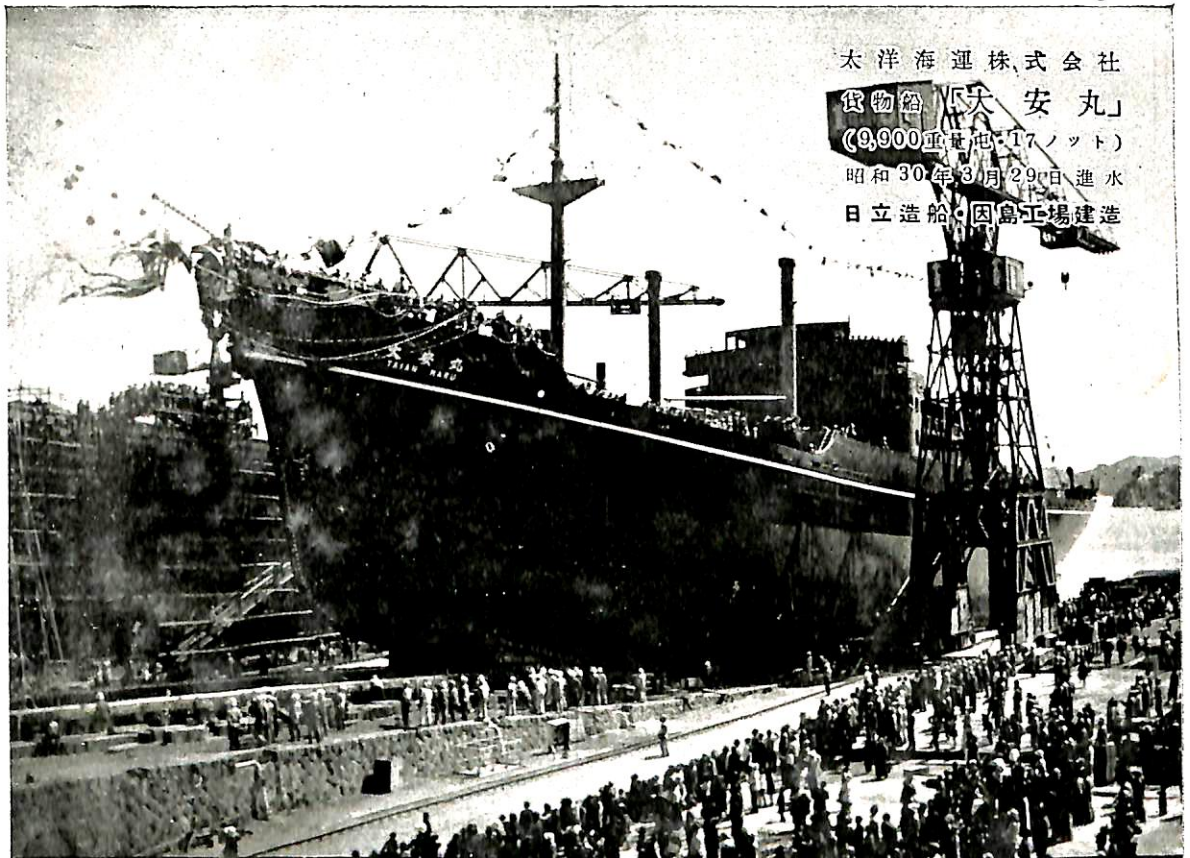


# 船舶

# 4

## VOL.28

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可  
昭和三十年四月七日 発印  
昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別選定誌第四〇六号



大洋海運株式会社  
貨物船「安丸」  
(9,900重吨、17ノット)  
昭和30年3月29日進水  
日立造船・因島工場建造

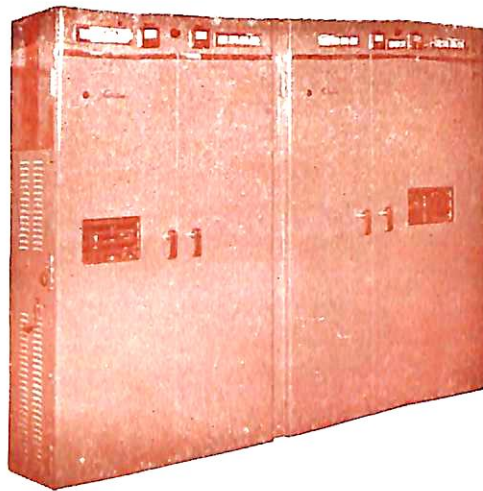


# 日立造船株式会社

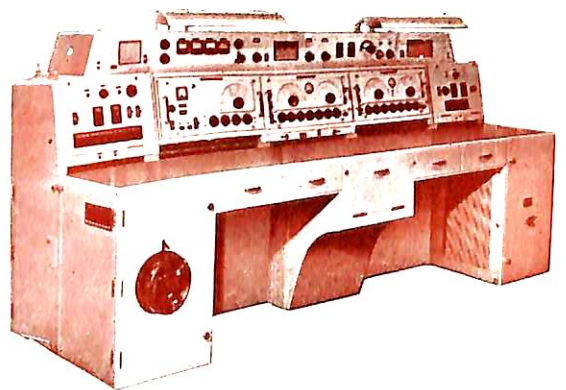
天然社

Toshiba

常に最高水準を征く



完璧の設計と  
伝統の技術



東芝の  
船舶用  
無線装置

東京芝浦電気株式会社

川崎市堀川町72 電話川崎2571~5

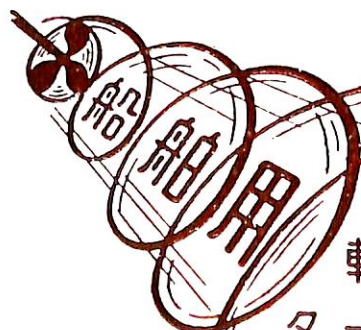
FIWCC

# 傳統を誇る 藤倉の

## 船用電線

本社	及工場	東京都江東区深川平久町一ノ四
深川工場	沼津工場	沼津市本字七通り360
大阪販売店		大阪市北区伊勢町二九ノ一
福岡販売店		福岡市上市小路十二大博通り
名古屋出張所		名古屋市中村区広井町3-98
駐在員		札幌・仙台

### 藤倉電線株式會社



渦巻ポンプ  
軸流ポンプ  
タービンポンプ  
ウォシントンポンプ  
ターボ及シロッコ送風機  
軸流送風機



株式会社

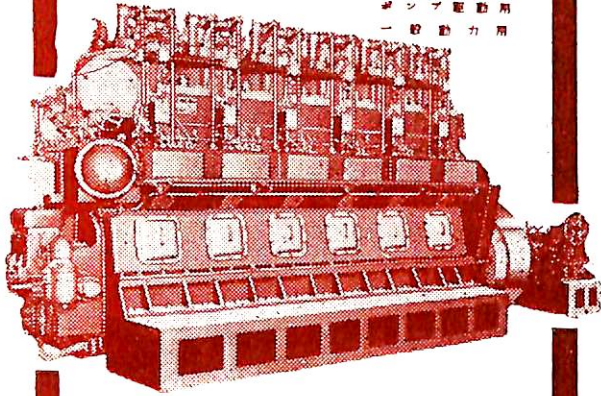
### 荏原製作所

東京 丸ビル  
大阪 朝日ビル

# AKASAKA DIESEL

研 究 50年  
50 B.H.P. — 3,000 B.H.P.

船 主 機 用  
船 舶 機 用  
自 家 機 用  
シ ャ ン プ 機 用  
一 般 動 力 用



株式 赤 阪 鉄 工 所

本社 東京都中央区銀座6の3 TEL銀座(03)414,6439  
工場 静岡県焼津市中392の1 TEL焼津1010~1014

# BOILER COMPOUND



三ツ目印

## 清 罐 劑 罐 水 試 驗 器

燃料節約・汽罐保護  
汽罐全能力發揮

本 社 内 外 化 學 製 品 株 式 會 社

東京都品川区大井寺下町一四二一番  
電話大森(06)2464・2465・2466番

# 三機の船舶用機材

## 厨房設備

(ギヤレ グリル・ペーカリー・バー)  
(喫茶・食品加工設備一式)

## 冷蔵設備

客船・貨物船・捕鯨船等何れにも適する様  
設計製作施工いたします

## 洗濯設備



伝統を誇る!

## 電 縫 鋼 管



互 斯 管  
空 氣 予 熱 管  
ボ イ ラ ー チ ュ ー ブ  
ラ ジ ー タ ー チ ュ ー ブ  
其 他 艦 船 用 鋼 管

# 三 機 工 業

社 長 山 田 熊 男

支 店 大 阪 ・ 名 古 屋 ・ 福 岡 ・ 札 幌 ・ 廣 島  
工 場 川 崎 ・ 鶴 見 ・ 中 津

本 社 東 京 都 千 代 田 區 有 樂 町 (三 信 ビ ル)

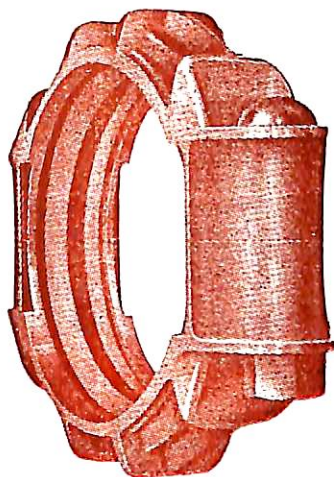
電 話 東 京 59 局 (59) 代 表 5251 ~ (10) 代 表 5261 ~ (10) 代 表 5351 ~ (10)



日本ヴィクトリック株式会社

# VICTAULIC

LEAKTIGHT  
PIPE



FLEXIBLE  
JOINTS

販賣總代理

淺野物産株式会社  
東京都中央区日本橋小舟町  
二丁目 (小倉ビル)

電話茅場町(66)代表0188~10  
代表7531~5

大阪支店 大阪市東区瓦町二丁目瓦町三和ビル  
門司支店 門司市棧橋通一 郵船ビル  
札幌支店 札幌市南一條西二丁目一八番地  
支店 横濱・名古屋・神戸  
出張所 廣島・高松・福岡・八幡  
長崎・熊本・仙台・釧路

ABC

# DE LAVAL

Aktiebolaget Separator  
Stockholm, Sweden

燃料油清淨機

ディーゼル油用

バンカー油用

潤滑油清淨機

ディーゼル

タービン油用

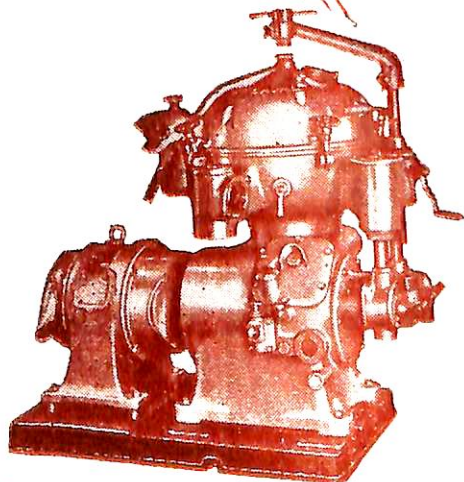
其他 各種遠心分離機

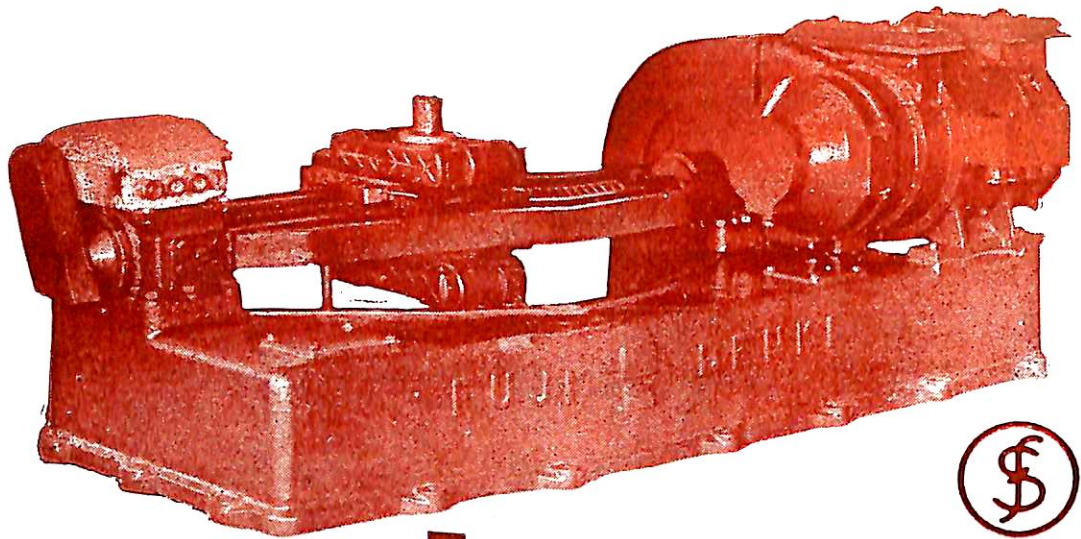
瑞典セパレーター会社日本總代理店  
長瀬産業株式会社機械部

大阪市西区立賣堀南通1丁目1番地  
電話 新町(53) 40 41 950 956

東京支店 東京都中央区日本橋小舟町2の3の12  
電話茅場町 970

釜倉工場 京都機械株式会社分庫機工場  
京都市下京区西陣院船戸町50





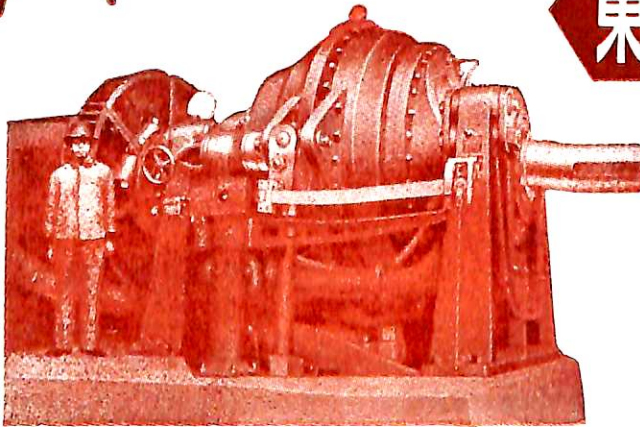
効率のよい  
 軽量小型なので  
 振付面積も小さく  
 振付が容易です

# 富士 捻子棒式 舵取機

富士電機製造株式会社

時代に先駆する

## 東京衡機の試験機



1. 試験機一般
  - A. 金属材料試験機
  - B. 東京衡機フルーフ式  
馬力測定機
2. 衡器一般
3. 電機一般
4. 電気式歪計



### 株式会社 東京衡機製造所

営業所所在地 東京都品川区北品川4-516 電話大崎(49)1883~5  
 出張所 大阪市南区八幡町6 電話南(75)6140  
 福岡市雁林町10 電話西(2)0418  
 本社 東京都中央区日本橋江戸橋1-13 電話(27)2178~9

# 船舶

第 28 卷 第 4 号

昭和 30 年 4 月 12 日 発行

天 然 社

## ◇ 目 次 ◇

### 〔船体構造特集〕

- 波型隔壁の強度……………永 井 保…(281)
- 船体上部構造の損傷について……………山越 道郎…(294)
- 船体構造についての実船研究……………川崎重工業株式会社造船設計部…(299)
- 開口部の補強構造に関する試験研究概観(1)……………安藤 文隆…(306)
- 造船技術上の諸問題(6)(安定性能関係稿)……………松本喜太郎…(313)
- 軍艦はどう変りつつあるか?(その2)……………堀 元 美…(326)
- 汽動化された日出丸の機関部について……………加 藤 繁…(331)
- 水槽試験資料 51. —巡視船の模型試験—……………船舶編集室…(337)
- 鋼船建造状況月報(2月)……………運輸省船舶局造船課…(341)
- 船用機翼製造状況表(29年12月)……………運輸省船舶局関連工業課…(336)
- 特許解説……………大谷幸太郎…(343)

〔写真〕 ☆ 高忠丸 ☆ ANDREAS V. ☆ 羽黒山丸 ☆ 才八平戸口丸 ☆ 土佐海援丸

☆ 阿州丸 ☆ らぶらた丸 ☆ 10吋新型レーダー用ブラウン管

バンカーオイルを常用するディーゼル船に.....



# 新型 シャープレス油清浄機

処理能力 (L/H)

機械 型式 油種	タービン及 ディーゼル 潤滑油	ディーゼル 油	バンカー "C" 重油	
			Light Fuel oil	Heavy Fuel oil
No. 16-V	2000~2500	2500~3000	2000~2500	1500~2000

米国シャーププレス・コーポレーション日本総代理店

セントリフューガス・リミテッド日本総代理店

## 巴工業株式会社

本社 東京都中央区銀座1の6(若川ビル内)

電話京橋(56)8681(代表), 8682~5

神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル内) 電話算合(2)0288

工場 東京都品川区北品川4の535 電話大崎(49)4679・1372

# IK

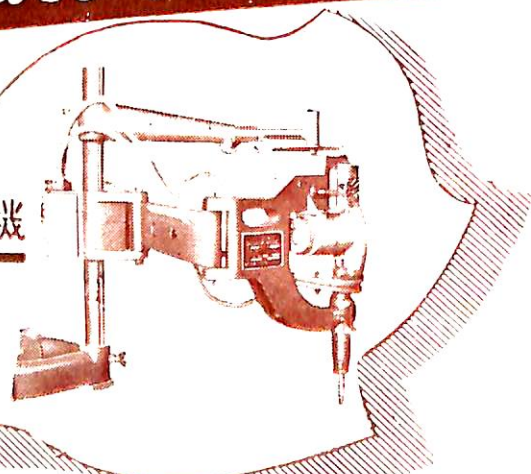
## 自動ガス切断機

IK54号・ポータブル型切断機

IK1号5号・型切断機

IK12号30号・ポータブル切断機

ウィーゼル・ポータブル軽切断機



## 小池酸素工業株式会社

本社 東京都墨田区太平町3の11 電話本所(63)代表4181~5

大阪営業所 大阪市西区阿波座下前1の19 電話新町(53)4010



高 忠 丸  
(KOCHU MARU)

船 主 大同海運株式会社  
造 船 所 三菱造船・長崎造船所

長	(垂)	140.00m
幅	(型)	19.40m
深	(型)	12.20m
吃	水	約 8.75m
總	噸 數	約 9,250噸
載	貨 重 量	約 11,600噸
速	力	約 19節
主	機	三菱長筒ディーゼル機関 6 UEC 75/150型×1
出	力	8,500 B.H.P.
船	級	NK, LR
起	工	29-11-17
進	水	30- 3-10



つの

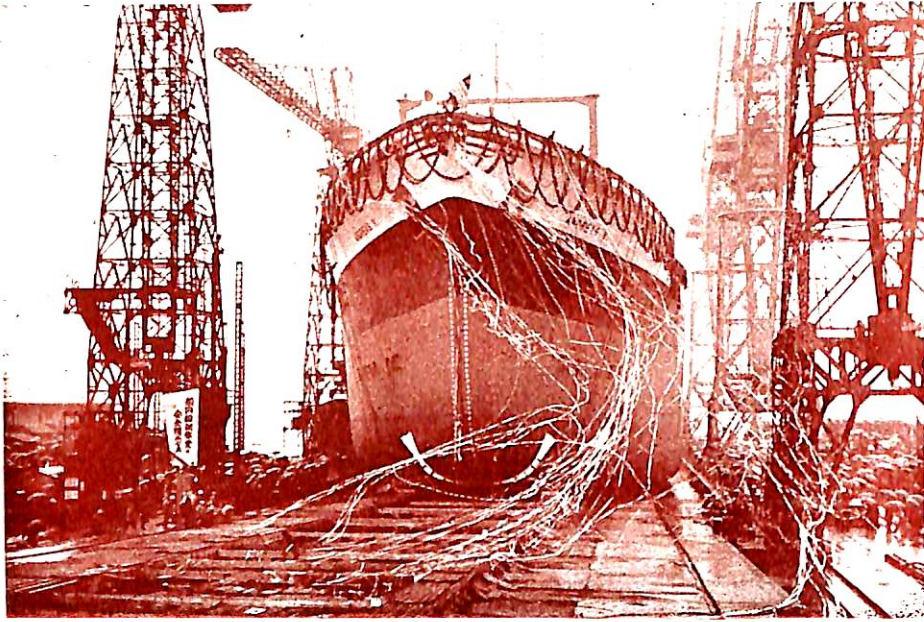
船舶塗料

- ・ビニレックス (塩化ビニール樹脂塗料)
- ・LZプライマー (鉄面用下塗塗料)
- ・CRマリーンペイント (ノンチョーキング型合成樹脂塗料)
- ・シアナミドヘルゴン (高度のさび止塗料)
- ・槌印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・槌印無水銀鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- ・タイカリット (防火塗料)
- ・ノンスリッブ (滑止塗料)

大阪市大淀区浦江北4  
東京都品川区南品川4



日本ペイント

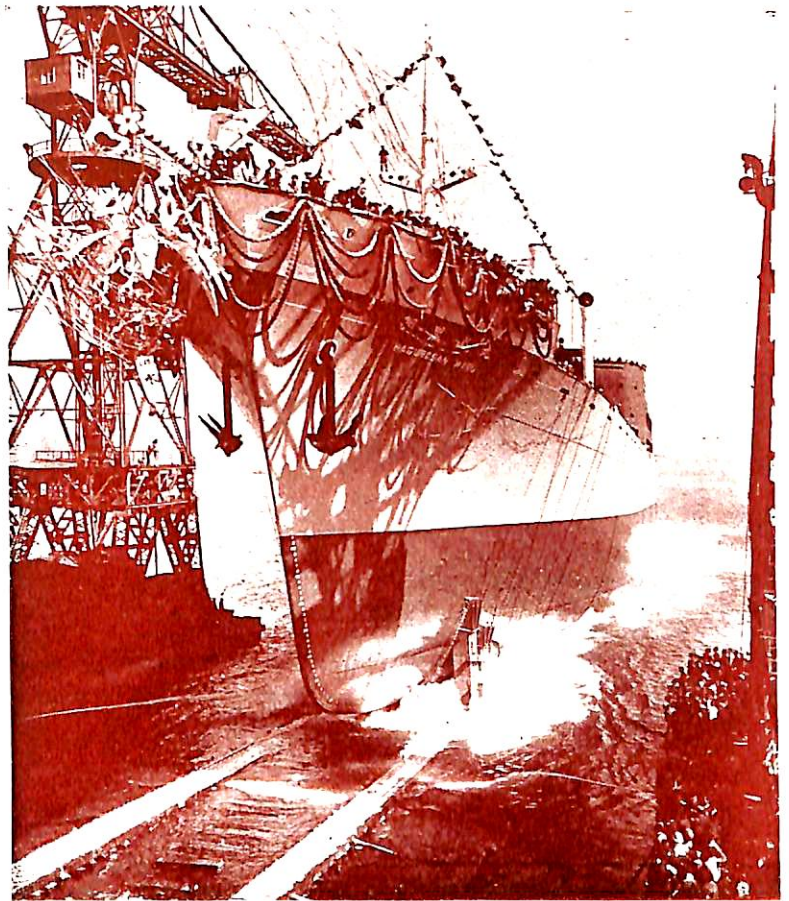


S/T "ANDREAS V."

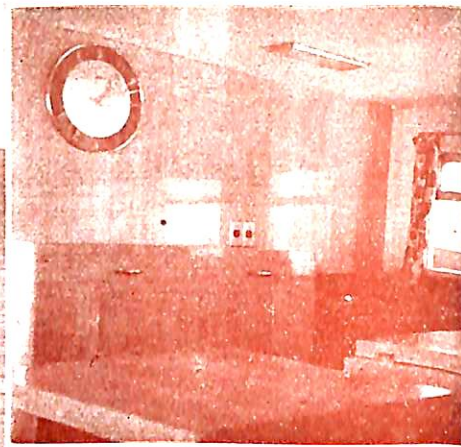
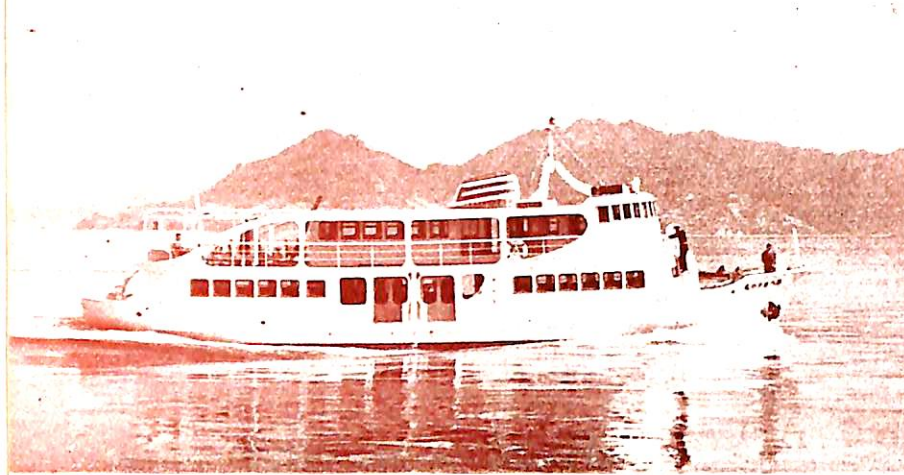


← ら ぶ ら た 丸

“羽 黒 山 丸”  
(HAGUROSAN MARU)



要目	船名	S/T “ANDREAS V.”	ら ぶ ら た 丸	羽 黒 山 丸
全 長		677'-10"	約 151.11m	
長 (垂)		640'-0"	140.00m	145.00m
幅 (型)		90'-0"	19.20m	19.60m
深 (型)		46'-0"	12.30m	12.50m
吃 水		約 34'-7 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> "	約 9.10m	8.32m
総 噸 数		約 22,000噸	約 8,800噸	7,200噸
載 貨 重 量		約 34,200噸	約 11,100噸	10,600噸
速 力		約 17.4節	16.25節	(満載) 18.5節
主 機		タービン	三菱神戸ズルザー タービン機×1	三井B&Wタービン機 (ターボチャージャー付)
出 力		17,500 S.H.P	8,500 B.H.P.	11,250 B.H.P.
船 級		L R	NK, LR	LR, NK
起 工		29-10-20	29-11-13	29-11-6
進 水		30-3-9	30-2-26	30-2-26
竣 工		30-7-1 上旬予定	30-6-1 中旬	30-6-10 予定
船 主		<b>TRANSOCEAN MARINE CORPORATION MON- ROVIA, LIBERIA</b>	大阪商船株式会社	三井船舶株式会社
造 船 所		日本鋼管・鶴見造船所	新三菱・神戸造船所	三井造船・玉野造船所



二等旅客室

小型旅客船“第八平戸丸”

船主 平戸口運輸株式会社  
造船所 有限会社 松浦鉄工造船所

長 (垂) 22.80m  
幅 (型) 6.00m  
深 (型) 2.30m  
総噸数 141.83噸  
旅客定員 二等 17名  
三等 393名  
合計 410名

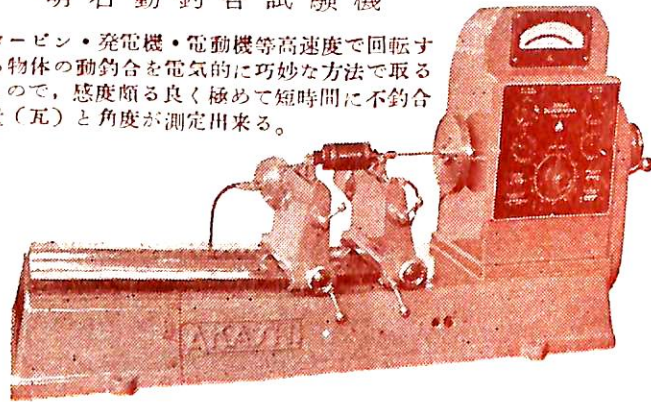
航行区域 平水区域  
(航海時間 1時間未満)  
主機 械 阪神単働四衝程ディーゼル  
機関×1  
出力 (最高) 220 B.H.P.  
(航海) 11.402馬  
10馬  
進水 30-2-15



材料試験機  
動約合試験機  
振動計  
電子顕微鏡  
ねじ転造盤

明石動約合試験機

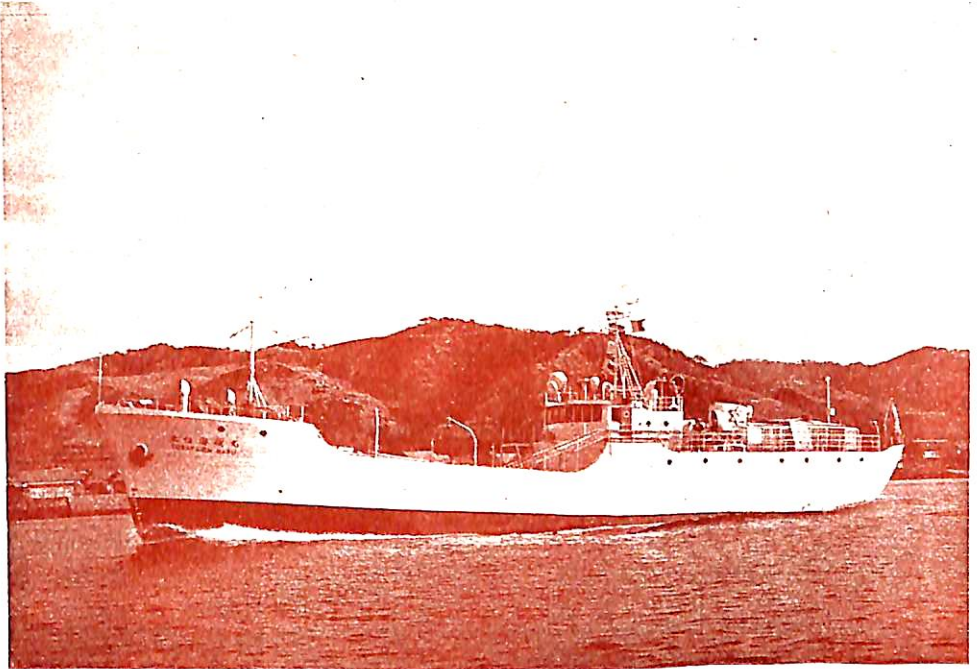
タービン・発電機・電動機等高速で回転する物体の動約合を電氣的に巧妙な方法で取るもので、感度順る良く極めて短時間に不約合量(瓦)と角度が測定出来る。



株式会社 明石製作所

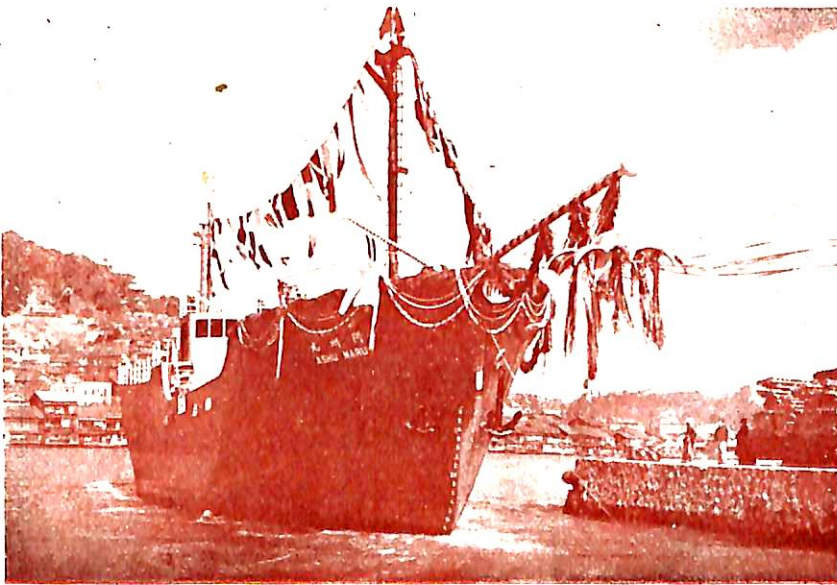
本社・工場 東京都品川区東品川五丁目一  
電話 大崎(49) 8146 (代表) 8147・8148・8149

大阪出張所 大阪市北区網笠町五〇 堂ビル611号  
電話 堀川(35) 0951・1820・6650・9815 (直通)



土佐海援丸（鋼製漁業実習船）

3—3—15竣工



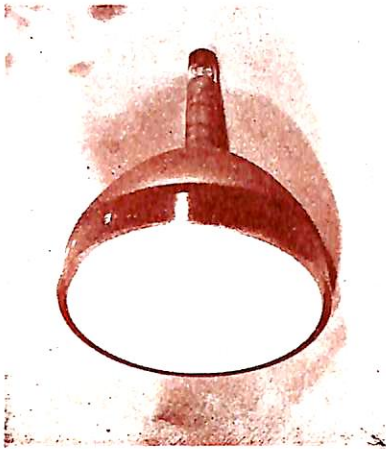
阿州丸（鋼製漁業実習船）

\* 土佐海援丸の要目下記  
阿州丸の要目と同じ

船主 徳島縣教育委員会  
造船所 日立造船・向島工場

長 (魚船法による) 39.50m  
幅 (型) 7.30m  
深 (型) 3.70m  
満載吃水 3.10m  
総噸数 約 320噸  
主機 ディーゼル機関×1  
出力 650 B.H.P.

速力 (試運転最高) 約 11.5節  
乗組員 (教官及び生徒) 約 52名  
船級 遠海区域第3種漁船  
竣工 29 12 16  
進水 3 3 10  
竣工 30—4—未予定



## 10吋新型レーダー用ブラウン管10KP7

日立製作所では既に今後の船舶にはなくてはならないレーダー装置の心臓部レーダー用ブラウン管について、5吋、7吋、12吋を生産しつつあつたが、この程映像面直径10吋の新品種を完成した、これで今後はレーダー用ブラウン管も輸入に依存しなくともよくなつて来た。このレーダー用ブラウン管は、10吋丸型バルブを用い、電磁偏向、電磁集束方式のもので蛍光色は青、残光は特に長く、その色は黄である。10吋のものとしては我国ではじめての製品である。10KP7の概略仕様は下記の通りである。

外形 全長 $448 \pm 10$  mm.  
 バルブ最大径  $267\phi \pm 3$  mm  
 ネット直径  $36.5\phi \pm 1.6$  mm  
 有効直径 332 $\phi$ 以上  
 口金 デュオデカル5脚、キャビティキャップ  
 ヒーター 電圧6.3V、電流0.51~0.66A、

電極間静電容量 第一格子-他電極  $6.5\mu\text{F}$   
 陰極-他電極  $5.\mu\text{F}$   
 最大陽極電圧 12,000V  
 最大第2格子電圧 770V  
 最大第一格子電圧 180V  
 ヒーター陰極尖頭電圧 125V以下  
 第一格子回路抵抗  $1.5\text{M}\Omega$ 以下

**船内装備**

設計と施工

日本橋

**高島屋**

装飾部

電話千代田(27) 4,111

**カネガフチ**  
**デイゼル**

漁船用 120~650HP  
 動力用 25~650HP  
 自家発電用

**鐘淵デイゼル工業株式会社**

東京都葛田區旗本町2丁目  
 電話 東京(68) 代表 5391~3番

# 内 燃 機 関

## 技 術 雜 誌

# 熱 機 関

本邦に於ける唯一の内燃機関専門雑誌。1月創刊号発行以来逐月好評噴々、特に船舶機関関係者の御購読を期待します。

### 4 月 号

新製品、川崎M.A.N.VV20/30型 4サイクルディーゼル機関に就て……川崎重工  
 2サイクル機関の性能に就て……東京発動機  
 原子動力の諸問題……運輸技術研究所  
 軽量大馬力高速ディーゼル機関の新傾向……三菱日本重工  
 農産の推移に就て……機械試験所  
 ジェットエンジンの現勢……日本ジェットエンジン  
 2サイクル排気ターボ過給機付STORK機関……  
 英国ガスタービン鋼の発展とその特性……リンデテメス会社  
 =技術スナップ=  
 微粉炭燃焼ガスタービン  
 内燃機関のネジ結合と2硫化モリブデン潤滑剤  
 サーフェスイグニッションの研究のための補助点火栓  
 =電装品の頁=  
 機関始動用スターターに関する諸問題……沢藤電機  
 自動車用電圧電流調整機に就て……日本電装  
 =海外文献=  
 船用ガスタービンの燃料系統と制御……運輸技術研究所  
 ジェットエンジンの非定常性能の測定……機械試験所  
 翼列の研究……運輸技術研究所  
 アメリカで定めた燃焼関係用語の定義……"  
 =連載講座=  
 内燃機関の熱力学(4)……名古屋大学  
 ガスタービン(4)……慶応大学  
 =新製品紹介= 横浜M.A.N. K10Z78/140, LAB型ディーゼル機関

前田宗雄  
 須田維光  
 中田金市  
 岡村健二  
 海上次郎  
 今井兼一郎  
 秋山武郎  
 林弘太郎

杉本茂久治  
 加藤秀太郎

三輪光砂  
 山本勝郎  
 青木内正男  
 青木和彦

小林明  
 佐藤豪

### 5 月 号 (4月15日発売)

L12FH 17S型 700馬力 4サイクルディーゼル機関に就て……新潟鉄工所  
 小型ガスタービン……運輸技術研究所  
 過給機付4サイクルディーゼル機関の性能……石川島芝浦タービン  
 ディーゼル機関の掃気に就て……大阪市立大学  
 高過給4サイクルディーゼル機関(JB8A型)に就て……新三菱重工神戸  
 カツリン機関の燃焼に関する1実験……富士精密  
 小型機関のラッピング運転に就て……大阪府立工業奨励館  
 シェットエンジンの燃料制御系統……石川島重工  
 横浜M.A.N. K10Z78/140LAB型ディーゼル機関に就て……三菱日本重工  
 陸船用ディーゼル機関軸承の故障と修理……住吉鉄工所  
 ドイツに於けるディーゼル機関車……鐵道技術研究所  
 最近の精密鑄造の精度に就て……石川島重工  
 船用ディーゼル機関クランク軸の強度計算……日本ジェットエンジン  
 原子力発電に就て……広島大学  
 =連載講座=  
 内燃機関の熱力学(5)……名古屋大学  
 ガスタービン(5)……慶応大学  
 =海外文献=  
 点火栓を2個用いた表面点火の解析……運輸技術研究所  
 ノックの原因と思われるO-H基の連環反応……日本大学  
 翼列の2次的流れの観察研究……運輸技術研究所

山本盛忠  
 三輪光砂  
 堀山泰男  
 大井俊一  
 吉田良直  
 戸田康明  
 塔本博  
 大島章作  
 磯貝誠  
 長谷川静香  
 横堀進  
 中村素  
 三輪國男  
 平原栄治

小林明  
 佐藤豪

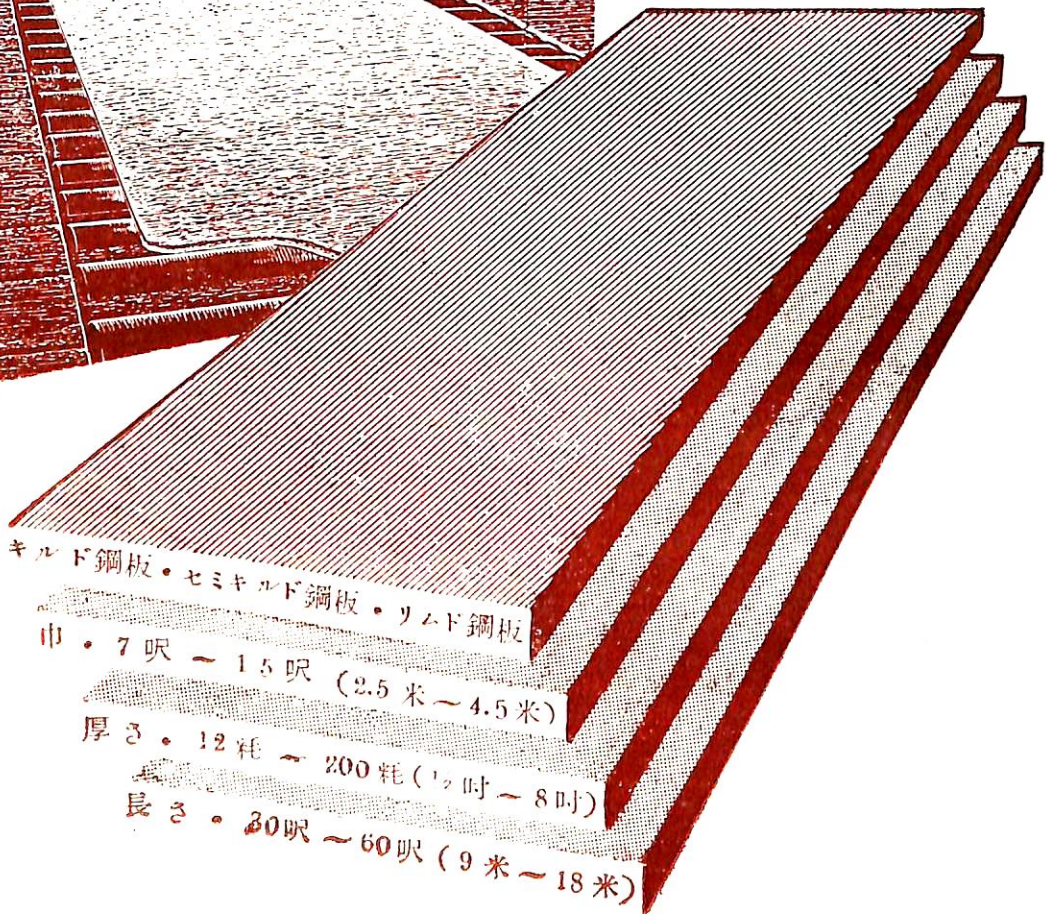
青木和彦  
 齊間厚  
 大塚新太郎

定価 1ヶ月 150円(〒8円) 半年 800円(〒共) 1年 1500円(〒共)

上記雑誌、書店品切の際は直接弊社へ御申込下さい。尚1月創刊号、2月号、3月号、4月号共に弊社に在庫あり、(定価各150円)

株式会社 工業資料社 東京都新宿区南横町三 振替東京 110167番

# 日鋼の厚鋼板



キルド鋼板・セミキルド鋼板・リムド鋼板  
 巾・7呎～15呎 (2.5米～4.5米)  
 厚さ・12耗～200耗 (1/2吋～8吋)  
 長さ・30呎～60呎 (9米～18米)

厚み12耗以下6耗まで如何ような寸法にでも御求めに応じます。


**日本製鋼所**

東京都中央区京橋1の5・大正海上ビル  
 支社 大阪市北区堂島中1の18  
 営業所 福岡市天神町・札幌市南一条



# 波型隔壁の強度

永井保

横浜国立大学助教授

最近建造される油槽船の隔壁には波型が大巾に採用されて來たり、これを波型隔壁 (Corrugated BHD., Cranked PL. BHD.) とよんでいる (第1圖参照)。

ロイドの基準では波の深さ 100 mm 以上一辺の長さ 635 mm 以下斜邊の角度 45° 以上となつている。この蔡設計者の立場として波型隔壁の強度に関する知識の保有は波の型あるいは大きさ決定に當り大變に氣強い。波型隔壁の採用理由の第一は普通隔壁では強度上防塵材を必要とするがこれは板自身防塵材の役目をもつていること、第二に防塵材付板等があつてもその数は非常に少ないので普通隔壁よりも表面積がずつと小さい (防塵材を多く用いるなら波板本來の使命に反することになる)。従つて油水槽の仕切に使われる時清掃に便利でまた防錆保存に有利になる。以上二大理由により油槽船の縦横油密隔壁に使う外貨物船の深水輪の隔壁にもなつている。波型隔壁の波には用途により水平垂直の二様がある。油槽船では縦隔壁は船體縱強力部材に算入する關係上水平波を用いる。横隔壁は何うでもよいか縦横隔壁交叉點の工作法の簡易性と甲板荷重を支えるのに有利な理由のため垂直波が用いられる。そして船側水壓の支えは船側との間に少し平らな部分を作つて防塵材を取付け一種の特設肋骨の役目をさせているのを見る。これはまたビルジの曲つた外板と波板の搭接上の困難性をさけて、さて波板\*1が普及して來た今日前述の二大理由以外にさらに強度上にも有利な點がありそうである。これについては本邦においても學者技術者により早くから論ぜられて來た<sup>2)3)4)</sup>。それらの中注目すべき結果は (1)  $I/y$  を等しくして比較實驗を行つた際波板はひどい座屈を起して破壊しているのに普通隔壁の方は殆んど變形しなかつた、(2)  $I$  を等しくした時發生した最大應力は計算上の  $I/y$  が波板の方が普通隔壁より 15% 大きいにもかかわらず

らずほぼ等しい。また中央部の撓みは波板の方が15%も大きい。但しこの際波板と普通隔壁の重量比は 68:100 で板の方が少い。もし撓みを等しくすれば 80:100 にてやはり波板の方が少い。以上得られた結果も兩隔壁における縦横端縁の拘束度の不同により嚴密性の程度が不明である。

## 第1章 曲げ強度

(單純曲げ實驗との比較)

非座屈動作:— 第2圖にある標準の波板を示す。ここで  $b$ =フランジの巾、 $c$ =ウェブの長さ、 $d$ =波の頂底間深さ (板の中心線間の)、 $t$ =板厚、 $p$ =波のピッチ

單一波型 (第2圖) につき次の幾何學的性質を計算しておく。 $\frac{t}{d}$  が小さい故中性軸に關して斷面積  $A =$

$2t(b+c)$ 、面積モーメント  $H = \frac{td}{2}(2b+c)$ 、斷面係數

$Z = \frac{td}{3}(3b+c)$ 、二次モーメント  $I = \frac{td^2}{6}(3b+c)$  となる。

これを基にし曲げ理論で計算した弾性應力および撓みは單純曲げを受ける鋼<sup>5)</sup>あるいは Al 合金<sup>6)</sup>の波板實驗とよい一致を示す。第3圖に  $\frac{b}{c}$  に對し  $\frac{I}{tcd^2}$  の理論値並びに試験片 13 個の撓みより求めた實驗値とを示す。最外表面應力が比例限  $f_{pL}$  に到つた時の曲げモーメント  $M_{pL}$  は單純曲げ理論の應用出来る最大限度であり  $M_{pL} = Zf_{pL}$  となる。實際上波板の剪斷剛性は餘り重要ではない。もし  $F$  を波型一個の波板において曲げの中性軸に垂直な斷面上に作用する剪斷力とすればウェブ内の平均および最大剪斷應力は  $q_{mean} = \frac{F}{2td}$ 、 $q_{max} =$

$\frac{F}{2td} \times \frac{H}{Z}$  で與えられる。波板が  $M_{pL}$  以上の曲げモーメントをうける時板の抵抗モーメントの計算をするには板材料の應力と歪關係の知識を必要とする。さらに山谷の壓縮をうけるフランジ面上では最大纖維歪のある限界値で座屈を生ずる。そこで與えられたモーメントに對する最大歪變化をかなりの嚴密さで豫測することが重要になる。古典理論では應力と歪關係は完全弾性と完全塑性の兩域を示す 2本の直線で示される。これは歪硬化現象をもたぬか降伏應力  $f_y$  が比例限  $f_{pL}$  より少しし

1) N. Carter Modern Tanker Construction N.E.C. Vol. 66 1953

\*1 波型隔壁を便宜上略して波板と以下呼ぶことにする。

2) 渡邊惠弘「Corrugated BHD.の強度について」昭和 25 年播磨造船熔接研究会

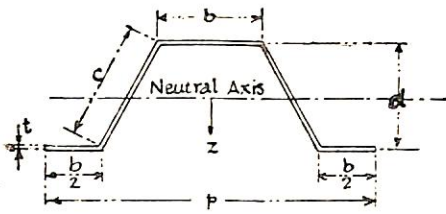
3) 造船研究協會 昭和 27 年度研究題目「波板の有効幅に關する研究」

4) 山口博、末長一志「波型隔壁の強度」三井造船技報第 1 號 昭和 27 年

5) 永井保、造船協會會誌 317 號掲載豫定昭和 30 年

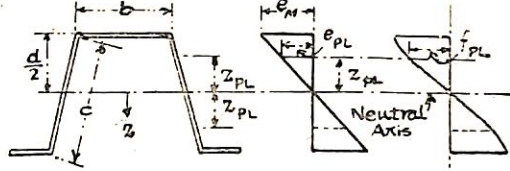
6) J. B. Caldwell「Bending strength of corrugated plate」Nov. 7, 1952 Engineer'ng





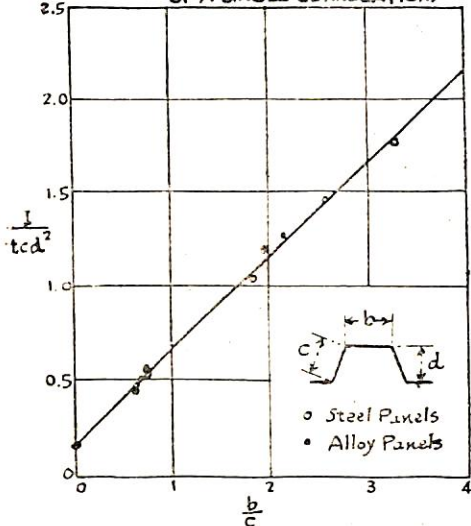
第 2 圖

STRESS DISTRIBUTION OVER TYPICAL SECTION STRAIN



第 4 圖

SECOND MOMENT OF AREA OF A SINGLE CORRUGATION.



