

上場中

船舶

1

VOL. 31



昭和五年三月二十日 第三郵便物認可
昭和二十三年一月七日 発行
昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認 誌光四〇六号

47,000重量吨タンカー
「ANDROS TEMPEST」
昭和32年12月23日進承

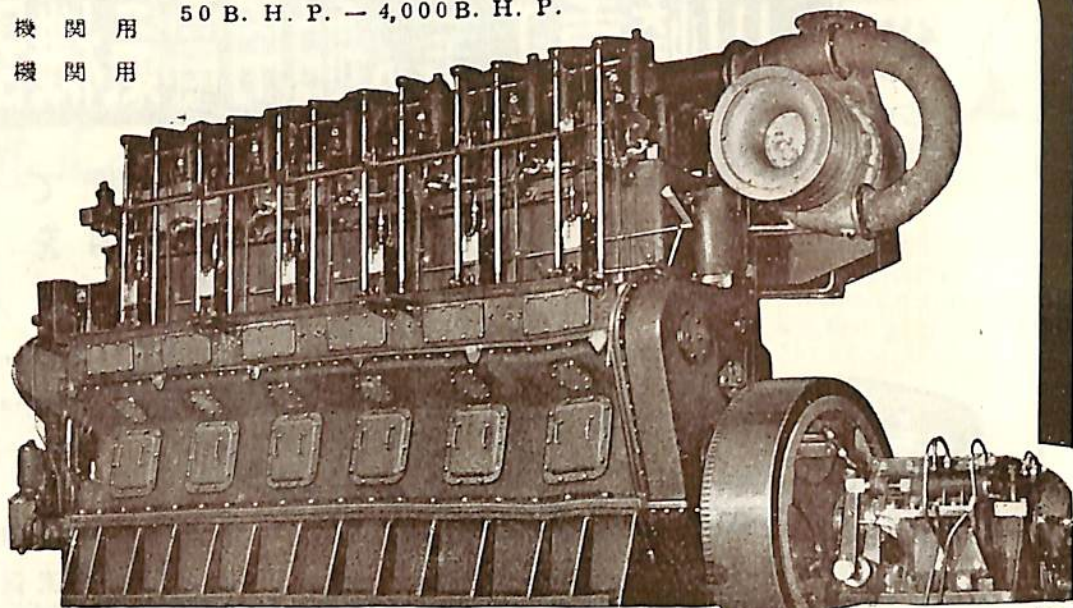


日立造船株式会社

天 然 社

AKASAKA DIESEL

船 舶 主 機 関 用 50 B. H. P. - 4,000 B. H. P.
 船 舶 補 機 関 用



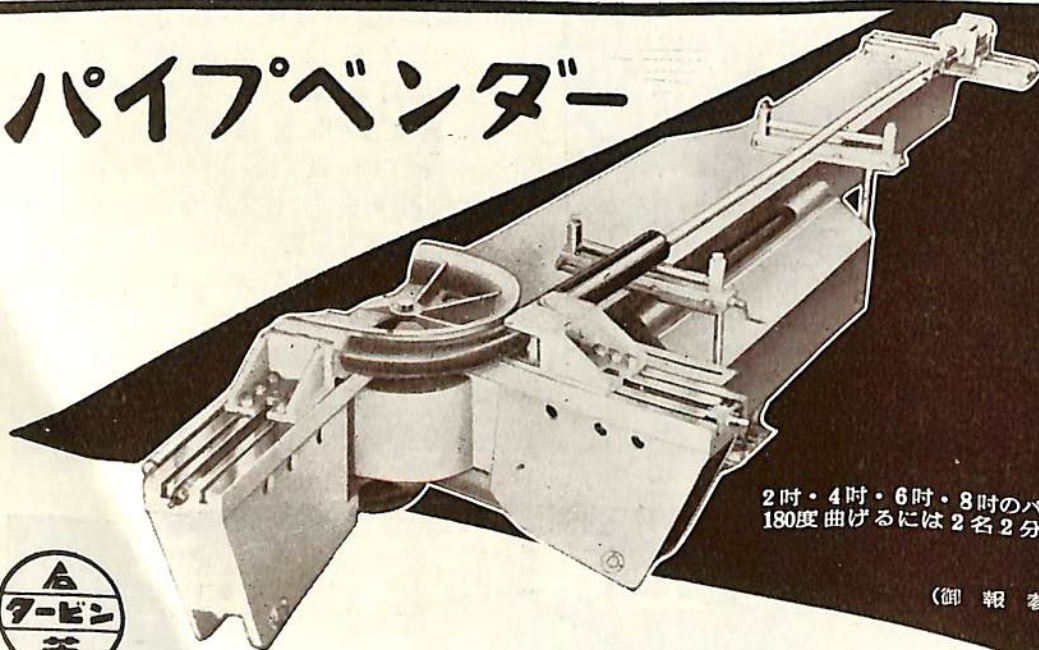
創 業
 60 年



株式 赤阪鉄工所
 会社

本 社 東京都中央区銀座1の9 電話 京橋(56)4902, 4903
 出張所 大阪市西区奥美町30 電話 新町(53)3602
 工 場 静岡県焼津市中392の1 電話 焼津2121-2125

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)



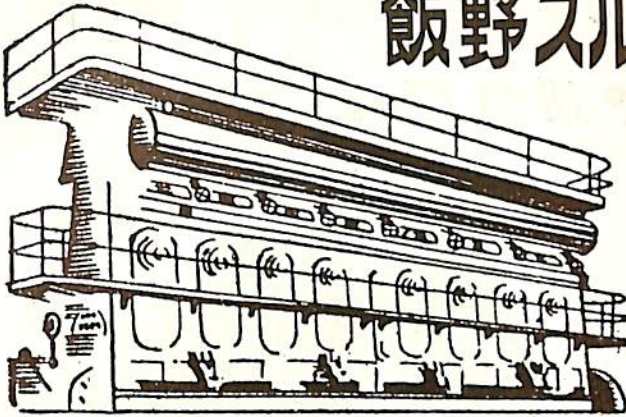
石川島芝浦タービン株式会社

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

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 型各種
2,000~1,5000 B. H. P.

小型として
TD, TAD, MD, MPD 型各種
1,200~6,000 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. (27) 0431-9, 1431-9.
大阪事務所 大阪市南区三津寺町20 三信ビル TEL. (75) 3807, 4202

製造工場 京都府 舞鶴造船所

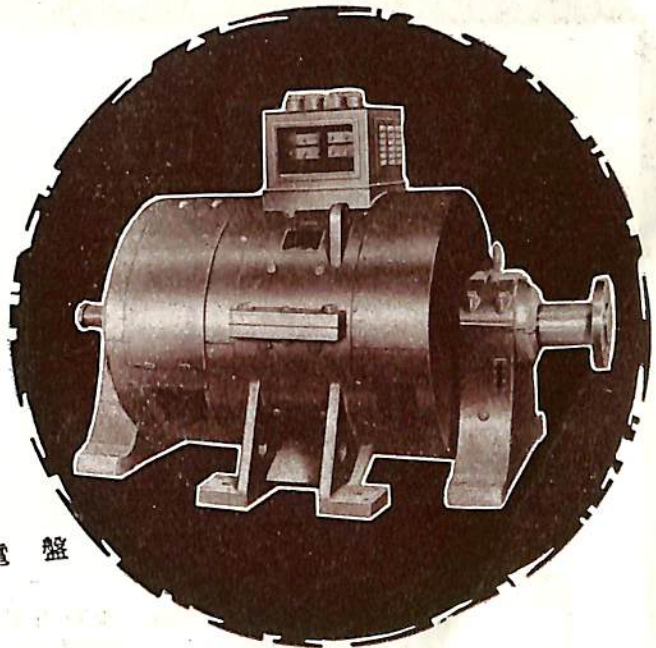
信用と技術

大洋

発電機

電動機

管制器 制御器 配電盤



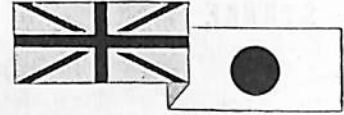
大洋電機株式会社

東京都千代田区神田錦町3-16
TEL 東京 (29) 5916~9
工場 岐阜 出張所 下関, 札幌, 函館

NIIGATA

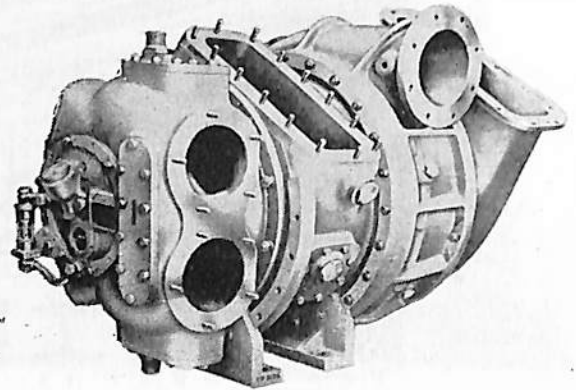
世界的性能
最高の信頼度

英国ナピヤ社と技術提携



ニイガタナピヤ 排気タービン過給機

精 小 独 強 優 経	選 特 性 れ	特 の 軸 支 た	長 れ 受 持 適 濟	材 給 油 法 合	料 量 と 置 性
----------------------------	------------------	-----------------------	----------------------------	-----------------------	-----------------------



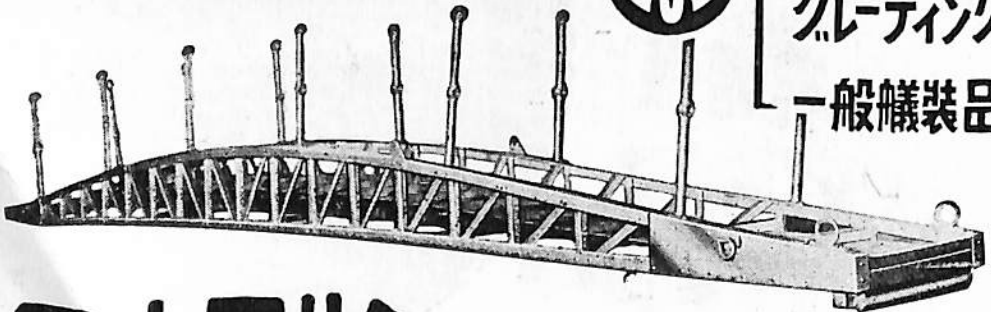
株式会社 新潟鐵工所

本社 東京都千代田区九段1-6 電話(33) 8391・8491
支社 大阪・新潟 営業所 名古屋・札幌・下関・福岡

特殊軽合金製

船舶部品

舷梯
岸壁梯子
クレーンク
一般機装品



日本アルミニウム工業株式会社

大阪市東淀川区宮原町四七二番地
東京支店 東京都中央区日本橋通三丁目七番地

船舶

第 31 卷 第 1 号

昭和 33 年 1 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

周期的回転運動を行う圓筒面に伴う層流境界層…………… 田 宮 真…(41)

船の摩擦抵抗に對する粗度影響 …………… 笹 島 秀 雄…(44)

大型タンカーに関する 2, 3 の問題 …………… 谷 口 中…(48)

大型油槽船の船巾と吃水の変化が推進性能におよぼす影響についての水槽試験 ……………
土田 陽・横尾幸一・大橋誠三…(54)

船型試験によるアドミラルティ係数 (4) …………… 菅 四 郎…(61)

AU 型 5 翼推進器の設計図表について …………… 矢 崎 敦 生…(64)

防衛庁技術研究所目黒試験場水槽施設について …………… 菅 野 三 男…(71)

〔文献〕最近の海外における試験水槽施設 …………… (83)

〔水槽試験資料 84〕船尾バケツト型自航浚渫船の模型試験 …………… 船舶編集室…(86)

青函連絡船十和田丸の概要 …………… 日本国有鉄道・船舶部船務課…(89)

カットレスベアリングについて …………… 横浜護謄製造株式会社…(99)

〔文献〕原子力船——10 年間の見通し—— ……………

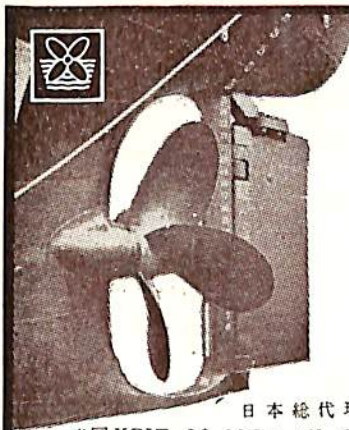
ヤーウェー衝撃トラップの効果および原理 …………… ガデリウス商会…(82)

鋼船建造状況月報 (昭和 32 年 11 月) …………… 船舶局造船課…(108)

〔特許解説〕可変ピッチ推進器管制装置・船舶用調整動揺計・被覆組成物 …………… 飯 沼 義 彦…(110)

写 真 進 水——☆ぐるうりあ丸 ☆ほのる丸 ☆ No.2 TSUBAME MARU ☆ SEAKITE ☆ 新田丸
☆ 英和丸 ☆ 大向丸 ☆ ATLANTIC SUNRISE ☆ ATLANTIC SUNBEAM
☆ NAESS LEADER

竣 工——☆ 山宮丸 ☆ 若徳丸 ☆ WORLD INTELLIGENCE ☆ 昭洋丸 ☆ あじあ丸 ☆ 椿名丸
☆ 楓丸 ☆ 第 26 興南丸 ☆ 仁栄丸 ☆ PACIFIC CONQUEROR ☆ SUNWALKER
☆ PHANON



**SCIMITAR
NICKELUM
PROPELLERS**

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

ニカルウムは船のプロペラー用合金の改良品で、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効率で、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
バード*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

井上商會
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・ハッチカバー

運輸省・NK認定

クレモナ・ロープ1号

クレモナ・ロープ5号

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)	乙種
5006号	第904号)	甲種
5008号	第905号)	甲種
5010号	第907号)	乙種

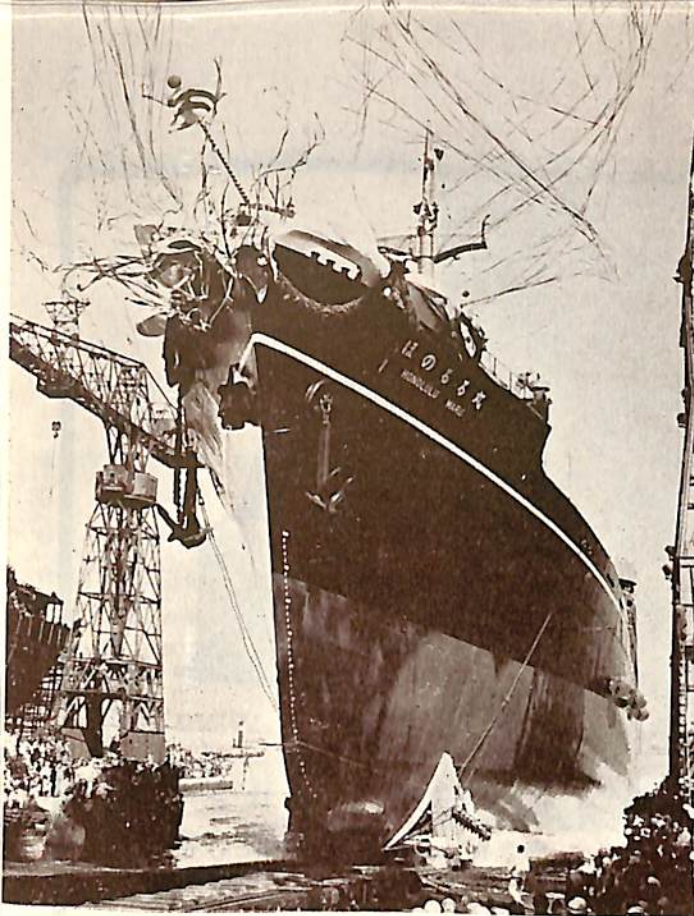


特長

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



ほのるる丸



ぐろうりあ丸

船主 大阪商船株式会社
 造主所 新三菱重工業・神戸造船所

全長約 156.13 m 長(垂) 145.00 m 幅(型) 19.40 m
 深(型) 12.50 m 吃水 9.18 m 総噸数約 9,380 噸
 載貨重量約 11,840 噸 速力 17.4 ノット 主機 三菱
 神戸ズルター 9 RSAD-76 スーパーチャージド付ディ
 ーゼル機関1基 出力 12,000 BHP 船級 NK, LR
 進水 33 11-13

船主 三菱海運株式会社
 造船所 三菱日本重工業・横浜造船所

全長 145.60 m 長(垂) 137.00 m 幅(型) 19.00 m
 深(型) 11.80 m 吃水 8.87 m 総噸数 8,300 噸
 載貨重量 11,600 噸 速力 18.75 ノット 主機 横浜
 M.A.N K62⁷⁸/140 C型ディーゼル機関1基 出力 8,200
 BHP 船級 NK, LR 起工 32-8-3 進水 32-11-21
 竣工 33-2 予定

8

つの

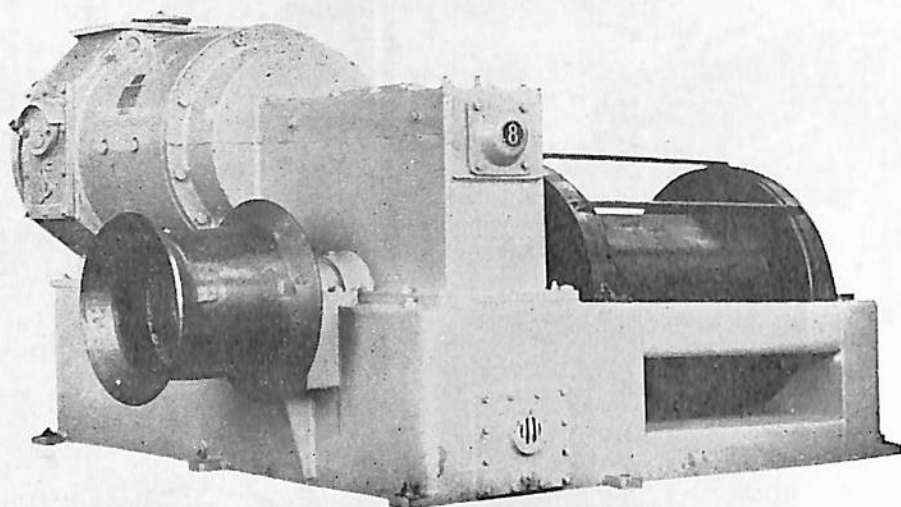
船舶塗料

- ・ビニレックス (塩化ビニール樹脂塗料)
- ・LZプライマー (鉄面用下塗塗料)
- ・CRマリーンペイント (ノンチヨウ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)
- ・ノンスリッブ (滑止塗料)

大阪市大淀区浦江北4
 東京都品川区南品川4



日本ペイント



堅牢で故障がない
保守が簡単である
消費電力が少ない

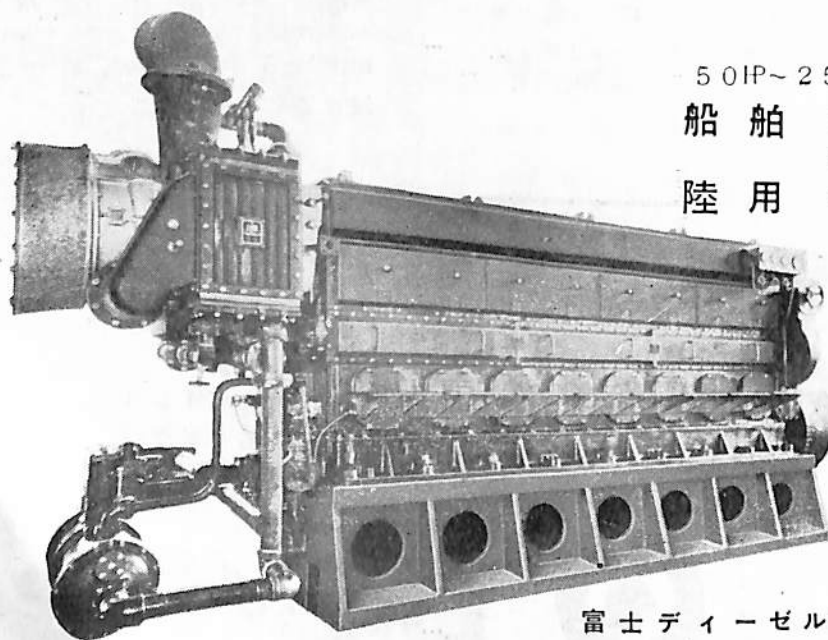
富士電機製造株式会社
東京都千代田区丸の内2の6



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

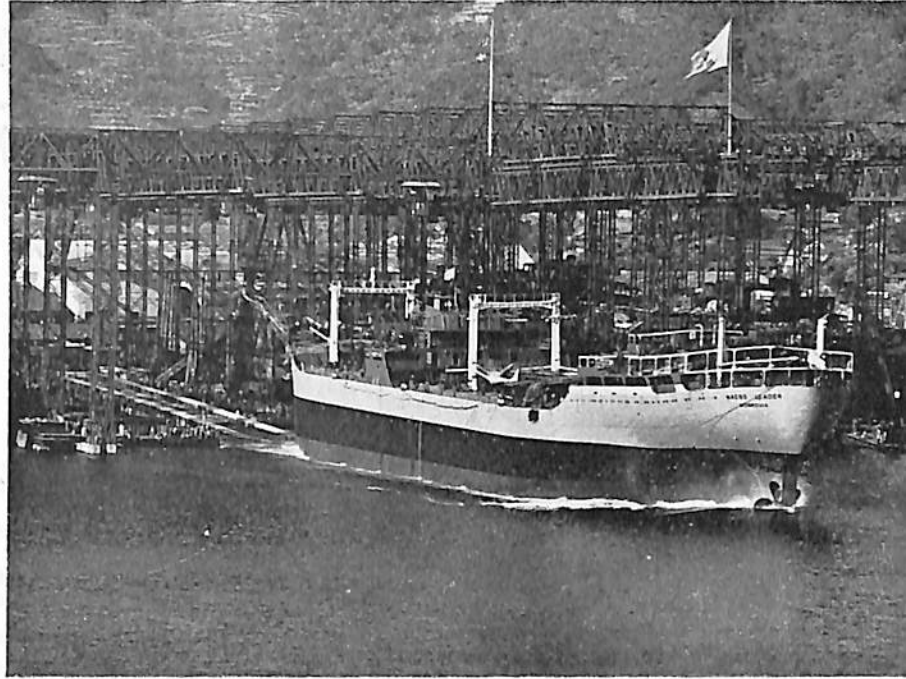
東京都千代田区丸の内3の2 TEL (28) 1251~6

NAESS LEADER

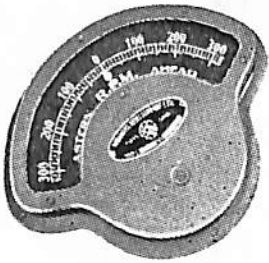
船主 THREE DIAMOND SHIP-
PING CO., S.A.

造船所 三菱造船・長崎造船所

長(垂) 205.74 m 幅(型) 29.57 m
深(型) 14.70 m 吃水 11.083 m
総噸数 26,500 噸 載貨重量 42,060 噸
速力 17ノット 主機 三菱エッシャウ
イス型スチームタービン1基 出力
17,600 SHP 船級 AB 起工 32-6
-17 進水 32-12-12 竣工 33-2
予定



船舶用の計器は 信頼性ある倉本計器で!!



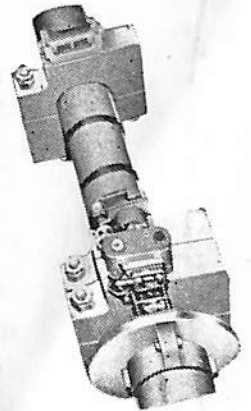
主機、補機用
電気回転計

回 轉 計 類

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

積 算 計 類

- ◇回転動
- ◇往復動
- ◇隔測電気式
トーションメーター類
- ◇記録式光学換計
- ◇直読式光学換計
- ◇携帯用トーショングラフ
- ◇携帯振動計



創業32年



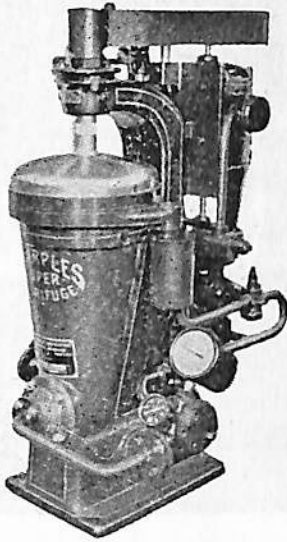
株式会社 倉本計器精工所

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

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 スイッチ油清浄機



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	バンカー油重油	
			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

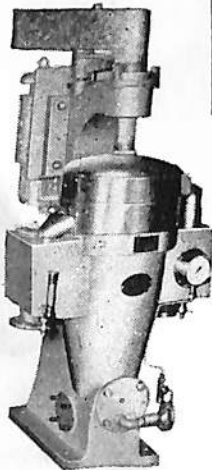
工場 東京都品川区北品川4の535 電話白金(44) 4131(代表) 4132, 1321



最高の技術を誇る
最古のメーカー

PuRiFiER-CLARiEiER EQUIPMENT

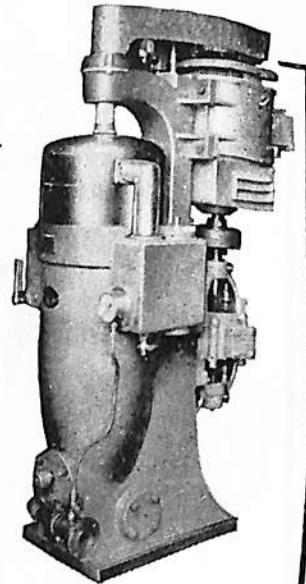
最新型 船舶用油清浄機



ボイラー油清浄機
ディーゼル油清浄機
タービン油清浄機
潤滑油清浄機
直結シャープポンプ付油清浄機

処理能力 500L/H~750L/H (C重油)
1000L/H~1500L/H (C重油)
2000L/H~2500L/H (C重油)

巴商工株式会社



大阪市福島区上福島南1の208

電話 福島(45) 2109・5615

工場 大阪市大淀区本庄東通4の1

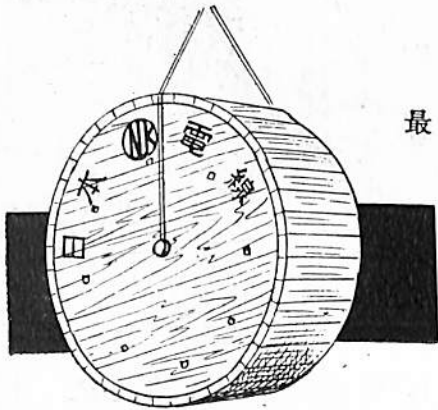
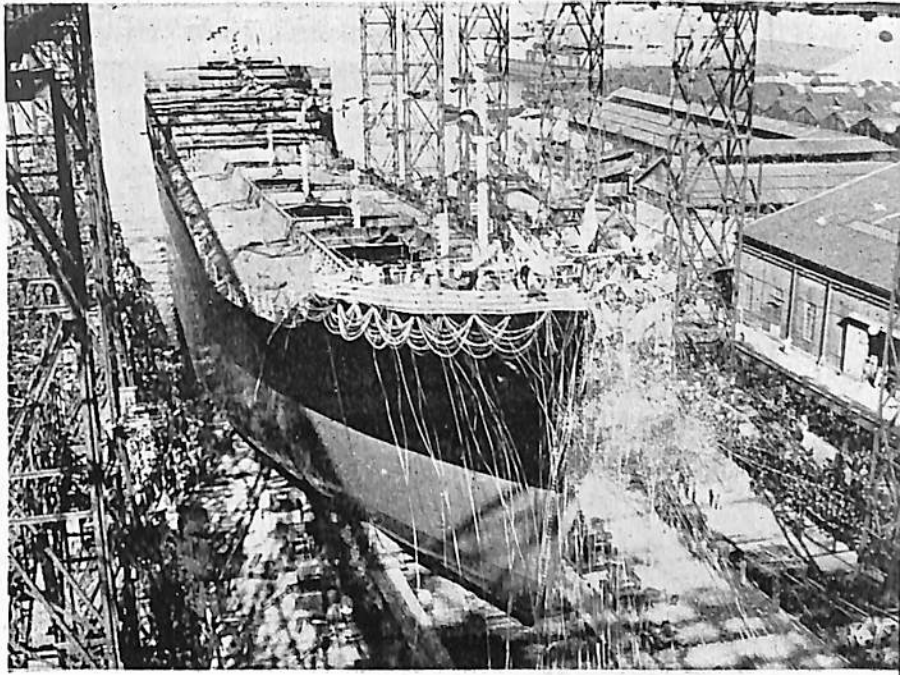
電話 豊崎(37) 6712

新 田 丸

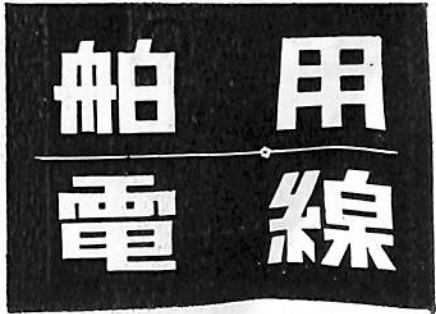
船 主 照国海運株式会社

造 船 所 株式会社呉造船所

全長 160.25 m 長(垂) 153.00 m
 幅(型) 22.40 m 深(型) 12.00 m
 吃水 8.90 m 総噸数約 12,000 噸
 載貨重量約 17,000 噸 速力約 14.75
 ノット 主機 2段減速装置付複汽筒船
 用蒸気タービン1基 出力 8,200SHP
 船級 NK 起工 32-7-27
 進水 32-11-8 竣工 33-2 予定



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

60余機種のディーゼルエンジンを作る日本唯一の専門メーカー

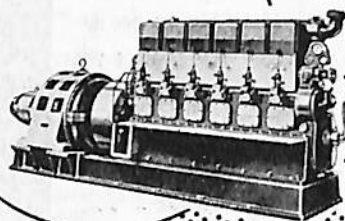
ヤンマーディーゼル

船舶補機用に……

船舶補機用 一般動力用 2.5~600馬力まで各種

伝統ある歴史と優れた品質を誇るヤンマーディーゼルは、性能、経済性、耐久力に定評があり最も信頼性のあるエンジンとして船舶主機補機用として広く利用されています。

6MSL
×150K・V・A



日本工業規格
合格製品

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

船内配線には!

日立の

船舶用

電線

AB規格 NK規格 ロイド規格



本社 東京都千代田区丸の内2の12番地
営業所 大阪、名古屋、福岡、仙台、札幌
工場 日立市助川町20番地

日立電線株式會社

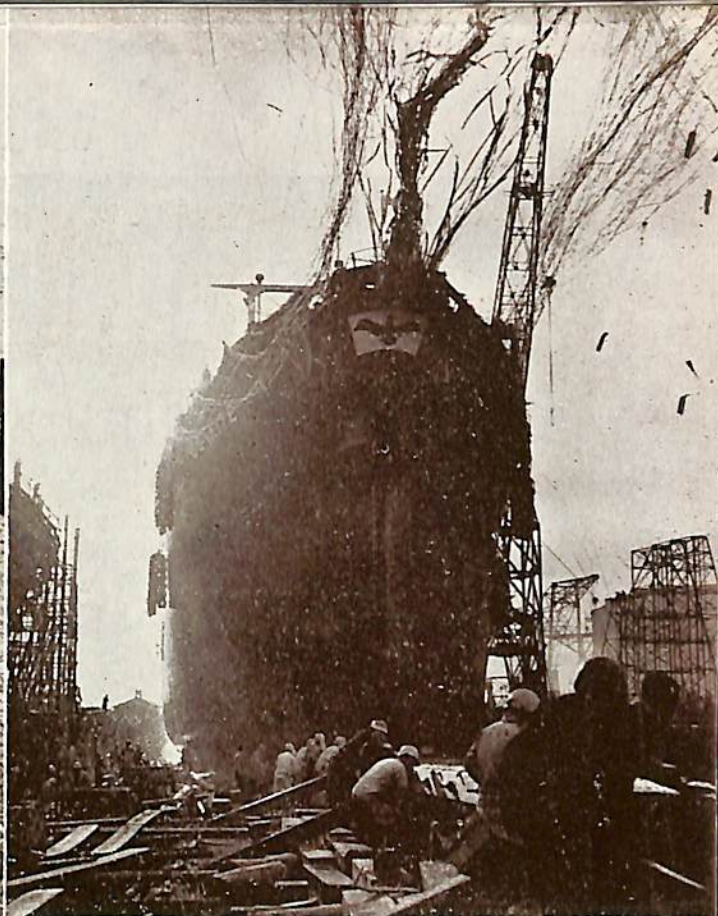


No.2 TSUBAME MARU

船主 MARUZEN OIL COMPANY OF PANAMA, INC.

造船所 新三菱重工業・神戸造船所

全長約 202.47 m 長(垂) 192.52 m 幅(型) 26.52 m
 深(型) 13.87 m 吃水 10.424 m 総噸数 20,150 噸
 載貨重量 33,350 噸 速力 17ノット 主機 三菱ウエス
 チングハウスマリンズスチームタービン1基 出力
 15,000 SHP 船級 NK. LR 進水 32-11-20



SEAKITE

船主 SEABIRD TANKERS, INC., PANAMA,

造船所 浦賀船渠株式会社

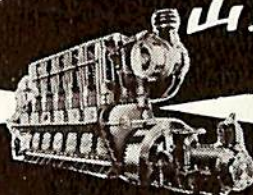
長(垂) 168.00 m 幅(型) 22.00 m 深(型) 12.30 m
 吃水 9.63 m 総噸数 13,500 噸 載貨重量 21,000 噸
 速力 16ノット 主機 二段減速装置付スチームタービン
 1基 出力 9,300 SHP × 106 RPM 船級 LR 起工
 32-5-29 進水 32-12-11 竣工 33-2予定



性能の良いエンジンは 山王のパッキン剤から

不乾性パッキン剤
(サンボンド)

工業用接着剤
(ピタリック)



特許

山王印液体パッキン剤

(ヘルメチック・サンタイト)

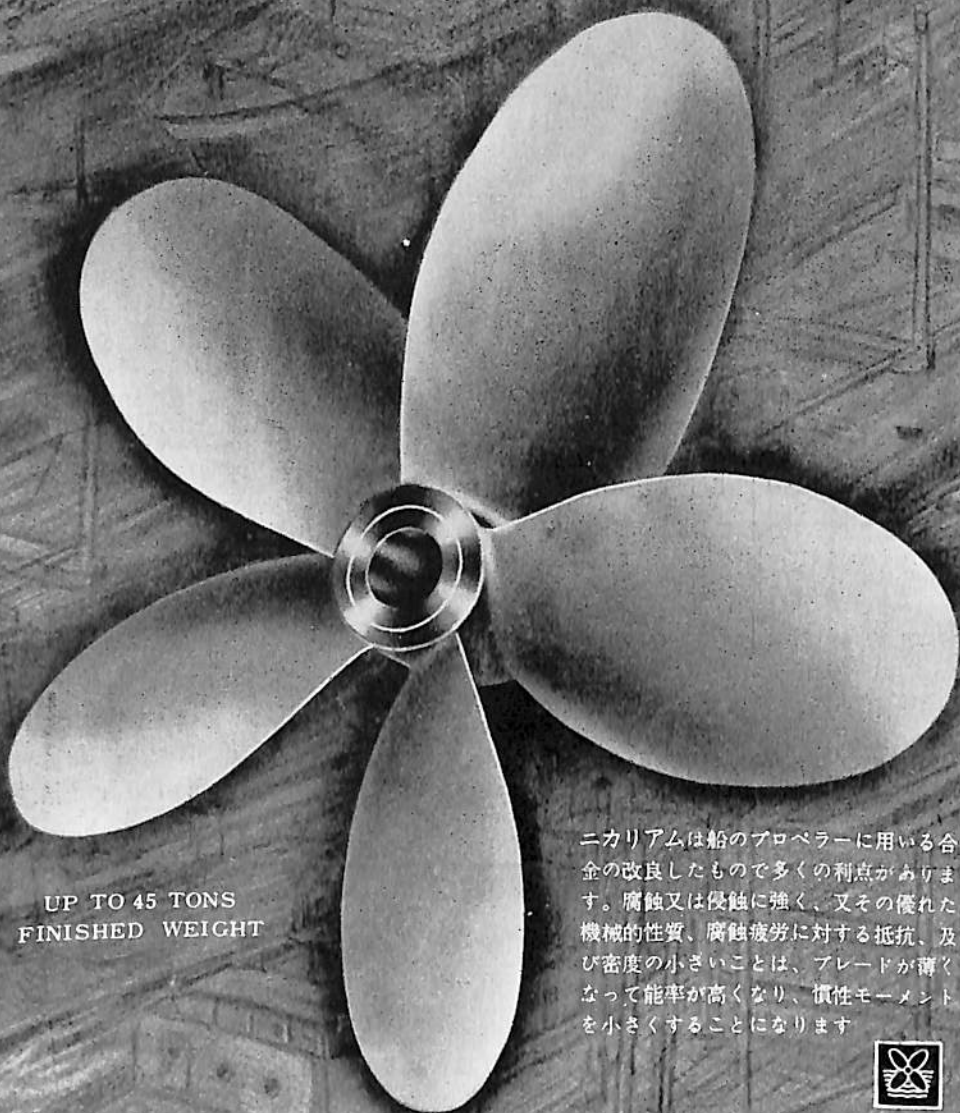
用途……陸船内燃機・車・両・船・船舶・工作機械・油圧機・その他

創業30年

山王工業株式会社

本社 東京都新宿区戸塚町2-129 電話東京(36)0236~0238番
 工場 東京都豊島区高田南町3-702 電話東京(97)3498番
 主要代理店 神戸(株)岡村商会・大阪 大鹿商店・門司 三洋商事(株)・長崎(株)橋本商会

SCHMITZ NIKALIUM PROPELLERS



UP TO 45 TONS
FINISHED WEIGHT

ニカリウムは船のプロペラーに用いる合金の改良したもので多くの利点があります。腐蝕又は侵蝕に強く、又その優れた機械的性質、腐蝕疲労に対する抵抗、及び密度の小さいことは、ブレードが薄くなって能率が高くなり、慣性モーメントを小さくすることになります。



THE MANGANESE BRONZE & BRASS CO. LTD., BIRKENHEAD · ENGLAND

日本総代理店

有限
会社

井上商会

井上正一

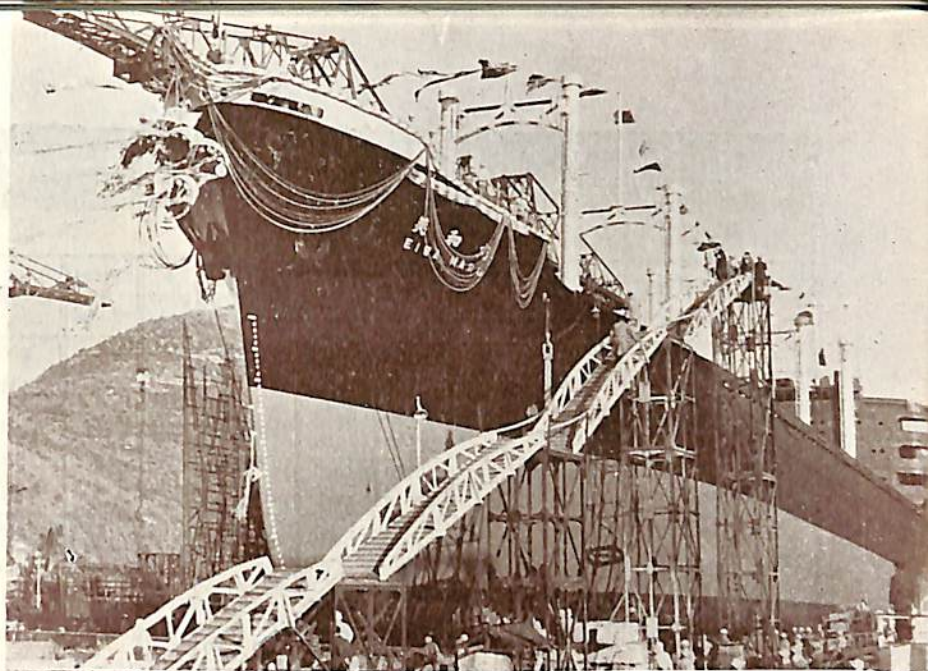
横浜市中区尾上町5-80神奈川県中小企業会館39号室 電話④4022・4023・5141

英 和 丸

船 主 日東商船株式会社

造 船 所 株式会社播磨造船所

長(垂) 140.00 m 幅(型) 19.40 m
 深(型) 12.00 m 吃水 8.80 m
 総噸数 9,250 噸 載貨重量 13,500 噸
 速 力 13.5 ノット 主機 ハリマズル
 ヲアデーゼル機関 7SD72 1 基
 出 力 5,000 BHP × 125 RPM
 船 級 NK 起 工 32-10-10
 進 水 32-11-13

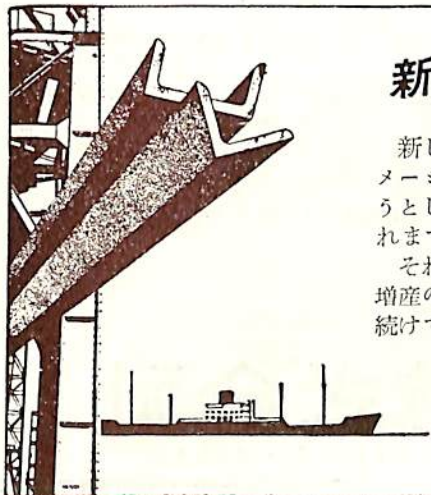


大 向 丸

船 主 太洋海運株式会社

造 船 所 日立造船・向島工場

全長 120.73 m 長(垂) 112.50 m
 幅(型) 16.70 m 深(型) 9.10 m
 吃水 7.30 m 総噸数 約 4,950 噸
 載貨重量 7,550 噸 速 力 14.5
 ノット 主機 日立 B&W 排気ターボ
 給気式ディーゼル機関 (650-VTBF-
 110型) 1 基 出 力 3,450 BHP
 船 級 NK 起 工 32-6-22
 進水 32-11-21 竣 工 33-1月末
 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。



富士製鐵株式会社

本社：東京・日本橋 工場：室蘭・釜石・広畑・川崎

G. M. ディーゼル

船用ディーゼル機関							発電機セット						
Series	Number of cyl	Model	Continuous hp @ 1800	Rated horsepower		Net weight dry lbs(approx)	Series	Number of cyl	Model	KW output	Cycle	Engine r p m	Net weight dry lbs (approx).
				hp	r p m								
51	4	43200		87	3000	1400	71	2	2043C	20	60	1200	2165
71	3	3071A	68	101	2100	2060		3	3043C	30	60	1200	3090
	4	4071A	95	144	2100	2275		4	4043C	40	60	1200	3425
	6	6071A	147	223	2100	2740		6	6043C	60	60	1200	4135
71	4	4071B		151	2300	1920		6	6043C	100	60	1800	4205
	6	6071B		235	2300	2270							
71	3	3071A	68	(Work Boat)		2180	71	2	2150	30	60	1800	2310
	4	4071A	95			2395		3	3150	45	60	1800	3165
	6	6071A	147			2860		4	4150	60	60	1800	3615
71	4	4087		151	2300	1920		6	6150	100	60	1800	4600
	6	6087		235	2300	2270							
71-T	6	6120T		271	2300	3025	71	Twin	12203	200	60	1600	9000
	6	6122T		271	2300	2555							
71	Twin	12005 A	295	447	2100	5860	110	6	62506RD	100	60	1200	5780
	Tandem	12003 C	295	447	2100	7550				125	50	1500	
	Quad	24003	590	893	2100	12850				150	60	1800	
110	6	62203RA	220	289	2000	4300	110	6	62508RD	150	60	1800	7200
71-E	6	6071E		170	1800	2740				170	60		

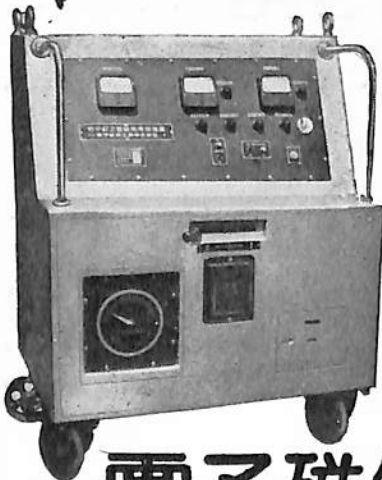
東京
中央区日本橋小舟町2-7(小舟ビル)
TEL (67) 9955-9, 9965-7

日本総代理店
富永物産株式会社

大阪
北区絹笠町50(堂ビル内)
TEL (36) 3836-9

電子EZ型磁気探傷装置

熔接其の他の非破壊検査に高性能を発揮する新製品交直両用の連続法磁気探傷装置、新方式による完全脱磁装置内蔵



本装置の仕様
 寸法 1400×1100×700
 重量 1300kg
 移動式筐体
 電源 3相交流 200V
 瞬間最大 350A
 磁化出力 直流単相半波 0~7000A連続可変
 交流 0~4000A連続可変
 磁化通電時間 0~1秒連続可変
 接触方式 フロット式 其ノ他一般方式可能

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
 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・磁力比較計



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

ATLANTIC SUNBEAM

船主 OCEAN CARGO LINE CO., LTD.

造船所 佐野安船渠株式会社

全長 157.85 m 長(垂) 147.98 m
 幅(型) 19.28 m 深(型) 12.65 m
 吃水 9.321 m 総噸数 約 10,500 噸
 載貨重量 約 14,300 噸 速力 17.5 ノット
 主機 川崎二筒型全衝動二段減速タービン1基 出力 6,090 SHP
 船級 LR 起工 31-12-26 進水 32-7-15

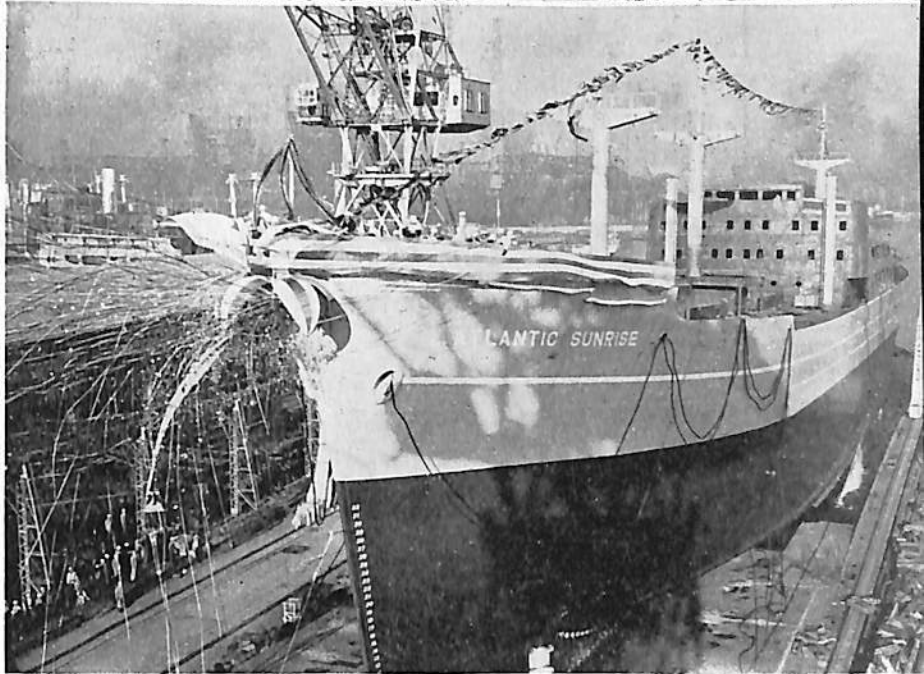


ATLANTIC SUNRISE

船主 OCEAN CARGO LINE CO., LTD.

造船所 佐野安船渠株式会社

全長 157.85 m 長(垂) 147.98 m
 幅(型) 19.28 m 深(型) 12.65 m
 吃水 9.321 m 総噸数 約 10,500 噸
 載貨重量 約 14,300 噸 速力 17 ノット
 主機 川崎二筒型全衝動二段減速タービン1基 出力 6,090 SHP 船級 LR
 起工 32-4-2 進水 32-10-23
 竣工 33-1 予定



斯界にその効果を絶賛された.....

GAMLEN

.....の化学製品!!

助燃剤
 GAMLENOL
 GAMLENITE
 耐火煉瓦補強塗料
 FIREMASTER

クリーニング剤
 E.B. NO. 115
 "D" Solvent
 "X" Solvent
 "H" Solvent
 SEA CLEAN

株式会社 山水商店

東京都中央区日本橋通2の6 電話(27) 6360~2, 5109, 6026
 東京・横浜・名古屋・神戸・門司

いすゞ船用ディーゼル機関

DA120-MF6R型 10.5米型交通艇

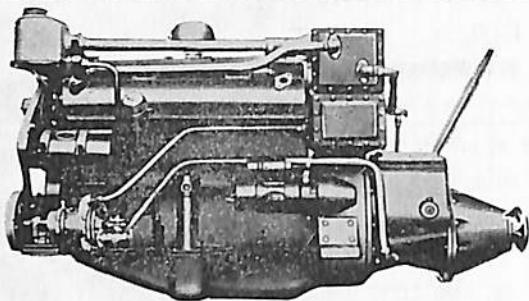
小型高速ディーゼルを主機とする半滑走型高速艇の建造は、速力の点で失敗に帰する場合が少くありません。

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、その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。

これは従来、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からで、その点

“いすゞ DA120-MF6R” エンジンは、この種の目的にはじめて合致するものとして、広く各方面の御採用をお願いできるものであります。

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

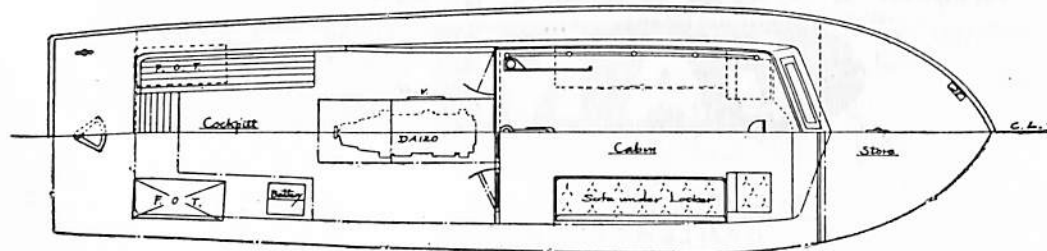
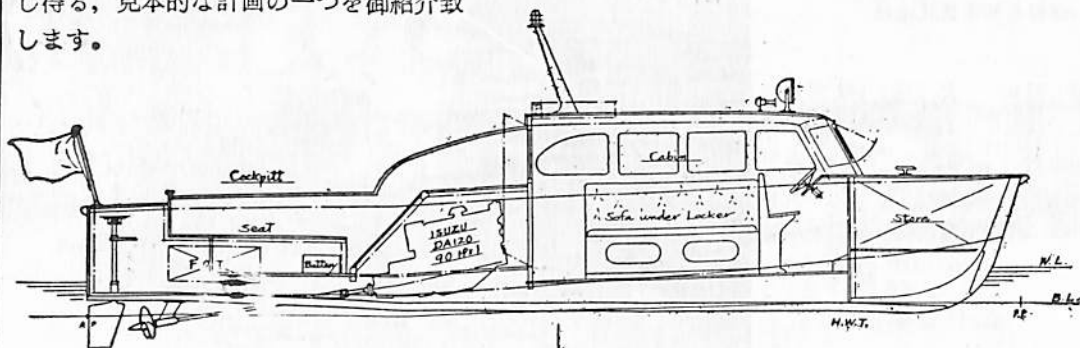
木造組立肋骨2重張軽量構造

全 長	10.500 米
全 幅	2.800 米
深 さ	1.300 米
排 水 量	5.000 屯
推 進 器	
直 径	460 耗
ピ ッ チ	420 耗
最大速度	13 節

主 機

DA 120 90 馬力1台

気 筒 数	6
気 筒 径	100 耗
衝 程	130 耗
総排気量	6.126 立
定格回転数	2,300 毎分
定格出力	90 馬力
減速比率	1.58 対1
推進軸回転数	1,450 毎分
重 量	0.890 屯



東京都中央区銀座3の2
(5704)

東京ボート株式会社

電話 (56) 5400, 5501



Du Pont Neoprene で造つたコンベヤーベルトを お使いになると経費を節減できるわけは——

コンベヤーベルト或はその他のゴム製品で、Du Pont の Neoprene で造つたものは永持がし、使用上故障のない点、充分信頼できます。例えば Neoprene で造つたコンベヤーベルトは或る炭坑で激しい作業に8年間も使われた後でも尚引続き使用されています。Neoprene の磨耗、油、グリース、化学薬品及び熱に耐え得る特長は、維持費と取換費を節減することが確実であります。ですからゴム製品をお求めの際は忘れなく Neoprene 製を御照会下さい。



NEOPRENE

化学を通じ……より良き生活のためより良き製品を

ネオプレンの特長又は利用法をお知りになりたい方は御自分の応用目的の詳細を附記して下記へ御申込下さい。喜んで御回答申上ます。

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

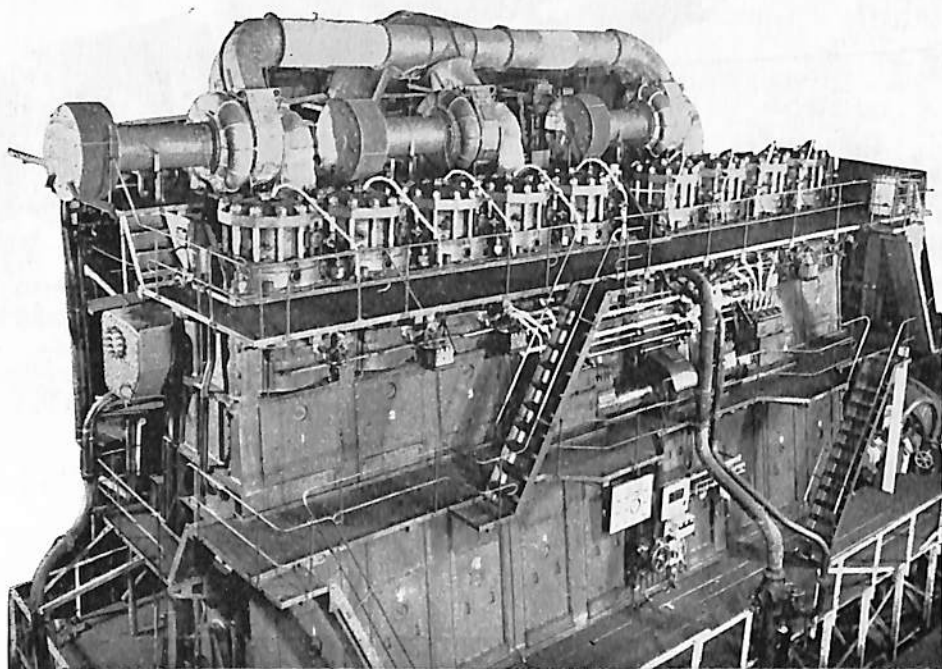
東京都港区芝公園7号地の1 SKFビル 電話(43)5141~7
大阪市南区安堂寺橋通り2の47 電話(26)6593~8



船用主機関には

横浜 M・A・N
K9Z 78/140C 型
ディーゼル機関

定格出力 12,000馬力



日本郵船株式会社御注文の「佐渡丸」及び「駿河丸」の主機関

三菱日本重工業株式会社

取締役社長 櫻井俊記

本社 東京都千代田区丸の内2の4 電話東京(28)2351(代)

大阪営業所 大阪市北区梅田町47 新阪神ビル3階 電話大阪(36)0795(代)



防蝕用亜鉛陽極

ZAPの適用範囲

各種船舶の船底，推進器軸，船内のバラストタンク
重油タンク，軸流ポンプ標，繋留ブイ，浮ドック
港湾施設（鋼矢板岸壁，水門扉，閘門，栈橋）



ZAP

ザップ

（カタログ呈上
誌名記入御申込下さい）

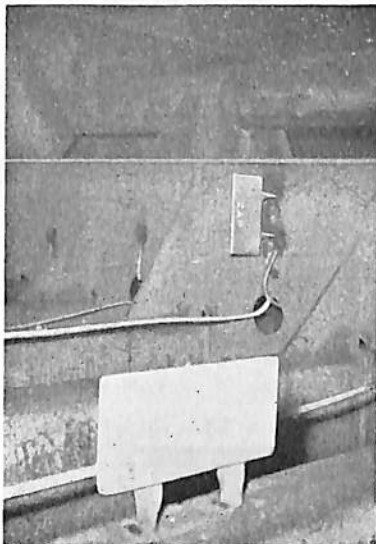
三井金属鉱業株式会社

東京都中央区日本橋室町2の1 電話日本橋 (24) 4101~9

施工 中川防蝕工業株式会社 東京都千代田区丸の内 (丸ビル)
電話 和田倉 (20) 2842, 4438

電気防蝕

CATHODIC PROTECTION



バラスト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，バラストタンク
推進器，シリンダージャケット
オイルタンク，艀装中の船体

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 (高純度亜鉛陽極)

Mg (マグネシウム陽極)

外部電源法

防蝕用材料販売および設計施工

中川防蝕工業株式会社

東京都千代田区丸の内 (丸ビル650区)
電話 和田倉 (20) 0759. 2842 4438



株式會社 藤永田造船所

ABC

營業品目

- ◇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
- ◇北辰電機株式会社製品
 - C-プレート轉輪羅針儀
 - 單、複式オートパイロット
 - コースレコーダー及ログ
- ◇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
- ◇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
 - サインカーブ齒車唧筒各種
 - 汽動、電動船用唧筒各種
- ◇東方電機株式会社製品
 - 船用氣象模寫受信裝置
- ◇日本ヴィクトリック株式会社製品
 - ヴィクトリックジョイント各種

