

SHIPPING

1967. VOL. 40

船舶 2

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
 毎月一回 昭和四十二年二月七日 印刷
 昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認 雑誌第四〇六号 発行



わが国初の25ノット船
 “ 甲 斐 丸 ”

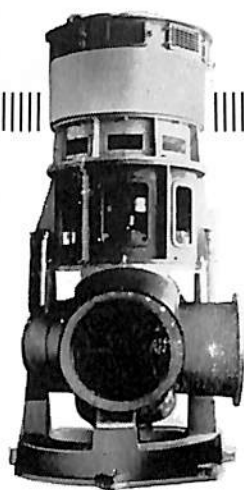
船主	日本郵船株式会社
載貨重量	13,293t
速力	25.02ノット
引渡	昭和41年12月13日
建造	三菱重工神戸造船所

 三菱重工業株式会社

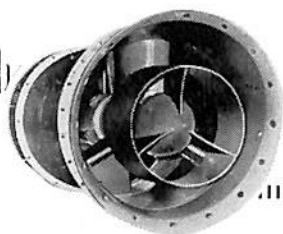
天 然 社

エハラの舶用機器

各種 舶用 ポンプ
送 排 風 機
空 調 機 器
甲板機械用油圧装置
サイドスラスト装置
ヒーリングポンプ装置



コンデンサ循環ポンプ



油圧駆動エハラサイドスラスト

EBARA

荏原製作所

本社：東京都大田区羽田旭町 支社：東京銀座西 朝日ビル・大阪中之島 新朝日ビル 出張所：名古屋・福岡・札幌・仙台・広島・新潟・高松

BON VOYAGE

航海の ご無事を……

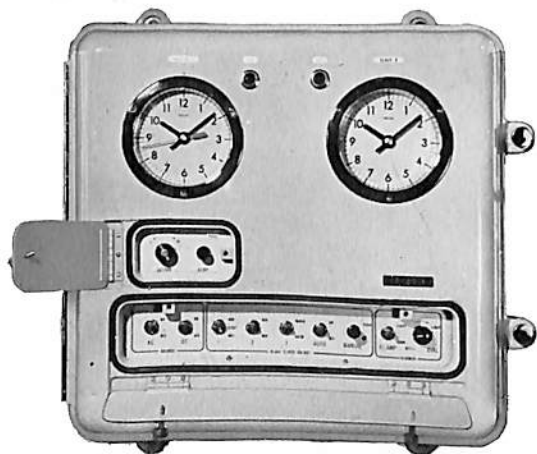
日差 0.2秒以内

航海の無事をまもるセイコー船用水晶時計。セイコー船用水晶時計は、グリニッジ標準時と日本標準時の両方がわかります。時刻の調整は正逆転が可能。また、親時計の文字板には世界で初めて“光る壁”（エレクトロ・ルミネッセンス）を使って夜もみやすく設計しました。

設計資料・カタログのお申込みは下記へ

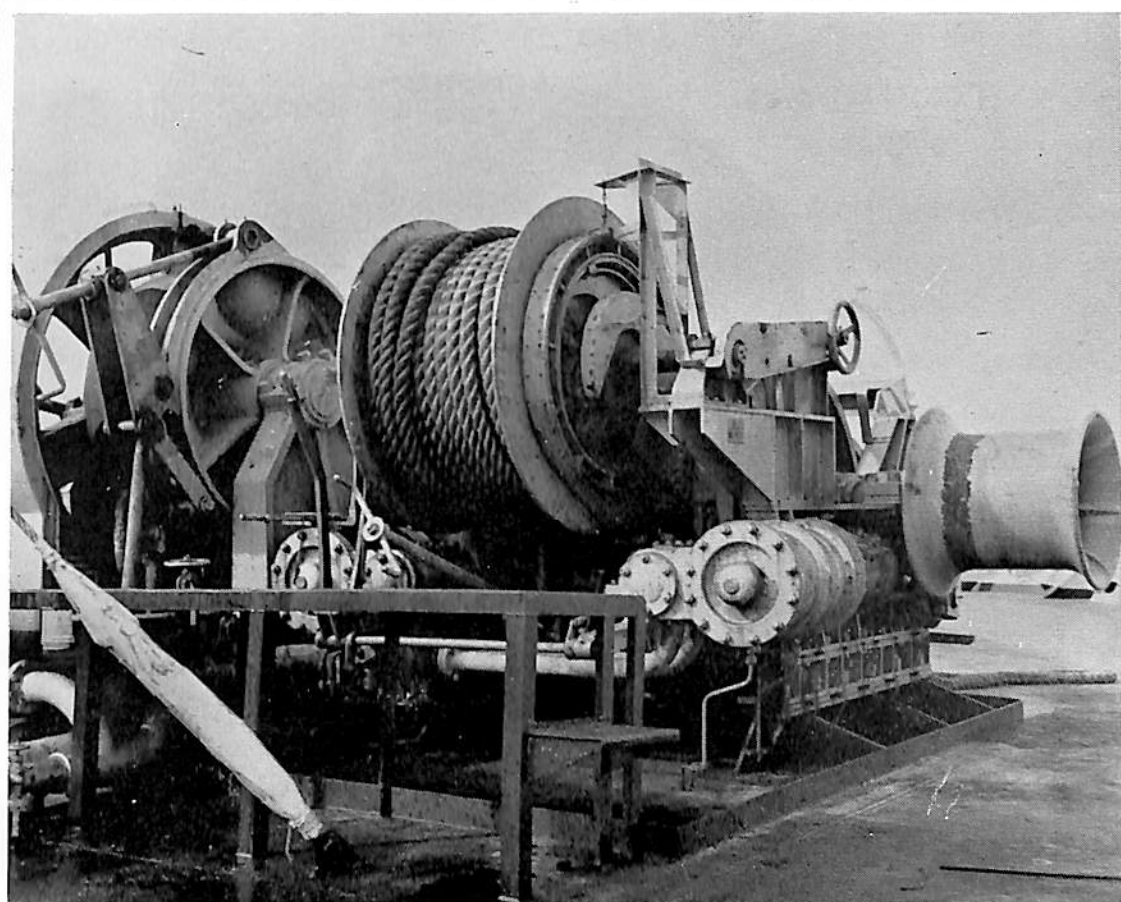
東京都中央区銀座4-5 / 大阪市東区博労町4-17
札幌・仙台・名古屋・広島・福岡

株式会社 服部時計店 特器部



世界の時計

SEIKO



係船作業の 人手をはぶく！

●いままで多くの労力と人員を必要としたホーサーの格納が1人で手軽にできます。

●ホーサーリールとウインチを一体構造にした便利な設計です。

リボロ ホーサーウインチ

《ワンマンコントロール》

お問い合わせは…… 機械営業部へ

本社・大阪市浪速区船出町2丁目 電631-1121

東京支社・東京都中央区日本橋江戸橋3丁目 電272-1111

九州支店・福岡市天神1丁目10番17号 電74-6731

北海道支店・札幌市北一条西4丁目 電22-8271

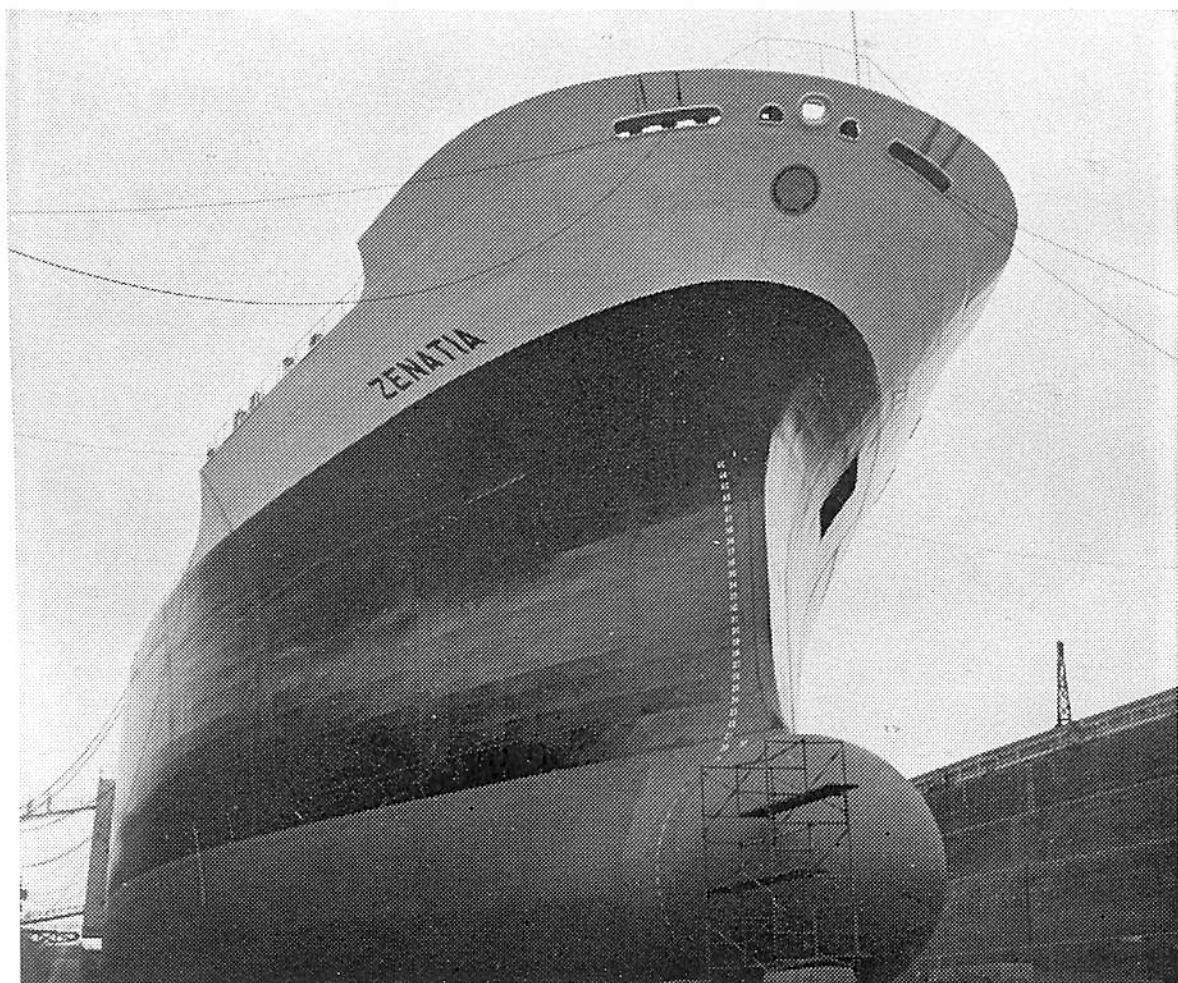
名古屋支店・名古屋市中村区米屋町2番地67 電563-1511

広島営業所・広島市基町5番44号 電21-0901

仙台営業所・仙台市東二番丁93番地 電25-8151

室蘭出張所・室蘭市輪西町1丁目7番7号 電4-3585





タンカー大型化工事を機に 完全エピコート塗装

イギリスのタンカー〈ゼナティア号〉は呉造船所で3万5千トンから6万5千トンに大型化されました。この建造にあたって、今後の補修費用を軽減し、補修に要する時間を短縮して維持費を大巾に削減する目的で、外装・内装のすべてにわたってシエルのエピコート樹脂ベースの塗料が使われました。エピコート塗料は、接着性、耐水性がすぐれており、防蝕性、耐候性、耐衝撃性、耐油・薬品性などにも極めてすぐれております。とくに最近のブロック建造方式にマッチした防蝕塗料としてのジंकリッチプライマー、各種タンク内面用のエピコートコーラル塗料や無溶剤塗料、船底・外板に耐水性のすぐれたエピコートタール及びエピコートアミン硬化塗料などは、世界各国を始め日本でも大型船舶の防蝕用として広く使われています。

世界中で選ばれ実証されたシエルの化学製品は工業・農業のあらゆる部門の技術革新をすすめる企業の合理化、コストダウンに奉仕しています。

●詳しいことは塗料メーカーまたはシエルへご相談下さい。

エピコート®

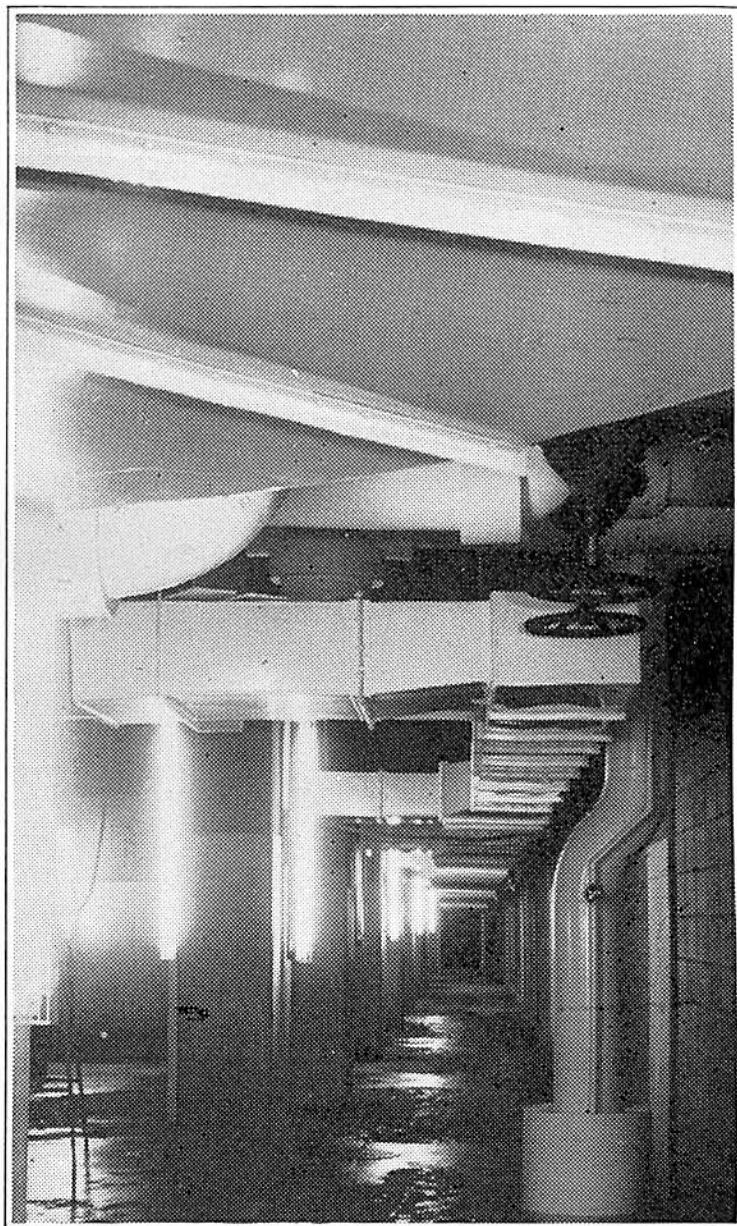
シエル化学製品販売株式会社

東京(電535-6401):札幌(電22-0141):名古屋(電582-5411)
大阪(電203-5251):福岡(29-2536)

シエル化学



「6フィート」にしてご希望にこたえました——



わが国初の6フィートものです——

亜鉛鉄板にはじめて 6フィートの広幅ものができました。いままでの4フィートものにくらべ はるかに板取りも経済的。溶接その他の加工工数をはぶくことができ 加工後の仕上りをもいちだんと美しくする なにかと利点の多い広幅化です。

厚さでも新記録をだしました——

広幅ができるようになっただけではありません。厚さでも 3.2^mまでこれからはおとどけます。とくに船内ダクトなど 塩害のはげしいところに使われる亜鉛鉄板としては この厚手ものをおすすめします。適正規格のものをおえらびいただければ 耐蝕性も大幅にアップされます。

新鋭ラインによる広幅・厚手材



亜鉛鉄板



マル・イス
八幡製鐵

本社 東京都千代田区丸ノ内1ノ1

〈鉄鋼ビル〉

電話・東京 (212) 4111 大代表

● ご用命・お問合せは/本社鋼板販売部まで——

NK・LR・AB

7つの海を駆けるパスポート取得!

住友の— **厚鋼板**



船舶の大型化時代にこたえて登場した住友の厚鋼板。世界最大級ミルが造りだす いままでにない精度の高い4 m巾厚鋼板です。住友の技術とフロンティア精神が生かされた鋼板です。世界の造船規格にパス。

7つの海を駆けるタンカー 客船など あらゆる船舶には住友の厚鋼板をご利用ください。

鉄をつくり
未来をつくる



住友金属

住友金属工業株式会社

本 社 / 大阪市東区北浜5の15 TEL (203) 2201
支 社 / 東京都千代田区丸の内1の8 TEL (211) 0111
営業所 / 福岡・広島・岡山・高松・名古屋・富山・静岡・新潟・仙台・札幌

船舶

第 40 卷 第 2 号

昭和 42 年 2 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

出光丸—209,000 DWT タンカー (1)	石川島播磨重工業株式会社…(41)
伊予丸機関部計画概要	岸 本 雅 雄…(49)
油穴を持つ軸のねじり強度について	植 田 靖 夫…(60)
過給ボイラ	玉 木 恕 乎…(65)
経済性の向上を目的としたプロペラピッチの決定または改造について	丸山 勇二郎…(78)
連絡船—思い出すまに (1)	篠田 寅太郎…(81)
日本造船研究協会の昭和40年の調査・研究業務について (1)	北 島 泰 蔵…(86)
滯英雑記 (2)	岩 井 次 郎…(96)
(文 献) 商船用コース計算機の海上評価試験	…(101)
[提 言] 船舶の自動化はいかにして推進すべきか	…(84)
[製品紹介] 極東マックグレゴアの新製品と新設工場	…(106)
[水槽試験資料 193] D. W. 23,000 トン程度の撒積貨物船の模型試験	「船舶」編集室…(108)
NK コーナー	…(112)
[特許解説]・貨物船の荷役装置・組立式浚渫船・低温物質貯蔵容器	…(118)
[文献紹介] 船舶の集中制御と自動制御	…(48)
写 真 解 説 ☆ 杭打機船 第5大成丸	
☆ 神戸港摩耶埠頭用25屯コンテナクレーン製作開始	
☆ 異例な特長をもつ AEI 多目的海洋レーダー	

進 水—☆ 恵 昭 丸 ☆ STRATHEARN

竣 工—☆ 新大阪丸 ☆ 昭 久 丸 ☆ 若 嶺 丸 ☆ 浮 島 丸 ☆ 朝福神丸 ☆ 協 洲 丸
☆ 協 明 丸 ☆ 越 後 丸 ☆ 明 光 丸 ☆ NISO ☆ OCEAN FIRST
☆ DELWIND ☆ CAPTAN PSARROS ☆ TROPICAL VENEER ☆ NEW
VENTURE

船齢を延ばす

ダイメットコート®

塗る亜鉛メッキ

弊社工事は最新の設備と優秀な技術によりサンドブラスト処理からスプレイ塗装まで一貫した完全施工をしております。国内施工実績300万平方メートル。

米国アマコート会社日本総代理店

株式 井 上 商 会

取締役社長 井 上 正 一

横浜市中区尾上町5-80 TEL (68) 4021~3

修繕船 G. L. PARKHURST 号の外舷部に DIMETCOTE No. 3 (白色の部分) を施工中のもの

FUJI air tools

エアーグラインダー

日・米・英特許

用途に応じ数十機種

乗員縮少の新造船の
船内作業スピード化に

定評ある不二の
エアーツール を

輸出船舶にも搭載され
世界の海でも真価を発揮する

■エアーモーターは

■インパクトレンチは

■エアーグラインダーは

タンカーのバルブ開閉、タ
ラップ、ハッチカバー、ボ
ートウインチの開閉巻上操
作に
機器類のボルトナット着
脱に
船内装備機器の補修整備に

インパクトレンチ
6mm～65mmまで各種

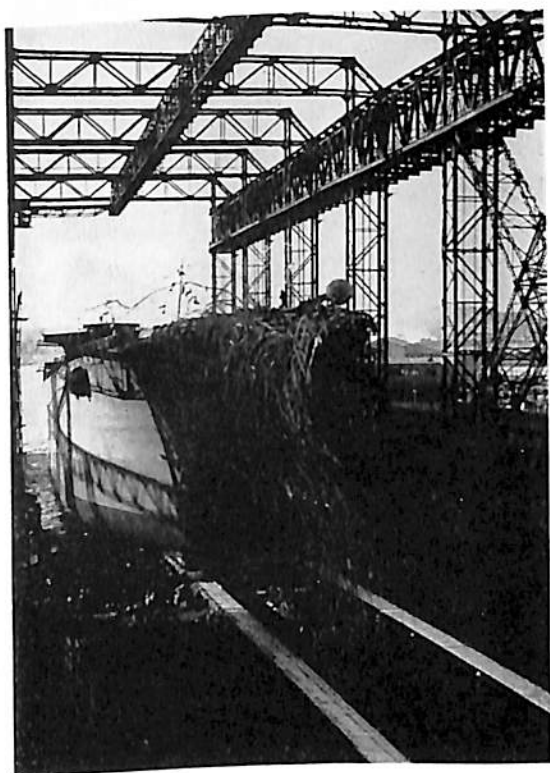
弊社のエアーツールは全国造船所に御採用を頂だし我が国造船工業の発展に
微力を盡して居ります。

造船作業に必須工具としての各種ツールを製作致して居り特にエアーグラ
インダーは日・米・英特許を取得した独特の構造に依る高性能機であります。
尚新設計等に関する御相談は弊社技術部に御相談下さい。御請求あれば、カ
タログお送り致します。



不二空機株式会社

本社 大阪市東成区神路町二丁目十六番地 電話大阪(981) 代表3163-6・3153-4
東京出張所 東京都港区芝三丁目六番12号 電話東京(451) 3521・3726・3087
名古屋出張所 名古屋市中区新栄町九番の十二 電話名古屋(671) 4017・(681) 5137



恵 昭 丸 (木材チップ運搬船)

船 主 昭和海運株式会社
造 船 所 浦賀重工・浦賀工場

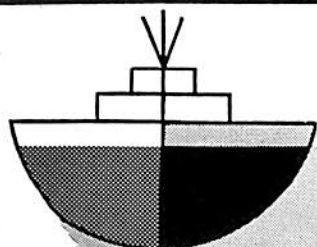
長(垂) 160.0 m 幅(型) 25.0 m 深(型) 17.1 m
吃水 8.5 m 総噸数 19,000 噸 載貨重量 25,000 噸
速力(公試) 15.9 ノット 主機 浦賀スルザー 6RD 68
型ディーゼル機関 1 基 出力 7,200 PS×135 RPM
船級 NK 起工 41-11-1 進水 41-12-27
竣工 42-4



STRATHEARN (ばら積貨物船)

船 主 A/S MOSGULF SHIPPING CO.
(ノルウェー)
造船所 浦賀重工・浦賀工場

長(垂) 210.0 m 幅(型) 32.2 m 深(型) 16.9 m
吃水 11.55 m 総噸数 35,000 噸 載貨重量 52,000 噸
速力(公試) 17.4 ノット 主機 浦賀スルザー 8RD 90
型ディーゼル機関 1 基 出力 17,000 PS×119 RPM
船級 NV 起工 41-9-30 進水 41-12-20
竣工 42-3



船底塗装の合理化に！

SR 船底塗料

合成ゴム系



東亜ペイント株式会社

大阪市北区堂島浜通り2の4 電話(代) 362-6281
東京都中央区日本橋室町2の8 電話(代) 279-6441

神戸港摩耶埠頭用 25 トン
コンテナ クレーン
製作開始

三井造船株式会社では昨年末神戸市役所より、同市が来るべきコンテナ専用船の就航に備え神戸港摩耶埠頭第4突堤に設置計画中のコンテナ・バース用25屯吊りコンテナクレーン1基を受注した。

このクレーンは、わが国はもとより極東地域の港湾に設置されるコンテナクレーンの1番機であり、世界の港湾において既に30数基の納入実績を有する米国 Pacific Coast Engineering Co. よりの技術導入に基き製作される三井―パセコ型ポータイナ (Portainer=岸壁用コンテナクレーン) で、玉野造船所において製作し、本年10月中旬現地据付け、試運転完了の予定である。

本クレーンの主要な目は下記の通りで、本邦第1番機としてパセコ・タイプが採用されたのは、クレーンの優秀性のみならず世界的なコンテナクレーン・メーカーとしてのパセコ社の実績と信頼性が高く評価されたものと思われる。

主 要 々 目

アウトリーチ	33.5 m
バックリーチ	7.0 m
クレーン走行レール幅	16.0 m
" " 脚柱間隔	17.0 m



同型のクレーンの写真

揚程 (走行レール面上)	19.0 m
全 揚 程	31.0 m
定 格 荷 重	25 屯
荷役可能コンテナ寸法	8'×8'×24' 及び 8'×8'×20'

(この2種類のコンテナの荷役ができるようそれぞれのスプレッダーを有しており、スプレッダーの交換は数分で行なえるよう特別の工夫がなされている。)

捲上速度 (定格荷重時)	30 m/min 以上
(無 荷 重 時)	60 m/min
トロリー横行速度	120 m/min
クレーン走行速度	45 m/min
全高 (走行レール面上)	約 45 m
クレーン走行、捲上、 トロリー横行制御方式	ワードレオナード方式による無段階、可 逆可変電圧制御



防蝕防錆のことならなんでもご相談ください

無機質高濃度亜鉛塗料
ザップコート
(ニッペジンキー #1000)

電気防蝕

性能のすぐれた新しい
アルミニウム合金流電陽極
ALAP

港湾施設・船舶・埋設管・地中海中鉄鋼施設・機械装置

調査 設計 施工 管理

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 (252) 3171(代)

大阪(362)5855 札幌(24)2633 広島(21)5367 名古屋(962)7866 福岡(77)4664 仙台(23)7084 新潟(66)5584

異例な特長を持つ

AEI 多目的海洋レーダー

英国 AEI 社から最近発表された多目的海洋レーダー 2 機種は、狭い海域を航行する際の距離と方位に制限を与えられるとともに、大洋航行時に早目に警戒ができるような出力を備えている。

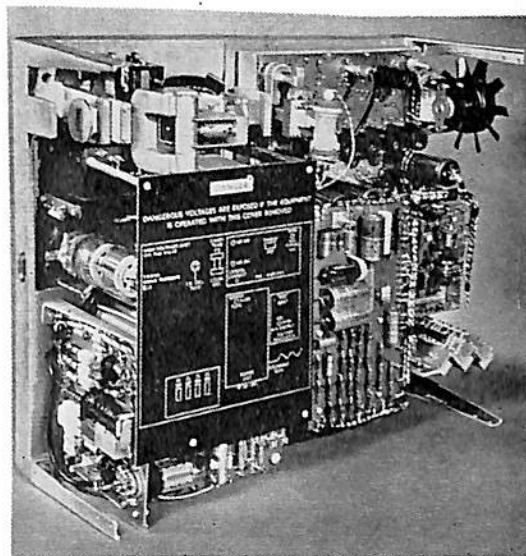
標準形41cm径の表示盤には1.2km~77.2kmの間のレンジがあり、適当な間隔のリングと 0~80.5km まで連続可変調節できるマーカーがついている。変った特長は前方オフセンター表示ができることで、切り換えスイッチを操作して船のへさきの位置を進路方向マーカーの後部で半径の 2/3 のところに移す中心をはずした表示を行なうことができる。このおかげで近距離像でも前方が広い範囲を眺めることができ、とくに狭い海域を航行す



650 SERIES DISPLAY

The radars in the ESCORT 650 series are

DISPLAY			AERIAL
9in FPI	13in FPI	16in FPI	
651	653	655	8ft slotted waveguide aerial
652	654	656	12ft slotted waveguide aerial



TRANSCIVER UNIT

る際有用である。P.P.I.の有効径が56cmとなる。

“ラピデント”という名前の電子方位マーカーは前方監視装置と組み合わせて中心から外れた場所の方位を正確に保つ。標準品の仕様には反射プロッタがあり、像を描き出す表面は特殊加工してあり、見る人の目の位置に関係なく正しい位置にマークが反射するようにしてある。

表示回路では大信号と小信号との中間を取り除き、大きな物体はフルトーンで、小さなものはハーフトーンで表示される。悪天候の際、海面動揺の背景から船のエコーを取り出すには海面動揺調節を行なう。付属装置にはコンパス安定装置があり、どんなジャイロコンパスとも併用でき、安定した北方指示を行なう。そのほか視野を暗くするフードの付いた監視装置があり、2人以上で同時に監視する際に使用する。

この装置の型名はエスコート (Escort) 655および656で、2.44m および 3.66m のスロット付導波管のアンテナでそれぞれ1.0°、0.7°のビームを作る。

なお本機についての詳細は、AEI レーダー本邦取扱店 極東貿易株式会社 (東京都千代田区大手町 新大手町ビル) に照会のこと。

国産最大の杭打機船

第5大成丸

呉造船所は、国産最大の杭打機船第5大成丸を完成し、このほど大成建設株式会社に引渡した。

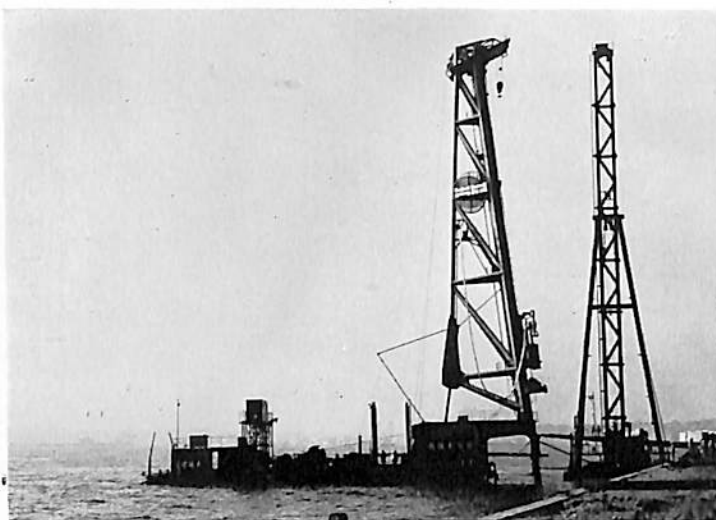
この杭打機船は、全長 33 m、幅 14.6 m、深さ 3.60 m で、発電設備をはじめ7名が居住できる諸設備を装置し、呉—メンク杭打機 MRS-100 型をとう載している。

この杭打機船は、起重機船としても使用でき、最大吊荷重 90 T の能力をもち、作業半径は 12 m、巻上速度は 19 m/min である。

呉—メンク杭打機 MRS-100 型の特長およびおもな仕様は次のとおりである。

特 長

1. 前方35度、後方35度の斜杭打ちができる。
2. ハンマーは、構造が簡単で操作が容易、故障が少ない。
3. 打込み可能のパイルは、長さ 55 m、直径 1.5 m 杭重量 45 T で、国産のものでは最大である。
4. ハンマーは全重量 15 T、ラム重量 10 T、ストローク 1.25 m で打込みに対して強力である。



仕 様

船 体 全 長	33 m
” 幅	14.6 m
” 深 さ	3.6 m
” 吃 水	1.88 m

杭打機船の場合

最大杭径	1.5 m
最大杭長	55 m
最大杭重量	45 T
杭打角度	前傾 35度、後傾 35度

起重機船の場合

最大吊荷重	90 T
作業半径	12 m
巻上速度	19 m/min (90 T 吊りの場合)

なお、第5大成丸は、横浜市の国際埠頭ドルフィン工事に使用される予定である。

8

つ の

船 舶 塗 料

大阪市大淀区大淀町北2
東京都品川区南品川4



日本ペイント

- C.R. マリーンペイント
- L.Z. プライマー
- 槌印船底塗料
- 槌印船底塗料 R
- ニッペンジンキー
- エポタール
- Transocean Brand
- Copon Brand

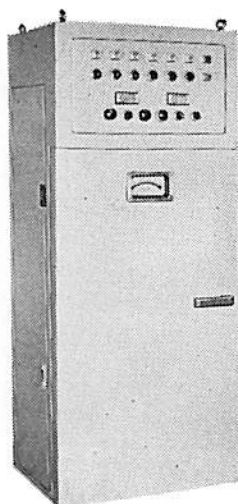


NEW VENTURE (ばら積貨物船)

船主 NEW VENTURE BULK CARRIERS INC. (リベリア)

造船所 佐野安船渠株式会社

全長 147.52 m 長(垂) 140.00 m 幅(型) 20.50 m 深(型) 12.55 m 満載吃水 9.053 m
 満載排水量 20,682.7 トン 総噸数 9,410.85 噸 純噸数 6,430.57 噸 航行区域 遠洋 船級 BV
 載貨重量 16,658.9 噸 船型 凹甲板船尾機関型 機関室の位置 船尾 主機 川崎 M. A. N. K 6
 Z 70/120 C 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 7,200 PS×135 RPM (常用) 6,480 PS×130 RPM
 燃料消費量 26.4 g/日 航続距離 15,300 海里 速力(試運転最大) 16.90 ノット (満載航海)
 14.4 ノット 汽缶(補) コクラン型 発電機 250 KVA×445 V×3φ×3 (原動機) 300 PS×720
 RPM×3 貨物倉容積(ベール) 19,740.2 m³ (グレーン) 20,702.2 m³ 燃料油倉容積 1,328.2 m³
 清水倉 566.9 m³ 乗組員 46 名 起工 41-8-13 進水 41-10-21 竣工 41-12-13



FMA-26型

(カタログ文献謹呈)

光明可燃性ガス警報装置

(運輸省船舶技術研究所検定品)

LPG タンカー

ケミカルタンカー

オイルタンカー

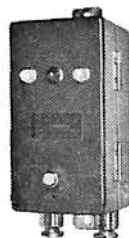
の

爆発防止に活躍する

プロパンガス厨房に
光明可燃性ガス警報器

新製品

FA型



光明理化学工業株式会社

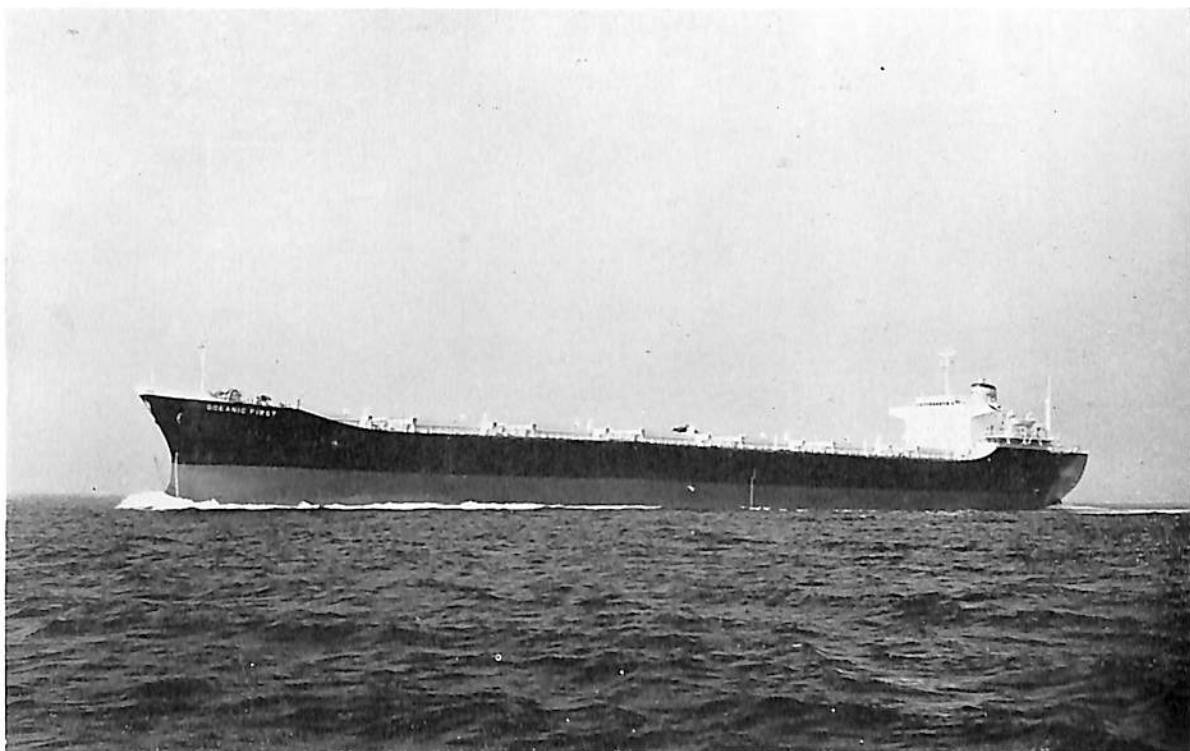
東京都目黒区唐ヶ崎町603 TEL (711) 2176(代)



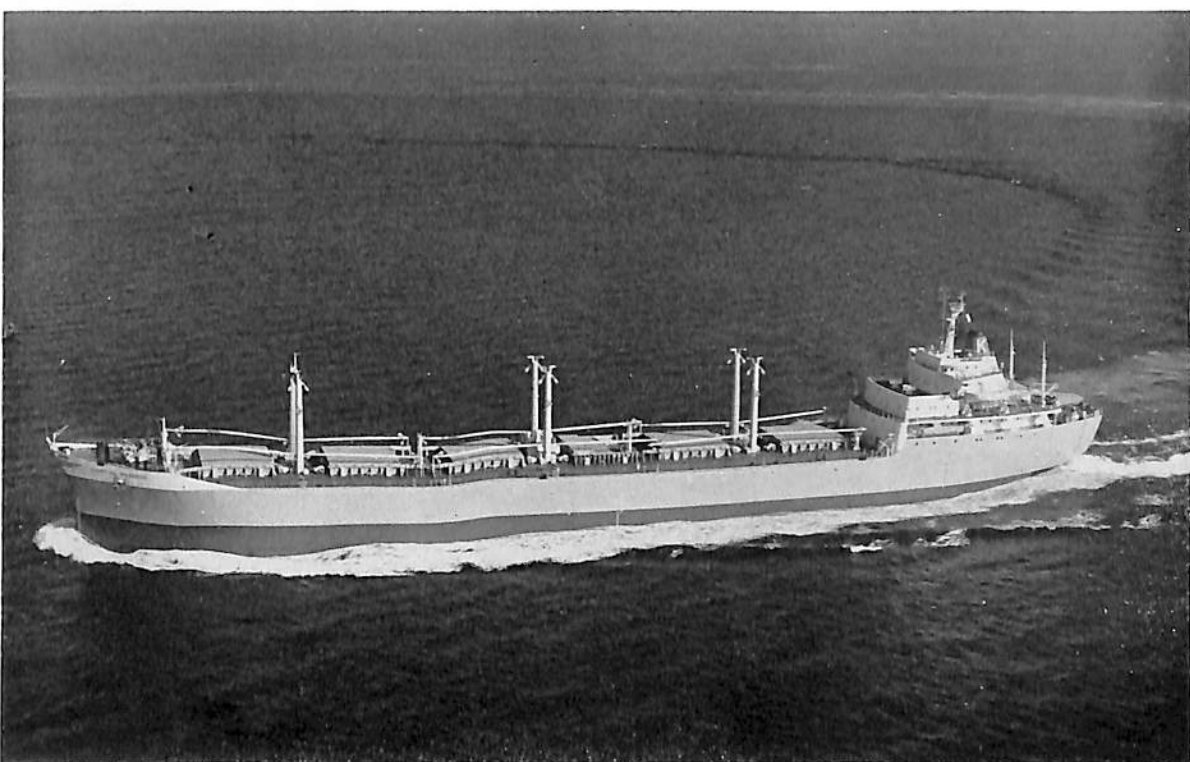
NISO (油槽船) 船主 SHELL TANKERS.NV (オランダ) 造船所 石川島播磨重工・相生工場
 長(垂) 252.98 m 幅(型) 42.01 m 深(型) 20.20 m 吃水 14.30 m 総噸数 64,000 噸
 載貨重量 108,600 噸 速力 14.5 ノット 主機 IHI-スルザー 9RD90 型ディーゼル機関 1 基 出力
 18,000 PS 船級 LR 起工 41-4-23 進水 41-7-23 竣工 41-11-22



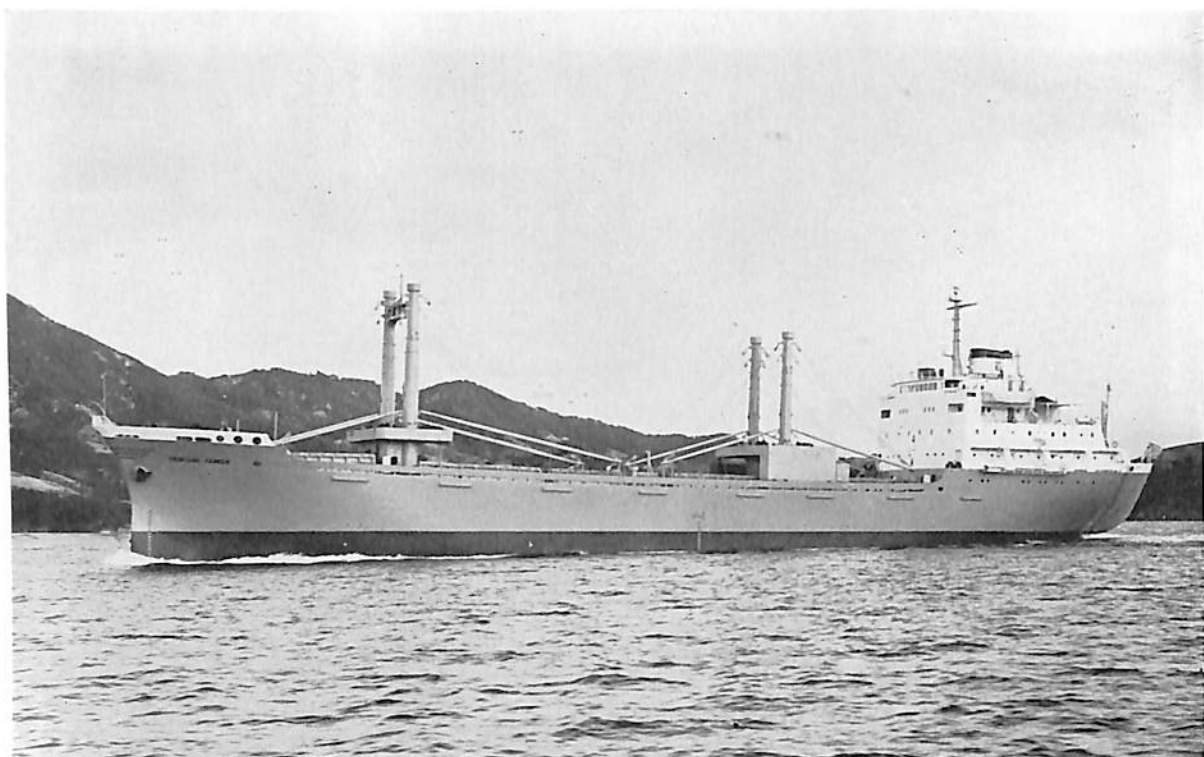
新大阪丸 (油槽船) 船主 大阪商船三井船舶株式会社 造船所 日立造船・因島工場
 全長 258.50 m 長(垂) 246.00 m 幅(型) 40.20 m 深(型) 21.80 m 吃水 15.10 m
 総噸数 61,657 噸 載貨重量 103,690 噸 貨物倉容積(ベール) 127,292 m³ 速力(試運転最大)
 17.1 ノット 主機 日立 B&W 1084-VT 2 BF-180 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 23,000 PS
 乗組員 37 名 船級 NK 起工 41-6-14 進水 41-9-14 竣工 41-12-8



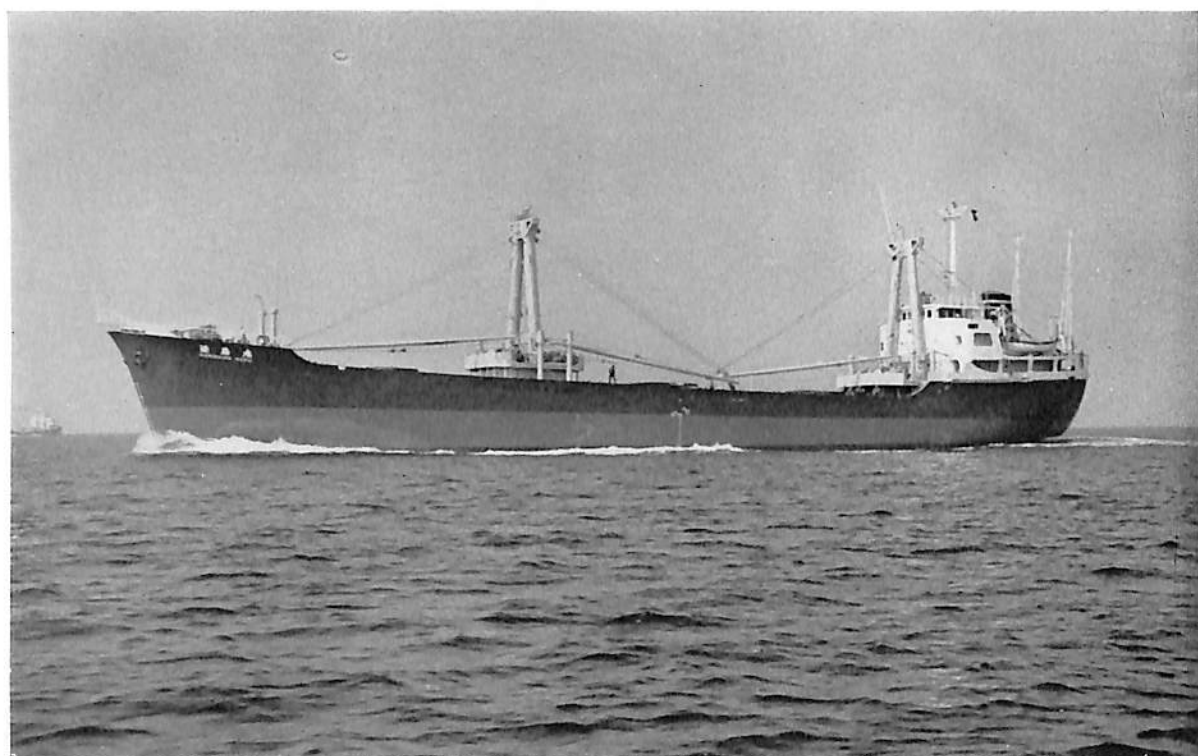
OCEANIC FIRST (ばら積貨物船) 船主 THE OCEANIC FREIGHTERS CORP. (リベリヤ)
 造船所 浦賀重工・浦賀工場 長(垂) 206.05 m 幅(型) 31.70 m 深(型) 16.80 m 吃水 12.41 m
 総噸数 30,762.85 噸 載貨重量 55,579 噸 速力(公試) 17.4 ノット 主機 浦賀スル
 ザー 8 RD 90 型 ディーゼル機関 1 基 出力 18,400 PS×122 RPM 船級 AB 起工 41-6-6
 進水 41-9-27 竣工 41-1-5



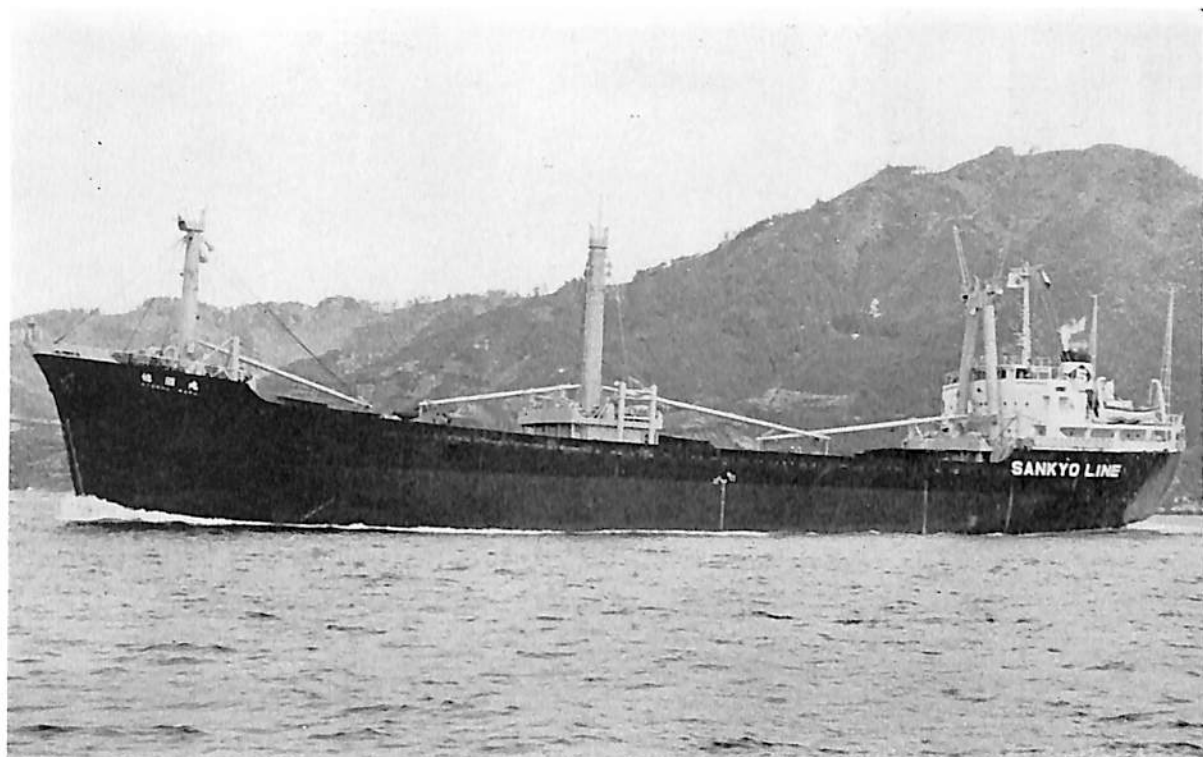
CAPETAN PSARROS (ばら積貨物船) 船主 UNITED CHARTERING ENTERPRISES. (パナマ)
 造船所 株式会社 大阪造船所 長(垂) 162.60 m 幅(型) 24.84 m 深(型) 14.02 m 吃水 9.14 m
 総噸数 16,164.13 噸 載貨重量 26,736.00 噸 速力(試運転最大) 17.132 ノット
 主機 三井 B&W 774 VT 2 F-160 型 ディーゼル機関 1 基 出力 11,500 PS×119 RPM 船級 AB
 起工 41-5-23 進水 41-9-7 竣工 41-12-23



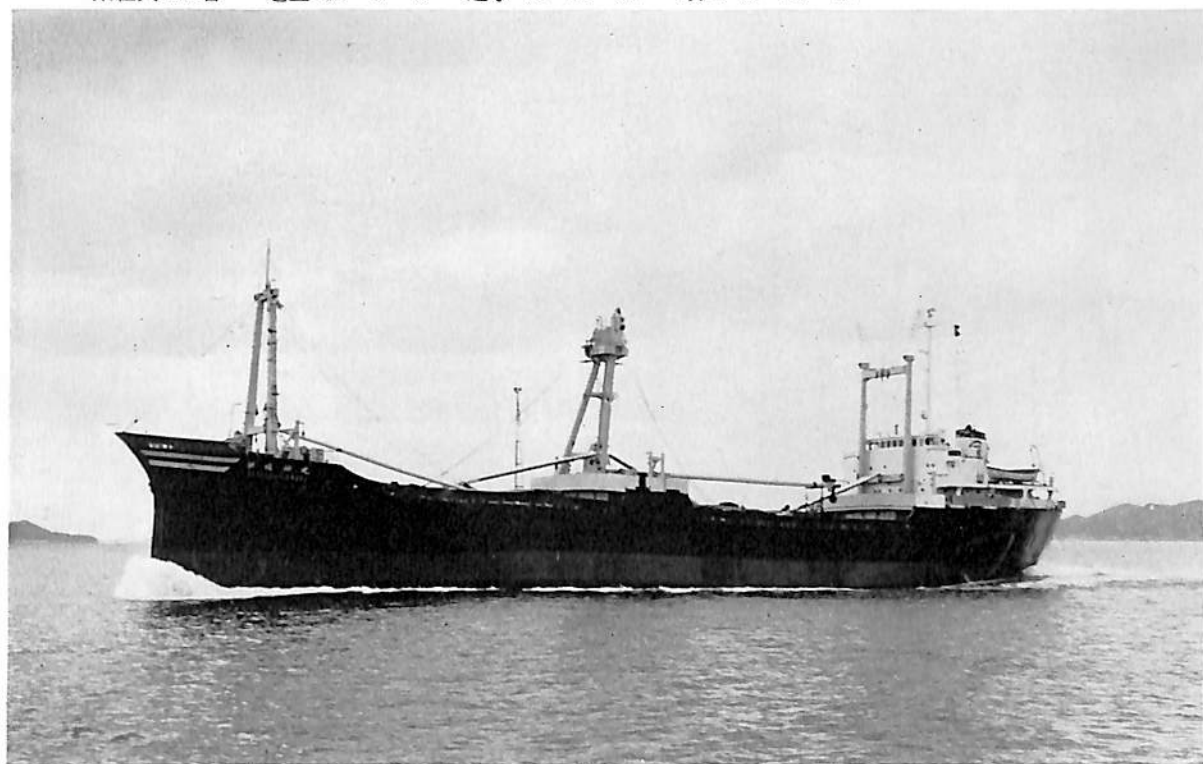
TROPICAL VENEER (貨物船) 船主 TROPWOOD A.G. (スイス) 造船所 瀬戸田造船株式会社
 総噸数 6,126.71 噸 純噸数 3,427.00 噸 船級 AB 載貨重量 7,438.38 噸 全長 119.94 m
 長(垂) 110.00 m 幅(型) 17.60 m 深(型) 9.95 m 吃水 7.321 m 満載排水量 10,647.68 噸
 主機 三井 B&W 650-VT 2 BF-110 型ディーゼル機関 1 基 出力 4,200 PS×170 RPM 速力(試運転
 最大) 16.435 ノット 貨物倉容積(ベール) 11,202.59 m³ (グリーン) 12,169.48 m³ 燃料油倉容積
 940.71 m³ 清水倉容積 472.11 m³ 乗組員数 46 名 起工 41-5-12 進水 41-9-20 竣工 41-12-20



