



第4図



第5図

実験を行なつた種類は第2表の通りである。即ちまず簡単な接岸の場合について、防舷材のパネル常数を変化させた場合の影響、岸壁からの距離を変化させた場合の影響、水深、吃水の影響に関する実験を行ない、ついで岸壁にある角度をもつて接岸するような場合について実験を行なつた。

### 3. 実験結果

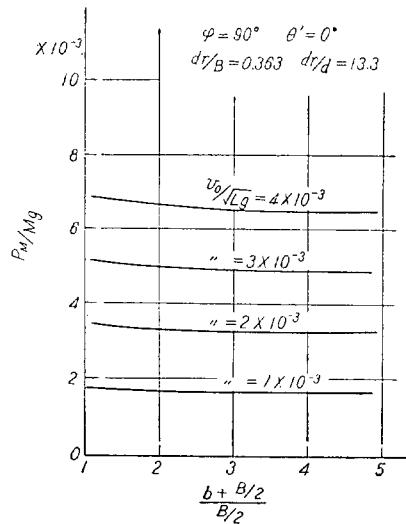
#### 3.1 防舷材のパネル常数の影響

防舷材のパネル常数の大きさは、ある程度大きいと接岸時に船体側も变形して有効なパネル常数が小さくなるので、船体の剛性に比してかなり小さい剛性のものを使用し、接岸時の船体側の变形が無視出来る程度のものを使用した。実験結果によるとこの船体の剛性の影響は殆んどなく、接岸力は他の条件が同じであれば防舷材のパネル常数の平方根に比例して増加する。防舷材のパネル常数に対する接岸速度による接岸力の大きさを第4図、第5図に示した。

第4図は船が岸壁に平行の状態で回転を伴わずに接岸する場合、第5図は船が岸壁に直角に同じく回転を伴わずに接岸する場合である。これらは第9図に例を示すごとき実験値を結ぶそれぞれの実験式から求めたものである。

#### 3.2 側壁の影響

防舷材は一般に岸壁の近くにあるため、船が接岸する場合は岸壁の影響により見かけ質量が増大し、接岸力が大きくなる。この影響を岸壁から船体中央までの距離と船の半幅との比で示したのが第6図である。これは岸壁

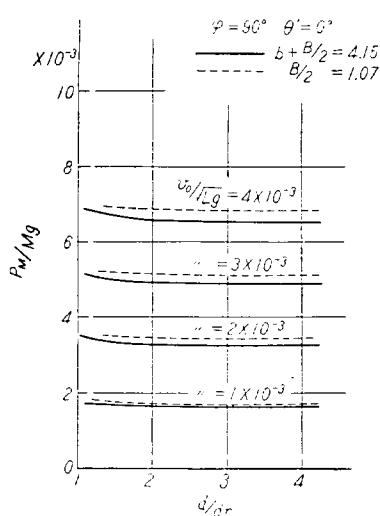


第6図

に平行な接岸試験結果の実験値を結ぶそれぞれの実験式から求めたものである。実験結果では岸壁から船側まで船の半幅の1.5倍程度の位置では殆んど側壁の影響はないが、この距離がそれより近くなると接岸力は次第に増加し、この距離が船の半幅の1/10になると接岸力は約10%増加する。

#### 3.3 水深の影響

側壁の影響とともに、岸壁の水深によって船体の見かけ質量が増加し接岸力が増加するが、この実験結果を吃水との比で求めたのが第7図である。これは岸壁に平行に接岸した場合の実験値より求まる実験式から求めたものである。

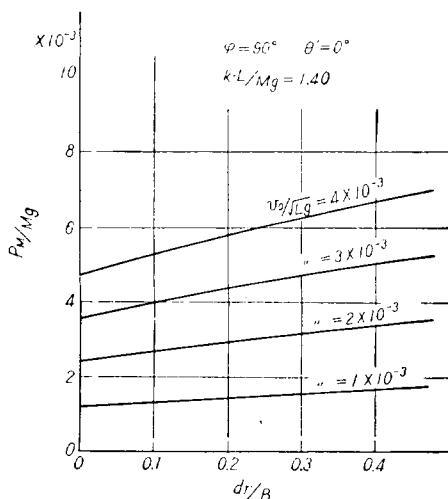


第7図

水深が吃水の2.5倍程度以上ある場合には、水深無限大の場合に比して接岸力は殆んど変化しないが、それより浅い場合には接岸力は次第に増加して水深と吃水が殆んど同じになると、接岸力は水深無限大の場合の約7～8%増加する。

#### 3.4 吃水の影響

船の吃水が接岸力におよぼす影響を求めたのが第8図である。同図は岸壁に平行な実験結果より求めた実験式を用いて求めたもので、 $d_r/B$ に対する接岸力の変化である。吃水の減少とともに見かけ質量が減少し、接岸力は著しく減少する傾向を示す。見かけ質量は吃水の変化によつて  $L/B$ ,  $C_b$  等の変化の影響もうけるわけであるが、接岸力と  $d_r/B$  だけの関係を求めるときほとんど吃水に比例して接岸力が増加する。

