

SHIPPING

# 船舶

1973. VOL. 46

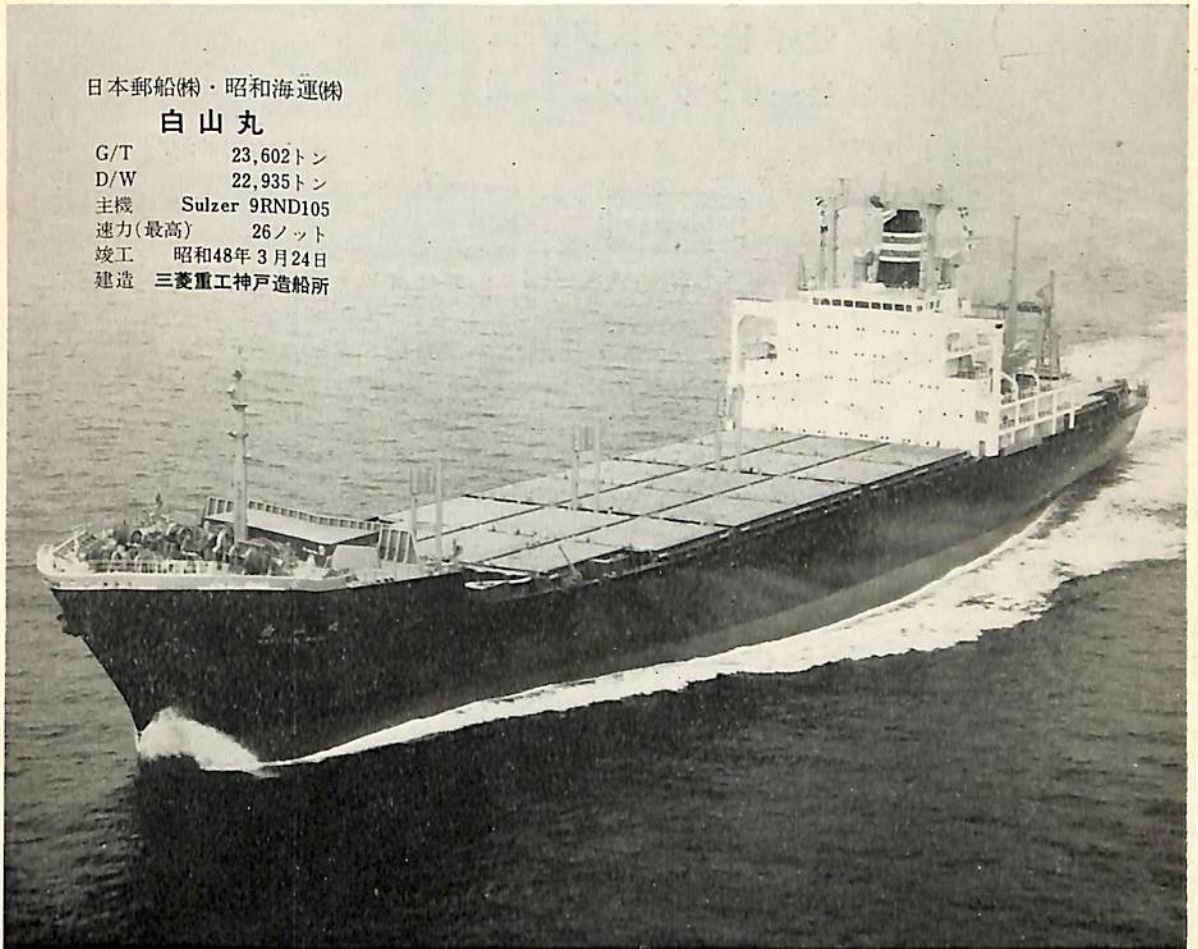
# 6

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可  
毎月一回発行 昭和四十八年六月七日 印刷  
昭和二十四年三月二十八日運輸省特別技承認雜誌第四〇六号 発行

日本郵船(株)・昭和海運(株)

## 白山丸

G/T	23,602トン
D/W	22,935トン
主機	Sulzer 9RND105
速力(最高)	26ノット
竣工	昭和48年3月24日
建造	三菱重工神戸造船所



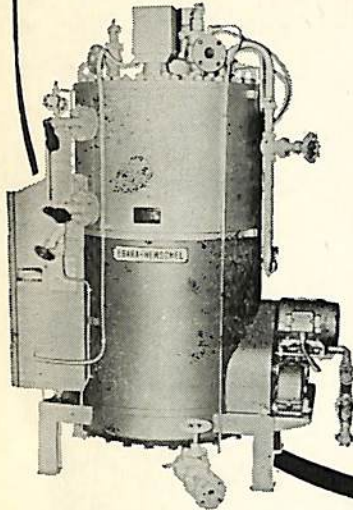
# 三菱重工業株式会社

# 天然社

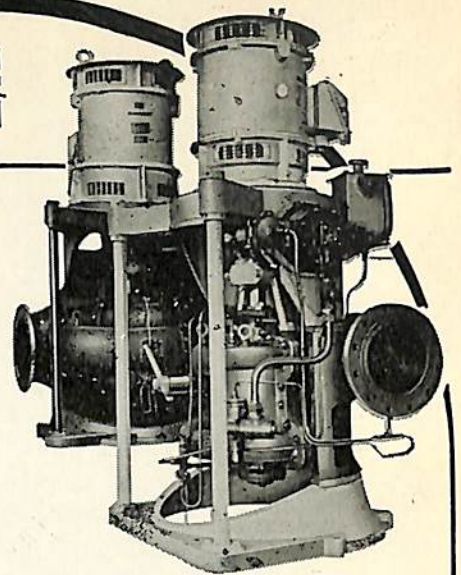


# エバラの船用機器

船舶用  
エバラヘンジェル・ボイラ



各種船用ポンプ  
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



エバラ船用ポンプ

**EBARA**

**荏原製作所**

本社：東京都大田区羽田旭町 741-3111  
東京支社：東京都中央区銀座6丁目 朝日ビル 572-5611  
大阪支社：大阪市北区中之島2丁目 新朝日ビル 203-5441  
営業所：名古屋221-1101・福岡77-8131・札幌24-9236  
出張所：仙台25-7811・広島48-1571・新潟28-2521・高松33-6611

## デジタル気圧計 4-461型



これまで、気圧測定に使用されていた水銀柱やダイヤルゲージ・バロメータは、操作に高度な技術と熟練を要しますが、本装置の操作はきわめて簡単になっております。

装置はコンパクト化され、軽量であるとともに、高度補正の必要もなく、6ヵ月に一度の較正で、安定した、信頼性の高い測定ができます。較正は後面にあるゼロアジャストスイッチで簡単にできます。

大気圧は直接に精度 0.025%で連続表示ができ、同時にその信号を中央コンピュータやデータ集録装置に接続することもできます。

用途としては、気象観測所をはじめ調査船、風洞実験、管制塔やエンジンテスト施設などに使用でき、用途に応じて、ラックマウント型とポータブル型を使い分けすることができます。

製作会社 Bell & Howell

輸入元 コロンビヤ貿易株式会社

販売代理店 株式会社 **玉屋商店**

本社 東京都中央区銀座4-4-4 電・(561) 8 7 1 1 (代表)  
(和光裏通り)  
支店 大阪市南区順慶町4-2 電・(251) 9 8 2 1 (代表)  
工場 東京都大田区池上2-14-7 電・(752) 3 4 8 1 (代表)

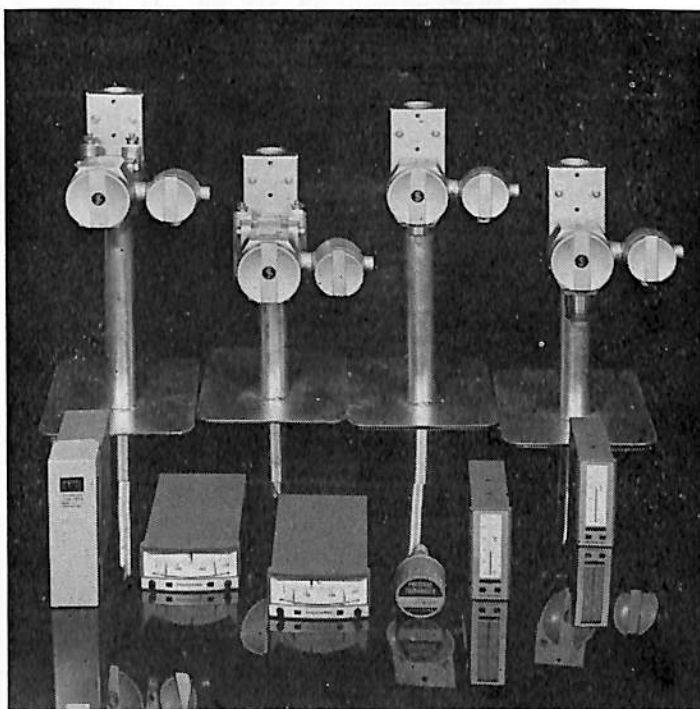
テレパームISシステム発信器

STシリーズ発信器

Zシリーズ受信計器

# ロイド規格に 認定されました

一般陸上用として製作した機器が  
舶用としておりっぱに通用できます



#### ロイド規格取得機種

認定番号 M-21308 298

STシリーズ圧力発信器

テレパーム圧力発信器

テレパーム絶対圧力発信器

テレパーム差圧発信器

テレパーム電空変換器

テレパームディストリビュータ

認定番号 M-21309 231

Zシリーズ電子式無指示調節計

Zシリーズ自動平衡指示調節計

- 試験対象機器は一般陸上用として製作した機器であり、船舶用として特殊な処理を施していないものであってもロイドの厳しい試験条件にパス致しました。
- テレパームISシステム発信器・STシリーズ発信器は流体の圧力・流量・液面を直接半導体ストレンゲージで電気量に変換する方式で小型軽量です。

## 富士の計測技術

工業計器・電気計器・電気測定器・遠隔測定装置・遠方監視制御装置・データ処理装置・計算機制御装置・各種オートメーション装置・放射線機器



富士電機製造株式会社

計測事業部

本社 ■ 東京都千代田区有楽町1-11 ☎ (211)7111(大代)

営業所 ■ 大阪・名古屋・福岡・札幌・仙台・富山・広島・高松

出張所 ■ 宇部・小倉・新潟

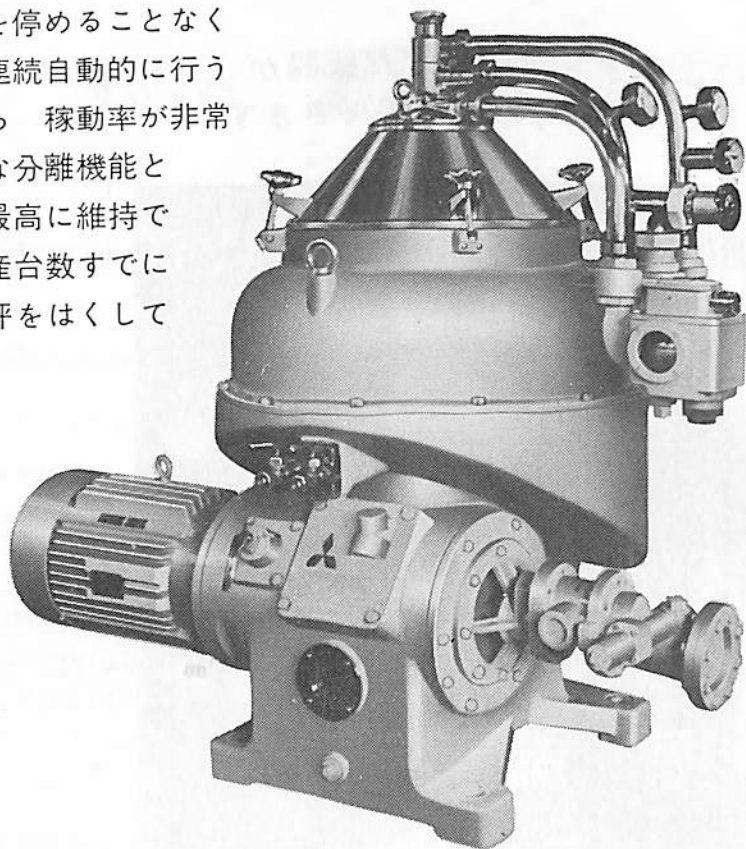
船舶機関部の合理化に

# 三菱セルフジェクタ

自動排出遠心分離機

7機種(700~12,000ℓ/h)

三菱セルフジェクターはその独特の機構により 運転を停めることなくスラッジの排出を連続自動的に行うことができますから 稼働率が非常に高く その優秀な分離機能と併せて 清浄度を最高に維持できます。本機は生産台数すでに12,000台を超え好評をばくしております。



遠心分離機の総合メーカー



**三菱化工機株式会社**

本社/東京都千代田区丸の内2-6-2 電話(212)0611(代表)



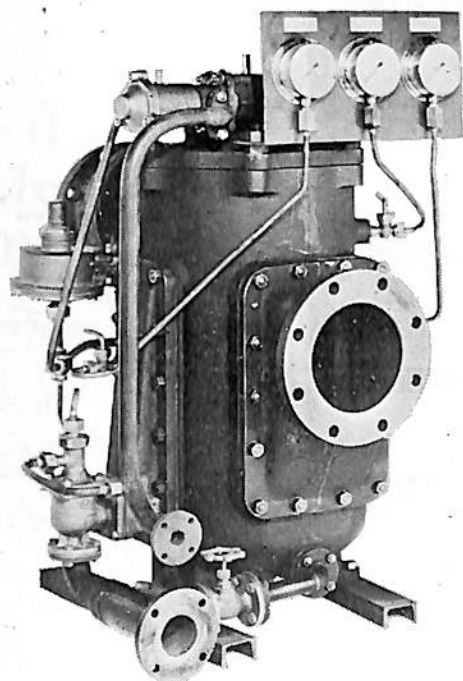
油汙過作業の省力化…

特許

機関室を広くする

# マックス・フィルタースシリーズ

日本船用機器開発協会助成品



## MAX-FILTER LS型

完全自動逆洗式油濾器

LS型の特長

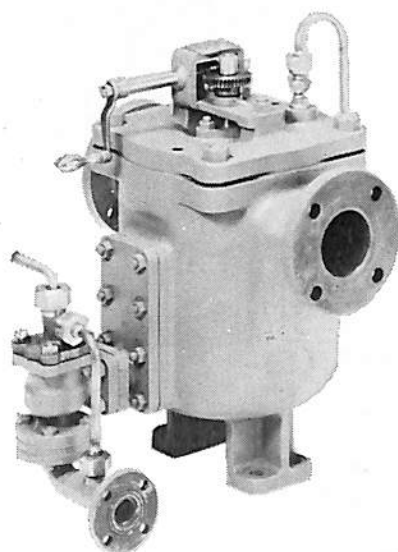
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロレシプロケーターを採用

## MAX-FILTER LSM型

手動逆洗式油濾器

LSM型の特長

- 一分間で逆洗終了
- 手をよごさぬワン、ツー、スリー操作でOK



単筒型式であるが重聯装備の必要なし コンパクトで据付けにスペースをとらない

**(N) 新倉工業株式会社**

本部 横浜市戸塚区小菅ヶ谷町1703  
☎ 045 (892) 6271(代)  
東京営業所 東京都品川区東五反田2-14-18  
☎ 03 (443) 6571(代)  
大阪営業所 大阪府北区梅田町34千代田ビル西館  
☎ 06 (345) 7731(代)

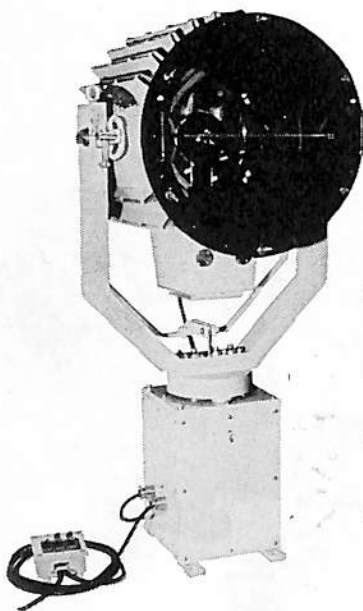
ボタンひとつで方向自在!!

## 三信の高性能

特許3件・実用新案3件・意匠登録1件

## リモコン探照灯

形式	消費電力	光柱光度
RC20形	500W	32万cd以上
RC30形	1kW	140万cd以上
RC40形	2kW	300万cd以上
RC-60H形	3kW	700万cd以上



■この探照灯はスイッチ操作により、仰旋回ができる最新式のリモコン探照灯でつぎのような特徴を持っています。

1. スイッチによるリモコン操作ができますから便利で省力化になります。
2. 配線さえすれば船のどこにも取付けられます。
3. 特殊放熱装置の採用による全閉構造のため防水は完璧です。
4. ステンレス製のため長年の使用に耐えます。
5. 世界水準をはるかに抜く明るさで、照射距離が長い。

■ 特許庁長官賞受賞

世界的水準をはるかに抜く明るさ!!



### 三信船舶電具株式会社

◎ 日本工業規格表示許可工場

### 三信電具製造株式会社

本社 ● 東京都千代田区内神田1-16-8 TEL東京 295-1831大代表  
工場 ● 東京都足立区青井1-13-11 TEL東京 887-9525-7  
営業所 ● 福 岡 ・ 室 蘭 ・ 函 館 ・ 石 巻



# 船舶

第 46 卷 第 6 号

昭和 48 年 6 月 12 日 発行

天 然 社

## ◇ 目 次 ◇

自動車運搬兼ばら積貨物船 さんたかたりな丸	三菱重工業・下関造船所 造船設計部	(35)
5,000 G. T. 型 練習船 銀河丸 (その 2)	日本鋼管・清水造船所 造船設計部	(40)
スターリング機関について	塚原 茂 司	(48)
L. O. T. (Load On Top) 方式の将来	長谷川 智	(57)
外国船 輸出船 所感	竹田 盛 和	(62)
LNG 船 (その 3 貨物格納) (7)	恵美洋彦・曾根 紘	(67)
日本造船研究協会の昭和46年度研究業務について (6)	日本造船研究協会研究部	(78)
コンテナ船カルフォルニア・スターと主機関 K 9 SZ 90/160	MAN (JAPAN) Ltd.	(88)
日本海事協会の造船状況資料 (48年 3 月末現在)		(91)
[製品紹介] 東京計器の新開発 レーダオートプロッタ, 溶接部超音波自動探傷装置		(96)
NK コーナー		(97)
[水槽試験資料 270] 長さ 190 m のばら積運搬船の水槽試験例	「船舶」編集室	(99)
業界ニュース		(104)
[特許解説] ☆ 塔型船橋型の上部構造物製作搭載方法 ☆ 水上浮揚構造物の建造方法		(105)
熱間圧延機用シェーブメーター		(66)
小型掃海艇 (8号型)		(90)

写真解説 ☆ 河川清掃船 水明号

竣工船 ☆ 鹿島山丸 ☆ 第三旭光丸 ☆ 模模丸 ☆ にちなん丸 ☆ はいち丸 ☆ 神洋丸  
 ☆ ジャパン ミモザ ☆ まりべれす ☆ 第五樞原丸 ☆ つくば  
 ☆ CONOCO AMERICA ☆ STREAM HOWSER ☆ CRYSTAL REED ☆ TIVOLI  
 ☆ MOBIL PETROLEUM ☆ WAYFARER ☆ GOLAR ROBIN ☆ ANIA  
 ☆ OCEAN HARMONIA ☆ UNION BRILLIANCY ☆ KOLLE D ☆ CARYANDA  
 ☆ SOUTH WORLD

海水と斗う鉄、塗装の補修下地処理剤

資料請求券 船舶48/6

# KL-O-T

無公害

**KELATE  
-BASED  
RUST CONVERTER**

## ケレン作業の省力化と 塗料を選ばぬ下地処理

経済性 ● サンドブラスト費用の約 1/10  
処理能力 ● 20~30 m<sup>2</sup>/ℓ

包装 ● アトロン缶 18kg 入、ケミドラム 200kg 入  
一般プライマーとの密着性が極めて良い



### 日本パーライジング株式会社

東京営業部：東京都中央区日本橋 2-16-8 TEL (272) 4671  
大阪支店、名古屋支店、横浜、千葉、宇都宮、前橋、堺、九州各出張所

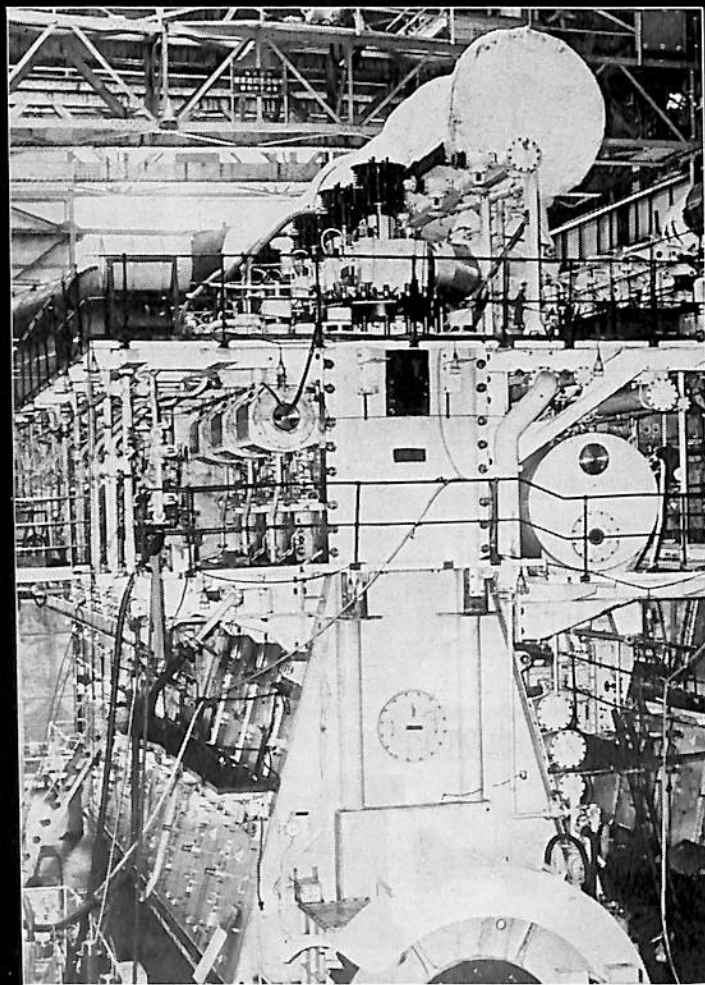
### 日本防錆ケミカル株式会社

東京都中央区日本橋 2-16-9 TEL (272) 4671

# 三井-B&Wディーゼル機関

# K90GF

## シリンダ口径900<sup>m</sup>/<sub>m</sub> 3,410BHP/CYL



船用クロスヘッド型2サイクル単動ターボチャージディーゼル機関

船舶の大型化・高速化が進むにしたがい、その推進機関も、より高性能のものが要求されています。このような背景のもとに開発されたのが、K90GF型機関です。現在使用されているB&W型K-EFおよびK98FF型機関は、VT2BF型機関を発展させ設計されたものですが、K90GF型機関は在来機種にとらわれず、全く新しい構想のもとに設計されました。K90GF型機関は、K84EF型に比べ、ほぼ同じ大きさのもので30%以上の出力増加となり、シリンダー数は減少し、それだけカーゴスペースの増大が得られます。三井造船玉野造船所では、世界に先がけて、K90GF型機関の一番機を完成させました。

