

# 船舶

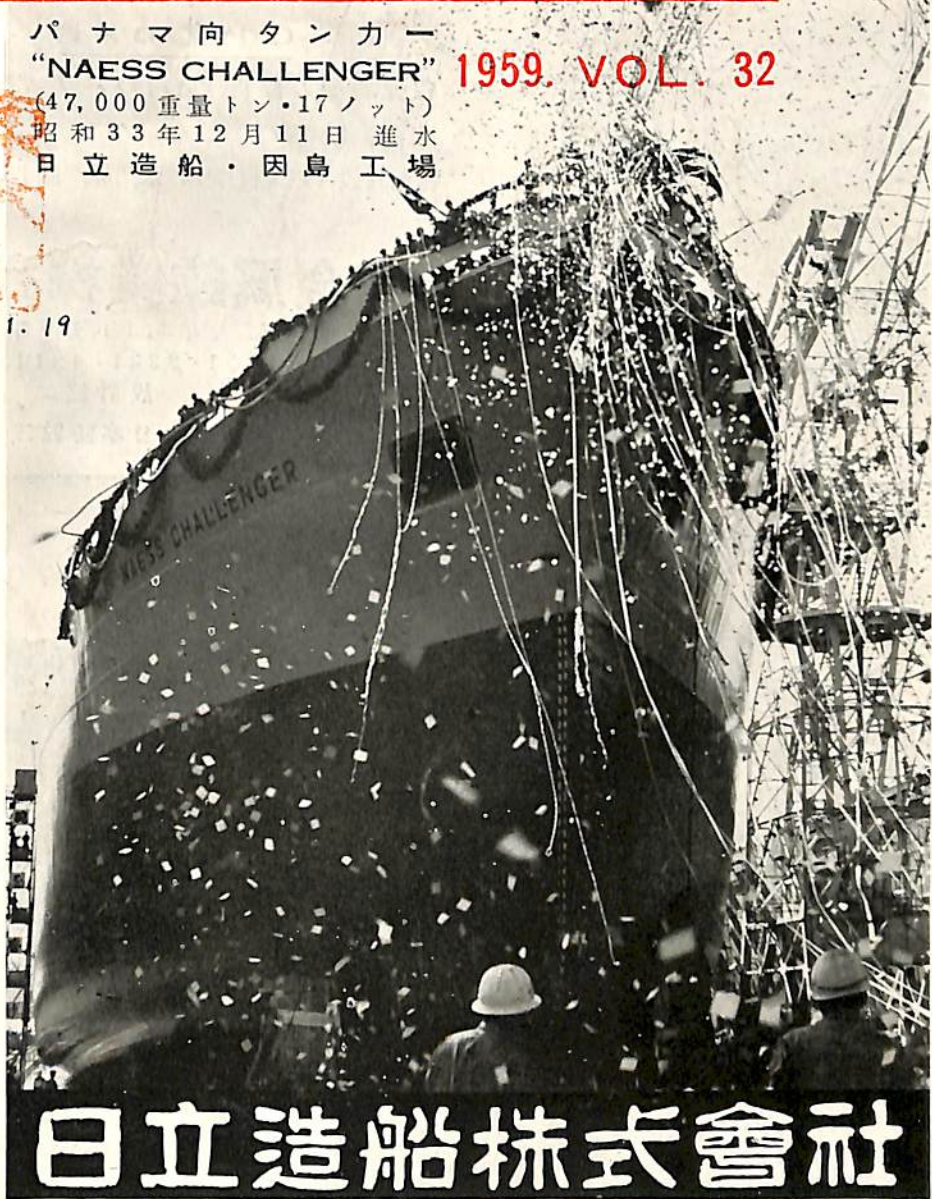
# 1

昭和五十二年三月二十日 第二郵便物種認可  
昭和五十四年一月七日 発行  
昭和三十四年三月二十八日 運輸省特別承認 第四〇六号

パナマ向タンカー  
"NAESS CHALLENGER" 1959. VOL. 32  
(47,000重量トン・17ノット)  
昭和33年12月11日 進水  
日立造船・因島工場



S. 34. 1. 19



## 日立造船株式会社

天 然 社

# 三菱防蝕亜鉛

新製品生産開始!



船尾に取付けたCPZ-8F

# CPZ

CATHODIC PROTECTION ZINC

## CPZの用途

各種船舶の船底、船内のバラストタンク  
推進器軸、繫留ブイ、浮ドック  
港湾施設。(鋼矢板岸壁、水門扉、閘門、棧橋)

## 三菱金属鉱業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地(大手ビル)

電話 (23) 2431・9321・4311

総代理店

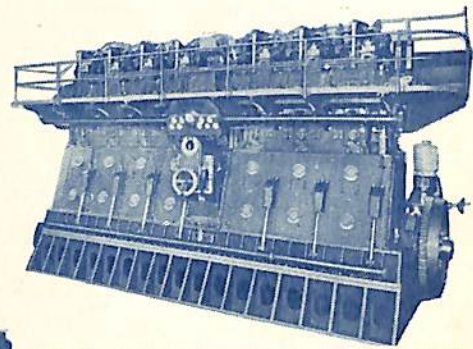
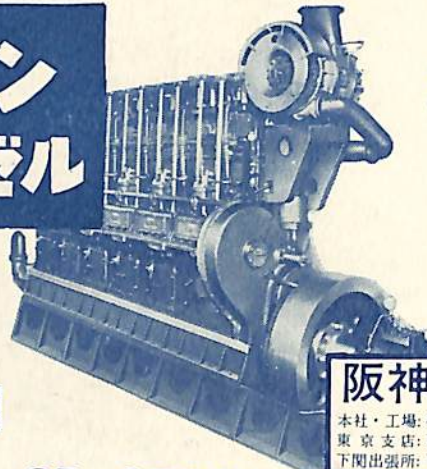
設計施工

三菱商事株式会社

日本防蝕工業株式会社

# ハンシン ディーゼル

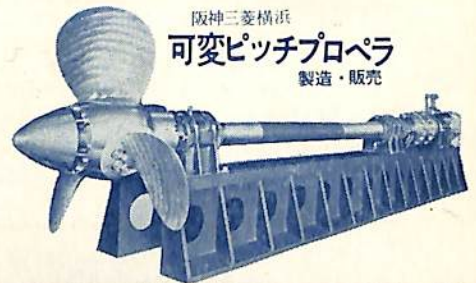
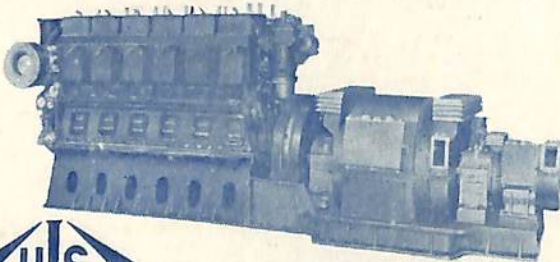
船舶用  
発電用  
電力用



65~3500HP

## 阪神内燃機工業株式会社

本社・工場: 神戸市長田区一番町三丁目 TEL: 湊川(5) 1531~6  
東京支店: 東京都千代田区丸の内ビル TEL: 和田倉(20) 3640~1  
下関出張所: 下関市豊前町第一ビル TEL: 下関 768



阪神三菱横浜  
可変ピッチプロペラ  
製造・販売

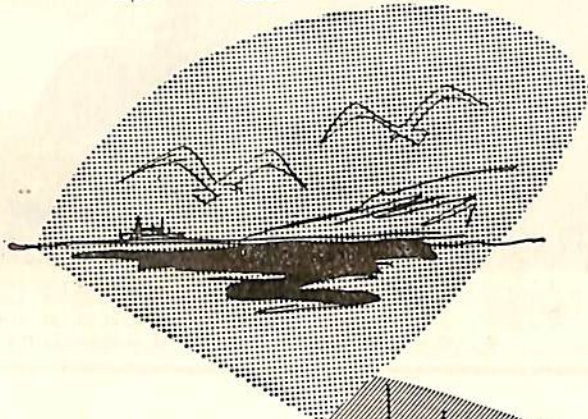




快適な船旅にソフトな床材

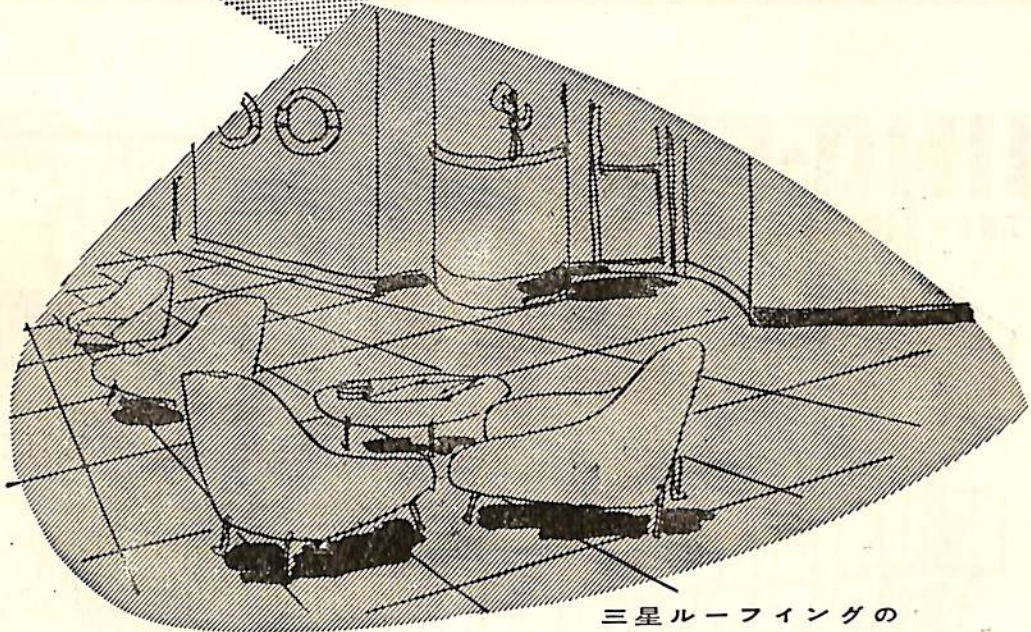
高級弾性床タイル

# 三星ソフトタイル



三星ソフトタイルは柔軟で、弾性に富み感触が非常によく美しい色調が16種以上用意してあります。

磨擦に強く褪色せず他の床材の何れよりも永持ちします。



三星ルーフィングの

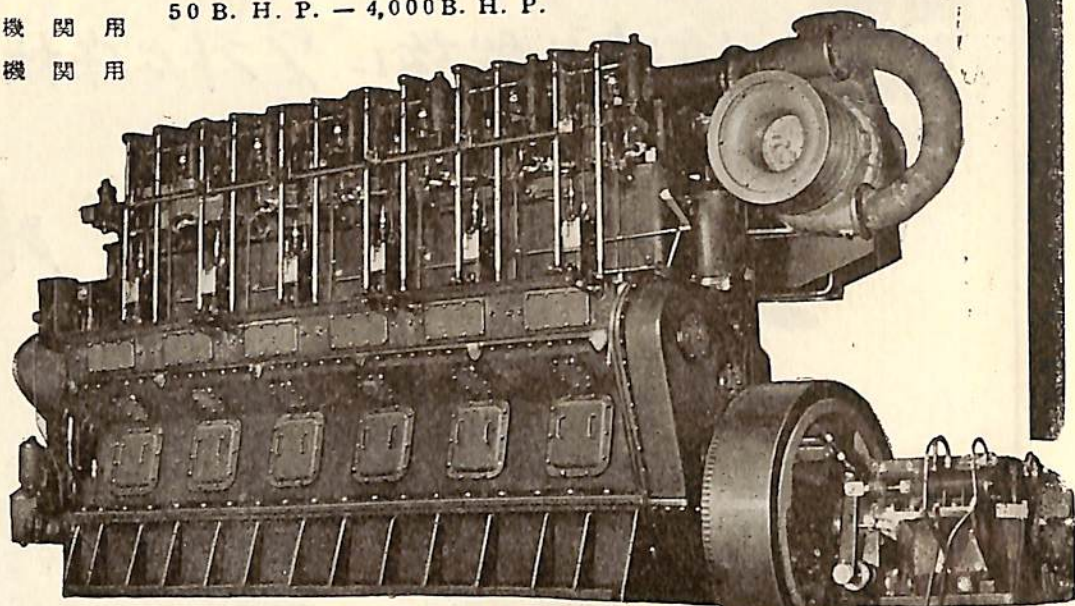
## 田島応用化工株式会社

東京・東京都足立区小台町633 TEL 王子(91)代1181  
大阪・大阪市西区京町堀上通1-14 TEL 土佐堀(44)代0809

# AKASAKA DIESEL

50 B. H. P. — 4,000 B. H. P.

船 舶 主 機 関 用  
船 舶 補 機 関 用



創 業  
60 年



株式 赤阪 鐵工 所  
社 會

本 社  
北 海 道 出 張 所  
大 阪 出 張 所  
工 場

東 京 大 塚  
東 京 大 塚

京 橋 大 塚  
京 橋 大 塚

都 市 中 央  
都 市 中 央

中 央 北 港  
中 央 北 港

区 北 港  
区 北 港

銀 座 西 4  
銀 座 西 4

1 丁 目  
1 丁 目

座 六 三 八  
座 六 三 八

電 話 電 話  
電 話 電 話

電 話 電 話  
電 話 電 話

電 話 電 話  
電 話 電 話

電 話 電 話  
電 話 電 話

電 話 電 話  
電 話 電 話

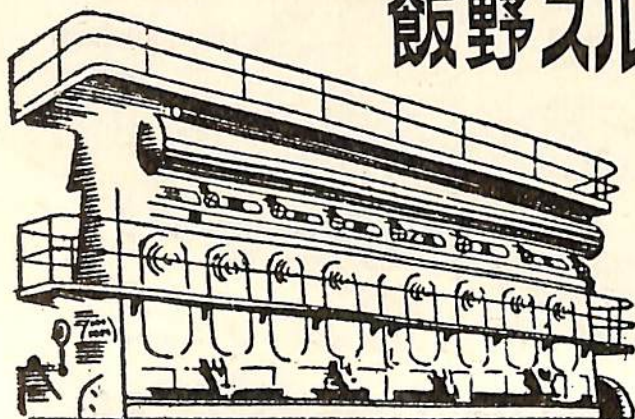
電 話 電 話  
電 話 電 話

電 話 電 話  
電 話 電 話

# IINO-SULZER

TWO-STROKE MARINE DIESEL ENGINES

飯野スルザー 船用  
ディーゼルエンジン



SD, SAD, RSAD, RD 型各種  
2,000 ~ 20,000 B. H. P.

小型として

BH, BAH, TD, TAD 型等各種  
200 ~ 6,000 B. H. P.

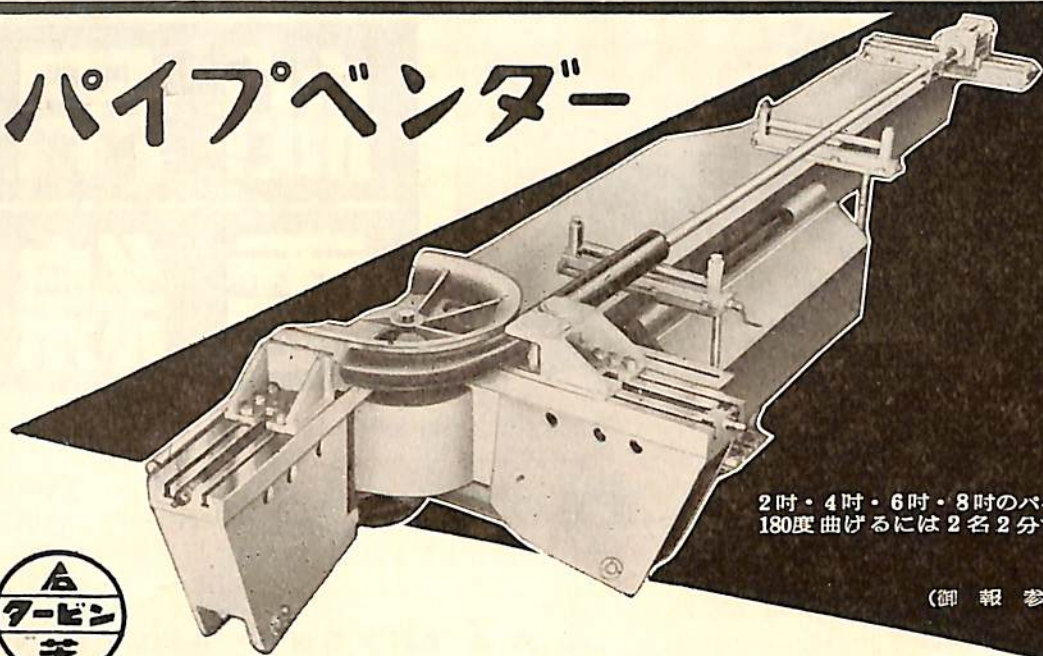
納期最短

## 飯野重工業株式会社

東京都千代田区丸の内3-6 TEL 0431-91431-9  
大阪事務所 大阪市南区三津寺町20 三信ビル TEL (75) 9524, 9525

製造工場 京都府 舞鶴造船所

# パイプベンダー



2吋・4吋・6吋・8吋のパイプを  
180度曲げるには2名2分で充分

(御 報 参 上)

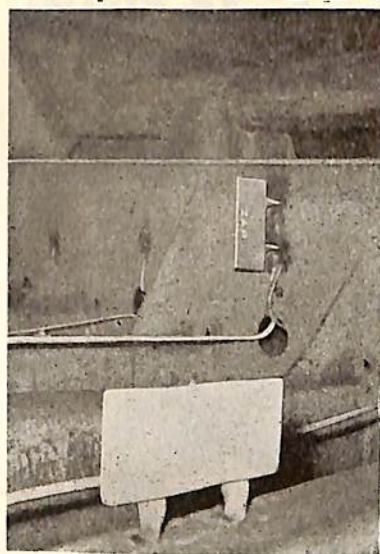


石川島芝浦タービン株式会社

本 社 東京都中央区宝町1-1 電話京橋(56)8736-9  
鶴見工場 横浜市鶴見区末広町2-4 電話 鶴見 5131-5

## 電気防蝕

# CATHODIC PROTECTION



バラスタタンク内面に取付けたZAP(防蝕用亜鉛陽極)

### 船舶の防蝕

外板, バラスタタンク  
推進器, シリンダージャケット  
オイルタンク, 艤装中の船体

### 港湾施設の防蝕

ドックゲート, 各種浮標  
鋼矢板岸壁, 港湾施設各種

### 営業品目

ZAP—A (亜鉛アルミ合金陽極)

—B (マグネシウム陽極)

Mg (マグネシウム陽極)

外部電源法

防蝕塗料, ラスタイト, ライジン

防蝕用材料販売および設計施工

## 中川防蝕工業株式会社

東京都千代田区神田鍛冶町2の1 東京建物  
神田ビル 電話 東京(29)代5071



# 船用電線



世界の最高水準を行く

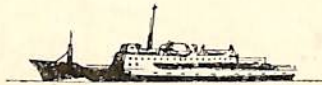
## 日本電線

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 (懇和会館内)  
 営業所 大阪・名古屋・福岡・仙台  
 工場 東京・川崎

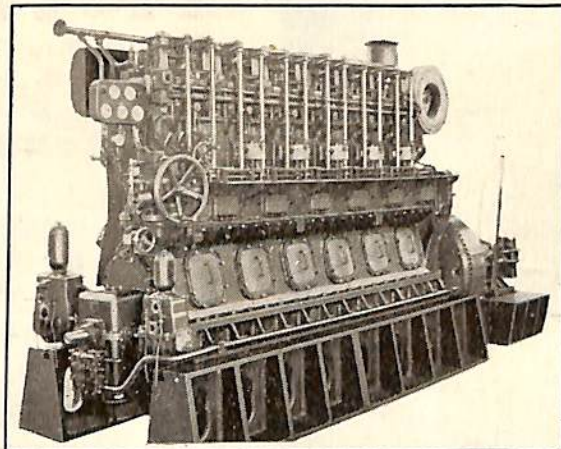
## ニイガタ

絶対に他の追随を許さぬ

## 船用ディーゼル機関



船用主機  
 2サイクル 1,400HP~4,000HP  
 4サイクル 200HP~2,000HP  
 船用補機  
 発電用 ポンプ用等



株式会社 新潟鐵工所

本社 東京都千代田区九段1-6 電話 (30) 2251  
 支社 大阪・新潟 営業所 福岡・札幌・名古屋・下関・横津

星カタログ  
 (誌名記入)

# 船舶

第 32 卷 第 1 号

昭和 34 年 1 月 12 日 発行

天 然 社

### ◇ 目 次 ◇

大型油槽船における中心位置の変化が推進性能に及ぼす  
影響に関する模型試験 ..... 土田 陽・渡辺梅太郎・大橋誠三…( 31 )

摩擦抵抗に関する Hughes 及び Lap-Troost の両提案について ..... 笹島秀雄…( 39 )

5 枚羽根プロペラの後進性能について ..... 奥本明良…( 43 )

〔水槽試験写真集〕制限水路内の超大型タンカー ..... 船舶編集室…( 47 )

プロペラ———思いつくまま ..... 鬼頭史城…( 51 )

最近の船用大型推進器について ..... 尼崎製鉄・吳製鋼所…( 56 )

推進軸被金の腐蝕に関する軸キャピテーションの研究 ..... 平田 稔…( 62 )

鋼帯電極による高能率ユエオンメルト溶接法について ..... 長谷川 光雄…( 68 )

〔海外の文献〕原子力船 ..... ( 72 )

船用主機関における電機推進方式の役割についての一考察 ( 3 ) ..... 柴田福夫…( 77 )

" DM " レイジスト装置について ( 下 ) ..... 三村守英・植松美郎…( 83 )

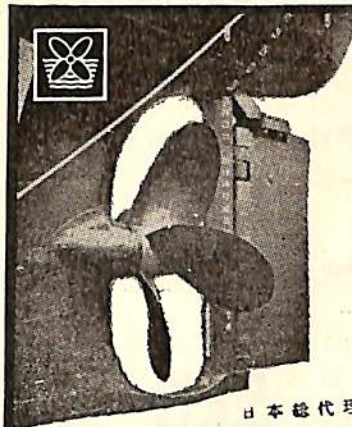
〔水槽試験資料 96〕船体表面に凹凸を有する模型船の抵抗試験 ..... 船舶編集室…( 91 )

昭和33年度計畫 (第14次) 新造船建造適格船主一覧表 ..... 船舶局造船課…( 93 )

鋼船建造状況月報 (昭和33年11月) ..... 船舶局造船課…( 94 )

〔特許解説〕・船舶安定装置・散荷船用万能荷下機 ..... 飯沼義彦…( 96 )

写 真 進 水——☆ 花 光 丸 ☆ 開 運 丸 ☆ KENAI PENINSULA  
 ☆ NAESS CHALLENGER ☆ THEOMANA ☆ 高速救命艇 34 号  
 竣 工——☆ 奈良山丸 ☆ 野島丸 ☆ 帝光丸 ☆ 剛邦丸 ☆ 第八大源丸  
 ☆ 菊光丸 ☆ 明城丸 ☆ DELPHIC EAGLE ☆ CUYAMA VALLEY  
 ☆ KABAENA



**SCIMITAR  
 NIKALIUM  
 PROPELLERS**

英国 MANGANES BRONZE & BRASS CO. LTD.  
 日本総代理店

ニカリウムは船のプロペラ用合金の改良品で、腐蝕、侵蝕に強く、その優れた機械的性質、腐蝕疲労に対する抵抗、密度の小さなことはブレードが薄くなり高能率で、慣性モーメントを小さくする利点あり

### 最高水準を行く船舶用熱管理資材

ブリックシール\*バンゴ\*モルタル\*サービロン\*バスコート S  
 インシュラグ\*パネラグ\*エキジット助燃剤\*コードボンド  
 バド\*アーチャー\*ボイラー\*ウォーター\*トリートメント  
 ジャロコ\*レモート\*コントロール油槽 船弁遠隔開閉装置

DIMETCOTE NO. 3 (米国 AMERCOAT CORP. 日本総代理店)

ダイメットコート 3 は 100% の無機性亜鉛塗料で、施工はなんの危険もなく、1 回塗をキュアリング液で焼き付け、どんな鋼鉄表面にも化学的、物理的に結合して、丁度現場で厚い亜鉛鍍金をしたと同じ金属表面を作って、各種タンクの永久的保護をする新しいライニングです。

日本総代理店

米国 XZIT CO. QUIGLEY CO. BIRD-ARCHER CO. CORDOBOND CO. JAROCO ENGINEERING CO.

横浜市中区尾上町 5-80  
 神奈川県中小企業会館 39 号室

**井上商会**  
 井 上 正

電話 (8) 4022, 4023  
 5141 (交換)

新時代の先端を行く

純国産合成繊維

倉敷ビニロン

クレモナ

ロープ

運輸省・NK認定

クレモナ・ロープ1号

クレモナ・ロープ5号



ハッチカバー

倉敷ビニロンクレモナ帆布

運輸省型式承認番号

1号	.....	第902号	)甲種
2号	.....	第903号	)乙種
3号	.....	第906号	)甲種
5006号	.....	第904号	)乙種
5008号	.....	第905号	)甲種
5010号	.....	第907号	)乙種



特長

1. 破断強力、摩耗強力が極めて強い。
2. 海水、油、バクテリア等に侵されず、強力が持続する。
3. 軽くて運搬に便利。乾きが早く、水排けがよい。
4. 耐酸、耐アルカリ性が強く、腐らない。
5. 紫外線に強く耐候性がよい。

倉敷レイヨン株式会社

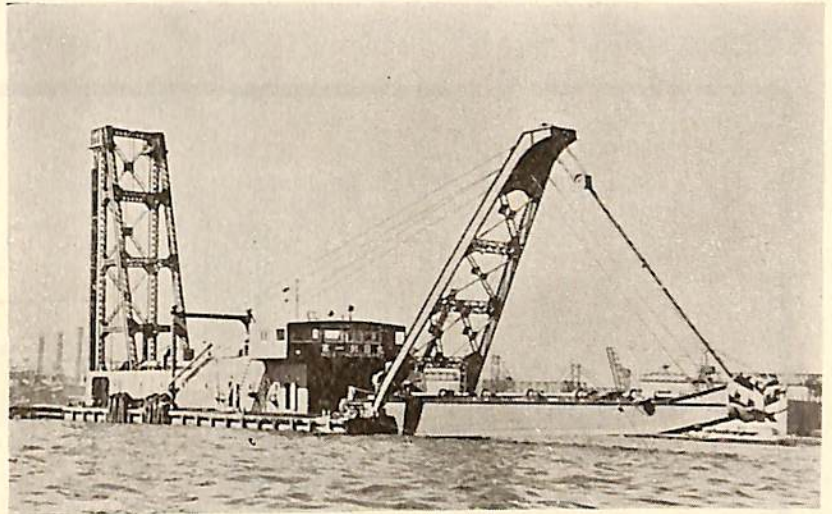
本社 大阪市北区梅田二番地

東京事務所 東京都中央区日本橋室町二丁目四番地



# 第一朝日丸

船主 朝日土地興業株式会社  
造船所 株式会社 渡邊製鋼所



標準型 22時1,200馬力 電動ポンプ浚渫船

	第一朝日丸
起工	昭和33年7月5日
進水	昭和33年9月6日
竣工	昭和33年10月27日

(1) 能力

最大浚渫深度 水面下 15m  
排送距離 2,000m  
揚土量 360~550m<sup>3</sup>/h

(2) 船体

長さ 36m  
巾 11m  
深さ 3.2m  
吃水 1.8m

(3) 主ポンプ

型式 片側吸込1段渦巻ポンプ  
口径 吸入管 24吋  
吐出管 22吋

(4) カッター

型式 開放櫛型  
回転数 17RPM

(5) 電動機

主ポンプ 1,200IP  
カッター 300IP  
スイング兼スパット 50KW  
ラダーホイスト 50KW  
補助ポンプ 30IP  
サービスポンプ 10IP  
コンプレッサー 20IP

(6) その他

排気装置, 照明装置, 配電室, 居住室, 事務室, 助室, 電話装置, 便所完備

# 浚渫船 建造 修理 専門

大型電動ポンプ船性能表

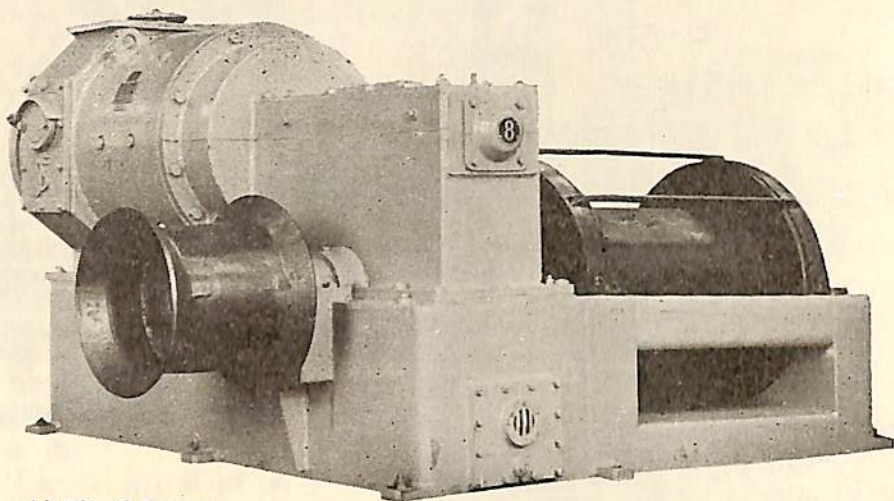
最大の建造実績	主ポンプ馬力 (m)		船体寸法 (m)				パイプ口径 (m/m)	排送距離 (m)	浚渫深度 (m)	揚土量 (m <sup>3</sup> /h)	カッター馬力 (IP)	最高の揚土量
	長さ	巾	深さ	吃水								
	500	22.5	76	2.3	1.3	410	500~1200	10	300~200	100		
	1000	31.0	10.0	2.8	1.5	560	600~1500	13	540~360	200		
	1200	36.0	11.0	3.2	1.8	560	800~2000	15	600~400	300		
	1500	38.0	11.0	3.3	2.0	610	1000~2500	16	680~450	400		
	2000	40.0	12.0	3.3	2.1	630	1200~3000	17	780~550	500		
	3000	45.0	13.5	3.4	2.1	680	1500~3500	20	1000~700	700		



## 株式会社 渡邊製鋼所

本社・工場 東京都大田区糀谷町5丁目1347番地  
東京営業所 東京都千代田区丸の内(丸ビル407号室)  
札幌営業所 札幌市南一条西二丁目(丸ビル)  
秋田営業所 秋田市東根小屋町23番地

TEL. 羽田(74) 1121~5  
TEL. 和田倉(20) 4777,4080  
TEL. 札幌(2) 4998  
TEL. 秋田 6297



堅牢で故障がない  
保守が簡単である  
消費電力が少ない

富士電機製造株式会社  
東京都千代田区丸の内2の6



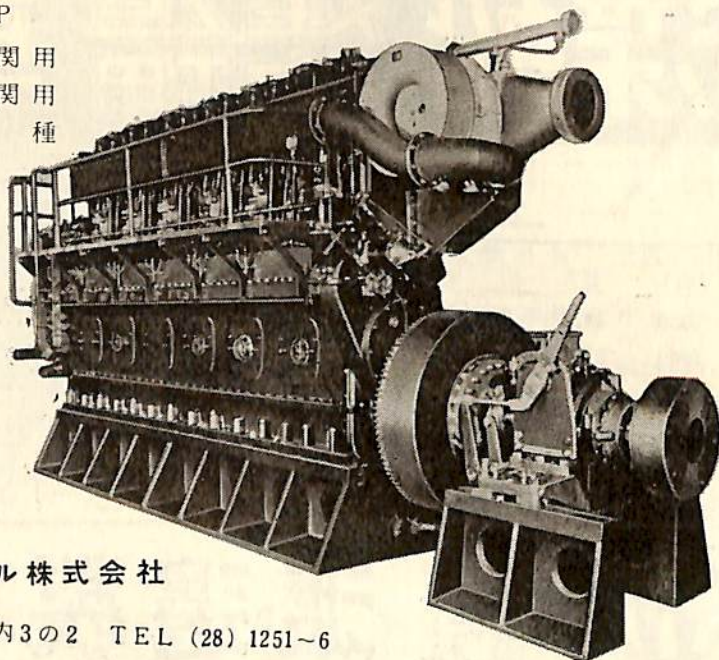
# 富士

交流揚貨機

ディーゼル機関

50HP~2500HP

船舶	主機関用
	補機関用
陸用	各種



富士ディーゼル株式会社

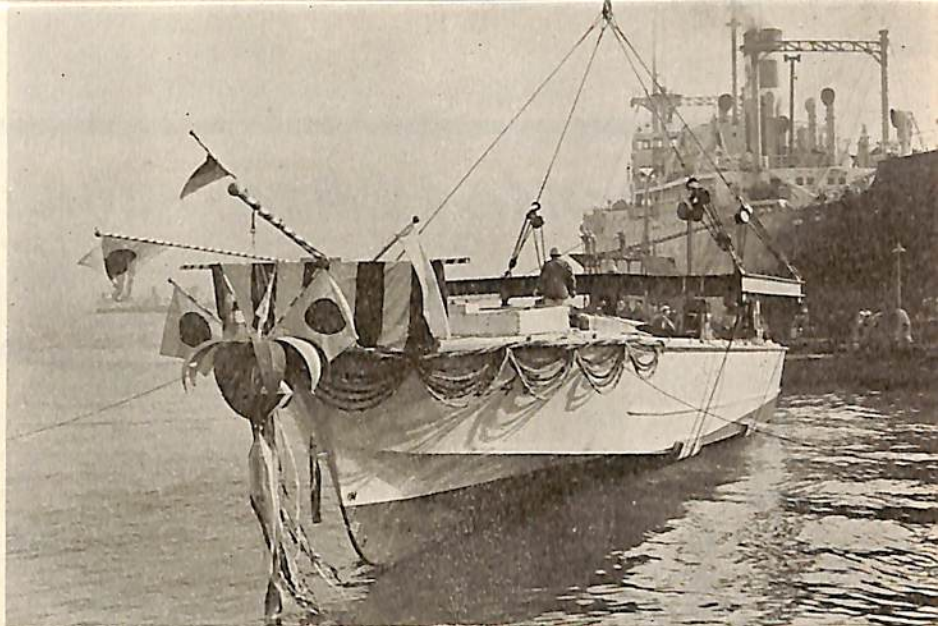
東京都千代田区丸の内3の2 TEL (28) 1251~6

高速救命艇 34号

船主 防衛庁

造船所 三菱造船・下関造船所

長(垂) 23.00 m 幅(型) 5.50 m  
 深(型) 2.45 m 吃水 0.68 m  
 基準排水量 約26 噸 出力 30 ノット以上  
 主機 パッカーD 4 M 2500  
 ガソリン機械 800 IP 2基  
 救命設備 一式 起工 33-10-10  
 進水 33-12-11



花 光 丸

船主 三光汽船株式会社

造船所 佐野安船渠株式会社

全長 149.32 m 長(垂) 138.00 m  
 幅(型) 18.80 m 深(型) 11.85 m  
 吃水 8.85 m 総噸数 約 8,700 噸  
 載貨重量 約 12,650 噸 速力 17.5 ノット  
 主機 浦賀玉島ズルザー  
 ディーゼル機関 1基 出力 6,300 BHP×125 RPM  
 船級 NK  
 起工 33-6-25 進水 33-11-27  
 竣工 34-2 予定



新しい時代のために...

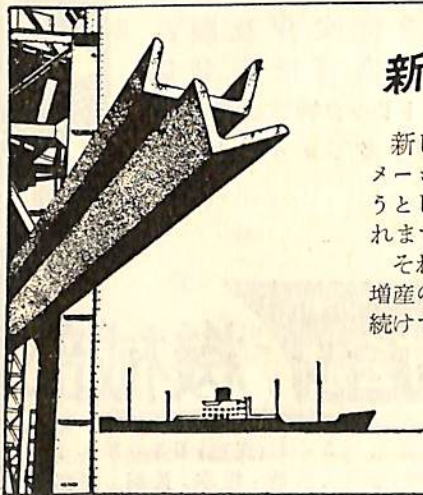
新しい動力源としての原子力の活用—あらゆる生産設備のオートメーション化—いま、世界の産業界は第3次産業革命の暁を迎えようとしています。この達成によってこそ、より豊かな文化生活が築かれます。

それには良質の鉄鋼が大量に必要です。富士製鐵は、鉄鋼の飛躍的増産のため第2次設備合理化計画を立て、その完遂にあらゆる努力を続けています。



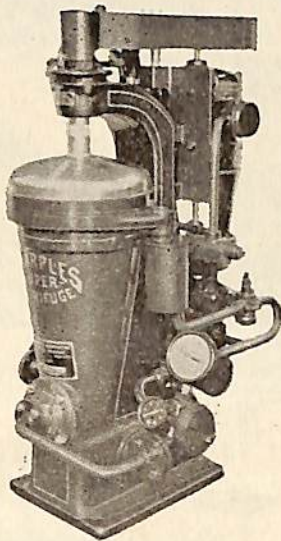
富士製鐵株式會社

本社：東京・日本橋 工場：室蘭・釜石・広畑・川崎



バンカーオイルを常用するディーゼル船に.....

# 新型 シャープス油清浄機



処理能力 (L/H)

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

米国シャーププレス・コーポレーション日本総代理店

セントリフューガス・リミテッド日本総代理店

## 巴工業株式会社

本社 東京都中央区銀座1の6(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

ABC

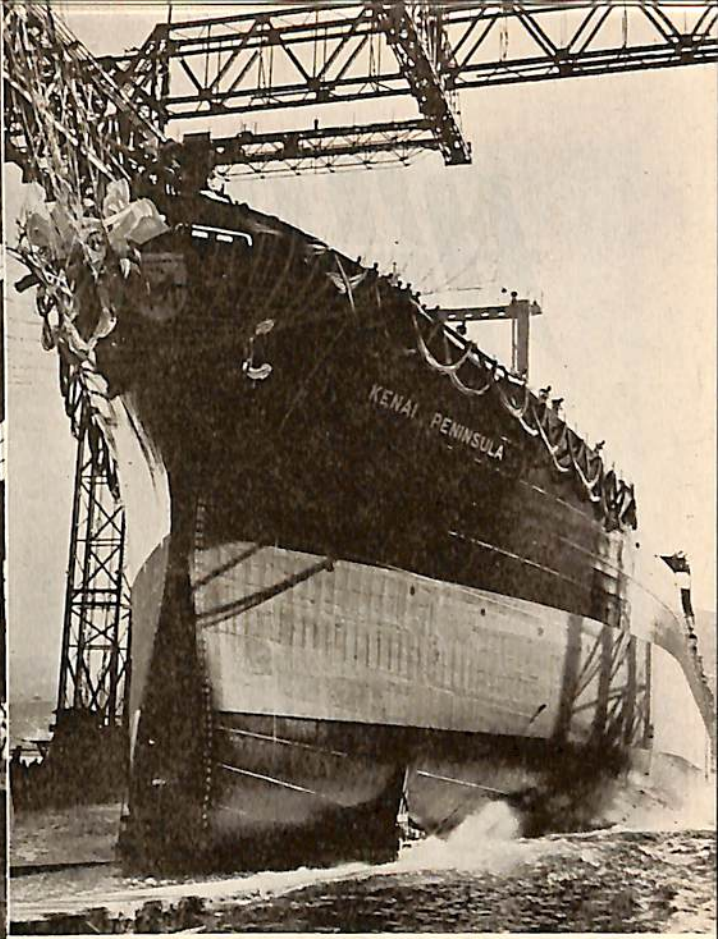
### 営業品目

- ◇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-プラート轉輪羅針儀
  - 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
  - 船用氣象模寫受信装置
- ◇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

## 浅野物産株式会社

## 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)9109-5  
 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



開 運 丸

船 主 小西海運漁業株式会社  
造 船 所 日本海重工業株式会社

長(垂) 70.00 m 幅(型) 11.60 m 深(型) 6.05 m  
吃水 5.28 m 総噸数 約 1,400 噸 載貨重量  
約 2,200 m 主 機 伊藤鉄工製ディーゼル機関 1 基  
出力 1,800 BHP 起工 33-6-23 進水 33-11-18  
竣工 34-1 未予定

KENAI PENINSULA

船 主 GLOBE TANKERS INC.  
造 船 所 三菱造船・長崎造船所

長(垂) 213.00 m 幅(型) 30.50 m 深(型) 15.20 m  
吃水 11.13 m 総噸数 27,400 噸 載貨重量 45,000 噸  
速力 16.5 ノット 主 機 三菱エッシュウィス型タービ  
ン 1 基 出力 17,600 SHP 起工 33-7-7  
進水 33-11-29



運輸省運輸技術試験所第  
482 号船用品型式検定済

# 理研瓦斯検定器

## 油槽船爆発防止 ガソリンガス・石油ガス・メタンガス測定

熔接・塗替…………… アセチレンガス  
メチルエチルケトンガス 測定  
積荷保全…………… 炭酸ガス、フロンガス 測定

本器は光波干渉計の原理を応用せる精密光学  
瓦斯測定器でありまして、物理的に各種ガス  
の微量測定が素人にも迅速に出来ます。



TYPE 18

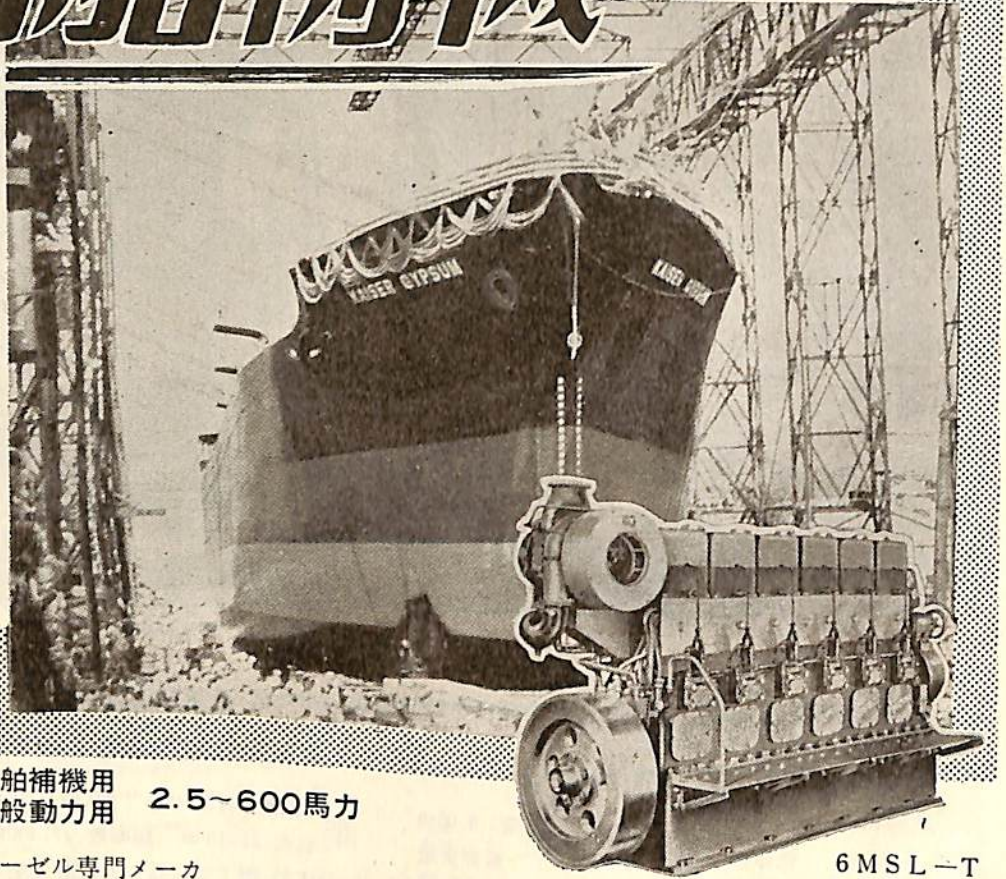
営 業 品 目

炭酸ガス測定器 (201型)  
(果物品質保持用)

理研瓦斯検定器・ボラリスコープ  
光弾性実験装置・教育スライド  
理研精密歪計・幻灯器

理 研 計 器 株 式 会 社  
東 京 ・ 板 橋 ・ 小 豆 沢 2-11  
TEL 赤 羽 (90) 1136 (代表) ~9

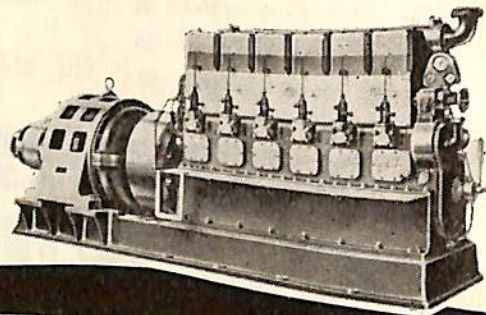
# 船舶補機に



船舶補機用  
一般動力用 2.5~600馬力

本邦唯一のディーゼル専門メーカー  
ヤンマーディーゼルでは、小  
は 2.5馬力から大は 600馬力に至  
る60余機種のディーゼルエンジ  
ンを製作しております

6MSL-T  
270~300馬力



6MSL  
×150K·V·A



日本工業規格合格品

## ヤンマーディーゼル



本社 大阪市北区茶屋町 62 番地  
支店 大阪・東京・福岡・札幌・高松  
出張所 金沢・岡山・旭川・別府

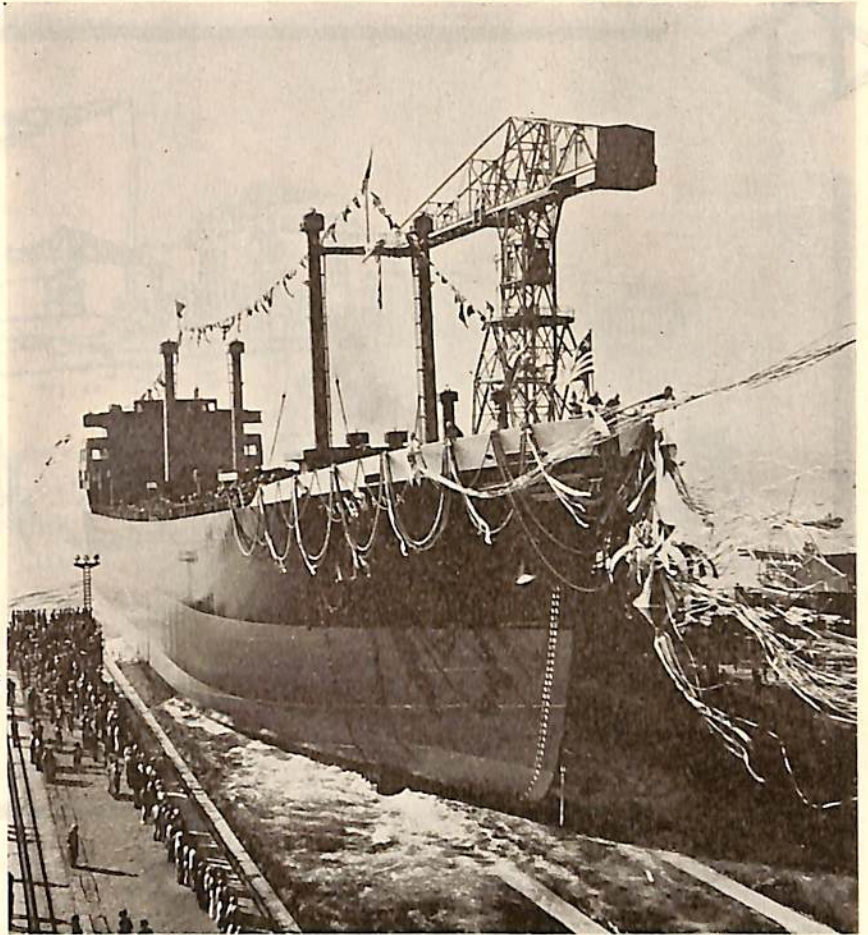
ヤンマー製品専売 日本船舶機器株式会社

本社 大阪市東区南本町 4 丁目 営業所 東京・福岡

THEOMANA

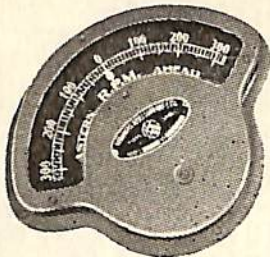
船主 SUAREZ COMPANIA S.A.-PANAMA

造船所 三菱造船・広島造船所



長	(垂)	153.53 m	速	力	17ノット
幅	(型)	20.30 m	主	機	三菱エッシャウス型
深	(型)	12.50 m			タービン 1基
吃	水	9.144 m	出	力	7,150 SHP
総	噸	10,200 噸	起	工	33-5-7
載	貨	15,000 噸	進	水	33-12-12

船舶用の計器は  
信頼性ある倉本計器で!!