波 島 丸 (貨物船) 船主 波方商船株式会社, 特定船舶整備公団 造船所 今治造船株式会社
 総噸数 2,302.80 噸 純噸数 1,509.28 噸 船級 NK 載貨重量 3,913.94 噸 全長 93.37 m
 長(垂) 86.00 m 幅(型) 13.50 m 深(型) 7.10 m 吃水 5.855 m 満載排水量 5,264 噸
 主機 阪神内燃機製 Z 650 SH 型ディーゼル機関 1 基 出力 2,040 PS×242 RPM 速力 12.050 ノット
 貨物倉容積(ベール) 4,998.802 m³ (グリーン) 5,252.360 m³ 燃料油倉容積 354.7 m³ 清水倉容積
 409.1 m³ 乗組員数 25 名 起工 41-3-24 進水 41-9-30 竣工 41-10-15



協 洲 丸 (鉾石運搬船) 船 主 仙幸海運株式会社 造船所 今治造船株式会社
 総噸数 2,993.09 噸 純噸数 2,006.49 噸 船級 NK 載貨重量 5,704.229 噸 全長 101.350 m
 長(垂) 94.000 m 幅(型) 15.700 m 深(型) 8.000 m 吃水 6.601 m 満載排水量 7,490.00 噸
 船型 凹甲板船尾機関型 主機 阪神内燃機製 Z750 SH 型ディーゼル機関 1 基 出力 2,380 PS×
 241 RPM 燃料消費量 12.744 t/day 航統距離 20,880 海里 速力 12.100 ノット 貨物倉容積
 (ベール) 7,100 m³ (グレーン) 7,471.154 m³ 燃料油倉 677.30 T 清水倉 340.483 T
 乗組員 25 名 起工 41-9-6 進水 41-11-28 竣工 41-12-12



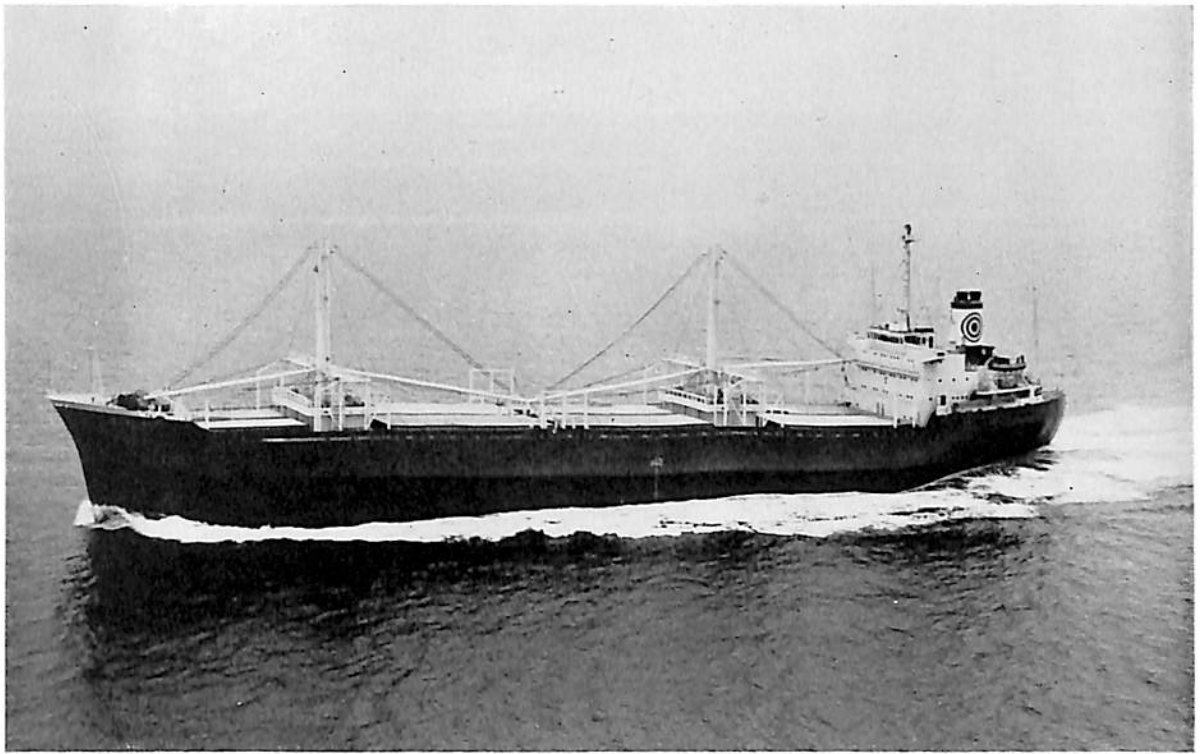
朝 福 神 丸 (鉾石運搬船) 船 主 福神汽船株式会社 造船所 株式会社 来島どっく
 総噸数 2,950.39 噸 純噸数 1,809.98 噸 船級 NK 載貨重量 5,223.16 噸 全長 97.23 m
 長(垂) 90.00 m 幅(型) 15.60 m 深(型) 7.80 m 吃水 6.40 m 満載排水量 6,950.00 噸
 船型 凹甲板型 主機 赤阪鉄工所製 6 DH 51 SS 型ディーゼル機関 1 基 出力 2,550 PS×213 RPM
 燃料消費量 9.65 t/day 航統距離 11,000 海里 速力 12.0 ノット 貨物倉容積(ベール) 6,314.02 m³
 (グレーン) 6,526.53 m³ 燃料油倉 437.56 T 清水倉 1,138.31 T 乗組員 25 名 起工 41-6-28
 進水 41-11-9 竣工 41-12-12



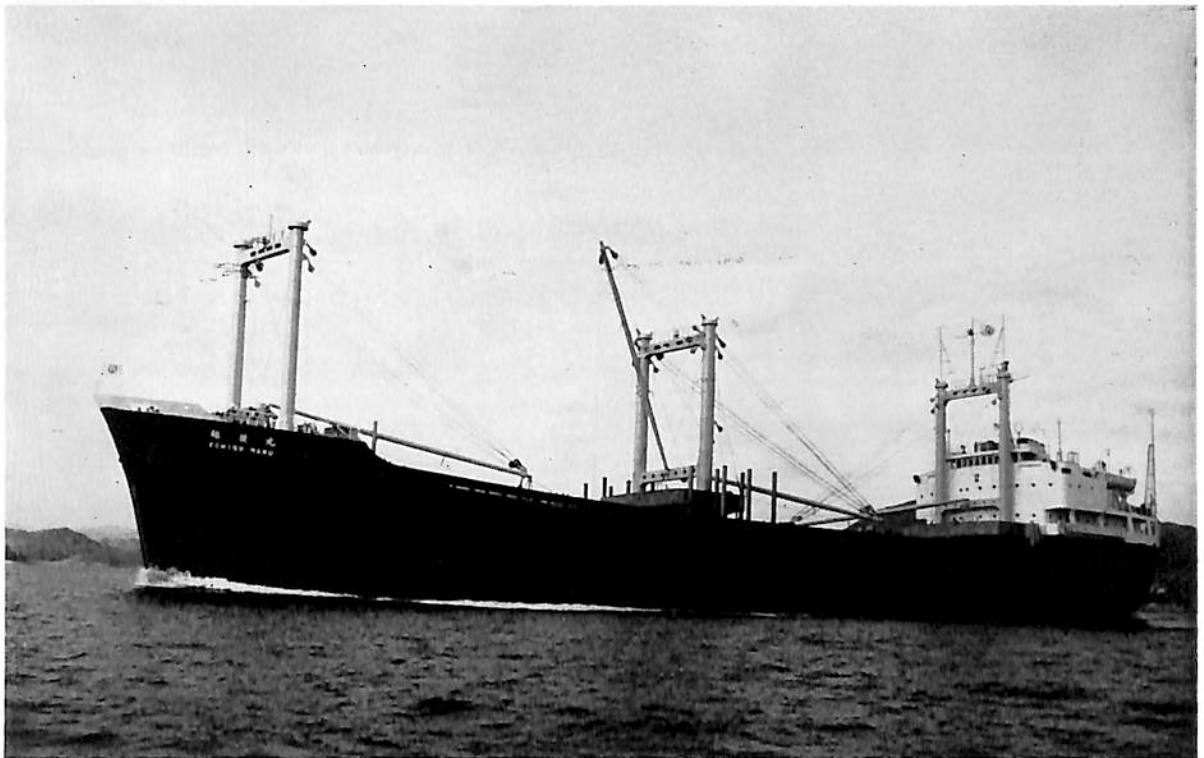
DELWIND (鉱石兼油運搬船) 船主 TAI SHIP CO., LTD (ホンコン) 造船所 佐野安船渠株式会社
 総噸数 9,317.07 噸 純噸数 6,287.22 噸 船級 BV 載貨重量 16,654.6 噸 全長 147.52 m
 長(垂) 140.00 m 幅(型) 20.50 m 深(型) 12.55 m 吃水 9.050 m 満載排水量 20,675.1 噸
 主機 川崎 MAN K 6 Z $70/120$ C 型ディーゼル機関 1 基 出力 6,480 PS×130 RPM 速力 14.4 ノット
 貨物倉容積(ベール) 19,740.2 m³ (グレーン) 20,702.2 m³ 燃料油倉容積 1,323.8 m³ 清水倉容積
 594.4 m³ 乗組員数 42 名 起工 41-6-3 進水 41-8-12 竣工 41-10-6



協 明 丸 (木材運搬船) 船主 長鋪汽船株式会社 造船所 株式会社 宇品造船所
 総噸数 2,751.22 噸 純噸数 1,664.70 噸 船級 NK 載貨重量 4,616.33 噸 全長 94.80 m
 長(垂) 88.00 m 幅(型) 14.50 m 深(型) 7.30 m 吃水 6.139 m 満載排水量 6,042.00 噸
 主機 阪神内燃機製 Z 650 SH ディーゼル機関 1 基 出力 2,125 PS×241 RPM 速力 12.2 ノット
 貨物倉容積(ベール) 5,328.90 m³ (グレーン) 5,715.5 m³ 燃料油倉容積 349.98 m³ 清水倉容積
 395.23 m³ 乗組員数 30 名 起工 41-8-22 進水 41-11-3 竣工 41-12-10



明 光 丸 (木材運搬船) 船主 三光汽船株式会社 造船所 佐野安船渠株式会社
 総噸数 10,602.24 噸 純噸数 6,706.45 噸 船級 NK 載貨重量 16,692.5 噸 全長 144.32 m
 長(垂) 136.00 m 幅(型) 22.30 m 深(型) 12.10 m 吃水 8.765 m 満載排水量 21,016.8 噸
 主機 IHI-スルザー 6RD68 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 7,200 PS×135 RPM 速力
 14.00 ノット 貨物倉容積(ベール) 21,187.4 m³ (グレーン) 21,719.7 m³ 燃料油倉容積
 1,107.2 m³ 清水倉容積 829.0 m³ 乗組員 40 名 起工 41-7-8 進水 41-9-17 竣工 41-11-9



越 後 丸 (木材兼一般貨物船) 船主 新潟臨港海陸運送株式会社 造船所 常石造船株式会社
 総噸数 3,882.56 噸 純噸数 2,532.47 噸 船級 NK 載貨重量 6,380.94 噸 全長 107.13 m
 長(垂) 99.50 m 幅(型) 16.40 m 深(型) 8.25 m 吃水 6.70 m 主機 三菱 8UD45 型 2 サ
 イクルトランクピストン単動無気噴油ユニフロー掃気可送式ディーゼル機関 1 基 出力 4,200 PS×240
 RPM 速力 13.841 ノット 貨物倉容積(ベール) 7,914.66 m³ (グレーン) 207.89 T 燃料油倉
 容積 454.9 T 清水倉容積 207.89 T 乗組員数 26 名 起工 41-8-4 進水 41-10-16
 竣工 41-12-7

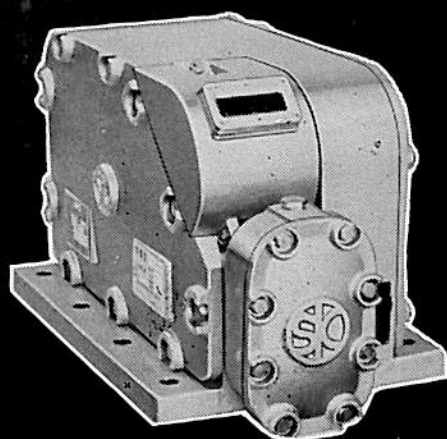


昭 久 丸 (原木運搬船) 船主 昭和海运株式会社 造船所 日本海重工業株式会社
 総噸数 10,351.54 噸 純噸数 6,702.71 噸 船級 NK 載貨重量 15,689.1 噸 全長 149.55 m
 長(垂) 140.00 m 幅(型) 22.60 m/19.40 m 深(型) 12.00 m 吃水 8.883 m 満載排水量
 20,105 噸 船型 凹甲板型傾斜船型 主機 川崎 MAN K6Z^{70/120}C 型ディーゼル機関 1 基 出力
 6,375 PS×128 RPM 燃料消費量 159.3 gr/ps/hr 航続距離 15,200 海里 速力(試) 17.375 ノット
 (満載航海) 14.5 ノット 貨物倉容積(ベール) 20,440 m³ (グレーン) 21,066 m³ 燃料油倉容積 1,318 m³
 清水倉容積 867 m³ 乗組員 36 名 起工 41-6-28 進水 41-10-12 竣工 41-12-10



若 嶺 丸 (ラワン運搬船) 船主 大洋海運産業株式会社 造船所 株式会社 来島どっく
 総噸数 3,663.22 噸 純噸数 2,323.83 噸 船級 NK 載貨重量 6,391.70 噸 全長 110.04 m
 長(垂) 101.00 m 幅(型) 16.20 m 深(型) 8.15 m 吃水 6.722 m 満載排水量 8,435 噸 船型
 凹甲板型 主機 三菱横浜 T5Z^{48/50} 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 3,300 PS×240 RPM
 (常用) 2,835 PS×230 RPM 燃料消費量 10.9 t/day 航続距離 12,000 海里 速力 12.56 ノット
 貨物倉容積(ベール) 8,117.8 m³ (グレーン) 8,596.4 m³ 燃料油倉容積 589.29 T 清水倉容積
 286.43 T 乗組員 34 名 起工 41-7-23 進水 41-10-3 竣工 41-11-28

自動平衡式液面計



船舶用 LS-3211型

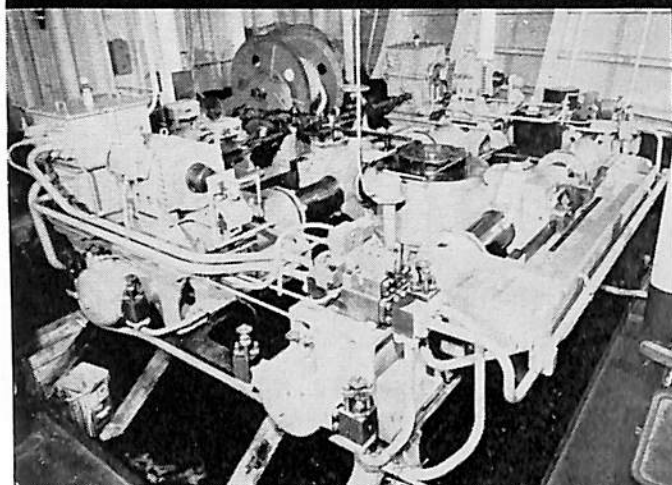
- 全電動、自動平衡式
- ディスプレイサー自動捲上
捲降し(測定)
- 飛躍した安全性と耐久性
- 敏速な操作と誤操作の絶無
- 完全な耐蝕性

LS-3211型液面計は、特にタンカー荷油タンク用に設計された液面計で近年とみに長足の発展を見せる船舶の自動化、合理化に適応し、十分にその性能を発揮し得る画期的な全電動式液面計です。

櫻測器株式會社

カタログ進呈

本 社 東京都武蔵野市中町3-4番22号 電話武蔵野(0422)(51)0611(代)
出張所 大阪市西区靱本町2-80 飾大ビル1階 電話 大阪(441)9601-5



船舶の自動化に対処する 川崎式電動油圧舵取機

川崎重工は永年の豊富な舵取機製作技術に加え、油圧業界でも高く評価されている高圧・高速回転の川崎ブルーニングハウス ポンプを使用し、小型で高性能の川崎式電動油圧舵取機を製作しています。川崎式電動油圧舵取機は正確な操舵はもとより、船舶の自動化・超大型船舶にも最も即応するようあらゆる観点から設計されていますので、他型式にない多くの長所をそなえています。

特 長

- 高圧で使用できる。(最高 210kg / cm²)
- 高速回転のため電動機のコストダウンができる
- 正確な操舵とその持続性が極めて高い
- 構造据付簡単で信頼性が高い
- 遠隔切替装置が簡単にできる



海と陸 世界に伸びる
川崎重工

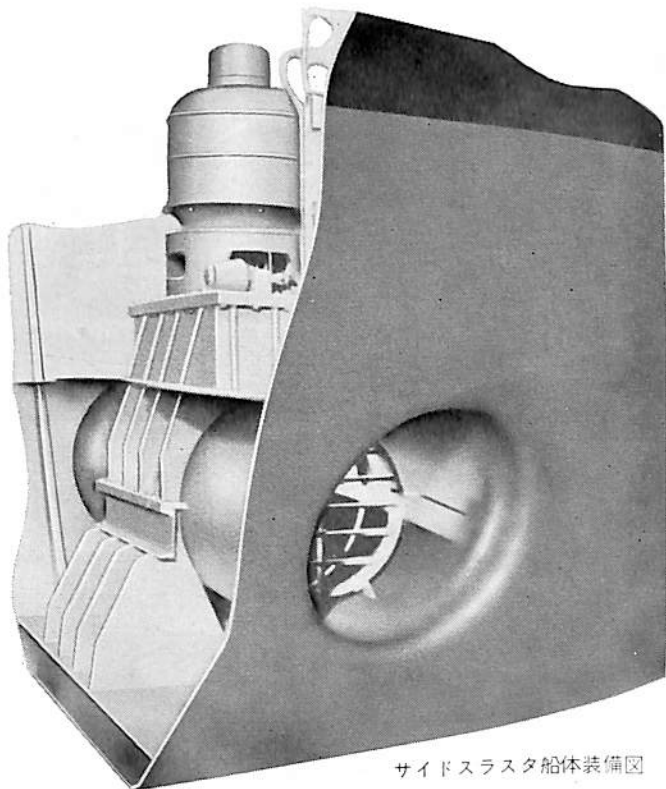
精機事業部
明石工場
東京支店
名古屋営業所
大阪営業所
福岡営業所

明石市林字北窪 1 4 8 (913)2112
神戸市生田区東川崎町2丁目14 (67)5001
東京都港区新橋1丁目1-1 (503)1331
名古屋市北区錦1丁目19-24 (201)6451
大阪市北区堂島浜通2丁目4 (344)1271
福岡市上呉服町10-1 (28)4126

新しい操船装置!!

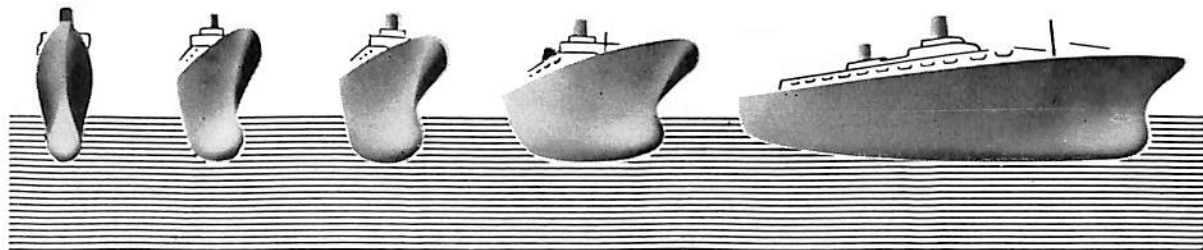
軽量・小型・高効率の 川崎ビッカース式 サイドスラスト

船舶の自動化、合理化に貢献する川崎重工は、新しい操船装置として注目を集めている川崎ビッカース式サイドスラストを製作しています。川崎ビッカース式サイドスラストは船体の水面下に設けられた横穴からジェット水流を噴出させ、その反動によって横推力を出します。これにより船舶の操船、離着岸を人手少なくしかも容易にします。その性能は川崎重工の総合技術を結集していますので必ずご満足いただけます。



特長

- ☐ 構造が簡単
- ☐ 装置全体を海上で取りはずすことができる
- ☐ 効率がよい
- ☐ 操船が楽になる
- ☐ 左舷・右舷両方向とも同じスラストが得られる



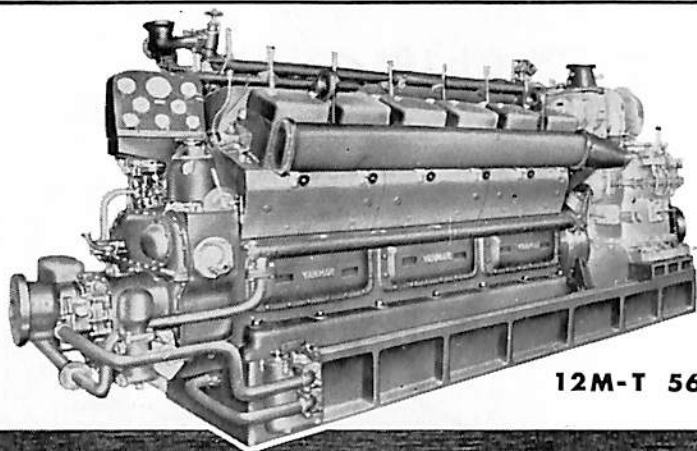
海と陸 世界に伸びる
川崎重工

精機事業部
明石工場
東京支店
名古屋営業所
大阪営業所
福岡営業所

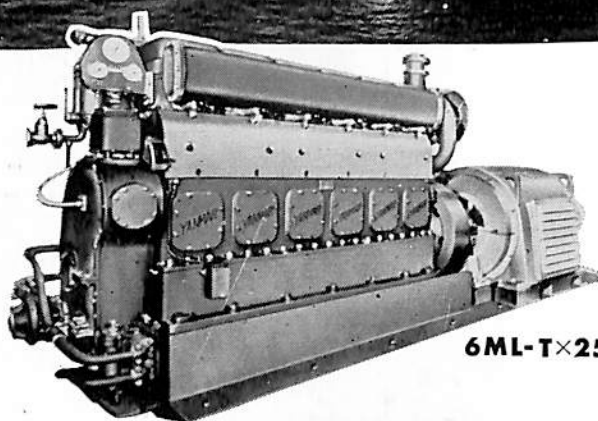
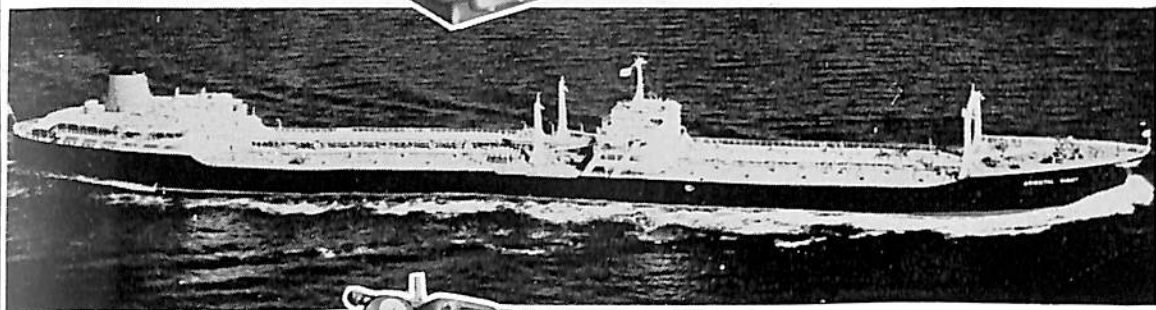
明石市林字北窪 1 4 8 (913)2112
神戸市生田区東川崎町2丁目14 (67)5001
東京都港区新橋 1 丁目 1-1 (503)1331
名古屋市中区錦 1 丁目 19-24 (201)6451
大阪市北区堂島浜通 2 丁目 4 (344)1271
福岡市上呉服町 10-1 (28)4126

YANMAR DIESEL ENGINE

● 船舶の主機、補機に！



12M-T 560 馬力



6ML-T×250KVA

●船舶主機用 3—800馬力 ●船舶補機用 2—1000馬力

ヤンマー ディーゼル



ヤンマーディーゼル株式会社

＜本社＞大阪市北区茶屋町62
東京・福岡・札幌・高松・広島・金沢・仙台・岡山・旭川・大分



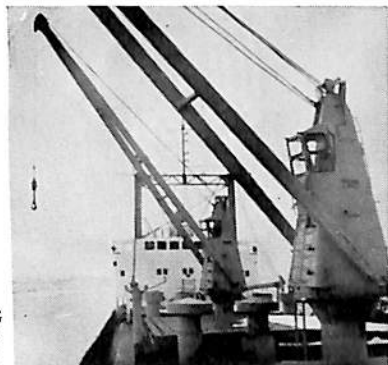
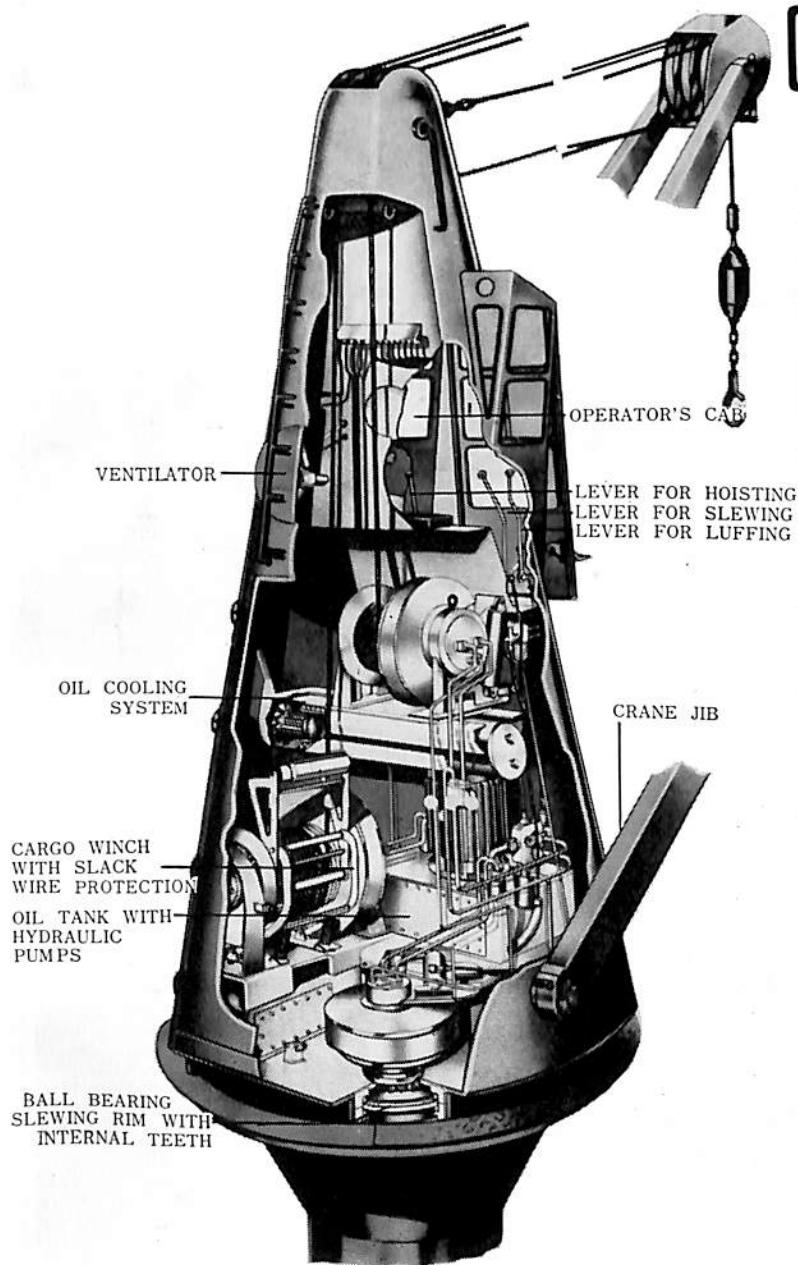
日本船舶機器株式会社

＜国内補機總販売元＞
＜本社＞大阪市東区南本町4の20（有楽ビル）
＜営業所＞東京都中央区銀座東7丁目2の2

Electro-hydraulic deck cranes

ヘグラント無段変速式 電動油圧 デッキ・クレーン

NIKKO - HÄGGLUNDS



ヘグラント電動油圧デッキクレーンは、標準型として、力量3 ton から15tonまで各種、ジブの最大半径12mから22mまで各種のがあります。

作動はすべてヘグラント製の高トルク 低速油圧モータによっており、減速用歯車装置は必要としません。

クレーンは水平に作動し、また過負荷に対する保護装置として簡単でしかも信頼性の高い安全弁を備えており全く安全であります。

駆動装置は連続定格、3相籠型電動機で、船内電源に対して起動時突入負荷を与えないよう設計されております。



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)

営業所 大阪市北区中之島22 電話(203)3661(代表)

福岡市天神町2-14-13・名古屋市中区錦1-4-5

出張所 札幌市南1条西3・新潟市東大通り1-25

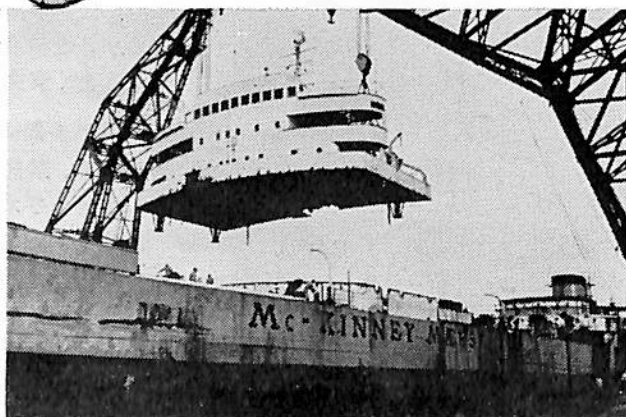
世界的水準を行く修繕技術



船のドクター NKK

NKKは、修繕、改造の主力工場である浅野船渠を中心にあらゆる種類の船舶の一般修理、各種改造、損傷修理およびエンジン取り換え工事を実施しており、3造船所全体の修繕能力は年間465万総トンを有しております。

工事の優秀さと工期の正確さについては世界中の船主から定評を得ています。



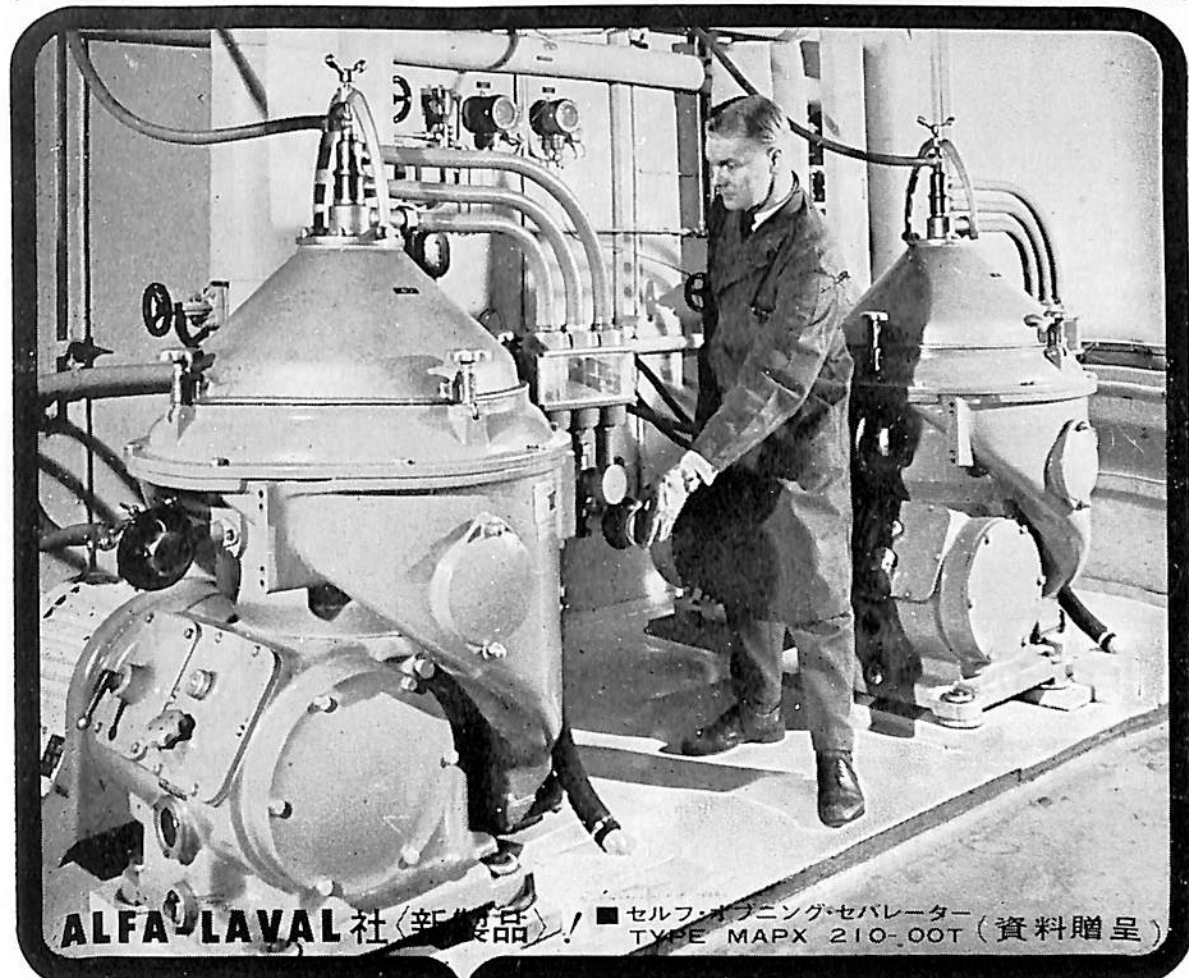
日本鋼管

船舶・修繕船営業部

東京・神田須田町 TEL.255-7211

油清浄機

技術提携先. **ALFA-LAVAL A.B.** Stockholm, Sweden



ALFA-LAVAL 社〈新製品〉! ■ セルフ・オープニング・セパレーター
TYPE MAPX 210-00T (資料贈呈)

□ 燃料油清浄機 (ディーゼル油用・バ
ンカー油用) / 潤滑油清浄機 (ディー
ゼル及タービン用) / 各種遠心分離機



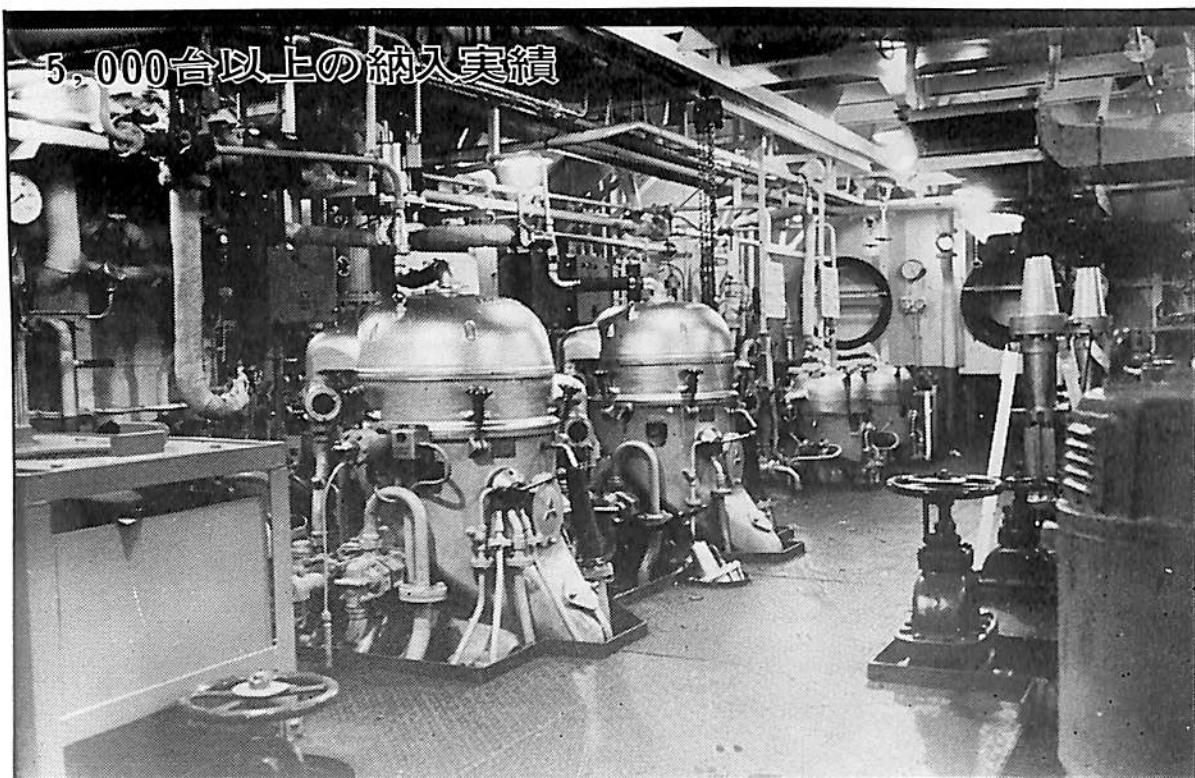
瑞典アルファラバル会社日本総代理店

長瀬産業株式会社 / 機械部

■ 本 社 大阪市南区塩町通 4-26 東和ビル
電 話 (252) 1 3 1 2 大代表
■ 東京支店 東京都中央区日本橋本町 2-20 小西ビル
電 話 (662) 6 2 1 1 大代表

■ 製作及整備工場
京 都 機 械 株 式 会 社 分 離 機 工 場
京 都 市 南 区 吉 祥 院 御 池 町 3 1
電 話 (68) 6 1 7 1 代 表

5,000台以上の納入実績



各船舶の機関部合理化に

三菱セルフジェクター

自動排出遠心分離機

回転体内に推積した固形分を運転を止めずに瞬間的に排出する，わが国で初めての分離板型連続遠心機であります。

(SJ—2型，SJ—3型，SJ—5型，SJ—6型)

遠心分離機の総合メーカー



三菱化工機株式会社

営業第2部

本社 東京丸ノ内 TEL (212)0611(代)

発売

N V 規格合格

船舶内装用

デコラマリン®

めざましい発展をつづける現代の造船業界の
要請にこたえ、新しく誕生した——

デコラマリン®…(世界で最も信用のあ

る国際的な船舶に関する規格N V に

合格)…非常に燃えにくい上、煙

の発生量が少ない耐燃性のす

ぐれた船舶内装用化粧板です。

国内で簡単に入手できるの

で、納期が短縮されるとと

もに、従来の繁雑な輸入手

続、保税手続などの業務も

解消されます。

船舶内装材には高品質の

デコラマリン®

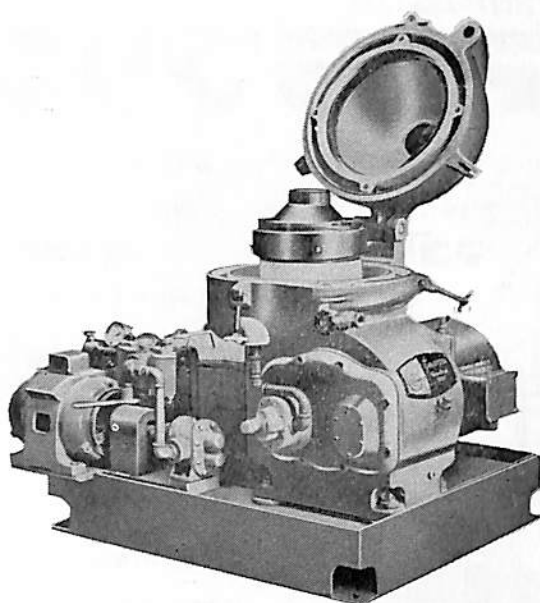
をどうぞ!



 住友ベークライト株式会社 東京都千代田区内幸町2-1 大阪ビル Tel. 591-9171
カタログはデコラ事業部デコラ課へお申し込みください

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

ペンソールト ケミカルス コーポレーション
シャープレス機器部 日本総代理店

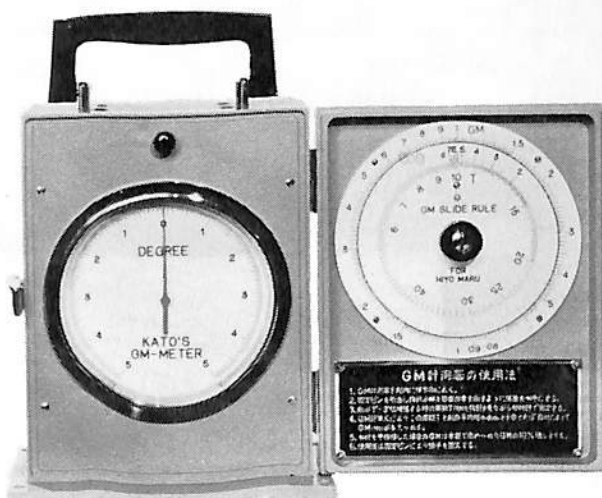
巴工業株式会社

本社 東京都中央区日本橋江戸橋3/2 (第二丸善ビル)
電話 東京 (271) 4 0 5 1 (大代表)
大阪出張所 大阪市内南区末吉橋通り4ノ23 (第二心斎橋ビル)
電話 大阪 (252) 0 9 0 3 (代表)

あなたの安全を保証する

特許：加藤式GMメーター

東京大学名誉教授 加藤弘先生御発明



GMメーター

- 船に積荷をするとき、常に重心の位置を測定出来るので正しい位置に積荷をする判断が出来る
- 遊覧船、小型客船に大勢の人が乗るとき、科学的に安全な配置を指示することが出来る



株式
会社

石原製作所

東京都練馬区中村 3-18
電話 東京 (999) 代表2161-5

営 業 品 目

◇東京機械株式会社製品

中村式浦賀操舵テレモーター
中村式パイロットテレモーター
電動油圧舵取機(型各種)
(各汽動・電動及電動油圧駆動甲板機械)

揚 錨 機、揚 貨 機、繫 船 機
自 動 テ ン シ ョ ン ウ イ ン チ
電 動 デ ッ キ ク レ ー ン



◇東京機械・北辰電機協同製作

北辰中村式オートパイロット
テレモーター

◇株式会社御法川工場製品

船舶用全自動ロータリーオイル
バーナー

丸紅飯田株式会社

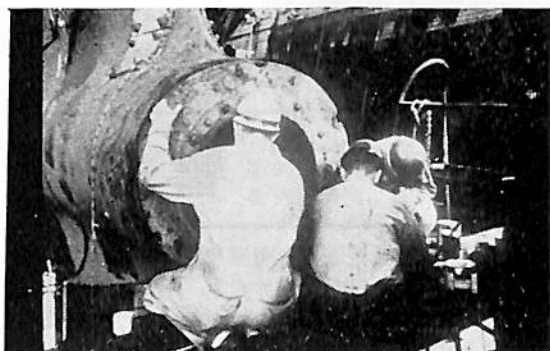
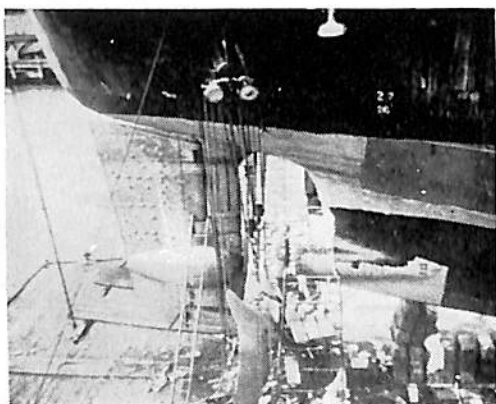
船 舶 機 械 課

東 京 都 千 代 田 区 大 手 町 1 丁 目 4 番 地
電 話 (216) 0111 (大代表)
大 阪 市 東 区 本 町 3 丁 目 3 番 地
電 話 (271) 2231 (大代表)

Devcon®

を船舶修理に!!

Plastic Steel® は摩耗したポンプ、
亀裂を生じた鑄鉄・各種配管・油圧系統・
タンク等の漏れ、摩耗したバルブ・カム・
ギヤーの変更等の永久修理ができます。



硬化が速い!
強い!
使い易い!



DEVCON CORPORATION DANVERS, MASS. U. S. A.

日本デブコン株式会社

東京都品川区東五反田5ノ10ノ18 (岩田ビル)
TEL (447) 4771 (代)
大阪出張所 大阪市北区絹笠町9 (大和ビル)
TEL 大阪 (364) 0666・(361) 8498

燃料添加剤

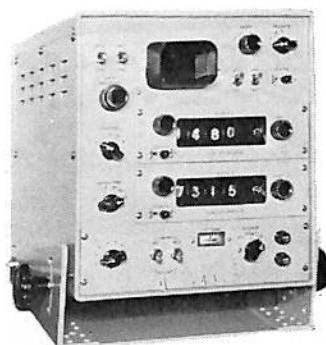
カセ

NO.178013
NO.192561
PAT. NO.193509
NO.238551
NO.238552

初めて燃料節減を立証された
重・軽油添加剤PCC!

日本添加剤工業株式会社

東京支店 東京都千代田区内神田2丁目5番1号
電話 東京 (252) 3881~4・5402
大阪支店 大阪市西区江戸堀北通1丁目69番地
電話 大阪 (443) 6231~2
名古屋出張所 名古屋市中村区太閤通2丁目40番地
電話 名古屋 (571) 6808・8632
本社工場 東京都板橋区前野町1丁目21番地
電話 東京 (960) 8621~4



LT-1

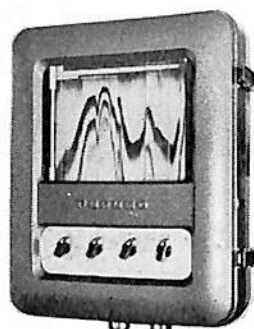
C-Aオートロラン受信機

2台の働きをする……2対局時間差表示

- 特長
1. ダブルカウンターによる時間差記憶表示方式
 2. 自動電子計数方式
 3. 自動同期方式
 4. 自動電圧調整器内蔵

精密音響測深機

- 特長
1. 浅海精密測深 (200KC)
 2. 拡大記録方式
 3. 海底判別装置内蔵
 4. 全トランジスタ化

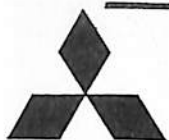


F-850



古野電気株式会社

西宮市芦原町85・東京都中央区八重洲4の5 (藤和ビル)
札幌・八戸・清水・神戸・下関・長崎



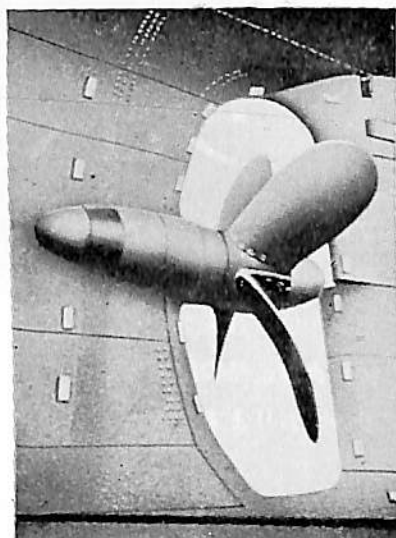
三菱防蝕亜鉛

CATHODIC PROTECTION ZINC

CPZ

CPZの用途

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



船尾に取付けたCPZ-8F

三菱金属鉱業株式会社

東京都千代田区大手町1丁目6番地(大手ビル) 電話 (270) 8451

営業所／大阪、札幌、仙台、新潟、名古屋、広島、福岡

総代理店・三菱商事株式会社

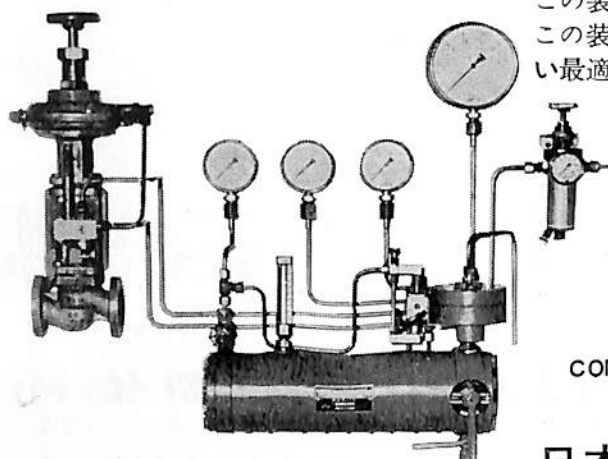
設計施工・日本防蝕工業株式会社

信頼される！ 西独アスカニア社の

燃料 粘度自動制御装置
重油



ビスコシマート



この装置は欧米船主から指定されております。
この装置を用いれば、温度調節方式では出来ない最適粘度が保持出来ます。

特徴

1. A重油の代りにC重油が使用出来る
2. 約5%の経済性が向上する
3. 内燃機関に極めてよい結果をもたらす

用途

船舶、火力発電所
一般工業用炉等

CONTI ELEKTRO ASKANIA-WERKE

日本総代理店

日本冶金化学工業株式会社

東京都中央区日本橋通3-8 電話 (271) 1681 (代)

世界に躍進する! プロペラ

プロペラ専門メーカーとして
創業40年の歴史を有し輸
出第一位と通産省より
輸出貢献企業の認定を
受けております。



製作能力
直径 7m
重量 35t



中島鑄工業株式会社

本社 岡山市中島田町2丁目3〜21 電話岡山(23)6221〜5
東岡山工場 岡山県上道郡上道町北方 電話長岡 142
東京事務所 東京都中央区日本橋蠣殻町2丁目10和孝ビル 電話(666)1697・9212

船舶の自動化・集中制御にMurayama

排気・冷却水 電気温度計 軸受・冷蔵舱

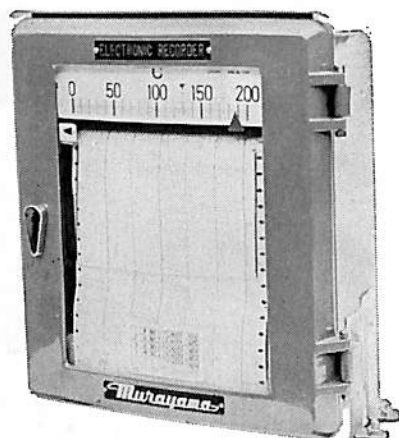


E C 形 (調節)



T C 形 (警報)

指 示
記 録
警 報
調 節



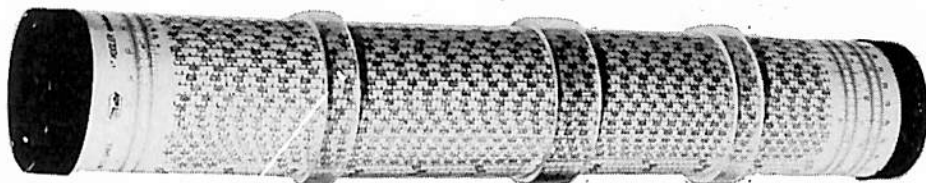
M K 形 (記録)



株式会社 村山電機製作所

本社 東京都目黒区中目黒3〜1163
電話 (711) 5201 (代表) - 5
出張所 小倉・名古屋

クーラー円筒精密計算尺 KOOLER CALCULATOR



考案者 倉持英之助

製造販売 株式会社 武藤精密

本社 東京都板橋区熊野町43番地
電話 (956) 5176 (代)
西日本支社 岐阜県岐阜市西園町21番地
電話 (0582) 65-6041
北日本支所 札幌市川治町1613番地
電話 (0122) 58-220

天然社編 船舶の写真と要目 第14集 (1966年版)

11月刊行 B5判上装函入 300頁 写真アート紙 定価1,800円(平150)

第13集以後1年(昭和40年8月~昭和41年7月)における1,000トン以上の新造船2百余隻を収録、この1年における新造船の全貌が詳細な要目をもってあきらかにされた本書は、必ずや、技術者および一般愛好者にとって貴重な資料であることを疑わない。