シリンダ数	連続常用出力(定格) 110RPM	連続最大出力(定格) 114RPM
5	15,500 BHP	17,100 BHP
6	18,600 BHP	20,500 BHP
7	21,700 BHP	23,900 BHP
8	24,800 BHP	27,300 BHP
9	27,900 BHP	30,700 BHP
10	31,000 BHP	34,100 BHP
11	34,100 BHP	37,500 BHP
12	37,200 BHP	40,900 BHP



人間と技術の調和に挑む

# 三井造船

船用機械営業部

東京都中央区築地5-6-4 電話(03)544-3625



## ごみ回収船 “水 明 号”

三井造船では、建設省の指導のもとに建造中であった新しい河川清掃用ごみ回収船“水明号”をこのほど完成し、各種テストを終了して関東地方建設局荒川下流工事々務所に納入した。

建設省関東地方建設局では、かねてから、都市河川の汚染防止に対処するため、この種作業船の検討を進めていたが、都市河川用としての厳しい設計条件を満たすものとして同社の新型式の河川清掃船を採用した。

本船は、双胴型船体で船首に特殊なごみ回収装置を設けるなど、各所に新しいアイデアを盛り込んだ河川清掃船で、港内、河川の水面上に浮遊しているごみの収集、収納、運搬および陸揚げを一環して行なうことができるよう計画されている。

1. 船体はカタマラン（双胴）型を採用し、三井Tドライブ推進装置1基、油圧式ハウスラスター2基を装備、操縦性はきわめてよい。
2. ごみ回収装置としては、自由自在に動くことのできるマニプレータ式掻き寄せ装置を船首に装備し強力にごみをカタマラン内へ掻き込むよう設計されている。
3. カタマラン内へ掻き込まれたごみは、シャッター装置、積込装置および押込装置を経由してごみ格納倉に移動される。

4. 積込装置は大きな回転するすくい網状のもので、ごみをすくいあげ、反転して格納口に投入、押込装置で格納倉へ押し込む。
5. 格納倉へごみが押込まれると、積込装置は元の位置にもどり、前方にあるシャッター装置が再び開いてすくい網の上にごみが送り込まれる。この作業はこの動作を反復して行なわれる。
6. シャッター装置、積込装置および押込装置はシーケンスコントロールにより、ボタンひとつで自動的に制御される。
7. 船倉に収積したごみは適宜クレーンで陸上へ運び出される。

### 〔主要目〕

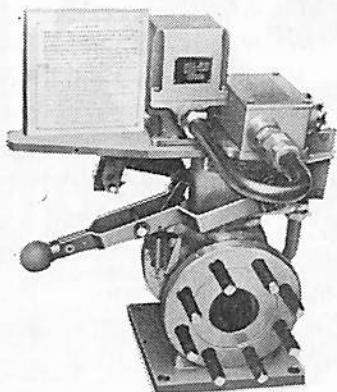
全 長	14.50m
幅	5.50m
深 さ	1.60m
吃 水	1.00m
資 格	JG 平水
推 進 装 置	三井T型ドライブ42.5PS1基
速 力	約 5.0ノット

### ごみ回収装置

掻き寄せ装置 油圧 2, シャッター装置 油圧 1, 積込装置 油圧 1, 押込装置 油圧 1, クレーン 油圧 1, ハウスラスター 油圧 9 PS×2



# ボイラの安全運転に**燃油緊急遮断弁**



燃油緊急遮断弁（F Oカットオフバルブ）は水位低下、燃油圧力低下、および、ボイラの火が消えるなどの緊急事故が発生した場合自動で燃油の圧送を停止し、再び通電しても、手動でリセットしなければ弁は閉止状態を保持しています。一種の安全弁であってボイラの安全運転には欠かせない重要なバルブです。我が国での新造船のほとんどが金子製の燃油緊急遮断弁を装備しております。

NK, LR 認承済み

口径: 40A 50A 65A 機能: 通電時ラチエット弁開

圧力: 20~50kg/cm<sup>2</sup> 温度: 100~130℃

〈注〉ディゼルエンジン用には圧力、サイズ、材質等いろいろ用意しています。

# タンクの液面計測に**マリン、シートルゲージ**

マリンゲージ、シートルゲージは共に使用中でもゲージガラスの交換が容易です。液面は赤色ラインが拡大されて見易く、また安全弁を内蔵しガラス破損による液体の流出を防止します。

## ■マリンゲージ（プッシュ式）

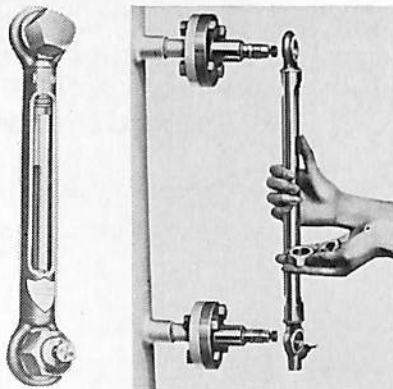
NK, LR, BV, DFSS, DNV, AB等各国検定機関の認証済み。

BsBM専用ボス付3/4PFねじ ¥6,900(1m未満)

## ■シートルゲージ

BsBM3/4PTねじ ¥6,900(1m未満)

SUS-27 20A F付 ¥13,520(1m未満)



SUS-27製シートルゲージ



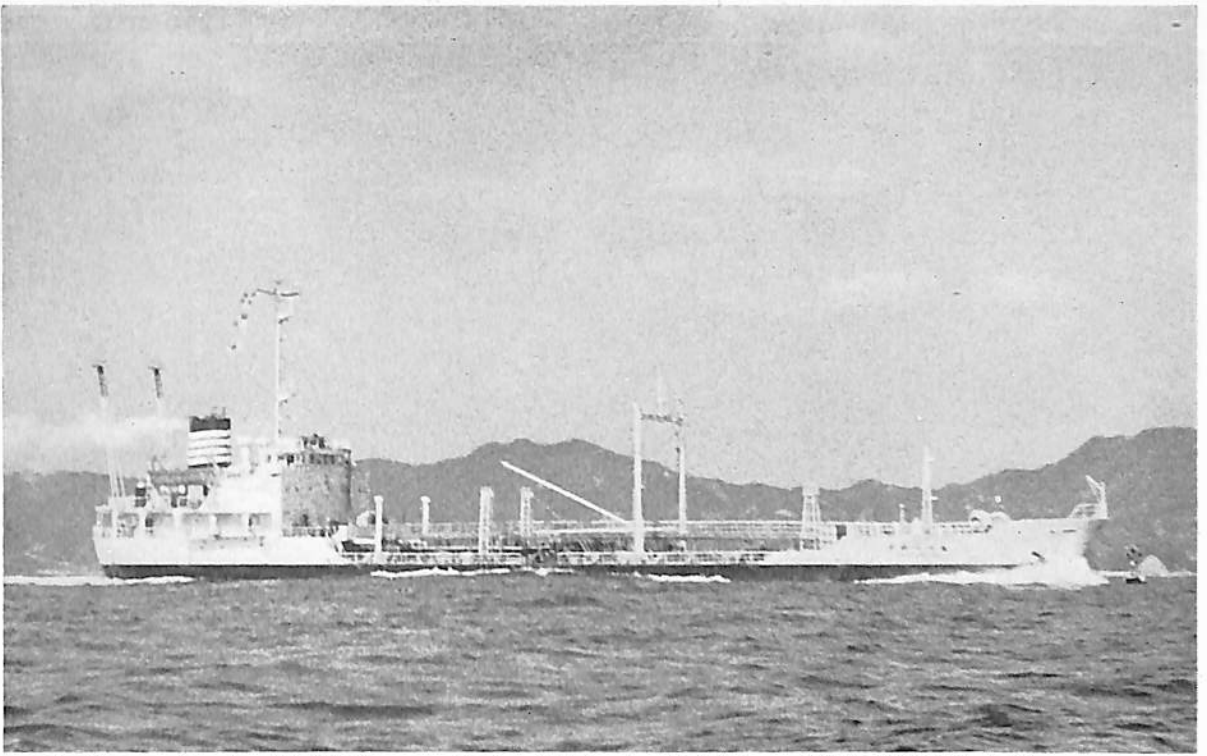
高圧ガス用弁類試験、製造認定事業所  
技術の金子創業大正7年



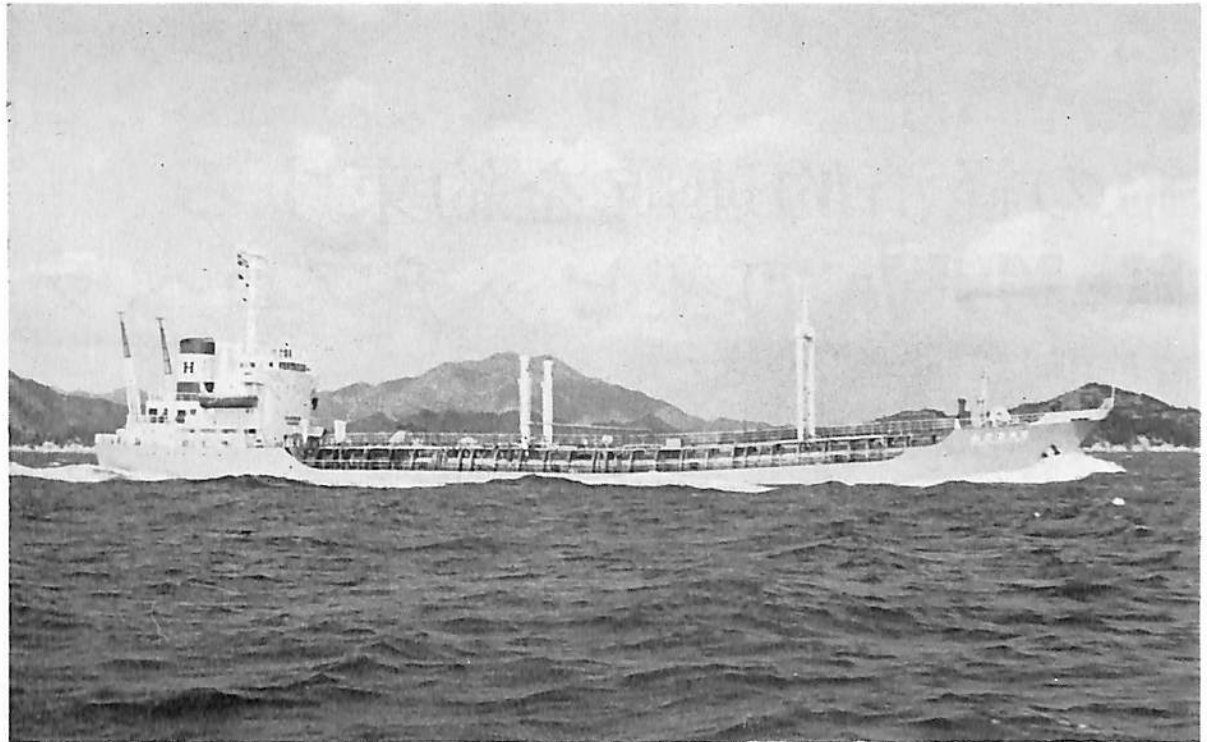
# 金子産業株式会社

本社: 東京都港区芝5丁目10番6号 108 ☎ (03)455-1411(代)  
出張所: 広島県福山市寺町7番5号 720 ☎ (0849)23-5877

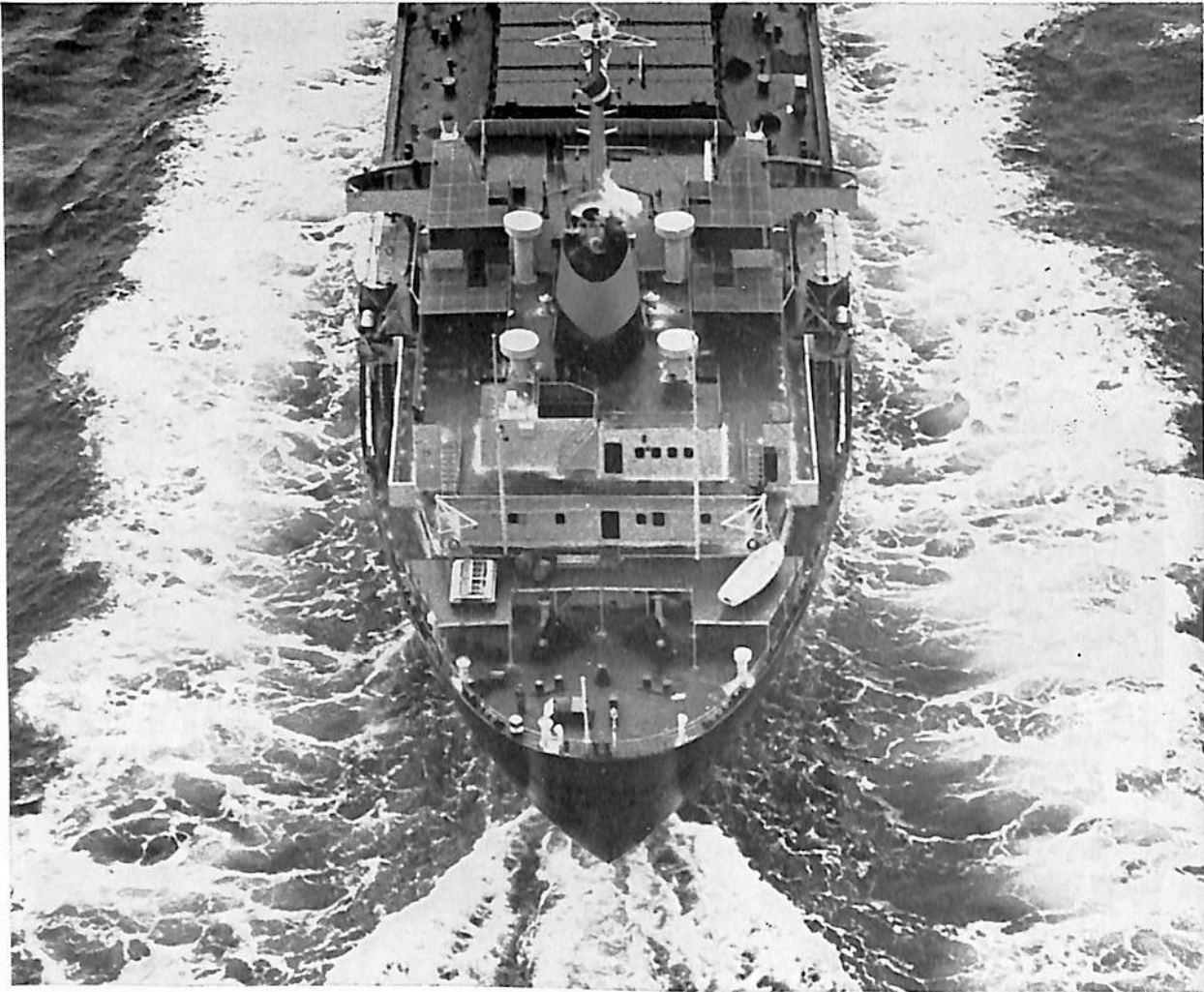




まりべれす (油槽船) 船主 四国タンカー株式会社 造船所 西造船株式会社  
 総噸数 2,244.88 噸 純噸数 1,253.61 噸 速洋 船級 NK 載貨重量 3,576.82 噸 全長 39.93 m 長(垂) 87.00 m  
 幅(型) 13.50 m 深(型) 7.20 m 吃水 6.215 m 満載排水量 5,180.00 噸 船首尾楼付平甲板型 主機 神発 UET  
<sup>45</sup>/<sub>75</sub> C 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,230 PS×218 RPM 燃料消費量 12.17 t/d 航続距離 11,560 海里 速力  
 14.27 ノット 汽罐 クレイトンスチームゼネレーター RHO-300 発電機 445 V×135 KVA×2 貨油倉 4,080.90  
 m<sup>3</sup> 燃料油倉 481.66 m<sup>3</sup> 清水倉 99.06 m<sup>3</sup> 乗員 26 名 工期 47-12-6, 48-2-4, 48-4-4



第五櫃原丸 (油槽船) 船主 南方海運株式会社 造船所 今治造船株式会社  
 総噸数 4,357.59 噸 純噸数 2,987.31 噸 速洋 船級 NK 載貨重量 7,141.36 噸 全長 111.33 m 長(垂) 103.00 m  
 幅(型) 16.33 m 深(型) 8.40 m 吃水 7.230 m 満載排水量 9,717.00 噸 ウエル甲板トランク付 主機 神発  
 8 UET <sup>45</sup>/<sub>80</sub> 型ディーゼル機関 1 基 出力 4,930 PS×218 RPM 燃料消費量 35.328 t/d 航続距離 16,200 海里  
 速力 13.76 ノット 汽罐 9.5 kg/cm<sup>2</sup> 6.750 kg/H 発電機 250 KVA×(900 RPM×445 V)×2 貨油倉 8,340.65  
 m<sup>3</sup> 燃料油倉 1,104.00 m<sup>3</sup> 清水倉 515.27 m<sup>3</sup> 乗員 25 名 工期 47-9-26, 47-12-18, 48-2-19



# 船の経済的運航を約束する **KAMEWA** 可変ピッチプロペラ

自動負荷制御装置付の**KAMEWA**可変ピッチプロペラは、外部状況の変化による負荷の変動をプロペラピッチの自動調整により、エンジン負荷を常に最適の状態に保持します。この結果従来の固定ピッチプロペラ船に比較し、エンジンに不当な負荷を与えることなく船の平均速度が増加します。

また主軸駆動の発電機装備が可能のため、航海中の電力は安価にかつ容易に得られます。

**KAMEWA**可変ピッチプロペラは最高の技術と多くの実績で信頼を得ています。

納入実績

総基数	2,200基
総出力	11,000,000BHP
最大プロペラ直径	8,200mm
最大船型	250,000D/W 鉱/油運搬船

ライセンサー



**KAMEWA**

AB KARLSTADS MEKANISKA WERKSTAD  
Kristinehamn • Sweden



ライセンサー

三菱重工業株式会社

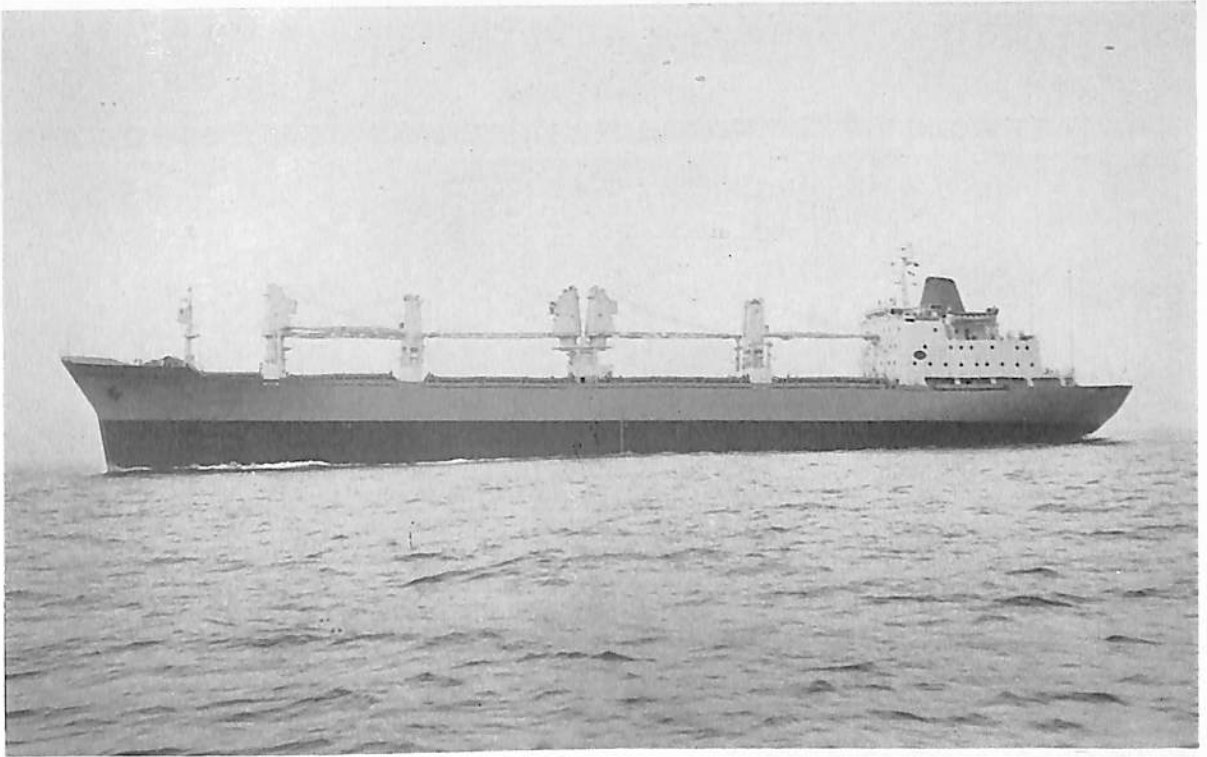
本社 原動機事業本部 船用機械課  
東京都千代田区丸の内2-5-1  
〒100 TEL (03) 212-3111



ライセンサー

チェルベルジ株式会社

KAMEWA 部  
東京都港区赤坂3-2-6赤坂中央ビル  
〒107 TEL (03) 582-7171

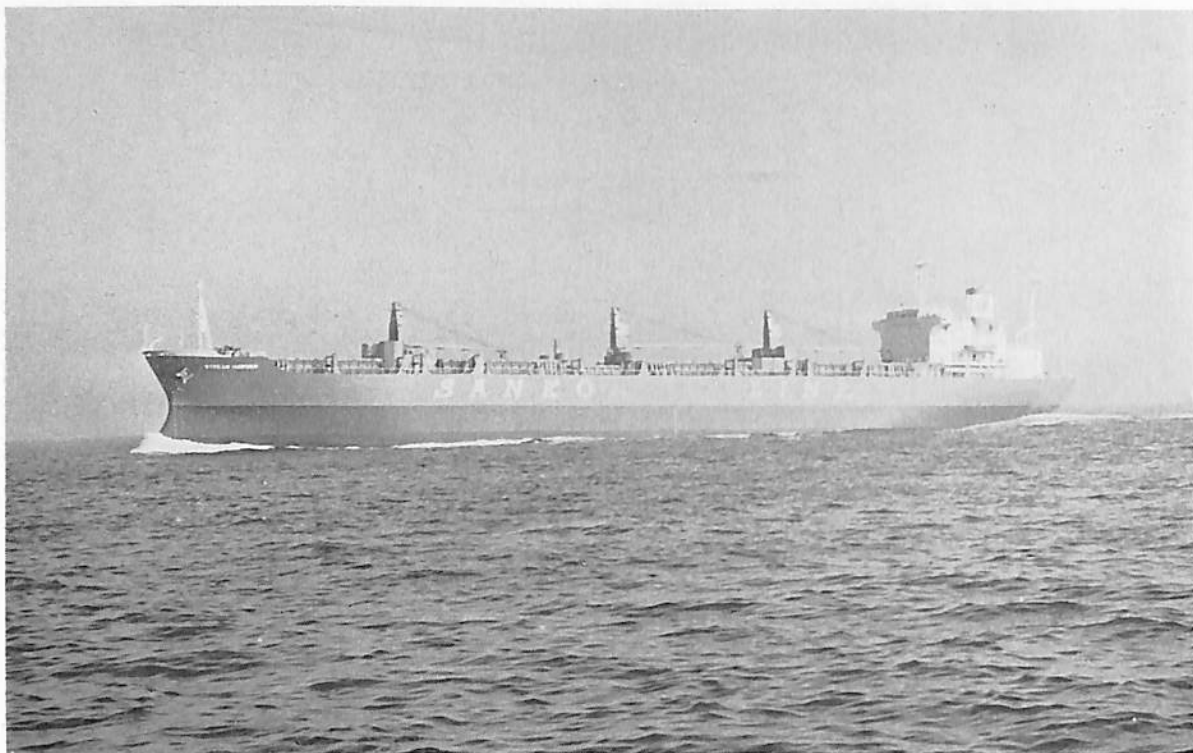


OCEAN HARMONIA (貨物船) 船主 Resouse Shipping & Enterprises Inc.(リベリア) 造船所 三菱造船・下関造船所 総噸数 13,684.89噸 純噸数 8,025噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 19,826噸 全長 163.72 m 長(垂) 152.00 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 14.40 m 吃水 10.758 m 満載排水量 27,004噸 凹甲板船 主機 三菱スルザー6 RND 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,800 PS×118 RPM 燃料消費量 39.2t/d 航続距離 14,500 海里 速力 17.60 ノット 汽鐘 コクラン 1,200 kg/h 発電機 500 KW×3 貨物倉(ベール) 26,659 m<sup>3</sup> (グリーン) 28,380 m<sup>3</sup> コンテナ 20' 搭載 440 箇 燃料油倉 C 1,821.00 m<sup>3</sup> 清水倉 350.00 m<sup>3</sup> 乗員 48 名 (外 2 名) 工期 47-9-21, 47-12-6, 48-3-22