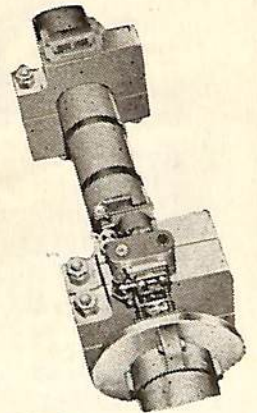
主機、補機用  
電気回転計

回 轉 計 類

- ◇遠心力式回転計
- ◇撥動式回転計
- ◇時計式回転計
- ◇ストロボスコープ
- ◇電気式回転計
- ◇マグネット回転計
- ◇超高速電子式回転計
- ◇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
- ◇記録式光学換計
- ◇直読式光学換計
- ◇携帯用トーショングラフ
- ◇携帯撥動計



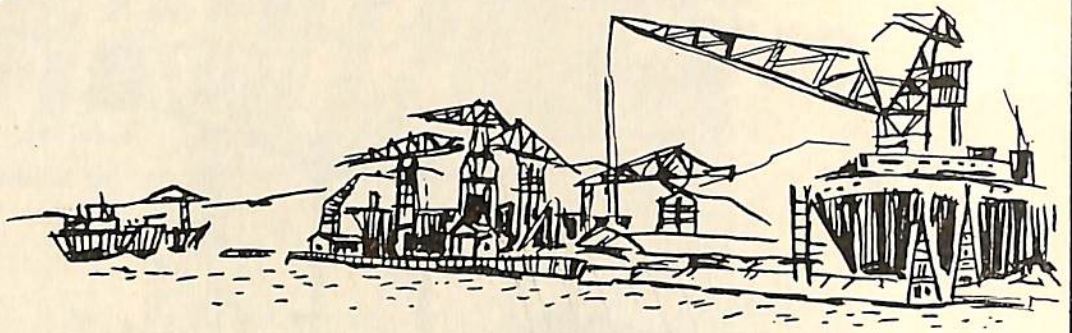
創業32年



株式会社 倉本計器精工所

研野式光学換計

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



# 株式會社 播磨造船所

取締役社長 六 岡 周 三

本 社 東京都千代田区大手町1丁目2番地

相生工場 兵庫県相生市相生5292番地

神戸事務所 神戸市生田区浪花町64番地



# 株式会社 名村造船所

本 社 事務所  
 東 京 出張所  
 神 戸 出張所  
 大 阪 出張所

大阪市住吉区北加賀屋町四ノ五  
 東 京 中央区橋一ノ二ノ七 (商船ビル)  
 神 戸 市 生田区海岸通り五 (商船ビル)  
 大 阪 市 北 区 宗 是 町 一 (大ビル)

電話 住吉 (67) 2744-9  
 電話 東京 (28) 4877  
 電話 東三ノ宮 (3) 4810  
 電話 土佐 堀 (44) 1286



NAESS CHALLENGER

船主 INNOSHIMA SHIPPING CO.,  
S.A.—PANAMA

造船所 日立造船・因島工場

全長	長	225.50 m
幅	(垂)	215.00 m
深	(型)	30.20 m
吃水	(型)	15.35 m
総噸數	噸	約 28,200 噸
載貨重量		47,000 噸
速力		17 ノット
主機	蒸気タービン	1 基
出力		19,500 SHP
船級		L R
進水		33-12-11
竣工		34-5 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 (鉄面用下塗塗料)
- ・CRマリンペイント (ノンチローキング型)  
(合成樹脂塗料)
- ・シアナミドヘルゴン (高度のさび止塗料)
- ・楢印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・楢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



わが国で  
初めて  
運輸省  
型式承認  
された……

もつとも重要な船舶用法定備品として国家検査の対象となる救命器具は種類も多種多様であります。当社は近代化学の粋を集めた合成ゴム布製、三菱救命具を製造し、その動作の確実・簡単・軽量・格納容積の僅少・大浮力・長期連続使用可能など、すぐれた特性は各方面に絶大な好評と信頼を得ています。



MT-10型 (運輸省型式承認第909号)・MT-15型 ( " 第910号)  
MX-9型 ( " 第911号)・MT-20型 ( " 第947号)



MT-20型 膨脹救命筏

膨脹型三菱救命具

型 式	MT-20型	MT-15型	MT-10型	MX-9型
定 員 (運輸省令救命具 試験規程に準ず る定員数)	20人	15人	10人	9人
充 気 時	外部直径 約3.8m (正14角形) 内部直径 約3.1m (外接円) 空気室直径 0.36m×2重	外部直径 約3.4m (正13角形) 内部直径 約2.7m (外接円) 空気室直径 0.36m×2重	外部直径 約2.9m (正10角形) 内部直径 約2.3m (外接円) 空気室直径 0.3m×2重	外部直径 約2.6m (正11角形) 内部直径 約2.0m (外接円) 空気室直径 0.3m×2重
折 畳 収 納 容 積	0.6φ×0.9m	0.5φ×0.95m	0.5φ×0.9m	0.45φ×0.8m
甲 板 面 積	7.55m <sup>2</sup>	5.6m <sup>2</sup>	4.1m <sup>2</sup>	3.7m <sup>2</sup>
全 重 量 (含備品)	72kg	51kg	40kg	35kg
全 浮 力	2,500kg以上	2,500kg以上	2,000kg以上	2,000kg以上

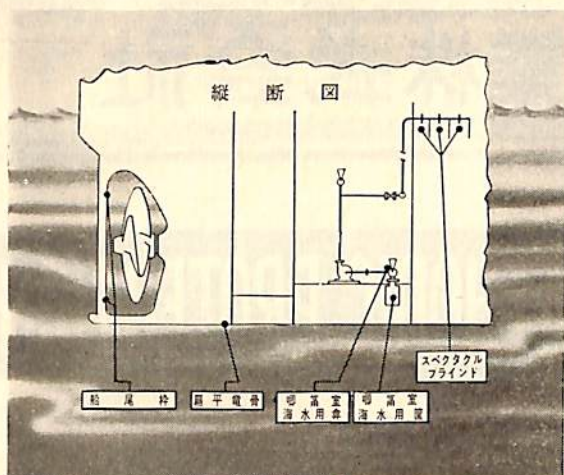
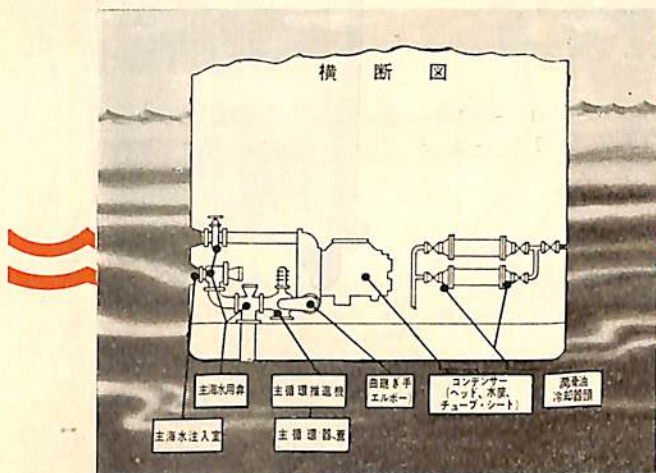
三菱電機株式会社

※ (救命試験規程第3章より抜粋)

第33条 救命筏の定員は該救命筏の甲板面積平方メートル数を0.372にて除したる数、および浮体の全容積立方デシメートル数を85にて除したる数のいずれか小なるものを超えることをせず。

# Du Pont neoprene 製の

保護被覆は  
船用機器の  
腐蝕を  
防ぎます



上図は有名な石油精製会社が、ネオプレン塗装のバルブ、ポンプ、コンデンサーのヘッド、その他海水に曝らされて腐蝕しやすい機器を用いた、船の部分を示しています。

船用機器の弱い部分が、海水によつて腐蝕されることは、造船業者や船主にとつて長い間悩みの種となつておりました。経費のかかる修理や、部品の完全な取換えを僅か六年乃至八年毎に行ふ必要があります。

或る有名な大石油会社の技師達は、この問題を解決するためにデュポン社のネオプレンをいろいろと応用することを思ひつきました。(左図参照) この化学ゴムを船用機器の最も弱い部分に塗装して、実験してみました。その結果、数年間塩水に曝らされたにも拘らず、それらの部分—コンデンサー、海水用弁、サーキュレーター、スペクタクル、ブラインド—等には、全く悪い結果が見られませんでした。すべての部分は完全な状態のままでした。

デュポンのネオプレンは実際の使用面でその真価を發揮しました。適当に混合すれば、海水、油、腐蝕、電蝕作用等に高度の耐抗性を示しました。腐蝕の問題でお困りなら、ぜひ、デュポン製ネオプレンの利点を御研究下さい。保護被覆の製造者達は、被覆用に使用する場合のこの化学ゴムの利点につき、又、これがどんなに貴方のお役に立つかを喜んで御説明申し上げます。

詳細につきましては、下記弊社にお問合せ下さい。喜んで御回答申し上げます。尚、資料に関しましては、クーポンを御利用下さい。

製造元 DU PONT COMPANY,  
Wilmington, Delaware, U. S. A.

## Du Pont Neoprene



化学を通じ……より良き生活のため、よりよき製品を

DU PONT 日本総代理店

アメリカン・トレーディング・カンパニー  
(ジャパン) リミテッド

東京都港区芝公園7号地の1 SKFビル 電話(43) 5140-9  
大阪市南区安堂寺橋通り2の47 電話(26) 6593-8

(御 芳 名)

(御 社 名)

(所 属 部 署)

(御 住 所)

このクーポンをお切取りの上、上記代理店宛お送り下さい。  
資料を差し上げます。(フネ1)

159

高性能

# 磁気探傷装置

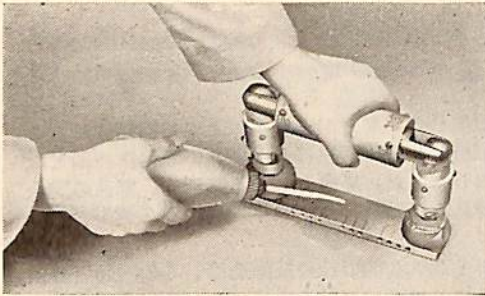
には.....

電子E Z型磁気探傷器は主に溶接箇処に適し其の他一般接触器を使用する事によりあらゆる材料 部品の検査が出来ます。

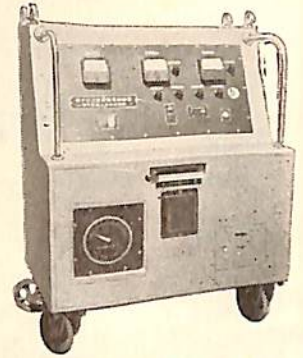
磁化電流 直流最大 0 ~ 6000 A 8000 A 脱磁電流 3000 A ~ 0  
交流最大 0 ~ 3000 A 5000 A

整流方法 单相半波 通電時間 0 ~ 1 秒  
各相各波 1 分 ~ 2 分

電流調整 接点無接点方法



操作中 電子極間磁気探傷器



電子E Z磁気探傷装置

- 営業種目
- 電子ER型磁気探傷装置
  - 電子交流式磁気探傷装置
  - 蛍光探傷装置
  - 電子管着磁装置
  - 各種セレン式着磁装置
  - 各種脱磁装置
  - 磁束計
  - 磁束比較計

## 電子磁気工業株式会社

東京都港区芝新堀町28番地 TEL (45) 6285 9459

# 電気防蝕法 CATHODIC PROTECTION



簡単な施工で水中、地中の金属施設を防蝕し、寿命を数倍に延長させる画期的防蝕法!!

油槽船船槽 }  
船 殻 } に電気防蝕法  
プロペラ }

—調査—設計—施工—材料—

## 日本防蝕工業株式会社

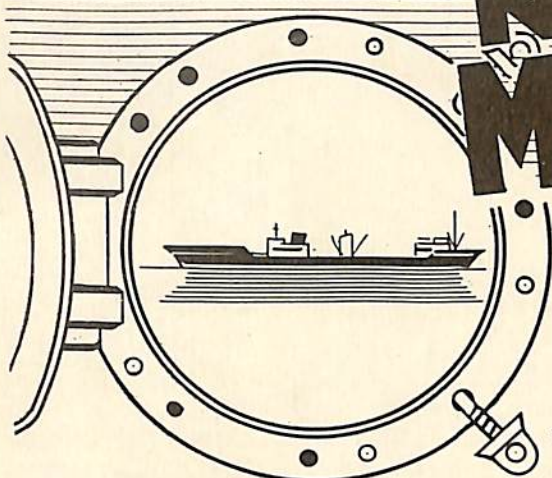
東京都千代田区丸の内三ノ二 (三菱東7号館)  
電話東京28局 (28) 6807, 6808  
大阪事務所 大阪市東区今橋四ノ一 (三菱信託ビル内)  
電話 (23) 4783



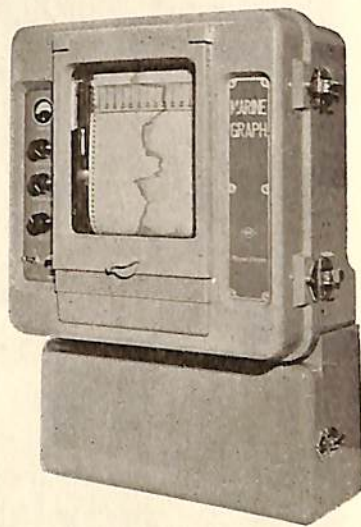
総代理店 三菱商事株式会社

# NEC Marine Graph

(音響測深機)



営業品目  
 各種音響測深機  
 各種魚群探知機  
 風向風速計  
 船用無線電信電話  
 方向探知機  
 其他船用電氣機器



## 海上電機株式会社

本社 東京都千代田区神田錦町1-19  
 電話東京29局2611(代表)~3,8181~3  
 営業所 小樽,根室,塩釜,八戸,東京,新潟,清水,  
 神戸,宇和島,境港,下関,福岡,長崎,鹿児島



卓絶せる性能を誇る

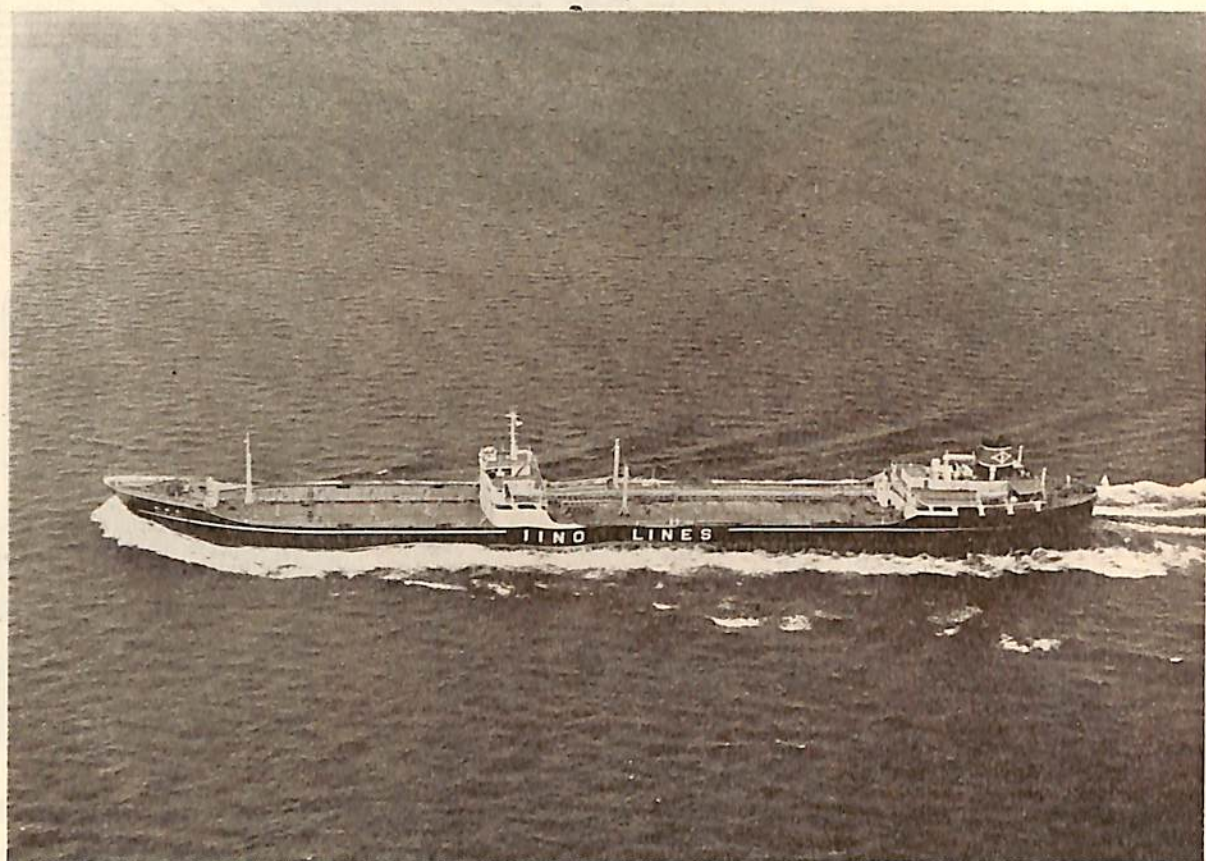
# スチール ハッチカバー

一般貨物船・鉱石船  
 客船・軍用船・沿岸小型船

● ● ●  
 バイポッドマスト・クレーン付カバー  
 油圧開閉式カバー・フラッシュカバー  
 ユニバーサル・バルクキャリアー

## 極東マック・グレゴリー株式会社

本社 東京都千代田区大手町2-8 TEL. 和田倉 (20) 0296~8  
 神戸出張所 神戸市生田区海岸通2-33 朝日ビル TEL. 三宮 (3) 7532

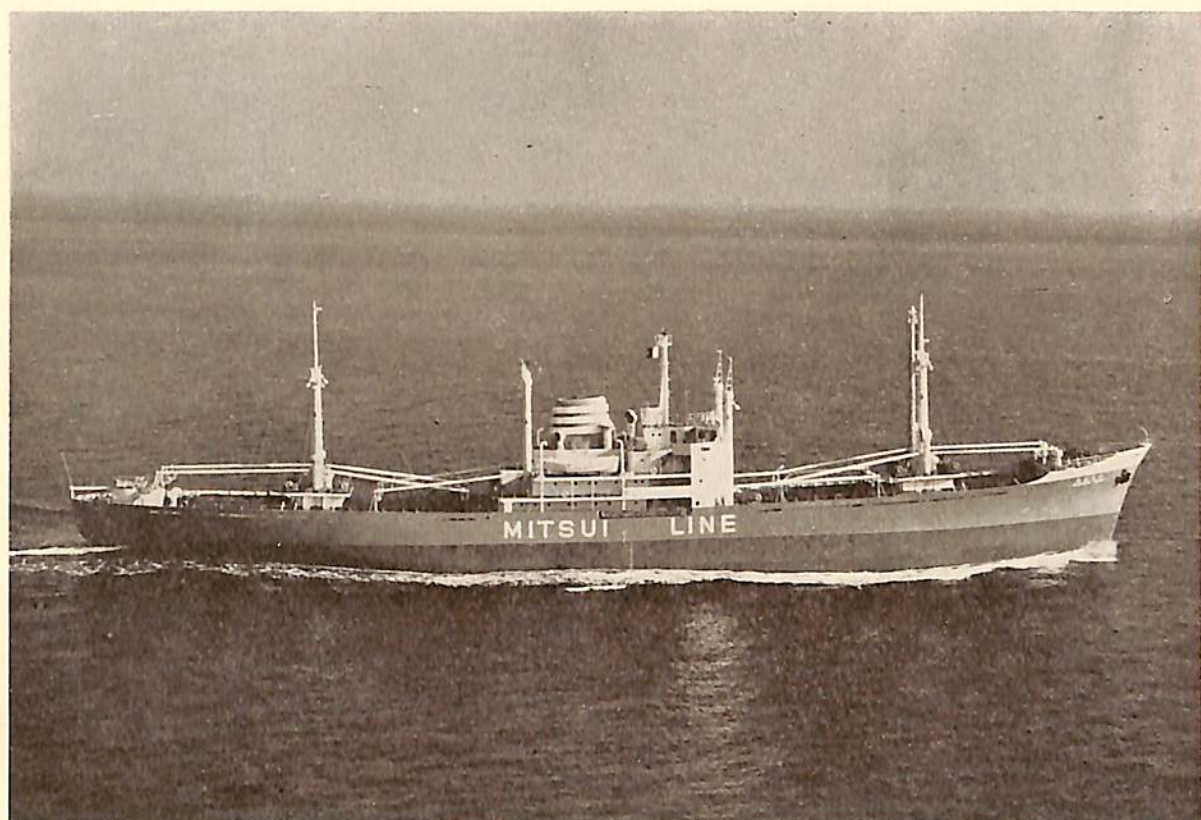


剛 邦 丸

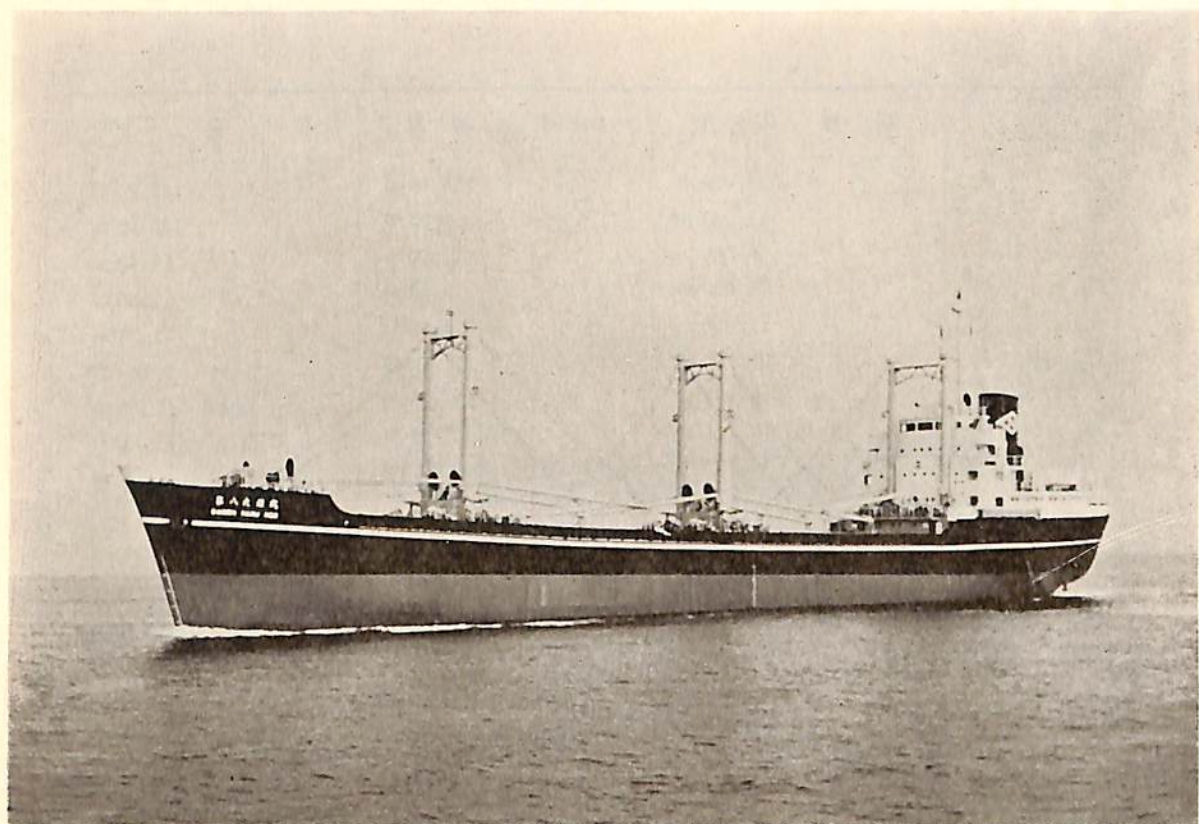
船 主 飯野海運株式会社

造 船 所 株式会社播磨造船所

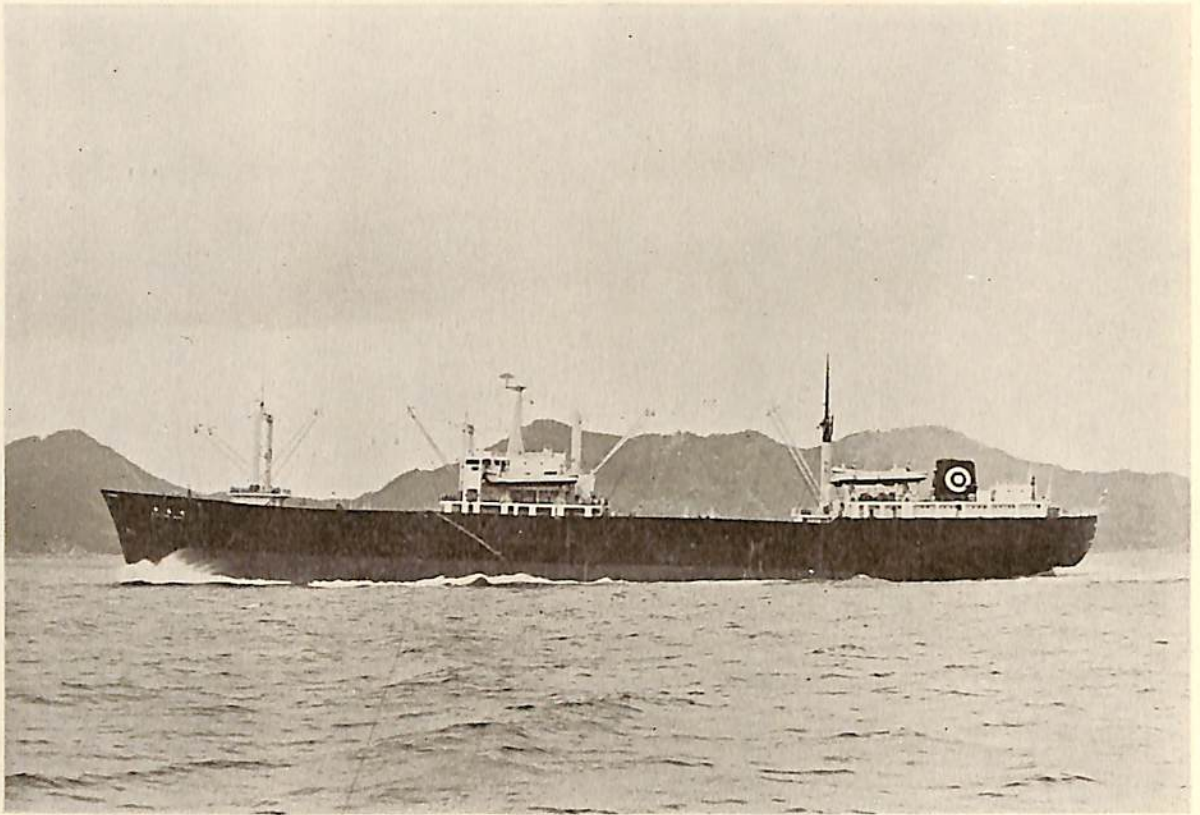
全	長	223.772 m
長	(垂)	213.00 m
幅	(型)	30.50 m
深	(型)	15.20 m
吃	水	11.242 m
純	噸 数	28,428.57 噸
載	貨 重 量	47,248.00 噸
速	力	17.522 ノット
主	機	二段減速装置付ギヤードター ビン 1 基
出	力	17,600 SHP
船	級	NK, AB
起	工	33-3-19
進	水	33-9-19
竣	工	33-11-11



奈 良 山 丸



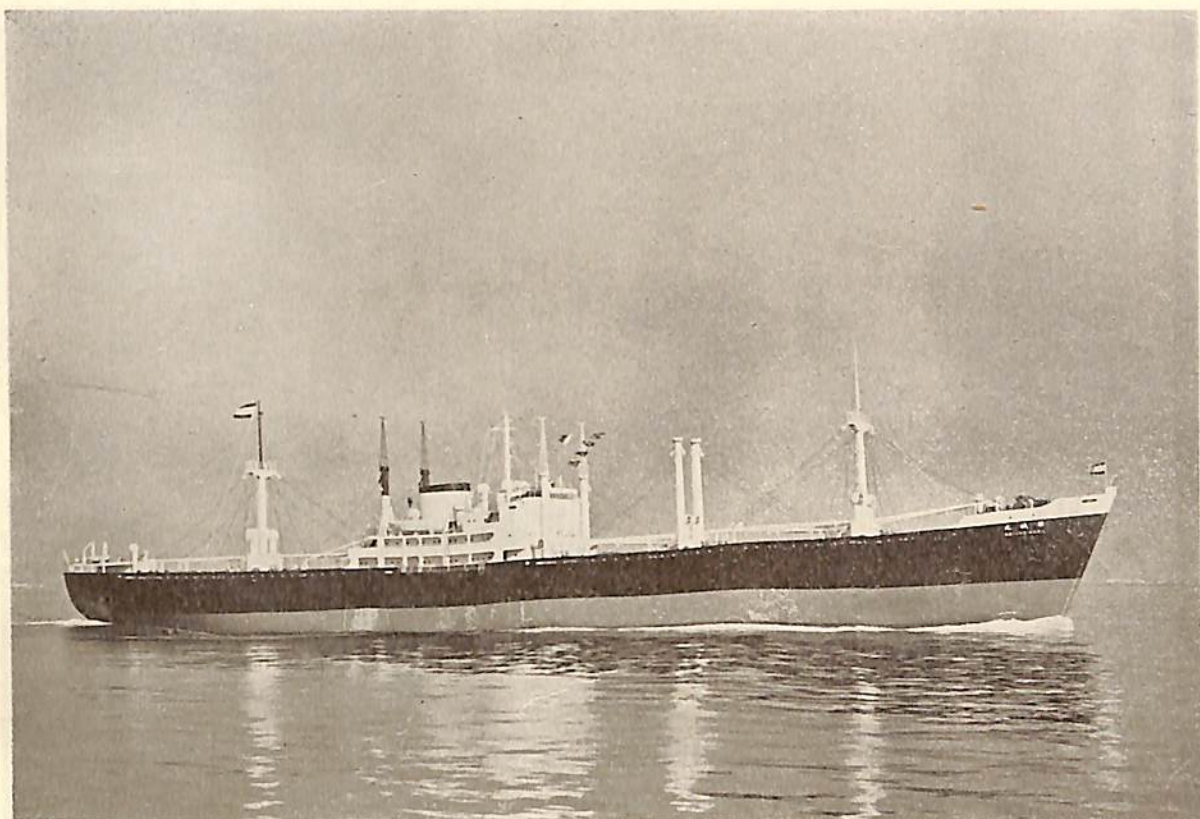
才 八 大 源 丸



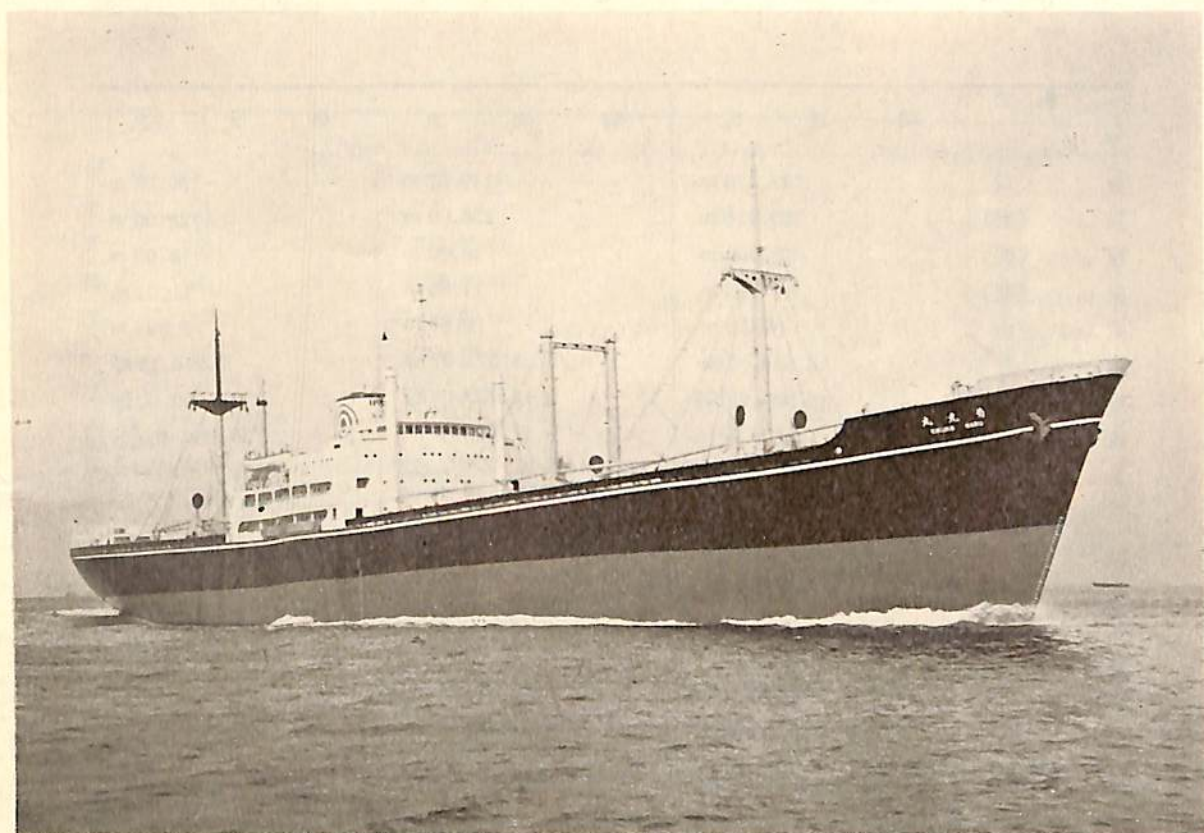
野 島 丸

船 名		奈 良 山 丸	オ 八 大 源 丸	野 島 丸
要 目				
全 長		124.000 m	104.90 m	145.90 m
長 (垂)		115.043 m	97.00 m	136.00 m
幅 (型)		16.500 m	14.20 m	19.80 m
深 (型)		9.600 m	7.60 m	12.50 m
吃 水		7.469 m	6.26 m	7.85 m
総 噸 数		5,201.870 噸	3,197.37 噸	約 9,100 噸
載 貨 重 量		7,301.3 噸	4,982.00 噸	約 9,400 噸
速 力		16.185 ノット	13.384 ノット	16 ノット
主 機		浦賀玉島 SULZER 6 S AD 60 型 1 基 ディーゼ ル機関	阪神内燃機工業製 Z 6 TS 型ディーゼル機関 1 基	日立 B&W 排気ターボ給 気ディーゼル機関 (574- VTBF-160) 1 基
出 力		3,840 BHP × 150 RPM	1,700 BHP × 245 RPM	6,250 BHP
船 級		N K	N K	N K
起 工		33-3-31	33-3-31	33-4-24
進 水		33-8-19	33-9-16	33-9-18
竣 工		33-11-10	33-11-27	33-12-2
船 主		三井船舶株式会社	名村汽船株式会社	日本水産株式会社
造 船 所		株式会社大阪造船所	株式会社名村造船所	日立造船 因島工場





明 城 丸

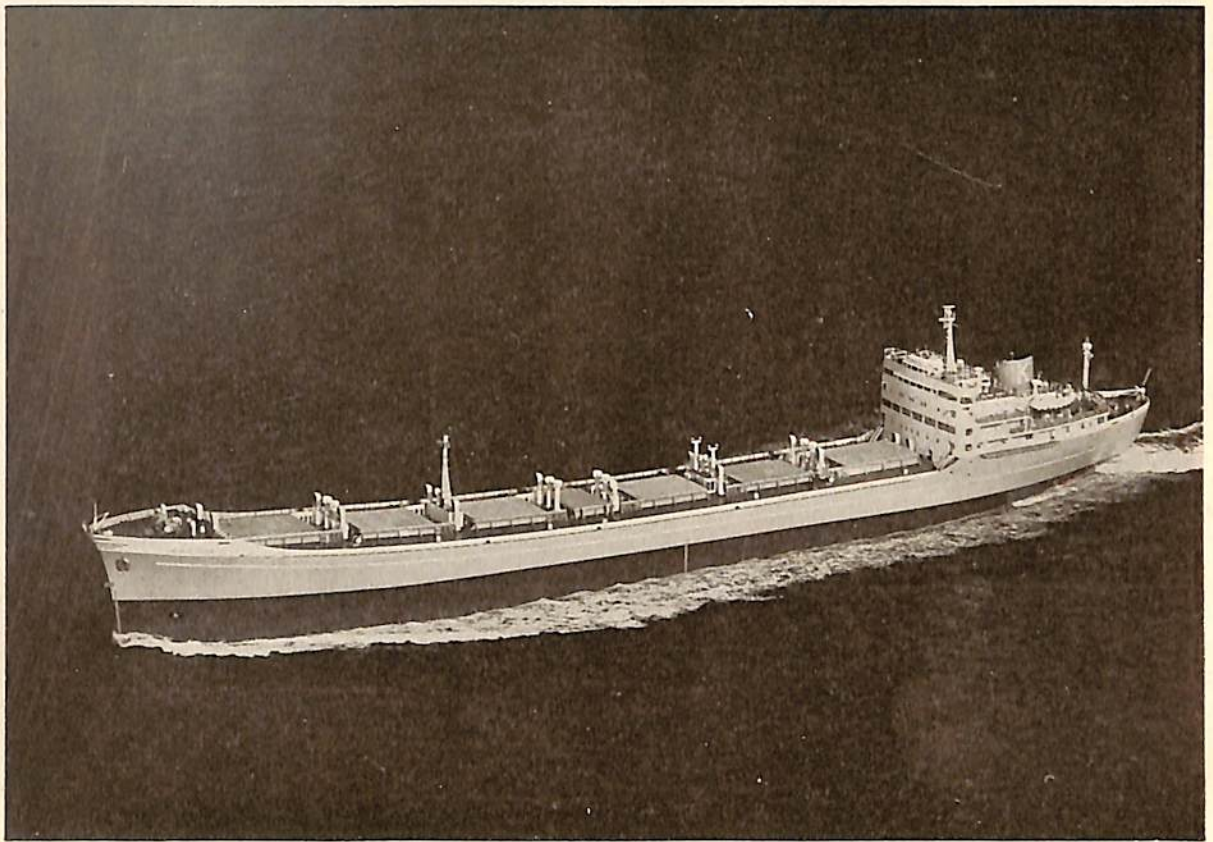


網 元 丸



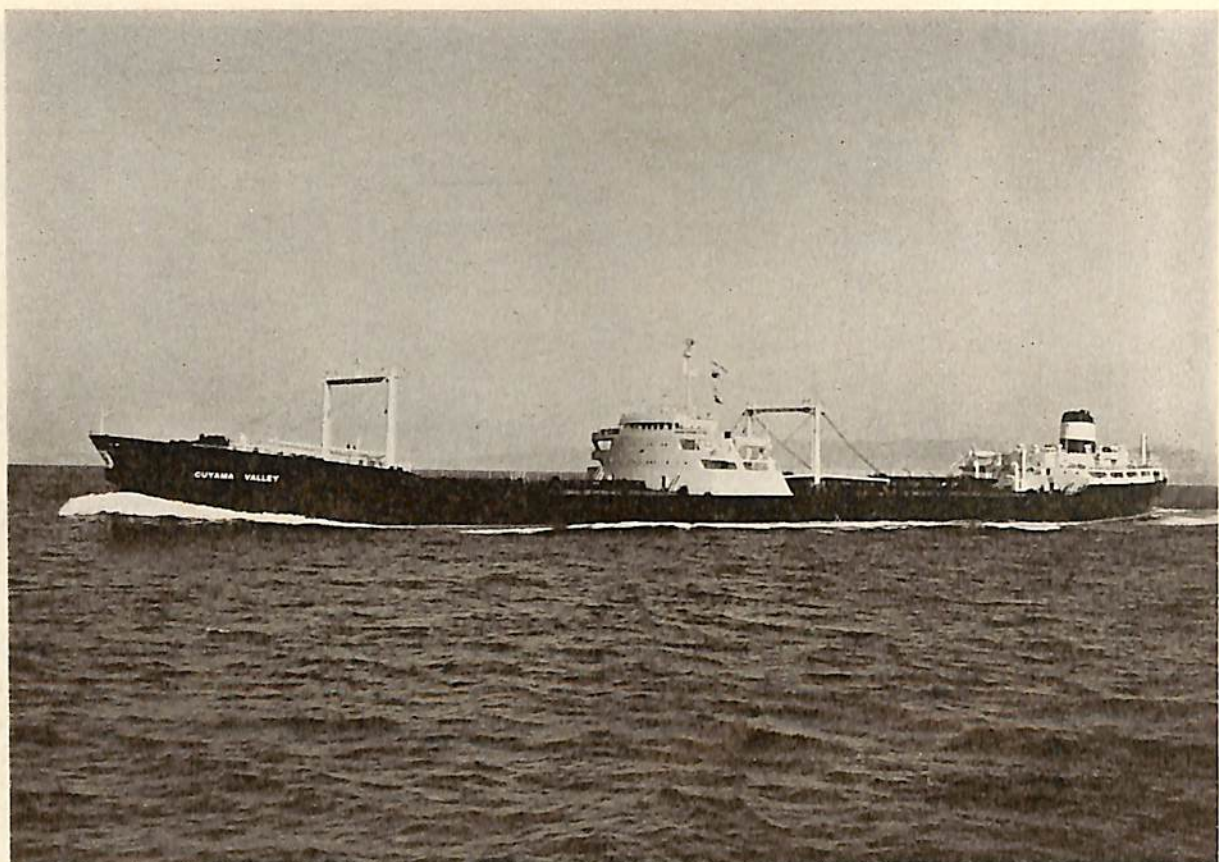
帝 光 丸

船 名		明 城 丸	菊 光 丸	帝 光 丸
要 目				
全 長		147.476 m	149.32 m	136.55 m
長 (垂)		137.450 m	138.00 m	128.00 m
幅 (型)		18.900 m	18.80 m	18.00 m
深 (型)		11.735 m	11.85 m	11.00 m
吃 水		8.550 m	8.85 m	8.383 m
総 噸 数		8,636.06 噸	8,671.27 噸	7,216.19 噸
載 貨 重 量		12,733.00 噸	13,223.00 噸	10,849.00 噸
速 力		約 16.5 ノット	17.46 ノット	16.784 ノット
主 機		三井 B&W ターボチャー ジド662-VTBF-140ディ ーゼル機関 1 基	横浜 MAN K 7 Z <sup>70</sup> / <sub>120</sub> 型 ディーゼル機関 1 基	ハリマズルツアーディー セル 7 SD 72 型ディーゼ ル機関 1 基
出 力		5,400 BHP × 135 RPM	6,500 BHP × 128 RPM	4,900 BHP
船 級		NK, LR	NK	NK
起 工		33-4-4	33-3-25	33-3-29
進 水		33-8-3	33-9-16	33-9-12
竣 工		33-11-15	33-11-27	33-11-6
船 主		明治海運株式会社	三光汽船株式会社	三光汽船株式会社
造 船 所		株式会社藤永田造船所	佐安野船渠株式会社	株式会社播磨造船所

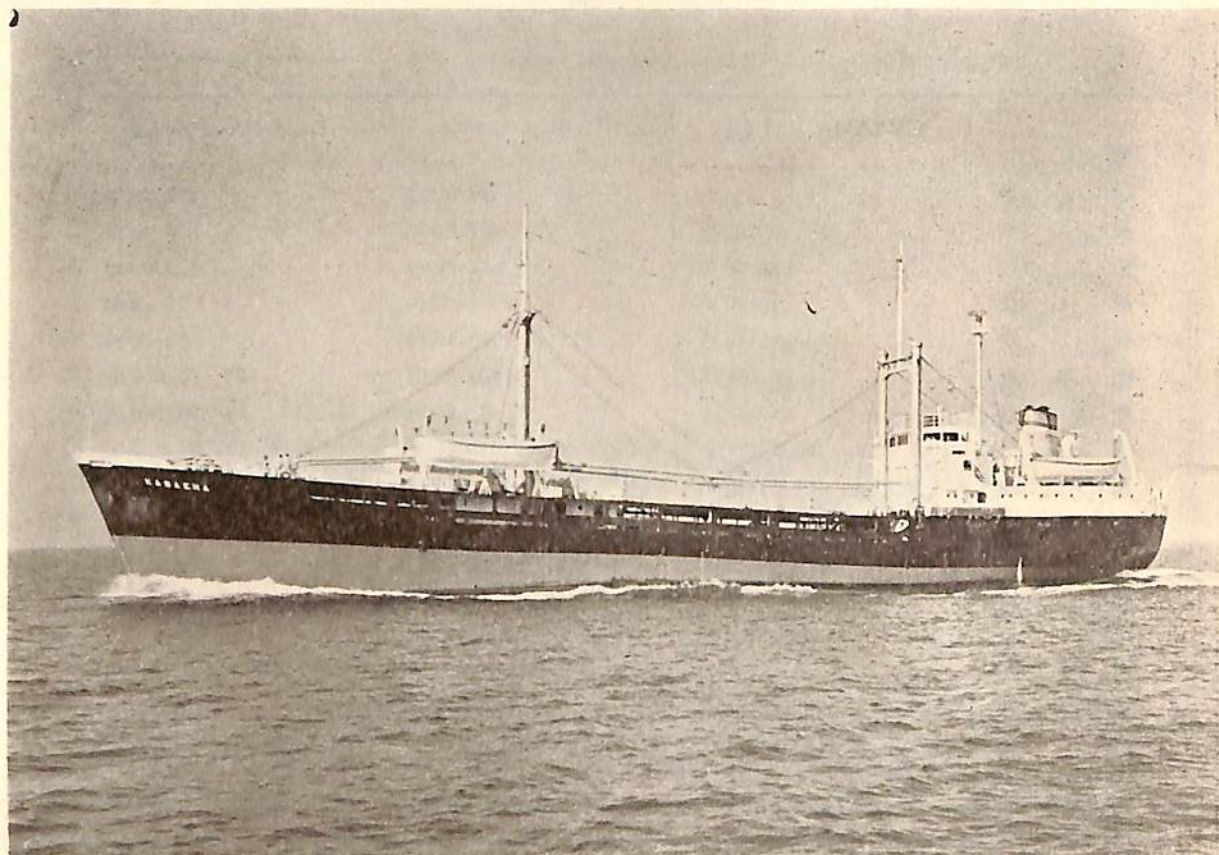


DELPHIC EAGLE

船名		CUYAMA VALLEY	K A B A E N A	DELPHIC EAGLE
要目				
全長	長		83.00 m	176.73 m
長	(垂)	213.00 m	77.50 m	167.00 m
幅	(型)	30.50 m	12.00 m	22.00 m
深	(型)	15.20 m	6.00 m	12.70 m
吃水		11.13 m	5.16 m	9.32 m
総噸數		27,400 噸	1,690.52 噸	約 12,800 噸
載貨重量		45,000 噸	2,451.60 噸	約 20,000 噸
速力		16.5 ノット	13.81 ノット	17.25 ノット
主機		三菱エッシャウィス型タービン 1 基	神戸發動機 4 サイクル単動無噴油過給機付ディーゼル機関 1 基	日立 B&W 排気ターボ給気式ディーゼル機関 (774-VTBF-160) 1 基
出力		17,600 SHP	1,400 BHP × 260 RPM	8,750 BHP
船級			N K	A B
起工		33-4-28	33-7-3	32-10-31
進水		33-8-30	33-10-18	33-5-24
竣工		33-12-16	33-12-22	33-11-27
船主		GLOBE TANKERS INC.	インドネシア国政府	SEA ENTERPRISES CORP.,—PANAMA
造船所		三菱造船・長崎造船所	佐野安船渠株式会社	日立造船・桜島工場



CUYAMA VALLEY



KABAENA



船舶の自動制御には

YAMATAKE・HONEYWELLの

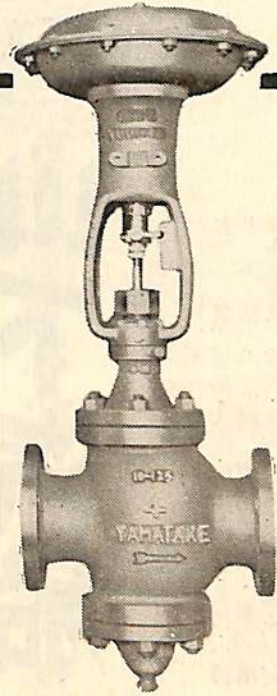
# ダイヤフラム調節弁



大阪 名古屋 小倉

山武ハネウエル計器株式会社

東京・丸の内・八重洲ビル 電話 (28) 6751 (9)



伝統と独特の技術を誇る

交流 直流

# 発電機・電動機



75HP三相誘起電動機

送風機・油清浄機・揚錨機  
 揚貨機・繫船機・ポンプ } 用電動機  
 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

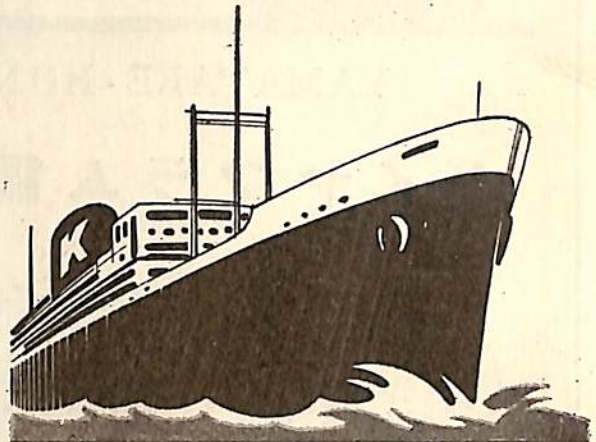


株式会社

# 東電機製作所

本社工場 東京都大田区糞谷町三の九四二番地  
 電話羽田(74)代表0736~9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

"K" LINE



川崎汽船



本社 神戸市生田区海岸通8番  
東京支社 東京都千代田区丸の内1丁目6番地



山下汽船

取締役社長 辻 鈔 吉

本社 東京・丸の内  
支店 横浜・大阪・神戸・門司・若松・小樽  
出張所 八幡・東京・港・室蘭  
海外駐在員 倫敦・紐育・シヤトル・桑港・馬尼刺  
香港・カルカッタ・シンガポール



日産汽船

取締役社長 伊藤 幸雄

本社 東京都中央区八重洲一の二の四  
支店 神戸・大阪・門司・ロンドン・シヤトル  
電話丸の内(23)二三二一(代表)〇三八一(代表)



日鐵汽船

本社 東京・都丸の内(丸ビル)  
支店 八幡・大阪  
出張所 室蘭・神戸・広畑



電話丸の内(23)二三二一(代表)〇三八一(代表)



新製品

- 電気メッキブリキ
- ⑤ ホンテ鋼板
- ⑤ 亜鉛鉄板
- ダイライト・コー
- オリエント・コー
- 直線型鋼矢板
- 焼入鉄條



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(鉄道ビル)

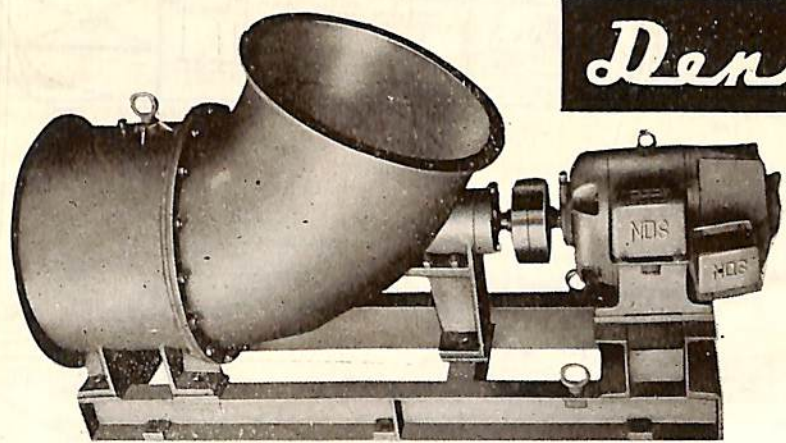


照國海運株式會社

取締役社長 中川喜次郎

本社 東京都中央区八重洲二の三の五  
 電話千代田(27)三七九一―三・九八六三―五  
 出張所 神 戸・鹿兒 島

軸流型電動送風機は



(軸流型電動送風機)

本 社  
工 場  
営 業 所

東京都墨田区寺島町3丁目39番地  
 TEL 東京 (611) 4111~9  
 墨田区・台東区  
 大阪・名古屋・札幌 岡山 福岡



日本電氣精器株式會社

# いすゞ船用ディーゼル機関

## DH 10S-MF6R 型 11.5米型交通艇

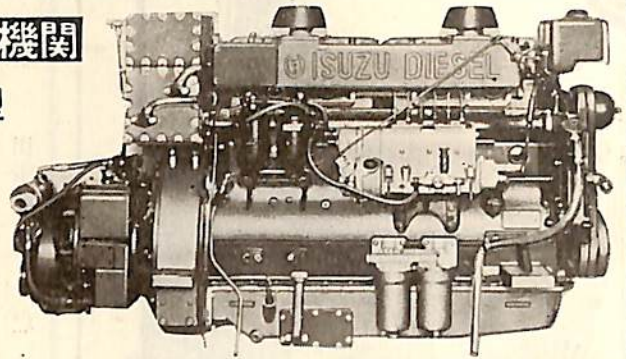
小型高速ディーゼルを主機とする半滑走型高速艇の建造は、速力の点で失敗に帰する場合が少なくありません。

