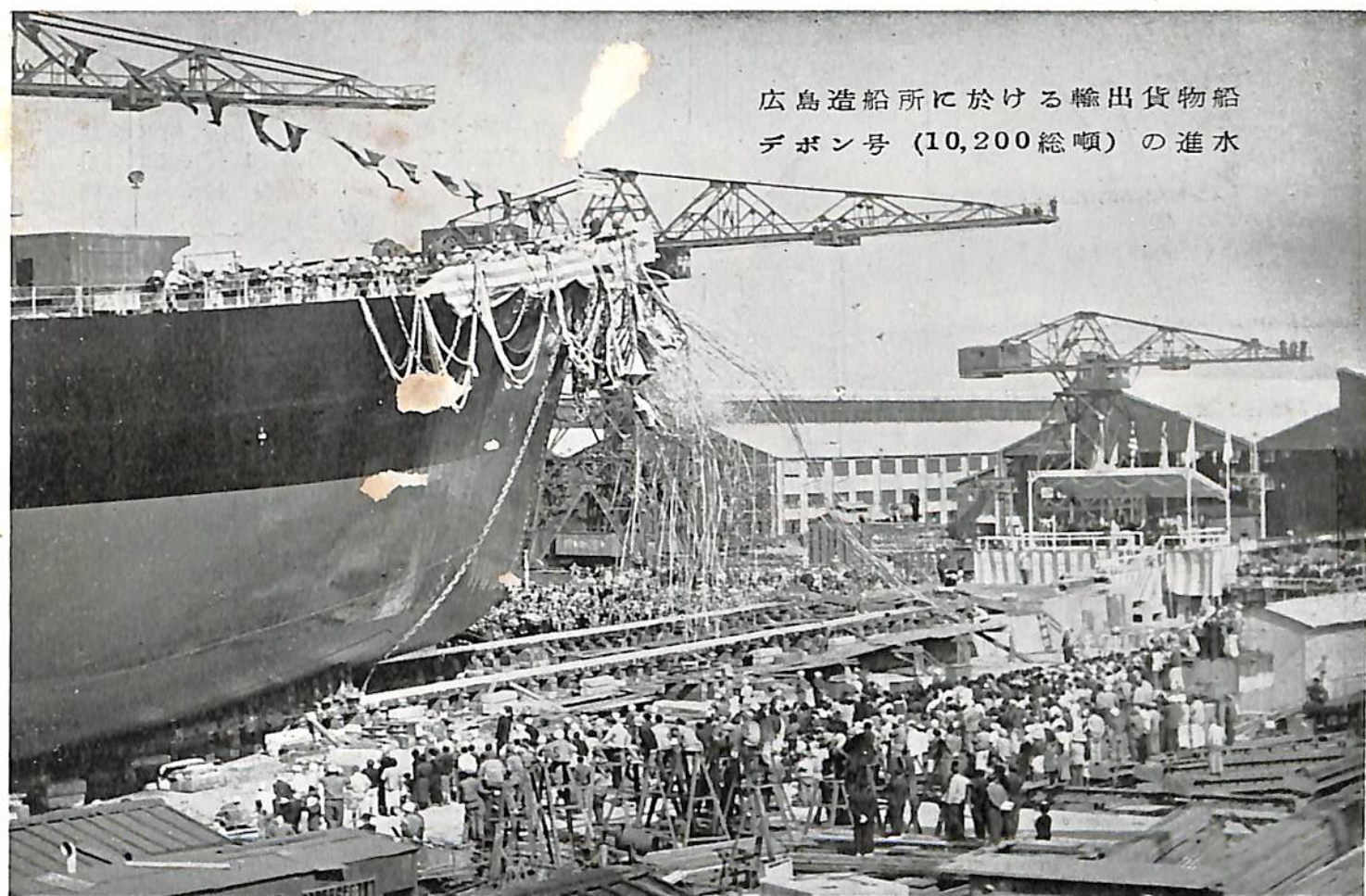


船舶

1

VOL.30

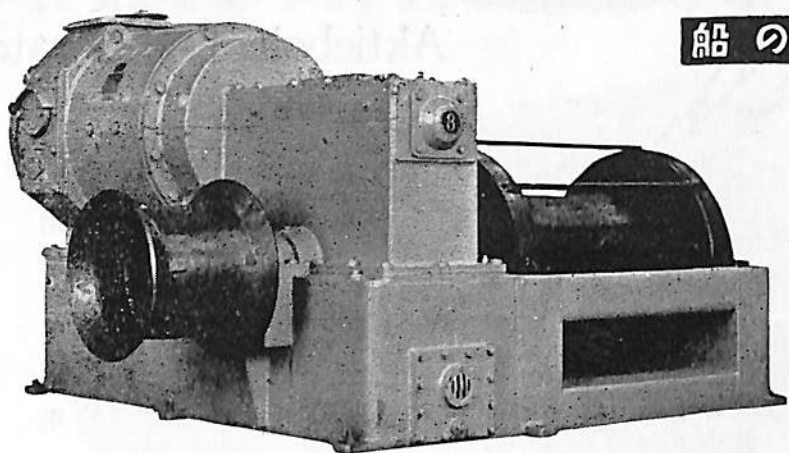
昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和三十一年一月七日 印刷
昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認 誌号四〇六号



広島造船所に於ける輸出貨物船
デボン号 (10,200総噸) の進水

三菱造船株式会社

天然社



船の手



荷役日数短縮の新記録が
繰出しております

堅牢で故障がない
保守が簡単である
消費電力が少ない

富士 交流 揚貨機



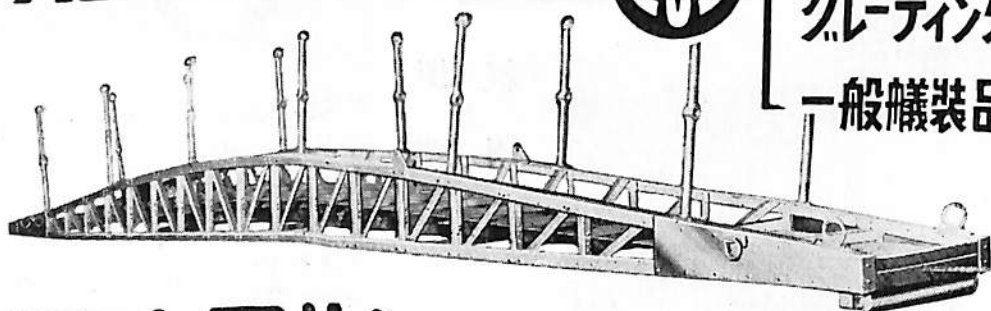
富士電機製造株式会社

特殊軽合金製

船舶部品



舷梯
岸壁梯子
クレーンク
一般機装品



日本アルミニウム工業株式会社

大阪市東淀川区宮原町四七二番地
東京支店 東京都中央区日本橋大伝馬町三ノ一

船舶

第 30 卷 第 1 号

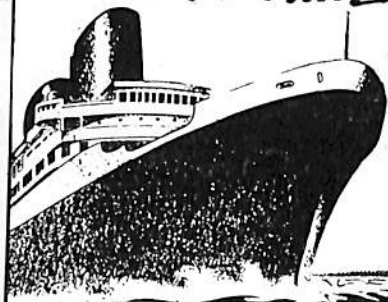
昭和 32 年 1 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

船の溶接設計および工作に関する要領書 (1)	内田喜三郎... (37)
翼車推進器の単独試験	谷 口 中... (47)
船型試験によるアドミラルティ係数 (3)	菅 四 郎... (55)
単螺旋大型油槽船の船幅が推進性能に及ぼす 影響に関する水槽試験	横尾幸一・大橋誠三... (59)
続・眼でみる船型試験の話	乾 崇 夫... (66)
從搖に関する覚書	田 宮 真... (75)
昭和 32 年版鋼船規則解説 (上)	日本海事協会... (80)
「文 献」原子力商船の動力について (上)	(91)
模型推進器のキャピテーション	(97)
〔水槽試験資料 72〕巡視艇の自航試験	船舶編集室... (101)
鋼船建造状況月報 (昭和 31 年 11 月現在)	船舶局造船課... (104)
〔特許解説〕軽金属船底の防汚方法、両回転方向に作動する輻流タービン、 端艇揚却装置、船室扉用衝撃防止器	大谷 幸太郎... (106)
〔写真〕竣工——☆ じようじあ丸 ☆ TAURUS ☆ AGIA ERITHIANI ☆ SAVINA ☆ CHILE- AN NITORATE ☆ ADRIAN MAERSK ☆ WORLD INTEGRITY ☆ 姫路丸 ☆ 吉野山丸 ☆ EVIQUEEN ☆ 才 57 日宝丸 ☆ 才 20 興南丸	
進水——☆ 壱州丸 ☆ 才 58 日宝丸 ☆ SOPHIE-C ☆ IMPERIAL ST. LAWRENCE ☆ たか ☆ 彦根丸 ☆ 智利丸 ☆ MARATHON ☆ はやぶさ ☆ CRINIS	

最高水準を行く!! 船舶用熱管理資材



米国 XZIT CHEMICAL CO.
QUIGLEY CO. INC. 日本総代理店
BIRD-ARCHER CO. LTD.
HUBEVA MARINE PLASTICS, INC.

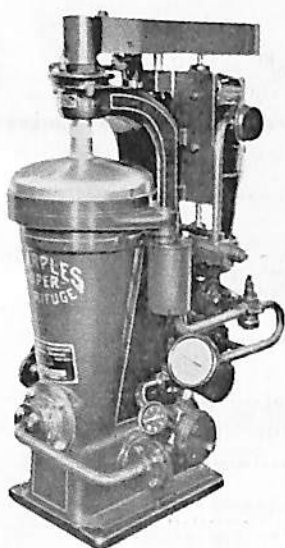
- ブリックシール*バンゴ・モルタル (耐火煉瓦保護塗料)
- サービロン*バスコート-S (船用各種タンク類防錆塗料)
- インシュラグ*パネラグ (高熱保温材、成型自在)
- エキジット助燃剤 (重油・石炭・ディーゼル用各種助燃剤)
- コード・ボンド (船舶各部常温修理材)
- ボイラー・ウォーター・トリートメント (米国バード・アーチャー社の各種清濁剤)

横浜市中区尾上町 5-80
神奈川県中小企業会館39号室

井上商會
井 上 正 一

電話 (8) 4022, 4023
5141 (交換)

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

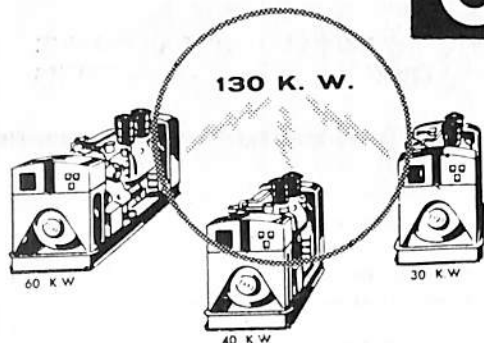
本社 東京都中央区銀座1の6(皆川ビル内)

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 三宮(3) 0288-9

工場 東京都品川区北品川4の535 電話 白金(44) 4131(代表) 4132, 1321

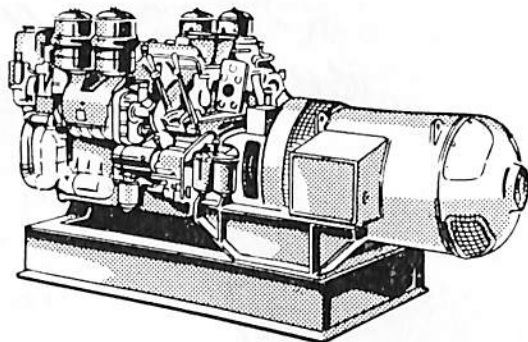
GM発電機セット



Multiple
Operation

20 ~ 245 K. W.

各種



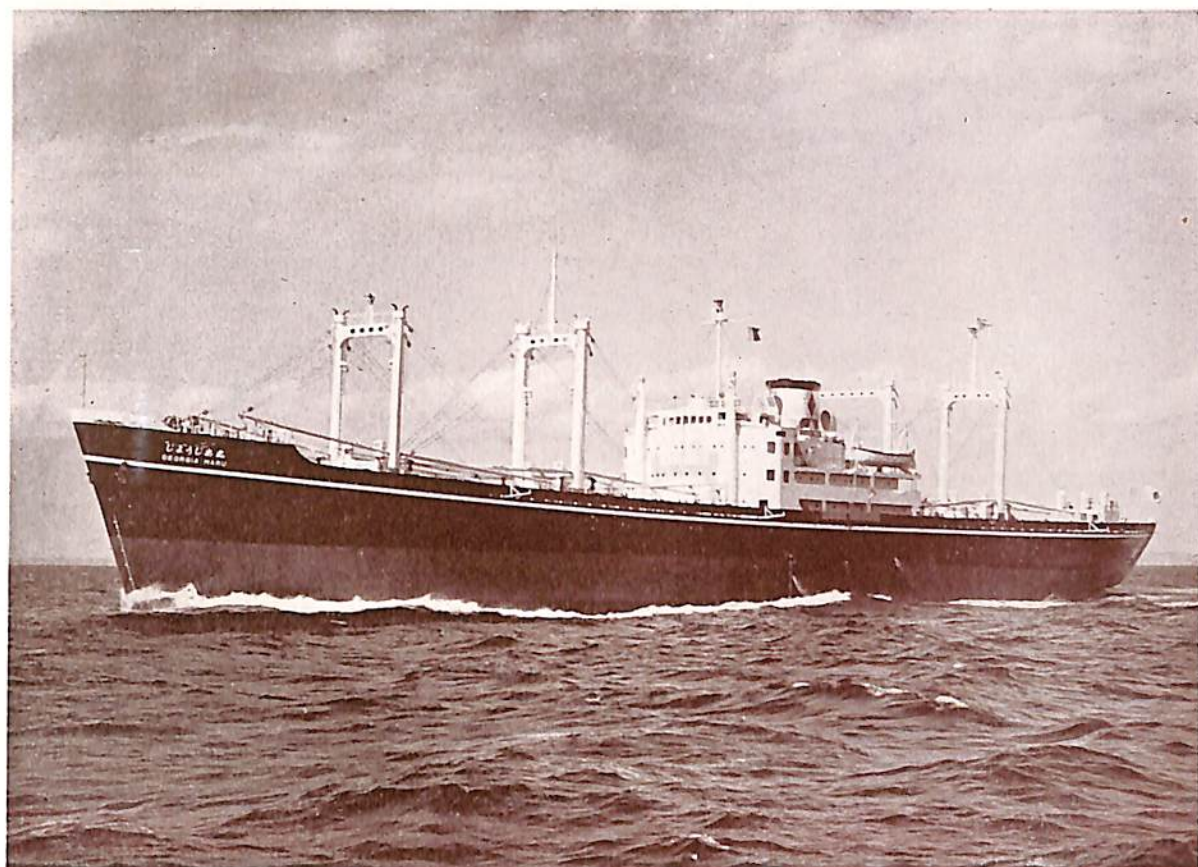
ゼネラルモーターズ社

日本総代理店

富永物産株式会社

東京 日本橋小舟町2-7 (67) 9955-9

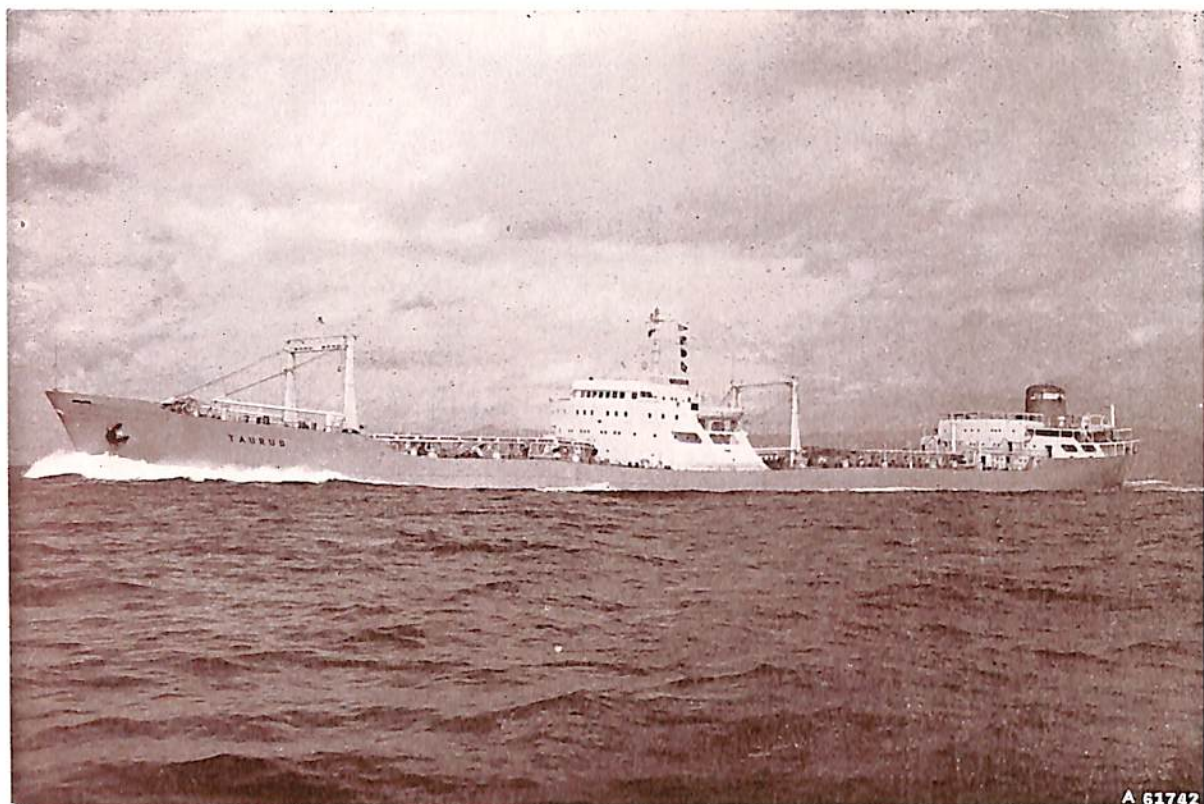
大阪 北区絹笠町 堂ビル (35) 3847-8



じょうじ丸 (自己資金建造船)

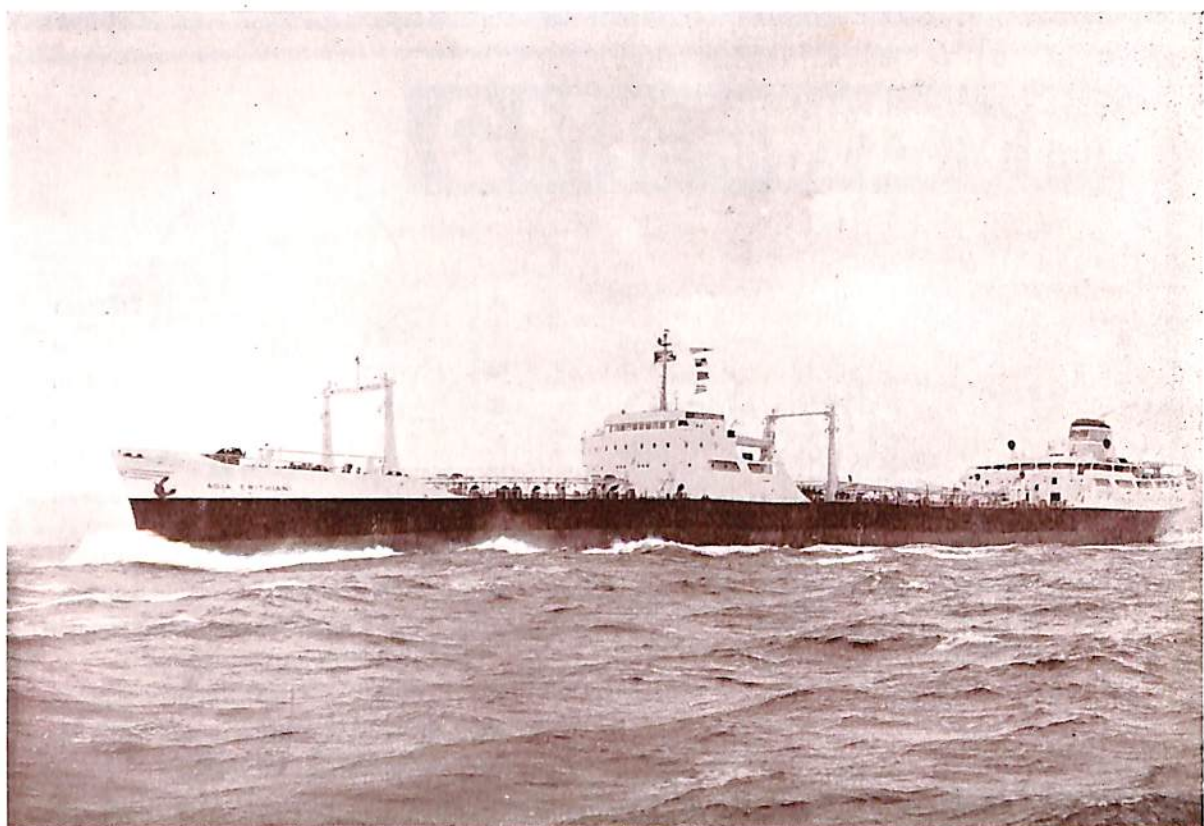
全長	137.00 m
長 (垂)	128.00 m
幅 (型)	18.40 m
深 (型)	(上甲板迄) 11.40 m
吃水	(満載) 8.55 m
総噸数	約 7,600 噸
載貨重量	約 11,300 噸
速力	(試運転最高) 16ノット
主機	横浜M.A.N単働二衝程6気筒 ディーゼル機関K6Z 70/120 KA型 1基
出力	4,700 BHP×128 RPM
船級	LR, NK
起工	31-2-2
進水	31-9-20
竣工	31-2-10

船主 三菱海運株式会社
造船所 三菱日本重工・横浜造船所

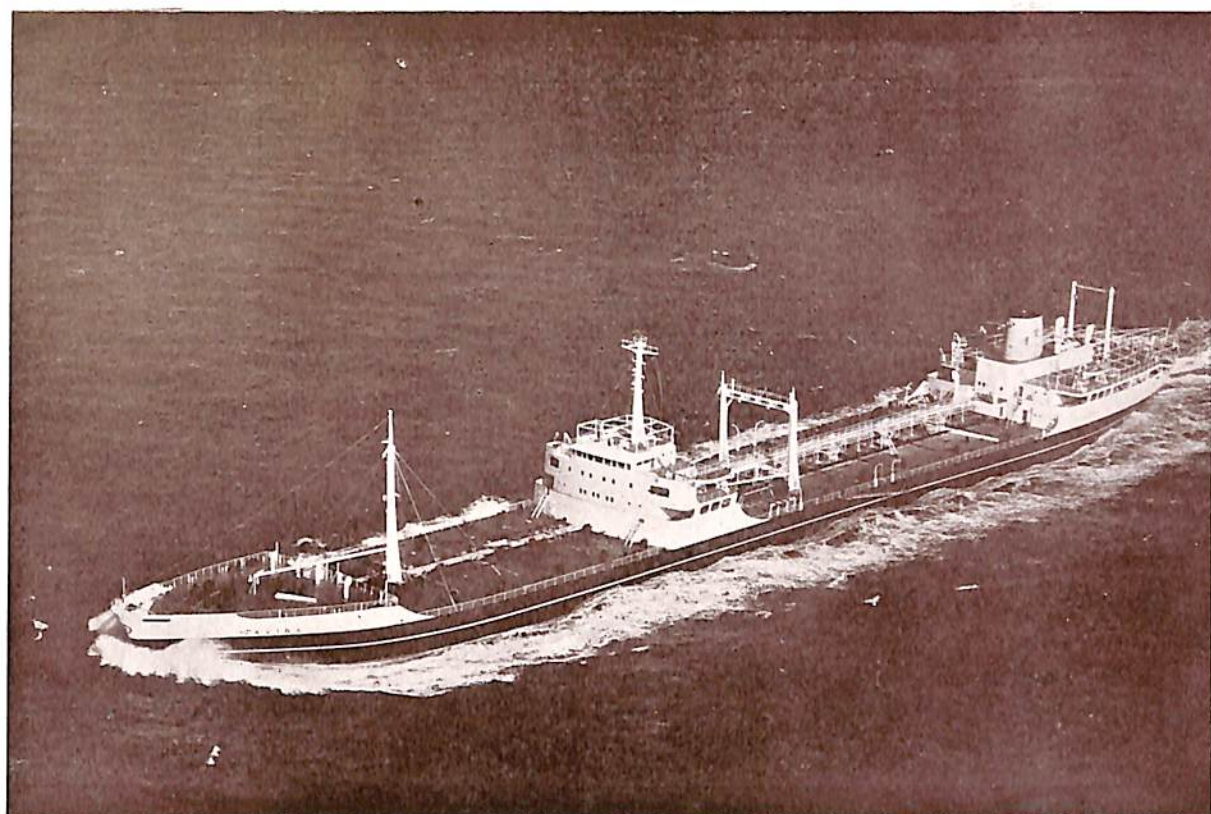


A 61742

TAURUS

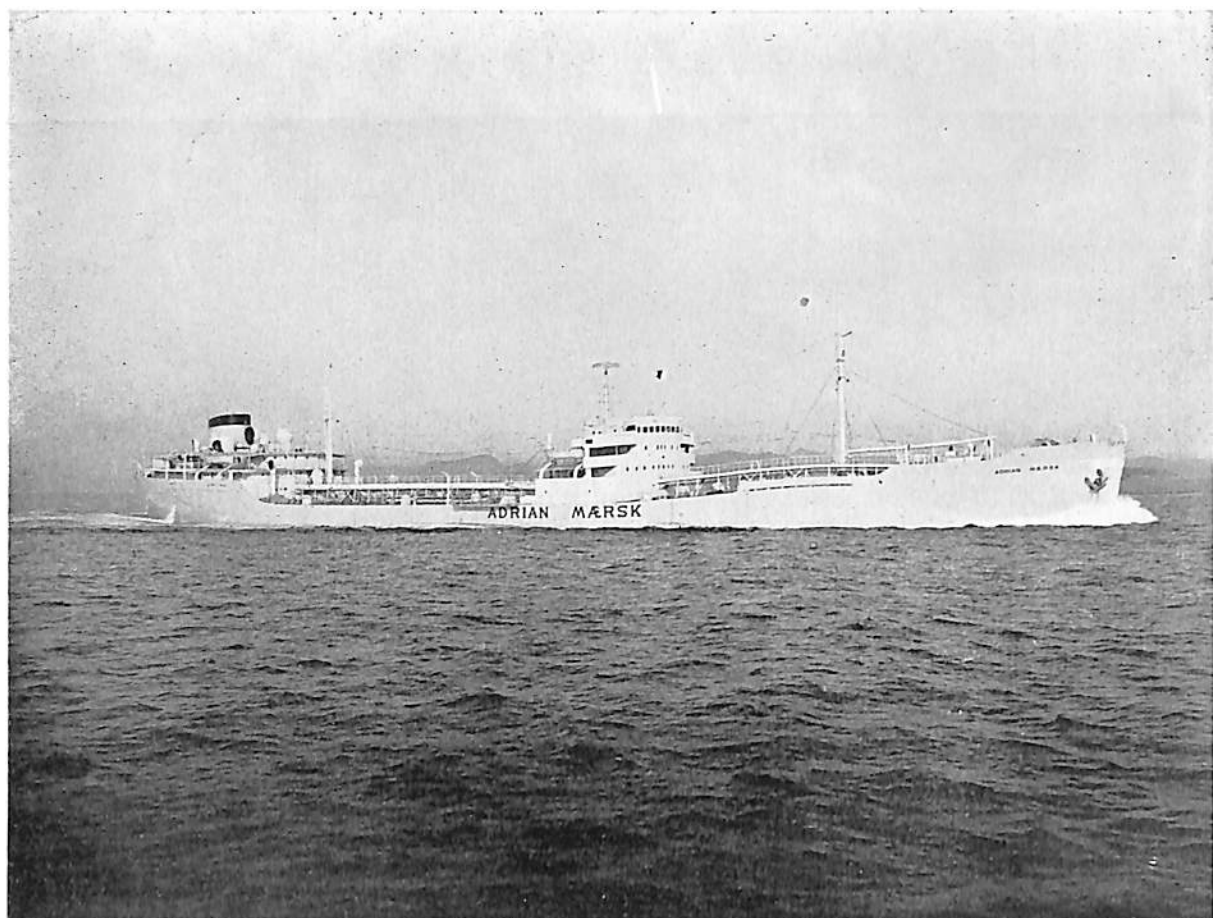


AGIA ERITHIANI (リベリア向輸出船)

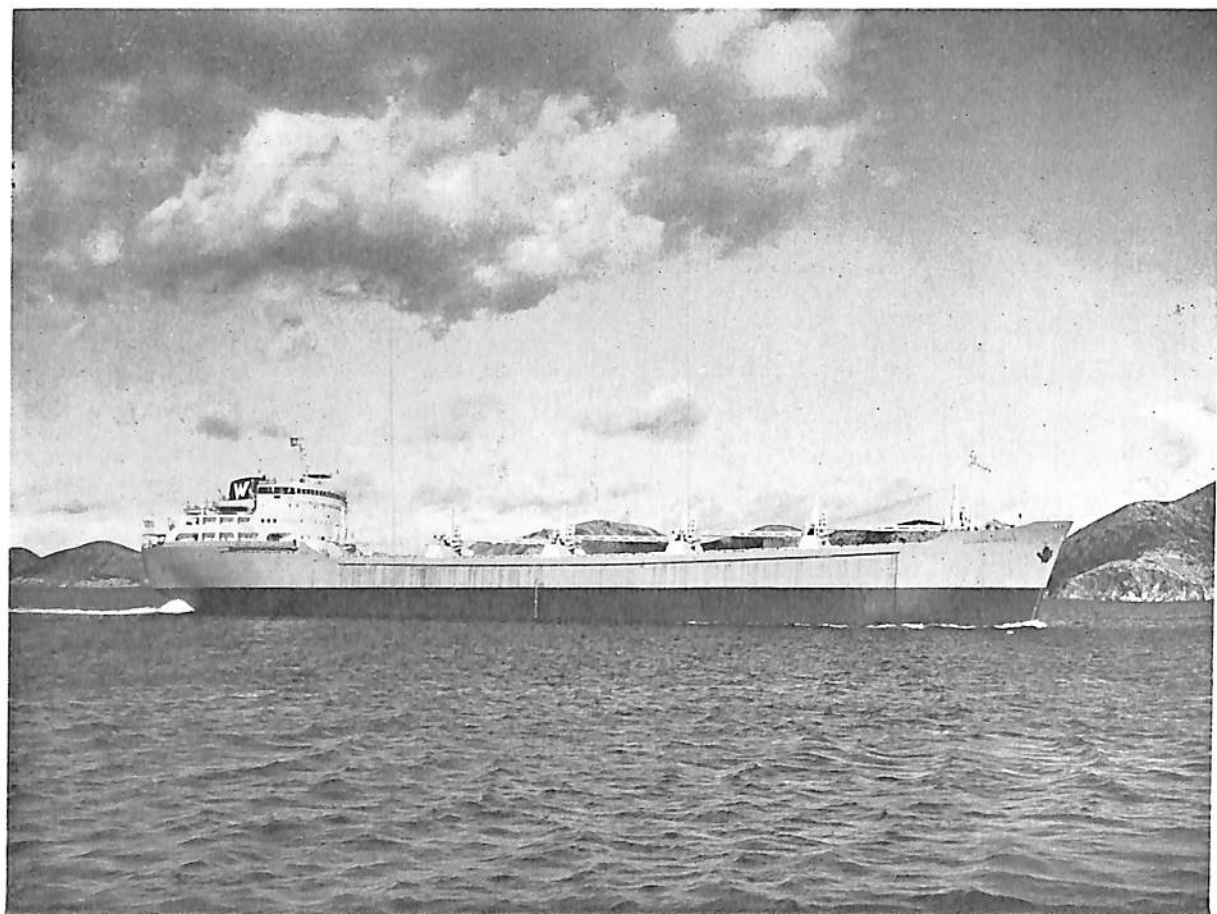


SAVINA

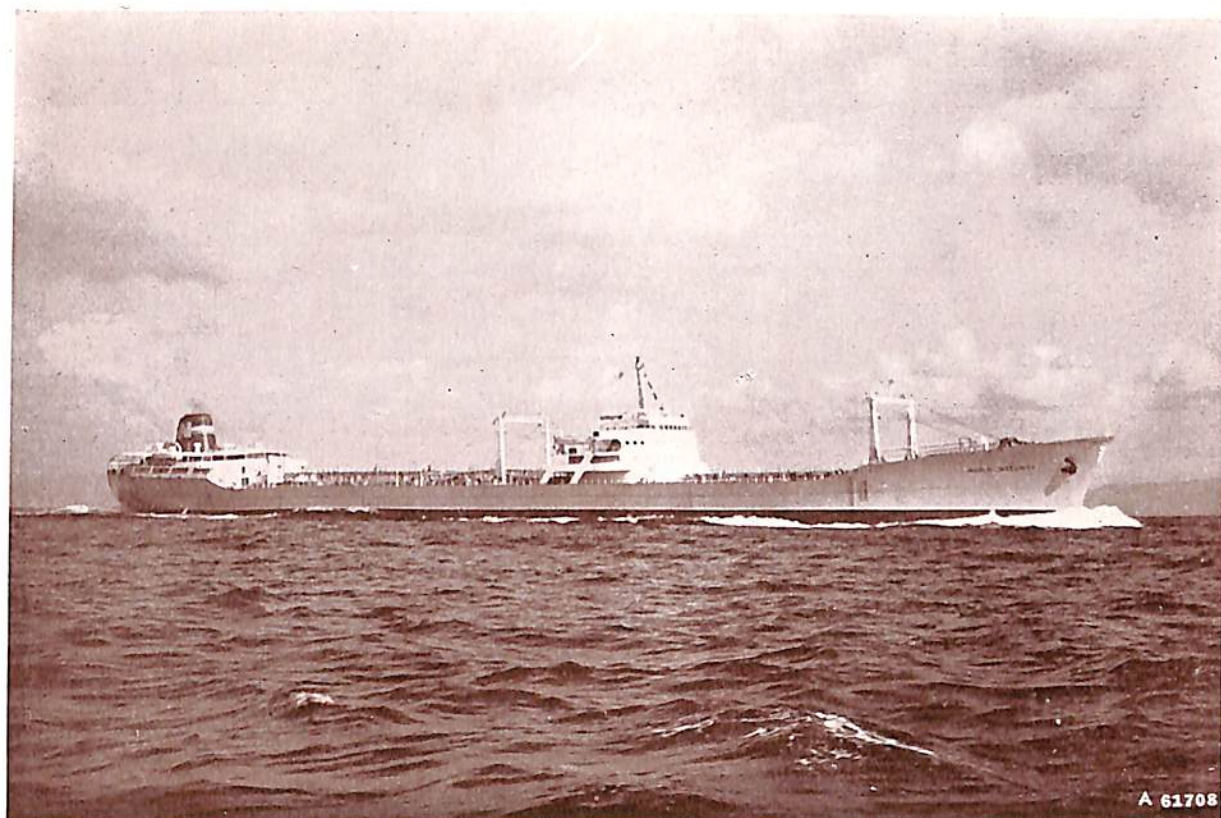
船名		TAURUS	AGIA ERITHIANI	SAVINA
要目				
全長	長	631 呎	631 呎	197.00 m
幅	(垂)	88 呎	88 呎	26.40 m
深	(型)	45 呎	45 呎	14.00 m
吃水	(型)	34 呎	34 呎	(計画満載) 10.50 m
総噸数	噸	20,265 噸	20,140 噸	約 21,000 噸
載貨重量	噸	32,500 噸	32,500 噸	約 33,000 噸
速力	ノット	17 ノット	17 ノット	
主機	機	スチームタービン 1 基	タービン 1 基	全衝動式二段減速装置付 蒸気タービン
出力	SH P	15,000 SH P	15,000 SH P	15,000 SH P × 108.5 RPM
船級	級	L R	L R	L R
起工	工	31-3-14	31-5-9	31-3-15
進水	水	31-8-25	31-9-20	31-9-8
竣工	工	31-11-24	31-12-29	31-12-9
主船	船	TRANSCONTINENTAL OIL TRANSPORTATION CORP.	ARIBLANCA NAVIGACION S.A.	KERAMIES COMPANIA NAVIE A S/A., PANAMA
造船	船	三菱造船・長崎造船所	三菱造船・長崎造船所	日立造船・因島工場



ADRIAN MAERSK

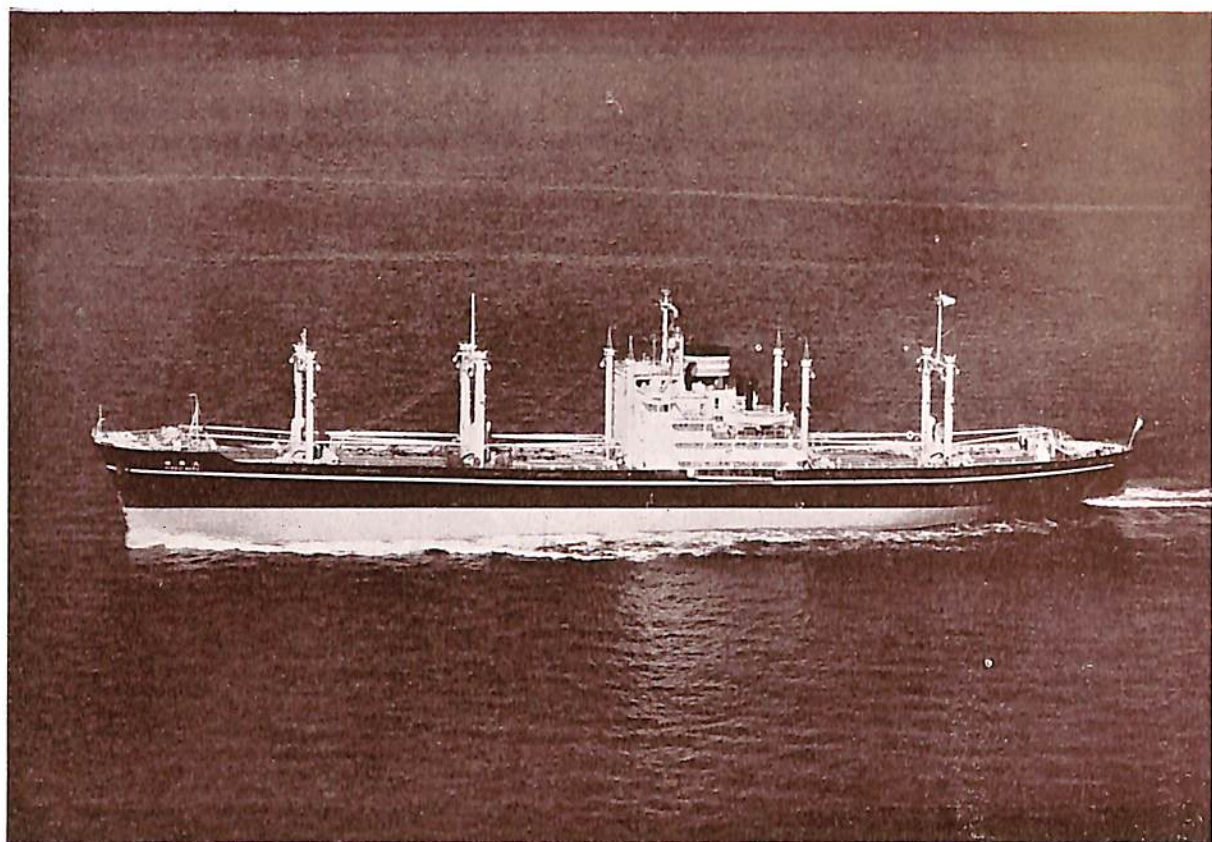


CHILEAN NITRATE



WORLD INTEGRITY

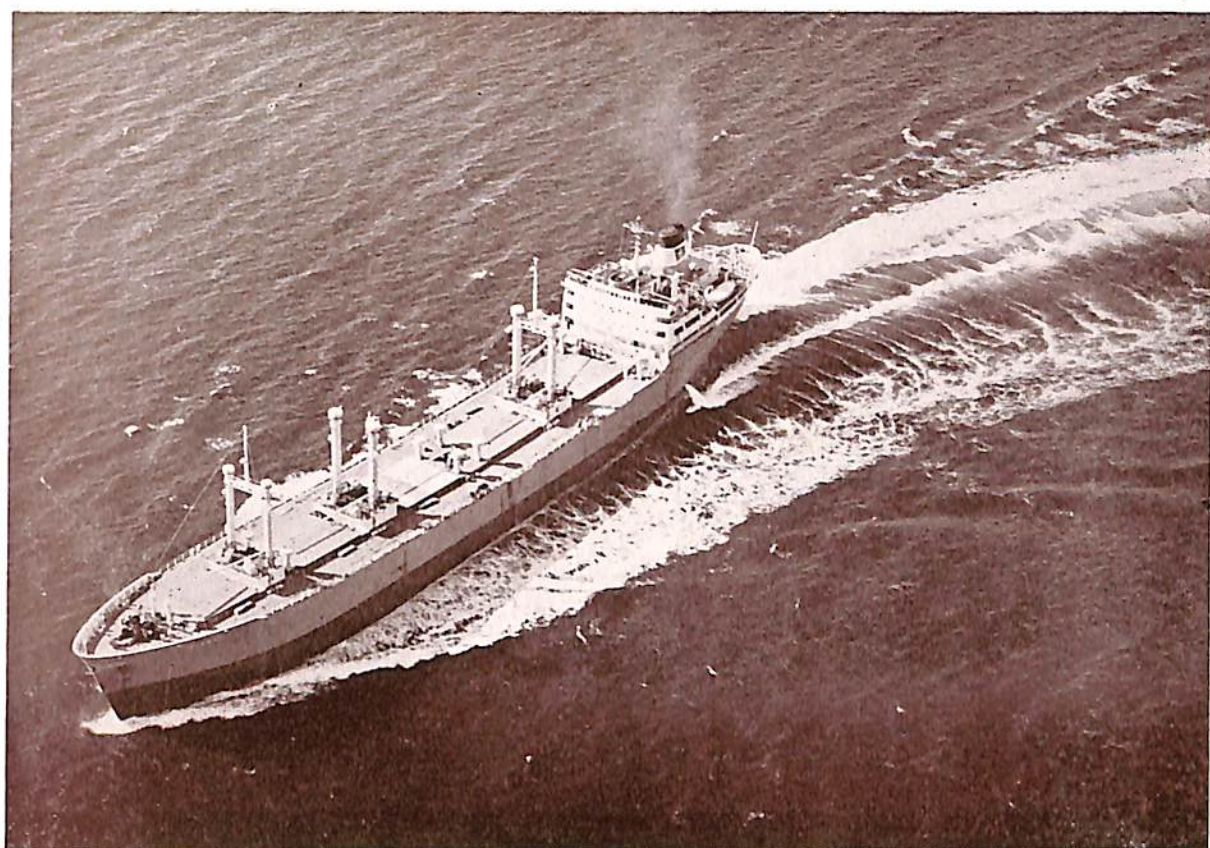
船名 要目	ADRIAN MAERSK	CHILEAN NITRATE	WORLD INTEGRITY
長 (垂)	527'-0"	440'-0"	203.74 m
幅 (型)	71'-10"	62'-0"	29.566 m
深 (型)	39'-6"	36'-2"	14.7 m
吃水	32'-0"	27'-8"	10.82 m
総噸数	約 12,700 噸	約 8,200 噸	26,000 噸
載貨重量	約 19,700 噸	約 12,500 噸	40,500 噸
速力	15 1/4 ノット	12.5 ノット	17 ノット
主機	三井B&Wディーゼル×1	三井B&Wディーゼル1基	三菱エッシャウイス型タービン
出力	8,250 BHP×115 RPM	3,600 BHP×132 RPM	17,000 SHP
船級	LR	LR	
起工	31-4-30	31-3-17	
進水	31-7-25	31-6-9	31-8-6
竣工	31-10-31		31-12-5
船主	MAERSK LINE LTD.	OCEANWIDE STEAMSHIP CO., INC., LIBERIA	SINU BAY SHIPPING COMPANY INC.
造船所	三井造船・玉野造船所	三井造船・玉野造船所	三菱造船・長崎造船所



丸 路 姫

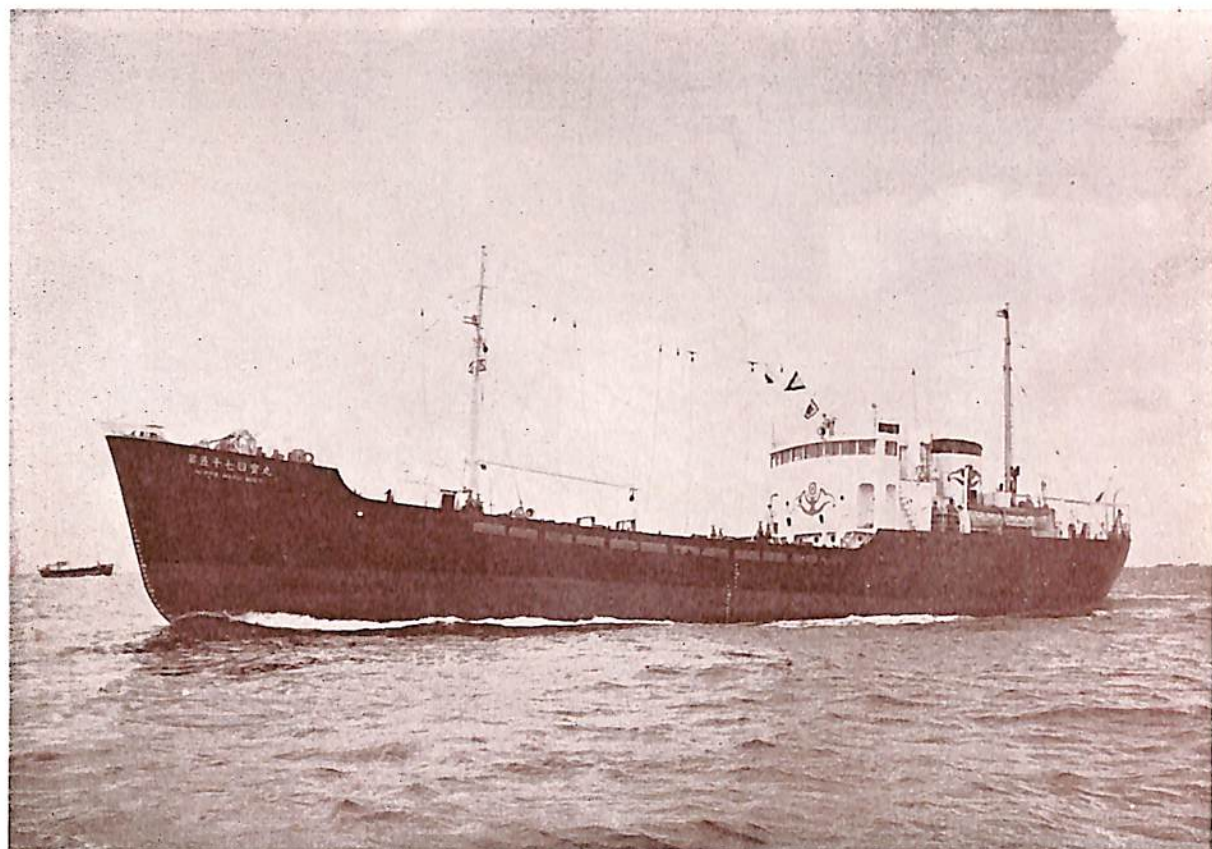


丸 山 野 吉



EVIQUEEN 号

船 名		姫 路 丸	吉 野 山 丸	EVIQUEEN 号
要 目				
全 長		136.54 m		
長 (垂)		128.00 m	137.00 m	143.72 m
幅 (型)		18.00 m	18.90 m	20.30 m
深 (型)		11.00 m	11.85 m	12.50 m
吃 水		竜骨下面より 8.378 m	7.88 m	9.14 m
総 噸 数		7,247.78 噸	約 6,350 噸	10,692 噸
載 貨 重 量		10,540 噸	約 10,600 噸	15,347 噸
速 力		(公試最高) 16.488 ノット	約 16.3 ノット	15 ノット
主 機		ディーゼル ハリマズルザ - 6 SD 72 1 基	三井 B&W ディーゼル 機 関 (ターボチャージャー付) 1 基 (D.E. 674-VTBF160)	三菱エッシャウィス型 タ ービン
出 力		4,200 BHP × 125 RPM	7,500 BHP × 115R PM	7,150 SHP
船 級		N K	LR, NK	
起 工		31-4-21	31-6-11	
進 水		31-8-13	31-9-22	31-6-24
竣 工		31-11-15	31-11	31-11-27
船 主		日本郵船株式会社	三井船舶株式会社	DARDCA COMPANIA NAVIERA S.A.
造 船 所		株式会社播磨造船所	三井造船・玉野造船所	三菱造船・広島造船所



才五十七日宝丸 (油槽船)

船主 島津海運株式会社

造船所 三菱造船・下関造船所

長	(垂)	51.00 m
幅	(型)	9.80 m
深	(型)	4.50 m
吃	水	4.05 m
総	噸 数	約 680 噸
載	貨 重 量	約 900 噸

速	力	約 10 ノット
主	機	ディーゼル 1 機
出	力	800 BHP
進	水	31-10-6
竣	工	31-11-20

T.S.K

鶴見精機

航海計器海洋調査観測器

株式会社 鶴見精機 工 作 所

本 社 横 浜 市 鶴 見 区 鶴 見 町 1506 TEL (5) 2028, 6656

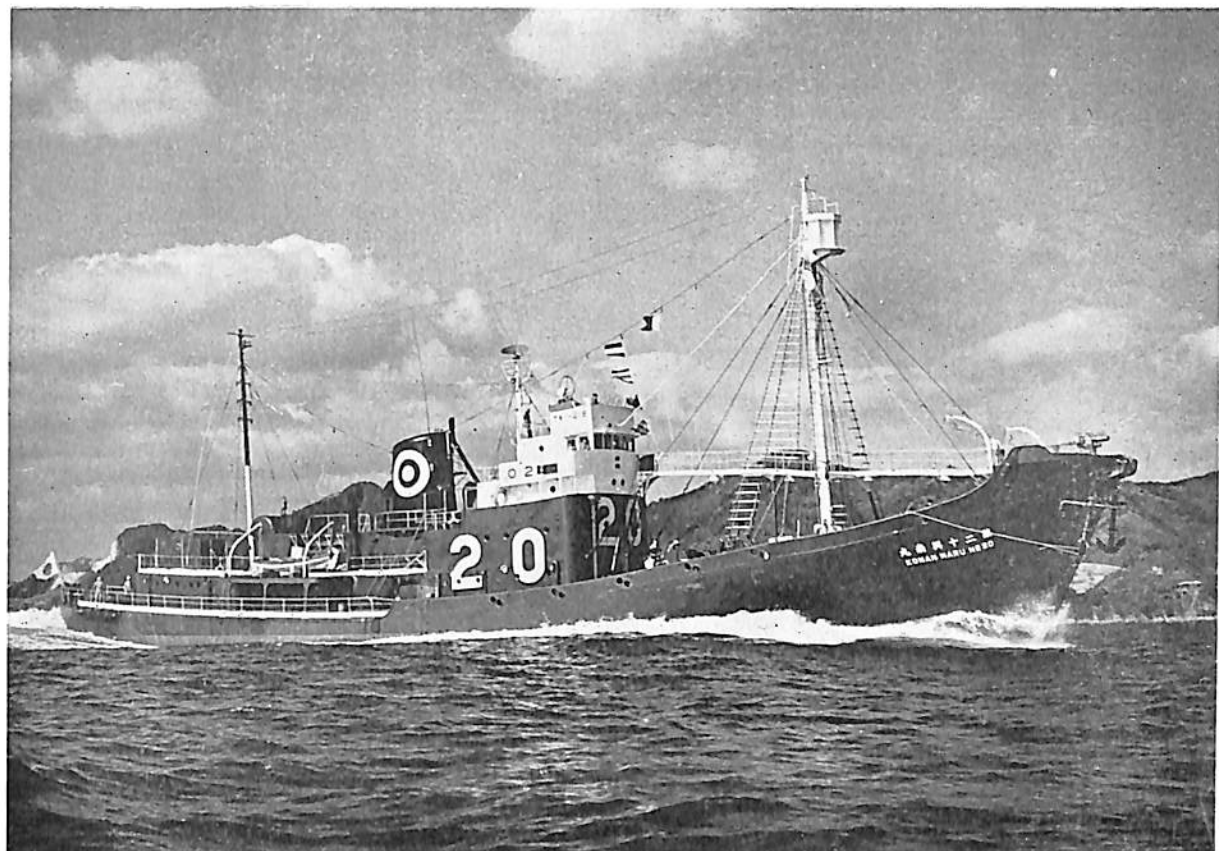
東 京 都 港 区 芝 新 橋 2ノ38 TEL (43) 6635

神 戸 市 生 田 区 海 岸 通 2ノ24 TEL (3) 2387, 2388



T. S-R B T 型

流向流速水温計



南興十二丸 (捕鯨船)

船主 日本水産株式会社
造船所 日立造船・向島工場

長 (垂) 57.00 m
幅 (型) 9.70 m
深 (型) 5.10 m
吃水 4.25 m
総噸数 740 噸
速力 約 17.5 ノット

主機 日立 B&W ディーゼル 機関
1 基 (850-VF-90 型)
出力 3,280 BHP × 200 RPM
起工 31-5-14
進水 31-10-5
竣工 31-12-5

船舶用軽量耐火壁材

朝日マリライト

特許
カ 216593 号
カ 219453 号

超軽量保温材 朝日フェザーライト
高級保温材 朝日シリカカバー・ボード
石綿製品・石綿スレート・保温冷工事

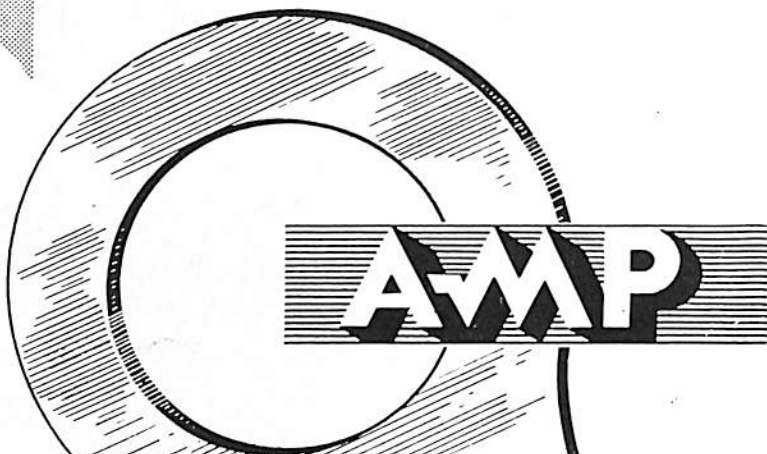


朝日石綿工業株式会社

東京都中央区銀座七丁目三番地
電話 (57) 9 3 6 1 (代表)



これはもう旧式です！



これこそ最新方式です！

圧力式
規格
手動
工具



操作の
簡単な
圧搾
空気式
工具

半田式に依るターミナルの接続方法は A-MP 方式の出現によつて全く過去の世界に追いやられました

A-MP ターミナル・コネクタは電氣的にも機械的にも最高度の効果をあげうる様に且つ作業員のミスをなくす様に設計された精密な圧着工具の御使用によつて簡単に取付けられます

A-MP ターミナルはあらゆる御用途に應ずる様に絶縁被覆をつけたものと非絶縁のものがあります

御希望に依り貴工場に於て御説明乃至実演をお目にかけます

東洋總販賣店

東洋端子株式會社

本社・東京都中央区京橋2丁目1番地(荒川ビル) Tel. (56) 0481 (代表)
大阪営業所・大阪市南区塩町4丁目43番地(大和ビル) Tel. (25) 0446, 4002
名古屋営業所・名古屋市中村区笹島町1丁目221-2(豊田ビル) Tel. (55) 3181, 5111, 5121. 内線 383



重其自的製品!