国内船

〔旅客船〕 伊予丸、土佐丸、おとひめ丸、沖之島丸、ふじ、照国丸
〔貨物船〕 加賀丸(河内丸)、栄光丸、山形丸、若葉丸、伊予丸、茨城丸(岩手丸)、伊勢丸、えびれつ丸、ぬめ丸、春藤丸、がでま丸、丁株丸(和蘭丸、瑞典丸)、ちつき丸、ジャパン リム、しんがぼーる丸、金清丸、日長丸(山幸丸)、天鈴丸、春日丸、第七真盛丸、天林丸、第五雲洋丸(協邦丸)、鹿洋丸、比洋丸、山竹丸(山松丸)、金園丸(秀洋丸)、協陽丸、松島丸、鳴戸丸(徳洋丸)、第一山久丸(海宝丸、正島丸)、新周丸、協南丸、芦屋丸、日隆丸、昌海丸、日昇丸、武光丸、宮産丸、栄徳丸、静洋丸、第七富洋丸、盛和丸(永洲丸)、東辰丸(東安丸)、神瑞丸、美島丸
〔油槽船〕 東京丸、五十鈴川丸、山寿丸(霞峰丸)、徳島丸、伊予春丸、昭和丸、高砂丸、旺洋丸、くらいど丸、常盤山丸、ジャパン リイ、土佐丸(高松丸)、美洋丸(宣洋丸)、ていむず丸、ジャパン ローズ、平和丸、第二雄洋丸(第三アジア丸)、昭星丸、日進丸(日洋丸)、ぶるばんだん、恵山丸、天快丸(日動丸)、第七十一日宝丸、福知丸、昭久丸、邦山丸、江春丸
〔特殊貨物船〕 第拾雄洋丸、おうすとらりあ丸、富士山丸、大磯丸、富永丸(富岳丸)、つばろん丸、富美川丸、八潮川丸、さんたろう丸、大隅丸、富秀丸(ジャパン メイプル)、岡田丸、八雲丸、かるふおるにや丸、尾道丸、昭山丸、ぼりばあ丸、ジャパン バイン(さんまるていん丸)、紀州丸、豊光丸、城山丸、第三ブリヂストン丸、神日丸、昭福丸、八重川丸、雄豪丸、じえらるとん丸(まあがれつと丸)、追浜丸(座間丸)、宮城丸、松島丸、若宮丸、宝龍丸、秀峰丸、松代丸、富山丸、昭明丸、ジャパン エルム、友洋丸、峰原丸(開洋丸)、海星丸、東栄丸、南嶺丸(銀嶺丸)、伊豆丸、こすもす、雄鶴丸(第五雄海丸、第五景昌丸)、山葉山(大文丸)、京北丸、空知丸、康洋丸、豊後丸、第一熊幸丸、富光丸、第三プリンス丸、日藤丸、塩屋丸、波力山丸、若王丸、国津丸、三宝丸、米山丸、第二陽周丸、萬晴丸
〔特殊船〕 ながさき丸、陸洋丸、第七十八大洋丸(第八十五大洋丸)、第八十三大洋丸、あわ丸(いずみ丸)

輸出船

〔旅客船〕 DONA FLORENTINA
〔貨物船〕 GLYNTAF (NORTH BREEZE), WORLD HARMONY, ACONCAGUA II (IMPERIAL II), MAIPO II, COPIAPO II, ORIENTAL QUEEN, MAXIM, EASTERN BUILDER, STRAAT FLORIDA, STRAAT FUSHIMI (STRAAT FUJI), AZUMA, MANDLO EVERETT (JOHN EVERETT, THOMAS EVERETT, HUGH EVERETT), PIRIN (STRANDJA, LYULIN), TRANSATLANTIC (TRANSONTARIO, TRANSMICHIGAN), NAKORN THAI (SRI THAI), HSING HWA
〔油槽船〕 BERGEBIG, ORIENTAL DRAGON, BORGILA, MOBIL LIBYA, TOROPIC, MOSTER, PENBROKE TRADER, KINNA DAN, CHRYSSI P. GOULANDRIS, BOLETTE, 皇后-WORLD QUEEN, EUROS, BENEDICT (CAPOVERDE), EVANTHIA (JOHN P. GOULARD), PACIFIC, CARIB TRADER, OCEAN GRANDEUR, WORLD LEADER, RATNA JAYSHREE, HOWARD G. VESPER (J.E. GOULANDRIS), JECI, SAMUEL B. MOSHER, CHARLES E. SPAHR (RICHARD C. SAUER), STERLING, GEORGE VERGOTTIS, LUHOVI-TSY (LIKOSLAVL, LJUBLIN, CUBNIC, LJUBERTSY, LENINO), ISKAR (OGOSTA), VIBORG, UTSUKO (UMEKO)
〔特殊貨物船〕 SIG TONE (SIGE, FUJI), THYELLA WORLD SOYA, SAN JUAN TRADER, SCENIC (POETIC), BARON HOLBERG, HAR MERON, WASHINGTON GETTY (TEXAS GETTY), DIMITRI, OSWEGO VENTURE (OSWEGO INDEPENDENCE), MARSHAL CLARK, MATILDE, JAG JAWAN (JAG KISAN), RESPLENDENT, KAITY (ANASTASSIA), KRUSEVAC (KOTER, KUMANOVA, KUZARA), MARATHA PROVIDENCE, AGEAN SKY, ACHUEUS (PENTAS, EPHESTOS), KATE N.L. THORSHAVN, MARINA L. (ANNITSA L.), CHALLENGER, GENIE (CHRISTINA I. MARINA), RESITA (HUNEDOARA), HØEGH MALLARD, STAR TARO, SUGELA (ANTIGUA, PHAEDRA), RIO MAR, TROP WOOD, LEONIDAS Z CAMBANIS, ORIENTAL IMPORTER (ORIENTAL EXPORTER), LEEAVATI JAYANTI (CHANKAYA JAYANTI, BHASKARA JAYANTI), OLIMPIC PEGASUS (OLYMPIC PHAETHON, OLYMPIC PIONEER), FINNA (BANA), TRANSOCEAN TRANSPORT, JOHAN HOGO, 国豊船、長台
〔特殊船〕 SLAVIANSK (SHALVA NADIBAI DZE, SULAK, SPASSK), ASEBU, BANKO (AKORA), 新光第1号(新光第2号, 国元), ALICE L MORAN, SEGE (FESU)

定評ある大日本塗料の 船舶用塗料



プリマイト——金属表面処理塗料
 ジンクライト7R——ジンクリッチペイント
 DNT鋼船々底塗料——油性船底塗料
 ズボイド——亜酸化鉛粉さび止塗料
 SDCコート No.401——タールエポキシ系塗料
 No.402——
 タイコマーリーン——マリンペイント

★造船工程に革命をもたらした★

新発売の

●ダイマーマーキングプライマー
《電子写真感光乳剤》

新発売の

●ダイマーマーキングトナー
《電子写真現像液》

本社
 大阪市此花区西野下之町38
 支店
 東京都千代田区丸の内3の2(新東京ビル)

大日本塗料

営業所

札幌・仙台・新潟・日立・高崎・千葉・横浜
 静岡・浜松・富山・名古屋・堺・神戸・岡山
 広島・小倉・福岡・長崎・高松

出 光 丸 (1)

石川島播磨重工業株式会社

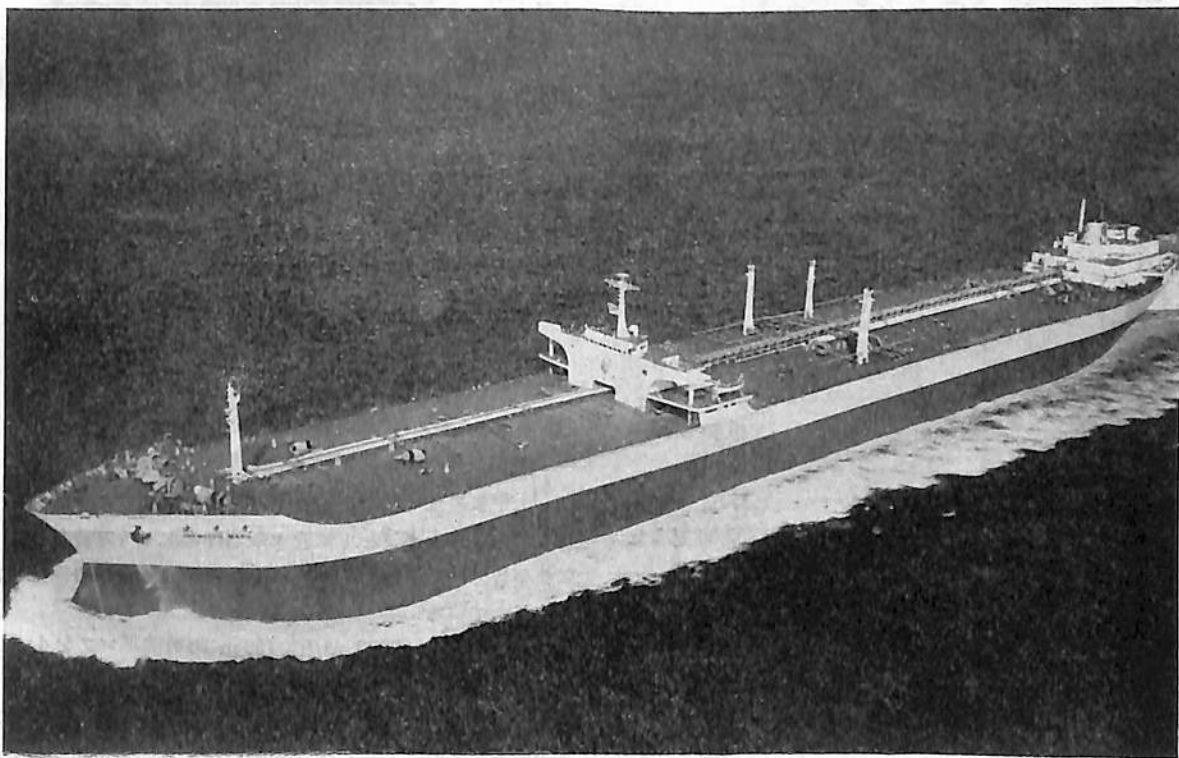
— 209,000 DWT タンカー —

1. 緒 言

出光タンカー株式会社から当社へ発注された世界最大のタンカー「出光丸」の基本計画は、昭和38年から船主、造船所の間で開始され、約2年有余を費して完了した。本船の計画に際しては132,000 DWT タンカー「日章丸」の運航実績をもつ出光タンカー株式会社にとつても、また、超大型船の建造実績をもつ当社にとつてもいまだ未知の分野が多く、約2年にわたる研究、調査を行なう必要があつた。船主側は主として運航上、経済上の問題点を、造船所は建造上および基本性能上の問題点を受け持ち、各設計部はもとより現場工作部、技術研究所、関連メーカーを含めて150,000 DWT タンカー「東京丸」建造に際しての検討結果を織り込みながら広範囲の検討会を重ね、問題点の一つ一つを解決した。したがつて、本船は在来大型船の思想をたんに受け継いで大型化したものでなく、予定航路および港湾にもつとも適し、もつとも経済的に運航できるものとして安全性に重点が

置かれた。以上のごとく、本船の計画にあたつては細心の研究、調査を行なつたが、とくにつぎの点に主眼をおき設計を進めた。

1. 本船の原油積地はベルシャ湾ミナ・アル・アマディエ港の新バースまたはラスヌラの北バース、揚地は出光興産株式会社徳山製油所とする。将来、港湾設備の整備を予定されている千葉製油所も考慮し、昭和39年末、船主および造船所の共同で現地（積地）港湾事情の調査を行ない、その調査報告に基づいて許容し得る最大喫水をもつ超大型高経済船型を採用する。
2. 高張力鋼を経済的に許容し得る範囲で船体構造に採用し、載貨重量を増加させる。あわせて、タンク配置を合理化し、超大型油槽の採用、バラストタンクの適正配置などにより載貨重量を増加させるとともに、満載時のペンディングモーメントを極力減じてサギングをなくする。
3. 甲板機械、荷役関係機装は上記予定港湾の海象、



気象条件、積地、揚地の荷役設備にもつとも適したものとし、最高の効率を期待できるものとする。

4. 本船の運航上、とくに、安全性を主体として操船の容易な中央船橋方式を採用する。さらに、本船の操船性能を「日章丸」と同等以上とするため、舵、操舵機的设计には特別の考慮をほらう。
5. 荷役関係、バラスト関係に広範囲な遠隔制御装置を設けて、乗組員の削減および労力の低減をはかる。また、機関部には高度の自動化、主機のプロگرامコントロールを採用し操作の正確化をはかる。
6. 従来のヒートサイクルをさらに改善したりヒートサイクルを採用し、燃料消費の低減による経済性の向上をはかる。これは世界的にも画期的な計画で、その性能のみならず信頼性の確保に重点を置く。
7. 主要機装品にはとくに品質のよいものを使用し、補修費の節減および乗組員の作業労力の低減をはかる。また、これによりドック期間を減少させる。
8. 消火設備、防火設備の充実をはかる。

本船は以上の諸点に重点をおいて設計が進められ、2年有余の研究、調査の結果、昭和41年2月、当社横浜第二工場において起工された。同年9月進水し、12月竣工引渡しをおえ就航中である。ここに本船の概要を紹介し参考供したい。

2. 船 体 部

2.1 概 要

2.1.1 主要要目

船型	船首楼，中央船橋甲板室，後部甲板室船尾機関船
船級	NK: NS* "Tanker" (Oils F. P. below 65°C) および MNS* ABS: + Al Ⓢ "Oil Carrier" and + AMS
全 長	342.00 m
垂線間長	326.00 〃
幅(型)	49.80 〃
深(〃)	23.20 〃
計画満載吃水(〃)	17.65 〃
載貨重量	209,302.00 t
総トン数	107,957.43 〃
純トン数	75,788.10 〃
貨物油タンク容積	245,058 m ³
バラストタンク容積	59,638 〃
燃料油タンク容積	6,813 〃
清水タンク容積	418 〃

飲料水タンク容積	193 〃
満載航海速力	16.35 kt
航 続 距 離	15,880 海里
乗 組 員 数	48 名 (予備旅客その他 16 名)

2.1.2 一般配置

航海上の安全性をとくに考慮して中央船橋を採用したが、船尾居住区は甲板室構造としている。荷物油タンク、バラストタンクは、ペンディングモーメント、シャーリングホースの減少、タンククリーニングの範囲の減少などに主眼点をおき、タンク数を最小限にとどめるよう慎重に検討し、12荷物油タンク、4バラストタンクを配した(第2-1図)。また、その航路事情から前後部コフダム、前部燃料タンクを廃して合理化するとともに船首尾ならび機関室両側をバラストタンクとして有効に使用し、クリーンバラストタンクのみで離、接岸を可能としてあり、荷役完了と同時に出港できることを目標としている。最後部のウィングタンクにはスロップタンクを設け、海面汚損防止条約に備えた。ローディングステーションは徳山港の海底パイプに合わせ、デリックポストは3本とした。

2.1.3 推進および操船性能

本船のごとき超大型船の推進性能、操船性能は、安全上はもとよりその採算にも大きな影響力をもっている。このため数度にわたる水槽試験を行ない、線図の改良を重ねてもつとも造波抵抗の少ない船型を採用するとともに、主機回転数を常用 100 rpm におさえて推進効率の向上をはかった。操船性能に関しては、「日章丸」と同等以上の旋回性能をもたせるため舵面積比を約 1/63 とした。操船性能と安全性の関係から船尾船橋、中央部船橋の比較を行ない、また、徳山港における風圧の影響をも考慮にいった上で中央部船橋を採用した。

2.1.4 甲板機械および荷油荷役装置

甲板機械としては、船首楼甲板上に独立型揚錨機を2台、係船機は積地、揚地の係留装置に合わせさらに安全性に重要性をおき船首楼甲板上に2台、上甲板中央部に6台、上甲板後部に2台を配置した。各係船機には、鋼索およびホーサをボラードに巻き取る作業をなくするため必要数の巻取りドラムを配して、係留作業能率の向上をはかっている。

荷油系統には、3000 m³/h×150 m の荷油ポンプを4台、2000/1200 m³/h×60/150 m のバラストポンプを1台備え、バラストポンプはタンククリーニングポンプを兼用できるものとした。荷役関係、バラスト関係に大幅

な遠隔制御操作方式を採用し、荷役能率の大幅な向上をはかった。また、油槽内荷油管にはクローム鉤鋼管を採用し、維持費の低減、保守点検の軽減をはかっている。荷油管、バラスト管系には全面的にバタフライ弁を採用した。

2.1.5 装 装

全バラストタンク内全面には、タールエポキシペイントを2回塗装した。クリーンバラストを漲水する荷油槽の上甲板裏もタールエポキシ2回塗装し、さらにアルミおよび亜鉛陽極による電気防食も採用した。すべてのペイントの配色には、色彩研究所の協力を得てカラーコーディングを採用した。各バラストにはすべて海水弁を設け、グラビティーによる注、排水方式とポンプによる注、排水方式を併用してバラストの注、排水時間を短縮している。さらに、常設歩路を中央部居住区、後部居住区間に設けたり、機関室内にエレベータを設けたりして、船内交通装置にはとくに留意している。上甲板蒸気管にはすべて銅管を使用し、保守の簡易化をはかっている。

2.1.6 安全 設備

救命関係では、法定端艇4隻以外に膨張型救命筏15人用2個を備えた。荷油タンク、機関室、ボイラ室、主ポンプ室には泡消火装置を設け、ポータブルフォームノズルのほかに上甲板には固定フォームターレットノズル13個を設け、消火に万全を期した。また、居住区には固定式ガス検知装置22個を設けるなど、安全設備にはとくに注意している。機関室内およびポンプ室には炭酸ガスホースリール、ポータブル消火器を多数配置した。他に消火用として、海水蒸気などもあわせ設置して初期消火に備えた。

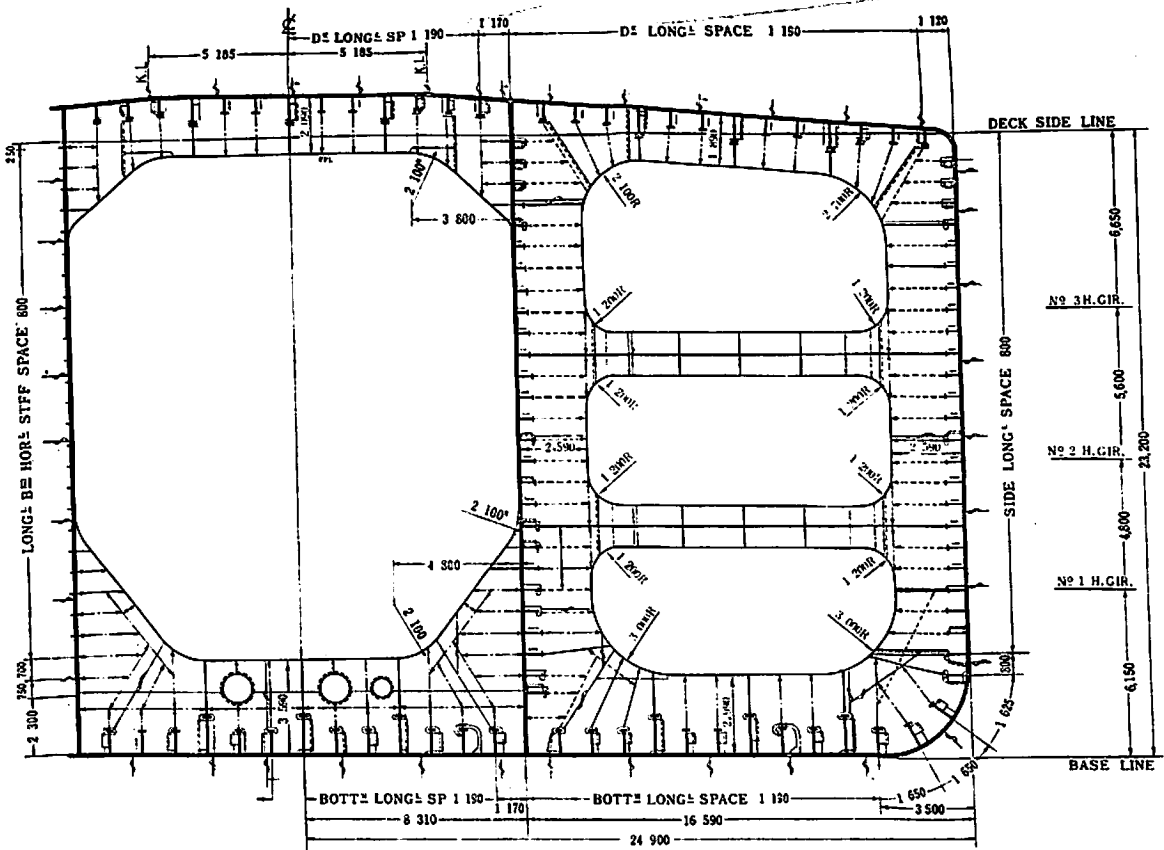
2.2 船 殻 構 造

2.2.1 中央切断（タンク構造）の決定

本船の船殻構造、とくに荷油タンク部の構造がどのような検討を経て決められたかを以下に記述する。

(1) 縦強度と中央切断の断面係数

縦強度に関しては、超大型船の構造上の諸問題を検討するために設置された当社内の委員会における結論に従い、NK（日本海事協会）の規則の基となつている波高



第2-2図 中 央 切 断 図

その他に幾分のマージンをもたせたものを採用した。さらに、本船では上甲板および船底の縦強度部材に高張力鋼（以下、HT 鋼と称す）を使用しているので、断面係数の要求のみならず船体の撓みを制限するために剛性の要求をも満足させる必要があり、設計上苦心した。タンク配置に関しては曲げモーメントを最小にするよう万全を期し、曲げモーメントに対してはもとより剪断力についても十分な検討を重ねた。また、計画段階（昭和40年初めから夏ころまで）では上記委員会において諸問題を検討したが、さらに詳細設計の段階から加工開始直前に至る間に数回の見直し検討を行なった。縦強度関係では、剪断力に対しては船側外板の補強のみにとどまらず、縦通隔壁の補強を新たに追加して万全を期した。

(2) 中心線制水隔壁の廃止

中心線制水隔壁は設けないことで計画し、さらに中心線桁もない構造を採用した。200,000 LTDW の超大型タンカーでこのように構造の合理化を達成できたのは、上記委員会における検討と「東京丸」での実績のおかげである。

(3) トランスバーメインの構造方式

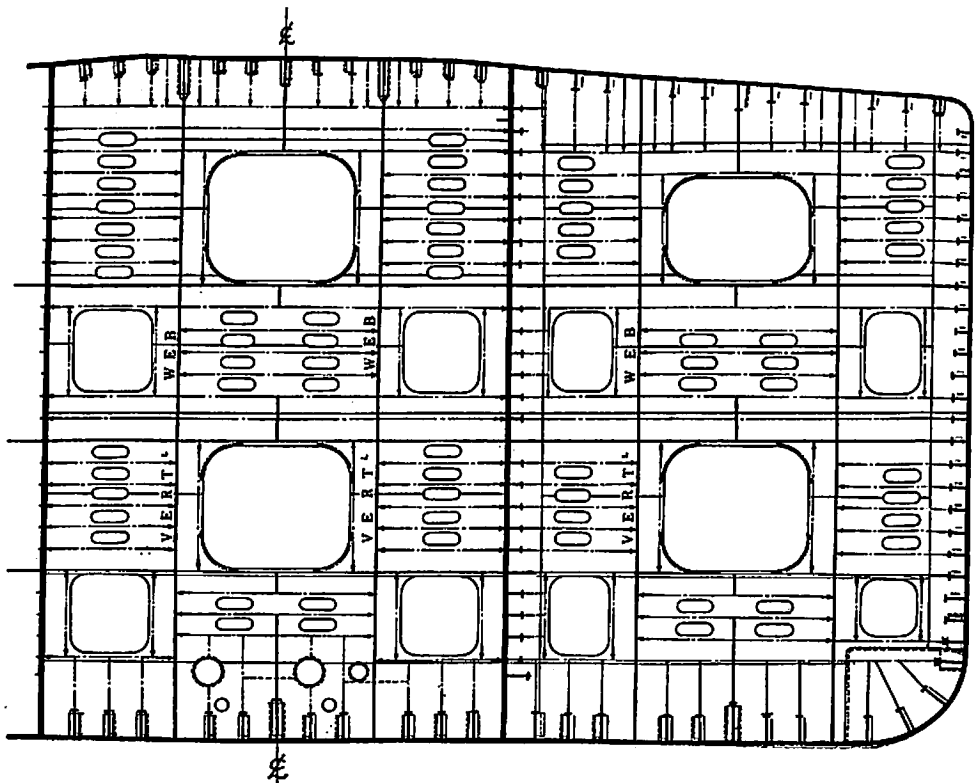
外板、甲板、隔壁などの大きいパネルの防撓方式には、船幅、深さ、タンク長さの三者の相互関係から横隔

型、船側外板および縦通隔壁に設ける水平桁を1次防撓部材とするロンジメイン方式、トランスバースに強力なリングを回してこれを1次防撓部材とするトランスメイン方式およびこれらを組み合わせた混合方式がある。各方式を比較検討した結果、本船にはトランスメイン方式がもつとも合理的なものであることを確認し採用した。なお、縦通隔壁の位置は、船幅を3等分するいわゆるB型としている。

(4) 横置制水隔壁

超大型タンカーの最大の特長はタンク数の削減、換言すれば長いタンクレングスにあるといえよう。タンク内の荷油の運動によつて生ずる動的な水圧に関しては十分な検討が行なわれており、必要な制水隔壁の数および形状寸法は求められる。しかし、その一方、Hull Girderの節としての剛性（とくに剪断剛性）の検討に着目し、縦通隔壁と船側外板との相対撓みをタンク部全長にわたつて計算し、相対変位の量および相対変位による応力を規制して制水隔壁の剪断剛性を決定し、制水隔壁の構造を設計した。従来のリングタイプの制水隔壁では必要な剪断剛性を具体的に確保することはできないので、張結め型の制水隔壁（第2-3図）を採用した。

(5) その他



第2-3図 制 水 隔 壁

トランススペース、ロンジスペースおよび制水隔壁のスペースなどについても検討を重ね、さらに重量軽減をも加味して決定した。このほか、タンク構造全般について、合理化とともに増強についても数多くの検討を行なった。

2.2.2 中央切断（タンク構造）の特長

1. 全溶接構造と HT 鋼の採用

全長 342 m という巨大な船体を構成する船殻鋼材は重量 30,000 t にもおよびすべて電気溶接により接合されており、船体構造には 1 本の鋸も使用されていない。上甲板および船底の縦通部材は HT 鋼 (50 kg/mm²) で占められているが、同鋼の品質の均一性および溶接については造船所と鉄鋼メーカーとで共同研究会を設置し、昭和 40 年 7 月から同年末までの約 6 か月にわたる検討を重ねた。

2. 使用鋼材

鋼材寸法（板厚、幅、長さ、単重）は工場設備に制約されておのずから定められるものであるが、本船の船体中央部の上甲板および船底外板に使用されている板厚 35 mm の HT 鋼の幅は 3, 2.8, 2.5 m の 3 種に、長さは 11 m および 16 m に統一しており、全溶接構造のためこれら鋼材の鋼質および配置にはとくに注意を払っている。すなわち、ラウンドガンネル（第 2-2 図）、ビルジ外板、縦通隔壁の直上の上甲板および直下の船底外板の 4 箇所にはとくに E 級 HT 鋼を使用して万全を期した。HT 鋼の鋼質別の割合は E 級鋼 10%、D 級鋼 73%、A および B 級鋼 17% である。E 級鋼は前記の 4 箇所に使用され、D 級鋼は上甲板および船底外板に、A および B 級鋼はロンジ材に使用している。

3. トランスリング

本船は完全なトランスメイン構造を採用したため、トランスリングのウェブの深さはセンタータンクのボトムトランスが 3.6 m、ウイングタンクで 3.0 m、サイドトランスが 2.6 m、もつとも浅いデッキトランスでさえ 2.1 m である。面材ももちろん大きく、センタータンクのボトムトランスには 38 mm×750 mm のものを使用している。

4. 横置隔壁

横置隔壁はセンタータンク、ウイングタンクとも 3 条の水平桁（隔壁の両側に対称に設け、深さは 4.8 m）を 1 次防撓材とし、同じく 3 条のバーティカルウェブを 2 次防撓材とした。小骨は水平に 800 mm のスペースで設けてあり、その端部は縦通隔壁および船側外板にブラケット固着とした。

2.2.3 前後部構造および舵、船尾骨材

(1) 機関室

主機タービンおよび主ボイラの配置を優先したため主機台およびスラスト受の構造、ピラーの配置に苦心した。また、エンジンオープニング前後端のトランススペース断面はとくに強力なリング構造となるとともに、オープニングの中央にもブリッジを渡してトランススペースを補強した。

(2) 舵、船尾骨材

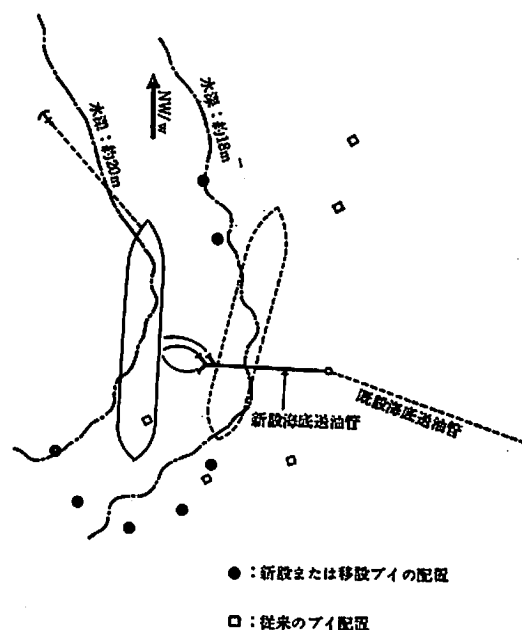
舵の形式、構造には特長はないがとにかく巨大なものとなるので、内部のダイヤフラムのスペースは思い切つて密にし（ホリゾンタルは 680 mm スペース）、舵板にも 30 mm の厚板を使用した。このため、舵はストックをも含めて 160 t の超ヘビー構造物となつた。一方、船尾骨材はシェービス部、ボス部、アッパーガジンの一部をキャスティングとしたほかは鋼材製のビルトアップ型である。とくにアッパーガジンのビルトアップ部は慎重に検討して決定した。その結果、船尾骨材は総重量約 170 t（キャスティング：110 t）に達するヘビー構造物となり、3 体に分けて製作された。

2.3 船体機装

2.3.1 係船装置

(1) 計画

本船の係船装置は、つぎの点にとくに留意して計画した。



第 2-4 図 徳山港シーバース改造計画

第2-1表 甲板機械主要要目

機 種	項 目	形 式	容 量 (t×m/min)	数 量	備 考
揚 錨 機	露 気 密 閉 式		60 × 9	2	—
自動係船機 (A)	"		17 × 20	"	40 mmφ ワイヤドラム×1, 80 mmφ ナイロン製用ドラム×2, ワーピングドラム×1付
" (B)	"		"	"	42 mmφ ワイヤドラム×1, 80 mmφ ナイロン製用ドラム×2付
係 船 機 (C)	"		"	6	40 mmφ ワイヤドラム×1, ワーピングドラム×1付
揚 貨 機	"		5 × 20	3	—
チェーンコントロール	ロ ー プ 式		114 φ 錨鎖用	2	タンク式チェーンストッパ付

(注) 各係船機のワイヤドラムおよびナイロン製用ドラムはすべて巻取式である。

1. 巻取ドラム式係船機の採用による作業人員の削減と、大径係船索および本船のために特別に考案された巻取ドラムの採用によりブレーキ力の一定化をはかる。
2. 本船の積地であるクエートおよび揚地の徳山製油所、千葉製油所のバースに適應した係船機および係留金物を配置する。なお、現在の徳山製油所のバースは本船の係船には水深、強度の面でやや無理があるので、同製油所は第2-4図のごとく改造される予定である。
3. 荷油を揚げきった直後の輕喫水状態において、平均風速 27 m/sec の風圧を船体のいかなる方向から受けても耐えるムアリングフォースを確保する。

(2) 主要要目および配置場所

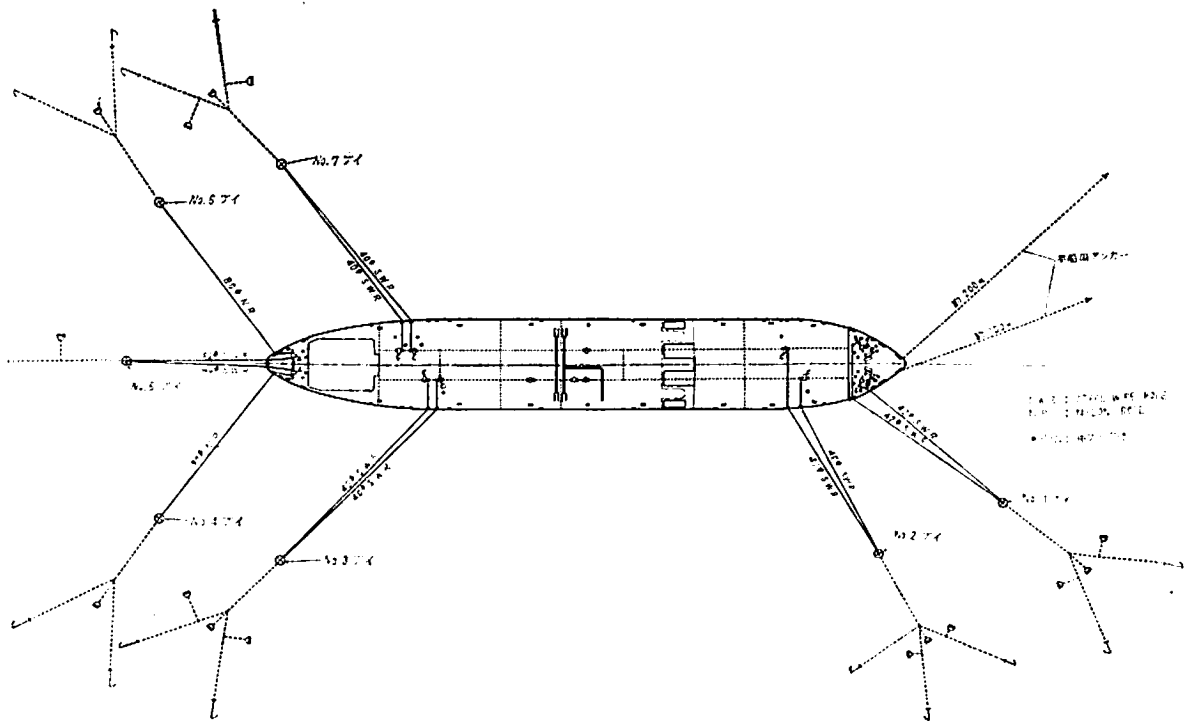
揚錨機および係船機の主要要目を第2-1表に、また、係船機および係船索の配置を第2-5図に示す。

(3) 特 長

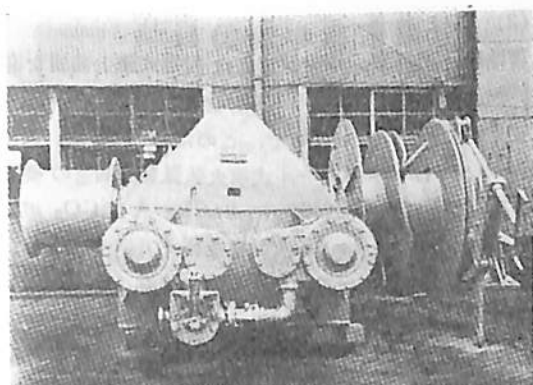
1. 係船索はかなり大きな風圧にも耐え得るよう、42 mmφ (B.S. 126 t) および 40 mmφ (B.S. 113t) という大径索を使用している。また、これら係船索の能力を十分に発揮させるため特別に考案された中フランジ付船ドラム (第2-6図) を採用してブレーキ力をつねに最大に保ち、しかも索の食込みを防止している。
2. 大錨は 18 t、錨鎖は船用電接鎖としてはこれまでに類例のない 114 mmφ である。

2.3.2 荷油管装置

本船の荷油船は、合計 12 船に区分されている。異種



第2-5図 係船機および係船索配置図



第2-6図 中フランジ付係船機

油の搭載はほとんどないため荷油主管および浚油管ともに2グループとし、それぞれ4台の荷油ポンプ、2台の浚油ポンプに導かれている。クリーンバラストタンクは

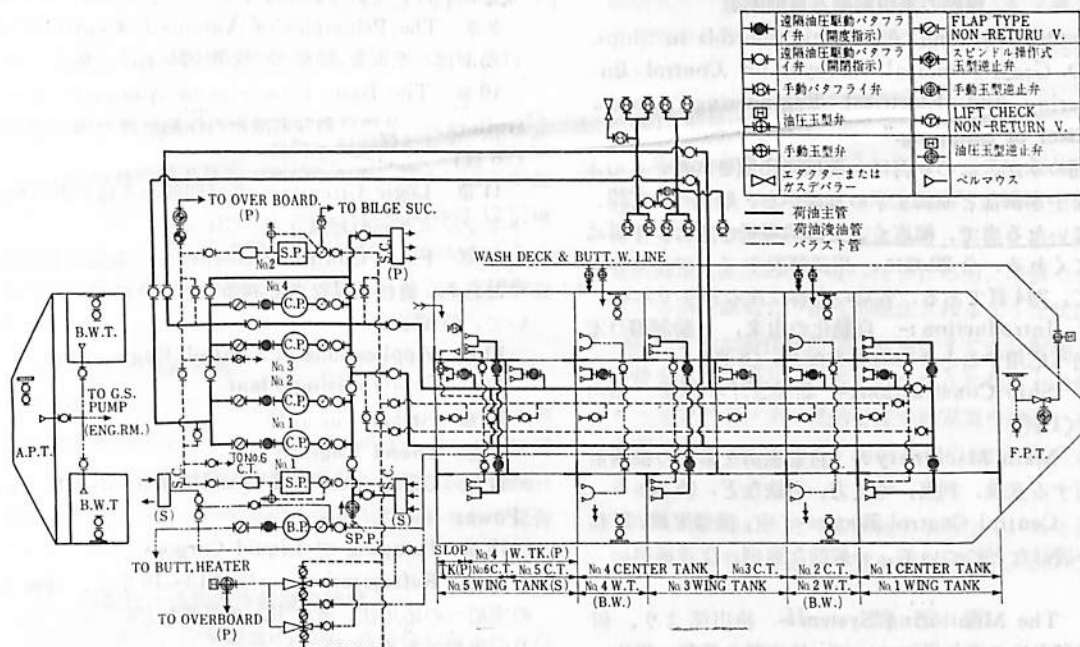
荷油艙部の4艙のほかフォアピークタンク、アフトピークタンク、機関室両翼の合計8艙で、No. 2 および No. 5 中心艙をバラスト兼用艙として使用する。なお、この兼用艙には電気防食および塗装が施されている。

荷油管系統を第2-7図に、荷油、浚油およびバラストポンプの主要要目を第2-2図に示す。系統、ポンプともにリモートコントロール方式を採用しているが、その詳細については次章に述べる。

2.3.3 諸室配置

実状に即したもつとも合理的な配置としている。すなわち、従来は利用度の低い部屋でも習慣その他の理由で設けていたが、本船ではそれらの部屋は極力排除した。たとえば、水先人室、サロンなどは設けず、サロンは船長居室をカーテンにより仕切つて使用する。同様に、甲

ババル久義



第2-7図 荷油管系統

第2-2表 荷油ポンプ類主要要目

機種	項目	形式	容量(海水) (m ³ /h×m)	数量	備考
荷油ポンプ		堅型、渦巻式、タービン駆動	3 000 × 150	4	—
浚油ポンプ		堅型、往復動、汽動	300 × 150	2	—
バラストポンプ		堅型、渦巻式、タービン駆動	2 000/1200×60/150	1	パタワースポンプ兼用
G.S. ポンプ		堅型、渦巻式、電動	300/230×35/70	2	機関室に装備
バラスト排出用エゼクタ		固定式ウオータエゼクタ	300×37	"	ポンプ室に装備
"		"	"	1	F.P.T.に装備

板部事務室もアコーディオンカーテンにより二分できるようにし、必要に応じて来客室あるいは乗組員の憩いの場に早替りできる構造としている。

2.3.4 防火および消火装置

(1) 防火構造

SOLAS/60 の防火構造規程に合致していることはもとより、さらに安全のため諸種の考慮が払われている。すなわち、暴露部から居住区通路への入口扉は二重または三重とし、荷役中に出入するものは三重扉の部分のみとし、遊離ガスが室内に侵入するのを防止する。また、各居住区の通路入口、厨房、送風機室、喫煙室などには可燃性ガス検知警報器を装備している。

(2) 消火装置

荷油船、機関室、ポンプ室には固定式消火装置を備え、泡消火原液は規定量の1.5倍を常備している。消火は初期消火がもつとも大切で、このため34.6 kg入りCO₂ ボルト付ホースリール式消火装置を機関室の要所に5組、さらに機関部制御室に34.6 kg入りCO₂ ボトル3本付ホースリール式消火装置を備えている。また、荷油ポンプ室にもホースリール式消火装置(45 kg入りCO₂ ボトル付)2組を設けている。

居住区域の消火は、規定のもの以外にさらに安全を期すため、船主で各居室、公室に小型消火器が備えられた。なお、各荷油船には、蒸気消火もできるよう配管されている。(船体部 未完)

【文献紹介】

船舶の集中制御と自動制御

“Centralized and Automatic Controls in Ships, by D. Gray, Principal Surveyor for Control Engineering and Electrical Engineering, Lloyd's Register of Shipping.”

主題の本が、この一月に、英国で出版された。この本は、集中制御など制御工学の基礎から、船舶への応用、保守にいたるまで、幅広く、実際の現場むきに、平易に教えてくれる。全20章に、用語解説やインデックスがついて、244頁である。各章の内容は次の通りである。

1章 Introduction:- 自動化の由来、自動制御の定義、船へ応用するときの考え方など。(8頁)

2章 Ship Construction:- 船舶設計の思想、傾向など。(1頁)

3章 Main Machinery:- 自動制御を船舶の機関室に応用する意義、利点、考え方、方法など。(5頁)

4章 Central Control Room:- 室、機器配置、設装などの設計などについて、一般的な原則、注意事項。(5頁)

5章 The Monitoring System:- 検出部より、信号を制御室まで送る系について。検出器の種類、用法、信号の変換方法などの図解つき説明。(15頁)

6章 The Display System:- 制御室まで運ばれた信号の表示、記録、計算などをする系での説明で、表示計、アナログ、デジタル表示、グラフィックパネル、データーロガーなど。(11頁)

7章 Actuators:- コントロールコンソールからあと、すなわち信号を機械運動にかえて、制御を完成するまでのもの、油圧、空気圧、電気的のものに分け、それぞれの作動、利害、選択法など。(12頁)

8章 Non-Automatic Control Elements:- 開ル-

ブの制御に用いられる各要素を、大きく油圧、空気圧、電動にわけ、それぞれあますところなく図解。(39頁)

9章 The Principles of Automatic Control:- 各種自動制御の原理を、船舶への応用例をあげて解説。(27頁)

10章 The Basic Principles of Automatic Controllers:- 各種自動制御装置の作動原理の図つき説明。(26頁)

11章 Logic Circuits:- 電気回路の各種要素の解説、トランジスタの理論など。(24頁)

12章 Final Control Elements:- 制御の最終段階すなわち、直接流量などを調節する弁その他のものについて。(7頁)

13章 Applications of Control Engineering

14章 Steam-raising Plant

15章 Steam Turbines

16章 Diesel Engines

17章 Generation and Distribution of Electric Power

18章 Pumping of Liquid Cargoes

19章 Refrigeration:- 以上13~19章は、制御工学の実船への応用法、考え方、適用例などについてのくわしい説明である。(45頁)

20章 Commissioning and Maintenance:- 船舶上の制御装置のテスト法などから保守についての考え方まで。(17頁)

著者自からがいうように、なるべく数学的説明をはぶいて、非専門家にわかり易くしてある。船舶機関室の基本設計、艤装設計、運転、保守などにたずさわる人々、これから学ぼうとする学生などにとつて、よい手引とし、教科書ともなりうると思われる。(三好和彦)

(出版社 Pergamon Press Ltd., Headington Hill Hall, Oxford, England.)

伊予丸機関部計画概要

岸 本 雅 雄
日本国有鉄道船務局

緒 言

自動化船について、国鉄では昭和36年竣工の大型シナイド船讃岐丸において大幅な試み行ない、その後大島丸にその経験を生かし、昭和38年以降の一連の青函新造船において総集した感がある。

今回の伊予丸でも数々の試みを行なつたが、一口に青函新造船のミニチュア版といえるかもしれない。しかし予算面・航路の相違などの事情があり、また船は小型でも人員の削減には自ら限度があるので、内容について再検討された。

以下先般本誌に紹介した機関部概要と重複しないよう計画概要を記すこととする。

I 基本計画概要

(1) 安全性の向上

海の銀座といわれる宇高航路の新造船として、安全性の向上は取替の最大目的であつたため、種々の方策がなされた。完全な二区画浸水に耐えるため船体は12区画に細分され、その上従来問題があつた水密扉を廃止し、各区画への出入には左右上甲板通路から独立した階段を設けた。

(2) 良好な操縦性能

障害物の回避・離着岸を容易にするため、青函新造船で実績のある可変ピッチプロペラ、バウスラストを採用した。なお当初船尾軸受の異常摩耗が予想され、一軸船・油潤滑を考えたが、浅吃水の上保安上の問題もあり見合された。

(3) 自動化・遠隔操作監視の採用

要員の合理化、作業環境の改善、誤操作の防止などのため出来るだけ広範囲に採用した。主機・発電機の遠隔操作、諸機器の遠隔監視、電源・CPP変節ポンプの自動切替、ディーゼル油清浄機の自動化、FO・清水タンク吸入弁の自動開閉などがあげられる。

(4) 輸送力増強・旅客サービスの向上

旅客・貨車数の増大、冷房装置の新設等主に船体部関係の事柄が多いが、世のすうせいにならいスピードアップが計画された。

この目的のため動力の増強とは別に、離着岸時間短縮のため船首付け船となつた。

(5) 保守点検の簡易・合理化

船の日常作業を調べると、注油、パッキンの増締・調整、清掃といったものが大きな割合を占める。このため上項でのべた遠隔監視のほか諸機器は無注油・強制注油方式を全面的に採用し、軸封装置としてメカニカルシール、油関係の二次濾器は逆流式・オートクリーンなどを使用した。

特に燃料油について検討がなされ、軽油の使用となつた。これは本航路のような短航路であると低負荷使用の割合が多く、機関の汚れが予測された。これまでの例では同タイプ過給機関の場合年二回の入渠の他、年四回の給排気弁の清掃が必要であり、この手入を半減しただけでも稼働日数の増加・修繕費の減で燃料費の増が補えたからである。

(6) 船価の低減

一般船会社は勿論国鉄といえども公共企業体であり利益を無視して考えることはできない。そのうえ造船会社の方も折柄の造船ブームではあり、自動化船に対しての宣伝効果も次第に少なくなつてきたので、予算でしばられている国鉄価格での落札が懸念されるような状況でもあつた。このため仕様の詳細に至るまで充分討議され、必要最少限の設備という考え方がなされた。その例としてヒーリングポンプに電動可逆転固定翼の採用、非常発電装置・ボイラ・タービン油清浄機の廃止等があげられる。

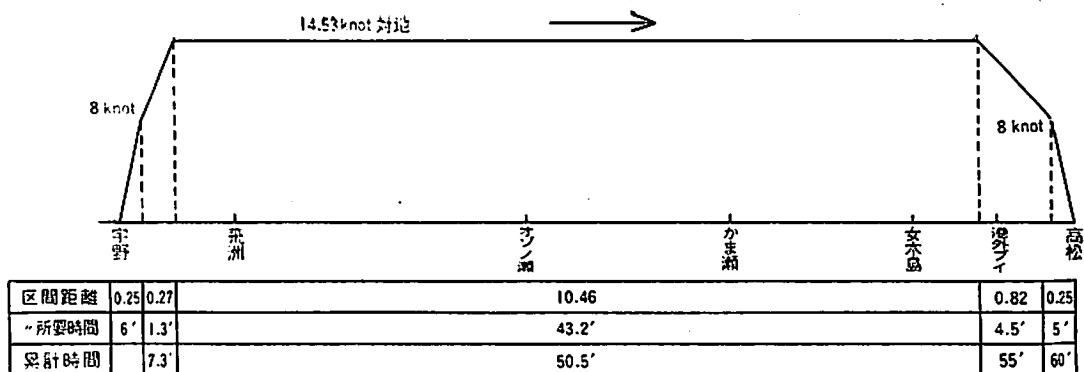
因みに二回の入札でも落札する所なく、公正協議の末国鉄の方も若干の追加予算を組み、発注したのであつた。

II 一般配置

計画概要でも述べたように区画が細分され、1区画の長さが9~12フレームの範囲に制約されたため各機器の配置に苦心した。その結果機関制御の中核たる制御室を機関区画中央に配置、見廻度合の多いと思われる主機械室・発電機室をその両側とした。その他機関室への階段の向きを制御室中心とした。

減速機も長さの関係で主機械と同室にならず独立の部屋となつたが、かえつて各系統の配管のふくそうさが減じたようである。

機関室二重底トップからデッキハイトは約4.5mであり、中途半端なため中段は設けず必要箇所のみステップ。



指定標準運航図表(下り便)

踏台などを設けた。主機械のピストン抜は機関室内でも可能であるが入渠時の作業の迅速化から、機関室天井車両甲板にハッチを設け、車両甲板天井の解放装置を利用するようにした。

III 所要速力および機関出力について

(1) 所要速力

取替計画中の主題として輸送力増強・サービスの向上が企てられた。このためある程度のスピードアップが考えられたが、経済的に現行の一日6往復を7往復まで可能なような設備にすることが望ましいことがわかった。

この結果航海速力を決定するため固定部分として折返時間・出入港時間が検討され、次の条件が与えられた。

- i) 折返時間は陸上の作業時間から38.5分が必要であり余裕を見て43分とする。
- ii) 従つて運航時間は60分以内となる。
- iii) この内出入港時間は船首付船の実績より出港6分入港5分となり、それに加減速時間の5.8分が必要である。

従つて上記時分・距離を除くと、航路の長い下り便の場合10.46哩を43.2分で航行することが必要となり、対地速力は約14.5 knotとなる。

この他本航路では潮流を考慮することが不可欠であり、過去の潮流を参考としベクトル計算の結果対水速力15.25 knotが必要と推定された。

また航路の特殊性により浅水影響による抵抗増が考えられた。このため航路を細分し浅水影響による各速力の減を算定、逆に60分運航するための最大速力を求め約15.70 knotが必要と見込まれた。

(2) 機関出力の余裕

連絡船の使命として定時運航確保のための余裕を次のようにもつこととした。

i) 船底汚損の影響

現地局において行なつた在来船の船底汚損状態と入渠後との試運転結果をもとに、出力増加の割合を調査し、半年に1回の船底掃除を行なえば10%で充分との結論を得た。

ii) 風浪の影響

宇高航路における資料もなく厳密に定めることも困難なため、青函新造船でとつた17%より少く5%と定めた。

なお合計15%のマーヅンをとつたため、一般に行なわれている連続最大出力の85%を常用出力にするという考え方はやめ、所定速力を得るに必要な馬力にマーヅンを加えたものを機関の連続最大出力に選ぶこととした。

(3) 機関馬力の推定

初期計画においてはテイラーチャートによる方法と同型船による推定を行なつた。後者は宇高航路で航行している船首付固定ピッチプロペラ貨物船第三宇高丸の試運転成績より客室の増加・減速器のロスなど修正し推定したものである。この結果4300 ps~4400 psが得られた。しかし速力・船長とも増加し新型船であるので、三菱長崎試験場に依頼しタンクテストが行なわれた。所要要目で数種形状の抵抗試験がなされ、更に最良の船形での副部抵抗・自航試験が行なわれた。

この試験結果を使用し、 $SHP/BHP=0.95$ (減速損失+フルカン損失)とし、BHPを求め更にマーヅン15%を加えると15.7 knotに相当する所要馬力が4400 psと推定された。

IV 主機関の選定

所要機関馬力が約4400 psとなり、これにもとづき具体的機種について検討された。建造費・動力費・信頼

性・操縦性・装置の大きさなどにつき青函新造船とはほぼ同様な考察がなされたが、特に伊予丸の場合機関室の長さ・高さの制限がきびしかつた。

結局青函新造船において実績のある中速ディーゼル機関やマイバッハ、ベンツといった高速機関が候補にのぼり、その結果2軸2台案か2軸4台案に議論がしばらく続いたような結論を得た。

(a) 価 格

同機種の場合は2軸2台の方が低価であるが、候補機種中最低のもの同士比較すればほぼ等しい価格となる。

(b) 装置の型式と数

4台案では部品は小型になるが、クラッチが必要となり、遠隔操作・監視点数が増加し装置が複雑となる。

(c) 馬力の余裕

連絡船の場合特に時間的な制約があり、計画に誤差が生じると候補の高速機関では余裕がなく苦しい。

(d) 配置・ぎ装

高速機関の場合逆回転形式がないので左右舷の配列に考慮を要する。機関室幅が割と小さいので、副系統の配管が省略できないと4台案はかなり複雑となる。

(e) 信 頼 性

主機関の故障時4台案の方が出力の減少は少ない。しかし青函新造船のように装備台数に余裕がないと、その発生割合が多く必ずしも得ではない。

(f) 保 守

4台案とした場合低負荷時には使用機関数が減少でき機関の汚れを少くできる。その上高速機関を用いれば部品も小さく保守上有利である。しかし構造上ピストン抜きなどは保守方法を考えないとかえって高くつく。

この件につき仕様書ではいずれの案でもよいようなことにし、受注造船所との意見交換も行なつたが、ほぼ同様な理由で2軸2台案なつた。

V 主要機器計画概要

(1) 電 源 装 置

i) 主電源装置

推進機械について2台常用・1台予備という考え方であるが、主発電機については、

(イ) 並列運転をさける。

(ロ) 設備台数を減ずる。(修繕費・故障割合を減らすため)

(ハ) コストダウンをはかる。

などの理由で船内全負荷をまかなえる容量のもの2台装備し常用1台運転とした。

ii) 非常電源装置

規則上の制約はないが、

(イ) 予備発電機が自動起動になつていない

(ロ) 推進用補機に電動が多い。(特に CPP 変節ポンプ・操舵機 LO ポンプの休止は望ましくない。)

などから瞬時切替の動力電源が必要であつた。しかし過去航海中の電源故障はごくまれで従来上甲板以上に設けた非常用発電機の年間運転時間は沖停泊時など本来の目的とは異なつたもので非常に少い。それにも拘わらず設備すれば規則上検査対象となり、保守上やつかいな問題となつていた。