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)9103-5
 大阪・名古屋・門司・仙台・札幌・横浜・神戸・高松・広島・熊本・長崎・釧路



各種船舶の建造並修理
船用汽機汽罐の製造並に修理

株式会社 名村造船所

取締役社長 名 村 源

本社・工場 大阪市住吉区北加賀屋町四丁目五番地

(電話住吉(67)2744-9)

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

神戸事務所 神戸市生田区海岸通五(商船ビル) (電話三ノ宮(3)4810)

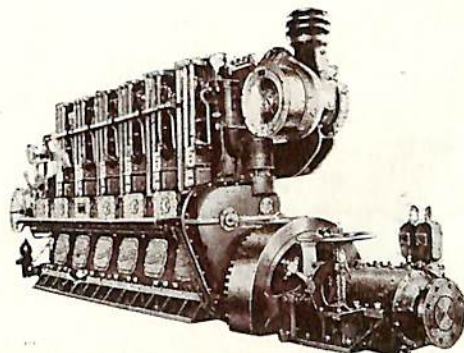
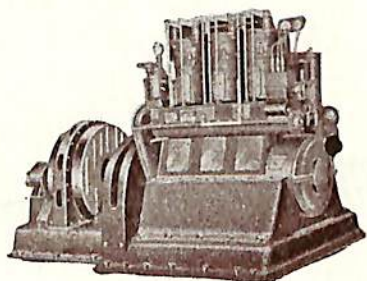
大阪出張所 大阪市北区宗是町一(大ビル) (電話土佐堀(44)1286)



スミヨディーゼル

JIS表示許可工場
(運AO-16号)

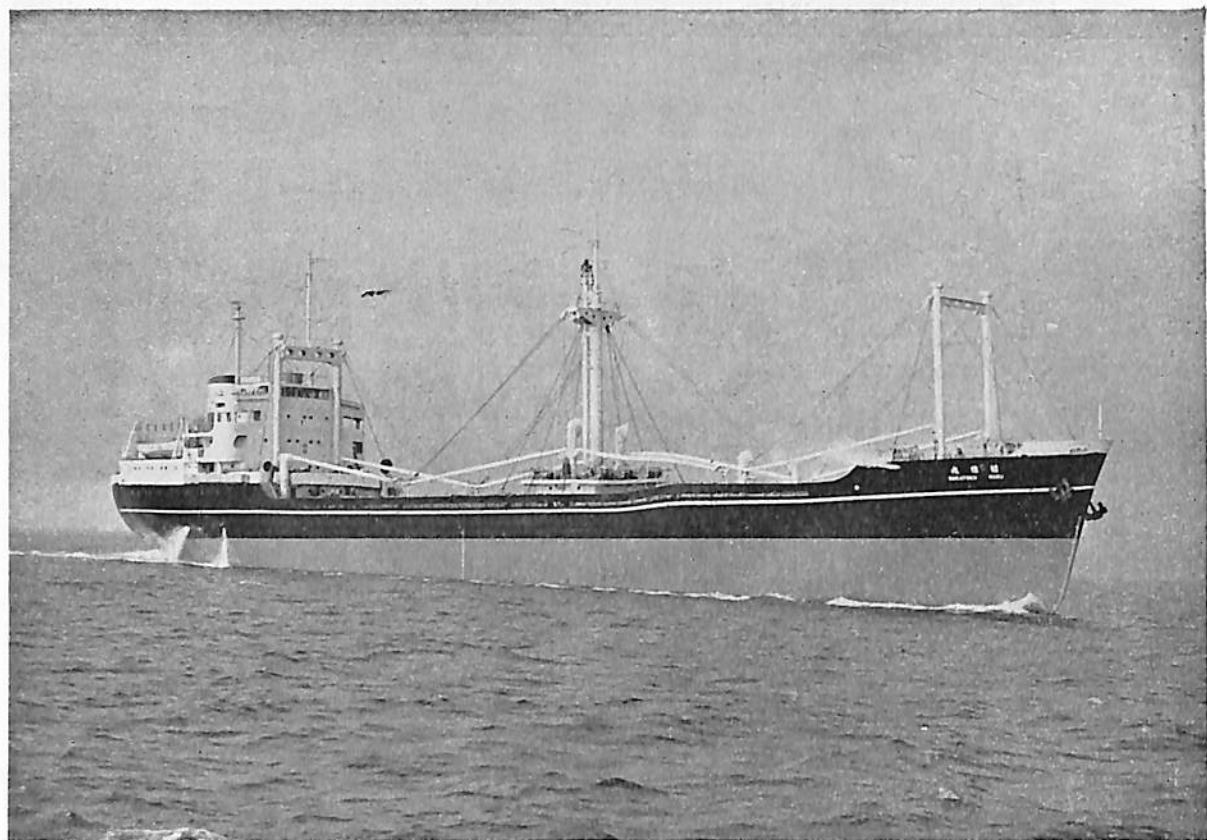
船舶主機用 75-1000 HP
船舶補機用 50-1000 HP



株式会社 住吉鐵工所

本社及工場：静岡縣榛原郡吉田町 電 吉田 102-103, 113-114

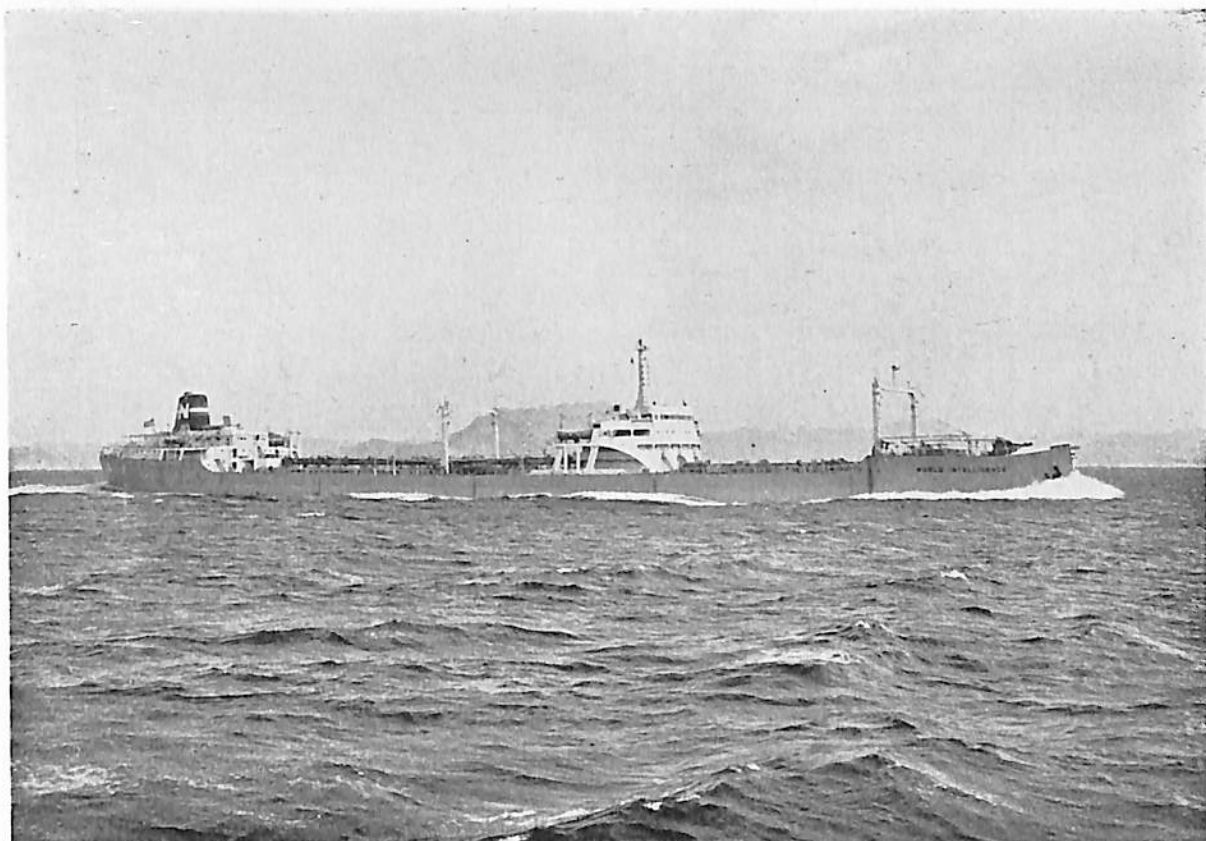
東京出張所：東京都港区芝三田同朋町 4 電 (45) 0503



若 徳 丸

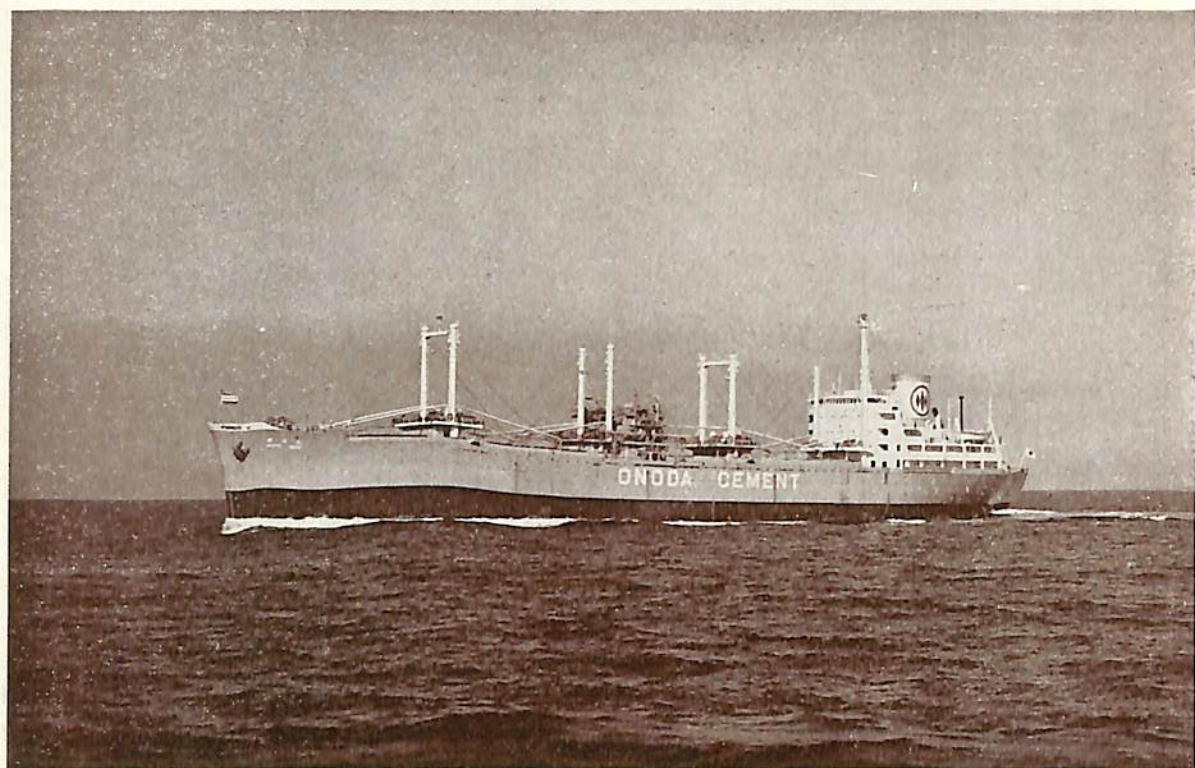


山 宮 丸



WORLD INTELLIGENCE

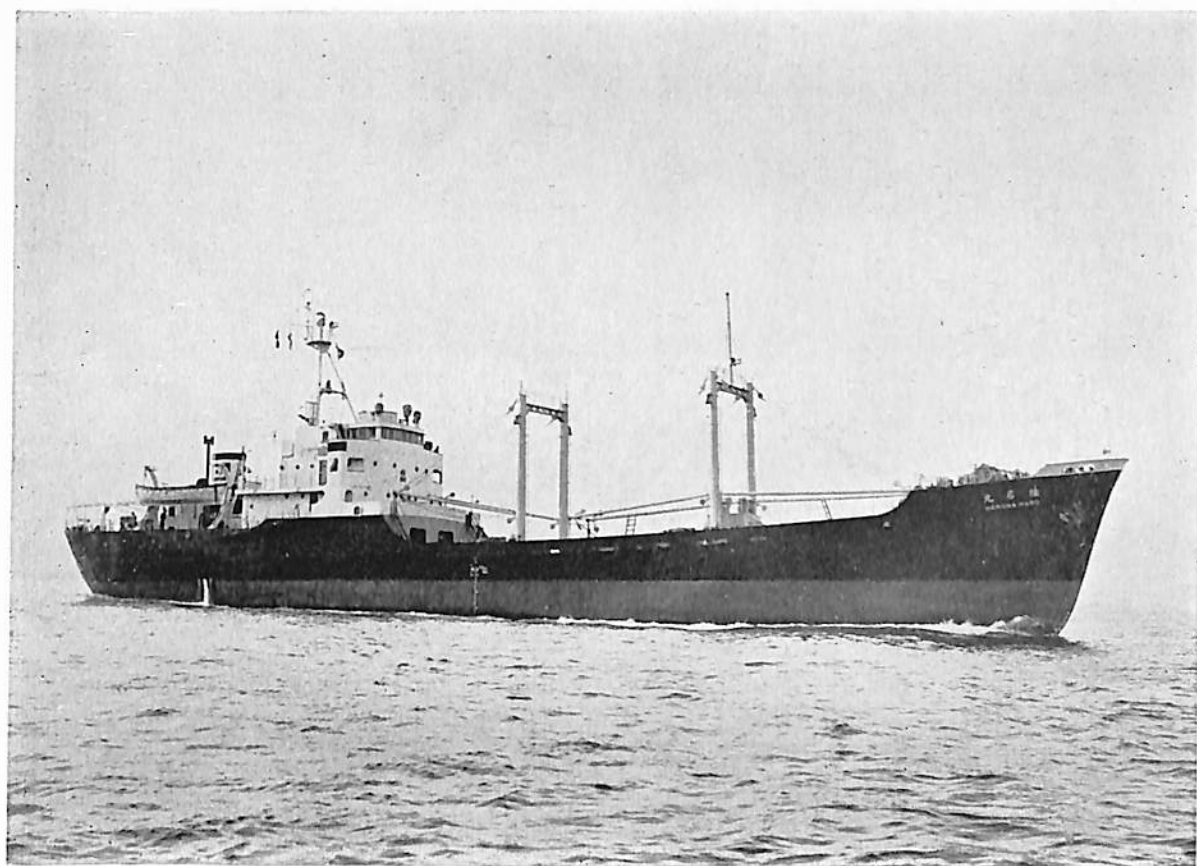
船名	若 德 丸	山 宮 丸	WORLD INTELLIGENCE
要 目			
全 長	102.408 m		211.70 m
長 (垂)	96.000 m	138.00 m	204.00 m
幅 (型)	15.000 m	18.80 m	28.80 m
深 (型)	7.800 m	11.85 m	14.70 m
吃 水	6.420 m	8.85 m	10.78 m
総 噸 数	約 3,300 噸	8,659 噸	24,884 噸
載 貨 重 量	約 5,300 噸	約 17,780 噸	40,058 噸
速 力	14.5 ノット	18.2 ノット	17.7 ノット
主 機	ディーゼル機関 1 基	日立 B&W 排気ターボ 給気式ディーゼル機関 (574-VTBF-160型) 1 基	二段減速歯車付蒸気ター ビン 1 基
出 力	2,700 BHP	6,250 BHP	
船 級	N K	N K	L R
起 工	32-6-22	32-3-20	32-4-3
進 水	32-10-27	32-10-3	32-8-14
竣 工	32-11-29	32-12-10	32-12-16
船 主	太平洋海運産業株式会社	山下汽船株式会社	BELMONT CORPORAT- ION OF MONROVIA, LIBERIA
造 船 所	佐野安船渠株式会社	日立造船 桜島工場	三菱日本 横浜造船所



昭 洋 丸

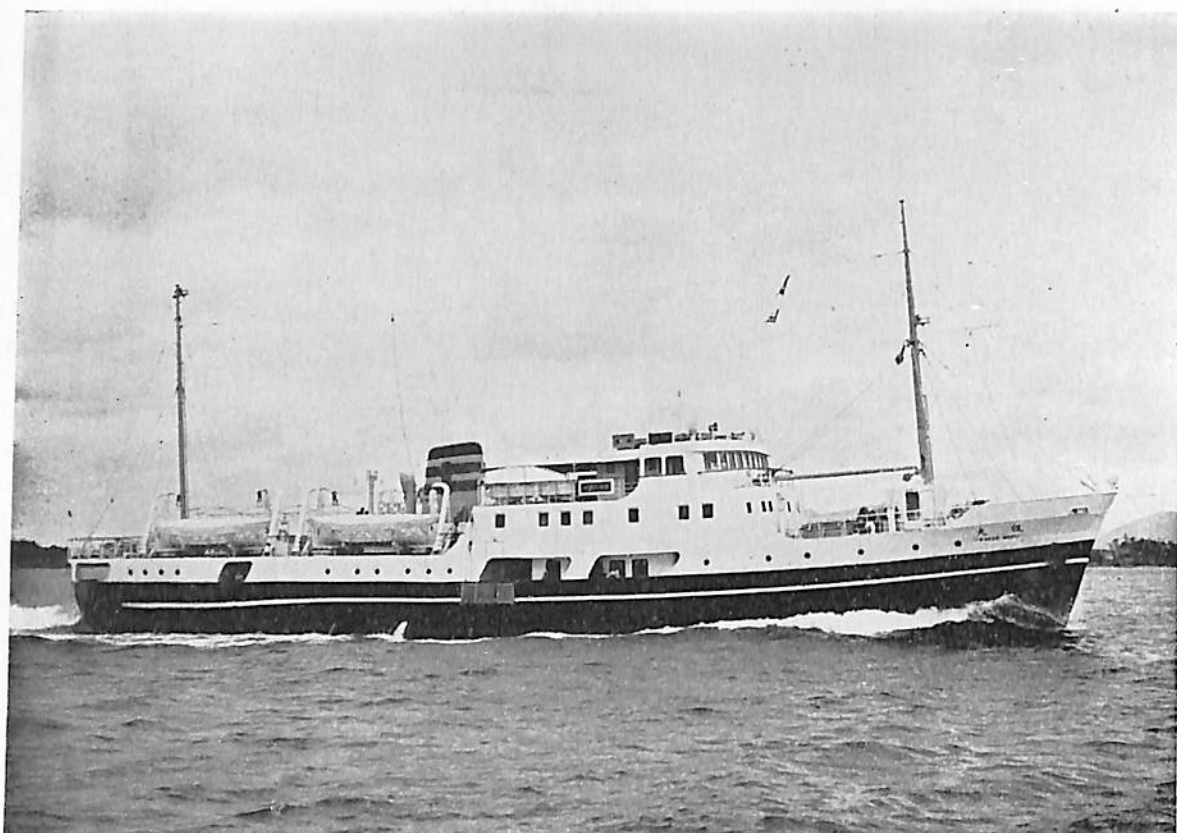


あ じ お 丸

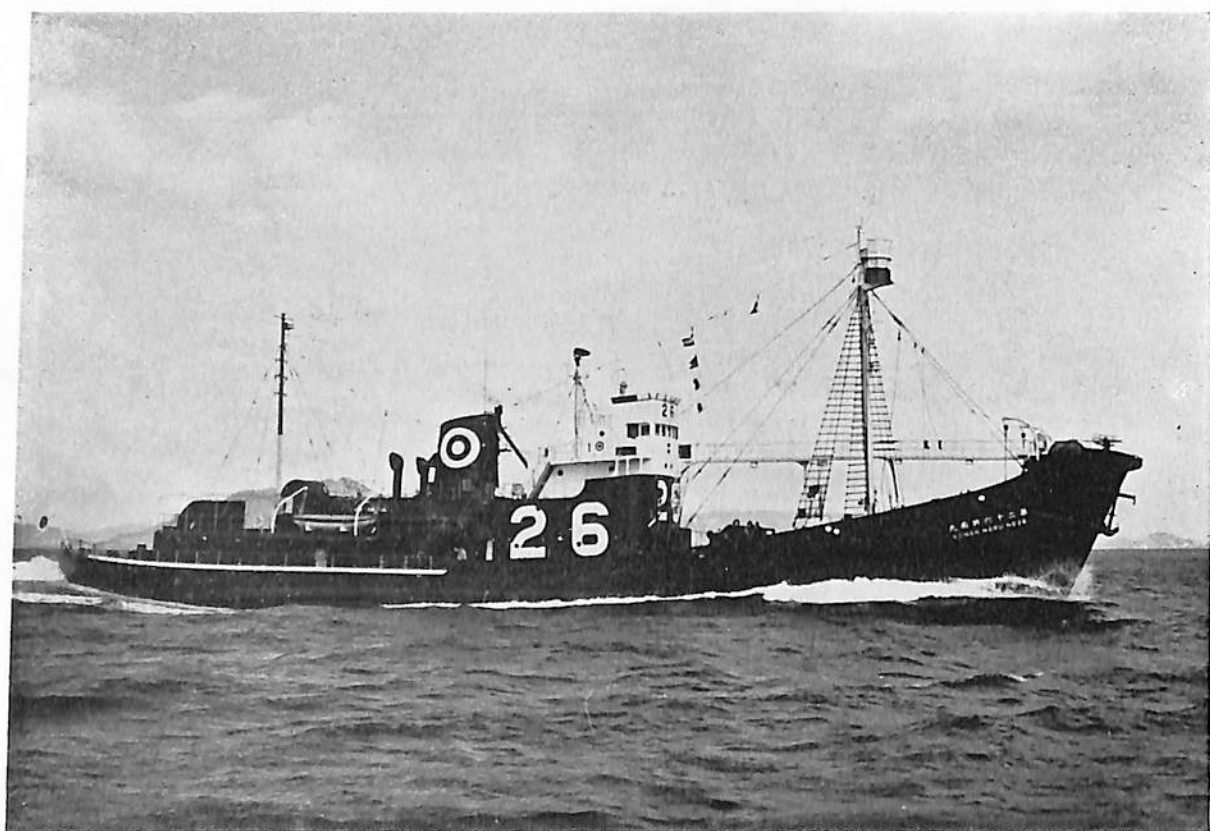


丸 名 様

船名	昭 洋 丸	あ じ あ 丸	丸 名 様
要 目			
全 長		142.90 m	
長 (垂)	138.00 m	132.44 m	72.00 m
幅 (型)	19.00 m	18.20 m	11.50 m
深 (型)	11.90 m	11.70 m	6.00 m
吃 水	8.75 m	8.20 m	5.35 m
総 噸 数	9,200 噸	8,327.31 噸	約 1,460 噸
載 貨 重 量	11,900 噸	11,313.93 噸	約 1,650 噸
速 力	16 ノット	16.26 ノット	約 11.5 ノット
主 機	浦賀ズルツアー“6 SAD 72” 単働2サイクルターボチャー ジャ附ディーゼル機関1基	川崎MAN型K 52 70/120 A型 過給機付ディーゼル 機関1基	赤阪鉄工所製ディーゼル 機関1基
出 力	5,400 BHP × 125 RPM	4,300 BHP	1,600 BHP
船 級	N K	N K	N K
起 工	32-6-29	32-6-17	32-5-27
進 水	32-9-21	32-10-3	32-7-27
竣 工	32-11	32-12-16	32-12-10
船 主	東海運株式会社	オー汽船株式会社	日魯漁業株式会社
造 船 所	浦賀船渠株式会社	川崎重工業株式会社	三菱造船・下関造船所



丸 楓

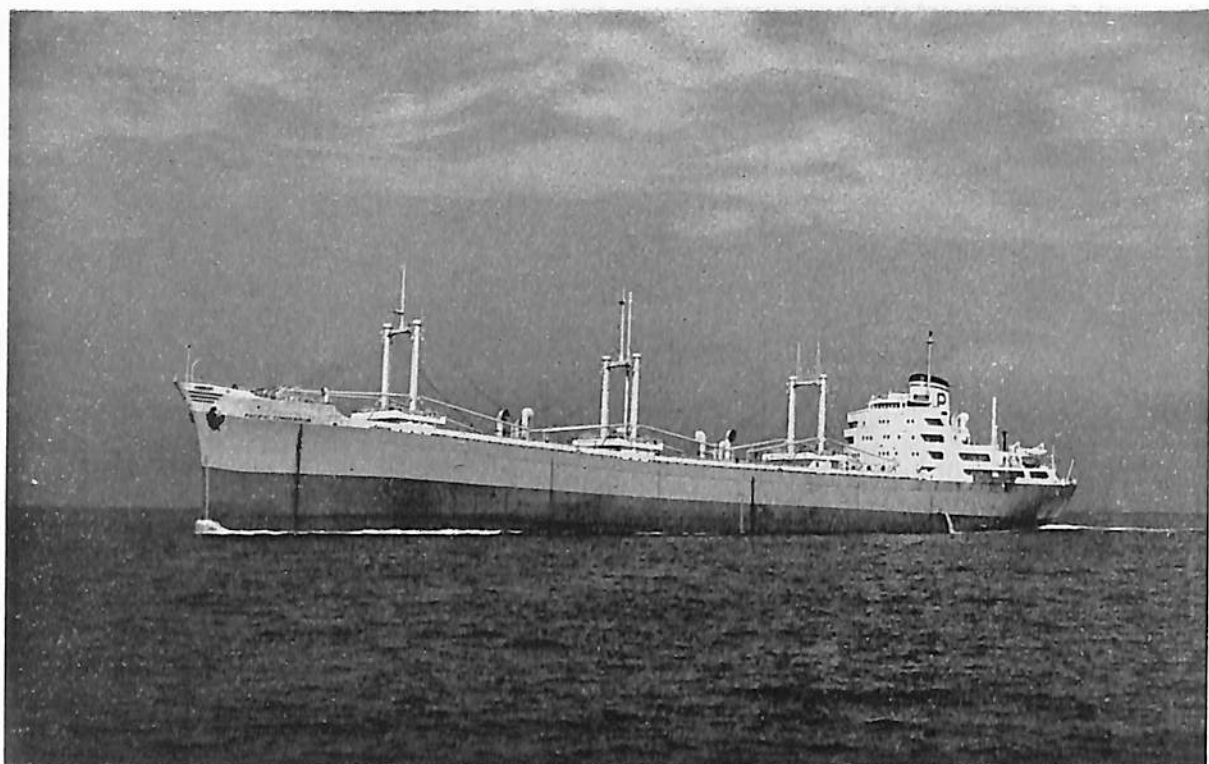


丸南興二十六

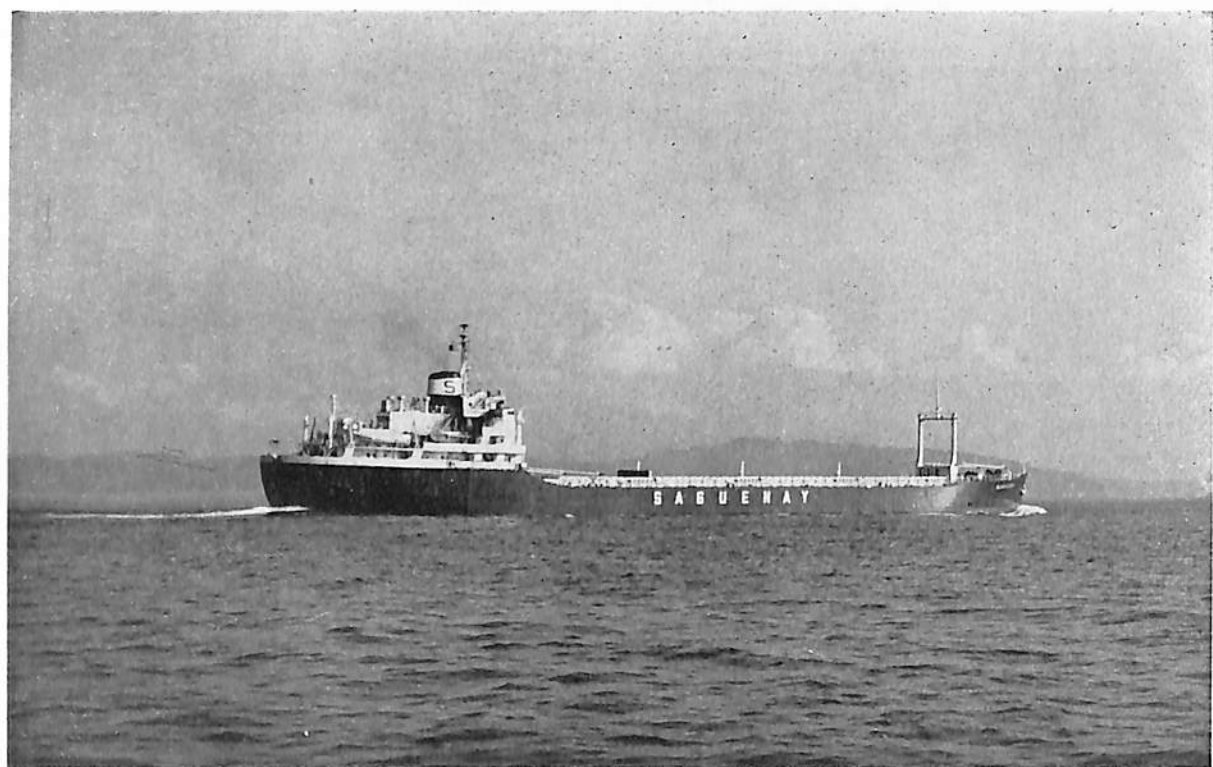


仁 栄 丸

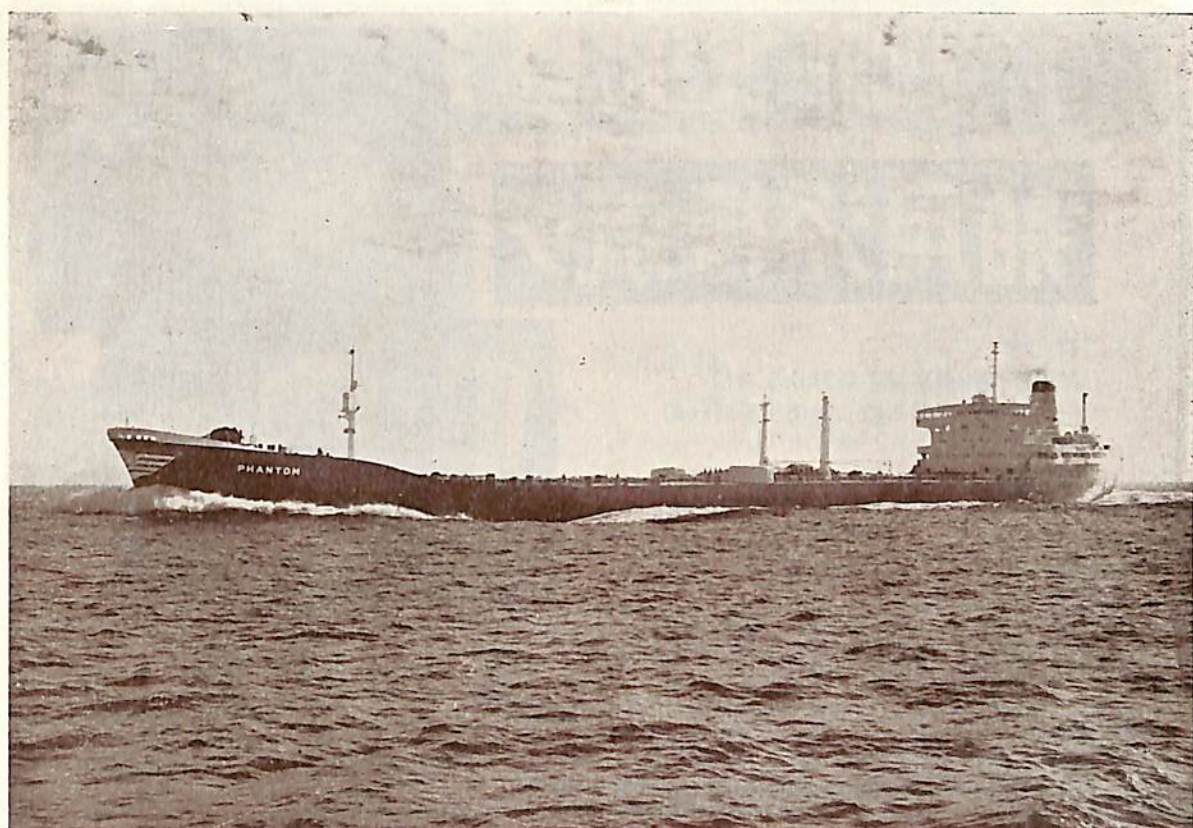
船 名		楓 丸	第 二 十 六 興 南 丸	仁 栄 丸
要 目				
全 長				176.989 m
長 (垂)		51.50 m	57.00 m	167.00 m
幅 (型)		8.75 m	9.70 m	22.30 m
深 (型)		4.10 m	5.10 m	12.30 m
吃 水		3.00 m	4.25 m	9.514 m
総 噸 数		約 600 噸	743 噸	13,247.27 噸
載 貨 重 量		約 140 噸		21,112 噸
速 力		約 16 ノット	17.7 ノット	15.0 ノット
主 機		赤坂鉄工所製ディーゼル 機関 1 基	日立B&Wディーゼル機関 (850-VF-90型) 1基	ハリマズルツアー 7 RS AD76 過給機付ディーゼ ル機関 1 基
出 力		1,500 BHP	3,280 BHP	9,100 BHP×119 RPM
船 級			N K	N K
起 工		32-7-12	32-4-23	32-5-10
進 水		32-9-27	32-9-27	32-8-24
竣 工		32-11-26	32-12-5	32-11-22
船 主		九州商船株式会社	日本水産株式会社	共栄タンカー株式会社
造 船 所		三菱造船・下関造船所	日立造船・向島工場	株式会社 揺磨造船所



PACIFIC CONQUEROR



SUNWALKER



PHANTOM

船名 要目	PACIFIC CONQUEROR	SUNWALKER	PHANTOM
全長			210.16 m
長 (垂)	150.00 m	132.00 m	201.00 m
幅 (型)	19.00 m	19.20 m	28.20 m
深 (型)	12.60 m	9.00 m	14.60 m
吃水	9.31 m	6.096 m	10.82 m
総噸数	10,000 噸	7,050 噸	21,909.76 噸
載貨重量	14,450 噸	8,810 噸	38,654.00 噸
速力	18.1 ノット	10.5 ノット	17.405 ノット
主機	浦賀ズルザー半働2サイ クルスーパーチャージャ ー附ディーゼル機関1基	スTEAMレシプロ エンジン	川崎式二段減速装置附衝 動タービン1基
出力	9.100 BHP × 119 RPM	1.850 IHP × 85 RPM	20,250 SHP
船級	A B	L R	A B
起工	32-5-16	32-3-7	32-3-22
進水	32-8-29	32-7-30	32-9-12
竣工	32-11-20	32-11-5	32-11-26
船主	APOSTOLOS KIOUZE PEZAS	PHOEBUS SHIPPING LTD	MERMAID SHIPPING CO., S.A.
造船所	浦賀船渠株式会社	浦賀船渠株式会社	川崎重工業株式会社

灘ホーローの

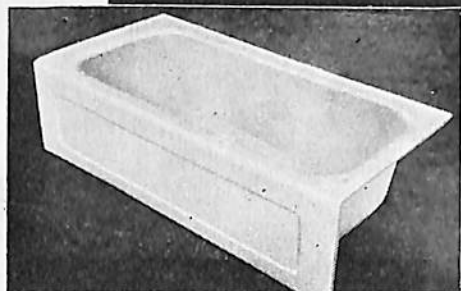
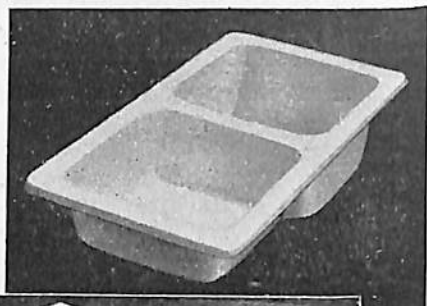
舶用浴槽・流シ

特 徴

洋風浴槽和風浴槽各種Sinkその他のホーロー製品が最も適した使用場所は舶用として使用された場合です。

軽く堅牢でしかも美しく他の材料で用することの出来ない特徴をもっております。

舶用としてあらゆる用途について設計から御相談させていただきます。

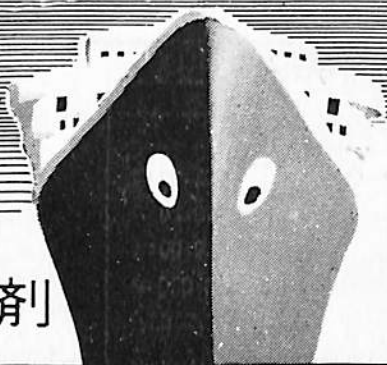


カタログ送呈

ADA アダン工業株式会社

本 社 東京都中央区日本橋通3-4 TEL 03 8682-3
神戸出張所 兵庫県神戸市東灘区木津町西青木 TEL 御影(8) 3191-3

北海道出張所 札幌市南三条西4丁目 TEL (3) 2515
工 場 東京・神戸・九州



近代的操作

国産洗剤

NEOS

資料送呈

船舶 機関の洗滌

オイルクーラー、清水クーラー
F. O. ヒーター、給水加熱器
コンデンサー、冷凍機油側

油槽 船

バターワース注入用洗剤

タロー油、ココナツ油

タンククリーニング用洗剤

二重底スラッジ分解剤

定検入港前の投入剤

鯨油洗滌、清水槽切替

重油洗滌、その他

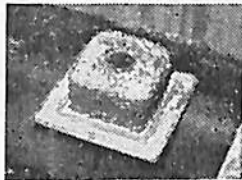
新日東化学工業株式会社

本 社 神戸市葺合区八幡通5の6 電話神戸(2) 2383. 407. 408. 164
東京営業所 (43) 4454・名古屋営業所 (4) 9677

電気防蝕法 CATHODIC PROTECTION



施工直后



3ヶ月后



9ヶ月后

油槽船油槽に設置した
マグネシウム陽極の
防蝕活動の足跡

保護Mg陽極の取付で水中部鉄面の腐蝕は
停止し従来の錆も脱落します

油槽船油槽 } に
船 殻 } 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 (三菱東七号館)
電話 東京二八局 (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



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

● ● ●
バイボッドマスト・クレーン付カバー
油圧開閉式カバー・フラッシュカバー

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
神戸事務所 神戸市生田区海岸通2-33 朝日ビル TEL. 三宮 (3) 7532

傳 統 と 技 術

船舶新造, 修理・船用主機, 補機

新三菱重工業株式会社

本 社 神 戸 市 兵 庫 区 和 田 宮 通 7 - 1
東京船舶課 東 京 都 千 代 田 区 丸 ノ 内 2 - 14
電 話 (東京28局) 代 表 1 1 8 1, 1 8 2 1
神戸造船所 神 戸 市 兵 庫 区 和 田 崎 町 3

三菱防蝕亜鉛

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)



船尾に取付けたCPZ-8F

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

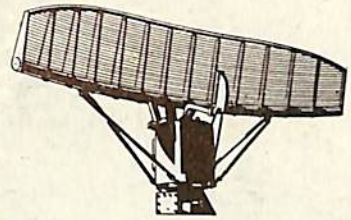
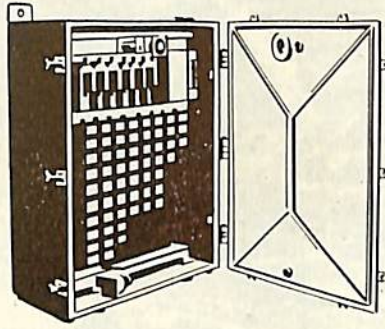
総代理店

設計施工

三菱商事株式会社

日本防蝕工業株式会社

定評ある



船舶用電話機, 交換機
 " 無電池電話機
 " レーダー


沖の船舶用
 通信機器

沖電気工業株式会社 東京都港区芝高浜町10 電話三田(45)2191(代)



新製品

- 電気メッキブリキ
- Ⓢ ホンデ鋼板
- Ⓢ 造船鉄板
- ダイライト・コアー
- オリエント・コアー
- 直線型鋼矢板
- 焼入軌條



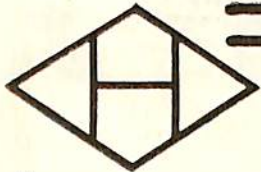
八幡製鐵株式會社

本社 東京都千代田区丸の内1丁目1番地(鉄鋼ビル)



船 舶 ・ 機 械 ・ 艦 艇 ・ 兵 器
車 輛 ・ 汽 缸 ・ 一 等

飯野重工業株式會社



株 式 會 社

播磨造船所

社 長 六 岡 周 三

東京本部 東京都中央区八重洲 6の3

本社及工場 兵庫県相生市相生 5292

神戸事務所 神戸市生田区浪花町 64

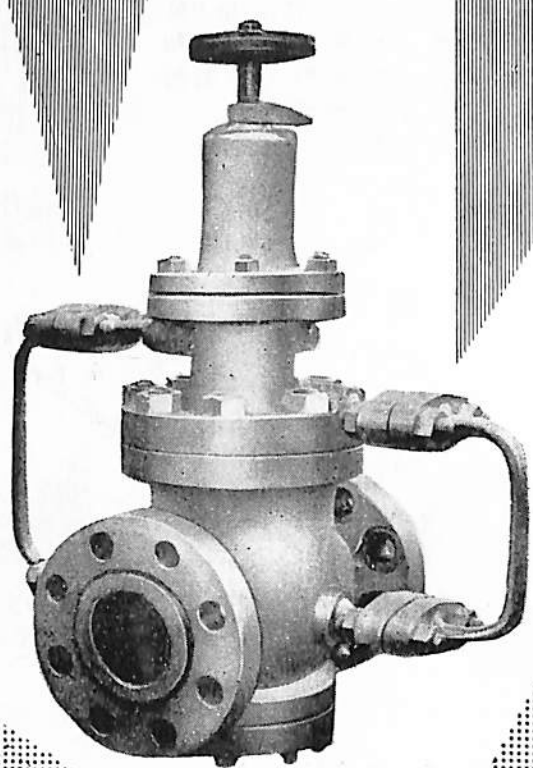


TRADE  MARK

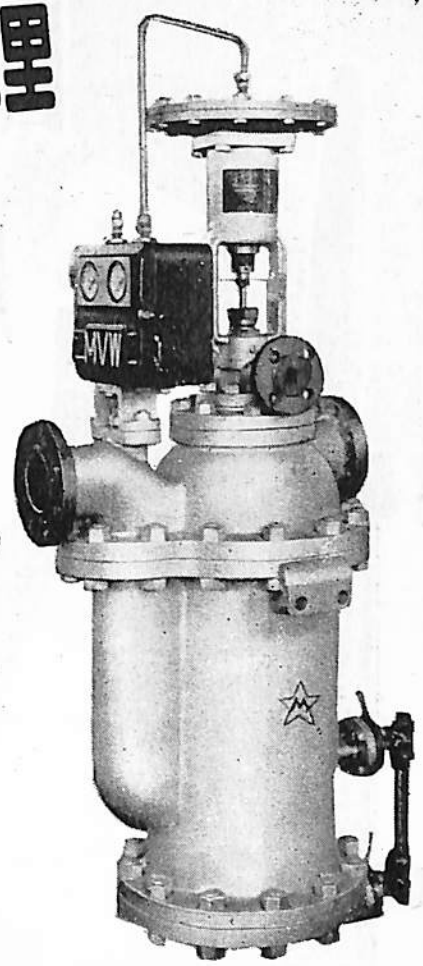
合理的な熱管理

前中の

減圧減温装置



MRB-3型減圧弁



MAD-1型減温器

— 営業品目 —
高 庄 弁
安 全 弁
減 圧 弁
減 温 装 置
船 舶 用 弁 類

株式 前 中 製 作 所

本社及工場 東京都大田区蒲田東六郷二ノ一 電話蒲田(73)7151(代表)~5番
大阪営業所 大阪市北区曾根崎新地三ノ一(深川ビル) 電話大阪北(34)1683番

日鋼の

舶用部品

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

クランクシャフト 重量60 ton
8気筒ディーゼル機関用

スタンフレーム 重量15 ton 800
7,000 ton級船舶用



日本製鋼所

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

周期的回転運動を行う円筒面に伴う層流境界層

田 宮 真
東 大 生 研

1. 緒 言

最近加藤教授は“船の横揺れに対する摩擦抵抗について”と題する論文¹⁾において長さ約 75 cm, 直径 7~15 cm の円筒を周期 0.8~2.5 秒で軸のまわりに自由に動揺させた実験から円筒の横揺れに対する抵抗係数を導かれた。その結果は円筒面の半径を R , 角速度を ω , 回転速度を $v_R = R\omega$, 流体の密度, 動粘性係数をそれぞれ ρ, ν とするとき, 次式で定義される摩擦抵抗係数 (層流) C_f が (1) 式のようになる。

$$C_f = R_f / \frac{\rho}{2} S v_R^2 = 1.328 / R_0^{0.5} \quad (1)$$

ここで R_f は摩擦抵抗で S は円筒表面積 (単位長について $2\pi R$) であり R_0 は実験的に (2) 式であらわされる。

$$R_0 = \frac{3.22 R^2 \theta_m^2}{T\nu} \quad (2)$$

ただし θ_m は横揺れ振幅で, $T = \frac{2\pi}{\omega}$ は横揺れの周期である。(原論文では v_R が v , R が r , R_0 が R_n になっている。)

(1) 式は原論文にある通り有名な Blasius の式と全く同じ形であるので, Navier-Stokes の方程式を厳密に解いて同様な結果がえられると予想された。

船体の横揺れに対する抵抗において摩擦のしめる割合は一般にごく小さく, かつ制揺のためビルジ・キールを設けるのが通例であるから, 横揺れを主眼として層流摩擦を考えるのは大して意味がないが, この際実験結果を理論と比較しておくことは, それ自身有意義であるばかりでなく, 将来の同種の研究のたすけともなると思われる。

円筒がその軸を中心として正弦的な周期揺動を行う場合の粘性流体の運動は, 非定常運動のうちでも最も簡単なものの一であるが, 普通の流体力学の教科書には見当たらないので以下に運動方程式の解法を略記する。

2. 理 論

円筒中心に坐標原点をとり軸に一致して Z , 半径方向に r , 反時計まわりに θ をとる。(Fig. 1)

円筒の回転運動は

$$\begin{cases} \theta = \theta_m \sin \omega t \\ \dot{\theta} = \omega \theta_m \cos \omega t \equiv \omega_m \cos \omega t \end{cases} \quad (3)$$

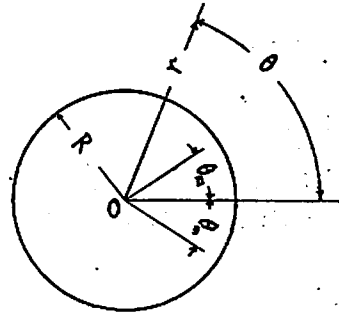


Fig. 1 座 標 系

であらわされるものとする。流体の運動は (r, θ) 面内でのみおこり, かつ θ 方向には一様であると考え, θ 方向の流速を v , 時間を t として, Navier-Stokes の方程式は

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{\partial v}{r \partial r} - \frac{v}{r^2} \right) \quad (4)$$

と簡単になる。 v は時間に対して周期的に変化するから V を r のみの函数として

$$v = e^{i\omega t} V \quad (5)$$

とおくと V についての常微分方程式がえられる。

$$\frac{d^2 V}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dV}{dr} - \left(\frac{i\omega}{\nu} + \frac{1}{r^2} \right) V = 0$$

ここで

$$k^2 = \frac{\omega}{\nu} \quad \therefore \sqrt{i} kr = \xi \quad (6)$$

とおくと (5) は

$$\frac{d^2 V}{d\xi^2} + \frac{1}{\xi} \frac{dV}{d\xi} - \left(1 + \frac{1}{\xi^2} \right) V = 0 \quad (7)$$

となり Bessel の微分方程式の一種であるから容易に解が求められる。ただこの場合 k が複素数であるから

$$V = A I_1(\xi) + B K_1(\xi) \quad A, B \text{ は任意常数}$$

の形よりも $(ber_1, bei_1, ker_1, kei_1)$ 函数をつかつて次の形にあらわす方が都合がよい。

$$V = A M_1(kr) e^{i\phi_1(kr)} + i B N_1(kr) e^{i\psi_1(kr)} \quad (8)$$

ここで M_1, N_1, ϕ_1 は kr の函数であるが, $r \rightarrow \infty$ のとき $M_1 \rightarrow \infty$ となるので $A \equiv 0$ とおくことにし, N_1, ψ_1 の表示を (9) 式に示す。

1) 造船協会論文集第 102 号 (近刊)

$$\begin{cases} N_1(z) = \sqrt{\ker_1^2(z) + kei_1^2(z)} \\ \phi_1(z) = \tan^{-1} \frac{kei_1(z)}{\ker_1(z)} \end{cases} \quad (9)$$

\ker_1 , kei_1 等の数値は Bessel 函数に関する数表の中に見出される。(5) (8) 式から

$$v = EN_1(kr)e^{i(\omega t + \phi_1(kr) - \frac{\pi}{2})}$$

となる。B を定めるには $r=R$ で $v=v_R$ であることを使う。

$$v = R\omega_m \frac{N_1(kr)}{N_1(kR)} e^{i(\omega t + \phi_1(kr) - \phi_1(kR))} \quad (10)$$

となり、実数部をとれば

$$v = R\omega_m \frac{N_1(kr)}{N_1(kR)} \cos(\omega t + \phi_1(kr) - \phi_1(kR)) \quad (11)$$

が求める流速をあたえる。これから摩擦応力 τ_R を求めるには

$$\tau_{11} = \rho\nu \left[\frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} \right]_{r=R}$$

によればよい。計算の結果は

$$\begin{aligned} \tau_R = \frac{\rho\nu k R \omega_m}{2 N_{1R}} \{ N_{2R} \cos(\Omega_{12} - \omega t) \\ - N_{0R} \cos(\Omega_{10} - \omega t) \} - \rho\nu \omega_m \cos \omega t \end{aligned} \quad (12)$$

ただし

$$\begin{cases} N_{0R} = \sqrt{\ker^2(kR) + kei^2(kR)} \\ \phi_{0R} = \tan^{-1} \frac{kei(kR)}{\ker(kR)} \\ N_{1R} = \sqrt{\ker^2_1(kR) + kei^2_1(kR)} \\ \phi_{1R} = \tan^{-1} \frac{kei_1(kR)}{\ker_1(kR)} \\ N_{2R} = \sqrt{\ker^2_2(kR) + kei^2_2(kR)} \\ \phi_{2R} = \tan^{-1} \frac{kei_2(kR)}{\ker_2(kR)} \end{cases} \quad (13)$$

および

$$\Omega_{12} = \phi_{1R} - \phi_{2R} + \frac{\pi}{4}, \quad \Omega_{10} = \phi_{1R} - \phi_{0R} + \frac{\pi}{4}$$

である。

以上で v , τ_R が kR , kr の函数となることがわかつたがこれらは無次元の数である。今横揺に関するレイノルズ数として

$$\Re = \frac{(R\omega)R}{\nu} = \frac{R^2\omega}{\nu} = R^2k^2 \quad (14)$$

をとると、加藤教授の実験範囲で \Re は $10^4 \sim 10^5$ の程度となり $kR = \sqrt{\Re}$ は 10^2 以上の大きい値となる。このように kR , kr 等が大きい時は (11) (12) (13) 式には次のように近似的表現があたえられる。

$$\begin{aligned} N_{0R} = N_{1R} = N_{2R} &= \sqrt{\frac{\pi}{2kR}} e^{-\frac{kR}{\sqrt{2}}} \\ \phi_{0R} &= -\frac{kR}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}, \quad \phi_{1R} = \phi_{0R} - \frac{\pi}{2}, \quad \phi_{2R} = \phi_{0R} - \pi \end{aligned}$$

$$v = R\omega_m \sqrt{\frac{R}{r}} e^{-\frac{k(r-R)}{\sqrt{2}}} \cos\left\{ \omega t - \frac{k(r-R)}{\sqrt{2}} \right\} \quad (15)$$

$$\tau_R = \frac{\rho\nu k R \omega_m}{\sqrt{2}} (\sin \omega t - \cos \omega t) - \rho\nu \omega_m \cos \omega t \quad (16)$$

以上で層流境界層理論の許容される \Re 数の範囲で成立する流速分布および摩擦応力の理論式がえられた。

3. 摩擦抵抗係数

一周間に摩擦抵抗によつてなされる仕事 W は

$$W = \int_0^T R_f \cdot R \dot{\theta} dt = - \int_0^T 2\pi R \tau_{11} R \dot{\theta} dt \quad (17)$$

(円筒の単位長当)

τ_R に (15) 式を用い、 R_f を (1) 式と同様に

$$R_f = \frac{\rho}{2} \cdot (2\pi R) \cdot (R\omega_m \cos \omega t)^2 \cdot C_f \quad (18)$$

として積分すると C_f の表示が次のようになる。

$$\begin{aligned} C_f &= (\sqrt{2} \pi^2 R^2 \theta_m^2 \omega \rho \nu k T^2 + \pi^2 R^2 \theta_m^2 \omega \rho \nu T^2) / \frac{32}{3} \rho \pi^3 R^4 \theta_m^3 \\ &= \frac{3\sqrt{\pi}}{8} \sqrt{\frac{\nu T}{R^2 \theta_m^2}} + \frac{3\theta_m}{16} \left(\frac{\nu T}{R^2 \theta_m^2} \right) \\ &= \frac{3\sqrt{\pi}}{8} \Re_1^{-0.5} + \frac{3\theta_m}{16} \Re_1^{-1} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\text{ただし } \Re_1 = \frac{R^2 \theta_m^2}{\nu T} \quad (20)$$

(18) 式の第 2 項は第 1 項に比して小さいから無視すると (1) 式と全く相似の式がえられる、

今これを Blasius にならつて

$$C_f = 1.328 / \Re_0^{0.5} \quad (21)$$

とかくと (18) (19) 式から

$$\Re_0 = 4.00 \frac{R^2 \theta_m^2}{\nu T} \quad (22)$$

となり、実験から求められた (2) 式の \Re_0 と比べると

$$\Re_0 = 0.805 \Re_0$$

となる。このことは同じ条件の下で、実験からえられた

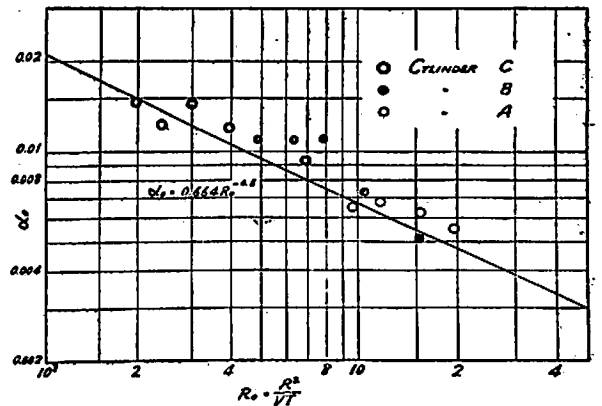


Fig. 2 α_0 対 Re_0 の関係

C_f が理論的に求められた値の $1/\sqrt{0.805} \approx 1.11$ 倍になることを示す。この差約 10% は、ある程度までエッジエフェクト、および回転中心の水平面内 (r, θ 面内) での運動によるものと思われる。なお薄い円盤の回転に対する抵抗係数も、実験値の方が理論値より高く出ている。(20)式であたえられる結果から加藤教授の論文にある α_0 と R との関係は

$$\alpha_0 = C_f \cdot \theta_m = 0.664 R_0^{-0.5}; \quad R_0 = \frac{R^2}{T\nu} \quad (23)$$

となる。これを実験値とともに Fig. 2 示す。

4. 流速分布, 境界層厚等

任意の時刻における θ 方向の流速分布は (15) 式であたえられる式からあきらかなように r 方向に v は波長 $\lambda = \frac{2\sqrt{2}\pi}{k}$ で変動しつつ振幅を減ずる。(14) 式の \Re を用いると (波長/半径) 比は

$$\frac{\lambda}{R} = \frac{2\sqrt{2}\pi}{\Re^{0.5}} \quad (24)$$

となる。また v の振幅を $|v|$ であらわすと

$$\frac{|v|}{|v_R|} = \sqrt{\frac{R}{r}} e^{-\frac{k(r-R)}{\sqrt{2}}} = \sqrt{\frac{e^{-t}}{1 + \sqrt{\frac{2}{\Re}} t}} \approx e^{-t} \quad (25)$$

ここに

$$t = \frac{y}{R} \sqrt{\frac{\Re}{2}} \quad y = r - R$$

である。

次に定常運動の場合にならつて排除厚 δ^* , 運動量厚 ϑ , $\delta^*/\vartheta = H$ を下の如く定義する。

$$2\pi R |v_R| \delta^* = \int_R^\infty 2\pi r |v| dr$$

$$2\pi R |v_R|^2 \vartheta = \int_R^\infty 2\pi r |v| (|v_R| - |v|) dr$$

あるいは

$$\delta^* = \int_R^\infty \frac{|v|}{|v_R|} \cdot \frac{r}{R} dr \quad (26)$$

$$\vartheta = \int_R^\infty \frac{|v|}{|v_R|} \left(1 - \frac{|v|}{|v_R|}\right) \cdot \frac{r}{R} \cdot dr \quad (27)$$