合成ゴム布製自動ガス充填式



MT-O型

救命筏

MX-O型 9人乗

型式承認番号

第746号

MT-O型 15人乗

型式承認番号

第745号

救命胴衣

船舶, 漁船用

炭酸ガス自動充填式

單室首懸式

T M 型

型式承認番号

第802号

複室チョッキ式

M B 型

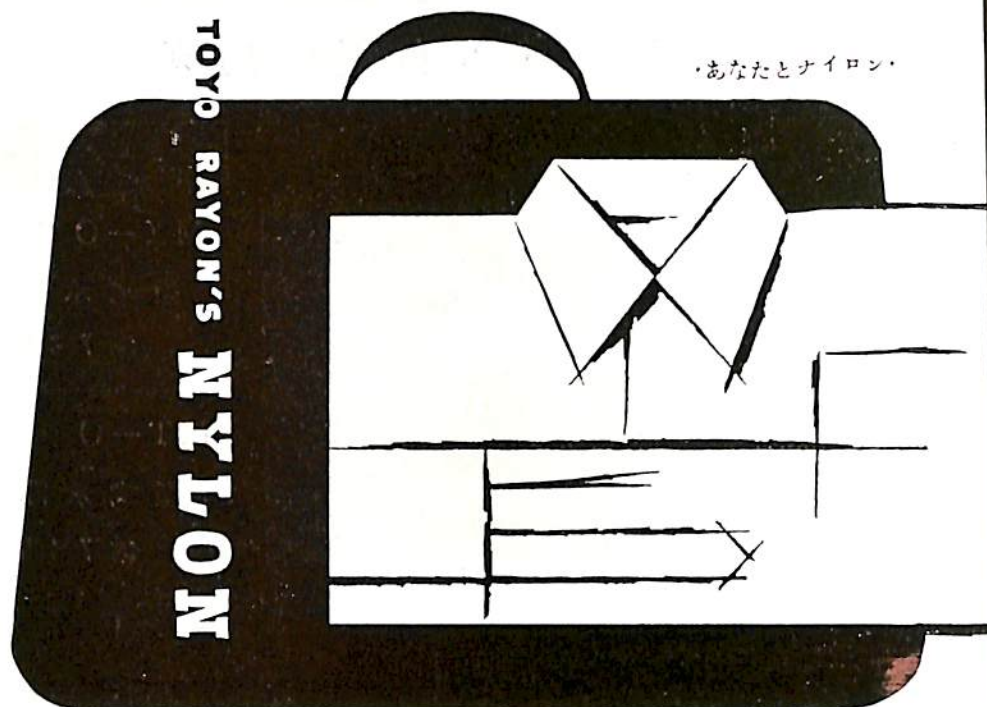
三菱
救命具



T M 型

三菱電機株式会社

御旅行に、通勤、通学に...



東洋レーヨンの

ナイロン

カッターシャツ

強さ綿の数倍、御家庭や旅行先で手軽に洗濯でき、乾きが早くて糊付けやアイロンも不要です。
特に多忙なビジネスマンや学生さん方に最適の品です。



東洋レーヨン株式会社

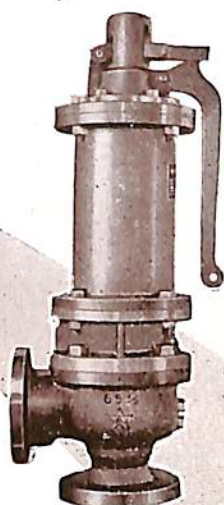
TRADE



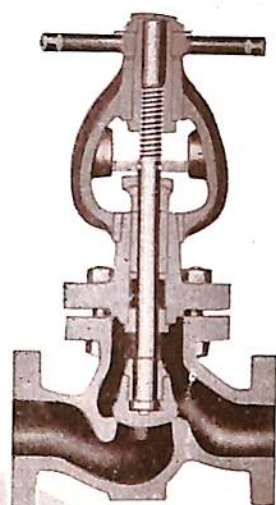
MARK

營業品目

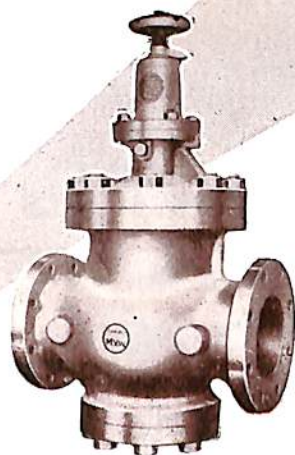
船舶用高温高压弁
安全減温装置
全压弁
弁置類



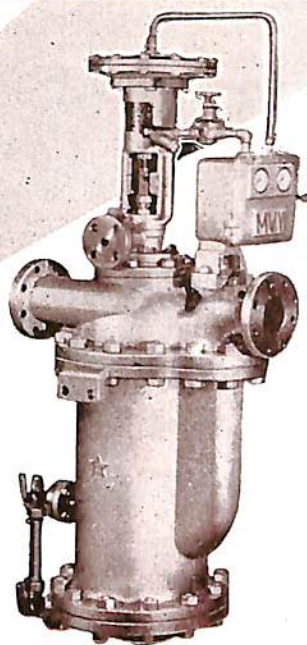
MH-3型高揚程安全弁



高温高压弁



MRB-3型減压弁



MAD-1型過熱蒸氣減温装置

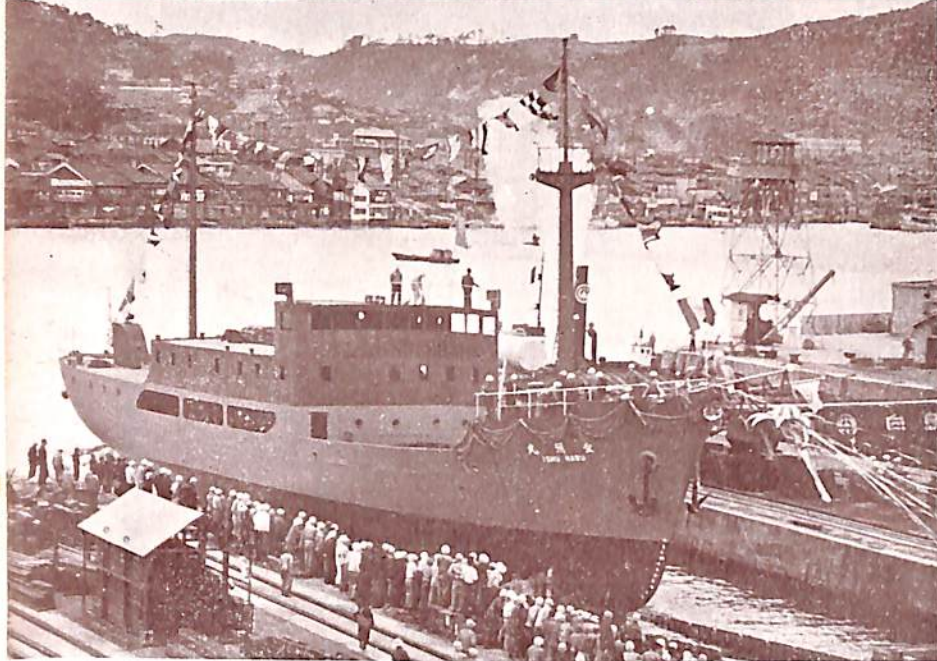
株式 前中製作所 株式會社

本社工場

東京都大田区蒲田東六郷二ノ一

電話 蒲田

(73) 2880・4163・5870



才 五 十 八 日 宝 丸

船 主 島津海運株式会社

造 船 所 三菱造船・下関造船所

長(垂)51.00 m 幅(型)9.80 m 深(型)
4.50 m 吃 水(計量満載)4.05 m 総
噸数約680噸 載貨重量約900噸 速
力約9節 主機ディーゼル1基 出力
800馬力 船級NK 起工31-6-12
進水31-12-4

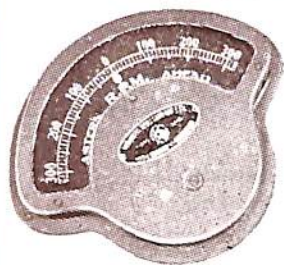
巻 州 丸

船 主 九州郵船株式会社

造 船 所 日立造船・向島工場

全長55.16 m 長(垂)50.00 m 幅(型)
8.80 m 深(型)3.90 m 吃 水2.90 m
総噸数約600噸 載貨重量約290噸
速力14.5ノット 主機ディーゼル機
関1基 出力連続最大1,040 BHP 起
工31-5-28 進水31-12-8 竣工
32-2月末予定

船舶用の計器は 信頼性ある倉本計器で!!



主機、補機用
電気回転計

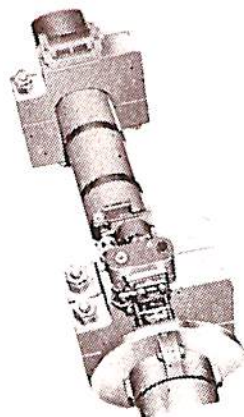
回 轉 計 類

- ◇遠心力式回転計 ◇電気式回転計
- ◇振動式回転計 ◇マグネット回転計
- ◇時計式回転計 ◇超高速電子式回転計
- ◇ストロボスコープ ◇特殊回転計

積 算 計 類

- ◇回転動 ◇往復動 ◇隔測電気式
トーション メーター類

- ◇記録式光学振計 ◇直読式光学振計
- ◇携帯用トーショングラフ ◇携帯振動計



研野式光学振計

創業30年



株式会社 倉本計器精工所

本 社 東京都大田区原町6 電話蒲田(73) 2093・2623・1640
柏工場 千葉県柏市柏 電話柏2番

IMPERIAL ST. LAWRENCE

船主 CARIBBEAN OIL & TRANSPORT INC.

造船所 三菱造船・長崎造船所

長(垂) 660 呎 幅(型) 90 呎 深(型) 47 呎
吃水 35.1 呎 総噸数 23,000 噸
載貨重量 35,550 噸 速力 17 ノット
主機 三菱エッシャウイス型タービン1基
出力 16,000 馬力 進水 31-12-4

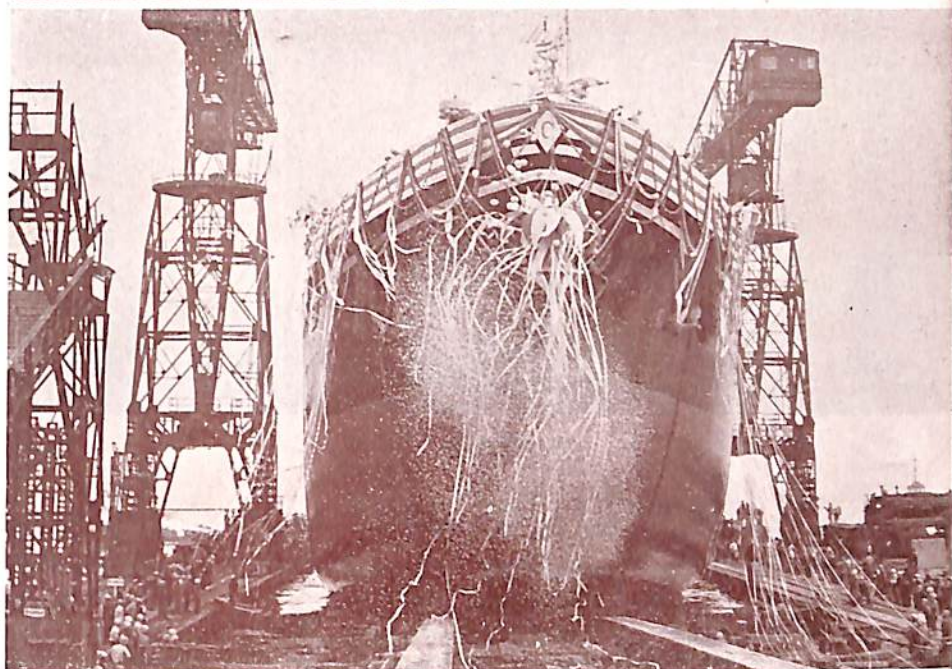


SOPHIE-C

船主 EXCELSIOR SHIP-PING CO., LTD.

造船所 三菱造船・広島造船所

全長 153.53 m 長(垂) 143.72 m 幅(型) 20.30 m 深(型) 12.50 m 吃水 9.141 m
総噸数 約 10,200 噸 載貨重量 約 15,000 噸 速力 17 ノット
主機 三菱エッシャウイス型タービン1基
出力 7,150 SHP 船級 AB 起工 31-7-14 進水 31-12-8 竣工 32-4 予定



マリンペイント

タイコ-TM

船舶用塗料

名案共に世界の水準を抜く

大日本塗料

本社 大阪市此花区西野下之町38
支店 東京都中央区八重洲3ノ5



た か (甲型駆潜艇)

船主 防衛庁

造船所 株式会社 藤永田造船所

長(垂) 54.00 m 幅(型) 6.50 m 深(型) 4.00 m

吃水 2.00 m 基準排水量約 310 噸 速力約 21 節

主機 川崎MAN型ディーゼル2基 出力約 2,000馬力

進水 3-11-17 主要武器 40 耗連装機銃 1 基, 爆

雷投射機 2 機, 爆雷投下軌条 2 基, ヘッジホッグ 1 基

彦 根 丸

船主 日本郵船株式会社

造船所 株式会社 播磨造船所

全長 136.54 m 長(垂) 128.00 m 幅(型) 18.00 m

深(型) 11.0 m 吃水(型) 8.35 m 総噸数約

7,350噸 載貨重量 10,350 噸 速力 16.25 ノット

主機 ディーゼルハリマズルザー 6 SD 72 1 基 出力

4,200 BHP×125 RPM 船級 NK 起工 31-8-14

進水 31-11-10 竣工 32-1 月末予定

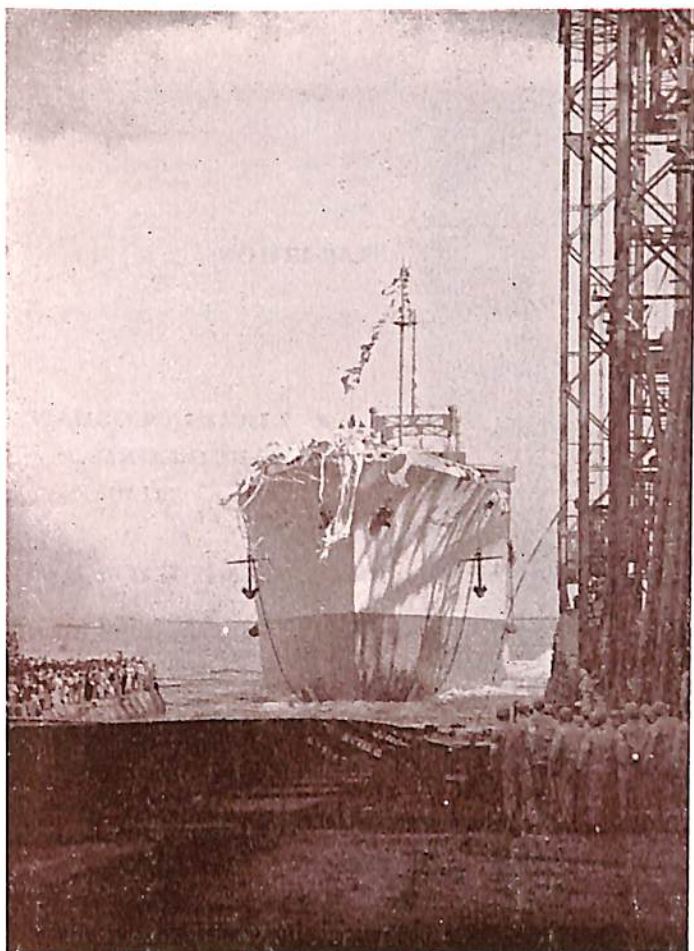


資本金 84 億円

富士製鐵株式會社

社長 永野 重雄

本社 東京都中央区日本橋江戸橋1の11 電話代番 37 2551番
 大阪支店 大阪市東区北角1 電話代番 24 1967番
 工場 室蘭製鉄所 室石製鉄所 広畑製鉄所 川崎製鉄所



智 利 丸 (貨物船)

船 主 川崎汽船株式会社
造 船 所 川崎重工業株式会社

長	(垂)	132.40 m
幅	(型)	18.20 m
深	(型)	11.70 m
総 噸	数	8,150 噸
載 貨 重 量		10,730 噸
船 級		N K
進 水		31-11-24



CRINIS

船 主 MARA STEAMSHIP
CO., S.A., PANAMA

造 船 所 三菱日本重工業・横浜造船所

全 長	211.80 m	長 (垂)	204.00 m	幅 (型)	28.80 m
深 (型)	(上甲板迄) 14.70 m	吃 水 (計画)	10.78 m	総 噸 数	約 24,000 噸
載 貨 重 量	約 40,000 噸	速 力	約 17 ノット	主 機	二段減速歯車付蒸汽タービン×1
出力	17,000 SHP×105 RPM	船 級	LR	起 工	31-5-14
進 水	31-11-24	竣 工	32-2-予定		

8

つの

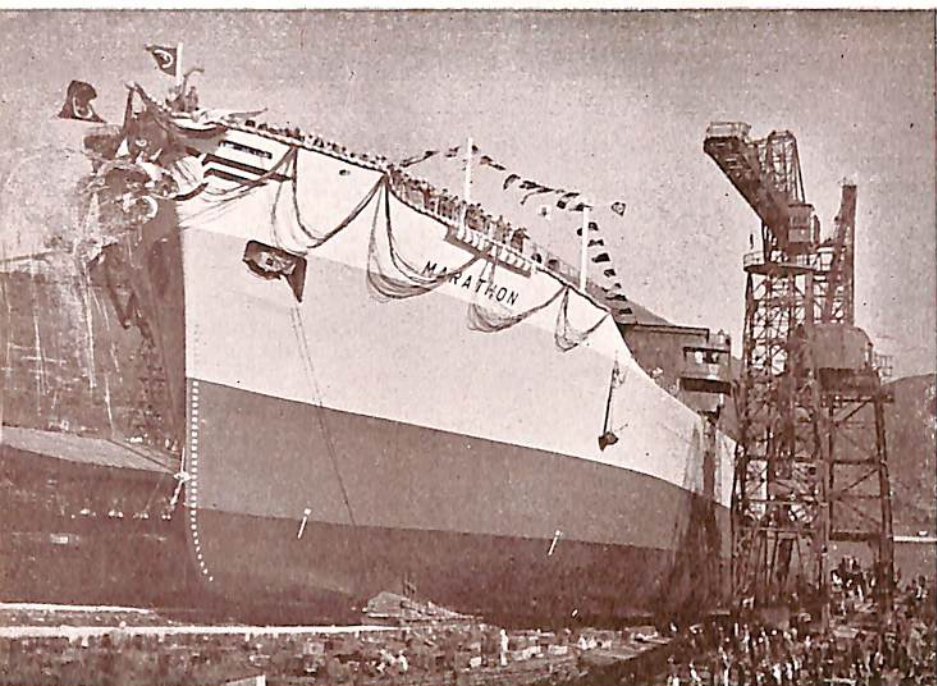
船 舶 塗 料

- ・ビニレックス (塩化ビニール樹脂塗料)
- ・LZプライマー (鉄骨用下塗塗料)
- ・CRマリーンペイント (ノンチローキング型合成樹脂塗料)
- ・シアナミドヘルゴン (高度のきび止塗料)
- ・槌印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗成)
- ・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)
- ・ノンスリップ (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



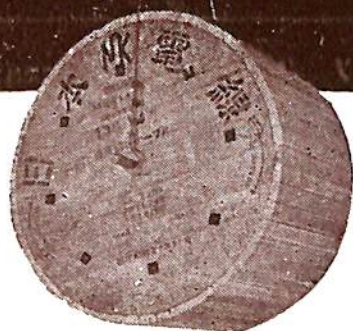
MARATHON

船 主 LIBERIAN OCEAN
CARGO CORP.,
(LIBERIA)

造 船 所 株式会社 播磨造船所

全 長 202.19 m
長 (垂) 192.02 m
幅 (型) 26.52 m
深 (型) 13.87 m
吃 水 (計画型) 10.41 m
総 噸 数 約 20,600 噸
載 貨 重 量 32,500 噸

速 力 (航海) 16ノット
主 機 二段減速歯車式蒸気タービン1基
出 力 連続最大 15,000 SHP×108 RPM
船 級 A B
起 工 31-7-22
進 水 31-11-22
竣 工 32-4-初旬予定



最高水準を行く
船用電線



取締役社長
崎 山 義 一

本 社 東京都墨田区寺島町二丁目八番地
営業部 東京都中央区築地三丁目十番地 (恵和会館内)
営業所 大阪・名古屋・福岡・仙台
工 場 東京・川 崎

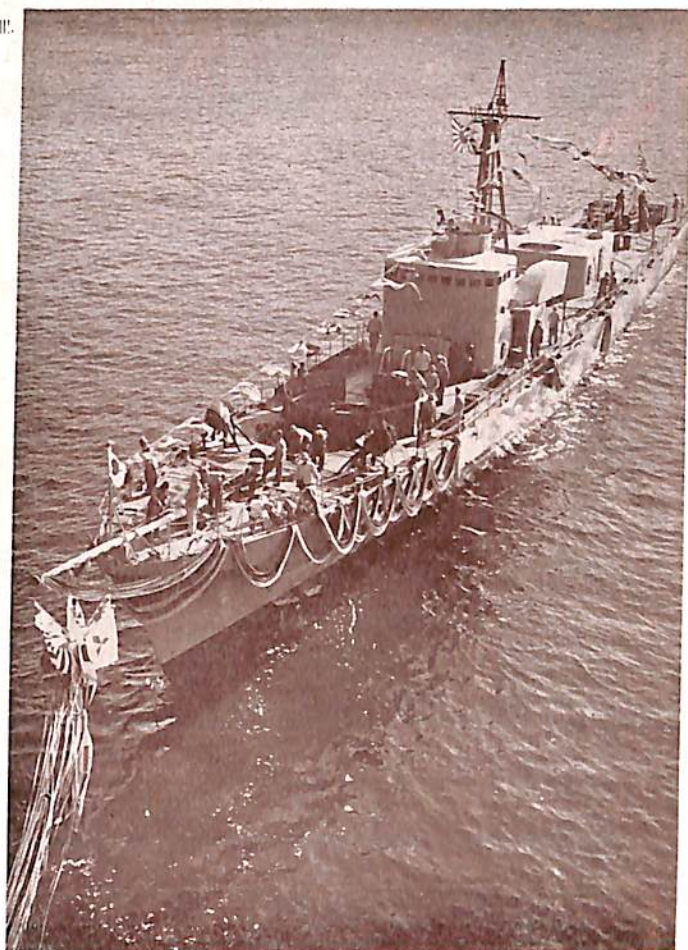
日本電線

は や ぶ さ (乙型駆潜艇)

船 主 防 衛 庁

造 船 所 三菱造船・長崎造船所

長 (垂) 約 58 m
 幅 (型) 約 7.8 m
 深 (型) 約 4.10 m
 吃 水 (常備) 約 2 m
 基 準 排 水 量 370 吨
 速 力 26ノット
 主 機 {三菱長崎ガスタービン1基
 三井ディーゼル2基
 出 力 軸馬力 約9,000 馬力
 起 工 31-5-23
 進 水 31-11-20
 主 要 式 器 {40耗連装機銃1基
 爆雷投射機2基
 対潜彈投射機1基



重 油 炭 添 加 剤

P.C.C.

Pat. NO. 178013
 Pat. NO. 192561
 Pat. NO. 193509

製 造 品 目

P.C.C. NO. 101 重 軽 油 添 加 剤
 P.C.C. NO. 210 重 機 油 添 加 剤
 P.C.C. NO. 220 低 質 重 油 添 加 剤
 P.C.C. NO. 250 親 水 性 重 油 添 加 剤
 P.C.C. NO. 270

P.C.C. NO.1000 エマルジョンブレーカー
 防 錆 剤 「ラ ス ト リ ン」
 コ ー キ ング 材 「フ ェ イ ン コ ー ク」
 (船舶用高級特殊パテ)

日 本 添 加 剤 工 業 株 式 会 社

本 社 東 京 都 板 橋 区 志 村 前 野 町 8 8 4 番 地 電 話 板 橋 (96) 1738・7737 番
 支 店 大 阪 市 西 区 江 戸 堀 北 通 1 丁 目 10 番 地 日 々 会 館 ビ ル 電 話 土 佐 堀 (44) 5551~5 番
 荷 置 場 横 浜, 神 戸, 広 島, 下 関, 若 松

パロットエンジンオイル

賀
正



本年も
どうぞよろしく

東京・丸ノ内・東京ビル

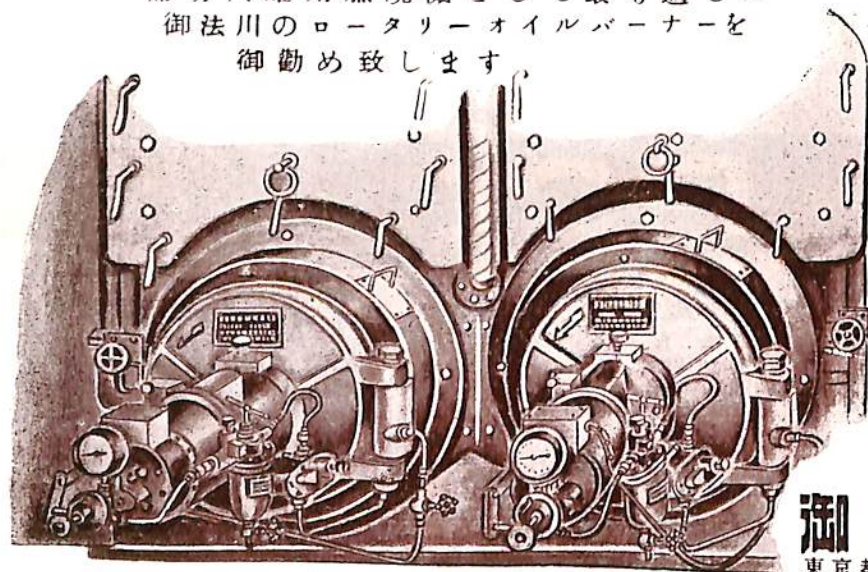
昭和石油

MINORIKAWA

船用重油燃焼機

ROTARY OIL BURNER

補助汽罐用燃焼機として最も適した
御法川のロータリーオイルバーナーを
御勧め致します



製作品目

御法川式マリンストーカー
ロータリーオイルバーナー
チエットフレイムオイルバーナー
ボールフレイムオイルバーナー
全自動式油焚温水罐

株式会社

御法川王揚

東京都文京区初音町4番地

電話(92)0241, 2206, 5121

總代理店 浅野物産株式会社

A B C

営 業 品 目

- ◇東京機械株式会社製品 中村式浦賀操舵テレモーター 浦賀電動油圧舵取装置(型各種) 全密閉型汽動揚貨機 揚錨機、揚貨機、繫船機、各汽動及電動
- ◇岡野バルブ製造株式会社製品 船用一高温、高圧バルブ
- ◇株式会社小野鉄工所製品 サインカーブ歯車唧筒各種 汽動、電動船用唧筒各種
- ◇北辰電機株式会社製品 C-プラー特轉輪羅針儀 單、複式オートパイロット コースレコーダー及ログ
- ◇東方電機株式会社製品 船用氣象模寫受信裝置
- ◇日本ヴィクトリック株式会社製品 ヴィクトリックジョイント各種
- ◇株式会社御法川工場製品 船用自動石炭燃燒機 船用重油噴燃裝置
- ◇日本溫濕科学研究所製品 デシケーター (船内乾燥裝置)

洋野物産株式会社 機械部

東京都丸の内一丁目六番地の一 東京海上ビル新館8階
電話 東京28局(代表)4521, 4531, 4541(直通)9103-5
大阪・名古屋・門司・仙台・札幌・横浜・神戸・高松・広島・熊本・長崎・釧路

FIWCC

伸びゆく業績

定評ある!

藤倉の船用電線

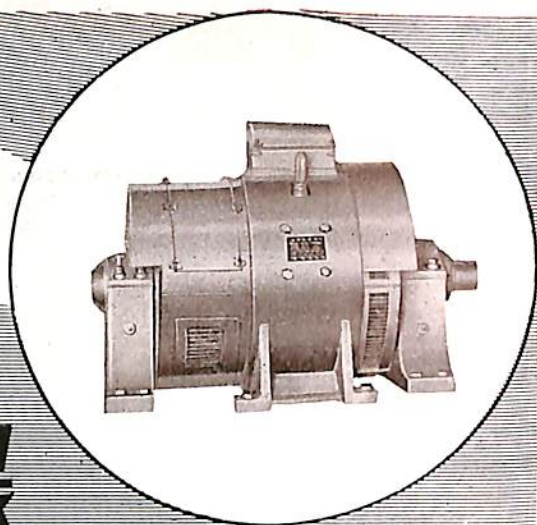


藤倉電線

本社 東京都江東区深川平久町1の4 工場 東京深川・沼津・小坂
販売店 大阪・福岡 出張所 名古屋・仙台 駐在員 札幌



中型専門メーカー
100~1,000KW



直流・交流 発電機電動機

各種補機用電動機
管制器及配電盤

直流電弧熔接機
無線用電源電動発電機

東京電機製造株式会社

営業所 東京都文京区湯島天神町一丁目一〇五番地
電話 下谷 (83) 0385・2760・8920・9360
本社工場 土浦市中高津九五〇番地 電話 (土浦) 910・911

伝統と独特の技術を誇る

交流 直流

電動機・発電機



75HP 三相ローリウムインダ
クター

送風機・油清浄機・揚錨機 } 用電動機
揚貨機・繫船機・ポンプ }
直流電弧熔接機・無線電源用
高周波並低周波電動発電機
自動・手動管制器・配電盤



株式会社 東電機製作所

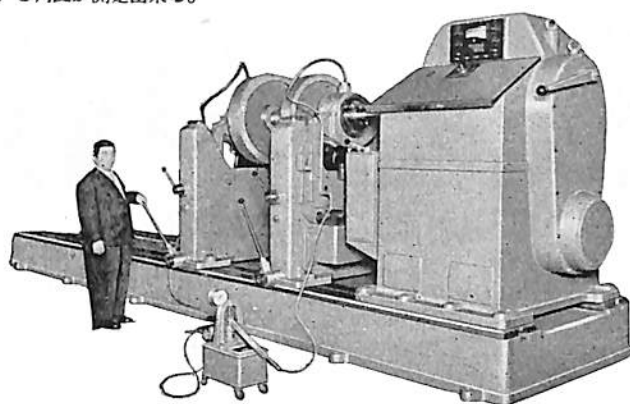
本社工場 東京都大田区桃谷町三の九四二番地
電話 羽田 (74) 代表 0796~9 直通 0631, 0942, 1690
品川工場 東京都品川区東品川五の三四番地
電話 大崎 (49) 4682



明石動釣合試験機

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

材料試験機
動釣合試験機
振動計
電子顕微鏡
ねじ転造盤



株式会社 明石製作所

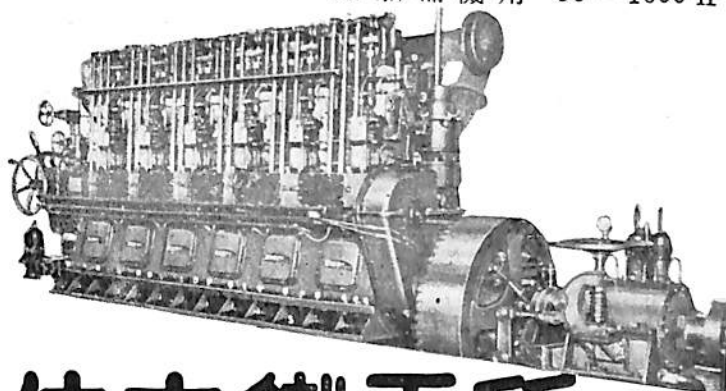
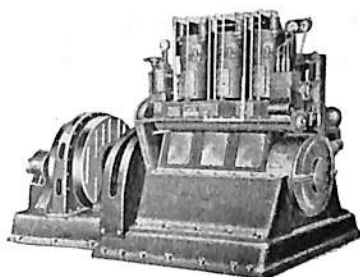
事務所 東京都千代田区丸ノ内三菱仲八号館
電話 千代田 (27) 7871 ~ 3
工場 東京都品川区東品川五丁目一
電話 大崎(49)8146(代表)8147・8148・8149
大阪出張所 大阪市北区細笠町五〇 堂ビル六号
電話 (36) 3815 (直通)・1141 (堂ビル代表)



スミヨディーゼル

JIS表示許可工場
(運AO-16号)

船舶主機用 75—1000 HP
船舶補機用 50—1000 HP



株式会社 住吉鐵工所

本社及工場：静岡縣榛原郡吉田町 電 吉田 102—103, 113—114

東京出張所：東京都港区芝三田同朋町 4 電 (45) 0503



各種船舶の建造並修理
船用汽機汽罐の製造並に修理

株式会社 名村造船所

取締役社長 名 村 源

本社・工場 大阪市住吉区北加賀屋町四丁目五番地

(電話 住 吉 (67)2744-9)

東京事務所 東京都中央区京橋一丁目二ノ七(商船ビル) (電話東京(28)4877)

神戸事務所 神戸市生田区海岸通五(商船ビル) (電話三ノ宮(3)4810)

大阪出張所 大阪市北区宗是町一(大ビル) (電話土佐堀(44)1286)

古河の導波管

マイクロ波通信, レーダー用に

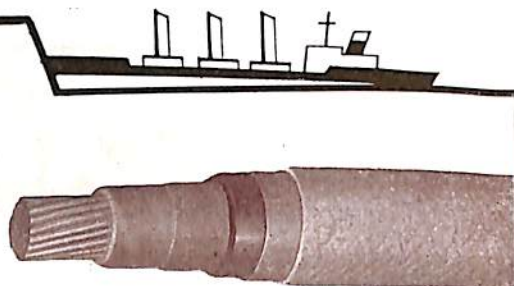


WRJの各寸法を製造致します

フレンジ付直線導波管

E及H面曲り導波管

捻り導波管……等



古河の船用線

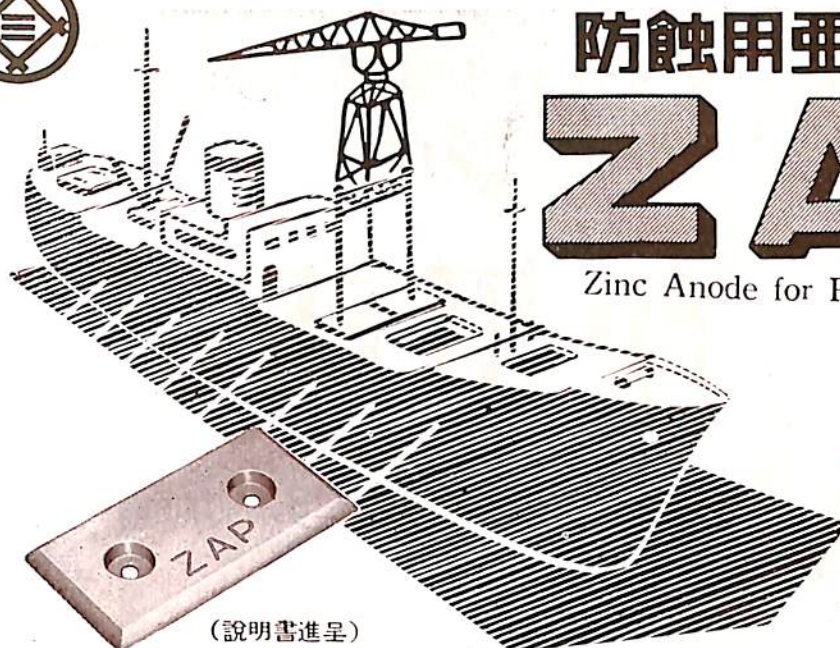
A B S (N K) 規格

ロ イ ド 規格



古河電気工業株式会社

本社 東京丸ノ内2の8



(説明書進呈)

防蝕用亜鉛陽極

ZAP

Zinc Anode for Protection

ZAP の適用範囲

各種船舶の船底、推進器
軸、船内のバラストタン
ク、重油タンク、軸流ボ
ンプ、浮標、繫留ブイ、
浮ドック、港湾施設(鋼矢
板岸壁・水門扉・閘門・棧橋)

三井金属鉱業株式会社

東京都中央区日本橋室町二ノ一 電話 日本橋(24)4101~9

施工 中川防蝕工業株式会社

東京都千代田区丸の内二ノ二 電話 和田倉 2842・4438

新製品

イビット

ボイラー熱交換器、化学装置等の酸洗に必須の
画期的理想腐蝕抑制剤

- (1) 腐蝕抑制性能優秀
 - (2) 短日時に洗滌完了稼働率向上
 - (3) 各部均一完全に除去熱効率向上、燃料節約
 - (4) 曲管部或は煙管式のものも此の方法にて解決出来る
- 詳細は本紙 Vol. 7 No. 1 P 54 を参照のこと



住友化学

本社 大阪市 東区 北浜 5-22 (住友ビル)
 東京本社 東京都中央区京橋 1-1 (B.S.ビル)

日鋼の 舶用部品

船体廻り鑄鍛鋼品・タービン部品
ディーゼルエンジン部品・抽力軸
勢車軸・中間軸・推進軸
揚貨機・揚錨機・繫船機
その他甲板補機

クランクシャフト 重量60 ton
8気筒ディーゼル機関用

スタンフレーム重量15 ton800
7,000 ton級船舶用

 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

船の溶接設計および工作に関する要領書 (1)

内 田 喜 三 郎

運輸省船舶局首席船舶検査官

ま え が き

溶接が船体構造の広範囲に亘り使用されるに従い、船舶の検査においては溶接について広い知識を必要とするに至つたので、溶接船の設計および工作に関する一般の注意事項をここに取纏め、船舶検査官の参考資料とした。なお本要領書が溶接船の建造に携わる諸氏の参考となるならば望外の幸である。

本要領書は船舶安全法改正準備室に設けられた溶接委員会により作成されたものであり、かつ造船協会の鋼船工作法研究委員会に諮つてその内容の完全を期したものである。

第 1 章 溶 接 設 計

1.1 溶接船体の強度上の特性

現在実用に供されている各種の溶接々手の強度は母材の選択ならびに施工を誤らなければ母材のそれとほぼ同等と考えてよく、一般に鋲接、鍛接など他の接合法に優るとも劣るものではない。したがつて溶接船体について設計、材料ならびに工作が適切であれば強度上すぐれているといつてよい。

まず静的強度について考えると溶接々手の強度は後述(1.2.2)のごとく鋲接手のそれに優るとも劣らぬものであつて、実船および種々の模型実験においてもこのことが確認されている。^{註1}

溶接船体が繰返しおよび衝撃等の動的荷重下においてどのような特性を示すかは明らかでないが、一般に鋲接船体に比べて遙かに優れていることが多くの事例で認められている。^{註2}

註1. "Structural Investigation in Still Water of the Welded Tanker NEVERITA" Weld Jour. Dec. 1946
P.P809-S~843-S 参照

註2. たとえば船体が座礁したり、あるいは衝突した場合、船底が凹み、船体の一部は壊れても溶接部が裂けることは極めて少い。

また溶接構造物の爆破試験を行つても、溶接部で破断することは少い。これは衝撃力の大部分が母材で吸収されるからであると思われる。これに反し、鋲構造のときは、衝撃力の大部分が鋲接手に吸収される傾向があり、鋲がゆるんだり、接手で破断することが多い。弾丸による破壊についても同様、溶接船体の方が一般に優れている。

溶接船体は上述の如く鋲接船にくらべてすぐれた性質をもっているが、これは剪断破壊を生じた場合のことであつて、溶接船体にあつては脆性破壊により一瞬にして大きな事故を発生する危険がある。

溶接構造物において脆性破壊を示した大規模な例としてはドイツにおける橋梁の破壊および欧米における溶接船の損傷があげられるが、これらの事故の特徴は破壊が極めて脆い性質のもので、吸収エネルギーが低く、亀裂の伝播が著しく速く、瞬時にして大規模な損傷を惹起するという点である。また冬期に発生することが一般に多い。

軟鋼のように一般には靱性に富んでいる材料ならびにそれによつて作られる構造物における脆性破壊の発生機構および伝播の問題は、最近盛んに研究されているものであつて、^{註3} ここでは詳しいことは省略するが次のような理由からして溶接船においてはこれが発生しやすいものと考えられる。

すなわち鋲と溶接との大きな差は前者が単なる機械的結合であつて、鋲構造が多くの独立した部材の集合体であるのに比べると、後者は冶金的な結合であつて、溶接構造物では複雑な構造物自体があたかも鑄造品のように一体となつているという点である。したがつて構造上の不連続や工作上の欠陥があるとそこには高い応力集中を生ずる。

一般に船体のような複雑な構造物においては、その機能上ハッチその他の開口部があるなど構造上の不連続箇所がある程度存在することは止むを得ないのであつて、またそこに応力集中を生ずることも避けられない。鋲接船の場合はそのような際接手のところで一部迂りを発生するために応力が再分布され、その応力集中が相当に緩和される可能性があるが、溶接船ではこれがないから応力集中箇所から亀裂を発生する危険がある。

またかりに亀裂が発生した場合も鋲接船では外板や甲板の縦縁など板の縁や鋲孔のところで亀裂が停止することが多いが溶接船ではそのような亀裂はますます鋭い切欠となり、どこまでも進展し、甚だしい場合は船体を真二つに折損してしまう可能性があり、事実そうした事故があらわれている。

註3. 吉識 金沢：船の科学，7巻12号～8巻4号(1954～55) 参照

つぎに工作上の欠陥を考えてみても鉄の場合はある箇所の鉄がゆるんでいたりと、極端な場合としてかりに切れていたとしてもそれが直ちに船体全体の安全性にかかわることは少ないであろうが、溶接船の場合はアンダーカットやとけ込み不良といった些細な欠陥も十分構造物全体を険危に墜らせる恐れがある。この場合甲板や外板などの主強力部材の溶接部の欠陥が危険性をもっていることは当然であるが、ブルワークやビルジキールなどそれ自身では船体の主強力には関係がなくても主強力部材にとりつけられる物については、その溶接箇所の欠陥は船全体の安全性を著しく低下させる恐れがあるから十分注意を要する。これらの詳細については米国における溶接船の損傷に関連した各種の報告書^{註1}にのべられているが、たとえば、ストリンガープレートにクリップを取付けるためのすみ肉の爪先部の小さなクレタから亀裂が発生し、船体が碇泊中に真二つに折損したというような事故もあるのであるから、工作上の欠陥については細心の注意を必要とするわけである。

一方溶接においては高温を伴う関係上、材料の変質、脆化、亀裂発生などの問題があり、残留応力、収縮、変形などを伴うので工作上の無理を生じやすく上述の危険はさらに増大する。

以上のことからすると、溶接船において脆性破壊を防止し、その信頼性を向上するためには、設計、材料および工作全般について慎重な検討が必要であることが分るのである。

1.2 接 手 設 計

1.2.1 溶接接手の種類および標示方法

(1) 溶接接手の種類

溶接接手には使用する溶接方法、構造物の形状、板厚、材質などによって多くの種類のものが採用されているが、船体構造に多くあらわれるものについて標準的な形状を示すと第1-1表の如くである。^{註2}

(2) 溶接接手の標示方法

溶接接手の標示方法に関しては J I S Z 3021 (1954) の規格があるから、できるだけこれによることが望ましい。

この規格では溶接の種類を示す記号と補助記号を定め説明線を利用して溶接接手を図示する方法を採用しているが、その骨子は第1-2表の如くである。

註1. Final Report of Board of Investigation command by order of the Secretary of the Navy: the Design and Method of construction of Welded Marchant Vessels (Welding Journal 7/1947)

註2. 造船所の施工様式により接手の形状は変ることがある。

第1-1表 接 手 形 状

突合せ	I型 V型 X型		$t \leq 6\text{mm}$ $t_1 > 6\text{mm}$ $t_2 > 18\text{mm}$ $1.5\text{mm} \leq S \leq 5\text{mm}$ ただし S の最大は使用棒径 $0 \leq a \leq 3\text{mm}$ $\theta = 60^\circ$
板厚に差のあるとき	$d \leq 4\text{mm}$ のとき		そのまま溶接して可
	$d > 4\text{mm}$ のとき		$A \geq 5 \times d$ $B \leq 30^\circ$
標準			
T片叉接手	$t \leq 19\text{mm}$		$\theta_1 = 50^\circ \text{min}$ $\theta_2 = 45^\circ \text{min}$
	$\alpha > 80^\circ$		そのまま溶接して可
直角でない接手	$\alpha \leq 80^\circ$		$\theta = 50^\circ$ L: 規定の脚長 $S: 0.1L$
角接手	$t \leq 19\text{mm}$		$\theta_1 = 50^\circ \text{min}$ $\theta_2 = 45^\circ \text{min}$
重ね接手			$c = 2t + 25$
			$c' = t + 25$

1.2.2 溶接接手の性質

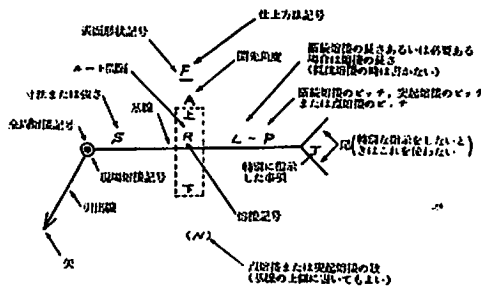
(1) 一般

溶着金属の強度は主に使用する溶接棒の性質によつて

第 1-2 表 溶接の種類を示す記号と標示方法

溶 接 の 種 類			記 号	備 考
一 般	突合せ溶接	I 型		X型は基線に対称にこの記号を記載す H型は基線に対称にこの記号を記載す K型は基線に対称にこの記号を記載す 両面J型は基線にこの記号を記載す
		V型, X型	∨	
		U型, H型	Y	
		レ型, K型	レ	
		J型, 両面J型	∨	
記 号	隅肉溶接	連 続	ㄥ	記号の縦の線は左側に書く、 並列溶接の場合は基線に対称にこの記号を記載する。 ただし千鳥溶接の場合はつぎの記号を用いることが出来る ㄥ
		断 続	ㄤ	
	栓 溶 接	□		
	ビードまたは肉盛	⌒		肉盛の場合にはこの記号を二つならべて記載する
補 助 記 号	溶接部の表面状況	平	—	
		ト ツ	()	基線の外に向つてトツとする
		ヘ コ ミ	()	基線の外に向つてヘコミとする
	溶接部の仕上方法	チャッピング	C	仕上方法をとくに区別しないときは F とする
		研 削	G	
		切 削	M	
	号	現 場 溶 接		●
全 周 溶 接		○		
全 周 現 場 溶 接		◎		

標示方法
(溶接または向側の反対側)



決定されるがその静的破断強度は母材のそれと同等程度のものと考えてよい。したがって突合せ接手は、健全に溶接されている限りにおいてはほぼ母材の強度と同等と考えてよく、鉚接手よりはるかに高く、T接手や重ね接手あるいは栓溶接などでは溶接断面の剪断応力を介して力が伝達されるから、その強度は喉厚あるいは溶接面積によつて決定される。

