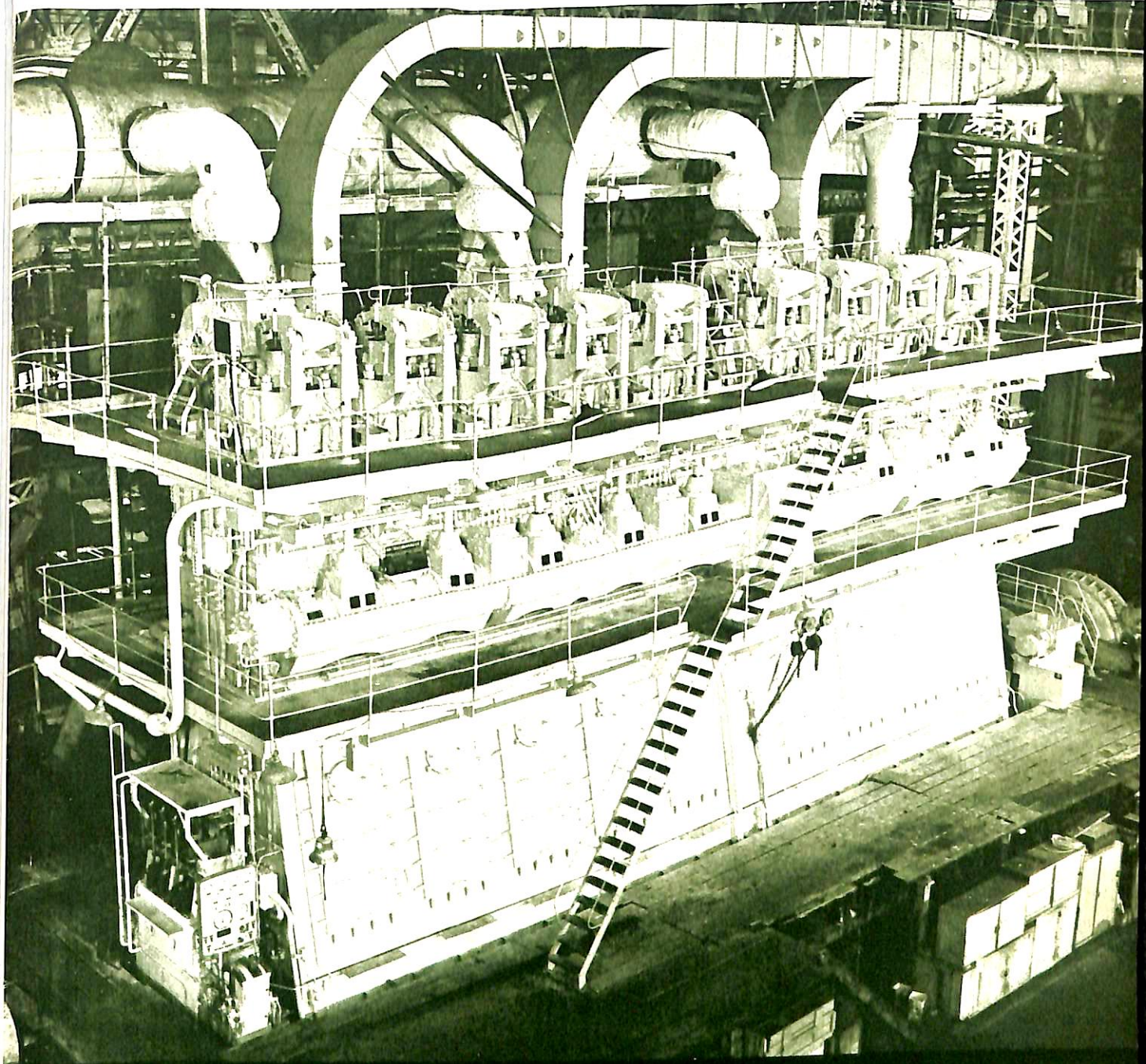


# 船の科学 9

1961

昭和36年9月5日印刷 昭和36年9月10日発行 第14巻第9号 (毎月1回10日発行)  
昭和23年12月3日 第3種郵便物認可 昭和24年5月21日 日本国有鉄道特別扱承認雑誌 第1156号

VOL.14 No. 9



MITSUBISHI **UE** DIESEL ENGINES

9UEC 85/160 型  
出力 18,000 P S

 三菱造船株式会社

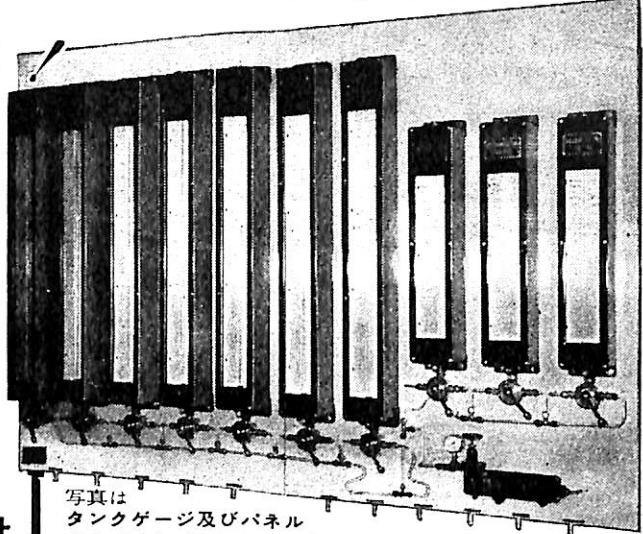


# TOKICO

## 船舶用計測器は

# トキコ

タンクゲージ  
 ドラフトゲージ  
 船舶用圧力計  
 ルーツ流量計



写真は  
 タンクゲージ及びパネル  
 タンクゲージはタンク内の水、油の深さ又は容量を、  
 空気圧を利用して簡単かつ正確に遠隔測定できますので  
 各業界から御好評を得ております。

### 船舶関係使用例

水、燃料油、潤滑油等の各種タンク、油槽船の原油タンク、  
 船のバランスをとるため海水を注水する船底、  
 船腹のバランスタンク等

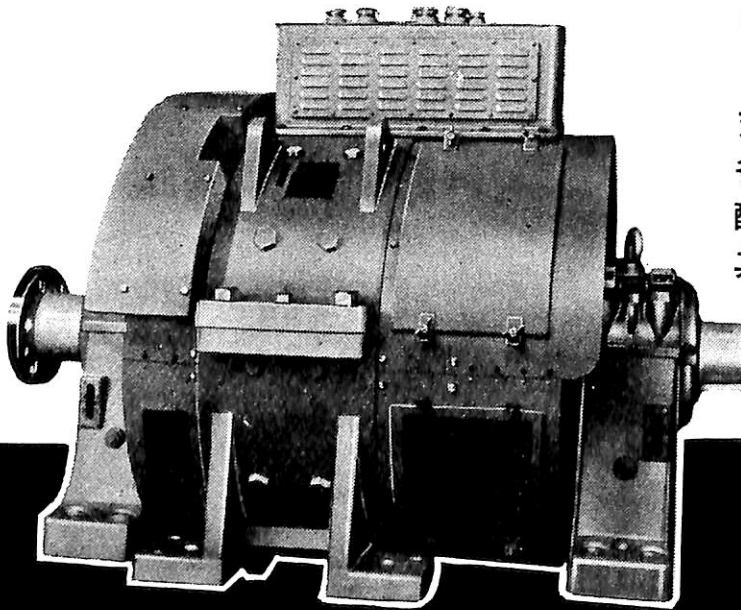


## 東京機器工業株式会社

本社・工場 川崎市中島1番地の2 電話川崎(2)代表3591  
 東京営業所 東京都千代田区神田錦町2(日立鎌倉橋別館) 電話(231)大代表8111  
 大阪営業所 大阪市北区梅ヶ枝町164(宇治電ビル) 電話大阪(36)大代表1241  
 福岡出張所 福岡市橋口町46(正全ビル) 電話福岡(5)2077  
 名古屋出張所 名古屋市中村区広井町3の98(名古屋ビル) 電話名古屋(55)8668・8669番

## 信用と技術

交流・直流発電機  
 各種電動機及制御装置  
 配電盤  
 その他船用特殊電気機器



# 大洋電機株式会社

取締役社長 山田 澤 三  
 本社 東京都千代田区神田錦町3の16  
 電話東京(291)5916-9  
 工場 岐阜県羽島郡笠松町如月町18  
 電話笠松2181-4  
 出張所 下関 札幌



THOMAS  
MERCER  
— ENGLAND —

一世紀にわたる…  
輝く伝統を誇る！

英国・トーマス・マーサー製

# マシ・クロノメーター



ESTABLISHED  
— 1858 —

検定保証書付 (温度補正表・等時性能表・日差表付)  
二日巻・八日巻・恒星時クロノメーター・電接装置付等あり

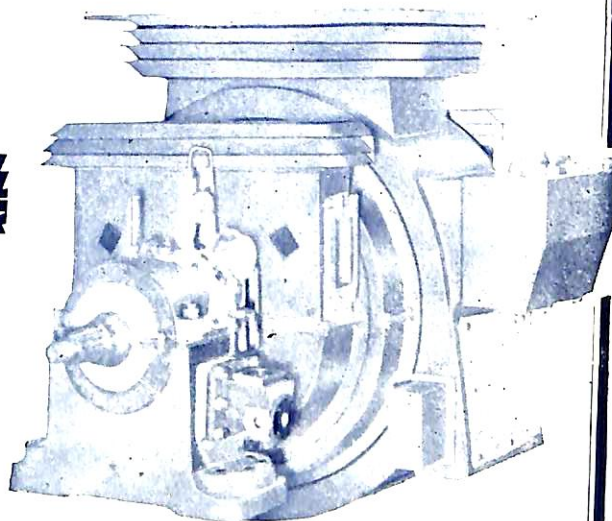


販売店 { 株式会社大沢商会 東京都中央区銀座西2の5 TEL (561) 8351-5  
株式会社玉屋商店 東京都中央区銀座4の4 TEL (561) 7723-3829  
総代理店 村木時計株式会社 本社 東京都中央区兜町2の36 TEL (671) 0874-8020  
大阪店 大阪市東区北浜2(北浜ビル) TEL (23) 1519

NSDK

## 船用 自働交流発電機

自働・他働交流発電機  
直流発電機  
各種電動機及制御装置  
配電盤・船用揚貨機  
電動送風機・サーモタンク



## 西芝電機株式会社

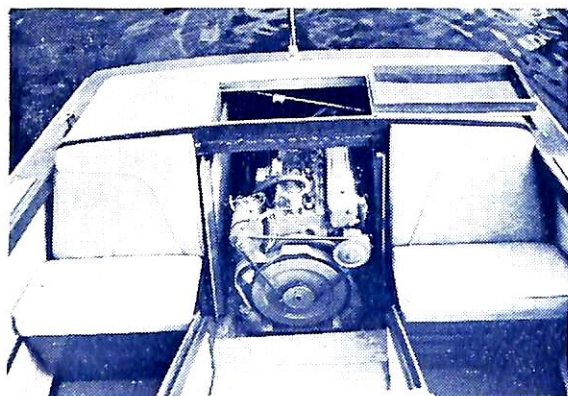
本社工場 姫路市網干区浜田1000番地 TEL 網干 261-5, 900-902  
東京営業所 東京都中央区銀座西6の6 (鉄道工業ビル) TEL 東京 (571) 4078, 6864, 6865  
大阪営業所 大阪市北区中之島2の25 (江商ビル) TEL 大阪 (23) 4115, 7359, 8649



# GRAYMARINE Engine

## with STERN DRIVE UNIT

スターン・ドライブ・付きのグレイマリンエンジンは、経済的で耐久性のある船内エンジンと機動性に富み、取扱いの簡単なドライブ・ユニットより成り立ち、あらゆる用途のボートに使用する事が出来ます。



Stern Drive	Graymarine Engine
MerCruiser	..... 111 ~ 215馬力
SeaPower	..... 80 ~ 170馬力
PowerNaut	..... 80, 111馬力

20フィートのランナバウトにグレイマリン111馬力を取り付けた写真です。従来のエンジン取り付けより50%はコックピットを広く使用する事が可能です。

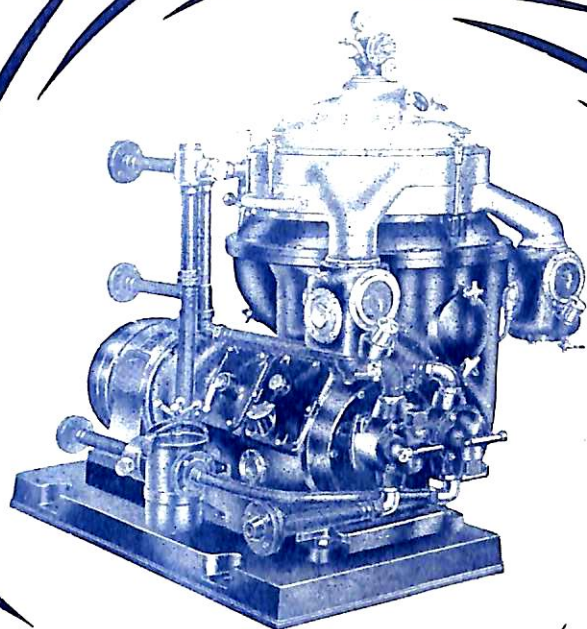
グレイマリン・コンパクトSix-111 (111馬力) エンジン・及びpowerNaut スターン・ドライブ付きの20フィート・ランナバウトの全速走行中の写真です。最大速度64.5KM/時をマークしました。



GRAY MARINE MOTOR 社  
日本総代理店  
**日米自動車株式会社**

東京：中央区京橋2丁目5番地  
電話(561)3267-7093・6035-3078  
大阪：北区曾根崎新地2-24番地  
電話(36)8 8 3 1 (代)





セルフ・オフリンク・セパレーター  
TYPE PX 309.00 F

油  
清  
淨  
機



Aktiebolaget Separator  
Stockholm, Sweden

燃料油清淨機  
ディーゼル油用  
ディーゼル油用

潤滑油清淨機  
ディーゼル油用  
ディーゼル油用  
其他 各種遠心分離機

瑞典セパレーター会社日本総代理店

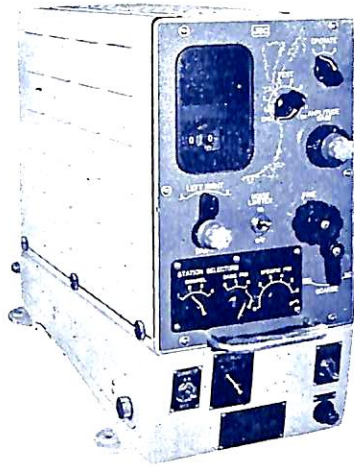
長瀬産業株式会社機械部

本社  
東京支店  
支店  
整備工場

大阪市西区立売堀南通 1-19 電話 54 大代表 1121  
東京都中央区日本橋小舟町 2-3 電話 661 970-3083  
京 都 ・ 名 古 屋 ・ 福 山  
京都機械株式会社分離機工場 京都市南区吉祥院騎馬町 50



○ 航海の安全には…



JNA-102形 ロラン受信機

# JRC ロラン

## 世界最初のトランジスタロラン

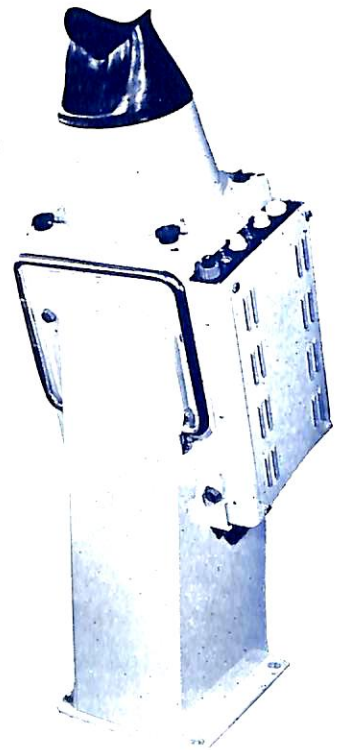
- 特長**
1. トランジスタ化  
トランジスタ、ダイオード使用のため小型  
軽量、消費電力極少
  2. プラグインユニット方式  
プラグインユニット方式の画期的設計、保  
守点検が便利
  3. 測定値の読取簡単  
時間差表示がブラウン管と同一視野内の数  
字ドラムに表れ、測定値の読取簡単
  4. 電源内蔵  
装備簡単、従来の300Wに比し $\frac{1}{7}$ (40W以  
下)の極少消費電力

# JRC レーダ

## 小形船用最高級新鋭機

JMA-115形

- 特長** 距離精度向上・映像面の拡大、鮮明・性能の  
安定・操作、保守、点検が容易
- 性能**
- |        |                      |
|--------|----------------------|
| 周波数帯   | 9 3 2 0 ~ 9 4 3 0 M% |
| 中心周波数  | 9 3 7 5 M% (3.2cm)   |
| 尖頭送信出力 | 1 8 kw               |
| パルス巾   | 0.1 0.6 $\mu$ s      |
| 最小探知距離 | 3 0 m                |
| ブラウン管  | 2 5 4 mm (10吋)メタルバック |
| 距離範囲   | 1, 3, 8, 15, 30 哩    |
|        | 5 段切換                |



直立形架台に装着した指示機

**JRC**

**日本無線株式会社**

大阪支社

福岡営業所

札幌出張所

大阪市北区堂島中1の2

福岡市新開町3の53 立石ビル

札幌市北一条西4の2 札幌ビル

事業部

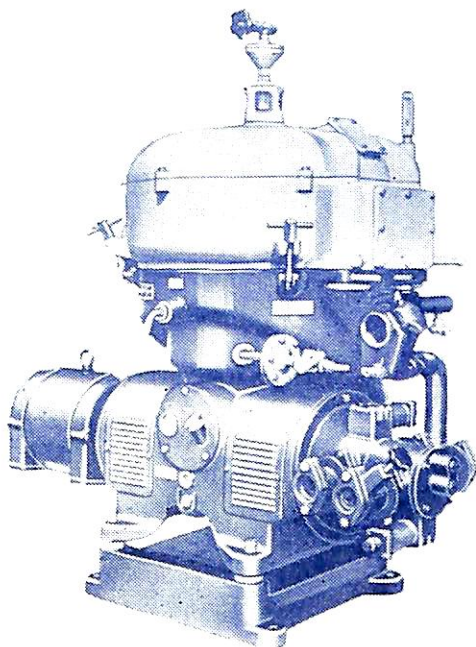
東京都港区芝西久保桜川町25 第5森ビル



機関室の自動化に!

WESTFALIA  
SEPARATOR

バンカー油清浄に  
世界最高の性能を誇る……



SAOG4516型

# WESTFALIA 油清浄機

S A O G 型 (自動清浄型)  
O N 型 (標準型)  
加熱ヒーター, 自動開閉弁  
その他の附属品

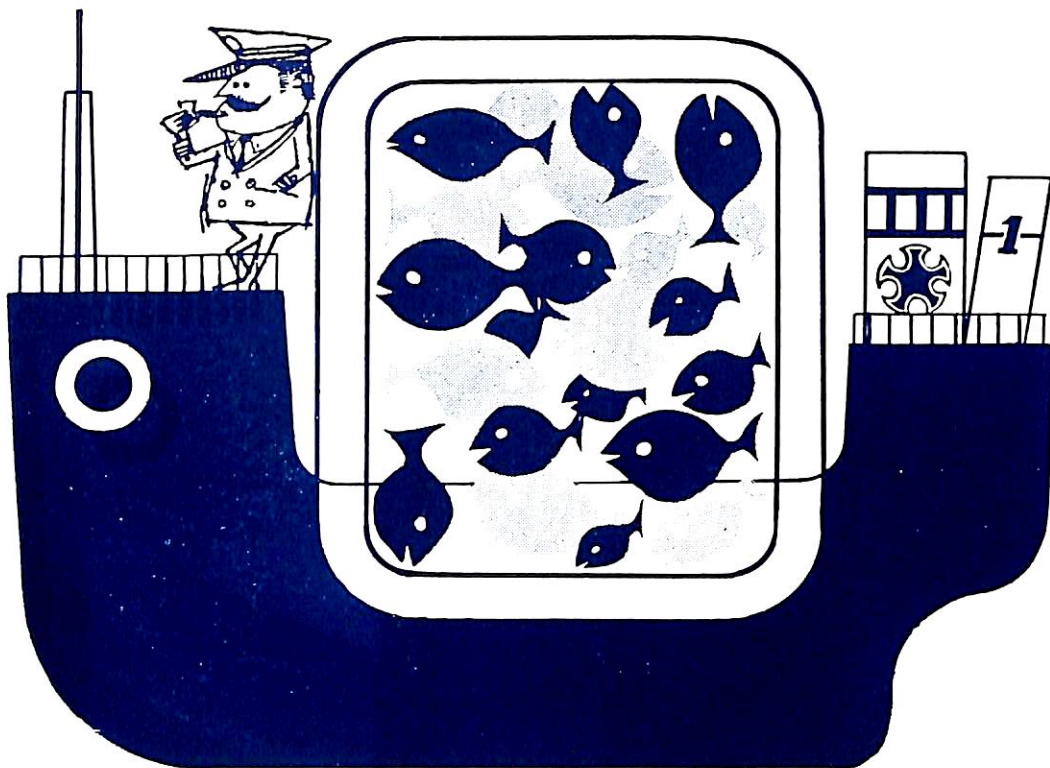
西独逸ウェストファリヤ・セパレーター社日本総代理店



## 日精株式会社機械部

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





海の味覚をそのまま運ぶ断熱材ビニコルク  
 冷凍漁船に使われているプラスチック  
 クススポンジでは 断熱材ビニコルクが  
 好評です

大機ゴムの断熱材

**ビニコルク** **VINYCORK**



**DAIKI ENGINEERING CO., LTD.**

大機ゴム工業株式会社

本社 / 東京都千代田区内幸町2-16 TEL(501) 2101(代表)  
 テレックス加入番号 22-330  
 大阪・福岡・名古屋

**断熱 ■ 耐油 ■ 非吸水 ■ 非吸湿**





## 世界の船舶が 使用している！



ダンロップ・セムテックス・フレキシマーズは柔軟性・防水性・耐火性などのすぐれた特長のほか、鋼鉄製品や合金をおかす腐蝕物に対しても十分に耐えうる特質を持っています。その上、ダンロップには全世界にわたる強力な組織網がありますので、長い航行中万一損傷が生じても各寄航地でゆきといたアフターサービスが得られます。

**ダンロップ** 〈デッキ・カバリング用〉

**セムテックス**  
**フレキシマーズ**

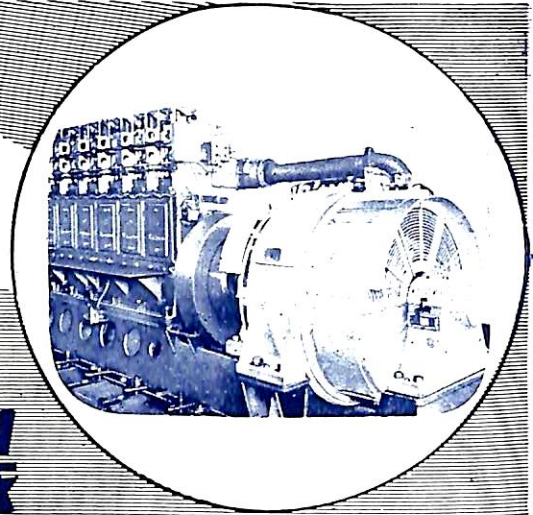
**日本ダンロップ護謨株式会社**

神戸市真金区船井町1丁目20番地 電話神戸代表 21-3541・7005・7001





中型専門メーカー  
100~3,000 KW



直流・交流  
発電機・電動機

各種補機用電動機  
管制器及配電盤

直流電弧熔接機  
無線用電源電動発電機

東京電機製造株式会社

営業所 東京都文京区湯島天神町一ノ〇五  
本社工場 土浦市中高津九五〇  
出張所 下関市大和町33

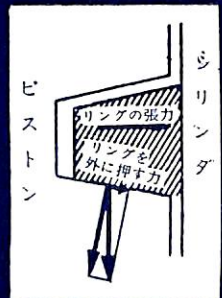
電話東京(866)4261~5  
電話(土浦)910~2,1287  
電話 5 3 5 7

こう着防止に...

RIK センダイトメタル製

理研キーストンリンク

クサビ型に加工してありますから図のように慣性力の一部がリングの張力を補い、またサイドクリアランスの変化によってこう着を防止します



理研ピストンリンク工業株式会社

東京都港区芝南佐久間町1の46  
電話東京(501)5201番(代表)



目次

8月のニュース解説	(編集部)	47
極洋捕鯨冷蔵運搬船千代田丸について	(新潟鉄工所 松井 富雄)	50
131,000DWT GIANT TANKER について	(佐世保重工業株式会社技術部)	55
波浪中における抵抗増加について	(横浜国立大学 丸尾 孟)	59
電子計算機を使用して求めた船用蒸気プラント性能 におよぼす蒸気条件およびサイクル構成の影響について(その1)	(Robert P. Giblon) (Chester W. Stott) 石橋 英一 訳	67
艦艇用ガスタービン5,000PS機関	(三菱造船長崎造船所 津田 鉄 弥)	80
船用油清浄機の自動化について —デラバルセルフオープニングセパレーターによる自動化—	(長瀬産業機械部) 西川 一 郎	85
原子力船安全基準について(8) 圧力容器の部(3)	(能美 耕 一 郎)	94
☆ 17次計画造船の経済性向上のための合理化自動化について		103
☆ 17次計画造船要目一覧表		105
三菱12WZ型1,500馬力高速 ディーゼル機関の特質について	(三菱日本重工業東京自動車製作所)	108
☆ 新造船建造許可実績(昭和36年8月分)		111
新造船工事月報(昭和36年5月末現在)		112
<世界の客船> SS IVERNIA	(速水 育 三)	26
<一般配置図> 冷蔵運搬船 千代田丸, 131,000DWT GIANT TANKER		

新造船写真集 (No. 155)

新造船… 東燃丸, のうほうく丸, まんはつたん丸,  
びんたん丸, えりも丸, 東光丸,  
山富丸, 矢島丸, 第十七真盛丸,  
第二秩父丸, 第五十一あけぼの丸,  
北幸丸, 第二榛名丸, 小樽丸, 榮和丸,  
大和丸, 大島丸, 日桑丸, 瀬戸,  
十勝丸, 第三十一善隣丸,  
第二十二むつ丸, 隆丸,  
FLYING FISH, GAZI OASMN PASA  
PHILIPPINE SEA,  
R. I. TELUK AMBOINA

進水船… 太刀川丸, 土佐春丸, 第八東洋丸,  
日章丸, わかしお, 幹島丸,  
HOLLAND,  
OSWEGO DEFENDER

☆ わが国最初の機関部自動化貨物船  
三井船舶 金華山丸 進水

☆ 富士ホワイトシユナイダープロペラ  
第1号機完成

☆ P&O オリエントラインズの豪華客船  
ORSOVA, ORCADES 相ついで横浜入港

<表紙写真> 三菱UEディーゼル機関  
9UEC 85/160型 18,000PS  
太平洋海運48,200DWタンカー主機

バルク・キャリアの

バラスト・タンクに **FARBERTITE**

建造中ブロックの内に塗装が出来、下地処理もごく簡単な低廉、経済的なエマルジョン・  
タイプの防錆用 コールタール系塗料です。米国 BRIGGS BITUMINOUS COMP. CO.  
製品。



オイル・タンカーの

カーゴ・オイル・タンクに **DIMETCOTE**

塗る亜鉛メッキ、従来の常識を覆す画期的防錆用塗料です。タンク内の塗装でも引火の  
危険の全くない不燃性安全塗料です。米国 AMERCOAT CORP. 製品

**施工部** どんなに優秀な塗料でも、正しい施工をしなければ良い効果は得られません。  
弊社ではこれらの塗装工事を施工部に於いて行って居ります。御用命下さい。

有限 井 上 商 会  
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 (68) 4021, 4022, 4023, 5141

ゼミコ アイエステー オイル  
**Gemico INT Oils**  
高級工業用潤滑油

ゼミコ ジーゼル エンジン オイル  
**Gemico Diesel Engine Oils**  
高級船舶用潤滑油

**ゼネラル物産**  
本店・東京都中央区銀座東4丁目



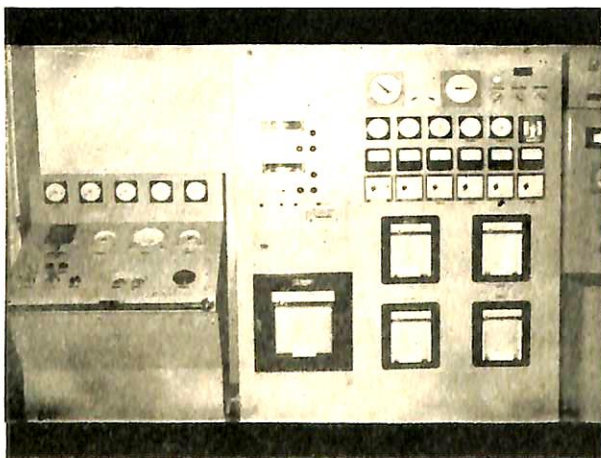
# \* 船の自動化こそは 船舶計器の

## 東京計器

遠隔指示・計測  
遠隔操縦・制御

65年の

豊富な経験と最新の技術が生んだ  
ヒンカースの油圧機器と  
マイクロセ（全電子式制御機器）を使用した  
東京計器のオートメーション計器は  
必ず皆様の御期待にお応え致します。

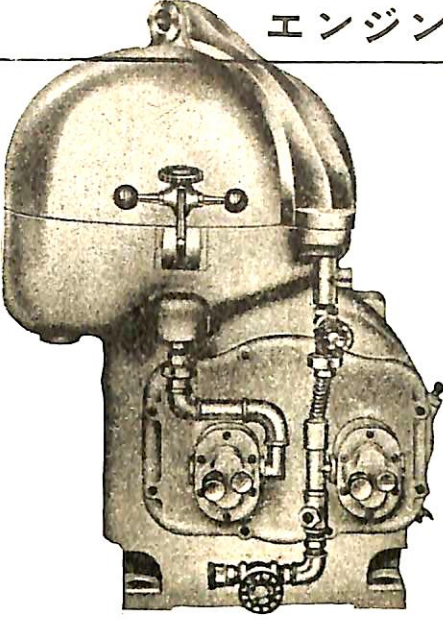


株式会社 東京計器製造所

本社 東京都大田区東蒲田4の31 TEL(731)2211-9  
神戸営業所 神戸市生田区明石町19(同和火災ビル) TEL(3)3684-6  
大阪営業所 大阪市東区道修町4の21(神戸銀行ビル) TEL(23)4900  
出張所 函館・横浜・名古屋・下関・長崎

エンジン・ルーム自動化への一紀元！

完全自動式油清浄機の出現



■特許申請中■

## Sharples Gravitrol Centrifuge

米国シャープレス・コーポレーション日本総代理店

### 巴工業株式会社

本社 東京都中央区日本橋江戸橋3ノ2(第二丸善ビル) 電話 東京(201)9211番(代表)  
 神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル) 電話 神戸(39)0288番(代表)



## Oval Flow Meter

L.P.G.・原油の受入  
石油製品の受渡  
各工程中の流量管理

オーバル流量計

主要営業品目

オーバルG・Sメーター  
(スチーム流量計)

オーバル細管式連続粘度計

オーバルスチームアキュムレータ

オーバル連続比率組合装置  
(ブレンダー)

## オーバル機器工業株式会社

本社 東京都新宿区上落合2-638 電話東京(361)5161(代表)  
 大阪営業所 大阪市北区堂島上1-2 新山本ビル内 電話大阪(312)4431(代表)  
 名古屋出張所 名古屋市中村区笹島町1-221の2 富田ビル新館6階  
 電話(54)1785

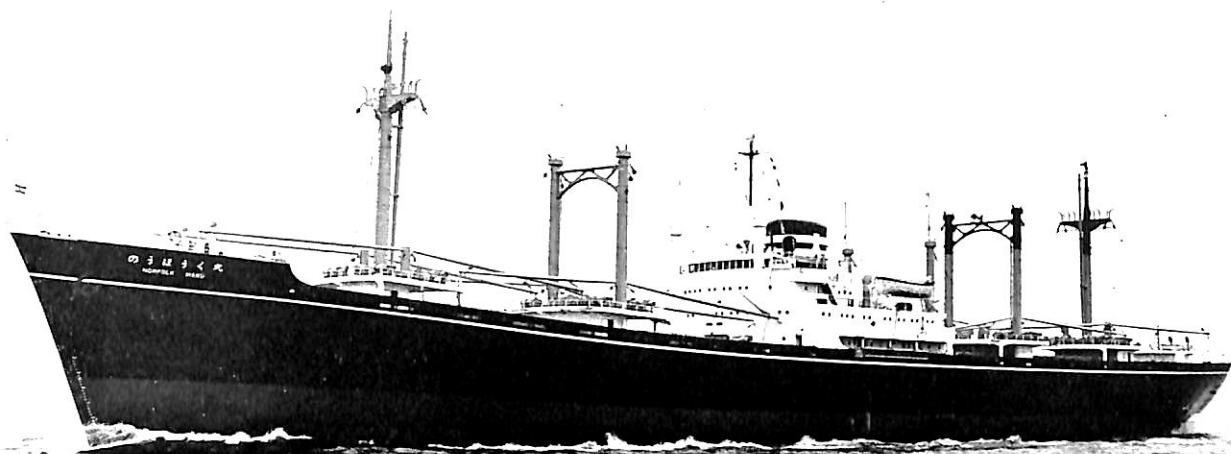




油槽船 東燃丸 TONEN MARU 東燃タンカー株式会社

三井造船株式会社 三野造船所 建造  
 垂線間長 217.017m 型幅 30.48m 竣工 35-10-18 進水 36-3-31 竣工 36-8-19 全長 225.58m  
 純噸數 19,538.22T 載貨重量 48,219.9kt 型深 15.507m 滿載吃水 11.586m 滿載排水量 63,988kt 總噸數 29,859.47T  
 主河油ポンプ 蒸気タービン駆動 渦巻型 1,000m<sup>3</sup>/h 4台 貨物艙容積 (ベームル) 1,324.5m<sup>3</sup> 燃料艙容積 3,917.1m<sup>3</sup>  
 燃料消費量 67.4t/day 清水艙 主機械 三井B & W 984V/T2BF180型ディーゼル機関 1基 出力 (連続最大) 18,900BHP  
 (110 RPM) (主) 三相交流 450V × 660kW (60サイクル) 2台 三井B & W 三重蒸発ボイラ DE 19t 2台, 曲管型排気ボイラ 1台  
 発電機 (主) 三相交流 450V × 200W, A. 200W, 短波 A, 1kW 各1台 補助 4台 受信機 長中波 (5球), 中短波 (16球) 全波 (10球) 各1台  
 送信機 (主) 中波 A, 400W, A. 200W, 短波 A, 1kW 各1台 補助 4台 受信機 長中波 (5球), 中短波 (16球) 全波 (10球) 各1台  
 速力 (滿載試運転最大) 16.95Kn (滿載航海) 16.1Kn 航続距離 20,400哩 船級 LR,NK 船型 平甲板型 乗組員 60名





16次貨物船 **のうほうく丸** 大阪商船株式会社  
NORFOLK MARU

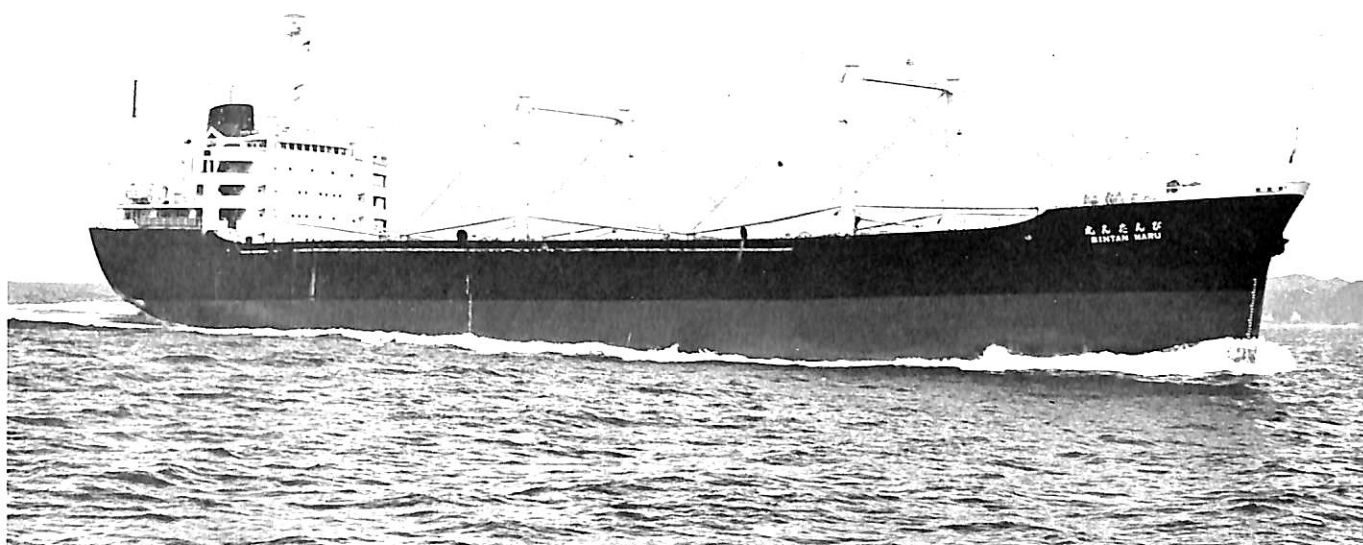
新三菱重工業株式会社神戸造船所建造	起工 36-2-9	進水 36-5-18	竣工 36-8-16
全長 156.13m	垂線間長 145.00m	型幅 19.40m	型深 12.50m
満載排水量 17,895kt	純噸数 9,295.42T	純噸数 5,531.11T	満載吃水 9.18m
貨物艙容積 (ベール) 18,380m <sup>3</sup>	(グリーン) 19,830m <sup>3</sup>	冷蔵庫 240m <sup>3</sup>	載貨重量 12,200kt
デリックブーム 30t×1.20t×1.10t×6, 5t×14	燃料油艙 1,284t	燃料消費量 43.5t day	艙口数 6
主機械 三菱神戸ボルトツァー 6RD90型	ディーゼル機関1基	出力 (連続最大) 13,000 BIP	清水艙 477t
(定格) 11,050 BIP (113.7 RPM)	補汽罐 強制循環式, 排ガス罐各1台	発電機 ディーゼル駆動	(120 RPM)
AC 60サイクル 445V×200kVA 3台	送信機 1kW, 500W, (補) 50W 各1台	受信機 全波2台, 短波1台	
速力 (試運転最大) 20.86Kn	(満載航海) 18.2Kn	航続距離 12,000哩	船級 NK
船型 船首楼付平甲板型	乗組員 55名	旅客 4名	同型船 へいぐ丸

— 12 —

16次貨物船 **まんはつたん丸** 大同海運株式会社  
MANHATTAN MARU

三菱造船株式会社長崎造船所建造	起工 36-2-11	進水 36-6-17	竣工 36-8-24	全長 159.80m
垂線間長 148.00m	型幅 20.50m	型深 12.50m	満載吃水 9.274m	満載排水量 18,360.81kt
総噸数 9,556.16T	純噸数 5,536.04T	載貨重量 12,471.6kt	貨物艙容積 (ベール) 18,000m <sup>3</sup>	
(グリーン) 19,781.09m <sup>3</sup>	貨物油艙容積 1,603.34m <sup>3</sup>	冷蔵庫 470m <sup>3</sup>	艙物庫 80m <sup>3</sup>	艙口数 6
デリックブーム 15t×4.5t×16	燃料油艙 1,915.01t	燃料消費量 40.2t day	清水艙 459.34t	
主機械 三菱長崎 9UEC 75/150型	ディーゼル機関1基	出力 (連続最大) 13,000 BIP	(124 RPM)	
(定格) 11,050 BIP (118 RPM)	補汽罐 平野鉄工所製コクラン罐1台	発電機 AC 445V 300kVA 3台		
送信機 中短波 500W, 短波 1kW, 補助 40W 各1台		受信機 長中波, 短波, 全波各1台		
速力 (試運転最大) 21.66Kn	(満載航海) 18.5Kn	航続距離 18,700哩	船級 LR,NK	
船型 長船首楼付平甲板型	乗組員 57名	旅客 12名	同型船 ぶるつくりん丸	



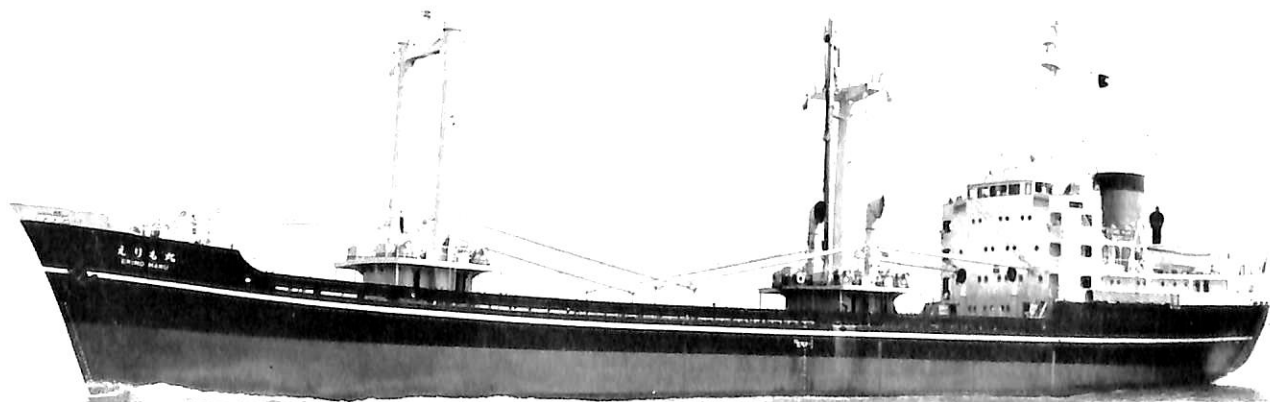


ボーキサイト運搬船 **びんたん丸** 第一中央汽船株式会社  
BINTAN MARU

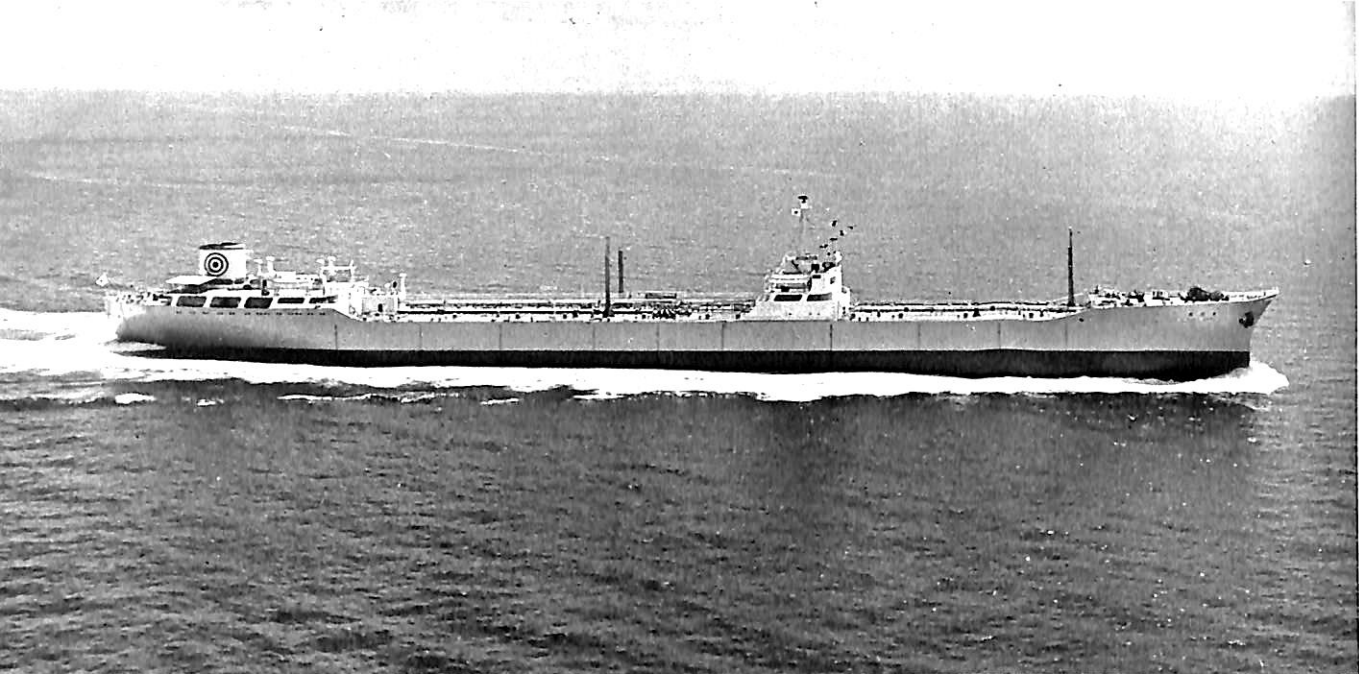
浦賀船渠株式会社浦賀造船所建造 起工 35-9 19 進水 36 6-13 竣工 36-8-15 全長 152.00m  
 垂線間長 144.00m 型幅 20.80m 型深 11.55m 満載吃水 8.373m 満載排水量 19,848kt  
 総噸数 10,204.82T 純噸数 4,900.37T 載貨重量 15,355.3kt 貨物艙容積 (グレーン) 15,440.9m<sup>3</sup>  
 艙口数 5 デリックブーム 71×4.5t×6 燃料油艙 1,155.5m<sup>3</sup> 燃料消費量 157.9g/BIP/h  
 清水艙 726.2m<sup>3</sup> 主機械 浦賀ズルツァー 6RD 68型ディーゼル機関1基 出力 (連続最大) 6,600 BIP  
 (135 RPM) (経済) 5,600 BIP (128 RPM) 補汽罐 乾燃室円罐重油専焼, 強制循環式排気ガス罐各1台  
 発電機 200kW×445V 2台 送信機 中波500W, 短波1kW, (補)50W各1台 受信機 長中波, 短波, 全波各1台  
 速力 (試運転最大) 16.4Kn (満載航海) 14Kn 航続距離 15,500浬 船級 NK  
 船型 四甲板型船尾機閉船 乗組員 55名

貨物船 **えりも丸** 共栄タンカー株式会社  
ERIMO MARU

株式会社名村造船所建造 起工 36-2 27 進水 36-5 31 竣工 36-7-20 全長 96.81m  
 垂線間長 90.00m 型幅 13.80m 型深 7.10m 満載吃水 (型) 5.98m 総噸数 2,639.89T  
 純噸数 1,409.78T 載貨重量 3,837kt 貨物艙容積 (ベール) 4,753.77m<sup>3</sup> (グレーン) 5,078.49m<sup>3</sup>  
 主機械 伊藤鉄工製 M478HS型 単動4サイクル直接運転・ランクヒストン型 排気ターボ過給ディーゼル機関1基  
 出力 (連続最大) 2,800 BIP (250 RPM) (常用) 2,380 BIP (238 RPM) 補汽罐 油焚強圧通風船用  
 乾燃室型円罐(6号罐)1台 発電機 85kW×445V 2台 送信機 中波1台, 全波2台, (補)1台  
 受信機 全波, 長中波各1台 速力 (試運転最大) 15.496Kn (満載航海) 13Kn 船級 NK  
 船型 船首楼付長船尾機閉船 乗組員 39名







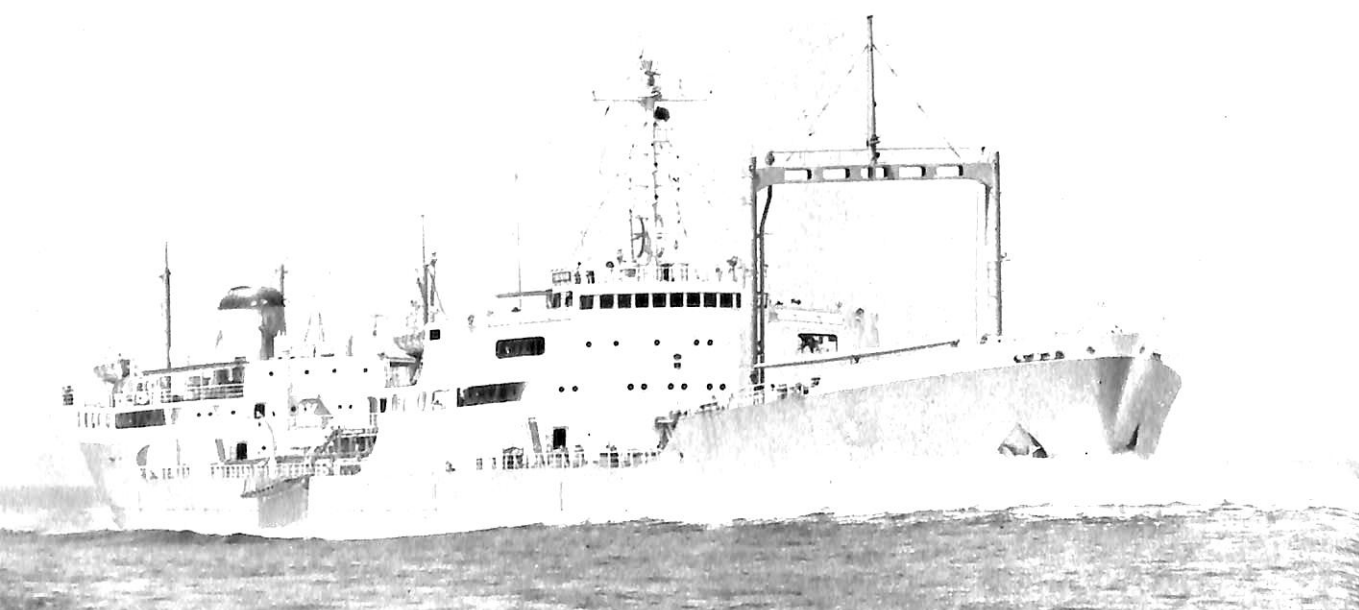
油槽船 東光丸 三光汽船株式会社  
TOKO MARU

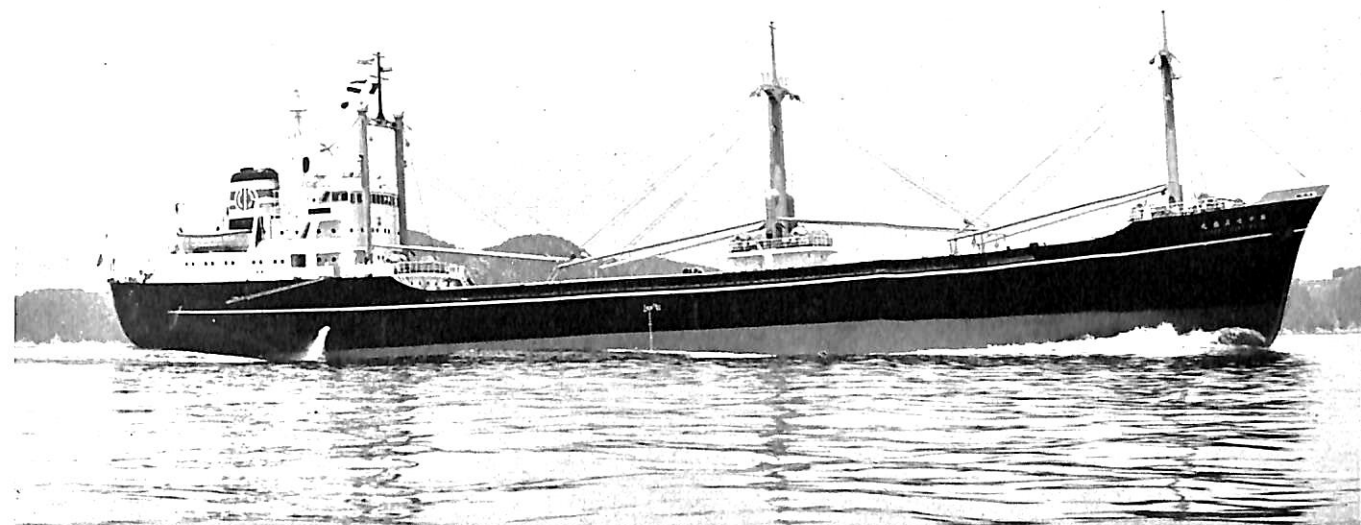
石川島播磨重工業株式会社相生第一工場建造 起工 35-11-15 進水 36-4-30 竣工 36-8-12  
 全長 223.76m 垂線間長 213.00m 型幅 30.50m 型深 15.20m 満載吃水 11.35m  
 満載排水量 60,920kt 総噸数 28,561.22T 純噸数 17,808.3T 載貨重量 47,452kt 貨物油艙容積 60,180m<sup>3</sup>  
 主荷油ポンプ 1,250m<sup>3</sup>/h・85m 4台 デリックブーム 5t×2 燃料油艙 3,550m<sup>3</sup> 燃料消費量 62t/day  
 清水艙 630m<sup>3</sup> 主機械 石川島播磨スルザー 9RD90型ディーゼル機関1基 出力 (連続最大) 18,000 BIP  
 (119 RPM) (定格) 15,300 BIP (113 RPM) 補汽罐 2 胴水管罐 1台  
 発電機 AC 445V・550kVA 2台 送信機 中波 500W, 短波 1kW, 非常用各1台  
 受信機 全波, 長中波, 短波各1台 速力 (試運転最大) 17.514Kn (満載航海) 16.2Kn  
 航続距離 19,980浬 船級 NK, AB 船型 三島型 乗組員 64名 旅客 2名  
 同型船 剛那丸, ATTICA

— 14 —

油槽船 山富丸 山下汽船株式会社  
YAMATOMI MARU 双葉海運株式会社

日立造船株式会社因島工場建造 起工 35-9-30 進水 36-3-29 竣工 36-7-24 全長 207.00m  
 垂線間長 197.00m 型幅 26.40m 型深 14.00m 満載吃水 (型) 10.55m 満載排水量 43,850kt  
 総噸数 21,232.16T 純噸数 13,029.17T 載貨重量 33,932.14kt 貨物油艙容積 45,557.56m<sup>3</sup>  
 主荷油ポンプ 1段減速ターボ駆動渦巻式 1,000m<sup>3</sup>/h・88m 3台 デリックブーム 7t×2, 3t×5  
 燃料油艙 3,453.6m<sup>3</sup> 燃料消費量 53.1t/day 清水艙 426m<sup>3</sup> 主機械 日立 B & W 1274 VTBF-160型  
 ディーゼル機関1基 出力 (連続最大) 15,000 BIP (115 RPM) (定格) 13,800 IP (112 RPM)  
 補汽罐 日立 D.E. ボイラ1台 発電機 原動機 日立 B & W 520 MTBHK-30型ディーゼル機関3台  
 発電機 横防滴型 AC 60サイクル 450V・200kVA 3台 送信機 短波 1kW, 中短波 500W, (補) 中波 50W 各1台  
 受信機 全波 2台, 短波 1台 速力 (試運転最大) 17.311Kn (満載航海) 15<sup>3</sup>/<sub>4</sub>Kn 航続距離 18,600浬  
 船級 NK 船型 三島型 乗組員 61名 同型船 山珠丸





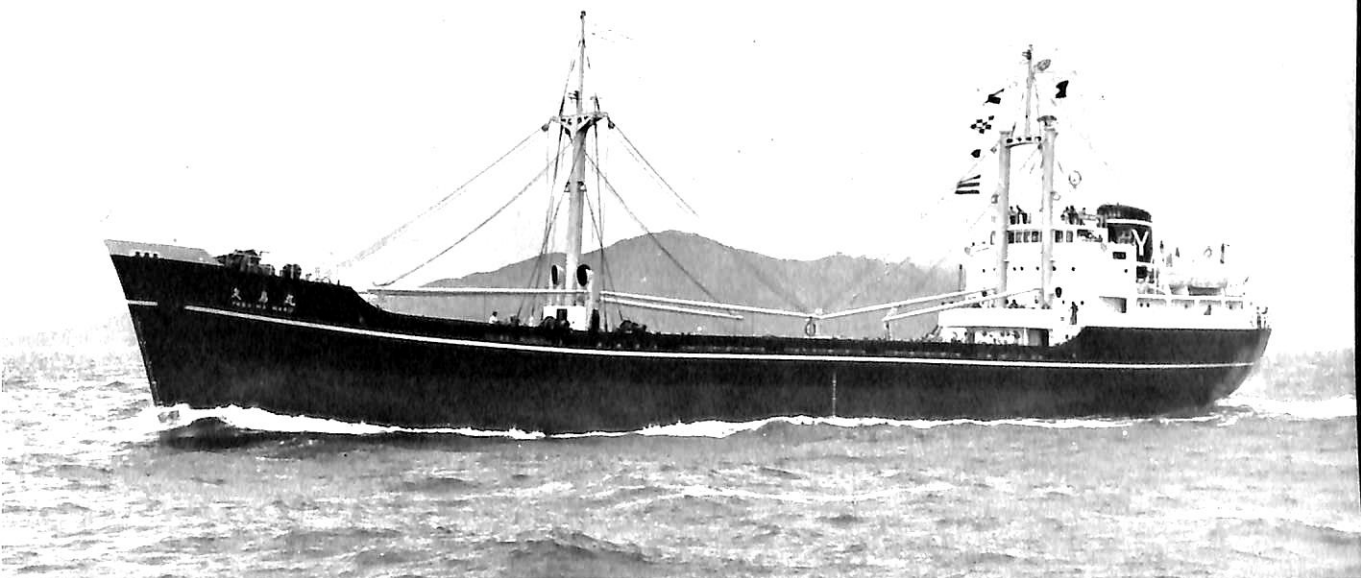
貨物船 第十七 真盛丸 北海運輸株式会社  
SHINSEI MARU NO. 17

尾道造船株式会社建造	起工 36-4-7	進水 36-6-15	竣工 36-8-12	全長 97.50m
垂線間長 90.00m	型幅 14.00m	型深 7.40m	満載吃水 6.232m	満載排水量 5,973kt
総噸數 2,839.98T	純噸數 1,615.84T	載貨重量 4,435.55kt	貨物艙容積 (ベール) 5,425.8m <sup>3</sup>	
(グリーン) 5,720.25m <sup>3</sup>	艙口數 2	デリックブーム 10t×4, 5t×4	主機械 伊藤鉄工製 M477HS 型	
ディーゼル機関1基	出力 (連続最大) 2,400 BIP	(250 RPM)	(常用) 2,040 BIP (237 RPM)	
補汽罐 スコッチ型184m <sup>2</sup> 1台	発電機 DC 225V、70kW 2台		送受信機 250W, 50W 各1台他	
速力 (試運転最大) 15.255Kn	(満載航海) 12.5Kn	船級 NK	船型 凹甲板型	乗組員 42名

— 15 —

貨物船 矢 島 丸 矢吹海運株式会社  
YASHIMA MARU

笠戸船渠株式会社建造	起工 36-3-15	進水 36-6-16	竣工 36-7-31	全長 89.27m
垂線間長 83.60m	型幅 12.80m	型深 6.50m	満載吃水 5.464m	総噸數 1,990.25T
純噸數 1,139.25T	載貨重量 3,171.11kt	貨物艙容積 (ベール) 3,842.46m <sup>3</sup>	(グリーン) 4,107.11m <sup>3</sup>	
艙口數 3	デリックブーム 5t×6	主機械 伊藤鉄工製 M466HS 型	ディーゼル機関1基	
出力 (連続最大) 1,800 BIP	(250 RPM)	(常用) 1,560 BIP	(237 RPM)	
補汽罐 乾燃室丸罐(特7号罐)強制通風油焚1台	発電機 DC 40kW×230V 2台	送受信機 (主) 中短波250W,		
(補) 中短波 50W 各1台	受信機 全波2台	速力 (試運転最大) 14.282Kn	(満載航海) 11.8Kn	
航続距離 12,700浬	船級 NK	船型 船尾機関凹甲板型	乗組員 38名	旅客 2名 同型船 上島丸