その原因は、排水量の増加や主機関の出力低下が主なものとされておりますが、基本計画がすでに無理な条件の下に作成される場合もあるようです。

これは、小型で軽量の、信頼のできる適当な機関が得られなかったためですが、こんど製造された……

“いすゞ DH 10S-MF6R” エンジンはこの種の目的にはじめて合致するものです。

広く各方面の御採用を懇請致します



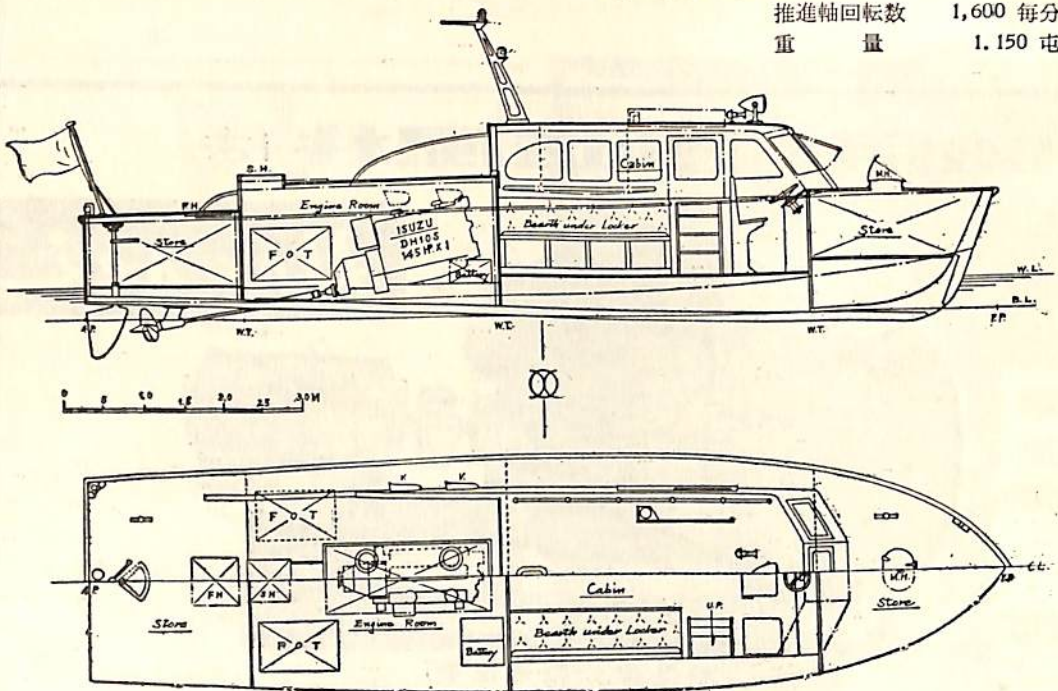
ここに、この種の艇として確実に成功し得る、見本的な計画の一つを御紹介致します。

### 船 体

### 主 機

木造組立肋骨2重張軽量構造 DHIOS 過給145馬力1台

全長	11.500 米	気筒数	6
全幅	3.000 米	気筒径	115 耗
深さ	1.350 米	衝程	150 耗
排水量	6.500 屯	総排気量	9,384 立
推進器	直径 480 耗	定格回転数	2,000 毎分
	ピッチ 450 耗	定格出力	145 馬力
	最大速力 15 節	減速比率	1.26 対 1
		推進軸回転数	1,600 毎分
		重量	1.150 屯



東京都中央区銀座3の2 東京ボート株式会社 電話 (56) 5400, 5501  
(5703)



# 大型油槽船における浮力中心位置の変化が推進性能に及ぼす影響に関する模型試験

陽 田 大 橋 誠 三  
 大 橋 誠 三  
 土 田 陽 大 橋 誠 三  
 運 研 ・ 船 舶 推 進 部

浮力中心位置の選定は船型の設計に当って、主要寸法や肥瘠度の決定とならんで重要な問題で、貨物船その他一般船型については多数の資料が公表されていることは衆知のことである。しかし最近の大型油槽船のようなフルな船型についての研究は、現在の所 Todd による“Series 60—The Effect upon Resistance and Power of Variation in LCB Position” および Edstrand による“Experiment with Tanker Model” が公表されているのみで、前者では方形係数 0.8 の系列について浮力中心位置を中央横断面より前方、垂線間長さの約 0.8~3.5% の間に变化した 4 隻の模型群の試験を行っており、後者では方形係数約 0.82 の船型につき 0.3~3% の同じく 4 隻の模型群の試験結果を発表している。もともと浮力中心位置の変化による推進性能の変化は、その最適位置附近では比較的緩慢で、厳密に最適の一点が指摘されるといった性質のものでなく、実験的にこれを調査しようとする、実用範囲をある程度無視した程度までの範囲に亘る調査が必要で、この意味から上記の系統的なお若干ものたりない点が残るようである。これらの点を更に明確ならしめるとともに、著者等が従来行ってきた大型油槽船の船型に関する系統的の研究の一環として新しい資料を整備する目的で、方形係数 0.8 の船型に関する実験を一応完了したので、その結果の概略を報告する。

## I. 模型船および模型プロペラ

試験に使用した模型船は第 1 表に示す計 5 隻で、このうち M. No. 988 はこれまでの系統的研究の母型とした船型で、これをはさんで 4 隻の模型を新たに追加したものである。模型船の正面線図および船首尾形状を第 1 図に、そのプリズマティック曲線

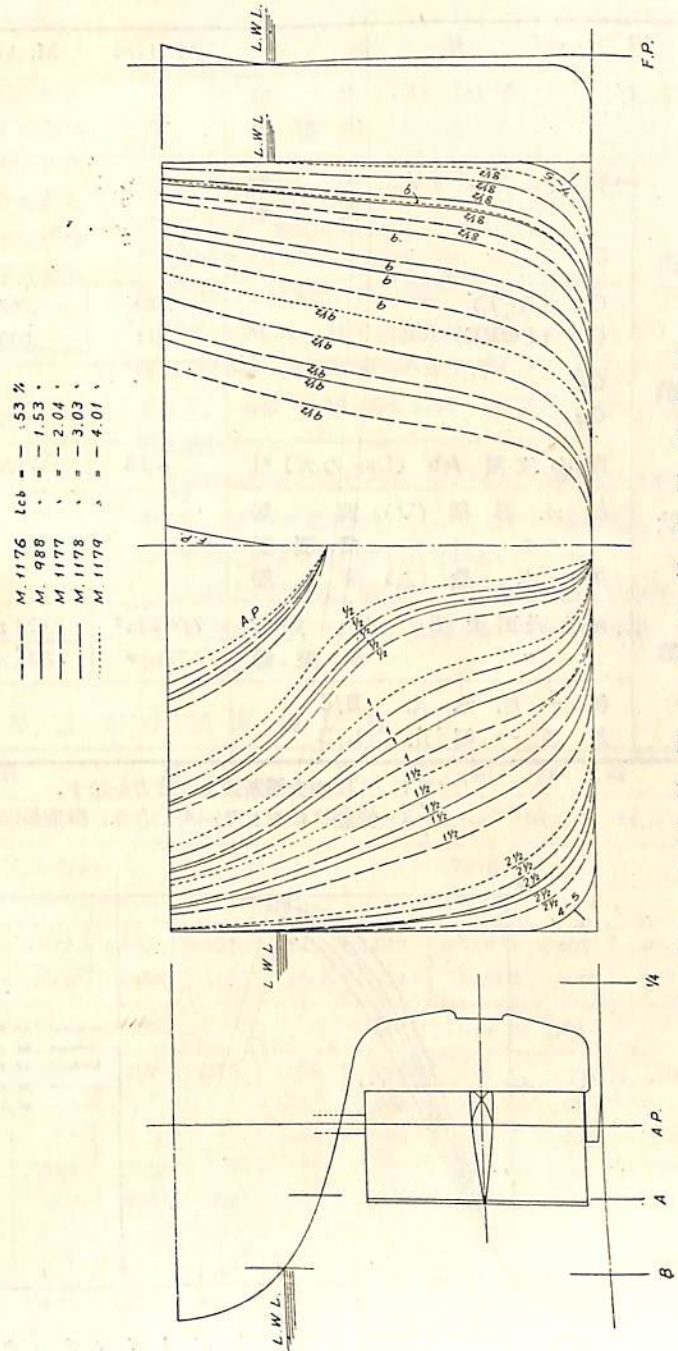


図 1 船首尾形状および正面線図

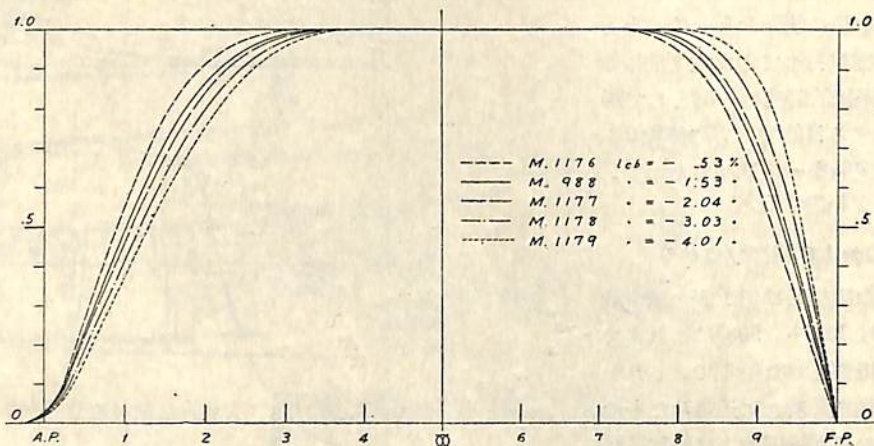
第 1 表 船 体 要 目

	実 船 寸 法	模 型 船 寸 法
垂 線 間 長 さ (L <sub>PP</sub> )	190.50 m	6.0000 m
満 載 吃 水 線 の 長 さ (L <sub>wL</sub> )	195.26 "	6.1500 "
船 底 勾 配	0	0
平 均 外 板 厚	.020 "	.0006 "

模 型 船 番 号		M. 1176	M. 988	M. 1177	M. 1178	M. 1179
幅 (外板を含む) (B)	実 船	25.948 m				
	模 型 船	.8172 "				
満	吃 水 (d)	10.536 "				
	模 型 船	.3318 "				
	C <sub>b</sub>	.800				
載	C <sub>b</sub> (AFT)	.789	.767	.756	.735	.713
	C <sub>b</sub> (FORE)	.811	.833	.844	.865	.887
状	C <sub>p</sub>	.808				
	C <sub>M</sub>	.9904				
	浮 心 位 置 l <sub>cb</sub> (L <sub>PP</sub> の %) *1	-.53	-1.53	-2.04	-3.03	-4.01
態	排 水 容 積 (▽) 実 船	41,663 m <sup>3</sup>				
	模 型 船	1.3017 m <sup>3</sup>				
	排 水 量 (△) 実 船	42,705 ton				
浸 水 表 面 積 (S)	実 船 *2	7,662 m <sup>2</sup>	7,674 m <sup>2</sup>	7,651 m <sup>2</sup>	7,642 m <sup>2</sup>	7,661 m <sup>2</sup>
	模 型 船	7.521 "	7.534 "	7.511 "	7.502 "	7.521 "
幅 一 吃 水 比	B/d	2.463				
長 さ 一 幅 比	L/B	7.342				

\* 1 - は中央横断面より前方を示す。

\* 2 実船はビルジキールを含み、模型船はビルジ・キールを含まず。



第 2 図 プリズマチック曲線

を第2図に掲げる。ただし第1図は線の混乱をさけるために、横断面形状の若干を省略しているが、母型については昨年あるいは一昨年の本誌1月号にその完全な線図が掲載されているから御参照願いたい。

対応する実船としては垂線間長さ190.5米の約33,000重量噸級の油槽船を想定したが、これも従来の研究の際と同様である。

第1表に見る如く浮心の位置は-0.5%から-4%に及んでいる。これは前述の目的から特に範囲を狭げたもので、-4%のM. No. 1179はかなり異状な形態を示している。例えば第1図で横断面番号9の線は母型の8½の線の更に外側にあり、また第1表には参考のために船体前半部と後半部の方形係数(C<sub>b,fore</sub>, C<sub>b,aft</sub>)を記入したが、この模型のC<sub>b,fore</sub>は実に0.887で、もし浮心が-1.5%前後の通常的位置にあるとすると方形係数が

第2表 模型プロペラ目目

模型プロペラ番号	487
直径(m)	.2110 (6.700)
ボス比	.210
ピッチ比	.770 (一定)
展開面積比	.405
最大翼幅比	.229
翼厚比	.050
翼数	4

( ) 内数字は実船の場合に換算した値を示す。

第3表 半載および試運転状態

模型船番号	半載状態					試運転状態				
	M.1176	M.988	M.1177	M.1178	M.1179	M.1176	M.988	M.1177	M.1178	M.1179
排水容積(∇) 実船(m <sup>3</sup> )	26,402					18,175				
〃 模型船(〃)	.82491					.56785				
吃水(中央)(d) 実船(m)	6.880	6.880	6.912	6.947	6.953	4.845	4.899	4.924	4.969	4.994
〃 模型船(m)	.2167	.2167	.2177	.2188	.2190	.1526	.1543	.1551	.1565	.1573
船尾トリム 実船(m)	1.905 (L <sub>PP</sub> の1%)					3.810 (L <sub>PP</sub> の2%)				
C <sub>b</sub>	.776	.776	.773	.769	.768	.759	.751	.747	.740	.736
C <sub>b</sub> (AFT)						.867	.834	.817	.785	.759
C <sub>b</sub> (FORE)						.654	.668	.676	.693	.712
C <sub>p</sub>	.788	.788	.784	.780	.779	.775	.767	.762	.755	.751
C <sub>g</sub>	.985	.985	.986	.986	.986	.979	.979	.980	.980	.980
浮心位置 l <sub>cb</sub> (L <sub>PP</sub> の%)	+7.9	-.30	-.84	-1.92	-2.94	+3.67	+2.59	+2.03	+9.0	-.17
浸水表面積(S) 実船(m <sup>2</sup> )	6,186	6,168	6,196	6,197	6,216	5,394	5,401	5,418	5,433	5,448
〃 模型船(m <sup>2</sup> )	6.057	6.040	6.067	6.068	6.088	5.272	5.279	5.296	5.310	5.325

約0.86の船型の船首部に相当する形である。

船首尾形状および舵は各模型とも共通で、また自航試験に使用した模型プロペラも前回までの系統的試験の際のものと同じである(第2表参照)。

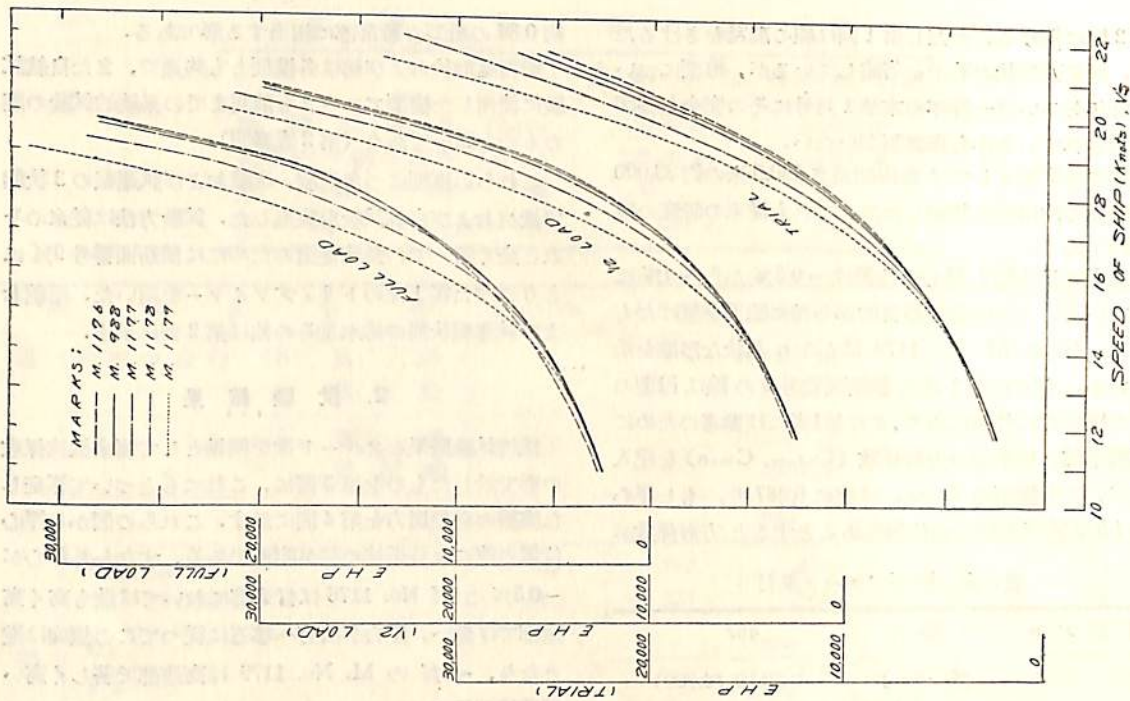
これらの模型につき満載、半載および試運転の3状態で抵抗および自航試験を実施した。試験方法は従来のそれと全く同一で、乱流促進のためには横断面番号9½にとりつけた径1耗のトリップワイヤーを用いた。半載および試運転状態の排水量その他は第2表に示す。

## 2. 試験結果

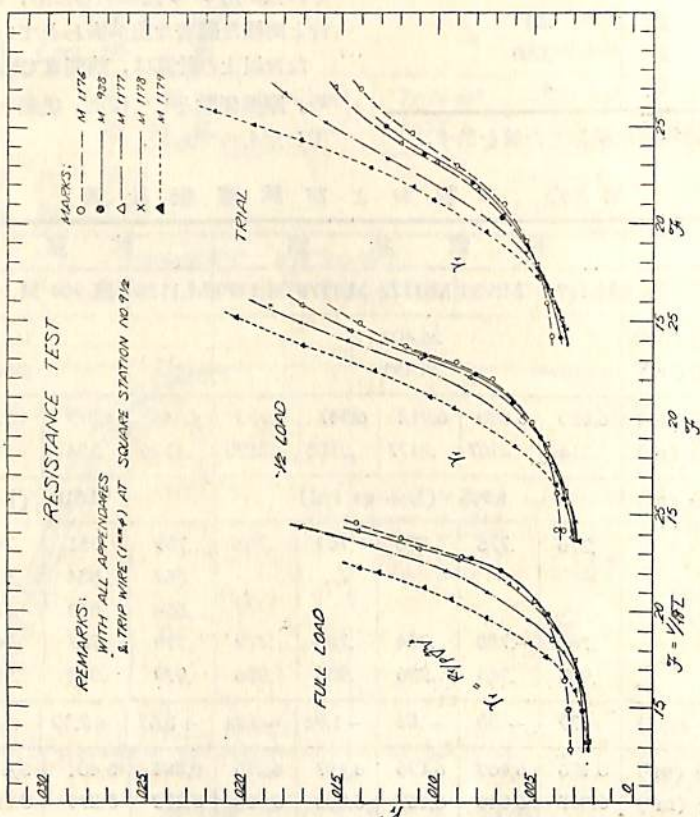
抵抗試験結果をフルード数を横軸として剰余抵抗係数の形で示したものを第3図に、これにもとづいて算定した実船の有効馬力を第4図に示す。これらの図から浮心位置の差による抵抗の差が明瞭である。すなわち浮心が-0.5%のM. No. 1176は低速部においては最も高く高速部では低い。浮心が前方へ移るに従ってこの傾向は逆となり、-4%のM. No. 1179は高速部で著しく高い抵抗値を示す。

自航試験結果の無次元値は第5図に、実船の伝達馬力その他は第6~8図に示したが、ここでも抵抗試験の場合と同様な顕著な差が表われている。

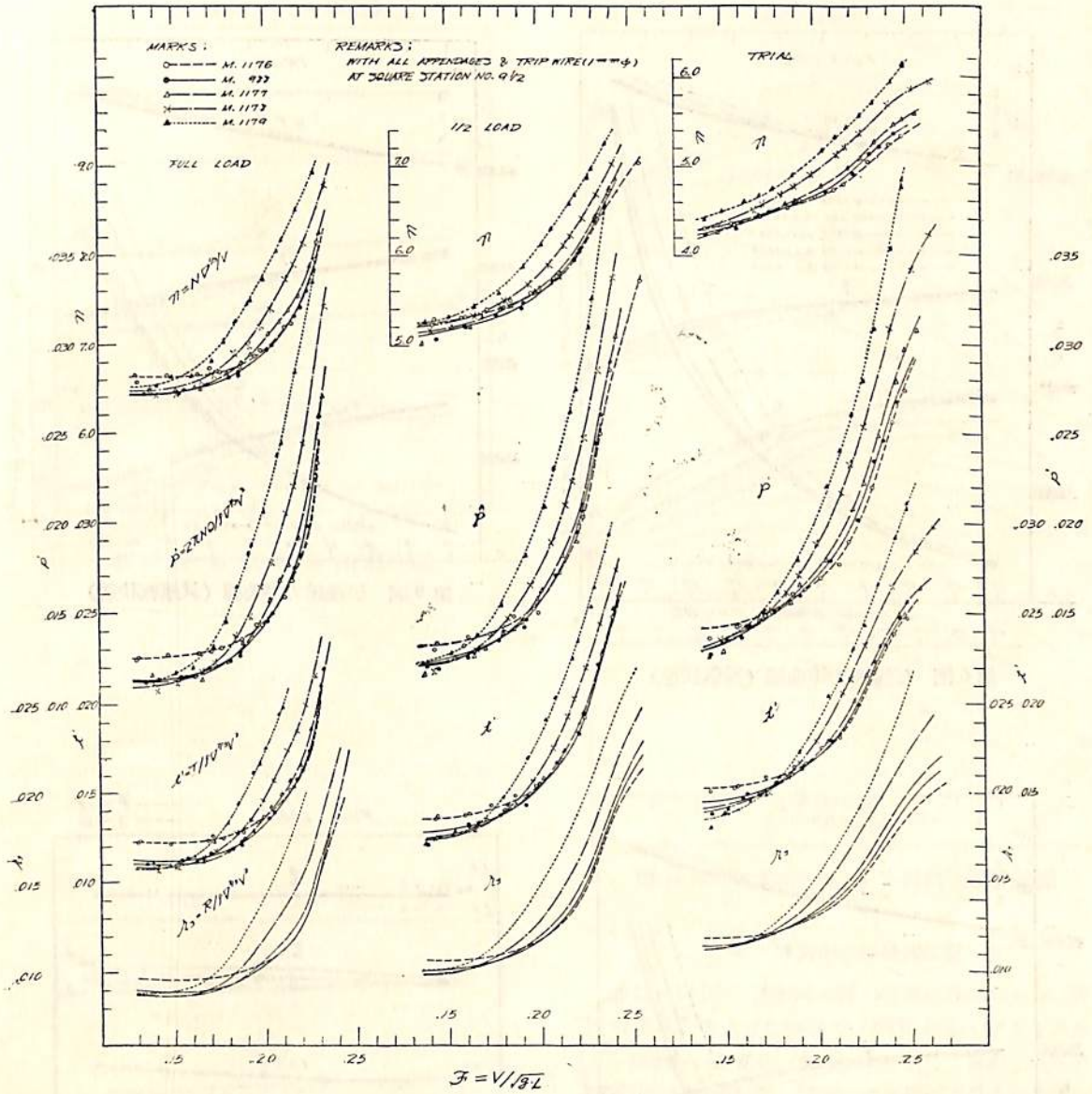
なお以上の計算は、前回までの試験と歩調を合わせるため、摩擦係数として模型、実船ともフルードの係数を使用したものである。



第4圖 有效馬力



第3圖 剩餘抵抗係數曲線



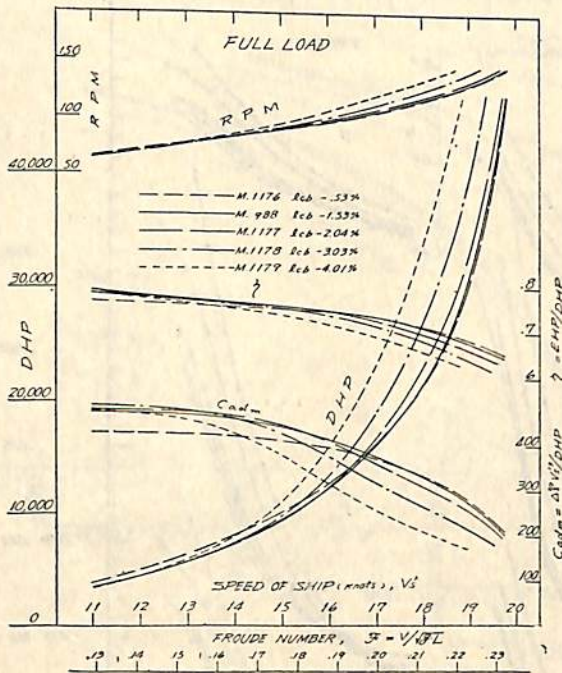
第5図 自航試験結果

### 3. 自航要素

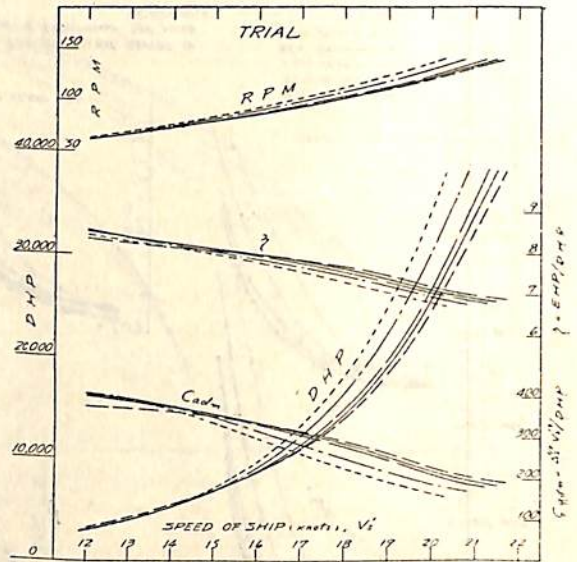
試験結果をスラスト・ベースで解析して得られた自航要素を、浮心位置を横軸として2種の速度に対して置点したものを第9~11図に示す。ただし横軸にとつた浮心位置は便宜上載貨状態に関せず、すべて満載状態における値をとつている。

まずプロペラ効率比  $\eta_r$  は浮心位置の差による変化は殆んど見られない。これに反し推力減少率  $t$  および伴流係数  $w$  は浮心が前方に移るに従つて明かに減少しており、特に  $w$  の変化は明瞭である。これは浮心が前方

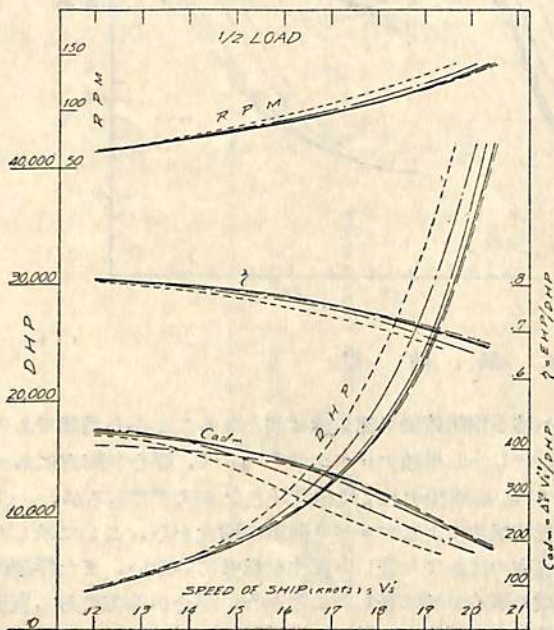
へ移る程船体後半部が瘠せ型となることから当然であろう。しかし単独プロペラ効率  $\eta_p$  は、浮心が前方にあつて  $w$  が減少すれば当然良好となるはずであるが、一方抵抗増加によるプロペラ荷重の増大から、ここに示した速度ではあまり著しい変化を見せていない。また伴流係数の減少が特に著しいことから、浮心が前方にある程船殻効率が悪化し、従つて推進効率  $\eta$  も低下している。なお浮心の位置の差による伴流係数の差は載貨状態の軽い程大きい、これは船尾トリムをつけると船体後半部の肥瘠係数が意外に大きくなるためであろう(第2表参照)。



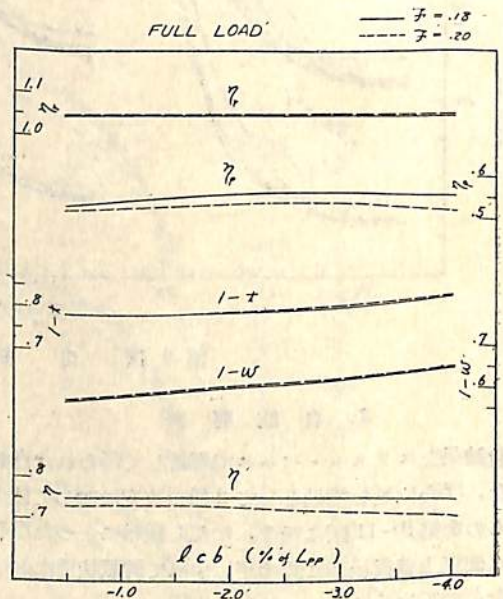
第6図 伝達馬力等曲線 (満載状態)



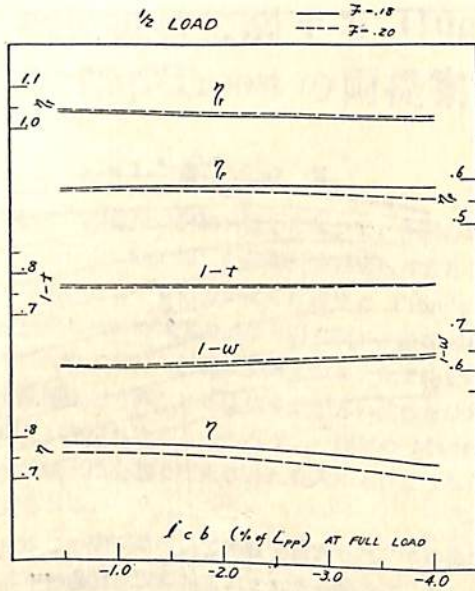
第8図 伝達馬力等曲線 (試運転状態)



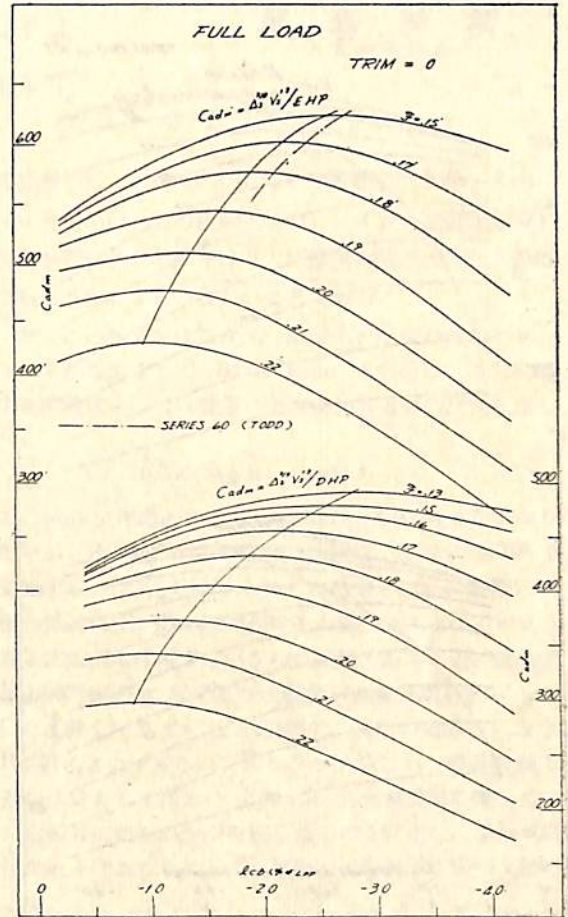
第7図 伝達馬力等曲線 (半載状態)



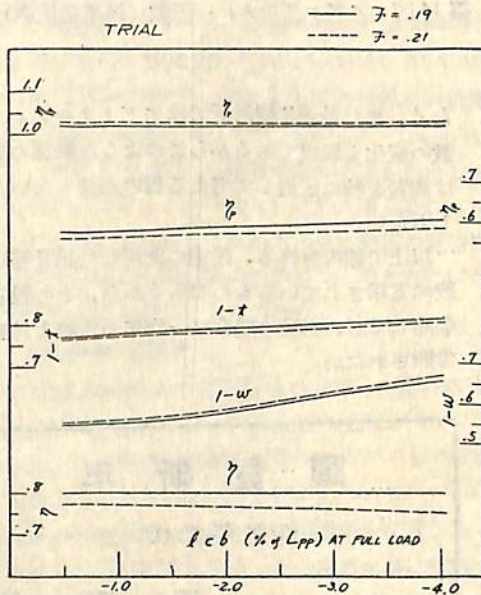
第9図 自航要素 (満載状態)



第10図 自航要素 (半載状態)



第12図 アドミラルティ係数 (満載状態)

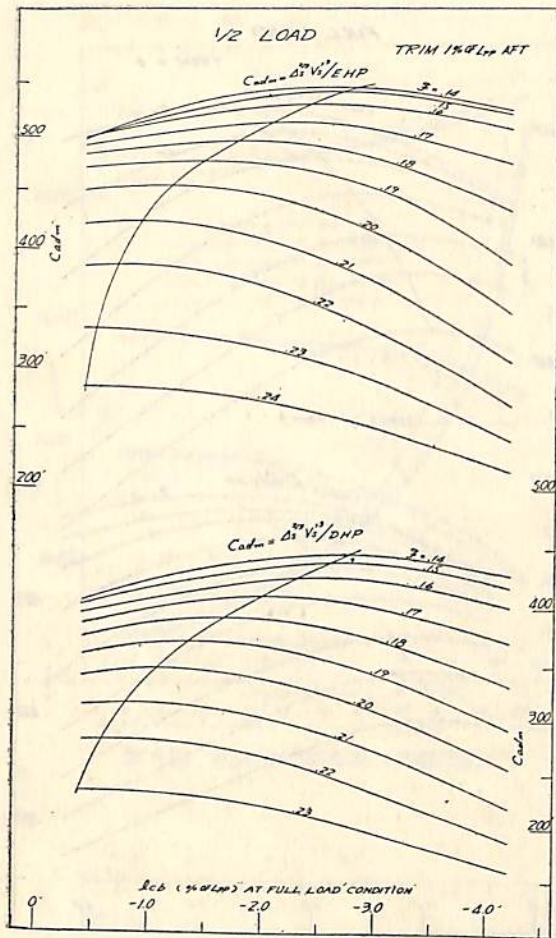


第11図 自航要素 (試運転状態)

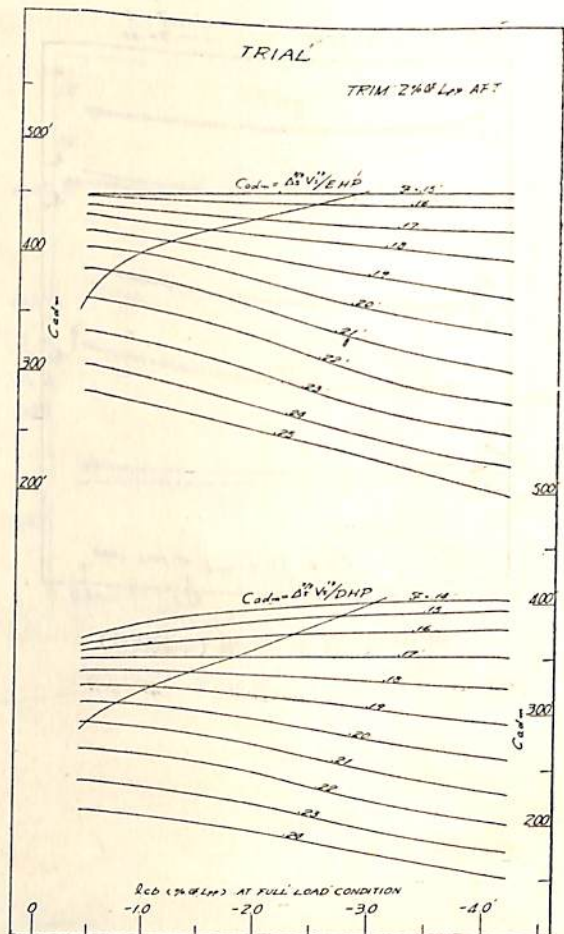
#### 4. 浮力中心の最適位置

第12~14図に、満載時の浮心位置を横軸にとり、有効馬力 EHP および伝達馬力 DHP に基づくアドミラルティ係数を、速度をパラメーターとして置点したものを載貨状態別に示した。図中にはほぼ最適と見られる点を結んだ線を記入したが、これによれば各速度に対する最適位置が明瞭であり、現在常用されている速度に対しては -1% から -2% 程度が望ましく、これ以上前方におくことはかなりな低速船でない限り不適であることが知られる。なお第12図には Todd の与えた最適位置の線も参考までに附記した。

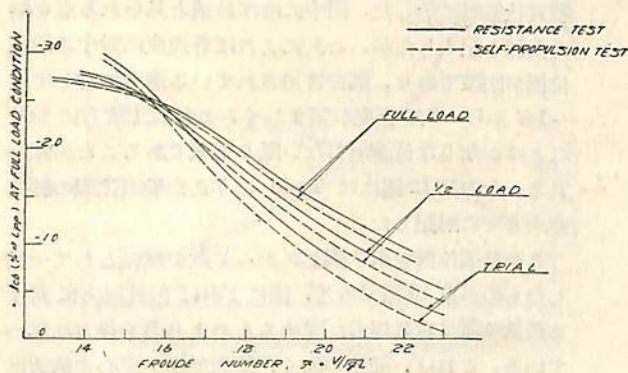
この最適位置を示す線をフルード数を横軸として一括したものが第15図である。図によれば伝達馬力に対する最適位置は有効馬力に対するものより若干後方に移っている。これは、前述の如く、船殻効率が浮心前方にある程悪化するからであるが、両者の差はそれ程大きく



第13図 アドミラルティ係数 (半載状態)



第14図 アドミラルティ係数 (試運転状態)



第15図 最適浮力中心位置

なく、また最適位置附近ではアドミラルティ係数の変化も緩慢であるからこのような船型の場合は両者を特に区別して考える程の必要もないかもしれない。

以上で報告を終る。図中に使用した記号等は一般に常用されているものであるから、その説明を省略したが、必要の場合は一昨年の本誌1月号を参照されたい。

謹賀新年

昭和34年元旦

天然社



# 摩擦抵抗に関する Hughes およ び Lap-Troost の両提案について

笹 島 秀 雄  
大阪大学 教授

## 1. 緒 言

近年船の摩擦抵抗の議論が喧しくなつて、各国の造船学会にいろいろこれに関した研究が発表せられるとともに、実際問題としても馬力の推定に従来の Froude の方式を採用したのでは馬力が余り過る例が多数報告されるようになって来た。研究と実際とがたまたま時を同じくして問題化して来たことは広く造船界の注目をひき、その解決が急がれることであろう。一昨年 of Madrid の国際試験水槽会議で採択された公式にも、こうした動きが見られる。

本文はこの問題について先般発表された二つの提案に対し若干の検討を試みたものである。筆者はこれらの提案者に対し深い敬意を払っているが、事柄は従来の方法を改めるべきか否かの大問題で、その及ぼす影響は少くないのであるから、種々の意見があつてこれが必ずしも提案者と一致しない点があるのは当然であろう。現に今日の問題に追われる造船所の方々には具体的なデータを持つてそれぞれ批判を下しておられることであろうから、考え方の面での一意見として読んで頂ければ幸である。

## 2. 矩形平板の摩擦抵抗

平板の摩擦抵抗式として Schoenherr, Prandtl-Schlichting 等以後に発表されたものには Schultz-Grunow<sup>1)</sup>, Clauser<sup>2)</sup>, Hama<sup>3)</sup> 等の境界層の研究を主体とするものをあげることが出来るが、Hughes<sup>4)</sup> および Lap-Troost<sup>5)</sup> の提案は幾分立場を異にして層内の細かい穿さくよりは著しい外挿に耐えることを目的としているようである。しかも一気に船体の摩擦抵抗に結付けたのはこの両提案が始めてで、それだけに造船界における反応も著しいものがある。

### A. Hughes の提案

彼は 1952 年の論文で矩形平板の縦横比の影響に着目した実験結果を報告し、これが量的に無視し得ないことを示した。この影響は既に平賀博士によつても下縁効果の名で取上げられたことがあり特に新しいとはいえないが、既存の平板抵抗の実験結果は再整理の必要があることを指摘した点が注目される。その後更に彼は実験方法を改良して精度を高め、小は  $1/2'$  から大は  $225'$  に及ぶ大掛りな実験によつて  $R_n$  数範囲を拡大した結果を 1954

に発表した。Froude の生れた英国で先の Lucy Ashton 号といい、この実験といい、いずれも地道な基礎的研究が行われたのはやはり大海運国の誇りに連なるものであろうか、うらやましいことである。

さてこの論文では二次元（無限巾）平板の値をクロスカーブから推定して Basic Line と名付け、これに適する実験式としては普通によく使われる形の次式を出した。

$$C_f = 0.066(\log R_n - 2.03)^2 \quad (1)$$

この式は実用範囲で Schoenherr 式に比べてかなり低いが、 $R_n$  数の小さい部分では傾斜が急で  $2.2 \times 10^5$  で交叉する。この Basic Line を基準として、有限巾の板の抵抗は  $R_n$  数に無関係にその縦横比によつて定まるある定数倍だけ増すというのが結論である。更に彼は船体の摩擦抵抗に対する形状影響（以後係数の形にして  $C_F$  と書く）もまた上と同様に、(1) の定数倍になり  $R_n$  数によつて変らぬであろうと推論した。推論に至る過程は別として従来の Froude 的余剰抵抗に慣れていた造船界に新しい一石を投じたものといえる。この点は後で取上げることにして、問題を平板抵抗に限つて進めよう。

彼の結論は実験から導かれたものであるから、問題があるとすればその方法あるいは解析にある。まず  $R_n$  数最小の実験は長さ  $1/2'$  の板で行われたが、 $3 \times 10^4$  附近の  $R_n$  数で板の先端を直角に鋭くしただけで果して全面的に乱流を起し得たか否か。次の長さ  $2'$  および  $4'$  の板についても同じ疑念が残る。この点 Wiegardt も測定結果に余り重要性は置けないといっているし、Hughes 自身も幾分それらしいことを書いてはいるが、そのまま使用して結果に大きい影響を与えている処から見ると十分検討済みのことであろう。それでこの点は信用するとしても今一つ問題がある。

それは板の厚みの影響を消す方法である。彼は厚さを変えた実験値を延長して厚さ 0 の値を推定したが、惜しいことに後縁厚さは変えずに  $0.004'$  に保った。工作上の困難は認めるとしても、これでは後縁の影響が除去されない。 $0.004'$  は薄いようであるが拡大すると長さ 3 米の板で 24 耗となり、誰も首をかしげるであろう。この影響の概略値を当つて見ると 12% 程度過大に見積つたことになり、次の  $2'$  および  $4'$  でもそれぞれ 5, 3% 程

度の修正量となつて、Schoenherr 値に極めて近く、小  $R_n$  数での急傾斜は余り目立たなくなつてしまう。

次に  $R_n$  数の大きな平底浮舟による実験解析を見よう。当然予想されるように長さが増せば縦横比の小さい実験は不可能となる。そのため彼は Basic Line 推定に当り仮定を設けて、縦横比影響は  $R_n$  数は無関係とし、小  $R_n$  数で得られた性質をそのまま持つて来たようである。実測値自体は明かに小  $R_n$  数とは別の性質を示していたが、これを水槽壁の干渉と吃水 (吃水) の影響と見てしまつたのである。

しかし縦横比の影響が  $R_n$  数に関係なしと見るのはどうも無理である。例えば縦横比一定の板で速度を増せば境界層が薄くなり、側縁で引摺る流体量は全体に比べて小さいが、低速では層が厚くなるから割合は大きくなる。また  $R_n$  数を上げるのに板の寸法を大にしても巾と相対的に見た境界層は薄くなつて同様の結果となる。いずれにしても  $R_n$  数の大小は縦横比影響に関係があることは容易に知られる。筆者はこの種の問題を今少し詳しく計算<sup>9)</sup> したことがあるが、相当変ることが示された。

もし筆者の考えるようであるなら大きい  $R_n$  数で Basic Line は低過ぎる訳で、Schoenherr 線に近寄らねばならない。前述の低  $R_n$  数の過大評価と併せて、(1) 式は傾斜をもつと緩かにし特に低  $R_n$  数程さうであるように改められるべきである。また縦横比の影響も (1) の定数倍とはいわれぬ。Wieghardt<sup>7)</sup> は 4' 以下の短い板を除いたデータを使用して、仮定を設けずに次の Basic Line を導出した。

$$C_r = 0.57 (\log R_n)^{-2.70} \quad (2)$$

この曲線は実用範囲で (1) と Schoenherr との中間を通り低  $R_n$  数でも傾斜は余り急激とならず、 $\frac{1}{2}$ " 板の辺では筆者の修正値、Schoenherr 三者が近い所に来る。(2) は作意なしに整理されているだけに信頼の置ける式であろう。(1) 式に対し大部否定的な意見を述べたが、彼の実験の値は大したものである。その着眼といい巧妙さ、精度、 $R_n$  数範囲などいずれも敬服に値するもので、今後も広く引用せられるものであると信ずる。

## B. Lap Troost の提案

これは理論的計算から出発している。よく知られている円管内の抵抗式

$$\frac{K}{\sqrt{C_r}} = \log \frac{r U}{\nu} \sqrt{C_r} + C$$

( $K, C$  は常数,  $r$  は管の半径,  $U$  は中心の流速)

をそのままの形で平板にも応用出来ることを示したのである。彼等の説明では上式の  $r$  と板の境界層厚さ  $\delta$  と

は同類の意味をもつ量であるから、 $\delta$  の代りに相当管径  $\delta_r$  を考える。よく発達した境界層では速度分布は粘性に無関係で、 $\delta_r$  は板の先端からの距離  $x$  に比例するから  $\delta_r = x/A$  と置ける。円管では長さ方向に現象が変わらないが平板では変るから、上式から導かれる  $C_r$  は平板の局部抵抗係数  $C_r'$  に相当する。従つて

$$\frac{K}{\sqrt{C_r'}} = \log \frac{x U}{\nu A} \sqrt{C_r'} + C = \log \frac{R_n}{A} \sqrt{C_r'} + C \quad (3')$$

更に  $C_r'$  は  $R_n$  数のある量に比例するとして計算すると、上と同型の全抵抗係数  $C_r$  に関する次式が得られる。

$$\frac{K}{\sqrt{C_r}} = \log \frac{R_n}{A} \sqrt{C_r} + C \quad (3)$$

これが Lap および Troost の提案した平板の摩擦式で、常数  $A$  は板の形状によって変る。例えば Hughes のように矩形板なら縦横比によつて定まつた値をとり、実験でその値を見出せば  $R_n$  数による変化は横軸を動かすことによつて知られることになる。更に板のみではなく船型に対してもあるいは粗面影響に対しても、全く同様の手段によつて求めることが出来るというのであるから、もしこの通りなら真に都合のよい万能式である。以下少しく検討して見よう。

(3)' から (3) への計算は Schoenherr 等と同類で、 $(R_n)^n$  に比例するとしてはあるが、数値計算の結果は板の一般則によく合っているから恐らく問題はないであろう。問題は (3)' の導出までにある。すなわち円管の半径を境界層厚さに書換えるだけで、加速度を伴う平板に簡単に移行することが許されるとは思われぬし、また  $\delta_r = x/A$  と置くことも納得出来ない。加速度のある問題では、せめてこれを大把みにした次の運動量積分式は満足させなければならぬはずであるのに、これを使用していないのは如何なる理由によるのであろうか。彼の説く所に従つてこの点を試して見ると、 $\delta \propto \delta_r = x/A$  であるから、速度分布がおさえられているこの場合

$$\tau_0 = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\delta} (U-u)u dy$$

の積分値は  $x$  に比例し、 $\tau_0 = \text{const}$  従つて  $C_r'$  も  $C_r$  も  $R_n$  数に無関係な定数となる。これではお話にならない。普通乱流境界層で粘性が効かないといわれるのは壁の近傍を除いての話で全体ではない。そのため板の  $\delta$  は大体  $x^{0.8}$  に比例し、上式の  $\tau_0$  は一定とならずに下流に行く程減少するのである。 $\delta \propto x$  は如何にも乱棒である。

しかるに (3)' に斯様な矛盾が見られず Schultz-Grunow 等の実験に合っているのは、加速度無視と  $\delta$

の仮定の不合理さが互に消滅した結果とでも考える他はあるまい。加速度無視が許されると仮定して  $\delta \approx x/R_n^{0.2} A$  等と置いたのでは実験から大きく離れてしまうからである。それにしても上のような簡単なことを彼等が誤るとは思われぬし、かといつてそれらしい証明もなく、何とも判断し難いことである。

そこで一步譲つて互にうまく消合い理論的に大きな誤りはないとして見よう。彼等自身が証明しているように  $R_n$  の極めて大きい場合 (3)' 右辺の正しい形は  $\log R_n \cdot C_f'$  であつて、これが Schoenherr 式の基礎になつてゐる。それなのに (3)' の形は  $\log R_n \cdot \sqrt{C_f}$  で一致しないもおかしい。もし (3)' の形が有限  $R_n$  数でよいのなら、 $R_n$  数が大きくなる程あやしくなることにもなり兼ねない。

このように見て来ると、(3)' 従つて (3) は理論式的出発にもかかわらず実験式的な匂いが強くなつて、 $A$  を見出せば  $R_n$  数の移動だけで済むとする根拠が薄れたように感じられる。この点計算の簡略化はあつても飛躍や曖昧さの含まれない Schoenherr 式に僅かの係数修正を行つた位の方が無難ではなからうか。

### 3. 船型の粘性抵抗

近年実験の精度が高まるとともに余剰抵抗全部に Froude 則を適用することに疑念もたれて来た。船体曲面と板の摩擦抵抗が全く等しいとは誰しも思つておらず、余剰抵抗の内に摩擦の一部乃至は摩擦と同じく Reynolds 則の支配を受ける成分が含まれているかも知れないと考えるのは至極当然である。只従前はいわゆる造渦抵抗のように粘性のために生じたものではあつても、 $R_n$  数に無関係と信じられていたものが相当量存在すると考え、傍々乱流の人工促進は大模型には使用しないのが普通であつたから、余剰抵抗の内容が殆んど造波抵抗で占められるように見えたこと、また建造される船も極端に肥えた型は少なかつた等の理由で目立たなかつたのであろう。

このような情勢の時に余剰抵抗を造波と形状影響とに分離し、後者は Reynolds 則に従うと割切つた解釈を提起したのが、やはり Hughes と Lap-Troost である。そして Reynolds 則として両者それぞれの平板抵抗を基とした別個の方法によつてゐることは興味深い。

前章でちよつと触れたように Hughes は形状抵抗係数が  $C_F = k C_r$  で表わされ、 $k$  は船型により定まる値で  $R_n$  数では不変とするのに対し、Lap, Troost は平板の  $R_n$  数を常数倍 ( $\log A$ ) だけ移せば得られるとしている。平板の  $C_r$  が両者とも余り違わず、方法の差も

似たような変化しか与えないので結果的には近い値が得られる。 $k$  や  $A$  を求めるには造波が無視し得る程度の低速の模型実験を行えばよい。

いずれにしても従来方法から見ると  $C_F$  の分だけ Reynolds 則に従わせるのであるから、実船の抵抗はその縮み量だけ低く推定される。昨今建造される多数の油槽船に応用すると辻妻が合うので既に実用されている向きも多いであろう。筆者もまた形状影響は Reynolds 則により取扱う方針に賛成なのであるが、その理由は必ずしも両提案者と一致しないので一応検討して見よう。いずれの方法も出発点を板におけば、平板則は必ずしも特別なものであることを要しないから問題は形状影響を如何に考えるかにある。

