

船舶 7

1960. VOL. 33



35. 7. 20



新日本汽船株式会社御注文
 高速貨物船「伊賀春丸」
 (12,600重量トン・21.15ノット)
 昭和35年6月29日竣工
 日立造船・因島工場建造



日立造船株式会社

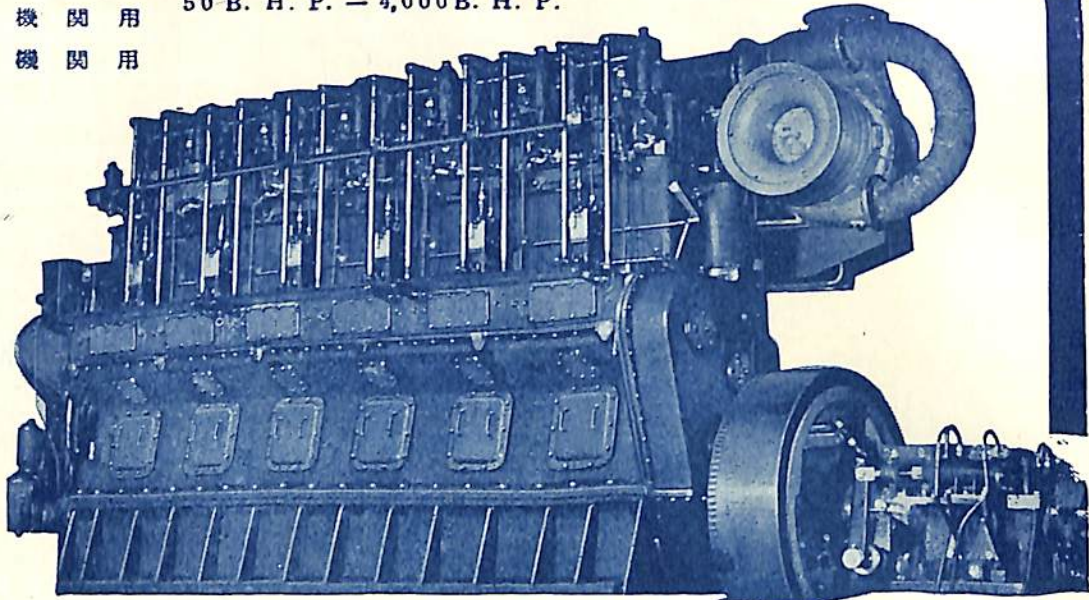
天然社

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
 昭和三十五年七月七日 印刷
 昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認雑誌第四〇六号
 昭和二十四年三月二十八日 發行

AKASAKA DIESEL

船舶主機用
船舶補機用

50 B. H. P. — 4,000 B. H. P.



創業
60年



株式会社 赤阪鉄工所

本社
大阪
工場

出張所
東京
札幌
大塚

支店
京橋
大阪市
津市

支店
中北
区東
区中
区北
区港

支店
中央区
西
区北
区港

支店
座六
丁目
4-38

支店
1-3
目
38

支店
電話
電

支店
札幌
北
電

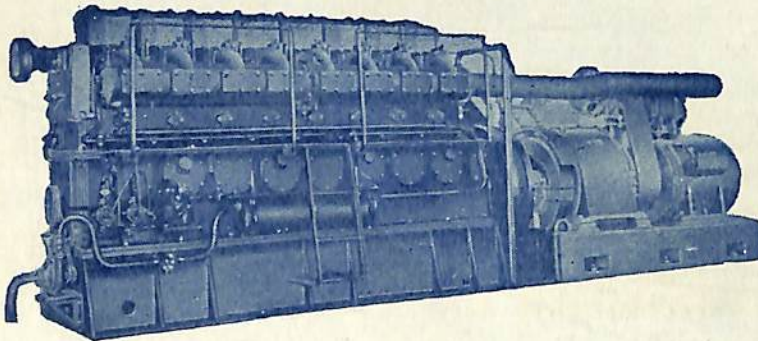
支店
電話
電

支店
電話
電

支店
電話
電

船舶補機.....

発電・動力・ポンプ用に



補機用 9~1000馬力

主機用 5~90馬力

クボタ

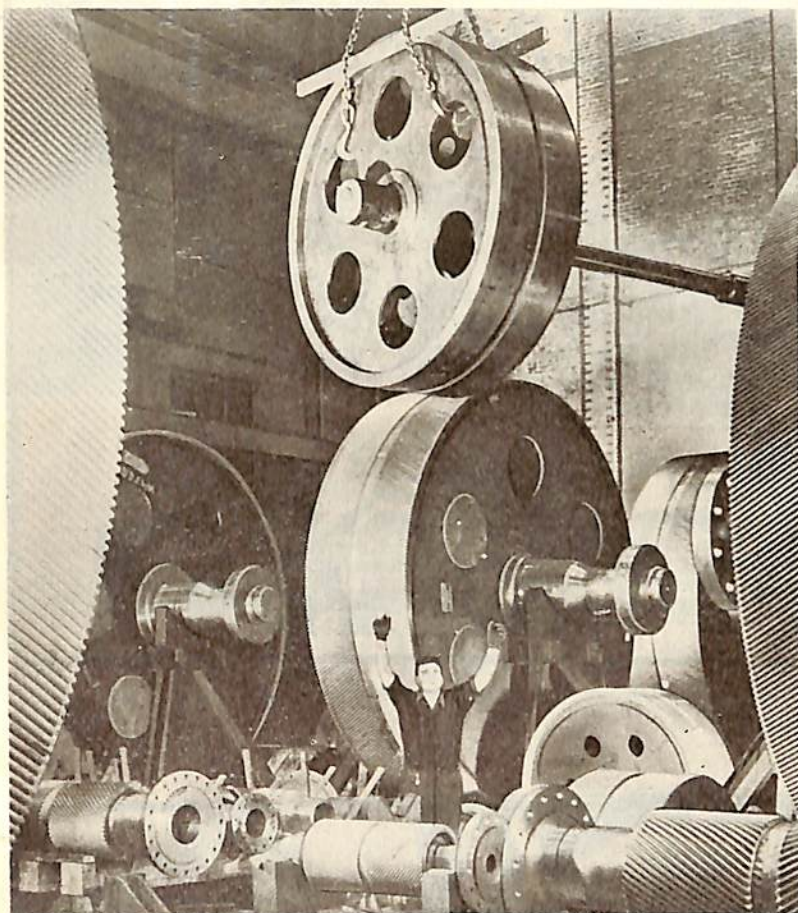
ディーゼル



久保田鉄工株式会社

大阪市浪速区船出町2丁目 東京・福岡・札幌・名古屋・室蘭

G.E.の二段減速歯車は、最高性能のタービンと推進能力を生み出します



G.E.の歯車の特徴はタービンとスクリューの速度を自由に選択できることです。又綿密な製作、狂いのないバランス、精密な歯切り、仕上りが確約されています。

二段減速歯車の高度の品質と耐久性は G.E.の豊富な経験、巨大な施設、綿密なテストが保証します。

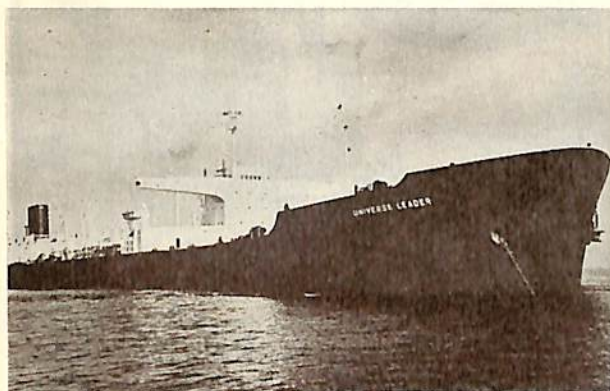
船舶動力部門の経済的操作の大半は、高速度タービンに使用されている歯車装置の優秀性と効率に左右されます。今日、最新式の商船及び軍艦の推進歯車装置の水準は、G.E.の設計、製作による二段減速アーティキュレーテッドギヤであると認められています。

G.E.の持つ船舶推進装置製作の施設は世界最大の完璧さを誇っております。その設備を擁してG.E.は新しいデザイン、機械及び装置にたえざる研究を続け、よりよい推進装置を生み出す努力をしています。歯車の歯数、サイズ、歯形の進歩による噛合せ運動と耐久性の改良、及びG.E.考案、製作による歯切り機械の出現は正確な歯切りを可能としました。

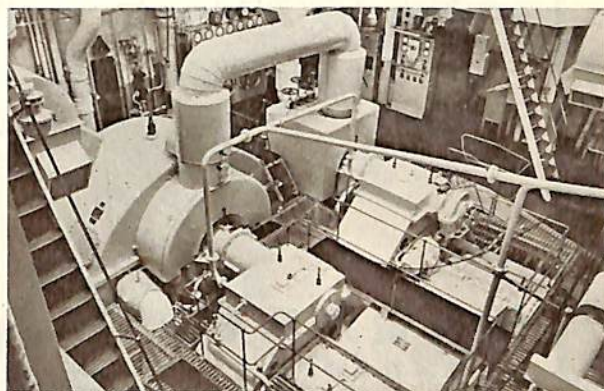
これらの製品に限らずその他のG.E.製品の改良と相まって何処でも適合でき、優秀な効率を示す歯車が作られております。

G.E.の船舶用推進装置に関しては最寄りG.E.販売店若しくは直接にお問合せ下さい。

*International General Electric Co.,
Dept. 20-16J, 150 East 42nd Street,
New York 17, N. Y., U.S.A.*



新造船「ユニバースリーダー」号は21,175 HPのG.E.製クロスコンパウンド船用タービン及び二段減速歯車で推進されています。このスーパータンカーは全長815 ft. 85,500重量トンです。



タンカー「マーレ アドリアクム」号の機関室は代表的なG.E.製クロスコンパウンドタービンを装置しています。この装置は世界的に有名な経済性と信頼性をそなえた推進装置として定評があります。

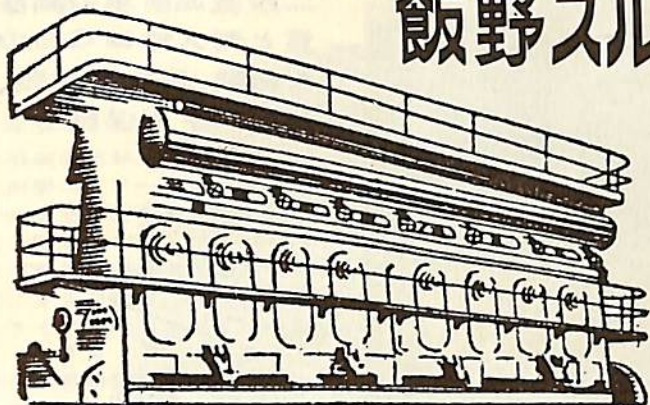
GENERAL  ELECTRIC

-U.S.A.-

IINO-SULZER

TWO-STROKE MARINE DIESEL ENGINES

飯野スルザー 船用 ディーゼルエンジン



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

小型として

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

納期最短

飯野重工業株式会社

東京都千代田区丸の内3-6 TEL 043,1-9,1431-9
大阪事務所 大阪市南区三津寺町20 三信ビル TEL (75) 9524,9525

製造工場 京都府 舞鶴造船所

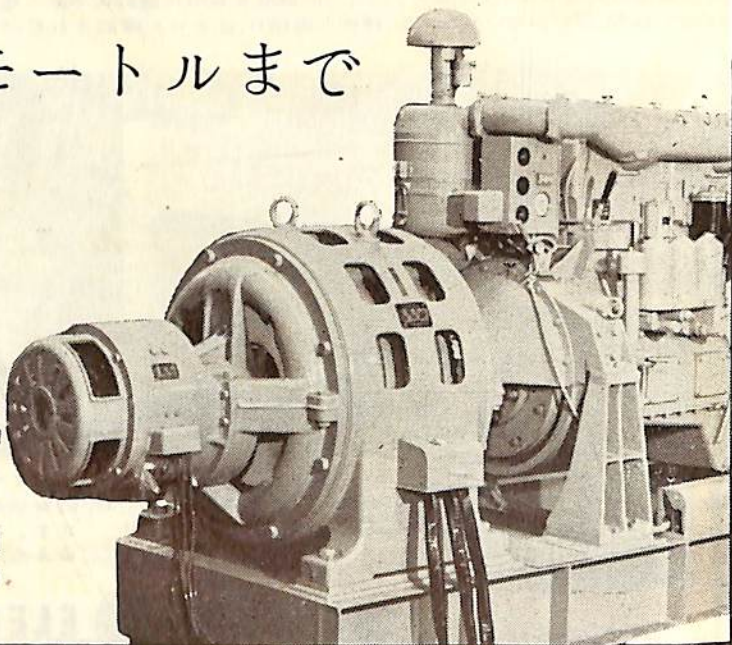
Densei

全 て の 船 に

発電機からモートルまで

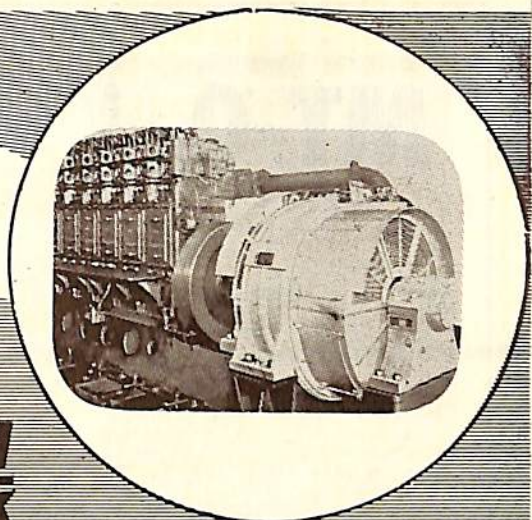
日本電気精器株式会社

本社 東京都墨田区寺島町3-39
営業所 大阪市北区伊勢町34 (日清ビル)
名古屋市東区久屋町5-9 (住友商事ビル)
札幌市北8条西1-1
高松市丸亀町4-0
福岡市天神町5-8 (大神ビル4階)





中型専門メーカー
100~1,000KW



直流・交流
発電機・電動機

各種補機用電動機
管制器及配電盤

直流電弧熔接機
無線用電源電動発電機

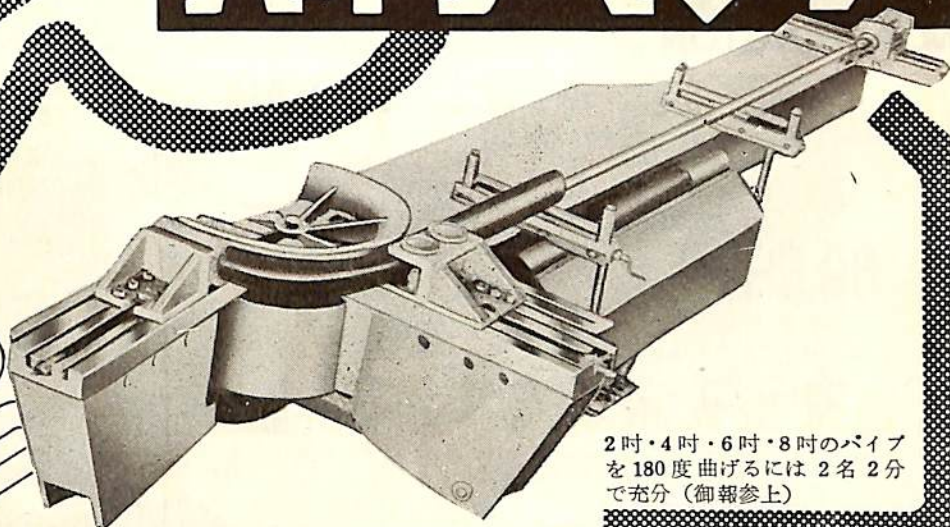
東京電機製造株式会社

営業所
本社出張所

東京都文京区湯島天神町一ノ一〇五
土浦市中高津九五〇
下関市大和町33

電話東京(866)4261~5
電話(土浦)910~2,1287
電話5357

パイプベンダー



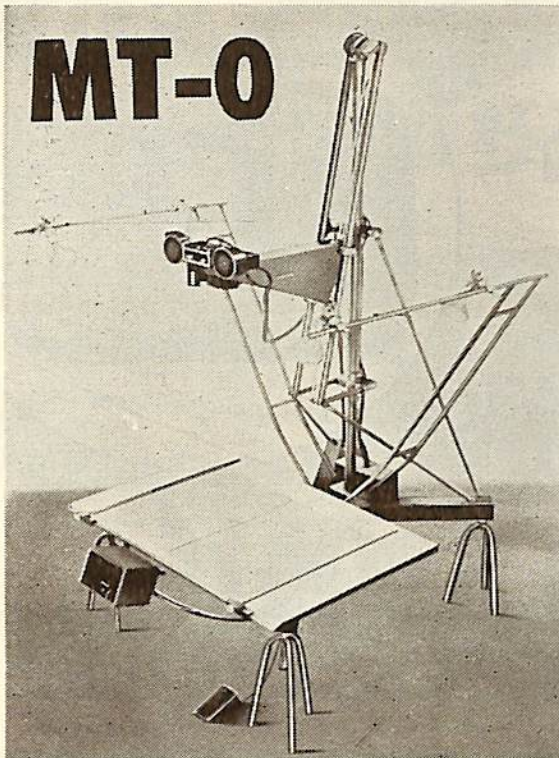
2吋・4吋・6吋・8吋のパイプ
を180度曲げるには2名2分
で充分(御報参上)



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(561)8736~9
鶴見工場 横浜市鶴見区末広町2-4 電話鶴見5131~5

MT-0



ルーモプリント

独逸科学の結晶

マイクロフィルム撮影機

マイクロフィルムシステムの御採用には使用撮影機の優秀を第一条件とします。

西独ルーモプリント社のマイクロフィルム撮影機、マイクロフィルムリーダー及び関係製品はこの要求を完全に具備した世界最優秀機であります。特にSテッサーの解像力の優秀性及び自動焦点、自動露出装置による能率的操作、撮影したレンズを用いてその儘復元し得る装置は、他の何れの撮影機にもない特色であります。

西独ルーモプリント社日本総代理店



日本事務光機株式会社

本社 東京都千代田区神田

淡路町2の11(三和ビル)

TEL(251)0948,0988,3347

大阪 大阪市北区老松町378

営業所 (山川ビル)

TEL大阪(36)8645

カタログ・説明書お申込次第送呈



WORTHINGTON



LCV型

船舶用

カーゴ・オイルポンプ



詳細は弊社にお問合せ下さい。

技術提携 新潟ウオシントン株式会社

本社：東京都港区赤坂新坂町45(赤坂国際館)

電(代表)401-2137・408-3244・3843・3883

営業所：大阪・名古屋・下関・福岡・仙台・札幌

船舶

第 33 卷 第 7 号

昭和 35 年 7 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

大型油槽船の操縦性に関する諸問題	野本 謙 作…(701)
ラワン材輸送の安全性に関する一考察	岩井 聰…(710)
航海性能研究ノート——アメリカにおける Seakeeping Quality 研究の現状	山内 保 文…(717)
舵の性能について(その3)	岡田 正次郎…(732)
水面の流体力学的挙動——特に水中翼に関して	西山 哲 男…(749)
船用電気機器の展望(4)	徳 永 勇…(753)
原子力商船 サバンナ号のパワプラント	(757)
[水槽試験資料 114] 中型貨物船の模型試験	船舶編集室…(765)
鋼船建造状況月報(昭和35年5月)	船舶局造船課…(768)
[特許解説]・前後艙兼用旋回式無張索荷役装置・船用ディーゼル機関 主軸と補機軸との連動装置	飯 沼 義 彦…(770)

- 写 真 ☆ オ三ドック 87,500 D/W トン拡張工事完成 三菱造船 長崎造船所
 ☆ 口径 840 ミリ, 1 気筒当り出力 2,100 軸馬力の高出力大型ディーゼル機関完成 三井造船・玉野造船所
 ☆ 原子力船のコンテナと船体構造一本化の研究 三菱造船・長崎造船所
 ☆ 世界最大級タンカー「ネス・サブリン号」進水 三菱造船 長崎造船所
- 進 水—☆ PHILIPPINE LEYTE ☆ PHILIPPINE BATAAN ☆ 柏 春 丸
 ☆ ひゆうすとん丸 ☆ 博 隆 丸 ☆ むらさき丸 ☆ 日 鶴 丸 ☆ 臨海才 8 号
- 竣 工—☆ 玄 海 号 ☆ オ一池畑丸 ☆ はどそん丸 ☆ 明 訓 丸 ☆ 青 祐 丸



- | | |
|-----------------------------|---------------------------|
| 1. 燃焼ガスや燃料, クリンカーの化学的浸蝕の防止。 | 3. 目地剤として強力な接着をする。 |
| 2. スポーリングや物理的破壊を粘着力で防止。 | 4. 硝子光沢で熱反射を大にし, 熱効率を高める。 |
- XZIT CO. QUIGLEY CO. BIRD-ARCHER CO. CORDOBOND CO. AMERCOAT CORP. JAROCO ENGINEERING CO.
 FARBERTITE CO. MANGANESE BRONZE & BRASS CO. TODD SHIPYARD CORP. HATLAPA CO. HERCULITE FABRICS.

日本総代理店 有限 井 上 商 会
 社 井 上 正 一

横浜市 中区 尾上町 5-80 神奈川県 中小企業会館 電話 (8) 4022, 4023, 5141

船舶の安全と
作業能率の向上に

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

クレモナは強くて 寿命が長く 扱い易いホーサーとして高い信頼度をもっています。

昭和32年10月初めて採用された“らぶらた丸”では長い間の酷使に耐えてすでにマニラの2倍以上も使用されており 風波の激しい中南米就航の“ねばた丸”では竣工以来ヘッドラインに採用され2年後の現在も尚信頼出来るホーサーとして常時使用されています。

型くずれが全くなく 軽くて柔かでロープ操作はマニラの半分ですと大変好評です。

ハッチカバー

- 綿帆布の3倍の耐摩性があり、扱い易い。
- 防水がよくきく。
- 紫外線、油類、バクテリアに侵されない。

お問合せは下記へ

倉敷レイヨン株式会社

本社 大阪市北区梅田二番地 ☎ 東京事務所 東京都中央区日本橋室町二丁目四番地



柏 春 丸

ひ ゆ う す と ん 丸

船 主 株式会社 柏 商 店

船 主 大阪商船株式会社

造 船 所 尾道造船株式会社

造 船 所 新三菱重工業・神戸造船所

全長 82.94 m 長(垂) 77.50 m 幅(型) 12.00 m
 深(型) 6.00 m 吃水 約 5.18 m 総噸数
 約 1,590.00 噸 載貨重量 約 2,592.00 噸 速力
 約 14 ノット 主 機 新潟鉄工所 4 サイクル単動過給
 機付ディーゼル機関 M 6 F 43 CH₃ 1 基 出力 1,400
 BHP×260 RPM 船級 NK 起工 35-3-7
 進水 35-5-15 竣工 35-7-末予定

船種 貨物船 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 9,250 噸 載貨重量 約 12,000 噸
 速力 17.7 ノット 主 機 三菱神戸ズルザー 2 サイル
 単動スーパーチャージドディーゼル機関 9 RD 76 型 1 基
 出力 12,000 PS 船級 NK 進水 35-5-26

8

つの

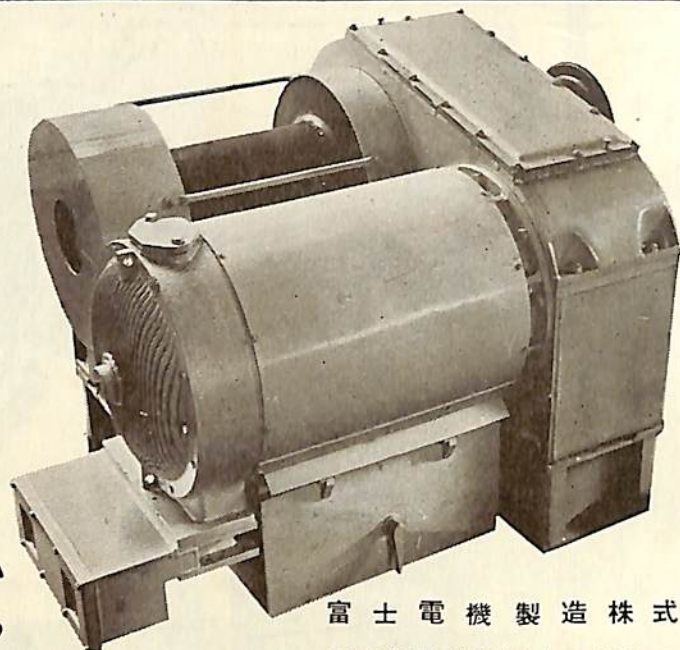
船舶塗料

- ・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 (合成樹脂塗料)
- ・シアナミドヘルゴン (高度のさび止塗料)
- ・楢印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・楢印無水銀鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- ・タイカリット (防火塗料)
- ・ノンスリップ (滑止塗料)

大阪市大淀区浦江北4
 東京都品川区南品川4



日本ペイント



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



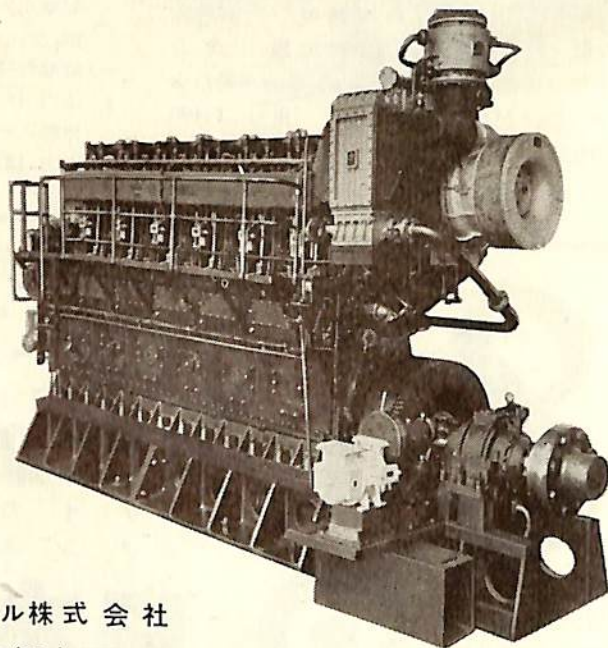
富士

交流揚貨機

ディーゼル機関

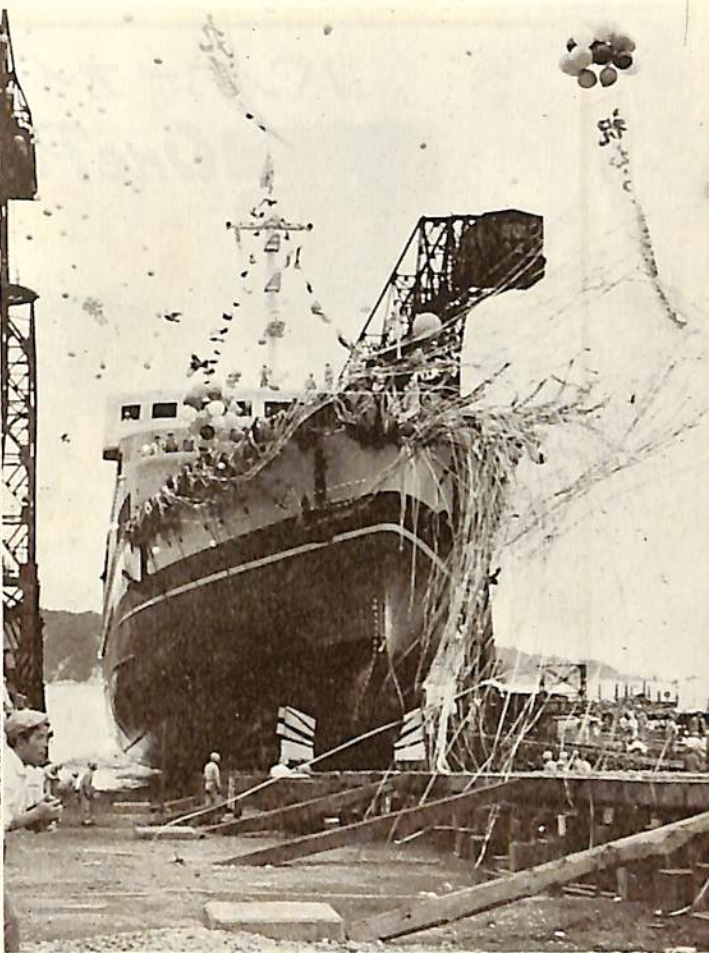
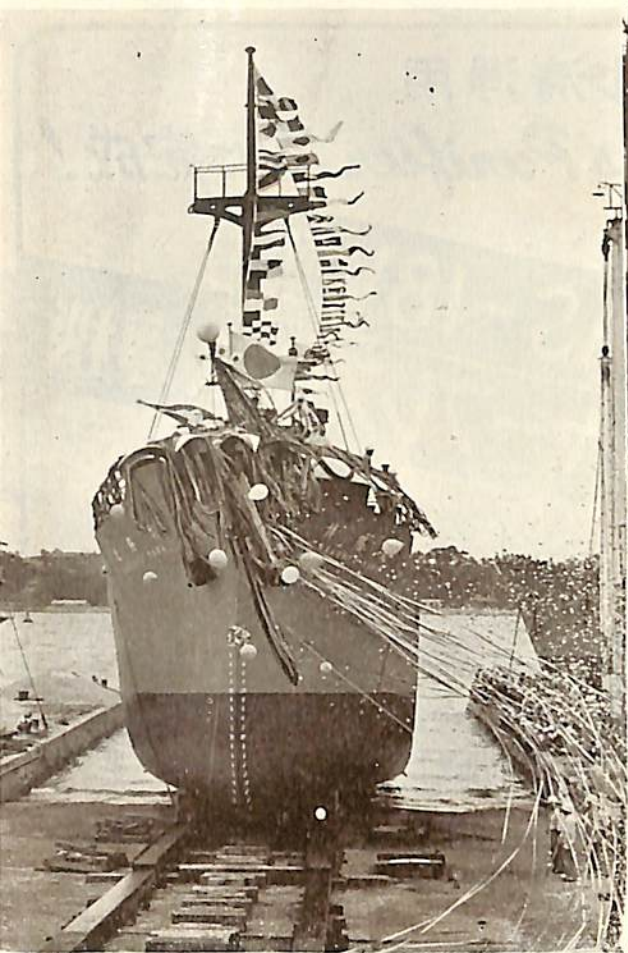
50PS~4000PS

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(281)1251~6



博 隆 丸

船主 九州郵船株式会社

造船所 尾道造船株式会社

全長 54.10 m 長(垂) 49.00 m 幅(型) 8.60 m
 深(型) 4.30 m 吃水 約 3.95 m 総噸数 約 499.00 噸
 載貨重量 約 870.00 噸 速力 約 12.5 ノット
 主機 日発 4サイクル単動過給機付ディーゼル機関 S 6 N
 V 325 型 1 基 出力 700 BHP×350 RPM
 起工 35-2-7 進水 35-5-25 竣工 35-7 初

むらさき丸

船主 関西汽船株式会社

造船所 浦賀船渠株式会社

船種 瀬戸内海観光船 全長 86.70 m 長(垂) 80.00 m
 幅(型) 13.40 m 深(型) 6.25 m 吃水 3.90 m
 総噸数 約 2,900 噸 速力 19.5 ノット 主機 神発
 三菱長崎 6 UET 45/75 ディーゼル機関 2 基
 出力 2,700 BHP×2 進水 35-5-25

むらさき丸

一等客船

特別室 2 人部屋(バス付)..... 2 室 計 4 人

一等室 2 人部屋..... 6 室 } 計 16 人
 1 人部屋..... 4 室 }

特別二等客室

4 人部屋..... 33 室 計 132 人

(但し 9 室は 1 等室として転用出来る、この場合の
 1 室の定員は 2 人となる)

二等客室

各室共絨氈敷の和室

12 人~14 人部屋..... 7 室..... 計 91 人

三等客室

各室共絨氈敷の和室

14~27 人収容 27 区画..... 計 596 人

公 室

ロ ー ン ジ..... 定員 22 人

ロ ビ ー..... " 22 人

ダ イ ニ ン グ サ ロ ン..... " 84 人

喫 煙 所..... " 14 人

食 堂..... " 66 人

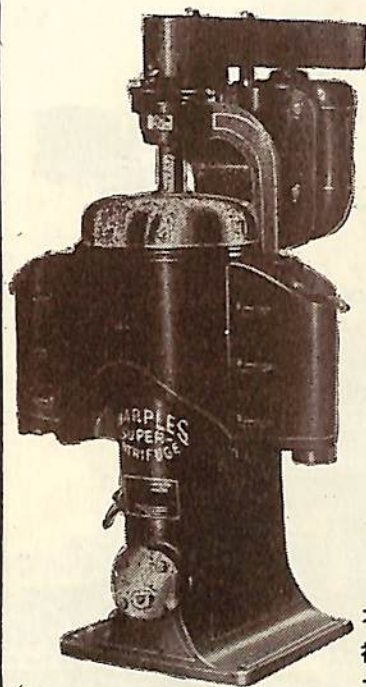
娛 楽 室..... " 96 人

計 304 人

総計 1,143 人

バンカーオイル清浄用

One Pass Purifier 遂に完成!



最新型 AS-18V型

シャープレス油清浄機

米国シャープレス・コーポレーション
セントリフューガス・リミテッド

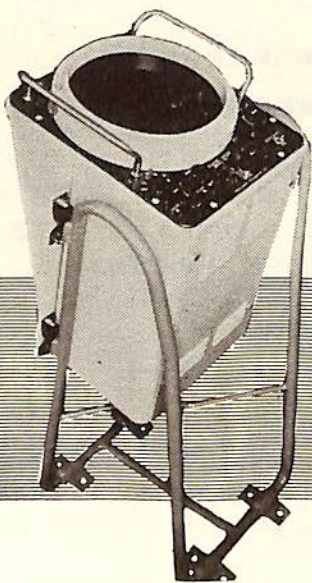
日本総代理店

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) 電話東京(535)2451(代表)
神戸出張所 神戸市生田区京町79 (日本ビル内) 電話神戸(39) 0288 (代表)
工場 東京都品川区北品川4の535 電話白金(441)4131(代表)4132, 1321

マリンレーダーのことなら

東京計器へ!



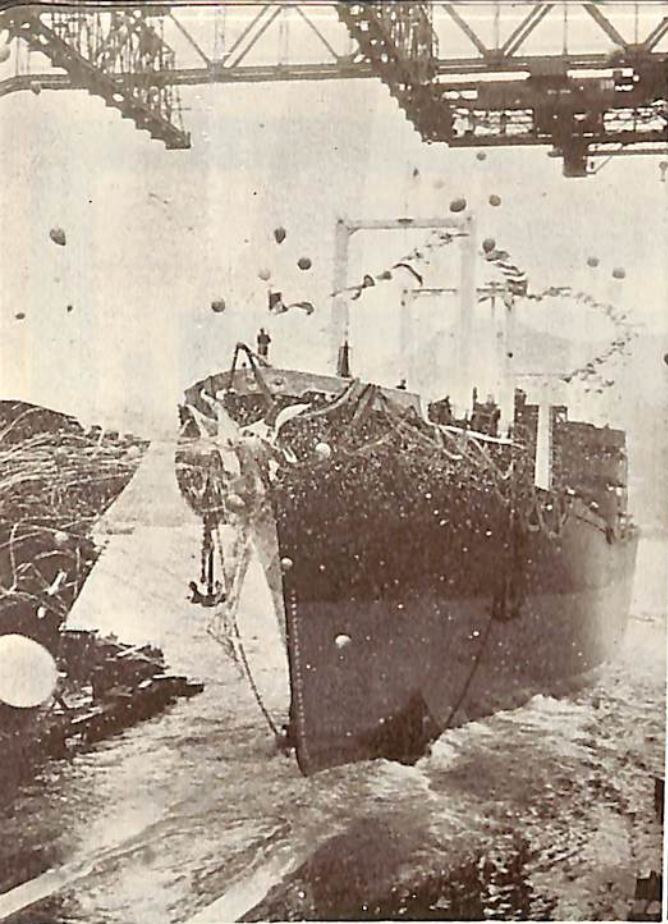
BR 20型レーダー指示器

- MK2-DO — オフセンター, パルス切換型 12吋 CRT (大型船用)
- MK2-DT — トルー・トラッキング, パルス切換型 12吋 CRT (大型船用)
- MR-30 A — 高性能普及型, 10吋 CRT (中型船用)
- BR-20 — 装備容易, 高性能型 (中小型船用) 10吋 CRT
- BR-15 — 超小型, 装備容易 (小型船用) 7吋 CRT

株式会社 東京計器製造所

東京都大田区東蒲田4丁目31番地 TEL.(731) 2211-9
神戸・大阪・函館・横浜・名古屋・下関・長崎

——カタログ贈呈——

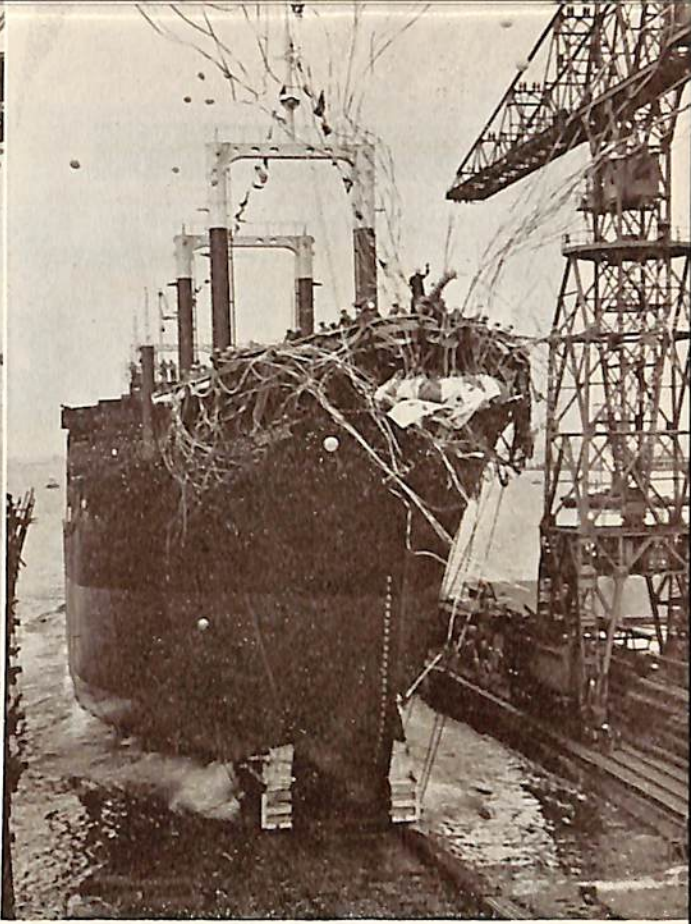


PHILIPPINE LEYTE

船主 NATIONAL DEVELOPMENT CO.
(フィリッピン)

造船所 三菱造船・長崎造船所

船種 貨物船 長(垂) 145.00 m 幅(型) 19.50 m
 深(型) 12.30 m 吃水 9.00 m 総噸数 9,300 噸
 載貨重量 11,500 噸 速力 20.25 ノット 主機
 三菱広島スルザー9 RD 76 型ディーゼル機関 1 基
 出力 12,000 P.S. 船級 AB 起工 35-2-2
 進水 35-6-11



PHILIPPINE BATAAN

船主 NATIONAL DEVELOPMENT CO.
(フィリッピン)

造船所 三菱日本重工業・横浜造船所

船種 貨物船 全長 156.20 m 長(垂) 145.00 m
 幅(型) 19.40 m 深(型) 12.50 m 総噸数 約 9,300 噸
 載貨重量 約 11,600 噸 速力 20.25 ノット
 主機 三菱神戸スルツァー単動二衝程 9 気筒排気ガスタ
 ービン過給機付 9 RD 76 型ディーゼル機関 1 基
 出力 12,000 BHP×119 RPM 船級 AB
 起工 35-2-15 進水 35-5-25



株式會社 吳造船所

取締役社長 住田 正一

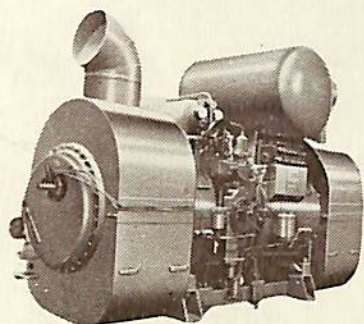
東京本社 東京都千代田区丸の内1丁目1番地 才一鐵鋼ビル内
 電話 東京 (201) 0381 (代)
 神戸事務所 神戸市生田区浪花町64番地 三の宮電々ビル内
 電話 神戸 (3) 3776-8
 吳造船所 吳市昭和通2丁目1番地
 電話 吳 (2) 5171 (代)



経済性のよい船用原動機

フリーピストン

機関



1,000^{HP} → 16,000^{HP}

低質重油を使用できる・航海中でもピストンを拔出し手入を行える
・振動がなく・軽量・小容積



NKK/SEP-SEME-SIGMA/RATEAU

日本鋼管

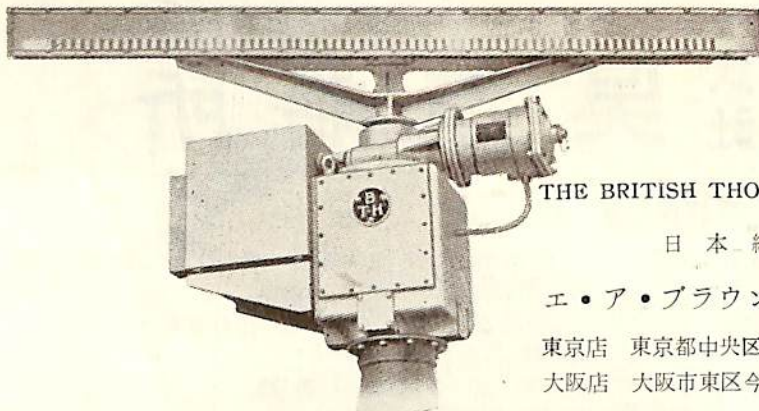
本社 東京 大手町

ESCORT



海図式直視レーダー

絶対安全航行



THE BRITISH THOMSON-HOUSTON CO. LTD.

日本総代理店

エ・ア・ブラウン、マクフアレン株式会社

東京店 東京都中央区銀座2の3 米井ビル (561)5141-5

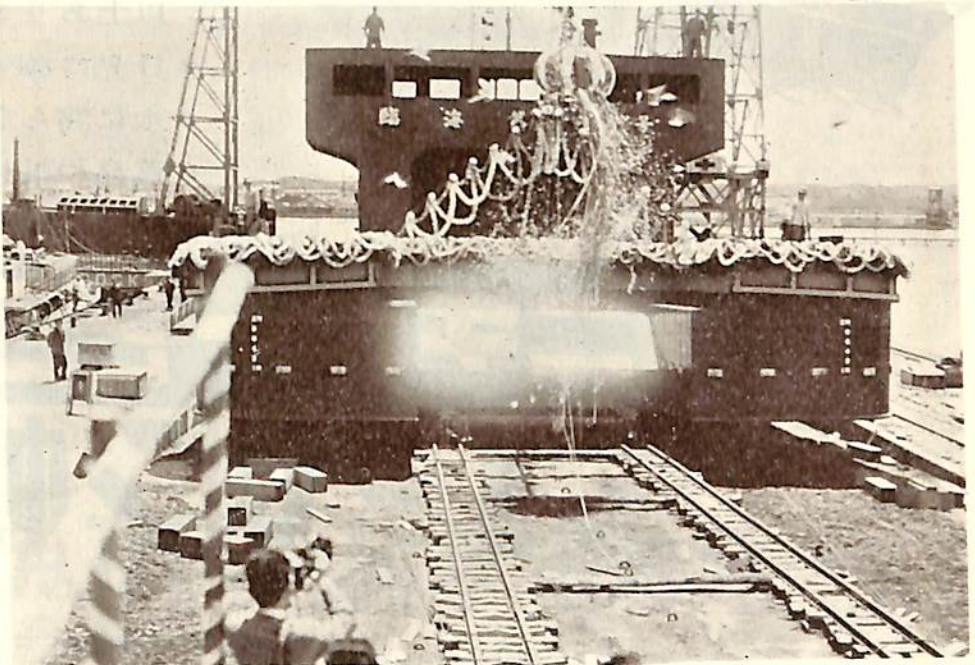
大阪店 大阪市東区今橋4の1 三菱信託ビル (23) 0727

日 鶴 丸



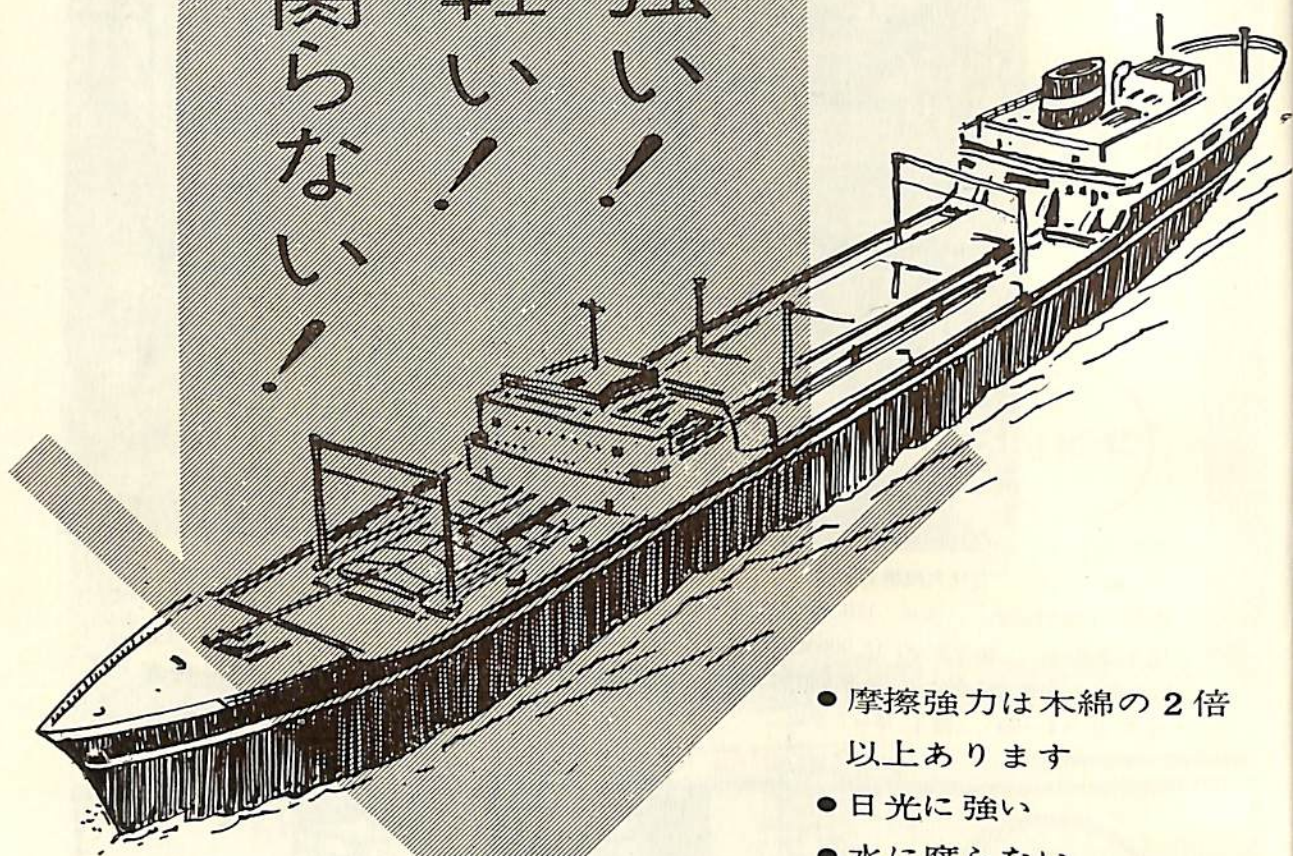
船主 日産汽船株式会社 造船所 日本鋼管・鶴見造船所
 船種 鉱石運搬船 全長 170.40 m 長(垂) 160.00 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 12.725 m
 吃水 9.00 m 総噸数 約 13,000 噸 載貨重量 約 20,000 噸 速力 約 15 ノット 主機 日立
 2 サイクル単動過給機付ディーゼル機関 1 基 出力 7,500 BHP 船級 NK 起工 35-1-29
 進水 35-4-23 竣工 35-7 予定

臨 海 才 8 号



船主 森田臨海工業株式会社 造船所 東北造船株式会社
 船種 浚渫船 長(垂) 48.60 m 幅(型) 14.80 m 深(型) 3.30 m 吃水 2.00 m
 浚渫ポンプ駆動用ディーゼル 4,000 BHP × 330 RPM (浦賀スルザー 10 MG 51) 主発電機 (530 KW
 445 V. A. C. 60 サイクル × 2) カッターモーター 260 KW 2 基 浚渫能力 約 860~385 立方米/毎時
 (但し土砂混入率 10% として) 浚渫深度 水面下 約 18.00 m (ラダーアングル 40° にて) 排送距離
 約 1,000 m ~ 5,000 m (計画常用 2,000 m) 管径 吸入側 750 mm 排送側 750 mm 進水 35-5-21

強い！
軽い！
腐らない！



- 摩擦強力は木綿の2倍以上あります
- 日光に強い
- 水に腐らない
- 薬品や油に侵されない

ハッチカバーに

ニチポービニロン ミューロン帆布

ビニロン 100%

運輸省型式承認番号

ビニロン 70%

101...第1077号 # 201...第1079号

ビニロン 50%

102...第1078号 # 202...第1080号

甲種

● 姉妹品ニチポービニロンミューロンロープ

パンフレット進呈

大阪市東局区内 大日本紡績(株)LP7係

◆ 大日本紡績株式会社

第三ドック
87,500D/w トン
拡張工事完
成

三菱造船
長崎造船所

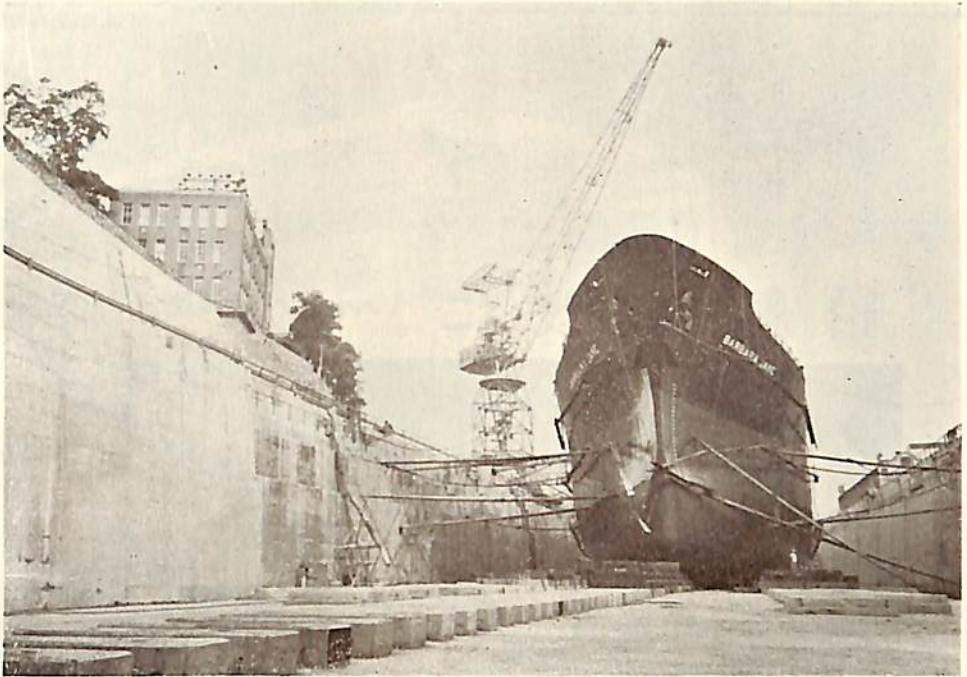
三菱造船では最近の船舶の超大型化に即応するため、昨年六月長崎造船所等三ドックの拡張工事に着手したが、この程完成、87,500D/wトンの能力を持つことになった。

現在長崎船所では67,000D/wトン 完成した第3ドックに修繕のため入渠中の32,000D/wトンタンカー(長さ202.89m, 巾25.60m)型タンカー5隻, 87,500D/wトン型タンカー2隻, 計7隻の超大型船舶の手持工事があり、6月25日進水した、87,500D/wトン型タンカーの第1船ネス・サブリン号は本ドックで艀装その他が行われることとなっている。

尚、本ドックはさらに100,000D/wトンまで容易に拡張できるよう配慮されている。ちなみに世界海運界で目下建造されている60,000D/wトン以上の超大型船は70隻を数え、ますます大型化の傾向にあり、本ドックの完成は、我が国修繕船工事の一大強化となり、その成果は大いに期待されている。

主なる要目

	新	旧		新	旧
渠底長	275.20m	242.60m	能力	87,500D/wトン (57,500G/T)	55,000D/wトン (35,000G/T)
中央渠底幅員	40.83m	36.59m	工事費	約4億5千万円	
渠口底幅員	38.83m	38.83m			
クレーン軌条長	244.00m	166.00m			



名古屋造船株式会社

取締役社長 福原敬次

本社 名古屋市港区昭和町13番地 電話 笠寺(81) 5151 (代表)

東京事務所 東京都千代田区丸の内1-6-1 東京海上ビル新館4階

電話 東京(281)局 2791 (代表)


神戸事務所 神戸市生川区明石町13 明海ビル7階 電話 三宮(3) 6651・3276

世は完全にディーゼルの時代です



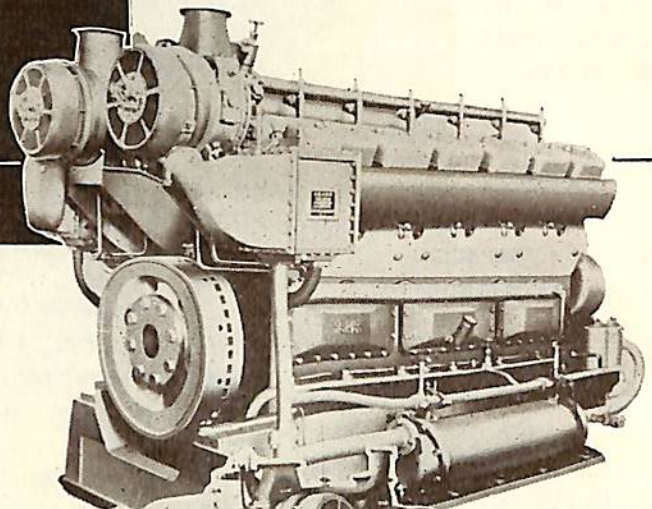
船舶補機に

ヤンマー ディーゼル

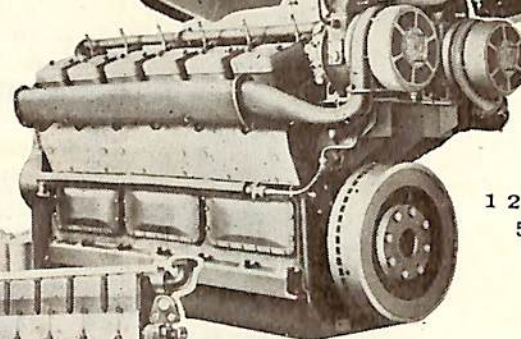
 日本工業規格表示

船舶補機用 2~1000馬力

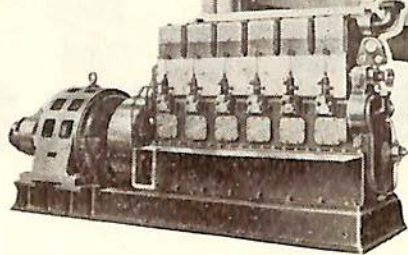
船舶主機用 3~800馬力



12ML-HT
780~800馬力



12ML-T
570~600馬力



6MSL x 150K.V.A.

本邦唯一のディーゼル専門メーカー
ヤンマーディーゼル(株)では小は2馬
力から、大は1000馬力におよぶあ
らゆる用途に応じた100余機種のデ
ィーゼルエンジンを生産しています。

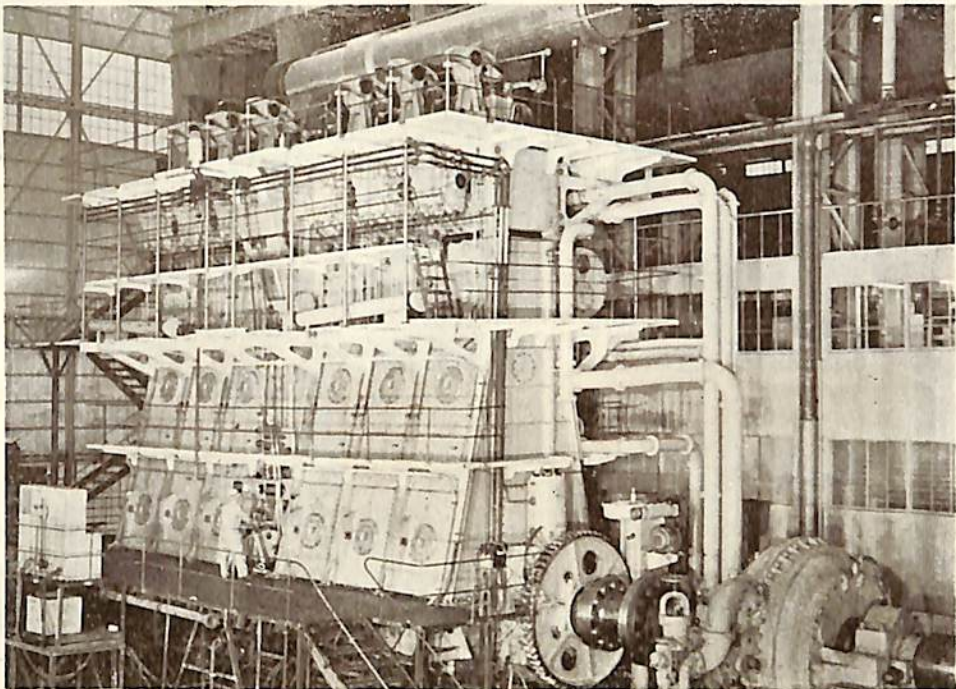
ヤンマーディーゼル株式会社

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

口径 840 ミリ
1 気筒当り出力 2,100 軸馬力
の高出力大型ディーゼル機関完成

三井造船
玉野造船所

三井造船玉野造船所では今般、三井船舶株式会社向 26,700 重量噸型鉄石運搬船（予定船名八幡山丸）に搭載する三井 B & W D. E. 684 V T 2 B F-180 型ディーゼル機関（4 シリンダー、12,600 軸馬力、110 回転）が完成、去る 6 月 24 日、玉野造船所新設大型機関組立工場において陸上公試運転を行った。

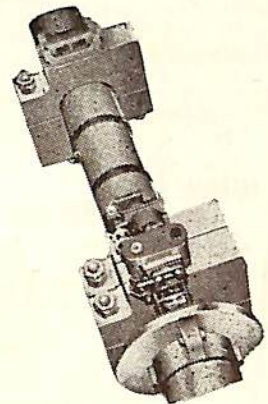
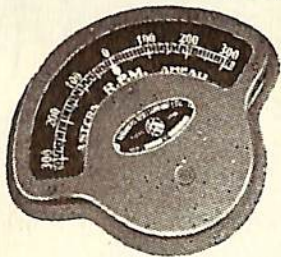


三井 B & W 684 V T 2 B F-180 ディーゼル機関

本機は従来の 2 サイクル、クロスヘッド型過給機付大型ディーゼル機関の平均有効指示圧力 8.0 kg/cm^2 を 9.5 kg/cm^2 に増大し 20% の出力増加を計ると共にシリンダ直径を 840 耗、行程を 1,800 耗に夫々増大して、1 気筒当り出力 2,100 軸馬力と云う画期的高出力、高性能の船用ディーゼル機関であって 12 気筒の場合は実に 25,200 軸馬力と云う高馬力になり従来蒸気タービンの独壇場とされていた 20,000 馬力以上の出力分野にディーゼル機関の進出を可能ならしめたものである。

周知の如く大型油槽船、大型専用船或は高速定期貨物船のディーゼル化はここ数年来著しい進歩を見せ、ディーゼル機関の経済性、信頼性はもはや疑う余地もない状態にあり、これら大型或は高速船に適した高出力ディーゼル機関供給の要望は絶対的なものになっていた。本機はまさにこの要望に応え製作された大型高出力船用ディーゼル機関であって、パーマイスター型機関として勿論本邦最初のものであるばかりでなく全世界でも数番目のものであるので本船搭載後の運航成果が各方面から期待されている。

船舶用の計器は 信頼性ある倉本計器で!!