冷凍運搬船 **第二秩父丸** 日魯漁業株式会社  
CHICHIBU MARU NO. 2

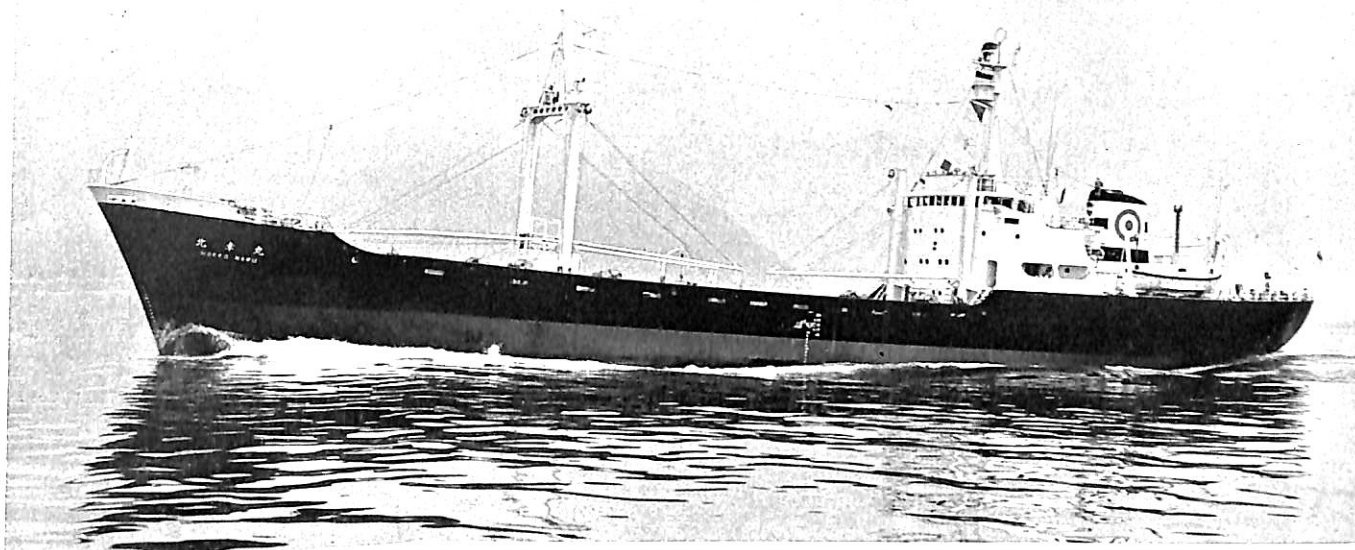
株式会社三保造船所建造 起工 36-5-3 進水 36-6-29 竣工 36-8-21 全長 81.00m  
 垂線間長 73.00m 型幅 12.50m 型深 5.80m 満載吃水 (型) 5.337m 満載排水量 3,520kt  
 総噸数 1,499.86T 純噸数 882.39T 載貨重量 2,112.64kt 貨物艙容積 (ベール) 2,374.43m<sup>3</sup>  
 (グリーン) 2,136.52m<sup>3</sup> 冷凍機 三菱電機製 MB-6C-N型 3台 凍結能力 47t/day 艙口数 3  
 デリックブーム 15t×4.1t×2 燃料油艙 569.78m<sup>3</sup> 燃料消費量 7t/day 清水艙 123.49m<sup>3</sup>  
 主機 赤阪鉄工製 KD6SS型単動4サイクル中間冷却過給機付ディーゼル機関1基 出力 (連続最大) 1,980BIP  
 (258 RPM) (定格) 1,800 BIP (250 RPM) 補汽罐 クレイトン 75 BIP×0.99t/h 1台  
 発電機 ディーゼル機関駆動250kVA 3台 送信機 中短波1kW, 中波 100W, 各1台 中短波50W(SSB) 2台  
 受信機 全波17球, 12球, 中短波17球, 16球各1台 速力 (試運転最大) 14.324Kn (満載航海) 12.3Kn  
 航続距離 21,000浬 船級 NK 船型 船首尾楼付型 乗組員 102名

— 16 —

トロール漁船 **第五十一 あげぼの丸** 日魯漁業株式会社  
AKEBONO MARU NO. 51

函館ドック株式会社函館造船所建造 起工 35-12-17 進水 36-6-6 竣工 36-7-31  
 全長 79.28m 垂線間長 72.00m 型幅 12.00m 型深 5.70m 満載吃水 5.516m  
 満載排水量 3,180kt 総噸数 1,454.57T 純噸数 817.65T 載貨重量 1,739.883kt  
 トロールウインチ 100kW 2台 冷凍機 三井ロタスコ RL-300 100kW 4台 艙口数 3  
 デリックブーム 3t×4 魚艙容積 (ベール) 1,556.2m<sup>3</sup> 燃料油艙 611.8m<sup>3</sup> 燃料消費量 9.5kt/day  
 清水艙 161m<sup>3</sup> 主機 神戸発動機製 6UET 39/65型 ディーゼル機関1基 出力 (連続最大) 2,000 BIP  
 (260 RPM) 補汽罐 クレイトン 1,112kg×4.6kg/cm<sup>2</sup> 1台 発電機 AC 250kVA×720 RPM 3台  
 送信機 500W, 100W 各1台 受信機 全波, 短波各1台 速力 (試運転最大) 14.433Kn  
 (満載航海) 12.5Kn 航続距離 16,700浬 船級 NK 船型 船尾機開型 乗組員 76名



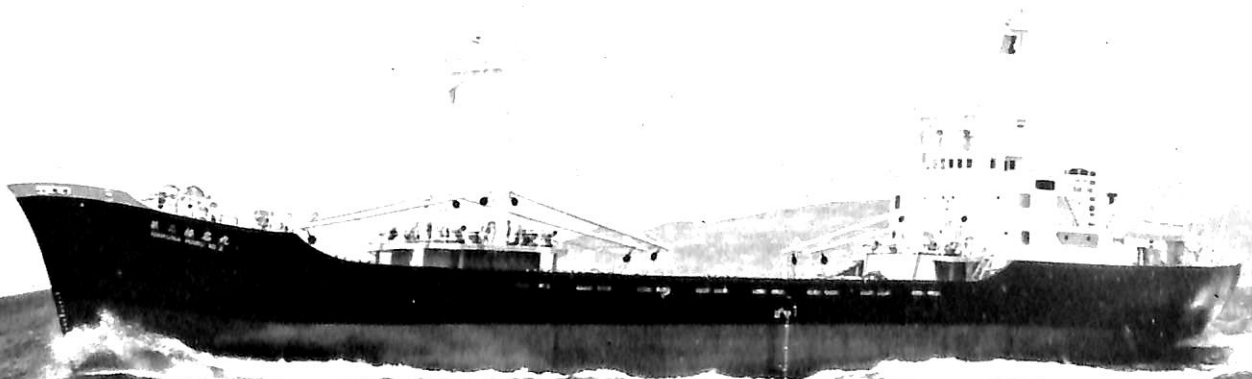


冷凍運搬船 北幸丸 日本水産株式会社  
HOKKO MARU

日立造船株式会社向島工場建造	起工 35-12-10	進水 36-4-17	竣工 36-7-10
全長 82.70m	型幅 12.60m	型深 6.30m	満載吃水 5.313m
満載排水量 3,754kt	総噸数 1,697.12T	純噸数 869.16T	載貨重量 2,431.22kt
冷凍貨物艙容積 (ベール) 2,208.11m <sup>3</sup>	艙口数 3	デリックブーム 6	燃料油艙 551.55m <sup>3</sup>
燃料消費量 9.5t day	清水艙 142.64m <sup>3</sup>	主機械 三井 B & W 642VTBF型 ターボチャージャー付 (200 RPM)	(定格) 2,160 BHP (193 RPM)
ディーゼル機関1基	出力 (連続最大) 2,470 BHP	発電機 AC 450V・200kVA (160kW) 2台	
補汽罐 特殊堅型ボイラ	自然通風重油専焼式1台	受信機 全波2台、短波1台	速力 (試運転最大) 14.4Kn
送信機 500W、10W、(補) 50W 各1台	航続距離 16,000浬	船級 NK	船型 船首船尾楼付一層甲板型 乗組員 34名
(満載航海) 13Kn			
同型船 南幸丸			

冷凍運搬船 第二榛名丸 日魯漁業株式会社  
HARUNA MARU NO. 2

崎前ドック株式会社崎前造船所建造	起工 36-1-11	進水 36-5-8	竣工 36-6-15
全長 80.614m	型幅 11.80m	型深 6.50m	満載吃水 5.696m
満載排水量 3,497kt	総噸数 1,460.96T	純噸数 781.85T	載貨重量 2,409.707kt
貨物艙容積 (ベール) 77.2m <sup>3</sup>	冷凍機 三菱高速多筒MA-6B-N	39.4RT 45kW 2台	艙口数 3
デリックブーム 3t×6	魚艙容積 (ベール) 2,241.6m <sup>3</sup>	燃料油艙 552.9m <sup>3</sup>	燃料消費量 6.8t day
清水艙 117.8m <sup>3</sup>	主機械 伊藤鉄工製 M466HS型	ディーゼル機関1基	出力 (連続最大) 1,800 BHP
(250 RPM)	(定格) 1,560 BHP	(236 RPM)	発電機 AC 120kVA×600RPM 2台
送信機 500W、100W、各1台	受信機 全波、中短波各1台		速力 (試運転最大) 14.696Kn
(満載航海) 12Kn	航続距離 19,700浬	船級 NK	船型 船尾機関型 乗組員 35名







輸出貨物船 **GAZI OSMAN PASA**

船主 Denizcilik Bankasi T.A.O.& D.B. Deniz Naklyati T.A.S. (Turkey)  
 三菱造船株式会社下関造船所建造 起工 36-3-7 進水 36-6-15 竣工 36-8-11  
 全長 106.591m 垂線間長 100.00m 型幅 15.00m 型深 (closed) 8.50m 満載吃水 (closed) 6.683m  
 満載排水量 7,550kt 総噸数 (closed) 3,652.28T 純噸数 (closed) 1,994.27T  
 載貨重量 (closed) 5,305.5kt 貨物積容積 (ベール) 6,216m<sup>3</sup> (グリーン) 6,697m<sup>3</sup> 艙口数 4  
 デリックブーム 25t×1, 5t×8 燃料油艙 459m<sup>3</sup> 燃料消費量 157.2g/BHP/h 清水艙 425m<sup>3</sup>  
 主機械 浦賀スルザー 5SAD60型 ディーゼル機関1基 出力 (連続最大) 3,200 BHP (150 RPM)  
 (定格) 2,720 BHP (142 RPM) 補給罐 コ克蘭罐 7kg/cm<sup>2</sup> 1台 発電機 DC 150kW×230 115V 3台  
 DC 15kW×230 115V 1台 送信機 (主) 短波 300W, 中波 220W, 無線電話 100W, (補) 70W各1台  
 受信機 全波, 長中波各1台 速力 (試運転最大) 15.63Kn (満載航海) 13.02Kn 航続距離 6,200海里  
 船級 AB 船型 三島型 乗組員 35名 旅客 6名



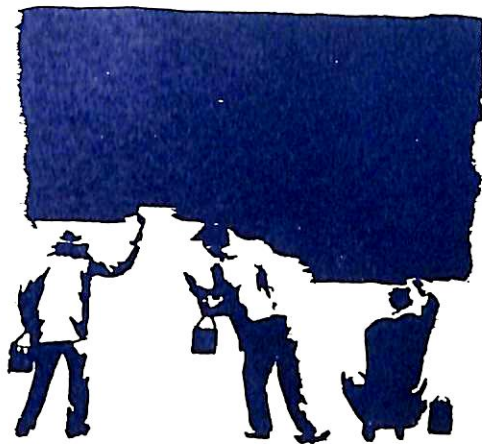
8つの  
船舶塗料

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



# CAMREX N.O.P.

## 特 長

- 一回塗りで完全塗装
- 不乾性で防錆作用は完全
- 不燃・無毒で密閉場所での使用に最適
- 塗装に熟練を要せず



英国 CAMREX 社の船舶海水タンク用防錆塗料

**日製産業株式会社** 貿易部輸入課

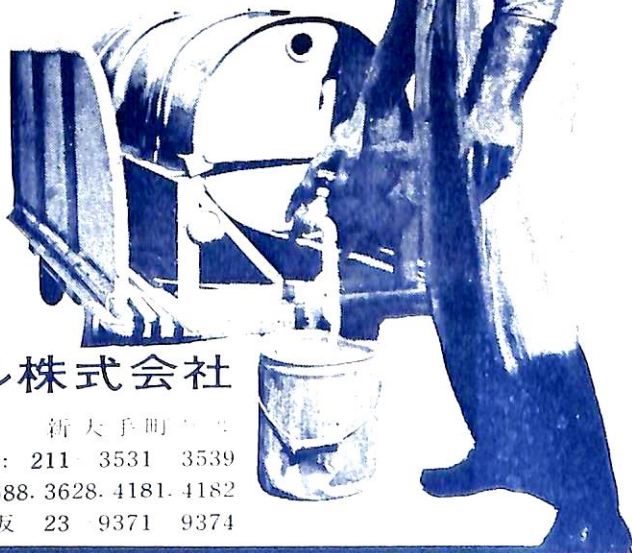
東京都千代田区神田鎌倉町2番地3 電話東京(231)8111(大代)

# 金属表面处理には

米國シー・ビー・ケミカル社と技術提携による

## CEE-BEE 製品

各種金属表面处理剤  
シービー方式による委託加工  
諸設備の設計・施行



CEE-BEE  
CHEMICAL PROCESSES

日本シー・ビー・ケミカル株式会社

本社：東京都千代田区大手町2-4 新大手町ビル  
 関谷産業株式会社内 TEL: 211-3531 3539  
 工場：鎌倉市山崎1090 TEL: 大船 6-2688 3628 4181 4182  
 営業所：名古屋 55-1171/1179 ・ 大阪 23-9371 9374



# 舶用推進器

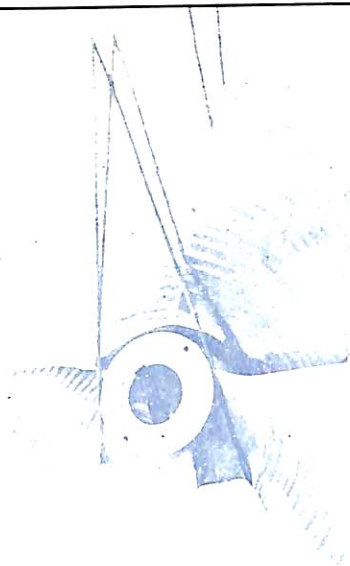
マンガンブロンズ  
ニッケルアルミブロンズ

最大製作能力(単重)

仕上 45,000 kg

AU5型 5翼 AU6型 6翼

設計~完成検査迄



## 尼崎製鐵株式會社

本社 大阪市東区北浜4丁目 TEL大阪(23) 2551(代表)  
(機械販売部)  
東京支社 東京都中央区日本橋通3丁目(新日本橋ビル) TEL東京(201) 9141(代表)

### 夜間・濃霧・荒天にも安全航海

船舶用レーダー MD-806A型

#### 特長

- 1 小型 軽量 2ユニット
- 2 25cm 10吋 メタルバックCRT使用
- 3 ハルス巾切換と共に受信帯域巾も切換え  
てき 高感度 高鮮明度
- 4 オフセンター可能で40哩まで観測できる
- 5 レンズハー方式でPPIに回軽機構なし
- 6 ケーブルのみで据付が簡単
- 7 保守点検が容易



各種無線装置  
SSB送受信装置  
27MC帯送受信装置  
レーダー  
救命艇用無線機  
テレビ・ラジオ放送装置  
工業用テレビ装置  
無線応用機器



神戸工業株式会社

本社 神戸市兵庫区和田山通1-5 電神戸 65081  
東京支社 東京都港区芝田村町5-9 浜コムビル内  
電東京 5011 8431  
営業所 札幌・札幌・仙台・名古屋・広島・福岡

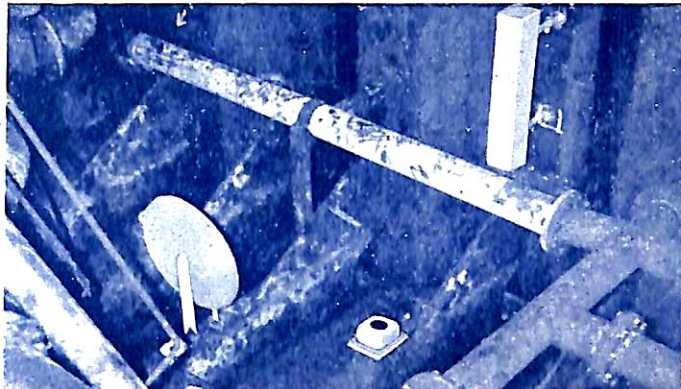
# 電気防蝕

# Cathodic Protection

調査・設計・施工・管理

営業品目

ZAP-A, B (亜鉛、アルミ合金陽極)  
Mg (マグネシウム陽極)  
防蝕用塗料 (ザップコート、ライジン)  
他に外部電源法、ビニール関係



(資料進呈)

写真説明

バラスタタンク内の防蝕用マグネシウム陽極取付状況

## 中川防蝕工業株式会社

東京都千代田区神田鍛冶町2の1 TEL (291) 5071  
出張所 大阪・名古屋・福岡・広島・新潟・札幌 (三井金属営業所内)

### 新発売

各種船舶の冷蔵艙／漁艙の理想的断熱材！



大和ゴム化工の

# ビニークール

塩化ビニール製／独立気泡スポンジ

特長 ○軽量で丈夫

○燃えない

○吸水しない

○石油系溶剤に溶解しない

○価格が安い

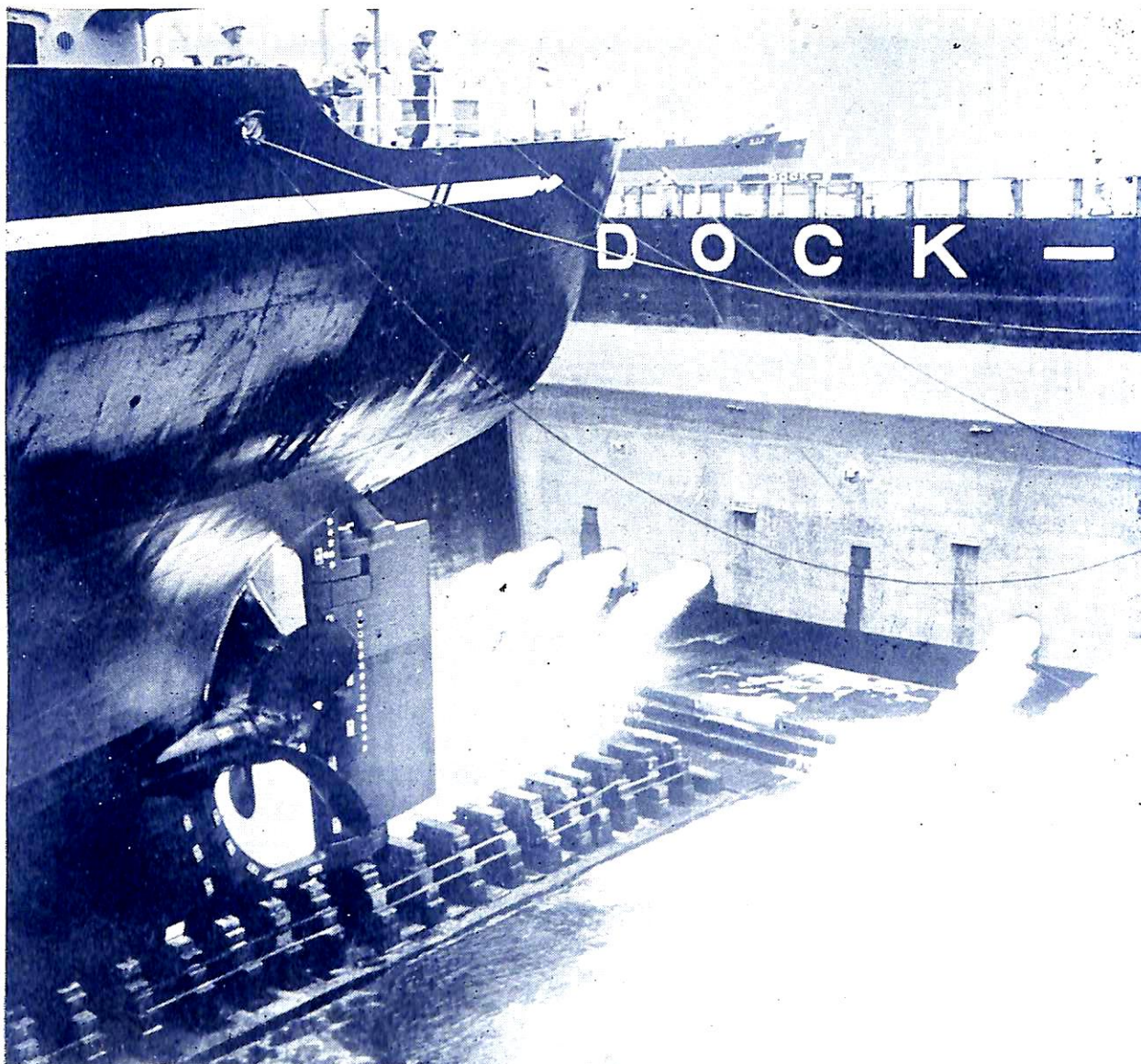
販売代理店

## 大興物産株式会社

本社 東京都千代田区内幸町2-5 新栄ビル 電話(591)8416(代表)  
支店 大阪府西成区京町堀1-154 電話(44)4171(代表)  
名古屋出張所 名古屋市中区新栄町1-2住友信託ビル 電話(97)3061  
広島出張所 広島市六丁堀4-6 S Yビル 電話中(2)1559  
福岡出張所 福岡市橋白町15-1 サンビル 電話74-6593  
沖縄出張所 沖縄那覇市美栄橋C-14号 電話那覇(8)2847

カタログ贈呈





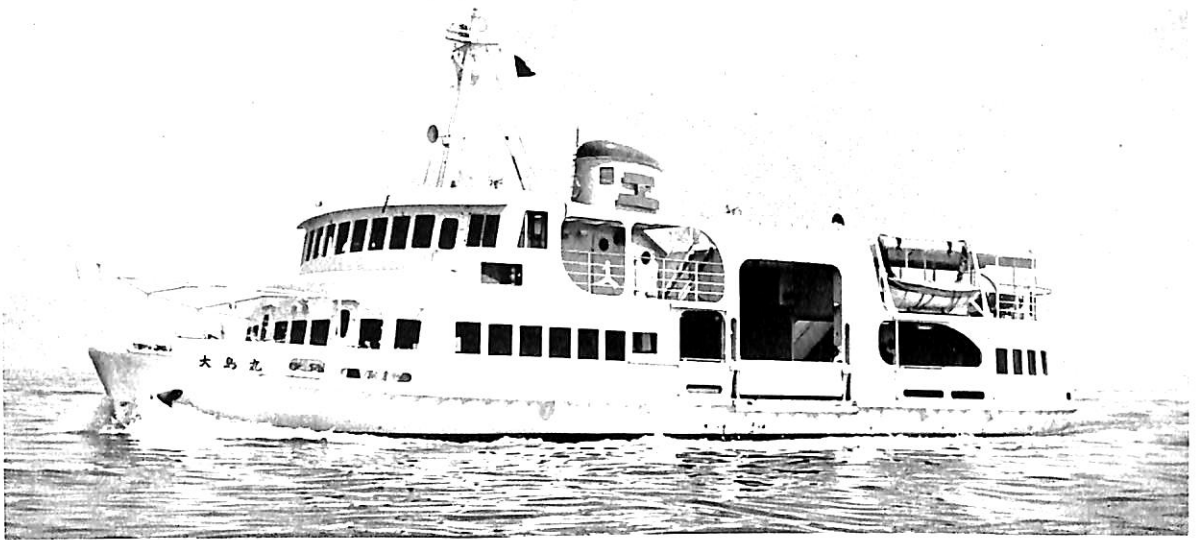
# 船舶 新造・修理



## 石川島播磨重工業株式会社

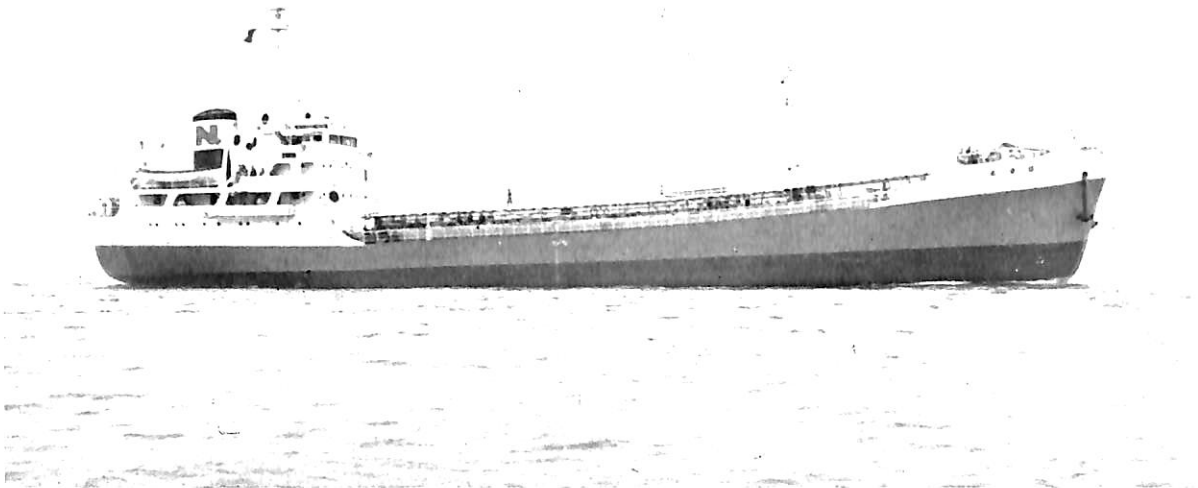
本社  
船舶事業部  
東京第二工場  
相生第一工場

東京都千代田区大手町(新大手町ビル) 電話(211) 2171・3171(代表)  
東京都千代田区大手町1の2(貿易会館) 電話(231) 7661・7671(代表)  
東京都江東区深川豊洲2の6 電話(641) 0171・1171・1191(代表)  
兵庫県相生市相生5292 電話(相生) 14 (代表)



連絡船 大島丸 日本国有鉄道  
OSHIMA MARU

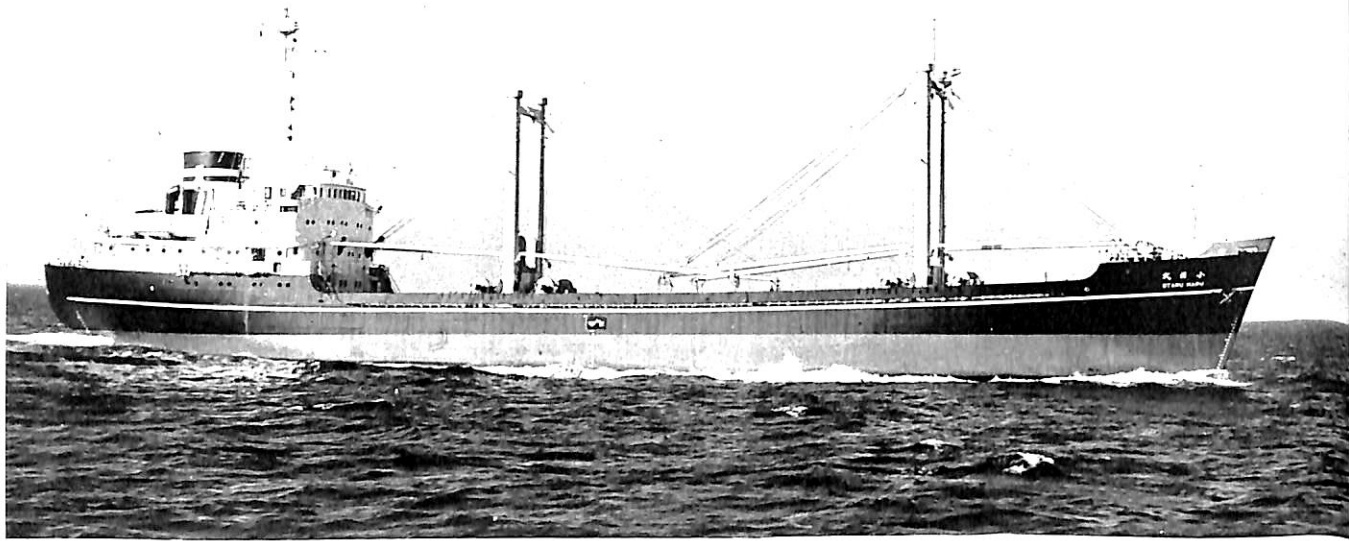
株式会社大阪造船所建造 起工 36-1-8 進水 36-4-7 竣工 36-6-2 全長 33.40m  
 垂線間長 30.80m 型幅 9.30m 型深 2.90m 満載吃水 (型) 2.00m 総噸数 257.99T  
 自動車搭載数 (最大) 5t積トラック1両 主機械 新潟鉄工製 M6F26BR型 ディーゼル機関1基  
 出力 (定格) 350 BIP (380 RPM) 速力 (試運転最大) 11.135Kn (満載航海) 8.5Kn  
 資格 平水区域 乗組員 9名 旅客 450名 (自動車を搭載した場合) 550名 (自動車を搭載しない場合)  
 就航航路 山口県大島港 小松港間



油槽船 日桑丸 桑名海運有限公司  
NISSO MARU

波止波造船株式会社建造 起工 35-11-15 進水 36-2-28 竣工 36-4-15 全長 78.66m  
 垂線間長 74.00m 型幅 11.70m 型深 6.10m 満載吃水 5.48m 満載排水量 3,572kt  
 総噸数 1,566.84T 純噸数 806.4T 載貨重量 2,642.58kt 貨物油艙容積 2,908.954m³  
 主荷油ポンプ ムトー式ギア 350m³/h×50m 2台 燃料油艙 249.6t 燃料消費量 400kg/h  
 清水艙 219.64m³ 主機械 伊藤鉄工製 中間冷却過給機付4サイクルトランクピストン自己反転ディーゼル機関1基  
 出力 (連続最大) 2,100 BIP 補汽罐 船用円罐乾燃室重油専焼式 (9号罐) 1台 発電機 10kW 2台  
 送信機 中短波 150W, 75W 各1台 受信機 2台 速力 (試運転最大) 14.7Kn (満載航海) 12Kn  
 航続距離 7,500浬 船級 NK 船型 船首船尾楼付凹甲板型 乗組員32名





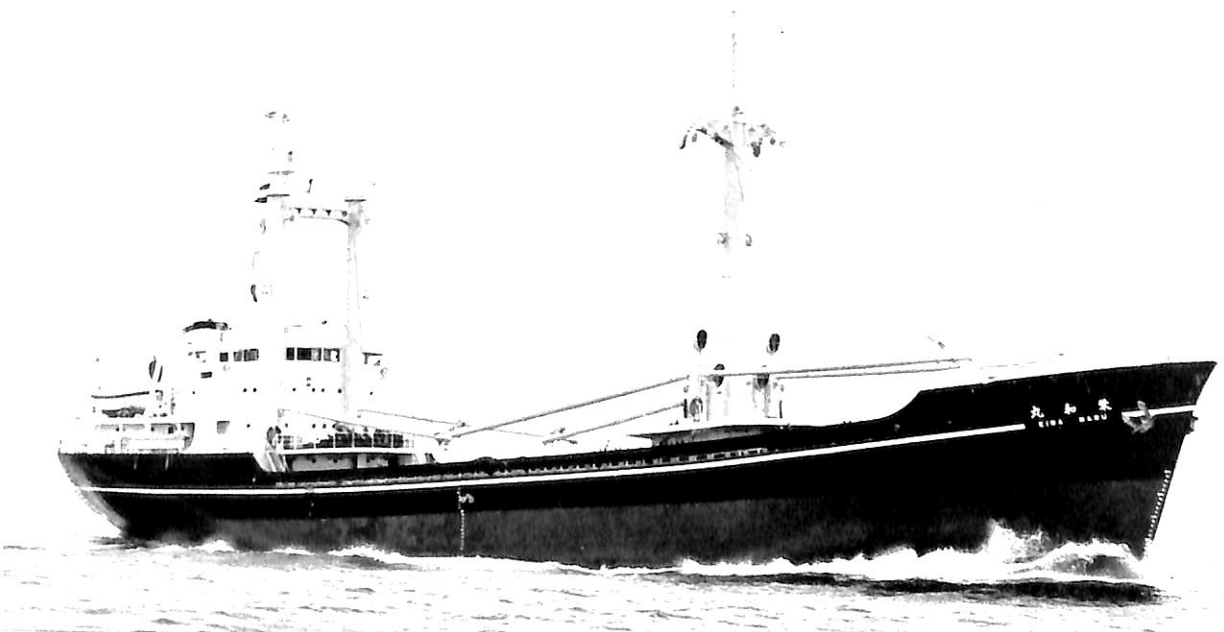
貨物船 小樽丸 近海商船株式会社  
OTARU MARU

株式会社名村造船所建造 起工 36-4-7 進水 36-7-15 竣工 36-8-21 全長 88.98m  
 垂線間長 83.00m 型幅 12.70m 型深 6.50m 満載吃水 5.533m 総噸数 1,976.7T  
 純噸数 1,051.62T 載貨重量 2,974kt 貨物艙容積 (ベール) 3,644.9m<sup>3</sup> (グリーン) 3,988.53m<sup>3</sup>  
 主機械 阪神内燃機製 26TSH型 単動4サイクル直接逆転トランクピストン型排気ターボ過給ディーゼル機関 1基  
 出力 (連続最大) 2,100 BHP (250 RPM) (定格) 1,785BHP (238 RPM) 補汽罐 油焚強圧通風船用  
 乾燃室型円罐 (6号罐) 1台 送信機 短波 250W, 中波 200W, 100W, 補助 各1台 受信機 短波, 長中波 各1台  
 速力 (試運転最大) 14.771Kn (満載航海) 12Kn 船級 NK 船型 船首接付長船尾接型  
 乗組員 39名 備考 日本一周定期航路に従事 (大阪商船備用)

— 24 —

鋼材運搬船 栄和丸 共和産業海運株式会社  
EIWA MARU

日立造船株式会社向島工場建造 起工 36-2-16 進水 36-6-15 竣工 36-8-15  
 全長 91.00m 垂線間長 84.00m 型幅 12.80m 型深 6.65m 満載吃水 5.675m  
 満載排水量 4,655kt 総噸数 2,152.44T 純噸数 1,142.73T 載貨重量 3,332.36kt  
 貨物艙容積 (ベール) 3,961.14m<sup>3</sup> (グリーン) 4,275.01m<sup>3</sup> 燃料油艙 369.42m<sup>3</sup>  
 燃料消費量 7.2t/day 清水艙 298.12m<sup>3</sup> 主機械 新潟鉄工製 M8F43CHS型 ディーゼル機 1基  
 出力 (連続最大) 2,000 BHP (275 RPM) (常用) 1,700 BHP (261 RPM) 補汽罐 5号円罐 1台  
 発電機 DC 30kW×230V×52IP 2台 送信機 中短波150W, (補) 50W, 各1台他 受信機 全波 8球, 12球  
 スーパーヘテロダイン各1台 速力 (試運転最大) 14.1Kn (満載航海) 11.75Kn 航続距離 11,500哩  
 船級 NK 船型 船尾機関平甲板型 乗組員 39名



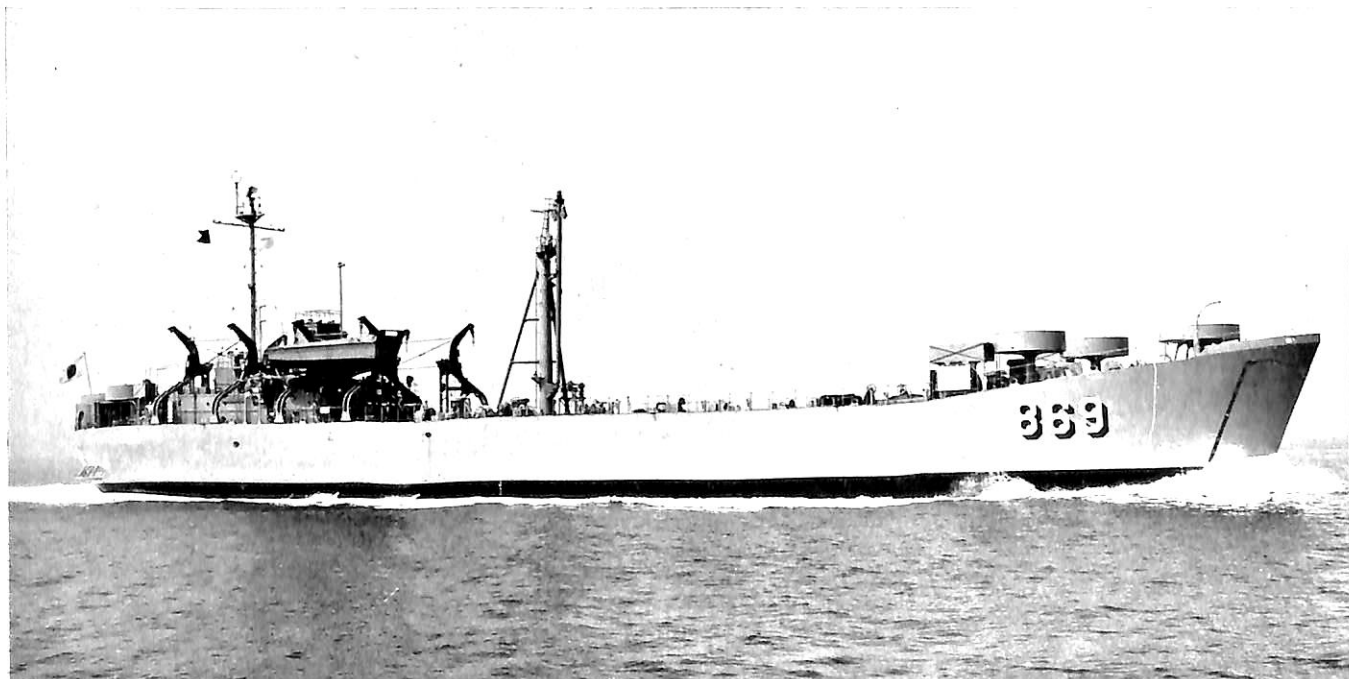


フィリピンシー  
輸出油槽船 PHILIPPINE SEA

船主 Gulf Oil Corporation (America)  
 川崎重工業株式会社建造 起工 35-12-20 進水 36-5-4 竣工 36-8-10 全長 216.50m  
 垂線間長 205.00m 型幅 28.20m 型深 14.80m 満載吃水 11.102m 総噸数 24,944.99T  
 純噸数 17,300T 載貨重量 39,015kt 貨物油艙容積 54,400m<sup>3</sup> 主荷油ポンプ ターボセットル  
 1.125m<sup>3</sup>/h×8.8kg/cm<sup>2</sup> 4台 貨物油艙数 33 デリックブーム 5t×2, 3t×2 燃料油艙 4,665m<sup>3</sup>  
 燃料消費量 245g/SIP h 清水艙 470m<sup>3</sup> 主機械 川崎 H-165 175型 二段減速装置付蒸気タービン1基  
 出力 (連続最大) 16,500 SIP (110 RPM) (定格) 15,000 SIP (106.5 RPM) 主汽罐 川崎BD 35-3型  
 二胴水管罐2台, 低圧蒸気発生器1台 発電機 三相交流 60サイクル 700kVA・450V 2台  
 送信機 中波250W, 短波300W, (補) 40W, 各1台 受信機 長中波, 中短波各1台他  
 速力 (試運転最大) 17Kn (満載航海) 16.5Kn 船級 LR 船型 三島型 乗組員 63名  
 同型船 TASMAN SEA

アールアイ テルカ アンボイナ  
特殊貨物船 R. I. TELUK AMBOINA

船主 インドネシア共和国政府海軍省  
 佐世保重工業株式会社佐世保重造船所建造 起工 35-10-14 進水 36-3-18 竣工 36-7-11  
 全長 99.898m 垂線間長 96.317m 型幅 15.240m 型深 7.671m 満載吃水 3.404m  
 満載排水量 4,198.67kt 総噸数 3,572.1T 純噸数 2,551.91T 載貨重量 2,378.7kt  
 貨物艙容積 (グリーン) 2,819.24m<sup>3</sup> 艙口数 1 デリックブーム 30t×1 燃料油艙 1,200t  
 燃料消費量 278ℓ/h 清水艙 591.06m<sup>3</sup> 主機械 川崎 MAN V6V 22 30型 排気ターボチャージャー付ディーゼル機関2基 出力 (連続最大) 1,500 BIP×2 (900 RPM) (定格) 1,420 BIP×2  
 (885 RPM) 補汽罐 1台 発電機 AC 150kVA×450V 3台  
 送信機 250W, 400k c/s ~ 25M c/s 3台 受信機 50k c/s ~ 28M c/s 5台 速力 (試運転最大) 13.2Kn  
 (満載航海) 13.1Kn 乗組員89名







# S S IVERNIA

速水育三

8月8日付のCunard社返信はQUEEN MARYの代船、即ちQ3の建造計画が順調に推移しつつあることを下記のように伝えてきた。

議会で可決されたNorth Atlantic Shipping Billに基づき、各造船所の入札は7月末に完了、目下検討中で、10月には取締役会で正式に契約造船所をきめる運びとなる。

私としては、Cunardとの関係がCGT (French Line)とPenhoetとのそれを連想させるほど密接なJohn Brownあたりに落ちつくのではないかと予測しているが、別に根拠があるわけではない。

IVERNIAはSAXONIA, CARINTHIA, SYLVANIA (1959年6月の本誌所載)の同型船3隻とともにカナダ航路用として、John Brown造船所で新造されたが、SYLVANIAはニューヨーク線に廻り、SouthamptonからQuebecおよびMontrealへは本船とSAXONIA, LiverpoolからQuebecとMontrealにはCARINTHIAだけが就航している。姉妹船とはいえ装飾の様式もSYLVANIAに比してはるかに近代的迫力を強く看取できる。高級材同様、plasticsも汎く試用されているのが目立つ。

1等のLoungeはlaceを壁に使用して、繊細な持ち味をよく捉え、laceを2枚の板硝子間に挿入して優美な調子を出すのに成功している。カーテンはsilver greyのsatinにlaceの図案を入れ、長椅子と安楽椅子はgrey地にblack, yellow, wineの現代調の織物を張り、シートとバックはwineとしてある。

1等のSmoking Roomは船橋の直下で眺望がよく、中世のBoccaccio物語から取ったMargot Gilbertの壁画が光っている。壁と扉はイタリア産のolive poplarで、木工品は同じくイタリアのwalnutを使い、窓のシャッターにはtapestryをかけてある。家具類はwalnutで、安楽椅子には炎のデザインを織込んだ裂地を張り、カーペットをbrownにしている。

1等Cocktail Barはカナダ騎乗警備隊の生活や勤務がカナダ生れのTom Luznyの筆で壁画に再現され、Barの正面にはbuff地にgreenで馬、雪靴、カヌー、薔苳の機関車、ヘリコプターを描き、山岳地の輸送手段がどのように移り変わったかを説明している。木工類はMacassar ebony、椅子とテーブルはebonyとrosewoodで、椅子覆いにはredのTyganが使用され、シャッターとストウルもredとblack、またはredとgreenの同一材料を取られている。

## 写真説明

- 上……First class lounge  
"The Lace Room"
- 中……First class smoke room
- 下……First class cabin No. M50
- 前頁……First class restaurant







Cinema

## S S IVERNIA

1等のLibrary壁は green の皮張りで、カーペットは green に yellow の点を浮かし、書架、木工物、家具は mahogany でつくられている。Mahogany の色合と green にあざやかなコントラストを見せる gold が椅子のふとんに選ばれている。書棚の硝子戸は張出しにして上方よりの照明を書物の背にあて見やすくしてある。

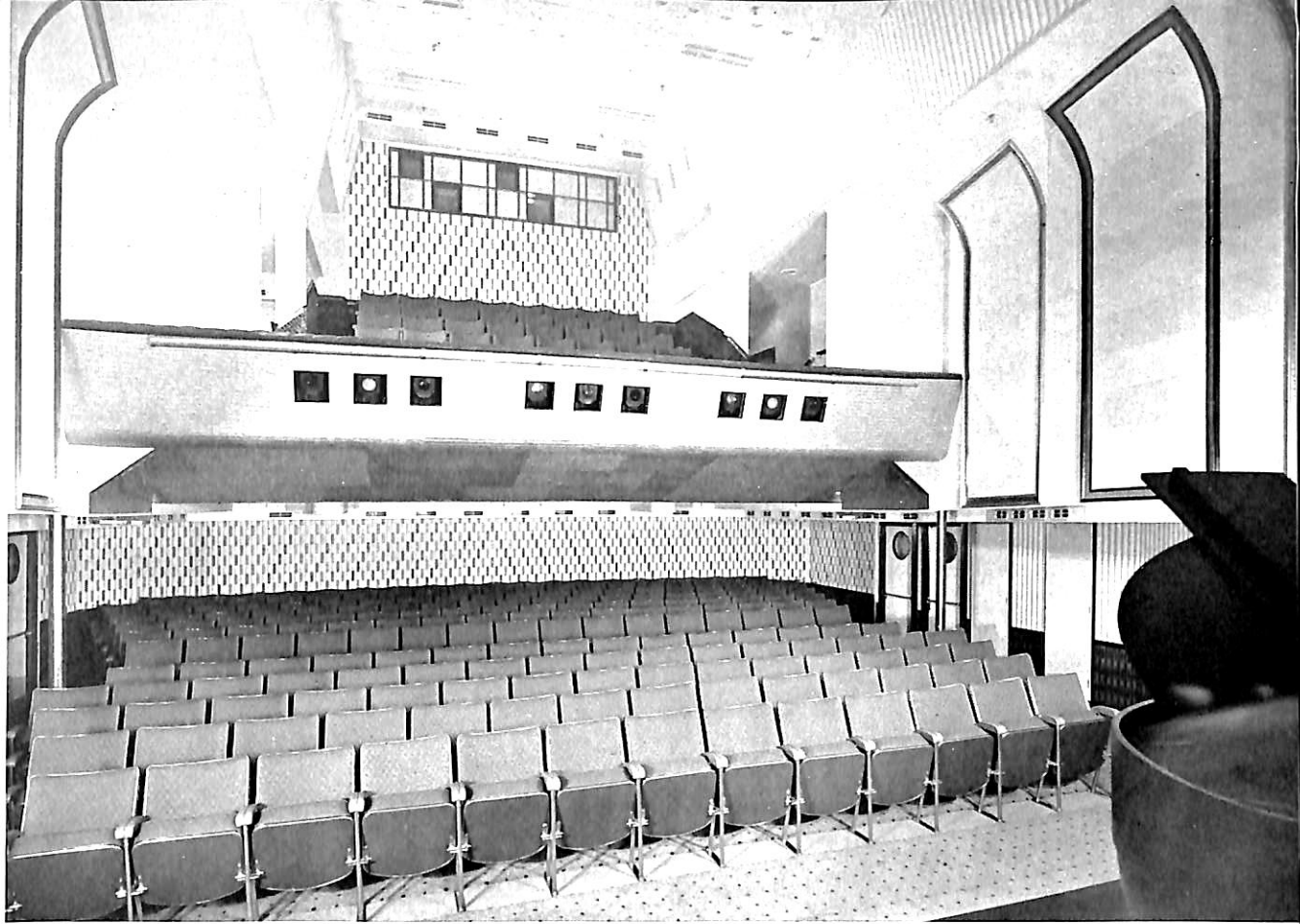
1等 Restaurant の silvered glass brick の壁に隣り合って red marble に横した plastics のパネルがあり、古代世界の大理石の用途を図解してある。木工は Mansonia walnut で椅子は rosewood, blue, green, gold の velvet が椅子に張られ、カーペットは gold と white の斑紋入りである。

Cinema Theatre は高さ3甲板を抜き、定員はほゞ 300 人、階下をワーリスト、階上を1等と区別してある。壁は leather cloth で cream と fawn の角形に割され、腰羽目は音響効果を高める意味で red の模様つきカーペットでつつみ、blue の leather cloth 張りのバックや bright red のシートと巧みに調和されている。

### 写真説明

- 左中……Tourist class lounge
- 左下……Tourist class smoke room





Theatre

1等の船室は Main deck に集められ、壁と家具に sycamore, flame birch, figured eucalyptus, あるいは gold と silver の壁材、plastic の腰羽目、figured eucalyptus と ice coral birch の家具には mahogany と sycamore のベルトを嵌めてある。椅子張りは blue と red の Tibor 裂地に white の斑点を入れ、パッドかけは silver grey に red, blue, yellow を配色してある。

ツーリストの Lounge は船内随一の大公室で、ドームの高さは2甲板に達している。別名の Amber Lounge が示す通り、壁は warm yellow の Tyglass と Amber P.V.C. を用い、腰羽目は olive green を基本とした leather cloth で、カーテンは black, silver, red, green で、現代風の図柄が表現されている。カーペットは英国で馴染の野草を圖案化したものである。長椅子、大小の安楽椅子、その他の椅子張りは green 地に貝加を描き、fawn と pink, pink などの織地を使っている。



写真説明

右中 First class bar  
右下 Tourist class restaurant



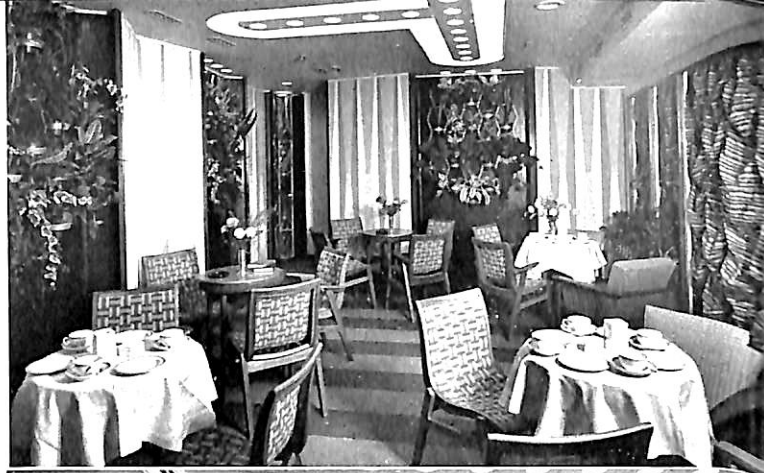
## SS IVERNIA

ツーリストの Smoking Room は遊歩甲板の中央で、カナダ産の Douglass fir etchwood を壁材に採用し、blue の leather cloth に Miss Denise E. Bates が英国とカナダにある同名の町と市を描いている。

ツーリストの Cocktail bar は oak を家具や木工物に使い、椅子覆いは venetian red の織地と blue の皮で、窓のシャッター裏には black の裂地に英加の同名都市の紋章を刺繍してある。

Cinema Theatre の両側面に Drawing Room と Garden Lounge があり、Drawing Room の壁は red, fawn, white の plastic と fawn の leather cloth で、木工物は Macassar ebony、家具は mahogany と擬っており、cream brown のカーテンは近代調を一貫、ふとんは brown と red で小星州を図柄としてある。

Garden Lounge は black のアルミ・パネルを背景に6面の植木鉢が配され、そのフームは white と防蝕アルミ入り bronze から成立ち、幾何学的の構図にまとめられている。隣接のパネルは grey, white, cream, yellow の縞模様になった皮張りである。Teak の家具は red と yellow, か green と yellow の裂地を充ててある。



Library は green を基調として、壁は tropic green, カーペットは bright green, 書棚と椅子は mahogany 製である。

Children's Playroom は16ミリの漫画フィルムを映写する設備を有し、black の腰羽目以外は yellow の Lionide で、木工には beach 材を選んでいる。窓と扉のブラインドは red、椅子のシートは同色の皮張りである。

ツーリストの Restaurant は船の全幅にわたり、500人を容れる大きさで、blue の leather cloth と white の凹面 plaster が交互に壁として使われ、硝子の円形窓に硝子織維の切花を飾り、スポットライトで照明してある。木工と家具はすべて sycamore で、椅子のシートは red, blue, coral の leather cloth である。

### 写真説明

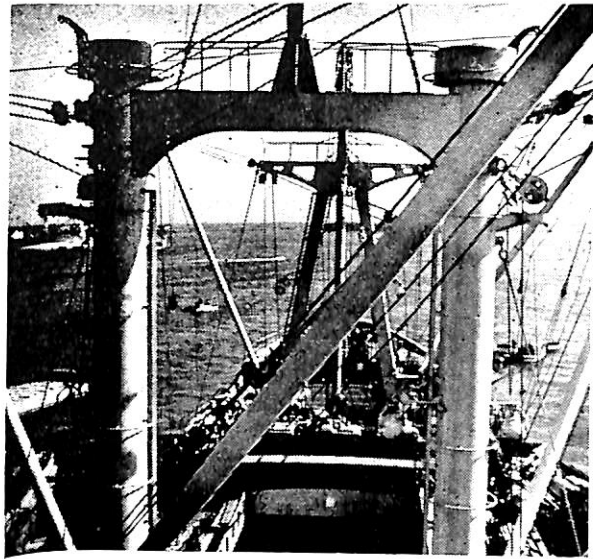
上より

☆ Tourist class garden lounge

☆ Tourist class drawing room

☆ Tourist class library

☆ Nursery



Welcon-2Hを使用した貨物船用マスト

特  
徴

- 高強度・重量軽減
- 溶接性良好
- 低温靱性優秀
- 耐候性良好

各種高張力鋼板

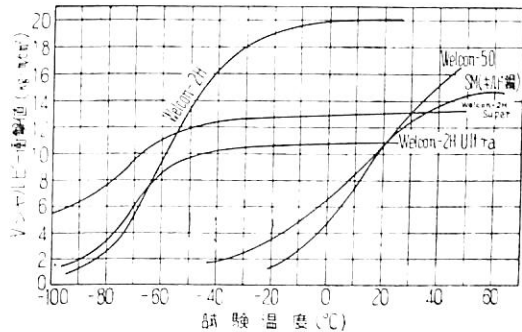
	引張り強さ kg/mm <sup>2</sup>	降伏点 kg/mm <sup>2</sup>
Welcon-50	50 ~ 58	33 以上
Welcon-2H	58 ~ 70	46 以上
Welcon-2H Super	70 ~ 78	63 以上
Welcon-2H Ultra	80 ~ 95	70 以上

# 日本製鋼の高張力鋼板

普通鋼板は通常40kg/mm<sup>2</sup>内外の引張り強さを持っておりますが、当社は独自の技術により50kg以上から90kg/mm<sup>2</sup>内外までの引張り強さを持つ4種類の高張力鋼板を製造しております。

これらの鋼板は、さらに降伏点、溶接性、および低温靱性に夫々卓越した性能を示しており、軽量強力で経済性を兼ねそなえた優秀な構造用鋼並に低温用鋼として御使用者の皆様のお好評を頂いております。

Vシャルピー衝撃値遷移曲線比較の一例



株式会社 日本製鋼所

東京都千代田区有楽町1-12 日比谷三井ビル 電話(501)6111(大代表)  
支社 大阪市北区中之島2-22  
営業所 福岡市中央区天神3-39  
出張所 札幌市南一条・名古屋市村区・新潟市下大川通



# アクリライト

船内に / 明るさを……

窓ガラス、照明、船内の間仕切名札など“アクリライト”が使われています。  
 “アクリライト”の ●われない ●軽い ●耐久性がある ●透明 ●加工が自由  
 ●美しい……などの特性のためです。



三菱レイヨン株式会社

東京都中央区京橋2-8 TEL. (281) 5551(大代表)  
 大阪市北区中之島2-22 TEL. (27)3571(10)・(27)0151(5)  
 名古屋市中村区堀内町4-1 TEL. (55) 713-1~6

(くれない丸光天井)

Akasaka Diesel

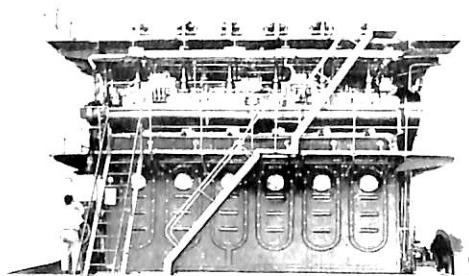
## 三菱 UE ディーゼル機関

UET 33 $\frac{3}{55}$  39 $\frac{3}{65}$  45 $\frac{3}{75}$

UEC 52 $\frac{3}{105}$

1500 ~ 5700馬力

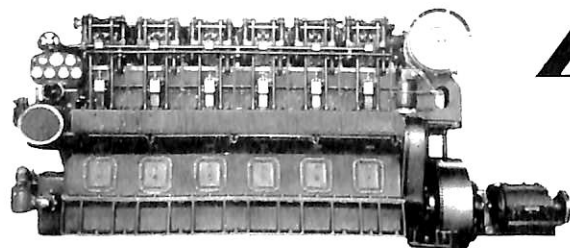
三菱造船株式会社との技術提携により  
 三菱UEディーゼル機関製造開始



赤阪四サイクルディーゼル機関

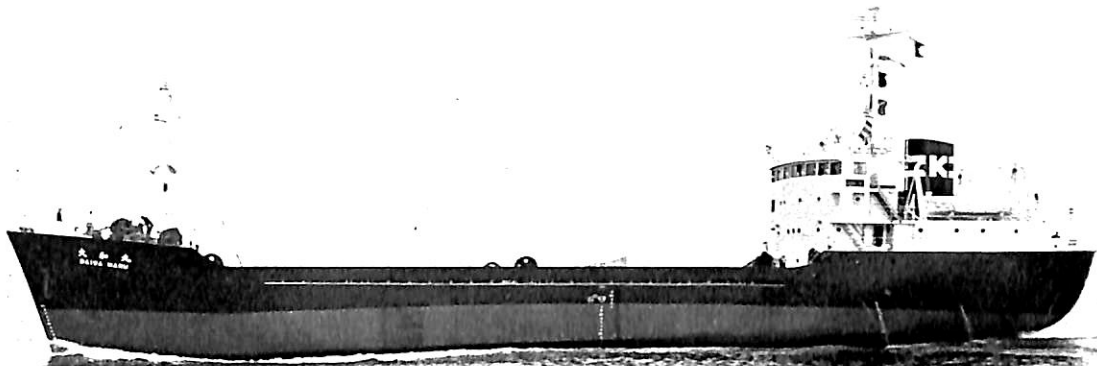
75 ~ 2400馬力

漁船並に一般貨客船用ディーゼル機関  
 発電用、原動機用ディーゼル機関



## 株式会社 赤阪鐵工所

本社 東京都中央区銀座1~3(千成ビル) TEL(561) 4902~3  
 工場 静岡県焼津市中港町594 TEL(焼津)2121~5  
 出張所 札幌出張所・大阪出張所・福岡出張所



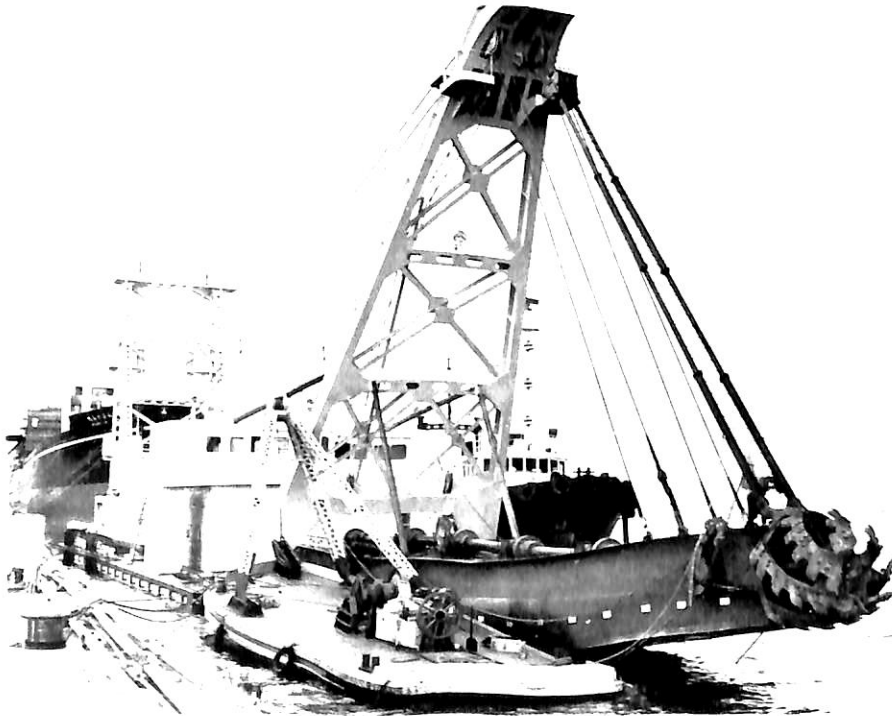
貨物船

大 和 丸

DAIWA MARU

協和汽船株式会社  
日鉄鉱業株式会社

名古屋造船株式会社 建造 起工 36-2-28 進水 36-5-15 竣工 36-6-30  
 全長 69.90m 垂線間長 62.00m 型幅 10.40m 型深 5.50m 満載吃水 (ext) 4.869m  
 満載排水量 2,327.64kt 総噸数 981.52T 純噸数 495.33T 載貨重量 1,625.15kt  
 貨物艙容積 (バル) 1,858.2m<sup>3</sup> (グレーン) 1,954.2m<sup>3</sup> 艙口数 2 燃料油艙 55.58m<sup>3</sup>  
 燃料消費量 3.37t/day 清水艙 93.83m<sup>3</sup> 主機械 新潟鉄工製M6DS型 排ガスターボ過給機付  
 単動4サイクル自己逆転式ディーゼル機関 1基  
 出力 (連続最大) 1,000BHP (320RPM) (定格) 850BHP (303RPM) 補汽缶コクラン缶 1台  
 発電機 ディーゼル機関駆動 AC 225V×50kVA 2台 送信機 150W, 40W 各1台  
 受信機 全波 2台 速力 (試運転最大) 12.692Kn (満載航海) 10.75Kn 航続距離 3,900浬  
 船級 NK 船型 門甲板型 乗組員 28名



浚 罫 船

瀬 戸

S E I T O

丸紅飯田株式会社

三菱造船株式会社広島造船所 建造 起工 36-2-9 進水 36-7-31 竣工 36-8-21  
 長さ 45.00m 幅 12.00m 深さ 3.30m 吃水 2.20m  
 主ポンプ駆動用主機械 横浜MAN V8V 30.40 AL型 ディーゼル機関 1基  
 出力 (連続最大) 3,000BHP (500RPM) (常用) 2,400BHP (400RPM)  
 発電機 ディーゼル駆動 AC 1,100kVA・3,300V 1台 非自航 船型 鋼製箱型 乗組員 26名  
 カッターモーター 450kW 作業能力 (公称) 540m<sup>3</sup>/h 浚罫深度 約20m 傾度 45  
 排送距離 常用 2,000m 最大 4,000m





船舶の近代化に!