#### A. Hughes の方法

彼の提案は板の縦横比影響と細長い円管の曳航実験とから急に船型にも同じ法則が応用出来ると述べているので、討論中にも指摘されている通りその間の推移が不明である。仮定したといへばそれまでであるが。

まず板の縦横比影響と船の形状影響とは殆んど無関係の事柄である。前者はその巾に比して境界層厚さが必ずしも薄いと見られない場合に問題となるのであるが、船型の相当平板は縦横比が小さくて十分 Basic Line に近いはずである。また横曲率の影響とても問題にはならない。ここで相当平板を取上げたのは圧力変化による影響が縦横比に無関係なことは始めからわかっているからである。しかるに実際には相当量の形状影響が測定されるとすれば、別の原因によるものと思わなければならぬ。

先般筆者がこれについて報告<sup>8)</sup>したのを要約すると、主因は次の二つにある。一つは船体周辺の流速が平均として船速より大であること、二つは船尾部の境界層が厚くなるためたとえ剝離は起らなくとも外側の流線が閉じないで、圧力が十分に恢復しないこと。両者いずれも船型が肥厚する程急増するが、特に圧力損失は著しい。そして剝離のない場合は両影響とも平板抵抗の常数倍で近似し得る等である。平板抵抗として実船に対しては粗面影響を含めたものとする点が異なるだけで、本筋はまさに Hughes の提案と同一である。皮肉な訳で本来板の縦横比影響として出された  $k \cdot C_r$  には賛成せずに、飛躍的な推論とも見られる形状影響としては賛成なのである。

剝離がある場合は見当がつかないが、常識的に  $R_n$  数に無関係とするのが無難であらう。ただし油槽船のような肥厚船型でも  $L_{cb}$  が適当に前方にあれば、認められる程の剝離は起らないと考えている。今後に残された問題である。

## B. Lap Troost の方法

この方法の出された理由は余り詳しく説明されてない。船と等長、等面積の矩形板を考え、やはり  $\delta r = x/A$  なる仮定によつて同一型の式になり、 $A$  は平板とはまた別な値をとる方がよい近似である位のことである。

これでは形状影響の性質がかくあらねばならぬというのではなく、従来の相当平板の考えに余裕をもたせたといつては過ぎない。もともと式の成り立ちから筆者には納得のいかない点が多いのに、この程度の説明では検討のしようがない。しかし時には3割以上にも及ぶ形状影響を、ただ近似を上げるとだけでは物足りないし、また平板同様に  $\delta r$  に直線性の仮定をすることは、長さ方向に変化する粘性運動の取扱いには無理だとの感じが拭えない。

彼は従来の相当平板で説明しているから少しく別の解釈になるが、 $R_n$  数の横移動する理由として次の原因が考えられないことはない、浸水面積の形がその両端で極めて狭い場合、両端間の距離をそのまま相当平板の長さにとることは躊躇するであろう。同じ意味で普通の船型の場合にも、習慣的に使用されている相当平板の長さよりは、もつと合理的な有効長とでも称し得るものがあるかも知れない。例えば、浸水面積と巾、面積を等しくする板をとる方がよいとでもいうことになれば、Lap Troost 的な成分が出て来て、瘠せた船型や浅い吃水の場合に形状影響の大きな部分を説明することになりそうである。一応考えて見る価値があるかも知れない。

## 4. 結 言

以上両提案を検討した結論は次の通りである。

i. 平板の抵抗則としてはいずれにも疑問の点があつ

て、 $R_n$  数の大きな外挿を要求される造船学的立場では、Schoenherr から換換えすべしと主張出来る程の信頼度は薄いと思われる。ただ Hughes の実験値は貴重なデータであつて二次元摩擦の値は Schoenherr より幾分低いことは間違いない。

ii. 形状影響を Reynolds 則に従わせよという両提案は恐らく誤つていない。その方法としては Hughes のものに賛成である。Lap Troost のはよくわからないが、相当平板に関する疑問という意味に塗られれば面白い結果が得られるかも知れない。

終りに両提案者に対し、とかく反対ばかり目立つような書方になつたことを深くお詫びすると同時に、従来の方法を改める思切つた提案をされたことに敬意を表したい。コロンブスの卵はなかなか立たないもので、あとからの批評は誰にでも出来ることである。

## 文 献

- 1) Schultz-Grunow :- Luftfahrtforschung 1940
- 2) Clauser :- J. Aeronautical Science, 1954
- 3) Hama :- TSNAMES, 1954
- 4) Hughes :- TINA, 1952, 1954, 1958
- 5) Lap, Troost :- Bulletin of SNAME, Vol. 8, No.2, 1953  
Lap :- TINA, 1955
- 6) 笹島, 高木 :- 造船論文集, 101号, 昭32  
笹島, 田中 :- " 102号, 昭33
- 7) Wieghardt :- Schiff und Hafen, H.2, 1955
- 8) 笹島他三 :- 造船論文集, 103号, 昭33

(55頁よりつづく)

質量  $\mu$  を適当にえらんで、丁度振幅が0となるようにしたとすれば(3)式により

$$meb = -\mu R l_1$$

それ故、絶対値において

$$web = \mu R l_1, \quad w = \mu \frac{R l_1}{eb}$$

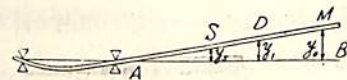
となる。例えば  $R=0.20$ ,  $l_1=0.58$ ,  $e=0.25$   $b=0.20$  であるときには

$$w = u \times \frac{0.20 \times 0.58}{0.25 \times 0.20} = 2.32 u$$

それ故  $u=10$  gr ならば  $w=23.2$  gr の割合になる。

以上のような方法により、片持回転軸(オーバーハンゲ)の状態での動的釣合試験を行うことは、少くとも実用

上の目的に対しては、可能である。



第 9 図

上記の方法が最良の方法かどうかは別として、一つの簡便な試験方法と思われる。二、三すでに実行しておられるところもあるように聞いているのである。なお、第7図は非常に粗雑なものである。あるいは第9図のごときたわみ曲線と考へた方が実情に近いかも知れない。しかし、こゝ点は本質的な問題ではないので、上では非常に粗雑な計算のままにしてある。要すればもつと正確な計算をすることは可能であろう。(終)

# 5枚羽根プロペラの後進性能について

奥本明良  
運研・船舶推進部

最近大型船に多数使用されている5枚羽根プロペラについての模型試験結果は、すでに、本誌第31巻1月号に発表した。それに引きついで、同一の模型を使用して実施した後進時の試験結果を簡単に御報告する。

## I. プロペラの作動状態

試験結果について述べる前に、プロペラが前進から後進、あるいは後進から前進に移る場合の作動状態を調べてみる。船が前進から後進に移る場合、後進発令から主機停止に到る短い時間中に、プロペラのスリップ比は、始めの正の値から、回転数の減少とともに急速に減少し、0の値を通過して、負の値の領域へ移行する。主機が完全に停止した状態ではスリップの値は、 $-\infty$ となる。ついで、主機が逆転に移っても、なお、しばらくは船体は惰力前進を続けるから、プロペラは逆転したままの状態で行進方向に曳航されることとなり、スリップ比は、さきの $-\infty$ から一転して逆転時の $+\infty$ へ移る。主機の回転が増大して、船体の前進速度も次第に小となればスリップ比の値も減少し、やがて船体は停止し逆転時のスリップ比100%の状態となる。さらに、船体が後進速度を得るにつれて、スリップ比は減少し、ついに一定の後進速度に到着して回転静定する。

これらのプロペラの作動状態を普通使用されている前進常数  $J$ —スラスト常数  $K_t$  による無次元表示で説明図的に示したものが第1図である。図に示すように、 $K_t$ —カーブを I~VI の6箇の部分に分けてみると、I および IV は前進および後進時のスリップが  $+0\sim 100\%$  の範

囲、II および V は同じくスリップが負の範囲、III および VI はスリップ100%以上の範囲である。上記の前進から後進に移る場合は、まず、I の中のある一点からスタートして、主機停止までに II の範囲を通過し更に逆転開始とともに III に入り IV に移って静定する。後進から前進に移る場合は、図で見れば IV~V~VI~I の経路をたどるわけである。

普通後進時の性能といえ、VI の範囲のみを取り扱う。本試験でもこの範囲に重点をおいたが、その他の範囲についても大体の傾向を知る目的で、若干の試験を実施した。

## II. 模型プロペラおよび試験方法

試験に使用した模型プロペラの要目は、第1表に示す。

表-1 模型プロペラ要目

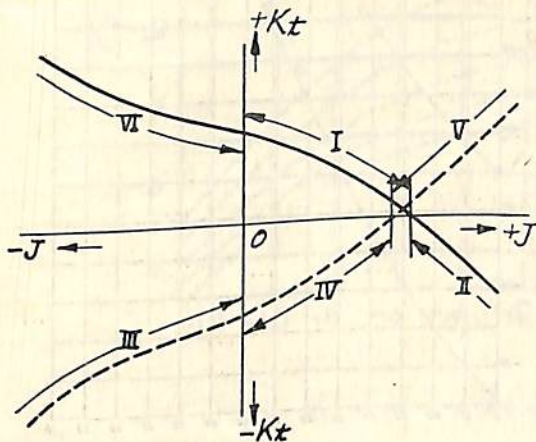
	AU5-50	AU5-65
M.P.NQ.	1128~1132	1133~1137
$\gamma$	0.4 0.6 0.8	1.0 1.2
DIAMETER(m)	0.250	0.250
BOSS R.	0.180	0.180
EXP. A. R.	0.50	0.65
MAX. B. W. R.	0.226	0.294
B. T. R.	0.050	0.050
NO OF B.	5	5
RANGE OF SLIP	0%~100%	222(+400%~-200%)

表にみる如く展開面積比が0.50および0.65の2シリーズで、各シリーズはピッチ比を異にする5箇の模型群からなる。これらのプロペラの形状その他は、本誌第31巻1月号記載の「AU型5枚羽根プロペラの設計図表について」を参照されたい。計測は毎秒11の一定回転数で、前進速度を変化して行つた。使用した計器は、三菱式単独試験用動力計である。まず両シリーズにつきIVの範囲の試験を行い、つぎに展開面積比0.65のシリーズについてのみその他の範囲の計測を行つた。

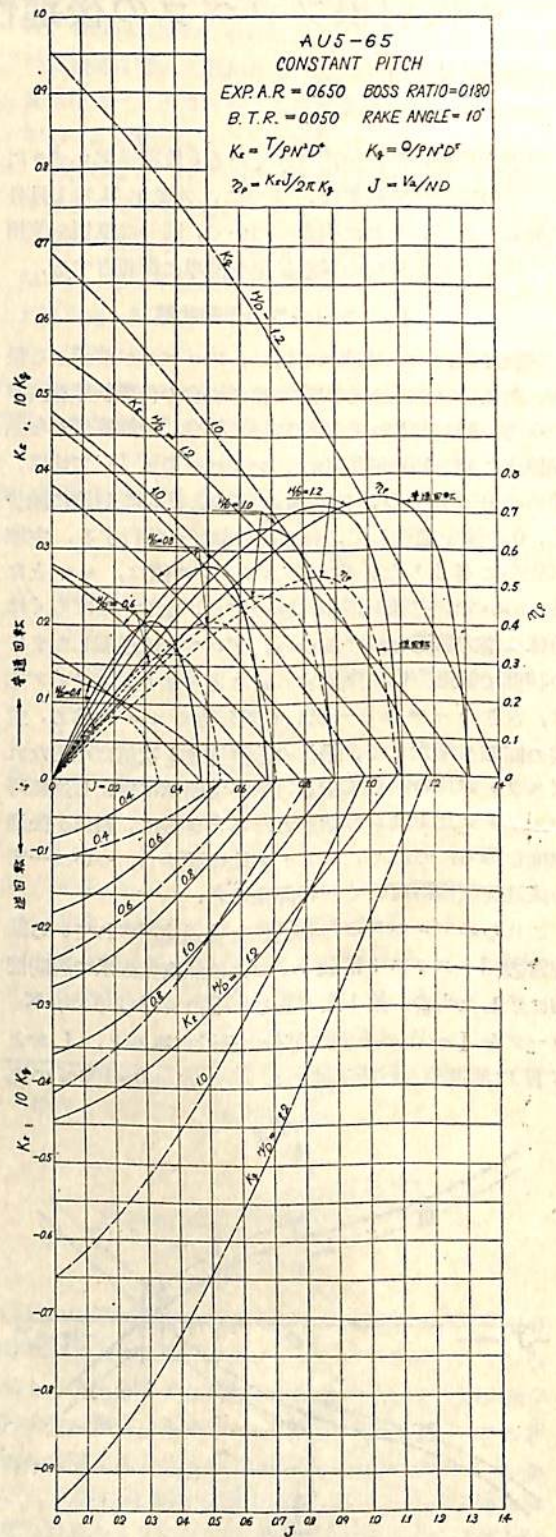
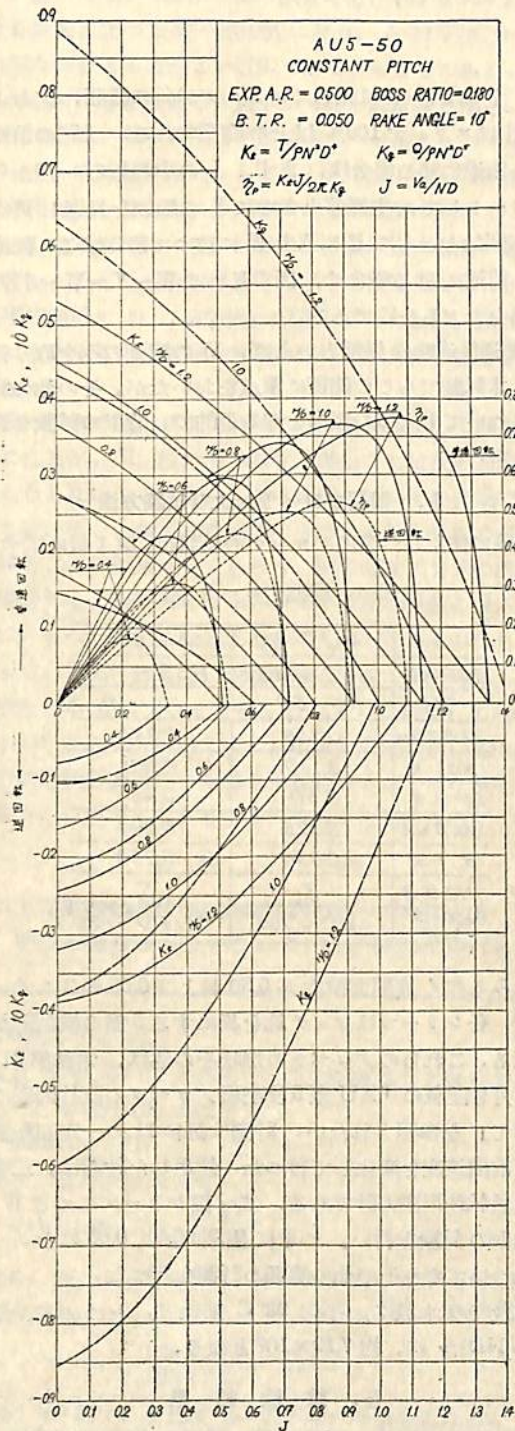
試験時の水温は、平均22°C前後で、レイノルズ数  $R_e = ND^2/\nu$  は、約  $7.19 \times 10^5$  となる。

## III. 試験結果

IVの範囲に対する試験結果を通常の無次元表現図により示したものが第2図および第3図で、第2図は展開面積比が0.50の、第3図は同じく0.65のそれぞれのシリ



第1図

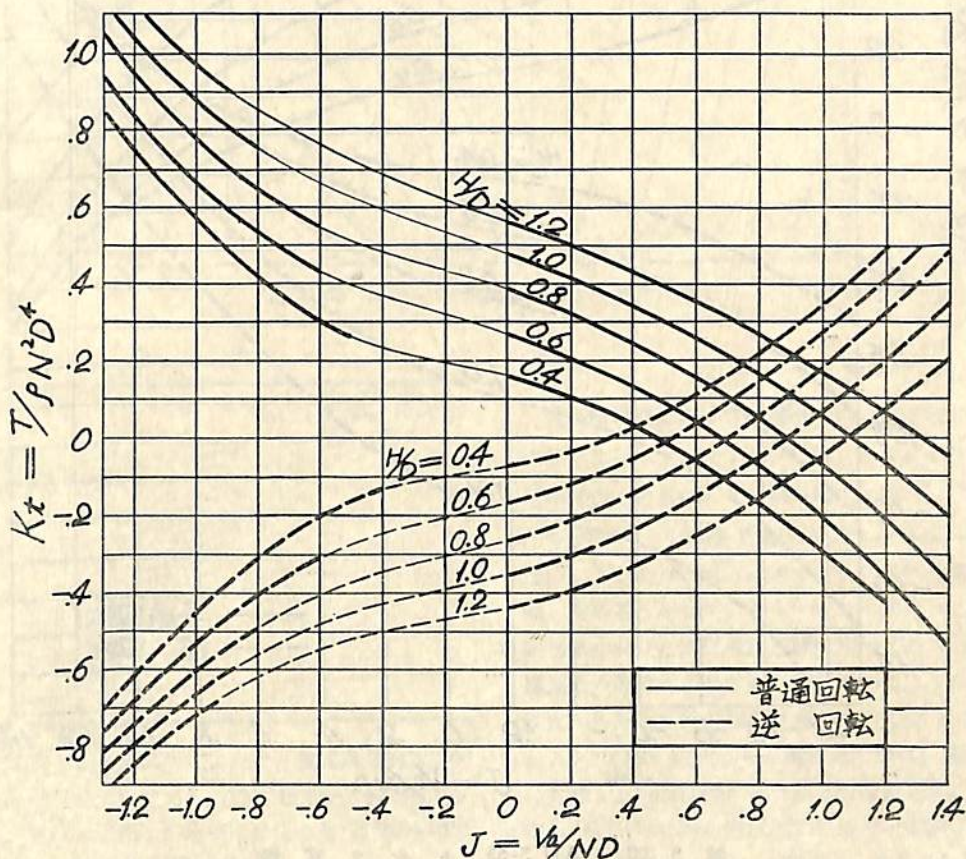


ーズに対応する。なお図中には前進時の性能も併せ記入したが、これらにより後進時の有効ピッチの減少、プロペラ効率の低下等の状況が明かである。両シリーズとも逆進時の効率は、最高効率でくらべて、ピッチ比0.4では普通回転の場合の約39%、ピッチ比0.6では約55%、ピッチ比0.8では約63%、ピッチ比1.0では約67%、ピッチ比1.2では約70%程度で、ピッチ比の小さい程その低下が著しい。

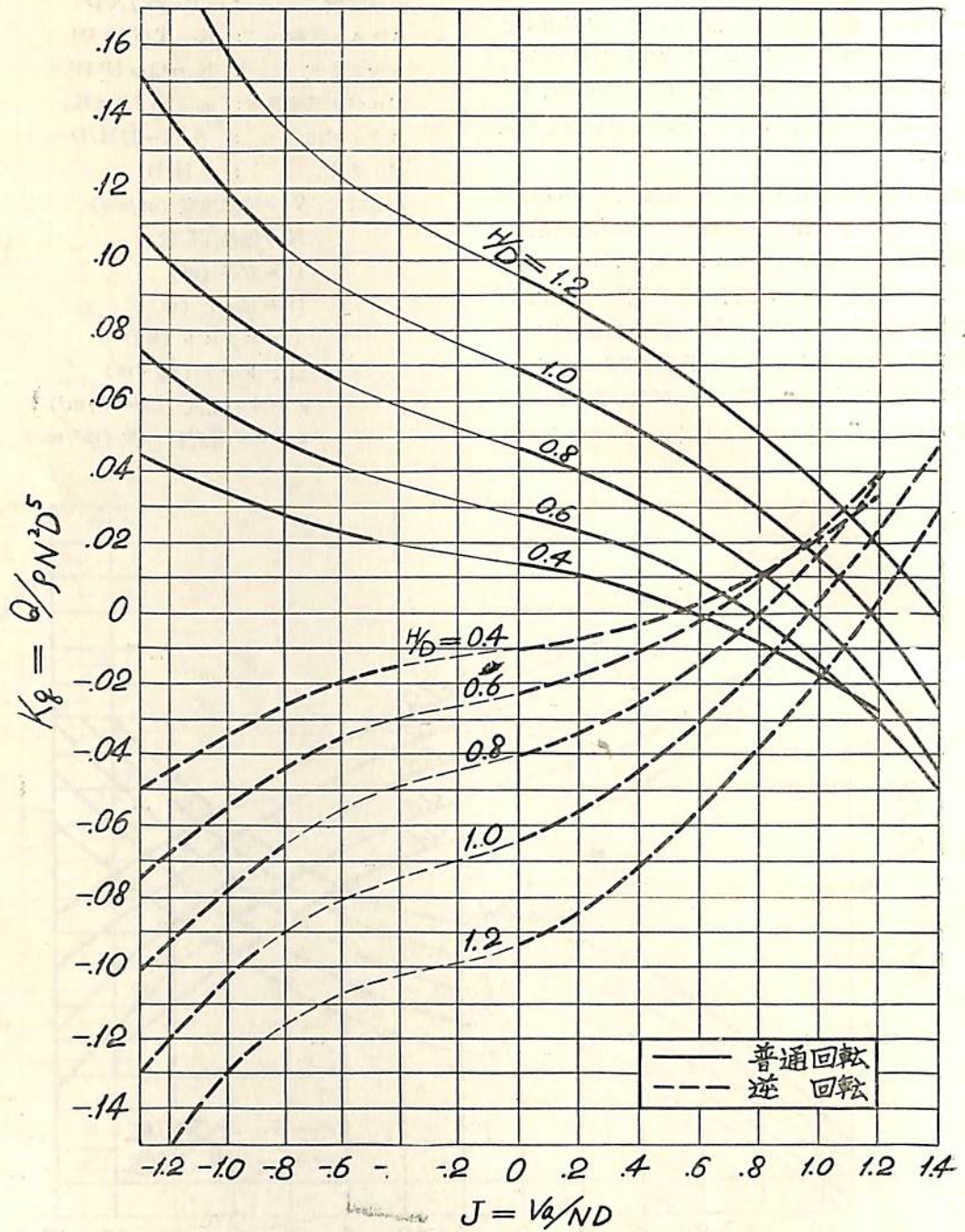
つぎの第4図および第5図は展開面積比が0.65のシリーズについてのI~VIの全範囲にわたる試験結果で、図面の混乱をさけるためにスラスト常数とトルク常数を各別図に示したものである。図中前進常数の絶対値が負の小さな値をとるところでは、試験の際いちじるしい空気吸込みがおこり、安定した測定が不可能であつたので、この部分はカーブを仮に細い線で結んでおいた。空気吸込は、ピッチの大きいもの程著るしく、ピッチの小さい

ものでは比較的安定した記録を得ることが出来た。以上各図に示す記号は次の通りである。

- 前進常数 :  $J = V_a / ND$
  - スラスト常数 :  $K_t = T / \rho N^2 D^4$
  - トルク常数 :  $K_q = Q / \rho N^2 D^5$
  - プロペラ単独効率 :  $\eta_p = K_t J / 2\pi K_q$
  - スリップ比 :  $S = 1 - J / H / D$
  - ピッチ比 :  $H / D$
- ここに、 $V_a$  = 前進速度 (m/sec)  
 $N$  = 毎秒回転数  
 $D$  = 直径 (m)  
 $H$  = ピッチ (m)  
 $T$  = スラスト (kg)  
 $Q$  = トルク (kg-m)  
 $\rho$  = 水の密度 (kg-sec<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>)  
 $\nu$  = 水の動粘性係数 (m<sup>2</sup>/sec)



第4図 AU 5-65, スラスト常数



第 5 図 AU 5-65, トルク 常 数



# 制限水路内の超大型タンカー

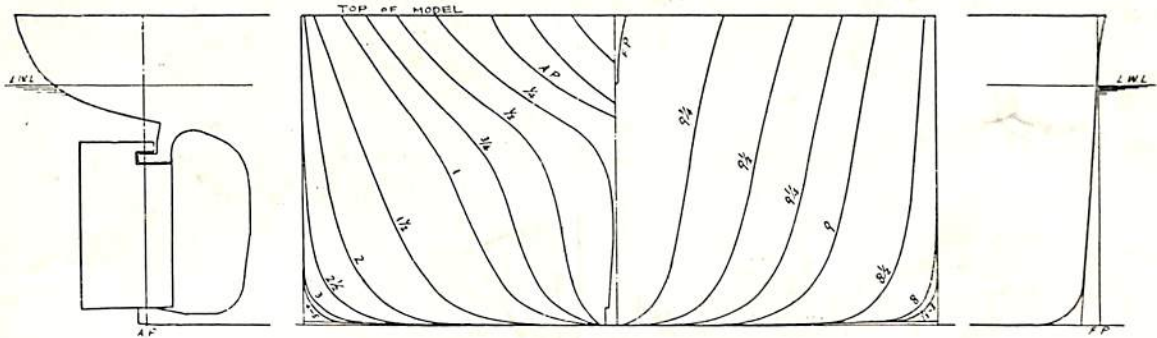
船舶編集室

最近、運輸技術研究所で、試験水槽の水深をいろいろ変化させた場合の、超大型タンカーの模型試験が行われ、その際、若干の水深においては、普通の商業・テストをはるかに越えた高速度までの試験も参考のために実施された。超大型タンカーについて、そのような高速度まで、制限水路内の実験を行つたという例は、あまりないようであるので、ここにその試験の際の様子を、写真を主として説明してみよう。

使用した模型船は、船首尾形状および正面線図を第1

図のみに記入しておいた。図中、下部に示すものは、模型船の全抵抗曲線であり、上部に示すものは航走中における模型船の船首および船尾の浮上沈下量曲線である。なお、この程度の超大型タンカーの商業・スピードは、この模型船の速度に換算すると、約0.9 m/sec ないし1.0 m/sec 程度である。

まず本図につき、模型船の抵抗変化、船側における水位の変化、およびトリムの変化等につき簡単に調べてみよう。



第1図 M1197 正面線図および船首尾形状

第1表

	実 船	模 型 船 (M.No.1197)
垂線間長さ (m)	204.0	3,000
幅(外板を含む)(m)	28.25	0.416
満載吃水 (〃) (m)	10.88	0.160
排水量 (m <sup>3</sup> )	50,486	0.161
$C_b$	0.805	
$C_p$	0.815	
$C_{D0}$	0.988	
$l_{cb}$	-1.71%	

図に、主要目を第1表に示すような、載貨重量約38,000トンのタンカーに対応するもので、模型船の長さは3.0 mである。また、使用した水槽は目白の第一試験水槽であつて、その水路の幅は10 mである。

第2図は、水深が45cm 従つて水深と吃水の比が2.81の場合との試験結果で、無限大の水深と考えられる水槽の深さが6.0 mの場合に対応する模型船の試験結果も比

## 抵 抗

模型船の速度の小さい部分では、浅水時の抵抗は、深水時にくらべて、やや大きい値を示すに過ぎないが、速度の増加とともに、この抵抗増大の割合は次第に大きくなつてゆく。この模型船の場合、速度が約1.5 m/sec ないし1.6 m/sec 附近に達すると、抵抗曲線は急激に上昇し始める。そして、約1.9 m/sec 附近(この辺りが制限水路における下限危険速度に相当する)から上では、模型船の前方に、せき返し波を認めるようになり、この速度から抵抗曲線の傾斜は幾分ゆるやかとなる。しかし、2.2 m/sec 附近から、せき返し波は、船首附近に近く発達し、抵抗曲線はまた新たな急上昇を示すようになる。約2.3 m/sec 附近(この速度を制限水路における上限危険速度という)に至ると、せき返し波は船首のところから水槽の幅方向に直角に発達し、そのために抵抗曲線にはピークが表われる。この速度をこすと、せき返し波は消失して、抵抗はかえつて減少する。

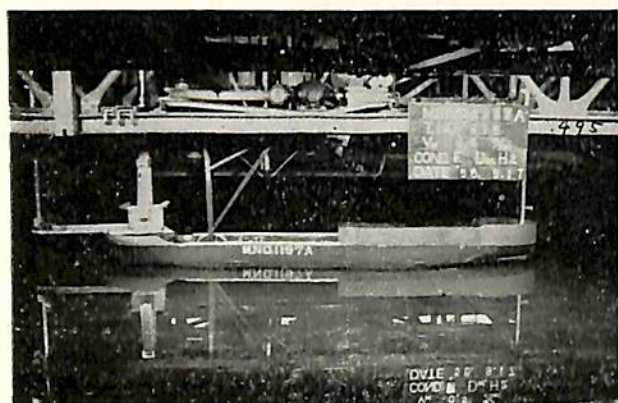


写真-1  $V_m = 0.495 \text{ m/sec}$   $H = 45 \text{ cm}$   
 水面はきわめて静かであつて、全抵抗のほとんどは摩擦抵抗が占めている。

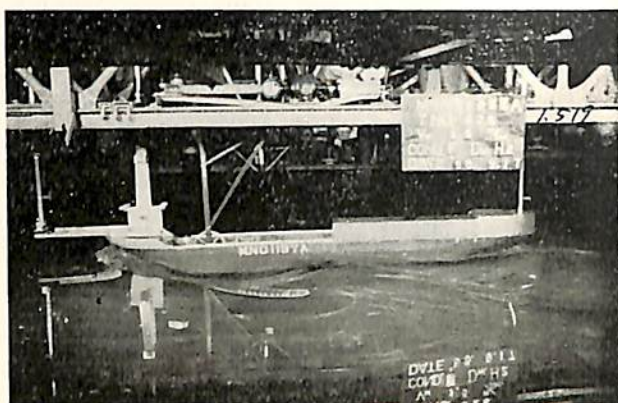


写真-4  $V_m = 1.519 \text{ m/sec}$   $H = 45 \text{ cm}$   
 かなりの船首トリムが見られる。この辺りから抵抗は著しく増加し始める。しかし、造波の模様にはつきりした浅水影響が表われるのは、次の速度附近からである。



写真-2  $V_m = 1.029 \text{ m/sec}$   $H = 45 \text{ cm}$   
 試験速度は実船の大体航海速度に相当する。船首トリムが深水時より若干大きい。



写真-5  $V_m = 1.653 \text{ m/sec}$   $H = 45 \text{ cm}$   
 抵抗曲線にハンプが表われるところ、船首トリムが著しい。波型にも、浅水影響が表われ始めている。

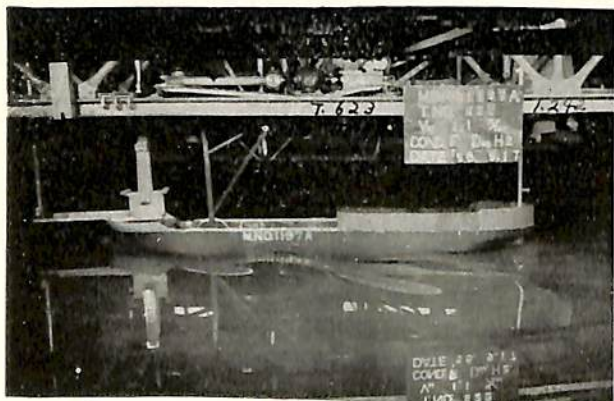


写真-3  $V_m = 1.242 \text{ m/sec}$   $H = 45 \text{ cm}$   
 船体周囲の波はだんだん大きくなるが、造波の模様には、まだ浅水の影響はつきり表われていない。

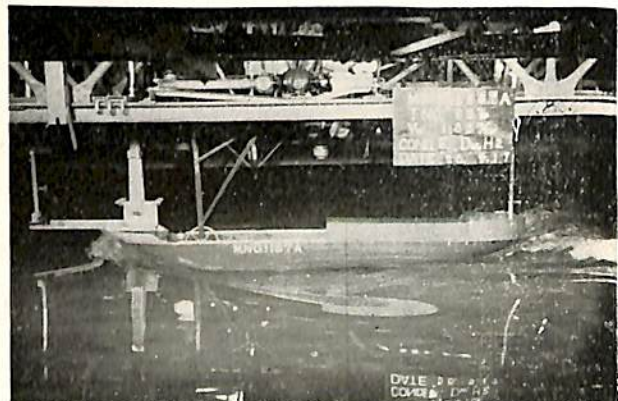


写真-6  $V_m = 1.826 \text{ m/sec}$   $H = 45 \text{ cm}$   
 抵抗曲線は急上昇を示し、船尾トリムも増大しつつあるところ。写真-5とくらべて、船首は持ちあげられ、船尾は沈下している。また船尾のところには、船体周りの低下した水位を、船体後方の水が回復する際に生ずる白波がみえている。



写真—7  $V_m=1.904$  m/sec  $H=45$  cm  
 下限危険速度附近である。船尾トリムも大きい。全体として船体周りの水位の低下がはげしい。船尾には写真—6と同様にくだけた白波がみえる。



写真—10  $V_m=2.202$  m/sec  $H=45$  cm  
 危険速度範囲内である。船尾トリムは相変わらず大きい。せき返し波が船首前方のごく近くにみえる。



写真—8  $V_m=1.904$  m/sec  $H=6.00$  cm  
 写真—7の速度に対応する水深が6.00mの場合である。両者の波型の相異、船尾トリムの大小がはつきりわかる。船尾には深水時の船尾波しかみえない。



写真—11  $V_m=2.310$  m/sec  $H=45$  cm  
 上限危険速度附近である。船尾トリムは相変わらず大きい。せき返し波は、丁度船首のところにあつて、まさに、船首はそのせき返し波をおしわけてゆく感じである。



写真—9  $V_m=2.077$  m/sec  $H=45$  cm  
 危険速度範囲内である。船尾トリムの量も大きい。せき返し波は、模型船の前方に表われ始める。



写真—12  $V_m=2.429$  m/sec  $H=45$  cm  
 上限危険速度をこしたところ、船尾トリムはまだかなり大きい。幾分船首は沈み始めている。せき返し波は、船首によって乗り切られ、くだかれているが、船首より斜め後方に向つてまだかなりの勢力をもつて残存している。



(1) プロペラの翼のキャビテーションについて

プロペラ（船用推進器）の翼におこるところのキャビテーション、またそれが原因となつて生ずるところのエロージョン（潰食）については段々に研究成果が得られている。例えばキャビテーションを発生しないようなプロペラを設計するにはどうすればよいのか、その大體のことは最早や周知であるとしてよいであらう。

ところが実際のプロペラには、往々にして、ごく局部的ではあるが、キャビテーションによるエロージョンの発生をみるケースが今日といえども少くはないのである。

(a) キャビテーションとエロージョン

模型プロペラを用いたキャビテーション水槽（空洞水槽）実験の結果が実船の場合にそのまま応用し得るものなら何も問題はないはずである。しかるに模型実験と実物性能との間にギャップを作つているところの二つのファクターがある。その第1は寸法効果であり、その第2は伴流の影響である。このことは、プロペラの設計なり実験なりをやつている人は誰でもが御存じであり、拙著“キャビテーションの話”にもちよつと触れておいた。

寸法効果（スケール・エフェクト）については未だ定説はない。少くともすぐに設計に使えるような寸法効果の公式というものはできていない。ただ最近のキャビテーション研究の発展の有様からみると、寸法効果が明らかにされるのもそんなに速くはないものと思われる。

なお、この際附言しておきたいことは、キャビテーションによるエロージョンが果して単なる流体力学的作用によるものかどうかということである。このことは、何度も論議されている。実際の船用プロペラ、水車のランナーあるいはポンプのインペラーなどは、事実上いろいろな条件にさらされているから、実際のものがおかされるのは決して単一の原因によるものとはいえないであらう。しかし実験室的な、すなわち単一原因によるエロージョンはその主因がやはり、流体力学的原因によるものであるらしい。例えば比較的新しい実験<sup>1)</sup>では、十分に溶有空気を除去した液体トルエンを使用液とし、その表面上には1気圧に保たれたヘリウム瓦斯を被わせておいてキャビテーション実験を試みているが、それでも

殆んど同じようにキャビテーションによるエロージョンが起つたそうである。勿論化学作用を全然無視してよいということではないと述べてもいる。

また私共はキャビテーションエロージョンによる質量の損失量（時間的割合）は（他の条件は同じとして）流速の自乗に比例するものと、何となく推測していたのであるが、むしろ流速の6乗に損失量が比例するという考えを出した人もある<sup>2)</sup>。これはまだ定説となつていないと思われるが、もしほんとに損失量が流速の6乗に比例するならば、流速が約12%増せば損失量は2倍になるはずである。

いずれにしてもエロージョンによる損失量は流速が増大すれば顕著にふえる。そしてこれはキャビテーション係数だけでは律し得ない性質のものである。

また兼々筆者の主張している通り、与えられた一つの水力機械が、果して使用後にエロージョンをおこすかどうかを、傍観して待つていなくとも、試運転の際に、ここと思われる個所に適当な塗料をぬるなり、軟い板をはり付けるなりして、早目にエロージョンをおこさせて見ればよいわけである。このことがアメリカのKnapp教授によつて行われた。<sup>3)</sup> 対象物は水力発電所における水車のランナーであり、鈍された軟いアルミニウムの板を検出すべき個所に貼り付けて実験を試みたものである。ごく短時間の運転によりエロージョンの起き方が検出できるので同教授はこれを促進キャビテーション試験とよんでいるが、何んでもアメリカの人のいうことなら信用するわが国のならいであるから、日本でも追々に行われるようになると思われる。同教授は、前記のごとく水車のランナーについて実験しているが、もちろん船のプロペラに対しても応用ができるであらう。船のプロペラの場合の方が貼り付けや、後の検出が楽だから、やりよいであらう。

(b) キャビテーションに及ぼす伴流の影響

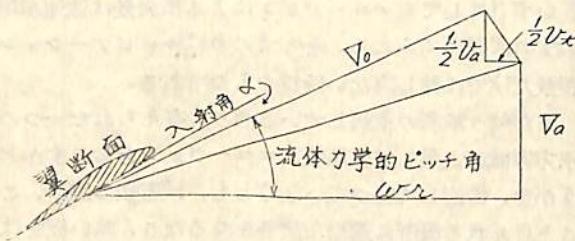
伴流の影響については、近頃段々にその重要性が認められるようになりつつある。既によく知られていること

- (2) R. T. Knapp, Recent Investigations of the Mechanics of Cavitation and Cavitation Damage, Transactions of the ASME, Oct., 1955.
- (3) R. T. Knapp, Accelerated Field Tests of Cavitation Intensity, Transactions of the ASME, Jan., 1958.

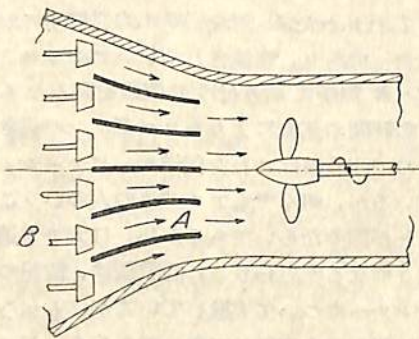
(1) M. S. Plesset and A. T. Ellis, On the Mechanism of Cavitation Damage, Transactions of the ASME, Oct., 1955.

であるが、プロペラのある半径  $r$  のところの翼断面をとつて、それに対する速度線図を画けば第1図のごとくなる。図において  $\omega r$  は翼断面の円周速度 ( $\omega$  は回転の角速度) であり、 $V_a$  は軸方向の流速 (いわゆるアドバンス) である。 $v_n$ 、 $v_t$  は誘導速度である。 $V_0$  が翼断面に対する、流れの相対速度、 $\alpha$  が入射角である。 $V_a$  は船の進行速度から伴流速度を差引いたものである。もしも伴流速度が突然増大すれば、 $V_a$  は減少し入射角  $\alpha$  は増加する。このとき  $V_0$  は多少は変わるが、余り大きい変化はしない。翼断面に対するキャピテーションの理論や実験の結果が教えるところによると、この入射角  $\alpha$  の増とともに (多くの場合に) キャピテーションは余計に発生することになる。

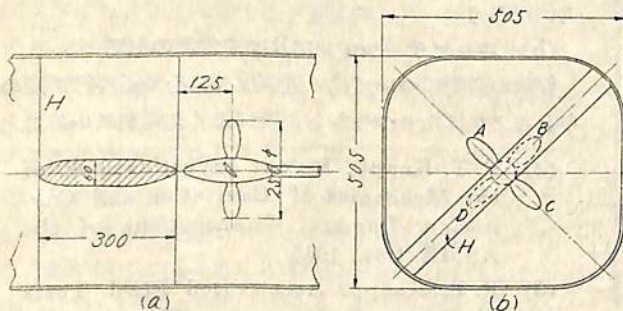
この伴流とキャピテーションとの関係は、各国とも目



第 1 図



第 2 図



第 3 図

下研究を進めているようである。ある外国の例では、第2図に示すような伴流発生装置ができていているそうである。すなわち模型プロペラの前方に導水路 A があつて、導水路 A を通る水は弁 B によつてコントロールされるようになっていいる。この弁の調節によつて、思うような伴流分布をおこそうとするものである。なる程結構な装置であるがいささか手重いような気もする。いずれにしても本格的に伴流のキャピテーションに及ぼす影響を研究しようとするとは頗る大仕事になることはたしかである。

そこで、もう少し手軽に伴流とキャピテーションとの関係を調べることができないものかとの問題がおこるのである。もちろん、これを手軽にすればするだけ不満足なところができるのはやむを得ないであろう。比較的手軽にこの種の実験を行つた一つの例を第3図に示してある。これは日本造船研究協会の第7研究部会 (推進器翼の空洞現象および潰食防止に関する研究) の一部として、目白の運輸技術研究所の回流水槽を使つて行われたものである。この実験の結果は日本造船研究協会報告第13号 (昭和32年1月) として発表されておるが、また本誌にも報告されたことがある。(4) それ故ここでは簡単に実験結果の要点だけを記すことにする。

第3図 a に示すごとく空洞水槽の模型プロペラの直前に板 H がとり付けられた。この板は断面図 b で示すように  $45^\circ$  斜めになつていいるが、これは取り付け上の便宜のためである。模型プロペラの直径が 250 mm であるのに対して板の後縁からプロペラ中心線までの距離は 125 mm となつていいる。上記の実験の場合にはこの配列で行われたのであるが、窓をいえばこの距離をいろいろに変えてみたかつた。このような板の後方には当然伴流の大きなところができる。そしてプロペラ翼はこの板 H の直後に来る度毎に入射角が急に変つてことになる。この第3図の状態の下において空洞水槽内の水を廻流せしめ、また模型プロペラを回転させ、かつちようどキャピテーション数が適度のところにもつて行つた。そしてストロボライトを用いて観測窓からキャピテーションの発生状況を観測したのである。この観測によると一つの翼 A が、第3図 b の B の位置 (すなわち板 H の背後) に来たときはかなり大きいキャピテーションの発生が見られた。ところが同じ翼が C の位置まで来ると、キャピ

(4) “船舶” Vol. 29, No. 1, P. 53

“船舶” Vol. 30, No. 1, P. 97

テーションはかなり小さくなった。かようにして同じ翼が回転して A-B-C-D と位置を変えると、それにつれてキャピテーションの発生が大きくなったり小さくなったりしていることがわかった。

上記の実験結果が、実際のプロペラのキャピテーションの問題に対して、何を教えるかを考えてみよう。ここに全く定常的な状態の流れの中におかれた翼断面があり、その表面にキャピテーションが発生しているものとしよう。このキャピテーションは全く定常的な状態、すなわち一定のキャピテーションを発生している。(もちろんここではキャピテーションに伴う振動などは一応考えない。) この際全く突然流れが変わったとしたら、これに応じてキャピテーションのおき方も変らざるを得ない。しかし水は慣性をもっているからこの変り方は全く瞬間的に起こるのでなくて、原因があつてから若干のおくれをもつて現われてくるであろう。すなわち流れの状態の急変化に伴うキャピテーションのおき方の変化は一種の慣性をもっている。問題はこの慣性が相当に大きいものか、それとも小さいものかという点である。上記の第3図の実験によると翼が A から B に、また B から C に移るとそれにつれてキャピテーションのおき方がかなり急速に変つていく。この実験ではプロペラの回転数は約 1,500 rpm であつたから B から C に移るに要する時間は

$$\frac{1}{4} \times \frac{60}{1500} = \frac{1}{100} \text{ sec}$$

すなわち 1/100 秒のオーダーであつた。このような短時間内でも、キャピテーションのおき方は伴流の消長に(大体において)フォローしていたことになる。

ここに一つの実船のプロペラがあり、その回転数は 120 rpm であるものとする。このプロペラの 1 翼が伴流の大きな箇所に入ってから出るまでに、仮りに 60° の角を廻らねばならぬものとするれば、それに要する時間は

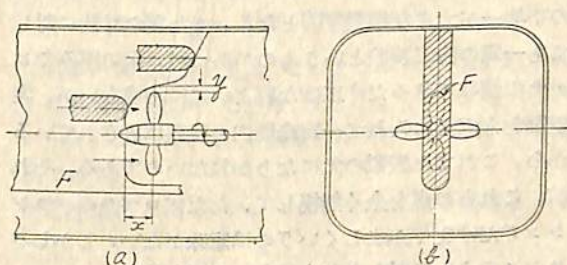
$$\frac{60}{120} \times \frac{60}{360} = 0.08 \text{ sec}$$

となり、上記の 1/100 秒よりかなり大きい。それ故、この間に当然キャピテーションは伴流の消長にフォローして出来たり消えたりしているに違いない。もちろん模型のデータをそのまま実船に当てはめることは(上述の寸法効果の件が十分に分っていない今日では)いささか軽卒のそしりをまぬかれぬであろうが、要点に変わりはないものと思われる。

このように見てくると、伴流の下に作動しているプロペラについて、キャピテーションの吟味をしようとする際には、平均伴流を使って 1 回転中の平均について調べ

るよりも、むしろ各瞬間瞬間の状態を、その瞬間の伴流値を使って調べた方が実際に近いのではないかと考えられる。ことに、全体的にはキャピテーションを発生しないように設計せられたプロペラが実際に運転してみるとある局所だけキャピテーション・エロージョンをおこしているのは近頃よく見られるところであるが、この問題に対しては平均値的検討でなく、流体圧、伴流等の最も条件のシビアな瞬間をとらえて検討する必要がある。かようにいつたからとて、キャピテーション現象に慣性が存在しないというのではなく、普通の商船のプロペラの回転数から見れば余り慣性的な影響はないだろうというまでのことである。上の如き推測の当否は別として、今後船用プロペラの研究を行うためには、伴流の影響を度外視してはならないことは確かである。

伴流を実船と同じように起させ、その下流に模型プロペラを置いて実験を行い、しかも実用になるようなデータを得ることは、非常に大切なことではあるが、かなり大仕掛けの実験装置を必要とする。わが国にもこのような優秀な試験装置が一日も早く設置されることを、われわれも熱望するものであるが、次善案として下記のようなことも考えられる。



第 4 図

すなわち第4図に示すように水槽の中心線にそつて平板 F を取付けるのである。この平板は船尾構造のプロフィルをしてはいるが厚さは余り厚くないものである。そしてこの平板 F によつて船後の伴流になるべく似たような伴流をおこさせ、その後方に模型プロペラを取付け、そしてキャピテーション実験をやろうとするものである。この案は私が個人的に考えただけのもので、別に名案でも何んでもないが、その特徴とするところは(イ)模型平板 F をいろいろに取り替えることによつて、例えばすき間 x, y (第4図 a) とプロペラのキャピテーションとの関係を調べることができる。(ロ) 板 F は厚さが任意にえらべるから、この板を挿入したことによつて水槽試験部の流速を(いくらか変えるけれども)根本的に変えてしまう程でもない。それ故水槽試験部の断面

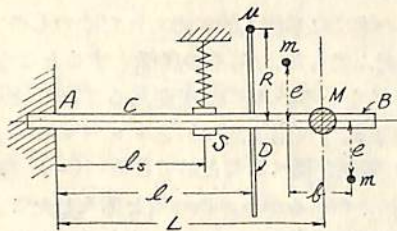
積が余り大きくなくてもよい。(ハ) プロペラの振動を計測する装置を取り付けて、計測を行えば、プロペラに生ずる振動的(流体力学的原因による)力を調べ、それがすぎ間 $x$ または $y$ とどんな関係にあるかをも研究することができる。欠点としては、本物の船体模型ではないのであるから、実際の伴流分布を与えることがむづかしい点である。しかし、前記のごとく、それを本格的にやろうとするとどうしても大仕掛けとなるので、どこか簡略化された点があるのは致し方ないであろう。

## (2) プロペラのバランシング(釣合試験)について

プロペラも一つの回転機械であるから、バランシングがよくなくてはならないのはもちろんのことである。実際にプロペラを製造したとき、出来上ったプロペラについて静的釣合試験はかなりよく行われているようである。ところが往々にして、静的釣合試験の他に動的釣合試験(ダイナミカル・バランシング)も行われることがある。

まず、プロペラに対して動的釣合試験をやるべきかどうかという問題がある。ここでは主に普通の商船、タンカーなどについての話であるが、この場合に多くは単軸船であつて伴流の不均一はかなり大である。それ故伴流の不均一が大きな振動原因となる。また翼の寸法に対しても一定の許容誤差というものがあつて、翼の厚みやピッチの値はできるだけ正確な程よいには相違ないが、実際面をも考えに入れて一定範囲内の誤差は許されているから、これまた振動の元になりかねないのである。それ故、これらの点を全く無視して、ただプロペラのバランシングだけをやかましくいうのは意味がない。しかしバランシングのよいに越したことはないのである。

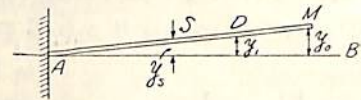
これを要するに伴流分布やプロペラ製作の許容誤差と見合つて、またプロペラの回転数や船種を考慮に入れて、アンバランスの許容度というものを規定するのが合理的であろう。この問題はそれ自体に研究の必要があると思われるのであるが、それはそれとし、ここでは、プロペラの動的釣合試験を行うとし、その方法について考えてみよう。



第 5 図

今日回転体の動的釣合試験を行う装置はいろいろできているから、その最も信頼できるものを用いて試験を行えばよい。もしプロペラだけを対象とした試験方法を求められたとしたら、例えば第 5 図に示すような片持回転軸を用いる方法も可能であろう。図において M はテストさるべきプロペラであつて、これを回転軸 C にとり付ける。A は軸受けであるがここで軸が“支持”の状態を保たれる。回転軸 C は軸受 A の左の方にのびていて、プーリーその他の方法によつて電動機につながれ、回転トルクを受けるものである。S はかなりのたわみ性をもつた軸受けであるが、図の紙面と直角方向にたわむことのできるものである。D は回転円板であつて、これに適当なウエイト m を取付けられるようになっていゝ。(図に示した寸法は一例を示すだけのものである)

この装置によつて釣合試験を行う原理を考えるために第 6 図を画いてある。これは第 5 図の力学的模型である。第 5 図に示すごとく回転軸の片側 A が軸受に取付けられ、他端 B が自由になつている場合を考える。S はバネ、M は回転物体(プロペラ)の質量である。D はバランシング質量取付け用の回転円板であるがその半径 R のところに質量  $\mu$  を取付けてあるものとしよう。