以上は静的強度についてであるが、繰返しあるいは衝撃的な外力が加わつた場合の状況は接手形式によりかなり異なってくる。

まず疲労強度について述べると良質な材料で、健全に溶接された溶着金属については、その疲労限は母材のそれにはほぼ近い値をもっていると考えても良い。実際の構造物に用いられるような各種の接手の場合は非常に複雑であるが、一般的にいつて疲労強度には接手部分の形状による応力集中の影響が非常に大きく、応力の流れが乱されると、疲労強度は極端に低下する。したがって重ね接手、すみ肉接手、せん溶接などに比較すれば、突合せ接手の疲労強度は高い。ことに溶接面を機械加工、グラインダーなどによつていねいに仕上げた両面突合せ接手の疲労強度は最も高く、母材のそれに相当近い値を示す。重ね接手、すみ肉接手などでは接手の形式上応力の流れに不連続を生ぜざるを得ないので突合せ接手よりはるかに低く、母材の 50 % にも達しないことが多い。

鉚接手の場合にも必ずながしかの応力集中を生ずるから一般には健

註 1. 溶着金属そのものについては軟鋼のアーケ溶接において棒棒を用いた場合は母材の疲労限の 30~50 %, 被覆棒を用いた場合は 70~100 % といわれている。

全に溶接された突合せ接手よりも疲労強度は低いと考えてよい。

衝撃を受けた場合にも溶接接手の方が鋸接手よりもすぐれている。しかし前述したように低温においては溶接構造物では脆性破壊を起す危険があるから注意を要する。

〔2〕突合せ接手と重ね接手

重ね接手は開先加工が不用で、現場取合せが簡単であり、かつ溶接による変形も少いが、強度上応力線の流れが均一ではないので繰返しや衝撃などの動的荷重に対して弱く、更にスミ肉溶接部に欠陥を生じ易いので甲板や外板など主強度部材の横縁および縦縁の溶接には用いない方がよい。

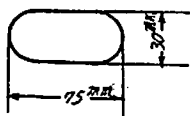
〔3〕T 接手

T 接手には連続溶接と断続溶接とがあり、強度（特に疲労）、腐蝕の点では連続溶接の方が優れているが、変形の軽減、修繕の容易等の点では断続溶接の方が優れている。そこで水油密並びに大なる剛性と強度とを要する箇所を除いては断続溶接を用いるのが普通である。

断続溶接には並列と千鳥とがあり、ピッチが小さいときに前者を、ピッチの大きい場合には後者を用いるのが普通であるが、部材の端部並びに交叉部附近は強度上の見地から連続溶接としなければならない。

〔4〕栓溶接

栓溶接はスラグを巻込み易く、かつ充分な溶込を得ることが困難なので好ましい溶接法ではないが、二重張など裏溶接ができない場合に用いられる基本的形状を第 1-1 図に示す。



穴の大きさは板厚により変化するもので上図は $t=6-19\text{ mm}$ の場合を示す

第 1-1 図 栓溶接の形状

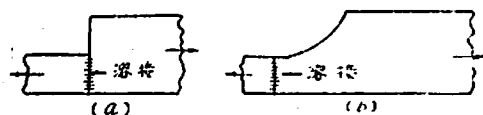
1.3 設計上の一般的注意事項

溶接船の設計に当つては、鋸接船に関する従来の概念にとらわれず、溶接の長所を充分に生かした溶接船独自の設計を行なうように心掛けなければならないが、そのおもな事項をつぎに述べる。

〔1〕構造上の不連続または急激な断面変化を避けるこ

と

溶接船体においては、鋸接船よりも応力集中の悪影響が著しいから、この点については特に注意が必要である。たとえば第 1-2 図 (a) の如き設計を行わず、(b) 図のように断面に急激な変化をなくすようにし、溶接線は断面の変化したところから少し離れた箇所にもつて来ることが必要である。更に二三の具体的な例を以下に示す。



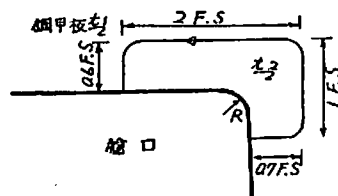
第 1-2 図

(1) 上部構造物の端部

上部構造物の端部における構造には特に応力集中をさけるように注意すること。

(2) 開口部

開口のすみ部には適当なアールをつけ、かつ必要に応じては二重張板又は厚板等を用いて隅部を補強しなければならない。一般に大型船の艀口に対しては第 1-3 図に示すような注意が必要である。



	R (mm)	t_2 (mm)
強力甲板 L/2 区	250 以上	$1.1 t_1 + 4$
その他	200 以上	$1.1 t_1 + 2$

1. 小さい艀口では $R_1 \geq 150\text{ mm}$
2. 二重張板のときの板厚は $0.75 t_1$

第 1-3 図 甲板開口隅部の設計

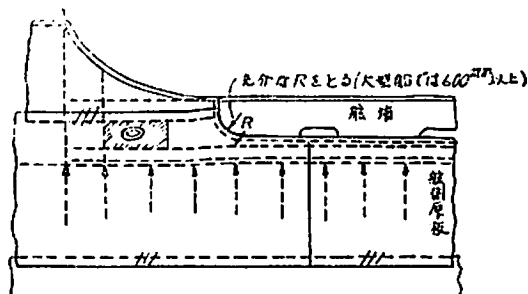
(3) 舷側厚板

舷側厚板あるいは強力甲板の梁上側板等の重要な部材には切欠を作らないようにしなければならない。

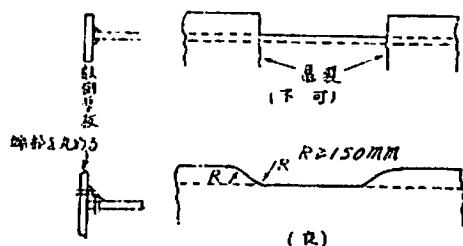
(2) 強度上二次的な部材の接合にも注意を払うこと

二次的な部材と主要強度部材とを強力に溶接すると主要強度部材の大きな応力が二次的な部材にも伝わり、そのために二次的な部材を破壊したり、二次的な部材の構造上あるいは工作上の切欠より生じた亀裂が主船体に破壊を誘起することがあるから、これの接合にも注意を払わな

ければならない。



第 1-4 図 船楼端部



第 1-5 図 舷側厚板の切欠 (排水口)

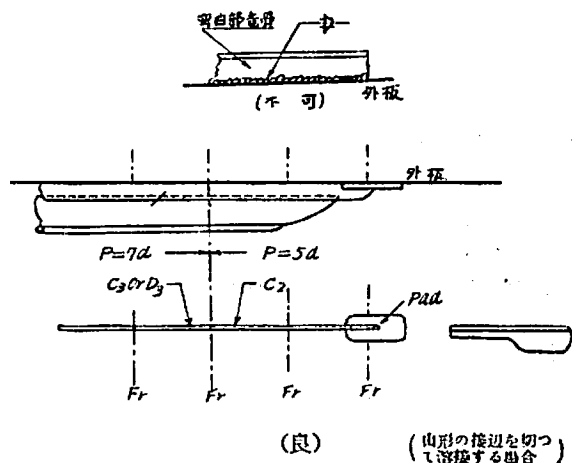
一二の例についてのべれば次の如くである。

(1) 舷 壁

舷壁と舷側厚板とは直接溶接を行わないようにする。

(2) 彎曲部龍骨

彎曲部龍骨はその両端の形に注意し、彎曲部外板とのヘビウエルドは極力避けるようにすること。



第 1-6 図 彎曲部龍骨と外板との溶接

(3) 溶接量を必要最小限にとどめること

溶接の量を強度上および工作上必要な最小限にし、残留応力および変形の軽減をはかること。

(4) 工作上の難易を考慮して設計すること

溶接作業の難易は接手の良否に非常に大きな影響を与えるものであるから、この点に充分注意しなければならない。このため地上の下向溶接を出来るだけ多くし、無理な施工を避けるように設計すること。

(5) 溶接接手の集中、交叉をなるべく避けること。

溶接による、変質、残留応力、変形等の軽減、亀裂の発生防止および健全な溶接施工のためには、接手を過度に集中させぬことが大切である。

溶接線の交叉もこの意味から十分注意する必要があるが、構造の本質上避け難いものもあり、また他の欠陥を生じないためにはある程度の交叉は止むを得ないものもある。

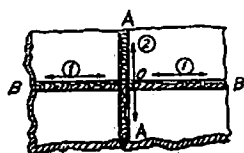
以下具体的に述べる。

(1) 外板、甲板等における突合せ溶接の横縁と縦縁の交叉には第 1-7 図 (a) (b) に示すような様式が用いられている。(a) (b) にはそれぞれ一長一短があり、いずれが良いかは一概に言えない。(a) には交叉部に溶接が集中する欠点がある、(b) には板縁相互の位置を適正に保ち難い等の欠点がある。

(2) 突合せ溶接と隅肉溶接との交叉様式には、第 1-8 図 (a) (b) に示すようなものがある。

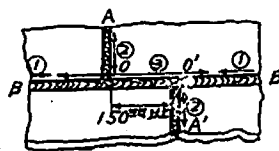
(a) の場合は溶接の交叉は避けられるが、スカフフにより隅肉部材の不連続を生じ、もし隅肉部材が重要な縦通材であるときは欠陥となる恐れがある。水密のため孔埋する場合も、孔埋め溶接は欠陥が生じやすいので同様な不連続部となる。

(a) 十字溶接の場合



地上現場を問わず片側 (例えば B-O-B) を溶接してから O 点を A-A の溶接開先通りにハツリ、開先を仕上げてから、他の側 (A-A) の溶接をする。

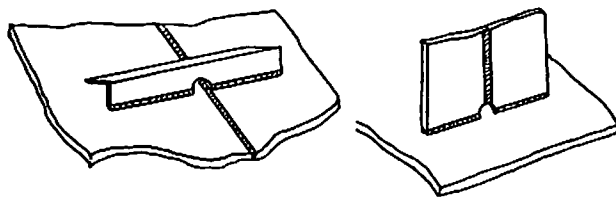
(b) シフトの場合



片側 (B-B) を一直線に通し、他の側 (A-O, A'-O') を一般に 300 mm (最小 150) 以上シフトしておき、まず A-O, A'-O' をそれぞれ溶接して、O, O' 点を (B-B) の溶接開先通りに仕上げてから (B-B) の溶接をする。

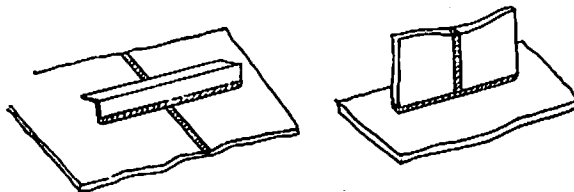
第 1-7 図 縦縁と横縁の交叉部の溶接

(b) の場合は、溶接は交叉するが (a) のような構造上の不連続を生じないので、注意して溶接をする



突合せ溶接が地上、現場を問わず用いられる。
水密を要するときは、あとでスカラップを穴埋め溶接する。

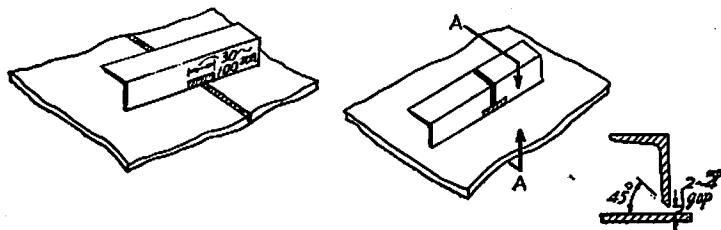
第 1-8 図 (a) 隅肉部材をスカラップする場合



隅肉部材と交叉する部分の
突合せの余盛をハツツてか
ら部材を取付ける

取付ける前に隅肉部材どう
しの突合せ溶接を完了しと
く

(イ) 突合溶接が地上接手の場合



隅肉部材の交叉する部分に開先をとり (A-A 切断) 突合溶接完了後開先を
埋めて更に隅肉溶接する

(ロ) 突合溶接が現場溶接のとき

第 1-8 図 (b) 隅肉部材をスカラップしない場合

ならば (b) の場合の方が良いこととなる。

(3) 隅肉溶接が交叉するときは、一般に貫通部材の溶接を通すようにコーナーをスカラップすることが望ましい。水密を要するときは貫通部材の溶接終了後にこのスカラップを穴埋めするのであるが、スカラップせずにコーナーを注意して溶接することもある。

(4) 接手の集中および交叉の悪い例を第 1-9 図に示す。

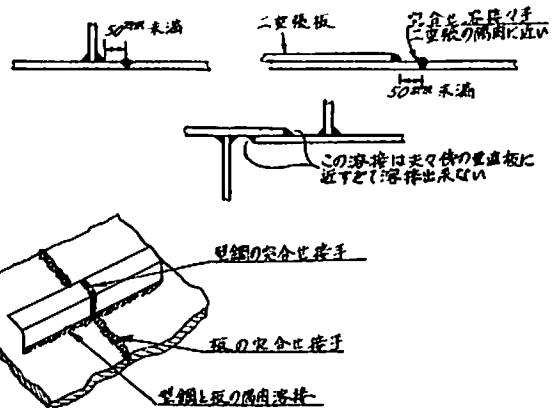
(6) 剛性の変化に注意すること

比較的薄い鋼板に肘板のような剛性に富んだ小面積の部材を取付けると肘板端部において鋼板に亀裂が生じやすいから、肘板の形状に気を付けてソフト・トーンにする等の注意が必要である。

(7) 艀装品の取付けについても注意を払うこと
主な注意事項を述べれば次の如くである。

(1) ガンウエール近傍には多くの艀装品を取りつける必要があるが出来る限り舷側厚板あるいは梁上側板から離して配置した方がよい。

(2) 艀装品のサポーターヘッドは甲板梁上にのせること。

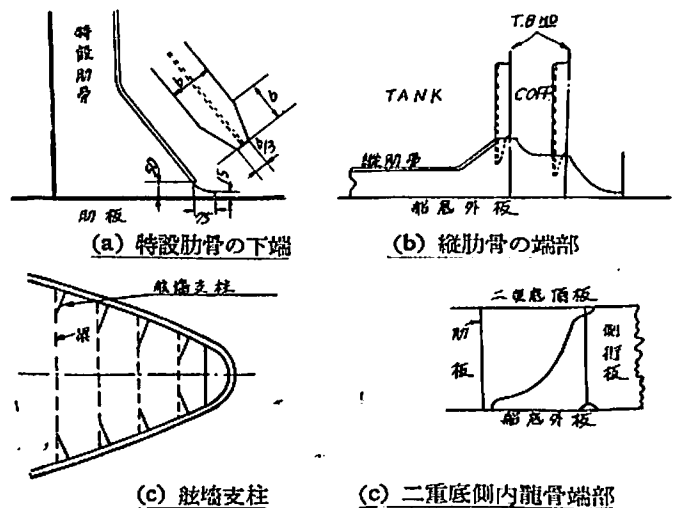


第 1-9 図

(3) 艀装品のベースプレートは比較的大きなものを採用しその甲板への溶接はベースプレートの厚さに迷わされることなく、要求される強度に必要な最小限に止めること。

1.4 溶接船における紙の使用

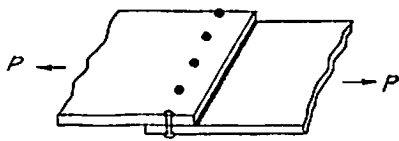
強度上並びに工作上の見地から溶接船え部分的に紙接手を設けることがあるが



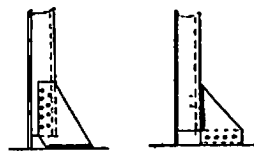
(c) 舷端支柱

(c) 二重底側内龍骨端部

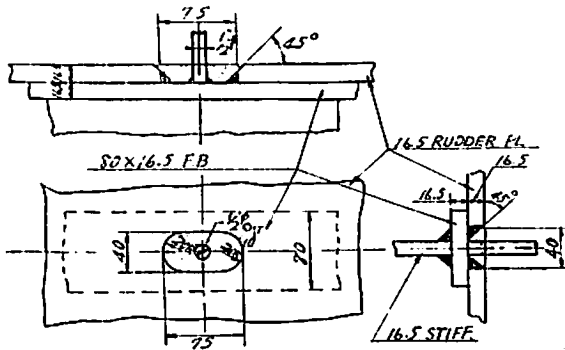
第 1-10 図



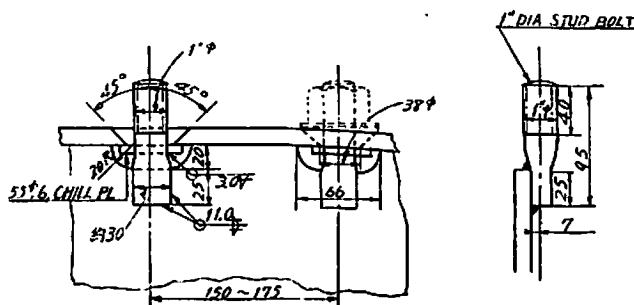
第 1-11 図 (a)



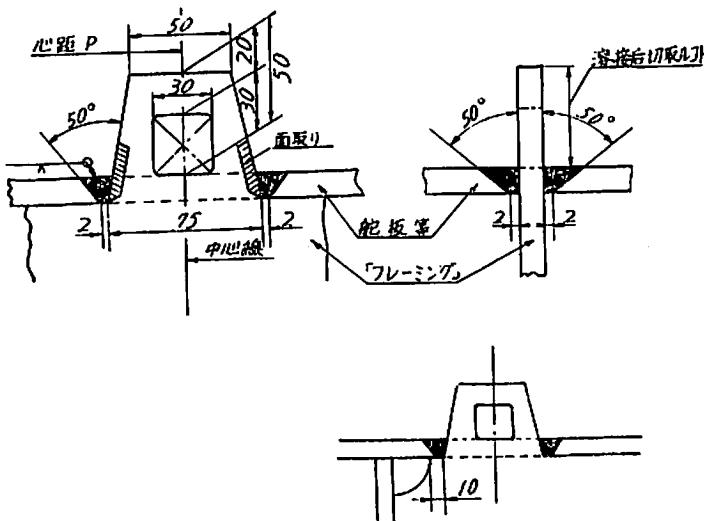
第 1-11 図 (b)



(a) 長円形のせん溶接



(b) 植込ボルト使用



(c) ドッグ イヤー
第 1-12 図 舵板の溶接

鉄接手を設くるときは、溶鉄両接手の特性に充分留意しなければならない。主な事項を次に述べる。

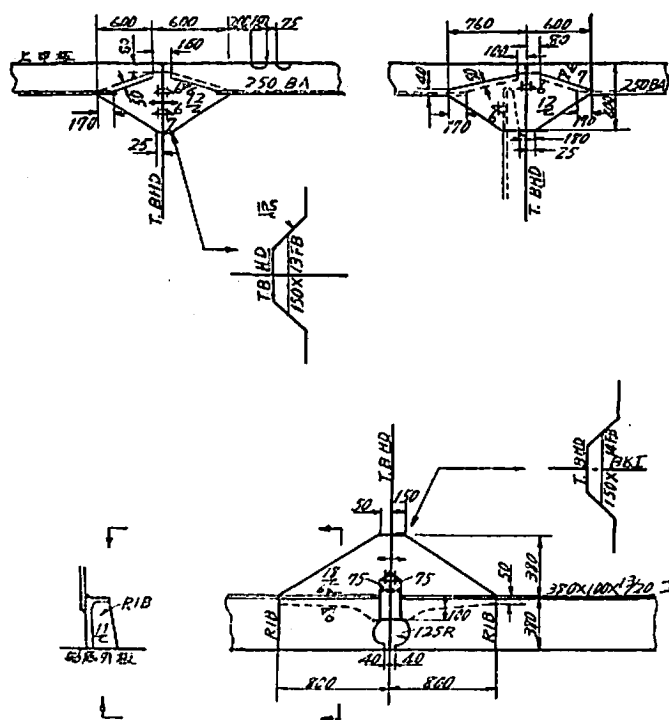
〔1〕溶接船には、亀裂の発生および伝播の防止、応力集中の緩和、工作の容易等の見地から必要に応じ鉄接手を設けること。

溶接船では鉄接船と異なり、接手のスリップやスプリングアクションによる応力の再分布がなく、また亀裂が生じた場合その伝播を防止するものがないので船体の大破壊を招く恐れがある。大型船では梁上側板と舷側厚板の接合、舷側厚板と船側外板との接合、彎曲部外板と船底および船側外板との接合を鉄接手とするのが普通である。しかしながら、長さ 60 m 以下の小型船では溶接施工を充分注意して行う場

合は鉄接手を省略しても差支えない。

(2) 同一外力に対し、鉄と溶接とが協力して働くような設計は避けること。

溶接接手と鉄接手とでは外力に対する抵抗性が大いに異なっている。鉄接手では外力がある値に達すると鉄は曲るかまたは変形をするが溶接にはそれが少い。従つて鉄と溶接の混用接手の場合は外力がある程度以下のときは両者が協力して働くがそれ以上になると鉄の方が変形してしまつて、溶接部に外力が集中し、まず溶接部、ついで鉄と個々



第1-13図 隔壁と縦肋骨および縦梁の交叉部の例

に破断する恐れがある。この意味からして第1-11図(a)の如く同一外力に対し鉄と溶接とが協力して働くような設計はなるべく避けなければならない。

しかしながら、第1-11(b)図に示す如く鉄と溶接とが外力に対して全く別個に働く場合は両者を併用して差支えない。

1.5 局部構造の設計例

船体の構造は局部的にみると、前述の一般的な設計の原則が適用しがたい箇所やその他特異な箇所があるので、それらについて図例により説明する。ただし掲載の図はその概念を示すものである。

1.5.1 舵板の溶接

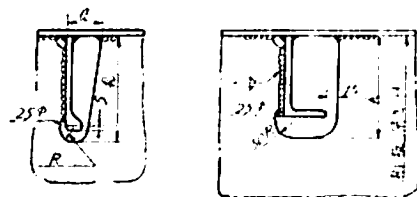
舵板と舵骨の溶接は片側はスミ肉溶接ができるが、反対側は内側より溶接ができないので外側よりせん溶接する他はない。この方法にはドックイヤーによる溶接が従来用いられていたが、施工がやや困難なため損傷を起し易い。そのため第1-12図の如く長円形のせん溶接や植込ボルトを用いる円形のせん溶接を行うことがある。

1.5.2 横置隔壁と縦肋骨との交叉部

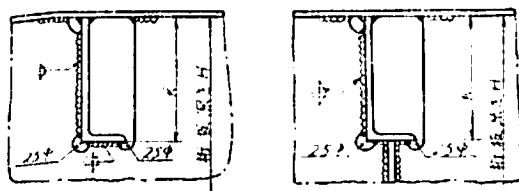
この部分の構造では、縦肋骨の端部と船底外板や肘板

との取付の溶接部が構造上の切欠となり亀裂などの損傷を生じ易い。そこで第1-13図に示す如く肘板と縦肋骨とを深く重ね合せた方がよい。

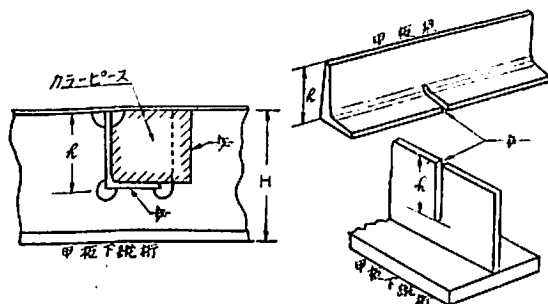
(a) $h < 0.5H$ のとき



(b) $0.6H \geq h \geq 0.5H$ のとき

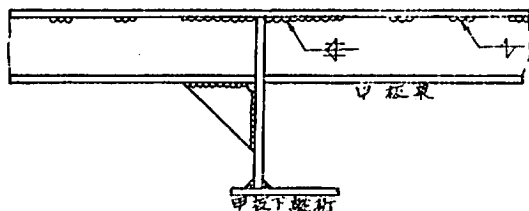


(c) $h > 0.6H$ のとき



カラーピースを設けた場合

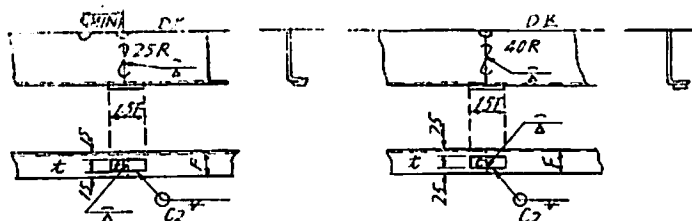
鉄および桁板の一部を切欠いた場合



第1-14図 梁と桁板との交叉部

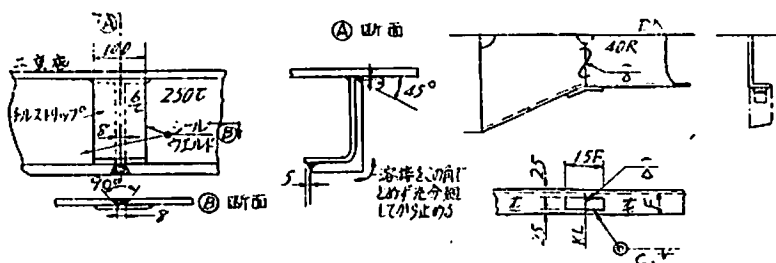
山形鋼の場合

フランジした桁板の場合 (1)

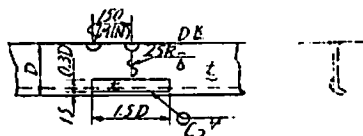


チルストリップ使用の場合

フランジした桁板の場合 (2)



球板の場合



第 1-15 図 形鋼の現場接手

1.5.3 深い桁板と梁または縦通材との交叉部

深い桁板に甲板梁等が交叉するときは、ノッチが出来ないように桁板を切欠いて交叉させ、かつ桁板に比し切欠の寸法が大きくなつたときまたは大きな剪断応力がかかると思われる箇所ではカーブピースを設ける等の補強が必要である。なお梁または縦通材と甲板または外板との溶接は交叉部附近を連続溶接としなければならない。第 1-14 図に 甲板梁と甲板下縦桁の交叉部の例を示す。

1.5.4 形鋼などの現場接手

形鋼などの横縁の現場溶接は、正確な開先の加工や現場取合せが困難な上、裏ヘツリ、裏溶接ができない場合が多く、欠陥を生じ易いので第 1-15 図の如く当板により補強する。^{註 1}

註 1. 球板の突合せ接手は溶接施工が比較的に容易であるから、特に注意して溶接するときには当板を省略して差支えない。

1.5.5 肘板の設計

肋骨と外側肘板、梁と肋骨、防濺材と端部肘板との固着は形鋼と肘板とを十分な長さだけ重ね合せて溶接しなければならない。第 1-16 図に梁肘板、外側肘板の場合の例を示す。

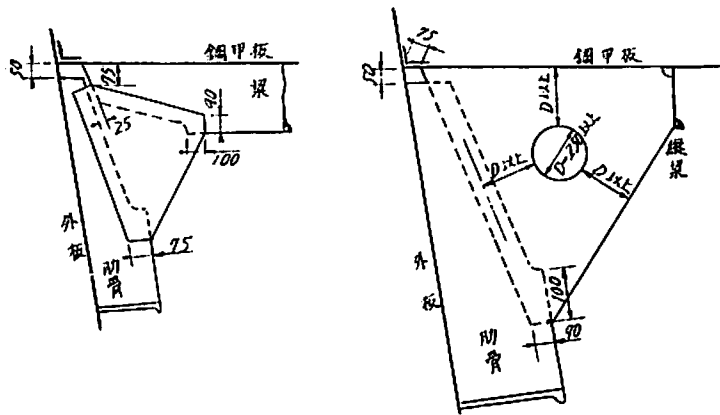
1.5.6 紙縦縁より溶接縦縁に移行する部分の設計

この部分の溶接の例は第 1-17 図に示す通りとする。しかしこの構造はあまり好ましいものではないから $\frac{1}{2}L$ 区の間には用いてはならない。

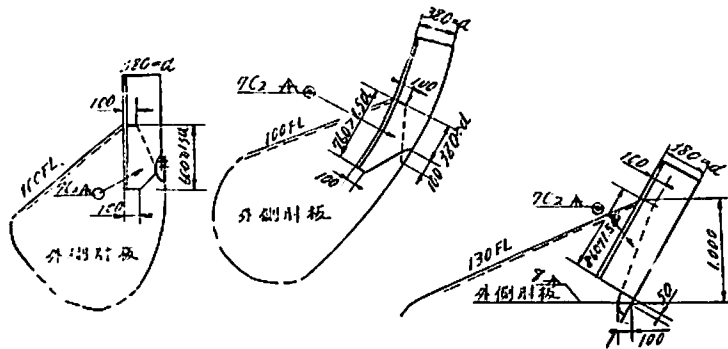
1.5.7 裏溶接ができない箇所の溶接

彎曲部外板の現場溶接の如く内面からの溶接ができない箇所の溶接は第 1-18 図 (a) の如く開先を漸次外側よりとり、裏板に充分溶込ませるようにする。場所が極めて狭く、両面よりスミ肉溶接を行うことが困難な所は (b) 図の如く裏板を当てて溶接する。

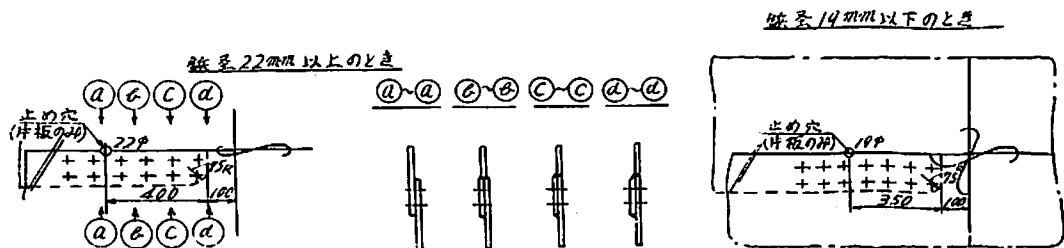
(a) 梁肘板の設計例



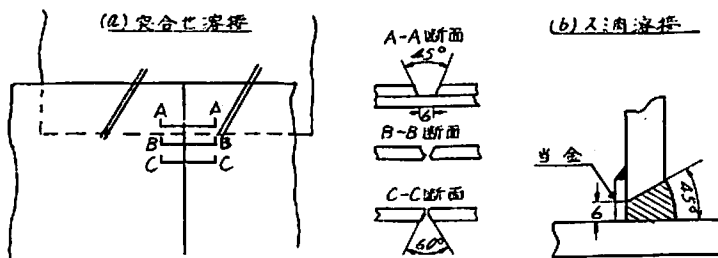
(b) 外側肘板の設計例



第1-16図 肘板の設計例



第1-17図 鋸継縁より溶接継縁への移行する部分の例



第1-18図 裏溶接のできない箇所の例

翼車推進器の単独試験

谷 口 中
三菱造船(株) 船型試験部長

フォイト・シュナイダープロペラを代表とするいわゆる翼車推進器は操縦性能が極めて優れていると云う比類のない特徴を持っているので、比較的複雑、高価な機構にもかかわらず、かなり使用されている。所がこの種プロペラの計画や設計の実際に役立つ資料としては、特許の問題もあつたためか、著者の発表したものを除いては殆んど発表されたものがない。この種プロペラに対する著者の研究は未だ完了せず機会を得て更に続行したいと考えているが、天然社の要求により今まで得られた成果を取組み、通常の Screw propeller を計画するのと同様な簡単さで一応の計画が出来るように分り易く説明することとした。なお与えられた紙数の関係で充分尽さない点もあるので、詳細については著者の造船協会会報の論文(第74号および88号)を参照され度い。

1. 理 論

翼車推進器の各翼はトロコイドを画いて前進するとともに、回転中の位相角によつて発生する推力も変動するために、誘導速度場は通常の Screw propeller の場合に比し非常に複雑である。今まで完全に解かれていないのもこれが原因と考えられる。著者はこの複雑な誘導速度場を、実用性を損なわぬよう考慮しつつ次のように簡略化して取扱うこととした。まず上下方向の分布は楕円翼分布を採用することにより効率の上昇と同時に自動的に均一化の取扱いを可能とした。次に側面の位相では推力の発生がなく前後の位相では横方向の誘導速度の影響が少いことを考慮して誘導速度は横方向を無視し前後方向のコンポーネントのみを考えることとした。第3にこの前後方向の誘導速度の横方向の分布は有効平均値を仮定して均一化し、あとで全体の効率、推力が実際と合うようにこの大きさを加減することとした。以上3つの簡略化と翼型性能が定常状態と変りないとする仮定(これは実験的に支持される)との上に、運動量理論を立てることによりフォイト・シュナイダープロペラの作動は近似的に完全な解に解くことが出来たのである。第1図に示す如き記号並びに速度、力線図により理論解は次の如く表わされる。

$$\text{推力係数, } C_T \equiv T / \rho n^2 D^4 s = \frac{\pi^4}{8} a \sigma (e - \lambda_1) I_1(e, \lambda_1) \quad (1)$$

$$C_T = 2\pi^2 \frac{\lambda_1}{\kappa} (\lambda_1 - \lambda) \quad (2)$$

$$\text{トルク係数, } C_Q \equiv Q / \rho n^2 D^5 s = \frac{\lambda_1}{2} C_T + \frac{\pi^4}{8} \sigma \left\{ -\frac{C_{x0}}{2} I_2(\lambda_1) + \frac{k}{2} (e - \lambda_1)^2 I_3^*(e, \lambda_1) \right\} \quad (3)$$

$$\text{効 率, } e_p = \frac{\lambda}{2} \frac{C_T}{C_Q} \quad (4)$$

ただし λ_1 は (1), (2) を聯立させて (図式に) 解くことにより求める。 $\kappa \geq 1$ は誘導速度の横方向分布の非一様性に対する補正係数である。また翼型の揚力係数 C_z および抗力係数 C_x を

$$C_z = a \cdot a \quad (a: \text{ラヂアン単位})$$

$$C_x = C_{x0} + k a^2$$

と置いている。更に I_1, I_2, I_3^* 等は次のような楕円積分である。

$$I_1 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{\sqrt{1 + \lambda_1^2 - 2\lambda_1 \sin \theta}}{1 + e\lambda_1 - (e + \lambda_1) \sin \theta} \cos^2 \theta \cdot d\theta$$

$$I_2 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} (1 - \lambda_1 \sin \theta) \sqrt{1 + \lambda_1^2 - 2\lambda_1 \sin \theta} \cdot d\theta$$

$$I_3^* = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{(1 - \lambda_1 \sin \theta) \sqrt{1 + \lambda_1^2 - 2\lambda_1 \sin \theta}}{\{1 + e\lambda_1 - (e + \lambda_1) \sin \theta\}^2} \times \cos^2 \theta \cdot d\theta$$

(1) (2) の聯立方程式を解析的に解くことは I_1 という楕円積分を含むために困難であるが、 I_1, I_2, I_3^* 等を予め数値積分して求めて置けば、これ等の結果を用いて容易に図式に解くことが出来る。かつ精度も実用上充分なものが大した困難なく得られる。

このようにして、翼面積比 (Solidity, σ)、翼型特性 (a, C_{x0}, k) および κ が分ればプロペラの特性曲線は計算のみによつて求められるが、逆にこれ等の関係を用いて分つた特性のプロペラの資料から κ や翼型特性を解析することも可能である。今簡単のために $\lambda = 0$ の時のプロペラ特性から κ, C_{x0}, k を解析する場合を説明すれば次の通りである。式 (1) (2) において $\lambda = 0$ と置くと

$$C_{T\lambda=0} = \frac{\pi^4}{8} a \sigma (e - \lambda_1) I_1 = 2\pi^2 \frac{\lambda_1^2}{\kappa} \quad (5)$$

a はほぼ確実に推定出来る量であるから、 a を適当に仮定すると上の関係からまず λ_1 が定まり、次いで κ が計算され得る。また C_{x0}, k は (3) 式を変形して次のようにすると

$$C_Q - \frac{\lambda_1}{2} C_T = C_{x0} + k (e - \lambda_1)^2 \frac{I_3^*}{I_2} \quad (6)$$

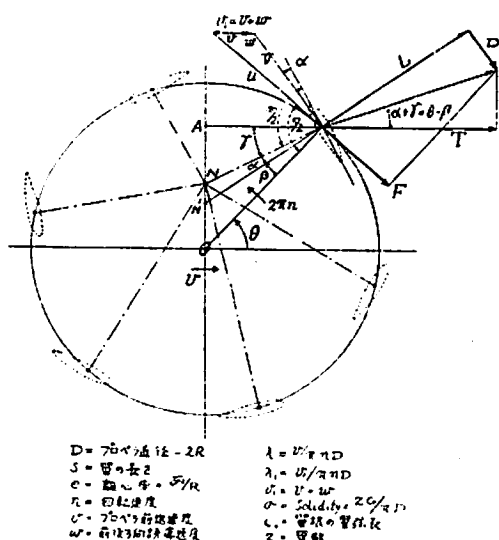


Fig 1 關係記号並以速度・力線團

対応した C_r , λ_1 , C_Q の幾組かの値を用いて上式の左辺および $(e - \lambda_1)^2 \times I_3^*/I_2$ を計算してこれ等をそれぞれ縦横坐標として plot しその平均線から C_{x0} , k を求めることが出来る。 $\lambda = 0$ の場合に離心率 e を変えたときの資料を用いてこれ等 k や C_{x0} , k 等を解析し、この解析値を用いて任意の λ に対するプロペラ特性を計算したものと実験特性とを比較するとよく一致する。このことより以上述べた理論の基礎となる誘導速度場の簡略化の仮定が実用上合理的なものであることが確認されるのである。

2. 模 型

前節の理論において、プロペラ特性を計算するためには K や虞型特性の数値は適当に与えることが必要である。虞型特性は翼の風洞試験成績を参考としてある程度推定することは可能であるが、 κ については推定がむづかしい。これ等の数値を求め、理論式を check し併せて実際設計にも役立つようなプロペラチャートを得る目的で模型試験を行った。模型プロペラは三菱長崎船型試験場の小水槽のプロペラ天秤で試験出来るように、1. の理論によつて推力、トルクの見当をつけ次のように計画した。

滑軌道円直径	$D = 250 \text{ mm}$
最大推力	$T_{\max} = 8 \text{ kg}$
最大トルク	$Q_{\max} = 0.45 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
回転数/秒	$n = 6 \quad 1/\text{s}$
レイノルズ数	$nD^2/\nu = 2.4 \times 10^5$

通常の Screw propeller のチルトは $nD^2/\nu \approx 4 \times 10^5$

で試験されたものが多い。本プロペラの直径Dは通常の Screw propeller の代表直径 0.7D に相当すると考えて良さそうであるから上のレイノルズ数は通常の Screw propeller の場合の $2.4 \times 10^5 / (0.7)^2 = 4.9 \times 10^5$ に相当すると考えることが出来る。翼は通常の使用範囲をカバーするよう次の4種類のものを製作した。

翼 番 号	1	2	3	4
σ	0.3	0.4	0.3	0.4
s/D	0.5	0.5	0.6	0.6

変数は6としたが一本置きに翼を外せば3翼の場合も勿論試験可能である(この場合は前表の σ は半分となる)。翼根の翼厚比は20%に一定し、翼尖端の厚さは翼根の1/10としてこの間の厚さは直線的に変化させた。翼の輪廓は理論と一致させて、翼根の翼巾 C_0 を短軸、翼スパン s を半長軸とする楕円形分布とし、翼の回転軸の位置は翼弦長の40%とした。すなわち翼根を y 軸、回転軸を下向きを正とする x 軸とした場合、翼の輪廓は

前縁側, $y_+ = 0.4 C_0 \sqrt{1 - (x/s)^2}$

後縁側, $y_- = 0.6 C_0 \sqrt{1 - (x/s)^2}$

で与えられる。翼は一回転中に suction side と pressure side とを交互に交代させるから、第一近似として翼型は流体力学的に対称翼でなければならない。すなわち水に対する相対的な運動経路に等しい曲率のキャンベを持つを要する。一本の翼の絶対運動経路は一般に super trochoid で、そのピッチ比は推進器の前進率に相異なる。通常的设计状態においては $\lambda=0.3$ 程度で、この場合の誘導速度を見込んだ対水速度に対する前進率 λ_1 は大略 0.5 である。例として $\lambda_1=0.5$ に対する翼の運動経路を画くと Fig. 2 の如くである。翼が推力を最も大きく発生するのは図の“5”で示す位置の附近である。

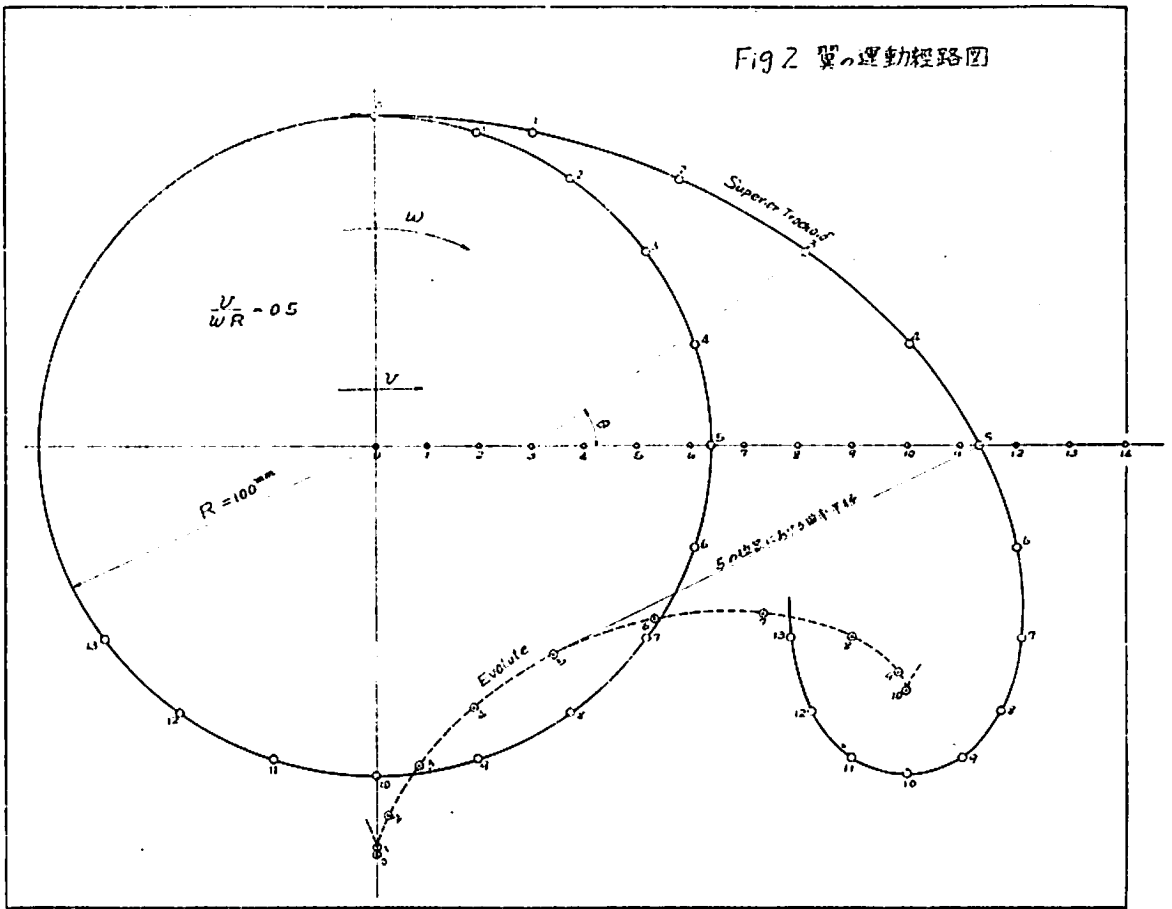
“5” の位置の super trochoid の曲率半径 ρ_0 は

$$\rho_0 = R(1 + \lambda_1)^{3/2}$$

であるから $\lambda_1 = 0.5$ と置いて $\rho_0/R = 1.40$ を得る。よつて変型は第 1 表の対称変型を基本としこのキャンパー線を半径 140 mm の円弧に曲げたものを採用した。ただし後縁は工作の都合上半径 0.25 mm の内接円に終るよう若干修正した。裏は 18.8 ステンレス鋼で製作した。

フォイト・シュナイダープロペラの正統的な翼駆動方法は、翼の回転軸を通る翼弦に直角な線がすべての翼について同一点 (Fig. 1 の N) で交わる如き運動方法であつて、この場合の翼の振れ角 $\phi \equiv \alpha + \beta$ と翼の回転角

Fig 2 翼の運動経路図



第1表 基本対称翼型寸法表

x/c	0.025	0.05	0.075	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.85	0.9	0.95	1
y/t	0.175	0.243	0.291	0.330	0.388	0.431	0.462	0.483	0.500	0.485	0.434	0.354	0.248	0.188	0.125	0.062	0

θ との間には

$$\tan \phi = \frac{e \cos \theta}{1 - e \sin \theta} \quad (7)$$

なる関係がある。現在のフォイト・シュナイダープロペラの実際の駆動機構はこのような簡単なものではないが、その目ざす所は确实簡単な機構で出来るだけ完全に(7)の関係を満足させる翼運動を実現させることにあることは容易に検証出来る。著者の実験においては理論との比較をも考慮して完全に(7)の関係が満足される駆動機構

を採用した。

フォイト・シュナイダー式の翼駆動法は後に実験成績が示す如く、また理論的考察からも予測しうる如く最良の翼駆動方式と考えられるが、特許の問題並びに機構複雑の点から他の近似的な翼駆動方式が採用されることがある。小串式あるいは米国のサイクロイダルプロペラはこの例である。著者はこうした駆動方式のものも含めた一般のものを翼車推進器と総称しているのであるが、模型試験においてこれ等のうちで最も作り易い擬クランク

$$\phi = \sin^{-1} \frac{r}{R} + \sin^{-1} \left\{ \left[\frac{r_0}{R} \sin(\theta - \theta_0) \sqrt{4 \left(\frac{r}{R} \right)^2 \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) - \left(\frac{r^2}{R^2} \right) \left(\frac{r_0}{R} - 2 \cos(\theta - \theta_0) \right)^2} \right. \right. \\ \left. \left. - \left(1 - \frac{r_0}{R} \cos(\theta - \theta_0) \right) \left\{ 2 \left(\frac{r}{R} \right)^2 + \left(\frac{r_0}{R} \right)^2 - 2 \frac{r_0}{R} \cos(\theta - \theta_0) \right\} \right] / 2 \frac{r}{R} \left\{ 1 - 2 \frac{r_0}{R} \cos(\theta - \theta_0) + \left(\frac{r_0}{R} \right)^2 \right\} \right\}$$

式のものについても実験し、フォイト・シュナイダー式のものと比較した。挺クランク式駆動法による翼の振れ角と回転角との関係は前頁下段で与えられる。

ただし r は翼を動かすレバーの長さ、 r_0 は eccentricity で θ は r_0 の中心点が前進方向となす角である。

以上のようにして設計製作した翼車推進器はその円盤面と同一平面にある整流板の中央に、推力計測のため前後方向に 5 mm クリアランスをとって取付けた。フォイト・シュナイダー式駆動法では離心率の e 大きさおよび

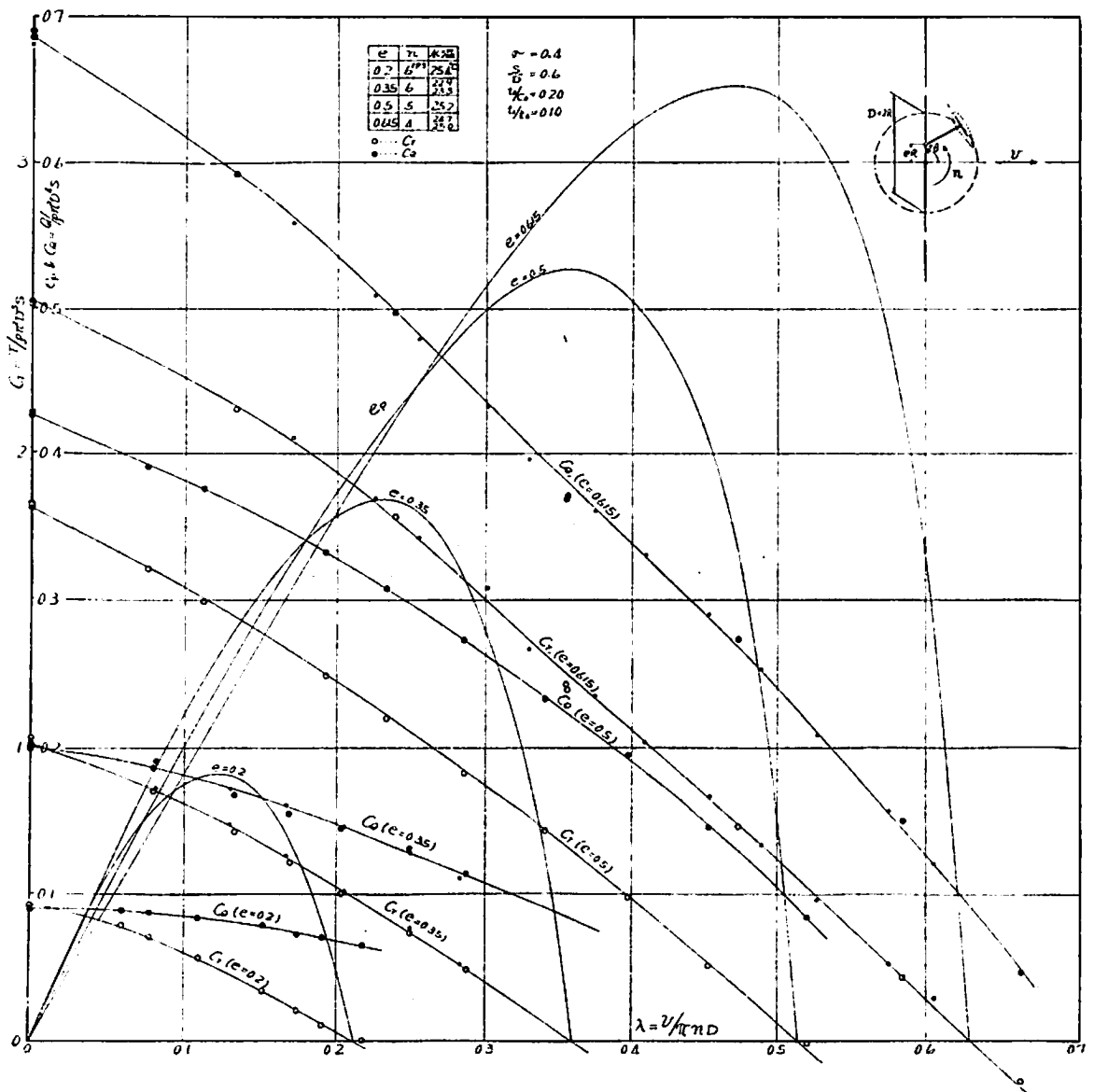
ON の方向 (Fig. 1) を、また挺クランク式駆動法では前述の r_0, θ を、外部から任意に変更出来るようになっている。

3. 単 独 試 験 成 績

試験は n を一定に保つて v を変化して行つた。 n は前述の通り 6 r.p.s. を標準としたが、 e または r_0 の大きい所ではプロペラと整流板との間のクリアランスの部分から水が吸い出されてしまうのでこれが止まる所まで

Fig. 3 翼車推進器単独試験成績 (フォイト・シュナイダー駆動法)