# 理化電機のオートメーション計器

各種ガス分析計 [指示・記録・調節]

温度計(抵抗, 熱電式) [指示・記録・調節]

水質計 (検塩計) [指示・記録・調節]

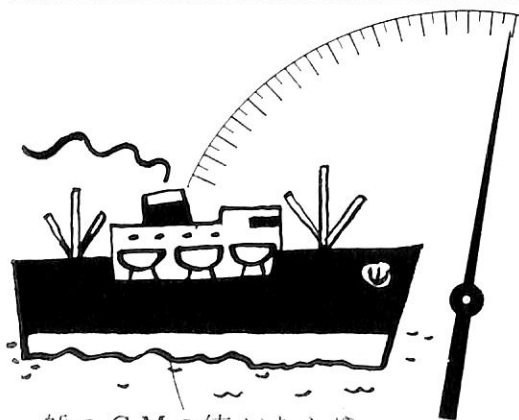
その他自動制御装置



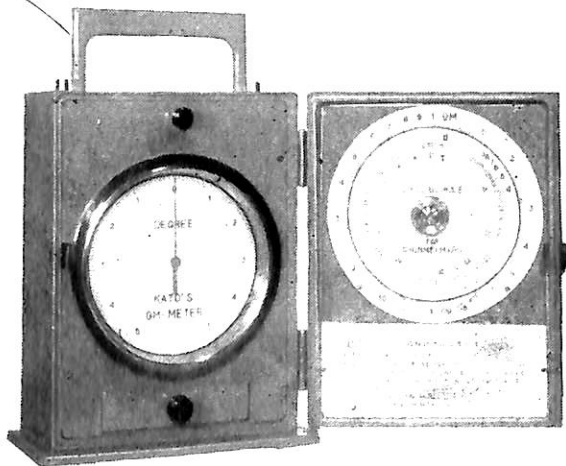
## 理化電機工業株式会社

本社・工場 東京都目黒区唐ヶ崎625 TEL (712) 3171-4  
出張所 小倉出張所・札幌出張所  
代理店 三井物産本社, 各出張所・日本測器本社, 各出張所

# 加藤式GM計測器



船のGMの値があらゆる積荷状態に対して  
極めて簡単に  
極めて迅速に  
極めて正確に  
得られます



東京大学加藤弘教授御指導

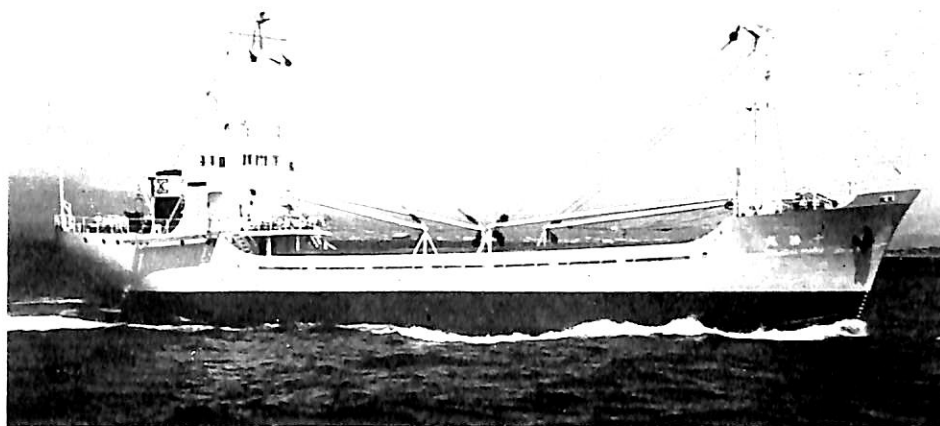
株式会社 石原製作所

東京都練馬区中村町3-818  
電話 練馬(991) 1887番

函館ドック株式会社函館造船所 建造  
 起工 36-1-28 進水 36-5-11  
 竣工 36-6-15 全長 50.20m  
 垂線間長 45.00m 型幅 8.40m  
 型深 4.35m 満載吃水 3.90m  
 満載排水量 1,134kt 総噸数 498.86T  
 純噸数 278.42T 載貨重量 830.071kt  
 貨物艙容積 (ペール) 937.4m<sup>3</sup>  
 (グリーン) 980.6m<sup>3</sup>

艙口数 2 デリック 5t×2, 3t×2  
 燃料油艙 76.6m<sup>3</sup> 燃料消費量 2.35t/  
 day 清水艙 98.7m<sup>3</sup> 主機械 日発 S6  
 NV32 型 ディーゼル機関 1基  
 出力(連続最大) 650BHP (360RPM)  
 (定格) 526BHP (340RPM)  
 発電機 AC 35kW×900RPM  
 5kW×900RPM 各1台  
 速力(試運転最大) 12.358Kn  
 (満載航海) 10Kn

航続距離 7,560浬  
 資格 近海区域第2級船  
 船型 四甲板船尾機閘型 乗組員 16名



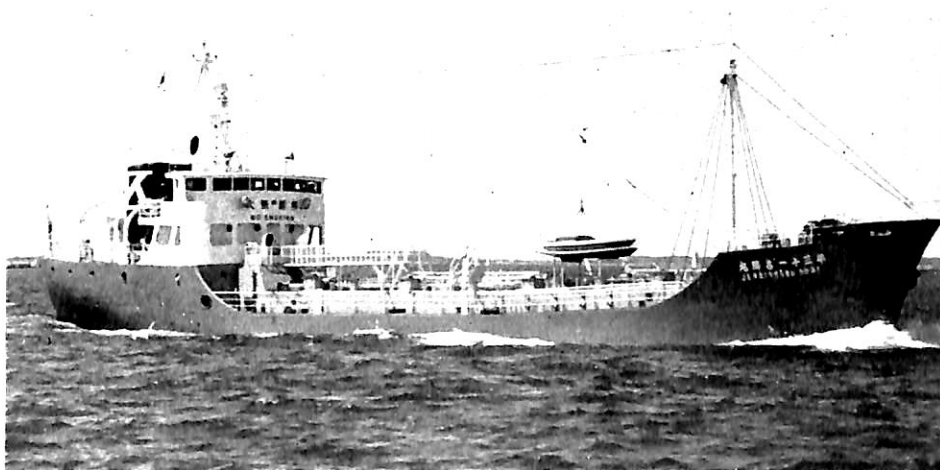
貨物船

十勝丸  
TOKACHI MARU

協同汽船株式会社

日本造船株式会社 建造  
 起工 36-1-11 進水 36-5-8  
 竣工 36-6-19 全長 46.64m  
 垂線間長 42.50m 型幅 7.30m  
 型深 3.70m 満載吃水 3.40m  
 満載排水量 790kt 総噸数 366.42T  
 純噸数 305.4T 載貨重量 600kL  
 貨物油槽容積 677m<sup>3</sup> 主荷油ポンプ  
 160φW ヘリカルギヤポンプ 200m<sup>3</sup>  
 /h×50m 2台 デリックブーム 0.5t  
 ×1

燃料油艙 30t 清水艙 17t  
 主機械 日発 S6NV229 型過給機付  
 ディーゼル機関 1基  
 出力(連続最大) 530BHP (375RPM)  
 補汽缶 西田鉄工製  
 緊型多管式ボイラ 1台  
 発電機 3kW, 2kW 各1台  
 速力(試運転最大) 12.01Kn  
 (満載航海) 10Kn  
 資格 沿海区域第3級船



油槽船

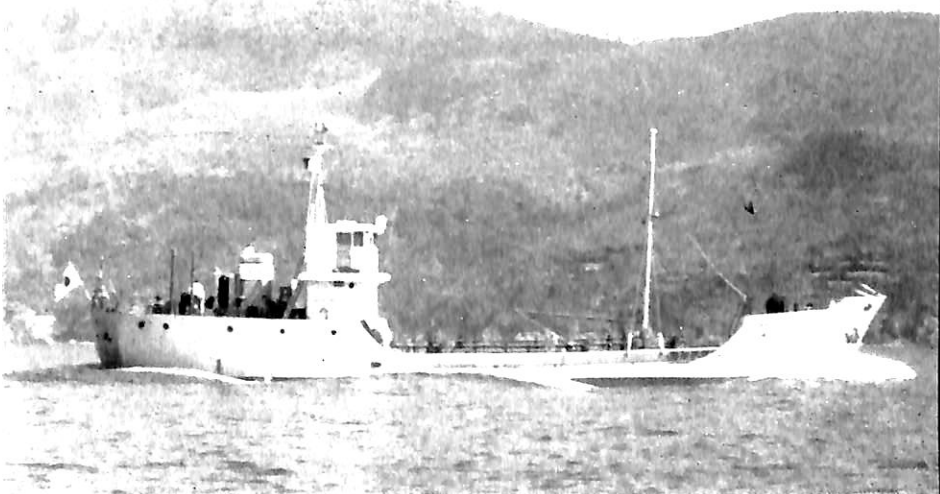
第三十一善隣丸  
ZENRIN MARU No. 31

多田水産株式会社

株式会社市川造船所 建造  
 起工 36-4-10 進水 36-6-19  
 竣工 36-7-11 全長 32.60m  
 垂線間長 29.00m 型幅 6.00m  
 型深 3.00m 満載吃水 2.70m  
 総噸数 185.24T 純噸数 88.86T  
 載貨重量 250kt  
 貨物油艙容積 273.81m<sup>3</sup>  
 主荷油ポンプ 4φJ.5吋 各1台  
 (各カソリンタイプ)

艙口数 3 デリックブーム 0.5t×1  
 燃料油艙 9.459m<sup>3</sup> 清水艙 13.206m<sup>3</sup>  
 主機械 新潟鉄工製 M5F-26型  
 ディーゼル機関 1基  
 出力(連続最大) 275BHP (423RPM)  
 (定格) 250BHP (385RPM)  
 発電機 直流防滴型 35V×2kW 1台  
 送受信機 全波(10球) 1台  
 速力(試運転最大) 10.064Kn  
 (満載航海) 9.564Kn

航続距離 2,380浬  
 資格 沿海区域第3級船  
 船型 長船尾機型 乗組員 8名

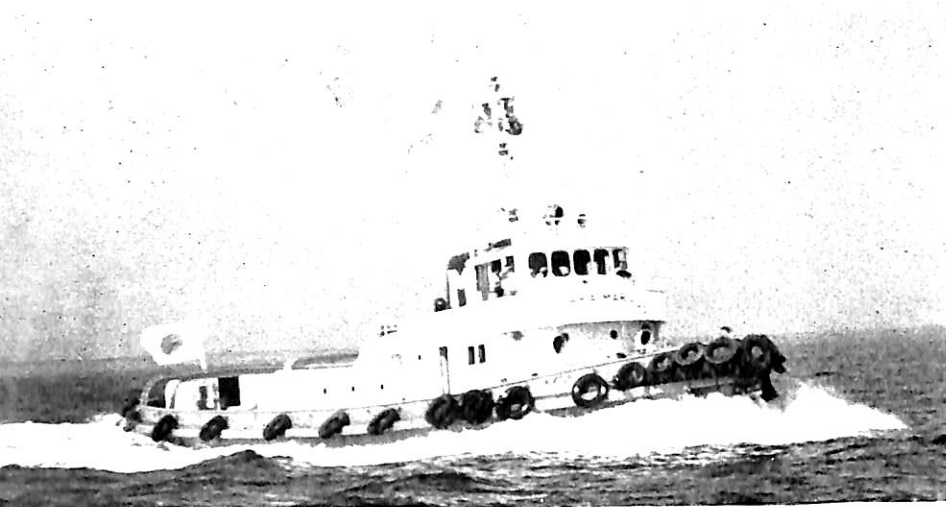


油槽船

第二十二むつ丸  
MUTSU MARU No. 22

斎藤水産株式会社





丸三浦上郎  
TAKA MARU

寺岡造船所 建造  
 起工 35-12-24 進水 36-5-28  
 竣工 36-6-13 全長 25.65m  
 垂線間長 25.00m 型幅 8.00m  
 型深 3.75m 満載吃水 2.85m  
 総噸数 164.28T 純噸数 44.99T  
 主機械 阪神内燃機製  
 ディーゼル機関 1基  
 出力(連続最大) 850BHP×2  
 補機 ヤンマー製 45BHP, 20BHP 各1台  
 発電機 直流 20kW, 5kW 各1台  
 送受信機 無線電話 1台  
 速力(試運転最大) 13.05Kn  
 資格 沿海区域第3級船 乗組員 12名  
 操舵機 川重ヘルショー電動油圧式  
 バラストタンク 表 40t 左 20t  
 バラスト調製ポンプ 5"×150m<sup>3</sup>/h 1台



輸出漁船

フライング フィッシュ  
FLYING FISH

船主 フィリッピン共和国政府  
 芸備造船工業株式会社 建造  
 起工 36-4-11 進水 36-5-20  
 竣工 36-7-31 全長 37.10m  
 垂線間長 34.20m 型幅 6.70m  
 型深 3.35m 満載吃水 2.69m  
 総噸数 149.75T 純噸数 93.83T  
 載貨重量 225kt  
 貨物艙容積 260.68m<sup>3</sup>  
 主機械 三菱横浜W6V18/22AL型  
 ディーゼル機関 1基  
 出力(連続最大) 250BHP (395RPM)  
 発電機 DC 110V×5kW 2台  
 送受信機 1台  
 速力(試運転最大) 11Kn  
 船級 NK 船型 和船型半甲板型  
 乗組員 12名

重油炭 添加剤

PCC

Pat. NO 178013  
 Pat. NO 192561  
 Pat. NO 193509  
 Pat. NO 238551  
 Pat. NO 238552

營業品目

PCC NO. 210  
 PCC NO. 220  
 PCC NO. 250

燃料油添加剤

PCC NO. 1000 エルゴリン・ソルフレオカー  
 PCC ハウター スーパー除去剤  
 タンククリン 強力洗滌剤

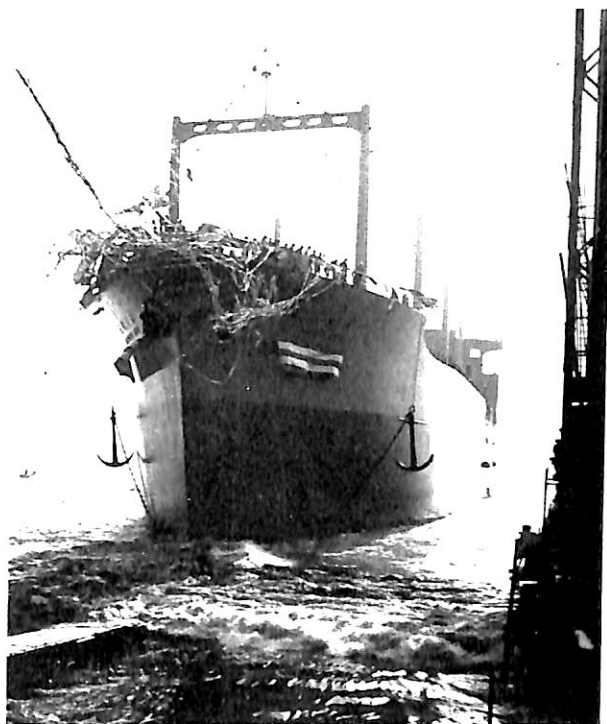
日本添加剤工業株式会社

本社工場 東京都板橋区志村前野町 8 8 4 番地 電話 東京 (961) 1738・7737番  
 営業所 東京都千代田区神田鎌倉町 17 番地 電話 東京 (291) 3886 7 (251) 6190番  
 支店 大阪府西成区江戸堀北通 1 丁目 10 番地 (日々会館ビル) 電話 大阪 (44) 5551-5 番  
 荷置場 横浜、名古屋、神戸、広島、下関、若松、

廻石運搬船 **太刀川丸** 川崎汽船株式会社

TACHIKAWA MARU

川崎重工業株式会社 建造 起工 36-3-20  
 進水 36-8-12 竣工 36-10-20(予定)  
 全長 174.40m 垂線間長 164.00m 型幅 22.60m  
 型深 12.50m 吃水(型) 9.467m 総噸数 13,500T  
 載貨重量 21,000kt 貨物艙容積(グレーン) 12,170m<sup>3</sup>  
 デリックブーム 5t×12  
 主機械 川崎MAN K6Z 78/140C型 単動2サイクル  
 クロスヘッド型過給機付ディーゼル機関 1基  
 出力(定格) 7,500BIP (115RPM)  
 発電機 ディーゼル発電機 300kVA×445V  
 速力(試運転最大) 約16Kn (満載航海) 13.5Kn  
 船級 NK 船型 凹甲板型 乗組員 56名



救難船兼曳船 **日章丸** 日本船舶株式会社

NISSHO MARU

新三菱重工業株式会社 神戸造船所 建造  
 起工 26-6-21 進水 36-8-17 竣工 36-11-中  
 全長 約65.60m 垂線間長 60.00m 型幅 12.00m  
 型深 5.50m 計画満載吃水(型) 4.85m  
 総噸数 約 1,100T  
 主機械 三菱神戸スルザー7TAG36型ディーゼル機関 1基  
 出力(連続最大) 1,800BIP×2 陸岸曳航力 25t以上  
 速力(単独航行) 13.5kn 船級 NK

理想的断熱材

**イソフレックス**  
**ISOFLEX**

各種船舶の冷蔵艙・魚艙に最適

K20タイプ・Bタイプ  
 KABタイプ・KBタイプ

用 冷凍艙・魚 艙・冷蔵室・凍結室 特 軽 量・難 燃 耐 水  
 途 防 音・吸音材・冷蔵貨車・タンク車 長 耐久性大・施工容易・吸 音

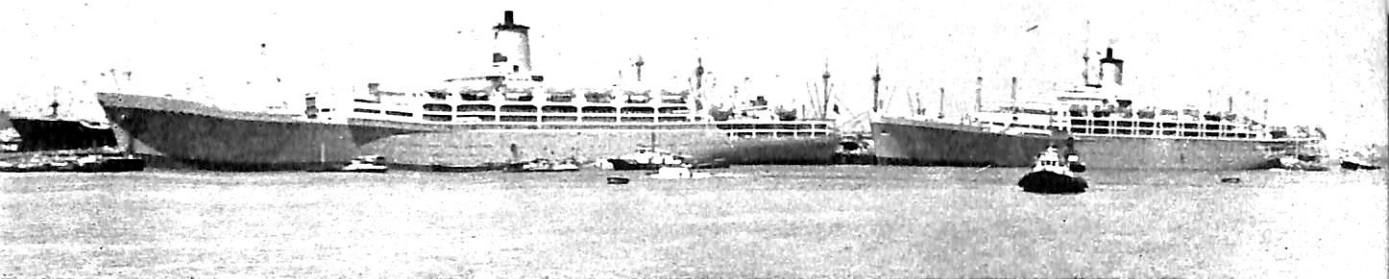
**日本冷蔵株式会社**

ロイド船級協会承認済

東京都中央区湊町3-8 電話(551)2101・1121

カタログ進呈



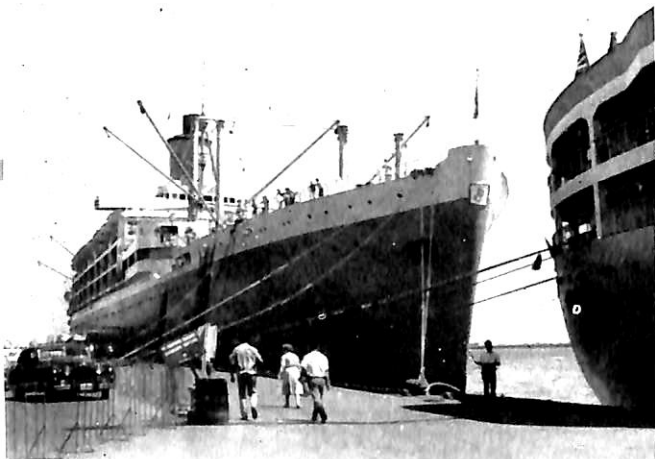
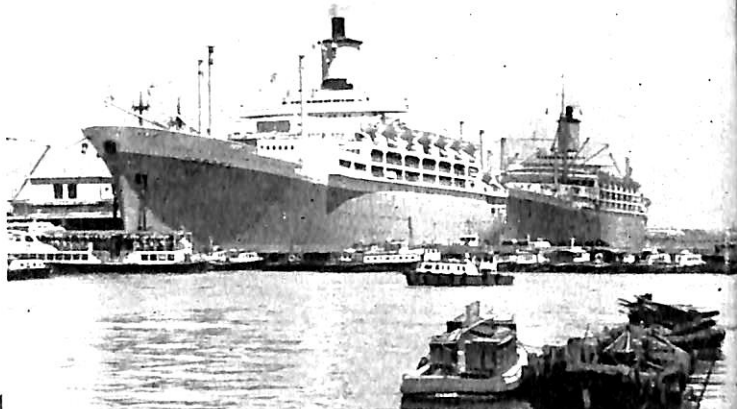


**P & O ORIENT LINES**

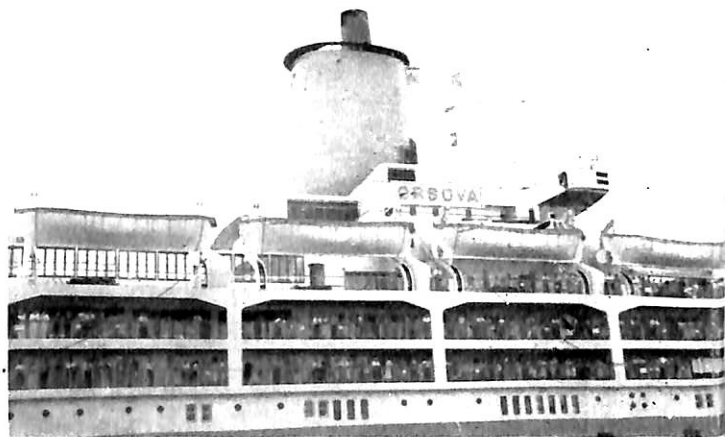
豪華客船 "ORSOVA" (左)  
"ORCADES" (右)

観光客を乗せ相つき横浜に入港

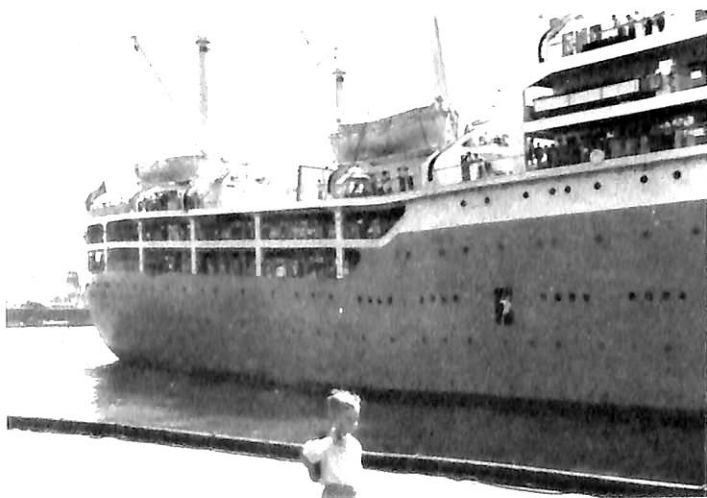
ORCADES (28,556GT) は8月25日に、  
ORSOVA (28,790GT) は8月27日にそれぞれ  
観光客 747人および 1,074人をのせ横浜に入港  
(ORSOVA については 本誌 VOL. 13 No. 7  
参照)

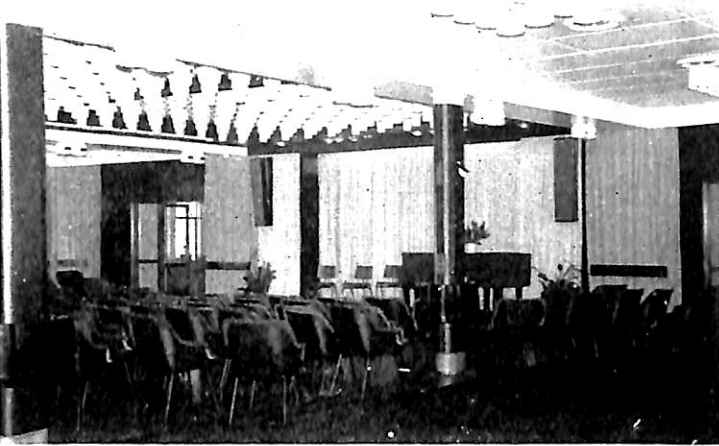


前方は ORCADES, 手前船尾は ORSOVA

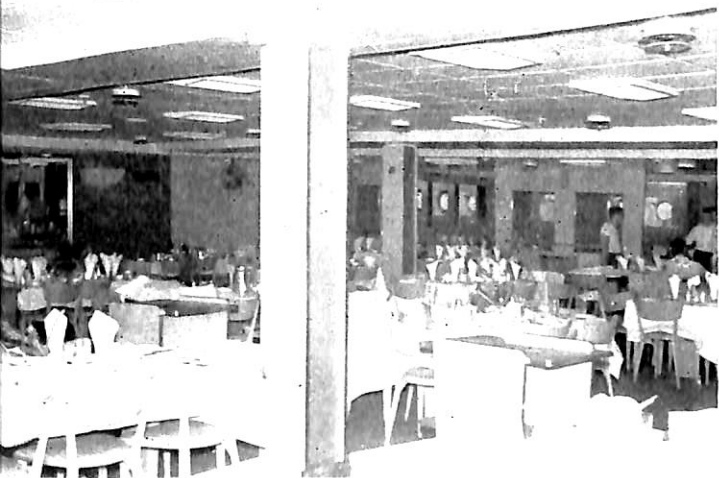


横浜港棧橋に横付ける ORSOVA と舷側を埋めた観光客

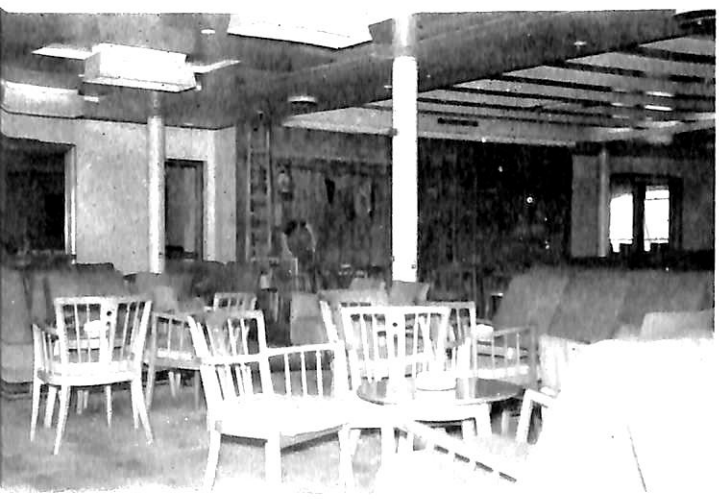




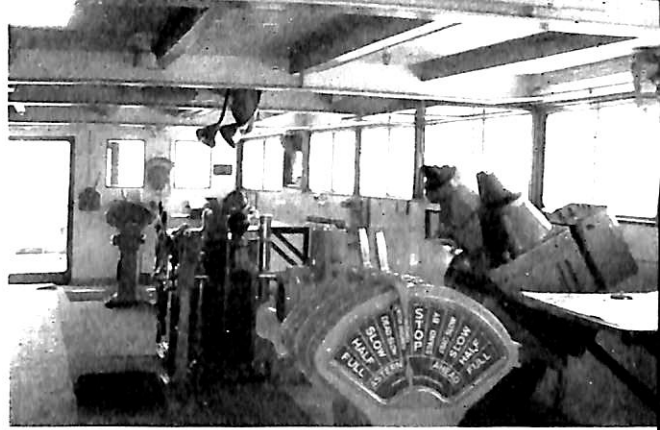
Tourist class hall



Tourist class restaurant



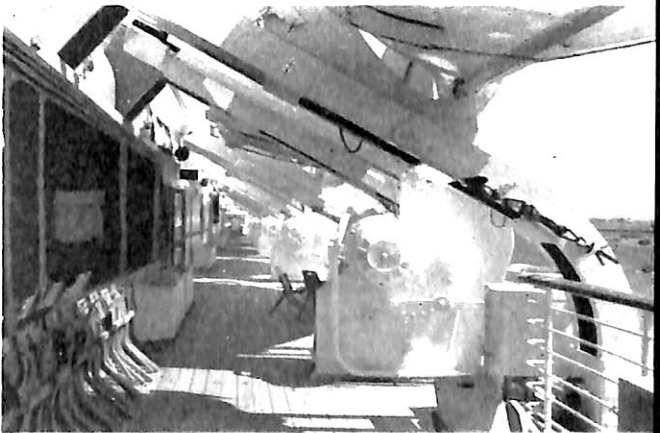
Tourist class lounge



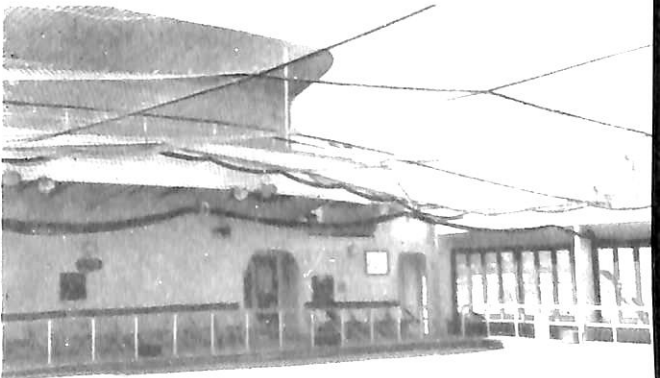
Wheel house 前面



Wheel house 後面

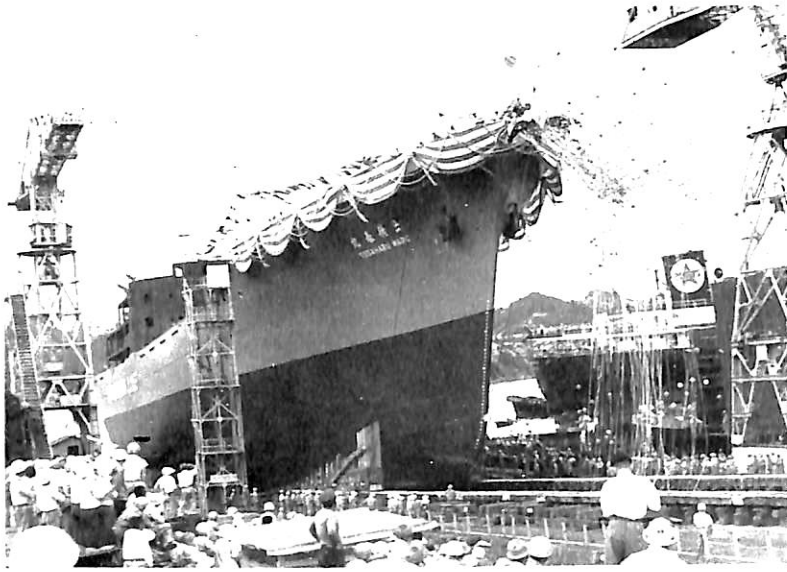


Boat deck の davit の列



Sport deck





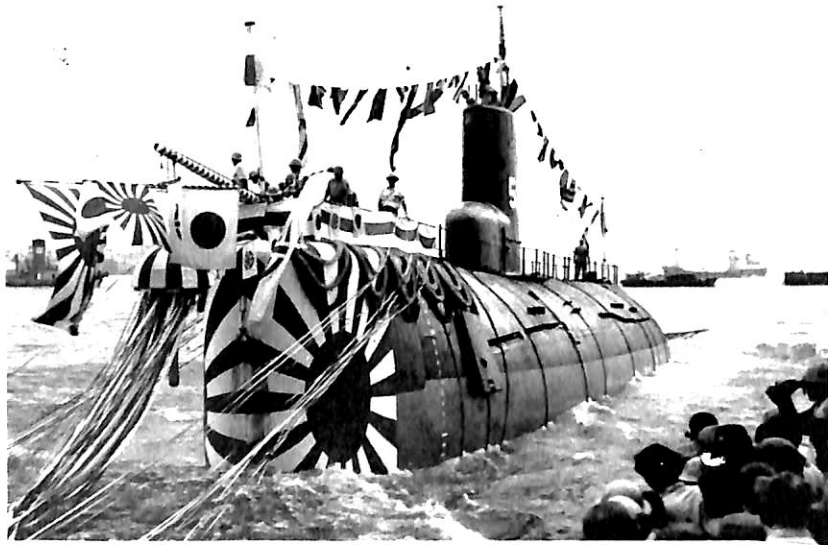
-16 次 新日本汽船  
 貨物船 土佐春丸 株式会社  
 TOSAHARU MARU  
 日立造船株式会社因島工場 建造  
 起工 36-3-20 進水 36-7-25  
 竣工 36-10-中 全長 154.00m  
 垂線間長 142.00m 型幅 20.00m  
 型深 12.30m 計画満載吃水(型) 9.20m  
 満載排水量 17,215kt 総噸数 約8,900T  
 載貨重量 11,800kt  
 貨物艙容積(ベール) 約16,300m<sup>3</sup>  
 (グレーン) 17,760m<sup>3</sup>  
 冷蔵艙 220m<sup>3</sup> 潤物庫 100m<sup>3</sup> 艙口数 5  
 主機機 日立B&W774-VT2BF-160型  
 ディーゼル機関 1基  
 出力(連続最大) 10,500HP (115RPM)  
 発電機 AC 450V×425kVA 3台  
 速力(試運転最大) 20 $\frac{1}{4}$ Kn  
 (満載航海) 17.4Kn  
 航続距離 16,600浬 船級 NK  
 船型 長船首楼付平甲板型  
 乗組員 54名 旅客 8名

潜水艦 わかしお 防衛庁

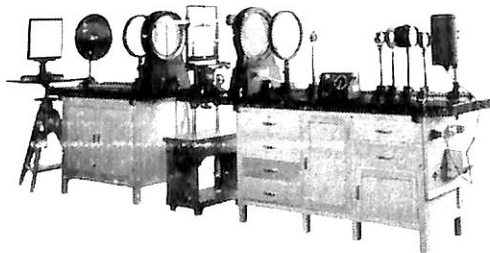
WAKASHIO

川崎重工業株式会社 建造  
 起工 35-6-7 進水 36-8-30  
 竣工 37-7-末 長さ 59.0m 幅 6.5m  
 深さ 6.4m 吃水(常備) 4.1m  
 基準排水量 約 750t

主機機 三菱神戸スルザー型  
 ディーゼル機関 1基  
 軸数 2 速力 約14Kn 乗組員 43名  
 兵装 魚雷発射管 3門 シュノーケル装置  
 本艦は昭和34年度建造計画の中型潜水艦で  
 シュノーケル装置、電波、水測兵器等最新の  
 ものを有し、先に進水した新三菱重工の「は  
 やしお」と全く同型の高性能艦である。



理研光弾性実験装置



大口径PQ連動式光弾性実験装置

理研計器株式会社

本社 工場 東京都板橋区小豆沢2-11 TEL(901)1136-9  
 営業所 札幌市 TEL(3)1644 福岡市 TEL(3)4884

油槽船爆発防止

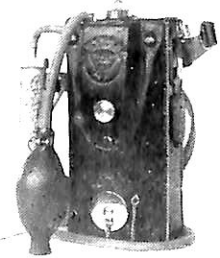
理研ガス検定器

運輸省運輸技術試験所第1254号給用品型式検定済

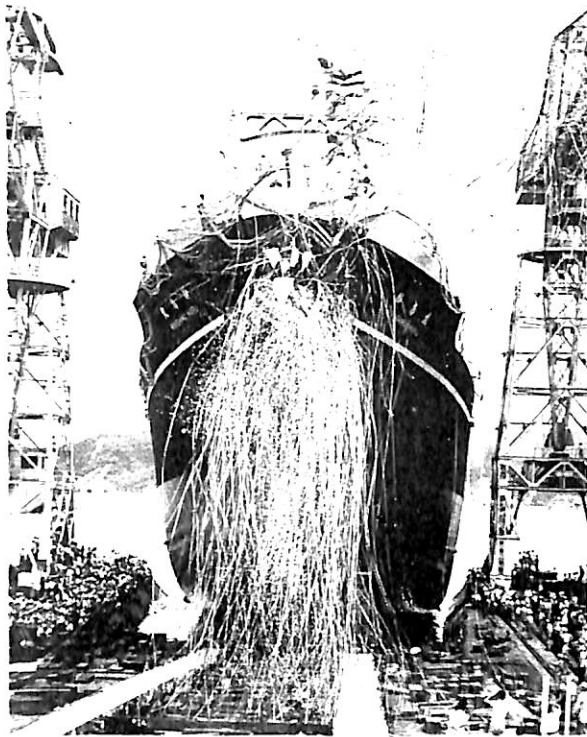
ガス測定用

ガ	ア	メ	L
ソ	セ	タ	P
リ	チ	シ	G
ン	レン	ン	

営業品目  
 反射光塑性実験装置  
 フォトリレー  
 (光の強弱明暗調整ベター)  
 パビネコ計及較正器  
 精密速度回転カメ  
 高次元光弾性実験装置  
 マンハフエンゲル干涉計  
 理研ガス検定器用  
 H<sub>2</sub>中のO<sub>2</sub>ガス測定用  
 N<sub>2</sub>・CO<sub>2</sub>純度測定用  
 CH<sub>4</sub>・アセチレン・ガ・リン  
 他危険ガス測定用



Type 18



16 次 飯野海運 株式会社  
 貨物船 幹島丸 MIKISHIMA MARU  
 飯野重工業株式会社舞鶴造船所建造 起工 36—2—12  
 進水 36—8—7 竣工 36—10—末 全長 156.00m  
 垂線間長 145.38m 型幅 19.50m 型深 12.318m  
 計画満載吃水 9.198m 総噸数 約 8,200T  
 載貨重量 約12,050kt 貨物船容積 (ベール) 17,167m<sup>3</sup>  
 主機械 飯野スルザー9RD76型 過給機付単動2サイクル  
 無気噴油堅型自己逆転式船用ディーゼル機関1基  
 出力(連続最大) 13,000BHP 補汽缶 コクラン缶1台  
 発電機 AC 280kVA×445V 3台  
 速力(試運転最大) 20.7Kn (満載航海) 18.2Kn  
 船級 NK 船型 船首楼付平甲板中央機関型  
 乗組員 63名

石炭 新東海運 一  
 専用船 第八東洋丸 株式会社  
 TOYO MARU NO. 8  
 株式会社大阪造船所 建造 起工 36—3—28  
 進水 36—8—2 竣工 36—10—上旬 全長 108.40m  
 垂線間長 101.60m 型幅 15.40m 型深 8.30m  
 計画満載吃水(型) 6.47m 総噸数 約 3,850T  
 載貨重量 約 5,580kt 艙口数 3  
 貨物船容積(ベール) 6,854m<sup>3</sup> (グリーン) 約7,208m<sup>3</sup>  
 主機械 三井B&W742VT BF90型 ディーゼル機関 1基  
 出力(連続最大) 3,000BHP (200RPM)  
 速力(試運転最大) 15Kn 船級 NK



# Latex系 (新) 甲板鋪床材料

# TIGHTTEX

タイテックス

太平工業株式会社

防水・防火・耐化学薬品  
 施工簡易・速硬・廉価

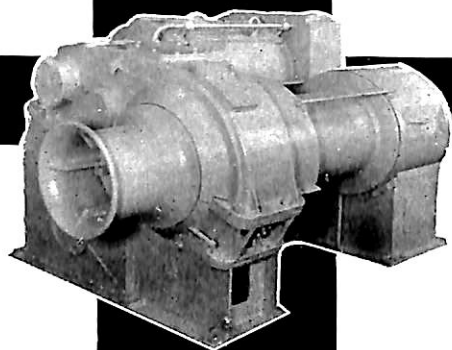
本出張所 京都府三條西大路西 電話(82) 1101 代  
 出張所 東京都千代田区神田錦町1の3 電話(291) 8287  
 出張所 神戸 戸 長 崎

# 荷役作業の能率化！ 東洋電機の

複合整流子電動機による



## 交流電動ウインチ



3 ton 交流電動ウインチ

### 特 長

- 加速時間が短く、荷役性能が極めて高い
- ウインチに最適な直巻特性を有し、しかも軽負荷低速運転が自由で、さらに電力回生制動を行ない得る
- ワンマンコントロール式なので作業能率がよい

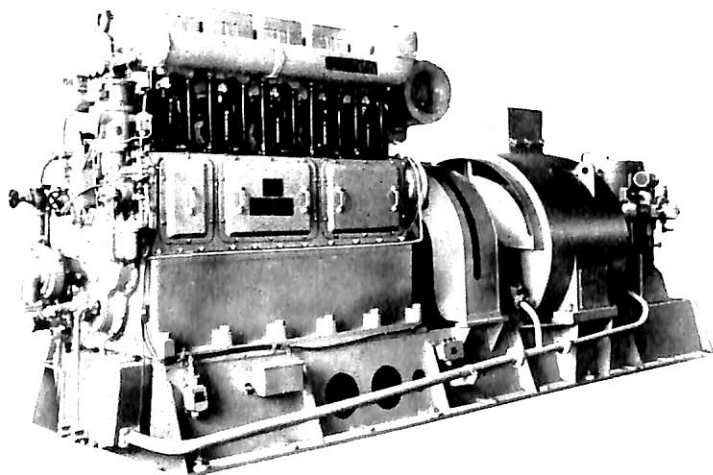
## 東洋電機製造株式會社

本 社 東京都中央区京橋3の4 Tel (281) 3231, 3331  
 営業所 大 阪・名古屋・小 倉・札幌

# DAIHATSU

## ディーゼル機関

25—1500馬力



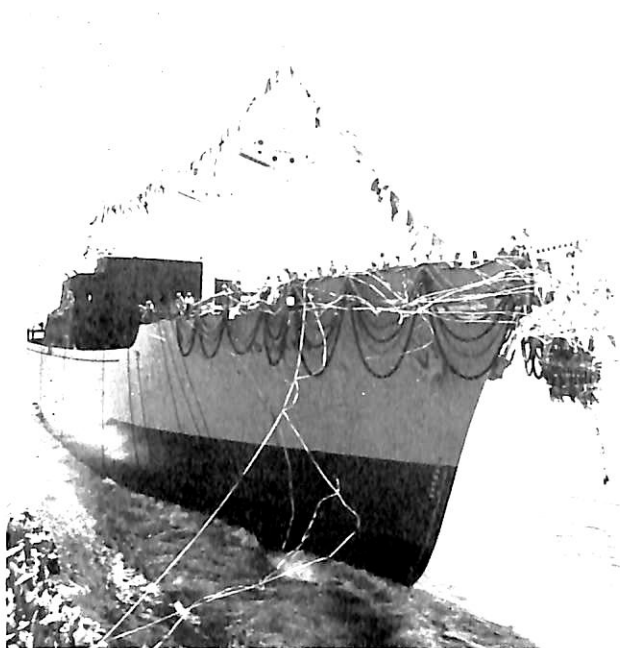
### ダイハツ工業株式会社

本 社 大阪市淀川区大仁東2丁目3 電話(452551)  
 東 京 東京都中央区日本橋本町2丁目7 電話(2411301)  
 福 岡 福岡市馬場新町7-4 電話(25061)  
 札 幌 札幌市南七条西3丁目7 電話(33171)  
 名 古 屋 名古屋市中区大池町2丁目33 電話(321398)

性能と  
耐久力  
が好評です

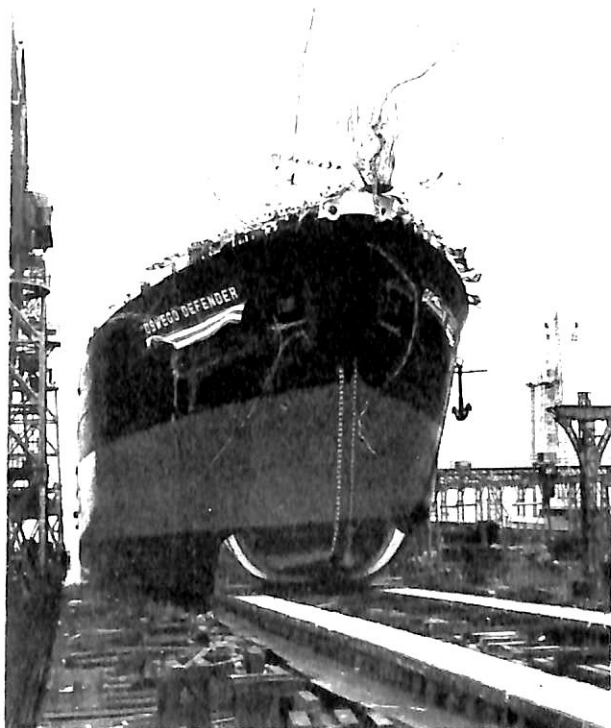
一九〇七年 いちはやく内燃機関の国産化をめざして発足したダイハツ工業はこのながい経験と最新の技術をフルに生かして、すぐれた性能と耐久力をもつダイハツ船用ディーゼル機関を斯界に提供しております





ホーランド  
輸出貨物船 **HOLLAND**  
船主 A/S Det Dansk-Franske Dampskibsselskad.  
(Denmark)

三井造船株式会社玉野造船所 建造  
起工 36-4-4 進水 36-7-13 竣工 36-11-中  
垂線間長 390'-0" 型幅 57'-0" 型深 35'-0"  
満載吃水 23'-8" 総噸数 4,700T  
載貨重量 6,800Lt  
主機械 三井B&W 662VT2BF140型  
ディーゼル機関 1基  
出力(連続最大) 6,500BHP (135RPM)  
速力(試運転最大) 16.5Kn 船級 LR



オスウェゴ グラフェンター  
輸出油鉄石 運搬船 **OSWEGO DEFENDER**  
船主 Oswego Ore Carriers Ltd. Liberia  
川崎重工業株式会社 建造 起工 36-5-6  
進水 36-7-29 竣工 36-10-15 (予定)  
全長 227.05m 垂線間長 216.00m 型幅 30.60m  
型深 15.40m 吃水(型) 11.40m  
総噸数 約29,300T (油槽船) 載貨重量 約46,000Lt  
約16,800T (鉄石運搬船)  
鉄石貨物船容積(グリーン) 約26,500m<sup>3</sup>  
貨物油船容積 39,200m<sup>3</sup> 主荷油泵 1,320m<sup>3</sup>/h 3台  
主機械 川崎式タービン機関 1基  
出力(連続最大) 20,250BHP (109.7RPM)  
発電機 800kVA 2台 速力(試運転最大) 約17Kn  
船級 AB 乗組員 51名  
同型船 DYNAMIC型 3隻, OSWEGO FREEDOM,  
OSWEGO RELIANCE



技術革新と繁栄は  
日本ヘルメテックの製品から

ヘルメテックのデラックス品

**ヘルメシール**



**液状パッキング剤**

姉妹品

ヘルメテック  
アトモフェル  
接着剤  
ネオホンダ

何れもスプレー吹付け可能です。

型録、見本、贈呈

**日本ヘルメテック株式会社**

本 社 東京都品川区東大崎1-8-8 電話(491)5027  
東京営業所 東京都品川区五反田1-7-0 電話(491)3677-6267  
大阪営業所 大阪府西区京町堀通1-1-5 電話(41)1114-2486  
名古屋営業所 名古屋市中村区日通通9-8-43 電話(54)2678  
札幌営業所 札幌市南1-2-条西1-8-1丁目 電話(41)2737

# 富士ホワイトシュナイダープロペラ

## 富士電機製造の国産第1号機

富士ホワイトシュナイダープロペラは西独のホイット社が1931年に船舶用として実用化に成功したものであり、その後ホイット社はこの操船性能の卓越せるこの種のプロペラ装置に幾多の改良を加えるとともに、約1,000隻分余りのプロペラ装置を製作し世界各国に納入している。わが国においてもホイット社より輸入されたこれらの装置が約40隻の各種の船舶に使用されている。

一方富士電機製造では水車発電機用の各種水車に関し戦前よりホイット社と技術援助計画を結び、技術の向上につとめ密接な関係を保ってきたが、今回このプロペラ装置についても同社と技術援助契約を結んだ。国産第1号機として曳船用の18E型富士ホワイトシュナイダープロペラ2台を製作し、社内試験を完了し造船所に引渡した。

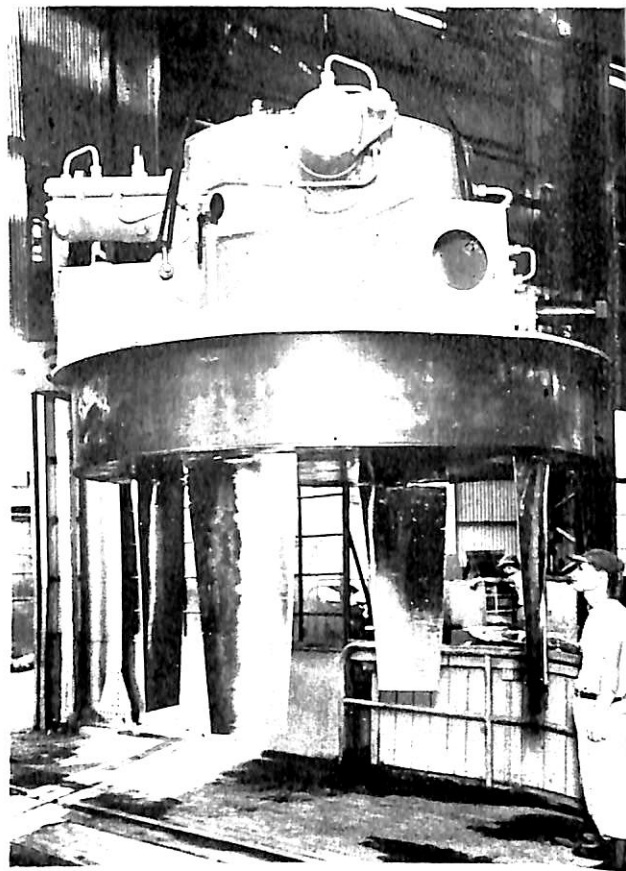
今回製作納入したプロペラの要目は下記の通りである

型式	18E/115—4R/L
ブレード枚数	4
ブレードピッチ径	1,800mm
ブレード長さ	1,150mm
重量	7,000Kg/台
所要油量	700l/台
駆動機関	500PS (500rpm) /台

なお実際に曳船に装備した状態における各種データは近日中に行なわれる造船所の試験結果を待って後日発表する予定である。

富士ホワイトシュナイダープロペラの特長は次の通り。

- (1) 船橋にて操舵者が一人でも可逆推進を迅速確実に操作できる。
- (2) 方向転換が徹底的に自由であり、停止中でも極めて迅速に自船の長さを直径として360回転できる。
- (3) 潮流および河流のある場合および風の吹いている場合でも自力で船を任意の位置にしかも任意の方向に保



富士ホワイトシュナイダープロペラ 18E型全貌

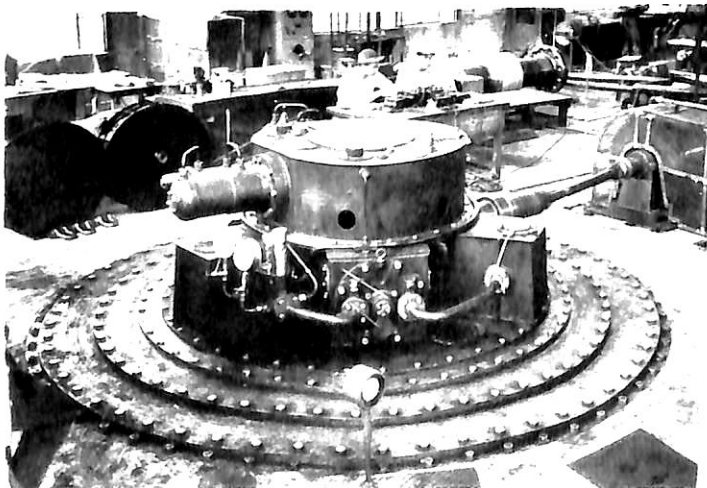
つことができる。また任意の角度を保ったまま船を動かすことができる。

- (4) 低速運行の場合でも効率よく運転できる
- (5) 曳航性がスクリーン船に比べ著しく大である
- (6) 同出力のスクリーン船より浅瀬を航行でき、また利根の拍傷を少なくすることができる
- (7) 網がプロペラにまきついていても簡単に除去できる。
- (8) 渡舟のように運行停止の比較的多い船の場合、スクリーン船に比しその主機出力を減少させることができる
- (9) 乗組員を少なくすることができる。
- (10) 普通のスクリーンと舵を有する大型船の前面に取り付けると操舵性能を大幅に増加する

富士ホワイトシュナイダープロペラ装置はその操船性能の優秀さの故に、渡舟、連絡船、警備船、消防船、起重機船、網取り船、港内砕氷船、曳船（フーシヨおよびドラッグ）としての使用に適しているほか、その曳航性が優秀なため、荒天時の救難艇としての使用にも適している。

従来この装置は遠く西独のホイット社より輸入したければならなかったため、万一の故障の際の修理の困難さが問題となり、使用が半控えられてきたが、今回同社がその技術資料の一切をわが国に譲り受け製作することになったので、わが国における需要も飛躍的に増大するものと考えられる。

昭和36年7月現在の富士ホワイトシュナイダープロペラ製作予定は18E型4基、20E型1基、24E型1基で、大阪造船所に納入される予定である。



工場におけるならし運転中のプロペラ

# 本邦最初の機関部自動化貨物船

## 三井船舶 金華山丸

三井造船株式会社玉野造船所建造

三井船舶第16次計画造船高速定期貨物船「金華山丸」は本年3月29日起工、8月12日進水し、本年11月下旬竣工の予定であるが、本船は本邦最初の機関部遠隔制御および自動制御装置を採用した大型貨物船としてその成果が注目されている。本船の機関部自動化の概要は次の通りである。

### 1. 目的

- (1) 機関部航海当直員の精神的、肉体的負担をできるだけ軽減し、労働条件を改善する
- (2) 機関室にコントロール・ルームを新設し、機関室全般の集中監視、主機械の遠隔操作を行ない、将来機関室の全般的自動制御化への足がかりとする

### 2. 実施方案

将来の完全自動化または遠隔操縦を目標とし、その第一段階として、機関室諸機械の遠隔操縦および集中監視に重点をおき、一部の自動化を組合せ計画したものである。なお海上試験時主機械を船橋より遠隔操作試験を行なうために船橋にも主機遠隔操縦装置を設ける予定である。

### 3. 概要

#### (1) コントロール・ルーム内諸装置

機関室内にコントロール・ルームを設け、同室内には主機操縦台、主計器盤、警報盤および主配電盤を設置する。従って航海中の主機の操縦および各種計器類の主な監視をこの部屋にて行ない、各種機関目録の記録がいながらにすることができるようにしてある。なおコントロール・ルームはあらかじめ湿度低下を計るよう空気調節を行なう予定である。

#### ① 遠隔監視、計測装置

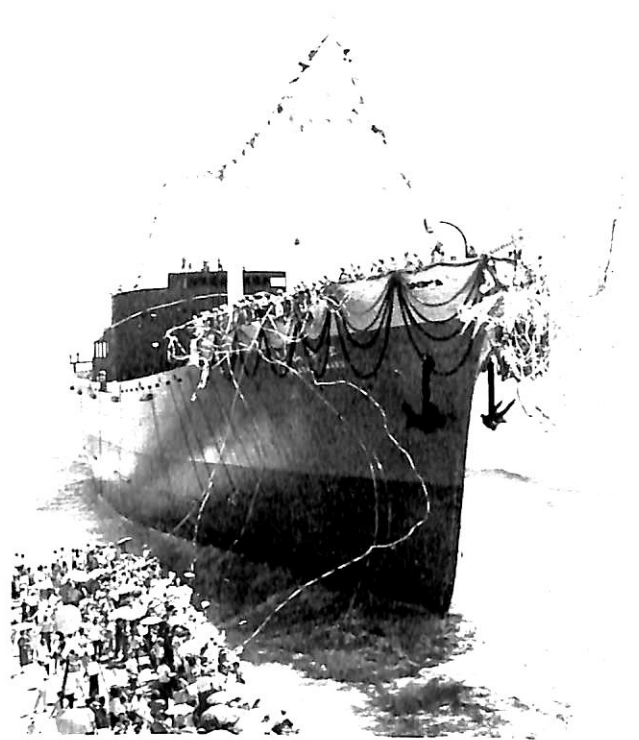
主計器盤には主機械、ディーゼル発電機、油焚ボイラの各種圧力計、温度計、回転計、液面指示、その他の計器を集中装備し、その遠隔監視、計測を行なう。

#### ② 遠隔制御装置

主機械の起動、停止、速度制御および前後進切換、排ガスボイラ、バイパス開度調整、主空気圧縮機の発停、ミキシングバルブ開度調整  
以上をコントロール・ルームにおいて遠隔制御する。

#### ③ 警報装置

警報する箇所、方法、内容等は従来からあるものが



主であるが、制御盤と警報盤の組合せ（リレーとランプの位置）、プザーの位置、コントロール・ルーム内外のプザーの並列設置等について従来のものとかけ離れた型式を採用した。

#### (2) 自動制御装置

##### ① 自動温度調整

各種加熱器油出口の温度を自動的に制御する。

##### ② 自動停止

主機械および発電機（潤滑油圧力低下時）

主空気圧縮機（主空気槽内圧力により）

燃料油移送ポンプ（燃油セトリングタンク油面高位）

貨物船および食糧庫の冷凍機（圧縮機吐出圧力1.5MPa以上の場合、それぞれ自動停止する）

##### ③ 自動起動

過給機潤滑油ポンプは運転中ポンプが停止した場合自動的に起動する。

##### ④ 自動発停

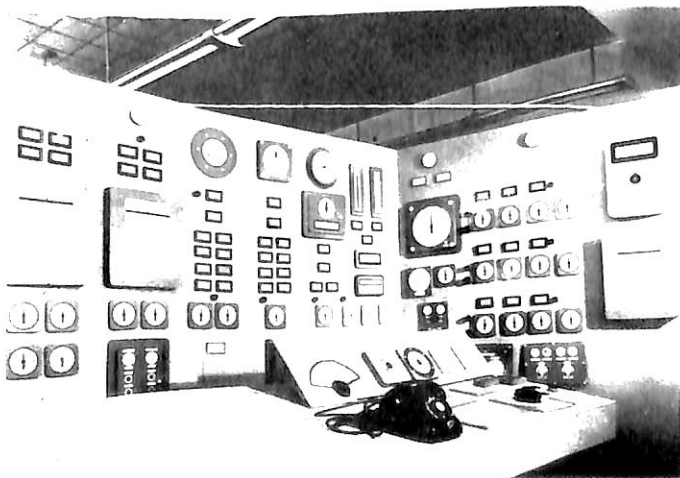
従来通り清水ポンプ、海水サセタリーポンプおよび食糧庫冷凍機は自動的に発停する。

##### ⑤ 油焚ボイラの自動化

燃料清浄系統の自動制御として、燃料油セルフ・ピクチャーのスラッジ自動排出装置を1台設置する予定である。

本船の主要目は次の通り

垂線間長 140.00m 型幅 19.00m 型深 12.00m  
満載吃水（型）8.40m 満載排水量 約 14,750kt  
総噸数 約 8,250T 載貨重量 約 9,500kt  
貨物艙容積（バー）約15,500m<sup>3</sup>（クレーン）17,330m<sup>3</sup>  
主機械 三井B&W S74VT2BF160型 ディーゼル機関1基  
出力（連続最大）12,000BHP（115RPM）  
補汽缶 コクラン缶、排ガス缶 各1台  
電力（試験最大）約 21.3Kn 満載航海 約 19.2Kn  
船級 NK, LR



金華山丸機関室 コントロール・ルーム内制御盤模型



# 電気防蝕法

## CATHODIC PROTECTION



調査—設計—施工

### 日本防蝕工業株式会社

東京都港区芝新橋五ノ一(越田商工ビル)

電話 (431) 3795 (代表)

大阪事務所 大阪市北区老松町三ノ三二(新老松ビル)

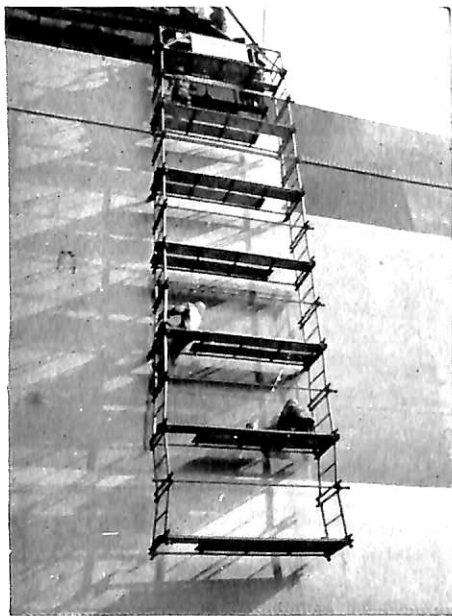
電話 (36) 6 9 1 9

総代理店 三菱商事株式会社



日 米 特 許

# ビテイ式安全パイプ造船足場



ビテイ式安全パイプ移動式吊足場

造船用・修繕用・艀装用・造機用  
最高度の安全性—最も経済的で組立簡易

**ビテイ式安全パイプ・組立ハウス**

ユニオンメルト場上屋

エンジン格納小屋その他に最適

**ビテイ式安全パイプ・ローリングタワー**

造船・修繕・造機用移動足場

**ビテイ式安全パイプ・吊足場・梯子・脚立**

## 日本ビテイ株式会社

本社 東京都中央区京橋 1丁目2番地(越前屋ビル)

電話 東京(281) 5811~5番

大阪支店 大阪市南区安堂寺橋通 4の23(佐野屋橋ビル)

電話 大阪(27) 0731~3番

名古屋営業所 名古屋市中区桜町275(相互ビル) 電話(9) 1939番

福岡営業所 福岡市若宮町38番地(石井ビル) 電話(74) 7104番

工場 東京工場・大阪工場

# 8 月 の ニ ュ ー ス 解 説

編 集 部

- 海運造船問題
- 一般政治経済

7 月

- 30日(日)●ソ連共産党新綱領草案発表さる
- 奥只見ダム完成し、発電始める
- 31日(月)○鉄鋼、海運業界による第3回専用船懇談会開かれ、専用船所要量と運賃合理化策の資料を検討す
- 運輸省辻海運局長 日本造船工業会の要望に対し、専用船の輸出問題はケース・バイ・ケースに処理すると答える