第 6 図

質量 M の重量を  $W$  ( $W = Mg$ ), 質量 m の重量を  $w$  ( $w = mg$ ), 質量  $\mu$  の重量を  $u$  ( $u = \mu g$ ) とし、またプロペラの不釣合は質量 m で半径 e のところにあるものとする。二つの不釣合質量 m の距りを b とする。今動的釣合のままこの軸系を角速度  $\omega$  をもつて回転せしめたとする。その場合のある瞬間におけるそれぞれ S, D, M 点における横フレを  $y_s, y_d, y_o$  とする。固定端 A のまわりの力のモーメントをとれば、次の方程式が成立つ。

ただしここでは簡単のために、 $\mu$  の角位置はすでに m, m の平面と一致しているものとする。

$$LM\omega^2 y_o + m\omega^2 eb - Ky_s l_s + \mu\omega^2 R l_1 = 0 \dots (1)$$

ただし回転円板自身の質量は M の内に含ませる。すなわち

$$LM y_o + l_1 M R y_1 = LM y_o \left[ 1 + \frac{l_1}{L} \frac{M R}{M} \frac{y_1}{y_o} \right]$$

の示すだけの修正を行つておけばよい。

$y_s = s y_o$  とすれば (1) より  $y_s$  に対して



$$\left[ \frac{LM\omega^2}{s} - Kl_s \right] y_s + \omega^2 [m\text{eb} + \mu Rl_1] = 0$$

従つて

$$y_s = - \frac{\omega^2 [m\text{eb} + \mu Rl_1]}{\left[ \frac{LM\omega^2}{s} - Kl_s \right]} \dots\dots\dots(2)$$

上式において K は発条 S のバネ常数とする。軸の危険回転数を  $\omega_{cr}$  とすれば

$$\omega_{cr}^2 = \frac{sKl_s}{LM}$$

となる。従つて

$$Kl_s = \frac{LM}{s} \omega_{cr}^2$$

となるから

$$y_s = \frac{\omega^2 [m\text{eb} + \mu Rl_1]}{\frac{LM}{s} [\omega_{cr}^2 - \omega^2]} = \left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2 \frac{[m\text{eb} + \mu Rl_1]}{1 - \left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2} \frac{s}{LM} \dots\dots\dots(3)$$

となる。

(イ)  $\mu$  を適当にえらんで  $y_s$  を完全に 0 にし得たとすれば

$$\mu = - \frac{m\text{eb}}{Rl_1} \quad \therefore \mu = - \frac{\omega\text{eb}}{Rl_1} \dots\dots\dots(4)$$

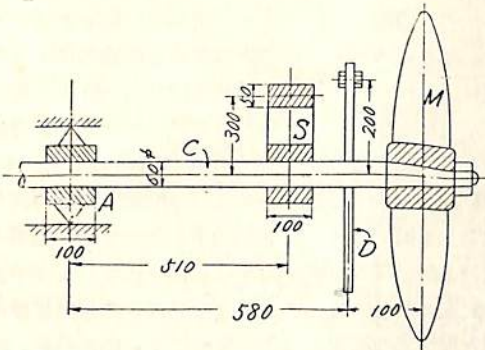
(ロ)  $\mu = 0$  の場合の振幅値は

$$y_s = \left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2 \frac{m\text{eb}}{1 - \left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2} \frac{s}{LM} \dots\dots\dots(5)$$

数値例として第 5 図のごとき場合を考える。

すなわち  $L = 0.580 + 0.100 = 0.680$   $l_s = 0.510$

またプロペラの重量は 5~50 kg まで変化し得るがここでは仮りに  $W = 25$  kg とするものとする。振幅曲線は双曲線函数によつて表わされるがここではごく大要をみるために第 7 図に示すごとく軸 AB が直線的にたわんでいるものとすれば  $s = y_s/y_0 = l_s/L = 510 \div 680 = 0.75$  となる。



第 7 図

(5) 式を質量 M, m の代りに重量 W, w を用いて書けば

$$y_s = \left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2 \frac{\text{web}}{1 - \left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2} \frac{s}{LW} \dots\dots\dots(6)$$

となる。  $W = 25$ ,  $L = 0.68$ ,  $s = 0.75$  として

$$y_s = \left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2 \frac{\text{web}}{1 - \left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2} \cdot \frac{0.75}{0.68 \times 25}$$

$$y_s = \frac{\left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2}{1 - \left( \frac{\omega}{\omega_{cr}} \right)^2} \times (\text{web}) \times 0.044 \dots\dots\dots(7)$$

それ故振幅  $y_s$  が分つていれば動的不釣合量 web を求めることができる。  $\omega/\omega_{cr} = 0.50$  すなわちクリチカルスピードの 1/2 の回転数のところで記録をとつたとすれば

$$y_s = \frac{(0.50)^2}{1 - (0.50)^2} \times 0.044 \times (\text{web}) = 0.0147 \times (\text{web})$$

記録装置の倍率が 10 であるとすれば、記録紙上の振幅  $Y_s$  は

$$Y_s = 0.147 \text{ web. (m)} = 147 \text{ web. (mm)}$$

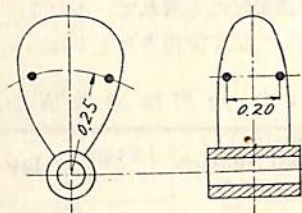
となる。ただし w は kg, e と b とは m で表わす。

例えば  $Y_s = 1$  mm に対して

$$\text{web} = \frac{1}{147} (\text{kg} \cdot \text{m}^2) \dots\dots\dots(8)$$

である。動的不釣合量は、このように web で表わされ、その単位は  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$  である。しかし、それでは分かりにくいから、これが何 gr の質量に相当するかを示すのが便利である。

例えば直径 1 m のプロペラにおいて第 8 図のごとく



第 8 図

$b = 0.20$   $e = 0.25$  であつたとする。(仮りに今この位置に本当に不釣合質量が存在しなくとも、いわゆる  $b = 0.20$ ,  $e = 0.25$  に対する等価値として出せばよい)

この場合には (8) は

$$w = \frac{1}{147 \times 0.20 \times 0.25} \text{ kg} = \frac{1000}{147 \times 0.20 \times 0.25} \text{ gr} = 13.6 \text{ gr}$$

すなわち振幅 1 mm が 13.6 gr に相当することになる。

調節質量  $\mu$  と動的不釣合量  $m\text{eb}$  との関係

(42 頁へつづく)

# 最近の船用大型推進器について

尼崎製鉄株式会社製鋼所

## (1) 緒 言

大洋を航行する大型船舶の推進器は最近まではマンガン青銅製のものが殆んど全面的に使用されていた。しかるに数年前より世界的に石油消費量が甚しく増加し、これを運ぶ船舶の需要が増大し、しかも主として経済的の面からコストを安くするため、一度に大量の油を運べる高速大型船が要求されるようになり、例のタンカーブームを生じ、数年前までは予想すら出来なかつた4万ないし6万トン以上の船が普通に建造されるようになった。また一般の貨物船も大型化し高速化されて来た。従つて推進器もそれに応じて大きくなり、1箇の重量が30トンないし40トンのものが要求されるようになった。併し推進器の重量が増加して推進軸々受の限度を越えるようになったため、従来のマンガン青銅に較べ更に強度が大ききしかも比重の小さい材料を使い肉厚を減じて推進器重量を軽減する必要を生じた結果、強度が大で比重の小さいしかも耐蝕性、耐潰蝕性の優れているニッケルアルミ青銅推進器が目されるに至つた。

## (2) マンガン青銅推進器

大型推進器に用いられているマンガン青銅は殆んど60/40のCu-Zn合金に添加元素として少量のMn, Al, Fe, Sn, Ni等を加えたものである。従つて熔融点が低く(約900°C), Znを多量に含むから熔解途中のガス吸収が少く、鑄造性の良い作り易い合金である。しかも耐蝕性、耐潰蝕性にも優れているので、これまで大型推進器材料として広く使用されて来た。

第1表 大型推進器成分例

製造所	Baldwin Lima-Hamilton Corp.	J.Stone 社	Lips	某社
国	米	英	オランダ	日
製作年度	1957年	1951年	1956年	1958年
Cu	57.68	61.47	59.10	57.28
Zn	38.81	33.69	37.45	39.50
Mn	0.86	1.03	0.99	0.84
Al	0.81	1.90	0.91	0.65
Fe	0.99	0.44	0.69	0.86
Sn	0.71	0.65	0.45	0.50
Ni	0.14	0.56	0.17	0.38
Pb	ナシ	0.13	0.24	ナシ

メーカーによつてマンガン青銅の材質は種々異なつてゐるが、第1表に最近諸外国およびわが国の著名推進器メーカーによつて作られた大型推進器の成分の一例を示す。

第1表から判るようにこれ等の推進器材料はMnの低い $\alpha+\beta$ 組織のものである。また成分的にみて本体附着試片で抗張力45~55kg/mm<sup>2</sup>、伸20~30%程度のものである。第2表に推進器材に適用されるマンガン青銅の各国規格を示す。

第2表 推進器材に適用されるマンガン青銅規格

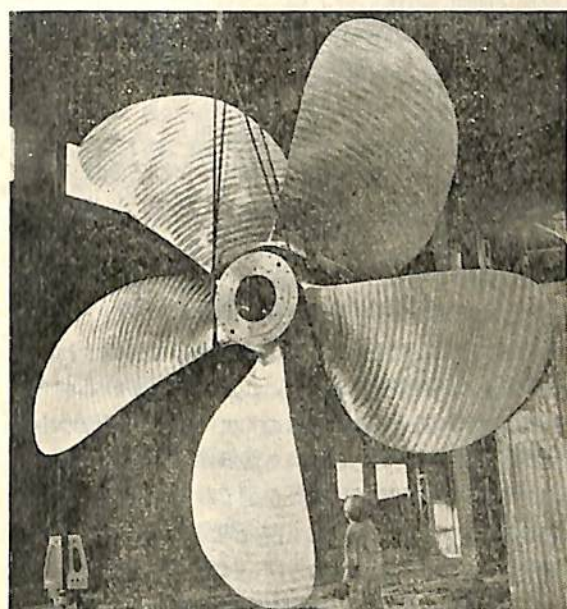
名称	High-Strength Yellow Brass (Manganese Bronze)	30-Ton High Tensile Brass Casting (HTBI-C)	※ 高力黄銅鑄物 1種(HB, CI)
	ASTM, B147-52 alloy No. 8A	BS. 1400 HTBI-C	JIS H 5102- 1958
分類			
国	米	英	日
Cu	55.0~60.0	55.0以上	52.0~60.0
Zn	残	残	残
Mn	1.5以下	3.0以下	4.0以下
Al	0.50~1.5	2.5以下	1.2以下
Fe	0.40~2.0	0.50~2.0	2.0以下
Sn	1.0以下	1.5以下	1.0以下
Ni	0.50以下	1.0以下	1.0以下
Pb	0.40以下	0.50以下	) Pb + Si
Si	—	0.10以下	
引張強さ kg/mm <sup>2</sup>	45.7以上 (65,000psi)	47.2以上 (30T/σ <sup>2</sup> )	44以上
伸	20以上	20以上	20以上

※通常マンガン青銅と称されているが正式の名称は高力黄銅である。

最近のタンカーは経済的理由から超大型でしかも高速であるが、効率およびコストの面から一軸を要求される結果、これ等のタンカーに装備される推進器はマンガン青銅で計算すると1箇の重量が30ないし40トン程度のものが必要となつた。当所でこれまでにマンガン青銅で製作した大型のものとして直径7,100mm、仕上重量38,300kg、5翼一体型のものがある。推進器重量の増加は軸に加わる慣性モーメントを増すことになり、軸系の振動および軸受の磨耗を大きくし、それ等がもはや設計上の限度に來ている。また高速を要求される結果推進器直径と推進器の周速が大きくなつてキャビテーションによる事故を起す危険が増している。既に実船においてこ

れ等の事故を起して問題になっているものがある。この結果設計上推進器材料として更に強度の大きい材質のものを使い、少しでも翼の肉厚をうすくして重量を軽減することが要望される。しかるに現在のマンガン青銅をこれ以上に強度を大きくしようとするれば、組織的に  $\alpha + \beta$  のものを  $\beta$  にしなければならぬ。

all  $\beta$  のものは既に過去において日本海軍の艦艇の推進器に採用して苦い経験がある通り、強度は大きいが除冷脆性、時期割れ等の危険性があり、その上腐蝕疲労強度が低い。試験片による強度は大きい、実体の肉厚部ではかなり強度が低下するので、設計強度を高くすることは翼折損の事故を招くおそれがある。



仕上重量 32,400 kg のニッケルマンガンプロペラ

この外 Ni を 7~10% 加えれば強度を増大し耐蝕性耐濃蝕性腐蝕疲労強度を増す。この合金はニッケルマンガン青銅として実用されており抗張力は 55~65 kg/mm<sup>2</sup> 伸は 20ないし 30% のものである。設計強度もマンガン青銅の 440 kg/cm<sup>2</sup> に較べ更に高い 540 kg/cm<sup>2</sup> で計算された例もある。写真は当所が最近製作した直径 6,884 mm 仕上重量 32,400 kg 5翼一体型のニッケルマンガン青銅製推進器で 3万6千トンのタンカー用のものである。この推進器は設計強度 540 kg/cm<sup>2</sup> で計算され翼の肉厚も従来のマンガン青銅に較べてうすいものであつた。併し Ni を多量に含むからコストが高くなり比重も通常のマンガン青銅に較べやや大きくなる欠点がある。これらのことから現在のマンガン青銅に替る新しい材質のものが要求され、この結果注目されるようにな

つたのがアルミ青銅である。

アルミ青銅は腐蝕疲労強度が大きいことから既に第二次大戦中英国の高速魚雷艇の推進器に使用されている。この時の好成績およびその後の鑄造技術の進歩から戦後は一般の大型商船にも少しずつ使用されるようになり今日に到つたが、最近の超大型タンカーブームとともに大きくクローズアップされるようになった。

### (3) アルミ青銅推進器

推進器用に使用されるアルミ青銅は主としてニッケルを含むニッケルアルミ青銅で別名高力アルミ青銅ともいつている。この他英国の著名推進器メーカーである J. STONE 社の特許合金で“NOVOSTON”という商品名の特殊アルミ青銅が一部に実用されている。これは Mv を多量に含むマンガンアルミ青銅である。推進器用に使用されているアルミ青銅の成分と機械的性質を第 3表に示す。比較のため一般商船用の  $\alpha + \beta$  の組織のマンガン青銅の諸性質を加えた。

第 3表 推進器用アルミ青銅の諸性質

材 質	ニッケル アルミ青銅	マンガン アルミ青銅	※ マンガン青銅
商品名	Nikalium Nialite Cunial 等	Novoston	
Cu	残 り	残 り	55.0~60.0
Al	8.5~10.5	6.5~9	0.5~1.5
Ni	3.5~5.5	1.5~6	0.5以下
Fe	3.5~5.5	2~4	0.4~2.0
Mn	0.5~2.0	10~15	1.5以下
Zn	0.5以下		残 り
S	0.1以下		1.0以下
P	0.05以下		0.4以下
引張強さ kg/mm <sup>2</sup>	63~68	63~70	45~55
耐 力 (0.15%) kg/mm <sup>2</sup>	25~28	26~30	23~25
伸 %	18~25	22~26	20~30
腐蝕疲れ 強 さ (2×10 <sup>7</sup> 回転海中) グリネル	17~18	17~18	9~11
硬 度 ブリネル	140~180	140~180	110~130
比 重	7.5~7.65	7.5~7.6	8.3
熔解点 (°C)	1040~1080	950~980	約 900

※マンガン青銅の成分は種々雑多であるが、最近最も多く使用されている米国の ASTM の規格を代表として記入した。

第 3表から解るように推進器用アルミ青銅の特色は強

度が大きくしかも比重が軽いことである。強度が大であるから設計強度を高くとり得る。現在まだ実船に関するデータが少ないのでアルミ青銅の設計強度は安全をとつて控目に計算されている。基準になる材料規格もまだ統一されているとはいいい難いが、これまでに適用されている一例を第4表に示す。

第4表 推進器用アルミ青銅の材料規格

所 属	記号	引張強さ kg/mm <sup>2</sup>	伸 %
ロイド船級協会	LR	以上 63(40T/□)	以上
アメリカ船舶局	AB	56.2 (80,000 psi)	15
日本海事協会	NK	57	18

実際の推進器で設計強度を高くして翼厚を薄くした結果推進器の重量は約4%軽くなっている。また比重が軽いので同一寸法でも重量は約8%軽くなる。全体としてマンガン青銅製推進器を同一効率のアルミ青銅に変えると重量は約12%軽くなる。将来実船の結果が出揃えば設計強度も更に高くして比重の小さいことと相俟つて全体として16~20%の重量軽減が可能である。また耐潰蝕性はマンガン青銅に較べアルミ青銅は約4倍高く、腐蝕疲労強度は約2倍大きい。耐潰蝕性試験の一例として当所で行つた磁歪式キャピテーション試験結果を第5表に示す。

第5表 磁歪式キャピテーション試験結果一例

品 名	化 学 成 分							2時間 後の潰 蝕量 mg	比較 値
	C <sub>ii</sub>	Z <sub>ii</sub>	M <sub>ii</sub>	A	E <sub>o</sub>	S <sub>ii</sub>	Ni		
純 銅		(鑄物)						38.3	63.8
砲 金	87.89	2.89	—	—	—	8.50	0.72	8.2	13.7
マンガン 青銅	57.21	39.58	0.88	0.63	0.84	0.57	0.29	2.8	4.7
ニッケル マンガン 青銅	46.62	39.95	0.41	0.38	2.51	ナシ	9.82	2.1	3.5
ニッケル アルミ青銅	79.20	ナシ	0.95	9.67	5.24	ナシ	4.81	0.6	1
備 考	(1) 比較値はニッケルアルミ青銅の値を1とした比較値である。 (2) 試験条件はつぎの通りである。 出力: 80 W 振動子材質: アルフェロ 周波数: 6500 c/s 試験片重量: 約7 gr 試験液 海水 試験値は連続2時間の重量減で示す。								

アルミ青銅の特色として以上の外に、共地金による電弧溶接が簡単に行われるから損傷せる推進器の補修は容易である。マンガン青銅では共地金による電弧溶接は困

難であり、一般に補修は共鑄掛を行うが、その方法には熟練を要する。また耐蝕性耐潰蝕性に優れているのでアルミ青銅が耐用年数が長い。

最近では4万ないし6万トン以上の船舶に対しては設計上推進器はアルミ青銅でなければならないという結論が出されていると聞いている。外国では既に超大型の推進器は殆んどアルミ青銅に変わりつつある。

#### (4) アルミ青銅製推進器の製作の実状

外国では既に数年前より、例えば第3表に示す如く Nialite (米国の Baldwin-Lima Hamilton 社) Nikalium (英国 Manganese Bronze & Brass 社) Cunial (オランダ Lips 社) 等の商品名で製作され実船に装備して非常に好結果を得ている。これらはいずれもニッケルアルミ青銅系のものであつて一部わが国にも輸入されている。

米国では一般の大型商船の外艦艇用としても広く使用されている。またアルミ青銅は低温における強度の低下が少ないので米海軍は北極圏に就航する艦艇の推進器にアルミ青銅を賞用している。わが国におけるアルミ青銅推進器の製作は外国における程進んでいないが、数年来強い関心が寄せられた結果、研究が進み1トン以下の小型のものは殆んどの推進器メーカーによつて製作され実船に装備され好結果を得ている。これ等はいずれもルツボ炉で熔解され鑄込まれているのでアルミ青銅製作の中最大の難点の一つといわれている熔解途中の水素ガスの吸収の問題が殆んどなく、また小型であるからアルミ青銅特有の大きいヒケに対しても割合問題なく作られたものとする。併し大型のものでは一度に多量の熔湯を必要とするからどうしても反射炉を使わねばならない。反射炉では熔解時間が長く燃料として重油を使用するため火焰が直接熔湯に当り水素ガスを吸収し易くこれが製品に悪影響を及ぼす。またアルミ青銅はヒケが大きく凝固区間が短いので湯の補給が困難である。ガスも発生し易くガスの捲込みも深い。これらのことがアルミ青銅の鑄造性を悪くし大型推進器をアルミ青銅で鑄込むことを困難にしていたわけである。一方外国からのアルミ青銅推進器の輸入は国内メーカーを刺戟した。当所でも推進器メーカーとしてアルミ青銅推進器の製作には多くの研究と犠牲を払い、アルミ青銅の反射炉熔解法を確立するとともに、特殊な鑄込法を考案した結果昭和33年6月仕上重量約10トンの4翼一体型のニッケルアルミ青銅推進器を完成した。これはわが国で作られた最初の大型アルミ青銅推進器である。更に当所は各造船所の強い要望に答えて他社にさきがけ仕上重量約30トンのニッケルア

ルミ青銅推進器を製作すべく諸般の準備を進めていたが、就中昭和33年11月に各種管理計器を装備した高性能の50トン反射炉を新設した。アルミ青銅の溶解技術上従来のマンガン青銅のように反射炉による合湯は各炉の性能上溶解時間を正確に合せることは困難で、いずれかの炉はどうしても湯待をせねばならないので、炉によっては溶解時間が必要以上に伸びて、この間に水素ガスを吸収する。従つて一つの炉で迅速に溶解することがガス吸収を防止する上に最も望ましい。われわれはこういう考えの下に30トン程度アルミ青銅を鑄込むためには押湯湯道仕上代を合せて一回に約50トン程度溶湯を必要とするという計算の下に50トン反射炉を新設したわけである。この新しい50トン反射炉の性能を充分テストした後昭和33年の12月末に某造船所の協力を得て受注した仕上重量約30トンの直径6,800mm5翼一体型のアルミ青銅推進器を鑄込む予定である。これが完成すればわが国における大型アルミ青銅推進器の製作は軌道に乗って生産されるであろう。併し推進器の進歩は単に材質の改善に待たず設計上にも問題があり例えば翼の形状等に対する研究の余地も残っている。

### (5) 大型推進器の設計上の問題

#### 5.1 4翼より5翼への発展

従来の船用推進器は、推進器効率を主とした考えから、大抵の場合3翼ないし4翼で設計され、特に艦艇の推進器は殆んど3翼で設計されていることはよく知られている。その翼断面にもA4型B3型等のエーロフォイル型を始め円弧型等が使用されている。しかし第二次大戦後の急速な船型の大型化に伴ない、使用される推進器も直径重量は次第に増大し、現在の超々大型タンカーでは直径7m以上重量40トン前後のものまで使用されるに至った。一方船体の大型化とともに推進器の起振力による船体の振動の問題が重大化し、4翼の大型推進器では振動の問題でしばしば不工合の点が発見された。オランダのトルースト氏が5翼推進器の系統的模型試験による設計用チャートを発表して以来各造船所では振動問題の点から多少の効率低下はあつても5翼の推進器が多数設計製作されるに至った。推進軸の廻転数と翼数を乗じて得られる数は毎分の推進器の起振力として船体に作用するが、4翼から5翼へ推進器が変更されると船体に生ずる振動の振幅は4翼の場合よりはるかに減少し非常に好成績を納めた。しかも設計上好都合なことには翼数が増加することにより、推進器直径は小さくすむことになり、推進器アーチャーは小さくすむ、推進器重量も小さくなり、従つて製作費も小さくなる結果とな

つた。現在の大型タンカーの推進器は殆んど5翼で設計されているのはその振動の問題のためである。当所のAU型5翼推進器は5翼としては設計チャートがトルースト型以外にはないため、わが国独自の5翼推進器を目指して運輸技術研究所と共同して研究したものである。それによると第6表の如くトルースト型推進器に較べて効率 $\eta_p$ は同一の出力常数で2~5%高く直径は約5%小さくなることが分つた。

第6表 AU型推進器とトルースト型推進器の性能比較の一例

出力常数	AU-5-65			B5-60(トルースト)		
	$\eta_p$	$\delta$	H/D	$\eta_p$	$\delta$	H/D
$\sqrt{B_p}$						
4.0	.664	46.0	.928	.644	47.2	.880
6.0	.556	65.3	.770	.555	69.2	.693
8.0	.475	84.0	.689	.482	88.4	.620

註 AU-5-65 は AU型 展開面積比 0.65 を表わし  
B5-60 はトルースト型 0.60 のものを示す。

$\eta_p$ : 推進器効率

$\delta$ : 直径常数

H/D: ピッチ比

#### 5.2 6翼推進器について

推進器重量の増大によつて推進軸にかかる荷重は大きくなり片持梁となるので推進軸にくりかえし荷重が加わることになる。そのためしばしば推進軸の事故が発生しており、推進器の重量は現在は殆んどその限度にあると考えられる。

現在までのところ一軸船二軸船を比較すると大体一軸の方が有利であるため、大部分の大型船は一軸に設計され推進器は益々大型になる傾向にある。外国では既に大型6翼推進器が使用されていることも以上の理由で推進器の小型化の努力の現われであると考えられる。

昭和33年4月運輸技術研究所と尼鉄の共同研究でAU型5翼に引続きAU型6翼推進器の系統的模型試験を計画し同様な設計用チャートの完成を目指し現在準備中である。本年末には第一回の試験を実施の予定である。今回はTRAILING EDGEのウォッシュバックの有無も併せ比較もすることになっており、昭和34年に発表の予定である。6翼推進器の特性は大体次の通りである。

- (1) 最適直径が5翼より小さくすむこと。
- (2) 軸系の共振が翼数を増すことにより除かれる可能性があること。
- (3) 馬力の増大に伴い推進器の展開面積が大きくなる  
と翼数を増加しても推進器効率の低下は少なくて

すむこと。

大体以上のような理由で計画したが、昭和33年11月造船協会で山崎氏の御発表の論文“らせん推進器理論”によると、翼数の影響の中で理論的には面積比一定で翼数のみ変化させる場合は、翼数の増加とともに効率も大きくなっているという発表をされており、今回の6翼AU型の試験においても良好な結果が出ることを願っている。

### 5.3 キャビテーションの問題

昨年来国内各造船所の建造になる大型タンカーに相ついでキャビテーションによるエロージョンが発生した。大抵の場合調査してみるとトルースト原型ないし修正トルースト断面の推進器でありエロージョンの発生場所は前進面であることが多い。過去の調査によるとトルースト型以外の断面の場合にもかなり発生例はあるが大型タンカーの場合は位置も大体0.8Rないし0.9Rの前進縁寄りの個所である。各造船所および運輸技術研究所等の関係者が調査したところトルースト断面の0.6R, 0.7R, 0.8R等の翼断面のエロフォイル型から円弧型への移行部分にある急激の変化によることが判明した。運輸技術研究所において各断面翼の比較試験を同所のキャビテーション試験水槽で実施されたところ模型試験でその差が明らかに出ていた。それによるとAU型が最も前進面のキャビテーションを起しにくく、運研型がこれにつき、トルースト型が最も悪いことが示された。しかし前進面のキャビテーションと後進面のキャビテーションの間には密接な関係があり、大型推進器で周速が大きくなる程、対キャビテーション問題は重大になっている。新材料アルミブロンズはこの面からも、従来のマンガブロンズに比較してキャビテーションに4倍近く強いことがキャビテーション試験機による試験で確かめられているので、将来は前記重量の軽減と相俟つてアルミブロンズが大型推進器に専ら使用されるようになる傾向にあることは明らかである。最近のアルミブロンズ製推進器の設計例を二三あげると第7表の如くである。

### 6. 結 言

推進器用のアルミ青銅はマンガブロンズに較べてコストは高いが4万ないし6万トン以上の超大型船の推進器としては設計上アルミ青銅を採用することが常識になりつつある。20トン以下の推進器には従来のマンガブロンズで充分であり、特にアルミ青銅に替えねばならないという理由はないが、アルミ青銅推進器を採用すれば軽量化によつて燃料消費量も結果的に減少し、また使用中損傷を受けても熔接による補修が容易であり、更にマンガブ

第7表 アルミブロンズ推進器設計例

推進器要目	A	B	C
翼数	5	5	5
直径	22'-0"	20'-0"	6,200m
ピッチ	18'-6"	17'-6"	4,600m
展開面積	245.8□'	172.9□'	16,263 M <sup>2</sup>
展開面積比	0.645	0.550	0.539
平均翼巾比	0.251	0.210	0.241
ピッチ比	0.841	0.875	0.755
翼厚比	0.0455	0.0427	0.047
馬力(連続最大)	19,250	11,000	11,000
回転数(毎分)	105	103.2	106
計算重量	64,200 lbs	40,000 lbs	21.7 ton
GD <sup>2</sup> kg-cm-sec <sup>2</sup>	599,000	304,000	

銅に較べて腐蝕や潰蝕に対する抵抗が大きいので耐用年数が永くなり、維持費が少くすむということを考えれば、製作の際にはコストは割高でも長い期間を通ずるとアルミ青銅が経済的であるという結論に到達するであろう。従つて30トン程度の大形の推進器は勿論であるが20トン以下の推進器に対しても将来アルミ青銅がマンガブロンズに代つて使用されるようになるであろう。

(以上)

### 海技入門選書・新刊

東京商船大学助教授 清宮定著

## 船用蒸気機関

A5判 上製 100頁 定価 180円(〒30円)

### 目 次

#### 往復動機関

- |           |              |
|-----------|--------------|
| 1 往復機関の型式 | 2 往復機関の理論    |
| 3 主要部分の構造 | 4 弁装置と逆転装置   |
| 5 特殊往復機関  | 6 船用往復機関の取扱法 |

#### 蒸気タービン

- |             |                |
|-------------|----------------|
| 1 蒸気タービンの型式 | 2 蒸気タービンの理論    |
| 3 蒸気タービンの構造 | 4 船用蒸気タービンの取扱法 |

#### 復水装置

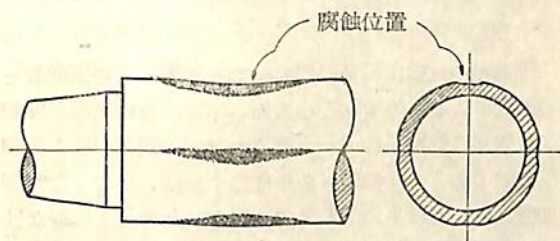
- |           |          |
|-----------|----------|
| 1 復水装置の概要 | 2 復水器の種類 |
| 3 表面復水器   | 4 空気ポンプ  |
| 5 循環水ポンプ  | 6 復水器の操作 |

# 推進軸被金の腐蝕に関する 軸キャビテーションの研究

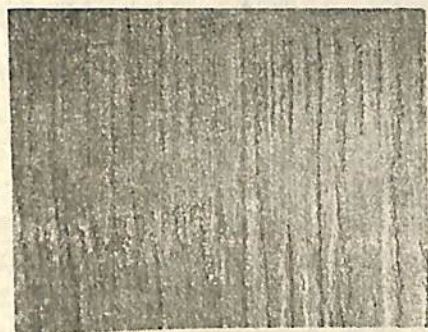
平 田 稔  
播磨造船所研究部

## 1. 緒 言

数年前より主として大型船舶の推進軸に焼嵌した青銅製被金の表面に特異な腐蝕現象を生ずるものがしばしば現われることは衆知の通りである。その特異性というのは、発生した腐蝕溝の被金表面の数が推進器の翼数に相当することであつて、まれにそれらの腐蝕溝の間に更に腐蝕溝を生ずる場合もある。第1図にはかような腐蝕状況の一例を、第2図には腐蝕面の写真を示してある。



第 1 図



第 2 図

かようにその軸表面の腐蝕の数が推進器の翼数と関連をもつことから、推進器によつて誘起される振動（推進軸、船体を含めて）が腐蝕発生の根元となつてゐることは容易に想像されるのである。しかし、それでは振動によつて何故腐蝕が発生するかということになるとそれに対する明確な回答を得ることは極めて困難である。

実際推進器に発生する腐蝕の場合でも主としてその原因をキャビテーションによる潰蝕現象に歸しているが、キャビテーションの発生が予期されないにもかかわらず腐蝕の発生をみる場合があるといわれる如く、軸に発生する腐蝕においても種々の原因が考えられるのであつて、第1に推進軸と船尾管の相対的な振動により船尾管

内の水に生ずる水圧変動あるいは流速の変動による機械的な侵蝕、第2に機械的な侵蝕作用により促進される電気化学的な腐蝕、第3に単なる流体の運動のみにより生ずる電気化学的な腐蝕、第4に振動による軸の応力腐蝕等が挙げられる。

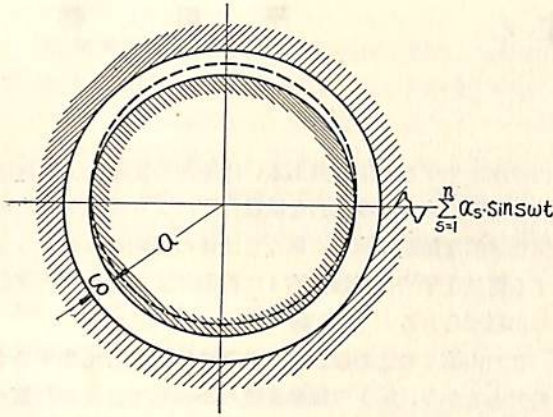
この内第2のものは、第1の現象に付随して生ずるものであるから、第1の現象を明らかにして、その対策が得られるならば必然的に防止可能なものである。第4のものは軸の長手方向における腐蝕発生位置が必ずしも最大応力の位置に一致しないことからこれが主たる原因であるとするのは当を得ない。第3のものは船尾管内の水に振動的な変化の結果として、高流速の箇所と低流速の箇所が生ずる場合起電力を発生することにより始まると考えるもので、かような現象は推進器翼あるいはボスの表面にキャビテーションの発生しないと考えられる場合でも、腐蝕の発生をみることに對する理由として一部の人により考えられているものとその根拠を一にするものである。

以上述べた如く本腐蝕の原因として機械的な侵蝕と電気化学的な腐蝕の場合が考えられるが、本文において筆者の述べようとするのは前者の機械的な侵蝕すなわち船尾管内の冷却水に発生すると考えられるキャビテーション現象に関するものである。

かようなキャビテーション現象が船尾管内において生ずる可能性のあることを理論的な解析結果を用いて最初に指摘されたのは慶応大学の鬼頭教授であつて、その詳細については既に本誌においても紹介されたと記憶している。筆者は本理論を基にして模型実験を行いキャビテーションの発生現象を究明するとともに、理論を更に一般的な形に展開することにより、実船において、この種のキャビテーションの発生し得る可能性を明らかにした。本論においてはこれらの理論的、実験的な結果の概要を述べ、最後に実船においてこの種のキャビテーションが発生する場合最も有効な防止法となると考えられる支面材溝の形状効果について言及することにする。

## 2. 推進軸が非調和な周期的振動を行う場合の水圧振動の振巾

いま第3図に示す如く同心状態にある円筒の隙間に流体が介在する場合、内円筒が微小な非調和周期的振動を上下方向に行うものと仮定すると流体に生ずる振動的水



第 3 図

圧の変化は、その上下の隙間に生じ、その位置の振動的な水圧は次式をもつて近似的に表わし得る。

$$p = \left( \frac{a^2}{\delta} \right) \left( \frac{\omega^2}{g} \right) \sum_{s=1}^n s^2 \cdot \alpha_s \cdot \sin s \omega t \quad (\text{mAq}) \quad (1)$$

ここに

- $\omega$  = 非調和振動の基本振動数 rad/s
- $\alpha_s$  = 振動波形のフーリエ正弦級数の係数 mm
- $a$  = 軸の半径 m
- $\delta$  = 平均隙間 m
- $g$  = 重力加速度 mm/s<sup>2</sup>

この場合軸の振動波形は次の如く表わされているものとする。

すなわち

$$f(t) = \alpha_1 \sin \omega t + \alpha_2 \sin 2 \omega t + \dots + \alpha_n \sin n \omega t \quad (2)$$

いま問題を簡単にするために

$$\alpha_s = \alpha_1 / s \quad (3)$$

とおき、かつ非調和振動の振巾すなわち  $f(t)$  の最大値を  $\alpha$  とすれば

振動波形に第 2 高調波分まで含む場合と第 3 高調波分を含む場合の水圧振巾の略近値はそれぞれ

$$|hm|_{n=2} \approx 2.10 \left( \frac{a^2}{\delta} \right) \left( \frac{\alpha \omega^2}{g} \right) \quad (4)$$

$$|hm|_{n=3} \approx 3.765 \left( \frac{a^2}{\delta} \right) \left( \frac{\alpha \omega^2}{g} \right) \quad (5)$$

で現わされる。なお高調波分を含まない調和振動の場合は

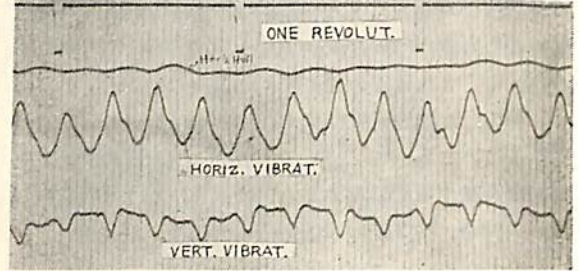
$$|hm|_{n=1} = \left( \frac{a^2}{\delta} \right) \left( \frac{\alpha \omega^2}{g} \right) \quad (6)$$

であり、本式が鬼頭教授の導出された理論式である。

### 3. 推進軸と船尾管との相対振動について

従来推進軸の横振動については余り明らかにされていないが、船尾管と軸との相対的な振動は本腐蝕問題説明

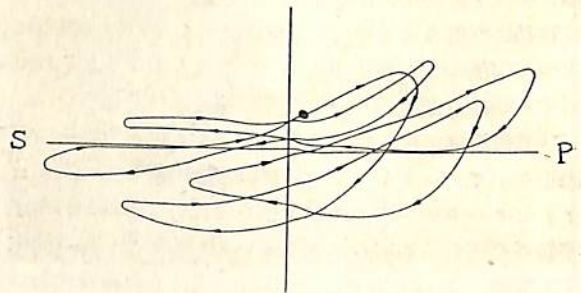
のためには是非とも明らかにされねばならぬ事柄である。そこで筆者等が実船の運行中において軸と船体との相対的な振動を計測した結果、大要次のことが判つた。すなわち振動波形は正弦波状のものでなく、第 4 図に示す如く明らかに高調波分を含んでいるものである。



第 4 図

推進軸の振動は軸系の固有振動数と翼数次の振動数との共振によるものでなく、不均一伴流内を推進器が回転する場合に推進器に加わる流体力学的な強制力による強制振動である。この事実から推論すれば、かような強制振動においてはその強制外力の周期的な変化と同様な性質の周期的振動が軸に生ずるから、伴流の不均一性に基づく強制外力が単純な調和的外力でない以上軸が非調和振動を行うことは当然である。また上下方向、左右方向の振動波形を合成することにより軸はその断面内において常用回転数以上になるとある方向性をもつてかなり定常的な振動を一回転中に翼数回行っていることが明かにされた。その一例としては第 5 図に示す如くであるが、このような振動は共振時に見られるいわゆる旋回振動ではなくほぼ一定の方向に振動しているのであつて軸表面に翼数个の腐蝕が顕著に現われる理由と考えられる。

われわれの計測したのは船尾管直前の推進軸と船体との相対的な振動であるが、実際の現象を更に明らかにするためには直接船尾管内の軸の振動の状態を知る必要がある。しかし、このような試みは特殊な場合でなければ行い得ないから船尾管前の振動状況より大略の見当をつ



第 5 図



ける他はない。

以上に述べた如き計測結果と外国の文献等に記載されている処を纏めてみると船尾管と推進軸の相対的な振動の状態は大要次の如きものではないと思われる。

i) 振動の次数は翼数次またはその倍数次のもので一見翼数次の振動と思われるものも高調波分を含んでいる。

ii) 使用回転数の範囲内では軸の共振現象は現われない。

iii) 軸の振動振幅は 0.2~0.3 m/m の程度である。

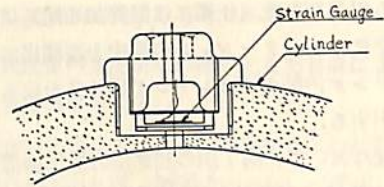
iv) 軸はその断面内で一定の方向性をもって振動を行い左右振幅に比して上下振幅は小さい。

第3節に述べた非調和振動を行う場合の水圧振幅の計算式はかような非調和振動を行う実船状態に対し、後に述べる調和振動を行う場合に対する実験結果を適用せんがためのものである。

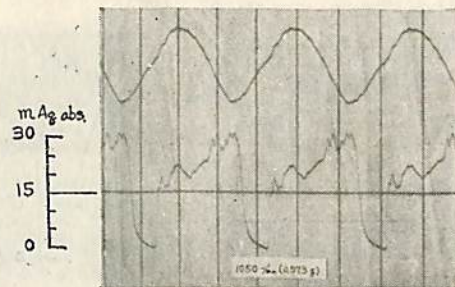
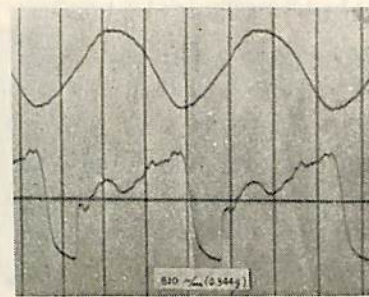
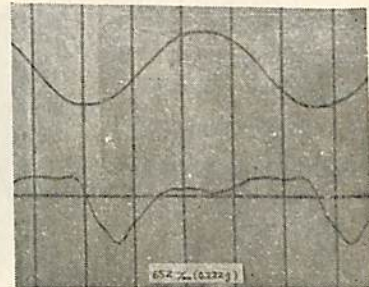
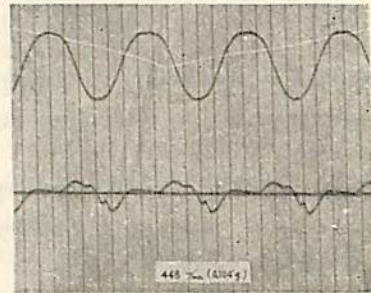
#### 4. 水圧振動振幅の実験公式

第2節に述べたのは同心状態において微小振動を行う場合の水圧振幅に関するものであつたが、船尾管内における軸と支面材の静的な関係は必ずしも同心状態を保つとはいわれずむしろ離心状態において振動していると考えべきである。更に理論式はその隙間に較べて振幅の小さい場合に成立つものであつて、隙間に較べて振幅の無視出来ないような場合には成立たない。そこでこれらの場合について、理論式に対する修正係数を見出すため、第6図に示す如き実験装置を用いて実際の水圧振幅を計測した。本装置は、内径 300 mm の透明アクリル樹脂シリンダー内に青銅軸が挿入され、その平均隙間は 0.8 mm にとつてある。

その隙間には水が充満しており、外部の水槽との間に緩やかな回流が行われる如くなつている。このような装置においてシリンダーに上下方向の正弦波振動を与える

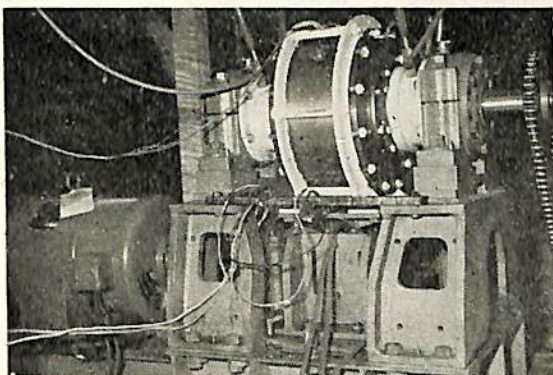


第 7 図



第 8 図 圧力振動の記録波形

備考： 上部の波形はシリンダ変位を現わし、谷側が最小隙間時に相当する



第 6 図

と、ある限界回転数（正確には限界加速度）以上でシリンダ上下にキャビテーションの発生を観測出来る。この場合シリンダ内静水圧はシリンダ出口弁を絞ることにより調整出来る。

本装置において、第7図の如き圧力検出装置をシリンダ上部に取付け振動的な圧力変化を計測した結果の一例は第8図に示す如きものである。本図の上側のものがシリンダの振動波形で下側のが圧力波形である。この圧力波形の基準圧から下が負の振巾で、これらの振巾値と振動の加速度の最大値すなわち  $\alpha\omega^2$  との関係はほぼ一次的な比例関係を示すから、理論の妥当性が立証される。

前述の(6)式における  $(\alpha\omega^2/g)$  はシリンダ振動の加速度に相当するもので、水圧振巾に及ぼす動的効果を現わし、 $(a^2/\delta)$  は形状効果を現わすものである。

そこで同心状態において振巾を種々に変化させた場合、および振巾一定で離心状態にした場合について実験的に修正係数を見出した結果、正弦波振動を行う場合の負の水圧振巾の一般的な略近公式として次の如きものを得た。

$$h_{\min} = \left[ 0.9 + 1.6 \left( \frac{\alpha}{\delta} \right) \right] \times \left[ 1 + 1.9 \left( \frac{e}{\delta - \alpha} \right)^2 \right] \times \left( \frac{a^2}{\delta} \right) \left( \frac{\alpha\omega^2}{g} \right) \quad (\text{m Aq}) \quad (7)$$

ここに

$e$  = 内筒と外筒との偏心量 mm

(7)式の最初の括弧で示されるものは振巾に対する修正係数で、第2の括弧内のものは偏心に対する修正係数である。

ここで同心状態において  $\alpha/\delta=0$  とすれば修正係数は0.9となり微小振動の場合の理論計算結果は、実験結果と充分一致することになる。

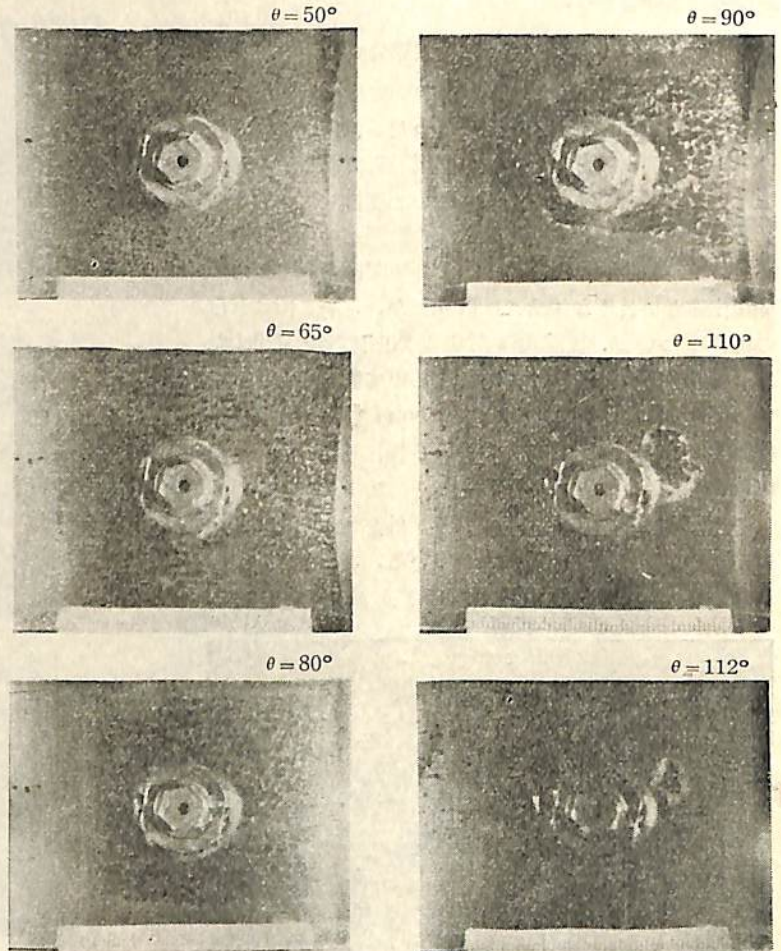
(7)式に示す略近公式はキャビテーション発生の可能性を推定する場合に容易に使用し得るものである。

### 5. 水圧振動とキャビテーションの関連

筒内の水がある静水圧にある場

合、その絶対圧力に(7)式で求めた水圧振巾が、ほぼ等しくなるとキャビテーションが発生し得ることになるが、ここでは更に振巾1サイクル中の水圧変化とキャビテーション発生、消滅の関連について述べることにする。

振動1サイクル中の圧力変化は第8図に示した如く極めて複雑なものであるが、キャビテーション発生と消滅に最も重要な関係のあるのはシリンダと軸が最小隙間状態からその隙間を増大する際の圧力降下とその際生ずる筒内水圧の不均衡がもたらす急激な圧力上昇である。この圧力降下はシリンダと軸が離れる際の加速度の大きさに依存性を有することは前に述べた通りであるが、この圧力降下によつて筒内水圧が水温に相当した蒸気圧まで下る際、蒸気泡の発生をみるのが予想される。またこの発生した蒸気泡は急激な圧力上昇によつて急速に消滅することが考えられる。外部同期によるストロボ高照度撮



第9図 ストロボ撮影による気泡の発生より消滅の過程。シリンダ内の軸は右方向に回転している。 $\theta$ は最小隙間時からの起振用駆動軸の回転角度を示す。

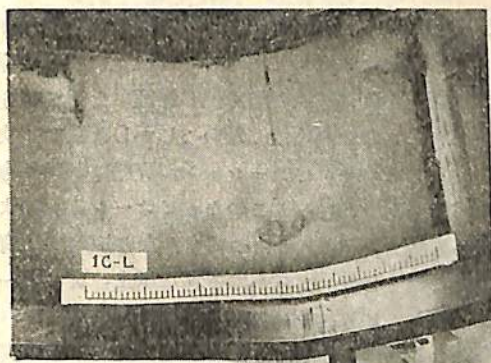
影を行えばこの間の事情がかなり明かになる。第9図はその一例であつて軸に回転を与えた場合の状況を示してある。 $\theta$  は起振装置の駆動軸の最小隙間時からの回転角度を示すものである。 $\theta$  が大きくなるに従つて気泡は生長し、最後に一塊の気泡となつて消滅する。写真で白くなつている所は気泡が消滅しているところである。軸が回転しない場合は気泡の形状は丸く、回転方向に連続した状態にはならない。この気泡発生より生長の過程はよく水圧変化の状態と一致を示している。

### 6. キャピテーションによる潰蝕

次に前節で述べた如きキャピテーションが青銅製の被金を侵蝕するに足る強さをもつかどうか問題になるが、清水による連続腐蝕実験を行うことによりかなり短時間にキャピテーションによるエロージョンの発生することが確認された。その結果の一例は第10図と第11図に示すもので、第10図は潰蝕された青銅軸の顕微鏡写真であり、第11図は潰蝕部に対応した位置のアクリル樹脂製シリンダに生じた侵蝕孔である。これは僅か150時間、正確には $8 \times 10^6$  サイクル振動させた結果得られたものであつて、侵蝕部の位置は前に示した気泡が最後



第10図 ×50



第11図

に消滅する個所に相当するものである。

### 7. 船尾管内水圧振巾の推定と支面材溝による水圧振巾の低下

第5節までに述べた如くより軸と船尾管との相対振動の状況が明らかであれば、船尾管内において発生し得る水圧振巾の程度を推定することが出来る。

しかるに軸と船尾管との相対振動の実態は、先に述べた如く完全に解明されていないし、また各船においても種々異なる場合もあると思われるから確定的な線を出すことは出来ない。