翼 No. 4, $\theta = -90^\circ$



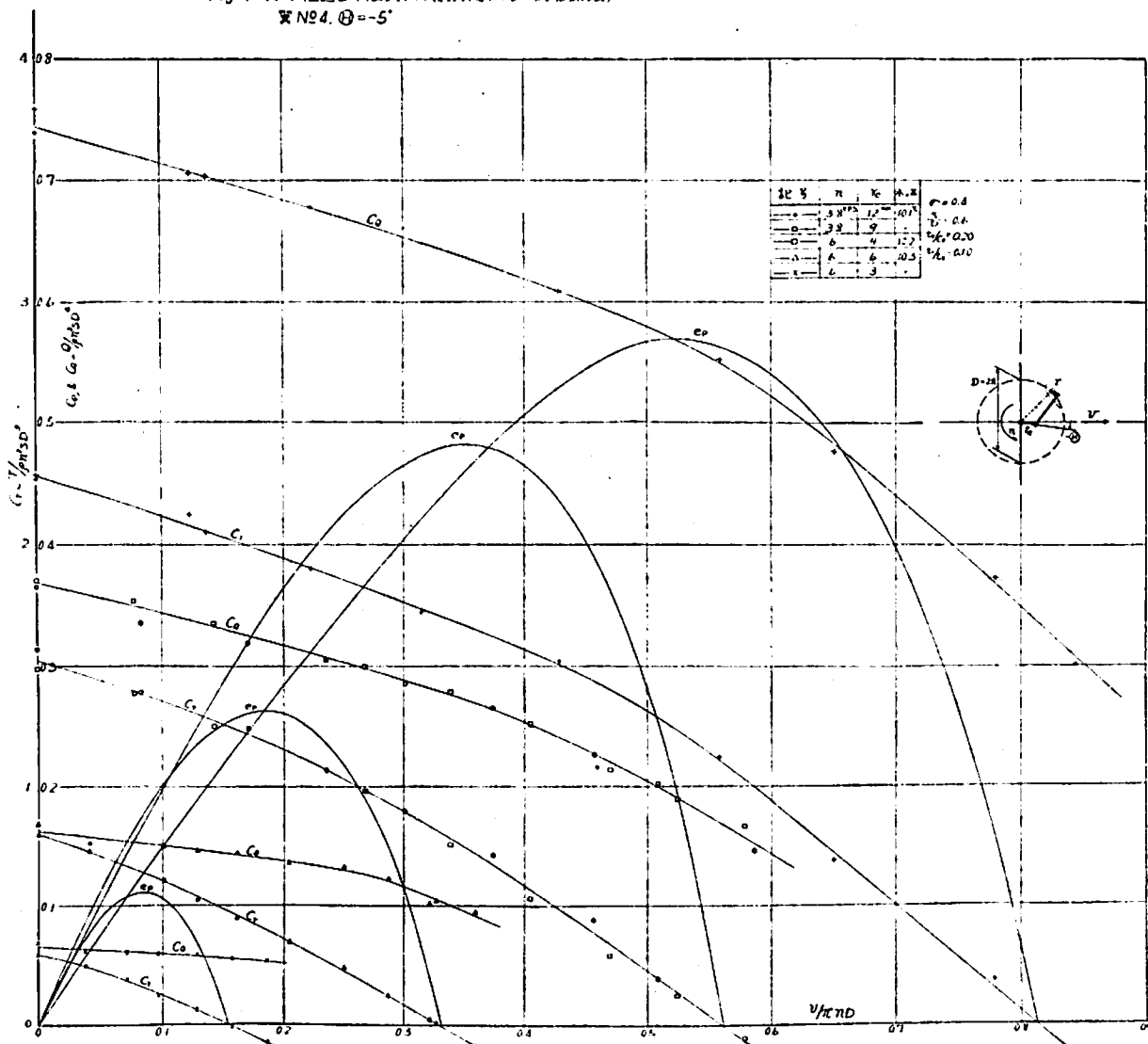
n を下げて試験した。フォイト・シュナイダー式駆動法では模型の機構上 $e \leq 0.615$ までしか試験出来なかつたので $e = 0.2, 0.35, 0.5$ および 0.615 の4つの場合について試験した。まず $e = 0.35$ および 0.615 の場合について操舵点 N の位相角が 90° の場合 (Fig. 1 に示す状態) の外、 $90^\circ \pm 7.5^\circ, 90^\circ \pm 15^\circ$ の場合についても試験し 90° の場合が推力並びに効率が最大であることを確めたので爾後はこの場合について e を変化させて試験した。

挺クランク式駆動法についても $r_0 = 6, 9, 12$ mm の場合について θ を $-20^\circ, -5^\circ, 10^\circ$ および 25° に変えて試験し $\theta = -5^\circ$ の場合が推力、効率ともに最大であることが分つたので、爾後は $\theta = -5^\circ$ として r_0 を $3, 6, 9,$

12 mm に変化させて試験した。また $r_0 = 9$ mm の場合について n を 6 および $3.8 \frac{1}{s}$ の両方で試験し、両者が大体一致した成績を示すことを確めた。試験成績の計算においては、推力およびトルクはプロペラ全体の推力およびトルクの計測値から、翼を全部取外して円盤面を flash にしたものの推力およびトルクをアイドルとして控除した。従つて以下述べるプロペラ特性は最初の理論で取扱つたのと同じく、翼車推進器の翼のみの特性を示すものである。

Fig. 3 および Fig. 4 にそれぞれフォイト・シュナイダー式駆動法および挺クランク式駆動法に対する単独試験成績を示す。ここには4種類の翼のうち一番大きい No 4

Fig 4 翼車推進器単独試験成績(挺クランク式駆動法)
翼 No 4. $\theta = -5^\circ$



の質に対する成績を代表として示した。Fig. 3において $e = 0.35$ および 0.615 の場合には日を変えて行つた試験成績が併せ示してある。これ等の再現、一致性は図に示す通りで実用上ほぼ許し得ると思う。Fig. 4において $r_e = 9 \text{ mm}$ の場合には n を 3.8 および $6\frac{1}{8}$ にして行つた試験成績を併せ示してあるが、これもほぼ一致していると考えてよい。一般に計測点のバラツキが Screw propeller の単独試験成績に比して大きい、渡車推進器の単独試験が相当むつかしく殊にアイドルの処理が複雑であることを考慮すれば、現状ではこの程度で満足せねばならないと思う。

Fig. 5 および Fig. 6 はそれぞれ Fig. 3 および Fig. 4 をいわゆる B_p チャートの形式に書き代えたものである。これ等のチャートによつて、通常の Screw propeller の場合と全く同様にプロペラの直径や、ピッチに相当する離心率 e または クランク半径等を算出することが出来る。

4. 試験成績の検討

Fig. 3 および Fig. 4 のうち直接理論と比較出来るフォイト・シュナイダー式駆動法の場合 (Fig. 3) の成績と理論とを比較検討してみる。

4.1 零推力前進率

式 (1), (2) において $C_T = 0$ と置けば

$$e = \lambda_1 = \lambda$$

Fig. 3 の結果でこれを check すると次表の如くなる。

e	0.2	0.35	0.5	0.615
$\lambda_{CT=0}(\text{Fig. 3})$	0.212	0.360	0.514	0.629
$\lambda_{CT=0}/e$	1.06	1.029	1.028	1.023

すなわち $e = 0.2$ の場合を除き 2~3% の差で理論と一致する。2~3% の不一致は零推力の場合の相対流れの曲率が設計状態のそれと相異なることに基づくものと考えられる。

4.2 κ の解析

$\lambda = 0$ の場合について検討する。式 (5) の関係を用いて κ を求めると次表の如くなる。ただし $a = 5.34$ ととっている。

e	0.2	0.35	0.5	0.615
$C_{T\lambda=0}$	0.462	1.016	1.810	2.530
λ_1	0.164	0.270	0.357	0.414
κ	1.140	1.421	1.387	1.335

e により多少相異なるが平均すると $\kappa = 1.321$ で通常の作動範囲では e にかかわらず、一定とみてよい。

4.3 翼型性能の解析

前述した式 (6) の関係を利用して $\lambda = 0$ の場合の実験値から翼型の抗力係数 C_{x0} , k を解析すると次表の如くなつて

$$C_{x0} = 0.0190,$$

$$k = 2.24$$

を得る。この値から計算される C_x は普通発表されているレイノルズ数 3×10^6 程度の翼型の抗力係数の約倍であるが、本実験のレイノルズ数が約一桁低いことを考えるとこの結果は不合理ではないと思う。

e	0.2	0.35	0.5	0.615
$C_{T\lambda=0}$	0.462	1.016	1.810	2.530
$C_{Q\lambda=0}$	0.0900	0.2006	0.4270	0.6852
λ_1	0.164	0.270	0.357	0.414
$C_Q - \frac{\lambda_1}{2} C_T$	0.0210	0.0247	0.0390	0.0588
$10^2(e - \lambda_1)^2 I_3^*/I_2$	0.0630	0.294	0.908	1.748

4.4 駆動方式による性能の相異

Fig. 5, 6 の B_p チャートによりフォイト・シュナイダー式駆動法によるものと挺クランク式駆動法によるものとの比較を行えば下表の如くなる。すなわち通常 $\sqrt{B_p}$ に対しフォイト・シュナイダープロペラは挺クランク式の渡車推進器に比し約 10% 効率が高いことを知る。直径も前者の方が約 1 割小さくて済む。この比較でフォイト・シュナイダープロペラの場合 (Fig. 5) は Optimum diameter を与える点が e の実験範囲外に逃げて

$\sqrt{B_p}$	フォイト・シュナイダー式 駆動法		挺クランク式 駆動法		比 較	
	ep_1	δ_1	ep_2	δ_2	ep_1/ep_2	δ_1/δ_2
3	0.620	25.0	0.549	22.5	1.15	1.11
5	0.484	35.5	0.427	37.5	1.13	0.95
7	0.389	45.2	0.358	51.0	1.09	0.89
10	0.301	59.2	0.283	67.2	1.06	0.88
15	0.222	87.0	0.212	92	1.05	0.95
20	0.180	112	0.172	117	1.05	0.96

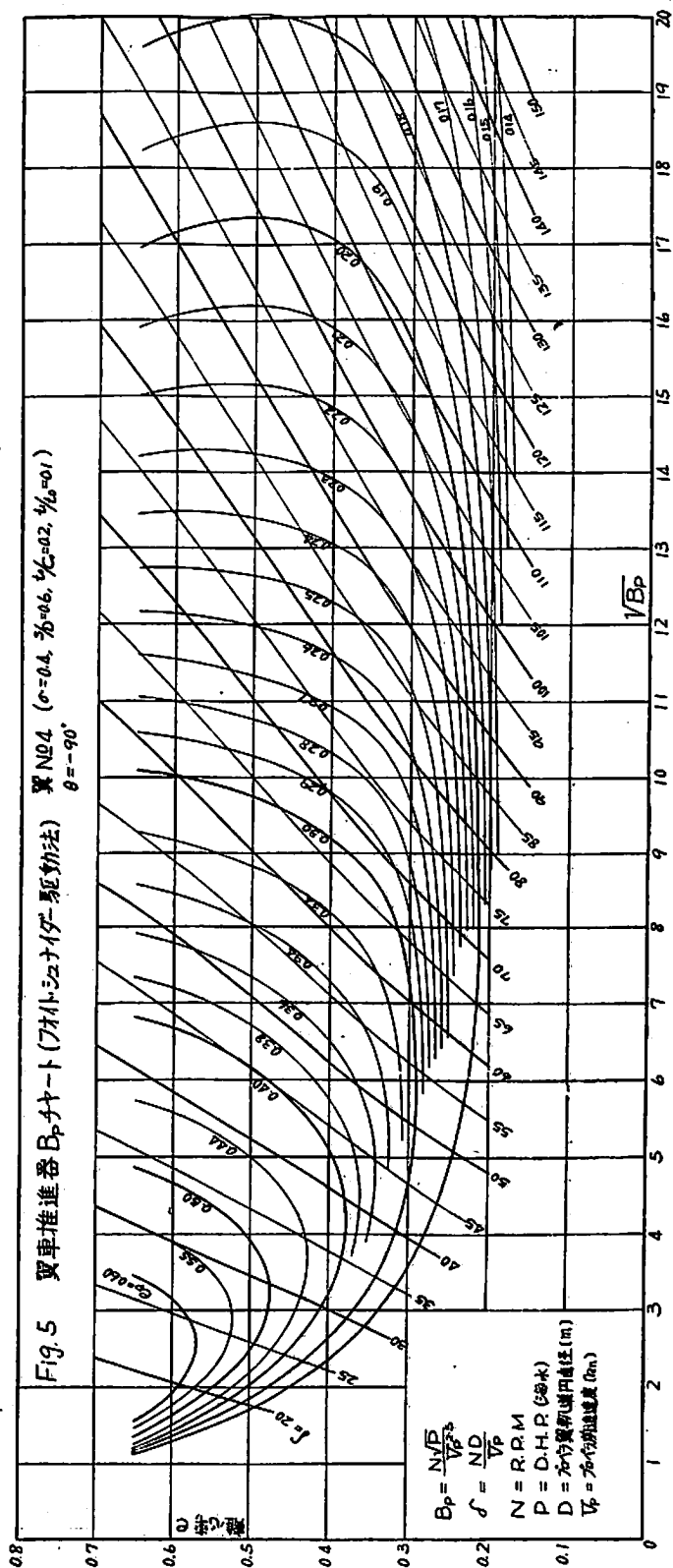
いるので $e = 0.615$ の場合について計算している。もし Optimum の点が使用出来れば両プロペラの性能の差は更に少しく開くであろう。挺クランク式が劣る理由は次の如くであろうと思考する。前後方向の誘導速度 w が

一定であれば Fig. 1 に示す通り合成速度 V に直角な線はすべての翼に対し同一点 N' に交わる。そして円周上より NN' をみる角が迎角となる。すなわちフォイト・シュナイダー式駆動法では翼の振れ方が誘導速度を考えた流れによくマッチしているのであるが、挺クランク式駆動法では翼の振れ方がこのようにうまくマッチせず、ある位相角の所で迎角 α が負になつたりする場合が生ずる。すなわち同じ推力を発生する場合に、ある所では負の推力となる部分があるために残りの部分では過大の推力を負担せねばならぬこととなつて、運動量理論から知られる如く、効率の低下を生ずるのである。

5. 結果の応用について

前節で述べた如く、Fig. 5 および Fig. 6 によつてプロペラの計画や計算を行うことが出来るのであるが、これ等のチャートはプロペラの翼のみの性能に対するものであることを忘れてはならない。すなわち機関の制動馬力が与えられれば、これからプロペラを駆動するメカニズムの摩擦馬力およびプロペラ円盤面の摩擦損失に対応する損失馬力を控除したものを伝達馬力として採らねばならない。これ等ロスの数については信用出来る資料がないので明確なことは分らないが著者は 100~1000 HP のフォイト・シュナイダープロペラの計画においては伝達馬力/制動馬力を 0.9~0.93 とつて計算している。伴流係数と推力減少率はプロペラの装備位置により大きく変化するもので一般的な平均値を述べることは困難である。ただ Hull efficiency は通常の Screw propeller の場合よりずつと 1 に近いと考えてよいと思う。

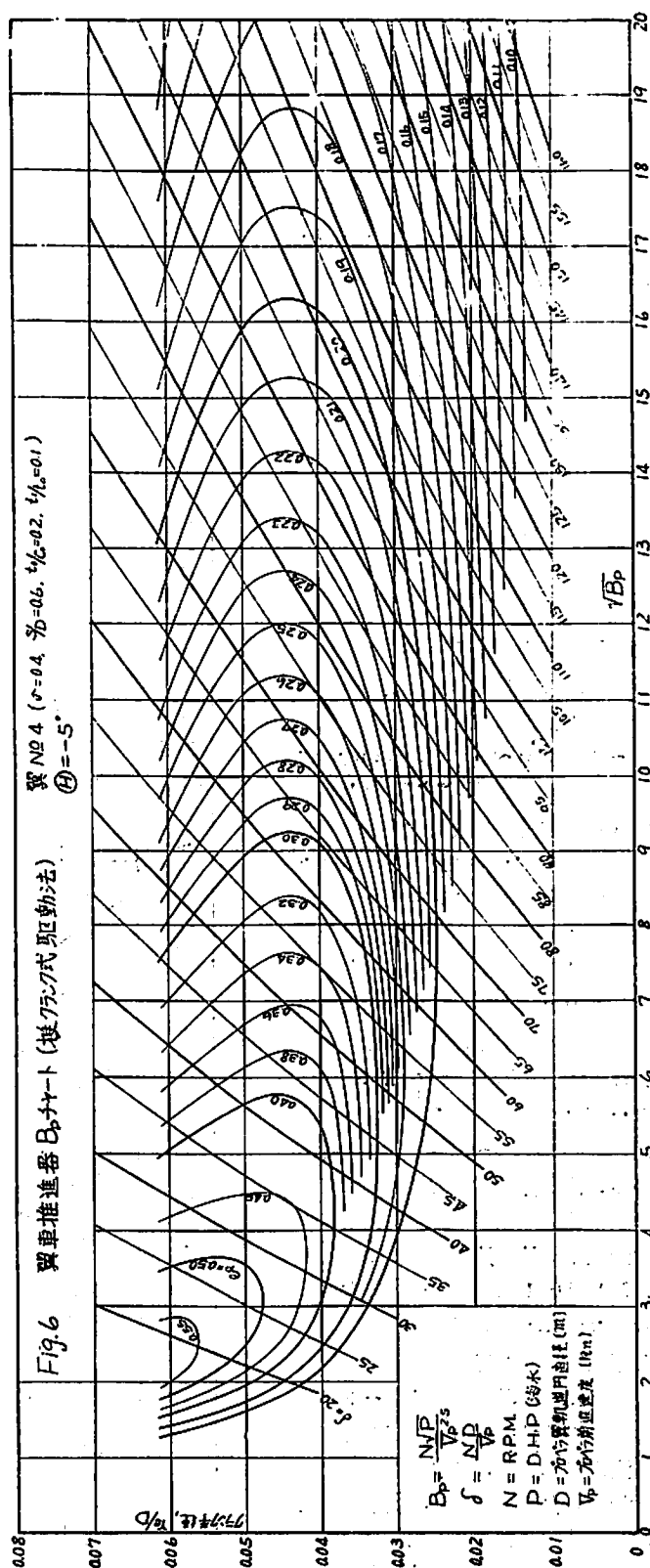
Fig. 5 および Fig. 6 のチャートで計算すると翼の寸法（翼巾および翼長等）も自ら決定されるが、翼巾は空洞現象に対し check するを要する。翼巾の変化の影響は理論解を利用して見当づけることが出来る。翼の厚さは勿論強度条件か



ら定めねばならないが、曳車推進器にあつては遠心力に基づく応力が通常の Screw propeller に比して大きい割合を占めることがあるので注意を要する。流体力学的力による応力は翼の回転角によつて大きく変化する。これ等の状況は理論式によつて算定することが可能であるが、概算の目的には翼にノルマルな流体力学的力の最大値は推力の 40%，その着力点は翼根から翼長の $4/3\pi$ の所として取扱つて差支ない。なおプロペラの前方の半円では遠心力と流体力学的力とによる曲げが加算され、後側半円では相殺的に作用するので、強度計算は前方半円について行なわねばならない。翼を振るのに必要なモーメントその他詳細設計に必要な資料はすべて理論式を計算することにより与えられるが、その詳細は省略する。

曳車推進器が採用される場合はその優れた操縦性能を活用することが主眼で、推進性能は比較的従であることが多い。こうした場合には例え性能は若干劣るけれども駆動機構の簡単な挺クランク式等の採用も考慮に値すると思考される。双プロペラの場合、船体と曳車推進器との配置を工夫し、伴流分布の非一様性を逆に利用することによつて、挺クランク式駆動法でも迎角 α の分布を理想形に近づけ、いわゆる船後状態のプロペラ効率を改善しうる可能性がある。

短い湾内航路の定期船に曳車推進器を採用した場合、その優れた操縦性能のため、発着航の時間を大いに短縮出来るので、一定の発着時刻に対し、中間航走中の速力を低下せしめることが可能となる。そして全コースの航走に要する燃料消費を Screw propeller 採用の場合より改善出来る可能性も生ずる。曳車推進器の採用に当つては今後こうした面も充分考へて行くことが必要と考える次第である。



ティ一係数資料 (3)

— 単 螺 旋 小 型 船 —

本資料の(1)では長さ60米以上の一般貨物船を、(2)では140米以上の大型貨物船及び油槽船を取扱つたので、今回は長さ60米以下の単螺旋小型船の資料を掲載する。グループ分けは長さ20~40米、40~50米および50~60米の3種とし、各グループ毎に10隻ずつ合計30隻の成績を収録した。船種別の内訳は捕鯨船12隻、貨物船6隻、客船5隻、漁船4隻、曳船2隻、調査船1隻となる。これら各船の主要目等を第1~3表に、計画満載状態および試運転ないし輕貨状態におけるアドミラルティ一係数を第1~3図に示した。

つぎにこれらの表および図を利用される上に必要な事項のみを簡単に列記する。

1) 試験方法について

図に示した成績はいずれも運輸技術研究所船舶推進部における模型船自航試験結果から得られたもので、自航試験の際の抵抗修正量の算定に当つては、実船の摩擦抵抗係数としてフルードの係数に修正係数 ϵ を乗じたものを使用している。この ϵ については山根博士著船型学推進篇189頁に詳述されているが、参考までにその数値を示せば、満載吃水船長さが20米の船に対しては1.62、同じ30米の場合は1.49、40米で1.37、50米で1.27、60米で1.19で、長さによつて漸減する係数である。従来経験によれば、この方法による自航試験の結果は、海上が平穩で船底も汚損していない場合の試運転成績にはば一致することが認められている。

2) 船体主要寸法等について

船の長さ L_{pp} は垂線間長さであり、幅および吃水は外板の平均厚さを加算した値で、排水量 Δ_s も外板および副部の排水量を含み、肥瘠係数等はこれらの値を使用して算定したものである。また浮力中心位置は中央横截面からの距離を L_{pp} の%で表わしたもので、中央から前方を-、後方を+としている。船尾は大部分クルーザー・スターンであり、舵は全部流線型舵である。

3) 推進器要目について

推進器の要目として直径 D 、ピッチ比(0.7Rにおける) H/D 、ピッチ分布および翼数のみを示す。

4) 主機要目について

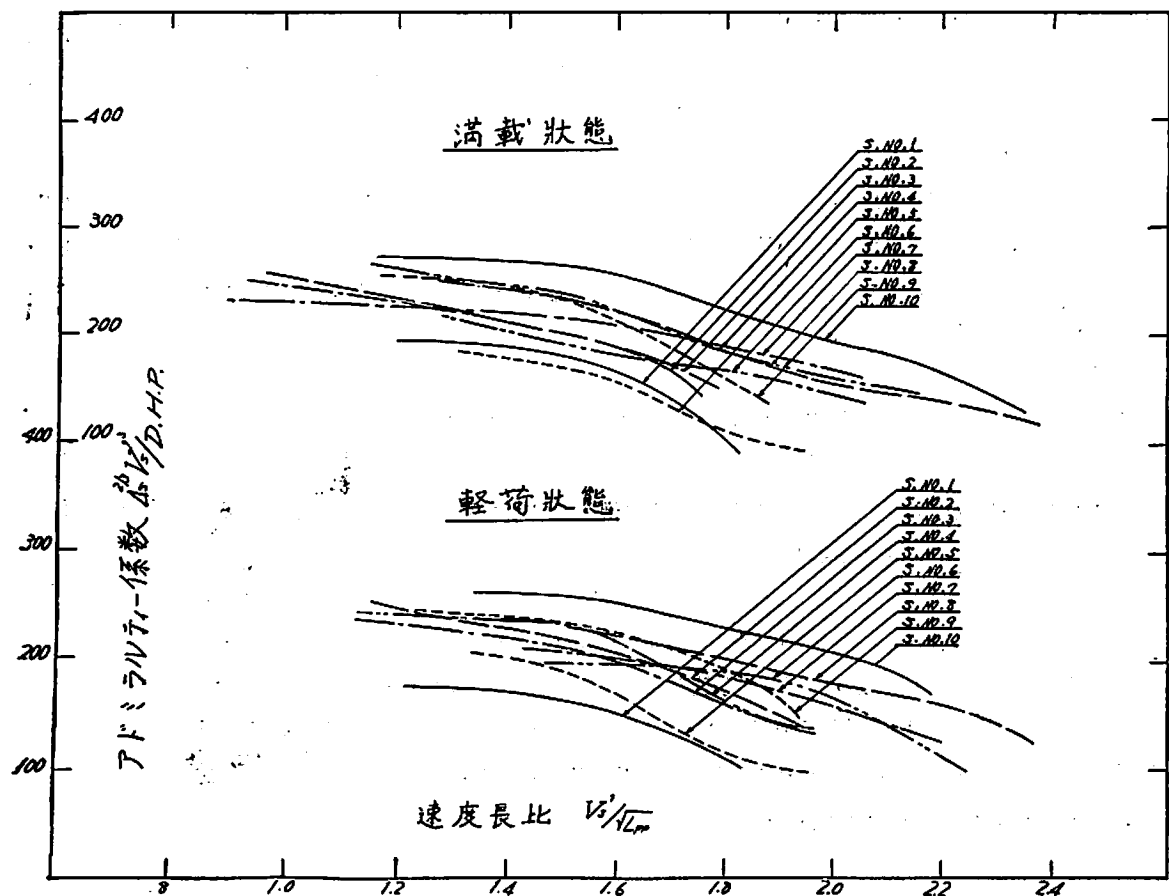
アドミラルティ一係数を比較する場合推進器の回転数は推進効率等に直接影響するので、回転数の大体的見当をつける意味で、計画された主機の定格馬力と回転数とを記載した。

5) 図表中の記号

L_{pp} = 垂線間の長さ (m) B = 幅 (平均外板を含む) (m) d = 吃水 (平均外板を含む) (m)
 Δ_s = 排水量 (副部を含む) (噸) C_b = 方形肥瘠係数 C_p = 柱形肥瘠係数 C_M = 中央横截面係数
 l_{cb} = 浮力中心位置 D = 推進器の直径 (m) H = ピッチ (m) V_s' = 船の速度 (節)
 DHP = 伝達馬力 (推進器に伝えられる馬力) 速度長比 = $V_s' / \sqrt{L_{pp}}$
 アドミラルティ一係数 = $\Delta_s^{2/3} V_s'^3 / DHP$

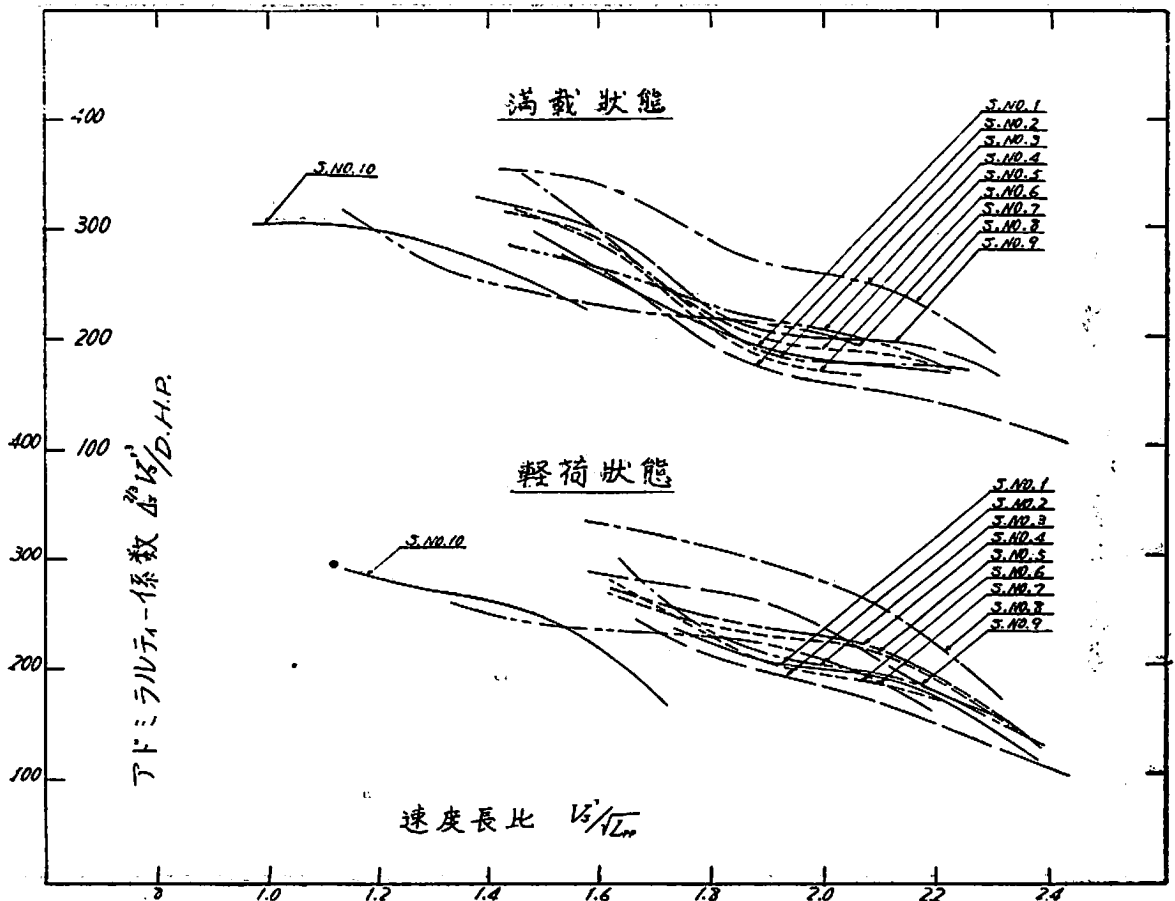
第1表 $L_{pp}=20\sim 40\text{ m}$ 要目表

S. No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
船種		漁船	漁船	漁船	漁船	曳船	客船	曳船	捕鯨船	試験調査船	捕鯨船
L_{pp}	(m)	24.50	26.50	26.50	26.80	27.00	28.80	29.90	35.00	35.00	35.50
B	(m)	5.217	5.00	5.00	5.365	7.30	6.706	7.80	6.524	7.022	6.524
満載状態	d	(m)	2.233	2.111	2.111	2.188	2.300	1.607	2.658	2.707	3.011
	A_s	(KT)	187.8	165.1	167.2	194.2	292	168.4	331.9	367	435.0
	C_b		.641	.574	.581	.574	.627	.526	.520	.579	.576
	C_p		.670	.638	.645	.625	.676	.545	.590	.630	.646
	C_M		.957	.899	.900	.918	.928	.996	.882	.919	.892
	l_{cb}	(%)	+24	+87	+1.65	+1.58	-.074	-.12	-1.80	+2.45	+7.00
主機	常用 H. P.	B. H. P.	150	210	210	200	400	200	500	750	430
	R. P. M.		330	380	380	285	170	600	183	270	290
推進器	D	(m)	1.470	1.527	1.527	1.474	1.88	1.019	2.029	1.907	1.907
	H/D		減 551	一定 565	一定 565	一定 800	一定 1.09	一定 840	一定 1,130	一定 1,007	一定 1,007
	翼数		4	3	3	3	4	4	4	4	4
輕荷	トリス (m)		.180	.692	.192	.970	.650	0	.299	.700	1.290
	A_s	(KT)	120.1	121.8	121.8	125.0	265.2	95.55	280.0	284.2	274.0



第2表 $L_{pp}=40\sim 50\text{m}$ 要目表

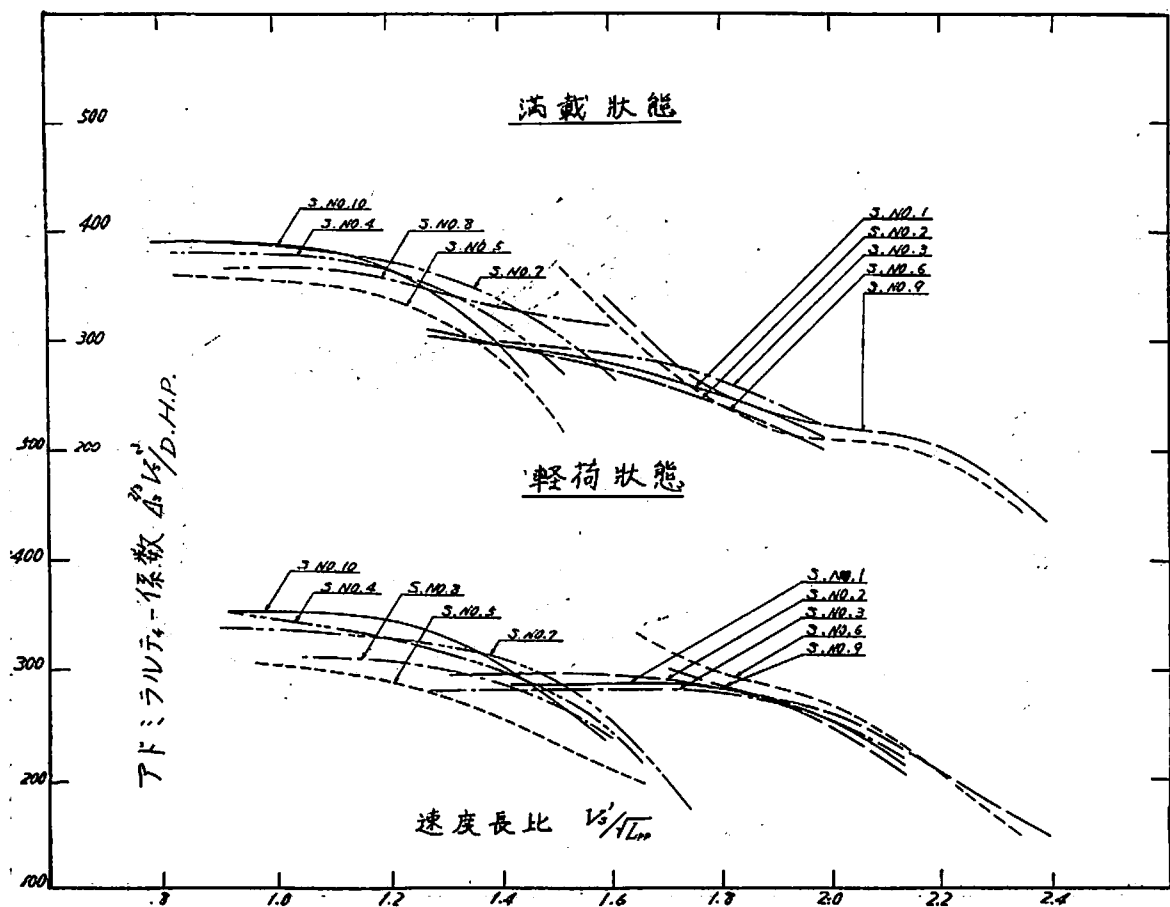
S. No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
船 種		捕鯨船	捕鯨船	捕鯨船	捕鯨船	捕鯨船	捕鯨船	客 船	捕鯨船	捕鯨船	貨 物 船
L_{pp}	(m)	40,000	43,500	45,000	41,000	46,000	46,000	47,000	48,000	48,000	48,770
B	(m)	7,516	7,829	8,218	8,216	8,618	9,026	7,724	8,218	8,50	8,410
満 載 状 態	d	(m)	3,408	3,795	3,809	3,508	4,009	4,413	2,412	3,959	3,789
	Δ_s	(KT)	552.0	686.7	795.0	166.6	883.4	1026	431.4	838.5	859.0
	C_b		.526	.518	.553	.496	.542	.550	.481	.524	.533
	C_p		.624	.612	.644	.597	.620	.640	.552	.600	.629
	C_M		.843	.846	.859	.831	.874	.860	.871	.874	.847
	L_{cb}	(%)	+2.05	+1.65	+3.20	+1.78	+1.24	+1.55	+0.76	+3.28	+3.55
主 機	常用 H. P.	B. H. P.	1,200	1,600	1,800	1,800	1,500	1,800	B. H. P.	2,200	B. H. P.
	R. P. M.		195	195	178	450	130	140	180	182	270
推 進 器	D	(m)	2,546	2,800	2,886	2,000	3,465	3,465	1,773	3,125	3,126
	H/D		一定	一定	一定	一定	一定	一定	一定	一定	一定
	翼 数		4	4	4	3	4	4	4	4	4
軽 荷	ト リ ム (m)		.800	.227	.662	.920	.920	.920	0	.960	.480
	Δ_s	(KT)	450.0	497.1	614.9	522.0	633.0	790.0	350.0	631.9	655.0



第2図 アドミラルティ係数 ($L_{pp}=40\sim 50\text{m}$)

第3表 $L_{pp}=50 \sim 60$ m 要目表

S. No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
船種		客船	客船	客船	貨物船	貨物船	捕鯨船	貨物船	貨物船	捕鯨船	貨物船
L_{pp}	(m)	50,000	50,000	50,000	53,000	53,000	53,000	56,000	57,000	57,000	58,000
B	(m)	8,500	8,500	8,500	8,526	8,628	9,218	9,428	9,328	9,719	9,328
満載状態	d	(m)	4,500	4,500	4,500	3,813	4,013	4,260	4,214	4,174	4,260
	Δ_s	(KT)	745.5	745.5	745.5	1281	1386	795.0	1571	1668	1271
	C_b		.500	.500	.500	.700	.737	.528	.689	.734	.524
	C_p		.566	.566	.566	.713	.748	.618	.698	.744	.619
	C_M		.883	.883	.883	.982	.985	.855	.987	.987	.847
	L_{cb}	(%)	+1.52	+1.50	+2.48	-1.15	-0.75	-2.35	-0.45	-0.51	+3.07
主機	常用 H. P.	B. H. P.	850	850	850	I. H. P.	500	I. H. P.	500	B. H. P.	3,280
	R. P. M.		330	330	330		188		125		150
推進器	D	(m)	2,400	2,400	2,400	2,478	2,478	2,827	2,871	2,805	3,429
	H/D		増 .775	増 .775	増 .775	減 .875	減 .875	減 .880	減 .850	減 .850	減 .814
	翼数		4	4	4	4	4	4	4	4	4
軽荷	トリム	(m)	1,000	1,000	1,000	1,060	1,060	1,122	1,120	2,000	.570
	Δ_s	(KT)	400.0	400.0	400.0	640.0	685.0	795.0	793.0	800.0	970.7



第3図 アドミラルティ係数 ($L_{pp}=50 \sim 60$ m)

単螺旋大型油槽船の船幅が推進性能 におよぼす影響に関する水槽試験

横 尾 幸 一
大 崎 誠 三

(1) 緒 言 近年多数建造されている full な単螺旋大型油槽船に対しては、その船型要素の推進性能におよぼす影響が未だ充分明らかにはなっていない。運輸技術研究所船舶推進部では、この種の船型に関する series test を行つて各船型要素の推進性能におよぼす影響を順次明らかにする予定で、その第一段階として行つた肥瘠係数の影響についての研究結果は昨年1月号の本誌上で報告した。これは船の長さ、幅および吃水を一定として排水量従つて肥瘠係数を系統的に変化せしめ、肥瘠度の影響を調査したものである。これに引き続いて長さ、吃水および排水量を一定として幅と肥瘠係数のみを変化した場合の影響に関する研究を実施したので、その結果を報告する。対象とした実船は前回と同じく載重量約 32,000 噸、垂線間長さ 190.5 米の単螺旋大型油槽船である。

(2) 模型船および模型推進器 実船の満載排水量および満載吃水はそれぞれ 43,840 噸、10.536 米にとつた。幅はこの種の船型で實際上採用されると思われる範囲内で4種類に変化させ、第1表に諸係数とともに示した。これに対し模型船は垂線間長さ 6 米 (船率 1/31.75) のものを使用し、実船の外板平均厚さは 20 ㎜と仮定した。Midship Section Coefficient, Prismatic Curve は

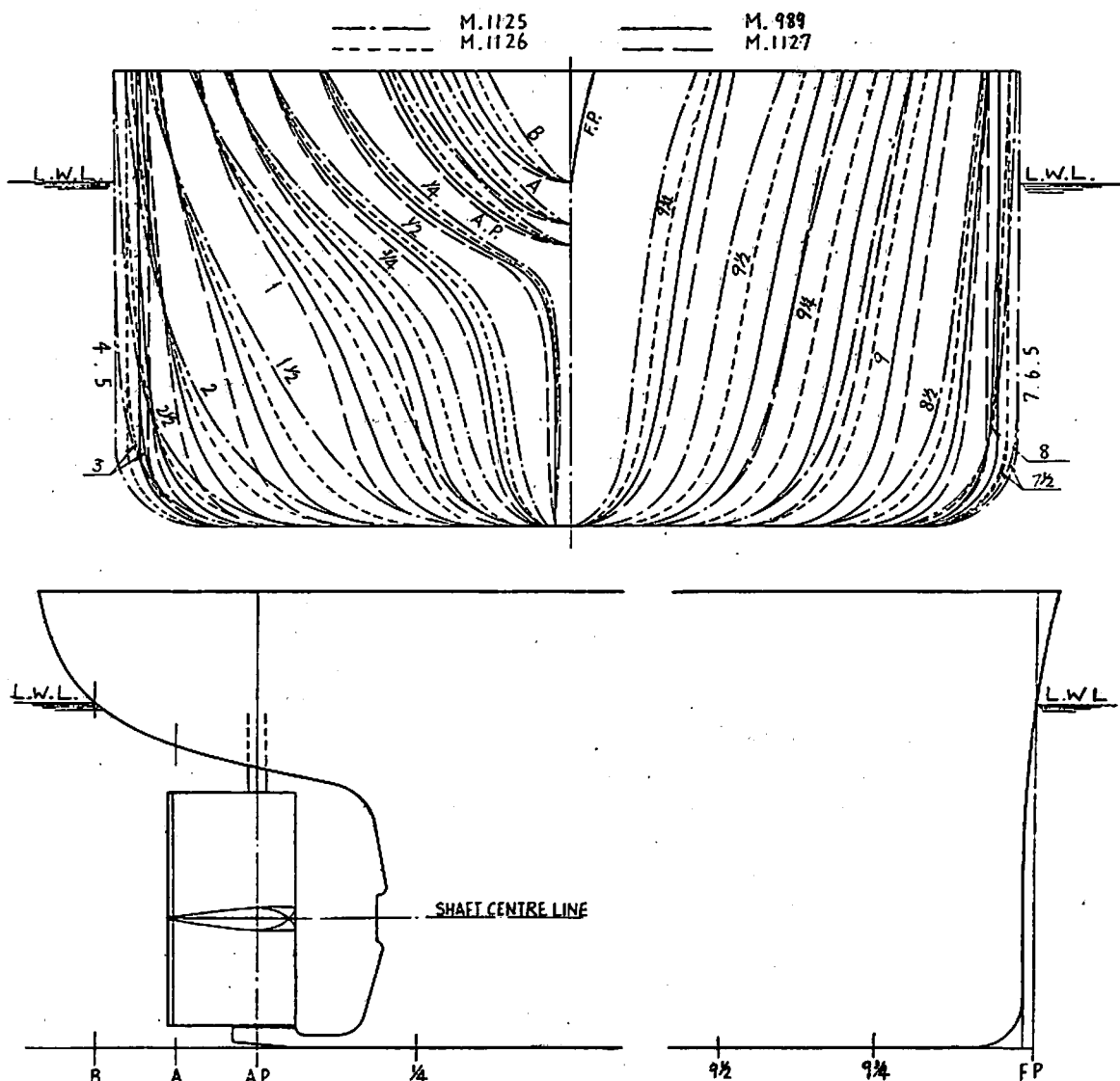
前回の肥瘠係数の影響を調査した場合のものとそれぞれの肥瘠係数に対して全く同一とした。従つて浮心の位置も同じである、また船首尾形状および舵形状も前回と同一形状とした。以上により決定した正面線図および船首尾形状を第1図に示す。これら4隻の模型船の中で Model No. 989 は前回の調査の際使用した模型船である。参考のために、前回の series test に用いた船型 (M. No. 987~990) の主要目等も第1表に併せ示した。なお乱流発生を目的で、すべての模型船の横断面番号 9% の位置に直径 1 mm のトリップワイヤーを取り付けた。

試験に使用した模型推進器も前回の調査に使用したものと同じで、その要目は第2表に示す。これは実船に搭載される主機を定格 17,000 S. H. P. × 105 R. P. M. 程度

第1表 主要目表

	実 船 寸 法	模 型 船 寸 法
垂 線 間 長 L_{BP}	190.5 米	6.0000 米
満載吃水線の長さ L_{WL}	195.25 米	6.1500 米
満載吃水 (外板を含む) d	10.536 米	.3318 米
船 底 勾 配	0	0
平均外板厚	0.020 米	.0006 米

	船 幅 の 影 響 の series				肥瘠係数の影響の series		
模 型 船 番 号	M 1125	M 1126	M 989	M 1127	M 987	M 988	M 990
幅 (外板を含む) 実 船 B	27.280 米	26.600 米	25.949 米	25.340 米	25.949 米		
〃 模 型 船	.8592 米	.8378 米	.8172 米	.7981 米	.8172 米		
V_s (m^3)	42,770				40,616	41,663	43,719
Δ_n (ton)	43,840				41,631	42,705	44,832
V_m (m^3)	1,3361				1,2690	1,3017	1,3666
Cb	.781	.800	.821	.840	.780	.800	.840
Cp	.789	.808	.829	.848	.788	.808	.848
C _中	.9900	.9904	.9907	.9910	.990	.9904	.9910
Cw	.865	.880	.894	.909	.865	.880	.909
Cv	.902	.910	.918	.925	.902	.910	.925
lcb (L_{BP} の % にて、図より)	-1.52	-1.53	-1.54	-1.54	-1.52	-1.53	-1.54
½ (entrance angle)	30°	34.5°	39°	43.5°	29°	34°	44°
B/d	2.590	2.525	2.463	2.406	2.463		
B/L	.1432	.1396	.1362	.1330	.1362		



第1図 正面線図および船首尾形状図

第2表 模型推進器要目

模型推進器番号	487
直 径 (米)	.2110 (6.700)
ボ ス 比	.210
ピッチ比 (0.7R にて)	.770 (一定)
展開面積比	.405
最大翼幅比	.229
翼 厚 比	.050
翼 数	4

() 内数字は対応する実船の値を示す

と仮定し、これに対する最適推進器に直径およびピッチの最も近似した模型を既存の推進器中より選定したものである。

(3) 試験状態 試験は満載、半載および試運転の3状態について行つた。満載状態の吃水、排水量等は第1表に、半載および試運転状態の値は第3表に示す。トリアムは、半載状態で垂線間長さの1%、試運転状態で2%とした。なお前回の series の際の試験状態も参考までに第1表および第4表に示す。

(4) 抵抗試験 試験の結果は Froude 数をベースとして、剰余抵抗係数の形で第2図に示す。同図中の点

第3表 試験状態(船幅の影響のseries)

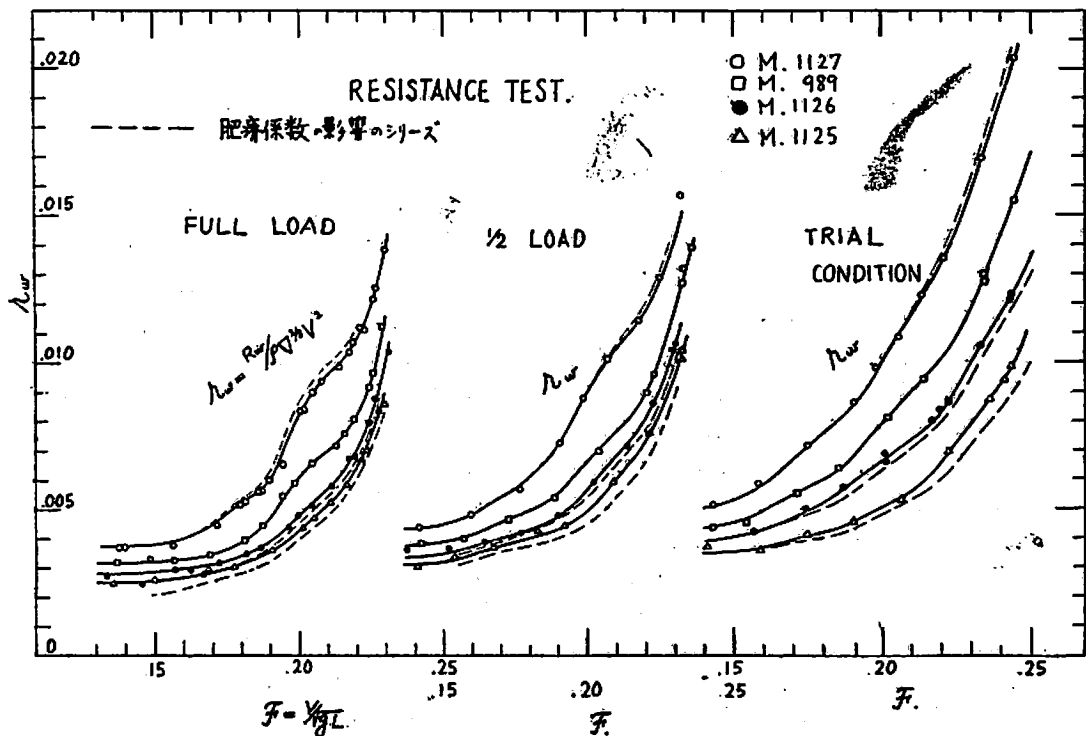
ト リ ム	半 載 状 態				試 運 転 状 態			
	1/100 LBP by The Stern				1/50 LBP by The Stern			
	0.8449 (27,040)				0.5870 (18,790)			
模 型 船 番 号	M 1125	M 1126	M 989	M 1127	M 1125	M 1126	M 989	M 1127
平 均 吃 水 (m)	.2184 (6,934)	.2167 (6,880)	.2167 (6,880)	.2157 (6,849)	.1565 (4,969)	.1551 (4,925)	.1543 (4,899)	.1535 (4,873)
Cb	.750	.776	.795	.817	.728	.753	.776	.799
Cp	.762	.787	.806	.828	.744	.769	.792	.814
C _中	.984	.985	.986	.987	.978	.979	.980	.981
B/d	3.934	3.866	3.772	3.700	5.490	5.401	5.297	5.200

() 内数字は対応する実船の値を示す。

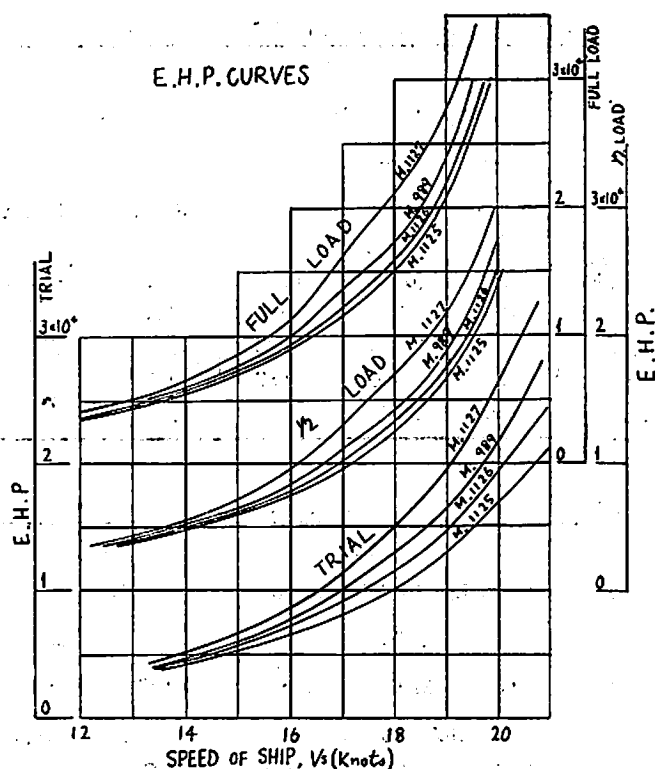
第4表 試験状態(肥 瘠係数の影響のseries)