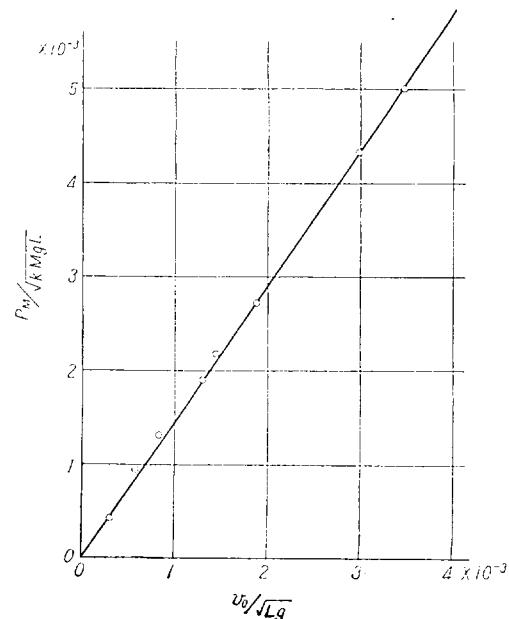


第8図

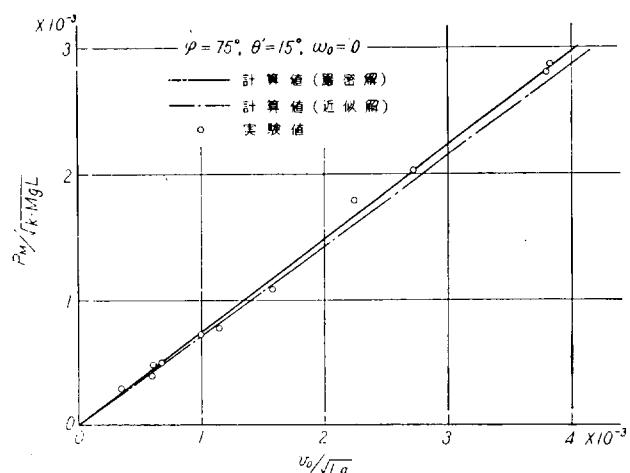
#### 3.5 岸壁に傾斜して接岸する場合

これまで岸壁に平行に船が接岸する場合の実験結果であるが、一般に船が岸壁に傾斜して接岸する場合は、接岸速度が同じであれば回転がない場合は平行の場合より接岸力は小さくなるが、この場合は船体の慣性モーメントの影響をうける。 $\phi = 75^\circ$ ,  $\theta' = 15^\circ$  の場合について、即ち船が岸壁と  $15^\circ$  で接岸した場合の実験結果を第10図に示した。同図は簡単な場合として船が回転速度0で接岸する場合で、接岸速度に対する最大接岸力を示したものである。

また同図に後述する計算値を比較のために示した。こ



第9図



第10図

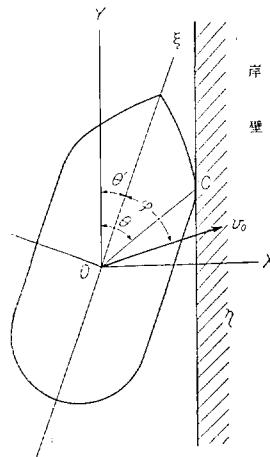
の結果によると回転速度 0 の場合は最大接岸力は速度に比例して増加し、実験結果はおおむね計算値と一致していることがわかる。

## 4. 理論計算

### 4.1 厳密解

船体がある速度と回転をもつて岸壁に接触した場合の船体の運動および接岸力を計算する。接岸によつて船体のうける力は比較的周期は長いので、いわゆる瞬間的な衝撃力としての力でなく、静的な力として考えてよい。

第 11 図に示した如く座標軸  $X, Y$  を岸壁に直角および平行にとり、原点を船体が岸壁に接触した瞬間の船体の重心にとる。また  $\xi, \eta, \zeta$  軸を船体の慣性主軸方向にとる。



第 11 図 座 標 軸

記号として

$M$ : 船体の質量

$M_{A\xi}, M_{A\eta}, M_{A\zeta}$ :  $\xi, \eta, \zeta$  方向の運動に対する船体の附加質量

$M_{V\xi}, M_{V\eta}, M_{V\zeta}$ :  $\xi, \eta, \zeta$  方向の運動に対する船体の見かけ質量

$I_\xi, I_\eta, I_\zeta$ :  $\xi, \eta, \zeta$  軸の回りの船体の慣性モーメント

$I_{A\xi}, I_{A\eta}, I_{A\zeta}$ :  $\xi, \eta, \zeta$  軸の回りの船体の附加慣性モーメント

$L$ : 接岸点を  $C$  とすると  $OC$  の長さ

$\theta'$ ,  $\phi$ :  $OC$  と  $OY$  軸,  $O\xi$  と  $OY$  軸および船の重心の進行方向と  $O\xi$  軸のなす角度

$\theta_a$ : 接岸した瞬間からの船体の  $\zeta$  軸を中心とする回転角

$v_\xi, v_\eta, v_\zeta$ :  $\xi, \eta, \zeta$  方向の船の速度成分

$p, q, w$ :  $\xi, \eta, \zeta$  軸を中心とする船の角速度

$k, k_\xi, k_\zeta$ :  $x, \xi, \eta, \zeta$  方向変位に対する接岸時のバネ常数

流体中で船体が運動する場合は真空中における運動のように重心の速度と重心の回りの回転で運動を論ずることはできないが、真空中のこの重心に相当する点は、船体の重心と見かけ質量の重心を  $\xi, \eta, \zeta$  方向にそれぞれ船体質量とその方向の附加質量との逆比に分つ見かけ重心として与えられる。

しかしここでは近似的にこの点を船体の重心として計算を行なつた。

この重心に関して船体自身の運動エネルギー  $T_1$  は

$$2T_1 = M(v_\xi^2 + v_\eta^2 + v_\zeta^2) + I_\xi p^2 + I_\eta q^2 + I_\zeta w^2 \quad (7)$$

また附加する流体の運動エネルギー  $T_2$  は

$$\begin{aligned} 2T_2 &= M_{A\xi}v_\xi^2 + M_{A\eta}v_\eta^2 + M_{A\zeta}v_\zeta^2 \\ &\quad + I_{A\xi}p^2 + I_{A\eta}q^2 + I_{A\zeta}w^2 \end{aligned} \quad (8)$$

この 2 つを加えて全系の運動エネルギーは

$$T = T_1 + T_2 \quad (9)$$

流体中を運動する物体の運動方程式は次式で与えられる。

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial v_\xi} = w \frac{\partial T}{\partial v_\eta} - q \frac{\partial T}{\partial v_\zeta} + X \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial v_\eta} = p \frac{\partial T}{\partial v_\zeta} - w \frac{\partial T}{\partial v_\xi} + Y \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial v_\zeta} = q \frac{\partial T}{\partial v_\xi} - p \frac{\partial T}{\partial v_\eta} + Z \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial p} = v_\xi \frac{\partial T}{\partial v_\eta} - v_\eta \frac{\partial T}{\partial v_\zeta} + w \frac{\partial T}{\partial q} - q \frac{\partial T}{\partial w} + L \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial q} = v_\xi \frac{\partial T}{\partial v_\zeta} - v_\zeta \frac{\partial T}{\partial v_\xi} + p \frac{\partial T}{\partial w} - w \frac{\partial T}{\partial p} + M \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial w} = v_\eta \frac{\partial T}{\partial v_\xi} - v_\xi \frac{\partial T}{\partial v_\eta} + q \frac{\partial T}{\partial p} - p \frac{\partial T}{\partial q} + N \end{array} \right. \quad (10)$$