従つてこの場合、経験的に知られた事柄をもとにしてその振動状態に仮定を設け、前述の式より水圧振巾を想定せざるを得ない。

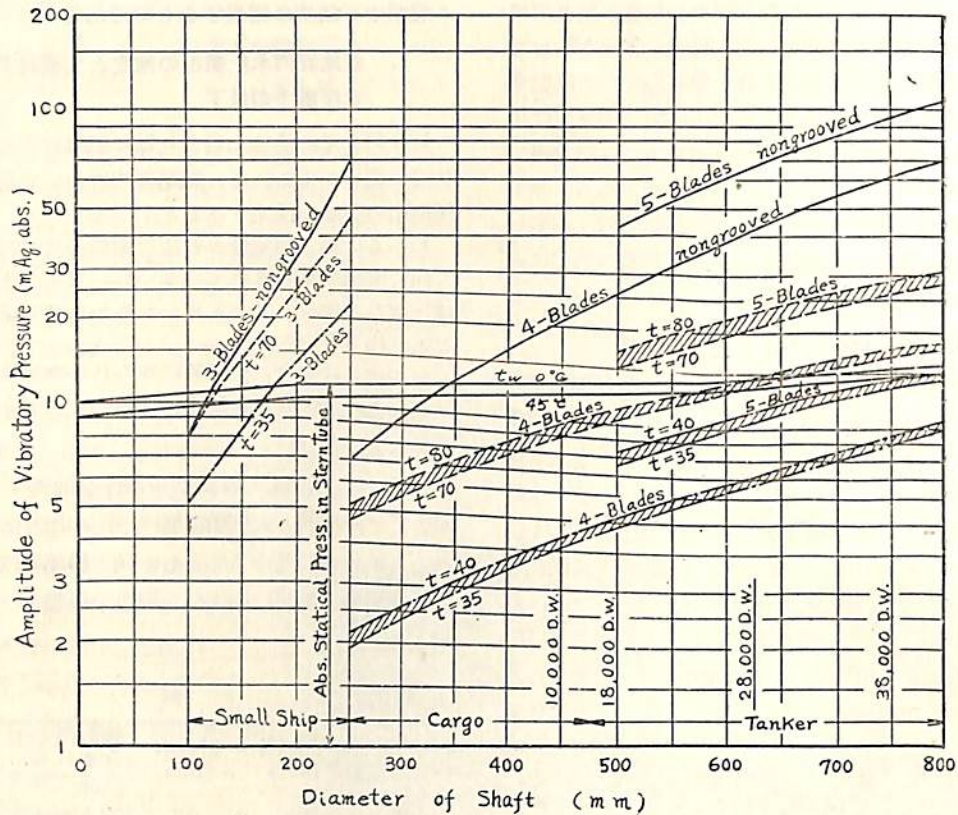
第12図に示すものは振動の条件を軸径250mmを境界として小型船と大型船に別け下記の如くとなつてある。またこの場合最悪の条件として軸と船尾管は偏心した状態でその最小隙間に相当した振巾で振動を行うものとしてある。

表

	平均隙間 $\delta$ (mm)	振巾 $\alpha$ (mm)	振動波形に 含まれる 最高次調波	軸回転数 (r. p. m)
小型船	0.6	0.2	第3高調波	250
大型船	0.8	0.2	第2高調波	110

本図における水圧振巾曲線と船尾管静水圧曲線との交点を実船においてキャピテーションの発生すると考へ得る限界である。本図によれば大型船において5翼のものは4翼より状況が悪く、船舶の大型化により軸径が増大すればキャピテーションの発生も容易になることがわかる。しかるにこの線図に示すのは5翼4翼共振巾が同一と仮定した場合であるから、5翼推進器の採用によつて4翼の場合より振動振巾が減少するならば必ずしも上述の結論は正しいとはいわれぬ。しかし筆者の知る限りにおいては5翼の場合、4翼より状態が改善されるという理論的、あるいは実験的な確証は得られていないようであり、また最近の大型油槽船において5翼推進器を採用したものの使用実績は良好とはいひ難いようである。従つて水圧振巾の大きさは4翼に対し5翼の方が大きくなる可能性があると考え方が現段階においては妥当ではないかと考へる。

また小型船の場合は例えば捕鯨船の如く高速、大馬力のものを対象に考へて、第3高調波まで考へたものである。



第 12 図

図中実線で示したものは船尾管支面材に溝のない場合のものであるが、実船においては、巾 70~80 mm のリゲナムバイタの円周方向の継目に長手方向の溝がついているのが普通である。従つてこのような場合水圧振巾は真円状のものに較べ低下することは容易に想像される処であり、また筆者の行つた実験においてもその事実であることが確認されている。いま 70~80 mm 間隔に巾 8 mm、深さ 9 mm の溝のある場合の水圧振巾の大体の傾向を、実験による修正係数を用いて画けば図中点線で示した曲線の如くなる。この曲線と船尾管内静水圧曲線の交点が船舶の大きさからみたキャピテーション発生に限界点であり、この交点に相当した軸径以上の船舶で腐蝕の発生を起し易いことが推定し得るのである。この傾向は実船で激しい腐蝕の発生をみる船舶の領域とかなりよく一致していると思われる。勿論この水圧振巾曲線は溝の大きさ、形状により多少の差があり、支面材の磨耗により溝の形状に変化を来すことも考えられる。この場合水圧振巾は増大する傾向にあるから、限界点も左方に移り図中安全領域と考えられる軸径のものもキャピテーション発生の可能性が生ずることになる。

以上述べた処より支面材の溝の形状、寸法を適当に選ぶことによりキャピテーションの発生を未然に防ぐこともある程度可能になるのであつて、実際的方法としては現在 70~80 mm 間隔についている溝に加えて、更にその中間に同程度の溝をつけることにより著しく状態が改善されることが実験的に知られており、その場合の水圧振巾曲線の傾向は図中鎖線で示すごとくなる。

## 8. 結

以上推進軸に発生する腐蝕は船尾管内に発生するキャピテーションによるものであるという仮定にたつて議論を進めたが、最初に述べた如く他の原因により腐蝕を発生し得る根拠もないわけではない。しかし理論的、実験的にみてこの種のキャピテーションが実船において存在する可能性があり、しかもこのキャピテーションにより純然たる機械的侵蝕のみによつてもかなり短時間に青銅軸を腐蝕し得ることが明らかにされた以上、まず第一にこのようなキャピテーションを防ぐべき努力がなされねばならぬことは当然である。他の根拠による腐蝕が実際に存在するとすればこの種の腐蝕を防止するためには、

別の観点による防止方法が考慮されねばならぬことになりこの場合の対策は実際上極めて困難なものとなるであろう。しかし現在までの処キャピテーションによるものと考えて、上記の溝を支面材に増設すること、船尾管に従来より多量の冷却水を注入することを二三の船舶に施行して、従来極めて腐蝕の発生の激しかったものもかなり良好な結果を得ているから、腐蝕原因をキャピテーションに基くものと考えてよいのではないかと思う。

いずれにしてもこのような腐蝕は推進器翼に基づく軸あるいは船体の振動が関係していることは事実と思われるから、このような振動を軽減するために充分な考慮がはらわれねばならぬことは勿論である。また腐蝕防止方法として筆者の述べた以外にも、種々の観点によるものが報告されており、本文に述べた筆者の議論も紙面の関係で充分に意をつくしたとはいえず、特に支面材溝の形状による防止効果については都合により定性的なことしか述べることが出来なかつた。これについてはまた別の機会に詳述するつもりである。

#### 参 考 文 献

1) 筆者 “推進軸被金腐蝕に関する推進軸振動の実

- 船計測結果” 関西造船協会誌 第84号
- 2) 筆者 “推進軸被金の腐蝕を対象としたキャピテーションの研究” 造船協会論文集 第102号
- 3) 筆者 “推進軸被金の腐蝕について” (実船におけるキャピテーション発生の可能性に関する一検討) 昭和33年6月 関西造船協会造機研究会第100回記念講演会にて講演
- 4) 筆者 “同心または離心円筒の振動によるキャピテーションの研究” 昭和33年11月、造船協会秋季講演会にて講演
- 5) 鬼頭史城 “同心または離心円筒にはさまれた流体の振動について” 日本機械学会論文集 第21巻 第108号
- 6) 星野次郎 “プロペラ軸スリーブの浸蝕について” 造船協会論文集 第100号
- 7) 細村嘉直 “プロペラ軸被金の腐蝕を解剖する” 関西造船協会誌 第88号
- 8) 佐藤純一 “推進軸被金の腐蝕及び軸受の磨耗傾向について” 播磨造船技報 第6号

### 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 清 宮 貞 90頁 180円 既刊 蒸気機関
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	商船大学教授 鮫島直人 A5 未定 以下 電波航法 続刊
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 浅井 栄資 A5 未定 海事気象
商船大学教授 横田 利雄 A5 140頁 ¥230 既刊 航海法規	商船大学助教授 野原 威男 A5 未定 船の強度と安定性
商船大学教授 田中 岩吉 既刊 海上運送と貨物の船積 (前篇)海上運送概説 A5 140頁 ¥260 (後篇)貨物の船積 A5 160頁 ¥290	商船大学助教授 賀田 秀夫 A5 未定 ボイラ用水
商船大学助教授 豊田 清治 A5 160頁 ¥280 既刊 推測および天文航法	海技試験官 西田 寛 A5 未定 指圧図
商船大学助教授 野原 威男著 A5 110頁 ¥180 既刊 船用プロペラ	商船大学助教授 伊丹 潔 A5 未定 船用電気の基礎
商船大学助教授 中島 保司 A5 170頁 ¥300 既刊 運航要務	商船大学助教授 宮嶋 時三 A5 未定 燃料・潤滑
商船大学教授 米田 謹次郎 A5 130頁 230円 既刊 操船と応急	商船大学教授 賀田 秀夫 A5 未定 船用金属材料
商船大学教授 横田 利雄 A5 155頁 280円 既刊 海事法規	商船大学助教授 小山 正一・真田 茂 機械の運動と力学
前東京高等商船教授 小方 愛朔著 A5 170頁 ¥300 既刊 船用内燃機関(上巻) 200頁 320円 船用内燃機関(下巻)	商船大学助教授 小川 正一 A5 未定 機械工作・材料力学
商船大学助教授 庄 司和民 A5 140頁 ¥280 既刊 航海計器学入門	商船大学教授 真壁 忠吉 A5 未定 船用汽罐
	商船大学助教授 小川 武 A5 未定 船用補機

# 鋼帯電極による高能率ユニオン メルト溶接法について

長谷川 光雄  
大阪変圧器株式会社

## 1. ま え が き

自動アーク溶接技術の発達に伴って、厚板を用いた大型構造物の溶接が盛んに行われるようになってきた。

とくに造船方面においては、最近6万トン級の大型船の建造が行われるようになり、そのためには40mm、あるいはそれ以上の厚さの鋼板を溶接により組立てる必要がある。

重機械の基礎や圧力容器の胴体では既に100~200mmの超厚板の溶接が盛んに行われている。

これらの厚板の溶接は専ら“ユニオンメルト”の名称で知られているサブマージドアーク溶接法によって行われている。現在までのところ、この溶接法により両面各一層溶接によって接合し得る実用上の最大板厚は35mm程度であつて、それ以上の板厚には多層溶接が行われるのが普通であつた。

従来からも40mm以上の厚板を両面より各一層溶接したこともない訳ではないが、このためには大型の溶接機を必要とし、1本の電極に集中的な大電流を流したために、総合的な溶接結果は必ずしも優れているとはいえなかつた。

ここに述べる鋼帯電極を用いた多電極ユニオンメルト溶接法は、比較的軽量簡単な溶接装置により厚板の一層溶接を行い、しかも多層溶接に劣らない優れた結果を得ようとの意図のもとに試みられたものである。

鋼帯は同一断面積を有する丸鋼に比べて可撓性が大きく従つて小型の送給電動機により簡単に送り出すことができる。小型電動機は慣性が少くそれだけ精密な速度制御が可能であるし、もし同一容量の電動機を使用するとすれば、鋼帯の方がより大きな断面積のものが使用でき、従つてより大電流を流し得ることになる。

更に巾広い鋼帯はその長辺を溶接線に沿つた方向、あるいはこれと直角方向に位置せしめることにより、ビード巾および溶込み深さをある範囲内で自由に加減することができる。このような偏平電極を溶接線に沿つて相当の間隔をおいて2~3箇列べ、各電極の電流、電圧等を任意に調整すれば溶接条件はかなり広い範囲に変えることができ、これに応じて種々の異つた溶接結果が得られる。

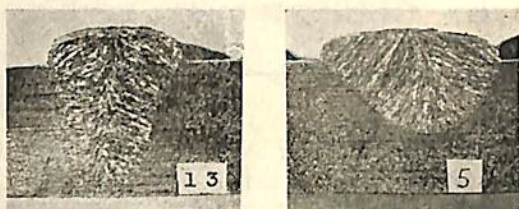
このように本溶接法は種々の優れた特性があり、特に溶接条件には多くの自由度があるのでこれらを上手に撰

択することにより、広い範囲の溶接目的に適した溶接法を提供することが期待される。しかしこの溶接法は未だ実験過程の域を脱していないので、将来更に深く突き進んだ検討を経て実用に供すべきものと思われる。

## 2. 鋼帯電極溶接の特性

### 2.1 鋼帯と丸心線との比較

溶接ビードの溶け込みの形状は、溶接電流、アーク電圧、溶接速度等によつて変化するが、鋼帯電極と丸心線電極とを比較すると、明らかに異つた溶込み形状を示す。写真1は鋼帯電極と丸心線電極とについて同一溶接



(a) 丸棒電極による溶込み (b) 鋼帯電極による溶込み  
1,500 A 46 V 40 cm/min 1,500 A 46 V 40 cm/min

写真1 溶け込みの形状

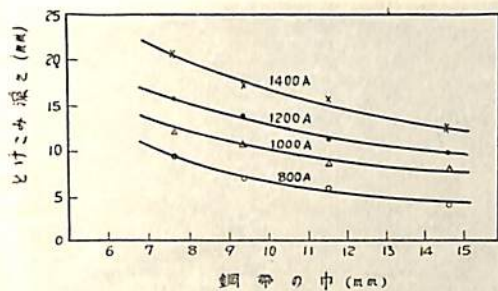
条件におけるビード断面の形状を示したものである。

一般に鋼帯電極による溶け込み深さは丸心線電極の場合より小さい。また電圧の変化によるビード形状の変化が少く、電圧のかなり広い範囲にわたつて均一な美しいビードが得られる。さらに電圧の相当低いところでも柱状晶がビード表面に向つて発達し、気孔や割れの生じにくい凝固過程をとつている。丸心線電極の場合は溶け込みが細長く深い、ビード形状は電圧により顕著に影響され、電圧が低過ぎるとビードは梨型となり、柱状晶が横方向に発達して割れが生じ易い。

### 2.2 鋼帯の断面形状の影響

鋼帯の断面積が一定で、厚さおよび巾の異つたものではその縦横比が小さい程、丸心線に近い性質を有する。第1図は鋼帯を縦位置におき、その断面形状と溶け込み深さとの関係を示したものである。鋼帯の断面形状が正方形から偏平になるに従つて、次のような傾向が認められる。

1. 溶け込み深さは小さくなりビード巾は大きくなる。
2. 電極の溶融量は増加する。



鋼帯の断面積 23.2 mm<sup>2</sup> 一定  
第1図 鋼帯の断面形状と溶け込み深さとの関係

鋼帯の断面積を 23.2 mm<sup>2</sup> の一定値とし、その巾が 1 mm 増加すると、電流 1,000 A 付近において電極の溶融量は約 3% 増加する。(例えば 1.6×14.5 mm の鋼帯は 3.0×7.7 mm の鋼帯より溶融量において約 20% 多い。) これは鋼帯の断面形状により、アークの性質や溶融金属の移行現象が異なるためと思われる。

### 2.3 鋼帯の方向の影響

鋼帯電極の使用に際して、鋼帯を縦方向(鋼帯の長辺と溶接方向が一致する場合)ないしは横方向(鋼帯の長辺が溶接方向と直角をなす場合)におくことにより、ある程度溶接結果を調整することができる。これは鋼帯の縦横比が比較的小さい場合にはあまり著しくはないが、この比がおよそ 3:1 以上になるとその影響が現われてくる。縦方向では溶け込みが深く、横方向ではビード巾が広がる。

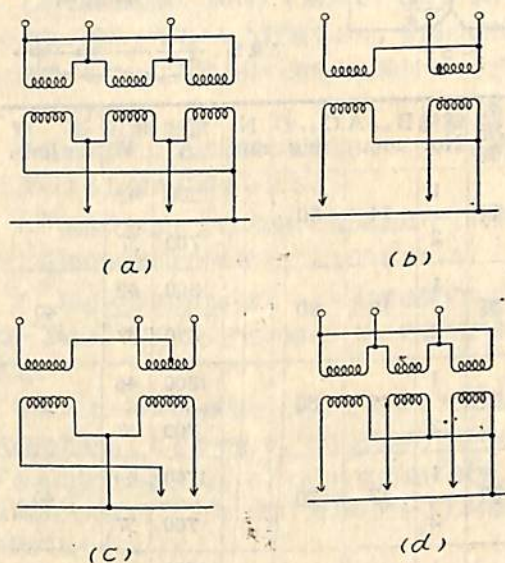
横方向は、後述の厚板の多電極方式による両面各一層溶接において最終電極に使用し、適当なビード巾をもたせて溶接を仕上げるのに効果がある。また開先精度の不良からくる溶け落ちは、電極を横方向におくことによつてある程度防止することができ、いわゆるブリッジ溶接が可能である。これは丸心線を 2 本用い、溶接線を跨いでトランスバース位置で溶接した場合と同じく、溶け落ちの危険性を少なくしている。

### 3. 鋼帯電極を使用した多電極溶接

厚板を高速度で両面各一層溶接を行うには、多相多電極自動溶接法を採用すれば有利である。単電極で両面各一層溶接を行おうとすると、大電流を用い、極めて低速で溶接せねばならず、僅かの速度の不均一でも溶け落ちたり、ビード外観を損つて溶接結果に悪影響をおよぼす。また巨大な柱状晶が生成して溶着金属の機械的性質も良好ではない。そこで 2 本あるいはそれ以上の電極を用いて溶接速度を上昇せしめ、さらに電極間の距離を適当にとることにより均一で良好な溶接部を得ようと試み

た。

多相多電極方式の結線方法は種々あるが、代表的なものを示すと第 2 図の通りである。



第 2 図 多電極ニオンメルト溶接方式

この図で (a) (b) (c) はいずれも二電極方式であり、(a) は  $\Delta$  結線、(b) は V 結線、(c) はスコット結線である。各電極に点ずるアークの磁気吹きを防止するためには、両者の電流の相差角はなるべく 90 度に近いものが望ましく、その点ではスコット結線が最も良好である。(d) は三電極方式の一例である。

多電極溶接では電極の数が增加するほど大電流が使用でき、しかも先行電極のビードを後行電極が平滑にする効果を有して、巨大なビードをきれいにしておくことが可能となる。また電極間の距離を大にするにしたがつて、ビード表面が美しく均一になり溶接時のスラグ吹上げも少くなる効果がある。

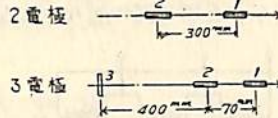
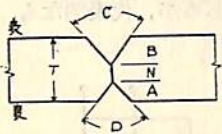
第 1 表はこれらの多電極方式による 30 mm 以上の厚鋼板に対する両面各一層溶接の適当な溶接条件を示したものである。また多電極溶接による溶接部のマクロ組織を写真 2 および写真 3 に示す。

写真 4 は鋼帯電極を使用した多電極溶接機の外観を示したものである。

### 4. 溶接部の機械的性質

ニオンメルト溶接により板厚 50 mm 程度の厚鋼板を突合せ溶接する場合、一般に U 開先をとり 400 ~ 800 A 程度の比較的低い電流で多層溶接を実施している。多層溶接は溶接性も良好であつて、すぐれた性質の溶着鋼を得ることができるが、作業能率の面からはあま

第1表 多電極溶接条件



板厚 mm	溶接側	電極 No.	B or A mm	C or D deg	N mm	電流 A	電圧 V	速 度 cm/min
30	表	1	14	80	4	1200	42	40
		2				700	37	
	裏	1	12	80		800	42	40
		2				650	37	
44	表	1	19	80	8	1800	46	35
		2				700	37	
	裏	1	17	70		1700	44	40
		2				700	37	
50	表	1	21	80	10	2000	44	32
		2				800	37	
	裏	1	19	70		1800	45	37
		2				800	37	
75	表	1	30	80	20	2000	46	20
		2				1200	40	
		3				1200	40	
	裏	1	25	70		1800	45	30
		2				1200	40	
		3				1000	39	



写真3 75 mm 鋼板の三電極溶接

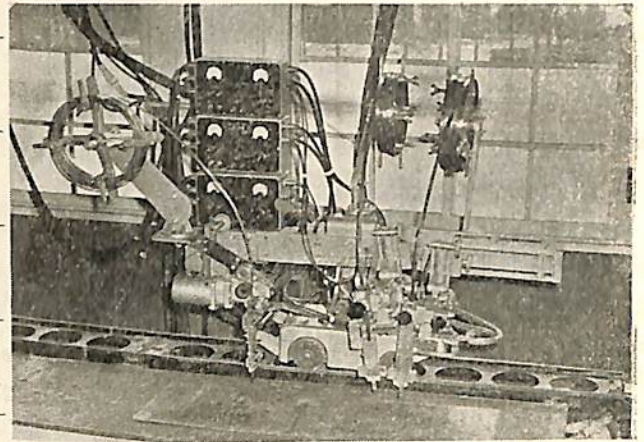


写真4 多電極溶接機の外観

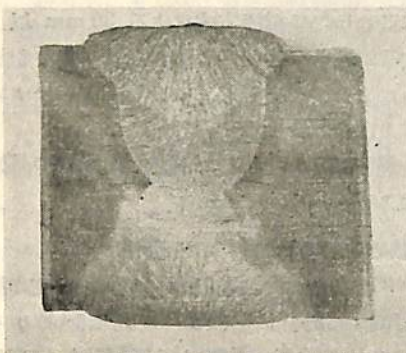


写真2 50 mm 鋼板の二電極溶接

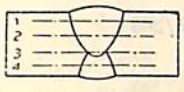
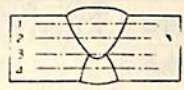
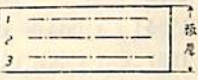
り推奨できない。このような面からはユニオンメルト溶接の特性を十分に活用した両面各一層溶接を採用し、溶接工数の低減をはかることが効果的である。しかし単電極により大電流を用いて溶接すると、結晶組織が粗大となって切欠靱性が劣る傾向を示す。そこで鋼帯電極を使用した多電極方式により両面各一層溶接を行い、溶着金属の切欠靱性の向上をはかった。

第2表は鋼帯電極を用いた多電極溶接による板厚75 mm 鋼板の溶接部の衝撃値を示したものである。多電極溶接における溶着鋼の組織に関しては前に述べたように、柱状晶の生長方向の変換が認められ、そしてこれは電極の間隔が大なるほど明瞭になり、柱状晶はビード表面に向って生長する。従って多電極溶接では梨型ビードを生成することが殆んどなく、幽線に沿って生じる割れは完全に防止できる。

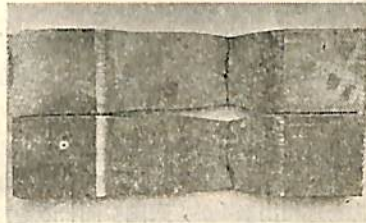
電極間隔を50 cm にとつた二電極溶接では、結晶方向の変つた境界部外周に微細化組織が認められた。これは多層溶接に現れるものと外見上異ならず、衝撃値も良



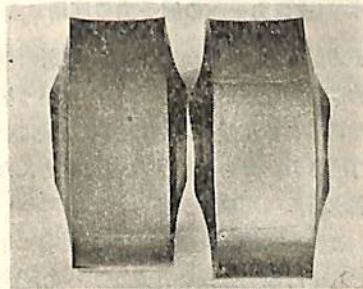
第2表 溶接部の衝撃値 板厚 75 mm

	V ノッチシャルピー 衝撃値 (0°C) kg-m/cm <sup>2</sup>	試験片採取位置
2 電極 溶 接	① 2.6	F 
	② 4.6	
	③ 10.6	
	④ 2.7	
3 電極 溶 接	① 3.4	F 
	② 5.4	
	③ 5.9	
	④ 3.4	
母 材	① 1.4	
	② 1.8	
	③ 2.5	

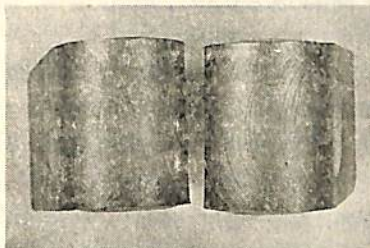
好である。このような状態は切欠靱性の面からは、一層溶接を行っただけで二層溶接と同様な効果を得ることに



(a) 接手引張試験



(b) 自由曲げ試験



(c) 側曲げ試験

鋼帯心線 No. 36 フラックス #20 板厚 75mm  
写真5 溶接接手機械試験結果

なり、作業速度を落すことなく靱性を向上せしめる望ましい施工法といえよう。

しかし電極間隔が 50 cm も離れていると、後行電極の点弧が難しくなるという問題もあり、実際の溶接作業に適用するには溶接条件の選定など検討すべき点が多いと思われる。

多電極溶接による溶着鋼の衝撃値については、全般的に次のような傾向が認められる。

1. 微細化組織を含む試験片の衝撃値はすぐれた値を示し微細化組織が靱性に富むことを示している。
2. 結晶の生長方向がvari一つ溶着金属内に境界が現れる場合、境界より下部の層は一般に衝撃値が良好である。

写真5は、75 mm 鋼板を三電極で溶接した溶接部の試験結果を示したものであり、(a) は接手引張試験でいずれも母材で切断している。(b) は自由曲げ試験、(c) は側曲げ試験で、これらは曲げ角 180 度を示し溶接部に欠陥は見られない。

## 5. む す び

以上鋼帯心線の特徴およびこれを用いた多電極溶接による厚板の両面各一層溶接について述べてきたが、これらを総括すると鋼帯心線の特徴については、

- (1) 同一溶接機における心線供給量が丸心線の場合より多く、しかも高電流域におけるビード外観、溶け込み形状など作業性も良好であつて溶接能力が大きい。
- (2) 鋼帯の断面形状および方向を調整することにより溶け込み形状を任意に選ぶことも可能である。
- (3) 大電流を用いて高能率な溶接ができる一方、心線供給量の大きいことから溶接機の軽量化をはかることもできる。

また鋼帯電極を用いた多電極溶接は、いつそう能率を高め 75 mm 程度の板厚は容易に両面各一層溶接を行うことができる。

溶接部の性能についても引張、曲げ試験など通常の機械試験は良好であり、衝撃試験についても、実験に用いた母材よりはすぐれた結果を示し、また局部的には普通の溶接部における微細化域と同程度の高い衝撃値を有する。

本溶接法は機械試作後の日数も浅く更に改良を加える必要もあると思われるが、上述したように従来のユ=オンメルト溶接と比較して作業能率および作業性が良好であり、また溶接部の性能もそれらに劣ることなく、厚鋼板の溶接には好適な溶接法であるといえよう。

# 原 子 力 商 船

Nuclear Propulsion for Merchant Ships

by S. L. Smith, J. E. Richards

A/Conf. 15/P/265

## 序 論

1. 原子力を商船に応用する場合、ウランは低濃縮の物、すなわちウラン235の含有率が天然ウランの1.4倍以下の物に限られるようである。このため、20,000馬力以下の機関に原子力を使用することはないと思われる。20,000馬力以上の船には旅客船とタンカーがあり、原子力推進の商船としての第一船として大型タンカーを考えるのは以上のような理由によるのである。

2. 船舶機関の出力の例を第1表に示す。これは英国で1956年4月から1957年4月までの間に建造された100トン、120馬力以上の船の数である。出力によつて区分してある。大型タンカーの需要は増加しているので20,000馬力以上の船の建造はここ数年の間に更に増加するであろう。

第1表 1956年4月より1957年4月の間に建造された船の機関

エンジン馬力数	蒸 気		オイル エンジン	計
	レシプロ	タービン		
5,000 以下	17	—	326	343
5—10,000	—	28	43	71
10—15,000	—	19	1	20
15—20,000	—	12	—	12
20—25,000	—	5	—	5
25,000 以上	—	—	—	—

3. 電力としての動力と船として使う動力の比較は困難である。発電は国内産業であり固有の燃料を使うのに、船は国際間を航海し、世界の到る所の油を積込む。第2表に電力用に使う石炭と同等な油の量と、英国の港で積込まれる大洋航海用のパンカ油の量を示してある。ここで英国の港で積み込まれるパンカ油の量はある程度世界の油の価の変化に左右されることに気をつけなければならない。英国船の使用する油の量は英国の港で積み込む量の2ないし3倍である。

4. 英国では原子力発電とその附属施設を作る新産業が生まれた。この種の発電所は石炭を使用する火力発電所と同じ程度の動力価格で運転出来る。もし将来、経済

第2表 燃料消費量 (×10<sup>5</sup> トン)

年	英国で発電用に使用される石炭と等価な油の量	英国の港で積み込まれる油の量
1953	27.8	3.6
1954	30.0	3.9
1955	32.4	4.1
1956	34.5	4.4
1957	35.2	3.5

的に有利になることがはつきりしていないなら進歩も早くなく、資本の投下も少なかつたろう。船に関しても同じことがいえる。

5. 陸上の発電所のキロワット当りのコストを引下げる一つ的手段に原子炉を大きくし、出力を増加させる方法がある。船用では必要な出力は制限があるのでコストを引下げるには、熱消費率を増加し、濃縮した燃料を使うとよい。低濃縮燃料を使うと、20,000馬力以上の船にのみ原子力を応用出来るが、英国の商船隊を原子力化するために原子力船を作ることが考えられる。

## タンカーへの原子力の応用

6. 原子力船には燃料費が低いこと以外に普通船に比して経済的に有利な点があるかどうかという疑問が生じてくる。燃料による重量の節約は炉の遮蔽に必要な重量のために打消され、長い持続性は普通はそんなに有利ではない。潜水船には可能性があり、これについては後で述べるが、これも燃料と機械の費用が極端に下らない限り商船用としては魅力はない。タンカーの場合でも原子力推進にして得られる特別な利点はない。油を運ぶ場合の経済性に関係のある要素は、機械の費用、機械重量、燃料費、機械の占める体積がある。

7. 大型タンカーの大ざつばな馬力数を第3表に示す。65,000載荷重量トン以上の船は1個のスクルーによる推進力に限界があることと運転上の理由のために二軸船となっている。

8. 二軸船は機械の費用を増加し、推進効率も下るので、ベルシャ湾からケープ岬を通り英国に原油を運ぶ場合、65,000載荷重量トンの一軸船での1トン当りの費用と同じ費用にするには二軸船では100,000トンに増さね

第3表 大型タンカーの出力

載貨重量 トン	軸馬力
32,000	12,500
47,000	16,000
65,000	22,000
80,000	30,000
100,000	40,000

ばならない。タンカーの大きさを決めるには費用以外の考察も必要であり、現在英国で注文している最大型タンカーは 65,000 載貨重量トンの一軸船である。

9. この数年間に世界中で大型タンカーの要求が増加してきている。1956年7月には 40,000 トン以上の船は 8 隻が運航しており、79 隻が建造中であつた。1957年1月にはそれぞれ 21 隻と 190 隻、1957年7月には 47 隻と 347 隻となつている。

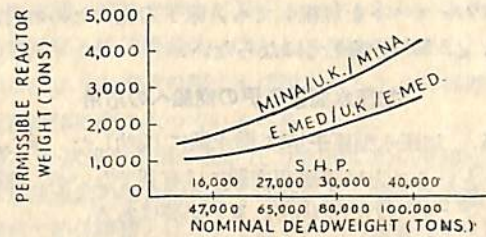
10. 同じ載貨量の普通船と原子力船ではどちらが経済的に有利かを簡単な根拠に基づいて調べた。運行速度は同じ載貨量の普通船と等しいとすると便利である。原子力推進にすると運行速度を増した方がいいかは後に述べるが、一般にいつて好ましくない。

載貨重量と速度の等しい原子力船と普通船の経済性よりの比較

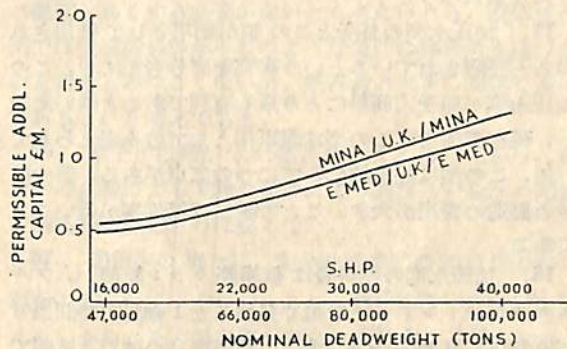
11. 船体は原子力船も普通船も同じであるとし、速度が等しいから航海している日数と停泊している日数も等しいとする。就航日数や運転の費用は同じであるとする。貨物重量は異なる。原子力船は年間燃料費が少いので炉や機械類に費用を増加するようがある。こう考えてくと普通船と原子力船は経済的に同じになると考えられる。二つの航路について考える。バルシヤ湾からケーブ岬を経て英国へ来るのと、東地中海から英国への航路で、長い航路と短い航路の例である。

12. タンカーの載貨量は満載吃水線法により、場所、季節に応じて制限がある。原子力船は航海中吃水が一定であるから、この法にふれることになる。それに反して普通船は例えば冬期載貨量とそれ以外に油を載んでおいても冬期帯に入る以前にその油を消費してしまうとよいということになる。そこで、平均貨物輸送量と同じにするためには原子炉の重量は普通船のバンカ油の重量より少なくせねばならない。この値を二つのルートについて第1図に示す。

13. 原子炉装置の重量が第1図に示すような物なら、原子力化により節約した燃料費と原子炉に附属するための機械の費用とが釣り合うなら経済的に成立つ。その機械



第1図 載貨重量の等しい在来船と同じ年間輸送量を得るために原子力船に許し得る原子炉の重量



第2図 原子力船と在来船の燃料費の間に0.1ペンス/軸馬力・時の差がある場合に原子力船の動力プラントに許容し得る資本費の増加額(原子力船の機関重量の増加は第1図に示す通り)

の費用は20年で原価償却するとして(5%)、原価資本に6%の利率をかけ(平均3.15%)、保険を1.25%とすると計9.4%となる。この費用と、炉の重量は年間輸送量と同じにするような物とを使って原子力化するための附加的費用の許容額を計算すると、在来船の燃料費と原子力船の燃料費の差が1馬力当り0.1ペンスの場合第2図のようになる。原子炉重量が許容量より減つたり増したりしたための調整は1,000トンにつき $\pm 17$ mだけ増したり減じたりするとよい。この考えは極めて大ざっぱではあるが、すべてのタンカーにあてはまる。

14. 以上述べた解析方法は各船主がやる必要はないが種々の型の船用原子炉を研究するための有益な基礎の一つになる。これと異なる方法でタンカーの経済性についてペンフォードが述べている。これは異なる運賃率で船体や機械装置に投じた資本の回収率の変化について研究している。これによると燃料費が油だき船より安いと運賃率が低くなり普通船より有利になることがはつきり示されている。しかしこのことがいえるのは資本があまり大きくない場合である。現在、65,000トン22,000馬力の普通船のタンカーは約 $\pm 4$ Mで建造出来る。原子力

のパワーコストを無視しても、原子力化のための附加費用は、 $\text{£}2\text{M}$  を越えてはならない。

#### 加圧水型原子炉の商船への応用

15. 加圧水型原子炉は潜水艦に成功した。炉心が小さいということは軍艦程商船には有利でないが、商業用としてこの型の炉を綿密に見る必要はある。

16. 非常に安価に高濃縮ウランを作れるようにならない限り、原子力商船の燃料は低濃縮ウランに限られる。後には副産物のプルトニウムも燃料として使えるようになるだろう。

17. 加圧水型の長所とこの炉が船用として使用され得ると証明されているという事実を充分考えても、この加圧水型が原子力商船にとり最も有利であるとはいえない。現在英国ではこの型は海軍用としてのみ考えられている。この型は経済的にみて二つの欠点がある。第一は炉の製造の費用が大きいことで第二は熱効率が低いことである。

18. 加圧水型の燃料費は低濃縮ウランを使い、プルトニウムクレジットを低く見積ると1軸馬力時間当たり0.30ないし0.35ペンスとなる。現在普通の油だき機関で1馬力時間当たりの燃料費が0.40ないし0.45ペンスであるから、残留油の価格が急激に上昇しない限り燃料費の節約で炉の建造のために余分の費用を埋めることは出来ない。

#### 他の型の原子炉

19. 費用が少なくて済みそれで熱効率の良い炉を探してみるのも面白い。発電用の陸上炉では出力を増して費用を下げるといふ方法があるが船用では船の型や大きさで推進力への要求は制限があるからこの方法は適用出来ない。液体冷却減速型とガス冷却型に分けて論ずる方が便利である。

#### 液体冷却減速型原子炉

20. 船用として加圧水型と同程度に興味のある炉がある。その第一は加圧水型を修正した物で、炉心中での沸騰がある物で、系の圧力は減少するから費用は節約出来る。

21. もう一つの型は水の代りに有機液体を使う型で系の圧力は下がるが熱伝導が比較的悪いので大きさはこれにより決まる。この型の炉は加圧水型より建造費が少なくてすむと思われる。有機液体を放射線により照射する十分な実験が行われた後でないと、この型の可能性も経済性もわからないが、興味ある分野である。

22. この液体減速冷却型は熱効率が悪く、このことは濃縮ウランを使った時重要になってくるが、どのよう

な燃料が商船に使用されるかは未だ決まっていない。原子炉の副産物であるプルトニウムは現在船用として使われている残留油と同程度の費用であるが、液体減速型は反応度の負の温度係数が高いためこの燃料に最も適すると思われる。

#### ガス冷却型

23. 原子炉装置の熱効率が良く、濃縮度があまり高くないなら、低濃縮ウランと油を使った時の燃料費の差は相当大きくなる。熱効率を良くするには高温にするとよいが、そのためにはガス冷却によるのが良いこともはつきりしている。減速材としては黒鉛と重水が考えられるが黒鉛の方が良い。ガス冷却重水減速型は機械的設計に難点があり、かつ船用よりも発電用に適している。

24. 船用ガス冷却黒鉛炉はコールダー型炉とは異なる。大きさは重量を減少させるためのみでなく、費用を下げるためにも小さくしなければならないという点に注意しなければならない。この型の炉を船用として使えるようにするにはかなりの進歩がなければならず、濃縮度を上げずに炉を小型化し費用を下げ得るといふ確証はなく、濃縮度を上げると燃料費が高くなる。

25. 出力が定まっていると炉の大きさは濃縮度と熱消費率により決まる。熱消費率が高い程、条件の良くない時の温度変化が大きく、また耐高温性の燃料や材料が必要である。燃料要素は加圧水型のように酸化ウランのペレを鋼製の容器に入れた物にするのも一つの方法であるが、このような燃料要素は高温には適しない。

26. 高率のガス冷却黒鉛減速型原子炉に関する技術上の問題もあつて商業的に興味を引くようなこの型の炉を用いた原子力船がすぐ出来るとはいえない。しかしこの型の炉は英国で陸上炉の開発計画で発展させようとしている型であるという利点がある。またガスは材料の中では不活性な性質をもっているから技術的に楽であるという長所もある。また温度を高くすることも出来るので熱効率も良く出来る。減速材として固体を使用するのは安全性より見て有利であり、このことについては後で述べる。現在この型の原子炉の出力が30,000馬力以下の場合には経済的に合わない。

#### 技術面よりの考察

27. オイルタンカーは貨物を暖めたり、タンクを掃除するために負荷が高いピークがあるが、これを使用するのは比較的短い時間であるから原子炉の大きさを推進用に必要な大きさ以上にするより油だきボイラーを設備して蒸気をそこから流した方がよい。この補助ボイラーは緩

急の場合推進用の蒸気も流せるので特に普通船の機関程信頼性の高い原子力第一船に有用である。また効率を高くすると、イセソンの毒作用により出力が下ることも考えられるが、こういう場合にも補助ボイラーは推進用として使える。

28. 貨物を積み洋上にいる原子力船の燃料要素を交換するための装置は非常に高価であるから、悪くなつた燃料を除去する装置のみ備えて、燃料要素の交換は港に備えている装置でやるようにする方がよい。船用ガス冷却黒鉛減速型原子炉の最初の設計は黒鉛の支持のために加圧水型より弱くなる。加圧水型が強固であるということ、船用の場合は重要な点である。

29. 原子炉装置に必要な附加的補助装置例えばダンプコンデンサーや蒸気発生用のボイラー等の費用は炉の費用に比較するとずっと小さい。このような補助装置は次の設計からは除外されるだろう。

30. 遮蔽重量はこの方面の実験が進むとかなり減少されるだろう。しかし大型タンカーの場合は遮蔽のやり過ぎは比較的小さい。

#### 炉の安全性

31. 動力炉の安全性に関する議論は原子炉の運転経験が陸上でも海上でも少いために実際的でなく原理的である。

32. 第一に考えねばならない点はもし原子力船が貨物を陸揚げするに港に入れないとするなら原子力商船の利用は限られた物となる。港は人口密集地となつている場合が多いから、船用炉の安全性はこのことを考慮に入れて考えられねばならない。更に普通の商船に起るような事故についても考えねばならない。

33. 船底からの放射能の伝播を考えねばならず、燃料が海水に腐蝕される割合も詳しく知る必要がある。1日100KW相当の核分裂生成物のもれは取返しのつかない程の害はないと考えられている。このもれの割合に相当する腐蝕の割合は加圧水型については求められているが、ガス冷却型の場合にはこのことを考えるとある種の燃料要素が使用出来なくなる。ウラン金属は使用出来ない。核分裂生成物の海水中への散乱による災害はたいしたものではなく、海水の放射能のような問題は実験結果より立法化すればよい。

34. もつと重要な問題がある。一つの事故でも人口の密集した港での事故は災害を大規模にするだろう。炉の過熱により核分裂生成物が空中に飛散する事故は重要であり、普通船の事故を考えてみても船用炉は陸上炉程安全に炉を包んでいることが出来るかどうかは疑問であ

る。ある種の事故で炉心が溶けるとするならば、原子炉容器の構造体と船体構造体ははなれるだけではなく、乗組員がこのような事故の際にも活動出来るように容器は充分な遮蔽体の中に入っている必要がある。

35. 一次系の破損による圧力放出はガス冷却型の場合は加圧水型の場合程大きくはないが、適当に遮蔽された容器で船体構造とはなしておくための装置はガス冷却系は大型であるので高価な物となる。しかし固体減速材を使用している点を考えると、安全性よりみて有利であり、この型はそれ自身安全性が高い物であるから、容器の標準を高くする必要はないとも考えられる。液体減速型では減速材が炉からどのような条件の場合でも逃げないと思えるのはよくないが、熱容量の大きい固体を使つてであるという考えである。

36. 原子炉技術が未だ発展途上にあるのだから、動力炉の運転による実験の条件により異なる安全性の問題を独断的に決めるのは良くない。

37. 船用炉の場合は、安全性は専門の乗組員の安全運転にかかっているのであるが、商船は特別な装置を使えないから、その系自体を安全に設計する必要がある。

#### 原子力船の船体設計

38. オイルタンカーの運行速度を決定するための因子は数多くあり、最も都合の良い速度は運賃率により変るといことが航海速度が最も燃料用油の少い点より速い理由の一つである。

39. 貨物船の設計では、その航海速度での抵抗の大部分は表面摩擦抵抗で造波抵抗は現われ始めである。かくてその航海速度までは出力は速度の3乗よりやや低目に変化するが、設計点以上の速度で船を運転すると造波は $V/\sqrt{L}$ の割合で急激に上昇し、出力は速度の更に高次の項で増大する。そこで航海速度を速くするには出力を速度の3乗の割で増加させねばならず、そのため機械装置の費用も大きくなるがまた船も長く細くして造波を増さないようにせねばならない。船体が長くなると曲げモーメントが大きくなるので縦強度を増かさねばならず船体の費用が増す。中間の大きさのオイルタンカーとしては一軸船が採用されていることは既に述べたが、高速になると二軸船としなければならず、費用は増し、推進効率率は下る。

40. 一寸みると原子力船は建造費が高く燃料費は安いのであるから航海速度は早くなりそうであるが、航海速度は船主により決められるが、経済的に考えると原子力船でも速度をあまり増すのは好ましくない。

41. 船の速度の経済的限界の考え方を大ざっぱに船

## 結 論

の運行費から例について述べてみる。47,000 載貨重量トンタンカーについて考える。原子力船と普通船の貨物重量の違いは無視して運行費が速度によりどのように変わるかを調べる。47,000 トン、16,000 馬力、15 ノットの普通船がケーブ岬を経て英国へ運ぶ貨物のトン当りの費用の百分率を第 4 表に示す。

第 4 表 47,000 トンのオイルタンカーの貨物の  
トン当りの費用の百分率

	普通速度 (15 $\frac{3}{4}$ ノット)	120% 普通速度
船体の原価償却, 利子, 保険 (9.4%)	30	25
機械類の原価償却, 利子, 保険 (9.4%)	12	14.5
運 転 費	20	17
港 湾 費	6	6
燃 料 費	32	45.5
計	100	108

42. 今出力は速度の 3 乗に比例し、船体の型、費用、運転費は速度により変わらないとする。年間燃料費は速度の 3 乗に比例し、港湾費は速度に比例し、機械類の費用は速度の 3 乗より少いから 2 乗（出力の 3 乗）と仮定する。年間運送貨物量は速度に大体比例する。このような仮定によりトン当りの費用を普通の速度の 120% の速度について計算すると 8% 増加となる。原子力船の場合には機械類の費用が増し、速度を僅か増すにしても、原子燃料費が油の半分以下でなければならない。

43. 原子力船の経済性については載貨重量の広い範囲にわたって、また船体や機械類の費用、重量についても実際の場合について詳細に研究されたがその結果は、原子力船でも速度を増すのは好ましくないということである。

44. もし原子燃料の費用が非常に低くなり、機械類の費用も下つたならば、改めて船舶の高速化を考慮することが必要になるだろう。大型潜水タンカーについても大きつぱに研究してみたが、経済的利点は高速化からも、かなりの数に及んだ設計点からも運転上の問題からも得られなかつた。潜水船を考えるのは出力の費用が充分低くなつた後になると思われる。非常に細長い型の上水船と比較しても潜水船の船体費は非常に高いので、潜水船の方が有利になる点に到達する前に水上船の速度も漸次にはあるが増しているであろう。

45. 現在原子力を商船に応用しようとする研究は拡散法で低濃縮したウランを用い、副産物のプルトニウムのクレジットは低い物という基礎に立っている 加圧水型に低濃縮ウランを使った場合は建造費はあまりにも高く、熱効率は非常に低いので興味をひかない。ガス冷却型は熱効率は良いが、濃縮度をあげなければ大きさや費用が採算に合うようにすることが出来るかどうかはつきりせず、濃縮度を上げると燃料費が高くなる。相当の研究と発展が必要と思われ、また出力 30,000 馬力以下の場合には商業的に興味があるかどうかかわからない。

46. 1970 年までには利用出来るようになる他の原子燃料としてはプルトニウムがある。これは英国に建てられている天然ウランを使った発電用原子炉の副産物として生産される。この燃料を使用するに最も適した炉はどの型かは未だわからない。このプルトニウムは現在船用に使用されている残溜油と同等な原子燃料になるかもしれない。

47. 数年以内に炉の安全性の問題が大きく浮び上り、原子力化することにより経済的にあまり有利にならないと、船主は安全性のない原子力船を採用したからなくなるかもしれない。

48. 英国の運輸大臣は 国中の関係者を呼んで委員会を作り、海上、港内における原子力船の安全性についての諮問機関とした。政府は 1960 年に開催される「海上における人命安全のための国際会議」にこの問題をかけることを決定した。

49. 原子力船に対する 目前の予想は非常に明るいという物ではないが、英国では将来ある種の商船は原子力化するだろうという楽観的な考えが広まっている。英国は経験を積むために原子力船を作り、商船隊を原子力化する準備とするであろう。造船界は数年以前からこの可能性に気づいて英国造船研究協会を通じて研究体勢を作っている。

### 「船舶」のファイル



このたび写真でごらんのような「船舶」用ファイルを作りました。御希望の方には下記の価格でお知らせいたします  
 頒価 120 円 (〒 30 円)

# 船用主機関における電気推進方式の役割についての一考察 (3)

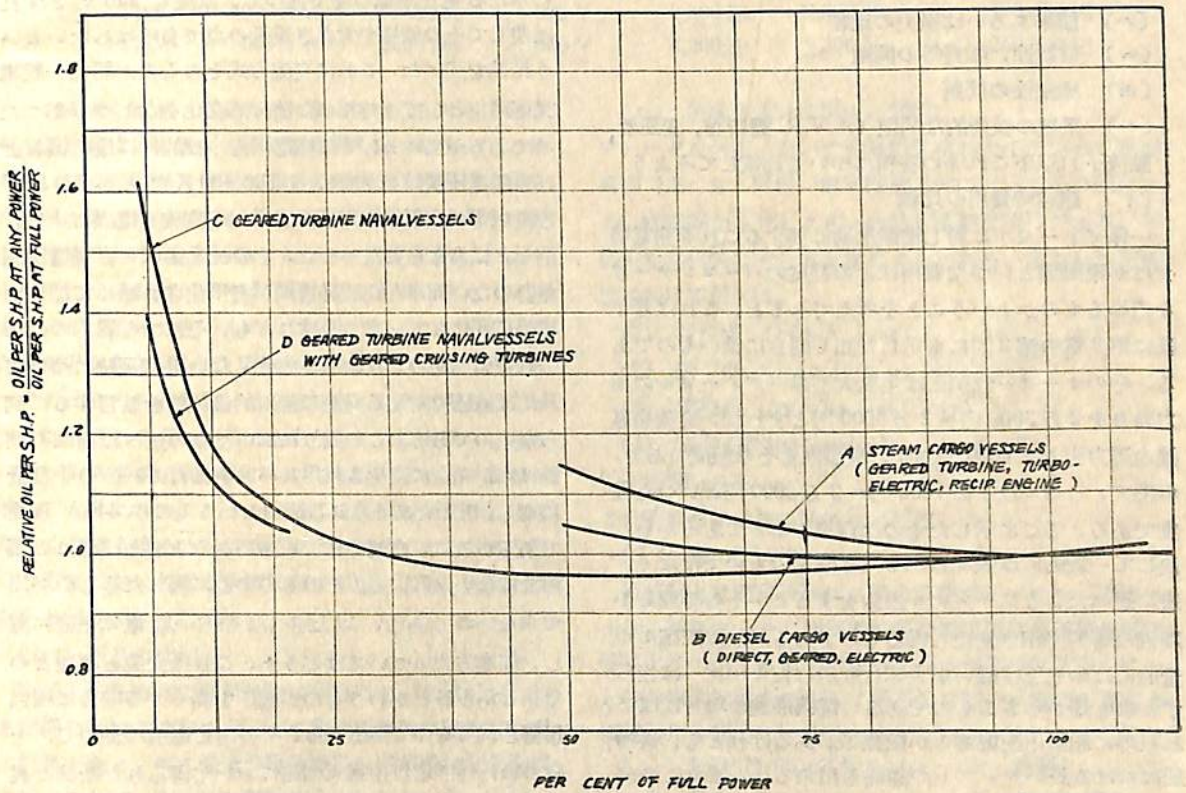
柴田 福夫  
川崎重工業株式会社  
造船設計部電装設計課

## 8. ディーゼル主機関の際の補機に対する燃料消費の問題

われわれは既に第2章においてディーゼル燃料消費の一例表を示したが、通常ディーゼルの燃料消費をいう場合、補機関係その他に使用される電力についての燃料は別になつている。例えば 155 g/IP/hr の主機燃料消費率の際、約 8 g/IP/hr 程度の補機に費される燃料が別に要るわけである。この消費は全燃料消費から見れば約 % 程度のものであるが、これも長距離の航行の際、巧みに使用すれば馬鹿にならない場合がある。普通、船舶は補機用モーターの電源としていわゆる船内発電機2台ないし3台等を有し(その中1台は予備)、それによつて補機ポンプ、ファンその他一さいの電動力への供給、船内電灯、通信、無線等へ供給するわけであるが、この船内発電機はタービン主機の場合は単に Steam のバイパスによつて動かされるけれども、ディーゼル主機の際には、発電