8 月

- 1日(火)○特定船舶整備公団 36年度共有旅客船建造 応募船主を発表す (41社43隻8,116GT)
- 日銀政策委員会 500億円の買オペを決定す
- 2日(水)○運輸省 主要港における滞船滞貨問題につき応急と恒久対策を決める
- 輸送協議会 日東商船の豪州炭 安値輸送引受け (32シル6ペンス・5年) につき自重を要望す
- 日本造船工業会首脳部 斉藤運輸大臣に対し造船業が当面する重要問題の善処方を要望す
- 4日(金)○海運造船合理化審議会海運対策部会開かれ、船腹拡充と企業強化問題を検討す
- 5日(土)●7月末現在の外貨準備高は18億3,700万ドルで前月に比べ7,500万ドルの減少と発表さる
- 6日(日)●ソ連 人間宇宙船“ウォストーク2号” 打上げ成功、地球を17周後7日無事着陸す
- 7日(月)○運輸省水品船舶局長、関西地区の造船技術権威者と船体技術の画期的合理化問題を懇談す
- 中小型造船工業会の戦標船代替建造標準設計作成委員会 1,600GT 型貨物船の基本設計を発表す
- 8日(火)○斉藤運輸大臣 閣議で第17次船の追加建造に財政融資を求む
- 松川事件差戻し裁判 仙台高裁は17被告全員を無罪と判決す
- 日米貿易経済合同委員会は11月2～4日に箱根で開かれる予定
- 9日(水)○経済同友会 海運企業強化に関し、既往債務の社債化または株式化を打出す
- 運輸省 37年度重要施策をまとめる

- 10日(木)●防衛庁 37年度業務計画を決定す
- 11日(金)○原子力委員会の原子力船専門部会 超高速定期貨物船 (航海速力26.3ノット) および超大型油槽船 (15万DW) の経済性を検討す
- 13日(日)○東独政府 東西ベルリンの交通を事実上閉鎖し、ベルリン問題緊迫す
- 14日(月)●ミコヤン・ソ連第一副首相 来日す
- 15日(火)○斉藤運輸大臣 第17次船の追加建造は30万GT (専用船10万GT 油槽船20万GT) になろうと語る
- 特定船舶整備公団 戦標船代替建造希望船主の公募始める。〆切りは9月14日
- 16日(水)○太平洋岸および大西洋岸運賃同盟 11月1日からタリフを10%上げると発表す
- 英国海運会議所の不定期船運賃指数 7月は105.8で前月に比べ2.9下落す
- 東独政府 両独間境界線を封鎖す
- ミコヤン・ソ連第一副首相 池田首相と懇談す
- 17日(木)○運輸省 37年度計画造船 (第18次船) の建造規模を80万GTにする
- 日本船主協会首脳部 河野農相と海運再建策を懇談す
- 18日(金)●日印円借款協定の調印成る
- 経済関係懇談会 延べ払い条件の緩和など輸出振興措置を決定す
- 21日(月)●ネール・インド首相 ベルリン問題で首脳会談を提唱す
- 22日(火)○造船技術審議会開かれ、船舶経済性の飛躍的改善向上のための問題点と対策につき諮問を受く
- ミコヤン・ソ連第一副首相 帰国す
- 海運造船合理化審議会の海運小委員会 経済同友会構想を中心に検討す。技本策の要否につき結論を得ず
- 23日(水)●山際日銀総裁公定歩合の再引き上げを示唆す
- ソ連 米国政府に対し、ベルリン問題に関する新覚書を送る
- 前日に引き続き海運小委員会開かる。平田開銀副総裁 技本策無用論をつよく主張す。結局開銀の資料待ちとなる
- 24日(木)○運輸省 省議で30万トンの17次船追加建造と主要港の滞船滞貨対策の実施を決定す
- 25日(金)●経済関係閣僚間で景気調整のあり方検討す
- ブラジル大統領保守派と衝突し、辞任す
- 27日(日)●ブラジル非常事態を宣言す
- 28日(月)○自民党政調会の交通部会 17次船の30万GT

追加建造を推進するよう決定す

○17次船の鋼材価格はトン当り4万5,000円(16次船並み)ときまる

●日銀 8月の国際収支は8,900万ドルの赤字で8～9月中資金窮迫状態がつづくと説明す

30日(木)●ブラジル・グラール副大統領 パリーより急ぎ帰国す

○運輸省 船舶の大型化に対処し 表定乾舷を改定す

●ソ連政府核実験再開を決定したと声明

31日(木)●米国ケ大統領 ソ連の核実験再開声明に対し自由世界の防衛は万全であるとの声明を発表

### 船頭の多すぎる海運強化問題

船腹拡充に関する国民経済的要請と海運企業強化計画の推進とを如何に調整するかは、年初来、海運界の課題であり、しばしば本欄で紹介してきたところであるが、海運造船合理化審議会でも運輸大臣から同趣旨の諮問を受けて、いよいよ本格的に取組んだ。そこでは、専用船建造のための特殊会社の創設を説く迫水構想(前経済企画庁長官)や松原構想(日本造船工業会々長)も討議されたが、大勢は海運会社の既往債務の処理が先決であるという意見に傾き、14次船以前の計画造船債務の約1/2を社債化ないし株式化するという経済同友会構想を中心に論議が進められた。ところが8月23日の海運小委員会で平田開銀副総裁(太田委員代理)が、既往債務の抜本的対策の必要を認めず、今後の新造船建造について従来からの助成措置をつづければ足りるとの発言があってこの問題はまたまた振出しに戻った。平田開銀副総裁の論拠は、17次船の申込み内容が海運企業強化計画の路線を歩いているというにあるが、経済同友会の海運企業の現状に抜本策を要し、金融側にも大きな決心を求めているのと認識の大きな違いといわざるを得ない。

それにしても、海運強化問題はここところ船頭が多すぎてこのままではその行くえがわからなくなる惧れがある。肝心の海運業界とそれを主管する運輸省がいわゆる構想を打ち出さず、債権者まかせの態度をとっているので、問題が一層ぼやけている。そこへ採算性の低い船を買い上げるといふ河野構想(農林大臣)まで現われて、この問題はいよいよ山へ上った感がしてくる。

### 今明年の造船計画膨れ上がる

運輸省では、新しい外航船腹整備5カ年間計画に基づき、従来よりも造船計画のピッチを早めるべく、第17次船の追加建造および第18次船での大量建造を目論みつつあったが、先ごろその成案を得た。それによれば、第17次船の追加に30万総トン、第18次船に80万総トンを建造

することにしており、5カ年計画のペースをも上回る大きな規模を目指している。これに自己資金船約20万総トンを加えると36年度の国内船建造規模は80万総トンに近く、37年度のそれは100万総トンになる。これは31～32年の造船ブーム時を上回る建造量である。

運輸省の構想による船種別建造量は

	17次船追加(G T)	18次船(G T)
定期船	—	130,000
一般不定期船	14,000	50,000
専用船	86,000	420,000
油槽船	200,000	200,000
計	300,000	800,000

で専用船および油槽船が圧倒的比重を占めることが目立つ。

このような大造船計画に対して、当然種々の批判が予想される。その第1は海運界の現状から考えて、この大量の新造船建造を受け得るかどうかの問題である。つい一二年前までは海運企業強化に役立て得る新造船規模はせいぜい50万総トン程度としていたのに、今日いかなる環境の変化があってこれを受け入れ得るのかという質問が生れる。その第2はわが国新造船の国際競争力の位置付けの問題である。例えば80万総トン建造計画には米炭輸送のための大型石炭専用船をかなりの量建造するよう見込んでいるが、鉄鋼会社との運賃取極めにいかなる成果があるかという心配がある。その第3は設備投資抑制政策との矛盾の問題である。すでに非公式に大蔵省および全銀協筋ではぼう大な建造資金に難色を示している。このようにしてこのふくれ上がった造船計画も具体化までにはかなりの迂余曲折を免れないであろう。しかしながら、今回の大きな新造船建造需要が輸送需要に直結する専用船や油槽船に集中しているだけに、これからの動き如何によっては当面の新造船建造問題は海運界の将来に重要な一石となる。

### 船舶経済性の飛躍的改善向上を目指して

最近世界的な傾向として船舶の経済性を飛躍的に改善向上させるため、船質・性能およびその前提となる構造・設計に画期的な改善を加えようとする努力がなされている。このような趨勢のなかにあつて、わが国の海運業および造船業が将来の国際競争に優位を保つためにはまず造船技術の面において多くの解決すべき問題があると思われる。この問題の一端としてわれわれはすでに船舶に自動操縦と遠隔操作を導入する問題と取組み、多くの実効を収めつつあるが、船舶の技術革新に対する最近の試みはさらに広く、船体、機関、艀装品など全般に亘り船



船の性能・構造の再検討を迫りつつある。

このような観点から、造船技術審議会に対し次の諮問がなされた。

「最近における科学技術の進歩に対応して船舶の性能構造等を飛躍的に改善向上させるため解決を要すべき造船技術上の問題点とその対策如何」

この問題は広範囲であるばかりでなく、その背景において、現在海運・造船界のおかれていた重大な立場に根ざしており、それだけに関係方面から深い関心が寄せられている。提案者である水産船舶局長の言葉をかりればその背景が明らかである。

「陸上および航空の分野における日進月歩の技術的發展を考え合せると、船舶の歩みは余りにも遅々としている。例えば航空機では今日550ノットの速力を有する100人乗りジェット旅客機の世界となったが、この1時間当り輸送力は25ノットの速力を有する2,200人乗りの旅客船に匹敵する。このような旅客船は半世紀前に建造され、その後飛躍的な変化はみられない。技術革新の時代にこのままでは、海運・造船界はとり残されてしまうであろう。現在の新造船市場では油槽船と専用船が大きな部分を占めているが、これらの船型の大型化が著しいので、はたして10年後に今日の新造船はその経済性をもちつづけるであろうか。商船の経済的寿命は大幅に短縮するものと考えざるを得ない。とすれば10年後に船主は経済的に大きな重荷を背負うことになる。そこでこの際船価を10～12年で償却できる体制を整えておかなければならない。10～12年で償却できる商船をもつことが海運界にとり喫緊の課題であり、造船界としても早急に開発体制を整え技術的にこれを助ける必要がある。われわれは、すでに商船の経済性向上のために、船舶に自動制御と遠隔操縦を採用するなど種々の対策を講じてきたが、最終的には乗組員を半減できるよう計画的な研究開発を積み重ねるとともに、船価を飛躍的に引下げ、載貨量を大幅に引上げるために、材料・材質・構造について全く新しい考え方を導入して、船体・機関・艤装の面目を一新する必要がある」

すでにアメリカにおいては、海事研究勸告委員会によって2年間に亘る検討がなされた結果、「米国の海事総合研究開発計画」がまとめられ、その方向が明らかにされている。またイギリスにおいても乗組員不足の危機を身近に感じて船舶自動化問題と取り組んでいるが、さらに造船造機技術の飛躍的向上を図るべく研究協会を設けて研究体制を整えつつある。わが国造船技術陣としても、これらにおくれを取ってはならない。古い伝統や長年の慣習に対してもこの際振り返ってみる積極性を上記諮

問は求めている。

### 三井造船の千葉工場建設進む

現在世界の航洋油槽船の建造では4万5,000DW以上の大型船が大勢を占めているが、海外資源の大規模開発、輸送距離の延伸化に加えて、製油施設の巨大化により、油槽船の船型はますます大型化し、6万5,000DWから10万DWの時代に入ろうとしている。鉱石専用船と石炭専用船でも米国および日本の鉄鋼工業に対する原料輸送を中心に4万5,000DW以上の大型化の建造が目立ちはじめた。欧州の造船所ではこのような超大型船建造の趨勢にかんがみ、10万DWないし13万DWの建造ドック建設を中心に、着々受注体制の整備に努めている。特に注目すべきことは北欧諸国で、全く新規の敷地に斬新な工場配置の10万DW造船所を建設し、高能率と低船価を目指していることである。

わが国の超大型船建造技術については、すでに世界的に定評のあるところであるが、以上のような競争国の動向に対して決して安閑としておられない。今日わが国では6万5,000DW型を建造できる造船所は10造船所（船台数は12基）であって、この船型に対する受注体制には大きな心配はない。ところが10万DW型となると建造し得る造船所は現在きわめて少数であるばかりでなく、敷地面積、工場配置の関係で拡張がむずかしいが、きわめて不経済なものとならざるを得ない。またかかる超大型船の入渠設備に至っては、従来このような船型がほとんどなかった関係で、甚だ心細い現状である。

ここに三井造船千葉工場建設の一般的背景がうかがわれる。三井造船は大正6年に岡山県玉野市で造船所をおこして以来、45年間一貫して優秀な造船技術と施設をもって造船活動をつづけてきたが、最近に至り、玉野工場の拡張に限度を認め、千葉五井地区の埋立地に超大型造船所の建設を決意したものである。そう主要目は次の通りであって、総所要資金量は73億円を要すると見積っている。当社の払込資本金が現在45億円であることを思えば、本建造計画が正に社運を賭しての大事業であるといえよう。一日も早く千葉工場が見事に完成して赫々たる成果が得られるよう心よりお祈りする次第である。

#### 千葉工場の概要

所在地 千葉県市原郡市原地区地先  
敷地 927,300m<sup>2</sup>  
主要設備  
建造ドック1基  
（建造最大船舶 57,000GT, 85,000DW）  
乾ドック1基  
（入渠し得る最大船舶 40,000GT）

## 極洋捕鯨冷蔵運搬船千代田丸について

株式会社新潟鉄工所造船工場

松 井 富 雄

### ま え が き

本船はさきに当所において建造された第5秋津丸に引続き、極洋捕鯨株式会社より発注された冷蔵運搬船である。本船の用途は南氷洋よりの鯨肉運搬、北洋鮭鱒仲積み、および北洋における母船式漁業であって、同社保有のこの種船舶のうち、最大且つ最優秀船として活躍中のものである。

本船の起工は昭和35年9月24日で、同年10月28日に進水、その後年内竣工を目標に艤装を急ぎ、12月28日、予定通りに無事引渡を完了、新潟港より直接南氷洋に向け出港した。処女航海に際しては、鯨肉の運搬能力増大のため、凍結室には、凍結装置を装備せず、冷蔵貨物艙と同じく冷却コイルの配管のみを行なったが、本年3月帰国後直ちに後述のフラットタンク式の急速凍結装置に換装して、現在は北洋の母船式漁業に出漁中である。

以下記事の簡明を期し、主として表示により、本船の概要を紹介することとする。

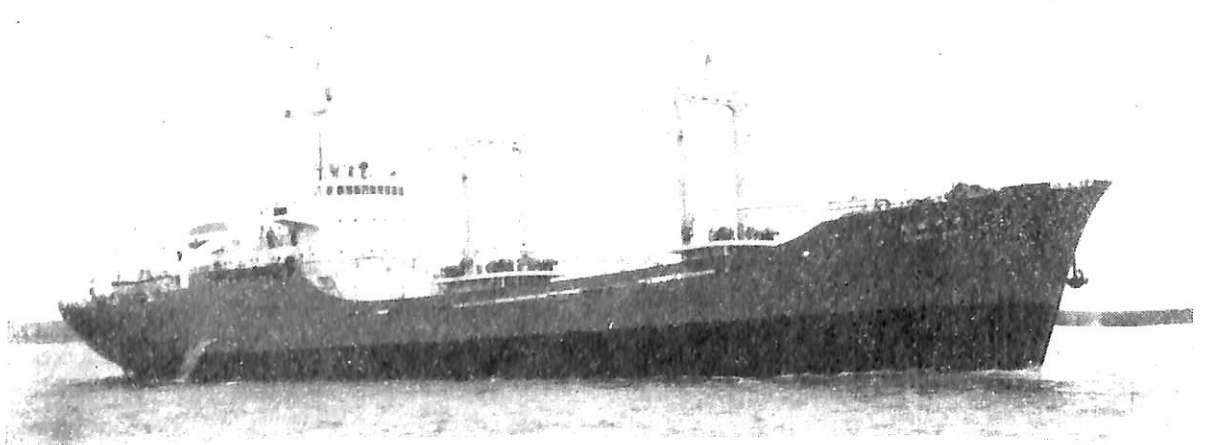
### 1. 主 要 要 目

船級	NK NS* MNS*
資格	第1級船、第5種貨物船、第3種漁船
航行区域	遠洋（国際航海）
長（登簿）	83.17m
長（垂線間）	82.00m

幅（型）	12.80m
深（型）	6.60m
総噸数	2,068.26 T
純噸数	1,210.68 T
夏期満載吃水	5.772m
載貨重量	2,830.40 t
冷蔵貨物艙容積	2,801.42m <sup>3</sup>
凍結室容積	394.40m <sup>3</sup>
燃料油艙容積	622.18m <sup>3</sup>
潤滑油艙容積	22.01m <sup>3</sup>
清水艙容積	138.57m <sup>3</sup>
推進機関	2,000馬力 ディーゼル機関 1基
速力 試運転最高	14.98kn
航海	12.50kn
定員	国際航海時 母船式漁業時
士官	10名 15名
属員	25名 25名
作業員	— 36名
合計	35名 76名

### 2. 一 般 配 置

本船は船首楼および船尾楼を有する船尾機関型一層甲板船で、船首隔壁から機関室前壁に至る間を冷蔵貨物艙とし、鋼隔壁でこれを3分している。冷蔵貨物艙および機関室船底の二重底と船首艙は燃料油艙（但し機関室船底の一部は潤滑油艙）とし、機関室後壁より船尾の深水艙および船尾艙を清水艙としている。船首楼内は作業員居住区および倉庫、船尾楼前端に甲板間高さ3.00mの凍



冷蔵運搬船 千代田丸





一船の科学一

結室、その上の3層の甲板室は士官居住区、操舵室および無線室、船尾楼内は属員居住区、賄室、舵取機室および倉庫等となっている。各冷蔵貨物艙とも艙口寸法は2.50m×2.50mで、これに対し門型デリックポスト2基を備え、2tデリックブーム6本を配している。

3. 機関部機器

1. 主機、発電機械等

主機械	型式	堅型単動4サイクル自己逆転式過給機付ディーゼル機関	
		新潟鉄工所製M8 F 43 CHS型	1基
	定格出力×回転数	2,00PS×275rpm	
	気筒数×径×行程	8×430mm×620mm	
推進器	型式	エアロfoil 4翼一体型	1基
	材質	KBC 2	
	直径×ピッチ	2,500mm×1,700mm	
発電機械	型式	堅型単動4サイクルタービン付ディーゼル機関	6 MSSL-T型
			3基
	定格出力×回転数	250PS×720rpm	
	気筒×径×行程	6×200mm×250mm	
	発電機要目	AC60~450V 180kVA×3	

2. 空気圧縮機およびポンプ等

名称	型式	容量×圧力×電動機	数
		m <sup>3</sup> /h kg/cm <sup>2</sup> kW	
主空気圧縮機	堅2段圧縮	76×30×11	3
非常用 "	手動		1
燃料油移送ポンプ	横歯車式	20×2×3.7	1
燃料油サービスポンプ	同上	3×2×0.75	1
予備潤滑油ポンプ	同上	50×4×11	1
潤滑油サービスポンプ	同上	3×2×0.75	1
主機用冷却水ポンプ	横遠心式	70×15m×5.5	1
雑用水ポンプ	横自吸遠心式	50×33m×11	1
ビルジポンプ	同上	70×25m×11	1
清水ポンプ	横遠心式	3×25m×0.75	2
サニタリポンプ	同上	5×20m×1.5	1
燃料油清浄機	デラバル式	1,000 l/h×2.2	1
潤滑油清浄機	同上	1,000 l/h×1.5	1
糧食庫用冷凍機	フロン式	1.22 RT×2.2	1
同上用冷却水ポンプ	横遠心式	6.6×8m×0.4	1
造水装置	主機排気ガス利用	3.0t/day	1

3. 工作機械

グラインダー	卓上両頭型	0.4 kW	1
旋盤		1 kW	1
ボール盤	卓上型	0.4 kW	1
電気溶接機	防滴可搬式	17kVA×440V	1
ガス溶接機			1

4. 甲板補機

揚船機	電動機直結	9 t × 9 m/min × 26kW	1
繫船機	"	5 × 12 × 15	1

揚貨機	電動機直結	2 t × 30m/min × 13kW	6
舵取機	電動油圧式	3.7	1
通風機	(士官居住区用) 多翼型		
		75m <sup>3</sup> /min × 55mm Aq × 1.5kW	1
	(属員居住区用) 多翼型	75 × 55 × 1.5	1
	(賄室用) 軸流内装型	20 × 10 × 0.2	1
	(機械室用) "	200 × 25 × 2.2	2

5. 冷凍装置

1. 概要

本船の急速凍結装置は、電動油圧式のフラットタンク14台によるブライン循環方式とし、ブラインクーラーを機関室内に、ブラインサージタンクを第3冷蔵貨物艙後端に設置している。なお将来、凍結室内にブライン直接浸漬式の凍結装置を増設する予定になっている。

冷蔵貨物艙の保冷は直接膨脹式で、その保持温度は、-180°Cである。

冷凍機はアンモニアを冷媒とする多気筒型3台を機関室内に装備し、いずれも電動機によるVベルト駆動である。

2. 冷凍装置用機器

冷凍機	多気筒型	三菱電機MB 6-N	
		91.6RT × 600rpm × 110kW	2
"	"	" MB 4-N	
		61.6RT × 600rpm × 75kW	1
コンデンサー冷却水ポンプ			
	横遠心式	96m <sup>3</sup> /h × 15m × 7.5kW	2
ブライン循環ポンプ	"	96" × 30" × 19"	2
フラットタンク油圧モーター		1.5kW	2

3. 冷凍処理および運搬機器

グレージングマシン	1.5kW	1
パン抜機械	3.7kW	1
カッター	3.7kW	2
アジテーター	1.5kW	1
グレーズタンク		1
パン抜テーブル		2
コンベヤー (凍結室内)	0.75kW	3
" (上甲板上)	3.7kW	1
" (貨物艙内)	0.75kW	2
トレーエレベーター	1.5kW	1
ホイスト	0.75kW	1

6. 電気、無線、航海計器等

1. 電気機器

発電機	A.C450V 3φ60~	
	防滴閉鎖通風型	自動式
	180kVA × 720rpm	3
電動機	既述各補機駆動用	1式
主配電盤	デッドフロント型	1
蓄電池(予備照明用)	SR-200 24V × 200AH	2

変圧器	450V/115V×25 k VA	3
"	450V/225V×15 k VA	3
船外給電箱	AC440V 3φ60 $\sim$ ×100A	1
"	AC110V 1φ60 $\sim$ ×100A	1
探照灯	2 kW	1
投光器	500W	8
カーゴランプ	200W	6
旋回窓	350mmφ	1
モーターサイレン	0.75kW 電磁開閉器付	1
船内電話	共電式 1:5	1

2. 無線装置

第1送信機	中波A <sub>1</sub> 250W A <sub>2</sub> 150W 中短波A <sub>1</sub> 250W	1
第2  "	短波A <sub>1</sub> 500W	1
補助  "	中波A <sub>1</sub> 75W A <sub>2</sub> 40W 中短波A <sub>1</sub> 75W A <sub>3</sub> 30W 短波A <sub>1</sub> 75W	1
受信器	NMS-1034E 全波, 16球5石ダブルスーパー	1
"	NMR-1037 短波, 15球3石  "	1
"	JMR-240T 全波 18球トリプルスーパー	1
蓄電池	SR-200 24V×200AH	1
管制盤	卓上型	1
配電盤		1
インバーター	DC24V×150VA	1
コンバーター	DC24V×324W	1
電気指令装置	30W	1
27MC送信機	壁掛型	1
救命艇用送受信機	NMT-209A	1

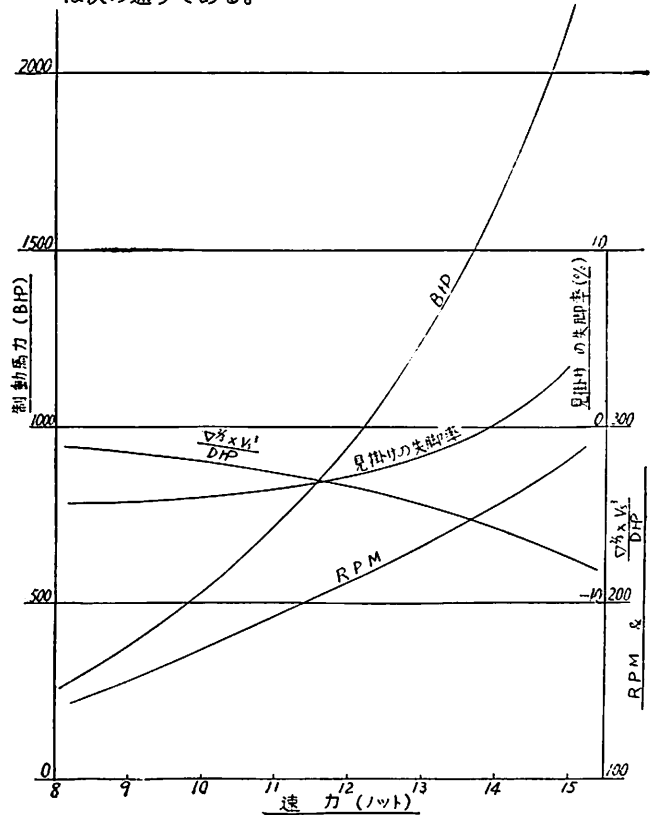
(註) 無線装置一式は日本無線製

3. 航海計器等

レーダー	日本無線	JMA-113B型10" 50漣	1
ロラン	"	JNA-102型	1
方位測定機	光電	KS-347RA型	1
音響測深機	産研	NTL-3000型	1
転輪羅針儀	北辰	プラート型	1
自動操舵装置	"	PC1-1型	1
舵角指示器	日造機	セルシン式	1
電気回転計	"	ギヤー駆動式	1
冷蔵貨物艙温度計	村山	抵抗式	1
海水温度計	明陽	"	1
テレグラフ	日造機	セルシン式	1

7. 海上公試成績

海上公試は、昭和35年12月23、24両日、佐渡沖において行ない各試験とも良好な成績を示した。速力試験成績は次の通りである。



施行場所 佐渡沖 碁石一徳和浜間速力試験標柱  
 海面状態 や、うねりあり  
 風向風速 NW ビューフォート風度 1  
 吃水 前部 1.29m 後部 3.81m 平均 2.55m  
 トリム 2.52m 排水量 1719.3 t  
 C<sub>b</sub> 0.635 C<sub>D</sub> 0.970 C<sub>p</sub> 0.654  
 浸水表面積 1041.9m<sup>2</sup>  
 推進器軸深度 1.80m

負 荷	最 低 速	1/4	2/4	3/4	4/4	11/10
推進器回転数(rpm)	102.0	145.3	220.0	251.5	274.5	281.0
制 動 馬 力 (PS)	—	337	1064	1538	2042	2160
速 力 (kn)	5.16	8.32	12.41	13.87	14.71	14.98
見掛りの失脚率け(%)	8.2	-4.0	-2.4	-0.1	2.7	3.2
$\frac{D^5 \times V^3}{DHP}$	—	249	262	245	227	227

8. 重心試験成績

本船の重心試験は、昭和35年12月22日、当所船渠内において施行した。復原性能表は次の通りである。

項 目	状 態	軽荷状態	南 氷 洋 鯨 肉 運 搬				冷蔵運搬(満載)		北 洋 母 船 式 漁 業			
			出 港	南氷洋着	南氷洋発	帰 港	出 港	入 港	出 港	漁場発	帰 港	
排水量	t	1640.16	2695.13	2484.31	4028.16	3806.46	4423.66	3812.67	2380.33	4037.01	3829.84	
吃水	前部	m	0.86	2.62	2.74	5.13	4.94	5.66	4.94	1.52	5.17	4.94
	後部	"	4.04	4.88	4.23	5.44	5.13	5.78	5.15	5.24	5.42	5.18
	平均	"	2.45	3.75	3.485	5.285	5.035	5.72	5.045	3.38	5.295	5.06
トリム	"	3.18	2.26	1.49	0.31	0.19	0.12	0.21	3.72	0.25	0.24	
毎噸排水量	t	7.80	8.25	8.16	8.83	8.72	9.01	8.73	8.12	8.83	8.73	
毎噸トリム力率	t-m	31.75	36.42	35.47	43.90	42.43	46.77	42.47	35.02	43.96	42.55	
KB	m	1.30	1.99	1.85	2.82	2.69	3.06	2.69	1.79	2.83	2.70	
BM	"	5.24	3.56	3.81	2.56	2.68	2.39	2.68	3.93	2.55	2.67	
KM	"	6.54	5.55	5.66	5.38	5.37	5.45	5.37	5.72	5.38	5.37	
KG	"	5.09	4.13	4.29	4.53	4.67	4.37	4.67	4.35	4.53	4.67	
GM	"	1.45	1.42	1.37	0.85	0.70	1.08	0.70	1.37	0.85	0.70	
OG	"	2.66	0.40	0.82	-0.74	-0.35	-1.34	-0.36	0.99	-0.75	-0.38	
XB	"	-0.37	-0.56	-0.54	-0.49	-0.53	-0.40	-0.53	-0.53	-0.49	-0.53	
XB	"	5.78	2.50	1.58	-0.16	-0.32	-0.27	-0.29	4.94	-0.22	-0.27	
XF	"	-0.85	-0.74	-0.82	0.34	0.10	0.80	0.11	-0.84	0.35	0.12	
最大復原挺	"	0.747	1.243	1.160	0.682	0.620	0.714	0.620	1.137	0.682	0.620	
同上を生ずる角度	deg	36.5	51.5	50.5	51.0	49.0	52.0	49.0	50.0	51.0	49.0	
復原性範囲	"	79.3	107.0	102.8	98.9	91.4	108.5	91.5	101.0	98.8	91.4	
最大動的復原力	t-m	1093	3827	3138	2759	2170	3614	2181	2904	2765	2183	
最大動的復原力	m	0.666	1.420	1.263	0.685	0.570	0.817	0.572	1.220	0.685	0.570	
風圧側面積	m <sup>2</sup>	681	574	596	448	469	412	469	605	447	467	
風圧側面積		3.46	1.89	2.12	1.02	1.12	0.88	1.12	2.21	1.02	1.11	
予備浮力	t	5281	4227	4438	2894	3116	2498	3109	4542	2885	3092	
中央部乾舷	m	4.24	2.94	3.20	1.40	1.65	0.97	1.64	3.31	1.39	1.63	

9. む す び

以上、千代田丸の装備および諸性能について概要を述べたが、多少とも読者諸賢のご参考となれば幸いである。

る。稿を終るにあたり、本船の設計に関し、種々ご援助を賜った極洋捕鯨株式会社船舶部、漁撈部および捕鯨部の方々に謝意を表すると共に、千代田丸の今後のご多幸をお祈りする次第である。

船用油清浄機の自動化について

(93頁より)

油を使用しないという実状であってみれば、消費電力の点、保守の点、操作の点等より考えてセルフオープニングセパレーターが最適であることはお判り願えたと思う。また自動化はノズル式よりも簡単に行なえるし、安全性も高い。さらに価格の面においても、ノズル式よりもセルフオープニング式の方がかなり割安である。これはノズル式に要求される大がかりで複雑なサイクリング装置がなくてもよいためである。

以上の通り、あらゆる面よりみて、デラバルセルフオープニングセパレーターは船用ピュリファイヤーとして最適の機械であると考えられる。

当社はデラバルの総本家ともいべきスエーデンセパレーター社の製品の輸入販売を行って既に40年になるが、この間、昭和16年第2次世界大戦の勃発と共に輸入が途絶えたが、デラバル市場の確保と維持をはかるため、同系会社として京都機械(株)が設立されて、一部機種の内産化、部品の供給、修理等を行ない、戦後はさらに次々と新型機を技術提携によって京都機械において製作、かなりの台数を送り出したが、この技術提携をさらに拡大して、セルフオープニングセパレーターの内産化が実現した。これによって技術革新の世代に全産業の清浄装置の正統な発展の指標となり日本産業の興隆に寄与せんとするものである。



# 131,000DWT GIANT TANKER について

佐世保重工業株式会社技術部

## 1. 緒 言

当社では世界最大の巨船、載荷重量 131,000 kt の GIANT TANKER を10月上旬起工の予定である。



本船は出光興産株式会社殿のご注文によるもので、1962年9月完工の予定である。

石川島播磨重工業株式会社殿も同時に受註あれ、現在両社の造船技術の粋を集めて設計が進められている。

ここにその概略を紹介したい。

## 2. 主 要 目

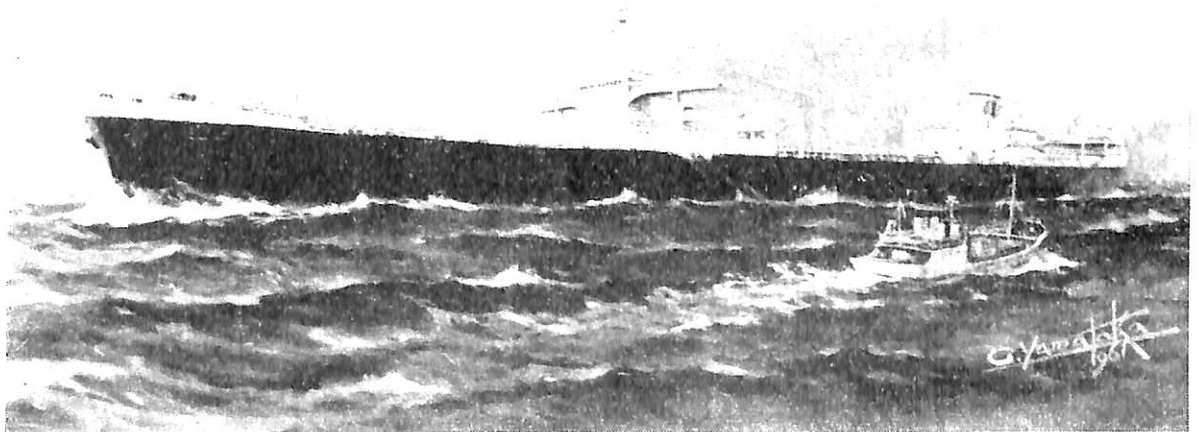
全 長	約291.00m
垂線間長	276.00m
型 幅	43.00m
型 深	22.00m
計画吃水	16.50m
載貨重量	131,000kt
総屯数	約73,000T

船 級	American Bureau of Shipping AB  A1 E "Oil Carrier" &  AMS 日本海事協会 NS* & MNS*
主機関	二段減速歯車付複合衝動タービン1基 最大出力 28,000SHP
速 力	最高 16 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> kn 航海 16 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> kn
乗組員	59名

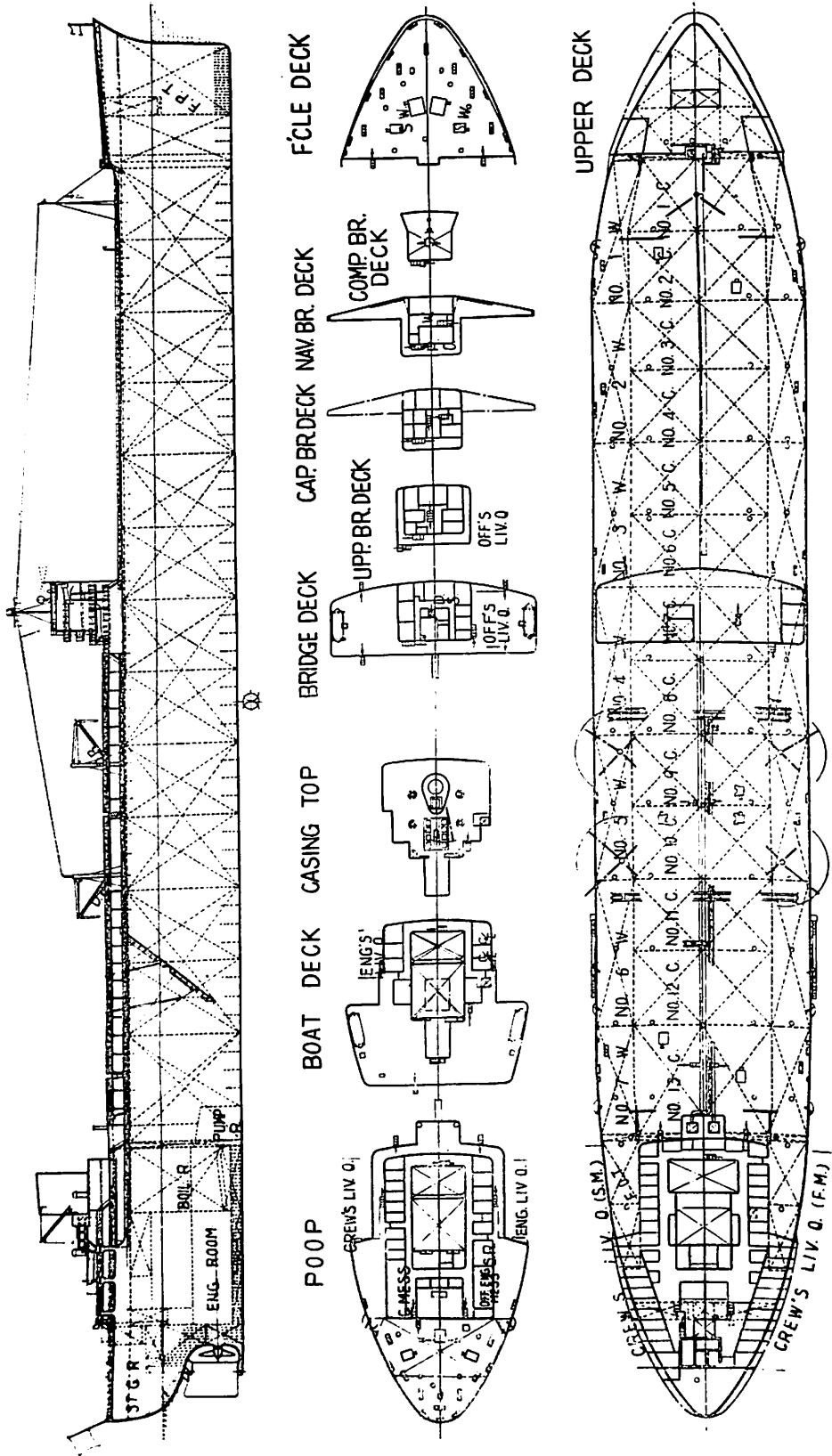
## 3. 一 般 配 置

一般配置図に示す通り長船首楼、中央部甲板室、船尾楼を有している。

本船は幅 43m であるため、縦に4条の貨物油艙配置とした。すなわち No.1 から No.13 の Centre tank 両舷、No.1 から No.7 の Wing tank 両舷の計40タンクに分割されている。Centre tank は No.13 を除き長さ 15m、Wing tank は No.7 を除き長さ 30m である。



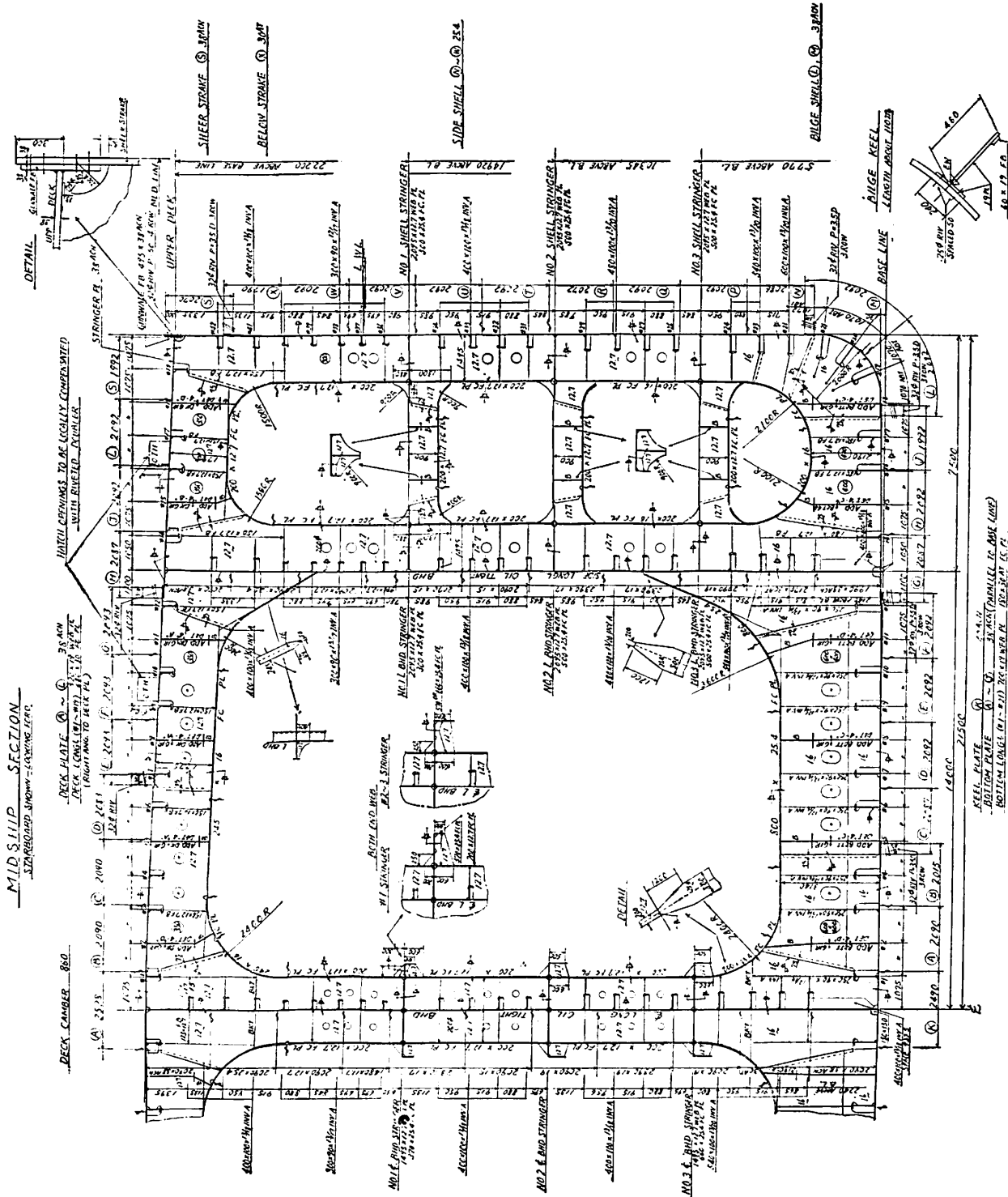
131,000DWT GIANT TANKER の完成図



GIANT TANKER 一般配置圖

MIDSHIP SECTION

DECK CAMBER 880



GIANT TANKER 中央断面図



## — 船 の 科 学 —

船首の深油艙と貨物油艙の間に補助ポンプ室を、貨物油艙と機関室の間に主ポンプ室を設けた。

機関室の前部に主ボイラ室を配置した。

操舵室、甲板部士官室は中央部に、機関部士官室および属員居住室は船尾楼内にある。

### 4. 船 体 構 造

中央部切断面図に示す通り、本船は Single plate で構成されている。従来、超大型船では縦強度上 Doubling の採用を余儀なくされていたのに比して一大特徴といえる。

平板龍骨、舷側厚板、梁上側板は41mm厚さ、船底外板は38mm、船側外板は38mmから25.4mm厚さの鋼板を使用している。

鉄接手は片舷8条、32mmφ 鉄3列とした。

Gunwale は Stringer plate と Flat bar を T 溶接し、Flat bar と Sheer strake を4列鉄で結合している。

当社では70,000DWT Tanker “Oriental Giant号”にこの構造を採用している。

### 5. 甲 板 機 械

揚錨機	60t×9m/min	2台
“	20t×9m/min	1台
自動繫船機	9t×45m/min	8台
揚貨機	8t×20m/min	3台
舵取機	電動油圧式	170HP×1台
主荷油ポンプ（横型遠心渦動）		1,640m <sup>3</sup> /h
電動リフト		1台

### 6. 船 体 機 装

貨物油管は Four groups system を採用した。主管は16吋径、枝管は10吋径である。

居住室はすべてアエー・コンディショニングとし、鋼製家具を装備する。

消火装置としては海水、蒸気、炭酸ガス、泡沫の各消火装置を有する。

救命艇は7.5m×2.45m×1.0m 4隻を搭載する。

### 7. 塗 装

本船は相当広範囲にダイメット・コートを塗布する。塗装範囲次の通り。

- (1) 脚荷水艙の内面全部
- (2) 貨物油艙底部の縦通材
- (3) 貨物油艙内最下部縦通材の上面

(4) 船底桁材付面材の上面

(5) 貨物油艙内荷油管の外面

### 8. 機 関 部 概 要

主タービン	二段減速歯車付複合衝動タービン1基	石川島播磨重工業建造
出力（連続最大）	28,000SHP×105rpm	
（定格）	25,500SHP×101.5rpm	
主汽缶	Foster-Wheeler 水管ボイラ 3缶	石川島播磨重工業建造
	59.8kg/cm <sup>2</sup> g×482°C	
推進器	ニッケル・マンガンニズ・ブロンズ	5翼一体型
	直径 7.4m	
発電機		
主発電機	1,450KVA, AC 450V, 3相 60 $\sim$	タービン駆動 2台
非常用発電機	210KVA, AC 450V, 3相 60 $\sim$	ディーゼル駆動 1台

### 9. 航 海 計 器

転輪羅針儀	1組
自動操舵機	1組
音響測深器	1組
プレッシャーログ	1組
電気式ログ	1組
方向探知機	1組
レーダー	1組

### 10. 無 線 装 置

主送信機	中波	500W	1台
“	短波	1kW	1台
補助送信機	中波	40W	1台
主受信機	全波		1台
“	短波スーパーヘテロダイナ		1台
“	長中波オートダイナ		1台
オート・キーヤー			1台

## 波浪中における抵抗増加について

横浜国立大学工学部  
丸 尾 孟

### は し が き

船が設計されるにあたって、その出し得る速力あるいは規定の速力を出すのに必要な機関の出力は平水中における値に対して見積られるのが普通である。ところが船を実際に運航する海面は風波が無く平水と見なされる場合はむしろ稀であって、常に多少の波やうねりが存在するのが普通である。新造船の完成時に行なわれる速度試験運転においてすら多少波の存在する海面で実施せざるを得ない場合も少なくない。従って平水中に対して見積られた船の計画速力がこのように波のある海面でどの程度まで達し得るかということは船の設計上極めて重大な問題となって来る。実際家は船の設計にあたって海面に波の存在する影響を考慮に入れて、Sea margin と称して10~15%程度機関出力に余裕を持たせるのが通例であった。海面に波やうねりが存在するとき、その影響により平水中に比して船の速力が低下し、あるいは同じ速力を維持するのに余分の馬力を消費するという事実は以前より知られていたが、この影響が数量的にどの程度になるかについて、実際の海面が極めて複雑な様相を呈し、これをどのような量で規定したらよいかわからなかったのと、またこのように複雑な海面が船体にどのような作用を及ぼすか説明する理論を持たなかったために、ただ波浪によって馬力が増加するという事柄以上には実際の設計に役立つような資料が得られず、従っていわゆる Sea margin というのも単に経験的数値という以外に具体的裏付けを持ち得なかったのもまことに止むを得ないことであった。海面に存在する波の影響を求めるために、船型試験水槽に人工的に規則波を起こしてその中で模型船の抵抗を測定する実験は、既に40年も前に Kent によって行なわれ、その後もこの種の実験が数多く行なわれて、規則波の波長、波高、船の速力、船型等と抵抗との関係が実験的に調べられたのではあるが、このような水槽中に起こされた波が船が実際に遭遇する海面とは似ても似つかないものであったために、実験結果から実用に供し得る資料を引き出すことは無理であった。過去においてあるいは実際の海面に相似な状態をなんらかの方法で水槽内に実現させ、をの中で模型試験を行なうという着想があったかも知れないが、後で判明するように問題

の本質は実験室内で実際の海面状態が再現できないかどうかという点にあるのではなく、水槽に容易に起こし得る規則波中における実験結果を実際の海面における現象と関係づけ、規則波中の値を基として実際の航海状態の値を推定し得る方法が無かったということにあったのである。

われわれが実際に知りたいのは波の中で所定の速力を保つために必要な機関出力あるいは伝達馬力であるから、抵抗に対する海洋波の影響だけ考えるのでは片手落ちになる。それは波の中で船体が激しく動揺すれば推進器の性能が平水中とは異なったものになることが想像されるからである。水槽に起こした規則波中で行なう模型自航試験は1930年代に Kempf によって既に実行されたが、これが実用試験として広く実施されるようになったのはようやく近年になってからのことである。その理由は計測装置に信頼し得るものが無かったことにもよるが、なんといっても近年になって波浪中の船の性能が注目されはじめた事実によるのであって、数年前わが国の大型試験水槽で波浪中試験用の自航試験装置が実用化され、多くの研究成果が発表されたのが先鞭となって、今日ではこの種の実用試験が国際的に広く実施されるようになった。波浪中の推進試験がこのように一般に行なわれるようになった結果、規則波の中での推進性能が漸次明らかにされてきたが、就中、谷口博士は多くの実験結果より帰納して波の中の推進器の性能に関して次のような重要な結論を導いた。すなわち規則波中では推進器の推力カトルク共に周期的に変動するが、その時間的平均値をとるときは推進器が水面より露出するようなことがなければその単独性能は変化しない。また波浪中の自航試験成績をその時間的平均値について解析した結果によれば、伴流係数および推進器効率比は平水中の値と同一と考えて差し支えないというのである。同様の結果は運研で行なわれた大型タンカー模型の波浪中自航試験においても得られている。推力減少係数については竹沢氏が警備艦について行なった抵抗および自航試験結果より、やはり波浪中においても平水中と大差のないことが見出されている。以上の事実から波浪が推進性能に及ぼす影響は船体抵抗の増加とこれに伴う推進器荷重の増加による推進器単独性能の変化のみであり、自航要素と呼ばれ

る伴流係数、推力減少係数、および推進器効率比は、推進器が水面より露出するような極端に激しい動揺時を除いて海洋波の影響を受けないものと見てよい。ここにおいて海洋波による船の速力低下あるいは馬力増加の原因を波による船体抵抗の増加という一点にしばることができたわけである。

波による抵抗の増加がどのような機構のもとにあらわれるかについては20年ほど前からいろいろと議論されてはきたのであるが、極く最近までは一貫した理論でこれを説明する方法が見出されなかった。それはひとえに波の中を進行する船体の周囲の流れの複雑さが数理解析の試みを拒み続けてきたことによるのであるが、最近になってようやくこの問題の解明に手懸りを与える方法が提案された。それは複雑な船体近くの流れの模様はしばらく置いて、船体から遠く離れた場所における水の運動のみ考え、エネルギーの出入から船体に働く抵抗の性質を論じようとする方法であって、そこでは船の近くに比べて水の運動ははるかに簡単であり数理解析が可能となるのである。同じ方法は既に1934年に Havelock 教授によって平水中の造波抵抗の解析に用いられたのであるが、今回の方法はこれをさらに拡張したものと考えてよい。

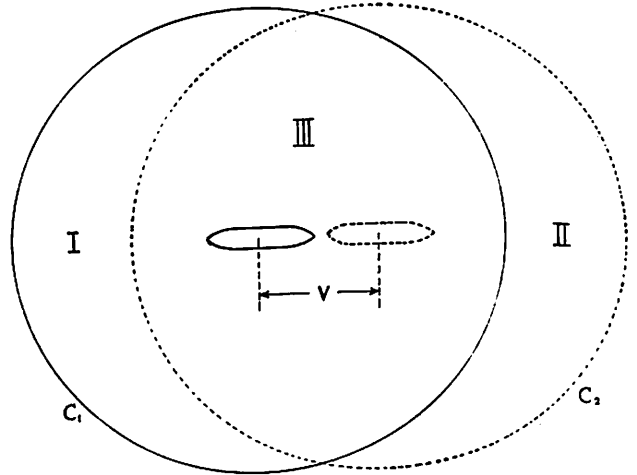
最初に記したように船が遭遇する実際の海面は極めて複雑な様相を呈し、到底簡単に数式であらわし得るようなものとは思われないが、最近海洋学の発達によってこの複雑な現象を理論的に論ずる方法が見出された。それは海面の状態が無数の規則的な波が単に合成されたものと考え、統計学の力を借りてその性質を論じようとするのである。この方法は海面に船が浮んでおり、それによって水面が乱される場合にも適用することができ、さきに述べたエネルギーの考察と結合されて不規則な海面を航行する船の受ける抵抗の問題を論ずるのに応用し得る。このようにして今日では複雑な海面を航行する船の推進性能を理論的に解明し得る段階にまで立ち至った。

ここではまず海洋波の中を船が進む際に受ける抵抗をどのように考えたらよいかについて述べ、ついで現在判明している二、三の重要な結論を紹介しよう。

### 船体抵抗のエネルギーによる解析

船が平水中を直進する際に受ける抵抗がどのような性質のものであるかについてわれわれは既に充分の知識を持っており、それが造波抵抗と粘性抵抗よりなることは造船学の初歩に学ぶ事柄である。これは William Froude の非凡な洞察力により見出されたものと一般には信ぜられているが、このうち造波抵抗が真に波を造る

ために消費されるエネルギーに対応することを証明したのは蓋し Havelock であろう。彼は一様な速度で進む船体よりはるか前方および後方にそれぞれ進行方向に直角な鉛直面を考え、それらの面の間にはさまれた部分の水のエネルギー変化を計算することにより造波抵抗の理論式を導いた。同様の考え方は船が波の中を進む時にもあてはめることができる。但しこの場合波は海面上到る所に存在しているし、船の造る波も四方に広がるから、エネルギーを調べるのに船の前後に2枚の平面を考えただけでは不十分で、その代りに第1図に示すように船の



第 1 図

位置を中心とした半径の大きい鉛直の円筒面で船をとりかこんで、その内側のエネルギー変化を考える。まず最初に円筒面が静止しており船は  $V$  なる速力で左から右へと進むと考えると、単位時間経過した後は船は最初の位置から右へ  $V$  なる距離すなわち図の点線で示す位置に来る。そこではじめの時刻と単位時間経過した後で円筒の内側に含まれる水のエネルギーを考えてみよう。説明を簡単にするために最初船のまわりの水の運動が時間的に変化しないとすれば、円筒の内側のエネルギーの変化はもっぱら船の位置が移動したことに基づくものである。もし円筒面が船と一緒に動くとすれば単位時間経過した後は図の点線の位置に来る。船のまわりの水の運動は時間的に変化しないと仮定しているから、最初の瞬間に実線の円筒面  $C_1$  の内側にある水のエネルギーと単位時間経過した後における点線の円筒面  $C_2$  の内側にある水のエネルギーとは等しくなければならぬ。もとに戻って、もしも円筒面が移動しないで静止しているときは単位時間経過した後もやはり円筒は  $C_1$  の位置にあるけれども、船は点線の位置に来るからその内側に含まれる水のエネルギーは当然変化している。今  $C_1$  の内部で



$C_2$  の外側にある部分を I とし,  $C_2$  の内部で  $C_1$  の外側にある部分を II とし, さらに二つの円に共通の部分を III とする。単位時間経過した後においてそれぞれの部分に含まれる水のエネルギーを  $E_I E_{II} E_{III}$  とすれば, 船に相対的な水の運動は時間的に変化しないと仮定しているから, 始めの瞬間に  $C_1$  の内側にある水のエネルギーと後の瞬間に  $C_2$  の内側にある水のエネルギーとは等しく  $E_{II} + E_{III}$  で与えられる。後の瞬間において  $C_1$  の内部に含まれるエネルギーは  $E_I + E_{III}$  であるから, 単位時間経過する間に  $C_1$  の内側のエネルギーが変化した量は

$$\partial E / \partial t = E_I + E_{III} - (E_{II} + E_{III}) = E_I - E_{II} \quad (1)$$

である。もし円筒面が船と一緒に移転すると考える場合には, この量は境界面が移動するためにそこを横切って流れる水によって円筒面の内側から外側へ単位時間に運び出されるエネルギーの割合を示している。さて円筒面内のエネルギーがこのように変化するときは, エネルギー保存の法則によってこれに相当するエネルギーが外部から供給されなければならない。まず円筒面上では船によって起こされた水の運動が存在するから, この流れによって円筒面の外部からエネルギーが流れ込んで来ることが考えられる。これはまた見方を変えると円筒の外部にある水が内部の水に対して仕事をしているとも考えることができる。単位時間の仕事の割合を  $\partial W / \partial t$  と書くと, エネルギーが外側から内側へ流れ込む時はこれが正であるが, 必ずしもそうとばかりは限らず後で述べる場合のように流体運動によってエネルギーが内側から外側へ流れ出すこともありそのときはこれが負となる。いずれにせよ  $\partial E / \partial t - \partial W / \partial t$  だけのエネルギーは船体より供給されなければならない。さて船が一定の推力によって抵抗  $R$  に打ち勝って一定の速度  $V$  にて進行するとき, 単位時間に推力によって有効になされる仕事は  $RV$  である。これはとりもなおさず船体によって単位時間に水に供給されるエネルギーに等しい。そこでエネルギー保存の法則によって次のような関係式が成立する。

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \frac{\partial W}{\partial t} + RV \quad (2)$$

この関係は水の粘性を考慮した時にも成立している。但しその場合供給されたエネルギーは粘性による内部摩擦によって一部熱に転化するのだから, 熱による内部エネルギーの変化も含めて考えなければならない。船体周囲の流れの状態が時間的に不変である定常状態にあっては, さきに述べたように(1)式のような関係があるから粘性による熱の発生およびその拡散を考えに入れなければ, 円筒の半径を極めて大きくとるとき  $\partial E / \partial t$  および  $\partial W / \partial t$  は共に船体から遠く離れた位置における運動によって決つて

しまう。従って船の受ける抵抗  $R$  は船体よりはるか遠く離れた場所における水の運動によって決定される。(2)の関係より

$$R = \frac{1}{V} \left( \frac{\partial E}{\partial t} - \frac{\partial W}{\partial t} \right) \quad (3)$$

と書けるが, この括弧内の量のうち船によって造られた波の運動による部分が造波抵抗であり, 粘性の作用によって生ずる摩擦伴流および内部摩擦による熱の発生に基づく部分が粘性抵抗であることは明らかである。このように定常状態については Froude の結論が理論的に裏付けられたわけである。

船が波の中を進む時のように船の運動, 水の運動共に時々刻々変化する場合にも(2)の関係はやはり原理的に成立しているけれども, 式の各項が各瞬間瞬間変化するの定常状態のように簡単な解析はできない。しかしながらたとえば運動が周期的である場合のようにある時間とった平均値が一定の値になるいわば準定常状態と考えられるときは, 上の関係式の時間的平均値をとると時間に無関係な方程式が得られる。海洋波の中を船が進む時受ける抵抗を論ずるには, 抵抗の各瞬間における値が問題なのではなくその時間的平均値について考えるのであるから, このように定常状態と全く同様の方法で論ずることができるのである。このときは船と一緒に動いて行く円筒内のエネルギーはその時間的平均値が不変であるから(1)の関係式は時間的平均値について成立し, 従って船の抵抗はやはり船より遠く離れた場所における水の運動によって決定される。このように船が平水中を進む場合でも波浪中を進む場合でも原理的には同じ考え方ができるのであって, ただ船の周囲の水の運動の様相が異なるのみで抵抗の本質には特に差異はない。すなわち波浪中においても平水中と同様に船の受ける抵抗は粘性抵抗と造波抵抗とからなっているといてよい。波浪中の抵抗が平水中の抵抗とどのように異なるかは, 単に波浪中と平水中とで船から遠く離れた位置で水の運動がどのように異なるかを調べればわかるのである。粘性の作用が水の運動にどのようにあらわれるかということは理論上極めて取り扱うのが困難な現象であり, 従って波浪中の粘性抵抗を解析するのは極めて困難な問題であるが, 海洋波が存在するために船体周囲の水の運動によってエネルギーの散逸する様相が平水中と異なる現象に対して粘性の影響はあまり重要な役割を演じてはいないことがいろいろ事実から推測されている。たとえばエネルギー散逸の一つのあらわれと見られる船体の動揺に対する減衰力も, 粘性は横揺れに対してのみ重要であり, 横揺れの減衰力は縦揺れや上下揺れの減衰力に比してはるかに小

さいことがわかっているから、全体としてのエネルギー散逸で粘性の影響に基づく部分は極めて僅かであると判定できる。このことから海洋波によって抵抗の変化するのは主として造波抵抗が変化することによるものと見て差し支えない。要するに波浪中で抵抗が増加するのは平水中に比べて船が余分に波を発生することによるのであって、波浪中の抵抗の性質は船より遠く離れた場所で水面の波がどのようにになっているかを調べることによって明らかとなる。

### 規則波中の抵抗の性質

まず手はじめに一定の周期を持つ規則波の中を船が一定の推力により前進する場合をとり上げてみよう。船の進行速度は波の力によって周期的に変動するが、その時間的平均値をもって船の前進速度とし速度の変動は船体動揺の一種であると考え。船体はこの外に上下揺れ、縦揺れ、横揺れなど全体で6種類の周期運動を行なっている。船体の周囲、特に離れた位置における波の運動を見ると、これは海洋波と船体によって起こされた波とに大別される。このうち船体によって起こされた波には一定の速度で前進する運動によって起こされたものと、船体の周期運動すなわち動揺によって起こされたものがあるが、さらにこの外に海洋波の運動が船体によって阻止されたために生ずる波、いわば海洋波が船体で反射してできる波も考えなければならぬ。厳密にはこれらの波はいわゆる非線型的に組合わされているのであるが、波の性質の支配的部分のみ考える限りはこれら波の成分がそれぞれ独立に単に加え合されたものと見て差し支えない。このような各成分の合成された運動のエネルギーが船の受ける抵抗の性質を決定するのである。いくつかの波を合成するとき重要な性質として各成分が互に干渉するという現象がある。これは周期の等しい波が合成されるときは、ある場合には互に強め合って波高が大きくなり、またあるときには互に弱め合って波高が小さくなることである。波のエネルギーは波高の二乗に比例するから波の間の干渉は船の造波抵抗にとって極めて重要な事柄である。この干渉の現象は周期の等しい波の間のみ起こり、周期の異なる波の間にはこれが生じない。従って合成された運動のエネルギーを論ずるとき干渉を考えなければならないのは周期の等しい成分の間においてのみである。ここで船の周囲の波について考えてみよう。船の上にいる人から見る海洋波の周期は出合い周期と呼ばれる。船が波の力によって行なう強制動揺の周期は出合い周期に等しい。従って船がその動揺によって起こす波の周期も出合い周期に等しい。海洋波が船体で反