ここで、 $X, Y, Z$  及び  $L, M, N$  は  $\xi, \eta, \zeta$  方向の物体のうける圧力の成分及び軸の回りの圧力のモーメントである。

接岸の場合は回転運動は殆んど一軸のみに限られ、また  $\zeta$  方向（上下方向）の運動は無視できる程度であると考えられるから、(10) 式の第 1, 第 2 および第 6 式以外は 0 となる。また運動エネルギーは

$$2T = (M + M_{A\xi})v_\xi^2 + (M + M_{A\eta})v_\eta^2 + (I_\zeta + I_{A\zeta})w^2 \quad (11)$$

(11) 式を (10) 式に代入し、 $v_\xi = d\xi/dt$ ,  $v_\eta = d\eta/dt$  および  $w = d\theta_a/dt$  なる関係を用いると、運動方程式は次の如くなる。

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{V\xi} \frac{d^2\xi}{dt^2} = M_{V\eta} \frac{d\eta}{dt} \frac{d\theta_a}{dt} + X \\ M_{V\eta} \frac{d^2\eta}{dt^2} = -M_{V\xi} \frac{d\xi}{dt} \frac{d\theta_a}{dt} + Y \\ I_V \frac{d^2\theta_a}{dt^2} = (M_{V\xi} - M_{V\eta}) \frac{d\xi}{dt} \frac{d\eta}{dt} + N \end{array} \right. \quad (12)$$

接岸時に船体に加わる力は岸壁側の反力と、流体の圧力の和となり、 $\xi, \eta$  方向のこの力および圧力の和の成分をそれぞれ  $P_\xi, P_\eta$  および  $X_w, Y_w$  とすれば

$$\begin{cases} X = -P_\xi + X_w \\ Y = -P_\eta + Y_w \\ N = -[P_\eta l \cos(\theta - \theta' + \theta_a) - P_\xi l \sin(\theta - \theta' + \theta_a)] \end{cases} \quad (13)$$

ここで接岸による岸壁の反力が変位に比例するような簡単な場合を仮定すると、 $P_\xi, P_\eta$  は

$$P_\xi = k_\xi \{\xi + l\theta_a \sin(\theta - \theta' + \theta_a)\} \quad (14)$$

$$P_\eta = k_\eta \{\eta + l\theta_a \cos(\theta - \theta' + \theta_a)\} \quad (15)$$

しかし、接岸時には船体の速力はかなり小さいので、岸壁の反力に比して接岸している瞬間の流体の圧力は無視しても差支えない程度と考えられるので省略し、また  $\theta - \theta' + \theta_a \approx \theta - \theta'$  と近似すると (13), (14), (15) 式を (12) 式に代入して次式がえられる。即ち  $I_V = I_\xi + I_{A\xi}$  として、

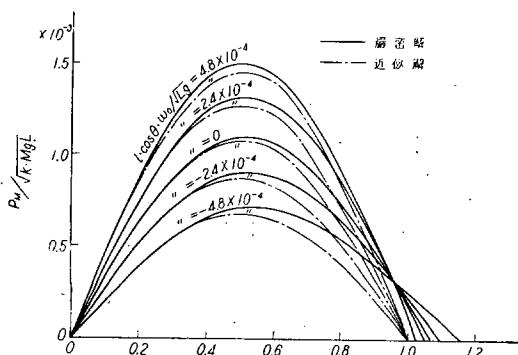
$$\begin{cases} M_{V\xi} \frac{d^2\xi}{dt^2} = M_{V\eta} \frac{d\eta}{dt} \frac{d\theta_a}{dt} \\ \quad -k_\xi \xi - k_\xi l \sin(\theta - \theta') \theta_a \\ M_{V\eta} \frac{d^2\eta}{dt^2} = -M_{V\xi} \frac{d\xi}{dt} \frac{d\theta_a}{dt} \\ \quad -k_\eta \eta - k_\eta l \cos(\theta - \theta') \theta_a \\ I_V \frac{d^2\theta_a}{dt^2} = (M_{V\xi} - M_{V\eta}) \frac{d\xi}{dt} \frac{d\eta}{dt} \\ \quad -k_\eta \eta l \cos(\theta - \theta') + k_\xi \xi l \sin(\theta - \theta') \\ \quad + k_\eta l^2 \cos^2(\theta - \theta') \theta_a + k_\xi l^2 \sin^2(\theta - \theta') \theta_a \end{cases} \quad (16)$$

上式を解けば接岸時の船体の運動を求めることができる。

$v_0, w_0$  なる接岸速度および回転速度で船が岸壁に接触したときの慣性主軸方向の変位および回転角を  $\xi, \eta$  および  $\theta_a$  とすれば、岸壁と船体との接觸点  $C$  における船体の  $X$  方向変位は、

$$x = l \cos \theta \cdot \theta_a + \xi \sin \theta' + \eta \cos \theta' \quad (17)$$

となりこれから接岸力  $P$  が求まる。



第12図 数値計算例

$\varphi = 75^\circ; \theta' = 15^\circ; v_0/\sqrt{Lg} = 1.3 \times 10^{-3}$

$$P = k(l \cos \theta \cdot \theta_a + \xi \sin \theta' + \eta \cos \theta') \quad (18)$$

(16) 式は非線型の連立微分方程式であつて、一般的に解くことは困難であるが、微分解析機あるいは一階の連立微分方程式におきかえて、数値解法を用いれば容易に  $\xi, \eta$  及び  $\theta_a$  を求めることができる。

いま、 $\varphi = 75^\circ, \theta' = 15^\circ$  の場合について Kutta の Simpson 則を用いて求めた結果の一例を第12図に示した。

## 4.2 近似解

4.1においては船体の運動によつて附加する流体の見かけ質量が、回転速度によつて変化することを考慮して計算したが、この方法で岸壁の剛性が変化する場合について接岸力を求めることは計算が煩雑になるので、このような場合に対する近似解として、船が任意の方向に運動する場合の見かけ質量を次のように近似する。