機用ディーゼルによつて動かされるのが通常である。この場合、発電機用ディーゼルは主機ディーゼルに比しその容量からいつて燃料消費率は相当悪い。しかも発電機の需要率というものが現在の常識、慣習からいつて7割前後の値である。これは発電機ディーゼルの使用時の燃料消費率を益々悪くするのであつて、一例を上げれば、最小 185 g/IP/hr なる発電機ディーゼルを使用する時その 70% 程度の負荷の場合における燃料消費率ということと 225 g/IP/hr にも達するのである。

一方主機関においては経済速度における馬力は maximum continuous speed における馬力の 85% 程度で、残りの 15% 程度というものは勿論使用し得るし、その附近の燃料消費率は主機全体の消費率から見て最小燃料消費率と比較して、さして大きくはならない。ましてや上記の発電機の 225 g/IP/hr に比すれば極めて低いものである。第5図は主機利用率と燃料消費率との関



第 5 図

係を示す。例えば KV 型ディーゼル 142 g/IP/hr がやや悪く考えて、150 g/IP/hr としてもその差は 225-150=75 g/IP/hr にも達する。今補機用ディーゼル発電機を 400 KW とし、10,000 IP 主機とすれば次のような計算結果の利益を生ずる。すなわち

$$\frac{400 \text{ KW} \times \frac{1}{0.746} \times 70\% \times 75 \text{ g/IP/hr}}{10,000 \text{ IP} \times 150 \text{ g/IP/hr}} = 1.88\%$$

全主機系統の燃料消費より考えれば実に 2% 近くにも達する利益を生ずるといっているのであるから、決してこれは馬鹿にするどころか、重要問題の一つに上げねばならない。狭海や港湾中の航行ではその危険性を考えて補機専用の発電機を廻さねばならぬかも知れないけれども、大洋航行時には本方式は充分行ない得るし、そのような回路系統を実施すべきであろう。このことは電機推進の際に他との比較の材料として再び述べる。

### 9. 直流電機推進と交流電機推進の比較

今、直流電機推進と交流電機推進を概括的に比較して見る。これを比較する場合、その比較対象となるものは次のような項目であろうと考えられる。

- (イ) 建造時費用の比較
- (ロ) 重量の比較
- (ハ) 能率あるいは損失の比較
- (ニ) 信頼性、維持等の問題
- (ホ) 操縦性の問題
- (ヘ) 系統の技術的な問題 (A.V.R. 遮断器, 変圧器, 整流子) 以下これ等の各項について比較してみよう。
- (イ) 建造時費用の比較

一体ディーゼルに対し電機推進に要するこれ等発電機だとか電動機といった費用はどの程度のパーセンテージを占めるものかということを考えてみると、これは若干既に第 2 章の第 2 図にも示した如く割合に低いものである。そのオーダーは例えば主機大型単一ディーゼルの馬力当りを 2 万 3000 円～2 万 5000 円とすれば、交流発電機の馬力当りは 4000 円程度、電動機もその程度であり、中型ディーゼルは 1 万 7000 円～2 万 0000 円といった程度である。ここに示したものは価格のことであるから、決して一般的には表現されるべき性格のものではなく、既に述べたようにマズプロ生産をするとかその時期とか周囲の事情で相当変化し得るものであるが故に正確に定量的には申し上げ難いが大体に今示したオーダーは当らずと雖も遠からざるものである。電機推進の場合にはこれ以外に制御用配電盤とか電線等があるけれども、貨物船における長いシフトの省略も出来るし、またこのディーゼル主機の価格はその他の補機、船内発電機、配電

盤その他の電気関係の価格を総合したものを考える時、電機推進のために高くなる相対価格の上昇は常識的に考えている程度以上に極めて安いものであるといえる。

第 2 章の第 2 図に示したように単一ディーゼルと減速ディーゼルの価格の差は単一ディーゼルそのものが大きくなればなるほど、小型、中型ディーゼルの組合せに比し高くなるのであるから、電機推進方法も主機総計馬力が大きくなる程有利であることに間違いはない。しかし、だからといつてこの電機推進そのものに要する価格の大小比較を無視あるいは軽視して良いわけはない。否それどころかこの価格の高低はその推進方式を決定する際重要なファクターに属する。そこでわれわれはかような観点に立ち、電機推進方式における交流方式と直流方式の建造費用を比較せねばならない。

かつて筆者は過ぐる昭和 30 年 2 月～3 月～5 月と昭和 31 年 3 月～4 月～5 月～6 月の 7 回に亘り雑誌“船舶”に“船舶の配電系統における諸問題”と題して一般船内の発電機、配電盤、電動機、起動器、電線等にわたり交流と直流との比較をなし、その中で、必ずしも交流方式が直流方式に比し価格その他において有利であるとは断じ切れない。むしろこれは交流 440 V と直流 230 V の単なる電圧高低の差であつて、直流も 440 V とすれば決してその価格や大きさ重量の点で負けはしないという結論を述べた。これは交流方式そのものが船内一般電気回路用として当時相当な流行的変化をなしつつあつたのであるが当時としては発電機も一般的には励磁機および自働電圧調整器を有し、小型の 500 KW とか 700 KW 程度以下の発電機に対し、必ずしも直流発電機に比し、簡単とは考えられなかつた。その後励磁機と自動電圧調整器のない簡単な交流発電機が実用化され始めて様相は相当に変化してしまつたけれども、それでも船内の低圧一般電気回路のような余り大きくない電気系統について云えば直流に対する交流の絶対的優位性を断言するに到らないのである。この限りにおいて私の述べた前回の理論は未だ完全に变化され得ない。それはこれ位の小容量に対し、電圧を高められる範囲というものが 440 V 程度であるが故に、直流方式でも高めようと思えばさほど困難ではないから、交直そのものの差に判然たるものが出て来ないのである。以上述べた船内一般電気系統に対し、推進方式についてはどうか。これは交流と直流との価格とか重量とかいうものが電圧を高くする度に相当影響されるものであるから、その同じ理由によつて、一般の船内補機電灯用電気回路において得られた結論と異なる結論に到達するわけである。すなわち電気回路の容量



が大きくなればなる程交流系統の方が直流方式に比し安価になりかつ小重量となり、技術的にも易いということになるのである。電気推進方式においてはその馬力数が大となればなる程交流方式が安価、小重量かつ高能率である。直流発電機および電動機においては整流子および整流の問題によつて電圧をそう高く上げるわけには行かないけれども、交流発電機および交流電動機においては電圧上昇は相当な程度にまで上げて整流技術の問題はなく単に絶縁物の絶縁度のみがその限界を決定する唯一の技術限定項たり得るのである。従つて交流と直流の最高許容電圧には自ら、雲泥の相違が生ずるのであり、これ等を裏書きする如く、Lloyd Rule および AIEE の Rule には直流電圧最高値 600 V および 1,000 V, 交流電圧最高値は Lloyd では線間 3,500 V 対地 2,020 V,\*

\*AIEE では実に 7500 V と規定している。この実際は既に第 6 章および第 7 章において示した例において見られる如く、この例では交流は 2,370 V, 直流は 575 V である。この電圧における差異が独り、価格、重量のみならず、その損失等にも影響を及ぼすわけであるが、これ等については後述するとして、価格の点についてのみここで述べれば、その一例を古く電気工学ポケットブックに求めることとし、その大体の傾向を示すことにしたいと思う。勿論電気工学ポケットブックなるしるものは昭和 9 年に編纂された古典であり、当時は当然、交流発電機にしてもノンエキサイターなどが実用化されていた時代ではないので、決してこれをそのまま今日にアプライすべきではないにしても、その大体の価格比較の参考にはなるものとする。

極 数	横 型 交 流 発 電 機			回 転 子 重 量			軸受その他	価格
	2,000 KVA	720 r/m	11,000 V	5.3 T	6.4 T	7.2 T		
10 極	2,000 KVA	720 r/m	11,000 V	5.3 T	6.4 T	7.2 T	3.2 T	35,000 円
◎ 10 極	3,000 KVA	600 r/m	12,000 V	7.2 T	9.0 T	4.8 T	4.8 T	62,500 円
8 極	1,000 KVA	750 r/m	3,450 V	3.2 T	2.8 T	1.4 T	1.4 T	23,000 円

次に同期電動機と組み合わせた同期電動直流発電機は

極 数	同 期 電 動 直 流 発 電 機			回 転 子 重 量			軸受その他	価格
	2,000 KW	514 r/m	600 V	2,800 IP	3,300 V	2,800 IP		
◎ 12 極	2,000 KW	514 r/m	600 V	2,800 IP	3,300 V	2,800 IP	3,300 V	173,000 円
14 極	3,000 KW	360 r/m	600 V	4,200 IP	3,300 V	4,200 IP	3,300 V	240,000 円

△この両者を比較して見るに一例として近似せる◎印のものを比較すると後者は同期電動機を余分に含んでいるから、同期電動機分として前者の価格および台盤の余分の価格を引いたとしても、同期発電機側は 6 万 2500 円、直流発電機側は 10 万円余りとなり、約倍程度となる。しかもこれは回転数がやや直流機の方が低いと雖も、交流機の方が容量の大きいものと比較しているのである。同期発電機 2,000 KVA と直流発電機 2,000 KW と比較したのではその価格において全然比較にならない程交流機が安いことはこの表で判るであろう。これは推進用発電機においても推進用電動機についてもいえることである。電線の比較において、また母線の比較においては勿論問題なく交流方式の方が低電流により優位である。遮断器等の価格においてはこれは比較する程、顕著には表われないと思う。

#### 〔ロ〕 重量の比較

交流と直流方式の重量比較は価格において差があつたと同様の程度とは行かなくても相当な程度交流方式の方が軽減である。特に最近の励磁機なし発電機を交流方式に採用すれば、更に少々軽減するであろう。

#### 〔ハ〕 能率あるいは損失の問題

ディーゼル主機において燃料消費率の大小が極めて重要な事項であつたと同様、電機推進方式においてその損失あるいは能率なるファクターは最も重要な項目である。今損失を具体的に考えると次のようである。すなわち直流機における損失は、

- (1) 抵抗損 (ohmic loss)
- (2) 鉄損 (iron loss or core loss)
- (3) 機械類 (mechanical loss)
- (4) 漂遊負荷損 (stray load loss)

の 4 種類である。

これ等について概略的に述べれば

#### (I) 抵抗損

抵抗損とは電流が流れた場合に電機子コイル、界磁コイル、補極コイル、補償巻線等の電気抵抗刷子接触抵抗等によつて生ずる損失である。そしてこの抵抗損にはいわゆる直流抵抗式に考えて妥当な部分と電機子導体の表皮作用の如く

$$f = P \cdot N / 60 \times 2 \text{ サイクル} \quad P: \text{極数} \\ N: \text{毎分回転数}$$

を考慮せねばならぬ部分があり、かつ刷子接触抵抗なる  
特種抵抗がある。

## (II) 鉄 損

磁束が変化すると電機子鉄心および主極鉄心の極片に  
ヒステリシス損および渦流損が生じこの両損失を総称し  
て鉄損という。

## (III) 機 械 損

刷子摩擦損、軸受摩擦損、回転部分の風損を総称して  
機械損という。

## (IV) 漂遊負荷損

上記損失以外に負荷がかかった状態では次のような損  
失が生ずる。

- 電機子導体および鉄心の端板等に生ずる渦流損
- 整流の際短絡コイルに生ずる損失
- 電機子反作用による磁束の偏りのために生ずる損  
失増加
- その他

これ等を総称して漂遊負荷損という。

これ等の損失のオーダーは実例を示せばよく判る。今  
次のような直流発電機について、その損失例を示すこと  
とする。

### 要 目

定格出力	200 KW
定格電圧	225 V
定格速度	350 r/m
励磁方式	(外分捲式復捲方式)
ディーゼル発電機	開放軸承合型
使用時間	連続定格

本要目の能率表を第4表に示す。この第4表を見ても  
よく判るわけであるが、100% 負荷においてその大きい  
ファクターは抵抗損であり、また刷子摩擦損もある。こ  
の抵抗損は直流機そのものが電圧を高め得ることが出来  
ないという宿命的な理由の下に電流を大にしなければなら  
ぬから、相当に大きい抵抗損になるのも無理からぬの  
である。また刷子摩擦損も交流機においては考慮する必  
要のないファクターで直流機固有のものと考えて良い。  
これ等のことより考えれば交流機に比し、直流機は損失  
が相当大であると考えられるのである。次に交流機の損  
失を考えてみることにする。

交流発電機の損失を今考えるに当つては、1例を取り  
出して順次に進めて行くことにしたい。この設計実例は  
水車直結の同期発電機(堅型、回転界磁型、閉鎖通風)  
星型結線、定格出力 5000 KVA、電圧 6600 V、回転数  
360 r/m、周波数 60 $\pi$ 、励磁機電圧 110 V、相数 3 につ  
いての損失計算である。

本機についてまず注意すべきことはこれを力率 0.8 で  
使用する場合と力率 1.0 で使用する場合とで、その損失  
あるいは能率に大差を生ずることである。これは注目す  
べき重要事項であり、まず力率 0.8 について計算した例  
を第5表に示す。次にこの発電機において 5,000 KW、  
力率 1.0 として使用した場合を示すと次のようになる。

(1) 電機子捲線の抵抗損は 5,000, KVA、力率 0.8 と  
した場合と電流が等しいため同値となる。

### (2) 電機子鉄損

電機子鉄心部の磁束密度 9,330 ガウスに対する鉄損を  
図によつて 13.5 watt/dm<sup>3</sup> と求め、

$$\text{鉄心部の鉄損} = 13.5 \times 396 \times 10^{-3} = 5.35 \text{ KW}$$

1 dm<sup>3</sup> の歯の鉄損は上記と同様にして 20 watt

故に歯の鉄損 = 20  $\times$  207  $\times$  10<sup>-3</sup> = 4.17 KW

$$\therefore \text{電機子鉄損 } W_c = (5.35 + 4.17) \times 2 = 19.0 \text{ KW}$$

### (3) 励磁損

$$W_r = 234^2 \times 0.295 \times 10^{-3} = 16 \text{ KW}$$

(4) 摩擦および風損は 0.8 の時と同じ

(5) 漂遊負荷損その他

$$W_s = \frac{W_a + W_c}{3} = \frac{25.2 + 19.0}{3} = 14.7 \text{ KW}$$

$$\begin{aligned} \therefore \text{全損失} &= W_a + W_c + W_r + W_m + W_s \\ &= 25.2 + 19.0 + 16 + 42.5 + 19.1 \\ &= 121 \text{ KW} \end{aligned}$$

能率 (1.0 力率における)

$$= \frac{5,000}{5,000 + 121} \times 100 = 97.6\%$$

以上のように 5,000 KVA の発電機を 0.8 なる p. f. で  
もつて 5,000 KVA で使用する時と 1.0 なる p. f. の  
5,000 KVA で使用する場合とでは 1.0 力率で使  
用した方が相当能率の良いことが判る。なお KW 容量は前者は  
4,000 KW 後者は 5,000 KW として使用し得るのであ  
るから、その点も全然問題とならぬ程 1.0 力率の方が利  
益であることが判る。

これ等の計算から判るように損失の計算は直流機に比  
しその電圧を高め得ることによる電流の減少および主電  
流を通ず整流子のないことによつて交流機の方が損失が  
少なく従つて能率が良好である。そして推進用電動機自  
体も直流発電機と同期交流発電機の比較と同様な径路を  
考えて同期電動機の方が遙かに能率は良い。

電動機として交流誘導電動機を用うるとその力率 0.9  
前後であり発電機におよぼす能率の低下のみならず推進  
電動機自体としてもスリップ分だけ交流誘導電動機は同  
期電動機より能率が悪くなると考えられる。

今誘導電動機はその全能率が同期電動機方式に比して

第 4 表 規 約 能 率

負 荷 %	25	50	75	100	125
定 格 速 度 r. p. m.	350	350	350	350	350
定 格 電 圧 V	E 225	225	225	225	225
負 荷 電 流 A	I 222.25	444.5	666.75	889	1111.25
分 捲 界 磁 電 流 A	$i_r$ 9.29	9.29	9.29	9.29	9.29
電 機 子 電 流 A	$I_a$ 231.54	453.79	676.04	898.29	1120.54
電 機 子 抵 抗 損 W	$I_a \cdot r_a$ 372	1430	3170	5600	8730
補 極 抵 抗 損 W	$I_a^2 \cdot r_c$ 99	382	845	1495	2330
直 捲 界 磁 抵 抗 損 W	$I_a^2 \cdot r_s$ 28	107	236	420	651
刷 子 抵 抗 損 W	$2 \times I_a \cdot V_b$ 463	908	1352	1797	2241
分 捲 界 磁 損 W	$E \times i_r$ 2090	2090	2090	2090	2090
鉄 損 W	1560	1560	1560	1560	1560
刷 子 摩 擦 損 W	1025	1025	1025	1025	1025
軸 受 摩 擦 損 W	739	739	739	739	739
風 損 W	885	885	885	885	885
全 損 失 W	7261	9126	11902	15611	20251
出 力 KW	50	100	150	200	250
入 力 KW	57.261	109.126	161.902	215.611	270.251
能 率 %	87.30	91.65	92.65	92.75	92.52

第 5 表 損失および能率の計算例 (定格出力 5000 KVA, 星型結線 6600 V, 堅軸回転界磁型, 閉鎖通風)  
力率 = 0.8, 回転数 360 r/m, 60 $\omega$  3 $\phi$  励磁機電圧 110 V

- (1) 電機子捲線の抵抗損.....75°C における抵抗損  $W_a = m I_a^2 r_a \times 10^{-3} = 3 \times 437^2 \times 0.044 \times 10^{-3} = 25.2$  KW  
 (2) 電機子鉄損.....電機子鉄損を鉄心部の鉄損と歯の鉄損とに分けて計算する。

$$\text{電機子鉄心部の体積 } V_c = \frac{\pi}{4} \{D_1^2 - (D_1 - 2h_c)^2\} \cdot l_e$$

$$\begin{aligned} \text{あるいは} &= A_c \times \pi (D_1 - h_c) \\ &= 437 \times \pi (300 - 11.5) = 396000 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

鉄心部の磁束密度 12100 ガウスに対する鉄損を 60 $\omega$  の鉄損曲線より 22.1 Watt/dm<sup>3</sup> と求めて次の如く計算する。

$$\text{鉄心部の鉄損} = 22.1 \times 396 \times 10^{-3} = 8.75 \text{ KW}$$

電機子歯の体積 = 207 dm<sup>3</sup>

1 dm<sup>3</sup> の歯の鉄損は上記と同様にして 36.5 Watt と求める。

故に歯の鉄損 = 36.5  $\times$  207  $\times$  10<sup>-3</sup> = 7.55 KW

完成せる機械の鉄損は上記両鉄損の和より遙かに多くなりかつ溝による磁束脈動損等のために上記損失の約 2 倍となる。

すなわち電機子鉄損  $W_c = (8.75 + 7.55) \times 2 = 32.6$  KW

- (3) 励磁損.....75°C における励磁損  $W_r = I_r^2 r_r \times 10^{-3} = 324^2 \times 0.295 \times 10^{-3} = 31$  KW

- (4) 摩擦および風損.....回転子の全重量を 19000 kg とすれば、次式より求まる。すなわち

$$W_m = \frac{D \cdot N^{1.5} W}{10^9} \times K = \frac{233 \times 360^{1.5} \times 19000}{10^9} \times 1.4 = 42.5 \text{ KW}$$

- (5) 漂遊負荷損およびその他.....漂遊負荷損およびその他の上記以外の雑損失を電機子捲線の抵抗損と鉄損の

$$\text{和の } \frac{1}{3} \text{ に取る。すなわち } W_s = \frac{W_a + W_c}{3} = \frac{25.2 + 32.6}{3} = 19.1 \text{ KW}$$

- (6) 全 損 失.....  $W_a + W_r + W_m + W_s = 25.2 + 32.6 + 31 + 42.5 + 19.1 = 150.4$  KW

- (7) 能 率.....この発電機の全負荷定格力率 0.8 における能率は、

$$\text{能率} = \frac{\text{出力}}{\text{出力} + \text{損失}} \times 100 = \frac{5000 \times 0.8}{5000 \times 0.8 + 150.4} \times 100 = 96.3\%$$

悪いために推進機としてはやや劣るがここに参考的に一般的な誘導電動機の力率および能率について述べてみることにする。

誘導電動機と同極数のものでは出力大なるもの無負荷電流の割合が少く従つて力率は良くなる。また同出力のものでは極数が増すに従つて無負荷電流が増しかつリアクタンスも高くなり従つて力率も悪くなる。籠型電動機は捲線型より無負荷電流少く従つて力率も良い。

これは巻線型電動機は籠型に比べリアクタンスが大であるため同じ負荷電流で同じ回転力を得るためには磁界を強くする必要があり従つて磁化電流を増す結果となるからである。またリアクタンスの大なる結果は必然的に力率の低下を来すことは明らかである。

同様の理由で二重籠型および深溝は普通の籠型に比し幾分無負荷電流大で力率も低下する。

次に低圧電動機と高圧では後者は固定子に開溝を採用するため無負荷電流が増し従つて力率は低下する。

以上の中2極電動機および4極は高速度で空隙を非常に広くするから無負荷電流は比較的多くなる。

能率の出力および極数に対する関係は力率のそれと全く同様である。

また極数の少ないもの程大体能率は良いが2極4極の特に大出力のものでは高速度のため風損および摩擦損の増大のため極数の多いものに比しさほど良好でなく一般に6極の電動機と同程度である。

#### (=) 信頼性、維持等の問題

直流方式と交流方式の比較で信頼性とか維持とかいう問題となるとこれは判然たる数値の上に出て来る問題ではないので比較そのものが難しい。しかしこれを敢て行なおうとすればまず問題となるのは整流子および整流の問題であろう。この点主電流の大きい部分を整流子で困難な整流を行わしめることを考えれば交流方式はその点信頼性においてやや優れているといえるであろうし、この維持の問題についても同様のことがいえるだろう。

#### (ホ) 操縦性の問題

直流方式が交流方式に比して明らかに秀れているといえる点はこの操縦性という点である。既に第6章および第7章における実例について少し述べたように直流方式においては並列運転が交流方式に比して容易であり、直流機の並列運転においては極端な表現をすれば各機の電圧外部特性が合つておれば良いのであるが交流機の並列運転においては単なる外部特性以外に周波数、波形、位相等の同一であることが望まれその原動機に対する等しい良好なガバナーの特性が要求されるのである。これら直流方式と交流方式の並列運転については筆者の「発電機の並列運転について」と題して同じく誌雑“船舶”に

記述している。直流機においては操縦の場合ワードレオナードによつて簡単に発電機の励磁を調整するのみで、原動機の回転数を調整する必要がないが交流機においては推進電動機の調整のためには必ず発電機原動機の回転調整が必要となるのである。勿論ディーゼル電気式交流駆動においても直流式の場合のように1台または任意の台数の機関—発電機装置で電動機に動力を供給する運転は当然可能である。しかしその場合得られる動力の量には直流と交流とで差がある。直流方式で並列接続または直列接続の機関においては1台の発電機が4台の機関の駆動より遮断された場合残りの3台の機関は全速全力で運転させて置いて良く、プロペラの吸収する馬力は速度の3乗にはほぼ比例して変化するから3台の機関の全力を吸収するためには推進電動機の定格速度の約91%まで回転を上げれば良い。このためにに発電機他励界磁によつて発電機電圧を調整し、かつ推進用電動機他励磁分巻界磁も下げれば良いのである。

$$N = \frac{E - I_r}{\phi}$$
であるから

回転数  $N$  はその端子電圧とその分巻界磁によつて容易に調整されるのである。

交流駆動にあつては電動機速度制御はその周波数従つて機関の速度を制御することによつて得られ、従つて1台の機関が停止した場合には残りの機関の速度を機関の低下した速度に対応した容量にプロペラ負荷が等しくなる所まで下げなければならない。

#### (ヘ) その他系統全体の技術的な問題

以上の外、全般的に直流電機推進方式と交流電機推進方式を比較して見る。

第8章において述べた如く主機関より補機への電力供給の件は極めて重要である。この電力供給を交流方式の場合には簡単な変圧器で行い得ることは一つの利点である。遮断器その他保護装置は一般的には直流方式の方が困難であるが電圧が高くなれば必ずしもそうは云えない。しかしながら結局同電力の交流、直流系統についていえば、3極である交流方式の方が、2極直流よりも簡単となると思われる。しかしこれとても大した差はないと考えられる。

直流方式が交流に比し技術的に難しいと考えられる点は整流子という点で、これについては既に述べて来た。

交流の場合には励磁機と自動電圧調整器とが面倒な一つのファクターであつた。しかしながら最近かなり大きいKW容量までノンエキサイター方式が採用され現に自動電圧調整器も省略されている。今後の交流電機推進方式はこのようなノンエキサイターで行われてしかるべきと考えられる。(未完)

# “DM”型レイジスト装置 について (下)

三枝 守 英  
石川島重工業電気設計部部長  
植松 美 郎  
石川島重工業電気設計2課

## 5-4 アンテナ塔

### 5-4-1 構造

本アンテナは RED, GREEN 各 STATION にそれぞれ3基, 2基用いて送受信に利用している。

材質はアルミ軽合金製で10'のもの10本つなぎとして, 100'を1基として用いる。下部は腕型の碼子で支えられている。10'1本の重量は約15lbである。

このアンテナ塔は, 単なる支柱として用いる場合には, 上部にホィップ空中線を取付けられるような構造になっている。

概略寸法を Fig. 41 に示す。



Fig. 41

### 5-4-2 設置方法

高さ100'であつて風速60m以上でも充分に動作出来るように設置するために, 本アンテナ塔は強固な支線を張り, かつ基部はコンクリートの基礎工事を必要とする。当社ではコンクリート工事のかわりに, 約1m四方に堅木を組んで固定した。

1本のアンテナ塔を建てるには, 4人1日が必要である。当社では十数人をかけてこの工事を行った。

a) アンテナ支線の張り方 (Fig. 42, 43, 44)

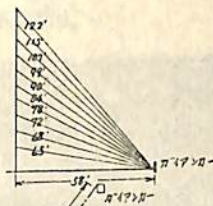


Fig. 42

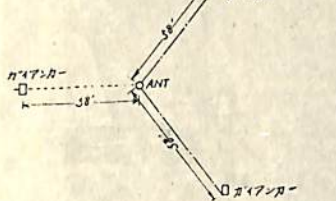


Fig. 43

- i) アンカーは塔を中心として3方向に58'の距離に埋める。
- ii) 支線は1方向10本ずつ3方向に張る。それぞれ122'~65'の長さにし, この間に81個の碼子を挿入する。

iii) 支線の総長は約3000'である。

Fig. 44 の写真にみえる塔の下部は前後に動きうる構造になっている。木棒のみえるのは基礎用の堅木である。

(b) アンテナ塔の倒し方 (Fig. 45, 46)

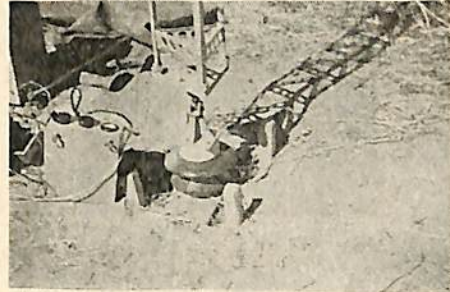


Fig. 44



Fig. 45 アンテナ塔を倒す準備



Fig. 46 徐々に倒れるアンテナ塔

塔をたてる場合はこれと反対の動作をすればよろしい。

(c) アンカーの設置法 (Fig. 47)



Fig. 47 アンテナ支線をとめるアンカー

約1mの鉄製のアンカーを Fig. 47 のように地面に埋め、これに支線を結びつける。アンカーの先には羽根がついていて、スクリュー式に堅い土地にでも埋められる構造になっている。

6. 本装置の装備状況

(A) 船 船 局

船船局の諸機器の装備状況は次の通りである。

i) 受信装置 (Fig. 48, 49)

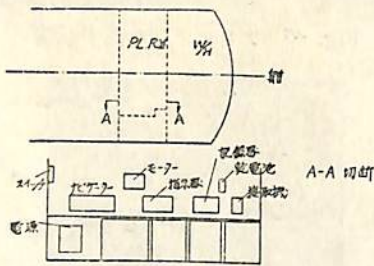
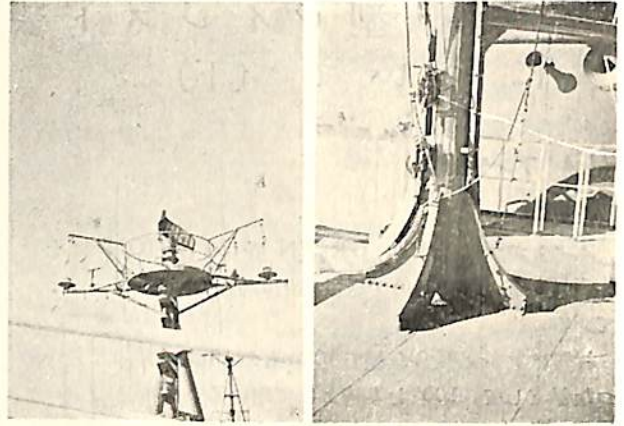


Fig. 48

- a) Navigator
  - b) 電源装置
  - c) 指示器
  - d) 記録器
  - e) モニター
  - f) アンテナ COMP. Dk の Radar Mast 上
- } PLOTTING RM

ii) 送信装置 (Fig. 50, 51, 52, 53)



(イ) マスト上のアンテナ (ロ) 引込状況  
Fig. 49 受信アンテナの装備状況



Fig. 50 C-W 送信機

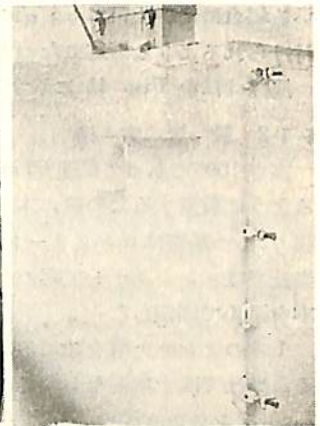


Fig. 51 送信機格納所  
上部に見えるは負荷結線

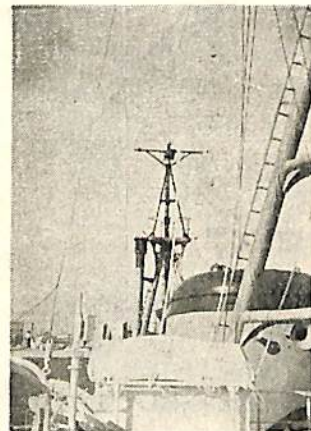


Fig. 52 送信アンテナ

- a) 送信機
  - b) 負荷線輪
- } BOAT Dk

c) アンテナ ヘリコプターハンガー上の後牆

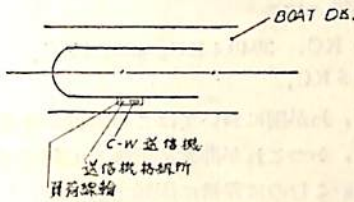


Fig. 53 機器の配置

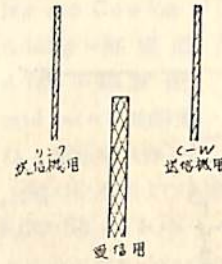


Fig. 56 アンテナ塔の配置状況

(B) 陸上局

i) RED STATION

送受信機の装備状況は Fig. 54 ~ 58 に示す。各送受信機の間隔を図の通りにしたのは、相互の干渉を出来るだけ小さくするために行ったものである。

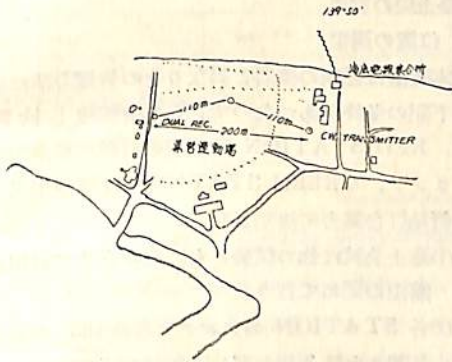


Fig. 54 房総半島 宮津町 Red Station 平面図

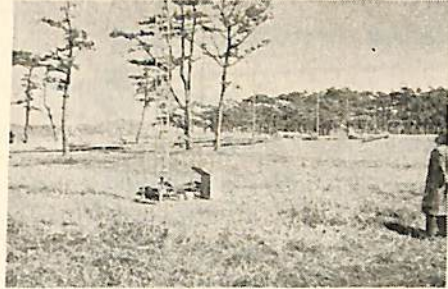


Fig. 57 Red Station のアンテナ塔配置状況  
低くみえる棒は送電のための仮電柱である  
アンテナ直下の箱は受信機である。

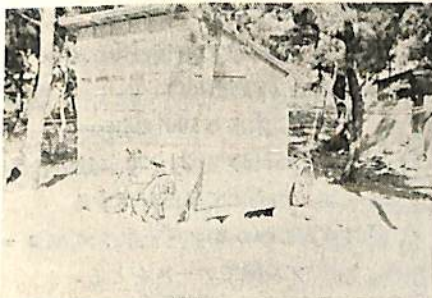


Fig. 55 Red Station の連絡小屋  
(中にはトランシーバー Tes-12  
が入っている)



Fig. 58 キャンパス 小屋の中に  
C-W 送信機が入っている。

ii) GREEN STATION

送受信機の装備状況は Fig. 59, 60 に示す。RED STATION と同様に相当の距離をはなして、送受信用アンテナ塔を建てている。

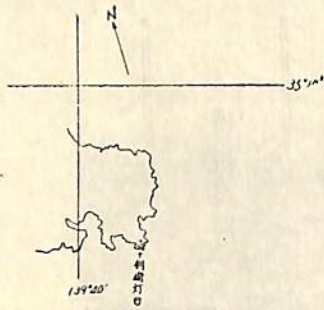


Fig. 59



Fig. 60 右隅の人の近くに送信アンテナ塔および連絡小屋がある。

### 7. 試験のための準備

本装置は昭和32年6月下旬にHESTING社にて製作を完了した最新型であったので、それまでに装備に必要な事項と思われるものは逐次連絡をとりつつ作業を進めたのであるが、その全貌をつかむことは非常に困難で次のような諸問題につき当たりながらこれを解決し、やっと公試の出来るまでに到ったものである。

#### i) 発射電波の周波数

ブラジル海軍が公試用として要求してきた周波数はSNO 754の場合

1950 KC, 3900.4 KC, 4239.5 KC,  
4552.5 KC,

SNO 755の場合

1970 KC, 3940.4 KC, 4367.5 KC,  
4602.5 KC,

であったが、わが国においてはこの附近が漁業無線の周波帯に属し、かつこれが非常に近接して割当てられているため、くいこむのに非常に困難であった。しかしレジストの電波は相互に関係のある4周波を用いつつ試験中に電波を中斷することが出来ないで、他の無線装置に影響する心配もあり、これが許可までには非常に困難につき当たったが、電波庁の方々の御理解ある処置によつて、下記の条件で電波の発射が許可された。( )内はSNO 755の周波数を示す。

#### a) 周波数

2000 KC (2000 KC), 4000.4 KC (4000.4 KC)  
4055 KC (4105 KC), 4125 KC (4908 KC)

#### b) 出力 10 w

#### c) 期間 テスト終了時までの約1週間、朝7時~夕4時までの間連続

#### ii) 陸上局の設置

##### a) 位置の選定

本装置は従来の機器と異なりその装備方法に特殊な下記の条件があつたので、これを加味し検討して、RED STATION は千葉県君津郡富津町県営グラウンド、GREEN STATION は神奈川県三浦市剣崎灯台高台に決定した。

④海上公試は他の試験ともならみ合せて石川島と館山の間にて行う。

⑤各 STATION のアンテナ塔は100'の高さで2基または3基を有し、相互の間隔は100m以上離すこと。(Fig 54. 59 参照)

⑥電波の伝播を良好にするため充分なアースをとりうること。

(註) 各アンテナ塔は次の要領のカウンターポイズを用いること。(Fig. 61)



Fig. 61

(イ) 1本当り100'の銅ワイヤー(約2mmφ)を24~32本放射状に張り、中心にて半田付けする。

(ロ) このカウンターポイズにフレキシブル線でアースをとる。

④電波の伝播の良好な所、すなわち出来るだけ見通しの良好な場所であること。

⑤機器の搬出に容易な場所であること

⑥船の航路を正確にチェックするため各 STA-



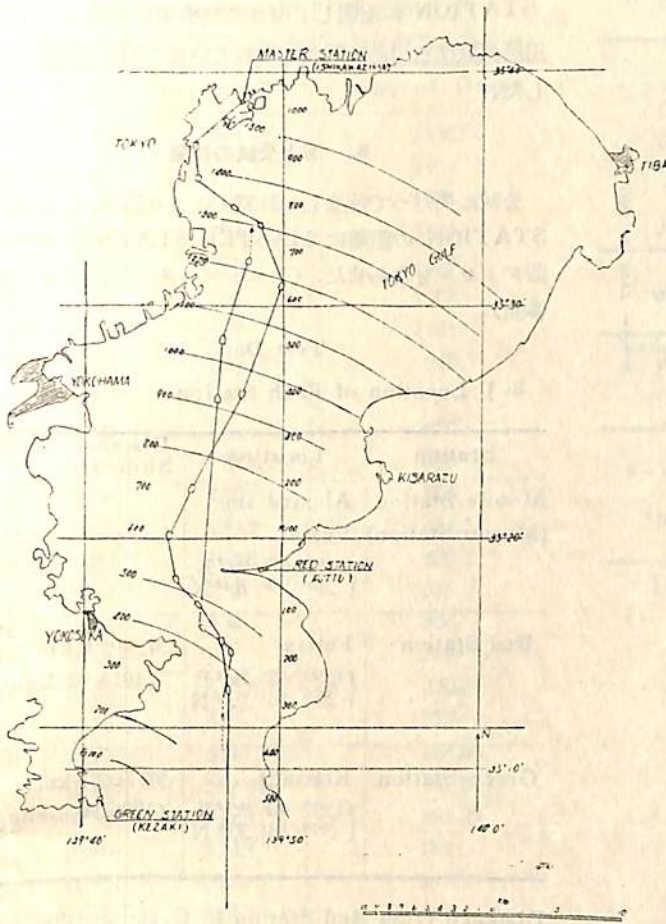


Fig. 62 Course measurement

TION のレーンの交差点が直角に近い角度で交わるような地点であること。

⑦各 STATION の位置が地図上で正確につきみやすい場所であること。測定の正確を期するためには MASTER, RED, GREEN 各 STATION ともその測定の基点は出来る限り正確な点でなくてはならない。

(註) (イ) 各 STATION の測定用基点は次の如く決定する。

MASTER STATION……送受アンテナを結ぶ線の中点

RED STATION……C-W 送信機 Dual と受信機との中点

GREEN STATION……Dual 受信機の設置点

(ロ) 各 STATION 間の直距離を算出する計算式

$$\log d \text{ long} + \log \cos \text{ mid lat} - \log d \text{ lat} = \log \tan Co \dots \dots (1)$$

$$\log \sec Co + \log d \text{ lat} = \log D \dots \dots (2)$$

d long = 経度差

d lat = 緯度差

mid lat = 平均緯度

D = 直距離 (漣)

(b) 土地の交渉および配置

i) RED STATION ……この土地は県営のグラウンドであつたのでその借用のため、町役場および県観光課と交渉して借用した。配電は東電に交渉して近くの 3300V ラインより変圧器を通じて 110V に降圧し、かつ各機器間の給電のために仮の電柱を 10 本近くたてた。

ii) GREEN STATION ……民有地であつたので剣崎灯台の方々を通じて借用、配電は横須賀の東電を通じて行った。

(c) 装置の搬出

本装置は輸入品であつたので石川島納入後は保税品倉庫に入れて税関の監督のもとにおかれたので、これを試験および調整のために外部に持出すためには、所轄の税関よりその許可を必要とした。RED の場合は千葉県、GREEN の場合は横浜の税関の許可をとつた。

(d) 航空障害灯

RED STATION のアンテナ塔は、米軍木更津飛行場の航路に当つたので、航空灯よりの指示に基づいて、塔の頂点に 100 W 赤電球を両側に

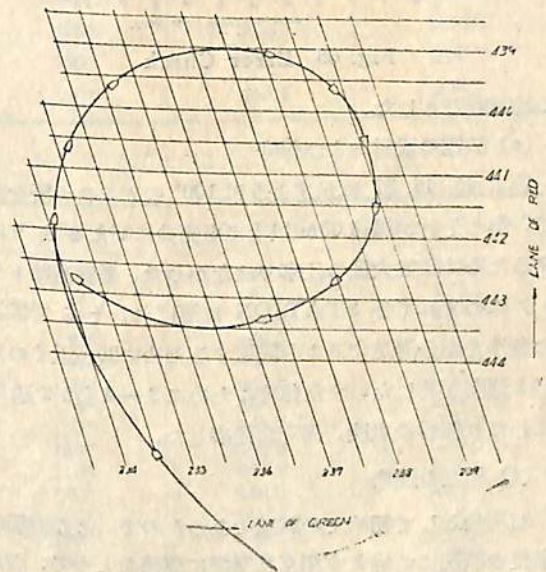


Fig. 63 Circle Test No. 1

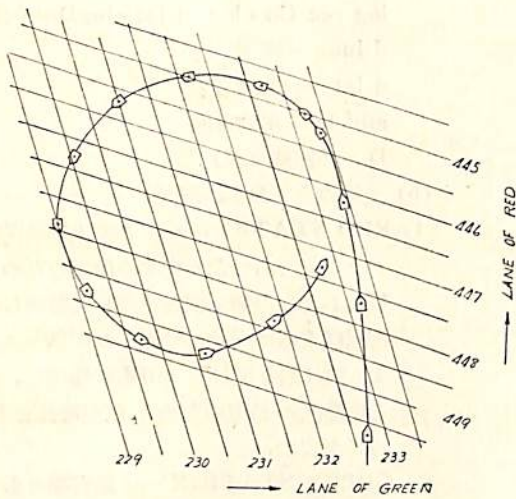


Fig. 64 Circle Test No. 2

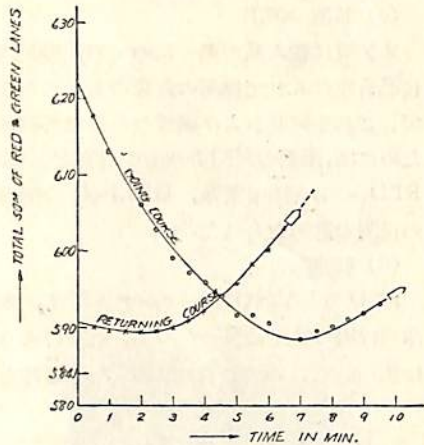


Fig. 65 Error Check

つけ障害灯とした。

(e) 装置の設営および保守

Fig. 45, 46, 57 に示すように 100' のアンテナ塔をたて、かつそれが風速 60m 以上にも充分に耐えるようにするためには並大抵の仕事ではなかつた。各機器はトラックにつままれて各 STATION に運ばれ、そこで設置の条件を充分満足するよう設置するために 20 名近くの人が 1 週間を要した。また保守のために 3~4 名が 2 週間にわたり機器の点検、保守に従事した。

(f) 相互の連絡

石川島として初めての試験であつたので、その機器を最良の状況にて絶えず相互に緊密に連絡をとつて、満足に試験を終了するために、小型無線機 TCS-12 を各

STATION に配置して毎日必要事項を連絡した。使用周波数は石川島に割当てられている 2 MC 帯を利用した。

8. 海上公試の結果

公試に先だつて前述した計算式により算出した各 STATION の距離に MASTER STATION の指示器ダイヤルを合わせた。(テストデータ 8 (I)~(VII) 参照)

Test Data

8-I Location of Each Station

Station	Location	Distance from Shipyard
Mobile Station (Master Station)	Aboard the Vessel { 139° 47' 39" E 35° 39' 8" N	—
Red Station	Futtsu { 139° 48' 39" E 35° 18' 36" N	57.99508 km (1014.42 Lane)
Green Station	Kenzaki { 139° 40' 56" E 35° 18' 35" N	57.56683 km (1536.96 Lane)

Distance from Red Station to Green Station

21.87860 km (584.1 Lane)

$$1 \text{ Lane} = 37.455004 \text{ m} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{At Master Cw T.} \\ = \lambda/2 \quad \left( \text{Freq. } 4000.4 \text{ kc} \right) \end{array} \right.$$

$$[\because c = f\lambda \quad c = 2.99996 \times 10^8 \text{ m/sec}]$$

公試のスケジュールからして余り多くの試験は出来なかつたが、航路試験、速度試験、位置試験、旋回力試験、誤差試験等を行つて満足すべき成果をえた。特に速度試験の結果を分析してみると、マイルポストの距離は、3m の違いで正確にその距離が出ている。なお誤差試験は本船が RED および GREEN を結ぶ線上を通過する際に行つたもので、もし各基点がより正確に決定出来る場合には、このカーブは 584.1 レーンの線上により近づくはずである。

9. 本装置の応用

本装置は

- i) 機器が小型軽量である。
- ii) 精度、感度ともに良好である。

8-II. Course Measurement ( Fig. 1 )

本測定は航路の曲折点毎に測定したものである。

No.	Time	Lane of Red	Lane of Green
1	7.10	1014.42	1536.96
2	7.28	955	1455
3	7.37	878	1386
4	7.50	794	1325
5	7.55	783	1319
6	7.57	766	1307
7	8.10	627	1181
8	8.30	596	940
9	8.50	234	716
10	9.00	211	600
11	9.05	179	516
12	9.08	177	508
13	9.13	149.2	473.3
14	9.23	163.8	429.2
15	9.33	270	375
16	9.48	460	306
17	9.58	581	314
18	10.02	630.7	330.7
19	10.10	688	350
20	10.13	631	324.65
21	10.18	582.68	307.8
22	10.30	511	291.25
23	10.50	510.4	284
24	11.00	512.75	275.5
25	11.10	514.7	268.6
26	11.22	517.3	258.6
27	11.30	459.7	258
28	11.42	399	257
29	12.07	459.6	257.1
30	12.08	445.6	234.5
31	12.19	449.7	232.7
32	12.32	465	221.7
33	12.57	463.3	223.3
34	12.50	469.6	223.9
35	13.25	462	262
36	13.50	423	280.4
37	14.10	396	298
38	14.20	309	336.7
39	14.30	197.7	409
40	14.31	178.1	424.6
41	14.36	162.1	428.7
42	14.50	181.7	500.8
43	15.25	390	914
44	15.34	512	1044
45	15.58	680	1220.8

8-III. Speed Measurement

No.	Time	Lane of Red	Speed	Lane of Green
1	0956	581	(Knot)	314
	0959,53.2	630.7	15.54	330.7
2	10.12	631	14.25	324.65
	10.16,09.3	582.68		307.8

8-IV. Position Measurement

Lane of Red	Distance	Lane of Green	Distance
510.4	19.1km	284.0	10.7km

8-V. Circle Test

No. 1 ( Fig. 2 )

Degree	Lane of Red	Lane of Green
0°	449.6	257.1
5°	445.6	254.5
15°	442.6	234.9
30°	441.8	234.1
60°	440.7	234.6
90°	439.7	235.6
120°	439.0	257.0
150°	439.1	258.1
180°	439.6	258.9
210°	440.4	259.1
240°	441.5	238.9
270°	442.7	258.0
300°	443.3	236.8
330°	443.5	255.5
360°	443.1	234.5

No. 2 ( Fig. 3 )

Degree	Lane of Red	Lane of Green
0°	449.7	232.7
5°	447.7	233.2
15°	446.2	233.4
30°	445.2	233.4
60°	445.1	233.2
90°	444.8	252.7
120°	445	231.7
150°	445.7	230.5
180°	446.8	229.6
210°	447.9	229
240°	448.8	229.1
270°	449.3	229.7
300°	449.2	250.6
330°	448.4	251.8
360°	447.3	232.8

8-VI. Frequency Measurement

Test Freq. At Sea Trial

Name of Transmit.	Freq. (kc)	Freq. Dev.
Red Cw Transmit	2000.0	0 (c/s)
Master Cw "	4000.4	0
Red Link "	4055.0	0
Green Link "	4125.0	0

iii) 通達距離が大きいので測定範囲が広い。

等の特徴を有しているため船舶の航路、速度、陸地測量 (1/50,000 の地図は従来2週間かかったものを3時間で出来るといわれている)、航空機やヘリコプターの速度、運行の測定、人工衛星の追跡 (波長の長いものを用いて米国では追跡している由) 等今後とも大いに利用されることと思う。ただしわが国の国状では

- i) 周波数が非常に混んでいる。特にレイジスト用として周波数割当をすることは困難である。
- ii) 基点を決定するのに時間を要する。
- iii) 機器が相当高価であるため簡易に購入することは困難である。
- iv) 測定中は四つの電波を連続発射してはならない。

等の理由でこのままの型としては今後大いに延びることは一寸望み薄と思われる。

10. 結 論

本装置がわが国としても全く新型のものであったため、種々の苦しい体験をしたが、しかしこの装置の中から学びとった電氣的回路、本装置試験までの思わざる諸

8-VII. Error Check (Fig. 4)

Going Course				Returning Course			
No.	Time Min	Lane of Green	Lane of Red	No.	Time Min	Lane of Green	Lane of Red
1	0	473.3	149.2	1	0	428.7	162.1
2	0.5	470.3	147.4	2	0.5	430.3	159.7
3	1.0	457	145	3	1.0	431.8	157.7
4	1.5	454	143.8	4	1.5	433.7	155.5
5	2.0	452.5	143.9	5	2.0	435.6	153.6
6	2.5	459.7	143.3	6	2.5	437.7	151.8
7	3.0	456	143.05	7	3.0	439.7	150.5
8	3.5	454.3	143	8	3.5	441.8	149.3
9	4.0	451.8	144	9	4.0	443.8	148.45
10	4.5	449.3	144.7	10	4.5	445.1	147.7
11	5.0	446	145.6	11	5.0	448.3	147.5
12	5.5	444.5	146.7	12	5.5	450.8	147.4
13	6.0	442.3	148.1	13	6.0	453.1	147.5
14	6.5	442	149.7	14	6.5	455.8	148.0
15	7.0	437	151.6	15	7.0		
16	7.5	436	153.6				
17	8.0	434.5	155.8				
18	8.5	432.5	158.4				
19	9.0	430.8	161.0				
20	9.5	429.2	163.8				

問題の解決は、今後日進月歩で進展するエレクトロニクス分野に延びる一助として貴重なる経験であった。

終りに本装置について種々の御援助御協力御支援を戴いた HESTING 社 Mr Cottley, 電波庁, 航空庁, 税関, 海上保安庁, ジェネラル工業, 日本無線横浜工場の各氏および各関係者の方々に甚大なる謝意を表する。