このため今回は非常用発電機を廃止し、主軸駆動の発電機を設けて常時発電し、主電源がなくなつた場合に自動切替し、推進用補機に給電できるようにした。

この発電機は出入港時主軸負荷が減ずるのに着目して、バウスラスト電源としても利用できるようになつて

iii) 損傷時の電源装置

非常灯、通信装置、操作・警報電源などは上甲板以上に設けられた蓄電池・MG から給電される。従つて消防ビルジポンプの電源のみ問題となる。

主発電機・主軸駆動発電機を二区画以上離して設備したので、配電盤を上部に置けば問題ないが操作上複雑となるので、第三補機室のビルジポンプをディーゼル機関駆動も可能とした。こうしてどの二区画が損傷しても1台のビルジポンプは運転できるようになつている。

(2) 総括制御装置

機関区画中央部の機関室中段に総括制御室を設け、各機器の遠隔操作・監視を行なうこととした。

大別すると次のようになる。

{ 主機・発電機操作盤
主要機器監視装置
配電盤・集合管制器盤

i) 主機・発電機操作盤

主機の発停、主発電機の発停、気中遮断器の投入を行

多点走査監視装置計測個所一覧(その一)

測定 番号	測定内容	検出器		フル スケール	警報			グループ番号			常用 測定値
		方式	形名		灯色	上限	下限	設定	休止	調節	
1	主機LO入口圧力(右)	P/I	AP-112	kg/cm ² 4	赤	—	kg/cm ² 1.5	1	1		kg/cm ² 2
2	〃(左)	〃	〃	〃	〃	—	〃		2		〃
3	減速機LO入口圧力(右)	〃	〃	〃	〃	—	0.3	2	1		1
4	〃(左)	〃	〃	〃	〃	—	〃		2		〃
5	発電機LO入口圧力(1)	〃	〃	10	〃	—	3.5	3	3		5
6	〃(2)	〃	〃	〃	〃	—	〃		4		〃
7	主機FW入口圧力(右)	P/R	ブルトン管形圧力計BPⅡIT形	4	〃	—	1.2	4	1		1.7
8	〃(左)	〃	〃	〃	〃	—	〃		2		〃
9	発電機FW入口圧力(1)	〃	〃	〃	〃	—	1.0	5	3		1.5
10	〃(2)	〃	〃	〃	〃	—	〃		4		〃
11	主機FO入口圧力	〃	〃	〃	〃	—	1.5	6	1&2		3
12	発電機FO入口圧力	〃	〃	〃	〃	—	0.3	7	3&4		1
13	主機LO入口温度(右)	T/R	測温抵抗体 Pt 50Ω	100°C	〃	60°C	—	8	1		51°C
14	〃(左)	〃	〃	〃	〃	〃	—		2		〃
15	減速機LO入口温度(右)	〃	〃	〃	〃	〃	—	9	1		45
16	〃(左)	〃	〃	〃	〃	〃	—		2		〃
17	変節制御箱LO温度(右)	〃	〃	〃	〃	〃	—	10	1		50
18	〃(左)	〃	〃	〃	〃	〃	—		2		〃
19	発電機LO入口温度(1)	〃	〃	〃	〃	65	—	11	3		〃
20	〃(2)	〃	〃	〃	〃	〃	—		4		〃
21	主機FW出口温度(右)	〃	〃	〃	〃	70	—	12	1		60
22	〃(左)	〃	〃	〃	〃	〃	—		2		〃
23	発電機FW出口温度(右)	〃	〃	〃	〃	80	—	13	3		70
24	〃(左)	〃	〃	〃	〃	〃	—		4		〃
25	始動用空気ダ メ圧力	P/R	ブルトン管形圧力計BPⅡIT形	kg/cm ² 30	〃	kg/cm ² 26	kg/cm ² 16	14 15	5		kg/cm ² 18~25

P/I: 圧力電流交換器 T/R: 測温抵抗体 P/R: 圧力抵抗交換器

多点走査監視装置計測個所一覧(その二)

測定 番号	測定内容	検出器		フル スケール	警報			グループ番号			常用 測定値
		方式	形名		灯色	上限	下限	設定	休止	調節	
26	機関制御空気 ダメ圧力	P/R	ブルトン管形圧力計BPⅡIT形	kg/cm ² 15	赤	11K	6K	16 17	5	自動 休止 なし	kg/cm ² 7~10
27	甲板制御空気 ダメ圧力	〃	〃	〃	〃	11K	〃	18 19			〃
28	LD清浄機用度 ヒータ温度	T/R	測温抵抗体 Pt 50Ω	100°C	〃	85°C	50°C	20 21	6	ヒータ ON- OFF による 自動 休止 あり	70°C
29	温出水口温度	〃	〃	〃	〃	70	60	22 23			〃

30	(左)	主機械用中間軸	T/R	速温抵抗体 Pt50Ω	100°C	赤	70	—	24	2	55
31		流体接手前部	◇	◇	◇	◇	◇	—		2	◇
32		ビニオン前部	◇	◇ (特)	◇	◇	◇	—		2	◇
33		ビニオン後部	◇	◇	◇	◇	◇	—		2	◇
34		バウスラスタ発電機増速装置前部	◇	◇ (特)	◇	◇	◇	—	25	2	◇
35		バウスラスタ発電機増速装置前部	◇	◇	◇	◇	◇	—		2	◇
36		ホイール前部	◇	◇ (特)	◇	◇	◇	—		2	◇
37		ホイール後部	◇	◇	◇	◇	◇	—		2	◇
38		推進用中間軸	◇	◇	◇	◇	◇	—	24	2	◇
39		変節制御箱前部	◇	◇	◇	◇	60	—		2	50
40		◇ 後部	◇	◇	◇	◇	◇	—	26	2	◇
41	(右)	主機械用中間軸	◇	◇	◇	◇	70	—	24	1	55
42		流体接手前部	◇	◇	◇	◇	◇	—		1	◇
43		ビニオン前部	◇	◇ (特)	◇	◇	◇	—		1	◇
44		ビニオン後部	◇	◇	◇	◇	◇	—		1	◇
45		ホイール前部	◇	◇ (特)	◇	◇	◇	—		1	◇
46		ホイール後部	◇	◇	◇	◇	◇	—	26	1	◇
47		推進用中間軸	◇	◇	◇	◇	◇	—		1	◇
48		変節制御箱前部	◇	◇	◇	◇	60	—		1	50
49		◇ 後部	◇	◇	◇	◇	◇	—		1	◇
50	モチニタ内部ク				kg/cm ² 3.2 3.4		kg/cm ² 3.3	kg/cm ² 3.3	呼出ボタン チーフ ニヨル. 表示値 ハ 80°C デアル		

注 (特) ハ特殊外形ノ検出器デアル

独立監視箇所一覧(その一)

測定 番号	測定内容		検出器		フル スケ レンジ	警 報			グループ番号			常用 測定値
			方式	形 名		灯色	上 限	下 限	設定	休止	調節	
51	S	主 機 入 口	PS	AL		黄	—	kg/cm ² 0.5				kg/cm ² 1.5
52	圧	発 電 機 入 口 (1)	◇	◇		◇	—	0.8				◇
53	力	◇ (2)	◇	◇		◇	—	◇				◇
54	変 節 油 圧 力 (右)		◇	◇		◇	—	0.3				2.0
55	◇ (左)		◇	◇		◇	—	◇				◇
56	ガ	主 機 (右)	◇	LZ-1		◇	mmAq 100±10	—				mmAq 20以下
57	ク	◇ (左)	◇	◇		◇	◇	—				◇
58	ス	発 電 機 (1)	◇	◇		◇	◇	—				◇
59	ケ	◇ (2)	◇	◇		◇	◇	—				◇
60	圧	主 機 LO2 次 (右)	DPS	DPA-18		◇	kg/cm ² 0.5	—				kg/cm ² 差圧 0.2
61	シ	◇ (左)	◇	◇		◇	◇	—				◇
62	キ	減 速 装 置 LO2 次	◇	◇		◇	◇	—				◇
63	差	発 電 機 LO2 次 (1)	◇	◇		◇	◇	—				◇
63	圧											

64		発電機 LO 2 次 (2)	DPS	DPA-18		黄	kg/cm ² 0.5	—				kg/cm ² 差圧 0.2
65		主 機 FO 2 次	◇	◇		◇	0.3	—				◇
66		発電機 FO 2 次	◇	◇		◇	◇	—				0.1
67		消 防 主 管 圧 力	◇	AL		◇	—	—	3.0			3.5~8
68	タ	主 機 F W エキスパンション	FS	LS-B3		◇	—					
69	ン	発 電 機 F W エキスパンション	◇	◇		◇	—					
70	ク	主 機 LO 溜	◇	LS-A1		◇	—					
71	レ	減速装置 LO 溜	◇	◇		◇	—					
72		プロベラ LO 溜 (右)	◇	◇		◇	—					
73	ベ	プロベラ LO 溜 (左)	◇	◇		◇	—					
74	ル	発電機 LO 溜 (1)	◇	UFS-1		◇	—					
75		◇ (2)	◇	◇		◇	—					

PS: 圧力スイッチ FS: フロート スイッチ DPS: 差圧スイッチ

独 立 監 視 個 所 一 覧 (そ の 二)

測定 番号	測 定 内 容	検 出 器		フル スケ レンジ	警 報			グループ番号			常 用 測定値
		方式	形 名		灯色	上 限	下 限	設定	休止	調節	
76	減速装置 LO 重力	FS	LS-B1		黄	—					
77	プロベラ LO 重力 (右)	◇	LS-B3		◇	—					
78	◇ (左)	◇	◇		◇	—					
79	FO 常 用 (右)	◇	◇		◇	—					
80	◇ (左)	◇	◇		◇	—					
81	主 機 FO 漏 油	◇	LS-B1		◇		—				
82	発電機 FO 漏 油	◇	◇		◇		—				
83	FO貯蔵 No. 4 (右)	◇	LS-A2		◇	—					
84	◇ (左)	◇	◇		◇	—					
85	FO貯蔵 No. 6 (右)	◇	◇		◇	—					
86	◇ (左)	◇	◇		◇	—					
87	バウスラスタ LO 重力	◇	LS-A1		◇	—					
88	バウスラスタ LO 溜	◇	◇		◇	—					
89	ヒーリング LO 補給 (1)	◇	LS-B1		◇	—					
90	◇ (2)	◇	◇		◇	—					
91	操 舵 機 LO 重力	◇	◇		◇	—					
92	第 1 補 機 室	◇	LS-B3		◇		—				
93	発 電 機 室	◇	◇		◇		—				
94	第 2 補 機 室	◇	◇		◇		—				
95	主 機 室	◇	◇		◇		—				
96	減 速 機 室	◇	◇		◇		—				
97	第 3 補 機 室	◇	◇		◇		—				
98	操 舵 機 室	◇	◇		◇		—				

FS: フロート スイッチ

弁 開 閉 表 示 個 所 一 覧

測定 番号	測 定 内 容	検 出 器		フルス スケ レンジ	警 報			グループ番号			常 用 測定値
		方式	形 名		灯色	上 限	下 限	設定	休止	調節	
99	主 機 海 水 吸 入 (右)	LS	BZE6-2RV2		緑	—	—				—
100	〃 (左)	〃	〃		〃	—	—				—
101	発 電 機 海 水 吸 入 (右)	〃	〃		〃	—	—				—
102	〃 (左)	〃	〃		〃	—	—				—
103	消 防 ポ ン プ 吸 入 (1)	〃	〃		〃	—	—				—
104	〃 (2)	〃	〃		〃	—	—				—
105	弁 空 調 兼 サ ニ タ リ 吸 入 (船 首)	〃	〃		〃	—	—				—
106	〃 (船 尾)	〃	〃		〃	—	—				—
107	ヒ ー リ ン グ 吸 入 (1)	〃	〃		〃	—	—				—
108	〃 (2)	〃	〃		〃	—	—				—
109	FO 常 用 タ ン ク 主 機 取 出 (右)	〃	〃		〃	—	—				—
110	〃 (左)	〃	〃		〃	—	—				—
111	FO 常 用 タ ン ク 発 電 機 取 出 (右)	〃	〃		〃	—	—				—
112	〃 (左)	〃	〃		〃	—	—				—
113	FO 移 送 ポ ン プ 吐 出 (1)	〃	DTF2-2RN2		〃	—	—				—
114	〃 (2)	〃	〃		〃	—	—				—
115	消 防 ポ ン プ 吐 出 (1)	〃	〃		〃	—	—				—
116	〃 (2)	〃	〃		〃	—	—				—
117	始 動 空 気 取 出 (1)	〃	BZE6-2RV2		〃	—	—				—
118	〃 (2)	〃	〃		〃	—	—				—
119	制 御 空 気 取 出 (機 関)	〃	〃		〃	—	—				—
120	〃 (甲 板)	〃	〃		〃	—	—				—
121	フ ル カ ン 入 口 (右)	〃	〃		〃	—	—				—
122	〃 (左)	〃	〃		〃	—	—				—

LS: リミットスイッチ

(3) バウ・スラスト

離着岸時の曳船廃止を目標として横推力装置の採用が検討された。現在宇高航路各船の曳船使用実績を見ると次のとおりである。

i) 離着岸とも使用するもの

瀬戸丸型 3 隻 (船尾付タービン船
固定ピッチプロペラ)

ii) 着岸時のみ使用するもの

第三宇高丸 (船首付自己逆転ディーゼル船
固定ピッチプロペラ)

iii) 使用しないもの

讃岐丸 (船首付ディーゼル船
シュナイダプロペラ)

(いずれも強風その他特殊事情のときは例外)

従つて上記 i) の 3 隻が取替対象となつているので将来 ii) の改造が行なわれれば曳船は原則として廃止できる見通しがついたのである。宇高航路に配置曳船は日本初期のシュナイダ船第一・二鉄栄丸 (昭和 10・12 年製)

で老朽がはなはだしくその意味からも本装置の使用が望まれた。

次に問題となつたのは、その付着位置と馬力であるが、船首付船と決定されたのでまず第三宇高丸の使用状態が調査された。この結果船の船首を岸壁に近寄せるために曳船を使用する割合が多かつた。(船首使用 24.2%、船尾使用 1.7%、その他使用せず) このため船内装備の関係からも船首にバウスラストとして装置することに決めた。なおバウスラストと可変ピッチの操作で船のひねりが第三宇高丸より一層良好になると考えられた。

馬力については青函新造船バウスラストとの比較、現在使用曳船馬力などから、約 350~400ps が必要とされたが、吃水・装置寸法の関係で 300ps とした。

(4) ヒーリング装置

車両積却時船体の横傾斜を所定角度内に保たせるため、両舷側タンク間を左右に海水移動させるヒーリング

装置が各船に設けてある。

国鉄では事故防止のため車両航送基準規程という内部規程を定めて、作業時の状態に次のような制限を与えている。

- i) 船体傾斜が 3° 以上のときは積却しを行なつてはならない。
- ii) 可動橋のこう配が 40/1000 以上では運転してはならない。
- iii) 車両の積却速度は 4 km/hr 以内とする。

自動車航送船とは異なり傾斜がつかないように 1 台 1 台積却することは作業上困難であり、従つて上記条件を満足するような大容量のポンプが必要となる。

容量の決定は車両の積却しによる傾斜モーメントとポンプによる移水のモーメントが釣り合うようにすれば充分で、青函新造船ではこの容量のポンプを持ち、船の傾斜検出により全自動の移水を行なっている。しかし伊予丸ではコスト低減の意味からポンプ運転には操縦者が必要との見解で、全自動をやめ一動作で各弁の開閉・所定の移水が行える装置とした。更に積却前に反対舷に 2° ま

での初期傾斜を与えておくことにより容量を少くした。すなわち従来の計画では 3000 t/h が必要であるが 1300 t/h $\times$ 2 台となつた。台数については、損傷時復原性を良好にするためアンバランスを生ずるタンクは小さい方がよいとの考えで 2 組とした。

ポンプ形式は単なる電動自己逆転軸流型とした。この場合 700 kVA の発電機に対し 64 kW 2 台の直入起動が問題にされ、2 台同時起動はやめ約 5 秒のタイムラグを置いた。最悪の場合を考えヒーリング使用時には不要な NFB をトリップさせるような装置を考えたが、ベースロードが 450 kW あつても支障は起らなかった。

(注: ポンプの実負荷はヘッドの関係から 1 台約 40 kW である。)

なお潮の異常時陸上可動橋とのこう配を所定角度内におさめるため、船首のタンクを利用し、トリムを修正するような配管が一台のヒーリングポンプにはなされている。

その他装置の性質上、電源故障時も吸吐出弁はアキュムレータの使用により開閉できるようにして安全に留意した。

主 な 補 助 機 械 要 目

名 称	型 式	数	容 量	原 動 機 力 出 力	原 動 機 回 転 数
空気だめ 機 関 制 御 用 空 気 だめ 甲 板 制 御 用 空 気 だめ	立形円筒鋼板溶接 〃 〃	2 1 1	1.0 m ³ $\times$ 25 kg/cm ² 0.5 m ³ $\times$ 10 kg/cm ² 0.5 m ³ $\times$ 10 kg/cm ²		
発 電 機	主 軸 駆 動 発 電 機	自動式 3 相交流同期	1 445 V 60 ϕ 330 kVA		1,200
空 気	始 動 用 空 気 圧 縮 機 制 御 用 空 気 圧 縮 機 非 常 用 空 気 圧 縮 機	電動空冷 2 段圧縮式 〃 ディーゼル駆動空冷	2 2 1	27 m ³ /h $\times$ 25 kg/cm ² 48 m ³ /h $\times$ 10 kg/cm ² 4.5 m ³ /h $\times$ 25 kg/cm ²	5.5 kW 7.5 kW 2 ps
L ・ O	主発電機用始動用 LO ポンプ	電動横形歯車式	2	5 m ³ /h $\times$ 5.5 kg/cm ²	2.2 kW
	主機用独立 LO ポンプ	電動横形スクリー式	2	24 m ³ /h $\times$ 3 kg/cm ²	5.5 kW
	減速装置用 LO ポンプ	〃	3	29 m ³ /h $\times$ 3 kg/cm ²	7.5 kW
	プロペラ変節油ポンプ	電動横形ヘルシ。ウ式	4	5 m ³ /h $\times$ 30 kg/cm ²	5.5 kW
	プロペラ変節油移送ポンプ	電動横形歯車式	2	18.5 l/min $\times$ 2 kg/cm ²	0.4 kW
	バウスラスト変節油ポンプ	電動横形スクリー式	1	1.5 m ³ /h $\times$ 25 kg/cm ²	3 kW
	ディーゼル油清浄機	全自動ドラバル	1	3000	5.5 kW
	ディーゼル油移送ポンプ	電動横形スクリー式	1	10 m ³ /h $\times$ 3.5 kg/cm ²	2.2 kW
	タービン油移送ポンプ	電動横形歯車式	1	5 m ³ /h $\times$ 3.5 kg/cm ²	1.5 kW
	ヒーリング蝶形弁用油圧ポンプ	電動横形ペーン式	2	9 l/min $\times$ 40 kg/cm ²	1.5 kW
F ・ O	主発電機用 LO フィルタ	CJC HDU 38/100	2	100 l/h	
	主発電機用 FO ブースタポンプ	電動横形スクリー式	1	0.5 m ³ /h $\times$ 2 kg/cm ²	0.4 kW
	主機用 FO ブースタポンプ	〃	2	3.5 m ³ /h $\times$ 3.5 kg/cm ²	1.5 kW
	FO 移送ポンプ	〃	2	5 m ³ /h $\times$ 3.5 kg/cm ²	1.5 kW

S ・ W	主海水冷却水ポンプ	電動立形遠心式	3	120 m ³ /h×20 m	11 kW	1,750
	空調兼サニタリポンプ	電動横形遠心式	3	70 m ³ /h×35 m	15 kW	3,500
	No. 1 消防ビルシポンプ	電動立形遠心自吸式	1	120/60 m ³ /h×35/70 m	26 kW	1,750
	No. 2 消防ビルシポンプ	電動およびディーゼル 機関駆動横形遠心式	1	〃	E 26kW D 48 PS	1,750 1,800
	ビルシポンプ	電動立形サブマージ ノックロック	7	5 m ³ /h×20 m	1.5 kW	3,500
F ・ W	主機用予備清水冷却水ポンプ	電動立形遠心式	1	80 m ³ /h×20 m	7.5 kW	1,750
	清水ポンプ	電動横形遠心自吸式	2	8 m ³ /h×35 m	2.2k W	3,500
	温水ポンプ	電動横形遠心式	2	4 m ³ /h×8 m	0.75kW	3,500
ヒ ー リ ン グ ・ グ ・ グ	ヒーリングポンプ	電動軸流可逆転式	2	1300 m ³ /h×7 m	64 kW	1,150
	ヒーリング用船底弁	電動トルクリミット式 アップル弁	1	400 φ	2.2 kW	
	ヒーリング用蝶形弁	油圧式	5	400 φ		
機 関 室 換 気	第一補機室給排気通風機	電動軸流内装形	1	100 m ³ /min×40 mmAq	1.5 kW	1,750
	発電機室給気通風機	〃	1	350 m ³ /min×40 mmAq	5.5 kW	1,750
	発電機室給排気通風機	〃	1	〃	5.5 kW	1,750
	第二補機室給気通風機	電動シロッコ	1	100 m ³ /min×40 mmAq	2.2 kW	1,150
	第二補機室排気通風機	〃	1	〃	2.2 kW	1,150
	主機械室給気通風機	電動軸流内装形	1	350 m ³ /min×40 mmAq	5.5 kW	1,750
	主機械室給排気通風機	〃	1	〃	5.5 kW	1,750
	減速機室給気通風機	〃	1	100 m ³ /min×40 mmAq	1.5 kW	1,750
	減速機室給排気通風機	〃	1	〃	1.5 kW	1,750
熱 交 換 器	第三補機室給排気通風機	〃	1	100 m ³ /min×40 mmAq	1.5 kW	1,750
	主発電機用清水クーラ	横形表面冷却式	2	15 m ²		
	主発電機用LOクーラ	〃	2	7 m ²		
	主機用清水クーラ	〃	2	40 m ²		
	主機用LOクーラ	〃	2	20 m ²		
	主機用FOクーラ	〃	2	1.5 m ²		
	ディーゼル油清浄ヒータ	立形電熱式	1	2000 l/h, 40→70°C	36 kW	
	温水加熱器	〃	1	0.5 T/h, 4→30°C	54 kW	

(5) カルデリス継手の採用

主機陸上運転において、等値軸系で振り振動を測定したところ、常用回転付近に I 節 3.5 次の応力のすそ引きが予想外に大きく、負荷運転時には好ましくない結果が予想された。このため固有振動数の変更につきメーカにおいて検討されたが、他の関連機器が既に製作中であり、機関自身の改造でもそれ程の効果が望まれなかつたので、減速装置と主機の間にカルデリス継手を挿入することとなつた。これは相対したフランジから交互にでたピンを利用し、この間に円周状に配したコイルパネを介し動力を伝達するものである。

今回の場合一定回転であり、振動特性を代える目的であるため、それに、より適合した構造とし、作動中にス

プリングがおどらないような考慮がなされている。

む す び

国鉄の規定上新造船の計画・監督は本社所掌事項ではあるが、いうまでもなく現地宇高船舶管理部、鉄道技術研究所並びにメーカの絶大な協力を得て完成されたものである。

従つて機関計画中には、各担当機関による調査事項も多く、ここに借用させて頂いた。

伊予丸並びに同型船土佐丸は本年初めより重大な事故もなく、所期の性能を発揮して運航していることは、当初から本計画に携わつた一人として喜びとする所である。

油穴を持つ軸のねじり強度について

植 田 靖 夫
船舶技術研究所

1. ま え が き

丸棒の切欠形状の基本形の一つとして横穴があるが、これは軸類の油穴として実際面にもしばしば遭遇するものである。例えば内燃機関クランク軸のピンまたはジャーナル面の油穴が代表的な例であろう。このような横穴付軸が荷重を受けるときには形状の不連続から応力集中を生ずるので疲労に対する切欠となり、疲労き裂の発生源になることが予想される。筆者はこれまで各種クランク軸のねじり疲労強度の検討を行なってきたが¹⁾²⁾、疲労試験用実体模型クランク軸で油穴を持つものはほとんど例外なしに油穴から発生したき裂が進展して破断した。また実機のクランク軸でもねじり振動等により油穴から損傷する場合はしばしば経験されている。

横穴付軸のねじり疲労切欠に関してはこれまでも数多くの報告がなされているが、その大部分は径 15 mm 以下の比較的小さい軸を使用した結果であり、疲労における切欠の寸法効果を考慮すると、実機の油穴の強度の評価にこれらを直接利用することは多少問題がある。そこでより有効な資料を求めるために筆者らは 50~60 mm 径の大形軸を使用して各種横穴のねじり強度の検討³⁾を行なったので、その結果を中心として述べてみる。

2. 油穴の応力集中

丸棒にあげられた横穴はねじりを受けることにより応力集中を生ずるが、各種形状の横穴に対してストレネージによりひずみ分布を実測して、開口部周辺の応力集中を検討してみる。

応力集中度をしめす時の基準応力値は、一般に切欠部の最小断面を持つた平滑軸応力をとることになっているが、横穴付軸の場合は多少事情が異なる。そこで軸断面の横穴を除いた部分に関する公称断面係数を使つて算出した応力 τ_1 を基準値とする。これは近似的に (1) 式でしめされる。

$$\tau_1 = T / \frac{\pi D^3}{16} - \frac{\pi d^2}{6} \dots\dots\dots (1)$$

T: トルク, D: 軸外径, d: 横穴径

また実用面から穴を考慮しない平滑部の応力を基準値とした場合はこれを τ_0 とする。以下形状係数, 切欠係数, 疲労限はいずれも 1 と 0 とで基準応力を区別するものとする。

(1) 式で求めた公称ねじり応力には特に物理的意味は

ないが、実測によると横穴径が軸径に較べて比較的小さい場合には、横穴に対して真横に当る位置の軸表面ねじり応力に近い値をしめす。

横穴の中心から 45° 方向の穴内面に 1~2 mm 長さのストレネージを貼つて静的ねじりに対する歪分布を実測してみた。その結果を形状係数 α_1 でしめすと図-1 のようになる。この場合の横穴内せん断応力 τ_{II} は実測ひずみ量に対して (2) 式のようにとる。

$$\tau_{II} = \sigma_{II}/2 = \xi E/2 \dots\dots\dots (2)$$

ξ : 実測ひずみ, E: 横弾性係数

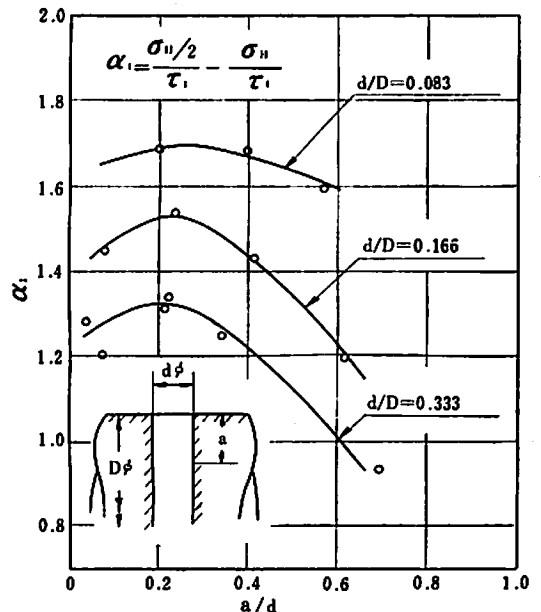


図-1 横穴内面の応力分布

図-1 から 明らかなように 応力集中が最大になるのは軸表面のカドではなく、穴径の 0.2 ないし 0.3 倍軸表面より内側に寄つた所である。またそれぞれの穴の最大値をとつて、軸径に対する穴径の比 d/D で整理すると図-2 のようになり、穴径比の小さい程応力集中度は高くなる。Peterson⁴⁾ が整理した α_1 の曲線を同時に記入した。これと筆者の実測した値とは穴径比の大きな場所で若干差があるが、傾向は大体一致している。

実際の油穴開口部は何等かのアールを付けるのが普通であるが、これは潤滑油の流出のガイドの意味と同時に、応力集中緩和を意図しているものと思われる。そこ

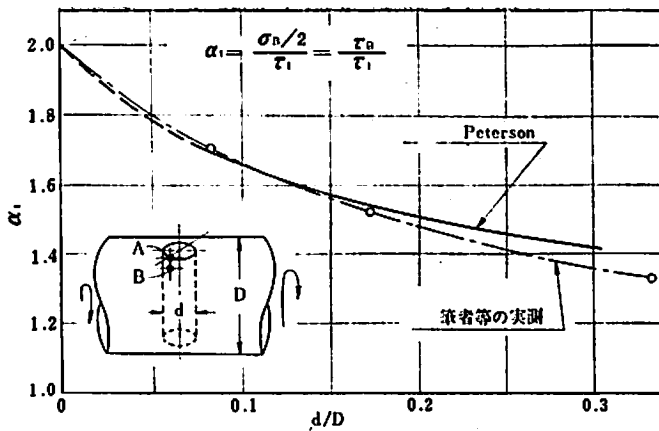


図-2 横穴付軸のねじり形状係数

でアールを付けた場合の応力分布を測定することにより、実際に応力集中緩和の効果があるか否かを検討してみる。このため 5 mm 横穴 ($d/D=0.083$) の開口部に 2 mm と 5 mm のアールを付けた軸について、45° 方向のひずみ量分布を実測すると図-3 のようになる。図中の数値は公称ねじり応力 τ_1 に対応するひずみ量との比

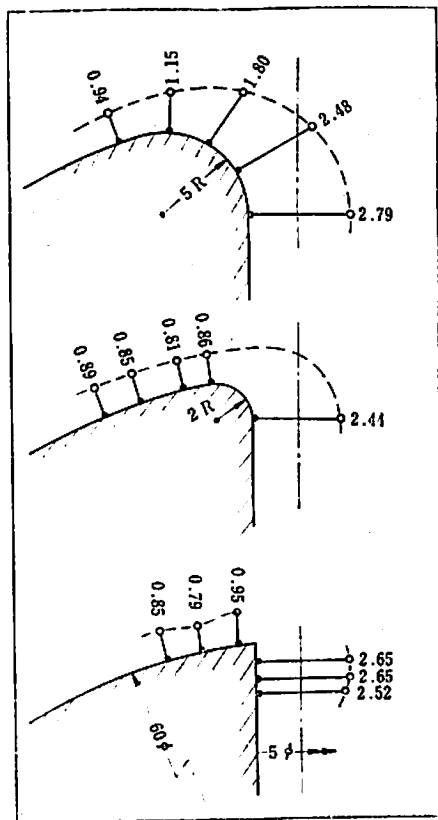


図-3 開口部にアールを付けた場合の歪比分布

率である。この結果は開口部にアールを付けても穴内面の応力集中を実質的に緩和させることが不可能なことをしめしている。むしろアールを大きくした場合は、応力の高い部分がアールに従って軸表面にまで拡張されてくる傾向がうかがわれる。したがって横穴開口部にアールを付けることは強度面からみて決して得策ではないといえる。これは後で述べる疲労試験の成績からも裏付けられる。

3. 油穴のねじり疲労強度

次に実際に繰返しねじり応力を受けた場合に、油穴の切欠が疲労強度にどのような影響を及ぼすかを検討する。この目的のためにこれまで筆者らが実施した試験成績の一覧を

表-1 にしめす。普通の鋭鈍材に対して高周波焼入れ軸、また横穴付軸に対してピン表面に油穴を持つ実体模型のクランク軸がそれぞれ含まれている。50φ以上の試験は

表-1 横穴付軸のねじり疲労試験成績

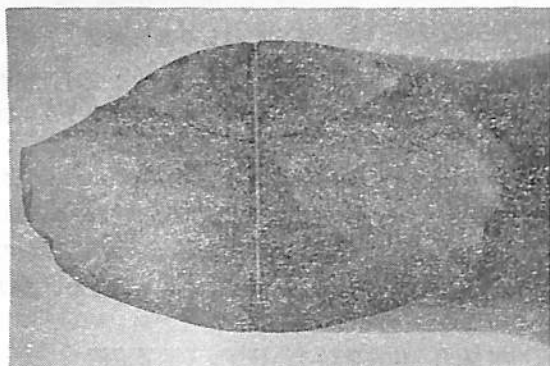
	材 質	軸径 Dmm	穴径 dmm	d/D	疲労限 kg/mm ²		切欠係数	
					$\tau_{\infty 0}$	$\tau_{\infty 1}$	β_0	β_1
直 角 横 穴	S 25 C	60	0	0	14.5	14.5	1	1
			0.6	0.010	11.5	11.6	1.26	1.25
			2.5	0.042	9.5	9.86	1.55	1.47
			5.0	0.083	8.2	8.80	1.77	1.65
			10.0	0.166	7.0	8.15	2.07	1.78
			20.0	0.333	6.0	8.36	2.42	1.73
		7.2	0	0	15.5	15.5	1	1
			0.3	0.042	12.5	13.0	1.24	1.20
			0.6	0.083	10.5	11.3	1.48	1.37
			1.2	0.166	9.8	11.4	1.58	1.36
			2.4	0.333	7.5	10.4	2.06	1.49
		60	5	0.083	7.0*	7.53	2.07	1.93
					7.2*	7.74	2.01	1.88
傾斜穴	45°							
	60°							
アール	2 mm				8.0	8.60	1.81	1.68
	5 mm				7.8	8.39	1.86	1.73
高周波焼入れ横穴	S 25 C	50	0	0	23.0	23.0	1	1
			2	0.04	14.0	14.5	1.65	1.59
			5	0.10	10.5	11.5	2.19	2.01
クランク軸	SNC 3	75	6	0.08	8.2	8.8	2.81	2.52
	S 35 C	62	4	0.065	7.0	7.4	2.10	1.98
	S 35 C	70	5	0.073	7.0	7.4	2.10	1.98

* き裂強さ

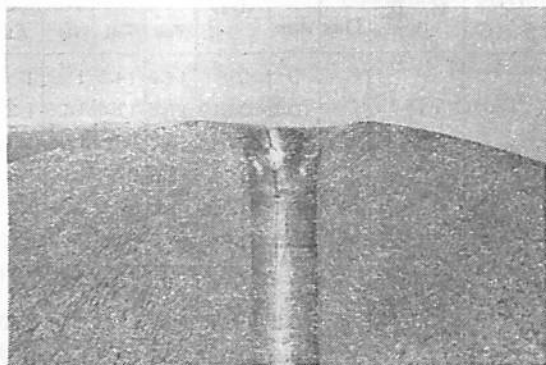
いずれも大形ねじり疲労試験機 Torsator により毎分約 2000 回の繰返し速度で試験されたものである。表中の各系列の疲労限度は一部を除いていずれも S-N 曲線を画かせて求めた。これらの試験片の破断状況の例を写真-1 にしめす。

以上の諸成績を比較検討することにより以下述べるようなことが明らかにされた。

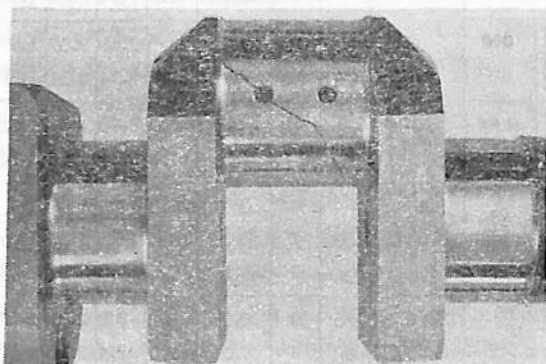
(1) 横穴の寸法比と切欠係数および寸法効果



a. 直 角 穴



b. フール付直角穴



c. クランク軸油穴

写真-1 横穴からねじり疲労破壊した例

直角な横穴の径を変えた 60 mm 径大形軸の疲労試験を行なつたところ各系列毎に図-4 のような S-N 曲線が得られる。そこでこれらの疲労強度を切欠係数 α_1 でしめし、穴径の比 d/D で整理すると図-5 の①の曲線が得られる。一方同一材料から切出した 7.2 mm 径小形軸の試験結果を②に、またこれとほとんど同種の材料で製作した 50 mm 径の高周波表面焼入れ軸の結果を③にしめした。ここでいう切欠係数とは平滑軸の疲労限を横穴付軸の疲労限 $\tau_{\omega 1}$ で割つた値である。

これらの曲線の傾向から横穴の径が小さくなつて d/D が零に近付くと切欠係数は 1、すなわち平滑軸の疲労限度に近付くことが判る。しかし図-2 では d/D が小さくなるに従つて形状係数が大きくなることをしめしており切欠係数の傾向と一見矛盾する。これは疲労の切欠係数が形状係数と同時に応力集中部の応力勾配に支配されることをしめしている。すなわち横穴径が小さくなるに従つて集中応力の絶対値は増すが穴を離れると急激に応力が低下するので疲労破壊が生じにくくなり疲労限度としては高い値をしめす。

小形試験片で求めた切欠係数の傾向②は、大形試験片の結果に較べて低い値をしめしており、切欠の寸法効果が明らかである。切欠の寸法効果が生ずる理由の一つは前述の応力勾配である。

高周波焼入れが鋼材の疲労強度特に切欠材に対する強度を顕著に改善することが知られている。そこで高周波焼入れと横穴切欠の組合せの効果を調べるため 50 mm 径試験片に 5 mm 深さ（熱影響部）の高周波焼入れを施工したものの試験を行なつた。この材料は前述の 60 mm 径試験片のものと鋼塊は異なるが、成分と機械的性質はほとんど同様の S 25 C 材である。

表-1 にしめすように高周波焼入れにより平滑軸の疲労限度は 23 kg/mm² となり、焼鈍材の 14.5 kg/mm² に対して 60% の強度増加が得られている。しかし高周波焼入れ軸に横穴を持つたものはその疲労強度増加率が平滑軸の場合よりも低い。すなわち切欠係数が図-5 の③のようになり、焼鈍材の①よりも高い値をしめす。この理由は次のように考えられる。高周波焼入れ軸のねじり疲労破壊の出発点は表面下の焼入れ境界部であることが確認されているが、横穴の応力集中がもつとも高い点は軸表面より若干内側の穴内面であり、高周波焼入れが横穴のき裂発生を促進する効果があると考えられる。これと同時に焼入れ硬化材の切欠感度は焼鈍材よりも高くなることが知られており、この両者の作用で横穴を持つた高周波焼入れ軸の切欠係数は高くなる。高周波焼入れは、切欠材に対して切欠の底まで硬化できるような場

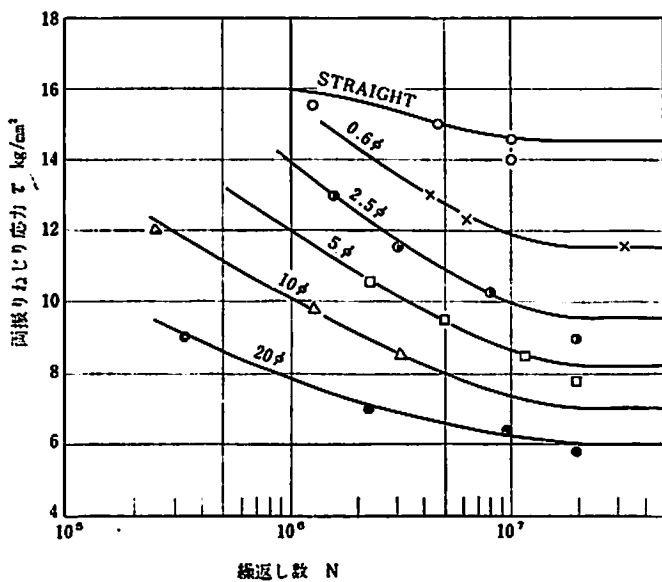
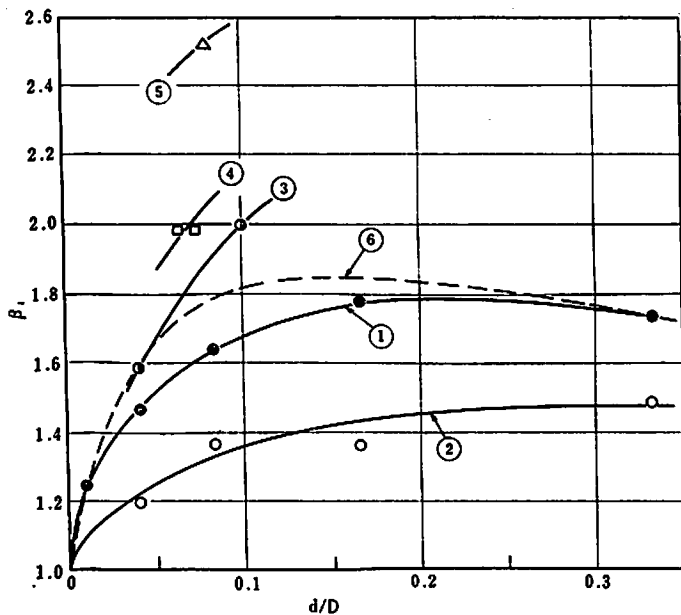


図-4 横穴（直角）を有する軸のねじり疲れ S-N 曲線



- ① S 25 C (60 φ)
- ② S 25 C (72 φ)
- ③ S 25 C, 高周波焼入れ (50 φ)
- ④ S 35 C, クランク軸 (62 φ~70 φ)
- ⑤ SNC 3, クランク軸高周波焼入れ (75 φ)
- ⑥ 機械学会疲れ強さ整理資料 (S 25 C)

図-5 各種横穴付軸の穴径比と切欠係数 β_1 の関係

合には強度増加の面で卓効が認められているが、横穴付軸のように切欠が焼入れ部と非焼入れ部を通過するような場合には特に注意が必要である。

図-5 の中の ⑥ はこれまでに公表された資料を整理して、日本機械学会の疲れ強さ資料調査分科会が発表した整理式に基づいて求めた S 25 C, 60 mm 径横穴付軸のねじり切欠係数である。これと今回の実測曲線 ① とでは d/D が 1 の前後で多少喰違があるが傾向は一致している。しかし機械学会の整理式では、軸径が 7.2 mm の場合は 60 mm の場合の切欠係数の小数点以下の数値が約 3% 低下するのみで、今回の ② の実測曲線とは大幅に相違する。

(2) 横穴の傾斜の影響

実機の油穴は設計上の理由で軸表面に対して傾斜してあげられることが多いが、傾斜により開口部近辺の応力集中度が直角な場合とは異なるので、強度上も違ってくると考えられる。そこで直角穴を 90° とした場合の 60° と 45° の傾斜穴の検討を行なってみた。材料は直角穴と同様な S 25 C 材で軸径 60 mm に対して横穴径は 5 mm である。試験結果を図-6 にしめす。直角穴のき裂発生までの繰返し数に対して、 45° 傾斜穴は約 1/10 の繰返し数でき裂の発生が認められる。しかし発生したき裂の進展は非常に遅く、傾斜穴の応力集中が大であるとともに応力勾配が非常に急なことをしめしている。また穴が傾斜しているために穴が破断き裂のガイドになり難く、破断までの繰返し数は直角穴よりも遅くなる。疲労限に近い応力範囲では上述の理由により停留き裂になる。したがってき裂の発生しない疲労限度は直角穴より 10~12% 程度低下するが、破断疲労限は直角穴より若干高い。

60° 傾斜穴の結果は当然ながら 45° と直角のものの中間の性質をしめしている。

(3) 開口部を処理した場合の影響

横穴の軸表面開口部にアールを付けた場合の影響を検討するため前述¹⁾の 60 mm 試験片に 5 mm の直角穴をあけ、開口部に 5 mm と 2 mm のアール加工をしたもののねじり疲労試験を行なつた。試験の結果は図-7 の

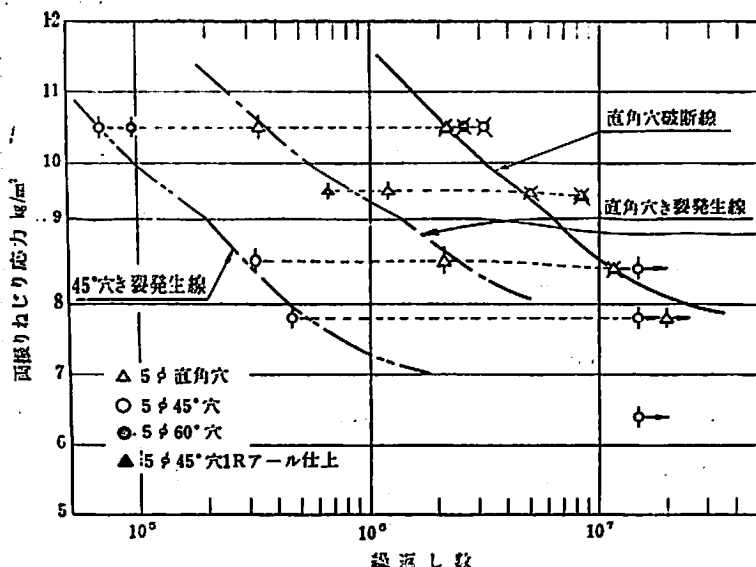


図-6 5φ 穴の軸に対する傾斜の影響

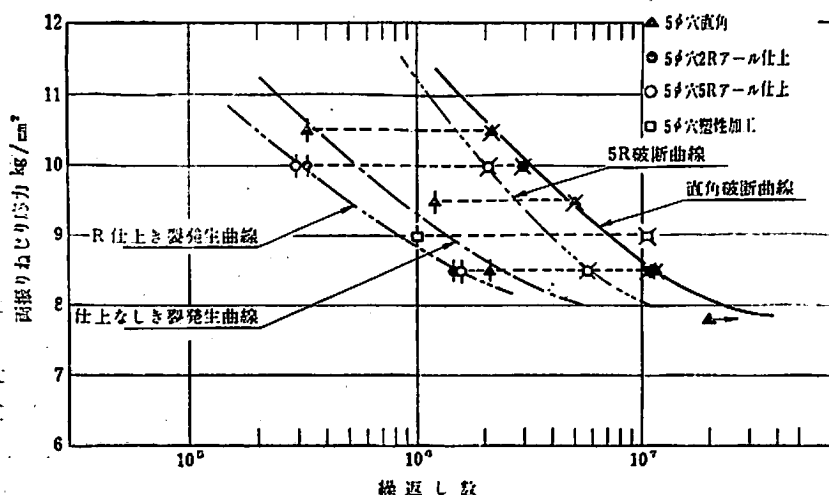


図-7 5φ 直角穴に対する開口部アール仕上および塑性加工の影響

ようになる。2項で述べたように直角穴開口部にアールを付けても横穴の応力集中緩和には効果がなく、むしろ高応力の範囲が拡大される。このため疲労試験の結果もアールを付けないものに較べて疲労強度を増加させることはできず、むしろき裂発生時期が幾分早くなる。またアールにより応力勾配が緩和されているので発生したき裂は早期に発達する傾向があり、5mm アールでは疲労限度が僅か低下する。この結果から油穴開口部のアールは穴径に対してなるべく小さい方が疲労強度の面からは好ましいといえる。

アール付き直角穴開口部の最初にき裂が発生する点は

アールと横穴の交点付近である。

傾斜穴開口部にアールを付けた場合は、応力集中度の高い鋭角側の隅の応力集中が緩和されるので、き裂発生時期は効果的に遅くなる。

塑性加工が疲労強度を増加させることに注目して、5mm 直角穴にテーバーボンを押し込み、穴径で約2%の残留ひずみを与えたものの試験を行なってみたが、破断時期がやや遅くなる程度で、特に効果は認められなかった。

(4) クランク軸の油穴

図-5の④⑤は実体模型クランク軸でピン油穴から破壊したものの例である。

④は S35C 材であるが切欠係数は①の1.6に対して約2になる。また⑤はニッケルクロム鋼3種で高周波焼入れを行なっているが約2.5と高い切欠係数をし

めしている。この場合クランク軸の公称疲労限度はいずれも試験トルクとピン径から算出した応力値 τ_1 を使用した。

クランク軸のピン表面ねじり応力分布は同じトルク条件の平滑軸の場合とは当然異なると考えられるが、公称応力を上述のようにとる時はピン表面油穴の切欠係数が、平滑軸の横穴よりも高くなるのが試験の結果から判る。また⑥の場合はクランク軸材料が調質された特殊鋼であるため、中低炭素鋼より切欠感度が高くなるが、さらに高周波焼入れを行なっているの

で油穴開口部のアール内側が焼入れ境界部に近くなっており、油穴のき裂発生が促進される状態にある。したがって疲労限 $\tau_{0.1}$ は 8.8 kg/mm^2 であり大形平滑軸の 23 kg/mm^2 に対して予想以上に高い切欠となつている。このクランク軸に高周波焼入れを施工しない場合は 10.7 kg/mm^2 の疲労限が得られるので、この場合は高周波焼入れが疲労強度を低下させる働きをしていることが明らかである。

4. あとがき

以上のように油穴を念頭に置いて各種横穴付軸の強度 (80 頁へつづく)

1. ま え が き

近年、船舶巨大化の傾向はいちじるしく、20万 DWT タンカが竣工し就航中であり、30万 DWT の設計、さらには 50万 DWT の可能性を検討する段階にまで達している。船舶が巨大化するとそれに伴ってその主推進機関である船用機関に対しても大出力化と高性能化の要求が出てくる。機関の大出力化に対し、ディーゼル機関は現在の技術では構造的な問題から、1基の出力を飛躍的に増大させるには限度があるように考えられる。これに対し、蒸気タービン機関は陸上の原動所における経験からみて、二次的な問題は別として、基本的には大出力化が現在の技術で可能であろう。そこで蒸気タービン機関については高性能化に焦点が絞られる。機関の高性能化の問題については船用という特殊性を考えると解決すべき課題は多い。

船舶技術研究所ではその高性能化研究の一環として、将来の船用ボイラのとるべき形態について考察を行ない、その結果可能性の一つとして過給ボイラを採り上げた。

本報告は、上述のような目的から船舶技術研究所にお

いて開発研究を推し進めて試作を行なった船研式過給ボイラを中心に過給ボイラの概略を述べ、さらに過給ボイラの船用に対する考察について触れる。

2. 過給ボイラの原理と特長

2.1 過給ボイラの必然性

船舶および船用機関に対する相似理論による解析によれば、ボイラのおおよその目安として、ボイラ容量は寸法（長さの単位）の2乗に比例し、この傾向は現在までのボイラの実績からも認められる。もし将来においてもボイラがこのままの傾向をとるならば、ボイラの容積は出力の約1.5乗に、重量は伝熱面積に比例するため出力におおよそ比例することから、船舶の巨大化による機関出力の増大に対し、ボイラもやはり巨大化はまぬかれない。そこで相似理論を打ち破り、これよりさらに進んだ形式の小形軽量化したボイラを開発する必要がある。これが高性能化への一つの道ともなる。

一方、ボイラ水管ではその内圧による応力と熱負荷による熱応力とが総合された応力によつて起る塑性変形が生長限界を越えないことが必要である。解析によれば、その限界を規定するのは熱負荷であり、その限界熱

表-1 過 給 ボ イ ラ と 他 形 式 ボ イ ラ の 比 較

形 式	ボ イ ラ	蒸発量 t/h	蒸気圧力 kg/cm ²	蒸気温度 °C	蒸発量 1 t/h 当り伝熱面積 m ² /t/h		燃焼室熱発生率 10 ⁴ kcal/m ² h	備 考
					ボイラ本体	エコノマイザを含む		
過給ボイラ	ペロックスボイラ	15	50	450	3.1	6.1	1000	
	船研1号ボイラ	2	300	580	8.3	15.0	185	
	船研2号ボイラ	3	150	540	4.7	8.9	300 (予燃焼室) >1000	
船用ボイラ	A-1	28.5	59.8	454	25.8	46.1	60.3	空気予熱器あり
	A-2	42	40	420	12.6	16.1	76.1	空気予熱器あり
	A-3	73	60.8	515	25.2	(エコノマイザなし)	~76	空気予熱器あり
発電用ボイラ	B-1	260	106	541	18.7	26.4	16.1	空気予熱器あり
	B-2	908	176.1	571	28.6	35.8	11.3	空気予熱器あり 再熱器
パケボイラ	C-1	6	16	飽和	8.2	14.0	—	
	C-2	4	16	飽和	12.1	24.0	86	
	C-3	10.5	5	飽和		19.5	—	
	C-4	2.5	13.7	飽和		12.0	440	軽油だき

註 1 ボイラ本体には蒸発部過熱部を含む

註 2 蒸発量 1 t/h 当り伝熱面積欄中の数値には再熱器伝熱面積を含まない。

負荷の値は蒸気圧力 200 kg/cm^2 以下のボイラ水管では約 $5 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2\text{h}$, 300 kg/cm^2 以上のボイラ水管では約 $3 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ となつている²⁾。従来のボイラの実績をみると、伝熱面の局所では、この値に近い熱負荷を持つボイラもあるが、平均熱負荷にすると高いものでもこの限界値の半であつて、有効でない伝熱面が多いことがわかる。この原因をさらに詳細に分析すると、ボイラの伝熱面とくに後部伝熱面において加熱流体である燃焼ガスから管への熱伝達が悪く、熱伝達率にして $30 \sim 50 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ であり、流体温度差が低いことと相まつて熱負荷の値は $10^4 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ 程度である³⁾。

これより判断すれば、現状のムダな部分をなくし上記の熱限界値をもととしてボイラの限界設計を行なうには、燃焼ガスを加圧して燃焼室熱発生率を増大させるとともに、燃焼ガスを高密度で高速流動させ熱伝達率を向上させる必要があることがわかる。これには給気を排気ガスタービンなどの方法で過給する過給ボイラが要求を満足させるもつともよい手段であり、さきの相似理論をこえて一步進んだ形となり今後のボイラのとるべき形態であろうと考察される。表-1は過給ボイラと他形式のボイラを伝熱面積と燃焼室容積によつて比較したものであるが、同表にみられるように過給ボイラは蒸発量 1 t/h あたりの伝熱面積と燃焼室熱発生率が他形式のボイラにくらべ格段に向上し、従来のボイラの相似から大きく改善されていることがよくあらわれている。