ト リ ム	半 載 状 態			試 運 転 状 態		
	1/100 LBP by The Stern			1/50 LBP by The Stern		
	3.772			5.297		
B/d						
模 型 船 番 号	M 987	M 988	M 990	M 987	M 988	M 990
平 均 吃 水 (m)	.2167 (6,880)			.1543 (4,899)		
ρ (m ³)	.7967 (25,499)	.8249 (26,402)	.8650 (27,685)	.5497 (17,597)	.5679 (18,175)	.6042 (19,338)

() 内数字は対応する実船の値を示す。



第2図 剰余抵抗係数曲線



第3圖 有效馬力曲線圖

線は前回の肥瘠係数の影響に関する series test の結果である。本図により肥瘠係数が抵抗増加に対して著しい影響をもつこと、肥瘠係数が一定の場合には幅の大なる程抵抗大なることが明かである。本試験の結果に基いて垂線間長さ 190.5 米の実船に対し算定した有効馬力を第 3 図に示す。

以上の剰余抵抗係数を求める際の模型船の摩擦抵抗および実船の有効馬力を推定する際の実船の摩擦抵抗は Froude の摩擦係数を使用して算出した。

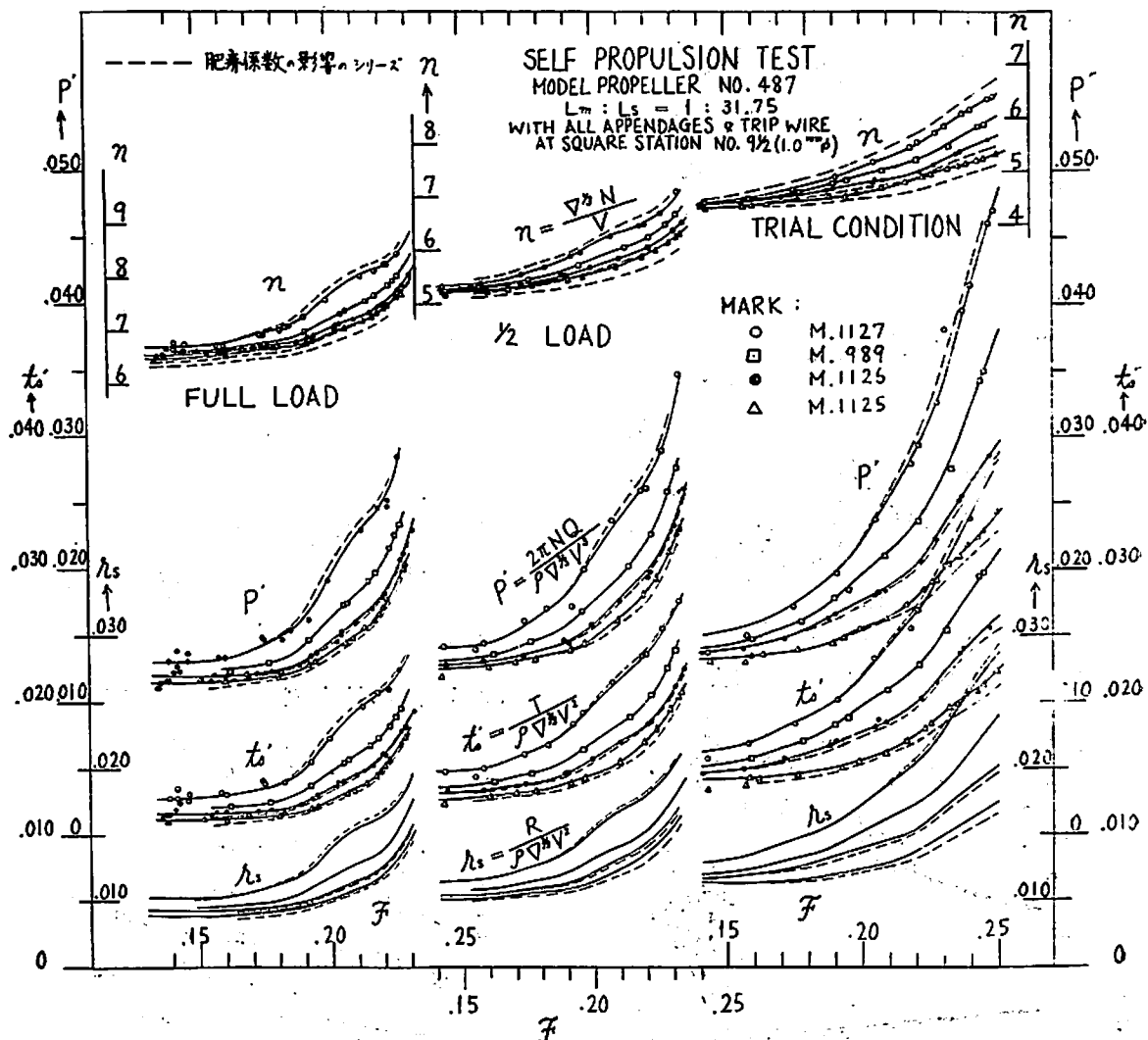
(5) 自航試験 前述の模型推進器を使用して4隻の模型船の自航試験を抵抗試験と同一の状態で行った。この際の摩擦修正量も Froude の摩擦係数を使用して算定した。試験結果の無次元表示を第4図に前回の肥瘠係数の影響の試験結果と比較して示した。これに基づいて算定した突船の D.H.P., R.P.M. 等を、各載荷状態別に示したのが第5~7図である。第8~10図には幅の影響を更に明瞭に示すために各速度における E.H.P., D.H.P. および R.P.M. を方形肥瘠係数を横軸として各載荷状態別に図示した。本図中にも前回の試験の結果を点線で記入しておいたが、 $C_b = 0.82$ すなわち M. No. 989 の結果以外は2つの series で排水量が異なる点

を注意されたい。

(6) 解析 以上の抵抗および自航試験の結果について、Froude の方法で解析した結果の一例を第11図および第12図に示す。これらの値は満舵状態では Froude 数 0.20 (実船の速度 17.1 節)、試運転状態では Froude 数 0.22 (18.7 節) におけるものである。なお本図中にも点線で前回の series test の解析結果を記入した。これらによれば同一の肥背係数では推力減少率 t と推進器効率比 η_h とは各載荷状態とも船幅に無関係にはほぼ一定であり、伴流係数 w は船幅が大きくなると明らかに増加することが示される。従つて船殻効率 η_h は船幅が増加するとともに大となる。しかし推進効率 η の船幅による変化はあまり顕著でない。これは船殻効率 η_h の増大と推進器効率 η_p の低下がほぼ相殺しているためである。

(7) 結 言 前回の肥育係数の影響と今回の試験結果をまとめて考えると、

- (i) 方形肥瘠係数が一定の時は、幅の小さい方が推進性能上有利である。
- (ii) 排水量が一定の場合には、幅を大として肥瘠係数をなるべく小とした方が推進性能上有利である。



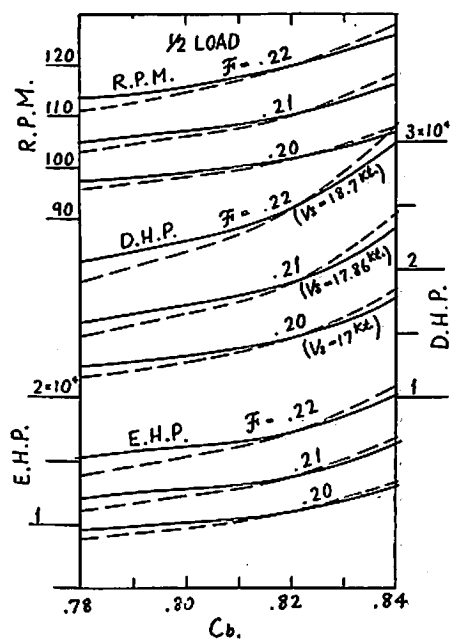
ということが出来る。以上で本研究の概略報告を終るが、これに引き続いてつぎは吃水の影響を検討する予定である。

なお本研究は前回と同じく三井造船株式会社よりの委託により共同研究として実施したものである。

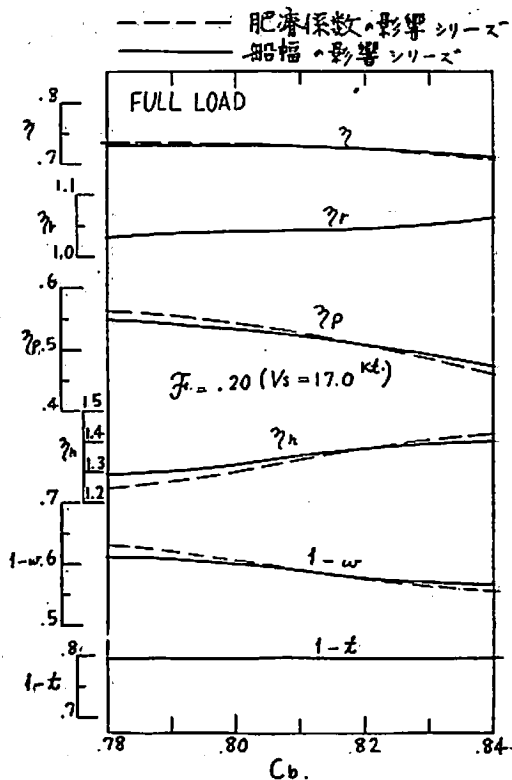
記号表

ρ ; Density of water (kg·sec²/m³)
 g ; Acceleration of gravity (m/sec²)
 L ; Length on load water line (m)
 ∇ ; Displaced volume (m³)
 Δ ; Displacement (ton)
 V ; Speed (m/sec)
 V_s ; Speed (kt)

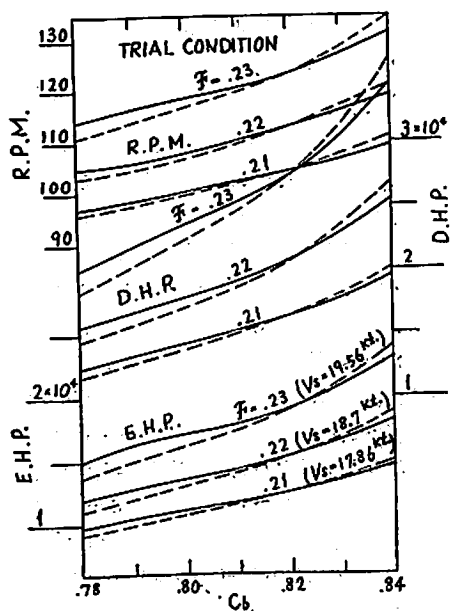
R_w ; Residuary resistance (kg)
 R_s ; Resistance of ship (kg)
 F ; Froude number, $V/\sqrt{L \cdot g}$
 r_w ; Relative residuary resistance, $\frac{R_w}{\rho V^{2/3} V^2}$
 r_s ; Relative total resistance of ship, $\frac{R_s}{\rho V^{2/3} V^2}$
E.H.P. ; Effective horse-power
 N ; Revolutions of propeller (sec⁻¹)
 T ; Thrust (kg)
 Q ; Torque (kg·m)
 n ; Relative revolution, $\frac{V^{1/3} N}{V}$
 t_s' ; Relative thrust, $\frac{T}{\rho V^{2/3} V^2}$
 P' ; Relative power, $\frac{2\pi NQ}{\rho V^{2/3} V^2}$



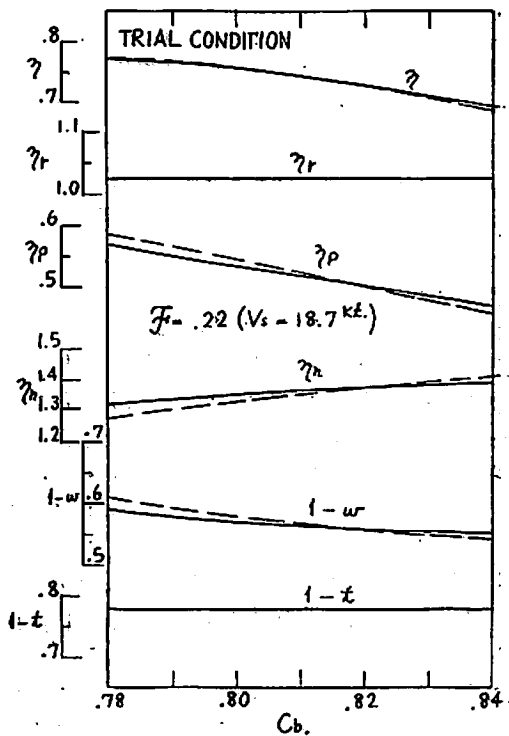
第9図 方形肥満係数—DHP等曲線図
(半載状態)



第11図 自航要素の比較 (満載状態)



第10図 方形肥満係数—DHP等曲線図
(試運転状態)



第12図 自航要素の比較 (試運転状態)

—— 模 型 船 の 波 の 観 測 ——

試験水槽で船の波の写真を撮ること

船型試験の内容は現在かなり多岐にわかれているので、ひとくちにその特色を表現しつくすことは容易でない。しかし、風洞実験その他の流体力学実験と対比して、そのもつとも essential な面はどこにあるか？ ときかれたならば、なんといつてもそれは、最小 100 m から大は 300 m にも及ぶ長大な屋内人工平水路を 1 隻の模型船が、その後方にきれいな波をつくりながら曳航または自航してゆく一コマの情景のなかにある、と答えたい。

やや誇張していえば、それは絵に画いたような美しさでもあり、一方ではまた幾何学的な厳正さをもった眺観でもあつて、はじめて船型試験を見学した者の脳裡に、必ずやなにがしかの印象を残さずにはおかない程のものである。

つまり、試験水槽という近代的な人工の枠のなかで、船というものの造波現象をなるべく乱されない純粋な形で人為的に設定して、これに肉薄してゆく、というところに船型試験の要諦があるといつてよからう。

この意味では、試験水槽でいろいろ形状のかつた模型船がいろいろの速度で航走してゆく、そのあらゆる機会をとらえて、船体の運動に伴う造波現象を、定量的にくまなく観察し、できればこれを写真記録しておくことは、文字通り船型試験の出発点だとも解することができる。

一例をフルードの相似則について挙げてみよう。水の粘性力と表面張力を無視し、流体の運動方程式にあらわれる項が、慣性力・重力・圧力のみでみると、幾何学的に相似な甲・乙 2 点の力学的相似の条件は $F = V/\sqrt{Lg}$ = 一定で与えられる。—— V を船速、 L を船長とすれば実船と模型との速長比 $V/\sqrt{L}$ を同一にすれば、そのとき生ずる波は相似になる——というこの有名な法則は船型学のイロハであつて、造船学を学ぶ者誰一人知らぬ者はないが、いままでどここの水槽でも、この法則を直接に相似模型船群の波の測定から確かめた例はひとつもない。

この事実は、いささか意外な感じがしないでもないが、現行船型試験法を育て上げてきた母胎がいわゆる大型水槽であつて、中・小水槽ではなかつたことと、今日の大

水槽の構造・様式・機能がすべて上記波の観察に対しては甚だ不適當なものとなつていことを思いあわせてみれば、これまた当然の帰結とも考えられる。

由来、船型試験においては造波現象の複雑さと水の波の撮影技術上の困難さから、上に述べたような直接観測をあきらめて、ひたすら全抵抗計測という間接的な接近法を歩んできた。このために船型試験が測定値の処理の途中の段階で、摩擦抵抗の側におこる微妙な揺動的現象にわざわざいされて、いわゆるメック試験に陥る危険にさらされていたことになる。この辺の事情と、さらに上のような弊をさけるために、新たに登場してきたハイドロキノン・ディアセテート法（最近にはもつと安価で高性能の安息香酸法が知られた）あるいは水中熱線流速計などの有する実験技術上の意義については、かつて本誌に紹介した通りである*。

以下は同題のもとに、船型試験のさいにもつと直接的に“波をみる”ことの意義、その方法について大水槽と小水槽との特長を対比せしめつつ述べてみたい。

大水槽と小水槽

筆者の属する東大水槽は一大学の所属水槽としては世界有数の規模を有する立派なものであるが、それでも長さはやつと 85 m、(水巾 3.5 m、最大水深 2.4 m) しかない。すなわち、これはいわゆる小水槽のひとつであつて、使用模型長も 2 m から最大 3 m 以下。これを大水槽の 6~8 m に比較すれば寸法比で約 1/3、従つて通常の水力(抵抗・推力)あるいはモーメント(トルク)を検力計で測定する場合には測定対象量の大きさは寸法比の 3 乗あるいは 4 乗に比例して非常に小さいものとなる。その結果は必然的に、実験信頼度に影響せずにはおかない。現在線図決定のさいの各種マイナー・ポイントの追求などにあたり 1% 以内の測定精度を要求されている実用試験 (commercial test) がすべて 6 m 以上の大型模型を使用して行われていることは、他にも理由があるが、上に述べたことが有力な原因のひとつになつている。

一方、小水槽はその多くが大学その他学理を探究する機関に属しており、これら小水槽には、日夜多忙なスケ

* 筆者：眼でみる 船型試験の話 —— ハイドロキノン・ディアセテートの応用、船舶(27-1) 昭29-1, 27-32。

ジュールに追われている大水槽とは自ら異なる使命なり
利用法なりがあつてよいと考えられる。すなわち小水槽
は小水槽としての限界をわきまえ、その特長を活かす方
向に努力するのが賢明な行き方であろう。

“波をみる”のには大は小を兼ねないということ

そこで筆者は、小水槽の特色を最も有効に利用できる
新しい研究目標のひとつとして、初段に述べた“波の直
接観測”を提唱したい。以下は未だ夢に近いような遠い
理想だと笑われるかもしれないが、その構想を図式的に
表わせば、

従来の船型試験法（間接法）：

(A) (直接計測量) (中間処理法) (最終値)
全抵抗計測 → 摩擦抵抗推定 → 造波抵抗
に対し、

(B) (直接計測量) (中間処理法) (最終値)
波高分布の → 波動エネルギー → 造波抵抗
写真測量 積分

となる。

すなわち (A) が間接法なるが故に、その途中で「摩
擦抵抗」という性質の不安定な難物におざわいされる率
が非常に多く——その程度はレイノルズ数の小さい小模
型ほど甚だしい——かつ模型寸法比の3乗に比例して計
測対象量が小さくなつてくることが特長的であつて、こ
の2点はいずれも大水槽に比して小水槽を著しく不利な
立場に置いている。

これに対し、試験水槽において模型船のつくる波を直
接に写真測量できたとすれば、波高は寸法比そのものに
比例するのであるから、小模型といえども大模型に比較
して測定精度が低下するということが、力やモーメント
計測の場合と異なり、ほとんどないといつてよい。しか
も中間処理における波動エネルギー積分を行うために
は、模型船を含めて、水平距離でその2倍ないし3倍の
長さを1枚の写真に収め必要がある。他方、利用する
レンズの性能には限界があるので、上の条件をみたすた
めには小水槽の方が大水槽よりも有利だ、という常識と
は逆の結果をもたらす。

つまり“波をみる”点に関する限り大は小を兼ねな
い、ということになるのである。

ステレオ以前の問題に苦勞する

われわれの最終の目標は、船の波のステレオ解析であ
る。それには、まず模型船のつくる波を、なるべく高い
ところから、レンズの光軸を水面に対して直角に——す
なわち鉛直下方に——向けて広い視野にわたる鮮明な
波紋写真をとる、ということが先決問題である。

近年、ステレオによる写真測量の技術は、大いに発達

して、地図の作成などに広く利用されている。従つてス
テレオ解析にかかるだけのコントラストのよい鮮明な写
真がとれさえすれば、第1段階の実験技術上の問題はほ
とんど解決されたといつてよい。

ところが水の波、とくにこれを試験水槽のように限ら
れた室内でとるということになると、これはなかなか
難しい。つまりわれわれは未だステレオ以前の問題と
取組んで大いに苦勞しているところなのである。

たとえば、地図を作成する場合、航空ステレオ写真で
地上の対象物を撮影するときには、山林・鉄道・建築
物・道路・河川などすべて固有の特長ある形態を具えて
いるので、これら対象物は周囲のものと、はつきりそれ
と区別がついて、左右2枚のステレオ写真の間に1対1
の対応点が容易に決定される。水の波の場合はこの2枚
の写真がいずれも非常に鮮明で、よく出来ていないと、
地上の物体のような尖鋭な対照点が指定しにくくなる。

さて、このようにして話の焦点は、画面のコントラ
ストを極端に重視した場合の、水の波の写真照明技術如何
ということになるのであるが、これはいざやってみると
予想外に困難な問題であることを知らされた。総じて、
波紋の写真は、水面に直角に直上からこれをとると、波
の山と谷あるいはその中間の wave slope のもつとも
急峻な部分、などそれぞれの箇所における微妙なコント
ラストの差が失われてしまつて、全く平板的なものにな
つてしまいがちである。従つて、単にコントラストさえ
よければよい、というのであれば、水の波を上からとる
ことをさせて、できるだけレンズを水平に近く傾け、斜
めに水面をうつすようにした方がよい。しかし、こうし
たのでは本来の目的たるステレオ解析の役に立たないか
ら、われわれの場合は、どうしても、真上からとつて、
しかも鮮明な水波像をフィルムの上にキレツシなけれ
ばならない。以上がわれわれに課せられた当面の——し
かもこの研究を通じておそらくは最大の——難関となる
のである。

二つの照明法

自然界で水の波がカメラに美しくとらえられた例は決
して少くない。近頃流行のカメラ雑誌にもよく秀逸な作
品をみうけることがある。それが、何故水槽のなかだと
急に話が難しくなるのであろうか？

凡そ、水の波の写真をとる場合、水面に対象物をお
く、ということが絶対的に必要な条件となつてくるこ
とは当然のことである。そしてこのような条件を人工的に
造り出す方法として、全く異なる二つの道がある。

第1は、水面を黒い———というか、むしろ、暗いとい
う方が正しいかもしれぬ——鏡の面になぞられて、これ

に明るい天井のカゲを映しおとす方法である。自然界では空が晴れてさえいれば、際限のない青天井がそつくりそのまま湖水や海面に映る。これは日常あまりにもありふれた体験なので、何んでもないことのようにだが、このたびの苦勞を味わつたわれわれからみると、これこそ人工のはるかに及ばぬ理想的な撮影条件であると感嘆させられた。そして、いまさらに自然の規模の雄大さを再認識した次第である。

第2の方向は、水面を不透明の乳白色液膜で蔽う方法である。しかし、これはかなり時間をかけていろいろと多くの物質について予備実験を行わなければ、そう簡単に良いものが探り当てられるとは考えられない。何故ならば、それは1) 水の粘性をかえないこと、2) 水の表面張力をかえないこと、3) 水面にいかなる攪乱を与えても直ちにもとの均一分布にもどる性質をもっていること——相互凝集力によつてとかく群がができるのが普通である——といういろいろの条件をすべて満足するものでなければならぬからである。

以上二つの方法のうち、第2の方法は未開の分野でもあり、また最近にはシリコン系の新しい物質が多種多様にあるから、大いに将来性があるように思われる。しかし、今回はさし当つて第1のいわば機械的な方法を採用してみた。

必要な準備

さて、このように大体の方針を決定してから舞台裏の装置、すなわち大道具の準備にかかるわけであるが、なにぶんにも水槽としては初めての試みなのでいろいろとマゴついたり、迷つたりし、また手掛けた範囲も予想外に広範囲なものとなつてしまった。

これは、裏を返していえば、在来の試験水槽が波の写真をとるということに対して、いかに多くの悪条件にさらたげられていたかという事実の証拠にもなる。今回われわれがやつた準備を項目別にあげると、およそ次のようになる(第1図参照)。

1) 模型船を曳引車台からずつと後方にセ、トできるように長大な片持棒を作る。

2) カメラを模型船の船尾直上、水面からできるだけ高い位置にセットするために現在曳引車台の後部北側にあるトローリー塔と全く同形同大のものをこれと対称に南側に増設する(高さ 2.195 m)。

3) 同上の目的のために水槽室の照明を全部蛍光灯に切替えた。これにより天井の有効高さを約 600 mm ほど増加し、かつ室内照度を従前の数倍にして将来前段に述べた第2の化学的方法を採用した場合に対しても備えた。

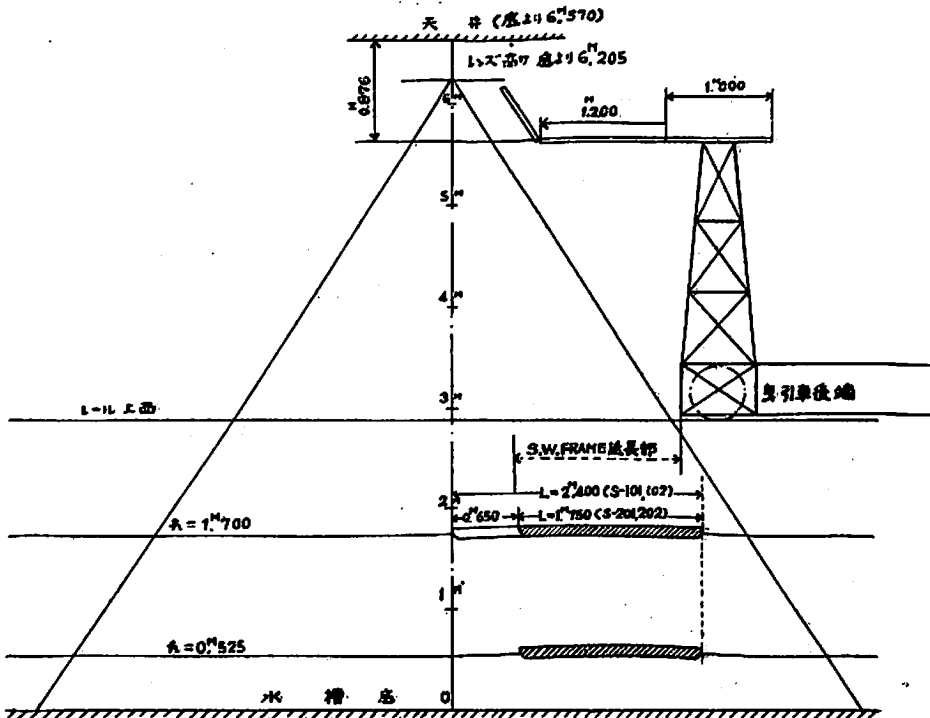


Fig. 1. 模型船の後続波系撮影における曳引車・模型・カメラの配置(東大水槽)

写真説明

ここに掲げた写真は A, B, C の 3 つのグループにわけられる。このうち A, B はステレオ解析の標準として本文で説明した全波系撮影の例であり, C は本文と直接関係はないが比較の意味で局部波系 (船尾波の一部) 撮影の一例を示した。A, B では被写体直視広大なためコントラストが不十分となっているが, C では比較的よい。C の程度に A, B の如き全波系写真がとれるようになることがわれわれの当面の課題であつて, ステレオ解析はそれ以後の第二段の問題である。

A. 理論船型 S-202 (実船船型, $L=1.75\text{ m}$, $B/L=0.145$, $T/L=0.100$) —— 第2区参照。

A-1 ($F=0.256$) : いちゆる third l u n p のあたりに相当し, 船首波と船尾波とが後方では同一位相になり互いに強め合っている。

A-2 ($F=0.55$) : いちゆる last hollow に相当し, 両波系の位相が逆になつて互いに弱めあつていく。

A-3 ($F=0.496$) : last hump である。波高は著しく, 前2枚の写真とは波の様相はかなり異なってくる。

A-4 ($F=0.510$, shallow water $h/L=0.300$, $F_h=0.930$) : A-3 とほぼ同一の速度であるが, 水深が浅く, いちゆる浅水波となつて diverging angle が左右に大きく広がっている。ただ水底の白さが出てコントラストは一層悪くなっている。

B. タンカー模型 ($L=2.05\text{ m}$, $B/L=0.140$, $T/L=0.058$, $C_b=0.799$ 満載状態)

B-1 ($F=0.144$, 実船 13 ノット)

B-2 ($F=0.189$, 実船 17 ノット)

低速肥大船型の波の一例である。仮設天井の上下2段の不連続が画面に映っている。

C. 局部船尾波系写真

この写真は船尾波のみに着目し, 船尾波の起点が流水の流速と密接な関係にあることを示す。模型は上が fire 船型 S-101 ($L=2.4\text{ m}$, $B/L=0.0748$, $T/L=0.05$) 1 が full 船型 S-201 ($L=1.75\text{ m}$, $B/L=0.1229$, $T/L=0.05$) である。

C-1 ($F=0.214$)

C-2 ($F=0.289$)

C-3 ($F=0.353$)

C-4 ($F=0.550$)

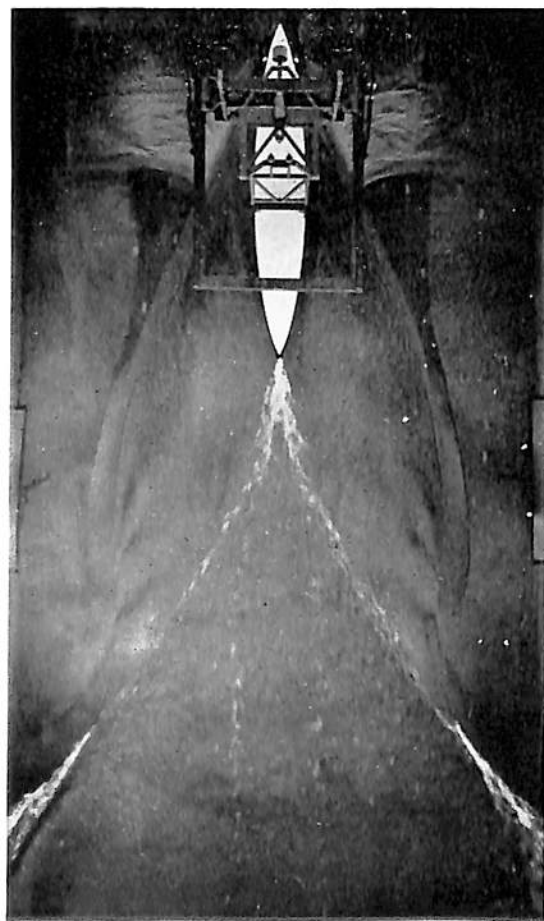
これらの写真を通じ水線形状の full 船型 S-201 の方が fine 船型よりも船離がはやくなつてより, 従つて船尾波の船首波に対する位相差は理想流体のときに比して S-101, S-201 の順に次第にズレてくる。また $F > 0.85$ 以上によると次第に船離現象は目立たなくなつて, 理想流体の場合に近づく。以上のことは造波抵抗曲線 (第3図) にもはつきりと現われている。



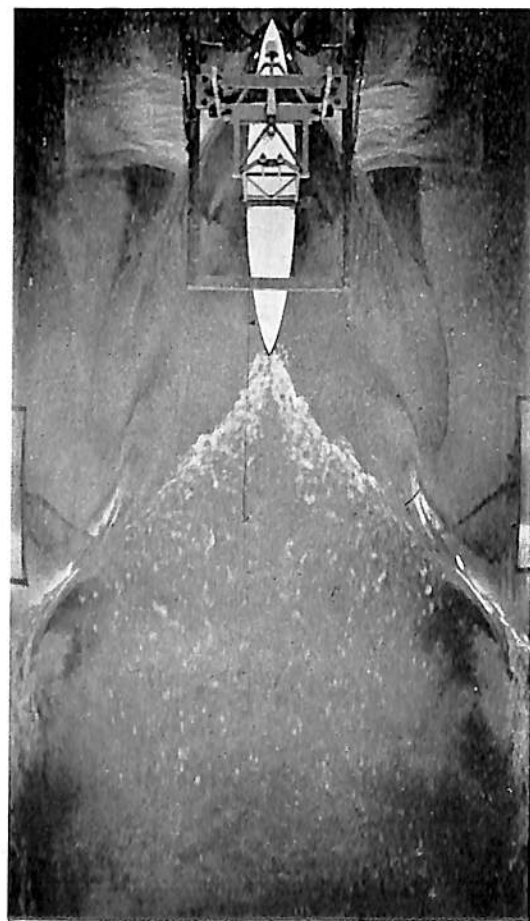
理論船型 S-202 A-1 ($F=0.256$)



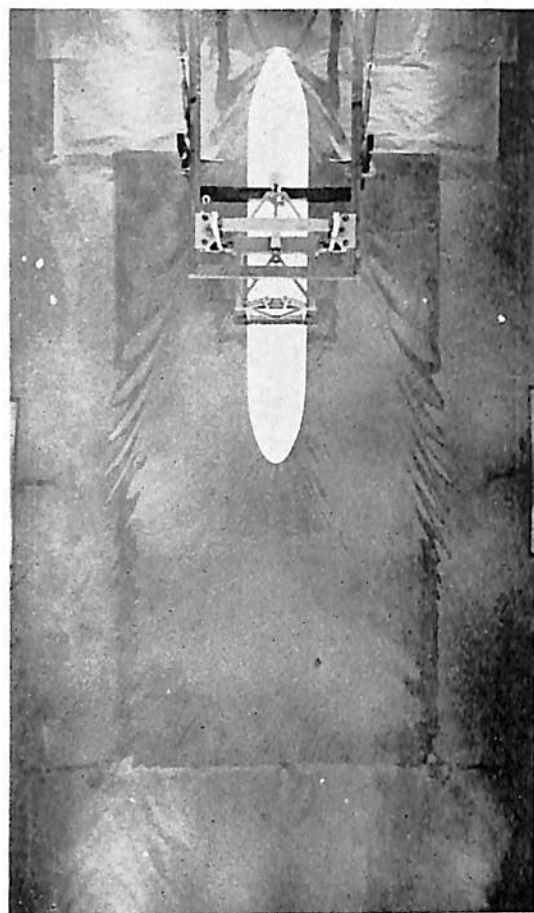
A-2 ($F=0.355$)



A-3 ($F = 0.496$)



A-4 ($F = 0.510$)



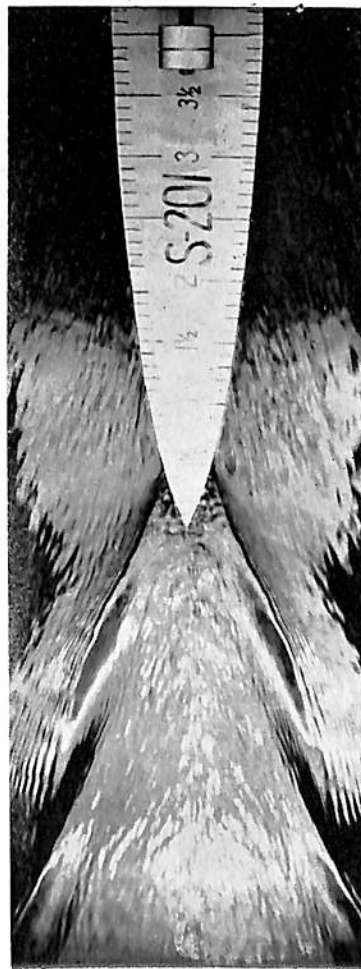
大型油槽船 B-1 ($F = 0.144$) (実船18ノット)



B-2 ($F = 0.189$) (実船17ノット)



Direction of Motion → C-1 ($F=0.214$)



Direction of Motion → C 2 ($F=0.289$)

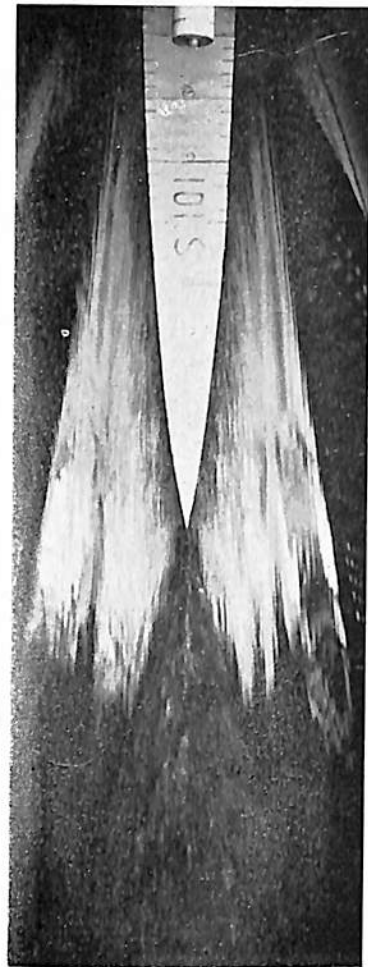


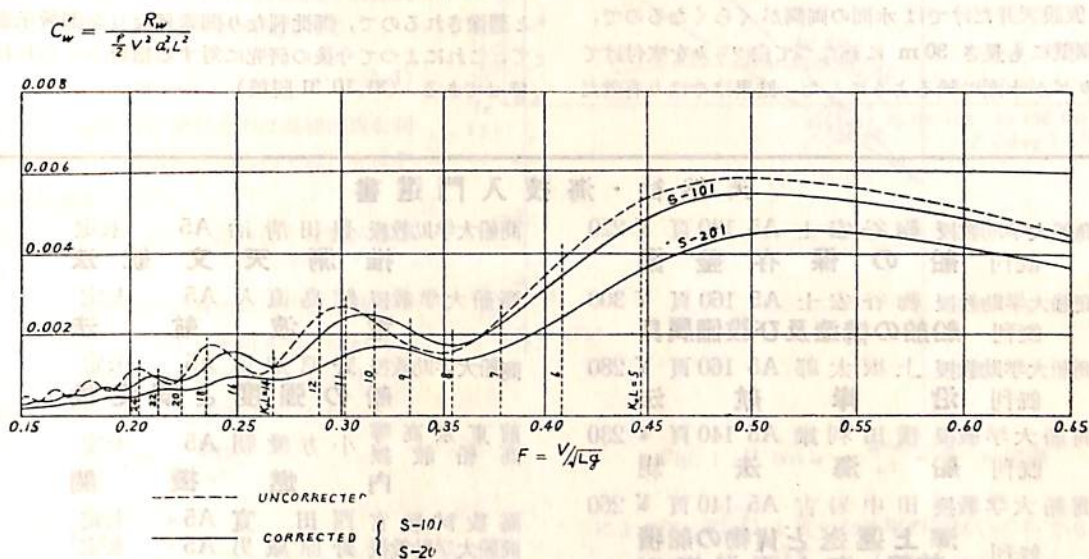
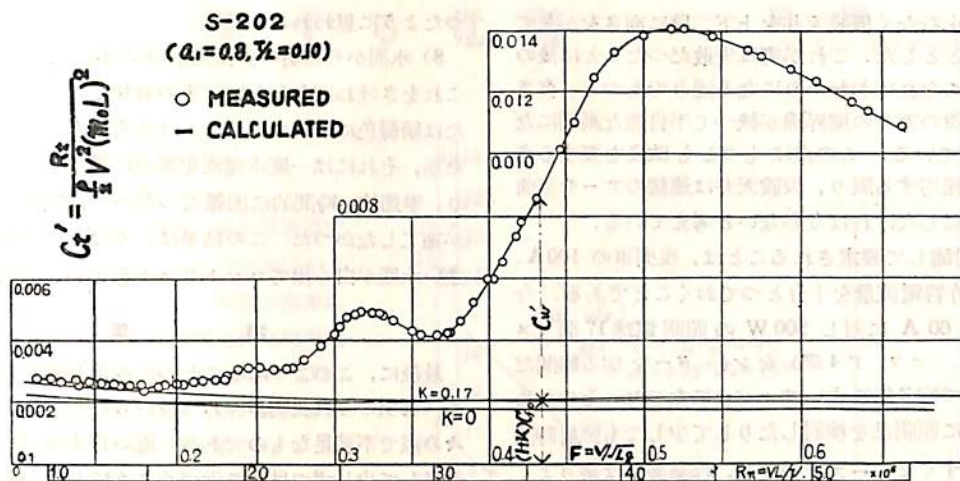


Direction of Motion → C-3 ($F = 0.353$)



Direction of Motion → C-4 ($F = 0.550$)





4) 長さ 100 m 以上におよぶ水槽室の南北両側のすべての窓に暗幕遮蔽装置を施した。これによつて、水面に日光の直射光が入つたりすることをさけ、かつ天候や時間による室内照度の不均一をさけた。

5) 最後に最も苦労したのが、人工の青天井を室内に作ることである。これはカメラの高さ、つまり水面の被写範囲と密接に関係がある。われわれの場合、使用模型長 $L=2.4$ m を標準として、35 mm フィルムの画面にタテ 5.5 m 以上、ヨコ 3.5 m (=水巾) を入れることを条件とし、ライカ 28 mm 広角レンズを使用することにして、カメラの所要高さを出すと、水面から約 4.50 m という数字が出る。東大水槽の場合水槽底から天井までの高さは 6.57 m、従つてレンズを天井から 0.37 m だけ

下方に位置するとして、最大水深 2.40 m に対してはレンズと水面との距離は $6.57 - 0.37 - 2.40 = 3.80$ m しかとれない。従つて、水深を 1.70 m まで減少させて所要の距離をとることにした。この場合水面の被写範囲は約 $5.6 \text{ m} \times 3.5 \text{ m}$ となり、レンズ中心からみて、この範囲の水面に白い平らな仮設天井のカゲが映るようにするためには、もしレンズと仮設天井との高さが同一だとすれば、上記寸法の 2 倍 $11.2 \text{ m} \times 7.0 \text{ m}$ という巨大なものが必要とされる。曳引車の寸法が $4.5 \text{ m} \times 4.0 \text{ m}$ であり、水槽室の横巾一杯の寸法がやつと 5.0 m だから、これがいかに途方もない寸法かということがおわかりだろうと思う。

そこで、止むなく仮設天井を上下二段に高さをかえて設定することとした。これが実は失敗だったことは後の写真を御覧になればおわかりになる通りであつて、高さの異なる二段の天井の境界線が映つて不自然な画面になつてしまつている。この点はずっとも改良を要する点で、本法を採用する限り、仮設天井は連続のアーチ型曲面状のものにしなければならないと考えている。

6) なお附随して要求されることは、曳引車の 100 A. C. の最大許容電流量を十分とつておくことである。今回は許容量 60 A に対し 500 W の照明電球 17 箇 (スポット 13 箇、フрод 4 箇) をシャッターを切る瞬間だけ流したので約 2 倍に近いオーバーになつた。そのため試走の前後に照明法を検討したりして少しでも照射時間が長びくとすぐヒューズを飛ばし、作業能率は余りよくなかつた。

7) 仮設天井だけでは水面の両側がくらくらするので、水槽側壁にも長さ 30 m にわたつて白ラッカを吹付けてそのカゲが水面に映るようにした。結果はやはり有効だ

つたように思われる。

8) 水面から照明の直接光が水の中に入ることは極力これをさけねばならない。その意味で、水槽底を黒色または暗緑色に塗つておくことは非常に有効だと考えられたが、それには一度水槽底を完全に乾燥させる必要があり、季節的、時間的に困難だったので、残念ではあつたが施工しなかつた。この結果は、やはり浅水時の撮影のさい水底が白く出てコントラストを失ひ、失敗だった。

結 果

最後に、このようにしてとつてみた写真の数例を掲げる (別項の写真説明参照)。これらは上述のように、種々の点で不満足なものである。近い将来にはいろいろと改良して少しずつ目標に近づくようにしたいと思つている。読者の中にはこのような方面に明るい方も多いことと想像されるので、御批判なり御意見なりを御教示願つて、これによつて今後の研究に対する指針がえられれば幸せである。(31.10.31 脱稿)

天 然 社 ・ 海 技 入 門 選 書

商船大学助教授 鞠谷 宏士 A5 130 頁 ¥ 220
既刊 船 の 保 存 整 備
商船大学助教授 鞠谷 宏士 A5 160 頁 ¥ 300
既刊 船舶の構造及び設備属具
商船大学助教授 上坂 太郎 A5 160 頁 ¥ 280
既刊 沿 岸 航 法
商船大学教授 横田 利雄 A5 140 頁 ¥ 230
既刊 船 海 法 規
商船大学教授 田中 岩吉 A5 140 頁 ¥ 260
既刊 海上運送と貨物の船積
(前篇) 海上運送概説
商船大学教授 田中 岩吉 A5 未定
近刊 海上運送と貨物の船積
(後篇) 貨物の船積
商船大学助教授 中島 保司 A5 未定
以下 運 航 実 務
続刊
商船大学教授 浅井 栄資 A5 未定
海 洋 気 象
商船大学教授 横田 利雄 A5 未定
海 事 法 規
商船大学助教授 庄 司 和 民 A5 未定
航 海 計 器
商船大学教授 米田 隆次郎 A5 未定
操 船 と 応 急

商船大学助教授 豊田 清治 A5 未定
推 測 天 文 航 法
商船大学教授 鮫島 直人 A5 未定
電 波 航 法
商船大学助教授 野原 威男 A5 未定
船 の 強 度 と 安 定 性
前東京高等 小方 愛朝 A5 未定
商船教授 内 燃 機 関
海技試験官 西田 寛 A5 未定
商船大学助教授 野原 威男 A5 未定
指 圧 図 ・ 推 進 器
舶用電気工学 (上巻)
商船大学助教授 伊 丹 潔 A5 未定
舶用電気工学 (下巻)
商船大学助教授 宮 嶋 時 三 A5 未定
燃 料 ・ 潤 滑 油
商船大学教授 賀田 秀夫 A5 未定
商船大学助教授 小山 正一 A5 未定
舶 用 機 関 材 料 ・
応 用 物 理 大 意
商船大学助教授 清 宮 貞 A5 未定
蒸 気 機 関
商船大学教授 真壁 忠吉 A5 未定
舶 用 汽 缸 機
(筆者交渉中) 舶 用 補 機

縦揺に関する覚書

田 宮 真
東大・生産技術研究所

出会周期について

1 出会周期の計算区表

縦揺の問題をあつかう場合、船が前進速度をもっているために、波と船との寸法ばかりでなく、船速が関係してきて、問題が複雑になる。副次的な船速の変化を考えれば尙更困難は増すが、一番もとになる出会周期 (T_e) にしても周知のとおり、波長 (λ)、波速 (c)、波との出会角度 (α)、船速 (V) を含む (1-1) 式であらわされ、波長と波速とをトロイッド波理論で一変数にしても、4 変数間の関係式になり、図表化することが面倒になる。

$$T_e = \frac{\lambda}{c + V \cos \alpha} \quad \dots\dots (1-1)$$

このような場合に便利なのは共線図表を利用することで、(1-1) 式については、先にその一例を発表した¹⁾。

(1-1) 式をもととして次のような式が導かれる。

- i) 最近不規則動揺の解析には円周波数をベースとするスペクトル解析が多く使われるので (1) 式を円周波数の関係に書き直す。周期を一般に T 、円周波数を ω とかくと

$$\lambda = \frac{g}{2\pi} \cdot T^2 = \frac{2\pi g}{\omega^2}$$

$$c = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}} = \frac{g}{\omega}$$

であるから

$$T_e = \frac{2\pi}{\omega_e} = \frac{2\pi g}{\omega_e^2 + V \cos \alpha}$$

$$\text{あるいは } \omega_e = \omega + \frac{V \omega^2}{g} \cos \alpha \quad \dots\dots (1-2)$$

がえられる。

これを更に

$$V \cos \alpha = \frac{g \omega_e}{\omega^2} - \frac{g}{\omega} \quad \dots\dots (1-3)$$

とかきあらめると

$$f_1(x_1) f_2(x_2) = f_3(x_3) f_4(x_4) + f_5(x_5) \quad \dots (1-3)$$

という形 (いわゆる変数分離形) となつて、簡単な四変数共線図表の問題になる、図表作成の方法は省略して (1-3) 式の図表を Fig. 1 に示す。スケールの取方

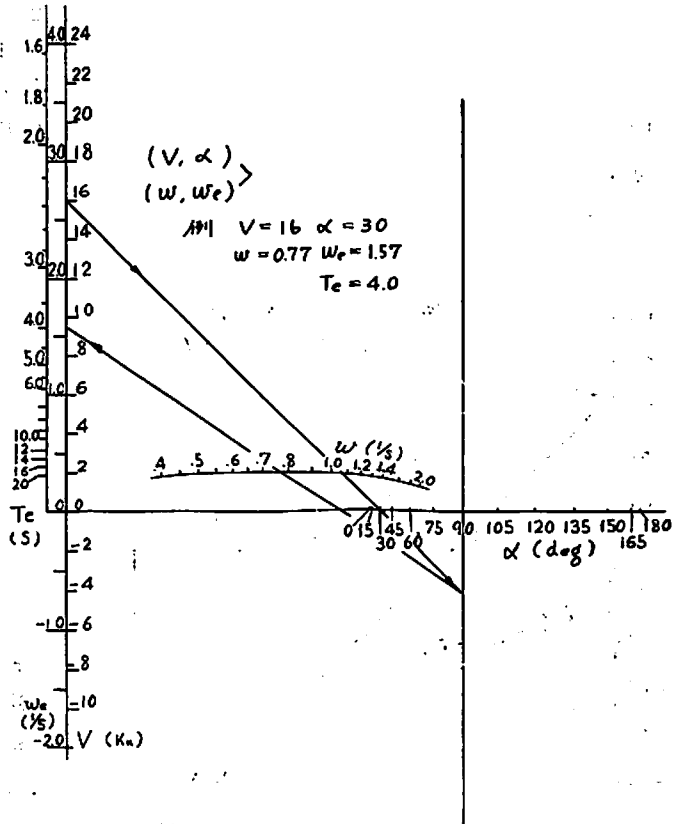


Fig. 1 $V \cos \alpha = \frac{g \omega_e}{\omega^2} - \frac{g}{\omega}$ の図表

によつて、Fig. 1 と変つた比率の図はいくらでも出来る。左端に $T_e = \frac{2\pi}{\omega_e}$ の目盛尺を添えてある。船速が定まつた場合、波の進行方向によつて ω_e がどのようかわかるかが直ちにわかる。ただこの種の図表使用の場合、目盛のどれとどれを結合するかを間違えてはならない。(1-3) の形では必ず、左辺の変数同志、右辺の変数同志を組合せる必要がある。

ii) Tuning factor

船の固有周期を T_s とする、 T_e が船速 V 等によつてかわることを無視すると Tuning factor Λ は

$$\Lambda = \frac{T_s}{T_e} = \frac{T_s (c + V \cos \alpha)}{\lambda} \quad \dots (1-4)$$

ここでは更に T_s なる変数が加わるので五変数となる、五変数でも共線図表は作れるが、 $V \cos \alpha \equiv V_e$ とおいて、 V_e を問題にすれば四変数として取扱える

し、実用上さして不便はおこらない。

(1-4) 式から $c = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}}$ で c を消去し、 Δ , V_a , T_s , λ 間の図表を作ると Fig. 2 のようになる。この場合 (1-4) を