即ち船がその慣性主軸方向と  $\varphi$  なる角度の方向に運動する場合の見かけ質量  $M_{V\phi}$  を慣性主軸方向の見かけ質量を用いて次のように仮定する。

$$M_{V\phi} \frac{d^2x}{dt^2} = \cos \varphi M_{V\xi} \frac{d^2\xi}{dt^2} + \sin \varphi M_{V\eta} \frac{d^2\eta}{dt^2} \quad (19)$$

ここで  $\xi = x \cos \varphi, \eta = x \sin \varphi$

$$\therefore M_{V\phi} \frac{d^2x}{dt^2} = M_{V\xi} \cos^2 \varphi \frac{d^2\xi}{dt^2} + M_{V\eta} \sin^2 \varphi \frac{d^2\eta}{dt^2} \quad (20)$$

あるいは

$$M_{V\phi} = M_{V\xi} \cos^2 \varphi + M_{V\eta} \sin^2 \varphi \quad (21)$$

接岸による船体の運動方程式は、厳密解の場合と同様に接岸により船体のうける反力が変位に比例する場合を仮定して考えると、 $\theta \gg \theta_a$  として  $\cos(\theta + \theta_a) \approx \cos \theta$  と近似して次の運動方程式が求まる。

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k}{M_{V\phi}} x + \frac{kl \cos \theta}{M_{V\phi}} \theta_a = 0 \\ \frac{kl \cos \theta}{I_V} x + \frac{d^2\theta_a}{dt^2} + \frac{kl^2 \cos^2 \theta}{I_V} \theta_a = 0 \end{cases} \quad (22)$$

上式は  $t=0$  における運動の初期条件

$$x=0, \quad \theta_a=0$$

$$\text{および} \quad v=v_0, \quad w=w_0$$

を与えて解ければ、変位および回転角は、

$$x = \frac{1}{I_V + l^2 \cos^2 \theta M_{V\phi}} \left\{ -(w_0 I_V - l \cos \theta M_{V\phi} v_0) l \cos \theta \cdot t + \frac{(v_0 + l \cos \theta \cdot w_0) I_V}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \right\} \quad (23)$$

$$\theta_a = \frac{1}{I_V + l^2 \cos^2 \theta M_{V\phi}} \left\{ (w_0 I_V - l \cos \theta M_{V\phi} v_0) t + \frac{(v_0 + l \cos \theta \cdot w_0) l \cos \theta M_{V\phi}}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \right\} \quad (24)$$

ただし

$$K = k \left( \frac{1}{M_{V_\phi}} + \frac{l^2 \cos^2 \theta}{I_V} \right) \quad (25)$$

従つて (23), (24) 式から接岸時の船体の速度および回転速度に対する接岸力  $P$  を求めることができる。

$$P = k(x + l \cos \theta \cdot \theta_a)$$

あるいは

$$P = (v_0 + l \cos \theta \cdot w_0) \frac{k}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \quad (26)$$

従つて最大接岸力を  $P_M$  とすると、

$$P_M = (v_0 + l \cos \theta \cdot w_0) \frac{k}{\sqrt{K}}$$

あるいは

$$= (v_0 + l \cos \theta \cdot w_0) \sqrt{\frac{k M_{V_\phi} I_V}{I_V + l^2 \cos^2 \theta M_{V_\phi}}} \quad (27)$$

上式についての数値計算例を前節の例とともに第 12 図に示した。計算結果によると、近似解の方が厳密解よりも接岸力はやや小さい傾向を示す。

特別の場合として船体が岸壁に平行で回転を併わずに接岸する場合を考えると、 $w_0 = 0$  であり、 $\varphi = 90^\circ$  であることから

$$M_{V_\phi} = M_{V_\eta}$$

となり、最大接岸力は

$$P_M = \alpha \cdot v_0 \sqrt{h M} \quad (28)$$

ただし

$$\alpha \equiv \sqrt{\frac{M_{V_\eta}}{M}} \quad (29)$$

従つて、この場合は最大接岸力は接岸速度および船体の質量、岸壁のバネ常数の積の平方根に比例して増加することがわかる。

以上は何れも岸壁のバネ常数が変位に比例すると仮定した場合の計算結果であるが、実際は必ずしもそうでない場合も多いと考えられるので、次の節でこのバネ常数が変化する場合の計算を行なつた。

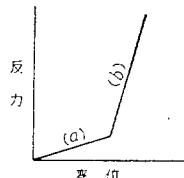
#### 4.3 岸壁の剛性が一定でない場合

一般に岸壁構造に防舷材があるような場合、接岸速度がある程度大きくなると、防舷材の変位が大きくなり、接岸エネルギーは最初は主として防舷材の変位によつて吸収されるが、ある程度変形後はバネ常数は急に大きくなり、接岸エネルギーは船体あるいは岸壁構造の変形によつて吸収されるようになる。

中空円筒型のゴム防舷材の変位と反力との関係はほぼ第 13 図の通りである。

このような岸壁の反力の性質に対して、これを近似的に 2 つの部分にわけて、それぞれの部分でのバネ常数を一定と仮定する。

接岸速度は簡単な場合として、  
 $w_0 = 0$  で  $\theta' = 0$ 、即ち船体が回転を併わずに岸壁に平行に接岸する場合について計算し、岸壁のバネ常数が一定の場合との比較を行なつた。



第 13 図

第 13 図の (a), (b) の範囲で岸壁のバネ常数をそれぞれ  $k, k'$  とすると、運動方程式は見かけ質量を前節と同様に (21) 式の如く仮定して、次の如くなる。

$$(i) \quad M_{V_\eta} \frac{d^2 x}{dt^2} = -kx \quad 0 < x < x_1 \quad (30)$$

$$(ii) \quad M_{V_\eta} \frac{d^2 x}{dt^2} = -kx_1 - k'(x - x_1) \quad x_1 < x \quad (31)$$