2.2 過給ボイラの作動形式

過給ボイラは一般にボイラへの給気を圧縮して燃焼室へ送り込み、大気圧よりかなり高いふん囲気の燃焼室内で燃焼させるボイラを指すが、ここでいう過給ボイラとは排気ガスタービンで圧縮機を駆動し、最近のボイラで加圧燃焼といわれる $100 \sim 200 \text{ mmAq}$ の炉内圧力よりはるかに高い圧力 (2000 mmAq 以上) のボイラを指すことにする。

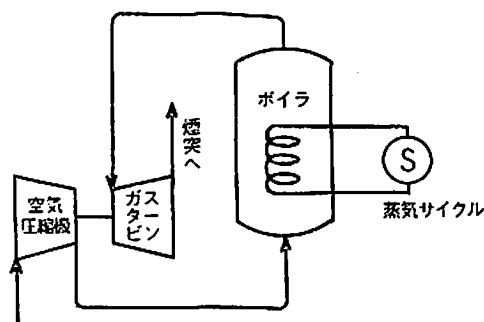


図-1 過給ボイラの作動原理

過給ボイラの作動原理は図-1のようになる。すなわち、給気を空気圧縮機で大気圧から圧縮しボイラへ導びく。ここで燃料と混合して燃焼し、燃焼ガスはボイラで熱交換した後ボイラを出てガスタービンにはいり、これを駆動して空気圧縮機に必要な動力を発生する。ガスタービンの排気は必要ならばエコノマイザで熱を回収した後煙突から排出する。蒸気側は通常の蒸気サイクルを形成する。したがつて過給ボイラといつても水側には自然循環水管式、強制循環水管式、強制貫流単管式などの多くの形式が存在しうる。

過給ボイラの作動原理は図-1に示したとおりであるが過給用ガスタービンの出力の大小によつて過給機セットの作動形式にはつぎの三つの場合が考えられる。すなわち、

- (1) はガスタービンの出力が少なすぎるもので、この場合には圧縮機を駆動するのに電動か蒸気動力またはその他の手段を補助に付加する必要があるが、その動力はかなり大きな量に達するので経済的に不利である。
- (2) はボイラの排気ガスによるガスタービンの出力が空気圧縮機駆動に必要な動力と平衡しているもので、一般に過給ボイラといわれるものはこの形式に相当する。この形式の設計にはボイラとガスタービン過給機セットのマッチングを良好にする必要がある。
- (3) の形式は排気ガスタービンによる出力が空気圧縮機駆動に要する動力以上となり、過給機セットから過剰な出力を発生する場合で、この形式になると蒸気サイクルとガスタービンサイクルの両方から出力を発生することから複合サイクル機関と称しうる。

この三つの場合のうち、(1) と (3) は過給機セットの回転軸を外へ出して第3者から動力を出入させる必要があり、構造および制御が複雑となる。また、従来の過給ボイラをみると、上記の3作動形式が同一の過給ボイラでも負荷によつて起つている例がある。たとえば、低負荷ではガスタービン出力が空気圧縮機駆動入力に足りないため(1)の形式をとり、中負荷においては(2)となつて自力平衡運転に入り、高負荷ではガスタービンが余剰出力を出すため、この動力を何らかの方法によつて吸収する(3)の形式をとる過給ボイラもみられる。

2.3 過給ボイラの特長

過給ボイラの考えは決して新しいものではない。すでに、1930年ごろスイスの Brown Boveri 社において強

制循環水管式過給ボイラであるベロックスボイラを開発し、その後も各種の過給ボイラが出現してその特長を発揮している。そこで過給ボイラの特長について詳細に解析してみよう。

(1) ボイラ容積の重量と減少

燃焼室については給気を加圧することにより燃焼室単位体積あたりの熱発生率（燃焼室熱負荷）を上げることができる。通常燃焼室熱負荷は燃焼ガスの密度に比例して増加できるため、燃焼量と燃焼温度が等しい範囲では燃焼室容積はほぼ燃焼ガスの絶対圧の比で小さくすることができる。また熱発生率を増加すれば燃焼室内のガス温度は上昇し、高い密度のガスによるガスふく射係数の増大とあいまつて、単位ふく射伝熱面積あたりのふく射収熱量が増加する。

対流伝熱部では密度の高い高温のガスを高流速で送ることが可能となることから、単位伝熱面積あたりの対流伝熱量は増加する。対流伝熱量は燃焼ガスの密度とガス速度の積の0.6~0.8乗に比例することと、管間のガスふく射が増大することにより、通常のボイラに比べて熱伝達率は飛躍的に高くなる。たとえば、圧力比2、ガス流速100 m/s のときは通常のボイラにみられる大気圧、ガス流速20 m/s のときにくらべて約5~6倍となる。以上を総合すれば過給ボイラは同一熱量を吸収するに必要な伝熱面積と容積を従来のボイラの数分の一に減少することが可能であり、その実績はすでに表-1に示したとおりである。

いま加圧の効果について、蒸発量3 t/h、蒸気圧力150 kg/cm²、蒸気温度540°C、重油だき単管貫流形式の小形ボイラを想定して試算すると図-2と3のようになる。両図にみられるように圧力比を2.0にあげると過給しない場合とくらべてボイラ容積は約35%、重量は約75%に、圧力比3.0ではそれぞれ約30%、約60%と低減する。この低減効果の大きさはボイラの水管側の形式

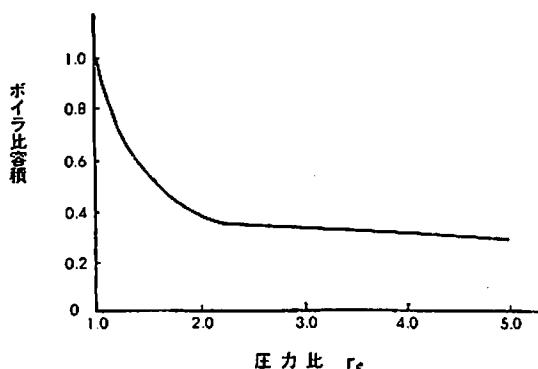


図-2 圧力比と容積減少の一例

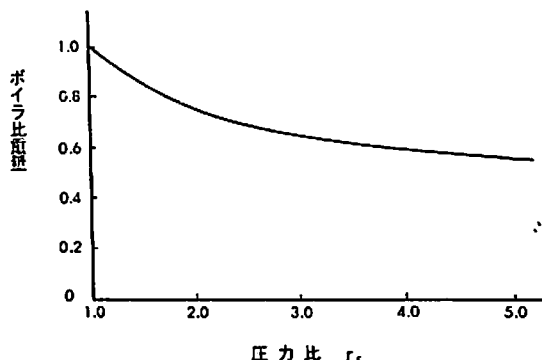


図-3 圧力比と重量減少の一例

によつても異なるが、ボイラ容量の大なるほど増進されるためその利得は大きいものとなる。

(2) 建設費の低減

最近のように高温高圧化かつ巨大化の動向にあるボイラで、材料重量を節減できることは建設費の大きな低減となる。船用プラントになると容積と重量の節減は建設費の低減ばかりでなく積荷の増加ともなるため利得はさらに大きくなる。

また、ボイラの排気でガスタービンを駆動し空気圧縮機を作動する形式の過給ボイラでは、従来のボイラに必要な送風機駆動の動力を必要としない上に、ガスタービンにおける排気のエンタルピ降下の大部分が空気圧縮機において給気のエンタルピ上昇に変換されて過給機がちょうどボイラの空気予熱器にあたる熱交換器の役目をもはたすため、在来ボイラでは大きな容積と重量を必要とした空気予熱器を削減できる特長をもつ。

(3) ボイラ効率の向上

在来ボイラの損失の中で主な部分を占めた煙突からの排気ガス損失と外部ふく射熱損失に対し、過給ボイラでは燃焼室のガス圧増大と給気温度の上昇により燃焼効率を高め、また燃焼促進によつて最良の空気過剰率を1.0に近づけることが可能となるため前者を減少でき、またボイラ本体の小形化によりケーシング表面積が縮少でき後者の損失も低減できる。その他、燃焼ガスの漏えい損失が全くない。以上のことからボイラ効率は上昇し、大形のボイラでは92%以上、小形のボイラでも85%以上が期待できる。

(4) 保守作業の軽減

過給ボイラはボイラ管数および長さの減少に大きな効果があり、また耐火材料の大幅な使用削減が可能であるから保守作業は減少する。ガス圧力が高くガス流速が大きいと、適当な伝熱面形状を選べば燃焼ガス側の汚損

は少なく、すす吹き装置が簡単化できる。

(5) 建造方法の簡単化

全体が小形かつ円筒形式となるため、ボイラを全部もしくは部分的に製造所で組み立て完全パッケージ化された製品として送り出すことが可能である。この方式により製品の均一性が確保され、かなり大形のボイラでもライン生産が可能となる。

(6) 良好な起動性と応答

過給ボイラは保有水量が少なく、全体の熱容量も小であるため起動時間は短くなり、負荷に対する応答性も迅速である。したがってとくに発停頻度の高いプラントに最適である。

(7) その他

ボイラが小形化するため給水ポンプの所要効力が節減でき、また高密度燃焼による低質油燃料の使用可能なども特長としてあげられよう。

以上の長所に対しつぎのような短所も存在するのでその対策をあらかじめ考慮する必要がある。

(1) 加圧形式のためガスの耐圧構造およびガスタイト構造に十分な検討を要する。この対策として燃焼室壁面の円筒形構造が考えられる。

(2) 過給機セットの製作費が高いことおよびガスタビンに汚損を生ずることが一つの障壁となるが、この対策としてはできるだけ低温で作動し、また圧力比をあまり高くしない設計とする。

(3) ボイラとガスタビン 過給機セットのマッチングが問題で、設計点以外の部分負荷においても安定な運転を可能とする対策が必要である。

(4) ボイラがコンパクトかつ一体化した構造であるため、そのままではボイラ構造の一部分交換といった作業が困難な場合があると考えられる。その対策としては単位伝熱面ごとに引き出せる構造がよい。

(5) 熱負荷が高いためボイラの給水は純度の高いことが要求される。万一、給水中の不純物がある程度付着すると高い熱負荷のために過熱し管の破損を生ずるおそれがある。

2.4 過給機セットの最適圧力比と温度の選定

過給ボイラプラントに対する過給機セットとボイラとの組み合わせを検討するため図-1の単純過給ボイラについて、空気圧縮機、ボイラ、ガスタビンの特性間の関係を推算してみよう。空気圧縮機とガスタビンが同軸上に直結されているものとする、それらの動力、出力の関係は次式のようになる。いま記号として

P_1 : 空気圧縮機入口圧力 kg/cm^2

P_2 : 空気圧縮機出口圧力 kg/cm^2

P_3 : ガスタビン入口圧力 kg/cm^2

P_4 : ガスタビン出口圧力 kg/cm^2

rc : 圧縮機圧力比 $rc = P_2/P_1$

rr : ガスタビン膨張比 $rr = P_3/P_4$

G_c : 空気圧縮機を通る空気流量 kg/s , 燃料に対し理論空気量を供給すると仮定すれば $G_c = G_r \cdot M_{th}$

G_r : 燃料燃焼量 kg/s

M_{th} : 理論空気混合比 重油の場合 = 13.9

G_T : ガスタビンを通るガス流量 kg/s , $G_T = G_c + G_r = (M_{th} + 1) G_r = 14.9 G_r$

$T_1(t_1)$: 空気圧縮機入口温度 $^{\circ}\text{K}(^{\circ}\text{C})$

$T_2(t_2)$: 空気圧縮機出口温度 $^{\circ}\text{K}(^{\circ}\text{C})$

$T_3(t_3)$: ガスタビン入口温度 $^{\circ}\text{K}(^{\circ}\text{C})$

$T_4(t_4)$: ガスタビン出口温度 $^{\circ}\text{K}(^{\circ}\text{C})$

L_c : 単位重量あたりの空気による空気圧縮機の仕事 kg-m/kg

L_T : 単位重量あたりのガスによるガスタビンの仕事 kg-m/kg

K_a : 空気の比熱比 ≈ 1.40

K_g : 燃焼ガスの比熱比 ≈ 1.33

R_a : 空気のガス常数 $= 29.27 \text{ kg-m/kg } ^{\circ}\text{K}$

R_g : 燃焼ガスのガス常数, 空気過剰率 1.0 として $= 29.13 \text{ kg-m/kg } ^{\circ}\text{K}$

η_c : 空気圧縮機効率

η_T : ガスタビン効率

η_M : 軸受などの機械効率

η_o : 総合効率 $= \eta_c \cdot \eta_T \cdot \eta_M$

$(pg)_c$: 空気圧縮機駆動動力 ps

$(ps)_T$: ガスタビン出力 ps

$(ps)_E$: 過給機セット有効出力 ps

まず空気圧縮機の駆動に要する動力を求めると

$(ps)_c = G_c \cdot L_c / 75 \eta_c$

$$= \frac{R_a G_c T_1}{75 \eta_c} \frac{K_a}{K_a - 1} \left(rc^{\frac{K_a - 1}{K_a}} - 1 \right) \quad (1)$$

$$= 19.00 G_r \cdot T_1 (rc^{0.286} - 1) / \eta_c \quad (2)$$

一方、ガスタビンの出力は

$(ps)_T = G_T L_T \eta_T / 75$

$$= \frac{\eta_T R_g G_T T_3}{75} \frac{K_g}{K_g - 1} \left(1 - rr - \frac{K_g - 1}{K_g} \right) \quad (3)$$

$$= 23.37 \eta_T G_r T_3 (1 - rr^{0.248}) \quad (4)$$

過給機セットからとり出される有効出力は

$$(ps)_E = (ps)_T \eta_M - (ps)_c \quad (5)$$

したがって、この (5) 式の値が負、零、正によつて過給機セットは 2.2 でのべた 3 つの作動形式をとる。

過給ボイラでは空気圧縮機とガスタービンの間にボイラ伝熱面が存在し、またガスタービン出口にエコマイザを付属させる場合があるので、圧縮機による圧力上昇のうちタービンおよび燃焼室以外の圧力降下は純動力用の単純ガスタービンサイクルの場合よりも大きくなる。そこで加圧分に対する伝熱面での圧力降下の度合いを示す無次元数として空気圧縮比の圧力比 r_c とガスタービンの膨脹比 r_T とからつぎの変数を導入した。

$$\Delta P_L = 1 - r_T / r_c \quad (6)$$

(5) 式の $(ps)_E = 0.1$ すなわち平衡自力運転の条件を、過給機セットの総合効率 η_o が 0.5 と 0.65 につき、 ΔP_L が 0, 0.1, 0.2 の三つの場合について算出すると図-4 のようになる。ただし空気圧縮機の入口空気温度は 20°C と仮定した。同図より同一の η_o , ΔP_L に対して最低のタービン入口温度を与える圧力比があることがわかる。もしガスタービン入口温度が図-4 より低ければその温度差に相当する動力を他から補うことが必要になり、逆に高ければ過給機セットから発生する余剰出力を何らかの方法により吸収させる必要がある。過給機セットの総合効率 η_o は小形の機関で 0.5, 大形機関では 0.7 程度が現在の技術により期待できよう。

図-4 をもとに図-2, 3 を参考にし、また耐圧構造、ガスタービンの価格を考慮して過給ボイラの最適圧力比について考察を加えると、商業用としては圧力比は 1.5~3 程度がもつとも効果があり、その場合ガスタービン入口温度は小形で 600°C , 大形で 450°C 付近となる。圧力

比をこれ以上増しても容積と重量の軽減に著しい効果はみられないばかりでなくガスタービン入口温度を上げねばならない。しかし軍用のように容積と重量の節減の要求が強い場合には、最適化に対して因子の重みづけが変わり最適条件もおのずと違ってくる。

図-4 よりさらにわかることは、大形機関になると過給機の総合効率が大幅に上昇するため、もしガスタービン入口温度を 650°C と許容すれば過給機セットからかなりの余剰出力がとれ複合機関への期待がもてる。

3. 過給ボイラの実例

今までに実用化された過給ボイラは有名なベロックスボイラをはじめとして幾種が存在する。船研式過給ボイラに対する考え方との比較のため、まずそれらについて簡単に説明を加えよう。

3.1 ベロックスボイラ⁵⁾

世界最初の過給ボイラであるベロックスボイラはスイスの Brown Boveri 社によつて 1930 年代に開発されたものであり、蒸発量は $10\sim 70\text{ t/h}$, 圧力は低圧から 50 kg/cm^2 のボイラが製作されており、用途は一般産業用から艦艇用と多岐にわたっている。わが国では昭和 13 年に海軍が研究用としてこのボイラを 1 基購入し「ス」号かんと呼んでいた。「ス」号かんの要目を表-2 に示す。

ベロックスボイラの形式は強制循環式の過給ボイラで、その特長は蒸発管、過熱管、エコマイザ管の構造にあり、たとえば蒸発管は図-5 に示すようなガスが水管内部を通る複雑な二重管形式を採用している。また過熱管およびエコマイザ管も管の接続部は複雑な形状の部品を溶接している。過給圧は圧力比 3.0 までのボイラ

も製作されている。ガスタービン過給機セットの起動および制御には直結電動機を使用し、また定常時過給機の動力が不足の場合、同軸上の補助蒸気タービンにより補給する方式をとっている。

ベロックスボイラの性能に触れると、装置のボイラ効率は「ス」号かん以最良時に 88% を示し、起動は冷状態から全力まで 10 分たらずで達する。燃焼室熱負荷は定格時 $7 \times 10^6\text{ kcal/m}^2\text{h}$ で従来のボイラの 20 倍程度と高く、蒸発管における熱負荷は $2.5 \times 10^5\text{ kcal/m}^2\text{h}$ である。各管の継ぎめは溶接構造であり、その箇所が非常に多いため運転中しばしば溶接部にき裂を生じたと報告されている。

ベロックスボイラの問題点をあげると、ベロックスボイラ各部の構造は複雑な形状をなす各種材料を多くの箇所溶接しているため製作工作が困難でまた故障も生じやすく、かつ二重管形式で外管の径が

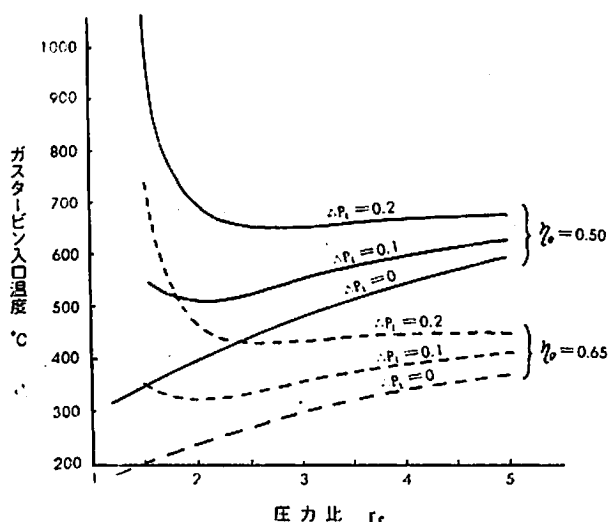


図-4 過給ボイラの熱力学的特性

表-2 「ス」号かん要目

形 式	強制循環式	垂直分離過熱器形過給ボイラ
蒸 発 量		15,000 kg/h
蒸気出口圧力		50 kg/cm ² g
蒸気出口温度		450°C
伝熱面積	蒸 発 管	12.5 m ²
	過 熱 管	33.5 m ²
	エコノマイザ	45.5 m ²
	総 計	91.5 m ²
燃焼室容積		1.8 m ³
燃 料		重油
燃料消費量		1,300 kg/h
バーナ	圧力式 1本 噴射圧力	20 kg/cm ²
圧 縮 機	20 段軸流式 (起動時は電動機使用 47 kW)	
	計画 9000 rpm, 実測 8400 rpm	
ガスタービン	5 段軸流反動タービン (補助蒸気タービン直結)	
補助蒸気タービン	蒸気圧力 50 kg/cm ² , 蒸気温度 450°C 出力 120 kW	
圧縮機出口空気圧力	計画 2.0 kg/cm ² g, 実測 1.5 kg/cm ² g 温度 160°C	
ガスタービン入口ガス圧力	計画 1.5 kg/cm ² g, 実測 1.2kg/ cm ² g ガス温度 500°C	
装置効率		88%
総 重 量		26 ton

大きい (約 150 mm) ので高圧化は不可能であり、蒸気圧力はせいぜい 50 kg/cm² で制限を受ける。過熱管はクイックターンの箇所が多く水側の圧力降下が増大し、蒸発伝熱管では水通路断面積が大きくなるので水循環ポンプをもつ強制循環形式になる。また当時はガスタービン、空気圧縮機の効率が低かったため起動用電動機および過給機駆動動力の補助として蒸気タービンを必要としている点も問題点であった。

このように現在から見ると多くの欠陥はあつたが、ペロックスボイラは当時諸技術の低かったボイラ界にさきがけて、高圧力比の過給ボイラを製作した点は過給ボイラの将来性を見通したことで敬意を表したい。

3.2 アメリカ艦艇用過給ボイラ^{6)~8)}

アメリカの海軍ボイラタービン研究所 (NBTL) では約 10 年前より艦艇用の過給ボイラを開発、完成し、実用機のボイラを駆逐艦の主ボイラとしてとう載した。

本ボイラは要目を表-3に示すように自然循環式の過給ボイラであつて、燃焼ガス側の圧力は負荷により変化し最高負荷時には 4.5 kg/cm²a に達する。この高い過給度によつてボイラの容積と重量は表-4に示すように

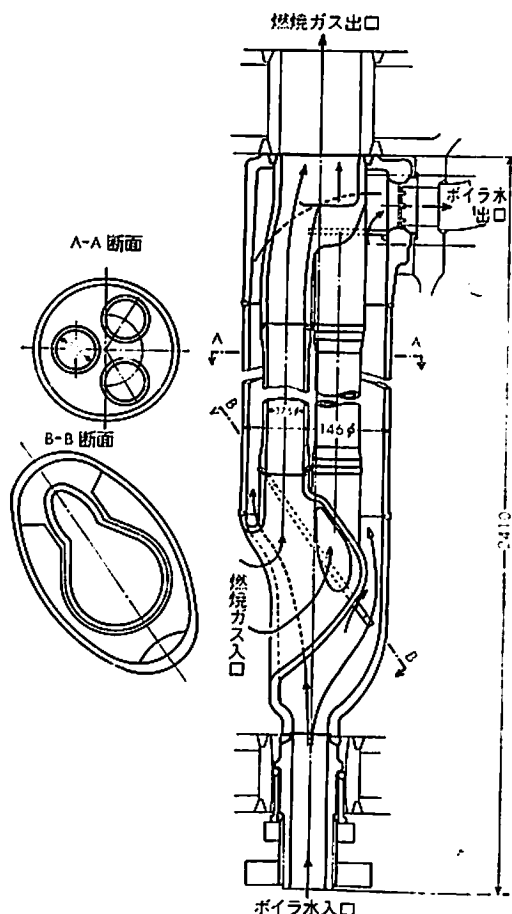


図-5 ペロックスボイラ蒸発管構造

表-3 米国 NBTL 過給ボイラ主要要目

設 計	海軍ボイラタービン研究所
製 作	Forster Wheeler 社, Elliott 社, Bailey Meter 社
形 式	自然循環式過給ボイラ
蒸 発 量	全力時 57.3 t/h
蒸気出口圧力	84.4 kg/cm ² a
蒸気出口温度	510°C
負荷調節範囲	5%~117%
燃焼方式	圧力噴霧ディーゼル油圧力燃焼 (4.5kg/cm ² a)
バーナ	トッド 3 段オリフィス広域可変負荷バーナ 3 本
制御方式	空気式
管群通過ガス速度	240 ton/m ² /h (質量速度)
最高熱伝達率	250 kcal/m ² h•c
過給機セット	2 段軸流反動ガスタービン 11 段軸流圧縮機
補助蒸気タービン	ガスタービン入口温度 420°C カーチス形蒸気タービン最大出力 1000 ps

表-4 NBTL ボイラと従来のボイラとの
容積重量比較

	在来ボイラ	NBTL 過給ボイラ
ボイラ容積 (送風機過給機を除く)	180	53
ボイラ容積 (送風機過給機を含む)	224	87
ボイラ乾き重量 (送風機過給機を含む)	72,200	31,900

在来のボイラに比べて著しい節減をみせている。すなわち、容積重量ともに在来形の同容量のボイラに比べ50%以下となり、とくにボイラ本体部での比較では約四分の一程度に減っている。本ボイラの構造は、たて形のシリンダからなる本体部がありそれに自然循環形式のため上部にドラムをおき、下部に過熱器、側部に過給機セットを持っている。定格時のサイクル線図を図-6に、過給機の負荷に対する運転特性を図-7に示す。図-7にみられるようにボイラ負荷が全力の41%以下では空気圧縮機を駆動するエネルギーはガスタービンのみからでは足りず、同軸上の蒸気タービンによりエネルギーが補給され

る。41%以上の負荷では蒸気タービンの弁は閉められ、空気圧縮機はガスタービンのみで駆動される。この際ガスタービンに図-7の斜線で示される余剰出力を発生するため、空気圧縮機出口から圧縮された空気の一部を大気へ放出する方法によつて過給機の出力を制御している。ガスタービンの排気は廃熱を回収せずそのまま煙突へ排出している。

本ボイラの性能試験の結果、ボイラ効率は負荷が41%以上のときに圧縮された空気の一部を大気へ放出する方法をとっているのとガスタービンの排気を回収しないため低下し、ネットで82%である。起動速度は冷状態から全力まで15分を要するに過ぎない。

本ボイラの問題点は上記の大気放出制御の点のほか、過給圧力が高いためガスシールと過給機セットに難点があること、またボイラ上部にはドラムを有し、自然循環形式のため所要の循環力がえられるようボイラの高さを高くする必要があるなどの諸点と考えられる。

4. 船研式過給ボイラ

さて船舶技術研究所では以前より過給ボイラに着目し、かつベロックスボイラの二重管形式の伝熱面やNBTLの自然循環ドラム形式過給ボイラの問題点を検討した。それと同時に高性能の船用蒸気機関開発の研究から将来の船用ボイラとしては、(1) 過給ガスタービンを装着して燃焼室および伝熱面を小形軽量化する。(2) ボイラ伝熱面を貫流形式として設計のフレキシビリティを増す。(3) 蒸気条件を高温高压化してプラント効率を増すとともに配管系の容積を減少させる。(4) 再熱サイクルを採用する。(5) プラント運転に計算機制御を採用し、完全自動化および高効率運転を行なわせる。などの対策が必要であると考へ、再熱を除いた他の要求を満足させる新形式の船研式貫流過給テストボイラを2基試作し研究を行なっている。

テストボイラの設計にあたっては2章の解析および在来の過給ボイラの考察から

(1) ベロックスボイラなどの在来の過給ボイラが3以上の高い過給圧力比を試みているに反し、過給圧力比は1.5ないし2付近で充分である。

(2) 過給機用ガスタービンはその入口温度ができるだけ低い状態で作動するよう伝熱面の圧力降下を設計し、翼の汚損を避けるとともに過給機を低価格とする。

(3) 過給機は構造簡単でかつ起動、制御が容易であるようブースタ送風機を前置し、過給機の軸は外へ出さず、また全く放任運転できるようにする。また過給機セ

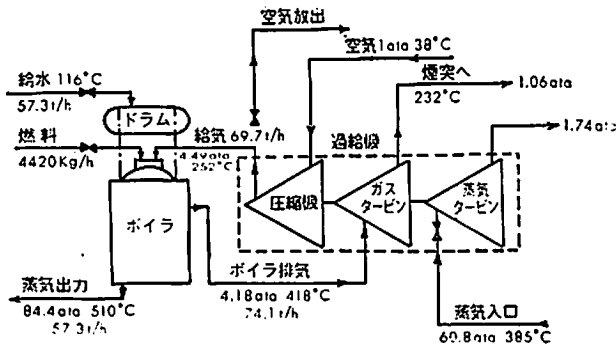


図-6 アメリカ艦艇用ボイラ (NBTL ボイラ)
サイクル線図

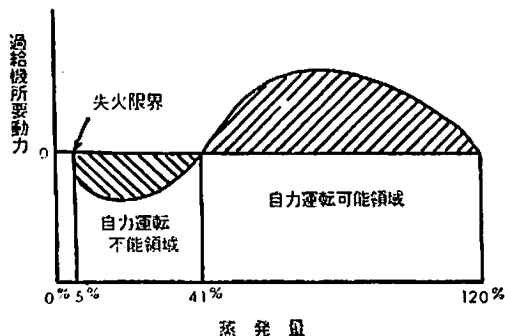


図-7 アメリカ艦艇用ボイラ (NBTL ボイラ)
過給機所要動力

ットとしてはディーゼル機関用過給機や使用ずみジェットエンジンのような既存品の利用も考慮する。

(4) ボイラの水側伝熱面構造としては、従来の過給ボイラでは試みられていなかった貫流ボイラ形式とし、伝熱面設計の自由度を増すとともに高圧化をはかる。

(5) 蒸気条件はできるだけ高くとり、プラントとしての熱効率を増す。

(6) 伝熱面熱負荷は全ボイラ部分についてそれぞれの位置の水管の熱限界値に均一に近づけた限界設計を考える。

などの結論をえてこれを設計方針とした。

4.1 船研式過給1号ボイラの η ~11)

船研過給1号ボイラは上述の方針から、その蒸気条件として超臨界圧を選んだ単管貫流形式の過給ボイラであつて、過給圧力比は1.4である。本ボイラの主要目を表-5に本体断面図を図-8に示す。

本ボイラはいままでの過給ボイラでは複雑な設備を必要とした起動とガスタービン回転数制御用に空気圧縮機の空気取入口前方にブースタ送風機を設け、その駆動によりガスタービンの起動および定常

表-5 船研式過給1号ボイラ主要目

設置年月日 昭和36年3月31日

ボイラ	形 式	単管式過給超臨界圧ボイラ						
	蒸 気 量	最大連続 2000 kg/h						
	蒸 気 出 口 圧 力	最高 300 kg/cm ² g						
	蒸 気 出 口 温 度	最高 580°C						
	負 荷 調 節 範 囲	600~200 kg/h						
	燃 焼 方 式	圧力噴霧重油圧力燃焼 (A重油)						
	燃 焼 方 式	うず巻室チップ二連串筒燃焼 60~200 kg/h						
	制 御 方 式	電気空気式 ACC および計算機制御						
	燃 焼 室 容 積	1.1 m ³ 、ガス圧力最高 0.43 kg/cm ² g						
	燃 焼 室 熱 負 荷 最 大	1.85×10 ³ kcal/m ² h						
ラ	有 効 よ く 射 伝 熱 面 積	6.5 m ²						
	接 触 伝 熱 面 積 (高 圧 部)	20.0 m ²						
部 分	水 管 仕 装	記 号	材 質	外 径 mm	管 厚 mm	受 熱 長 m	表 面 積 m ²	
		A	STBA 24	27.2	3.5	170	11.8	
		B	SUS 29 TB	32.0	6.0	71	7.2	
		C	STBA 24	27.2	3.5	25	2.1	
		E ₁	STBA 24	27.2	3.5	39	7.9	
		E ₂	STB 35	32.0	4.5	46		
	低 圧 管	D	STB 35	32.0	2.9	54	5.5	
		高圧水管部 全長 380 m、 低圧水管部 全長 70 m						
水管内圧力降下最大 40 kg/cm ²								
ボイラ効率実測最高 84%								

ブースタ送風機 10 kW 電動機直結ターボ羽根送風機吐出し圧 450 mmAq
 タービン過給機 形式 L-31-22 1段軸流タービン1段よく流圧縮機直結(水冷)
 タービン入口温度 600°C、ガス流量 1.06 kg/s、13200 rpm
 圧縮機吐出し空気圧力 1.4 kg/cm²a (圧縮比 1.4:1)

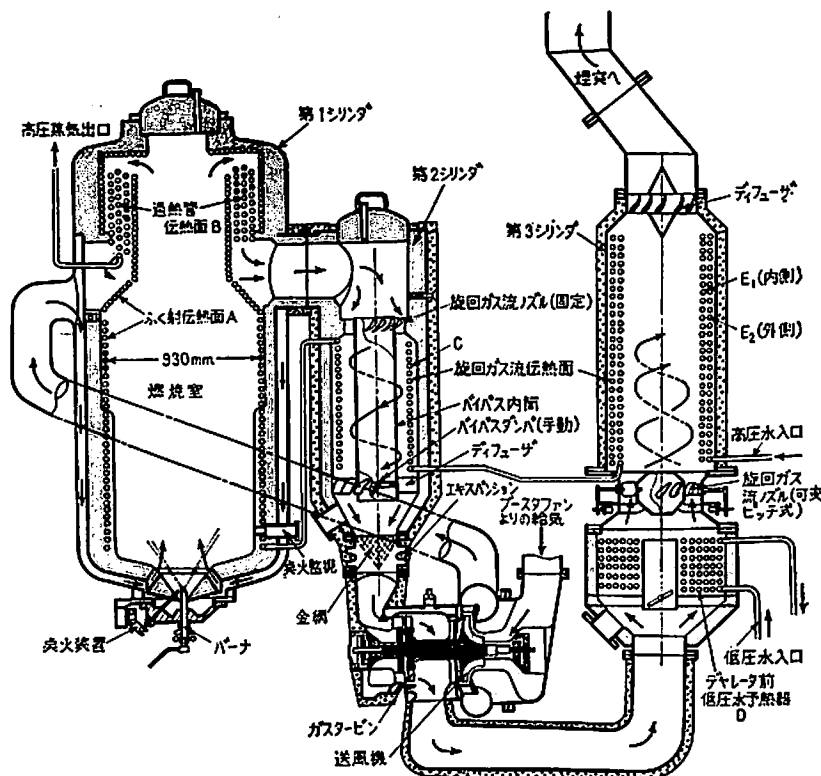


図-8 船研式過給1号ボイラ本体断面図

運転時でのその安定した放任運転をねらっている。この送風機の存在のため、はじめて過給機は回転軸を外へ取り出す必要がなく装置がきわめて簡単になった。本ボイラにはまた高速ガス流伝熱面として旋回ガス流伝熱面¹²⁾を使用した。同伝熱面は燃焼ガスをノズルを通して高速流にして水管にあてる方式で、水管周囲のガス速度が高められるため熱伝達率が増加する。同形式の伝熱面は水管の急激な曲がり部分が少なくよく、またガス側ノズルの交換もしくはそのノズルを可変ピッチ翼とすることにより、通常の固定伝熱面では困難な一定流量時の伝熱面熱負荷の調整と同時にガスタービン入口温度やガスタービンの回転数制御にも利用できる。この旋回ガス流伝熱面は第2シリンダおよび第3シリンダに設置してある。

本ボイラの効率の最高値は84%であり、本ボイラが小形で伝熱面熱負荷が高いことを考慮すると非常に性能良好であることを意味する。過給機の運転特性は広い負荷範囲に燃焼度と空気比を変えてもサージング領域に入らず安定であり、またブースタ送風機を回転している限りガスタービンは安定で放任運転が可能であることは長期の実績により十分実証された。本ボイラの起動にはまず電動のブースタ送風機を駆動し、ガスタービンは約15秒で空転定常状態に入る。この際定格の約程度の空気量が流れ点火を容易にしている。点火後は約10分で3/4負荷に、さらに10分で全力に達する。

本ボイラは性能試験を終了したのち制御用計算機をオンラインで接続し、各種の計算機制御を行なつて好結果をえている。^{13) 14)} このことは貫流式過給ボイラでも制御に何ら問題がないことを立証しているといえよう。本ボイラはすでに5年間A重油によつて延1000時間にわたる運転と300回以上の発停を行なつた実績をもっており、その間ボイラ本体、過給機の性能には全く異状がなかつた。このように船研式過給ボイラは今後の過給ボイラ設計にきわめて有益な資料をえたものといえよう。なお本ボイラの詳細および性能試験結果についてはすでに発表済であるので、文末の参考文献を参照にされたたい。

4.2 船研式過給2号ボイラ

1号ボイラの結果を加味して過給圧力比を増大するとともに、蒸気圧力、温度はむしろ実用範囲に下げた2号ボイラは原理的にはサイクルは1号ボイラと全く同様であるがこの形のボイラをさらに実用化へ推し進め、船用としての小形軽量の可能性とボイラの限界設計をねらっている。形式はやはり単管貫流形式で、圧力比はさきの

解析から最適とみられる2.0を採用している。また燃焼室熱発生率は 3×10^6 kcal/m³h、熱負荷の最高値は蒸発部にて水管の理論限界値に近い 4×10^5 kcal/m²h とした限界設計のため1号ボイラに比べて蒸発量は50%増しであるが水管の全長は逆に約35%減少している。

本ボイラのサイクル線図を図-9に、ボイラ装置全体の写真を図-10に、また要目を表-6に示す。図-9にみられるように、サイクルは空気圧縮機入口にブースタ送風機を備え、ガスタービン出口にエコノマイザを配置した単純過給ボイラサイクルである。本ボイラが1号ボイラと構造的に違う点は図-11のボイラ断面図に示すように、取り扱いの容易さからボイラ本体を横形設置とし、また予燃焼室形式を採用するとともに固定式管群伝熱面としている点にある。ボイラの横形設置は燃焼器の取り替え、火炎の監視などが容易に行なえる。横形の採用は純水造水技術、脱気技術の進歩によるところが大きい。予燃焼室形式としたのは、ここで解離燃焼を完了させ、高温の燃焼ガスとして伝熱面へ送り込むとともに低過剰空気燃焼を行なわせることにある。そのため予燃焼室だけでの熱発生率は 10^7 kcal/m³h を越えている。ボイラ本

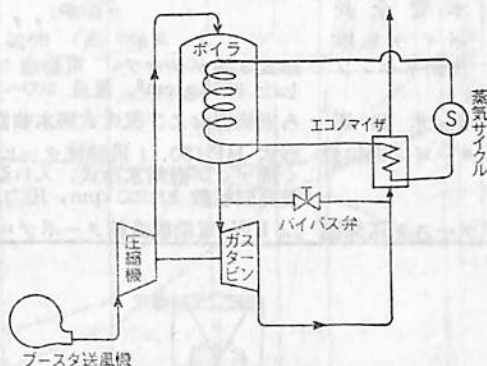


図-9 船研式過給2号ボイラサイクル線図

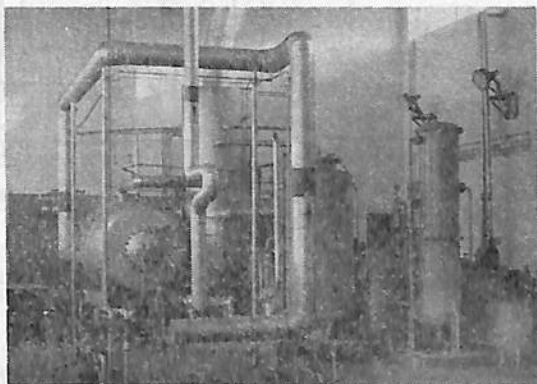


図-10 船研式過給2号ボイラ装置全体写真

表-6 船研式過給2号ボイラ主要目

設置場所	船研機関性能部実験室				
設置年月日	昭和41年3月31日				
製作会社	汽車製造株式会社				
形式	単管貫流式過給ボイラ				
蒸発量	(最大連続) 3 t/h				
蒸気出口圧力	(最高) 150 kg/cm ²				
蒸気出口温度	(最高) 540°C				
負荷調節範囲	300~3000 kg/h				
使用燃料	A 重油				
燃焼方式	加圧燃焼, 炉内圧力 2 ata				
バーナ	空気補助圧力噴霧				
	ターンダウン比 10:1				
	空気過剰率 1.10 以下				
制御方式	電気油圧式 ACC				
火炉熱負荷	(最大) 3.0×10 ⁶ kcal/m ³ h				
伝熱面積	ふく射 3.0 m ² , 接触 23.5 m ²				
水管仕様	伝熱面	管材料	外径 mm	厚さ mm	長さ m
	A'	STB35-S	38.0	4.5	57.3
	A	STBA24	38.0	6.0	38.2
	B	STBA24	38.0	6.0	92.5
	C(低圧)	STB35-S	38.1	2.9	40.4
	D	STB35-S	38.0	4.5	61.5
水管全長	290 m				
ボイラ効率	(最高) 88%				
主給水ポンプ	形式 3 連プランジャ, 電動機 30 kW, 吐出し圧 250kg/cm ² , 流量 300~3000 kg/h				
純水装置	ろ過装置および混床式純水装置				
タービン過給機	形式 HP 150, 1 段軸流タービン, 1 段ふく流プロブ直結水冷式, 入口温度 650°C				
	最高回転数 23,500 rpm, 圧力比 2.0				
ブースタ送風機	7.5 kW 電動機直結ターボプロブ				

体部の固定式伝熱面はピッチ直径が 800 mm と 891 mm になるように 38.0 mm 径の水管をコイル状に巻いた二重環伝熱面構造で, それだけで大部分の伝熱を受けもち 3 t/h の蒸発量を可能としている. この部分を通過するガス速度は最高で約 100 m/s である. 管と管の間は針金を溶接してガスシールを行なっている.

ガスタービンの起動方式としては, 1 号ボイラで成功したブースタ送風機による方式を用いた. 2 号ボイラの方が相対的に小出力のものをを用い, 本方式による始動と安定した放任運転の可能を確認している.

性能実験の結果, 点火, 起動はきわめて容易であり, 燃焼室内の火炎は白色輝炎でほぼ理論燃焼温度に達していると思われ, 燃焼効率が高く常時空気過剰率 1.10 以下の運転が可能である. 広い負荷範囲に安定な運転を維持でき, 1/10 負荷においても燃焼状態は安定であり, 灰のたい積, カーボンの付着はみられず燃焼室はつねに清浄である.

ボイラ効率は図-12 に示すように, 最高時には 88% に達し, 1/10 負荷でも 75% である. 過給ボイラのように燃焼室内のふん囲気が大気圧以上になるとふく射による吸収伝熱が大気圧の場合と違ってくる. 図-13 は実験によつてえられた伝熱量を, 高温側のガス

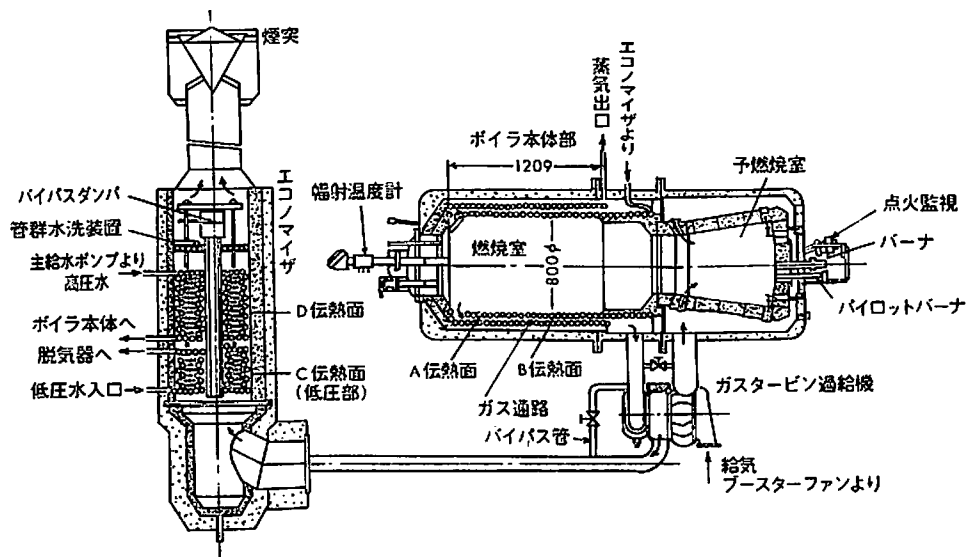


図-11 船研式過給2号ボイラ断面図

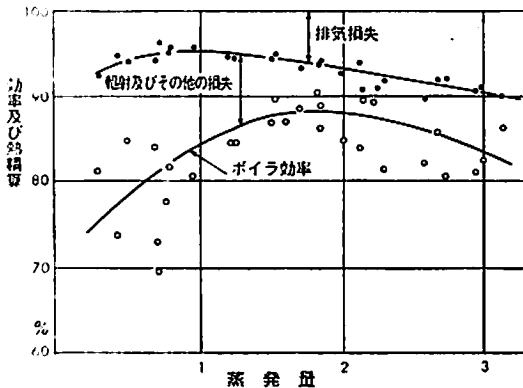


図-12 ボイラ効率および熱積算

温度として理論燃焼温度と燃焼室出口のガス温度の算術平均によつて与えたときの有効ふく射係数である。同図によればふく射係数は燃焼室の圧力に比例してほぼ直線的に増加し、2ata では 1ata にお

ける約 75% 増しとなり、過給によるふく射伝熱量の増加という有利さがあらわれている。図-14 は 2 号ボイラの 貫流水管の長さ方向の温度 T 、エンタルピ i 、圧力 p および伝熱面熱負荷 q の分布の 1 例を示す。図のように熱負荷分布の均一化が著しく、また圧力降下は 1 号ボイラと同様出口付近に集中している。負荷に対する各部のガス温度、ガス圧力、回転数を図-15 に示す。燃焼室圧力は負荷に応じてほぼ直線的に上昇し、定格で予定どおり 2 ata を達成している。低負荷域ではほとんどブースタ送風機による加圧であり、ガスタービンが働いてくると圧力上昇が急である。2 章の (6) 式の値を実測から求めたのが図-16 であるが、この図によつても低負荷ではブースタ送風機の加圧に果す役割は大きい、高負荷では単に安定運転保持となつていことがわかる。起動には冷状態より全力まで約 20 分で到達できる。300 時間運転の後、過給機を分解したが運転の初期における炉材細片がノズル流路を一部閉塞していた以外はタービン翼、ノズルなどへのススの付着はほとんどみられなかつた。これらの結果、

既製のディーゼル用過給機が過給ボイラ用としても有効に使用できることが判明した。

今後は本ボイラの過度特性について実験を行なう予定である。

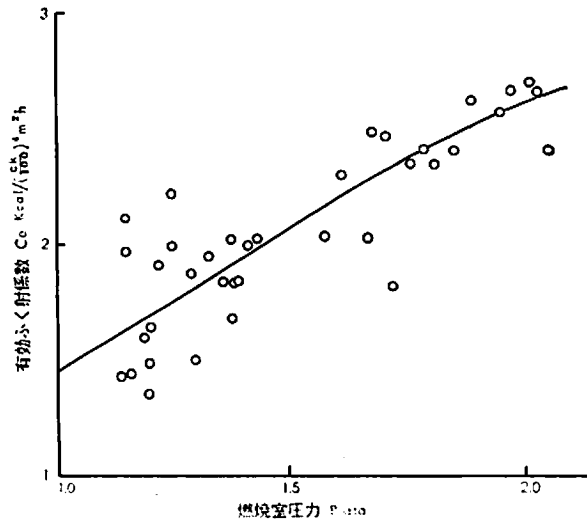


図-13 有効ふく射係数のガス圧力による変化

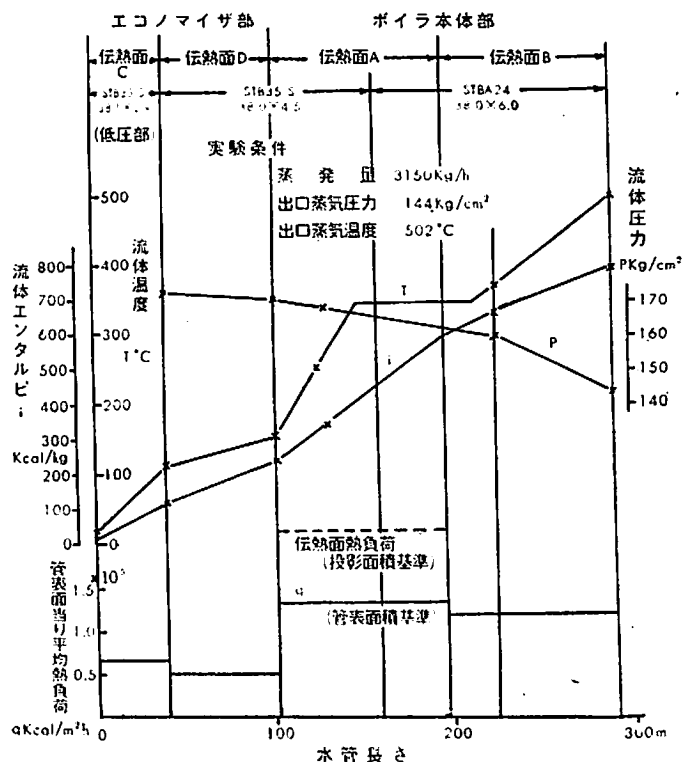


図-14 2号ボイラの管流水管長さ方向の T 、 i 、 P 、分布

5. 過給ボイラの船用に対する考察

船研式過給 1 号および 2 号ボイラの結果と在来の過給ボイラの実績からの考察と、¹⁰⁾ 過給ボイラの船用への適用について二三述べたい。

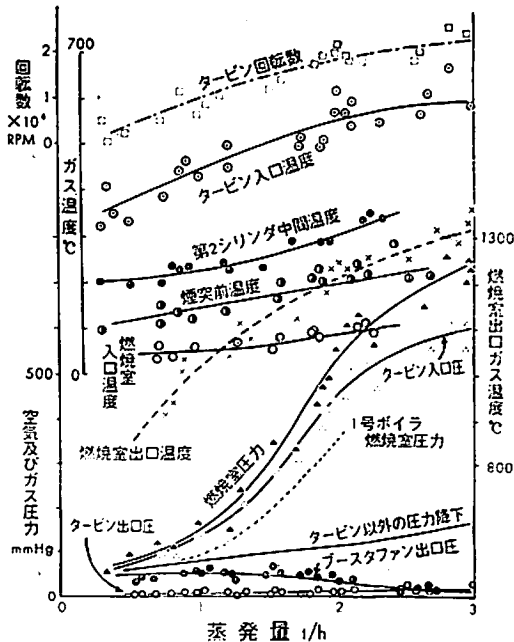


図-15 各部のガス温度と圧力、および過給機回転数

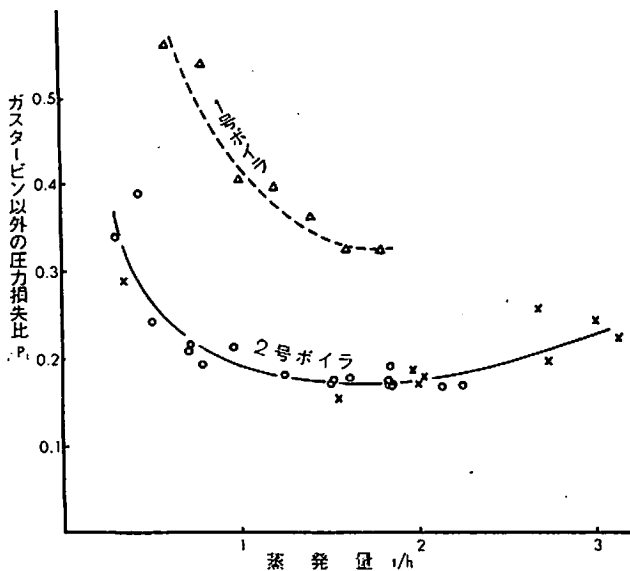
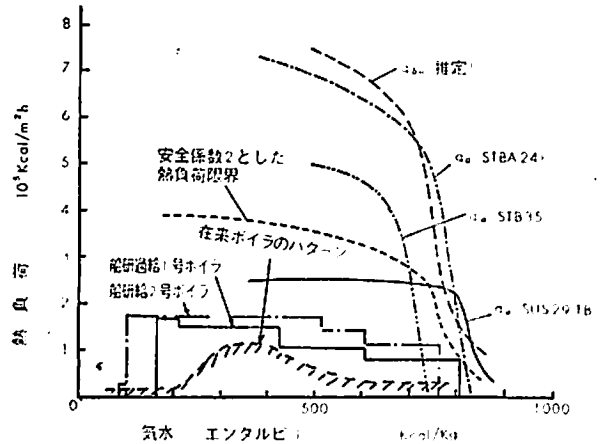


図-16 負荷に対する ΔPL の変化

(1) 過給による限界熱負荷への接近

1章においてボイラ水管の限界熱負荷について述べたが、在来ボイラおよび過給ボイラの熱負荷の実績を示したのが図-17である。図中 q_{BO} は水管内熱除去法の限界を表わすバーンアウト熱負荷であり、 q_c は材料の脆性変形生長を起させない限界の熱負荷である。図に示すよう



圧力 300 kg/cm^2 、内径 20 mm の貫流ボイラ水管における q_{BO} 、 q_c の推定図と船研過給ボイラにおける有効熱面積あたり熱負荷、および STBA 24、SUS 29 TB を使用したときの熱負荷限界値を示す。

図-17 水管の熱負荷限界図

に熱負荷限界は低温になるほど高く、あるエンタルピ以上で急激に減少する。ボイラの理想としてはすべての水管がその限界熱負荷で作動することが望ましいが、従来

のボイラは同図に斜線を示すように低温蒸発部分に最大値があり、その前後で低くなり理想からほど遠い状態である。船研式過給ボイラは図に示すように在来ボイラを改善し限界熱負荷に大きく近づけ、伝熱面の有効度をあげているが、なお努力の必要なことがわかる。

(2) 単管貫流ボイラとの組み合わせ

船研式過給ボイラによる過給形式と単管貫流式との組み合わせは実績にみられるように、設計上のフレキシビリティが高く制御の点でも問題なくきわめて有利であることが実証された。

(3) 既存過給機の使用とブースタ送風機形式

船研式過給ボイラは低過給で既製のディーゼル機関用過給機を使用し、またブースタ送風機を過給機の前に置くといつときわめてユニークなものであつたが、実績によれば全負

荷範囲にわたり安定した運転がえられ、しかもタービン翼の汚損や性能低下は認められなかつた。本方式は過給機およびその系統の制御を簡単にし低価格にしたことで、この方面の技術に対し新しい面を開いたといえよう。

(4) 船用への応用の考察

船研式過給ボイラの実験結果から、この形式のボイラ

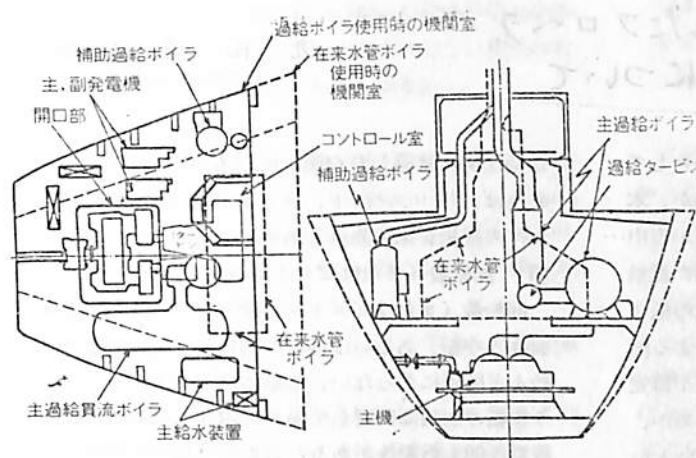


図-18 過給ボイラと在来水管ボイラを使用する機関室の比較概念図

を船用へ応用した場合、その容積を在来ボイラの約 $\frac{1}{2}$ 、伝熱面積および重量を約 $\frac{1}{3}$ 以下にすることは可能である。また、単管貫流ボイラの特長をいかし、船体や機関室空間に適した形状、構造、配置とするフレキシビリティを持っている。

いま横置主過給ボイラと、立置補助過給ボイラを使用したときの機関室配置例概念図を図-18に示す。図のように、過給により機関室長さを従来のものより減少させることが可能であり、しかも機関室内に利用度の多い十分な空間を提供できる。

6. む す び

過給ボイラの作動原理と実用化されているいくつかの過給ボイラを紹介し、船研式過給ボイラの特長とその実験結果について述べた。またその試作と運転経験を中心とした考察から、過給ボイラが必然的にもつとも近い将来のボイラ形式であり、ボイラを小形軽量化し高効率かつ合理的な限界設計をするのにもつとも適しているとの確信をえた。

過給ボイラはまだ開発中の段階であり、今後技術的にはガスのふく射率の決定、熱膨張設計など多くの解決すべき課題は残っている。しかしいずれにせよ、過給貫流ボイラこそ大形、小形をとわず今後の蒸気プラントの進むべき大きな方向であり、近い将来にはすべてのディーゼル機関に過給機がついているように、すべてのボイラに過給機が装置されることであろう。

執筆にさいして東京工業大学教授一色尚次博士の御助力を、試作ボイラの製作および試運転にあたり汽車製造株式会社の多くの方々御尽力をいただいたことに対し深く感謝致します。

参 考 文 献

- (1) 武田, 日本船用機関学会第2回講演会シンポジウム前刷(昭41-10), 26.
- (2) 一色, 日本機械学会論文集, 29-201(昭38-5), 932.
- (3) 一色, 日本機械学会第177回講習会教材(昭37-1), 1.
- (4) 玉木, 川俣, 運輸技術研究所報告, 9-4(昭34-6), 1.
- (5) 舞鶴海軍工廠報告, 「ス」号かんの性能に関する一連の研究(昭13-17)
- (6) W. A. Fritz, Jr. & L. Cohen, Trans. ASME, Ser. A, 85-4 (1963-10), 302.
- (7) A. L. Licausi, Marine Engineering/Log, (1963-1), 48.
- (8) J. R. Shields & R. C. Reisweber, ASME Paper, 62-WA-350 (1962).
- (9) 一色, 寺野, 田賀, 大原, 日本機械学会誌, 65-519(昭37-4), 505.
- (10) 一色, 寺野, 生産技術, 17-2(昭37-2), 3.
- (11) 玉木, 日本機械学会第230回座談会資料(昭41-2), 35.
- (12) 一色, 日本機械学会論文集, 28-186(昭37-2), 265.
- (13) 寺野, 黒須, 村山, 自動制御, 3-3(昭39-4), 98.
- (14) 黒須, 村山, 奥村, 和田, 小林, 船舶技術研究所報告, 3-3(昭41-5), 1.
- (15) 一色, 玉木, 日本機械学会誌, 69-574(昭41-11), 57.