射して生じた波もやはり出合い周期に等しい周期を持つ。つまり合成運動のエネルギーを論ずるにあたってこれら各成分の間の干渉を考慮せねばならぬということになる。これに対して船が一定の速度で前進するのに伴って発生する波は一定の形状で船体に随って進むから、船上で観測する人にとっては周期を持たない。従ってこれだけは他の成分と干渉せずそのエネルギーは他の波のエネルギーとは独立に分離できる。すなわち波浪中を船が進むときに生ずる波のエネルギーは二つの独立な項の和であらわされ、従って波浪中における船の造波抵抗は二つの独立な部分に分けることができる。船の前進運動によって起こされる波は平水中を進む際に生ずる波と一致するから、これに対応する抵抗の部分は平水中の造波抵抗に等しい。もう一つの部分は海洋波が存在するために出て来るものである。そこで次のような重要な結論が導かれる。すなわち波浪による抵抗の増加は平水中の抵抗とは独立のものであり、それら両者の間に関連性はない。従来よく波浪中の抵抗値あるいはその増加量を平水中の抵抗値との比であらわす習慣があったが、波浪中の抵抗あるいは馬力の増加量は平水中の値とは別個に考えるべきものであって、両者を関連させて取り扱おうとするのは誤りであるといえる。

試験水槽に起こされた規則波中での模型抵抗試験が Kent によって行なわれてより、波浪中の抵抗増加が船体運動、特に縦揺れと密接な関係にあることは明らかな事実として認められたが、これは抵抗増加の原因を船体表面で波の運動が乱される現象に帰せしめようとする初期の理論にとってあまり都合の良いものではなかった。Kreitner 博士によって最初に提案された波の反射圧力の理論では、船体運動は一見無縁であるかのごとく感ぜられるのに対し、抵抗増加の実測値は船体の縦揺れ角度が最大の時に顕著なピークを示し、抵抗増加と船体運動との結びつきは反論を許さないほど決定的な事実としてあらわれた。抵抗増加を船体運動と結びつける理論を立てることに初めて成功したのは Havelock であるといわれる。しかし Havelock が提案した理論というのは実はそれよりも数年前に九大の渡辺名譽教授が波の中で横揺れする船体の受ける横漂流力に対して立てた理論そのものなのであった。それでこの理論は漂流力の理論と呼ばれる。その要点は波の中で動揺する船体の表面に働く水圧を波が船体によって全く乱されないと仮定して計算し、これを船体表面上に積分すると、もし船体の動揺に波の力に対する位相遅れがあるときは一周期の平均値は零とならず、波の進む方向に一定の持続的な力が働いているというのである。Havelock はこの理論を船の上

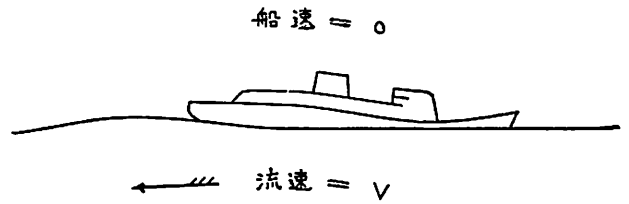
下揺れおよび縦揺れに適用し、波による抵抗増加量が動揺振幅および位相によって簡単にあらわされる公式を導いた。これは最近に至るまで波浪中の抵抗に関する最も信頼し得る理論と考えられ、たとえば St. Denis はこの公式による馬力増加の計算まで行なったのであるが、渡辺および Havelock の結果は全く形式的な演算によって得られたものであるためにその物理的意義が不明確であり、その原理に対して疑問を懐く向きも少なくなかった。ソ連の科学者達が漂流力の理論では波が船体によって乱されることは全く考えていないので、そこにはエネルギーの散逸はなく、それに対して抵抗増加は明らかにエネルギー散逸の増加を意味するからエネルギー保存の法則に矛盾する結果となるという点を指摘して、この理論に対する否定的見解を表明したのはその一例である。漂流力の理論は極めて簡単な論理的構成を持ち、そこにはなんらの原理的誤りも見出されそうにないのであるが、はたしてエネルギーの法則に照らしてみても実際に矛盾を生ずるものであろうか。Havelock が上下揺れと縦揺れのみ考慮して向い波の中の抵抗増加をあらわしたのは次のような簡単な関係式である。

$$\Delta R_1 = (\pi/4\lambda) F Z \sin \epsilon_1 + (\pi/4\lambda) M \psi \sin \epsilon_2 \quad (4)$$

ここで  $\Delta R_1$  は波による抵抗増加量、 $F$  は波による上下揺れ強制力の全振幅、 $M$  は縦揺れ強制モーメントの全振幅、 $Z$  および  $\psi$  はそれぞれ上下揺れおよび縦揺れの全振幅、 $\epsilon_1$  および  $\epsilon_2$  は上下揺れおよび縦揺れの外力に対する位相遅れであり、 $\lambda$  は波長である。この式より抵抗増加が存在するのは動揺に位相遅れの存在することが原因になっているのが容易にわかるが、動揺に位相遅れの存在するのは物理的には例えば摩擦力のように動揺に抵抗する力、すなわち動揺減衰力が存在することを意味している。このとき動揺を持続させるためには減衰力に打ち勝つだけ外部より仕事をしてやる必要があることを忘れてはならぬ。単位時間になされる仕事の時間的平均値を計算してみると、波の出合い周期を  $T_e$  と書くとき

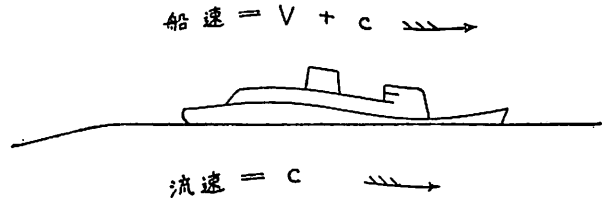
$$P_1 = (\pi/4T_e) F Z \sin \epsilon_1 + (\pi/4T_e) M \psi \sin \epsilon_2 \quad (5)$$

で与えられる。外力により単位時間に  $P_1$  なる仕事になされるとこれに相当するエネルギーが供給され、さらにこれは水に与えられる。既に述べたように上下揺れ、縦揺れの減衰力には粘性の作用に基づく部分は極めて少なく、その主要な部分は動揺によって波を発生することによるものであることがわかっている。そこでここに与えられたエネルギーは動揺によって船の起こす波によって運び去られる。今船が  $V$  なる速度で進むと考える代りに、第2図に示すように船の進行方向と逆向きに  $V$  なる速度を持った流れがあると考えれば、船体は停止した



第 2 図

位置で留められている状態が得られる。船を繋ぎ留めている力は推進力に外ならないのであるが、船の位置は移動しないから推進力はなんらの仕事をもせず、従って外力によってエネルギーが供給されることはない。船の動揺が波の作用に基づくものであるならば、船体になされた仕事はとりもなおさず波によってなされたものである。すなわち波によって単位時間に  $P_1$  なるエネルギーが供給されなければならぬ。前に述べたように船を大きな円筒でとりかこむと、船の造る波によって単位時間に  $P_1$  なるエネルギーが外側へ運び出されるが、それと同時に海洋波によって  $P_1$  だけのエネルギーが運び込まれなければならぬ。海洋波がもしも乱されないとすればこれによって円筒面の内部に運び込まれたエネルギーはそっくりそのまま運び出されてしまってなんら円筒内にエネルギーを供給することにならないから、海洋波によってエネルギーの供給されるのは海洋波が船体によって乱されること、言いかえれば海洋波が船の起こした波と干渉して変形することによるのである。今波の進む方向が船の進行方向と反対でその速度が  $C$  であるとする。次に見方を変えて船の進む方向に波の速度  $C$  に等しい流れがあると考えれば、第3図に示すように波は流れの上で停止



第 3 図

し、船が波型の水面上を  $V+C$  なる速度で進むことになる。船が  $\Delta R_1$  なる抵抗に打ち勝って  $V+C$  なる速度で進むとき、水に対して単位時間になす仕事、すなわち供給するエネルギーは  $\Delta R_1(V+C)$  である。船を再び円筒面でかこみ、これが船と一緒に動くと考えれば、この場合海洋波の運動は存在しないからエネルギーを伝えるのは船の造る波だけである。船の造る波によって単位時間に円筒の外に運び出されるエネルギーはさきに求めたよ



うに  $P_1$  であるから、エネルギーの散逸としてこれのみを考えるならば

$$\Delta R_1(V+C) = P_1 \quad (6)$$

なる関係が得られる。出会い周期  $T_e$  と波長  $\lambda$  との関係から

$$T_e = \frac{\lambda}{V+C} \quad (7)$$

であるから、(5)式を(6)式に代入して両辺を  $V+C$  で割れば

$$\Delta R_1 = (\pi/4\lambda) FZ \sin \epsilon_1 + (\pi/4\lambda) M \psi \sin \epsilon_2 \quad (8)$$

となり、漂流力の理論によって得られた(4)式と一致する。但し上の結果はそのままでは正しくない。なぜかという  $P_1$  は前節で  $-\partial W/\partial t$  に相当するが、船と一緒に移動する円筒面の内部より運び出されるエネルギーはこれのみではなく、円筒面が移動するためにその表面を横切る流体による部分、すなわち前節で  $\partial E/\partial t = E_I - E_{II}$  であらわした部分があるからである。それで実際には

$$\Delta R(V+C) = P_1 + \partial E/\partial t = P_1 + P_2 \quad (9)$$

としなければならない。従って漂流力の理論で与えられる抵抗増加  $\Delta R_1$  は波浪による抵抗増加量の一部を与えるに過ぎないのである。次に上式の  $P_2$  がどのような意味を持っているかを知るために、船が波の中で動揺するのではなく平水中で外力によって強制動揺させられる場合を考えよう。このときは外力は動揺減衰力に打ち勝つために単位時間に  $P_1$  なる仕事をせねばならぬ。動揺による前進抵抗の増加量を  $\Delta R_2$  とすると、推進力によってなされる仕事は  $\Delta R_2(V+C)$  であるから次のような関係が成立する。

$$P_1 + \Delta R_2(V+C) = P_1 + P_2 \quad (10)$$

すなわち

$$P_2 = \Delta R_2(V+C) \quad (11)$$

$P_2$  は推進力によってなされる仕事に相当するエネルギーの散逸である。このように強制動揺するときの抵抗増加量は花岡博士によって研究され非正常造波抵抗と呼ばれた。(9)式と(11)式と組み合わせると

$$\Delta R = \Delta R_1 + \Delta R_2 \quad (12)$$

となる。このように漂流力の理論は非正常造波抵抗によって補われてエネルギー保存の法則と合致する結果を示し、ソ連の科学者達の反論は根拠のないことが明らかとなった。しかしながらこれら両理論はあくまでも近似的な取り扱いであるにとどまり、波浪による抵抗増加を正確に与える結果を漂流力および非正常造波抵抗理論に求めることは無理である。なぜかというこれらの理論で論じているエネルギー散逸  $P_1$  あるいは  $P_2$  は共に平水中で船体が動揺するときに発生する波に関するものであ

り、海洋波の中で船が動揺する場合とはかなり異なったものになるからである。たとえば船体が平水面で動揺によって下降する時には、海洋波によって水面が上昇しつつある時に下降する場合に比べて水面を乱し波を発生する量はかなり少なくなることが容易に想像できる。漂流力も非正常造波抵抗ももともとは船体表面の水圧を積分することによって求められたものであるが、海洋波の中で動揺する船体の周囲の流れは平水中に比してはるかに複雑となり、船体表面近くの流れを解析することが極めて困難となってしまいますのでこのようなやり方は適当ではない。さらに都合の悪いことは、できた波が互に干渉するために反射波を考えないで求めた結果に反射波の影響を補正として加えることができないことである。そこでむしろ前節で説明したように船より遠く離れた場所における波のエネルギーより直接抵抗を計算してしまった方がはるかに簡単であることは論をまたない。

海洋波の中を進む船の造る波の運動を正確に求めることは容易ではないけれども、近似的には普通の造波抵抗の理論が一般に用いているように船体が水を乱す作用を船体表面に考えた流体力学的特異点で置きかえれば、それに伴って発生する波は既に良く研究されている。すなわち船体の置きかえられるべき特異点さえ判明すればそれによって生ずる抵抗増加は容易に計算されるのである。船体が発生する波は既に述べたように前進運動によるもの、上下揺れ縦揺れ等動揺の各成分によるもの、および海洋波の運動が船体表面で阻止されるために生ずる反射波の和となるが、合成された運動のエネルギーを求めるにはそれら各成分の間の干渉ははいって来る。動揺によって発生する波の高さは動揺振幅に比例し、反射波の高さは海洋波の高さに比例するが、動揺振幅は海洋波の高さに比例すると考えてよいから、船の造る波で海洋波の存在に基づくものの高さはすべて海洋波の波高に比例する。波のエネルギーは波高の2乗に比例するから、これから求められる抵抗増加量は海洋波の波高の2乗に比例するという結果が出て来る。これが実用上極めて重要な結論であるのは、模型実験を行なうにあたってある1種類の波高についてのみ測定しておけば、波高の異なる場合に対しては上の関係をつかって簡単に換算できるからである。

抵抗増加量は船の起こす波の各成分のエネルギーに関する部分と、それらの間の干渉による部分とからなっている。このうち干渉による部分はそれぞれの成分波の間の位相差に関係している。いま動揺として上下揺れと縦揺れのみ考え、海洋波の波高を  $H$  として動揺振幅を

$$Z = \zeta H, \quad \psi = \phi(2\pi H/\lambda) \quad (13)$$

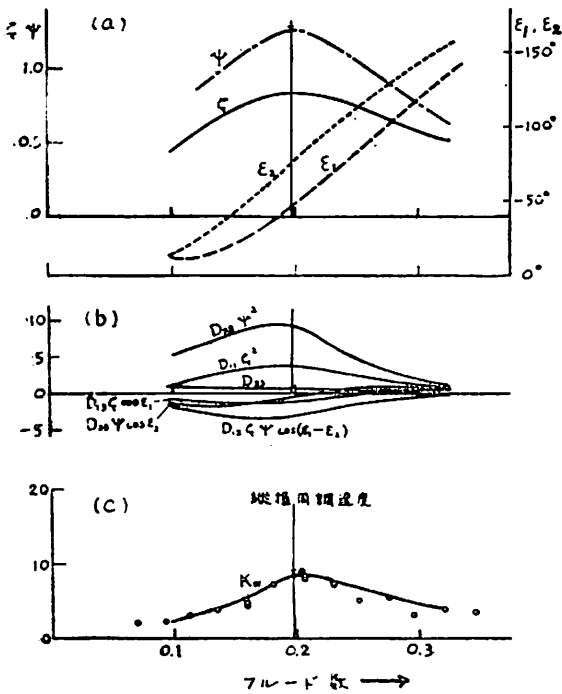
のごとく無次元の形にあらわすと、抵抗増加量は次のような無次元の係数によってあらわすことができる。

$$K_w = \frac{\Delta R}{\rho g (H/2)^2 (B^2/L)} = D_{11}\zeta^2 + D_{22}\psi^2 + D_{33} + D_{12}\zeta\psi \cos(\epsilon_1 - \epsilon_2) + D_{13}\zeta \cos\epsilon_1 + D_{23}\psi \cos\epsilon_2 \quad (14)$$

ここで  $\rho$  は水の密度、 $g$  は重力加速度、 $L$  は船の長さ、 $B$  は船の幅である。 $D_{11}$ 、 $D_{22}$  等はいずれも無次元の係数で、最初の三項はそれぞれ上下揺れ縦揺れによって起こされた波および反射波のエネルギーに関係するもので、他の三項はそれらの間の干渉をあらわすものである。一例として  $L/B=8$ 、 $B/\text{吃水}=2$ 、 $C_b=0.533$ 、 $C_{\infty}=0.8$ 、 $C_w=0.657$  の前後対称の船型が船長に等しい波長の向い波の中を前進する時の各係数の値を、船体の波を起こす作用をあらわす特異点を簡単な吹き出し分布で近似させて計算した。第4図(a)に示すような模型試験に

占めていない。各項の値を加えて抵抗増加の係数を求めたのが第4図(c)である。ここで丸印は実測値である。これより判明することは抵抗増加の極大値は縦揺れ振幅の最大となる同調縦揺れ速度の附近に来るけれども、この速度には一致せず、それよりもやや高い速度で起こることである。これは実験結果からも確認されている事実であるが、第4図よりこのようなずれは上下揺れと縦揺れによって起こされる波の間の干渉が原因になっていることがわかる。このように抵抗の増加には縦揺れが支配的影響を持つことがわかったが、これから縦揺れが大きいときそれに伴って抵抗増加量も大きくなるということが予想されよう。このことは波長と抵抗増加量との関係にも関連を持っている。種々の波長について抵抗を測定した結果によると抵抗増加の極大値が最も大きくなる波長は船型によって幾分異なるが大体船長の1.25~1.5倍の間である。そしてこのとき同調縦揺れ振幅の最も大きい場合に近くなる。但し抵抗増加の最大となる波長は同調縦揺れ振幅の最大となる波長より若干短くなるようであり、これは波長が長くなると同調縦揺れ速度が高くなりそれに伴って係数  $D_{22}$  が小さくなる影響である。

縦揺れ振幅が大きくなると抵抗増加量も大きくなるという傾向は波浪中の推進性能と船型との関係を想起させ、縦揺れの少ない船型は波浪中の速力低下が少なくなるのではないかとこの予想が生まれて来る。ところが船首の形状がU型肋骨形状の船型とマイヤー型のようなV型肋骨形状にしたものを波浪中で比較試験したところによると、V型肋骨では動揺振幅が普通船型に比して小さくなるにもかかわらず抵抗あるいは推力の波浪による増加量は概して大きいという予想に反した傾向を示した。波浪中の抵抗増加がもっぱら船によって起こされた波によりエネルギーが持ち去られることに起因すると考えれば、当然船の起こす波が大きいほど抵抗も大きくなる。そこで等しい海洋波の中でいずれの船型がより大きい波を起こすかを調べれば両者の優劣が判定できる。いまU型肋骨の船型とV型肋骨の船型とが等しい振幅で縦揺れを行なったと考えれば、水線面の広いV型肋骨は水線面の狭いU型肋骨に比して波を発生する能力は大きいであろう。ところが波の発生が大きければそれが主要原因である動揺減衰力はそれに比例して大きくなる。同調動揺のときには動揺振幅は減衰力に逆比例するから、結局動揺振幅は波を発生する能力に逆比例する。同調動揺のときに縦揺れのみ考えて簡単に計算した結果によると、波を起こす能力と動揺振幅がそれに逆比例することが互に相殺されて、縦揺れによって発生する波の大きさ



第4図 (a), (b), (c)

によって得られた動揺振幅および位相を用いて(14)式の各項を計算した結果が第4図(b)に示してある。これによって動揺の各成分および波の反射が抵抗増加にどのような割合で寄与しているかがわかる。既に波浪中の抵抗試験結果より予測されていたように縦揺れの影響が支配的であることは明らかである。また  $D_{33}$  であらわされる波の反射による波圧は極く高速の部分を除いて僅かな割合しか

は造波能力、従って船型には無関係となることが証明される。船によって起こされる波には動揺による部分の外に船体表面における波の反射による部分がある。水線面の広いV型肋骨はU型肋骨に比べて波の反射量が多いことは容易に想像できるから、全体としてはV型肋骨の船型の方が発生する波が大きく、従って抵抗増加量が多い。但し波の反射が抵抗増加量に寄与する割合はさきに示したように小さいから、船型による抵抗増加量の差は僅かであって、実験によってその優劣を比較するためには一段と高い実験精度が要求される。

### 不規則な海面での抵抗増加

規則波の中での問題は現象も割合に単純であるし、また容易に模型実験を行なうことができるからその性質を知ることが比較的簡単であるけれども、船が航行する実際の海面はこのような単純な性質のものではなく極めて複雑な状況を呈しているのだから、これを数式で正確に表現し得べくもないことは勿論であるが、実験室で模型的に再現することも殆んど不可能に近い。従って実際の海面に存在する不規則波の中で船の受ける抵抗を直接取り扱う方法は無いのであるが、もしも不規則波中の現象を規則波中における現象と関係づけることができたとすれば、規則波中の現象は水槽実験によってもこれを知ることができるので、その結果を基礎として不規則波中の問題を論ずることができる。波の中の船体運動のように波の運動に比例的に関係している現象についてはこの方法は既に確立されている。この方法というのは不規則波を波長波高および進行方向の異なる無数の規則波成分が単に合成されたものと見て、この合成波中の船の運動は不規則波を構成する個々の規則波の中に船が置かれたときに行なう運動を単に合成したものに等しいとするのである。海洋波の構成は極めて不規則且つ複雑であるが、その性質を統計的に見るときはそれを構成する規則波成分の波長および進行方向に対する波高の分布状態あるいはその2乗であらわされるエネルギースペクトルによってこれを定義することができ、その中で船の行なう運動もまた振幅の2乗に相当するエネルギースペクトルを用いてその性質を統計的に論ずることができる。このように不規則波中の現象を論ずるのにまず不規則波を規則波成分の合成せられたものと考え、船の運動が各成分波中の運動を合成したものとなることは既に述べたが、船体の動揺によって起こされる波も各規則波成分の中で生ずるものの合成と見てよいし、反射波もまた同様と考えてよいであろう。そうすると不規則波の構成がわかっており、また規則波中で船の造る波が求められてい

ば、不規則波中で船体の起こす波は単なる合成によって求めることができる。ここに得られた波の運動をさきに述べたエネルギーの関係式に代入して計算すれば不規則波中の抵抗増加量が得られるはずである。合成された運動のエネルギーには成分波のうち周期の等しいもの同志の間の干渉をあらわす項が含まれ、これは各成分波の間の位相関係がわからないと決定できないが、現象を統計的に取り扱う場合にはすべての可能な場合の平均値をとるので、干渉をあらわす項は消えてしまう。かくて抵抗増加量の性質を統計的に見れば、これは各規則波成分が単独に存在する場合の抵抗増加量を単に加え合わせたものに等しいという結論が得られる。これによって波長および向き種々異なる規則波中での抵抗値が水槽試験その他なんらかの方法で求められていけば、エネルギースペクトルの判明している不規則な海面での抵抗増加量は直ちに求められる。谷口博士はこの原理を日聖丸の実験結果に適用し、規則波中の模型試験結果および観測によって得られた海面のエネルギースペクトルを用いて実際の海面における抵抗増加量を算定し、実船計測結果と比較して妥当な値となることを確かめた。また竹沢氏は同様の方法を警備艦に適用し、やはりこの方法の妥当性を立証している。かくて規則波中で行なわれる模型試験結果も不規則な海面における船の性能を知るのに充分に役立つことが明らかとなり、従来は複雑で手の施すすべもないように思われていた荒海面での船の性能が定性的には勿論定量的にも推定し得る方法が今や確立され、波浪中における船の推進性能が解明される端緒が開かれた。

---

## 新刊紹介

### 関東造機研究会

### 第50回記念講演会論文集

昭和31年2月に造船所の造機基本設計に従事する人々が主体となり関東造機研究会が発足してから昨年4月第50回を迎え、記念講演会が行なわれたが、その発表論文26篇を集録したもので、その大部分が造船所造機部門の第一線の技術者によってまとめられたもので、基礎研究より実用化されたもの にいたる各種分野にわたっており、設計と技術に直結しているものだけに関係者にとって貴重な論文集である。

B5判 300頁 定価 1,500円 成山堂書店発行

---



# 電子計算機を使用して求めた船用蒸気プラント 性能におよぼす蒸気条件およびサイクル構成の 影響について\* (その1)

Robert P. Giblon\*\*

Chester W. Stott\*\*\*

石橋英一 訳

(株式会社 日立製作所)

## 目次

訳者緒言	11	ボイラ
1 緒言	12	給水ポンプ
2 本論文の目的	13	復水装置
3 基本蒸気サイクル	14	低圧塩水蒸化器
4 基本蒸気サイクルに使われた設計上の考慮点	15	低圧蒸気発生器
5 推進用タービンの膨張線図	1. 加熱器のターミナル温度差	
1. 推進用タービンの膨張線の終点	2. 圧力損失	
2. 推進用タービンの過剰排気損失	16	系統の諸損失
6 抽気圧力	17	燃料消費率の計算式
7 推進用タービンの機械損失	18	電子計算機
8 推進用タービンのパッキン漏洩損失	19	計算結果
9 後進段の空転損失	20	結論
10 タービン発電機の負荷および蒸気消費率	21	参考文献
	22	附録

## 訳者緒言

船用蒸気タービンプラントの蒸気条件およびサイクル構成は本論文の著者がいっているように最近あまり進歩していないようである。新しい船用蒸気プラントを設計するに際してまず問題になるのは高温高圧蒸気条件の採用にともなう熱効率の向上がどの程度期待できるか、またその量がはたして経済的に消却できるかということである。さらにサイクルの一部分を変えた場合についても同様な検討が必要になる。

このような事態に直面した場合、設計者が直ちに参考しうる研究および調査報告は割に少なかったように思う。勿論この種の文献は個々のものについてはたくさん発表されているので、あるいは自分の欲する解答をびたりと得られた方もおられるであろうが、そのような好運な方は全体に比べれば極く僅かであるに違いない。大部分の方々はいわゆる“帯に短したすきに長し”といった経験をされているに違いない。それは結局今まで公表されている研究内容は各自が直面した問題を深くほりさげたものであり、それらに横のつながりがなかったことに起因していると考えてよいと思う。本論文はこのような欠点を打開するために現在一般に使われている5種類のサイクルに、さらに建造費等を少なくするために考慮された2種類のサイクルをつけ加えて合計7種類のサイクルについて、主推進タービン、発電タービン、給水加熱器類、ボイラ、給水ポンプ、低圧蒸気発生機、蒸化器等々の条件をいろいろかえた場合について電子計算機を駆使して実に広範囲にしてしかも突込んだ解答を出している。

使用してある各種データは世界最大の製造実績をもっている米国GE社の最近のものを使用しており、さらに各部に使用されている仮定値も現在一般に使われているものを基にしている。このようにして計算した結果を約100種類のグラフにまとめてあるので、実際に計画する人はこれをみれば直ちに必要な船用プラントのヒートバランスを労少なくして完成することができる。さらに特定の機器が全ヒートバランスに及ぼす影響もすぐ解るようになっており極めて便利である。著者がいっている“あらゆるヒートバランスに関する資料の図書室”ということがこの論文の特長を余すところなく物語っている。

原文中には電子計算機のプログラム作成に関してかなりの紙面をさいているが、訳文には紙面の都合上省略して電気計算機の記述のみにとどめた。なおこのことによって実際の利用面からの支障は全くないはずである。

本訳文は紙面の都合により2回に分けて発表する。

\* 1961年4月6日 SNAMEにて発表“Effect of Steam Conditions and Cycle Arrangement on Marine Power-Plant Performance as Determined by the Electronic Computer”

\*\* Chief marine engineer, George G. Sharp Inc. New York

\*\*\* GE 技師

## 1. 緒言

ここ数年間船用蒸気タービンプラントの蒸気条件およびサイクル構成はほとんど進歩してない。船用タービンプラントの設計者が現在より一歩前進した設計をする場合には信頼度および運転の容易性と同時に総合燃料消費量、保守、建造費などの経済的面についても検討を行ない、それらを現設計のものと比較検討する必要がある。

私は今までより進んだ設計が行なわれなかった一つの理由として、現在の蒸気条件とサイクル構成を新設計のものと容易に比較する資料が少なかったことに考えている。

蒸気条件とサイクル構成について述べた文献は今までたくさん発表されており、その中から少し抜萃して後に示してあるが、残念なことにはこれらの資料はそれぞれ突込んだ内容のものではあるがお互いの内容を直接容易に比較することがむずかしかった。

## 2. 本論文の目的

前述の点を考え、本論文の目的は蒸気条件およびサイクル構成の選定時に普遍的に使えるようにお互に比較できるヒートバランスの資料を提供しようとするものである。さらに本論文にのべてない他のサイクルや蒸気条件の研究のため必要な方法についても概説した。サイクル構成およびそのデータを評価することは設計者が新プラント採用時に勉強するのが最良の方法であるのでここにはふれていないが、本論文記載の資料によりプラントの構成要素および燃料消費量の比較をすることは容易にしかも短時間にすることができるはずである。これらは任意の蒸気タービンプラントを適正に評価するために欠くことのできないものである。このような資料をうるために電子計算機を使用し短時間で高精度の資料を大量に求めた。この研究の結果たくさんのヒートバランスを行なう際には電子計算機を使用することが望ましいこともわかった。

## 3. 基本蒸気サイクル

ここでは7通りの基本蒸気サイクルについてヒートバランスに必要な諸資料を求めたが、この中の5つは現在広く使われているもので、残りの二つはそれらを少し修正したものである。すなわちこの二つのサイクルは同一蒸気条件のとき使用機器および配管系統が簡易となって建造費を少なくすることができるのでつけ加えることにした。

ここにのべたサイクルはすべてタービン駆動の発電機および給水ポンプ、脱気器1個を含む給水加熱器、低圧蒸気発生機、低圧塩水蒸化器および熱回収装置つきボイラより成り立っている。

この7通りの基本蒸気サイクルについて第1図～第7図に示す。

### (1) サイクルA

第1図に示すように給水加熱器2個とエコマイザー付ボイラよりなるサイクルである。

### (2) サイクルB

第2図に示すようにボイラにタービン抽気による蒸気式空気加熱器をつけたこと、大気圧および低圧加熱器のドレーンをポンプによって給水系統に戻している点を除いてサイクルAに同じである。

### (3) サイクルC

第3図に示すように給水加熱器3個で、ボイラにはエコマイザのかわりにガス式空気加熱器を取付けている。

### (4) サイクルD

第4図に示すように給水加熱器が4個になっている点を除いてサイクルCに同じである。

### (5) サイクルE

第5図に示すように発電機および給水ポンプ用の駆動蒸気として主タービンの抽気を使用している点を除いてサイクルDに同じである。

### (6) サイクルF

第6図に示すように補助復水装置がなくなり、発電機用蒸気タービンの排気が主復水器に導入されている点を除いてサイクルEに同じである。

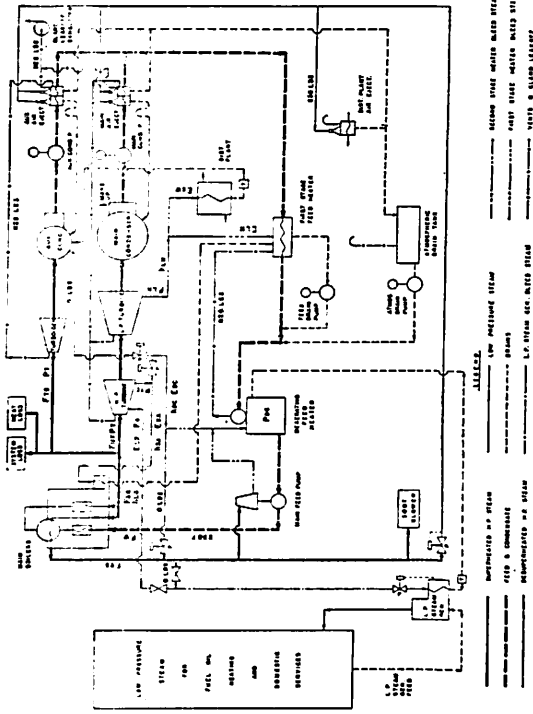
### (7) サイクルG

第7図に示すように発電機用蒸気タービンの排気が空気予熱器および脱気器に導入され、さらに余分の排気は第1給水加熱器に入れられている点を除いてサイクルに同じである。

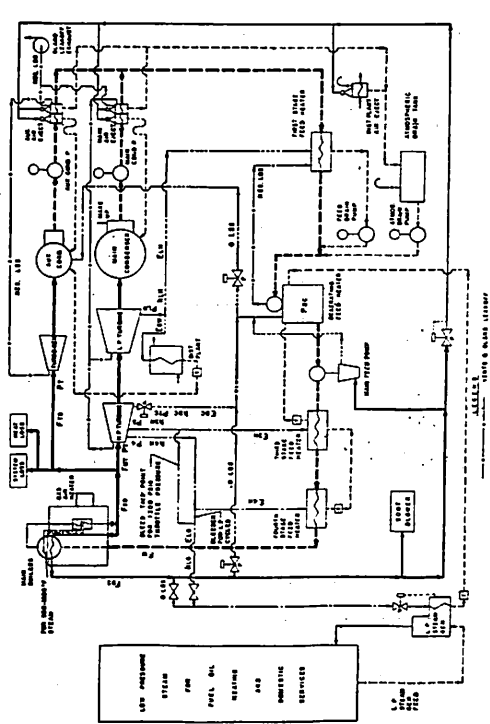
これらの基本サイクルの一部を変えた場合にどうなるかということについては本論文の「附録」のところに述べてある。

## 4. 基本蒸気サイクルに使われた設計上の考慮点

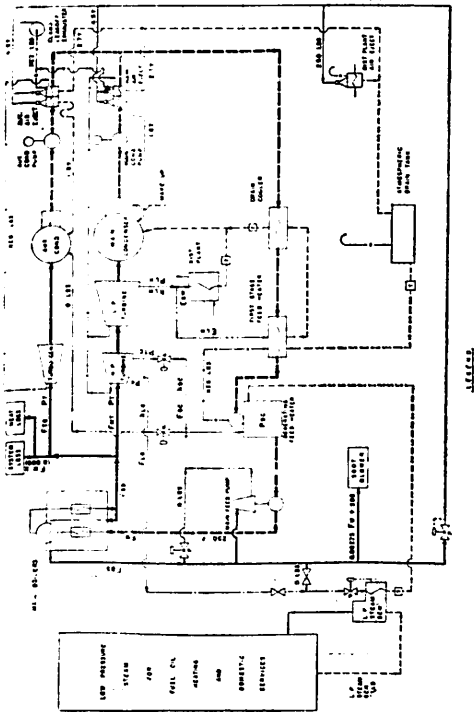
求めたすべての資料を比較検討しやすくするためと電子計算機にあたるデータを簡単にするため各々のヒートバランスにおこまれた基本設計上の考慮点は、いずれも同じにした。ここで使用した基本設計データは、



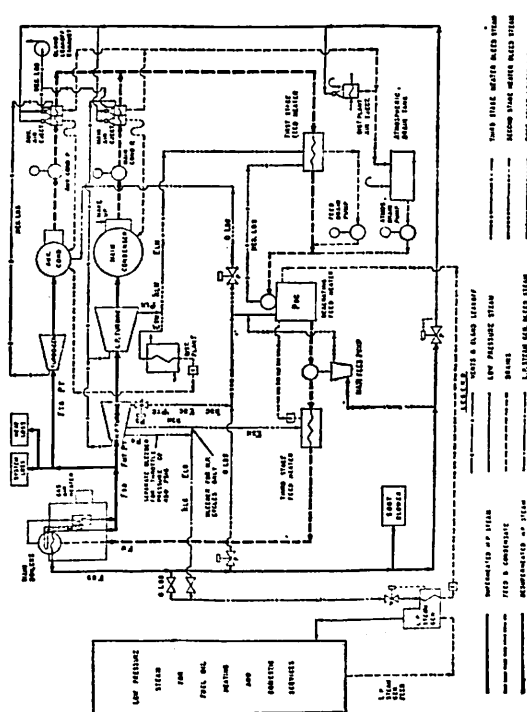
第2図 サイクルB (給水加熱器2個, エコノマイザーおよび蒸気空気加熱器をつけたボイラ)



第4図 サイクルD (給水加熱器4個, ガス式空気加熱器付ボイラ)



第1図 サイクルA (給水加熱器2個, エコノマイザー付ボイラ)



第3図 サイクルC (給水加熱器3個, ガス式空気加熱器付ボイラ)

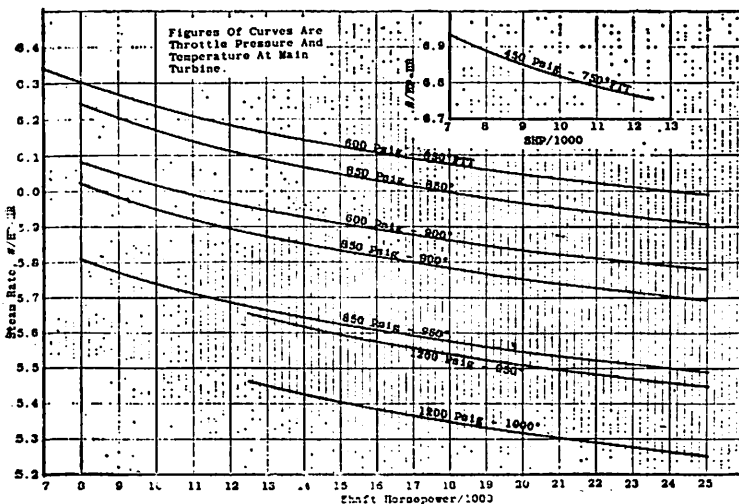




GE 社の最新の蒸気タービンに対するものであると共に今調べている力度および蒸気条件の範囲内であらゆる船に使えるものである。さらにここに示した方法は S. N. A. M. E. 協会の Ship's Machinery Committee の Panel M-15 によって開発された Theory and Method of Computing Propulsion Turbine Performance with Feedwater Heating の計算方法にも全面的に合致するものである。サイクル効率を良くするためにタービンから給水加熱用の蒸気を抽気する場合のタービン効率の計算は多少面倒になり、これに対していろいろな方法が考案され使用されているが、正確な方法は一つもないといっても差支えない。あるものは他の方法に比して割に正しい値が出るが、応用が困難である。本論文で採用した方法は今まで長い間使用され信頼度が高く、船用プラントに応用できるもので無抽気蒸気消費率の保証値をもとにしている。タービンは全プラントのエネルギーの大部分を使用し無抽気状態においてのみ経済的に試験することができるのでこの方法は最も合理的である。

他の方法、たとえば抽気したためタービンの最終段への流入蒸気量の減少を推定し、そのための効率向上をタービンの保証性能に入れるような方法は一般に予備計算の時のみ十分な精度をもっているにすぎない。

主推進用タービンの蒸気消費率は第 8 図に示す通りであるが、これは GE 社が発表している Turbine Hand Book から求めた保証値である。この値は長い間の経験により適正でしかも合理的な値であり、米国の他のタービン業者のそれと比較して優るとも劣らない値である。



第 8 図 主推進タービンの定格出力時の蒸気消費率

## 5. 推進用タービンの膨張線図

主弁の前の主蒸気状態から排気圧力までタービン内で蒸気が膨張するときの膨張線または状態変化線は抽気点の圧力とエンタルピーによって決まる点の軌跡と考えてよい。この膨張線の形はもしこの膨張線の曲率が変わると熱消費率および燃料消費率が変わってくるので重要な意味をもっている。ここで示す膨張線は John Wiley and Sons から出版されている Keenan and Keyes のモリエール線図に引いたもので、1mm がほぼ単位エンタルピーおよび 0.002 エントロピーになる。膨張線を引くに際してはすべて Keuffel and Esser Curve No. 1864-31 によった。

実験値からヒートバランス計算の実用式を求めてみると、1 基あたり 10,000shp およびそれ以下の出力のタービンの膨張線は第 9 図の convex edge にて合理的に表わされることがわかる。この膨張線の終点は第 9 図の下側に示すように小円の下方に接している排気圧力線までである。

1 基 10,000 shp 以上の単流式タービンでは第 9 図の concave edge を使用する。この曲線の上端は主弁のところのエンタルピーとラトー段を調整段に使用した場合は、エントロピーが主弁のところのそれより 0.01 だけ大きい点の交点となり、カーチス段を調整段に使用した場合には同じくエントロピーを 0.018 だけ増して点にすればよい。

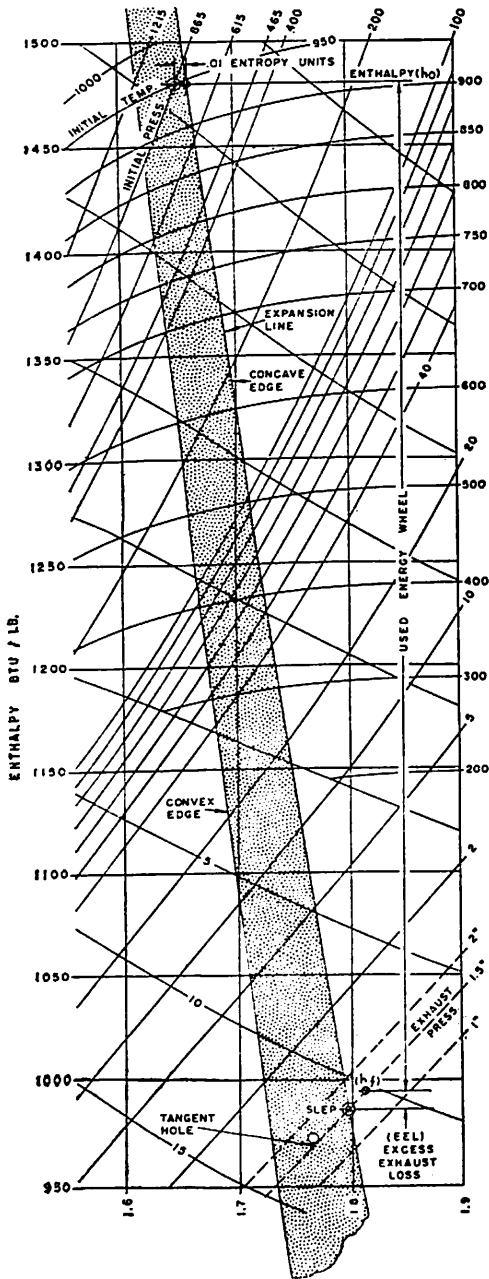
このエントロピー 0.01 および 0.018 は調整段の効率がほぼ最高に近い値になる定格出力時の膨張線図のみに使用できる。部分負荷時の膨張線については本紙の所期の目的からはずれるので触れない。

### 1. 推進用タービン膨張線の終点

タービン膨張線の終点は過剰排気損失 (EEL) がタービンの膨張に寄与するものとして求めた仮想的な点であり、過剰排気損失がない時の最終排気エンタルピーと排気圧力線との交点になる。これらの膨張線の終点についてはタービン製造者より資料が出されるが、ここでは次に示す例題に示すような方法について求める。

#### (例題 1)

出力 25,000shp, 主弁のところにおける蒸気条件 850psig—950° F 排気圧力 1.5"



第9図 タービン膨張線の描き方

Hg abとする。

- (1)主蒸気のエンタルピー (モーリエル線図より) .....1,481.2Btu/lb
- (2)無抽気蒸気消費率 (第8図より) .....5,489lb/shp-h
- (3)機械損失 (第11図より) .....829hp
- (4)後進段空転損失 (第12図より) .....90hp
- (5)正味軸端パッキング損失 (第13図より) .....259hp

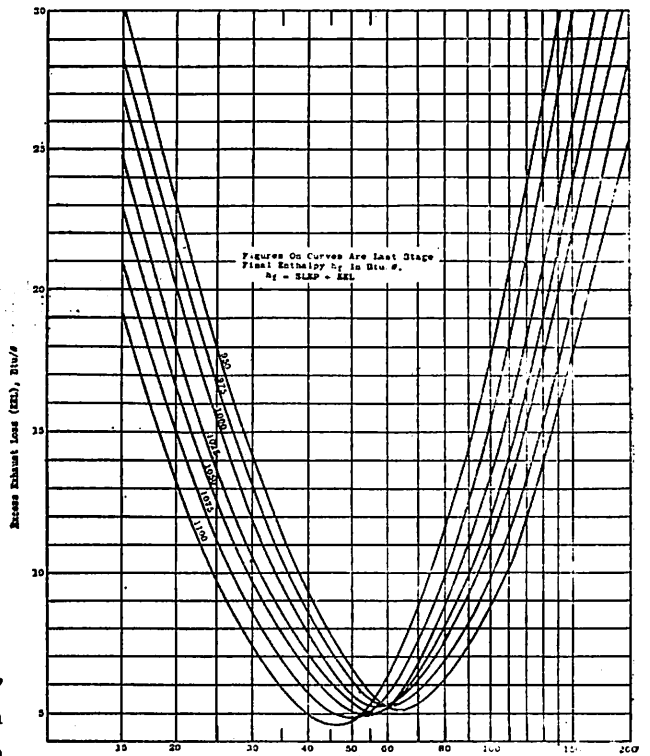
- (6)必要な軸馬力 (上記) .....25,000shp
- (7)タービン内部発生馬力合計 ((3)+(4)+(5)+(6)) .....26,178hp
- (8)無抽気時主蒸気流量 ((2)×(6)) .....137,225lb/h
- (9)利用された熱エネルギー  $(2,544.1 \times \frac{(7)}{(8)})$  485.32Btu/lb
- (10)無抽気時 EEL  $(0.02 \times \frac{(9)}{1-0.02})$  .....9.90Btu/lb

(一般に無抽気時の過剰排気損失 (EEL) はタービン製造者によってあたえられるかまたは提出された曲線によって求めることができる。もし過剰排気損失が%であったらと上記の算式によって求めるとよい。本論文では排気損失はすべて2%にしている)

- (11)膨張線終点 ((1)-(9)-(10)) .....985.98Btu/lb

2. 推進用タービンの過剰排気損失 (EEL)

定格出力時の過剰排気損失の大きさは最終段と排気室の設計によって異なるが、一般に1~3%になる。この大きさは主として経済的な理由から決められるが、寸法および重量が決定要素になる場合もある。この損失は最終段を出る蒸気速度エネルギーの損失、最終段と排気フランジ間の圧力降下および体積流が少ないためタービンの後側の段での圧力降下が不十分な時におきる損失、



第10図 主推進タービンの定格出力時における過剰排気損失 (EEL)

すなわち“turn up”損失より成り立っている。過剰排気損失曲線の形および大きさは計算により求めたものを試験成績によって修正したもので、第10図に定格速度における過剰排気損失曲線の形状と大きさを示す。本論文では過剰排気損失は第10図の値をそのまま用いている。これらの曲線のパラメーターはタービン最終段の最終エンタルピー Btu/lb で横軸 X は排気体積流の関数である。実際の計算は(例題1)にも示したように主タービンの無抽気時排気損失はタービン定格出力および蒸気条件に関せず2%としているので、あるタービンの性能またはヒートバランスを他と比較するときしばしば混乱をおこす変数の一つがなくなったことになる。無抽気時の排気損失を3%または1%になるように設計することもでき、それによるいろいろな性能上の差は無視できる位であるが、実際には抽気によって過剰排気損失が変わった分だけ変わることになる。排気損失が大きくても同じ無抽気時性能を保証できるように設計されているタービンは、排気損失が少ないように設計されたタービンに比して抽気運転時最終段への流入蒸気量減少による利得はずっと大きくなる。無抽気時の排気損失が非常に少ないタービンでは、抽気によって曲線の左側のturn-up損失の範囲にはいって全体の効率を悪くすることもある。ヒートバランス作成用に第10図を使うときは無抽気時の過剰排気損失を求め、タービンの最終エンタルピー ( $h_f = SLEP + EEL$ ) に対応する正確な曲線を選んだ後 X 係数を読めばよい。抽気運転により最終段への流入量がへった場合のヒートバランスを計算する時は無抽気時の X 係数を排気量に比例し、排気室圧力に反比例するものとして新しい X 係数を求め、それより排気損失を求めるとよい。例題を次に示す。

(例題 2)

- (1)無抽気時 EEL(例題 1 参照のこと) ... 9.9 Btu/lb
- (2)膨張線終点(例題 1 参照のこと) ... 985.98 Btu/lb
- (3)無抽気時最終エンタルピー - ((1)+(2))  
..... 995.88 Btu/lb
- (4)無抽気時 × (第10図より) ..... 96
- (5)無抽気時主蒸気流量 (例題 1 参照のこと)  
..... 137,225 lb/h
- (6)最終段流量 (ヒートバランスはサイクル D とし第 3 表の 52 項より) ..... 119,986 lb/h
- (7)排気比  $\left( \frac{\text{無抽気時背圧}}{\text{抽気時背圧}} \right)$  ..... 1.0
- (8)抽気時 × (4) × (6) ×  $\frac{(7)}{(5)}$  ..... 84

(9)抽気時 EEL (2)および(8)から第10図により)

..... 7.62 Btu/lb

この2つの排気損失の差がタービン効率または出力の増大を示し、これは給水加熱用および蒸化器用の抽気によって最終段への蒸気流量が減少したためである。

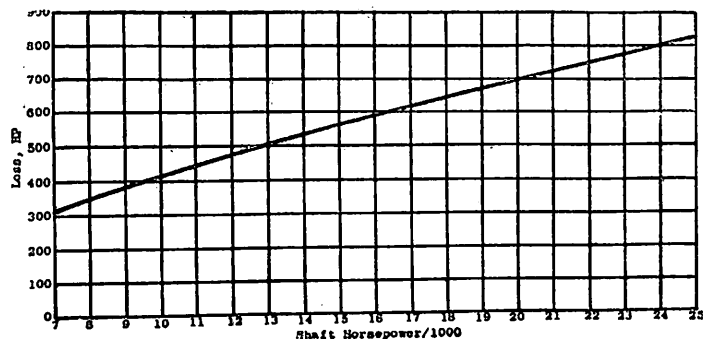
6. 抽気圧力

求めた結果を比較しやすくするため、抽気圧力およびクロスオーバー圧力を第24図に示すようにタービン定格出力および主蒸気圧力のある範囲内でできるだけ一定に選んだ。クロスオーバー圧力は高低圧タービン間の馬力配分がほぼ50:50になるようにしたが、過剰排気損失量が一定の場合は主蒸気圧力によってのみ変わるようになる。

他の抽気点の圧力はサイクルの熱消費率が最良となるように選んである。このためにはクロスオーバーの前後における給水加熱器での温度上昇がなるべく等しくなるようにすればよい。多くの場合低圧抽気圧力は主蒸気圧力が高いときには脱気加熱器が排気蒸気によって過負荷とならないように少し下げている。表に示した抽気圧力はすべてタービン車室内の圧力で絶対圧力にて示してある。

7. 推進タービンの機械損失

第11図に示す推進用タービンの機械損失は減速歯車の



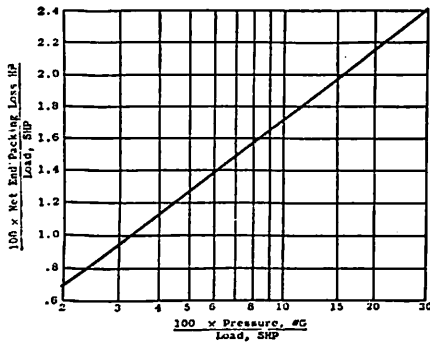
第11図 主推進軸タービンおよび減速装置の機械損失と熱損失の合計

軸受、噛合および風損、可撓接手、タービン軸受、推力軸受および熱損失のすべてを含んでいる。

8. 推進用タービンのパッキン漏洩損失

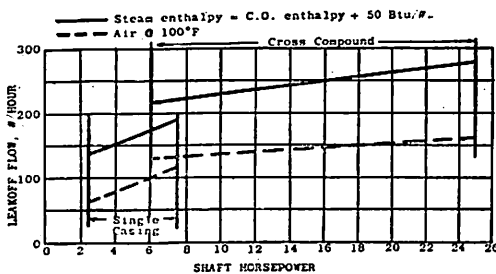
正味軸端パッキン漏洩損失を第13図に示す。この方法は船用タービンプラントに対して広く使われており、本





第13図 主推進タービンの正味軸端パッキング損失

論文でもパッキン漏洩損失を膨張線の中にふくめないで(例題1)に示したように機械損失などと同様に各部損失として取扱うことにする。この正味パッキング損失はタービン軸封パッキンからの漏洩損失の全部と手動弁のステム、パッキン漏洩損失をふくみ、それらから漏洩蒸気をタービンの低圧段落に導入することによって回収される馬力を差引いたものである。



第14図 主推進タービンのグラント漏洩蒸気および空気量 (間隙は発送状態における値とした)

NOTES:

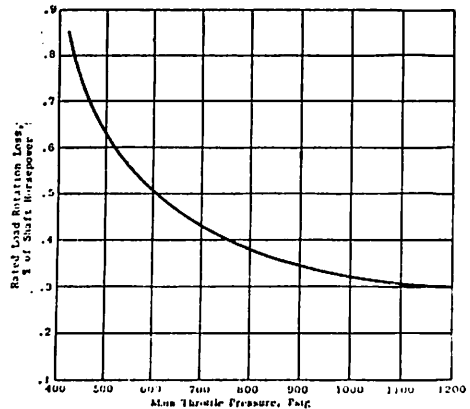
1. It is recommended that the steam and air flows given on this diagram be doubled for determining the capacity of the exhaust system.
2. Sealing steam @ 1.0 Psig in steam seal regulator, gland exhauster 5" H<sub>2</sub>O Vac. in turbine vent cells.
3. The flows shown represent leakoff from typical turbines. Changes, such as raising the critical speed of the rotors, may increase the leakoffs by 50%.