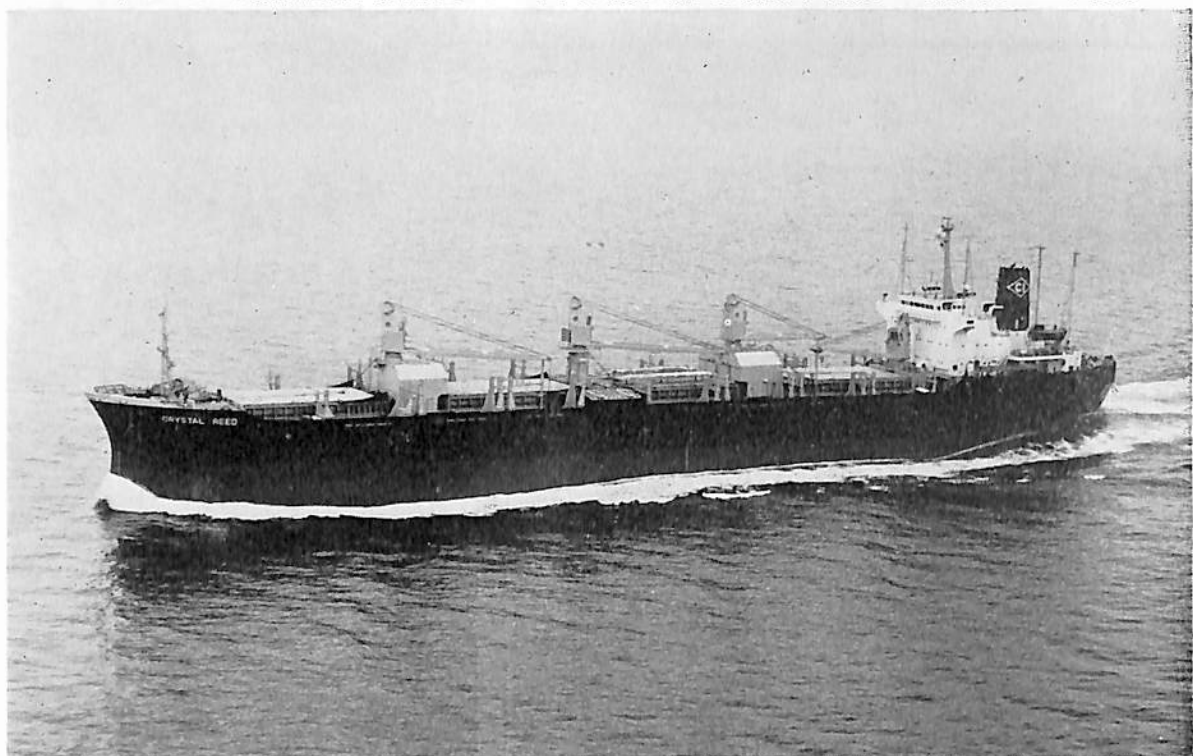


UNION BRILLIANCY (貨物船) 船主 International Union Lines Lid (リベリア) 造船所 佐野安船渠株式会社 総噸数 12,131.80噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 20,814噸 全長 156.89 m 長(垂) 148.00 m 幅(型) 22.80 m 深(型) 13.50 m 吃水 9.88 m 凹甲板船 主機 三井 B&W 8 K 62 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力(最大) 10,700 PS×144 RPM 航続距離 13,700 海里 速力 15.1 ノット 汽鐘 コクラン型 発電機 AC 400KVA×450 V×3 貨物倉(ベール) 23,857 m<sup>3</sup> (グリーン) 27,209 m<sup>3</sup> 自動車搭載 164 台 乗員 42 名 工期 47-11-10, 48-2-9, 48-4-23 設備 揚錨機電動油圧 24.6 kt×9m/ntin×1 ジブクレーン電動 10 kt×18mR×2, 20 kt×18mR×2

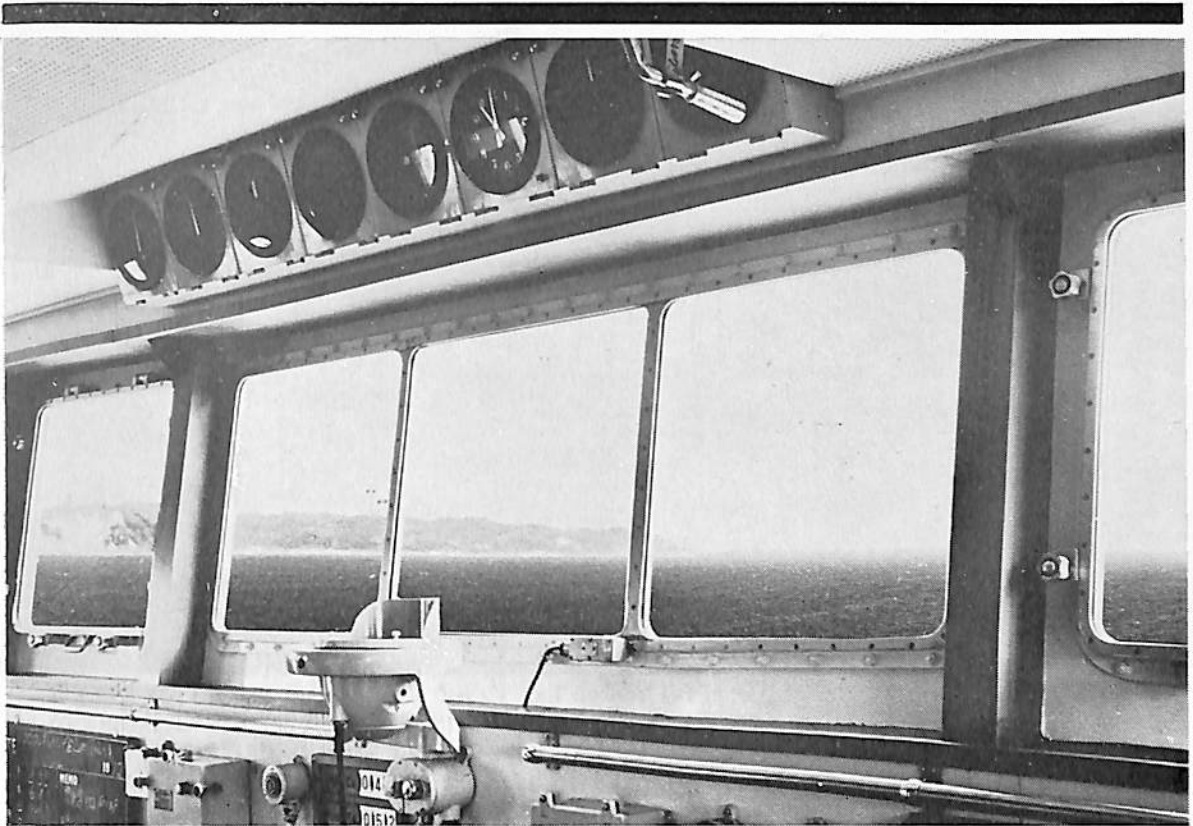




**STREAM HAWSEAR** (自動車兼ばら積貨物船) 船主 Hawser Corporation (リベリア) 造船所 株式会社  
 大阪造船所 総噸数 20,538.66 噸 純噸数 14,478 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 33,115 噸 全長 185.371 m 長  
 (垂) 175.00 m 幅(型) 26.00 m 深(型) 16.10 m 吃水 11.385 m 満載排水量 42,732 噸 船首樓付平甲板船  
 主機 IHI スルザー 6RND 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,800 PS×117.8 RPM 燃料消費量 約 43.25 t/d  
 航続距離 約 15,600 海里 速力 14.8 ノット 汽罐 7 kg/cm<sup>2</sup>×1 発電機 AC 450 V 50 KVA×3 貨物倉(ペール)  
 40,088 m<sup>3</sup> (グリーン) 41,396 m<sup>3</sup> 燃料油倉 2,137.9 m<sup>3</sup> 清水倉 465.4 m<sup>3</sup> 乗員 38 名 工期 47-10-26, 48-1  
 -24, 48-4-4 設備 自動車積載装置として吊下げ式及び取外し式自動車甲板を No. 1, 2, 4, 5 Hold に装備



**CRYSTAL REED** (自動車兼ばら積運搬船) 船主 Naviera Mercurio S. A. (パナマ) 造船所 株式会社 金指  
 造船所 総噸数 11,526.77 噸 純噸数 7,545.99 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 17,918.48 噸 全長 155.10 m 長  
 (垂) 146.00 m 幅(型) 22.80 m 深(型) 12.65 m 吃水 9.221 m 満載排水量 24,036.25 噸 凹甲板船 主機 三  
 井 B&W 7K 62 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 8,600 PS×140 RPM 燃料消費量 33.7 t/d 離距航続 15,000  
 海里 速力 14.7 ノット 汽罐 サンロッド CPDP 12 型 発電機 AC 445 V×480 KW×2 貨物倉(ペール)  
 21,472.62 m<sup>3</sup> (グリーン) 22,325.66 m<sup>3</sup> 燃料油倉 1,480.56 m<sup>3</sup> 清水倉 461.09 m<sup>3</sup> 乗員 32 名 工期 47-9  
 -9, 48-2-3, 48-4-27 設備 B&V カーデッキ, カーエレベーター 4 台装備 ロールオン/オフ式



# 安全な航海のために ブリッジの窓には——

結露・氷結から視界をまもる安全ガラス——

## ヒートライト® C

航海の安全のために、重要な役割をになうブリッジや操舵室の窓——。

「ヒートライトC」は、雨や雪の日におこりやすい、結露や氷結から視界をまもる窓ガラスです。

ガラス表面に金属の薄い膜をコーティングして、通電発熱することで、ガラスの曇りや氷結を防止します。もちろん被膜は保護され、感電の心配はありません。またまんいち割れても破片が飛び散らない安全な合せガラスです。

 **旭硝子**

本社 100 東京都千代田区丸の内2-1-2(千代田ビル) 電話(03)218-5339(車輛機材営業部)  
支店 東京・大阪・福岡・名古屋・札幌・仙台・広島

カタログ請求券  
船新 6



**GOLAR ROBIN (油槽船)** 船主 Ocean Oil Yonchu Inc. (ノルウェー) 造船所 川崎重工業・坂出工場  
 総噸数 98,884.57 噸 純噸数 81,005.06 噸 遠洋 船級 NV 載貨重量 215,923 Lt 全長 327.00 m 長(垂) 313.00 m  
 幅(型) 48.20 m 深(型) 25.20 m 吃水 19.597 m 満載排水量 248,703 Lt 船首楼付平甲板船 主機 川崎 UR-315 型タービン 1 基 出力 28,000 PS×88 RPM 燃料消費量 125.1 t/d 航続距離 19,144 海里 速力 15.58 ノット  
 汽罐 川崎 UFR<sup>87/77</sup> 型 燃料油倉 6,928.6 m<sup>3</sup> 清水倉 227.2 m<sup>3</sup> 乗員 41 名 工期 47-7-5, 47-11-7, 48-3-1 設備 ノズルプロペラー, イナートガスシステム



**ANIA (油槽船)** 船主 Global Bulk Oil Corporation (リベリア) 造船所 日立造船・因島工場  
 総噸数 60,850.22 噸 純噸数 46,104 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 128,193 噸 全長 266.70 m 長(垂) 255.00 m  
 幅(型) 41.40 m 深(型) 22.20 m 吃水 55'-2<sup>1</sup>/<sub>8</sub>" 満載排水量 149,669 噸 平甲板船 主機 日立 B&W 9K 84 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力(最大) 23,200 PS×114 RPM (常用) 21,100 PS×110 RPM 燃料消費量 77.5 t/d  
 航続距離 21,000 海里 速力(試) 15.57 ノット (航) 14.6 ノット 貨油倉 151,039.93 m<sup>3</sup> 燃料油倉 4,934.15 m<sup>3</sup>  
 清水倉 482.76 m<sup>3</sup> 乗員 47 名 工期 47-8-28, 47-12-5, 48-3-27

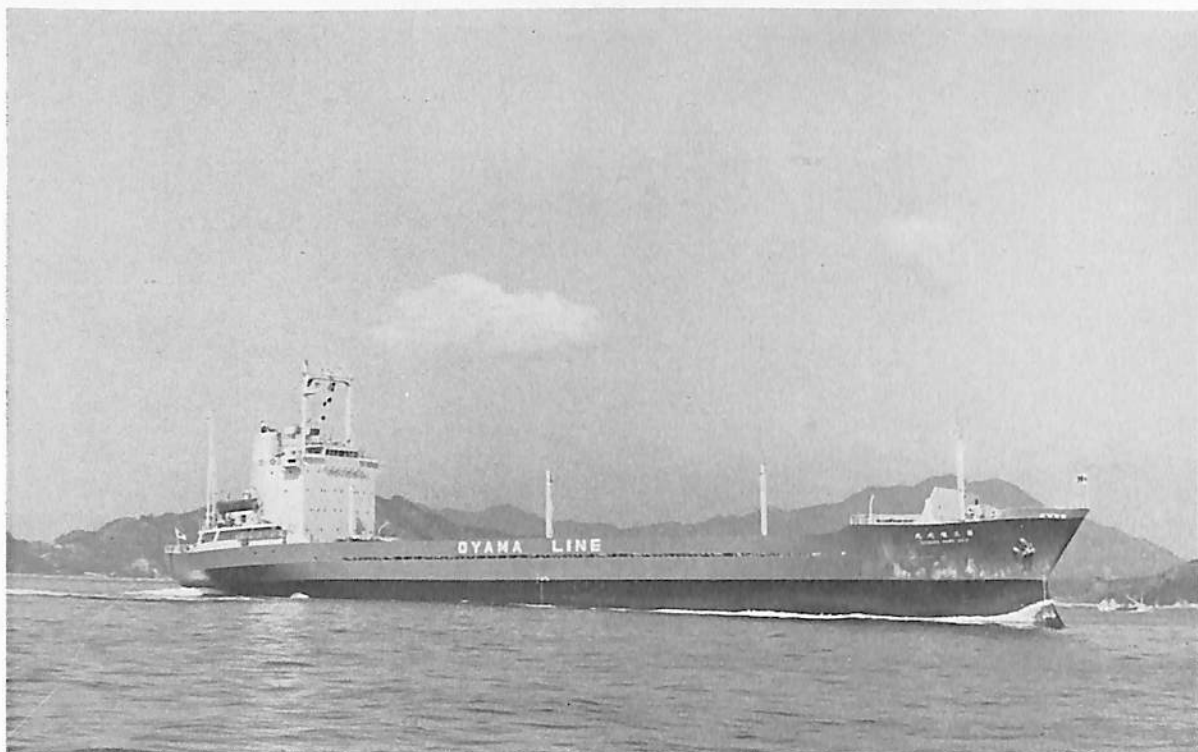




CONOCO AMERICA (油槽船) 船主 Maritime Tankers Corporation (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・呉造船所 総噸数 119,626 噸 純噸数 99,113 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 276,219 噸 全長 337.058 m 長(垂) 320.00 m 幅(型) 54.50 m 深(型) 27.00 m 吃水 69'— $\frac{3}{4}$ " 平甲板船 主機 IHI-スチームタービン 1 基 出力 36,000PS×80 RPM 燃料消費量 173.04 t/d 航続距離 15,500 海里 速力 16.18 ノット 汽罐 IHI-F.W. two-drum MDM×2 貨油倉 325,049 m<sup>3</sup> 燃料油倉 8,702 m<sup>3</sup> 清水倉 650 m<sup>3</sup> 乗員 35 名(外 8 名) 工期 47-10-19, 48-1-13, 43-4-20



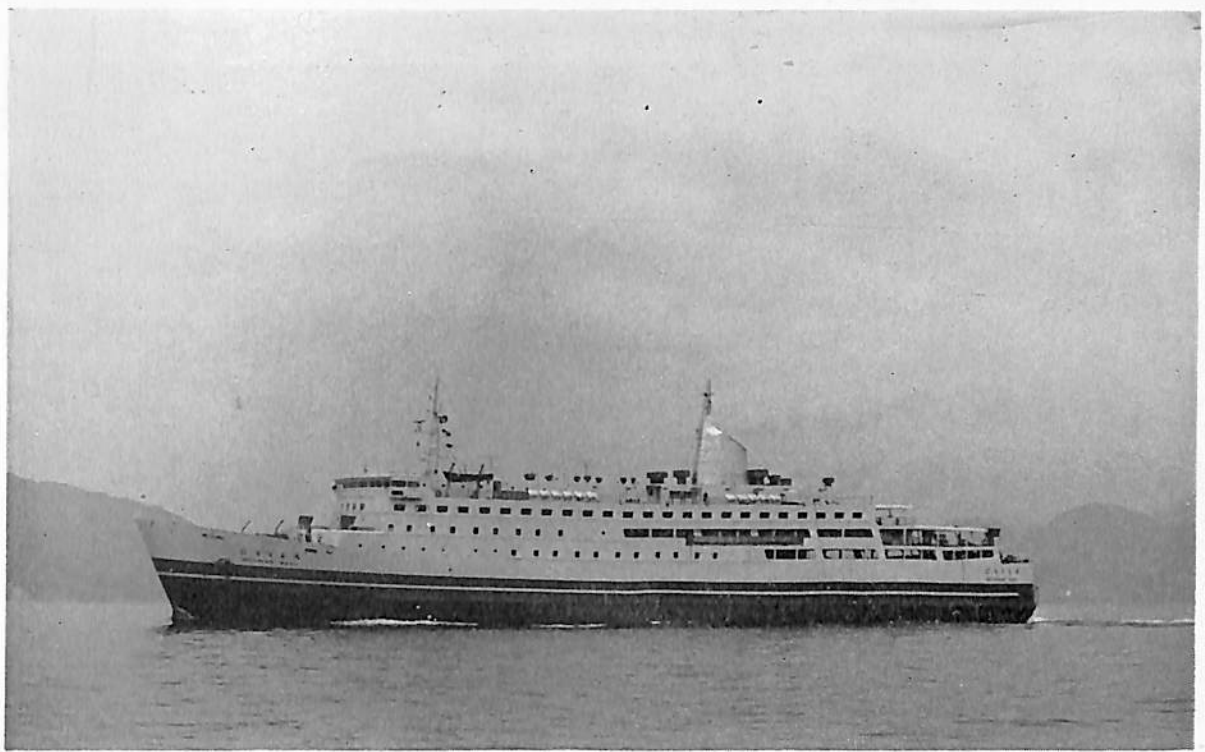
鹿島山丸 (油槽船) 船主 大阪商船三井船舶株式会社, 日本海汽船株式会社 造船所 日立造船・堺工場 総噸数 120,680.52 噸 純噸数 89,549.80 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 237,653 噸 全長 324.00 m 長(垂) 310.00 m 幅(型) 53.00 m 深(型) 25.00 m 吃水 19.44 m 一層甲板船 主機 日立 US-360 型タービン 1 基 出力 32,400 PS×87 RPM 燃料消費量 160.2 t/d 航続距離 16,225 海里 速力 15.54 ノット 汽罐 日立  $\frac{72}{51}$  UA 型 51,000 kg×62 kg/cm<sup>2</sup>g×2 貨油倉 282,663.5 m<sup>3</sup> 燃料油倉 8,172.3 m<sup>3</sup> 清水倉 610.6 m<sup>3</sup> 乗員 34 名 工期 47-7-27, 47-12-28, 48-3-31



第三 旭光丸 (コンテナ船) 主船 船舶整備公団, 愛媛協同汽船株式会社 造船所 波止浜造船株式会社 総噸数 4,348.95 噸 純噸数 2,706.66 噸 近海 船級 NK 載貨重量 5,733.89 噸 全長 118.10 m 長(垂) 109.00 m 幅(型) 18.00 m 深(型) 8.25 m 吃水 6.017 m 満載排水量 8,250.00 噸 凹甲板型 主機 赤阪 UET<sup>52/98</sup> 型ディーゼル機関 1 基 出力 5,100 PS×187.5 RPM 燃料消費量 19.6 t/d 航続距離 17,110 海里 速力 16.279 トッソ 発電機 450 KVA×445 V×2 20' コンテナ積載量 274 個 燃料油倉 985.52 m<sup>3</sup> 清水倉 493.87 m<sup>3</sup> 乗員 24 名 工期 47-10-5, 47-1-7, 48-3-29



相 模 丸 (自動車専用船) 船主 日之出汽船株式会社, 昭和海運株式会社 造船所 日立造船・舞鶴工場 総噸数 6,828.01 噸 純噸数 2,717.9 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 8,678 噸 全長 174.50 m 長(垂) 164.00 m 幅(型) 25.40 m 深(型) 8.10 m 吃水 7.20 m 満載排水量 17,086 噸 主機 日立 B&W 9 K 62 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,540 PS×137 RPM 燃料消費量 43.56 t/d 航続距離 13,650 海里 速力 18.18 ノット 汽罐 日立フレミングボイラ No.3×1 発電機 500 KVA, AC 450 V, 60 Hz×3 自動車搭載甲板面積 25,672.38 m<sup>2</sup> 燃料油倉 1,508.47 m<sup>3</sup> 清水倉 618.65 m<sup>3</sup> 乗員 30 名(外 2 名) 工期 47-8-7, 47-12-21, 48-3-26



**にちなん丸 (自働車航走客船)** 船主 関西汽船株式会社 造船所 波止浜造船株式会社  
 総噸数 6,114.89 噸 純噸数 2,373.51 噸 沿海 載貨重量 1,658.00 噸 全長 118.00 m 長(垂) 106.00 m  
 幅(型) 20.40 m 深(型) 8.00 m 吃水 5.717 m 満載排水量 6,000.00 噸 全通船楼甲板船 主機 川崎 R 6 V  
 52/55 型ディーゼル機関 2 基 出力 2×5,100 PS×407 RPM 燃料消費量 38.0 t/d 航続距離 2,000 海里 速力 19.0  
 ノット 旅客 特等室 和式 16 名 洋式 56 名 一等室 和式 60 名 洋式 96 名 二等室 858 名 ドライバー室 40 名  
 合計 1,126 名 料燃油倉 315.10 m<sup>3</sup> 清水倉 545.30 m<sup>3</sup> 乗員 71 名 工期 47-8-3, 47-11-22, 48-3-23  
 設備 パウラスター装置 1 基 スタビライザー装置 1 式