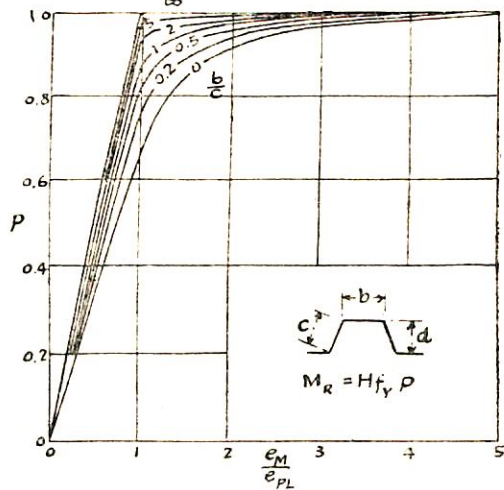
第 3 圖

$$-\frac{E}{a} \exp[-a(e - e_{PL})] Z d A + 2 \left[ f_Y - \frac{E}{a} \exp[-a(e - e_{PL})] \right] \frac{d}{2} b t$$

もし中性軸より距離  $\frac{d}{2}$  の歪が  $e_m$  であるとする  
 $M_R = \rho H f_Y$  とおける。但し  $\rho$  はある材料に対して  
 $\frac{e_m}{e_{PL}}$  と  $\frac{b}{c}$  の函数。船材料では  $f_Y = 26 \text{ tons}/\square''$   $E = 13000 \text{ tons}/\square''$   
 $a = \infty$  と假定出来る。典型的な Al-Mg 合金の實驗例では  $f_Y = 15.0 \text{ tons}/\square''$   $E = 4300 \text{ tons}/\square''$   
 $a = 1,000$  を示した。  $\rho$  の  $\frac{e_m}{e_{PL}}$  に対する變化を鋼に對し第 5 圖 Al-合金に對し第 6 圖に示す。與えられた曲げモーメントによる波板上の最大繊維歪は  $\rho$  の對應値により定義される。大きな歪では  $\rho$  は單位値に近く従つて非座屈パネルの局限曲げ強度は  $M_{ult.} = H f_Y = \frac{t d}{2} (2b + c) f_Y$  あるいは  $\frac{M_{ult.}}{t d c f_Y} = \frac{b}{c} + \frac{1}{2}$  これを鋼材波板パネルの實驗値とともに第 7 圖に示す。

さて非座屈動作の範圍で波板を設計するにはロイ

MOMENT OF RESISTANCE OF A SINGLE CORRUGATION, MILD STEEL

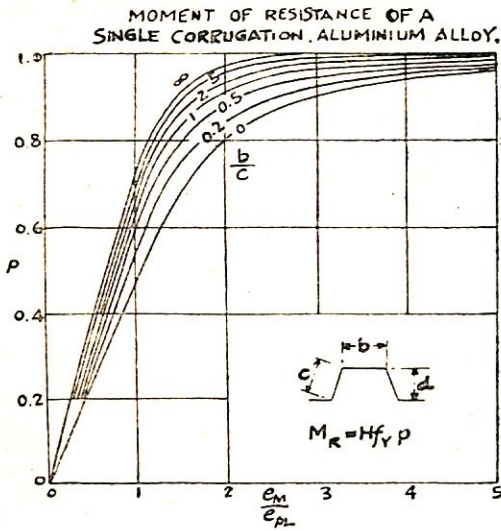


第 5 圖

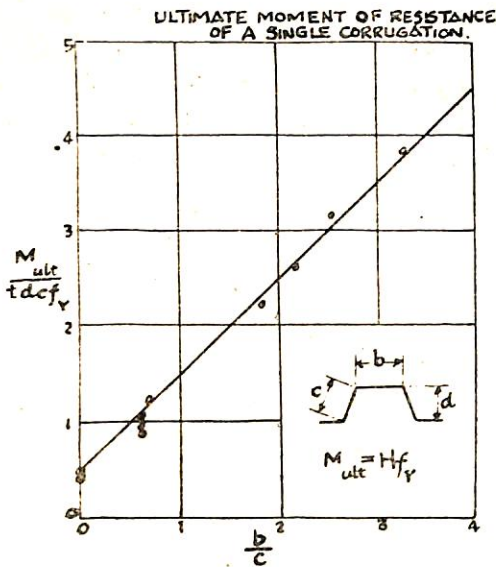
が大きいような構造用軟鋼に對しては充分嚴密と思  
 われる。しかし Al-Mg 合金の如き材料に對して (こ  
 れは一般に船體構造用輕合金には最も適している) は  
 弾性から塑性への變化は緩慢である。そこで抵抗モー  
 メントの計算に理想化された直線關係を使用することは  
 最大繊維歪を過小評價することになる。積分可能な形  
 に應力と歪間の關係を表現するため次の如くおく  $0 < f < f_{PL}$   
 $f = E e$   $f_{PL} < f < f_Y$  對して  $f = f_Y - \frac{E}{a} \exp[-a(e - e_{PL})]$   
 ここで  $f$  と  $e$  は應力と歪、 $E$  はヤング率、 $e_{PL}$   
 は比例限  $f_{PL}$  に對する歪、 $a$  は無次元數、そして  $f_Y$   
 は應力と歪曲線の傾斜がそこで零になる應力と定義す  
 る。これは鋼並びに Al 合金に對し降伏點と名付けられ  
 よう。以上の表現にて波型斷面の抵抗モーメントを計  
 算するには更らに材料は壓縮引張兩側で同一な應力歪  
 特性をもつと假定する。すると斷面上の應力分布は常  
 に中性軸に關し對稱となる (第 4 圖参照) そして波型  
 の抵抗モーメント  $M_R$  は中性軸より距離  $Z_{PL}$  の應力  
 が  $f_{PL}$  の時

$$M_R = \int_{-\frac{d}{2}}^{\frac{d}{2}} f Z d A = \int_{-Z_{PL}}^{Z_{PL}} E e Z d A + 2 \int_{-Z_{PL}}^{Z_{PL}} \left[ f_Y - \frac{E}{a} \exp[-a(e - e_{PL})] \right] Z d A$$

7) R.D. Middleton 「Section moduli for bulkhead stiffeners and their application to cranked plate bulkheads」 shipbuilding and Shipping Record, Oct. 1, 1953

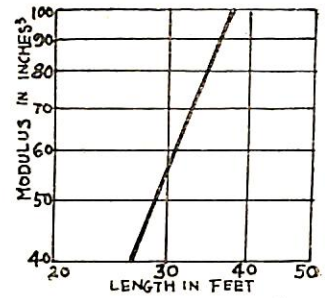


第 6 圖

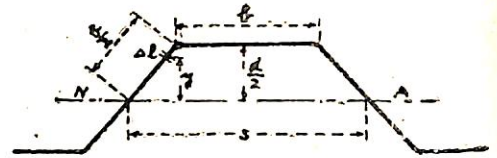


第 7 圖

F 規則 3 表を波板に應用することがあるいは有効かも知れない。その理はこの表は隔壁材の断面係数を長さに対し示しているからである。しかしそれには長さ 27 ft. 以上の波板に適合出来るように次の如く範圍を擴大する必要がある。今 L (スパンの長さ) と Z (断面係数) を x と y に改め  $y = mx^n$  とすれば對數關係では  $\log y = \log m + n \log x$  ここで m, n を決めるには F 規則の x, y を代入し m, n に対する聯立方程式を解けば  $m = 6.85, n = 2.73$  と決まる (第 8 圖参照) かくて波板のスパン 27 ft 以上に利用するにはさらに波型断面  $I_{NA}$  と Z に関し次の如く取扱う (第 9 圖参照)。



第 8 圖 Stiffness modulus graph



第 9 圖 Crank detail

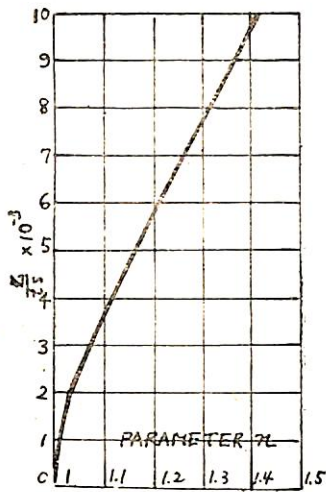
T. Corin によれば波型の最有効な型は相等しい巾の側板 (ウ=ブ) をもつことであるからその場合 Z は變數 t, b, d の函數となる。故に  $I_{NA} = 2\rho t \int_0^{\frac{d}{2}} y^2 dy + \frac{tbd^2}{4}$

また  $dl = kdy, \rho = 1$  として  $I_{NA}$  は  $2tk \int_0^{\frac{d}{2}} y^2 dy + \frac{tbd^2}{4}$  となる。積分を實施し兩邊を  $\frac{d}{2}$  で除すれば  $Z = \frac{tkd^2}{6} + \frac{tbd}{2}$  此に  $\frac{b}{2} = k \frac{d}{2}$  を代入すると  $Z = \frac{2}{3} tbd$  となる。等しい側板の巾の故  $I = \frac{ts^3}{6} n(n-1)$  である。

従つて  $\frac{I}{ts^3d} = \frac{n(n-1)}{6d}$  ここで  $2b = ns$  さて  $d = \sqrt{s(n-1)s}$  を右邊に代入すれば  $\frac{Z}{ts^2} = \frac{n\sqrt{n-1}}{3}$  板厚は適當に選定されるかまたは規則より求められる。

そして頂底のフランジ巾の變數 n は  $\frac{Z}{ts^2} = \frac{n\sqrt{n-1}}{3}$  に對し計算される。これを第 10 圖に示す。これより n の任意値を讀取ることが出来る。そこで s がわかればわれわれの要求する板巾  $b (2b = ns)$  が定まる。一方 n, s が知れると第 10 圖より Z が讀取れるから  $Z = \frac{3}{2} tbd$  より d が決定される。かくて板巾に對し最有効の型が設計されるであらう。

座屈動作：— 断面係数 Z および断面積 A の表現式よりパネルの重量對強さの比は板厚に無關係になる。深い谷をもつた薄板は浅い谷の厚板より曲げでは一層有効であることは明らかだが構成板の座屈によるパネルの破損は板厚にある極少値を與えるはずである。波板が母線方向に垂直な軸に關して曲げを受ける時壓縮せるフレ



第10圖 Graph to give required plate width

ンジは均等壓縮應力であるがウェブは一方のフランジから他方フランジにかけて壓縮から引張に等しい大きさで線型に変化する。これらの負荷が板に座屈を生ぜしめこの各々に對する限界應力は板境界に理想的な條件を假定すること決定される。波板ではウェブと壓縮せるフランジとの共通線の條件は兩板の巾の比により影響される。この際座屈荷重の決定には共通線の拘束度と斷面の座屈形を知らなければならぬ。座屈した後の形は第11圖の如くである。そして座屈後共通線は見掛上直線でウ

BUCKLED FORMS OF CORRUGATED PLATE.



第11圖

ェブとフランジとのなす傾斜角は變化なく保持されると考えられる。波板に座屈を生ぜしめる曲げモーメントの嚴密解は次の撓み形をウェブが満足することを要求する。  $\Delta \Delta w = (\alpha + \beta y) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$  ここで  $x, y$  はウェブ板内の直角坐標  $w$  は  $(x, y)$  点における撓みでウェブ面に垂直な方向にある。  $\alpha, \beta$  は端の壓縮荷重分布を決める係數。この式の解  $w$  は無限級数の形で與えられるが以下の解析上この解は不適當である。従つて嚴密解は非實用的となるためウェブの端では同一座屈値をあたえる相等深さ  $c_1 = \lambda c$  を假想しこの  $c_1$  上を均等壓縮力が作用する如き場合に置換えて考えることにする。すなわち

8) S. Timoshenko 「Theory of elastic stability」 (Mc Graw-Hill Book Co. 1936)

$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$  の係數をば既知常數に置換すれば  $w$  の解は簡單で容易に解ける。さて長い平板が板内にて曲げをうける際座屈は兩端の壓縮應力が次に値に達すると發生する。

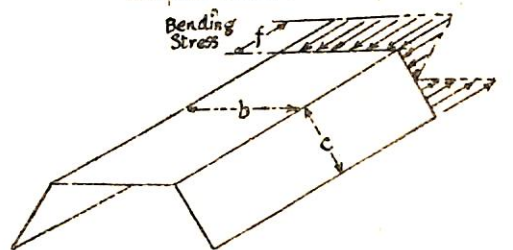
すなわち壓縮座屈應力  $f_{cr} = \frac{K_c^2 D}{t c^2}$  ここで

$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$   $t$  と  $c$  は板厚および板巾である。(E: ヤング率  $\nu$ : ポアソン比) そして  $K_c$  は板の巾對長さの比と板の端縁の拘束度により變化する常數項である。上述と同一境界條件であるが巾  $c_1$  の板が對應端上に均等

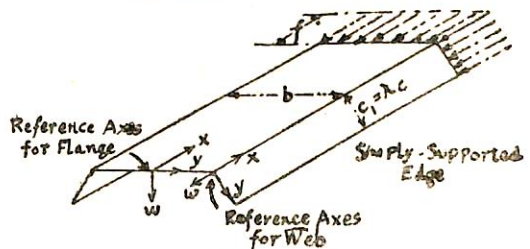
壓縮應力をうけた際は座屈應力  $f_{cr1} = \frac{K_{c1}^2 D}{t c_1^2}$  の時座屈する。以上兩者の座屈應力が等しくなるためには  $f_{cr} = f_{cr1}$  あるいは  $\frac{c_1}{c} = \frac{K_{c1}}{K_c} = \lambda$  である。このことは巾  $c$  のウェブをば巾  $\lambda c$  の有効ウェブで置換えあたかも均等

壓力をうけているウェブの如く考える。しかも  $\lambda$  は同等斷面をもつウェブスパン上にて發生する壓縮座屈應力が曲げ條件の最初のウェブの座屈應力と一致するように選ばれる必要がある(第12圖参照)。この方法では最初のおよび同等のウェブの座屈形波長の差異については何ら解決されない故近似的取扱方法である。そして  $\lambda$  の最適値は實驗により決められる。この同等斷面のウェブと壓縮フランジは微分方程式  $\Delta \Delta w = -\frac{ft}{D} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$  ( $w$ : 撓み  $f$ : 長さ方向壓縮應力  $t$ : フランジまたはウェブの板厚) を満足する。板の負荷端は單純支持され  $x$  方向には  $m$  個の半波に座屈し  $y$  方向は半波1個とする。その時境界條件を満たす上式の解  $w$  が見出される。この表現式は各々の板で異なる4個の未知數をそれぞれ包

BENDING STRESS IN CORRUGATED PLATE.

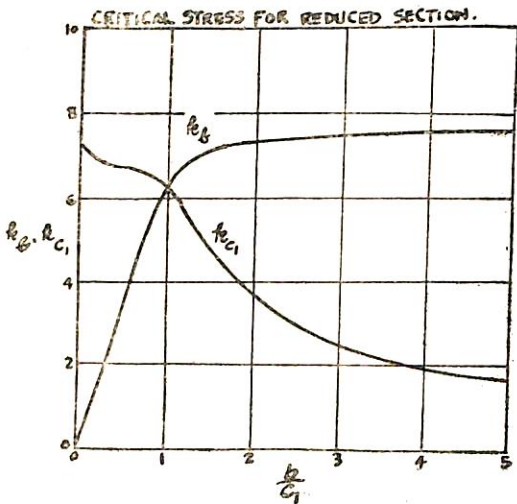


EQUIVALENT SECTION WITH REDUCED WEB



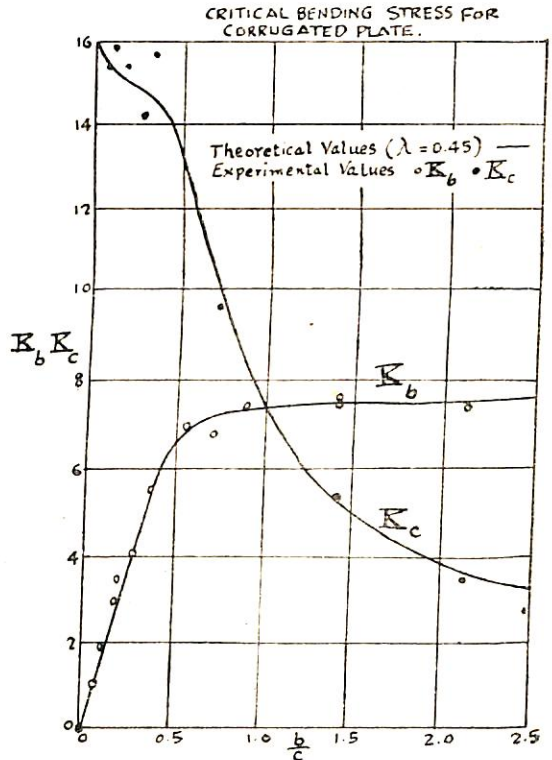
第12圖

有する。従つて8個の常数が8個の境界条件によつて決定される必要がある。第12圖の記號を用いると條件は以下の如くなる。フランジに對して (1)  $y=0$  で板には剪斷力がない (2)  $y=0$  で板の傾斜  $\frac{\partial w}{\partial y}$  が零、(1) (2) 條件は對稱條件より導かれる。(3)  $y=\frac{b}{2}$  で  $w=0$  次に連続條件 (4) フランジとウェブの傾斜は共通線で等しい (5) 共通線で曲げモーメントが等しい。(3) (4) (5) の諸條件は第11圖の座屈形の假定より導かれる。一方ウェブに對して (6)  $y=0$  で  $w=0$  (7)  $y=c_1$  で  $w=0$  (8)  $y=c_1$  で曲げモーメントなし。(7) (8) の兩條件は最初のウェブを同等ウェブにより置換してえられる。以上の諸條件を撓み函数の導函数の項で書き8個の一次聯立方程式より8個の未知数が得られる。これら方程式の解が零でない値をもつための條件より座屈値  $f_{cr}$  が決められる。 $f_{cr} = \frac{k_b^2 D}{tb^2} = \frac{k_c^2 D}{tc_1^2}$  ここで  $k_b$  はフランジ中  $b$  のウェブ深さ  $c_1$  との比および板長と  $b$  との比の函数。實際は大抵の場合パネルの長さは  $k_b$  すなわち座屈値に無關係になるので座屈現象はただ材料の性質と  $\frac{b}{c_1}$  および  $\frac{t}{b}$  によつて決定される(第13圖参照)そこで最初の曲げをうける波板に對し壓縮フランジ内の座屈應力  $f_{cr}$  は  $f_{cr} = \frac{K_b^2 D}{tb^2} = \frac{K_c^2 D}{tc_1^2}$  と書かれる ( $\lambda$  に値を選定して) 以上の理論は板の應力が到る處材料の比例限をこえないことを基底とした。今  $f_{cr} > f_{pl}$  であれば  $E$  をは修正率にて置換することを要する。そして實驗結果から  $f_{cr}$  が  $f_{pl}$  に比して餘り大きくなければ  $E_{sec}$  (secant modulus =  $\frac{\text{應力}}{\text{歪}}$ ) の利用は座屈値に對



第 13 圖

しかなり信頼度の高い値を興える。さて  $E_{sec}$  を用いて波板に座屈を生ぜしめる壓縮フランジ内の限界歪は  $\epsilon_{cr} = \frac{K_b^2 t^2}{12(1-\nu^2)b^2} = \frac{K_c^2 t^2}{12(1-\nu^2)c^2}$ 。そしてこの式は彈性塑性兩域に應用出来る。減少率  $\lambda$  は單純曲げ状態にある波板の試験により決定された。この實驗にて試験片の  $\frac{b}{c}$  は 0~2.15 の範圍で中央断面に座屈が發生するまで靜的に負荷された。座屈應力が材料の比例限をこえれば座屈は試験片の急激な破壊によつて發見されるので比較的容易に座屈點が決められる。彈性内座屈の特徴としては壓縮フランジの波の増大がみられる。そこで座屈値の實測はここではウェブとの共通線に對するフランジの撓みを測定して Southwell<sup>9)</sup> の解析法によつた。荷重と歪との關係は撓んだパネルの曲率を測定すれば求められるので従つて座屈限界歪が導出される。これら結果とパネルの既知寸法より  $K_b$  および  $K_c$  の値が計算される。第14圖では座屈常數  $K_b$ ,  $K_c$  と  $\frac{b}{c}$  の理論値並びに實測値を示す ( $\lambda=0.45$  として) そこで半ば實驗的解が正當化されたので第14圖は單純曲げの座屈限界



第 14 圖

9) R.Southwell, Proc. Roy. Soc., vol. 135, p 601 1932

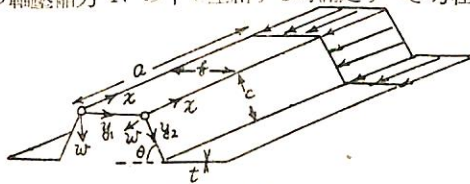
歪を評價するために利用される一方第5, 6圖より最大纖維歪に對する與えられたモーメントを讀取ることが出来る。これが限界モーメント  $M_{cr}$  である。

斷面寸法の選定:— 以上により與えられた寸法の波板パネルに對し曲げモーメント  $M_{PL}$ ,  $M_{ult}$ ,  $M_{cr}$  がそれぞれ計算出来る。パネル破損の形式はこれらモーメントの相對値に支配される。もし  $M_{cr} < M_{PL}$  ならば座屈後でも負荷される荷重は支えられ終局破損は變形斷面の降伏による。もし  $M_{PL} < M_{cr} < M_{ult}$  ならばパネルの終局強度は  $M_{cr}$  である。もし  $M_{cr} = M_{ult}$  ならばパネルは座屈による破壞以前に材料の降伏により弱つてしまう。船體構造上弾性座屈は接手の水密性保持上さげねばならない。従つて水油槽隔壁の寸法は  $M_{cr} > M_{PL}$  を要す。一方パネルの單位重量當りの曲げ強度比は板厚  $t$  に無關係であるから  $M_{cr}$  は  $t$  とともに増大する。従つて最有効隔壁は  $M_{cr} = M_{PL}$  に作製されるを要す。一方區劃隔壁は working load がパネルの破壞荷重をば限定する。そこで波板の完全な曲げ強度をもたせるためには  $M_{cr}$  が  $M_{ult}$  より小さ過ぎてはならない。かくていずれの場合でも斷面寸法要素  $b, c, d, p, t$  の關係はパネルの有効性を考慮に入れて定める必要がある。さて  $M_{cr}$  あるいは  $M_{ult}$  の値は負荷條件から知られさらに斷面の幾何學的性質  $p = 2b + 2(c^2 - d^2)^{1/2}$  の三條件が上の未知數5個に對應するが、この内ある寸法は多くの實船の場合空間(space)とか減接部材との結合性の便宜さ等により限定される故残りの寸法要素は最有効斷面形を備えるよう決定されると思われる。

## 第2章 壓縮強度 (壓縮實驗との比較)

波板は甲板荷重に耐えるため充分な壓縮強度を保たねばならない。この場合非座屈現象は全負荷荷重  $W$  が  $\sigma A$  ( $A$ : 全斷面積) に等しい故計算は容易である。次に座屈現象を取扱うことにする。

座屈動作<sup>10)</sup>:— フランジあるいはウエブが單位長さ當りの軸壓縮力  $N$  の下で座屈する時満足すべき方程式



第15圖

は前述の通り  $4dw = -\frac{N}{D} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$ . 第15圖を参照して  $y_2 = c$  縁で支持の時(他の條件は第1章と同様)座屈壓縮力  $N$  (kg/mm) は

$$\alpha = \sqrt{\frac{m^2 \pi^2}{a^2} + \sqrt{\frac{N}{D} \frac{m^2 \pi^2}{a^2}}}$$

$$\beta = \sqrt{-\frac{m^2 \pi^2}{a^2} + \sqrt{\frac{N}{D} \frac{m^2 \pi^2}{a^2}}} \text{ として}$$

$$\alpha \tan \beta c \left(1 + \text{th} \frac{b\alpha}{2} - \text{th} \alpha c\right) = \beta \text{th} \alpha c \left(1 - \tan \frac{b\beta}{2} \tan \beta c\right)$$

より決まる。次に  $y_2 = c$  縁で固着の時座屈力  $N$  は

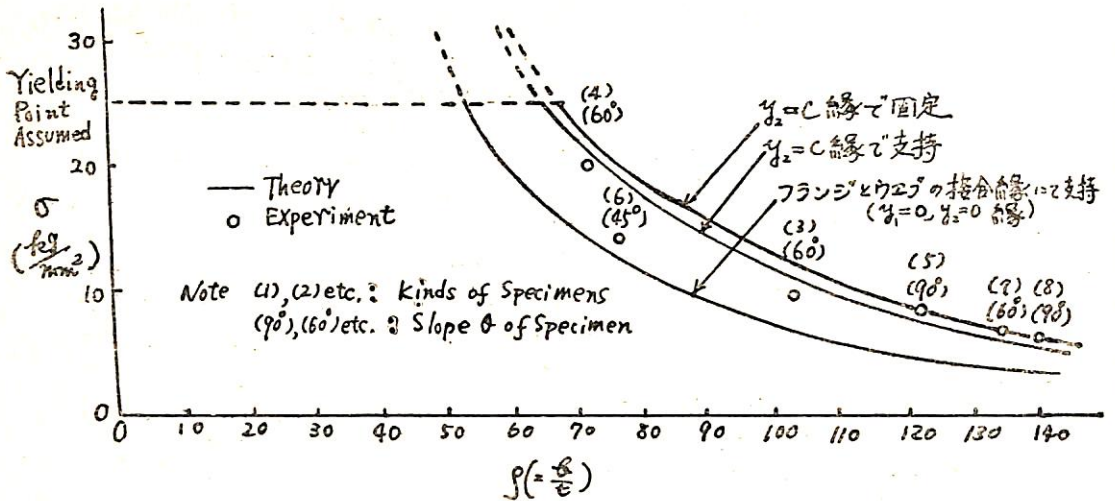
$$\begin{aligned} 2\alpha\beta \cos \frac{b\beta}{2} \text{ch} \frac{b\alpha}{2} + a^2 \sin \beta c \cos \frac{b\beta}{2} \text{sh} \alpha \left(c + \frac{b}{2}\right) \\ = \alpha\beta \cos \beta c \cos \frac{b\beta}{2} \left(\text{ch} \alpha c + \frac{b}{2}\right) \\ + \alpha\beta \text{ch} \frac{b\alpha}{2} \text{ch} \alpha c \cos \beta \left(c + \frac{b}{2}\right) \\ + \beta^2 \text{ch} \frac{b\alpha}{2} \text{sh} \alpha c \sin \beta \left(c + \frac{b}{2}\right) \end{aligned}$$

より決まる。さらにフランジが  $y_1 = 0, y_2 = 0$  兩縁で支持されている時は  $\sigma = \frac{k\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \frac{t^2}{b^2} \cdot \frac{t}{b}$  に對する  $\sigma$  につき以上三條件の場合で數値計算すると第16圖の如くなる(實驗は圓點)。實驗は  $\frac{a}{c}$  を一定にして  $\frac{b}{c}$  に對する座屈値を検べてみた。なお  $\frac{a}{b}$  が實船の如く大きい場合は  $\frac{a}{b}$  の變化は座屈値に無關係となる。第17圖は  $\frac{b}{c}$  に對する  $\frac{N}{D} b^2$  を示す。従つてこの圖より波型隔壁の設計では  $\frac{b}{c}$  に對し  $\frac{N}{D} b^2$  を讀取りこれ

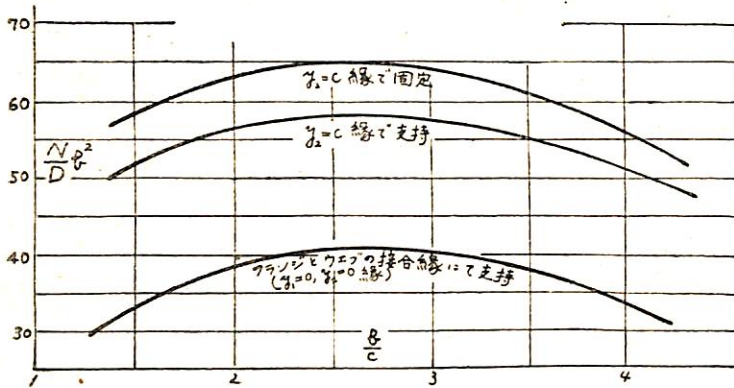
に  $\frac{b}{t}, \nu, E$  の既知數を代入すればその材料固有の壓縮座屈應力  $\sigma$  を決定することが出来る。第16圖の實驗方法はウエブとの共通縁に對するフランジの撓み  $\delta$  を直接機械的に測定するには困難を伴ふ故歪計を板の表裏に貼付けその差の自乗から解析して求めたものである。その際利用した基礎式は撓み  $\delta$  として表裏に貼布した歪計による歪を  $\epsilon_0, \epsilon_1$  また  $x$  方向の座屈半波數  $m$ , 板厚  $t$  を用いば  $\delta^2 = \frac{(\epsilon_0 + \epsilon_1)^2}{64t^2} \left(\frac{a}{m}\right)^4$  にて表わされる。そこで吉識の<sup>11)</sup>法<sup>1)</sup>を應用すれば座屈荷重  $P_c$  (kg) として  $P = P_c + E \left(\frac{b}{t}\right) \left(\frac{a}{m} / \frac{\pi^2}{1024} (\epsilon_0 - \epsilon_1)^2\right) \equiv P_c + K(\epsilon_0 - \epsilon_1)^2$  となる故  $(\epsilon_0 - \epsilon_1)^2$  に對し壓縮力  $P$  を置換した曲線に接線  $\theta = \tan^{-1} K$  を引けばこれが縦軸  $P$  と交わる點がすなわち  $P_c$  となる。板厚 1.2 mm の軟鋼試験片材料の性質は引張試験により定めた。そして  $E = 2.300 \sim 21650 \text{ kg/mm}^2$   $\nu = 0.3$  を得た故ヤング率は

10) T. Nagai, 「One note measurement of buckling stress in plate structure」日本應用力學聯合講演會, 昭和29年9月

11) M. Yoshik', Bull. Univ. of Tokyo No. 2, vol 24, 1954

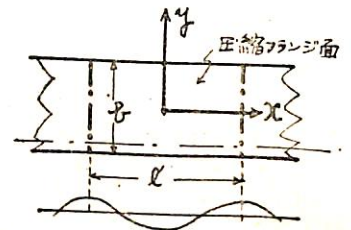


第 16 圖 Relation between  $\sigma$  and  $\rho$



第 17 圖 Relation between  $\frac{N}{D} b^2$  and  $\frac{b}{c}$

ここでは均等水圧による座屈動作を論ずる。エネルギー法によれば圧縮フランジの一波長間  $l'$  をとり座屈応力を求めるには (第 18 圖参照)



第 18 圖

2100 kg/mm<sup>2</sup> として計算を施した。理論中にはウェブとフランジとのなす傾斜角  $\theta$  (第 15 圖参照) の変化を含んでない。そこでこの効果を実験的に大體調べてみると丁度  $\frac{b}{c}$  が小さくなるにつれ ( $c, t$  を一定に保てば  $\frac{b}{t}$  が小さくなることと同等) 実験座屈點は理論より幾分小さく出るが  $\theta$  の減少もこれと同一傾向を示している。

### 第 3 章 曲げ強度 (均等水圧実験との比較)

波型 2 個の断面をもつ梁に均等水圧をかけた実験と理論値の比較について述べる<sup>12)</sup>。第 1 章では單純曲げ座屈を論じたが實船では水圧をうけることが屢々ある故こ

$$\sigma = \frac{D}{t} \frac{\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-\frac{p}{2}}^{\frac{p}{2}} (dw)^2 dx dy}{\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} Y^2 dy \int_{-\frac{p}{2}}^{\frac{p}{2}} [1 - k_2 \left(\frac{x}{l}\right)^2] X' dx}$$

但し  $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$   $w = AX(x)Y(y)$   
 $X' = \frac{dX}{dx}$   $t$ : 板厚  $D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$

$k_2$ : 母線方向の端条件により決まる常數

この式において  $\sigma$  が  $l'$  のある値で極小値をもつならその時の  $\sigma$  が座屈應力であり  $l'$  が座屈波長となる。故

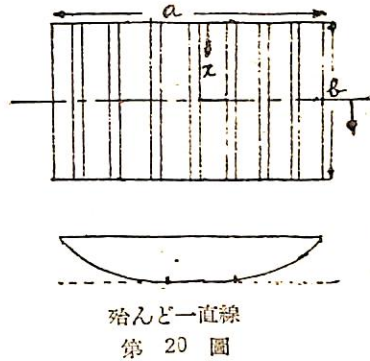
に座屈波長  $l'$  は  $\frac{l'}{b} = \sqrt[4]{\frac{3 + \frac{32}{3\pi} \alpha + \alpha^2}{1 + \frac{2}{3\pi} \alpha + \frac{\alpha^2}{16}}}$ , 座屈限界

12) 永井保, 「波板の均等水圧実験」未発表 昭和30年



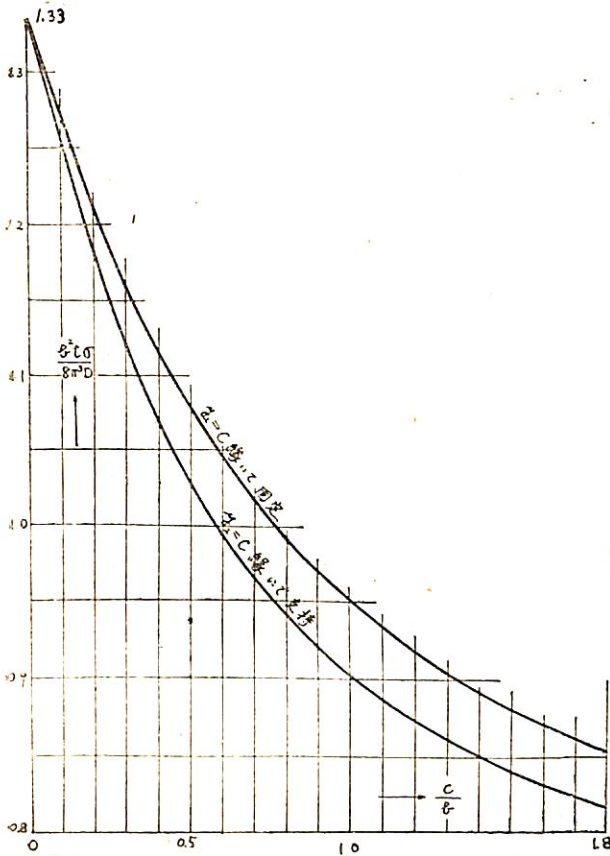
第4章 荷重と最大撓みとの関係  
(均等水圧実験との比較例)

波型隔壁の使用目的によっては有限な撓みで荷重除去後においても残留してお波板は未だ充分の負荷に耐えまた無限の撓みも生じない条件をばわれわれは屢々必要とする。この章は以上の要求に応じて材料の比例限をこえてさらに高い荷重をうけた際未だ波板が充分の餘剰負荷能力をもつための限界點を知るのに役立つようとするものである。第20圖の如く波板内にx方向をとる。



實船波板の寸法比では波の母線方向(x軸方向)の中點を連ねる撓み曲線は  $\frac{a}{b} > 1.3$  で殆んどその中心附近は直線状をなしもし  $\frac{a}{b} > 2$  ではその撓みの絶対値は一定になり直線状部分が増加する傾向をもつ。この性質は弾性状態に限らず板の一部に塑性域をもつともいえる。さて塑性領域の問題<sup>13)</sup>では種々の影響例えば應力集中、剪断歪、引張力、残留應力、局部座屈等が含まれている。これらの総合効果は既に普通の梁で従来までの種々なる実験結果により示された如く撓みの増加と耐えうる最大荷重の低下を來たさしめた。ここでは以上の総合効果を考慮して理論的簡便式を算出し実験値との比較を試みる。その理論解法 I として以下の假定をおく。

1) 荷重の増大につれ發生する塑性領域は初期降伏點と最大負荷荷重との間の餘剰部分を減少せしめるが歪硬化作用はこれを増加せしめる傾向をもつ。従つて兩者は互に相殺し合うものとして無視する。2) 換言すれば梁は full plastic moment に到つた斷面を除き他はすべて最初の有効なる剛性  $EI_0$  (後述) を保持し full plastic moment なつた斷面では一定モーメント  $M_p$  をもち廻轉は自由に生ずる。ここで有効剛性  $EI_0$  とはワランジに有効巾  $\lambda$ <sup>14)</sup> を考へて有効斷面二次モーメント



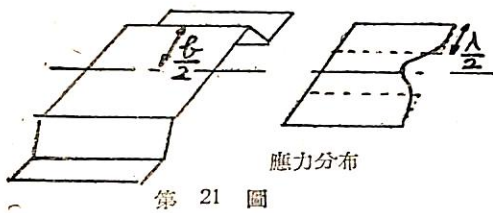
第19圖 Relation between  $\frac{c}{b}$  and  $\frac{b^2 t \sigma}{8 \pi^3 D}$

$$\text{應力 } \sigma \text{ は } \frac{t \sigma}{8 \pi^3} \frac{b^2}{D} = \sqrt{\frac{3 \left( 1 + \frac{2\alpha}{3\pi} + \frac{\alpha^2}{16} \right)}{3 + \frac{32\alpha}{3\pi} + \alpha^2}} + \frac{1 + \left( \frac{5}{3} + \frac{1}{\pi} \right) \alpha + \frac{\alpha^2}{4}}{3 + \frac{32\alpha}{3\pi} + \alpha^2}$$

によつてそれぞれ計算出來る。ここで  $\alpha$  は第15圖の記號に従えば  $y_2 = c$  線の拘束度によつて決まる常數で支持の時  $\alpha = \frac{4\pi}{3} \frac{c}{b}$  固定で  $\alpha = \pi \frac{c}{b}$  となる。實際にはこの兩條件の中間にある。さて上式の示す如く  $\frac{1}{b}$  および  $\frac{t \sigma b^2}{8 \pi^3 D}$  は  $\frac{c}{b}$  のみの函數になる。 $\frac{c}{b}$  に対し  $\frac{t \sigma b^2}{8 \pi^3 D}$  の關係をば第19圖に示す。波板の設計に當つてはこの圖より任意の  $\frac{c}{b}$  に對應する  $\frac{t \sigma b^2}{8 \pi^3 D}$  を讀取ることが出来る故さらに波板材料の性質である  $E \nu$  と波板寸法  $t, b$  を代入すれば座屈限界應力  $\sigma$  が知れる。

13) 永井保, 「波板の最大撓みについて」機械學會發表 (昭和29年11月28日)

14) C. H. A. Schade, S. N. A. M. E. vol. 53, 1951



第 21 圖

分布荷重 p, 両端支持

$$M = \frac{4}{\pi^3} pL^2 \sum \frac{1}{n^3} \sin \frac{n\pi x}{L}$$

$$n = 1, 3, 5, 7, \dots$$

中点において  $K_n = (-1)^{\frac{n-1}{2}} \frac{1}{n^3}$

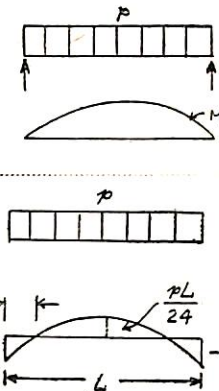
分布荷重 p, 両端固定

$$M = \frac{1}{\pi^2} p \frac{L}{2} \sum \frac{1}{n^2} \cos \frac{n\pi x}{L/2}$$

$$n = 1, 2, 3, 4, \dots$$

中点において  $K_n = (-1)^{n+1} \frac{1}{n^2}$

両端にて  $K_n = \frac{1}{n^2}$



第 22 圖

を  $I_e$  とした時の  $EI_e$  の値である (第 21, 22, 23 圖参照). 有効巾  $\lambda$  は (a) — ウェブとフランジの結合点の拘束 (この効果は  $\frac{\bar{\lambda}_n}{b}$  にて示す) (b) — 母線方向 (x 方向) 曲げモーメント分布状態 (この効果は  $K_n$  にて示す) (c) — ウェブおよびフランジ断面の幾何學的性質 (この効果は  $\beta$  にて示す) の三主要原因によつて決定される.