第14図にタービンのグラント漏洩蒸気および空気量を示す。漏洩量による損失はすべて第13図の中にふくまれているので、タービンにもどらない漏洩蒸気中のエネルギーはタービンの性能に影響をおよぼさないで失われたものと考えてよい。しかもこの熱量は給水加熱用に使われ総合サイクル効率を高めることになるので、この漏洩量のもっている本来の熱量がほぼ全部使われることになる。この損失は膨張線の中に含まれていないので、漏洩量そのものはタービンの最終段まで通った後で復水器に入る前にタービンからはなれると考えるべきである。従って漏洩量は主タービンの出力計算には使われない。

軸パッキングの漏洩量は H. M. Martin の式によって求めた。この際の内隙は運転後の平均パッキング間隙を仮定して使用したが、この方法は工場内における精密な性能試験および船内に積込んだ後の運転によって確かめられている。

9. 後進段の空転損失

他の乗り物と同様に船も必要に応じて停止したり、反対方向に走ることが必要である。このため一船に単流後進タービンを低圧タービンの排気室内におき復水器にいく低温蒸気の循環によって冷却している。本論文でのべる後進タービンは大部分の船の仕様書に要求されているように前進定格出力時の無抽気流量の110%の蒸気により50%速力時80%トルクを発生しうるものとした。この点は一つの過渡的な状態であって後進タービンの大きさを決めるための意味しかもってないが、このように設計されたタービンは静定状態では定格前進回転数の70%で後進方向に主軸を廻すに充分なトルクを発生しうる。第12図に主蒸気圧力による後進タービンの空転損失の変化を示す。この資料は計算によって求めたものであるが、その計算式は工場における精密試験によって充分確かめられている。



第12図 主推進タービンの後進段空転損失

10. タービン発電機の負荷および蒸気消費率

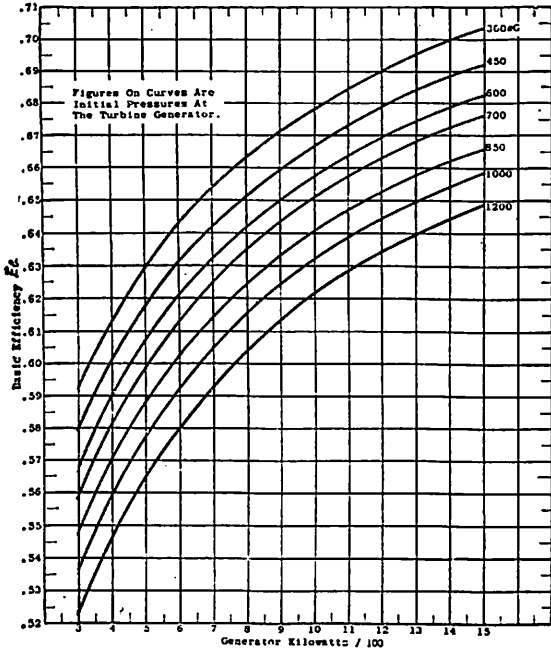
海上における毎日の平均発電機負荷は次式にて計算した。

$$\text{負荷 kW} = 1.83N + 0.022\text{shp}$$

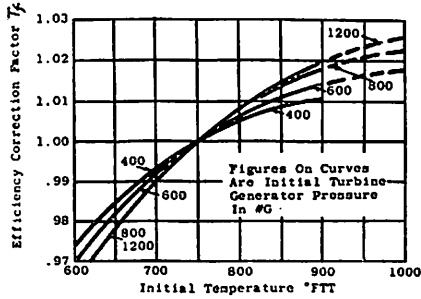
ここで N=全乗組員

shp=定格軸馬力

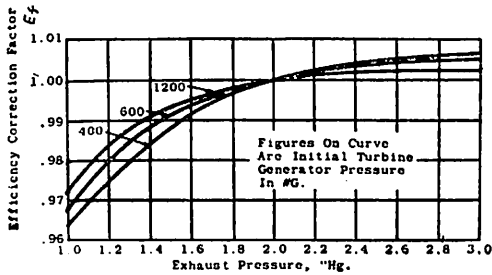
この式は主機まわりおよび船内サービス用補機でモーター駆動のもの電力を含んでいるが、主給水ポンプはタービン駆動であるとしてこれ用の電力は含まれてな



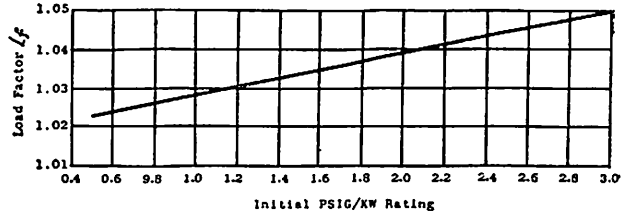
第15図 復水式発電タービンの定格負荷時の基本効率



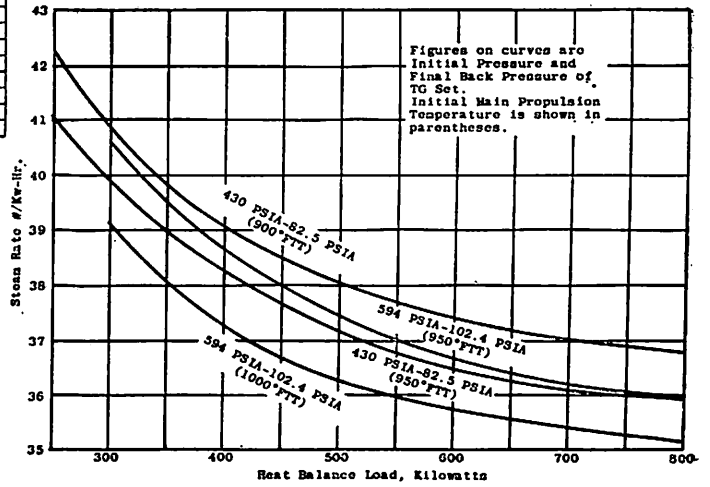
第16図 復水式発電タービンの基本効率に対する主蒸気温度補正係数



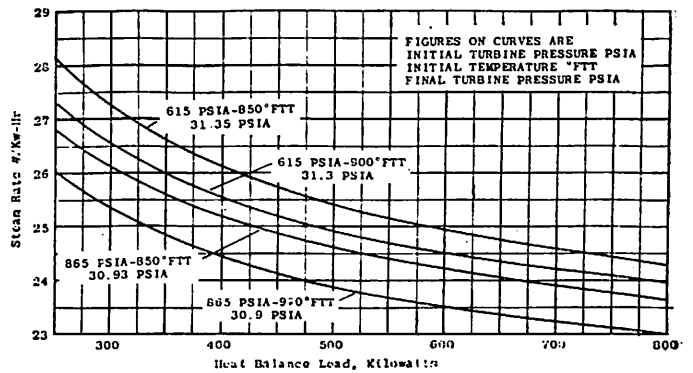
第17図 復水式発電タービンの基本効率に対する排気圧力補正係数



第18図 定格負荷の80%負荷時の復水式発電タービンの蒸気消費率を求めるための定格蒸気消費率に対する負荷補正係数



第19図 サイクルFに使われている背圧式発電タービンの蒸気消費率



第20図 サイクルGに使われている背圧式発電タービンの蒸気消費率

い。主復水器の循環水ポンプの負荷、普通で使用した場合の空気調質装置用の負荷および台所用電力必要量を含んでいるが、貨物冷凍用機械、船の安定装置その他一般的でない貨物取扱または船内サービス用の電力はふくんでいない。ここに示す基本計算では船の乗組員は一般の乾燥貨物船およびタンカーの平均値である50人とした。

タービン発電機用の多段復水タービンの蒸気消費率は次式にて求めた。

$$\text{定格出力の80\%の時の蒸気消費率} = \frac{TSR \times L_f}{(E_b)(T_f)(E_f)}$$

ここで

$TSR$  = 理論蒸気消費率  $lb/kWh$

$E_b$  = 第15図より求めた基本効率係数

$T_f$  = 第16図より求めた温度係数

$E_f$  = 第17図より求めた排圧係数

$L_f$  = 第18図より求めた負荷補正係数

第15~18図に示すデータおよび曲線は、現在米国の船用蒸気タービンのプラクティスをもとにしたもので公表されたデータとも全般的に一致する。負荷補正係数というのは発電機はすべて銘板定格出力の80%で運転しているために使用する係数である。サイクルFおよびGのように背圧式発電タービンについては第19図および第20図に使用する。蒸気消費率は減速装置つき高速単段ラトタービンで定格出力の80%で運転しているものとした。

## 11. ボ イ ラ

ボイラの性能を標準化するためボイラ排ガス温度を一定にして、このために回転型、ガス式空気加熱器をボイラにつけて空気とガスの漏洩量を調節してこの定められた排ガス温度になるものと考えた。

標準のボイラおよび燃料油の条件を次の如くきめた。

ボイラ排ガス温度…………… 300°F

入口空気の状態 (ファン出口) ……100°F—40pctRH

輻射および計算に含まれない損失…………… 1.5%

過剰空気 (蒸気またはガス加熱器付きのボイラ)

……………15%

過剰空気 (空気加熱器なしのボイラで入口空気の

200°F 以下のとき) ……………20%

エコマイザー入口給水温度…………… 250°F

燃料の種類…………… 6号油(パンカーC油)

燃料の組成

C 87.75% O<sub>2</sub> 0.40%

H<sub>2</sub> 10.50% N<sub>2</sub> 0.15%

S 1.20% 水分 0.00

密閉式熱量計にて求めた高位発熱量 (100°F で定圧力の場合に補正したもの) ……………18,500Btu/lb

燃焼する前の油の温度…………… 200°F

油の平均比熱…………… 0.46Btu/lb/°F

燃料消費率の計算に際しては燃料は保有熱量を換算して燃焼直前 200°F の状態または 18,546Btu/lb にしてある。

ボイラの蒸気式空気加熱器により加えられた熱量の計算には次式を使用した。

$$h_a = C_p(W_a)(T_2 - T_1)$$

ここで

$h_a$  = 燃焼した油 1lb あたり空気に加えられた熱量 Btu/lb

$C_p$  = 空気の平均比熱 = 0.24Btu/lb/°F

$W_a$  = 空燃比 = 16.1  $\frac{\text{空気 } lb}{\text{油 } lb}$

$T_2$  = 加熱器を出る空気の温度 °F

$T_1$  = 加熱器に入る空気の温度 100°F

## 12. 給 水 ポ ン プ

給水ポンプの全動圧は出入口の静圧と同様過熱器および過熱器温度調節器、エコマイザーまたは高圧給水加熱器、給水調節弁および配管中の圧力降下によって決まる。ここでは高圧給水加熱器での圧力降下はボイラのエコマイザーと同じとし、さらに圧力状態と同様エコマイザーまたは給水加熱器、給水調節器、および配管中の圧力降下は一定に保たれるものとしたが、過熱器での圧力降下は最終の蒸気温度に関係するものとした。これは過熱器出口の温度が上ると過熱器は大型のものが必要で、管内の蒸気温度は大きくなり調節のためつけられる機による圧力損失の増大などを合せ考えたからである。この器のようなことを考慮のうえ給水ポンプ全動圧は定格出力時次のようにして求めた。

$$P = 120 + 0.4 (\text{蒸気温度 } ^\circ\text{F} - 750) + P_1 - P_2$$

ここで

エコマイザーまたは給水加熱器での圧力降下 …… 25psi

給水調節弁での圧力降下…………… 75psi

配管中の圧力降下…………… 10psi

脱気器とボイラドラム用の静圧差…………… -10psi

過熱器の圧力降下… 20 + 0.4(蒸気温度, °F - 750)

給水ポンプの全動圧…………… P psi

ボイラ過熱器出口圧力…………… P<sub>1</sub> psi

脱気器の内部圧力…………… P<sub>2</sub> psi

給水ポンプの正味馬力は次式にて求めた。

$$\text{ポンプ BHP} = \frac{144 F_w (V_f)(P)}{33,000(60)(E_p)}$$

ここで

$F_w$  = 全給水量 …………… lb/h

(自動制御されているのでリサーキュレーションはないものとした)

$E_p$  = 給水ポンプ効率 (すべてのサイクルおよび圧

力に対して 0.6 と仮定した)

$V_f$  = 比体積 .....  $ft^3/lb$

給水ポンプタービンの蒸気消費率はサイクル A, B,

C, D および G のように過熱度  $10^\circ F$  の減温蒸気によって駆動されている場合は第 21 図にて求める。サイクル E および F では主タービンの高圧第 1 段後からの抽気によって給水ポンプタービンを廻しており、第 22 図により求める。

ポンプのカップリング端に加えらる仕事はすべて給水に仕事または熱の形で加えられるものとした。この熱として給水に回収されたものの熱力学的な全利得は次式にて求めた。

$$\text{給水への回収熱量} = \frac{(P) 144 (V_f)}{788 (E_p)} \cdot \text{Btu/lb}$$

### 13. 復水装置

主復水器の真空は  $28.5''$  Hg, 発電タービンの復水器真空は  $28.2''$  Hg としたが、これは発電機の定格出力時には  $28.0''$  Hg となる。海水の温度は  $75^\circ F$  とし主復水器の過冷却は主復水器では  $0^\circ F$ , 補助復水器では  $2^\circ F$  とした。

空気エゼクターの所要蒸気量は次式によ

て求めた。

$$\text{蒸気量} = 4.5(Y) \text{ lb/h}$$

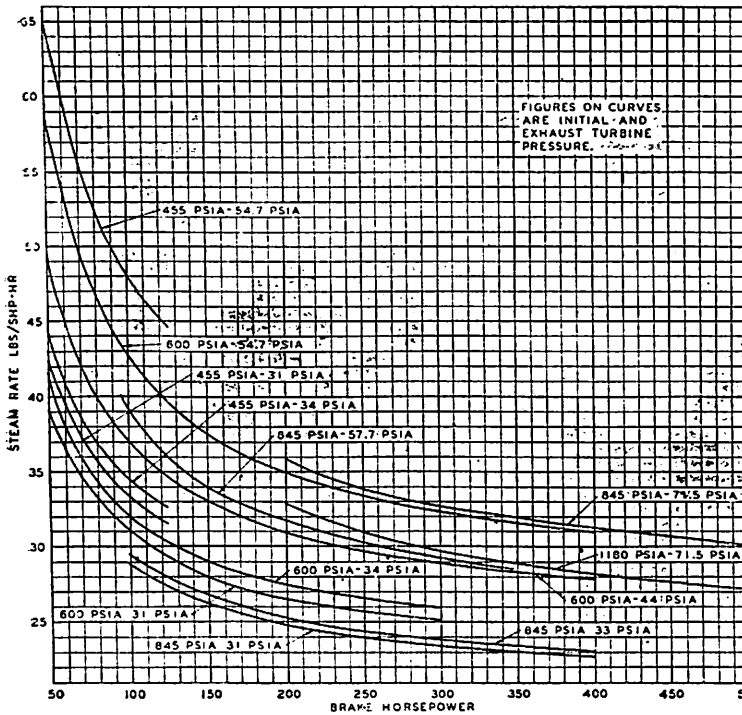
ここで

$Y$  = Heat Exchanger Institute Standards の式によって決まる漏洩蒸気と空気の混合したものの量 .....  $lb/h$

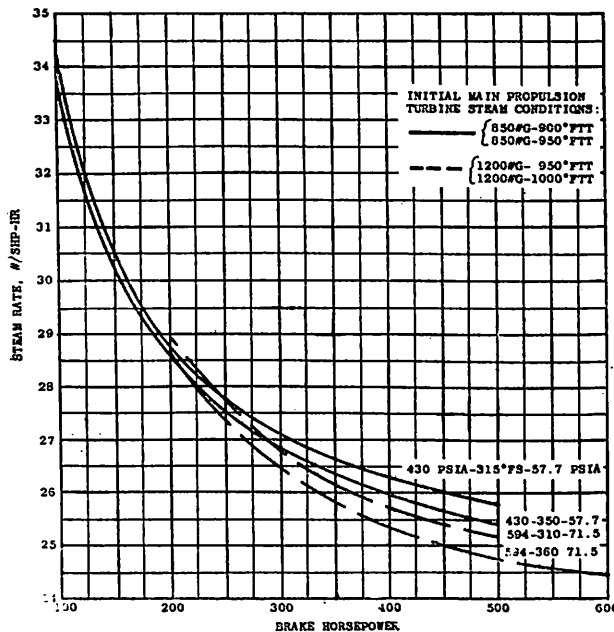
この式によって求めた空気、漏洩蒸気および所要蒸気量をいろいろの大きさの主復水器および補助復水器について第 1 表に示す。空気エゼクター用の蒸気は入口圧力約  $150\text{psig}$  で  $\frac{2}{3}$  が第 1 段に、 $\frac{1}{3}$  が第 2 段にはいるものとした。

第 1 表 漏洩空気と蒸気量—エゼクター駆動蒸気量

蒸気状態 ( $lb/h$ )	漏洩空気と蒸気量 ( $Y$ ) ( $lb/h$ )	エゼクター駆動蒸気量 ( $lb/h$ )
up to 25,000	43.5	194
25,001 ~ 50,000	58.0	259
50,001 ~ 100,000	72.5	324
100,001 ~ 250,000	109.0	487
250,001 ~ 500,000	145.0	648
500,001 and up	181.0	809



第 21 図 サイクル A, B, C, D および G におけるボイラ給水ポンプタービンの蒸気消費率



第 22 図 サイクル E および F におけるボイラ給水ポンプタービンの蒸気消費率



### 14. 低圧塩水蒸気器

本論文ではすべて低圧、二連、フラッシュ形で低圧抽気蒸気を駆動用とした蒸化器を使用し、ボイラの補給水および船内用水を発生するものとした。一日に発生する水の量は次式によって求めた。

$$\text{発生水量 } GPD = 2.88(0.005F_w + SB) + 45(N)$$

ここで

$F_w$  = ボイラへの全給水量 …………… lb/h

0.005 = 系統補給水から スートブローア蒸気消費量を引いたもの …………… lb/h

$SB$  = スートブローアの蒸気消費量による補給量 …………… lb/h

$N$  = 全乗組員

45 = 乗組員 1 人あたりの平均使用水量 …… gal/day

スートブローアの蒸気消費量はボイラ 2 缶で過熱管には垂直掃気式ブローアを使用し他のブローアはすべて回転型頭部を有するものとした時の値である。

スートブローアの使用は 1 日に 2 回とし次の式にて求めた。

$$SB = 0.00275F_w + 205$$

蒸化器の蒸気消費量は次式にて求めた。

$$\text{蒸気消費量} = \frac{(GPD)(8.33)(0.62)}{24}, \text{ lb/h}$$

ここで

$GPD$  = 蒸化器出力 …………… gal/day

0.62 = 蒸溜水 1lb をつくるため必要な低圧蒸気の消費量

蒸化器用エゼクターの蒸気消費量はすべての場合 250 lb/h とした。

### 15. 低圧蒸気発生器

ドレーン冷却器つき低圧蒸気発生器をいずれの場合にも使うことにした。最少圧力 150psig のタービン抽気により 100psig の蒸気を発生し、給水入口温度はドレーン冷却器のところで 120 °F とした。発生器出力は次式によって求めた。

$$\text{発生蒸気量} = (W_f)(0.07) + 1.5(N) \text{ lb/h}$$

ここで

$W_f$  = 加熱される燃料油の重量 lb/h

$N$  = 全乗組員数

この式の中の 0.07 という係数は油はすでに熱損失により約 125 °F に加熱されているものとし、係数 1.5 は各人について次の値をもとにして決めた。

船内用水加熱器	0.9
調理用	0.5

### 洗濯用

0.1

貨物の空気調質装置、カーゴタンクの加熱用、空気調質用水の加熱器およびその他の船内用水については考えていない。

#### 1. 加熱器のターミナル温度差

加熱器のターミナル温度差は次のようにきめた。

低圧表面式給水加熱器 …………… 7 °F

高圧表面式給水加熱器 …………… 10 °F

脱気給水加熱器 …………… 0 °F

低圧給水とドレーン冷却器出口ドレーン …………… 10 °F

高圧給水とドレーン冷却器出口ドレーン …………… 20 °F

(給水入口と冷却器出口間の差)

低圧蒸気発生器のドレーン冷却器出口ドレーン 70 °F

蒸気式空気加熱器 …………… 25 °F

その他問題となるところの温度は次のように選んだ。

ボイラ減温器出口の蒸気の過熱度 …………… 10 °F

低圧蒸化器のドレーン温度

…………加熱器の飽和温度に等しい

空気エゼクター中間冷却器ドレーン温度 …………… 125 °F

空気エゼクター後部およびグランド漏洩蒸気用復水器のドレーン温度 …………… 200 °F

#### 2. 圧力損失

系統内の圧力降下は絶対圧力をもとにして次のように決めた。

過熱器出口から主タービンまたは発電タービンまで …………… 2.5%

低圧タービンの抽気点 (内部圧力) から加熱器または蒸化器まで …………… 10%

高圧タービンまたはクロスオーバーの抽気点 (内部圧力) から加熱器または低圧蒸気発生器まで …………… 7%

ボイラ減温器 …………… 2.5%

ボイラ減温器から給水ポンプタービンまで …………… 2.5%

補助背圧タービンの排気から加熱器または主タービンのクロスオーバー (内部圧力) まで …………… 10%

タービン抽気点 (内部圧力) から補機タービン入口まで …………… 7%

### 16. 系統の諸損失

全サイクルの補給水およびスートブローア用の蒸気については、前にものべたように補給のための損失は過熱蒸気として考えているが、スートブローアによる損失は減温蒸気として考えている。低圧蒸気発生器系統に対する補給またはそのための損失は無視した。

ボイラ過熱器出口のところにおいて 5 °F の温度降下に相当する熱損失を主蒸気系統に考えているが、これだけ

あればボイラおよび他の諸系統の全放熱損失を充分含んでいると考えてよい。

### 17. 燃料消費率の計算式

蒸気式空気加熱器をもたないボイラを有するサイクルの燃料消費率は次式によって求めた。

$$W_f = \frac{h_s + h_d - h_f}{18,546 \times \frac{(100-L)}{100}}$$

ここで

- $W_f$  = 燃料消費率..... lb/h
- $h_s$  = 過熱蒸気のもっている熱量..... Btu/lb
- $h_d$  = 減温蒸気のもっている熱量..... Btu/lb
- $h_f$  = 給水のもっている熱量..... Btu/lb
- 18,546 = 燃焼時燃料のもっている熱量..... Btu/lb
- $L$  = ボイラの排気損失に輻射損失および計算の中にはいっていない損失の合計..... %

蒸気式空気加熱器付ボイラを有するサイクルの燃料消費率は次式より求めた。

$$W_f = \frac{h_s + h_d - h_f}{18,546 \times \frac{(100-L)}{(100)}} \cdot \frac{h_a \cdot W_f}{18,546}$$

ここで

$h_a$  = 燃焼した油 1lb により空気に与えられた熱量 ..... Btu/lb

標準のボイラおよび燃料を使用した場合の前記  $L$  の値は次のようになる。

	空気加熱器 つきボイラ	空気加熱器 なしボイラ
輻射および計算にはいって ない損失	1.50%	1.50%
排気損失	10.07%	10.23%
合計 $L$	11.57%	11.73%

(以下次号につづく)

## 船舶の電気防蝕

運輸技術研究所 瀬尾 正雄 著  
A 5判 106頁 300円

## 鋼材の切欠脆性

東大教授 吉識 雅夫・金沢 武 著  
B 5判 44頁 100円

## 大型船の建造に関する諸問題

石川島播磨重工常務取締役  
(前NBC呉造船部副所長) 真藤 恒 著

船舶の大型化は世界の趨勢で、日本においても8万トン、13万トンという大型タンカーの建造が始められており、ますます工事の合理化、工程管理の重要性が認識せられてきている。この際は是非本書を熟読玩味して技術者の本領を発揮して下さい。 B 5判 220頁 700円

## 商船基本設計の一考察 (第1編)

元東大教授 渡瀬 正 磨 著

船舶の設計にあたっての基本となるもの、経済的なそして優れた性能をもつ船舶の設計はいかなるものかその真髄を詳しい種々な資料をもとに説いている本書は、設計者のみならず技術者全般の基本的指針というべきものが含まれており、著者の永年の経験によって示された得がたい論文である。 B 5判 128頁 240円

## 新刊 コンテナ ー 船 好評発売中!!

日本におけるコンテナ輸送の必要性、実用性は経済界の活発な動きと共に注目されすでに実用の域に達しているが、新しいアメリカのコンテナ船の日本入港を契機に一段とその脚光を浴びてきた趣きを示している。日本造船研究協会ではつとにコンテナ船の問題をとりあげ第48研究部会調査小委員会を設けて調査研究をつづけてきたが、ここに「コンテナ船」の編纂を完了し、発刊される運びとなったが、日本においては未だコンテナ船の建造は勿論、就航の経験もなく、今後の発展のために造船海運界はもとより広く陸上輸送界にとっても本書の貢献するところは極めて大きいと考えられる。

本書ご希望の方はなるべく早めに本会宛て送金お申込み下さい。A 5判 150頁 上質紙、上製本 写真挿入 定価 450円

船舶技術協会

[内容]

- 第1章 コンテナ (総説)
  - 第2章 コンテナ船の経済性
  - 第3章 コンテナ船の構造・強度
  - 第4章 コンテナ船の強度
  - 第5章 コンテナ船の織装
  - 第6章 コンテナ船の復原性
  - 第7章 コンテナ船の就航状態
  - 第8章 コンテナ船の運用
- 巻末参考資料 61項目集録

## 艦艇用ガスタービン (5,000PS) 機関

三菱造船株式会社長崎造船所原動機管理部長

津 田 鉄 弥

### 1. は し が き

防衛庁の乙型駆潜艇“はやぶさ”にブースターとして装備する 5,000 PS ガスタービンの注文を昭和31年に受け、36年3月これを完成した。

ガスタービンの製作に対しては前に航海訓練所の練習船“北斗丸”の主機として 500 PS ガスタービンを、次いで八幡製鉄株式会社の 850kW 高炉送風ガスタービン設備を完成した実績を持っているが、この 5,000 PS ガスタービンの完成までには流体、燃焼、材料その他きわめて広範囲にわたる試験研究を行なった。これはいままで本邦で製作されたガスタービンが 2,000kW 以下であるのに対し、出力の点で大きく飛躍したものであることにもよるが、最も大きな問題は使用目的に合うよう小型軽量にするため高度の技術を必要としたためである。こうして得た資料は艦艇用ガスタービンに限らず、船用、陸用等各種の大型ガスタービン・プラントを設け、製作する上に充分役立つものであり、今後の発展を大いに期待できるものである。

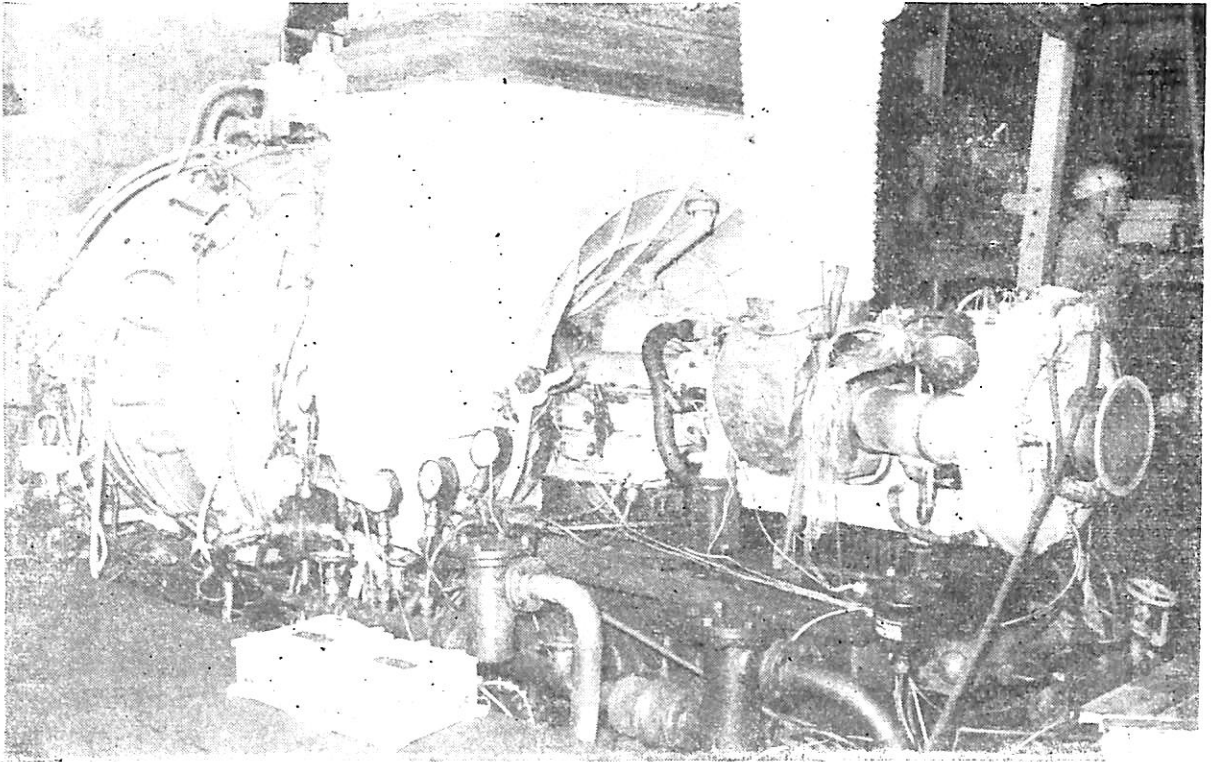
### 2. 艦艇用ブースターについて

艦艇のブースターとしてガスタービンを使用する考えはジェット・エンジンができたときから具体化しており現在では各国で次々に採用されている。最初に手掛けたのは英国で Metropolitan-Vickers 社が1943年に着手

し、同社の F-2 ジェット・エンジンを改造して出力タービンを取付け、1947年 MGB 2009 (後に MTB 5559 に変わった) にディーゼル・エンジンと組合せてブースターとして装備し、各種の試験を行なった。英国ではこの 2,500PS “Gatric” に続いて 4,500PS “G-2” から、現在発表されている AEI 社の 7,500PS “G-6” に至る一連の艦艇用ガスタービンと、Bristol 社のターボ・プロップを転用した 3,500 PS Marine Proteus をブースターとして次々に採用している。その他、米、仏、独等の各国もジェーン海軍年鑑等に記載されている通りブースターとしてガスタービンを使用する計画を発表しているが、現状は明らかでない。艦艇にブースターを装備することの利点は、ここに改めて説明するまでもないと思うが、一般に艦艇は巡航速度以下で走ることが多く最大速度で走るのは全航走時間の 2~5% であるといわれているので、主機は殆んど時間を非常に小さな出力で運転していることになる。仮に最大速度が巡航速度の 2 倍であるとすれば、巡航速度のときに必要な馬力は最大速度のときの約 1/4 となるから、一つの主機で斯様な運転を行なえば建造費、燃料経済または行動半径等に相当な無駄が出ることは容易に考えられる。従って巡航用として必要な出力で効率のよいエンジンを備え、最大速度で走るときは別のエンジンで加勢すると非常に都合が良い。この加勢に使うエンジンをブースターといい、その用途からして馬力当りの重量容積が小さいほど利点が大



第 1 図 は や ぶ さ



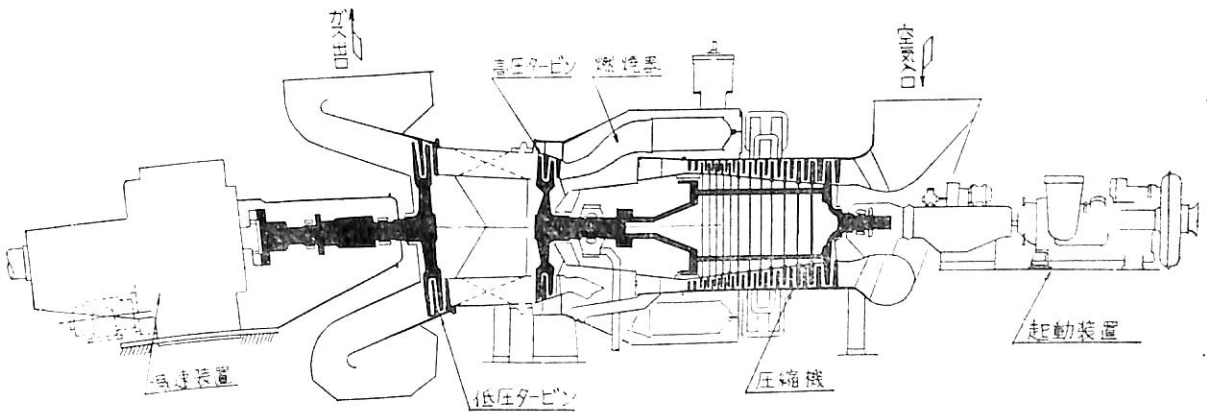
第 2 図 5,000PS ガスタービン

きいものとなる。このブースターは使用時間が少ないので寿命を制限することによってエンジン本体を軽量化する度合が大きく、また燃料消費率があまり問題にならないのでエンジン全体の構成を単純化することのできるガスタービンが最も適しており、巡航用エンジンとして、ディーゼルを使用すれば現在のエンジンでは最も良い組合せになると考えられる。

### 3. 主要々目

#### (1) はやぶさの要目

長 (垂線間)	約58m
巾 (型)	約 7.8m
深 (型)	約 4.1m
吃水 (常備)	約 2m
基準排水量	370t
速 力	約26kn
主機 三菱長崎ガスタービン	1 基
三井ディーゼル	2 基



第 3 図 ガスタービンの構成



出力 9,000 PS

(2) ガスタービンの計画要目

型式	減速装置付オープンサイクル2軸型
定格出力	5,000 PS 以上
同 回転数	約700rpm
同 ガス温度	約750°C
燃料消費率	400g/PS/h以下
使用燃料	軽油
機関重量(機関直結補機とも)	約10t

4. ガスタービンの構成および作動

この 5,000 PS ガスタービンは小型軽量化のためサイクルは最も単純なもので計画している。

空気圧縮機の入口から空気を吸込み加圧して燃焼器に送り、燃料を噴射して燃焼させ高温の燃焼ガスを作る。このガスはまず高压タービンで膨張し、次いで低压タービンにはいって大気圧まで膨張する。高压タービンの仕事は空気圧縮機を駆動するために用い、低压タービンの仕事で減速装置を介して推進器軸を駆動する。出力の増減は噴射する燃料の量を加減するだけで行なうことができるので、この燃料の噴射量を調節するハンドルに起動するときに必要な装置を組込んで、起動から全負荷に至るまでの操作を1個のハンドルで行なうようにしている。起動は起動装置で高压タービン軸を廻し、燃料を噴込んで点火装置で火をつける。一旦燃焼が始まると燃焼は連続して行なわれるので、点火装置の作動を止め、さらに起動装置で加速しながら燃料の噴射量を増すと、高压タービンが仕事を始める。その仕事が圧縮機を駆動するために必要な量を越えると起動装置は自動的に切離され停止する。以後は燃料の噴射量を増して全負荷に達する

ことができる。停止のときは燃料を止めるだけでよい。

5. 各部の構造および材料

(1) 空気圧縮機

軸流13段で翼車は1段宛のディスクを通しボルトで締めた組立構造である。材料は低ニッケル、クローム、モリブデン高張力鋼を用いており、翼車の組立時に約7,000 rpmまでの過速度回転試験を行なって十分に丈夫であることを確かめている。翼は動、静翼とも13クローム鋼製で使用した翼型は翼列風洞試験、高速翼列風洞試験の結果決めたもので、さらに第1段について、単段圧縮機試験を行ない非常に性能の良い翼列にしている。これは完成した圧縮機を単独に試験して広い範囲の性能を実測し確かめている。車室は銅板溶接構造で入口部および出口部の形は木型模型を作り内部の流れがどのようになるかを試験した結果で決めたもので、圧力損失が少なく流れが均等に分布するようにしている。

(2) 高压タービン

軸流2段で翼車は高温での大きな応力に耐え得るようG18B 耐熱鋼を使用している。この材料は製作当時国内で鍛造することができなかったのが英国の W. JESSOP 社の製品を輸入したが、現在では国内特殊鋼メーカーの急速な進歩によってこの翼車の数倍も大きいものまで国産できるようになっている。動翼は S816、静翼は N155 耐熱鋼を使用している。車室は二重構造で内車室は18—8クローム・ニッケル鋼を用いて内部を流れる高温ガスの通路を形作り、外車室は普通鋼製で、内圧に耐える構造にしており、また数個に分割してそれぞれを外車室に取付け、高温による熱伸が自由に行なわれ応力が発生しないようにしている。かような構造は急速な起動を行なうため特に必要であるが、同時に高級材料の節減にもなる。

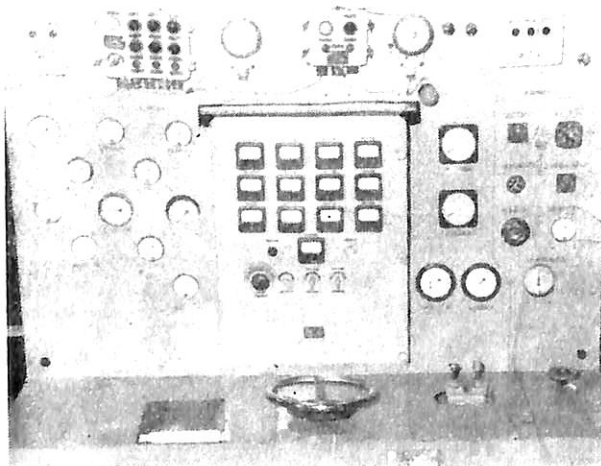
(3) 低压タービン

軸流2段で翼車および動翼は H 46 銅を用いており翼の植込部は高压タービン同様クリスマス・ツリー型である。

高压、低压両タービンとも翼は翼列風洞試験、高速翼列風洞試験の結果から選んだ効率の高いものである。翼、翼車、および車室等に使用した材料は高温強度、匍匐破断強度、熱処理溶接法等を幾種類もの材料について試験した結果選定したもので、特に動翼および翼車の匍匐破断強度はガスタービンの寿命を決定する大きな要素であるから、実際の植込部と同じ形で強度試験を行なっている。

(4) 燃焼器

環状缶型 (Cannular type) で12本の燃焼筒を持つ



第4図 工場試験用運転台

であり、各筒にそれぞれ1個の燃焼噴射弁を備えている。各燃焼筒は火炎連通管でつながれており、2組の電気火花式点火装置で着火すると他の筒にも燃え移るようにしている。材料はインコネルおよびSEH5を用いて高温に耐えるようにしており、燃料噴射弁は全使用範囲にわたって特性が良好な還流渦巻式を採用している。燃焼器についても筒型単筒の試験装置で高燃焼負荷率の試験を行っており、さらに実物と同一の模型で温度分布、着火および吹消限界等実際の運転に即応する試験を行なっている。

(5) 減速装置

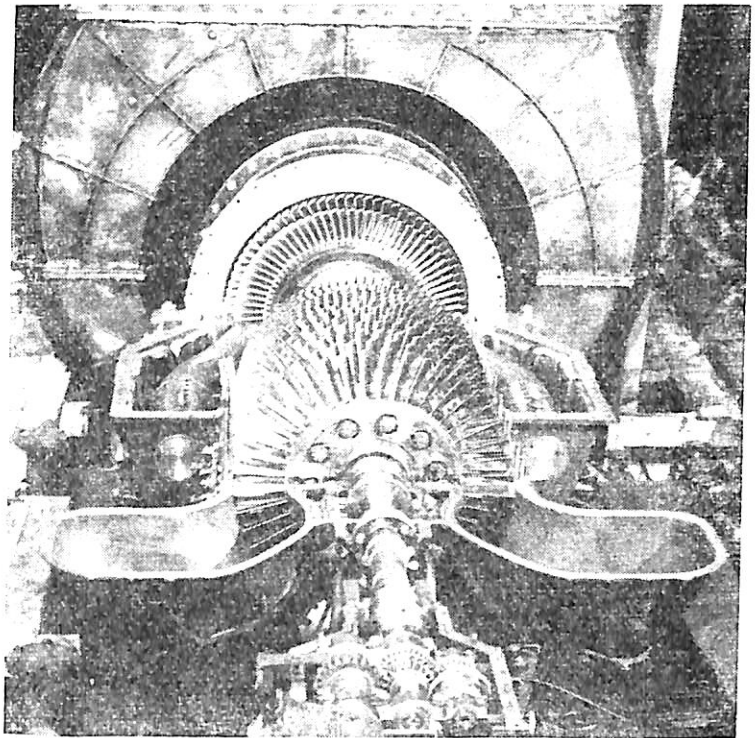
極めて小型で能率の高いBHS社(ドイツ)製のStoockicht遊星歯車を使用している。この歯車は伝達能力5,500PS減速比7で重量はわずか8トンであり、伝達効率は98%以上である。構造は中央に太陽歯車があり、その周囲にこれと噛合う3個の遊星歯車と、その枠を備え遊星歯車の外側にこれと噛合う内歯々車がある。太陽歯車はそれ自身の軸受を持たずタービン軸と可換接手で結ばれており、また内歯々車も可換接手で車室に固定しているので軸中心は遊星歯車の枠につながる低速軸によって定まり、太陽歯車、内歯々車と遊星歯車との噛合点は常に均等な力を伝えるようになる。この歯車装置も現在試作中であり、明37年から生産できるようにする。

(6) 起動装置

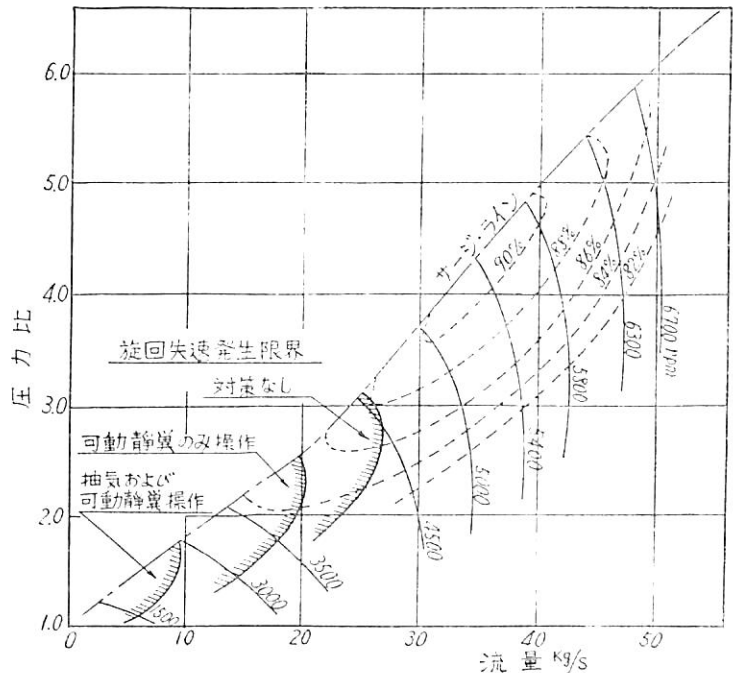
電動機を使用する場合は艇内の電源から制約を受けるので、Boeing社(米国)の502-10C型ガスタービンを使用した。このガスタービンは最大出力240PSで、電動機の場合よりも重量が軽く、燃料は主機のガスタービンと同じものが使用できる。試運転で測った1回の起動に必要な燃料量は5リットル程度である。

(7) 支持装置

空気圧縮機、高圧タービンおよび燃焼器を一つのグループとして前後2ヶ所で支え、低圧タービンと減速装置と一緒に前後2ヶ所で支えている。高圧タービンと低圧タービンの間にある



第5図 上車室を開放した5,000PSガスタービン



第6図 空気圧縮機特性

車室は伸縮接手が入れているので2つのグループは機構的に切離された形になっており、また各支点はそれぞれ

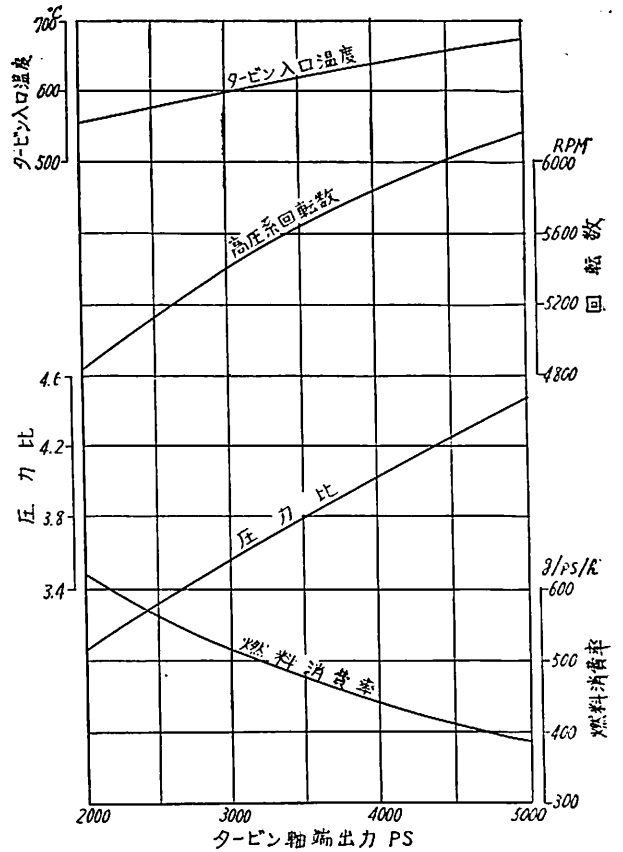
車室の水平部を支えているので軸心は車室の熱膨張や船体の撓みの影響を受けないようにしている。

### 6. 運 転 試 験

このガスタービンは昭和32年10月に工場運転を開始し、計画通りの性能が出る見込みを得たが、同年12月運転中に空気圧縮機の翼が破損した。これは巡回失速によって発生する振動応力が原因であって、当時巡回失速に対する系統的な試験研究は国内は勿論外国においても漸く着手された段階であったが、理論的には判っていたのでこの対策として翼の設定角、抽気等の対策を施していたにも拘らず翼が疲労破壊するに至ったものである。この巡回失速は圧力比の高い圧縮機を運転すると低回転で発生するもので空気があまり圧縮されないで容積が減らず出口側の翼列部では通路を塞ぐようになり、入口側の翼列部では軸方向の流速が遅くなるので翼列の一部で失速を起こす。失速した翼の部分では通路が塞がれるので他の翼は正常に働くが、この失速域が徐々に隣りの翼に移って円周方向に巡回する。こうなるに翼は働いたり、失速して働かなくなったりするので、励振力が与えられる。この巡回失速を完全に消すことは非常にむずかしい問題で、実用上は巡回失速が発生する領域を回転数の極く低い所に限定すれば翼に働く力は小さなものとなる。巡回失速はこのような性質を持っているので、前述の対策に加え入口側から3段の静翼を可動にして完成した圧縮機を航空技術研究所に持込み、当時できあがったばかりの駆動装置に取付け、実際に発生する応力を計測して十分に安全であることを確かめた。この他運転試験中に起こった幾つかのトラブルもその都度解決し、36年1月中旬から開始した運転試験では、全力20時間を含む各種の公試を事無く終わり、同年3月10日防衛庁に納入した。公試運転成績での性能は計画値を上廻り、定格出力および燃費に対し高圧系の回転数およびタービン入口温度等は相当な余裕を残すものとなった。

### 7. 応 用 面 に つ い て

この“はやぶさ”用 5,000 PS ガスタービンと併行してさらに性能の良い 5,000 PS ガスタービンを防衛庁の註文で試作している。このガスタービン入口のガス温度を約 800°C で計画しており、燃料に軽油を用いて燃料消費率は 350 g/PS/h 以下、機関の重量は 5t 台と大幅に軽く設計している。これらのガスタービンは艦艇用のブースターとして設計しているが、これを船用、陸上用のガスタービン・プラントとして転用する場合は回転部分をそのままし、車室等の一部に軽量化よりも製作費の低減を考えて鋳物等を使用するようにすれば非常に量産化し易い構造であるからいちじるしくコストを下げる事ができる。また熱効率も発電用等の用途に対しては高



第7図 5,000PS ガスタービン特性

圧、低圧タービンを一つに纏めた一軸にすることができるので、そのまま効率上昇、出力の増大化が計れるが、さらに熱交換器をつけ廢熱再生を行なえば熱効率は28%以上に達することができる。

また機関の寿命はブースターとしては 1,000h 程度で計画するが、タービン動翼の植込部温度を実測した結果は予想以上に低く、空気冷却の効果も確かめられたので、構造上余裕ができる陸、船用プラントでは充分な装置を施し、その他の方法と併せて充分長期寿命にすることができる。

### 8. む す び

この 5,000PS ガスタービンは今年秋に“はやぶさ”に装備されブースターとして実用されることになっている。一般のガスタービンも国内各所でその運転実績を認められ始めた時期でもあり、この 5,000PS ガスタービンの製作は各方面からの注目を受けたが、これの製作に関して行なった各種の試験は大出力ガスタービンの設計資料として 5,000PS ガスタービンの完成と併せ 1 台のガスタービンを完成した以上に高く評価されており、製作者としても今後の大出力ガスタービン・プラントの生産に乗出すために必要な基盤を得たものと信じている。最後にこのガスタービンの製作に対し非常なご理解をいただいた防衛庁と適切にご指導を賜った大学、研究所その他の方々へ改めて感謝の辞を捧げる。

# 船用油清浄機の自動化について

— デラバル セルフオープニング セパレーターによる自動化 —

長瀬産業株式会社機械部

西 川 一 郎

## 1. 結 言

最近ではバンカー油を船用大型ディーゼル主機関用燃料として使用することは常識となっているが、このバンカー油の清浄装置をわが国船舶に採用されはじめた十数年前より現在に至るまで、それら各機種の高短につき、種々論議されてきたことは記憶に生々しいところである。即ちデラバルを代表とするディスクボウル型、シャープレスを代表とする円筒ボール型、コロイダルを代表とする河過式、はたまたセットリングタンクによる重力方式等論議百出の状態であった。

しかしながら、われわれは理論的見地より、またデラバルの過去の歴史より、船用油清浄機はデラバルにより代表されるディスクボウル型になるものとの自信をもって終始してきた。そして現在では略々われわれの予想した姿になってきていることは、読者諸氏によくご存知の通りである。

さて、最近、技術革新の歴史的必然として船舶の自動化が真剣に考えられ、運輸省当局においても、わが国海運界が世界に優位を誇らんがために、また造船界が世界の趨勢に先をとり、ますます発展せんがために、強くこれが実現にその指導性を発揮され、実施の第一段階として油清浄装置系統の自動化を要求されたことは真に適切なることと考えている。

ところで、デラバルとしては清浄装置の自動化は陸上プラントの要求により数年前より実施しており、これが船用油清浄装置への応用は、極めて容易である。また最近では欧米の船舶に次第に採用されはじめたが、わが国においても既に16次新日本汽船貨物船並びに昭和36年建造山下汽船鉱石運搬船に Automatic Control Device 付セルフオープニングセパレーターが使用されている。

われわれはいまここに、デラバル清浄機の歴史よりみた変遷並びに油清浄機の自動化に対するわれわれの考え方を披瀝し、読者諸氏のご参考に供するとともに、機種決定の一助ともなれば幸甚に存する次第である。

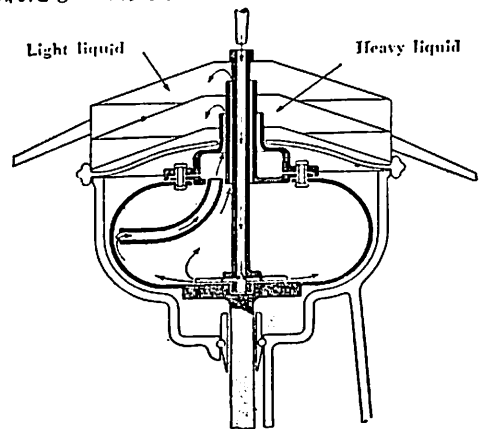
## 2. デラバルの歴史およびその分離機の変遷

今日、デラバルの遠心分離機が全世界の工業界、海運界、酪農界等に君臨するようになった経緯を知るには、まずデラバル80年の発展の歴史を振り返ってみる必要があると思う。

### 2-1 デラバル遠心分離機の誕生

そもそもデラバルが初めて世に出たのは、1878年(明治11年)スウェーデンの技術者 Gustaf de Laval 博士によって発明された時で、連続通液式遠心分離機としては世界最初のものであった。この発明はその後デラバルが文明社会の近代工業にもたらした革命の礎石として記念すべきものであった。

第1図はその最初のデラバル遠心分離機であり、これは牛乳をクリームとスキムミルクに分離するために用いられたものである。



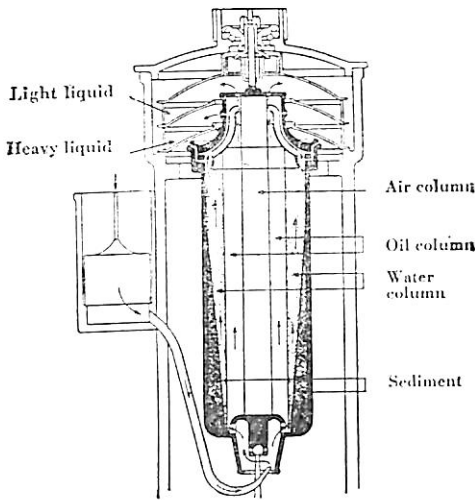
第1図 1878年のデラバル遠心分離機

デラバルなる商品名は前述でお判りの通り、発明者の名を記念して名付けられたものである。

### 2-2 円筒ボールの発明

次いで、1886年(明治19年)同じ De Laval 博士によって発明考案され特許となった(米国特許1887年)のが円筒ボール型遠心分離機の元祖ともいべきもので、この水平型はさらに3年後の1889年(明治22年)に改良されて垂直型円筒ボールとなった(米国特許1891年)。第2図はデラバルの特許となった円筒ボールセパレーターである。





第2図 1889年のデラバル遠心分離機

2-3 ディスクボールの発明

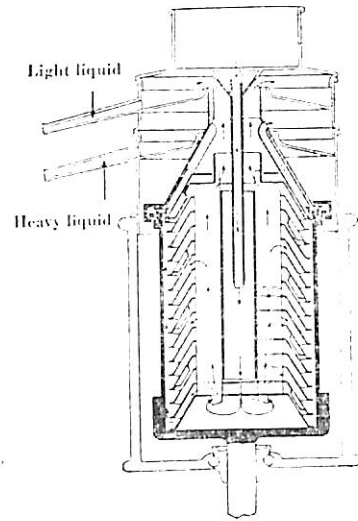
前述の円筒ボールセパレーターは、発明当時としては遠心分離機として技術的には最高至上のデザインであると信じられたものであったが、後にデラバルの技術者達によって考案されたディスクボールによって、この考えは一挙に覆えられた。その後デラバルは数々の欠点をもつ円筒ボールに見切りをつけ、ディスクボールをデラバル固有の型式として取上げたが、この先見の明によってデラバルの今日の発展が約束されたのである。

セパレーターボールの中で効果的な分離結果を得るには、液層をできるだけ薄くし、不純物の沈降距離を短くする必要がある。この理論に添うために、長くて不便な円筒ボールの代りに考案されたのがコニカルディスクボールである。液はこのディスクによって1mm前後の多数の薄層に分割され、その薄層ごとに独立して分離が行なわれる。

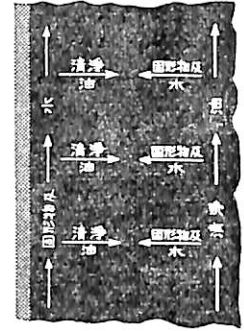
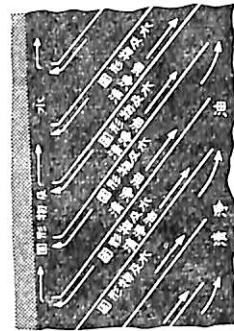
第3図はデラバルディスクボールの最も初期のものであるが、液は上部より中心チューブを経てボール内に入り、図の矢印のごとくディスク間に分配され薄層となる。ここで分離が行なわれ、分離された重い粒子は遠心力によってボール周辺に向かって運ばれるが、これはすぐディスク裏面に達するので極めて短時間に液の流れから分離される。

2-4 デラバルディスクセパレーターの特長

コニカルディスクをもつデラバルディスクセパレーターでは、ボール内にはいった液はディスク間で直ぐに不純物を分離し去るわけであるが、この分離過程を円筒ボールの場合と比較してみよう。第4図(a)にデラバルボールの拡大図を、第4図(b)に円筒ボールを示したが、ディスクボールの場合は軽い部分—油—はディスク上面に沿



第3図 1890年のデラバル遠心分離機



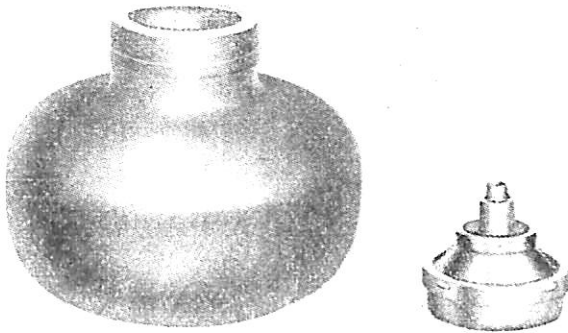
第4図 (a) デラバルボール内の分離板切断面  
第4図 (b) 円筒型ボールの切断面

って中心に向かって移動し、水や不純物のごとき重い部分はディスクの下面に沿って反対方向、即ちボール周辺に向かって滑動し、ボール内壁に達して蓄積する(ディスクとボール内壁との空間はスラッグスペースと呼ばれる)。このように二つの流れ、即ち分離された油と水、不純物とはそれぞれディスク上面と下面との別々の道程を通るので混濁するようなことはない。これに反し円筒ボールの場合はその構造の上から常に混濁を避け難いのである。

結局、円筒ボールと同じ分離効果を得るには、ディスクボールの場合では回転数を6,000~8,000rpmにすることが可能となる。従って円筒ボールの回転数12,000~15,000rpmに比しかなり低速であるから、動力消費も小さく、部品の摩耗、損傷が少なく、運転取扱上一層安全となる。

第5図は同じ処理能力(容量)をもつ二つのボールを示したが、左側はディスクのない最も初期のボールで、右側はディスクボールである。即ちディスクを用いるこ

とにより、ボールの形状を相当小さくすることが可能となったのである。



第5図 同じ処理能力をもつ二つのボール  
(左はディスクのない初期のもの、右はディスクボール)

2-5 デラバルの規模

現在のデラバルセパレーターには陸用、船用の各種用途に適するよう種々の機構、構造のものがあるが、その全機種数は約150種に及んでいる。処理容量でみれば20~100,000Z/hの範囲で各種のサイズのものがある。(これを馬力で示すと数分の1馬力から70馬力程度まである)。

また、デラバルの過去の全世界にわたる総販売台数は数十万台にも達している。

デラバルの全世界に網の目のごとく拡がった工場および代理店網は実に70数ヶ国、150個所に及び、特に船舶では世界中の殆んどいかなる寄港地においてもサービスを受けることができる。

3. 船用油清浄機とその自動化

現在船用油清浄機としては数種類のものが使用されているが、そのそれぞれにつき検討を加え、いずれが自動化に最も適当なものであるか考えて見たいと思う。

3-1 船用油清浄機の種類

3-1-1 ボールの基本形状よりみた分類(第1表)

第1表

ボールの基本形状	代表的メーカー
(a) コニカルディスク型	デラバル
(b) 円筒型	シャーププレス

3-1-2 スラッジの排出方法よりみた分類(第2表)

第2表

ボールの型式	スラッジ排出方法	備考
(a) スタンダードボール	分解掃除	運転を停止して人為的に行なう
(b) セルフオープニングボール	間歇排出	運転中任意の時にスラッジのみ排出す
(c) ノズルボール	連続排出	スラッジと多量の重液(水)を排出循環させる

3-1-3 油のスラッジ含有率に対する適当な清浄機型式の分類(第3表)

第3表

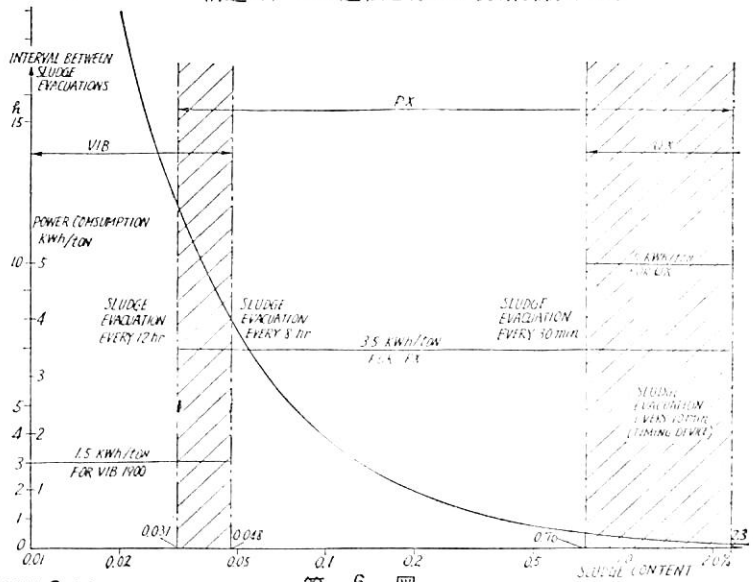
油のスラッジ含有率	適当な機種	スラッジ排出の時間々隔	デラバルの該当機種
(a) 0.05%以下	スタンダードボール機	8時間以上	VIBおよびB
(b) 0.05~0.76%	セルフオープニングボール機	8~0.5時間	PX
(c) 0.76%以上	ノズルボール機	連続	HVQX

上記は現在まで一般に行なわれてきた分野分類であるが、今上表を判り易くするために横軸にスラッジ含有率、縦軸にスラッジ排出時間々隔をとって表わすと第6図のごとくなる。これにより上記3種の機種に適する分野が明確になる。なお図中斜線部分は、隣り合せた2機種のうちいずれをも使用できる分野である。もっともこの分類は、initial cost, 労働賃金, 維持費等種々の条件により左右され、一概にはいえないが、従来より一般に行なわれている分類法である。

各型式のボールの構造・働き等については後に詳しく説明するが、ここで一応簡単に説明しておく。

(a) スタンダードボール

ボール周辺等になんらスラッジ排出機構を有しない構造で、一々運転を停止し分解掃除する。



第6図

(b) セルフオープニングボール

ボールが二重底になっており、その一つが上下に可動で、その動きによってボール周辺のスラッジ排出口が開閉する。運転したままスラッジの排出ができる。

(c) ノズルボール

ボール周辺に多数のノズルを有し、スラッジと多量

の重油が連続して排出される。船用油清浄機として用いる場合、このノズル排出量が必要以上に多すぎるのでこれを抑制するためにサイクリングを行なう。

3-2 油清浄機の自動化について

油清浄機を自動化するには下表の条件を具備していなければならない。

第4表 自動化するに際して具備すべき条件

- (a) 堅牢であること
- (b) 機構が簡単であること
- (c) 安定性の高いこと（アンバランスしないこと）
- (d) 高い分離性能を有すること
- (e) 運転操作が容易であること
- (f) スラッジ排出が簡単且つ完全に行なえること
- (g) 長時間連続運転が高い信頼度に支えられていること
- (h) 自働制御運転が簡単に行なえること

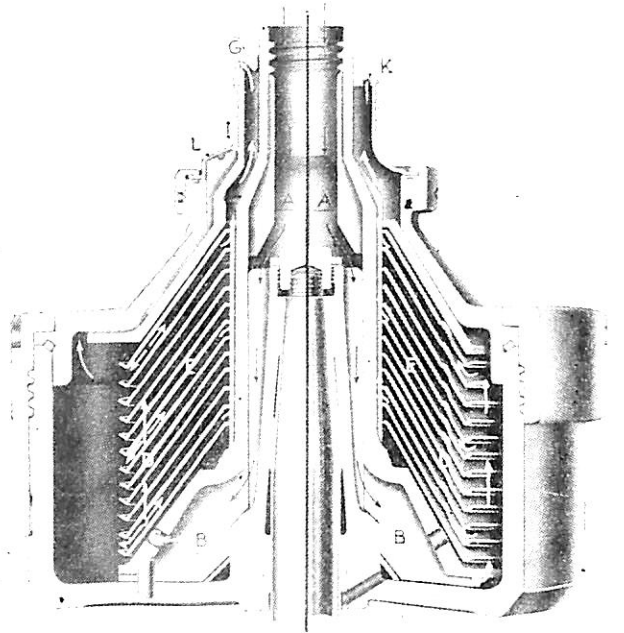
以上のうち大部分の条件は自動化以前にも要求される項目であるが、自動化の際にさらに強調されるのである。

3-3 自動化に適する機種

第1～4表より自動化に最適の機種はどれか順次検討を加えてみる。

第1表のボールの基本形状よりみた分類の中、第2図のごとき円筒ボール（所謂シャープレス型）のもので、スラッジの間歇または連続排出のできるものは現在存在しない。また将来も出来難いものと想像される。これは直径が比較的小さく、軸方向にかなり長い（長さは直径の6～7倍）という形状から、スラッジを1ヶ所に集め難く、またその排出機構を取入れ難いことに基づくものである。従ってボールの基本形状よりみて自動化に適するのはコニウルディスクボール（所謂テラバル型）のものに限られる。

第2表のスラッジ排出方法よりみた分類の中、(a)スタンダードボールのものは第7図の通り、スラッジの間歇または連続的に排出し得るような機構を備えていないので、ボール内にスラッジが蓄積すれば、その度ごとに機械を停止し、人為的な分解掃除を行なわねばならない。従ってこのスタンダードボール型式のものは当然自動化には不適

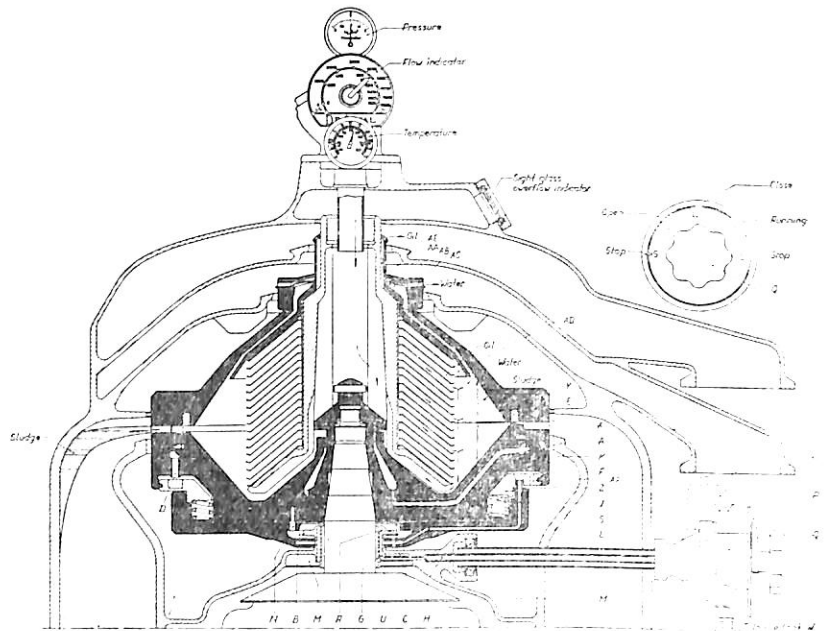


第7図 ボールの断面図

（左はピュリファイヤー、右はクラリファイヤー）

当である。

第2表の(b)セルフオープニングボールのものは、第8図にその代表的なテラバルPX309.00Fセパレーターを示したが、スタンダードボールと異なるところを一口

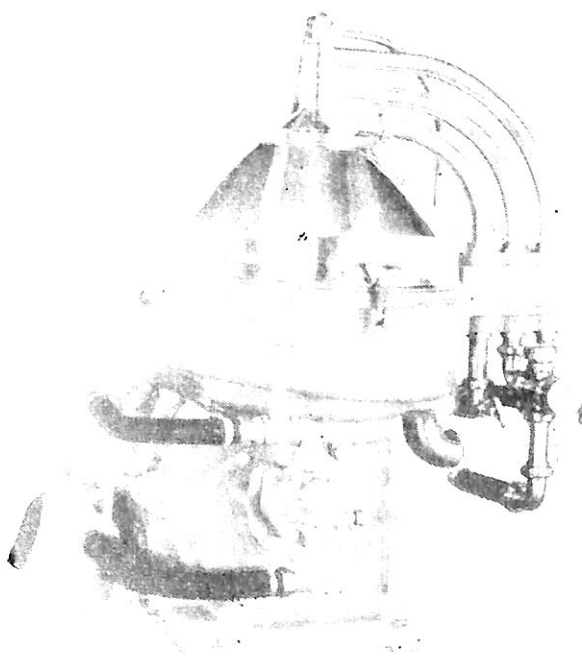


第8図 PX 309.00F 型セルフオープニングセパレーター

にいわば、ボールが二重底になっており、その一つの上下の動きによってボール周辺のスラッジ排出口が開き、ボール内に蓄積したスラッジは瞬間的に排出される（第8図左側セクション）。この操作は機械を運転したままいつでもスラッジの排出時期がきた時に行なえる。排出を行なわない平常分離中はスタンダードボールと同じで、スラッジはボール内壁に蓄積する（第8図右側セクション）。

スラッジを排出する時間間隔は、油のスラッジ含有率によって左右されるが、実績では殆んど4～8時間となっている。排出操作は2,3のバルブの開閉を行なうのみで約2分で完了する。このセルフオープニングセパレーターが船用油清浄機の自働化に最適であることは後に詳しく説明する。