「船舶」のファイル



左の写真でごらんのよう
な「船舶」用ファイル
を用意してあります。
御希望の方には下記の価
格でおわちいたします。

頒価 230円(〒50)

経済性の向上を目的としたプロペラ ピッチの決定または改造について

丸 山 勇 二 郎
新和海运 機関長

新造船の建造契約には政府の補助を受ける条件として公試運転時の速力、馬力等が決められているためか、本船の性能については、専ら公試運転の成績に注意が集中されているやに考えられる。その後本船が実際に就航し、若干の船底の汚れ、使用時間に伴う機関性能の低下（シリンダーライナーの磨耗、掃排気孔の汚れによる閉鎖、燃料弁の不良等）、海上の風波、潮流等数々の不確定要素の下においては、これが正確に把握し難いためか、あるいはこの場合の運航性能の実態で已むを得ないといった感じからか、充分に研究されずに効率低下が無視されているように思われるので、エンジンと推進性能との関係について若干私見を述べてみたい。

主機関の出力は直接航海速力、燃費に関係し従つて本船の運航採算に大きな影響を与えるものである。ところでディーゼル船の経済速力は、航路、運賃率、燃料費等これを左右する種々の条件はあるが、いずれにしても与えられたエンジンを出来るだけ高出力に使用することによつて期待されるものである。最近の如く高出力機関装備の大型専用船がピストン輸送をする現状においては、実際に出せる機関出力というものが経済性の見地からもつとも高く要求されることは論を俟たない。しかしながら実際には高出力運転を阻むいくつかの障害があるのでこれが問題となつて来るのである。この高出力運転への障害に排気温度、爆発圧力および回転数等がある。もつともこれらの障害がエンジンの出力を上げて行つた際に同時に許容限界に達するならば良いが、通常は回転数の限界に達する前に前記温度あるいは圧力の限界に達してしまうのが現状である。これを個別的に挙げて見ると、

(1) 排気温度

ディーゼルエンジンにおける温度の限界としては通常排気温度が基準として考えられる。これは排気温度そのものが必ずしも障害とはならないが、これがシリンダーカバー、ライナーあるいはピストン等の触火面への熱応力の限界と深い関係があるからである。またライナーの摺動面におけるシリンダー油の油膜の保持または破壊の許容限界にも関連があり、実験的または経験的に大型2サイクルのエンジンでは400°C近辺がその限界とされている。

(2) シリンダー内圧力

シリンダー内の最高圧力あるいは平均有効圧力はエンジン各部の強度に直接影響するものである。瞬間的

な高圧力には逃し弁を備えているが平均有効圧力が高まれば、クロスヘッド、クランクあるいは主軸受のメタルの破損を来す恐れもある。

(3) 回転数（またはピストン速度）

回転数（またはピストン速度）については空船時における空転、あるいは振れ振動による危険回転以外は殆んど問題にならない。実際にはガバナーの作用により空転の危険は回避しており、現存装備のガバナーの機器性能も信頼性がある。ところで現実に運航している殆んど全部の船が程度の差こそあれ圧力および温度が限界に達しているに拘らず回転数にはかなりの余裕が残されている。換言すれば回転数が充分上らぬうちにエンジンメーカーが指定した圧力あるいは温度の限界に達してしまつて与えられた馬力をフルに出すことが出来ないというのが実態ではなからうか。

私が乗船した一二の船のデータを紹介すると次の通りである。

	A 丸 (タンカー)	B 丸 (トランパー)
重量 吨 数	41,273	11,400
機関 最大出力	16,500	5,200
船 令	2 年	8 年
陸上公試全力時回転数	115	123
陸上公試85%時回転数	112	118
海上公試全力時回転数	115	128
海上公試85%時回転数	112	119
現状における平均回転数	101~106	105~111
現状における平均出力	≒80%	≒80%

以上であるが、これは次のような理由によるものと考えられる。

(1) 吃水の変化

タンカーは満船状態で海上公試が行われるのでこれには該当しないが一般貨物船では殆んど空船状態で行われるので満船状態では条件が全く異なる。

(2) 船底並びにプロペラブレードの汚れ

これは今更いうまでもないが最近経費節約等の理由で合入渠が省略されることも多くこの不利は著しい。

(3) 船体が古くなると船体の表面に凹凸が出来、またプロペラブレードの表面も脱亜鉛作用によつてザラザラになり抵抗が増加する。

(4) 海上の風波による抵抗の増加は公試が概ね内海の静穏な影響の少ない所で行われるのに対し、現実の航海にはなにがしかの風波がある方が多い。

こういった理由のために実際の運航状態にあつては出力85%を目標としてエンジンを運転しても、公試と同じ回転数が得られるのは少々処女航海位で、それも海上静穏の時に限られ長い船の一生の間では殆んど10回転前後の低い所で使用される。

そこでシリンダー内平均有効圧力を一定として回転数と馬力との関係を見ると、

A 丸の場合、回転数の低下5.0回転として $\frac{3}{4}$ 出力時の平均有効圧力 7.3 kg/cm^2 から馬力損失は、

$$5 \times 7.3 \times 17,736 \div 650 \text{ B.H.P. となる。}$$

(ただし 17,736 はシリンダー・コンスタント)

B 丸の場合

$$6.85 \text{ kg/cm}^2 \times 117.5 \text{ r.p.m} \rightarrow 4410 \text{ B.H.P. (陸上公試 85\% 出力)}$$

$$6.85 \text{ } \times 110.0 \text{ } \rightarrow 4130 \text{ }$$

$$6.85 \text{ } \times 106.0 \text{ } \rightarrow 3980 \text{ }$$

以上85%に比しそれぞれ280 B.H.P. および430 B.H.P. の出力減となる。

そこでこれ等の出力の減退が本船運航の経済性にどれ程の影響があるかについて検討してみた。

1. A 丸の機関出力 $\frac{3}{4}$ 附近において650馬力の増減はPower curveによつて見ると0.2哩の速力に相当する。これを内地(下津)/ペルシヤ湾について考えて見ると、

$$\frac{6550 \div (15.8 \times 24)}{\text{満船航海日数}} + \frac{6550 \div (16.2 \times 24)}{\text{空船航海日数}} = 34.2 \text{ 日}$$

$$\frac{6550 \div (16 \times 24)}{\text{満船航海日数}} + \frac{6550 \div (16.4 \times 24)}{\text{空船航海日数}} = 33.7 \text{ 日}$$

$$34.2 - 33.7 = 0.5 \text{ 日}$$

0.5日のセーブとなり燃料消費増約81屯*を差し引いて、チャーターベースにおいて約3セントのアップとなる。

$$\left(\frac{156 \text{ 瓦} \times 650 \times 24}{10^6} = 2.4 \text{ 屯/日} \right) \\ (2.4 \times 33.7 = 81 \text{ 屯})$$

これは月間40万円以上に相当する。(途中の計算は省略。)

2. B 丸の機関出力 $\frac{3}{4}$ 附近において250馬力の増減は前記同様Power curveより0.2哩に相当する。

これを現存本船が実際に就航している北米航路について考えて見ると、

$$10829 \div (12.3 \times 24) - 10829 \div (12.5 \times 24) = 0.59 \text{ 日}$$

0.59日のセーブとなり、燃料消費増約22屯を差し引きチャーターベースにおいて約4セントアップとなる。これは月間15.7万円の増収となる。(途中の計算省略)

以上若干仮定の数字が入るので、その取り方によつて多少の相違もあるが、回転数を上げて馬力、速力の増加を計れば燃料費の増加を補つてなおかなりの増収になることが判る。

そこでこの目的を達する具体策としてはプロペラの大きさまたはピッチを変更してエンジンの回転トルクを減少させ、回転数を上げるることによつて出力の増大を計れば良い。また船は経年に従い船体およびプロペラ自身の抵抗が増加するから、これを補うため新造時の出力あるいは回転数を維持出来るよう、年数の経過とともにプロペラの大きさあるいはピッチを補正することが望ましい。商船としては常に85%程度の出力を発揮出来るようにするためには通常新造船において海上公試時に最高速力が期待出来るという点を犠牲にして現実の使用状態すなわち船底の汚れによる船体抵抗の増加を勘案してプロペラの大きさおよびピッチを決定することがより好ましいと考える。

なお、現在の新造船は殆んどSolid typeのプロペラが装備されているが、在来船の中にはbuilt upのものが相当数あるので、これらについては入渠時を利用して容易にピッチの変更が可能故各船検討の要がある。

かく回転数を上げる方策を採ると種々の影響が出て来るが、一般的に考えられるものとしては次のようなものがある。

- (1) 回転数の高い所でエンジンを使えば当然プロペラの効率は若干低下する。
- (2) 回転数を上げれば掃気ポンプまたは排気ガスの増量によつて過給機の動作になにがしかの変化がある。
- (3) エンジンの型式によつては危険回転の範囲に入りあるいはこれより遠ざかる有利さもある。
- (4) エンジンの回転トルクの減少は当然起動の容易をもたらす。またトルクの減少は同一出力においてはクロス、クランク等への負荷を軽減し高出力エンジンにおいて問題となるいわゆるベアリングトラブルに対して好ましい。また回転を上げることは油膜保持にも好都合である。
- (5) 回転数を上げる結果、空船時の常用回転が海上公試時の全力附近に到達するかも知れないが、タンカー、鉱石船等バラストを多く持てるものについては心

配はない。またピストン冷却のストロークエンドにおける圧力が高くなる恐れがあるが、公試時における最大の範囲内ならば差支えないであろう。

(6) エンジンおよび船体の振動は一様でないが、一般には高速時の方がむしろ好ましい場合が多い。

以上述べて来た所を要約するとプロペラの大きさ、ピッチ等を変更して常時回転数を上げ、馬力をより多く出せるようにすれば凡そ0.2哩の増速、チャーターベースにして3セント程度の向上が期待される。これは仮に50万屯所有の不定期船オペレーターに例をとると、月間約500万円、年間5,000万円以上の増収となる。

ところで冒頭に述べたようにこれを実施するためには新造船の場合、全額自己資金船ならば問題はないが、政府

の助成金を使う場合には公試運転時の性能が若干低下する恐れがあるので、この法令が気がかりとなる。既に就航しているものについては built up のプロペラはブレードの取付孔が楕円になつていて、ピッチの変更が容易に出来るので是非これを利用すべきである。また Solid のものについては、翼の長さ、幅あるいは厚さを適宜削正するなり表面を滑らかにする工作が必要である。しかしながらピッチをいくらにすべきか、翼面をいくら減少すべきかは船令、船型、就航々路等によつて異なるであろうし多分に実験や多くのデータを集めて研究すべきもので、船主、造船所、政府（船舶技術研究所）あるいはわれわれ取扱者が相寄り協力して見出すべきものであらう。

(64 頁からつづく)

を大形ねじり疲労試験により検討してみたが、同じ寸法比の横穴でも疲労強度または切欠係数が条件により相当異なつた値になることが判る。すなわち横穴の強度の推定に当つては単に穴の寸法比からだけの判断ではなく、材質による切欠感度、寸法効果、軸の形状、各種加工の効果等多くの要素を勘案して、適切な推定をする必要があらう。勿論これは横穴切欠だけでなく、一般の切欠の

強度検討に必要な要件である。この意味で本資料が油穴等の設計に対して何等かの参考となれば幸である。

参 考 文 献

- 1) 植田, 機械学会講演前刷 No 36, P 79 (60-11)
- 2) 植田, 内燃機関 Vol. 2 No. 11, P 21 (63-11)
- 3) 植田, 機械学会講演前刷 No. 125, P 59 (64-11)
- 4) Peterson, Stress Concentration Design Factors



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ツ目印 清 罐 剤

登 録 罐 水 試 験 器
実 用 新 案
一般用・高圧用・特殊用・各種

最新の技術、40年の経験による
特許三ツ目印清罐剤で汽罐の保護と
燃料節約を計って下さい。
罐水処理は何んでも御相談下さい。

営 業 品 目

三ツ目印清罐剤 三ツ目印罐水試験器
罐水試験試薬各種 燐酸根試験器
BR式PH測定器 試験器用硝子部品
PTCタンク防蝕剤

内外化学製品株式会社

本 社 東京都品川区南大井5丁目1番2号
電話 大森(762)2441-3
大阪出張所 大阪市西区本町1の3 電話(54)1761
札幌出張所 札幌市北二条西十丁目1 電話(529)1-5

成山堂

圖書目錄進呈

船舶法規の解説
上野喜一郎著・登録・積
量測度・標準化・漁船・積
航海・港湾等法規を図解
A5・¥1200

船舶煙突マーク集
海上保安庁監修・日本約
五〇〇社・外国約一八〇
社のFマークを多色刷。
A5・¥1500

船舶の速力と馬力の
橋本徳壽著・日本海軍の
極秘資料を独占発表。各
種実用要目表折込付録39
A5・¥650

船舶安全法
酒井徳三郎著・最新安全
法および関係法を逐条解
説と各種申請手続を図示
A5・¥750

タンカーの火災とその対策

今井金矢著・石油とタンカーについて基礎概念から説き
起し、科学的に防火対策・消火設備・保安対策などの
問題を分析し、さらにタンカーの火災まで詳述。
油槽船建造・設備・機装関係者必備。A5・¥1600

連絡船

— 思い出すまに —

(1)

篠 田 寛 太 郎

☆

学窓を出て 連絡船の仕事に携わってから早や 30 数年になりましたが、この間いろいろの思い出がある。しかしこれ等は過去のものであり、現在の方々にお役に立つことはないとも思われますが、連絡船等船に関する長い歴史の一駒としてお読み戴ければ誠に幸と存じます。

某先生が、学校のノートは卒業と同時に忘れてしまい実際の仕事に当つては新しい視野と現実体験した数値によつて仕事を進めるべきであると、申しておりました。今は故人となつた日本鋼管鶴見の永井君は、試験が終るとその都度帰りにノートを生小の下宿に置いて帰つていつた。したがつて、私のところには永井君のノートを併せて二人分のものがあつたわけですが、いずれも戦災にあつて焼失してしまつた。卒業後一度も見直したことはなかつたが、記念品として誠に惜しいことをしたと思つている。

某先輩は、卒業論文が焼失してしまえばよいがなあと思つていたが、この方はまだ大学に残つていようである。後輩の諸君に読まれて些か恥しい気も致します。

これからのお話も大体以上のことに似たようなものと思ひますが、悪しからず御了承の程お願い致します。

☆

卒業して間もない頃、今は故人となられた先輩が一葉の配置図と仕様書を出して曰く「これを参考として関門隧道工事用のモーターボートの配置図と仕様書を作つて下さい。」とのこと。小生はいささか驚いた。在学中に木造船の講義もなかつたし、モーターボートなど見当もつかない。たつていへば郷里での漁船の建造と夏期実習で浦賀にいつたとき、小田千馬木さんのお宅の庭でヨットの製作を見た程度。更に隧道建設事務所の要求は工事用で人夫が荒く使つても毀れないようにとの御注文、種々参考文献図面等より設計し注文製作にかかつたが、未經

験者の悲しさ、いろいろと思ひ知らされたことが多かつた。その一二を紹介しますと構造を極めて強力なものとしたため、重量が増し、速力が少なくなつたこと。これは大型鋼船とは異つて非常に影響の度合いが大きいこと、使用するところが狭隘な海面で船舶が輻そうしているの、能効をよくするため大きなバランストラダーを取付けたところ、コーススタビリティが悪くて操縦に困難し、結局バランスの部分を残んど切り落し船底にデッドウッドをつけてやつと良く使えるようになった。しかし、この船はがん丈であつたので工事用に使つたが、損傷を起さなかつたし、木船であるが 30 数年経過した現在でも健在でいる。

木船で船は小さかつたけれども設計、契約、監督、検査、受領金の支払、一通り短期間に勉強できたわけで誠に有難かつた。昔の先輩は随分思い切つたことをやらせてくれたものであると思ひ出される。商船学校で航海術をよく理解させるため帆船による訓練を強調しているが、基本的な問題を一挙に体得するためにも造船家の教育方法に一考を要する点があるのではないかと考えさせられる。

☆

連絡船の外観は設計上思ふような美しいものにすることは極めて難かしい。

関釜連絡船の如く普通型商船に近いものは努力のしがいもあるが、車両を搭載するものになると難かしい。関釜連絡船金剛丸の設計時には重点的に外観をよくしようと努力し、流線型の形状を取入れた。なお船全体としてのホームを美しくするために思い切つて煙突を短くしてやや太めのものとし前部煙突より後部煙突を短かめにし断面は卵型とした。本船は当時の国策に沿つて石炭焚船であつたので、第一に煤煙が客室に侵入するのを防止するための煙突上部前面に穴をあけ外筒と内筒の間に空気の誘導路を作り、これによつて煙を上へ吸い上げる作用をさせることとしたが、実際に風が前面から来る場合はややよい結果を得られたが、斜め方向から来ると必ずしもよい状態とはならなかつた。しかしながら本船の客室は、当時の陸上建築物でも東京高島屋しか実施していなかつた冷暖房装置を設備していたので、客室が煤煙に悩まされることはなくすんだが、やはり船尾部甲板には煤煙があたる機会が多かつたので、その後建造した天山丸型では船の長さを長くするとともに煙突の高さも幾分大きくした。また、客室前部は下部より次第に段がつくようにし、その尖端のブルワークに曲面を用いつつ客室側外板側ブルワーク等の設置範囲、外形等についても注意が払われた。溶接技術は現在程進んでいなかつたの

で、これらの曲面の製作には相当苦勞した。特に煙突を製作してみたところ小さなひずみが多くて見られたしものではない煙突の作り変えを行なつたりした。今から考えてみると、随分無駄なことをしたのだと思はれる。このような幾多の努力をして新しがつてみたものの、基地の下関棧橋は下関と彦島の間の瀬戸は閉ざしておらず、潮流が烈しく操船上長さを415呎に制限したため、船尾部は短くなり、余り良い恰好とはならなかつたが、まずまずの成績であつたと思う。当時の言葉で云えばデブのモダンガールか。その後天山丸は幾分長さを増したので抵抗上も有利となつたばかりか一寸見られる姿となつた。

昔の関釜連絡船新羅丸は亦優美さが格別である。先輩が金剛丸と新羅丸とが並んでいるところで金剛丸のモダンガールもよいが、新羅丸のおいらん姿も亦捨てがたいといつた。全く同感である。車両を搭載する船に至つては外観はなかなか良くなならない。幾ら直そうと思つても要求事項を満足させる最小船型を選ぼうとするとなかなか良い外観とはならない。先輩の建築家に連絡船の外観に対する歎きを申し上げたら、曰く「必要なことを取入れて完成した姿は決して醜いものではない」と。それ以来外観には余り拘泥しないことにした。出来上つてみれば案外見捨てたものではない。変に外観にこだわつては良い船にはならないようである。しかしながら余りに客貨搭載量に対する要求が異状であると外観がおかしくなり、極端に風に切上つたり、風が強いと、船首の落され方が大きくなつたりする。操船上に問題のない船となれば、外観も自然の摂理にかない、美しいものとなる。

☆

連絡船は航路が一定しているのでその航路にもつとも適した船を設計することが必要である。これは船のみの問題でなく航路港湾の特質、港湾設備の現状等すべての面を検討し総合的に考えるべきである。とかく造船家は船のみに捉れがちである。船舶だけの面で優秀であつても、案外その他の関係の中に落し穴があることに気を付ける必要がある。連絡船以外の一般商船でも一見船のみをみると不経済船のようであるが、立派な経済船である場合が多いようである。連絡船については一般商船以上にこの点に関する注意が必要であらう。

☆

国鉄の連絡船は陸上の列車ダイヤと合せて運航するため運航時刻は極めて制約を受ける。このため、離着岸作業を確実にし短時間に行なう必要に迫られている。また車両渡船に至つては陸上の可動橋と船を完全に接続させる必要があり、作業の正確性が強く要求され、本船の離着岸作業を補助するため曳船が相当数置かれておりま

す。小生が国鉄に入つた当時の曳船は必ずしも離着岸作業に適したものではありませんでした。大体、曳船とは航洋曳航、港内ハシケ曳航、本船離着岸作業その他港内作業一般が行ない得るようなものであり、かつディーゼル主機を用いたものではなく、円罐と往復動汽機を設けているものが普通であつた。最近では港内における本船の離着岸作業用のハーバータグも各地に整備されているが、これは主として終戦後のことである。現在ハーバータグとして要求されるできるだけ長さが短かく操縦性はよく、かつ十分な推力によつて本船を曳、押ができるという条件から考えれば、およそ縁遠い感があつた。

国鉄では関釜連絡船を在来の3,500トン型の景福丸から7,000トン型金剛丸に変えるに際して、本船の離着岸を容易にするため新型の曳船の建造を考えた。当時海軍がクレーン船にホイットシュナイダープロペラを装置したものを試験的に建造した。このプロペラを曳船に採用することとした。

当時の文献等によると一般の曳船については、排水量は馬力に比例して大きくしないといけなという定説になつていた。この新型曳船は、ディーゼルエンジンを使用し馬力に比して船型を小さくしたので、排水量は馬力に比して必ずしも十分に大きくなかつたが、陸岸緊留曳船試験の結果は勿論実際に港内で使用しても、初期に考えた推力を得ることに成功した。これはプロペラのジャイロアクションと操縦性能が極めてよいためかとも思われた。

この船には第一鉄栄丸という名前がつけられた。この型は第四鉄栄丸まで作られた。また同型船で八幡製鉄用として作られたが、その後は戦争が烈しくなり独逸からプロペラの輸入も不可能となり、終戦後輸入が可能になるまでは主として円罐と往復動汽機の装備された曳船が作られた。

終戦後、下関門司地区で米國船の離着岸作業によくホイットシュナイダープロペラ附の鉄栄丸が使用されたが、米國の船長達はその性能の優秀なのに驚き、横浜神戸港にも鉄栄丸のような曳船の配置を強く希望したが、しかし当時の日本の財政状態からしてハーバータグまでは手が廻り兼ねていた。

終戦後、この種の曳船を最初に製作したのは浦賀重工である。港内作業の業者の間にも強い希望があつたので、売却してもよし貸与してもよしとして、鉄栄丸より無駄な部分を除き船型を幾分小型としたものの製作を行なつたが、この多賀丸が完成したとき、その性能の優秀なのに造船所の方々も驚き、浦賀工場の狭隘なる港内作業には欠くべからざるものであるとし、売却貸与は中止となつた。このため横浜港にお目見得するに至らなかつ

た。

その後横浜神戸大阪等の主要港湾で計画が進められ、多賀丸より更にぜい肉を取去ったホイットシュナイダープロペラ曳船が大阪造船所で建造されるに至った。

在来ホイットシュナイダープロペラ曳船は、往復動汽機を主機とした普通のプロペラ曳船に比して高価であるとされていたが、大阪造船所で建造する段階に至つて汽機を使用した普通型の曳船との間に大きな価格の差はなくなり、寧ろよく設計されたものは僅かながら低廉となつた。

ホイットシュナイダープロペラ曳船の特性については今更ここで述べるまでもないことで省略させて載けますが、最近技術の進歩によつてハーバースターの如き普通のプロペラの角度を変化させて推力の方向を変えるものも現われていますが、まだ相当の価格である。現在比較的性能もよくハーバースターとして安い価格のものとしては、主機をギヤードディーゼルとし軽量にしかつプロペラの回転数をもつとも適したものとしコルトラダーを使用して推力の増強を図り、可変ピッチプロペラにより操縦性能を増した型がよいと思われます。船型は在来のものと比較して相当小型となり価格も安くなります。

しかし本船に行足がありますと曳船で垂直に押すという点では普通の曳船と大差はないと思われます。勿論コルトラダーですから幾分は良くなるし、可変ピッチプロペラを使用していますので、本船よりの離脱は早くできると思われます。

下関港で普通のプロペラを装備した第七鉄栄丸が外国船の押船作業に従事しているとき、本船が急に前進速力を増したため、曳船は本船の船腹に吸い付けられ、本船に沿つて船尾に流され、本船のプロペラで外板に損傷を生じ、沈没するという事故が発生した。下関では VSP 装備の鉄栄丸をそれまで使用していた。これは本船が相当の速力をもつていても、船首を本船に垂直として押船作業ができ、かつ離脱も極めて容易に行なえたので、同名の鉄栄丸のため VSP 装備の曳船とみあやまつたのではないかとも考えられます。

連絡船は離着岸作業を短時間に行なうためある程度本船に行足があつても押船作業をしますのでこれに耐え得る特性はやはり必要ではないかと思われますが、コルトラダーと可変ピッチプロペラを使用し、操縦性能を上げれば余り問題にならないかもしれません。曳船の性能を向上させることは勿論必要ですが、曳船の使用に際して

は本船船長はその特性を十分認識して作業を行なうべきであろう。

☆

船は旋回運動を起した場合、右旋回のときは左舷に傾斜するのが常識である。しかし必ずしもそうではない、逆に傾斜するものがある。

国鉄は本船と岸壁との間に繋船用ローブを取る作業を小型自動艇と岸壁側に特種なフックを下げておき、本船のローブを自動艇でとり、このフックに一動作でつなぎ短時間で確実に行なわれるようにしている。在来は手漕の和船型船であつたが、風浪のあるときは、作業に難渋するし、ローブ取りに時間を要し、本船が風に流されローブ取りのやりなおしをしたこともしばしばあつた。このため VSP 附小型自動艇を作つた。船は、長さ約 8 米 GT 約 7 トン位の小型ではあるが、プロペラは船体停止状態でも回転し、ジャクアクションを起し、風浪に強い、また操縦性能が極めてよいので、自在にローブ取り作業が行なえかつ迅速に退避が可能である。この船は船底の下部に船尾より中央部よりにプロペラが装備されているため、急激に旋回を行なうと旋回径は極めて小さく、前進速度は極めて急激に低下し、一見一ポイントで停止するように見える。このためプロペラの推力と船体水線下の水圧によつて旋回する方向と同一方向に急に大角度で傾斜するのである。この種の船のある一つを製作するとき、傾斜角が大きくなるから、GM が相当必要であり、場合によつては、船幅を増さなければならない旨を強く申しておきましたが、造船所の造船家というものはやはり既往の概念に捉われがちで、普通型のこの大きさ位の船に必要な GM しか考慮してない。ちよつとでも疑問に思つてくれたらよかつたのと思う。

製作後、試運転したところ、案の如く急旋回時舷側の甲板は水没してしまつた。結局、舷側にバルジをつけて GM を増さざるを得なくなつた。小型船で作業目的がローブ取りの船であつたからたいしたことにもならずすんだが、大型船であつたら大変なことになる。

造船の大家をもつて任ずるものが、自己の所信を貫くこともよいが、とかく意固地になりがちなのが技術屋に多い。しろうとの話でも一応考慮してみる必要のあることが多くあることに注目すべきである。これに類することは、まだ外にも多くある。謙虚な気持で人の意見も聞くことが必要であらうか。

(続)

航海の自動化は如何にして
推進すべきか

PN 生

船舶における技術革新の大きな一つの分野は自動化であり、わが国がその先駆者的役割を果たして来たことは大方の認めるところである。現在までに船舶で自動化された分野の大半は機関部関係であるが、これらの自動化に努力されてきた方々には大変失礼な言い方であり、主機関の出力が大きく、また連続運転時間が長いなど他の機関とは質的な相違があるということを認めないわけではないが、船以外の交通機関、例えば、自動車、ディーゼル列車、航空機など、機関士が運転中推進機関の機側にあつて操作を行なつたり、保守をしたりしているような例がないことを考えれば当然の帰結あり、また技術的に見ても陸上においてはすでに開発済みであつた技術の船舶への適用という面がほとんどであつたと云えるであろう。わが国において、このような技術が長足の進歩をとげた要因はいろいろと考えられるけれども、わが国が世界一の造船量を誇る国であつたこともその一つとしてあげられるであろう。わが国の場合、造船は多種少量生産の典型で、ある船で試みられた自動化の経験が運航実績によつて評価され、つぎの造船計画に反映するというサイクルが、その短縮された造船期間とあいまつて、つぎつぎに試行錯誤的に完成されていつた面があつたというのは言い過ぎであろうか。

しかし、このような方法は漸進的な発達に対しては一応も二応も成功するやり方であるが、自動化を質的に飛躍させることが可能であろうか。船舶における自動化の分野は、それを実施するか否かは別としても機関部関係のほか、甲板部、無線部および事務部についても考えられなければならない。これら各部門には自動化が可能であるか、あるいは自動化すべき大きさまざまのループがある。機関部関係においては、主機および補機の操縦、燃料油や潤滑油系統など、すでにその多くは検討され、遠隔制御からプロセス制御へ、そして本格的なフィードバック・ループをもつた自動化へと実施が進んでおり、無線部も本来エレクトロニクスの応用部門であるから、やり方によつては比較的容易に自動化が漸次進められる可能性があるが、残りの二部門については未だあまり考慮が払われていないようである。ここでは事務部門を一応除き、甲板部それも航海の自動化が如何にして進められなければならないかとい

う点について、いくつかの問題点を提起し、そして現状のままでは、この分野においてとうてい世界的に優位を占めることが不可能であろうことを示してみたいと思う。

航海関係の自動化を考える際には、2つの大きなループがある。その第一は、船を経済的にかつ早く目的地へ航行させるために、「かじを取り」あるいは「速力」を制御するためのループであり、第二は他船との衝突を回避するための操船のループである。前者は他船のいない大洋航行を行なうときに使用され、それには自船がいま何処にいるとかという感知装置とそこから目的地への最適針路を求める人工頭脳とが主要構成部品となるであろう。感知装置としては、推測航法計算器や慣性航法装置などの自律航法装置とか、全世界的な有効範囲をもつた電波航法システムあるいは人工衛星を利用した航法システムなどの開発が前提となるであろうし、また針路の決定には、本誌の昭和41年3月号に解説されている気象条件を考慮に入れた最適航法の一層の研究が必要となるであろう。後者の衝突防止ループは現在のところ、レーダによつて探知した相手船の物標より、その針路速力を決定して、衝突の危険を感知し、その回避針路を決定する方法が本命と見做されているが、これとても信頼性などの点でなお解決すべき点が多々あるようである。

これらの諸技術の実現のための開発は、今まで機関関係の自動化で行なつてきたように、造船所と二三の関連メーカーとの協同のみではどうしようもない面が多いことが容易に考えられる。世界的基盤に立つた航法システムの開発は容易なことではないし（勿論、現在のロランや米海軍の航行衛星などを利用することも可能であるが）、また最適航法の研究には、気象、海象学者、航海技術者、船舶工学者、場合によつては数学者などの協力による広範な研究と長期に亘る実船実験が必要となる。（この最適航法の研究はすでに米国やオランダなどで強力に推進されているという事実を認識しなければならない）。衝突防止装置はこれらに比べると比較的小規模な研究でもよいが、それとても試作装置をいきなり実船に永久装備できるような性質のものではない。このように考えると、これらの技術は相当に大規模でかつ組織的な研究が必要となることがわかる。今日、わが国でこのような研究は何処で行なわれ、あるいは行なわれようとしているであろうか。

海運会社の相当数は、新聞の株式欄を見るまでもなく、一流中の一流の会社の一つであり、またその運航能率の向上は会社の利益に直接に結びつく研究

項目である。従つて、これまで述べてきた研究のうちの大部分に何等かの形でタッチすべきであると思うが、それを実施できるような研究組織と研究要員をもっている海運会社があるという話を余り聞いたことはない。造船会社においても、運航技術を含めたこのような技術の研究のポテンシャルはあまり高くないであろうし海運会社からのデータなくしてはより進んだ研究は行ない得ないであろう。しかれば、国の研究機関にその体制があるだろうか。研究は当然運輸省が所掌するから、船舶技術研究所が主体となつてこれを行なうべきであろうが、もつとも関係のありそうな電子航法部は評価試験とやらが業務で、しかも航空用に主力をおいているらしいのであまり期待ができず、そのほかの部で航海の自動化に興味をもっている研究者がいるようにも見えない。第一、船舶運航の監督行政を行なっている海運局や船員局は、その構成員の大部分が事務屋のようであり、一般の会社などでは、事務関係の人でも自社における新製品の開発にはなかなかうるさい人も多いが、官僚たちにはそのような傾向は全くないのがまず通例であり、船舶局以外から船舶技術研究所に注文がでることはほとんどないのが通例と聞いている。僅かに航海訓練所や商船大学の先生たちが細々とこの種の研究をしておられるらしいことは、日本航海学会への論文や先頃、船舶局から出された「実験船建造のための調査報告書」などでもうかがえるけれども、これらにどの程度の研究費がさかれ、また何人の研究員が専従しているだろうか。

さて、筆者はその経済性までを考えた際に航海の自動化の採用が必要かどうか、また、この種の研究をわが国で実施すべきかどうかについては詳らかではない。ただ、世界的な傾向として遅かれ早かれ、そういう事態が到来しそうだと考えているものである。そこで、わが国でこの研究を本格的にはじめるとすれば、どうすればよいかという点について、若干の提言をして見たいと思う次第である。

まず第一に、システム設計およびシステム研究を十分にやるべきであるということである。最近はこのような、いわゆる「ソフトウェア (Software)」の研究の必要性が大きく叫ばれているが、わが国で有効に実施された例はまだ少ない。しかし、ここで述べた航海の自動化というような、各方面に亘る大規模な研究では、どうしてもシステム研究によつて十分に問題点を把握することが必要である。この点について米国では、すでに数年以前に政府機関である Maritime Administration が、United Aircraft Co. の Norden Division に主として船内設備についてのシステム研究の委託を行なつてい

る。その内容は航海、通信機関の各部門に亘るもので、1961年4月に出された最終報告書はタイプ印刷ではあるが千頁をこし航海、通信関係のみでも400頁以上の大部のものである。そしてその研究の一部はすでに機器 (Hardware) の試作の形でより進んだ研究および評価が進められている。これらの研究が必ずしも最良のものでなく、われわれには別の進め方もあるであろうから、まずシステム研究からはじめるべきであろう。

第二は、上記のシステム研究の結果、研究を必要とする事項が明らかになるので、それらについて、個別に研究機軸を整備して強力な研究を実施すべきである。個別の研究には、システム研究およびシステム設計のより一層詳細化もあり、また当然 hardware 的なものも生ずるであろう。この場合には、広い範囲の科学技術者の協力が必要となる。例えば、最適航法の研究では、前述したとおり、気象学者、航海技術者、船舶工学者、数学者ときには経済学者など、また、自動化すべき航海機器の研究には、それぞれの部門の工学者、電子計算機技術者、航海技術者、人間工学技術者など、特に衝突防止装置の場合は、その開発に現在の国際海上衝突予防規則 (海上衝突予防法) が「ガン」となつているという意見もあるので、海法学者の参加も必要となるであろう。

第三に、個々の研究については十分な評価 (evaluation) が必要である。evaluation という用語が評価試験を連想するが、software の研究には software 的な evaluation を行なうべきである。hardware については勿論評価試験を実施して、十分に機器を信頼性の面からも改良すべきである。当然、実船実験が多く行なわれるけれども、機器は供試試験品として搭載すべきで、この場合、実用製品の第1号機だと考えるべきでない。

そして最終的に総合実用試験が行なわれるべきである。

これらの研究には膨大な研究費が必要となるであろう。それらをどこから支出するかは名案はない。勿論、国も企業もそれを分担して支出すべきである。ただ、一言だけしておきたいのは、今まで、理論研究あるいはシステム研究には、国関係の補助金や研究委託金が極めて出にくいのが実情で、物を作るのでなければ交付される資格のない補助金が多いのは極めて遺憾である。今日の software 的研究には、電子計算機の使用料など膨大な経費を要するものが常であるから、立派な成果の上がる研究は、たとえば、試作品ができなくても、必要な経費はほとんど支出できるようにすべきであろう。

日本造船研究協会の昭和40年度の 調査研究業務について (1)

北 島 泰 蔵
社団法人日本造船研究協会
研 究 部

日本造船研究協会は昭和38年度より引続き3ヶ年計画として、運輸省補助事業「船舶の近代化、経済性向上に関する研究」を中心として調査研究を行なつた。すなわち、本年度はこれら研究の第3年目に当るので、締めくくり的な研究を行なうとともに、また一方では各種の基礎的な問題および原子力船関係について調査・研究を行なつた。以下にこれらの調査・研究結果のアブストラクトを紹介するが、不満足点も多いので、詳細は既刊の報告書および資料を参照していただきたい。

SR 61 高経済性船舶の運航性能に関する研究

部会長 重 川 渉 氏

過去2年間の研究をまとめることを目標にして、6m 模型船によるシリーズ試験、肥大船まわりの流線に関する試験、大型船の速力試験資料の収集、旋回操縦シリーズ試験を行なつた。内容の概要は次のとおりである。

1 シリーズ模型試験

(a) 従来のシリーズの拡張試験

$C_B=0.80$ で $L/B=6.0$, $B/d=3.36$ のもの 1 隻

$C_B=0.78$, $L/B=5.5$ で, $B/d=2.76$ および 3.06 2 隻

(b) lcb シリーズ試験

原型 ($C_B=0.80$, $L/B=6.0$, $B/d=2.76$, $lcb=-1.5\%$) について lcb を -2.25% , -3.0% , -3.75% に変えたもの 3 隻

(c) 2軸船型の C_B シリーズ試験と1軸, 2軸の性能比較試験

$L/B=6.0$, $B/d=2.76$, $lcb=-2.25\%$ で C_B を $0.80, 0.82$ および 0.84 に変えた2軸船3隻, ならびに比較の対象としての $C_B=0.80$ の1軸船1隻

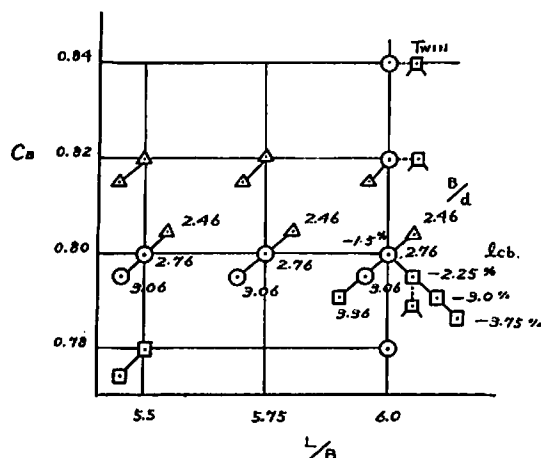
以上のシリーズ模型試験を実施した船型要素を過去の2ヶ年分とともにまとめると第1図のとおりである。

これらの試験結果の概要は次のとおりである。

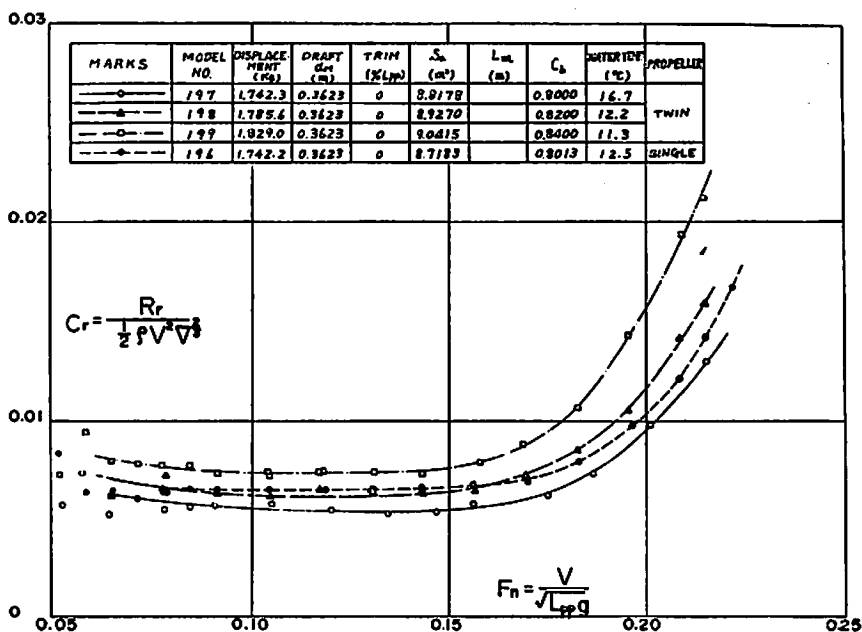
上記 (a) の試験については38, 39年度のシリーズ試験の結果と関連させて検討したが, $C_B=0.80$ 船型における B/d の影響は, r_R , η_R , $1-t$ ともに B/d による変化は極めて少ないが, $1-w_T$ は B/d の増加とともに満載状態では減少し, 軽貨状態 (満載の44%排水量) では増大している。また $C_B=0.78$ の船型について試験を行なつたことにより, C_B の影響をみると $B/d=2.76$, 3.06 の場合, 満載, 軽貨状態ともに C_B の増加につれて r_R は著しく増加し, $1-w_T$ は漸減し, $1-t$ は僅かに増加し, η_R はほとんど変化がない。

lcb シリーズ試験の結果は, r_R についていえば, 満載状態では浮心位置が前方に移るほど低速の r_R が小さく, 逆に高速では大きくなり, 常識的な結論の外に出ない。本シリーズのように $F_n=0.16\sim 0.19$ を目標とした船型では lcb は $-2.5\sim -3.0\%$ 程度が適当のようである。半載および軽貨状態では速度が若干下れるが, 傾向は満載状態と似ている。自航要素についていえば, 浮心位置が前方に移るほど, $1-t$, $1-w_T$, η_R は上昇している。以上のような r_R および自航要素の相違の結果として, DHP に換算して比較すると, 高速になるほど浮心位置が後方にある船型が性能良好である。すなわち満載状態では, 約 13.5 kn ($L_s=240\text{ m}$) 以下では -3.75% の, $13.5\sim 17\text{ kn}$ では -3.0% の, $17\sim 18.5\text{ kn}$ では -2.25% の, 18.5 kn 以上では -1.5% の lcb が最小の DHP を示している。

1軸, 2軸の性能比較試験は後半部の形状のみが異なる $C_B=0.80$ の1軸, 2軸船型 (2舵) について行なわれた。また2軸船の C_B シリーズ試験は上記の2軸船型を基準にして lcb の値を一定におさえて成作した船型



第1図 SR 61 で実施したシリーズ模型試験
(38年度: ○, 39年度: △, 40年度: □)



第 2 図

について行なつた。これらの満載状態における抵抗試験の結果を第 2 図に、自航要素を第 3 図に、またこれらの値にもとづき計算した満載状態における実船 ($L_s=240$ m) の DHP 曲線などを第 4 図に示した。この試験の結果はこれらの図から明瞭に判読されるが、これは 1 軸、2 軸船型の比較の 1 例であつて、これだけで 2 軸船型を採らないとするのは早計で、今後研究の余地が十分あるものと考えられる。

2 肥大船まわりの流れに関する試験

昨年度の試験に引き続き $C_B=0.80$, $L/B=5.5$, $B/d=2.76$ の船型を母型とし、

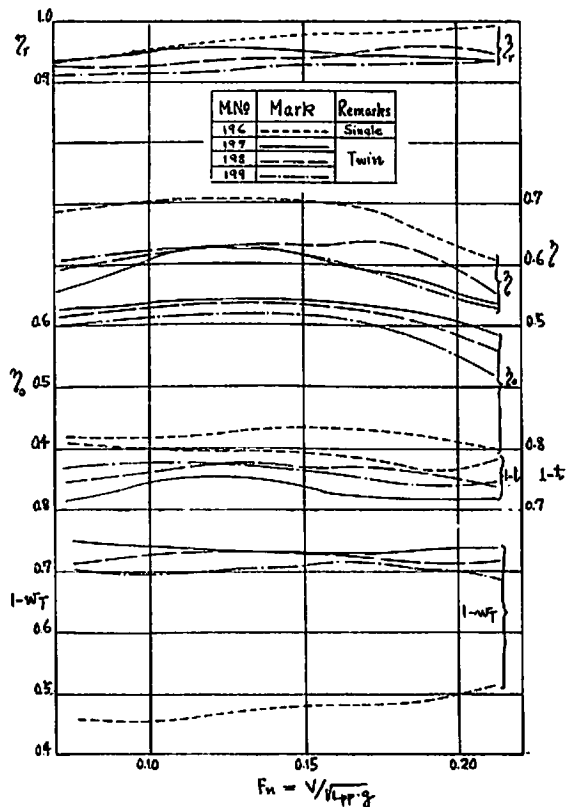
これの船尾、船首部の形が変わつた場合の船体まわりの流れの変化を求め、併せてこのような肥大船型の伴流の相関性について検討した。

試験に使用した模型船は船首、船尾を別個に作り、これらを結合したもので、第 5 図のとおりである。

まず船尾の形状を変えた模型船について、船尾部の船体表面および 20 mm 離れた位置での流れ方向を糸で観測した。その結果この程度の線図変化では流れ観測上差がないことがわかつた。

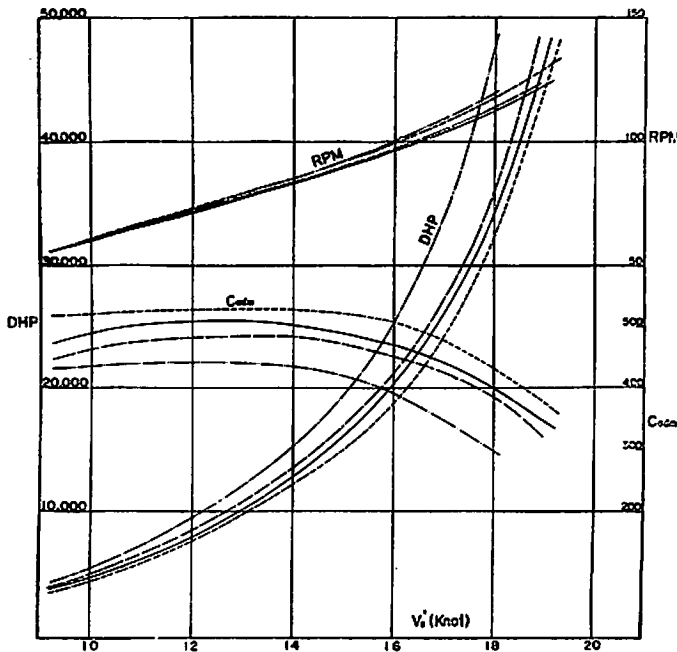
次に推進器位置の伴流分布を測定した。その結果、船尾形状についてフレーム形状を V 型としたものはもちろん、推進器位置付近を少しバルブ型として伴流分布の改良を図つたものでも、あまり利得がなく、原型の伴流分布が意外に望ましい形となつてゐることがわかつた。また船首部の形状を極端に変えた船型について行なつた試験の結果、これらの形状の相異が推進器位置の伴流分布にはほとんど影響を及ぼさないことがわかつた。

実船の推進器位置の伴流分布の求め方については、オーソドックスに伴流を Potential 成分と粘性分とに分け、前者は模型と実船で同一、後者のみが尺度影響を受けるという考え方をとり、Potential 伴流としては後進状態で、ピトー管で計測したものをを用い、全伴流よりこれを差し引いたものを粘性分と考え、模型と実船との粘性分は摩擦抵抗の比に比例するとして実船の伴流分布を

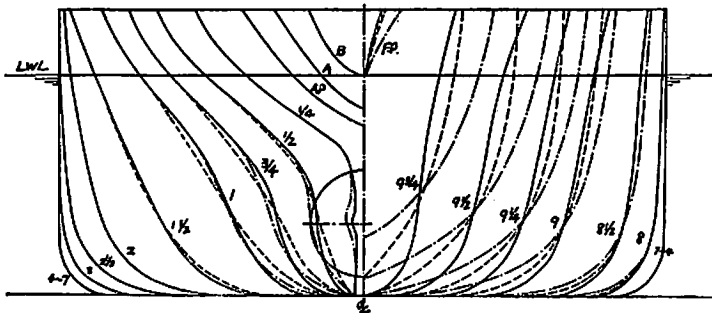


第 3 図

M.W.	M.P.W.	MARKS	DISPT (ton)	DRAFT (m)		
				AP	MS	FP
186	1562	-----	114,285	14.493		
197	1724B1	-----	114,275	14.493		
190	1724B1	-----	117,135	14.493		
199	1724B1	-----	119,985	14.493		



	<u>M.No.</u>		<u>M.No.</u>
	98		98
<i>Aft Body</i>	----- 135	<i>Fore Body</i>	----- 147
	----- 136		----- 148

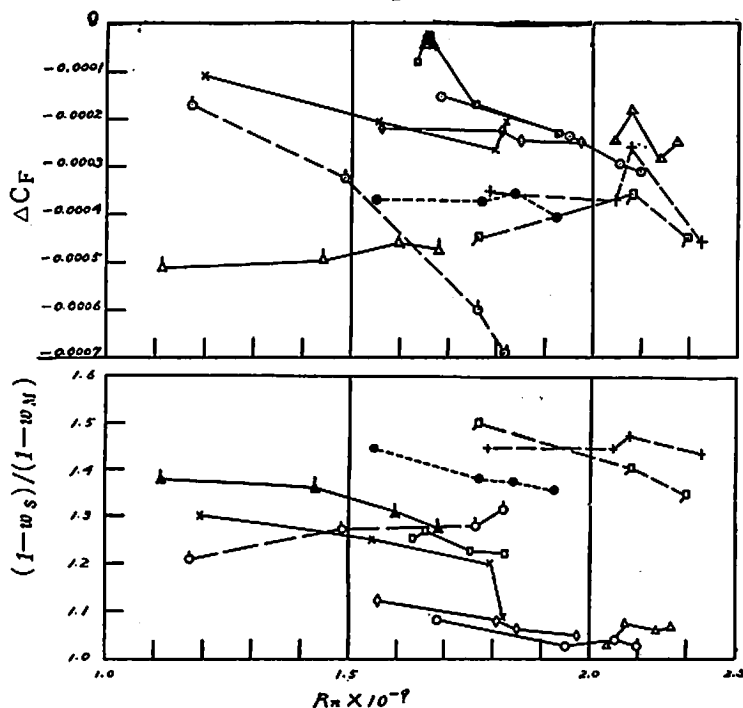


求めることを考え、この方法が正しいかどうかを、実在船の模型試験結果にもとづき推定した計算値 w_n と実船の試運転結果から Torque Identity の方法により求めた w_o とを比較することにより調査し、実用上一致することを確かめた。