る. すなわち  $\frac{\lambda}{b} = \frac{\sum \frac{\bar{\lambda}_n}{b} K_n}{\sum \frac{K_n}{b} + \beta}$  ここで有効巾  $\lambda$  は最

大曲げモーメントをもつ断面において計算したものである. (3) ある断面が full plastic hinge になるまで剛性は最大曲げモーメント断面の  $EI_e$  である. (4) ある断面が full plastic hinge になれば前述の如くそこでは一定モーメント  $M_p$  でありまた他の部分はすべて弾性範囲にある故また新しく生ずる最大モーメントの断面での  $EI_e$  を決めうる. そして第 2 段階の full plastic moment が生ずるまでこの剛性を用う. (5) 座屈は少くともある断面が full plastic hinge になるまでは生じないものとする. 以上 5 個の假定を基礎にして塑性計算をすると (第 24 圖参照)

梁の中央より最初に降伏する場合  
第 1 段階 ( $M_e = M_y$  において)

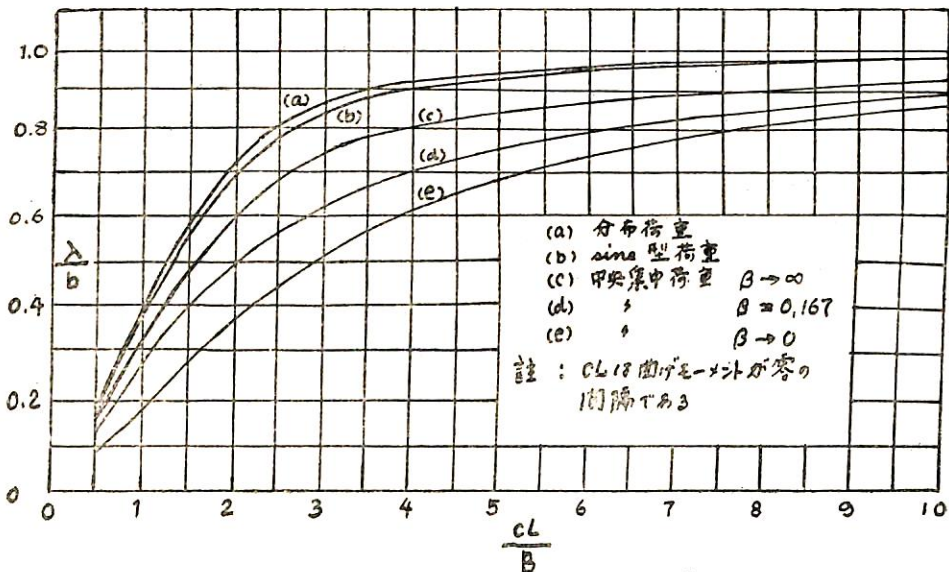
$$w_1 = \frac{24(2\kappa + 1)}{(6\kappa + 1)^2} M_y$$

$$\delta_1 = \frac{w_1}{EI_e} \left[ \frac{1 + 4\kappa}{93(2\kappa + 1)} - 0.0078 \right]$$

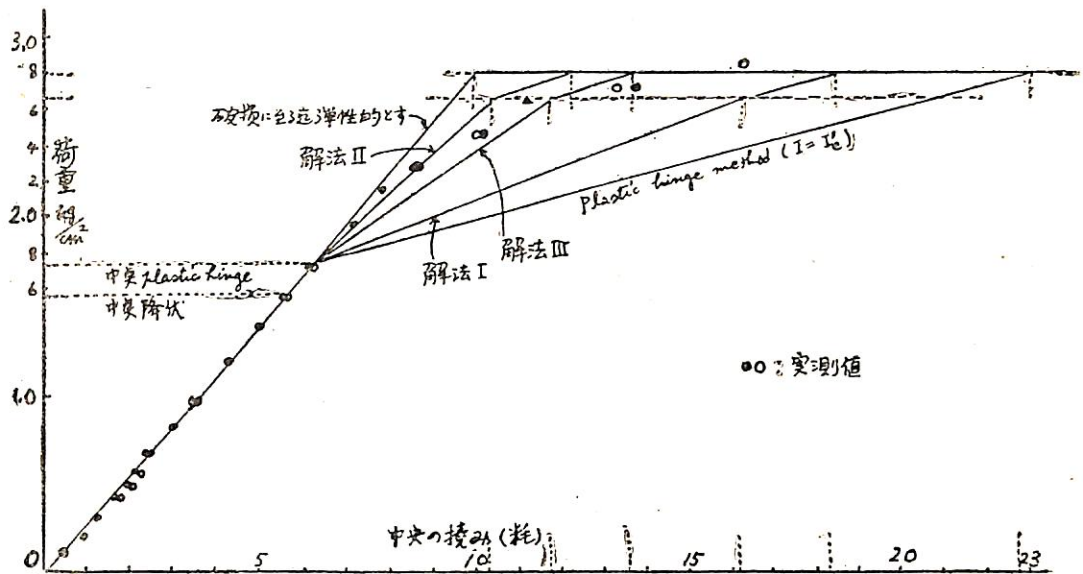
第 2 段階 ( $M_e = M_p$  において)

$w_2 = f w_1$  (f: shape factor)

$$\delta_2 = \frac{l}{4EI_e} \left[ \frac{M_p l}{3} - \frac{M_p l}{6} + \frac{w_2}{12} \left( \frac{l}{2} \right)^3 \right]$$



第 23 圖 典型的な荷重に対する有効幅比  $\frac{\lambda}{b}$  の値



第 24 圖 実験値と理論値との比較

第 3 段階 ( $M_A = M_Y$  において)

$$w_3 = \frac{8}{l^2} (M_Y + M_p)$$

$$\delta_y = \frac{l^2}{4EI_0''} \left[ M_Y \left( \kappa + \frac{1}{4} \right) - \frac{M_p}{4} \right]$$

第 4 段階 ( $M_A = M_p$  において)

$$w_4 = \frac{16}{l^2} M_p \quad \delta_p = M_p \frac{\kappa l^2}{4EI_0''}$$

ここで  $M_C$ : 中央点モーメント  $M_A (=M_B)$ : 梁端モーメント  $I_0' = I_0''$ : 弾性における最大曲げモーメント 断面の有効二次モーメント,  $\kappa$ : 端の固定度常數,  $M_Y$ : 降伏モーメント ( $=\sigma_y \cdot Z$ ),  $M_p$ : full plastic moment ( $=fM_Y$ ),  $w$ :  $x$  方向単位長さ當りの均等荷重,  $\delta$ : 最大撓み,  $l$ : 梁長

端が最初に降伏する場合

第 1 段階 ( $M_A = M_Y$  において)

$$w_1 = \frac{12(2\kappa+1)}{l^2} M_Y$$

$$\delta_1 = \frac{w_1}{EI_0'} \left[ \frac{1+4\kappa}{95(2\kappa+1)} - 0.0078 \right]$$

第 2 段階 ( $M_A = M_p$  において)

$$w_2 = \frac{8}{l^2} (M_p + M_Y)$$

$$\delta_2 = \frac{l^2}{4EI_0'} \left[ -\frac{M_Y}{6} + \frac{M_p}{3} + \frac{w_2}{24} \left( \frac{l}{2} \right)^2 \right]$$

第 3 段階 ( $M_C = M_Y$  において)

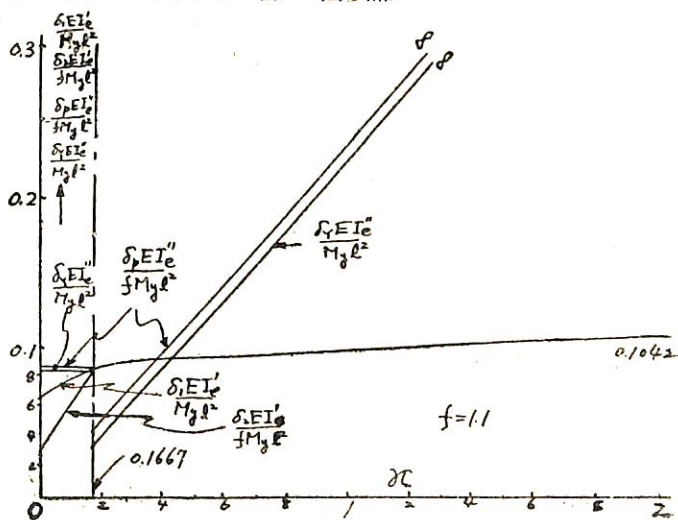
$$w_3 = \frac{8}{l^2} (M_p + M_Y)$$

$$\delta_y = \frac{l^2}{48EI_0''} (5M_Y - M_p)$$

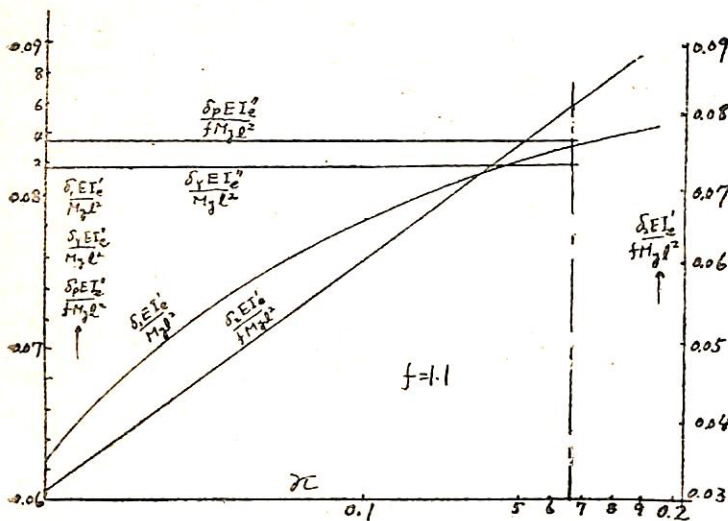
第 4 段階 ( $M_C = M_p$  において)

$$w_4 = \frac{16M_p}{l^2} \quad \delta_p = \frac{M_p l^2}{12EI_0''}$$

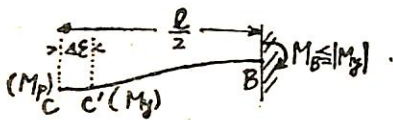
以上のえられた諸式中の  $\delta$  と  $\kappa$  との関係を圖示すると第 25, 26 兩圖の如くでこの圖よりすべての幾何學的機械的性質が與えられれば固定度常數  $\kappa$  に應ずる撓み  $\delta$  が直ちに計算出来る. さらに梁の中央部から降伏し初める時には次の如く考えられる. 解法 II として以下の假定をする. (第 27 圖参照)



第 25 圖



第 26 圖



第 27 圖

1) 歪硬化作用の効果に比し塑性域拡大による影響の方が大きいとして、塑性域を考慮する。かくて中央部が full plastic hinge に丁度なつた時その際の端モーメント  $M_B (= M_A)$  を用いて  $\delta \epsilon$  を計算し  $M_B$  が  $M_Y$  に到つた時の荷重と最大撓みを求めた。そして撓みが有限の大いさになるとともに引張力の作用が表われる故梁の撓みは C 点 ( $M_B$  をもつ) , C' 点 ( $M_Y$  をもつ) 兩點にて互いに等しいと考える。そして端の B 點が弾性域内すなわち  $M_B \leq M_Y$  である限り最大撓みは C' 點にて定められる。従つてこの際の計算は梁の長さ  $\frac{l}{2} - \delta \epsilon$  として行われる。ここで剛性としては梁の長さ C'B' 間での有効剛性を用いる。他の假定は解法 I と同様である。荷重は解法 I と同一で撓みが以下の如くえられる (第 24 圖参照)

第 1 段階 ( $M_B = M_Y$  において)

$$\delta_1 = \frac{M_Y l^2}{EI_0'} \frac{24f(2\kappa+1)}{6\kappa+1} \cdot \left[ \frac{1+4\kappa}{96(2\kappa+1)} - 0.0078 \right]$$

第 2 段階 ( $M_B = M_Y$  において)

$$\delta_y = \delta_1 + \frac{M_Y l^2}{EI_0''} \frac{1+4\kappa}{16} (1+f)$$

$$- \frac{3(2\kappa+1)}{6\kappa+1} f \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{f(6\kappa+1) - 6\kappa - 1}{f(6\kappa+1) + 2f}} \right)^4$$

第 3 段階 ( $M_B = M_Y$  において)

$$\delta_p = \delta_y + \frac{(1+4\kappa)(f-1)}{16EI_0''} l^2 M_Y$$

さらに解法 III として次の假定を行う。

1) 解法 II において降伏した部分の長さ  $\delta \epsilon$  の計算にあたり  $M_B = M_Y$  と假定して  $\delta \epsilon$  を算出する處に違いがあるだけである。撓みは以下の如くなる (第 24 圖参照)

第 1 段階は解法 II と同一である。

第 2 段階 ( $M_B = M_Y$  において)

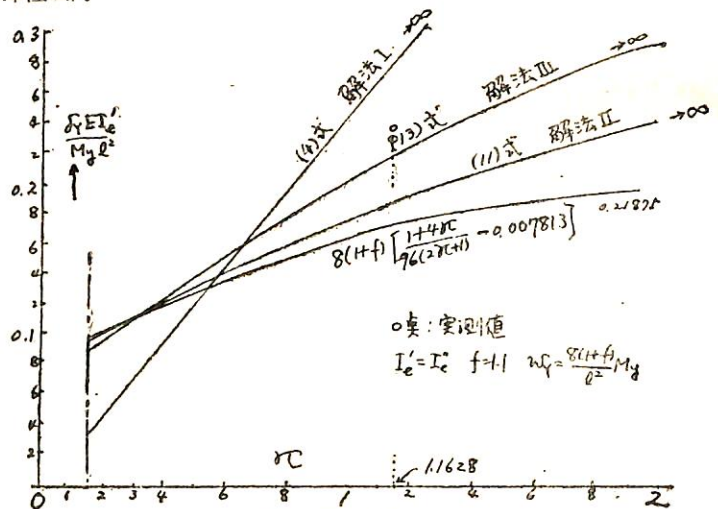
$$\delta_y = \delta_1 + \frac{M_Y l^2}{EI_0''} (0.0234)(1+4\kappa) \cdot \left[ 1 + f - \frac{3(2\kappa+1)}{6\kappa+1} f \right]$$

第 3 段階 ( $M_B = M_Y$  において)

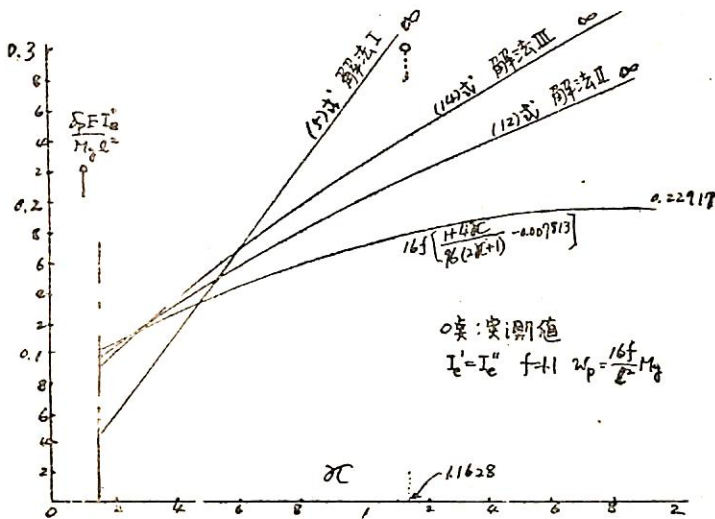
$$\delta_p = \delta_y + \frac{(1+4\kappa)(f-1)}{16EI_0''} l^2 M_Y$$

以上解法 I II III において端が丁度降伏した際の  $\delta_y$  と固定度常數  $\kappa$  との關係を第 28 圖に示す。端が full plastic moment をもつた時の  $\delta_p$  を第 29 圖に示す。兩圖中圓點は實驗値<sup>15)</sup>より算出した値である。なお以上の如く端モーメントが  $M_Y$  ,  $M_B$  になつた時の撓みの比較の外に  $M_Y$  から  $M_B$  までに到つた過程をば一例につき理論と實驗とを比較すると第 24 圖の如くなる。以上の結果を綜合すると以下の如し。

15) 三井造船:「波型隔壁の強度」未發表の資料



第 28 圖



第 29 圖

1) 端より降伏する場合 (固定度常數  $\kappa < 0.1667$ ) の波板の荷重と最大撓みの關係は第 26 圖を用いて直ちに計算出来る。

2) 中央部より降伏する場合 ( $\kappa > 0.1667$ ) の波板の荷

重と最大撓みの關係は假定により 解法 I II III の三種類が得られた。これの検証例として實測値と比較してみた。試験片が少いためこれにて判断出来ないがこの例では解法 III が適しているようである。

3) この際端モーメントが丁度降伏モーメント  $M_y$  になった時の  $\frac{\delta_y EI_0'}{M_y l^2}$  は第 28 圖によりまた  $M_p$  になった時の  $\frac{\delta_p EI_0'}{M_y l^2}$  は第 29 圖によりそれぞれ直ちに讀取れる。従つて任意材料で任意の寸法の波板の  $\delta_y, \delta_p$  は  $E, I_0', l$  が既知なる故決定される。

4) 波板の材料の性質および寸法が決まればまず有効巾を第 23 圖にて求め各段階の荷重と最大撓みは第 1 第 2 段階は第 25 圖第 26 圖 (第 25 圖にて  $\kappa < 0.1667$  を擴大した圖) 第 3 第 4 段階は第 23 圖第 29 圖によつて決定することが出来る。(昭和 30 年 2 月 19 日)

(312 頁よりつづく)

孔および隅を丸めた四角孔で、隅を丸めない四角孔は最も悪く、たとえ補強しても補強のない圓孔、隅を丸めた四角孔のものより弱かつた。

また低温や厚板の場合については

vi) 低温脆性を起すような場合は、薄板のもので厚板の豫想を立てることは出来ない。形状の影響は常温よりも低温の方が更に明瞭に表われる。

vii) 開口における良い補強法は補強材を厚み方向をあまり大きくしないで他めて開口の近くに集中させることである。

二) 文 献

7) Vasarhely, D., Hechtman, R. A., "Welded Reinforcement of Openings in Structural Steel Members," Ship Structure Committee; Serial No. SSC-39.

8) Vasarhey, D., Hechtman, R. A., "Welded Reinforcement of Opening in Structural Steel Members: A Determination of Strain Energy Distribution and True Stresses in the Plastic Range in Plates with Openings," Ship Structure Committee; Serial No. SSC 50.

9) Vasarhely, D., Hechtman, R. A., "Welded Reinforcement of Openings in Structural Steel Members: Room and Low Temperature Tests of Plates with Reinforced Openings," Ship Structure Committee; Serial No. SSC-55.

この 7) と 8) については概要が次のように Weld. J. にも出ている。

10) —7) と同題名一 Weld. J., Apr. 1951.

11) —8) と同題名一 Weld. J., Apr. 1952.

(未完)

# 船體上部構造の損傷について

山越道郎  
九州大學工學部造船學教室

昭和27年秋以來造船協會の船體構造委員會に損傷の調査研究を目的とする専門委員會が設けられ、西部地區各造船所並びに關西地區一部造船所より損傷の資料を蒐集するとともに、損傷原因の究明と事故防止法の検討を行つている。その中から上部構造の損傷に關する研究経過並びに成果を簡単に紹介して御参考に供したいと思ふ。

現在までに委員會に報告された損傷資料の中から上部構造の損傷に關するものを選んで分類すれば、次のようになる。

1. Entrance Corner の損傷.....19件
2. House End の損傷 .....20件
3. Side Screen Bulwark の損傷.....10件
4. Bulwark Top Rail の損傷 .....11件
5. Bridge End の損傷 ..... 6件
6. その他の損傷 ..... 6件

以下各項目毎に損傷の狀況、原因並びに防止法を簡単に説明する。

## 1. Entrance Corner の損傷

Entrance Corner の損傷は大部分甲板室側壁の Entrance に發生したものであるが、船樓後端隔壁の Entrance に發生したものが1件、Front Wall の

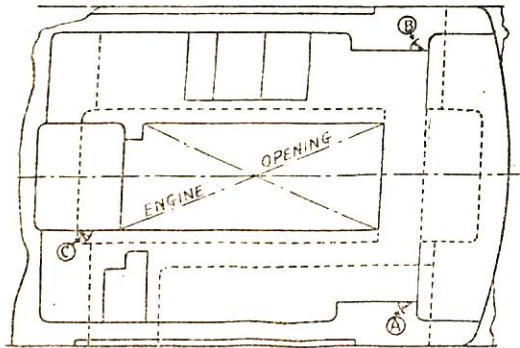
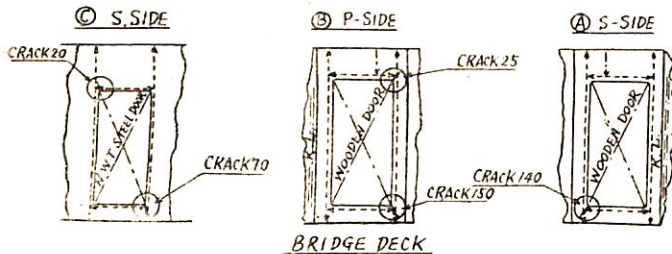


Fig. 1

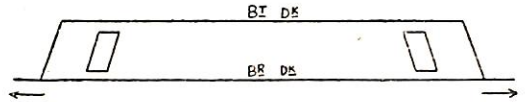


Fig. 2

Entrance に發生したものが2件ある。甲板室側壁の Entrance に發生した損傷の一例は Fig. 1 の如くで、この種の損傷は次のような原因によるものと思われる。すなわち船體の long! stress は一般に bridge dk. より上部では逆に上にゆくに従つて減少することが知られており、従つて Hogging Condition における上部構造の變形の狀態は Fig. 2 のようになるから甲板室側壁は shearing strain を受け、この shearing strain のために Entrance の Corner に大きな stress が發生して crack を生じたものと思われる。筆者はさきに W. Hovgaard の理論を應用して甲板室側壁の shearing strain の大きさを計算し、隅を丸めた正方形の孔を有する無限板の應力集中係數を用いて Entrance Corner に生ずる max. stress を概算した處 次のような結果を得た<sup>3)</sup>。

Entrance Corner の R が 30mm の場合

$$\sigma = 36 \text{ kg/mm}^2$$

“ の R が 100mm の場合

$$\sigma = 1 \text{ kg/mm}^2$$

この値は上記の原因によつて Entrance Corner に crack が發生したと考えることが正しいことを裏書きするものと思ふ。crack を發生せる Corner の位置は Entrance の近くで室壁が屈折しているかどうかで異つており、Entrance の兩側で室壁が屈折している場合 (Fig. 3a) および Entrance の近くに全く屈折線がない場合 (Fig. 3b) には主として Fig.

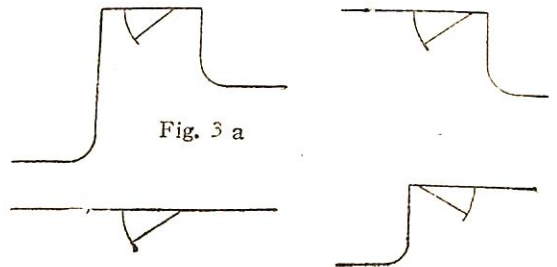


Fig. 3 a

Fig. 3 b

Fig. 3 c

2 の状態で tensile stress を生ずる Corner に crack が発生し、Entrance のいずれか一方の側において室壁が屈折している場合 (Fig. 3 c) には屈折線のない側の Corner に crack が発生している。第一の場合に対する理由としては通常 Hogging Moment の方が Sagging Moment より最大値が大きいことが考えられ、また第二の場合に対する理由としては室壁の屈折線における normal stress はあまり大きくならないため屈折線が free boundary に似たような作用を及ぼして屈折線に近い側の Corner の stress を緩和し逆に遠い側の Corner の stress を増加させるのではないかと思われる。この種の損傷の防止法としては次のような方法が考えられる。

- i) Entrance Corner の R を出来るだけ大きくする。少くとも 100mm 以上、なるべく 150mm 程度とすることが望ましい。
- ii) 甲板室側壁の固着を鉄にして、側壁の受ける shearing strain を緩和する。
- iii) 応力が集中する Corner 部を局部的に補強する。

次に船樓後端隔壁の Entrance に発生した損傷の状況を示すと Fig. 4 の如くで、P. side 右上隅の crack は他の四つの crack に比べてかなり小さいから一應これを除外して考えれば、他の四つの crack はいずれも船樓後端隔壁が deck girder から押し上げられて shearing strain を受けた場合に tensile stress を生ずる Corner に発生している。さきに筆者が概算した處によれば、deck girder により 0.8mm 押し上げられた場合に Entrance Corner に生ずる max. stress は次の如くで、deck girder の僅かの變位により Entrance Corner に crack が発生する可能性のあることがわかる。

Entrance Corner の R が 5 mm の場合  $\sigma = 38 \text{ kg/mm}^2$   
 " " " 150mm の場合  $\sigma = 22 \text{ kg/mm}^2$

deck girder が船樓後端隔壁を押し上げる原因として

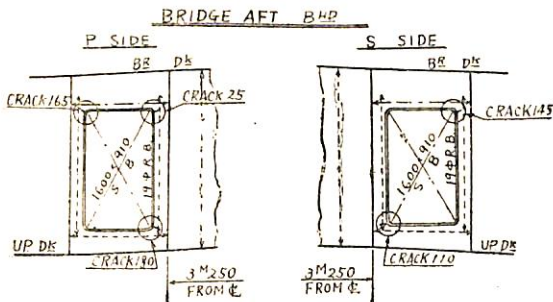


Fig. 4

は、deck girder が pillar を介して船底水壓のために押し上げられることが考えられている。この種の損傷の防止法は前記の甲板室側壁の Entrance の場合と同じであつて、crack 発生の原因は strain にあり stress に換算すれば大きいが變位自身は 1mm 程度であるから、shearing strain なるべく隔壁板に傳わらないようにすることが得策であると思う。

## 2. House End の損傷

House End の構造は船によつて様々であり、従つて損傷の状況も多種多様であつて、その主なものを挙げれば次の如くである。

- i) Horizontal Bracket の crack 発生
- ii) Front Wall の crack 発生
- iii) Top Angle および Bulwark Plate の crack 発生
- iv) Top Angle と Bulwark Plate の固着部の弛緩
- v) Bulwark Plate と Shell の固着部の弛緩

Fig. 5 a および Fig. 5 b はその一例を示す。これらの損傷の直接の原因はそれぞれの場合で異なるであろうが根本の原因は共通しており、これに関しては渡邊教授の御研究がある。それによれば船體が Hogging Moment を受けると上部構造は Fig. 2 に示すような變形を生じ、House End において上下の deck の水平變位の間に若干の差異が生ずる。このためこの部分で上下の deck を連絡する部材はかなりの strain を受け、大きな stress を発生して応力集中部分に損傷を生ずるのである。これらの損傷を防止するためには、適當な expansion joint を設ける等この部分を通じて上の deck

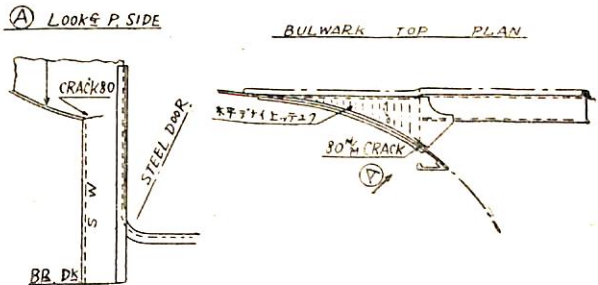


Fig. 5 a

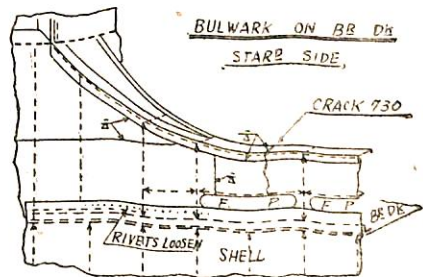


Fig. 5 b

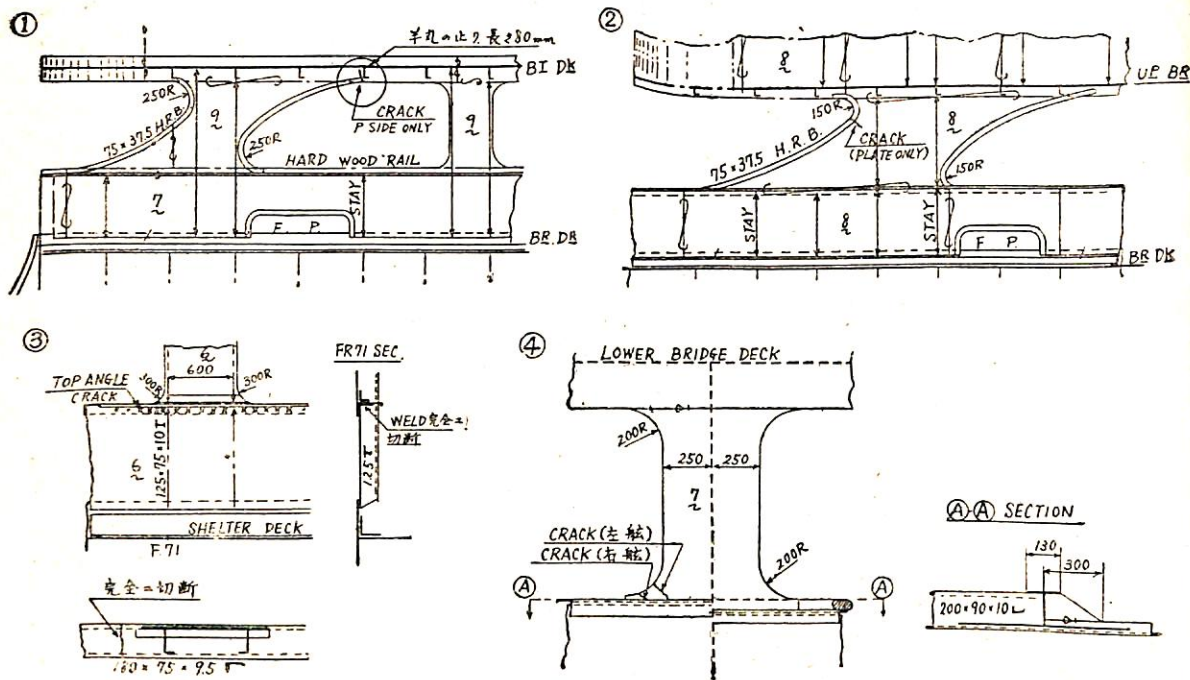


Fig. 6

へ stress が傳わらないような構造とすることが肝要であり、また構造の不連続部分には適當な R をつける等應力の集中に特に注意する必要がある。

### 3. Side Screen Bulwark の損傷

Side Screen Bulwark の損傷は大部分が船樓後端部に一部が船樓前端部に發生しており、その主なものは Fig. 6 の如くである。これらの損傷はいずれも上下の deck の水平變位の差による shearing strain に起因するものであり、直接の原因はそれぞれ次の如きものと考えられる。

①:—Bulwark Plate より船首側の H. R. B. に導入された stress が H. R. B. の上端部で集中して Plate に傳えられるためにその部分の Plate が大きな stress を受け crack を生じたものと思われる。なお H. R. B. を Bulwark Plate の縁で止めずに上の deck のすぐ下まで延長している②ではこの部分に crack が發生していない。

②:—船尾側の H. R. B. はその方向より考えて Hogging Condition の場合に上端部附近では compression, その他の部分では tension を生じているものと考えられるが、②の船尾側 H. R. B. は上部にて急激にその方向を変えているため、Bulwark Plate より H. R. B. に導入された stress が crack 發生位置附近で集中して Plate に傳達され、そのため Plate に

crack を生じたものと思われる。筆者はさきに H. R. B. と有効幅の Bulwark Plate に對し W. Hovgaard の理論を應用して應力分布を概算した處、crack 發生位置附近で Bulwark Plate の stress の分布曲線に“こぶ”が出来、その値が強力甲板の max. stress の 4~5 倍に達することがわかつた。なお②の船尾側上部帆の R は 150mm であるが、この R が 250mm である①の場合にはこの部分には crack が發生していない。

③:—鉚接手は溶接接手より同一荷重に對する歪が大きいから、上の deck より下の deck に傳達される力はまず Top Angle と Stay の溶接部に集中してここに crack を生じ、次に全荷重が Top Angle と Bulwark Plate の鉚接手にかゝり、かつて鉚が弛んだものと思われる。すなわち Fig. 7 に示すように Side Screen Bulwark (以下 S. S. B. と略す) を簡単に矩形板と考えれば、上下の deck 水平變位の差によつて

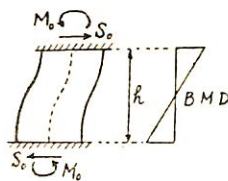


Fig. 7

S. S. B. の上下端に Shearing Force  $S_0$  および Bending Moment  $M_0$  を生じ、この  $S_0$  と  $M_0$  の反作用が S. S. B. より Top Angle に加えられ、更に鉚接手を通じて下の Bulwark Plate に傳達される。筆者はさき



に鉄の slip が鉄の shearing stress に比例するという仮定のもとに Top Angle の上面に生ずる normal stress および鉄に生ずる shearing stress を計算した處、いずれも S.S.B. の前後縁の位置で max. となり損傷状況を大體説明することが出来たり、またこの種の損傷の防止法を考えるために構造を種々變更して同様な計算を行つた處、Table 1 に示す如き結果を得た。但し  $\sigma_1$  および  $\tau_1$  はそれぞれ Top Angle の上面に生ずる

Table 1

	$\sigma_1/\tau$	$\tau_1/\tau$	$\sigma_c/\tau$
④	1.571	5.234	0.979
⑤	1.120	2.990	0.979
⑥	0.415	3.223	2.417
⑦	1.327	4.790	0.967

normal stress および鉄に生ずる shearing stress の S.S.B. の前後縁の位置における値、 $\sigma_c$  は Fig. 7 の  $M_0$  によつて S.S.B. の corner に生ずる stress であり、 $\tau$  は上下の deck の水平變位の差に  $G/h$  を乗じたものであつて普通強力甲板の max. stress の 0.8 ~ 1.0 倍程度である。また ④ は ③ の實際の場合、⑤ は鉄の pitch を半分にした場合、⑥ は S.S.B. の stiffener をその中央に移した場合、⑦ は S.S.B. の幅を 2/3 に縮小した場合であつて、いずれも ④ を基準とし上記の點のみを變更したものである。Table 1 より鉄の pitch を半分にすれば  $\tau_1$  が約 43% 減少し、stiffener を中央に移せば  $\sigma_1$  が約 70%、 $\tau_1$  が約 33% 減少することがわかる。但しここで注意すべきことは stiffener を中央に移した場合には  $\sigma_c$  が非常に大きくなることであつて、このために次に説明する④と同様な損傷を生ずる虞れがある。なお③で鉄が多数弛んでいるのは、Top Angle が切斷されたために上の deck より傳達される力を全部この部分の鉄で受持たねばならなくなり次々に弛んでいつたものと思われ、同様な他の例では S.S.B. の後縁の位置の一、二本のみが弛んでいる。

④：— crack 發生位置の stress は S.S.B. の corner に生ずる stress  $\sigma_c$  に應力集中係数を乗じたもので、 $\sigma_c$  が大きいことがこの損傷の原因と思われる。すなわち  $\sigma_c$  と S.S.B. の縦横比との關係を圖示すれば Fig. 8 の如くなり、④の場合には  $2b/h=0.5$  であるから  $\sigma_c$  が非常に大きくなる寸法になつてゐることがわかる。  $2b/h$  を 0.2 以下に縮小すれば  $\sigma_c$  をかなり小さくすることが出来るから、この種の損傷を防止出来るように思う。

以上 Side Screen Bulwark の損傷について一通り説

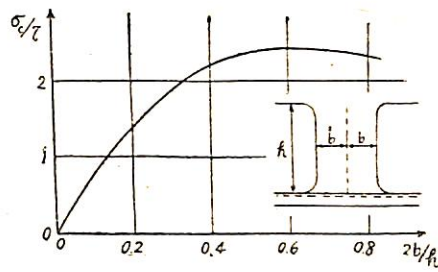


Fig. 8

明したが、この種の損傷の防止法を取握れば次のようになる。

①、②の場合：— H.R.B. の

上端は適當に toper させ、かつ Bulwark Plate の縁で止めずに上の deck のすぐ下まで延長する。また Bulwark Plate の隅の R は 250 mm 以上とし、H.R.B. が急激に向を變えるのを避ける。

③、④の場合：— S.S.B. の幅を 200mm 以下に縮小し、stiffener をその中央に設ける。

Top Angle と下の Bulwark Plate の結合は船樓後端部のみ特に細かい pitch の鉄とするかあるいは溶接とする。

なお以上の方法とは別に S.S.B. を通じて力が全く傳わらないようにこの部分の構造を切離し loose な結合とするのも一つの方法である。

#### 4. Bulwark Top Rail の損傷

Bulwark Top Rail の損傷は大部分が舷梯レセス前後端の Top Rail 屈折部に生じており、一部は構造上の不連続がある溶接接手に生じている。これらの損傷は

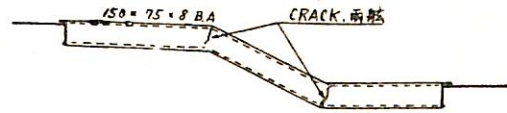


Fig. 9

Bulwark Top Rail に生ずる stress が輕視出来ないものであることを示してあり、従つて舷梯レセス前後端の Top Rail 屈折部は適當な R をつける等應力の集中を生じないような構造とし、またその他の部分でも構造上の不連続を極力避け、接手の工作等も充分注意する必要がある。

#### 5. Bridge End の損傷

Bridge End の損傷の一例は Fig. 10 の如くで、その主な状況は Shell および H.R.B. の crack 發生、H.R.B. の固著鉄の弛緩等である。これらの損傷は先に説明した House End の損傷とほぼ同じ原因によるものと思われるが、この場合には上の deck が強力甲板であるから、これに stress が傳わらないような構造とすることは不適當であつて、なるべく無理なく stress を傳達することが肝要である。そのためには外板の上縁の傾斜をなるべく小さくし、また構造の不連続を生じない

よう特に注意する必要がある。

### 6 その他の損傷

その他の損傷は Gang Way Corner の crack 発生が二件ある他はいずれも一件宛であるが、Fig. 11 に示す Bridge Deck の Centre Line Addl Girder の損傷は注目し値する。この損傷は Addl Girder と deck plate の

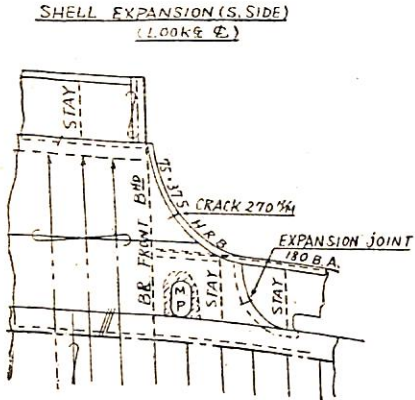


Fig. 10

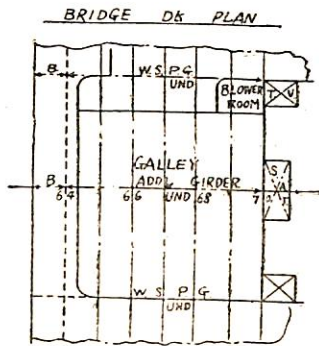


Fig. 11

により説明出来るように思う。すなわち Fig. 11 に示すようにこの船の Galley の周囲の Steel Wall は船體中心の Addl Girder, 兩舷の W.S.P.G. および beam によつて支えられているが、これらの剛性はいずれも Steel Wall のそれに較べて非常に小さい。従つて船體が Bending Moment を受けた場合に Fr 70~Fr 90間の Engine Casing Wall が船體と同一の撓みを生ずる

ものと假定すれば、Galley の周囲の Steel Wall の撓みと船體の撓みとの間には Fig. 12 に示すような gap を生ずる傾向があり、Addl Girder はこの gap のために Bridge Aft Bhd と Steel Wall から大きな力を受け、deck plate との溶接部に大きな shearing stress を生

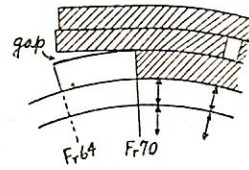


Fig. 12

ずるのである。もし Bridge Aft Bhd と Steel Wall の距りがもつと大きければ、Addl Girder の剛性が見掛上小さくなるため同一の gap に對し Addl Girder の受ける力はより小さくてすむわけで、この事はこの距りが 100 mm 大きい同型船では損傷が発生していない事実とも一應合致している。この種の損傷を防止するためには上下の Steel Wall の位置をなるべく一致させることが肝要で、もしそれが出来ない場合には却つてなるべく多く距てた方がよく、その場合には二つの Wall の間の部分で Girder 等がかなり大きな力を受ける可能性があるからこの部分の溶接は特に連続溶接とする必要がある。僅かばかりずれている構造は最も悪く、損傷発生危険性が大きい。

以上船體上部構造の損傷について一通り説明したが、これらの損傷に共通な點はいずれも主構造の strain に起因していることであつて、溶接船になつてから crack の発生が急に増加ししかもその大部分が上部構造に発生している事實はこれを裏書きするものと思う。従つて溶接船の上部構造の設計に當つては鉚接船の場合よりも大きな strain を受けることを念頭において構造の不連続部の應力集中を出来るだけ小さくするよう注意することが肝要であり、また主構造の strain をなるべく上部構造へ傳えないように工夫することも一つの方法と思う。

### 文 献

- 1) 渡邊恵弘：“Bulwark 損傷原因の一検討” 船體構造委員會第七専門委員會資料，昭和 27 年 12 月
- 2) 山越道郎：“船樓後端隔壁エントランス 損傷原因の一検討” 造船協會論文集第 94 號
- 3) 山越道郎：“船樓上室壁エントランス 損傷原因の一検討” 造船協會論文集第 95 號
- 4) 山越道郎：“サイドスクリーンブルワークの損傷原因について” 造船協會論文集第 96 號
- 5) 山越道郎：“S 丸 Deck Girder の損傷原因について” 船體構造委員會第七専門委員會資料，昭和 29 年 3 月~8 月