第2表(c)ノズルボールのものはその代表的なものとしてデラバル HVQX セパレーターを第9図に示したが、本機はボール周辺に直径1mm程度の小口径のノズルを8～12ヶ有し、このノズルからスラッジと大量の液（大部分の水と少量の油）が連続的に排出される機構のものである。しかしこの大量の水（2,000～3,000l/h）を連続的に捨て去ることは船舶では許されないので、一旦ノズルより排出したものを再循環させる装置が必要であり、さらにノズルが小口径であるため、目塞りが起こる可能性が大であり、その際にはアンバランスを起す危



第9図 HVQXセパレーター

険がある。また一見ノズルが塞った時は、人為的な入念な分解掃除が必要となる等々の理由で自働化は相当困難であるといえよう。

次に第3表の油のスラッジ含有率に対する分類について検討を加え、この面からみてどれが最適であるか考えたいと思う。

(a) 油のスラッジ含有率0.05%以下の場合

この場合スタンダードボールでも8時間以上の連続運転が可能であるが、このような低含有率の場合でも自働化したいとなれば前述の通りスタンダードボールは不適である。

(b) 油のスラッジ含有率が0.05～0.76%の場合

デラバルPXセルフオープニングセパレーターではスラッジ排出時間々隔は0.5～8時間となっているが、実際に船舶で使用している燃料油はこの範囲の油が多いという実状であるから、当然セルフオープニングセパレーターが最適といえる。

(c) 油のスラッジ含有率が0.76%以上の場合

実際にこのような高含有率の超粗悪油を使用している例を余り聞かない。しかしもしこのような油を処理する必要のある場合はセルフオープニングセパレーターよりノズルセパレーターの方が適するのは勿論である。但し自働化の困難なのは前述の通りである。

船用燃料油および潤滑油の清浄にどのような型式の清浄機を選定するかは、単に経済的な面だけでなく、技術的な面でも、また実際取扱の面でも考慮する必要があるが、もし個々の場合につきこれらを充分考慮し、機種各々につき、また油の各々につきその性格を取上げてみれば、個々の場合につきそれぞれ異なった結論に到着するはずである。

説明を判り易くするために、まず二つの極端な場合を考えてみよう。即ち2種類の油があり、その一つはスラッジの含有率は0%に近く、他の一つは100%に近いとする。前者の油に対しては、ちゅうちょなくスタンダードボール式を選ぶだろうし、後者の油に対してはノズル式を選ぶことは疑いをいれない。しかしまたこの両極端の間にはスタンダードかノズルかいずれを選ぶべきかに迷うような中間的なスラッジ含有率の油が存在するのである。

従ってこの中間的な油に対してはスタンダード式とノズル式の両方の長所をもつ型式のものが要求されることになるが、現実には既にデラバルセルフオープニングセパレーターによって完全に解決されている。このセルフオープニングセパレーターはスタンダード式のもつ長所、即ち動力消費が低いことと、スラッジや固形物の性



状(大きさや固さ等)には殆んど影響されないことなどの長所をもち、その反面スタンダードボールの短所である人手による分解掃除の必要性を解消している。さらにまた、ノズル式ボールの長所をも備えている。即ちスラッジはノズル式と同様、ボール周辺から排出されるようになっている。しかしながらノズル式のごとく高い動力消費を必要としないし、排出口は小口径のノズルではなく、幅広い帯状であるから、ノズルのような急速な摩擦に対する心配は全くなく、またノズル式にはどうしても必要な、複雑且つかなり大がかりなサイクリング装置もセルフオープニング式には不要である。さらにまたノズル式にはノズルが小口径で塞り易いという欠点があり、スラッジがその部分は蓄積してアンバランスを起こす恐れがあるが、セルフオープニング式には本質的にそのようなアンバランスを起こすような要素がない。

前掲の第6図はスラッジ含有率によってどの型式のものが最適であるか図示したものであるが、将来もこの考え方は根本的には変わらないはずである。

わが国の船にセルフオープニング式の油清浄機が採用されたのは、昭和32年度建造の日本水産株式会社松島丸が最初であるが、(デラバル PX203.15F 型2台、この型はその後一部改造されて現在は PX303.00F 型と呼ばれている。)欧米諸国では当時既に数百台ものセルフオープニング式油清浄機が船舶に搭載されていた。わが国でも松島丸での優秀性が報せられると続々と本機種が採用されるようになってきた。これは考えてみれば当然のことであって、従来のスタンダード式油清浄機の分解掃除は極めてやっかいな仕事であり、乗組員泣かせの仕事であったが、セルフオープニングセパレーターでは、手動操作をもってしても操作水のバルブの切換等を行なう2分程度の労力で掃除(排出)が完了するから、全く革命的な機械として乗組員の全幅の信頼をえて、本機の採用に全面的な支持を受けるのも当然のことといえよう。さらに本機は1週間いや1ヶ月もの長期に亘る連続ノンストップ運転を行なっても、分離の面でも、排出の面でも、また機械的な面でも極めて安定且つ安全な機械で、安心して目を離しておける高度の信頼性をもっている。月1回程度ボールの分解掃除を行なうのを原則としているが、これはあくまでも原則として一応決めてあるもので必ず必要であるというものではない。また分解しても処理液に触れる部分はあらかじめ掃除すべきほどの個所は殆んどなく、むしろ操作水中に含まれる汚物が操作水の通路や、孔を塞がないように水洗するのが主な分解掃除の目的である。

本機をもし停止しようとするれば、その前にまずボール

内のスラッジや液を排出してからスイッチオフする。これでボール内は完全に空になっているので、分解掃除をせずにそのまま次の運転まで放置しておく。再び運転をしたいときはそのままスイッチオンすればよい。しかしノズル式では、たとえ停止前に排出を行なっても、ノズル孔以外のボール内壁にかなりのスラッジが蓄積しているため、一旦停止させるとそのまま再びスイッチオンすると大きいアンバランスをきたすおそれがあり、また乾燥度の高いスラッジが大きな塊りとなってノズル孔を塞める場合も多いので、ノズル式では機械を停めれば必ず人為的な分解掃除が必要である。しかもその掃除は極く丁寧に行なう必要があり、ノズル孔を塞めるおそれのある固体を残すと、前記アンバランスを起こす恐れがあるのでまた分解掃除を繰返すことを余儀なくされる。

このように一旦機械が停ったときに分解掃除の必要のないセルフオープニングセパレーターと、これを欠かすことのできないノズルセパレーターとでは取扱上格段の優劣があり、この面よりみても後者の自動化にはかなりの困難が予想される。

現在までデラバルセルフオープニングセパレーターを採用している数百隻に及ぶ外国船、および未だ数こそ僅かであるがこれを採用している国内船よりの報告によれば、スラッジ排出のインターバルは4~8時間であり、これを油のスラッジ含有率よりみれば0.1%を超えるものは殆んど使用していないことを示している。即ち1日数回の排出を行なうだけであり、24時間の連続運転に対し排出操作に要する1日合計時間は15分程度である。従ってこのセルフオープニングセパレーターは間歇的排出ではあるが、Automatic Control Device を装着することによって完全自動操作運転を行なうことができる。

上述の通り通常船舶燃料油として用いられている比較的低下スラッジ含有率の油の清浄にノズル式を用い、水および排出スラッジをリサイクリングすることは全く無駄な行為に等しく、無駄な動力を消費し常にノズルの摩擦と目塞りを心配し、目塞りの場合に起こるアンバランスにより駆動部分の摩擦、損傷の促進があり、また一旦停止すればスタンダードボール以上の入念な分解掃除をしなければならない。

デラバル HVQX 型ノズルセパレーターはこのノズル式に属するもので、型式としては既に1905年より開発されているが、今日までこのノズル式を搭載している船舶は2,3隻ということである。

余談になるが、元来このノズルセパレーターは多くの場合固形物の濃縮、水洗等を主目的とし、液体の清浄に重点を置かない場合に用いられており、リサイクリング

式では固形物の濃度を高める一方法として、例えばスターチ水洗液よりのグルテンの回収等に用いられている。

このノズル式を船用油清浄機の唯一の自動化適任機であり、セルフオープニングセパレーターはその資格を欠いていると一部でいわれている向もあるが、上記を熟読玩味して頂けば船用としてはいずれの機種が最適であるか、正しくご判断願えると思う。

#### 4. デラバルセルフオープニングセパレーターとその自動化

##### 4-1 デラバルセルフオープニングセパレーターについて

前章で、船用油清浄機の自動化にはセルフオープニングセパレーターが最適であり、またその特長とする機能についても述べたが、ここではさらに具体的に詳細にデラバルセルフオープニングセパレーターについて説明する（以下 PX309.00F 型を例にとる）

##### (a) スラッジ排出機構について

セルフオープニングセパレーターが他の機種と異なるところは一口にいえば、スラッジ排出機構にあるが、第8図によってこれを説明する。

セルフオープニングボールがスタンダードボールと異なるところは、ボール内にスライディングボールボトムと呼ばれる上下に可動の底部があり、ボール下部より導入された操作水が遠心力を受けて約50屯の力となってこのスライディングボールボトムを押上げる。この状態ではスラッジの排出口は閉じられておりスタンダードボールと同様の構造となるので、ボール内で分離されたスラッジはボール内壁に蓄積される。（第8図右側セクションはこの状態を示す）。やがてこのスラッジの蓄積がすすみ、排出すべき時期がきたときは、操作水用バルブを切換えればスライディングボールボトムを押上げていた操作水は抜け去り、押上げていた力はなくなる。同時に上方よりは分離室内に残存する液による圧力が下向に加わるので、スライディングボールボトムは瞬間に下方に下がる。このとき分離室内に封じ込められていたスラッジはボール周辺の全円周にわたる約10

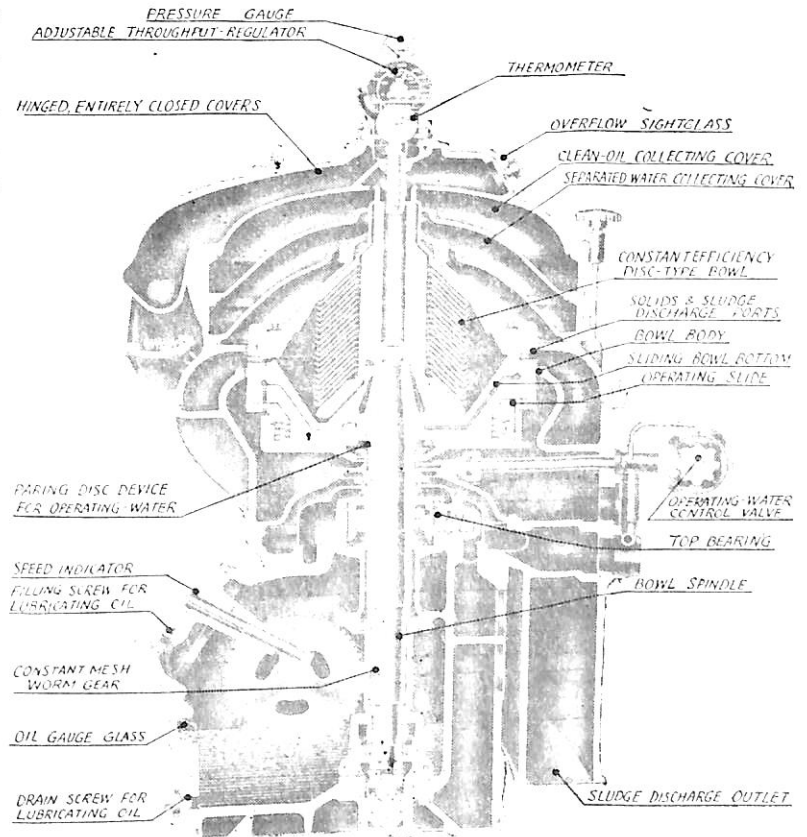
mmの幅をもつ帯状の排出口が開くので、遠心力によって瞬時にボール外に完全に放出し去られる。（第8図左側セクションはこの状態を示す。）

この放出が終われば、再び操作水が入れられ、ボールが閉じれば、再び分離が再開されるわけで、この一連排出操作に要する時間は僅か2分である。

スラッジ排出の際は勿論スラッジのみでなく、ボール内に存在する液もすべて排出し去られるので油のロスが心配となるであろうが、デラバル P×309.00F セパレーターはこの油のロスが殆んどないような特別な設計になっている。即ち排出前に油の供給を止めると同時に、フラッシングウォーターを送入するとボール分に残存する油は殆んど追出されるようになっている。従って排出されるのはスラッジと水だけで油のロスは殆んどないわけである。これが他社のものにはみられないデラバル独特の優秀な設計の一つである。

##### (b) 駆動機構について

第10図は PX309.00F 型の機構のうち最主要部である堅軸を示すが、ボールの振動はウォームギヤーに伝わらない機構になっていることはすぐお判りのことと思う。



第10図 PX309.00F 型 断面

またセパレーターは高速回転機であり、そのうえ船のピッチング、ローリングおよび主機・補機の発するさまざまな振動にも耐えるよう強力な機構を有している。

(c) 機構の簡単なこと

デラバルの80年の経験と研究、優秀な技術に基づいて設計されたもので、特にセルフオープニングボールの機構は見なれない人には一見複雑のごとく見えるが(第7図)、これも現在全世界の海運界において数百隻、千台に及ぶ採用実績をみても、いかに信頼のおける設計であるかがわかる。

ボールの開閉機構はスラッジ排出時のみ瞬間的に動作するだけで、平常分離中はボール各部は所謂静止状態で可動部分はなく、また操作水も同様に静止しており流れていないのでスタンダードボールとなら異なるところはない。またボール内の機構がどのようなものであっても、1週間～1ヶ月程度連続運転しているので、取扱上は機構とは何も関係はないと考える。

(d) 安定な運転性能を有すること(アンバランスしないこと)

本機はアンバランスを起こす要素がノズル式に比して全く無いといえる。ノズル式はノズル孔がスラッジで塞った場合、アンバランスを起こすことは避けられない。これはノズル式の宿命ともいうべきもので、特に非対照に同時に2ヶ所以上塞ると非常に危険なアンバランスを起こすおそれもある。これに比しセルフオープニング式はスタンダードボール同様、ボールボデー内壁の全周周りにわたり平均してスラッジが蓄積し、排出を行えばボール内には殆んど残留物がなくなるのでアンバランスをきたす心配は全くない。

(e) 高度の分離能力を有すること

これはデラバルスタンダードセパレーター VIB1900C 型等と同様 Heavy fuel oil の分離清浄に高度の分離性能を有するものである。

(f) 運転操作が簡単であること

これが自働化に最適であるという重要な理由の一つである。即ち起動停止はスタンダードセパレーターと殆んど異なることなく、スラッジ排出も操作水バルブ等2,3のバルブを切替えるだけで、手動操作を行なっても僅か2分ですべてが完了する。従って従来のスタンダードセパレーターをセルフオープニングセパレーターに置換え、これを手動操作を行なうとしても、90%程度の自働化を行なったのと同様の効果がある。これは前にもふれたが、1日数回程度の排出をすればよいので合計15分程度だけ機械の傍におればよいからである。さらにこれを完全自働化するのには極めて簡単で Automatic Control Device

で操作させればよいのである。船舶ではここまでの自働化はいま急に取上げられるようになったのであるが、陸上では既にデラバルセルフオープニングセパレーターはこの Automatic Control Device によって自働操作運転されている。身近かな実例としてはわが国ビール製造工場においても既に数年前より実施している。

(g) 長時間連続運転が高い信頼度に支えられていること

デラバルセパレーターが全世界の陸用舶用を問わず遠心分離機として広く使用されていることをみてもわかることであるが、特にデラバルセルフオープニングセパレーターは舶用として連続運転に対する高い信頼度を有している。これを裏付ける実例としては、前述の日本水産・松島丸のデラバルセルフオープニングセパレーターの約3年余使用後の状態を調査したところ、各部とも未だに新品同様で、摩耗、損傷、腐蝕等の問題は全くなく、また従って部品補給も僅少で(主としてパッキング類)、維持費は驚くほど少ない状態であった。同社では本機の優秀な実績に基づき、その後の新造船は勿論、在来船についてもできる限りデラバルセルフオープニングセパレーターに着々と置換えられている。

山下汽船、新日本汽船、その他におかれても、一度採用されたところでは引続き本機を採用して頂いているが、これも前記同様その優秀性によるものである。

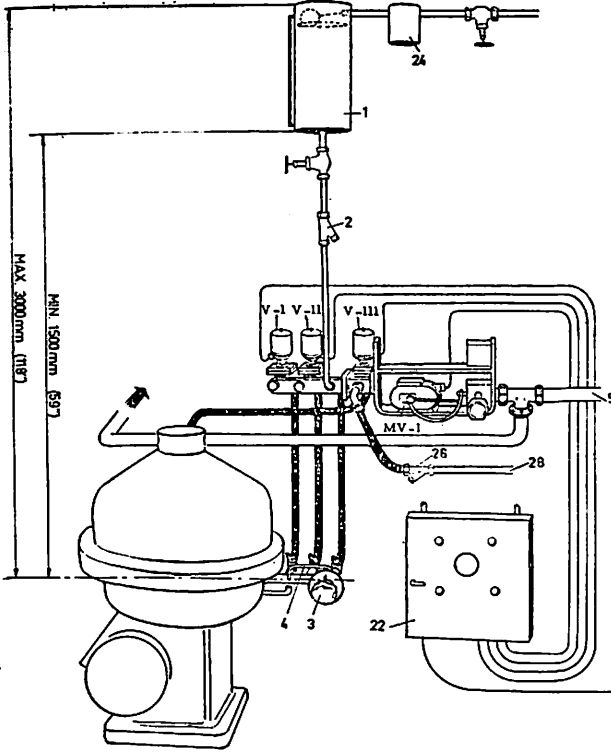
(h) 自動制御運転が簡単に行なえること

これは前述の通り自らその条件を満たしており、操作水等2,3のバルブの切換を行えばよいのである。既に前述のビール工場では実施済で、船用油清浄機にもこれと同様の controller を取付ければよいわけで、前述の通り第16次新日本汽船貨物船、昭和36年度建造山下汽船鉱石運搬船に装備されている。

4-2 デラバル PX セルフオープニングセパレーターの自働操作

第11図はその据付配置図である。Automatic Control Device (第12図)にある Timer を希望のスラッジ排出インターバルにセットするだけで、そのインターバルごとに Control Device が動作し一連の排出操作は約2分で完了する。これを PX309.00F 型について少しく説明すると次の通りである。

平常分離を行なっている中に Timer (第12図3)の動針が進み、セットしたインターバルが経過すると Timer のスイッチがはいて Control Device が操作を開始する。まず Device 中のモーター(第12図5)が廻りだし、カムシャフトが回転を始める。このカムシャフトには多くのバリエブルカムがあり、それぞれ個々の凹凸をもち、それぞれに関連するマイクロスイッチを開閉

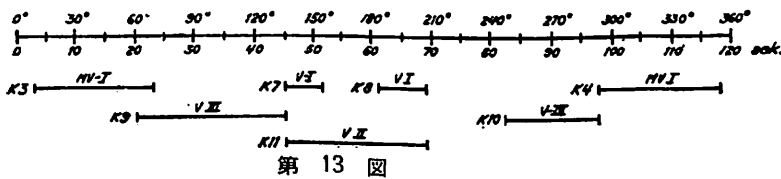


第11図 PXセルフオープニングセパレーター配置図

する。そして次の順序でバルブ類を開閉する。(第12図参照)

- (1) モーターバルブ MV-I を閉じる (処理油の供給を止める)

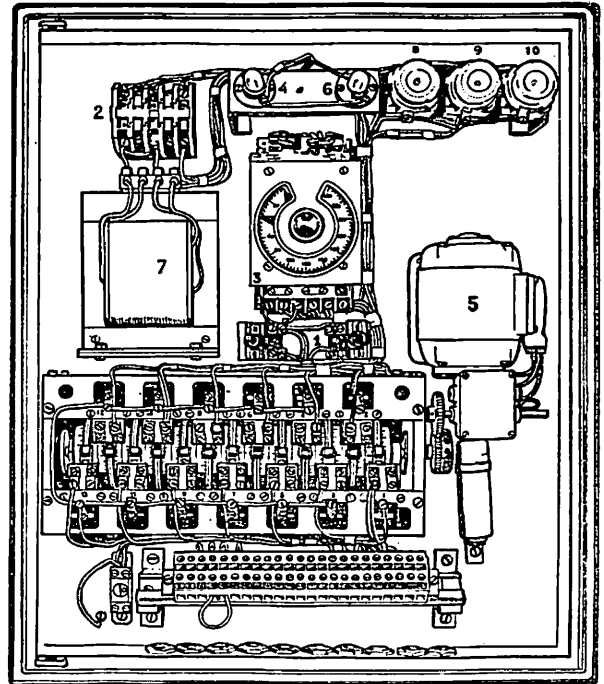
Factory setting of cams



第 13 図

- (2) マグネットバルブ V-III を開閉する (油の損失を最小にするためのフラッシング水の供給停止)
- (3) マグネットバルブ V-II を閉じ、V-I を開閉 (スラッジ排出)
- (4) マグネットバルブ V-I 開閉後、V-II を開く (ボール閉じる)
- (5) マグネットバルブ V-III 開閉 (封水がはいる)
- (6) モーターバルブ MV-I が開く (処理油が供給される)

以上で再び平常分離にはいるわけで、Timer の動針はゼロに戻り、次のインターバルが来るまで連続運転が続けられる。上記(1)~(6)までの一連の排出操作は2分で



第12図 Automatic Control Device

完了するが、この2分間の時間経過と各バルブの開閉を示したのが第13図である。

なお本機は極めて信頼度が高く、安全な機械であるが、完全自動化には種々の警報および安全装置が要求されるのでその装置も附属しており、安全運転に対する一切の不安をなくしている。

4-3 各種デラバルセルフオープニングセパレーターの規格

デラバルセルフオープニングセパレーターには大小3種あり、その規格は第5表の通りである。

第5表 デラバルセルフオープニングセパレーター規格表

	PX 207.00S	PX 309.00F	PX 213.00S
処理容量(L/h)			
F.O. 3500秒RWNo.1	1000~1800	2000~3000	3300~4500
F.O. 1500秒	1400~2100	2500~3500	3500~5100
L.O. 250~350秒	1900~2700	3300~4500	4800~6400
ボール材質(除ボデー)	ステンレス	ステンレス	ステンレス
// ボデー	ステンレス	ステンレス	ステンレス
スラッジ保持容積(L)	4.2	7.2	16
電動機馬力 (kW)	5.5	1.1	19

5. むすび

船用燃料油がスラッジ含有率1.0%以上という超粗悪 (以下54頁につづく)



# 原子力船安全基準について (8)

## 圧力容器の部(3)

運輸省船舶局原子力船管理官付補佐官

能美耕一郎

### 第4章 管

#### 第401条 [一般]

- (1) 放射性流体を輸送する管は放射性のない他の管系と共用する箇所があってはならない。もし放射性流体を輸送する管系へ非放射性流体を導く交通管がある場合はその交通管に逆止弁を設けなければならない。
- (2) 非放射性流体を輸送する管系は放射能汚染のおそれある管系と共用しないことが望ましい。放射能汚染のおそれある管系には試料採取装置または検出装置をつけることが望ましい。
- (3) 第1級部分および第2級部分に該当する管系には原則としてフランジ継手を用いてはならない。ただし特別に認められた場合はこの限りではない。

#### 第402条 [管の許容圧力および厚さ]

管の許容圧力および最小厚さを算定する場合は次の算式により行なわなければならない。ただし加熱器および熱交換器等については第406条に定めるところとよらなければならない。なおクラッド管の取扱いについては別に指示するところによる。

$$P = \frac{100 S}{\frac{1}{2} \left( \frac{d}{T - \alpha} \right) - y}$$

$$T = \frac{Pd}{200S + 2yp} + \alpha$$

$P$  = 許容圧力(kg/cm<sup>2</sup>), ただし7 kg/cm<sup>2</sup> より小としてはならない。

$S$  = 許容応力(kg/mm<sup>2</sup>)で第205条で定める値

$T$  = 管の厚さ(mm)

$d$  = 管の外径(mm)

$\alpha$  = 機械的強さまたは浸食に対する余裕値で、管の外径が25mm以下の場合には1.27mmその他の場合には1.65mmとする。ただしステンレス鋼管の場合は0とすることができる。

$y$  = 次表に示す係数

	480°C 以下	510°C	535°C	565°C	590°C	620°C 以上
フェライト系 鋼管	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
オーステナイト 系鋼管	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7

#### [解説]

1. クラッド管は現在のところ未だ研究開発の途上にあり、今後検討する必要があるのでその取扱を保留した。なおアルミ系合金および銅合金の管は現在の所一次系の管類として使用例が見当たらないので対象外としている。

2. 本基準においては、管を一般の管と、加熱器、熱交換器等に使われる伝熱管の2種類に分類した。これは欧米の諸規定における pipe と tube の分類がこれに相当する。

蒸気発生装置は熱交換器とみなし熱交換器用の継目無ステンレス鋼管を用いることにした。

3. 管の厚さを計算する場合、一般の管には ASME Boiler Code の pipe の計算式を採用し、伝熱管には CG の熱交換器用 tube の計算式を採用した。但し外径が130mmを越える tube は pipe の式を使って計算しても差支えないことにした。

許容圧力  $P$  を求める計算式中の  $T$  は標準の寸法公差から得られる最小厚さを超えない値をとらなければならない。

#### 第403条 [彎曲管]

(1) 真直な管の扇形部分を溶接して作る組立式彎曲管は次の各号に適合するものでなければならない。

1. 隣接部分の軸間角度は30度を超えないこと
2. 彎曲管の厚さは直管部分に要する肉厚の少なくとも  $\frac{K-0.5}{K-1}$  倍とする。この場合において、 $K$  は管の中心線における彎曲半径と管の内半径との比をいう。

(2) 彎曲蒸気管および循環水管の製作後の外側管壁の厚さは第402条の算式により算定される厚さより小であってはならない。この場合管の厚さが充分であるかどうか疑わしい場合であって、特に重要と認められる彎曲部については超音波その他の適当と認められる方法による非破壊検査を行なうものとする。但し非破壊検査による測定精度はプラス、マイナス4%以内であることを確認することを要す。

(3) 彎曲管の中心線における彎曲半径は重要な管の場合、公称径の3倍以上としなければならない。ただ

し十分な応力解析を行ない安全であることを確認した場合はこの限りでない。

〔解 説〕

1. 本条1項の規定は ASME Boiler Code P-23(j) によった。なお組立式彎曲管は高圧または高温の配管に使用しないことが望ましい。
2. 彎曲管製作後の外側管壁の厚さの検査としては、C. G. 55.07-5(d) では、本文に示す非破壊検査による測定方法の他に、設計温度が750°F以下の場合には、管壁に孔を明けて測定することを規定しているが、原子力船では穴明けによる測定は望ましくないものでこれを省くことにした。
3. 彎曲管の曲げ半径は、各ルールによって相違している。舶機では管外径の2倍以上としているが、C. G. ルールでは管呼び径の3倍以上としている。  
原子力船では格納容器内に原子炉一次系配管を納めるため、本文で定める値以下にする必要が生ずるかもしれないので、その必要がある場合を除外例として認めることとし、応力計算を行なって安全であることを確認することとした。

第404条〔分岐管〕

第1級部分および第2級部分に属する管または 3.5 kg/cm<sup>2</sup> 以上の蒸気管および循環水管に分岐管を溶接する場合には、設計圧力に対して接合部が十分な強度を有しない限り分岐管に補強を行なわなければならない。

〔解 説〕

1. 外部補強  
分岐部の主管および分岐管の肉厚が前条で算定せられる厚さより薄い場合には外部補強を行なわなければならない。  
補強は板状、シュー状、カラー状、その他承認された形状のものとしなければならない。主管、分岐管とも管の長手方向に控え板の補強を行なってはならない。
2. 外部補強を行なわない場合の管の肉厚  
必要とする補強量を算定する場合、各分岐管は他の分岐管の影響を考慮して行なわれなければならない。  
分岐管が2本以上の場合には主管の中心軸上に投影した分岐管の開口部の相隣る2つの間隔がその2つの分岐管の管径の和より小なる場合には、2つの分岐管は互いに影響し合うと考え、また一方、この間隔が分岐管径の和より大なる場合には分岐管は互いに影響しないと考える。

第405条〔熱膨脹並びに可撓性〕

- (1) 配管は十分な可撓性をもつよう設計し、熱膨脹または収縮による管材料内の応力継手における曲げモーメント装置との接合部分並びに固定および案内部分における力またはモーメントが過度に大きくなることを防止しなければならない。
- (2) 熱膨脹および収縮による過度の応力の発生防止法としては、配管の方向変化、膨脹曲り、環状管、補償装置等を使用するものとする。
- (3) 管は過度の歪を生じないように配管しなければならない。

管はハンガーまたは案内によって十分に支持し、管の重量が弁および付着品に伝達されることを防止すると共に船舶の振動、ピッチング、ローリングの影響をできるだけ防止しなければならない。

- (4) 主蒸気管並びに循環水管の応力計算結果は配管配置図とともに承認を得なければならない。
- (5) 第1級部分および第2級部分に属するすべての管端接合部、固定支持部、継手部における力およびモーメントの大きさと方向、該部における合成曲げ応力、内圧による軸方向応力、振り応力熱膨脹による組合せ応力等については、応力計算を行なうものとする、また各固定支持部間の管部分の最大合成応力の位置を明示しなければならない。

管および付着品の計算は公称寸法に基づいて行なうものとする。

- (6) 1. 熱膨脹および内圧その他による組合せ応力は次式によって計算しなければならない。

$$S_e = \sqrt{S_b^2 + 4S_i^2}$$

$S_e$  = 熱膨脹による組合せ応力(kg/mm<sup>2</sup>)

$S_b$  = 合成曲げ応力で  $\frac{iM_b}{Z}$  により算定した値 (kg/mm<sup>2</sup>)

$S_i$  = 振り応力で  $\frac{M_t}{2Z}$  により算定した値 (kg/mm<sup>2</sup>)

$M_b$  = 合成曲げモーメント(kg-mm)

$M_t$  = 振りモーメント(kg-mm)

$Z$  = 管の断面係数(mm<sup>2</sup>)

$i$  = 応力の集中度を表わす係数で第7項による

2. 熱膨脹による組合せ応力  $S_e$  の計算は熱膨脹100%の場合について行ない、弾性係数としては室温(冷い状態)における値をとらなければならない。この場合において熱膨脹による組合せ応力の計算には冷間引張りによる効果は考慮に入れないものとする。

3. 熱膨脹による組合せ応力は次式に示す許容応力

範囲を超えてはならない。ただし次式で定める応力合計値が  $S_h$  未満の場合は、 $S_h$  と該応力合計値との差を次式に加えても差支えない。

$$S_a = 1.25S_c + 0.25S_h$$

$S_a$  = 許容応力範囲(kg/mm<sup>2</sup>)

$S_c$  = 冷い状態における許容応力(kg/mm<sup>2</sup>)

$S_h$  = 熱い状態における許容応力(kg/mm<sup>2</sup>)

4. 内圧、自重、その他管が支持している外部荷重による軸方向の応力の合計値は  $S_h$  を超えてはならない。

(7) 管曲りおよびエルボに対する応力の集中度を表わす係数  $i$  は次式によって算定した値と 1 とのうち大なるもの以上としなければならない。なお他の部分に対する応力集中係数は別に指示するところによる。

$$i = \frac{0.9}{h^{2/3}}$$

$h = \frac{tR}{r_m^2}$  により求まる値

$t$  = 管の公称厚さ(mm)

$R$  = 管中心線の曲り公称半径(mm)

$r_m$  = 管の平均公称半径(mm)

(8) 管寸法の一様な二点固定管であって、次式で算定した  $Q$  の値が 1 以下の場合には、前各項に規定する応力計算を省略することができる。

$$Q = \frac{6,000D_n Y}{(L-U)^2}$$

$D_n$  = 管の呼び径(mm)

$Y$  = 管系によって吸収される移動の合計 (mm)

$U$  = アンカー距離(固定二点間の直線距離) (mm)

$L$  = 管中心線の展開長さ(mm)

(9) 1. 熱い状態および冷い状態における反力は次式によって計算するものとする。

$$R_h = (1 - \frac{2}{3}C) \frac{E_h}{E_c} R$$

$R_c = CR$  または  $(1 - \frac{S_h}{S_c} \times \frac{E_c}{E_h})R$  のうちいずれか大きい値。ただし  $\frac{S_h}{S_c} \times \frac{E_c}{E_h}$  の値が 1 を超える場合は 1 とする。

$S_h$  = 熱い状態における許容応力(kg/mm<sup>2</sup>)

$R_c$  および  $R_h$  = それぞれ冷い状態および熱い状態における最大反力(kg)

$R$  = 室温における弾性係数を用いて、全熱膨脹範囲について可撓性計算を行なった場合の反力の範囲(kg)

$C$  = 冷間バネ係数で冷間バネ効果のない場合を

0, 100% の場合を 1 とする。

$S_c$  = 計算による最大熱膨脹応力(kg/mm<sup>2</sup>)

$E_c$  = 冷い状態における弾性係数(kg/mm<sup>2</sup>)

$E_h$  = 熱い状態における弾性係数(kg/mm<sup>2</sup>)

2. 本計算による反力は付着機器に過度の悪影響を及ぼすものであってはならない。

3. 設計冷間バネ効果についての十分な確証が得られる場合には、熱い状態および冷い状態における反力の計算には承認を得て冷間バネ効果を入れることができる。

(10) 規定の材料以上の良好な耐熱性を有する合金鋼を使用したい場合は、その最大許容応力範囲の増加について承認を受けなければならない。ただしこの場合は、設計温度に対する材料の適応性を確立するための十分な根拠を提示しなければならない。

#### 【解 説】

1. 第 1 項の規定は C.G. 55.07-6(a) による配管設計上の基本的方針についての規定である。

2. 第 2 項に関し、C.G. 55.07-6(b) では、熱膨脹および収縮による過度の応力の発生防止方法として、本項に示すもの以外に滑り継手を加えているが、漏洩の恐れがあるものと考え省くことにした。

できるならば特別に、膨脹曲り、環状管等を設けなくて必要な可撓性を与えるように配管設計を行なうことが望ましい。

3. 第 3 項の規定は C.G. 55.07-6(c) による。配管の支持箇所の間隔は管の撓みを適当な範囲に保つよう考慮する必要がある。

この場合、管の熱膨脹量、冷間バネ、また弁類の重量および接手の数等の他に、船用としては船舶の振動、動揺を考慮して、配管と過度の応力が発生しないように固定支持または案内を選定しなければならない。

管支持はできるだけ継手部分に近く設け、熱膨脹および収縮をさまたげないことが望ましい。

サバナ号では、一次系配管に対して上下 0.30 g、左右 0.60 g、前後 0.25 g の加速度がかかった時の応力を計算して、許容値以下であることを確かめ、また振動に対しては、5 ~ 10cps の範囲に自然振動数のないことを要求されているので、各管について 1st mode の自然振動を計算した所、問題になる管のあることが判ったので 1/10 の模型実験を行なっておりかつ船が完成後、船体を振動させて確かめる予定と報じられている。

4. 第 4 項に関し、C.G. 55.07-6(d) では、設計温度

800° Fを越える主、補助蒸気管の応力計算結果を提出し、承認を得ることになっている。船用原子炉用格納容器は陸用原子炉に較べてより厳しい場所的制約を受ける場合が多く、原子炉一次系配管の熱膨脹に対する可換性を与えることはより困難が予想される。

従って本項では設計温度に拘らず、主蒸気管並びに循環水管の熱膨脹に対する応力計算を行ない、承認を得ることとした。

その他の配管についてはその範囲の検討を要する。

5. 第6項の規定は C.G. 55.07—6 (f) による。熱膨脹および内圧その他による組合せ応力に対する許容応力範囲のとり方は、各ルールによって、多少異なっている。

ASA の規定では  $S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h)$

$f$  = 管系の起動停止回数による許容応力低下を表す係数で、次表に示す値。

年間起動、停止の平均回数	係数 $f$
7,000回以下	1.0
14,000	0.9
22,000	0.8
45,000	0.7
100,000	0.6
250,000	0.5

船用原子炉の年間運転回数は7,000回以下と考えられるので  $f = 1$  として差支えなく、この場合本文の規定と一致する。

A S M E Boiler Code, case 1273N (Special Ruling) では  $S_A = 1.55h$  と規定している。これは  $S_c = S_h$  に該当する。

6. 応力集中係数

当規定は AB Sec. 36(36)(d) による。これは  $LR$  と同一である。

7. 第8項の規定は AB Sec. 36(36)(e) による。

M. W. Kellogg Co. Design of Piping Systems (1956) では本文に示す式の常数は4795となり

$6000/4795 = 1.25$  であるから、本文は1.25倍の安全率を大きくとっていることになる。

8. 第9項の規定は C.G. 55.07-6(h) による。

第406条 [加熱器、熱交換器用伝熱管]

- (1) 加熱器および熱交換器等に用いる外径130mm以

下の伝熱管の許容圧力および最小厚さは、次の算式により行なわなければならない。

$$P = \frac{230S(T-a)}{d} - 3.6S$$

$$T = \frac{d}{230S}(P + 3.6S) + a$$

$P$  = 許容圧力(kg/cm<sup>2</sup>)

$S$  = 許容応力(kg/mm<sup>2</sup>)で第205条で定める

値。この場合予期される壁の最高平均温度

(壁の内外面の温度の算術平均をとる)を下

回らない温度における値をとるものとする。

る。

$T$  = 管の厚さ(mm)

$d$  = 管の外径(mm)

$a$  = 機械的強さに対する余裕値で、管が管座に押しひろげられる場合は、押し拡げられて薄くなった部分の厚さが管の外径に対して次表で定める値を超える場合を0、その他の場合を1(mm)とする。

管 の 外 径		薄くなった部分の厚さ
32mm以下		2.4mm
32 mm以上	50.8 mm以下	2.7mm
50.8mm以上	76.2 mm以下	3.0mm
76.2mm以上	101.6 mm以下	3.4mm
101.6mm以上	130 mm以下	3.8mm

- (2) 管支柱の厚さは管渠の外周列にあるもので6mm以上、その他のものでは4.5mm以上としなければならない。

[解 説]

1. 算式は C.G. による。なお条文中の表は ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sect. I Power Boiler の P7 に規定されている値をmmに換算し、その換算値に最も近い値を、JIS のボイラー用鋼管 STB, STL から採って作ったものである。

第407条 [水圧試験]

管は船内に取付ける前に常用最大圧力の2倍以上の圧力で水圧試験を行ない、これに合格しなければならない。ただし第3級部分に属するもので第2類管に該当するものはこの限りでない。

[解 説]

本条は船機、NK に準じた規定である。

第5章 圧力容器および格納容器の附属品

第1節 安全弁および逃し弁

第501条 [定義]



- (1) 安全弁とは弁にかかる静圧によって作動し、かつ所定のリフトまで瞬時に開く自動圧力逃し装置を云い、ガスまたは蒸気に使用される。
- (2) 逃し弁とは弁にかかる静圧によって作動し、吹出し圧力以上に圧力が増加すると共に弁のリフトも増加する自動圧力逃し装置を云い、原則として液体に使用される。

〔解 説〕

1. 従来のルールでは安全弁と逃し弁に対する明確な定義がなかったようであるが、1959年ASME Power Boilersに対する改正として上記の定義が追加されたことがMechanical Engineering Jan. 1960に記載されている。これによると、  
Safety Valve : An automatic pressure relieving device actuated by the static pressure upstream of the valve and characterized by full opening pop action. It is used for gas or vapor service.  
Relief Valve : An automatic pressure relieving device actuated by the static pressure upstream of the valve which opens further with the increase in pressure over the opening pressure. It is used primarily for liquid service.  
Safety Relief Valve : An automatic pressure actuated relieving device suitable for use either as a safety valve or relief valve, depending on application.

本規則ではASMEにならって安全弁と逃し弁に対して一応定義した。

安全弁は蒸気またはガスだけに限られるが、逃し弁は主として液体に対してであるが、あまり重要でない部分に対しては蒸気またはガスに対しても使用してよい。

第502条 〔弁の性能と箇數〕

- (1) 原子炉圧力容器および蒸気発生器には、それぞれ安全弁または逃し弁2個以上を備えて圧力が制限圧力以上10%（この値が0.5 kg/cm<sup>2</sup>未満のときは0.5 kg/cm<sup>2</sup>）を越えないようにしなければならない。
- (2) 前項以外の設備で圧力がその制限圧力以上10%（最小0.5kg/cm<sup>2</sup>）を越えるおそれのあるものは安全弁または逃し弁を取付けて圧力が制限圧力以上10%（この値が0.5 kg/cm<sup>2</sup>未満のときは0.5 kg/cm<sup>2</sup>）を越えないようにしなければならない。
- (3) 安全弁または逃し弁から放射性物質を放出するお

それのある場合には放出物を十分な処理能力のある適当な処理設備に導かなければならない。このためにこの種の安全弁または逃し弁は、背圧により放出能力、吹出し圧力および吹下り圧力が影響を受けないようにしなければならない。

〔解 説〕

1. ASME (I) では最高使用圧力(即ち制限圧力)の6%以上、(VIII)では最高使用圧力の10%以上圧力の上昇をしないよう安全弁をとりつけて圧力容器を保護することが要求されているが、現在の原子炉圧力容器に対しては特別例外規定を設け、(I)または(VIII)のいずれかを基準としており、どちらを採用するか決定されていない。しかし今度ASMEより原子炉に対し、Special Rulingが出され設計圧力の10%以上圧力が上昇してはならないと述べており、従って本基準においても10%を採用した。
2. 基準中に原子炉圧力容器および蒸気発生器にはそれぞれ安全弁または逃し弁2個以上を備えることが規定されているが、蒸気発生器一次側には必ずしも取付ける必要はない。

第503条 〔安全弁または逃し弁の取付〕

- (1) 安全弁または逃し弁は容易に検査ができ、かつ本体にもしくはできるだけ近接して取付け、弁軸を鉛直にしなければならない。
- (2) 原子炉圧力容器および蒸気発生器の一次側の安全弁または逃し弁の取付は次の各号による。
  1. 原子炉圧力容器には制限圧力以上10%を越えないために必要な個数および大きさの安全弁または逃し弁を取付けなければならない。この場合において完全な閉回路の原子炉においては原子炉圧力容器に直接安全弁または逃し弁を取付ける必要はないが、できる限り原子炉圧力容器に近い個所に取付けることが必要であり、かつ安全弁または逃し弁の取付位置と原子炉圧力容器の間には弁をおいてはならない。
  2. 完全な閉回路の一次冷却系統においては原子炉圧力容器と蒸気発生器との間が弁等によって完全に遮断される場合には、蒸気発生器の一次側についても前号に準じて独立に安全弁または逃し弁を取付けることを原則とする。
  - (3) 前項以外の設備における安全弁または逃し弁は、その取付、容量および配分については原子炉の特性並びに制御装置、緊急停止装置および後備保護装置の特性等を考慮して前条を満足し、かつ設備が安全に維持されるよう考慮されなければならない。

- (4) 蒸気発生器の二次側には原則として最大蒸発量を吹出し得るだけの個数と大きさの安全弁を取付けなければならない。

〔解 説〕

1. 取付け場所は弁の位置に接近して補修できるように圧力容器から遮蔽されたところに取付けることが望ましい。
2. 蒸気発生器の二次側の安全弁の容量は原則として最大蒸発量を吹出するだけのものを要求されているが、原子炉の型式、制御方式により必ずしもその必要はないと思われる。例えばPWRの一次系冷却材の平均温度一定のコントロールでは蒸気発生器の二次側圧力は無負荷で最大となり制限圧力は少なくとも無負荷での圧力以上で、これに基づいて安全弁の吹出し圧力も調整されるので安全弁の吹出し圧力で全負荷の蒸気量が吹出すことは考えられない。
3. 安全弁または逃し弁取付用管台は流体の吹出しの反動力に対しても十分な強度をもつように考慮する必要がある。

第504条〔安全弁または逃し弁の吹出し圧力〕

- (1) 前条第2項による安全弁または逃し弁は原子炉圧力容器の制限圧力以下で吹出すよう調整しなければならない。
- (2) 前条第4項による蒸気発生器の胴に取付けられた安全弁は蒸気発生器の制限圧力以下で吹出すように調整しなければならない。
- (3) 弁吹出し圧力の許容差は次の通りとする。

圧 力	許 容 差
5 kg/cm <sup>2</sup> 以下	±0.14 kg/cm <sup>2</sup>
5 kg/cm <sup>2</sup> をこえるもの	± 3 % × 指定吹出し圧力

〔解 説〕

1. ASME (I) または (VIII) では吹出し圧力は少なくとも1個の安全弁は最高使用圧力以下で、その他は最高使用圧力の3%または5%増以下に調整されるよう規定されており、上記の原子炉圧力容器、蒸気発生器の安全弁または逃し弁の吹出し圧力も ASME (I) または (VIII) に準拠しているものと思われるが、船の場合は火力の場合でも陸上プラントより安全側に考慮されているので、本基準では安全弁または逃し弁の全部が制限圧力以下で吹出すよう調整されるべきであると規定した。
2. 附属設備についてはこの条にないが、安全弁または逃し弁は原則として附属設備の制限圧力以下で吹

出すよう調整することが望ましい。

2. 弁の吹出し圧力の許容差

本基準では ASME (VIII) を採用した。

第505条〔安全弁の吹下り圧力〕

安全弁の吹下り圧力（吹出し圧力と吹止り圧力との差）は 0.2kg/cm<sup>2</sup> 以上で吹出し圧力の7%以下でなければならない。

〔解 説〕

安全弁の吹下り圧力は SHIPPING PORT の場合 max. 6%, BR-3 では5%として設計されている。

第506条〔安全弁の弁座口の径〕

安全弁の弁座口の径（弁と弁座の当り面の内径をいう）は40mm以上100mm以下とするを原則とする。

〔解 説〕

本基準では安全弁に対しては一応上限下限を与えているが、逃し弁に対しては規定していない。

第507条〔安全弁および逃し弁の放出能力〕

- (1) 飽和蒸気用安全弁の蒸気放出能力は次の各号のいずれかにより定めなければならない。

1. 弁の面積から算定する場合

$$W = \frac{1.03P+1}{C} \cdot F$$

W = 蒸気放出能力(kg/h)

P = 吹出し圧力(kg/cm<sup>2</sup>)

F = 弁座口の面積、たゞし弁座が45度の場合には、弁座口の面積の0.707倍をFとすること。(mm<sup>2</sup>)

C = 定数であって、次表の値とする。

安 全 弁 の リ フ ト	C の 値
弁座口の径の40分の1以上15分の1未満の場合	21
弁座口の径の15分の1以上7分の1未満の場合	10.5
弁座口の径の7分の1以上の場合	5.25

2. ノド部の面積から算定する場合

弁座口の径がノド部の径の1.15倍以上で、弁が開いたときの弁座口の蒸気通路の面積がノド部の面積の1.05倍以上の場合

$$W = \frac{1.03P+1}{2.5} \cdot A$$

A = ノド部の面積 (mm<sup>2</sup>)

WおよびP = 前号と同じ

この場合、弁の入口および弁室の蒸気通路の面積はノド部の面積の1.7倍以上でなければならない。

3. 公称吹出し係数から算定する場合

弁座が45度の場合

$$W = \{0.5145 \times \pi DL (1.03P+1) \times 0.707 \times K\} \times 0.9$$

弁座が90度の場合

$$W = \{0.5145 \times \pi DL(1.03P+1) \times K\} \times 0.9$$

蒸気の最小通路の面積による場合

$$W = \{0.5145 \times A(1.03P+1) \times K\} \times 0.9$$

$D$  = 弁座口の径(mm)

$L$  = 弁のリフト(mm)

$K$  = 次条に規定する公称吹出し係数

$A$  = 蒸気の最小通路の面積(mm<sup>2</sup>)

$W$  および  $P$  = 前号と同じ

- (2) 水用逃し弁の最大放出能力は次の算式によることを標準とする。

$$Q = \left\{ 0.0529 \times CA \sqrt{\frac{P-P_0}{G}} \right\} \times 0.9$$

$Q$  = 最大放出能力(m<sup>3</sup>/h)

$A$  = 有効通過面積(mm<sup>2</sup>)

$P$  = 吹出し圧力(kg/cm<sup>2</sup>)

$P_0$  = 弁にかかる一定の背圧力(kg/cm<sup>2</sup>)

$G$  = 4°Cの水を基準とした流体の比重

$C$  = 流出係数で次条に規定する公称吹出し係数

$K$  と同じ要領により決定したもの

〔解説〕

1. JISの安全弁においては第3号の公称吹出し係数から算定する場合のみしか規定していません。これはASMEも同様である。米国においてはThe National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors. によって承認された安全弁および逃し弁の表が作られており、この中に各メーカーの各形式の弁に対する公称吹出し係数  $K$  の値が示されているので、上記の方式によって放出能力を算定することは容易である。しかしながら、わが国においてはJISが上記の方式のみによっているにもかかわらず、公称吹出し係数  $K$  の値が明示されていないので、実際に上記の方式によって放出能力を算定することはできない現状である。したがって第1号、第2号に弁面積およびノド面積より算出する算式を入れることにした。

第509条〔公称吹出し係数の決定〕

- (1) 安全弁の公称吹出し係数は次の各号により試験を行ない、確認されたものでなければならない。
1. 同一構造で3種類の大きさのものに対し、おのおの3種類の圧力の異なる安全弁(合計9個)について飽和蒸気で実際の放出能力を測定し、第5号により  $K$  を定めるときはこの  $K$  はこの構造のすべての圧力および大きさの安全弁に使用することができる。
  2. 同一構造で1つの大きさのものに対し3種類の

圧力の異なる安全弁について飽和蒸気で実際の放出能力を測定し、第5号により  $K$  を定めるときは、この  $K$  はこの構造のこの大きさのすべての圧力の安全弁に使用することができる。

3. 同一構造で1つの圧力のものに対し、3種類の大きさの異なる安全弁について飽和蒸気で実際の放出能力を測定し、第5号により  $K$  を定めるときは、この  $K$  はこの構造のこの圧力の附近のすべての大きさの安全弁に使用することができる。
4. 1つの大きさ、1つの圧力の安全弁について飽和蒸気で3回実際の放出能力を測定し、第5号により  $K$  を定めるときは、この  $K$  はこの圧力の附近に対し、この構造のこの大きさの安全弁のみに使用することができる。
5. 上記各号による実際放出能力で次式により吹出し係数  $K_D$  を求め、その平均を公称吹出し係数  $K$  とする。ただし個々の吹出し係数  $K_D$  は  $K$  に対し、その上下10%以内になければならない。

$$K_D = \frac{\text{実際の放出能力(kg/h)}}{\text{理論的放出能力(kg/h)}}$$

$$\text{理論的放出能力} = 0.5145 \times \pi DL(P+1) \times 0.707$$

…弁座が45度の場合

$$= 0.5145 \times \pi DL(P+1)$$

…弁座が90度の場合

$$= 0.5145 \times A(P+1)$$

…蒸気の最小通路の面積による場合

$P$  = 試験時の圧力(kg/cm<sup>2</sup>)

$D$  = 弁座口の径(mm)

$L$  = リフト(mm)

$A$  = 蒸気の最小通路の面積(mm<sup>2</sup>)

第509条〔排出管〕

- (1) 安全弁または逃し弁には排出管を取り付け、その構造は次の各号によらなければならない。
1. 排出管は排出した蒸気または水を安全な箇所に導くようにしなければならない。
  2. 排出管はなるべく曲りをさけ、かつ短い距離で船外に通じるようにし、これを適当にささえて、安全弁または逃し弁に不当な力が作用しないようにしなければならない。
  3. 排出管には管内のドレンを完全に抜くことのできる位置に開放したドレン抜きを取り付けなければならない。ただし排出管が短く、弁箱のドレン抜きが充分大きく、これら共用できる場合はこの限りでない。

- 安全弁または逃し弁から放射性物質を放出するおそれのある場合は、排出管は十分な処理能力のある放射線防護設備に導くようにしなければならない。この場合排出管のドレンもまた上記防護設備に導くようにすること。

【解説】

第4号に示すように排出管を適当な放射線防護設備に導く場合には、安全弁または逃し弁に背圧が加わって、その性能を低下させることのないよう排出管および放射線防護設備の設計には十分な考慮を必要とする。

第510条〔安全弁および逃し弁の種類と構造〕

- 安全弁の種類はバネ安全弁とし、構造その他本基準で定めていないものについては JIS B8210「陸用蒸気ボイラのバネ安全弁」によらなければならない。なお逃し弁についてもこれに準ずるものとする。
- 安全弁または逃し弁には弁を随時に開くための揚弁装置を備えなければならないが、これらは手動または承認された動力装置によって安全な場所から操作できるものでなければならない。
- 安全弁または逃し弁のバネは少なくとも弁径の10分の1圧縮できるように取付けなければならない。また、バネは常温で密着するまで圧縮して10分間放置した後、原形に復したとき、その永久変形が自由高さの1パーセントを超えないものでなければならない。
- 排出管が放射線防護設備に導かれる安全弁または逃し弁は背圧によって放出能力、吹出し圧力および吹下がり圧力が影響を受けないような構造としなければならない。
- 1次系統に取り付ける安全弁または逃し弁は特に漏洩、後漏れのない信頼性のあるものでなければならない。

【解説】

- 第1項には本基準に決めていないものについては JIS によることとしている。JIS においては  $10\text{kg}/\text{cm}^2$  をこえる安全弁の最大口径を  $75\text{mm}$  としているが、現在では口径  $130\text{mm}$  までのハイリフト安全弁が製作されているので、必ずしも JIS の最大口径による必要はなくなったものとする。逃し弁に対しては  $30\text{kg}/\text{cm}^2$  以下のものに対して船用逃し弁の JIS があるが、この JIS は適用するのが不相当と考えるので安全弁の JIS に準ずることとした。
- 第2項の揚弁装置は原子炉系において手動のもの

はほとんど使用されないと考えられるので承認された動力装置によるものも認めることにした。

第3項のバネの取付については ASME, Power Boiler 1959 年が改正になり、これに相当する部分が削除されたが、理由が不明であるために舶機および NK のままとした。

- バネの密着試験は ASME および JIS の表現方法と船舶機関規則および NK の表現方法とは相違しているが、後者によることとした。
- 第4項では背圧の影響を受けない構造を要求している。安全弁または逃し弁の排出管が大気に開放されていない場合には弁に背圧がかかり、しかもその背圧は他の安全弁または逃し弁の吹出しなどにより影響を受けて、必ずしも常に一定でない場合が想定されるので、背圧の変動によっても性の変化のない構造が必要である。このため balanced safety valve のような構造のものを選定すればよいと考える。

第511条〔蓄気試験〕

- 1次系に対しては原則として蓄気試験を省略することができる。ただし各安全弁は適当な試験設備によってその放出能力が充分であることを確認しなければならない。さらに実際に取付けてから吹出し圧力の確認試験を行なうことが望ましい。
- 2次系に対しては可能な限り蓄気試験を行なうことを原則とする。この場合最大蒸気発生状態で止め弁を閉じ、内部の水の許す範囲の時間噴気させても、胴の圧力上昇が制限気圧の10%をこえないこと。ただしこの噴気時間は7分をこえる必要がない。蓄気試験が不可能な場合には前項に準ずるものとする。

【解説】

1次系におけるクーラントの量は限定されているので、一般のボイラに対すると同様な蓄気試験を行なうことは多くの場合不可能であると考えられる。したがって1次系に対しては原則として蓄気試験を要求しないこととしたが、安全弁の放出能力と、吹出し圧力の確認はなんらかの方法によって行なうべきであると考えられる。

2次系に対しては蓄気試験を行なうことを原則とするが、1次系クーラントの平均温度を一定に制御する場合には2次系の蓄気試験は不可能である。しかしながら安全弁の放出能力と吹出し圧力の確認は第1項に準じて行なうべきであると考えられる。一般のボイラにおいては safety device として安全弁が主役をな



すものであるが、原子炉系においては制御装置も safety device として重要な役目をなしており、むしろ安全弁は制御装置の次の段階の safety device として作動する。したがって原子炉系においては制御装置が作動している限り、安全弁が吹くような状態にすることは困難である。しかし安全弁が safety device の一種である限りその性能の確認は是非とも必要である。

#### 第512条 [格納容器の安全装置]

- (1) 前各条の規定に拘らず、格納容器には安全弁および逃し弁を設けないことを原則とする。
- (2) 格納容器には沈没時に容器が外圧に耐えるに十分な容量をもった適当な安全装置を設けなければならない。この装置は放射性物質が格納容器外に漏れない構造のものでなければならない。

#### 第2節 計器および止め弁

##### 第513条 [液面の指示]

原子炉压力容器、蒸気発生器およびその他の設備で液面を有するものには2個以上の確実に液面を遠隔指示できる装置を備えなければならない。この場合において常用水位を明示するものとする。

##### 第514条 [圧力計]

- (1) 原子炉压力容器および蒸気発生器の1次および2次側の適当な箇所にそれぞれ圧力計を取付け、これを遠隔指示しなければならない。
- (2) 圧力計は最高目盛を制限圧力の1.5倍乃至2倍とし、かつ制限圧力を示す目盛には適当な標示を施さなければならない。
- (3) 第1級部分および第2級部分には直読式の圧力計を取付ける必要はないが、少なくとも2個の圧力検出装置を取付けなければならない。但しこれらの圧力検出装置は互に独立した外部動力源によって作動するものでなければならない。

##### 第515条 [止め弁]

- (1) 蒸気出口には止め弁を備えなければならない。但し安全弁、過熱器への出口等についてはこの限りでない。
- (2) 止め弁は制限圧力および温度に耐え、いかなる場合も  $10\text{kg/cm}^2$  の圧力に耐えるものでなければならない。
- (3) 放射性物質を含む蒸気の止め弁は特に漏洩に対し考慮しなければならない。

#### [解説]

本基準において止め弁の最低耐圧力を  $10\text{kg/cm}^2$  と規定したのは JIS 弁の圧力区分によったものである。

これによれば ASME その他の規定値を充分満足する。

##### 第516条 [弁のドレン抜き]

- (1) ドレンがたまる位置に弁が設けられる場合はドレン抜きを設けなければならない。
- (2) ドレンに放射性物質を含む恐れのある場合には放出物を十分な処理能力のある処理設備に導かなければならない。

##### 第517条 [吹出し管および吹出し弁]

- (1) 吹出し管および吹出し弁またはコックの大きさは内径  $25\text{mm}$  以上  $65\text{mm}$  以下でなければならない。
- (2) 蒸気発生器の2次側には吹出し管を設け、これに吹出し弁またはコックを取付けなければならない。
- (3) 制限圧力  $7\text{kg/cm}^2$  を超える蒸気発生器の吹出し管には吹き出し弁2個または吹出し弁と吹出しコックを直列に配置しなければならない。但し1個の蒸気発生器に吹出し管が2本以上ある場合には、これらを共通の母管にまとめて、各々の吹出し管には1個の吹出し弁または吹出しコックを、母管には1個の吹出し弁を設けても差支えない。
- (4) 2個以上の蒸気発生器の吹出し管は弁またはコックから先も共通としてはならない。
- (5) 1次冷却系統には、(1)、(2)、(3)、(4)項を準用し、適当な個所に吹出し管、吹出し弁を取付けるものとする。
- (6) 流体が放射性物質を含む恐れのある場合には、放出物を十分な処理能力のある処理設備に導かなければならない。
- (7) 吹出し弁および吹出しコックは沈澱物がたまらない構造のもので、制限圧力の1.25倍または制限圧力に  $15\text{kg/cm}^2$  を加えた圧力のうち小さい圧力に耐えなければならない。但しこの圧力は  $10\text{kg/cm}^2$  未満としてはならない。

##### 第518条 [2次側給水止め弁および給水逆止弁]

給水止め弁および給水逆止弁は正副2組を蒸気発生器に近接して取り付けなければならない。

##### 第519条 [塩分弁]

蒸気発生器の適当な位置に少なくとも1個の塩分弁またはコックを備えなければならない。

(以下第6章は次号へつづく)

# 17次計画造船の経済性向上のための合理化自動化

運輸省船舶局では本年8月、17次計画造船にみられる表記の問題の傾向について分析してとりまとめた。以下その概要を紹介するが、今後の造船合理化に大いに参考となるものと考えられる。

## 1. 総論

各船ともそれぞれの立場において経済性の向上について真剣にとりくみ、船主も造船所も船体、機関並びにこれらの艦装において船価を考慮しつつ船殻重量の軽減、あるいは重量屯数の増加、主機関の高過給化並びに船体部、機関部の合理化、自動化による乗組員の低減を積極的に行なっている。

なかでも機関部の合理化、自動化は各船とも積極的に(a)ハンドル前の計器の集中化、(b)ディーゼル船の燃料油系統の自動化、(c)海水冷却水系統の自動化、(d)起動空気系統の自動化、は殆んど全船行なっており、ついで(e)潤滑油系統の自動化、(f)補助ボイラの自動化は約半数に装備されている。

また機関室内に防音防熱の独立制御室を設置して主機の遠隔制御、計器の集中監視を行なった船は9隻にのぼり、さらに船橋コントロールを積極的に試みた船は2隻もある。

船体部の合理化自動化については、(a)食堂、事務室、居住等設備の合理化、艙室の動力化による能率向上は比較的積極的に行なわれ、(b)無線装備の自動化、(c)緊船装置の自動化、(d)荷役装置の能率向上については各船独立の苦心が払われているが、画期的な緊船、荷役装置の合理化、自動化は今後の研究課題としている社が多い。以下各部についてそれぞれその状況を述べる。

## 2. 船体構造の合理化

船体構造の合理化は各船とも研究のあとが伺われる。

### (1) セミアフト機関の採用

定期船で機関室をセミアフトとし中央部を貨物艙としシャフトトンネルおよび軸系を短縮して経済向上をはかったもの。(日本郵船、東京船舶)

### (2) 高張力鋼の採用

撤積船でデッキ部に商船としてはじめて50キロ高張力鋼を1,200トン使用し重量の増加をはかったもの。(日産汽船)