**はいち丸 (貨物船)** 船主 川崎汽船株式会社 造船所 日立造船・向島工場  
 総噸数 8,842.03 噸 純噸数 5,258.63 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 12,183 噸 全長 141.00 m 長(垂) 130.218 m  
 幅(型) 20.80 m 深(型) 12.50 m 吃水 9.179 m 満載排水量 16,549 噸 長船首楼付平甲板船 主機 日立 B&W  
 6 K 62 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 7,055 PS×137 RPM 燃料消費量 約 28.1 t/d 航続距離 約 13,900 海里  
 速力 16.1 ノット 汽罐 日立プレミングボイラ No. 3 発電機 AC 450 V, 600 KVA, 900 PS×2 貨物倉(ベール)  
 17,205 m<sup>3</sup> (グリーン) 18,602 m<sup>3</sup> 燃料油倉 1,004.36 m<sup>3</sup> 清水倉 364.63 m<sup>3</sup> 乗員 36 名(外 2 名) 工期 47-  
 10-25, 48-1-9, 48-3-17

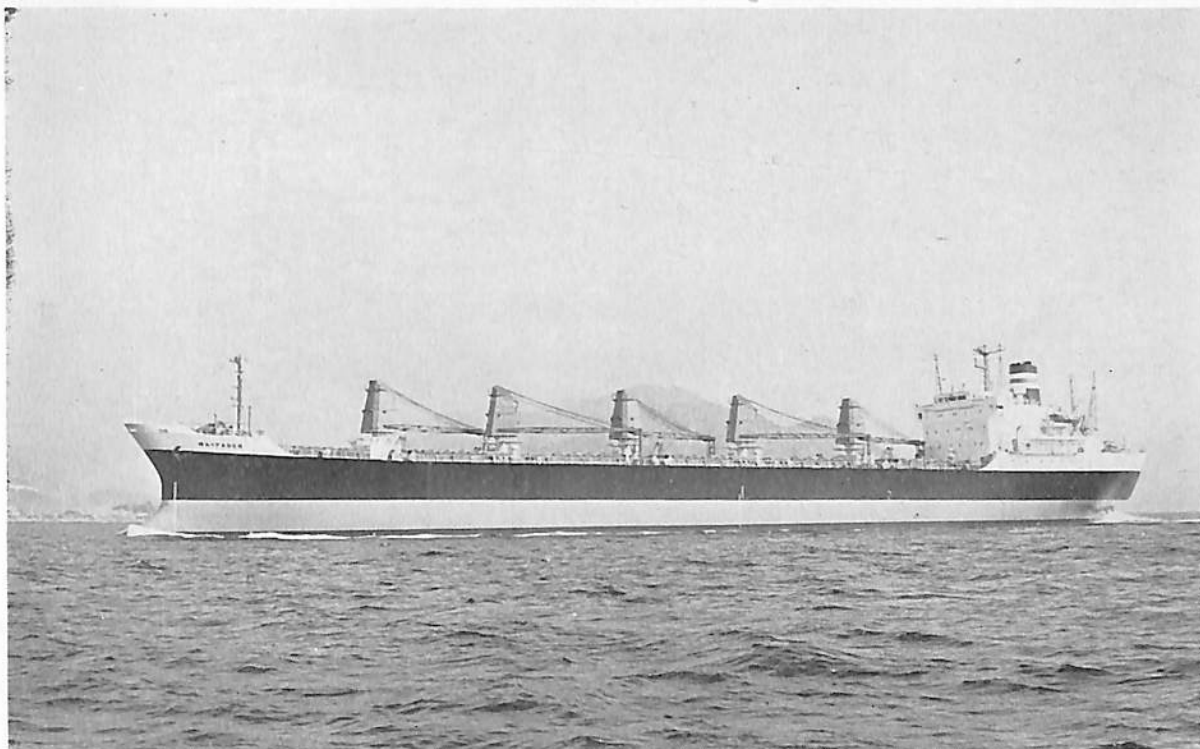




**TIVOLI (油槽船)** 船主 Leo Transport Corporation (リベリア) 造船所 川崎重工業・坂出工場  
 総噸数 104,918.43 噸 純噸数 88,071.37 噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 231,797 噸 全長 319.30 m 長(垂)  
 305.00 m 幅(型) 53.00 m 深(型) 25.30 m 吃水 19.5365 m 満載排水量 266,205 噸 平甲板船 主機 川崎  
 UA-366 型タービン 1 基 出力 35,000 PS×89RPM 燃料消費量 175.73 t/d 航続距離 16,900 海里 速力 16.11  
 ノット 汽罐 川崎 UMG<sup>72/56</sup>×2 型 燃料油倉 8,561.63 m<sup>3</sup> 清水倉 130.94 m<sup>3</sup> 乗員 38 名 工期 47-9  
 -5, 47-12-28, 48-4-26



**MOBIL PETROLEUM (油槽船)** 船主 Mobil Shipping & Transportation Company (リベリア)  
 造船所 佐世保重工業・佐世保造船所 全長 326.00 m 長(垂) 313.00 m 幅(型) 48.20 m 深(型) 25.50 m  
 吃水 19.331 m 総噸数 107,624.71 噸 載貨重量 211,807 噸 速力(試) 16.9 ノット (航) 16.5 ノット 主機  
 IHI-GE スチームタービン 1 基 出力 30,000 PS 船級 AB 工期 47-10, 47-12, 48-4-10



WAYFARER (ばら積貨物船) 船主 The Cherent Steam-Ship Co.(イギリス) 造船所 日本鋼管・清水  
 造船所 総噸数 16,317.14 噸 純噸数 10,473.10 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 27,565 噸 全長 174.092 m 長(垂)  
 164.592 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 14.707 m 吃水 10.977 m 満載排水量 34,104 噸 凹甲板船 主機 住友ス  
 ザー 6 RND 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,800 PS×118 RPM 燃料消費量 42 t/d 速力 15.2ノット 発電機  
 AC 450 V, 420 KW×3 貨物倉(ベール) 36,117.8 m<sup>3</sup> (グレーン) 29,398.1 m<sup>3</sup> 燃料油倉 2,113.5 m<sup>3</sup> 清水倉  
 208.7 m<sup>3</sup> 乗員 36 名(外 3 名) 工期 47-10-2, 48-1-13, 48-4-5

## 船舶外板・タンク の

電気防蝕に関する調査・設計は

専門のエンジニアリングコンサルタント

中川防蝕工業株式会社に

御相談下さい。

当社は技術士(金属部門)15名を擁する  
 ユニークな防蝕専門会社です。

## 中川防蝕工業株式会社

本社・東京都千代田区神田鍛冶町 2-1 ☎(252)3171  
 支店・大阪市東淀川区西中島 5-1-10 ☎(303)2831  
 営業所・名古屋 ☎(962)7866・広島 ☎(48)0524・福岡 ☎(77)4664  
 出張所・札幌・仙台・新潟・千葉・水島・高松・大分・沖縄



アルミ陽極取付 バラストタンク

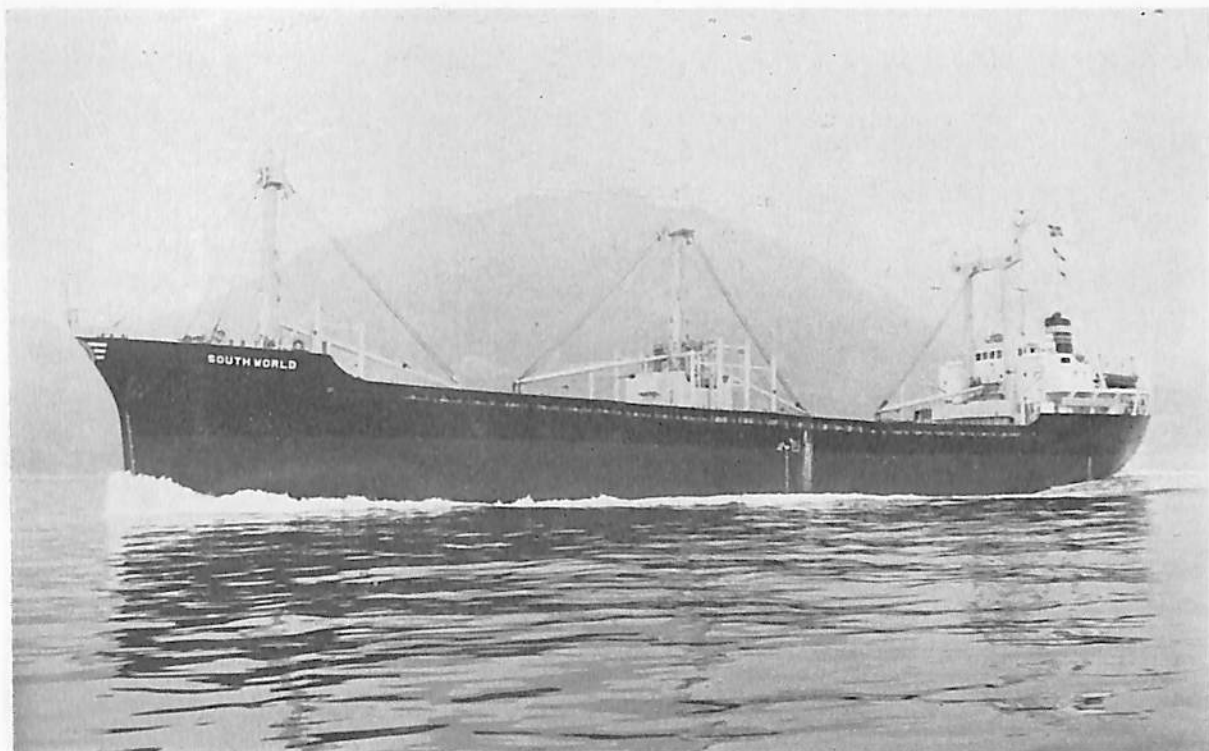


**ジャパン ミモザ (JAPAN MIMOSA)** (鉱石/石炭/原油運搬船) 船主 ジャパンライン株式会社 造船所 住友重機械工業・追浜造船所 総噸数 96,101.61 噸 純噸数 75,207.07 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 168,367 噸 全長 297.50 m 長(垂) 285.00 m 幅(型) 47.40 m 深(型) 24.80 m 吃水 17.574 m 満載排水量 200,509 噸 平甲板船 主機 住友-スタルラバ AP タービン 1 基 出力 25,800 PS×83 RPM 燃料消費量 129 t/d 離距続航 26,000 海里 速力 15.50 ノット 汽罐 二胴水管式 60 t/h×2 貨物倉(グリーン) 157,255 m<sup>3</sup> 貨油倉 211,374 m<sup>3</sup> 燃料油倉 10,453 m<sup>3</sup> 清水倉 372 m<sup>3</sup> 乗員 40 名 工期 47-8-9, 47-12-8, 48-3-29



**神 洋 丸 (鉱石運搬船)** 船主 山下新日本汽船株式会社, 玉井商船株式会社 造船所 三井造船・玉野造船所 全長 259.347 m 長(長) 249.00 m 幅(型) 39.60 m 深(型) 22.00 m 吃水 16.152 m 総噸数 63,145.18 噸 載貨重量 116,170 噸 貨物倉 65,860.3 m<sup>3</sup> 速力(試) 17.28 ノット 主機 三井 B&W 9 K 84 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 23,200 PS×114 RPM 乗員 32 名 船級 NK 工期 47-10, 48-1, 48-4-12





SOUTH WORLD (貨物船) 船主 Pan World Shipping Co., S. A. (パナマ) 造船所 今治造船株式会社  
 総噸数 3,763.66 噸 純噸数 2,679.25 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 6,415.64 噸 全長 105.31m 長(垂) 98.60m  
 幅(型) 16.33m 深(型) 8.40m 吃水 6.837m 満載排水量 8,566.00 噸 ウェル甲板船 主機 赤阪鉄工 6 UET  
<sup>45/75</sup>C 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,230 PS×218 RPM 燃料消費量 16.55 t/d 航続距離 10,000 海里 速力  
 12.65 ノット 汽罐 立圧水管式 800 kg/H 発電機 180 KVA×2 貨物倉(ベール) 7,759.391 m<sup>3</sup> (グリーン)  
 8,372.809 m<sup>3</sup> 燃料油倉 586.62 m<sup>3</sup> 清水倉 421.55 m<sup>3</sup> 乗員 25 名 工期 47-11-16, 48-1-25, 48-3-8



つくば (貨物船) 船主 正栄汽船株式会社 造船所 今治造船株式会社  
 総噸数 999.10 噸 純噸数 475.40 噸 沿海 載貨重量 3,175.83 噸 全長 82.00m 長(垂) 77.00m 幅(型)  
 12.50m 深(型) 5.75m 吃水 5.662m 満載排水量 4,185.00 噸 全通船楼甲板型 主機 榎田鉄工所 ESHC 640  
 型ディーゼル機関 1 基 出力 1,870 PS×279 RPM 燃料消費量 7.85 t/d 航続距離 5,880 海里 速力 12.05 ノット  
 汽罐 5 kg/cm<sup>2</sup> 400 kg/H 1 基 発電機 250 KVA×2 貨物倉(ベール) 4,289.08 m<sup>3</sup> (グリーン) 4,630.89 m<sup>3</sup>  
 燃料油倉 206.50 m<sup>3</sup> 清水倉 40.04 m<sup>3</sup> 乗員 12 名 工期 47-10-30, 48-2-16, 48-3-14



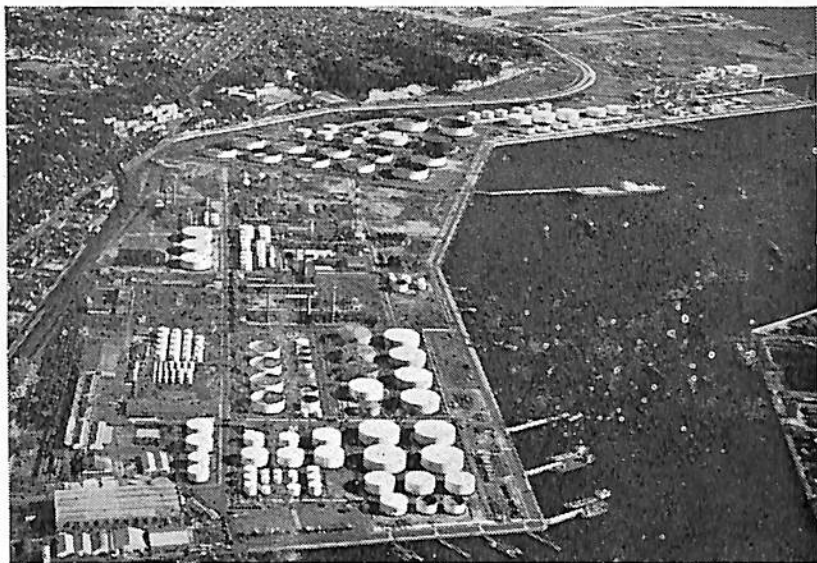
KOLLE D (ばら積貨物船) 船主 Nauru Local Government Council(ナウル) 造船所 株式会社 名村造船所  
 総噸数 19,564.03 噸 純噸数 14,636.38 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 32,464 噸 全長 184.02 m 長(垂) 175.00 m  
 幅(型) 25.00 m 深(型) 15.40 m 吃水 10.862 m 満載排水量 39,697 噸 船首接付平甲板型 主機 三菱スル  
 ザー 7RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 9,820 PS×142 RPM 燃料消費量 37.6 t/d 航続距離 13,400 海里  
 速力 14.7 ノット 発電機 912.5 KVA(730 KW)×2 貨物倉(グリーン) 37,623 m<sup>3</sup> 燃料油倉 1,687.6 m<sup>3</sup>  
 清水倉 184.6 m<sup>3</sup> 乗員 51 名 工期 47-8-28, 47-12-9, 48-3-31



CARYANDA (ばら積貨物船) 船主 Seaways Transports Ltd (リベリア) 造船所 日立造船・舞鶴工場  
 総噸数 34,067.14 噸 純噸数 26,524 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 60,290 噸 全長 225.055 m 長(垂) 215.00 m  
 幅(型) 32.20 m 深(型) 17.80 m 吃水 12.4365 m 満載排水量 71,818 噸 一層甲板船 主機 日立スルザー 7  
 RND 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 12,600 PS×118 RPM 燃料消費量 48.28 t/d 航続距離 23,300 海里 速力  
 14.80 ノット 貨物倉(グリーン) 74,191.3 m<sup>3</sup> 燃料油倉 3,597.64 m<sup>3</sup> 清水倉 440.38 m<sup>3</sup> 乗員 45 名 工期  
 47-8-3, 47-11-23, 48-3-14

# 美しい製油所から、最高の石油製品を

東洋一の根岸製油所は、非常に美しい静かな石油工場として注目されております。そして最新鋭の装置群から、1,000種類に及ぶ最高品質の石油製品を豊富に生産して、産業活動や国民生活に大いに役立っております。



**日本石油**

## YKK型船舶厨房調理機器

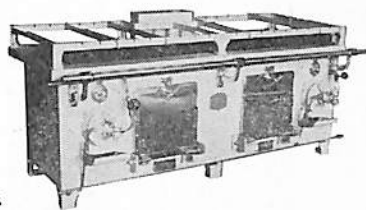
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

ライスボイラー

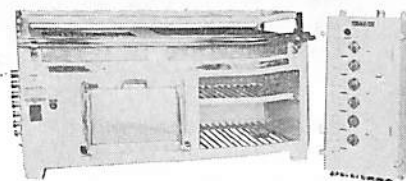


電気式湯沸器

26kw型多目的電気レンジ



2400型オイルレンジ



### 営業品目

電気レンジ・オイルレンジ・ライスボイラー・湯沸器  
調理機・水澆器・豆腐製造機・アイスクリーム製造機  
ハムスライサー・肉挽機・球根皮剥機・炊飯器・ケー  
キミキサー・ガスレンジ・電気式オープン・パン醱酵器  
電気式魚焼器・スープボイラー・ディスポーザー  
食器洗浄機・堅型蒸気炊飯器・電気コンロ・電気熱板  
ガス魚焼器・その他特殊製品全般

### 株式会社 横浜機器製作所

本社・工場 横浜市中区新山下1-8-34

電話 横浜045(622)9556(代)5335(代)

第2ビル専用 045(621)1283(代)

電略「ヨコハマ」ワイケイケイ

希望条件を指示下さい。即時見積、設計、納品致します。



# 酸素事故をゼロにしよう。

理研酸素モニターは空気中の酸素濃度が低下し、人命が危険にさらされたり、逆に酸素濃度が高くなり化学反応、火災・爆発の起りやすい場所など広い範囲にわたって測定できます。

## ●長寿命で堅牢なセンサを採用

1)電解液、メンブランの交換なしで一年以上連続使用できます。

2)湿度100%まで使用できるうえにCO<sub>2</sub>やスモークにも影響されません。

3)0~40℃まで自動温度補償されているので、一度校正すれば長期間再校正なしで連続使用できます。

●操作は簡単(ウォーミングアップ不要)

●高精度ですばやい応答

●300mまで延長コード取付可能

●小型軽量で携帯に便利

●連続測定可能

 **理研計器** 株式会社

本社工場：東京都板橋区小豆沢2-7-6 (03)966-8151(大代表)  
本社営業部 (03)966-8151(大代) 札幌営業所 (011)231-1644  
名古屋営業所 (052)262-1686(代) 大阪営業所 (06)312-5521~3  
広島営業所 (0822)21-8671(代) 横浜営業所 (045)322-5181~2  
理研九州販売 (092)43-2558

ユニークなセンサを採用した

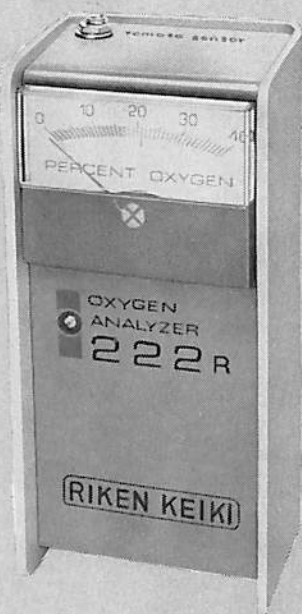
## 理研酸素モニター

〈3機種〉  
新発売

●定置式OM-300型(警報付)0~10%,0~25%又は0~50%,0~100%

●携帯式OA-222R型(本質安全防爆型)0~25%,又は0~40%

●携帯式OM-322型(警報付)0~25%,又は0~40%



### 〈携帯式〉OA-222R型

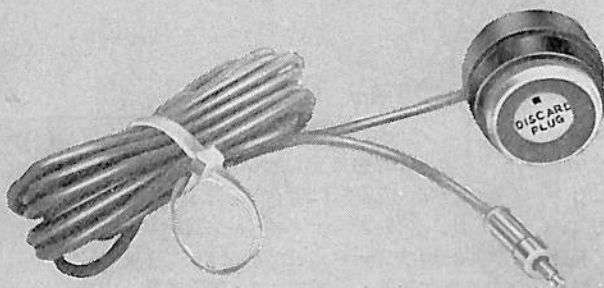
本質安全防爆型(労働省産業安全研究所検定合格品)

●船艙・タンク等爆発危険場所で使用するのに最適です。

●指示計目盛上で、既知酸素濃度(普通は空気)によるスパンチェックで使用でき、その上外部電源を必要としないので、乾電池の交換や充電の必要が全くありません。

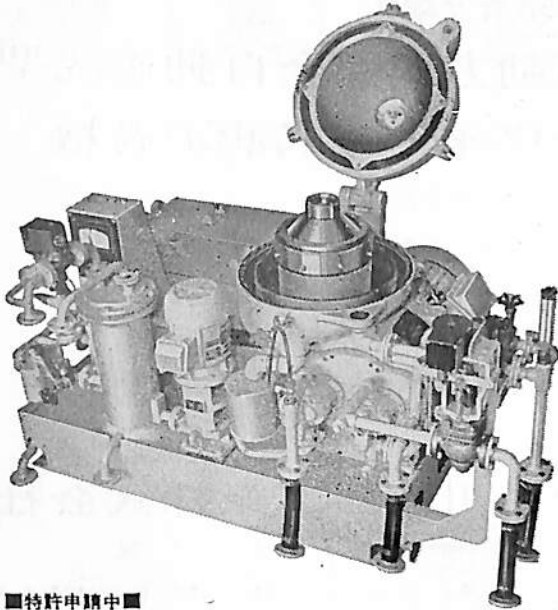
●センサは安定、長寿命で、1ヶ年間の連続使用ができます。

●100%の湿度に対しても影響ありません。



ノーマンで油の清浄!!