## 1 緒 言

船底凹損に関する損傷調査およびその理論的な解析は、目下各方面において研究され、その概要は既に多くの雑誌に掲載されており、充分御承知のことと思うので、ここではそのことについては餘り觸れぬこととし、川崎重工業株式會社の造船設計部が、戦後建造した船の構造に対する設計方針の一端と、その方針の下に設計建造された船の實績とを現在まで調査研究された範囲で紹介し、大方の御批判、御叱責を給わりたいと思う。

## 2. LONGITUDINAL SYSTEM と TRANSVERSE SYSTEM の構造について

戦後わが國においても溶接技術の發達は目覺しく、銲接手を殆んど溶接接手にて置換えられ全溶接の船も出現しつつあつた。われわれもその長所を大いに取入れ、溶接を廣範圍に採用し、工數、工期の短縮を計つたが、貨物船の船底部に關しては慎重なる態度をもつて臨み、溶接による歪、残留應力等の影響が無害であるという經驗的な確證を得るのでなければ、外板に對して二重底フローア、フレームを溶接すべきでないとの信念から、第5、6、7次建造の貨物船の二重底構造はすべて銲接構造とされた。勿論、その間われわれは工數、重量の増加を要する銲構造を何時までも続けようと考えたわけではなく、溶接構造にした時なんら心配なく、かつ最も溶接構造に適した高性能の船體構造を設計すべく、構造様式に對し根本より種々検討を行い、更に銲構造と溶接構造の持つ性質の本質的な差異を調べるため基礎實驗も行つた。その一例として一昨年關西造船協會に發表した「銲接手と溶接接手の振動に對する減衰力の比較」の實驗を行い、兩構造の減衰力には大きな差異があり、「エネルギー」の傳達、および吸收の程度が全く異なることを知つた。これらのことから、溶接構造と銲構造では、固着結合される兩部材がお互に他に影響し合う程度は特に動的な荷重の場合異なり、溶接構造では一方の部材が他方の部材に非常に影響することが分つた。また板に STIFFENER を配置する場合、STIFFENER の配置の方法により板の有効性が如何に變るか等の調査研究をも行つた。これらの研究の結果上甲板、および船底外板の如き縦強度の重要部材は

i) TRANSVERSE SYSTEM の構造では、假令溶接

歪による拵馬が發生していなくても、中心線桁板、側桁板、線板、DECKSIDE 等ウエブの附近の板が 100% 有効に働いて、その中間の部分の板は 100% 有効には働かず、應力が理論値よりも低下しているということがいえるようで、特に板が薄い時には顯著に現れるようである。勿論拵馬がある時にはこの現象が更に明確に表われることが分つた。

ii) LONGITUDINAL SYSTEM の構造とし、外板、上甲板の板に LONGITUDINAL 方向に骨通材を配すると、骨通材自身が LONGITUDINAL MEMBER として働き、應力を受持つことは勿論であるが、梁を LONGITUDINAL 方向に配したことにより、外板および DECK PLATE の有効性が増加し、TRANSVERSE SYSTEM でみられるような STRESS REDUCTION は發生せず、外板、上甲板のどの部分も 100% 有効に LONGITUDINAL 部材として寄與することが出来るようである。勿論 LONGITUDINAL SYSTEM を採用すれば外板、DECK の溶接歪による拵馬の現象の發生を防止し、拵馬による船體強度の損失の問題は完全に解決され得る。

という結論に達したので、第8次前期の貨物船昭川丸の設計に當つて今までの銲接縦肋骨式二重底構造を溶接縦肋骨式二重底構造に全面的に切換え、同時に強力甲板も縦肋骨式に切換えた。昭川丸については「船舶」昭和29年3月號に中央切斷、船體構造圖等を掲載し詳しく御紹介致してある。爾來わが社においては、この構造方式について更に検討を加え、新造の中型、大型貨物船にはすべてこの LONGITUDINAL SYSTEM を採用し、好評を頂いている次第であるが、當設計部では、第一船昭川丸の就航以來、LONGITUDINAL SYSTEM が TRANSVERSE SYSTEM に比し如何に優秀であるかを調査しつつあり、現在まで調査された結果につき報告し、参考に供したいと考える。ここに報告する調査事項の重なるものは、

i) 和川丸の處女航海における調査

昭和23年5月15日日本船が完成し川崎汽船株式會社に引渡されるや、特に同社の御厚意により、當設計部より2名の技師の乗船を許可され、航海中の船體の性能について實際に觀察計測する機会を與えられ、この乗船實習により種々注目すべき現象を發見

することが出来た。

ii) 國川丸の航海中の調査

續いてわが社において建造された TRANSVERSE SYSTEM の貨物船國川丸について昭川丸と比較研究するため 川崎汽船の御厚意により神戸より横濱まで乗船を許され、その構造につき観察計測を行った。

iii) 昭川丸第二回調査

昭和21年11月末再び昭川丸につき大坂より千葉の間乗船して調査を行った。

iv) 瑞川丸の進水時の計測

昭川丸型第2船、瑞川丸につき進水時船體各所の應力を計測し、部材の有効性を調査した。

v) わが社建造の貨物船の就航実績について

戦後建造された貨物船の就航以來入渠の毎に船底を調査した結果について

3 實船についての調査結果

1) 貨物船昭川丸の處女航海における調査事項

a) 航海の日程

昭和21年5月15日神戸川崎重工離岸、比島「ララップ」向出港、19日「ララップ」着、5月25日荷役完了し鐵礦石 10,100 K.T. を満載して出港、5月30日廣畑入港

b) 海上状態

往航は平穏で風力1~3, ローリング $\pm 1^{\circ} \sim 4^{\circ}$ , ピッチング $\pm 1.5^{\circ} \sim 0^{\circ}$ で17日少し風波あり、風力4, SEA MODERATE ローリング $\pm 5^{\circ}$ , ピッチング $\pm 2.5^{\circ}$ 程度。

復航は最初は極めて平穏であつたが、29日に少し荒れ、風力5~6 SEA ROUGH となり、波長80 M. 波高約4M以上の追波を受けた。ローリング MAX  $\pm 20^{\circ}$ , 普通 $15^{\circ} \sim 10^{\circ}$ , ピッチング $\pm 3 \sim 4^{\circ}$

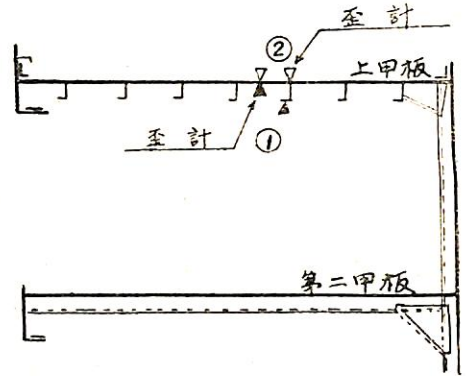
c) 船殼關係調査事項

船殼關係の諸項目につき調査實測が行われたが、ここでは船殼關係についてのみ述べることにする。本航海で主として計測されたのは、

イ) 上甲板が LONGITUDINAL BEAM をも含めて一様に強力「メンバー」として働いているかどうかを調査するため MIDSHIP 附近で上甲板および LONGITUDINAL BEAM に運研式簡易歪計を取付け

° LONGITUDINAL BEAM と DECK PLATE に同じ値の應力が発生しているかどうか。

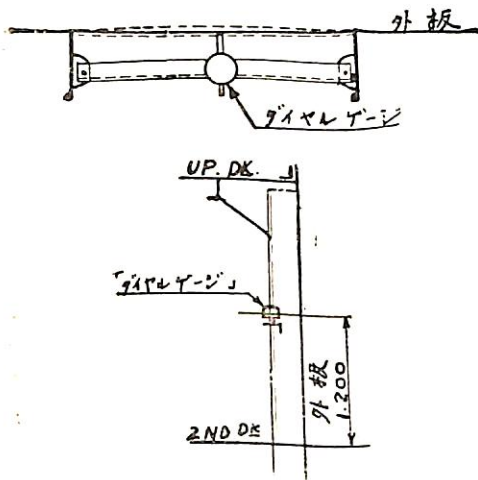
° LONGITUDINAL BEAM の直上 DECK PLATE と LONGITUDINAL BEAM 間の DECK PLATE の應力が同じであるか否か。を調査した。歪計の位置は第1圖に示す。



第1圖

ロ) 船體に残存する溶接歪が航海中船體強度に如何に影響するか。

溶接により發生する歪の除去についてはいろいろ工夫改善され、次第に少なくなつて來ているが、本船についていえば LONGITUDINAL MEMBER の MAIN PART である上甲板、および船底外板は LONGITUDINAL SYSTEM を採用し、かつ POSITIONER による完全な下向の溶接と逆歪法を施行し、完全に溶接歪をなくしたが、船側外板と肋骨の固着については當社は本船以前の船には銀固着を採用しており、外板に肋骨を直接溶接すると一體どういふ現象が起るのか未だ不明で、本船において溶接が採用されたが溶接歪が平均 2~3mm 發生し、これら溶接の影響が船體の強度に對しどういふ風に表れるか心配であつたので、外板の撓の計測を行つたわけである。その方法は溶接歪の發生している船側外板について、應力の比較的高く、しかも板厚の薄い MIDSHIP 附近の SHEER STRAKE BELOW を撰んで肋骨間に次頁上圖の如く ANGLE をボルトで取付け、それにダイヤルゲージを固定し、船體が波により SAGGING または HOGGING MOMENT を受け外板に引張壓縮の應力を受ける時、外板が横方向に(點線の如く)撓むかどうかを調査した。同時にこのダイヤルゲージのすぐ下に歪計を取付け、外板の撓の動きと同時にその時の外板の應力の變化を同時に計測した。初期歪は出港時 3.2 mm であつた。航海中 WAVE



BENDING MOMENT により、上甲板および上甲板の LONGITUDINAL BEAM に生じた應力および側外板の撓の計測結果を第2圖A~D 圖に示す。

本航海では大した荒天には遭遇せず、上甲板に発生した WAVE BENDING MOMENT による應力は  $\pm 1.5\text{kg/mm}^2$  程度であったが、この計測により次の諸事項が明になった。

- ① 計測  $\left\{ \begin{matrix} C-1 \\ D-1 \end{matrix} \right\}$  と  $\left\{ \begin{matrix} F-2 \\ E-1 \end{matrix} \right\}$  を比較して、DECK PLATE は LONGITUDINAL の上でも中間でも全く同じ大きさの應力が働いている。
- ② LONGITUDINAL BEAM にも DECK PLATE と殆んど同じ大きさの應力が働いており、LONGITUDINAL BEAM は LONGITUDINAL MEMBER として100%有効と考えてよいようである。
- ③ 外板の撓に関する計測  $\left\{ \begin{matrix} A-1 \\ F-1 \end{matrix} \right\}$ 、 $\left\{ \begin{matrix} A-2 \\ B-1 \end{matrix} \right\}$  より、外板に初期歪のある場合波による BENDING MOMENT により、外板に働く應力が、 $0.1\text{kg/mm}^2$  以下の如き非常に小さい所でも容易に横方向に外板が撓み、初期歪が約 3mm の場合は、上甲板の應力の変動が  $\pm 1.5\text{kg/mm}^2$  程度になると外板が約  $\pm 0.2\text{mm}$  の撓むという今まで全く知られていなかった事實を発見したのである。

前述の如く、測定箇所は上甲板と第2甲板との中間で、LONGITUDINAL BENDING STRESS は上甲板に比し相当低い箇所であるにもかかわらずこのような顕著な現象が現れているのであるから、上甲板、船底にこれと同じ程

度以上の撓垂がある時もつと SEVERE CONDITION の天候に遭遇すれば如何なる事態が発生するかは想像に難くない。幸い本船は前述の通り上甲板および二重底に LONGITUDINAL SYSTEM を採用しているため、この問題に対する心配は皆無である。

#### ハ) 荷役中およびその前後に亘つての計測

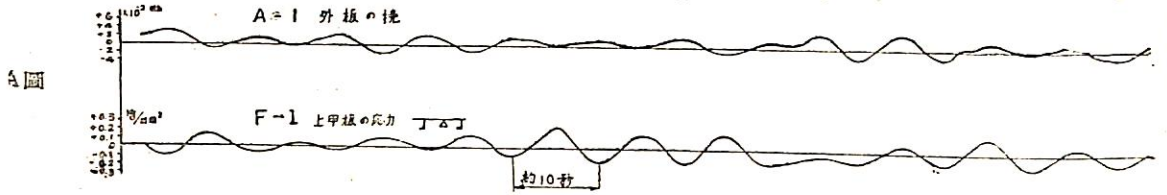
比島ラップ港における鐵礦石の荷役中を通じて、毎日數回に亘つて外板の撓および上甲板の應力を連続計測した。計測結果を第3圖に示す。この圖により分ることは

- ① 荷役が進むにつれ、船體の HOGGING MOMENT が増大し、外板、甲板に TENSION が加るため、外板の撓は次第に減少している。太陽の直射の影響のない午後8時頃の値を比較すると、CARGO による STILL WATER BENDING MOMENT が  $3.5\text{kg/mm}^2$  程度増加しこの HOGGING MOMENT のため外板の撓が 0.7mm 減少している。上甲板の應力計測は CO<sub>2</sub> BUTTLE ROOM の天井になる所で行つたから、上部構造のため直射日光をその上甲板に受けることはなく、温度による影響は餘り入っていないようである。
- ② 計測している箇所の外板に太陽の直射光線が当たると、急激に外板が膨脹して撓が増大する。例えば20日の外板の撓變化をみると、朝太陽が昇り8時頃になると丁度太陽が左舷側外板を最も強く熱するため、外板が膨脹しようとするが第2甲板、上甲板がそれ程温度が上昇していない故伸びず、側外板の船の長さ方向への膨脹を拘束するため、外板は横方向にふくれて逃げるようである。太陽が直上から右舷にまわると温度は下り撓は減少する。荷役中は船體は大體東西に向いているためこの影響はなく、復航には午後4時頃、MAX. が出ている。

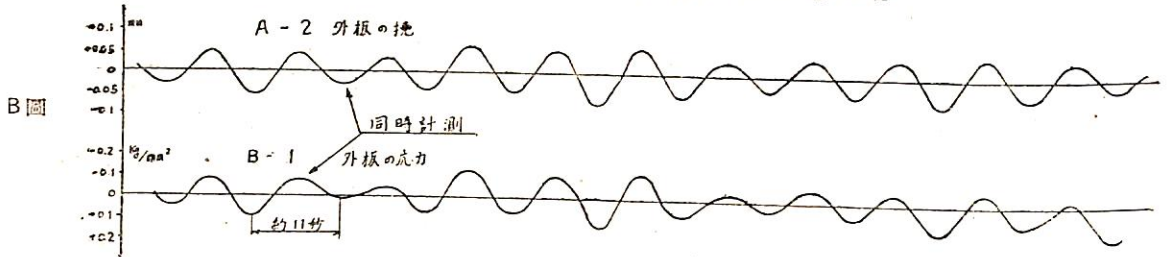
#### 2) 貨物船、國川丸の乗船計測について

- a) 航海日程…昭和28年6月29日神戸出港(月30日、7月1日)それぞれ名古屋、清水港に寄港し7月1日午後4時過横濱に入港下船す。
- b) 海上状態…本航海は不幸にして平穏な航海でもつたため、餘り定量的な計測は出来なかつたが、定性的な事は充分把握出来たように思う。海上は連日 SEA : MOOTH~MODERATE で船體の

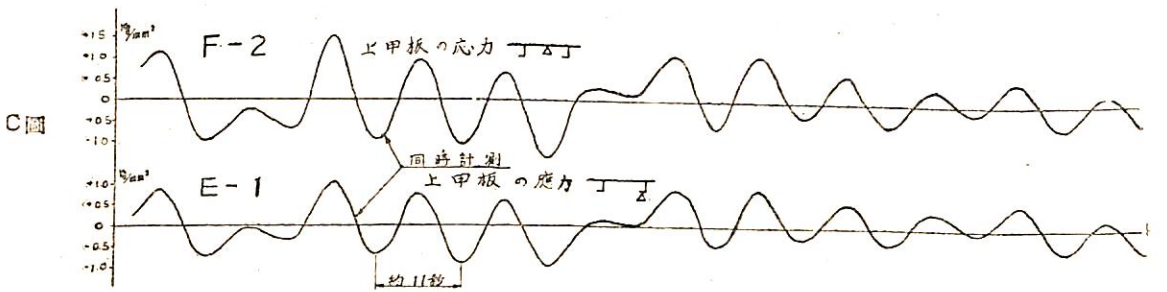
5月16日 21時 22分



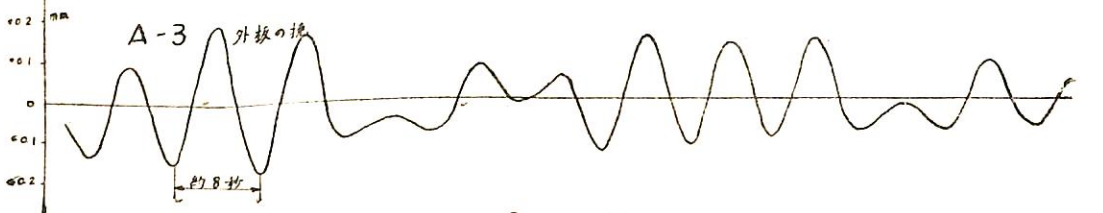
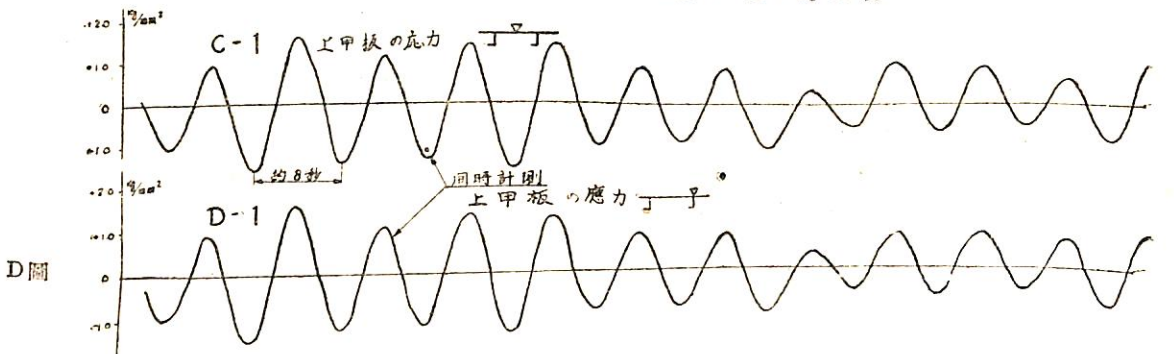
5月17日 10時 30分



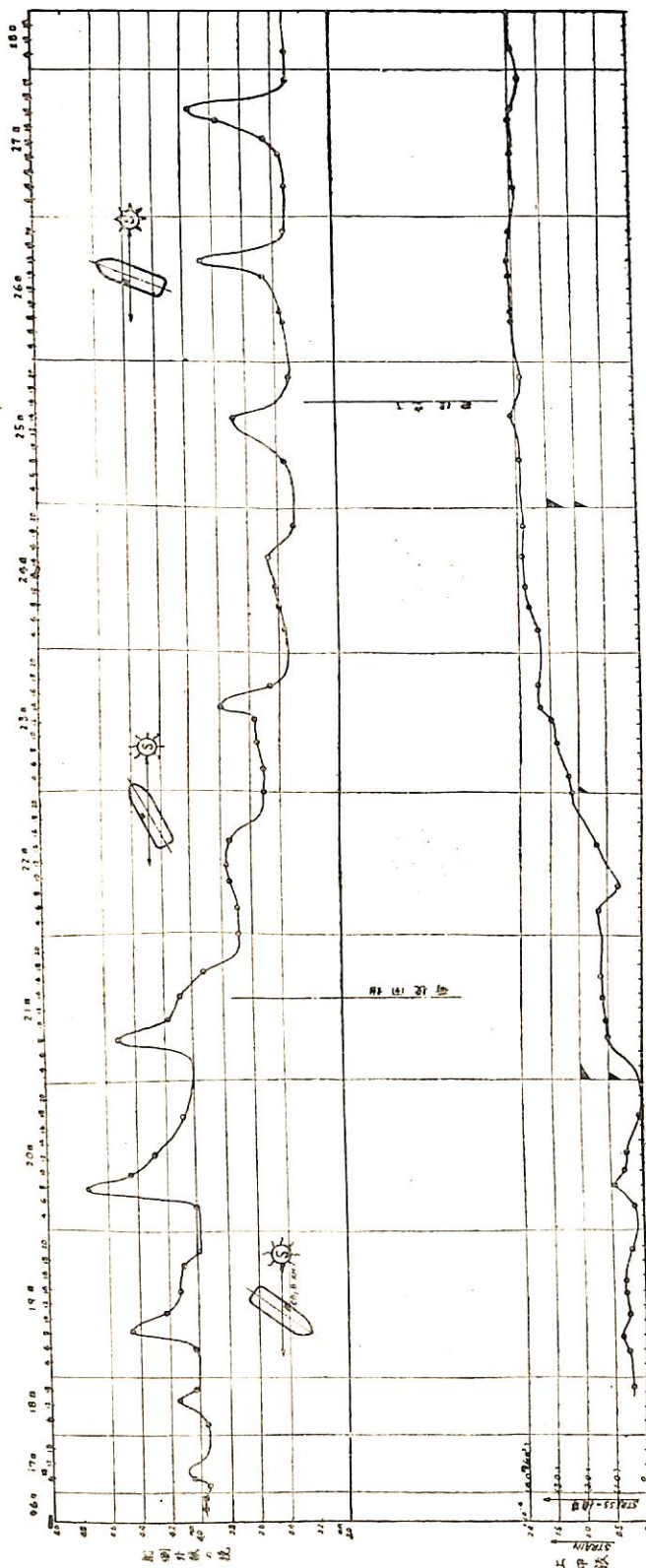
5月29日 8時



5月29日 9時 30分



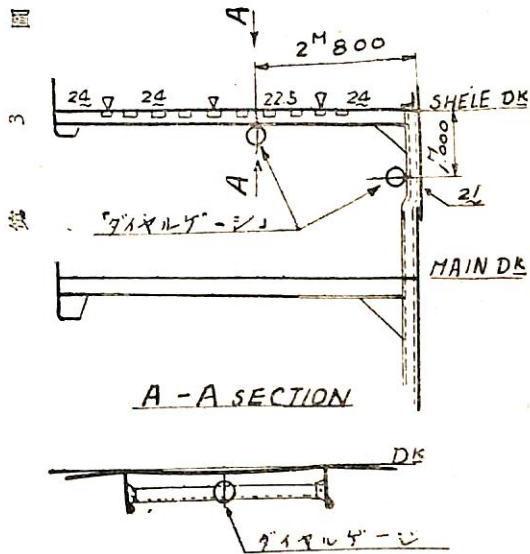
第 2 圖



「ピッチング」は0~0.5, 「ローリング」は±2程度であつた。

c) 調査事項

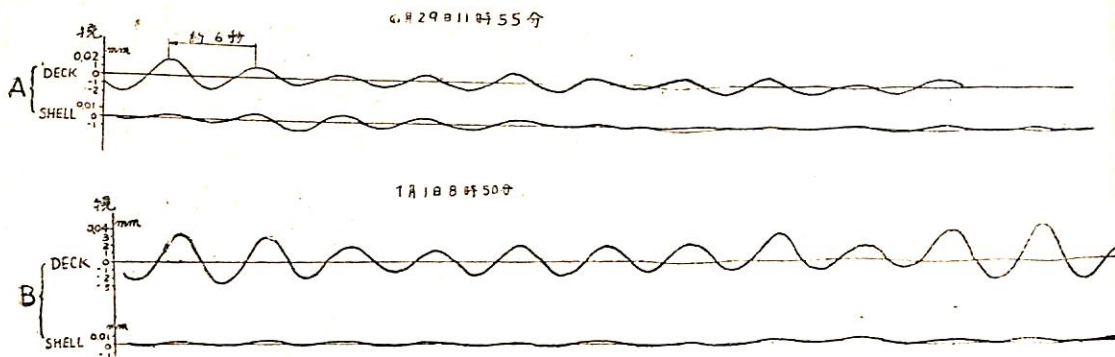
本船は第7次建造の ALL TRANSVERSE SYSTEM で船側外板と肋骨が RIVET で固着され、外板には床馬の現象が全然みられない。また二重底の肋骨、肋板と外板もすべて RIVET されこれまた床馬は全然ない。上甲板は BEAM が「セレーション」をして溶接されており、DECK PLATE に溶接による歪が発生している。これらの溶接および銲接構造の DECK および側外板が航走中受ける WAVA BENDING MOMENT により如何なる現象を起しているのかを調査した。船底外板も計測したかつたが、FUEL OIL が満載されており不可能であつた。應力は歪計を取付ける準備期間がなかつたので取止めた。DECK 外板の撓の測定方法は昭川丸で行つたと全く同じ方法で第4圖に示す如く、



第4圖

NO 3 UPPER TWEEN DECK CARGO SPACE において、遮浪甲板の裏面の2カ所と、舷側厚板の DECK SIDE より下方 1M の所に「ダイヤルゲージ」を取付け、外板の撓變化を測つた。

初期歪は上甲板の FR. 110~111 間で 1.2 mm, FR. 108~109 間で 2.6mm 外板の



第 5 圖

FR. 95~93 間には歪はなかつた。  
航海中 WAVE BENDING MOMENT により生ずる應力により、側外板に発生した撓變化の計測結果を第 5 圖に示す

“A”... { DECK...FR. 110~111 } ...  
          { 外板...FR. 95~96 }

...SEA MODERATE SWELL 4

“B”... { DECK...FR. 103~109 } ...  
          { 外板...FR. 95~96 }

...SEA SMOOTH SWELL 1 風力 1

“A” は乗船中最も海上状態の悪かつた時で、外板も  $\pm 0.01\text{mm}$  程度の動きをみせており 上甲板は  $\pm 0.002\text{mm}$  程度である。もし FR. 103~109 の撓の多い所で計測すれば “B” での DECK と外板の動き方よりみて非常に大きかつたであろうと思われる。

“B” は外板が殆んど動かぬが DECK は相當よく動いていることが分る。

本航海で分つたことを述べると、

- ① ごく少しのうねりがあつても量は小さいが DECK においては撓の變化が明瞭に表われ、初期歪が大きい程顯著である。
- ② 昭川丸の側外板（熔接）と國川丸の側外板（鉚接）を比較して、疝馬のない國川丸の外板が撓の變化量は遙かに少い。しかし鉚接構造でも微小ではあるがこの現象が生じている。
- ③ “A” と “B” とを比較して外板の撓の大きさが殆ど同じだが、DECK の方は初期歪が  $1.2\text{mm}$  から  $2.6\text{mm}$  となると DECK の撓が急に大きくなるようである。

本船の上甲板は、TRANSVERSE BEAM の熔接により  $1\sim 3\text{mm}$  の初期歪が発生しているが、凹損の DAMAGE は未だ発生していない。一番心配な BOTTOM は FLOOR, IRAME とともに

接で全然凹損の事故は発生はしていない。

3) 貨物船、昭川丸第 2 回乗船計測について

昭和 28 年 11 月 28 日~12 月 3 日に亘つて大坂港より千葉港までの間、昭川丸に乗船し、各種計測を行い、新に次の事項を發見した。

千葉港における一晝夜に亘る石炭の陸揚げ作業中、外板の撓を相隣れる PANEL で連続計測した所、撓の變化の仕方はほぼ似ているが量が違うことを發見した。

4) 瑞川丸の進水時の應力計測について

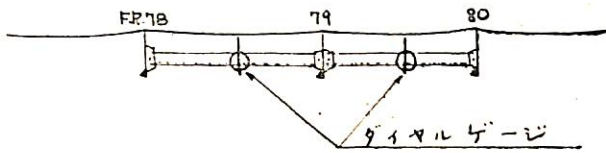
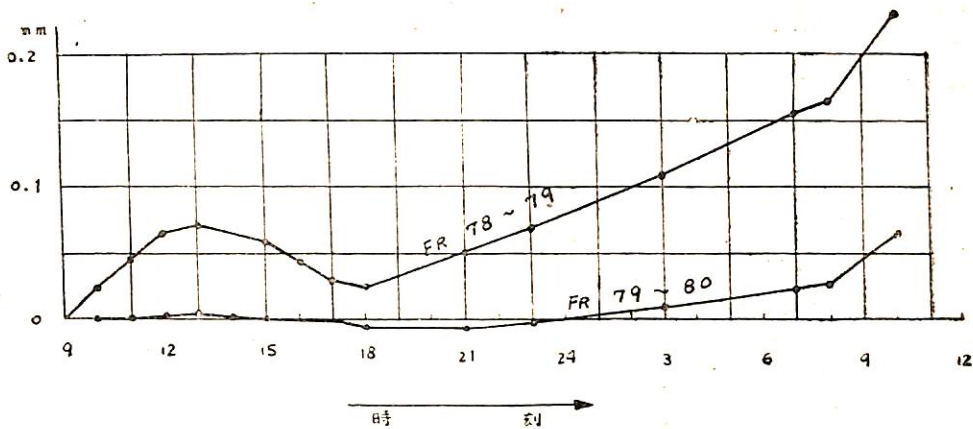
TRANSVERSE SYSTEM においては二重底内底板の有効度が減少することがいわれているが、LONGITUDINAL SYSTEM では内底板に LONGITUDINAL BEAM を配し、PLATE の有効性を 100% に期しているわけであるが、果して 100% 有効に働いているかどうかを試験した。詳細は紙面の都合で割愛することとし結論だけを述べると、

- ① 二重底内底板の横方向の應力分布は、GIR. SIDEGIR. MARGIN PLATE の箇所でもまたそれら WEB の中間でも皆一樣である。
- ② 内底板の應力と船底外板の應力を比較し理論値とくらべるとよく合ひ、内底板には大體理論通りの應力が入つていることが分り、LONGITUDINAL SYSTEM の二重底では全内底板が 100% LONGITUDINAL MEMBER として有効であることが分つた。

5) 就航貨物船の實績について

最後に最も重要なことであるのが社建造の LONGITUDINAL SYSTEM, TRANSVERSE SYSTEM の貨物船の就航實績について述べよう。戦後當社は 10,000T 級航洋貨物船を既に 10 隻建造し、その中 3 隻が船底および上甲板に LONGI-





第 6 圖

TUDINAL SYSTEM の溶接構造を採用しており、他の 7 隻は銲接の二重底構造である。これらの船は全部北太平洋のコースを航走して、数多くの荒天に遭遇しており、中間検査、定期検査、その他修理のため入渠する毎に、当社検査部および設計部にてその船體を詳細に検査し、特に船底凹損の發生に気を配っているが、幸い未だ凹損の發生した船は 1 隻もなく、特に LONGITUDINAL SYSTEM の船については、船臺にて建造中に初期歪を計測して置き、就航後入渠する毎に毎回船底の全長に亘つて外板の歪を計測しているが、歪の成長は全くないといつてよい。

特に昭川丸は、23 年 12 月第 6 次航において、神戸、ヴァンクーヴァー間で非常に SEVERE な海上状態に遭遇しているが、船首船底には「スランピング」による DAMAGES は殆どなく、中央部の船底にも異状はみられなかつた。

4 結 言

以上は現在まで当社において行われた乗船實習によつて調査研究された事項の中、特に興味ある船殻關係の事項を御紹介したもので、これら實船研究は更に大々的に繼續して行く豫定であり、將來特に船首船底についても實船研究を行いたいと考えている。これらの調査研究に

よりわれわれは船體構造を RULE にばかり頼らず、實船より得た ACTUAL の DATA を参考にして、構造を研究改良して行きたいと考えている次第である。

・ 新 刊 案 内 ・

外國商船寫眞集 定價 200 圓  
送料 16 圓

船舶寫眞文庫 (1) B6 版 64 頁  
世界各國の主要客船 (概ね 1 萬トン以上)  
60 隻の寫眞と要目集

航海計器研究ノート (第 1 集)

商船大學助教授 茂在寅男編纂  
B5 版 160 頁・圖版 144・3 色刷・(内容見本呈)  
定價 400 圓・送料 32 圓

海上技術習得者、船舶機裝技術者の必携書

發 行 所

舟艇協會出版部 東京・銀座 3 の 2  
振替東京 25521 番

# 開口部の補強構造に関する試験 研究概観 (1)

安藤 文 隆  
運輸技術研究所船舶構造部

## まえがき

艙口その他の甲板開口部は昔から船體の構造上、重大なワークポイントとして設計者の頭を悩まして来た場所である。しかるに船に溶接が全面的に採用されると殆んど同時に主として米國で起つた脆性破斷事故により、この開口部の弱點は更に重大な問題として認識を新たにしなければならなかつた。現に當時脆性破斷をした船を調べると、この艙口隅附近から龜裂が生じている場合が非常に多く、艙口そのものが一つの切欠ぎとして作用していることが明らかになつたのである。それ以來溶接構造としての艙口隅の實驗的な研究がいろいろ行われて来た。そこでここでは戦後の開口部の溶接補強構造に関する研究として、次の四つの實驗についての概要を紹介しよう。

- I. カリフォルニア大學で行われた大型模型による艙口隅構造の研究
- II. ワシントン大學で行われた開口部の補強に関する研究
- III. 造船協會構造委員會で行われた艙口隅二重張の有効性、特にその大きさに關する研究
- IV. 造船研究協會で行われた大型模型による艙口隅部二重張の形狀に關する研究

### 各試験について

- イ) 試験の概要
- ロ) 試験の経過と結果
- ハ) 結 論
- ニ) 文 献

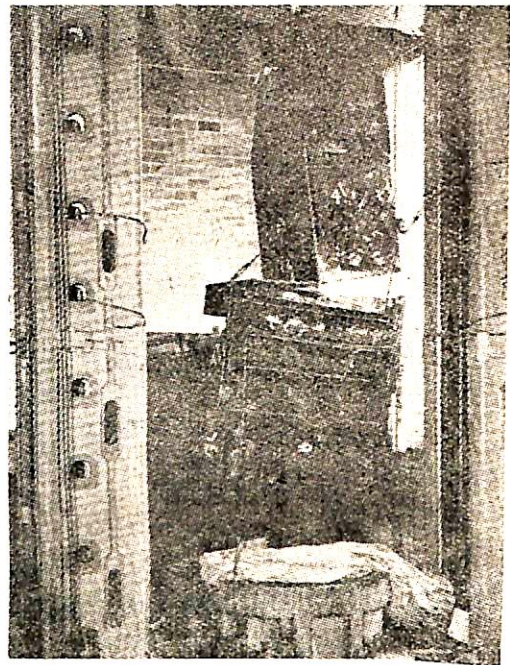
の四項目に分けて述べる。各試験について詳細に調べてみるといろいろと氣づいた點が多いが、筆者の意見はなるべく本文中には入れず、あとがきの項にまとめて簡単に觸れておく。

### I. カリフォルニア大學で行われた實驗

#### イ) 試験の概要

前述のように今次大戦末期頃より起つた全溶接の脆性破壊事故が殆んど艙口の附近から起つていたので、米國船體構造委員會はこの問題を取上げ、艙口隅の實物大の構造模型を作つてカリフォルニア大學の DeGarmo 等が主になつて實驗を行つた。

この實驗は始め、材料、温度、工作法等の影響を見るための試験<sup>1)</sup>を行つた後、種々の設計法の比較を室温で



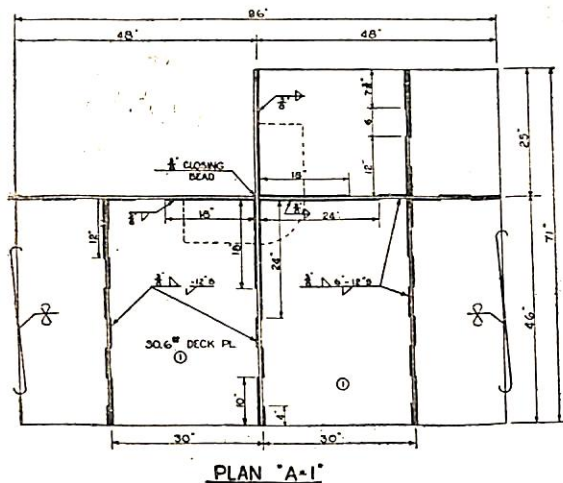
寫眞 1. Specimen 4: Overall view from above

行つている<sup>2)</sup>。この設計法の比較の實驗に用いた試験片は、まず當時非常に損傷の多かつたリバティー型のもを一つ作り、これを基本型として、いろいろ改良したものを多數作つて、最大荷重、吸収エネルギーを比較し、優劣を判定している。ここでは主として後者の設計法の比較の實驗について述べ、前半の試験については後で簡単に觸れる。なおこの試験に用いた試験片の大きな特徴は、試験片の寸法を實物大に近いような大きなものとするために艙口全體の模型を作らないで寫眞 1 の如くその一隅だけを取り出した L 字型の模型を用いていることである。この方法は後に述べる IV の試験でも採用された。

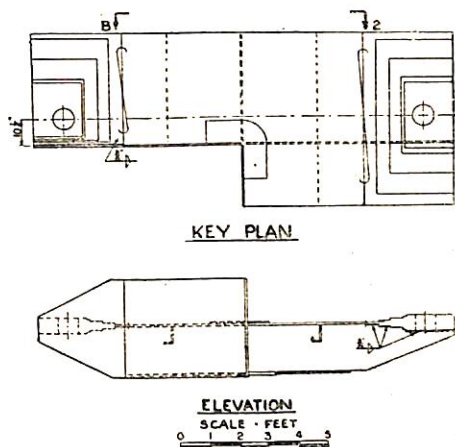
#### ロ) 試験の経過と結果

まずこの試験に用いられた試験片は次のような種類のものである。

- |        |                     |         |
|--------|---------------------|---------|
| No. 5  | 基本型                 | (第 1 圖) |
| No. 27 | 縦桁を連続にしたもの          |         |
| No. 28 | ガゼット補強              |         |
| No. 29 | 隅に R をつけたもの (二重張なし) |         |
| No. 30 | 同上 (二重張あり)          | (第 2 圖) |



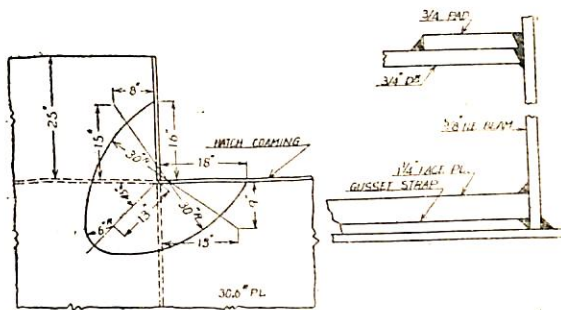
第1圖 基本



- No. 31 英國型 (第3圖)
- No. 32 深溶け込み溶接
- No. 33 艙口縁材を延長したもの (第4圖)
- No. 34 ABS型
- No. 35 ケネディー型 (第5圖)
- No. 39 U.C. 型

第1圖の基本型は初期のリバティ-船に用いられていたものをそのまま模型にしたもので、甲板、縦桁、艙口端梁の三つの主強力部材から出来ている。また角部にやや小型の二重張がつけてあり、甲板と艙口縁材に隅肉溶接で取付けている。艙口端梁と縦桁の交叉点では艙口端梁の方を連続している。ここを逆に縦桁の方を通したのが No. 27 試験片である。

No. 23 は艙口端梁と艙口桁を交叉部付近で三本の斜材で結び、隅の角の所に24'のRをもった板を取りつけたもので初期のリバティ-船の補強としても採用されていたものである。第2圖に示す No. 30 は後期のリバティ-船に用いられたもので、甲板の隅にRをつけ、こ



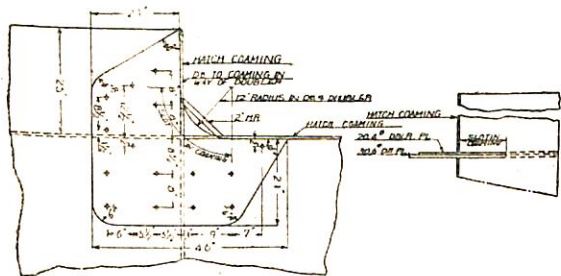
第3圖 英國型



第4圖 No. 33

の甲板と艙口縁材が交叉する所では縁材に切込みをつけている。また非常に大きな二重張をつけたのが特徴で、この二重張の効きを見るために、No. 30 と全く構造が同じで二重張がないものの試験を行つた。これが No. 29 である。

英國で修理、改造した船は第3圖のような型式が用いられていたので No. 31 試験片としてこれの強度を調べた。この型式の主な特徴は次の三つである。すなわち圖示した如く、甲板および二重張と艙口縁材との間に深溶け込み溶接 (full penetration weld) を用いていること。特殊な形の二重張をつけたこと、そして艙口縁材と艙口桁間に三本の斜材を取付けたことである。この内



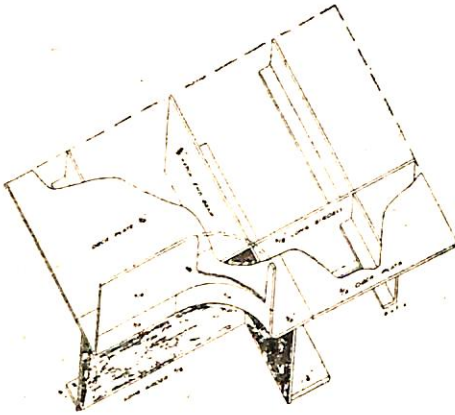
第2圖 No. 29

第一の深溶け込み溶接は特に他と變つてゐるので、この影響だけを調べるために基本型と同じ型式で深溶け込み溶接を行つたものが No. 32 である。

No. 34 は AB の設計になるもので次のような特徴がある。

- i) 隅部で甲板に 18" の R をつけたこと
- ii) 船口縁材は縦桁および船口端梁の位置から離れたこと
- iii) 縦桁の方を貫通させたこと (No. 27 と同じ)
- iv) 船口縁板を 1 肋骨間だけ延長 (No. 33 と同じ)
- v) 主桁の交叉點の底部に大きな一材のフランジをつけたこと
- vi) 交叉部では溶接の集中が起らぬように適當にスウェーップしたこと

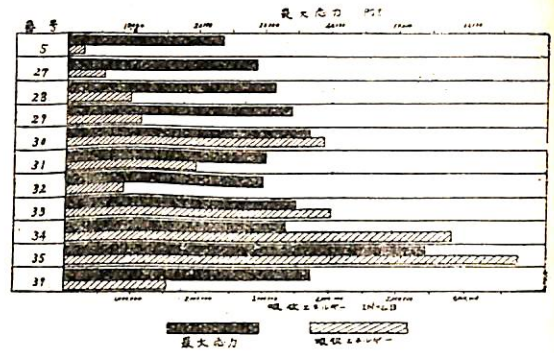
次の No. 35 試験片はカリフォルニア大學のケネディーが前に考案した小型試験片の形式をそのまま採用したもので、第 5 圖に示すように隅に高温加工した縁材を取



第 5 圖 ケネディー型

り付けてある。この縁材には二重曲率を持たせてあるから、加工や修理は勿論非常に面倒である。最後の No. 35 はこの實驗の計畫外であつたが、カリフォルニア大學が独自の立場で設計したものである。その特徴は今までの試験片は皆縦桁、甲板、船口端梁の三つが互に直角に交わり、この點で剛性が非常に大きくなつていたので、この試験片ではこの交叉點で箱型とし可塑性を持たせた特殊な構造にしたものである。

實際には材料が悪かつたりしてこれより試験片の数は多かつたが、大體以上の如きを用いて破壊試験を行い、最大荷重、吸収エネルギーを比較した。途中弾性範圍での歪も測定しているが、この試験では補助的に扱つてゐる。一般的な破壊状況を述べると、No. 30 の二重張の



第 6 圖 最大應力および吸収エネルギー

一部以外は全部脆性破壊であつた。大體 1,200,000 lb を越えるとなす初めに二重張と横方向縁材の溶接部に龜裂が生じ、次第に生長し、口を開いて行く。そして最終的な破壊は開口の角から始まり、甲板が完全に破断した。縦桁と船口端梁の取合部も、甲板の破壊と同時に殆んど完全に壊れた。

さて以上の試験による最大應力および吸収エネルギーを一覧表にすると第 6 圖となる。簡単な考察を行うと No. 27 の如く縦桁の方を貫通させたものでは基本型に較べて吸収エネルギーは 140% 近く増えている。また角に R をつけ大きい二重張をつけると (No. 30) 最大荷重で 52% 吸収エネルギーで 1,610% も増える。但しこの二重張がないと (No. 29 の場合)、これより應力で 6.5%、エネルギーで 71% 以上減少してしまう。

つまり二重張の効果は非常に大きい。No. 31 の英國型はエネルギー吸収が 73.5% も増えて豫想以上によく、深溶け込み溶接、およびこのような二重張は伸々効果的である。但し深溶け込み溶接だけの影響は No. 32 より分るようにエネルギー吸収で 80% 増大しているのが分る。

次に No. 33 というのは縁材を 1 肋骨間だけ延長したものが、簡単な補強の割には強度が相當増している。No. 34 の ABS 型は豫想された如く非常に強かつた。最大應力は特に大きいという程ではないが、これは有効断面積として他より多くの部材まで算入したため、最大荷重は次の No. 35 に次いで三番目である。吸収エネルギーは 1,990% 増である。

No. 35 のケネディー型は極めて優秀で、最大荷重はこの試験中で最大で、平均應力が降伏點を越えている唯一のものであつた。吸収エネルギーも最も大きく、基本型の 2,840% 増である。破壊のとき角部で相當大きなくびれが認められ、また破断が角で起らなかつたことはこの試験片の最も大きい特徴である。最後の No. 23 はクリ

	鋼材種類	使用溶接棒	試験温度	最大応力	吸収エネルギー	破壊様式	備考
速度の影響	C	E 6010-E 6020	32° F	23,200psi	—	脆性型	
	C	"	68	24,000	—	"	
	C	"	72	24,800	—	"	
	C	"	100	27,400	788,000in-lbs	"	
	C	"	120	25,600	484,000	剪断型	
	C	"	142	29,200	860,000	"	
溶接棒の影響	C	"	32	23,200	—	脆性型	
	C	Murex HTS	32	23,600	180,000	"	
	C	310(25-20)	52	27,700	232,000	"	
预热の影響	C	E 6010-E 6020	72	24,800	—	"	
	C	"	72	29,400	—	"	
	C	"	70	32,600	1,046,000	"	400° F 预热
	C	"	70	32,800	1,358,000	"	"
工作法の影響	C	"	72	24,800	—	"	
	C	( 銲 )	70	20,900	790,000	"	
	C	( 銲 )	70	20,600	588,000	"	
鋼材の影響	C	E 6010-E 6020	32	23,200	—	"	
	D	"	32	25,900	—	"	
	C	"	72	24,800	—	"	
	D	"	72	27,800	1,196,000	剪断型	
	C	"	70	32,800	1,358,000	脆性型	400° F 预热
	D	"	31	33,000	952,000	"	"

ップのアンダーカットの所から壊れて了つたので得られた吸収エネルギーは本當の値ではない。破壊直前には No. 35 と丁度同じように甲板にくびれが起りかけていたのでクリップの缺陷がなかつたら吸収エネルギーはもつとずつと大きな値を示したと思われる。No. 35 と No. 39 がよかつた原因の一つは、甲板の縁が直接露出してなくて、縁材で包まれていることであろう。

以上が設計法の研究結果であるが、カリフォルニア大学で行われた同様の試験について一寸觸れると、ここに述べた試験の前に DeGarmo その他の人々が同様な模型で温度、材料、溶接棒等の影響を調べている<sup>3)</sup>。また Boodberg 等がこれよりもやや小型の試験片で材料や温度を変えて遷移温度を出しているが<sup>4)</sup>、これは船口隅の試験というよりも船口隅を單なる切欠ぎと拘束を與える手段としての試験なので割愛し、前の試験の結果だけを簡単に表にして上に掲げる。

#### ハ) 結論

i) 溶接船口隅を改良して行くには二つの方法がある。一つは應力が集中する所を部材をつけて補強し、固めて行く方法、他は剛性を出来るだけ減らして、柔らかい構造として塑性變形が無理なく起るようにする方法で

ある。一般に後者の方が優れていると考えられる。

ii) 船口附近では主應力は縦方向(船首尾方向)に向つているから、船口隅附近の縦桁の方を貫通にした方がよい。

iii) ケネディー型のように隅に二重曲率をもつた高温加工の縁材をつけると強度上からも吸収エネルギーからも非常によくなる。

iv) 剛な設計の場合の簡單で有利なものは縦方向縁材を少くとも 30' 延長することである。これだけで最大應力は 45% 吸収エネルギーは 1,645% 増大する。

v) リバティ-船の補強に用いられたようにガゼット板をつけ、また桁間に斜材をつけることは相當有効である。

vi) 英國式補強は v) と同じ位の強度があつたが、吸収エネルギーはその約倍位あつた。

vii) ABS 設計は非常に優れていた。この二重張の効果は強度に対しては僅かだが、吸収エネルギーは二重張のないものの 76% 位増加する。

viii) 甲板および二重張と縁材の間に深溶け込み溶接を行つたものは、縦桁貫通でなかつたにかかわらず、強度で 24% 吸収エネルギーで 280% 増加した。

ix) U.C. 設計は溶接の缺陷のため早く破壊したので直ちに結論が下せないが箱型のガードウェブを使うと船口端梁の結合部に可撓性が増すようであり、更に研究の價値があると思われる。

二) 文 献

1) DeGarmo, E. Paul, "Tests of Various Designs of Welded Hatch Corner for Ships." Weld. J., Feb. 1948.