上式の解は (i) については前節と同様であり、(ii) に対しても  $t = t_1$  における運動の条件

$$x = x_1, \quad v = v_0 \cos \sqrt{K} t_1 \quad (32)$$

を与えて解けば

$$x = \frac{v_0}{\sqrt{K}} \sin \sqrt{K} t \quad 0 < x < x_1 \quad (33)$$

および

$$x = A \cos \sqrt{K'} t + B \sin \sqrt{K'} t + \left(1 - \frac{k}{k'}\right) x_1 \quad x_1 < x \quad (34)$$

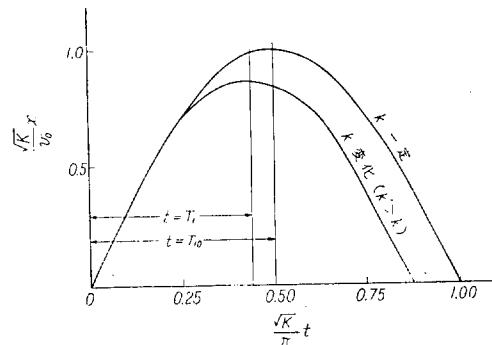
ここに

$$A \equiv \frac{v_0}{K'} (\sqrt{K} \sin \sqrt{K} t_1 \cdot \cos \sqrt{K'} t_1 - \sqrt{K'} \cos \sqrt{K} t_1 \cdot \sin \sqrt{K'} t_1) \quad (35)$$

$$B \equiv \frac{v_0}{K'} (\sqrt{K} \sin \sqrt{K} t_1 \cdot \sin \sqrt{K'} t_1 + \sqrt{K'} \cos \sqrt{K} t_1 \cdot \cos \sqrt{K'} t_1) \quad (36)$$

および

$$K' \equiv \frac{k'}{M_{V_\eta}} \quad (37)$$



第 14 図  $k$  が変化する場合の比較

(34) 式はバネ定数が一定の場合と比較すると、第 14 図のごとく変位が減少する。

つぎに変位が最大になる時間を  $t = T_1$  とすれば

$$\sin \sqrt{K'} T_1 = \frac{B}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad (38)$$

このときに接岸力は最大となり、

$$P_M = \alpha v_0 \sqrt{kM} \sqrt{\sin^2 \sqrt{K} t_1 + \frac{k'}{k} \cos^2 \sqrt{K} t_1} \quad (39)$$

あるいは

$$= \alpha v_0 \sqrt{k'M} \sqrt{\frac{k'}{k} \sin^2 \sqrt{K} t_1 + \cos^2 \sqrt{K} t_1} \quad (40)$$

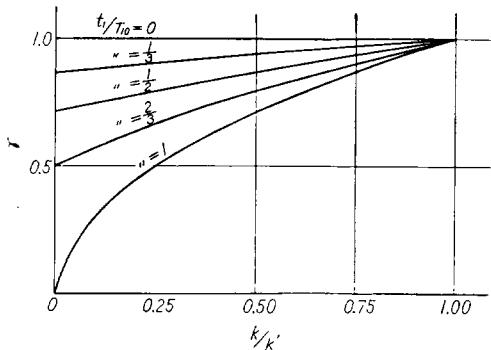
(39), (40) 式を  $k$  一定の場合と比較すると  $k'$  による接岸力の増加は (39) 式の右辺の附加係数

$$\sqrt{\sin^2 \sqrt{K} t_1 + \frac{k'}{k} \cos^2 \sqrt{K} t_1} \quad (41)$$

によつて与えられる。また逆にバネ定数  $k'$  の岸壁にバネ定数  $k$  の防舷材を設けたと考えると、防舷材による接岸力の減少が (40) 式より求まり、この減少率を  $\gamma$  とすれば、

$$\gamma = \sqrt{\frac{k}{k'} \sin^2 \sqrt{K} t_1 + \cos^2 \sqrt{K} t_1} \quad (42)$$

となる。この値を計算すると第 15 図の如くなる。即ち接岸力の減少率は  $k/k'$  および  $t_1/T_{10}$  によつて変化し、これを知れば減少率が計算できる。第 15 図に示した  $T_{10}$  は  $k$  一定のときの接岸の半周期である。



第 15 図 防舷材による接岸圧力減少率

## 5. 実験値と理論値との比較

### 5.1 回転を伴わない場合

回転を伴わないような接岸、即ち船体の慣性主軸方向が岸壁に平行であるか、直角であるような場合は接岸力を第 9 図の如く速力との関係で示すと実験結果は何れもほとんど直線的となる。

従つてこの結果は (28) 式が成立することを示している。同時にまた  $\alpha$  は一定となり、 $\alpha$  を係数として実験結果

から求まるならば、接岸速度から接岸力を計算によつて求めることができる。

### 5.2 回転を伴う場合

一般に船体が岸壁に傾斜して接岸するか、あるいは接岸時に回転速度をもつている場合は接岸によつて回転運動を伴う。

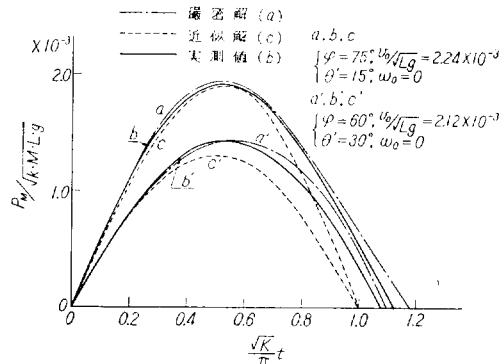
このような場合の一例として、 $\varphi = 75^\circ$ ,  $\theta' = 15^\circ$  の場合について、回転速度が 0 の場合、(18) 式および (26) 式の数値計算を行ないさらにその最大接岸力と速度との関係を求めた。

この結果が第 12 図および第 10 図である。

これらの計算には実験値から求まる見かけ質量、および見かけの慣性モーメントを使用した。このうち  $I_V$  については元良氏の実験資料を用いて計算を行なつた。

第 12 図に示した計算は吃水/船幅 = 0.43 (満載吃水) の場合で  $M_{Vg}/M = 1.08$ ,  $M_{Vr}/M = 2.07$  および  $I_V/I = 1.66$  で計算したものである。