完全連続スラッジ排出形  
船用油清浄機



■特許申請中■

**Sharples  
Gravitrol**

◆ペンウォルト 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ノ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)

技術のナカシマ

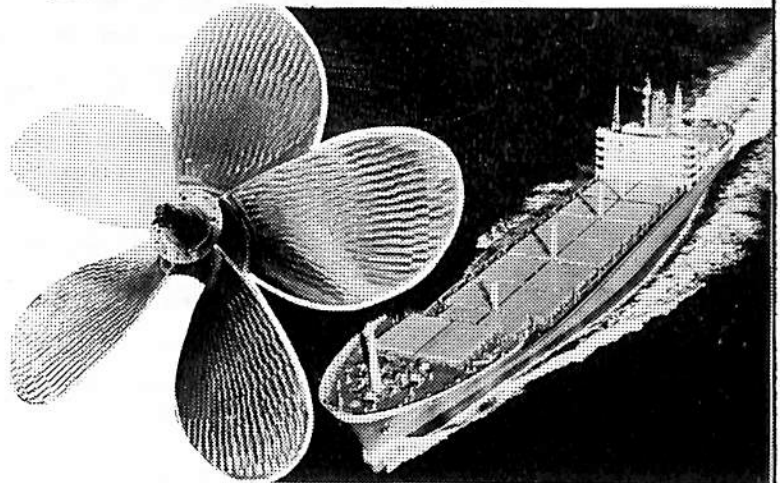
世界の海に活躍する **ナカシマプロペラ**

■製造品目

大型貨物船・タンカー・撒積船  
各種専用船プロペラの設計及び  
製作, 各種銅合金鋳造品・船尾  
装置一式

■新開発システム

- キーレスプロペラ  
キーなしのシャフトにプロペラを油圧にて装着する新方式  
取付・取外し簡便
- NAUタイププロペラ  
当社と造船技術センターの共同開発, 中小型プロペラの効率大巾アップ
- 可変ピッチプロペラ  
英国ストーン社との技術提携による高性能CPPシステム一式  
(XS・XK・XX三種)

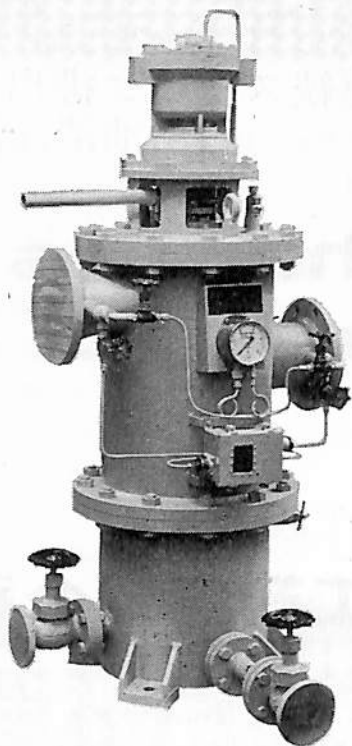


運輸省認定事業場



**ナカシマプロペラ株式会社**


本社工場 岡山市上道北方688-1(岡山中央郵便局私書函167) 〒709-08 電話(0862)79-2205(代) TELEX 5922-320 NKPROP J  
東京営業所 東京都中央区八丁堀1丁目6番1号 協栄ビル 〒104 電話(03)553-3461(代) TELEX 252-2791 NAKAPROP  
大阪営業所 大阪市西区初本町2丁目107 新興産ビル 〒550 電話(06)541-7514(代) TELEX 525-6246 NKPROPOS



「ケーワン  
K-1 ストレーナー」と命名しました  
スラッジ完全分離

## 油圧駆動方式完全自動逆洗型 ノッチワイヤー式油汙過機

1. 非常に小型となりました。
2. 非常に安価となりました。
3. 汙過機サイドでスラッジを油から完全分離を致します。  
(原液ロス“0”)
4. 油圧駆動により動力源を不要としました。

 神奈川機器工業株式会社

取締役社長 秋山 二郎

本社・工場 横浜市磯子区岡村町笹塚1168  
TEL (045) 761-0351(代表)

## 天然社編 船舶の写真と要目 第20集(1972年版)

昭和47年12月刊行 B5版上製函入 290頁 定価3,000円(千200)

第19集以後—昭和46年8月—47年7月における2,000トン以上の新造船219隻を収録、この1年における主なる新造船の全貌が詳細な要目をもって明かにされた本集は、かならず、船舶関係の技術者はもちろん、一般愛好者にとつても貴重な資料であることを疑わない。

### 国内船

- (客船) さんふらわ、まりも、しれとこ丸、かしおべあ、フェリーかしい、クイーンコーラル、第6セントラル、はまゆり、第5セントラル、黒潮丸、なは丸、フェリーかつら、とき、ひかり、おとめ丸
- (貨物船) あるたい丸、協寿丸、二見丸、日武丸、新藤丸、新重丸、成花丸、葵潮丸、昌宝丸、大鶴丸、昭泰丸、鶴嶺丸、信隆丸、近洋丸、有和丸
- (油槽船) 日石丸、ジャパンアイリス、錦江丸、幾洋丸、雲竜丸、新燕丸、明光丸、新光丸、大船丸、飛鳥川丸、田川丸、光珠丸、玉野丸、三船丸、第3ひかり丸、三鶴丸、鶴令丸
- (散積貨物船) 新鶴丸、千島丸、千曲丸、ジャパンオリブ、ジャパンアカシア、ジャパンボプラ、邦翔丸、国見丸、千秋丸、第2三井丸、さんばあばら丸、昭龍丸、乾隆丸、栄龍丸、比榮丸、阿賀野丸、筑波丸、天勝丸、ぶうげんびる丸、八新丸、南洋丸、大陽丸、昭博丸、せんだん丸、麗光丸、麗海丸、孫洋丸
- (特殊貨物船) 鶴見丸、あどりあ丸、はんぶとん丸、若鶴丸、敦賀丸、えるべ丸、北野丸、鎌倉丸、いでん丸、雄翔丸、しるばあろろ丸、森丸、あじあ丸、比叡丸、麗光丸、第19とよた丸、ないる丸、はびるす丸、ジャパンチャリオット、ジャパンコーチ、たこま丸、明龍丸、ネルソン丸、ジャパンエリカ、あまぞん丸、やまと丸、第18とよた丸、蓬萊丸、博洋丸、多摩丸、天沙丸、福岡丸、すずらん丸、東寿丸、吉州丸、雄星丸、ねぐろ丸、紅徳丸、そよかぜ丸
- (特殊船) 新さくら丸、竹生丸、第2天洋丸、第3鴻洋丸、六甲丸

### 輸出船

- (客船) TAI PENG
- (貨物船) VAN TRIUMPH, ASIA ROSE, EASTERN VENTURE, APOLLON, ARISTA GORAS, IOANNA, BUNGA TERATAI, OCEAN PROGRESS, BUNGA TANJONG, EVER SAFETY, FIDES, RANENFJORD, DAISHOWA VENTURE, LEIDENSCHAFT, SUN CHONG, EMMANUEL DELMAS, ANNOULA, SIAM VENTURE, LOI KIM, AMRTA I
- (油槽船) OGDEN NELSON, J.R. GREY, BRITISH SURVEYOR, POLYSCANDIA, BRITISH SCIENTIST, BRITISH PROSPECTOR, MOBIL PROGRESS, WORLD BARONESS, UNITED OVERSEAS I, KULU, WORLD HAPPINESS, J. PAUL GETTY, WORLD HONOUR, WORLD GENERAL, ORIENTAL PHOENIX, FAIRFIELD, ORIENTAL MAJESTY, SEALION, LOSINA, NEPCO GALLANT, MESSINIACHI IDEA, INDOTANK, GOLAR SABANG
- (散積貨物船) STIRING BRIDGE, KONKAR INDOMITABLE, TAKASAGO, MAJESTY, ROBERT BANK, TONIN, EVELYN, AMELIA TOPIC, SPRAY DERRICK, INVERALMOND, MARITIME ACE, EASTERN JADE, DORYFORDS, SILVAPLANA, PACEMPEROR, ANTAIOS, SAPPORO OLYMPICS, KAPODISTRIAS, PANAGOS D. PETERAS, MARIA VOYAZIDES, ENDEAVOR, HAI CHUAN, ISLAND SUN, SEATRANSPORT, EASTERN WISEMAN, TERRYLIN, EASTERN WAVE, SWIFTNES, GOLDEN CROWN, COSMOS ALTAIR, WOERMANN SANAGA, CONSOLIDATED VENTURE, PYTHIA, FRONISIS
- (特殊貨物船) LA LOMA, WORLD SPLENDER, JALNA, ANDROS ARIES, PONTOPORIA, EDEN BRIDGE, RHETORIC, SYMPHONIC, ASIATIC, ANDROS STORM, CHU FUJINO, AEGEAN ISLAND, POINT CLEAR, EASTERN HAZEL, WORLD RAINBOW, PINKSKY, ASIA HUNTER, BRIGHT HOPE, GOLDEN LOTUS, HOP CHONG, ASIA GOLD, QUEENA, HUSA





日本図書館協会選定図書



1 隻 1 冊 必 備 の 書

# THE CYCLOPEDIA OF NAVIGATION

監 修 東京商船大学名誉教授 浅 井 栄 資  
東京商船大学学長 横 田 利 雄

## 航 海 辞 典

A 5 判 850 頁 布クロス装函入 定価 6,500 円 千 120 円

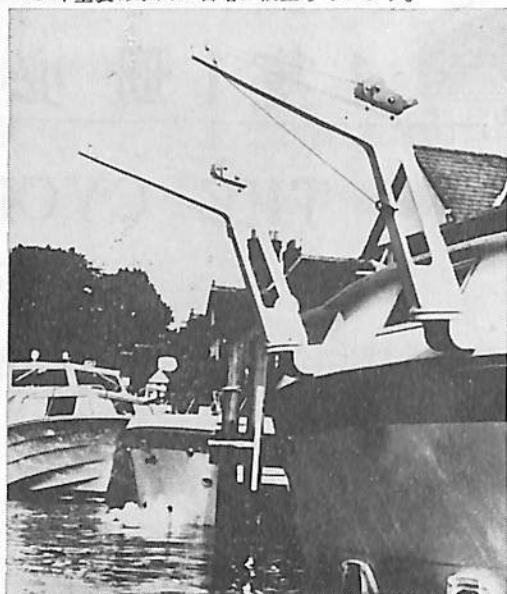
- 解説項目 1,112項、参照項目 5,308項、挿入図 400余個、挿入表95個
- 附録：天測暦、基本雲形、露点表、ビューフォート風力階級表、世界主要航路地図(色刷)、海図図式、モールス符号、手旗信号、航海技術年表等
- 口絵：アート紙色刷(文字旗、世界煙突マーク)
- 航海術の基本として、地文航法、天文航法、電波航法の理論を紹介し、特殊な航海計器や海象・気象の準拠すべき事項を取上げてある。
- 航海運用には、ぎ装・整備・操船・載貨を具体的に取上げて、原理と実際上の知識を盛り、さらに造船の基礎を揚げて根本から応用し得るように工夫してある。
- 機関関係には、内燃機関・タービンの主機をはじめ、補機電気関係はもちろん、その自動化の問題に及び、ボイラや推進軸系には小部門を特設して、運転上のあらゆる場合に対処し得る項目が選ばれている。
- 執筆は東京商船大学、神戸商船大学、航海訓練所、海技大学校の教官(41名)がこれにあたり、まさに最高の権威者を揃えた執筆陣といえよう。

東京都新宿区赤城下町50 天 然 社 振替東京79562番



●エン・プラの決定版——ダイアミド

ダイアミドの粉体塗装したデリック…耐食性・耐衝撃性・耐候性を利用し、海水・日光・風雨からの保護とペンキ塗装の手間の省略に役立っています。



# 海水にも強いエン・プラを ごぞんじですか？

## ダイアミド

### 船舶のためのダイアミド

たとえば、ワイヤロープのコーティング、ボートのデリックや甲板用具のコーティングなど、耐食性、耐摩耗性、耐海水性、耐候性、耐衝撃性が要求される船舶用具のコーティング材料として、ダイアミドは着々と、他のエン・プラに見られない数かずの実績をあげています。

- 海水に強い ─ 船舶用に最適
- 脆化温度が約70℃ ─ 低温特性バツグン
- 耐油・耐薬品性が優秀 ─ 強酸以外はほとんどOK!
- 金属との密着性がよい ─ 粉体塗装ができるというように、他のエン・プラには求められない特性が、船舶用具の保護とトータルコスト節減の要望に、みごとにおこたえています。

### 粉体塗装で

### トータルコストの節減を!

粉体塗装できるエン・プラは、ほかにもありますが、海水に強く、低温に強く、しかも摩擦にも強いのは、ダイアミドだけです。いいかえれば、船舶に利用できるエン・プラはダイアミドだけ。ぜひご検討ください。

### 資料をどうぞ…

当社では、広範な基礎データをはじめ、応用データ、さらには世界的な用途例を整備し、これらの資料をもとに、安心してご検討ご採用いただけるよう、徹底したサービスをご提供し、貴社の技術コンサルタントとなることを願っています。ぜひご相談ください。

ナイロンー12

# ダイアミド



ダイセル・ヒュルス株式会社



ダイセル株式会社

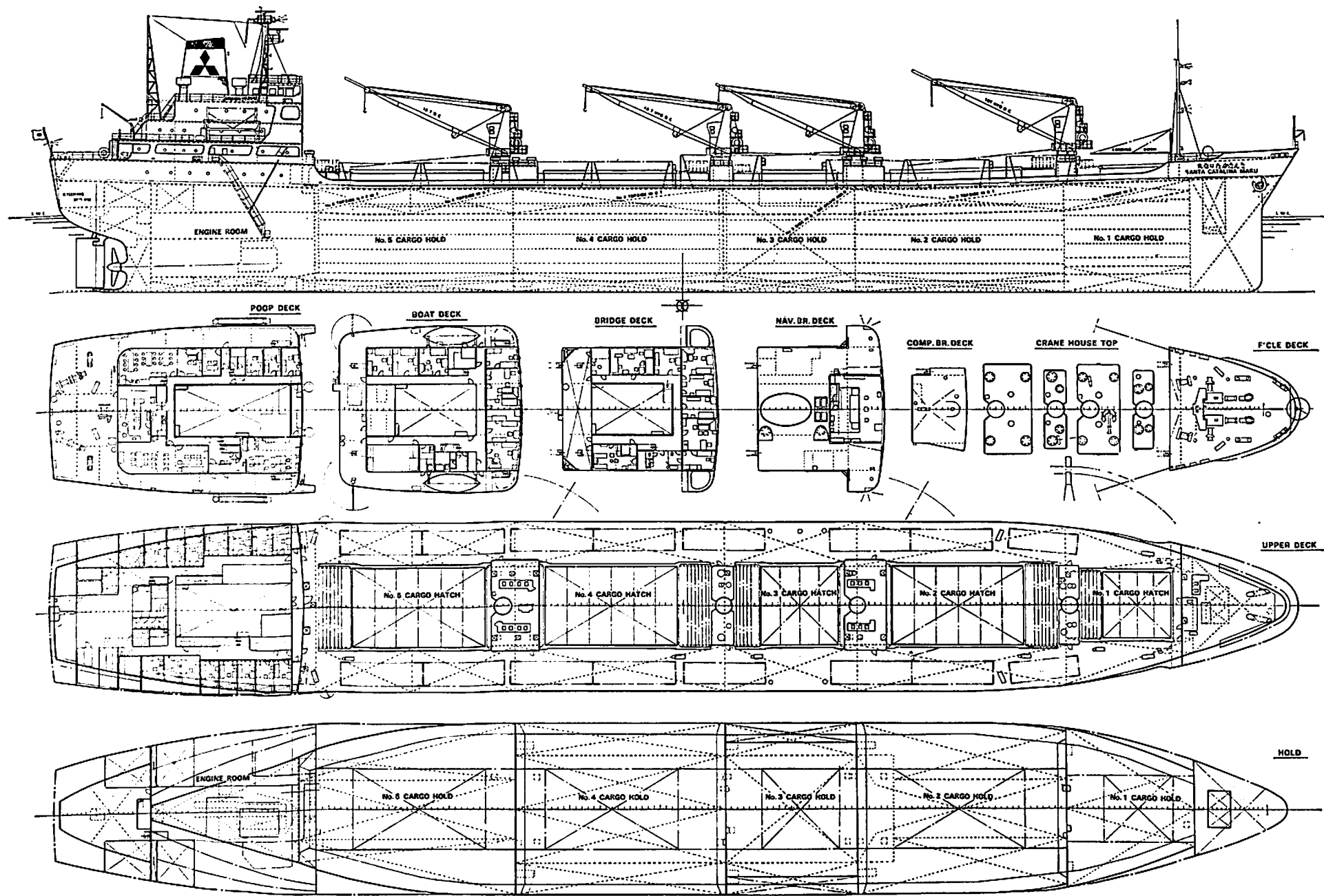
ダイアミド営業部

東京 千代田区霞ヶ関3-8-1(虎の門三井ビル) 03(507)3222

大阪 東区瓦町3丁目8 06(202)1181

名古屋 中村区堀内町2丁目(堀内ビル) 052(582)8511

★「ダイアミドニュース」を発行しています。ハガキ(会社名記入のこと)でお申しこみください。



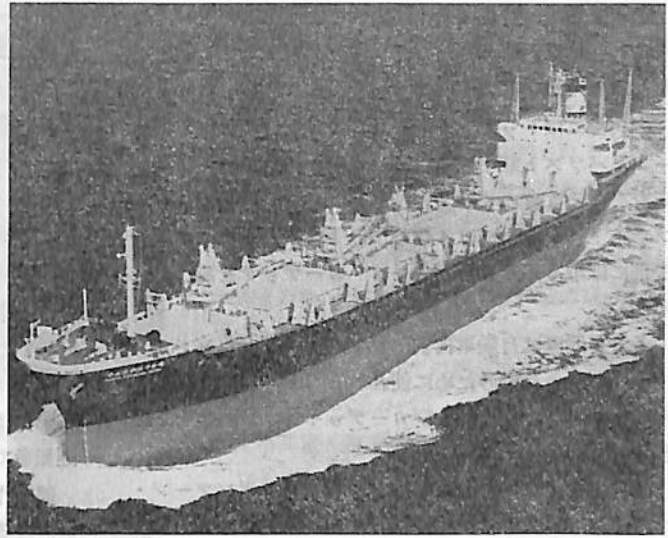
さんたかたりな丸一般配置図



## 自動車運搬兼ばら積貨物船

### さんたかたりな丸

三菱重工業株式会社  
下関造船所造船設計部



#### 1. ま え が き

本船は三菱鉱石輸送株式会社殿のご注文により、当社下関造船所において昭和47年5月26日起工、昭和47年9月25日進水、昭和47年12月22日完工した最新鋭の自動車運搬兼ばら積貨物船である。

本船はリフトオン/リフトオフ方式を採用し、ギャラン A II 形 (4.08 m × 1.56 m) 換算で1,560台の自動車を送ることができるほか、復航時には穀物、鉱石などのばら積貨物専用船となるよう計画されている。

また自動車搭載時にホットコイルとの混載もできるよう計画されている。

自動化項目として機関室の無人化 (NK の M0 取得)、ハッチカバーの自動開閉などを採用している。

本船は昭和47年12月自動車を搭載して横浜を出航、JEDDAH への処女航海を無事終え、昭和48年3月徳山に入港した。

#### 2. 主要目および一般配置

##### 2-1 主要目

##### 船級

NK : NS\* (Bulk Carrier or Motor Car Carrier)  
MNS\* (M0 符号取得)

##### 主要寸法

全長	195.97 m
長さ (垂線間)	155.00 m
幅 (型)	22.86 m
深さ (型)	14.00 m

満載吃水 (型) 10.43 m

##### 総トン数、載貨重量、容積等

総トン数	14,302.26 T
純トン数	9,752.12 T
載貨重量	22,598 kt
貨物倉容積 (グリーン)	28,492 m <sup>3</sup>
燃料油タンク容積	1,990 m <sup>3</sup>
清水タンク容積	462 m <sup>3</sup>
バラスタタンク容積	6,469 m <sup>3</sup>

##### 自動車搭載台数

乗用車 (ギャラン A II 形換算) 1,560 台

##### 速力等

試運転最大速力	17.47 kn
航海速力 (自動車搭載時)	15.90 kn
航続距離	18,000 浬

##### 主機関等

主機関	三菱 MAN V 6 V 52/55	1 基
	最大出力	10,050 PS × 400 rpm
	常用出力	9,045 PS × 386 rpm
発電機	AC 450 V, 60 Hz, 675 KVA (540 KW)	

補助ボイラ	コクラン型	1,500 kg/h	1 台
排ガスエコノマイザ		1,500 kg/h	1 台

##### 乗組員

職員 (含予備 2 名)	12 名
部員	19 名
合計	31 名

## 2-2 一般配置

本船は船橋、居住区および機関室を船尾に配置し、船尾はトランサム型、そして MHI-BOW をもち、船首楼および船尾楼を有する全通一層甲板船である。

中央部にはトップサイドタンク (No.3 貨物倉はグリーンとバラスト兼用のサイドタンク)、ホッパー付二重底を有する5倉の貨物倉を配置し、各貨物倉側部のトップサイドタンク下には4層の吊り下げ式カーデッキ、中央部には取り外し式ポンツーン・カーデッキを設けている。

各倉口間には自動車荷役、グリーン荷役、ポンツーン・カーデッキ移動のために使われる 10t 電動油圧デッキクレーンを計4台およびカーデッキウィンチ室を2室配置している。

なお自動車以外の貨物を積載する場合、ポンツーン・カーデッキは上甲板上暴露部両側に格納できるよう受台および格納枠を配置している。

## 3. 船体構造

本船の構造様式は上甲板梁および中央部の二重底、内底板防撓材は縦肋骨方式とし、その他の肋骨および甲板梁は横肋骨方式とし、機関室内には4肋骨心距ごとに特設梁を設けている。

No.3 貨物倉の両舷側部には縦隔壁を設け、バラスト兼グリーン倉としている。

その他の貨物倉頂部にはトップサイドタンクを設けている。

船体中央部における支壁と外板の固着部以外は全溶接を採用している。

すべての貨物倉は穀物、鉱石などのばら積貨物を考慮して、トップサイドタンク下部は30度の傾斜をもたせ、二重底頂部は45度の傾斜をもつホッパー形式とし、横隔壁底部のスチフナブラケットなどは鋼板でカバーし、フォークリフト、ブルドーザなどの使用にも支障がないよう充分配慮した。

## 4. 一般船体構築

### 4-1 揚錨係船装置

船首楼甲板の上に係船機兼用の独立型揚錨機2台、さらにドラム付係船機2台、船尾楼甲板の上に2ドラム付係船機2台、中錨ウィンチ1台を配置し、セントローレンス運河通航規則を満足している。

機器は迅速な係船、速度制御の有利性等より、当社の電動油圧方式を採用している。

機器の要目は次の通りである。

揚錨機兼係船機 2台

ジブシーホイル	18t × 9m/min × 1	
ホーサードラム	8t × 15m/min × 1	
係船機 (船首)		2台
ホーサードラム	8t × 15m/min × 1	
係船機 (船尾)		2台
ホーサードラム	8t × 15m/min × 2	
中錨ウィンチ		1台
ケジアンカードラム	5t × 20m/min × 1	

### 4-2 テッキクレーン

自動車荷役、一般貨物、ポンツーン・カーデッキの取り扱いのため、当社の電動油圧デッキクレーンを上甲板上各倉口間船体中心線上に計4基設置している。

動作は巻上、俯仰、旋回の同時3動作方式で、1人の運転者で容易に、安全に行なうことができる。

誤操作に対しては、あらゆる機構にリミットスイッチを設ける等十分な安全配慮を行なっている。

クレーンの要目は次の通りである。

定格荷重 × 巻上荷重 × 旋回半径  
10t × 15m/min × 3~18m 4台

### 4-3 ハッチカバー

ハッチカバーは当社のエンドローリング型鋼製水密ハッチカバーを採用し、周囲の締付けはクイックアクティンク式、押し上げは専用油圧ポンプによる一斉ジャッキアップ方式、ハッチカバーの開閉は、ワイヤにて常時セットされた専用ウィンチにて瞬時にこなせる装置とし、省力化および開閉作業の迅速化を計っている。

ハッチ寸法は次の通りである。

貨物倉	長さ	× 幅	× 数
No.1 貨物倉	9,100 mm	× 9,100 mm	× 1
No.2 貨物倉	17,600 mm	× 10,800 mm	× 1
No.3 貨物倉	10,400 mm	× 10,800 mm	× 1
No.4 貨物倉	17,600 mm	× 10,800 mm	× 1
No.5 貨物倉	17,600 mm	× 10,800 mm	× 1