2) DeGarmo, E. Paul, Boodberg, A., "Causes of Cleavage Fracture in Ship Plate: Hatch Corner Design Tests." Committee on Ship Construction; Serial No. SSC-16, Dec. 1947.

但しこの報告にはカリフォルニア大学の自主的な試験である U.C. 型についての記述はない。

3) DeGarmo, E. Paul, Merian, J. L., "Causes of Cleavage Fracture in Ship Plate: Hatch Corner Tests." Committee on Ship Construction; Serial No. SSC-5, Oct. 1945.

4) Boodberg, A., Parker E. R., "Causes of Cleavage Fracture in Ship Plate, Tests of Restrained Welded Specimens and Hatch Corner Specimens of Mild Steel." Committee on Ship Construction; Serial No. SSC-27.

5) Boodberg, A., Parker E. R., "Causes of Cleavage Fracture in Ship Plate High Yield Strength Structural Steel." Committee on Ship Construction; Serial No. SSC-28.

この他に Ship Structural Committee が米政府への報告として 2) を基にした次のような船口隅の設計要領がある。

6) "Considerations of Welded Hatch Corner Design" by Ship Structure Committee, Oct. 1952 (同文が Weld. J. July, 1953 にある)

II. ワシントン大学で行われた 実験

イ) 試験の概要

この実験は前のカリフォルニア大学で行ったような具体的な構造物ではなく、もつと基礎的なものである。引張を受ける板に種々の形の孔をあけ、二重張り内挿板をつけたときの

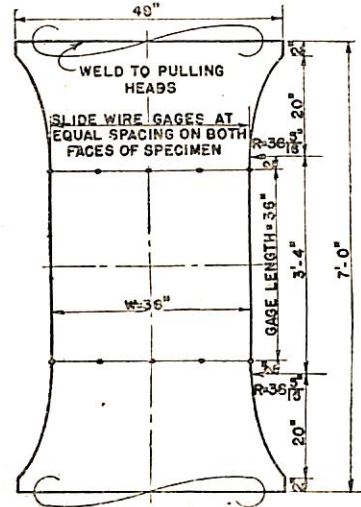
強度をいろいろな角度から研究した非常に龐大な実験である。解析法も塑性域での八面體理論を用いたりした新しい試みもあり、全體が纏まると面白いものになるが、最終報告がまだ出ていない様子なのでここでは今迄の中間報告に基いて概要を述べよう。

ロ) 試験の経過と結果

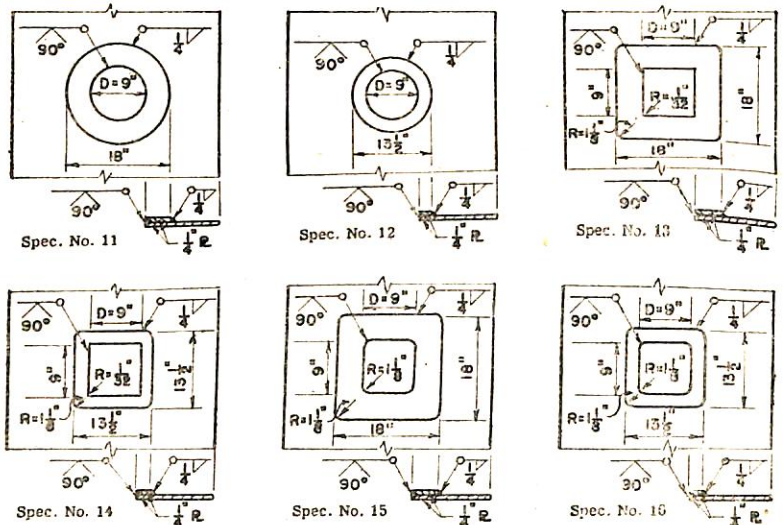
今迄の所この試験には次の二つの系列がある。

1) 開口の形状および補強板の形状、形式が強度に及ぼす影響 (常温試験)<sup>7)</sup>

2) 試験片の寸法、補強板の形状、および温度が強度に及ぼす影響 (低温試験)<sup>8)</sup>



第7圖 試験片寸法



第8圖 開口部詳細

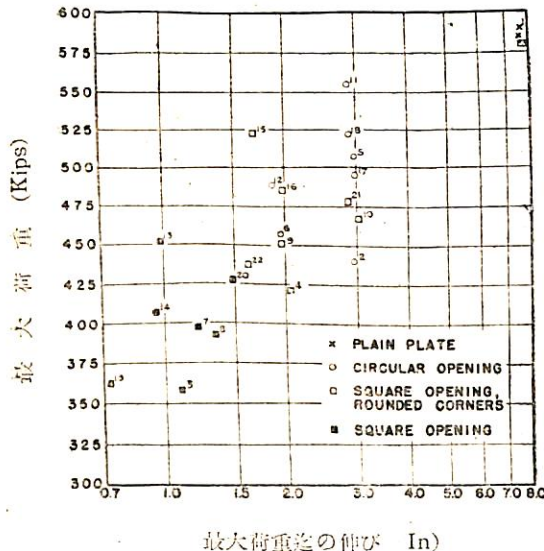
ここでは主として1)について述べ2)の影響に關して簡単にまとめておく。

1) 常温試験

試験片は第7圖のような幅36", 平行部長さ3'-4" 厚さ $\frac{3}{4}$ "のセミキルド鋼板で中央部に第8圖のように開口を設け、その周りを補強したものである。その種類は

- 開口のないもの 2枚
- 開口のみ 3枚
- 面材で補強したもの 6枚
- 二重張で補強したもの 6枚
- 内挿板で補強したもの 6枚

開口の種類は圓、四角、隅を圓めた四角の3種、補強材の寸法は2種で合部で22種(23枚)の試験片を用いた。全體的な伸びは33%のゲージ長で計り、また開口の周邊および横断面に沿つてSR-4型歪計で應力分布を出している。破断状況は全部剪断型であつた。最大荷重は第9圖の如く圓、隅を圓めた四角、四角の順で低くなり、また補強度(補強のないものが%)、丁度開口の断面

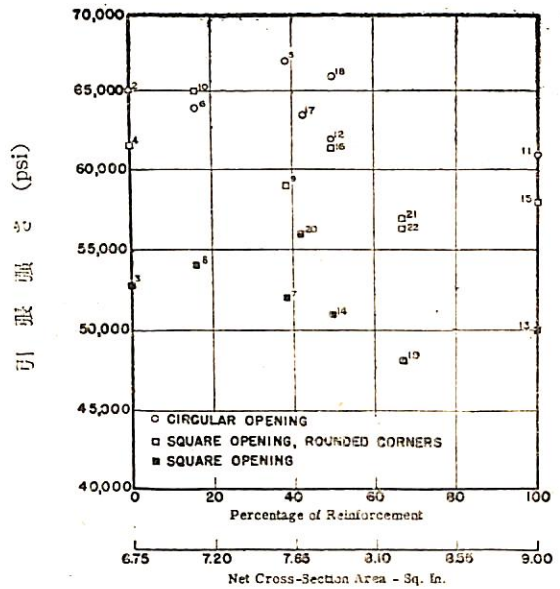


第9圖 最大荷重と伸び

積に等しい補強が100%とする)が上るにつれて各場合共最大荷重が増している。所がこれを断面積で割つた引張強さに直して見ると第10圖の如く補強度が増加する程強度が落ちるのが分る。

また開口の形によつて非常に變るのは隅のRの影響なので開口の半幅  $R_0$  と隅のRの半徑  $R_n$  の比  $R_0/R_n$  で解析すると、結局引張強さは  $R_0/R_n$  の對數に比例して減少している。

次に吸収エネルギーについて見ると、破壊までのエネルギーは四角のもの、圓および隅を圓めた四角という



第10圖 補強度と引張強さ

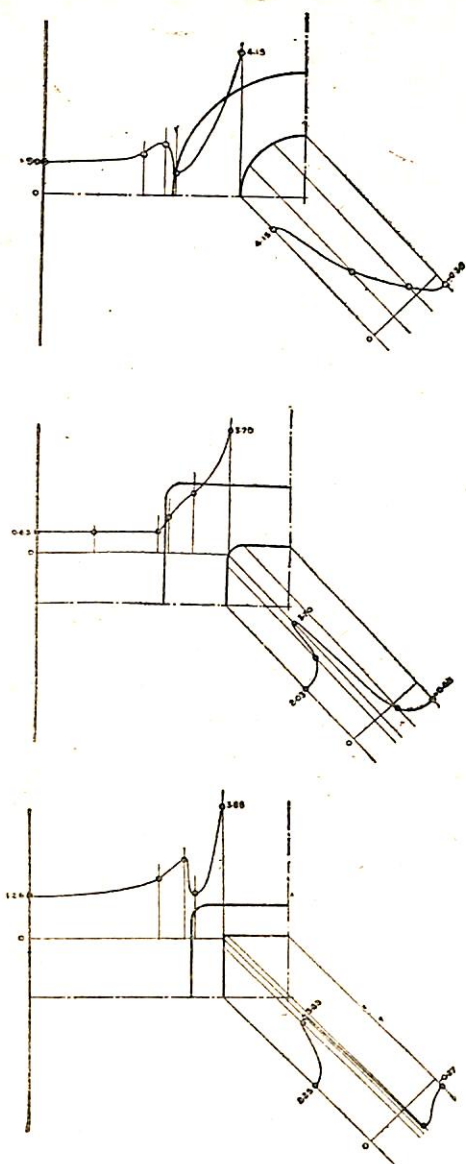
二つのグループに分れており、しかも前者は後者に比べて明らかに低い値を示している。所がこれらを補強度の順に並べて見ても最大荷重の場合のような関係は見られず、殆んど補強度には無關係といえる。また  $R_0/R_n$  による影響は前と同じようにいえるが、あの場合程判然としていない。

次に補強材の有効性について考える。補強の目的は出来るだけ開口のない板に近づけることだから、開口のある場合の値との比を効率ということにして、引張強度83%以上、吸収エネルギーで15%以上のものを取出すと次の9つになる。

試験片 No.	開口の形状	補強材種類	補強率
5	圓	面材	40
10	隅を圓めた四角	"	16
11	圓	二重張	102
12	圓	"	50
15	隅を圓めた四角	"	103
16	隅を圓めた四角	"	52
17	圓	内挿板	39
18	圓	"	50
21	隅を圓めた四角	"	62

No. 11, 5, 18 はこの内でもよいものであるがこれらは皆圓孔である。また四角(隅を圓めてならないもの)のものは補強材をつけても、補強材のない圓孔や隅を圓めた四角より悪かつたのは注目し得る。

次に各部の應力分布を見るとまず開口の周りでは例えば第11圖のようになり、大體開口の形状により固有な



第11圖 應力分布

分布を持っている。隅を圓めた四角と、四角は大體似た形をしていて、引張から急激に壓縮に變化するが、圓孔ではこの傾斜が比較的ゆるやかである。またこれらは補強板の形式によつて僅かに變るのみで殆んど分布の形は變化しない。次に横断面での分布を見ると、この方は開口の形にかかわらず大體同じような分布を示している。そして補強の形式により少し變つた傾向が見られ、二重張や内挿板の中には補強板の外側に第二の應力集中が見られた。そして一般に補強板をつけると孔の近くの應力は増加し、横の縁附近の應力は減少する傾向がある。

最後に變形と破壊様式について述べる。35"のゲージ長間で計つた伸びと荷重の關係は各試験片共非常に似たものであつたが、局部的な、特に開口附近の變形の様式はいろいろ變つている。開口の壓縮應力を受ける所で挫屈を起したものは、補強しないものおよび二重板補強のもの全部と、内挿板のうち2枚で他の内挿板および面材補強の全部は挫屈をしなかつた。龜裂は一般に應力集中の一番大きい所から始まつたが、例外として補強板と母材との境の溶接部から剪斷で切れたものもあつた。

## 2) 低温および厚板の影響

ここで用いた試験片は皆、隅を圓めた四角の開口を持つたもので（寸法は常温試験のものと同じ）このうち4枚は前と同じく幅33"厚さ1/4"、他の9枚は幅48"厚さ1/4"のものである。補強板もやはり前と同じように面材、二重張、内挿板をつけている。實驗は試験片を氣密のキャンパスで包んで冷却空気を送つて-46°Fで試験を行つている。結果を簡単にまとめると、

- i) 最大荷重、引張強さは一般に低温の方が大きい。
- ii) 吸収エネルギーは1/4"のものでは低温の方がやや大きい、1/2"のものでは大きいもの小さいものもあつて非常にばらつている。
- iii) 補強率が増すと引張強さは減少し、この傾向は常温のときより強調されている。また吸収エネルギーは1/4"板で減少し、1/2"板でやや増加する。
- iv) 開口周邊で起る最大應力は一つの例外を除いて低温の場合の方が大きかつた。
- v) 破壊は必ずしも最大應力集中の所から起つていない。中には孔から相當離れた場所の母材で切れたものもあつた。

## ハ) 結 論

常温で完全な剪斷型破壊をするものに對して次のことがいえる。

- i) ここで實驗した程度の孔を開けると、孔のない板に比べて引張強さで75~100%であるが、吸収エネルギーは僅か9~26%となる。
- ii) 補強すると強度は増すが吸収エネルギーは殆んど變化しない。
- iii) 開口があつても、またそれを補強しても、全體的な降伏點は殆んど變らない。勿論開口の近くには局部的な降伏は起る。
- iv) 強度および吸収エネルギーから見て最もよいものを9枚選んだ結果は、面材補強のもの2枚、内挿板のが3枚、二重張のが4枚あつた。

- v) 強度および吸収エネルギーから見てよいものは、圓

(293頁へつづく)



# 造艦技術上の諸問題 (5)

松本喜太郎

(安定性能關係續稿)

## 平賀博士の指導による對策實施の狀況

復原性能改善對策が概ね決定してから平賀先生は今上陛下に「艦艇設計時における船體復原性の考慮」という題目で御進講申上げた。専門家以外への御説明であるから簡単すぎるくらいはあるが要點を平易簡潔に述べられておるので、今は亡き先生の御宥しをいただけるものと考えてその内容の要所を記載させていただくと次の如くである。

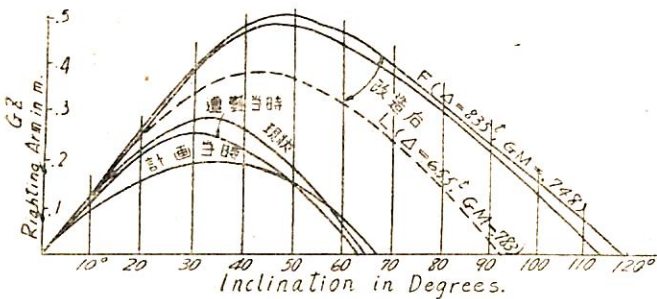
(前略) 茲に今迄建造されました主な帝國艦艇、二三の高船、並に漁船に就いて復原性に關する諸種の資料を圖示して置きました(圖略)之を見ますと、排水量増加に伴つて諸性能の大体の變化の狀況がわかり、又船型及其大小に従つて自ら採るべき傾向が窺知されます。更に既成艦船中成績良好なるものを資料として「レーンデ」、GM、OG 等に於て各與えられた排水量に對し、略此程度から安全と見做して良いだらうと謂ふ標據となるべき曲線を作つて見たのは今回の友鶴事件に鑑みて新たに試みられたのでありますが、各船型については今迄も設計毎にかかるよりどころを良好な同種既成艦船に求めておつたのは申す迄もありませんが、之は當然の事であり、既成艦船の實例としましては、GM、「レーンデ」、OG 風壓面積/水中面積、Length/Draft F.B./Draft を取つて見ましたが、之は自ら準據すべきものを示してくれるのであります。主力艦の如きは防禦力の爲に稍重心點が高くなりますが、みだりに砲を高く置く事、或は尤大な「ブリッジ」や「エレクション」や「マスト」を設ける事さへなければ左程に重心は昇る事はあるまいと思はれますが、免に角相當注意を要します。然るに一方小艦艇ことに高速小艦になる程この點に關しては甚大の注意を要します。左程高速ならざる小艦でも、可成り重心の高くなつた例もありますから、小艦になる程一層の注意が大切であります。巡洋艦、驅逐艦等に於て、殊に左様であります。古鷹、妙高に於ては割合に小さい排水量で強大な砲力、防禦力、速力を持つておりますが、航洋性に就ても最大な注意を拂ひました。例へば deck の wave line の如きはその一例であります。蓋し重量節減し、重心を少しでも下げる爲に外なりません。實際重心點は water line 下にあり、GM は 3ft 以上もありませんが、一方に K 環動半徑を大になし得ましたので動搖周期 T が甚大となり「レーンデ」も過分であると思ふ位であります。勿論 Stability Curve

の Area 換言すれば Dynamical Stability も充分であり、風壓面積/水中面積の値も適當なものと認められます。K の大なるものは兵裝が強い、防禦力が厚い、機關が重い(高速の爲)、それに船の水中の形狀(Blister 型)、特に大なる Bilge Keel を(而も比較的艦全進に對する抵抗が少い)附けた事等が有力な原因であります。妙高の如きは殆ど主力艦同様であります。之等の船は實際使用の結果耐波耐海性極めて良好と認められております。然るに外國では一萬噸級は Top Heavy だから動搖激しかるべしと批評してゐるのであります。序に申上げますが米國一萬噸級は動搖激しく、屢々「シンクロナイズ」される危険が多いから改造を加へました事は米議會に於ける問題となりました事から見て明白であります。又英國一萬噸級巡洋艦 Suffolk の艦長が我海軍の某士官に語つた所によりますと、動搖して困るさうであります。又我驅逐艦も歐洲戰役の際南洋、地中海等に活動し、當時耐海性良好なりと認められました。但し二等驅逐艦は矢張り船體が小さい爲、八八艦隊建造の中頃から大洋の活動には不向といふ理由で、將來は一等驅逐艦のみを建造することにきめられた様に存じます。又日清戰役に活動しました水雷艇之は五十噸乃至百五十噸の小艇ではありましたが、當時英佛獨の極く優良な種類を買ひ求めたものでありまして、次で英國から購入されました小型驅逐艦及び我海軍で作られました 380T 春雨型と共に何れも適宜な耐海性を持つてゐたと認められます。航空母艦に就きましては、巡洋戰艦赤城、戰艦加賀から夫々航空母艦に変更されましたのでありまして、改造された第一の要點は飛行機の歸着を easy ならしむる事、第二に耐海性並に航空母艦としての性質に支障ない様に水上の露風面積を如何に定むべきかといふ事でありまして之には外國大商船等を參考として、大體に水中 1、水上 2 の割合に定めましたが、赤城の結果は良好であると認められます。加賀は爾來種々の變更、増設が行はれた爲、多少風壓面積が大きくなつた傾きがあると存ぜられます。假使彼の華府及「ロンドン」條約以來列國何れも競つて強力な艦艇を作らんものと認めております事は周知の事實であります。我國では其要望は一層眞切でありまして、結局排水量の割合に少しでも優秀な船を製造しようとする爲に自づから高速にして、上部に強大な兵裝を持つる事を必要として参りました。又居住改善も頻りに叫ばれます爲、露天甲板構造物を増加する傾向になつて参

ります。是等の要求施設は先に申上げました様に皆重心點を高むる結果となり、且必要な GZ, Range を得るに困難を來します。之が度々言上致しました様に設計上に最大の注意を要する所以で御座います。斯る時に當面致しまして不幸友鶴の悲しむべき事件が勃發したのであります。(中略)

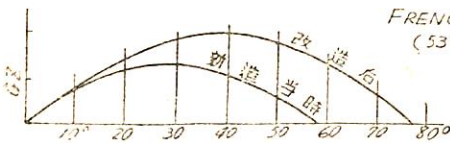
友鶴は水雷艇として排水量の 22.7% (計畫基準状態バルヂなき時) と謂ふ他に比類の無い兵裝を持つて居ります。且其の重心點の位置が高いのであります。中央の乾舷も他に比して多少高いのであります。前部の乾舷は特に高く抜出て居ます。之に反し吃水は割合に浅いのでありますから重心點が高くなり、普通この種の艇ならば水線以上 1 呎内外の高さにあるべきものが一米以上あります。即ち名實共に top heavy の船といはねばなりません。初めに申上げました様に之では GZ は充分な事にはいきませぬ。又 Range も、従つて D. S. も少いのは當然であります。然るに竣工の前 GM の不十分な事を發見しまして、WL に Bulge を設けて M を高めましたから GM は充分の値をもたせる事が出来まして、改造後の旋回力試験では旋回中の艇の傾斜は適度に収まりましたが、其の實大傾斜角度の復原性は僅かより改正されておらなかつたのであります。即ちこの状態では斯る大きさの船としては GZ, Range, Avea 共に不充分で而も重心ははたは高いといふ状態であつたのであります。昭和九年三月十二日午前一時十五分、同艇は寺島水道假泊地を出港、他の二隻と共に襲撃教練を無事終了し、佐世保に向け歸途につくやまもなく、同日午前四時十二分頃、大立島燈臺の 182°7 湮附近に於て轉覆しまし

た。當時同艇の速力は 14 節、風速約 20m の風を右舷後方より受け船右後方 50° 位の方向から追波を受けておりました。最大 39° 位動揺しながら進行しておりました。波長は約 60m、波高 3m~4m 位、波の最大傾斜は 10° 位でありましたらう。而て時に大きな突風があつた模様であります。この環境で同艇は取舵約 18° 位に當てて行進しておりました中に、突然大傾斜を生じ、轉覆した儘浮泛しておりました。即ち之は轉覆して安定な状態になつたわけであります。元來本艇は動揺周期 8 秒といふ事でありましたが一方波長 60m の波はその週期 6 秒余でありますので、當時襲の波に對して斜進しておつた角度から推算してみますと、船、波兩方の進行速度が關係しますが、見掛上大約周期 8 秒に略同調した波にあつたのではないかと思はれます。故に一つ前に來た波で右へ傾き之からおき上つて左へ向かんとする時に、今謂ふ同調波によつて左の傾斜を更にはなはだしくし、かてて加へてそこへ突風でも加つて更に傾斜を増加するとでもしますと最早 D. S. の餘裕がありませんから、終に轉覆の災にあつたのであらうと推察されます。この考では先程來申しました重心の高き事がその災を促進した事も考へられます。即ち GZ 大、Range 90°, OG 1ft 位の船であつたならば大傾斜こそすれ、安全でありましたらうが、不幸本艇では之等の性能が不充分だつた爲轉覆の災にあつたものと認められるのであります。數十年の昔であります。佛國初期の水雷艇 (53T) が轉覆した場合の Stability Curve が本に出ておりますが、この友鶴の場合に甚だ似ております。又英國の帆走戰艦 Captain、この船は Freeboard があまり低くて Stability 不足の爲に



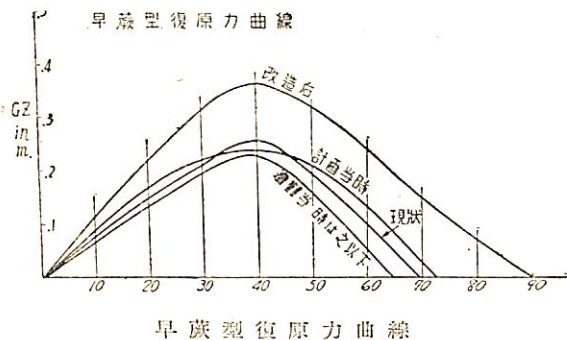
AN EXAMPLE FOR THE CAPSIZED

FRENCH BOAT (53<sup>t</sup>, GM ≃ .440)



友鶴復原力曲線

種目	公試状態			
	計畫	バルヂ	遭難	改造
A	615	757	739	787
d	2,000	2,241	2,230	2,772
GM	.620	.696	.661	.788
OG	1.222	1.093	1.149	.385
GZM	.196	.283	.256	.489
Angle	36°	31.4	30.6	47.0
Range	65.6°	64.2	62.0	113.5



種	常備状態			
	計画当時	現狀	遭難當時は下記以下	改造後
d	918t	923	1084	1006
GM	2,511	2,538	2,822	2,693
OG	.519	.477	.599	.614
GZ <sub>MAX</sub>	.881	.877	.589	.528
"	.233	.249	.229	.358
Angle	59.7°	40.4	39.5	39.8
Range	72.3	69.1	64.8	89.1

轉覆したといふ顯著な例と見做されております。之は大艦の例であります。轉走船なりし爲斯る變事起つたものと思はれます。

早炭遭難當時の狀況は友鶴の場合の如く明瞭ではありませんが、推定される處に依れば、同艦の重心點の高さは友鶴程ではありませんが、矢張り相當に高く、Range, Stability Curve の Area 等は友鶴に較んで居ます。この Class は先に申しました様に、可成り耐海性を持つて居たのでありますが、年と共に船の上部 weight が増し、排水量も増加し、M<sub>1</sub> は降下し、一方 G が上昇し、GM<sub>1</sub> 従て GZ、Range 等も共に減少し來ましたのは餘程注意が拂はれざる限り、何れの船でも免れない所でありまして、殊に最近既成艦の兵裝等の改造の多いことは更に此の趨勢を加へる事にかゝるのであります。

早炭の場合も船そのものが上記の様な不良な状態となつて居る所へ是も亦矢張り波高大なる同調波に乗つたが爲に覆没したのではないかと想像されます。

友鶴事件に鑑み海軍に於かれましては臨時艦艇性能調査委員會を設け、本事件の原因が全く其復原性の不足に基く事を認めまして海軍全艦艇に就て夫々其性能を檢討し、新設計艦は勿論既成艦にして艦齡經過と共に復原性不足とならざる迄も、不充分なる處あるものは充分に之を改善する方策を採つて居られます。而て其設計方針は極力兵裝の低下を避けますと共に大體先に申上げました復原性のよりどころを目途として之に近からしむる事を力めたのであります。其方法及致しましては例を友鶴級に採りますと(圖參照)「バラストキール」を作つて重心を低下すると共に、實質的の吃水を増します。上部では比較的我慢すべき兵裝, erection 等を除去し、此方面で重心を下げ「バラスト」に依る重量増加を軽減し、速力の低下を極力小ならしめ、一方重心點は出来る丈け之を低下し復原性充分にして風壓面積對水中面積比を出來

る丈減じます。是で充分安全な船が得られますが如何にしても多少の兵力減少と速力低下(一節内外)の犠牲は拂はねばなりません。以上は改造でありますが新設計の場合でありますれば當初より前述の新標準自古來の經驗よりせる標準に依りますから、それに近代我技術の進歩を加へる事になりますので、勿論立派な艦艇が出来る事と考へられるのであります。(中略)

筒主力艦の改装は復原性能には何等關係がないのであります。重量増加三千噸を限つて魚雷及爆彈に對する防禦力を強化する爲のものでありまして、之は華府會議の公認した所であります。此の改造に當りましては主力艦は元來 Freeboard が低いのでありますから吃水出來る丈増加せぬといふ事が大に必要と考へられます。即ち Blister を舷側に設けまして三千噸丈 Buoyancy を新に作るのであります。併しこの處では M<sub>1</sub> が下りますから WL Blister の上端を甲板に迄持ち上げ、適當に WL の幅を殖す必要があります。是によつて適當の Buoyancy が得られます。併し是の Blister の構造は戰時敏彈に譯かくやられますから、WL 附近には其中に Pipe を入れて水が浸入しても其部の容積の厚か身位しか浮力の loss がない様にされる筈になつております。總じて兵力、防禦等の強化の爲に、船を改造するのは近來各國間の流行ではありますが餘程注意しませぬと一部一部には改善しても、船全體殊に耐海性を害する機會が多いのでありますから周到の注意を拂ふ必要が御座います。性能調査の結果現に改装中でありました航空母艦龍賀の改造方針を變更し、又既成新航空母艦龍驤に關しても夫々改善を行はれる事になると思はれます。

要之日露戰役前後より我帝國艦艇の設計は海軍造船中將男爵近藤基樹を初めと致しまして諸造船先輩等が多年の苦心努力に依りまして長足の進歩發達を遂げ、洲戰役を経て彼の八八艦隊の技術的信念に基きまして極めて堅實な發達を遂げて參りました。而て八八艦隊建造に當

りましては経費節約の爲可成小排水量を以て可及的有力な艦艇を造る目的で研究を重ねまして更に有効な發達を遂げる事となりました折柄、華府條約續いて倫敦條約による軍備制限となり、其制限方式は周知の様に排水量標準でありまして總海軍力の比率も單艦も皆排水量で制限されますから以上の研究成果は丁度好適の資料となりまして、早速排水量の割合に優良な艦が續々と完成されるに至りました。

又一艦一艦としまして、外國の同型艦に對し、必ず優越すべしと謂ふのは、我海軍における用兵上竝に技術上の傳統的的精神と申して宜しいと存じますが、此傳統的的精神が我造艦技術の進歩を促した有力な理由の一つである事は信じて疑ひませぬ、這般の如き我製艦技術の進歩は蓋し關係者が常に學理と經驗を重んじ、一事一物を忽にせず、最も周到な注意と適切な判斷とを以て進んで參つた結果と存ぜられます。而て斯の如く多年の間に積成されました基礎は容易に動き揺ぐものとは存ぜられません。今回不幸にして惹起致しました技術上の過誤は多少在來の成果に安んじた所は御座いませうが、又一方少しでも兵力の増勢を心掛け度いと切實な要求の下に此事態に陥つたものに外ならぬと考へられます。然し今後は在來確立された基礎の上に更に今度の苦い經驗よりする貴重な教訓を加へ、所謂設計の常道に立ち還り、一方益々學理と經驗とを重んじ、研究に精進致しまして、依つて以て堅實なる技術上の信念を作り上げましたならば今後更に優秀なる帝國艦艇の出現する事は期して俟つべきものと信ずる次第で御座います。之を以て謹而本日の上奏を終ります。

以上の御前講演の内容は頗る簡單ではあるが、これにより友鶴事件發生からその後の處理の狀況が一應明瞭になつたと思ふ。

さて安定性能に關係ある項目は澤山あるがその中でもその良否判別に重要性大なるものとして GM, 重心點の位置, 復原性範圍 ( $\theta_r$ ), dynamical stability (DS) 並びに風壓面積の大き等が考へられた。GMについては旋回運動や重量物移動等の場合における船體傾斜あるいは damage をうけた時の影響に對する考慮等 statical の問題として船の安定性を取扱う時にはこの値は大きい方がよい。しかしこれが大きすぎて失敗した例はいくつもある。次に考へべきは rolling に關連して考へた場合の GM の問題である。これは單に船の動搖周期の問題としてではなく、船と波とが同調した時 GM の大小は船體の横揺れ角度にどう影響するかという問題である。この點については後述する渡邊教授の理論的扱い方に基いて

追及していくと私が調査した範圍では GM を大きくすることは横揺れ角度を増す傾向となつた。これは重要な問題であり今後造船學者が深く研究を進められたいと切にお願いしたいところである。

重心點の位置については明かに如何なる場合においてもこれが高いことは top heavy であつては宜しくない。top heavy では旋回運動時の船體傾斜に對し悪影響を與えることは遠心力の作用點が高くなるのであるから明瞭であるが、更にまた船と波とが synchronous rolling をした場合の船體の横揺れ角度もそのために大きくなる傾向となることが上述渡邊教授の理論を應用すると出てくる。設計に際し重心點の位置をどこまで存するかは實際問題とすれば爾余の項目とのかね合ひの問題である。この重心點の高さを表わすに水線上の重心位置までの寸法 (OG) がとられた。この OG については、私が大尉の頃横須賀海軍工廠造船部設計在勤當時圖庫から徳川幕府の末期小栗上野之介がここに關係していた頃作られた和紙へ毛筆で認められたある船の要目書中に「吃水線上船の重心點迄の距離 x メートル」とあつたのを發見したことがあつたのを想い出してその一致に驚いたことがあつた。どんな根據からかはわからぬがこれから見ても佛蘭西の造船學では古くから OG といつた考へ方があつたのは確かである。今日日本の造船學者は OG という表現は理論的に無意味だという説をなす人が多いがこの點追及する價值ありと思われる。

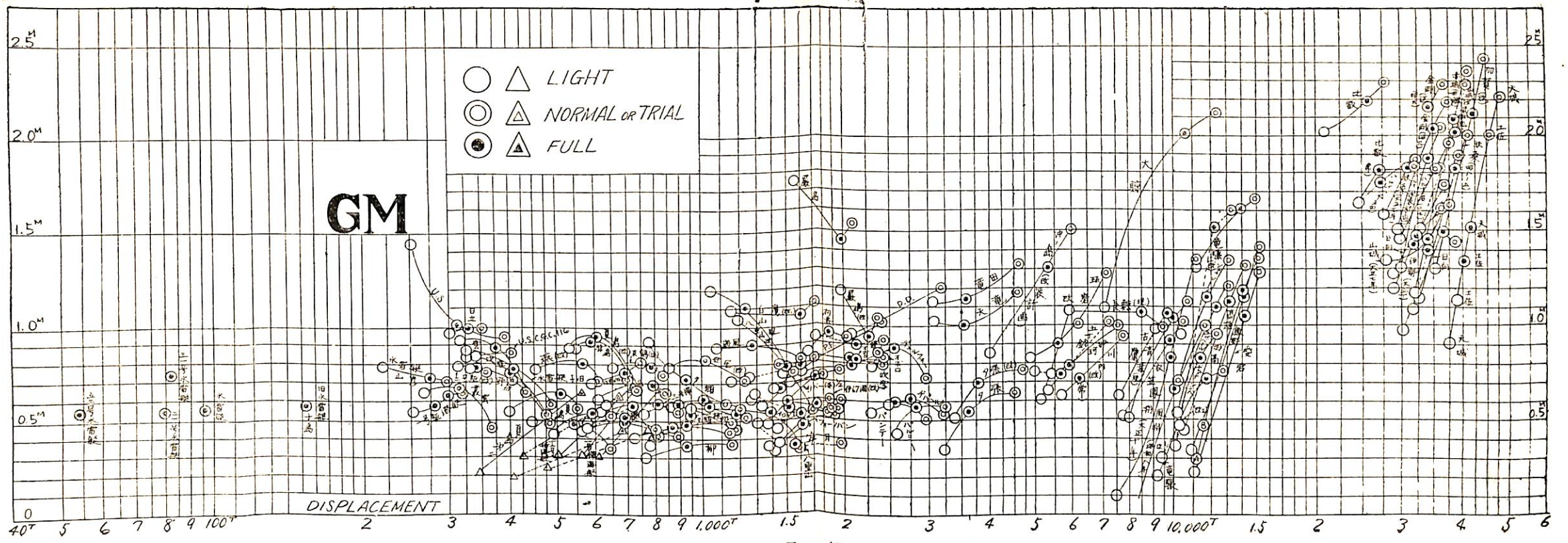
DS についてはこれの大きい方が明かに波に對して強い船になる。今後の研究問題としては GZ や  $\theta_r$  との關聯でたとえ同じ DS としても、どのような形の stability curve とするのが有効かという點は大切な point だと思ふ。

風壓面積の大小を表現するには水中側面積に對する風壓側面積比が考へられた。多くの艦艇についての上記項目の數字を蒐集しこれを圖示したものが

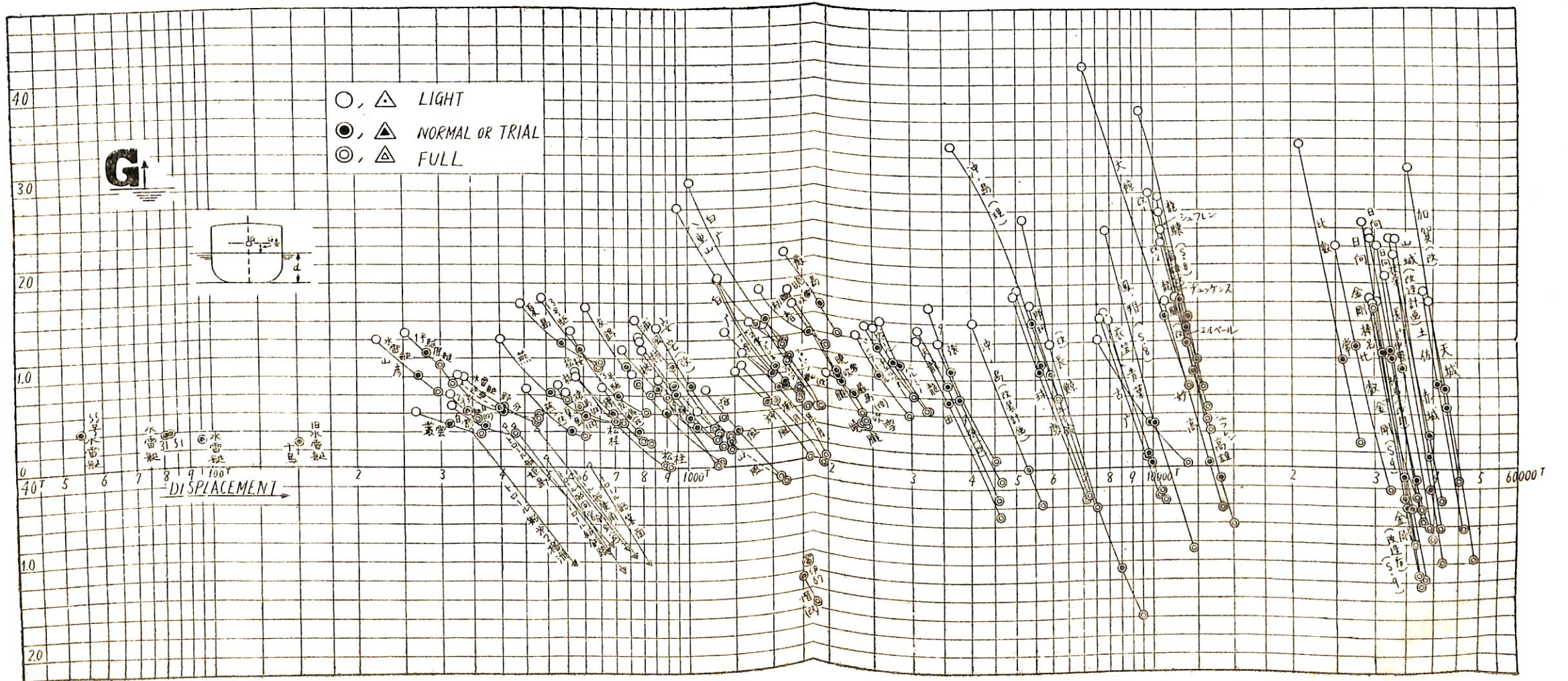
- |     |      |              |        |
|-----|------|--------------|--------|
| 第1圖 | 排水量對 | GM 圖         | (折込参照) |
| 第2圖 | 排水量對 | OG 圖         | (折込参照) |
| 第3圖 | 排水量對 | $\theta_r$ 圖 | (折込参照) |
| 第4圖 | 排水量對 | 風壓面積比        |        |
| 第5圖 | 排水量對 | DS 圖         | (折込参照) |