回転計類

- ◇遠心方式回転計 ◇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 ◇携帯式回転計

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

- ◇記録式光学検計 ◇直読式光学検計

主機、補機用
電気回転計

創業 35 年 ◇インパルス レコーダー

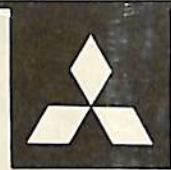


株式会社 倉本計器精工所

研式光学検計

本社 東京都大田区原町 6 電話蒲田 (731) 2033-2623-1640
柏工場 千葉県柏市柏 電話柏 2 番

完全で簡単な 画期的新製品



近代科学の粋を集めたすばらしい特性は各方面に絶大な好評と信頼をえております。

- 最も新しい合成ゴム布製
- 軽量でしかも動作は正確
- 収納容積が小さい
- 浮力が大きく 長期間の連続使用ができる



膨脹形救命筏

乙種 MTB-13形
(旅客船用)

MTB-19形

MTB-25形

丙種 MT-13形
(漁船用)

MT-19形

MT-25形

膨脹形救命胴衣

T M形 (形式認定承認番号 第802号)

M B形 (形式認定承認番号 空131号)

M C形 (形式認定承認番号 空130号)

三菱 救命具

三菱電機株式会社

原子力船のコンテナと船体構造一本化の研究

三菱造船
長崎造船所

三菱造船では原子力船に関する各種研究を進めているが、この程原子炉のコンテナ(格納容器)を船体の一部で代用するための実験研究を長崎造船所内構造試験場で行った。

これは長崎造船所船設計課技術陣が東大・九大・運研の指導の下に科学技術庁からの34年度研究委託金を受けて行われているもので研究に着手してから一年半になる。

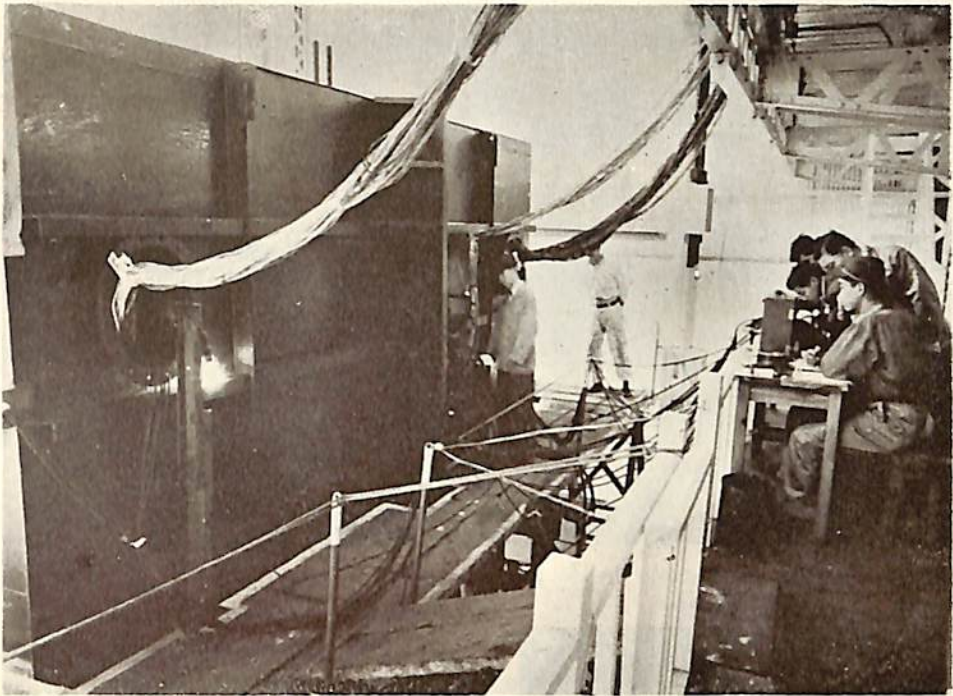
一般に原子力船の水冷却型原子炉はコンテナに入れているがこれは原子炉本体及び一次系統に事故のあった場合の放射能を飛散させないためのものであり、板厚は30~70ミリとなつて相当の重量となり、支持方法、工作法、機器配置、修理などの面で種々の問題を含んでいる。

本研究はこの独立したコンテナの代りにそれより容積の大きい船体構造の一部で代用させるための実験である。実験した船体コンテナは大型船舶(6~7万トン)の六分の一の模型を使用し、次の実験

1. 構造部機単独試験
2. 格納室構造試験

が既に行われており、更にブラケット試験を行えば船体の一部をコンテナに代用する見通しがつき、35年度委託研究でも継続研究を申請している。

これらの実験結果を理論計算結果と比較し、コンテナを兼用した船体構造の設計資料を確立するとともに今後研究するフラッシュ事故の時の内圧を減少させる最適の方法を併用すれば安全且つ効果的なコンテナ構造を確立することができる。

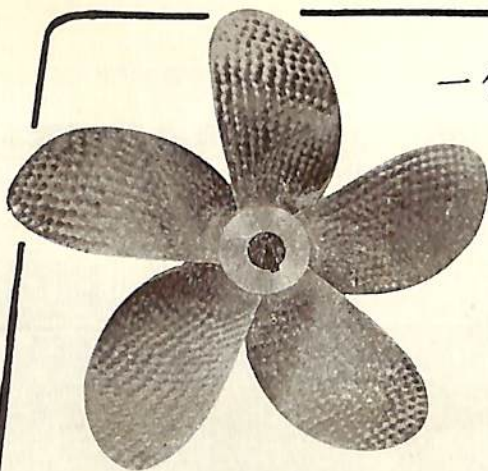


長崎造船所内構造試験場におけるコンテナ試験

一体型製品の重量 5 屯まで



高耐蝕性の材質と
仕上精度に定評ある



ミカドプロペラ

株式会社 河野鋳工所

大阪市東住吉区加美絹木町1の28 電話 (09) 2031-2033



世界最大級タンカー「ネス・サブリン号」進水
87,500重量トン、戦後日本で建造する最大の船舶

三菱造船・長崎造船所

三菱造船長崎造船所に於て6月25日8時25分、戦前戦後を通じ日本造船界で建造される最大のタンカー「ネス・サブリン」(NAESS SOVEREIGN)号の進水式が挙行された。この進水式にはメルチュート卿夫妻、ネス社長、スクルスタッフ副社長、その他ロックフェラー四世を始め内外の知名人が参列した。

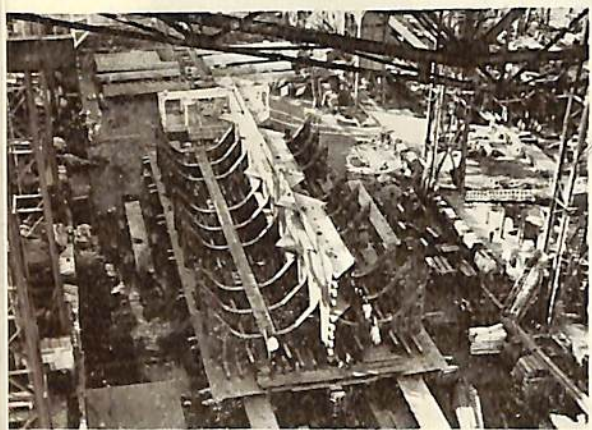
87,500重量トンタンカー「ネス・サブリン号」船台をすべりおろる (35-6-27)

本船は去る昭和33年9月20日米國 NAESS SHIPPING CO., INC. より受注した同型船2隻のうちの第1船で、昨年11月2日長崎造船所第2船台で起工されてから約半年、計画通り進水のはこびとなったものである。

この画期的な超大型船の建造に際しては、三菱造船長年の船舶技術に加え、船型・構造・機関・工作法等に各種実験研究が新しく行われている。

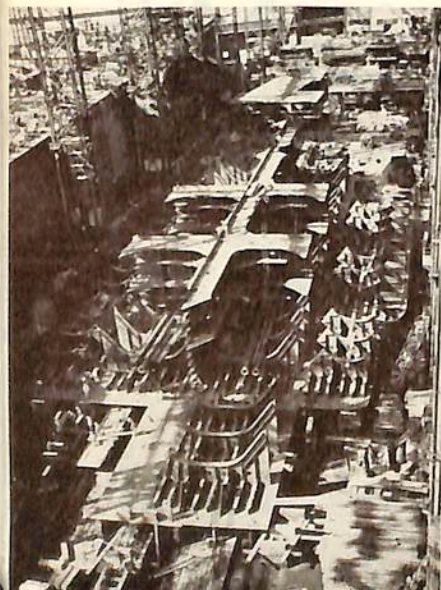
特に超大型による特殊の問題とその解決方法として

- (1) ガントリー・クレーンの容量、能力を最大限に使用するため上部のブロックを二層に分け、最上部は艀から船へ向って建付ける方法を取り、艀部のガントリークレーンからの張出しは19メートルにおよぶのでこの部分のブロックは150トン海上クレーンを使用した。
- (2) 二重張工作法では裏波溶接法の研究を行い、ブロックパッドの裏からの溶接の手間を省き、しかも同等以上の強度を得ることに成功、諸試験の結果船級協会の承認を得て実施した。また、厚板になって溶接

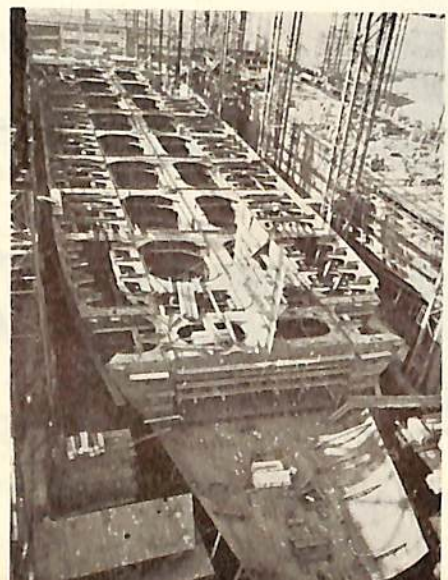


起工式 (34-11-2)

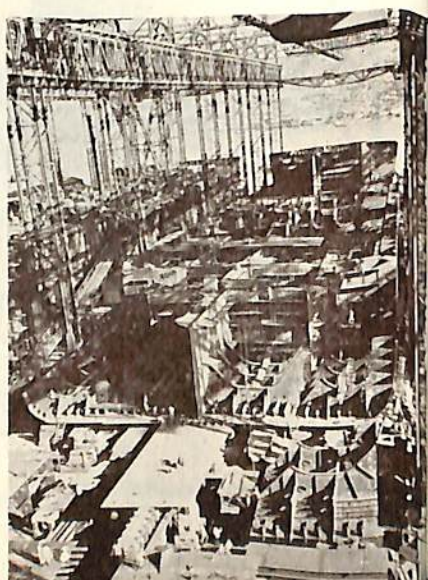
起工後半月の進捗状況 (34-11-15)



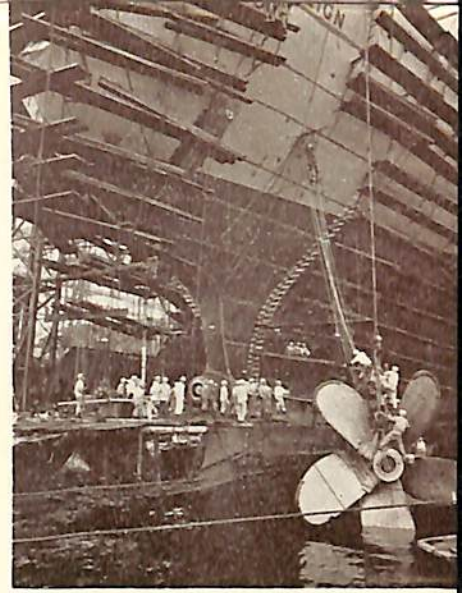
起工後2.5ヶ月の進捗状況 (35-1-15)



起工後3ヶ月の進捗状況 (35-2-11)



電流が高くなる程熔着鋼の切欠靱性は低下の傾向を見せ、脆性破壊に弱くなり、この問題は学界でも大きな懸案事項の一つになっているが、現在ユニオンメルトを採用しているシーム接手では一応問題にするほどのことがないことを確認した。厚板になる程熔接着鋼の冷却速度は増し、拘束の割合も大きくなり、亀裂の発生が危くされるが、特殊箇所を除いて従来一般に使用されているイルミナイト系溶接棒で支障のない事を実験の結果明らかにした。X線撮影装置も従来の175KVPを260KVPに代え像の鮮明化を図って検査精度を向上させた。その他溶接変形の防止法、微小亀裂の影響など、数々の試験によって従来の当所基準が適当であることを確認した。



プロペラの取付作業

- (3) モンスター・タンカーに使用する盤木の大型化及び多量化にともなって船底作業の機械化を検討、ホークリフト、ローラコンベヤの使用によって人力運搬を一掃した。
- (4) 進水の際の判動装置の試験はすでに最近の大型船舶で実船観測がたびたび行われ模型実験による実船計算も完了した。

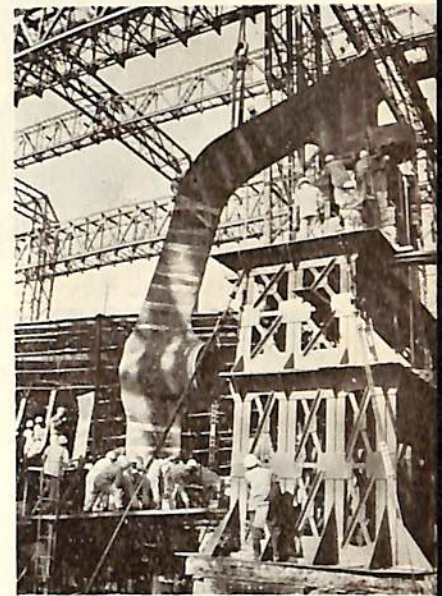
これらの各種試験、研究を重ね戦時中に同じ船台から進水した戦艦「武蔵」よりさらに一廻り大きなモンスター・タンカー「ネス・サブリン号」が進水したことになる。この進水の規模の大きさを表す数字をひろって見ると、

進水時重量	22,900トン
進水台の長さ	251.776メートル
船体停止までの距離	454メートル
判動鎖	2,180トン
ヘット塗装量	17.15トン

また、船の大きさを 45,000 重量トン標準船と比較してみると、次のように飛躍的に大きなものである。

	(45,000トン標準船)	(87,500トンネス・サブリン号)
船の長さ	213.0メートル	254.0メートル
巾	30.5メートル	37.2メートル
深さ	15.2メートル	19.5メートル
タンク個数	35個	33個
タンク容量	4,243.7トン	8,282.0トン
使用鉄数	46,325個	117,300個
溶接した長さ	268.000メートル	420.000メートル
溶接棒	107.2トン	168トン
スターン・フレイム重量	45.7トン	98.3トン
ブロック数量	442個	664個

本船の進水後、24,000P.S. の出力を持つ三菱エッシャウィス型蒸気タービンが搭載され、昭和36年1月末(予定)引渡されると、ネス・デンホルム社(ロンドン及びグラスゴウ)によって運航され、姉妹船のネス・チャンピオン号(昭和37年5月末引渡し予定)と共に、15年間、スタンダード・オイル社にチャーターされペルシャ湾-オーストラリア-フィリピン間に備船されることになっている。

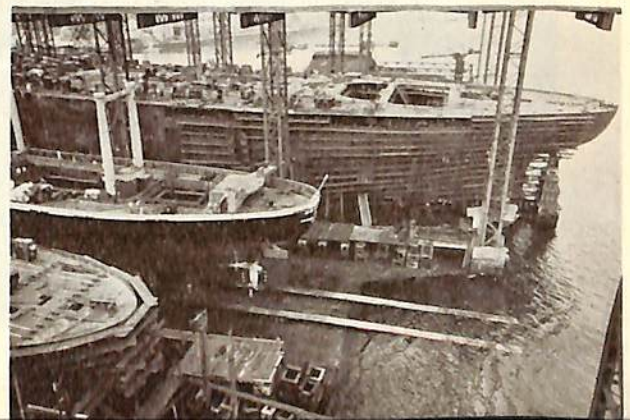
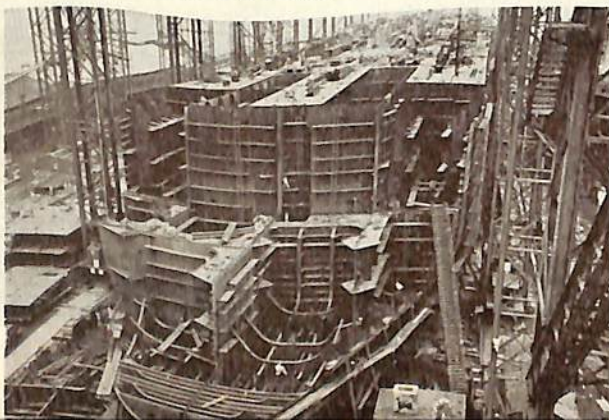


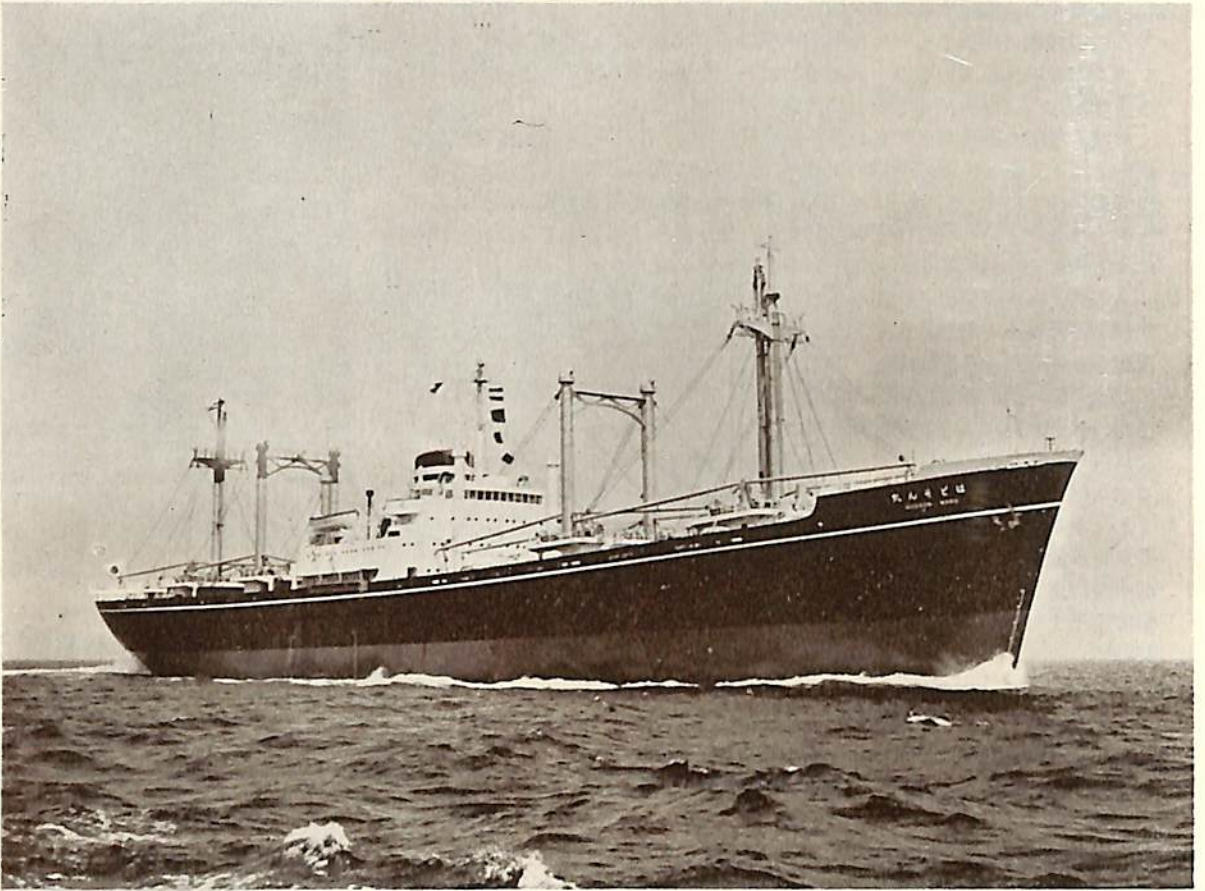
スターン・フレイムの取付作業

起工後5ヶ月半の進捗状況 (35-4-15)

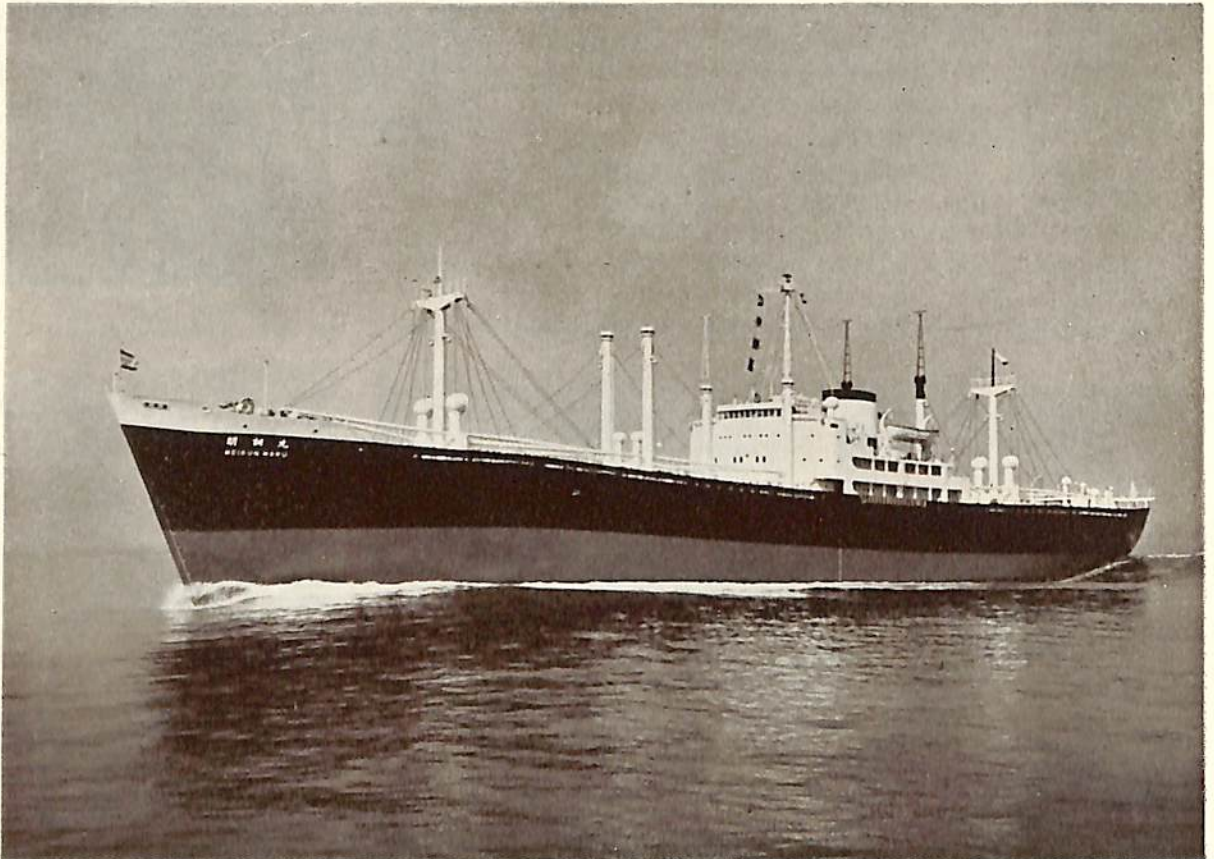
横から見た起工後5.5ヶ月の状況

カントリークレーンより19mはみ出している

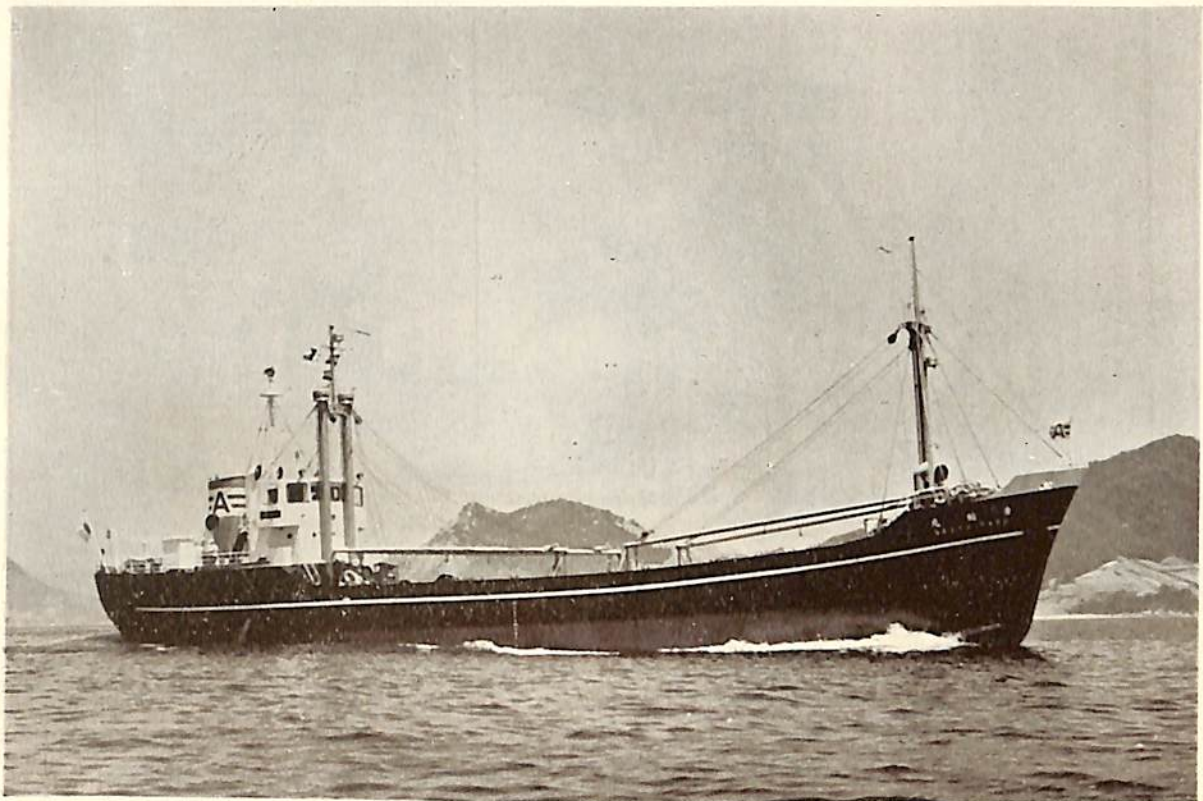




は ど そ ん 丸 (貨物船)

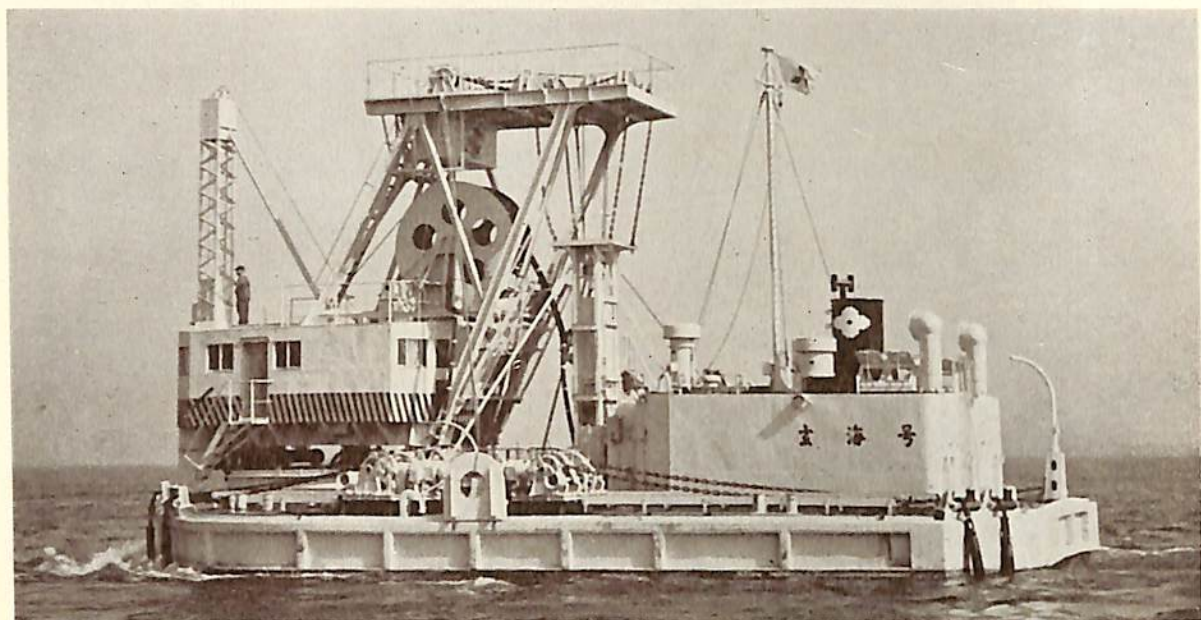


明 訓 丸 (貨物船)



青 祐 丸 (貨物船)

船 名		は ど そ ん 丸	明 訓 丸	青 祐 丸
要 目				
全 長		156.13 m	147.476 m	54.10 m
長 (垂)		145.00 m	137.450 m	49.00 m
幅 (型)		19.40 m	18.900 m	8.60 m
深 (型)		12.50 m	11.735 m	4.30 m
吃 水		9.18 m	8.550 m	3.95 m
総 噸 数		9,250 噸	約 8,600 噸	499.92 噸
載 貨 重 量		12,000 噸	約 12,650 噸	870.45 噸
速 力		20.7 ノット	17.03 ノット	13.037 ノット
主 機		三菱神戸ズルツァー単動 2サイクル過給機付ディ ーゼル機関1基	三井 B&W ターボチャー ジドディーゼル機関 762 —VTBF—140 1 基	4 衝程無気噴油過給機付 ディーゼル機関, 日本発 動機製 S 6 NV-325 型 1 基
出 力		12 000 BHP	6,300 PS × 135 RPM	700 BHP × 350 RPM
船 級		N K	N K	
起 工		34-12-14	34-10-28	35-1-13
進 水		35-3-31	35-3-13	35-3-27
竣 工		35-6-26	35-6-9	35-5-21
船 主		大阪商船株式会社	明治海運株式会社	青木船舶株式会社
造 船 所		新三菱重工業・神戸造船所	株式会社 藤永田造船所	尾道造船株式会社

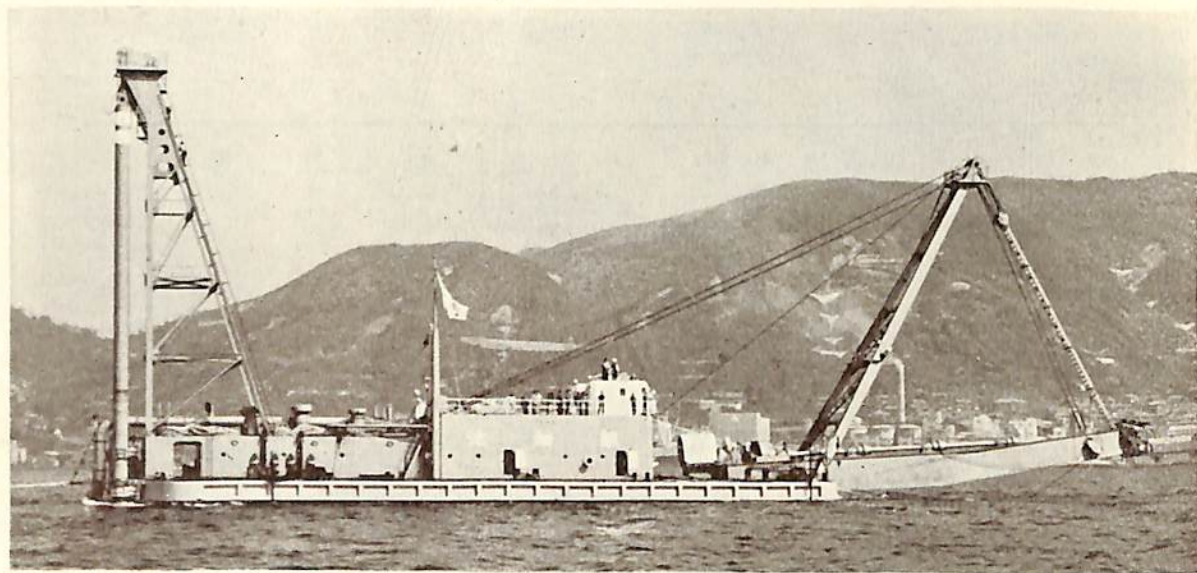


玄 海 号 (砕岩船)

船 主 住友金属工業株式会社

造 船 所 三菱造船・下関造船所

長(垂) 20.00 m 幅(型) 12.00 m 深(型) 2.50 m 吃水 1.30 m 作業用
 コンプレッサ駆動用原動機 300 P.S 砕岩機型式 デマーズ VR 28 A (船主支給) 砕岩深度 水面下
 16.50 m 起工 35-2-25 竣工 35-6-6



オ 一 池 畑 丸 (浚渫船)

船 主 池 畑 組

造 船 所 三菱造船・下関造船所

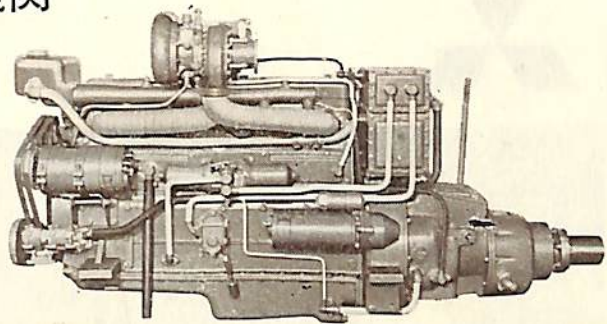
長(垂) 45.00 m 幅(型) 14.00 m 深(型) 3.30 m 吃水 1.80 m
 性能 最大浚渫深度 18 m 排送距離 1,500~3,500 m 揚土量 毎時 600 m³ 主ポンプ
 片側吸込一段渦 巻ポンプ口径(吸入) 635 m/m 口径(吐出) 635 m/m 出力 1,500 KW
 揚水量 毎時 4,100 m³ 起工 34-10-24 進水 35-4-27 竣工 35-5-15

いすゞ船用ディーゼル機関

ターボチャージド

DH100T-MF6RC型

13.5米型交通艇



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

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

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

“いすゞ DH100 T-MF6 RC” エンジンはこの種の目的にはじめて合致するものです。

広く各方面の御採用を懇請致します

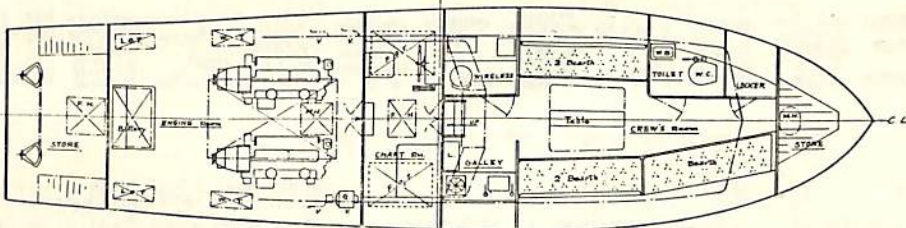
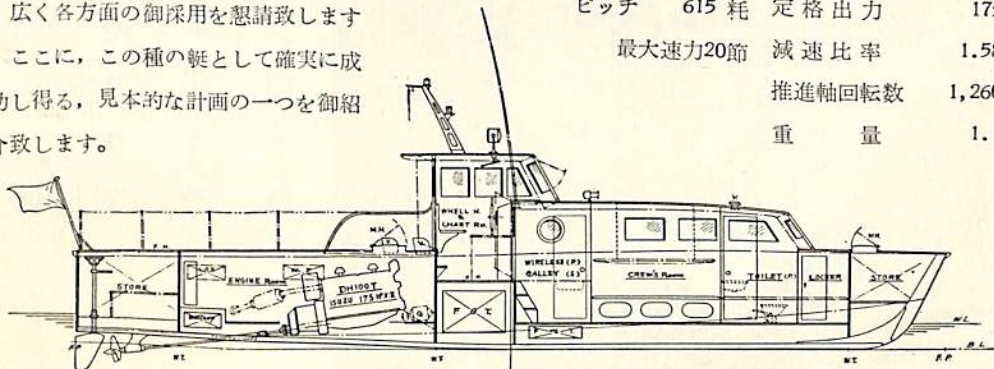
ここに、この種の艇として確実に成功し得る、見本的な計画の一つを御紹介致します。

船 体

主 機

木造組立肋骨2重張軽量構造 **DH100T 過給175馬力2台**

全 長	13.500 米	気 筒 数	6
全 幅	3.600 米	気 筒 径	115 耗
深 さ	1.600 米	衝 程	150 耗
排 水 量	12.000 屯	総排気量	9,384 立
推 進 器 直 径	580 耗	定 格 回 転 数	2,000 毎 分
	ピ ッ チ 615 耗	定 格 出 力	175 馬 力
	最 大 速 力 20 節	減 速 比 率	1.58 対 1
		推 進 軸 回 転 数	1,260 毎 分
		重 量	1.150 屯



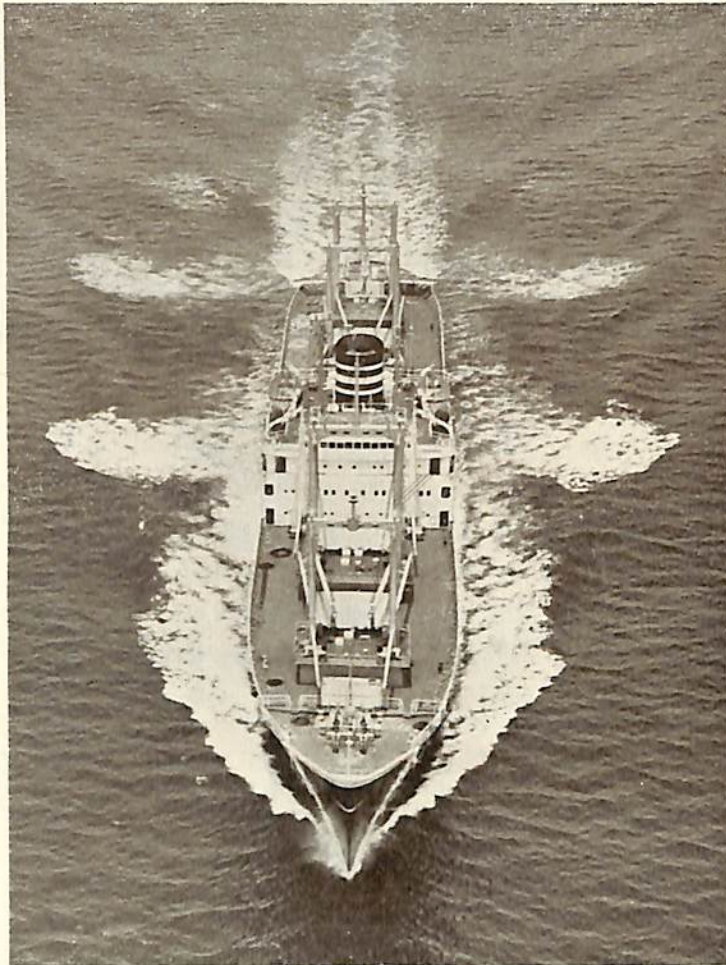
東京都中央区銀座3の2
(5705)

東京ボート株式会社

電話 (561) 5400, 5501

祝海の記念日

1960年7月20日



船舶・艦艇新造修理
横浜M・A・Nディーゼル機関
船用三菱横浜CIEボイラ
三菱横浜可変ピッチプロペラ

日本郵船株式会社御注文、貨物船「隅田丸」載貨重量 11,700トン

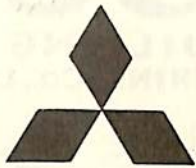
三菱日本重工業株式会社

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(281)2351(大代)
大阪営業所	大阪市北区梅田町47 新阪神ビル	電話 大阪(36)7531(代)
札幌営業所	札幌市北二条西3の1 越山ビル	電話 札幌(4)0181(代)
福岡営業所	福岡市天神町61 渡邊ビル	電話 福岡(5)3069(代)

祝海の記念日

1960年7月20日



船舶
新造 修理



新三菱重工業株式会社

本社船舶部 東京都千代田区丸の内2の10 電話 東京(211)3411

神戸造船所 神戸市兵庫区和田崎町3 電話 神戸(6)5061

祝海の記念日

1960年7月20日

MITSUI

SHIPBUILDING & ENGINEERING Co., Ltd.

船舶造修
三井B & Wディーゼル機関
化学工業用機械

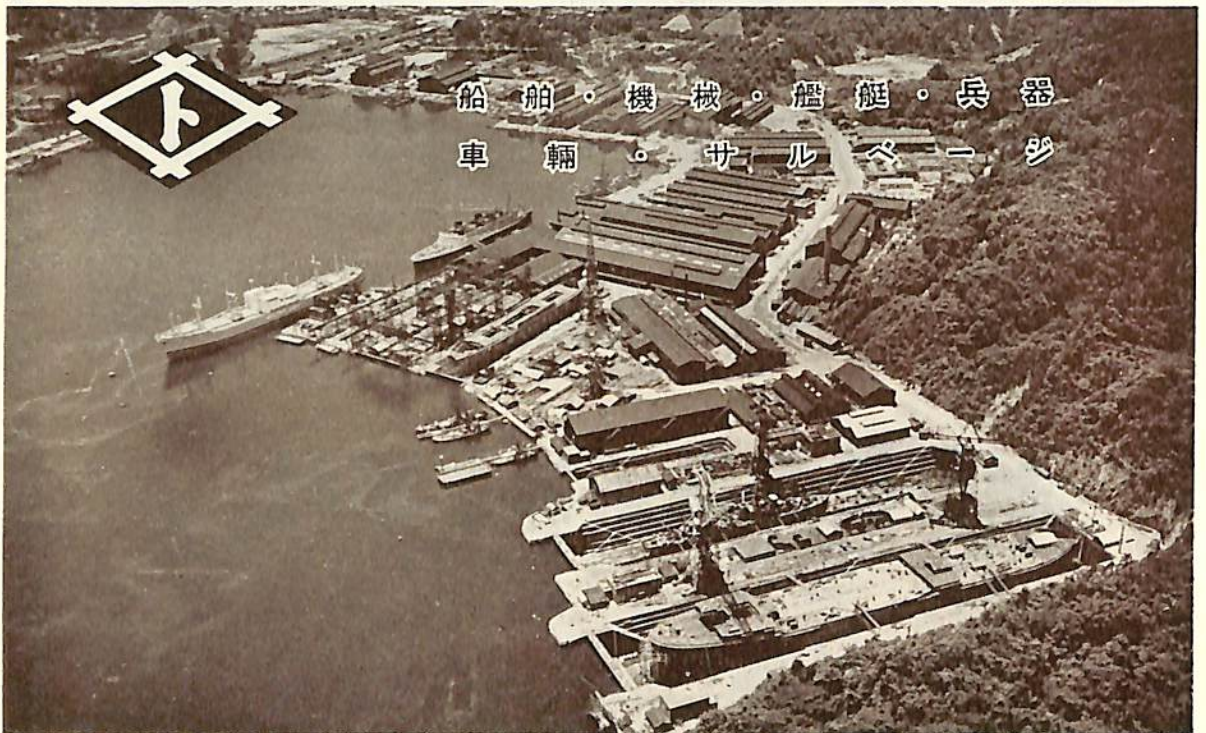


三井造船株式会社



本社
玉野造船所
神戸営業所
大阪営業所

東京都中央区日本橋2/1 電話日本橋(241)2101-9
岡山県玉野市玉10 電話玉野3111-9, 3121-8
神戸市生田区海岸通3(海岸ビル) 電話三宮(3)2347-9
大阪市北区中之島(三井ビル) 電話土佐堀(44)7501-4557
3931-9

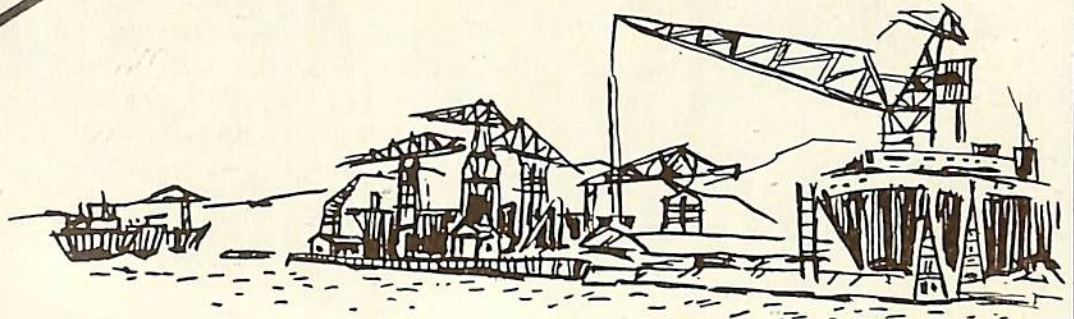
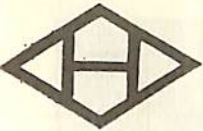


船舶・機械・艦艇・兵器
車輛・サルベージ

飯野重工業株式会社

祝海の記念日

1960年7月20日



株式会社 播磨造船所

取締役社長 六 岡 周 三

本 社 東京都千代田区大手町1丁目2番地

相生工場 兵庫県相生市相生5292番地

神戸事務所 神戸市生田区浪花町64番地



代表取締役社長 多 賀 寛

浦賀船渠株式会社

本 社 東京都千代田区大手町三丁目四番地 (新大手町ビル7階)

電話 (大代表) 東京 (211局) 1361 番

祝海の記念日

1960年7月20日

SSK



佐世保船舶工業株式會社

取締役社長 森 米次郎

本社 東京都千代田区大手町2の4 (新大手町ビル5階)
電話東京211局(代表)3631
造船所 佐世保市立神町 電話佐世保(代表)4111



船舶・艦艇の建造及び修理

石油精製及び化学工業用諸装置

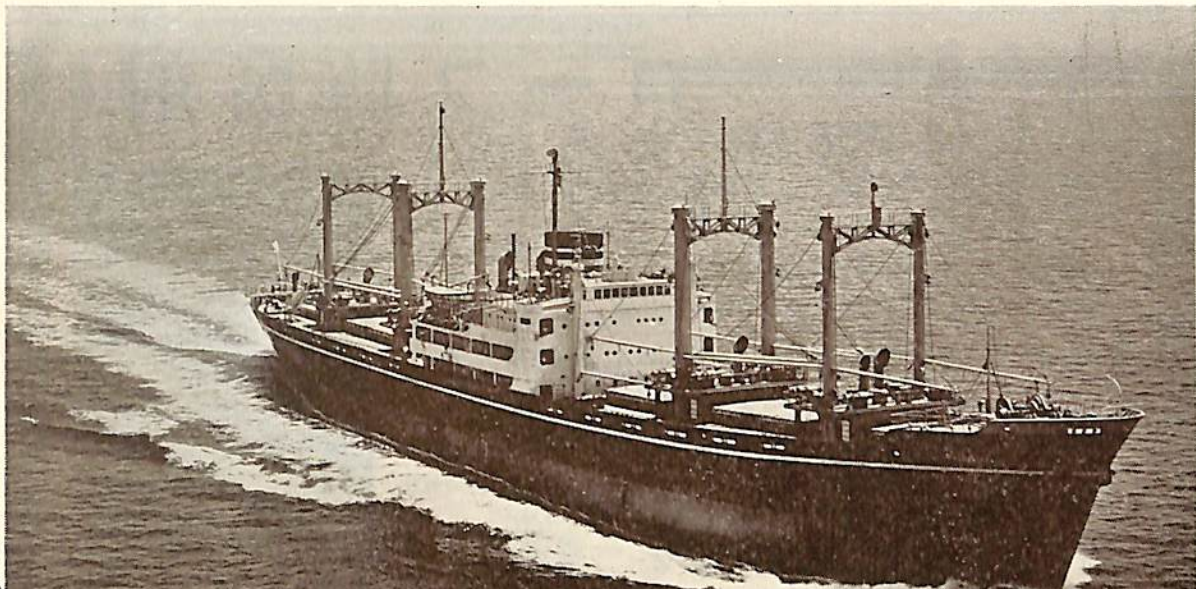


株式會社 藤永田造船所

本社・工場、大阪 事務所 東京・神戸

祝海の記念日

1960年7月20日



株式会社 名村造船所

本社
東京
神戸
大阪
・事務所
・出張所
工場

大阪市住吉区北加賀屋町四ノ五
東京都中央区京橋一ノ二ノ七 (商船ビル)
神戸市生田区海岸通り五 (商船ビル)
大阪市北区宗是町一 (大ビル)

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



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

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

極東マック・グレゴリー株式会社

本社 東京都千代田区霞ヶ関1-2 TEL. 霞ヶ関(581) 代表1208
神戸出張所 神戸市生田区海岸通2-33 朝日ビル TEL. 三宮(3) 7532

日本で最も権威のある **ロープ防腐剤**

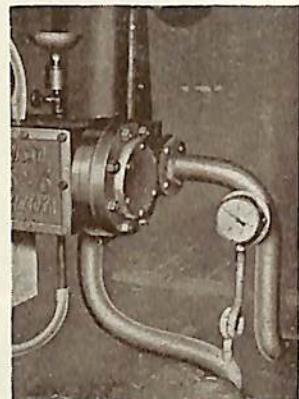
C.O.T 防腐剤

淡	褐	青	色	防	腐	強	力
寒	冷	不	凍	防	微	絶	大
価	格	低	廉	耐	久	増	大

御採用官庁及各漁業会社

防衛庁	艦船用・自動車用ロープ防腐
海上保安庁	船舶用ロープ防腐
國有鉄道	貨車・自動車用ロープ防腐
林野庁	伐採及自動車用ロープ防腐
各漁業会社	大洋漁業・日魯漁業・日本水産・極洋捕鯨 宝幸水産その他の漁業会社で岩糸及ロープ 北洋以西以東底引漁業等
石炭石鉱山	三菱鉱業・日本セメント・日鉄鉱業その他全国各鉱山

諸官庁で御使用の麻ロープにはC.O.T防腐加工と御指定されています。



漁業

水産庁東海区水産研究所にて試験の結果優秀の御推賞を賜る。

御使用法

- ☆ 製綱会社の方はロープ・岩糸・トワイン製造のとき麻綱油のかわりにC.O.T防腐剤を御利用下さい。
- ☆ 漁業者の方はC.O.T防腐剤を浸漬（どぶづけ）にて使用されても結構です。

博信工業株式会社

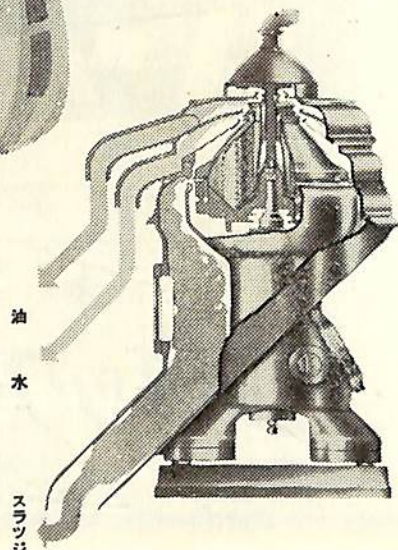
本社 東京都港区芝西久保櫻川町6番地 TEL (581) 2391~4
工場 埼玉県川口市前川町4丁目116番地

TITANセルフクリーニング

粗悪油清浄機

デンマークのチタン社は
斯界の先覚者です

- 一航海 分解掃除をしなくてよい
- 高能力 高性能
- 世界各港でサービスができる



日本総代理店
株式会社 **ガデリウス商会**

東京都港区赤坂伝馬町3-19 電話 (408) 代表2131・2141
神戸市生田区京町67 モーシェビル 電話 (39) 代表 0701
福岡市上辻ノ堂町26ナショナルビル 電話 (3) 代表 4134

〜 営 業 品 目 〜

- ◇東京機械株式会社製品
中村式浦賀操舵テレモーター
浦賀電動油圧舵取装置(型各種)
全密閉型汽動揚貨機
揚錨機、揚貨機、繫船機
(各汽動及電動)
テンションウインチ
- ◇北辰電機株式会社製品
C-アブラート転輪羅針儀
単、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
船用自動石炭燃焼機
船用重油噴燃装置
- ◇岡野バルブ製造株式会社製品
船用一高温、高圧バルブ
- ◇品川機械株式会社製品
テラバル型船用油清浄機
- ◇東方電機株式会社製品
船用氣象模写受信装置
- ◇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
- ◇東京・北辰協同製作
北辰中村式オートパイロット
テレモーター



洋野物産株式会社 機械部

東京都丸の内一丁目六番地の一 東京海上ビル新館8階
電話 東京281局(代表)4521, 4531, 4541 (直通)9103-5
大阪・名古屋・門司・仙台・札幌・横浜・高松・広島・長崎・四日市



あらゆるもれを止める!

液状のパッキング.....

スリーボンド



今までのシートにかわる液状パッキングです。ペースト状ですから、どんなところでも刷毛塗りするだけで、簡単に密着できます。そのため加工工程を著しく短縮し、コストダウンをはかることができます。耐油耐熱・耐水耐化学性等にすぐれていることも強味です。

姉妹品 **スリーオイ スリーセメント**

3B製品はもよりのガソリンスタンドでお求め下さい



祝海の記念日

1960年7月20日

海外に進出している

探の方の電光

Kodenのロラン

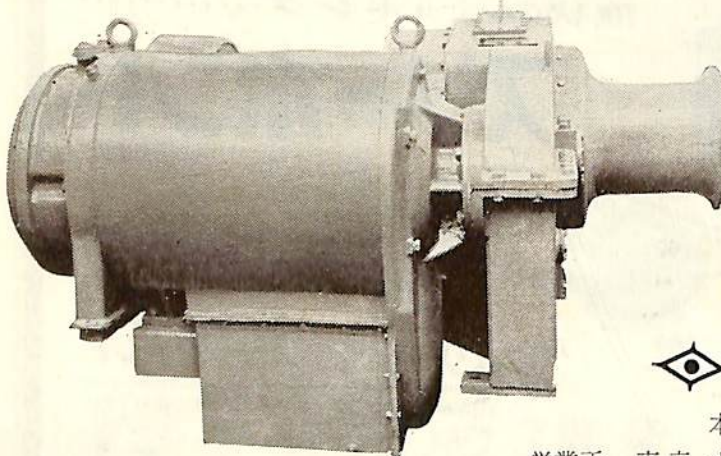
株式会社 光電製作所



本社 東京都品川区上大崎長者丸 284 TEL. 441 - 1131 (代)
 神戸出張所 神戸市生田区西町 35 三井ビル TEL. 39 - 0535 ~ 6

神鋼

船用電気機器



- 自励・他励交流発電機
- 直流発電機
- 交直流電動機
- 交流ポールチエンジウインチ
- 変圧器
- 配電盤
- 制御装置

◆ 神鋼電機株式会社

本社 東京都中央区西八丁堀 1 の 4
 営業所 東京 大阪 名古屋 神戸 小倉 広島 札幌 富山

祝海の記念日

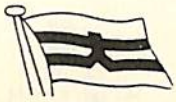
1960年7月20日



日本郵船

取締役社長 浅 尾 新 甫

本社 東京都千代田区丸ノ内2ノ20ノ1
電話 東京 (281) (代表) 3 6 2 1. 5 7 2 1. 5 7 3 1



大阪商船

取締役社長 岡 田 俊 雄

本社 大阪市北区宗是町1
電話 土佐堀 (44) 1 7 3 1 ~ 8, 1 7 5 1 ~ 7
本社営業、業務、東京 都千代田区内幸町2ノ1 大阪ビル
船客及び支社 電話 東京 (591) 9 1 1 1, 9 1 2 1, 9 1 3 1



三井船舶

代表取締役社長 進 藤 孝 二


本店 東京都中央区日本橋室町2ノ1
電話 日本橋 (241) 0 1 6 1 ~ 9. 7 9 8 1 ~ 0

IINO LINES

飯野海運

取締役社長 俣 野 健 輔


本社 東京都千代田区丸ノ内3ノ6



山下汽船

取締役社長 辻 鈿 吉


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

"K" LINE 

川崎汽船

取締役社長 服部 元三


本社 神戸市生田区海岸通八番地
電話 神戸(3)七五〇一(代表)
東京支社 東京都千代田区丸の内一丁目六番地
電話 東京(28)五九五二(代表)



日産汽船

取締役社長 伊藤 幸雄

本社 東京都中央区八重洲二の一 井田ビル
電話(2)七二七一(代表)七二八一(代表)
支店 神戸・大阪・門司・ロンドン・シヤトル

NITTO  LINE

日東商船株式会社

取締役社長 竹中 治

本社 東京都千代田区丸の内二の一八
神戸支店 神戸市生田区浪花町六四
大阪支店 大阪市北区宗是町一
出張所 横浜 名古屋 若松・小樽

祝海の記念日

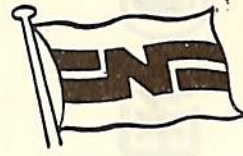
1960年7月20日



照國海運株式会社

取締役社長 中川喜次郎

本社 東京都中央区八重洲二の三の五
電話千代田(四)三七九一―三・九八六三―五
出張所 神戸・鹿兒島



日鐵汽船

代表取締役社長 渡辺一良
副代表取締役社長 太田民治

本店 東京都千代田区丸の内二ノ二(丸ビル)
支店 八幡・大阪 出張所・室蘭・釜石・尻屋・神戸・広畑



開西汽船

取締役社長 友貞甚輔

本社 大阪市北区宗是町一
電話(44)二一五一、六九七六
東京支社 東京都中央区八重洲三ノ七 建物ビル新館
電話(四)二六二一―一五

DAIDO LINE

会長 田中正之輔
社長 崎山好春

紐育航路
加州航路
南米航路
印度支那航路
地中海航路



本社 神戸市生田区浪花町27
東京本社 千代田区丸の内1の2
支店事務所 横浜・大阪・若松・名古屋
紐育・桑港・マニラ・ゼノア

大同海運株式会社



函館ドック株式会社

本社 東京都中央区日本橋通二の三

電話千代田局 四七六二六(代)

函館造船所 函館市弁天町八八
室蘭製作所 室蘭市祝津町一二八



株式 会社

金指造船所

本社 清水市三保四〇一〇番地ノ一九

電話清水(2)四二一一―五番

東京事務所

東京都港区芝田村町三丁目四番地

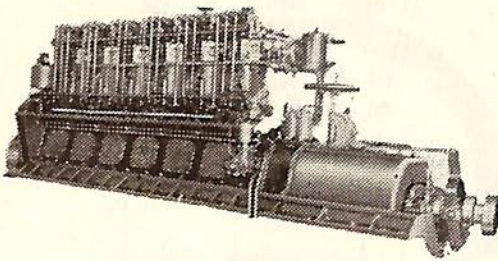
(清寿ビル)

電話東京 一三〇六代表―八番



カネガフチ デイゼル

JIS 表示許可工場
(運AO-9号)



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

鐘淵デイゼル工業株式会社

東京都葛飾区隅田町2丁目
電話 東京 (681) 代表 6391-3番

URAGA-SULZER



浦賀玉島デイゼル

代表取締役社長 多賀寛

本社 東京都千代田区大手町二丁目四番地

電話 東京 (211) 一三六―(大代表)

工場 岡山県玉島市乙島八三二〇番地

電話 玉島(代表) 二一―一―一―番

船灯、晝間信号灯、航海灯表示盤
燃焼器具、その他法定船用用品

日本船燈株式会社

取締役社長 飯田嘉六

本社及工場 東京都江東区深川冬木町二八
電話 深川(六四二)八四五一一三
大阪工場及營業所 大阪市旭区赤川町二ノ一〇ノ二
電話 大阪堀川(三五二)二五〇六、四九〇六

船用品

帆布・塗料・鋼索・麻索
法定備品・属具・艤裝品一式

三洋商事株式会社

取締役社長 成瀬勝藏

本社 東京都中央区新川一ノ五
電話(五五二)代表八一五一―八
支店 横浜・大阪・神戸・門司・長崎

運輸省型式承認船舶信号旗

旗類一式

日本信号旗株式会社

本社 東京都中央区越前堀二ノ一
電話(五五二)二六七八・五四五八
出張所 大阪市西区本田町二ノ一〇五
電話(五三三)二一五五

船舶用救命器具協同組合

東京事務所 東京都江東区深川佐賀町一ノ一
電話 深川(六四四)一五七五・二三四一
大阪事務所 大阪市浪速区幸町通一の二〇
電話 新町(五三三)四五七七

祝海の記念日

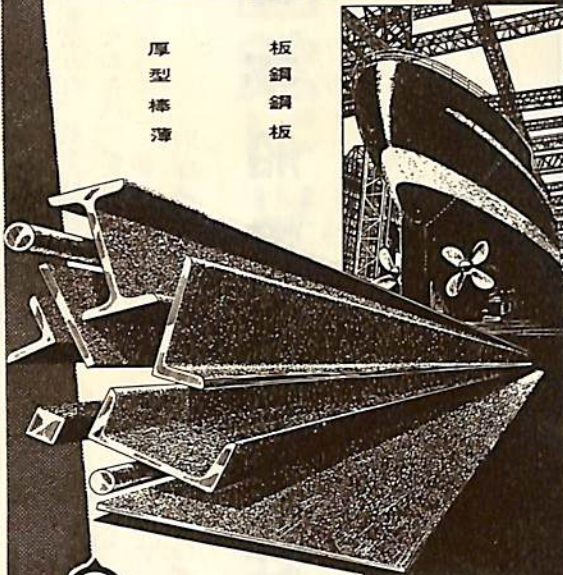
1960年7月20日

八幡が誇る

造船用鋼材

厚型
棒
薄

板
鋼
板



八幡製鉄株式会社

本社 東京都千代田区丸の内1-1 (鉄鋼ビル)

川野田



社長 安藤豊禄

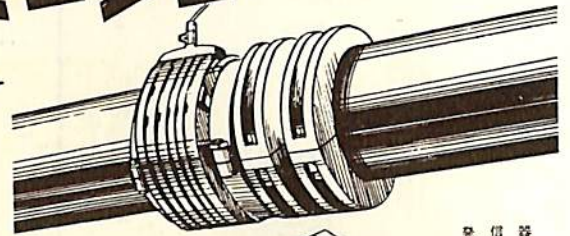
小野田セメントK.K.