これらの値は厳密に求めることも可能であるが \Re が 10^4 程度以上の大きい値であるから (25) 式を使うと次のように簡単な結果がえられる。

$$\frac{\delta^*}{R} = \sqrt{\frac{2}{\Re}} \quad (28)$$

$$\frac{\vartheta}{R} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2}{\Re}} \quad (29)$$

$$H = \frac{\delta^*}{\vartheta} = 2.00 \quad (30)$$

なお $\frac{|v|}{|v_R|} = 0.01$ をもつて境界層厚 δ とすると

$$\frac{\delta}{R} \approx 4.61 \sqrt{\frac{2}{\Re}} \quad (31)$$

$$\frac{\lambda}{\delta} \approx 1.36 \quad (32)$$

\Re に対して $\lambda/R, \delta^*/R, \vartheta/R, \delta/R$ を Fig. 3 に示した。

また Fig. 4 は $\Re = 10^4$ および 10^5 における v の分布 ($t=0$) を $\frac{r-R}{R}$ に対して示した。

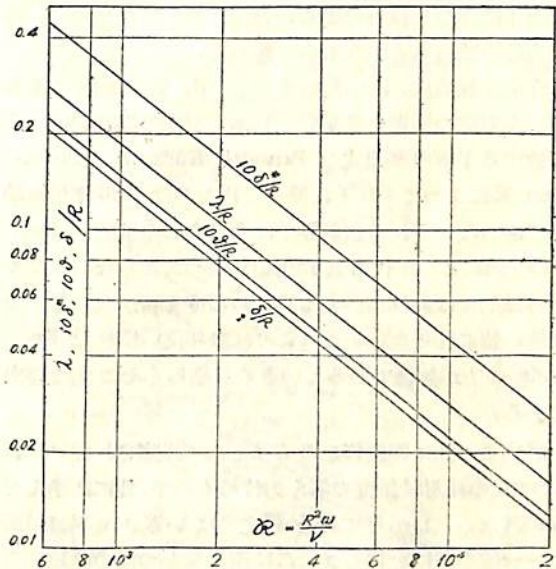


Fig. 3 $\delta^*, \vartheta, \delta, \lambda$ 対 R の関係

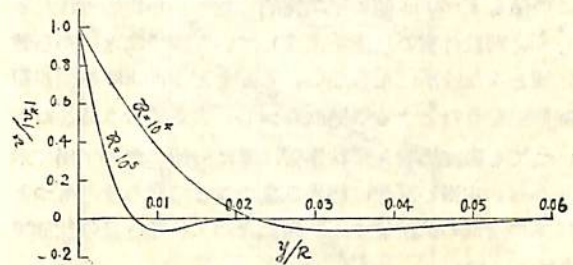


Fig. 4 流速分布

5. 結 言

以上で層流の計算を終る。流速分布等は実験値がないので比較ができない。乱流については理論解析の困難が増す。実験結果の整理がまず必要であろう。動揺問題についての理論的取扱いがかなり精密化されてきたので、この方面の境界層理論による研究も新しい意味をもつてくるものと思われる。

船の摩擦抵抗に対する粗度影響

笹島 秀雄
大阪大学 教授

1. 緒 言

船の摩擦抵抗は全抵抗の半ば以上を占めるから本来極めて重要であるのに、Froude によつて実船の抵抗推定の方法が確立されて以来、いわゆる相当平板で置換えられたまま等閑に付されていたかの感がある。これは船の高速化に伴つて抵抗の重点が造波に傾いたための、いわば自然の成行きというものであろう。

完全な理論式とはいえぬまでも、 R_0 数の函数であるという力学の法則を満足し、しかも従来の実験値によく合致する平板の摩擦式が Prandtl, Kármán, Schoenherr 等によつてそれぞれ発表されたのは 1930 年代の始めであつた。それが造船界では今日なお全面的に Froude 値にとつて代る処までには至つておらない。たとえ理論的には優れていても外板の粗度影響が判らないでは使い物にならない。それよりは多年使い慣れた Froude の方が無難であるというのが恐らくその主な理由であらう。

専らこの間に粗度修正の方法として提案されたのは、Kempf の相対砂粗度の考え方位のもので、他には殆んど聞かれない。しかもこの砂粗度ではいささか無理があり、一般の賛同を得るまでには至らなかつたのは致し方あるまい。1947 年になつて漸く米国で Schoenherr 式が採用され、 $\Delta C_r = 0.0004$ を加えることになつたが、この値も Froude 値の平均線的な意味から定められたらしく、別段外板の状態を指定している訳ではないから暫定値とみななければならぬ。もともと Froude の値が粗度修正を含むとする根拠はないし、実船で合う合わないも粗度影響と形状影響は常に一所になつて出て来るから、本当の解決は相当さきのことになる。もつと根本の滑面の抵抗値さえ問題になつている今日の状態である。

しかし一方各国の研究には最近摩擦抵抗に関するものが多く、形状、粗度の両影響と関連して Froude の方法にも検討が加えられるようになって来た。またまた大型油槽船の建造が急増したことも、その低速長比のため必然的に比重の増したこれら摩擦関係の明確化を要求する大きな声となつて響いているばかりでなく、それ自身有力な資料を提供しているから、急速な進歩が期待される。

ここでは主として粗度影響についての筆者の考えを述べてみたい。

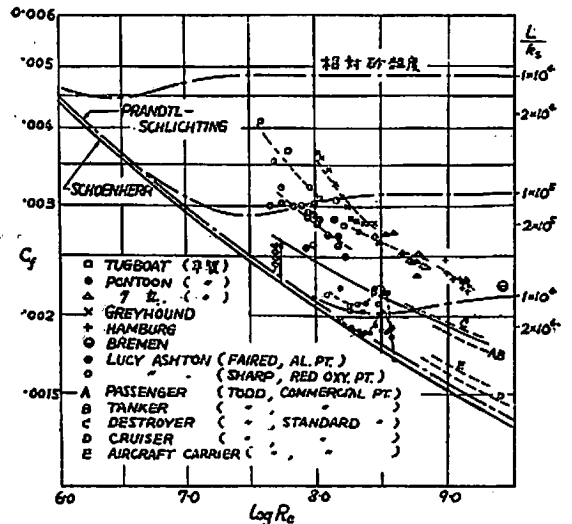
2. 外板粗度の特性

表面の粗度はその摩擦抵抗におよぼす影響については、造船以外でも古くから実験が行われたが、最も系統的なものは Nikuradse による有名な砂粗面管の実験であろう。周知のようにこれによると R_0 数の低い部分は突起と粘性の両者が関係して特有の遷移領域をもち、高い部分は抵抗係数一定で粘性に無関係な完全粗面の状態になる。

突起の種類によつては遷移領域の変化が必ずしも波形にはならず、単調に降下して次第に完全粗面に移行するものもある。砂でもその径が大きく分布が粗の場合や引抜鋼管などがこれに属する。

以上は管の場合であるが、これらの平板への換算が Prandtl および Schlichting によつて行われた。船でも海虫で汚損された状態ではこれらに近い粗面になるから、この計算によく適合することが実験的²⁾にも証明されている。

しかしながら清浄な外板をもつた船ではこうはならないことは以前からよく知られていて、船の摩擦係数は滑面平板の値よりも、その常数倍あるいは一定値だけ大きいと見当づけられていた。古い実験の Greyhound, 夕立, Hamburg 等いずれもそうであるし、新しいところでは推力計を装備しての多種の艦船に関する米国の実



第 1 図 船の摩擦抵抗係数

$$C_f = \frac{R_f}{\frac{1}{2} \rho v^2 S}, \quad R_0 = \frac{VL}{\nu}, \quad k_s = \text{砂粗度}$$

計³⁾、また非常に精密に行われた Lucy Ashton の抵抗
 験測⁴⁾ — この解析では模型実験との差を全部一応粗度
 影響とみているが、こうすると形状影響や造波抵抗に対
 する粘性影響等まで含む可能性がある。表面の状態を変
 えたための差は純粹の粗度影響を現わしている。ただし
 滑面值からの偏差は判らないが — もまたこの性質を確
 認させるものである。米国の ATTC が $\Delta C_r = 0.0004$
 としたのは、この意味では一歩先んじているというべき
 である。

かように船体表面が砂粗面とは別の特性をもつことは
 別段不思議ではなく、突起の形状、分布状態等により同
 じ砂粗面でも性質が変ることは前述の通りである。今
 Nikuradse の砂粗面と外板塗装面とを比較すると、突起
 が密に分布していることは同様であろうが、個々の突起
 の形状はまるで違っている。後者では突起という言葉で
 表わすのが不適当である程緩やかな傾斜をもつ起伏で
 ある。実測によると 特別に粗い Hot Plastic のような
 塗料でも $H/\lambda = 1/15$ (H は波高, λ は波長), 普通の塗
 料なら $1/50$ 以下の程度に過ぎない。それ故砂の突起と
 比べるのは、いわば薄い流線型のもと球を比べるよう
 なもので、その抵抗則が違うのは当然であろう。

勿論船体粗度には外板の接合、鉄頭等いわゆる構造粗
 度と呼ばれるものも含まれるから、塗装面だけで論ずる
 訳にはいかないが、それらが相当密に全面を覆うよう
 にならなければ、塗装面の性質から本質的に離れるとは思
 われない。

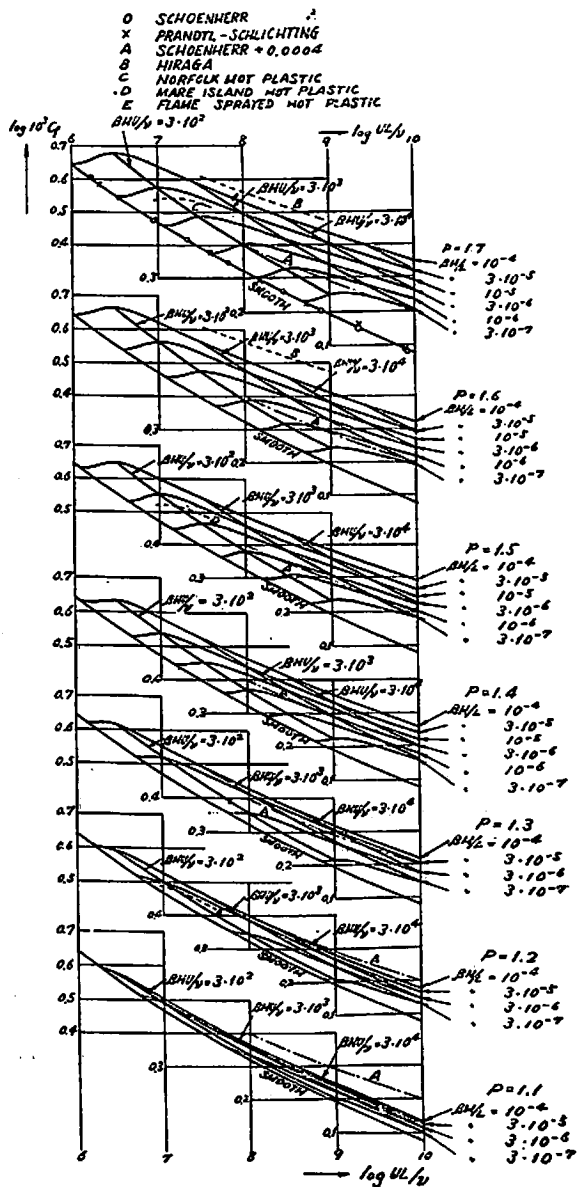
さてこのような性質をもつ船の外板に相対砂粗度の尺
 度を提案した Kempf の考えは、ごく暫定的なものであ
 ったに違いない。そうでなければ性質の異なる二曲線の
 交点をつかまえて、Greyhound 0.30 耗, タ立 0.16 耗等
 といつても殆んど意味がない。速度によつていくらでも
 別の値が得られるからである。しかしまた次のように解
 釈している人も案外多いのではなからうか。それは船の
 粗度影響がほぼ一定値に近いのは砂粗面の遷移領域に相
 当するからで、もつと高速になれば完全粗面に移るであ
 るうというのである。事実 ΔC_r が小さい場合には両曲
 線の傾斜が近いから、必ずしも不適当とはいえないよう
 にみえる。しかし構造粗度の大きい鉄構造船で、どちら
 かといえば砂粗面に近づいたはずの場合さえ完全粗面的
 な傾向がみられないし、そうかといつてそれ程大きな
 ΔC_r を遷移領域にもつ砂粗面もない。それ故上のよう
 な解釈は無理であると断じてよからう。

3. 塗装面の摩擦抵抗則

上述のことから船の外板には砂粗面とは別の尺度を用

意する必要があることがわかつたが、これに関し筆者は
 さきに粗面の理論計算を行つてその結果を発表⁵⁾した。
 その考え方は突起の傾斜の大小に応じて、その表面で流
 れの剝離が起る時と起らぬ時があり、それが抵抗則を二
 つの型に分かれさせるといふのである。すなわち突起あ
 るいは起伏が小さい場合、その近傍に局部的な流れの変
 動が起り、そのために速度低下を生じて抵抗が増す。こ
 れは剝離の有無にかかわらず起るが、剝離する時にはま
 た別に渦抵抗を伴うから、これが別種の抵抗則を与える
 ことになる。

この計算によると剝離する場合には砂粗面のように波



第 2 図

打つ遷移領域とこれに続く完全粗面の性質が得られ、Nikurdseの結果とよく合う。また剝離のない時は第2図のようなずつと R_c 数の支配を受ける性質が得られた。

この図をみると一応船の粗度影響を示す尺度として適当であるように思えるが、遷移の様相も砂粗面とは違うから実験的な裏付けが望ましい。このために塗装平板の実験結果³⁾が記入してある。実験は21呎の板で行われたもので、粗度の大きい塗料ではほぼ一定の ΔC_r に達しているのに、普通の塗料では遷移域から抜切つていない。最近運輸技研の水槽で行った3米板の実験でも、大体同様の遷移状態を示した。このように遷移域で止まるのは R_c 数の不足というよりも寧ろ速度の不足であつて、板の長さを伸ばしても速度が上らなければ、結果は殆んど変わらず、ただ全体として R_c 数の高い方へ移動するに過ぎない。このようなわけで若干定常域不足の憾みはあるが、実験は計算の妥当なことを示すとみることが出来る。

さて図において β は粗度影響のおよぶ深さを表わす常数で実験によると3と採ればよい。Hは起伏の高さ、Lは船の長さであるからH/Lは相当粗度を示し、またPは起伏の傾斜を表わす常数である。砂粗面に比して副変数Pが余分に入っているから、塗料の種類によりそれぞれ適合する図を見出さねばならぬ不便がある。砂でも粒の形状の変つたものを揃え得るなら、やはり各固有の図を要するはずである。

採用すべき図を見出すには、もし塗装板実験がある場合はその遷移領域の性質を利用すればよい。ない場合には、遷移から定常に移行する曲線の肩部が現われるのは、船の大きさに殆んど無関係に、5~6米/秒の速度であることを目安にして求めても大差ない。(普通塗料の時)

4. 構造粗度

第2図の計算はこれに構造粗度を加えないと実船の粗度と対比することは出来ない。しかし従来構造粗度に関する研究は甚だしく、信用出来るのはKempfの浮舟実験と前記Lucy Ashtonの実測位のもので、小規模の実験があつても比較則がはつきりしないので利用し難い。

Baker⁴⁾はこれについて計算方法を発表している。それによると、鋸に対しては外板1枚の平均面積 a と全鋸頭の面積 a_r との比をとり、バットに対しては外板1枚の長さ l と厚さ t との比をとつて、各比に逆比例する ΔC_r があるとする。またシームに対してはそれによる浸水面積の増加に若干の余裕を加えたもので計算することになつている。

しかしこの計算法はどこまで信用出来るであろうか。

例えばシームの鋸までが全部独立に効くとしてよいか否か、またシームそのものは単に浸水面積の増加程度の影響しかないものであろうか。これらはいずれも今日の熔接船では構造粗度の主要部と思われるだけに深い関心が持たれる。計算例にある200呎船は外板厚さ0.43吋で、シームによる ΔC_r は0.00003であるが、190呎船Lucy Ashtonの鋸なしのシーム——鋸頭が殆んど損耗したのでその上を平坦に仕上げた——では厚さ0.25吋なのに0.00007~0.00011もあつた。平均値をとつても計算値の5倍強にあたる。

このような状態であるから、今のところ急な解決は困難で、今後の研究に俟つところ多大であるが、一応Bakerの方法を基にして考えてみよう。

まずバットについては、 t/l に比例するとするのは変である。 t/l は突起の分布を表わすピッチの逆数で、この場合極めて粗な分布であるから抵抗係数がこれに比例することは恐らく正しい。しかし相対粗度を示す t/δ 、あるいは t が δ に比して余り小さくはないとすれば t/L が落ちてゐる。ここは δ/L に比例するとした方がよい。(δは境界層厚さ、Lは船の長さ)

次に鋸に対しては相互干渉を考えぬことや、渦抵抗的な考えだけで扱うことに対して疑問はあるが、仮りにこれらを見無視すると、前項同様に相対粗度を入れて $a_r^2/\delta a$ に比例するとても考えるべきである。

このように修正すると、構造粗度の大きな部分を占めるものがBakerの計算とは大分違つて来る。彼によると船が小さくなる程 ΔC_r は減少するのが、逆に増大し、例えば700呎船での $\Delta C_r = 0.00075$ を基準にとると200呎船では0.00054が0.00095程度になる。

次にシームの効果は浸水面積的なものではなく、境界層内の乱動流が縁を不規則に切ることから、砂粗面の帯で置換し得るように思われる。また熔接線は手熔接か自動か、表か裏かによりかなりの開きがあるが、やはり砂粗面的性質をもつものであろう。

上のよう考えた構造粗度と塗装粗度とを加え合せると、1隻の船ではほぼ一定の ΔC_r だけ塗装の曲線を上にあげたことになり、またその値は船が小さい程大きい。それ故近似的には第2図において、塗装に適合するPよりも大きなPに移ると同等である。すなわちある状態における全体の ΔC_r が知れた時、速度や船の長さによる影響を見当づけるには、第3節終りに述べた要領でまずH/Lを定め、次に ΔC_r の値によつてPを決めれば、使用すべき図が知られる。このようにすればさしあたり第2図をもつて、構造粗度をも含めた船の粗度影響を表わす尺度と見做すことが出来よう。少くとも砂

粗面を使うよりは相当合理的に。

5 小型船の性能の悪さと大型油槽船の性能の良さ

この問題の一つについては山根博士の著書にもそのための摩擦修正法が記載されているし、また戦後各造船所が小型船を建造した時代にも論議された記憶がある。これは最近の大型油槽船の試運転解析で負の ΔC_r 等といわれて、問題となっている事柄である。

この二つの場合はある意味での船の両極端に相応しているの、普通の船では余り問題にならなかつた性質が拡大されて現われる点では甚だ適切な例である。この原因を次の二つに分ける。

第一は粗度影響である。第2図から知るように ΔC_r は船の長さによつて相当変る。例えば $R_0 = 10'$ で $\Delta C_r = 0.0004$ のとき、長さが1/10の船では同一速度で0.00064となり、6割の増加である。これに対し滑面の C_r は3.5割増に過ぎない。勿論小型船で同一速度というのは実状にそわないが、速度を下げると R_0 数が減るため事情は余り変らない。それ故単に $\Delta C_r = 0.0004$ 等といつても、本当は船の大きさも考慮してのものでなければいけない。この意味で問題の小型船は鉄構造であつたから、相当大きな粗度修正を要したはずである。

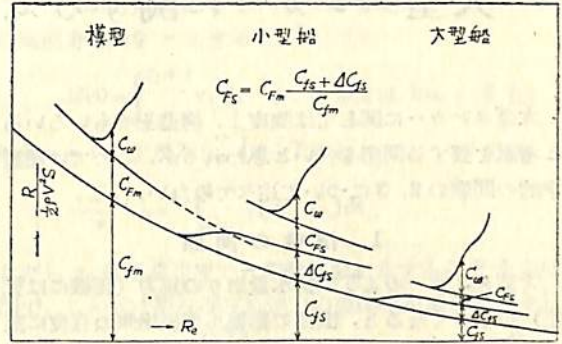
今一つ小型船で注意すべきことは Froude 値を使う場合である。周知のように Froude は Schoenherr 等に比べると、模型の大きさではほぼ一致するが、船が大きくなる程離れる。それ故なんらかの修正を行わないならば、両係数の差が粗度影響に相当し、小型船程小さく見積ることになる。これでは全く反対である。従つてもし Froude 係数を使用するならば、前項の ΔC_r の性質に更に本項の両係数の差の変化を見込まねばならぬ。

大型油槽船では溶接構造による減少を別にすれば、長さが普通船の数倍にもなつた訳ではないから、粗度影響が目立つて減ることは考えられない。

第二の原因は実船の抵抗推定の方法にある。図表を使用しようと水槽試験によろうと、今までの方法は形状影響を含む余剰抵抗の形で、そのまま Froude 則により拡大したのである。しかし近時大分問題になつて来たように形状影響の原因を考えると確におかしい。この問題に関しては別の機会に改めて批判を仰ぎたいと思つてゐるが、その結果のみを書くこと次のようになる。

船の形状影響の大きさは相等平板の摩擦抵抗にはほぼ比例する。ただし実船の摩擦抵抗としては粗度修正を含めたものにとる。

既に発表された同種の考え方のいずれもがそうであるように、これでも R_0 数が増すとともに形状影響は



第3図 抵抗比較則説明図

m=模型, f=摩擦抵抗, w=造波抵抗
S=実船, F=形状影響, Δ...=粗度修正

減ずる。従つて模型の寸法から拡大して求める実船の抵抗は、極端に粗度影響が大きくない限り、従来の方法よりも低く算出される。そこで仮りにこの考え方が許されるとすれば、今まで試運転とよく合つたといわれる船は、実は形状影響の取扱方による差だけ粗度影響の過少評価の形で調整されていたことになる。

この傾向は船が大型になる程、また肥大な船型程強く現われるから、問題の大型油槽船の場合には粗度影響を零まで引下げても調整しきれず、時には負にしなければ辻褄があわないことも起り得るのである。

小型船では R_0 数が低いから C_r も ΔC_r も割合に大きく、また一般に船型が宥せているためこの影響はずつと軽い。

以上を要約すると、小型船は粗度影響が大きくて性能が悪く、大型油槽船は推定抵抗が過大であつたため性能が予想以上によくみえたということになる。

最後に大型溶接構造船の ΔC_r について筆者の腰だめの値を下表に示す。

平均値で0.00030となるが、しかし実はこの値を造船所の方々から御教示願いたいのが本心であつて、もし参考資料でも与えられるならば望外の幸とするところであ

	ΔC_r	備 考
塗 装 面	0.00010 ~0.00015	実験より出すといずれも0.0001程度であるが、実験と実船とでは仕事の丁寧さが異なることを考慮
シーム, 鉄	0.00005 ~0.00010	各舷3列とし, Kempf, Lucy Ashton よりシーム面と浸水面の比をとつて換算
溶 接 線	0.00010	単なる想像
計	0.00025 ~0.00035	

(53頁へつづく)

大型タンカーに関する2,3の問題

谷 口 中

三菱造船株式会社
船型試験部長

大型タンカーに関しては強度上、構造上でもいろいろと考慮を要する問題も多いと思われるが、ここでは船型学的問題の2,3について述べてみたい。

1. 慣性の問題

大型タンカーのように排水量当りの馬力（正確には抵抗）が小さくなると、慣性の影響が無視出来る程度に重要となつて来る。このことは次のような簡単な例を考えるだけで容易に理解出来るであろう。船の全抵抗（定常状態） R 、と加速度に基づく見掛けの抵抗 R' とを比較すると、

$$\frac{R'}{R_a} = \frac{\rho \nabla \ddot{x}}{\frac{\rho}{2} v^2 \nabla^{1/3} C_a} = \frac{2}{(v/\sqrt{g \nabla^{1/3}})^2} \frac{\ddot{x}/g}{C_a}$$

(簡単のため virtual mass を無視する)

ただし \ddot{x} は船の加速度、 ∇ は排水容積、 C_a は全抵抗係数でその他の記号は慣用通りのものである。さて大型タンカーの定格出力附近の速力に対しては、フルード数 $v/\sqrt{g \nabla^{1/3}}$ は大体0.45~0.5のオーダーであるから簡単のため $(v/\sqrt{g \nabla^{1/3}})^2 = 0.2$ と考えると、

$$\frac{R'}{R_a} = \frac{\ddot{x}/g}{C_a/10}$$

しかして全抵抗係数 C_a は同じ条件に対し大体0.02のオーダーであるから、

$$\frac{R'}{R_a} = \frac{\ddot{x}/g}{0.002}$$

となり、船に重力加速度の2/1,000の加速度があると、(定常状態の)船体抵抗に等しい附加抵抗が生じる。あるいは、 g の10万分の2の加速度があると船体抵抗に1%の誤差を生じるといつてもよい。 g の10万分の2の加速度とは、3分間に0.0 kn. の速度差を生ずる程度の僅かな加速度であることを思うと、慣性の影響が如何に大きいかが凡そ理解出来るであろう。それでこの問題をもう少し詳しく考えてみることにする。

船の運動方程式は直進の場合に対し、

$$\frac{\Delta_n}{g} (1+\alpha) \frac{dv_s}{dt} + R_a = m T (1-t) \quad (1)$$

ただし Δ_n = 船の全排水量

α = apparent mass の係数

v_s = 船の速度

R_a = 船の定常抵抗 (水抵抗+空気抵抗)

T = プロペラ推力

m = プロペラの個数

t = 推力減少率

推力 T にプロペラの特性式

$$\begin{cases} T = \rho n^2 D^4 C_T & , n = \text{プロペラ 毎秒回転数} \\ C_T = a(J_t - v_p/nD) & , C_T = \text{推力係数, } a, J_t = \\ & \text{プロペラにより定まる定数} \\ v_T = v_s(1-w) & , w = \text{伴流係数} \end{cases}$$

を代入し、 v_s, n をそれぞれ

$$v_s = v_{s0} - v_s', \quad n = n_0 - n'$$

と置き (v_{s0}, n_0 は最終速度並びに最終回転速度)、変動分 v_s', n' はそれぞれ v_{s0}, n_0 に比し一桁小さいオーダーのものとして、定常項を消去すると (1) の運動方程式は

$$\begin{aligned} \frac{\Delta_n}{g} (1+\alpha) \frac{dv_s'}{dt} + \frac{\partial R}{\partial v} v_s' &= m \rho n_0^2 D^4 a \times \\ \left\{ \left(2J_t - \frac{v_{s0}(1-w)}{n_0 D} \right) \frac{n'}{n_0} - \frac{v_s'(1-w)}{n_0 D} \right\} (1-t) & \quad (2) \end{aligned}$$

となるが、無次元化するために

$$\left. \begin{aligned} \frac{R_a}{\Delta_n} &= \varepsilon, \quad \frac{m \rho n_0^2 D^4}{\Delta_n} = \mu, \quad f_0 = \frac{v_{s0}}{\sqrt{g L}} \\ J_0 &= \frac{v_{s0}(1-w)}{n_0 D} \end{aligned} \right\} (3)$$

とおくと、(1) または (2) は次の形に整理される。

$$\begin{aligned} (1+\alpha) \frac{d(v_s'/v_{s0})}{d(t\sqrt{g/L})} + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial f} \right)_0 \frac{v_s'}{v_{s0}} &= a \frac{\mu}{f_0} (1-t) \left\{ \left(2J_t - J_0 \right) \frac{n'}{n_0} - J_0 \frac{v_s'}{v_{s0}} \right\} \quad (4) \end{aligned}$$

(4) において n'/n_0 が v_s'/v_{s0} の函数として与えられれば、(4) は容易に解くことが出来る。 n'/n_0 は船の運転条件によつて決まる。

1.1 次に第1の例として大型タービタンカーの標柱間試験の場合に (4) を応用してみよう。タービタンカーでは蒸気弁の度を一定にして標柱間航走を行うのが一般であり、この場合には主機パワーは一定と仮定して取扱うことが出来る。この場合にはプロペラトルクの特性式から次の条件式が導かれる。

$$\frac{n'}{n_0} = \frac{J}{3J_0 - 2J_0} \cdot \frac{v_s'}{v_{s0}} \quad (5)$$

J_0, J_1 はプロペラによつて定まる定数

(5) を (4) に代入して積分すれば求める解として次の

結果を得る。

$$\left. \begin{aligned} \frac{v_s'}{v_{so}} &= \left(\frac{v_s'}{v_{so}} \right)_{t=0} e^{-\psi_3 \sqrt{g/L} \cdot t} \\ \psi_3 &= \frac{1}{1+\alpha} \left\{ \frac{a \mu}{f_n} (1-t) J_0 \left(1 - \frac{2J_t - J_n}{3J_q - 2J_n} \right) \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial f} \right)_n \right\} \end{aligned} \right\} (6)$$

ψ_3 が小さく、 L が大きい程 e の指数は小さくなり v_s'/v_{so} の零への収斂が遅くなる。(6) によつて、主機整定時の速力 $v_{so} - v_{s0}$ から時間とともに加速されて行く状態が算定出来る。通常の標柱間速力試験では出標ののち旋回、並びにコース整定を行つて若干時間の後主機が整定するが、この場合の速力は最終速力に比し20%程度低下しているのが普通である。従つて(6)の $(v_s'/v_{so})_{t=0}$ は -0.20 とつて差支ないであろう。このような仮定のもとに、例えば45,000T型のスーパータンカーの場合について計算した結果を示すと Fig. 1 の如くなる。なお同図には比較のために、警備艦型の場合も示して置いたが、大型タンカーの慣性の影響が如何に大きいかがこれからも理解されるであろう。また、 $\frac{1}{2}$ (定格出力)の場合も慣性の影響が大きくなるが、この

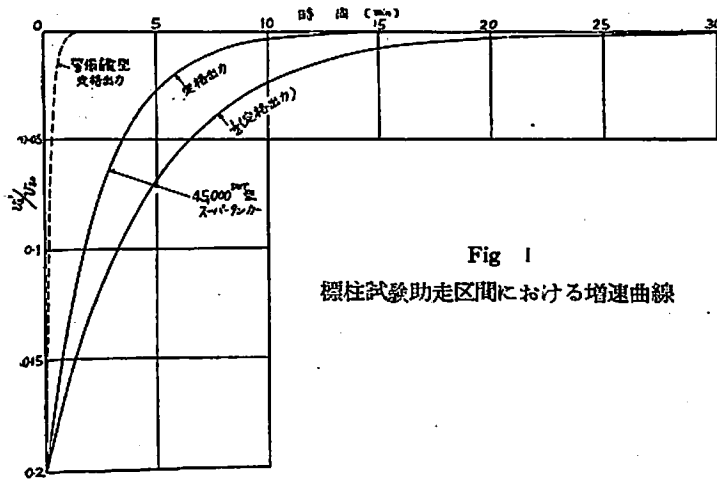


Fig. 1
標柱試験助走区間における増速曲線

状況も同時に示されている。このように大型タンカーにあつては最終速度(これと馬力、回転数との関係が求められているのであるが)に対し誤差1%以内に入るためには整定後7~13分の助走が必要なこととなるのであるが、次に所定の速度誤差以内に取りめるための助走の長さについて検討してみよう。

ある助走時間の後入標したとし、標柱間航走中の平均速力が最終速力に対しどの位食い違ふかは(6)式から計算することが出来る。すなわち1漣標柱を使用するも

のとし、助走開始後 t_1 秒にして入標したものとし、標柱間航走時間を τ とすると、

$$3600 = \int_{t_1}^{t_1 + \tau} v_s dt \quad (v_s \text{ の単位は kn. とする})$$

$v_s = v_{so} - v_s'$ を代入し、積分すると、

$$\frac{\tau - \tau_0}{\tau} = \frac{1}{\tau} \int_{t_1}^{t_1 + \tau} (v_s'/v_{so}) dt$$

ただし τ_0 は最終速度で1漣標柱を航走するに要する時間で、この式は標柱間平均速力の誤差率を表わす。見易いようにこれを $-\frac{\Delta V_s}{V_{so}}$ と書くこととすると、(6)を代入して

$$\frac{\Delta V_s}{V_{so}} = \frac{(v_s'/v_{so})_{t=0}}{\tau \psi_3 \sqrt{g/L}} \times e^{-\psi_3 \sqrt{g/L} \cdot t_1} (e^{-\psi_3 \sqrt{g/L} \cdot \tau} - 1)$$

τ の代りに τ_0 を代用しても近似性は害されないから、結局次の結果を得る。

$$\frac{\Delta V_s}{V_{so}} = -\frac{(v_s'/v_{so})_{t=0}}{\tau_0 \psi_3 \sqrt{g/L}} (1 - e^{-\psi_3 \sqrt{g/L} \cdot \tau_0}) \times e^{-\psi_3 \sqrt{g/L} \cdot t_1} \quad (7)$$

標柱間速力の誤差 $\Delta V_s/V_{so}$ は低い程望ましいが、極端な精度を要求することも不合理であるのでその合理的な基準として、馬力計測の精度に見合う程度に押えることとする。すなわち主機馬力計測の精度は誤差1%とつてよいと考えられるからこれに見合う速力誤差として $|\Delta V_s/V_{so}| \leq 1/300$ とするのが合理的と思う。今これを標柱間速力の誤差の許容限界として、(7)により必要な助走時間 t_1 および、必要な助走距離 S を求めてみると第1表に示すようになる。第1表には比較のため、警備艦型の例並びに10,030T型ディーゼル貨物船の例も併せ

第1表 必要な助走時間並びに助走距離

船 型	45,000 DWT 型タンカー		警備艦型	10,000 DWT 型貨物船	
	満	載	公 状	試 態	軽 荷
出 力	MCR	$\frac{1}{2}$ MCR	MCR	MCR	$\frac{1}{2}$ MCR
最小助走時間, t_1 (分)	8.6	17.2	0.5	1.5	5.2
最小助走距離, S (漣)	2.4	4.0	0.2	0.5	1.5

註 速度誤差 $\leq 1/300$
助走開始速力 = $0.8 \times$ 最終速力 } と仮定している。

示した。ディーゼル貨物船の場合は、運動方程式の積分において、パワー一定の代わりにトルク一定の条件を使用して実際に近いように考慮した。第1表より、大型タンカーでは大きい慣性のために、これまでの常識(1~2回の助走)より遙かに長い助走が必要なが分るのである。殊に主機分力における所要助走は実際上不可能な程度の長さとなる。しかしこの場合には主機出力に余裕があるから出力整定前に一たんパワーアップし、助走開始時の速力を本計算の仮定よりずっと大きくすることが可能で、このようにすることによつて短かい助走で正確な速度を得ることが出来る。逆にまた、このような考慮を払わずに、今まで通り安易に行なわれた大型タンカーの試運転成績は精度が低く、余り信用出来ないといつても過言ではないであろう。

1.2 第2の例として大型タンカーの模範試験の場合について検討してみよう。抵抗試験の場合は最初に述べた如く、 g の10万分の2程度の加速度が残存すると設計速力附近で1%程度の抵抗誤差を生ずることとなり、低速ではこの抵抗誤差は更に拡大される。 $2 \times 10^{-6}g$ の加速度は100mの計測航走に対して速度差2% (1m/sの場合)~0.5% (2m/sの場合)を生ずることに相当する。現在の一流の試験水槽では定速航走の速度変動誤差は0.1~0.2%以下に押えられているから、この面よりの抵抗誤差はまず心配の必要はないであろう。

次に自航試験の場合は1.1で考察した実船の標柱間試験の場合と似た状況となる。すなわち実船の標柱間試験の場合の助走開始の瞬間が、自航試験における自航開始の瞬間に相当するわけである。ただし違うのは模範の自航試験では航走距離が比較的短いことと、自航開始時のプロペラ回転速度の設定誤差が実験者の熟練によつて大きく左右されることとである。すなわち自航試験では予定の速度で曳引車および模範船を走らせ、徐々にクランプをゆるめながらプロペラ回転速度を調整する。この場合目指すものは当然この予定速度に丁度対応するプロペラ回転速度であるが、実はこれを求めるための試験であるから予め正確にはこれを予定することは出来ない。従つて実験者は手で模範船をつかみながらプロペラの回転を加減し、模範船を予定速度で航走させるために手で加勢してやる力が殆んど零となる所を探してプロペラの回転速度をセットするのである。もしこの場合、真の回転速度(最終回転速度)に対し若干の誤差のある回転速度にセットして自航々走を始めたたとすると、丁度実船の標柱間航走の場合について考察した如く、模範船は加(減)速運動を行い、得られた自航データには加速度の存在に基づく誤差が含まれることとなる。普通の水

槽で使用されている自航試験用のモーターは定速度モーターであるから、前の(4)の式で $n'=0$ とにおいてこの場合の運動を計算することが出来る。自航開始時にセットされたプロペラ回転速度に丁度対応する模範船の速度(終速度)を v_{∞} とし、自航計測航走中の平均速度を \bar{v} 、予定の模範船速度を v とすると計算の結果は次の如くなる。

$$\frac{v_{\infty} - v}{v_{so}} = \left(\frac{v_{\infty} - \bar{v}}{v_{so}} \right) \times \frac{\xi \psi_1 f_0}{1 - e^{-\xi \psi_1 f_0}} \quad (8)$$

$$\psi_1 = \frac{1}{1 + \alpha} \left\{ \alpha(1-t) \frac{\mu J_0}{f_1} + \frac{\partial \epsilon}{\partial f} \right\}$$

(8)の左辺の $\left(\frac{v_{\infty} - v}{v_{so}}\right)$ は自航開始時におけるプロペラ回転速度の設定誤差を速度で表わしたものであり、右辺の $\left(\frac{v_{\infty} - \bar{v}}{v_{so}}\right)$ はこの自航試験で得られる計測結果の誤差を速度の項で表わしたものである。先きに実船の標柱間速力試験の場合には許し得る合理的な速度誤差の限界は1/300ととつた。しかし模範試験においては、少くともこの倍の精度が必要であろう。すなわち模範船の自航試験で許し得る $\left(\frac{v_{\infty} - \bar{v}}{v_{so}}\right)$ の限界は1/500~1/600と考えねばならない。また(8)の右辺の第2の()の中は計算の結果第2表の如くなる。ただし ξ は自航計

第2表 $\frac{10 \psi_1 f_0}{1 - e^{-10 \psi_1 f_0}}$ の値

船 型	45,000 DWT 型タンカー		警備艦 型 艦		10,000 DWT 型貨物船	
	満 載	載	公 試	試 艦	軽 荷	荷
出 力	MCR	1/2 MCR	MCR	MCR	MCR	1/2 MCR
$10 \psi_1 f / (1 - e^{-10 \psi_1 f_0})$	1.04	1.02	1.87	1.22	1.09	

測航走に使用しうる水槽の長さを模範船の長さで割つた比で、 $\xi=20$ もとれる水槽はまずなく、 $\xi=10$ が安全な平均と考えられるから第2表では $\xi=10$ ととつて計算してある。自航試験におけるプロペラ回転速度の設定誤差率 $\Delta n/n$ は近似的に $\frac{v_{so} - v}{v_{so}}$ に等しいと考えられるから(nocvの場合は正確にこうなる)、結局、自航試験で許し得る $\Delta n/n$ は

$$\Delta n/n = (1.0 \sim 2.0) \times (1/500 \sim 1/600)$$

となる。そして大型タンカーの場合には $\Delta n/n$ は同じ $\frac{v_{so} - v}{v_{so}}$ に対し警備艦等の場合の約半分しか許容され得ない。すなわち約0.2%の精度で自航開始時のプロペラ回転速度を設定しなければ得られた結果には馬力で約0.5%、速力で約0.2%の誤差を生ずることが分る。これより、大型タンカーは単に慣性の面のみを考えても、模

型試験でも甚だむづかしい対象であつて、不熟練な実験者や、不十分な設備では信用出来るデータが求め難いことがよく理解されると思う。

2. ビルヂキール

大型タンカーが建造され始めた頃、こうしたタイプの船にはビルヂキールは不要であろうといわれ、事実ビルヂキールをつけない大型タンカーがかなり建造された。その理由としては

- (i) 船が大型となつたため、相対的に波の影響が小さくなるだろうということ。
- (ii) 船の肥瘠度が大きくなり、ビルヂキールが小さくなるため、ビルヂキールをつけなくても相当の動揺減衰性能を持つのではないかと考えられたこと。
- (iii) ビルヂキールのない方が推進性能上有利であろうと考えられたこと。

等が挙げられる。所がこの種ビルヂキールをつけない大型タンカーは就役後動揺が激しいことが分り、後でビルヂキールを取付けるに到つたものもかなり出て来た。

動揺減衰性能が、大型タンカーとなつて、上記(ii)のように増加しないということは例えば、Bertinの式等を少し検討すれば想像出来るのである。すなわち動揺減衰角 $\Delta\theta$ を

$$\Delta\theta = N \cdot v_{\text{max}}^2$$

なる形に表わした場合の動揺減衰性能 N は、Bertinによれば

$$N = \text{const.} \times \frac{L \cdot B^4}{\Delta a \cdot \text{GM} \cdot T_s^2}$$

で表わし得る。 T_s に

$$T_s = 2\pi \sqrt{\frac{I/g}{\Delta a \cdot \text{GM}}}$$

を代入し、更に

$$I = \Delta a \cdot k^2$$

と書いて変形すると、

$$N = \text{const.} \times \frac{1}{C_b} (B/d) (B/k)^2$$

を得る。大型タンカーとなつて B/d は普通の商船より僅かに増加するが、その差は僅かであり、巾 B と慣性半径 k との比も減少の傾向こそあれこれも余り大きい変化のないことを考えると、 N はむしろ Block coeff. C_b に逆比例して減少することとなつて、前記(ii)の考え方が誤りであることが予想出来る。

事実模型動揺試験を行つて、大型タンカーの動揺減衰性能を調べてみるとビルヂキールのない場合の N は普

通の商船より相当に小さく、適当なビルヂキールを装備して始めて、どうやら辛棒出来る程度の N になることが分るのである。

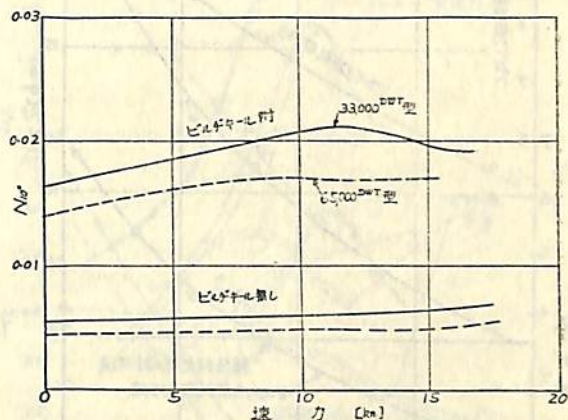


Fig. 2 大型タンカー模型船の横揺減衰係数

Fig. 2 は大型タンカーの模型について行つたこの種実験の結果を1例として示すものである。この実験はビルヂキールを装備しない場合と装備した場合の両者について、その他の条件は全く同一に保つて、種々の前進速度(停止時を含む)における横揺減衰性能を計測したものである。図に示す如く 33,000 T 型も 65,000 T 型も、ビルヂキールのない場合には N_{10} は 0.005 のオーダーで著しく低く、かつ速力の影響は比較的少い。ビルヂキールを装備すると N_{10} は装備しない場合の約3~4倍に増加して、普通の船の基準値 ($N_{10} = 0.012 \sim 0.015$) に達する。ビルヂキールを装備した場合の N は速力の増加とともにやや増加の傾向を示す。これらの場合、横揺周期は速力の増加に伴つて僅かに減少するがその差は無視しうる程度である。またビルヂキールの長さを変えれば、 N はほぼビルヂキールの長さ按比例して増減するが、船体平行部を越して長くすると、当然のことながら N の増加は減少することも実験的に確かめられている。

一方推進性能の面ではビルヂキールを装備しても、表面積の増加から予想される程には抵抗並びに馬力の増加は0~2%の程度で、船によつては反つて減少するものもある。また、ビルヂキールの長さを変えて抵抗や馬力を調べるとその増加量が、ビルヂキールの長さに対し必ずしも単調に増加せず波を打つものがある。これらの現象から考えて、ビルヂキールはある程度、船体まわりの流れに干渉を与えていることが想像される。

また横動揺しながら自航する場合には、軸馬力は動揺

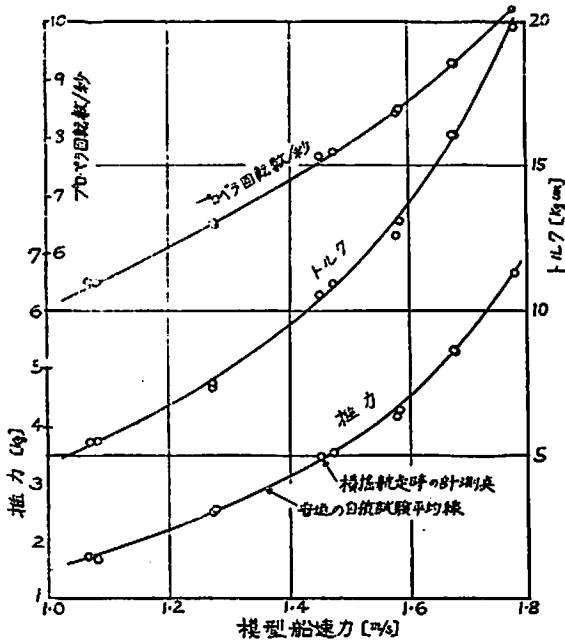


Fig. 3 横揺航走時の推進性能

のない場合と全く変わりなく、横動揺が推進馬力におよぼす影響は無視してよいことも明かとなった。Fig. 3はこの一例を示すが、平均横揺角が 10° （片振り）程度まではこの例と同じ結果が得られる。従つて荒海において各種の動揺を行いながら航走する場合も、推進性能の面では縦揺と上下揺とのみの影響を考慮すれば足りるわけである。

以上のように、現実に試験、研究してみると大型タンカーにおけるビルヂキールは決して無用のものではなく、むしろ装備した方がよいとの結論に到達するのである。

3. 船首、船尾の形状

大型タンカーでよく球船首と普通型船首との比較が問題とされる。両者の比較にはいろいろの観点があり、それに従つて結論も相異しうるのであるが、ここでは主として推進性能の面から考察してみよう。

平水中の抵抗や推進馬力については、私は以前からいろいろの比較の資料に基づいて、良好な設計の球船首型は普通型に比し平均2.5%程度勝るということをいつて来た。この比較を厳密に行うことは、比較される両者の船型がそれぞれの型の最優秀のものであることが立証されておらねばならず、更に船型設計条件（殊に浮心前後位置）の選び方で両船型に有利、不利の差も生じ得るので、理論的厳密な比較というものは不可能に近い。しか

し実際に建造される似た船型条件の船で両者の比較を行い、このような例を多数集めてほぼ一定した結論が得られれば、これをもつて両者の比較と考えるのが実際的な方法として許されると思う。先きに球船首型が約2.5%勝ると述べたのは、このような意味の比較である。

球船首型船型の本来の考え方は明かに、船首波の位置を若干ずらせることによつて造波干渉を有利ならしめ、比較的短い船型で抵抗上有利な船型を得んとする所にある。戦艦大和級に採用された5%を越す球船首はこの典型的な例であると私は考えている。このようなオーソドックスな球船首の使い方が有効になるためにはある程度造波抵抗の比重の大きい所、すなわち比較的高速度でなければならぬことも当然である。しからばフルード数がせいぜい0.2以下の大型タンカーで球船首をつけたためにどうして抵抗が改善されるのであろうか。これにはいろいろの解釈がありうらと思うが、最も単純な考え方として、私は次のように考えては如何かと思う。すなわち球船首は矢張り船の有効長さを長くする効果があり、このため、有効な肥瘠度が減少し、肥瘠度によつて船体抵抗が急激に変化する $C_b=0.8$ 前後の船型では、この有効肥瘠度の減少の効果が、かなりのオーダーとなつて現われて来るのであると考えるのである。この点を若干数値的に検討してみよう。球船首型の船型の船首の横截面積曲線を普通型の傾向に延長して、普通型船首の船と対応する船首端を求め、有効長さを想定すると、通常的大型タンカーの船型では船首垂線より前の仮想の（有効）長さは垂線間長の約1.5%となる。従つて例えば $C_b=0.8$ の船の有効 C_b は0.788となり、フルード数0.19では剰余抵抗係数は約8%少くなり、従つて全抵抗で3~4%の減少となることは容易に検証出来るであらう。剰余抵抗係数は C_r が0.8を越すと C_r に対する増加が益々急激となるから、球船首の効果はこの点からは肥瘠度が大きい程大きくなる。しかし一方肥瘠度が極端に大きくなると横截面積曲線の形状から有効長さの%が減少するので、球船首の採用による抵抗改善には限度がある。

肥えた船型における有効長さの以上の考え方は、船尾に対しても適用され得る。振動問題の見地からは screw aperture を広く取つて船尾を細くした方がよいことは分り切つているが、このため stern frame を余り前進させ過ぎると、横截面積曲線からみた船尾の有効長さが減少し、有効な肥瘠度を増大せしめて抵抗を増加させることとなる。このことを私はいくつかの実例で随めている。仮にもしプロペラの前後方向の tip clearance をプロペラ直径の10%だけ許容最小値より大きく取つたとすると、プロペラ直径はこの程度の船では長さの約

3%であるから、前述の意味の有効長さは約0.3%のオーダーで短くなる。従つて前の数字例の場合では全抵抗で約1%程度の増加が生ずることとなる。従つて推進性能の見地からは screw aperture は振動上許し得る最小限度に止むべきであると私は考えている。

次に船尾の形状に関し、いわゆるマリーナー型の船尾並びに舵の形状は、特に大型タンカーにとつて推進性能上優れた形式であると思ふ。大型タンカーでは普通型船尾の solepiece は非常に巾の広い大きなものとなり、この附近が特に推進性能にかなり有害な働きをしていることが、この附近の流線観測によつて推定出来る。

solepiece を止めて、マリーナー型の船尾に改造すると、伴流係数は殆んど落さないで推力減少率を大きく減少せしめることが出来る。これによる船殻効率の改善は数%に達する。構造その他の面でいろいろと問題はあると思ふが、肥えた大型タンカーではマリーナー型船尾は推進性能上好ましいものと私は考えている。

以上いろいろの考察はすべて平水の性能についてであつた。しからば波浪中においては、殊に球船首の性能は如何であろうか。Fig. 4 はスーパータンカーの模型船で球船首のものと普通型のものについて、波浪中の運動状況を比較したものである。図においては x_G , z_G はそれぞれ重心の前後動および上下動の振巾で、 h は波高である。 ϕ は縦揺れ角の振巾で θ は表面の波傾斜角である。またこの例ではヒービングの周期とピッチングの周期とはほぼ一致している。Fig. 4 をみれば分かる通り、前後動の低 λ の所を除き、上下動も縦揺れも両船型で著るしい差がない。ただ、低 λ の所での前後動は球船首の方が若干大きくなつてゐる。ここには省略したが波浪中の推力(または抵抗)増加についても Fig. 4 と同様

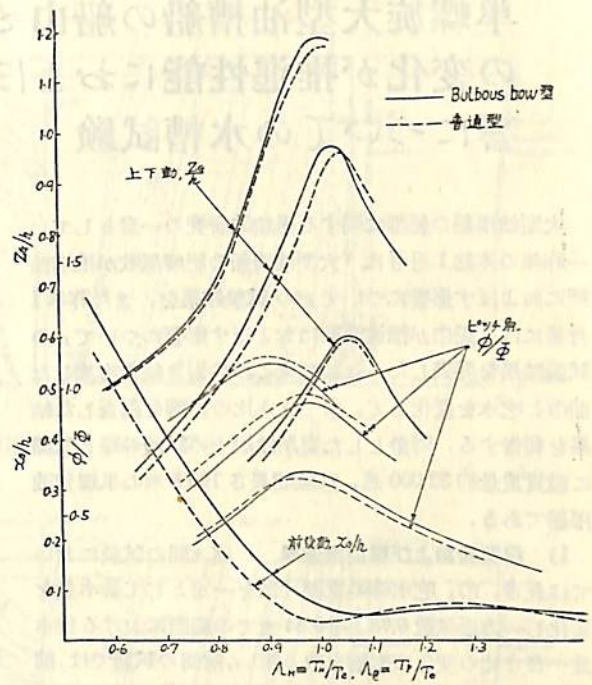


Fig. 4 波浪中の運動の比較

に、両船型の間に実験誤差を越えた明瞭な差は認め難い。要するに波浪中においては、平水中の性能比較を逆転せしめるような傾向は全く認められない。従つて推進性能の点からは、平水で優れている球船首船型が一般に優れていると認めてよいと思はれる。昭和32年秋季の運輸技研の研究発表会によれば、運研においても似た研究が行なわれ、球船首に関し以上、私が述べた所と一致した結果が得られていることは愉快である。

(47頁よりつづく)

る。なお本文は筆者の独断に過ぎる点が多く、開苦しく感じられた方は少くないと思ふが御海容をお願いする。

文 献

- 1) W. R. H., Heft 1, 1934.
- 2) 出淵, 造船協会々報, 55号, 昭9.
菅, 志波, 土田, 横尾, 運研報告, 22号, 昭31.
- 3) Todd, I. N. A., 1954.
- 4) Conn, Lackenby Walker, I. N. A., 1953.
- 5) 笹島, 吉田, 造船協会論文集, 95号, 昭29.
笹島, 関西造船協会誌, 72号, 昭27.
笹島, 吉田, " 75号, 昭29.
- 6) I. N. A., 1952.
- 7) Hughes, I. N. A., 1954.
Lap " 1956 (造船協会誌 336号)

単螺旋大型油槽船の船巾と吃水 の変化が推進性能におよぼす影 響についての水槽試験

土田 陽, 横尾 幸一
大橋 誠三

大型油槽船の船型に関する系統的研究の一環として、一昨年の本誌1月号に「大型油槽船の肥瘠係数が推進性能におよぼす影響について」の試験結果を、また昨年1月号には「船巾が推進性能におよぼす影響について」の試験結果を発表した。ここではこれに引き続き実施した船巾と吃水を変化して、巾 吃水比の影響を調査した結果を報告する。対象とした実船は以上の試験の際と同様に積貨重量約32,000噸、垂線間長さ190.5米の単螺旋油槽船である。

1) 模型船および模型推進器 前々回の試験においては長さ、巾、吃水等の重要寸法を一定として排水量を変化し、方形係数0.78より0.84までの範囲における排水量—長さ比の変化の影響を取り扱い、前回の試験では、前

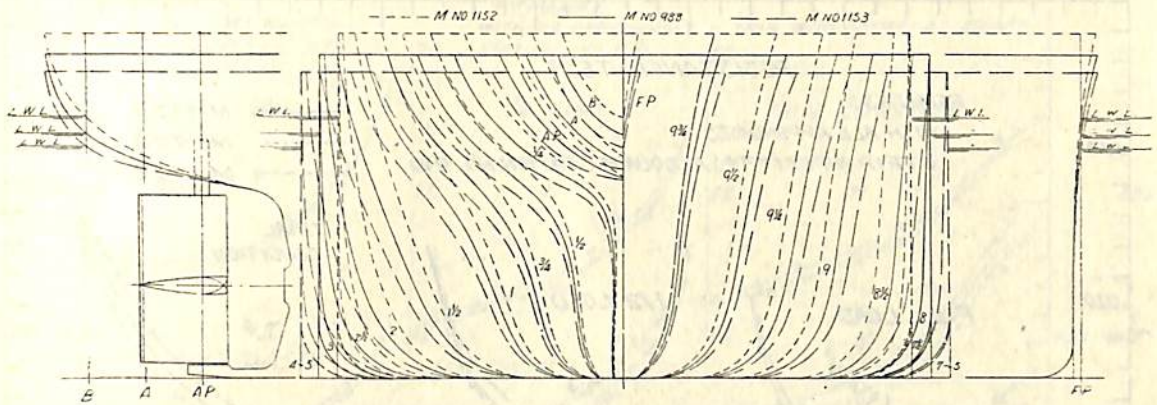
々回試験の際の方形係数0.82の船型を母型とし、排水量—長さ比が一定で、巾のみを変化して方形係数を同じく0.78~0.84に変化した場合の影響を取り扱った。今回の試験では排水量—長さ比および方形係数を一定とした場合の巾—吃水比の変化の影響を調査したが、その母型としては、実用上の見地から、まず方形係数0.80および0.82の2種類を採り上げた。船型は前々回の試験の際のものと同じである。この母型の巾—吃水比は2.46であるが、この両側に2.16および2.76の2つの値を選定して、計4種の船型を新たに設計した。