これらの計算値を  $\varphi = 75^\circ$ ,  $\theta' = 15^\circ$  の場合について  $v_0/\sqrt{Lg} = 2.24 \times 10^{-3}$ ,  $\varphi = 60^\circ$ ,  $\theta' = 30^\circ$  の場合について  $v_0/\sqrt{Lg} = 2.12 \times 10^{-3}$  で実験値と比較を行なつたのが第 16 図である。



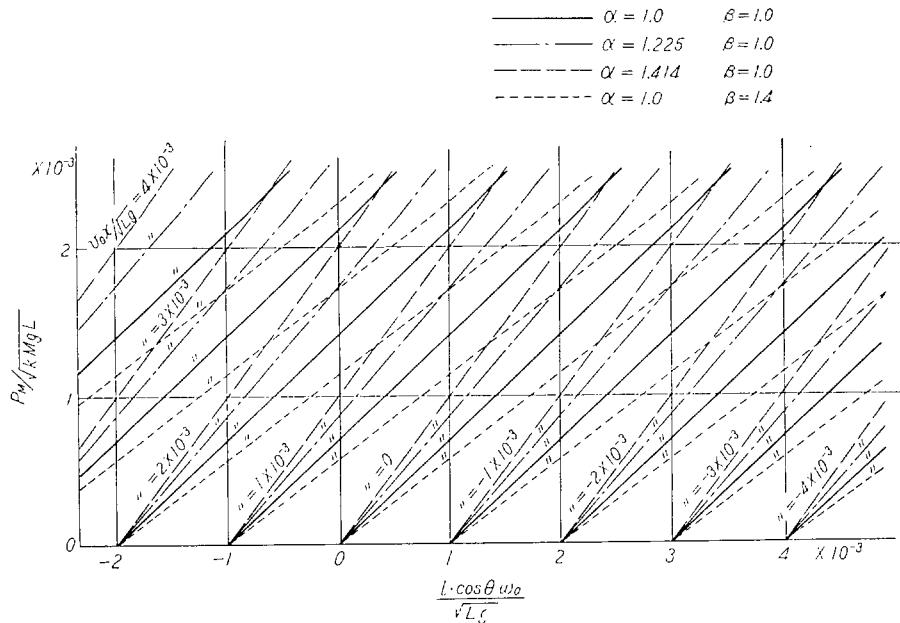
第 16 図 計算値と実測値との比較

実験値は大体において計算値とよく一致しており、特にその傾向は厳密解に近い。しかし近似解との差も実際上は充分実用の範囲であり、また一般には接岸時の船の傾斜角もそれほど大きくなないとと思われる所以、第 16 図からわかるように傾斜角の小さいほどその差が少なく、よい傾向になることが知られる。

次に第 10 図は速度に対する最大接岸力の値を実験値と比較したもので、この場合の吃水/船幅 = 0.363 で  $M_{Vg}/M = 1.04$ ,  $M_{Vr}/M = 1.87$  および  $I_V/I = 1.63$  を計算に使用した。

実験での傾斜角  $\varphi$  の測定結果はその誤差は  $30^\circ$  以内である。実験値と理論値と比較すると、大体において厳密解あるいは近似解に近い値を示している。

以上の結果から接岸力は実験から求まる見かけ質量係

第 17 図  $v_{0x}, \omega_0$  と  $P_M$  の関係

数あるいは見かけの慣性モーメント係数を用いて (18) 式あるいは (26) 式から求められることがわかつたので、(27) 式を種々の速度および回転速度に対して  $\alpha=1.0, 1.225$  および  $\alpha=1.414, \beta=l \cos \theta/r=1.0, 1.4$  で計算した図表を示したのが第 17 図である。

## 6. 実船における計算例

以上求めてきた理論的、実験的研究によつて、船が接岸する場合に、船体が岸壁から受けける接岸力の大きさを求めることができるが、ここで実船について一例として接岸力の大きさを計算し、接岸方法によつて接岸力がどのように増減するかを検討してみる。

第 1 表に示した模型船のもとの実船（第 3 表）を例にとって、

- (1) 防舷材のバネ常数が一定の値である場合
  - (2) 防舷材のバネ常数が防舷材がある程度変形後増加する場合
- について、各種の接岸方法による接岸力を計算する。

第 3 表

項目	実船
長さ $L$	132.000M
幅 $B$	18.200
深さ $D$	11.700
満載吃水 $dr$	7.800
排水量 $Mg$	14,250T
方形肥積係数 $C_b$	0.741
比 $dr/B$	0.428

接岸時の船の岸壁に直角方向の接岸速度  $v_0$ 、回転速度  $\omega_0$ 、接岸角度  $\theta'$  および船の進行方向と船の主軸方向との角度  $\varphi$  を種々かえた場合に最大接岸力を計算すると、第 4 表のごとくなる。

この最大接岸力の算出方法は、まづ接岸角  $\theta'$  が与えられると、船体の形状から船体と岸壁との接触点が求まり、これと船体の慣動半径とから  $l \cos \theta/r$  が求まる。ここに船体の慣動半径は見かけの慣性モーメントに対する値である。任意の船体の運動方向  $\varphi$  に対する船体の見かけ質量  $M_{V\phi}$  は、本模型船の実験結果から (21) 式の関係を用いて求めることができる。

従つて、 $\alpha = \sqrt{M_{V\phi}/M}$  および  $\beta = l \cos \theta/r$  を求めることができると、これから与えられた  $v_0/\sqrt{Lg}$ ,  $l \cos \theta \cdot \omega_0 / \sqrt{Lg}$  に対する最大接岸力の無次元量  $P_M / \sqrt{k Mg L}$  を第 17 図または (27) 式を用いて求めうる。最大接岸力  $P_M$  はここで防舷材のバネ常数  $k$ 、船体の排水量  $Mg$  および長さ  $L$  を与えれば、これから計算することができる。

次に防舷材のバネ常数が変化する場合について計算すると、この場合は前にも述べた如く、バネ常数が任意に変化する場合について一般的に求めることは困難であつて、ここで求めたのは防舷材のバネ常数が第 13 図で示されるような場合で、防舷材が一定の変形に達するまではバネ常数  $k$  で、それ以上変形が進むとバネ常数は増加するが、変位と反力との関係は一定であるか、または一定とみなせる場合である。