### 4-4 その他

居住区は全室冷暖房を行ない、外気取入口および機関室の通風機吸引口には、グリーン荷役を考慮してエヤ・ワッシャを設けている。

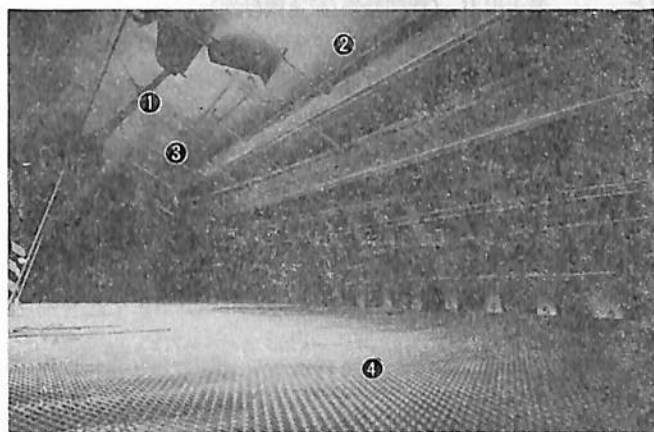
## 5. 自動車搭載設備

自動車荷役は本船に装備のデッキクレーンにより行なうリフトオン/リフトオフ方式を採用し、自動車の積台数および貨物倉容積の増大を計った。

各貨物倉には4層および倉口内2層合計6層のカーデッキを設け、二重底上を含めて合計1,560台の自動車 (ギヤラン A II 形) が搭載できる。



カーデッキ ①ボンツーン・カーデッキ  
②リンケージ (カーデッキを吊り下げる)  
③サイド・カーデッキ



サイド・カーデッキ ①ロッキングフック (格納時カーデッキ支持) ②トップサイドタンク (底部) ③リーディングワイヤ ④サイド・カーデッキ (エキスパンドメタル製)

積付方法は原則として縦格納としているが舷側部、狭陰部等場所によっては横格納とし、自動車が最大の積付効率で搭載できるようにカーデッキの吊り下げ金物、格納装置および構造物などに考慮を払い、またピッチング、ローリング等に対して十分な固縛装置を設けている。

### 5-1 カーデッキ

カーデッキはトップサイドタンク下の舷側部に4層の吊り下げ式サイド・カーデッキ (狭陰部は一部取り外し式) および中央部に6層の取り外し式ボンツーン・カーデッキを各貨物倉に設けている。

自動車積時以外の場合には、サイド・カーデッキは4枚重ねにしてトップサイドタンク下面に格納し、センターのボンツーン・カーデッキは上甲板舷側部に格納し、船倉内をオールクリヤーとし、ばら積専用船と何等

変らない性能を発揮できるようにしている。

倉口側部両舷に設けるサイド・カーデッキは各倉片舷2分割 (No.1 および No.3 貨物倉は片舷1分割) し、外板よりの受金物とトップサイドタンクの船体中心側下面より吊り下げられた折りたたみ式レバーにより支持される。

サイド・カーデッキの設置および格納は1セクションごとに両端よりワイヤおよび滑車にて導設、トップサイドタンク下面にて1本のワイヤにまとめ、各倉口間のウィンチ室に設けた専用ウィンチにより行なう。

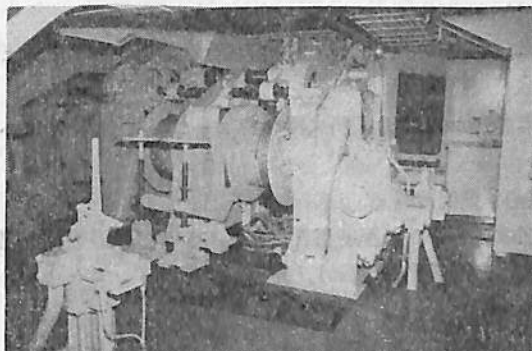
カーデッキウィンチの要目は次のとおりである。

定格荷重×巻上速度

14 t × 7.5 m/min × 2ドラム (No.1 貨物倉用)	1台
10 t × 15 m/min × 3ドラム (No.2, 3 貨物倉用)	2台
10 t × 15 m/min × 4ドラム (No.4, 5 貨物倉用)	2台

カーデッキウィンチの操作は、格納具合を直接見て確かめながらコントロールできるよう、リモートコントロール方式を採用しているほか、カーデッキ格納状態でのリミットスイッチを設ける等安全には充分意を払っている。

なおサイド・カーデッキは本船搭載の自動車の重量および高さを考慮し、カーデッキ間クリア高さ 1,650 mm ~ 1,700 mm 以上、カーデッキ深さ 200 mm 以下とし、また通風、消火および火災探知の面も考慮してエキスパンドメタルを採用して極力軽構造となるよう努めているほか、下方2層のカーデッキのみを上方に重ね合せて、二重底上に20トンのホットコイル2段積ができるよう



カーデッキウィンチ (サイド・カーデッキの上げ下ろしを行なう)



にし、自動車との混載も可能な設計としている。

ボンツーン・カーデッキは倉口部および倉口前後部を含むセンターの各貨物倉に6層設け、自動車を搭載するときは、サイド・カーデッキおよびハッチコーミングの受台等にのせてカーデッキを構成する。

ボンツーン・カーデッキは6mm厚鋼板張りとした。

### 5-2 自動車固縛装置

カーデッキ上に搭載された自動車を固縛するため、ボンツーン・カーデッキには固縛用ワイヤをとるための多数の丸棒付小穴を設け、サイド・カーデッキのエキスパンドメタルは固縛ワイヤが任意にとれるよう十分な強度とした。

二重底上はアイプレートにて数カ所固定したチェーンを横方向に数条張り、これにより固縛ワイヤが任意にとれるようにした。

固縛金具はラチェットおよびワイヤ巻取式のものとし、非使用時は隔壁、外板等の凹部に格納箱を設け格納する。

### 5-3 船倉内通風装置および消火装置

本船の自動車荷役はリフトオン/リフトオフ方式を採用しているので、自動車の自走による排気ガスなどは殆んどないと思われるが、ガソリンを積んだ状態での積込まれることも考慮し、倉内の通風、消火および照明には特に注意を払っている。

#### (a) 通風装置

各貨物倉に対して10回/時の換気可能な機動通風装置を設け、各カーデッキよりの排気を有効に行なうため、各貨物倉前後の隔壁沿いに船体付通風トランクを倉底まで導設した。

通風機は防燥型とし、各倉口間ハウス頂部に設けた。

通風機の要目は次の通りである。

350 m<sup>3</sup>/min × 40 mm Aq × 4 台

610 m<sup>3</sup>/min × 45 mm Aq × 6 台

#### (b) 消火装置

各貨物倉に対して煙管式火災探知装置および炭酸ガス消火装置を設けた。

このほか持運び式消火器を各カーデッキに設けている。

#### (c) 照明装置

各カーデッキの照明用として、300 W の保護蓋付全閉気密形白熱投光器を設け、倉内通風機とインターロックしている。

## 6. 機 関 部

### 6-1 機関部一般

機関室は船体後部に配置し、機関室内では UPP. DECK 下に UPP. ENG. FLAT および LOW. ENG. FLAT を設け、各種機器を機能的に配置している。

主機関は、三菱 MAN V 6 V 52/55 4 サイクルトランクピストン形ギヤードディーゼル機関1台を装備し、機関室スペースおよび重量の節減をはかっている。

機関室左舷 LOW. ENG. FLAT に空調装置と防音を施した機関制御室、また左舷 UPP. ENG. FLAT に空調装置を施した機関工作室を設け、乗組員の作業環境の改善をはかっている。

### 6-2 機関部主要目

主機関：

形式 三菱 MAN 4 サイクル、トランクピストン、V 形ギヤードディーゼル機関 (V 6 V 52/55)

台数 1 台

最大出力 (機関軸端/減速機軸端)

10,050/9,900 PS × 400/150 rpm

常用出力 (機関軸端/減速機軸端)

9,045/8,910 PS × 386/145 rpm

プロペラ：

形式および個数 4 翼 1 体形 1 個

直径 5,100 mm

発電装置：

発電機 675 KVA (540 KW) × AC 450 V × 60 Hz

2 台

原動機 810 PS × 720 rpm

2 台

蒸気発生装置：

補助ボイラ 1,500 kg/h × 7 kg/cm<sup>2</sup>g 1 台

排ガスエコノマイザ 1,500 kg/h × 7 kg/cm<sup>2</sup>g 1 台

主空気圧縮機：

形式および台数 立形電動直結 2 台

容量 200 m<sup>3</sup>/h (F.A.) × 25 kg/cm<sup>2</sup>g

造水装置：

形式および台数 立形真空式 1 台

容量 20 t/day

油清浄機：

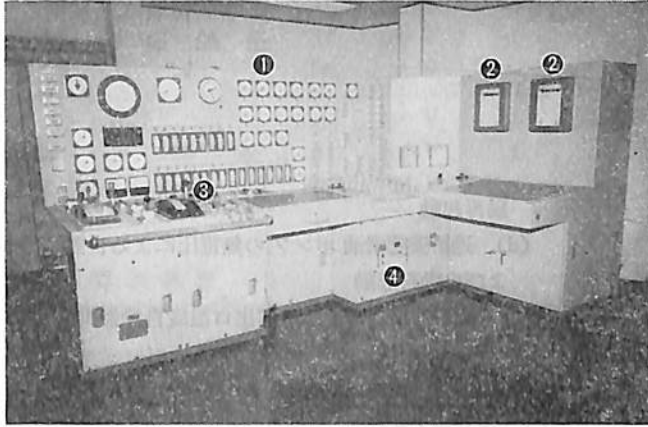
燃料油清浄機 SJ-3000 2 台

潤滑油清浄機 SJ-4000 1 台

### 6-3 機関部自動化概要

主機関は、船橋より電気空気式操縦装置により遠隔操作されると共に、機関部制御室に主機操縦装置、主要計器、制御装置、監視および警報装置等を組込んだコントロール型操縦盤を配し、主要計器の集中監視と機関の無人運転 (NK の M O 規則) ができる。

主機関と発電機関の清水と潤滑油の冷却装置、主機関



機関制御室 ①主機、補機操縦監視盤 ②打点記録計（機関部各部温度を記録） ③主機操縦ハンドル ④テレグラフローガー（主機の手動制御を記録）

の給気温度、A および C 重油の自動切換、燃料油および潤滑油の清浄系統、主空気圧縮機、補助ボイラなどには自動制御装置を採用している。

主要な各種温度は、制御室に設置したノンスキャン装置で連続監視を行なうと共に、打点記録計にて記録する。

また機関の無人運転に必要な各種計測点のグループごと(5グループ)の延長警報を船橋および各居住区に設けている。

機関部の主要な自動制御および遠隔操縦項目は下記の通りである。

- 主機関の船橋および制御室からの遠隔操縦
  - 増速プログラムコントロール
  - A 重油および C 重油のプログラム切換えと自動温度制御
  - 起動中間弁の遠隔操作
  - 冷却水（油）および給気の自動温度制御
- 発電機関の自動起動および遠隔起動停止
  - 冷却水（油）の自動温度制御
- 補助ボイラ自動燃焼および自動給水制御
- 主空気圧縮機の自動発停
- 燃料油および潤滑油の自動清浄および自動温度制御
- 推進関連ポンプの無電圧による自動切換え
- 各種タンクのレベルコントロール
- 主機潤滑油の自動逆洗滌

## 7. 電 気 部

### 7-1 電気部一般

本船建造に当り電気設備については、特に留意すべき

事項が多く、NK “MO” 取得のための諸装置は勿論、発電機の遠隔操作、自動同期投入装置、自動負荷分担装置等を装備している。

また、カーホールド内の照明設備、カーデッキ過巻上げ防止用リミットスイッチ等の防爆に対する考え方など自動車運搬船としての特殊事情を充分考慮し、各所に細心の注意を払って計画している。

### 7-2 電気部主要目

主発電機	A.C. 450 V 675 KVA	2台
主変圧器	450/105 V 30 KVA	3台
自動交換式電話機	30回線	1組
ジャイロコンパス	D-1	1組
オートパイロット	PTS-2	1組
音響測深機	MG-31A	1組
水晶時計	QC-6 TM-B 5 AL	1組
プレッシャログ	3A	1組
機関室火災警報装置	電気式	1組
居住区延長警報盤		16面
風向風速計	コーシンペーン	1組
無線方位測定機	TDA-202	1組
レーダ	AR 60-BS-81	2組
ロラン受信機	ALC-2	1組
無線電信装置	中波 400 W	1台
	短波 1 KW	
	補助 50 W	1台
無線電話装置	短波 1.2 KW SSB	1台
	国際港湾用 20 W VHF	1台
ファクシミリ	AF-5	1台
船内指令装置	50 W	1組

(以上)

### 「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かりいたします。

頭価 400円(〒150)

# 5,000 G.T 型練習船

日本鋼管清水造船所  
造船設計部

## 銀 河 丸 (その2)

### 3. 機 関 部 (承前)

#### 3.3 機関部自動化の概要

本船機関部は、実船における効果的な体験をうるために、自動運転と機側手動操作の二重方式を基本的に採用した。主機操縦については、電気油圧式により制御室より遠隔操縦ができるほか、機側にも操縦可能としてある。

以下に自動化の概要を示す。

- (イ) 主機遠隔操縦 (機関室制御室)
- (ロ) 補助ボイラーの自動制御
- (ハ) 補機類の自動制御
- (ニ) 諸装置の自動制御
- (ホ) 諸計器の集中監視および警報
- (ヘ) データ・ロガーによる圧力、温度の記録
- (ト) 上記のための制御室の装置
- (チ) 機関室防火対策

各系統には次のような自動化を採用している。

- (1) 燃料油系統
  - (a) A 重油澄 タンクの高油面による A 重油移送ポンプの自動停止
  - (b) C 重油澄 タンクの高油面による C 重油移送ポンプの自動停止
  - (c) 主機用、清浄機用燃料加熱器出口温度自動制御
  - (d) 燃料油 ブースターポンプの無電圧による自動切換および自動再起動
- (2) 潤滑油系統
  - (a) 潤滑油冷却器出口油温自動制御
  - (b) 過給機潤滑油冷却器出口油温自動制御
  - (c) 潤滑油 ポンプの無電圧による自動切換および自

動再起動

- (d) 過給機潤滑油 ポンプの無電圧による自動切換および自動再起動
  - (e) 清浄機用潤滑油加熱器出口温度自動制御
  - (3) 圧縮空気系統
    - (a) 主空気圧縮機の自動発停および自動再起動
  - (4) 冷却海水系統
    - (a) 冷却海水 ポンプの無電圧による自動切換および自動再起動
  - (5) 冷却清水系統
    - (a) シリンダ冷却清水温度自動制御
    - (b) 燃料弁冷却清水温度自動制御
    - (c) 発電機冷却清水温度自動制御
    - (d) シリンダ冷却清水 ポンプの無電圧による自動切換および自動再起動
    - (e) 燃料弁冷却清水 ポンプの無電圧による自動切換および自動再起動
  - (6) 清水、給水、サニタリーおよび雑用水系統
    - (a) 清水ポンプの自動発停
    - (b) サニタリーポンプの自動発停
    - (c) 飲料水タンクの自動発停
    - (d) 清浄機作動水タンクへの自動補給
    - (e) カスケードタンクへの自動補給
- なお、ボイラー遠隔水面計、および主機燃料油消費量積算計を制御室に設けている。

### 4. 電 気 部

#### 4.1 配電方式

本船各負荷の電圧および配線方式を下記に示す。

装 置	電 圧	相 数	周 波 数	配 線 方 式	区 分
動 力 装 置	AC 440 V	3	60 Hz	3 線 絶 縁 式	小型電力
	AC 100 V	1	〃	2 〃	
照 明 電 灯 装 置	AC 100 V	3	〃	3 〃	区分電盤に至る主回路 最終分岐回路 非常灯
	〃	1	〃	2 〃	
	DC 24 V	—	—	2 〃	
船 内 通 信 装 置	AC 100 V	1	60 Hz	2 〃	
	DC 24 V	—	—	2 〃	

計測装置	AC 440 V	3	60 Hz	3	◇
	AC 100 V	1	◇	2	◇
	DC 24 V	—	—	2	◇
無線装置	AC 440 V	3	60 Hz	2	◇
	AC 100 V	1	◇	2	◇
	DC 24 V	—	—	2	◇

#### 4.2 電源装置

名称	形式	メーカー	数量	摘要
主発電機	APK-9059	大洋電機	2	700 KVA (560 KW) 720 RPM AC 450 V 3φ 60 Hz 防滴形
補助発電機	APK-9049	◇	1	537.5 KVA (430 KW) 720 RPM; AC 450 V 3φ 60 Hz 防滴形
変圧器	MDB-F-3	西島電機	1	50 KVA×3 AC 450 V, 445 V, 440 V/105 V 1φ 60 Hz B 種絶縁, 連続定格 △-△ 結線 (V 結線可能)
蓄電池	SR-200 C	古河電池	4組	DC 240 V 200 AH, 非常灯および船内通信装置専用 2組 無線装置用 2組
インバーター	SPU-35B24	三陽電機	1	入力 DC 22 V, 出力 AC 100 V 1φ 60 Hz 300 VA 航海灯表示器用

#### 4.3 配電装置

名称	形式	メーカー	数量	摘要
主配電盤		大洋電機	1	デッドフロント床置形 主発電機盤 2面 補助発電機盤 1面 同期盤 1面 440 V 給電盤 2面 100 V 給電盤 1面
蓄電池充放電盤		オリジン電気	1	デッドフロント自立形 非常灯および船内通信装置用蓄電池用
試験用配電盤		北沢電機	1	壁掛形 試験用端子 AC 1φ 100 V ◇ DC 3.5 V~24 V 電球ソケット E-12, E-26, E-39, B-15 フェーズテスター
			1	壁掛形 蛍光灯ソケット 8 W, 15 W, 20 W 管用
船外給電箱		寺崎電気	1	防滴壁掛形 AC 440 V 3φ 60 Hz 300 A



#### 4.4 動力装置

名称	形式	メーカー	数量	摘要
電動機		大洋電機	1 式	特殊なもの以外は、カゴ形誘導電動機 AC 440 V 3φ 60 Hz E 種絶縁
始動機		大洋電機	1 式	電磁直入起動
溶接機	YK 206 EL-3 T9	松下電器	1	一次側 AC 440 V, 60 Hz, 15.7 KVA, 7.7 KW 二次側 AC 30 V, 200 A デューティサイクル 40% H 種絶縁

#### 4.5 照明電灯装置

名称	形式	メーカー	数量	摘要
居住区天井灯		不二栄 神戸日造 船舶商事	1 式	20 W 2 灯式または 40 W 2 灯式蛍光灯
卓上灯		不二栄	1 式	15 W 蛍光灯
鏡灯		東洋プラス スチック 神戸日造	1 式	8 W 蛍光灯 (スイッチおよびレセプ付) 40 W ◯
寝台灯		神戸日造	1 式	6 W 蛍光灯 (スイッチ付)
通路灯		神戸日造 船舶商事 不二栄	1 式	内部通路 20 W 蛍光灯 (ただし端艇甲板以上は 20 W 白熱 灯併設) 外部通路 60 W 白熱灯
海図台灯		船舶商事	1 式	60 W 白熱灯 光度加減器付 (Z ライト式)
機関室照明灯		船舶商事 神戸日造 不二栄	1 式	20 W 2 灯式または 40 W 2 灯式蛍光灯 400 W 水銀灯 2 個 局部照明に白熱灯併用
手サゲ灯		船舶商事	1 式	防水形キャプタイヤーコード 15 m 付 10 箇 非防水形 ◯ 7 m 付 10 箇
サイトグラス 照明灯		不二栄	1 式	60 W 白熱灯
耐圧防爆灯		森尾電機	2	60 W 白熱灯 蓄電池室, 塗料兼灯具庫
その他の照明灯		神戸日造 不二栄 船舶商事		白熱灯 { 実習生居室に 5 W 常夜灯 (一括制御), 航海船橋, 特設 船橋, 海図室区画, 電気室, 倉庫, ロッカー, 便所, 浴 室, 乾燥室等 蛍光灯 { 洗面所, 配膳室, 空調和室, 調理室, 更衣室, 工作室, 操舵機室等
非常灯		不二栄 船舶商事	1 式	重要区画に DC 24 V より給電する照明灯を装備 (主電源喪失により自動的に点灯)
航海灯 信号灯		日本船灯 湘南工作 船舶商事	1 式	航海灯 40 W 2 灯式 停泊灯 航海灯表示盤より給電 モールス信号灯 JIS F 1 形 昼間信号灯 1 KW および 60 W (DC 24 V) (携帯形)

				スエズ信号灯 白×4, 紅×2, 緑×1, 船尾 紅×1 紅 灯 吊下げ式2灯 (DC 24 V)
投 光 器		神戸日造	4	400 W 水銀灯 2 個, 500 W 白熱灯 2 個
舷 門 灯		船舶商事	1	200 W 防水吊下式
スエズ探照灯		—	1	AC 100 V 3 KW (現地にて借入れ)
煙 突 照 明 灯		神戸日造	2	300 W 白熱灯
乗 艇 灯		小糸工業 船舶商事	6 組	60 W (DC 24 V) 舷外スイング可能 40 W (DC 24 V) 手サゲ灯

#### 4.6 船内通信装置

名 称	形 式	メーカ	数量	摘 要
操 船 指 令 装 置	NVA -12 A 107	日本無線	1	AC 100 V 出力 20 W
船 内 指 令 装 置	NVA-229 C	〃	1	AC 100 V (非常用 DC 24 V 自動切換), 出力 150 W 全波ラジオ受信機組込 (NRD-165 R) (535~1605 KHz, 3~23 MHz)
機 関 室 拡 声 装 置	NVA -4 A 108	〃	1	AC 100 V (非常用 DC 24 V 自動切換) 出力 50 W 船内指令中継装置付
講 義 用 拡 声 装 置	NVA -12 B 107	〃	2	AC 100 V 第一, 第二各教室用 出力 20 W
共 電 式 電 話		松下通信	2 組	DC 24 V 撰択呼出並列通話 機関室船橋用 直通 無線無船橋用
自 動 交 換 式 電 話	AR-30-2	沖 電 気	1	AC 100 V (非常用 DC 24 V 自動切換) 全リレー式 30 回線 着信有
信 号 電 錠 装 置			1 式	AC 100 V 機関員当直呼出 DC 24 V 病室呼出, 機関員招集, 非常警報, 冷蔵庫警報, 操舵機警報
霧 中 信 号 装 置		伊吹工業	1	AC 100 V 300 ESA スチームホン 100 EAL エヤーホン ライトエミッター (モールス信号灯兼用)
エ ン ジ ン テ レ グ ラ フ		日本造船 機 械	1	AC 100 V セルシン式 制御室と機側で並列指示 (応答切換付)
非 常 用 テ レ グ ラ フ		北沢電機	1	DC 24 V ランプ式 3 点指示応答付
エ ン ジ ン モ ニ タ ー	EM-300	東京計器	1	AC 100 V DC 24 V 測定点数 温度 60 点, 圧力 2 点, 連続監視方式, 異常検出警報 デジタル測定指示, 記録

#### 4.7 航海計測装置

名 称	形 式	メーカー	数量	摘 要
電気回転計		布谷船用計器	1	主機制御用信号有指示
ジャイロコンパス ジャイロパイロット	TG-100 PLC-2	東京計器	1	AC 440 V
電 磁 ロ グ		北辰電機	1	AC 100 V 測定桿遠隔操作昇降装置付
音響測深機	MG-31 C	海上電機	1	AC 100 V
舵角指示器		日本造船機 械	1	AC 100 V セルシン式
風 信 機		光進電気	1	風速：プロペラ発電式 風向：AC 100 V セルシン式
旋 回 窓		東京測器	1	AC 100 V 1φ
水 晶 時 計	QC-6TM-B2	精工舎	1	AC 100 V (非常用 DC 240 V 自動切換) 子時計 4針×1, 3針×3, 2針×61
教育用 テレビ装置		芝 電 気	1	AC 100 V ビデオテープレコーダー×1 ポータブルカメラ×1, 親, 子受像機 各 1