以上6隻の模型船の要目および諸係数等を第1表に、正面線図および船首尾形状を第1図および第2図に示す。新しい模型の設計に際しては中央横断面係数、ブリ

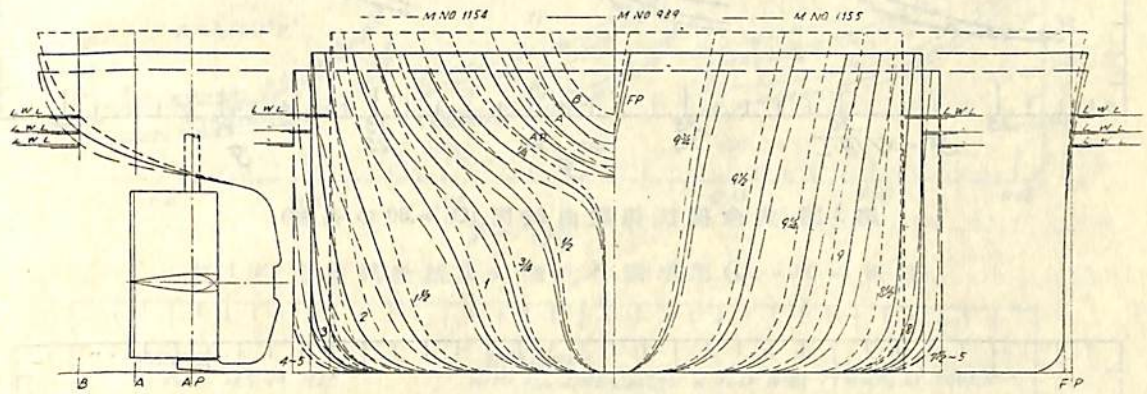
第1表 船体主要寸法等

	実船寸法	模型船寸法
垂線間長 (L _{PP})	190.50 ^M	6.0000 ^M
満載吃水線の長さ (L _{WL})	195.26	6.1500
船底勾配	0	0
平均外板厚	.020	.0006

模型船番号	M. 1152	M. 988	M. 1153	M. 1154	M. 989	M. 1155
幅(外板を含む)実船	24.300 ^M	25.948 ^M	27.470 ^M	24.300 ^M	25.948 ^M	27.470 ^M
〃 模型船	.7654 [〃]	.8172 [〃]	.8652 [〃]	.7654 [〃]	.8172 [〃]	.8652 [〃]
吃水 実船	11.250 [〃]	10.536 [〃]	9.950 [〃]	11.250 [〃]	10.536 [〃]	9.950 [〃]
〃 模型船	.3543 [〃]	.3318 [〃]	.3134 [〃]	.3543 [〃]	.3318 [〃]	.3134 [〃]
C _b		.800			.821	
C _p		.808			.829	
C _α		.9904			.9907	
C _w		.880			.894	
C _v		.910			.918	
l _{cb}		-1.53			-1.54	
∇ _s (m ³)		41,663			42,770	
Δ _s (ton)		42,705			43,839	
∇ _m (m ³)		1,3017			1,3361	
B, d	2.16	2.46	2.76	2.16	2.46	2.76
L/B	7.839	7.342	6.935	7.839	7.342	6.935



第1図 正面線図および船首尾形状図 ($C_b = .80$ の系統)



第2図 正面線図および船首尾形状図 ($C_b = .82$ の系統)

第2表 模型推進器要目

模型推進器番号	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

() 内数字は対応する実船の値を示す

ズマティック曲線を一定とするとともに、船首尾形状は満載吃水線長さおよびスクリュアパーチャーの形状を母型のそれと同一とした。艀形状も全模型船を通じて同一である。また直径 1 mm のトリップ・ワイヤーを横截面番号 9 $\frac{1}{2}$ の位置に取り付けた。

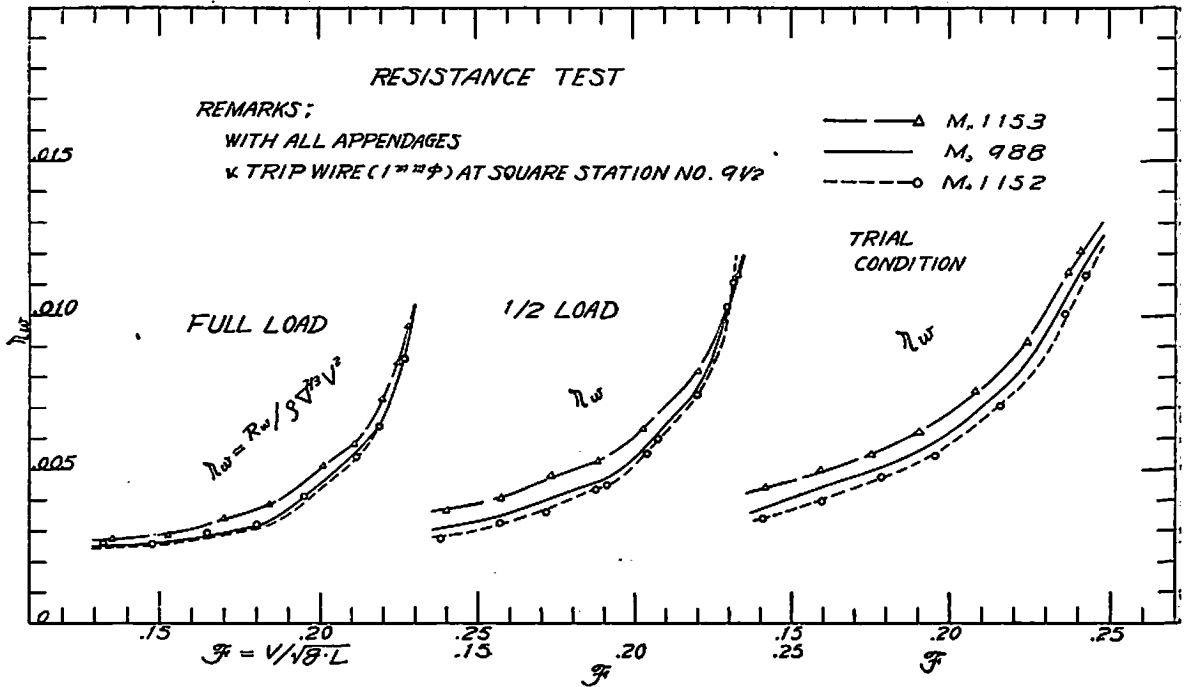
第3表

満載状態における $C_b = 0.80$ の系統

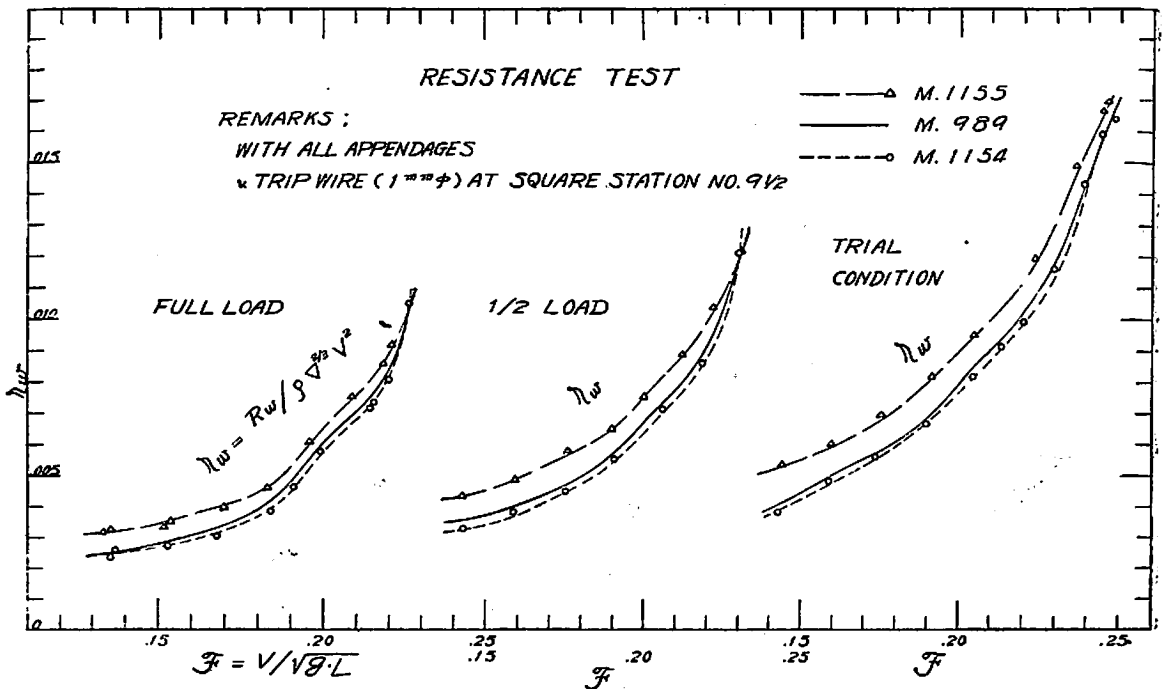
	半載状態			試運転状態		
トリム	1/100 L.P.P. by the stern			1/50 L.P.P. by the stern		
∇_s (m ³)	26,400			18,175		
模型船番号	1152	988	1153	1152	988	1153
平均吃水(m)	7.372	6.880	6.515	5.215	4.899	4.620

満載状態における $C_b = 0.82$ の系統

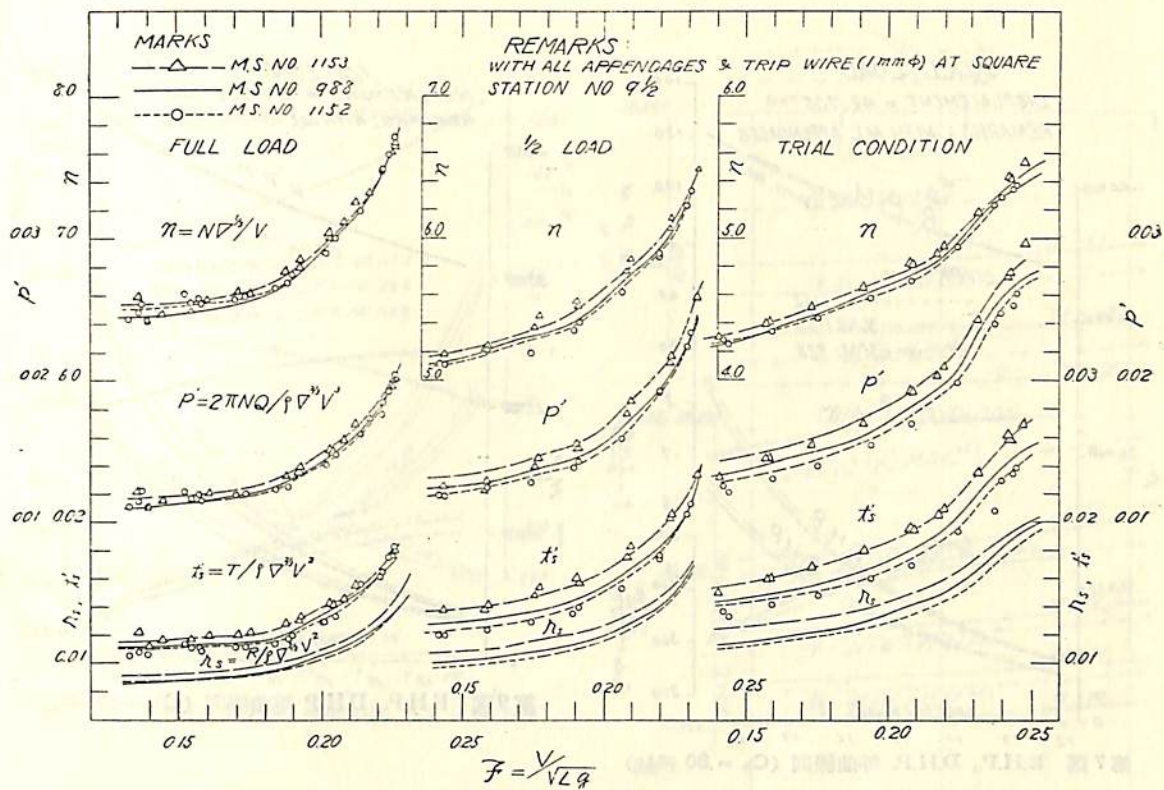
	半載状態			試運転状態		
トリム	1/100 L.P.P. by the stern			1/50 L.P.P. by the stern		
∇_s (m ³)	27,040			18,790		
模型船番号	1154	989	1155	1154	989	1155
平均吃水(m)	7.334	6.880	6.486	5.223	4.899	4.627



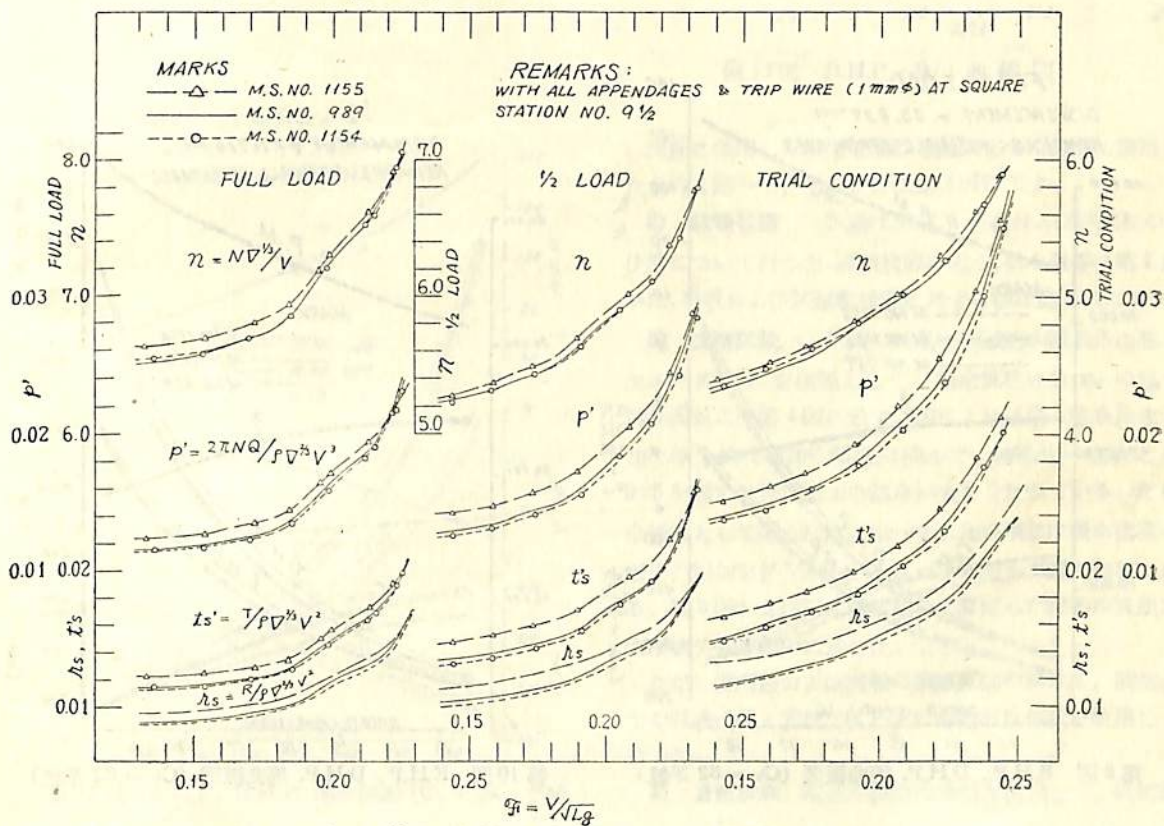
第3図 剰余抵抗係数曲線図 ($C_b = .80$ の系統)



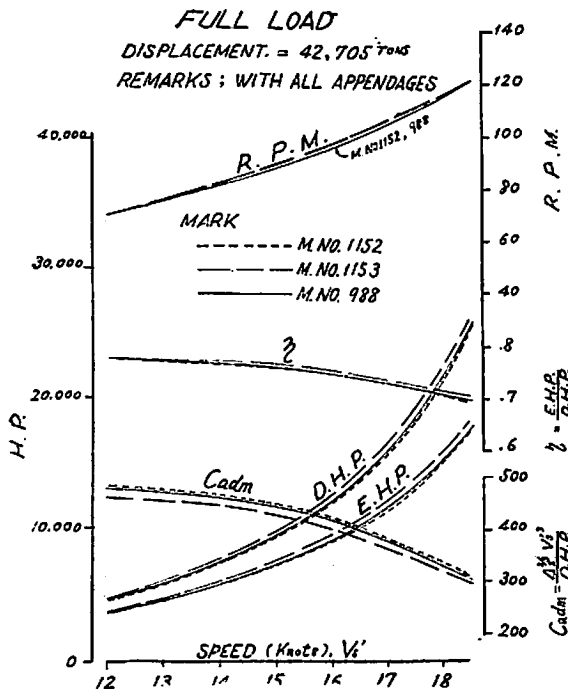
第4図 剰余抵抗係数曲線図 ($C_b = .82$ の系統)



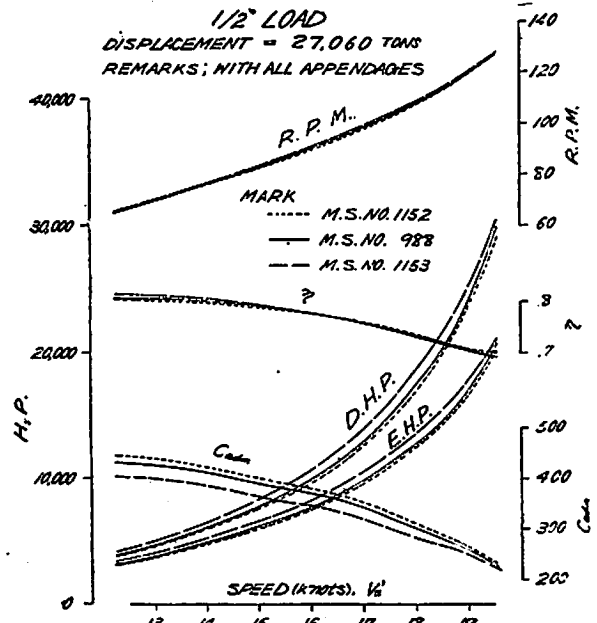
第5図 自航試験結果の無次元表現図 ($C_b = 0.80$ の系統)



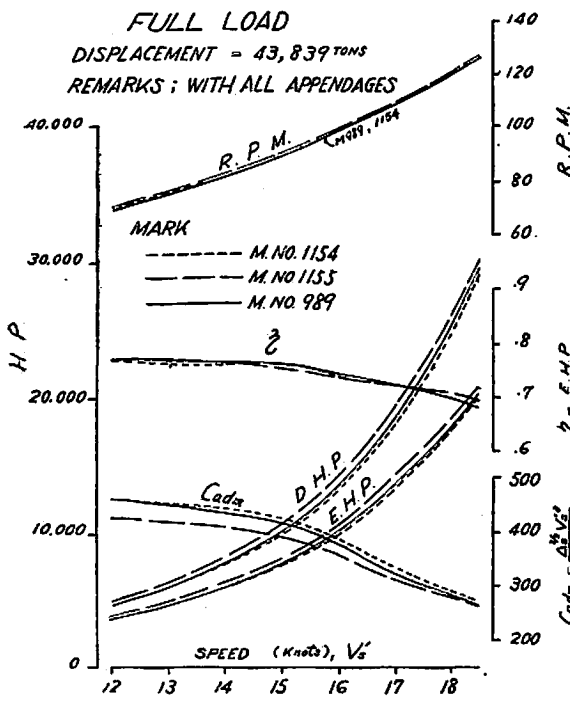
第6図 自航試験結果の無次元表現図 ($C_b = 0.82$ の系統)



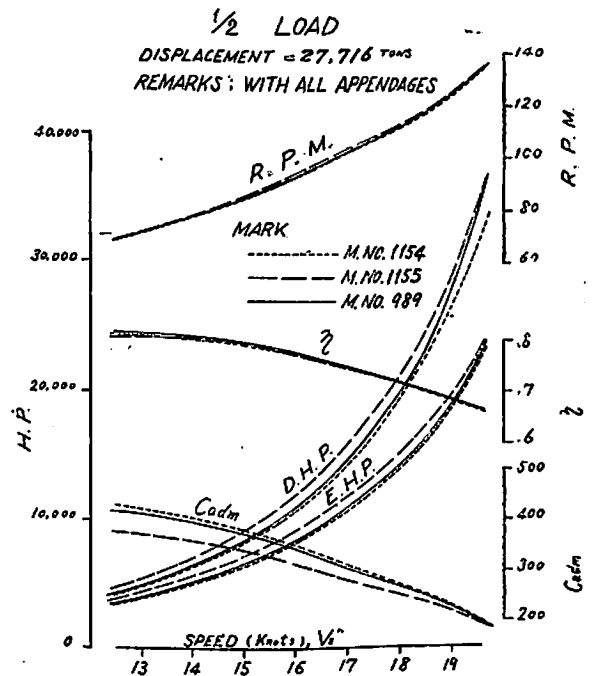
第7图 E.H.P., D.H.P. 等曲线图 ($C_b = .80$ 系统)



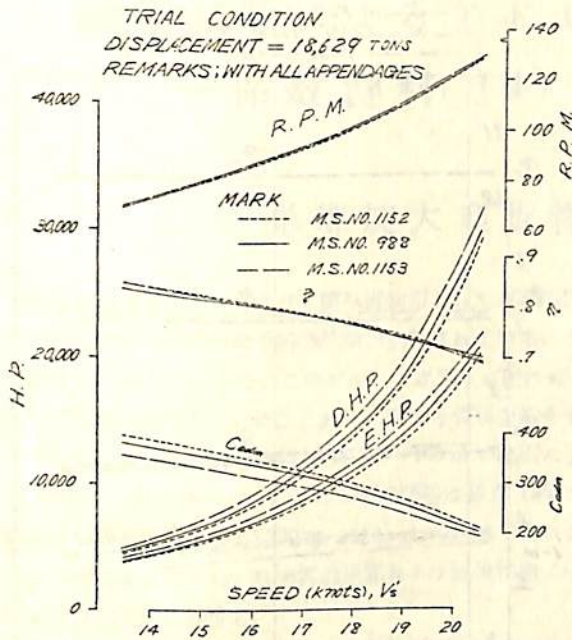
第9图 E.H.P., D.H.P. 等曲线图 ($C_b = .80$ 系统)



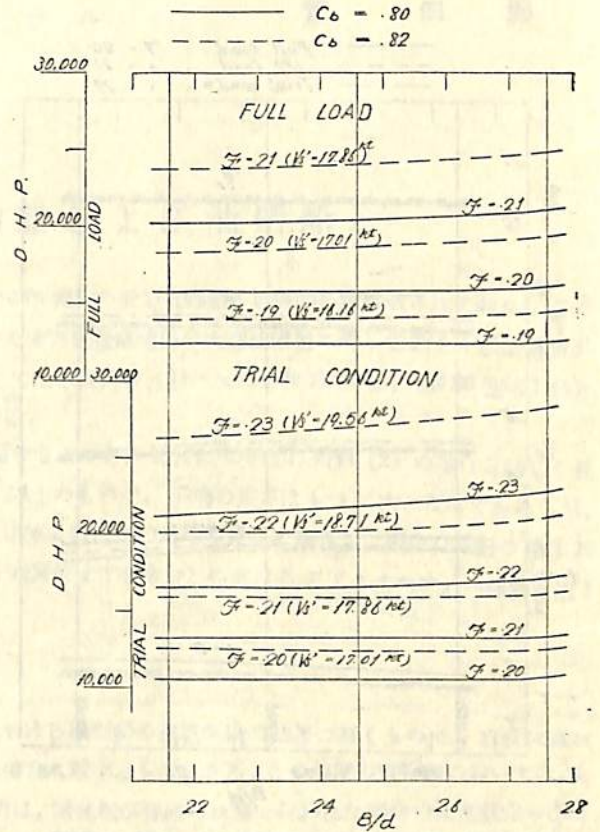
第8图 E.H.P., D.H.P. 等曲线图 ($C_b = .82$ 系统)



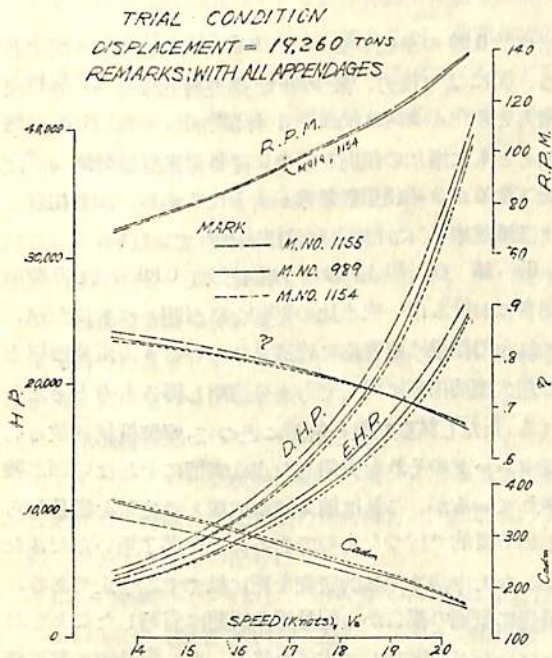
第10图 E.H.P., D.H.P. 等曲线图 ($C_b = .82$ 系统)



第11図 E.H.P., D.H.P. 等曲線図 ($C_b = .80$ 系統)



第13図 D.H.P.-B/d 曲線図



第12図 E.H.P., D.H.P. 等曲線図 ($C_b = .82$ 系統)

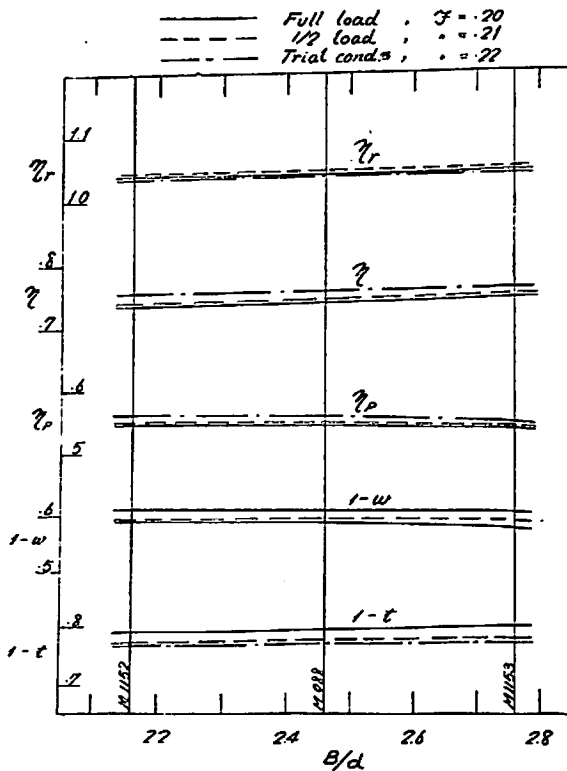
試験に使用した模型推進器も前回までの調査に使用したものと同一で、その要目は第2表に示す。

2) 試験状態 試験は満載、半載および試運転の3状態について行つた。満載状態の吃水、排水量等は第1表中に、半載および試運転状態に対する値は第3表に示す。

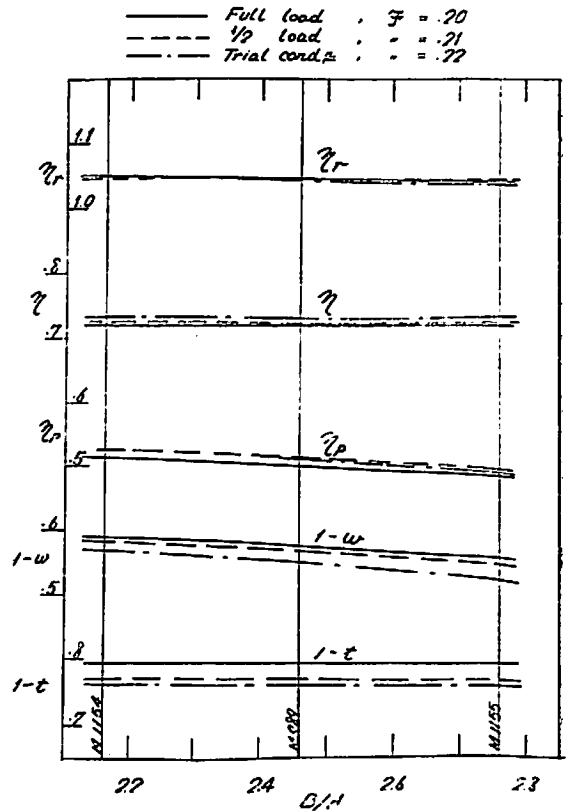
3) 抵抗試験 試験の結果は満載吃水線長さに基づくフルード数 F を横軸として、剩余抵抗係数 r_w の形で第3図および第4図に示す。図によれば巾一吃水比の増加に伴う抵抗増加の傾向が明かで、特に巾一吃水比が0.25を越すと抵抗増加の割合が大きくなつている。なお全抵抗として考えれば、巾一吃水比の増加は浸水面積の若干の増加を伴うから、それによる差も考慮の必要がある。第3図および第4図に基いて算定した実船の有効馬力は第7~12図中に示した。

ただし模型船および実船の摩擦抵抗の算定は、前回までの試験の際と同様フルードの摩擦抵抗係数を使用して行つた。

4) 自航試験 前述の模型推進器を使用して、抵抗試



第 14 図 自航試験結果の解析 ($C_b = 0.80$ の系統)



第 15 図 自航試験結果の解析 ($C_b = 0.82$ の系統)

験の際と同一の状態自航試験を実施した。この際の摩擦修正量もフルードの係数を用いて算定した。その結果は第 5 図および第 6 図に全抵抗係数 r_s 、推力係数 z 、馬力係数 p' 、回転係数 n 等の形で示す。これらの値も抵抗試験の際とほぼ同様な傾向を示している。

第 5~6 図に基いて算定した実船の伝達馬力 D.H.P.、推進器毎分回転数 R.P.M. 等を各載貨状態別、方形係数による系統別に示したものが第 7 図ないし第 12 図である。なお巾一吃水比 B/d の影響を更に見易くするために、 B/d を横軸として各速度における D.H.P. を満載および試運転の 2 状態について比較したものを第 13 図に示した。

5) 解析 以上の抵抗および自航試験の結果について、フルードの方法で解析した結果の 1 例を B/d を横軸として第 14 図および第 15 図に示す。これらの値は満載状態についてはフルード数 0.20 (実船速度 17.1 節)、半載状態については 0.21 (実船速度 17.9 節)、試運転状態については 0.22 (実船速度 18.7 節) におけるもので、方

形係数 0.80 の系統が第 14 図、0.82 の系統が第 15 図である。図により推力、減少率 t 、推進器効率比 η_r 等には殆んど変化がみられないが、伴流係数 w は B/d の増加とともに増加の傾向を示す。従つて推進器効率 η_p は低下するが、一面船殻効率が大きくなるから、両者相殺して推進効率 η には大きな差は表われていない。

6) 結び 以上により方形係数が 0.80 および 0.82 の場合における巾一吃水比の影響をほぼ明かにし得たが、これらの結果は現在盛に建造されている 4 万重量噸以上の超大型油槽船に対しても充分適用し得るものと考えられる。ただし試験結果の解析に当つて、摩擦抵抗係数としてフルードのそれを採用した点に実情にそわない面が残されているが、これは前 2 回の成績との比較を容易ならしめる目的で行つたものであることを御了承いただきたい。なお今後本系統的な研究を更に拡充する予定である。最後に紙面の都合から記号等の説明は省略したことをおわびかたがた附言して本稿を終る。もし記号等に御不明の点があつたら前 2 回の報告を参照されたい。

ティ一係数資料 (4)

— 単螺旋大型貨物船および油槽船 —

最近鉱石運搬用あるいはバラ積み貨物用として方形係数 0.75 程度の大型貨物船が比較的多数建造されており、これらに対してすでに相当数の船型試験が実施されている。また 4 万重量噸前後の大型油槽船に対して新しく船型試験が実施された例も多いので、このグループに属する船に対しては本資料の (2) — 昭和 31 年 1 月 (第 29 巻第 1 号) — でも取り扱ったが、再びこれらに関する資料を紹介する。

貨物船のグループは垂線間長さ 140~160 m の範囲に属するもので、これについては資料 (2) の場合と同じく長さ 150 m に換算統一した。また大型油槽船は長さ 190 m 以上のもので、平均の長さをもつと大となるであろうが、数のよい所を選んで長さ 200 m に統一した。第 1 表および第 2 表にこの基準の長さで換算した場合の各船の船体および主機主要目を示し、計画満載状態および軽荷状態 (片 載貨位までを含む) におけるアドミラルティ一係数を第 1 図および第 2 図に示す。

以下これら表および図に対する簡単な説明を付け加える。

1) 試験方法について

図に示した成績はいずれも運輸技術研究所船舶推進部における模型船の自航試験の結果に基くもので、自航試験の際の抵抗修正量を従来通りフルードの係数により算定した場合に対するものである。この程度の貨物船においては、実船の試運転成績からみると、この方法によつて推定した馬力は、試運転が普通の状態で行われた場合の往復航走のほぼ平均値に合致するようである。しかし大型油槽船については、フルードの係数の使用が所要馬力の過大な推定値を与えることは御承知の通りで、これに採録した船も実船の摩擦抵抗係数としてそれぞれ各船ごとに適当と考えられる値をとつて自航試験が行われたものであるが、前回までの資料との比較の便を考慮してフルードの係数を採用した場合に換算した値 (自航試験の際に比較の目的でフルードの係数による抵抗修正も行つたものについてはその値) を示した。なお貨物船、油槽船とも模型船と実船との間の伴流係数の相異に対する修正は施していない。

2) 船体主要寸法等について

表に示した幅および吃水は外板の平均厚さを加算した値で、排水量も外板および副部を含み、方形係数等の諸係数はこれらの値および垂線間長さを使用して算定したものである。また浮力中心位置は中央横截面からの距離を垂線間長さの % で表わしたもので、中央から前方を -、後方を + としている。

3) 推進器要目について

推進器の要目としては直径、ピッチ比 (0.7 R における)、ピッチ分布および翼数のみを示す。本資料の大型油槽船は全部 5 翼推進器を使用している。

4) 主機要目について

アドミラルティ一係数を比較する場合、推進器回転数は推進効率等に直接影響するので、回転数の大体の見当をつける意味で、計画された主機の定格馬力と回転数 (いずれも長さによる修正を施して) を記載した。

5) 表および図中の記号について

L_{pp} = 垂線間長さ (m) B = 幅 (平均外板を含む) (m) d = 吃水 (平均外板を含む) (m)

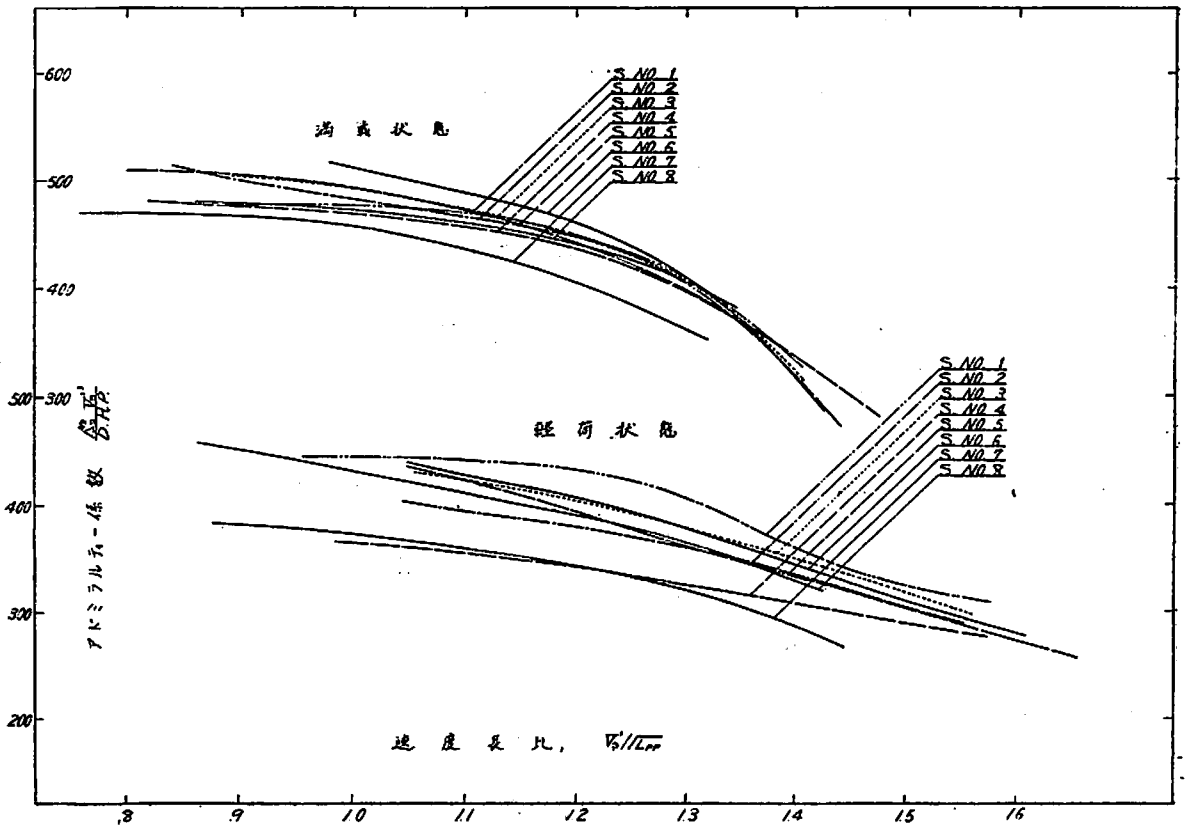
d = 排水量 (副部を含む) (噸) C_b = 方形係数 C_p = 柱形係数 C_M = 中央横截面係数

l_{cb} = 浮力中心位置 D = 推進器直径 (m) H/D = ピッチ比 V_s' = 船の速度 (節)

D.H.P. = 伝達馬力

第1表 $L_{pp}=150\text{m}$ 要目表

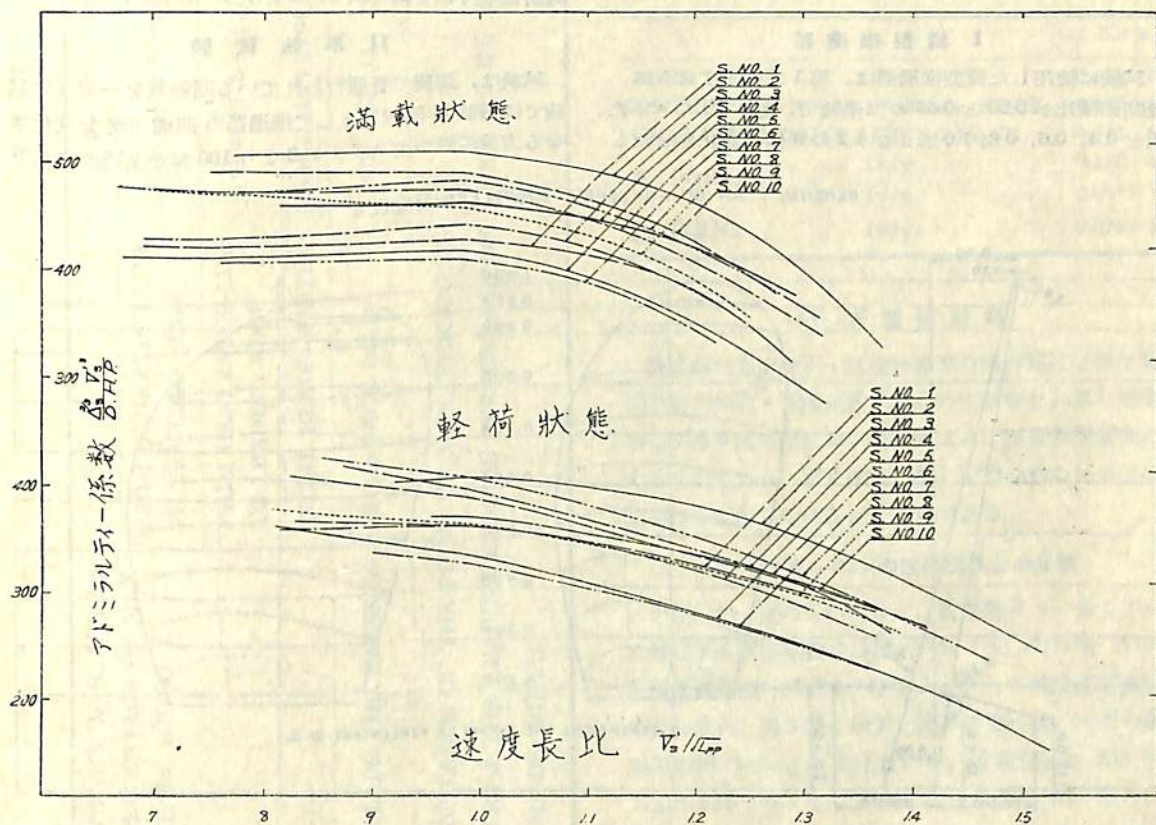
S. No.	1	2	3	4	5	6	7	8	
B (m)	19.035	20.37	19.473	21.27	22.080	19.780	20.635	19.526	
満載状態	d (m)	8.530	8.704	8.406	9.772	9.050	8.406	8.750	8.465
	Δ_s (KT)	18,785	20,370	18,786	23,960	22,882	19,162	22,817	19,692
	C_b	.752	.79	.747	.750	.745	.749	.786	.750
	C_p	.760	.759	.754	.759	.750	.758	.795	.760
	C_M	.990	.987	.990	.992	.992	.990	.990	.987
	l_{cb} (%)	-1.15	-.45	-1.14	-1.50	-1.22	-1.30	-1.3	-1.3
主機機	常用 H.P.	S.H.P. 8,1000	S.H.P. 6,685	S.H.P. 8,326	S.H.P. 8,225	S.H.P. 9,494	S.H.P. 8,326	B.H.P. 6,760	S.H.P. 6,904
	R.P.M.	110	110.7	104.8	105.5	87.6	104.8	117.3	112.5
推進器	D (m)	5.90	5.33	6.026	6.074	6.093	6.026	5.490	5.637
	H/D	.768(通増)	.885(通増)	.790(通減)	.763(通増)	.877(一定)	.790(通減)	.711(通減)	.741(一定)
	翼数	4	4	4	5	4	4	4	4
舵	流線舵		コスターバルブ	反動舵	コスターバルブ	反動舵	反動舵	反動舵	流線舵
	軽荷	トリム (m)	3.60	3.948	5.000	3.665	3.749	4.52	3.922
	Δ_s (KT)	9,512	7,718	7,864	8,629	10,152	8,195	9,479	10,606



第1図 大型貨物船のアドミラルティ係数 ($L_{pp}=150\text{m}$)

第2表 $L_{pp}=200\text{m}$ 要目表

S. No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
B (m)	28.11	28.17	27.02	28.24	28.40	28.16	28.08	27.74	27.58	28.14	
満 載 状 態	d (m)	10.79	10.85	10.91	10.55	10.34	10.52	10.55	11.18	10.71	10.65
	Δ_s (KT)	49,800	48,510	48,720	48,600	48,670	48,500	49,610	49,890	47,800	49,280
	C_b	.800	.774	.8065	.792	.812	.799	.817	.785	.790	.802
	C_p	.809	.782	.8138	.800	.822	.807	.825	.795	.798	.810
	C_M	.988	.990	.991	.990	.987	.991	.990	.988	.988	.990
主 機 械	常用 H.P	S.H.P. 18,920	S.H.P. 19,080	S.H.P. 11,970	S.H.P. 16,590	S.H.P. 15,470	S.H.P. 15,140	S.H.P. 12,260	S.H.P. 17,950	S.H.P. 15,135	S.H.P. 14,770
	R.P.M.	108.3	103.7	116	107	113.5	112	105.3	107	111.4	112
推 進 器	D (m)	6.666	6.870	5.862	6.563	6.204	6.603	6.56	6.84	6.667	6.329
	H/D	.795	.800	.745	.787	.810	.697	.702	.735	.805	.750
	翼数	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
軽 荷	舵	反動舵	反動舵	反動舵	反動舵	流線舵	流線舵	反動舵	反動舵	反動舵	反動舵
	トリアム (m)	4.000	4.844	4.000	4.859	4.000	4.000	5.000	4.000	4.000	4.000
	Δ_s (KT)	20,870	20,985	22,680	20,440	19,610	23,340	19,666	19,690	22,290	19,340



第2図 大型油槽船のアドミラルティ係数 ($L_{pp}=190\text{m}$ 以上)

AU型5翼推進器の設計図表について

矢崎 敦生
運研, 船舶推進部

5翼推進器の設計に当つては、従来トルーストの5翼推進器の設計チャートが広く使用されてきた。しかし、この設計チャートは、外国で調製されたものであつて、その実験の詳細も充分明らかにしえず、また単位系も英国式を使用しているため、われわれが使用するに際し、いろいろ不便な点がみられた。

運研においては、昭和31年夏以来われわれの手による新しい設計チャートを作成すべく、AU型翼断面を有する5翼推進器について試験研究を行つてきたが、今回それが完成し、昭和32年秋に造船協会および運研々発表会においてそれぞれ発表されたことは、読者諸兄のすでに御承知の通りである。

この紹介文においては、運研で行われたこれらの諸試験の内容および設計図表の概要について若干説明を加え、本設計図表を実用する際の便に供したいと考える次第である。

I 模型推進器

試験に使用した模型推進器は、第1表に示すように、展開面積比が0.50と0.65の二系統で、それぞれ、ピッチ比を0.4, 0.6, 0.8, 1.0および1.2の5種に変化させたも

TABLE I
PARTICULARS OF AU-SERIES
PROPELLER MODELS

	AU5-50	AU5-65
DIAMETER (M)	0.250	0.250
BOSS RATIO	0.180	0.180
EXP. AREA RATIO	0.50	0.65
MAX. BLADE WIDTH RATIO	0.226	0.294
BLADE THICKNESS RATIO	0.050	0.050
ANGLE OF RAKE	10°	10°
NUMBER OF BLADES	5	5

のである。いずれも直径250mmのヒドロナリウム製である。またピッチ分布はボスから翼先端まで一定である。本模型推進器の形状を第1図に示し、翼輪廓および翼断面の寸法を第2表AおよびBに示す。

II 単独試験

試験は、運研で普通行われている回転数を一定（本試験では毎秒11回転）として推進器の前進速度を変化させる方法に従つてスリップ0より100%の全範囲にわた

GENERAL PLAN OF AU-SERIES PROPELLER MODELS

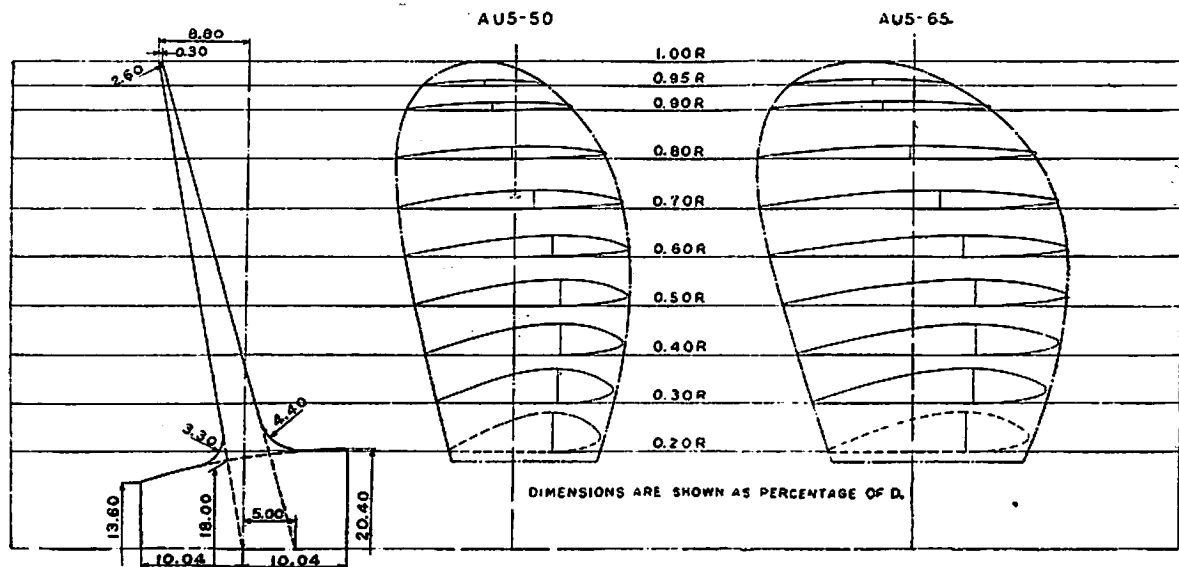


Fig. 1

T A B L E 2 A

WIDTHS OF BLADE AS PERCENTAGE OF MAX. BLADE WIDTH	r/R	MAX. BLADE WIDTH AT 0.66 r/R = 0.226 D FOR Fe/F 0.50									
		0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.66	0.7	0.8	0.9	1.0
FROM GENERATOR-LINE TO TRAILING EDGE		27.96	33.45	38.76	43.54	47.96	49.74	51.33	52.59	48.49	17.29
FROM GENERATOR-LINE TO LEADING EDGE		38.58	44.25	48.32	50.80	51.15	50.26	48.31	40.53	25.13	
TOTAL BLADE WIDTH		66.54	77.70	87.08	94.34	99.11	100.00	99.64	92.92	75.62	
BLADE THICKNESS AS PERCENTAGE OF D		4.06	3.60	3.13	2.66	2.19	1.91	1.72	1.26	0.79	0.32
DISTANCE OF THE POINT OF MAX. THICKNESS FROM THE LEADING EDGE AS PERCENTAGE OF BLADE WIDTH		32.0	32.0	32.0	32.5	34.9	37.9	40.2	45.4	48.9	

つて行われた。使用した計器は、三菱造船kk製の推進器単独試験用動力計で、試験時の水深は推進器直径と等しくした。測定された推力に対しては、推進器ボスの抵抗に基く修正を施した。本系統的試験は昨冬行われたので、試験時の水温は7°Cであり、従つて $R_0 = nD/\nu$ によるレイノルズ数は 4.84×10^5 となる。レイノルズ数の縮率影響におよぼす影響については、その後回転数を変化させて、レイノルズ数が 4.52×10^5 から 12.91×10^5 の範囲にわたつて調査を行つたが、ほとんどその存在が認められないことを確かめた。

III 設計図表

本系統的試験の結果作成された単独性能曲線を第2図および第3図に示し、 $\sqrt{B_p} - \delta$ 設計図表を第4図および第5図に示す。第2図および第4図は展開面積比0.50に対応するものであり、第3図および第5図は0.6に対応するものである。これらの図中の記号 および使用法等は、既に発表されている運研B3型、運研A4型等とほとんど同じであるから省略する。

TABLE 3
MODULUS OF SECTION ETC.

	0.2 R
ARER	0.674 1†
CENTER OF GRAVITY	0.435 1
FROM LEADING EDGE	0.411 †
FROM ACTING FACE	0.110 1†²
A POINT	0.0645 1†²
C POINT	0.0764 1†²

IV 断面係数等

推進器の強度計算・重量計算等の諸計算に必要な翼断面の断面係数・面積係数・重心の位置等を計算し第3表および第6図に示した。第3表はAU型標準翼断面に対するものであり、第6図は、AU型推進器の各半径位置におけるこれらの値を示すものである。

V トルーストの設計図表との比較

$\sqrt{B_p}$ を一定にしたときの、最適効率 η およびそれに対応する直径係数 δ およびピッチ比 H/D を AU 型 5 翼推進器設計図表およびトルースト 5 翼推進器設計図表から求め、第4表に示す。本表によれば、両者の最適効率の間には大きな差はないが、最適直径は AU 型の方が約5%小さく従つてピッチ比も若干 AU 型の方が大きくなつている。最適直径が小さいことは、大型の推

T A B L E 2 B

(1) ORDINATES OF X VALUE ARE GIVEN AS PERCENTAGE OF BLADE WIDTH B.