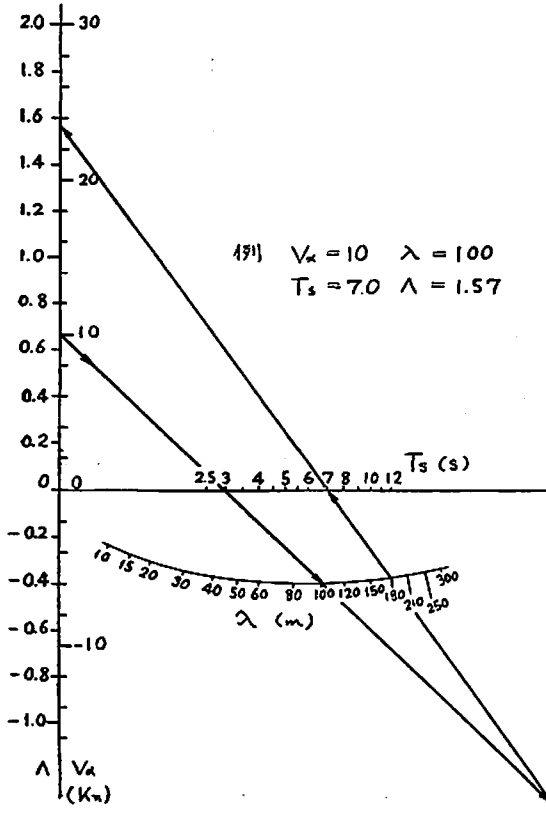


Fig. 2 $\frac{\Delta}{T_s} = \sqrt{\frac{g}{2\pi\lambda} + \frac{V_a}{\lambda}}$ の図表

$$\frac{\Delta}{T_s} = \sqrt{\frac{g}{2\pi\lambda} + \frac{V_a}{\lambda}}$$

と書き直すとやはり (1-3') の形をしている。したがって図表上常に (Δ, T_s) , (Δ, V_a) の組合を行うべきである。たとえば 3.3 節の船が追波をうけると、 $T_s \approx 9.3$ 秒の時 $\lambda = 15$ 米および 60 米の波と同調することがわかる。

(1-4) 式を無次元化して

$$V_a = F_a \cdot \sqrt{Lg}$$

$$T_s = \tau \sqrt{\frac{L}{g}}$$

L : 船の長さ

を使うと

$$\Delta = \tau \left[\sqrt{\frac{1}{8\pi} \cdot \frac{L}{\lambda} + \frac{F_a}{2} \cdot \frac{L}{\lambda}} \right] \quad \dots\dots(1-5)$$

となり、両辺を τ でわるとやはり (1-3') の形である。 τ は実例からみて 2 前後にある。

斜波の効果

2) 斜波の場合の強制モーメント

Fig. 3 の座標を用い、Weinblum²⁾ の式をそのまま使くと、出会角度 α のときの強制モーメントは以下に示すようになる。

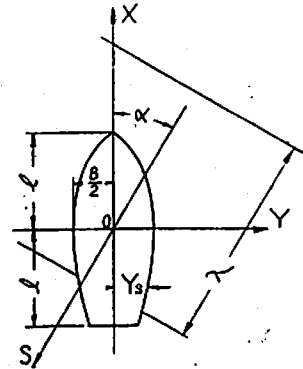


Fig. 3 斜波の中の船の曲線

$$M_\psi = \rho g \int_{-l}^l X dX \int_{-Y_s}^{Y_s} r_s dY \quad \dots((2-1))$$

$$r_s = r_m \cos(kS - \omega t)$$

$$S = -(X \cos \alpha + Y \sin \alpha)$$

$$k = \frac{2\pi}{\lambda}; r_m = \frac{H}{2} \quad (H = \text{波高})$$

水線面が前面にも対称であると M_ψ は結局

$$M_\psi = -\frac{2\rho g r_m}{k \sin \alpha} \cdot M_2 \sin \omega t \quad \dots(2-2)$$

$$M_2 = \int_{-l}^l X \sin(kY_s \sin \alpha) \sin(kX \cos \alpha) dX \quad \dots(2-3)$$

ここで $kY_s \sin \alpha$ は積分の範囲内で十分小さく、略近式 $\sin(kY_s \sin \alpha) = kY_s \sin \alpha$ が使えて結局

$$M_\psi \approx -2\rho g r_m \sin \omega t \int_{-l}^l X Y_s \sin(kX \cos \alpha) dX \quad \dots(2-4)$$

今 α による M_ψ の変化をしらべるために

$$M_\psi = C \cdot M_x$$

と書き直し、

$$C \cdot M_x = \int_{-l}^l X Y_s \sin(kX \cos \alpha) dX \quad \dots(2-5)$$

とおくと、 M_x は無次元となり、 C は α を含まない。 Y_s として n 次のパラボラをとると

$$Y_s = \frac{B}{2} \left(1 - \left[\frac{X}{l} \right]^n \right) \quad \dots(2-6)$$

n と C_w の間には

$$C_w = \frac{n}{n+1}$$

の関係がある。X、Y_s を l でわつて

$$x = \frac{X}{l}, y = \frac{Y_s}{l}$$

かつ $\sigma = \pi \cdot \frac{L}{\lambda} = kl, \frac{L}{B} = p$ を使うと

$$M_a = \frac{1}{l^3} \int_{-1}^1 x l \cdot y l \sin(kx l \cos \alpha) dx \\ = \frac{1}{p} \int_{-1}^1 x (1-x^2) \sin(\sigma x \cos \alpha) dx \quad \dots (2-7)$$

(2-7) 式をみると $\frac{L}{B}$ は積分の外に出るから、 α の変化には無関係で、 n すなわち C_w によつてのみ、 α の M_x に対する影響が異なる。更に σ が小さい(波長が船長より大きい)ときは

$$\sin(\sigma x \cos \alpha) \approx \sigma x \cos \alpha$$

となるから $\sigma \cos \alpha$ がまた外へ出て M_a と $M_0 = M_a(\alpha=0)$ との比は船形には無関係に $\cos \alpha$ に等しくなる。すなわち

$$\frac{M_a}{M_0} = m_a = \cos \alpha \quad \sigma \ll \pi \quad \dots (2-8)$$

σ が小さくない時はこのような略近が出来ないから (2-7) 式の積分を実行しなければならない。

n が正整数であれば、この積分は容易である:

$n=1, 2, 3, 4$ ($C_w = \frac{1}{2}, \frac{2}{3}, \frac{3}{4}, \frac{4}{5}$) について、

$\sigma = \frac{\pi}{2}, \frac{2\pi}{3}, \pi, \frac{4\pi}{3}$ ($\frac{\lambda}{L} = 2, 1.5, 1, 0.75$) のそれぞれ

の $m_x \sim \alpha$ の関係を Fig. 4 に示す。但し $\frac{\lambda}{L} = 2, 1.5$ ではすでに C_w による差異はごくわずかであるから曲

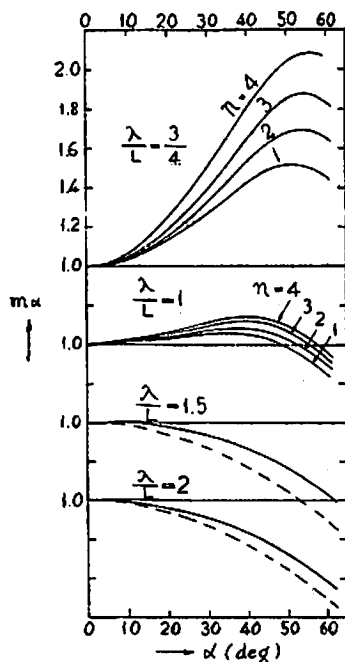


Fig. 4 m_x の曲線

線は一本だけ示した。点線は $\cos \alpha$ である。

船に対する影響の大きいと考えられる上記波長/船長比においては、船形の影響はほぼ無視して α の変化の影響を求めることができる。 λ が小さいときは出会角度が変ると一旦 m_x または M_x は増加する。これは見掛上長い波に出会つた形となるからであるが、この際船形要素がかなり効果を変えることと、 m_x が 1.5~2 に達することは注意を要する。もつとも、もし $\alpha=0$ で同調であれば、 α をかえることによつて、たとえ強制モーメントは増しても、Tuning factor がかわるから縦揺は軽減されるであろう。なお各船形、各 λ/L について α をかえたときおこる pM_x の最大値を λ/L に対して描くと Fig. 5 の通りで $\frac{\lambda}{L} \approx 1.0$ の場合が、 α の変化を考えに入れても常にほぼ最大となる。

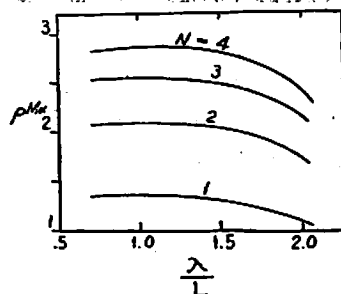


Fig. 5 pM_x の最大値と λ/L との関係

3. Tuning factor の α による変化

(1-5) 式で α をそのままかくと

$$\Lambda = \tau \left[\sqrt{\frac{1}{8\pi} \cdot \frac{L}{\lambda}} + \frac{L}{2\lambda} \cdot F \cos \alpha \right] \quad \dots (3-1)$$

(3-1) 式で α だけをかえると、 Λ の変化の模様は $\Lambda=1.0$ の附近で $\tau \frac{L}{\lambda} \cdot F$ によつて左右せられる。 $\alpha=0$ で $\Lambda=1.0$ であつたとして、方向変化による Λ の変化量は

$$\delta \Lambda = 1 - \tau \left[\sqrt{\frac{1}{8\pi} \cdot \frac{L}{\lambda}} + \frac{L}{2\lambda} \cdot F \cos \alpha \right]$$

である。この際

$$1 = \tau \left(\sqrt{\frac{1}{8\pi} \cdot \frac{L}{\lambda}} + \frac{L}{2\lambda} \cdot F \right)$$

だから

$$\delta \Lambda = \frac{\tau L}{2\lambda} F (1 - \cos \alpha) \\ = \left[1 - \tau \sqrt{\frac{1}{8\pi} \cdot \frac{L}{\lambda}} \right] (1 - \cos \alpha) \quad \dots (3-2)$$

$\frac{L}{\lambda}$ が大きいときは波の船に対する影響が小さいから考えないこととし、 τ が 1.5~2.5 の大きさであることを注意すると、 $\tau \sqrt{\frac{1}{8\pi} \cdot \frac{L}{\lambda}}$ は 1 より小さいから、

τ の小さい船ほど方向変更の効果が大きいことになる。
二三の船について $\delta\Delta$ を推定すると次のようになる。

船名	おじか	北斗丸	宮島丸	きよ丸
船種	巡視船	練習船	冷凍工船	流網漁船
$L \times B \times H$ (m)	72.6 × 9.10 × 2.70	68.5 × 11.0 × 4.13	140 × 19.0 × 6.50	25.6 × 5.40 × 2.00
C_b	0.47	0.60	0.67	0.64
T_s (縦揺) (s)	4.02	5.01	66.9	3.58
τ	1.48	1.90	1.77	2.21
V (仮定) (kn)	9	7	9	5
$\frac{L}{\lambda}$ (同調際)	3.3	2.8	3.3	2.0
$\delta\Delta$ ($\alpha = 30^\circ$)	.062	.049	.048	.051
$\delta\Delta$ ($\alpha = 40^\circ$)	.109	.086	.084	.088

E.V. Lewis は最近の論文で τ を小さくすることをすすめているが、その効果はこの場合良い方にきいてくる。“おじか”のような fine な船では C_w も ($=0.71$) 小さく、前記強制モーメントの変化も full なものに比して早く減少するから、方向変更の効果は大きいと思われる、筆者も体験している。北斗丸は C_b は小さいが C_w は 0.79 でかなり大きく、 τ も普通の大きさで、どの方向から波をうけてもよく縦揺をしたことは、一部同様の推論で説明できる、

遊動水の周期に対する影響

本節はむしろ横揺に関係が深い、同様に縦揺周期にも関係するので記す、

遊動水があれば見掛上 GM が減少するから動揺周期がのびることは常識であるが、動的作用の結果、遊動水自身の固有周期があらわれて、周期解析にあらわれてくる。このことは宮島丸の動揺記録に明瞭にあらわれた。この問題を便宜的な模型化して以下に考察する。

静的に船が横に θ 傾斜した場合、遊動水の表面も θ にかたむき、その重心 g_0 は g_{1s} にうつる (Fig. 6) が、

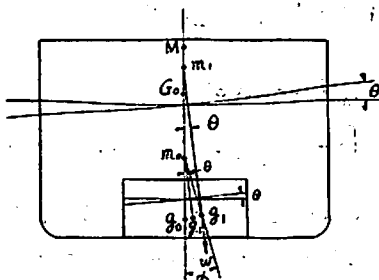


Fig. 6 仮装単振り子

g_{1s} をとおる鉛直線は常に船体中心線上の一定点 m_0 をとおる。そこで、この遊動水を、直立時重心が g_0 に集中し、懸吊点が m_0 にある単振り子で置きかえる。ここに

$g_0 m_0 = \frac{I}{V}$ (I = 遊動水面の慣性モーメント, V は遊動水体积) である。

船の動揺角が θ であるとき、この振子が船体に対し α なる傾きをなすものとする。船の静水中無抵抗動揺をしらべれば、

周期の特性はわかるから、この場合の方程式をもとめる。船の横揺中心を一応船の固定重量 W_0 の重心 G_0 と仮定し、 $g_1 m_0 = g_s m_0 = I$, $G_0 m_0 = r$, $G_0 M = m$ (M は横メタセンタ) とし、 m_0 は G_0 の下にあるとき $r > 0$ とする、遊動水重量を w とする。

振子の運動方程式

$$\frac{W}{g} \cdot I \ddot{\alpha} = -W(\alpha - \theta) + \frac{W}{g} \cdot r \ddot{\theta} \quad \dots(1)$$

船の横揺方程式は、有効な慣性モーメントを I として $I\ddot{\theta} + f(\theta) = 0$...(2)

ここに

$$f(\theta) = (W_0 \cdot m + w \cdot (m + r + I))\theta - w \cdot l \alpha \quad \dots(3)$$

あるいは

$$W_0 \cdot m + w \cdot (m + r + I) \equiv W \cdot GMW = W_1 + w \quad \dots(4)$$

とかくと見掛の GM_n は

$$GM_n = GM - \frac{w}{W} \cdot l \quad \dots(5)$$

である。(1)(2)(3) 式は簡単な聯立二次微分方程式であつて、 α を消去すると次のようになる。

$$\frac{W \cdot GM}{I} = \nu^2, \quad \frac{g}{l} = \rho^2, \quad \frac{w \cdot l}{W \cdot GM} = \kappa \cdot \frac{r}{l} = c$$

と書き直して、

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + (\nu^2 - \nu^2 \kappa c) \frac{d^2\theta}{dt^2} + \rho^2 \nu^2 (1 - \kappa) \theta = 0 \quad \dots(6)$$

ν は遊動水が凍結された時の円周波数 ($= \frac{2\pi}{T}$)、 ρ は長さ l の単振り子の円周波数を意味する。(6)式において、 l が甚だ小さいときは $\rho \rightarrow \infty$, $\kappa \rightarrow 0$ となり (6) 式が

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \nu^2 \theta = 0 \quad (6')$$

となり、また l が甚だ大となると、 ν , (w) が甚だ小さく ρ , c とともに小さくなり、 κ は一定で

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \nu^2 \frac{d^2\theta}{dt^2} = 0 \quad (6'')$$

となるが、これは(6')と同等で、いずれも遊動水の無い場合の普通の方程式である。

(6) 式は ρ, ν, κ, c の大小で種々の異つた形の解をもつが、普通の船で遭遇する例では、

$$\rho^2 > \nu^2 \quad \kappa < 1$$

である、そこで

$$\nu^2(1-\kappa c) + \rho^2 = 2a \quad a > 0$$

$$\rho^2 \nu^2(1-\kappa) = b^2$$

とおくと特性方程式は

$$\lambda^4 + 2a\lambda^2 + b^2 = 0$$

$$\lambda^2 = -a \pm \sqrt{a^2 - b^2} \quad (7)$$

となる、更に実際には $a^2 > b^2$ であるから

λ^2 は負となり、(6) 式の解は周期函数となる。(7) からえられる周期を示すと

$$T_1 = \frac{2\pi}{\nu} \left\{ \frac{1}{2} \left[1 - \kappa c + \frac{\rho^2}{\nu^2} + \sqrt{(1-\kappa c)^2 + 2 \frac{\rho^2}{\nu^2} (2\kappa - 1) + \frac{\rho^4}{\nu^4}} \right] \right\}^{-\frac{1}{2}} \quad \dots (8)$$

$$T_2 = \frac{2\pi}{\nu} \left\{ \frac{1}{2} \left[1 - \kappa c + \frac{\rho^2}{\nu^2} - \sqrt{(1-\kappa c)^2 + 2 \frac{\rho^2}{\nu^2} (2\kappa - 1) + \frac{\rho^4}{\nu^4}} \right] \right\}^{-\frac{1}{2}} \quad \dots (9)$$

これ等の式で、(7) の $a^2 \gg b^2$ の場合を考えると

$$T_1 = \frac{2\pi}{\nu(1-\kappa)} \quad \dots (8')$$

$$T_2 = \frac{2\pi}{\rho} \quad \dots (9')$$

となる。

すなわち大略の推定としては、船の固有周期が GM の減少量に相当して長くなるとともに、遊動水の固有周期が船の動揺周期にあらわれてくる。

一例として

$$W = 12,300 \text{ t}, \quad GM = 1.30 \text{ m}$$

$$w = 22,90 \text{ t}, \quad l = 1.99 \text{ m}$$

$$KG_0 = 6.8 \text{ m}, \quad Kg = 1.5 \text{ m}$$

$$r = 3.3 \text{ m}$$

とすると

$$\rho^2 = 4.94 \text{ (1/s}^2\text{)}$$

$$\kappa = 0.285$$

また遊動水なきときの固有周期を 13.3 秒とすると $\nu^2 = 0.222 \text{ (1/s}^2\text{)}$ である。これから計算すると

$$T_1 = 15.9 \text{ 秒} \quad (18.7 \text{ 秒})$$

$$T_2 = 2.84 \text{ 秒} \quad (2.83 \text{ 秒})$$

がえられる。括弧内は(8')(9')式によるものである。

縦揺についても全く同様の解がえられるが κ はこの場合極めて小さいからまず問題になることはないようである。

遊動水が多数あるときは(1)(2)(3)の代りに

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \nu^2\theta = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^N w_i \cdot l_i \alpha_i \quad (10)$$

$$i = 1, 2, \dots, N.$$

$$\frac{d^2\alpha_i}{dt^2} + \frac{g}{l_i} \alpha_i = -\frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{g}{l_i} \theta \quad (11)$$

をとくことになる。これをとくと、(7) の λ をあたえる式は

$$1 - \left(\frac{n\lambda}{\nu} \right)^2 = \sum_{i=1}^N \kappa_i \left[\frac{1 - c_i \left(\frac{n\lambda}{\rho_i} \right)^2}{1 - \left(\frac{n\lambda}{\rho_i} \right)^2} \right] \quad \dots (12)$$

このままではみにくいから

$$n\lambda = \nu_s = \frac{2\pi}{T_s} \quad \dots (13)$$

とおいてかき直すと

$$1 - \left(\frac{\nu_s}{\nu} \right)^2 = \sum_i \kappa_i + \nu_s^2 \sum_i \frac{\kappa_i (1 - c_i)}{\rho_i^2} + \nu_s^4 \sum_i \frac{\kappa_i (1 - c_i)}{\rho_i^4} + \dots$$

ここで $\frac{\nu_s}{\rho_1} < 1$ なる根は

$$\nu_s^2 = \nu^2 (1 - \sum_i \kappa_i)$$

$$\left[1 + \nu^2 \sum_i \frac{\kappa_i (1 - c_i)}{\rho_i^2} \right] \quad \dots (14)$$

また $\nu_s \approx \rho_1$ なる根 ν_{s1} は

$$\nu_{s1} = \rho_1 + d_1$$

とおいて

$$d_1 = \frac{\kappa_1 \nu^2}{2\rho_1} (1 - c_1) \quad \dots (15)$$

となる。これからみると多数の遊動水の影響は $\sum_i \kappa_i$, $\sum_i \frac{\kappa_i (1 - c_i)}{\rho_i^2}$ の形で入ってくるのがわかる、Fig. 7 にこのような横揺の一例(宮島丸)を示した。

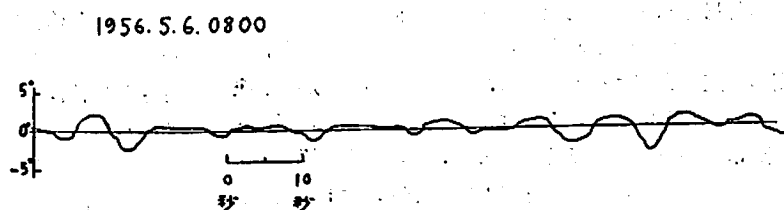


Fig. 7 宮島丸横揺記録

文 献

- 1) 著者: "縦揺固有周期の近似式" 船の科学, Vol. 7, No. 11.
- 2) I.G. Weinblum and M. St. Denis: "On the Motions of Ships at Sea", SNAME, 1950.

昭和三十三年版鋼船規則解説

日本海事協会技術部

昭和三十三年版鋼船規則において、改正を予定されている事項に関し、その概要を船体部、機関部および電気部関係に分けて以下に述べるが、この改正は関係各方面の意見を求め、一部関係者の参集を願つて、規則改正に関する専門委員会を開き、その審議の結果作成した最終改正案を本会技術委員会において審議、可決したものであつて、運輸大臣の認可を得た後、明年度より正式に実施されるものである。

船 体 部 関 係

今回行つた船体部関係の改正のなかで、主要なものは、断面係数で規定される形鋼部材について、従来は鋼板に取りつけられる形鋼部材に対しても、形鋼のみの断面係数を規定していたのを、鋼板に取付けられる形鋼部材については、鋼板を含めた断面係数を規定するように改めたことである。この改正はかねて業界から要望されていた事柄であり、本会としても以前から考えていたことではあるが、この改正を十分な裏付けをもつて行うには、検討を要する問題が余りにも多く、手を付けかねていたものである。従つて今回の改正も決して根本的なものではなく、解決さるべき多くの問題が将来に残されている。もつともそれらの問題は本質的には、この改正を行うために新に生じてくるものではなく、鋼船規則の与える部材寸法が合理的なものか否かを検討するための前提として当然研究されなければならないことであり、規則の精度、合理性を向上するためには何らかの形で解決を要する問題である。それは一言にしていえば、板付きの形鋼がいろいろな条件のもとで、どのように働くかということであり、その意味において今回の改正は根本的なものではなく、ごく表面的なものということになるが、現行規則の若干の欠点は是正されている。

例えば $10 \times 3\frac{1}{2} \times .34/.56$ (inch) の溝形鋼と $10 \times 3\frac{1}{2} \times .52$ (inch) の球山形鋼とは、 610×15 (mm) の鋼板を付けて断面係数を求めた場合、前者は 459 cm^3 、後者は 461 cm^3 となりほぼ同等と考えられるが、板が付かぬときの断面係数は前者が 353 cm^3 、後者が 325 cm^3 である。そのため現行規則によれば、隔壁防塵材等で規定の断面係数が 350 cm^3 となつた場合、前者は使用できるが、後者は使用できないという、実状に沿わない結果を生ずる。もつとも第八編(肋骨)ではこのことが一応考慮されてはいる。しかし、山形鋼、球山形鋼、溝形鋼、曲線鋼板等がいろいろな条件で使用する現状において

はなお不十分なもので、今回の改正により、始めてある程度満足できる解決が得られたことになる。

今回の改正の方針として、各構造部材の scantling そのものが妥当か否かの検討は今後の問題とし、新規則による scantling は、前記のような欠点を是正したために起る変更は別として、できるだけ現行規則に一致させることとしたので、改正の技術的主眼はこの点に置かれた。

まず第一に、現行規則は厳密な意味においては、各構造部材が船体を構成した場合の実際の強さを与えているものではないので、板付きの断面係数を考える場合の板として、使用状態における部材の実際の強さと同等の強さになるような板を選ぶことは、現行規則の scantling を維持するという見地からみれば余り意味のないことで、取付ける板は適当に定めて差しつかえないと思われたので、最も一般的に採用されている 610×15 (mm) の板が付いた場合の断面係数の増加率を各種形鋼について調査して、第1表の結果を得た。

これによると、溝形鋼および逆山形鋼はほぼ同様の傾向を示し、他の形鋼に比し、増加率が最も少い。併し現行規則では一般に、溝形鋼を使用する場合にも特別な制限は設けていないのであるから、溝形鋼の増加率をもとにして、算式の改正を行うことにした。第1表の溝形鋼および逆山形鋼の増加率をみると、形鋼の深さが 150 mm のものを境にして、それより大きいものは殆んど増加率 1.31 前後であるが、小さいものでは相当大きくなるものがあり、規定の値が現行の 1.31 倍程度になるよう、算式を改めた場合、断面係数の小さいものでは、形鋼の寸法が現行より小さくなることになるので、板付きの断面係数算定の際取付ける板を 610×15 (mm) より小さいものにして、断面係数の増加率がなるべく 1.31 に近いものになるようにする必要がある。このため、取付ける板の厚さを変化させた場合の、断面係数を調査した。その結果を第2表に示す。

第2表から、増加率を 1.31 倍程度にするためには深さが 150 mm 以下で 610×10 (mm)、 75 mm 以下で 610×5 (mm) の板を付けて、断面係数を算定するようにすれば、良いと思われたが、業界から、他の規則となるべく共通に使用できるようにして欲しいとの希望があり、深さが 150 (mm) の形鋼については 610×15 (mm) の板を付けることにした。なお 610×5 (mm) の板については、これにほぼ相当する 420×8 (mm) の板を、関西

第 1 表

溝 形 鋼				逆 山 形 鋼			
寸 法	Z_0	Z	Z/Z_0	寸 法	Z_0	Z	Z/Z_0
150×75×10/13.5	131	177	1.38	65×65×8	28.6	41.8	1.46
150×90×9/14	177	234	1.32	75×75×9	43.1	61.4	1.43
180×75×10/13.5	194	265	1.37	90×90×10	70.4	96.0	1.36
180×90×10/15.5	246	324	1.32	100×75×10	69.5	96.2	1.39
200×90×10/15.5	284	272	1.31	125×75×10	95.0	130	1.37
230×90×10.5/16	354	4.3	1.31	150×90×9	131	181	1.33
250×90×9/13	375	499	1.31	180×90×9/14	226	297	1.31
300×90×10/15.5	494	646	1.31	200×90×9/14	261	340	1.30
300×100×14/20	674	874	1.30	250×90×10/15	377	494	1.30
380×100×13/20	924	1190	1.29	300×90×11/16	530	683	1.29
球 山 形 鋼				山 形 鋼			
150×75×9.5	80.1	117	1.46	75×75×9	11.3	18.9	1.67
180×75×9.5	118	170	1.44	90×75×9	17.4	25.7	1.50
180×90×9.5	121	170	1.41	100×75×10	23.3	34.9	1.50
200×75×10	159	229	1.44	125×75×10	35.9	52.6	1.47
200×90×10	163	228	1.40	150×90×12	62.1	87.7	1.42
230×75×10	214	313	1.46				
230×90×11	234	326	1.39				
250×90×14	326	455	1.40				
280×90×14	412	578	1.40				
300×90×14	497	692	1.39				

註 1. Z_0 は形鋼のみの断面係数, 但し逆山形鋼の場合は接辺を仮定して算入

2. Z は 610×15 (mm) の板付きの断面係数, 但し山形鋼の場合は 610×10 (mm) の板付きの値で 610×15 (mm) の板をつけたときは表の値より約 10% 増加する

第 2 表

溝 形 鋼 お よ び 逆 山 形 鋼									
寸 法	Z_0	Z_5	Z_5/Z_0	Z_{10}	Z_{10}/Z_0	Z_{15}	Z_{15}/Z_0	Z_{20}	Z_{20}/Z_0
380×100×13/20	924	1,077	1.17	1,148	1.24	1,193	1.29	1,239	1.34
300×90×10/15.5	494	588	1.19	624	1.26	646	1.31	664	1.34
200×90×8/13.5	249	295	1.18	311	1.25	322	1.29	332	1.33
150×75×6.5/10	115	140	1.22	148	1.28	154	1.34	160	1.39
150×90×9	131	161	1.23	172	1.31	180	1.37	187	1.43
100×75×10	69.5	89.6	1.29	96.4	1.39	102	1.47	108	1.55
75×75×9	43.1	56.8	1.31	61.3	1.42	66.1	1.53	72	1.66

註 1. Z_0 は第 1 表と同様

2. Z_5 , Z_{10} , Z_{15} および Z_{20} はそれぞれ 610×5, 610×10, 610×15 および 610×20 (mm) の板をつけた時の断面係数である

造船協会, 小型貨客船構造基準作製委員会において採用しており, 運輸省においても, 小型船の構造規程に採用

することになっているので, 使用上の便宜を考慮して 420×8 (mm) の板を用いることにした。

第 3 表

項 目	Z ₅	Z ₁₀	Z ₁₅	Z ₂₀	Z ₁₀ /Z ₁₅	Z ₂₀ /Z ₁₅
300× 90×10/15.5 CH	588	624	646	664	0.966	1.027
305×88.9×11.7 B.A.	578	621	647	667	0.960	1.031
300× 125×11.5 F.L.P	567	615	642	661	0.958	1.030
100× 75×10 INV.A.	89.6	96.4	102	108	0.945	1.059
127×76.2×1.27 B.A.	88.4	95.6	101	108	0.946	1.068
150×13 F.B.	88.4	97.1	103	109	0.943	1.058
75×75×9 INV.A	56.8	61.3	66.1	72	0.927	1.089
125×11.4 F.B.	55.9	61.2	65.6	70.4	0.933	1.074

以上は溝形鋼について得た結論であり、この区分が他の形鋼に対しても妥当か否かを検討する必要がある。

実際上の問題として、新規則により規定の断面係数が与えられた場合、それに対して各種の形鋼が使用されることが考えられる。これについては第3表で判る通り、規定の断面係数算定の際、各種形鋼に同じ板をつけて、その断面係数がほぼ同じであれば、実際に取り付けられる板の厚さが相当変つても、形鋼の種類による強さの差は殆んど認められない。例えば規定の断面係数が 640 cm³ の場合には、溝形鋼、球山形鋼および曲縁鋼板のいずれでも深さが 300 mm 前後のものとなるから、(10×15 mm) の板をつけて規定の断面係数があればよいことになり、300×90×10/15.5 CH, 305×88.9×11.7 B.A. および 300×125×11.5 F.L. PL. のいずれでも使用可能であり、取付ける板厚が変つた場合にも殆んど同等の強さを示している。一方規定の断面係数が 100 cm³ 位になると、逆山形鋼や球山形鋼では深さが 100~125mm 位であるから、610×10 (mm) の板をつけて規定の断面係数だけなければならないが、平鋼や山形鋼では深さが 150 mm を超えるものもあるので、その場合は 610 15 (mm) の板をつけて規定の断面係数だけあればよいことになり、使用状態で 10 mm の厚さの板にとりつけられたとすれば、逆山形鋼や球山形鋼の場合はその断面係数は一応規定の断面係数と大差ないものとなるであろうが、610×15 の板をつけて断面係数を算定した平鋼や山形鋼の場合は、それより5%程度弱くなり不具合を生ずる。この傾向は第3表から判る通り断面係数が小さくなる程顕著になるので、平鋼および山形鋼のように、断面係数が小さく、その割に深さの大きい形鋼については、溝形鋼をもとにして定めた深さによる板の区分をそのまま適用することは適当でないので、一般に使用される平鋼、山形鋼の断面係数は深さ 75 mm の逆山形鋼程度以下のものが多いことを考慮し、平鋼および山形鋼に対しては

一様に深さ 75 mm 以下の逆山形鋼に対応する 420×8 (mm) の板を、板付きの断面係数算定の際の規定の板として用いることにした。

前記のような経緯を経て、形鋼の断面係数算定の際、取付ける板を定めたので、各編の算式の値は、一般に現行規則の 1.31~1.33 倍になるように改めた。特に形鋼の種類が明記されている場合には算式の倍率を、その形鋼に対応する板付きの場合の断面係数の増加率に、ほぼ一致させた。例えば、二重底船首部中間肋骨や二重底縦通外板防撓材のように、一応球山形鋼となつていゝものは、新しい規定の値が現行の 1.38~1.40 倍になるよう算式を改めてある。

第3編 総 則

船体使用する鋼材について、現行規則は Coasting Service 以下の船および小型漁船に対しては、委員会の承認により、材料試験を省略することが認められているが、最近の船では溶接が大巾に採用されており、その材料についても十分注意を払う必要があるので、Coasting Service の船および小型漁船に対して材料試験を要求するように改正した。従つて今後は Smooth Water Service 以下の船に対してのみ斟酌が認められることになる。

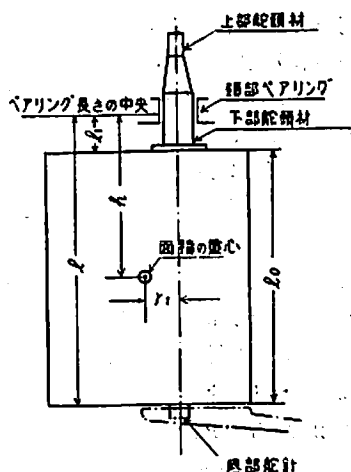
取付山形鋼の代りに、鋼板の一縁を曲縁することは好ましくなく、実際にも殆んど行われていないので、今後は認めないこととした。

形鋼の規定の断面係数を板付きのもので与えることにしたため関係条文をそのように改めた。

第5編 舵および操舵装置

第1章 舵

頸部ベアリングおよび底部舵針を有する舵(第5.1図)において、現行規則によれば下部舵頭材の長さ、舵心材の長さおよび舵の面積が一定の場合、舵の面積の重心が



第5.1図

上にある程、下部舵頭材の径は小さくなるが、実際には下部舵頭材に加わる曲げモーメントは大きくなり、従って下部舵頭材の径は大きくなるべきである。これは算式に h を導入した結果起つたものであるが、今回 h を用いることを取止め次のように改めた。

底部に舵針を有し、頭部にベアリングのある舵では下部舵頭材の径は次の算式により算定したもの以上としなければならない。

$$24.7\sqrt{Ar_2V^2} \quad (\text{mm})$$

A: 舵の面積 (m^2)

V: 船の速力 (kt)

ただし、次に定めるものに満たないときは別に考慮しなければならない。

L が 50 m 以下のとき 11 (kt)

L が 50 m を超え、100 m 未満のとき
0.04L + 9 (kt)

L が 100 m 以上のとき 13 (kt)

r₂: 次の算式により算定した値

$$\sqrt{\alpha l^2 + \beta r_1^2}$$

l: 径部ベアリングから舵頭材中心線における舵の下端までの垂直距離 (m)

r₁: 舵頭材の中心線から A の重心までの距離 (m)
ただし、e が 0.3 を超えるときは次の算式により算定したものとする。

$$\frac{0.4 r_0}{1-e} \quad (\text{m})$$

e: 舵頭材の中心線より前方にある舵の面積を A で割った値

r₀: 舵頭材の中心線からその後方にある舵の面積の

重心までの距離 (m)

α : 第5.2表による値。ただし、 l_1 は下部舵頭材の長さ (m) なお、 l_1/l の値が表の中間にあるときは挿入法によるものとする。

β : 第5.3表による値。ただし、e が表の中間にあるときは挿入法によるものとする。

第5.2表

l_1/l	0.05 以下	0.10	0.15	0.20	0.25
α	0.003	0.008	0.015	0.023	0.031

第5.3表

e	0	0.10	0.20	0.25	0.30 以上
β	1.65	1.40	1.00	0.72	0.42

以上が新しい規定であるが、これについての説明を次に述べる。

舵心材との接合部において、下部舵頭材に加わる曲げモーメント M は既に本誌第28巻第12号、1,029頁において述べた如く次式によつて求められる。(第5.2図参照)

$$M = \phi l_c P_n \quad (P_n: \text{舵圧})$$

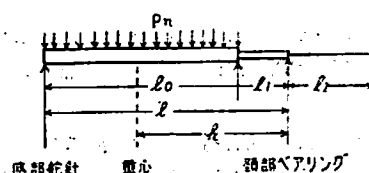
$$\phi = \frac{2.5 k_{10} + 3.25 k_{10}^2}{5 + 13 k_{10} + 8 k_{10}^2} \quad k_{10} = l_1/l_0$$

(l_0 : 舵心材の長さ)

現行規則では、本式を矩形以外の舵にも適用しようとするの考慮のもとに、従来の規則に鑑み、算式中の l_1 および l_0 を次式により h および l に置き換えた。

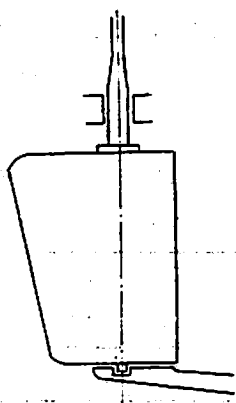
$$h = \frac{l_0}{2} + l_1$$

$$l = l_0 + l_1$$

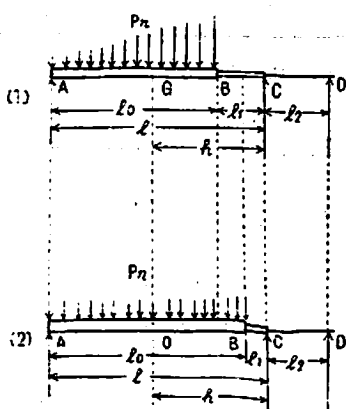


第5.2図

この関係は、舵圧が舵心材の長さにならつて一様に分布する場合には、重心位置が丁度舵心材の長さの中央にあるため満足されるが、第5.3図の如く舵の形状が矩形ではなく、従つて舵圧の分布が一様でない場合には重心は必ずしも舵心材の中央にあるとは限らないため、これに対して上記の置換を行った場合、その算式によつて曲げモーメントを求めると、第5.4図(1)に示すB点の曲げモーメントではなく、同図(2)の如き舵のB点の曲げモーメントを求めていることになり、誤差を生じたのである。従つて今回は h による置換はとりやめ、 $l = l_0 + l_1$ の置換のみを行い



第5.3図



第5.4図

$$M = \phi (1 - l_1/l) P_n$$

を用いることとした。従つて下部舵頭材に加わるトルクを $T = r' P_n$ (r' : 舵頭材中心線から舵圧中心までの水平距離)

とすれば、舵心材との接合部において下部舵頭材に加わる equivalent bending moment M_0 は

$$M_0 = \frac{1}{2} \sqrt{4M^2 + 3T^2}$$

および $P_n = 17.8 AV^2$ により

$$M_0 = -\frac{17.8}{2} Ar_2 V^2$$

従つて所要の径 d は

$$d = 24.7 \sqrt{Ar_2 V^2} \quad (\text{mm})$$

$$\text{ただし, } r_2 = \sqrt{\alpha l^2 + \beta r_1^2}$$

となり、式の形は現行のものとは変わらないが M が変わったため r_2 の算式中 α が違っている。

すなわち現行規則では $\alpha = 4 \left\{ \frac{2(1-h/l)}{h/l} \phi \right\}^2$ であつ

たが新規則では $\alpha = 4 \{(1-l_1/l)\phi\}^2$ になる。これを表にしたものが第5.2表である。

このように l および l_1 のみによつて M の値を決定することは、舵の形状の如何にかかわらず、舵圧は舵心材の全長にわたつて一様に分布すると考えたことになるので、実際に舵の形状が変わつた場合、どの程度下部舵頭材の径が相違するかということを検討するため、第5.5図に示す舵を用いて比較してみることにする。今舵の形状が矩形と異なるため舵圧分布が一様でないものを、梯形分布として考えれば、舵心材との接合部において下部舵頭材に加わる曲げモーメントは

$$M = 2(l-h)\phi P_n$$

によつて得られるから、実際にあり得ると考えられる最も severe な状態として第5.6図の如く、単位長さ当りの荷重が舵心材上端において、下端におけるものの2倍という状態を第5.5図の舵について仮想すれば

$$\left. \begin{aligned} P_n &= 82.5 \text{ t} \\ \phi &= 0.0653 \\ l &= 6.48 \\ h &= 3.37 \end{aligned} \right\} \text{一様分布の場合と同じ}$$

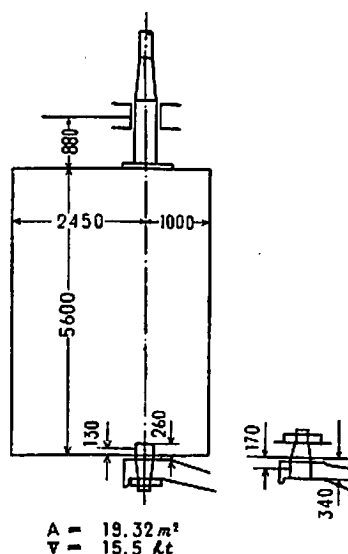
であるから

$$M = 33.5 \text{ t-m}$$

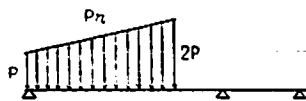
となる。同例で舵圧が舵心材の長さにならわたつて一様に分布すると考えた場合には

$$M = 30.2 \text{ t-m}$$

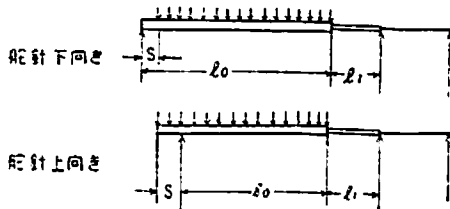
になるから、曲げモーメントにおいて約11%の差を生ずる。併し下部舵頭材の径としては前者は 407 mm 後者は 397 mm となり、その差は2.5%程度である。従



第5.5図



第5.6図



第5.7図

来の例について検討した結果は、形状が、これ程極端な荷重分布になるものではなく、舵の面積の重心位置を考慮して梯形分布とした場合と、一様に分布したと考えた場合とで最大1%程度の差が認められた程度であるので、舵の面積の重心位置により、下部舵頭材の径を修正する必要は実用上ないと思われる。

次に、現行規則では、 l の下端は底部ベアリングの長さの中央までとしているが、新規規則では舵頭材中心線における舵の下線までとした。これは、底部舵針が上向きか下向きかによる舵下端支持点の変化を無視したことになるが、これによる曲げモーメント従つて下記舵頭材の径の相違の程度を検討するため、舵針が上向きの場合および下向きの場合の各々について、舵心材との接合部において下部舵頭材に加わる曲げモーメントを第5.7図によつて求めてみると

$$\text{舵針が下向きのとき} \quad M = \rho(l_0 + s)P_n$$

$$\text{舵針が上向きのとき} \quad M = \rho(l_0 - s)P_n$$

となるから、前記第5.5図の例では

$$\begin{aligned} \text{舵針が下向きのとき} \quad & l_1 = 0.880 \text{ m} \\ & l_0 = 5.730 \text{ m} \\ & \rho = 0.0642 \\ & s = 0.130 \text{ m} \\ & M = 31.0 \text{ t-m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{舵針が上向きのとき} \quad & l_1 = 0.880 \text{ m} \\ & l_0 = 5.430 \text{ m} \\ & \rho = 0.0671 \\ & s = 0.170 \text{ m} \\ & M = 23.1 \text{ t-m} \end{aligned}$$

となるが、これから下部舵頭材の径を求めると

$$\text{舵針が下向きのとき} \quad d = 359 \text{ mm}$$

$$\text{舵針が上向きのとき} \quad d = 393 \text{ mm}$$

となる。一方新規規則により算定すると下部舵頭材の径は397 mm であるから、その差は約1%程度であり実用上差しつかえないものと思われる。

第7編 二重底構造

形鋼の断面係数に関する規定の改正により、算式等が第7.1表の通り改められた。

第8編 肋骨および船首尾防撓構造

形鋼の断面係数に関する規定の改正により算式および算式中の係数を第8.1表の通り改めた。

また同改正により、漸形鋼と球山形鋼とに対し異つた断面係数を与える必要がなくなつたので、これに関する条文を廃止した。

第10編 梁

形鋼の断面係数に関する規定の改正により算式および算式中の係数を第10.1表の通り改めた。

第 7.1 表

項	目	現 行 規 則	新 規 則	新/現
組立肋板	形鋼支柱を設けない場合	$6 sh/l^2$	$7.9 sh/l^2$	1.32
正副肋材	形鋼支柱を設ける場合	$3 sh/l^2$	$3.95 sh/l^2$	1.32
船首部中間肋骨 (球山形鋼)		$5 + 57.8 \left(\frac{L}{100} \right) + 31.7 \left(\frac{L}{100} \right)^2$	$7 + 80 \left(\frac{L}{100} \right) + 44 \left(\frac{L}{100} \right)^2$	1.39
縦通外板防撓材 (球山形鋼)	$L > 90 \text{ m}$	$0.66 L + 85$	$0.9 L + 120$	1.39
	$L \leq 90 \text{ m}$	$2.6 L - 90$	$3.6 L - 123$	1.41
	最小値	40 cm^3	50 cm^3	1.38
縦 肋 骨	外板付	$6 sh/l^2 + 0.5(3.5 - l)SL$	$7.9 sh/l^2 + 0.7(3.5 - l)SL$	註 (1)
	内底板付	$6 sh/l^2 + 0.4(3.5 - l)SL$	$7.9 sh/l^2 + 0.5(3.5 - l)SL$	註 (2)

註 (1) 1.32~1.40 であるが、殆んど1.36以下になる。

(2) 1.32~1.25 であるが、殆んど1.29以上になる。

第 8.1 表

項	目	現 行 規 則	新 規 則	新/現
倉 内 肋 骨		$(3.3 l^2 + 20)(N + 1.3) - 48$	$(4.3 l^2 + 27)(N + 1.3) - 60$	註 (1)
	$N \geq 4.5 \quad l \leq 3.6$	$75N + 19.1 l^2 - 269$	$98N + 25 l^2 - 345$	註 (1)
甲板間肋骨の係数 C	船楼甲板間 (中央部)	0.33	0.44	1.33
	" (船尾部)	0.43	0.57	1.33
	" (船首部)	0.56	0.74	1.32
	乾 舷 甲 板 下	0.56	0.74	1.32
	第 二 甲 板 下	0.68	0.89	1.31
	第 三 甲 板 下	0.74	0.97	1.31
船首倉内肋骨	$L < 90 \text{ m}$	$1.93 L - 41$	$2.6 L - 56$	$1.30 \sim 1.34$
	$L \geq 90 \text{ m}$	$1.73 L - 23$	$2.2 L - 20$	$1.34 \sim 1.30$

註 (1) L が 100 m 未満の船 25 例について最大 1.45 最小 1.31 平均 1.40
 L が 100 m 以上の船 35 例について最大 1.40 最小 1.31 平均 1.32

第 10.1 表

項	目	現 行 規 則	新 規 則	新/現
横置梁の鋼甲板を 係数 C 張る甲板	半 梁	3.55	4.7	1.32
	甲板下縦桁間	3.3	4.7	1.33
縦 通 梁		$3.3 sh l^2 + (L - 50) s$	$4.4 sh l^2 - (L - 30) s$	註 (1)

註 (1) $L = 111 \text{ m}$ のとき 1.33, $L > 111 \text{ m}$ のとき 1.33 以下

第12章 水密隔壁

形鋼の断面係数に関する規定の改正により防撓材の断面係数を求める算式の係数 C を第 12.1 表の通り改めた。

第 12.1 表

項	目	現行規則	新規則	新/現
隔壁防撓材の係数 C	両端肘板固着	2.1	2.8	1.33
	一端肘板, 他端短山形鋼固着	2.7	3.6	1.33
	両端短山形鋼固着	3.3	4.4	1.33
	両端自由	4.2	5.5	1.31

第13章 深水タンク

形鋼の断面係数に関する規定の改正により防撓材の断面係数を求める算式の係数 C を第 13.1 表の通り改めた。

第 13.1 表

項	目	現行規則	新規則	新/現
深水タンク防撓材の係数 C	両端肘板固着	3.8	5.1	1.34
	一端肘板, 他端短山形鋼固着	4.9	6.6	1.34
	両端短山形鋼固着	5.9	7.9	1.36

第14編 非水密隔壁

形鋼の断面係数に関する規定の改正により防撓材の算式および算式の係数を第 14.1 表の通り改めた。

また現行では sbh の値が (44.6-4.6 l) 以上か未満かにより断面係数の算式を変えているが、この算式の係数を round wh して (44-4.5 l) に改めた。

第17編 船楼および甲板室

第1章 船 楼

船楼端隔壁の防撓材の最小断面係数は現行規則では表により与えられているが、今回断面係数を板付きに改めた機会に算式に変更した。算式による断面係数は船楼の高さが逓信省令船舶満載吃水線規程に定める標準の高さで、防撓材の心距が 760 mm の場合について定めたもので、船楼の高さあるいは防撓材の心距がこれと異なる場合は、上記の場合と同等の強さになるように修正する必要がある。

- (1) 船橋楼前端隔壁および長さが 0.4 L 以上の船尾楼または機関室口を蔽囲する船尾楼の保護せられない隔壁の防撓材の最小断面係数。

第 14.1 表

項 目	現 行 規 則	新 規 則	新/現
中心線 隔 壁	$l > 5.2 \text{ m}$ $(0.474l + 1.8)sbh + (18.1l - 107.7)$	$(0.7l + 2.3)sbh + (25l - 150)$	1.38
防 焼 材	$l \leq 5.2 \text{ m}$ $sbh \geq 44 - 4.5l$ $(0.377l + 2.3)sbh + (6.4l - 46.7)$	$(0.5l + 3.3)sbh + (9l - 66)$	1.39
	$sbh < 44 - 4.5l$ $(0.098l + 1.8)sbh + (7.5l - 30.7)$	$(0.1l + 2.6)sbh + (11l - 44)$	1.42
石炭庫 隔壁防 焼材の 係数	横 置 隔 壁 C_1	0.32	0.44
	C_2	15	20
	縦 通 隔 壁 C_1	0.23	0.32
	C_2	13	18

$$L \text{ が } 170 \text{ m 以下のとき } 63 + 48 \left(\frac{L}{100} \right) + 131 \left(\frac{L}{100} \right)^2 \text{ (cm}^3\text{)}$$

$$L \text{ が } 170 \text{ m を超えるとき } 523 \text{ cm}^3$$

(2) 部分的に保護せられる船尾楼の隔壁または長さが $0.4L$ 未満でかつ機関室口を蔽囲しない船尾楼の隔壁の防焼材の最小断面係数。

$$L \text{ が } 156 \text{ m 以下のとき } 12 + 51 \left(\frac{L}{100} \right)^2 \text{ (cm}^3\text{)}$$

$$L \text{ が } 156 \text{ m を超えるとき } 136 \text{ cm}^3$$

(3) 船橋楼および船首楼の後端隔壁

$$L \text{ が } 105 \text{ m 以下のとき } 5 + 0.22L \text{ (cm}^3\text{)}$$

$$L \text{ が } 105 \text{ m を超えるとき } 28 \text{ cm}^3$$

改正規則による断面係数と満載吃水線規程によるものの比較を第 17.1 表に示す。

本章においては、この他次の改正が行われた。

船楼端隔壁の周囲山形鋼の堅辺を甲板上面なるべく 150 mm の高さに達しさせるよう、現行規則では規定しているが最近の実状と合致せず、その理由も明確でないのでこの規定を削除した。

また船楼前端的出入口に設ける閉鎖装置を昨年の船級協会会議の決議の趣旨に沿って次のように規定した。

(1) 機関室を蔽囲する保護せられない船楼の前端隔壁の出入口には 第一級閉鎖装置を設けなければならない。

(2) 前項以外の船楼の前端隔壁の出入口には、なるべく第一級閉鎖装置を設けなければならない。第二級閉鎖装置とする場合は出入口の縁材の高さを充分高くし、その閉鎖装置を鋼製の堅牢なものとしなければならない。

(1) の場合、特別な理由により出入口に第一級閉鎖装置を設けることができない場合には、その理由によっては斟酌することも考えている。この場合には縁材の高さを 610 mm 、閉鎖装置を hook bolted steel plate と

第 17.1 表 (1)