東京・丸の内・鉄鋼ビル



馬力測定のポイント!

マイハック式トーションメーター



発信器

トーションメーター

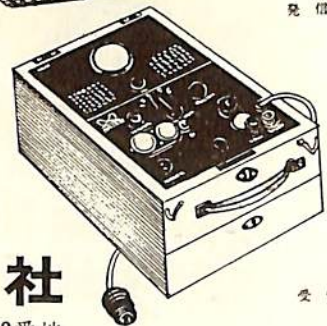
(精度良好、即時馬力算出可能)

軸径50~600mm迄使用可能

各種発信器あり

インデキーター

単式、連続式各種、低圧、真空の測定可能



受信器



輸入総代理店

日精株式会社

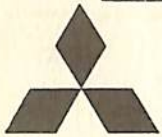
本社 東京都港区芝田村町2丁目12番地

電話 東京 (591) 8341 (代)

営業所 大阪・名古屋・小倉

祝海の記念日

1960年7月20日



三菱防蝕亜鉛

CATHODIC PROTECTION ZINC

CPZ

CPZの用途

各種船舶の外板、バラストタンク
 推進器軸、繋留ブイ、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

三菱金属鋳業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地 (大手ビル) 電話(231)2431, 3321, 4311
 営業所 大阪, 札幌, 仙台, 新潟, 名古屋, 広島, 福岡

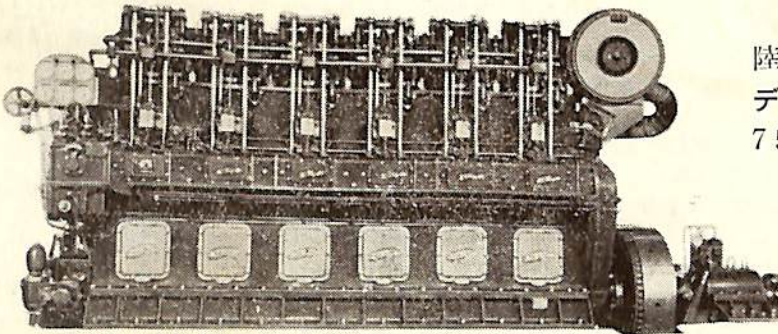
総代理店・三菱商事株式会社

設計施工・日本防蝕工業株式会社



優秀な性能を誇る!

スズメディーゼル



陸船用
 ディーゼル機関
 75 ~ 1500 HP

JIS(日本工業標準規格)メーカー

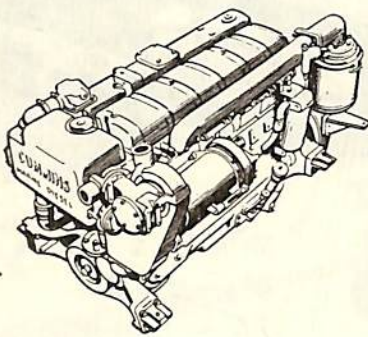
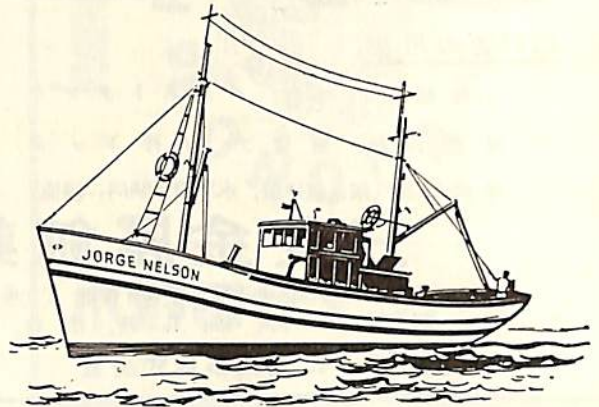
株式会社 住吉鐵工所

本社及工場: 静岡県榛原郡吉田町
 東京事務所: 東京都中央区西八丁堀3~5 (三立ビル)
 大阪出張所: 大阪市西区梅木町18
 焼津出張所: 焼津市中港町646
 札幌出張所: 札幌市北七條西4~1

電話 吉田 102, 103, 113, 114
 電話 築地 (551) 9766, 9884
 電話 新町 (54) 8114
 電話 焼津 2484
 電話 札幌 (4) 0346

あらゆる
船舶用エンジンの
御計画
御需要は

カミンズの
ディーゼルで
統一して
下さい



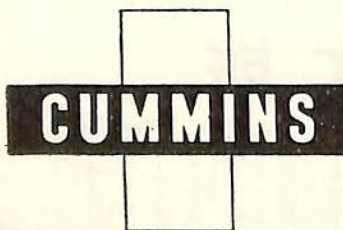
カミンズの船舶用ディーゼル・エンジンには、あらゆる種類
が取揃えてあり、哨戒艇、曳船、ドラッガー、トロール船、
網曳船、ロッカー、網曳(大網)船、タッグボート、カキ船、
沿岸運搬船、その他遊戯用ボートに使用できます。

カミンズのエンジンには100馬力から、1,120馬力まで24種
類があり、船の形、大きさ、速力、作業の種類に正しく適し
たものがあります。

作業費を最低におさえるため、カミンズ・エンジンは、4 廻
転作動、取換可能の湿式ライナー、防塵および信頼でき燃料
を節約するPTオイル系統の諸設備を有しております。カミ
ンズの船舶用エンジンの色は白で、暗い船艙でも良く見え、
管理を容易にします。

お求めのカミンズ・エンジンは一年間保証附で部品・サービ
スの御用立ては下記弊社で取扱っております。

詳細は下記にお問合せ下さい。



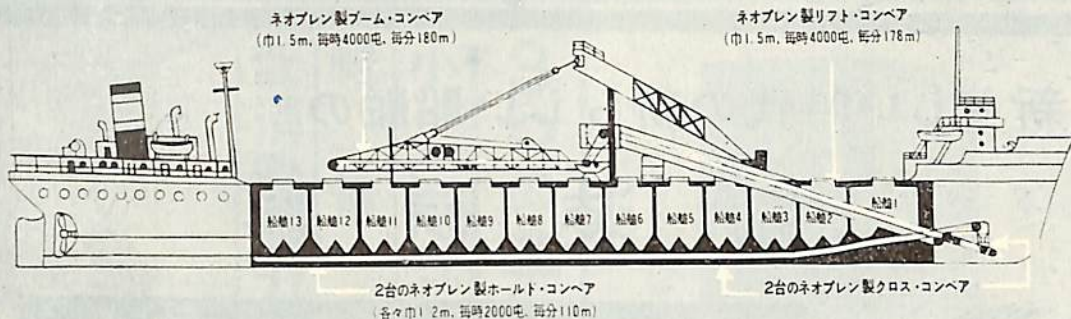
カミンズ・ディーゼル・エクスポート・コーポレーション

日本総代理店 - Cummins Dealer in Japan

フレージャー国際(日本)株式会社

FRAZAR INTERNATIONAL(JAPAN)LTD.

東京都千代田区丸ノ内2ノ6 八重洲ビル401号 電話(281)4431~5
大阪・江南ビル(23)5948~9 札幌・日機サービス内(3)2765



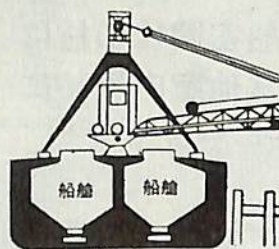
「シンクレア・ベトロロア」号は400,000バレルの石油あるいは67,000吨の鉄鉱石を輸送します。吃水線の長さは240米です。

長さ920米におよぶネオプレン製 コンベア・ベルトで鉄石兼油槽船への 鉄石積込をスピード・アップ

摩耗や荒々しい取扱いに耐抗

ネオプレン合成ゴムは、この油槽船兼鉄石運送貨物船で多くの目的に役立っています。その一つは、1時間4000吨の割で全量67,000吨の鉄鉱石を積込み、積卸する900米に及ぶコンベア・ベルトです。これ程多量の鉄石を取扱うには頑丈なベルトが必要です。しかしデュボンのネオプレンはこの要求を充たします。ネオプレンは摩耗、むしくれ、切疵および最も荒々しい取扱いに耐えます。また、油、グリース、極度の湿度、日光、天候、オゾンの侵害および多くの化学薬品にも高度の耐抗性があります。

上の断面図は、13ヶ所のホッパー・船艙に鉄石を積込む独特なコンベア・ベルト系の装置を示しています。積卸しの場合、鉄石は積出から船体の全長を走る長さ167米の2本のコンベアの上に落ちます。鉄石はまた2本のクロス・コンベアで69米の長さのリフト・コンベアまで運ばれ、63米のブーム・コンベアの上に落ちます。このコ



DU PONT NEOPRENE



化学を通じ……より良き生活のため、より良き製品を

ンベアによって鉄石は、下図に示すように、船の左右何れにでも18米の高さに推積されます。

その他多くのデュボン製ネオプレンによる応用

最も船体の長いタンカーの中の一隻であるこの船は恐らく他のどの客船よりも多くのネオプレンを使っているでしょう。石油あるいは鉄石の両方に使用できる船艙の52カ所の積出し口は全部ネオプレン製シールを装備しています。ハッチカバーは全部風雨から保護するためネオプレン製ガスケットを備えています。機関室では、冷却用あるいは排出蒸気の圧縮用に海水を扱う設備の腐蝕や浸蝕を、ネオプレン・ライニングが防ぎます。ライニングは液状で、あるいは加硫物で施行されます。それはまた水面、コンデンサー、熱交換器やポンプにも使用されます。

1932年デュボン社から市販されたネオプレンの船舶の応用に関する詳細はお取引の販売店にご相談下さい。添附のクーポンをお送り下されば、デュボン製合成ゴムを使用して成功した例を記載してある「エラストマー・ノートブック」をお送り致します。

製造元 E. I. du Pont de Nemours & Co., (Inc.)
Wilmington, Delaware, U.S.A.

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(431) 5140-9
大阪市南区安堂寺橋通り2の47 電話(26) 6593-8

(御 芳 名)

(所属部署)

(御 社 名)

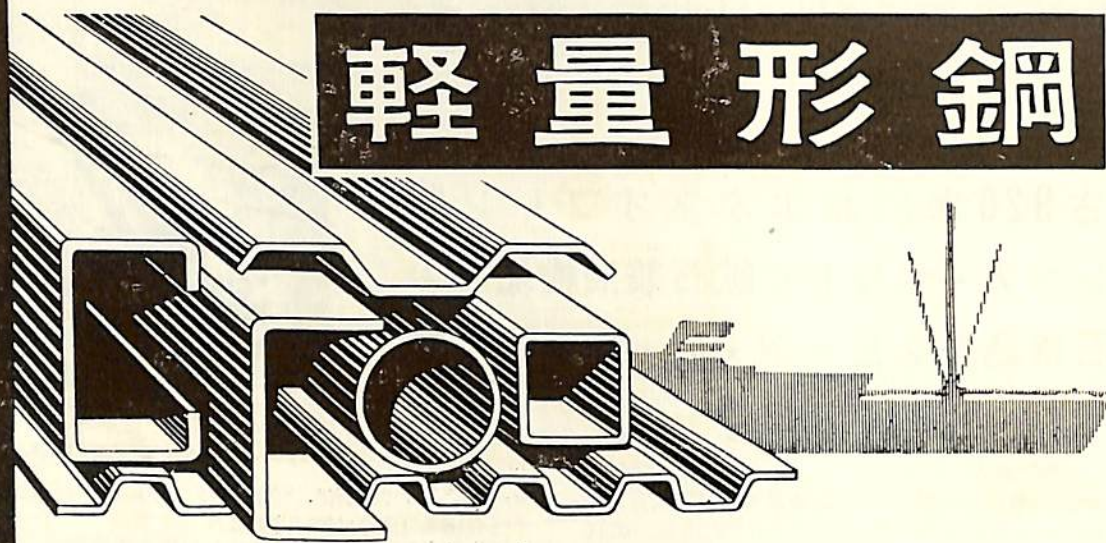
(御 住 所)

このクーポンをお切取りの上、上記代理店宛お送り下さい。
資料を差し上げます。 "Shipping" —7/60—J.

新らしい時代の新らしい船舶の

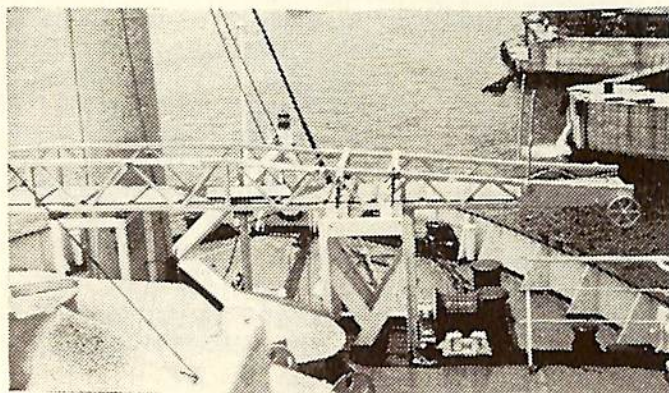
艤装材料

軽量形鋼



Econ Steel

用途



舷梯に・岸壁梯子に
グレーティングに
ハッチカバーに
ホールド
スパーリングに
船室間仕切材に
其他室内艤装に



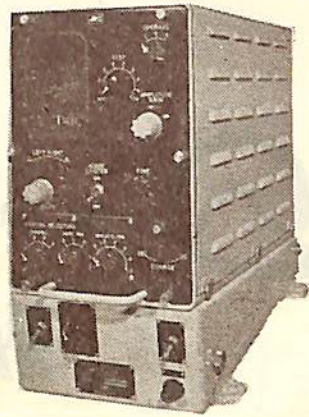
中之島製鋼株式会社

本社・工場 大阪市東区弁天町4 電代(94)6031・6031
東京工場 東京都足立区千住関屋町38 電(881)6141-4
東京事務所 東京都中央区西八丁堀4-10 電(551)1515-6



八幡製鐵株式会社

3つの革命
小型化
軽量化
低消費電力化



世界最初の

トランジスタ JNA-102 型

ロラン受信機

特長

1. トランジスタ化

トランジスタ、ダイオード使用のため小型
軽量、消費電力極少

2. プラグインユニット方式

プラグインユニット方式の画期的設計、保
守点検が便利

3. 測定値の読取簡単

時間差表示がブラウン管と同一視野内の数
字ドラムに表れ、測定値の読取簡単

4. 電源内蔵

装備簡単、従来の 300W に比し (40W 以
下) の極少消費電力

5. 電源電圧の大巾な変動に対して安定

電源電圧が ±30% 変化しても作動に影響あ
りません

6. 高性能高安定度長寿命

多年の研究実験と使用実績により立証され
ております

7. 予備調整不要

在来の外国のものは、使用前全計数回路の
作動のチェックを必要としますが、そのよ
うな不便は全然ありません

8. 耐蝕軽合金使用

機器の筐体は海水に対して耐蝕性の軽合金
を使用しております。空中線同調器は特に
防水型になっておりますから船室外装備も
できます

9. 装備簡単

空中線同調器は小型軽量 (2.3kg) で 8~30m
のどんな空中線にも接続できます

10. 補給便利

総て国産部品を使用しておりますので、補
給は迅速且つ容易にできます



JRC

日本無線株式会社

東京都港区芝田村町1の7第3森ビル 電話東京(591)(代)9311(代)9321 ●大阪市北区堂島中1の22 電話大阪(36)4631~6
福岡市新開町3の53立石ビル 電話西局 ② 0277 ●札幌市北一条西4の2札幌商ビル 電話 ② 局 6161~3



富士マークの

船用潤滑油

ディーゼル船に——

船用ディーゼルエンジンオイル	1号
〃	2号
〃	3号
船用シリンダーオイル	1号
〃	2号
〃	3号
船用シリンダーオイル	450

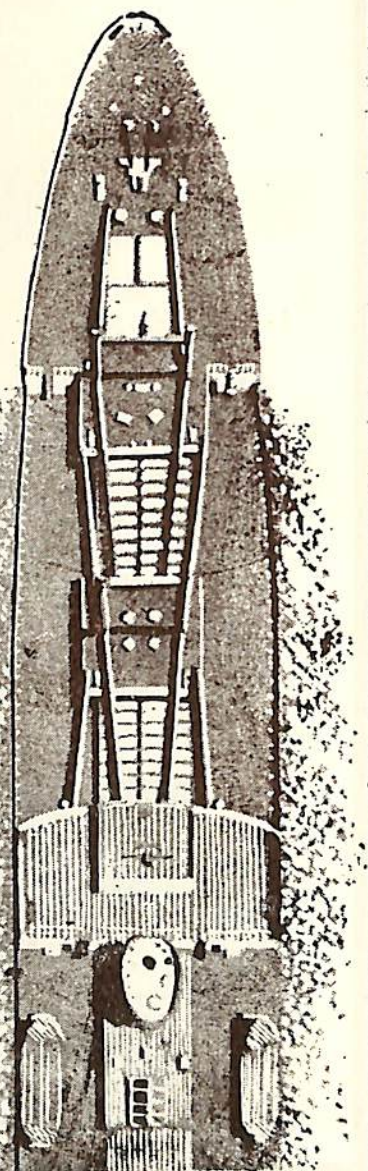
タービン船に——

特LT140タービン油 (過給機用)
特 180タービン油
特LT180タービン油

昭和石油

本社・東京・丸ノ内

札幌営業所	札幌市大通西5ノ11 (大五ビル)	電話(4)3121-5
仙台営業所	仙台市東1番丁11 (興銀東1番丁ビル)	電話(3)8187-8
東京営業所	東京都千代田区大手町2ノ4(新大手町ビル)	電話(211)1601-5
名古屋営業所	名古屋市中区南伏見町2ノ2	電話本局(23)7821-5
大阪営業所	大阪市北区梅田町27 (産経ビル)	電話大阪(36)代表 047
福岡営業所	福岡市天神町8 (西日本ビル)	電話福岡中(4)0566-8



大型油槽船の操縦性に関する 問題点

野 本 謙 作
大阪大学工学部

近年タンカーは大型化の一途を辿り DW 40,000 噸を超えるものも今では普通に見受けられる。このような大型化とそれに伴うフルな船型の採用は推進性能や船体構造、工作法の面でも多くの新しい問題を提起しているが、ここではこれら大型タンカーの操縦性についての問題点とそれに関して最近得られた若干の知識について述べたい。

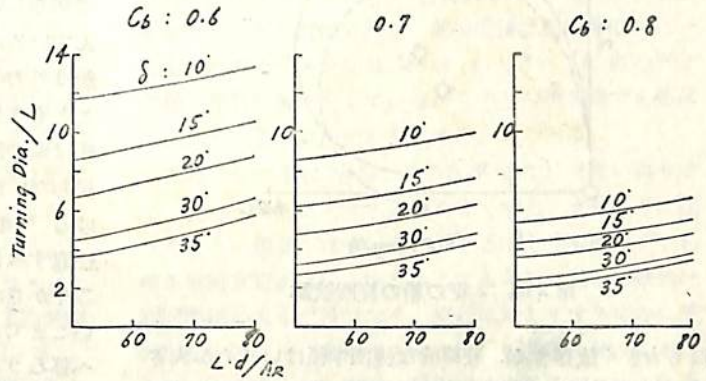
本来旋回、操縦の問題は船の性能に関するいろいろな知識の中でその開発がもつともおこなわれているものの一つであり、従つて大型タンカーのそれについても未だ明らかでないところが多いのであるが、ここに述べようとする言わば断片的ないくつかの知識がいくらかでも読者諸賢の御参考になるならば望外の幸である。

1. 油槽船の舵面積と操縦性

1.1 大型タンカーのフルな船型では小さい舵面積ですぐれた旋回能力をもつことができる。

木船時代から使われて来た単板舵が流線型のバランス・ラダーになつて以来、舵面積比 1/64 という値は一般航洋商船の標準値として伝統的なものであつた。ところがタンカーの最近の大型化に伴いこの値は明らかに減少の傾向を示し、現在わが国で建造される 35,000~43,000 DWT 程度のタンカーではほぼ 1/72 程度が標準となつて来た感がある。その直接の原因はどうやら操舵機力量をなるべく小さく抑えたいということにあつたようであるが、理由はともあれ、従来の標準よりはかなり小さい舵で既に多くのタンカーが少くとも一見したところでは支障なく運航を続けていることは事実である。これは大型タンカーは一般の貨物船に比べて小さい舵でよいという何かの理由があるのか、あるいはこのように舵を小さくしたことによつて一見したところでは分らない損失を招いているのであるが、われわれがそれに気付いてないだけなのであろうか。

舵面積を遽に当つてまず頭に浮ぶことは旋回性能の問題であろう。そこで大型タンカーと一般貨物船の船型について舵面積をいろいろに変えると旋回半径がどのように変わるのか検討してみよう。この目的には最近運研船舶性能部で志波氏等によつて行われた広汎な系統的模

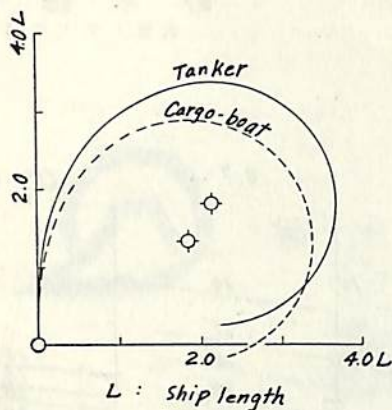


第1図 旋回半径と舵面積, C_b

型試験 (1) が好適な資料を提供する。第1図はその結果の抜萃であつて $C_b=0.6, 0.7$ はそれぞれ高速貨物船、一般貨物船を代表し、0.8は大型油槽船を代表するものと考えられる。この結果からみるとタンカーのようにフルな船型では同じ舵面積でずっと小さい旋回半径が得られることが分る。すなわち、舵角 35° の場合でみると $C_b=0.7$ の貨物船の舵面積比 1/64 に対する旋回半径は $C_b=0.8$ のタンカーでは 1/80 の舵面積比で得られることになる。こうしてみると大型タンカーで舵面積を 1/72 程度に減少することは一見合理的に見える。

1.2 ところが操舵に対する追従のはやさや進路安定性から考えると大型タンカーのフルな船型では舵面積を大きくしなければならぬ。

しかし考えてみるとこれは旋回半径についてだけの話である。そして船の操縦性は旋回半径だけで表されるものではない。第2図は舵面積比 1/28 に当るバラスト状態の貨物船と舵面積比 1/73 のタンカーの舵角 35° における旋回航跡を比較したものである。この2隻の船は旋回半径は殆んど等しいのにその航跡にかなりの差がみられ、この場合当然タンカーの方が操縦性について劣つていくべきであろう。この差は明らかに舵がとられてから十分な旋回に達するまでのすみやかさによるものである。タンカーの方はそれがおそいためになかなか十分な旋回に達せずいたずらに時間と航走距離を費してしまうのである。この例から分るように船の操縦性は旋回半径だけでなく、操舵に応じてすみやかに旋回を発達させる能力 "操舵に対する追従性" とでもいふべき性質



第2図 2隻の船の旋回航跡

にも大きく依存する。最終的な旋回半径はいくらか大きくてもすみやかに旋回の発達する船は長い時間をかけたのちに小さな旋回半径を示す船よりも旋回初期においてはすぐれた操縦性を示す。特に実際の操船は単一の旋回運動ではなくて舵は次々と右に左にとられるのであるから、旋回運動の初期の部分が次々に重なり合つて現われるわけである。そうしてみればなおのこと操舵後すばやく旋回に入り得る性質は大切であると云わねばならない。

舵面積はこの操舵に対する追従性にも大きい関連をもつており大きい舵面積はすみやかな追従を与えるので、舵面積を決めるに当つては旋回半径だけでなく、操舵に対する追従性にも十分の考慮を払わねばならない。これは一つの大切な結論であるが、それを述べるに当り、この追従性の成立ち、並びにすぐれた操縦性の今一つの要素である進路安定性との関連について少しく検討してみよう。

これは一言にして言えば船がその本来あるべき状態から外されたとき、そのあるべき状態に帰つてゆくすばやさである。本来あるべき状態とは舵中央ならば直進であり、ある舵角がとられたならばその舵角に対応する定常旋回がそれである。従つて直進中に舵がとられた場合を考えるならばそのことによつて本来あるべき状態に変化が起つたわけで、それに応じて船の運動が起り追従性によつて表わされるすばやさで新しい平衡状態すなわち定常旋回に入つてゆくわけである。また舵中央で直進している船が外力である旋回運動を与えられたのちの運動を考えるならば、これは外力で本来あるべき状態から逸らされたのちそのあるべき状態すなわち直進に帰つてゆくわけでこれがいわゆる“進路安定性”の問題である。

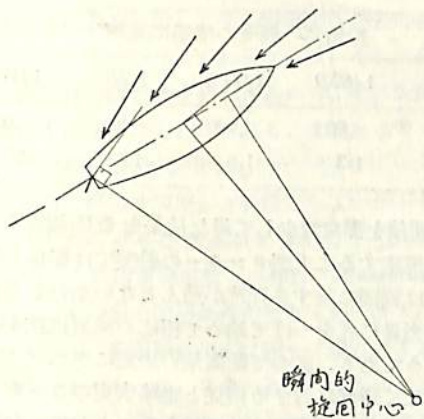
こうしてみると進路安定性と追従性は実は同じもので

あることがわかる。どちらも船が本来あるべき平衡状態に帰つてゆくすみやかさであるが外力によつてその平衡状態から外されたのちの復帰運動のすみやかさを進路安定性と云い、操舵によつて起つた平衡状態の変化に応じて新しい平衡状態へ移つてゆくすばやさを追従性と呼んでいるに過ぎない。従つて操舵に対する追従のはやい船は外力によつて直進から外されたのち直進に復帰することもまたすみやかであると云える。進路安定性の悪い船は風や波によつて直進をみだされるとなかなか直進に戻らないからコースが不安定で保針に困難があり、いわゆる“舵のすわりが悪い”ということになる。ここで注意すべきことはある状態から平衡状態に入つてゆくすみやかさはこの二つの状態の間の開きには余り関係しないことである。その開きが大きければそれだけ平衡状態へ移ろうとする力も大きく従つてそれだけ強い復帰運動が起るからである。このことを旋回の発達についていうならば、最終的な旋回角速度の大小と追従のはやさとは自ら別個の問題であるというわけである。

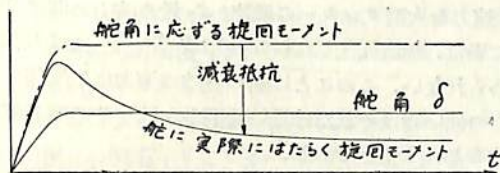
然らばこの本来あるべき平衡状態に入つてゆくすみやかさは何によつて決められるかというに、それは船の慣性と旋回角速度に対する減衰抵抗である。慣性はすべての運動に抵抗するから平衡状態に移る運動もまた慣性によつておくらされる。従つて大きい慣性は追従性を悪くする。また減衰抵抗は本来あるべき平衡状態の旋回角速度ではその状態の外力とバランスして消失し、それから外れた角速度では平衡状態の角速度からの差に応ずる強さで船を平衡状態に入らせようとする。従つて旋回に対する減衰抵抗は船の追従性をよくするわけである。ここでやや奇妙に思われるのは減衰抵抗があたかも復原力のような作用を果していることである。減衰抵抗もまた慣性と同じくすべての運動に抵抗するものではないだろうか。この疑問はわれわれが見なれている振動系、例えば船の横揺の平衡状態がその系の位置について定められるものであるのに対し、船の操縦運動における平衡状態は位置の時間的な変化、この場合には旋回角速度について定められるものであることを考えれば解決される。横揺運動における平衡状態は直立静止であり、それからのずれすなわち傾斜角に応ずる復原力がはたらく。操縦運動における平衡状態は舵中央なら直進、舵角があれば一定の定常旋回であり、船の向きは平衡と無関係である。これは船の向きに応ずる復原力はどこからも働かないからである(一定のコースを保つように操舵されているときはまた別の問題である)。このように平衡状態が角度でなく角速度について定められる結果、角速度に応ずる減衰抵抗があたかも普通の復原力のような作用を果すこと

になり従つて旋回運動に対する大きい減衰抵抗は船をすみやかに平衡状態へ近づけ船の追従性をよくするわけである。

ところで舵は旋回運動に対する減衰抵抗にも大きい役割を果す。舵が旋回に抵抗する力を出すというのは一見奇妙であるがそれは次のような事情による。ある舵角がとられ船が旋回を始めると同時に横流れ運動が起るから旋回中の船は完全には船首方向に進行せずある横流れ角をもつて旋回圏の外側へ横滑りしながら旋回する(第3図)。このことは舵に流入する水の角度を減少させ舵に働く直圧力を減少させる。これは船を旋回させようとするモーメントが旋回運動の発達に伴つて減少するという結果になるが、このことは言いかえれば旋回モーメントは舵角に応じて一定で、その代り旋回運動に応ずる減衰抵抗が舵にはたらくと考えることもできる(第4図)。この事情は舵中央のまま船が外力によつて旋回を与えられる場合を想像するともつと自然である。この場合にも旋回運動が起ると水は旋回圏の外側から舵へ斜めに流入するから舵は中央であるにもかかわらず直圧力が舵にはたらき、この力は旋回に抵抗する。これは丁度弓の矢の羽根の作用と同じであるがこの旋回抵抗とさきに述べた旋回の発達に伴う旋回モーメントの減少を比較してみると、この両者は全く同じ現象に基くことが分る。このようなわけでさきに述べた如く舵にはたらく旋回モー



第3図 旋回中の船に流入する水流の方向



第4図 操舵後舵にはたらく旋回モーメントの変化の様

メントは舵角に応じて一定であり、一方旋回運動が起るにつれて舵には旋回に抵抗する力が新たにつけ加わるといふ考え方が妥当性をもつことになる。こうしてみると舵は船を旋回させようとするモーメントだけではなく船の旋回に抵抗するモーメント(減衰抵抗)にも大きい効果を与えることが想像される。舵の位置は船の重心から一番遠いからモーメントの lever が大きい上に舵の形は理想的な翼型断面をしているから少しの流入角でも船体に比べて大きい直圧力を発生するからである。

このように舵は旋回に対する減衰にも大きい寄与をし、従つて操舵に対する追従をよくする。またさきに述べたように追従がはやいということとはとりも直さずいわゆる進路安定がよいということでもある。船の操縦性は旋回半径の大小だけでなく、操舵に対してすみやかに旋回を起す追従性、また外力によつて一時的に旋回を与られてもすみやかに直進に復帰する進路安定性にも大きく依存することを考えると、舵面積の決定に当つてはこの追従性と進路安定性をよくすること、云いかえれば旋回に対する減衰抵抗を十分に保つこともまた考慮しなければならぬわけである。

そうしてみるとさきに述べたように旋回半径だけで考えるならば大型タンカーのフルな船型には小さい舵面積でよいということになるけれども、この結論は総合的な操縦性の見地からもう一度検討してみなければならぬ。フルな船型では小さな舵で小さい旋回半径が得られたが、これはフルな船型では旋回に対する抵抗が少ないため小さい旋回モーメントで強い旋回が起つたものと考えられる。舵の面積当りの直圧力は船型によつて差があるとは考え難いから小さい舵面積では小さい旋回モーメントしか得られないはずだからである。そうしてみるとフルな船型では船体自身の旋回抵抗が小さいわけで、一方慣性はフルな船の方がいくらか大きいであろうから、そのままでは慣性に比べて旋回に対する減衰抵抗が大変小さくなり、操舵に対する追従はおそく進路安定は悪いということになる。これを補うためには舵面積を大きくして減衰抵抗を大きくしなければならぬ。このように追従性や進路安定性の方から考えると大型タンカーのフルな船型では貨物船よりも大きい舵をつけなければならないということになつて旋回性から考えた結果と全く逆の結論が出てしまうのである。

従つて船の操縦性が定常旋回能力だけでなく操舵に対する追従のはやさや進路安定性にも大きく関係することを考えると、大型タンカーの舵面積比が貨物船より小さくてよいのかそれではいけないのか簡単に結論を下すことはできなくなるわけである。

1.3 大型タンカーの操縦性に関する実船および模型試験の資料.

このような事情を考えると旋回能力に関しては一応旋回半径という基準があるからよいようなもの、操舵に対する追従性や進路安定性についてもこれを表わす定量的な基準を考え、それらが舵面積や船型などによつてどのように変わるかについて具体的、定量的な資料を作ることが望まれる。旋回能力はさきに引用した文献(1)のように旋回半径で表わしてもよいし、また舵角当りの定常旋回角速度の大きさを示す旋回力の指数 K を使うこともできる。この二つの表現の関係は

$$R = \frac{V}{K\delta_0}$$

ここに R : 旋回半径 (m), V : 船速 (m/s)
 δ_0 : 舵角 (radian)

一方追従性と安定性は指数 T で表わされ、この指数が大きい程追従はおそく安定は悪い。 K は 1/sec, T は sec. のディメンションを持つので比較の便利のため無次元化して

$$K' = \left(\frac{V}{L}\right) K, \quad T' = \left(\frac{L}{V}\right) T$$

をそれぞれ無次元の旋回力指数、追従安定指数*という。ここに L は船の長さである。

このように操縦性を指数の形で定量的に表わすこと▲

▲ ができればいろいろの船型や舵面積について実船や模型船の操縦試験を行い、これらの指数を求めて船型や舵面積などの操縦性に及ぼす影響を調べることができる。

実船の Z 試験から得られる操縦性指数 K, T については昨年本誌(2)に掲載されたがその要点は

1. バラスト状態では大型タンカーも貨物船と余り変わらず、 $K'=0.7\sim 0.8$, $T'=0.4\sim 0.6$ 位である。満載と比べると T' はずつと小さく K' もいくらか小さい。云いかえれば旋回半径はいくらか大きい。追従安定は非常によい。
2. 満載した大型タンカーでは $K'=1.5\sim 2$, $T'=2.5\sim 3.5$ 位で K' は満載貨物船と余り変わらないけれども T' はかなり大きい。これはフルな船型と小さい舵面積のため追従安定がかなり悪くなつてゐることを示している。

これらの実船の操縦試験とともに舵面積とか船型などを系統的に変えて模型試験を行うことも必要である。旋回試験については、さきに引用した運研性能部の広汎な試験があるが、追従、安定性をも含む資料は比較的少ない。大阪大学造船学教室ではこの辺の資料を明らかにする目的の模型試験を航行中であるが(3)、現在までに得られた主な結論は次のようなものである。

1. ある大型タンカーの船型について舵面積を変えた結果では操縦性指数の値として次表を得た。

ゆるやかな操船や保針運動に適用すべき指数	舵角 20° 程度の操船に適用すべき指数			
	1/60.9	1/66.5	1/71.6	1/76.7
$A_R/L \cdot d$				
K'	1.94	1.93	1.89	1.86
T'	3.01	3.13	3.35	3.46
	1/60.9	1/71.6	1/85	1/120
	.90	.90	.84	.82
	1.3	1.5	1.7	2.0

2. ここで船の運動の強弱に応じて操縦性指数が大巾に変つてゐるのは旋回運動に対する減衰抵抗が旋回角速度の一乗以上の割合で増加するため、操縦性における非線型影響と名付けている。大型タンカーは他の船型に比べてこの現象が特に著しく、ゆつくりした運動と舵角 20° 程度の操船では旋回力はほぼ半減し追従は倍位はやくなることが分る。

3. 舵面積を増加すると旋回力は僅かながら増加し、追従、安定はかなりよくなるけれども、常識的な舵面積比の範囲 1/72~1/60 位では余り際立った効果は期待できそうにない。一方舵面積を現在より相当減少しても決定的な進路不安定に陥るには至らないようである。

* これらの指数についての詳細は(2)を参照されたい。

4. 舵面積を漸次減少して得た結果を舵面積零の方に延長して推定するに大型タンカーの船型では船体と推進器だけでは旋回に対する抵抗が殆んどないかむしろ負であり、適当量の舵をつけて始めて相応の減衰抵抗を与えられるようである。従つて舵面積の決定に当つては旋回力だけでなく操舵に対する追従と進路安定のことを考慮して旋回に対する減衰を十分に与えることを考えねばならない。

5. 速力を大型タンカーの低速から最高速力の間に变化した場合、無次元化した操縦性指数 K', T' には変化が認められない。このことは船の航跡は速力に無関係で、速力の低い時はそれだけ長い時間をかけてその同じ航跡を辿るということである。

1.4 大型タンカーにもつとも適当な舵面積比

今まで述べて来たところを考慮した上で、結局のところ

る船の設計において問題となつて来るのは次のことである。すなわち、旋回能力だけでなく追従性や進路安定性も考えに入れた総合的な操縦性を見地から考えて、大型タンカーにはどのような大きさの舵が適当であろうか。残念ながらこの問題の最終的な解答は得られてないと言わねばならないようである。

旋回能力は旋回半径とかあるいは舵角あたりの旋回角速度の大小を示す旋回力の指数 K で表わすことができるし、また追従性と進路安定性は指数 T で表わすことができる。これらの指数が推定できればある形の操舵に対して船がどのような運動をするかは大体のところうまく求めることができる。(2)、本誌 1959~2 月号の操縦運動の方程式)。そして操縦性を量的に表わすこれらの指数が舵面積によつてどのように変るかについてはさきに引用した 運航性能部の試験 (1) や 13 に述べた資料に見られる 如くある 程度明らかになつて来たと言つてよい。

ところが問題は大型タンカーに必要な旋回半径がどの大きさであるか、また適当な進路安定性なり追従性はどの程度のものであるかについての量的な基準がないことである。これは実はタンカーに限らず殆んどすべての船についても同じことであるが、このような基準を知るためにはその船の使用条件を具体的に分析して見なければならぬ。例えば前方の障害物を最低何厘の距離で発見できるか、そしてそれを避けるべき操舵を発令した場合最低何百米の距離を離してその障害物を避航できればよいかと云つた条件が与えられるならば、それに必要な旋回力と追従性の指数は求められるから、それを満足すべき舵面積も決定できるわけである。またあるオート・パイロットと操舵機の組合せをもつて一定のコースを走るとき船首揺の振巾や周期がどの位ならよいかと与えられるならばそれに必要な 舵面積を 求めることが可能である。このように障害物避航とか保針 (course-keeping) とか云つたその船の使用条件の主なものや次々に分析してみるならば、舵面積の決定は確かに現在よりも合理的なものになるであろう。さきに述べたように、この分析に必要な舵面積と船の運動性能との関係に関する知識はある程度明らかになつて来たものここに述べたような使用条件の分析は殆んど手がけられてないので、従つてこれが最適の舵面積だという最終的な結論を出すことができないわけである。

しかし、さきに述べた船の操縦性の成立ちとかそれと舵面積との関連などを考慮に入れて実際に運航している船の実績を検討することは現在の目的に有益であろう。さきに述べたところから考えて大型タンカーの旋回半径

が特に大きすぎるという場合は少く (相対的な旋回半径は相当小さくても船が大きいと旋回半径の実長はどうしても大きくなるがこれはある程度己むを得ないことである)、操縦性に関する 困難があるとすればそれはフルな船型と小さな舵面積のために旋回に対する減衰が小さく、操舵に対する追従がおそく進路安定も悪いということであろう。それは例えばコース・レコーダーの記録とか、直進中の操舵の頻度などを貨物船と比較して見当をつけることもできるし、また乗組員の直感と云つたものもある程度多数を集めて個人差を平均するならば信頼性のある資料になるであろう。そのような検討の結果あきらかに追従と進路安定が貨物船よりも相当悪いということになれば現在の舵面積比 1/72 はおそらく 過少と考えねばならないであろう。筆者が現在までに得た若干の資料からみると満載時の大型タンカーは確かにかなり進路安定が悪いと見られるが (2) それが一休どの程度の実害を伴つているかという点になるとまだ明らかでない。今後とも各方面でこのような調査が行われ多くの資料が累積されることが望まれる。

2. オートパイロットによる保針とそれに伴う船首揺並びに馬力損失

2.1 オートパイロットによる保針時に見られる船首揺とそれに伴う馬力損失。

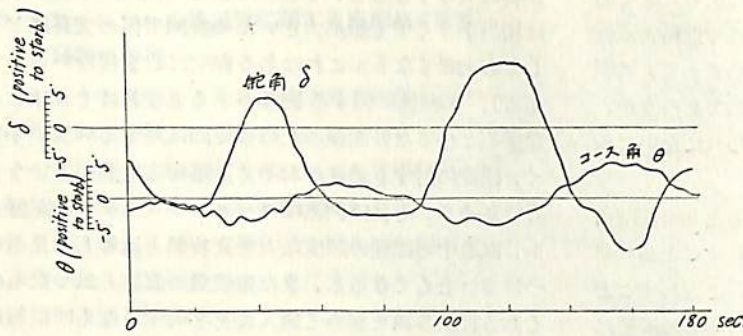
最近の航洋商船の一般的な傾向としてオートパイロットの広汎な採用が見られ、大型タンカーではまず例外なく航海中の保針はこの装置に依存している。従つてさき程述べたように船の使用条件を具体的に検討してその船に適当と思われる操縦性の程度を推定し舵面積比の決定その他の操縦性に関係する設計上の問題に資するに当つてもオートパイロットによる保針はまず取上げねばならない主要な状態である。

そこで適当な装置を使つてオートパイロットによる保針の記録をとつて見ると次のようなことが分る。

1. 海が静かな時は保針の状態は一般によい。船首揺の振巾は 1° を余り超えず、舵角も 5° を超えることはまれである。この僅かな船首揺は大変不規則なもので一定の周期とか振巾のくり返しなども見分け難い。

2. 海がある程度荒れて来ると——あるタンカーの例では風浪、うねりとも階級 4 位からであるから特に荒天というわけではない——かなり明瞭な船首揺が現われる。第 5 図はその一例*であるがここに見られるように

* この例は満載した貨物船について元良氏の測定されたものであるが、大型油槽船でもコース・レコーダーにしばしばこの種の現象が認められる。



第5図 自動操舵中の船首揺の記録例

この船首揺には二つの成分が見分けられる。その一つは数秒から十秒程度の周期と $1\sim 2^\circ$ の振巾で細かく繰返す船首揺でこれは明らかに波の一つ一つによつて起されたものである。そしてこの動きに伴う舵角の動きは見られない。もう一つは数十秒から場合によっては200秒といった長い周期で、持続振動または減衰の程度の悪い減衰振動の形でくり返される船首揺である。その振巾は 3° 位から極端な場合には 10° 近くに達することがある。当然ながらこの長周期の動きにはこれに伴う舵の動きが明らかにそれと認められる。

この結果から考えて海が静かな時の保針には余り問題はないものと見られるが、一方特に荒天ではなくともある程度の風浪やうねりがある場合におけるオートパイロットによる保針は検討に値するものと思われる。その場合に見られる船首揺のうち個々の波によつて起される短周期のものについては、このような短い周期で当て舵を繰返しても船の大きい慣性に妨げられて殆んどその効果は期待できず徒らにオートパイロットや操舵機を酷使するだけであるからこれは已むを得ないものとして揺れるにまかせる他ない。またこの程度の船首揺が運航上特に有害であるとも想像されない。

問題はもう一方の舵の動きを伴う長周期の船首揺であるが、これは自動操舵されている船が何らかの原因で減衰の悪い自由振動をもっており、それが波によつて次々に誘発されているものと想像される。ここで自由振動というのはこの船首揺が波などの外力によつて直接励振されている強制振動ではなくて、例えば未熟な自転車の運転におけるように不適当な操舵をするために自ら惹き起している振動という意味である。もしこれが強制振動ならばこのような長周期のかなり規則的な外乱がなければならぬが、それはどうも不自然である。また図の記録に見られるようにこの船首揺においては船の動きから少しおくれで舵をとつていることが明らかであつてこれはまさに下手な自転車乗りの操舵法である。これから述べ

るようにこの程度の船首揺でもこれに伴う軸馬力の損失は相当のものであるから、もしこれが自由振動であるなら適当な手段を講じてこれを防ぐべきであるし、またそれが可能なはずである。

ここでこの長周期の船首揺の分析を進める前に、これに伴う軸馬力の損失を推定しておこう。船の操縦運動を力学的に解析してみるとこのような繰返し操舵をするときいわゆる pivoting

point は船首から $1/5\sim 1/6 L$ 位のところを船首揺に伴つて前後していることが分る。L は船の長さである。第6図はそのある瞬間を示すものであるが、この図に見られるようにこの場合船に働く遠心力の船尾方向の成分が現われ、これが見掛上の抵抗増加をひき起す。船首揺の一周期間にそれを平均すると元良氏が与えたように〔4〕

$$\bar{R}_y = M_Y l_p \frac{2\pi^2}{T_y^2} \left(\frac{\theta_y}{57.3} \right)^2 \approx 0.4 \frac{\Delta L \theta_y^2}{T_y^2} \quad (\text{kg})$$

ここに \bar{R}_y : 遠心力による抵抗増加の平均。

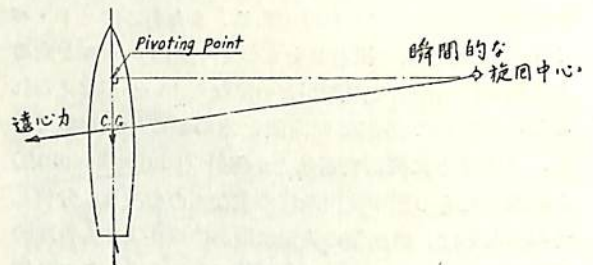
M_Y : 船の横方向の見掛質量で大略 $\frac{2\Delta}{g}$,
 Δ : 排水量 (Ton).

θ_y : 船首揺の半振巾, (degree).

T_y : 船首揺の周期, sec.

l_p : 重心から pivoting point までの距離、
 約 $1/3 L$.

これは直進時の抵抗の5%から10%にも達する。



第6図 船首揺遠心力による見掛けの抵抗増加

次にこの船首揺は操舵を伴っているのでそのための馬力損失がある。推進器直後の舵は推進効率に相当の効果をもっているため、この馬力損失を舵単独の抵抗増加だけで表わすのはいくらか問題があるが、今それだけを考えても操舵による抵抗増加の平均は

$$\bar{R}_r \approx 0.015 A_R V^2 \delta_0^2 \quad (\text{kg})$$

程度と見積られ、これもまた直進時抵抗の5%以上に達し得る。ここに A_R : 舵面積 (m^2), V : 船速 (m/s), δ_0 :

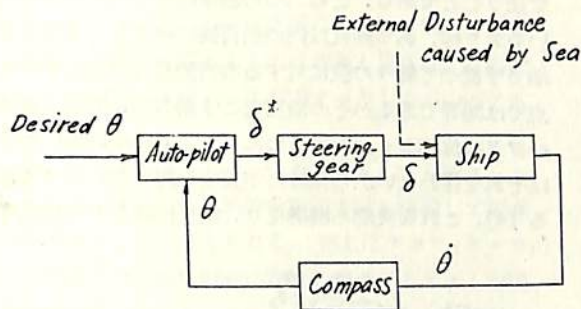
船首揺に伴う操舵の半振巾 (degree).

そうするとこの長周期船首揺に伴う抵抗増加は合計して直進時馬力の優に 10% 程度に達し得るものと見られ、これは到底軽視できない値である。

2.2 オートパイロット保針時における長周期船首揺の原因.

第 7 図はオートパイロットで船のコースを保つ状況を図式的に示したものである。オートパイロットは指定のコースと実際のコースとの差を見出しその差に応じた大きさでそれを打消す方向に指令舵角 δ^* を操舵機に伝える。操舵機は少しの時間おくれを伴いながら δ^* に応じて運動する。その結果現われるコースと指定コースの差で δ^* が作られる。このように船と操舵機、オートパイロットは一つの閉じた回路を構成している。

今船がある周期で船首揺している場合を考えよう。コースのずれを θ とするとオートパイロットはそれを打消すように指令舵角 δ^* を与えるから、それはもつとも簡単な場合には $\delta^* = -C_1\theta$ となるであろう。 C_1 は常数である。事実殆んどすべてのオートパイロットの基本的な



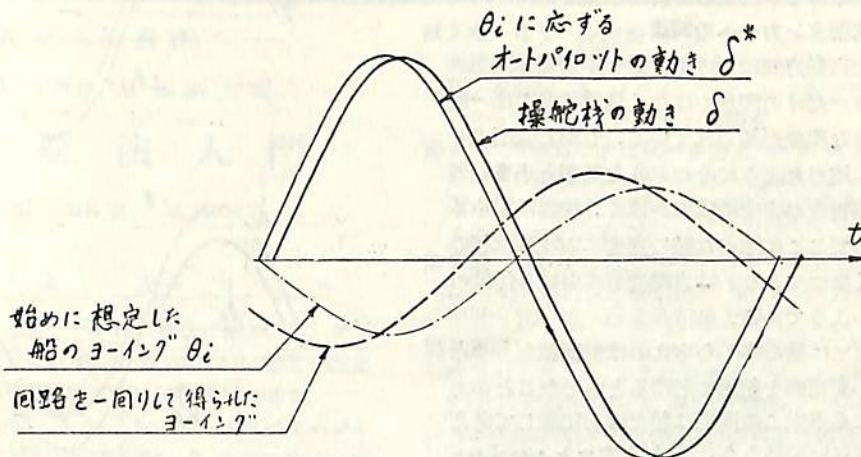
第 7 図 自動操舵系の構成

動作はこの形である。このことを時間に対してグラフに描くと第 8 図のようになる。すなわち振巾は C_1 倍になり位相は 180° 遅れたことになる。次にこの δ^* に応ずる操舵機の動きは同図に示す如く振巾は少し減り、位相も少しおくれる。これは操舵機に少しのおくれがあるからである。最後にこの δ に応ずる船の動きは同図の破線で示される。振巾はまた減少し、位相はかなり大きくおけている。これは船の追従は操舵機のおくれよりもずっと大きいからである。

ところでこの最後に得られた船の動き (破線) が、最初に考えた船の動き (鎖線) に丁度一致するならば、この状態はいつまでも続くはずである。すなわちこの船首揺は減衰も発達もしないわけである。これはどういうことかというに今考えている回路を一回りする間に結局振巾はもとに戻り位相は 360° おくれたということである。

オートパイロットの位相おくれは今の場合 180° で船首揺の周期に無関係であるが船や操舵機のおくれは周期によって大巾に変わる。周期が無限に長ければ操舵機はおくれを示さず船は 90° のおくれを示す (これは回頭角であつて角速度はおくれがない。すなわち無限にゆつくり舵を動かしているからその時々舵角に応ずる定常旋回角速度に達しているわけである)。周期が短くなるに従つて操舵機は少しではあるがおくれ始め (普通の長周期船首揺では 10° 以下) 船は最大 180° のおくれに達する。従つて今考えた回路一回りで 360° おくれすなわち船と操舵機で 180° おくれを示す周期がどこかに一つあるわけである。

一方振巾の減少の程度も船や操舵機では周期によつて著しく変化する。特に船の回頭角は周期が小さくなるに従つて急激に減少する。従つてさきに述べた持続



第 8 図 自動操舵系の各要素の動き

する船首揺は船と操舵機のおくれが 180° になる周期で船と操舵機の振巾の減少比が $1/C_1$ になるとき現われることになる。この持続する船首揺は減衰する船首揺と発達する船首揺の境目であるからこれは一種の臨界条件をなしている。すなわち持続振動をしないまでもこの臨界値に近づくと減衰が悪くなり、少し大きい波などを受ける度になかなか減衰しない船首揺を発生することになる。こうしてみると操舵に対する船の運動のおくれの大きいこと、云いかえれば追従性の悪さは自動操舵下における進路安定を著しく害することが分る。

以上の考え方による自動操舵の安定の検討は振巾の減少率を半径方向に、位相おくれを偏角にとつた極座標を使つて図解的に行うのが普通で、適当な減衰を与えるにはどのようにすればよいかと云つた見当もその図上でつけられる〔5〕。このような解析を大型タンカーに適用してみると満載状態では自動操舵における進路安定はかなり悪く、特に大部分のパイロットについては“天候調整”の装置を働かした時には持続振動が現われるのがむしろ普通であることが分る〔5〕。天候調整とは個々の波に対していちいち舵をとることをさけるためにコースのずれをパイロットに伝える機構の途中にある程度のカタを入れる装置で、これを効かすと確かに個々の波に舵を当てることは避けられるが、一方ではパイロットの位相おくれを大きくするために安定を損い持続する船首揺を起してしまうのである。この解析で推定される船首揺の周期や振巾はさきに示した実船の記録に見られるものと同じ程度を示しているの、現在のオート・パイロットで経験される長周期の船首揺は原因はここにあるものと考えられる。

2.3 オート・パイロットによる保針の不安定の対策とその大型タンカーへの関連。

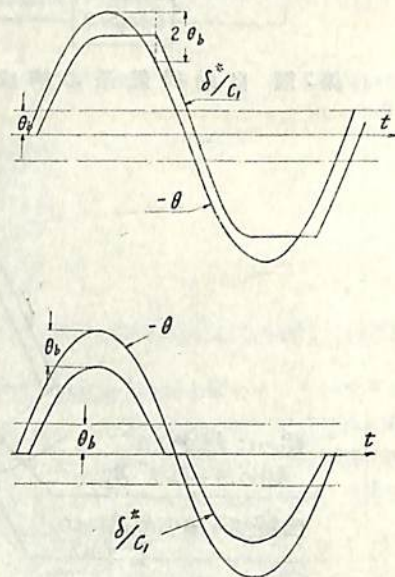
ここに述べた自動操舵における保針の不安定の問題は特に大型タンカーだけの問題ではなく満載状態では一般貨物船でも同様な現象が知られている。しかし大型タンカーではさきに述べたようにそのフルな船型と小さい舵面積のために船自身の安定の程度が悪く、操舵に対する追従がおそいのでここに述べた船の運動における位相のおくれが大きくなつてとりわけ自動操舵における保針の安定がよくないようである。

その対策としては船の方から考えれば舵面積をもつと大きくとるとか安定鰭を船尾に付けるといったことが考えられるけれども本来この問題は船だけを切離して考えるべきものではないであらう。むしろオート・パイロットの改良の方が大きい効果を期待できるようであり、最適舵面積にしてもそれとの関連において決められるもの

と考えられる。現在のオート・パイロットをそのまま使つて今問題にした有害な長周期船首揺を十分に小さくしようとするならば恐らく $1/30$ 程度の異常に大きい舵面積が要求されることがさきの解析から推定される。軸馬力損失の大きさを考えればそれも荒唐無稽とまでは云えないかも知れないがしかしこれは余り賢明な方法とは考えられない。当然オート・パイロットの性能をできるだけよいものにした上で必要最小限の舵面積を考えるべきであらう。

パイロットの改良に関してまず最初に行うべきことは現在の天候調整の機構を考え直すことであらう。この機構による位相おくれは優に $30^\circ \sim 40^\circ$ にも達するのであつて、このような位相損失を他で補うことは全く困難である。たとえ持続する船首揺までは起きなくても天候調整によつて減衰が低下し、ために相当量の船首揺とそれに伴う馬力損失を招いていることは十分考えられることである。

考えられる新しい形の天候調整の一つは、今までの機械的なガタ (back-lash) の代りに不感帯 (dead-band) を使うことである。この二つの機構は第9図に示されているように、ある限度以内の船首揺にはどちらも反応を示さず従つて個々の波に対する有害無益な当舵をさける点では同等であるがその限度をこす船首揺に対して従来のガタは位相おくれを伴うのに対し、dead-bandの方はそれを伴わないから保針の不安定を起さないはずである〔4〕。これを実際の機構なり、電気回路なりで構成す



第9図 従来の天候調整(上)とその改良案(下)の動作

るにはまたそれぞれの工夫を要するところであろうが、いずれにしても従来の天候調整に代るべき位相おくれのない天候調整機構と、これは現在既に相当使われている角速度制御 (rate-control) を併用することによつてオート・パイロットの特性は大巾に改良できるものと思われる。タンカーの最適舵面積にしても当然この問題との関連において考えられるべきものであろう。

3. 出入港、接岸時等における大型タンカーの操縦性に関する問題点

今まで述べて来たところはいずれもある程度以上広い水面で推進器を定常回転している際の操縦運動に関係するものであつた。この状態は主要な使用条件ではあるけれども、出入港とか接岸等に際しては状況が一変して来る。推進器の回転は状況に応じて複雑に変えられ、停止や逆転も普通に行われる。更に曳船がつくことになると運動は全く複雑を極めて来る。

このような使用条件における操縦性の問題は確かに理論的な解析が甚だ困難なものではあるけれども、一方実際の面から考えると決して軽視してよい問題ではない。しかしこの種の問題については現在得られる知識は運用者の直感的な経験を超えるものは皆無と見られ、この方面の知識の開発は今後大いに努力すべきものの一つであると考えられる。

このような使用条件下の一つの問題として大型タンカーに舵以外に何らかの補助的な旋回手段を装備して接岸等に使用することが考えられる。例えばアクティブ・ラダーの装備とか、船首附近に左右に貫通するダクトを設けその中にフォイト・シュナイダー推進器とか軸流ポンプのインペラーの如きものをつけるといった種類の工夫

である。この問題は推進器を停止すると舵の効果が激減すること、舵では前進を伴わない旋回が不可能であることに加えてタンカーの大型化に伴いその出入港を補助するに足る大馬力の曳船が不足していることから話題に上つたものと考えられる。

この問題を考えるに当つて大切なことは、このような補助的な推進手段を有効ならしめるためには相当の馬力を投入しなければならないことである。早い話が大型タンカーの出入港を補助する目的の大型曳船の馬力は2000~4000 BHP に達しているのである。考えてみれば舵というものは全くよくできていて、船を旋回さす馬力は操舵機からではなくて主機関の馬力の一部を借用しているわけである。このことを考えればやはり個々のタンカーがそのような補助装置をもつよりは、強力な大型曳船を準備する方がはるかに合理的であらう。

文 献

- 1) 志波久光, 水野時雄, 富田哲次郎, 江田治三: "模型船による最適舵面積の研究", 造船協会論文集, 105号。
- 2) 野本謙作: "船の操縦性について", 本誌 Vol. 32, 2月号, 昭34年。
- 3) 野本謙作, 空中勝, 藤井齊: "大型油槽船の操縦性に関する模型試験" (1) および (2), 造船協会論文集, 103号および106号。
- 4) 元良誠三: "荒天中の自動操舵と Yauing について", 造船協会論文集, 94号。
- 5) 野本謙作: "自動操舵の安定性について", 造船協会論文集, 104号。

(海技入門選書)

東京商船大学教授 鮫島直人 著

電波航法入門

A5版 200頁 ¥360

目 次

- 第1章 序 説 — 1. 電波航法の種類, 2. フラウン管 3. 電波の伝播 4. 双曲線 5. 船位の誤差
- 第2章 無線方向探知機 — 1. 方位測定の原理 2. センス決定法 3. ベリニトシ式ラジオゴノオメータ 4. 自動方向探知機 5. 方向探知機の誤差 6. 航法 7. 無線方位信号所の種類

- 第3章 ロラーン方式 — 1. ロラーンの原理 2. 時間差の測定 3. ロラーン受信器の操作部 4. 地表波と空間波 5. ロラーン=チャートおよびロラーン=テーブル 6. ロラーンの精度
- 第4章 デッカ ナビゲータ方式 — 1. デッカ=ナビゲータの原理 2. デコモータ (指示器) 3. 受信装置 4. レーン校正器 5. 起動および調整 6. デッカ=チャート 7. 誤差
- 第5章 コンソル方式 — 1. コンソル方式の原理 2. コンソル方位の測定法 3. コンソル=チャートとビーコン局 4. 有効距離と精度
- 第6章 レーダ — 1. レーダの原理 2. レーダの作動概要 3. レーダ各部の機構 4. レーダの取扱法 5. レーダの性能 6. 物標の種類によるエコーの強さと探知距離 7. 映像の妨害現象と偽像 8. レーダ航路標識とレーダ=チャート 9. レーダ航法 10. レーダ=プロットイング 11. 今後のレーダ

ラワン材輸送時の安全性に関する一実験

岩 井 聡
東京商船大学助教授

1. ま え が き

南方比島方面からわが国に輸入されるラワン材は年間8億方 B・M にも達し、その輸送には、のべ数百隻が就航している。

ラワン材の輸送に当つては、その一部が露天甲板上に積付けられ、荒天に際しその安全の保持のためには、船長以下乗組員は非常な苦心を払っているのである。それは同航路のラワン材輸送に配船される船は比較的小型の低性能船が多く、しかも北洋材等の場合と異つて compact に甲板積付を実施することは仲々困難であり、かつ現地の積付技術もおとつている。そして事務手続きの上にもかなりの障害例えば、安全保持のための船側からの荷物の shut out 等は事実上困難に近いのである。更にまた全航路は台風発生後間もなく、その進路等の予測は極めて難かしく、これら幾多の危険な素因が包含されているからである。

さきに昭和31年11月27日ミンダナオ島リアンガ港からラワン材を積載して大阪港に向つた東和丸(2,768 G/T)が台風22号に遭遇し、荒波のため船艙内に浸水し、船体に傾斜を生じ、遂に「ボートを降す、今傾斜30度」との通信を最後に全員消息を絶つに至つた悲惨な海難が発生した。更に最近同じ海面において、昭和34年11月12日、ダバオ港出港後の日海丸(2,712 G/T)は、台風20号に遭遇、同じく波浪のため、船長以下必死の処置・操船もおよばず、不幸遂に沈没するに至つたのである。