(2) ORDINATES OF Y VALUE ARE GIVEN AS PERCENTAGE OF Y_{MAX} .



r/R	X	0	2.00	4.00	6.00	10.00	15.00	20.00	30.00	32.00	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	95.00	100.00
0.20	Y_0	35.00	51.85	59.75	66.15	76.05	85.25	92.20	99.80	100.00	97.75	89.95	78.15	63.15	45.25	25.30	15.00	4.50
	Y_U		24.25	19.05	15.00	10.00	5.40	2.35										
	X	0	2.00	4.00	6.00	10.00	15.00	20.00	30.00	32.00	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	95.00	100.00
0.30	Y_0	35.00	51.85	59.75	66.15	76.05	85.25	92.20	99.80	100.00	97.75	89.95	78.15	63.15	45.25	25.30	15.00	4.50
	Y_U		24.25	19.05	15.00	10.00	5.40	2.35										
	X	0	2.00	4.00	6.00	10.00	15.00	20.00	30.00	32.00	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	95.00	100.00
0.40	Y_0	35.00	51.85	59.75	66.15	76.05	85.25	92.20	99.80	100.00	97.75	89.95	78.15	63.15	45.25	25.30	15.00	4.50
	Y_U		24.25	19.05	15.00	10.00	5.40	2.35										
	X	0	2.00	4.00	6.00	10.00	15.00	20.00	30.00	32.00	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	90.00	95.00	100.00
0.50	Y_0	35.00	51.85	59.75	66.15	76.05	85.25	92.20	99.80	100.00	97.75	89.95	78.15	63.15	45.25	25.30	15.00	4.50
	Y_U		24.25	19.05	15.00	10.00	5.40	2.35										
	X	0	2.03	4.06	6.09	10.16	15.23	20.31	30.47	32.50	40.44	50.37	60.29	70.22	80.15	90.07	95.04	100.00
0.60	Y_0	35.00	51.85	59.75	66.15	76.05	85.25	92.20	99.80	100.00	97.75	89.95	78.15	63.15	45.25	25.30	15.00	4.50
	Y_U		24.25	19.05	15.00	10.00	5.40	2.35										
	X	0	2.18	4.36	6.54	10.91	16.36	21.81	32.72	34.90	42.56	52.13	61.70	71.28	80.85	90.43	95.21	100.00
0.70	Y_0	35.00	51.85	59.75	66.15	76.05	85.25	92.20	99.80	100.00	97.75	89.95	78.15	63.15	45.25	25.30	15.00	4.50
	Y_U		24.25	19.05	15.00	10.00	5.40	2.35										
	X	0	2.51	5.03	7.54	12.56	18.84	25.12	37.69	40.20	47.23	56.03	64.82	73.62	82.41	91.21	95.60	100.00
0.80	Y_0	35.00	51.85	59.75	66.15	76.05	85.25	92.20	99.80	100.00	97.75	89.95	78.15	63.15	45.25	25.30	15.00	4.50
	Y_U		24.25	19.05	15.00	10.00	5.40	2.35										
	X	0	2.84	5.68	8.51	14.19	21.28	28.38	42.56	45.40	51.82	59.85	67.88	75.91	83.94	91.97	95.99	100.00
0.90	Y_0	30.46	48.22	55.33	62.44	74.10	85.25	92.20	99.80	100.00	97.75	89.95	78.15	63.15	45.25	25.30	15.00	4.50
	Y_U		23.10	19.04	15.23	10.15	5.40	2.35										
	X	0	3.06	6.11	9.17	15.28	22.92	30.56	45.85	48.90	54.91	62.42	69.94	77.46	84.97	92.49	96.24	100.00
0.95	Y_0	0	15.88	25.99	34.66	50.55	64.98	83.75	99.80	100.00	97.75	89.95	78.15	63.15	45.25	25.30	15.00	4.50
	Y_U		3.13	6.25	9.38	15.63	23.44	31.25	46.87	50.00	55.88	63.23	70.59	77.94	85.30	92.65	96.32	100.00
	X	0	3.13	6.25	9.38	15.63	23.44	31.25	46.87	50.00	55.88	63.23	70.59	77.94	85.30	92.65	96.32	100.00

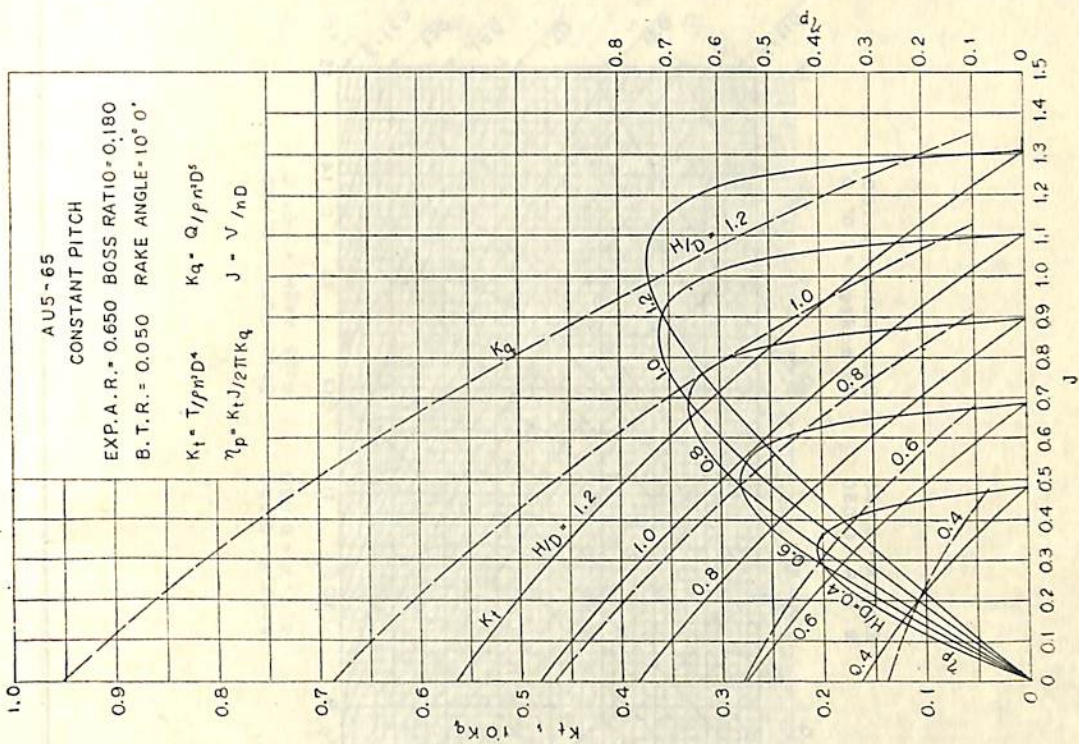


Fig. 3

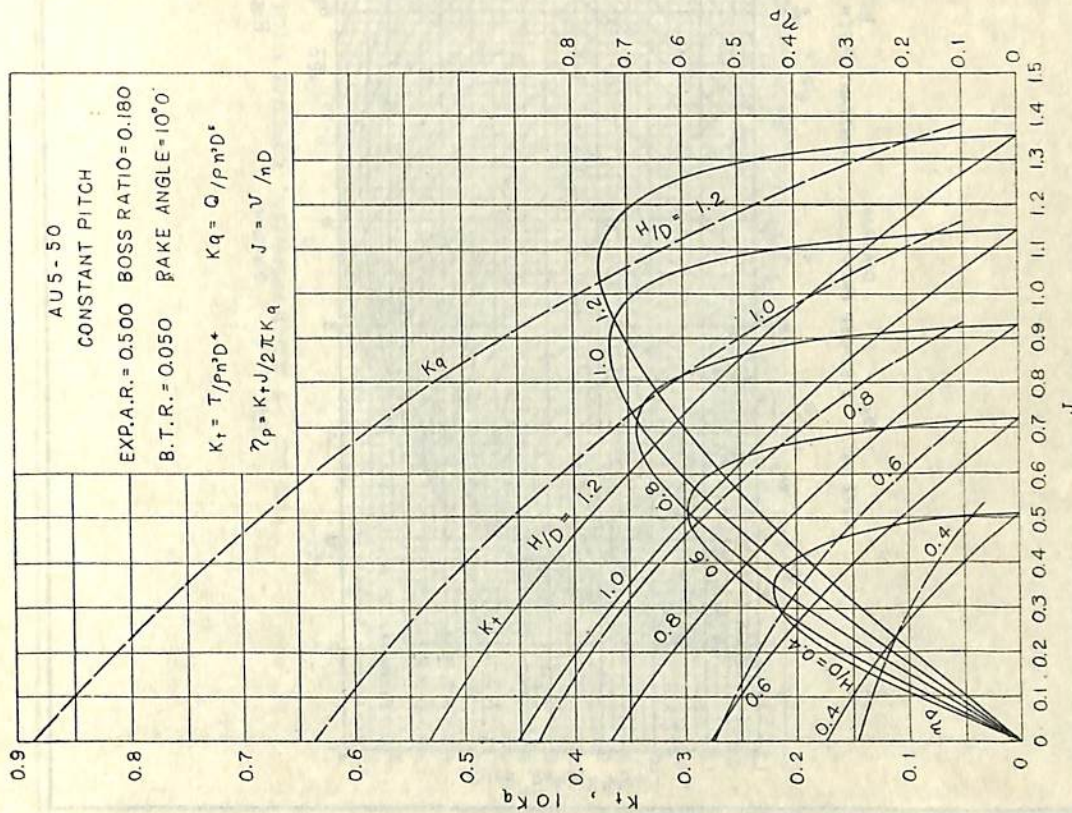


Fig. 2

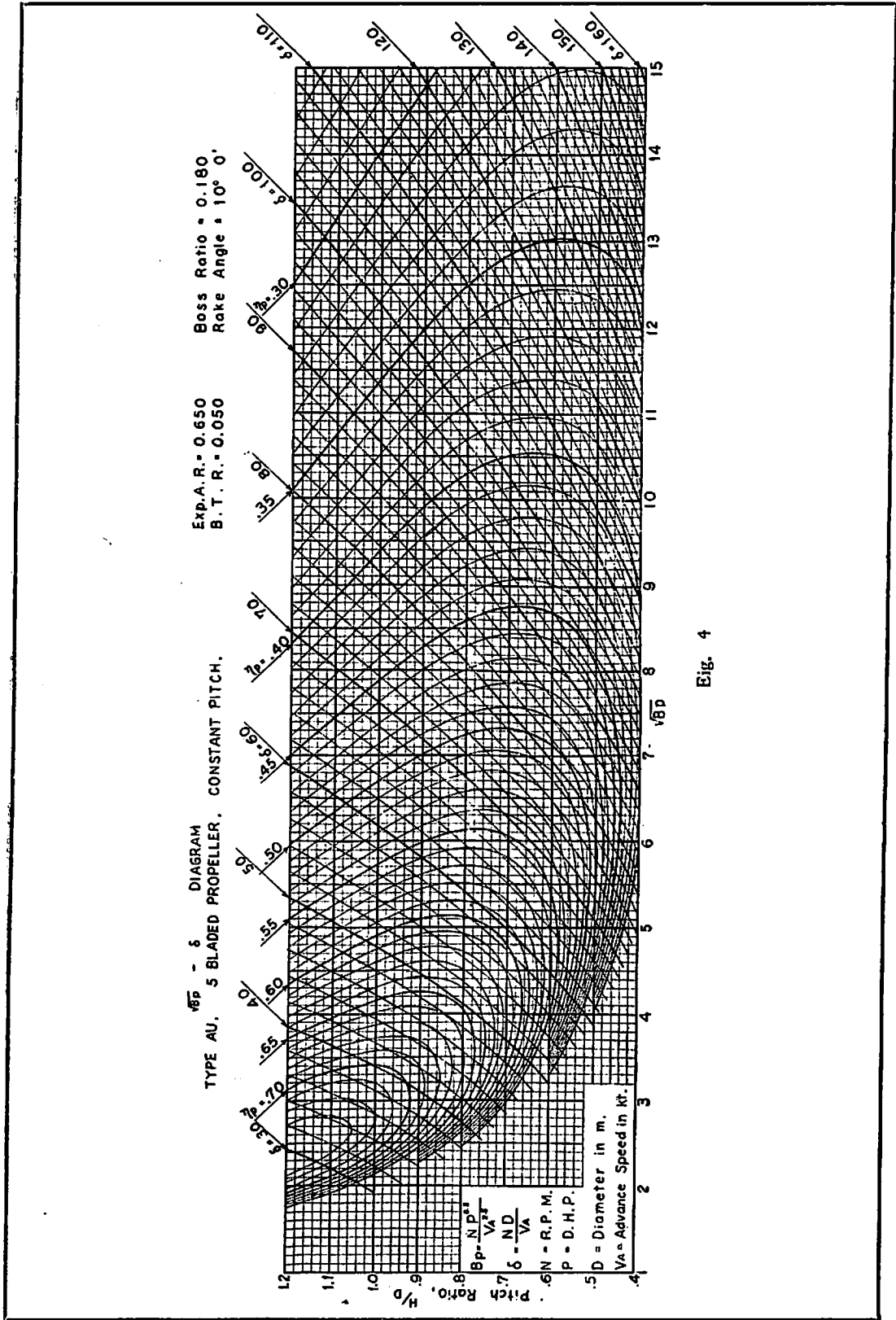


Fig. 4

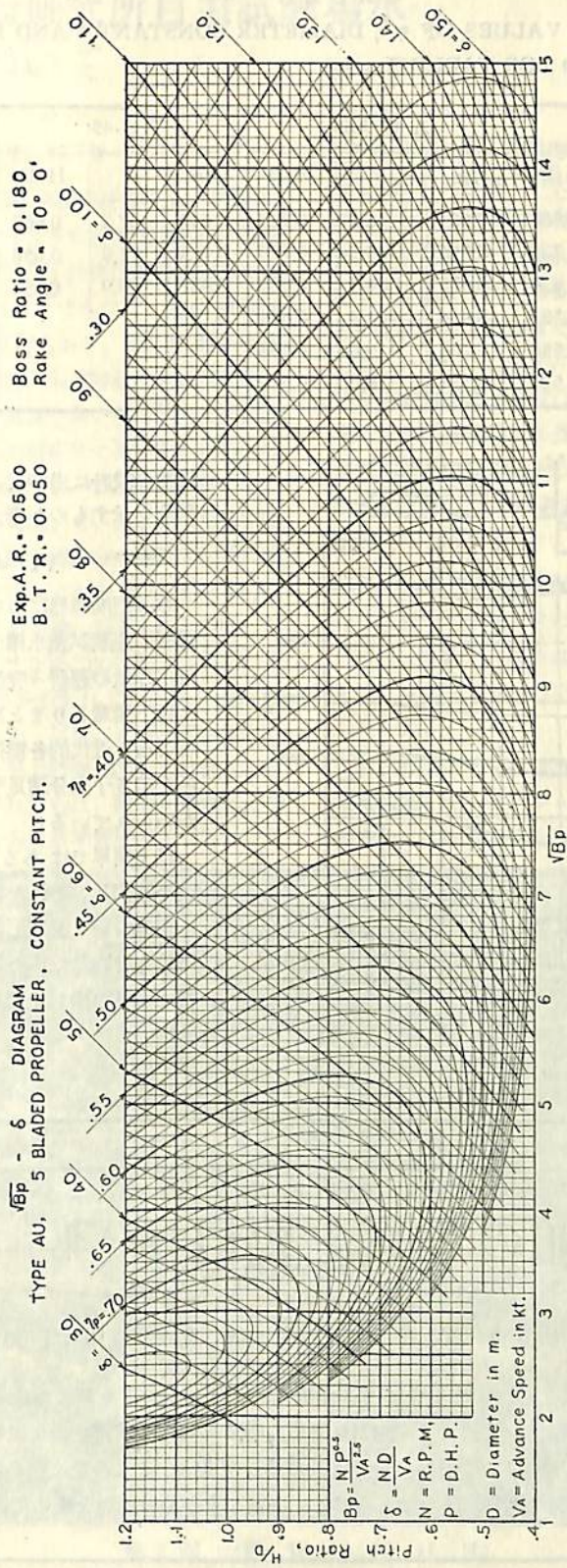


Fig. 5

TABLE 4
OPTIMUM VALUES OF η_P , DIAMETER CONSTANT δ AND PITCH RATIO H/D FOR VARIOUS \sqrt{Bp}

\sqrt{Bp}	A U 5-50			A U 5-65			B 5-45			B 5-60		
	η_P	δ	H/D	η_P	δ	H/D	η_P	δ	H/D	η_P	δ	H/D
4.0	0.672	46.7	0.888	0.664	46.0	0.918	0.647	47.2	0.880	0.644	47.2	0.880
6.0	0.564	67.0	0.720	0.556	65.3	0.770	0.553	71.0	0.650	0.555	69.2	0.693
8.0	0.483	86.0	0.635	0.475	84.0	0.689	0.481	93.9	0.553	0.482	88.4	0.620
10.0	0.425	104.0	0.583	0.414	101.8	0.635				0.422	106.7	0.580
12.0	0.380	121.8	0.550	0.368	119.0	0.598				0.378	128.0	0.506
14.0	0.343	138.9	0.525	0.334	136.0	0.570						

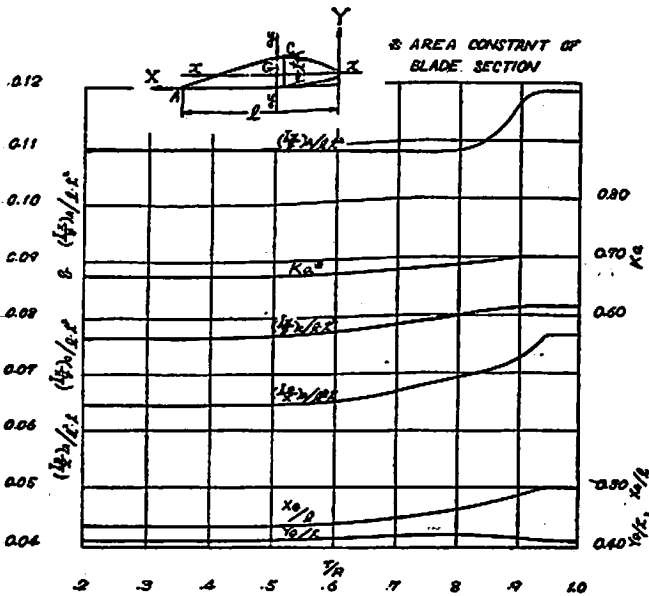


Fig. 6

進器の設計に当つて、AU型を採用することの利点を示すものと考えられる。

VI キャビテーション

本微型推進器について、系統的な空洞試験が運研の空洞試験水槽で実施され、その結果の一部が昨秋の運研々々発表会で発表された。詳細は目下鋭意とりまとめ中であるが、現在までのところ、近代的各種推進器とくらべてなんら遜色を示さず充分満足すべき状態であることが確かめられている。

以上簡単ではあるが、AU型5翼推進器の設計図表と、それを実用に供する際の諸要素の大要について説明した。終りに、本試験に種々御協力をいただいた尼ヶ崎製鉄株式会社の関係者に御礼を申し上げる。

天然社編 船舶の写真と要目 第5集 (1957年版)

B 5 判上製 270頁 写真アート紙 定価900円 (〒60)

昭和31年発行「船舶の写真と要目」第4集(1956年版)に掲載以後の1ケ年における国内船、輸出船の全部、鋼船500噸以上の新造船船を掲載する。約190隻の全貌が写真および百余項目にわたる詳細なる要目より明かにされる。この1ケ年の日本造船界の盛況はこの集により余すところなく明かにされ、ひいては海運界の活況をも窺い知ることができる。集を加えるごとに一般にも多くの関心を高めて来ている。

防衛庁技術研究所目黒試験場水槽施設について

菅野三男
防衛庁技術研究所目黒試験場長

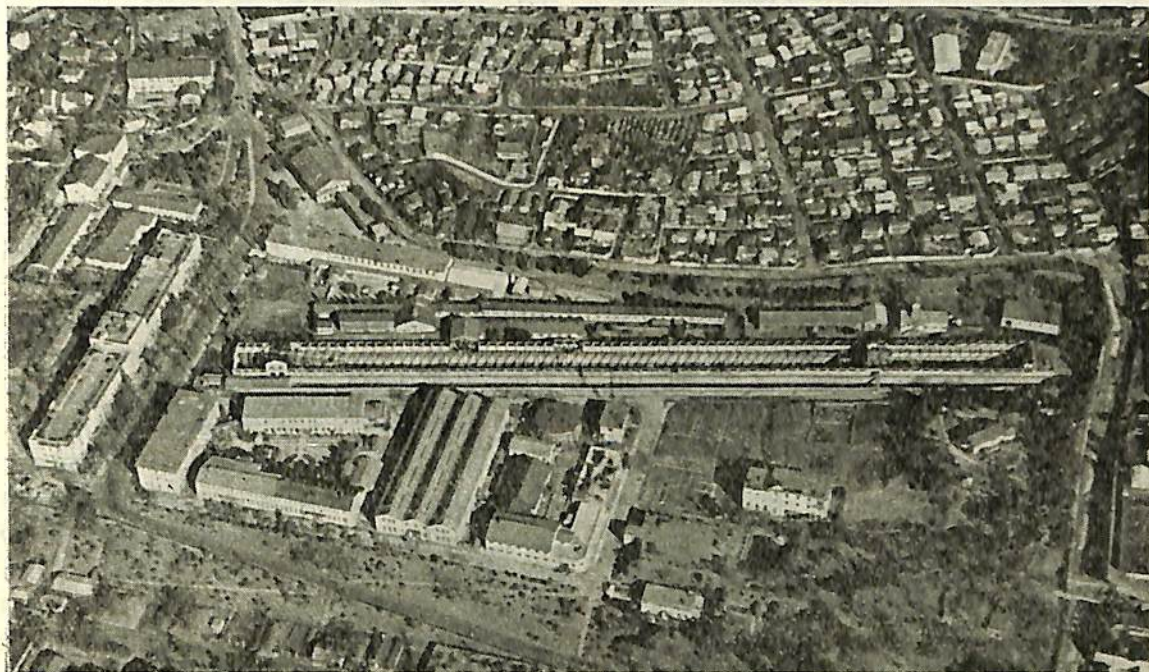
1. ま え が き

東京都目黒区にあつた旧海軍技術研究所が、戦後10年目に駐留軍（英豪軍）より日本政府に返還され、所内にあつた船型水槽等の復旧使用が防衛庁技術研究所に許可されたのは、31年1月のことであつた。旧海軍技術時代には、総敷地約65,000坪もあり、所内は造船研究部、機関研究部、電気研究部、理学研究部、材料研究部等の各部門に分かれ、航空関係を除いた海軍の艦艇武器に関する最も基礎的なものの研究所であつた。戦時中には約3,000名の入々が勤務されていたと聞く。従つて、各方面の研究用施設器材が充実していたことは想像に難くない。そのなかでも、試験水槽関係の施設は、その規模からみても枢軸をなしていたであろう。そもそも旧海軍において、試験水槽による実験に着手されたのは、かなり古い昔のことである。大正時代には築地（現在の魚河岸）に水槽があつて実験が行われていたが、大正12年関東大震災で破壊焼失した。以後、水槽施設を主として、それまで各地にあつた他の研究部門をも綜合し、当目黒地区に研究所が開設されたのは、昭和5年のことである。開設当時の研究所々長は故平賀讓博士であり、造

船研究部長には八代準博士が当たっていた。最初に出来たものは、大水槽、小水槽、実験池等であつたが、以来終戦までには、動揺水槽、中水槽、空洞水槽、高速水槽、旋回水槽、その他水槽関係の施設が極めて数多く、あるいは運営され、あるいは建設中であつた。従つて、その研究実験活動も甚だ活潑なものであつたであろう。しかしいずれにしても、当時の軍関係研究所であつたので、一般部外にはその詳細が明らかにされていなかった。なお終戦当時の所長は故徳川武定博士であり、造船研究部長は出淵巽博士であつて、奇しくも、本所の発端時も終止時も、その首脳者は水槽試験の権威者であつた。

戦災と引続く進駐軍の占有により、10年後われわれの手に還つて来たときは（第1図）、

1. 小水槽. 建物は残つたが、水槽本体を全部埋込み上はコンクリートの平床となつて、水槽は全く姿を消していた。
2. 中水槽. 建物の一端は縮められ、水槽本体の両端も破壊していた。レールその他すべて撤去された。水槽の上には木製の床を張り、駐留軍兵員の寝室に使用し



第1図（昭和30年11月）

ていたようである。しかし、残存水槽中破損程度は最も軽いものであった。

3. 大水槽。 上屋は焼失、鉄骨は焼け残った。水槽本体も西端部は破壊されていた。レール、トロリー等はすべて除去されていた。水が抜かれて雨曝であり、水槽壁の亀裂も数多くあつた。底面にはテヌスコートのラインが引かれてあつて、コートに利用されたものらしい。

4. 動揺水槽。 上屋、本体とも大水槽と同程度である。

5. 高速水槽。 上屋は木造であつたので全部焼失。本水槽は、もともとレールは敷設されずに終戦になつたものらしい。レール支持スリパーの埋込用孔に雨水が溜り、これが冬期の氷結によつて周囲のコンクリートを損じたようである。従つて水槽壁頂部は全面的に使用に堪えない状態であつた。その他壁面の亀裂も甚だしく、また西端の一部は破壊されていた。残存水槽中破損程度が一番酷い。

6. 空洞水槽。 非常に破損はしていたが、建物は残存。ただし水槽本体（鋼製）は計測器類とともに撤去されて残っていない。駆動用電動機および変速機が風雨に曝されて残つたのみである。

7. 実験池。 中央観測用鉄塔は残存、実験艇々庫も痛んでいたが残存、周辺の消波装置は殆んど破損していた。

8. 旋回水槽。 円形の本水槽は、戦前水槽本体のみが造られて、上屋および内部器材類は何にも造られなかつたものらしい。水槽自体は殆んど完全な状態で残存していた。

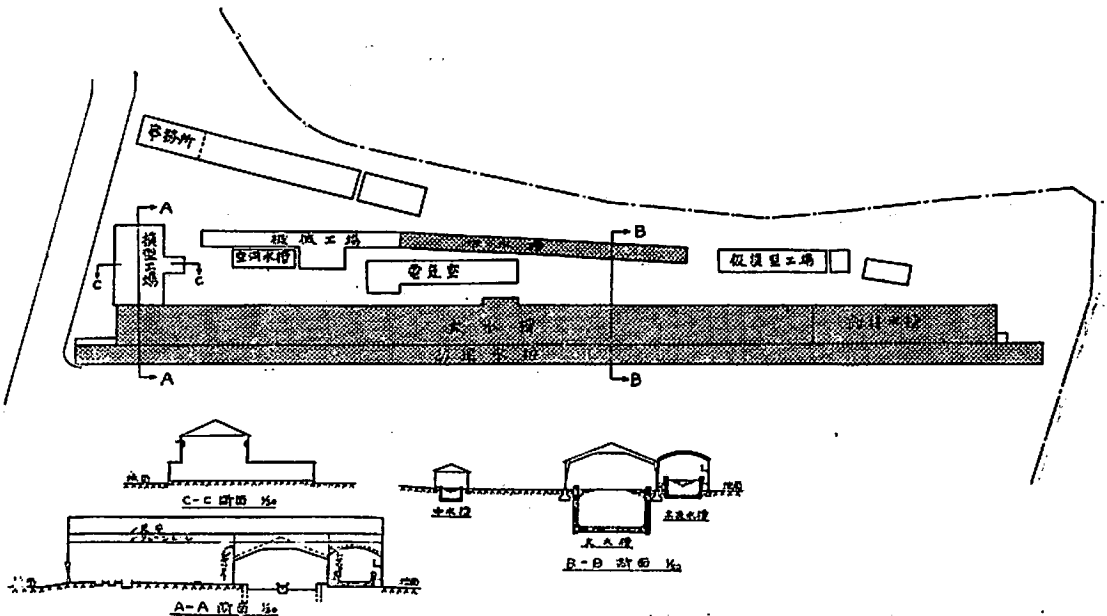
9. 模型工場。 約300坪の工場は、一物も残さずに地上から消え去つていた。

10. その他。 以上の外に、特殊な小型水槽等も設備されていたようであつたが、すべて撤去されて何一つ残っていない。

防衛庁技術研究所では、以上の施設を引継いで、昭和30年、所内に水槽準備室を設置し、これらの復旧計画を立て、以後、中水槽、大水槽、高速水槽等順次復旧再建工事を進めた。ついで、中水槽の改修完成、実験開始にともない、32年8月には技術研究所目黒試験場が設立し、水槽による流体力学的実験業務を担当する運びとなつた。次にこれら復旧再建されつつある水槽設備の現状について、紹介することとする。第2図は各水槽の配置図である。

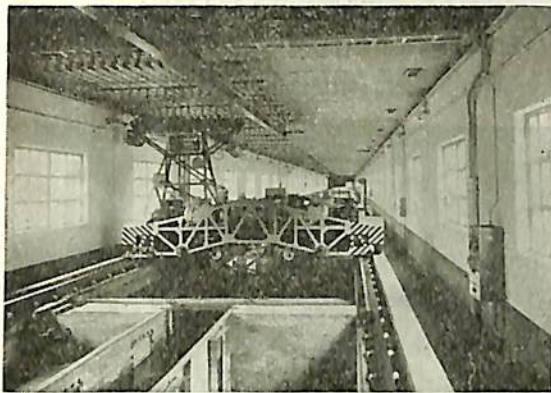
2. 中 水 槽

上屋は、東端部を改修した外、天井を新設し南側壁の上部に換気用として1/4 HP 排気ファン3個を新に装着したこと以外、余り手入りを要しなかつた。水槽本体は両端部ともに破壊されていたので、西端部に鋼製トリミングタンク、東端部に空気式造波装置を採用することとして傾斜のない垂直壁を造つた。内側各処にみられたコンクリート面の亀裂を補修したことは勿論である。もともと本水槽は、推進器模型の単独試験専用として建造使



第2図 水槽配置図

用されていたのであつた。しかし本水槽程度のものは、模型製作および各種実験実施の容易さからいつて、これを汎用の一般水槽として使用することの利点が多いと認められたので、今回は小水槽ながら試験速度を高めかつ造波装置をも備えて、主として基礎的な諸実験に応じ得るものとした。再建した本水槽の主要寸法は、水面長 102.5 m、水面巾 3.5 m、常用水深 2.25 m である。模型長 2 m 程度のもので最高試験速度 7 m/sec までの各種実験が可能であることは、この種小型水槽として極めて有力なものといえよう。第 3 図。



第 3 図 中 水 槽

スリーパーは残存のものが使用可能であつたので、これを利用することとし、レールは 30 kg のものを新たに切削加工（精度 $\pm 2/100$ mm 程度）した。1 本の長さは 7.5 m で、継目板を用いて接合した。在来のスリーパーを使用したか、永年空水状態の水槽壁上にあつたためか、その取付位置はかなり大きく狂つていた。レールの据付に関して、その水平度、直線度および左右の平行度を、各々全長に亘つて $\pm 1/10$ mm 以内に納めるためには、極めて多種のライナーおよび楔を必要としかつ多くの手数を費やした。

トロリー線は、車台走行に自動速度制御等を採用したことからその数を増した。総計 16 本、北側天井下に並列した。

計測車台は、全長 5.40 m、巾 4.45 m、鋼製アングルの全溶接によるガーダーを主構造とし、構造部分、機械部分、各種電機品および計測器類を含めた総重量は約 6.5 ton である。中央に巾 0.8 m の動力計用スペースを置き、その両側に巾 0.8 m の計測者用のフローア（透明アクリライト板使用）と、その外方に巾 1.0 m の縦主ガーダーを配置した。主ガーダー内部には、自動運転、速度制御関係の搭載電機品を納め、ガーダー上面は、運転操作盤、計算機、およびオッシュログラフ等各種の計

測用器具台にすることにより、小さな車台の面積を極度に利用し得た。

出力 7.5 HP の駆動電動機 4 台を車台の四隅に置いた。回転数は 850 r. p. m. である。主車輪の周長を 2.0 m としたので、車輪と電動機との間にトランスミッターを入れ、減速比 1:4, 1:11.2 の 2 段変速とした。これに応じて曳引車の速度範囲は、7.0~1.4 m/sec および 2.5~0.5 m/sec の 2 段である。これは電動機の回転速度制御から考えて、余り低回転の部分を使用しないようにしたからである。

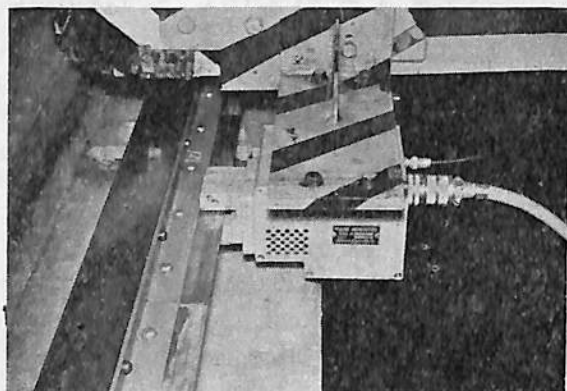
ワードレオナード方式を採用し、自動定電圧装置の外に自動定速装置を装備した。後者は左後部の駆動電動機軸に直結したパイロット発電機の発生電圧と、設定電圧との差をサイクロロンが増巾し、これを励磁機へとフィードバックするものである。パイロット発電機は、特に精巧なものを造つたので、出力 6 W に過ぎないがかなり大型となつた。水槽車台の如く、急加速してしかも定速走行距離の短いものは、速度制御がかなり難しいのであるが、本水槽の場合、予定の精度すなわち $\pm 0.2\%$ を確保し得た。

水槽実験での従来の経験によると、一定試験速度 V (m/sec) になるまでの加速走行距離は 10 V (m) 程度であり、この場合でも、途中の最大加速度は 0.1 g に達している。これはレールと車輪との摩擦係数の限度近くに対応するものである。従つて小水槽で高速度を得ようとするには、何等か加速度を増加する手段が必要である。本水槽では、東大水槽等で実施された考えを強化して用いた。すなわち水槽中央をのぞいた両端に、鋼製レールに平行なコンクリート製の補助レールを造り、その上面は出来る限り水平にすると同時に刷子目を入れてその粗度を増した。また主車輪軸の外側に自動車用空気タイヤを取付けた。主車輪と補助タイヤとの荷重配分は不明ではあるが、後者と粗いコンクリートレール面との摩擦は、充分大きな加速度に耐えている。車台試運転の結果、30 m 以下の加速距離で最高速度 7 m/sec に達することは容易であつた。更にタイヤ内の空気圧力を増すことにより更に摩擦力の増大を図ることが可能であるから、現在のもの（過負荷 300%, 30 sec）以上の高出力駆動電動機を搭載し得たならば、更に高速度を望み得たであろう。後部の補助レールは勿論減速制御用としての摩擦力増加のためである。

曳引車の走行運転は、最初電動加速器の作動時間を設定してから起動させると、その時間加速器が作動して駆動電動機が設定電圧に達する。その後は定速制御の下にその定速度で走行する。次に水槽に設置してある第一

ミットスイッチに達すると、自動的に電動加速器は逆操作を行つて回生制動を初め、第二リミットスイッチで発電制動をする。更に安全のため、車上に取付けてある手動油圧ブレーキを効かせることも出来る。かく自動的に一種のプログラムの運転を行うから、車上に専任の運転員はいらず、実験員は計測に専念することが出来るのである。

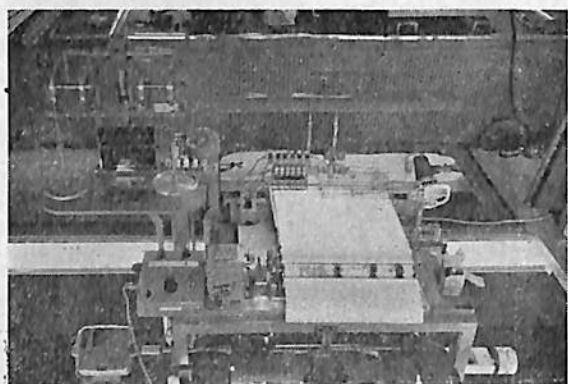
従来、わが国の水槽試験場における速度の計測は、水槽レール側に等間隔に設置した接点または車軸端に付した接点の電気的接触をドラムに記した距離マークと、別箇の時計の時間マークとによつてゐる。しかしこれらの電気的接触は、速度が高くなるに従つて不確実になり易いので、満足な速度計測法が要望されつつある。車台走行速度の精度向上にも益々正確な速度計測が必要であるから、本水槽では、極めて斬新な光電管を利用したデジタル表示計数型速度計を試作装備した。第4図。すなわち右側レールのほぼ全長(95m)にわたつて、ピッチ0.8mmに巾0.3mmのスリットを開けたスリットスケールが取付けてある。水晶発振器から規定した高精度時間をもととして、車台右前端に固着した光源と光電管とか



第4図 デジタル表示計数型速度計
(上図 表示器, 下図 検出器)

らなる検出器が、上のスリットを通して数えるパルスから速度を有効数字5桁まで表示出来るものである。パルスの積算時間を0.4sec, 0.8sec および 8.0sec の三種に切換えることにより、これに対応して、指示器は毎0.5sec, 1.0sec および 10sec 間の平均速度の数値を、殆んど連続的に指示し得るものである。*

本水槽の計測装置としては、波浪中の実験に適した新形式の抵抗動力計を製作した。推進器単独試験には、目下大水槽において準備中の自航試験用プロペラ動力計を共用する予定であるから、特別には製作しなかつた。新製の抵抗動力計は、東大において、同水槽用として丁度設計が完了されたものを御好意によつて先に試作したのである。第5図。本動力計は従来水槽で常用されている



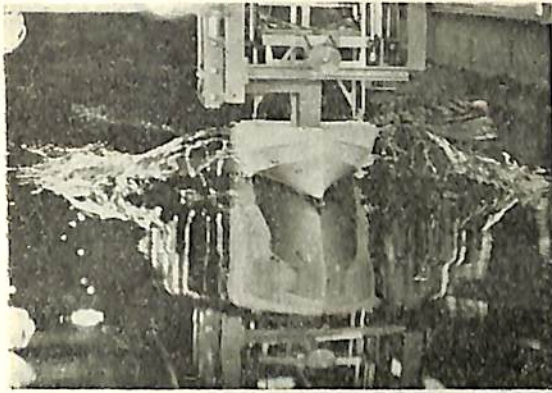
第5図 中水槽抵抗動力計

ものと異なり、模型の曳行棒も天秤軸も水面に垂直であつて、波浪中における模型の大きなヒービングに対しても動力計のアーム長が変わらない。天秤も普通の重垂によるものの外に、発条と磁歪管とによつて、波浪中の模型抵抗の如き非定常の力を測定し得る。なお計測し得る最大抵抗は約3.5kgである。また平行四辺形棒を利用して、ヒービング、ピッチングおよびサージングの各量を、同時に巻取式ドラム紙上に記録出来るものである。

波浪中の実験では、抵抗の測定とともに、模型船による造波飛沫状況の観測が重要であるから、その写真撮影のため、車台の構造や照明の点には特に留意した。また別に造つた補助車台を主車台の前後に装着することにより、前後からの視界を拡大した。第6図は波浪中の実験に際して、前置補助車台から撮影したものである。

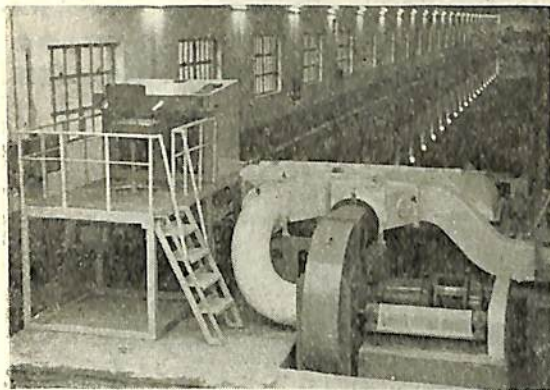
次に、本水槽の東端には空気式の造波装置を装備した。この型式のものは、もともと欧州特にフランスにお

* 本速度計については、“三菱電機”昭和32年7月号に詳しい記事がある。



第6図 船首における造波飛沫(波浪中)

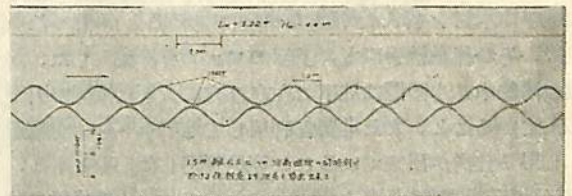
いて、水力実験場用として発達したもので、最近船型水槽にも利用されている。従来のフラップ型式またはプランジャー型式に比較して、本型式の優劣得失についてはいろいろな意見があるようであるが、米国 Taylor 水槽においても、その水槽の完成後約10年の検討後、この空気式造波機を採用している。中水槽にこの型式の造波機を備えることとしたが、その装置の効率や設計に関する資料は皆目入手出来なかつた。ありあわせの送風機による簡単な雛型実験による外は、多くは推定によつて計画し製作した。第7図。これは、30 IP 電磁スリップカ



第7図 中水槽空気式造波装置

リング付電動機をもつたターボブローを主体とし、ブロー吸気側に、水槽建物外からのダクトと水槽水面を被う造波函からのダクトとを連結し、ブロー送気側に、造波函へのダクトと建物外へのダクトとを連結してあつて、一対のバタフライバルブを連動して、造波函内の気圧を周期的に変動させるものである。バタフライバルブの操作は、3 IP 電磁スリップカリング付電動機によるクランク作動で行い、その回転制御からバルブの作動週期、従つて波週期を選び得る。またブローの

回転制御から、吸排気の空気量、従つて波高を随意変更することが出来る。また生成された波の形状、週期、波長、波高等の計測には、写真撮影の外に、試作の電気抵抗式波高計を使用している。本造波装置で得られた波週期は 0.7~5.0 sec, 波高は 2~25 cm である。第8図。



第8図 空気式造波機による生成波と電気抵抗式波高計の記録

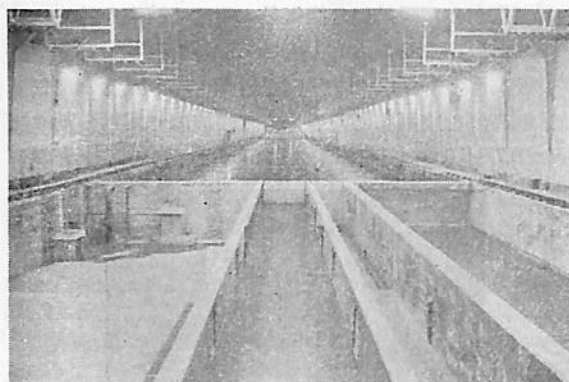
消波装置としては、水槽両端に斜板とサラン綱を、両側にサランのリボン布を装備した。

以上中水槽関係の諸設備は、31年秋から32年春にかけて完成し、その後、試運転、調整、準備実験等を経て、今や実用実験を施行しつつある。

3. 大 水 槽

焼残りの上屋鉄骨を補修し、上には波形トタンを葺き、天井には新にフレキシブルボードを、アーチ型に張つた。室内の恒温性を狙つて窓なしとし、照明には両側壁上 4m おきに 40 W 蛍光灯を、換気には 1 IP 排気ファン 16 個を天井に配置した。西端部は、天井クレーンを通すため別棟とし、新設の南側模型工場、北側高速水槽に接続している。第9図。

水槽本体の西端部は、全く破壊されていたので、中央に長さ 20 m の鋼製トリミングタンクを、南側に長さ 20 m, 巾 4 m の模型船溜を新設した。また給排水装置



第9図 大水槽

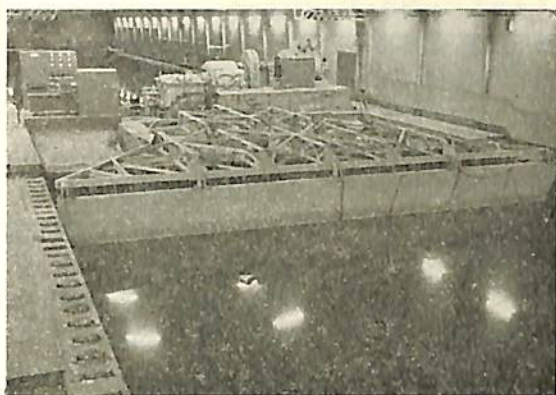
は、バルブ類を取換えて在来通りに直した。コンクリート内面には多数の亀裂がみられた。本水槽の漏水防止について、最初から多大の関心を払っていた。地盤の調査図も水槽本体の構造図も、全く散逸して入手出来ないの、補修方針を決めるのにいろいろと困難があつた。まず亀裂に対しては、丁寧に防水モルタルの吹付を行つた。膨脹継手、作業継手には、更めてピッチを流し込んだ。調査の結果、本水槽の底盤と側壁とは一体でなく、その継手は木材を挿んだ特別な構造であることが解つたので、その移動継手にも、丁寧にピッチを再流入した。なお補修中、水槽壁は地下で左右外方に大きな鋼線で引張られていること、また地層を利用して地下水ヘッドを調節し得る仕掛が出来ていること等が判明した。もともと、当地区の地盤は余りよくなかつたので、本水槽建設当時の旧海軍建築局が多大の苦心を払い、あらゆる点に綿密な工事を施されたものであろう。以上の修理完了後、初めての給水の際には、どれだけ側壁が移動するか、またどの程度水漏れを生ずるか、非常に不安があつた。従つて給水は何段階かに分けて行い、側壁底部数箇所にストレーンゲージ付鉄棒を取付けて下部の動きを測り、両壁上には全長に張つたピアノ線から頂部の動きを測つた。またその都度給水を止めて水位の変化を検べた。空水時から満水時まで、水槽壁は最大 10 mm 程度も移動したが、満水後は殆んど動きを認めなかつた。漏水も 24 時間で 1~2 mm 程度にまでおさまつたので、本水槽の補修工事は一応成功したといひ得る。出来上つた水槽の主要寸法は、水面長 255.0 m、水面巾 12.5 m、常用水深 7.25 m である。

曳行車台の重量が約 30 ton と見込まれるので、本水槽のレールはなるべく大きなものが望ましかつた。カタログには、75 kg の鉄道用またはクレーン用のものがあるが、水槽に必要な程度の数量を、急速に調達することが不

可能であつたので、普通の鉄道用 50 kg を使用した。1 本の長さ 6 m として、必要面を $\pm 2/100$ mm 程度に切削加工し、特に頭部の上、側三面は丁寧な仕上を行つた。表面の硬度がかなり高いので、切削には非常な時間を要した。また接合には継目板とボルトナットを使用した。レール支持のスリーパーはかなり傷んでいたが、在来のものが残つていたので、これを一応使用することとした。しかしその間隔は大部分 80 cm であつた。走行車台重量と使用レールの剛性からみて、不足気味であると考えたので、その中間に、新たにスリーパー約 300 個を増設して 40 cm 間隔とした。新造のスリーパーは、在来のものと全く同形の鑄鋼を用いた。永年空水状態の水槽壁にあつたため、中水槽と同様、残存スリーパーの取付位置にはかなりの狂いがあつた。左右誤差の著しいものは埋換を要した。高低誤差のあるものは、あるいは上面を削り、あるいは各厚のライナーを用いた。最も甚だしいもので、厚さ 10 mm のライナーを必要とした。かく一応スリーパーの上面を水平に調整して、目下レールを据付中である。据付において、直線性にはピアノ線を用い、左右の間隔には特に作つた定規を使つている。水平性に対しては、レール横に全長に亘つて水管を配し、その中の水面を基準としつつ、全長に亘つて $\pm 1/10$ mm の精度を期している。

トロリーワイヤには、溝付硬鋼線を左右天井下に各 8 本ずつ配線した。左右に等分したのは、これにより車台の構造、走行抵抗等の対称性を求めたためである。各線の使用別は、発電機主回路用 (2 本)、同アース用 (1 本)、発電機界磁用 (2 本)、3 相交流 200 V (3 本)、単相交流 100 V (4 本)、その他となつていて、いずれも水槽中央付近で、電気室よりの地下配線で給電することとした。またトロリーワイヤは、4 m 毎の建物ビームに取付けた支持柱に、碁子、ベークライト板、イヤー等を介して固定した。ただしイヤーには発条を入れて、その調整により、車台上パンタグラフの発条とともに、トロリーとシューとの接触圧力の均等化を狙つてある。

水槽東端は、従来フラップ式造波装置が設置されていた。従つて水槽末端の構造も、これに適合したものととして残存したので、今回の復旧にもフラップ式造波装置を採用し、これを新造した。第 10 図。最近荒天下における船舶の性能に関する研究が盛んとなり、これに連れて水槽においても、波浪中の抵抗推進実験、動揺安定実験が重要視されかつ頻繁に実施されている。しかしわが国各地の水槽では、その造波装置の能力から、波傾斜 1/20 程度までの縮尺大洋波のみしか得られないようである。従つて大水槽用造波装置としては、横動揺実験を

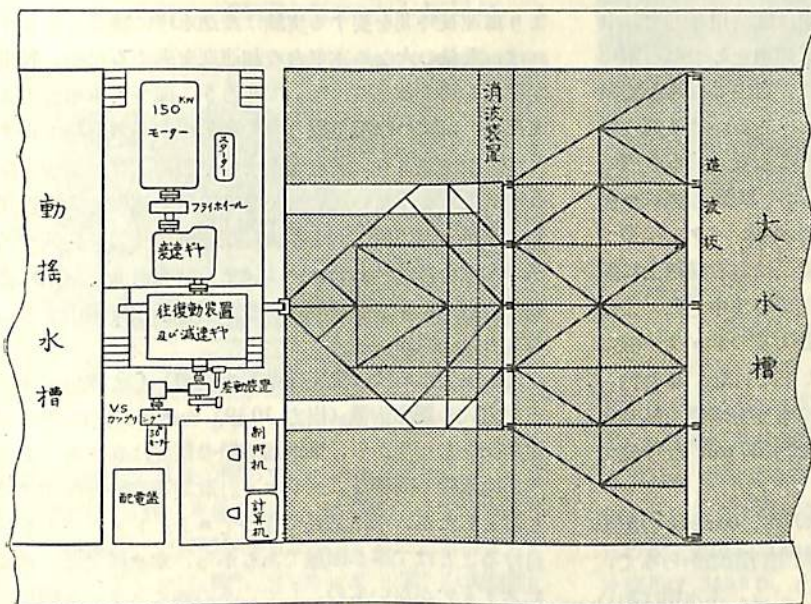


第10図 大水槽フラップ式造波装置

もここで行うこととしたことから、特に強力なものを目指し、1/10位の波傾斜が得られることを目途とした。たまたま空洞水槽室に、その駆動電動機が残存していたので、これを財務局より移管を受けて修理し使用することとした。これは整流子電動機で出力200IPである。新たに速度調整用電動機を付け、更に直径約1.0mのフライホイールを軸に結び速度の安定を期した。回転数は、840~280 r. p. m. のかなり高いものであったから、やはり残存の変速ギヤ(1/1, 1/2.5, 1/5)のほかに、1/5減速ギヤを入れて、必要な低回転が得られるようにした。第11図。往復動装置の最大行程は1.30mである。この行程量の設定は、往復動装置内のスクリーシャフトの回転によるが、この回転を機械的に外に出し、これに差動装置を介して、30IP電磁スリップカップ

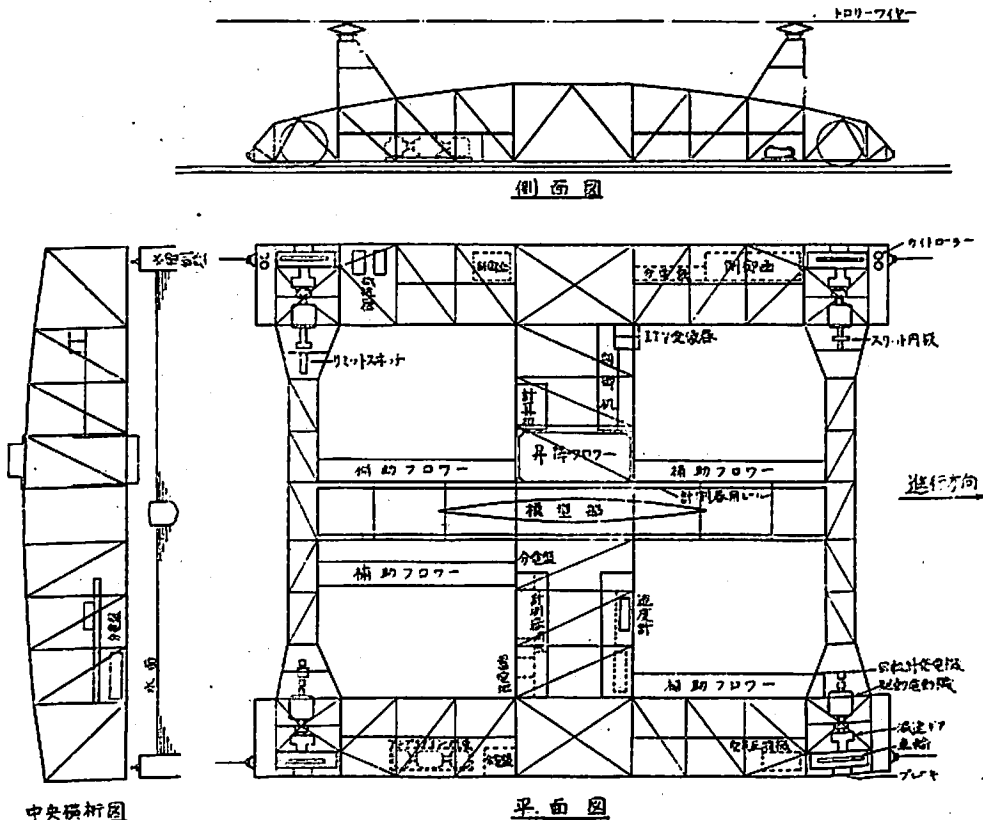
リング付電動機軸に連結してある。電磁ブレーキと差動装置とにより、往復動の行程は運動中でも随意に変更し得るようにした。これにより、従来起動時におこる長週期の波を生ずることなく、またその速度の早い反射波による妨害から逃れることが出来た。往復動装置の水平運動を造波板頂部のヒンヂに伝える駆動桁は、全長10.85m、中間にヒンヂを入れ、また3個のローラーで円滑に作動している。造波板は、高さ3.75m、6mm鋼板を用いた全溶接製で、水中重量がバランスするよう空気室が造られてある。従前のものより造波板を前方に取付けたが、生成波が格段に大きくなったため、造波板背後の水槽長がやや不足のようである。ここにはサラン綱の消波装置を装備した。行程量は内外軸回転の差から、週期は駆動桁の動きから、いずれも電氣的に計測し、運転は制御機で遠隔操作をなし得るようにした。試運転の結果、生成波の最大波長は約36m、最小波長は約0.3m、波長9mで最大波高0.9mが得られた。期待の1/10波傾斜は勿論、更にbreaking waveやfoaming waveの如き、激しい波も観測された。詳しい性能については、今後引続いて計測の予定である。西端部には、消波装置として、長さ5mに亘つて横に斜板を並べ、その下にはサラン綱を何段にも垂直に羅列した。消波装置の能力は、造波装置に比しやや不足のようである。なお側面消波装置は未装備であるが、中水槽と同型式のものを造る予定である。

曳引車は引抜鋼管の全溶接構造で、長さ16.1m、巾13.75m、中央における高さ2.5mである。目下製造組



第11図 大水槽造波装置一般配置図

立中で3月末までには完成する。旧海軍時代に本水槽で使用されていたものは、動力計とともにWien水槽の故Gebers博士の設計になったものであった。これは、現在運研、三菱の各水槽におけるものと殆んど同じく、アングル組立の4個の主ガーダーで、前後左右に構成されたものであった。当時の水槽実験には適した構造であったであろうが、その後、実験の種類、方法が多様となつて来るにつれて、計測作業用の水平床面積の小さいことや、数多い構造材のため、模型観測に不便なこと等の欠点があった。今回新造の車台では、これらの点に考慮



第12図 大水槽曳引車一般配置図

を払い、太目の鋼管(4", 3½", 2½"の三種)を使用して充分なる剛性を持たせるとともに、各材のスパンをかなり大きくした。また運転、計測、観測用として、中央横と両舷縦とにかなり広い水平床面積をとつた。第12図。更に中央の計測者用床の一部は、自由に昇降して模型および動力計の取扱いに便利とし、あるいは4個の移動床を用いて、常には視界を害することなく、車台内の各処で実験計測が出来るようにした。車輪、ブレーキ輪、減速機、駆動電動機は出来るだけコンパクトに造つて四隅に配し、その他の搭載重電機品は左右縦桁上に配分し、中央には動力計、運転操作机等を集中した。また集電塔は四隅に立て、安全のため各1本のトロリー線に2個所のパンタグラフで接触するようにした。車台内一般照明および造波飛沫の写真照明にも充分考慮を払つている。本車台の総重量は、全装備で約30 tonの予定である。

車台には、出力35 HP(過負荷200%, 60 sec)の駆動電動機4台を搭載した。水槽の有効走行距離からみて、最高速度の目標は10 m/secとしている。本水槽はあらゆる種類の実験に応ずるものではあるが、普通頻度の最

も高い水上船舶の実験では、7~8 m 模型を使用して、6~7 m/sec の試験速度が得られるならば充分である。より高速長時間を要する実験は高速水槽に譲ることとすれば、重量の大なる本車台の加速度を高めるため、特別な手段を講ずる必要はないであろう。従つて本車台の加速度は、車輪の摩擦係数と駆動電動機の過負荷時トルクとによつて定まり、最高速度での走行時間は、僅少となるのは止むを得ないところである。自動運転方式を採用し、自動定電圧制御および自動定速制御装置を装備するが、本車台には特にアンブラダイン型発電機を車上に搭載し、パイロット発電機による検出を車上で増巾することとした。

なお曳引車には、模型推進器実験用として停止レオナード方式の電源装置(出力10 HP)を載せ、更にその定速制御も行うから、推進器実験の精度は高まるであろう。中水槽と同様な、デジタル計数型速度計を使用することとしたが、水槽全長に亘つてスリットスケールを取付けることは工事が困難であるから、本水槽では、車輪にスリップがないものとして、その軸にスリット円板を固着することとした。

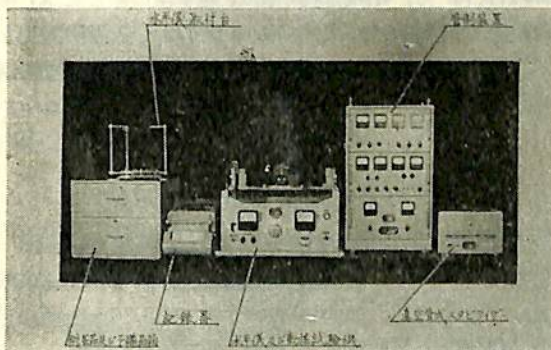
将来本水槽で行うべき実験の種類は多岐に亘るであろうし、また同種実験においても、その精密化の要求があるであろう。従つて順次各種既成型式の計測器類を準備する一方、新形式の試作を進めて行く予定である。大水槽用として、まず採用したものは次のものである。

1. 曳行試験用として、ゲーバース式抵抗動力計（容量は抵抗 50 kg）。
2. 自航試験用として、インピーダンス型推進器動力計（容量は推力 20 kg, トルク 70 kg-cm）。
3. 同小型高速船用として、ストレインゲージ型推進器動力計（容量は推力 15 kg, トルク 50 kg-cm）。

これらは、いずれも三菱長崎水槽において改良発展されたもので、同水槽の現用品と同型である。同水槽の好意により目下製作中であるが、現在わが国で早急に入手し得る最も信頼すべきものである。

次に現在試作中のものに、ストレインゲージを利用した、全没体用三分力計がある。本器は潜水艇模型について、深度 3 m まで、Reynolds 数 $2\sim 3 \times 10^7$ 程度の実験を可能とするものである。

長さ 60 m, 巾 12.5 m の動揺水槽が、大水槽に接続して、残存していたので、その境の間仕切を取払つて同一棟とし、大水槽と同時に修理を完成した。本水槽は、従来造波機を備えて、主として横動揺実験と実施していたものである。しかし波浪中の実験には、その水面長がやや不足であると考えられたし、二重に同じような造波装置を造ることも無駄であるから、在来の如き横動揺実験は大水槽で行うこととした。従つてその計測器として、ジャイロ式動揺記録装置を製作した。第 13 図。こ



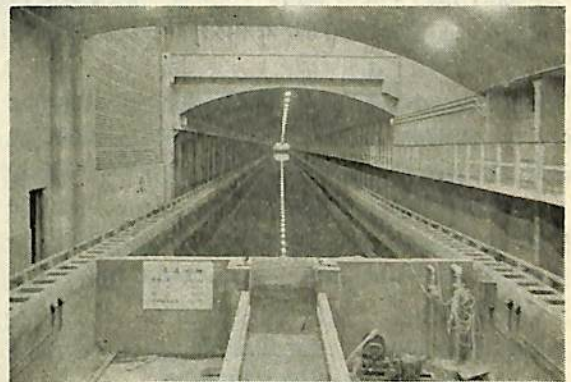
第 13 図 ジャイロ式動揺記録装置

れは小型軽量で精度の極めてよい、スベリー式 A12 型（航空機用）転輪水平儀を用い、真空管式 スタビライザー、管制装置、記録器等からなっている。これにより、同時にローリング $\pm 60^\circ$ 、ピッチング $\pm 30^\circ$ の広範囲に亘つて極めて高精度な計測を行うことが出来る。

以上大水槽関係の諸設備は、現在逐次完成しつつあつて、今後数ヶ月のうちには、一通りの試運転を終つて、予備実験に入ることが出来るであろう。

4. 高速水槽

上屋は焼失して何も残らなかつたので新造した。もともと本水槽は、後から大水槽に極めて接近して建てられたもので、大水槽側には別個の壁を作る余地もない。当初両水槽を一棟建とする方がより好都合であると考えたが、大水槽で、その残存の鉄骨、側壁を利用し得ることから、高速水槽は別棟となつた。すなわち北側は大水槽の外壁を共用し、南側は従来の仮設建物の基礎を利用した。従つて上屋構造は極力軽量が望ましかつたので、アーチ型ダイヤモンドトラスを採用した。その上は波型トタンを張り、内面はフレキシブルボードの天井張とした。しかもこのボードは有孔表面として、室内の残響を少くするよう考慮した。大水槽同様窓なしとしたので、室内の高湿度を除くため、換気装置に万全を期した。すなわち水槽両端に 30 IP 送風器を備え、北側地下の通風洞に外気を送り、南側壁上部には排気用として、1/8 IP 換気ファン 30 個を装備した。上屋の全長は 360 m, 総建坪 1100 坪である。第 14 図。



第 14 図 高速水槽

水槽本体としては、その両端部が破壊されていたので、それらを新設した。内面の亀裂が極めて多数なので底面には新に厚さ 10 cm の鉄筋モルタルを打ち両側面には全面に亘つて防水モルタルの高圧吹付を行つた。また水槽壁頂部は破損が甚だしいので、全長を通じ、深さ 30 cm 程度欠き取つて新にコンクリートの打直をした。これらの工事により防水はほぼ完全となり、現在 1 日の減水量は約 1 mm 程度である。出来上つた水槽の水面長は 346.5 m, 水面巾 6.0 m, 常用水深 3.0 m である。

スリパーも全部新造であるから、大水槽等従来の構物に変えて、新しく設計した。これは、アンカーボルトを埋込んでから、スリパー板の高低を調節出来るようにしたこと、およびレールの左右調節をネジによるようにしたこと等から、レールの据付を多分に容易ならしめている。レールは 50 kg 鉄道用を使い、1本 10m として切削加工し、これを現場で溶接して、全長を1本物とする予定である。溶接による歪を極力少くするための溶接法および溶接後その部分の現場仕上げ等については、別に研究を行つてその施工法を工夫した。