工学博士 山県昌夫序  
日産汽船工務部 田中兵衛著

新 刊 原子力船

B5判 200頁 上製函入  
定価 500円 50円

目 次

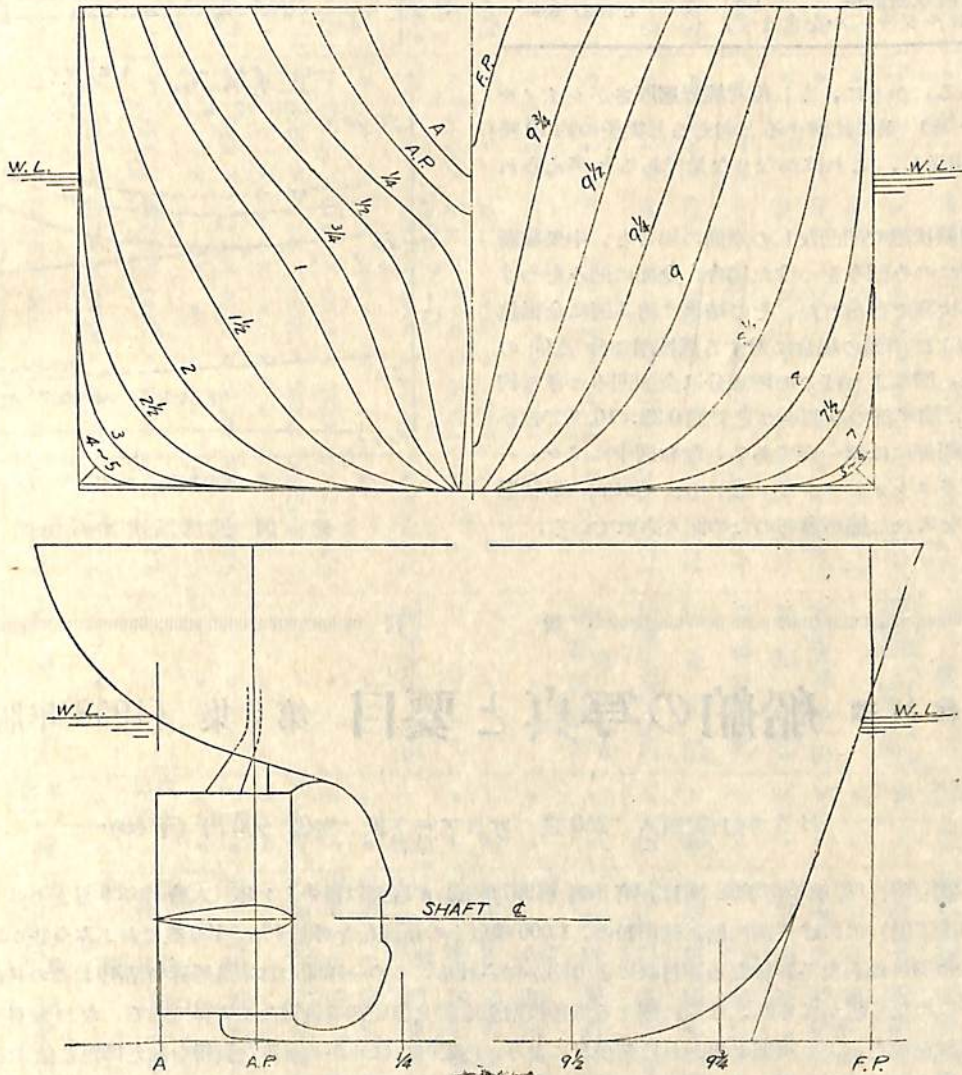
- 1. ま え が き
- 2. 原子炉のあらまし
- 3. 原子力船の出現
- 4. 原子力潜水艦
- 5. 原子力貨客船サバナ号
- 6. 原子力砕氷船
- 7. 日本原子力船調査会試設計の加圧水型原子力船
- 8. アメリカで設計された沸騰水型原子力船
- 9. 日本原子力船調査会試設計の沸騰水型原子力船
- 10. イギリスで設計されたガス冷却黒鉛減速型原子力船
- 11. 日本原子力船調査会試設計のガス冷却型原子力船
- 12. 原子力商船の基本設計並びに配置についての著者の設計

— 船体表面に凸凹を有する模型船の抵抗試験 —

溶接船に見られる如き「やせ馬」による抵抗増加は、模型試験によつてこれを解明しようとしても、相似則その他に種々困難な問題が残されていることは明かである。しかし一応模型船についての結果を知ることの意味あることと考えられる。本資料はこのような目的で行われた珍しい試験例である。

試験に使用された模型は第1表に示す如き方形係数約

0.74の大型貨物船に対応する5.5米模型船で、その正面線図および船首尾形状は第1図に示す。これに第2図に示す如き「やせ馬」状の凹みが肋骨線に平行につけられた。凹みの巾30耗は実船の長さを145米程度と考えると、丁度肋骨心距の800耗位に相当する。凹みの深さ1耗は、これをそのまま実船に換算すれば約27耗となるが、境界層厚さが当然異なるから、これは直接比較出来な



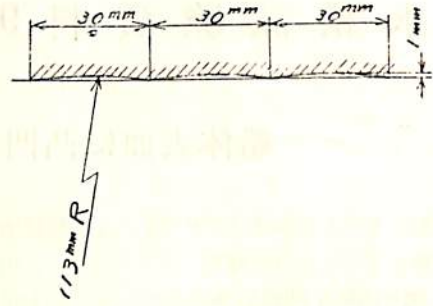
第1図 M.S.167 正面線図および船首尾形状図

第 1 表 要 目 表

M. S.	No.	167
長 (L. P. P.)		5.5000 米
幅 (B) 外板を含む		.7646 米
吃水 (d)		.3191 米
試 験 状 態	吃水線の長さ (L. W. L.)	5.6344 米
	排水量 (Δ)	989.5 kg
	$C_b$	.738
	$C_p$	.748
	$C_x$	.986
lecb (L. P. P. の%にて 夏より)		-.80
平均外板の厚さ		.7 耗
附加物付浸水表面積 (S) (ただしビルジキールを含まず)		6.1627 米 <sup>2</sup>

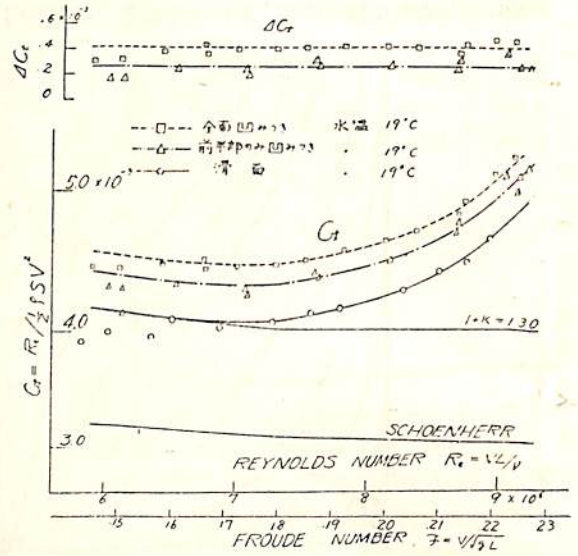
いはずである。かりに、もし相対境界層厚さがレイノルズ数の  $(-1/5)$  乗に比例すると考えると実船の約 10 耗の凹みに相当し、これはかなりな量であると考えられる。

試験は満載状態で凹凸なしの滑面の場合と、中央横断面より前方にのみ凹みをつけた場合、全面に凹みをつけた場合の 3 状態で行われた。その結果は第 3 図に全抵抗係数  $C_t$  および滑面の場合に対する抵抗増加分  $\Delta C_t$  の形で示した。図によればこの増加分は全面凹みつきで約  $0.41 \times 10^{-3}$ 、前半部のみ凹みつきで約  $0.26 \times 10^{-3}$  で、かつ速度と無関係にはぼ一定である。なお図中にはシェーンヘルンのフリクション・ラインと、ヒューズ式の形状影響係数  $K$  を入れた線が参考のため記入されている。



第 2 図 凹みの形状

RESISTANCE TEST  
(M.S. NO. 167)



第 3 図 抵抗無次元表現図

新 刊

## 天然社編 船舶の写真と要目 第 6 集 (1958 年版)

B 5 判上製函入 260 頁 写真アート紙 定価 900 円 (〒60)

昭和 32 年発行「船舶の写真と要目」第 5 集 (1957 年版) に収録以後の 1 ケ年 (大略昨年 9 月より本年 8 月までの竣工船) における国内船、輸出船の、1,000 噸以上の新造船を掲載する。190 隻におよぶ全貌が写真および百余項目にわたる詳細なる要目表により明かにされる。この一年間の日本造船界の活況はこの号により余すところなく明かにされ、世界に冠たる造船技術をも併せ窮い知る貴重なる資料である。なお要目表は相当の改訂を加え、より重要と思われる新項目により、内容的にはるかに豊富な資料を加え得たと信ずる。

昭和33年度計画 (第14次) 新造船建造適格船主一覽表

33. 12. 21. 運輸省造船課

船主	造船所	用途	船級	船型	G.T.	D.W.	主要寸法 L × B × D × d (米)	種類	主機		運力(節)		工事		期間
									馬力	公試	連續最大	滿載航速	起工	進水	
日本郵船	三菱造船・崎長	貨	NKLR	平甲板型	9,420	11,700	145.00 × 19.50 × 12.30 × 9.00	D	12,000	20.25	19.0	18.0	33.12.中	34.2.下	34.5.22
"	三菱日本・横	"	"	"	9,350	11,500	145.08 × 19.50 × 12.30 × 9.00	"	"	"	18.90	17.7	"	"	"
大阪商船	新三菱・戸神	"	NKAB	"	9,250	12,000	145.00 × 19.40 × 12.50 × 9.18	"	"	20.2	18.4	17.4	"	34.3.下	34.7.末
"	"	"	"	"	"	"	" × " × " × "	"	"	"	"	"	34.3.中	34.7.中	34.10.中
三井船舶	三井・玉野	"	NKLR	"	9,550	11,600	145.20 × 19.60 × 12.50 × 8.80	"	11,250	20.5	18.3	17.0	33.12.下	34.4.中	34.8.中
"	"	"	"	"	"	"	" × " × " × "	"	"	"	"	"	34.2.中	34.5.末	34.9.中
川崎汽船	川崎重工	"	NK	"	10,100	13,330	150.30 × 20.50 × 12.90 × 9.38	"	11,500	21.0	18.9	17.6	33.12.上	34.2.中	34.4.末
新日本汽船	日立・田島	"	"	"	9,300	12,650	145.00 × 19.60 × 12.40 × 9.28	"	12,500	20.5	19.0	18.0	33.12.中	34.6.末	34.9.末
山下汽船	日立・桜島	"	"	"	"	"	" × " × " × "	"	"	"	"	"	"	"	"
三菱海運	三菱日本・横	貨(銀)	"	凹甲板船尾機関	9,400	15,000	147.00 × 20.40 × 11.30 × 8.50	"	5,400	15.2	14.1	13.1	34.3.中	34.7.下	34.10.末
日産汽船	鋼管・潜水	"	"	"	"	"	144.00 × 20.40 × 11.90 × 8.54	"	"	15.5	"	13.0	34.3.上	"	34.9.末
日鉄汽船	浦賀船渠	"	"	"	"	"	144.00 × 20.40 × 11.80 × 8.51	"	5,600	15.8	14.4	13.4	34.2.中	34.6.下	34.9.下
東邦海運	名古屋	"	"	"	"	"	148.00 × 20.20 × 12.00 × 8.534	"	"	15.5	"	13.35	34.3.下	34.8.末	34.11.末
照国海運	吳造船	"	"	長船尾機関 船尾機関	"	"	145.00 × 20.80 × 11.70 × 8.50	"	"	15.7	14.5	13.5	34.1.上	34.4.上	34.7.下
日之出汽船	川崎重工	貨	"	凹甲板船尾機関	5,050	7,620	114.00 × 16.40 × 9.30 × 7.39	"	4,000	16.0	"	"	33.12.初	34.1.末	34.4.中
嶋谷汽船	尾道造船	貨(品)	"	凹甲板型	3,200	4,950	96.00 × 14.60 × 7.60 × 6.30	"	2,200	15.0	"	12.0	34.3.初	34.6.初	34.8.中
神原汽船	四ッ	"	"	長船尾機関	2,250	3,400	85.00 × 13.10 × 6.60 × 5.50	"	1,800	13.5	12.0	11.5	34.3.中	34.5.下	34.7.下
旭海運	金指造船	"	"	凹甲板型	3,360	5,350	101.98 × 15.00 × 7.80 × 6.41	"	2,100	14.0	12.5	11.8	34.3.15	34.7.31	34.10.15
扶桑海運	来島船渠	"	"	凹甲板, 船尾機関	2,850	4,250	86.80 × 14.50 × 7.40 × 6.35	"	2,400	"	"	12.0	34.1.下	34.5.中	34.7.中
万野汽船	波止浜	"	"	"	2,300	3,500	85.00 × 13.20 × 6.90 × 5.85	"	2,100	"	"	11.5	"	34.5.下	34.7.下
北星海運	大阪造船	"	"	長船尾機, 船橋付 セミアラト機関型	4,250	6,320	104.993 × 15.40 × 8.30 × 6.832	"	2,700	14.5	13.0	12.0	34.3.末	34.6.末	34.9.末
飯野海運	飯野・舞鶴	油	NKAB	三島型	29,400	46,736	213.00 × 30.50 × 15.20 × 11.33	"	15,600	16.0	14.6	14.6	33.12.中	34.5.下	35.2.中
日東商船	吳造船	"	"	"	29,200	46,850	213.00 × 30.50 × 15.60 × 11.35	"	17,600	16.7	15.5	16.0	34.3.上	34.8.下	34.11.下
森田汽船	日立・因島	"	NK	"	21,100	33,800	197.00 × 26.40 × 14.00 × 10.55	"	15,000	16.75	15.5	15.5	33.12.中	34.7.中	34.9.下
太平洋海運	鋼管・鶴見	"	NKLR	凹甲板船尾機関	21,800	34,800	195.072 × 27.432 × 14.021 × 10.560	"	12,000	16.5	15.0	15.0	34.2.上	34.5.下	"

# 鋼船建造状況月報 (33年11月)

船舶局造船課

## (イ) 起工船

(昭和33年11月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船主	総噸数	主機	用途	起工年月日
名村造船	310	反田商会	1,590	D 1,400	貨物船	33. 11. 21
神田造船	18	神原海運	499	〃 650	〃	33. 11. 8
芸備造船	115	広洋海運	420	〃	〃	33. 11. 3
幸陽船渠	106	広畑海運	350	〃 550	〃	33. 11. 16
竹原造船	—	佐々木産業	300	— 不明	〃	33. 11. 18
金川造船	16	英雄海運	850	D 1,000	油槽船	33. 11. 8
白杵鉄工	1013	永井海運	1,150	〃 1,100	〃	33. 11. 18
大洋造船	155	有明海自動車 航送組	450	〃 350	雑船 (自動車 航送)	33. 11. 15
広洋興業	70	富士金属	300	—	〃 (浚)	33. 11. 20
鋼管清水	150	リベリヤ	12,400	D 7,500	輸出 (貨)	33. 11. 10
三菱, 神戸	895	バナマ	9,350	〃 5,300	〃 (〃)	33. 11. 29
三菱日本, 横浜	832	ヒリッピン	8,606	〃 9,300	〃 (〃)	33. 11. 15
N. B. C. 呉	80	リベリヤ	16,700	T 12,500	〃 (鉦石)	33. 11. 10
岸上造船	171	増田海運	430	D 450	貨物船	33. 10. 30
竹原造船	50	三洋海運	300	〃 350	〃	33. 10. 27
常石造船	15	田中喜代松	600	— 不明	〃	33. 10. 27
三津浜造船	30	庭瀬実	350	D 420	油槽船	33. 10. 15
竹原造船	37	広洋海運	400	〃 60	貨物船	33. 9. 28

外 30 隻 (300 噸未満) 3,027 總噸

起工船合計 48 隻 58,072 總噸

## 起工警備艦

(昭和33年11月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	注文者	排水噸	主機	型式	起工年月日
三井造船	647	防衛庁	1,700	T 17,500×2	甲 警	33. 11. 8

合計 1 隻 1,700 排水噸

## (ロ) 進水船

(昭和33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	進水年月日
佐野安船渠	151	花光丸	三光汽船	8,750	D 6,500	貨物船	33. 11. 27
大阪造船	139	三鷹丸	N. Y. K. 共有 正福汽船	5,400	〃 3,450	〃	33. 11. 12
日本海重工	80	開運丸	小西海運漁業	1,350	〃 1,800	〃	33. 11. 18
日立, 向島	3876	弓島丸	自 社	1,900	〃 1,500	〃	33. 11. 24
播磨造船	547	第 21 二島丸	二島海運	360	〃 375	〃	33. 11. 15
大洋造船	152	柏山丸	柏 商店	1,595	〃 1,400	〃	33. 11. 27
神田造船	17	第 11 太陽丸	太陽運輸	430	〃 580	〃	33. 11. 12
岸上造船	—	第 1 福栄丸	大橋一美	430	〃 500	〃	33. 11. 12
幸陽船渠	88	第 15 大成丸	共和産業海運	695	〃 900	油槽船	33. 11. 10
鋼管清水	149	Butterfly	リベリヤ	12,400	〃 7,500	輸出 (貨)	33. 11. 8
三菱, 神戸	894	Sira	バナマ	9,350	〃 5,300	〃 (〃)	33. 11. 29
三菱日本, 横浜	825	Andros Tanker	〃	23,600	T 19,000	〃 (油)	33. 11. 25
三菱, 長崎	1496	Kenai Peninsula	アメリカ	27,400	〃 17,600	〃 (〃)	33. 11. 29



川崎重工	963	Arctic Sea	リベリヤ	24,700	T	16,500	輸出(油)	33. 11. 12
N. B. C. 具	78	Ore Mercury	"	16,700	"	12,500	" (鉱石)	33. 11. 8
外 43 隻 (300 噸未滿) 5,346 總噸								

進水船合計 58 隻 140,406 總噸

(ハ) 竣 工 船

(昭和33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	
飯野重工	42	宗島丸	飯野海運	9,500	D	12,000	貨物船	33. 11. 29
浦賀船渠	718	宝来丸	八馬汽船	8,600	"	5,400	"	33. 11. 11
名古屋造船	144	富山丸	宮地汽船	8,750	"	5,600	"	33. 11. 23
藤永田造船	63	明城丸	明治海運	8,600	"	5,400	"	33. 11. 15
名村造船	307	第8大源丸	名村汽船	3,100	"	1,700	"	33. 11. 27
佐野安船渠	150	菊光丸	三光汽船	8,750	"	6,500	"	33. 11. 27
"	157	水星丸	東光商船	3,300	"	2,400	"	33. 11. 4
大阪造船	146	奈良山丸	三井船舶	5,000	"	3,840	"	33. 11. 10
播磨造船	521	帝光丸	三光汽船	7,200	"	4,900	"	33. 11. 6
"	540	千栄丸	渋沢倉庫	360	"	375	"	33. 11. 14
"	541	久栄丸	"	"	"	"	"	"
大和造船	8	大豊丸	大和海運産業	1,000	"	1,100	"	33. 11. 18
瀬戸田造船	80	正芳丸	自 社	500	"	650	"	33. 11. 2
三菱、下関	522	長浦丸	三菱海運	4,950	"	3,000	"	33. 11. 21
岸本造船	104	第2正進丸	関西汽船	254	"	330	"	33. 11. 5
来島船渠	18	第5神鋼丸	丸神海運	250	"	200	"	33. 11. 18
今治造船	54	第5久吉丸	村上文夫	220	"	380	"	33. 11. 15
波止浜造船	70	第11印崎丸	嶋 一 郎	260	"	350	"	33. 11. 20
播磨造船	523	剛邦丸	飯野海運	28,200	T	17,600	油槽船	33. 11. 11
佐世保船	124	幾洋丸	大洋商船	20,600	"	15,000	"	33. 11. 29
函館ドック	241	輝和丸	平和汽船	1,400	D	1,550	"	33. 11. 15
塩山船渠	237	大日興丸	日興海事	210	"	275	"	33. 11. 22
太平工業	26	第8愛徳丸	愛徳汽船	205	"	280	"	33. 11. 2
徳島造船	26	第32宝幸丸	宝幸水産	240	"	550	漁船(鮪)	33. 11. 15
林兼造船	926	第18利丸	大洋漁業	780	"	3,500	" (捕鯨)	"
金指造船	301	第11新南丸	泉井安吉	320	"	650	" (鮪)	33. 11. 4
"	302	第68大栄丸	吉井一良	250	"	"	" ( )	33. 11. 21
三保造船	236	茨城丸	茨城県漁業公社	350	"	800	" ( )	33. 11. 9
"	237	若千葉丸	千葉 県	280	"	650	" ( )	33. 11. 10
函館ドック	235	Profitis Elias	ギリシヤ	8,200	"	5,400	輸出(貸)	33. 11. 5
日立・桜島	3811	Delphic Eagle	バ ナ マ	12,900	"	8,750	" ( )	33. 11. 27
新三菱・神戸	890	Polaris	"	9,350	"	5,300	" ( )	33. 11. 26
三菱・広島	135	Dono Mari	リベリヤ	10,350	T	7,150	" ( )	"
飯野重工	36	Atlantic Unity	"	20,500	"	15,000	" (油)	33. 11. 14
三保造船	231	Estancia	ヒリッピン	1,950	D	1,500	" (冷運兼罐詰)	33. 11. 19
来島船渠	17	第1鶴富士丸	魚海資一	498	"	580	油槽船	33. 11. 15
横浜造船	393	桜島丸	ゼネラル物産	290	"	330	"	"
山西造船	350	第5明神丸	阿部秀吉	240	"	550	漁船(鮪)	33. 11. 2
外 27 隻 (200 噸未滿) 2,227 總噸								

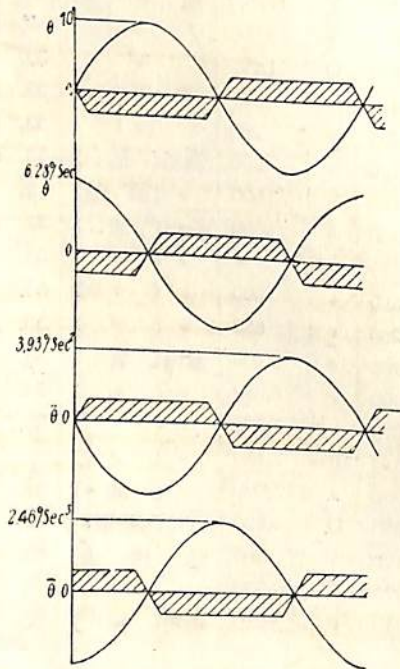
竣工船合計 65 隻 190,194 總噸

# 特許解説

特許庁 飯沼義彦

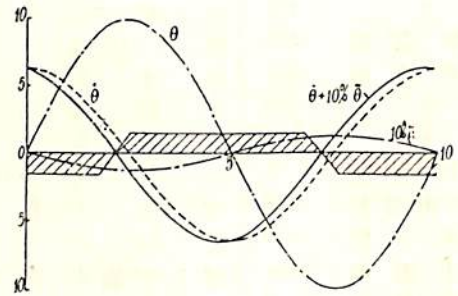
船舶安定装置 (昭和33年特許出願公告第9,519号,  
 発明者・ジョン, ベル, 出願人・ミヤヘッド, エ  
 ンド, コンパニー, リミテッド, —イギリス)

本発明は船体の動揺を制止する装置において、船体の動揺状態を検出し安定機に信号を送るための制御機構の改良に係るものである。従来この種の制御方式として、船体の動揺状態を検出してから安定機が実際に作動を始めるまでの時間的ずれを考慮して、動揺の角速度を検出し、この位相を若干進めて安定機に制御信号を送るようにしたものが発明されているが、本発明においてはさらに船体の動揺が風波により単振動 (正弦波) の状態から逸脱した量を検出し、これに対応する信号を前記の時間的ずれを考慮した制御信号に附加することによって動揺に対抗する安定作用を一層効果的ならしめたものである。図面について説明すると第1図は船体の動揺角  $\theta$  と時間との関係および  $\theta$  を時間でつきつぎに微分した  $\dot{\theta}$ ,  $\ddot{\theta}$ ,  $\ddot{\theta}$  を示すもので図中斜線部分は動揺に対抗する制止モーメントを表わす。この図から明らかのように船体

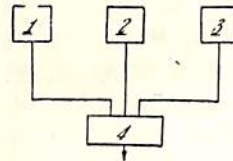


第 1 図

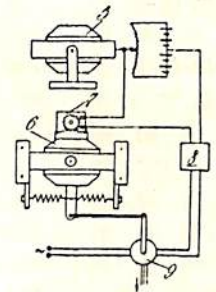
の動揺が単振動である限り  $\theta$  と  $\ddot{\theta}$  は位相が 180 度ずれているだけで波形が等しいから振幅を等しくして合成すればその合成信号は零となる。しかしながら船体の動揺が単振動から離脱するとその外れた量に応じて  $\theta$  に対する  $\ddot{\theta}$  の波形は変るのでこれらを合成した信号はある値を発生する。本発明はこの合成信号を  $\dot{\theta}$  の検出装置から発生する信号に附加して安定機に送信するようにしたものである。 $\theta$  と  $\ddot{\theta}$  の合成信号の代りに  $\dot{\theta}$  と  $\ddot{\theta}$  の合成信号を用いることもできる。第2図は角速度  $\dot{\theta}$  に対応する信号に、振幅を 10% に減じた角加速度  $\ddot{\theta}$  の信号を加えることにより制御信号の位相を進め、安定機に対する時間的調整をはかる方法を図解したものである。



第 2 図

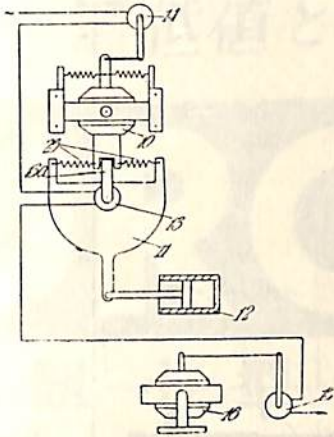


第 3 図



第 4 図

第3図は本発明装置の略図で、1, 2, 3はそれぞれ  $\theta$ ,  $\dot{\theta}$ ,  $\ddot{\theta}$  を検出する装置を示し、これらの諸装置を加算装置4に接続してこの加算装置から安定機に制御信号を送る。第4図は本発明の一実施例を示すもので動揺角  $\theta$  を検出するジャイロ5により可変分圧器の接点を調節して  $\theta$  に応ずる電圧を発生せしめ、また  $\dot{\theta}$  に応じて偏位するジャイロ6に連結された発電機7によって  $\dot{\theta}$  に比例する電圧を発生せしめる。これらの  $\theta$ ,  $\dot{\theta}$  に対応する2電圧を互に 180 度の位相差をもつて直列に接続し、得られた差電圧を磁気増幅器8で適宜増幅する。他方交番界磁巻線とそれに直角方向の附加巻線とを具えたマグスリ

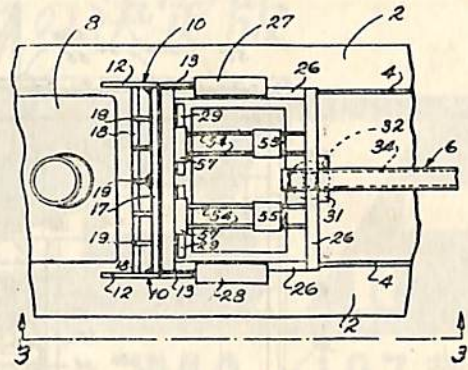


第 5 図

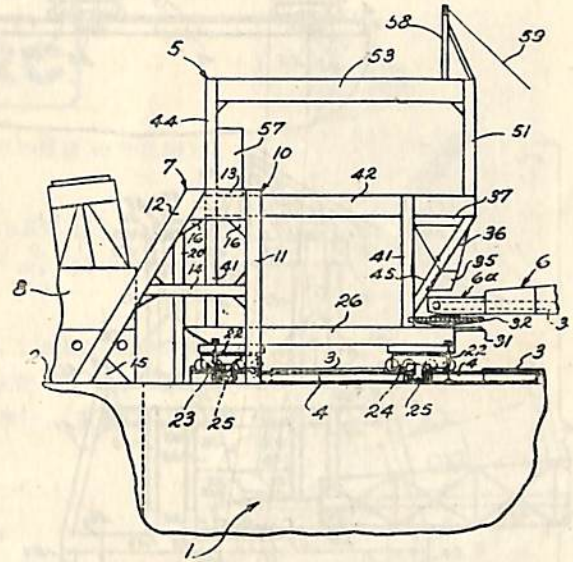
ップ9をジャイロ6に連結して $\theta$ に  
 應ずる電圧を発生せしめ、この電  
 圧に前記の増幅器8により増幅され  
 た電圧を加えて安定機に信号を送  
 る。第5図は本発明の他の実施例  
 を示しており、 $\dot{\theta}$ に応じて偏位す  
 るジャイロ10とマグスリップ14と  
 により $\dot{\theta}$ に比例する電圧を発生せ  
 しめるとともにこのジャイロに連  
 結された制動器に与えられる力す  
 なわち図におけるスプリング25の  
 偏位によりマグスリップ13に角加  
 速度 $\ddot{\theta}$ に比例する電圧を発生せし  
 め、またジャイロ16とマグスリッ  
 プ15とによつて揺角 $\theta$ に應ずる  
 電圧を発生せしめ、これらの3電  
 圧が合成されて安定機に信号を送  
 るようになつてゐる。

散荷船用万能荷下機 (昭和33年特許出願公告第  
 10,070号, 出願人・発明者・ウィルフォード,  
 ギルモア, バートンフェルド, —アメリカ)

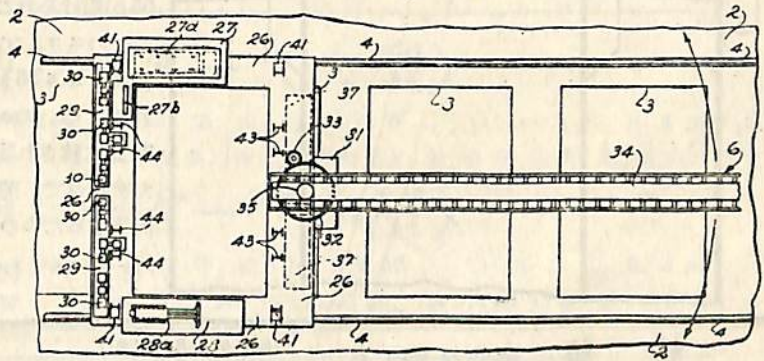
本発明は散荷船の甲板上に敷設され  
 た軌道に載置される走行荷役装置の改  
 良に係るもので、中央が開口してい  
 る走行基台に2組以上のスコップを懸  
 垂したトロリと左右舷いずれにも回  
 動し得るブームとを具え、スコップ  
 で交互にすくいあげた艙内の散荷を  
 ブームに沿つて設けられたコンベヤ  
 により連続的に岸壁へ荷下するよ  
 うにしたものである。図面について  
 述べると第1図



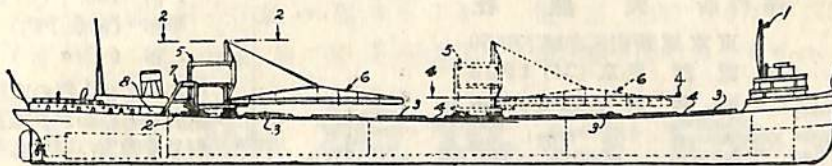
第 2 図



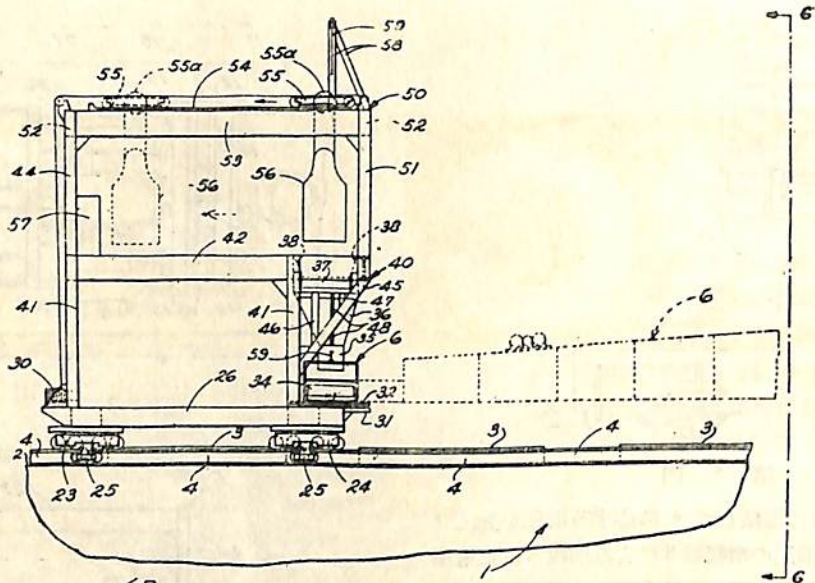
第 3 図



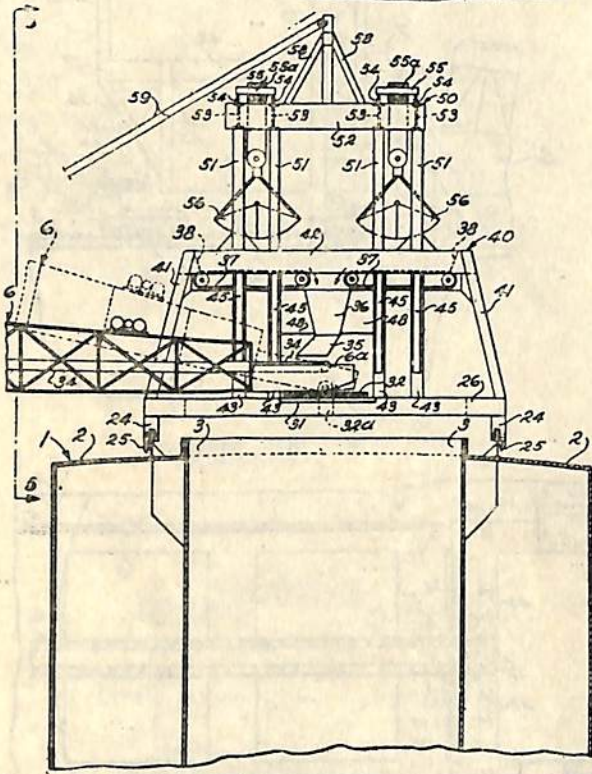
第 4 図



第 1 図



第  
5  
図



は本発明による荷役装置を設けた散荷船の側面図、第2図は第1図の線2-2から見た平面図、第3図は第2図の線3-3から見た側面図、第4図は第1図の線4-4から見た平面図、第5、6図はそれぞれ荷役作業中の本装置の側面図および正面図である。本荷役装置の基台26は台車23, 24を具え走路4に沿って荷役作業を行なおうとするハッチへ自由に移動することができる。また基台26にブーム6が枢着され、これは水平面内において180度回転し得るとともに垂直面内においても若干回転し得るように設けられる。このブーム6はベルトコンベヤ34を具えている。さらに基台26上の骨組には天井トロリ55が設けられこれにスコップ56が懸垂される。

このスコップ56により艙内からすくいあげられた散荷はトロリ55によって移動されエプロン37上におろされる。ついでホッパー36を介してブーム6のコンベヤ34上に移され陸揚げされる。なお7は甲板上に設けられたケージで、荷役装置を使用しないときにこれを船体に固定するためのものである。

第 6 図

船 舶 第32巻第1号  
 発行所 天 然 社  
 東京都新宿区赤城下町50  
 電話 東京(34)1908  
 振替 東京79562番  
 発行人 田 岡 健 一  
 印刷人 研 修 舎

昭和34年1月12日発行  
 定価150円(送12円)

購 読 料  
 1冊 150円(送12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

最低値と小型化の決定版

# JRCレーダー

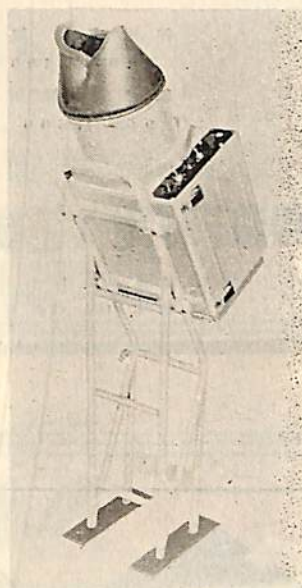
超小型

JMA-107型

性能

JRC

空中線	反射鏡 長さ4呎 重量40kg, 平均風速40米に耐える 水平幅射角度2°
送受信機	周波数 9345~9405 Mc, 尖頭出力8KW 以上, パルス巾 0.25 $\mu$ s 繰返し周波数 1000 サイクル, 415巾×500高× 246mm 奥行, 重量 28kg
指示機	7吋, メタルバック, ブラウン管, 2.8及び20哩の3範 囲, 距離分解能は70米, 方位分解能 2°, 最小探知距離 70米, 310巾×302高×724mm 奥行, 重量 20kg
電源	JMA-107 A            24 VDC JMA-107 B            100 VDC JMA-107 C            110V 60 c/s



## JMA-103型レーダー (大型)

周波数 9320~9430 Mc 尖頭出力30KW パルス巾 0.4  $\mu$ s  
12吋メタルバック, ブラウン管 2.5, 10, 25, 40哩の5範囲, 最小探知距離80米

## JMA-101型レーダー (小型)

周波数 9320~9430 Mc 尖頭出力30KW パルス巾 0.4  $\mu$ s  
7吋メタルバック, ブラウン管 1, 3, 8, 20哩の4範囲, 最小探知距離80米

東京・澁谷・千駄ヶ谷5~14 電話 (34) 0111 (10)

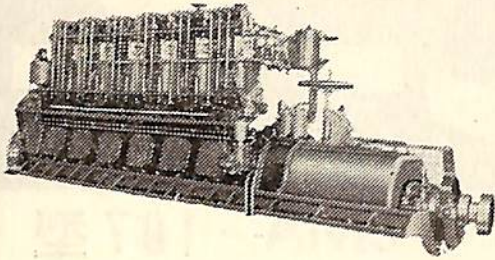
大阪・北・堂島中1~22 電話 (34) 0656~9

# 日本無線株式会社



# カネガフチ デイゼル

JIS 表示許可工場  
(選AO-9号)



船用主機用  
120-1,600 H P  
船用補機用  
95-1,600 H P

## 鐘淵デイゼル工業株式会社

東京都葛田區隅田町2丁目  
電話 城東 (68) 代表 5391~3番



# 名古屋造船株式会社

取締役社長 福原敬次

本社 名古屋港区昭和町一三番地  
電話 南(32)代表五五三一―八番  
東京事務所 東京都千代田区丸の内の一六の一東京海上ビル新館四階  
電話 東京(28)六九八二―四番  
神戸事務所 神戸市生田区明石町三二一(明海ビル内)  
電話 三ノ宮(3)六六五一―番

各種船舶の建造並修理  
貨客鉄道車輛の新造並修理  
橋梁・鉄工工事一般



信頼を持って使用される

# 住友の船舶用電線

井ゲタロイ  
(超硬質合金工具)  
熔接棒芯線  
防振ゴム

## 住友電気工業株式会社

東京・大阪  
福岡・名古屋

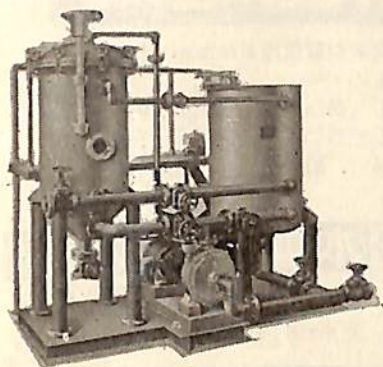
# 特許 ウルトラ フィルター

1/2の濾過面積で  
2倍の濾過量



硅藻土  
濾膜による  
完全濾過

- ◎一回の濾過で完全清澄  
(0.1ミクロン迄微粒子完全除去保証)
- ◎据付面積最小
- ◎操作簡便



- ▽復水中の油分除去
- ▽飲料水用
- ▽燃料油・機械油・潤滑油の浄化
- ▽溶槽浄化用

クーポン  
はがきに御氏名  
記入の上貼付し  
御申込み下さい  
カタログを差上  
げます。  
船  
切取線

## ミウラ化学装置株式会社

東京都目黒区下目黒3の541 電話 目黒 (712) 2265  
大阪市住吉区帝塚山東二丁目13 電話 住吉 (67) 0251・0252  
弊社直接或いは……代理店を通じて御照会下さい。  
代理店 三菱商事・第一物産・日協産業・宍戸商会

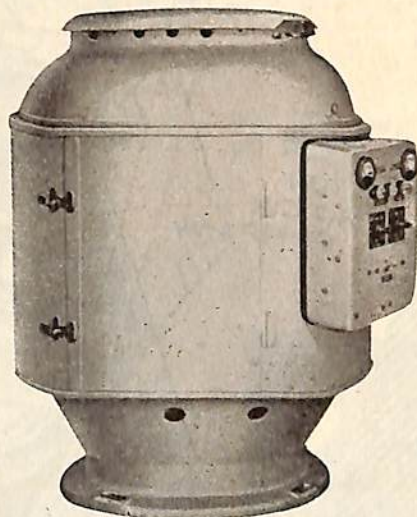


# 伝統と実績!!

## スペリー式

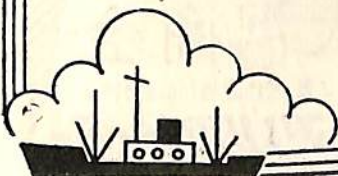
- ★ MK14・MOD2  
ジャイロ・コンパス
- ★ レート・ジャイロ・パイロット
- ★ MK2・マリン・レーダー
- ★ マリン・ローラン
- ★ その他各種航海計器

サービス・ステーションの充実



## 株式会社 東京計器製造所

東京都大田区東蒲田4-31 電話 (73) 2211 (代); 7181 (代)  
長崎・下関・神戸・大阪・名古屋・横浜・東京・函館



鋼鉄製の蓄電池!!

落しても、破壊しない。

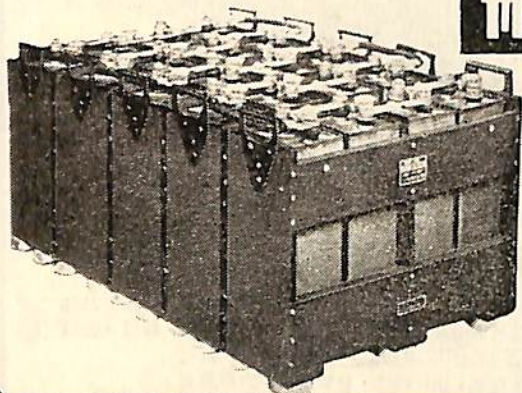
鉄鋼材を全く侵さぬ。

長日月放置しても劣化しない。



これが…………… GSアルカリ式

# 船舶用蓄電池



而も壽命は従来の蓄電池をはるかに超越した長大なものです。

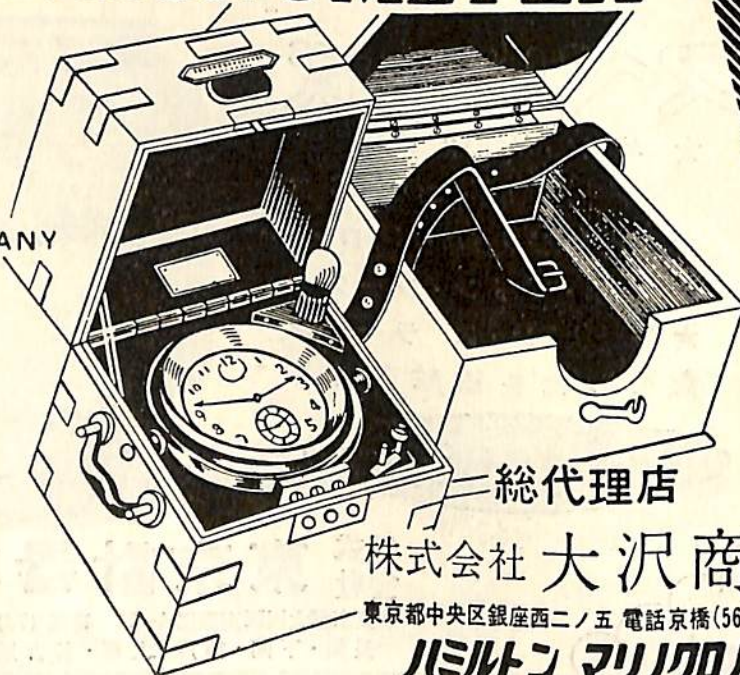
又電氣的にも乱暴な取扱いに充分に耐え、亦比重の測定記録の必要は全くなく、従つて保守容易で、船舶用として理想的の蓄電池です。

## 日本電池株式會社

本社 京都市南区吉祥院西ノ庄猪之馬場町  
支店營業所 東京・福岡・大阪・名古屋・札幌・仙台

# HAMILTON MARINE CHRONOMETER

HAMILTON  
WATCH  
COMPANY



総代理店

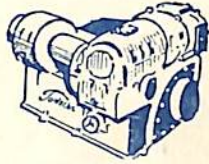
株式会社 大沢商会

東京都中央区銀座西二ノ五 電話京橋(56)8351-5

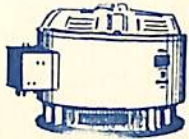
ハミルトン マリナクロノメーター



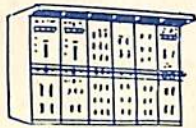
# 東芝の船舶用電気機器



電動ウインチ



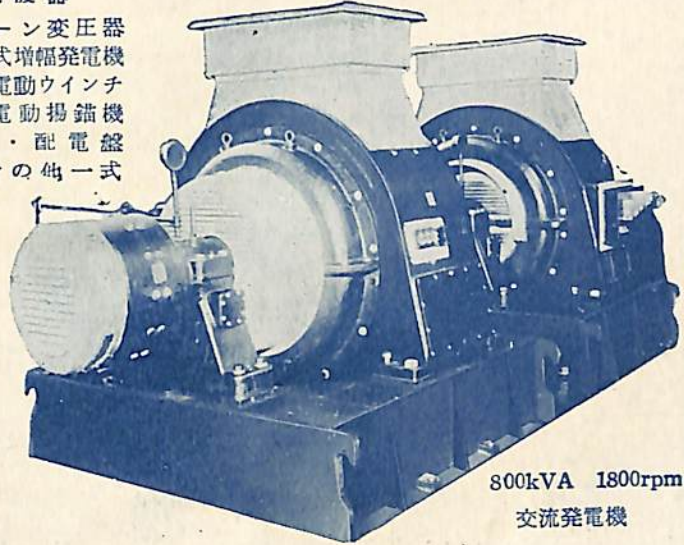
大型電動機



主配電盤

## 主要電気機器

発電機・シリコン変圧器  
アンブリダイン式増幅発電機  
磁気増幅機器・電動ウインチ  
各種電動機・電動揚錨機  
電動緊船機・配電盤  
制御装置・その他一式



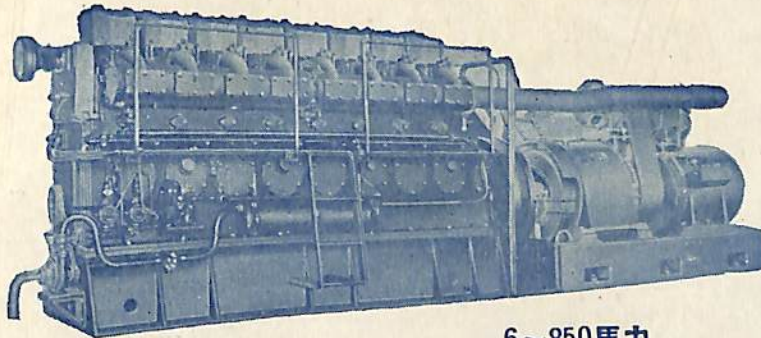
800kVA 1800rpm  
交流発電機

東京、大阪、福岡、名古屋、広島、富山、**東京芝浦電気株式会社**  
仙台、札幌、高松、小倉、大牟田、金沢、新潟

Toshiba

# 船舶補機……

発電・動力・ポンプ用に



6~850馬力

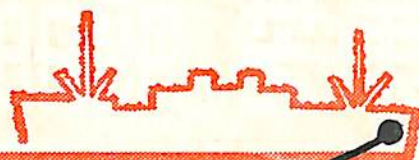
**クボタ**  
ディーゼル



久保田鉄工株式会社

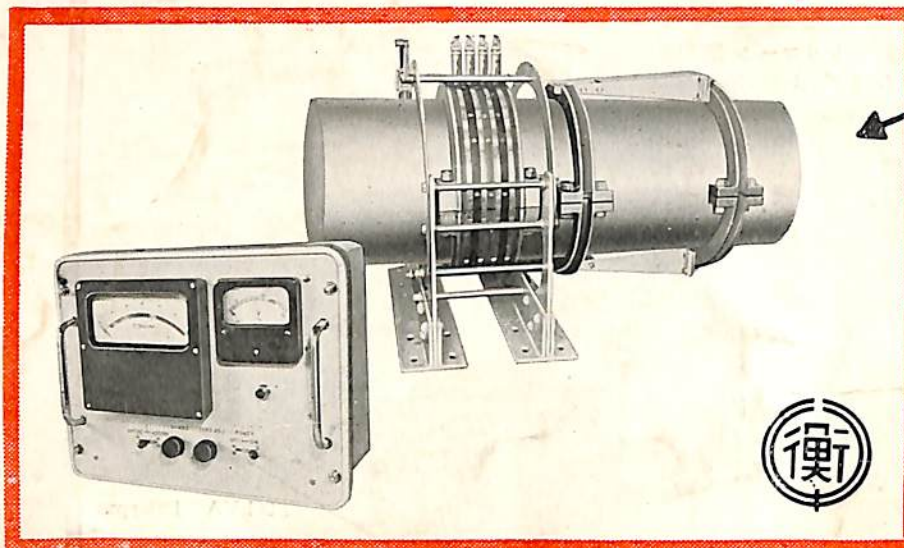
大阪市浪速区船出町2丁目 東京・福岡・札幌・名古屋・室蘭

# 電気式船用トルクメータ



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)  
 大阪市南区八幡町6 ・TEL 南(75) 6140  
 福岡県宗像郡津屋崎町・TEL 津屋崎104

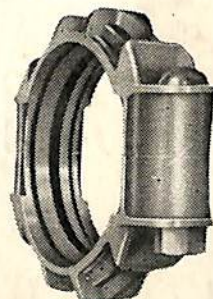
株式会社 東京衡機製造所

船舶 第三十二卷 第一号  
 昭和五十二年三月二十日  
 昭和三十四年一月十七日  
 印刷所 (毎月一回) 兼印刷人

編集発行 東京都新宿区赤城下町五〇番地  
 兼印刷人 新田岡健一  
 印刷所 研 鴻市東堀通 舍 四

## ヴィクトリックジョイント

可撓性 不漏性 伸縮性



1. いかなるパイプにも簡単に取付けられるヴィクトリックジョイント
2. 労力と時間を節約し能率を増加するヴィクトリックジョイント



## 日本ヴィクトリック株式会社

本社 東京都千代田区丸の内1丁目6番地1  
 東京海上ビルヂング新館内 TEL.(28) 8974-5  
 大阪工場 大阪市城東区新喜多町1丁目107番地  
 TEL.(33) 2025・0491

保存委番号:

52092

IBM 5541

本号定価 一五〇円  
 発行所 天  
 東京都新宿区赤城下町五〇番地  
 然社  
 振替・東京七九五六二番  
 電話東京四〇一九〇八番