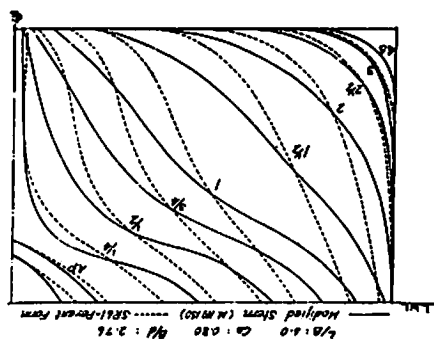
L_{pp} が 216~246 m の 6 隻の試運転成績を解析した資

2軸船は1軸船に比べて舵の効果が著しく悪く、そのため舵の旋回力と旋回抵抗の両方が小さくなり、従つて旋回圏は著しく大きく、進路安定、追従性も相当悪くなっている。2軸2舵はこれを改善する目的を持つが、本試験で使用した船型、船尾配置では効果が十分とはいへ

Ship	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
Mark	●	/	+	□	/	⊙	◇	×	□	△	⊙	▲



第 6 図



第 7 図

ない。今後研究の必要がある。

(昭和 40 年度実施研究成果概要)

SR 62 船体構造不連続部の低サイクル疲労に関する研究

部会長 寺 沢 一 雄 氏

この研究部会では 40 年度を含む過去 3 年間の研究結果を、すでにまとめているので、このアブストラクトはその総合報告書から抜粋した。従つて過去 2 年間に報告

済みの内容と重複するところもあるが、第 3 年度分を加味して再整理集成したものであることを念頭に置いて読まれたい。

最近の船舶の損傷調査によれば過去 10 年間に建造されたタンカは、建造後 9 年以内にそれらの大半に亀裂発生などの損傷が発生しており、これらの大部分は繰返し荷重、特に繰返し回数の少ない、いわゆる低サイクル疲労による亀裂である。本研究はこれら損傷防止対策確立のために使用鋼材および船体構造部材の疲労強度を明らかにしたものである。

1. 高張力鋼の疲労強度基準に関する研究

1.1 低サイクル疲労に及ぼす荷重条件の影響

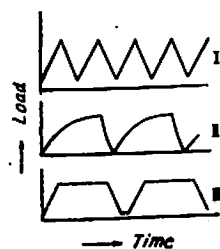
1.1.1 荷重繰返速度および荷重波形の影響

荷重繰返速度や荷重波形の影響は降伏点を遙かに超えるような高応力域における低サイクル疲労では無視できな

いと考えられるので、この基礎試験を行なつた。

軟鋼 SS 41、降伏点の高いセミキルド鋼 YES-36 A、HT 55、HT 60 の平滑試験片について引張片振り試験を行なつた。荷重波形は第 1.1 図

のとおりで、試験結果を



第 1.1 図

- (a) 応力—ひずみ線図
- (b) 伸び—繰返数線図
- (c) 塑性ひずみ進行度
- (d) 全体伸びと局部伸び
- (e) 疲労寿命と伸び
- (f) 応力振幅と伸び
- (g) S-N 線図

に分けて詳細に検討した。

1.1.2 サイクリック・クリープ試験

軟鋼 SS 41 についてサイクリック・クリープの基礎実験を行ない、クリープ速度の応力および温度依存性を調べた。約 30 cpm の 3 角波の引張片振り荷重を加え、温度は室温 0°C、-43°C、-77°C の 4 種とした。サイクリック・クリープは塑性疲労における特異な現象であるので、この実験も予備試験の域を出ていないが、基礎

的な特性を知るためには役に立つものである。

1.1.3 試験結果の総括

(a) 荷重繰返速度および荷重波形の疲労寿命に及ぼす影響は相当大きく、同じ応力振幅でも繰返速度の違いの場合、および最高荷重附近に保持される時間の長い荷重波形の場合は極めて少数回で破断に至る。

(b) 破断過程は概略的に、第1回の荷重で大きく伸び、以後ほぼ定常的にサイクリック・クリープが進行して、全体が一樣な伸び ϵ_m (ネッキング開始直前の平均的伸び) に達すると、局部的なネッキングを生じて、急激に伸びが進行して破断し、この部分は最終的には ϵ_r の伸びを示すと考えられる。

(c) 前項の ϵ_r と疲労寿命 N との関係は荷重波形や繰返速度にはほとんど影響されない。 N の増加に伴って ϵ_r は静的引張試験のそれよりも増大し、 $N=10^4$ 回附近で最大となり、軟鋼においては静的破断値より数十%も増加する。HT においても同様の傾向を示すが、 ϵ_r の増加率は遙かに小さい。

(d) N が 10^4 回を越える附近で、 ϵ_r は急に減少の傾向を示し、クリープを伴わない普通の高サイクル疲労の現象が見られる。低サイクル疲労と高サイクル疲労の境界は連続的なものではなく、本質的に異質の現象がこの附近で重なり合っていると考えられる。

(e) ネッキング開始前の平均伸び ϵ_m についても上記と同様のことがいえる。

(f) ϵ_m から第1サイクルのひずみを差引いた量は毎サイクルほぼ定常的に進行したひずみであるが、1サイクル当りのひずみ量 $\Delta\epsilon_p$ は試験片の材料、寸法、荷重条件にほとんど無関係に、その段階の繰返数とほぼ

$$\Delta\epsilon_p \cdot N = \text{const}$$

の関係にある。

(g) 前項の $\Delta\epsilon_p$ - N 関係は試験温度によつて大幅に変化する。 $\Delta\epsilon_p$ は絶対温度の逆数とほぼ直線関係がある。

1.2 平均応力が疲労強度に及ぼす影響

船体構造部材では静水圧の応力を基線として、波浪による繰返し応力を受け、特に横部材においてはかなり高い平均応力であるためたとえ応力振幅が小さくても、不連続部に疲労クラックを生ずる危険性をはらんでいるので、SS-41, KAM, HT 50 および HT 60 の4種類の鋼材について平均応力をいろいろに変えて疲労試験を行なつた。

その結果、わかつたことの概要は次の

とおりである。

(a) 最大応力と繰返数との関係を示す $\sigma_{\max}$ - N 線図は、(イ) 横軸にほぼ平行な直線と、(ロ) 通常の疲労曲線との2本の直線で近似される。例えば第1.2図のとおりで、(イ) の領域では試験片に加わる公称最大応力が疲労強度を決定し、最大応力さえ等しければ平均応力が異なつても、その疲労強度はほぼ等しい。(イ) から(ロ) に折れ曲る点は応力集中の大きいものほど早く、また平均応力の高いものほどおそい繰返数であられる。通常の疲労線図においては、平均応力の高いものほど高い最大応力に耐える。

(b) 応力振幅と繰返数との関係を示す σ_a - N 線図も $\sigma_{\max}$ - N 線図と同様に、2本の直線で近似され、その折れ曲る点は $\sigma_{\max}$ - N 曲線の折れ曲る点に対応する。

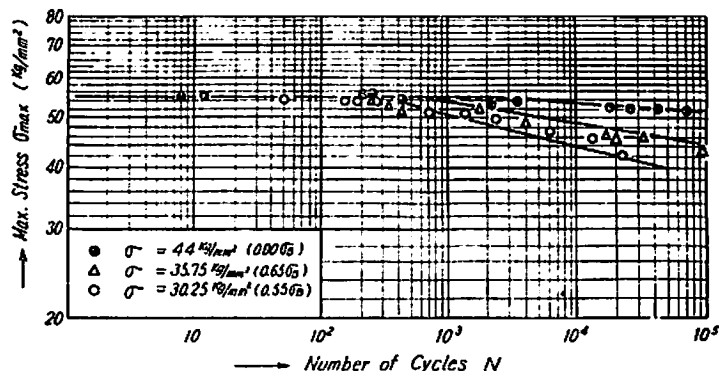
(c) 今回得られた時間耐久線図(例えば第1.3図)より、船体に使用する鋼板の平均応力が異なる場合の時間強度を知ることができる。この時間耐久線図も $\sigma_{\max}$ - N 線図と同様に2本の直線で近似され、その折れ曲る点は $\sigma_{\max}$ - N 線図の折れ曲る点に対応する。

1.3 特殊条件下の低サイクル疲労

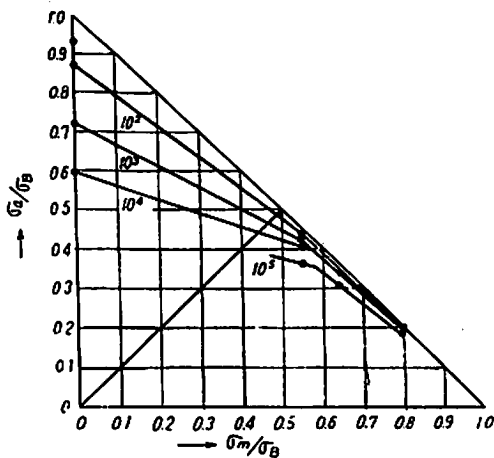
船舶用鋼材については、それがどのような条件下で用いられるかを知り、その条件に適するか否かを調べる必要で、本研究は、LPG タンカを対象にした低温時の疲労強度、船体の不連続構造部に起り易い塑性変形を与えた部材の疲労強度および溶接部の腐食疲労強度について低サイクル疲労の立場から実験した。また超低温における材料の特性についても調査した。

1.3.1 引張り歪試験片の低サイクル疲労

SM 41, SM 50 の鋼材について、前者については5, 10%, 後者については5, 10, 15, 20% の予歪を与えた材料を、ただちに炉に入れ、250°C で15分加熱後、空冷の人工時効を施し、これを加工して試験片を作成した。試験は定荷重の引張り片振低サイクル疲労試験で



第1.2図 $\sigma_{\max}$ - N curves for HT 50 (Notched Specimen $\alpha=5.2$)



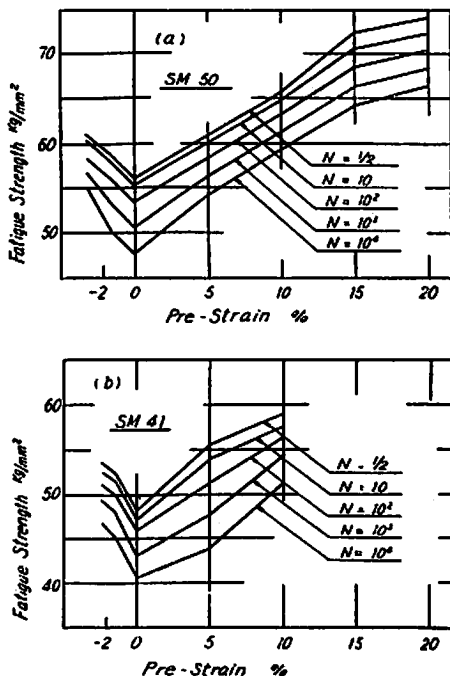
第 1.3 図

下限荷重を +1ton とし、荷重繰返し速度は 10 rpm である。

試験の結果の 1 例を第 1.4 図に示すが、これらの図によれば、何等かの原因により、部材に引張りまたは圧縮予歪を生じたとしても、その部分が同じ引張荷重の繰返しを受ける限り、予歪がない場合よりも疲労強度上安全であることが実験的に確認された。

1.3.2 各種高張力鋼の低温における疲労特性

供試材料は SS 41, YND および HT 60 で、まず冷



第 1.4 図

却液中に浸漬した状態で常温～-196°C の間での静的引張試験ならびに V ノッチシャルビー試験を実施し、疲労試験は 80 rpm で小野式回転曲げ疲労試験機により行ない、試験片の温度調節は ±2% の範囲内に保持した。

試験の結果を要約すると次のようになる。

(a) 低温になると疲労強度は一般に上昇する。ただし上昇率は鋼種、切欠係数によつて差がある。

(b) 低温になるに従い、切欠に対しやや敏感になる傾向があり、また繰返し応力の高いほど切欠に対する感受性は相対的に小となる。

(c) 耐久比 σ_a/σ_B (σ_a …応力振幅, σ_B …静的引張強さ) は温度によつてほとんど変らない。ただし切欠によつて大きく減少し、その影響は HT 60 がもつとも大きい。

(d) 常温での σ_B を設計基準としてとつた場合には、低サイクル疲労に対する低温での安全性の度合は、 α (形状係数) が 3 程度までは、どの材料についてもほぼ同程度である。

1.3.3 溶接部の低サイクル疲労

供試材料は SM 41, HT 60 の 2 種類で、溶着余盛を残した状態で試験した。腐食疲労試験では、試験片の試験部位に防水布製の袋をかぶせ、それに人工海水を滴して試験を行なつた。応力繰返し速度は 30 rpm である。試験の結果、次のことがわかつた。

(a) S-N 線図を見ると SM 41 では、母材、溶接材ともほとんど等しい強度を示し、また腐食の影響も認められない。HT 60 では溶接材の寿命は母材のその約 40% にすぎないが、腐食の影響はほとんど認められない。

(b) ϵ -N 線図でも傾向は S-N 線図に類似する。

(c) 高応力部で腐食時の寿命が空気中の寿命よりも長いものがあるので、腐食液の冷却作用の程度を調べたが、空気中と海水中の試験片の平均温度差は数十度程度で、特に影響があるように見えないが、局部的には温度が急上昇してこの影響があるのかも知れない。

(d) 母材、溶接境界部および溶着金属の電位は相対的に常に一定ではなく、各種の条件によつて左右され変化する。従つて腐食もそれに伴つて変化する。

1.3.4 超低温における各材料の特性に関する調査

近年プロパンガス、ブタンガスなどを液化してかなりの低温で運搬するタンカの需要が出てきたので、疲労亀裂などからのガス洩れを防止するため、鋼材の超低温時の特性を知る必要があり、調査を行なつた。

まず文献について調査し、一般にこの目的のためには

高張力鋼(HT 60~HT 80), Al キルド鋼が使用されており, 超低温用材料としては, 銅合金, Al 合金, Ni 鋼などが考えられるが, (イ) 低温特性の優れていること, (ロ) 溶接性など工作性がすぐれていること, (ハ) 価格が低廉であることなどの条件から考えると, 現在では Ni 鋼がもつとも有望であろうとの見解を述べた。

ついで低温用鋼材の各種の特性を各種文献から調査し, さらに 9% Ni 鋼に関する横浜大学の実験結果を引用して, 9% Ni 鋼, HT 70, HT 80 の低サイクル疲労強度, 海水中の特性, H_2S 水溶液中の疲労強度を比較説明し, 9% Ni 鋼の低サイクル疲労強度は, 空気中では HT 70 と HT 80 の中間にあるが, 海水中での低下は著しくなく, H_2S 水溶液中の低下はかなり顕著であることが述べられている。

2. 不連続部の疲労強度に関する研究

2.1 側面に切欠を有する板材の定荷重片振り疲労

側面に U および V ノッチを有する HT 60 材について実施した。実験結果の一部はすでに紹介したが, ここでは下限応力 (σ_{min}) を一定にした場合の形状による影響を明瞭にするために再整理して検討した。

その結果,

(a) α が大きくなるに従い σ_{max} -N 線図の最初の折れ曲る点の N は小さくなり, かつ斜行部での時間強度の低下は大となる,

(b) N が大となるほど, また σ_{min} が小さくなるほど, さらにまた α が大になるほど β は大となることわかつた。

$$\left(\text{ただし } \beta = \frac{\text{平滑試験片の時間強度}}{\text{切欠試験片の時間強度}} \right)$$

2.2 中央部に開口または切欠を有する板材の定荷重片振り疲労

軟鋼 (KAM) と HT 50 を使用し, 切欠材は, 中央部に円孔を有するものと長円形を有するものとした。形状係数 (α) はそれぞれ 2.75 および 5.2 で与えられた平均応力 (σ_m) は引張強さ (σ_B) の約 55%, 65%, 80% の 3 段階である。

試験の結果, 次のことがわかつた。

(a) α が大きくなると, σ_{max} -N 線図の最初の折れ曲り点の N は小さくなり, この N の値は同じ α を有する側面切欠の場合より小さい。

(b) N が大になるほど, また α が大になるほど, 時間強度の低下度, すなわち切欠係数 (β) は大となる。さらに σ_m が小さいほど, β は大きくなり, 片振りの範囲 ($\sigma_m/\sigma_B \geq 0.5$) では軟鋼より HT の方が低下度が大きいようである。

(c) $N > 10^4$ では, 同じ α の場合には中央切欠の方が側面切欠より強いようである。

2.3 中央部に開口または切欠を有する板材の定荷重両振り疲労

この研究はハッチ・コーナー等の開口部の疲労損傷防止のために行なつたもので, HT を使用した場合の優劣を検討し, それらの船体構造への適用性を調査した。

供試材料は軟鋼 (SS 41), HT 50, HT 60 の 3 種が主で, HT 80 についても一部実施した。試験片は平滑試験片, 中央部開口試験片, 中央開口部に先端半径 5 mm の鈍い切欠を有する開口部切欠試験片, 先端半径 1 mm の鋭い切欠を有する開口部試験片の 4 種で, これら試験片の形状係数 (α) の値はそれぞれ 1.00, 2.22, 4.0 および 7.2 である。試験は, ほとんど引張強さ付近まで座屈しないような座屈防止装置を考案し, これを用いて, 両振り定荷重引張り圧縮試験とした。試験の結果を要約すると次のようになる。

(a) S-N 線図は両対数座標でほぼ直線表示されるが, 片振り引張りで見られるような N 軸への平行部はほとんど存在しない。

(b) 平滑試験片の時間強度はその材料の引張強さ (σ_B) に比例する。

(c) 伸び量は繰返しの増加とともに漸増し, 破断近くで急増するが, その振幅は破断近くまでほぼ一定である。また歪も歪集中部の近傍のみに激しい変動があり, 残りの大部分は相当期間定常である。

(d) 切欠係数 (β) は高 HT ほど小さく, N が大になるほどまた α が大になるほど大きくなる。低サイクル領域におけるこの β の値は, 軟鋼から HT 60 まで次の式で表現される。

$$\frac{\sigma_B}{E} (1 - 1/\beta) = (4 \log N - 2.5) \left\{ 1 - \left(\frac{1}{0.55\alpha} \right)^2 \right\} \times 10^{-4}$$

(e) 同一形状で, 軟鋼の時間強度に対する HT の時間強度の上昇率は静的強さの場合より大きく, また N が大になるほど, さらに α が大になるほど大きい。

2.4 中央部に開口または切欠を有する板材の定変位両振り疲労

本研究は前部の定荷重の場合と比較することを目的として実施した。供試材料は軟鋼 (SS41), HT60 の 2 種で, 試験片は平滑試験片, 中央部開口試験片, 先端半径 4 mm の鈍い切欠を有する開口部切欠試験片, および先端半径 1.5 mm の鋭い切欠を有するものの 4 種で, これらの形状係数 (α) はそれぞれ 1.00, 2.22, 4.0, 6.2 である。

使用試験機は定変位試験機で繰返し速度は約 20~30 rpm である。

与えた変位振幅 (δ_a) が 1 mm 前後、甚だしい場合は 0.1 mm 程度と小さかったため、実験精度に問題があり、実験点はバラついたが、試験の結果から次のような結論が得られた。

(a) δ_a -N 線図は静破壊まで、両対数座標で 1 本の直線で表示され、 α が大きくなるほど時間強度は低下する。

(b) δ_a で比較した場合、静的および短寿命域での時間強度は SS 41 材が高く、長寿命域ではその逆となるが、その差は小さい。

(c) 変位を一定とした時の公称応力は破断直前まで、ほとんど一定である。

(d) δ_a -N 線図から求めた切欠係数 (β) および換算応力振幅 (σ_a) により得られた S-N 線図から求めた切欠係数 (β_0) は、ともに形状係数が大きくなるほど大となり、HT 材の方が小さい。しかしその絶対値と寿命 N による変化の傾向は異なる。

2.5 両振り定荷重疲労と定変位疲労との比較

前記 2 節、すなわち 2.3 節と 2.4 節の結果を、応力振幅 (σ_a) にもとづき、定荷重の場合と定変位の場合との σ_a/σ_B -N 線図で比較したが、その結果 SS41, HT 60 とともに、一般的に α が小さい場合には定荷重の結果の方が時間強度は高く、 α が大きい場合にはその逆となつてゐる。しかし定変位試験における δ_a -N 線図の実験点のバラつき、さらに δ_a を σ_a に換算する過程における S-N 線図のさらに大きい点のバラつきを考えると、両試験の結果はほぼ一致するものと思われる。また β と α との関係、 σ_a と α の関係をも比較した結果によれば、絶対値に差はあるが、傾向的にはよく合つてゐるようである。

2.6 平均応力を有する場合の定変位片振り疲労

本研究は 2.2 節に述べた定荷重試験に対応して定変位繰返しで疲労試験を実施し、それらの間の相関関係を検討したものである。

供試材は KAM 鋼で、試験片は円孔切欠および V 切欠付の 2 種で、形状係数 (α) は前者で約 2.6、後者で 7 以上である。定変位制御パルスータ付試験機を使用し、繰返し速度は 6~10 rpm とした。試験の結果、次のような結論を得た。

(a) 亀裂が 1 か所に発生するまでの繰返し数と、切欠の左右表裏の 4 か所に発生するまでの繰返し数の比は、予歪および変位振幅に関係なく、ほぼ一定である。

(b) 定変位試験では弛緩は繰返しのごく初期にあらわれ、その後の荷重の定常状態時におけるヒステリシ

ス・ループ面積と変位振幅とはほぼ直線関係にある。また予歪が大きいほどこのループ面積は小さくなる。

(c) 定変位試験では平均応力の影響は小さく、 σ_m が $0.55 \sigma_B$ の場合と $0.47 \sigma_B$ の場合とでは寿命にそれほど差がない。

(d) 荷重および歪の出発点を同じにした定荷重試験と定変位試験とを比較すると、定荷重の方が寿命は短かく、 σ_a が大きいほどその傾向は強い。しかし $N > 10^4$ の長寿命になると、その逆の傾向がみられる。

(e) 平滑材の定変位試験では予歪を 10% ($\sigma_{max} = 0.9 \sigma_B$) 与えても、片振りの範囲では低サイクル疲労による亀裂を生じない。

2.7 開口切欠部への高張力鋼の挿入補強効果

本研究は 2.3 節に述べた結果に関連して、中央部に開口または開口部切欠を有する軟鋼板材の開口部等の歪集中部附近に各種の HT を挿入補強した場合の効果を調査するために行なつた。

試験片の形状も 2.3 節の素材のそれに準じており、母材は SS 41 とし、その歪集中部周囲に板幅の $\frac{1}{2}$ だけの各種の HT (HT 50, HT 60, HT 80) を V 開先で溶接挿入したもので、いずれも圧延のままである。試験の結果を要約すると次のとおりである。

(a) ここで実施したような応力範囲では軟鋼母材の歪集中部に HT を挿入することは、挿入 HT の引張強さと挿入幅の効果しかない。

(b) 挿入効果は長寿命になるほど大になるが、HT 80 の挿入効果はあまり期待できない。

3. 溶接部の疲労強度に関する研究

3.1 隅肉溶接部および突合せ溶接接手の平面曲げ疲労強度

3.1.1 隅肉溶接部の疲労強度

本試験は Stiffener などの附加物を有する板材が平面曲げの繰返しを受ける場合に対するもので、供試材料は軟鋼 SS 41, HT 50 および YES 36 A, HT 60, HT 80 で、試験片の形状は第 3.1 図のとおりである。試験機はシェンク式疲労試験機で、試験回転数は 1,700 rpm と 170 rpm との 2 段である。試験の結果の要約は次のとおりである。

(a) 平滑試験片 (P 型) の時間強度は σ_B の高い材料ほど高いが、対称型隅肉溶接片 (C 型) の時間強度の低下は大きく、SS 41 から HT 80 までほとんど同程度である。特に調質鋼の長寿命域での低下は著るしく、軟鋼の値より低くなる。

また非対称型隅肉溶接試験片 (T 型) の時間強度は P 型と C 型のほぼ中間の値である。

私が着任して後一月半位して NPL からウイリス君が Instrumentation の担当者として入社し、更にそのあと濠州のブリスベン大学機械工学科卒のバーロウ君が入社し、私の助手として配属された。ウイリス君はスコッチ・シュでアパディーン出身とか、オール氏もスコッチ・シュである。一般にスコットランド人はイングリッシュより淳朴で、良い人が多いようだ。丁度、日本の東北人に相当するようだ。スコットランド人の英語は発音がやや妙でわれわれにはきき取り難い。東北人のズーズー弁にたとえられるかも知れぬ。

助手のバーロウ君は技術的には私の大した助けにはならなかったが、社内メモや小報告など作成の際、私が口で喋つたものを正しい作文にまとめ上げ、これを私がチェックしてタイプに廻すのであるが、その点大変役立った。彼を通じて判断するに、濠州従つてそれと同じように英国の大学工科の数学や応用力学はかなり程度が低いように思われる。彼は数学も材料力学もわれわれから見ると初歩の程度の低い力しかなかった。私の知る最近の日本の学卒者の方が遙かに優秀であると感じた。

そうこうして間にクルッパ博士は予定であつたらしくベルリン大学の造船の流体力学担当の教授になつてベルリンへ帰つた。彼は全く良い学者でドイツ人らしくキビキビして、デュケーン氏から信頼されている。ベルリンに行つてからも非常勤顧問として毎月一回ずつやつてきていると指導して行く。専門はプロペラである。彼が別れて帰る前に博士論文の別刷りを呉れたが、船体振動に伴う附加質量の研究をコンピュータを用いてやつたもので九大の熊井教授の論文が随所に引用されている。奥さんのバーバラさんはドイツ造船学会の長老、ホルン教授の孫娘である。彼は今年東京で開催される ITTC に出席するので、東京で会おうとお互に楽しみにしている。

クルッパ博士がいなくなり、新人二人が来たので部屋の配置が変つた。私は三階の突き当りの部屋にバーロウ君と二人で机を据え、大きな製図用机と参考図書を並べる書架を人事課に要請して整備し、大分便利になつた。壁にはその後 Lufthansa 機内で貰つた世界地図と日本の雑誌につた日本美人のカラー写真を切り抜いてピンでとめた。室内にはガスと電気の暖房器があつた。この対流式の電気ヒーターは極めて強力で、これだけで充分なのでガスヒーターは使つたことがなかつた。冬でも

室内は Y シャツ姿で丁度よい位の温度になつた。空洞水槽が実験中の時は騒音が相当やかましかつたが、まあ居心地良いオフィスであつた。窓からは艦装ベースンの一部、サザンブトン道路、遠景に傾斜した丘に並ぶ赤い瓦の住宅街が見晴らされた。

始めにクルッパ博士と一緒にいた部屋は反対側で袋のように奥深いポーツマス港 (Portsmouth Harbour) の北西隅に位し、遙か彼方に海軍工廠の扛重機やその近くオールドポーツマスの火力発電所の二本の大煙突が眺められた。そして干潮時には「かもめ」がギャーツギャーツと叫びながら餌をあさつていた。すぐ下の小さい入江を隔てて、ノルマン時代からの古城の四角な塔がすぐ向うに眺められた。(写真 6)

この古城の周辺には広々とした芝生の広場があり、昼食後の休み時間あるいは会社が退けたあと、ここでよくゴルフの練習をした。私が先生でオール、ウイリス、バーロウの諸氏にゴルフを教えた。クラブはウイリス、バーロウ君等が古道具で買つて来たヒッコリシャフトの古いアイアンクラブを使い、戦前はシングルプレーヤーだつたという会社のクランプリン氏から貰つた沢山の古ボールを用いた。80 ヤード位の距離から或る広さの芝生の禿げた所をグリーンに想定して、ワンオンしたらビールを奢ることにしようと私が提案して熱心に皆やつたが、誰もワンオンしなかつた。

ポーツマスの町から車で 15 分の所に市のゴルフ場が



写真-6



写真7 デンマーク海運向 Gas Turbine
搭載高速魚雷艇

mm 砲と 13 mm M.G. で対潜兵器を持たぬ。

現今また近い将来、水上艦船相手ののみ目的とした、ただやたらに早く走り廻るこういう魚雷艇が果して有用なのかどうか、用兵の素人の私には解らぬけれども、どうも意味がなさそうに思う。

運転は大抵ヴォスパーの分工場オールポートマスの Camber yard からか、または海軍工廠内の岸壁から出動することが多かつた。対岸の迫つた Gosport とオールポートマスの Round Tower の間を微速で通り抜け、サザンブトン水路の延長上、ワイト島との間のソレント (Solent) で運転するのを常とした。波静かな日の耐波運転では(変な表現だが)最大速力、最大舵角で旋回して自分のヴォジュの上に乘つてやる場合、またはサザンブトンに出入港する巨船の引波の上に乗る場合もある。写真8は“New Amsterdam”の近くを通過した際の写真である。前方にワイト島が低く見える。

この艇は推進、旋回性能等はかなり良いと思うが、動的針路安定に問題あり、構造としても感心したものではない。第一小さな室内機装品に至るまで極力不燃性化に努めている戦闘用艦艇で、船体そのものが可燃性の木製であるのは一種の致命的欠陥だし、また木造船体なるが故

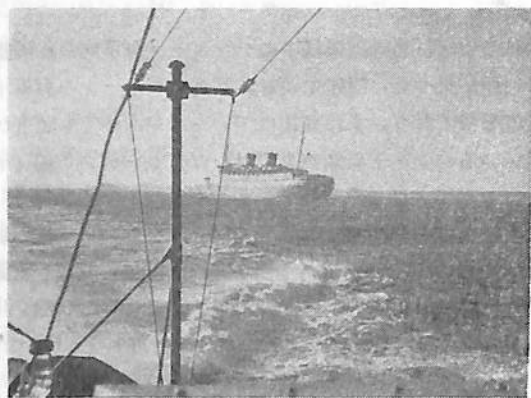


写真-8

にアルミ艇の如き金属艇では当り前の Integral fuel tank の様式を採用出来ずタンク区割内に独立のアルミ製燃料タンクを設置せねばならぬ。また用いている接着剤による接手強度には非常なムラがあつて正確なジョイント強度の計算は殆んど不可能である。木材そのものの強度が金属のように均一、保証されたものでないから材料力学などを用いて正確な計算をするということも殆んど不可能、勢い安全率をうんと余分に見込んだ計算になるか、または経験による guess work にならざるを得ない。また木材は剪断力に弱いのでかなり大きな水圧をうける船底のガーダーなどの設計、工作はかなり苦しいものになる。これ等のことは結局、船殻重量をかなり重いものにする。これ等のことを列挙して論じた小論をデューケン氏に提出しておいた。こういう点またその他の諸点においても一番考えの進んでいるのがデューケン氏で他は私から見ると歯痒いほど考え方がおくれていて全く話しにならぬ。技術担当重役は暫くして辞め、海軍技術官出身のG氏が後任として来たが、この人も全く大したことなく、凡てのことに啞然とするのみである。小規模な会社だけれども、最近古い名門のソーニクロフトを合併し、また女王から輸出上また技術上貢献大なりということで賞牌を貰い、沈滞した英造船界で万丈の気を吐いているのがこのヴォスパーだが、そのウ社から類推して見て、英造船界の衰退は当然の成り行きのように感ぜられる。日本を追いかけて、追いこすことは到底不可能ではあるまいか。しかし前に一寸触れたが、何事においても慢心、油断、不勉強等は大本物である。日本の造船界、造船学会、教育機関等にもいろいろと欠陥はなお多く、問題はあるから、これ等を是正して彼我の差をもつともつとつけて行くよう努力せねばならぬと思う。帰国後は今度はこういう点で日本造船界のために微力を傾けて努力したいと考えている。

☆ ☆ ☆

チャールス家に仮寓していた間に東京ではオリンピックゲームが始まつた。科学技術の進歩の御蔭で通信衛星によつて当日のゲームがサンフランシスコに TV 電波がおくられ、更にハンブルグにフィルムが送られ、そこから全欧州の TV ネットワークに流された。毎日夜 11 時から 1 時間当日のゲームを見ることが出来た。

出発前のごつた返しの東京しか知らぬので立派に出来た東京の諸施設を見て、よくやつたと嬉しかつた。まだ東京を出て幾らも経っていないのだが、非常に昔見た東京のように感ぜられた。開会式の日模様を英国の新聞は大変讚めて書いてあつた。各種競技における日本の成

績が優秀で金メダルが米露に次いで多いのも嬉しかった。

開発式の日チャールス家で、前に書いた一行でTVの開会式典の様子をシェリーをのみなながら見たあと、バブに繰り込んで日本万才、英国万才をやつて皆で大いにのんだ。

丁度土曜日であつたし、強いエールビールを（当時は強いということを知らなかつた）シェリーとチャンボンで飲んだのでかなり酔ばつた。朝方気持ちが悪くなり二度ばかり吐いて、朝食の時青い顔をしていたので、チャールス夫人に冷やかされた。

The morning after the night before とは宿酔のことであるが、これがどうして宿酔という意味になるのか、恐らく the night が特別な night を意味しているのだろう。その日午後会社のクランプリン氏と始めてゴルフに行く約束がしてあつたので、午後一時打合せの町角で彼の車を待ち、奥さんと三人でコースに行つた。始めのうちはまだ頭がフラフラしてボールが二つ位見える感じで、スコアは散々だつた。翌月曜に食堂でこの話しをしたら、その後もジーンは時々この私の話しを持ち出すことがある。

冬が来るまでは概して秋晴れのよい日照りが続き、土日と二日週末の休があるのでゆつくり観光旅行などが出来た。地元ともいべきワイト島一週間の観光もやつた。

☆ ☆ ☆

そうこうしている間に早くも冬となり、X マスが近づいた。英国夏期時間は十月下旬で終り、時計の針を1時間バックだ。日は非常に短くなり起床の7時はまだ真暗。そして午後3時半頃の Tea time 頃は真暗、しかしこの冬は意外に寒くない。東京よりも遙にマイルドである。メキシコ暖流 (Gulf current) が東北上し、アイルランド、イングランド、スコットランド島の周囲を包んでいるためとのこと。特にこのポーツマスはロンドンなどより数度暖いようで雪が降り積ることは稀であつた。

ホームシックは波状的に時々やつて来たが、これはどうとも対策のしようがない。メソメソ故国のこと家族のことを考えるよりか、現在のいる所に融け込むことだ。

イギリス料理は旨くはないが、支那料理ばかり食つていたのでは破産する。それよりは「郷に入つて郷に従え」だ。"When at Rome, do as the Romans do." という諺を英語で馬鹿の一つ覚えのようによく使つたものだ。

そしてこれを実行することに力めた。今では、始めの間臭くてとても食えなかつた脂の濃いラムステーキも結

核拙いとは思わぬ。しかしながら結局思うのにイギリス人は味痴であるということだ。ローストビーフにヨークシャパイ、それにローストポテトをつけたものが典型的の日曜日のイギリス家庭料理だと聞かされ、随分食つたが余りうまいとは思わない。

ヴォスパー社の X マスダンスパーティが年末にあつた。後学のためにと、ダンスは全然出来ないが、チャールス夫人を誘つて当夜出かけた。全部で千人位集り、盛会だつた。ダンスが出来ぬので専ら階下、階上のバーを上つたり下つたりして飲む外なかつたが、二階の座席にチャールス夫人と腰かけ、チビチビ飲みながらフロアの華やかなダンスを見ていたら、後から肩を叩かれ振り返るとデーンカーペンター女史が旦那と一緒に居た。

デーンの旦那にチャールス夫人のダンスの相手をして貰い、良い助け舟だと思つた。ダンスも正式に踊れる位の素養があれば、これにこしたことはない。しかしこのワルツは何だか日本のよりテンポの早いもので大分異つていてと感じた。

X マス前後5日間Xマス休暇がある代りに、年末年始は平常通りで、われわれにはどうもピンと来ない。しかしスコットランドではかなり日本に似ていて、大晦日の夜大いに飲み騒ぎ真夜12時に「螢の火」(スコットランドのフォークソング)で新年を迎える由。スコットランド人は「スコットランドはイングランドとは違う別の国だ」と云っているが、なるほどお金もスコットランド銀行の発行だし、いろいろと異なるようだ。毎正月元旦にロンドンの日本大使官邸で新年祝賀会がある由、予め連絡をうけていたので31日からロンドンに出かけ、Chelsea Embankment の日本クラブに泊つた。

そして元旦に日本クラブの支配人在英四十数年という佐武老とケンシントンパレスガーデンの大使官邸に出かけた。島大使夫人は家内の双葉女学校時代の同級生なので、夫人とも始めて挨拶し、宴に加わつた。階下の広い五部屋を全部使い、各部屋には日本料理の大皿が並びカウンターでは日本酒、洋酒、好きなものが選べる。どの部屋も日本人で一杯、御馳走、酒の所まで遠慮していたのでは近づけないので「失礼 失礼」と人をおしわけ突進する外ない。

大皿に盛られた御馳走は日本の正月料理、大変な御馳走だ。この国で真赤な、ヒゲのピンとした伊勢えびを見るのは物珍らしかつた。この国で入手出来ぬ材料は特別日航機で空輸してくる由、習い覚えた当国のジェントルマンのマナーを早速発揮して、附近で遠慮勝ちにモジモジしている婦人達に、カウンターから両手に持てるだけのジンフィーズとかコーラ等を持つて「どうですか」と

サービスに努めた。また御馳走を適当にサービスして上げることも同様。婦人連の和装の正月着は誠に美しく豪華だ。西洋のイーブンングドレスは足元にも及ばぬ。飲み、食い、そして談笑している間に大変興味ある経歴の人々にめぐり会う。

若い日本人の奥さんと4才位の混血の男の子をつれたアメリカ人と大いに話したが、人類学の専攻で大学からの派遣で天草島その他の私の行つたことのない小さい離島辺りまでも行つたという人。誠にざつとばらんで愉快な人だつた。日本語もかなりうまかつた。

九十才に近いと思われるヨボヨボの老人と飲みながら話したが、この老人は日露戦役で旅順包囲軍中の金沢聯隊に属していて、松樹山砲台攻撃の時、同聯隊中生き残つた二人のうちの一人とか、随分昔英国に来て画商として相当成功し、郷里金沢に土地をかなり買つていたが、マクファーサー 命令で不在地主のため土地は失つたとか。また英人の奥さんとの間の息子は今次大戦には英空軍の爆撃機に乗っていたが、撃墜され、戦死した。そのため奥さんは気が変になり相次いで他界した由、今養老院で暮らしていると手筆の名刺を貰つた。

日本クラブ支配人の佐武老も当国では古顔だ。同氏は巡洋戦艦「金剛」がヴィカース社のバロウインファネスで建造された時、日本海軍の命令で、艦装員のために日本料理屋を開設した由、当時の昔話をきくと、正に生きた歴史に接する思いがする。奥さんは英人で健在。娘の文子さんは見た所は全くの英婦人で同クラブで庶務会計等を司っている。出身学校では、その学校始まつて以来の最優秀な生徒でロンドン市でも珍しかつた由。日本語は出来ない。旦那のミラー氏はスコットランドのバディーン出身。彼等の息子も優等生の由。

ロンドンに出かけた時は度々御世話になつた高以良氏も在ロンドンは大体第一大戦後以来の由。佐武翁と同様日本人仲間の顔役である。今次大戦中もずっと当国にいた由。当時の英官憲の態度は極めて紳士的で寛大であつた由。現在は地下鉄スイスコッテジ駅近くのウインチェスターロードに居住中。

かなり長時間大使官邸で御馳走になつた後、数人の人々と上記高以良氏宅へ案内された。ここでは奥さん手料理の日本の正月家庭料理が供され更に御馳走になり、外交官、在ロンドンの商事会社の支店長クラスの人等と日英の外交、経済、英国人氣質、日本の戦後の興隆等々につき大いに語つた。かくしているうち正月元日のロンドンの夜もかなり更けて来たので、日本クラブの方向に住む某外交官囑託とタクシーを拾い、走らせた。

外交官が先きに降り、引きつづき日本クラブでチップを払い、下車してクラブに入つた。元旦のこととてクラブ支配人助手の若い小林君等はまだロビーで他の投宿の人と談笑していた。ふと気がつくと、朝肩にかけて出て大使官邸附近のケンシングトン、ガーデンの景色を撮影

した愛用のキャノンカメラがない。

翌土曜、もしやと思つて、大使官邸と高以良氏宅に電話して見たが、置き忘れてはいない。昨夜は高以良氏宅を出る時はかなり酩酊していて、万事がもうろうとしているが、昨夜のことを順序を追つて思い出して見ると下車の時タクシーの内に置き忘れたと考える外はない。

しつかり肩に掛けていたはずなのに。佐武さんに相談した結果、早速警察に届けた方がよいとのことで、ウェスターレー駅の近くランバス通りの遺失物係りに出向き、昨夜の状況とカメラの外観、価値など必要事項を説明し、フォームに記入して提出した。大事な品物を失くしたあとは誠に氣持の悪いもので、ポーツマスに帰つてからも暫くの間はカメラのことを思い出して不愉快であつた。所が四、五日経つたのち前記警察の遺失物係からの葉書で、カメラはタクシー運転手によつて届けられたので、3カ月以内に申告のカメラの買値の%で計算し、これこれの料金をそえて受取られたし、との連絡が来た。料金は届出者に渡されると記してあつた。大体価格の一割である。カメラはその後、一月末国際ポートショウを見るためにロンドンに出かけた時に無事入手した。

全く正月早々の大失敗で、今後のよい戒となつた。酔つぱらつていたので、片側の肩にかけたカメラが滑り落ちていたのに気付かず、そのまま下車したものだろう。

もし次に客がそのタクシーに乗り、猫ばばされればお終いだし、タクシーの運転手が心良からぬ人であつてもカメラは戻らぬことになる。いずれにせよ、運が良かったという外はない。爾後こういう品物は首を通して斜に肩からぶら下げることにしている。

☆ ☆ ☆

英国では一週五日の勤務故一週間はアッという間に過ぎ去る。かくして1965年—昭和40年—の春もイースターを迎える頃となつた。これより先き三月上旬にクルッパ博士が来社し、デュケーン氏と一緒にディナーに招待された夕べ、デュケーン氏から「もう一年わが社で勤めてくれないか。来る夏休には奥さんを日本から呼んでもよいし、あるいはまた夏休に一カ月余りの有給休暇を与えるから帰省して来てもよい」との提案があつた。

家内と手紙で相談の末更に一年ヴ社で勤めることにし、また夏休には帰省することにして、その旨をデュケーン氏に回答した。

その頃は最初の下宿ハーバート家を出て、オールドポーツマスのサリーポートホテルという家族的な小ホテルに移つていた。ここもジーンが手配してくれ、夕食付きで週7ギニーであつた。経営者のクラム夫妻、娘のジュリアンを主軸にして最小限度の雇人でやつている部屋数30以下の小ホテル。全く家族的でのんびりして良かった。家族の人々その他全くよい人で親切だつた。ここには夏休から帰つて二週間九月中旬まで約半年間いた。

商船用コース計算機の 海上評価試験*

1. は し が き

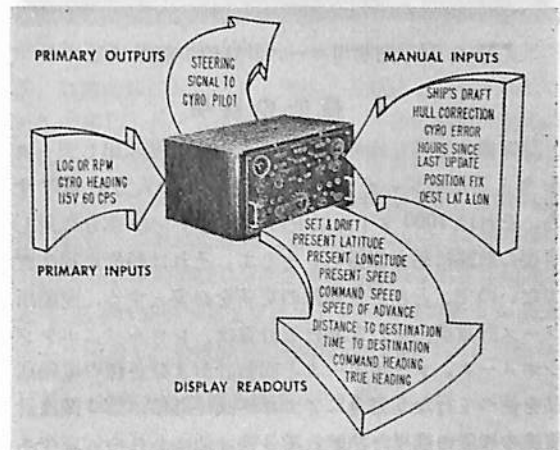
この論文はコース計算機の一次的機能について展望するとともに1963年の夏に行なわれた海上評価試験で得られた結果をのべている。この評価試験の一次的な目的は、所要の航路に船を保つための計算機の能力の決定、計算した推定位置の精度の決定および各種の計算特性の有効さのデモンストレーションをすることであつた。第1図に入力および出力の流れ線図を示す。

コース計算機は、つぎの主な機能または計算を行なう。

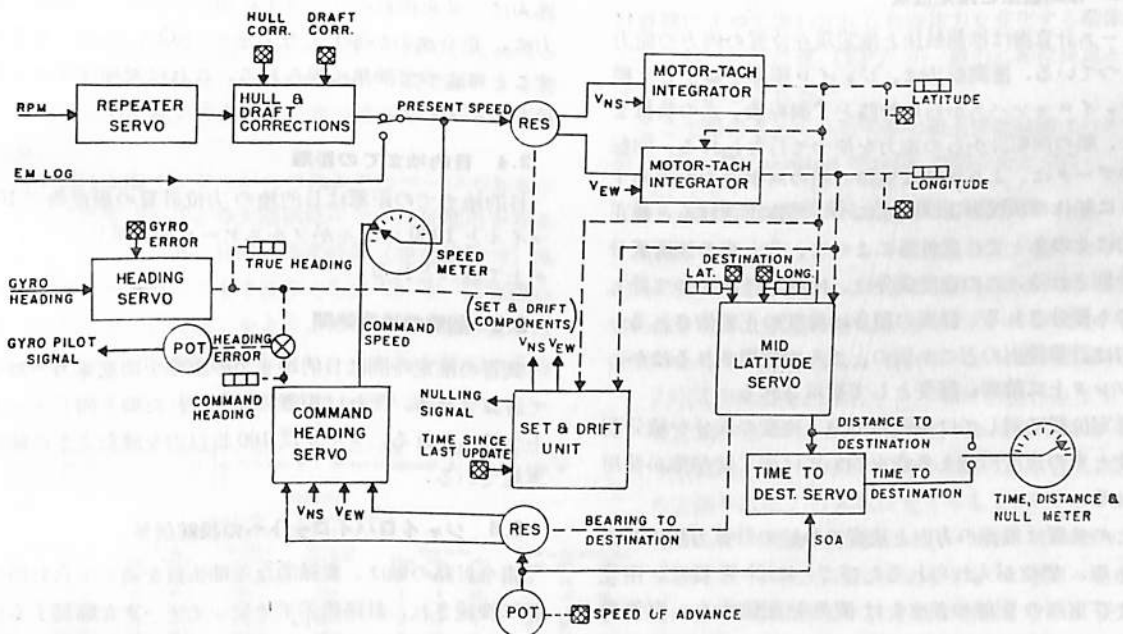
- 推測航法 (DR) または推定位置 (EP) の計算
- 指令針路

- 前進速力 (最適速力)
- 目的地までの距離
- 到着までの推定時間
- ジャイロパイロットへの操舵信号
- 自己監視

他の副次的な計算と近似が上の解に到達するために含まれているけれども、全計算能力はおのこの主要機能の論ずることによって容易に理解できる。

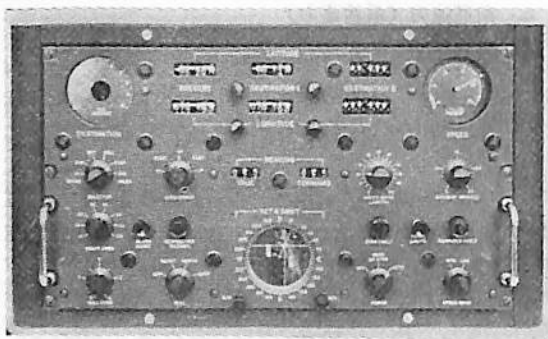


第1図 入力および出力



第2図 商船用コース計算機の機能図

* Marine Course Computer Sea Evaluation By KARL BURFEINDT (Norden Div. of United Aircraft Co.) NAVIGATION Vol. 12 No. 1 Spring 1965 より抄訳



第3図 商船用コース計算機の前面パネル

2. 機能の説明

計算機は正確な操舵信号と、航海上の読み出しデータを与えるためジャイロ針路と速力の生の入力を処理する。それは1000マイル以上のラムラインの部分に対し所要の航路に船を保持し、そして、それは船位決定装置でないで、ときどき船位の更新を必要とする。商船用コース計算機内で行なわれる計算は、レゾルバ、ポテンシオメータ、サーボモータと回転計および各種の電磁部品を使つて行なう完全にアナログ式である。第2図は計算機の機能の簡単な結線、第3図は前面からの写真である。

2.1 推測航法と推定位置

コース計算機は推測航法と推定現在位置の両方の能力をもっている。推測航法は、ジャイロ誤差を修正した標準ジャイロコンパスからの針路と「測程儀」式の装置または、船の回転計からの速力を使つて行なわれる。回転計のデータは、より正確な実際の船の対水速力を表わすように船体の状況および喫水について修正される。修正速力はそのあとで、真針路によつて、北と東の速度成分に分解される。この速度成分は、地球半径によつて除したのち積分される。経度の積分は緯度の正割倍される。出力は計算機内のどこか別のところで使用されるほか、カウンタ上に緯度、経度として指示される。

推定位置に対しては偏流の方向と速度の成分を積分前に北と東の速度に加える点を除いては同じ計測器が使用される。

この装置は偏流の方向と速度の独特の計算方法に特長がある。船位が入れられるたびごとに計算機は、南北および東西の距離の差または誤差を記憶する。計算機は、この誤差信号を最終の船位更新からの時間間隔で割算するので、推定船位と指令針路の計算のために直接使用される偏流の方向と速度のN-SとE-W成分を与えることになる。偏流の方向と速度は計算機が再び更新

されるまでのつぎの時間中に若干変化するので推定位置は完全ではないだろう。しかしながら、それは推測航法で得られた船位より、常にはるかに良好であろう。偏流方向と速度の計算値は前面パネルに表示され、船が新しい潮流や風の変化に突然出会ったときに航海者による修正が容易にできる。航海者が偏流の方向や速度を知ることのできる場所のような状況下では、彼はそれらを直接にそう入できる。

2.2 指令針路

指令針路の計算のために目的地の方位をまず計算しなければならない。この計算機は中緯度ラムライン計算のための入力として、自分自身の推定位置と手でそう入された目的地位置とを使用する。この方法で得られた目的地の方位は、1000マイル以内の距離に対し 75°N と 75°S の間の緯度では非常に正確である。目的地に対する方位は、それから前進速力を分解するために使用され、そこから偏流の方向と速度のN-S、E-W成分が差引かれる。その合成値は、指令速力を与えるために極座標に分解される。指令針路と船の真針路との差は誤差信号で船をコースに保つためにジャイロパイロットに供給される。

2.3 前進速力 (speed of advance)

前進速力の修正値、またはしばしばそう呼ばれる直航速力は、2重指針のメータ上に指示されている現在の速力に、指令速力が等しくなるまでSOAつまみをまわすことによつて簡単に得られる。これは対地速度の実際値を直接表わす。

2.4 目的地までの距離

目的地までの距離は目的地の方位計算の副産物で100マイルと1000マイルがフルスケールの2重目盛のメータ上で読みとれる。

2.5 到着の推定時間

到着の推定時間は目的地までの距離を前進速力で割つて計算される。それは距離に使用されたのと同じメータ上で読みとれる。メータは100時以内を読むように較正されている。

2.6 ジャイロパイロットへの操舵信号

指令針路の軸は、機械的な差動装置を通して真針路の軸に接続され、針路誤差ポテンシオメータを駆動するための針路誤差を作る。このポテンシオメータには、ジャイロパイロットの基準電圧が加えられており、従つて2つのシステムの間は電氣的に分離されている。計算機の中にあるスイッチは船が直接ジャイロパイロットで制御さ

れるか、コース計算機による自動モードであるかを決定する。

2.7 監視設備

計算機は自己監視設備を次のように組み込んでいる。

- 目的地へ到着の1時間前の警報
- 電源の監視
- 10°以上の針路誤差
- ジャイロ故障

監視システムは目視および音響指示を与える。目的地到着1時間前の警報は新しい目的地が計算機内にそう入されることを保証する。「電源の監視」と「10°以上の針路誤差」は「計算機故障」表示器に表示される。計算機故障表示器を動作させるとともに安全装置が計算機を10°以上の針路誤差があればいつでも自動的にジャイロパイロットモードに切りかえる。従つて船は計算機と無関係に制御され、操舵スタンド内のコース設定で操舵される。

2.8 追加の大圏データ

長距離貿易航路は普通は大圏である。針路は大圏航路にそつて連続的に変化するので航海者は大圏航路をいくつかのラムライン部分に分割する。要求される計算はたいくつかで長いものであり、要求される精度は電子的な大圏計算機を高価なものにするので、いくつかの予じめ計算された大圏航路が用意された。航路を表示した海図とともに予じめ定められたいくつかの港の間で運航する特定の船のために数字で表わした表が特にプリントされている。

第1表は大圏マニュアルからの代表的なページである。この表は程度2°ごとの大圏航路にそつた目標点を与えている。最初の針路、行程、所要時間(規定速力で)地域修正をした所要時間もまた与えられている。計算機から「目的地までの時間」をとり、それに表の最終欄から「地域修正した所要時間」を加え、それらを現在の現地