給電用のトロリー線は、水槽の両側に張ることとした。従来のように天井に張らなかつた理由としては、

1. 模型工作室、大水槽西端を通して走る天井クレーンのレールが、水槽の中間を横断していること。
2. 上屋は軽構造であるから、出来るだけ荷重を持たせたくないこと。
3. 計測車台に丈の高い集電塔をつけて、その空気抵抗を増加させたくないこと。

等であつて、水槽両側壁外側の上の垂直平面中に、上下に7本並べて張るようにした。総計14本である。もともと水槽壁と建物壁との間隔が狭かつたので、ここは一般には通行しないこととして、その代わりに、南側建物壁の中間に、巾約 1m の張出プラットホームを全長に亘つて造り、水槽内の通路並びに車体外からの実験個測路とした。

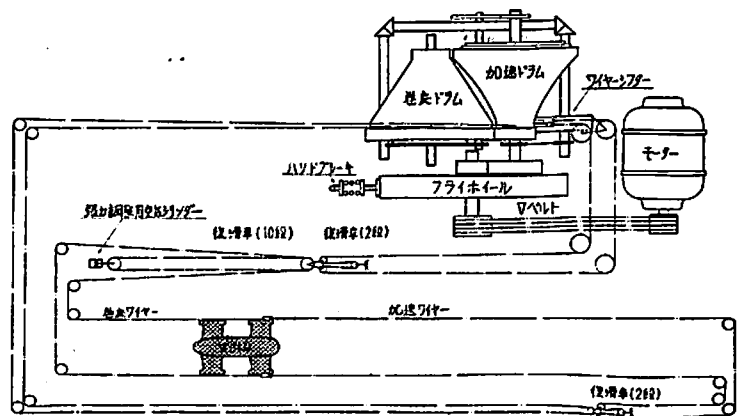
本水槽は、小型高速の魚雷艇等、主として Planning craft の船型研究を主な目的としているので、最高試験速度 20 m/sec を目標とした。これだけの速度が得られるならば、1/5 模型で対応速度 90 kt となり、更に 1/10 模型では 130 kt に対応した実験が可能であるから、水発航空機の離着水性能研究にも、充分応じ得るであろう。

走行速度 20 m/sec で、定速時間 10 sec とすれば、走行距離は 200 m であり、残りの前後各 70 m が、それぞれこの速度までの加速と、この速度からの減速制動距離である。かかる高加速度は、普通のレールと鋼製車輪との間の摩擦係数を遙かに凌駕している。中水槽におけるように、ゴムタイヤの使用による摩擦係数の増大は、その摩擦力（加速力）の恒等性の得られないこと、また加速力用動力を車台に搭載するから、車体の慣性力を増すこととなり、余り得な方法ではない。従つて本水槽では、地上に

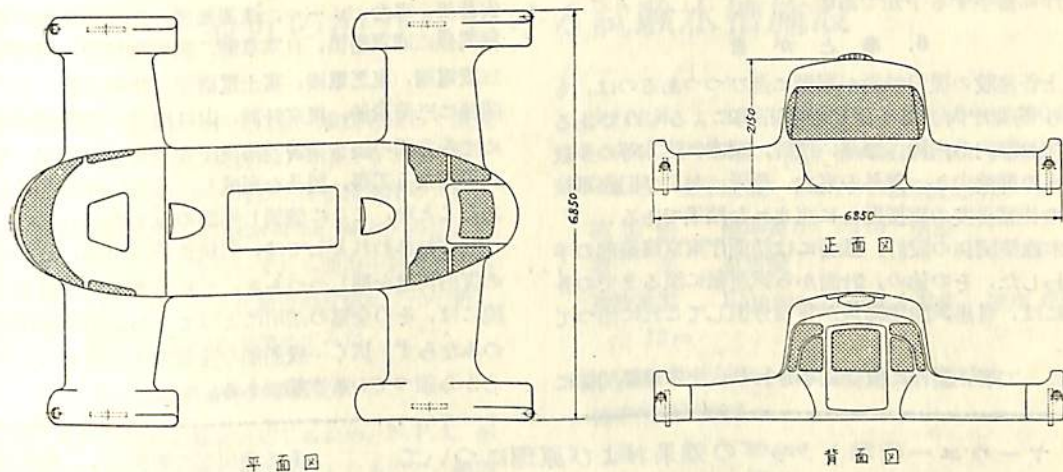
設置した特殊射出機を利用することとした。加速距離を 60 m としたので、0.4 g を必要とする。車体総重量は約 6 ton となるので、必要射出力は 2.4 ton である。なお制動には、高圧空気により、レール両側面を挟む空気ブレーキを採用することとした。

加速装置の方式として、旧海軍航空技術廠の追浜水槽で実施していた落下重垂によるものは、本水槽の敷地関係から困難であり、また最近の米英航空母艦に装備されているスチームカタパルトの如きものは、これを急速に、わが国にて造るには技術的にも経費的にも難しいので、結局次の方式に決定した。第 15 図。すなわち大きなフライホイールを一定回転に回し、その回転エネルギーを利用するもので、車体上からの遠隔操作により、フライホイールの回転をマグネットクラッチによつて牽引索巻取ドラムに伝える。この場合ドラムの径は一定ではなく、ドラム一回転毎に巻取る索長の増加量が、必要加速度を与えるようにしたものである。牽引索は車台の左右両端に引掛る。しかも左右の索の張力が常に均等になるよう、特に留意してある。この装置によつて、フライホイールの設定回転数を変えることから、随意の車体加速度（最大 0.4g）を出すことが出来る。

曳行車体は、全長 8.75 m、全巾 6.87 m、(第 16 図はその外形図)、中央の主胴部と4個の脚部から構成されている。主骨は鋼型材とし、外被はジュラルミン板を使用する。これらは、重量の軽減、走行空気抵抗の減少、測定計器および計測員に対する風房等を兼ね備えるものとして、かかる外形と構造を計画した。主車輪は周長 2.0 m とし、駆動電動機は直流 25 HP 4 個、回転数 600 r.p.m. で、各脚部端にある。本車体においては、電動機軸と車輪軸とを、1本のもので造り、減速歯車、カブリング等を除いた。これは、電気的速度制御の精度の



第 15 図 高速水槽曳引車加速装置機構図



第16図 高速水槽曳引車

機械的低下を極力減らそうとした一つの試みである。自動定電圧装置、自動定速度装置および自動運転用電機品等は前脚部内に納め、制動装置関係品は後脚部に入れ、主胴体最前端に、これらの各操作盤を置く等、車体としての重量分布にも考慮を払つてある。

以上高速水槽は、32年10月に建物および水槽本体の新築補修を完成した。現在、レールの加工および据付工事を実施中であり、車体、加速装置および電気装置は製作過程にある。

5. 模型工場その他

旧来の電気室は、受電室として使用し、1000 KVAの電力を受電し得るよう設備した。またもとの電池室は、各水槽用の動力室として利用することとした。ここには既に、中水槽用として、駆動用 30 KW 直流発電機、推進器試験用 3 KW 直流発電機、およびその配電盤を据付けてある。近く大水槽用としての、65 KW 発電機2台、および高速水槽用としての、水銀整流機その他を並置する予定である。

大水槽用の模型は、標準の長さを 8 m とする予定である。かかる大模型は、製作の容易と材料の安価から、

従来通りパラフィンワックス製とすることにした。旧漢型工場は、全部撤去せられていたから、その跡に 170 坪の工場を新設した。2個の鑄込粘土槽、洗滌槽、模型船削成機（製作中）、2個の仕上台、定盤（長さ 10 m、巾 1 m）等、製作過程順に平行に羅列した。何れも長さ 10 m までの模型を取扱い得るものである。模型船削成機は、現在、運研、長崎等の水槽で使用中的のものと同型式であるが、一部改良を加えてある。なお本工場には、スパン 11 m、揚力 3 ton の天井クレーンが準備中であつて、そのレールは、大水槽西端部を通り、高速水槽まで延長してある。

経費の関係から、上記新設工場の坪数が僅小となつたので、これを蠟模型専用工場とし、木工場および金属工場（推進器模型等の製作）には、それぞれ旧自動車庫および旧小水槽の建物を修理して、これに当てることとした。木工場には、既に帯鋸盤、丸鋸盤、鉋盤その他工具類が配置済である。旋盤、フライス盤、シユーパー、および模型推進器製作用器材等は逐次準備中である。なお模型推進器翼面削成機は、旧海軍にて使用していた型式を基として、戦後山口機器製作所が工夫改善を行つたもので、直径 50 cm までの翼面を切削し得る。本機も近

く製作に着手する予定である。

6. あとがき

以上各施設の復旧計画が順調に運びつつあるのは、もとより防衛庁内上司の適切な御指導によるものであるが、なお部内の内局、海幕、技研、調本、建本等の多数の方々の御協力と、部外の東大、運研、および旧海軍技研等の先輩長友の御援助とに恵まれた結果である。

土木建築関係の設計、監督には防衛庁東京建築部の手を煩わした。その他の、計画から試運転に至るまでの各業務には、目黒試験場総員が各自分担してこれに当たっている。

更に、工事、製作に直接従事された、土木建築関係に

安藤組、車台、レール、造波装置、加速装置等の構造機械関係に浦賀船渠、日本車輛、新和機械等、電機関係に三菱電機、東芝電機、富士電機等、計測装置、工作機械関係に三菱造船、東京計器、山口機器、大同機械等、極めて各方面の製造業者の格段なる御努力を得て、それぞれ優秀なる工事、製品を完成し、あるいは製作されつつあることを、ここに強調し感謝の意を表わしたい。

なおわれわれとしては、引続き空洞水槽、旋回水槽等の復旧再建を期しつつある。これら各水槽の設備完成の際には、その全幅の活用によつて、わが国防衛用の艦艇のみならず、広く一般船舶の性能向上に役立つことを、心から願っている次第である。

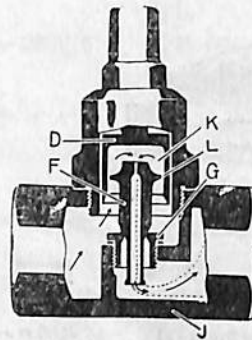
ヤーウエー衝撃トラップの効果および原理について

株式会社 カデリウス商会

ヤーウエー衝撃トラップは、各種蒸気設備（例えばタービン、ポンプ等）に送る給気管系内の復水により起る損傷を防止し、蒸気加熱設備の最高熱経済的效果を得るために、よくドレインを排出して設備内に全く復水を留めないようにすることが出来る効果がある。復水は蒸気系統内の最低位置に集積するのでそれを排除する数多の方法は既に採用され、普通の手動絞弁ないし多少は自動的に動く各種型式の弁あるいは復水と空気とを排除し、蒸気の通過を防止せんとする蒸気トラップの如きものがある。ヤーウエー衝撃蒸気トラップは蒸気トラップのあらゆる理想的要求を完全に充たし得るもので、単一運動部よりなり、形は小さく取付容易で廉価である。

ヤーウエー衝撃トラップは新原理により設計されたものである。前後2ヶ所に設けた2つのオリフィスは、そのオリフィス間にある中間室内で起る圧力の変動により制御機構として働く。そして両オリフィス間の中間圧力は、オリフィスを通過する流体の性質および圧力により定まり、冷水および飽和温度よりはるかに低温の水ならば中間圧は比較的的低く、蒸気、飽和水および熱き復水の場合には中間圧は比較的高くなる。

ヤーウエー衝撃蒸気トラップの入



口を中間制御室に連絡する第1オリフィスは、制御盤(L)の周りにあるクリアランスであつて、中間制御室をトラップ出口に連結する第2オリフィス(制御オリフィス)は弁(F)の中心部にある小孔である。中間制御室(K)内の圧力の変動を利用して弁(F)を開閉する。トラップに流入する復水の一部は制御流と称し、それは第1オリフィス、制御室および第2オリフィスを経てトラップの排出側に送られる。作動については弁、座、制御盤および制御室の割合を適当に調節してあり、制御室内の圧力が入口圧力の85%を超過すれば弁は閉じ、85%より低い時には、弁は開く、熱い復水の時には、圧力は高まつて弁は閉じる。低温復水は低圧を生じて弁はひらき、全部の空気並びに蒸気温度に近い復水以外の全部の復水は排出される。弁が開けば排出主流は弁(F)の下端に

ある突出部に衝突して、弁に揺動運動を与え汚物の堆積を防ぐ。堆積した冷水が排出されると残留復水は蒸気温度に接近して、制御オリフィスで急速蒸発作用を起しそのオリフィスを通る流れは阻止され、制御室(K)内の圧力は高まり、弁は閉じる。ヤーウエー衝撃トラップの特性排出量は、復水の負荷によつて次の如く変動する。

軽 復水負荷

排出量少なく、制御オリフィスより継続して流れ、弁は揚らない。

中 復水負荷

一般に排出は継続かつ脈動してなされる。弁は頻々と開閉しその都度少量の排出がある。

重 復水負荷

継続して多量の排出を起し、弁の開きは大きい。

この衝撃トラップは復水中の空気存在によつて作動は全然阻害されない。

なおこの度完成したわが神戸工場は昨31年まで東京にあつたが、その供給力増大のため神戸市長田区に新しい技術を取り入れた近代的工場である。これによりアメリカのヤール・ワーリング社と技術提携しているヤーウエー衝撃トラップを始めコープス自動給水調整装置等の生産が増加されたため、最近ヤーウエー・蒸気トラップのコスト引下げを断行、好評を博している。

最近の海外における試験水槽施設

試験水槽施設の拡充については前大戦後しばらく新規の計画を聞かなかつたが、最近再び各国ともこれに力を注ぎはじめた観がある。そのなかには抵抗水槽の大型化や新しい操縦性能水槽 (maneuvering basin) の出現等注目すべきものがあり、またいずれも波浪中試験に特別の重点がおかれている。ここに最近の文献によつて新しい計画ないし施設のいくつかを集めてみた。

N. P. L. の新流体力学研究所¹⁾

本水槽は英国造船界の需要に応じるため、N. P. L. が従来の試験水槽に加えて新たに建設したもので、船型試験水槽の他に操縦性能試験水槽および空洞水槽が附属した大施設である。Fig. 1 にその見取図を示す。

1. 所在地 英国 Feltham, Middlesex.
N.P.L. 所属
2. 完成予定 1959年春
建造費 2,000,000 ポンド (20 億円)
3. 設備

(1) 大型船型試験水槽

長さ 396 m
巾 14.6 m
深さ 7.6 m
型式 鉄筋コンクリート製、地上に建設されている。

曳行台車 主体 鋼製、三角枠組合せ、300 馬力
×4=1,200 馬力、電子管式速度制御、誤差全日盛
0.%, 最高速度 15m/s (定速航走時間 7s)
模型船 標準長さ 7.3 m 蠟製
軌条 全溶接
造波装置 Plunger 型、最大波長 波高 60 cm
で 12 m

(2) 操縦性能試験水槽および模型船繋留池

操縦性能試験槽

長さ 30 m
巾 30 m
深さ 2.4 m

模型船繋留池

長さ 18 m
巾 30 m
深さ 2.4 m

型式 鉄筋コンクリート製 地上

造波装置 南、西二壁面に平板式、最大波長 波
高 15 cm で 15 m

模型船および測定法 自航模型を使用し、光学的船

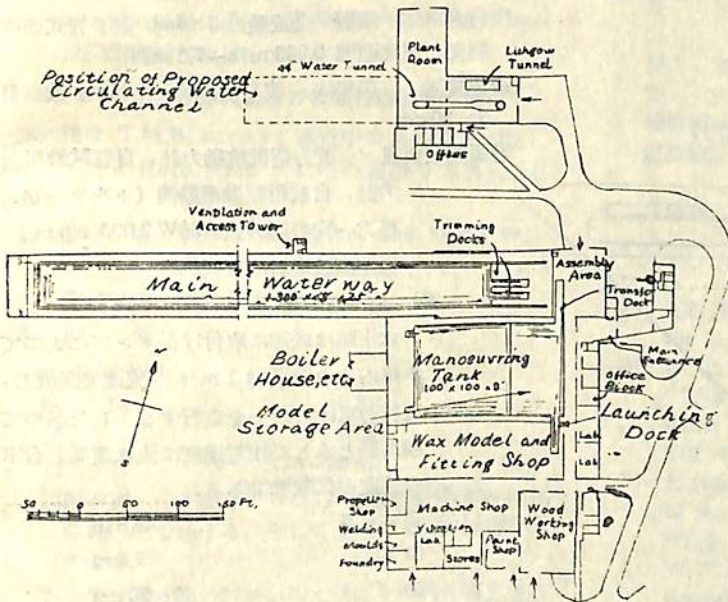


Fig 1. N. P. L. 流体力学研究所

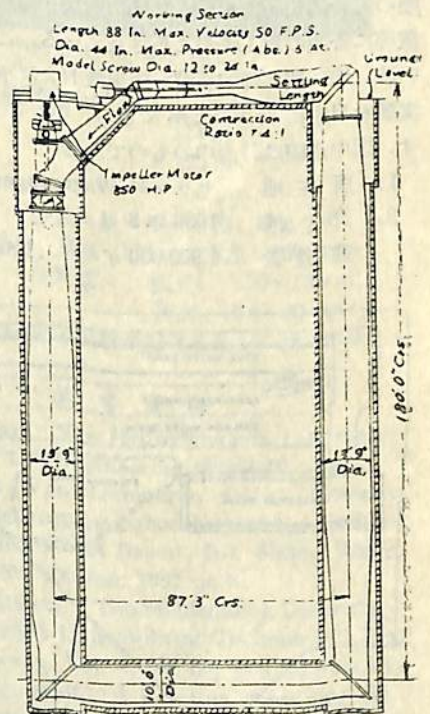


Fig. 2. N. P. L. 空洞水槽

体軌跡追従法を採用する

その他 緊留池と大型水槽の準備場、艀、艀装工場および操縦性能試験水槽とはそれぞれ水路および水門によつて連絡されている。

(3) 空洞水槽 Fig. 2 に見取図を示す。

主要目

垂直筒間隔	26.5 m
水平筒間隔	49.6 m
測定部寸法 長さ	2.2 m
直径	1.1 m
送流用電動機	850 馬力
縮流比	7.4:1
最大速度	15 m/s
最大圧力	6 At
推進器用電動機	300 馬力
最大トルク	275 kg-m
最大推力	2,006 kg
最大回転数	3,000 r.p.m.
自動圧力調整装置 誤差	0.1%
空気含有量調節装置	

(4) 附属工場

N.S.M.B. の航海性能試験水槽²⁾

本水槽は従来の N.S.M.B. (オランダ船型試験水槽)に新たに増設されたものである。船舶の波浪中の航海性能の総合的な研究を行うために造波、消波装置、観測装置等に各種の新工夫がこらされている。これによつて向い波、追い波は勿論斜波、短頂波および不規則波の中の実験を自由に行うことができる。Fig. 3 に見取図を示す。図中点線は計画中のものである。

1. 所在地 オランダ Wageningen
2. 完成 1956年5月
建造費 1,900,000 ギルダ (1.8 億円)

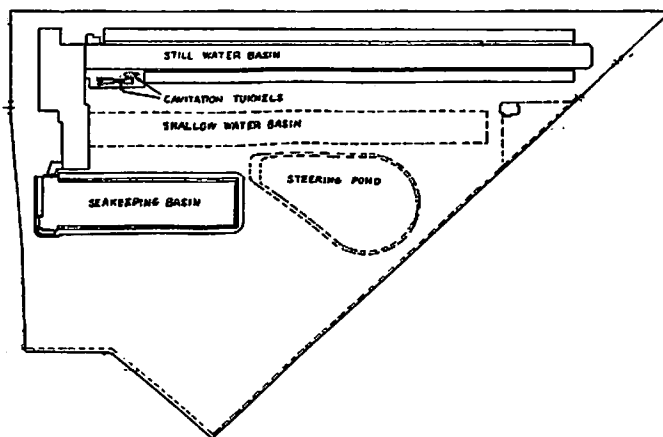


Fig. 3 N.S.M.B. 見取図

3. 特性

長さ 100 m
巾 24.5 m
深さ 2.5 m
型式 鉄筋コンクリート製 地上周囲築土
曳行台車 主体 鋼製角枠, 3.7 馬力×4, 電子管式速度制御, 常用速度範囲 0.40~5.00 m/s, 低速度範囲 0.02~0.60 m/s 撮影, 観測に便利な上下, 左右可動の測定台および各種計器用電源が搭載されている。

模型船 長さ 3 m 艀または木製

造波装置 snake 型造波機, 75 馬力×2, 特殊の造波装置であつて任意の波模様を発生することができる。これに調波器, 消波装置および導波板等が附属する。

その他 水深を浅くし, 前述の可動測定台を使用することにより浅水槽として使用することができる。

4. 測定計器 船体運動記録装置, 重力型抵抗動力計, 自航試験機, 自動操舵装置, 抵抗型波高計, 不規則波型解析機等。

Delft 工科大学造船研究室

1. 所在地 オランダ Delft
2. 設備

(1) 船型試験水槽

長さ 98 m
巾 4.3 m
深さ 2.8 m
曳行台車 鋼製 全重量 5 tons, 電子管式速度制御, 速度範囲 0.035 m/s~7.5 m/s.
造波装置 空気式, 波長 80 cm~6.25 m, 波高最大 30 cm

附属測定装置 重力型抵抗動力計, 自航試験用動力計, 自航用駆動電動機 (トルク一定, 馬力一定の両方式) 50W 2,000 r.p.m., 抵抗型波高計

(2) 流水路

本水路は底部に取付けたポンプによつて水路内の水を平均 1 m/s の流速で回流し, 曳行台車はこの上を走行する。したがつて模型船と水との相対速度は流水速度と台車の速度の代数和である。

長さ 44.8 m
巾 2.8 m
深さ 0~50 cm
送流用電動機 30 馬力, 平均流速 1 m/s

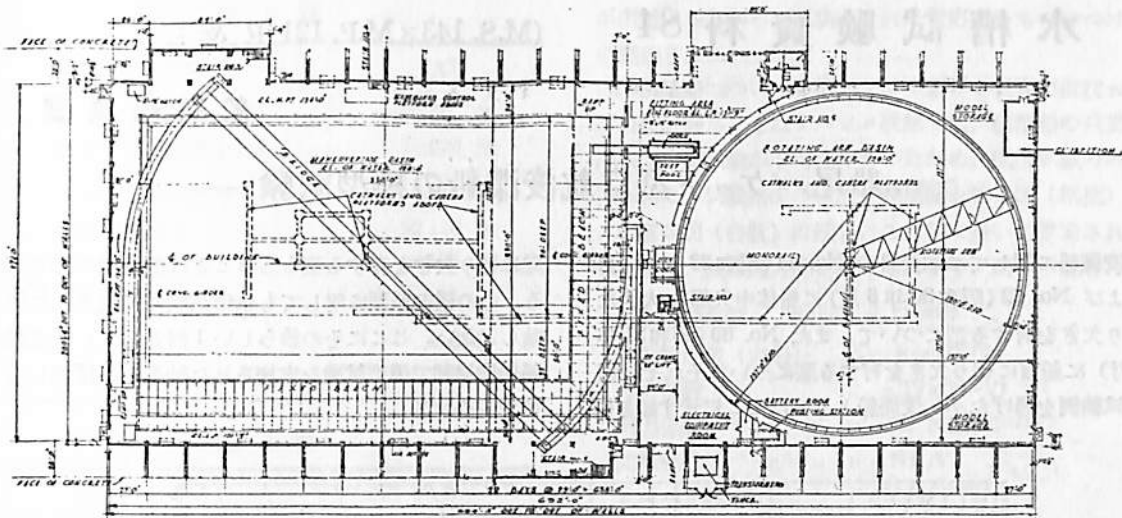


Fig. 4 T.M.B.の旋回水槽および操縦性能水槽

曳行台車 最大速度 2.5 m/s (両方向)

(3) 空洞水槽

主要目

垂直筒間隔	5.03 m
水平筒間隔	1.70 m
測定部寸法	0.3×0.3 m
送流用電動機	20 馬力
最大流速	9 m/s
試験推進器最大トルク	31 kg
試験推進器最大推力	40 kg
試験推進器最大回転数	3,000 r.p.m.
推進器用電動機最大出力	4.3 馬力

本水槽には船体後流の影響を調べるために不均一流発生機構が取付けてある。

T. M. B. の旋回水槽および操縦性能試験水槽⁴⁾

本水槽は T.M.B. において建造中のものであつて、Fig. 4 にその見取図、Fig. 5 にその模型の写真が示してある。

1. 所在地 米国 Washington, the David W. Taylor Model Basin

2. 完成予定 1958 年 11 月

3. 設備

(1) 旋回水槽

直径	78 m
深さ	6 m
旋回半径	3.75~36 m
旋回速度	半径 36 m の処で定常速度 30 kts に 1/2 回転以内で達する。そして速度は 0.1% 以内で安定する。

本水槽は潜水艦の試験が行えるように特に留意されている。

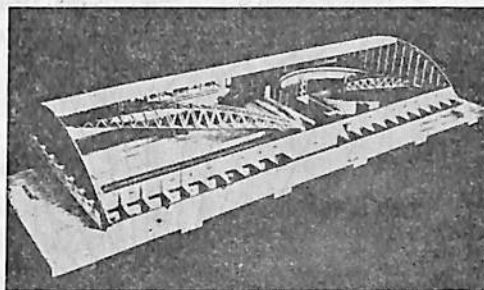


Fig. 5 (Fig. 4 に同じ)

(2) 操縦性能試験水槽

長さ	114 m
巾	73 m
深さ	6 m
型式	鉄筋コンクリート製、掘り下げ
操縦用鉄橋	長さ 114 m 重量 230 tons
造波装置	空気式、波長、1.20~12.0 m 波高、6.5~60 cm

本水槽も潜水艦の試験が行えるように特に留意してある。

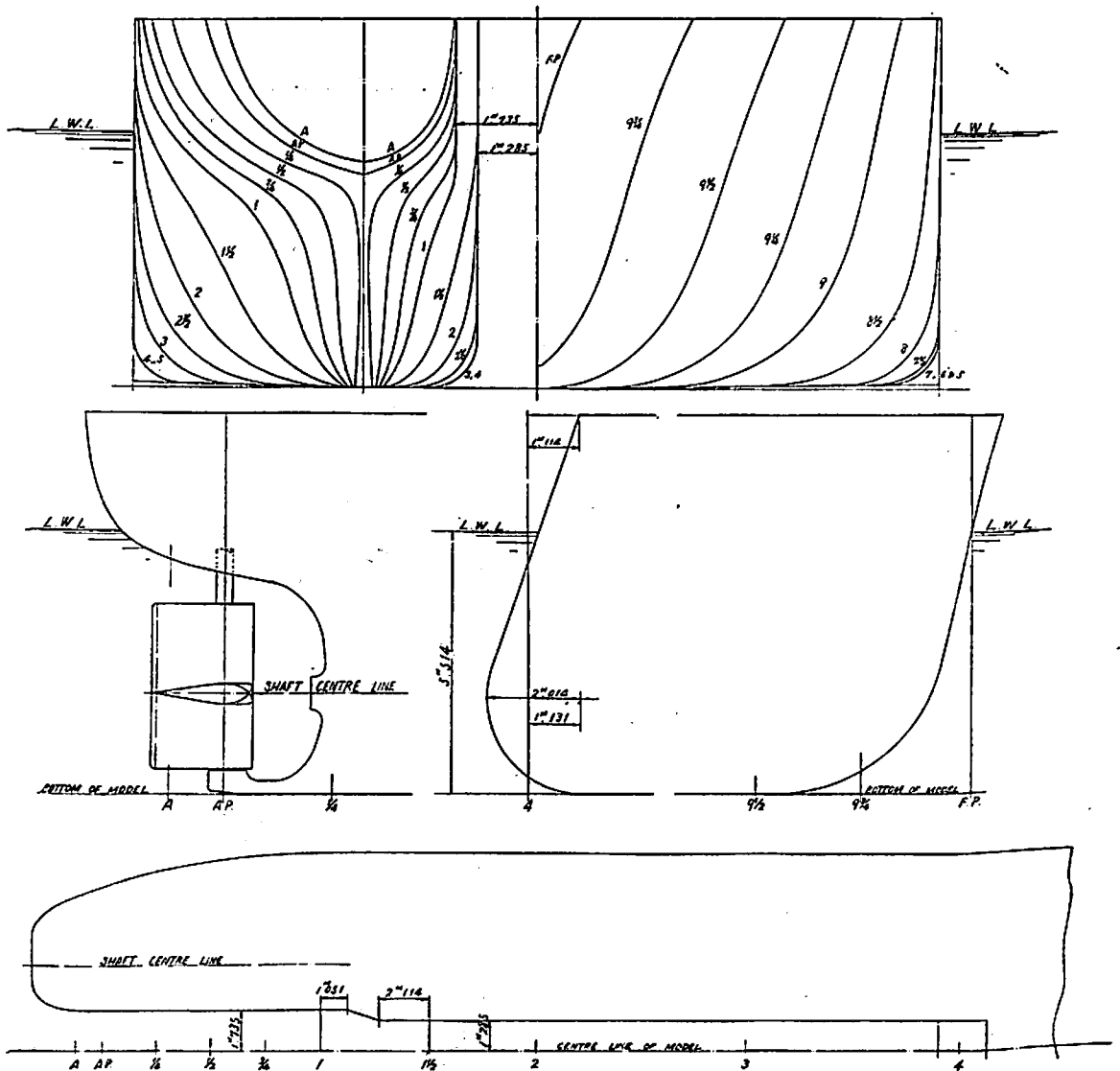
参考資料

- 1) J.F. Allan, "New Hydrodynamics Laboratory for N.P.L.", Engineering, April 19, 1957.
- 2) W. P. A. Van Lammeren and G. Vossers, "The Seakeeping Laboratory of the Netherlands Ship Model Basin", Int. Shipp. Progr. Vol 4, No. 29, Jan. 1957, p. 3.
- 3) J. Gerritsma, "The Shipbuilding Laboratory of the Delft University of Technology", Int. Shipp. progr. Vol. 4, No. 30, Feb. 1957, p. 61.
- 4) W.F. Brownell, "A Rotating Arm and Maneuvering Basin", TMB Report 1053, July 1956.

— 船尾バケット型自航浚渫船の模型試験 —

浚渫船に関しては本資料の No. 34 (昭和 28 年 11 月) および No. 52 (昭和 30 年 5 月) に船体中央部に大きな切り欠きを有する型について、また No. 60 (昭和 31 年 1 月) に船首に切り欠きを有する型についてそれぞれ模型試験例を掲げたが、浚渫船としてはここに示す如き船

尾に切り欠きを有する型もあることは御承知の通りである。この種の船型に対しても水槽試験の実施された例は殆んどない。ここにその珍しい 1 例として、最近運研船舶推進部で模型試験を実施された結果から採録したものを紹介する。



第1図 M.S. 143 正面線図、側面図および上面図

第 1 表

M.S. NO.		143
垂線間長さ		90.00 米
幅 (平均外板厚を含む)		17.029 米
満載状態	吃水 (平均外板厚を含む)	5.514 米
	吃水線の長さ	92.120 米
	排水量	6,578 噸
平均外板厚		14.4 耗
λ_s		.14254
λ'_s		.14254

第 2 表

M.P. NO.		121 R & L
直	径	3.163 米
ボ	ス	.197
ピッチ (.7 R にて)		2,910 米 (通増)
ピッチ比 (.7 R にて)		.920 (通増)
展開面積比		.470
翼	厚	.0524
傾	斜	9°28'
翼	数	4
回転方向		外廻り
翼断面形状		エーロフォイル

対象とされた実船は垂線間長さ 90 米のベケット型自航浚渫船で、M.S. 143 はこれに対応する 5.5 米模型(縮率 1/16.364)である。その主要目は、試験に使用した模型推進器の要目とともに、実船の場合に換算して第 1 表に示し、その形状は第 1 図に示す。第 1 図中の上部は正面線図を、中央部は船首尾形状ならびに切り欠きの最前部の部分を示し、下部は切り欠き部の平面図を示す。この最後の平面図のみは前二者の 1/2 の縮尺で作図しており、また図面中数ヶ所に記入した寸法は実船に対する値である。図にみる如く切り欠き部の長さは船長の約 40% に達しており、その巾は船尾から横断面番号 1 付近までは船巾の約 20%、それより前方は約 15% である。船尾は左右両舷がそれぞれ独立にスクリュー・アパーチュアを有し、ここに各 1 箇の反動舵と推進器を装備している。実船では定格 1,100 I.H.P. のレシプロ機関 2 基の搭載が予定されていた。本船の如き異状な船型に対してはあまり意味がないかも知れないが、本船の方形係数は満載で約 0.76、浮力中心は同じく -3.45% である。なお実船では切り欠き部にベケットがおかれるわけで、その有無は当然抵抗値にも影響するはずであるが、模型製作

が困難であるから、試験はこれに対応するものはつけずに実施された。

本模型船について満載および半載の 2 状態で抵抗および自航試験が、またサービス状態では、模型船の自重が過大で自航試験が不可能であつたため、抵抗試験のみが行われた。試験結果の無次元表現値を第 2 図(抵抗)および第 3 図(自航)に示し、これらに基いて算定された有効馬力、伝達馬力等を第 4 図に示す。図中の記号は、

$$\begin{aligned} \text{剰余抵抗係数} & r_w = R_w / \rho \nabla^{2/3} V^2 \\ \text{全抵抗係数 (実船)} & r_s = R / \rho \nabla^{2/3} V^2 \\ \text{推力係数} & t'_s = T / \rho \nabla^{2/3} V^2 \\ \text{馬力係数} & p' = 2\pi N Q / \rho \nabla^{2/3} V^3 \\ \text{回転係数} & n' = NL / V \\ \text{フルード数} & F = V / \sqrt{L \cdot g} \end{aligned}$$

ただし R_w = 剰余抵抗 (kg) R = 全抵抗 (kg)

T = 推力 (kg) Q = トルク (kg-m)

N = 推進器毎秒回転数 ∇ = 排水量 (m³)

V = 速度 (m/sec) L = 満載吃水線長さ (m)

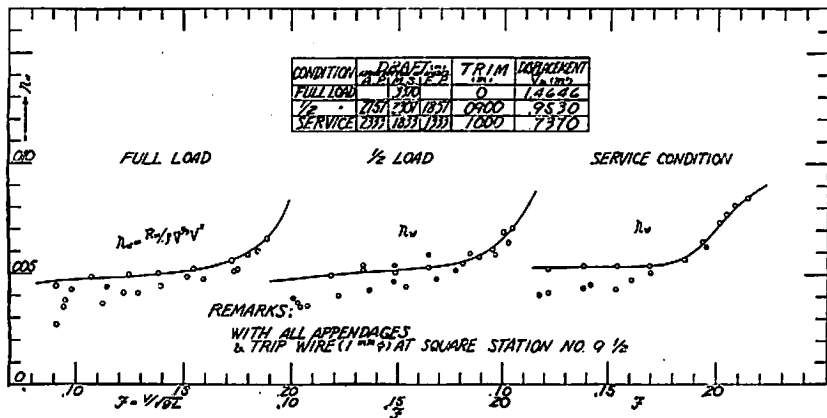
ρ = 水の密度 (kg-sec²/m⁴) g = 重力の加速度

(m/sec²)

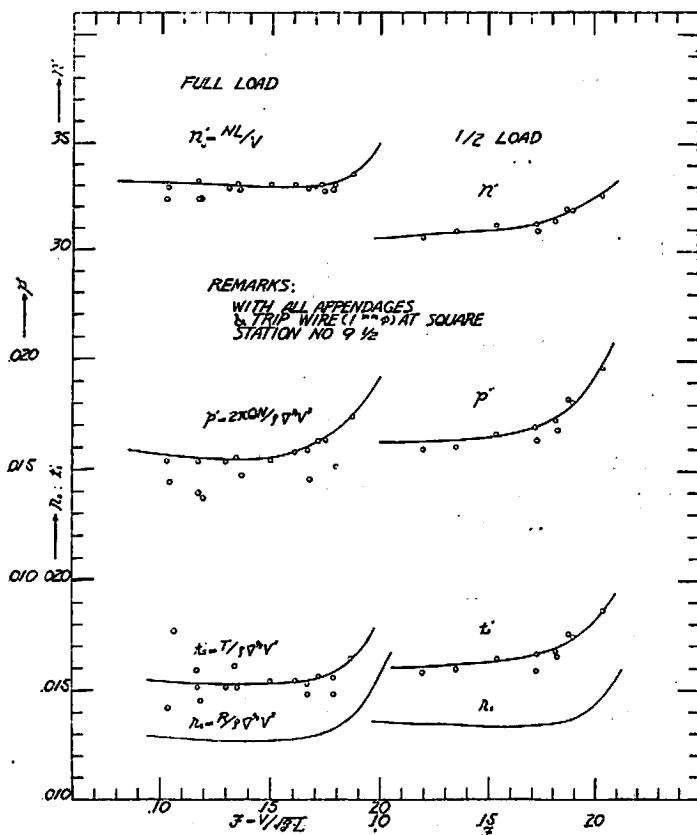
である。

以上の計算はすべて普通の船型の場合と同様な方法で行われたものであるが、本船の如き大きな切り欠き部を有する場合にもその方法が通用し得るか否かについてはなお多くの疑問が残されている。まずかかる異状船型に対しての相似則については何も明かにされていない。また切り欠き部の内面を浸水面積に算入すべきか否かも大いに問題である。この計算では一応切り欠き部の内面も全部浸水面積に算入している。第 2 図で r_w の値が通常の船に比して大きいことは大きい、予想される程の差がないのは、この浸水面積を大きくとつた、従つて摩擦抵抗を大きく算定しているためでもあろう。このことはまた自航試験の際の抵抗修正にも影響することで、もし摩擦抵抗の算定が過大であつたとすれば第 3 図の p' は更に高くなるべきであらう。実験そのものについても、図にみる如く測定点のばらつきが相当著しい。これは切り欠きの中で水が大きい渦を生じて抵抗変動が甚だしく、安定した計測が困難であつたためである。ここではその平均というよりは高目に通した fair curve で計算を行つている。

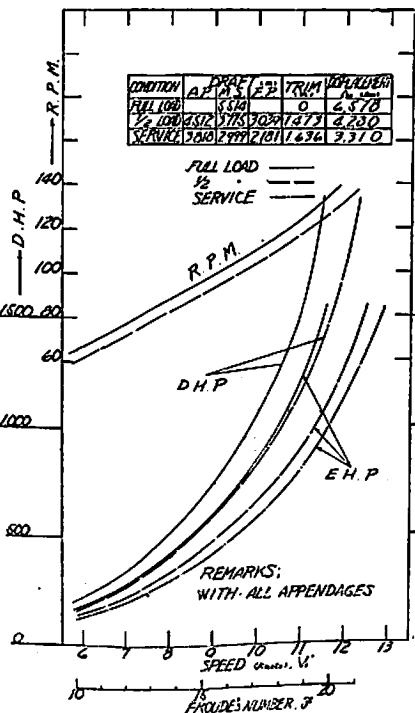
これら種々の問題点が残されてはいるものの、この種資料の少ない所であるから、一応の参考になるものと考えて紹介した次第であるが、利用されるに当つては上記諸点に対して充分御留意願いたい。



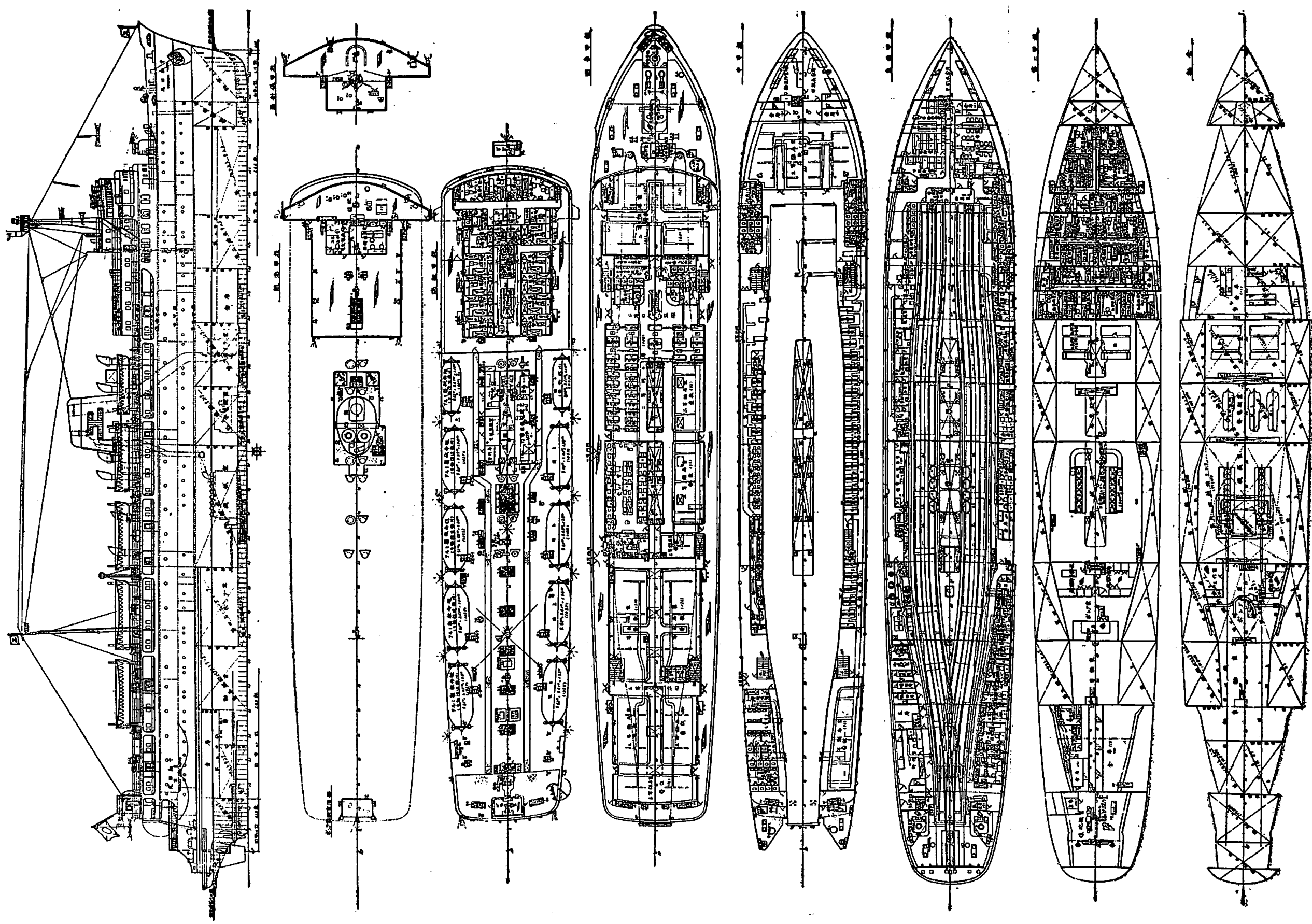
第 2 圖 M.S. 143 剩餘抵抗係數曲線圖



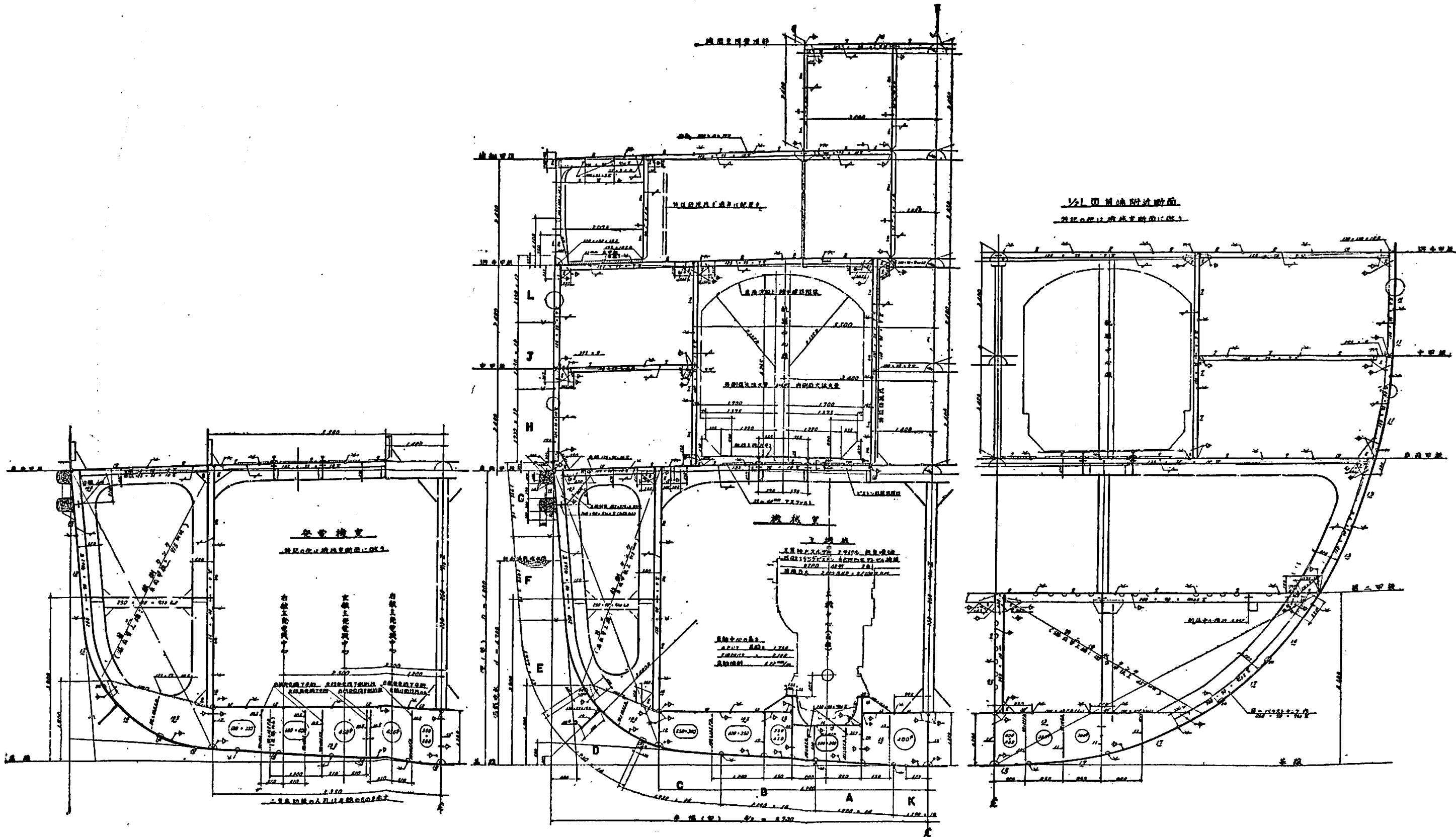
第 3 圖 M.S. 143 x M.P. 121 R&L 自航試驗結果無次元表現圖



第 4 圖 M.S. 143 x M.P. 121 R&L D.H.P. 等曲線圖



十和田丸一般配置図



十和田丸中央切断图

青函連絡船十和田丸の概要

日本国有鉄道
船舶局船務課

I. ま え が き

今回青函航路に就航した十和田丸は、昭和29年9月、15号台風により沈没した洞爺丸の代船として、32年2月新三菱重工神戸造船所において起工、6月15日に進水、約3カ月にわたる艤装工事の後、9月16日完成したものである。本船は車輦の外に、旅客を約1,500名搭載する客貨船であるため、船の安全性の増大には、より一そう細心の注意を払って計画、建造されたものである。

II. 船 体 関 係

(一部電気関係を含む)

1. 主要目録

主 要 寸 法 等	全 長	120.00 m
	長 (垂線間長)	111.00 "
	幅 (型)	17.40 "
	深 (型)	6.80 "
	計画満載吃水 (型)	4.70 "
	舷弧 (船首部のみ)	0.70 "
	梁 矢	0.20 "
	資格, 航行区域	第3級船, 沿海区域

噸 数	総 噸 数	6,148.08 トン
	純 噸 数	2,880.99 "

最 大 搭 載 人 員	旅客定員 2等寝台	54名
	〃 椅子席	108 "
	〃 座席	308 "
	2等合計	470 "
	3等椅子席	212名
	〃 座席	788 "
	3等合計	1,000名
総 計	1,470名	

員	その他の者	37名
	乗 組 員	100 "
	最大搭載人員	1,607名

車 輦 搭 載 数	ワム型15屯貨車 18 両 または 20 米客車 7 両
-----------	---------------------------------

水 油 艙 容 量	燃 料 油 艙	346.2 立方メートル
	垂 罫 水 艙	72.8 "
	消 水 艙	303.0 "
	ヒーリングタンク	2×173.1 "
	舷 側 水 艙	1,574.4 "
	脚 荷 水 艙	663.9 "
	日 用 消 水 槽	4.2 "
日 用 海 水 槽	4.2 "	

無 線 設 備	主 送 信 機	200 W 中波送信機×1台
	補 助 送 信 機	50 W " ×1台
	受 信 機	3台
	超短波無線電話装置	1台
	携帯用無線装置	1台

2. 一 般 配 置

一般配置図 (別図) に示す通り、車輦甲板下は、11箇の水密横隔壁により、船首タンク、錨鎖庫、乗組員室 (下部はバラストタンク)、乗組員室 (下部は消水タンク)、乗組員室 (下部は船艙)、ボイラ室、発電機室、主機室、ポンプ室、車軸室、船艙、操舵機室の12区画に分れ、更にボイラ室から車軸室までの間には、舷側縦通水密隔壁が両舷に設けられている。これによつて各舷5箇宛の舷側水艙が造られているが、第1~第3舷側水艙は機関室保護のための空所であり (バラストタンクとしても使用可能)、第4ヒーリングタンクは車輦積卸時の船体傾斜を調節するためのものであり、最後部のものは、第5舷側バラストタンクとなつている。

車輦甲板上には、船体中心に機関室囲壁 (幅 2.5 m) を設け、軌条2線 (船尾の岸壁接続部は1線) が敷設されている。舷側部および船首部は、乗組員室およびその附設設備、郵便室、荷物室等にあてられ、船尾の車輦搭載場所の開口部には、水密 鋼製船尾扉が設けられている。

中甲板はすべて3等室および附属設備にあてられている。

遊歩甲板は船首部より、揚錨機等の繫船設備、2等室および附属設備、3等室が設けられている。

端艇甲板には、高級船員室、2等寝台室および附属設備、電池室、非常用発電機室、ポンプ操縦室等が設けられ、また救命艇10隻の外救命浮器も装備されている。

航海甲板には、操舵室、無線室、電気機器室等がある。

3. 構 造

本船の資格は第3級船であるが、船体構造は、運輸省の鋼船構造規程および日本海軍協会の鋼船規則によつて、設計建造されており、第1級船と同等のものとなつている。

固着の大部分は電気溶接を使用しているが、彎曲部外板の両シーム、遊歩甲板の舷縁山型鋼と外板および甲板

との取付部，大型積物の船体付部（溶接併用），端縦甲板および遊歩甲板室の船体中央部のブロック継手（約5ヶ所），遊歩甲板室と端縦甲板および遊歩甲板との取付部等は銲接となつている。遊歩甲板室と上下の各甲板との取付部を銲接にしたのは，同甲板室の歪を少なくして，外観をよくするためである。

使用鋼材はすべて N.K. 規格材で，主要構造部はセミ・キルド鋼を使用している。

本船は連絡船の特性上，日に何回も離着岸し，その都度，かなりの衝撃を受けるので，船尾構造および車両甲板舷側部は特に強固な構造とし，常に岸壁と接する左舷および船尾部は，約300 耗角の防舷材を2条とし，更に船尾部は，厚さ18 耗の緩衝ゴム板を介して，防舷材を取付けている。なお右舷側の船尾寄りの所は着岸時に曳船に押されるために，この部分も補強するとともに，防舷材を2条としている。

車両甲板の各軌条の下には，各種車両の移動荷重に対して充分耐え得る強度を有する深さ約400 耗の甲板下縦板を設け，また肋骨4~5本毎にほぼ同寸法の特設肋骨，特設梁を設けている。

縦強度については，遊歩甲板を強力甲板として設計しているが，その上にある端縦甲板もかなりの長さを有し，この甲板にも相当の応力がかかることが予想されるので，この点についても充分検討してある。遊歩甲板までを縦強力部材に算入した時の I/y は，頂部で $3,022,500 \text{ mm}^2 \cdot \text{M}$ ，底部で $3,865,700 \text{ mm}^2 \cdot \text{M}$ となつていて充分な強度を有している。なお本船進水時には，造船所の協力を得て，鉄道技術研究所において，歪計測（抵抗線歪計による），船尾吃水計測，船尾加速度計測（上下方向）等を施行した。

振動防止については，旅客に不快感を与えないように特に細心の注意を払い，本船試運転時に各種の計測を行つ

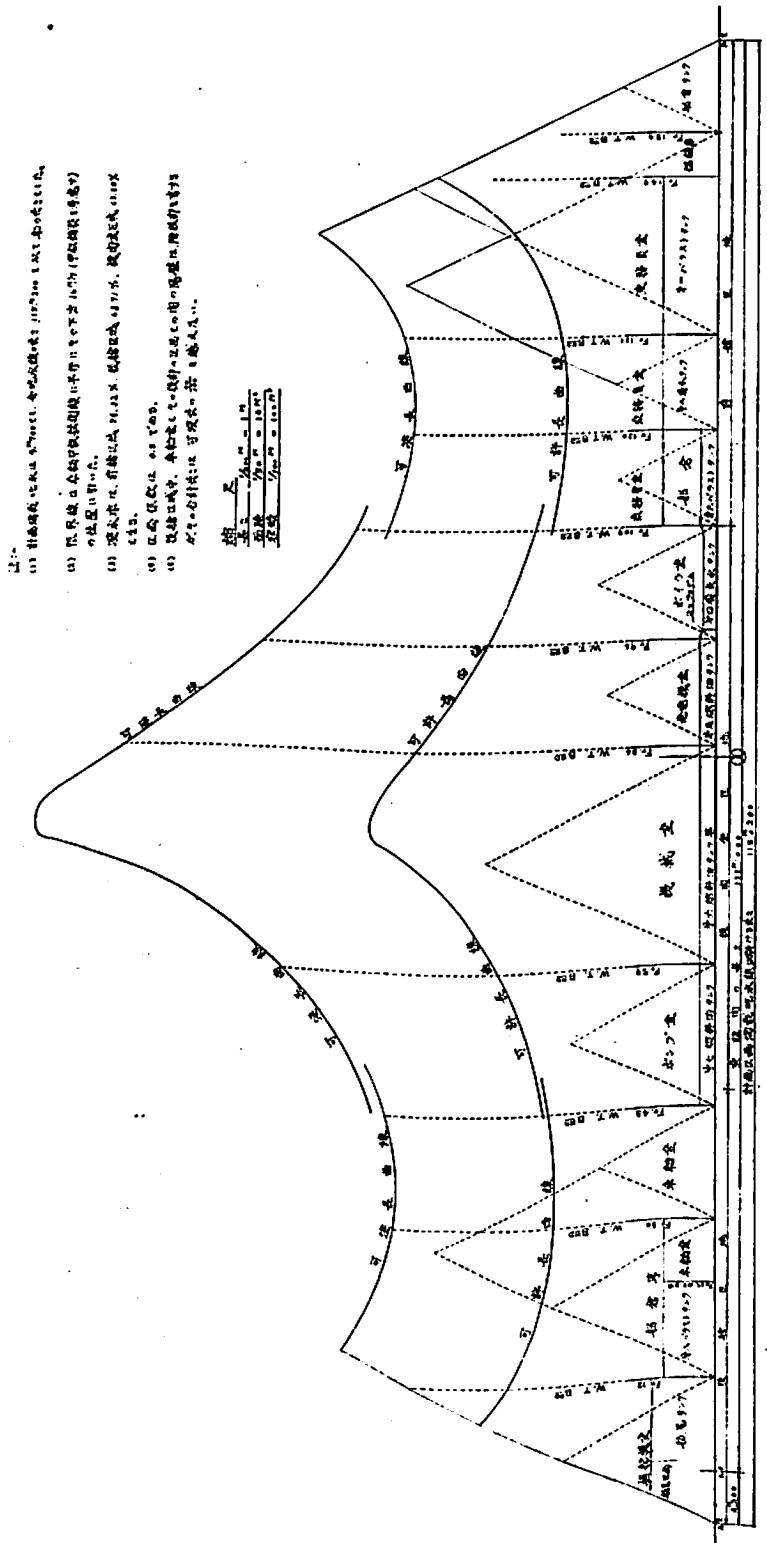


図 可 許 長 等 曲 線 図

た結果、概ね満足出来る成果を得た。

4. 水密区画

本船は多数の旅客を輸送する旅客船であるので、その安全性を増加させることに万全を期したが、水密区画についても特別の考慮を払った。すなわち規程類には無関係に、区画係数が0.5以下となるように水密横隔壁の位置を決定した。(可許長等曲線図参照) この場合、主機室の長さが最も長く、これが区画係数0.5の可許長曲線に入り、しかも車軸の長さが短くなるように出来るだけ船尾寄りになるように主機室前後の隔壁を決定した。他の各隔壁位置は、配置と考合せめて決定した。

この横隔壁の外に、舷側縦通水密隔壁を船体中央部に船の長さの約50%にわたって設けて機関室の保護をはかっている。この縦隔壁は、浸水率の計算上有利になるが一方この存在のため、浸水時に横傾斜を生ぜしめるが、この点も充分検討している。

機関室相互間および車軸室後端の各水密横隔壁(計5箇)には、電動水密横切り扉が設けられている。電源は蓄電池(18V)による直流である。開閉操作は、操舵室における一括制御の外、各電動機室(車両甲板上)および扉附近において局部制御(電動、手動)が出来る。

5. 復原性

本船は旅客船であるので、船舶復原性規則の適用を受けるのは勿論であるが、更に近海区域以上を航行区域とする船舶に対する基準に合格するよう設計されている。すなわち就航状態における復原性判定基準値(c係数)は、4.0である。この計算には船尾扉が水密構造となっているので、車両格納所も浮力に算入している。車両格納所を算入しない時の判定規準値は3.9である。

また乗心地をよくするために、動揺周期を長くする必要があり、在来船の実績から11秒以上になるよう計画した。すなわち車両甲板下の舷側外板を傾斜(3/34)させ、計画満載吃水線における船幅を約17米(型幅は17.4米)とし、概ね初期の目的を達している。

6. 舵および操舵装置

連絡船の特性上、1日の出入港回数、離着岸回数が多く、かつ狭い港内での操船を容易完全にするため、本装置は普通のものと多少異なっている。

舵は2枚舵として各推進器の直後に設けて舵にあたる相対水流速度を大きくし、かつ舵面積は、可動部7.934m²、有効舵面積8.845m²(いずれも1枚当たり)となっている。従って全有効舵面積比(A/L×d)は1/29.49となっている。なお舵の型式は、流線型半平衡舵である。

下部の舵針は、海水による腐蝕を防止する目的でステンレス(SUS5)を使用し、更に船尾材との固着部分(1/12のテーパーがついている)に海水が浸入しないよう、ゴムパッキン等で水密にしている。これ等のことは従来の実績から、腐蝕による舵の軸芯の狂いを防止するための考慮である。

操舵機は電動油圧式(ジャンナー・ポンプ使用)で、直流電動機1台、交流電動機2台、ジャンナー・ポンプ2台からなっている。すなわち、直流電動機を中央にし、その両側にフリクション・クラッチを介して交流電動機を取付け、更にその外側にそれぞれ油圧ポンプを取付けている。常時は両方のクラッチを外しておいて、交流電動機により2組のポンプを並列運転している。出入港の際は、いずれか一方のクラッチを入れて直流電動機を交流電動機によりポンプとともに回転せしめておく。そうすれば、万一交流電源が止つても、すぐ直流電源を操舵室において入れることにより、1組のポンプを駆動して異状なく操船を続けて行くことが出来る。この直流による操舵時間は、蓄電池の容量の関係上約30分程度(相当負荷がかかったとして)である。本操舵機の要目は次の通りである。

計画最大振りモーメント	32 ton-m
交流電動機	440 V, 10 HP 2台
直流電動機	100 V, 10 HP 1台
油圧ポンプ	ジャンナー1型2台
吐出容量および圧力	58.38 l/min×120 kg/cm ²

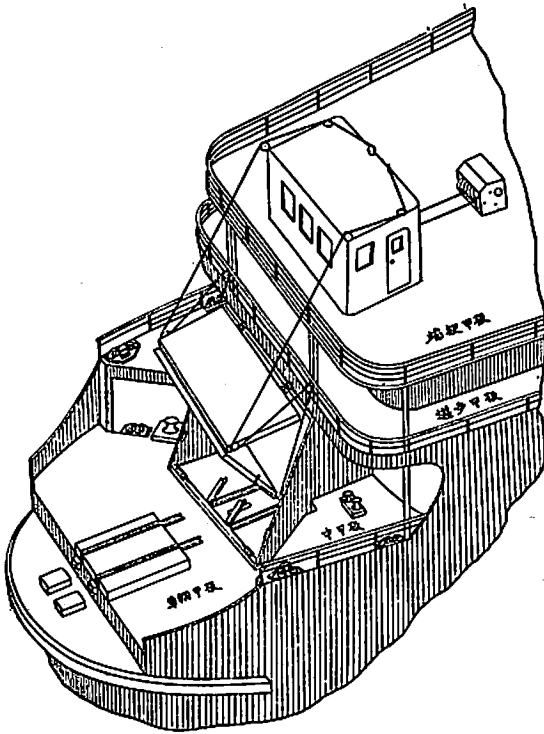
一方船速を17節とした時の計算上の振りモーメントは両舷合計で約20 ton-mであり、操舵機の力量はこの約50%増となっている。従って操舵時間は、並列運転の場合は非常に短く、試運転成績によれば、35°→30°の転舵所要時間は約18秒である。また単独運転の時は、約34秒である。

この外、補助操舵装置として人力ポンプを設備している。

7. 船尾水防扉

一昨年建造した空知丸には、垂直の案内溝に沿って動く遮浪扉を設けたが、その構造上水密にするのは非常に困難である。(詳細は本誌第29巻第1号、空知丸の概要参照)

今回は、水密性をよくし、かつ平常の取扱いを簡易にするために、別の型式の扉を試作して取付けた。すなわち構造は上下2枚に分割して二つ折りとし、上部扉と船体、上部下部の扉相互間はそれぞれヒンジにより結合して、上方に格納する型式のもので、下部扉の両側刃下端



船尾扉全体見取図

附近に船体付ガイド・レールの上を走るガイドローラーが設けられている。水防は四周(船体側)および上下扉相互間にゴムパッキングを設け、下部扉の4ヶ所をオイル・ジャッキで締付けることによりその目的を達している。レール部分は、そのままでは水密にするのが困難であるため、レールを起倒式とし、扉を閉める時は油圧により起しておくようになっている。

扉の開閉は、下部扉の両側下端近くにあるガイド・ローラーに取付けられた鋼索を扉開閉用電動ウインチにより駆動して行われる。このウインチは端艇甲板船尾部付近にあり、その操作は押釦による自動制御方式となっている。その要目は次の通りである。

定格荷重	3.3 ton
定格捲取速度	4.8 m/min
電動機	交流二段速度 440 V 7.5/3.75 IP

万一交流電源が故障の際は、手動でもまたボート・ウインチ、車地機によつても開閉出来るようになっている。

扉締付用のオイルジャッキは、下部扉の下辺の側部寄りの所に各1ヶ所および両側辺にそれぞれ1ヶ所計4ヶ所を締付けるように、船体側に取付けられており、下部扉を締付けたら、上部扉もそれに押えつけられて締付け

られるようになっていいる。また起倒式レール用のオイルジャッキは車両甲板上のレールの間に設けられている。以上の各オイルジャッキは、操作上3つの群に分けられ、それぞれの系統別に操作出来るようになっていいる。この系統の油圧は、電動油圧ポンプによつて供給される。これ等のオイルジャッキおよび油圧ポンプの要目は下記の通りである。

(i) オイルジャッキ

	ストローク	押荷重	引荷重
扉側辺用	200 m/m	1.5 ton	2.1 ton
扉下辺用	110 〃	1.0 〃	1.4 〃
レール用	250 〃	1.0 〃	0.3 〃

(ii) 電動油圧ポンプ

ポンプ型式	VICKERS 型ベーンポンプ (V-104-Y)
吐出圧力	70 kg/cm ²
吐出容量	4.1 l/min
電動機	交流 440 V, 1.5 IP, 1150 R.P.M.