著者は、さきにラワン材輸送上の安全性についての研究グループの一員として、その復原上の素因を検討調査



写真1 ラワン材積取り中の安芸浦丸

するため、三菱海運株式会社の御好意によつて、同航路に就航し、ラワン材輸送に従事する安芸浦丸に乗船、現地における積付状況から、航海中の船体動揺の特性等航海状況を調査し、更にその後、日本海難防止協会の援助を得て、同船について各種模型試験を行い、風浪下の復原諸因を補足実験調査してみたので、ここに同船について得た結果の概要を述べることにする。

2. 実験並びに観測の概要

実験航海は、海上模様の比較的悪い時機を選び、空船にて現地回航から、ラワン材積取り、輸送の完了までの1航海を通じて、復原諸因を求めめるため観測並びに諸計測を行つた。航海行動は次の通りである。

- 1月25日 Osaka 出港
- 2月2日 Mindanao 島 Magallanes (Buttuan) 入港
ラワン材 499,992 B・M 積載
- 2月6日 Zamboanga 経由、同島 Alicia 入港
ラワン材 831,276 B・M 積載
- 2月10日 Alicia 出港、Cebu 経由、日本向
- 2月19日 Osaka 入港

この実験では、空船時(往航)およびラワン材満載時(復航)について、風浪中の船体動揺すなわち横揺・縦揺並びに船首の上下動加速度を長時間連続測定した。また動揺に基づいて甲板積木材の固縛索に働く張力の変動を抵抗線歪計を用いて同時計測した。

動揺測定装置としては、転輪を使用した人工水平儀を用い、船の横揺および縦揺角をポテンシオメーターによつて検出し、これを電磁式オッシログラフに記録せしめた。また船首の上下動加速度は、加速度を電気的に変換する抵抗線歪計を応用したもので、加速度を抵抗変化に導き出した加速度変換器を使用した。

また風浪の観測は、風についてはアネモメーターを用い積算平均値を求めて風速とし、波浪については数人の測定者の目測によつて波周期を平均算定し、一方船体寸法を基準として、波長、波高を目測し、周期と比較し、若干修正して有意波とした。

なお今次航出港時の船の状態は次の通りであつた。

状 態	吃 水	排水量	横揺周期	GM
空船(往航)	3 m-30 cm	3,400 重	11.2 sec	1 m-25 cm
載貨(復航)	5-80	6,500	17.0	0-40

載貨出港時の吃水をその満載吃水に比較すると約84%である。ラワン材輸送に従事する他の船舶についての統計調査によるとその平均値は88%であったが、これと比較して今航出港時の乾舷は有利な状態にあると云える。

次に模型試験は実船の1/50の模型によつて主として風圧の影響および波による動揺特性について補足調査する目的で行つたが、空船状態を固定バラストにて調整した後、各種載貨状態は、先きの実験航海から得た積付材のサンプルに合せたラワン材雛形を積付けて各種試験状態をつくつた。

風圧影響に関する試験は、模型船を水槽に浮かべ、そこに一定風を送る水槽風洞を用いた。また波浪による動揺試験には動揺水槽を使用し、風速の測定にはピトー管を用い、波の観測はフロート式波高計により自記せしめ、船体傾斜および動揺については、写真およびバンダグラフを用いて測定した。

供試船の要目並びに模型寸法は次の通りである。

要 目	実 船	模 型 船
L _{oa}	109 m	2.18 m
L _{pp}	103 〃	2.06 〃
B	15.4 〃	0.308 〃
D	8.3 〃	0.166 〃
d	6.89 〃	0.138 〃
C _b	0.72	0.72
C _p	0.73	0.73
D _{isp}	8,006 t	64.05 kg
T _s	10~30 sec	1.4~4.2 sec

3. ラワン材の積付と GM の算定

ラワン材甲板積輸送に関する現行規程は、Baltic Trade や White Sea Trade の木材運送の実情に基くもので、Section 61 of the British Merchant Shipping Acts, 1932 の Timber Deck Loads をそのまま採用している。

ラワン材を甲板積する場合、その積付高さ等について、特に G の上昇が問題で、GM が小さいだけに、その算定誤差に大きく影響するものである。

ラワン材は、その重量が重く、かつその種類によつて例えば右表の如くかなり相違するものであり、また積付けには、実

(各種ラワン材の比較)

材 質	見掛比重
赤ラワン	0.85
白ラワン	0.80
タンギール	0.88
ヤマビス	0.72
アビトン	1.06

際の B・M と B/L 面の B・M との間の相違すなわち「押石」があり、これが材の切り出し地によつて相違し、航海の都度異なるもので、実際の積付重量分布の正確な算定は極めて困難である。

今回の実験では、積載総数 1,324 本から任意に 100 本を抽出し、その重量・容積を測定して、材の平均比重 0.80 とし、また B/L 面と check して押石を 20% とし、積付計算したが、算定 GM の値は、動揺周期からの値に対し、なお相当の相違があつた。つまり重量分布からの GM の算定にはかなりの誤差があると思われる。

そして、積付の途次順次段階的に強制動揺（木材の吊り下げ振り試験）によつて、動揺周期から、例えば加藤式 GM 計を用い算定するのがもつとも信頼しうる値を得ることが出来る。このことは模型式によつても明瞭であつた。一般に木材積付時の GM 算定には、その動揺周期から判定するのが簡便かつ精度の高い方式である。

なお今次航の積付量は艙内 2,365 〃、甲板上 592 〃、総計 2,957 〃で、甲板上積付量の割合は総量の約 20% であつた。他の船舶についての統計調査によれば右表に示す通りで、20~25% のものがもつとも多く、この点からは今航の甲板積付量は妥当な範囲にあるようである。

(甲板上積付量の割合)

総量に対する比	船舶数の占める割合
15%以下	20%
20 〃	27%
25 〃	40%
30 〃	7%
31%以上	6%

4. 船体風圧傾斜の特性

ラワン材甲板積運送時の船体におよぼす風圧影響の特性としては、甲板上に木材を積付けることによつて、受風圧面積が増加することと、ラワン材はその直径数呎にもおよぶ太い丸太材であつて（積付に当つては、一般にその取扱の上、太目の大きな材が残され、甲板上に積載されることが多い実状である。）、その積付配列は複雑な深い凹凸表面形状を形成し、同時に風圧中心位置は上昇する。而も一般に Top heavy で GM は小さく、風の変動に対し過渡的に船体傾斜も変動し易いものである。

実験は写真 2 の如く模型を水槽内に浮かべ、水面上に風を送る水槽風洞内で行つた。模型はすべて、風に横たえ、安全性検討の立場から、風速が所定の速さに達したとき、これを漂流させ、船体傾斜が落ちついたとき写真測定した。風洞での風速は、実船に換算して 45 m/sec までの風速範囲に亘つて実施した。

さてラワン材輸送時の甲板積付高さについて統計調査

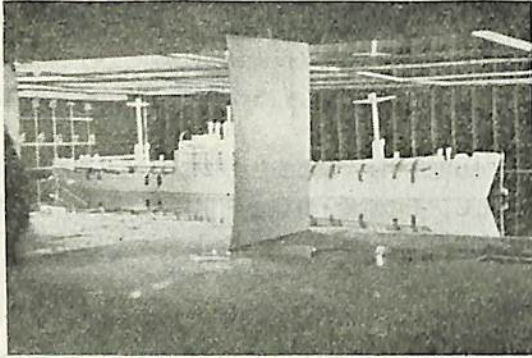


写真2 風洞水槽における風圧傾斜試験

したものによると右表の如くで、船幅の $\frac{1}{4}$ (25%) 前後のものもつとも多い

従つて実験においては、これらの積付高さに着目し、排水量すなわち積付量および GM を考慮して各実験状態を作成した。

(甲板上木材積付高さの割合)

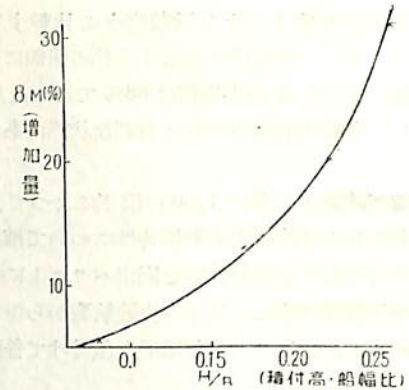
船幅に対する比率	船舶数の占める割合
15%以下	10%
20%	10%
25%	65%
30%	5%
31%以上	10%

4.1 甲板上積付けに伴う受風圧面積の増加

木材を甲板上積付した場合、水線上の船体投影面積すなわち受風圧面積は、木材を積載しない場合に比して増加する。それは甲板上の積付高さによることは勿論であるが、積付材の太さ、長さおよびこれに伴う積付技術によつて生ずる broken space が変わるわけで、その都度多少変動するものである。いま順次積載量を増加して行つた本実験での実験状態について求めたものを比較してみると、甲板上積材なき場合に比してのその増加の割合はつぎの通りであつた。

番号	満載に対する排水量比	甲板上積付高さ/船幅	甲板上積付による受風圧面積増加率
1	75%	1/12.8	4.1%
2	78%	1/5.85	19.7%
3	79%	1/4.50	20.4%
4	81%	1/3.83	31.1%

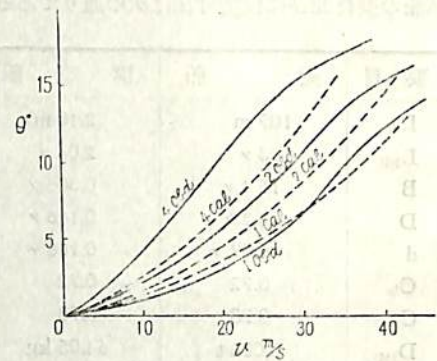
勿論これは一積付例に過ぎないが、その受風圧面積の増加は、積付高さが船幅の $\frac{1}{4}$ 附近から急激に増大する結果を示している。従つてこれに基いて傾斜偶力も当然増加するもので、幾何学的に求めた風圧および水面下中心位置の移動を加味した傾斜偶力増加の割合を積付高さをベースとして第1図に示した。



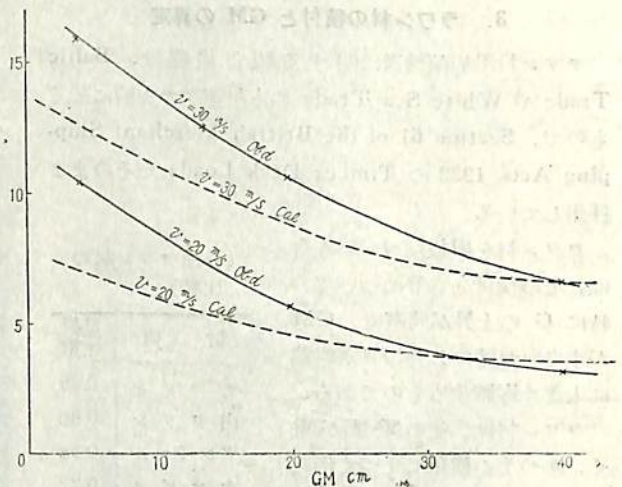
第1図 甲板上積付けに伴う風圧偶力の増加

4.2 船体の風圧傾斜

風洞水槽での上記ラワン材甲板積付け各状態に対する風圧傾斜の成績の一部を第2図に示したが、積付状態すなわち甲板積付量 (勿論排水量も変化する), GM の変



第2図 各状態における風圧傾斜の一例



第3図 風圧傾斜—実験値と計算値の比較

化によつて、従来の $\cos^2 \theta$ 法による計算値とかなり相違してゐる。

これは木材を甲板上に積付けることによる傾斜した場合の船幅の影響が顕著であり、かつ水中を横漂流させるための影響等に基因するものであろう。

そして風圧傾斜の傾向は、風速の増加と共にざんじ傾斜の増加ははげしくなるが、風速がある値に達すると傾斜は余り増加しなくなる。

また GM が小さくなると、計算値に対しその傾斜は増加する。いま風速 20 m/sec および 30 m/sec の場合について、GM を base として、実験値と計算値とを比較して第 3 図に示した。

ただしこの場合 base に選んだ GM は上記の各実験状態を GM にて代表させたもので、この場合積付量従つて甲板積付高さも変つてゐる。

5. 波浪中の船体動揺の特性

5.1 洋上における動揺の不規則性

海上において船に動揺を起させる主なものは波浪であるが、その波浪自体は極めて不規則である。しかし外乱である波浪の不規則性と、それによつて応答する動揺の不規則性とは、一連の関係が存在するはずで、いま航海中に得られた動揺の記録からこれらの関係を吟味してみる。

すなわち海洋波の分布について云えることが、その波浪によつて起る動揺について、どんな関係にあるか、これが船の場合その載貨状態によつて変化するものであるかを検討してみる。

いま一例として波については、M. S. Longuet-Higgins の波高分布についての関係すなわち不規則海洋波の波高分布は、等間隔にとつたその記象の変動度を表わす \sqrt{E} 値を標準として表わされるという関係を、得られた動揺変位に適用してみた。

その結果は往航すなわち軽荷状態では、よくその分布が一致する、また復航すなわち載貨状態では Higgins の分布に対して比較的に変位の小さい範囲に多く分布する、そして変位の大きなものは少なくなつてゐる。しかしこれは今次航海において波

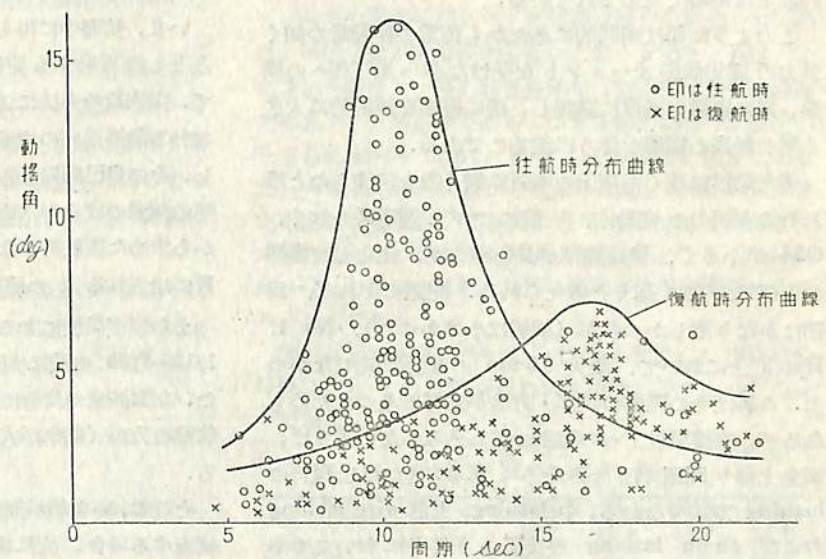
浪が余り卓越せず、動揺が小さかつたためであらうと思われる。(しかし安全性の問題からは、むしろ安全値に片寄るわけである。)

なお 1/3 および 1/10 最高変位の平均を Higgins の関係から計算したものと、実験値を比較して下表に示した。

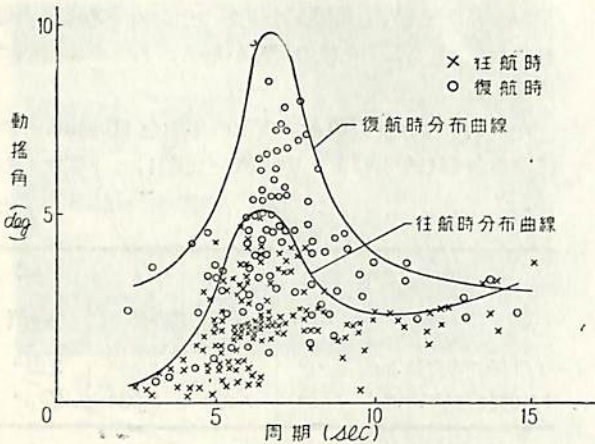
	往 航		復 航	
	計算値	実験値	計算値	実験値
1/3 最高動揺平均	5.91°	5.85°	2.38°	2.22°
1/10 最高動揺平均	7.50°	7.18°	3.03°	2.73°

従つて不規則波の実際海面における動揺は、大約して Higgins の波高分布の法則に従うと見てよい。

次に海上では船はいろいろの周期の波を受けて動揺しているのであるが、この場合どんな周期で応答しているかを調査するため動揺記録から、順次連続動揺の周期と変位をとつて、その関係をプロットしたのが第 4 図および第 5 図である。(第 5 図縦揺振幅はその 2 倍の値で示した。) 全体として、船の固有周期を中心として多く集中し、その変位も大きい。このことは横揺の場合は当然であるが、縦揺の場合、一般にその周期は波の遭遇周期に追従する性質をもつ筈であるが、不規則波中の実際の海面でも意外に船の固有周期附近に集中しかつ変位も大きく現われているのである。特に動揺変位が大きかつた往航時の横揺および復航時の縦揺では、動揺周期が比較的にせまい範囲に取まつている。



第 4 図 横揺周期と振幅の関係



第5図 縦揺周期と振幅の関係

このことは、一面船体動揺に影響する範囲の波が、一見不規則にみえながらも、主たる場の波を中心として案外規則的に来るとも思われる。

5.2 船首船底の衝撃並びに甲板積材固縛索にかかる張力の問題

この実験では、載貨航走時の安全性を検討する上から、縦揺および横揺の他に、船首部の縦揺および上下動による上下動加速度を測定し、また同時に甲板積材の固縛索に働く力の変化を調査したが、上下動加速度と他の動揺の記録からその関係を見ると、波に対して横揺が何らかの原因によつて抑圧モーメントを受けながら、急激に風下側に向つて傾き始め、同時に縦揺が続いて単弦運動を起すときに現われている。そしてこの場合の横揺の波形は極めて変形されている。

このように船は瞬間的にあたかも荷重の移動時の如く外力の固定傾斜モーメントを受けながら風下側への横揺、更に縦揺を過度に誘起し、遂に縦揺を連続的に大きく起し船底の衝撃を伴うに至るのである。

また動揺に基く甲板の木材に働く力を示すものと思われる索張力の変動は、一般にラワン運送時の如く、GMが小さく、横揺周期が長い場合は、主として縦揺および上下動に基くと考えられる。記録によれば、縦揺はかなり激しかったが（横揺は小さかった）、No. 1. Hatch上において、最大0.5 tonの変動に達しなかつた。これはその固縛の操作・方法が良好であつたためもあるが、直接甲板上への海水の打ち込みがない限りは、安全上余り問題ではなさそうである。（ただし現行の lashing 方法すなわち、中 lashing, 上部 wire lashing および chain lashing 等実施の条件下においてである。）

6. ラワン材運送時の許容復原について

不規則波海面における船の動揺も、一つ一つの個々の波をそれぞれ周期あるいは波高等を異にする sine 波の集まりと考え、これに対する船の応答を superpose したものととして取扱つてみる。

波による動揺は一般にその変位 s に対し次の関係がある。

$$\frac{d^2s}{dt^2} + 2h_s \frac{ds}{dt} + V_n^2 \cdot s = f_s \left(\frac{\sin}{\cos} \right) (\omega_e t - \epsilon \omega)$$

そして、

$$s(t) = E_s \cdot \mu_s \cdot \gamma_m \left(\frac{\sin}{\cos} \right) (\omega_e t - \epsilon \omega)$$

従つて、横揺の場合には、ある阻度と周期をもつ波を任意の出遭角 (α) に受けた場合の最大動揺角は、

$$\theta_{\max} = \mu \cdot \gamma \cdot \theta \omega \cdot \sin \alpha \quad (1)$$

ただし、

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1-A^2)^2 + A^2 k^2}} \quad \text{倍率係数 (Magnification Factor)}$$

$$A = T_s / T_e \quad \text{船の固有周期と相対周期比 (Tuning Factor)}$$

$$\theta \omega = \delta \pi \quad \text{最大波傾斜角} (\delta \text{ は波の阻度})$$

$$\gamma = \text{有効波傾斜係数}$$

従つて波による船の動揺角は Magnification Factor (μ) を求めることによつて各種の波に対する値を求め得ることが出来る。

また波による動揺角は共鳴時に最大値に達するもので、つぎの関係がある。

$$\theta_{\max} = \sqrt{\pi \cdot \gamma \cdot \theta \omega \cdot \sin \alpha / 2 N} \quad (2)$$

ただし N : Bertin の減衰係数

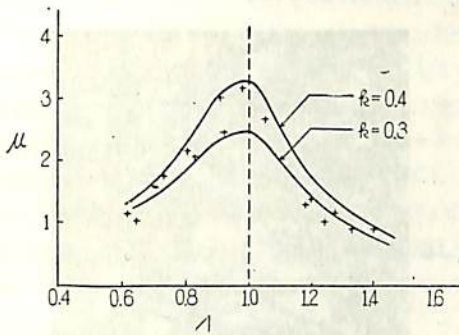
いま、航海中に得られた動揺の連続記録すなわち時間とともに変動する定常時系列と見做される記録について、山内氏の方法によつて時系列解析を行つてみた。すなわち動揺系列の相関係数を求め、コログラムを作成し、その自己回帰過程をとる指数函数的減衰すなわち動揺の減衰の度合を求め、減衰係数を算定し、上式の関係から求めた復航時すなわちラワン材積載航海時の倍率係数に示される k の値は大約0.4であつた。

また模型試験による結果も第6図に示した如く、 $\delta = 1/15 \sim 1/30$ の波に対して、 $k = 0.3 \sim 0.4$ の範囲であつた。なお減衰の度合は、空船状態に比して、一般に載貨状態の方が（吃水が大きいほど）減衰が大きくなつていく。

そこで、いま船が復航時の船の状態で、10節の速力で航走する場合、上に求めた係数を用いて、阻度 (δ) および波長 (λ) を異にする各種の波に対し、これを船に



写真3 波による動揺試験



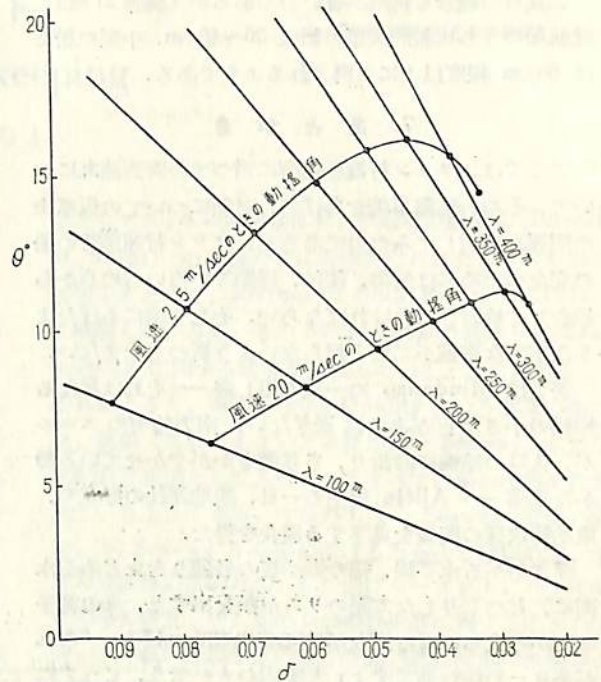
第6図 模型試験成績一係率係数

対しいろいろの方向に受けた場合の船の動揺を求めた。そして、これからそれぞれの波長の波に対する最大動揺角を求め、これを波長をパラメーターとして、波の阻度を base としプロットしたのが第7図である。すなわちこの図は、海上において生じられる波の、波長と阻度がわかれば、その波によつて起る最大動揺角が求められるのである。

しかるに洋上における波は、風によつて生じられるもので、Sverdrup and Munk は大洋波の観測結果からその生じられる波について、その阻度と波令(波速・風速比)の関係を与え、ある風速の風が吹送した場合その時間経過に従つて生ずる波の最大波長およびその波高の関係を示している。

いま風速 25 m/s および 20 m/s の場合の発生波の関係を選んで第7図にプロットした。すなわち Sverdrup and Munk によるその風が起る波の波長と阻度を順次むすんだもので、それぞれ風速 25 m/s および 20 m/s のときに起り得る波による最大動揺角を求めることが出来る。

さて、海上におこる風は、台風中心附近等は別として、一般の強風海面における風速の限界はせいぜい 25 m/sec 程度以下であるので、いま安全限界を検討する



第7図 復航状態に対する最大動揺角

ため、この風速を限度とすると、本船の復航時状態の場合、さきに求めた船体の風圧傾斜の関係を加味すると、船体最大動揺角は 21° の範囲となる。(勿論この関係は上に述べた通り、その風速に対しその海面で起り得るであろう最大の波をとつて求めたもので、実際にはこの場合より遙かに小さいものである。) これはその状態における舷測浸水角の範囲内である。

いまこの動揺に対しラワン材運送時その安全のためには、甲板積材が直接没水しないと云う立場をとれば、上に求めた動揺が、船の舷測没水角(海水流入角)の範囲内にあることが必要である。いま本船の場合今次航海からさらに積付を増加してゆき、上の限界を推定してみた。すなわち積付実績から吃水の増加、GM の減少等を考慮して没水限界に達する GM を推定してみると、本船の場合その限界は大約 30 cm 程度となる。勿論限界 GM の算定には多くの別の素因が直接・間接に含まれるものである。

因みに就航船舶について、各船が算定した出港時の GM についての統計調査の例を参考に示すとつぎの通りである。

GM 実態の統計例

GM の大きさ	30 cm 以下	40 cm 以下	50 cm 以下	60 cm 以下	61 cm 以上
占める船の割合	20%	25%	5%	30%	20%

これらの調査も資料が少ないのであるが（調査 21 隻）、就航船のうち比較的大型の船は 30~40 cm、小型の船では 60 cm 程度以上に大別されるようである。

7. あとがき

ここでは、ラワン材輸送航海に当つての安芸浦丸について、その一航海事例をあげて、同船についての復原上の問題を検討してみたのであるが、ラワン材運送時の船の安全のためには気象、積付、操船等いろいろの点から総合して検討されなければならない。そして前にあげたような不幸な海難が二度と起らないよう祈つて止まない。

著者は Mindanao の一積み出し港——それは単なる岸線の小さな凹があるに過ぎない、南方特有のスマルが、入口の暗礁に時折り、さざ波をかがやかせている静かな部落——Alicia 碇泊の一日、現地商社の好意で、原始林伐採の様相を見学する機会を得た。

浮きあがる水平線、空の影が夜の名残りを止どめる水面に、どつしりした太陽のリムが顔を出すと、島の椰子の間から立ちのぼる煙りが南の島の朝をつける。「あれがモローの住む島ですよ」と案内の人が云う。ビーチに立つ人の気配が感ぜられる。また南方特有のマンガ・ローヴがせまつて、今にもワニが出て来そうな岸辺、魅惑的な中にも時折緊張を伴いながら、モータ・ボートを走らすこと約 2 時間、どこから入つたかと思われるような入江についた。そこが切り出された材を筏に組む場所だ。つまりここから Alicia まで筏でひいてゆかれるわけだ。表皮をとつたばかりの材は周囲の緑とのコントラストのせい非常に美しいものだ。

丁度トラックが 1 台、ラワン材を積んで到着した。早速 8 m/m を向けた。あざやかな荷おろしの手際だ。車のもつているウインチと附近の樹木をつかつてスマートに水面に浮べてしまった。引きかえすこのトラックが早速我々を山へ案内におよんだ。車道には違いないが雨が降れば早速水路となる山の道、人間がつくつたのか、自然に出来たのか、とにもかくにも小 1 時間も走つた頃、海拔 200 m もあろうか、中腹の部落についた。ここがベース・キャンプだ。自動修理工場もある。ここで現場の指令が発せられるのだ。原木検寸のオーダーも掲示されていた。

ここから愈々道はけわしくなつて、更に 1 時間も走ると、いわゆる原始林だ。どんなところでも車は入つてゆく。人夫はすべてモロー族だ。立木は周りに高さ 4~5 m の簡単な足場をつくり、根本を 3~4 m 残して伐採される。これは根本にあるヒダをきらうのである。伐採されると所定の長さで裁断され例によつて車のウインチで極めて巧妙に積込んでしまう。

すべてが、大蛇でも出そうな大自然の原始林の中であ



写真 4 ワイヤー 1 本で材は簡単にトラックに積み込まれる



写真 5 立木は 3~4 m をのこして切り倒される

る。太いものだけを次から次へと倒してゆく。細いものには目もくれないように、そして山奥へ、山奥へと、しかも永遠につきそうにもない。いわばラワン材はいくらでもあるのだ。

山からの帰途トラックの上で、彼等が無造作にもぎとつてくれた椰子の実を、例の腰におよんでいる藩刀でたいたいてもらつて喉をうるおした。いままで忘れていた灼熱の太陽に焼かれた五体にヒリヒリと伝わるうまい味、いやそれは原始林を歩いて来たこうふんを癒すほつとした味でもあつたのかも知れない。

性能の悪い小型の船で、ぎつしりとラワン材を甲板上に積載し荒天に遭遇しながら、なんとかきりぬけて日本の港を目前にされたときの船長の気持の一端がふと想像されてならなかつた。

稿を終るに当つて、なにかと御便宜、御指導を頂いた三菱海運株式会社淵上船長に対し厚く御礼申上げる次第である。

“アメリカにおける Sea-keeping Quality 研究の現状” - その1

I は し が き

A. はじめに

昭和32年7月東京を出発して、この度昭和35年2月帰国するまで、2年半の間、フルブライト交換講師研究員として、アメリカ合衆国ニュージャージー州、ホボークン市にあるステューブンス工科大学(Stevens Institute of Technology 略して SIT) デイビッドソン研究所*(Davidson Laboratory 略して DL)で、主として船の運動の研究に従っていたので、この間自らステューブンスで体験した研究や、あるいは訪問したマサチューセッツ工科大学(MIT), カリフォルニア大学(UC), ウッドホール海洋研究所(WOI), アメリカ海軍のデイビッドタイラー水槽(DTMB または TMB)等で見聞した研究を通してアメリカでのこの方面の研究の現状について報告したいと思う。

勿論筆者の体験見聞も場所的、時間的に限られたものであり、しかも見聞し、体験する者の主観を通じたものであることには変りはないのであるが、ただ、勤務していた研究所(DL)がアメリカでは海軍のタイラー水槽(DTMB)を除けば、もつとも活潑な水槽研究所の一つであり、多くの研究者ともつとも変化の多い研究施設とを持つた研究所であることと、筆者のここでの勤務が客分としてではなく、2年半に亘るスタッフの一員としての勤務であつたことが、多少なりともアメリカのこの方面の研究の大勢をとらえ全体の傾向をつかむ上の助けともなつて表われれば幸である。

B. Seakeeping Quality とは

日本では航海性能、耐航性能等と呼ばれているものがあるが、アメリカで Seakeeping Quality というところの名前からわれわれが考える範囲よりやや広いように思う。そこでここではこのままこの言葉を使うことにする。Dr. M. St. Denis および Dr. J. P. Croven が

* ニューヨーク市のハドソン河を挟んだ対岸、マンハッタン中央までは車で約10分の所にある。

** Dr. Kenneth S.M. Davidson により1935年創立された。1958年3月19日 Dr. Davidson が亡くなされたが1959年その満1年目に当り在来の Experimental Towing Tank (ETT) という名前がこう改められた。

主としてタイラー水槽自体および海軍の船舶局(Bureau of Ships)の支援の下に各所で行われたここ数年の研究をまとめて、Journal of Ship Research (JSR) に解説しているが、その Seakeeping の部分りに Seakeeping に関する研究を定義しているところがある。それによると、Seakeeping Quality という言葉の中には、海象(これにもよい日本語がない Seaway)が主な支配的な要素として入つて来るすべての船の性能が含まれているようである。すなわち(a) Seaway 自体の研究、(b) Seaway から船の受けるあらゆる種類の力、すなわち流体力学的な力、波の曲げモーメント、スラミング力等の研究、(c) 船の6つの自由度に対する応答の研究、(d) 船が遭遇する危機の予知、転覆、浸水の機構および安定の研究、(e) 荒天中の速度損失の予知、(f) もしある運動の変位または加速度が許容範囲を超えるならばその制御すべき量の評定……等に関するものは、すべて Seakeeping Quality の研究の中に含まれている。

これからいうと Seakeeping Quality という言葉で表わされる分野は実に広く、むしろ流体力学に関係のある船の性質のうちで、これに含まれないものは Dr. St. Denis 等のいう Powering と Control の分野のみであると云つた方が早いかも知れない。Control とは、Seakeeping Quality は海象波浪が支配的な役割をもつ分野であるに反し、コース安定性、操縦旋回性等の海象気象が支配的でない分野を指して云つており、Seakeeping と殆んど同じ運動方程式が使える分野であると云われている。Seakeeping Quality の中には上の(f)にあてはまる Control された運動も一部含まれていることはいうまでもない。

この Journal of Ship Research (JSR) はアメリカの造船協会(SNAME)が1957年以来年4回発行しているもので、日本の造船協会誌にも稀に紹介されているが、アメリカの研究を知るのに SNAME の Transaction を補つてよい刊行物であると思う。Transaction に載るように教科書的にあるいは解説的には書いてないが、それに載らないむしろ研究的なもの、あるいはまだ実際すぐには応用出来る段階にはなつていない基礎的なもの、あるいはまた解説的なもの等が載せられており、速報的な性格も持つていて、研究、設計にたず

さわる者にとってはむしろ興味深いものである。

なお Seakeeping Quality について述べるに当つて、昨 1959 年夏ほぼ完成された Prof. Korvin-Kroukovsky による "Ships At Sea" (Seakeeping Monograph と呼ばれている) を省くことは出来ない²⁾。これは教授がここ 4~5 年殆んど全精力を注いでまとめておられたものであつて、National Research Council (NRC) の船体構造設計委員会と SNAME の航海性分科会 (Seakeeping Characteristics Panel) の共同による諮問委員会の後援の下に行われたものである。勿論船の運動論の学者としての同教授の考え方で全体を貫かれたものであつて、これに対して流体力学者、統計学者等から種々の批判が既になされているが、批判のあるのは当然であつて、それ等は現在この労作が船の運動研究の一里塚として果している偉大な役割を否むものではない。これは I. Seaway から始まつて、II. 流体力学的力、III. 船の運動、IV 抵抗および波浪中の速度低下、V 船体構造に働く力学的並びに流体力学的な負荷と 5 部から成つており、引用された文献のみでも優に千を超える長大な精力的なものである。ここでもすべての基礎として Seaway を置き、複雑な Seaway の十分な認識がなければ、船の運動や応力の満足出来るような量的の敘述は不可能であることが強調され、特に全体のうちから 'out of proportion' に多くのページ数がこれに割かれている。これから見ても、Seaway の研究の推進と、Seaway のよい理解が Seakeeping Quality の研究には必要不可欠であることが分る。

やはり National Research Council の船体構造設計委員会の研究課題の一つとして "船体構造設計における長期研究計画" という研究計画を立てる研究がある³⁾。これを実行したのはニューヨーク大学 (NYU) の 2 人の構造学者と、Prof. G. Neumann, Prof. W. J. Pierson, Mr. L. Tick 等の海洋学者、統計学者および SIT の Prof. Korvin-Kroukovsky, Prof. E. V. Lewis, Prof. F. Borg 等の運動学者、船体構造学者であるが、この構成からを分るように、やはり Seaway の研究が構造のすべての問題に対しても基礎になることが強調されている。そして構造の問題も他のものと有機的に考えられなければいけない Seakeeping Quality の一つの大きな問題であることが明にされている。

Seakeeping Quality の説明に多くを割きすぎたきらいがあるが、アメリカでのこの方面の研究の範囲を明にすることが、また同時に研究の進め方、研究そのものの考え方を明にする助けともなると思つたからである。以下 Dr. St. Denis 等の定義に従つて Seakeeping Quality

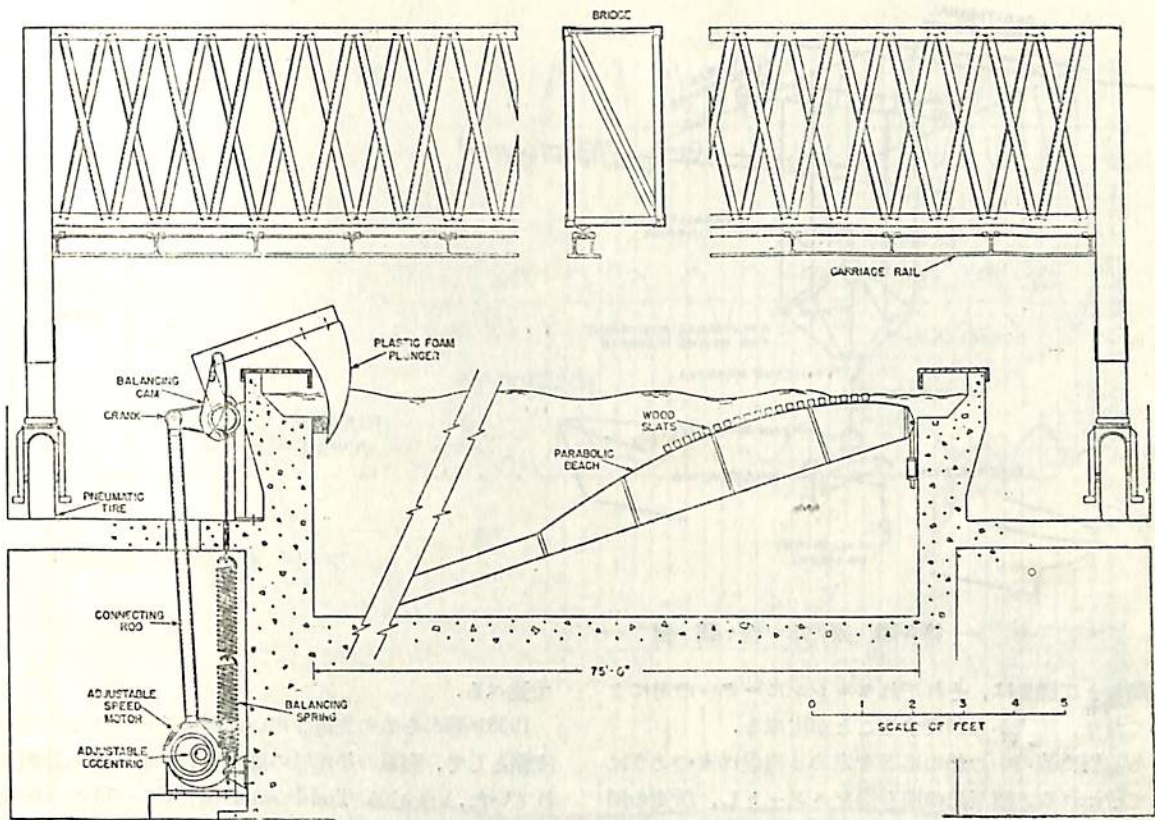
に関係のある研究の現状について、自らの体験を主とし、見聞を加えて述べて見たいと思う。項目によつて精粗の差があるのも、一つには筆者の体験を主とした故である。

II 規則波中船の応答についての模型実験

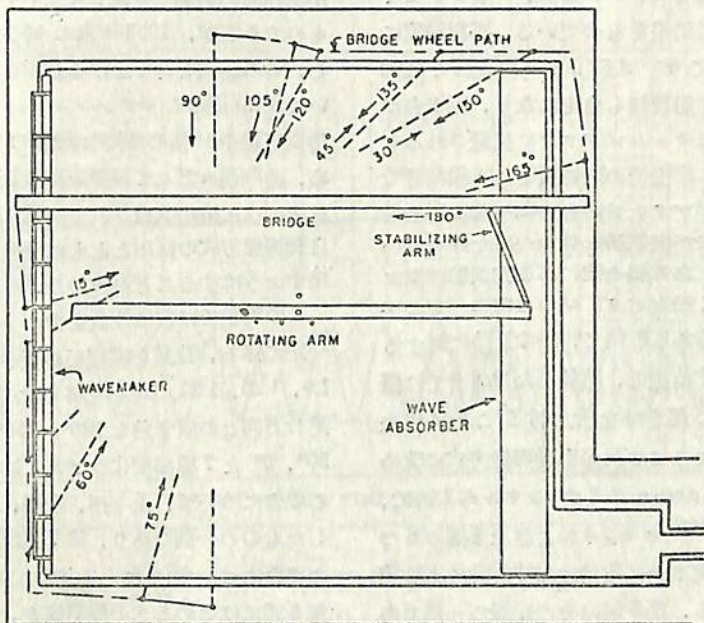
A. 斜め波の中の運動の応答

アメリカにおいて、恐らくは世界でも始めて、斜め波の中で系統的な模型実験を行つたのは Colorado State University (CSU もとコロラド農工大学 CAM) の Mr. W. Schulz であろう⁴⁾。これは径約 60 呎の、車台を走らすブリッジの方向を任意に変えられるような、円形なガイドのある水槽でタンカーの 5 呎模型を使い波に対して 5 つの方向について実験し、上下揺、縦揺、横揺の運動を写真で記録したものであつた。

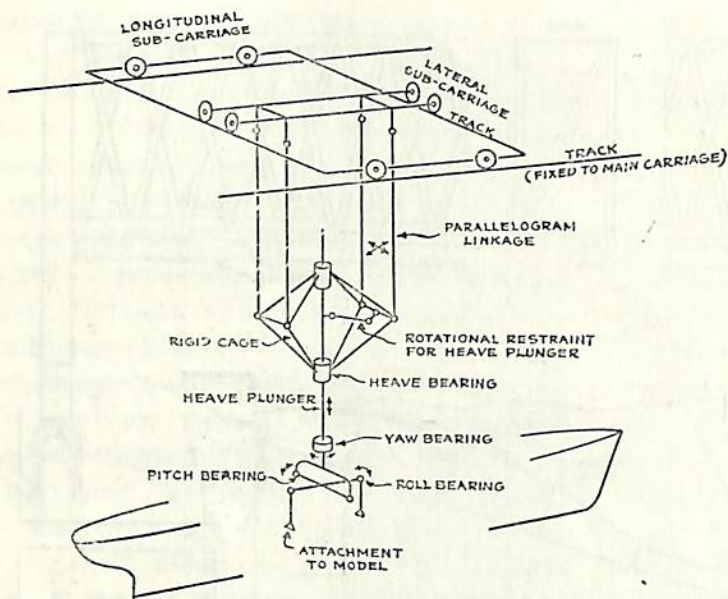
筆者が行つた 1957 年はステープンス (SIT) では丁度それまで旋回腕によつて魚雷、潜水艦等の運動微係数を求めることを主としていた角水槽 (Tank No. 2) に第 1 図および第 2 図のような可動ブリッジについて造波機が完成し、角水槽で始めて波を発生することが出来るようになった年であつた⁵⁾。そしてそのブリッジに走らすべき斜め波の実験用の車台の設計が始まろうとしていた。1958 年秋完成したこの車台は⁶⁾、理想的に云えば inertia less というべきもので、第 3 図に示すように、自航模型船とジムバルを介して結びつけられた垂直な heave plunger が主車台の枠上前後 ±2.5 呎、左右 ±1.5 呎の範囲に自由に動きうるような二重の副車台に、平行四辺形の籠によつて取付けられた形のものである。もし模型が水平面内の運動、すなわちサージ、またはスウェイによつて平衡位置から外れると、heave plunger を支える籠の平行四辺形が変形し、それがポテンシオメーターを変位させ、それを介して副車台を前後または左右にそれぞれ動かすサーボモーターに信号を与え、サーボモーターはチェーンを介して副車台を駆動し、籠の平行四辺形が垂直平衡位置を持つようになるまで副車台を動かす、すなわち副車台は主車台の枠上で模型の動きを追尾するという形式である。サーボの応答は充分に早いので船の移動を忠実に追尾し船の運動には heave plunger 以外の inertia は殆んど影響しないことになる。inertia less のゆえんである。サージ、スウェイの変位は、副車台の移動を示すポテンシオメーターの信号と、籠の変形を示すポテンシオメーターの信号との和が記録されるようになっていゝ。横揺、縦揺、船首揺は、ジムバルの枠上、しかるべき所で第 3 図のように取出し、上下揺は heave plunger の上下をポテンシオメーターの回転に変化して取出すようになっていゝ。模型の推進器



第1図 スティーブンス大学 デヴィッドソン研究所 第二水槽



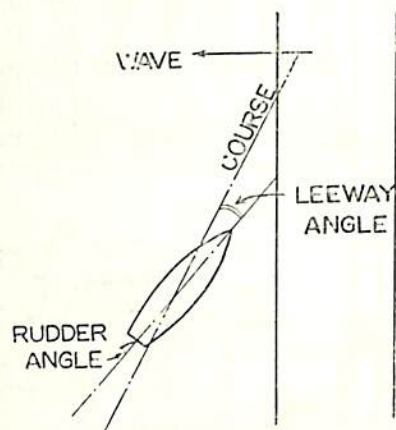
第2図 スティーブンス大学 デヴィッドソン研究所 第二水槽



第3図 副車台装置

駆動および操舵は、それぞれセルシンモーターの対によつており、陸上から制御することが出来る。

ある斜め波の中の船の応答を求める実験は次のようにして行われる。模型船の推進器をスタートし、所定の回転数まで上げ、平衡状態に達してから、主車台をその回転数に応じた模型船の平均速度で発進させる。車台が平衡速度に達するまでは、サーボモーターと船首揺を押さえるソレノイドとは電氣的にロックされ、クラッチでくわえられて走つたと同じ効果をもっている。平衡速度に達するとリレーによつてサーボがリリースされて起動し、ソレノイドが働いて船首揺も自由になり、副車台は追尾を始める。陸上ではオシログラフに記録されるサージの模様を見ながら、推進器の回転数がある程度までは修正し、また模型船がブリッジの方向に一定の平均進路を保つよう他の実験者が模型船を見つづ舵を操るといふ形で実験が行われる。ある斜め波、ある模型船速度に対しては、第4図の如く船をブリッジの方向に一定の平均進路を保つて走らせるある舵角と、船の進路に対する偏角との組合せが存在する訳で、熟練した操舵者では概ね2~3回の試行でこの組合せを見つけることが出来る。後には後に述べるようにこれが自動操舵方式に改められた。オシロはSanbornの8チャンネルのもので、横揺、縦揺、船首揺、サージ、スウェイおよび上下揺の6つの動揺と舵角、および主車台に取付けた波高計による波高の計測値が記録される。第5図はその記録の一例である。この図中の横揺れの不規則な波形については次のB

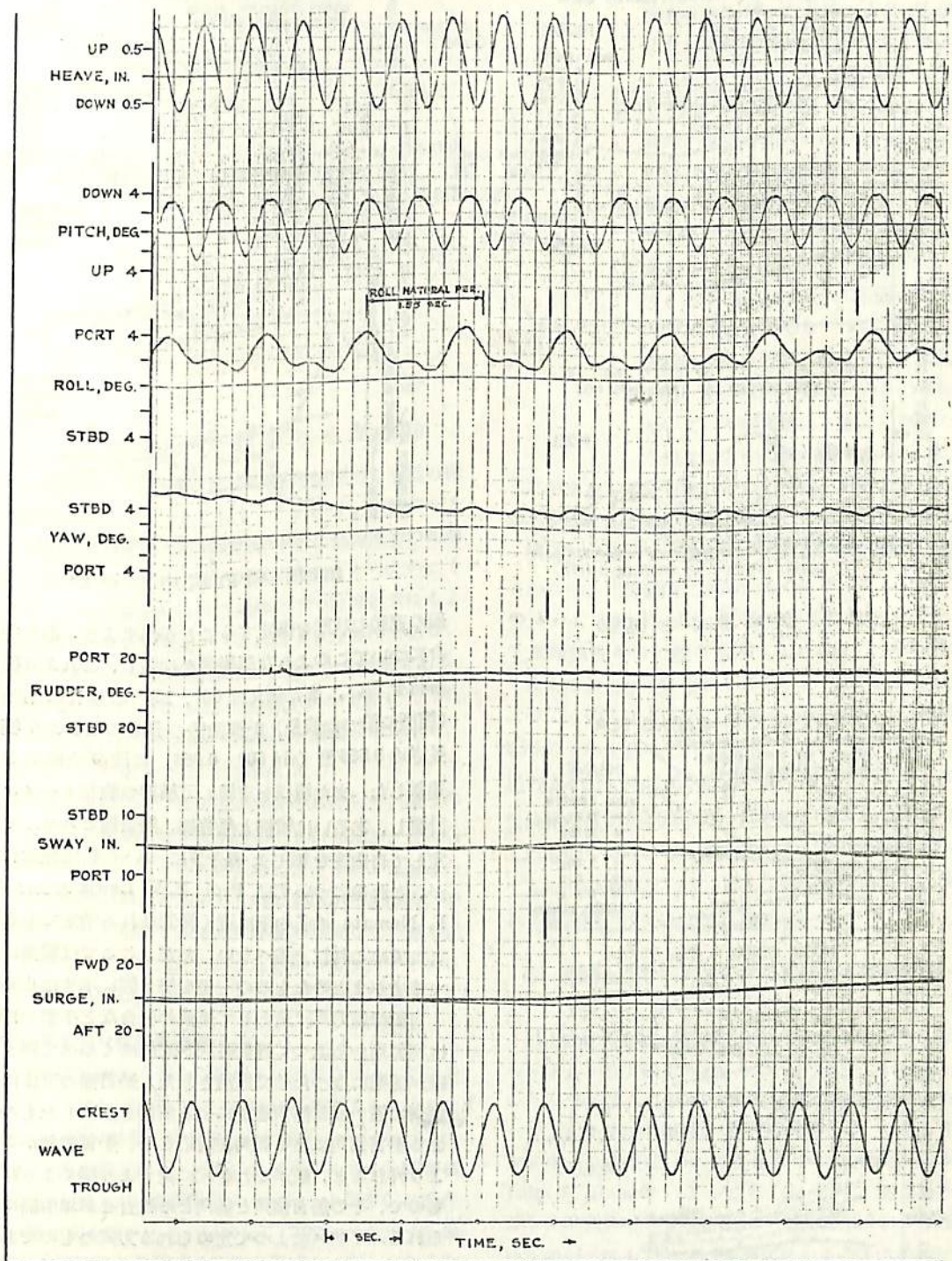


第4図 斜め波中を進む模型

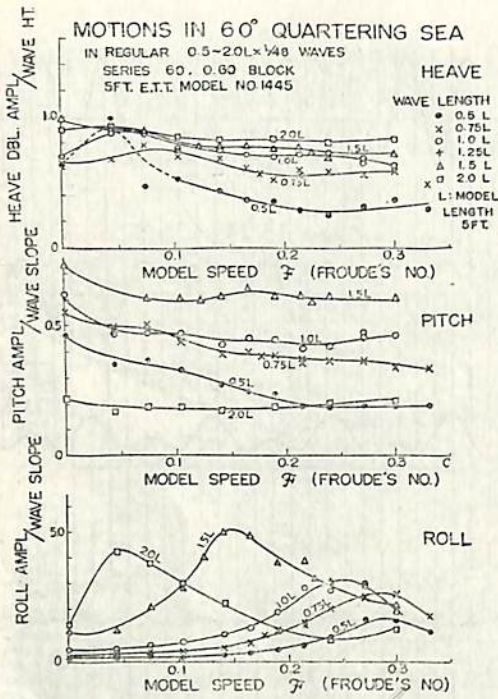
で述べる。

1958年暮からこの装置を用いた斜め波の中の初めての実験として、海軍の船舶局の課題として前々から計画されていた、いわゆる Todd Series 60, $C_b = .60$ の5呎模型型について自由度6もしくは舵を加えて自由度7ともいふべき場合の斜め波の中の運動の応答を求める実験が行われた。これは偶々これと関係ある仕事をしていた筆者が全面的に実施を分担して実験解析を行うことになったものであるが、1959年末に到るまで約1ケ年の間を要し、この装置を育て上げる結果となつた。その初期においては10箇あるポテンショメーターのうち僅か1箇の汚損不調や、他の些細な部分の不具合が実験全体を止め、進捗遅々として困難を極め筆者を嘆かせたが、数ヶ月後には次第に改良されて好調に動くようになり、後に自動操舵方式の採用とともに全機構が充分にその機能を果たすようにすることが出来た。

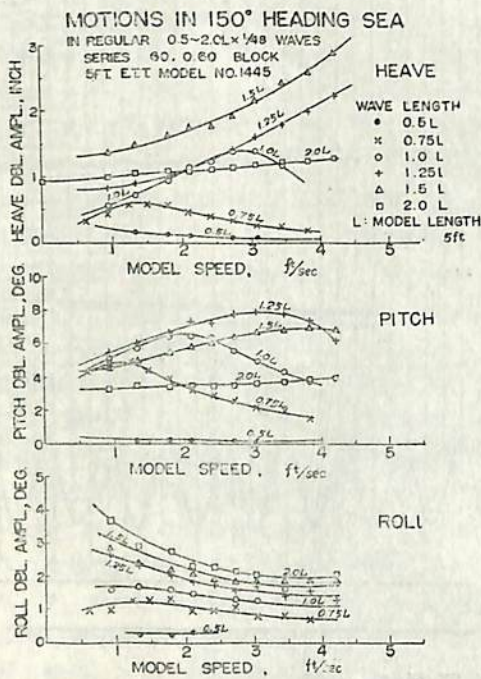
この実験では波は波高を常に1¼吋(船の長さの1/48)一定に保ち、波長を模型船の長さの主として0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.50, 2.0倍の6種に変化し、船の進路と波の進行方向との成す角を180°, 150°, 120°, 90°, 60°, 30°, 0°と7種類変化させた。第6図は150° Bow Seaの場合について、上下揺、縦揺、横揺を模型の次元で示したものの一例であり、第7図は60° Quartering Seaの場合について、これらを無次元で表わしたものである。第8図にはこのときの船首揺と、航路からの平均偏角および平均操舵角を無次元で示してあるので、これ等から



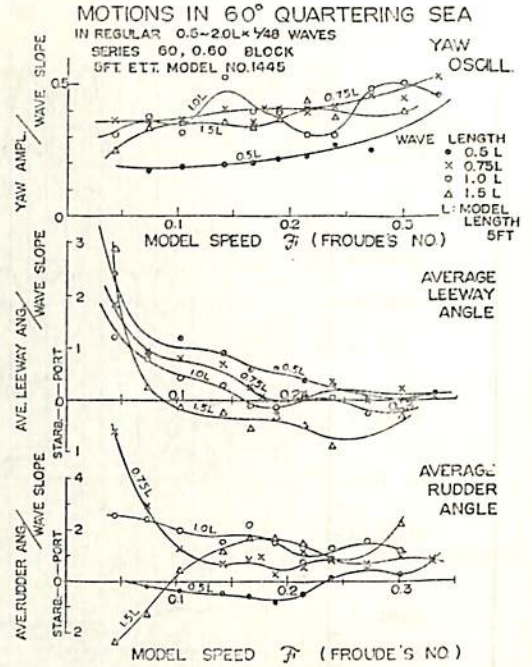
第5図 斜め波中の運動記録の一例



第7図 斜め波中の運動



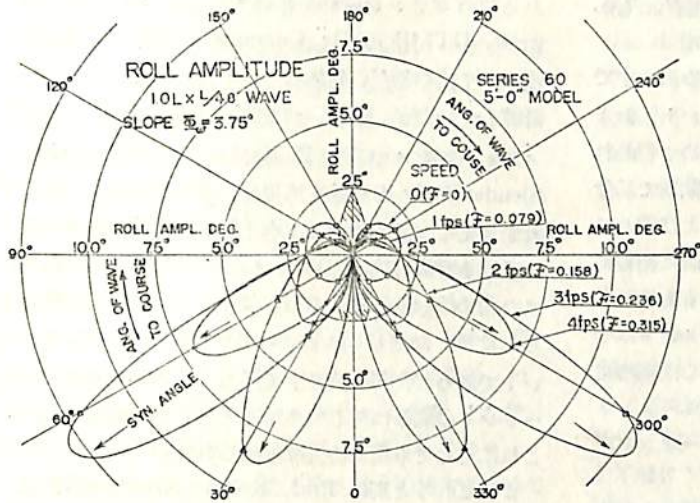
第6図 斜め波中の運動



第8図 斜め波中の運動

船の運動の状態を推定することが出来よう。あらゆる場合についてこのような基礎図を作製し、これより種々の解析を行い、また例えば 60°, 120° の場合に有効波長(模型に沿った波長)が模型船の長さになるよう模型の長さの 0.866 倍 ($\sin 60^\circ = 0.866$) の波の実験などをも追加した。また横揺を束縛して横揺の強制モーメントを計測し、あるいは横揺と船首揺、船首揺とスウェイを固定して自由度を減じた場合等についても実験を行ったが、これ等については Prof. E. V. Lewis および Mr. E. Numata の名の下に近く発表される予定であるのでここではこれ以上述べない。ただ、ここでは横揺について筆者がまとめたものの一例を第9図に示すに止める。

自動操舵方式は主として追波の場合など手動の操舵では相似則から云つて操舵時間が実船にくらべて遅く、操縦が困難になつたので採用された。船首揺の変位による制御に僅か船首揺角速度による制御を加味したもので、ある船首偏角にある舵角を対応させ、船首偏角がこの値より外れると、舵がこれを元に戻すよう働くようにしたもので、その船首偏角と舵角との組合せが増巾器に与えられるバイアスによつて定められる方式のものである。バイアスと増巾器の利得とを変化した数回の試行でこの適当な組合せを見出すことが出来る。これは簡単な装置であつたが極めて巧妙に働き、手動操舵が不可能な場合でもこれによれば応答が迅速で模型をよく進路上に保つ



第9図 横揺れ感度曲線

ことが出来た。また自動操舵が可能な範囲でも自動の操舵が他の条件は同じであるにもかかわらず、模型のレリーズされる時の僅かの姿勢の相違やその他操舵者の相違等によつて常に必ずしも同じ結果を与えなかつたのにくらべて、この自動操舵は同じ条件の下では操舵者にもよらず常に同じ結果を与えた。これは大きな長所である。第8図は自動操舵方式になる前の手動による結果である。また後に述べるように斜め不規則波中の実験も行ったが、そのときには自動操舵では殆んど制御が不可能で、自動操舵方式の威力を大いに表わした。

斜め波中の実験は規則波の場合のみならず、種々のスペクトラムを有する不規則波中でも行ったが、これらについてはあとでまとめて述べることにする。なおまた筆者は角水槽の利点を活用して特に真横から規則波、不規則波をうけて前進する模型の横揺れに関連して一連の実験をも行ったが、未だデータを帰帰して解析中であるので、これも別の機会に述べることにする。

B. 不安定な横揺れ運動

ここで縦揺れのある場合の横揺れの現象についての研究に言及しなければならない。縦揺れが存在するというよりは、波と船が出会い波が船を通り過ぎてゆく場合には、船の横方向の復原挺も、平水中に船が浮んでいる時と異つて、波と船との相対的位置の変化により周期的に変化する。横方向の復原力が一定でなく、周期的に変化する場合には、横揺れの方程式は線型方程式では表わせなくなり、いわゆる Mathieu の微分方程式になることは、Prof. Vedeler⁷⁾ やまた比較的最近 Dr. O. Grim⁸⁾ 等によつて示された所でありまたその解の性質もある程

度分つていた所である⁹⁾。またごく最近にはオランダでの Mr. J. E. Kerwin の研究もある¹⁰⁾。これ等によれば、復原力すなわち復原挺が正放的に変化すると考えた場合、すなわち Mathieu の方程式で運動が表わせる場合には、その変動の周期が横揺れの固有周期の $\frac{1}{2}$, $1, 3/2$ 倍の附近では横揺れは極めて不安定となり、極めて大きな値にも達し得る。これは筆者がスティープネスで斜め波中の実験をしていて、しばしば自ら体験した現象で、第5図に挙げられた記録の例も、その一つの場合である。この場合には出合周期は横揺れ周期の約2分の1になっている。船が縦波中を進む場合の横揺れについての不安定性は、さきに挙げたような論文によつて概ね明であるが、このよ

うに斜め波を受ける場合については、純粋な縦揺れの場合から類推するのみで、そう判然としている訳ではない。

横揺れについての復原性が縦波の通過で如何に変化するかについて実験的に求めたものにカリフォルニア大学の Prof. J. R. Pauling の論文がある¹¹⁾。シリーズ 60 で肥瘠係数 0.60 の船を母型とし、巾、をこれの $\frac{1}{4}$ にしたものおよび $1\frac{1}{4}$ 倍にしたもの、乾舷を同じく $\frac{1}{4}$ および $1\frac{1}{4}$ 倍にしたもの等9種の変形を作り、肥瘠係数 0.70 のものと合せて計10隻について、ごく低速で船を進行させ船と同じ長さの追い波の場合の波と船との緩慢な位相の変化を利用し、一周期中の復原挺の変化を調査したものである。ここに示される図表の内挿外挿によつてふつうの船型ならば、どんな船型についても、復原挺の変化が推定出来るようになっている。

C. 縦波および斜め波中の曲げおよび振りモーメント

以上は船の運動の応答の実験である。縦波中の曲げモーメントの実験もスティープネスでは早くから行われていたが¹²⁾、また、1958年には船の速度と肥瘠度の曲げモーメント及ぼす影響を調べるため、C₁の異なる3種のタンカーの模型についての縦波中での実験が、Mr. John F. Dalzell によつて行われた¹³⁾。従来通り模型を中央横断面で2分し、船の中央横断面における断面係数を相似に縮小した値の断面係数をもつ1本の梁で連結し、梁の変形から曲げモーメントを測定する方式のものであつた。この方法についてはかなりいろいろと異論があるが、後に Miss W. R. Jacobs が strip theory に