#### 4.8 無線装置

名 称	形 式	メーカー	数量	摘 要		
				送信出力または受信方式	電波の形式 周 波 数	
中波・短波送信機	NSD-274 KA	日本無線	1	500 W	A <sub>1</sub>	405 KHz~535 KHz
				200 W	A <sub>2</sub>	
				1 KW	A <sub>1</sub>	4 MHz~26 MHz
SSB 送 信 機	NSD-6 FX	日本無線	1	500 W	A <sub>1</sub>	405 KHz~535 KHz
				550 W	A <sub>2</sub>	
				12.5 W	A <sub>3</sub> H	1605 KHz~2850 KHz 3155 KHz~3900 KHz
				50 W	A <sub>3</sub> J	
				500 W	A <sub>1</sub>	
				1200 W	A <sub>3</sub> A, A <sub>3</sub> J	4 MHz 帯~16 MHz 帯
				300 W	A <sub>3</sub> H	
1000 W	A <sub>1</sub> , F <sub>1</sub>					
補 助 送 信 機	NSD-266 FA	日本無線	1	50 W	A <sub>1</sub>	405 KHz~535 KHz
				130 W	A <sub>2</sub>	
救 命 艇 用 携 帯 無 線 電 信 電 話 装 置	JSL-3	日本無線	1	2.63 W	A <sub>2</sub>	500 KHz
				4 W	A <sub>3</sub>	218 KHz

				4.32 W	A <sub>2</sub>	8364 KHz
				3 段ストレート	A <sub>2</sub> , A <sub>2</sub> H	492 KHz~508 KHz
				シングル スーパー ヘテロダイン	A <sub>3</sub>	2174 KHz~2190 KHz
					A <sub>1</sub> , A <sub>2</sub> , A <sub>2</sub> H	8200KHz~8800 KHz
全波受信機	NRD-15 J	日本無線	1	トリプル スーパー ヘテロダイン	A <sub>1</sub> , A <sub>2</sub> , A <sub>3</sub> , A <sub>3</sub> J, A <sub>3</sub> H	100 KHz~30 MHz
全波受信機	NRD-1 EL	日本無線	1	トリプル スーパー ヘテロダイン	A <sub>1</sub> , A <sub>2</sub> , A <sub>3</sub> , A <sub>3</sub> J, A <sub>3</sub> H	90 KHz~30 MHz
緊急自動受信機	JXA-2 A	日本無線	1	3 段ストレート	A <sub>2</sub>	500 KHz
コンソール	NCA-203 B	日本無線	1	補助送信機, 受信機, テープレコーダー, 時計, SSB ハンドセット, オートキイヤー, インバーター, タイプライター その他管制部組込		
配電盤	NCB-412 A	日本無線	1	AC 440 V 3φ 60 Hz, AC 100 V 1φ 60 Hz DC 24 V 無線装置電源用		
計測器棚	NW-1815BA	日本無線	1	レーダーチェッカー, ユニバーサルテストスコープ, トランジスターチェッカー, フレクシオンカウンタ各格納, 500 VA スライダック組込, AC 100 V, DC 24 V, 受信出力, BK, アンテナ各端子組込		
レ - ダ -	JMA-158	日本無線	2	尖頭出力 50 KW, 9330~9420 MHz, ノースアップ方式 1 組には副指示器 2 台附属		
方位測定機	KS-500(R)A	光 電	1	スーパーヘテロダイン受信方式 ブラウン管式全方向自動直視方式 受信周波数 200~900 KHz 測定可能電波形式 A <sub>1</sub> , A <sub>2</sub> , A <sub>3</sub> , SSB		
ロ ラ ン	LR-700	光 電	1	ロラン A およびロラン C 受信測定機構		
ロ ラ ン	LR-747	光 電	1	ロラン A およびロラン C 受信測定機構 オートマッチングロラン, 自動追尾		
オ メ ガ	OR-100 A	光 電	1	2 対のオメガ電波を完全自動追尾 3 カ月間は 1 サービスエリア内で再操作不要		
デ ッ カ	MK-21	セ ナ -	1			
気象模写装置	JAX-21 A	日本無線	1	放電記録による平面走査連続記録方式 受信方式 全水晶制御ダブルスーパーヘテロダイン方式 受信周波数 F <sub>4</sub> 2~24 MHz		
国際 VHF	JHV-202(A)	日本無線	1	60 CH 可能, プライベート CH 有		
内航 VHF		日本船舶 通 信	1			
空中線共用装置	AW-48 S	日本無線	1			
	AW-48 RE		1			
空中線装置		日本無線 その他	1 式	主 空 中 線	線 条	88 m×1
				補 助 空 中 線	線 条	34 m×1
				オ - ト ア ラ - ム 用	線 条	33 m×1
				受 信 用	ホ イ ッ プ	8 m×2



				ラジオ受信用 DFループ DFおよびロラン用 ロラン用 国際VHF用 内航VHF用 ラジオ受信用 デッキ用 オメガ用 T V 用	線 糸 25 m×1 直交ループ ×1 ホイップ 6 m×1 ホイップ 6 m×1 ダイポール ×1組 ダイポール ×1組 ホイップ 4 m×1 TP 247 8 m×1 ホイップ 4 m×1 全方向性 ×1
ラジオ受信機	TFM-2000 F	ソニー	2	船長寝室，機関長寝室	
ステレオ	SSL-3300	ビクター	3	サロン，部員休憩室，第二実習生休憩室	
トランシーバー			7	27,144 MHz	
テレビ受信機			5	16インチ白黒 サロン，部員休憩室，第一実習生休憩室， 部員食堂 予備 各1	
			1	16インチカラー 実習生食堂	
トランジスター メガホン			2	10W形	

#### 4.9 雑 装 置

名 称	形 式	メーカー	数量	摘 要
電気冷蔵庫			4	AC 100 V 士官配膳室，部員休憩室，医務室，調理室 各1
電気洗濯機 (脱水機付)			7	AC 100 V 部員浴室×2，実習生洗面室×3，士官浴室×2
電 熱 器			5	AC 100 V 1 KW 部員休憩室×1，士官配膳室×1，部員食 堂×1，実習生食堂×2
ウォータークーラー			4	AC 100 V 乗組員居住区通路×1，実習生居住区通路×2， 機関室×1
電気グリラ			1	AC 440 V 3φ グリル 24 KW，ホットプレート 5 KW×2，オープン 50 KW×2
電気レンジ			1	AC 440 V 3φ 5 KW×2
電気 フライケトル			2	AC 100 V 6 KW
万能調理機			1	AC 100 V 0.75 KW
熱風食器消毒保管庫			1	AC 100 V 6.2 KW
ディスポーザー			3	AC 100 V 1.5 KW 調理室×2，士官配膳室×1
ポテトピーラー			1	AC 100 V 調理室
ハムスライサー			1	AC 100 V 0.2 KW
電子レンジ			1	AC 100 V 1 KW
医療器具用必要 電源			1 式	AC 100 V 手術灯，無影灯，レントゲン視力表照明灯等
アイロン用レセ ブタクル			3	AC 100 V 士官配膳室，実習生食堂，部員食堂（スイッチ 付 各1）

雑用等レセプタクル			1 式	AC 100 V 5 A 航法演習室×2, 機関演習室×2, 燃料縮水試験室×1 AC 100 V 300 W 船長公室×2, 機関長公室×1, サロン×3, 専任教官カウンセリング室 各×1, ジャイロ室×1, 特設船橋×1 DC 24 V 5 A 燃料縮水試験室×1
-----------	--	--	-----	---

#### 4.10 その他(訓練船としての装備上の特長, 品物等)

名 称	形 式	メーカー	数量	摘 要
演習用モーター			6	機関科演習室に制御器と共に装備 動力装置の項参照
レーダー副指示器			2	特設船橋に装備, 本指示器と同調 無線装置の項参照
教育用テレビ		芝 電 気	1	第一教室にビデオテープレコーダー, 親子各1台の受信機等 装備. 親機には TVR, TV カメラ等の組合せの外, 他の TV と同様なアンテナシステムからの受信を可能にしている. テレビカメラはポータブルタイプとし, 船橋, 船首, 船尾, 機関室にそれぞれ接続座を設けている. 航海計測装置の項参照
エンジンテレグラフ		日本造船 機 械	1	受信器を機関制御室の外, 機側に装備. 受信する側を切換ス イッチで選定し応答するようにしている. なお発信器からの 指示は並列指示である. 船内通信装置の項参照
購置用拡声装置		日本無線	2	第一, 第二各教室にそれぞれ装備 船内通信装置の項参照
医療器具用電源部			1	レントゲン, 手術灯, 無影灯等医務室に装備 雑装置の項参照
そ の 他			1 式	力率計, 励磁電圧計, 励磁電流計等主配電盤に最近附属する ことが少ないが特に取付けた. 電動機の運転表示, 停止表示についても運転中緑, 停止中赤 というようにハッキリさせた. 特に停止の場合は手動停止で あつても警報させるようにした. その他レベル, 圧力, 温度等の異常についても同様である. 非常停止スイッチ等でテストの場合ガラスを割らなくて操作 できるような構造とする.

#### 5. む す び

以上, 本船の概要を主として青雲丸と対比しながらご紹介した.

両船は賊に良く似かよっているものの, その内容において幾多の改良が加えられており, 出来栄においても大方よりのご好評を戴いている.

光輝ある練習船元“銀河丸”(3,000 G.T. 型)の伝統

はそのゆかしい船名と共に, ここに誕生した新しい“銀河丸”によつて受け継がれると共に, わが国を代表する海技練習船として, 遠洋航海を始め多くの実習訓練に大活躍することであろう.

船の建造に際し, 多大のご指導, ご協力を賜わつた船主殿, 海運局ならびに関係メーカー各位殿に厚く御礼申し上げます.

## 1. ま え が き

スターリング機関という名称は一般の人にはなじみやすいものと思われるが、これはすでに1816年イギリス人 Robert Stirling によつて発明された古くからあつた機関である。構造等については後述するが、型式は往復動型の外部燃焼方式機関であり、作動流体がシリンダから出入しない密閉サイクル方式を採用している。燃焼はボイラ、あるいはガスタービン等と同様にほぼ大気圧状態で連続的に行なわれ、従つてその排気ガスは従来の内燃機関に比較して非常に清浄であり、最近都市部において深刻になつて来た自動車の排気ガスによる大気汚染対策機関として効果的であるとされ、再び見なおされて来たわけである。

一方、現在世界的に船舶について問題視されているのは、機関の騒音と振動に対する乗組員の健康管理の問題である。騒音の点ではスターリング機関は密閉サイクルを採用し連続燃焼をさせているので、内燃機関のように吸排気弁、燃料噴射弁等がなく周期的な爆発音や排気音もなく静かである。振動問題についてはこの機関がいわゆる回転式ではなく往復動式であるため完全にまぬがれることはできないが、例えば Philips 社で開発された変形駆動方式等によつて相当改善されたことが報告されている。

熱効率の点から見ると後述するように理論的にはカルノーサイクルの熱効率になり高い値を持っている。

しかしながら1816年に発明された当時では、シリンダ内作動流体として空気を用いたこと、熱流問題について大きく進歩しなかつたこと、材料に進歩がみられなかつたこと等により熱効率は数%しか得られず、上記の利点は充分生かされないまま後年内燃機関に駆逐されてしまつた。

1938年以来オランダの電気メーカ Philips 社では携帯用無線の電源としてこの機関の開発を続けて来た。そして結果的にはあつたが、この機関が最近の社会問題である自動車の排気ガスによる大気汚染問題について効果的であることがわかり、再び見なおされてきたものである。

スターリング機関の現状は、前述した Philips 社によつて開発されたものが実用に最も近く、最近の国際燃焼会議 (CIMAC) でも Philips 社を中心としたグループがバス用機関としてのスターリング機関を発表してい

る。現在 Philips 社とその技術提携会社はいずれも自動車用無公害機関を主たる目標にして開発しているが、そのうちでも前述したようにバス用機関の開発に力を入れている。Philips 社の技術提携会社はスウェーデンの United Stirling 社 (1968~)、ドイツの MAN-MWM 社 (1968~)、アメリカの Ford 社 (1972~) それに現在は技術提携を止めたがアメリカの General Motors Philips 社 (1958~1970) がある。

従つて以下において実例を出す場合には、Philips 社を中心として開発された機関が最も現実的であることからそれについて主に述べるようになると思うが、了解していただきたい。

スターリング機関を在来の内燃機関と比較し、その長所、短所を挙げるとほぼ次の通りである。

### 〔長所〕

1. 外燃機関であるため、在来の化石系燃料のほか太陽エネルギー、核分裂エネルギー等の高温エネルギー源を利用することが可能である。
2. 大気状態で連続燃焼をするため燃焼は良好で、排気ガス中の有害成分 (CO, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>, NO<sub>x</sub> 等) は従来の内燃機関にくらべると非常に少ない。
3. 内燃機関のように、吸排気弁がないため、振動、騒音が少ない。
4. 潤滑油の劣化や消費量が少ない。
5. 熱効率が高い。等

### 〔短所〕

1. 密閉サイクルのため放熱器は大きく、同出力のディーゼル機関にくらべると約2.5倍の放熱面積が要る。
2. 熱交換器、ポンプ等補機類の容量、重量が大きい。
3. 高圧ガス (1例では平均圧力220 atm) 密閉方式で、低分子量ガス (水素、ヘリウム等) を採用しているためシールに特別の考慮が必要である。
4. 高温、高圧ガス密閉方式のため、シリンダ容積を大きくするのに技術的問題がある。等

以上のようにスターリング機関が在来の内燃機関に対し優劣を争うまでになつた第1の原因は、作動流体として空気に代えて高圧の低分子量流体 (水素、ヘリウム等) を採用したため、これによつて伝熱問題や流体力学的問題が改善され、また高圧ガスを使うことによつて出力の増大が図れたことにある (Table. 1 参照)。しかしながらこれらの利点に対して水素は危険性ガスであり、

Table 1. 各作動流体の物性値 (100°C, 1 kg/cm<sup>2</sup>)

	空気	ヘリウム	水素
比重 $\gamma$ kg/m <sup>3</sup>	0.916	0.172	0.0636
定圧比熱 $C_p$ kcal/kg-deg	0.242	1.24	3.46
熱伝導率 $\lambda$ kcal/m.hr.deg	0.0272	0.143	0.148
温度伝導率 $a$ m <sup>2</sup> /hr	0.123	0.670	0.840
粘性係数 $\mu$ kg sec/m <sup>2</sup>	$2.23 \times 10^{-6}$	$2.31 \times 10^{-6}$	$1.048 \times 10^{-6}$
動粘性係数 $\nu$ m <sup>2</sup> /sec	$0.239 \times 10^{-4}$	$1.34 \times 10^{-4}$	$1.62 \times 10^{-4}$

日本機械学会編“伝熱工学資料”より

ヘリウムは高価であることや、洩漏問題が厳しくなること等の欠点についてもあわせて考えなければならないであろう。

スターリング機関に関する文献は古くからあり、理論的取り扱いについては代表的なものが Schmidt<sup>1)</sup>, Finkelstein<sup>2)</sup> らによって行なわれ、各因子の効果についての論文<sup>3)~6)</sup> や実際に試験機関により性能解析を行なったもの<sup>7)~10)</sup> も数多く見られる。また最近においては各国において本機に関する展望記事<sup>10)~24)</sup> も多数みられる。

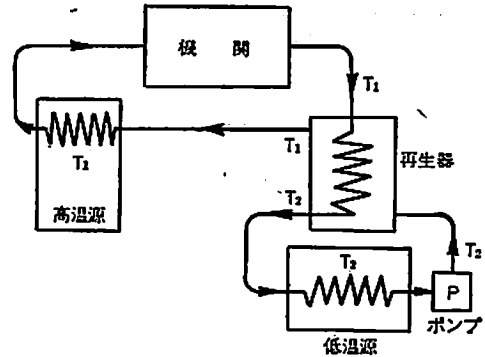
一方、スターリングサイクルを冷凍機<sup>11)</sup> として使う方法が同じく Philips 社で開発され、この方が熱機関より早く実用化されている。

筆者は最近この機関に興味を持ち、簡単な実験を試みようとして企画した。そのために文献について調査し、また最近 United Stirling 社 (スウェーデン) の幹部と話し合う機会を持ったので、これらをもとにしてこの稿を書いた。少しでも興味ある人の役に立てば幸いと思う次第である。

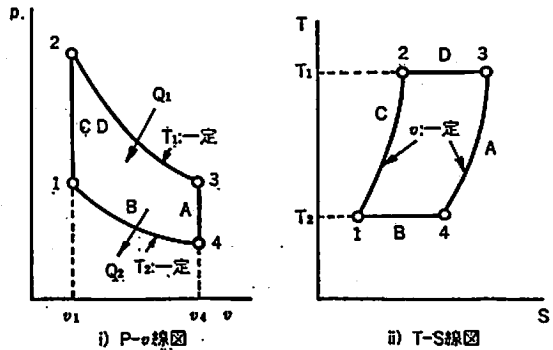
## 2. 一般的な原理と基本構造

### 2.1 スターリングサイクル

この機関はガスを作動流体とする密閉サイクルの外熱機関であり、Fig. 1 (a) に概念図<sup>2)</sup> を示した。この機関には高温源と低温源があり、その間に蓄熱式熱交換器 (再生器) がある。ガスはこの蓄熱式熱交換器に熱量を授受して理論的にカルノーサイクルが達成されるよう図っている。このサイクルは等温変化2行程、等積変化2行程から成っており、p-v 線図、T-S 線図は Fig. 1 (b) のようになる。これらから熱効率を計算すると次の通りである。ガスを完全ガスとし、図中の記号を用いると



a) スターリング機関の概念図



b) スターリングサイクル線図

Fig. 1 スターリングサイクル<sup>2)</sup>

$$\text{等温膨脹過程 } 2.3: Q_1 = ART_1 \ln(v_4/v_1) \dots (2.1)$$

$$\text{等積過程 } 3.4: q_1 = C_v(T_1 - T_2) \dots (2.2)$$

$$\text{等温圧縮過程 } 4.1: Q_2 = ART_2 \ln(v_4/v_1) \dots (2.3)$$

$$\text{等積過程 } 1.2: q_2 = C_v(T_2 - T_1) \dots (2.4)$$

従つて理論熱効率  $\eta_{th}$  は

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{AR(T_1 - T_2) \ln(v_4/v_1)}{ART_1 \ln(v_4/v_1)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \dots (2.5)$$

となり、カルノーサイクルの理論熱効率と等しい。

実際には蓄熱式熱交換器は完全に全量の熱交換はできないことから温度効率を  $\eta_{temp}$  とすると  $\eta_{th}$  は

$$\eta_{th} = \frac{AR(T_1 - T_2) \ln(v_4/v_1)}{ART_1 \ln(v_4/v_1) + (1 - \eta_{temp}) C_v(T_1 - T_2)} \dots (2.6)$$

となる。 $\eta_{th}$  を増大させるために  $T_1$  を高くすること、 $\eta_{temp}$  を1に近づけること等が必要である。

以上はピストンの動きが理想的な場合に可能なことであつて、実際の場合は等積変化、等温変化は明瞭ではなく、従つて実機で得られる p-v 線図は Fig. 2 のように丸味を帯びたものとなる。



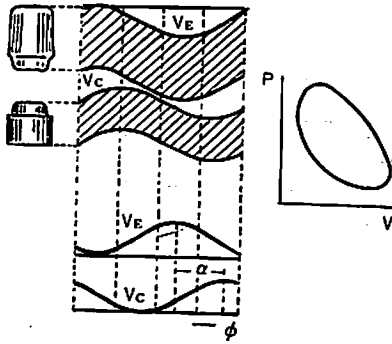


Fig. 2 実際の両ピストンの運動とその時のP-V線図

## 2.2 スターリング機関の構造

スターリング機関は Fig. 1 (a) でもわかるように高温源、低温源、蓄熱式熱交換器を持ち、また膨脹室、圧縮室がある。高温源は一般的には軽油を燃焼させて得られるが、ボイラと同じく壁を高温にしてサイクルの膨脹時に作動ガスに熱を伝える。また低温源は水で作動流体を冷却して得られ、圧縮時にガスから熱を取り、等温変化に近づけようとするものである。