8. 車両搭載設備

本船の車両搭載数は、羊蹄丸型と同じく、ワム型貨車18両、または20mボギー車7両である。従つて軌条配置も同様、船尾の可動密接統部は1線とし、途中に両開き分岐器を設けて、中央部および船首部は2線となつていいる。軌条は37 kg/mのものを使用し、車両甲板との取付けは、各梁毎にライナー等を甲板に溶接してその上面を仕上げて水平を出し、それに軌条を溶接していいる。

車両緊縮用レールは空知丸と同様のもので、詳細は本誌第29巻第1号の空知丸の概要を参照されたい。

車両搭載時の船体傾斜は、ヒーリング・タンクおよびヒーリング・ポンプによつて調節するようになっていいる。ヒーリング・ポンプは今回始めて可変ピッチ・プロペラを用いた軸流型とし、端艇甲板船尾部にあるポンプ操縦室から遠隔操作される。ヒーリング・タンクには、ニューマチック式のタンク・ケージを設け、タンク内の水量をポンプ操縦室に遠隔指示させていいる。このポンプの操作により、列車の速度を4 km/Hとした時、船体傾斜は3°以内になるようになっていいる。

9. 旅客設備

従来の客船羊蹄丸型の旅客定員は約1,250名であるが、年間を通じて夜航便はかなりの回数、乗残しを出して、旅客に迷惑をかけていいる現状にかんがみ、旅客定員を約1,500名として計画したが、配置、設備の関係から

1,470名になった。しかし船自体は羊蹄丸型に比し多少は大きくなっているが、定員も約220名増加している上、羊蹄丸型では3等室の大半が車両甲板下にあつたのを、本船ではすべて中甲板以上に配置する等のため、出入口広間等がかなり削減される結果となつた。

旅客室は2等寝台室(6人1室)、2等椅子席、2等座席、3等椅子席、3等座席の5種類に分け、安全性とサービスの向上をはかつて、前述のようにすべて中甲板以上に配置している。

2等寝台室は6人1室のコンパートとし、寝台は塩木材の柱目のクリヤラックカー仕上げの二重寝台となつている。マットレスはスプリング入りとし、各寝台に寝台灯、小型網棚、スポン掛等を設けている。各寝台室とも、上記の寝台の外に、長椅子、小卓子等も設備されている。床はリノリウム張り、天井には天井灯(20W 蛍光灯3本入り、半埋込み乳白色グローブ附)、排気口グリッド、火災警報装置感応コイル等がある。

2等椅子席の椅子は、長さ1.8m、深さ610mm/mで3人掛けとなつている。1.8mの長さをとつたのは閑散時には旅客が横になれるようにという計画である。シーートの構造はスプリング上にヘヤロックおよびラテックススポンジをのせ、下張りビニールクロスでおさえ、表面にトービスモケットを張つている。フレームは銅管製メラミン樹脂塗料仕上げである。これ等の椅子は全部で36脚あるが、中20脚は向い合せの配置とし、小卓子を付属させてあり、残りの16脚は船首向きに配置し、前の椅子の背に折たたみ式の小卓子を設けている。

2等座席はビニール製畳の上にカーペット(合成繊維テビロン)が敷いてある。床は椅子席とともにリノリウム張りとなつている。

これら2等室の照明はすべて乳白色グローブ附蛍光灯で、平均照度約250ルクスを得ている。部分的には、アクセサリ的にスポット照明を採用している。(天井は全部内張施行)

付属設備としては食堂、案内所、売店、洗面所、便所等がある。食堂の壁は、ラワン目淡褐色のデコラ張りとし、食卓上面は褐色糸布地目のデコラ張りとなつている。床は四周を灰色、中央部を緑色のリノリウム張りで、天井は中央部に大きく乳白色ガラス張りの部分を作り、その中に40W 蛍光灯22本を入れて一般照明とし、他の部分はフレキシブル・ポート張りで、32箇のスポット・ライトを埋込んでいる。この外機関室隔壁側の壁には、壁灯を4箇設けている。本室の収容人員は48名である。洗面所の各洗面器には、温水、清水ともに供給され、鏡灯は各鏡の間に10W 蛍光灯(乳白色グロ

ーブ附)を垂直に取付けて有効な照明が得られるようになつている。

3等椅子席は中甲板の両舷に設けられ、2等と同じく、銅管製フレーム、トービス・モケット張りとなつているが、シーートの深さは450mm/mと小さくなつている外、ラテックス・スポンジを入れていない。

3等座席はビニール畳を使用している。

各3等室とも、床はマグネシヤ・コンポジション舗装とし(中甲板左舷の一部はデックス・オ・テックス舗装となつている)、天井は全部フレキシブル・ボードで内張りをし、照明は蛍光灯(二連)で平均250ルクス程度の照度となつている。

付属設備として、食堂、売店、洗面所、便所等があり、洗面所には、洗面器の外に洗濯槽を設けている。

旅客定員の算定に当つては、規程による1人当りの面積にこだわらず、実質的に必要な面積をとり、2等座席は1人当たり平均約0.78m²、3等座席は平均約0.60m²となつている。

10. 救命設備

本船の救命設備は大体下記の通りである。

(1) 救命艇

軽合金製手動推進器付

9.5 m	102 人乗	8 隻
8.0 m	50 人乗	1 隻

軽合金製発動機付 8 m 44 人乗 1 隻

(2) 端艇 鈎: 新三菱式グラビティ型 10 組

(3) 揚艇機: 手動揚艇機 10 台
電動揚艇機 (15 HP) 1 台

(4) 救命筏: 炭酸ガス急速充填式ゴム製救命筏 (15 人乗) 4 箇

(5) 救命浮器: 22 人乗 13 箇

(6) 救命浮環: 6 箇

(7) 救命雨衣: チョッキ型 1,786 箇

(8) 救命焰: 各筏、浮器、浮環に付属 25 箇

以上の如く、救命艇、筏、浮器による最大収容人員は、船の最大搭載人員の75%となつている。

軽合金製発動機付救命艇は、第2級艇であるが、連力は第1級艇と同じく6節以上として計画し、試運転結果は6.8節の成績を得た。なお発動機出力は17 S.H.P.である。

ゴム製救命筏は、端艇甲板船尾部両舷側部に設けられた鋼製箱内に格納されており、この箱の蓋板(舷側外側にそつて蓋がついている)の止め金具をはずせば、箱内の底板の傾斜により、重力によつて放出されるようにな

ついている。

救命胴衣は、非常の際の取出しを考慮して、各室（寝台室を除く）の天井内張りに格納し、蓋板に付いている紐を引けばフックが外れて胴衣が落下してくるようになっている。

救命筏は各筏、浮器、浮環にそれぞれ1箇宛取付けられ、亜鉛鍍鋼板製の格納箱におさまられている。

この外、非常逃出しの場合に役立つよう、案内灯（非常系統）、夜光塗料による案内標示等を完備している。

11. 防火構造および消火設備

本船は旅客船であり、かつ連絡船であるため、短時間の間に極めて多数の旅客を取扱うという特殊性を考慮して、合理的、実質的な防火構造にすることにした。

すなわち主垂直防火隔壁を約40米以内に設け（これにより船は長さ方向に3分割される）、居住区内の壁、天井はすべてフレキシブル・ボード張り防火塗料仕上げとし、居住区内階段はすべて鋼製で、その周囲をA級防火隔壁で囲んでいる。これら防火隔壁付の出入口扉はすべて鋼製防火扉となつている。

各室内の備品、調度品類も出来るだけ不燃性または難燃性材料を使用するよう努めた。すなわち、畳表をビニール製のものとし、カーペット、モケット類はすべて合成繊維のものをを用い、椅子席の椅子も極力木材の使用を少くするようにした。

消火設備としては、海水消火設備は勿論であるが、その主なものは下記の通りである。

(1) 海水消火設備

暴露部：63 m/m 布ホース、長さ 15 m 25 本、
同上用ノズル口径 22 m/m
室内：38 m/m 布ホース、27 本
同上用ノズル口径 16 m/m

(2) 携帯用泡沫消火器：9 l 入り 60 箇

(3) 携帯用 CO₂ 消火器：6.7 kg 10 箇

(4) 携帯用 CCl₄ 消火器：3.8 l 入り 9 箇

(5) その他手斧、手桶、3/4 吋電気ドリル、酸素呼吸具、安全灯等

この外空気管式火災警報装置を設け、指示盤を操舵室におくとともに警報ベルを舷門当直附近にも備え、空気が管感応コイルを各居住区、各倉庫、車両格納所、操舵機室等に設けている。

12. 通風および暖房装置

通風装置としては、遊歩甲板以上の各室は自然通風を主体にし、それに小容量の排気専用の機械通風を併用している。中甲板以下の各室は機械通風を主体と考え、そ

れに可能な限り自然通風が出来るようにしている。

中甲板以下の機械通風装置は給排気兼用で、通風機に附属しているダンパー・ボックスのダンパーの切換により、夏期は主として給気に、冬期は排気に使用するようになっている。この通風機はオードナンス型で、音、防動とも極めて少なく良好な結果を得ている。また排気専用の通風機は主に軸流型である。これらの各通風機はその系統別に使用上便利な場所から遠隔操作される外、操舵室において一せいに非常停止が行えるようになってい

る。

各箇所別の換気回数は大体次の通りである。

端艇甲板寝台室：排気のみ	約 8回/時
遊歩甲板旅客室：	約 3 "
中甲板以下各居住区：給気の時	約 15 "
排気の時	約 7 "
車両格納所：排気のみ	約 7 "
各甲板便所、浴室：排気のみ	15 "
洗濯室、乾燥室、配膳室：排気のみ	35 "
厨室：排気のみ	50 "

各室の給排気口の型式を示すと、

2等寝台室：ステンレス製格子型

各旅客室：円型ルーバー型（ダンパー付）

船員室給気口：パンカー・ルーバー

船員室排気口：ステンレス製格子型

その他の各室：同 上

暖房はすべて蒸気放熱器によることにし、寒冷地のために充分なる放熱面積をとつている。すなわち室容積と放熱器表面積との比は、旅客室は平均約 18.5 m³/m²、船員室は平均約 17 m³/m²（甲板部普通船員室は 15 ~ 16 m³/m²）となつている。各等座席の放熱器は床に埋込んで、夏期等蒸気を通さない折には、その上にカーペットを敷いて少しでも床面積を広くするようにしている。この外、非常用発電機室、操舵室、ポンプ操縦室等にも放熱器を設けている。非常用発電機室のものは、冬期の寒冷時にも、すぐディーゼル機関が始動するように室全体を暖めておく目的のもので、同室が端艇甲板上の吹きさらしの所にあるため特に室温が低くなるのが充分予想されるので、放熱器も充分に設け、前記の比率は約 9 m³/m² となつている。

13. 採光および照明設備

2等旅客室の窓は、550 m/m × 380 m/m の大きさの上下式軽合金製角窓であり、3等旅客室の中で遊歩甲板のものは、上記の角窓と同寸法のヒンチ式軽合金製角窓、中甲板のものは、径 300 m/m および 400 m/m の

砲金製丸窓である。また船員室のものは、端舷甲板のものは2等室と同じものとし、車両甲板のものは径 300 m/m の砲金製丸窓である。車両甲板下には窓は一切設けていない。これ等の窓の外に各室とも可能な限り天窓を設けて通風にも役立たせている。

照明は全面的に蛍光灯を採用し、2等室および高級船員室のものはグローブ付、3等室および普通船員室のものはグローブなしとした。この蛍光灯の外に、2等寝台室前の喫煙室および2等食堂には装飾をかねてスポット・ライトを採用している。暴露部および厨室、配膳室、便所、浴室、車両格納所等はすべて水防型白熱灯を使用している。

照明の電源系統は、常用、非常発電機系、蓄電池系の3種に分れており、常時は3系統とも常用主発電機から電源が供給されているが、万一常用電源が故障した時は、常用系統および非常発電機系統の電灯はすべて消えるが、蓄電池系統は自動切換装置により瞬時に蓄電池電源に接続されて点灯を続ける。常用電源が故障して十数秒の後には非常発電機が自動起動し、定格電圧を発生すれば、また自動切換装置の作用により、蓄電池系統の電灯が消えるとともに、非常発電機系統のものが点灯するようになる。

非常逃出し標示の案内灯は、白熱管球を使用して蓄電池系統に入れ、またその他の各案内灯は 10 W 蛍光灯を用いて常用系統に入れている。これらの案内灯は、上記の各光源によつて、ガラスに刻み込まれた案内用の文字および矢印等が輝くようになっている。

14. 繋船設備等

連絡船はその性質上、日に何回も着岸しなければならず、そのために繋船設備は非常に重要なものである。すなわち一般のものに較べ、特に考慮が払われている点は、

- (1) 使用頻度が極めて高いこと。
- (2) 短時間で着岸作業が行われるよう、十分な力量を有せしめること。
- (3) 繋船作業には、ワイヤー・ロープが使用されること。
- (4) 苛酷な使用に充分耐え得ること。

等々である。使用頻度が高く、ワイヤー・ロープが使用される点については、ワーピング・ドラムの磨耗が極めて甚だしく、約1ヶ月程度で使用に耐えない状態になる。このため補修が容易に出来るよう、その材質を鈔鋼としている。ボラード、フェアリーダーのローラーも同様である。一方またワイヤー・ロープの損耗を少なくす

る目的で、それらの径を大きくしている。

以下に諸設備の要目を示す。

(1) 揚錨機 (キャブスタン連動)	1 台
定格荷重および速度	20 ton×10 m/min.
同 上 (ワーピング)	10 ton×20 m/min.
同 上 (キャブスタン)	8 ton×20 m/min.
使用蒸気圧力	8.5 kg/cm ² .
シリンダー径×ストローク	280 φ×300 m/m.
合盤は鋼板製、各フレームは鋳鋼製。	

(2) キャブスタン	2 台
定格荷重および速度	10 ton×20 m/min.
使用蒸気圧力	8.5 kg/cm ²
シリンダー径×ストローク	280 φ×300 m/m
本キャブスタンは船尾両舷に設けられている	

(3) ボラード、フェアリーダー等	
ボラード 400 φ	6 箇
350 φ	3 箇
フェアリーダー 275 φ 3-ローラー	2 箇
フェアリーダー 225 φ 2-ローラー	5 箇
225 φ デッキエンド用	4 箇
ムアリングパイプ 300×220	2 箇
以上のものはすべて鋳鋼製である。	

(4) 錨、錨鎖、索具等	
大 錨 (無錐)	3,455 kg 3 箇
中 錨 (有錐)	890 kg (除錐) 1 箇
錨 鎖 (スタッド付)	58 m/m×600 m 鋳鋼製
中錨用索 (F.S.W.R.)	38m/m(6×24) 175 m.
挽 索 (")	40 m/m(6×24) 220 m.
大 索 (")	22 m/m(6×24) 165 m×2
〃 (M.R.)	60 m/m 165 m×2

錨鎖は下記の艀装数により 58 m/m 径となるが、鋳鋼鎖の時、58 m/m 径のものは 50 m/m に軽減出来るが、前述のような理由により軽減してない。

(5) 艀装数	3,384.18
---------	----------

15. 航海計器

本船に設備されている主な計器類は次の通りである。

液体反映式磁気コンパス (6½")	1 台
スベリー・マイナー・ジャイロ・コンパス (E1型)	1 式
同 上 用レポーター	3 組
同 上 用レーダー組込み	1 組

動圧式測程儀 (TKS 式)	1 組
スベリー・MK2・MODEL 2 レーダー	1 組
音響測深儀 ベンディックス DR-6 A	1 組
風向風速計 (自記記録装置付)	1 式
気圧計 柳式 8 吋精密型	2 個
〃 6 吋	2 個
柳式自記装置付	1 個
主機回転計	2 組
舵角指示計	1 組
空気式吃水計	1 組
船用テレグラフ セルシン式	3 組
鎖 式	1 組

以上の外、法定のものは勿論設備しており、航海の安全を期している。

16. 船内通信装置、拡声装置等

船内相互間の連絡通信方法としては、次のような設備がある。すなわち高声電話は、船の運航上必要な職場相互間に設けられており、無電源式電話は、操舵室と主機室間等の主要な場所の間に、また自動交換電話も設けられている。これは 30 回線全リレー式のもので、着岸時は陸上の鉄道電話にも接続されるようになっている。この外伝声管、信号ベル等も完備されている。

拡声装置は、船内放送用（主として旅客案内用）と、船外に向つて使用する操船指令用とがある。船内放送用のものは、無歪出力 100 W でラジオ受信部、レコードプレイヤー部をも備えており、常用は 2 等案内所附近にある放送室内の第 2 管制盤で操作、放送が行われるが、非常の際は操舵室にある第 1 管制盤から船内全部に指令放送が行われるようになっている。操船指令用のものは無歪出力 50 W で、操舵室において操作、放送される。

III 機 関 部

1. 主 機 械

推進用主機械として単働自己逆転式 8 気筒無気噴油 2 サイクル三菱神戸スルザー船用ディーゼル機関 2 基を機械室に装備している。

型 式	8 TPD 4S
シリンダ直径	480 mm
ピストン行程	700 mm
経 済 出 力	2200 BHP × 2 (218 RPM にて)
連続最大出力	2600 BHP × 2 (230 RPM にて)

燃料消費量は低位発熱量 10,000 kcal/kg を使用して 170 g/BHP/h 以下である。機械は送気ポンプおよび潤滑油ポンプをクランク軸前端に備え、清水および海水冷却ポンプを中間軸で駆動し、自己の動力で支障なく運転

を行うことができる。機械の冷却は、ピストンが油冷却、シリンダ、カバ、燃料噴射弁が清水冷却となつている。

潤滑油ポンプ: 歯車式 90 m ³ /h 4 kg/cm ²
清水冷却ポンプ: 2 連ピストン式 100 m ³ /h 5 m
海水冷却ポンプ: 2 連ピストン式 100 m ³ /h 25 m

2. 軸系および推進器

軸系は 2 線でスクリュプロペラを互に外転（前進にて）する。推進器は船尾管および張出支肘により支持され、防蝕のためゴムライニングを施している。

中間軸 長: 6,17 mm 径: 240 mm 数: 2
長: 7,500 mm 径: 240 mm 数: 2
推進軸 長: 14,622 mm 径: 260 mm 数: 2
推進器 型式: 4 翼 1 体式 マンガン青銅製

直径: 2,900 mm ピッチ: 2,430 mm
ボス径: 560 mm ボス長: 705 mm
面積 全円 6,605 m ² 展開 3,532 m ²
射影 3,107 m ²
展開面積比 0.535

3. 電 源 装 置

主発電機は 300 KVA ディーゼル発電機 3 台で発電機室（車両甲板下）に装備し、航海中は 1 台使用、出入港時には 2 台並列使用するようになっている。

原動機: 無気噴油単動 4 サイクルトランクピストン型 ディーゼル機関
型式: 三菱神戸 JB 5
シリンダ直径: 180 mm
ピストン行程: 240 mm
連続最大出力: 360 BHP
回 転 数 514 RPM
発電機: 三相交流凸極同期発電機（船用閉鎖自己逆 風型）

定格出力: 500 KVA (240 KW)

電 圧 445 V 周波数: 60 ∞

非常電源としては端艇甲板上に非常用ディーゼル発電機 1 台および蓄電池を備え、主電源故障の際には蓄電池により非常灯および操舵機に応急送電を送るとともに非常用発電機が自動起動送電し、主電源復旧の際自動停止する。ここに蓄電池の切換も同様自動式である。

非常用発電機

原動機: ダイハツ 4 サイクル無気噴油トランクピ ストン型ディーゼル機関
型式: 3 PS 18 C
シリンダ直径: 180 mm

ピストン行程: 20 mm
 連続最大出力 65 BHP
 回転数 600 RPM
 セルモータ自動起動式

発電機: 三相交流同期発電機 (船用防滴)

定格出力: 5 KVA

電圧: 445 V 周波数: 60 Hz

蓄電池

操舵機および水密扉 直流電動機用	108 V 80 AH	自動車用蓄電池電
非常灯用	108 V 80 AH	"
船内通信用	24 V 120 AH	船用蓄電池
無線機用	108 V 200 AH	"
非常用発電機 起動用	24 V 300 AH	自動車用蓄電池

すべてフローティングチャージを行っている。

主配電盤はデッドフロント型で発電機盤, 440 V 動力盤, 220 V 陸上受電盤および 105 V 給電盤よりなっている。

非常用配電盤はデッドフロント型で発電機盤, 440 V 給電盤 (操舵機, モータサイレン, ジャイロコンパス, ビルジポンプに給電) および 105 V 給電盤 (航海灯, 通信・警報器, 航海計器, 非常灯に給電) よりなり, 発電機の自動起動とともに負荷の自動切換えが可能である。

変圧器は一般照明灯用および車両給電用を発電機室に, 非常灯用を非常用発電機室にそれぞれ装備している。型式はいずれも単相, 乾式防滴型である。

一般照明用変圧器: 60 KVA 3台, 440 V/210 V
 および 105 V

車両給電用変圧器: 7.5 KVA 1台 440 V/28 V

非常灯用変圧器: 10 KVA. 3台 440 V/105V

4. 補助ボイラ

重油専焼式乾燃室円ボイラ 2基をボイラ室に装備している。揚船機, キャブスタン, 暖房, 加熱, 賄用等の本船に必要な蒸気量はすべて 1基で賄うに足るようになっている。

寸法: 3,850 φmm × 2,500 mmL

受熱面積 176.37 m²

蒸気圧力および温度 10 kg/cm²G 飽和

定格蒸発量 6,000 kg/h

5. ヒーリング装置

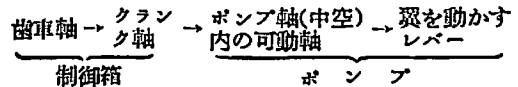
本装置はタンク配管, ポンプおよび制御装置よりなり車軸室に装備している。

装置は原則として後部航海船橋より遠隔操縦される

が, 車軸室でも操縦が可能である。

ここに車両積卸時の船体左右傾斜の調整は両舷のヒーリングタンクへ交互にポンプで注排水することによって行われるのである。

ポンプは電動可動翼可逆流式 600 m³/h 4.5 m で, 翼車軸を一定方向に回転中にそれに取付けてある 4 枚の翼を同時に動かして水流方向を逆にするとともに流量も変化させる特徴をもっている。ポンプの制御は 1/2 IP 制御電動機により行われる。すなわち制御電動機の回転は



と伝わり翼の角度を変化させるのである。

また翼の角度すなわち流量はセルシンモータにより船橋に伝達されメータに表示される。

本装置の採用により従来のもの (ポンプ, 吐出および吸入側三方ロックにより行われた) に較べ, 取扱の簡便は勿論, 装置の重量, 容積も約 1/2 に減少した。

6. 補助機械

機関各室には必要な補助機械を装備している。これら補助機は堅型を主とし床面積の利用を計るとともに, 消防, ビルジの如き非常用補助機は電動または汽動のものを適当に機関各室に配し, いずれかの動力源故障の際にも各室の消火やビルジ排除が可能となっている。

主空気圧縮機: 電動堅型複筒 2 段圧縮式	2 台
150 m ³ /h 自由空気 30 kg/cm ² G	㊦
非常用空気圧縮機: 石油エンジン駆動堅型単筒 2 段圧縮式	1 台
4.5 m ³ /h 自由空気 30 kg/cm ² G	㊦
予備清水冷却ポンプ: 電動堅型遠心式	1 台
100 m ³ /h 25 m	㊦
予備海水冷却ポンプ: 電動堅型遠心式	1 台
120/60 m ³ /h 30/60 m	㊦
予備潤滑油ポンプ: 電動堅型歯車式	2 台
90 m ³ /h 4 kg/cm ² G	㊦
発電機補助復水器用: 電動堅型遠心式海水冷却ポンプ	1 台
50 m ³ /h 30 m	㊦
燃料油移送ポンプ: 汽動ウォシントン式	1 台
20 m ³ /h 2.5 kg/cm ² G	㊦
潤滑油移送ポンプ: 電動機型歯車式	1 台
3 m ³ /h 2 kg/cm ² G	㊦
消防雑用ポンプ: 電動堅型遠心式	1 台

- 120/60 m³/h 30/60 m ⑩
- ビルジ雑用ポンプ：汽動ウォシントン式 2台
- 120/60 m³/h 30/60 m ⑩ および ⑪
- ビルジポンプ：電動堅型ピストン式 1台
- 30 m³/h 60 m ⑫
- サニタリポンプ：電動堅型遠心式(自動発停) 1台
- 50 m³/h 30 m ⑬
- 潜水ポンプ：電動堅型ピストン式(自動発停) 1台
- 40 m³/h 35 m ⑭
- ボイラ給水ポンプ：汽動ウェヤース式 2台
- 10 m³/h 150 m ⑮
- 重油噴燃ポンプ：電動横型歯車式 1台
- 汽動ウェヤース式 1台
- 0.9 m³/h 14 kg/cm²G ⑯
- ボイラ送風機：電動横型ターボペーン式 2台
- 150 m³/min 120 mmAq ⑰
- 潤滑油清浄機：電動シャープレス式 2000 l/h 2台
- 吸入および吐出側ねじポンプ付 ⑱
- 燃料油清浄機：電動シャープレス式 2000 l/h 2台
- 吐出側ねじポンプ付 ⑲
- 潤滑油冷却器：横型表面冷却式(主機用) 80 m² 2台 ⑳
- 潜水冷却器：横型表面却式
 - 主機用 80 m² 2台 ㉑
 - 発電機用 22 m² 1台 ㉒
- 給水加熱器横型：表面加熱式 6 m² 1台 ㉓
- 補助復水器：横型表面冷却式 35 m² 1台 ㉔
- 密閉排気弁：給水加熱器への排気圧力自動調整用 1台 ㉕
- ボイラ用重油加熱器：
 - 表面加熱式(蒸気) 1 m² 2台：電気式 8KW 1台 ㉖
 - 燃料油清浄機用加熱器：表面式 3 m² 1台 ㉗
 - 潤滑油清浄機用加熱器 表面式 3 m² 1台 ㉘
- 主空気タンク：熔接円筒型 4.5 m³×30 kg/cm²G 2台 ㉙
- 補空気タンク：熔接円筒型 400 l×30 kg/cm²G 1台 ㉚
- 換気用通風機：電動軸流可逆式 350 m³/min 35 mmAq
 - 2台 ㉛ 1台 ㉜ 1台 ㉝
- 主機回転装置：電動式 7.5 HP 2台 ㉞
- 主機解放装置：車両甲板天井レール手動走行式 電動ホイスト 1.5 T 2組
- スチームタイフォン：電動自動吹鳴式前橋取付 1台

モータサイレン：電動自動吹鳴式前橋取付 15 HP 1台

消音器：主機用2個，発電機用3個(煙突内装備)

給水濾器：カスケード式 1個 ㉟

注) ㉟ ㊱ ㊲ は装備場所を示しそれぞれ機械室，発電機室，ボイラ室を表わす。

IV 海上公試運転

海上公試運転を昭和32年8月29日(神戸港外)8月31日(淡路沖)の両日にわたり施行し、操舵試験、最低力試験、投揚錨試験、旋回試験、後進試験、惰力試験、操縦試験、速力試験等によつて連絡船として必要な諸性能を確認した。

速力試験の成績を摘要すれば次のとおりである。

施行期日、場所 8月31日 淡路沖

船の状態 就航状態

吃水 前部 4.40 m 後部 4.54 m
トリム 船尾へ 0.44 m

排水量 5,279 K.T.

推進器深度 0.95

負荷 1/4 1/2 3/4 4/4

速力 Kt 11.01 13.22 14.61 16.06

回転数 R.P.M. 150.3 185.8 211.5 236.2

主機出力 BHP 1205 2359 3553 5224

燃料消費量 全力純航試験において 164.7g/BHP/h

海技入門選書・新刊

商船大学助教授 中島保司著

船舶運航要務

A5判 上製 170頁(オフセット色刷挿入)
定価 300円(〒30)

甲板部、機関部をはじめ通信その他全般にわたり、全乗組員の実務上心得べき事項を集録した必読の書である。

* 目 次 *

- 第1章 職 別
- 第2章 当 直
- 第3章 部署および操練
- 第4章 船舶の検査・入渠および修理
- 第5章 日 誌
- 第6章 信 号
- 第7章 船 号 灯
- 第8章 信号器具
- 第9章 船内衛生および救急医療

カットレスベアリングについて

横浜護謨製造株式会社

1. 序 論

カットレスベアリングは米国 B.F. グッドリッチ会社の水中ゴム軸受の商品名である。水中ゴム軸受は水中におけるゴムの特性を利用して軸面の磨減破損を防ぐもので欧米においては実に大は軍艦、商船より小はモーターボート、ヨットに到るまでプロペラ軸、舵軸に使用され好成績を挙げており、井戸ポンプ、鉱山用ポンプ、浚渫ポンプ等にも広く利用されている。

殊に船舶用としては A.B., ロイド 等にも承認されている。わが国においては横浜護謨製造株式会社が米国 B.F. グッドリッチ会社と提携し 20 数年前よりこのカットレスベアリングを製造し、ポンプ関係に好評を博したが、船舶用としては僅かに海軍の一部に使用されたに過ぎない。戦後海上保安庁巡視艇に軸径 3 吋、2 $\frac{1}{4}$ 吋のものが納入され、その後防衛庁、一般造船界にも多数使用され、大は軸径 10 吋におよぶものまで製造するようになった。

2. カットレスベアリングの構造

カットレスベアリングは金属の円筒（セル）の内部に

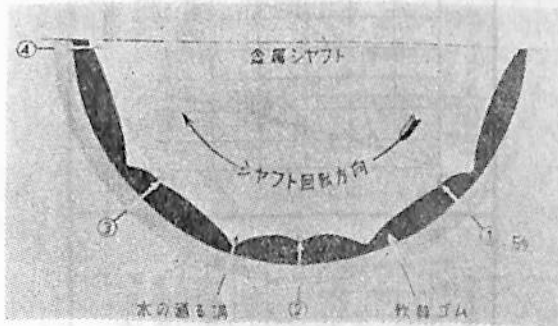


図 1

ゴムを張りつけたもので軸方向と並行に多数の溝を有している。軸と軸受との間には水の皮膜を充分保つよう設計され、溝を通じて潤滑用の水が流れ、軸と軸受間に混入した砂は軸の廻転につれてゴムの表面を凹ましながら溝のところに導かれ外部に洗い流されるようになっていく。従つてリグナムバイターや金属軸受等の硬面ベアリングの場合のように砂が軸や軸受面を摩耗破損させるようなことがない。（図 1）

3. 摩耗状況の比較

図 2. A B はリグナムバイターとカットレスベアリン

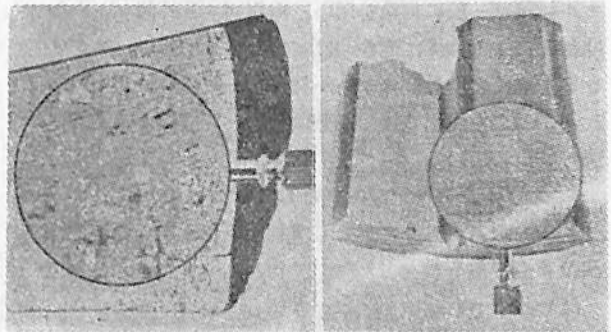


図 2 A

図 2 B

グの表面の顕微鏡写真である。すなわち A は 9 $\frac{1}{2}$ 吋直径のリグナムバイターを海水で 6 ヶ月間運転した後の拡大写真、B は同じく 9 $\frac{1}{2}$ 吋のカットレスベアリングを砂の多い海水で 7 年間運転した後の拡大写真である。

すなわちリグナムバイターの場合砂粒子（A 図斑点）は硬いベアリング面に埋つてシャフトを傷ける。一度傷いたシャフトは反対に切る道具となつて今度はベアリングを傷つけこの悪循環は何時までも繰返されやがてはベアリング面も破損してしまう。

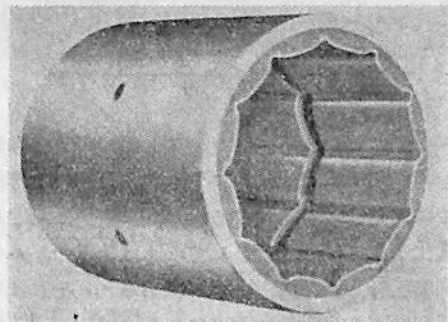


図 3 A

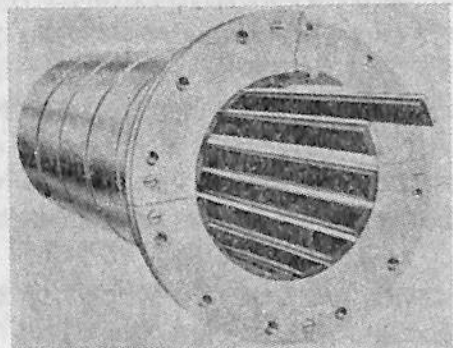


図 3 B

4. カットレスベアリングの型式

図 3 A, B の如くフルモールドタイプとセグメンタルタイプの 2 種がある。フルモールドタイプの外側のシニル材質は一般に真鍮を用い、内側ゴムと外側シニルとは加硫により強固に焼きつけて接着させてある。セグメンタルタイプの外側のシニル材質も一般に真鍮が用いられ、内側より引出された部分はゴムと真鍮板とが強固に焼付けられている。

5. カットレスベアリングとしてのゴムの特性

カットレスベアリングとして利用されるゴムの特性は次の 3 点である。

- (1) 水中での摩擦係数が小さい。
- (2) 耐摩耗性が大である。
- (3) 防音, 防振性が大である。

すなわち図 4 にみられるようにカットレスベアリング

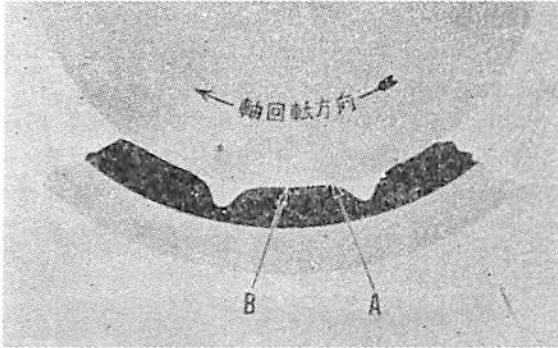


図 4

のゴムの面にかかる荷重はシャフト面に合せて作られた輪廓を持つている普通のベアリングのように均等にかかるのではなく A 点における零から B 点における最大まで変化がある。潤滑剤としての水は荷重のかかかってない特別に設計された溝 A 点に供給され、それはシャフトの回転により自動的に荷重のかかっている B 点へ導かれる。これは軟質ゴムの瞬時の変形の中に行われ確実な水のフィルムをシャフトとベアリングの間に確保する。

すなわち水はオイルに比べて粘性が小さいので荷重のかかかっていない A 点での水が B 点での水のフィルムの形成に役立つ。従つてこのカットレスベアリングの場合には水のフィルムは一度形成された後はなかなか破壊されないという性質を備えている。

なお防振性, 防音性に富んでいるので船舶の振動が少く、従つて船舶の寿命上にも船客の乗心地にも有利である。

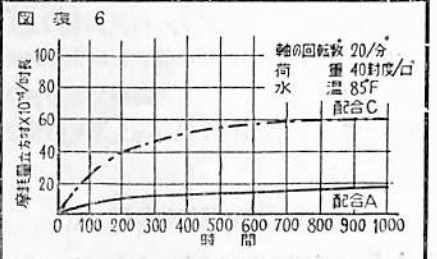
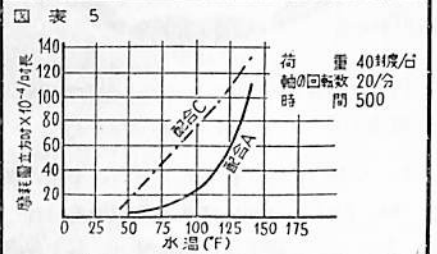
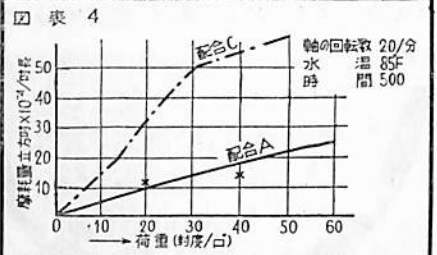
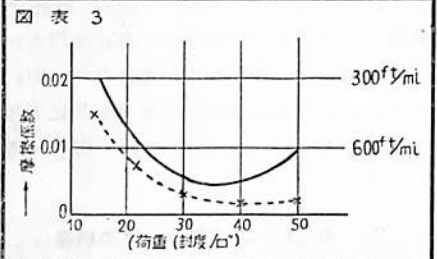
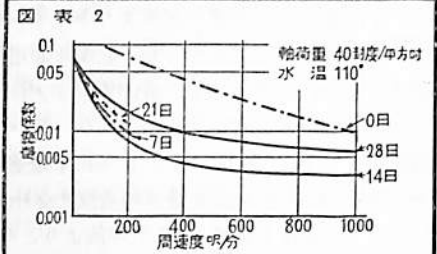
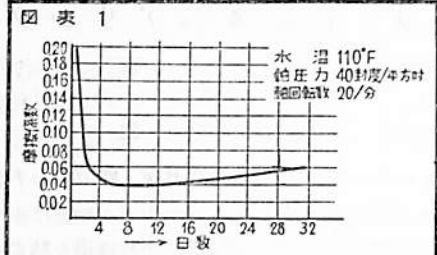


図 5

6. カットレスベアリングの諸性能

(1) 摩擦係数

摩擦係数は非常に少く 0.001~0.005 で次表の如く精巧なボールベアリングに匹敵する。

ゴムと金属 (濡れた場合)	0.001~0.005
ゴムと金属 (乾燥した場合)	0.500
鋳鉄と鋳鉄 (乾燥時)	0.210
鋳鉄と鋳鉄 (多少の油脂)	0.150
鋳鉄と青銅 (乾燥時)	0.220
鋳鉄と樺木 (少量の油脂)	0.190
鍛鉄と樺木 (少量の油脂)	0.080
ローラーベアリング	0.014
ボールベアリング	0.001

- イ. 使用日時と摩擦係数……………図表 (1)
- ロ. 速度と摩擦係数……………図表 (2)
- ハ. 軸受圧力と摩擦係数……………図表 (3)
- (2) 摩 耗
- イ. 摩耗量と軸受圧力…………… 図表 (4)
- ロ. 摩耗量と水温……………図表 (5)
- ハ. 時間と摩耗量……………図表 (6)
- ニ. 速度と摩耗

軸の周速が余り低くなると軸受面において水の皮膜が部分的に破れ摩耗量が増加する。

試験条件 軸受圧力 40 封度/cm² 水温 110°F
水量 5ガロン/分 時間 28 日後

軸の回転数 (1 分間)	摩耗量立方吋 × 10 ⁻⁴ /時長	
	配合 C	配合 A
20	203	81
200	112	31

7. 設 計 資 料

(1) 軸受圧力

ゴム軸の許容圧力は予想以上に大きく一般船舶のリグナムバイター軸受とゴム軸受とは同一寸法のもをそのまま交換して支障なく使用することが出来る。ゴム軸受の許容圧力は通常 10~35 封度/平方吋を理想とする。図 6 は各種軸受の荷重と撓みを示した曲線である。

(2) シャフトスリーブ

軸の外側に不錆性のスリーブを嵌めこむことが必要で、材質としては砲金かモネル合金が理想的である。塩水以外の潜水または薬液中で使用する場合はステンレススチールでもよい。

(3) ベアリング・セルの材質

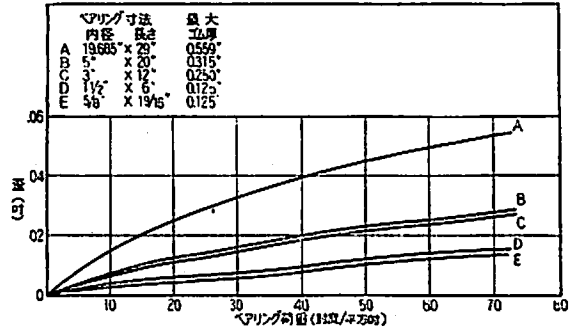


図 6

日本標準規格非鉄金属材料黄銅鋳物第 3 種 (B₃C₃) あるいは第 4 種 (C₃C_{3s}) を標準材料としている。

(4) 水の潤滑方法

水の供給が少いと焼付くのでカットレスベアリングは水または海水の強制潤滑が必要でありその圧力は 50 封度/平方吋~90 封度/平方吋を適当とする。

8. カットレスベアリング使用上の注意

(1) 取替時期について

ゴム軸受は摩耗が進むにつれてリグナムバイター使用の軸受と同様に軸と軸受との間隙も増大するが使用上差支えない最大の間隙は下表の通りである。ゴム軸受は他の軸受と異り軸と軸受との間隙が増えてもこれによる衝撃ないし振動を吸収し高速においても差支えなく使用できるが下記の間隙を越える場合は取替える必要がある。

軸 径	最大 間 隙
2 吋~6 吋	3/16 吋
9 吋 以下	1/4 吋
12 吋 以下	5/16 吋
12 吋 以上	3/8 吋

(2) 使用上の注意

(イ) 軸受の許容圧力は通常 25lb/□" (最大 35lb/□") で軸受面積は軸径×軸受長とする。この軸受圧力は摩擦係数、摩耗および軸荷重によるゴム層の撓み等を考慮に入れて実験的に定めたものである。

(ロ) 所要潤滑水の所要量については種々の成績からベアリングの全周から一線に潤滑用の水が供給される場合には、その一分間の所要量 (リッター) は吋で表わした軸径と 8 との積で求められる。

{軸径 (吋) × 8 / mim = 所要量 (立)}

例えば 4 吋のカットレスベアリングの 1 分間の所要潤滑水量は 32 立である。

(ハ) ゴム軸受とつて水潤滑は普通の金属軸受の油以上に不可欠のものでありこれの供給が絶えるかあるいは少ないとゴムは焼付いてしまう。大型船のスターンチューブに使用されるゴム軸受には水あるいは海水の強制潤滑が必要であり、その圧力は 50 lbs/□" 位を適當とする。更に浚渫船のカッターヘッドゴム軸受等の砂の侵入の多いものにおいては単に水の被膜を保持する程度では充分でなく、積極的に外部から軸受面に流入せんとする土砂を流し出すように 70~80 lbs/□" の圧力を有する水をゴム軸受の中央部から圧入し土砂を両端に押出す構造とすることが必要である。

実績により給水パイプの径はベアリングの径の大きさにより次表の如く決っている。

軸 径	2 吋	2½	4~	7~9%	10~	15以上
	以下	~4	6%		14%	
水供給パイプ	¾	¾	¾	1	1½	2

(ニ) 水温が 30°C 以上になる 場所で使用する場合はシャフト径とベアリング内径との公差を多少大きくして使用すべきである。また油脂類の混つている水中で使用の場合は特別に合成ゴムで造られた製品を使用すべきである。

9. 結 言

以上概略的にカットレスベアリングの構造、型式、特性、諸性能、設計資料、使用上の注意等について説明したが最後に用途およびカットレスベアリングの寸法表を掲げる。いくらかでも読者諸兄の参考になれば幸甚と存する次第である。

(1) カットレスベアリングの用途

(イ) 船 舶 用

主軸用ベアリング、舵軸用ベアリング

(ロ) 土 木 用

浚渫用カッターシャフトベアリング

ドレッヂポンプベアリング

(ハ) 各種ポンプ用

深井戸ポンプ主軸ベアリング

堅型、横型用主軸ベアリング

(ニ) 鉱山機械用

鉄鉱濺用ベアリング

分級機用ベアリング

(ホ) 化学工業用

各種攪拌機用ベアリング

耐薬品用ベアリング

叩解機用ベアリング

(2) カットレスベアリングの寸法

呼称寸法 吋	shaft (径) 吋	shell (内径) 吋	shell (外径) 吋	製作可能 長さ 吋
¾	¾	1	40	3
¾	¾	1¼	17½	3½
1	1	1¼	1½	5
1½	1½	1¾	2½	4½
1¾	1¾	1¾	2½	5
1¾	1¾	50.8 (耗)	76.2 (耗)	5½
1¾	1¾	50.8 (耗)	2¼	6
1¾	1¾	2¾	2½	8
2	2	2¾	3	8
2¼	2¼	2¾	3¾	9
2½	2½	3%	3¾	10
3	3	3¾	3¾	12
3¼	3¼	101.6 (耗)	4¼	13
3¾	3¾	108 (耗)	145 (耗)	230 (耗)
3¾	3¾	104.8 (耗)	4¾	14
3¾	3¾	117 (耗)	5	15
4	4	123.8	5½	16
5¼	5¼	6%	7¼	15%
9%	9%	10%	11%	36
10%	10%	11%	12¼	16¼

呼称寸法 耗	shaft (径) 耗	shell (内径) 耗	shell (外径) 耗	製作可能 長さ 耗
25	25	35	41	100
28	28	1% (吋)	2½ (吋)	4½ (吋)
30	30	40	46	120
32	32	44	50	128
35	35	48	54	140
36	36	48	57	144
40	40	55	80	160
42.8	42.8	58.6	65	150
44.5	44.5	56	60	86
50	50	64	70	200
55	55	71	80	220
60	60	79	86	200
65	65	83	91	260
70	70	89	95	280
75	75	100	110	235
85	85	104	117	340
90	90	109	115	320
100	100	125	135	450
110	110	130	140	440
124.5	124.5	146.7	160	498
127	127	150	160	280
140	140	162	178	560
150	150	176	190	600
160	160	185	204	150
160.5	160.5	185	214	500
170	170	198	220	560
180	180	208	234	500
186	186	214	242	600
220	220	252	280	900
228.5	228.5	10¼ (吋)	11½ (吋)	32% (吋)
225	225		3%6	320 (セグメント)
270	270	292	380	600 (セグメント)

原子力船—10年間の見通し—

Richard P. Godwin
Nucleonics, Vol. 15, No. 9

米国議会が第1号原子力商船を建造することに決定した時、技術的にはほとんど問題はなかつた。ただ商船の原子力推進が商業的に採算がとれるかどうか問題だつた。

1956年の夏海運局 (Maritime Administration) と原子力委員会は最初の原子力商船の建造を促進する計画に着手し、また原子力推進が採算上可能か否かを検討するために一連の技術的研究を始めた。それからまだ十分な時間がたつていないので、結論を下す訳にはいかないけれども、今までにやつた研究からは、原子力推進の将来性は甚だ有望と思われる。

来るべき10年間の原子力推進の予想をするには、政治的要素および技術的要素を考えねばならぬのは無論であるが一層重要なのは経済的要素であつて、古来海運業を動かしてきたのは経済的要素である。原子力船が現在々来船にくらべて経済的に不利な立場にあるところから脱却できるかどうかをきめるには、世界通商上に占める米国商船隊の地位を理解することが必要である。

海運業の歴史をみれば、次第に高速で貨物容積の大きい船を使うようになってきている。どんな時代でも、運航業者はその時代で最も安い推進動力源を用いている。すなわち人力から帆に、ついで化石燃料に移つたが、次には恐らく原子力に移るであろう。一つの動力源から次の新しいものには漸進的に移るので、しばらくの間はその両方の動力源が競争しながらともに使われる期間があつた。新しい動力源は普通その初期では既に十分発達した古い動力源に経済的に太刀打できず、大抵の場合に

は新旧の移り変りは軍用によつて口火をきられてきた。

人口が増加すれば商業を拡大する。海運業は一層驚くべき割合で拡大している。例えば米国から運んだものと米国へ運んだものだけで1946年から1956年の間に1億2千2百万ロングトンから2億2千6百万ロングトンに増加した。この増加傾向は今後も相当続くものと思われる。

帆船が石炭焚きや石油焚きの船にとつて代られるまでは、船の速さを増せば増す程船の稼ぎが増すのは判り切つたことであつた。現在では運航収益は、船の有効搭載量、年間就航回数、維持費、運河や港の使い方等によつても左右される。ちよつと考えると船の速度を増して年間就航数を増すのは簡単のようにみえるかもしれない。ところが困つたことに、船の水上速度を上げると、それにつれて燃料費が急激に増加してかえつて収益は減つてしまうのである。

最近の10年間に建造された商船の速度は、経済性だけを考慮すれば16ないし18ノット程度である。商船の速度を20ノットから例えば1%増加しようとするれば、船の重量トン当りの馬力を約6%増さねばならない。

通常のボイラー系統の重量を相当減らすことはできそうもないので馬力を増そうとすれば船の重量は増加し、船の高速化は一層難かしい。現在の船用機関の蒸気条件は圧力600ないし850 psia 温度850°ないし900°Fで今のところこれを変えねばならない理由は何もない。

在来の推進機関は技術的ないし経済的理由から次の3種類に分かれている。すなわち9,000軸馬力以上を必要



アメリカ合衆国の原子力商船第一号 (画家の概念図)
排水量—11,650 ton 長さ—588 ft. 巾—78 ft. 旅客数—60名以上
乗員—130名 貨物積載量—9,340 ton 速力—21ノット

とする大型船は減速タービンを、6,000ないし8,000軸馬力の船はディーゼル機関を使用し、一方小馬力の船ではガスタービンの使用が次第に増加してきた。このままならばどんな型の原子炉も船に積むのに適しているとして割込む余地がないことになる。

“しかし実際にはむしろ船の要求する馬力の大きさに応じていろいろの型の原子炉が使われることになりそうである”。

衆知のように米国海運業は、政府の建造補助金と運航補助金で強力に助成されている。これは米国造船所の労働者や船の乗員の生活水準が高くて賃金が外国のそれの2ないし3倍になっているためである。

このように米国の運航費や建造費が高いので、1956年に米国から、および米国へ運んだ貨物総計2億2千6百万トンの内米国船で運んだのは僅かに21%に過ぎない。不定期船の分野で米国船が運んだ量に至つては14%に過ぎず、しかも年々立場が悪くなつていく。高速定期船だけは米国の輸出品の40%以上を運んでいる。

1965年までに米国商船隊の85%は船齢に達する。米国商船隊を有事の際の動員計画に差支えない水準に維持しようとするれば、政府は建造補助金として1億5千万ドルないし2億ドルの年間支出および運航差額補助金として運航業者に1億4千万ドルの年間支出をせねばならなくなる。ただしこの運航補助金は収益の割前が政府に戻ってくるまで支出されるものであり、この額は現在の海運市況から算出したものである。米国政府はいわゆる補助金政策で運航させてあげた収益は運航業者と分け合うのだから、政府も収益性の高い船を作る賭をしているのだといえぬこともない。

外国との通商航路に就航する原子力商船の建造案を通した時、議会は船の型を指定もしなければ進水の日時を定めもしなかつたが、この船が原子力推進を商船に採用する道を開拓すべきものであるべしということだけは明瞭にした。原子力推進が技術的に可能なことは既に潜水艦ノーチラス号によつて示されていたが、だからといつて原子力推進は商業的にも成功するとは保証できなかったのである。