であつた。本圖中にはその後得た内外艦艇の deta をも記入しておいた。

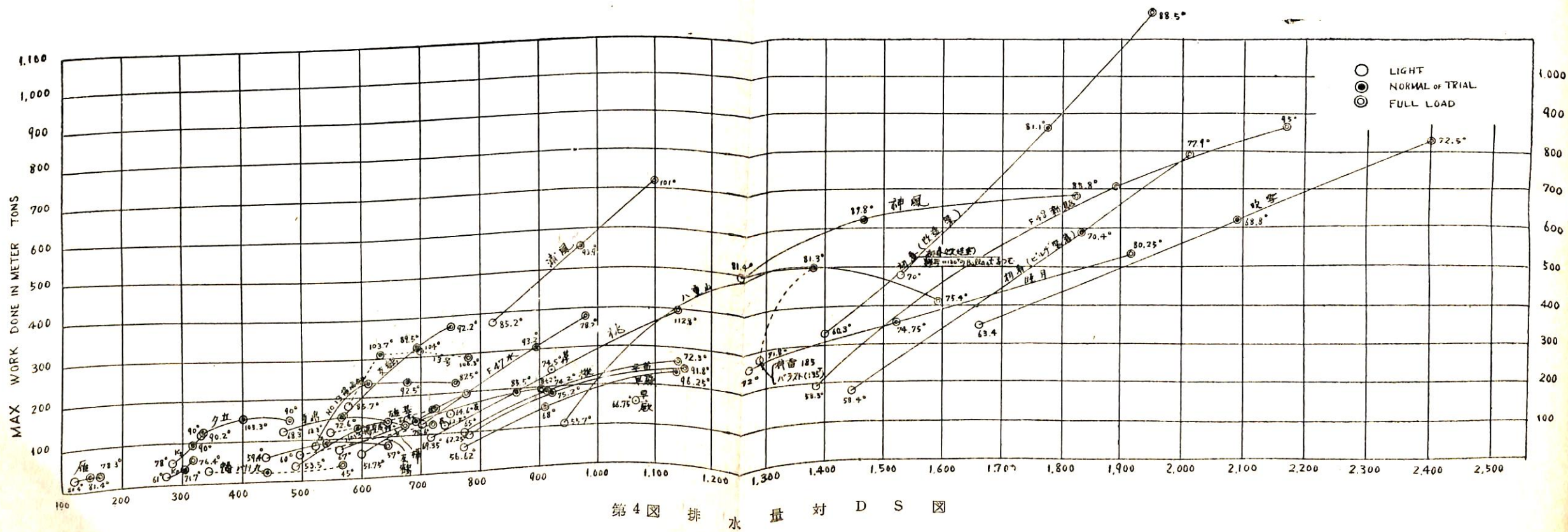
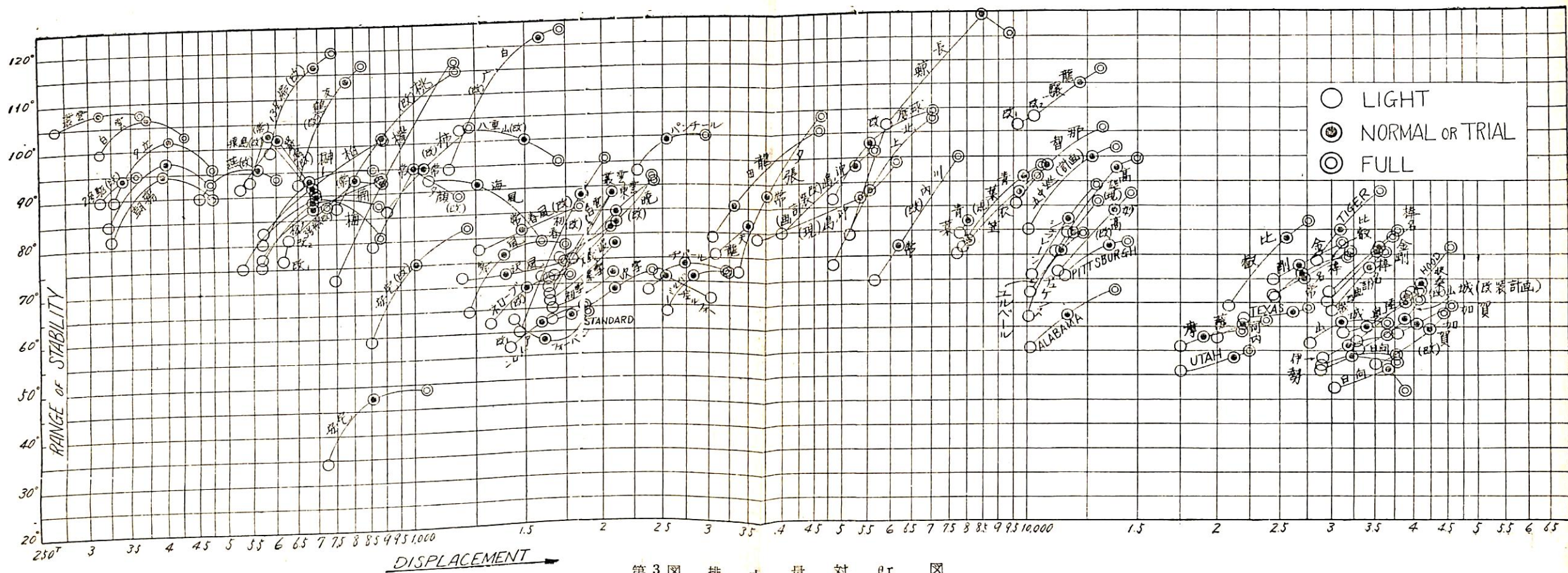
これらの圖には同じ圖中に同一艦艇の線が2本出ているものが多くあるが、これは一つは性能改善對策實施以前すなわち悪かつた性能の時の狀況、他の一つは對策實施後の狀況を示すものである。これらの圖の傾向によつ

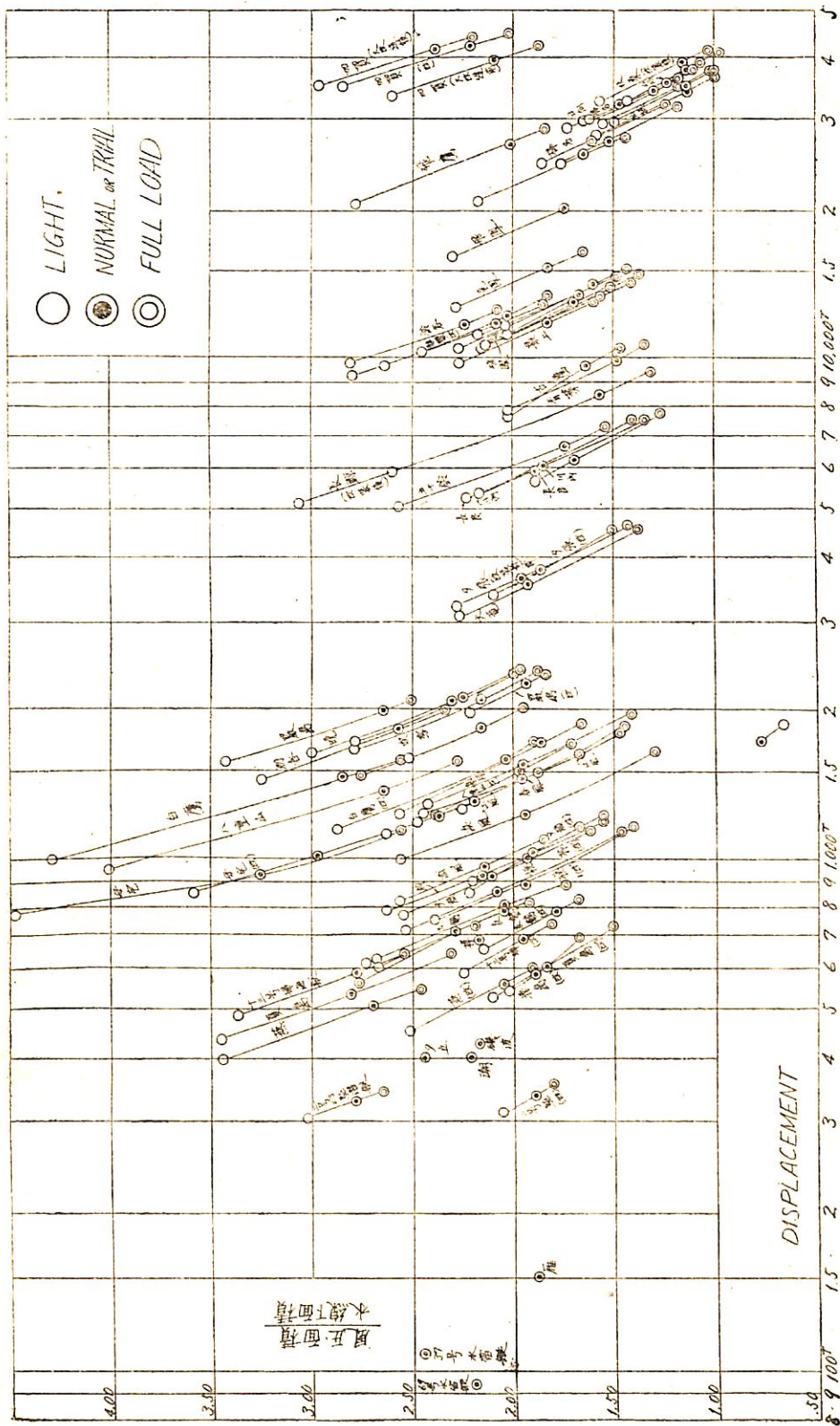


第1图 排水量对GM图



第2图 排水量对OG图





第 4 圖 排 水 量 對 風 壓 面 積 圖

第 1 表 復 原

艦名	艦の状況	状態	排水量 (d)	平均吃水 (d)	GM	KG	BG	水線上 G 点の高さ (OG)	中央部に於て乾舷の高さ (上甲板)	KG/D	KG/d	Max GZ	Max GZ angle	Range
初春	現狀		1,832	3.180	0.912	4,418	2,468	1,238		0.736	1,389	0.422	35.0	70.6
白露	改造計畫		1,855	3.239	0.936	4,039	2,069	0.800		0.673	1,247	0.458	41.2	88.7
			1,691	3.030	0.990	4,090		1,055	2,550	0.682	1,348	0.66	41.0	88.0
			1,980	3,500	0.805	4,009		0,509		0.663	1,145	0.432	42.0	86.6
曉	現狀		2,086	3.305	0.794	4,301	2,301	1,001		0.690	1,305	0.383	40.2	76.9
春風	改造	公	2,125	3.350	0.902	4,198	2,158	0.848		0.672	1,253	0.438	41.0	83.2
桃	現狀	(常備)	1,452	2.960	0.504	3,850	2,065	0.890		0.663	1,300	0.314	41.6	75.8
柿	改造	(常備)	1,497	3.034	0.594	3,743	1,920	0.709		0.644	1,234	0.374	45.0	82.0
橘	現狀	(常備)	862	2.380	0.468	3,220	1,795	0.840		0.660	1,352	0.245	42.3	85.5
友鶴	改造	(常備)	893	2.485	0.575	3,075	1,582	0.590		0.630	1,237	0.340	44.0	101.4
夕霧	現狀	(常備)	932	2.540	0.367	3,433	1,903	0.893		0.692	1,353	0.192	38.2	64.8
友鶴	改造	(常備)	1,040	2.747	0.567	3,167	1,521	0.420		0.638	1,153	0.342	41.0	95.0
		試	967	2.622	0.448	3,326	1,753	0.704		0.670	1,268	0.250	40.0	74.5
夕霧	現狀	(常備)	923	2.538	0.477	3,415	1,891	0.877		0.690	1,347	0.249	40.4	69.1
友鶴	改造	(常備)	1,006	2.693	0.614	3,221	1,293	0.529		0.651	1,196	0.358	39.8	95.3
F47水	現狀		737	2.241	0.696	3,334	1,979	1,093		0.758	1,488	0.283	31.4	64.2
K3 驅潜艇	改造		787	2.322	0.788	2,707	1,342	0.385		0.615	1,166	0.489	47.0	118.5
K5 驅潜艇	現狀		893	2.430	1.030	3,580	2,070	1.150	2,040	0.746	1,473	0.430	34.5	71.5
			869	2.750	0.802	3,230	1,540	0.470		0.666	1,170	0.443	42.0	98.9
五號掃海艇	現狀		332	1.597	0.516	2,529	1,559	0.932	1,400	0.660	1,584	0.204	45.0	90°以上
			372	1.711	0.794	2,096	1,072	0.385		0.547	1,223	0.523	51.5	104.9
十三號掃海艇	現狀		155	1.238	0.858	2,010	1,260	0.772		0.698	1,624	0.338	39.0	73.1
夏鳥	現狀		172	1.700	0.640	1,860	0.810	0.160		0.600	1,094	0.355	45.0	93.7
夏鳥	改造		754	2.375	0.400	3,212	1,833	0.837		0.695	1,352	0.234	39.0	72.8
夏鳥	改造		807	2.503	0.590	2,933	1,535	0.480		0.645	1,178	0.362	42.6	93.4
夏鳥	現狀		591	2.072	0.533	3,352	2,121	1,250		0.742	1,618	0.275	38.0	74.5
夏鳥	改造		693	2.260	0.753	2,892	1,582	0.632		0.641	1,280	0.532	50.0	117.0
夏鳥	現狀		538	1.954	0.449	3,301	2,131	1,347		0.768	1,600	0.285	38.0	61.8
夏鳥	改造		626	2.585	0.945	2,840	1,455	0.555		0.614	1,266	0.680	43.0	101.8
夏鳥	現狀	(常備)	495	1.830	0.480	3,260	2,150	1,500		0.782	1,805	0.269	39.0	60.8
夏鳥	改造	(常備)	585	2.030	0.920	2,680	1,525	0.650		0.623	1,320	0.668	43.2	102.8
夏鳥	現狀	(常備)	152	1.450	0.527	1,815	0.925	0.365		0.629	1,252	0.259	43.4	81.4

備考 風壓前後中心位置は艦の最前端を基準とす。

風壓「モーメント」の「レバー」は水上側面積の重心と水中側面の重心との距離を示す。



性能表

Dynam I stability (D.S)	DS/Δ	風壓 面積	風壓面積		風壓「モー メント」の 「レバー」	水中面積 重心の高 さ(中心 斜)	風壓によ る艦の傾 斜(風速 20米)	動 過 搖 期 全	艦の全長	記 事
			水中面積	面積						
594	0.324	773	2,571	6,275			5.0	sec 8.2	108.5	「バルヂ」装着前の完成圖をもとにし艦本にて「バルヂ」装着を計算したるものによる
816	0.440	663	2,160	5,783			3.8	"	"	4部にて計算せるもの
1,065	0.630	747	2,548	7,126					109.5	艦本4部舊計畫のもの
827	0.418	616	1,803	5,183	1.81		3.5		111.0	艦本4部新計畫のもの
647	0.301	814	2,309	5,961			5.5		118.5	昭和7-11-25 佐廠にて重心査定試験施行のものを採る。
852	0.401	808	2,255	5,955			4.8		"	上記を基とし艦本4部にて計算したるもの。
349	0.240	551	1,958	4,579			5.9		102.565	昭和8-8-16 附特定 修理後石川島より送付のものによる。
497	0.332	544	1,884	4,570			5.1		"	上記を基とし艦本4部にて計算したるもの。
193	0.224	595	2,085	3,947			6.7		88.4	大正6-12-24 佐世保より送付のものによる。
322	0.361	586	1,948	3,556			5.2		"	"
120	0.129	432	2,160	4,153			9.9		88.4	昭和8-3-27 佐世保にて施行の重心査定試験成績による。
333	0.320	414	1,910	4,170			6.4		"	"
182	0.188	425	2,053	4,155						
161	0.288	419	2,107	4,051			7.6		88.4	
310	0.308	407	1,940	4,060			5.9		"	
142	0.193	404	2,203	4,255			6.7	sec 8.25	82.0	昭和9年3月舞鶴より送付の完成圖による。
420	0.534	352	1,799	4,171			4.2		"	上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
288	0.323	475	2,519	5,134			4.0		90.8	艦本4部舊計畫のもの
446	0.483	577	1,751	3,923	1.443		3.3		88.5	艦本4部新計畫のもの
62	0.187	269.0	2,794	3,236			9.2		65.3	昭和9-3-30 石川島 製重査 試験成績をもとす。
215.5	0.580	213.5	1,809	3,130			4.0		"	"
44	0.284	145	2,828	2,532			4.7		48.0	技術會議提出のもの。
61.0	0.355	104	1,552	2,225	912		3.8		45.0	昭和9年8月15日艦本4部にて計算せるもの。
131	0.174	348	2,173	3,913			7.7	sec	76.2	昭和9-4-15 横廠にて重心 査定公試の結果非公式に送付のものによる。印は9-4-15 横廠にて試験その當時 { GK = 3.176 GM = 0.399
289	0.358	337	2,050	3,919			5.2	〃 10	"	上記を基として4部にて計算したるもの。
122	0.206	350	2,792	3,962			8.2	sec	74.0	
426	0.615	353	1,959	3,938			4.7	4.21	"	
95.4	0.179	345	2,808	3,998			9.4		73.0	昭和8-7-30 石川島にて施行の重心査定公試成績による。
418.0	0.690	302	1,848	4,197			3.8		"	上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
83.6	0.169	340	2,910	3,897			9.8		73.0	
339.0	0.665	298	1,900	4,197			4.0		"	
37.0	0.243	101	1,684	1,917			4.6		45.1	明治30年呉廠製明細表による。

第 2 表 復 原

艦名	艦の状況	状態	排水量 (t)	平均吃水 (d)	GM	KG	BG	水線上G点の高さ (OG)	中央部に おいて乾 舷の高さ (上甲板)	KG/D	KG/d	Max GZ	Max GZ angle	Range	
初春	現改	状態	2,011	3.380	0.910	4,290	2,220	0.910	2,300	0.715	1,269	0.494	37.4	77.3	
			2,028	3.440	0.933	3,930	1,845	0.490		0.655	1,142	0.512	42.6	95.8	
白露	舊計畫	満	1,993	3.400	0.870	3,990		-0.590		0.665	1,174	0.664	41.0	91.5	
			2,199	3,750	0.856	3,911		0.161		0.645	1,043	0.476	42.0	90.6	
曉	現改	状態	2,388	3.623	0.839	4,091	1,901	0.463		0.655	1,130	0.482	41.6	86.7	
			2,427	3.660	0.921	4,004	1,779	0.344		0.640	1,094	0.530	43.5	92.3	
春風	現改	状態	1,821	3.493	0.477	3,730	1,656	0.237		0.642	1,067	0.334	39.8	80.0	
			1,866	3,541	0.541	3,647	1,533	0.106		0.628	1,030	0.380	42.0	86.5	
桃	現改	状態	1,143	2,945	0.438	3,060	1,350	0.115		0.627	1,038	0.305	48.6	112.8	
			1,174	2,985	0.442	3,018	1,265	0.03		0.618	1,011	0.35	53.2	115.3	
柿	現改	状態	1,163	2,935	0.369	3,301	1,527	0.316		0.657	1,508	0.232	36.0	73.3	
			1,233	3,112	0.509	3,644	1,283	0.532		0.735	1,170	0.320	39.4	103.5	
			1,193	3,050	0.436	3,218	1,401	0.168		0.649	1,055	0.277	37.0	84.5	
夕顔	現改	状態	1,148	2,958	0.489	3,266	1,507	0.308		0.658	1,107	0.300	39.9	81.4	
			1,193	3,023	0.555	3,185	1,571	0.162		0.643	1,054	0.337	39.6	89.1	
友鶴	現改	状態	784	2,355	0.691	3,264	1,858	0.909	0.742	1,386	0.509	32.4	68.3		
			835	2,425	0.748	2,677	1,258	0.252	0.608	1,106	0.503	49.0	117.0		
F47水	現改	状態	939	2,591	1.140	3,430	1,820	0.839	1,895	0.715	1,324	0.492	35.0	78.7	
			1,066	2,955	0.732	3,260	1,460	0.305		0.672	1,305	0.400	39.0	98.4	
K3 驅潜艇	現改	状態	349	1.655	0.488	2,500	1,500	0.845		0.653	1,511	0.214	45.0	90°以上	
			394	1.785	0.776	2,054	1,000	0.269		0.536	1,151	0.548	50.0	107.8	
K5 驅潜艇	現改	状態	162	1,272	0.875	1,950	1,180	0.678		0.677	1,553	0.366	39.0	76.7	
			177	1,732	0.653	1,850	0,780	0.118		0.597	1,068	0.360	44.6	94.3	
三號 掃海艇	現改	状態	836	2,588	0.369	3,179	1,691	0.591		1,368	0.684	1,228	0.231	37.5	73.7
			889	2,694	0.543	2,977	1,422	0.283			0.639	1,104	0.341	43.2	92.8
十三號 掃海艇	現改	状態	645	2,204	0.520	3,290	2,970	1.086			0.729	1,493	0.294	39.0	78.0
			746	2,385	0.807	2,863	1,488	0.478			0.634	1,200	0.537	51.0	120.0
夏島	現改	状態	644	2,209	0.315	3,339	2,019	1.130			0.777	1,508	0.225	34.6	57.0
			732	2,390	0.660	2,860	1,495	0.470			0.665	1,197	0.430	39.0	87.8
猿島	現改	状態	594	2,110	0.337	3,390	2,135	1,280			0.788	1,606	0.212	35.5	55.2
			699	2,310	0.715	2,820	1,500	0.510			0.656	1,220	0.502	39.6	91.0
雁	現改	状態	166	1,534	0.600	1,824	0,810	0.290			0.632	1,189	0.236	42.8	78.3

備考 風壓前後中心位置は艦の最前端を基準とす

風壓「モーメント」「レバー」は水上側面

性能表

Dynamical stability (D.S)	DS/d	風圧面積	風圧面積 水中面積	風圧「モーメント」の「レバ」	水中面積の重心の高さ(キールより)	風圧による艦の傾斜(風速20米)	動揺期全	艦の全長	記 事
792 1,075	0.394 0.930	752 642	2,337 1,951	6,313 5,815		3.4		109.5 "	「バルヂ」装着前の完成圖を基とし艦本にて「バルヂ」装着を計算したるものによる。4部にて計算せるもの。
1,285 1,025	0.643 0.466	589	1,598					109.5 111.0	艦本4部舊計畫のもの。 艦本4部新計畫のもの。
1,049	0.458	977	1,998	5,993		4.2		118.5	昭和7-11-25 佐廠にて重心査定試験施行のものを探る。
1,282	0.528	773	1,967	6,000		3.8		"	上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
502	0.276	499	1,490	4,600		4.5		102.565	昭和8-8-16 附特定 修理直後石川島より送付のものによる。
651	0.349	494	1,457	4,601		4.0		"	上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
404 464	0.360 0.395	348 343	1,475 1,418	3,998 4,008		5.0		88.4 "	大正6-12-24 佐世保より送付のものによる。
191 386 272	0.164 0.313 0.227	395 384 389	1,678 1,560 1,490	4,177 4,192 4,190		7.4		88.4 "	昭和8-3-27 佐世保にて施行の重心査定試験成績による。
26 353	0.140 0.298	383 377	1,628 1,560	4,080 4,089		5.0 4.3		88.4 "	
169	0.216	395	2,053	4,261		5.5		82.0	昭和9年3月舞鶴より送付の完成圖による。
473	0.566	343	1,687	4,183				"	上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
393 444	0.397 0.417	461 360	2,278 1,554	5,178				90.8 88.5	艦本4部舊計畫のもの。 艦本4部新計畫のもの。
70 243	0.201 0.167	265 208.6	2,653 1,695	3,042 3,135				65.3 "	昭和9-3-30 石川島製重査試験成績をもととす。
51 64	0.315 0.362	144 103	2,720 1,498	2,537 2,229	0.928			48.0 45.0	技術會議提出のもの。 昭和9-8-15 艦本4部にて計算せるもの。
140	0.167	332	1,884	3,924		7.5		76.2	昭和9-4-15 横廠にて重心査定公試の結果非公式に送付のものによる上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
294	0.330	324	1,752	3,931		5.1		"	
149 478	0.231 0.642	370 344	2,548 1,823	3,967 3,937			4.27	74.0 "	
78	0.139	327	2,319	4,063		10.9		73.0	昭和8-7-30 石川島にて施行の重心査定公試成績による。
287	0.392	281	1,519	4,244		4.4		"	上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
67.4 307.0	0.113 0.439	279	2,400 1,685	4,227				73.0 "	
34.0	0.205	79	1,524	2,020				45.1	明細表より艦本4部にて計算のもの。

第 3 表 復 原

艦名	艦の状況	状態	排水量 (Δ)	平均吃水 (d)	GM	KG	BG	水線上G点の高さ (OG)	中央部に おいて乾さ 舷の高さ (上甲板)	KG/D	KG/d	Max GZ	Max GZ langle	Range	
初春	現狀		1,445	2,725	.664	4,936 4,346	3,271	2,211		.823	1,811	.216	29.2	52.5	
白露	改造		1,604	2,940	.814		2,556	1,405		.724	1,477	.292	36.0	72.0	
白露	現狀		1,322	2,575	.810	4,530		1,955		.756	1,759	.460	36.0	72.6	
			1,446	2,825	.489	4,476		1,651	3,225	.740	1,584	.177	37.0	65.8	
			1,611	3,035	.652	4,263		1,228	3,015	.705	1,405	.295	41.0	27.4	
曉	現狀	1,623	2,758	.747	4,643	2,923	1,885		.743	1,683	.218	33.0	60.2		
〃	改造	1,722	2,910	.927	4,426	2,636	1,516		.708	1,521	.352	38.0	75.6		
春風	現狀	1,224	2,609	.504	3,980	2,375	1,371		.685	1,524	.249	40.0	70.2		
〃	改造	1,269	2,708	.605	3,850	2,212	1,142		.665	1,422	.328	43.0	78.0		
桃	現狀		720	2,091	.411	3,370	2,105	1,279		.690	1,613	.168	37.0	69.4	
〃	改造		755	2,185	.535	3,205	1,899	1,020		.657	1,467	.257	42.2	87.4	
柿	現狀		786	2,235	.306	3,608	2,236	1,373		.728	1,616	.130	33.6	55.5	
〃	改造		904	2,510	.558	3,262	1,780	.752		.658	1,290	.306	42.0	86.4	
			821	2,350	.406	3,474	2,057	1,124		.700	1,478	.100	39.0	64.0	
		荷													
夕顔	現狀		773	2,233	.368	3,643	2,281	1,410		.734	1,635	.128	36.0	56.6	
〃	改造		861	2,426	.575	3,573	1,923	.947		.631	1,391	.279	39.4	74.9	
友鶴	現狀		605	1,942	0.611	3,684	2,491	1,742		.837	1,897	.140	25.0	46.0	
〃	改造		655	2,045	.783	2,904	1,707	.859		.660	1,420	.366	42.5	92.5	
F47水	現狀		703	2,089	.540	3,930	2,620	1,841		.819	1,831	.272	33.0	59.5	
K3 驅潜艇	現狀		716	2,280	.562	3,586	2,181	1,306	2,570	.739	1,573	.255	41.2	79.5	
			809	2,467	.694	3,406	1,886	.939	2,333	.702	1,881	.356	43.0	89.1	
K5 驅潜艇	現狀		305	1,508	.533	2,607	1,692	1,099		.681	1,729	.144	45.0	72.6	
			350	1,659	.832	2,118	1,147	.479		.553	1,292	.512	52.0	103.3	
三號 掃海艇	現狀		143	1,172	.928	2,020	1,310	.848	1,708	.701	1,172	.342	39.0	74.5	
			155	1,590	.598	1,890	0,907	.300	1,510	.610	1,189	.352	46.0	92.4	
		狀													
十三號 掃海艇	現狀		564	後部, トリ ム, 多 し											
			617		1,908	.311	3,514	2,595	1,606		.756	1,842	.114	36.9	52.8
			630		2,058	.542	3,195	2,003	1,137		.686	1,553	.290	40.0	76.8
					2,087	.576	3,175	1,970	1,083		.682	1,521	.308	40.6	81.1
夏島	現狀		490	1,813	.419	3,651	2,541	1,838		.809	2,014	.120	38.0	53.5	
			593	2,020	.691	3,079	1,913	1,059		.682	1,524	.445	46.5	99.0	
〃	改造		440	1,687	.483	3,457	2,437	1,770		.804	2,049	.222	37.7	59.4	
猿島	完成		528	1,885	.880	2,770	1,700	.835		.644	1,469	.638	43.0	91.8	
雁	現狀		456	1,755	.513	3,597	2,347	1,642		.790	1,935	.256	39.0	60.9	
			546	1,935	.880	2,750	1,655	.815		.640	1,422	.641	43.0	93.2	

備考 風壓前後中心位置は艦の最前端を基準とす、

風壓「モーメント」の「レバー」は水上側面積の重心と水中側面積の重心との距離を示す、

性能表

Dynamical stability (D.S)	D.S/Δ	風壓面積	風壓面積 水中面積	風壓「モーメント」の「レバー」	水中面積の重心の高さ(キールより)	風壓による艦の傾斜(風速20米)	動揺期全	艦の全長	記 事
179	.124	821	3,249	6,249				109.5	「バルヂ」装着前の「完成圖」を基とし艦本にて「バルヂ」装着の計算をなしたるものによる。4部にて計算したるもの。
389	.243	695	2,527	5,768		5.3		109.5	艦本4部舊計畫のもの。 艦本4部新計畫のもの。 同上。160Tの海水を補填
484	.366	688	2,555						
198	.157	665	2,282						
430	.257								
254	.156	875	2,590	5,923		8.3		118.5	昭和7-11-25 佐廠にて重心査定試験施行のものをとる。
503	.292	858	2,786	5,506		6.7			上記を基とし艦本4部にて計算したるもの。
233	.190	585	2,569	4,550		7.2		102.565	昭和8-8-16 附特定 修理 直後石川島より送付のものによる。
358	.282	578	2,266	4,552		6.0			上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
92	.128	419	2,540	3,950				88.4	大正6-12-24 佐世保より送付のものによる。
182	.241	412	2,393	3,936					
51	.065	458	2,655	4,133		16.4		88.4	昭和8-3-27 佐世保にて施行の重心査定試験成績による。
238	.263	433	2,210	4,150					
105	.128	446	2,436	4,140					
63	.082	444	2,550	4,030		12.1		88.4	
190	.219	428	2,225	4,045		7.8			
44	.073	427	2,676	4,241		10.2		82.0	昭和9年3月舞鶴より送付の完成圖による。
233	.356	573	2,152	4,143					上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
130	.185	504	3,167	5,090				90.8	艦本4部舊計畫のもの。
155	.216	416	2,367						艦本4部新計畫のもの。
283	.350	401	2,101					88.5	同上、海水93を補填す。
38	.125	274	3,032	3,231				65.3	昭和9-3-30 石川島 製重査定試験成績をもとす。
201	.574	218	1,929	3,120					
42	.294	148	3,075	2,526				48.0	技術會議提出のもの。 昭和9.8.15
54	.348	108	1,736	2,221	0.859			45.0	艦本4部にて計算せるもの。
39	.069	383	3,059	3,904		16.0		76.2	昭和9-4-15 横廠にて重心査定公試の結果非公式に送付のものによる
147	.239	372	2,740	3,905		9.2			上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
167	.265	370	2,685	3,905		8.6			
36	.073	398	3,370	3,957				74.0	
273	.460	369	2,253	3,942					
62.4	.119	363	3,457	3,982		12.5		73.0	昭和8-7-30 石川島にて施行の重心査定公試成績による。
308.	.584	316	2,114	4,173		5.0			上記を基として艦本4部にて計算したるもの。
74.5	.163		3,166					73.0	
326.0	.597	305	2,034	4,141					
28.0	.224	168	2,075	2,015				45.1	明細表による。

第 4 表 復 原

艦 名	艦の状況	状 態	排水量 (d)	平均吃水 (d)	GM	KG	BG	水線上G点の高さ (OG)	中央部に於て乾舷の高さ (上甲板)	KG/D	KG/d	Max GZ	Max GZ angle	Range
白露			172.7	3.180	.581	4.306		1.126	2.870	.712	1.354	.264	33.0	72.6
F47水			86)	2.566	.689	3.331	1.801	.815	2.284	.697	1.318	.363	42.0	89.8
K3 驅潜艇	現 改	状 態	327	1.578	.448	2.617	1.659	1.039		.63	1.658	.132	41.0	71
K5 驅潜艇			354	1.647	.755	2.185	1.208	.538		.570	1.327	.456	50.5	99
		最悪載荷状態	164	1.660	.579	1.865	.825	.205	1.440	.602	1.124	.329	45	92
		(常備)	166	1.663	.616	1.880	.850	.217	1.437	.606	1.130	.346	45	92.4
夏鳥	改 造	豫想	620	2.120	.595	2.930	1.770	.860		.693	1.405	.450	39.4	77.7
猿島	完成	豫想	526	1.940	.190	3.610	2.455	1.680		.832	1.860	.110	33.0	47.5
	改 造	現 状	638	2.160	.605	2.960	1.735	.800		.688	1.370	.450	39.6	78.9
雁	現 状		137	1.355	.435	1.877	.996			.651	1.389	.839	42.0	77.2

備考 風壓前後中心位置は艦の最前端を基準とす

風壓「モーメント」の「レバー」は水上側面積の重心と水中側面積の重心との距離を示す。

第5表 復 原 性 能 摘 用 表

艦 種	公試排水量	O G		G M		$\theta_r$		風壓面積比	
		公 試	輕 荷	公 試	輕 荷	公 試	輕 荷	公 試	輕 荷
特務艇	400 艘 700	300 耗 580	500 耗 850	750 耗 700	750 耗 750	>90度 "	>90度 "	1.80 1.90	1.90 2.00
水雷艇	750	400	850	650	700	"	"	1.80	2.00
驅逐艦	1,000 1,200	550 800	1,000 1,300	600 850	550 750	90 80	80 75	1.90 1.90	2.20 2.30
敷設艦	2,000 5,000	800 200	900 1,700	900 1,300	1,100 800	80 80	75 70	1.90 1.30	2.20 1.85
巡洋艦	6,000 10,000 15,000	200 0 0	1,300 1,400 1,500	850 1,000 1,300	600 500 1,000	75 85 85	70 75 75	1.70 1.50 1.50	1.90 2.00 2.00
戦艦	35,000 40,000	0 0	2,000 2,000	2,000 2,000	1,500 1,500	70 65	60 55	1.20 1.00	1.50 1.40
航空母艦	40,000	300	2,500	2,100	1,500	65	55	1.60	2.00

備考 輕荷状態において本表の性能以下となる場合は重油タンク等に海水バラストを搭載して本表の示す性能より悪くならぬごとく考慮され、この状態を補填輕荷状態と稱した。

で安全な船としては大凡どの程度の数字におさうべきかが判断される。この考え方を有力なよりどころとして多くの艦艇に對し復原性能改善對策の立案が推進されたのである。

安定性能上最も注意を要する小艦艇關係の代表的なも

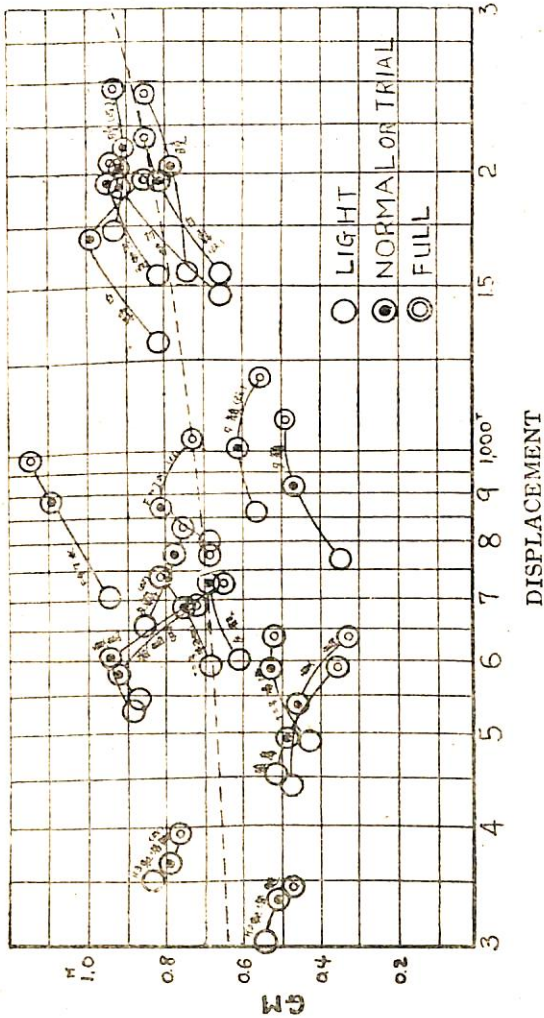
のについてのこの性能改善對策を實施前後の復原性能比較表を第1表から第4表までに示した。

これらの圖や表で見ると性能の悪い船の數値が如何に突飛なものであるかが認められるであろう。

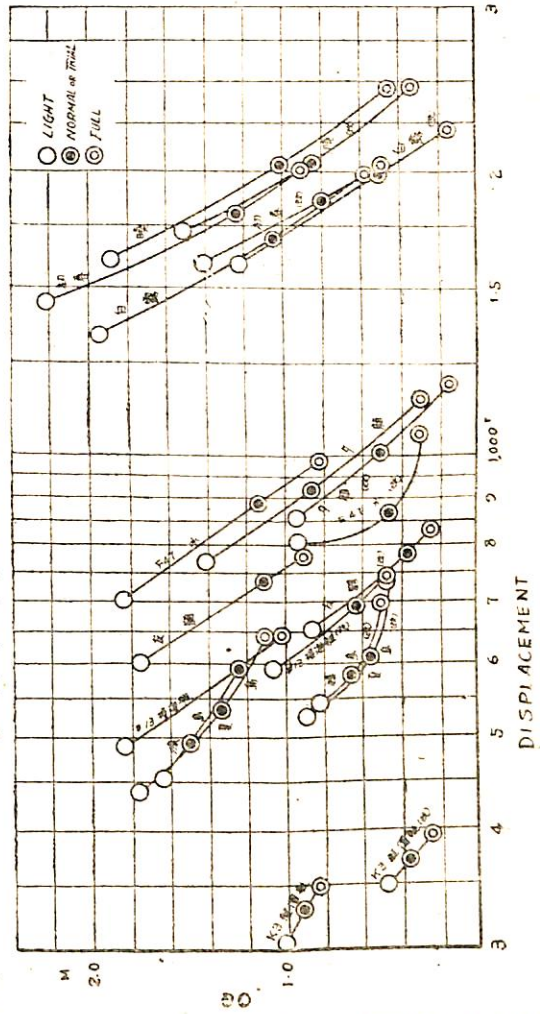
かくして復原性能改善對策の難作業は漸次軌道にのつ

性能表

Dynam stability (D.S.)	D.S./Δ	風歴面積	風歴面積水中面積	風歴「モーメントレバー」	水中面積の重心の高さ(キリ)	風歴による艦の傾斜(風速20米)	動週搖期全	艦の全長	記事
369	.214	150	2,115					111	
311	.362	393	1,976					88.5	
35	.107	270	2,853	3,235				65.3	昭和9-3-30石川島製重査試験成績をもとす。
172	.486	217	1,934	3,125				45.0	艦本4部新計画のもの
53	.321	94.1	1,376					45.0	昭和9.8.15艦本4部にて計画のもの。
56	.337	105	1,611	2,223	.894			73.0	
217.0	.351	300	1,806	4,213		5.0		73.0	
26.8	.051		2,742					73.0	
218.0	.343	289	1,740	4,219				45.1	明細表より艦本4部において計算のもの。
27.0	.197	105	1,892	2,017					



第6圖 性能改善對策前後のGMの變化 (松本案)



第7圖 性能改善對策前後のOGの變化

# 軍艦はどう變りつつあるか？

## (その 2)

堀 元 美  
米海軍技術顧問

### 輕快水上艦艇の變貌

丸彈先込めの青銅砲が、高い舷牆に開いた角型の砲門から、敵艦の帆桁を見當て射撃していた頃から、巨艦大和の 18 吋砲が、レイテ沖に米航空母艦を撃沈するまで、その長い時代に亘つて培われた兵術思想は、海上兵力の主兵は砲艦であるという考えでありこれを端的に代表したのが“大艦巨砲主義”という言葉であつた。

この期間には、相手國の相對應する艦に比べて、より強力で、より高速で、従つてより大型な艦を造つては、相手を凌ぎ優位を占むという造艦政策が自然の勢となり、結局はすべての艦種がその競争を繰返して來たのが軍艦の歴史である。

しかしその競争も巨艦大和を世界建艦史上の金字塔として遂に終を告げた。

主力艦という名も既に過去のものとなつた。巨艦巨砲が海上兵力の根幹であつた時代には、巡洋艦も驅逐艦も悉く補助艦艇という一括した範疇に入れられ、最後の決戦場において戦艦の主砲が物をいうまでの露拂いであり、前座を務めるものであり、そのドラマを最高潮にまで盛り上げて行くための脇役であつた。だが、今では事情は一變した。

上に述べた處と似たような場面がありとすれば、それは航空母艦を中心とする機動部隊において、小型の艦艇がややこれに似た働をするかも知れないが、これとても昔の艦隊決戦時代とは異つていであろうことは前回に述べた。

今日ではある一國が生存上必要とする海域の使用權に妨害を加ふべきものは、相手國の航空機と潜水艦とであり、これに對して制海權確保の反撃を試るものは防衛側の輕快水上艦艇を根幹とし、これに航空機と潜水艦の協同する防衛兵力でなければならぬ。

すなわち、純粹の海上兵力という性格は、嘗ては補助艦と稱せられた輕快水上艦艇をもつてその中堅とするものである。

然らば、輕快水上艦艇とは何か？ この範圍の定め方には多くの論もあろうがここには、假に 1,000 屯ないし 3,500 屯程度の艦艇としておく。

次にこれら輕快水上艦に要求せられる任務は何である

か？ その主なるものを列記すれば、

- 1) 對潜探知能力
- 2) 對潜攻撃能力
- 3) 對空探知能力
- 4) 對空攻撃能力
- 5) 船團と同行し大洋を航行する性能
- 6) 航空機、潜水艦と協同動作する性能

等を擧ぐるべきであらう。

これらの諸性能の悉くを一艦の設計に盛り込めんとすれば到底上記の排水量範圍には収まるものではない、排水量大となることは上述せる處でも判斷し得る如く、國の生命線ともいふべき交通路防衛のためにはみづから數多きを欲する護衛艦艇としては經濟上からみて本質的に不都合であるのみならず、艦自身の對潜攻撃運動性能上も有利ではないし、あるいは被害分散の考慮にも反する。