よつて計算した値と定性的にのみならず、定量的にもかなりよく一致することが示された^{14) 15)}。

また斜め波の中の運動の実験と前後して斜め波の中で船の受ける船の上下、左右方向の曲げモーメント、および前後軸周りの振りモーメントの計測も始めて行われた¹⁶⁾。これも同じ考え方に従い模型を中央横断面で二分し、1本の梁で連結し、その2方向の曲げおよび振りに対する断面係数を実船の中央横断面における値に相似にしたもので梁の変形からモーメントを求めるものである。この方法によつて斜め波による振りモーメントは予想された如く横揺の小さい船首方向の波の中では極めて小さいことが実証された。また2方向の曲げモーメントの位相差も明らかとなり甲板縁のストリンガーアングルに及ぼすストレスをも求められた。

以上はスティーブンスにおけるものである。

一方ワシントンのディヴィッドテイラー水槽は360呎×240呎という大きな水槽で、径240呎の円形旋回水槽と同一上屋内に入っており、やはり任意方向に向けられるブリッジを有している。造波機は空気式のもので二辺に設けられている。一見した感じはダムスの如く巨大なものであつた。これについては既に紹介記事があつたことと思うので詳しいことは述べないが、筆者の訪れた昨1959年末には未だ動いておらず、水槽の二辺に沿つて設けられた特に水深の大きい、潜水艦等の没水体試験用の部分と、水槽本体との間の可倒隔壁の工事中であつた。恐らく本年春、種々のキャリブレーションを開始し、5月中旬に日本からも招かれて、運研船舶性能部長志波博士や東大元良助教教授の出席される、第一回の Maneuverability に関するシンポジウムの行われる頃がこの水槽のレモーションの頃となるのではないかと思う。二辺に多くのコムパートメントに分けて設けられた空気式の造波機が威力をいよいよ発揮する時が来る訳で、成果の出るのを待たれている。

III 船の応答の流体力学的な研究

A. 運動の応答

一方流体力学的に、波の中を進む船のまわりの速度ポテンシャルから圧力を求め、その船体上の積分から船にかかる力やモーメントを求め運動を導くという解析的な、労力の大きい研究も進められている。カリフォルニア大学(UC)の Dr. MacCamy は Dr. R. A. Fuchs との共著の不規則波中の船の運動の理論で¹⁷⁾ われわれにその名が親しいが、また前々から波の中の半没水シリンダー¹⁸⁾ や球の¹⁹⁾ 運動についての研究を行っていた。1958年には浅吃水の船について、船体によつて反射さ

れる波のポテンシャルをも導入して理論を發展させた²⁰⁾。DTMBの Dr. Cummins も規則的な波の中を没水して進む細長い物体について、特異点分布を用いて計算していたが、^{21) 22)} その理論の發展に努めている²³⁾。スティーブンスの Dr. P. Kaplan は、やはりいわゆる Slender body の理論を応用し、すなわち二次元的な流れを考へて、没水体および水上船が規則波中を進む場合に受ける垂直方向の力、モーメントを求めている²⁴⁾。後にまた斜め波を進む場合の力、モーメントにまで發展させられた²⁵⁾。ただしこれらはいずれも周期的な力、モーメントであつて、斜め波の中で船のうける平均的な力、モーメントの成分に対しては殆んど見るべき成果がない。これに対しても現在研究は進められている。

またこれ等と別に Prof. Korvin-Kroukovsky は Miss W. R. Jacobs の協力の下に、教授自身の1955年の論文²⁶⁾を補い、訂正し、いわゆる strip theory によつて、三次元の没水体または水上船の運動を二次元的に解く方法を確立した。すなわち今までに行われた多くの実験的データを理論的な考察の下に整理し、出会周期の函数としての微分方程式の係数を定めて、上下揺と縦揺とが共存し干渉する場合の二元二次連立微分方程式の解の形から船の縦揺、上下揺を解く方法を明にした²⁷⁾。その係数を出すためには多くの内挿、外挿や適切な考慮が必要であるが、この評価が適当ならば、この方法による計算結果が、一般の船型については模型試験の結果と極めてよく一致することは教授の論文に挙げられた Series 60 および T-2 タンカー駆逐艦およびトロール船の例によつても明らかである。この方法は理解もしやすいためもあり現在かなり広く実用されて成果を挙げているように思う。

B. 曲げモーメントの応答

波の中を進む船体の受ける曲げモーメントの理論的計算はあまり多くないようである。スティーブンスの Miss W. R. Jacobs は前述の Prof. Korvin-Kroukovsky との共著で發展させられた Strip theory を用いて T-2 型のタンカーが規則波に向つて進む場合船体のうける上下方向の力の縦方向の分布を求め、中央横断面での曲げモーメントを計算している¹⁴⁾。その結果は模型試験の結果とも量的にもかなり良く一致し、中程度の速度での動的な曲げモーメントはスミス効果の修正をやつた在来の静的な計算値よりもかなり小さいことが明らかに示された。また、後に肥瘠度を3種類変化させたタンカーの場合についても計算し実験結果と比較している¹⁵⁾。

IV. Seaway の研究

Seaway の研究が Seakeeping Quality の研究の基礎となるものであり、必要不可欠なものであることは、はじめに述べた通りであるが、これについて、アメリカの造船研究者の海洋学者との協力は極めて緊密である。ティラー水槽がこの点に関して枢軸となつて働いていることの世界の造船研究に対する功績は実に大きいと思う。Dr. M. St. Denis と Prof. W. J. Pierson との共著の論文²⁸⁾もその成果の一つである。すなわちニューヨーク大学 (NYU) の Dr. L. J. Cote, Prof. G. Neumann, Prof. W. J. Pierson 等の海洋学者、ウツホール海洋研究所 (WOI) の多くの学者達、更に統計学者の Prof. Woodbury, Mr. L. J. Tick 等のティラー水槽やステーションの造船研究者との協力は極めて緊密である。Mr. W. Marks は NYU から WOI に更に WOI から DTMB に移つて船と波との両者の研究を行つていたが、最近 SIT に移つて研究を進めている。

Khinchin,²⁹⁾ S.O. Rice³⁰⁾ Cramér,³¹⁾ Kolmogorov 等の殆んど戦後に発表された数学的成果を応用して、海の波を確率論的に表わそうとする試みは、戦後すぐの頃よりずっと続けられて来ておりイギリスの Dr. M. S. Longuet-Higgins³²⁾ 等により成果が上つていたが、これにもつとも成功したのが Prof. J. W. Tukey (Princeton 大学およびベル研究所) によつて発展させられた理論を波に应用した Prof. W. J. Pierson (NYU) で³⁴⁾、その後、海の波の表現は専らその方式によることになっている。すなわち Seaway をスペクトラム表示の出来る定常確率過程の一つであると考えた方式であつて、その結果として波高の記録上の等間隔に取つた点はガウス分布を示すことが導き出される³⁵⁾。一方風と波との関係としては風速によつてある一定の条件の下で波のスペクトラムを表わした Prof. G. Neumann の功績を³⁶⁾ 忘れることは出来ない。

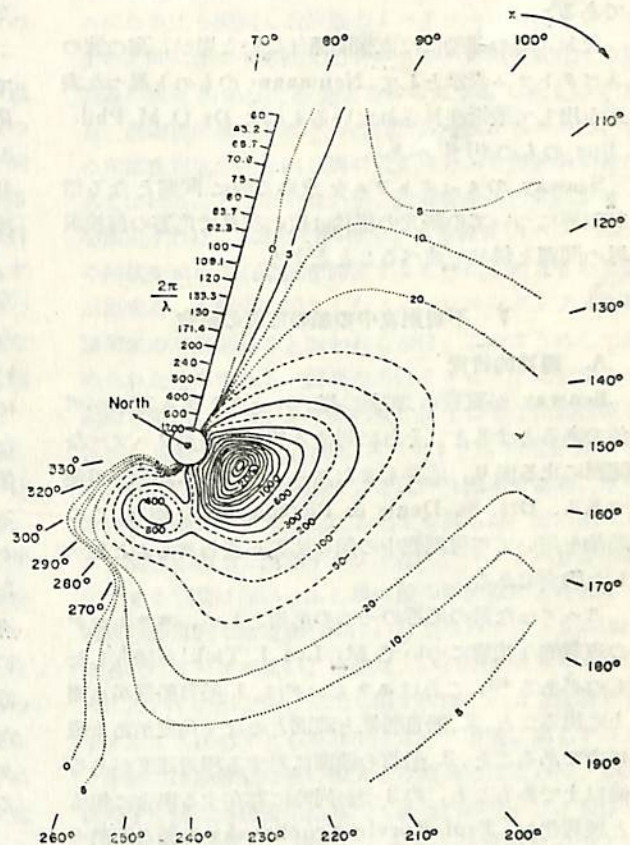
統計学者の Mr. Leo J. Tick も長く海洋学者と協力して波の問題の研究を進めて来ているが、最近波を表わすベルヌーイの方程式の第二近似として、リニアでない部分まで取つた場合のスペクトラム表示についての報告を出している³⁷⁾。

更に Pierson のモデルは三次元すなわち方向性を持ったスペクトラムまで発展させられ、SWOP (Stereo Wave Observation Project) の名の下に、NYU, DTMB の共同で、2台の飛行機から

同時に取つた海面のステレオ写真を解析して、時間の代りに場所の座標の系列として、第10図に一例を示す如くある一瞬の海面上に、等スペクトラムの Contour を作る所まで進んだ³⁸⁾ これなど、莫大な費用をかけて莫大なデータから計算したもので、種々の意味でアメリカしかもその海軍ならではの成果であることを思われる。

Mr. W. Marks は既に三次元のスペクトラムの研究を進めていたが³⁹⁾、それと別にニュージーランドの Dr. N. F. Barber は別の方式、すなわちある格子のように配列された測定点での波高計測値を処理することにより、方向性のあるスペクトラムを求めることに成功している。後に述べるようにこれはアメリカ海軍によつて DTMB の新しい角水槽中の三次元スペクトラムの測定法にも応用されている⁴⁰⁾。

筆者は1959年夏、ニューヨークの国連で行われた万国海洋学会議 (International Oceanographic Congress) (日本からも東大・気象台・気象研究所関係の多数の研究者が出席した) を傍聴したが、国連総会議場であの



第10図 三次元スペクトラムの一例

Sverdrup and Munk の論文で有名な Prof. W. H. Munk が波の研究の現状について総括講演をした際に、総会議場の壁にかかった大きなアブストラクトの模様を指しながら、これと正に同じように不規則な Contour を有する海の波が、かくも整然と美しく表現出来るのであると述べられたのが非常に印象に強く残っている。

Dr. Barber もこの会議でも方向性のあるスペクトラムを求めるための波の測定方法として、ボートと粗末なワイとの集りのようなアメリカにくらべて如何にもつましいイギリス式の装置について報告をしていた。

このように non-linear な頃まで考えた場合のスペクトラムや方向性をもつたスペクトラムが現在の Seaway 研究の一つの問題であると同時に、Seaway の研究に関連して次のようなことが要望されている。これは本稿のはじめに言及した“船体構造設計における長期研究計画”中にも要望研究として挙げられているが、それは長期間、5年とか10年とかに亘る波の長期観測値の集積である。これは後に述べるように船の一生、10年なり20年なりに遭遇する最大の運動、応力等を推定するいわゆる最大値問題の解決に当たっている是非とも必要なものである。

なお、船の運動には直接関係はないと思が、海の波のスペクトラム表示として Neumann のものと異つた表示を出して最近注目されているものに Dr. O. M. Phillips のもの^{41) 42)}がある。

Seaway のスペクトラムを求める際に問題となる信頼限界についての研究の現状は次の項目で応答の信頼限界の問題と併せて述べることにする。

V 不規則波中の船の応答の研究

A. 理論的研究

Seaway が重畳の理論に従いスペクトラム表示が可能であるとすると、それに対する船の応答がリニアな範囲に止る限り、応答もまたスペクトラムに表示が可能である。Drs. St. Denis & Pierson の論文²⁸⁾は、この理論を用いて不規則波中の船の応答が表わされることを示した論文である。

リニアな系の応答の一つの応用として、スラミングの理想的な状態について Mr Leo J. Tick が研究したものが⁴³⁾ある。これはスラミングは、1. 船首船底が水面上に出ること、2. 船首船底と波面とのなす角度がある値以下であること、3. 船首の波面に対する相対速度がある値以上であること、の3つが同時に存在する場合に起ると理想化し、Prof. Korvin-Kroukovsky の船の運動の表現法を介してスラミングの起る頻度を示したものであ

る。これは波高がガウス分布をすることからスタートして上記1, 2, および3の条件が共存する同時分布函数を求めたもので他にも応用の出来る巧妙な方法である。

リニアな系で入力スペクトラム表示の出来るものである場合には、既に明らかなように、この系の応答は入力スペクトラムと出力のスペクトラムとの比で表わされる。このスペクトラムはそこに含まれるエネルギーの周波数分布と考えればよいがまたその時系列の自己相関函数のフーリエ変換でもある。入力と出力との相互相関函数のフーリエ変換であるクロススペクトラムを用いると、クロススペクトラムと入力スペクトラムとの比から、応答のよりよい情報が求められ、またクロススペクトラムの実数部すなわちコーススペクトラム (Co-Spectrum) と、虚部クォードレーチュアスペクトラム (Quadrature-Spectrum) とから前に入力と出力との二つのスペクトラムからは求められなかつた入力と出力との位相のズレまで求められるということは既に数学的に明にされていた所であつた。これはコーススペクトラムが出力のエネルギーのうち入力と位相の合つた成分をクォードレーチュアスペクトラムが位相の90度ズレた成分を表わすことを考えると明らかである。

これを二つの波の場合および波と船の運動の場合にあてはめて Prof. Pierson が理論を示した⁴⁴⁾。実際に船の応答にこの方法を用いたのは、恐らくステーブンスにおいて Mr. John F. Dalzell と筆者が行つたものが最初であろう⁴⁵⁾。これについてはまた次の不規則波中の模型実験の項に述べることにする。

海上で時系列として波を測定記録する場合には、波の定常性を保つためにも、一つの記録はそう長時間つづけられない。するとある限られた長さの記録を解析することから、理想的に無限に長い記録を解析する場合にくらべ、数学的に云つて、一つの変形を受けることになることは明らかである^{46) 47)}。その変形の函数は解析値がスペクトラムか、相関係数の図表コログラムであるかに従つて、スペクトラムのフィルターおよびコログラムの窓と呼ばれ、この影響を少くするために、様々なスペクトラムの平滑化、すなわちスペクトラムフィルター函数の設定が試みられている^{48) 49)}。また統計論的には、一つの記録はその母集団である確率過程の確率論的な実現値、つまり標本に過ぎない。とするので、そのためには原記録から求めたスペクトラムなり、コログラムなりには、統計的な信頼限界というものが存在する。

もとの記録を直接調和解析をしてスペクトラムを求める立場では、もとの過程がガウス過程であるということ

から出発して、スペクトラムの値が χ^2 分布になることが導き出されるので^{35) 48)}、解析に用いた記録の数、またはフィルターの特性によりその χ^2 分布の自由度が計算出来、従つてスペクトラムの信頼限界が明となる。

所が相関函数を介してスペクトラムを求める Tukey の方法では、Prof. Tukey による極めて漠然とした記述⁵⁰⁾があるだけで信頼限界の求め方があまりはつきりしてはいたとは言い得なかつた。所が1958年にベル電話研究所の Journal に現われた Mr. R. B. Blackman と Prof. J. W. Tukey による論文は⁵¹⁾、始めてこの問題をかなりはつきりとさせたものである。これによつて大略の見当がつくようになった。

ただしこれも一つの時系列のスペクトラムについてのものであつて、ベクトル時系列、すなわち二つ以上の成分のある場合については全くふれていない。従つて二つのスペクトラムの比である応答の信頼限界については殆んど無力である。これを補つたものが、Mr. N. R. Goodman (NYU) の研究⁵²⁾である。波によつて二つのスペクトラムの同時分布函数が始めて求められ、その比である応答の信頼限界を推定することが出来るようになった。ただしここにも次の項目で述べるような種々の問題点がまだ残つている。

以上は波やその中の船の運動を時系列と考へ、確率過程の理論を応用して船の応答を出そうとする立場に立つものである。統計理論のこれと全く別な応用として時間の要素を全く考へない変動量の振巾の分布のみを考へる立場がある。Dr. N. H. Jasper (DTMB)⁵³⁾は波高自体や、波の中の船の運動、波によつて惹き起こされるガーダーの応力等の分布を多年に亘つて5隻以上の船について集積されたデータから調査し、ある一つの海象なり、船の速度、波の相対方向などが同じに止つている範囲、すなわち比較的短時間の変化量はレイレイ分布 (Rayleigh Dist.) に従ひ、種々の海象、気象、船の速度、針路等の変化を含む長時間の変化量は Log-Normal 分布に従うことを発表した。彼はこれを確率紙を用いて、ある想定した信頼限界の下で行つたが、これはふつう確率分布のあてはめに用いられる方法である。前者の短時間の間の変化量が Rayleigh 分布に従うということは、もとの時系列の分布がガウス分布 (Gaus Dist. または Normal Dist.) をするということの当然の帰結であつて、統計論的に導き出せることであり新しいことではないが^{35) 48)}。後者の Log-Normal 分布になるというのは Dr. Jasper の一つの貢献である。このようにして変化量の分布が分つたあとは、一つの応用としてこれによつて Extreme Value Problem すなわち最大値問題を

考へることが出来る。Longuetl-Higgins の示した最大値の概念はわれわれに既に親しい所である^{32) 54)}。これには Non-Parametric な検定が用いられるが、この最大値問題の手法は未だ統計学的に未解決ないくつかの問題を残しつつも、殊に今まで一途にいわゆる経験によつていた工学上の Safety Factor の考へ方に始めて統計学的にメスを入れることが出来るようにしたものであると思う。Dr. Jasper もこの方法を応用して、いくつかの例を挙げている。この最大値問題の手法は時系列解析の手法と並んで、今後 Seakeeping Quality の研究の分野で応用出来る面の広いものであると思う。

B. 水槽中に起こした不規則波中の模型試験

試験水槽中に、様々なスペクトラム分布を有するような不規則波を起こし、その中で船の試験をしようとする試みは、スティーブンスにおいて始められたものである⁵⁵⁾。これは希望するスペクトラムを周波数の頻度分布のヒストグラムと考へ、その周波数に応じた造波機モーターの制御タップの使用度数分布に変換し、総計がその度数になるようただしタップの出現順序は全くランダムになるよう配列し造波機の1ストローク毎にタップをその配列に従つて切換えて1ストローク毎に変化する周波数の波を次から次と発生させるようにしたものである。勿論造波機自身に一つの周波数特性があるから、波の周波数頻度分布と同じ周波数頻度分布を造波機自身にあてはめることは出来ないが、造波機全体の周波数特性を推定すれば、2,3回の試行で、ある程度スペクトラムの形状やピークの位置を希望するものに近似させることが出来る。水槽中に起こしたノイマンスペクトラムの風速何米の不規則波等と云われるのは、このようにして定められたものである。波高の方はクランク半径を変えて調節するが、クランク半径の変化によつてまた造波機の特長も変化するので、同じスペクトラム密度分布を有し、分散のみ異なる波を出すことは仲々困難である。水槽中の不規則波は勿論目的によつても異なるが、常に必ずしも、現実に海上で遭遇するようなスペクトラム分布の波浪である必要はない。もし単に船の周波数応答特性を求めるのが目的である場合には、むしろスペクトラムは出来るだけピークの低い、平坦な、いわゆるホワイトノイズに近いものがよい。ただし現実にはこのような波を発生することは必ずしも容易ではない。普通、同じクランク半径では周波数の高い程大きな波高となるので、造波機のすぐ傍に水槽全巾に亘つてある巾のフロートを浮かして多少短くて高い波のフィルターの役目をさせている。スティーブンスの造波機はいずれもブランジャー方

式で⁵⁾、プランジャーは Sterofoil という極めて軽い(比重 0.027)物質を整形しグラスファイバー入りのポリエチレンで被覆したもので、別に強度部材も必要としないので全体の重さ、従つて慣性は極めて小さく、不規則波発生には極めて好都合に出来ている。また plunger 方式で常に問題となる plunger の水面に対する高さ、すなわち運動中の位相によつて、重さと浮力のアンバランスが異なるという問題は第 1 図に見られるようにスプリングを造波機の腕に取付け、カムを介してその張力をアンバランスの量と釣合せ、このアンバランスをどんな場所でもバランスさせるようにした簡単で巧妙な方法で解決されている。モーターの回転数の切換には現実にはロータリースウィッチを用い造波機の 1 ストローク毎にこのロータリースウィッチが 1 ステップずつ進むようになっており、このスイッチに結線された定められたプログラミングが一つずつ進むという形になっている。このプログラミングの結果を変えればまた別のスペクトラムの波にすることが出来る。

普通の場合、殊に波に向う場合には、水槽中模型船の航走時間は、波の周期から云つて極めて短く、出会う波の数も極めて小さいので、その数のうちで、あるスペクトラムになるような周波数の度数分布を作ることは困難である。そこで、全体で 100 箇の度数になるよう度数分布を作り、もし模型の 1 航走で出会う波の数が 20 箇であれば、これを 5 回繰返し、プログラミングの場所を次から次へと 100 の 1/5 すなわち 20 ずつズラせることによつて、全体のプログラミングを揃うようにする。5 回の航走から求めたスペクトラムの平均が、このプログラミングによるスペクトラムであり、従つてその平均のスペクトラムから求めた応答がこの場合の応答となる。ただし 1 回の航走時間、すなわち記録の長さが短いということは、統計的に様々な問題となつて表われる。すなわちこの記録からデジタル的に相関函数を通してスペクトラム解析をする場合には、スペクトラムに有意なエネルギーの存在する周波数範囲、記録を読み取る時間々隔、相関函数を求める場合の最大のラグの数、従つてスペクトラムを計算する周波数軸上の周波数点の数、それと航走の回転等全部に亘つて、統計学的な考慮が必要である⁶⁾。

筆者がステーションに行つた頃は、不規則波発生装置を有し、実験が行われていたのは小さな No. 1 水槽のみであつた。そこでこの水槽での実験結果を用い、筆者らはスペクトラム解析の方法を検討し、進んで前項に言及したクロススペクトラムによる解析を初めて試みた。その結果は 1958 年ステーションで行われた Ship

Behavior に関する第二回の Summer Seminar で発表されたが⁴⁾、この方法が極めて有望であることを示すものである。波の計測は模型船の重心では行えないので、船首よりもほぼ船の長さ程前方で行つた。このための位相の修正を要するため、波と縦揺、波と上下揺との間の位相差、には多少の誤差が含まれたが、縦揺と上下揺との位相差を直接求めたものでは、むしろ驚く程、規則波中の結果とよく一致する値を得た。二つのスペクトラムの比から求めた応答と、入力と出力とのクロススペクトラムと入力のスペクトラムとの比から求めた応答との比を示す一つの値、コーヒーレンシイ (Coherency) も、波と運動との間では 1 からやや外れたが、縦揺、上下揺の間では主要な範囲では殆んど 1 に近い値を保ち、運動が殆んどリニアでありこの方法も規則波中で行つたと同じ応答を与えることを明にした。この波を入れた時に誤差が入つて来るのは使用しているスペクトラムフィルター函数によるものであることが後になつて判明しその場合にもある簡単な処理によつてよい結果を見出すことが出来るようにする方法は、ごく最近になつて確立された。

1959 年の秋にはこの不規則波発生装置を角水槽 (Tank No. 2) にも設けることになり、筆者がこれを担当し、種々のプログラミングを試みた。それを用いて斜め不規則波の中で 6 つの自由度のある場合につき運動の応答を求める実験を行つた。この場合も波の計測を単に船首より前方というのでなく船の重心と同じ波頂線上にあるような点で行うことにより、クロススペクトラムを用いる解析法が応答の位相、特性、振巾特性を求める上で極めてよい方法であることが実証された。

この方法は例えば上下の曲げモーメントに基づく応力と左右の曲げモーメントに基づく応力が、ある位相差をもつて合成されるデッキストリンガーアングルの応力のように、いくつかの現象がある位相差を以て同時に起り、その位相差が重要であるような問題に、位相差についてのよい知識を与えることの出来る方法である。

C. 三次元スペクトラムをもつ不規則波中の実験

テイラー水槽の造波機は 360 呎と 240 呎の二辺にそれぞれ 13 箇および 8 箇ずつ計 12 箇のコムパートメントに分れた空気式のものが並んだ形となつており、1 箇ずつ別々の周期、位相で波を発生することが出来るので、水槽中に波頂線の短い不規則波を発生することが出来る。従つて、これが動き始めれば、遂に大洋波と極めて類似な波を実験室中で得ることが出来る。この波面のスペクトラム表示をするためには、三次元、すなわち方向性のあ

るスペクトラムを用いなければならない。ここでは大洋中で実際に SWAP (IV 参照) でやられたようなステレオ写真を用いる方法は不適當である。というのは、場所的に取つたスペクトラムが、水槽中では時間的に取つたスペクトラムと等しくはないからである。そこで Dr. N. F. Barber の研究によつて⁵⁰⁾、水槽中のスペクトラムを選ばれた各点各点につき、あるプログラミングに対して求めておこうと試みられている⁴⁹⁾。そのために特殊な割合で配置された楕型の波高計が考案されている。

(以下次号)

文 献

- 1) St. Denis, M. and Craven J. P.: "Recent Contributions Under the Bureau of Ships Fundamental Hydromechanics Research Program, Part 4 Seakeeping" JSR Vol. 3, No. 1, June 1959 & Vol. 3, No. 2 Oct. 1959.
- 2) Korvin-Kroukovsky, B. V.: "Ships at Sea" September 1958. Preface and Chapter I, II, III, IV and V
- 3) Edited by Lewis, E. V. and Gerald, G.: "A Long-Range Research Program in Ship Structure Design" E. T. T. Report No. 703, July 1958.
- 4) Schulz E. F.: "Equipment for Testing Model Ship and Seaplane hulls in Oblique Seas", Ship and Waves, 1954.
- 5) Numata, E., Spens, P. G., and Muley, A. L.: "New Facilities at Stevens for Research on Seakeeping Qualities of Ships" E. T. T. Report No. 677 Oct. 1957.
- 6) Lewis, E. V. and Numata, E.: "Oblique Wave Testing at Davidson Laboratory" E. T. T. Note No. 538 June 1959.
- 7) Vedeler, G.: "A Mathieu Equation for Ships Rolling Among Waves I & II" DET KONGELIGE NORSKE VIDENSKABERS SELSKAB FORHANDLINGER BD XXII NR 25, NR 26.
- 8) Grim, O.: "Rollschwingungen, Stabilität und Sicherheit im Seegang" Schiffstechnik, 1 Heft, 1952.
- 9) Stoker, J. J.: "Nonlinear Vibrations" Interscience Publishers, Inc., New York, 1950.
- 10) Kerwin, J. E.: "Notes on Rolling in Longitudinal Waves" International Shipbuilding Progress, Vol. 2, No. 16, 1955.
- 11) Paulling, J. R.: "Stability and Rolling of Ships in a Following Sea" UC, Institute of Engineering Research, Technical Report Series No. 121 Issue No. 1, Aug. 1958.
- 12) Lewis, E. V.: "Ship Model Tests to Determine Bending Moments in Waves" SNAME Vol. 62, 1954.
- 13) Dalzell, J. F.: "Effect of Speed and Fullness on Hull Bending Moment in Waves", ETT Report No. 707, Feb. 1959.
- 14) Jacobs, W. R.: "The Analytical Calculation of Ship Bending Moments in Regular Waves" ETT Note No. 402, Nov. 1957.
- 15) Jacobs, W. R.: and Maday, A. "Comparison of Experimentally Measured and Theoretically Estimated Bending Moments of Three Tanker Models in Regular Head Seas" E. T. T. Report No. 774, Dec. 1959.
- 16) Numata, E.: "Horizontal, Vertical and Torsional Moments Acting on a Ship Model at Oblique Headings to Waves" ETT Note No. 482. May. 1958.
- 17) Fuchs, R. A., and MacCamy, R. C.: "A Linear Theory of Ship Motion in Irregular Waves," University of California, Institute of Engineering Research, (UC-IER) Series No. 611 Issue 2. 1953.
- 18) MacCamy, R. C.: "Approximate Solution to the Problem of a Freely Floating Cylinder in Surface Waves", UC-IER, Series 61, Issue B. 1953.
- 19) MacCamy, R. C.: "The Motion of a Floating Sphere in Surface Waves," UC IER Series 61, Issue 6, 1954.
- 20) MacCamy, R. C.: "Motions of Ships of Shallow Draft with Forward Velocity," UC-IER Series 61, Issue 15, 1958.
- 21) Cummins, W. E.: "The Forces and Moments Acting on a Body in an Arbitrary Potential Stream" TMB Report 780, 1953.
- 22) Cummins, W. E.: "Hydrodynamic Forces and Moments Acting on a Slender Body

- of Revolution Moving Under a Regular Train of Waves", TMB Report 910, 1954.
- 23) Cummins, W. E.: "The Force and Moments on a Body in a Time Varying Potential Flow", JSR, SNAME, Vol. 1, No. 1, 1957.
 - 24) Kaplan, P.: "Application of Slender Body Theory" JSR-SNAME, Vol. 1, No. 3, 1957.
 - 25) Kaplan, P. & Hu, P. N.: "The Forces Acting on Slender Submerged Bodies and Body-Appendage Combinations in Oblique Waves".
 - 26) Korvin-Kroukovsky, B. V.: "Investigation of Ship Motions in Regular Waves", SNAME Vol. 63, 1955.
 - 27) Korvin-Kroukovsky, B. V. and Jacobs, W. R.: "Pitching and Heaving Motions of a Ship in Regular Waves", SNAME Vol. 65, 1957.
 - 28) St. Denis, M. and Pierson, W. J.: "On the Motion of Ships in Confused Sea", SNAME Vol. 61, 1953.
 - 29) Khinchin, A. Ja.: "Mathematical Foundations of Statistical Mechanics" 1943, Translation Dover Press 1949.
 - 30) Rice, S. O.: "Mathematical Analysis of Random Noise" Bell System Technical Journal, Vol. 23, 24, 1944-45.
 - 31) Cramér, H.: "Mathematical Methods of Statistics" Princeton University Press, 1946.
 - 32) Longuet-Higgins, M. S.: "On the Statistical Distribution on the Heights of Sea Waves, Journal of Marine Research, Vol. X, No. 3, 1952.
 - 33) Press, H. and Jukey, J. W.: "Power Spectral Methods of Analysis and Application in Airplane Dynamics", Bell Telephone System Monograph 2606, 1956.
 - 34) Pierson, W. J.: "Wind Generated Gravity Waves" Advances in Geophysics, Vol. 2, 1955.
 - 35) Yamanouchi, Y.: "On the Confidence Band in Spectrum Analysis" Unpublished Note in ETT, July, 1958.
 - 36) Neumann, G.: "On Ocean Wave Spectra and a New Method of Forecasting Wind-Generated Sea", Technical Memorandum No. 43 Beach Erosion Board, U. S. Army Corps of Engineers, 1953.
 - 37) Tick, L. J.: "A Non-Linear Random Model of Gravity Waves", NYU Technical Report No. 10, College of Engineering, Research Division, Oct. 1958.
 - 38) Chase, J. et al: "The Directional Spectrum of a Wind Generated Sea as determined from data obtained by the Stereo Wave Observation Project" NYU, College of Engineering, Research Division Technical Report.
 - 39) Marks, W.: "The Use of a Filter to sort out Directions in a Short-crested Gaussian Sea Surface", Trans. American Geophysical Union Vol. 35, No. 5, Oct. 1954.
 - 40) Cummins, W. E.: "The Determination of Directional Wave Spectra in the TMB Maneuvering-Seakeeping Basin" DTMB Report 1362, July 1959.
 - 41) Phillips, O. M.: "On the Generation of Waves by Turbulent Wind" Journal of Fluid Mechanics, Vol. 2, Part 5, July 1957.
 - 42) Phillips, O. M.: "The Equilibrium Range in the Spectrum of Wind-generated Waves", Journal of Fluid Mechanics, Vol. 4, Part 4, Aug. 1958.
 - 43) Tick, L. J.: "Certain Probabilities Associated with Bow Submergence and Ship Slamming in Irregular Sea", NYU, College of Engineering Research Scientific Paper No. 1 Technical Report No. 1 1956, also JSR, SNAME Vol. 2, No. 1, 1958.
 - 44) Pierson, W. J.: "On the Phase of the Motions of Ships in Confused Seas" NYU, College of Engineering Research Division, Technical Report No. 9 Nov. 1957.
 - 45) Dalzell, J. F. and Yamanouchi, Y.: "The Analysis of Model Test Results in Irregular Head Seas to determine the Amplitude and Phase Relations of Motion to the Waves" ETT Note No. 487, June 1958, also Second Summer Seminar on "Ship Behavior at

- Sea", at SIT, 1958. ETT Report 708.
- 46) Spetner, L. M.: "Errors in Power Spectra Due to Finite Sample" CF 2040, John Hopkins Univ., June 1953, also Journal of Applied Physics Vol. 25, No. 5, May 1954.
 - 47) Tucker, M. J.: "The Analysis of finite-length record of fluctuating Signals", British Journal of Applied Physics, Vol. 8, Apr. 1957.
 - 48) Pierson, W. J.: "An Electronic Wave Spectrum Analyzer and its Use in Engineering Problems", Beach Erosion Board, Technical Memorandum No. 56, Oct. 1954.
 - 49) Chang, S. S. L.: "On the Filter Problem of the Power Spectrum Analyzer" Proc. I. R. E., Vol. 42, No. 8, 1954.
 - 50) Tukey, J. W.: "The Sampling Theory of Power Spectrum Estimates" Symposium on Applications of Auto Correlation Analysis Physical Problems, Woods Hole, Massachusetts, June, 1949.
 - 51) Blackman, R. B., and Tukey, J. W.: "The Measurement of Power Spectra from the Point of View of Communications Engineering" Part I and II Bell System Technical Journal, Vol. XXXVII Jan. 1958, No. 1 & March 1958, No. 2.
 - 52) Goodman, N. R.: "On the Joint Estimation of the Spectra Cospectrum and Quadrature Spectrum of a Two-Dimensional Stationary Gaussian Process" NYU Scientific Paper No. 10, Engineering Statistic Laboratory, March 1957.
 - 53) Jasper, N. H.: "Statistical Distribution Patterns of Ocean Waves and Wave Induced Ship Stresses and Motions with Engineering Applications" SNAME Vol. 64, 1956.
 - 54) Cartwright, D. E., and Longuet-Higgins, M. S.: "The Statistical Distribution of the Maxima of a Random Function".
 - 55) Lewis, E. V.: "A Series of Three Lectures on Ship Behavior in Irregular Waves", The First Summer Seminar on Ship Behavior at Sea, June, 1956 at SIT, ETT Report No. 619 Sept. 1956.
 - 56) Barber, N. F.: "A Review of Methods of Finding the Directional Spectrum of Water Waves in a Model Tank", TMB Report 1363, 1960.

(756 頁よりつづく)

区 別	信号入力	ギ似空中線
変調周波数 400 c/s から 1400 c/s まで 変 調 度 70% 500 KC	100 μ V	100 pF 15 Ω 直列
変調周波数 400 c/s から 1400 c/s まで 変調度 70% 8266~8745 KC	200 μ V	200 pF 40 Ω 直列

選択度は通過帯域(特性が 6 dB 以内である周波数範囲) ± 8 KC, 通過帯域外の減衰傾度 2.5 dB/KC 以上となつておる. その他低周波特性, 安定度, 周波数コウ正誤差等が規定されておる.

(3) 電源 1人または2人で操作しうる手回し発電機が本体内に組込まれている. この場合のトルクは70回転毎分で 60 kg cm 以下でなければならない. 正規に発電すれば表示が出るようになっており, 逆回転では発電しないようにしなければならない.

(4) 自動電ケン装置 つぎの符号を自動的に発生しうるものであること.

警急符号 12 長点からなり長点の長さは 38-42 秒, 長

点相互間の間隔は 0.8~1.2 秒とする. ただし短波の場合は必ずしも必要でない. つぎに遭難符号 3 回約 16 ボー, 長符 1 回 30 秒.

(5) 空中線装置

(a) 固定空中線 空中線の最大高は吃水線上 5 m 以上長さは 9 m 以上展開しなければならない.

(b) 浮揚空中線 タコまたは気球によつて高伝導度の可トウ導線を 100 m 以上巻取装置付て備えなければならない.

(c) 折りタタミ空中線 折りタタミ空中線は容易かつ迅速に使用しうる高さ 3 m 以上の自立形でなければならない.

(d) 接地装置 長さ 6 m 以上の高伝導度の可トウ導線からなり, 重錘をつけて, 使用容易でなければならない.

その他試験方法として一般に行う各機の性能試験は送信機については 8) の JIS F 8617, 受信機については 4) の JIS F 8639 の試験規定に合格することは勿論であるが, 全体纏つた所のものについては落下試験, 防水試験, 浮遊試験等の規定があつてこれにも合格しなければならない. (次号へ続く)

舵の性能について—その(3)

岡田正次郎

日立造船・技術研究所

まえがき

筆者はすでに、舵の性能については、その第1部(本誌第31巻第10号および第11号)において、単独に置かれた舵の性能について、特にそのうちでも操舵速度の影響について論じ、さらにその第2部(本誌第32巻第11号および第33巻第1号)においては、舵の性能に及ぼすプロペラ後流の影響について論述した。続いてこの第3部においては、さらに複雑な問題として、船尾プロペラの背後に置かれた舵に対する船体伴流および船尾プロペラの後流の影響の問題を主として模型実験結果の面からのべることにする。

このような問題、すなわち船尾に置かれた舵に及ぼす伴流およびプロペラ後流の影響については、実際的な問題として必要にせまられるために、あるいは模型を利用して、または実船において、多くの人々がすでに取り扱っているが、これらはそのほとんど大部分が問題を限られた一箇所において取り扱っているために、一般的な問題の参考となる点が割合に少ないものと言える。これについて行なわれた系統的、組織的な研究としては Baker と Bottomley¹⁾ によつて1軸船の不平衡舵について始められ、その後 Bottomley²⁾ によつてその他の種々の場合についても完成された一連の実験研究がある。

これは1922年から1930年にわたつて、当時としては進歩した卓越した技術を駆使して行なわれた立派な研究であるので、現在においても利用しうることが多い。しかしながら残念なことは、実験に使用された舵の形が、現在の通常の船舶に使用されている形と非常に異なっていることである。すなわち Bottomley の研究に使用された舵はその断面積は薄い平板であつて、現在のように厚さに変化のあるエアロフォイル形ではなく、またその輪廓形状も上下に長くしかも舵軸が舵板の前縁にある所のいわゆる“不釣合単板舵”であり、なおその上、舵の上部の一部分は水面上に出ている。従つて舵角がとられると造波現象を伴うために、舵に加わる力およびモーメントが Froude 数および Reynolds 数の両者の関数となつて実験結果を解析する場合に非常に複雑となり、理論的な解析ができず、従つて得られた結果は現在の舵には利用しにくい形になつている。

ここにおいて、筆者はすでに述べた第1部および第2部によつて、ある程度までその性能が理論的に明らかに

なつている舵について、すなわち最近の船舶にもつとも多く使用されている舵の形状について、1軸船についての船後試験を実施し、すでに第1部・第2部によつて得られている予備知識をもとにして解析すれば、数少ない実験結果からも、船体伴流の影響や、船尾プロペラの後流の影響が、より理論的に、より普遍的な形で示すことができるものと考え、従つて一般に利用しやすい形で示しうることを期待して、この実験に着手したものである。なおこの第3部に述べられている骨子は、昭和34年春季造船3学会連合講演会において筆者が発表した論文³⁾であることを付記しておく。

第3部 船の背後に置かれた舵の性能について

I. 模型実験

1.1 実験装置および方法

実験は、第1部・第2部に述べたのと同様に、日立造船(株)技術研究所の回流水槽において行なつた。舵に加わる力およびモーメントの計測に使用した動力計については第1部において、またプロペラ後流計測に使用した五又管については第2部に述べた通りである。

模型船は、回流水槽の測定部水路の中央に位置するように、水槽の両側にまたがるビームによつて固定し、静止状態の吃水が予定の吃水に合致するように調整されている。従つて水が回流しても、船は最初の静止状態とは姿勢は変わらず、船首揺も横揺も上下揺も一切の動揺は行わないように拘束された状態にあることになる。舵のみは船には固着せず、船とは別の桁材によつて適当な位置に置かれている舵動力計から舵軸を下方に突出し、この舵軸の先に舵板が装備されている。舵軸が船体を貫通する部分においては、船体に穴が明けられており、舵軸には舵板に加つた力のみが伝達されるように考慮されている。

プロペラを駆動するためには、模型船内に搭載された1/16 IP 单相整流子電動機を使用し、これとプロペラ軸とをスラスト軸受を経て自在継手によつて連結して、プロペラが所期の回転速度で運転されるようにしている。またプロペラの回転数はウォームおよびウォーム歯車によつて1/20に減速された軸の回転数を、1回転ごとに1回の電気回路の開閉方式によつて、オシログラフに導

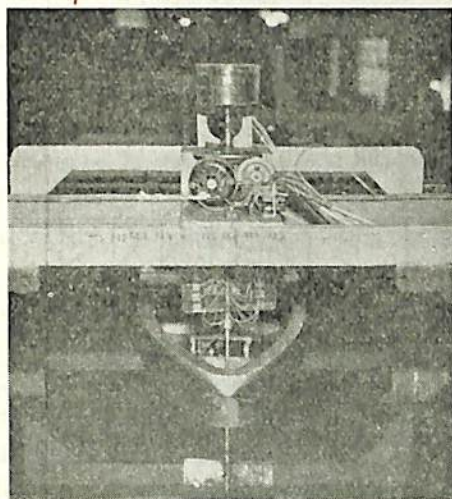
いて計測した。

実験に利用した模型船の要目を第1表に示す。

第1表 模型船およびプロペラの要目

模型船	L_{pp}	2.8970 m
	Breadth	0.3882 m
	Draught	0.1544 m
	Displacement	135.5 kg
	Scale of Model	1/67.95
	C_b	0.778
	C_p	0.787
プロペラ	C_p of after body	0.752
	Dia	0.100 m
	Pitch Ratio	0.800
	Developed Area Ratio	0.400

模型船は、D.W. が 33,000 トン型のタンカーの $\frac{1}{67.95}$ 縮尺模型であるが、プロペラとしては、第2部の結果との比較の便宜を考へて、前に使用したものと同様の Troost B 4-40 型のピッチ比 0.800 のものを使用した。模型船・模型プロペラおよび舵動力計などを実験状態に配置した状況を第 1.1 図の写真に示す。



第 1.1 図 船の船尾試験の状況

1.2 船尾プロペラの後流の実測結果とその検討

船尾プロペラの後流の計測は、第2部に述べた単独プロペラの計算および計測結果と比較して推論するのに便利なように、前回に使用したものと同型の Troost B 4-40 型を使用し、直径 $D=100\text{ mm}$ ϕ 、ピッチ比 $P/D=0.800$ のプロペラを前記模型船に装備した場合について

行なつた。この場合には五又管を船の後方から計測箇所に向つてさし入れる際にじやまにならぬように、舵は取り付けられていない。模型船の前進速度としては、実船 ($L_{pp}=197\text{ m}$) の満載試運転の際の最大出力時の船速 (17.3 kt) に対してフルードの法則を適用した場合の模型船に対応する速度、すなわち約 1.08 m/s を選んだ。またプロペラの回転速度としては、その実際の前進常數 J が、第2部における実験の場合と同様の値、すなわち $J=0.40, 0.60, 0.80$ ($s=0.50, 0.25, 0$) の3通りの値になるように選んだ。

このプロペラの回転速度を上述のように決めるためには、プロペラ円盤面内における伴流係数の値を知る必要がある。伴流係数には公称伴流係数と有効伴流係数の2種があり、そのうちのいずれを取るべきであるかは、常に議論の的となることであるが、ここではプロペラに有効に働らくという意味で後者をとり、本実験とは別に行なわれた 6 m の模型船の自航試験の成績の推力から計算した有効平均伴流係数 $w_a=0.432$ を採用することにした。なお公称伴流係数については、計測の都合上プロペラ円盤よりわずかながら後方で計測した値 (後で詳述されているが、その容積々分法による公称平均伴流係数 w_v は 0.434) が、前掲の有効平均伴流係数 w_a に非常に近い値であつた。このようにして $J=0.40, 0.60, 0.80$ に対応するプロペラ回転数を算出すると、それぞれ 15.6 r.p.s. , 10.4 r.p.s. , 7.8 r.p.s. が得られ、実験はできるだけこれらの値に近い回転数で行なうことにした。

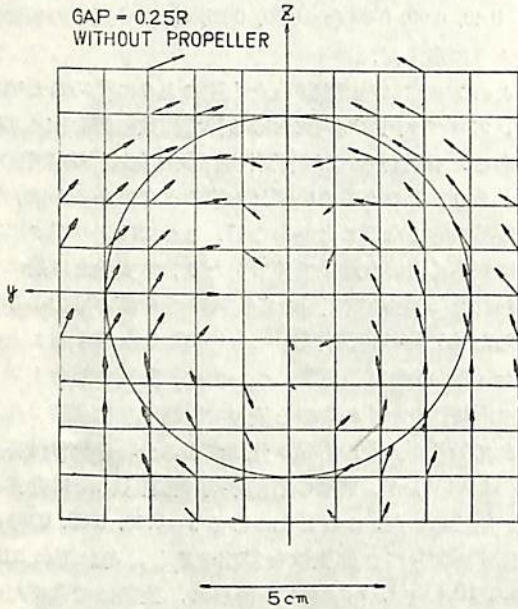
このように船速を一定にして、プロペラ回転数を3種類に変えているのは、プロペラのスリップ比を大幅に変化させるために、作為的に行なつたことであつて、もちろん、この3種のプロペラ回転速度に対して船は自航状態にあるわけではない。船速を種々に変化させて船を自航状態に保つと、プロペラのスリップ比はほぼ一定となつて、スリップ比の大幅な変化に対する影響の実験とすることが困難であつたので、このように回転数を変化させることにしたのである。

なお、実船のプロペラは5枚羽根で、展開面積比 0.6009 、ピッチ比 0.681 であるが、模型船においては前述のように単独プロペラについての計測結果と比較の便宜上、4枚羽根で展開面積比 0.400 、ピッチ比 0.800 のものを選んでいたので、参考のためにこの模型プロペラで所定の船速を出すのに必要なプロペラ回転数を 6 m 模型による自航試験結果をもとにして計算してみると、 $n=15.5\text{ r.p.s.}$ となり、ほぼ $J=0.40$ の状態であることがわかる。

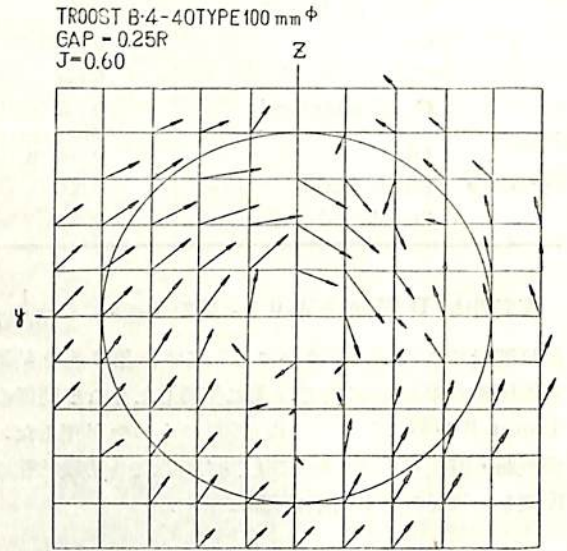
後流の計測は、前述のように $J=0.40, 0.60, 0.80$ の3

種の場合の他に、公称伴流係数を求めるためにプロペラボスのみがあつてプロペラ羽根のない場合を加え、合計4通りについて、それぞれプロペラの後方 0.25 R, 0.50 R, 0.75 R, 1.00 R (R=プロペラ半径) の4断面に対する計測を行なつた。ただしこの際に使用したプロペラである Troost 型には Rake 角がついているから、プロペラ面としては第2部におけるものと同様の面を採用し

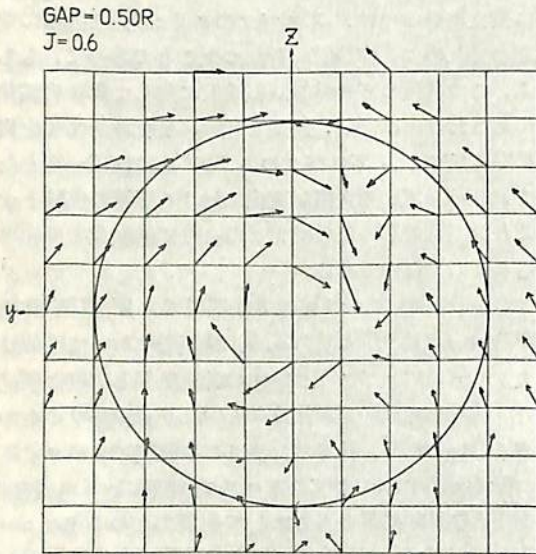
ている。1断面内における計測点としては、第1.2図に示されたようなプロペラ軸をその中心とした上下、左右各辺とも 125 mm の正方形内の 97 点が予定されていたが、五又管が船体外板、プロペラボス、ソールピースなどに接触するために計測できない点も若干あつた。また一部の計測に際しては計測点を増加させるために、ソールピースを取り除いて行つた。計測結果を例示すると、



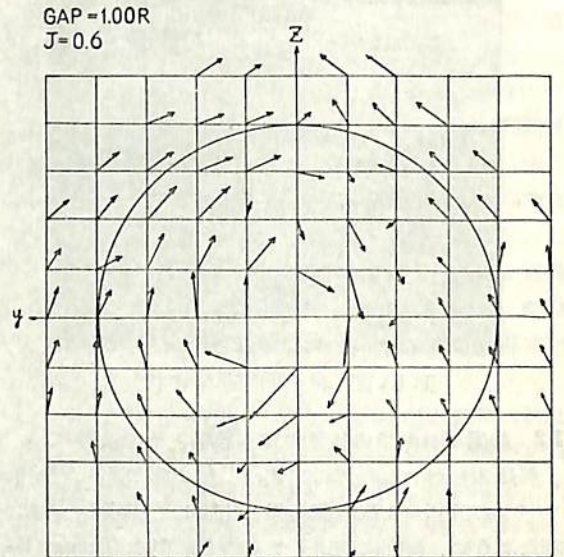
第1.2図 船体伴流分布図



第1.3図 船尾プロペラの後流分布図 (その1)



第1.4図 船尾プロペラの後流分布図 (その2)



第1.5図 船尾プロペラの後流分布図 (その3)

第1.2図～第1.5図の通りである。

これらの図はプロペラをその後方から眺めた際における各計測点の速度ベクトルを、船速のベクトルを5cmとした場合の端数で表わし、かつこの各計測点の速度ベクトルを船体中心線に直角な平面へ投影した形で表わされている。すなわち各計測点の速度成分のうち上下方向の成分と、左右方向の成分との2成分の合成ベクトルの形で描かれている。

第1.2図は、Gap=0.25Rであつてプロペラがない場合の計測結果であるが、各計測点におけるベクトルが、下方の一部を除いて、ほとんどその大部分が斜め上向の船体中心線への方向を示していることは、船体伴流の性質をよく現わしている。この図に示されたギャップ=0.25Rの場合およびその他のギャップの場合の各計測断面へのプロペラ円盤の投影円内の公称平均伴流係数を、容積分法および運動量積分法によつて求めると第2表のごとくなる。

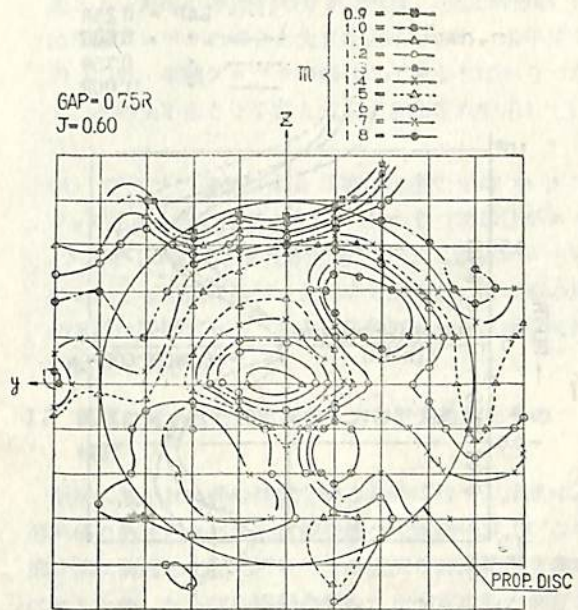
第2表 公称平均伴流係数

ギャップ	w	容積分法によるもの w_v	運動量積分法によるもの w_m
0.25 R		0.434	0.364
0.50 R		0.445	0.382
0.75 R		0.390	0.346
1.00 R		0.411	0.358

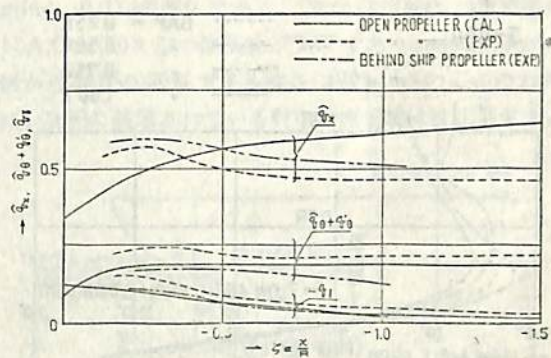
すなわち、公称平均伴流係数のうち w_v は、前述の推力から算出した有効平均伴流係数 w_a と比べて、ギャップが小さい場合には大差なく、また計測点が少ないために生ずる計測誤差を考えると、この程度のギャップ変化の場合にはほぼ一定の係数を示しているように思われる。

第1.3図～第1.5図は、すべてプロペラの前進常数 J が0.60の場合の計測結果であつて、それぞれプロペラ後方0.25R, 0.50R, 1.00Rの断面に対するものである。これらの図を第1.2図と比較すると、プロペラによつて水が回転加速されている状況がよくうかがわれる。さらにプロペラによる加速の状況を明らかにするために、各計測点における合成速度と、プロペラへ流入する速度の平均との比 m (プロペラによる速度増加率) の分布状態を例示すると第1.6図のごとくなり、第2部に掲げた単独プロペラの場合と比較すると、船体伴流分布の上下非対称性による差異が現われていて興味深い。

またこれら船尾プロペラによる誘導速度の状況を明らかにするために、各計測断面の0.7Rの位置におけるプロペラ円盤素内の誘導速度の平均値を、プロペラへ流入



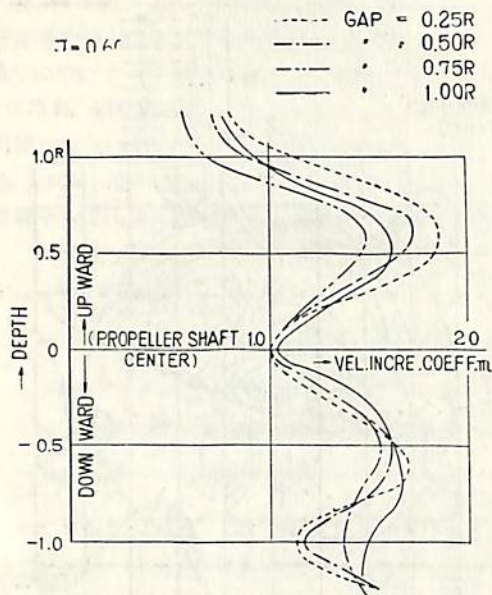
第1.6図 船尾プロペラ後流の速度増加率 m の分布状況



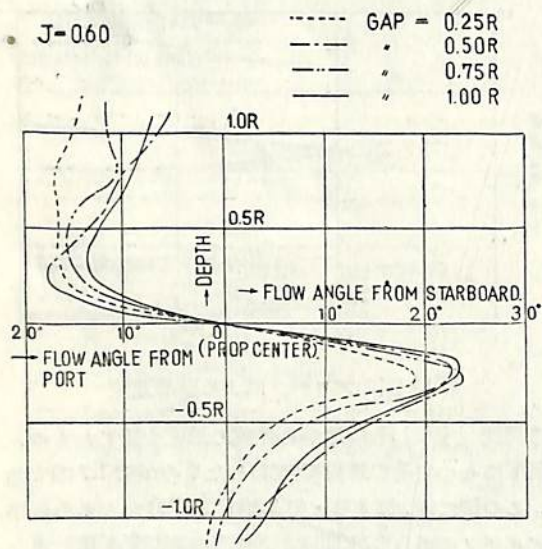
第1.7図 プロペラによる誘導速度

する速度 (すなわち船速から伴流の速度を減じたもの) を基準にとつてその端数で表わしたものが第1.7図である。この図には、第2部・第2.10図に掲げたところの単独プロペラの場合の計算および計測の結果が比較のために併記されているが、船尾プロペラによる誘導速度も、単独プロペラの場合の傾向とよく一致していて、船体伴流を考え、かつ誘導速度としても平均値をとることにすれば、ほぼ単独プロペラと同様に考えられることを示している。

また、プロペラ後流は、その半径方向にどのような分布をしているかを知るために、舵にもつとも関係の深い方向、すなわち船体中心線面内の深さ方向に対する速度増加率 m 、および流れの傾斜角 ϕ の分布状況を図示すると、それぞれ第1.8図および第1.9図のごとくなる。



第 1.8 図 速度増加率の船体中心線面内の分布状況

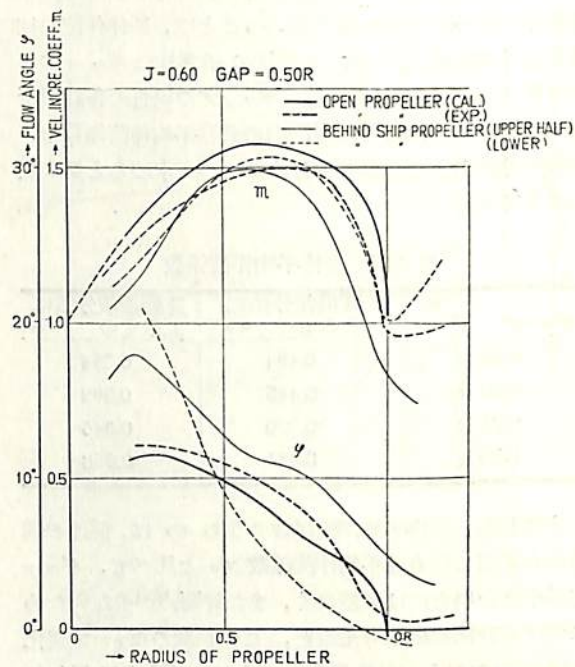


第 1.9 図 水平流入角の船体中心線面内の分布状況

この両図は、 $J=0.60$ に対するものであるが、この船尾プロペラの場合には単独プロペラの場合（第 2 部・第 2.11 図）とは異なり、船体伴流分布がプロペラ軸に対して、上下非対称であるために、プロペラに向つて流入する速度分布も均一ではなく、従つて、プロペラ後流分布もプロペラ軸より上部と下部とでは異なつて現われる。この上半部と下半部との差異は両図を通覧すると、 m に

おいてはあまり甚しくはないが、流入角 ϕ の分布状況においては著しい差異が認められる。

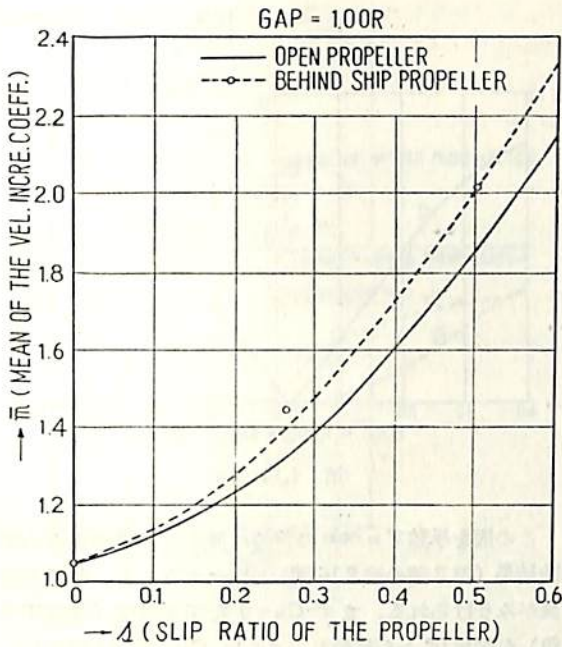
これらの状況を単独プロペラの場合と比較したものが第 1.10 図である。同図によればギャップ=0.5R のときには船尾プロペラの場合の m は、単独プロペラに比べて大差ないが、流入角 ϕ は上半において単独プロペラに比べて大きく、下半では半径の $\frac{1}{2}$ より上方では大きく、それより下方では小さい。特に下半部は ϕ の分布傾向が単独プロペラや、船尾プロペラの上半分のそれに比べて非常に異なつていことがわかる。