### (5) タンクの長さの延長

油槽船のタンクを在来より大きくし(タンク長さを延長)タンク数を約半数に減らし、このため隔壁数を減少し船殻重量の軽減をはかったもの。

## 3. 主機関の高過給化

(1) 日本郵船(定期船)の主機 K9Z 84/160C (三菱日本) は15次船で1気筒当り 1,720 PS を高過給し13%増しの 1,940PS にて使用する。

(2) 照国海運(油槽船)の主機 9RD 90 (石川島播磨) は在来の1気筒当り 2,000 PS を高過給し、10%増しの 2,200PS にて使用する。

(3) 大洋商船(油槽船)の主機 9UEC 85/160 (三菱長崎) は在来の1気筒当り 1,835PS を高過給し、9%増しの 2,000PS にて使用する。

なお三井船舶(油槽船)主機 984 VT 2 BF 180 (三井造船) および森田汽船(油槽船)主機 884 VT 2 BF 18 (日立造船) の1気筒当り 2,100PS はこの種機関として計画造船でははじめてのものである。

## 4. 船体部の合理化、自動化

主なものを列記し比較検討すれば下記の通り。

### (1) 航海装置としてエンジンテレグラフローガーの採用

指令の種類と時刻が自動的に記録されることになり、出入港時に乗組員(甲板部または機関部)に加わる負担が著しく軽減する。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応募船	10	4	7	9	30隻
採用した船	4	2	0	1	60隻

### (2) 緊船装置としてオートテンションウインチ等の採用並びに揚卸し能率向上とし電動ウインチの採用。

オートテンションウインチの採用で乗組員の負担軽減

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応募船	10	4	7	9	30隻
オートテンションウインチ採用	3	0	2	3	8隻
自動舷梯揚卸装置の採用	5	2	1	1	9隻

### (3) 荷役装置としてトッピングウインチを採用し、荷役能率向上をはかり、油槽船の荷油ポンプを遠隔操作し乗組員の負担を軽減した。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応 募 船	10	4	7	9	30隻
食堂、事務室等配置合理化	3	2	3	0	8隻
賭室内の近代化	4	0	1	5	10隻
インターホーンの採用	2	0	2	2	6隻

(5) 無線設備の自動化として警報自動受信装置を採用し  
天気図の電波受信を行なうファクシミルを採用して通  
信士の負担を軽減する。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応 募 船	10	4	7	9	30 隻
警報自動受信装置の採用	7(2)	4(2)	3	7(2)	21(6)
ファクシミルの採用	3	2(1)	0	4(1)	9(2)

( )中は内数で、配線のみ船主支給で後日装備のもの

(6) 冷蔵貨物船および糧食用冷凍機の自動化、清海水供給方式の自動化を行ない乗組員の負担を軽減する。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応 募 船	10	4	7	9	30
冷蔵貨物船および糧食用冷凍機の自動化	7	3	0	1	11
清海水供給方式の自動化	4	2	0	3	9

### 5. 機関部の合理化、自動化

機関室の合理化については16次船において三井船舶が定期船金華山丸で独立制御室を設け合理化に一步前進したが、17次計画造船においては殆んどすべての船が昭和35年度運輸省の研究補助金(日本造船研究協会共同研究)による

1. 燃料油の移送および清浄装置自動化の研究
2. 潤滑油
3. 海水冷却水系統の温度制御の研究

の陸上試験の結果を大幅に採用し、機関室の合理化、自動化を積極的且つ飛躍的に行なっている。このため大幅な軽減が可能になった。

(1) 船橋コントロールの採用

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応 募 船	10	4	7	9	30隻
採用した船	1	0	1	0	2隻

(2) 計測機器の集中化による遠隔監視

航海中の計器の計測をハンドル前に集中させ、このため監視による乗組員の大幅な負担軽減が可能になった。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応 募 船	10	4	7	9	30隻
採用した船	10	4	6	9	29隻

(3) 独立制御の設置

機関室内の諸計器を集中し主機ハンドルを一室にまとめ防音防熱の良好な環境とし乗組員の労力を軽減した。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応 募 船	10	4	7	9	30隻
採用した船	6	0	1	2	9隻

(4) 燃料油系統の自動化

燃料油の清浄と移送についての自動化は各船とも積極的に採用して乗組員の大幅な負担軽減を計った。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計	
応 募 船	10	4	7	*6	*27隻	
採用船	清 浄	10	4	5	6	25隻
	移 送	10	4	5	6	25隻
	温度その他	10	4	6	6	26隻

\* タービン船3隻を除く(以下同様)

(5) 潤滑油系統の自動化

燃料油ほど清浄については労力軽減は少ないが、温度とポンプ自動調整は各船とも相当採用した。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応 募 船	10	4	7	*6	*27隻
清 浄	3	1	0	2	6隻
温度、ポンプ	10	3	6	6	25隻

(6) 冷却水系統の自動化

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応 募 船	10	4	7	*6	*27隻
採用した船	10†	4(1)	6	6†	26(1)

† 括弧中は内数で警報のみ

(7) 起動空気系統の自動化

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応 募 船	10	4	7	*6	*27隻
採用した船	10	3	6	6	25隻

(8) 補助ボイラの自動化

これは燃焼系統の自動化を給水系統の自動化と両者を  
(以下111頁につづく)

昭和36年度計画(第17次)新造船建造一覽表

36-9-8 編 集 部 開

種別	船主	造船所	船型	船級	G. T. D. W.	L × B × D × d (m)	満載排水量 C <sub>0</sub>	航海時速力	航海距離力	載貨容量	冷度機	油船	予定航路
								ノット	海里	トン	HP × No.	m <sup>3</sup> (t)	
日本郵船	三菱横濱	長船首尾 付甲板	NK	10,100	150.00 × 20.80 × 12.30 × 9.32	18,170	22.6	19.7	18,300	460	k W	671	エズ 由欧州航
大同海運	三菱長崎	長船首尾 付甲板	"	9,570	148.00 × 20.50 × 12.50 × 9.25	0.625	20.5	18.5	17,308	244	22 × 3	1,748	路
定	三菱海運	船首機付 甲板	"	9,350	145.00 × 19.50 × 12.50 × 9.25	0.6383	21.0	18.5	17,308	470	k W	1,513	ニュー ヨーク
船	大阪商船	新三菱	"	9,300	145.00 × 19.40 × 12.50 × 9.18	0.664	20.5	18.3	17,695	155	22 × 3	1,812	ニュー ヨーク
貨	三井船船	長船首尾 付甲板	"	8,250	140.054 × 19.00 × 12.00 × 8.55	17,882	20.9	18.3	18,320	254	k W	627	ニュー ヨーク
物	新日本	船首機付 甲板	"	8,950	142.50 × 20.00 × 12.30 × 9.20	0.643	20.25	17.4	16,740	220	22 × 2	1,545	ガルフ
船	山下汽船	日立因島	"	8,900	142.50 × 20.70 × 12.30 × 9.20	17,288	20.25	17.4	17,440	220	k W	1,160	オー ストラリア
船	川崎汽船	平甲板	"	9,200	145.00 × 19.40 × 12.20 × 8.70	0.674	17.6	16.2	16,990	220	k W	940	西南 アフリカ
船	東京船船	石橋相生 機四甲板	"	6,800	120.00 × 18.00 × 10.60 × 8.20	0.713	15.75	13,000	12,800	13,900	"	"	イン ドネシア
不定期	明治海運	藤永田 付甲板	NK	6,600	125.40 × 17.70 × 10.70 × 8.23	13,485	17.75	14.8	12,800	540	"	540	"
船	八馬汽船	石橋・東 平甲板	"	8,150	130.00 × 19.00 × 11.80 × 8.30	0.717	15.9	15,250	15,900	14,000	"	1,119	"
船	日本郵船	船首機付 船尾機関	NK	30,000	210.00 × 31.00 × 15.50 × 11.29	61,300	16.4	14.7	28,100	28,100	潜水機	654	北米, 南米
撤	日産汽船	鋼管鶴見 四甲板	"	29,500	204.00 × 30.00 × 16.80 × 11.50	0.81	15.9	15,000	24,400	784	m <sup>3</sup>	3,898	北米, 南米
積	大阪商船	浦賀船渠	"	17,000	170.00 × 26.00 × 13.15 × 9.75	0.811	15.5	15,500	28,590	590	590	4,875	南米 西岸
貨	日鉄汽船	"	"	"	"	35,075	12.50	15.1	16,700	23,120	510	2,450	北米 西岸
物	北星海運	大阪造船	"	12,100	158.00 × 21.60 × 12.60 × 8.96	0.765	14.75	17,500	22,550	7,010	530	5,745	カナ ダ, 北米, 南
船	玉井商船	鋼管浦水	"	10,500	144.00 × 20.40 × 12.40 × 9.00	21,460	16.25	13.5	18,640	4,790	405	665	東南 アジア, イン ド
船	太平洋	名村造船	"	10,300	146.00 × 20.50 × 11.35 × 8.20	0.791	14.65	7,600	15,000	580	600	600	東南 アジア, イン ド, 蒙 州



船主	船名	船種	5t以上 (6t)以下	デッキ	揚貨機 力×量×数	揚船機 t×m/min	乾取機 kV×No.	無線機		搭乗員 乗組旅客 予備総計	主 機	機 械		ボイラ	発電機 AC V×kVA (kW)×No. 原動機PS×RPM 機 量×圧力	1,060	7,920	中東/日本/三國間
								無線機 型式	出力×回転数 機軸馬力×燃費			出力×回転数 機軸馬力×燃費	型式×数					
太平洋運	三菱長崎四甲	板	41,000	70,700	225.00×32.90×19.10	14.00	86,680 0.816	16.80 —27,000	15.90 —92,400	7,590	1,060	7,920	中東/日本/三國間					
照国海運	呉造船三島型		38,900	68,000	225.00×33.80×18.55	13.67	84,910 0.792	16.75 —15,65	87,000	1,030	625	4,400	"					
三井船舶	三井野田甲	板	39,000	66,000	233.00×32.30×18.20	13.41	84,600 0.814	16.75 —15,30	80,500	1,170	630	3,320	中東/日本					
大洋商船	佐世保三島型		30,100	50,000	208.00×31.00×15.90	11.82	62,780 0.800	17.00 —15,000	62,923	1,258	630	3,386	"					
日東商船	石播相生四甲	板	29,900	49,900	210.00×30.50×16.20	11.93	62,670 0.7962	16.75 —16,0	64,810	5,765	520	4,800	ペルシヤ湾/三國間					
共 栄 タンカー	"		"	49,700	210.00×30.50×16.20	11.95	62,789 0.7964	16.75 —15,75	63,770	5,856	838	4,362	"					
飯野海運	飯野重工		29,400	48,480	213.00×30.50×15.80	11.69	62,682 0.785	16.5 —15,6	59,448	7,140	525	3,040	中東/三國間					
森田汽船	日因島三島型		28,900	49,500	207.00×30.60×15.80	11.75	61,800 0.810	16.5 —15,5	60,880	1,395	989	3,970	ペルシヤ湾					
日本郵船	6 6t×16	20t×2	A.C. P 3×39×18	A.C. W 電油	22×10	22×2	53	4種 4種 57K 9 Z 84/160C	17,500×115 750×155	クラシ×1 排ガス×1	445×300×3 400×600×3	D 320×30×2						
大同海運	6 16	—15t×4	A.C. P 3×39×20	A.C. P	20×10	"	47	12 三菱長崎 UE 59 9 U E C 75/150	13,000×124 474×155	"	450×300×3 340×600×3	D 260×30×1 M 260×30×1						
三菱海運	6 12	6 30t×1	電動 油圧	電動油圧	19×9	19×2	43	"	"	多 管式×1 排ガス×1	445×300×3 365×600×3	D 260×25×2						
大阪商船	6 14	20t×1	A.C. P 2.5×42×14	A.C.	20×9	22×2	39	4新 三菱スルツァー 6 R D 90	13,000×124 494×156	水 管式×1 排ガス×1	445×275×3 330×450×3	M 275×25×2						
三井船舶	6 12	—15t×4	電動 油圧	電動油圧	20×9	19×2	45	—三井 B&W 4874 V T 2 B F 160	12,000×115 448×158	クラシ×1 排ガス×1	450×(240)×3 360×514×3	D 300×25×2						
新日本汽船	5 12	4	電動 油圧	電動油圧	"	"	46	8日立 B&W 56774 V T 2 B F 160	10,500×115 400×158	水 管式×1 排ガス×1	450×425×2 510×514×2	D 290×25×2						
山下汽船	5 12	2 20t×2	電動 油圧	電動油圧	"	"	42	6	"	"	450×300×3 425×514×3	"						
川崎汽船	6 6	10 25t×2	A.C. P 3×35×6	A.C. W	21×9	19×2	48	6川崎 M A N 54-K 9 Z 70/120C	9,000×128 377×154	水 管式×1 排ガス×1	445×250×3 300×720×3	D 220×25×2						
東京船舶	4 6t×8	15t×2	D.C. 3×30×10	D.C.	"	"	41	4播磨スルツァー 6 R D 68	6,600×135 6,241×155	水 管式×1 排ガス×1	450×325×2 430×514×2	D 160×25×2						
明治海運	5 10	2 30t×2	5×20×2	S 16×9	電油	11×1	41	—三井 B&W 41662 V T 2 B F 140	6,500×135 248×158	水 管式×1 排ガス×1	445×235×2 270×600×2	D 150×25×2						
八馬汽船	5 10	2 40t×1	5×25×14	S 17×9	"	"	46	—播磨スルツァー 6 R D 68	6,600×135 241×155	水 管式×1 排ガス×1	450×210×2 260×720×2	D 160×25×2						

日本郵船	3	2t×1	—	S	5×20×4	S	38×9	電油	S&M 1,000×1 1,000×1	52	一横浜MAN K 9 Z 78/140 C	13,000×118円 548×155排	缶×1 ガ ス×1	445×350×2 421×600×2	D 200×30×2
日産汽船	2	3t×2 2t×2	—	—	—	—	—	—	S&M 500×1 1,000×1	48	2浦賀ズルツァー 51	13,500×119 526×155	—	450×450×2 580×600×2	D 320×30×2
大阪商船	4	—	—	S	5×30×4	S	27×9	—	S&M 500×1 500×1	35	2浦賀ズルツァー 44	13,000×120 500×155	—	445×(270)×3 330×600×3	M 275×25×2
日鉄汽船	3	1t×2 12	—	S	5×30×12	S	—	—	M 500×1 S 1,000×1 (補 40×1)	46	2浦賀ズルツァー 50	9,600×119 370×155	—	445×(220)×3 300×600×3	M 220×25×2
東邦海運	6	12	—	S	5×30×12	S	23×9	—	S 1,000×1 M 500×1	46	2飯野ズルツァー 48	6,600×135 239.5×155	—	445×260×2 340×720×2	D 228×30×2
北星海運	4	6 7t×2	—	S	5×27×10	S	20×9	—	S 500×1 M 500×1	40	2三菱長崎UE 42	6,450×132 255×155	—	450×(180)×2 240×720×2	D 150×30×2
玉井商船	3	6t×12	—	S	5×25×12	S	22×9	—	S S 500×1 M 500×1	45	2新三菱ズルツァー 50	6,600×135 247×155	—	445×230×2 300×720×2	D 130×30×2
太平洋汽船	20	貨物油 手 管 被 油 管 No.	貨物ポンプ 油ポンプ	駁 船 機	電油	S	45×9	電油	S&M 500×1 1,000×1	52	2三菱長崎タービン 54	20,000×105 173.5×242	水管式×2	450×850×2 未定×1,800×2	—
照国海運	21	4	1,350×4 200×2	S	{15×20×6 9×30	S	43×9	—	—	47	2播磨ズルツァー 54	19,800×119 718×155	水管式×1 排 ガ ス×1	450×570×2 700×600×2	D 430×25×2
三井船船	21	3	1,400×3 250×2	S	{10×20×4 20×15	S	45×9	—	S&M 1,000×1 500×1	52	2三井B&W 55	18,900×110 655×158	—	450×(280)×3 420×514×3	D 340×25×2
大洋商船	17	—	1,000×3 180×2	S	{7.5×30 1.5×20	S	39×9	—	S&M 500×1 1,000×1	44	2三菱長崎UE 52	18,000×123 686×155	未定×1 排 ガ ス×1	445×540×2 650×514×2	D 300×25×2
日東商船	20	—	1,250×3 200×2	S	{20×9×3 10×20	S	41×9	—	S 1,000×1 S&M 500×1	40	1石川島タービン 50	17,600×105 158.4×242	水管式×2	450×825×2 975×1,800×2	—
共 栄 タンカー	20	—	—	S	{5×20 10×20×3	S	—	—	S 1,000×1 M 500×1	39	1播磨ズルツァー 46	18,000×119 744×155	水管式×1 排 ガ ス×1	450×535×2 640×514×2	D 500×25×2
飯野海運	21	—	—	S	{10×20×2 20×9×2	S	39×9	—	S 1,000×1 S&M 500×1 (補 40×1)	52	2飯野ズルツァー 54	16,000×119 667.5×155	—	445×300×3 375×514×3	D 350×25×2
森田汽船	17	—	—	S	{10×30 20×10	S	—	—	S 1,000×1 S&M 500×1	48	1日立B&W 50	16,800×110 630×158	水管式×2 排 ガ ス×1	450×325×3 425×514×3	D 330×25×3

(註) L 垂線間長, B 型幅, D 型深, d 計画満載吃水(型), 満載排水量キロトン, 速力ノット, 航続距離は哩, 揚貨機, 揚船機, 緊船機… A C P (交流ポールチェンジ式) A C W (交流ワードレオナード式) A C (交流型式未定) S (汽動) 力量トン 数(t)×速度(m/min), 舵取機… 電油は電動油圧式, 電動機出力×数量, 無線機… 送信機を示し S (短波) S&M (中短波) M (中波) 出力 Watt, 全船に補助送信機 50W 1 台あり, 主機… 出力は連続最大 BIP, 回転数は R P M, 総費は g/ps/h, ボイラはすべて補汽缶(汽槽船中の太平洋海運, 日東商船は主汽缶), 発電機… A C 交流, 空圧圧縮機… 原動機 D (ディーゼル), M (モーター), 容量 m<sup>3</sup>/h, 吐出圧力 kg/cm<sup>2</sup>

## 三菱12ZW型1500馬力高速ディーゼル機関の 特質について

三菱日本重工業株式会社東京自動車製作所

当社は、各種用途の高速ディーゼル機関の開発に努めているが、特に軽量高出力高速機関として2サイクル掃気方式による高速ディーゼル機関が最適であるとの観点のもとに、昭和15年以来その研究、発展に努力してきた。

その成果は今日当社独自の設計による純国産の20ZCおよび10ZC型高速2サイクルディーゼル機関として斯界に好評を取めているが、さらにこれらV型機関よりも一層強力でかつ軽量高出力機関として実用上からも適当と考えられるW型機関の研究を行ない、その結果、信頼性のある設計、すぐれた製造技術と相俟って今回世界最高水準の高過給、高出力12WZ型機関（外観写真第1図）を完成し、各種性能ならびに厳重な耐久試験を好成績をもって終了した。

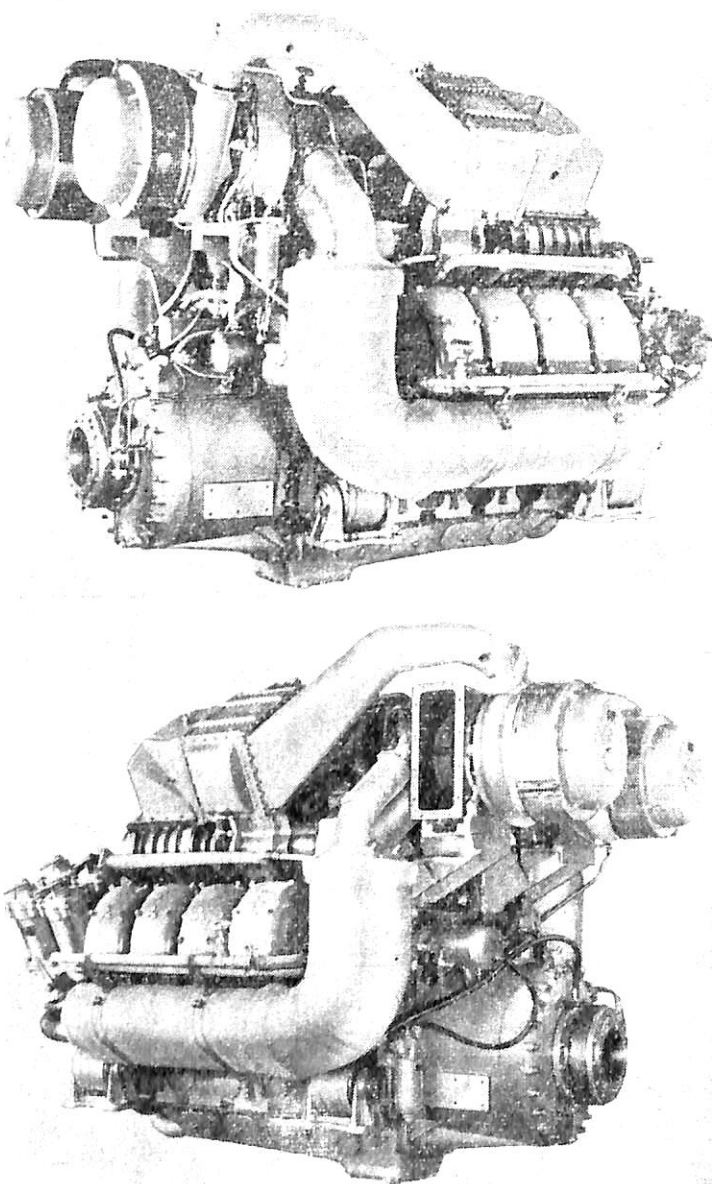
本機関は、シリンダ容積当りの馬力の大きく取れる2サイクル排気弁付ユニフロー掃気方式を採用したもので、燃料噴射系統、燃焼室の形状の組合せには単筒試験機関の長期にわたる試験結果を折り込み、本機関独特のW型配置の連結棒は単筒試験機関による長期の相似連結棒試験、および実機による連続耐久運転により実用性を充分確め、また排気管と排気ターボ過給機（第2図、第3図）と機関とのマッチングは実機における実測データ（第4図にその1例を示す）を基にして綿密に解析した結果、ベストと考えられるものを決定する等により、燃料消費率の低下、W型機構の確認、掃気効率の向上、出力の増大等をはかり、軽量高速高出力（3.8t、1,500馬力）機関として斯界のトップをゆくものである。別表にその主要目並びに性能曲線を示す。

特長としては次の諸点が上げられる。すなわち

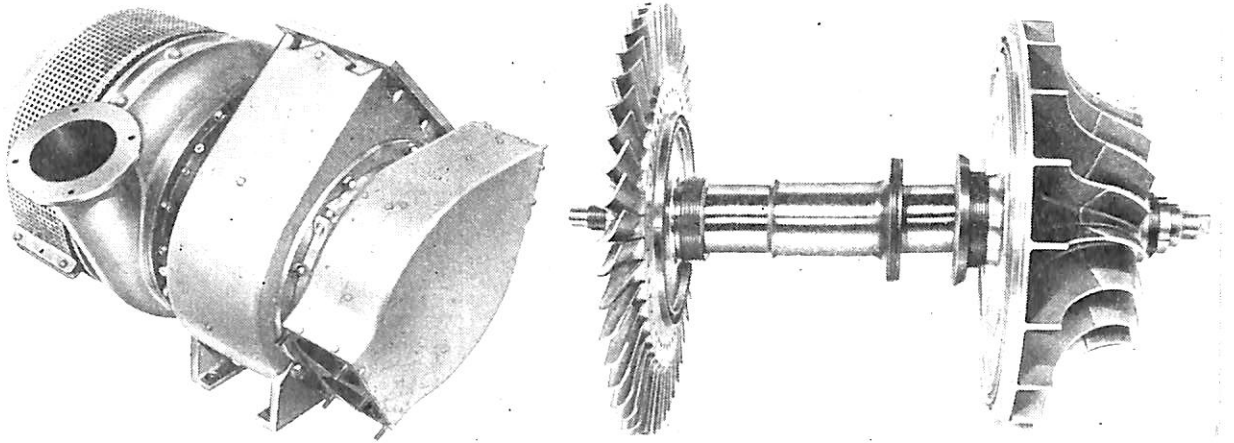
### 1. 信頼性の高い機関であること

本機関各部の構造を決めるに際しては常に

根本的問題から研究を進め、しかもわが国の工業力に立脚した設計を行なった結果、細部にいたるまで信頼性の高い機関となっている。



第1図 12WZ型機関外観



第2図 排気ターボ過給機(左)と排気ターボ過給機のブローおよびタービンロータ(右)

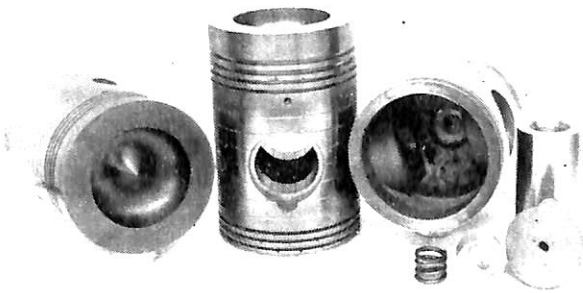
12 WZ機関主要目表

名称	三菱12WZ型高速ディーゼル機関
型式	2サイクル過給式ディーゼル機関
シリンダ配列	60° W型
シリンダ数	12
シリンダ直径	150mm
行程	200mm
総行程容積	42.4l
燃焼方式	直接噴射式
冷却方式	清水冷却

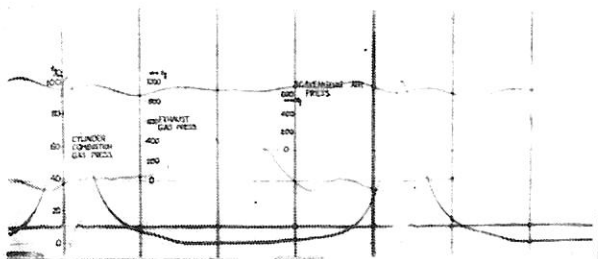
空気冷却器	有	無
1時間定格出力/回転数	1,530PS/1,630rpm	1,350PS/1,600rpm
連続定格出力/回転数	1,350PS/1,500rpm	1,200PS/1,500rpm
機関全長	1,800mm	1,800mm
全巾	2,000mm	2,000mm
全高	2,050mm	2,050mm
機関重量(乾燥)	3,800kg	3,650kg

その主なる点を列挙すると次の通りである。

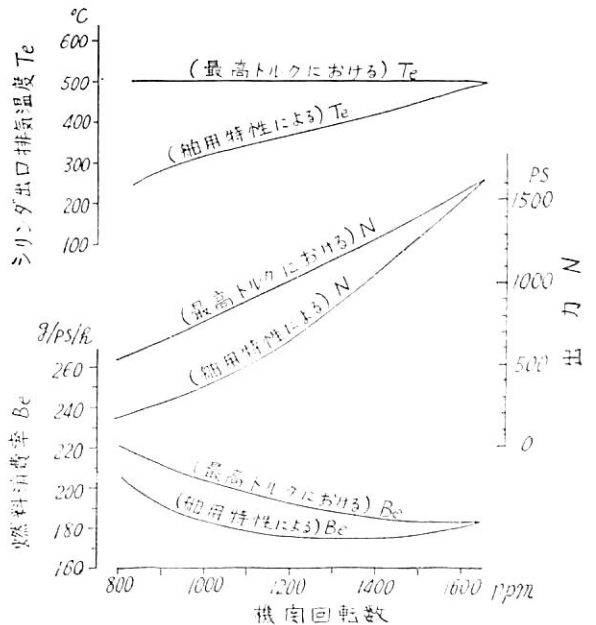
- (イ) シリンダ蓋、ピストンの冠部は鍛鋼製で、それぞれ水および油で強制冷却をしており、また弁並びに弁座部にはステライト盛金および特殊耐熱鋼の嵌込弁座



第3図 ピストンおよびその附属品



第4図 シリンダ内圧力、掃気圧、排気管内圧力の状況



三菱 12 WZ 型機関性能曲線



を用いているから、高負荷の連続、あるいは急激な加減速並びに負荷変動の繰返し等に際してもすぐれた耐久性を有する構造となっている。

このシリンダ蓋の構造は、既に特殊パルス発生装置用、発電機用機関として負荷変動の急激な繰返しに対し耐久性の実績あるものをさらに本機関に適した形に改造したもので、その堅牢性は類のないものである。

(F) 窒化クランク軸の採用は、国内においては当社が初めて開発したものであるが、高周波熱処理クランク軸等よりも数段と疲労強度を上げると共に耐摩耗性を付与されているので、前述の燃焼室まわりの構造と共に、本機関の信頼性、寿命を高めている。

(G) 主軸受、クランクピン軸受は精密薄肉型のオーバレイ付ケルメット軸受を採用し、長時間の耐久運転に際しても従来より一段と優れた信頼性を示している。

(H) 排気ターボ過給機は、当社のタービン技術の粋を生かして設計製作されたもので、各種単体試験、タービンロータのスピテストによる過回転試験等を行ない、機関にマッチした信頼性の高いものである。また、ルーツ送風機はすでに多数の使用実績があり、性能、耐久力ともに優れたものが使用されている。

## 2. 高性能2サイクル機関であること

2サイクル機関としては最も掃気効率が良く、また高過給するに適したユニフロー掃気方式を採用している。

シリンダに設けられた掃気空気に適当な渦流を与えるよう傾斜している掃気孔と、排気効率の良い4弁式排気弁の組合せによる掃気方式は高性能ユニットインジェクタの使用と共に、当社独自の技術開発により達成されたものである。これらにより充分な高性能を発揮し、しかも排気温度は低く各部の耐久性を高めている。

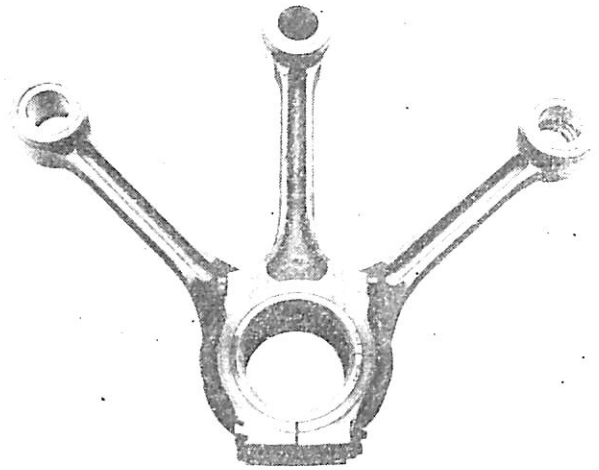
また、シリンダライナ寸法に熱変形を充分考慮すると共に、特殊構造の油拭効果の良いオイルリングの使用により、潤滑油消費量は画期的に少なくなっている。

## 5. 小型軽量であること

W型であるので全長が著しく短く、構造は強固である上に軽量である。したがって出力に比して極めて小型であり、機関室内の配置は従来の機関と比較して非常に有利となる。

## 4. 振動が非常に少ないこと

従来製作されたW型接合棒はすべて関節式接合棒で副接合棒の大端部中心がクランクピン中心にないので、機関の釣合に悪影響をおよぼしていたが、本機関に採用したW型接合棒(第5図)は、W型三本の接合棒の大端中心がすべてクランクピン中心にくるようになっているので、複傾斜のまったくない独特の構造のものである。



第5図 W型連結棒組立写真

また、12シリンダ60°W型であるため、機関のバランスは非常に良く、クランク軸に適当なバランス重錘をつけることにより、機関全体としての残存不釣合力はまったくなくなり、同時に各スローゴとの内部残存不釣合もほとんどない。さらに各シリンダは等間隔爆發で、しかも燃焼は円滑であるので、出力のトルク変動は極めて少なく、4サイクルV型12シリンダの同一出力機関のトルク変動の1/3に過ぎない。これらにより据付脚にくる振動力が極めて小であるので機関据付脚にくる振動力が極めて小であるので機関据付脚にゴムを用いて衝撃を防ぐことは容易であり、本機関用として製作されている可換接手を使用することにより、据付作業は非常に簡単となる。一方、トルク変動が少ないため、タイミングギヤには振動がほとんどないので従来的高速ディーゼル機関に見られる振動による損耗はまったくない。また、振動動に関しても各ハーモニックスの内の主共鳴次数の最低が12次であり、クランク軸が太く短いので自己振動数が高いことと相俟って、所謂、危険回転数が無いという大きな特長をもっている。

## 5. 取扱いおよび保守の容易であること

高速ディーゼル機関を能率よく稼働させるためには、取扱いが簡単で、点検、保存、分解作業が容易に行なわれることが必要であるが、本機関ではこれらの点に注意を払って設計製作されている。

(I) 機関を点支持にすることが可能であり、また本機関用に製作された可換接手を使用することにより、機関全体の取付け、取外しが非常に楽である。

(J) 直結補機類はすべて機関前部の外側にあり、その他の各部に対する接近性も良好であり、機関内部の点検手入れも容易に行なえるよう考慮されている。

(e) 機関据付のままピストン引抜き、接合棒、クランクピン軸受の分解引出しが可能である。

6. 回転数の広い範囲にわたり高い熱効率を有すること  
 高速高負荷においては排気ターボ過給機が充分効き、低負荷においてはルーツ送風機が排気ターボ過給機を補って充分な空気を送るように配慮されてあるので、低負荷より高負荷までのいかなる負荷状態でも、回転数の広い範囲にわたって、高い熱効率を有しているから、各種変速機と組合せて使用する場合、または一般の舟艇、特に水中翼艇に対しても非常に有利である。

7. 遠隔操縦の容易であること

ガバナはオールスピード型調速機で、負荷の変動にかかわらず自動的に指定回転数に保つことができ、各部圧力温度の遠隔指示は勿論、水温、油温等の自動調整もできるので遠隔操縦は至って容易である。

8. 逆転クラッチおよび減速機

船用の場合に必要な逆転クラッチと減速機は、本機関にマッチした独特の軽量小型のものが製作されている。

(f) 逆転クラッチ

17次計画造船の経済性向上のための合理化自動化 (104頁より)

一緒に行なったものがあるが乗組員の労力を減じた。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応募船	10	4	7	*6	*27隻
燃焼系統	6	2	2	4	14隻
給水系統	9	4	5	5	23隻

(9) ビルジポンプの自動発停

独立電動ビルジポンプおよび吸入弁を制御しビルジの自動排出を行ない乗組員の労力軽減をはかった。

	定期船	不定期船	ばら積船	油槽船	計
応募船	10	4	7	*6	*27隻
採用した船	3	0	0	1	4隻

クラッチは湿式多板摩擦式で、油圧により嵌脱を行なう。逆転機は遊星歯車機構を採用し、その外輪歯車を油圧作動の摩擦クラッチ板で固定することにより逆転させることができる。

(g) 減速機

遊星歯車機構による軽量小型のものを採用している。

本機関は本年6月、東京自動車製作所において官民多数の関係者に対し1,500PSの公開運転が行なわれ、世界的水準を抜く唯一の国産高速高出力機関としてその真価が高く評価され、技術革新の時期に当り、今後、各分野における発展が期待されている。

なお各部構造の詳細については排気ターボ過給機を装備しない場合についてであるが、下記文献に発表されているので参照されたい。

1. 船の科学 Vol. 13 No. 2 三菱12WZ型高速ディーゼル機関
2. 生産技術 Vol. 15 No. 10 三菱12WZ型高速ディーゼル機関について

(10) 主機補機の無解放時間

乗組員の軽減には自動化装置とともに主機補機の保守に労力をかけぬことが大切で、応募船としては今後数回の航海により確認されるが、主機および発電機の無解放時間の目標としては主機は3,000~5,000時間で、発電機は3,000時間である。

6. 乗組員について

前記の船体部機関部合理化自動化を記載通り行なった場合は機関部で3~4名、船体部で1~2名、事務部で1~2名の減少は可能になる。なおさらに各船が1~2年就航しその実績如何によっては機関部で2~3名の減少が可能であると考えられる。

昭和36年度新造船建造許可実績

国内船

昭和36年8月分 (運輸省船舶局造船課)

造船所	船(国籍)	主籍	用途	船級	G.T.	D.W.	航海速度	主機関	L×B×D×d(m)	竣工予定	許可月日
塩山船渠	日	興海	貨	NK	2,660	4,150	13.5	神発 D3,150	90.00×14.00×7.20	37-3-末	8-5
吳造船	日	東商	貨	"	9,600	13,000	16.2	石播 D9,000	145.00×19.60×12.10	37-2-中	8-31
石播・東京	"	"	"	"	"	"	"	"	"	36-11-末	8-14
名村造船	第一	中央汽船	木材	"	3,600	5,500	12.25	神発 D2,700	100.00×15.30×7.90	37-2-末	8-31
四国ドック	日	正汽船	貨	"	2,300	3,500	12.0	伊藤 D2,450	85.10×13.10×6.75	37-2-中	8-31
鋼管・清水	報	国水産	冷凍	"	9,500	11,300	14.25	三井 D6,500	140.00×20.40×9.80	37-4-下	8-31
										×8.10	
輸出船											
浦賀船渠	Zim Israel Navigation Co.,Ltd. (イスラエル)	貨	LR		7,000	9,650	15.3	浦賀 D6,600	137.50×18.40×11.20	37-9-下	8-11
"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	38-1-下	"
"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	38-5-下	"

# 新造船工事月報

(運輸省船舶局造船課)

## 造船所工事中船舶(鋼船)および建造実績

(昭和36年5月末現在)

造船所	用途	貨物船		油槽船		漁船		輸出船	合計	36年1~5月					
		(客船)	(貨客船)	(鉄道連絡船)	(船)	(雑)	(船)			進水船(GT)	竣工船(GT)				
藤永田造	船ク	2	11,600	1	320	—	—	1	1,550	4	13,470	1	5,200	2	6,530
函館	立	1	499	—	—	2	3,000	1	9,550	4	13,049	4	5,999	6	11,700
日立	立	1	9,300	—	—	(雑6)	5,150	2	19,350	9	33,800	4	14,700	2	14,800
日立	立	1	8,900	1	21,200	—	—	3	36,270	5	66,370	3	37,600	3	60,400
日立	立	2	4,070	—	—	1	1,700	4	325	7	6,095	4	7,883	2	6,150
林波	兼	1	3,390	—	—	3	3,399	—	—	4	6,789	4	7,369	4	7,669
石川島	播磨	1	570	7	5,303	(雑1)	500	—	—	9	6,373	5	2,754	6	3,738
石川島	播磨	—	—	—	—	(雑3)	3,180	9	37,710	12	40,890	5	17,430	1	14,200
石川島	播磨	3	2,930	2	86,100	1	3,200	1	15,200	7	107,430	7	39,120	3	14,490
石川島	播磨	1	9,200	—	—	—	—	2	21,800	3	31,000	1	10,900	3	68,700
石川島	播磨	2	22,700	1	24,650	(雑2)	650	2	55,200	7	103,200	4	50,200	5	80,700
石川島	播磨	1	9,000	—	—	1	2,430	—	—	2	11,430	4	24,990	2	13,560
石川島	播磨	—	—	—	—	12	3,840	—	—	12	3,840	17	5,283	12	3,395
石川島	播磨	1	1,995	—	—	(雑1)	60	—	—	2	2,055	5	7,940	4	7,890
石川島	播磨	1	1,700	—	—	(雑1)	35	—	—	2	1,735	2	1,040	3	2,740
石川島	播磨	8	3,075	5	4,610	(雑2)	820	—	—	15	8,505	9	5,757	7	5,048
石川島	播磨	1	9,600	2	45,100	—	—	1	41,000	4	95,700	—	—	1	2,500
石川島	播磨	1	8,250	2	58,500	—	—	2	21,900	5	88,650	3	61,500	4	36,400
石川島	播磨	2	19,090	1	29,300	8	728	8	158,300	19	207,418	6	116,820	4	86,986
石川島	播磨	2	22,950	—	—	(雑1)	526	—	—	3	23,476	2	17,200	2	43,100
石川島	播磨	—	—	—	—	(雑1)	200	1	3,800	2	4,000	3	5,500	3	5,500
石川島	播磨	—	—	—	—	9	5,175	9	—	9	5,175	15	19,590	11	3,541
石川島	播磨	2	16,700	—	—	(雑1)	250	2	38,000	5	54,950	1	14,000	1	7,100
石川島	播磨	(客船1)	180	—	—	2	9,500	1	13,800	4	23,480	3	28,080	4	14,615
石川島	播磨	4	21,199	—	—	—	—	—	—	4	21,199	11	3,749	9	2,750
石川島	播磨	2	4,590	—	—	—	—	2	—	2	4,590	3	4,510	4	5,160
石川島	播磨	—	—	—	—	—	—	3	53,450	3	53,450	2	36,750	—	—
石川島	播磨	1	2,600	—	—	(雑2)	80	2	11,200	5	13,880	2	6,250	2	4,450
石川島	播磨	—	—	—	—	5	1,249	5	—	5	1,249	5	16,319	5	2,934
石川島	播磨	2	6,840	(連絡1)	280	(雑3)	475	6	—	6	7,595	5	990	4	3,300
石川島	播磨	3	6,429	1	670	—	—	4	—	4	7,099	4	4,987	5	4,676
石川島	播磨	4	32,930	—	—	—	—	2	42,900	6	75,830	4	48,120	4	17,870
石川島	播磨	1	3,350	—	—	—	—	1	2,320	2	5,670	4	10,510	2	8,190
石川島	播磨	1	1,990	2	3,180	—	—	—	—	3	5,170	4	7,550	4	7,550
石川島	播磨	1	1,270	3	3,296	—	—	—	—	4	4,566	4	2,793	4	4,923
石川島	播磨	2	4,445	—	—	—	—	—	—	2	4,445	2	2,434	4	2,472
石川島	播磨	1	1,600	7	7,700	—	—	2	2,000	10	11,300	5	4,040	6	3,295
石川島	播磨	1	1,830	3	2,271	12	1,244	2	1,160	18	6,505	21	5,686	19	4,924
石川島	播磨	1	10,000	—	—	(雑4)	2,656	2	23,200	7	35,856	9	40,178	5	35,000
石川島	播磨	2	3,845	4	680	19	2,376	6	2,485	31	9,386	24	7,974	16	6,095
石川島	播磨	79	23,236	160	40,977	129	12,117	9	1,856	547	101,122	—	—	—	—
石川島	播磨	(客,貨客33)	1,475	(連絡1)	280	(雑166)	36,043	—	—	—	—	—	—	—	—
計		139	291,673	202	333,857	204	49,958	69	614,326	814	1,327,792	5	4,528	—	—

起工船 218隻 202,042総噸 (うち201GT未満135隻11,690GT省略) (昭和36年5月末までに報告のもの)

造船所	船番	船名	主	総トン数	主機	用途	起工月日
新三立	927	日本セメント	ト	2,730	三菱D	貨物船	36-5-19
日立	3934	柏山	海運船	1,940	阪神	貨物船	5-16
日立	162	元平	海運船	490	木下	不明	5-13
日立	381	山平	海運船	460	不明	不明	5-16
日立	137	大山	海運船	230	日立	不明	5-25
日立	223	丸	海運船	420	住吉	不明	5-5
日立	98	丸	海運船	655	日立	不明	5-19
日立	86~7	丸	海運船	260x2隻	不明	不明	5-16
日立	583	丸	海運船	1,600	伊藤	不明	5-16
日立	1025	丸	海運船	3,500	阪神	不明	5-23
日立	258	丸	海運船	1,700	不明	不明	5-28
日立	192	丸	海運船	1,590	日立	不明	5-11
日立	579	丸	海運船	28,800	播磨	不明	5-16
日立	238	丸	海運船	280	住吉	不明	5-13
日立	144	丸	海運船	210	阪神	不明	5-10
日立	1200	丸	海運船	650	池	不明	5-16













A	株式会社赤阪鉄工所……………32	日本ハイント株式会社……………18
	尼崎製鉄株式会社……………20	株式会社日本オルガノ商会……………120
D	ダイヤボンド工業株式会社……………119	日本冷蔵株式会社……………37
	ダイハツ工業株式会社……………42	日本シービーケミカル株式会社……………19
	大機ゴム工業株式会社……………6	株式会社日本製鋼所……………31
G	ゼネラル物産株式会社……………9	日本添加剤工業株式会社……………36
H	株式会社北辰電機製作所……………表4	西芝電機株式会社……………1
I	有限会社井上商会……………9	日精株式会社……………5
	株式会社石原製作所……………34	日製産業株式会社……………19
	石川島播磨重工業株式会社……………22	O
K	神戸工業株式会社……………20	オーバル機器工業株式会社……………10
M	：菱金属鋳業株式会社……………表3	R
	：菱レイヨン株式会社……………32	理化電機株式会社……………34
	：菱造船株式会社……………表1	理研ピストンリング工業株式会社……………8
	：井金属鋳業株式会社……………表4	S
	村木時計株式会社……………1	神鋼電機株式会社……………119
N	長瀬産業株式会社……………3	ソニー株式会社……………表3
	中川防蝕工業株式会社……………21	住友電気工業株式会社……………118
	日本自動車株式会社……………2	T
	日本ビテイ株式会社……………46	太平工業株式会社……………41
	日本防蝕工業株式会社……………46	大興物産株式会社……………21
	日本ダンロップ護謨株式会社……………7	大洋電機株式会社……………表2
	日本デブコン株式会社……………120	帝國ヒストンリング株式会社……………117
	日本ヘルメチック株式会社……………43	東京電機製造株式会社……………8
	日本無線株式会社……………4	株式会社東京計器製造所……………10
		株式会社東京試験機製作所……………118
		東京機器工業株式会社……………表2
		巴工業株式会社……………10
		東洋電機製造株式会社……………42



PORUS KROME  
VANDERLOY  
VAN DER HORST PROCESS

**帝国ピストン  
リング株式会社**

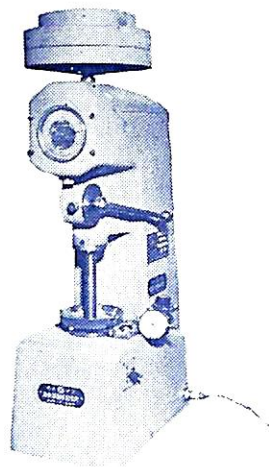
世界を一廻りする豪華客船もマンモスタンカーも……  
七つの海に今日も力強く働きつづけるあの力強いエンジンの中で一番重要な部分を受け持つのが**TR**の船用ポラスクロムメッキライナです。  
ファン・デア・フォルスト社との技術提携によってさらに威力を倍加しました。

本社 東京都中央区八重洲三の七  
電話 (二七二) 一八六六  
営業所 東京・大阪・名古屋・小倉・広島・札幌  
工場 長野・大塚

# 鑄鉄の等級を即時に決定する!!

特許番号 198863  
通産大臣 優良発明認定・助成金受領

## 伊藤式 急速摩耗計



ITO's Abrasion Tester Type IAT-C

鑄鉄の等級決定は摩耗量による。その摩耗量は摩耗の深さに比例すると同時に直接ダイヤルゲージ等級A B C D Eのいずれかに指示されるので計算による算出の必要がなく直接等級が指示される。

### 製造品目

金属、木材、コンクリート各種試験機  
各種回転体動釣合試験機  
ばね試験機  
疲労衝撃硬さ試験機  
馬力試験機  
その他試験検査機器

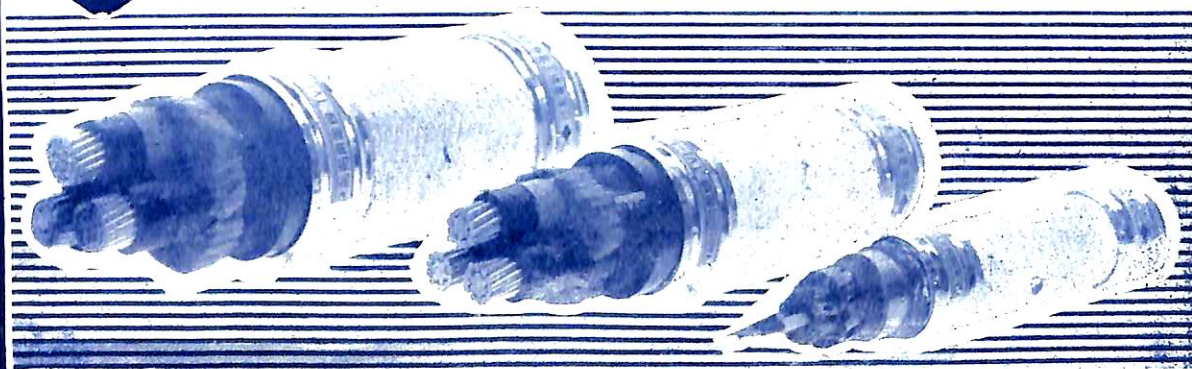


## 株式会社 東京試験機製作所

本社 東京都港区芝三田四国町15番地  
電話 三田(451) 2780・3133・3040  
出張所 大阪市北区神山町31番地 電話(36) 3803  
工場 愛知県豊橋市 電話(豊橋)2351・3037  
北陸地区総代理店 株式会社勝木太郎助商店  
石川県小松市寺町76 電話 268・289



## 住友電工の



# 船舶用電線

電線・ケーブル  
溶接棒芯線  
イゲ  
CC型ゴムカップリング  
ゴムボルト

住友電気工業株式会社

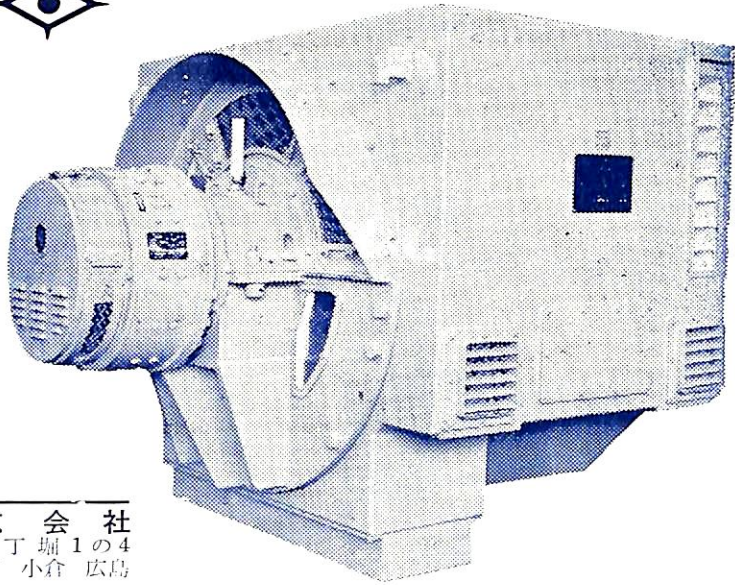


# 神鋼

# 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  
 交流ポールチェンジウインチ  
 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 仙台

なに なに なん  
 何から何まで何でもクツク接着剤!  
 船舶用ほか150余种



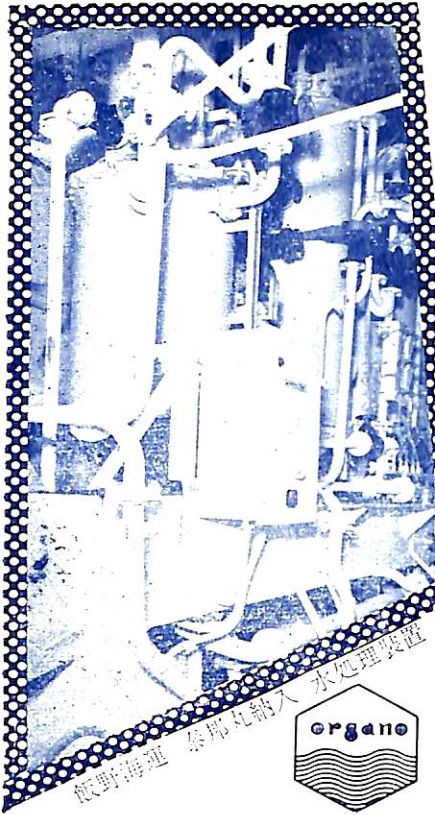
高性能接着剤

## ダイアボンド

## ダイアボンド工業株式会社

本社 東京都中央区日本橋本町4の6 電話 (661) 0844  
 工場 東京都葛飾区本田原町3 電話 (697) 1157





缶外水処理はアンバーライト  
缶内水処理はオルガリンーク  
エバポレーター用浄缶剤はヘーゲバップ

読者記事欄中込みの方にオメガログ送呈

イオン交換樹脂アンバーライトを使用した  
オルガノ式船用純水装置と浄缶剤は内外船  
多数の御採用を頂き好評です。

米国 ローム・アンド・ハース社 アンバーライト 日本総代理店  
米国 ヘーガンケミカルズ・アンド・コントロール社 日本総代理店  
米国 ブル・アンド・コバーツ社 日本総代理店

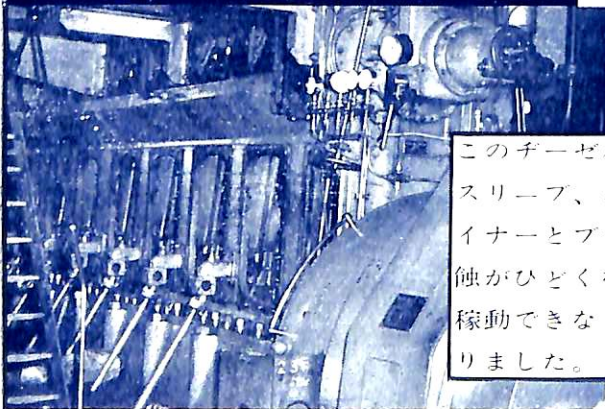
株式会社 **日本オルガノ商会**

東京都文京区菊坂町8 TEL (921) 1186 (代表), 2186 (代表)  
東京都北区栄町1 TEL (911) 3976, 3977  
大阪市北区梅田町47新阪神ビル502号室 TEL (36) 1171 (代表)

飯野海運 泰邦丸納入 水処理装置



**デブコン** を  
このディーゼル発電機の  
修理に使いました\*  
(\*同様の修理はNYK浅間丸)

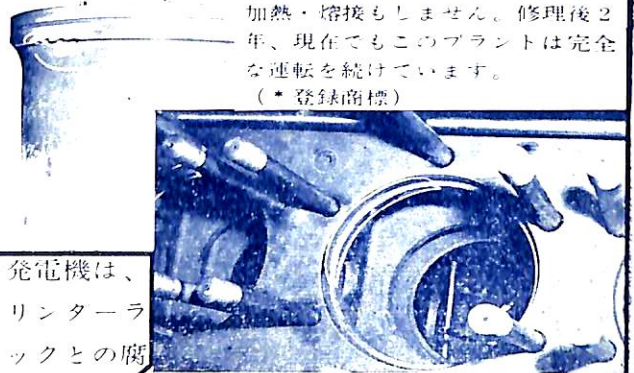


このディーゼル発電機は、  
スリーブ、シリンダーラ  
イナーとブロックとの腐  
蝕がひどくなり、  
稼働できなくな  
りました。

デブコンの効用は、米海軍 Buship Journal, 1959年1月号に要訳されています。いま直ぐその訳文並びにデブコン応用例パンフレットを御請求下さい。

デブコンは各港の著名船具店でお求め下さい。デブコンは世界中の主要港で売っています。外航船には海外代理店名簿をお送りします。

プラスチック・スチールA (パテ状) を腐蝕部に塗り、2時間硬化させてから、平滑に研磨しました。加熱・熔接もしません。修理後2年、現在でもこのプラントは完全な運転を続けています。  
(\*登録商標)



米海軍のアプローブした (Mil Spec. MIL-C-15202) 現在世界で最も強く頑丈で最も万能な永久修理用材料。

摩耗したポンプ・亀裂を生じた铸铁・各種配管・油圧系統・タンク等の漏れ・摩耗したバルブ・カム・キアーの変更等、送油・送水中にでも修理でき、しかも修理は永久的です。

**日本デブコン株式会社**

東京都品川区五反田5の108 岩田ビル5階  
電話 (442) 5626, 5625  
工場 東京都港区芝高浜町5 電話 (451) 6514





# 三菱防蝕亜鉛

## CATHODIC PROTECTION ZINC

鉄材の腐蝕を  
C P Z で防ぎましょう

# CPZ

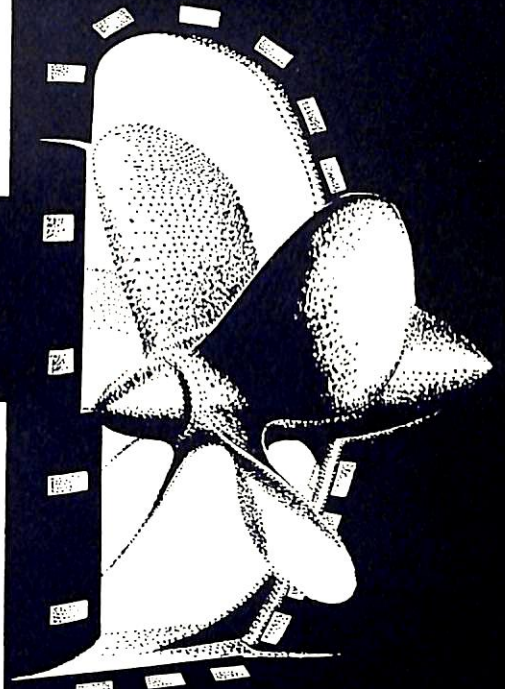
用途 船舶外板・スクリュー  
海水中の鉄構造物

### 三菱金属鉱業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地(大手ビル)  
電話 (231) 2431・3321・4311番

総代理店 三菱商事株式会社  
電話 (281) 1021・1031・2021番

設計施工 日本防蝕工業株式会社  
電話 (431) 3795代表



# Bondmaster

## G527



## 不燃性の造船用接着剤!

ポリエーテル及びポリウレタンフォームの接着

金属、プラスチック、木材などあらゆる硬質

半硬質の材料の接着にボンドマスターG527

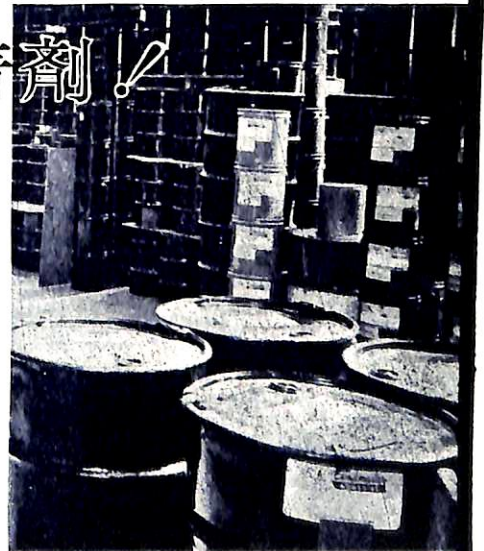
ボンドマスターはアメリカの工業用接着剤専門メーカー  
ラバー・エンド・アスベスト社の接着剤で、あらゆる用  
途に数百種の製品があります。

その他の造船用接着剤

ボンドマスターG458、459      ポリスチレンフォーム用

ボンドマスターG360          天然ゴム / スチル

ボンドマスターG596          コルク / 鉄板 不燃性



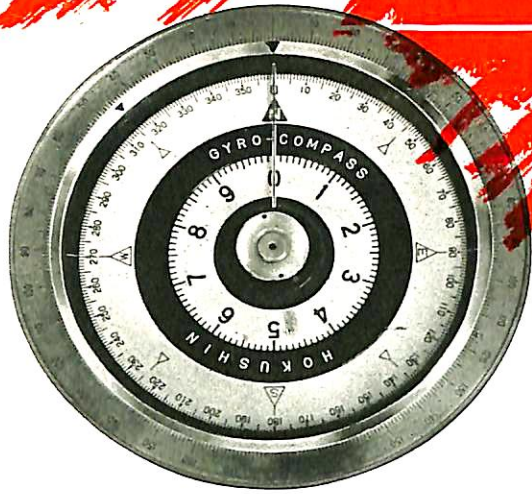
ラバー・エンド・アスベスト社日本総代理店

ソニー株式会社 ・ 東京都品川区北品川6の351  
Tel. 大代表 (442) 5111

# SONY



昭和三十六年九月五日印刷  
昭和二十三年十一月三日第三種郵便物認可



北辰=プラート空冷式  
**ジャイロコンパス**  
**北辰オートパイロット**

その他各種船用計器

本社工場 東京都大田区下丸子3丁目1番1号 電話(738) 2141  
支店 大阪市東区今橋4丁目1番1号 電話(23) 2101・2102  
支店 神戸市東灘区栄町2丁目1番1号 電話(3) 0429・7429  
支店 小倉市小倉2丁目1番1号 電話(5) 2964  
支店 安芸市基町1丁目1番1号 電話(2) 6141



船の科学

定価 一八〇円

**防蝕界の革命!**

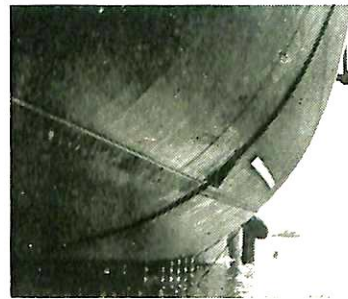
鉄の腐蝕は完全に防げます。

新製品 **亜鉛・アルミ合金陽極**

**ZAP-A**  
ザップ  
**-B**

ZAPの適用範囲

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



亜鉛・アルミ合金陽極の  
ZAP-Aを使用中の船舶



**三井金属鉱業株式会社**

東京都中央区日本橋室町2の1 電話 日本橋(241) 4101~9  
大阪支店 東京営業所・名古屋営業所・福岡営業所・札幌営業所

施工 **中川防蝕工業株式会社**

東京都千代田区神田鍛冶町2の1  
東京建物神田ビル  
電話 東京(291) 代5071

東京都港区麻布笄町七九  
船舶技術協会  
電話 青山(40) 三九九四番