船 橋 楼 前 端 隔 壁				
L (m)	満 載 吃 水 線 規 程			算式による I/y (cm ³)
	球山形鋼 (inch)	鋼 板 (mm)	I/y (c.m ³)	
30 (48.8 以下)	5½ × 3 × 30	610 × 10	88.9	89.2
48.8	6 × 3 × 32	610 × 15	116.1	117.6
61	6½ × 3 × 34	"	138.8	141.0
73.2	7 × 3 × 36	"	167.1	168.3
85.4	7½ × 3 × 38	"	198.7	199.5
97.6	8 × 3 × 40	"	233.1	234.6
109.8	8½ × 3 × 42	"	270.9	273.6
122.0	9 × 3 × 44	"	314.7	316.5
134.2	9½ × 3 × 46	"	359.2	363.3
146.2	10 × 3½ × 48	"	409.4	413.2
158.6	10½ × 3½ × 50	"	468.2	468.6
170				523.2
170.8	11 × 3½ × 52	"	522.8	

第 17.1 表 (2)

船 尾 楼 前 端 隔 壁				
L (m)	満 載 吃 水 線 規 程			算式による I/y (cm ³)
	山形鋼(inch)	鋼 板 (mm)	I/y (cm ³)	
30 (45.75以下)	3 × 2 × 30	420 × 8	15.8	16.6
45.75	3½ × 2 × 32	"	21.6	22.7
61	4 × 3 × 34	"	29.5	31.0
76.25	4½ × 3 × 36	"	38.7	41.7
91.50	5 × 3 × 38	"	49.9	54.7
106.75	5½ × 3 × 42	610 × 10	69.4	70.1
122.0	6 × 3 × 44	"	85.6	87.9
137.25	6½ × 3 × 46	"	103.1	108.1
152.5	7 × 3½ × 48	610 × 15	130.3	130.6
156				136.2
167.75	7 × 3½ × 50	"	135.7	

船 首 楼 後 端 隔 壁

L(m)	満載吃水線規程			算式による I/y(cm ³)
	山形鋼(inch)	鋼 板 (mm)	I/y (cm ³)	
30 (45.75以下)	2½ × 2½ × .26	420 × 8	9.7	11.6
45.75	3 × 2½ × .28	〃	14.8	15.1
76.25	3½ × 3 × .30	〃	20.4	21.8
105				28.2
106.75	4 × 3 × .32	〃	27.8	

註 1. 形鋼の形状は1904年標準型を用いた。

2. 吃水線規定による板付きの断面係数の算定に際し、付けるべき鋼板の寸法は、ある断面係数に対し、実際に使用される型鋼に対して規定される鋼板の種類のうち最大のものを用いた。すなわち断面係数が 60 cm³ 未満のものは 420 × 8(mm), 100 cm³ 未満のものは 610 × 10 (mm), 100 cm³ 以上のものは 610 × 15 (mm) とした。

することを要求するつもりである。

(2) の場合に閉鎖装置を第二級とするときは縁材の高さを 457 mm 以上とする必要があると考えている。

第 2 章 甲 板 室

形鋼の断面係数に関する規定の改正により防機材の断面係数の算式および最小値を第 17.2 表の通りに改めた。

第 18 編 倉 口、機関室口および昇降口

本編は、編の構成並びに配置を全面的に改めた。その趣旨は、現在の編、章、節、条、項、号による構成は、条文を引用する場合等煩雑であり、将来もつと簡単なものにしたいと考えており、また条文の配列も現在は編によりまちまちであるので、今後できるだけ統一のとれた配列順序に改めて、規則を見易くしたいと思つてゐるので、その方針に従つたものである。今後他の各編も順次この線に沿つて改めて行く予定である。

第 1 章 倉 口

内容的には大きな変更はないが、現在殆んど使われていない縦材、載炭口および平載炭口の規定は廃止した。

また誤つて解釈されるおそれのある字句は表現を改めた。

閉鎖装置に関し、前端に隔壁のある蔽閉せられない船楼内の倉口に対し、現行規則は縁材の高さは 457 mm 以上であるが、倉口梁は、縁材の高さを 610 mm 以上とする必要のある暴露部にある倉口のものと同じものを要求していた。今回満載吃水線条約、他の船級協会の規則等を検討した結果、倉口梁は縁材の高さを 457 mm として差つかえない倉口に対して要求されるものと同等であればよいこととした。

倉口梁の寸法は、現行規則では倉口の巾、倉口梁の心距に対し、倉口梁を構成する桁板および上下面材の寸法をそれぞれ規定しているが、最近は溶接構造のものが多くなり実状に適さないで、断面係数で規定することにした。断面係数の値は、現行規則より算定したものをそのまま採用したが、表の倉口の巾、倉口梁の心距を 0.5m 間隔に改めたため、挿入法で求める中間の値については僅かな変動はある。(第 18.1 表参照)

表を断面係数に変えた結果、形状に関する規定が必要になり、倉口梁の深さおよび面材の巾は、横倒れおよび撓みを考慮して適当に定めなければならない旨の条文を新設した。また長さが 61 m 以下の船に対する軽減規定も断面係数について定めることになったので、軽減率が若干変動したが実質的な差はない。

木製蓋板の厚さを算式に変えたが、現行規則による厚さと殆んど差はない。

鋼製倉口蓋については、昨年の船級協会会議において「鋼製倉口蓋の寸法に対する案をロイドより各協会に通知して検討する」ことに意見の一致をみ、その後ロイドより案が送付されてきたので、その案につき検討の結果次の通り改めた。なお、新規則の防機材の断面係数はいうまでもないが板付きの値である。

(1) 倉口縁材の高さを 610mm 以上とする必要のある倉口の鋼製倉口蓋

項 目	現 行 規 則	新 規 則
蓋 板 の 厚 さ	3.75 s	3 + 6 s
防機材の断面係数	18.1 sl ²	25 sl ²

第 17.2 表

項 目	現 行 規 則	新 規 則	新/現
側 壁 防 機 材	$0.6 \left(\frac{d}{D} - 0.5 \right) s / L$	$0.85 \left(\frac{d}{D} - 0.5 \right) s / L$	1.42
最小値	6 cm ³	9 cm ³	1.5

(2) 倉口縁材の高さを 457 mm として差しつかえない倉口および第二級閉鎖船楼内の倉口の鋼製倉口蓋

項 目	現 行 規 則	新 規 則
蓋 板 の 厚 さ	$3.1+5s$	$3+5s$
防撓材の断面係数	$13.6sl^2$	$18sl^2$

註 s は防撓材の心距

l は防撓の長さ

第 18.1 表

倉 口 梁 の 断 面 係 数 (cm^3)

倉口 の巾 (m)	倉 口 梁 の 心 距 (m)							
	(A)				(B)			
	1.25	1.50	1.75	2.00	1.25	1.50	1.75	2.00
3	20	370	600	710	210	250	300	340
3.5	410	520	700	810	260	350	410	480
4	540	700	860	990	360	440	570	660
4.5	720	890	1080	1240	570	600	740	850
5	980	1130	1350	1530	810	830	920	1050
5.5	1270	1490	1700	1880	900	990	1180	1350
6	1380	1690	1920	2140	1000	1100	1350	1550
6.5	1660	1930	2260	2550	1140	1280	1590	1820
7	1890	2210	2610	2960	1290	1460	1820	2080
7.5	2110	2520	2950	3350	1450	1630	2070	2360
8	2430	2870	3320	3760	1640	1840	2380	2710
8.5	2790	3240	3740	4280	1860	2140	2720	3070
9	3010	3510	4030	4570	2050	2340	3060	3300

備考: 倉口の巾または倉口梁の心距が、表に掲げるものの中間にあるときは、倉口梁の断面係数は挿間法により定める。

第2章 機 関 室 口

機関室口については出入口の扉を鋼製とするよう新に規定し、また開放船楼内で倉口縁材の高さを 610 mm 以上とする必要があるのは、船楼前端に隔壁がない場合のみであるから、機関室隔壁に設ける出入口の縁材の高さもこの考え方に合わせて、現行では船楼端に隔壁を設けない場合はすべて 610 mm 以上の高さを要求しているが、今回前端に隔壁のない場合にのみ 610 mm 以上の高さを要求するよう改めた。なお他の艙と同様、隔壁防撓材の断面係数が板付きになったため、算式の係数を現行の 0.83 から 1.2 に改めた。新旧の係数の比は 1.44 である。

第3章 昇 降 口

内容に変更はないが、現行規則第五条は甲板室の規定とする方が適当であるので第 17 編に移した。

第 19 編 機 関 室 お よ び 軸 路

断面係数に関する規定の改正により、軸路防撓材の断面係数の算式 $3.3shl^2$ を $4.4shl^2$ と改めた。

なお上記算式中の l が軸路の下端から側板の扁平部の上縁までの距離であるため、軸路頂部の彎曲した部分の半径が大きくなると l の値が小さくなり、断面係数が小さくなりすぎるので軸路の彎曲した部分の半径と、軸路の下端から頂板までの距離との比が比較的大きい場合は、防撓材の断面係数を適当に増すように規定した。

増加の程度は r/H (r は軸路の彎曲した部分の半径、 H は軸路の下端から頂板までの距離) が 0.2 以下のときは特に増す必要はなく、 r/H が 0.3 のときは 20% 増し程度で良いと考えている。

第 22 編 セメントおよびペイント工事

現行規則では、鋼材はサビおよびミルスケールの除去を容易にするため、建造中なるべく長期間塗装を施すことなく、十分に大気に暴露し、そのペイント塗装は、進水の間近に施さなければならないことになっているが、最近の造船所の実状は大分変つてきているので、次のように改めた。

鋼材の表面はペイントを塗る前に充分清掃し、浮錆、油等有害な附着物を除去しなければならない。また少くとも水線附近以下の外板外面では塗装前に錆およびミルスケールを充分に除去しなければならない。

第 24 編 機 装 品

本会の船級登録を受けている帆船は非常に少く、しかもそのすべてが漁船であり 漁船は第九条により推進機関を備えるときは汽船とみなすことになっている。

従つて本編の帆船に対する規定は使用されたことがなく、今後も恐らくないものと思われるので、今回帆船に対する規定を削除した。

現行規則は麻索の代用として、シュロ索の使用を認めているが、シュロ索は強度が弱く、また船級船では実際には殆んど使用されていないので、今回シュロ索の使用を認める規定を廃止した。

その他、揚錨機、ホースパイプに関する規定は本編に直接の関係がないので今回廃止した。

第 25 編 リベット接合

第 25.6 表形鋼の端の固着は形鋼の断面係数に対応し

て定められているので、今回の形鋼の断面係数に関する規定の改正に適合するよう修正した。

第28編 油 槽 船

断面係数に関する規定の改正により、縦通肋骨および縦通梁の断面係数の算式の係数 C の値を第28.1表の通り改めた。

第 28.1 表

項 目	現行規則	新 規 則	新/現
船底縦通肋骨	8.30	11.3	1.36
船側縦通肋骨	5.63	7.7	1.36
縦 通 梁	10.00	14.0	1.40

第29編 船体構造および機装品材料

第1章 総 則

船体構造に用いる材料について、第三編に既述の如く Coasting Service の船および小型漁船に対しては原則として耐蝕しないことにしたので関係条文をそのように改めた。

現行規則では本編に規定する規格と異なる材料の使用は、設計に関連して特に承認せられた場合に限定されていたのを、その他の場合にも承認を受ければ使用が認められるように改めた。

同趣旨により、船体構造および機装品に用いる圧延鋼材は現行規則では平炉または電気炉あるいはその両方法により製造せられたものでなければならぬが、転炉等前記両方法以外の製造法によるものでも、材質が適当なものは使用差しつかえないので、承認せられた方法によ

り製造せられたものは使用できるよう、条文を一部改めた。

第10章 麻 索

現行規則では麻索の種別は、マニラ索、白麻索およびタール索の3種としているが、白麻索およびタール索は現在は殆んど生産されておらず、かつ実際にも使用されていないので、今回マニラ索一種類とした。

なお索類は、その使用目的に対して十分な強さを持つており、かつ耐久力が現行規則によるものと大差のないものであれば、なるべく実際に使い易いものを適格品として認められるように条文を改めた。従つて、索の撚り方、子繩のヤーンの数、子繩およびヤーンのリード、索の重量等に対して一応の標準は定めてあるが、索の強さおよび耐久力が満足すべきものであれば、上記のものが標準と変つた索でも使用を認める方針である。

索の強さについては、現行規則の切断荷重は、J I S 第二種に相当するものであるが、船舶用の麻索は種々の点から良質のものが要求されるので、J I S 第一種程度のものが適当であると考え、そのように改めた。

実際に製造されているマニラ索の切断荷重は、昨年中に製造された705本のマニラ索について調査した結果では大部分のものは現行規則より50~70%上廻る値を示しており、現行規則の約25%増しになつた新規規則の切断荷重に対して不合格となるものは約1%程度である。

径については、今回規定の切断荷重の5%の荷重をかけた時に測定するよう改め、公差も従来 $\pm 3\%$ であつたのを $+5\%-0\%$ に改めた。

(機関部、電気部は次号)

天然社編 船舶の写真と要目 第4集 1956年版)

B 5 判上製 200頁 写真アート紙 定価 650 円 (〒50) 好評発売中

昭和30年発行「船舶の写真と要目」第3集(1955年版)に掲載以後の1ヶ年における国内船、輸出船の全部、鋼船500噸以上の新造船船を掲載する。約120隻の全貌が写真および百余項目にわたる詳細なる要目より明かにされる。この1ヶ年の日本造船界の盛況はこの集により余すところなく明かにされ、ひいては海運界の活況をも窮い知ることができ、船舶関係各方面より待望されている。しかも各集ごとに日本図書館協会の選定図書に指定され、一般にも多くの関心を高めている。

なお特殊船において本集においては若干小型船(500噸未満)を参考のため掲載した。

原子力商船の動力について(上)

Nuclear Power for Commercial Vessels

By K. Maddocks

Trans. I. M. E., May 1956, p 105/148

本誌の10月および11月号に、Johnsonの“商船用の原子動力”という論文を紹介した。その中では、原子炉の原理と構成についての解説がおこなわれてあつたが、なかでも、加圧水型原子炉、液体金属冷却炉および沸騰水型原子炉のプラントを比較的詳しく検討してあつた。これから紹介する論文は、ガス冷却原子炉を用いる密閉サイクルのガスタービンプラントが商船に最適であろうと判断して、これについてかなり詳しく考察を加えている。論文のはじめの部分は既に紹介したJohnsonの趣旨と同様で、原子力および原子炉の概説であるから省略する。

序論としてガス冷却原子炉について簡単にのべておこう。Fig. 8がその概念図で、非均質型の熱中性子炉である。燃料(fuel)は多少とも濃縮したウランが必要であつて、普通は棒状にしてジルコニウム、アルミニウムまたは不銹鋼で被覆する。減速材(moderator)は黒鉛または酸化ベリリウムのブロックである。制御棒(control rod)は硼素鋼またはカドミウムで作る。これらを

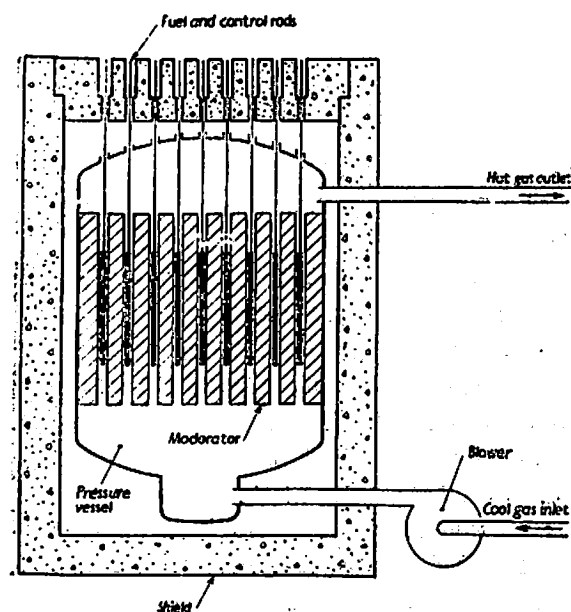


Fig. 8 ガス冷却原子炉の概念図

耐圧容器で包んで冷却用のガスを通じ、燃料体から熱を取り出す。以上がガス冷却原子炉の概念であるが、この論文では原子炉部分の構成について、この程度以上には触れていない。減速材として黒鉛でよいかどうか、原子炉の出口温度のとり方など問題点はまだ幾らも取残されている。

なお同じ論文が *Atomics Engineering and Technology* のMay, 1956 から掲載されている。

密閉サイクルタービン原子力プラント

密閉サイクルガスタービンにより、原子炉から出るガスの熱エネルギーを直接機械的エネルギーに変換出来る。動作流体としては空気、窒素、炭酸ガス、ヘリウムが考えられ、後のものほど適当である。この方式では普通の蒸気原動機に必要な蒸気発生器、復水器、給水装置等多数の補機が不要になる。

密閉サイクルガスタービンは16年前からスイスで空気サイクルの開発が行われ最大12,500 KWのものが作られた。窒素は空気の77%を占めそれと良く似た性状を有する。炭酸ガスは熱伝達特性が良好である。しかし上記の三種類のガスは原子炉中で加熱する際放射性を帯びる欠点がある。これに反してヘリウム原子核は中性子の照射に対して極めて安定であるから、純粋のヘリウムを使用した場合遮蔽は炉自身にだけ行えばよく、プラントの機器の配置が自由になり重量も軽減出来る。

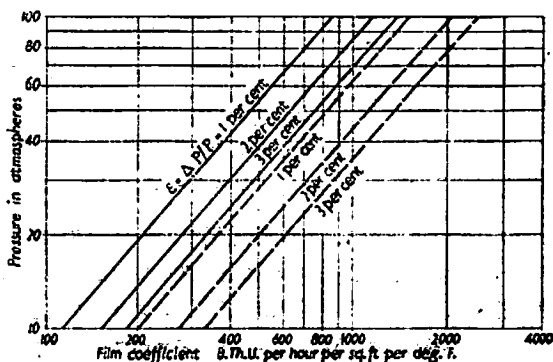
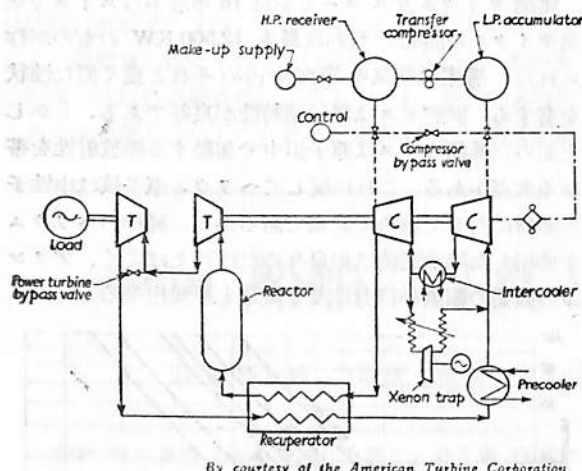


Fig. 12 ヘリウムと空気の熱伝達特性

第12図に示すようにヘリウムは窒素より良好な熱伝達特性を有し、圧力を上昇させればさらによくなる。この図は径1 in 長さ1,000ftの管中を1,000°Fのガスが流れる場合の熱伝達係数と圧力との関係を、圧力降下の割合をパラメーターとして示したものである。図により明かなように必要な伝熱面積はヘリウムに対する方が空気や窒素よりも少ないが、比熱が高いためタービンや圧縮機的设计に困難な点が生ずる。すなわち一定の温度変化を与える段落の数は流体の比熱にはほぼ比例するからである。(ヘリウム 1.25 Btu/lb, 空気 0.24 Btu/lb) しかし後に述べるサイクル解析で判明するように最高効率を与える温度比は排熱再生器の有効度を増加させると減少するので、熱伝達特性のよいことは有利な点となる。ヘリウムは不活性な気体であるからプラントの機器の材料を化学的に侵す心配はない。

ヘリウムの価格の高いことは一つの障害であつて漏洩防止装置を使用して損失を出来るだけ減少させる必要がある。

空気を使用した密閉サイクルについては優れた研究があり^{15) 16) 17) 18)} これらの大部分はヘリウムタービンにも応用出来る。



By courtesy of the American Turbine Corporation

Fig. 13 密閉サイクル・ガスタービンプラント

Fig. 13 はプラント計画の概略図であつて、タービンは二段に分れ圧縮機タービンは出力タービンと機械的に無関係になっている。逆転は可変ピッチプロペラを使用する方法が考えられるが、この種のプロペラで吸収出来る馬力の最大のものが原子力プラントに適当な最小馬力

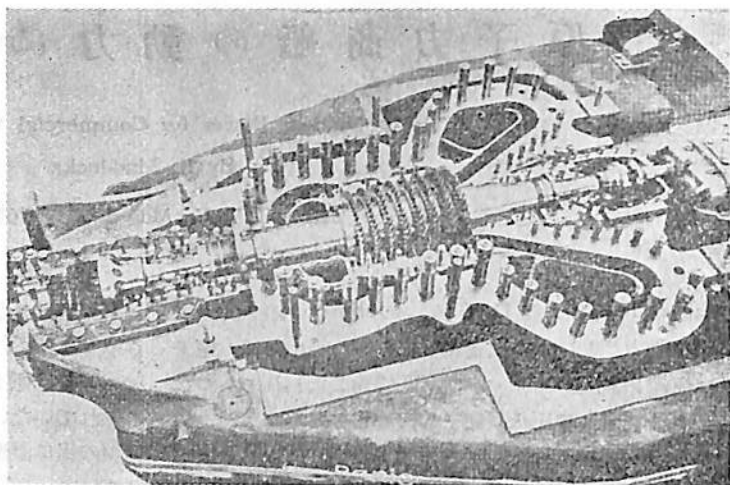


Fig. 14 代表的なヘリウムタービン

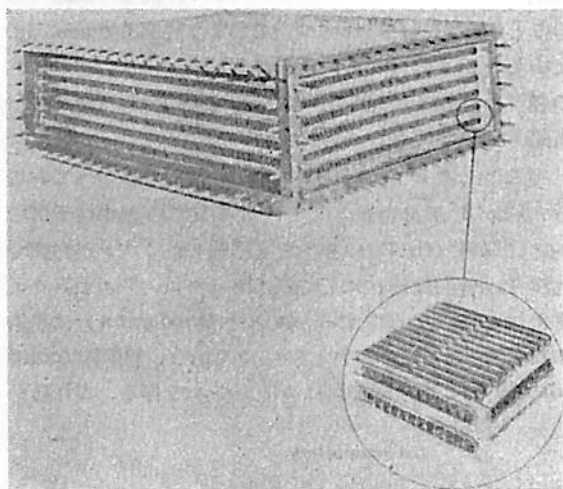


Fig. 15 Griscom Russell の板状フィン付き熱交換器

の限界におよばない。他の方式としてはタービンを軸流式にしてそれ自体を可逆転にするか、ターボ発電機による電気推進が可能である。

軸出力 20,000 shp 程度に適切な軸流タービンの構造例を Fig. 14. に示す。系統を気密にするための有効なタービングランドの製作が技術的に緊急な問題になっている。排熱再生器は Fig. 15. のような板状フィン付のものにし、中間冷却器は銅管式がよいであろう。60MW 空気タービンの全体配置と断面図を Fig. 16. および Fig. 17. に示してあるが、これは計画中のヘリウムタービンプラントに使用するものと同型式である。タービンや圧縮機を連絡するガスの通路を極力短かくして圧力降下を小さくするとともに漏洩の起る表面を減少させるようになっている。

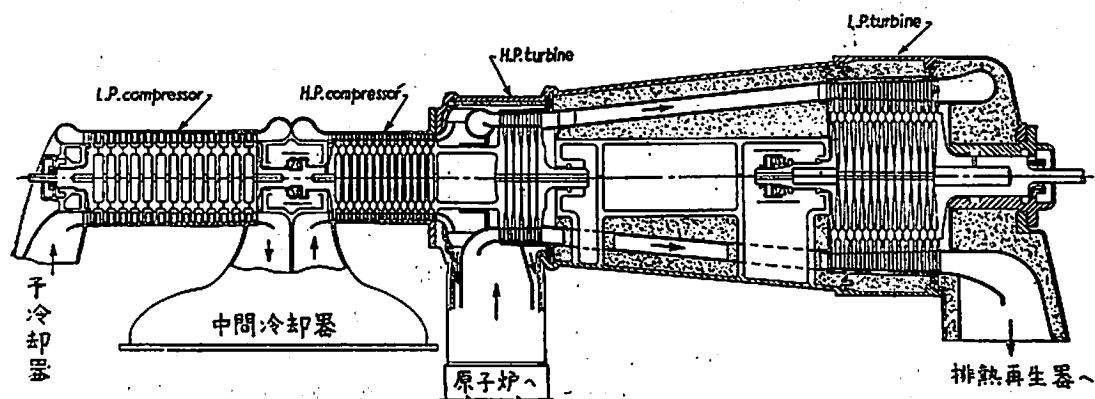
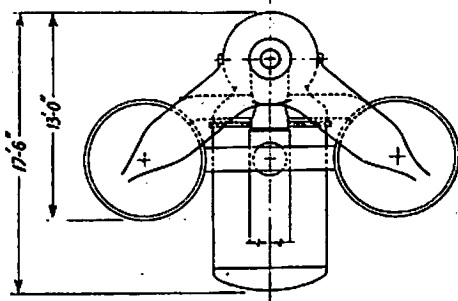
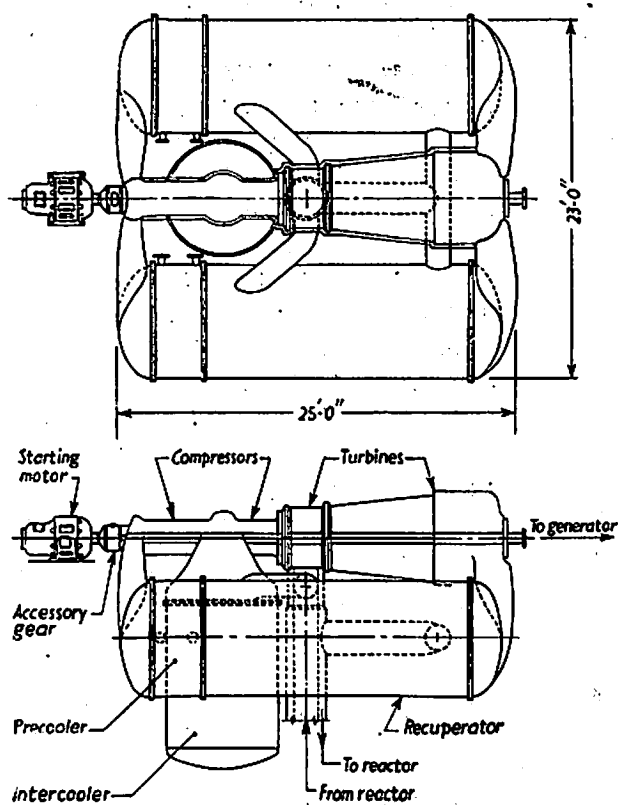


FIG. 16—Turbine section

By courtesy of the American Turbine Corporation

Fig. 16 タービン断面



By courtesy of the American Turbine Corporation

Fig. 17 タービンの全体配置図

制 御 系

プラントの出力は系の圧力を加減して変更出来る。圧力制御は動作流体の量を調節して行い、非常用速度制御はバイパスによつてなされる。

循環していないヘリウムは別の圧力容器に蓄えて逃げないようになっている。この系統は2箇のタンクからな

り、一方が気蓄器他方が蓄圧器になつていて、両者の間にポンプが装置してある。循環して仕事をしている流体と圧力調整系統中にある流体との総和は常に一定である。漏洩があつた場合には気蓄器にガスを追加してやればよい。これらの簡単な説明図は Fig. 13. に示してある。

出力を調節するのは蓄圧タンクとタービン系統との間にある弁を手動で開閉して行う。

圧縮機タービンと出力タービンとは調速器が装備されている。圧縮機タービンのものは最高速度を制限する型式のもので、一定限度以上の回転になるとバイパス弁が開く。出力タービンの調速器はプラント全体の停止が必要となるような非常の場合だけに作動するように設計されている。この場合には出力タービンのバイパス弁が開き直にタービン中のガス流量を減少させる。その結果圧縮機タービンの背圧が減少してこれが過速度になるから圧縮機のバイパス弁が開く。さらに出力タービン調速機は体系の圧力制御器を作動させ系のヘリウムを気落器に排出する。同時に制御棒が炉中に落下して系の熱発生を減少させる。

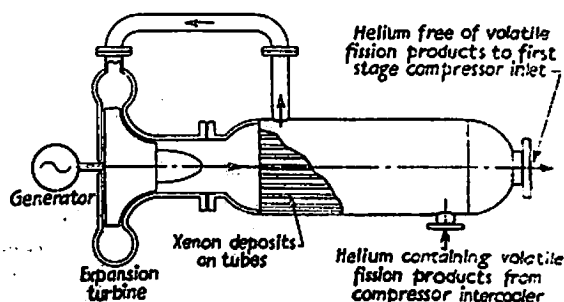
出力タービンの負荷が零になり炉の反応が停止した後も一定時間はそれを冷却する手段が必要である。圧縮機タービンは回転を停止するまではヘリウムを流すが、その後は電動機駆動の補助循環圧縮機による二次冷却系が作動を開始して温度が安全な程度に降下するまで炉を冷却する。

キセノン (Xe) の除去

購入できるヘリウムの純度は99.99%で、不純分はアルゴン、炭酸ガスそれに窒素であるが、どれも気にするほどの量ではない。けれども、ガス状の分裂生成物が燃料体からもれ出て汚染する可能性はあるのであつて、その主なものはキセノンである。これはたとえ少しであつても除去することが望ましい。

キセノンはコールドトラップで凝固させればいくつでも除去できる。その方法の一つを以下にのべよう。中間冷却器と高圧圧縮機の途中でヘリウムを少し分流させ、熱交換器を通す。(Fig. 13. 参照) この熱交換器で十分に冷却させてキセノンの量を許容水準にまで低下させる。キセノンはほんの少ししか存在しないから、それを除去したからといってヘリウムの量が減つたとわかるほどではない。つぎにこのヘリウムはターボ減圧機(膨脹機)を通り、低圧圧縮機の吸引圧力にまで減圧される。その際ヘリウムは温度が降下し、こんどは熱交換器の冷却体として働く。この型式の代表的なコールドトラップを Fig. 18. に示す。

キセノンの濃度を低く保つておくためには、全体の流量の1%程度を分流させればよいからコールドトラップの寸法は小さくてよい。熱交換器の通路がキセノンやその崩壊生成物でふさがれるようになったら新しい装置と取換える必要がある。



By courtesy of the American Turbine Corporation

Fig. 18 キセノン・トラップ

サイクルの詳細値の選定

すべて、密閉サイクルの原子力プラントが経済的にすぐれたものであるためには高温のサイクルでなければならない。具体的にいうと、サイクル温度は少なくとも1200°F以上でなければならない。空気加熱器の火で熱せられる管壁の温度に制限があるので、現在までの密閉サイクル動力プラントはサイクル温度が1250~1300°Fのものであつた。一方、原子力プラントではこの制限は除かれたわけで、タービンの入口温度は当然のことながら原子炉の出口温度だけで定まる。いままでのところ、この温度は150°Fに制限されているようである。いま、このヘリウムプラントのサイクルを決めるため、1300°、1350°および1400°Fのサイクル温度のプラントと、100°および200°Fの再熱をおこなう1300°Fのサイクル温度のプラントの計算をおこなつてみた。

圧力比 R_c を横軸にとつてサイクル効率 η_c を比較したのが Fig. 19. である。これらは、ターボ機械類のポリトロップ効率(段効率)を適当にとり、さらにそれらの圧力損失を考慮して計算したものである。1400°Fの非再熱プラントと1300°/200°Fの再熱プラントとは効率の差が少ししかない。非再熱サイクルの方が最良の

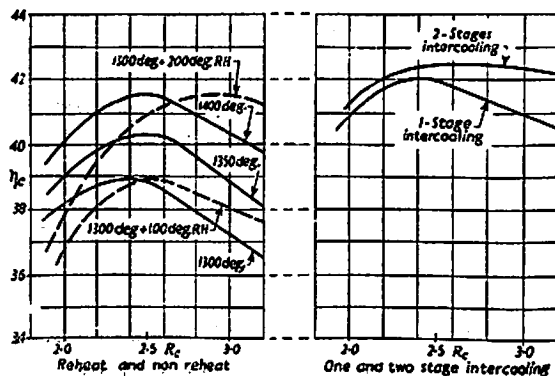


Fig. 19 (左) 再熱サイクルと非再熱サイクルの比較
Fig. 20 (右) 中間冷却器が1段のサイクルと2段のサイクルの比較

効率を示す圧力比が低く、そのうえ再熱用の熱交換器がなくてすむから 1400°F の非再熱 サイクルを選ぶことにした。

中間冷却を適当におこなうとプラントの効率は多少増加する。2 段中間冷却と 1 段中間冷却の場合の効率が Fig. 20 である。2 段に中間冷却しても効率は 42% から 42.5% に増すだけであるのに、一方圧力比は、2.4 か 2.8 にしなければならない。このため、中間冷却は一段とした。

設計条件はつぎのようにとる。

全圧縮比	2.4
圧力損失—中間冷却器	0.75
% 高圧排熱再生器	1.50
原子炉	1.50
低圧排熱再生器	2.25
予冷却器	1.00
合計, %	7.00
膨脹比 2.4 (1-0.07)	2.233
圧縮機入口温度, °F (海水温度 75°F)	90
タービン入口温度, °F	1,400
排熱再生器効率, %	92.3
機械的損失その他, %	5.0

ヘリウムの物理定数

定圧比熱, B.t.u./lb.	$C_p = 1.25$
比熱比	$\gamma = 1.658$
ガス定数	$R = 386.2$
	$(\gamma - 1)/\gamma = 0.398$

サイクルの解析 (Fig. 21)

圧縮機

入口温度	$T_1 = 550^\circ R$
各段の圧縮比	$\sqrt{2.4} = R_c = 1.55$
	$R_c^{(\gamma-1)/\gamma} = 1.191$
断熱温度上昇	$\Delta T_{ad} = 105^\circ F$
断熱効率	$\eta_{com} = 0.8$
実温度上昇	$\Delta T = 120^\circ F$
出口温度	$T_2 = 670^\circ R$
	$T_3 = 550^\circ R$
	$T_4 = 670^\circ R$

全温度上昇 (圧縮機の仕事)

$$2 \times 120^\circ F = \Delta T_{com} = 240^\circ F$$

高圧タービン

入口温度	$T_5 = 1,860^\circ R$
	$\Delta T_{com} = 240^\circ F$

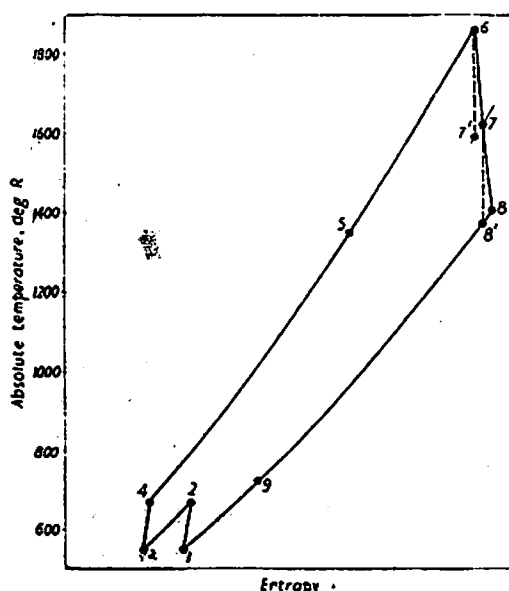


Fig. 21. サイクル図

断熱効率	$T_7 = 1,620^\circ R$
断熱温度降下	$\eta_{exp} = 0.888$
	$\Delta T_{ad} = 270^\circ F$
	$T_7 = 1,560^\circ R$
	$T_6/T_7 = 1.17$
	$r/(r-1) = 2.51$
膨脹比	$(Re)_{HP} = (1.17)^{2.51} = 1.48$
低圧タービン	

全膨脹比	$(Re)_{TOT} = 2.233$
	$2.233 \cdot 1.48 = (Re)_{LP} = 1.51$
	$(Re)_{LP}^{0.398} = 1.178$
	$T_7 = 1,620^\circ R$
	$T_7/1.178 = T_8 = 1,374^\circ R$
断熱温度降下	$\Delta T_{ad} = 246^\circ F$
断熱効率	$\eta_{exp} = 0.888$
実温度降下 (出力)	$\Delta T_W = 218^\circ F$
	$T_8 = 1,402^\circ R$

排熱再生器

	$T_9 = 1,402^\circ R$
	$T_4 = 670^\circ R$
有効温度差	$\delta_t = 732^\circ F$
効率	$\eta_r = 92.3\%$
排熱再生器内での温度上昇	$\Delta T = 676^\circ F$
出口温度	$670 + 676 = T_6 = 1,346^\circ R$
原子炉	$T_6 = 1,860^\circ R$

	$T_5 = 1,346^\circ R$
炉内での温度上昇 (熱供給)	$\Delta T_{it} = 514^\circ F$
予冷却器	
	$T_4 = 670^\circ R$
排熱再生器内での温度残高	$732 - 676 = 56^\circ F$
	$T_9 = 726^\circ R$
	$T_1 = 550^\circ R$
循環中の温度降下	$\delta = 176^\circ F$
サイクル効率	
出力	$T_w = 218^\circ F$
入力	$T_R = 514^\circ F$
	$\eta_{\text{サイクル}} = 42.8\%$

仕事率

$$2,544 / (1.25 T_w) = W = 9.35 \text{ lb/h.p. hr.}$$

一サイクルの全圧力損失を7%と仮定することは楽観的だと考えられるかも知れない。しかしこの値は慎重な設計をして熱伝達面積を余り大きくしないようにすれば達せられるものと思う。エア・サイクルにすれば、原子炉における圧力損失を5.5%として、全圧力損失は11%となり、これは普通の加熱器の全圧力損失の値にほぼ等しい。

海水温度を $75^\circ F$ と仮定したが、これは多くの運転状態に対して少し高過ぎるように思われる。もしそうだとすると循環効率は実際はもつと良いだろう。全圧力損失と海水温度の変化による仕事率と循環効率の変化を Fig. 22 に示す。

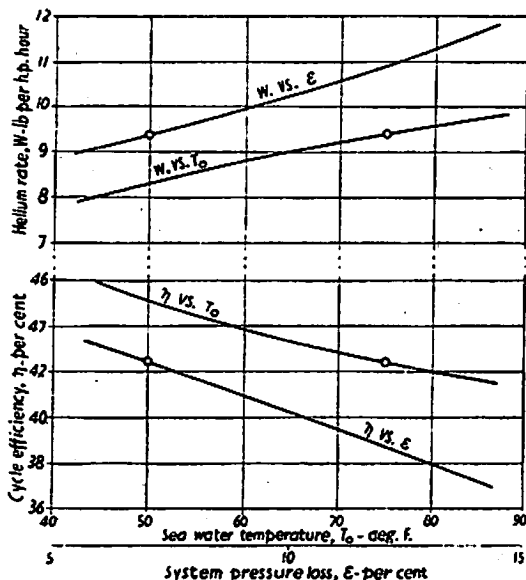


Fig. 22 海水温度に対する補正

核燃料の使用についての経済性

軸馬力 15,000 以上の大出力にならないと、核燃料を用いても、その利点を十分に発揮出来ないといわれている。この点について Crever および Jrocki 両氏は二つの重要な見解を発表している。

(a) 遮蔽の量は実際には出力と無関係であるから低出力の核燃料動力は不利である。

(b) 大型航洋船推進用プラントの出力は、10,000 ないしそれ以上であつて現在の原子動力プラントの設計でも十分にその利点を発揮できる程の大出力である。

船用動力の経済性を説明するために、Fig. 23 に推進用機器の価格を5隻の船を例にとつて画いてみた。これ

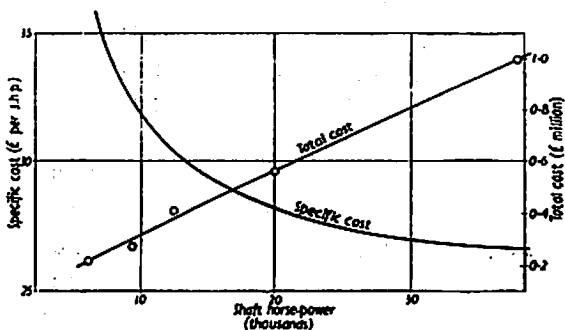


Fig. 23 蒸気機関の価格

らの5隻の船はそれぞれ現代の貨物船、油槽船、客船を代表するものであつて、船種こそ異なるが、皆、歯車減速式蒸気タービンを備えているので、推進機関だけについての比較ならば、その船種の違いは無視しても良いだろう。ボイラー、タービン、シャフト、プロペラは価格に含まれているが、荷役機械やステアリング・ギア等が含まれていない。いまわれわれが議論の対象にしている出力領域では、全体の機関価格の20%程度が蒸気発生器と補器類の価格となつている。

文献

15. Quiby, H. 1945. "Trials of an Aerodynamic Turbine" "The Oil Engine" November 1945.
16. Keller, C., and Spillman, W. 1954. "Closed Cycle Air Turbine Installations for Marine Propulsion", "The Oil Engine and Gas Turbine", December 1953 and January 1954.
17. Escher Wyss, 1955. "A New Closed Cycle Gas Turbine", "Gas and Oil Power", February, 1955.
18. McMullen, J. J. 1951. "A Gas Turbine Plant with Reference to a Cargo Vessel" Trans. S.N.A.M.E. vol 59. p. 502

(運研原子力船研究室 訳)

(未完)

模型推進器のキャビテーション

昨年の本誌1号に運輸技術研究所空洞試験水槽で撮影された、船用推進器模型についてのキャビテーション発生的一般状況を示す写真を掲載したが、ここに紹介する一連の写真もその後同水槽で実施された研究記録の一部である。

(1) 写真I-1~IV-4 キャビテーションの発生には空洞常数や前進常数の変化が敏感に影響するから、異なる翼断面形状のキャビテーション特性を厳密に比較する為にはその際の試験状態を正確に一致させることが望ましい、この目的で1箇のボスに異なる数枚の翼を植えつけた特別な模型推進器を使用することが行われている。写真I-1~IV-4はこの様な模型により厳密な比較を行つた記録で、四翼推進器の各翼を翼輪廓、翼厚を一定として翼断面形状のみを変化させた場合である。写真番号のI-1、II-2等の最初のローマ数字は翼番号を示し、後の算用数字は前進常数が小となる順に番號を附したものである、翼番号Iは従来広く使用されている渾研型エーロフオイル断面、翼番号IIは0.95 R (Rは推進器半径)より先端を完全な円弧背面とした渾研型のエーロフオイルの改良型(改渾研型)、翼番号IIIはトルースト型エーロフオイル(0.9Rより先端が円弧背面)、翼番号IVは完全な円弧背面のものである。この模型を試験水槽中で作動させ、ストロボ同期装置により短時間内に各翼の状況を連続撮影した。従つてここに示す写真は空洞常数、前進常数はもとより、水温、水の空気含有量等も完全に同一の状態の比較写真ということが出来る。しかもこの模型は特別に製作された模型推進器用削成機で仕上げたものであるからピッチその他に製作誤差は殆んどないと考えてよい。

写真I-1~IV-1はチップ・キャビテーションが起りはじめの段階で、この時期には各翼の差はあまりない。写真2から4と前進常数が小となすにつれて各翼の差が明瞭となり、翼番号II(改渾研型)及びIII(トルースト型)が最もキャビテーションを起し難く、IV(円弧型)、I(渾研型)の順に発生範囲が広くなることが認められる。

(2) 写真A₁, A₂~F₁, F₂ 実際の推進器が作動している如き不均一な伴流中におけるキャビテーション発生状況を空洞試験槽内で観測する目的で、模型推進器の前方に一枚の厚板をおいて、推進器への水の流入速度を不均ならしめて見たのがA₁, A₂~F₁, F₂の6組の写真である。写真で左側に斜上方をむく翼は丁度流速の最も小さい位置(厚板の直後)にあり、右下方の翼はそれより90°まわつて流速の最も大なる位置にきている。1組の写真のうちサフィックス1のついた方は主として左上方の翼に、2のついた方は右下方の翼にそれぞれ照明をあてて撮影したものである。またAとBは渾研型翼断面、Cは改渾研型翼断面をもつ四翼推進器についての写真であり、D~Fは翼の前後縁に角を、背面に2本の稜線をつけてキャビテーションが発生しやすい様にした特別な模型についての写真である。厚板の直後と、それより90°まわつた位置とで発生状況が明らかに異なること、厚板の直後で増加したキャビテーションがその直後では消滅していること(即ち非常な短時間内に発生、消滅をくり返していること)は興味深い点である。なお流入速度の最大値と最小値との比はこの場合1.17であつた。

(3) 記號

空洞常数 $\sigma = P - e / \frac{1}{2} \rho v^2$

前進常数 $v_1 = V / nD$

但し P = 推進器軸中心における静圧 (kg/m²)

e = 水の蒸氣圧 (kg/m²)

ρ = 水の密度 (kg.sec²/m⁴)

V = 平均流入速度 (cm/sec)

n = 推進器の回転數 (1/sec)

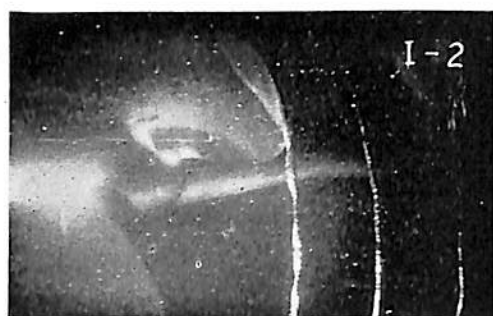
D = 推進器の直径 (m)

$\sigma = 5.0$

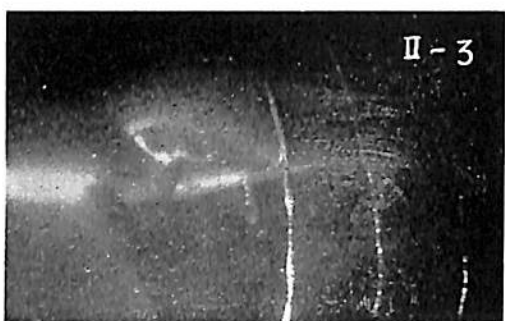
$v_1 = 0.688$



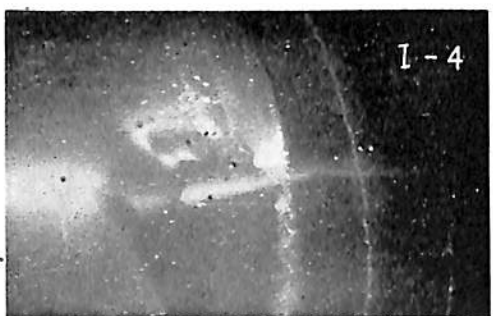
$v_1 = 0.605$



$v_1 = 0.576$

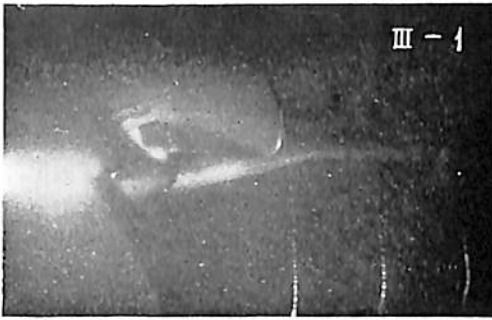


$v_1 = 0.544$



翼番号 I 連研型エーロフォイル

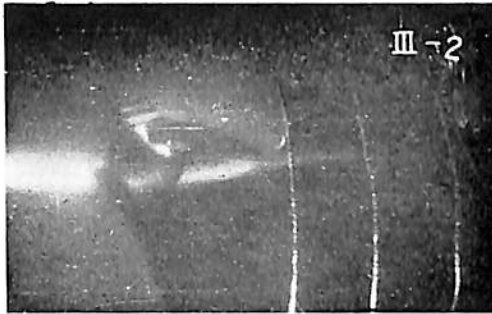
翼番号 II 改連研型エーロフォイル



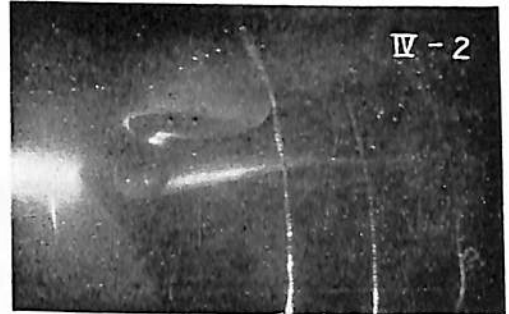
Ⅲ-1



Ⅳ-1



Ⅲ-2



Ⅳ-2



Ⅲ-3



Ⅳ-3



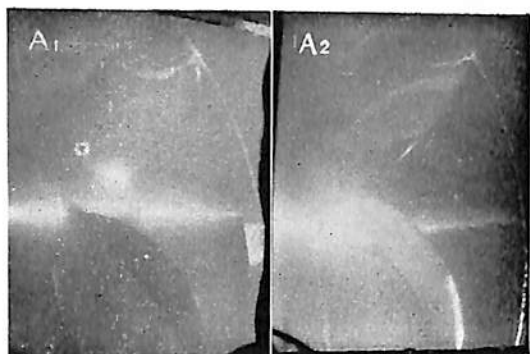
Ⅲ-4



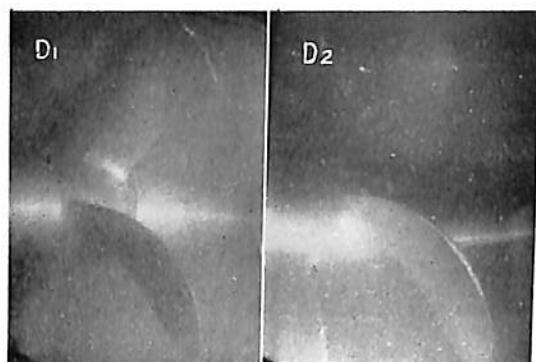
Ⅳ-4

翼番号Ⅲ Trocs 型 エーロfoil

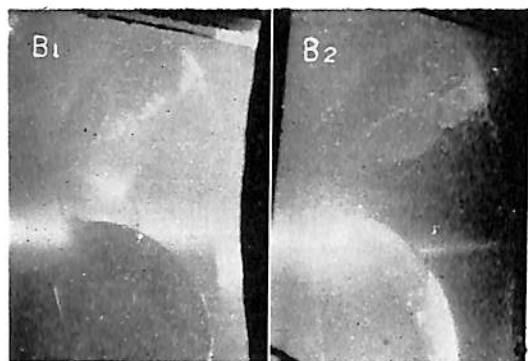
翼番号Ⅳ 円 弧 型



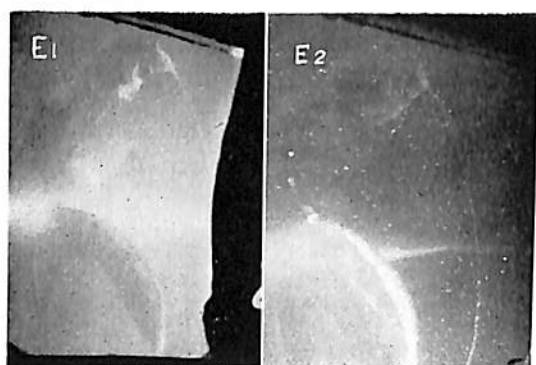
$\sigma=5,$ $v_1=0.605$



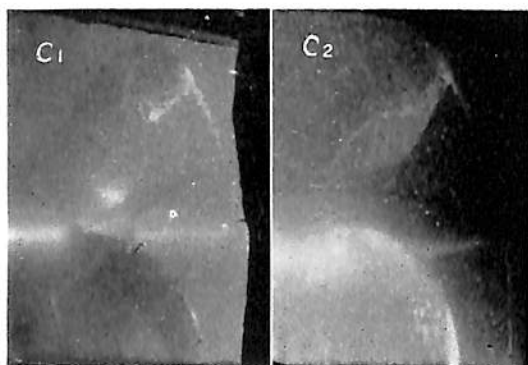
$\sigma=5,$ $v_1=0.684$



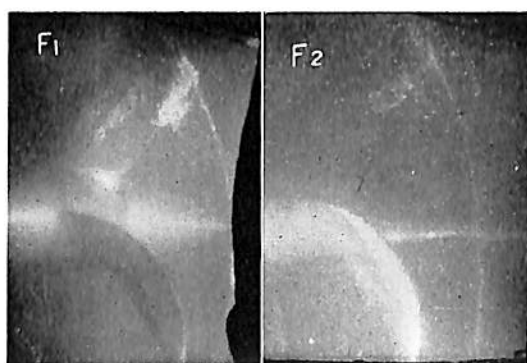
$\sigma=5,$ $v_1=0.589$



$\sigma=5,$ $v_1=0.597$



$\sigma=5,$ $v_1=0.583$



$\sigma=5,$ $v_1=0.569$

巡視艇、内火艇の如き高速艇についての水槽試験は、従来長さ1~2米程度の小型模型船による抵抗試験しか行われておらず、自航試験が実施された例は殆んどない。これは(1)自航試験を行うためには自航試験用動力計や駆動用モータを搭載する必要から模型はある程度大型でなければならないが、一方大型模型ではその試験速度が大となり水槽では実現できない、(2)実艇の主機は概して高馬力、高回転であるから、大型模型では自航用駆動モータの出力が相当大きいことを必要とし、また模型推進器の回転数も大となり普通の動力計ではトルク、推力の計測が困難となる、(3)実艇の推進器直径は主機が高回転のため、比較的小であるから模型推進器も著く小型となり、その正確な製作も難しい等の理由に基づくものである。ここに掲げる資料は最近運輸技術研究所試験水槽で実施された模型艇の自航試験成績で、この意味から非常に珍らしい例といえることが出来る。なお本資料は同研究所第12回研究発表会(昭和31年11月)に発表された「高速艇の自航試験」からの抜萃である。