第 1.10 図

さらに、プロペラの前進常数（スリップ比）が変化した場合の平均速度増加率 \bar{m} に及ぼす影響を明確にするために、1.00R 後方断面における平均速度増加率 \bar{m} をプロペラのスリップ比 s ($s=1-\frac{V_a}{nP}$, V_a : プロペラへ流入する速度、すなわち船速 $\times (1-w_a)$, n : 毎秒回転数、 P : プロペラのピッチ) に対して点置すると第 1.11 図のごとくなる。なおこの際の \bar{m} としては、舵に対する影響を考えているのであるから、船体中心線面内の深さ方向の平均を採用した。

同図中には、単独プロペラに対して求められた結果が併記されているが、船尾プロペラの結果の方が同一スリップ比に対して大きく出ている。この理由としては、プロペラへ流入する速度を算出するのに平均有効伴流係数



第 1.11 図

を採用した点や、あるいは伴流分布の不均一による点などが大きく影響しているものと考えられる。

ここで、伴流係数として前述のように、有効平均伴流係数を採用した際の $\Delta m = m - 1$ を、通常の船舶のプロペラの実用範囲である $s = 0.2 \sim 0.6$ に対して、第 2 部と同様の形式で実験式を求めると次式のごとくなる。

$$\Delta m = 2.95 \times s^{1.5} \dots\dots\dots (1.1)$$

以上、船尾プロペラの後流の計測結果およびこれと単独プロペラの後流計測結果との対比の結果を総合すると、次の結論が得られる。ただし、この場合に船尾プロペラへ流入する速度としては、有効平均伴流係数で示される船体伴流がプロペラ円盤位置にあるものと考え、船速からこれを減じた速度が平均的にプロペラに流入しているものと仮定されている。

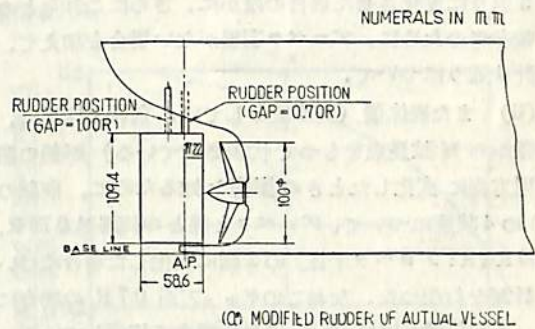
- (1) 船尾プロペラによる誘導速度は、伴流分布が不均一の場合には各半径方向によつて異なる値を示すが、これをプロペラ円盤素上で平均して考えると、単独プロペラの誘導速度と比べて大きな差異は認められない。厳密に言えば、この円盤素内の平均値においても軸方向の成分 \bar{q}_x のみは、船尾プロペラの方が大きく、半径方向の成分 $-\bar{q}_r$ 、円周方向の成分 $\bar{q}_\theta + P_0'$ の両者は単独プロペラの場合の方が大きい。
- (2) 各誘導速度の軸方向の変化状況も、単独プロペラの場合とはほぼ同様と考えて差支えない。
- (3) 舵にもつとも密接な関係にあるプロペラ中心を

通る上下方向の平面内の分布状況は、速度増加率 m は単独プロペラの場合と大きな差はないが、水平流入角 ψ は、単独プロペラの場合とは異なるばかりでなく、その上半部と下半部とでも大きな差異を示している。

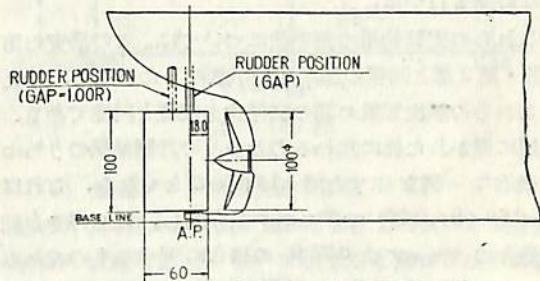
(4) プロペラ後流による速度増加率の平均 \bar{m} がスリップ比が大きいほど大きく、かつその増加分がスリップ比の 1.5 乗にはほぼ比例することは、船尾プロペラにおいても単独プロペラと同様であるが、その際の比例常数は船尾プロペラの方が単独プロペラに比べて約 20% ほど大きい。

1.3 船尾に置かれた舵に加わる力の計測結果とその検討

船尾に置かれた舵の性能を知るために行つた計測は、第 2 部の単独プロペラの背後の舵の実験結果およびこの第 3 部に前述した船尾プロペラの後流の計測結果を参考にするため、ならびに実船の舵の性能推定の際の便宜をあわせ考へて、次に述べる条件の下に行なつた。使用プロペラは前と同型の Troost B 4-40 型の直径 $D = 100 \text{ mm}$ 、 $P/D = 0.800$ であり、また使用舵は前と同型の N.A.C.A 0018 型の縦横比が 1.67 であり、舵軸位置が前縁から弦長の 30% である高さ 100 mm のもののほかに、実船に装置されている舵を断面形状は変化させず、



(a) MODIFIED RUDDER OF ACTUAL VESSEL



(b) N.A.C.A. 0018 TYPE RUDDER

第 1.12 図 舵とプロペラとの相対位置図



第 1.13 図 装備された舵とプロペラの状況 (舵角, 左 40°)

舵軸と舵板との接続部をこの模型実験の方法に適当なように修正した長方形の舵を追加して、合計 2 種のものを使用した。なお実験時の流速は後流計測の場合と同様に約 1.08 m/s である。2 種の舵の寸法およびプロペラとの相対関係位置は第 1.12 図に示されている。また装備された舵およびプロペラを水中から眺めた状況の写真を第 1.13 図に示した。

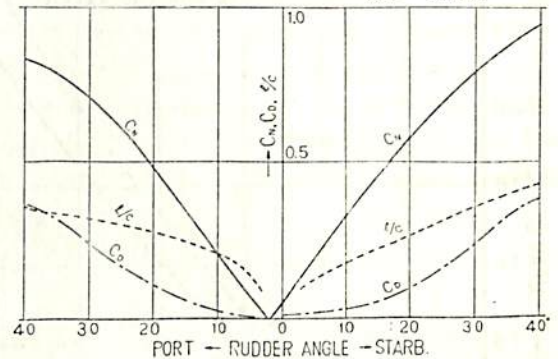
実験状態としては、

(i) まず、前第 2 報と同様に、前進常数 J の変化が舵性能に及ぼす影響を知るために、 J を 0.40, 0.60, 0.80 の 3 通りに変化させた場合のほかに、さらにこれらとの比較参考のために、プロペラ羽根がない場合を加えて、合計 4 通りについて、

(ii) また舵位置 (舵位置としては、前報と同様に、前縁から $1/4$ 弦長点をもつて代表させている) が船の船首尾方向に変化したときの影響を知るために、前記の (i) の 4 状態について、プロペラと舵との間隔が $0.70 R$, $1.00 R$ (R : プロペラ半径) の 2 種に変化した場合について計測を行なった。なおこのギャップが $0.7 R$ の場合には、舵軸位置がほぼ A.P. にある場合に対応している。また舵角は左・右両方 40° まで各 5° おきにとつて定常的な計測を行った。

これらの実験結果の表示法については、この研究の第 1 部・第 2 部と同様の無次元表示法にしたがった。ゆえにこれらの無次元数の間の関係式も前報と同様である。船尾に置かれた舵に加わる力の多くの計測結果のうちの代表的な一例を示すと第 1.14 図のごとくなる。これは $J=0.60$ ($S=0.25$) でプロペラが作動し、プロペラと舵位置とのギャップは $0.70 R$ の場合に対するものであるが、この際の C_N , C_D の計算に使用する速度 V としては、船速 V_s を採用している。

PROP. : 100 mm², $P_0=0.800$
 RUDDER : MOD. RUDDER
 $J = 0.60$
 GAP = 0.70R



第 1.14 図

この図を単独プロペラの背後に置かれた舵の場合の実験結果 (第 2 部の第 2.16 図) と比べてみると、各種の差異がみうけられる。まず $C_N=0$ を示す角度 (零直圧力角) が舵角 0° から移動し、さらに C_N , C_D は減少し、また圧力中心位置も変化している。これらは船尾に置かれた舵が、船体伴流の影響と、船尾プロペラの後流影響の両者の総合した影響を受けているためであることは論をまたない。

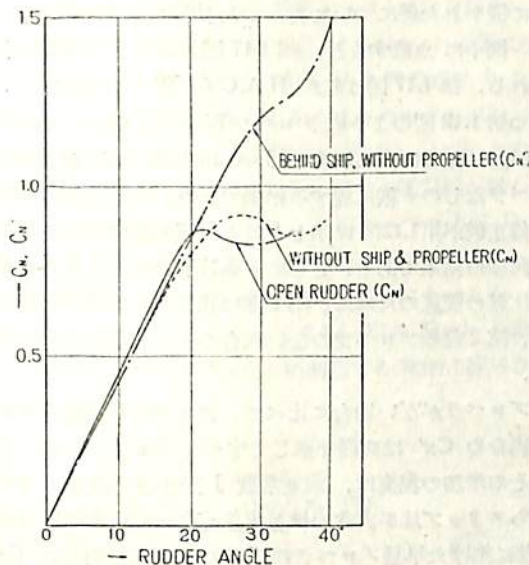
以下これらの影響について各項目ごとに順次に検討を行なうことにする。

(1) C_N に及ぼす影響

(a) 船体伴流の影響

船体伴流が C_N に及ぼす影響を明白にするためには、この第 3 部で取り扱っている舵の前方に船体のみがあつて、プロペラがない場合の結果と、第 2 部においてすでに論じられている船体およびプロペラの両者がいない場合の結果 (第 2 部の第 2.18 図)、ならびに第 1 部で述べた舵単独の場合 (第 1 部の第 2.10 図) とを比較すればよいわけである。この 3 種の場合の C_N および C_N' を同一図面に併記したものが第 1.15 図である。この際、舵単独の場合と船体およびプロペラの両者がいない場合の比較は、すでに第 2 部においてなされていて、この 2 つの場合にはそれらの実験条件を考慮すれば、両者はよく一致する妥当な結果を示していることは前述の通りである。

そこで、第 3 番目の船体が前方に存在する場合の結果を、無次元形にする場合に $C_N = \frac{N}{\frac{1}{2}\rho V_s^2 A}$ における V_s の代りに、前節において詳述したごとく平均有効伴流係数 $w_a=0.432$ を考慮し、 $V_s(1-w_a)$ を選ぶことにして



第 1.15 図

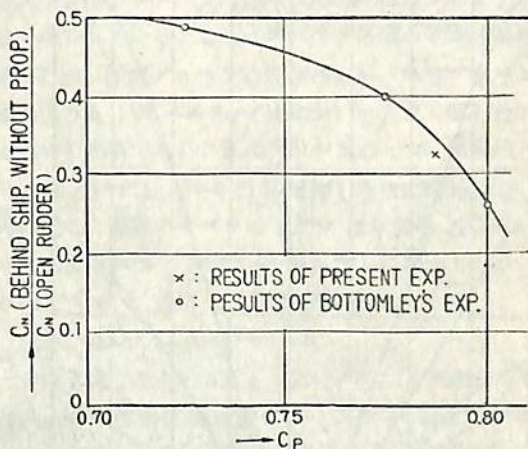
$$C_N' = \frac{N}{\rho A V_s^2 (1 - w_a)^2} \dots \dots \dots (1.2)$$

なる式で表わされる C_N' で点置したものが前掲の第 1.15 図である。このようにして表わされた C_N' 曲線は、他の 2 者の場合と、舵角 20° 以下においては、非常によく一致した結果を示している。舵角 20° 以上においては、この C_N' の方が他の 2 者に比較して大きな値を示している。その理由としては前方に存在する船体によつて生ずる乱れの影響のために、stall が遅れることが主原因と考えられるが、その他にも舵角が大きくなると舵の前縁・後縁に近い部分がプロペラ円盤内を通過した伴流の範囲外に逸脱する割合が漸次大きくなり、従つて伴流係数の小さい流れの影響を受ける度合が大きくなるために、プロペラ円盤内のみで考えた伴流係数 w_a では一律に論じたい点も生ずるものとする。

この第 1.15 図に図示した C_N' は N.A.C.A. 0018 型の舵がギャップ = 0.70 R の位置にある場合の右舷舵角に対する結果であるが、その他の場合すなわち同位置の左舷に対する場合、ならびにギャップ = 1.00 R の両舷に対する結果もこれと大差はない。ゆえにプロペラの直径と舵の高さに大きな相異がない場合に、船体伴流が C_N に及ぼす影響を考える場合には、自航試験結果から得られたプロペラのスラストから算出した平均有効伴流係数 w_a を考慮した (1.2) 式に示したような C_N' の形として考えれば、船尾プロペラの背後の舵に対してもほぼ単独プロペラの背後の場合と同等と考えられるわけである。もちろんこの実験に使用した船型のように、自航試験結果

がある場合にはこれを使用すればよいが、自航試験結果がない場合には、同型船の試運転結果の解析から得られたプロペラ軸のトルクから算出した伴流係数などを利用するか、その他の適当な方法によつて w_a を精度良く推定すればよいものと考えられる。

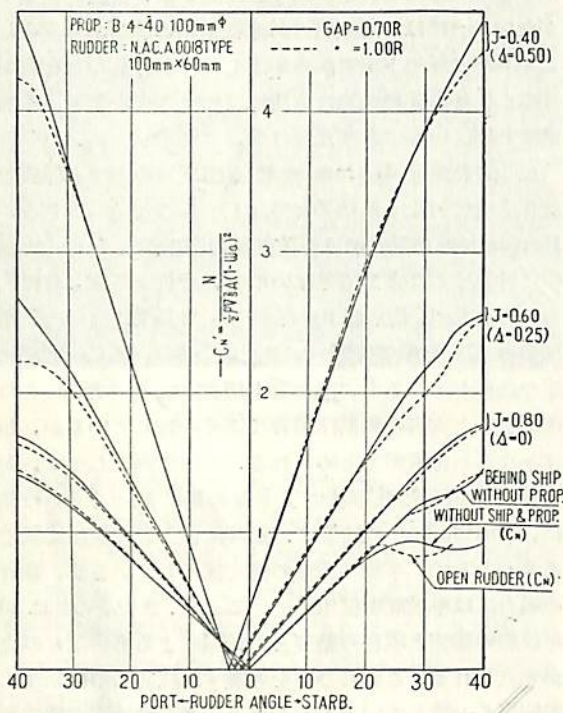
以上の結果を Bottomley³⁾ が模型船の肥セキ係数を变化させて行なつた結果と対比してみることにする。Bottomley の論文には伴流係数の明示がなく C_N' を厳密に計算することができないので、やむを得ずこれに代るものとして、柱形肥セキ係数 C_p を基準とつて、単独舵の C_N と船後でプロペラがない場合の C_N との比率を比較してみると、次の第 1.16 図のごとくなる。この図によると両者の結果は割合によく一致しているが、わずかながら差異がみとめられる。この原因としては、両実験に使用した舵形状の大きな差異に基づくもの他に、Bottomley の結果は、船後に置かれた舵に比較するものとして、平板の背後の舵を採用しているが、筆者の場合には単独舵を採用していること、またその他に 20 年以前の船型と現在の船型との相異による影響などの点が考えられる。これらの点を考慮すれば両者の結果は比較的良く一致しているものと言え、従つて前述の有効平均伴流係数 w_a が C_p によつて変化することを考慮すれば、この w_a によつて修正した C_N' で考えることの妥当性を示しており、このような考え方は有用な方法と確信される。



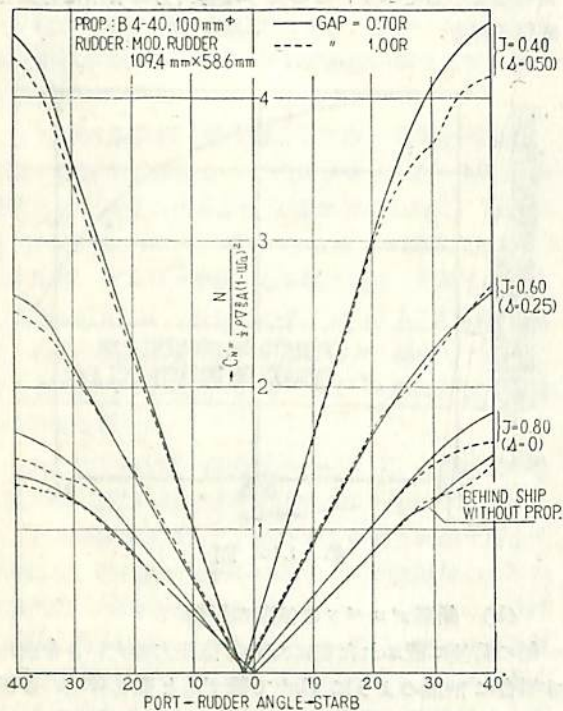
第 1.16 図

(b) 船尾プロペラの後流の影響

船の背後に置かれた舵に加わる直圧力の大きさを表わす場合に前述のように C_N' で論ずると船体伴流の影響をほぼとり除いて考えられることが明らかになっているので、種々の条件の下で作動している船尾プロペラの背



第 1.17 図

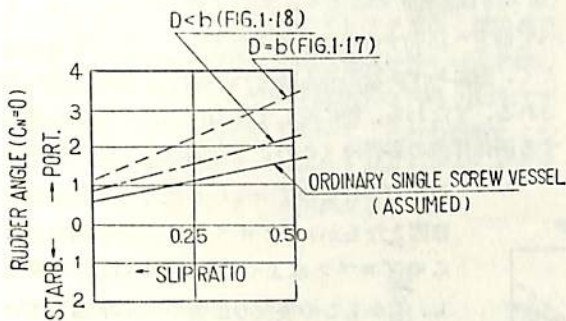


第 1.18 図

後に置かれた舵について行なつた実験の結果の C_N' を同一図中に点置すると、第 1.17 図および第 1.18 図が得られる。第 1.17 図は舵が N.A.C.A. 0018 型であつて、かつ第 1.12 図のようにプロペラ軸中心と舵高さの中心とが同一深度に在る場合の $J=0.40, 0.60, 0.80$ およびプロペラなしの 4 種に対する結果であり、第 1.18 図は実船の修正舵が第 1.12 図に示したとき相対位置にある場合の同様の結果である。さらに第 1.17 図には、これらの他に比較の便宜のために、第 1 部に報告した舵単独の場合と、第 2 部のプロペラのない場合の C_N が併記されている。

プロペラがない場合に比べて、プロペラが作動している場合の C_N' は両図を通じてすべて増加しており、かつその増加の程度は、前進常数 J が小さいほど、すなわちスリップ比が大きいほど大きくなっている状況は第 2 部に掲げた単独プロペラの背後に舵がある場合の C_N の図 (第 2 部の第 2.18 図, 第 2.19 図) と全く同様の傾向を示して、船尾プロペラの場合にも単独プロペラの場合と、ほぼ同様の論議が成り立つものと考えられる。ただこの場合に異なる点は、 $C_N'=0$ を示す舵角が、船尾プロペラ (右回り) の背後の場合には舵角 0° に一致せず、わずかながら左舷舵角に偏し、その偏する角度の大きさもスリップ比が大きいほど大きくなる状況がうかがわれる。しかしこのように $C_N=0$ を示す舵角が右回りプロペラに対して左舷に偏する現象が常に起るものとは限らない。このような現象は、本実験結果の第 1.17 図の場合のごとく、船尾プロペラの直径と舵の高さとが等しく、かつプロペラ軸と舵の高さの中心とが同一没水深度にある場合の現象であつて、この場合には舵に流入する流れのうち、右から左舷方向へ向つて流入するものの影響の方が逆に左舷から右舷方向へ流入するものの影響よりも大きいためにこのような結果をもたらすのである。従つてすべての場合に共通な現象ではなくて、他の場合、たとえば舵高さがプロペラ直径よりも大きく、かつ舵の高さの中心の没水深度が、プロペラ軸のそれよりも浅い場合 (通常の 1 軸船は多少ともこのような傾向を有している) には、第 1.18 図に示した本船修正舵の場合のごとく、左舷前方から右舷方向へ流入するものの影響が比較的大きくなり、従つて $C_N'=0$ を示す舵角は、第 1.17 図に比べると右舷方向へ移動し、通常の船舶においては 0° 付近か、あるいはわずかの左舷舵角を示すものが多く、まれには逆に右舷小角度を示す場合も生ずる。このような現象については、実船試運転の際の直進航行の際に要する当舵の角度を多くの操舵手に尋ねてみても、同様の傾向を認めることができた。

この際の C_N' が 0 となる舵角をスリップ比を横軸にとつて点置すると、第 1.19 図のようになる。この図には、第 1.17 図に示したプロペラ直径 D と舵の高さ b とが相等しく、かつプロペラ軸と舵の高さの中心とが同一没水深度にある場合と、第 1.18 図に掲げた $D < b$ の場合の両者のほかに、通常の 1 軸船に対する推定線が描かれている。この推定線は、舵高さ b がプロペラ直径 D よりも大きくなる程度を通常の 1 軸船に対して考慮し、かつ前述の実船の試運転時の状況も考慮してもつとも一般的な場合に適するものとして第 1.17 図の $D = b$ の場合の $C_N' = 0$ となる舵角の δ に相当する角度が採用されている。



第 1.19 図

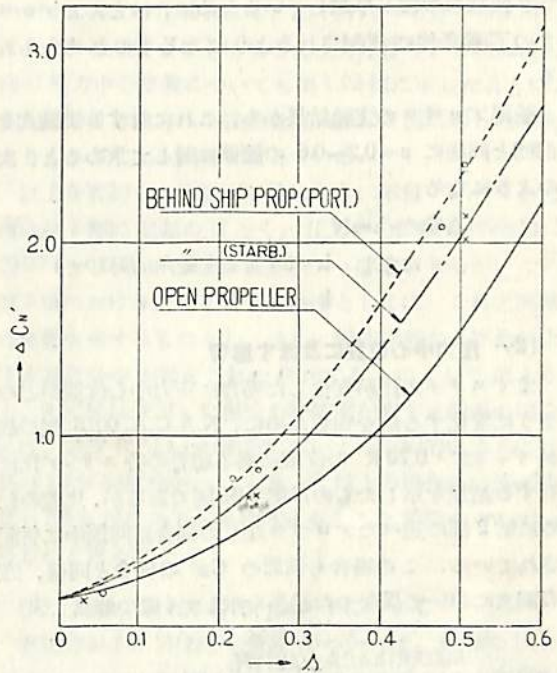
また第 1.17 図、第 1.18 図の両図ともにプロペラと舵とのギャップが 0.70 R と 1.00 R の両方の場合が描かれているが、この程度のギャップの差異の場合には、第 2 部に述べられた結論と同様に舵に加わる直圧力には大きな差は生じないものと言える。

この船後のプロペラの背後の舵についても、 C_N' の増加の傾向を知る規準としては、第 2 部の場合と同様にプロペラのスリップ比 s を選ぶことが妥当と考えられるので、各実験時のスリップ比を横軸にとり、また縦軸には C_N' の増加率 $\Delta C_N'$ すなわち

$$\Delta C_N' = \frac{\left[\frac{dC_N'}{d\alpha} \right] \text{ with prop.} - \left[\frac{dC_N'}{d\alpha} \right] \text{ without prop.}}{\left[\frac{dC_N'}{d\alpha} \right] \text{ without prop.}}$$

をとつて、第 1.17 図の結果を描き直すと第 1.20 図が得られる。ただしこの $\Delta C_N'$ の算出に用いた $\left[\frac{dC_N'}{d\alpha} \right]$ としては、失速角以下の小舵角 ($5^\circ \sim 25^\circ$) における値の平均値が採用されていることは前の第 2 部と同様である。

第 1.20 図によると、 $\Delta C_N'$ は s の増加に従つて曲線状を呈して増大していることは第 2 部の場合と同様であるが、零直圧力角を示す舵角の修正を施しても、なお左



第 1.20 図

舷舵角の場合と右舷の場合とは異なつた値を示している。またこの第 1.20 図には比較の便宜を考慮して、単独プロペラの背後の場合に対する結果 (第 2 部の第 2.20 図ギャップ = 1.00 R の場合) が併記されているが、これに比べて船尾プロペラの場合の $\Delta C_N'$ は左・右舷とも大きく現われている。これはプロペラ後流の平均速度増加率 \bar{m} が、船尾プロペラの場合の方が、単独プロペラの場合よりも、同一スリップ比において大きく現われているための影響である。船尾プロペラの Δm は単独プロペラの Δm に比べてその 20% 増し程度に現われているのに比し、船尾プロペラの $\Delta C_N'$ は単独の $\Delta C_N'$ に比べて右舷で 30%、左舷で約 50% 増しになっているがこれを $\Delta C_N'$ と Δm との間の理論式

$$\Delta C_N' = (\Delta m)^2 + 2\Delta m$$

に対応させて考えてみると、 $\Delta C_N'$ の左・右両舷の平均値は、ほぼ順当な値を示しているものと言える。しかしながら、このように船尾プロペラと単独プロペラの $\Delta C_N'$ が s に対する関係において、その比例常数においては差異はみとめられるにしても、その傾向は全く同様であるから、単独プロペラの背後の舵の実験結果から船尾プロペラの背後の舵性能を、ほぼ推定できるものと考えて差支えない。すなわち換言すれば船尾舵においても、これがひとたび、プロペラの後流中に入れば、プロ

ベラ後流の影響が卓越しているために、ほとんどプロペラの作動条件に支配されるようになるものと考えられる。

船尾プロペラの実験結果から、これに対する実験式を前回と同様に $s=0.2\sim 0.6$ の範囲に対して求めると、次のようになる。

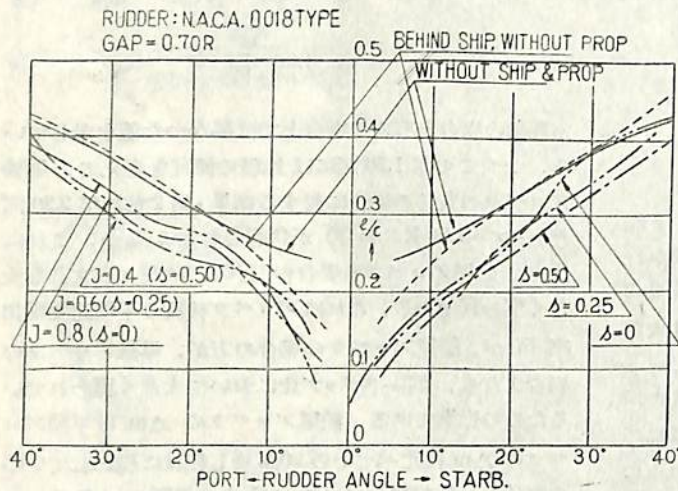
$$\Delta C_N' = k \cdot s^{1.5}$$

ただし $k=6.7$ (左舷舵角に対して)

$k=5.8$ (右舷舵角に対して)

(2) 圧力中心位置に及ぼす影響

まずスリップ比が変化した場合に圧力中心位置がどのように変化するかを知るために、N.A.C.A. 0018 型の舵がギャップ = 0.70 R の位置にある場合の各スリップ比に対する結果を示したものが第 1.21 図であるが、比較のために第 2 部に述べたプロペラなしの場合が同図中に併記されている。この場合も前節の C_N' の場合と同様、左右両舷において異なった結果を示している。



第 1.21 図 圧力中心位置の変化 (その 1)

(a) 船体伴流の影響

第 1.21 図によると、まずプロペラはなく船体のみが存在する場合は、舵角が小さい場合には、船体伴流の影響が現われて、圧力中心は前方へ移動するが、舵角が 20° を超えるとはほぼ船体なしの場合と同程度の圧力中心位置を示す。ただしこの場合に第 1.21 図右舷大舵角におけるようにわずかながら後方へ行く場合も見うけられる。

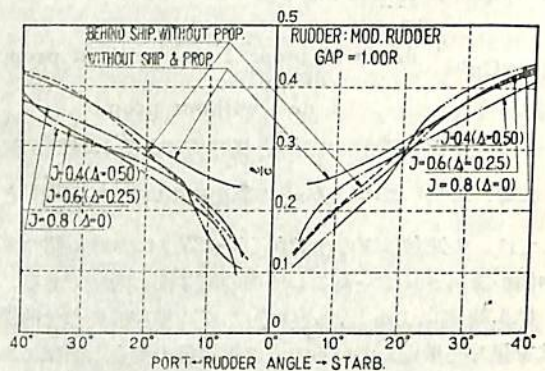
(b) 船尾プロペラ後流の影響

単独プロペラの背後に置かれた場合には、 s の増大にしたがって、圧力中心位置が前方へ移動する状況が比較

的確然としていたが、船尾プロペラの背後にある場合にはこれに比べてやや複雑である。

船尾プロペラが作動している場合には、これがない場合に比べて一般に圧力中心位置が前方へ移動する傾向を示すこと、および s の増大にともなうその移動量が大きくなることは、単独プロペラの場合と同様であるが、この実験においては船尾プロペラへ流入する伴流分布のプロペラ軸に対する上下非対称性が影響して、このような圧力中心の移動の傾向は、左右舷においてその程度を異にし、左舷舵角の方が一般に前方への移動量は大きく、右舷舵角の場合にはこれが小さい。この傾向が甚しい例として、実船修正舵がギャップ = 1.00 R の場合 (第 1.22 図参照) のごとく、左舷大舵角においては、すべて前方へ移動するが、右舷大舵角の $s=0$ の場合のごとく、逆にわずかながらも後方へ移動する場合もみだされる。すなわち、舵に対して左右両舷から斜めに流入する船体伴流の影響は (このような斜流は大舵角における

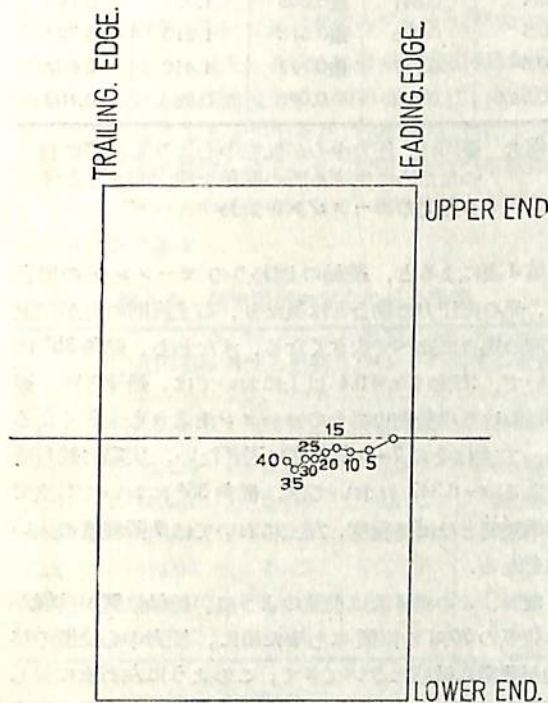
圧力中心をわずかながら後方へ移動させる原因となるが)、プロペラが作動し始めるとこのプロペラによつてかき回されて平均化し、しかもこの後流の影響の方が卓越していて、これが支配的であるために、大部分の場合にはこの影響によつて $1/c$ は減少する。しかし $s=0$ 程度になると、プロペラ後流の影響と船体伴流影響との両者が互いに均衡して、圧力中心位置が船体もプロペラもない場合と同程度になるか、あるいはわずかながら後方へ移動する場合も現われるものと予想される。しかし通常の船舶の航行状態ならば、一般に圧力中心位置は前方へ移動する傾向をもつものと考えられる。



第 1.22 図 圧力中心位置の変化 (その 2)

(c) 圧力中心の上下方向の位置について

なお、以上述べたのは圧力中心の前後方向（舵の弦長の方向）位置に関するものであるが、これの上下方向（舵の高さ方向）の位置について参考までに若干のべる。この実験に使用した舵動力計においては、直圧力を舵軸の上下2ヶ所に貼布した電気抵抗線歪計で計測しているので、上下方向の相対位置も計測結果を解析する際に得られる訳であるが、この点については現象が不安定であるので、誤差が比較的介入しやすく、従って計測結果も散らばっている。その中の合理的と思われる代表的な一例を示すと、第1.23図のごときものである。これはN.A.C.A. 0018型の舵がギャップ=1.00Rにあつて、プロペラは $s=0.25$ で作動している場合の右舷に操舵した場合の結果である。このようにプロペラ直径と舵の高さが等しく、かつ両者の中心の没水深度が等しいときは、第1.6図に示したごとく船体伴流分布の不均一性が、プロペラ後流中にも未だ残存していて、これの影響によって圧力中心位置は舵の高さの中心よりもわずかながら下方に位置するようになることがわかる。



第1.23図 圧力中心位置の高さ方向の変化
注. 図中の数字は舵角を示す

また前節の C_M' の項でも論じたように、一般船舶においては舵高さの方が、プロペラ直径よりも大きく、かつ舵の中心深度もプロペラ軸の深度よりも浅い場合が多

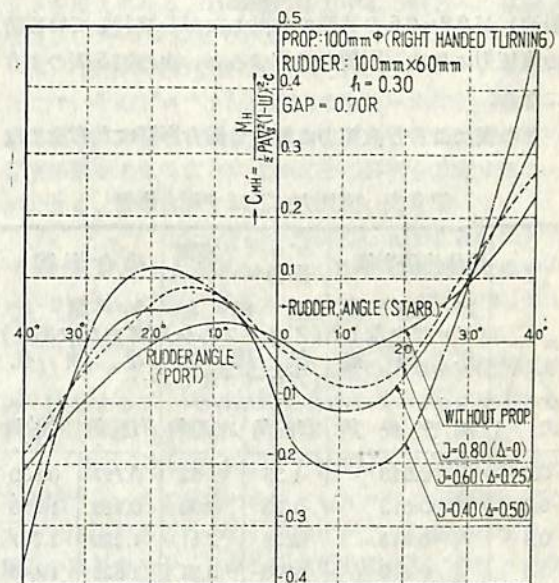
いが、このような場合には、上下方向の圧力中心位置もプロペラ軸深度よりももちろん上方へ移り、また前後方向の圧力中心位置についても第1.22図に示したように、両舷における前方への移動量は、第1.21図に示した場合よりも小さくなる傾向を有している。

以上を要約して概説的に述べると、単独プロペラの後流は第2部に記載のごとく、圧力中心位置を平均的に $(0.07s + 0.005) \times (\text{弦長})$ 程度前方へ移動させるが、この第3部における船尾プロペラ自身としては、これと同様の影響を有するものとし、さらに船体伴流およびその上下非対称性の影響をこれに加味するものとして考えると、本実験に使用した程度の肥瘠度を有する船舶の場合には、左舷 15° 以上の舵角においては平均的にさらに弦長の2.5%程度前方へ、右舷 15° 以上の場合には逆に弦長の2.5%程度後方へ移動させるような影響を有しているものと言える。

(3) 舵軸の回りのモーメントについて

直圧力および圧力中心位置がわかれば、舵軸の回りのモーメントは求められる訳であるが、この実験を行つた舵（舵軸中心の位置が前縁から弦長の30%の位置にある場合）に対するモーメント係数 $C_{MH}' = \frac{M_H}{\frac{1}{2}\rho V_s^2 (1-w_a)^2 A \cdot C}$ を示すと第1.24図のようになる。

この図には、N.A.C.A. 0018型の舵がギャップ=0.70Rにある場合の $s=0, 0.25, 0.50$ およびプロペラなしの



第1.24図 モーメント係数曲線
注. C_{MH}' は上から見て時計方向のモーメントの場合を正とした

4状態に対するものが描かれている。sの増加にしたがつて圧力中心位置が前方へ移動していることが見いだされるのは、前の第2部の第2.28図の場合と同様であるが、両舷小舵角における舵角を増大する方向のモーメントの量が、右舷が大きく左舷が小さく現われていることは、前記の船体伴流の影響によつて $C_N=0$ を示す舵角が 0° から左舷へ移動すること、ならびに操舵時の圧力中心の移動量が左右舷で異なるために生ずる現象である。

(4) 総合影響について

以上の3節にわたつてこの実験に使用した舵、特にそのうちでも主として N.A.C.A 0018 型の舵の場合の C_N および圧力中心位置に対する船体伴流および船尾プロペラ後流の両影響について項目ごとに分けて論じた。その他の条件としては、舵の輪廓形状が変化した場合が考えられるが、これについては、すでに Baker と Bottomley とによつて、舵の性能はその輪廓形状が変化しても伴流および後流影響の程度が変化することが小さいことが確かめられているので、筆者の実験結果は一般的な通常の舵に通ずるものと考え、終局的に現われる各種の影響を復合した総合影響について論ずることにする。

まず、 $w_a=0.283$ 程度となるような肥セキ度を有する船舶、これは $C_p=0.71$ 程度の通常の貨物船に相当するが、この船の船尾プロペラが展開面積比 0.400 であつて、かつ実スリップ比 s ($s=1-\frac{V_a}{nP}$, $V_a=(1-w_a)V_s$, V : 船速) が 0.2~0.6 の状態で作動しながら航行している時の直圧力に対する影響を計算すると、次の第3表のようになる。

この表によると直圧力に対する総合影響は左右舷では

第3表 直圧力に及ぼす総合影響

スリップ比	船体伴流影響 =		プロペラ後流影響 =		総合影響 =	
	船尾舵 (プロペラなし) 単独舵		船尾舵 (プロペラあり) 船尾舵 (プロペラなし)		船尾舵 (プロペラあり) 単独舵	
	両舷舵角	右舵角	左舵角	右舵角	左舵角	
0.2	0.513	1.55	1.62	0.797	0.830	
0.3	0.513	1.93	2.05	0.989	1.050	
0.4	0.513	2.38	2.61	1.220	1.337	
0.5	0.513	2.98	3.21	1.525	1.645	
0.6	0.513	3.84	4.25	1.965	2.175	
0.347	0.513	2.13	2.31	1.093	1.185	

ほぼ等しい程度である。また同表には、この船の実際の航行状態のスリップ比 $s=0.347$ の状態における両影響が最下段に計算されているが、その総合影響は右舵角で 1.093、左舵角で 1.185 となつている。すなわち船速と同一速度で前進している単独舵の直圧力に比べて、右で約 10%、左で約 20% 増し程度となつている。

次に同船に対する舵軸の回りのモーメントに対する影響を求めると、これには圧力中心位置の移動の影響があるために、先の第3表の場合にこれが加わつたことになり、舵軸中心位置が前縁から弦長の 30% の位置にある場合について計算すると、結果は次の第4表のようになる。

第4表 舵軸の回りのモーメントに及ぼす総合影響

スリップ比	舵角 = 25° の場合		舵角 = 35° の場合	
	右 舷	左 舷	右 舷	左 舷
0.2	0.816	0.257	0.805	0.583
0.3	0.847	0.150	0.927	0.660
0.4	0.841	※0.003	1.057	0.743
0.5	0.796	※0.313	1.210	0.797
0.6	0.747	※0.777	1.419	0.897
0.347	0.844	0.075	0.983	0.703

備考 ※印は、圧力中心が舵軸中心よりも前方に行つたために生ずる所の舵角を増大しようとする方向のモーメントを表わす。

第4表によると、舵軸の回りのモーメントの場合には、先の直圧力の場合とは異なり、右舷旋回の方が左舷旋回の場合に比べて大きくなる。すなわち、舵角 35° において、右舷は $s=0.4$ 以上においては、船速と同一速度における単独舵の場合のモーメントよりも大きくなるが、左舷はその 7~9 割程度に過ぎない。実際の航行時である $s=0.347$ においては、舵角 35° において右舷では単独舵とほぼ同程度、左舷においては 7 割程度の大きさとなる。

なお、この第4表は前述のように、舵軸位置が前縁から弦長の 30% の位置にあるために、圧力中心位置の移動が非常に敏感にきいてきて、このように左右舷に対して異なる値を示すが、Bottomley の行なつた実験の場合と同様に舵軸位置が舵の前縁にある場合について計算すると、圧力中心位置の移動による影響はほとんど現われずに、実船の航行状態 $s=0.347$ においては、大舵角において両舷に対してあまり差異はなくて、その総合影響は 1.17~1.23 となり、Bottomley の示した舵角 30° に

おける値 1.12~1.24 と近い値を示すことになる。

次に平均有効伴流係数 $w_a=0.432$ 程度の船舶、これは最近の大形油槽船、すなわち $C_p=0.79$ 程度の船であるが、このような船に対する同様の総合影響を求めてみる。いま仮りにこのような肥大船形にも前述の船と同様のその展開面積比が 0.400 程度で、ピッチ比も同様のプロペラを装備するものとすれば、プロペラ後流の影響は、同一スリップ比で考える限り前回と同様であるから、 w_a の影響の差のみがきいてきて、 $(1-w_a)^2$ の比に従って総合影響が減少することは自明の理である。しかし同一船速で比較すると、 w_a が大きくなれば s が大きくなつて、プロペラ後流の影響が大きくなるために、ある程度は $(1-w_a)^2$ による減少を補なうことになる。しかしながらこのような船舶の船尾プロペラは各種の要求によつてその展開面積比は大きくなつて、実際には 0.6 程度にされている場合が多いので、このような実際的な場合について考えることにする。

このようにすると、従来の展開面積比が 0.4 のプロペラに対する実験結果はそのままで使用することはできず、これを補正する必要がある。いまこの補正を行なうために、その 2 において述べた所のプロペラ後流の理論式にさかのぼつて考え、 ΔC_M に対する補正係数を近似的に求めると、展開面積比が 0.60 の場合には、補正係数として 1.20 をうることができた。この補正係数によつてプロペラ後流の影響を補正して、直圧力および舵軸の回りのモーメントの両者に対して、総合影響を求めたものが第 5 表である。

第 5 表 肥大船型の場合の総合影響

ス リ ッ プ 比	直圧力に対する影響		舵軸の回りのモーメントに対する影響 (舵角=35°)	
	右舷舵角	左舷舵角	右舷舵角	左舷舵角
0.2	0.534	0.561	0.595	0.335
0.3	0.681	0.714	0.710	0.376
0.4	0.854	0.945	0.827	0.428
0.5	1.086	1.175	0.975	0.449
0.6	1.420	1.580	1.171	0.488
0.449	0.968	1.058	0.900	0.438

このように船型が肥大になると、同一スリップ比に対する総合影響は、前の普通船型に比べると一般に小さくなるが、実際の航行状態 ($s=0.449$) で考えると、前述のごとく、 w_a の増大による船体伴流影響をスリップの増大によるプロペラ後流の影響がある程度まで補なつて、総合影響としては、前の普通船型に比べて、はなはだし

い差はないが、やはり肥大船型の方が小さく、直圧力に対する影響は前船型よりも約 10% 小さい程度、舵軸モーメントの場合で前船型の右舷 9 割、左舷 6 割程度となる。

第 4 部 総括および実験式について

以上第 1 部から第 3 部に至るまで舵性能に及ぼす各種の影響について、理論計算結果および模型実験結果を用いて、その概略を明らかにすることができたが、この研究と併行して別に行なわれている実船における計測結果もあわせ考えて、舵性能についてその内の主な事項を簡単に列記すると次のようになる。

(1) 舵の直圧力は通常の舵角の範囲内では、ほぼ舵角の \sin に比例する。

(2) 舵の縦横比 (高さ/弦長) が大きくなると、同一舵角に対して直圧力係数は増大する。

(3) 舵の断面形状としては、注意して設計されたエアロfoil型が良くその厚さは弦長の 16~20% 程度が望ましく、かつ圧力中心位置の移動を減少させるためには厚い方が有利である。

(4) 舵の輪郭形状が変化した場合の影響は、単独舵においても船尾舵においても小さいから、非常に特殊な形状の場合以外は考慮する必要はない。

(5) 操舵速度の影響は、舵軸位置が通常の船舶程度 ($h=0.25\sim0.32$) であり、かつ通常の角速度 ($35^\circ/15\text{sec}$) の場合には定常時の同一舵角の場合に比べて非定常時においても直圧力には大きな変化はないが、圧力中心位置を後方へ移動させるから、従つて舵軸の回りのモーメントを増大させる。この際の圧力中心の後方への移動量は弦長の 2~5% 程度である。

(6) 船体伴流の影響は舵の前方にプロペラがある場合には、そのプロペラ円盤面内の有効平均伴流係数を、舵の前方にプロペラのない場合には、舵位置付近の公称伴流係数を考えることによつてその影響を算定することができる。

(7) プロペラ後流が舵の直圧力に及ぼす影響はプロペラのスリップ比の関数であつて、その増加率は単独プロペラにおいても、船尾プロペラにおいてもスリップ比の 1.5 乗に比例する。

(8) プロペラ後流によつて、舵の圧力中心位置は前方へ移動するが、その移動量はやはりスリップ比が大きいほど大きい。

(9) 流入する伴流分布が上下非対称な場所で作動する船尾プロペラの背後においてもプロペラ後流の影響の方が支配的であるために、単独プロペラの背後の場合と類似の結果を示す。しかし通常の右回わりプロペラの場合には、直圧力が零となる舵角はわずかながら左舷へ移動するが多い。

(10) 船尾に置かれた右回わりプロペラの背後の舵に

おいても、大舵角における直圧力は左右舷ではほぼ同一であるが、圧力中心位置のみは伴流分布の上下非対称性に影響されて、左舷舵角における位置の方が右舷の場合よりも前方である。従つて舵軸位置が前縁から弦長の30%程度のときは、この影響によつて舵軸の回りのモーメントは右大舵角のときの方が左大舵角の場合よりも大きく現われる。

(11) 船尾に置かれた舵の直圧力に対する総合影響は、そのうちの伴流影響と後流影響とがお互いに相殺し、通常の航行状態においては、この船速と同一速度の単独舵の直圧力と比べて同程度か、あるいは0~20%程度の増加を示す。

以上の結果を総合して、舵の設計の際に必要と思われる直圧力および圧力中心位置に対する実験式を示すと次のとおりとなる。ただしこの実験式は、船が直進中に右舷または左舷へ35°転舵した直後に生ずる直圧力および舵軸トルクの最大値の算定を主目的とした実用公式であつて、特にそのうちでもつとも使用頻度の多い1軸船の船尾プロペラの背後にある舵を主対象として考えたものであつて多くの補正係数が含まれているが、この補正係数に対しては後でその性質の説明が掲げられているから、特殊な舵、例えば2軸船の2枚舵または1枚舵などに対しては、この補正係数の意味にしたがつて適宜に取捨すれば使用範囲は大きくなるものと考えられる。

実用公式

$$N = \frac{1}{2} \rho V_s^2 A \left\{ 2.41 \left(1.3 - \frac{1}{2\lambda} \right) (1 - w_a)^2 \times (1 + k \cdot s^{1.5}) \right\} \sin \alpha'$$

ただし

$$k = \begin{cases} 5.8(0.6 + \text{D.A.R.}) & \text{右舷舵角に対して} \\ 6.7(0.6 + \text{D.A.R.}) & \text{左舷舵角に対して} \end{cases}$$

$$\alpha' = \begin{cases} \alpha_R + (0.6 + 2s) - F(\varphi_R) \text{ (度)} & \text{右舷舵角に対して} \\ \alpha_R - (0.6 + 2s) - F(\varphi_R) \text{ (度)} & \text{左舷舵角に対して} \end{cases}$$

N : 舵の直圧力 (kg)
 ρ : 海水の比重 (kg s²/m⁴)
 V_s : 船速 (m/s)
A : 舵の面積 (m²)
 λ : 舵の縦横比
 w_a : 船尾プロペラの平均有効伴流係数
s : 船尾プロペラの実スリップ比
D.A.R. : 船尾プロペラの展開面積比
 α_R : 舵角

$F(\alpha_R)$: 偏角に基づく舵角の補正項

$$\left. \begin{aligned} 1.00 \leq \lambda \leq 2.50 \\ 0.2 \leq s \leq 0.6 \\ 15^\circ \leq \alpha_R \leq 35^\circ \end{aligned} \right\} \text{の範囲を対象としている.}$$

$$\frac{l}{c} = 0.195 + 0.35 \sin \alpha - 0.07 s \pm 0.058 w_a + \frac{1}{2} \frac{\Omega}{\sin \alpha}$$

ただし

$$\alpha = \alpha_R - F(\varphi_R)$$

$$\Omega = Cj/V_s$$

c : 舵の弦長 (m)

l : 舵の前縁から圧力中心までの距離 (m)

j : 操舵速度 (rad/sec).

± は舵角の (右舷/左舷) に対応する。

この実用公式に含まれている多くの補正項の意味について順次説明を行なうと、

(1) N に対する実験基礎式を第 1.17 図に掲げた船後のプロペラなしの状態から C_N' に対する式を求めると、 $C_N' = 2.41 \sin \alpha'$ をうる。この場合の速度としては、 $V_s(1 - w_a)$ を採用しているからすでに船体伴流の影響はここで考慮されていることになる。

(2) $C_N = 0$ となる角度の補正を第 1.19 図において、一般的な1軸船に対して推定した線から求めると、補正角 θ として、 $\theta = 0.6 + 2s$ が得られるので、これが舵角 α_R に対する補正項として含まれている。

(3) 舵の縦横比に対する補正をその実用範囲である $\lambda = 1.00 \sim 2.50$ に対して、第1部の第2.18 図から求めると、補正係数として $\left(1.3 - \frac{1}{2\lambda} \right)$ をうることができる。

これは、 $\lambda = 1.67$ を標準としたもので、このときは補正係数は1となるが、 λ がこれよりも大きいと補正係数は1より大きくなるわけである。

(4) 船尾プロペラの後流の影響をスリップ比が0.2~0.6の実用範囲に対して、第1.20 図から求めると、補正係数として $(1 + k \cdot s^{1.5})$ となり、k として右舷に対して5.8、左舷に対しては6.7をうる。

(5) プロペラの展開面積比の補正 (4) で述べた船尾プロペラ後流の影響は展開面積比が0.400のものに対して求められたものであるから、他の展開面積比を有するプロペラに対しては前記の係数 k を補正しなければならない。これを理論式から求めると $\text{D.A.R.} = 0.3 \sim 0.7$ 程度の範囲内に対して k に対する補正係数として近似的に $(0.6 + \text{D.A.R.})$ をうる。

(6) 舵に対する偏角 (drift angle) の補正 (φ_R) 船が旋回を始めると、船と水との間の相対速度の方向は船体中心線の方向ではなくて、この方向から偏し、ある偏角をもつてくる。この偏角量、特に操舵後の時間に対する偏角の変化状況は実測例も少なく、船型・船長・旋回前の状態・その他の種々の要素によつて変化するのでいまだ明確にされていない。しかも舵の実流入角を知るためには、船体に対する偏角を知るのみでは十分ではなく、この偏角に対する船体自身および船尾プロペラの影響を知つて舵に対する偏角を求める必要がある。このような偏角に対する一連の問題を正確に知るためには、これだけでも非常にばう大な研究を要することになるか

ら、いまここでは操舵機械の容量決定上、もつとも必要と考えられる直進中に大舵角をとった場合の偏角のみを対象として、従来発表されている例⁹⁾から推定することにする。

いま大型船を対象として考え、これが直進中に舵角 35° をとったとする。操舵開始後の時間を t 秒とすれば、船体に対する偏角はほぼ $0.6t$ ($t \leq 15$ sec) で与えられ、 $t > 15$ sec になるとほぼ偏角は一定の角度(約 9°)となる。この船体に対する偏角が船体および船尾プロペラの影響によつて、舵に対する偏角はその $\frac{1}{2}$ 程度に減少するものとする、舵に対する実流入角の減少量は $0.3t$ (度)となる。通常 35° 操舵に要する時間は 15 sec であるので、これを舵角の関数としてもつとも簡単な近似式で表わすと約 $0.13 \alpha_R$ となる。

以上の推定はきわめて乱暴なものであるが、今後この方面の研究が進めば精度よく推定できるものと思う。この偏角の補正 $F(\varphi_R)$ はもし行なわないものとするれば直圧力の計算値は大きくなり、従つて舵軸トルクも大きくなるために、設計の際には安全側になることになる。特に舵がZ-操舵をするとき、すなわち片舷 35° から反対舷 35° をとる場合には、操舵後に生ずる偏角と、操舵前の初期偏角とが反対方向でお互に相殺することも予想されるのでこのような場合には偏角の補正はあるいは行なう必要がないかと考えられる。

次に圧力中心位置について説明する。

(1) 基礎式としては α_R の $15^\circ \sim 35^\circ$ の範囲について考えると、単独舵の結果(第1部、第2.10図)と、第3部の船後で船尾プロペラのない場合との結果とはほとんど一致しているので、これを式に表示すると $l/c = 0.200 + 0.35 \sin \alpha$ となり、 l/c はJösselが示した式 $0.195 + 0.305 \sin \alpha$ よりもわずかながら大きくなっている。

(2) プロペラ後流の影響による前方への移動量は、第2部(2.3.5)式に種々の場合に対する結果が示されているが、船尾の場合を考慮して一般的な舵に対するものを求めると、平均として $(0.07s + 0.005)c$ をうることができる。

(3) 船体伴流の影響による補正を α_R の $15^\circ \sim 35^\circ$ に対して、第3部の第1.21図、第1.22図から平均的に求めると、左舷舵角の場合には前方へ $0.025c$ 、右舷舵角の場合には後方へ $0.025c$ 移動するものとなる。この $0.025c$ という値は w_a が 0.432 程度の場合に対する値であるが、この移動量は w_a の関数であつて、これはほぼ w_a に比例するものと考えられるから、 $\pm 0.058 w_a$ という補正係数が得られた。

(4) 操舵速度の影響による補正を舵軸中心位置 $h = 0.25 \sim 0.30$ を実用の範囲として、操舵速度の影響によるモーメント係数の増加量 ΔC_{MH} を第2部第2.38図などの結果から求め、これから一般的に使用できる圧力中心の後方への移動量を求めると $\frac{1}{2} \frac{Q}{\sin \alpha}$ ($Q = c j / V_a$)

をうることができる。しかし通常の船舶の操舵機械の追従装置は目的とした舵角をとる場合に、その約 5° 手前までは一定角速度で操舵するがそれ以後はゆるやかな角速度で漸次に目的とした舵角に到達するわけであるから、舵角が実際に 35° に達したときにはこの補正項はほとんど必要がなく、その途中の舵角における経緯を計算する場合には必要なものと考えられる。ゆえにこの操舵速度の補正項は操舵速度が特別に早い場合を除いて、通常程度の角速度($35^\circ/15$ sec)の場合には、この補正を行なう必要はないものと考えられる。

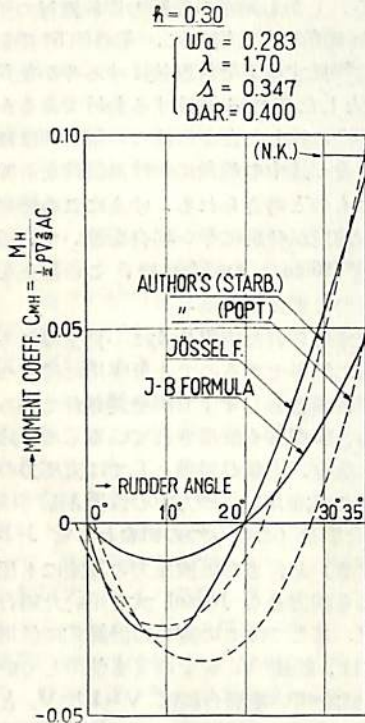
以上のようにして求められた実用公式は一見複雑に見えるが、計算は非常に簡単であるので十分実用に役立つものと考えているが、参考としてすでに発表されている同種の計算式のうち、現在広く使用されているものと比較すると次のようになる。比較の対象としては直圧力の算定には、Beaufoyの式を用い、圧力中心位置としてはJösselの式を用いた場合(この2つの組み合わせをJ-B式と称することにする)と、さらに直圧力の算定にも圧力中心位置の算定にも両方ともJössel式を用いた場合との2種類を選んだ。ここではこの両方の計算式に使用する速度 V としては、船速 V_s をそのまま使用しているが、一般にJ-B式を用いる場合には $V = 1.15 V_s$ としている場合が多く、この場合にはここで計算しているモーメント係数の $(1.15)^2 = 1.32$ 倍となるから、これを補正して考える必要があるわけである。

計算例として、普通程度の肥せき度($C_p = 0.71$)を有する船舶、これは通常の大形貨物船に相当するものであるが、この船が縦横比 1.70 の舵およびD.A.R. 0.40 の船尾プロペラを装備して、 $s = 0.347$ 、 $w_a = 0.283$ で航行している場合について $F(\varphi_R) = 0.13 \alpha_R$ として舵軸の回りのモーメントをその係数 C_{MH}

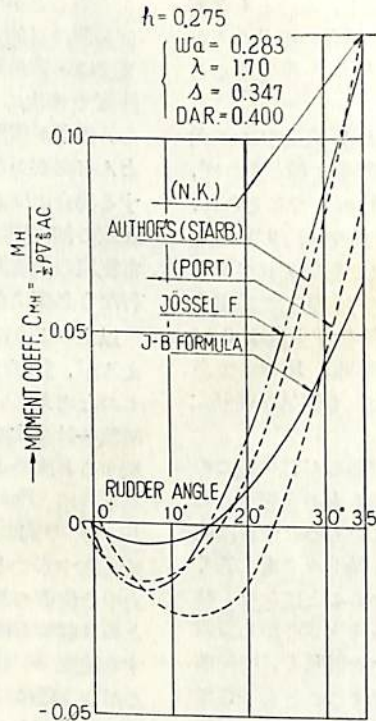
$$C_{MH} = \frac{Mh}{\frac{1}{2} \rho V_s^2 A \cdot C}$$

の形で表わすと、第4.1図および第4.2図のごとくなる。第4.1図は舵軸中心位置が前縁から弦長の 30% の位置にある場合($h = 0.30$)であり、第4.2図は同じく 27.5% の場合に対するものである。両図の結果によると、筆者の式の右舷舵角の場合とJösselの式とは非常に良く似た値および傾向を示すが、筆者の式の左舷の場合には、これら2者よりも C_{MH} が小さく、その舵角 35° における値は、ほぼJ-B式の値に等しい。またこれらの両図には、舵角 35° における直圧力としてはBeaufoy式の2倍を採用するという日本海事協会が提唱している舵軸強度基準の点も図示されているが、筆者の公式の右舷 35° に対する値はこの基準に非常に近く、筆者の公式の方がわずかながら低い値を示している。

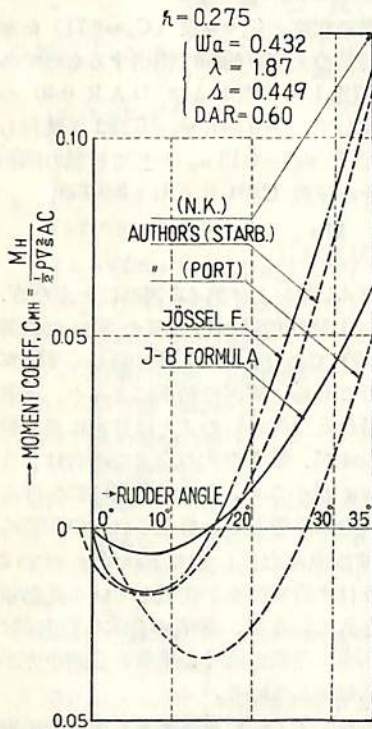
以上のような比較を、 $F(\varphi_R)$ を同様として肥大船形(これは $C_p = 0.79$ 程度の大形タンカーに相当するが)の実際の航行状態について行なうと、第4.3図および第4.4



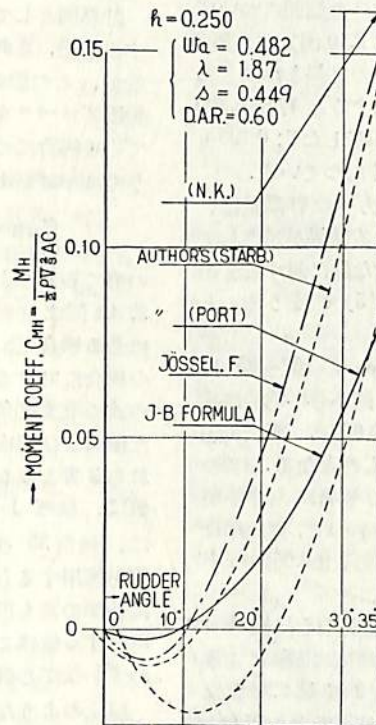
第4.1図 計算式比較図(その1)
—普通船型(貨物船)について—



第4.2図 計算式比較図(その2)
—普通船型(貨物船)について—



第4.3図 計算式比較図(その3)
—肥大船型(タンカー)について—



第4.4図 計算式比較図(その4)
—肥大船型(タンカー)について—

図のごとくなる。これらは舵軸位置がそれぞれ前縁から27.5%および25%にある場合に対するものであるが、これら両図についても Jössel 式、J-B 式および NK 基準などと、筆者の公式との関係は、前の第4.1図、第4.2図について述べたものと全く同様の傾向を示している。

以上のように筆者の式と、既存の計算式と比較した結果は、モーメント係数の最大値について考えると新公式の値は、この例においては Jössel の式による値とはほぼ同程度になるので、一見 Jössel の式を使用しても差し支えないように見受けられるが、両者の式の性質は非常に異なり、筆者の式には各種の補正係数が含まれているゆえ、この補正の意味を理解して使用すれば、広範囲の舵の性能の推定に有用なものと確信している次第である。(その(3) 終り)

参考文献

- (1) Baker G.S., and Bottomley G.H.: "Manoeuvring of Ships" Part-I I. E. S. in Scotland 1921~22.
- (2) Bottomley G.H.: "Manoeuvring of Ships" Part-II I.E.S. in Scotland 1923~24.
- (3) Bottomley G.H.: "Manoeuvring of Ships" Part-III I.E.S. in Scotland. 1926~27.
- (4) Bottomley G.H.: "Manoeuvring of Ships" Part-IV I.E.S. in Scotland. 1930~31.
- (5) 岡田正次郎: 船の背後に置かれた舵の性能に関する実験結果について, 造船協会論文集, 第105号, 昭和34年7月.
- (6) 元良誠三: 旋回中の船に働らく見掛けの力と旋回初期運動について, 造船協会論文集, 第95号, 昭和29年8月.