第1表 大圏マニュアルの代表的ページ

TRACK 15									
Initial Latitude		20 Deg 0.0 Min N		Final Latitude		7 Deg 5.0 Min N			
Initial Longitude		107 Deg 30.0 Min W		Final Longitude		31 Deg 45.0 Min W			
Initial heading		113.7 Deg							
VERTEX									
Latitude		30 Deg 40.8 Min N							
Longitude		159 Deg 32.6 Min W							
Dist	Longitude	Latitude	Init Head	Dist to Go	Time to Go	Time to Go	Time to Go	Time to Go	Time to Go
Deg	Min	Deg	Degrees	Naut Miles	Days	Hrs	Mins	Days	Hrs
107	30.0 W	20	0.0	113.7	3	12	18.	3	14
106	0.0 W	19	22.2	114.2	3	7	40.	3	9
104	0.0 W	18	30.2	114.9	3	1	25.	3	3
102	0.0 W	17	35.5	115.5	2	19	7.	2	21
100	0.0 W	16	40.9	116.1	2	12	45.	2	14
98	0.0 W	15	43.7	116.5	2	0	19.	2	8
96	0.0 W	14	44.9	117.2	1	23	49.	2	0
94	0.0 W	13	44.4	117.7	1	17	10.	1	18
92	0.0 W	12	42.5	118.1	1	10	39.	1	11
90	0.0 W	11	39.1	118.5	1	3	59.	1	4
88	0.0 W	10	34.4	118.9	0	21	10.	0	22
86	0.0 W	9	28.5	119.3	0	14	30.	0	15
84	0.0 W	8	21.5	119.0	0	7	42.	0	8

時間に加えることによつて、地域変化のための修正を行なつた到着現地時間が得られる。

3. 海上評価試験

計算機は United States Lines の S. S. Pioneer Ming 号に海上評価試験のために装備された。この報告にのべてある評価試験に先立つて、計算機は数カ月間船上で試験された。これはならし運転の期間として役立ち、その間にいくつかの装置の改善もまた行なわれた。試験段階の終つたのち海上評価試験段階が始まつた。計算機は通常の予定された方法で動作され、その航海上の精度が天測、双曲線航法およびレーダによる船位と比較された。のちに詳しくのべる予定であるが、全体の結果は誤差は $1.3\sqrt{t}$ に等しいように時間とともに増加することを示した。ここで t は最後の更新からの時間(時)、誤差は海里である。これは船位測定を行なわないと12時間後に4.5マイル、36時間後に7.8マイルの誤差を生ずる結果となる(誤差は標準誤差または1シグマの値である)。基準として使用した船位測定の標準誤差は2.6マイルである。

3.1 航海と計算機の較正

コース計算機は僅か2つの調整、一つは針路、他は速力、で容易に較正される。天測による方位が得られたときのジャイロ誤差が始めに計算機に入れられる。つぎに計算機によつて表わされる有効速力を変化する船体修正が計算機の推定位置(EP)が一般的に船位決定と一致するまで調整される。

ここで報告されている実際の海上評価試験はパナマ運河と San Bernardino Straits の間のをとつた。

3.2 基準として使用した位置決定の精度

天測、レーダおよびロランの船位決定が基準を与えるために使用され、それにより計算機が比較された。船位決定にあきらかな誤差のある場合にはデータは間違いおよび棄却として区分された。これはロラン船位決定が1~2時間前に行なわれたロラン船位決定にもとづく推定位置から15マイル程度偏しているようなところで数回起きた。同様に午後の太陽は、しばしば午前

の太陽や星による船位決定よりも4~5マイルおくれるので一般的に使用されなかつた。この報告に使用したデータは普通は少なくとも12時間々隔で、時には41時間程度の計算機を更新するのに使用したデータのほかにすべての中間的な船位測定を含んでいる。

ほとんどの場合、天測による船位決定は少なくとも2人の観測者によつて得られた。

おのおのの観測者によつて決定された船位は相互に若干異なつてゐるので、もつとも確からしい位置 (MPP) が計算され、船位の基準として使用された。MPP は第 4 図を考慮して決定されている。観測者 A と B は示したような船位を得る。それらは d マイルだけ離れ、おのおのについての不確定面積をもつてゐる。それが重なりあつた地域に MPP があり、それは基準船位として使用される。

船位決定の推定精度は標準偏差に対するつぎのような一般的表現から計算された。

$$\sigma = \sqrt{\sum (x - \bar{x})^2 / (n - 1)}$$

$$\sigma = \sqrt{(d/2)^2 + (d/2)^2 / (2 - 1)} = d / \sqrt{2} = 0.707d$$

ここで $\bar{x}$ は算術平均 (0 と仮定)

x は MPP と船位決定との間の距離

n は観測数

σ は標準誤差 (1 シグマ)

第 2 表に記入してある推定誤差は従つて、2 つの船位決定の間の距離の 0.707 倍からなりたつてゐる。ただ一つの天測船位が得られた場所では、それは 2 マイルの標準誤差をもつものと仮定した。一般的に互に半時間ないし 2, 3 時間以内にとつたレーダ船位決定の精度は、計算

機の EP の周囲の船位の平均値なばらつきから決定された。普通はレーダの精度は船位の短時間のばらつきにもとづいて 1~1.5 マイル以内であるようである。

各種の船位決定の推定精度に対する標準偏差または標準誤差は第 2 表の一番下に与えられている。組合されたすべての船位決定に対する平均の標準偏差は 2.6 マイルである。これは船位決定の回数の 68% が真の位置の 2.6 マイル以内にあつたことを意味する。

3.3 計算機の精度

計算機の誤差は計算機で読みとられた EP と前述のような船位決定から得られた MPP との間の距離である。これらの誤差は最後の更新からの時間に対して第 5 図にプロットされている。もし誤差のガウス分布をしてゐると仮定すると、それらは時間の平方根によつて増加する。従つて常数 K をつぎの式を満足するよう選ぶことができる。

$$\text{誤差} = K\sqrt{t}$$

ここで t は最後の更新からの時間 (時)

一番多くの点があるので t=12 時間が K を決定するために選ばれた。12 時間後の標準誤差は 4.5 マイルと計算される。従つて

$$4.5 = K\sqrt{12} \quad \text{従つて } K = 1.3$$

第 5 図にはまた誤差の幅または船位決定についてのばらつきがプロットされている。この曲線は 4 時間以上計算機の精度が船位決定の不確定幅以内にあることを示している。1.3 $\sqrt{t}$ の曲線はすべてのデータの 80% が船位決定の不確定幅内のこの曲線のまわりにあるという事実によつて証明されているように、計算機の誤差の増大と時間との関係をよく表わしているように思われる。この幅より外にある 4 点はつぎのように説明される。

(1) この MPP の計算の場合は使用した 2 つの星による船位が、船位の不確定さを示すように 10 マイル離れていた。

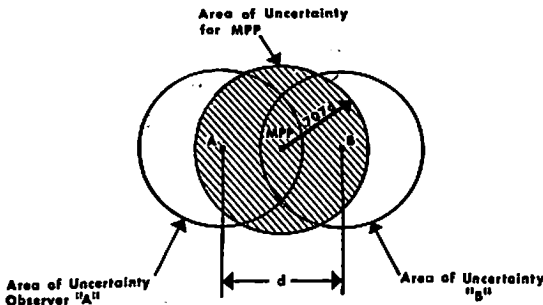
(2) この誤差は 1963 年 8 月 21 日 ~ 23 日の間の 0.8° ~ 1.0° のジャイロ誤差によつて大きくなつた。

(3) 荒れた海のために船は約 0.5 ノット速力が落ち、この誤差の原因はほとんどすべて速力の誤差によるものであつた。

(4) この誤差は San Bernardino Straits に接近する最後の 10 時間におき、1~2 ノットの大きな横方向の海流によるものであつた。

この解析から展開される興味ある点は自動的に偏流の方向と速度をセットする特長を計

Burfieind: Course Computer

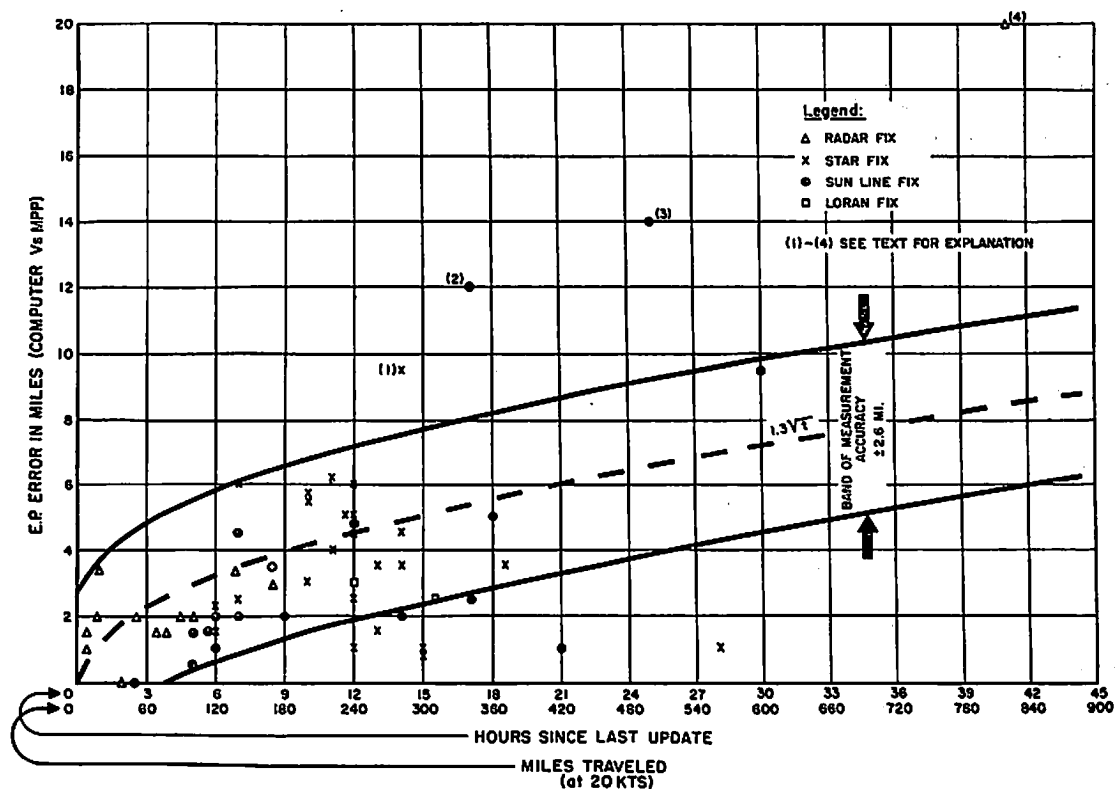


第 4 図 不確定面積

第 2 表 船位決定の推定精度

Estimated Error or Uncertainty of Position Fix (Nautical Miles)	Number of Position Fixes			
	Radar	Stars	Sun	Loran
0.5	1	1		
1.0	4	1	1	
1.5	5	2	1	
2.0	1	12	11	2
2.5	1	1	2	
3.0	1	2	2	
3.5				
4.0		2	1	
4.5				
5.0		1	1	
5.5				
6.0		1		
6.5				
7.0		1		
Total number of observations, n	n = 13	n = 24	n = 19	n = 2
$\sigma = \sqrt{\sum x^2 / n - 1}$ (in miles)	$\sigma = 1.7$	$\sigma = 3.1$	$\sigma = 2.57$	$\sigma = 2.53$

Average Standard Deviation = σ_n = 2.6 miles for all Position Fixes.



第 5 図 最終的更新後の時間に対する商船用コース計算機の誤差増大曲線

算機を 4~6 時間より 短い間隔で更新するときには使用すべきでないということである。他方、船位決定の不確定さは偏流の方向と速度の計算値に顕著な影響を与えるであろう。いくつかの場合にこの要素はかなり大きい誤差の原因となつた。

3.4 計算機の信頼度

1963 年 7 月からこの報告を書いたとき (1964 年 5 月) までの間に計算機に生じた唯一の寿命的な故障は、電動回転計積分器のベアリングの一時的な固着であつた。これは熱的な問題に帰着し、将来のシステムにあつては電動回転計の近くに小形ブローを加えることによって防げる。唯一の寿命によらない他の故障があつた。ポテンシオメータがその回転止めをこえて回わされた。これは機械的な回転止めを組立中に始めに適当にとりつければ防ぐことができただろう。

計算機はほとんど連続的に動作をするという事実を考えると、基本的な設計は高度の信頼性があることが証明された。

4. 将来の改善

この論文にのべた形式の船位推定装置はよりよい速力および偏流の方向と速度の情報を得ることによつてより改善することができる。

速力情報の改善をする一つの方法は、計算機への速力入力を海象の函数として変化させることである。荒れた海ではプロペラのスリップが増加し、計算機が真の位置の先の方を読む原因を作る。従つて海象の函数として速力入力を自動的に減少することによつて改善された精度を達成できる。海象の指示は、ジャイロパイロットの誤差信号を検出することで得られる。

偏流の方向と速度は指令針路を当て舵の函数として変化する自動風圧補償器を使うことにより改善できる。舵角は海の方角によつて一方または他方にかたよるだろう。この当て舵または誤差はもし修正しなければ船の正しくない操舵の原因となる。この当て舵とその目盛を正しく解くことによつて操舵精度の改善のための指令針路サーボにそれを加えることができる。(完)

極東マック・グレゴリーの新製品 と新設工場

極東マック・グレゴリー株式会社(東京都中央区西八丁堀2~4大石ビル)はスチール・ハッチカパー専門製作販売を目指して昭和25年創業を開始したが、わが国造船界の活況にともない、その業績は次第に伸び、従来の生産能力をもつては到底その需要に追いつけぬ状態となった。そこで昨年9月1日、旧久里浜工場(横須賀市久里浜1~19~1)に隣接して新工場建設に着手し、突貫工事の結果11月31日、わずか3カ月の短期間に完成を見るに至った。(写真参照)

新旧工場の規模および能力を概観すると、旧第一工場の面積は4,220 m²で2Tクレーン1機、5Tクレーン3機、15T、クレーン1機、20Tクレーン1機、フレームカッター、プレス、試験台その他一式を備えており、ハッチカパーの生産能力は月産5~600トンである。これを大型カパーで並べてみると、優に3,000平方メートルはある。

新 設 工 場

新第二工場の面積は3,000 m²で、15Tクレーン1機、30Tクレーン1機その他一式を備えており、月産能力はほぼ第一工場に匹敵する。従つて現存の総生産能力は新旧合計月産1,200トンとなり、これを並べると6,000平方メートルもある。大まかにいって、これは14.5隻分の生産量で、年にすると約180隻分のハッチカパーを生産することができるわけで、まさに一大飛躍といわねばならない。

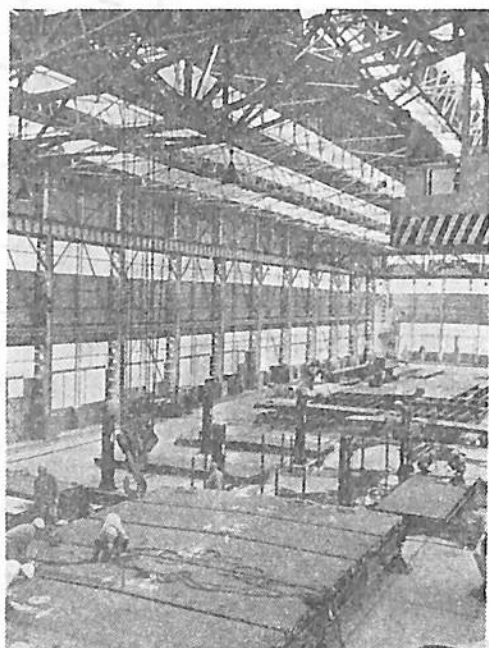
これによつて、造船所に対するサービスは倍増することになり、また価格の合理化が推進されることも予想されている。

同社の過去の実績を振り返ってみると、創業以来昨年の10月末現存までに、735隻の船舶に同社製品を納入しており、これは国内船、輸出船を含めて、その5~60%に納入していることを意味する。その間の外貨獲得高は約90億円といわれるから、わが国国際収支の上にも大いに貢献しているわけである。なお国際マック・グレゴリー機構が同社製品を世界の船舶に納入したその隻数は既に6,000隻に上つているといわれる。

なお同社は昨年12月14日、丸ノ内東京会館に関係者200余名を招いて新設工場披露パーティーを開催した。ハッチカパー装備の記録映画の映写や多数の製品模型の展示等があり、参会会社の注目を集めていた。この催しは、引き続き1月17日今治、1月19日神戸においても開催され、盛会であつた。



久里浜工場全景。中央に見える二棟のうち右側が旧第一工場。左側が新第二工場。
敷地面積 31,772 m²、建物面積(延) 9,000 m²



工場内部、ハッチカパー製作中

新 製 品

- (イ) イングルブル MK II オートマチック・ハッチカパー
- (ロ) マック・グレゴリー・エルマン NO 1 ハッチカパー
- (ハ) ミニバックシステム
- (ニ) サイドポートドア
- (ホ) クランプ(レンホークランプ)
- (ヘ) プリマパック(カーゴ・オイルポンプ)
- (ト) K-7 デリック
- (チ) トルクバック・アクチュエーター
- (リ) スライディングカパー
- (ヌ) ルンドモア式サイドポート
- (ル) バンタイプ捲取式ハッチカパー

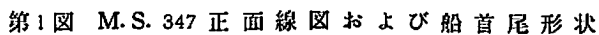
極東マック・グレゴア社の開発した新製品装備船舶一覧表 (各第一船)

昭和41年11月30日現在

製 品 名	船 主	船 名	造 船 所	船 種	竣工年月日
STEEL HATCH COVER SINGLE PULL TYPE	大阪商船三井	明 石 山 丸	三井造船玉野	CARGO	昭和 26-11
STEEL HATCH COVER MEGE TYPE	昭和海運	日 型 丸	日本鋼管鶴見	〃	26-12
STEEL HATCH COVER SIDE ROLLING TYPE	SAN JUAN CARRIER	HARVEY S. MUDD	日本鋼管鶴見	BULK CARRI- ER	31- 3
STEEL HATCH COVER END ROLLING TYPE	HEURY S. KAISER CO.	HURRY LUNDEBURG	呉 造 船	GYPSUM CARRIER	32- 1
ALMI. COVER	PHOBUS SHIP PING	SUN WALKER	浦 賀 重 工	BAUXITE CARRIER	32-11
BIPCD MAST	MARBLE SHI- PPING	SUNEK	浦 賀 重 工	BULK CARRI- ER	33-12
STEEL HATCH COVER CHAIN DRIVEN SINGLE PULL TYPE	OVERSEAS CORP.	BUTTERFLY	日本鋼管清水	BULK CARRI- ER	34- 3
UNIVERSAL BULK CARRIER SYSTEM	LIBERIA MARITIME	NIKITAS ROUSAS	三菱重工神戸	BULK CARRI- ER	35- 1
STEEL HATCH COVER HYDRAULICALLY OPERATED FOLDING TYPE	日 本 郵 船	瀬 田 丸	三菱重工長崎	CARGO	35- 5
STEEL HATCH COVER PIGGY BACK TYPE	OAK SHIPPING	NINI	川 崎 重 工	BULK CARRI- ER	37- 5
FLUME STABILIZAT- ION SYSTEM	見本市協会	さ く ら 丸	三菱重工神戸		37-10
STEEL HATCH COVER PAN TYPE	ORIENTAL EXPORT	ORIENTAL EXPORTER	日本鋼管鶴見	BULK CARRI- ER	38- 5
STEEL HATCH COVER ITOMATIC TYPE (WATER TIGHT)	川 崎 汽 船	八 洲 川 丸	川 崎 重 工	ORE CARRIER	39- 3
STEEL HATCH COVER HYDRAULICALLY OPERATED FOLDING TYPE WITH MAGRO- TOR	ソ連船舶公団	SPASSK	三菱工横浜	FISH FACTO- RY SHIP	40-12
STEEL HATCH COVER WIRE OPERATED FOLDING TYPE WITH TORSION BAR	CHILIAN LINE	ACONCAGOA	石川島播磨重工相生	CARGO	40-12
STEEL HATCH COVER HYDRAULICALLY OPERATED FOLDING TYPE WITH MAGROT- OR AND TORSION BAR	関 西 汽 船	沖 之 島 丸	佐野安船渠	PASSENGER & CARGO	41- 1
HALLEN MAST	P & O	STRATHARD- LE	三井造船玉野	CARGO	42- 2予定
STEEL HATCH COVER ITOMATIC TYPE (OIL TIGHT)	GOTAAS LARSEN	S NO. 1080	川 崎 重 工	ORE/OIL	42- 6予定

船舶網集室

両船の主要寸法等は試験に使用した模型プロペラの要目とともに、実船寸法に換算して第1表に示し、正面線図および船首尾形状をそれぞれ第1図、第2図に示す。図に見るように両船とも普通型の船首形状で、舵は反

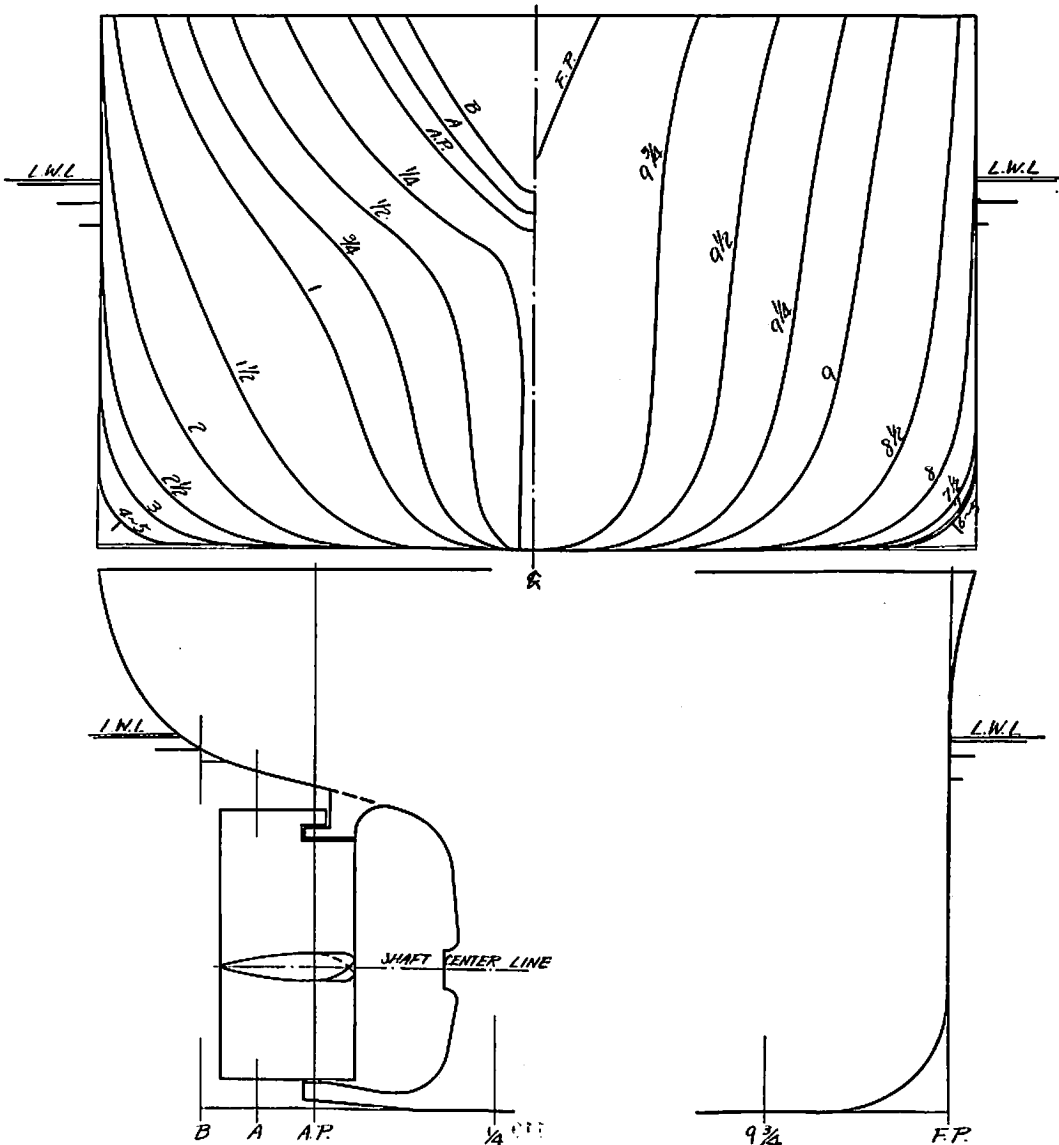


第 1 表 要 目 表

M. S. No.		347	348
長さ (L _{PP}) (m)		168.252	164.592
幅 (B) 外板を含む (m)		22.900	22.894
満 載 状 態	喫水 (d) (m)	9.770	9.745
	喫水線の長さ (L _{w.l.}) (m)	171.435	168.128
	排水量 (P _S) (m)	29,635	29,170
	C _B	0.787	0.794
	C _F	0.795	0.804
	C _M	0.990	0.987
	l _{CB} (L _{PP} の%にてより)	-2.30%	-1.97%
平均外板厚 (mm)		20	17
摩擦抵抗係数 *		シエーンヘル (ΔC _F =0)	シエーンヘル (ΔC _F =0.0001)

M. P. No.		298	299
直 径 (m)		5.950	5.988
ボ ス 比		0.203	0.210
ピ ッ チ (m)		通減 (0.7Rにて) 4.373	一定 4.611
ピ ッ チ 比		〃 (〃) 0.735	一定 0.770
展 開 面 積 比		0.465	0.405
翼 厚 比		0.055	0.050
傾 斜 角		10°~0'	11°~0'
翼 数		4	4
回 転 方 向		右	右
翼 断 面 形 状		エーロフォイル	エーロフォイル

* L_{w.l.} に基づく



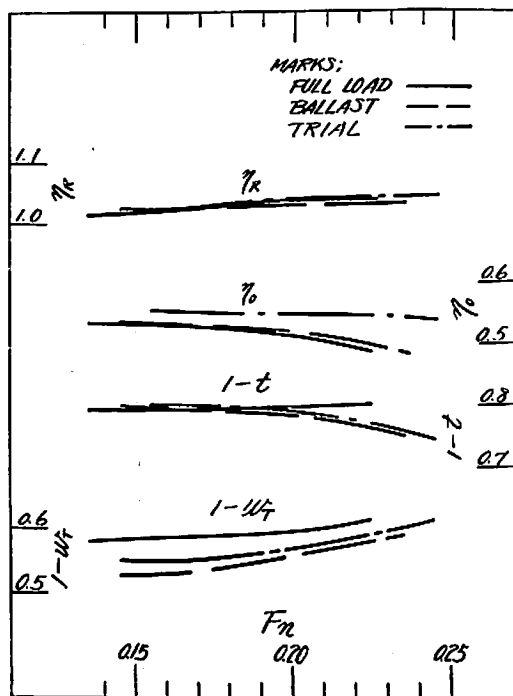
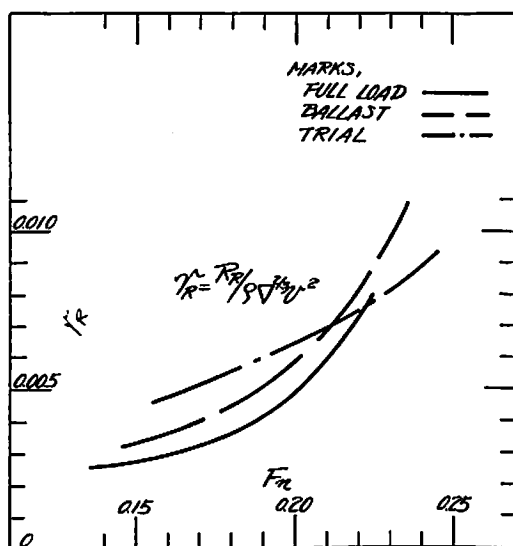
第 2 図 M.S. 348 正面線図および船首尾形状

動舵を採用している。

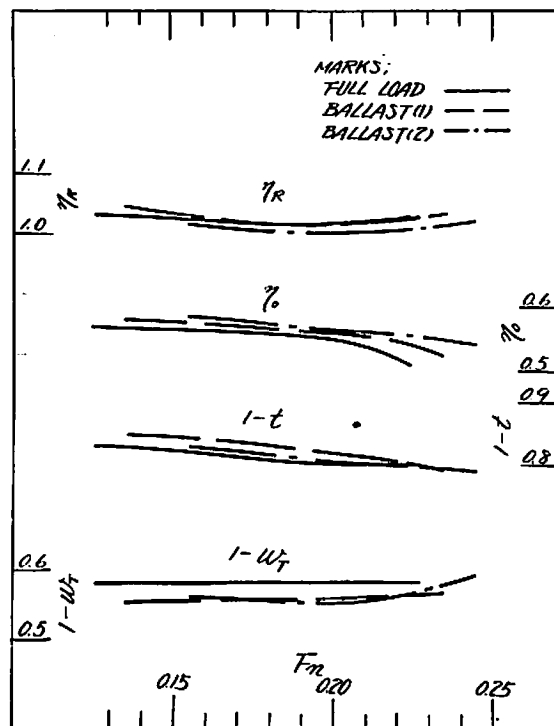
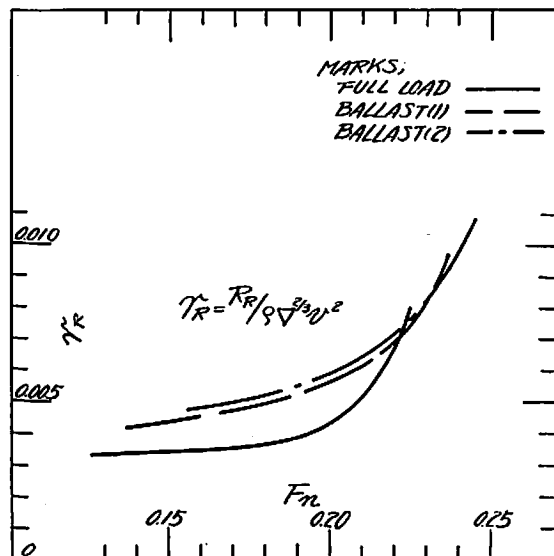
なお、M.S. 347 は定格出力 10,500 BHP×119 RPM、M.S. 348 は同じく、12,000 BHP×119 RPM のディーゼル機関の搭載が予定された。

試験は、M.S. 347 について満載、バラストおよび試験運転、M.S. 348 については過満載・バラスト (1)・バラスト (2) の 3 状態で実施された。

試験より得られた剰余抵抗係数および自航要素を第 3 図および第 4 図に示す。

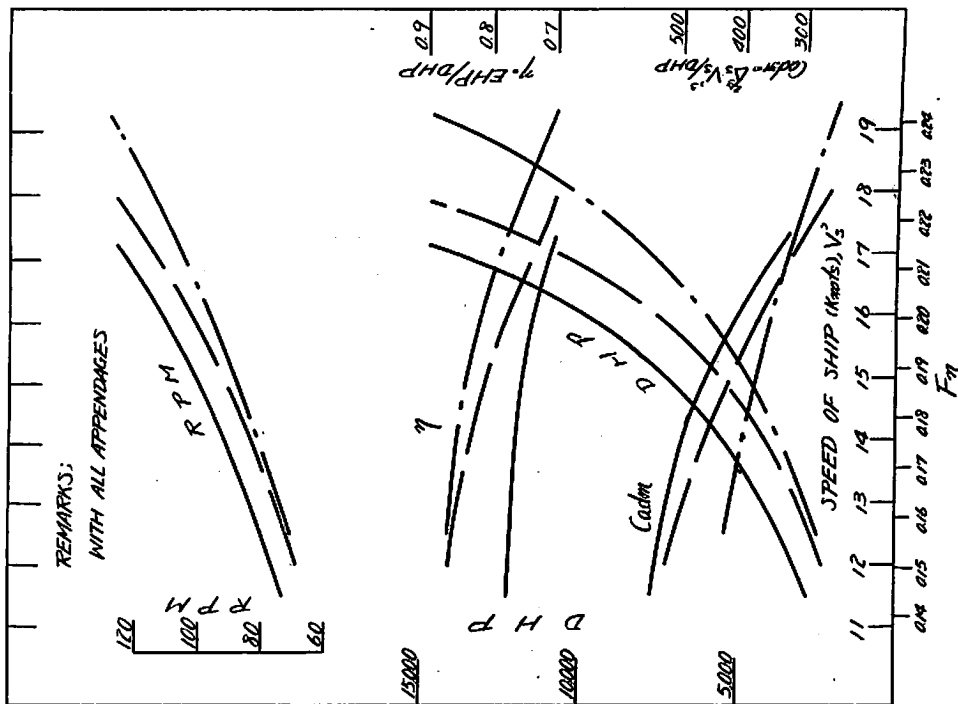


第 3 図 M.S. 347 剰余抵抗係数および自航要素



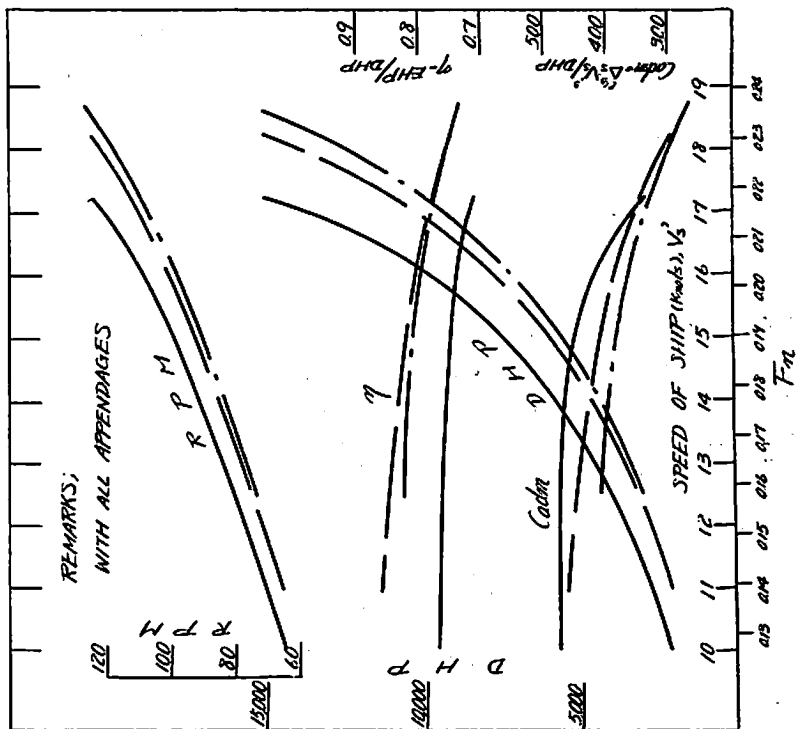
第 4 図 M.S. 348 剰余抵抗係数および自航要素

CONDITION	DRAFT (m) including ship A.P. M.S. P.P.	TRIM (m)	DISPLACEMENT ∇_3 (m ³)	MARKS
FULL LOAD	9.770	0	29,635	30,376
BALLAST	6993/3393/4793	2200	17,122	17,550
TRIAL	6567/4087/5267	5000	11,317	11,600



第5圖 M.S. 347×M.P. 298 DHP 等曲線圖

CONDITION	DRAFT (m) including ship A.P. M.S. P.P.	TRIM (m)	DISPLACEMENT ∇_3 (m ³)	MARKS
FULL LOAD	10.229	0	30,760	31,529
BALLAST(1)	8267/6621/4975	3292	19,024	19,500
BALLAST(2)	7400/5505/5610	3790	15,522	15,910



第6圖 M.S. 348×M.P. 299 DHP 等曲線圖

NKコーナー



昭和42年版鋼船規則改正事項

本年度第2回技術委員会が12月16・17日に開催され、昭和42年版鋼船規則の改正案について審議を行ない、これを承認した。主な改正事項は次のとおりである。

船機共通事項：第1編総則および船級検査の第2章登録検査第4条の検査の時期に関する条文が検査合理化の線に沿って「製造所の設備、技術および品質管理の実情に応じ、適当と認める時期に検査立会する。」と改められた。これについて、一部の委員から大造船所に対してもNKは常時その管理状況に注意をはらうてほしいこと、検査員や支部による差があまりないように注意して欲しいこと、などの要望があつた。

水圧試験、水密試験、気密試験および射水試験に関する条文が改められ、原案のとおり承認された。

船体関係事項：老令船の中間検査の強化、船体各部の疲労部材の新替、木材など船体に損傷を与える恐れが多い貨物を積載する船の保護装置に関する規則が承認された。

組立肋骨、組立梁、各種桁のすみ肉溶接寸法の増加、低温鋼溶接材料、半自動溶接ワイヤに関する規則が承認された。

機関関係事項：多量生産方式によつて製造される機関の検査方法、歯車装置、ディーゼル船の中間軸の算定式の根本改正、ボイラの安全装置（燃料の危急遮断）、管装置に関する規則および冷蔵装置の登録検査関係規則の一部改正が承認された。

電気関係事項：防爆形電気機械および器具の部分改正、しや断器のヒューズ付のものおよび電動機用のものの追加改正、その他、各章の規定の部分改正は、1部修正の上、原案通り承認された。

大型鋼材の延性強度について

鋼材の材料欠陥が延性破壊強度におよぼす影響あるいは寸法効果について試験を行なつた例は少なく、また疲労強度との対応性を求めた例もない。従つて、一般には材料欠陥と疲労強度との関係をそのまま延性強度に適用される場合もあるが、これでは、かなり苛酷評価になる。

NK技研では、実際のスタンフレームから採取した材料と特別に試験片の形状に鋳造された材料について、無欠陥材との二種について引張試験を行なつた。

ここで、無欠陥材とは鋳造ででき得る最小限のピンホ

ールを有する材料であり、欠陥材とは0.1mmφから0.5mmφ程度のピンホールを有するものである。

試験の結果は次のとおりであるあつた。

- (1) スタンフレームから採取した75mmφの試験片については、降伏点および引張り強さは欠陥の有無に関係ないが、多孔質な試験片では降伏点がやや下り、引張り強さはあまり低下しない。また、逆に伸び・伸び率は増加し真破断力も高くなる。
- (2) 試験片の形状に鋳造された試験片(75mmφ)の降伏点および引張り強さは、欠陥とはほぼ無関係であり、伸び・伸び率はきわめて低く、脆性破面を呈する。

船体防食の流電陽極の取付けについて

NK船級船に使用する流電陽極について、今後、次のとおりの取付け制限を定め適用することとなつた。

- (1) 引火点が65°C以下の油を積むタンク内、液化石油ガスを積むタンク内およびこれらのタンクに隣接しているタンク内またはコッファダム内に取付ける陽極は次の各項によらなければならない。
 - (イ) Mg陽極を使用してはならない。
 - (ロ) 陽極は、合金としてMgを含有するものであつてはならない。
 - (ハ) Al陽極は、タンク底部から高さが1.8m以下の位置に取付けなければならない。また、消耗前のAl陽極の重量(芯金を含む)とタンク底部から陽極取付け位置までの高さとの積が27.65kg・m以下となるように配置しなければならない。
- (2) 今後起工する船で(1)に規定するタンク内またはコッファダム内に流電陽極を取付ける船については、使用する陽極の製造者、種類、組成、Al陽極については、その重量および配置を記載した書類を提出し、承認を得なければならない。
- (3) (1)に規定するタンク内またはコッファダム内にすでに取付けられている流電陽極は、今後、その取換えを行なう際に(1)の(イ)～(ハ)に適合するものとしなければならない。

アンモニヤ直接膨脹式急速凍結装置(コンタクトフリーザー)に用いるゴムホースの検査試験について

首題ゴムホースについて、今後、定期的検査の取扱い、は、次のとおりとすることになつた。

- (1) 定期的検査毎にゴムホースの現状、締付金具の状態を特に注意して検査する。要すればゴムホースを取外してホース内面も検査する。
- (2) 前項の検査で必要と認めた場合または、2年毎に次の試験を行なう。
 - 入口側および出口側ゴムホース各1個について、各層間のハク離試験、ゴム層の引張り試験、ゴム層の老化試験低温試験および破裂試験。
- (3) 第2項の各試験の総合成績が良好でないと判断される場合、または、破裂試験の結果60kg/cm²以下の圧力で破裂した場合は、その試験で代表されるゴムホース全部を新換する。また4年を経過したゴムホースは新換するのを原則とする。

特 許 解 説

貨物船の荷役装置（特許出願公告昭41~19854号，
発明者，池田隆，出願人，日立造船株式会社）

固形貨物を積載する従来の貨物船は，一般に甲板上に倉口を設け，この倉口から上甲板の荷役機械を使用して荷役を行なっている．このため，たとえば梱包貨物などを荷役する場合には，船倉面積に対して倉口面積が小さいために船倉内に吊り下げた貨物を船倉内周辺部に移動することが困難であつた．

この発明は，梱包貨物または固形貨物の荷役をいちじるしく能率的に行なうことのできる貨物船の新しい荷役

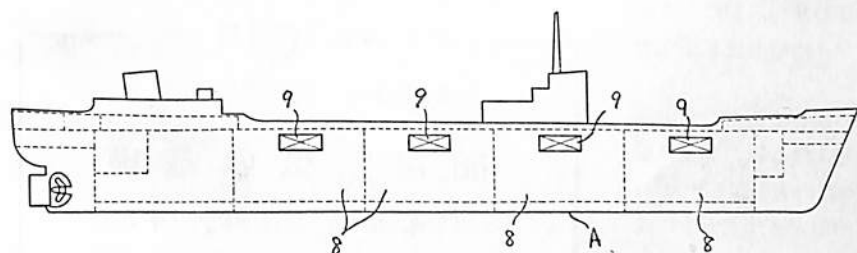
の荷役を行なう場合は，補助レール10上とホイストレール3上とをホイスト5が通過することにより倉口7から貨物が船倉8内へ搬入され，また船倉8内ではホイストレール3を主レール1,1に沿つて移動させるとともにホイスト5を連係的に操作することにより貨物は船倉8内の所望位置に積載させることができる．

組立式浚渫船（特許出願公告昭41~19856号，発明者，出願人，坂本八郎）

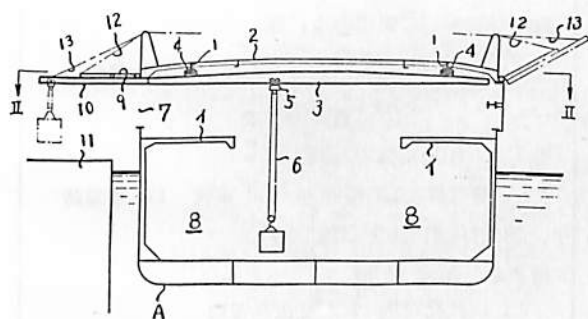
この発明は，解体組立が容易で運搬に便利であり，しかも船幅を臨機に縮減して水路の狭い所でも航行ならびに浚渫作業が有利な組立式浚渫船を提供することを目的としている．

図面について説明すると，符号1は船主体で浚渫パイプ等を支架するラダー2，スバンド3，砂ポンプなどの必要なものは普通に装備されている．4は船首側浮力タンクで内側の下端に突設した鉤片5を船主体1の外側下端のレール6に係合して前後移動自在とし，また同じく尾端に突設した鉤片7を船主体1の前面の下端レール8に係合させて左右に変化させるようになつていて，船主体1とは連結金具9で結んで臨時に固定する．10は船尾浮力タンクで船主体1の尾端に枢軸11で回転自在に取り付けてある．12はその連結金具である．

したがつて，浚渫船を運搬するには船首浮力タンク4を船主体1よりはずし，船尾浮力タンク10を180度回転して船主体1の後端に折り畳み，船幅を小さくしてトレーラーに積み込むことができるから，すべての装置，付属具等は船主体1につけたまま運搬できる．



第 1 図

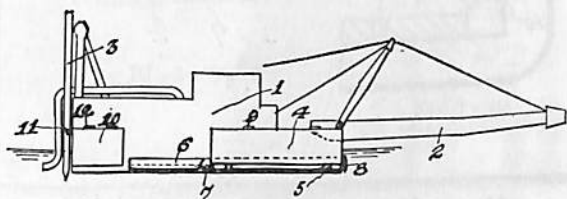


第 2 図

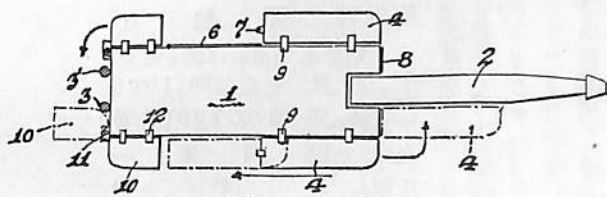
装置に関するものである．

図面について説明すると，船倉8側部の外板に倉口7を開設するとともに船倉8内の上甲板2下面両側部に2本の主レール1,1を付設し，この主レール1,1にはホイストレール3の両端部を架設4し，かつ，倉口7に開閉扉9を設けてその内面に補助レール10を枢着または固着し，この補助レール10を前記開閉扉9が開いた状態でホイストレール3に連結させ，ホイストレール3に装備したホイスト5によつて前記倉口7から積載貨物の荷役を行なうようにした貨物船の荷役装置である．

したがつて，岸壁11上から船倉8内へ積載貨物



第 1 図



第 2 図

また、側浮力タンク4を船主体1の前首に移動し船首横レール8と側浮力タンク4、後尾の鉤片7との係合で第2図鎖線のようにラダー2を挟んで位置させれば、波漂船は首尾を通じて船幅を縮小することができ、狭小な水域、橋桁間をも航行することができる。

低温物質貯蔵容器（特許出願公告昭41~19857号、
発明者、古関精一外2名、出願人、三菱重工業株式会社）

この発明は、低温液化ガス輸送船の船倉のような低温物質貯蔵容器に関するもので、その目的とするところは構造が非常に簡単であつて、低温物質貯蔵容器内に完全に熱絶縁された状態で低温液化物質を保持し、輸送中における振動や低温液化物質の動揺による衝撃に耐えるとともに温度変化による内面熱絶縁層の膨脹収縮による破壊を生じないようにし、さらにタンク内壁の低温脆性を防止しようとした点にある。

この発明を低温液化ガス輸送船の船倉に適用した実施例を図面について説明すると、符号1は外板、2は外板1との間にバラストタンク3をもつた内殻を示し、この内殻2の内面には熱絶縁パネル4が固定されている。前記熱絶縁パネル4は比較的熱膨脹係数の小さい断熱材より構成された中層5の表裏両面に熱膨脹係数が小さく、かつ、表面積の密な合板6,7を層着し、合板6の表面には低温液化ガスに不溶性で低温時にも十分な伸縮性をもつた液体不浸透被膜8が被着されている。前記熱絶縁

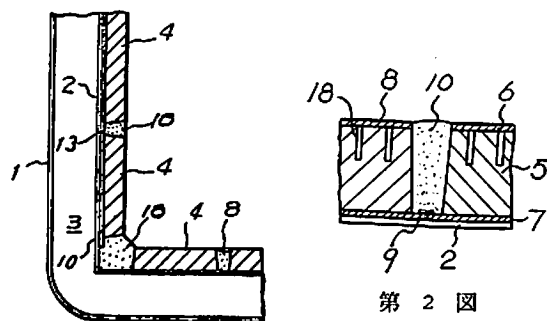


図 1 図

第 2 図

パネル4を内殻2に固定するには、U字状金具9の頂部を船底部内殻2に溶着するとともにその両脚片を両側に拡開し、内殻2の表面に配列された相隣る熱絶縁パネル4における相対する各接合板7,7の突出縁を圧着して熱絶縁パネル4,4をその隣接部に空隙を形成するように固定し、空隙には熱絶縁パネル4に密着し伸縮可能な液不浸透熱絶縁材10を充填したものである。

したがつて、熱絶縁パネル4、液下浸透熱絶縁材10などによつて熱遮断を行なつて内殻2に低温による脆性の生じるのを防止し、また熱絶縁パネル4が低温によつて収縮しても前記液不浸透熱絶縁材10がよく熱絶縁パネル4に密着したまま伸長して断熱面の亀裂の発生ならびに低温液化ガスの浸透を防止する。

(特許庁 増田 博)

海 技 入 門 選 書

前東京商船大学助教授 伊丹 潔 著

船 用 電 気 の 基 礎

A5判上製 180頁 定価460円(〒70円)

電気のごとく理論的なものの理解するためには特に基礎の勉強が必要である。海上の実務について船の電気の基礎を学ぶ人たちのためにかかれた解説書

目 次

第1章 船用電気の基礎

1.1 静電界 1.2 静磁界 1.3 電流 1.4 電磁誘導作用 1.5 交流

第2章 発電装置

2.1 直流発電機 2.2 交流発電機

第3章 電動装置

3.1 直流電動機 3.2 誘導電動機

演習問題

船 舶 第40巻 第2号

昭和42年2月12日発行
特価300円(送18円)

発行所 天 然 社

東京都新宿区赤城下町50

電 話 東京(269)1908

振 替 東京79562番

発行人 田 岡 健 一

印刷人 研 修 舎

購 読 料

1冊 270円(送18円)

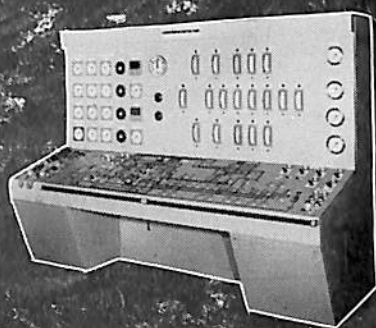
半年 1,500円(送料共)

1年 3,000円()

以上の購読料の内、半年及び1年の予約料金は、直接本社に前金をもつてお申込みの方に限ります



長居は…たか——くつく！



高度の技術が世界を結ぶ——



株式會社

東京計器製造所

東京都大田区南蒲田2-16 電話(732)2111 (大代表)

当社は、長い伝統と信頼をもとに精密機械に新しい電子技術を取り入れて船舶用計器、航空用計器、油圧機器、工業用計器をおもな製造品目にして世界に市場を拡げている近代の総合メーカーです。

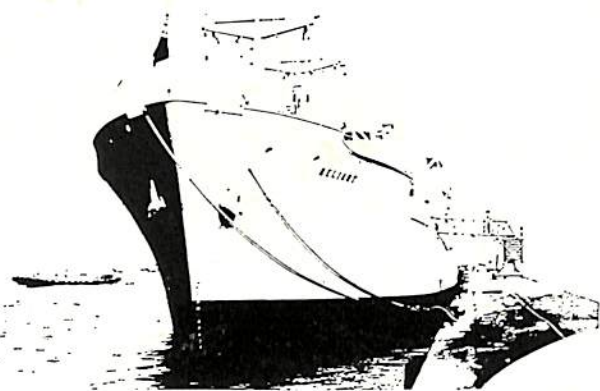
しめて——六〇〇万円也。これは二〇万トン級の大型タンカーが港に一日停泊するための費用。なにごとも長居は高くつくものです。そこで、これではたまらないと、石油輸送の合理化を実現したのが東京計器の荷油遠隔操縦装置。制御室にいたたった一人のオペレーターが、バルブの開閉を遠隔操縦することによって、速く、安全に多量の石油を、自動的に積みおろすことができ、停泊時間はグンと短縮。長居するタンカーが、少なくなつたわけですが、ところでバーなどの、あなたの長居はいくらにつきますか？

●営業所 ・神戸——大阪——名古屋——広島——北九州——函館——長崎 ●出張所・横浜——清水
●提携会社・Sperry Gyroscope Company (U.S.A.) Vickers Inc., (U.S.A.) Satchwell Controls Ltd (England) Robertshaw Contris Company (U.S.A.)
Walter Kidde & Company Inc (U.S.A.) National Instrument Company (Australia) Sperry Products Company (U.S.A.) Bendix Aviation Corporation (U.S.A.)

カワサキ

船舶用として最も秀れた

船舶用炭酸ガス消火設備



《カワサキ船舶用消火設備》は20余年にわたる各種消火設備の経験と、最高度の航空機工業の技術により日夜あくなき改良と進歩を加え多数の特許、実用新案をとり入れた充分の信頼性と優秀性を持っております。

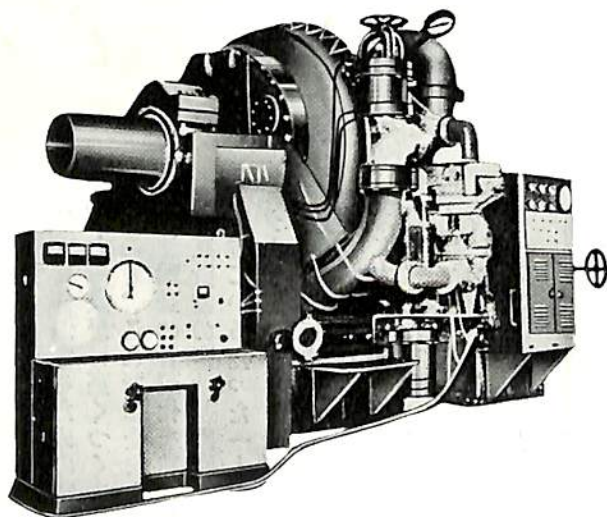
お問い合わせ、
カタログの
ご請求は……



川崎航空機工業株式会社 機械事業部

(東京) 東京都港区芝公園25号地(協立ビル5・6階) 電話(大代表)東京(434) 5211番
(大阪) 大阪市北区堂島中1丁目27番地(堂島第1ビル) 電話 大阪(344) 6050番
(明石) 明石市和坂字大坪100番地 電話(大代表)明石(91) 7711番

Water-Brake Dynamometer



写真は我が国最大の 30,000 HP測定用超大型水制動力計で、給排水量は電動バルブで調節し、シリンダーは油圧力に置換して振子式動力計で計測します。

また電動バルブと電気回転計を連動させる自動安定装置を備えています。

容量最大	150r. p. m	30,000 HP
中心高さ	2,350mm	± 10 mm
軸全長	5,330mm	全高 3,865mm
床寸法	4,200 mm × 3,410 mm	
総重量	約 80 ton	

誌名記入の上
カタログを御
請求下さい。



株式会社 東京衡機製造所

東京都品川区北品川5丁目6-6 TEL (442) 8251 (大代表)
大阪支店 大阪市北区堂島上3-17(都ビル) TEL (362) 7821 (代)

保存委番号:

052100

IBM5541

船舶 第四十卷 才二号
昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和四十二年二月十二日 印刷(十二月一日発行)

編集発行 東京都新宿区赤城下町五〇番地
兼印刷人 田岡健一
印刷所 研修舎

本号 特価 三〇〇円 発行所

天 然 社
振替・東京七九五六二番
電話(東京)二九〇八番