これは防舷材自身の性質として、 $k, k'$  のような 2 つの変化するバネ常数を有する場合は勿論であるが、バネ

第4表 パネ常数一定の場合の接岸力計算例

$v_0/\sqrt{Lg}$	$1.5 \times 10^{-3}$	$1.5 \times 10^{-3}$	$1.5 \times 10^{-3}$	$1.5 \times 10^{-3}$	$3.0 \times 10^{-3}$	$3.0 \times 10^{-3}$	$3.0 \times 10^{-3}$	$3.0 \times 10^{-3}$
$l \cos \theta \cdot w_0/\sqrt{Lg}$	0	0	$1.0 \times 10^{-3}$	$1.0 \times 10^{-3}$	0	0	$1.0 \times 10^{-3}$	$1.0 \times 10^{-3}$
$\varphi$	$90^\circ$	$75^\circ$	$90^\circ$	$75^\circ$	$90^\circ$	$75^\circ$	$90^\circ$	$75^\circ$
$\theta'$	$0^\circ$	$15^\circ$	$0^\circ$	$15^\circ$	$0^\circ$	$15^\circ$	$0^\circ$	$15^\circ$
$\alpha$	1.44	1.41	1.44	1.41	1.44	1.41	1.44	1.41
$\beta$	0	1.66	0	1.66	0	1.66	0	1.66
$P_M/\sqrt{kMgL}$	$2.16 \times 10^{-3}$	$1.09 \times 10^{-3}$	$3.60 \times 10^{-3}$	$1.82 \times 10^{-3}$	$4.32 \times 10^{-3}$	$2.19 \times 10^{-3}$	$5.76 \times 10^{-3}$	$2.92 \times 10^{-3}$
$P_M$	$k=100 \text{ t/m}$	29.5 T	14.9 T	49.4 T	25.0 T	59.1 T	30.0 T	78.7 T
$P_M$	$k=200 \text{ t/m}$	41.8 T	21.1 T	69.7 T	35.4 T	83.6 T	42.4 T	111.0 T
								56.4 T

常数が変化しない場合でも、防舷材がある程度変形後は有効に働くかないで、パネ常数  $k'$  の岸壁構造の変形によつて接岸エネルギーが吸収されるような場合に対しても適用することができる。

$k$  一定の場合と同じ実船について、船体の状態、接岸方法全く同じ状態に対して、防舷材のパネ常数  $k$ ,  $k'$  およびパネ常数が  $k$  から  $k'$  に移るまでの防舷材の変形量  $x_1$  をそれぞれかえた場合について計算した結果を第5表に示した。 $k$  および  $k'$  の変化するパネ常数の防舷材の場合の最大接岸力は (39) 式により、

$$P_M = \alpha v_0 \sqrt{kM} \sqrt{\sin^2 \sqrt{K} t_1 + \frac{k'}{k} \cos^2 \sqrt{K} t_1}$$

あるいは変位  $x_1$  を用いて

$$P_M = \alpha v_0 \sqrt{kM} \sqrt{\frac{k'}{k} + \frac{x_1^2 K}{v_0^2} \left(1 - \frac{k'}{k}\right)} \quad (43)$$

または

$$= P_M (k=\text{一定}) \times \sqrt{\frac{k'}{k} + \frac{x_1^2 K}{v_0^2} \left(1 - \frac{k'}{k}\right)} \quad (44)$$

となる。

防舷材のパネ常数が一定の場合(第4表)、パネ常数が変化する場合を考察すると、岸壁のパネ常数  $k=100 \text{ t/m}$  の場合、普通考えられる最大接岸速度  $v_0/\sqrt{Lg}=3 \times 10^{-3}$  (本船の場合  $v_0=10.8 \text{ cm/sec}$ ) に対しての最大接岸力は回転を伴わない場合で 59.1 ton,  $k=200 \text{ t/m}$  で 83.6 ton となる。回転が加わる場合はその方向によつて接岸力は増減する。

回転運動による接岸力は、 $l \cos \theta \cdot w_0/\sqrt{Lg}$  が併進の場合の  $v_0/\sqrt{Lg}$  と全く同じ影響を与える。即ち、回転運動のみによつて  $l \cos \theta \cdot w_0/\sqrt{Lg}$  が上記の  $v_0/\sqrt{Lg}$  と同じ大きさであれば、接岸力は同じ大きさになる。

従つて、接岸力は併進運動に回転運動を伴うことによつて減少させることができる。極端に云えば、上の場合に  $l \cos \theta \cdot w_0/\sqrt{Lg} = -v_0/\sqrt{Lg} = -3 \times 10^{-3}$  (本船の場合  $w_0=-2.08 \times 10^{-3} \text{ sec}^{-1}$ ) なる回転運動を伴うことによつて接岸力は 0 にすることができ、 $l \cos \theta \cdot w_0/\sqrt{Lg} = -1.5 \times 10^{-3}$  なる回転運動を伴うことによつて、接岸力を半

減することが可能である。

同じ接岸速度即ち  $v_0/\sqrt{Lg}=3 \times 10^{-3}$  でパネ常数が変化する場合を考えると、 $k=100 \text{ t/m}$ ,  $k'=4,000 \text{ t/m}$  で  $x_1=100 \text{ mm}$  の場合は最大接岸力は 368 t, 同じ  $k$ ,  $x_1$  で  $k'=1,000 \text{ t/m}$  の場合は 184 t という値となる。これは  $k=\text{一定}$  の上述の場合に比してそれぞれ 6.24 倍および 3.12 倍である。

従つて防舷材が変形が小である間はパネ常数が小であつても変形が大になるとパネ常数が急激に大きくなるような場合に対しても  $k=\text{一定}$  である変位の大きさ  $x_1$  が充分大でないと、変形が小である間のパネ常数が小であつても、接岸力は非常に大きくなる。この傾向は接岸速度が大きくなるほど著しくなる。

## 7. 結 論

本研究によつて、船体が接岸時に岸壁と接触する場合に船体のうける接岸力が船体の運動と、岸壁の剛性、船体の岸壁からの距離、水深および吃水等によつていかに変化するかを求めることができた。