米國においては輕巡洋艦を設計變更して完成した嚮導驅逐艦 Norfolk (5,500 屯) 1 隻および新造せるものと同じく Mark A. Mitscher 級 (3,675 屯) 4 隻があるが、これらの同型艦は引續き建造されてはおらない。2,500 屯以上 3,000 屯以内の範圍では各國に新造艦があり、その大要は第 1 表に示す如くである。これらのものはやや萬能的裝備を有しているものと、對潜を重視したものとがあるようにみられる。

これらの艦と雖も、在來の巡洋艦以上に比すれば、建造も容易價格も廉ではあろうが、今後戰爭の場合を豫想すれば、この程度の艦を多數整備することは容易の業ではなく、また必しもこの大きでなければ、一定の用途に適しないわけではない。従つて各國とも寧ろ主力を注いで建造せんとしつつあるのは今少しく小型の艦であつて、主要任務をそれぞれに策定して、これに應ずる如きそれぞれの特性艦に分化せしめつつある。その大要を摘記すれば第 2 表に示す如くであり、それぞれの特性について簡單なる證明を列記すれば概ね次の如くであるということが出来る。

#### a) 對潜攻撃を主任務とするもの

英國の Anti-Submarine Frigate “Quality” type, 米國で一時 Hunter Killer ship と稱していたもので、高性能の水中探信測的裝置、並びにこれと聯動する自動的計算裝置によつて、敵潜との關係位置および相對運動



第 1 表

艦 級 名	國別	排水量(噸)	速力(節)	砲	發射管	對 潛 兵 裝	呼 稱
FORREST SHERMAN 級 11隻	米	2,850	35 ?	5吋×3 3吋×4	4	HH×2 K-GUN DCR×2	驅 逐 艦
DARING 級 8隻	英	2,610	31	4.5吋×6 40耗×6	10	SQUID×2	DARING 型艦
SURCOUF 級 17隻	佛	2,750	32	5吋×6 57耗×6	12	A/S PROJECTOR×1 A/S發射管×12	一等護衛艦
IMPETUOSO 級 2隻	伊	2,775	34	5吋×4 40耗×16	3~2	A/S PROJEK- TOR×1 D. C.	一等護衛艦
HALLAND 級 2隻	瑞典	2,600	35	4.7吋×4 57耗×2 40耗×6	8	A/S ROCKET×1	驅 逐 艦

HH = Hedgehog, K-GUN = 爆雷發射機, DCR = 爆雷投下軌條, A/S = Anti-Submarine

第 2 表

區別	艦 名	國	排水量(噸)	速力(節)	砲	發射管	對 潛 兵 裝	呼 稱
(a) 對 潛 攻 擊	WHITBY	英	2,000	27 ?	4.5吋×2 40耗×2	未詳	LIMBO×2 その他充實	A/S FRIGATE 'QUALITY' TYPE
	HOLLAND	蘭	2,160	32	4.7吋×4 57耗×6	—	A S PROJ.×2 K-GUN×4	ESCORT DESTROYER (A/S)
	RELENTLESS (改造)	英	1,740	34	4吋×2 40耗×2	4	LIMBO×2	FAST A/S FRIGATE
	CARPENTER (改造)	米	2,425	35	3吋×4 20耗×8	4	A/S ROCKET×2 H-H×1 K-GUN×4 D.C.R.×2	DESTROYER ESCORT (HUNTER KILLER)
(b) 船 團 對 潛 護 衛	DEALEY	米	1,420	26 ?	3吋×4	有	SQUID×2 K-GUN×8 D.C.R.×1	OCEAN ESCORT
	BLACKWOOD	英	1,300	25	40耗×3	4	LIMBO×2	A/S FRIGATE "UTILITY" TYPE
	CORSE	佛	1,290	27	57耗×6 20耗×2	12	A/S-PROJ.×1 K-GUN×2 對潛發射管×12	ESCORT
	CANOPO	伊	1,500	26	3吋×4 40耗×4	3	A/S PROJ ×1	ESCORT DESTROYER
(c) 電 波 哨 戒	SALISBURY	英	1,800	25 ?	4.5吋×2 40耗×2	—	LIMBO×1	AIRCRAFT DIRECTION FRIGATE
	HENRY W. TUCKER (改)	米	2,425	35	5吋×6 3吋×6	—	HH×2 K-GUN×4 D.C.R×1	RADAR PICKET DESTROYER
(d) 對 空	LEOPARD	英	1,800	25 ?	4.5吋×4 40耗×2	—	LIMBO×1	ANTI-AIRCRAFT FRIGATE
	AGERHOLM (改)	米	2,425	35	5吋×6 3吋×6	5	HH×2 K-GUN×6 D.C.R×2	DESTROYER

を標示し、攻撃諸元を算出し自動指揮によつて、對潜ロケット、聴音自働追尾魚雷、爆雷等を使用攻撃を行う。これらの諸装置は悉く近來發達せる electronics の所産である。艦自體の速力は30節以上の高速で、攻撃運動の輕快を本旨とする。火砲は第2義的である。

#### b) 船團等の對潜護衛を主とするもの

主要性能としては(a)と同等であり度いことは勿論であるが、船團とともに大洋を航するためには、十分な航續力と凌波性を備えなければならぬし、特に戦時多數を必要とする關係上、構造簡易に於てかつ多量生産に適するものたるを要する。従つてその大きさも航洋と稱し得る範圍でなるべく小とする。速力も25~30節以内で忍んでいる。

#### c) 電波探信哨戒を主任務とするもの

驅逐艦に強力なるレーダーを裝備して、空中からの奇襲を早期に探知するという考えは、沖繩戦の際わが神風特攻に惱まされた米海軍のその當時における着想であつた。

今日の高速なる航空機に對しては、この要求はお一層切實のものとなり、更に航空機に巨大な electronics 兵器と C. I. C. (戦闘情報センター) 施設を裝備しこれに電波警戒網の中樞たる任務を負わせて洋上遠く進出せしめるものを AEW (Airborne Early Warning) と稱する。

輕水上艦にしてこの種に屬するものは對空哨戒レーダー、航空機誘導レーダー等の精銳なるものを有し、あるいは前方に進出してレーダー、ピケットとなり、あるいは航空母艦と協同して飛行機隊の針路誘導、歸投着艦誘導を行いあるいは味方戦闘艦の空戦指揮を行つて立體的な海戦の立役者となる。

#### d) 對空射撃を主任務とするもの

在來の驅逐艦の流れを汲んで、最もこれに近いものはこの艦種である。太平洋戦では、初期には高性能魚雷を有する日本が魚雷戦に成功し後にはレーダーの發達において先じた米軍が奇襲的魚雷戦に成功したが、レーダーの普及せる今日水上艦對水上艦の魚雷戦は殆んどその機會は稀であらうと考えられる。恐らく對潜を主とする聴音自働追尾魚雷を用いるのでなければ、在來の意味において魚雷を搭載しようという水上艦はないと思われる。従つて在來の驅逐艦は對空射撃艦となり、これが同時に艦隊に伴つて行動するものとなるであらう。

現在の處では、在來の驅逐艦を近代化し特に對空砲とそのレーダーによる指揮装置を改善し、更に若干の對潜攻撃兵器を裝備して、これを使用している。改造の代價重量として撤去されたものは魚雷の半分ない全部であ

る。對空砲が、今後の航空機に對しどの程度有効であるかは問題であり、いずれは航空機の攻撃兵器と、誘導彈によつて out range されるものと思われるが、今日においては、優秀なる指揮装置によつて極めて少數の砲を有効に使用する方向に進んでいることは前回にも述べた通りである。

この種に屬する新造艦としては英國の Leopard 級がある。また米國においては在來の驅逐艦の對空砲をレーダー指揮装置附の3吋50口砲徑に換裝したものが多數を有しているが、これらはこの性質に近いといえよう。

以上列記した4種類の分類によつてその代表的なものの要點を摘記したものが第2表である。これらの内米國は在來の艦から餘り武装を減ずることなく各型に屬するものを改造しているが、これは米國の驅逐艦が大型であつたから出來たのであつて utility boat として考えるべしと economical なものではないかも知れぬ。

英國は多數の在來型驅逐艦を擁してその一部は A/S Frigate 等に改造しつつあるが、これすら豫算の關係で思うに委せず苦しんでいる有様であり、艦隊の建直し工作が強く叫ばれている次第である。

#### 輕水上艦に用いられる兵器

さて上述せる如く、輕水上艦をして在來のものに比し面目一新、新なる性格を示すに至らしめた處の新しい兵器は如何なるものであるかに一瞥を興えることにしよう、これらは第二次大戦中に着想新製せられ、同大戦を契機として生じた科學技術上の進歩飛躍に育成せられて今日に至つたものである。

##### a) 測的・哨戒・通信

- 見張用レーダー：(對空、對水上)
- 逆探装置：敵がレーダーを使用する場合逆はその電波を捕えこれを測定して敵の所在を知るレーダー装置
- レーダー妨害装置：敵側の使用するレーダー並びに GM 誘導電波に自方から出す電波をもつて攪亂を加えこれを妨害する装置。
- 敵味方識別装置：レーダー電波が來た場合これに對し自動的に特定の符號を反射し、該レーダーの受信面に現れる形象によつて味方艦なることを明にし同志打を避ける装置。
- 誘導用レーダー：Homing ともいう。飛行場の着陸指導装置と同様飛行機を誘導する。
- 通信用としては超短波による味方航空機および隊内各艦相互の通信等が發達し、殆んど電話をもつて緊急通信に用い、遠襲動作の利を極度に發揮する。

寫真電送、テレビジョン等も作戰に用いられる。

Guided Missil の Control もこの項の中に含むべきものであらう。

#### b) 射撃関係

高角砲の機構は自動化し、發射速度が増大した。機銃は口径 57 耗のものがあるに至つた。40 耗以上のものはすべて、レーダーと、自動計算装置とを組合せ、射撃の指揮は數秒間目標を track すれば、後は繼續して正確なる未來位置に彈丸を送ることが出来る。この種の射撃の成績は詳かではないが、米英等において、對空砲の數を著く少くしていることは、射撃の精度が向上して、多數の砲を必要とせざるに至つたことを裏書するものではあるまいか？

#### c) 水中聴音、水中測的および攻撃指揮

舊ドイツ海軍技術の示唆により、極めて多數の受音體を電氣的に共働せしめる方法等により聴音装置の能力は著しく増大した。

水中超音波の性質上、探信儀の有効距離は餘り擴大されてはいないが、その精度は著しく向上し、見張性能は向上した。

Sonar に聯動する攻撃指揮装置は頗る發達し英國の A/S frigate の如きは、周圍を密閉せられた Operation room 内にあつて、空中、水上、水中の状況が完全に判るように表示せられ Sonar (英國では asdic という) の把握せる諸元により electronic brain が働いて對潜攻撃兵器 Limbo (A/S mortar) は自動的に操作せられ、敵潜探知、照準、發射および爆雷深度測定までが一切人力によらずして遂行せられるものであるといふ。

#### d) 對潜攻撃兵器

第一次大戦以來のいわゆる "Ash-can" 型の爆雷は未だに用いられているが、これも次第に "Tear-drop" 型に變りつつある。

Hedge hog と呼ばれる小型 (7.5 吋) の投射爆雷は第二次大戦中に用いられ始め、幾分改良されて今後も使用されるものであらう。

Rocket 方式である種の爆雷を投射するものが發達し、英國の Squid, limbo, 米國の A/S rocket 等がいずれも威力大なるものと信ぜられている。

魚雷が頭部内に Sonar を備え目標のある範圍内に到達すれば、爾後は自ら追尾する機構を備うるに至つて、對潜兵器として重視せられることとなつた。極言すれば今後は水上艦の魚雷は潜水艦を狙い、潜水艦の魚雷は水上の艦船を目標とすることにならう。

以上の諸兵器の發達は主として電子工学とロケット工学との進歩に基いている。しかしその蔭には一層地味な

材料部門や、純粹の物理學の發達がひそんでいることも忘れてはならない。

#### 潜水艦はより重要となる

潜水艦については本誌前月號に座談會があるので、本文としてはその近況を一瞥するに止めよう。

第二次大戦において、日本の潜水艦に課せられた種々の特殊な任務は、今日も依然として必要と考えられているものの如く、貨物輸送潜水艦、陸戦隊等兵員輸送潜水艦、油槽潜水艦、日本の水中航空母艦伊 400 潜の後裔ともみられる誘導彈發射潜水艦、レーダー哨戒潜水艦、訓練標的用潜水艦等は概ね在來の潜水艦用法の延長として、分化發展して使用されている。

水中音波、同超音波等による索敵、測的の發達と、聴音自動追尾魚雷の實現により、潜水艦が水中において敵の潜水艦を攻撃することが可能となり、對潜攻撃用潜水艦が出現し、同時に潜水艦自身の騒音除去對策や、海洋そのものの音響學的調査等基本的な研究が行われつつある。

特殊な兵器として、數人乗の小型潜航艇も各國において大いに研究されている。因に日本の特種潜航艇は、これまた大艦巨砲主義の現れの一つであつて、元來主力艦の決戦に際し、數において優勢なる敵に一撃を加えて有効戦列の數を漸減し、あるいは彼我對抗の際敵艦隊に魚雷を發射し、敵をしてこれが回避のため砲戦上不利なる運動を行うよう強制し、もつて味方主力の砲力を十分に發揮せしむるため、母艦に搭載せられて決戦場裡に進出し、極短時間に進發、20節近い水中高速をもつて潜航強襲するはずのものであつたが、かくの如き場面は第二次大戦中途に實現せず、意氣は壯なりしと雖も、敵港灣襲撃には著功なくして終つたものである。

凡そ奇兵的色彩を有する特殊の兵器は、筋書通りの theater を造り出してこれを用いるのでなければ、殆んど役に立つものでないことを痛感せしむる一つの例である。

最近の各國の潜航艇は水中破壊工作隊 (Underwater Demolition Team) をもつて敵の水際施設を偵察、破壊する等上陸作戰に協同しあるいは防材の破壊等を企圖しているようである。

レーダーおよび航空機の發達は潜水艦をして晝夜を問わず水面に浮上しあるいは水上航走を行う能わざるに至らしめた。しかしその結果として Snorkel 給排氣装置が發達し潜望鏡深度において Diesel 機關をもつて航走し、課電し得ることとなり、電池に對する要求も變つて短時間放電を行い水中15節以上の高速が得られるように

なつた。

同し線に沿つて、英艦 Explorer の過酸化水素動力、米艦 Nautilus の原子力機関、等目醒しき特殊動力の世界が今や開拓せらつた。

一方これらの潜水艦性能の躍進に伴い、これに対する攻撃法も變化し、對潜水上艦艇、對潜潜水艦、對潜哨戒用および攻撃用航空機並びにヘリコプターあるいは飛行船、更にこれを支援する航空母艦等をもつて對潜掃蕩團 (Hunter-Killer Team) を編成し、統一指揮の下に徹底的に潜水艦を掃蕩し撃滅する方策が執られている。

潜水艦の隱密行動によつて誘導原子爆弾を敵の要地に送致攻撃する如きことは、勿論可能なりとしても、實際問題として容易に行われるものではあるまいと思われ、海上交通路に対する破壊工作は航空機の威力大なる今日、専ら潜水艦の主要任務となるべく、冷い戦争、なし崩し戦争、あるいは代理戦争の一つの現れとして、その可能性は最も大なるものであり、従つてこれが對策はいずれの國においても緊急の問題とせられている。

潜水艦自身の發展とこれが對抗策とは將來海上防衛上比重甚大なる問題の一つである。

## 結 言

在來の繫維機雷の外に、磁氣 聽音、水壓等各種の感應機雷の發達と艦船のみならず航空機からも敷設せらるることにより、機雷の脅威が甚だ深刻となつたことはわれわれの深く體驗せる處であり、これに對處すべき掃海艦艇も眞剣に研究せられ、盛に建造せられつつある。また高速魚雷艇も大いに研究せられつつあるがこれらについてはこの際省略することとする。

大なる戦争は必ず科學技術躍進の契機を爲すものであ

つて、第二次大戦もまたその例に洩れなかつた。

Electronics, 原子核物理學, 航空工學等の飛躍的發展に伴い、兵器もまた著く進歩變貌しつつあり、現在は未だその過渡期にあつて、その來るべき姿を推斷することは甚だ容易でない。

各國の公表する處は極めて不十分なる斷片的情報に過ぎず、本文もまたこれらに基いて記述する外なきをもつて、詳細具體的な説明を爲し得ないのは止むを得ぬことである。

英國海軍當局が、議會において言明せる處によれば、終戦時建造中にして、進水後長らく工事を中絶しあつた Tiger 級巡洋艦 3 隻は近く“大砲をもつて主兵とする最後の巡洋艦”として竣工せしめらるべく、しかもその備砲は同大の在來艦が 6 吋 6 門、4 吋 10 門なるに對し、その數僅に 6 吋 4 門、3 吋 12 門に過ぎないという。

これは前述の通砲類兵器の性格が變化せることを物語るとともに、次の主要海上兵器は誘導彈なるべきことを明にしているのである。

既に英誌の論ずる處によれば、次代の主力艦は誘導彈の打ち合いを主任務とする重裝甲艦なりという。もしも然りとすれば、これは龜の子の如く一切の艦上機裝を裝甲塔内に收めた奇怪なる艦となるであろう。

技術は前進してその止る處を知らず、海上兵力が國の防衛に對する役割は、既に嘗て占めた王座を航空兵力に譲つたとみるべきであろうが、艦船の必要性は一向に減ずることなく、これに關聯する技術の難しきは増大する一方であり、これを怠れば國の獨立は愚か、生存すらも覺東ないとは、洵に厄介なる次第であるといわねばなるまい。

(終)

(325 頁よりつづく)

ていつたが、良心に従つて最後までそのいわゆる標準というものを提示したかつたのは既に述べた考え方からいつて賢明であつた。その代りに綜合的結論として今次の對策實施をやつた結果から見ると艦種別排水量別に GM、OG、 $\theta_r$ 、風壓面積比等をこの程度の數字にしたものは安全であつたという意味の表すなわち復原性能摘要表 (第 5 表) が作られた。この表だけを守れば安全だといひ切れないことは GZ や DS の如き重要項目が含まれていないことから考へても明かであるし、また各項目の數字が艦の大きさと對比してかなり不規則な變化を示して

いることから見ても今後學術の進歩研究に伴い、現象の掘下げ方が一層深くなつていけば自ら表中の數字自身も變つていくことは充分に豫想される。しかし多くの有能な人々の大なる努力の結果を集約したこの表の信頼價値頗る大なることは認めなければならぬ。

排水量 3000 噸以下のいわゆる小艦艇に屬する部類のもの性能改善前後の GM、および OG の變りようをとり出して示したものが第 6 および第 7 圖である。

(未完)

# 汽動化された日出丸の機關部について

加藤 繁

名古屋造船株式会社  
造船設計課長

## 緒言

九次後期船建造の頃より特に強調され造船、海運界の注目する所となつた造船の合理化、船價の低減の方策として、弊社建造の栃木汽船御註文日出丸では、船主の理解ある協力によつて種々合理化、船價低減化の試みを実施して見た。

本船は計畫當初、甲板機械、機關室補機とも全電動で出發したが、その後の數次の變遷を経て下記の仕様を基本に設計を行つた。

- 1 甲板機械の汽動化（操舵機械のみは電動油壓）
- 2 機關室の主要推進補機を主軸驅動とす
- 3 主機械の排汽を副汽罐に直結する排汽罐に導入し大量の蒸氣を急速に利用可能とす
- 4 主軸驅動推進用補機の豫備を汽動化するとともに合理的に可能なる範圍機關室補機を汽動化した。

これによつて當時の評價（昭和23年10月頃）で6000圓程度程度の製造原價の節約が可能となつている。

## I 甲板補機の汽動化

戦前優秀貨物船の揚貨機は殆んど全て電動であるのが常識であつたが、戦後のいわゆる計畫造船では汽動揚貨機が進出して來ている。これは取扱方法、維持費、製造原價、燃料費、等々それぞれの見地に立つて議論すれば一長一短はあろうけれども総合的に考えてまた特に經濟的な見地から、判斷すれば當然汽動揚貨機が有利であることは疑いないと思われる。

今各種の見地からその優劣を比較して見ると、

### 1 取扱方法

従來の型式の横型二汽筒式蒸氣揚貨機と電動揚貨機とを比較すると、捲揚速度、ワンマンコントロールの能率等個々の性能を採上げれば電動揚貨機の優れていることは明かであるが総合的な荷役能率は荷役港の荷役取扱者の能率（結局揚貨機に對する慣れ不慣れの問題）解その他岸壁の荷さげ能率の良否に大いに影響され總荷役時間は必ずしも電動揚貨機が短いとは限らず、主として荷役港の荷揚能率の良否に左右される所が多であることは周知の通りである。

一方蒸氣揚貨機の性能その物もクローマン式その他の如く全密閉式で蒸氣消費量も少く、操作方法も簡單で型式上からも性能上からも電動揚貨機に近い製品の進出し

て來ている今日取扱方法の優劣が揚貨機採用の決定的な要素となることは考えられない。

### 2 設備の維持費

本問題についてはわれわれ造船業者の立場からよりむしろ使用者側、すなわち船主の立場から論じていただく性質のもので、ここで述べるのは當を得ないけれども、一應造船設計者としての立場から検討すると、機械各部の部品の保守は長年月間經過後には電動揚貨機の方が勝れているものと思われるが、他方電氣部品の取扱いに關しては特殊の技術を要するのに對し蒸氣揚貨機であれば、普通の機械技師の手でどここの港でも修繕が出来る利點がある。

特に後述のように機關室まで汽動化すればディーゼル船でも高級な電氣技師の乗船は不必要になるのではないかと思われる。甲板蒸氣管排汽管の腐蝕の問題も最近では優れた耐蝕性防熱保温材が完成しこれが補修に十分留意すればこれら諸管の壽命も相當伸び得る見透しがあり、また甲板蒸氣管中特に腐蝕の甚しいと思われる曲り部分、枝管を銅管とすれば僅かな製造原價負擔で（約40萬程度）維持費に大きい節約が生じることとなる。

### 3 燃料消費量

燃料消費量すなわち燃料費の問題は船主の運航採算上重要な要素である。

主機械に對しては最近特に粗悪油使用の問題が盛んに採上げられまた實用の域に達したが發電機械には從來通りA重油が使用されなければならない。甲板機械汽動の場合補助罐で焚かれる油は粗悪油いわゆるC重油で充分である上、また後述の如く機關室補機をも汽動化すれば發電機の容量は驚くほど少くなり従つて價格の高いA重油の消費量は大幅に節減される結果となる。（本船の例で180KW 3臺が60KW 2臺に減少する）

（第2表、第3表、第4表参照）

### 4 製造原價その他の問題

海運界が活況を呈することは期間的に見て極めて短く、特に最近のように不況が続く時には船主としては運航經濟性と同時に製造原價を如何に低減し金利負擔を少くするかということも重大な關心事であらうと思われる。電動揚貨機も最近では種々研究改良されてコストも大幅に低減されるに至つたが汽動揚貨機のそれと比較すれば

ば3.5倍ないし4倍いふ比較にならない数字を示し、汽動揚貨機採用の場合に比すればまた發電機および發電機械の容量の減少と相俟つて1船の製造原價に及ぼす影響は相當な額となる。

例えば總屯7000ないし8000屯級の貨物船で揚貨機16臺の外航船では甲板機械電動の場合發電機および發電機械の容量は主機械の型式によつても多少異なるが、それぞれ180KWおよび270馬力が3臺必要であるに反し、甲板機械をを汽動とすれば發電機および發電機械は2臺でそれぞれ160KWおよび240馬力となり、別に3號艦程度の補助艦が増設されることになる。

個々の機械の單價の取り方によつて異なるが一般にかかる變更により電動案より汽動案の方を3500ないし4000萬位安くなるといわれている。

これは總船價の約4ないし5%のコストを占めこれが金利償却費等も合せ考慮すれば大きな魅力のある問題と思われる。

## II 機關室補機の汽動化

### 1 概 要

ディーゼル機關の熱交換率は他の電動機に比較し良好であることは己によく知られている事實であるが、しかもなお排氣ガスの持ち去る熱量は燃料の發生する總カロリーの30%近くを占めている。

本船では排氣ガスボイラーを十分に利用ししかもまた前項の甲板機械汽動案の場合の補助艦を活用する意味で、主機械の冷却水ポンプおよび潤滑油ポンプをそれぞれ主軸驅動式とし、それぞれの豫備ポンプとして汽動ウォーシントン式を採用する他小型補機（例えば燃料油および潤滑油等のサービスポンプ、清淨機類、清ポンプ、衛生ポンプ等）を除く機關室補機を殆んど全部汽動化する。

排氣ガス罐は補助艦と循環水ポンプを介して直結し、補助艦を使用しない航海時といえども補助艦はいつでも排氣ガス罐と同じ壓力温度を保つようにし補助艦の急速な氣蒸を計つている。

本例は外國文獻等にも時々紹介されており、特にB&W. DOXFORD等の機關に適用されて優秀な成績を上げてきている様子である。

(Motor ship Aug. 1952, Motor ship Aug. 1953.

B&W 技師長 Mr. H. Carstensen 來朝記念講演會報告書参照)

本邦でも三井造船建造御室山丸その他輸出タンカーにその例を見漸く斯界の注目を浴びつつある現状で9次後期船でも當社の橋本汽船社文のもの、日立造船建造の山下汽船社文のもの等が本計畫を實施している。第10

次造船には更に多數の同種船が計畫されている實情である。

## 2 蒸氣消費量

本計畫のねらいは

イ) 排氣ガス罐を極度に利用して嚴冬時を除く大部分の航海状態では補助艦を使用しないで燃料經濟性を圖ること

ロ) 甲板機械汽動化に伴い必然的に設備される補助艦を有効に利用して發電機械發電設備の容量を合理的に低減させること

の2點にある。

排氣ガス罐は主機械の經濟出力4,250馬力にて毎時700kg/hrの蒸發量がありまた航海中の蒸氣消費量は第1表に示す如くであるので非常な寒冷時でないかぎり補助艦を使用する必要はない。

## 3 燃料消費量

本方式により主要推進補機を主軸驅動とし電動補機を極力節約することにより、A重油を使用する發電機械の容量は前述の如く極めて少くなり、燃料油の價格の算定如何によつても異なるが最近のロスにおける重油價格を用いて計算すると航海中年間約百萬圓強の利益となる。

本計算には種々の假定が入つているが、第3表、第4表を参照して戴ければ結果的に大きな差は出て來ないことがわかつて思われる。

## 4 製造原價に關連する問題

往復動汽動ポンプはそれ自體を取上げて考えると相當なコストになるが前述の如く甲板補機汽動化に伴う補助艦を利用する點が大きな利點となり發電機械の容量が極めて少くなるので、主機械5000馬力の機關部で概算1500萬から2000萬位の製造原價節約が可能となる。

往復動汽機の取扱および保安等の點に關しては種々の論議があり、確かに回轉補機に比し部品の磨損度は大きいかも知れないが、逆に補修取扱に高級な技術を要せず、また大修理でも大抵の場合どここの港でも修理可能であり、場合によつては電氣技術者の乗員數が節減出来るのではないかとと思われる。これらの利點並びに原價低減によるその償却費の減少を合せ考慮すると經濟船としては非常に大きな特長を持つた注目すべき例ではないかと考へている。

## III 熱 勘 定

以上述べた本計畫を熱經濟の觀點から理論的に裏付けるために種々な状態における蒸氣消費量および燃料消費

量の計算を行つて見た。勿論多くの假定を設けた机上案で貨船でこの計畫通りの成果が得られるとは思わないが一應の目安は付きまた當らずとも遠からざる數値は得られると思う。第1表から第4表にその計算の過程が示されている。なお添付の要目表は本計畫に基いて建造された栃木汽船註文日出丸のもので、参考になれば幸甚である。

### V 結 言

第9次後期船着手當時本計畫を實施するに當つては三井船舶の大型タンカー御室山丸に具體的な1例を見るだ

けで、貨物船に適用された具體例を見ず、船價低減のやかましく叫ばれている折柄着想として面白く、理論的な裏付けにも間違いはないと思うものの、甚だ心細い状態であつたが、船主監督の力強い支持と關係機器メーカーの助力により大過なく試運轉まで漕ぎつけることが出来た。今本船は三井船舶の不定期航路に就航している。

今後とも本船の協力を得て本計畫の長を伸ばし短を補つて優秀なものとしたい。

幸い第10次造船ではこれと同じ構想の機關部採用制が5, 6隻におよび甚だ意を強くしている次第である。

第1表 航海中および荷役中における發電機負荷および補助汽罐負荷

	汽 動 案		電 動 案		
	冬 期	夏 期	冬 期	夏 期	
航	主冷却用海水ポンプ 主冷却用清水ポンプ 潤滑油ポンプ	220HP 主軸驅動	220HP 主軸驅動	發電機械負荷 217BHP	發電機械負荷 217BHP
海	燃料弁冷却用清水ポンプ 及燃料油ブースターポンプ 罐用補機械一式 その他機關部補機械一式 その他所要電力一式	發電機械 蒸氣 負荷 220kg/hr. 82.3BHP 100k /hr.	發電機械 蒸氣 負荷 110kg/hr. 82.3BHP 90kg/hr.	蒸氣 50kg/hr.	蒸氣 40kg/hr.
	二重低タンク加熱用蒸氣 機關室内各種加熱用蒸氣 甲板雜用蒸氣 損失蒸氣	30kg/hr. 100kg/hr. 200kg/hr. 50kg/hr.	100kg/hr. 50kg/hr. 100kg/hr. 15kg/hr.	300kg/hr. 100kg/hr. 200kg/hr. 20kg/hr.	100kg/hr. 50kg/hr. 100kg/hr. 10kg/hr.
中	合 計	(航海中における排氣ガス罐の蒸氣發生量 700kg/hr.)			
	發電機械負荷 補助汽罐負荷	82.3BHP 250kg/hr.	82.3BHP —	217BHP —	217BHP —
荷	ウイ ン チ	5T×30M/min ×16台 蒸氣 3840kg/hr.	蒸氣 384 kg/hr.	發電機械負荷 407.6BHP 蒸氣 80kg/hr.	發電機械負荷 407.6BHP 蒸氣 70kg/hr.
役	罐用補機一式 その他機關部補機一式 その他所要電力一式	發電機 530kg/hr. 械負荷 71.3BHP 200kg/hr.	發電機 450kg/hr. 械負荷 71.3BHP 200kg/hr.		
	機關室各種加熱用蒸氣 二重低タンク加熱用蒸氣 甲板雜用蒸氣 損失蒸氣	100kg/hr. 300kg/hr. 200kg/hr. 155kg/hr.	50kg/hr. 100kg/hr. 100kg/hr. 140kg/hr.	100kg/hr. 300kg/hr. 200kg/hr. 20kg/hr.	50kg/hr. 100kg/hr. 100kg/hr. 10kg/hr.
中	合 計	71.3BHP 5325kg/hr.	71.3BHP 488 kg/hr.	407.6BHP 700kg/hr.	407.6BHP 330kg/hr.

第2表 航海中および荷役中における時間当り燃料油消費量

			罐	用	發電機械用	使用日数または時間
航海中	汽動案	冬期	22.1kg/hr.		15.6kg/hr.	50日
		夏期	—		15.6kg/hr.	150日
	電動案	冬期	—		41.2kg/hr.	50日
		夏期	—		41.2kg/hr.	150日
荷役中	汽動案	冬期	471.2kg/hr.		13.5kg/hr.	22.5時間
		夏期	433.9kg/hr.		13.5kg/hr.	67.5時間
	電動案	冬期	64.0kg/hr.		77.4kg/hr.	22.5時間
		夏期	29.2kg/hr.		77.4kg/hr.	67.5時間

備考 使用日数および時間は、年間航海日数 200日、荷役時間は全力荷役に換算して 90時間とともに内 25% を冬期とする。

第3表 航海中および荷役中における年間燃料油消費量

			罐	用	發電機械用
航海中	汽動案	案	26.5 ton		74.9 ton
	電動案	案	—		197.8 ton
荷役中	汽動案	案	39.9 ton		1.2 ton
	電動案	案	3.4 ton		7.0 ton

第4表 航海中および荷役中における年間燃料費  
最近の「ロスアンゼルス」における重油の価格は

罐用 4,380 圓/トン

ディーゼル用 10,000 圓/トン

である。これを使用して年間燃料費を算出すれば次のごとくである。

			罐	用	發電機械用	合計
航海中	汽動案	案	116,100 圓		786,500 圓	902,600 圓
	電動案	案	—		2,076,900 圓	2,076,900 圓
荷役中	汽動案	案	174,800 圓		12,600 圓	187,400 圓
	電動案	案	14,900 圓		73,500 圓	88,400 圓
汽動案による年間利益			1,174,500 圓(航 - 99,000 圓)(荷) = 1,075,500 圓			

S 107 機 關 部 要 目 表

船主 栃木汽船株式会社 船種 遠洋航路第一級貨物船ロイフ, NK.  
船體寸法 垂線間長 130.0M 型幅 17.8M 型深 11.7M 吃水 8.76M  
總屯數 7,750 TON 航海速力 13.5Kt 航續距離 18,000 浬

名	稱	數	型	式	容	量	原	動	機	備	考
主	機	1	浦賀スルザー	“7SD72”	定格 5000B.H.P. × 128R/M						C 重油使用
補	汽	1	乾	燃室付圓罐 #3	4,300φ × 2,300 w.p. 10kg/cm <sup>2</sup>						



排 氣 罐	1	ラ モ ン ト 式	蒸發量約 0.7ton/hr w.p. 10kg/cm <sup>2</sup>		
主 發 電 機 械	2	4 サ イ ク ル デ ィ ー ゼ ル	D.O. 230V. 60KW 160B.H.P. 750B/M		
主 空 氣 壓 縮 機	2	豎 型 二 段 壓 縮 式	220m <sup>3</sup> /h × 30kg/cm <sup>2</sup>	主發電機械直結	
非 常 用 空 氣 壓 縮 機	1	〃	20kg/cm <sup>2</sup>	手 動	
主 冷 却 用 海 水 ポ ン プ	1	横 型 渦 卷 式	265m <sup>3</sup> /h × 20m	オ イ ル モ ー タ ー 驅 動	
〃	1	豎 型 ウ ォ ー シ ン ト ン 式	265m <sup>3</sup> /h × 25m	汽 動	
冷 却 用 清 水 ポ ン プ	1	横 型 渦 卷 式	200m <sup>3</sup> /h × 25m	オ イ ル モ ー タ ー 驅 動	
〃	1	豎 型 ウ ォ ー シ ン ト ン 式	〃	汽 動	
燃 料 弁 冷 却 用 清 水 ポ ン プ	2	横 型 渦 卷 式	7m <sup>3</sup> /h × 30m	4HP 電 動 機	社 内 製 作
潤 滑 油 ポ ン プ	1	横 型 ス ク リ ュ ー 式	275m <sup>3</sup> /h × 145m	主 軸 驅 動	
〃	1	豎 型 ウ ォ ー シ ン ト ン 式	200m <sup>3</sup> , h × 45m	汽 動	
燃 料 油 プ ー ス タ ー ポ ン プ	1	横 型 齒 車 式	1.3m <sup>3</sup> h × 120m	3HP 電 動 機	
燃 料 油 移 送 ポ ン プ	1	豎 型 ウ ォ ー シ ン ト ン 式	30m <sup>3</sup> /h × 35m	汽 動	社 内 製 作
〃 サ ー ビ ス ポ ン プ	1	横 型 齒 車 式	4m <sup>3</sup> /h × 25m	3HP 電 動 機	
〃 ビ ュ ー リ フ ァ イ ヤ ー	2	シ ャ ー プ レ ス 式	2000l/hr	2HP 〃	
〃 ク ラ リ フ ァ イ ヤ ー	2	〃 吐 出 側 ポ ン プ 付	〃	3HP 〃	
〃 清 淨 機 用 ポ ン プ	2	横 串 型 齒 車 式	2 × 2.5m <sup>3</sup> /h × 20m	2HP 〃	
潤 滑 油 移 送 ポ ン プ	1	横 型 齒 車 式	4m <sup>3</sup> /h × 25m	3HP 〃	
〃 清 淨 機	1	シ ャ ー プ レ ス 開 放 式	1500l/hr	1HP 〃	
ビ ル デ ・ バ ラ ス ト ポ ン プ	1	豎 型 ウ ォ ー シ ン ト ン 式		汽 動	社 内 製 作
消 防 雜 用 ポ ン プ	1	〃	140/70m <sup>3</sup> /h × 30/60m	〃	〃
ビ ル デ ポ ン プ	1	〃	30m <sup>3</sup> /h × 35m	〃	〃
サ ニ タ リ ー ポ ン プ	1	横 型 渦 卷 式	8m <sup>3</sup> /h × 30m	4HP 電 動 機	〃
清 水 ポ ン プ	1	〃	5m <sup>3</sup> /30m	3HP 〃	〃
罐 用 給 水 ポ ン プ	2	豎 型 ウ ェ ヤ ー ス 式	13m <sup>3</sup> /h × 140m	汽 動	〃
排 氣 罐 用 給 水 ポ ン プ	1	〃	2.0m <sup>3</sup> /h × 140m	〃	〃
排 氣 罐 用 循 環 ポ ン プ	2	横 型 渦 卷 式	6m <sup>3</sup> , h × 20m	3HP 電 動 機	
罐 用 噴 燃 ポ ン プ	1	横 型 齒 車 式	1.0m <sup>3</sup> /h × 140m	3HP 〃	
〃	1	豎 型 ウ ェ ヤ ー ス 式	〃	汽 動	社 内 製 作
罐 用 送 風 機	1	横 型 軸 流 式	20 m <sup>3</sup> /min × 60mm Aq	7.5HP 電 動 機	
潤 滑 油 冷 却 器	2	横 型 表 面 式	O.S. 70m <sup>2</sup>		社 内 製 作
清 水 冷 却 器	2	〃	O.S. 70m <sup>2</sup>		〃
補 助 復 水 器	1	大 汽 壓 式	O.S. 60m <sup>2</sup>		〃
給 水 加 熱 器	1	横 型 表 面 式	H.S. 6m <sup>2</sup>		〃
清 淨 機 用 燃 料 油 加 熱 器	2	横 型 表 面 式	H.S. 4.5m <sup>2</sup>		〃
主 機 用 〃	1	横 型 表 面 式	H.S. 2.1m <sup>2</sup>		〃
罐 用 〃	2	豎 型 表 面 式			
給 水 濾 器	1	カ ス ケ ー ド 式			社 内 製 作
機 關 室 通 風 機	2	豎 型 軸 流 可 逆 式	250m <sup>3</sup> /min × 30 Aq	4HP 電 動 機	
主 機 開 放 用 起 重 機	1	捲 揚 電 動	3 TON	5HP 〃	
萬 能 工 作 機	1		8' - 0" 旋 盤	5HP 〃	
熔 接 機	1	電 氣 式			
主 空 氣 槽	2		9m <sup>3</sup> × 30kg/cm <sup>2</sup>		
補 助 空 氣 槽	1		200l × 30kg/cm <sup>2</sup>		社 内 製 作
非 常 用 空 氣 槽	1		4 l × 20kg/cm <sup>2</sup>		

甲板補機

名	稱	數	型	式	容	量	原	動	機	備	考	
揚	貨	機	16	ク	ロ	ー	マ	ン	型	5ton×20m	汽	動
揚	錨	機	1							18ton×9m/min	汽	動
繫	船	機	1							7ton×25m/min	汽	動
操	舵	機	1	電動油壓浦賀ヘルショー式 1ラム2シリンダー型							15HP電動機	

機 關 部 タ ン ク

名	稱	數	容	量	名	稱	數	容	量
燃料油	セトリングタンク (C重油)	2	9,000	リ	潤滑油	セーボールタンク	1	400	リ
燃料油	サービスタンク (C重油)	2	8,000	リ	潤滑油	サービスタンク	1	200	リ
燃料油	セトリングタンク (A重油)	1	3,000	リ	シリンダー油	レザーブタンク	1	5,000	リ
燃料油	サービスタンク (A重油)	1	2,500	リ	シリンダー油	計測タンク	1	200	リ
燃料油	セトリングタンク (罐用)	2	2,500	リ	コンプレッサー油	タンク	1	100	リ
清浄燃料油	タンク (A重油)	1	3,000	リ	石 油	タ ン ク	1	450	リ
燃料油	レシデュータンク	1	100	リ	シリンダー油	ドレンタンク (上部)	1	150	リ
燃料油	セーボールタンク	1	400	リ	補機用	内部油タンク	1	300	リ
清浄機用	燃料油加熱タンク (A重油)	1	400	リ	冷却用	清水コンペンセーションタンク	1	1,400	リ
清浄機用	空気分離タンク	2	25	リ	燃料弁	冷却清水イックスパンションタンク	1	1,500	リ
潤滑油	ドレンタンク (二重底)	1	15,000	リ	清浄機用	温水タンク	1	150	リ
潤滑油	豫備タンク (二重底)	1	12,000	リ	検 油	タ ン ク	1	200	リ
潤滑油	レザーブタンク	1	7,000	リ	清 浄	潤滑油タンク	1	450	リ
潤滑油	セトリングタンク	1	4,500	リ	シリンダー油	ドレンタンク (下部)	1	50	リ
補機用	潤滑油セトリングタンク	1	450	リ					

新 刊 案 内

# 船用品便覧

監修 運輸技術研究所機装部 豫價450圓 (送50圓) B5判, 上製, 180頁

(内 容)

- 1 總説 2 救命器具 3 消防設備および器具  
4 船灯および信號灯 5 信號器具 6 艙口覆布, 艙口覆板, 艙口覆蓋 7 舷窓類 8 錨, 鎖, 索 9 艙裝金物 10 船用塗料 11 船用計器 12 通信器機 13 照明配線器具類

東京都文京區 天然社 振替 同岡欄生町3 東京 79562番

船舶機關製造狀況表 (昭和29年12月分)

船舶局關連工業課

機 種	臺數	出力(HP) 傳熱面積 (M <sup>2</sup> )	重 量 (T)	價 格(千圓)
蒸 氣 ボ イ ラ	2	139m <sup>2</sup>	33	9,500
蒸 氣 レ シ フ ロ	3	108HP	6.4	3,000
蒸 氣 ター ビ ン	—	—	—	—
内 燃 機 關	1,378	55,741	2,587.2	1,196,455
燃 燒 玉 機 關	152	5,511.5	398.1	92,408
機 電 着 機 關	354	2,079.5	57.1	28,810
關 小 計	1,884	63,332	3,042.4	1,317,673
船 用 補 機	588	—	297.4	146,396

# 水槽試験資料 51 (M.S. 87×M.P. 77R&L, M.S. 88×M.P. 78R&L)

船舶編集室

## — 巡視船の模型試験 —

海上保安廳の巡視船としては現在 270 トン、350 トン、450 トン、700 トン等の各型のもが活躍しているが、今回はこのうち 450 トンおよび 700 トン型の模型試験成績を掲げる。M.S. 87 は 450 トン型に、M.S. 88 は 700 トン型に對應するそれぞれ 4.75 米および 5.0 米模型船で兩船の主要目は、試験に使用した模型推進器の要目とともに第 1 表に、正面線圖および船首尾形状は第 1 圖および第 2 圖に示す。450 トン型の場合は 650 BHP×320 RP

M のディーゼル機關 2 基の、700 トン型には同じく 750 BHP×270 RPM のディーゼル機關 2 基の搭載が豫定された。第 1, 2 圖に示す如く兩船とも推進器軸はシャフト・ブラケットで支持され、舵は船體中心線面につけられた流線型吊下舵である。