水面の流体力学的挙動 特に水中翼に関連して (1)

西山哲男
東北大学工学部

I 結 言

航空、機械工学の分野の流体力学は、専ら同一流体中における諸現象を対象にしたものであるのに比し、船舶工学の領域における流体力学の特長の一つとして、水と空気の接する自由表面の存在が挙げられよう。ここで自由表面といつても不連続流理論におけるそれとは次の点

- (1) 境界面は微視的には局所的擾乱があるが、巨視的には水平面であること
 - (2) 境界面は大気圧下にあること
- において識別されるべきで、この意味ではむしろ「水面」というべきであろう。
- かかる水面の存在の特質は、船体自体が浮体であること、推進器、舵等が水面近くで作動していること等の例からしても、船舶工学に関する流体力学の方向を一義的に決定づけるものといえよう。

水面に近接した作動状態を正規とする水中翼も、上述の範疇を出るものではない。しかし、翼ないし翼型では、次の点

- (1) 背面では加速し、正面では減速する
いわゆる、循環流で存在すること
 - (2) 高速であることに起因して、没水体には、浮体に見られない特長ある現象が起り得ること
- において、船体のそれとはかなり異つた特徴のある水面の流体力学的挙動がみられ、この結果、航空、機械工学の分野で対象となるような翼ないし翼型の特性は、かなりの重大なる影響を受けて変動することになるのである。以下、専ら水中翼の流体力学的特性を通して、水面の挙動または水面の存在の影響（あるいは没水深度の影響）について著者の研究成果を基にして述べようと思う。

II 研究成果の展望

浮翼艇の着想および試運転は、de Lambert (1891) により創めて為され、それ以来、幾多の試みが為されたものの、実用化の域に達するほどの成功を取めるには、幾多の技術的諸問題が未解決のまま、不信と疑問の中に放置されていた感が深い。

しかしながら、浮翼艇の長所への魅力は、特に第二次世界大戦後各国において、水中翼自体の理論的および実験的研究の気運を生ぜしめ、これを基にして浮翼艇の実用

化的傾向ないしその実例が頻繁*に見られるにいたつており、今後の発展に大いに期待を抱かせるものがある。

水中翼の流体力学的特性の解明は、浮翼艇発展のための先決重要問題であつて、他の技術的諸問題の解決と相まつて、長足な進歩をもたらすものと言えるであろう。またこの意味で、従来の研究ないしその成果を展望することは、きわめて有意義であると思う。

2.1 理論的研究

今日まで、為されている研究としては、Keldysch and Lawrentjew¹⁾ (1935) に創り、Kotchin²⁾, Wladimirow³⁾, Weinig⁴⁾, 丸尾⁵⁾, Wu⁶⁾, Breslin⁷⁾, Kaplan⁸⁾, Tinney⁹⁾, Wadlin and Christopher¹⁰⁾, Strandhagen¹¹⁾等を列挙することができるが、これ等を総合通覧するに、理論の取扱いおよびその成果には、なお改善または再考を要する点があつて、これ等を要約すると次の点

- (1) 翼、ないし、翼型の特性を支配する基礎量は、循環であるにも拘らず、その取扱いは粗雑で重要視せず極端に至つては、水中翼の循環は、無限遠流体のそれと何等異らないとして取扱つているものさえもある。
- (2) 従つて、循環の一乗および二乗にそれぞれ比例する揚力および抵抗は、高い精度で求めることができず、特に後者において顕著である。
- (3) 水面上の境界条件として、自由境界のそれを採用していることが多く、水面の流体力学的挙動

* 具体的証拠としては次の論文を挙げることができる

1. 米 国
Buerman, Leehy and Stilwell
“Appraisal” of hydrofoil supported craft”
vol. 60 N. A. M. E. 1955
Apple “Wet wing”
no 9 Jour. Soc. Automob. Eng. 1956
2. 独 逸
Buller “Tragflügelboote”
Bd. 46 Jahrb. der Schiffb. Gesellsch. 1952
Schertel “Tragflügelboote”
Bd 98 V. D. I-Zeitsch. 1956
3. 英 国
Crewe “The hydrofoil boat; its history and future prospect”
T. I. N. A 1958

の全貌を尽しているとは言えない。

- (4) 翼型、ないし、翼の流体力学的特性を厳密に算出する理論的方法は、まだ十分に確立されておらず、二次元問題で任意翼型の理論解がまだ見られず、また三次元問題では既知の方法は、計算過視が複雑で実用的でない。
- (5) 実験的検証がないため、理論の適用限界、ないし、その信頼度が明確でなく、使用上の不安を伴う。

を挙げる事ができよう。

22 実験的研究

今日まで、為された研究としては、Benson and Land¹⁴⁾ (1943) に創り、Ausman¹⁵⁾ 15), Wadlin, Ramsen and Vaughan¹⁶⁾ 16), Parkin, Perry and Wu¹⁷⁾, Laiton¹⁸⁾, Vaughan and Ramsen¹⁹⁾, Schuster²⁰⁾ 等を列挙することができるが、これ等の殆んど全部が、この十年前後に行われたもので、理論側より特に検討すべき余地があるように思われるのである。すなわち

- (1) 実験範囲が極めて狭く、水面の流体力学的挙動の全様相を占めているとは見做されず、設計資料として不十分であること。
- (2) 試験水槽で直接翼に働く力を測定しているために、翼の周りの流れの様相の微細構造には全然触れ得ず、従つて循環の変動原因が明確に説明できない。
- (3) 当初より有限幅の水中翼に関して実験を行っているために、自由渦の発生を促がし、特に抵抗の解析には複雑を招来する結果、その詳細に立入ることができない。
- (4) 試験水槽での実験では、観察が十分に行い得ず、特に翼型の空気吸込み現象およびそれによる逸流現象に関しては、その重要性にも拘らず、未開拓である。

を挙げる事ができよう。

以上の如く水中翼に関する従来の研究成果は、理論、実験両面において、まだなお、開拓しおよび改善されるべき点が多く、むしろ立遅れの感が強いことは、他の技術的諸問題もさることながら、浮翼艇の実用発展化への一大隘路と見てよいであろう。またここに研究の出発の意義も見出されるべきであろう。

III 研究の立脚点

元来、正規の作働条件下では、水中翼は水面に接近した状態にあつて、その特性には、明かに、水面の流体力

学的挙動が重大なる影響をおよぼす。水面の流体力学的挙動を知るには、水面における境界条件を検討すれば明かなように、差し当り重要な物理量は、重力と表面張力の二者であろう。従つて、現象上よりすれば、水面の流体力学的挙動は次の如く分類できるであろう。

(1) 重力

重的影響→造波現象 (重力波)

静的影響→水力学現象 (跳水、開水路の流れ、堰を越す流れ)

(2) 表面張力

動的影響→造波現象 (表面張力波)

静的影響→圧力関係の相異による水面の凹凸 (空気吸込ならびに逸流発生)

(3) 慣性力

極めて大なる場合 (超高速)→自由境界

極めて小なる場合 (超低速)→固定壁

以上の諸現象は、空気と水との接觸する水平面があつて始めて、起り得るものであり、かつまた特有なものであるから、水中翼の特性に重大なる影響をもち、またここにその特異性をも見出すことができよう。

著者が意図した水中翼に関する流体力学的研究は、上述せる水面の流体力学的挙動を網羅せんとする立場より、理論では、専ら重力に基づく造波現象を、実験では重力に基づく水学的諸現象、表面張力に基づく空気吸込現象および逸流現象等を対象にすることにした。

展開した水中翼に関する理論は航空機に関する翼理論と船体に関する造波抵抗理論との中間的手法を採用してはあるが、形式的には前者に接近していると言えよう。その取扱いにおいては前述せる従来の欠陥を排除することに重心を置いたが、特に注意を払つた主要点は次の点

- (1) 翼型、ないし、翼の循環を重要視し厳正に求める。このためには、翼面上の境界条件のみならず水面上の境界条件を厳密に満足せしめる。
- (2) 水面上の境界条件を広く、一般的に取扱う。
- (3) 二次元理論では、もつとも基礎となる任意翼型の理論を確立する。
- (4) 三次元理論では、簡便にしてかつ精度のよい実用的な特性計算法を確立する。

が挙げられる。

一方、水中翼に関する実験は、専ら翼型に関する二次元的基礎実験に終始し、このために特別に放水式回流水槽を新設した。これは翼型の廻りの流れを微視的に解明し、同時に、水面擾乱、空気吸込現象および逸流現象等の観測に重点を置いたからである。実験上、特に注意を払つた主要点を列挙すれば、次の点

- (1) 実験測定は、広範囲に亘つて行い、水面の流体力学的挙動の全貌を把握する。
- (2) 翼型表面圧力分布を測定して、流れの様相の微視的細部に立入りつつ、働く力を算出し、その因果関係を明確にする。
- (3) 観察を十分にかつ数多く行い、水面の流体力学的挙動の本質を理解する。

が挙げられる。

以上の如き理論、実験のそれぞれの立脚点の下に為された研究は、すでに造船協会論文集、ないし A.S.N.A. 誌上に分割報告してある。

IV 理論解析の基礎

船体造波抵抗理論において採用されている仮定の上に立つ時、二次元問題を例にとれば

水面上における圧力条件としては

$$\frac{P_a}{\rho} = \frac{\partial \phi}{\partial t} - g\eta - \frac{T}{\rho} \frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} + \mu \phi \quad (4.1)$$

水面上昇の動的条件としては

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} = \frac{\partial \phi}{\partial Z} \quad (4.2)$$

が成立し、定常運動に対する境界条件としては

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{g}{C^2} \frac{\partial \phi}{\partial y} - \mu \frac{\partial \phi}{\partial x} - \frac{T}{PC^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2 \partial y} = 0 \quad (4.3)$$

が得られるが、一般には慣性力に比し、表面張力は極めて小さいので、第四項は省略できて次式が常用される。

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{g}{C^2} \frac{\partial \phi}{\partial y} - \mu \frac{\partial \phi}{\partial x} = 0 \quad (4.3')$$

一方、翼ないし翼型表面上では次式

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (4.4)$$

を満足する必要がある。

以上の水面における境界条件の誘導は、専ら動的立場より為されたものである。従つて理論解析は動的水面の挙動だけを説明するものであるから、静的な挙動すなわち水面の水力学的性質には、何等触れ得ない。このことは、(4.2) より明かな如く、流体の持つ垂直加速度が、重力による加速度に比し、無視できる状態に至れば、境界条件式(4.3)は、適用できないことと相対している。一般に没水体が、水面に接近する時、水面側の没水体の背面と水面との間を通過する流体部分には、かかる水力学的状态が成立するから、これをもつて、没水体の同一速度における没水深度の変化に対応する水面擾乱の挙動に対して、理論的説明の極限を与えるものと考えてよい。

一方、同一没水深度において、速度の変動に対応する

水面条件の挙動を検討するために、超低速および超高速の両極限を考える時、次の関係

$$\lim_{C \rightarrow 0} \left| \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{g}{C^2} \frac{\partial \phi}{\partial y} - \mu \frac{\partial \phi}{\partial x} \right| = \frac{\partial \phi}{\partial y} = 0 \quad (4.3'1)$$

$$\lim_{C \rightarrow \infty} \left| \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{g}{C^2} \frac{\partial \phi}{\partial y} - \mu \frac{\partial \phi}{\partial x} \right| = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = 0 \quad (4.3'2)$$

を得る。

よつて、超低速の場合は、水面は固定壁の如く作用し、超高速の場合は、水面は自由境界の如く作用するといえよう。従つて、両極限の中間においてのみ、重力の影響による波動がみられることになる。

要するに、誘導せる境界条件式は、同一没水深度においては、全速度範囲に適用できるが、同一速度においては、没水深度の変化に対しては成立しない範囲**の存在することが挙げられよう。

以上の考察の下に、造波の面より、水中翼の流体力学的特性の理論解析をするには、

- (1) 既知の幾何学的形状を有する水中翼の流体力学的特性を任意の作働条件下で求めること。
- (2) 任意の流体力学的特性***を具現する如き水中翼の幾何学的形状を既知の作働条件下で求めること。

の二命題の解決に帰着する。

これ等は互いに逆の関係にあるから、二次元理論(無限翼幅)および三次元理論(有限翼幅)いずれの場合も、まず第一命題を取扱い、次に、逆に、これを利用して第二命題を取扱うという手法を採用してある。(続)

参考文献

- 1) Keldysch and Lavrentiev: "On the motion of an aerofoil under the surface of a heavy fluid" ZAHI Moscow 1935.
- 2) Kotchin: "On the wave making resistance and lift of bodies submerged in water" Tech and Research Bull. No 1-8 1951.
- 3) Vladimirov: "Approximate hydrodynamic calculation of a hydrofoil of finite span" ZAHI Moscow 1937.
- 4) Weinig: "Theorie der Unterwassertragflügels und der Gleitfläche" Luftfahrtforschung vol 14 1937.

** 一般には、低速でかつ極端に小さな没水深度において見られる。(後述)

*** 例えば、二次元理論では、摩擦抵抗の小さい層流翼型、Cavitationの発生し難い翼型、三次元理論では抵抗の最小になるような循環分布の探求等は、その好例である。

- 5) 丸尾 孟: “水中翼におよぼす水面の影響” 造船協会論文集 86号
- 6) Wu “A theory for hydrofoils of finite span” Jour of Math and Phys. 1954.
- 7) Breslin: “Application of ship wave theory to the hydrofoil of finite span” E. T. T. Stevens Inst. of Tech. Rep. No 380 1956.
- 8) Kaplan: “Evaluation of the theory for the flow patterns of a hydrofoil of finite span” E. T. T. Stevens Inst. of Tech. Rep. No 561 1955.
- 9) Tinney: “Experimental and analytical studies of dihedral hydrofoils” St. Anthony Falls Hydr. Lab. Minnesota Univ. Rep. No 41 1954.
- 10) Wadlin and Christopher: “A method for calculation of hydrodynamic lift for submerged and planing rectangular” NACA TN 4168 1957.
- 11) Strandhagen and Seikel: “Lift and wave drag of hydrofoils” 5th Midwestern Conference on Fluid Mechanics 1957.
- 12) Ausman “Experimental investigation of the influence of submergence depth upon the wave making resistance of a hydrofoil” Master Thesis Univ. of Calif. 1950.
- 13) Ausman: “Pressure limitation on the upper surface of a hydrofoil” Ph D Thesis, Univ. of Calif. 1953.
- 14) Benson and Land: “An investigation of hydrofoils in the NACA-tank” NACA L-758 1943.
- 15) Wadlin, Ramsen and Vaughan: “A theoretical and experimental investigation of the lift and drag characteristics of hydrofoils at subcritical and supercritical speed” NACA Rep. 1232 1955.
- 16) Wadlin, Ramsen and Vaughan: “The hydrodynamic characteristics of modified rectangular flat plates having aspect ratio 1.00, 0.25 and 0.125 and operating near a free water surface” NACA Rep 1246 1955.
- 17) Parkin, Perry and Wu: “The pressure distribution on a hydrofoil running near the water surface” Jour. of appl. phys. vol 27 1956.
- 18) Laiton: “Limiting pressure on hydrofoils at small submergence depths” Jour. of appl. phys. vol 25 1954.
- 19) Vaughan and Ramsen: “Hydrodynamic characteristics over arrange of speeds up to 80 feet per second of a aspect ratio of 0.25 and operating at several depth of submersion” NACA TN 3908 1956.
- 20) Schuster: “uber den Einfluss der Wasseroberfläche auf die Auftriebsverteilung von Tragflugeln” Schiffstechnik Bd. 4 1957.

海技入門選書

東京商船大学助教授 宮嶋時三著

燃 料 ・ 潤 滑

A5上製 200頁 定価350円 (〒30円)

燃料・潤滑は従来化学者の立場からのみ主として研究されて来た。この学問を実際取扱うものの立場から平易にわかりやすくまとめた入門書である。

第 I 編 燃 料

第1章 燃料 第2章 固体燃料 第3章 液体燃料
第4章 気体燃料 第5章 燃焼工学
第6章 燃焼管理 第7章 燃料の分析
第8章 燃料油の添加剤 第9章 燃料の輸送と貯蔵
第10章 各種燃料の得失

第 II 編 潤 滑

第1章 潤滑の概念 第2章 液体潤滑理論
第3章 潤滑剤の種類 第4章 潤滑剤の一般性質
第5章 潤滑剤試験法 第6章 潤滑法
第7章 すべり軸受の潤滑 第8章 各種機関の潤滑
第9章 潤滑油の酸化 第10章 潤滑油の添加剤
第11章 合成潤滑剤 第12章 ころがり軸受

船 舶 合 本

第32巻 (昭和34年1号~4号)

販価 2,000円 (送 80円)

船用電気機器の展望(その4)

徳 永 勇

三菱日本重工業・横浜造船所参事

2.53 船用無線電信装置 (JIS F 8601~02, 08~12, 17~19)

漁船を除く船に設備する無線電信装置について規定してあつて、次の規格から出来ておる。

- 船用無線電信装置 (JIS F 8601)
- 船用無線電信装置用空中線装置 (JIS F 8602)
- 船用警急自動電ケン装置 (JIS F 8608)
- 船用無線電信装置用受信機 (JIS F 8609)
- 船用無線方位測定機 (JIS F 8610)
- 船用無線電信装置用電源および配電盤 (JIS F 8611)
- 船用無線電信装置用周波数測定装置 (JIS F 8612)
- 船用無線電信装置用主送信機 (JIS F 8617)
- 船用無線電信装置用非常設備 (JIS F 8618)
- 救命艇用可搬無線電信装置 (JIS F 8619)

1) 船用無線電信装置 (JIS F 8601)

無線電信装置全般の通例について規定してある。装置の外国条件として周囲温度 $-15\sim 50^{\circ}\text{C}$ 、湿度 90%、いずれの方向に 30 度傾斜しても安定に動作し、振動数は 16.7 c/s、複振幅 $\pm 1.5\text{ mm}$ の振動に耐えることになつておる。その他回路の色別、保護装置等を規定し、絶縁耐力は次によつておる。

使用電圧	試験電圧
D.C. 250 V 未満	D.C. 500 V
D.C. 250 V 以上	D.C. 使用電圧の 2 倍
A.C. 60 V 未満	A.C. 500 V
A.C. $\begin{cases} 60\text{ V 以上} \\ 125\text{ V 未満} \end{cases}$	A.C. 1000 V
A.C. $\begin{cases} 125\text{ V 以上} \\ 250\text{ V 未満} \end{cases}$	A.C. 1500 V
A.C. 250 V 以上	A.C. 使用電圧の 2 倍 + 1000 V

備考 電圧計、電子管、電解コンデンサ、金属化紙コンデンサ、および特殊の部品で耐電圧が 500 V 未満のものは回路より除く

ただし船や主電源に直接接続される部分については次によつておる。

使用電圧	試験電圧
D.C, AC. 60 V 未満	AC. 500 V
D.C, AC. 250 V 未満	AC. 1500 V
D.C, AC. 250 V 以上	AC. 使用電圧の 2 倍 + 1000 V

備考 電圧計、電子管、電解コンデンサ、金属化紙コンデンサおよび特殊の部品で耐電圧が 500 V

未満のものは回路より除く。

温度上昇については、基準温度はすべて 50°C として各部品は規定された最高温度をこえぬことになつておる。

その他陸上検査に当つての試験条件、電子管、計器および器具、電源、鉛板等を規定しておる。

2) 船用無線電信装置用空中線装置 (JIS F 8602)

主空中線、その他の空中線、ギ似空中線装置、空中線切替装置より構成され、主空中線は 7/1.6 mm, 19/1.2 mm, 19/1.6 mm の硬銅ヨリ線またはこれと同等以上のものを使用する。空中線ガイシは耐電圧 A.C. の 50 c/s または 60 c/s でガイシの乾燥時 40 KV 以上、注水時 20 KV 以上でなければならない。保護装置としては揚降索と空中線ガイシとの間に空中線が揚降索のいずれか弱い方の破壊荷重の 1/2 以下の強さの保護装置を設けなければならない。保護装置は揚降索の一部からできて 1 m 以上の長さを持ち 40 cm 以下の長さのリンググループを閉じておくものとする。

その他の空中線の線種は 7/1.2 mm の硬銅ヨリ線またはこれと同等以上のものを標準とする。ガイシの耐電圧は乾燥時 20 KV 以上、注水時 10 KV 以上でなければならない。

ギ似空中線装置は空中線の定数に近いもので船用無線電信装置用主送信機に規定された値を標準としておる。空中線切替装置は標準として次の条件を満足することになつておる。

- (1) 無線方位測定機を使用の際は全空中線を開くことができること。
- (2) 主空中線は送信機並びに受信機にも接続可能のこと。
- (3) 送信に使用する空中線は避雷のためスパークギャップまたは接地装置を設けること。

3) 船用警急自動電ケン装置 (JIS F 8608)

無線電信装置の警急自動電ケン装置について規定してあつて、回転部分などはなるべく給油を必要としないものとし、もし必要とする箇所があるときは容易に行うことができる構造でなければならない。また主、非常送信機のいずれも手送電ケンと容易に切替えて電ケン操作することができるなければならないが、自動電ケン操作中は手送電ケンではできないようになつておる。これには表示を必要とする。

電源変動は定格電圧の $\pm 10\%$ 変化しても、安定に動作し、送出信号は次の如くである。

順序	信号	回数	時間
1	警急信号	1	各線の長さは3.8-4.2秒 間隔 0.8-1.2秒
2	間隔	1	約2分
3	遭難信号	3	21ボー以内
4	前置符号	1	
5	自局呼出符号	3	

備考 2回目より3, 4, 5, を繰返すものとする。

接点容量としては48V 3Aの断続に耐えなければならない。その他振動試験, 6時間の連続動作試験を行いこれに合格することになっておる。

4) 船用無線電信装置用受信機 (JIS F 8609)

無線電信装置の受信機について規定してあつて, 次の如き種類がある。

名称	周波数範囲(KC)	方式
長中波受信機	14~4000	オートダイナミック
短波受信機	4000~24000	スーパーヘテロダイナミック
全波受信機	35~535 1605~23000	〃

いずれも高周波1段以上で, スーパーヘテロダイナミックは水晶口波器またはこれに準ずる狭帯域口波器を有することになっておる。

感度は非変調波および1000 c/s, 30% 変調波をギ似空中線をへて空中線端子に加えたとき, 受信機出力における信号対雑音比が, 20 dB において 100 mW をうるに要する入力信号レベルは次の表の通りである。

名称	周波数範囲	A ₁	A ₂ , A ₃
長中波受信機	300 KC 未満 300 KC 以上	650 μV 以下 65 μV 以下	2 mV 以下 200 μV 以下
短波受信機		6.5 μV 以下	20 μV 以下
全波受信機	300 KC 未満 300 KC 以上	65 μV 以下 6.5 μV 以下	200 μV 以下 20 μV 以下

ただし A₁ の場合は搬送波断, A₂, A₃ の場合は変調断のときの雑音出力をそれぞれ雑音とする。

その他選択度, ワイ率, 不要波感度, 周波数特性安定度, 周波数機械的調定精度, 周波数コウ正誤差をそれぞれ規定しており, またそれに対する試験法をも規定してある。なお予備品目並びに数の標準を規定してある。

5) 船用無線方位測定機 (JIS F 8610)

無線電信装置の無線方位測定機について規定し, 点検容易で空中線系は防水構造とし, 方位指示盤は少なくとも1度刻ミで360度の目盛を有し単一方向決定は迅速容易で直方向決定がなしうることになっておる。

周波数範囲は, 285~535 KC の A₀, A₁, A₂ および A₃ 電波の方位を測定できるものとする。

感度は周波数 410 KC, 電界強度 150 μV/m の 1000 c/s 70% 変調波の方位を測定したときの方位測定幅は2度以内でなければならない。ただし方位測定幅はつきのとおりである。

(1) 可聴式 信号対雑音比 -13.2 dB 以下の範囲

(2) その他 信号入力の変化を検出できない範囲

反転誤差は180度を隔てて2箇所方位を求める方式では反転誤差は0.5度以内でなければならないことになっておる。

その他選択度, 不要波感度, 信号対雑音比安定度および無線方位測定機用信号装置等が規定され, それぞれの試験方法も規定されておる。

6) 船用無線電信装置用電源および配電盤 (JIS F 8611)

無線電信装置の電源(船内の電源や非常用電源は除いておる)および配電盤について規定してあつて次の分類になっておる。

(1) 電動発電機は JIS C 4904 による。

(2) 発電動機は JIS C 4903 による。

(3) 蓄電池 JIS C 8101 はによる。

(4) 配電盤は蓄電池の充放電などに必要な計器, 開閉器, ヒューズ逆流防止継電器, 表示灯, その他必要なものを具備し, 一般には無線室内に装備する構造となつておる。

7) 船用無線電信装置用周波数測定装置 (JIS F 8612)

無線電信装置の送信機の周波数測定装置について規定してあつて, 性能としては無線機器型式検定規則の条件を満足するとともに次の条件にも適合せねばならない。

確度および精度は110~23000 KC において, 次の通りでなければならない。

周波数範囲	535 KC 以下	1605 KC 以上
確度	0.05% 以内	0.01% 以内
精度	0.025% 以内	0.005% 以内

電源は蓄電池の場合は線条用は8V, 陽極用は150~200Vとし, 交流用は単相60 c/s, 100~110Vを標準としておる。安定度としては電源端子においてその電圧が定格値より±50%以内の差があつても測定時期, 測定中の電圧は一定でなければならない。

8) 船用無線電信装置用主送信機 (JIS F 8617)

主送信機について規定し、その分類は送信可能周波数範囲で次のようになっておる。

- 長波 110~160 KC.
- 中波 405~535 KC.
- 短波 4000~23000 KC.

寸法制限として最大外形寸法は 550×1200×1850 mm とし、保守、点検、調整などは前面、両側面などで行うことになっておる。

方式としては水晶制御電力増幅式または主発振電力増幅式として、電波形式は長波帯は A₁、中波帯は A₁、A₂、短波帯は A₁ とする。発射電波の周波数は次の値を標準としておる。ただし下線を施したものは必ずしも装備しなくてもよい。

- (1) 長波帯 143 KC, 152 KC, 156 KC
- (2) 中波帯 410 KC, 425 KC, 432 KC, 454 KC,
468 KC, 480 KC, 500 KC, 512 KC.
- (3) 短波帯 4 MC 帯, 6 MC 帯, 8 MC 帯,
12 MC 帯, 16 MC 帯, 22 MC 帯

周波数転換は 5 秒以内で、転換方式は短波帯を除き手動または自動一挙動方式で、短波帯の同一周波数内の呼出しと通信周波数の切替は 1 秒以内とする。

周波数許容偏差は次の値以内でなければならない。

周波数	周波数許容偏差
110~535 KC	0.1%
4000~30,000 KC	0.02%

発射電波の周波数帯幅は次の値以内でなければならない。

電波形式	発射電波の周波数, KC	
	110~535	4000 より高い周波数
A ₁	0.5	2.0
A ₂	2.5	—

空中線電力は各周波数帯によつて区別する。ギ似空中線回路を空中線端子に接続し、長波帯では 143 KC A₁、中波帯 500 KC A₁、A₂、短波帯 4 MC 帯 A₁ の各周波数で負荷に消費される電力をもつて定め次の表の通りである。

周波数帯	出力 W						
	1000	500	350	350 150	250	175	175 75
長波	0	0					
中波			0	0		0	0
短波	0	0			0		

- 備考
1. 中波はギ似空中線 750 μF 1.9 Ω のときの出力とする。
 2. 長中波送信機および中短波送信機はそれぞれ長波と中波、中波と短波の送信機を組合せるものとする。
 3. 出力表示は A₁ 出力 A₂ 出力とし、A₁ および A₂ 出力が等しい場合は A₂ 出力を表示したものとする。

電力通減として空中線電力は長波帯および短波帯は -3 dB まで、中波帯においては -6 dB 以内ごとに最低 50 W まで容易に通減できることになっておる。

通信方式は A₁ A₂ とともにブレイクイン式または同等以上の方式で、速度は 25 ボーの通信速度において安定動作を必要とする。また A₂ 電波の変調周波数は 450 c/s より 1200 c/s の間で変調度は 70% 以上である。ただし A₂ 電波の変調波歪率および A₁ 電波のリップルによる変調率は 10% をこえないことになっておる。定格は 4 時間以上の連続定格であつて、その他計器、保安装置、動作表示、試験方法等が規定されており予備品目および数量を標準として決めてある。

9) 船用無線電信装置用非常設備 (JIS F 8618)

無線電信装置の非常設備について規定し、次の品目で構成されておる。

- 非常送信機, 非常受信機, 非常空中線装置
- 非常電源装置, 緊急自動電ケン装置

いずれも無線電信装置 (JIS F 8601) の通則に満足することは勿論、6 時間以上の連続運転に耐えねばならない。

(1) 非常送信機

方式は主発振電力増幅式または水晶制御電力増幅式とする。空中線電力は周波数 500 KC A₂ において 40 W 以上、1,600 トン未満の船 (旅客船を除く) では 25 W 以上でもよい。この場合空中線電力は周波数 500 KC A₂ においてギ似空中線 750 pF 1.9 Ω を使用した場合の電力で送信機内で消費される電力は含まない。

電波形式および周波数は 500 KC A₂ であるが A₃ 2182 KC, A₁ 8364 KC をもつてもよい。

周波数許容偏差は 500 KC において 0.5% 以内他の 535 KC 以下の周波数帯では 0.1% 以内、535 KC をこえる周波数帯では 0.02% 以内でなければならない。

送信速度は 25 ボー以上安定に動作し、周波数切替は一挙動式とする。

(2) 非常受信機

方式はオートダイン式またはスーパーヘテロダイン式で受信周波数および電波形式は A₂ 500 ± 10 KC を受信しうるほかは次の周波数帯は少くとも受信できなければならない。

単位 KC

非常送信機の具備している周波数	受信周波数範囲
A ₂ 500	A ₂ 490~510
A ₁ A ₂ 410~512	A ₁ , A ₂ , 405~535
A ₃ 2182	A ₁ , A ₂ , A ₃ 2000~3000
A ₁ 8364	A ₁ 8000~9000

感度は 500 KC 1000c/s 30% 変調波 100μV の入力 をギ似空中線を通して入力端子に与えたとき受信機出力 は受活器使用の場合は 1 m W, 拡声器使用の場合は 50 m W 以上ということになっておる。この場合の信号 対雑音比は 20 dB 以上とする。その伝送損失、ワイ率 影係比、周波数特性、安定度、周波数機械的調定精度、 周波数 = ウ正誤差、等も規定してある。

前記の送信機および受信機の試験方法並びに標準の予 備品目及び数量も前項のそれぞれの規定と同様である。

(3) 非常空中線装置

線種は 7/1.6 mm の硬銅線またこれと同等以上のもの を使用し、ガイシの耐電圧は交流 50 または 60 c/s でガ イシの乾燥時は 40 KV, 注水時は 20 KV 以上でなければ ならない。

静電容量および実効抵抗は次の表を標準としておる。

静電容量 pF	300, 400, 500, 600, 750, 1000
実効抵抗 Ω	3.6 2.8 2.2 2.0 1.9 1.8

空中線切替回路等は前記のそれぞれに規定したものと 同様である。

(4) 非常電源装置

装置場所は満載吃水線上できるだけ高い位置で、しか も容易に立入ることができ、また通信室に近接した箇所 でなければならない。

非常電動発電機およびコンバータは前項電源装置の規 定に満足するとともに電源電圧が規定電圧より ±10% 変動しても安定に動作しなければならない。

非常電動発電機は下記を標準としておる。

300 VA 高周波電動発電機 (入力 30 V または 22 V, 出力 100 V 400 c/s)

600 VA 電動発電機 (入力 45 V または 30 V, 出力 110 V または 220 V 60 c/s)

コンバータは送信機および受信機に適合する容量で 1500 V 以下のものを使用する。

非常用蓄電池は船用蓄電池 JIS F 8101 のものを使用 し、SR-200 (4 V 200 Ah) または SR-120 (4V120Ah)

で電圧は 48 V, 32 V, 24 V 等を標準としておる。容量 は非常装置を連続 6 時間完全に運用しうるもので下記計 算式によつておる。

$$A > \left(B - \frac{C}{2} \right) \times 6$$

ここに A: 10 時間率で表示された蓄電池の容量 (Ah)

B: 最大負荷の時の蓄電池電流 (A)

C: 非常送信機のマークとスペース時のこの蓄 電池の電流の差 (A)

(5) 警急自動電ケン装置は 3) の JIS F 8608 の規定 に満足しなければならない。

10) 救命艇用可搬無線電信装置 (JIS F 8619)

船に搭載する救命艇に用いる可搬無線電信装置につい て規定しておる。

1 人で持ち運びでき、防水形で 10 m の高所から海中 に投下しても損傷しないで、水面上露出部分の体積は 25% 以上の浮力を持つておりまた暗夜海上でも容易に 発見できる表示を有し、周囲温度 -25+4.5°C で、湿 度 95% に耐える。なお危険電圧として 50 V 以上の電 圧のものは適当なシャヘイを必要とする。

送受信の切替および周波数切替はそれぞれ一挙動で行 い得、手動調整器等は操作簡単なもので、必要により照 明を持たなければならない。すべての始動は 30 秒以内 で動作しなければならない。

これは次の構成によつておる。

- (1) 本体, 送信機, 受信機, 電源, 自動電ケン装置
- (2) 空中線装置
- (3) 夜間表示装置
- (4) 付属品および予備品

(1) 送信機 周波数 500 KC で主発振電力増幅式ま たは水晶制御電力増幅式で、8364 KC では水晶制御電 力増幅式とする。空中線電力はギ似空中線 15 Ω 100 pF, また 8364 KC, 40 Ω 100 pF で、A₂ 電波の 500 KC で は 1.5 W および 8364 KC では 3.0 W 以上でなければ ならない。

その他周波数許容偏差、変調周波数および変調度、送 信速度、送信種類、指示装置、ギ似空中線の備え付け等 が規定してある。

(2) 受信機 周波数範囲と電波形式は 500 KC A₂ および 8266~8745 KC の周波数帯の A₁ A₂ 電波を受 信可能でなければならない。次の条件で出力は 1 m W 以上で、出力における信号対雑音比は 20 dB 以上でな なければならない。

(731 頁へつづく)

原子力商船サバナ号のパワプラント

John W. Landis, The Babcock & Wilcox Company

世界最初の原子力商船サバナ号のパワプラントの最終設計と製作は、契約以来せかされてきたスケジュールにもとづいて着々進んでいる。主契約者である Babcock & Wilcox Company と、従契約者 DeLaval Steam Turbine Company は、おのおの原子炉系統と推進系統の主機を分担して製作している。今日までにわれわれの遭遇した多くの困難を思う時、これから後についても楽観は許されないが、原子力船の将来は非常に有望なものと思われるので、期日までには仕様書にそつて必ずこの作業を完成するつもりである。

勿論、現在の段階で、この船用炉の性能を正確に予言することはできない。しかし、種々の点で内輪に見積つた保障値は必ず達成する積りであるし、楽観的にみれば、最初の炉心で 500,000 マイルを走ることも可能だろう。

1. プラントの位置、仕様、性能

サバナ号については、本文には、特にこの歴史的な船のパワプラントの位置をはつきりさせるために第1図を加えた。

第1図に船の断面図と甲板の平面図を示す。推進系統は、主推進タービンおよび減速歯車、主復水器、給水系、推進補機用およびホテル負荷用のタービン発電機、

低圧蒸気発生器、危急時用ディーゼル発電機、帰港用モーターおよびパッケージボイラーから成り、上部構造のすぐ後方の長さ 55 呎の機関室に納まっている。この機関室の後方の D 甲板には、ガラス張りの制御室があり、その中に制御盤および種々の計器盤がある。

原子炉系統は、機関室のすぐ前部、ほぼ船の中央部の長さ 67.5 呎の特別な区画に位置している。原子炉系統の主要なものは、原子炉本体、一次冷却系、加圧器、蒸気発生器、一次循環ポンプ、補機の大部分、空気調節系、等から成り、それらは船の首尾線方向に置かれた直径 35 呎、長さ 50.5 呎の円筒形のコンテナに納められている。コンテナの外に置くように計画している補機は、一次冷却水のデミネライザーおよびフィルター、チャージポンプ、ドレインタンクおよび気体廃棄物収集系、等特別の維持取扱を要するもののみである。

第2図はコンテナ内の原子炉系主要機器を配置したところの絵である。パワプラントの主要性能を第1表に示す。

全パワプラントの推定重量は 3650 (ロング) トンで、内訳は

原子炉装置	600 (ロング) トン
コンテナと遮蔽	1,900 (") トン
推進装置	1,150 (") トン

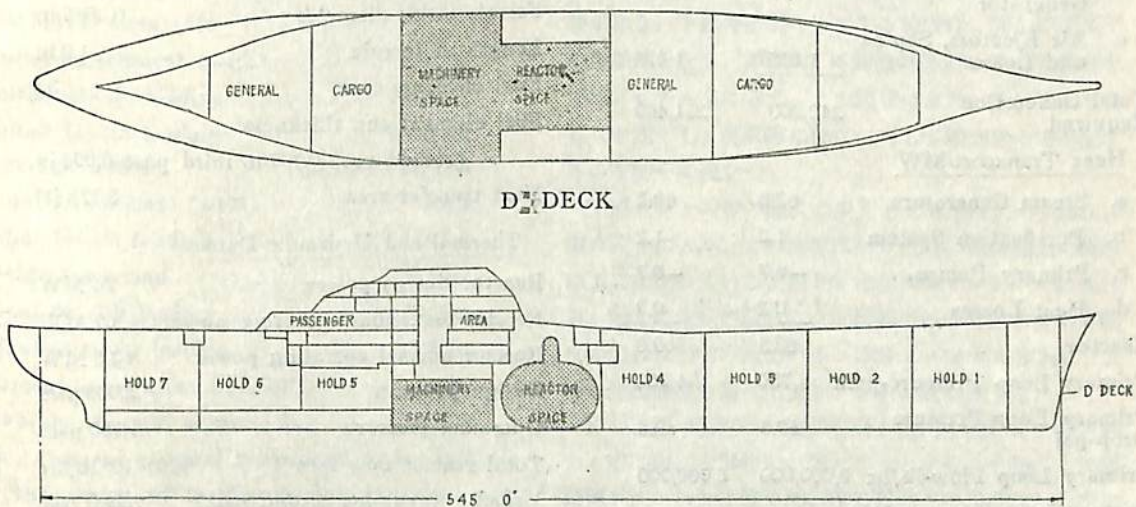


Fig. 1

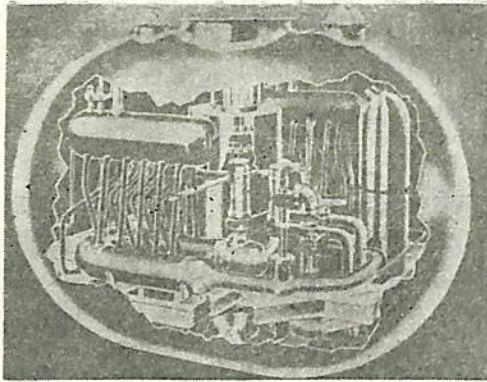


Fig. 2 Reactor and heat transport system

第1表 バップラントの主要性能

Operating Condition	Normal Power	Maximum Power
Shaft Power-SHP	20,000	22,000
Propeller Speed-RPM	107	110
Turbine Inlet Pressure-psia	470	450
Main Condenser Pressure-"Hg abs	1.5	1.5
Boiler Drum Pressure-psia	490	474
Feedwater Temperature-°F	347	343
Total Electrical Load-kw	1,900	1,900
<u>Steam Consumption-lb/hr</u>		
a. Main Turbine	186,610	205,100
b. Feed Pump Turbine	24,750	25,500
c. Turbogenerators	28,280	28,280
d. Low Pressure Steam Generator	705	705
e. Air Ejectors, Sep'ns and Losses	1,855	1,875
Total Generation Required	242,200	261,460
<u>Heat Transport-MW</u>		
a. Steam Generators	62.8	68.3
b. Purification System	1.2	1.2
c. Primary Pumps	-0.7	-0.7
d. Heat Losses	0.2	0.2
Reactor	63.5	69.0
Primary Loop Pressure-psia	1,750	1,750
Primary Loop Pressure Drop-psi	69.5	69.5
Primary Loop Flow-lb/hr	8,000,000	8,000,000
Primary Loop Temperature Rise-°F	22.8	24.8

Primary Loop Mean Temperature-°F	508	503
Blowdown-lb/hr	2,400	2,600

2. 原子炉系統

1. 原子炉本体

サバナ号の原子炉は加圧水型で、作動圧力 1,750 psia、燃料は不銹鋼のロッドで被覆した濃縮度約4%の2酸化ウランである。原子炉設計には炉心寿命を長くしようとする目的が強い影響を与えた。設計目標は約 52,200 MWD すなわち通常状態の運転で 1230 日の寿命である。

第2表 原子炉の熱的、流力的および核的特性

<u>Core Dimensions</u>	
Core over-all length	90.24
Active fuel length	66 in.
Equivalent core diameter	62.06 in.
<u>Fuel Element Data</u>	
Fuel	UO ₂
Cladding	Boron stainless steel
Ferrules	Stainless steel
Springs	Inconel-X
Can	Stainless steel
Straps	Stainless steel
Fuel pellet diameter	0.4245 in
Cladding outside diameter	0.500 in
Cladding thickness	0.035 in
Fuel rod spacing (square lattice)	0.663 in
Fuel rods per element	164
Ferrule outside diameter	0.4375 in
Ferrule inside diameter	0.3975 in
Length of ferrule	1.0 in
Fuel elements core	32
Fuel element can thickness	(second pass-0.109in, third pass-0.094 in
Heat transfer area	3,778 ft ²
<u>Thermal and Hydraulic Data</u>	
Reactor design power	74 MW
Reactor maximum operating power	69 MW
Reactor normal operating power	63.5 MW
Design pressure	2,000 psia
Operating pressure	1,750 psia
Total reactor flow rate	8.0 × 10 ⁶ lb/hr
Velocity (average, second pass)	9.29 ft/sec
Velocity (average, third pass)	8.40 ft/sec

% leakage flow (second pass)	5%
% leakage flow (third pass)	10%
% total leakage flow	15%
Number of passes within reactor vessel	3
Bulk coolant inlet temperature at design power	494.7°F
Bulk coolant outlet temperature at design power	521.3°F
Average coolant temperature at design power (second pass)	499°F
Average coolant temperature at design power (third pass)	512°F
Core average coolant temperature at design power	508°F

	Nominal *Channel (Third Pass)	Hot Channel With Flux Peaking (Third Pass)
Maximum coolant temperature °F	536	543
Maximum surface temperature °F	610	624
Maximum fuel temperature °F	3,660	4,434
Power to start local boiling, percent of design power	113%	91%
Power to start net boiling	285%	233%

Nuclear Data

Metal/H ₂ O ratio	0.76
Volume fraction	
Water	.5676
Control rods	.0397
Helium gas	.0064
Fuel	.2455
Stainless steel	.1408

Typical Inventory and Fuel Burnup Data for 52,000 MWD Core Life

Initial enrichment (wt%)	4.7%
Initial U-235 loading	331.4 kg
Initial U-238 loading	6,734 kg
Average burnup	7,360 MWD/Ton
Final enrichment (wt%)	3.9%
Final U-235 loading	272.9 kg
U-235 consumed	58.4 kg
Final Pu-239 loading	17.4 kg
Final total Pu loading	19.6 kg
Percent metal atom burnup	1.2%
Average thermal neutron flux	7.5×10^{12}

* The nominal channel is assumed to be located in the region of maximum flux but does not include the effect of manufacturing tolerances.

炉心は大体直円柱で、相当直径62吋高さ66吋である。炉心は32個の燃料要素から成り、各要素は8.5吋角で、終端支持部を入れた全長が約85吋である。燃料要素は卵かご型の格子に納められ、この格子が各要素廻りの圧力カンの役目をする。従つて燃料要素は第3図に示すように9.7吋ピッチの正方形に配列されている。卵かご型の格子は、現在の設計では、第2流路領域では壁厚0.109吋、第3流路領域では壁厚0.094吋の不銹鋼である。制御棒は幅8吋の十字型のもの21本で、棒の厚さは0.375吋であるが、3/16吋の炭素不銹鋼板を2枚の3/32吋厚の普通の不銹鋼の間に入れてサンドイッチにしたものである。

原子炉内部を第3図に示す。炉心全体と熱遮蔽は炉心支持スカートによつて支持され、このスカートは上方にある冷却材出口附近の圧力容器壁にのつている。炉心は内側熱遮蔽と下部水流調節壁で完全に包まれている。

燃料要素を包んでいる卵かご型格子は、約92吋離れた上部格子板と下部格子板の間にはさまれている。炉心と内部附属物は、冷却材の流れによる上向きの推力と、下向きの船体加速度に対して、上部にある押えバネで下向きに押えられている。このバネの下向きの力は、上部格子板に付いている18本の等間隔に配置した垂直支柱に伝えられる。内部附属物は、船が極端に横揺れや縦揺れや上下の揺れをしても、炉心がひどい運動をしないように設計してあり、それはまた船がひっくり返つた場合にも炉心を元の位置に保つ役もする。

冷却材の流れは3回流である。最初の流れは、圧力容器と外部熱遮蔽との間を上向きに流れる。第2および第3の流れは炉心を通る。上部格子板には、第1の流れを16個の外側燃料要素の下向き流れに向きをかえる多岐管がある。下部格子板の下にある流管は、卵かご型格子の延長部をなし、16個の外側燃料要素の下向き流れを下部プレナム室に導く。この流管はまた、流れの入りまじりを防ぎ、制御棒の伸びに対して横向きの力が生ずるのを防ぐに役立つ。

下部プレナム室の流れの少なくとも85%は、内側の16個の流管に入り、この流管は第3流路の燃料要素の流れの入口になつている。約9%は制御棒チャンネルに流れる。残りの6%の流れは、反射体域への分流を含めて種々の流れに当てられている。15%のバイパス流れは、上部水流調節壁を通つて上部プレナム室に達する。

炉心上部の流管は、内側燃料要素内の流れを上部プレナム室に運ぶと同時に、流れの入りまじりを防ぎまた制御棒が抜かれた位置で制御棒に横向きの力の加わるのを防止している。上部プレナム室では種々の流れが混合

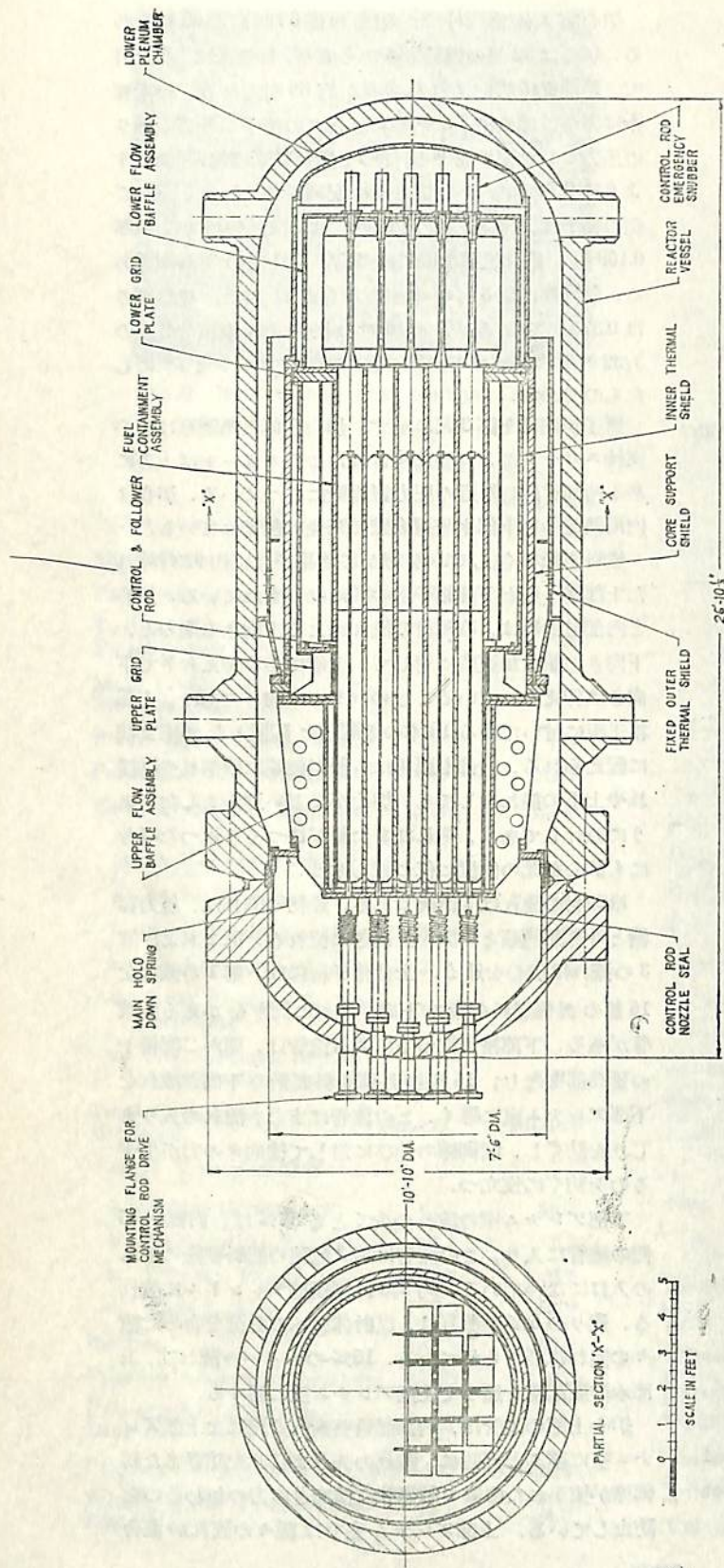


Fig. 3 Reactor vessel and internals

し、出口ノズルに下向きに流れてゆく。
 燃料要素は第4図に示すように、燃料棒の4個の別々の束から成る。燃料棒は外径0.500吋壁厚0.035吋の管に、理論密度の91%に加圧焼結した直径0.4245吋の二酸化ウランのペレットを詰めたものである。管の材質はボロン入りの304不銹鋼である。

燃料ペレットと管との隙間にはヘリウムがあるが、これは末端の栓を溶接する際に入れる。燃料要素を形成している4個の燃料束のおおのほは正方形に配列した41本の燃料棒から成っている。燃料棒の中心間隔は0.663吋で、金属対水の比は0.76となる。燃料棒の間隔は、棒の長さ方向に約8吋毎に鋳付けした小さな管型不銹鋼製口環で一定に保たれる。

圧力容器は第3図に示す如く、高さ26.5呎内径98吋で、材質は6吋厚の炭素鋼に内面に304不銹鋼をクラッドしたものである。設計圧力2,000 psi、設計温度650°F。制御棒駆動装置をのせている上部の蓋は燃料交換の時は取除く。蓋を本体に取付けるのは、48本の5吋鉄を用い二重ガスケットとフランジ間の密封溶接で密封する。開口の大きさは90吋で、プラントの寿命内に炉心が性能低下したり損傷を受けたりした場合に、これを取出すのに十分な大きさである。

2. 原子炉系統の配置と機能

コンテナ内の原子炉系統の主要機器の配置を第5図に示す。

中心位置に垂直に原子炉容器があり、その両側に蒸気発生器があり、左右対称に一次系の管が出ている。この配置は一次系ループの容積を最小にし、かつパイプに過大な曲げ応力を生ずることなくコンテナの容積を最小にしたものである。

第6図は、冷却材ループ、清浄系、造水系、加圧系、中間冷却系、等の機能を示すフローシートである。

一次冷却水は4台のポンプ（各ループに2台ずつ）によつて炉心を通つて流れ蒸気発生器の管側に入り、その熱の一部を与えて二次側蒸気を発生する。

4台のポンプ全部を作動すると、どんな海

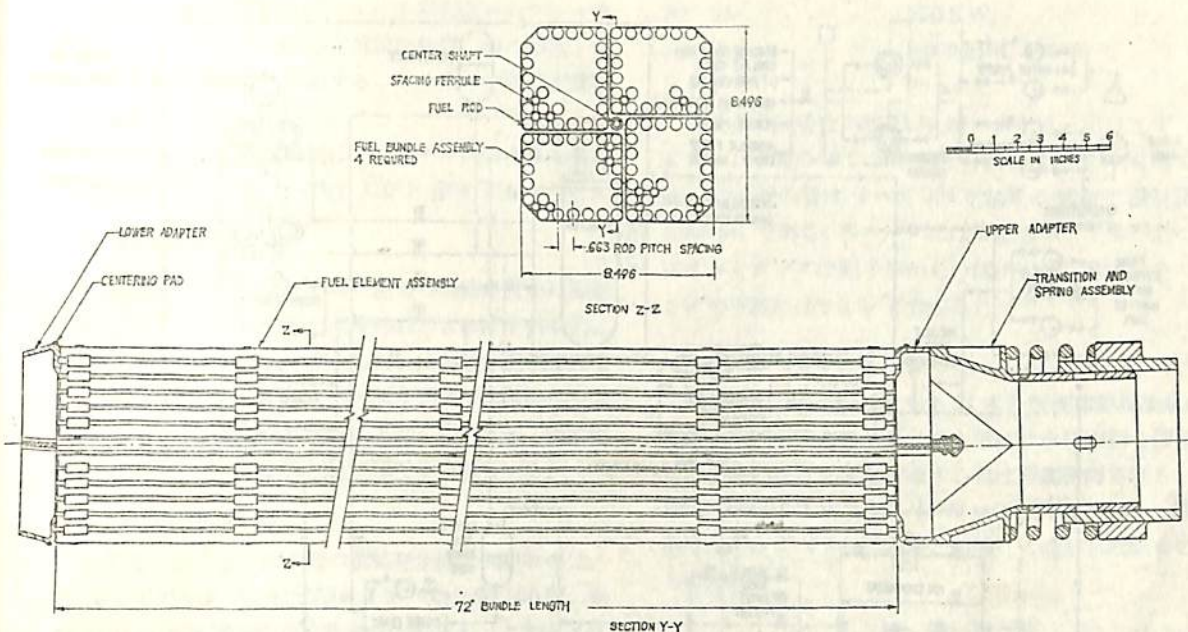


Fig. 4. Fuel element

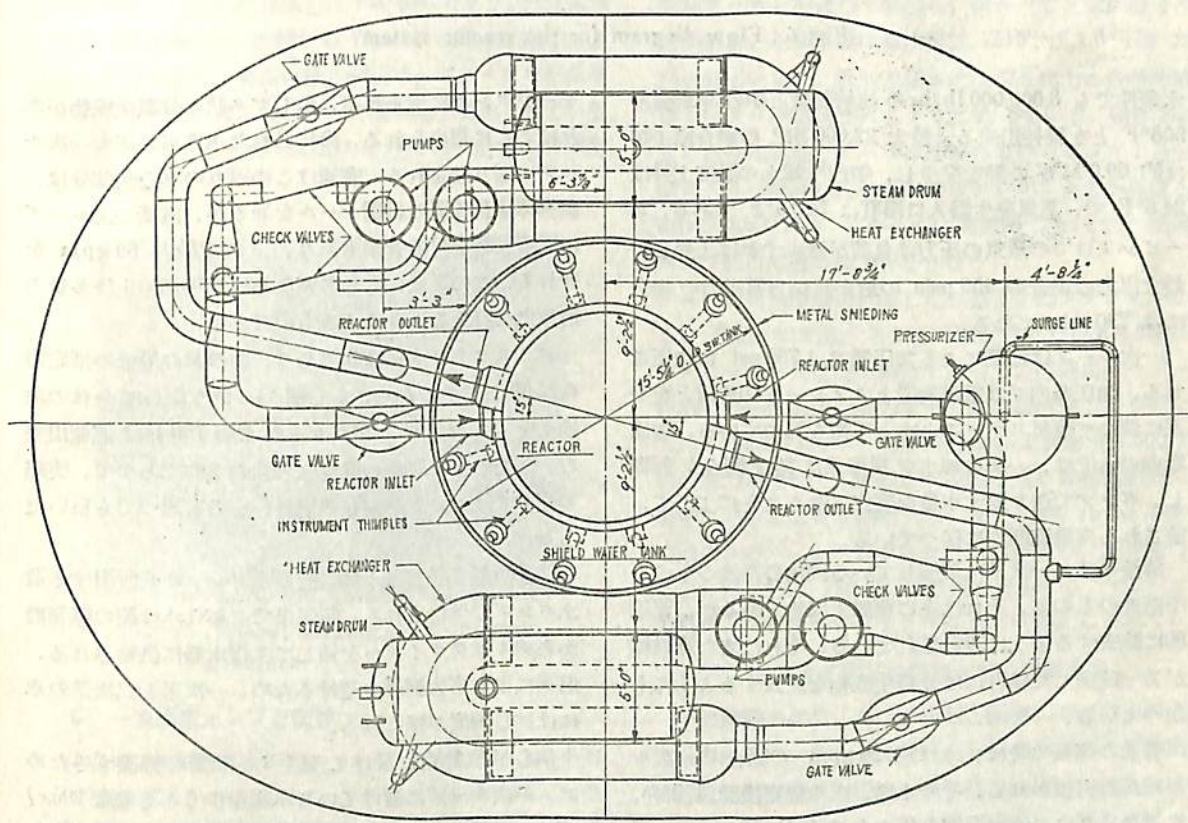


Fig. 5 Plan view of the reactor system arrangement in containment

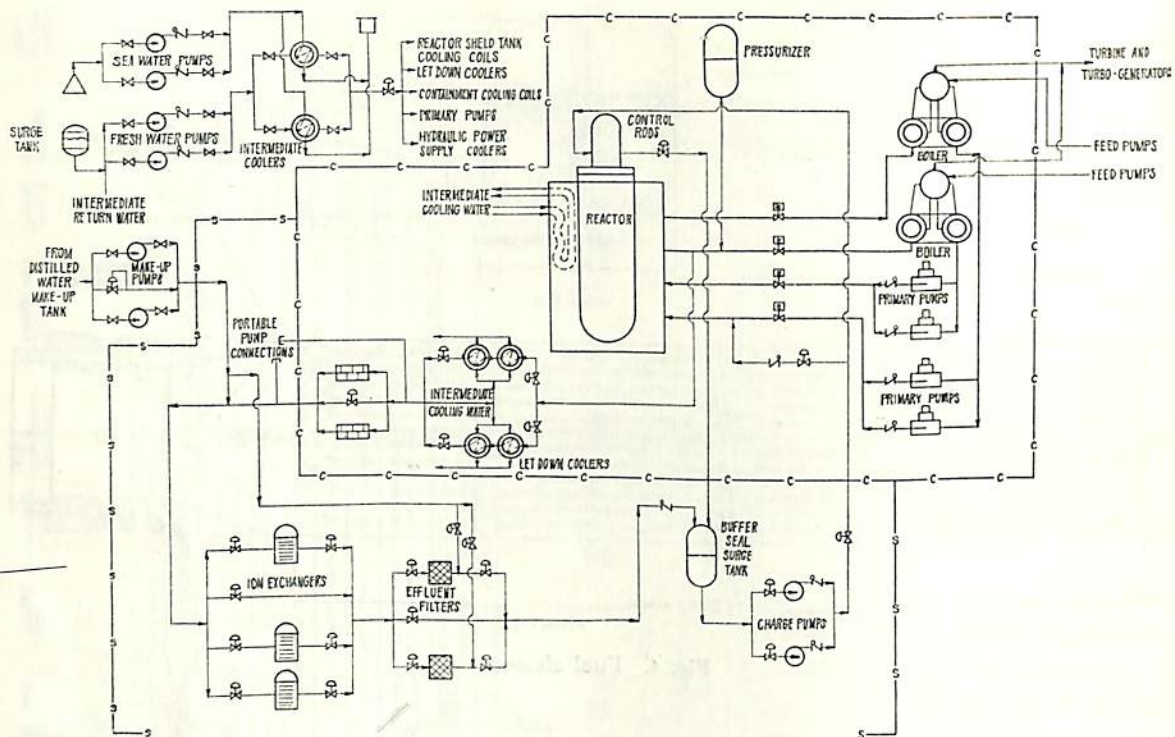


Fig. 6 Flow diagram for the reactor system

水条件でも 8,000,000 lb/hr の連続流量と炉の平均温度 508°F とを維持出来る。最大 22,000 SIP の場合原子炉は約 69.0 MW の熱を発生し、炉内冷却水の温度上昇は 24.8°F で、蒸気発生器入口温度は 520.4°F である。タービン入口での蒸気の圧力は負荷が減少すれば上昇し、最大出力の場合の 450 psia の最小値から零出力の場合には 730 psia になる。

一次ループは電熱による加圧器で 1,750 psi に加圧される。加圧器内では電熱装置とスプレー冷却装置とを交互に使って蒸気スペースと水と平衡を保っている。加圧器内の水位は、一次冷却水を清浄系に落す割合を制御し、ポンプで送り返す水量を変化させることによって、許される変動範囲内に保っている。

清浄系は、一次系に溶解している固体の活性のものも不活性のものも、それは主に腐蝕生成物であるが、連続的に除去するように設計されている。それはまた燃料棒が万一破損した場合には分裂生成物を除去するようになっている。