接岸力に対する理論値は実験結果とよく一致し、一般的には上にあげた各要素が求まれば、接岸力は計算によつて求めることができること。

本研究によつて求められたこれらの要素の接岸力に及ぼす影響を要約すると、次の如くである。

- 接岸力は、船体の岸壁への接近速度と見かけ質量の平方根に比例して増加する。しかし回転運動を伴う場合は、適当な回転速度であれば計算式から求まるよう接岸力は非常に小さくなる。

- 岸壁の防舷材のパネ常数が一定である場合は、接岸力はパネ常数の平方根に比例して増加する。

- 岸壁の側壁が接岸力に及ぼす影響は、岸壁から船側までの距離が船幅の 1.5 倍程度からへると、次第に増加し最大 10% 位増加する。

- 岸壁の水深が接岸力に及ぼす影響は水深が吃水の 2.5 倍程度からへると、次第に増加し最大約 7~8% 増加する。

- 接岸力は吃水が浅くなると、船型の影響による見

かけ質量の減少によつて著しく減少する傾向を示す。

なお、これまで実験は主として防舷材のバネ常数が一定の場合について行なつてきたが、実際の防舷材は変形が大きくなると必ずしもバネ常数が一定でないので今後このような場合、あるいは船体の側が変形する場合について実験的な研究が必要であると思われる。

### 参考文献

- 1) 接岸衝撃実験について、防衝工委員会
- 2) Lamb "Hydrodynamic"
- 3) 元良誠三 "船体運動に対する附加質量及び附加慣性

- モーメントについて" 造船協会論文集 105 号
- 4) Havelock "Ship Vibrations: The Virtual Inertia of a Spheroid"
- 5) Taylor: "Hydrodynamical Inertia Coefficients" Phil. Mag. 1930
- 6) 丸尾 "Fundamental Formula for Wave Motion caused by Moving Bodies" 造船協会々報 87 号
- 7) 吉識, 山本他 "船体振動における附加質量について" 造船協会々報 84 号
- 8) 元良 "見かけ質量について" 造船協会々報 87 号
- 9) 防衝工研究会報告 No. 3
- 10) 防衝工研究会報告 No. 4

### 海外文献リスト

(昭和 35 年 10 月～12 月到着分)

#### England

##### British Shipbuilding Research Association

Journal	Volume	15,	Number	6
"	"	"	"	7
"	"	"	"	8
"	"	"	"	9
"	"	"	"	10
"	"	"	"	11

Index to Volume 14

#### Norway

##### Det Norske Veritas

- Nr. 14 Developments within Sea Transportation  
 Nr. 15 A Study of Propeller Action in the Behind Conditions  
 Nr. 16 Übersicht über die Schiffslärmekämpfung in den Skandinavischen Ländern  
 Nr. 17 Special Ships for the Transport of Liquefied Gas, from the Classification Viewpoint

##### Veritas

- Nr. 21  
 Nr. 22

##### Ship Research Institute of Norway

- Nr. 29 Bunstokker med letninshull  
 No. 30 Longitudinal Strength and Maximum Weight

#### Sweden

##### Swedish State Shipbuilding Experimental Tank

- Nr. 46 The Correlation of Ship Power and Revolutions with Model Test Results

#### U. S. A.

##### Ship Structure Committee

- SSC-122 Behavior of Riveted and Welded Crack Arrestors  
 SSC-126 Influence of Hot-Rolling Conditions on Brittle Fracture in Steel Plate  
 SSC-127 Influence of Speed of Deformation on Strength Properties in the Post Lower Yield Stress-Strain Curve of Mild Steel

#### Canada

##### National Research Council of Canada

- LR-278 Membrane Theory of Large Spherical Radomes  
 MT-41 Experimental Examination of Local Processes in Packed Beds of Homogeneous Spheres  
 MS-102 Some Experiments on the Effect of Time at Temperature on the Room Temperature Reversed Bending Fatigue Characteristics and on the Tensile Strength of 24S-T Alclad Aluminum Alloy.  
 MP-17 Lubricant Behaviour in Concentrated Contact. The Effect of Temperature  
 M-12 A Photo-Elastic Device for the Measurement of Quantity of Liquid

#### Yugoslavia

- Ship Analyzers (Analog computers for efficient ship calculation)

## 行 事 表

(昭和 35 年 10 月～12 月)

- |           |                   |          |                   |
|-----------|-------------------|----------|-------------------|
| 10 月 11 日 | 第 43 研究部会第 1 小委員会 | 21 日     | 第 48 研究部会         |
| 13 日      | 第 49 研究部会幹事会      | 25 日     | 第 48 研究部会調査小委員会   |
| 14 日      | 技術委員会             | 28 日     | 理 事 会             |
| 14 日      | 第 51 研究部会幹事会      | 29 日     | 第 43 研究部会第 1 小委員会 |
| 20 日      | 第 46 研究部会幹事会      | 12 月 1 日 | 「超大型船に関する研究」発表講演会 |
| 24 日      | 常任理事会             | 2 日      | 同 上               |
| 26 日      | 第 48 研究部会調査小委員会   | 3 日      | 第 46 研究部会         |
| 27 日      | 第 43 研究部会第 2 小委員会 | 5 日      | 第 47 研究部会         |
| 27 日      | 第 53 研究部会         | 9 日      | 第 51 研究部会         |
| 28 日      | 第 43 研究部会第 1 小委員会 | 10 日     | 第 53 研究部会幹事会      |
| 31 日      | 第 47 研究部会幹事会      | 16 日     | 第 43 研究部会第 1 小委員会 |
| 11 月 2 日  | 第 43 研究部会第 2 小委員会 | 16 日     | 第 38 研究部会         |
| 8 日       | 第 50 研究部会         | 16 日     | 第 52 研究部会         |
| 9 日       | 第 50 研究部会幹事会      | 23 日     | 技術委員会             |
| 18 日      | 技術委員会             | 26 日     | 常任理事会             |
| 19 日      | 第 52 研究部会         |          |                   |

昭和 36 年 1 月 20 日印刷

昭和 36 年 1 月 25 日発行

造 船 研 究

Vol. 2, No. 4

発 行 社團法人日本造船研究協会

発 出 潤 翼

東京都中央区京橋 1 ノ 2

セントラルビル 電話 (281) 1409

印刷所 (有) 啓文堂 松本印刷

電 話 (341) 4853