試験の対象とされた実艇は海上保安庁の21米型の巡視艇で、M. S. 123はこれに対応する縮率1/6.483の木製ラッカー塗り模型である。その主要寸法は第1表に、正面線図および船首尾形状は第1図に示す。この型の実艇としては“まきぐも”、“しのめ”等が建造されているが参考までにその主要目等を第2表に示した。第2表に示す如くこれらの艇には直径760耗の推進器が装備されている。これをそのまま模型に換算すると直径が約117耗に過ぎず、また回転数も毎秒50回転以上に達して試験が困難となるので、実際の試験には直径およびピッチを実艇のものより大としたものが使用された。この模型(M. P. 103 R & L)の要目は実艇の場合に換算した値とともに第1表中に併せ示したが、直径で約18%、ピッチ比で約52%大としている。

試験は常備および満載の2状態で実施された。吃水および全副部付きの場合の排水量等を第3表に示す。表中の実艇の欄に記載した数字は模型の値を実艇の場合に換算したものである。

抵抗試験の結果は剰余抵抗係数 r_w の形で第2図に示す。ただし模型艇の摩擦抵抗の算定には Schoenherr の係数が使用された。また図中の点線は裸殻状態に対するもので、バー・キール以外の舵、シャフト・ブラケット等の副部を除去した場合である。

本図により算定した E. H. P. ならびに自航試験の結果から求めた D. H. P. および R. P. M. 等を第3図に、これらを解析して得られた推力減少率、伴流係数等を第

4図に掲げる。自航試験はトルクおよび推力の検出に抵抗線歪計を利用した特殊動力計を使用して行われたものであり、また実艇の摩擦抵抗は抵抗試験の際と同様 Schoenherr の係数(実艇に対する粗度修正 ΔC_r を0とした)により算定された。なお試験結果の解析に際しては、模型推進器の単独試験がまだ実施されていないので、Gawn の図表より推定した単独推進器性能曲線が使用されたが、ここに得られた結果は常識的に考えてほぼ妥当な値を示している。模型試験の成績は以上の如くであるが、実艇“まきぐも”および“しのめ”の試運転成績を第3図中に白丸と黒丸で置点して見た。ただし試運転で実際計測されたものは艇の速度と推進器回転数だけであるから、ここに示す D. H. P. は、模型の場合と同じく Gawn の図表から求めた実艇の推進器に対する単独性能曲線と、第4図に示す伴流係数、推進器効率比を使用して算定したものである。また実艇の排水量は図中に附記した如く模型試験の場合と若干相異している。推進器回転数も、最初に述べた如く試験の都合上模型推進器の直径およびピッチ比を対応する値より相当大きくしているため、模型からの結果は実艇の値より遙かに低い。図に示す実艇の D. H. P. はこれら排水量差や回転数の相異に対する修正を施さない値である。かつまた実艇の成績は、かかる小型船の試運転では避けられないことであるが、測定点のばらつきも多い。それにもかかわらず両者の成績が概して良好な一致を見せていることは、この種高速艇の模型試験法に関する今後の研究に明るい希望を与えるものと言ふべきであらう。なお実艇の摩擦抵抗の算定に Schoenherr の係数を使用したのは特に意味があつたわけではなく、一つの試みとして行われたもので(原報告では Froude の係数による結果も同時に述べられている)、実艇に対して如何なる摩擦抵抗算式を使用すべきかの問題に対しては更に多数の資料の蒐集が必要であらう。

最後に図中の記号について述べる。

(第3図) 剰余抵抗係数 $r_w = R_w / \rho p^{2/3} V^2$

フルード数 $F = V / \sqrt{Lg}$

ただし $R_w =$ 剰余抵抗(瓩) $= R_t - R_f$

$R_t =$ 全抵抗(瓩) $R_f =$ 摩擦抵抗(瓩)

$\rho =$ 水の密度(瓩・秒²/米³)

$V =$ 排水容積(米³)

$V =$ 速度(米/秒)

$L =$ 吃水線長さ(米)

$g =$ 重力の加速度(米/秒²)

(第5図) t = 推力減少率
 w = 伴流係数
 η_p = 単独推進器効率
 η_r = 推進器効率比

第1表 要 目

M. S.	No.	123
計画吃水線上における長さ		20.00 米 (3.0845 米)
同 上 幅 (δ にて)		4.508 米 (.6952 米)
計画吃水 (δ にて, 基線上)		0.906 米 (.1937 米)
排水量		40.0 噸 (.1432 米 ³)

M. P.	No.	103 R & L
直 径		0.900 米 (0.1388 米)
ボ ス 比		0.200
ピ ッ チ 比 (一定)		1.222
展開面積比		0.812
翼 厚 比		0.0653
傾 斜 角		0°
		3
回 転 方 向		外 廻 り
翼 断 面 形 状		円 弧 型

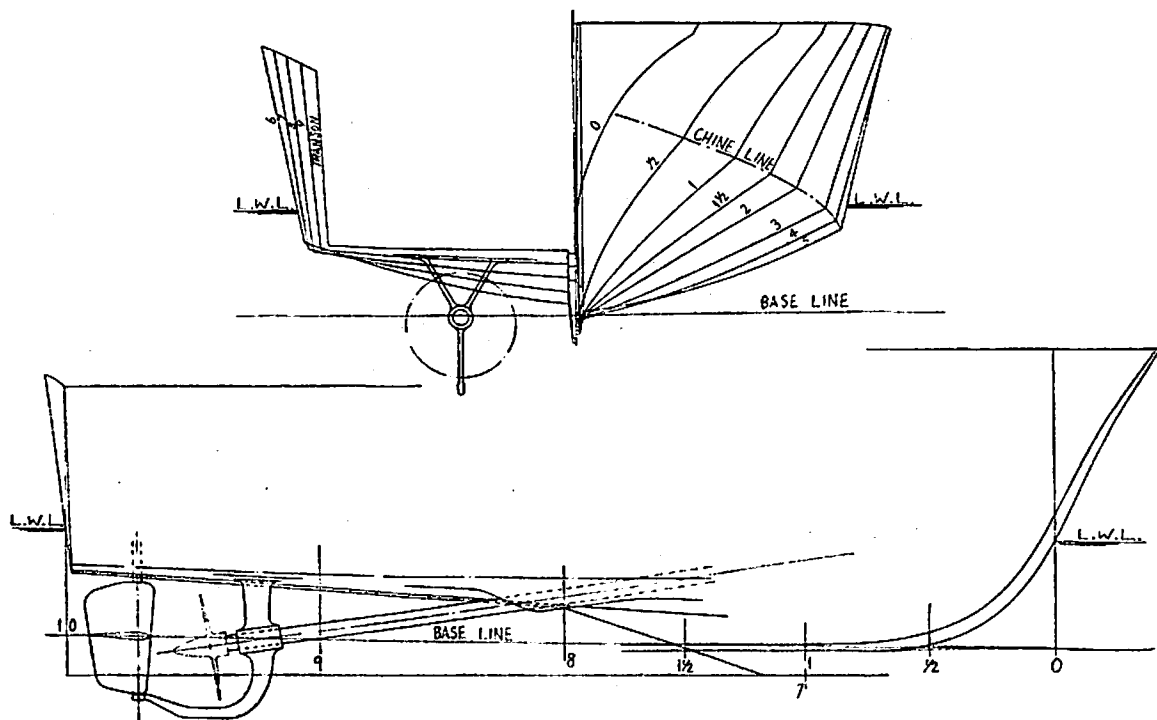
(註) () 内数字は模型艇の値を示す

第2表 “まきぐも” 及び “しのめ” の要目

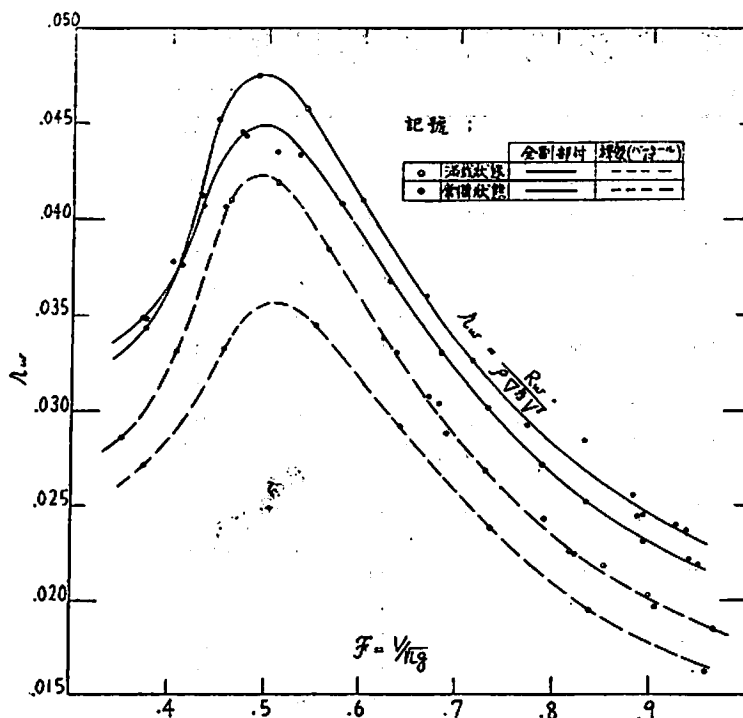
	“まきぐも”	“しのめ”
全 長	21.00 米	
吃水線長さ	20.00 米	
最 大 幅	5.25 米	
型 深	2.40 米	
定格出力	700 B.H.P. × 2	500 B.H.P. × 2
“ 毎分回転数	1450	1300
推進器直径	0.760 米	0.760 米
ピッチ比 (一定)	.803	.803
展開面積比	.750	.650
翼 数	3	3
翼断面形状	円 弧 型	円 弧 型
回転方向	外 廻 り	外 廻 り

第3表 実験状態 (全副部付き)

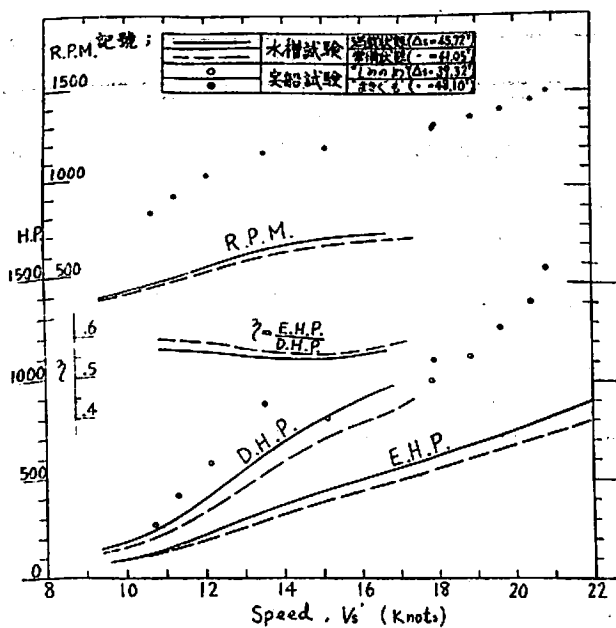
試験状態	常 備 状 態		満 載 状 態	
	実 艇	模 型 艇	実 艇	模 型 艇
吃 水	0.910 米	0.1404 米	0.970 米	0.1496 米
排 水 量	41.05 噸	146.9 噸	45.72 噸	163.6 噸
浸水表面積	99.3 米 ²	2.3625 米 ²	102.3 米 ²	2.4337 米 ²



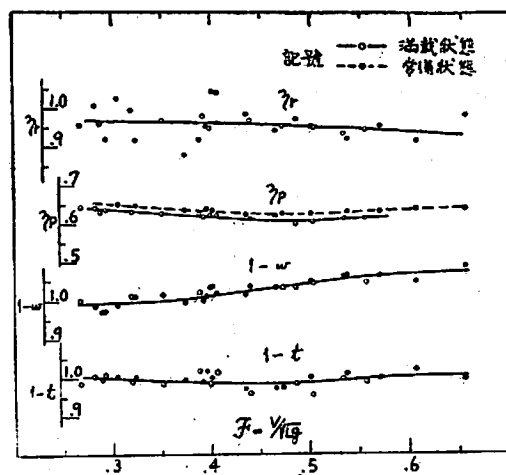
第1図 M.S. 123 正面線図および船首尾形状図



第2図 剰余抵抗曲線図 (M.S. 123)



第3図 D.H.P. 等曲線図
(M.S. 123 x M.P. 103 R&L)



第4図 推力減少率その他
(M.S. 123 x M.P. 103 R&L)

鋼船建造状況月報(31年11月)

船舶局造船

(イ) 起工船

(昭和31年11月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	総噸数	主機	用途	起工年月日
川崎重工業	958	日鉄汽船	船	8,080	D	5,200 貨物船	31. 11. 26
呉造船	24	東和汽船	船	3,270	"	2,000 "	31. 11. 10
浦賀船渠	708	日本海汽船	船	7,550	"	5,400 "	31. 11. 2
播磨造船	510	東京船	船	7,800	"	6,000 "	31. 11. 12
日立造船(向島)	3,809	日正汽船	船	4,950	"	3,360 "	31. 11. 10
石川島重工業	760	協立汽船	船	7,900	"	6,000 "	31. 11. 28
尾道造船	50	田淵海運	運	1,595	"	1,490 "	31. 11. 10
袖田造船	3	袖田海運	運	660	"	650 "	31. 11. 11
鋼管鶴見	733	菅谷汽船	船	9,250	"	5,100 "	31. 11. 24
新潟鉄工	255	新潟商船倉庫	倉庫	2,200	"	2,200 "	31. 11. 1
名古屋造船	131	協和汽船	船	1,490	"	1,800 "	31. 11. 12
播磨造船	511	飯野海運	運	20,500	T	15,000 油槽船	31. 11. 24
佐世保船	117	出光興産	産	1,990	D	1,800 "	31. 11. 10
塩山船渠	228	平和汽船	船	1,400	"	1,550 "	31. 11. 6
金指造船	—	中村八十	八	700	"	1,200 漁船(鮪)	31. 11. 18
"	248	宝幸水産	産	1,250	"	1,500 " (〃)	31. 11. 28
日立造船, 因島	3,783	パナマ	マ	21,000	T	15,000 輸出船(油)	"
三菱日本重工業	811	リベリヤ	ヤ	25,000	"	19,000 " (〃)	31. 11. 26
三菱重工業	878	パナマ	マ	10,100	"	7,000 " (貨)	31. 11. 20
浦賀船渠	693	"	"	8,600	"	8,100 " (〃)	31. 11. 1
来島船渠	8	扶桑海運	運	2,450	"	2,000 貨物船	31. 10. 30
三津浜造船	8	新田汽船	船	800	"	930 "	31. 9. 28
他17隻	(500噸未満)	3,200噸					

起工船合計 39隻 151,735 総噸

(ロ) 進水船

(昭和31年11月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	総噸数	主機	用途	進水年月日
三井造船	622	万寿山丸	三井船	7,200	D	11,250 貨物船	31. 11. 5
川崎重工業	956	智利丸	川崎汽船	8,150	"	5,490 (2800×2) "	31. 11. 24
日立造船, 向島	3,796	銀光丸	三光汽船	4,990	"	3,360 "	31. 11. 18
播磨造船	509	彦根丸	日本郵船	7,350	"	4,200 "	31. 11. 10
塩山船渠	226	昭瑞丸	昭和油槽船	1,400	"	1,350 油槽船	31. 11. 2
金指造船	240	永祥丸	報国水産	1,000	"	1,500 漁船(鮪)	31. 11. 9
"	250	第十清勝丸	用宗遠洋漁業	720	"	1,200 " (〃)	31. 11. 27
白杵鉄工	501	第二秋津丸	極洋捕鯨	995	"	800 " (冷運)	31. 11. 13
播磨造船	502	MARATHON	リベリヤ	20,630	T	15,000 輸出船(油)	31. 11. 22
三菱日本重工業	809	CRINIS	パナマ	25,000	"	17,000 " (〃)	31. 11. 24
日本鋼管, 鶴見	722	WORLD INSU-PIRESHON	リベリヤ	25,000	"	17,500 " (〃)	31. 11. 30
三井造船	607	ANDROS THUNDER	パナマ	25,000	"	12,500 " (油兼 鉾石)	"
N. B. C. 呉	61	PETRO-SEA	リベリヤ	25,200	"	" " (鉾石)	31. 11. 10
石川島重工業	750	KAVODORO	パナマ	7,900	"	8,200 " (貨)	31. 11. 20
川崎重工業	955	EAST BREEZE	香港	6,450	"	5,200 " (〃)	31. 11. 5

名古屋造船	130	ATLANTIC GUARDIAN	リベリヤ	10,500	"	6,600	輸出船()	31. 11. 30
新三菱重工業	876	RYTHME	パナマ	10,100	T	7,000	" ()	31. 11. 19
他 20 隻 (500 噸未満) 2,995 噸								

進水船 合計 37 隻 190,580 総噸

警備艦—進水

造船所	船番	艦名	注文者	排水噸	主機	型式	進水年月日
藤永田造船	63	たか	防衛庁	300	D	2000×2 甲型駆潜艇	31. 11. 17
飯野重工業	32	わし	"	"	"	"	31. 11. 12
三菱造船長崎	1,479	はやぶさ	"	370	"	"	31. 11. 20
浦賀船渠	677	みさこ	"	330	"	"	31. 11. 1
呉造船	20	つばめ	"	350	"	"	31. 10. 10

合計 5 隻 1650 排水噸

(ハ) 護工船

(和 31 年 11 月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総噸数	主機	用途	竣工年月日
三井造船	621	吉野山丸	三井船舶	6,350	D	7,500 貨物船	31. 11. 24
播磨造船	508	姫路丸	日本郵船	7,350	"	4,200 "	31. 11. 15
佐野安船渠	137	せいろん丸	関西汽船	4,995	"	3,480 "	31. 11. 10
"	139	摂津丸	山下近海汽船	1,595	"	1,400 "	31. 11. 30
三菱造船, 下関	517	第五十七日宝丸	島津海運	680	"	800 油槽船	31. 11. 20
林兼造船	896	TAIYO	大洋漁業	500	"	850 漁船(トロール)	31. 11. 28
"	887	第三十三播州丸	(株) 林兼	960	"	1,800 " (冷運)	31. 11. 30
日立造船, 向島	3,807	第十八興南丸	日本水産	740	"	3,280 " (捕鯨)	31. 11. 28
三保造船	212	第二十八住吉丸	住吉漁業	600	"	1,000 " (鮪)	31. 11. 8
大阪造船	125	極光丸	極洋捕鯨	8,300	"	5,500 " (冷運)	31. 11. 29
日本海重工業	70	黒姫丸	浦賀船渠(運輸省一港建)	560	"	320 " (浚)	31. 11. 20
函館 Dock	228	EIRINIL	リベリヤ	8,500	T	8,200 輸出船(貨)	31. 11. 6
川崎重工業	945	LARGO	パナマ	24,000	"	20,250 " (油)	31. 11. 21
飯野重工業	30	TURKIA	ギリシヤ	3,000	D	3,500 " (貨)	31. 11. 2
三菱造船, 広島	126	EVIQUEEN	リベリヤ	10,200	T	7,150 " ()	31. 11. 27
日本鋼管, 清水	130	ALEXANDRA	パナマ	8,300	"	7,000 " ()	31. 11. 15
名古屋造船	128	ATLANTIC GOVERNOR	リベリヤ	10,500	"	6,600 " ()	31. 11. 2
新三菱重工業	872	AVGE	パナマ	10,100	"	7,000 " ()	31. 11. 8
浦賀船渠	694	PACIFIC PIONEER	リベリヤ	8,050	D	9,100 " ()	31. 11. 9
N. B. C. 呉	50	ORE—MONARCH	"	16,000	T	12,500 " (鉱石)	31. 11. 1

他 35 隻 (500 噸未満) 5,578 噸

竣工船 合計 55 隻 136,858 総噸

警備艦—竣工

造船所	船番	艦名	注文者	排水噸	主機	型式	竣工年月日
東造船	—	6006 号	防衛庁	60	D	2000×2 丙型駆潜艇	31. 11. 6
"	—	6005 号	"	"	D	"	31. 10. 2

合計 2 隻 120 排水噸

特 許 解 説

特 許 庁 大 谷 幸 太 郎

軽金属船底の防汚方法（昭和31年特許出願公告第8,764号，発明者・三好良，出願人，新三菱重工業株式会社）

軽金属舟艇の船底には海中生物の附着を防止するため通常船底塗料が塗られるが、通常の船底塗料では軽金属材料との密着力および防錆力が不完全であるばかりでなく、塗膜に損傷等が起きて下地金属面を露出した場合に軽金属面が激しい侵蝕をうける欠点があつた。これは船底塗料中には有毒顔料として酸化水銀、亜酸化銅等が含まれており、軽金属が電気化学的に銅、水銀より卑であるため軽金属面は電池作用による蝕刻をうけるためである。

本発明は以上のような欠点を除いたもので船底部軽金属面にまず軽金属より海水中において電気化学的に卑な亜鉛または亜鉛合金を鍍射被覆し、次いで銅または銅合金を鍍射被覆することにより防汚防錆を行うようにしたものである。このようにすることにより電池作用による侵蝕は介在する亜鉛または亜鉛合金層のみを侵蝕し、この金属層が存在する限り下地の軽金属面は全く損傷を受けないのである。すなわち銅または銅合金の被覆層により海中生物の附着生長を防止するとともに亜鉛等の下層部は外装被覆に損傷が生じた場合に銅が電気化学的に軽金属面の腐蝕を防止するのである。

両回転方向に移動する輻流タービン

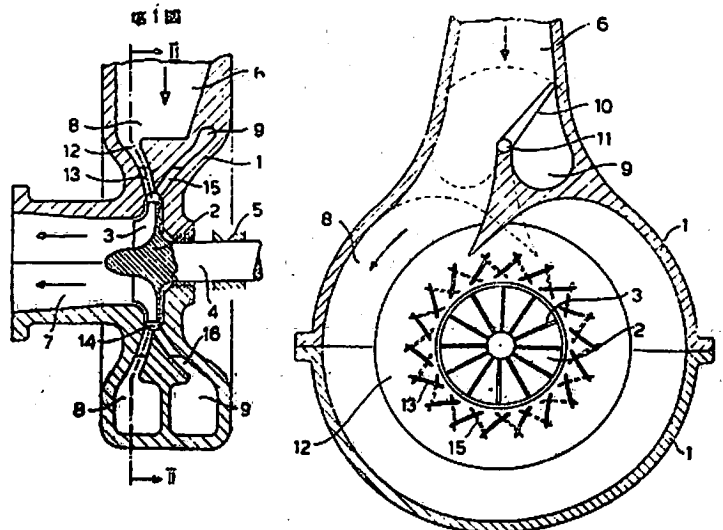
（昭和31年特許出願公告第7,107号，
発明者・サハベティン，エルジェンス
出願人・アグチエンゲゼルシャフト，
フュア，テクニッシェ，スツディエン
ースイス）

船舶の推進に用いられるガスタービン
は逆転できるようにすることが望ましい
が、この目的のために輻流タービンを使用
することが既に提案されている。この
ようなタービンにおいてはその回転方向
はローターの入口前に取付けられた案内
ブレードを廻転することによつて逆転さ
れる。しかしこの案内ブレードが比較的
大きくブレード格子のピッチが狭い場合

には各ブレード用の調整装置をブレード間隔内に配置することは困難であり、更にもし作動媒質が案内ブレード格子の前に取付けられた環状室に1点のみから流入するならば、ある案内ブレードと衝突し、またもし作動媒質が環状室内に切線方向に供給されるならば案内ブレードのある回転方向に対しては正しく導かれるが、他の回転方向に対しては衝突し効率の損失を生ずる欠点がある。本発明はこのような欠点を除去しようとするもので、タービン内に反対方向に延長する2個の渦巻状給入室を軸方向に互に隣接して形成し、その間に逆転可能な装置を設け、この装置を操作することにより作動媒質を前記渦巻状給入室の任意の一方に導きローターに供給して所要の方向の廻転を得るようにしたものである。

図面において2はローターで、この上にブレード3が輻射状に配列されている。作動媒質は導孔6を通り渦巻状給入室8または9のいずれか一方に入りここで渦巻状にされ外側からローター2の外周に供給される。ローターを流過した後は軸方向に設けられた排出管7を経て排出される。8,9はそれぞれ反対方向に延長しかつ互に軸方向に隣接して形成された2個の渦巻状給入室である。10はこれ等給入室の境界に設けられた羽根で軸11により回転自在に取付けられ、その位置により作動媒質の進路を制御するものである。13,15はそれぞれ渦巻状給入室8,9の下流に固定された案内ブレードで作動媒質はこのブレードによりローターに入る前にローターを駆動するために必要な廻転運動を与えられる。これ等案内ブレードは作動媒質にそれぞれ反対方向の渦巻を与えるように配置されている。

第2図



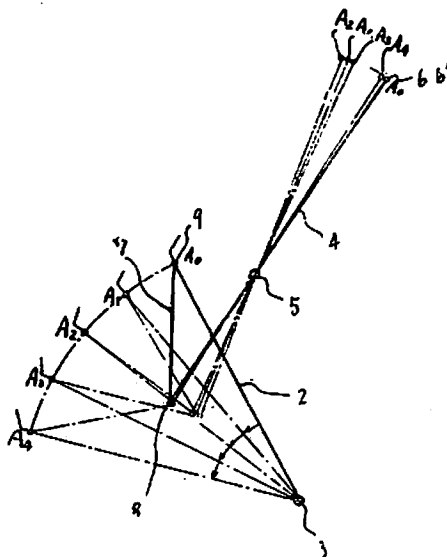
端 艇 揚 卸 装 置 (昭和31年特許出願公告第9,779

号, 発明者・池田卓雄, 出願人・三菱造船株式会社)

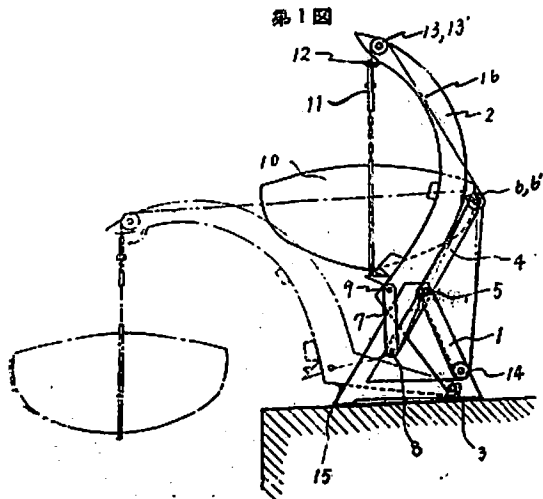
本発明はダビット腕の全運動期間を通じて揚艇機の所要力量を平均させ、揚艇機を従来のものより小型にすると共に揚艇および降艇操作を円滑に行うことができるようにしたものである。

図面について説明すると1は架台、2は下端をピン3により架台1に取付けたダビット腕、4は中央部をピン5により架台1に取付けた廻転杆でその上端には吊索16の導索車6,6'が設けられ、またその下端はピン8により連杆7の一端に連結されている。そしてこの連杆7の他端はピン9によりダビット腕2の膝部に連結されている。本発明ダビットの主要構成部は以上の通りで、ポート10を降下しようとする場合について説明すると、吊

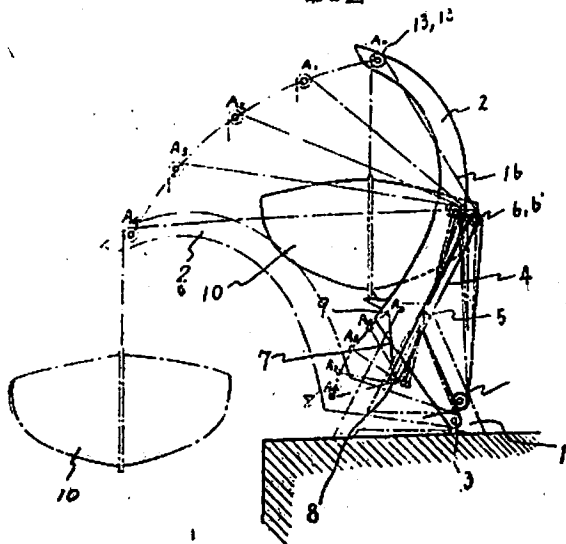
第3図



第1図



第2図



索16を弛めればダビット腕2は格納位置 A_0 から順次 A_1, A_2, A_3 を経て振出位置 A_4 に移動する。ところでこの運動中における廻転杆4上端の導索車6,6'の運動を仔細に検討すると第3図に示すようになる。すなわち前記ダビット腕2の各運動位置に対応する導索車6,6'の各位置を同じく $A_0, \dots, A_4$ なる符号により表せば、まずダビット腕2が A_0 から A_1 に移動する振出初期において導索車6,6'は舷側に向い急速にかつ大巾に移動し、次にダビット腕2が A_1 より中央点 A_2 に至る間には導索車6,6'は次第に減少する緩やかな小巾の廻転を続け A_2 においてその廻転を停止する。更にダビット腕2が点 A_2 から A_3 に至る間に導索車6,6'は逆に船内方向に次第に増大する緩かで小巾の廻転を行い、つづいて A_3 から振出位置 A_4 に至るまで次第に急速にかつ大巾に船内方向に移動してついに停止する。従つて吊索16の繰出し長さはダビット腕2が A_0 から A_1 に至る間は短く振出の中央部分においてはほぼ一定であり、振出後期においては長くなり、従つてダビット腕の各等分位置における吊索の繰出し長さの関係は従来のものと全く逆になる。またダビット腕2の振出初期においては導索車6,6'には舷外方向に働く吊索16の張力により連杆7を船内方向に引張る偶力が生じ、ダビット腕2は連杆7を介して積極的に舷外に振出され始動が容易となり、また振出後期においては廻転杆4は逆に船内方向に廻転するのでダビット腕2には逆に振出運動を阻止しようとする力が働き振出荷重が軽減される。すなわち本発明装置においては従来の

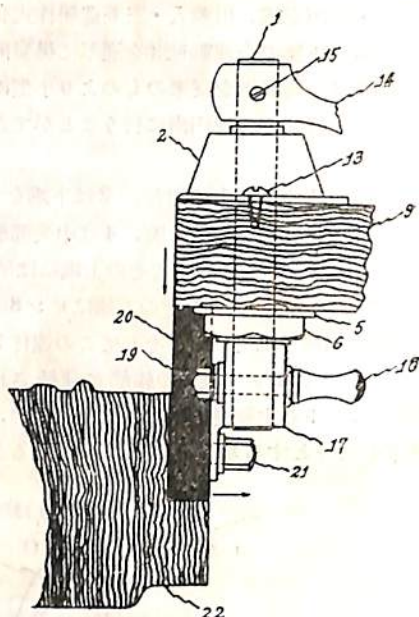
ダビットに比べて振出荷重の小さい振出初期では振出荷重が大きくなり、また振出荷重の大きい振出後期では振出荷重が小さくなり、上述した吊索の繰出量の関係と相俟つて揚炭機の所要力量は従来のものに比して振出初期には大きく、振出後期には小さくなり従つて振出全期間を通じてその所要力量を平均させ振出操作を円滑にすることができる。

船室扉用衝撃防止器（昭和31年実用新案出願公告第8,143号，出願人・考案者 ウラルター，ヘルムオー，プロハスシ）

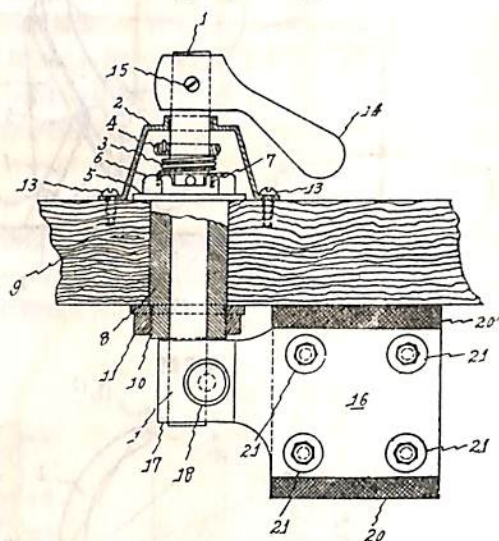
従来の船室扉においては船体の動揺または海風により開放中の船室扉が急激に閉止することが多く、このため船客の手足や器具等が扉に挟まれて被害を受けたものである。本考案はこのような欠点を除去するために扉の開放端に硬質ゴムより成る緩衝材を取付けたもので、扉を閉鎖しようとする場合はこの緩衝材はハンドルの操作により前記位置より移動し扉の閉鎖に支障を来さないように構成されている。

第1図、第2図はそれぞれ本考案衝撃防止器の平面図および側面図を示し、9は扉、22は船室額枠で、扉9の開放端に衝撃防止用硬質ゴム20が取付けられている。その取付け構造は扉9を貫通して装着筒8を固定し、その先端に凹頭部6を形成する。そして先端にハンドル18を中間に係止片4をそれぞれ備えたボルト1を前記装着筒8に挿入し、係止片4と凹頭部6との間にばね3を取付け、ばね3の両端を係止片4と凹頭部6とに固定する。ボルト1の先端には板16を横方向に突出させて固定しこれに硬質ゴム20を締着する。本考案の衝撃防止器は以上のような構造であるから扉開放時は硬質ゴム20はばね3により額枠との接触縁位置に保持され、従つて扉が急激に閉止しようとする場合にゴム20は第1図のように額枠22に係止して緩衝作用を行う。また扉を閉止する場合はハンドル18をばね3に抗して廻動しゴム20を前記位置よりずらせば扉は額枠に係止される。

第 1 図



第 2 図



船 舶 第30巻 第1号

昭和32年1月12日発行
特価170圓（送8圓）

発行所 天 然 社

東京都文京区向丘弥生町3

電 話 小石川 (92) 2284

振 替 東京 79562 番

発行人 田 岡 健 一

印刷人 研 修 舎

購 読 料

1冊 150円（送8円）

半年（前金予約）800円

1年（ ” ）1,500円

半年および1年の直接前金予約
購読の方にかぎり増頁による特
別号等特価の場合も差額を頂戴
いたしません

船の進むところ
常に JRCあり



JRC

船舶無線装置

営業品目

船舶用無線機 陸上局用無線機
漁船用無線機 航空機用無線機
ロラン受信機 船舶用レーダー
方向探知機 超短波無線機

魚群探知機
船内拡声装置
測定器各種
送受信用真空管
特殊真空管

各種無線装置取付修理一切

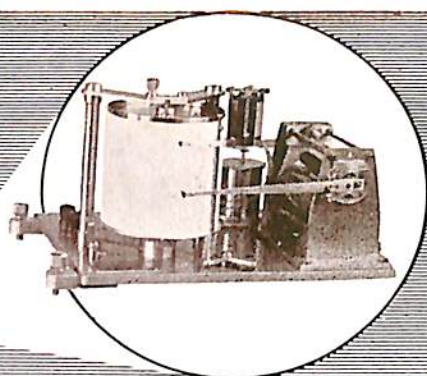
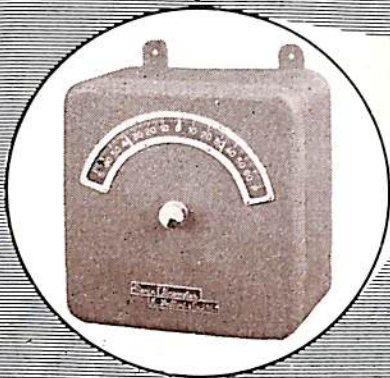
札幌出張所 札幌市北一条西412札商ビル
電話・(2)局 6161~6165
横浜出張所 横浜市神奈川区松本町47
電話・神奈川872
神戸出張所 神戸市生田区海岸通商船ビル
電話・元町1026
福岡出張所 福岡市新開町3-53立石ビル
電話・西(2)277
長崎出張所 長崎市元船町1-3
電話・長崎361
尾道駐在所 尾道市西御所町2-2
電話・尾道1909
本社工場 東京都三鷹市上連雀930
電話・武蔵野3611~3619
本社事業所 東京都澁谷区千駄ヶ谷4-693
電話・(34) 0111(5), 0431, 0432
大阪支社 大阪市北区堂島中1-22
電話・(34) 0656-9

JRC

日本無線

船用精密傾斜計

磁力制振器付
一元式 ローリング一成分
二元式 ローリング、ピッチング二成分



RM-1型 水銀U字管式
RM-3型 振子式、空気制振器付

船用動搖記録計

服 部 時 計 店
機 械 部

型 録 贈 呈

東京営業所 東京都中央区銀座四丁目 TEL (56)2111(10)

支 店 大阪市東区博労町四丁目 TEL (25)1251(5)

出張所 福岡市下名島町四七 TEL (4)2966(3)



新 製 品

電気メッキブリキ

⑤ ポンデ鋼板

⑤ 亜鉛鉄板

ダイライト・コアー

オリエント・コアー

直線型鋼矢板

焼入軌條



八幡製鐵株式會社

本社 東京都千代田区丸の内1丁目1番地(鉄橋ビル)

三機の鋼管と船舶用機材

厨房設備

(ギアレ・グリル・ペーカリー・バー・喫茶)
冷蔵設備・食品加工設備一式

洗濯設備

(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

鋼製家具・寝台

規格
JIS ASTM BS
LRS ABS API NK

ラインパイプ・船舶用鋼管
化学工業用鋼管
各種ボイラー用鋼管
圧力配器用鋼管
瓦斯水道用鋼管



三機工業

社長
山田熊男

本店 東京都千代田区有楽町(三信ビル) 電話(59)代表5251~(10) 代表5261~(10) 代表5351~(10)
支店 名古屋・大阪・福岡・札幌 工場 川崎・鶴見・中津

船舶計器の総合メーカー

東京計器

米国スペリー社・キディー社・ベンディクス社提携

スペリー ジャイロ コンパス, マリンレーダー, ロラン
マグネティックコンパス パイロット, マイナー-Ei ジャイロ コンパス
小型レーダー キディー 火災探置並消火装置
ベンディクス デブス レコーダー 其他各種

株式
会社

東京計器製造所

本社 東京都大田区東蒲田 4-3-1
TEL 蒲田 (78) 2 2 1 1-9
東京営業所 東京都中央区京橋 1-2 セントラルビル7階
TEL 東京二八局 (28) 8 5 0 0-8
神戸営業所 神戸市生田区明石町 1-9 同和ビル3階
TEL 元町 (5) 1 8 9 1
出張所 大阪・門司・長崎・西館



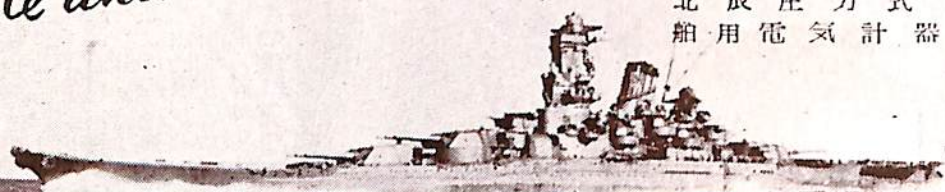
HOKUSHIN GYRO-PILOT

日本特許第192363号
(昭和26年9月27日)
PATENTS UNDER APPLICATION TO
U. S. A. (No. 224506)
GREAT BRITAIN (No. 11081)

Single unit & Two unit

製造品目

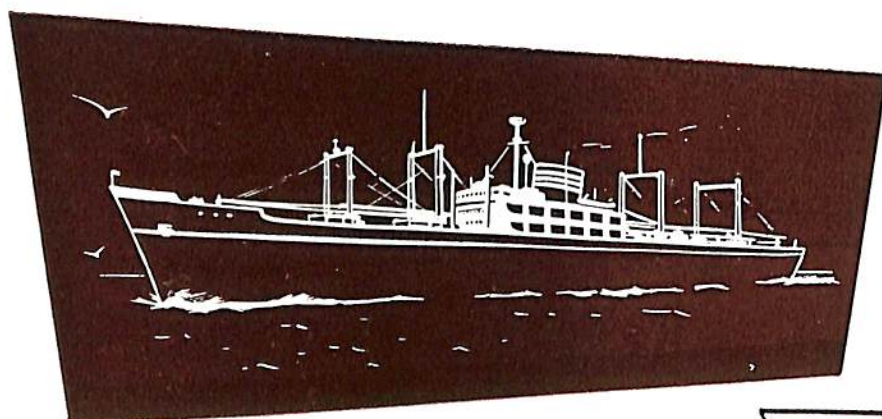
アンシュツ ジャイロ コンパス
北辰式 ジャイロ パイロット
北辰圧力式 ログ
船用電気計器各種



北辰電機製作所

本 社 東京都天田区下丸子町512 電話 蒲田 (03) 2241~4
支 店 大阪市東区今橋4-1 三菱信託ビル 電話 北浜 (23) 2161~2
サ ー ビ ス 神戸市生田区栄町通2-45 万成商会内 電話 神戸 (4) 2092
ステーション 門司市入船町2-3097 電話 門司 2099

モ-ビル船用オイル



スタンダード・ヴァキューム 石油会社



ALFLEX

英国ロイド船級協會承認

実用新案登録第425009号

通産大臣賞受賞

低温熱絶縁体

＝ 用 途 ＝

船舶の冷凍艙 冷蔵コンテナ及容器・冷蔵倉庫の天井及扉・
鉄道冷蔵貨車・冷蔵自動車・鉄道客車・電車バス等の断熱
防音用

＝ 八 大 特 長 ＝

軽量・無臭・非吸水・非吸湿・不燃性・使用の簡便・
熱伝導係数不変・寿命半永久

保安廳・国鉄・各造船会社・各冷凍会社御用命

製造販賣元

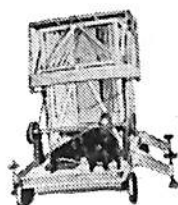
太洋産業株式会社

本 社 大阪市北区梅ヶ枝町18番地
電話 大阪 (34) 0064, 6364
東京出張所 東京都千代田区神田錦町1丁目4
電話 東京 (29) 9308
工 場 大阪市都島区内代町1丁目13
電話 城 東 (33) 1569



特許 スケーリングタワー 伸縮作業台

三井造船その他採用



縮めたところ



特 長……船舶の外板塗装作業の合理化

天井その他の器具取付・模様替工事高所作業
全般に操作簡便・伸縮自在・移動軽快で作業
員の安全感は完璧、上昇・下降共に任意の高
度に停止して作業することができます。

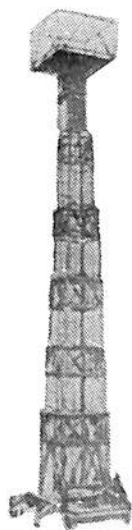
型式……標準型(2. 3. 4. 5. 6 段型)

特型(2 段特型) その他御注文にも応じます

申込次第・型録贈呈

新光機械工業株式会社

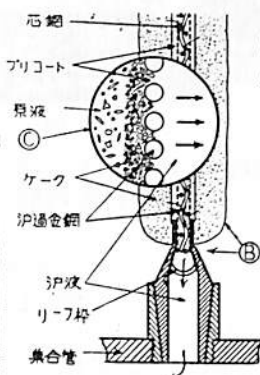
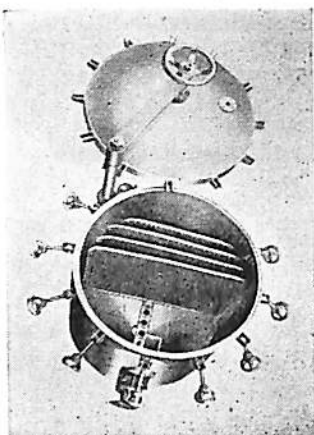
東京都中央区京橋二丁目八番地 TEL (28) 5077・2470



伸ばしたところ

特許ウルトラ・フィルター

標準分解図



硅藻土汚膜により…
潤滑油・燃料油循環濾過に
100%効果!!

- 油中の 0.1μ 迄の極微粒子の完全濾過
- 脱酸・脱水による性能の向上
- 温度の高低自由
- ケークの排出迅速

(カタログ進呈)

飲料水の無菌濾過

ミウラ化学装置株式会社

東京都目黒区下目黒3の543 電話大崎(49)0640
大阪市住吉區帝塚山東2の17 電話大阪(67)0251~2

弊社あるいは……代理店を通じて御照会下さい

代理店 三菱商事・オ一物産・日協産業・矢戸商会



株式會社 播磨造船所

取締役社長 六 岡 周 三

東京本社 東京都中央区八重洲6~3

本社及相生工場 兵庫縣相生市相生5292

神戸事務所 神戸市生田區浪花町64

最新型



東芝 交流アーク溶接機

SWA-H500型 SWA-250型

東芝交流アーク溶接機は JIS 規格に準拠する H 種 (シリコーン) 絶縁、可動コイル防滴型で、安定な溶接が出来ます。ファンを使用しないので故障の心配がなく、小型軽量で持ち運びも容易、しかも電流調整範囲が広く外函も特に頑丈で美麗に出来ております。500 A 型は厚鉄板溶接の能率化に最適として造船所その他で非常な御好評を得ており、又 250 A 型は薄鉄板のきれいな溶接に好適です。



SWA-H500型
A 500 ~ 80 A

Toshiba

東京芝浦電気株式会社

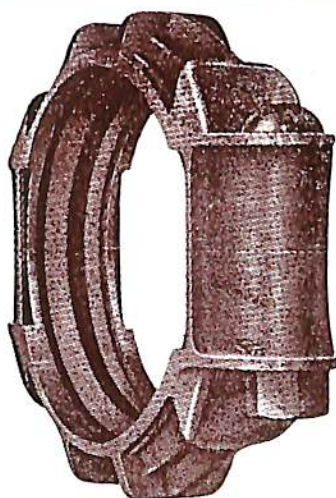
東京都中央区銀座西 5-2
電話 (57) 5711・8131・8261・8271



日本ヴィクトリック株式会社

VICTAULIC

LEAKTIGHT
PIPE



FLEXIBLE
JOINTS

販売代理店

浅野物産株式会社

東京都千代田区丸の内1丁目6

東京海上ビル新館8階

電話東京28局 4521 (代表)

4531 (代表)

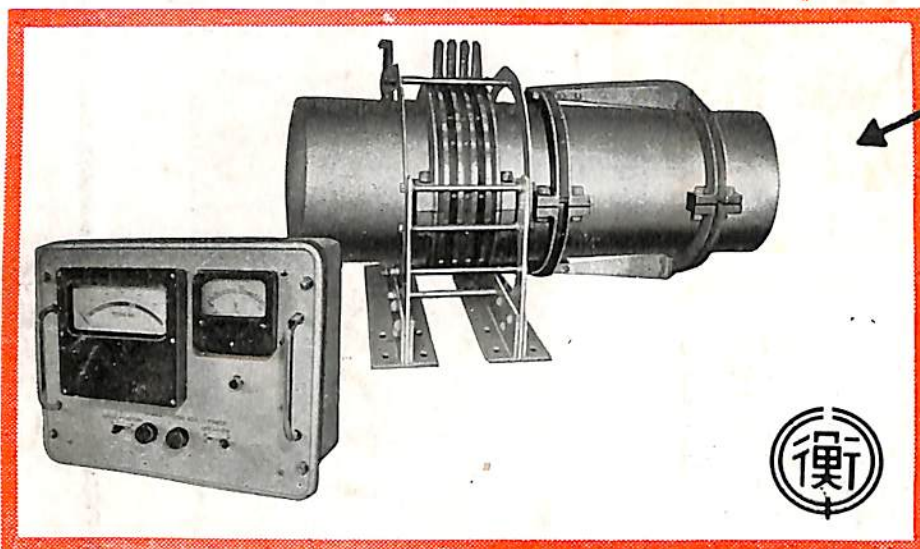
4541 (代表)

大阪支店
門司支店
札幌支店
支店
出張所

大阪市東区瓦町二丁目瓦町三和ビル
門司市棧橋通一 郵船ビル
札幌市南一条西二丁目一八番地
横浜・名古屋・神戸
広島・高松・福岡・八幡
長崎・熊本・仙台・釧路

ABC

電気式船用トルクメーター



本機は我国最初の測定機にして航行中の船用プロペラ軸のトルクを常時、測定、監視する遠隔指示電気式トルクメーターであります。

該写真は三菱造船株式会社長崎造船所御建造のマリエッタ号に装備致したものであります。



東京都品川区北品川4の516 • TEL 白金 (44) 1141 (代表)
 大阪市南区入幡町6 • TEL 南 (75) 6140
 福岡県宗像郡津屋崎町 • TEL 津屋崎 104

株式会社東京衡機製造所

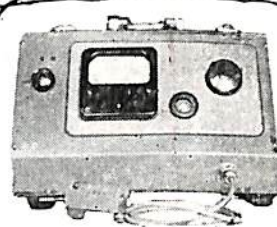
表面
平均値

アラサ計

POOK

JIS

加工中ノ仕上面検査ニ
 摩擦摩耗ノ研究ニ



本器は通産省工業技術院の應用研究試験補助金により、工業技術院機械試験所と協同研究によつて完成したものであります。

- 1 数秒にて測定可能(直読)
- 2 測定範囲0.1乃至30ミクロン(RMS値)
- 3 記録計により記録可能
- 4 針圧 1 グラム以下
- 5 使用電源100ボルト50又は60サイクル60ワット

コツス測定器株式会社

東京都千代田区有楽町1の2(日比谷朝日生命館) 電話東京(59)9598・9761~2

IBM 5541

船舶 第三十卷 第一号

昭和五年三月二十日
 昭和三十三年一月十七日
 発行(毎月一回)

編集発行 東京都文京区向ヶ岡潮生町三
 印刷所 新田岡健通四
 研 修 舎

本号特価一七〇円
 地方特価一七五円

発行所 天

東京都文京区向ヶ岡潮生町三
 振替・東京七九六二番
 電話小石川92三二八四番