普通の運転の時は、水は約 20 gpm の割合で一次ループから引抜かれる。その水は、水冷熱交換器、制御弁、オリフィスによって温度と圧力を 110°F, 50 psig に下げられてから、デミネライザーとフィルターを通過して

サージタンクに送られる。もしガス状の分裂生成物があればここに集められる。浄化された水はポンプで一次ループに送り返される。普通はこの返りの水の大部分は、制御棒駆動装置の緩衝シールを通るが、直接一次ループに送る調節弁付の管系もあり、これで最大 60 gpm を送れる。この系は、もし必要ならば原子炉停止後多量の清浄化を行えるようにするものである。

デミネライザーは 3 個あり、おのおの最低の推定寿命が 50 日であるから、もし順々に使うならば全体の取換えをやるまでに、プラントは最低 150 日は運転出来る。ただしこの寿命の推定は最低のものであつて、実際の運転ではこの 2 ないし 3 倍長いものと思つても良いだろう。

原子炉系に必要な水は、貯蔵水タンクから吸引する造水ポンプで供給される。蒸気系に必要な水は船の蒸発器からデミネライザーを通して主復水器に供給される。塩素による応力腐蝕を避けるため、一次系と二次系の水には同じ純度が保たれる。

炉心が放射線を受けて発生する酸素を掃除するために、一次ループに溶けている水素を少くとも濃度 20c.c./liter に保つような水素添加系がある。(図には示されていない)。

中間冷却系は 95°F の水を、一次系循環ポンプ、一次遮蔽タンク、コンテナ内の空気調節装置、雑冷却器、ガス状廃棄物収集系等に供給する。この水は中間熱交換器で海水により冷却される。

コンテナ空気調節装置はコンテナ内の空気を連続的に循環冷却して、平均温度 130°F 湿度 72% に保つ。

3. 原子炉系の制御

定常運転では、タービン側の蒸気の需給の僅かな変動に対しては、原子炉は負の温度係数のおかげで自動的に応動する。手動制御は必要としない。普通の運転操作では、制御棒の自動操作によつて原子炉は平均温度がひどくおくれたりはずれたりすることなく応動する。主制御盤には原子炉系の運転操作法が図で示されている。

4. 蒸気発生器

第 7 図に示すように 2 個の蒸気発生器のおのおのは、U シェルアンドチューブ型ボイラーで全長約 20 呎、外径 34 吋の不銹鋼製管約 800 本を内蔵する。このボイラーは上昇管と下降管で上部の蒸気ドラムにつながっており、蒸気ドラムにはサイクロンセパレーターとスクラバーがある。二次側設計圧力は 800 psi であり、系は蒸気圧力 455 psia で一次側から 74 MW の熱を伝達するような設計である。普通の給水制御系、ブローダウン系等も装備されている。おのおのの蒸気発生器から出ている 8 吋蒸気管には、普通の阻止弁の外に 空気作動の急速閉止弁がある。

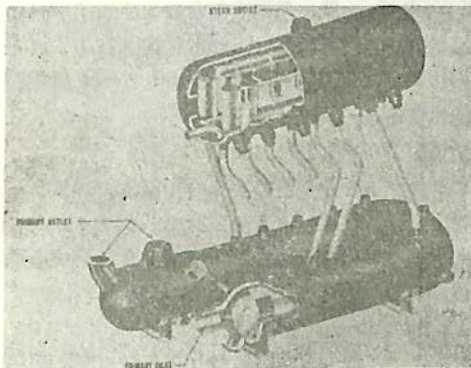


Fig. 7 General arrangement of steam generator

5. 一次循環ポンプと配管

4 台の一次循環ポンプはキャンドローター型で、全速と半速の巻線がある。プラントの普通運転時には、このポンプは 4 台全部連続的に使われるような設計になっている。主な設計性能は次の通り。

出力	250 KW.
流量	5,000 gpm, 495°F で
ヘッド	70 psi

一次系の主管は内径 12 吋、ボイラー出口と Y フィッティング間のポンプを含む分岐管は内径 8 吋である。一次系の管はすべて 304 不銹鋼の鍛造で設計圧力 2,000 psi である。各ループには 2 個のゲート弁があつてボイラーとポンプは原子炉から分離出来る。おのおののポンプの下流にはチェック弁がある。

6. 制御棒駆動装置

原子炉容器の蓋の上にある 21 本の制御棒駆動装置は、電気—機械型であるがスクラム用には水圧円筒も備えている。駆動装置が蓋を貫通する処は緩衝密封される。密封部には浄化された水が 1,800 psi で供給される。駆動装置は 1 本ずつ下の制御棒と切離して蓋から取除くことも出来る。

3. 推進系統

推進系統の主要機器はデラバルタービン会社で製造中である。この系では原子炉からの飽和蒸気が高圧および低圧タービンを通つて膨張し、両タービン間に湿分分離器がある。主復水器は海水温度 75°F で 1.5" Hg に設計されている。二重減速歯車には 750 馬力の危急時帰港用モーターが組込まれるようになっている。給水系は 3 個の給水加熱器とタービン駆動の主給水ポンプ 1 台およびモーター駆動の停泊時給水ポンプ 1 台とから成る。2 台の 1,500 KW のタービン発電機ですべての推進用および船用補機の動力をまかなう。

タービン発電機が故障したり原子炉にスクラムがかかると、自動的に始動するように設計された 2 台の 750 KW のディーゼル発電機が備えてあつて、帰港用モーターや危急時の船に必須な動力を十分に供給出来るようになっている。低圧 (110 psi) 蒸気発生器が 1 個あり 7,500 lb/hr の能力があつて、船のホデル的用途や貨物加熱空気調節等に必要な蒸気を供給する。また 7,500 lb/hr の能力の油炊きのパッケージボイラー 1 個があり、危急時の加熱や火災防護に 150 psi の蒸気を発生する。ディーゼル発電機とパッケージボイラーは通常は停止しておく。

4. 原子炉系の維持と炉心燃料交換

一次循環ポンプ、弁、計測器と配線、等は交換が必要な場合にはコンテナにあけたハッチから出し入れ出来る。原子炉容器、加圧器、蒸気発生器等の交換設備は考えてない。しかしボイラーの蓋は漏洩した管の修理やうめ代えのために管座に近づけるような設計になつてい

る。計器、配線および真空管等の故障防止の計画は4ヵ月毎に点検を行うことになっているから、海上でのこれらの故障は未然に防げる。炉心の燃料交換は船が完全に止まっている時のみ行うが、必要なクレーンと使用済燃料を運び去る設備のあるドックなら何処でも行える。まず直径約12呎の大きな移送スリーブを原子炉容器の蓋の廻りに下し下部フランジの上ののせる。次に制御棒を駆動装置から切離し、容器の蓋を取去り、移送スリーブに水を満たす、炉心下押え装置と上部格子板を取去り、燃料要素のおのおのを適当に遮蔽されたキャスク内に引抜く。最後に制御棒を元に戻し新しい炉心を安置する。

5. 廃棄物処理方針

廃棄物貯蔵タンクのカスを抜くのと、海上でコンテナに近づく必要のあるときにコンテナ内の空気の処置をする以外には、普通の運転では廃棄物処理の必要がないようにプラントは設計されている。廃棄物タンクのカスもコンテナ内の空気も、高性能フィルターの装備されたマストの一つを通って放出する。

一次清浄系のデミネライザーの樹脂の処理は、週期的にデミネライザーを交換する(遮蔽内で)。分裂生成物を含む恐れのある活性樹脂の処理は、その目的に設計された工場で行われる。コンテナ内のドレインはドレインタンクに集める。

原子炉以外の一次ループの片方あるいは双方の内容物は排水タンクに落ちることが出来る。これによつてボイラーまたはループの修理が出来る。

清浄系のサージタンクおよび加圧器の上部の活性ガスは、どちらが便利かによつて週期的にも連続的にも引抜かれる。

一般にすべての廃棄物処理は以下の方針に基づいて行われる。

- (a) 一次ループの分裂生成物の存在がプラントの運転を害つてはならない。
- (b) 分裂生成物は海中に投棄しない。

6. プラントの安全設備

本プラント設計で装備された安全設備は以下の6項のものである。

(1) 原子炉の安全装置

次の7つの原因のどの一つによつても原子炉は自動的にスクラムされるように設計されている。10%以下の出力で週期が短くなつた時、出力が過大になつた時、一次系の圧力が落ちすぎた時、出口温度が上りすぎた時、一次循環ポンプの動力が切れた時、安全回路の動力が切れた時、制御棒駆動装置の動力が切れた時。

(2) プラント機構の放射線監視系

原子炉系の種々の部分に放射線監視装置が設けてあり、機能の欠陥を検知して適当な警報を制御室に送る。監視項目は次の如きものである。

- (a) 一次冷却水中の分裂生成物の放射性
- (b) ボイラーの漏洩の結果生ずるボイラー水の放射性
- (c) レットダウンクーラーまたは一次循環ポンプコイルの漏洩の結果生ずる中間冷却水の放射性
- (d) デミネライザー出口水の放射性(樹脂の飽和を決定する)
- (e) コンテナ内空気の放射性(漏洩の有無を検知しまた中に入れるだけ十分空気が清浄になつたかを知る)

(3) 生物学的放射線監視系

二次遮蔽廻りの種々の場所に検知器を置いて、許容線量すなわち客室で0.5 R/yr、貨物室および機関室で5R/yrを越えないように放射線被曝量率を監視する。一般空気の放射性も甲板、機関室、制御室、船橋等で監視する。

(4) 危急時動力および予備装置

普通の運転に対しては、このプラントは種々の予備装置をもっている。独立の2個のボイラーはおのおの1個で通常出力の殆んど $\frac{3}{4}$ を供給出来る。4個の独立な一次循環ポンプはいずれも2速である。2台の1,500 KWのタービン発電機は、船の馬力を下げれば各1台で船内電気負荷をまかなうに十分な能力がある。デミネライザーは3個、レットダウンクーラーは2個、チャージポンプは2台、中間熱交換器は2個あり、計装と制御は二重装置になっている。

原子炉が故障した場合の危急時動力は、自動的に始動する750 KWのディーゼル発電機2台、船の上部にある300 KWのディーゼル発電機1台および原子炉系の計装機器に給電する電池群等によつて確保される。また7,500 lb/hrの能力のバッケージボイラーは危急時用蒸気を供給する。

(5) 隔離

このプラントの安全上の一つの特徴は、ボイラー、レットダウンクーラー、ポンプ、デミネライザー、制御棒密封部等の欠陥を生ずるとプラントを汚染する恐れのある機器は隔離出来ることである。

(6) コンテナ

コンテナは船の安全装置のうち最も大切なものの一つである。コンテナに対する基本的考え方は次のとおり。

(a) 300 mr/wkの線量を与えるような十分強い放射性物質は二重に格納して、一次コンテナが破損しても二次コンテナを破損しないようにする。

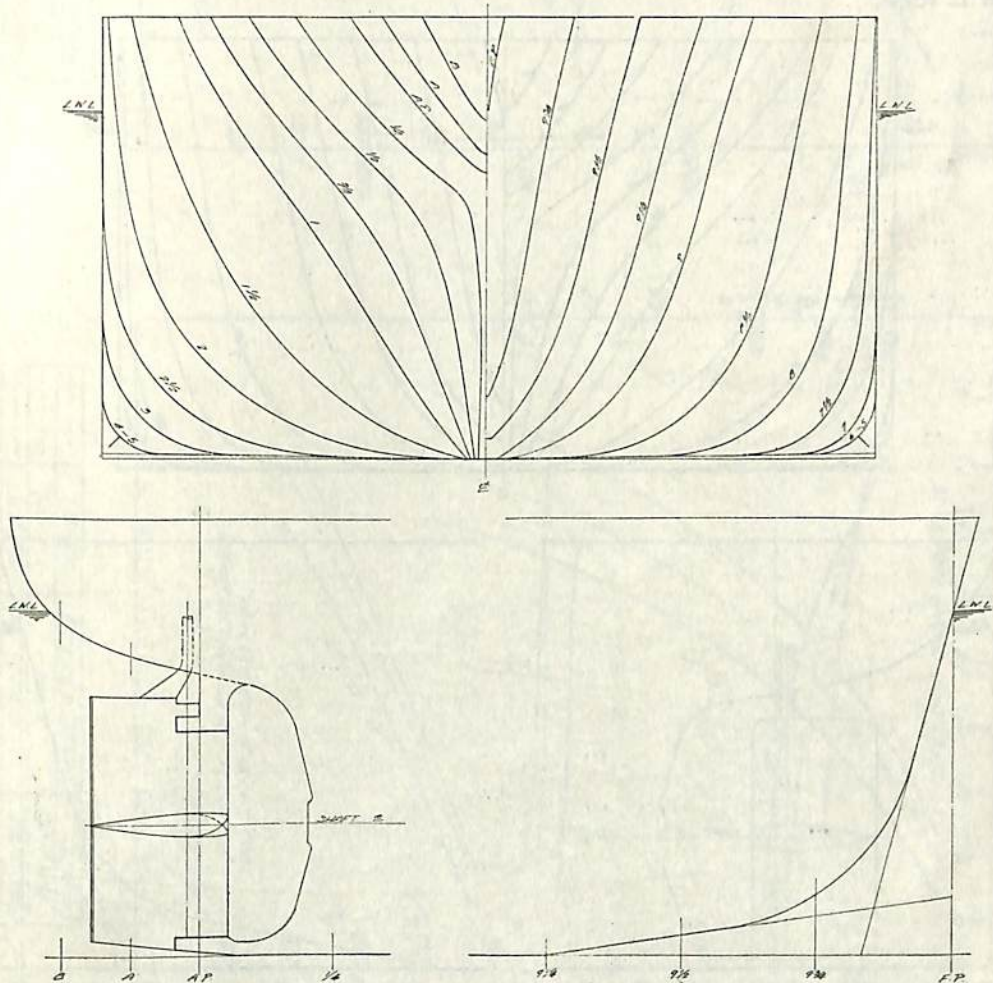
(b) コンテナは、船が衝突した場合に、損傷が最も起りにくい、起つても最も軽いような位置に設置する。

— 中型貨物船の模型試験 —

今回は比較的フルな船型の中型貨物船の模型試験例2種を掲げる。M.S. 198は垂線間長さ109mの、M.S. 199は111.5mの実船に対応するそれぞれ5.5mおよび5.8mの模型船で、その主要寸法等は、試験に使用した模型プロペラの要目とともに、実船の場合に換算して第1表に示す。表に見る如くM.S. 198の方形係数は.74であり、M.S. 199は0.75である。正面線図等は第

1図および第2図に示す。両船とも反動舵装備である。なおM.S. 198は定格2,200HPの、M.S. 199は同じく3,000HPのタービンの搭載が予定されたものである。

試験はM.S. 198に対しては満載、半載および試運転の3状態で、M.S. 199に対しては満載および試運転の2状態で実施された。その結果は第3図および第4図に示す。

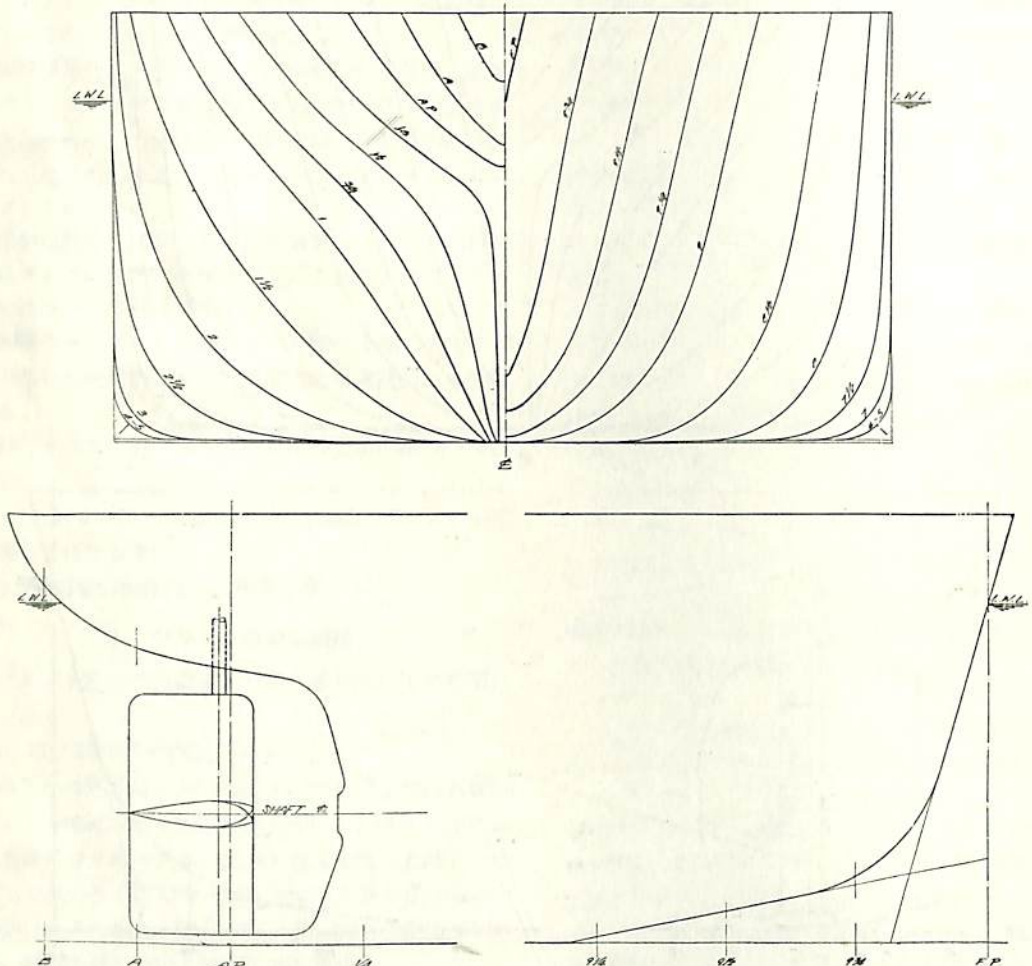


第1図 M.S. 198 正面線図および船首尾形状図

第1表 要目表

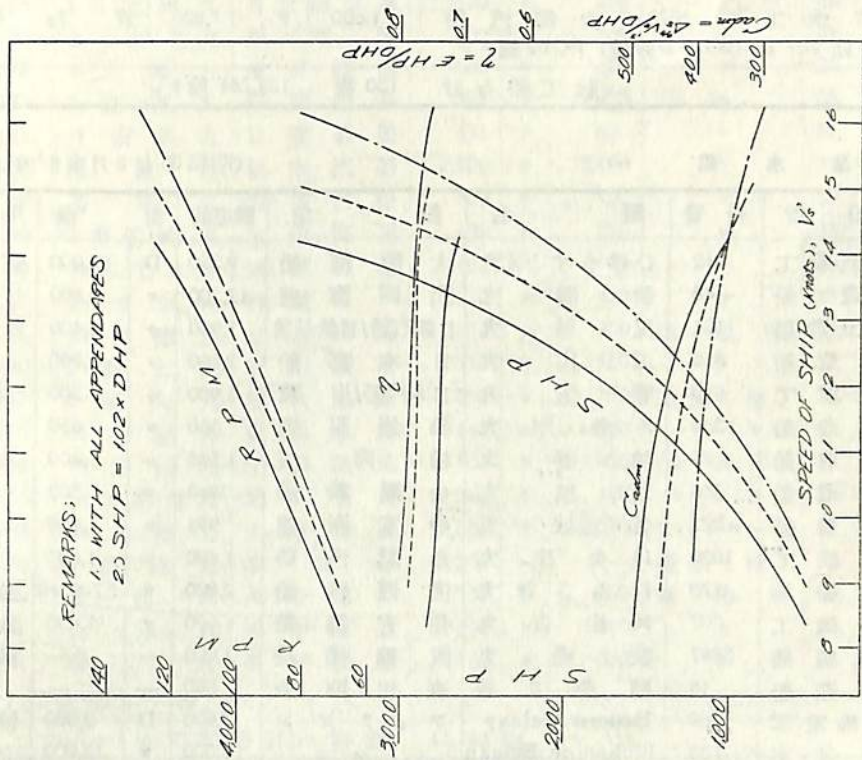
M.S. No.	198	199	M.P. No.	167	168	
長 (L.P.P.)	109.00 m	111.50 m	直 径	4.511 m	4.625 m	
幅 (B) 外板を含む	15.642 m	16.544 m	ボ ス 比	0.209	0.208	
満 載 状 態	吃 水 (d)	7.021 m	7.341 m	ピ ッ チ (通減0.7R)	3.595 m	3.834 m
	吃水線の長さ (L.w.l.)	112.03 m	115.11 m	ピ ッ チ 比 (%)	0.797	0.829
	排 水 量 (d)	9,090 ton	10,444 ton	展 開 面 積 比	0.464	0.386
	C _b	0.741	0.752	翼 厚 比	0.051	0.045
	C _p	0.749	0.759	傾 斜 角	11°~55'	10°~0'
	C _∞	0.989	0.991	翼 数	4	4
lcb (L.P.P. の%にて)	-0.70	-0.49	回 転 方 向	右	右	
平均外板の厚さ	21 mm	22 mm	翼 断 面 形 状	エーロホィール	エーロホィール	
λ _s *	0.14180	0.14169				
λ' _s *	0.1461	0.1457				

印 L.W.L. に基く



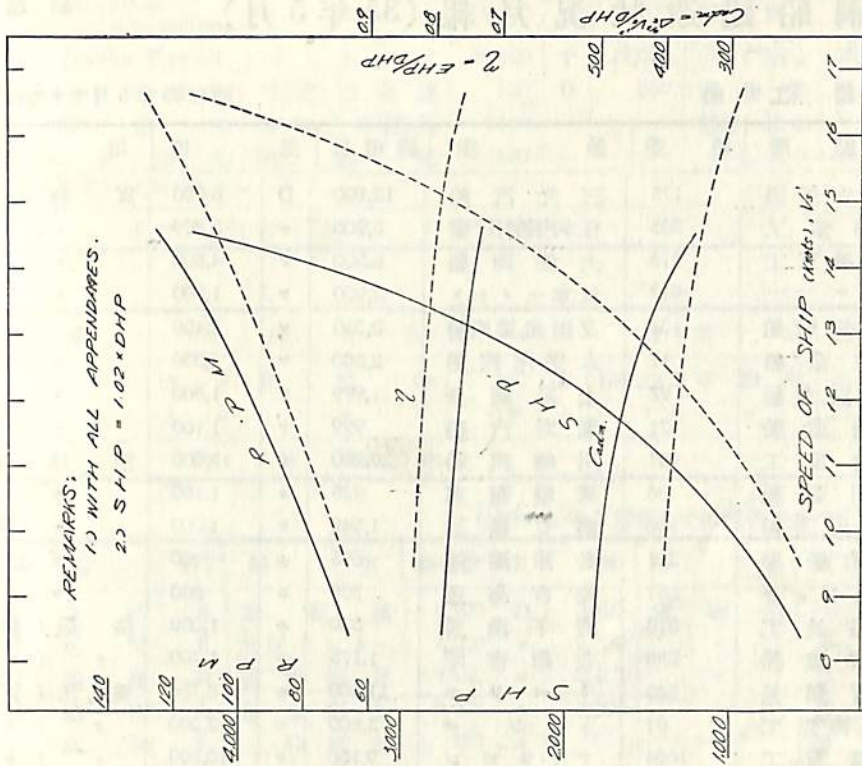
第2図 M.S. 199 正面線図および船首尾形状図

CONDITION	DRAFT (m)	DISPLACEMENT (tons)	MARKS
FULL LOAD	7.021	8,060	---
1/2 LOAD	4.814	5,795	---
TRIAL	4.032	3,432	---



第3圖 M.S. 198 x M.P. 167 SHP 等曲線圖

CONDITION	DRAFT (m)	DISPLACEMENT (tons)	MARKS
FULL LOAD	7.372	10,199	---
TRIAL	4.002	3,232	---



第4圖 M.S. 199 x M.P. 168 SHP 等曲線圖

鋼船建造状況月報(35年5月)

船舶局造船課

(イ) 起工船

(昭和35年5月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総吨数	主機	用途	起工年月日
佐野安船渠	175	三光汽船	三光汽船	12,800	D	貨物船	35. 5. 28
川崎重工	985	日本汽船/川重	日本汽船/川重	5,900	〃	〃	35. 5. 21
新三菱重工	913	大安商船	大安商船	6,500	〃	〃	35. 5. 6
〃	917	日本セメント	日本セメント	2,900	〃	〃	35. 5. 25
佐世保船舶	131	友田産業汽船	友田産業汽船	3,350	〃	〃	35. 5. 6
東北造船	17	太平洋汽船	太平洋汽船	2,300	〃	〃	35. 5. 27
波止浜造船	97	上野商会	上野商会	1,999	〃	〃	35. 5. 25
今治造船	71	瀬野汽船	瀬野汽船	999	〃	〃	35. 5. 6
川崎重工	987	川崎汽船	川崎汽船	20,200	〃	油槽船	35. 5. 14
金川造船	38	英雄海運	英雄海運	925	〃	〃	35. 5. 31
瀬戸田造船	102	鶴見輸送	鶴見輸送	1,049	〃	〃	35. 5. 12
笠戸船渠	211	島津海運	島津海運	695	〃	〃	35. 5. 17
四国ドック	561	佐古海運	佐古海運	700	〃	〃	35. 5. 6
新潟鉄工	310	柳下漁業	柳下漁業	530	〃	漁船(鮪)	35. 5. 6
金指造船	358	金指吉昭	金指吉昭	1,175	〃	〃(〃)	35. 5. 21
鋼管鶴見	765	リベリヤ	リベリヤ	11,400	〃	輸出(貨)	35. 5. 10
日本海重工	91	トルコ	トルコ	3,800	〃	〃(〃)	35. 5. 21
川崎重工	1004	フィリピン	フィリピン	9,150	〃	〃(〃)	35. 5. 6
三井造船	646	パナマ	パナマ	26,300	T	〃(油)	35. 5. 23
浦賀船渠	778	パラグアイ	パラグアイ	1,250	D	〃(〃)	35. 5. 11
白杵鉄工	1020	金尾汽船	金尾汽船	1,600	〃	貨物船	35. 3. 24

計 109 隻 (500トン未満) 19,762 総トン

起工船合計 130 隻 135,284 総トン

(ロ) 進水船

(昭和35年5月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総吨数	主機	用途	進水年月日
新三菱重工	912	ひゅうすとん丸	大阪商船	9,250	D	貨物船	35. 5. 26
呉造船	48	新勝丸	照国海運	12,200	〃	〃	35. 5. 25
名古屋造船	151	尻屋丸	日鉄汽船/日鉄鋳業	1,950	〃	〃	35. 5. 12
名村造船	315	玉山丸	日本郵船	2,600	〃	〃	35. 5. 29
川崎重工	990	春栄丸	日本汽船/川重	5,900	〃	〃	35. 5. 11
金指造船	368	2 為州丸	為州海運	500	〃	〃	35. 5. 21
尾道造船	75	柏春丸	柏商店	1,595	〃	〃	35. 5. 15
宇品造船	356	葛城丸	金剛輸送	740	〃	〃	35. 5. 24
大洋造船	222	名城丸	中京海運	996	〃	〃	35. 5. 12
白杵鉄工	1020	11 金生丸	金尾汽船	1,600	〃	〃	35. 5. 9
浦賀船渠	770	むらさき丸	関西汽船	2,800	〃	客船	35. 5. 25
新潟鉄工	307	38 住吉丸	住吉漁業	600	〃	漁船(鮪)	35. 5. 15
日立、桜島	3897	扶桑丸	阪神築港	1,000	—	雑船(渡)	35. 5. 18
東北造船	15	臨海8号	森田臨海	500	—	〃(〃)	35. 5. 21
石川島重工	789	Eastern Galaxy	フィリピン	7,900	D	輸出(貨)	35. 5. 28
三菱日本	835	Philippine Bataan	〃	9,300	〃	〃(〃)	35. 5. 25

日立, 因島	3889	Philippine Corregipor	フィリピン	9,500	D	12,000	輸出(貨)	35. 5. 27
三井造船	645	Texaco Hawaii	バナマ	26,300	T	19,000	〃(油)	35. 5. 18
太平洋工業	51	1日之出丸	日之出海運	520	D	650	貨物船	35. 4. 10
浦賀横浜	774	浪連丸	日本土地開発	680	—	—	雑船(浚)	35. 4. 25
三菱下関	538	1池畑丸	池畑組	500	—	—	〃(〃)	35. 4. 27
他 75 隻 (500トン未満) 14,264 総トン								

進水船合計 96 隻 111,195 総トン

艦艇進水

造船所	船番	艦名	注文者	排水トン	主機	型式	進水月日
藤永田造船	78	かささぎ	防衛庁	420	D	1,900×2 甲駆潜	35. 5. 31
呉造船	49	おおとり	〃	〃	〃	〃	35. 5. 27

計 2 隻 840 排水トン

(ハ) 竣工船

(昭和35年5月末までに報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	船主	総吨数	主機	用途	竣工年月日
浦賀船渠	756	久洋丸	東海運	6,100	D	2,800 貨物船	35. 5. 24
播磨造船	519	双栄丸	共栄タンカー	7,250	〃	6,500 〃	35. 5. 4
日立, 向島	3882	房島丸	国光海運	4,450	〃	3,450 〃	35. 5. 9
三菱, 長崎	1529	瀬田丸	日本郵船	9,435	〃	12,000 〃	35. 5. 2
呉造船	51	高和丸	三和汽船	380	〃	520 〃	35. 5. 31
尾道造船	73	青祐丸	青木船舶	499	〃	700 〃	35. 5. 21
竹原造船	106	1 興神丸	村上汽船	350	〃	420 〃	35. 5. 6
太平洋工業	51	1日之出丸	日之出海運	520	〃	650 〃	35. 5. 6
吉浦造船	125	ことぶき丸	寿汽船	400	〃	550 〃	35. 5. 20
神田造船	32	2 大島丸	里見海運	380	〃	650 〃	35. 5. 2
岸上造船	193	3 海神丸	平岡惣治	395	〃	420 〃	35. 5. 10
〃	195	日安芸丸	日産船舶	495	〃	650 〃	35. 5. 1
波止浜造船	88	松鳳丸	松南汽船	2,500	〃	2,100 〃	35. 5. 20
来島船渠	46	若神丸	福神汽船	800	〃	950 〃	35. 5. 15
〃	48	2 貴船山丸	泰山海運	499	〃	650 〃	35. 5. 31
今治造船	68	きりしま丸	愛媛海運	497	〃	800 〃	35. 5. 22
浅川造船	17	あすか丸	真鍋守一	320	〃	420 〃	35. 5. 8
波止浜造船	95	12 日進丸	日進海運	330	〃	350 油槽船	35. 5. 14
徳島造船	50	2 富士丸	谷川広市	370	〃	550 〃	35. 5. 12
金指造船	347	5 福久丸	福久漁業	370	〃	750 漁船(鯖)	35. 5. 10
〃	360	26 全功丸	奥津水産	440	〃	1,000 〃(〃)	35. 5. 12
三保造船	266	18 薩州丸	伊藤漁業	500	〃	1,000 〃(〃)	35. 5. 18
〃	268	18 万寿海丸	薄井梅夫	340	〃	800 〃(〃)	35. 5. 30
林兼造船	943	63 大洋丸	大洋漁業	1,300	〃	2,000 〃(トロール)	35. 5. 6
三菱, 下関	538	1 池畑丸	池畑組	500	—	— 雑船(浚)	35. 5. 10
福島造船	152	有江丸	丸二商会	700	D	800 貨物船	35. 4. 30
波止浜造船	87	大杉丸	大伸海運	430	〃	550 〃	35. 4. 27
来島船渠	47	麟丸	峯不動産	390	〃	650 〃	35. 4. 29

他 65 隻 (300トン未満) 6,843 総トン

竣工船合計 93 隻 47,763 総トン

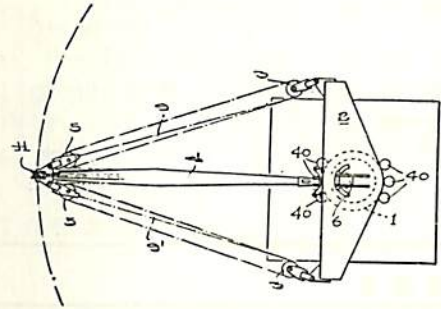
特許解説

特許庁 飯沼義彦

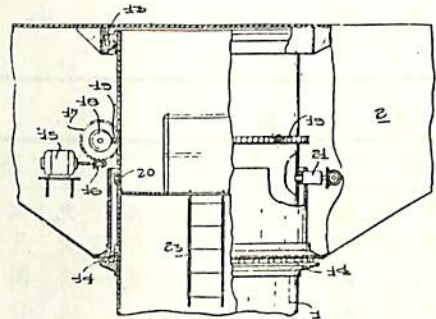
前後兼用旋回式無張索荷役装置 (昭和35年特許出願公告第876号, 発明者・川端正二, 出願人・日之出汽船株式会社)

従来、隣接する2個のハッチの間に設けられたマストによつて各ハッチにおける荷役を行なう船舶では、ふつうマストの前後側にそれぞれ各ハッチ専用のデリックブームを具えた構造が採用されているが、この発明は1基のデリックブームでマストの前後の各ハッチにおける荷役を可能にするため、マストに対するブームの据付け位置を変えられるようにするとともに、ブームを操作するためのアウトリッカをマストのまわりに360度回転できるように構成したものである。

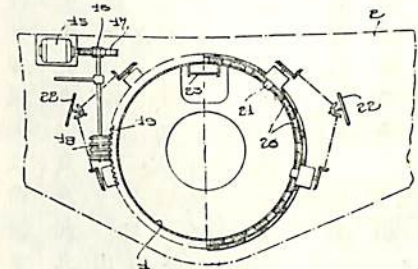
図面について説明すると、第1図はこの発明による荷役装置の側面図、第2図はその平面図で、張索のないマスト1の頂部にアウトリッカ2が水平面内で回転できるように取り付けられており、またブーム4の下端部はマストの根元の周囲に配置された複数のブーム受40のうちいずれか望む位置のブーム受に据え付けることができるようになっている。第3図はマスト1の頂部におけるア



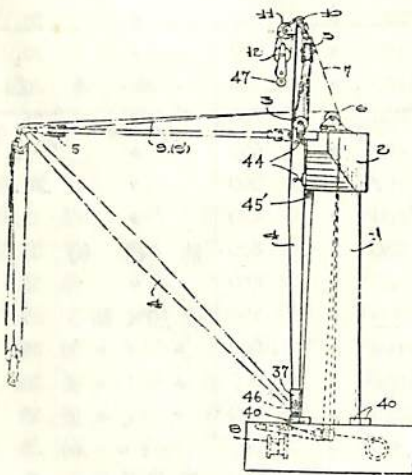
第2図



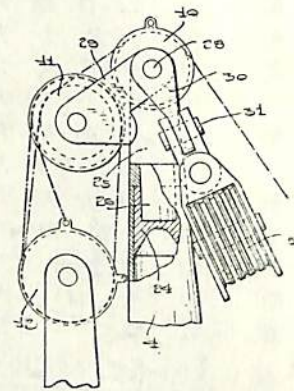
第3図



第4図

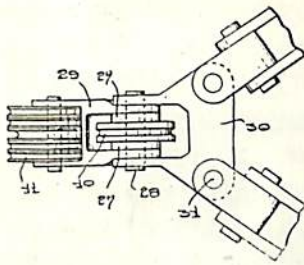


第1図

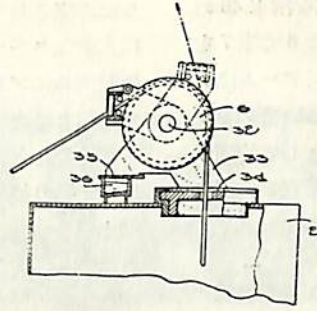


第5図

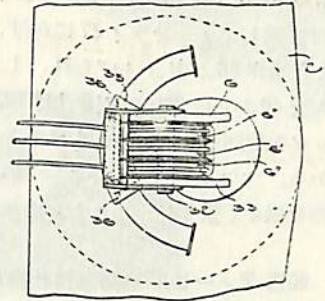
(お断わり) 前号特許解説において「船用ディーゼル機関主軸と補機軸との連動装置」の挿図として「前後兼用旋回式無張索荷役装置」のものを入れちがえました。関係各方面に深くお詫びいたし、正しきものを掲載いたします。(編集部)



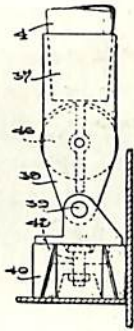
第 6 図



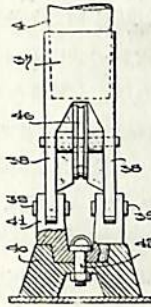
第 7 図



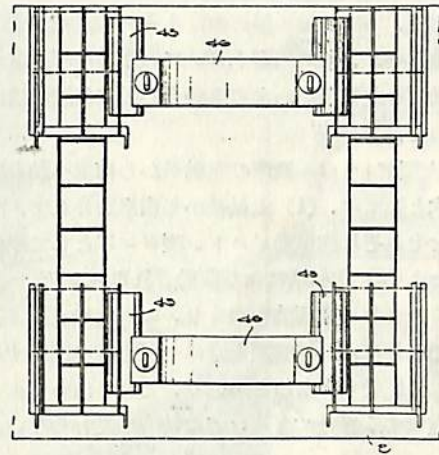
第 8 図



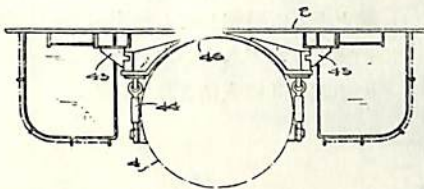
第 9 図



第 10 図



第 11 図



第 12 図

ウトリガ 2 の取付け状態の詳細を示す一部縦断側面図、第 4 図はその横断面図で、アウトリガは軸受 13, 14 によつてマスト 1 に支持され、アウトリガの内部に設けられた原動機 15 により歯車機構 16, 17, 18 を介して、マストに回定された歯車 19 と噛み合いながらマストのまわりを旋回することができる。第 5 図（側面図）に示すようにデリックブーム 4 の上端には受座 24 が固定され、この受座内に滑車系を支える柱状体 25 の脚 26 が自由に回転できるようにはめ込まれているので、滑車 11, 12 により貨物を操作しているときに船体が傾斜してもブームをねじる力は生じない。第 6 図は第 5 図に対応する平面図で、端板 27 の下部が前記柱状体 25 に連続している。第 7 図はマスト頂部の滑車装置 6 の取付け状態を示す縦断側面図、第 8 図はその平面図で、この滑車

装置は貨物巻上げ用滑車 6' とその両側のデリックブーム移動用滑車 6'' とから成り、その滑車軸 32 を支える枠 33 の下部は 2 脚になつていて、その一脚 34 を中心として他の脚 35 はアウトリガ上のローラ 36 に乗りながらデリックブームが向く方向に追従して旋回する。第 9 図および第 10 図はそれぞれブーム 4 の基部の据付け状態を示す側面図、および一部縦断正面図で、ブームの下端に滑車 46 を支持する金具 37 が固着され、その両脚 38 は、ブーム受 40 内に回転自在に支えられた金具 41 に対してピン止めされており、また金具 41 はボルト 42 を介してブーム受 40 と着脱自在の関係にある。第 11 図および第 12 図はアウトリガ 2 の前面に設けられたデリックブーム支承装置のそれぞれ正面および平面を示してあり、アウトリガに固定した案内片 45 に沿い上下に摺動できる支承片 46 が設けられている。

つぎにデリックブームの据付け位置の変え方について述べると、まずブーム 4 を垂直にたててターンバックル 44 によりブーム支承片 46 に締め付けるとともに、ブーム下端のボルト 42 をはずしてブームが案内片 45 に沿い上下できるようにした後、アウトリガ 2 に固定したア

イボルト 45' (第 1 図参照) から垂下した索を滑車 46 の下側を通してカーゴアイ 47 にかけて、巻上機 8 で索 7 を巻くと滑車 46 が引き上げられ、したがってアームはブーム受 40 からはずれて引き上げられる。ついでアウトリガを旋回すればブームもマストを中心として旋回するから、マスト周辺のブーム受 40 のうち適宜の位置のものを選んで据え付けることができる。

船用ディーゼル機関主軸と補機軸との連動装置

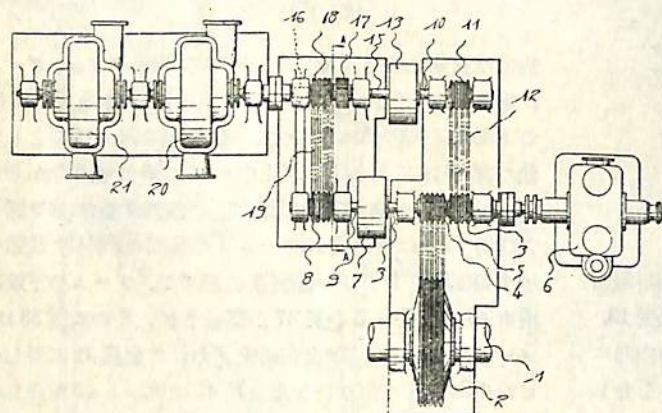
(昭和 35 年特許出願公告第 2,579 号, 発明者・神谷重雄, 同・加藤繁, 出願人・名古屋造船株式会社)

この発明は、ディーゼル船における主要推進補機すなわち潤滑油ポンプ、冷却用海水ポンプおよび冷却用清水ポンプの動力を主軸系から求める場合の動力伝達機構に関するものである。

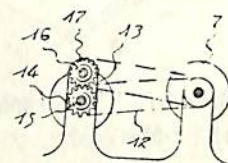
従来、大型ディーゼル機関の主軸系から補機へ動力を伝える方式としては、(1) 主軸系から歯車を介して、前記補機類をそれぞれ往復動ピストン型ポンプとして駆動するものと、(2) 主軸系により駆動されるスクリー型油ポンプでいつたん高圧油をつくり、これをオイルモータに導いてこれにより補機類を常に一定方向に回転するポンプとして駆動するものがあり、これらはいずれも主軸系が逆転する場合にもポンプの効力が変わらないよ

うに考慮されているのであるが、第 1 の方式は機関室内に大きなスペースをとるとともに、往復動部分をもつため荒天時にプロペラが空転した場合故障の恐れがあり、また第 2 の方式では高圧油を扱うため構造が複雑で効率も悪くなる欠点があった。この発明は、主軸の正逆転に応じて切り換えられる一対の電磁クラッチを介して、冷却水用うず巻ポンプを常に一定方向に駆動回転させることにより、前記 2 方式に比べて安全性が良く効率の高い補機連動装置を得ようとするもので、クラッチの切換は主機の正逆転切換ハンドルに連動して行なわれる。

図面第 1 図はこの発明による装置の平面図、第 2 図はその A-A 線における断面図で、スプロケット 2, 4 を介して主軸系 1 に連動する中間軸 3 からうず巻型の冷却用海水ポンプ 20 および清水ポンプ 21 のポンプ軸 16 にかかる動力伝達経路として、電磁クラッチ 7, スプロケット 8, チェーン 19, スプロケット 18 を経る主軸正転時の径路と、スプロケット 5, チェーン 12, スプロケット 11, 電磁クラッチ 13, 軸 15, 逆転用歯車 14, 17 (第 2 図参照) を経る主軸逆転時の径路とがあり、上記 2 つの電磁クラッチ 7, 13 は主機の正逆転切換に応じて、いずれか一方のみが係合するようになっている。したがってポンプ軸 16 は主軸系の正逆転に関係なく常に一定方向に回転駆動され、冷却水ポンプ 20, 21 はうず巻型としての効率を保つことができる。また潤滑油ポンプ 6 は主軸とともに逆転しても効率が変わらない低速の歯車ポンプあるいはスクリーポンプとして中間軸 3 に直結されている。



第 1 図



第 2 図

船 舶 第 33 卷 第 7 号

昭和 35 年 7 月 12 日発行
定価 150 円 (送 12 円)

発行所 天然社

東京都 新宿区 赤城下町 50

電話 東京 (341) 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)

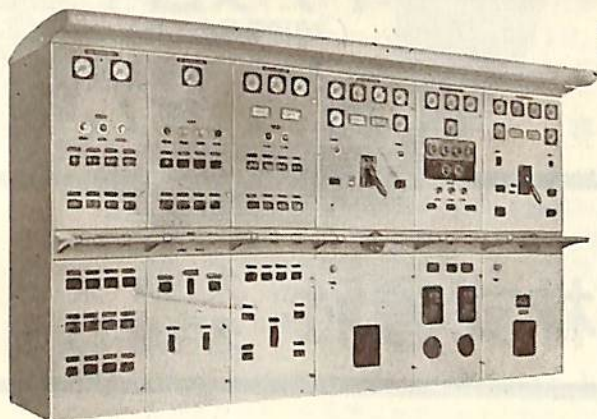
半年 (前金予約) 800 円

1 年 (") 1,500 円

以上の購読料の内、半年及び 1 年の予約割引料金は、直接本社に前金をもって御申込みの方に限ります

NIKKO

ノーヒューズ専門メーカー



完全電磁FM式

サーキットブレーカー

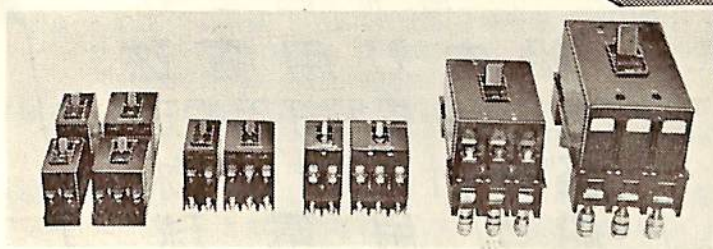
設計・製作
各種配電盤
各種電盤
各種電盤
各種遮断器

◎ 配電盤用
225 A フレーム
NK認電4047号

◎ 配電盤用
100 A フレーム
NK認電4046号

◎ 動力分電盤用
50 A フレーム
NK認電4035号

◎ 電灯分電盤用
30 A フレーム
NK認電4045号



NK

株式会社 日幸電機製作所

東京都世田谷区玉川奥澤町1丁目285番地

電話 田園調布(721)代表 6191-(8), 3313



信頼を持って使用される

住友の船舶用電線

イゲタロイ
(超硬質合金工具)
熔接棒芯線
防振ゴム

住友電気工業株式会社 大阪・東京
名古屋・福岡



船舶用耐震型電球

船用ランプ

◇ 営業品目 ◇

船内灯用電球
投光器並に探照灯用電球
各種計器用電球
船灯用電球
各種漁業用の集魚灯電球

防衛庁指定 運輸省型式承認

船用電球株式会社

東京都目黒区下目黒1-105 電話大崎(491)1750, 7926, 8480

増補改訂版 船 用 品 便 覧

B5判 上製 8ポ 2段組 300頁 定価 800円 (〒50)

法定備品、JIS 制定品をはじめ、重要な船用品を広範囲に網羅して、各部門別に懇切なる解説と技術的データを収録し、あわせて主要なる製品の特徴を個別に掲げる。すべて厳格なる監修による本書は、わが国唯一の船用品の便覧であり、ひろくメーカー、需用者および関連業界の必携の書である。

昭和30年版を徹底的に内容の改訂、増補をほどこして面目を一新した。たとえば、全章書き換えは第9章、第12章、第13章、第15章、新設の章は第14章、増補は第1章、第2章、第3章、第4章、第5章、改訂は全章に亘り、更に新たなる業務資料60頁を加えて、総頁300頁に及ぶ完璧なものとした。

内 容

1. 総 説 1 船用品の定義、2 船用品関係法規、3 船用品の検査試験、4 船用品 JIS と船用品試験規程、5 船用品の変遷、〔増補〕船用品検査試験規則、〔増補〕船用品型式承認規則
2. 救命器具 1 種類、2 浮力材料、3 救命艇、4 救命艇用備品、5 救命筏、救命浮器、簡易浮器、6 膨脹型救命筏、7 救命浮環、救命胴衣、8 救命焰、9 救命索発射器、10 救命艇の日本工業規格 (JIS) 抜萃、11 救命器具の実例
3. 消防設備および器具 1 概説、2 消火器、3 消火設備、4 火災警報装置、5 消防属具、6 防熱材、耐火剤、7 漁船の消防設備、8 消防器具の実例
4. 船燈および信号燈 1 概説、2 海上衝突予防法、3 船燈の設備、4 船燈の性能及び構造、5 燈窓ガラスおよび着色挿入ガラス、6 燈筒 (ホヤ) および燈芯 7 船燈用電球、8 隔板、9 船燈台 (檣燈台および船尾燈台)、10 航海燈標示盤、11 モールス信号燈、12 晝間信号燈、13 探照燈、14 救命艇用探照燈、15 スエズ運河用探照燈、16 船燈用電球の日本工業規格 (JIS) 17 船燈、信号燈の実例
5. 信号器具 1 概説 2 信号器に対する設備要求、3 遭難信号の種類、4 号鐘およびどら、5 気笛および気角、6 霧中号角 (フォグホーン)、7 国際信号旗、8 黒球、黒色円錐形象物およびその他の形象物、9 信号青焰及び信号紅焰、10 榴弾及び火箭、11 落下傘付信号、12 発焰浮信号、13 日光信号鏡、14 モールス信号電気燈、15 常用危険物の包装と積載方法、16 信号器具の実例
6. 艙口覆布、艙口蓋板、艙口覆蓋 1 概説、2 艙口覆布、3 艙口蓋板 (ハッチポート)、4 艙口用金具、5 鋼製艙口覆蓋
7. 舷窓類 1 舷窓、2 角窓、3 旋回窓、4 防風窓
8. 錨、鎖、索 1 錨、2 鎖、3 索
9. 機装金物 1 索具類に関する機装金物、2 繫留設備に関する機装金物、3 荷役設備に関する機装金物、4 居住設備に関する機装金物
10. 船用塗料 1 一般塗料、2 船底塗料、3 特殊塗料、4 色の表示方法
11. 船用計器 1 総説、2 羅針儀、3 自動操舵装置、4 測程儀、5 測深儀、6 六分儀、7 時辰儀、8 船用時計 (航海時計)、9 双眼鏡、10 風向風速計、11 気圧計、12 湿度計、13 舵角指示器、14 プロペラ軸回転計、15 その他の機関計器
12. 通信機器 1 船内通信及び信号設備、2 船内電話、3 無電池式電話、4 船内放送設備、5 船用テレグラフ、6 船舶と電波、7 無線電信 (電話) 装置、8 救命艇用無線電信装置、9 無線方位測定機、10 レーダー、11 ロラン受信機
13. 照明配線器具類 1 総説、2 耐震電球、3 電球用ソケット、4 燈具、5 蛍光燈とその燈具、6 防爆燈、7 ベル、ブザー、8 船用電線貫通金物、9 端子板及び電路接続箱、10 プラグ・レセプタル及びスイッチ、11 区電箱、分電箱及び船外給電箱、12 船用電線、電纜 13 船用蓄電池
14. 甲板補機 1 揚貨装置、2 揚錨装置
15. 附 表 1 一般船舶 (漁船以外) の属具表、2 漁船の属具表、3 運輸省型式承認船用品一覧表、4 船舶部門 JIS 規格目録、5 関係官庁名簿 (船舶、船用品検査試験及び型式承認、JIS 等)、6 船級協会名簿、7 船用品関係団体名簿、8 関連業界名簿
16. 業務資料

東京都新宿区赤城下町50

発行所 天 然 社

電話 東京 (341) 1908 番 振替 東京 79562 番

天然社・海技入門選書

船の保存整備	東京商船大助教授	鞠谷宏士	A5	130頁	¥220
船舶の構造及び設備属具	東京商船大助教授	鞠谷宏士	"	160頁	¥300
沿岸航法	東京商船大助教授	上坂太郎	"	160頁	¥280
推測および天文航法	東京商船大教授	豊田清治	"	160頁	¥280
航海法規	東京商船大学教授	横田利雄	"	140頁	¥230
海事法規	東京商船大学教授	横田利雄	"	160頁	¥280
海上運送と貨物の船積 (前篇)海上運送概説	東京商船大学教授	田中岩吉	"	140頁	¥260
海上運送と貨物の船積 (後篇)貨物の船積	東京商船大学教授	田中岩吉	"	170頁	¥290
船用プロペラ	東京商船大助教授	野原威男	"	104頁	¥180
船舶運航要務	東京商船大助教授	中島保司	"	170頁	¥300
航海計器学入門	東京商船大助教授	庄司和民	"	160頁	¥280
操船と応急	東京商船大学教授	米田謹次郎	"	130頁	¥230
船用内燃機関(上巻)	前東京商船大助教授	小方愛朔	"	170頁	¥300
船用内燃機関(下巻)	"	小方愛朔	"	190頁	¥320
蒸気機関	東京商船大学教授	清宮貞	"	90頁	¥180
船用電気の基礎	東京商船大助教授	伊丹潔	"	180頁	¥320
燃料・潤滑	東京商船大助教授	宮島時三	"	200頁	¥350
電波航法入門	東京商船大学教授	鮫島直人	"	200頁	¥360

以下続刊

海洋気象	東京商船大学教授	浅井栄資	A5	未定
船の強度と安定性	東京商船大助教授	野原威男	"	"
指圧図	運輸省海官 接試験官	西田寛	"	"
船用材料	東京商船大学教授	賀田秀夫	"	"
ボイラ用水	東京商船大学教授	賀田秀夫	"	"
機械の運動と力学	東京商船大助教授	小山正一	"	"
機械工作・材料力学	東京商船大助教授 " "	小山正一 真田茂	"	"
船用汽罐	東京商船大学教授	真壁忠吉	"	"
船用補機	東京商船大助教授	小川武	"	"

天然社・船舶海事工学図書

—造 船—

田中兵衛著 B5 上製 200頁 500円 (送50円)

原 子 力 船

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 図版別冊 700円 (送50円)

船 型 学「抵抗篇」 (品切)

造船協会網船工作研究委員会編

A5 220頁 (折込11葉) 450円 (送50円)

船 の 熔 接 工 作 法

造船協会電気熔接委員会編

A5 上製 200頁 360円 (送50円)

船 の 熔 接 設 計 要 覧

高 木 淳著 上製 230頁 300円 (送50円)

初 等 船 舶 算 法 (品切)

—主機・補機—

米国防造船機学会編 米原令敏訳 各 B5 上製

船用機関工学(第1分冊)650円(送50円)(品切)

〃 (第2分冊)520円(送50円)(品切)

〃 (第3分冊)700円(送50円)

〃 (第4分冊)800円(送50円)(品切)

〃 (第5分冊)900円(送50円)

石田千代治・真壁忠吉 A5 上製 340頁 680円 (送50円)

蒸 気 ボ イ ラ

中谷勝紀著 B5 上製 230頁 500円 (送50円)

船用ターゼル機関の解説

中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350円 (送50円)

船用ターゼル機関

中谷勝紀著 A5 上製 210頁 250円 (送40円)

船用焼玉機関 (品切)

小野暢三著 A5 上製 160頁 250円 (送40円)

船用聯動汽機

小谷・南・飯田著 A5 上製 320頁 450円 (送50円)

機 関 士 必 携

小谷信市著 A5 上製 300頁 350円 (送50円)

船 用 補 機

—船用計器・電気・資材 船用品—

波多野浩著 A5 上製 340頁 700円 (送50円)

航 海 計 器 (才1巻)

茂在寅男著 B6 上製 210頁 280円 (送40円)

解 説 「レ ー ダ ー」

—船舶運航関係—

鈴木 至著 A5 上製 320頁 650円 (送50円)

航 海 力 学

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 260頁 450円 (送50円)

天 文 航 法

浅井・上坂共著 A5 上製 300頁 480円 (送50円)

地 文 航 法

鮫島直人著 A5 上製 260頁 450円 (送50円)

船 位 誤 差 論

宇田道隆著 A5 上製 310頁 500円 (送50円)

海 洋 気 象 学

依田啓二著 A5 上製 340頁 450円 (送50円)

船 舶 運 用 学

渡辺加藤一著 A5 上製 200頁 280円 (送40円)

荒 天 航 泊 法 (品切)

小野寺道敏著 A5 上製 350頁 500円 (送50円)

気 象 と 海 難 (品切)

橋本・森共著 A5 上製 190頁 300円 (送40円)

船 舶 積 荷

—船舶一般—

依田啓二著 A5 上製 220頁 380円 (送50円)

新海上衝突予防法概要

上野喜一郎著 A5 上製 630頁 850円 (送50円)

船 舶 安 全 法 規

屋代 勉著 A5 上製 70頁 100円 (送20円)

日 本 船 舶 信 号 法 解 説

屋代 勉著 A5 上製 110頁 180円 (送50円)

国 際 信 号 法 解 説

上野喜一郎著 A5 上製 310頁 420円 (送50円)

船 の 歴 史 近代篇・船体

上野喜一郎著 A5 上製 330頁 500円 (送50円)

船 の 歴 史 推 進 篇

天然社編 B5 上製 230頁 650円 (送50円)

船舶の写真と要目 第三集 1955年版

天然社編 B5 上製 230頁 650円 (送50円)

船舶の写真と要目 才四集 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 才五集 1957年版

天然社編 B5 上製 260頁 900円 (送50円)

船舶の写真と要目 才六集 1958年版

天然社編 B5 上製 180頁 700円 (送50円)

船舶の写真と要目 才七集 1959年版

—辞典・便覧—

運輸技術研究所船舶機装部監修

B5 上製 300頁 800円 (送50円)

増補改訂版 船 用 品 便 覧

和達・福井・畠山監修 A5 上製 430頁 1200円(送50円)

気 象 辞 典

Zenith Marine Chronometre, Switzerland

瑞西ニューシャテル天文台 コンクール
六ヶ年間最高賞連続受領



ゼニット マリン クロノメーター

販売特約店 日本漁網船具株式会社
三洋商事株式会社
株式会社 玉屋商店
日興海事株式会社

輸入元 **KK.瑞西時計輸入商会**

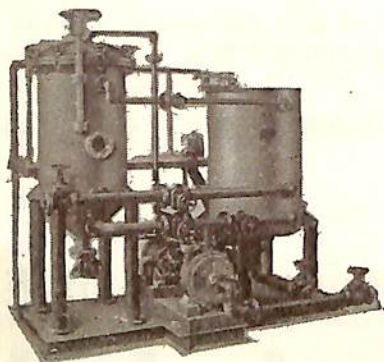
Tokyo Central P.O. Box 1355

ZENITH

特許 **ウルトラ フィルター**

1/2の濾過面積で
2倍の濾過量

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



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

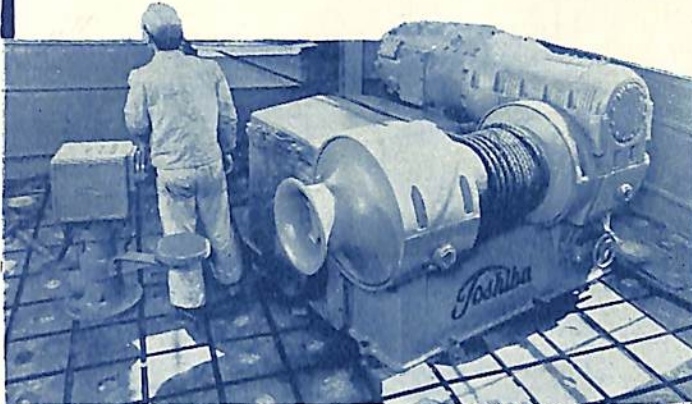
…クーボン…
はがきに御氏名
記入の上貼付し
御申込み下さい
カタログを差し
上げます。
船 船
…切取線…

ミウラ化学装置株式会社

東京都目黒区下目黒3の541 電話 目黒 (712) 2265
大阪市住吉区帝塚山東二丁目13 電話 住吉 (67) 0251・0252

弊社直接或いは……代理店を通じて御照会下さい。
代理店 三菱商事・第一物産・日協産業・実戸商会

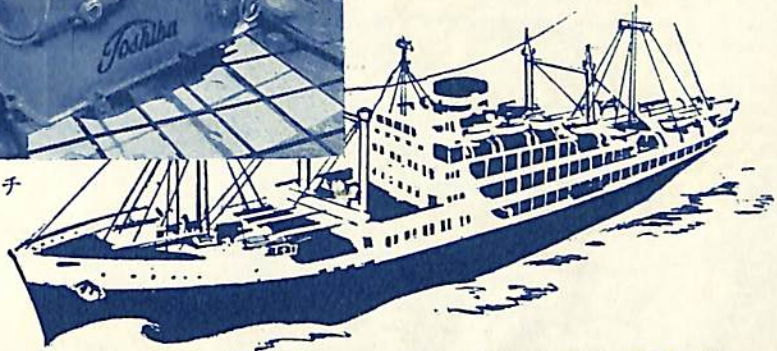
東芝の船舶用電気機器



3 t 交流電動ウインチ

主要電気機器

発電機・シリコン変圧器
アンブリダイン式増幅発電機
磁気増幅器・電動ウインチ機
各種電動機・電動揚錨機
電動繫船機・配電盤
制御装置・その他一般



Toshiba

東京都中央区銀座西5-2 電話東京 (571)5711・8261

東京芝浦電気株式会社

HAMILTON

CHRONOMETER WATCHES



2 日 巻
2 1 石
特殊エリンパヒゲゼンマイ付
高級仕上げムーヴメント



ハミルトン マリナークロノメーター

総代理店

株式会社 大澤商會

輸入部 東京都中央区銀座西2-1有楽ビル2階 TEL. (561)2755-2850