試験はいずれも満載、常備、輕貨の三状態について施行された。結果は第 3 圖および第 4 圖に示す。

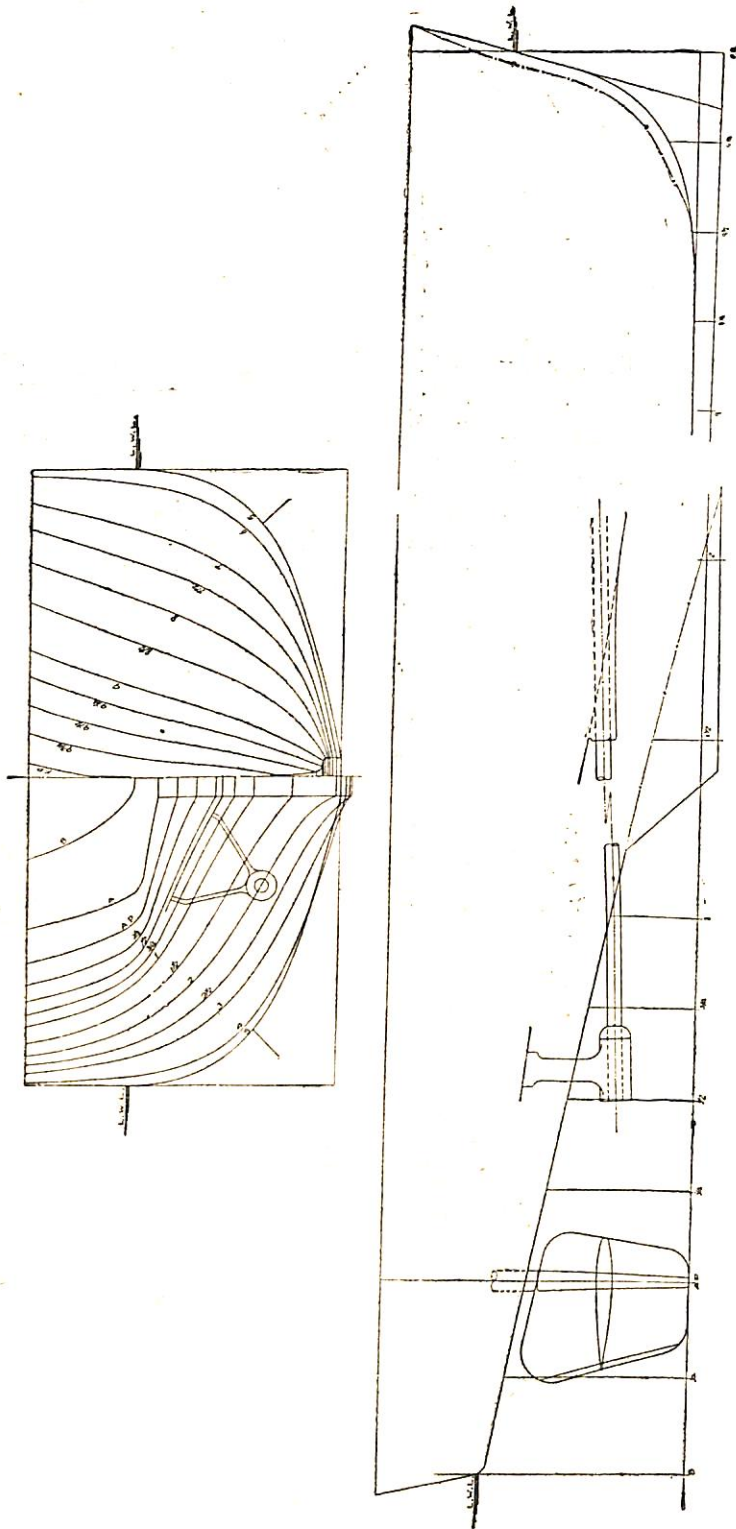
第 1 表 要

M.S. No.		87	88
長 (L.B.P.)		47.50 米	51.50 米
幅 (B) 外板を含む		8.116 米	9.327 米
常備状態	吃水 (d)	2.708 米	3.064 米
	吃水線の長さ (L.W.L.)	50.000 米	57.500 米
	排水量 (Δ)	515.4 噸	819 噸
	Cb	.480	.504
	Cp	.619	.591
	C <sub>中</sub>	.776	.852
應	lcb (L.B.P. の % にて、 <sub>中</sub> より)	+2.10%	+1.75%
平均外板の厚さ		8 耗	13.5 耗
λ <sub>s</sub> *		.14461	.14406
λ <sub>s</sub> *		.1836	.1739

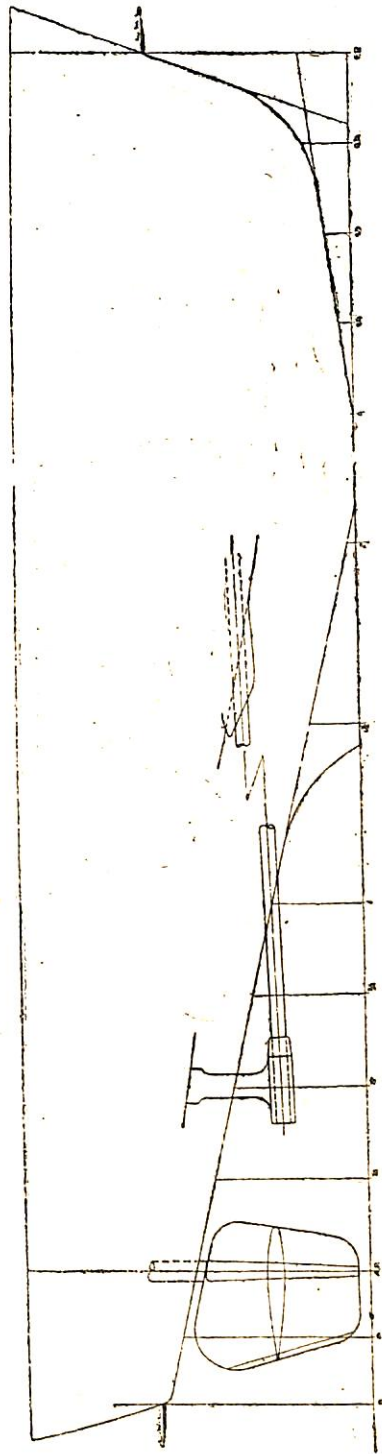
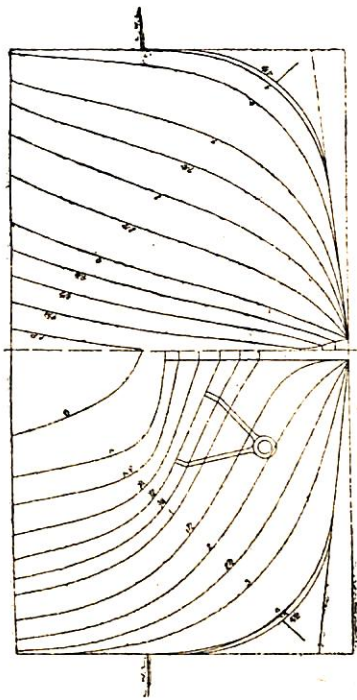
\*印 L.W.L. に基く

目 表

M.P. No.	77 R&L	78R&L
直 徑	1.850 米	2.100 米
ボ ス 比	.216	.200
ピ ッ チ (一定)	1.610 米	1.940 米
ピ ッ チ 比 (〃)	.370	.924
展 開 面 積 比	.459	.467
翼 厚 比	.0470	.0462
傾 斜 角	10°~0'	10°~0'
翼 數	4	4
回 轉 方 向	外廻り	外廻り
翼 斷 面 形 狀	エーロフオ イル	エーロフオ イル

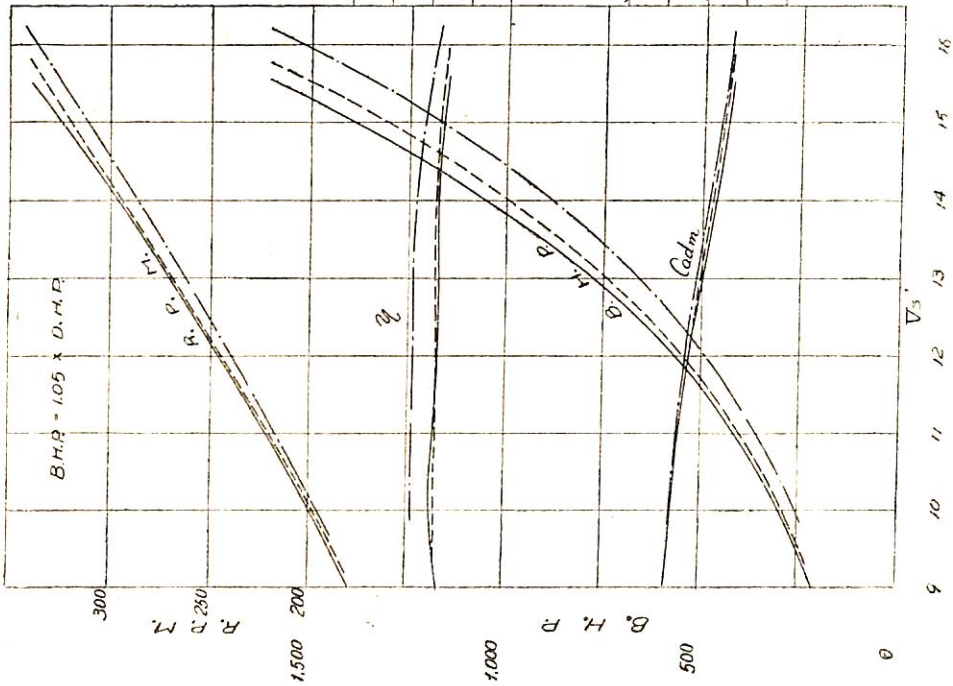


第1圖 M. S. 87 正面線圖および船首尾形狀圖



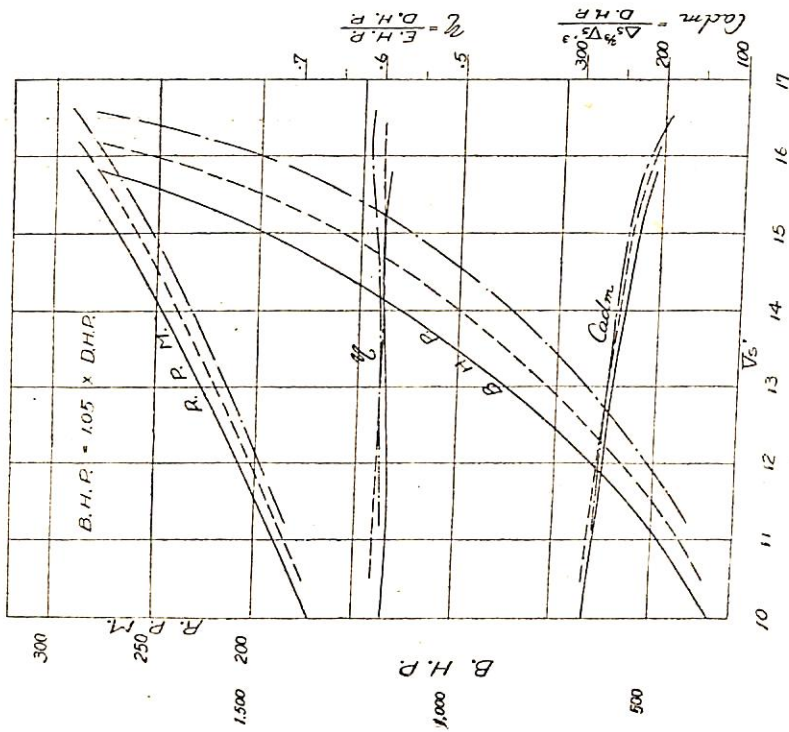
第2圖 M. S. 88 正面線圖および船首尾形狀圖

CONDITION	DRAFT (m)	TRIM BY THE STERN	DISPL. (m <sup>3</sup> )	MARK	REMARK
F.P. (L.S.A.)	2.440	2.720	4.390	---	WITH ALL APPENDAGES
LIGHT LOAD	2.000	2.720	4.80	---	WITH ALL APPENDAGES
FULL	2.808	2.788	5.286	---	WITH ALL APPENDAGES
NORMAL	2.708	0	5.028	---	WITH ALL APPENDAGES



第3圖 M.S.87 x M.P.77 R&L B.H.P. 等曲線圖

CONDITION	DRAFT (m)	DISPL. (m <sup>3</sup> )	MARK	REMARK
LIGHT LOAD	2.687	656.3	---	WITH ALL APPENDAGES
NORMAL	3.084	798.4	---	WITH ALL APPENDAGES
FULL	3.380	922.3	---	WITH ALL APPENDAGES



第4圖 M.S.88 x M.P.78 R&L B.H.P. 等曲線圖

# 鋼船建造狀況月報(30年2月)

運輸省船舶局造船課

## (イ) 起工船

(昭和30年2月中に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	總屯數	主	機關	用途	起工年月日
石川島重工	740	日鐵汽船	船	1,490	D	1,300	貨	30. 2. 11
宇品造船	31	戸田汽船	船	200	〃	350	〃	30. 2. 15
瀬戸田造船	65	島田海運	船	410	〃	320	〃	30. 2. 21
名古屋造船	124	協和汽船	船	690	〃	750	〃	30. 2. 9
吳造船	13	日本水産	船	112	〃	340	漁(底曳)	30. 2. 15
〃	14	〃	〃	112	〃	〃	〃(〃)	〃
〃	15	〃	〃	112	〃	〃	〃(〃)	〃
金指造船	207	西幸漁業	船	345	〃	650	〃(鮪)	30. 2. 26
〃	201	小笠原漁業	船	250	〃	〃	〃(〃)	30. 2. 11
函館ドック	221	北海道開發局	船	300	—	〃	雜(浚)	30. 2. 1
新潟造船	83	新潟海陸運送	船	120	—	—	〃(船)	30. 2. 16
〃	84	〃	〃	〃	—	—	〃(〃)	〃
日立・因島	3752	リベリヤ向	船	21,000	T	15,000	輪(油)	30. 2. 18
三菱・長崎	1456	アメリカ向	船	17,400	〃	17,600	〃(〃)	30. 2. 28
N. B. C. 吳	H-35	リベリヤ向	船	32,000	〃	12,500	〃(油兼鐵石)	30. 2. 15
川崎重工	938	香港向	船	3,600	D	2,400	〃(貨)	30. 2. 5
瀬戸田造船	64	金剛海運	船	200	〃	220	貨	30. 1. 11
〃	65	八代汽船	船	410	〃	240	〃	〃
安藤鐵工	382	運輸省, 二港建	船	110	—	—	雜(土運)	30. 1. 26
來島船渠	—	横山正三郎	船	440	D	350	貨	29. 12. 1
西井船渠	—	山本楠五郎	船	230	D	510	漁(鮪)	29. 7. 29
他13隻(100噸未満) 677總噸								
合計				34隻	90,328總噸		ト	

## (ロ) 進水船

(昭和30年2月中に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	總屯數	船主	主	機關	用途	進水年月日	
三井・玉野	592	羽黒山丸	7,200	三井船	船	D	11,250	貨	30. 2. 26
新三菱・神戸	862	らぶらた丸	8,800	大阪商船	船	〃	8,500	〃	〃
日立・因島	3,750	嚴島丸	5,700	日本水産	船	〃	3,280	漁(冷運)	30. 2. 11
三菱・廣島	121	廣洋丸	7,400	大洋漁業	船	〃	5,000	〃(〃)	〃
〃・下關	500	第21日進丸	100	日魯漁業	船	〃	300	〃(手操)	30. 2. 26
〃・〃	501	第22〃	100	〃	〃	〃	〃	〃	
大阪造船	98	第8徳榮丸	180	沖中金助	船	〃	450	〃(鮪)	30. 2. 24
林兼造船	847	ながさき丸	345	南方漁業	船	〃	650	〃(〃)	30. 2. 26
金指造船	197	第1防長丸	350	山口縣漁業公社	船	〃	〃	〃(〃)	30. 2. 15
〃	200	第10全功丸	350	奥津政五郎	船	〃	〃	〃(〃)	30. 2. 26
銅管・清水	119	盤城丸	470	福島縣	船	〃	850	〃(練習)	30. 2. 20
函館ドック	220	—	300	北海道廳	—	—	雜(浚)	30. 2. 10	
名村造船	278	—	250	運輸省, 四港建	—	—	〃(土運)	30. 2. 11	
〃	279	—	250	〃	—	—	〃(〃)	〃	
來島船渠	—	第2朝日丸	440	横山正三郎	船	D	350	貨	30. 1. 28
宇品造船	—	福重丸	150	林鹿太郎	船	〃	200	〃	30. 1. 25

石川島重工	734-7	—	180排水	米國海軍	D	165×3	輪(上陸用舟艇)	30. 1. 15
〃	734-8	—	180	〃	〃	〃	〃(〃)	〃
西井船渠	—	第2千秋丸	230	山本楠五郎	〃	510	〃(鮪)	29. 12. 22
他14隻(100噸未満) 885總噸								

合計 33 隻 33,860 總 ト ン

(ハ) 竣工船

(昭和30年2月中に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	總噸數	船主	主機關	用途	竣工年月日
飯野舞鶴	11	廣南丸	620	廣南汽船	D	600 貨	30. 2. 10
南進造船	1940	星隆丸	80	三星海運	H	60 〃	〃
鹽山船渠	216	泰興丸	750	商船運輸	D	1,000 油	30. 2. 11
函館船渠	218	第2季勇丸	175	季勇漁業	〃	450 漁(鮪)	〃
林益造船	843	第5明石丸	95	大洋漁業	〃	310 〃(底曳)	30. 2. 25
〃	844	第6〃	95	〃	〃	〃(〃)	〃
西井船渠	—	第2千秋丸	230	山本楠五郎	〃	510 〃(鮪)	30. 2. 20
東造造船	29022-1	第8あさひ	95	大洋漁業	〃	320 雜(作業)	30. 2. 21
函館ドック	219	—	45	釧路開港建設部	—	— 〃(起重機)	30. 2. 20
共同製作	58	三協丸	8	三協石油	不明	〃(給油)	30. 2. 4
〃	59	シバリン丸	3	柴林石油	〃	〃(〃)	30. 2. 3
丸菱造會	—	—	22	三和石油	H	35 〃(〃)	30. 2. 9
名村造船	278	—	250	運輸省, 四港建	—	— 〃(土運)	30. 2. 12
〃	279	—	250	〃	—	— 〃(〃)	〃
新潟造船	82	—	75	日本通運	—	— 〃(舁)	30. 2. 21
渡邊製鋼	126	—	230	建設省	—	— 〃(渡)	30. 2. 28
播磨造船	490	DAMAYAN	600	米國陸軍向	D	1,170 輪(渡)	30. 2. 17
〃	495	TULONG-TULONG	17	〃	〃	140×2 〃(ドレッヂランダー)	〃
〃	494	TABANG-TABANG	17	〃	〃	〃(〃)	〃
三菱長崎	1441	WORLD-JURU	21,000	リベリヤ向	T	15,000 〃(油)	30. 2. 26
石川島重工	734-2	—	180排水	米國海軍向	D	165×3 〃(上陸用舟艇)	30. 2. 2
〃	〃-3	—	〃	〃	〃	〃(〃)	〃
〃	〃-4	—	〃	〃	〃	〃(〃)	30. 2. 14
〃	〃-5	—	〃	〃	〃	〃(〃)	〃
〃	〃-6	—	〃	〃	〃	〃(〃)	30. 2. 25
瀬戸田造船	63	星興丸	80	三星海運	H	60 貨	30. 1. 28
金指造船	186	第1日神丸	320	白羽遠漁協組	D	650 漁(鮪)	30. 1. 31
楢崎造船	197	北拓丸	65	宇登呂漁協組	不明	〃(不明)	30. 1. 30
土佐造船	—	第6宇代丸	180	丸大水産	D	400 〃(〃)	30. 1. 10
〃	—	第7漁連丸	10	高知縣漁連	不明	雜(給油)	30. 1. 4
石川島重工	734-1	—	180排水	米國海軍向	D	165×3 輪(上陸用舟艇)	30. 1. 3
幸陽船渠	728	不	130	共和産業海運	H	120 油	29. 12. 24
興洋造船	50	第13大榮丸	80	岸水産	D	250 漁(底曳)	29. 12. 31

合計 33 隻 26,602 總 ト ン



船舶自動パイロットに対する誤動作の安全用附属装置 (昭和29年特許出願公告第8,383号, 發明者・フランス、ウエスト、ジョニヤ、出願人・ゼ、スベリ、コーポレーション—アメリカ)

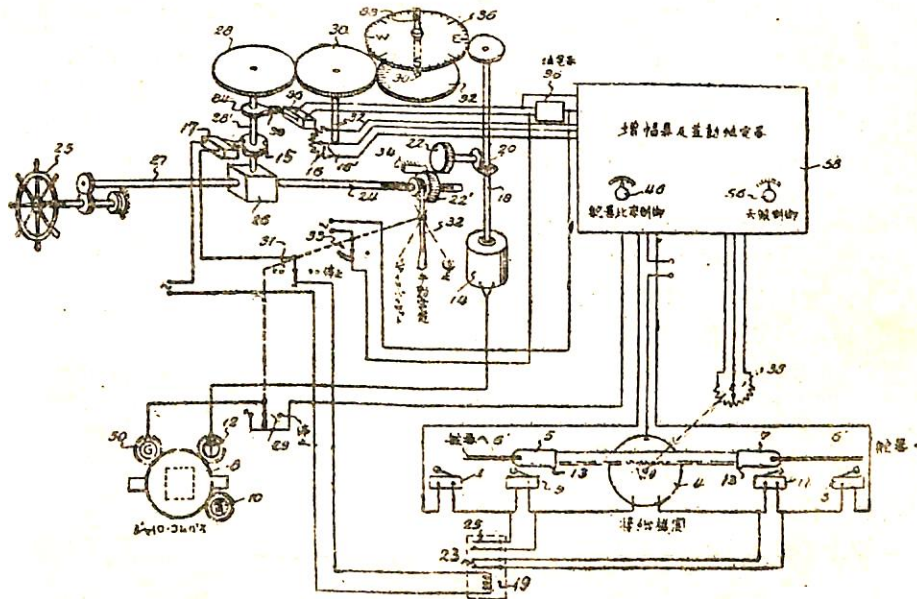
船舶を直線針路に沿い航行させるために自動パイロット装置により作動させるべき舵の投入角は数度程度、例えば10度までで充分であることが認められている。従つて自動パイロット装置において機械的または電氣的のなんらかの過失により操縦機關が舵を過動するに至るまで作動するような危険性のある場合でも舵を過動させず、前記数度程度の舵角を取らせそれ以上の舵の回轉を制限する装置を設けることが望ましい。しかしもし操縦者が手動により大きな針路變更を命令する場合には前記の制限装置を作動しないようにすることが必要である。本發明はこれらの目的を達成するようにしたもので以下圖面について説明する。

圖示の自動パイロット装置はジャイロ・コムパス8の向きを送信する送信器12から中繼電動機14、軸・齒車系を介して摺動子16'を回轉するようにした第1の分壓器16と、舵または操縦機關4に摺動子を連結した第2の分壓器38とによりホイートストン・ブリッジを形成する型式のもので、25は手動操縦輪、32は前記中繼電動機14より分壓器16の摺動子16'に至る間の中間連結部分に

作動し自動パイロット装置を自操縦方式、手動電氣操縦方式、停止の3様に切換えることが出来るハンドルであり88は舵器命令指針である。

このような装置において本發明の目的を達するため舵に接続したカム5、7に係合する普通の制限スイッチ1、3の他に更に接近して位置する制限スイッチ9、11を設ける。これらスイッチは常時は閉じているが、その中の1個は舵の例えば10度以上のいずれかの方向における運動によりカム5、7上の隆起部13により押下げられて開放する。そしていずれかのスイッチが開かれると操縦機關に至る主回路が開かれるようになっている。従つて操縦機關が舵を過動させるような誤動作を生じても舵器のは制限スイッチ9または11が規定する小さい豫定的制限角内に限定され、これにより操舵者に舵を直接に手動的に制限し大きな偏向を生ずる前に針路を修正する時間と興えることが出来る。

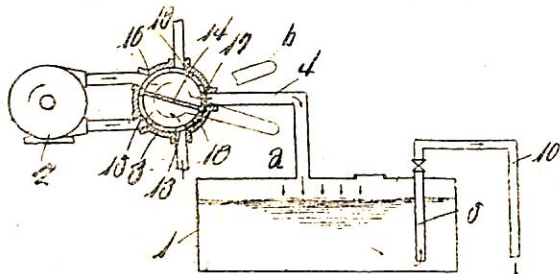
次に操舵者が手動電氣制御により操縦しておりかつ手動輪25を通じて大きな針路變更を命令する場合は、制限スイッチ9、11を作動しないようにするために舵器命令指針83に接続した軸、例えば齒車28の軸28'上に2重カム15を設ける。そしてこのカムを手動輪25を回轉することにより回轉させ、その結果これに連動するスイッチ17を閉じて繼電器19を勵磁し短絡接点23、25を閉ぢスイッチ9または11が前述のカムにより開放されても操縦機關に至る主回路が閉じた状態にあるようにする。従つて操舵者が大きな舵角の變更を必要とする場合は前述の制限角以上に舵を偏向させることが出来るの



である。

泥物自汲自棄可搬船（昭和30年特許出願公告第717号，出願人・發明者 難本正人）

従來の汚物運搬船においては汚物を船底に設けた孔より海中に放棄させたもので、このようなものでは汚物は海面近くに放出されるので浮上つて海面を汚染しまたは海濱に漂着して衛生上甚しく危害をおよぼしたものである。本發明はこのような缺點を除くために汚物放棄パイプを船體より海中に垂下し汚物を適宜の深さにおいて放棄させるようにしたもので實驗によれば海面下15mの海流中に放棄するときは汚物は海航に運ばれて海面上に浮上ることがない。更に本發明は汚物を汲取運搬車から船體内に自動的に汲入れることが出来るものである。



第1圖

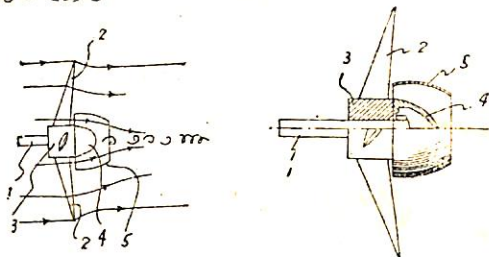
以下圖面について説明すると船體内に汚物タンク1と巡回ポンプ2と加壓真空切替コック3とを装備し、これらを圖面のように數個のパイプで連結する。10は汚物タンク1より外部に出した放棄並びに汲入用パイプである。いまポンプ2を運轉し切替コック3のハンドルをaの位置に置けば切替コック3内に設けられた可動の隔壁14は圖の位置を占め大氣は大氣吸入孔13よりポンプ吸入孔15を経てポンプ2内に入り、ポンプ排出孔16より吸排孔17、パイプ4を経てタンク1内に壓力をかける。従つて汚物をパイプ10を経て加壓下で海中に放棄することが出来る。

また汚物を汲取運送車よりタンク1内に汲入れる場合は切替コック3のハンドルをbの位置に置けば吸入孔18とパイプ4とが通じ大氣吸入孔13は閉ぢる。従つてタンク1内に真空が生じて汚物をパイプ10よりタンク1内に自動的に汲入れることができるのである。

船舶用プロペラの効率増進装置（昭和30年特許出

願公告第18号，發明者・小菅正三，出願人・三菱造船株式会社）

従來船舶用プロペラにおいてはプロペラの回轉に伴つてプロペラボスおよびその後方に甚だしい水航の亂れを生じプロペラの効率を低下したものであるが、本發明はプロペラの後方に特殊な形状の環體を装着することによりプロペラ後方附近に生ずる亂航を整流するとともに環の後方開口部に生ずる吸引力によりプロペラ翼根部附近の水流を良好にしてプロペラの効率を増進せようとするものである。



第1圖

第2圖

圖面において1はプロペラ軸、2はプロペラ翼、3はボス、4はボスの後部カバー、5は翼2の後方に出来る限り接近してプロペラ軸1と同心に装着し兩端を解放したカップ状の整流環でその前方開口端の直徑はプロペラボス3の直徑よりも大きいがプロペラの直徑より小さくその後方開口端の直徑は前方開口端のそれより小さくしたものである。

このような環5を設けた場合には第2圖に示すようにプロペラ後流の中央部附近に發生する渦流は他の部分と疎隔されるとともにこの渦流部の低壓を埋めようとしてこれより高い壓力の部分から水が流れ込むことにより後流に悪影響を與えることを防ぐことが出来る。また環の外部水流の縮流を緩和して導くと同時に環内部の水流の壓力を上昇させ、環の後方開口端における環内外の壓力差を減少させることによりプロペラ後流中央部に發生する渦流の影響を効果的に緩和しその發生位置をプロペラから遠ざけること出来る。

### 「船舶」の購讀

「船舶」は買切制ですから前もつて書店に豫約購讀を御申込みおき下さい。なお、直接弊社へ前金

1年 1,500圓（送料共）

半年 800圓（"）

お排込みによる月極購讀の場合は、増頁その他の特價の場合にも差額は頂戴いたしません。

造船協会鋼船工作法研究委員会編

A5判アート220頁(折込11枚)450円(送50円)

### 船の熔接工作法

福永彦又著 A5 上製 240頁 400円(送50円)

### 海圖の見方

船舶局編修 A5 上製 320頁 560円(送50円)

### 船舶年鑑 (昭和30年版)

浅井・豊田共著 A5 上製 280頁 450円(送50円)

### 天文航法

鯨島直人著 A5 箱入 250頁 450円(送50円)

### 船位誤差論

宇田道隆著 A5 上製 300頁 500円(送50円)

### 海洋氣象學

和達・島山・福井監修 A5 450頁 1200円(送50円)

### 氣象辭典

中谷勝紀著 A5 函入 230頁 500円(送50円)

### 船用ディーゼル機関の解説

上野喜一郎著 A5 箱入 630頁 850円(送50円)

### 船舶安全法規

天然社編 B5 上製 220頁 450円(送40円)

### 船舶の寫眞と要目 第2集 (1953年版)

天然社編 B5 普及版 300頁 300円(送40円)

### 船舶の寫眞と要目 (1951年版)

上田篤次郎著 A5 上製(折込7枚)500円(送40円)

### 船用電気設備

造船協会電気熔接研究委員会編  
A5判総アート 200頁 360円(送40円)

### 船の熔接設計要覽

小村恒治著 A5 上製 260頁 420円(送40円)

### 實用航海術

小野寺道敏著 A5 上製 340頁 500円(送40円)

### 氣象と海難

山縣昌夫著

### 船型學(推進篇)

B5 上製 350頁 850円(送50円)

### 船型學(抵抗篇)

B5 上製圖表別冊 700円(送50円)

上野喜一郎著 A5 上製 280頁 380円(送30円)

### 船の歴史(第一卷)古代中世篇

上野喜一郎著 A5 上製 300頁 420円(送50円)

### 船の歴史(第2卷)近代篇

米國造船造機學會編 米原令敏譯 各 B5 上製

### 船用機關工學

(第1分冊)650円(送50円)

" (第2分冊)520円(送50円)

" (第3分冊)700円(送50円)

" (第4分冊)800円(送50円)

### 船用機關工學(第5分冊)900円(送50円)

船舶局資材課監修 B5 上製 400頁 650円(送50円)

### 船舶の資材

茂在寅男著 B6 上製 210頁 280円(送25円)

### 解説「レーダー」

橋本・森共著 A5 上製 200頁 300円(送30円)

### 船舶積荷

依田啓二著 A5 上製 200頁 280円(送25円)

### 海上衝突豫防規則提要

小野暢三著 A5 上製 170頁 250円(送25円)

### 船用聯動汽機

春日・杉浦・雨宮監修 A5 判 500頁 800円(送50円)

### 水産辭典

矢崎信之著 B6 上製 300頁 250円(送25円)

### 船用機關史話

天然社編 B5 判 180頁 280円(送25円)

### 船用品の解説と紹介

朝永研一郎著 A5 上製 210頁 250円(送25円)

### 船用機關入門

渡邊加藤一著 A5 上製 200頁 280円(送25円)

### 荒天航泊法

小谷・南・飯田共著 A5 上製 340頁 450円(送40円)

### 機關士必携

依田啓二著 A5 上製 400頁 450円(送40円)

### 船舶運用學

小谷信市著 A5 上製 300頁 350円(送40円)

### 船用補機

小野暢三著 B5 上製折込圖4葉 400円(送40円)

### 貨物船の設計

高木淳著 A5 上製 240頁 300円(送40円)

### 初等船舶算法

中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350円(送40円)

### 船用ディーゼル機関

中谷勝紀著 A5 上製 200頁 250円(送25円)

### 船用燒玉機関

神戸高等商船學校航海學部編  
A5 上製 180頁 180円(送25円)

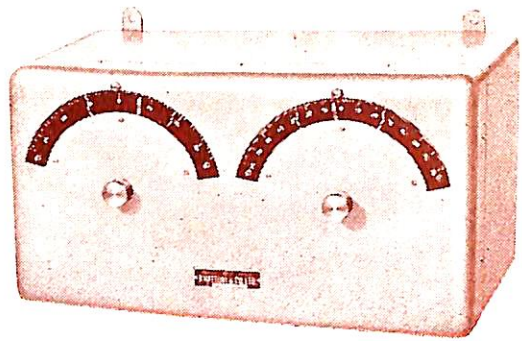
### 航海士必携

關川武著 B6 上製 140頁 130円(送25円)

### 艦裝と船用品

# 船用二元傾斜計 特許出願中

ローリング・ピッチング同時計測  
指針は重力型振子式であります  
磁力制振器により0.7秒内にて静  
止します故振子の惰性による誤差  
は殆どありません



大 さ : 19 × 22 × 30 cm      重 量 : 8 kg

ローリング計のみの一元式も同一構造で出来ます

株式会社 服部時計店機械部

東京都中央区銀座西四丁目      電話京橋(56)代表2111(10)  
支店 大阪市東区博労町四丁目      電話船場(25)代表2531(4)  
出張所 福岡市下名島町四七      電話西代表7225(2)

PARROT  
ENGINE OIL

パロット

エンジンオイル



益々好評

第二回

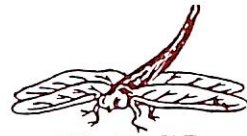
特売!!

期間

30.2.1~30.4.30

昭和石油

# トシボ印



N.A.K.

## 石綿製品

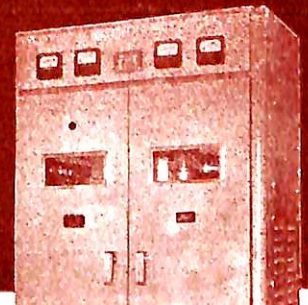
石綿製品一般 保温保冷工事

石綿紡織品・ジョイント・シート・石綿板  
各種パッキング・シリカライト保温材

## 日本アスベスト株式会社

本 社 東 京 都 中 央 区 銀 座 西 六 丁 目 三 番 地  
支 店 大 阪 市 南 区 大 通 堀 五 丁 目 一 八 番 地  
支 出 工 場 岡 古 市 栗 屋 札 大 通 堀 二 丁 目 一 八 番 地  
支 出 工 場 岡 古 市 栗 屋 札 大 通 堀 二 丁 目 一 八 番 地

# JRC 船舶用 無線装置

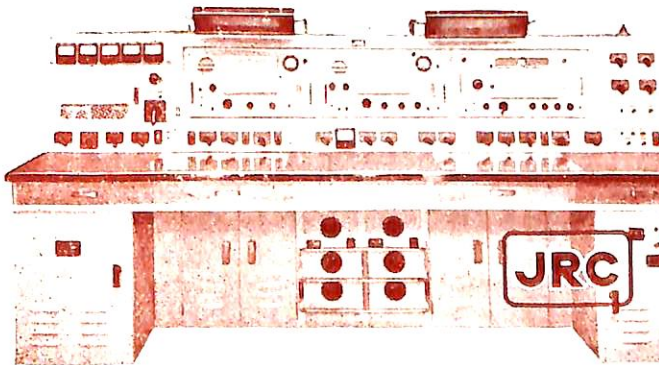


伝統の技術より  
画期的新型機完成!

営業品目

船舶用送受信機	JRCレーダー
オートアラーム受信機	ロラン受信機
救命艇用無線機	方向探知機
超短波無線装置	船内指令装置

各種無線装置取付工事・修理一切



本社 東京・三鷹・上連雀 930

## JRC 日本無線

営業所 東京・渋谷・千駄ヶ谷4-693  
大阪支社 大阪・北・堂島中1-22



各種船舶並ニ艦艇ノ新造・修理 陸船用諸機械製作  
 鐵構工事・土木建築業 浦賀スルザー・ディーゼル機関製作

## 浦賀船渠株式会社

代表取締役社長 多賀寛

本社 東京都中央区日本橋通二丁目六番地

TEL. 代表 千代田(27)5751・5761

Cables. 和文ニホンパシウラドホ

英文 URAGADOCK TOKYO

### 浦賀造船所

横須賀市谷戸六番地

TEL. 代表 浦賀 80.180

横須賀 2355~7

### 横浜工場

横浜市神奈川区大野町二番地

TEL. 神奈川(4)5331~5

### 神戸事務所

神戸市生田区明石町三二番地

TEL. 元町(4)2723・6651

### 大阪出張所

大阪市北区絹笠町五〇番地

TEL. 堀川(35)491

能美式(船舶安全法規定)

## SMOKE DETECTOR

CO<sub>2</sub>瓦斯消火装置

空気管式自動火災警報装置

其他警報 消火機器一般  
 言受言+

製作。  
 工事。  
 保全。



能美防災工業株式会社

東京支店 東京都千代田区千代田一丁目  
 電話(4) 2511 2512 2513  
 大阪支店 大阪市東区東船場一丁目  
 電話(4) 2565 2541  
 名古屋支店 名古屋市中区栄一丁目  
 電話(4) 2764

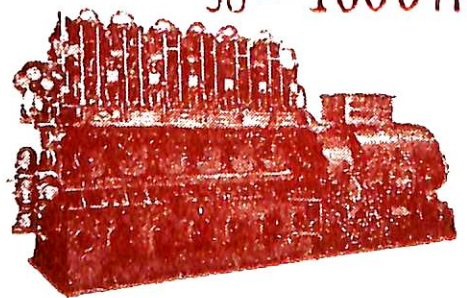
代理店 浅野物産株式会社



船舶用  
 発電用  
 動力用

ディーゼル

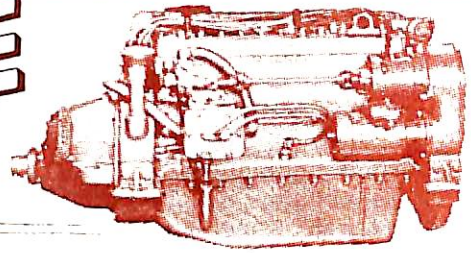
50~1000HP.



阪神内燃機工業株式会社

本社 神戸市長田区一番町三丁目一  
 東京支店 東京都千代田区丸の内丸ビル601号  
 下関出張所 下関市豊前田町第一ビル

# GRAYMARINE



ガソリン・モデル  
16-200馬力  
30種類  
ディーゼル・モデル  
30-200馬力  
5種類

## 日本総代理店 日米自動車株式会社

本店 東京都中央区京橋2丁目5ノ1番地  
京橋(56) { 3078, 3267  
6035, 7093  
支店 大阪市北区曾根崎新地2丁目24番地  
福島(45) 1534, 2971



Racing



Runabouts



Workboats



Cruisers



Auxiliaries

# 電気防蝕 CATHODIC PROTECTION



保護 Mg 陽極の取付で  
水中部鉄面の腐蝕は停止  
し、従来の錆も脱落しま  
す。

(御報資料送呈)

保護用マグネシウム陽極を取付けた光栄丸油槽底部



## 日本防蝕工業株式会社

設 計

東京都千代田区神田司町一丁目三番地  
電話神田 (25) 5279・3239・4970

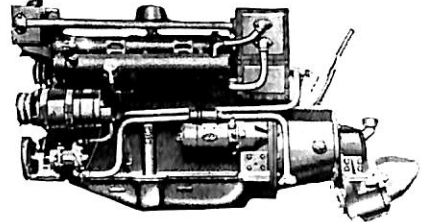
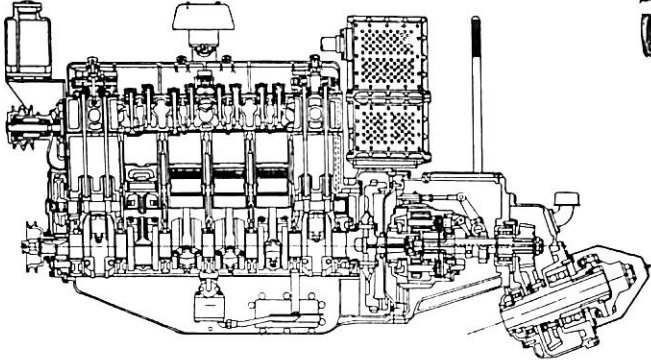
施 工

総代理店 三菱商事株式会社

世界的技術水準に於る  
最優秀純國産小型高速

# いすゞ船用ディーゼル機関

供給、既に3萬数千台、300数万馬力。いすゞディーゼルの声価は国内は固より、遠く諸外国にまで及んでおります。船用もまたいすゞのマークを付し、その名声を保持して、国内外に多数供給されております。



図は、いすゞDA48MF6VR型  
6気筒80~88馬力(Vドライブ2:1減速)

- DA 78 MF 型 4 気筒 54 馬力
- DA 48 MF 型 6 気筒 80 馬力
- DA 48 SMF 型 6 気筒 95 馬力

減速比率 1.26, 1.58, 2.00, 2.53, 3.15, 3.88, 4.99, 対1の7種及びVドライブ式 1.26, 1.58, 2.00 対1の3種があります。

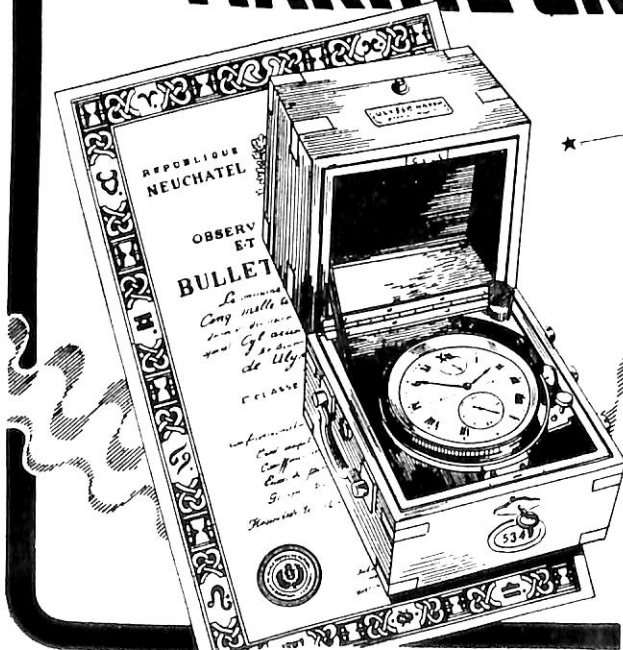
東京ボート株式会社

東京・銀座・3の2 電話京橋(56)5400番

船 船 第二十八卷 第四号  
昭和五十年三月二十日 第三種郵便物認可  
昭和三十年四月十二日 印刷(毎月一回)

編集発行 東京都文京区向ヶ岡彌生町三  
兼印刷人 田岡健一  
印刷所 東京都千代田区神田金沢町八  
昌平印刷株式会社

# CHRONOMETRE DE MARINE GRAND FORMAT



ULYSSE NARDIN SA.

代理店 株式会社 大沢商會

中央区銀座西二ノ五  
電話京橋(56)8351-5

カルダン マリノクロノメーター

IBM 5541

本号定価 一五〇円  
地方定価 一五五円

發行所

天 然 社  
東京都文京区向ヶ岡彌生町三  
振替・東京七九五六二番  
電話小石川路二二八四番