最初の原子力商船の設計に当つては、時間を節約するためや、多分用心し過ぎると思われるような設計方針のために、幾多の特徴が現われた。これらの特徴の内のあるものは、判り切つたことかもしれぬが一考に値する。

1. 原子炉が事故を起した際に放射性物質を閉じ込めておく方法は、船舶設計の立場からはいろいろ考えられる。しかし船体とは分離したコンテナを作り、これを考えられる最大の事故時にも全放射性物質を閉じ込める

のに十分な程の大きさや強さのものにしておくのが一番よいだろう。今までの数少ない経験では現在のところ、原子炉をこれ以外の方法で商船に搭載するのは不用心である。入口稠密な港でも原子炉の運転をせねばならぬこと、旅客や乗員に対する一般的安全性等を考えれば、コンテナを採用するために重量が増加したり価格が上つたりしても、それは現在ではやむを得ない。運転経験が増せば将来の船では、分離したコンテナを用いることを止め船体構造を利用した方法が採用されるだろう。

2. 最初の原子力商船の原子炉プラントは船の浮力中心近くに据える。これは主に、原子炉の遮蔽をいろいろ変えられるようにしておく必要があるのできめられた。遮蔽の総重量は不明で、旅客や乗員の放射線に対する許容量によつて左右されるので、大きな重量変化に対しても比較的に影響の少ない処に原子炉プラントを置くのが賢明である。

3. 原子炉を何処に置くかによつて船の上部構造物の位置が大きな影響を受ける。最初の原子力商船では、上部構造物は船の中央のすぐ後にあつて、遮蔽重量を最小にし、まれ原子炉室への通路を上部構造物を通つて作る必要がないようにしている。

4. 二次遮蔽は影遮蔽（各機器は放射線に対して防護する必要のある面だけを遮蔽するやり方）を実際の構造に即して行う。また鉛煉瓦を用いた遮蔽を行つて大幅に重量軽減を図ることもできる。

最初の原子力商船の恰好はごく近い将来にきまらう。

“今やわれわれは原子力商船を建造するとして技術的の詳細設計を急いで行わなければならない”

これまでに初めの原子力商船の特質について述べてきたが、ここで更に将来の原子力商船の特質を想像してみよう。

船の外観

一般に船の船型や船体構造は就航する航路、貨物、船速等を考えてきめるものである。基本的には現在の船の設計をごく僅か変更すれば原子力プラントを搭載することができる。このことは今後恐らく6年間位はいえそうだし、また船の速度が大幅に増大したり、荷役設備の発達により荷役時間が急激に短縮されたりして変更を余儀なくされるまでは云えることである。しばらくの間は構造上の変化といえば煙突がなくなり、上部構造物が原子炉プラントの前か後に移ること位であろう。原子力推進を最も上手にやるには、二重底や壓道等船の利用出来るスペースは皆利用せねばならない。船の速度が非常に早く

なれば流線型化とか、上部構造物の背を低くすることもよいだろう。こういうみた眼の変化がどうなるかは現在のところ全く推測の域を出ない。

船の速度

原子力のコストが在来燃料のコストと等しくなるかもしくは以下になるまでは、運航業者が20ノットを遙に越すような原子力船を求めることはありそうもない。現在採算上一番有利とされている船速は、次の10年間の大部分で恐らく変らないだろう。この期間の終り近くには、原子力プラントの重量とコストが下り、また原子燃料のコストも下つて、船の速度は一段と増加するだろう。その時にはまた港の停泊時間を短縮することを真剣に研究する必要が起るだろう。例えば予め包装した貨物を船尾や舷側で荷役する装置が採用されて停泊時間を短縮するだろう。

水上船の速度には実際上限度があり、それは現在のところ経済的な考慮からきまつてしまう。水上船の性質から、在来燃料で35ノットを越す速度にするのは全く損なので（何となれば水上船の抵抗は速度の三乗に比例して増加する）、原子力推進になつたら遙に高速の船が採算上有利となるかどうかは疑問である。

“1960年から1965年の間に5隻ないし10隻の実験船あるいは最初の実用船の原子力商船が建造されるだろう。”

推進機関

来るべき10年間には、原子力船の建造に向つて大きな動きがみられるようになるだろう。そしてこれらの船には、加圧水型や沸騰水型とか、さらに多分、有機材減速型とかの、今までに比較的によく開発されてきた原子炉が用いられるだろう。有機材減速型は、現在のところ経験による裏付けが少い。けれども、原子力委員会の有機材減速実験炉 (Organic Moderated Reactor Experiment) で試験運転がおこなわれると、もう少しよくわかるようになるだろう。

軽水沸騰水型原子炉および有機材減速炉は圧力が低くてよく、またおそらく、補機類が簡単で済むので価格を下げる近道になるものと思われる。これはほとんど確かなことだが、一方、加圧水型も改善したり、費用を下げたりすることができないというわけではない。現在の開発状況においては、これらの三つの型の燃料費はほとんど等しいものと思われる。そして、これからの10年間に、三つの型とも必ずや価格が下ることだろう。

ガス冷却原子炉—密閉サイクル・ガスタービン型は、まだ現実的に評価をする段階に至っていないが、もし初

めの見込み通りにゆけば、1965年までに一応の手がかりはつくことになるだろう。このガス方式というのは、長い目でみて関心をひく型である。したがって、これを実用化する前に解決されるべき幾多の技術的な問題点をよく認識して、慎重に開発をすすめなければならない。すぐれた高温用燃料体や軸封装置、弁、適当な非常用冷却法、制御系といったものは、すべて注意深く考えてゆかなければならない。

概念的にいつて、燃料のバーンアップを増し(3,000 MWD/ton 以上)、燃料の転換率を高めれば燃料費を下げるができるだろう。けれども、これらの要素はその本来からいつて、経済的な推進機関を可能ならしめる要因というわけではない。バーンアップや転換率の高いということは、むしろ総経費に対応して考えられるべきものであるから、要因の一部を満すことにはなる。実際に推進用プラントをうまく設計しようとする場合には、保守の簡単さとか、作動の確実さなどが考えに入つていなければならない。

前にのべた各原子炉の将来の本当の価値を予測したり、さらにそのほかの事柄の価値を予言したりするには時期が早すぎる。ここでは、ただ一つの方式だけが最上のものであるということはおそらくあるまいということと、さらに、商船に用いられるような1,000~50,000 s.h.p. というような出力範囲では、このようなことは決してあるまいということを用いて止めておこう。

推進用原子力機関に課せられる主なことがらはつぎのようになる。(1967年まで)

1. 人の多い港湾地区で運航できるように、機関は、その固有の性質として、高度に安全でなければならない。
2. 機関の価格は、20,000 s.h.p. 程度の船ではば 400\$/s.h.p. 程度
3. 同じく 20,000 s.h.p. 程度の船で、格納容器や遮蔽を含めた原子力機関と推進用装置類の重量は、ほぼ 200 lbs/s.h.p. にならなければならない。(Table 1 参照)

経済性

原子力化に最も適した船というのは、概念的にいつて、長い航路に就航し、しかも速やかに引返して行くことができ、密度の大きい貨物を選び、高速で航海するような船である。

“こうして来るべき10年間に、タンカーやばら積み貨物船、それにおそらく定期船を含む多くの船種にわたつて、原子力推進により収益がよくなるものと思われる。”

Table 1 タンカーの機関部重量 (ロングトン)
2 万軸馬力

	1960 年		1967 年	
	在来船	原子力船	在来船	原子力船
在来からの機械類	770	935	750	648
油だきボイラーおよび補機	240	—	240	—
原子炉系および補機	—	500	—	400
遮蔽および格納容器	—	1,420	—	1,160
原子力機関のための構造材	—	65	—	50
機関部重量合計	1,010	2,920	990	2,258
軸馬力当りの機関部重量 lbs/s.h.p.	111	321	109	250
ディーゼル油	9	227	9	—
燃料油 (98% 積載)	3,830	60	3,800	—
燃料油重量合計	3,839	287	3,809	0
重量総計	4,849	3,207	4,799	2,258

原子力商船の建造や運航について実際の経験がなく、確かな資料というのは僅かしか知られていないから将来のことを考えてみるのは非常に難しいことである。けれども、商船に積む原子力機関が陸上に設けられるものより何故高価でなければならないのか、はつきりした理由は何もないのである。実際は、船用原子炉を一部組立ててから、設備のよい造船所で完全に組立てるようにすればよくなるだろう。

経済性の最良点

最良の原子炉型式に関しては意見の相違が存在する。けれども、原子力化における理想的な船の最初のものは

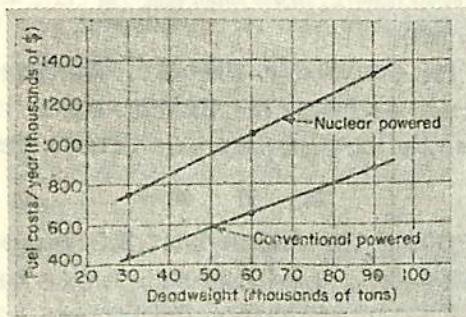


Fig. 1 ベルシャ湾航路の在来型タンカーと原子力タンカーの年間燃料費の比較

原子力委員会—海運局のグループによると、容量が大きくなると原子力機関の価格は相対的に安くなるようになって、この二つの線は、実際には、離れてゆかずに交わるようになるだろうと考えられている

なにかというと、経済的な要素から考えた見解に違いはない。その船種というのは、ベルシャ湾とアメリカ合衆国の間を走るスーパータンカーである。

ここで一つタンカーを想定し、そして原子力を有利に利用する能力という点から考えて、タンカーの占める地位がどんなものか解析してみよう。この船は1961年に進水し、X型の原子炉で動かされるものとする。この原子炉は、前にのべたように多分加圧水型か沸騰水型か、有機材減速型かであろう。この場合研究費や開発費を除いて、動力の種類と出力が貨物のトン当り運送経費におよぼす影響をくらべてみよう (Table 2 を参照)。今ま

Table 2 貨物運賃の比較

	38,000 DWT タンカー		85,000 DWT タンカー	
	在来船	原子力船	在来船	原子力船
船の長さ ft	667	667	890	890
船力ノット	17	17	17	17
軸馬力	17,000	17,000	32,000	32,000
船体重量 \$	8,400,000	8,400,000	20,400,000	20,400,000
推進機関 \$	3,000,000	9,000,000	5,000,000	15,000,000
年間運航費 \$	2,045,200	2,726,700	3,887,500	5,005,800
年間燃料費 \$	460,000	750,000	865,000	1,340,000
償却費 \$	684,000	1,044,000	1,522,000	3,120,000
年間 5.3 航海間の運搬貨物 ton	170,000	187,500	383,000	452,000
貨物トン当りの費用 \$	12.00	14.50	10.00	11.80

で調べた所では、すべての場合に、18ノット以下の速力のときに利潤が最大になることがわかっている。ここでは船の速力は任意に17ノットとした。

20,000 s.h.p. の在来型のタンカーの動力費は約 0.35 \$ / 10⁶ BTU, または燃料の重量でいって約 0.50 lb/s.h.p.-hr である。

Fig. 2 は、原子力船第1号が就航して1年後の1961年に進水するスーパータンカーに積むための、加圧水型、沸騰水型、有機材減速型に関する一連の研究の結果算出された資本費である。これらはすべてアメリカ合衆国で建造するとしてある。ところで、さきに経済性の比較をした X 型原子炉では、第1船の加圧水型よりはやすく、沸騰水型よりは高いであろうと考えて平均をとつたが、これは多分実状に近いのではないかと思う。

Fig. 3 には1957年から1975年の間に、推進用原子力機関の重量と価格がどのようになると思つてよいか書き現わしてみた。この中には規格化による影響は含まれて

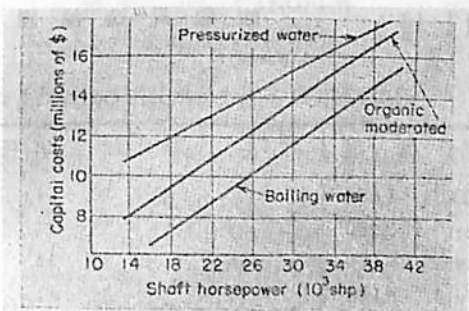


Fig. 2 推定価格

一番上の線は B&W の調査によるものであるが、原子力船第 1 号にのせると考えているので他のものより不利である。残る両者は第 1 船の 2 年後に建造されるとしたもので、それぞれ、Atomic International による有機材減速型と、AMF Atomics の沸騰水型に関する調査の結果である。

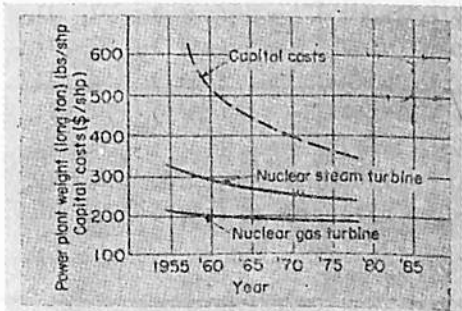


Fig. 3 機関の重量と価格の減少の予想

重量が最少になるような機関でなくて、経済的に最良な機関について示したのであるが重量曲線は 2 本とも下る傾向にある。もし価格の面で少し妥協すればもつと軽くすることができたらう。

いない。

“1960 年早々には国内および国外の海運用に 5 個以上の同型推進機関を製造して、規格化に手がつけられることと思うが、こう考えるのにはかなりの理由もある。”

次の段階

これらの経済上あるいは技術上の考え方を裏書きするためには、私企業の運航業者が、原子力船の開発と運航に早期に参加することが必要である。これらの関心とか後援がなければ、わが国が現在持っている原子力推進に関する技術の指導的地位は失われてしまうであろう。

第 2 船、それはおそらく第 3 船も、第 1 船に遅れること 1 年以内に進水させられるものと思つてもそれほどの外れでない。次の 10 年間の末までには、原子力船建造

のテンポが増して、しかも多分高速客船とか他の船種を含むようになるものと思つている。

考えてみるまでもないことだが、国内通商や海外通商に原子力船が登場するに当つて、まだよく判らない部分がある。それで、監督官庁、監督者、技術者、保衛関係者操作員に、原子力船は安全であり、一般に受け入れて大丈夫だということを周知させ、納得させることが必要である。このことは、別にこれらの人々がこの新推進方式に同調していないということの意味するわけではない。むしろ、原子力商船の運航を将来管理するための基本となる運航法規の、程度と扱い方に関して広い範囲の意見を反映させるものである。

外国とも足並みを合せなければならないので、これは単に第一段階としてだけ意味があるのである。誰もが同じ意見かどうかは疑問の余地があるけれども、初めて原子力船が就航してからしばらくの間は、ちよつと違つた意味で何にも制限をうけないことになる、けれどもこの原子力船第一号は、その後ある制限つきの就航条件の下で海外貿易に就航することになるだろう。

結論として、われわれは今や丁度、商業用原子力推進への扉を開き始めたところだといわなければならないだろう。けれども、われわれが今見てきたように、見通しは明るいようである。その本質からいつて、原子力化がアメリカの商船隊にとつて万能薬というわけではないだろう。けれども、原子力化は個々の船の収益を増して、運航業者たちにインセンティブをとらせることができるだろう。原子力推進が初めの目標に達することができたといえるような段階は、はるか将来に横たわつている。それはまだ、半開きのドアの後にあるといつていいだろう。

海技入門選書

商船大学助教授 豊田 清治 著

推測および天文航法

A5 160 頁 定価 280 円 (〒30)

- 第 1 章 船の位置
- 第 2 章 船位計算法の基礎
- 第 3 章 推測船位の計算法
- 第 4 章 天文航法の原理
- 第 5 章 航海常用天体と時および暦
- 第 6 章 天測法の実際
- 第 7 章 船位誤差と航法上の対策

鋼船建造状況月報 (32年11月)

船舶局造船課

(イ) 起工船

(昭和32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	主機関	用途	起工年月日
波止浜造船	57	協成汽船	2,100	D 1,800	貨物船	32. 11. 29
林兼造船	915	日本船舶	3,400	〃 2,400	〃	32. 11. 15
飯野重工	41	飯野海運	7,900	〃 5,000	〃	32. 11. 27
播磨造船	534	三光汽船	7,200	〃 4,900	〃	32. 11. 14
吳造	34	日邦汽船	10,500	〃 7,200	〃	32. 11. 9
塩山船渠	234	共正海運	1,900	〃 1,400	〃	32. 11. 29
播磨造船	517	大協石油	20,500	T 15,000	油槽船	32. 11. 18
林兼造船	922	日新タンカー	1,570	D 1,800	〃	32. 11. 9
三菱, 下関	528	水産庁	1,200	〃 〃	漁船(練習)	32. 11. 25
函館ドック	233	パナマ	10,700	〃 6,000	輸出(貨)	32. 11. 18
石川島重工	763	〃	14,300	T 12,000	〃(〃)	32. 11. 15
鋼管, 清水	135	リベリヤ	13,000	〃 10,000	〃(油)	32. 11. 21
新三菱, 神戸	881	パナマ	20,500	〃 15,000	〃(〃)	32. 11. 21
〃	883	〃	9,350	D 5,300	〃(貨)	32. 11. 14
三井造船	619	〃	28,500	T 19,000	〃(油)	32. 11. 21
日立, 因島	3801	〃	21,000	〃 15,000	〃(〃)	32. 11. 14
N. B. C. 吳	64	リベリヤ	52,500	〃 19,250	〃(〃)	32. 11. 18
山本造船	84	神原汽船	995	D 1,100	貨物船	32. 10. 1
日立, 桜島	3811	パナマ	12,800	〃 8,750	輸出(貨)	32. 10. 31

他33隻 4,934総トン (500トン未満)

起工船合計 52隻 2,5449総噸

(ロ) 進水船

(昭和32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	主機関	用途	進水年月日
函館ドック	232	旭洋丸	日の出汽船(共有) 東洋汽船	8,500	D 4,800	貨物船	32. 11. 16
飯野重工	40	三島丸	飯野海運	7,900	〃 5,000	〃	32. 11. 27
新三菱, 神戸	897	ほのるる丸	大阪商船	9,450	〃 12,000	〃	32. 11. 13
吳造	33	新田丸	照国海運	12,000	T 8,200	〃	32. 11. 8
三菱日本, (横)	821	ぐろりあ丸	三菱海運	8,300	D 8,200	〃	32. 11. 21
名古屋造船	138	長山丸	東邦海運	8,750	〃 5,600	〃	32. 11. 30
川崎重工	968	玖馬丸	川崎汽船(共有) 日本油槽船	8,150	〃 5,490 (2,800×2)	〃	32. 11. 12
播磨造船	518	英和丸	日東商船	9,250	〃 5,000	〃	32. 11. 13
日立, 向島	3822	大向丸	太洋海運	4,950	〃 3,450	〃	32. 11. 21
塩山船渠	233	ふじ丸	東京海運	1,880	〃 1,400	〃	32. 11. 27
波止浜造船	56	日富士丸	日産船舶	2,150	〃 1,800	〃	32. 11. 24
来島船渠	11	元洋丸	北日本汽船	770	〃 650	〃	32. 11. 9
九州造船	229	鉄栄丸	日鉄汽船	2,100	〃 1,700	〃	32. 11. 21
佐世保造船	120	兼洋丸	大洋漁業	13,100	〃 9,500	油槽船	32. 11. 12
尾道造船	53	よりひめ丸	自社船	860	〃 980	油槽船	32. 11. 12
林兼造船	912	なにわ丸	大阪魚市場	950	〃 1,800	漁船(冷運)	32. 11. 12
東京造船	—	—	水野組	1,250	—	雑船(浚)	32. 11. 18

石川島重工	755	CANOPUS	ブラジル海軍	1,600	D	1,350×2	輸出(測量)	32. 11. 20
"	757	ANDROS MARINER	パ ナ マ	14,300	T	12,000	輸出(貨)	32. 11. 8
鋼管, 清水	134	AQUAJJOY	リ ベ リ ヤ	13,000	〃	10,000	〃 (油)	32. 11. 20
日立, 桜島	3810	OLGA TOPIC	パ ナ マ	9,950	D	6,250	〃 (貨)	32. 11. 12
川崎重工	961	JEANNE MARIE NO. 2	リ ベ リ ヤ	24,700	T	16,500	〃 (油)	32. 11. 25
三菱, 神戸	888	TSUBAME MARU	パ ナ マ	20,150	〃	15,000	〃 (〃)	32. 11. 20
三井造船	618	ANDERS TRIUMPH	〃	28,500	〃	19,000	〃 (〃)	32. 11. 20
日立, 因島	3798	VEGA	〃	21,000	〃	15,000	〃 (〃)	32. 11. 9
N. B. C. 呉	85	STANVAC MALACCA	リ ベ リ ヤ	5,100	D	750×2	〃 (〃)	32. 11. 16
西井船渠	21	明星丸	大星海運	1,600	〃	1,800	貨物船	32. 10. 21

19隻 5,614総トン (500トン未満)

進水船合計 46隻 244,964総噸

(ハ) 竣工船

(昭和32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	主機関	用途	竣工年月日
浦賀船渠	701	昭洋丸	東海運	9,200	D	5,400	貨物船
名村造船	302	栄春丸	日の出汽船	7,800	〃	6,000	〃
佐野安船渠	146	若徳丸	大洋海運産業	3,300	〃	2,700	〃
飯野重工	39	沖島丸	内外海運	7,900	〃	5,000	〃
塩山船渠	232	三和丸	三協汽船	1,600	〃	1,550	〃
金川造船	260	正興丸	大和海運	560	〃	650	〃
白杵鉄工	1003	朝日丸	近海郵船	3,310	〃	2,400	〃
播磨造船	513	仁栄丸	共栄タンカー	13,200	〃	9,100	油槽船
三井造船	625	小倉山丸	三井船舶	12,400	〃	8,250	〃
日立, 因島	3830	松島丸	日本水産	13,250	〃	10,000	〃
日立, 向島	3829	第25興南丸	〃	740	〃	3,280	漁船(捕鯊)
林兼造船	911	第15利丸	大洋漁業	650	〃	3,000	〃 (〃)
金指造船	276	笠置丸	日本水産	1,500	〃	1,800	〃 (冷運)
塩山船渠	236	さんと丸	第一物産	900	〃	1,200	〃 (〃)
浦賀船渠	696	PACIFIC CONQUEROR	リベリヤ	8,050	〃	9,100	輸出(貨)
"	702	SUNWALKER	〃	7,050	R	2,150	〃 (鉱石)
藤永田造船	56	CALLI	〃	8,650	D	6,300	〃 (貨)
川崎重工	969	PHANTOM	パ ナ マ	23,800	T	20,250	〃 (油)
今井造船	108	中京丸	中京海運	650	D	950	貨物船
函館ドック	231	PANAYIA MOUTSAINA	パ ナ マ	8,150	T	8,200	輸出(貨)
幸陽船渠	—	真照丸	小谷汽船	1,600	D	1,400	貨物船

22隻 6,591総トン (500トン未満)

竣工船合計 43隻 140,851総噸

特許解説

特許庁 飯沼義彦

可変ピッチ推進器管制装置 (昭和 32

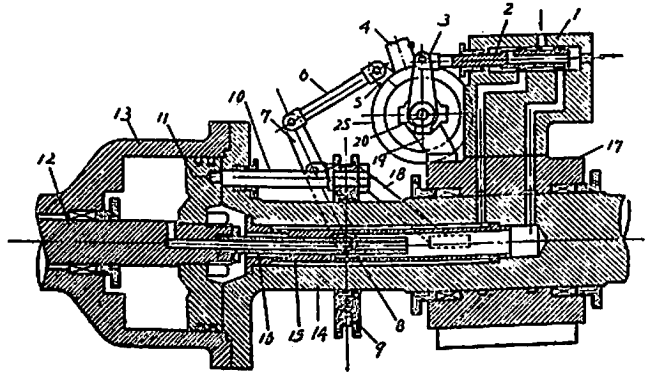
年特許出願公告第 7,582 号, 発明者, 鷗見倫一, 出願人・新三菱重工業株式会社)

本発明は油圧式可変ピッチ推進器のサーボモーターにおける追従装置の改良に係るものである。従来この種の装置として追従弁方式あるいは中間歯車とカムを用いた方式等があるが前者にあつては操縦油の漏洩箇所が多く後者にあつては構造複雑にして作動に遅れを伴う欠点がある。本発明はこれらの欠点を除くため差動歯車機構をサーボモーター分配弁の追従装置に応用したものであつて、すなわち、分配弁の開閉レバーを差動歯車機構を介して操縦レバーとサーボモーターピストンに追従する追従レバーとに固連的に結合するようにしたものである。

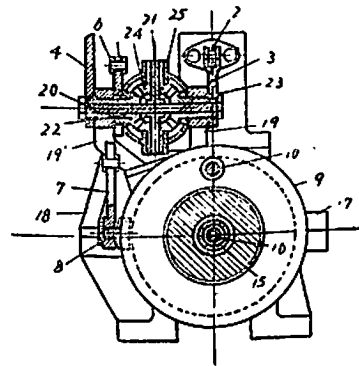
以下図面について説明すると、第 1 図は縦断面図、第 2 図は横断正面図である。——いま第 1 図に示す状態から操縦レバー 4 を右方(船首)へ作動すれば傘歯車 22、中間歯車 24、傘歯車 23、分配弁開閉レバー 3 を経て分配弁 2 を左方へ移動させるから圧油は分配弁 1 の左側の通路から中間軸 14 と内管 15 の間の通路を経てピストン 11 の右側に浸入する。同時にピストン 11 の左側の油は導油管 16 の中を通り分配弁 1 の右側通路を経て油タンクへ戻される。このようにしてピストン 11 が左方(船尾)へ移動されるとこれにつれて変節軸 12 も移動し推進器のピッチを変更する。一方ピストン 11 とともに移動する連結杆 10 によつて中間軸 14 上を摺動する滑輪 9 も左方へ移動するためこれに関連した摺動片 8、揺動杆 7、連杆 6 を介して追従レバー 5 が右方へ回動する。したがつてこれに装着した歯車 25 は心軸 20 のまわりに回転するから歯車 25 と傘歯車 22 の差動により中間歯車 24、傘歯車 23 を経て分配弁開閉レバー 3 が分配弁 2 を右方へ移動し、油の通路を閉じて追従動作を完了する。このように操縦動作と追従動作との間には差動歯車機構により一定の関係が存在するため操縦レバー 4 の位置によつてピッチを知ることができる。

つぎに、もし油の漏洩等によりピストン 11 が例えば

左方へ移動した場合は、この動きは滑輪 9、揺動杆 7、追従レバー 5 を経て差動歯車機構 20~25、分配弁開閉レバー 3 に伝えられ、分配弁 2 を右方へ移動させるから圧油は分配弁 1 の右側通路からピストン 11 の左側へ浸入してピストンを右方へ復する。そしてこれと同時に前述の場合と同様の追従動作が行なわれ、ピストン 11 の元



第 1 図



第 2 図

位置への復帰とともに分配弁 2 は閉じられる。したがつて所定のピッチが常に保持される。

船舶用調整動揺計 (昭和 32 年特許出願公告第 8,545 号, 出願人・発明者・加藤弘)

船舶の動揺角を計測するものとして従来使用されている短周期振子式動揺計は船の重心位置におかれると正しい動揺角を示すが、重心位置より上下方向に離れるに従い動揺による加速度の影響をうけて誤差を生ずる欠点がある。

本発明は従来この種の動揺計を改良して前記欠点を除去しようとするものである。すなわち α を船の動揺角、 β を振子の偏角、 H を船の重心から振子軸までの高さ、

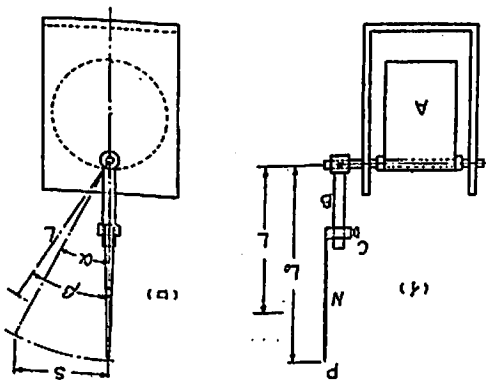
T を船の動揺周期, g を重力による加速度とすると, α と β との間には

$$\tan \beta = \tan \alpha + \frac{4\pi^2 H}{T^2 g} \frac{\alpha}{\cos \alpha}$$

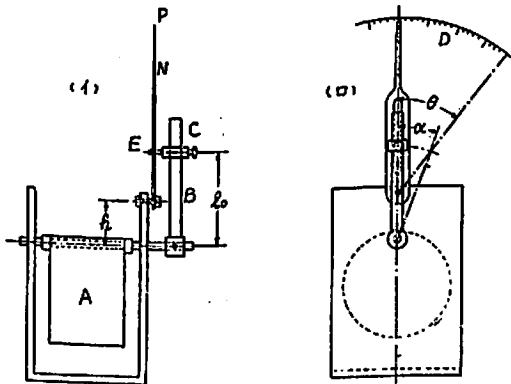
の関係があるが, 右辺第 2 項によつて示される誤差の増大率は動揺角が變つても僅かしか變らない点に着目し, 本發明は動揺計において, 船の重心からの高さおよび船の動揺周期に応じて特定の動揺角に対して針の長さまたは針を動かす柄の長さを調整することにより, 船の任意の動揺角を近似的に指示させるようにしたものである。

以下図面について説明すると, まず針の長さを調整する場合は第 1 図に示すごとく振り A の軸に固定された針の先端 P の元位置からの水平偏位 S によつて動揺角を示すようにし, あらかじめ針の長さ L を特定の動揺角に対して次式のごとく調整しておくことにより, 近似的に実角を指示させることができる。

$$L = L_0 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}$$



第 1 図



第 2 図

ただし L_0 は針の基準の長さすなわち動揺計を船の重心位置においたときの針の長さである。

つぎに針を動かす柄の長さを調整する場合は, 第 2 図に示すごとく振り A の軸に固定された柄 B に付いている移動棒 C から出ているピン E によつて針 N が傾き, その偏角 θ が実角 α を示すように目盛 D を作り, あらかじめ特定の動揺角に対して柄 B の長さを調整しておくことにより, 近似的に実角を指示させることができる。調整すべき柄の長さ l は次式の k および α に適宜の數値を代入することによつて得られる σ から求められる。

$$\frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = \sigma \sqrt{\frac{1 + K^2 - 2K \cos \alpha}{\sigma^2 + K^2 - 2\sigma K \cos \beta}}$$

ただし $K = h/l_0$ (h は針軸と振り軸との距離
 $\sigma = l/l_0$ (l_0 はピンと振り軸との基準距離))

被覆組成物 (昭和 32 年特許出願公告第 8,934 号, 發明者・バトリック; ジョセフ, キーティング, 同・セオドール, チャールス, ヘイジック, 出願人・テキサコ, デペロー・フメント, コーポレーション, —アメリカ)

本發明は, 金属面を腐蝕から保護するための被覆組成物であつて, 船底やバラストタンクの内面等を保護するのに適するものである。従来この種の塗料としてはナフテン系原油の直溜により得られた残渣を, 精溜しない溜出物で稀釈したものにトール油を混じたものが優れた性質をもつものとして使用されているが, 本發明はこれに適宜の脂肪族ジアミンを加えることによつて著しく性質を向上させるようにしたものである。すなわち本發明の組成物は (a) 主として 1~5 容量% のトール油, 210°F で 40~55 秒のセイボルト・フロール粘度を有するナフテン系原油の直溜により得られる石油残渣, ならびに混合物全体の粘度を 122°F で 25~50 秒のセイボルト・フロール粘度にするように前記残渣を稀釈するに足る石油の混合物と (b) 防蝕できる量の脂肪族ジアミンとより成るものである。この組成物の一製法を述べると, まずトール油をナフテン系原油の直溜残渣と軽い溜分との混合物に溶解して 5 容量% のトール油を含む基体混合物を作る。それからこの基体混合物を 130~150°F に加熱し, これに同温度まで加熱した糊状の脂肪族ジアミンを攪拌しながら加えると本發明の流動性組成物ができあがる。

この組成物は高度の密着性を有し被覆されるべき金属面に水分が存在していても水分と置換して永続性のある優れた被膜を形成する特徴がある。したがつてこの組成物によりタンク等の容器内を被覆するにはつぎのように簡便な方法をとることが可能である。まずこの組成物をタンクの底部に入れ, それから水をこの組成物の下に入

れるとこの組成物は水の表面に浮いて均一な厚さの層となる。ついで水を引くとタンク内面に均一な防蝕被膜が密着形成される。この操作を数回行なつて適宜の厚さに層着させることができる。このようにして形成された被膜は、タンク内に内容物を満たし激しく攪拌してもはげない。この方法によれば例えば船のバラストタンクの如き複雑な内部構造をもつものでも簡単に被覆することができる。

以下本発明による被覆組成物について行なわれた種々の試験のうち室内湿度に対する試験について述べる。試験料は次のごとく A~D の4種のものが用意されたが、このうち A は従来最良のものとして用いられているものであり、B, C および D は本発明によるものである。

A 210°F で42~45秒のセイボルト・フロール粘度

を有するナフテン系原油の直溜により得られた残油33.3容量%, 100°F で125~145秒のセイボルト・ユニバーサル粘度を有する精溜しない溜出物63.8容量%および粗製トール油2.9容量%の混合物。

B 獣脂の脂肪酸から得られるアルキル基を有する脂肪族ジアミン0.4重量%(粗製ジアミンでは0.5重量%)と前記Aが99.5重量%の混合物。

C Bと同様の脂肪族ジアミン0.8重量%(粗製ジアミンでは1重量%)とAが99重量%の混合物

D Bと同様の脂肪族ジアミン1.6重量%(粗製ジアミンでは2.0重量%)とAが98重量%の混合物

細いた鋼の試験片を室温で試験される組成物に浸し、2時間乾かした後120°Fで相対湿度100%を有する室内に吊つた。その結果24時間後にAに汚点が生じ始めたが、Bは144時間後でもなお良好な防蝕性をもっていた。192時間後にBに汚点が生じ始めついで時間の経過とともにC, Dにも汚点が生じたがDでは5.8時間後でさえ汚点が生じなかつた。なお試験は(イ)乾燥試験片を組成物に浸したものと(ロ)試験片を水に湿してから組成物に浸したものとについて平行的に行なわれたが、B, Cではむしろ(ロ)の方がすぐれ、Dではやや(イ)の方がよい結果となつた。

そのほか水洗による抵抗力試験、4%塩類溶液の噴霧による試験、水による置換試験等が行なわれたが、いずれの場合も脂肪族ジアミンを有する本発明の組成物は著しくよい結果を示した。

(海技入門選書・新刊)

東京商船大学教授 米田謹次郎著

操 船 と 応 急

A5 上製 130頁 定価 230円 (送30円)

目 次

I 操 船 の 基 礎

- 第1章 錨の使用法
- 第2章 舵の作用と操舵号令
- 第3章 推進器の作用
- 第4章 速力と惰力
- 第5章 操船に影響する外力

II 操 船 実 務

- 第6章 出入港・港内操船
- 第7章 特殊操船
- 第8章 荒天操船
- 第9章 海難と応急処置

謹 賀 新 年

昭和33年元旦

天 然 社

船 舶 第31巻 第1号

昭和33年1月12日発行
特価160圓 (送12圓)

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

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

天然社・海軍工学図書

米田謙次郎著 A5 上製 133頁 290円 (送30円)
操船と応急
 中島保司著 A5 上製 170頁 300円 (送30円)
船舶運航要務
 野原威男著 A5 上製 110頁 180円 (送30円)
船舶用フロペラ
 豊田清治著 A5 上製 160頁 280円 (送30円)
推測および天文航海
 田中岩吉著 A5 上製 折込4葉140頁 定価260円 (送30円)
海上運送と貨物の船積
 (前篇) **海上運送概説**
 田中岩吉著 A5 上製 170頁 290円 (送30円)
海上運送と貨物の船積
 (後篇) **貨物の船積**
 鞠谷宏士著 A5 上製 160頁 300円 (送30円)
船舶の構造及び設備属具
 上坂太郎著 A5 上製 160頁 280円 (送30円)
沿岸航法
 横田利雄著 A5 上製 140頁 230円 (送30円)
航海法規
 鞠谷宏士著 A5 上製 130頁 220円 (送30円)
船舶の保存整備
 屋代勉著 A5 70頁 100円 (送20円)
日本船舶信号法解説
 天然社編 A5 120頁 170円 (送30円)
船舶職員国家試験模範解答(甲種機関科)
 石田千代治・真壁忠吉著 上製 340頁 680円 (送50円)
蒸気ボイラ
 波多野浩著 A5 上製 350頁 700円 (送50円)
航海計器 第1巻
 依田啓二著 A5 上製 290頁 380円 (送50円)
新海上衝突予防法概要
 浅井・上坂共著 A5 上製 290頁 480円 (送50円)
地文航海法
 天然社編 B5 上製 8冊 2段組 200頁 500円 (送50円)
船舶用品便覧
 造船協会鋼船工作研究委員会編
 A5 判アート 220頁 (折込11枚) 45円 (送50円)
船舶の熔接工作法
 福永彦又著 A5 上製 240頁 400円 (送50円)
海図の見方
 浅井・豊田共著 A5 上製 280頁 450円 (送50円)
天文航海法
 鮫島真人著 A5 箱入 250頁 450円 (送50円)
船位誤差論
 宇田道隆著 A5 上製 300頁 400円 (送50円)
海洋氣象学
 和達・島山・福井監修 A5 450頁 1200円 (送50円)
氣象辭典
 中谷勝紀著 A5 箱入 230頁 500円 (送50円)
船舶用チーゼル機関の解説
 上野喜一郎著 A5 箱入 630頁 850円 (送50円)
船舶安全法規
 天然社編 B5 上製 220頁 450円 (送50円)
船舶の写真と要目 才2集 (1953年版)
 天然社編 B5 上製 230頁 650円 (送50円)
船舶の写真と要目 才3集 (1955年版)

天然社編 B5 上製 180頁 650円 (送50円)
船舶の写真と要目 才4集 (1956年版)
 天然社編 B5 上製 260頁 900円 (送50円)
船舶の写真と要目 才5集 (1957年版)
 上田篤次郎著 A5 上製 (折込7枚) 500円 (送50円)
船舶用電気設備
 造船協会電気熔接研究委員会編
 A5 判総アート 200頁 360円 (送40円)
船舶の熔接設計要覽
 小林恒治著 A5 上製 260頁 420円 (送50円)
實用航海術
 小野寺道敏著 A5 上製 340頁 500円 (送50円)
氣象と海難
 山縣昌夫著 B5 上製 350頁 850円 (送50円)
船型学 (推進篇)
 山縣昌夫著 B5 上製 図表別冊 700円 (送50円)
船型学 (抵抗篇)
 上野喜一郎著 A5 上製 280頁 380円 (送50円)
船舶の歴史 才1巻 古代中世篇
 上野喜一郎著 A5 上製 300頁 420円 (送50円)
船舶の歴史 才2巻 近代篇
 米國造船造機学会編 米原令敏訳 各 B5 上製
船舶機関工学 (第1分冊) 650円 (送50円)
 " (第2分冊) 520円 (送50円)
 " (第3分冊) 700円 (送50円)
 " (第4分冊) 800円 (送50円)
 " (第5分冊) 900円 (送50円)
 茂在寅男著 B6 上製 210頁 280円 (送40円)
解説「レター」
 橋本・森共著 A5 上製 200頁 300円 (送40円)
船舶積荷
 小野暢三著 A5 上製 170頁 250円 (送40円)
船舶用聯動汽機
 矢崎信之著 B6 上製 300頁 250円 (送40円)
船舶機関史話
 渡辺加藤一著 A5 上製 200頁 280円 (送40円)
荒天航泊法
 小谷・南・飯田共著 A5 上製 340頁 450円 (送50円)
機関士必携
 依田啓二著 A5 上製 400頁 450円 (送50円)
船舶運用手冊
 小谷信市著 A5 上製 300頁 350円 (送50円)
船舶用補機
 高木淳著 A5 上製 240頁 300円 (送50円)
初等船舶算法
 中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350円 (送50円)
船舶用チーゼル機関
 中谷勝紀著 A5 上製 200頁 250円 (送40円)
船舶用燒玉機関

正 賀

パロットエンジンオイル



明けて
お目出度うございま
本日もよろしく
御愛用願います



富士
ハイパワー
ガソリン



東京・丸の内・東京ビル

昭和石油

三機の鋼管と船舶用機材

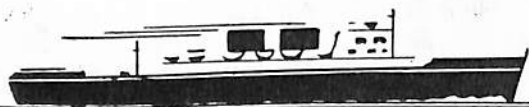
厨房設備

ギャレ・グリル・ペーカー・バー・喫茶
冷蔵設備・食品加工設備一式
客船・貨物船・捕鯨船等何れにも
適する様設計製作施工いたします

規格

JIS ASTM BS
LRS ABS API NK

船舶用鋼管
ラインパイプ
各種ボイラー用鋼管
圧力配管用鋼管
瓦斯水道用鋼管



三機工業

社長
山田熊男

本店 東京都千代田区有楽町(三信ビル) 電話(59)代表5251~(10) 代表5351~(10)

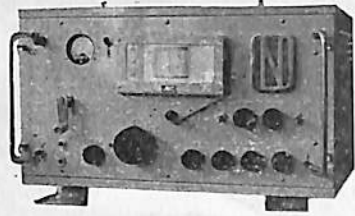
支店 名古屋・大阪・福岡・札幌 工場 川崎・鶴見・中津

17球ダブルスーパーヘテロダイナ

JRC短波受信機

短波受信機の最高級品出現!

NMR-221H型



電源 AC 1φ 50~60 c/s 70~120V 乃至 190~240V (電源部外付) 又は DC 200~250V 及 6.3V

バンド ターレット切替 10バンド

① 4~6Mc ② 6~8Mc ③ 8~10Mc ④ 10~12Mc ⑤ 12~14Mc

⑥ 14~16Mc ⑦ 16~18Mc ⑧ 18~20Mc ⑨ 20~22Mc ⑩ 22~24Mc

感度 A1 2μV以下 A2 5μV以下 (S/N 20db 出力100MW)

映像比 最低 30db以上

選択度 水晶フィルター使用しない時 帯域巾3kc 12db/kc以上 (0ノッチ)

水晶フィルター使用した時 帯域巾0.2kc 20db/kc以上 (4ノッチ)

受信方式 全バンド水晶制御 目盛は 5kc毎



東京・渋谷・千駄ヶ谷 4-693

大阪・北・堂島中 1-22

日本無線株式会社



HOKUSHIN GYRO-PILOT

日本特許第192363号

(昭和26年9月27日)

PATENTS UNDER APPLICATION TO

U. S. A. (No. 224506)

GREAT BRITAIN (No. 11081)

Single unit & Two unit

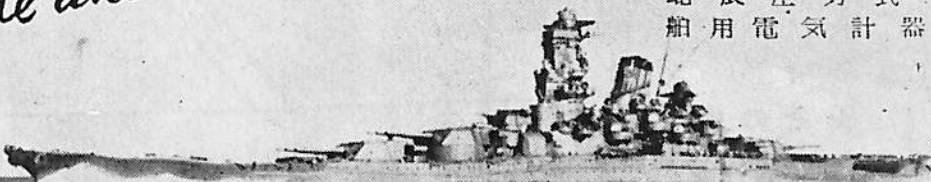
製造品目

アンシュツ ジャイロ コンパス

北辰式 ジャイロ パイロット

北辰圧力式 ログ

船用電気計器各種



株式会社 北長電機製作所

本社 東京都天田区下丸子町312 電話蒲田(03) 2241~4

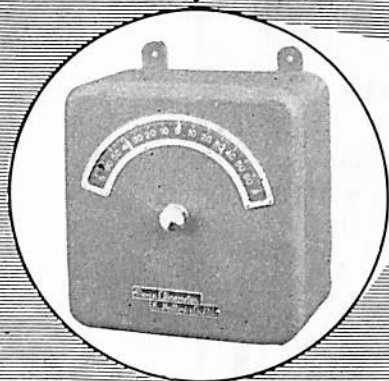
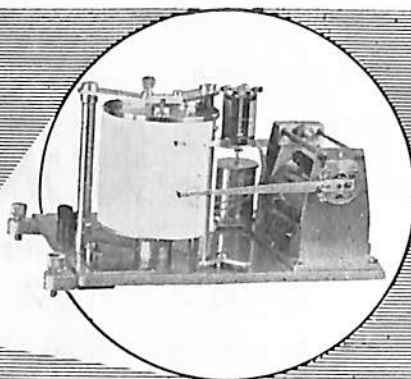
支店 大阪市東区今橋4-1三菱信託ビル電話北浜(23) 2191~2

サービス 神戸市生田区栄町通2-45万成商会内電話元町(4) 2092

ステーション 門司市入船町2-3097 電話門司 2090

船用精密傾斜計

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



RM-1型 水銀 U 字 管 式

RM-3型 振子式、空気制振器付

船用動搖記録計

型録贈呈

服 部 時 計 店
機 械 郵 局

東京営業所 東京都中央区銀座四丁目 TEL (56)2111(10)

支 店 大阪市東区博労町四丁目 TEL (25)1251(5)

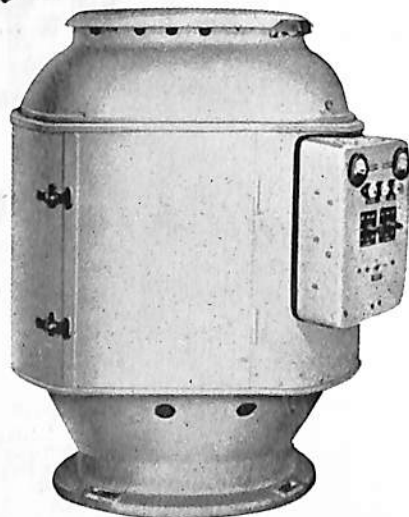
出張所 福岡市下名島町四七 TEL (4)2966(3)



伝統と実績!!

スペリー式

- ★ MK 14・MOD 2
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



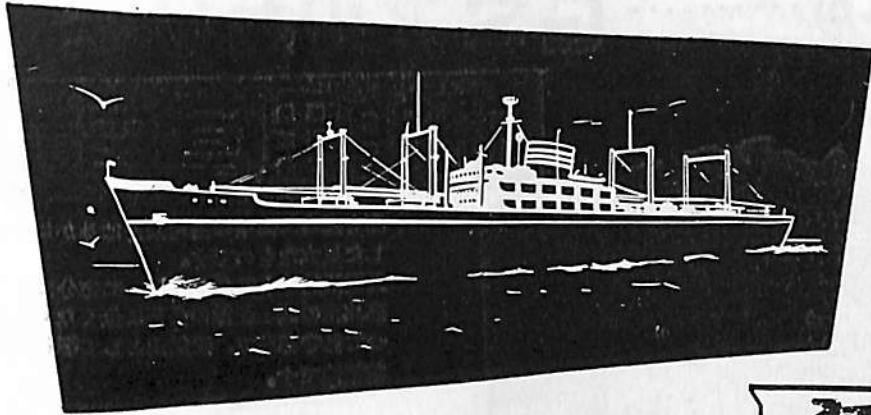
サービス・ステーションの充実

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



モービル船用オイル



スタンダード・ヴァキューム 石油会社



名古屋造船株式会社

取締役社長 福原敬次

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

本社 名古屋港区昭和町一三番地

東京事務所 電話南(32)代表五五三一八番

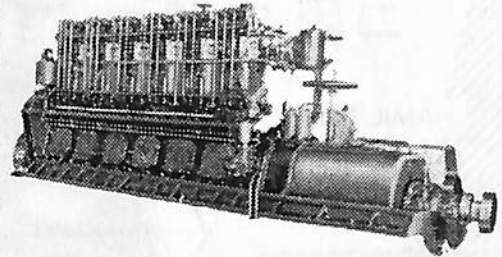
東京都千代田区丸の内一六の一東京海上ビル新館四階

電話東京(28)六九八二一四番
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



カネガフチ デイゼル

JIS 表示許可工場
(運A0-9号)



船用主機及補機
120-2,000 H P
動力用発電機用
25-2,000 H P

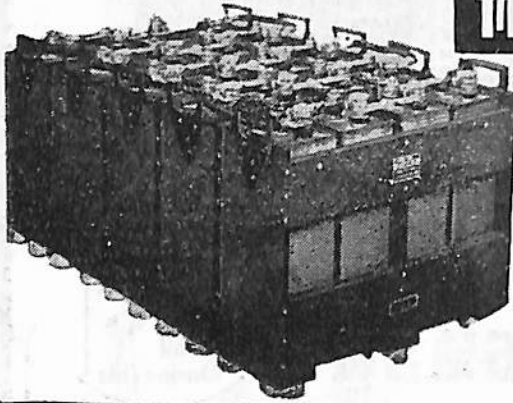
鐘淵デイゼル工業株式会社

東京都葛田區隅田町2丁目
電話 東京(68) 代表 5391-3番

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



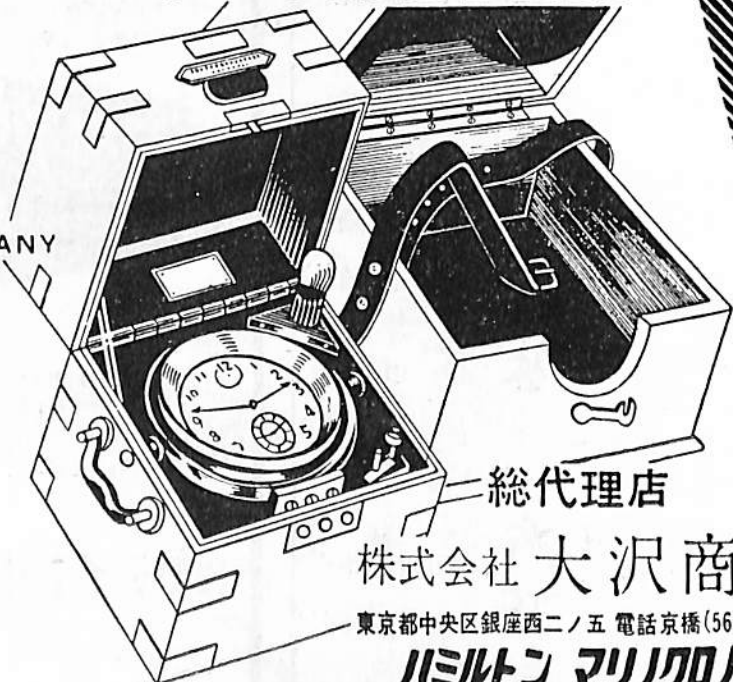
而も壽命は従来の蓄電池をはるかに超越した長大なものです。
 又電氣的にも乱暴な取扱いに十分に耐え、亦比重の測定記録の必要は全くなく、従つて保守容易で、船舶用として理想的の蓄電池です。

日本電池株式会社

本社 京都市南区吉祥院西ノ庄猪之馬場町
 支店営業所 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

熔接作業の能率化に

SWA型

東芝交流アーク熔接機



厚鉄板 熔接の能率化に最適
薄鉄板のきれいな熔接に

東芝シリコン絶縁
可動線輪型
ファンなし
広範囲な電流調整
構造簡単でしかも堅牢
焼損のおそれなし



SWA-250型

SWA-300型

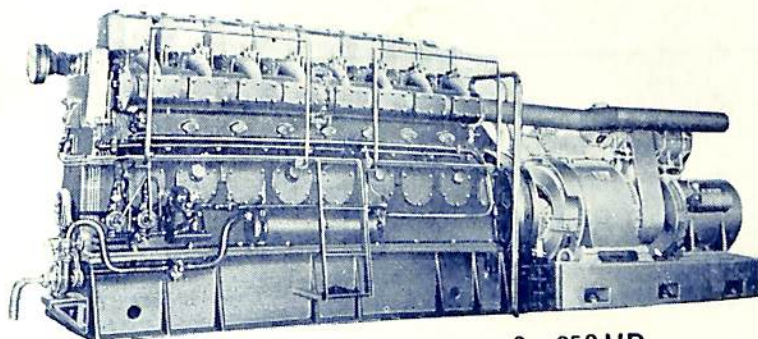
SWA-H500型

Toshiba 東京芝浦電気株式会社

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

船舶補機用の...

発電・動力・ポンプ用に



6~850 HP

クボタ

ディーゼル

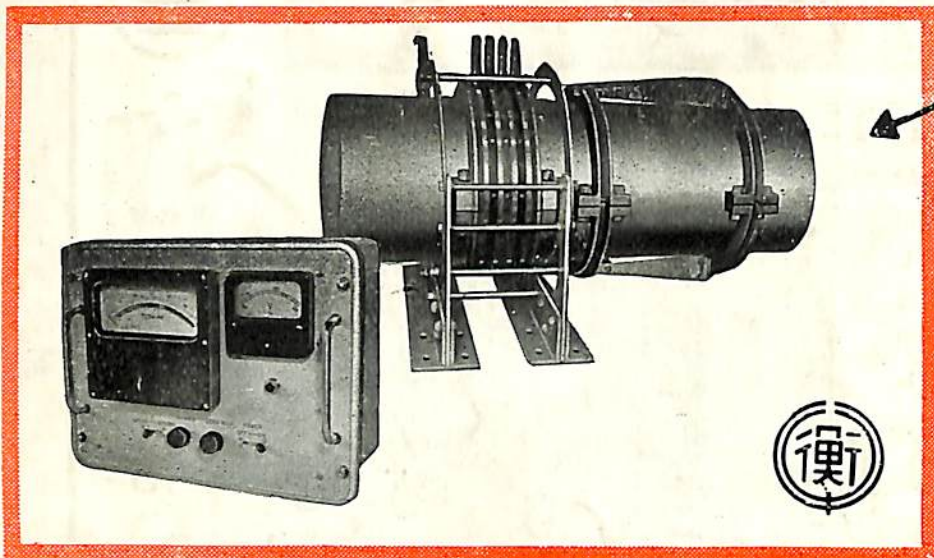


久保田鉄工株式会社

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ー



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

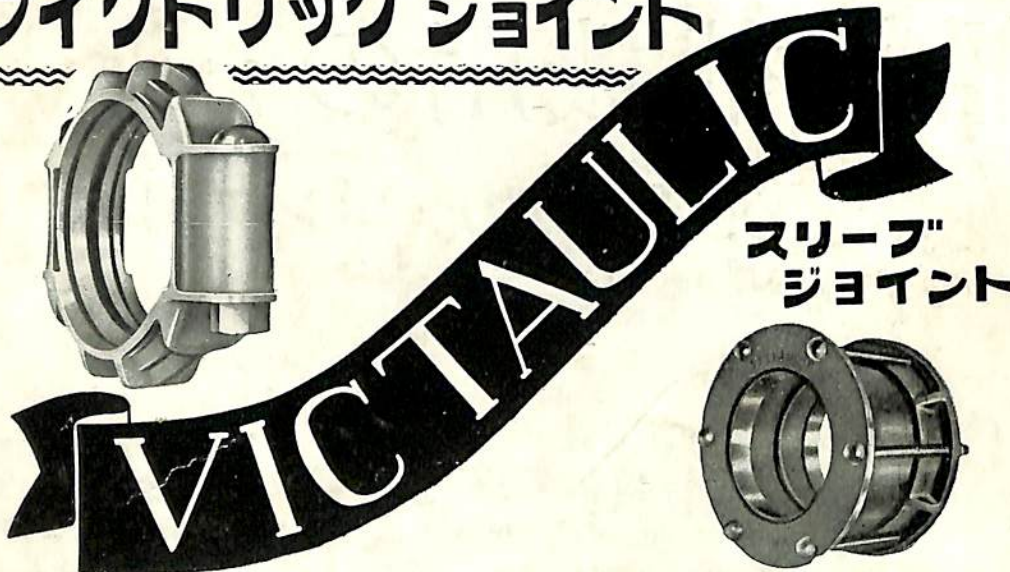
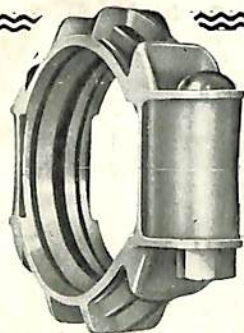
該写真は三菱造船株式会社長崎造船所御建造のマリエッタ号に装備致したものであります。



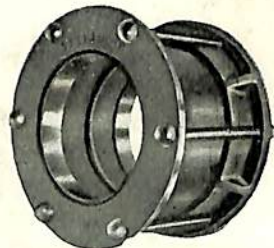
東京都品川区北品川4の516・TEL 白金(44) 1141(代表)
 大阪市南区八幡町6 ・TEL 南(75) 6140
 福岡県宗像郡津屋崎町・TEL 津屋崎104

株式会社 東京衡機製造所

ヴィクトリック ジョイント



スリーブ
ジョイント



販売代理店

浅野物産株式会社
 東京都千代田区丸ノ内1丁目6
 東京海上ビル新館8階
 電話 東京28局 4521(代) 4531(代) 4541(代)

製造元

日本ヴィクトリック株式会社
 東京都千代田区丸ノ内1丁目6
 東京海上ビル新館7階
 電話 東京28局 8974・8975

船舶 光三十一卷 光一號

昭和五十二年三月二十日
 昭和三十三年一月十二日
 印刷 光三十一卷
 発行 毎月一回

編集発行 東京都新宿区赤城下町五〇番地
 印刷所 新田岡健通一
 研 海田市東堀通四
 修 舎

本号特価一六〇円 発行所 天

東京都新宿区赤城下町五〇番地
 振替・東京七九六〇番
 電話東京(一)九〇八番
 社

IBM 5541