膨脹行程中に出力ピストンに与えられた力は、通常の内燃機関のように連接棒からクランクに伝わり、回転力として外部に取り出している。そのため内燃機関と同様

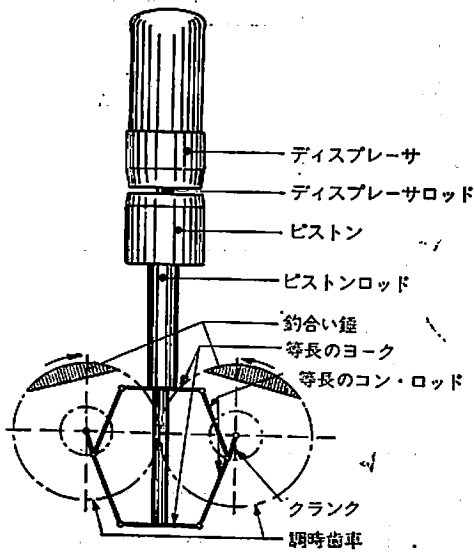


Fig. 3 菱形駆動機構<sup>11)</sup>

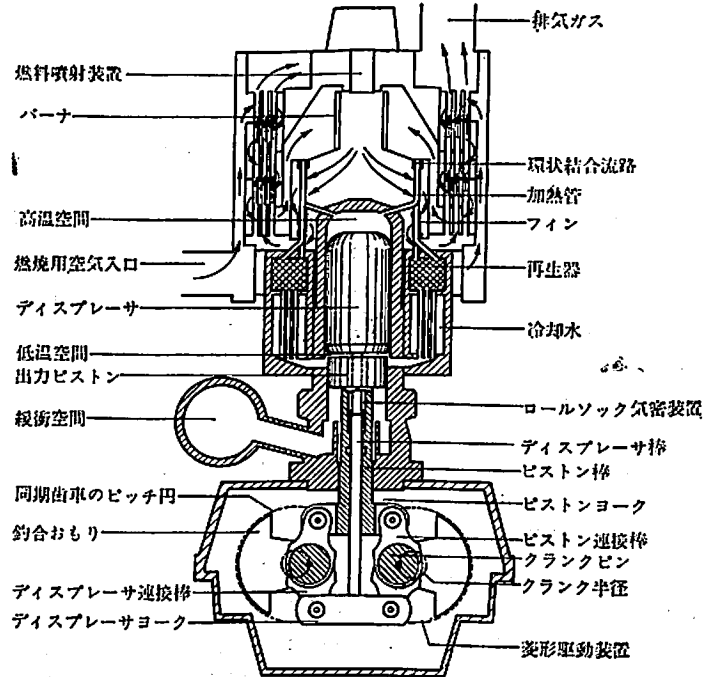


Fig. 5 Philips のスターリング機関の構造<sup>10)</sup>

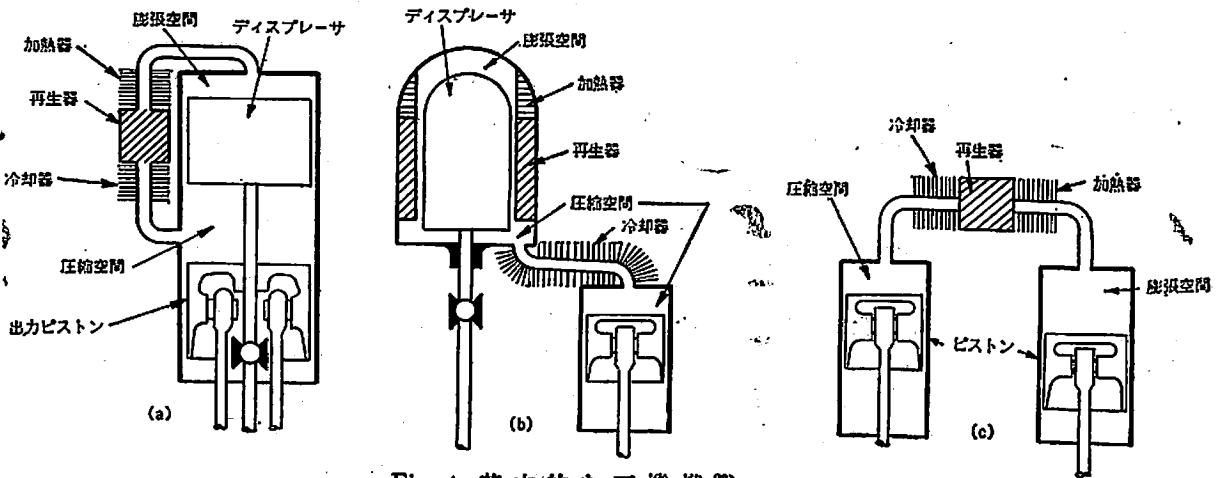


Fig. 4 基本的な三機構<sup>23)</sup>

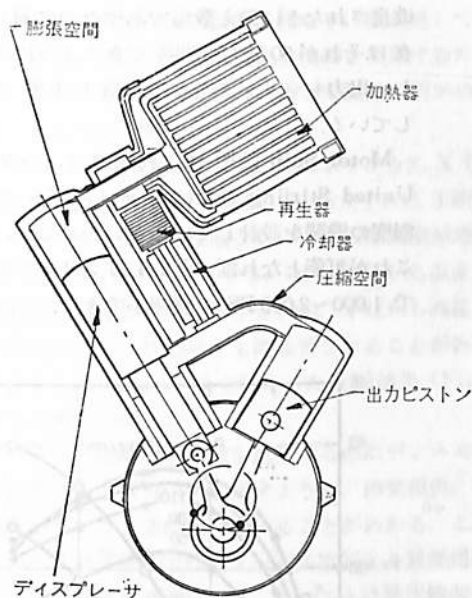


Fig. 6 V型スターリング機関<sup>23)</sup>

のトルク変動は出るが、Philips 社では Fig. 3 に示した構造の駆動機構を考案し、釣合いを良くしてトルク変動を少なくしている。

一方、シリンダ、ピストン、それに熱交換部の組み合

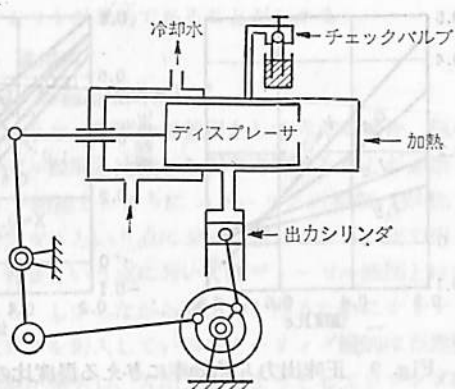


Fig. 7 Florida 大学製実験機関<sup>18)</sup>

わせについてみるとほぼ Fig. 4 に示す3形式に分れる。即ち (a) ディスプレーサとピストンが同軸内にあるもの、(b) ディスプレーサとピストンが別々の軸を持つもの、(c) ピストンが2個あるもの等である。

(a) を採用しているものには主に今まで Philips 社で開発されているものに多く、典型的なものを Fig. 5 に示した。(b) は例えば Fig. 6 の V 型機関 (GM で設計、5,000 rpm で 1.5 PS、作動ガスは水素) あるいは Fig. 7 のリンク式駆動機関 (Florida 大学製実験機関、160 rpm で 1 PS、作動ガスは空気) 等があり、(c) には例えば Fig. 8 (D.W. Kirkley の実験機関、加熱器、冷却器の伝熱・流力特性、作動気体の種類の影響等を研究した) がある。筆者らの実験装置も機構が容易であるということから (c) 型を採用している。

作動気体として低分子量の高圧ガスを採用している Philips 社では、ガス洩れ対策としてロールソックス<sup>11)</sup>なるものを開発した、これはポリウレタンゴム製で運動がなめらかになるよう、また寿命が延びるように工夫されている。

### 3. 機関性能と適用例

#### 3.1 機関性能

前述したように Philips 社は 1938 年無線用電源として再びスターリング機関の開発に着手し、スターリング機関の発展の第 2 期に入り現在に至っているが、1958 年 Fig. 3 のような菱形駆動機構を発明して Fig. 5 に見るディスプレイサ形式を可能にし、またシール面では気密装置を開発して高圧水素あるいはヘリウムの使用を可能にして高出力機関に成功した。さらに 1958 年 General Motors 社と技術提携を行ない一段と開発研究が進んだ。

熱効率の面でも、初期に Stirling が製作した機関が

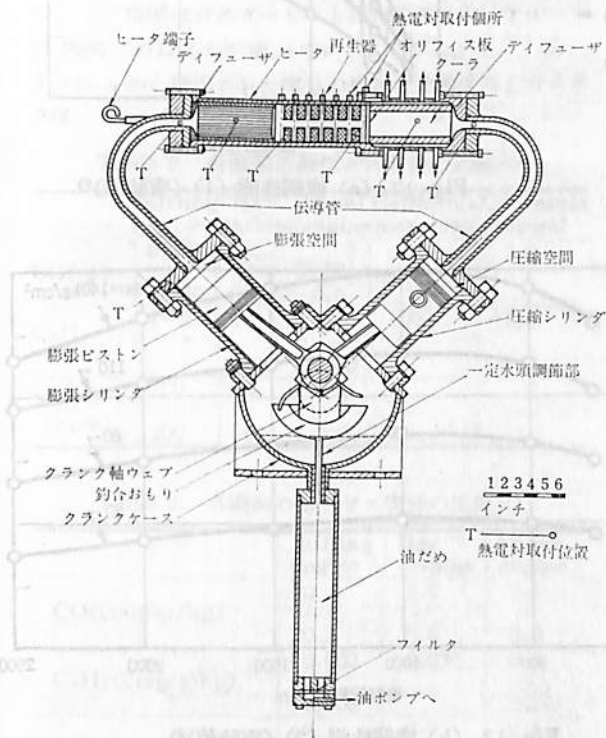


Fig. 8 D.W. Kirkley の実験機関<sup>9)</sup>

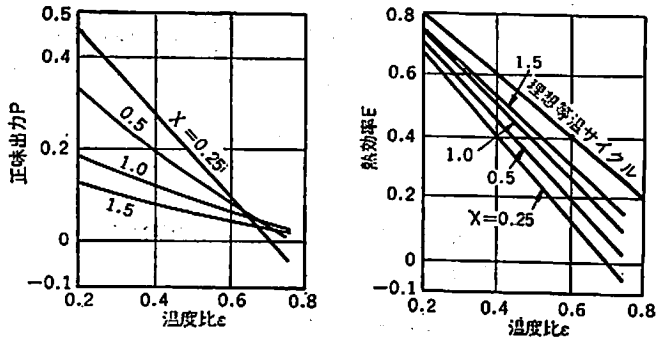


Fig. 9 正味出力と熱効率に与える温度比の影響<sup>4)</sup>  
 $k=1.0, \alpha=90 \text{ deg}$

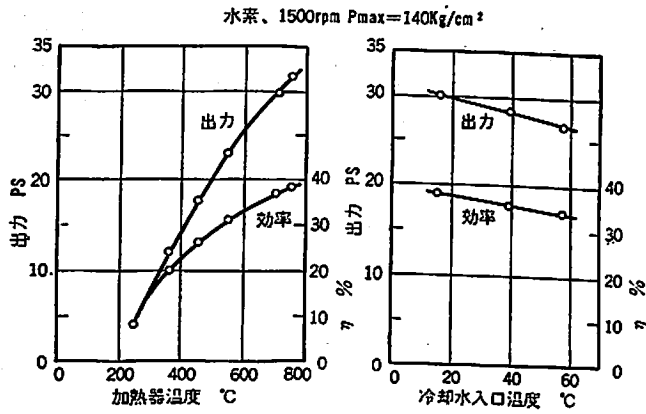


Fig. 10 加熱器温度と冷却温度の影響<sup>5)</sup>

改良されたとは云え数%であつたのに対し、現在はそれが30数%も期待できるようになつたし、出力もシリンダ当り50PS以上<sup>15)</sup>が出現している。

Motor Ship 誌<sup>10)</sup>によればスウェーデンのUnited Stirling社ではシリンダ当り250PS程度の機関を設計しているといわれるが、もしこれが可能となれば4ないし8シリンダの結合で1,000~2,000PSの機関ができる。

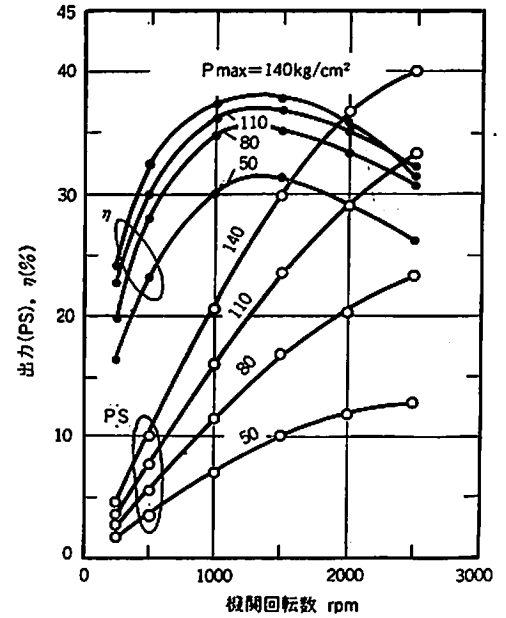


Fig. 12 (a) 機関性能 (1) (実験値)<sup>9)</sup>

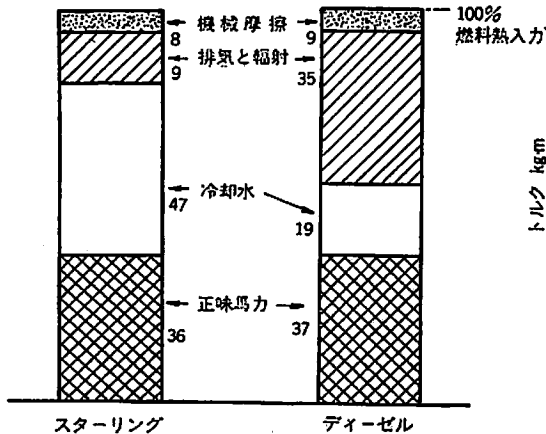


Fig. 11 スターリング機関とディーゼル機関の熱平衡<sup>15)</sup>

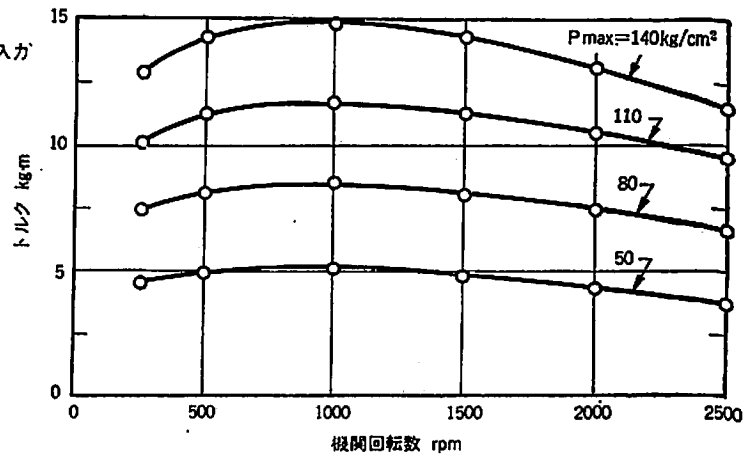


Fig. 12 (b) 機関性能 (2) (実験値)<sup>9)</sup>

スターリング機関は内燃機関と異なり、壁を通して熱を伝えるため、あるいは蓄熱式熱交換器を使用するためどうしても行程容積に対し割合に大きな無効容積が必要となる。そのため圧縮比は小さい。

G. Walker らによれば、Fig. 9 に示すように X (無効容積比=無効容積/膨脹室容積) が増大すれば圧縮比は小さくなって正味出力は減少し、一方伝熱面積が増すことから熱効率はやや増大する。また同図から温度比(低温側温度/高温側温度)が小さい程、すなわち高温側が高い程正味出力、熱効率ともに改善されることがわかる。このことは Philips 社で行なつた実験結果 (Fig. 10) からも明らかである。

スターリング機関の熱平衡を比較するのにディーゼル機関を例にとると Fig. 11 で示すように、排気損失、冷却水損失がちょうど逆になつていことがわかる。これよりスターリング機関ではディーゼル機関より放熱用に大きなラジエータが必要であり、このことは陸用機関よりむしろ船舶用として適していると考えられる。

排気ガスによる大気汚染防止という観点からスターリング機関は非常に優れていることは先にのべた。Table. 2, Table. 3 は有害排気成分についてディーゼル機関あるいはガスタービンとスターリング機関を比較したものである。Table. 2 から排気容積でくらべるとスターリング機関はガスタービンと同程度であり、ディーゼル機関よりはるかに優れていることがわかる。一方、Table. 3 から排出された成分の総量で比較するとガスタ

Table. 2. 各機関の排気ガス成分の比較<sup>1)</sup>

	Stirling engine	Gas turbine	Diesel engine	California max 1966	California proposal
CO(%)	0.007 ...	0.025 ...	0.02 ...	1.5	1.0
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub> (ppm)	1-2	1.5	200 ...	275	180
NO <sub>x</sub> (ppm)	100 ...	90 ...	400 ...	—	—
	200	250	2000		

Table. 3. 各機関の排気ガス成分の比較<sup>1)</sup>

	Stirling engine	Gas turbine	Diesel engine
CO[(mg/s)/hp]	0.1 ...	2.0 ...	0.2 ...
	0.3	3.6	5.0
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub> [(mg/s)/hp]	0.003 ...	0.036	0.6 ...
	0.006		12
NO <sub>x</sub> [(mg/s)/hp]	0.1 ...	0.7 ...	0.4 ...
	0.2	2.0	2.0

ービンよりも効果的であることがわかる。

### 3.2 適用例

#### 3.2.1 船舶用機関として

スターリング機関を船舶用として考える場合、現在のディーゼル機関と比較しながら考察することが適当と思われる。前述したようにスターリング機関は振動、騒音、排気ガスという点において優れており、馬力当りの重量、容量という点においてはディーゼル機関とほぼ同じである。しかしながら高出力を得るためにシリンダ内に高圧ガスを封入しているスターリング機関は当然強度上の問題が発生し、大出力を得ようとしてシリンダ径を大きくすれば馬力当りの重量はディーゼル機関より大きくなることが予想され、大出力化の限度もそのあたりが問題になると思われる。

前述のように United Stirling 社でのシリンダ当り 250 PS 程度の機関が開発され、その結果が、機関性能、重量当りの馬力等でディーゼル機関とほぼ同じであれば、4ないし8シリンダの結合で 1,000~2,000 PS にもなり、中小型船用主推進機関あるいは大型船の発電用機関等補機としての適用が充分考えられ、それによつて機関室内の騒音、振動問題も軽減されるという利点がある。

一方、前掲した Fig. 11 のスターリング機関とディーゼル機関の熱平衡から分るようにスターリング機関は密閉サイクル形式をとつていることから冷却水への熱放出が大きく、従つて冷却水を大量に使用できるという点からも船舶用として適しているといえる。

スターリング機関のピストン速度は 3.8~4.1 m/sec 程度であり、ディーゼル機関の 6~7 m/sec にくらべると低い。

スターリング機関は外燃機関であるためシリンダ内で燃焼は行なわず、そのため潤滑油の燃焼やブローパイガスなどによる油の劣化はなく、またディーゼル機関の潤滑油のように特殊な添加物も必要としない等の利点がある。従つて潤滑油の補給回数も少なく、消費量も少ない。

実際に船舶用として Philips 社で作られた 30 PS/1,500 rpm の機関があるが、これは小型モータクルーザに試験的に搭載され、各種の性能が調べられている。この機関の性能曲線は Fig. 12 (a), (b) に示した。シリンダ内のガス圧力が 140 kg/cm<sup>2</sup> の時、30 PS/1,500rpm で熱効率が最も高く 38% を示した。この機関の比出力も 110 PS/litre と大きい。

以上の経験を基に Philips 社は Fig. 13 のような小型船用機関を設計した。これは水平対向型 4 シリンダ機



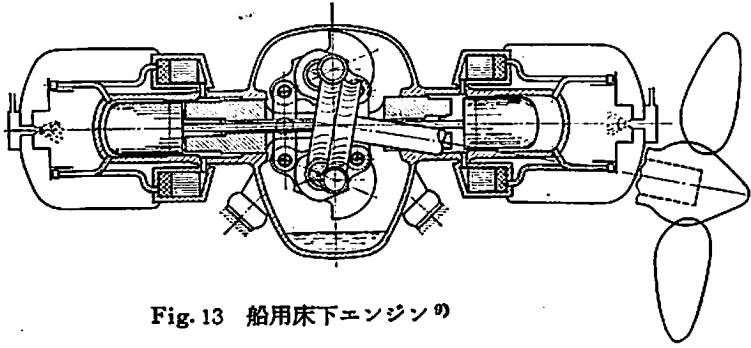


Fig. 13 船用床下エンジンの

て、1,500°C まで暖めた時、これから 100 PS-hour の出力を取ること  
に実験的に成功したということが、  
General Motors 社で発表され、将  
来をしく望されている。同社の試  
算によれば将来プロペラシャフトに  
52,000 PS-hour を供給することが可  
能ということである。このシステム  
は通常の Lead-Acid バッテリより  
重量当りあるいは容積当りの出力が  
7~10 倍も高く、たとえば潜水調査

船の主機関あるいは補助機関として適している。

その他、熱源という点から考慮すると、高温原子炉、  
太陽熱エネルギーの利用が考えられる。

スターリング機関を船舶用として使用することは上述  
して来たように、排気ガス、振動、騒音の点から有望で  
あることは明らかであるが、現段階ではその出力が 200  
PS 程度であり、本格的な船舶用機関には程遠く今後の  
発展が望まれる。

一方、熱機関としてより、むしろスターリングサイク  
ルを使用した冷凍機が早くから実用化されている。

Philips 社ではいままで述べて来たスターリング機関  
と同じような構造、すなわち 1 基内に圧縮機、膨張機、  
熱交換器を持つ冷凍機を製作した。

この冷凍機は従来のものよりコンパクトであり、冷却  
温度も  $-100 \sim -200^{\circ}\text{C}$  が普通に得られること、騒音、  
振動の少ないこと、高性能であること等により船舶用と

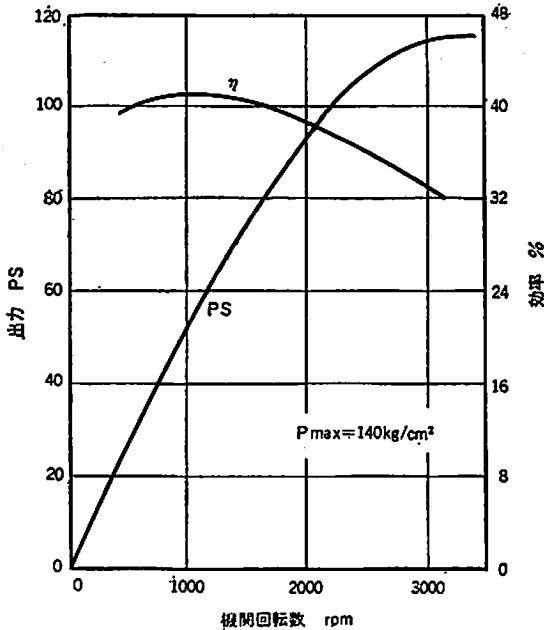


Fig. 14 対向型機関の性能（計算値）の  
（作動流体=水素）

機関（シリンダ内ガス最高圧力  $140 \text{ kg/cm}^2$  で 115 PS/  
3,000 rpm, 熱効率 41%/1,000 rpm）であつて、ロール  
ソックス気密装置を有効に用い、機関高さ約 50 cm と  
コンパクトにしている。この機関の試算性能は Fig. 14  
に示した通りである。

実際に船舶用として搭載した例は現在まで余り見られ  
ない。さし当りスターリング機関を陸上用、主に自動車  
用として重点を置いているせいであろう。機関本体とし  
ての使用例は余りないが、部分的な、基礎的な、研究は  
行なわれている。その一つは熱エネルギー貯蔵システム  
(thermal energy storage system) の開発研究であら  
う。

例えば熱エネルギー貯蔵タンクとして  $\text{Al}_2\text{O}_3$  のペレ  
ットのつまつた容器を用い、これを天然ガスの燃焼によつ

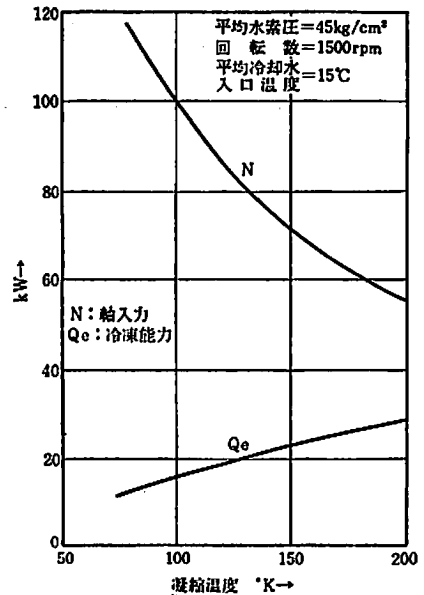


Fig. 15 冷凍機性能

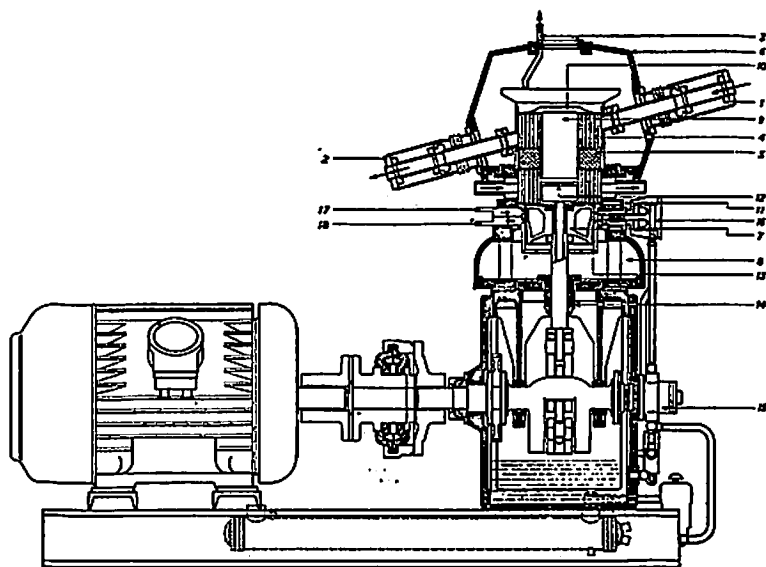


Fig. 16 スターリング冷凍機の1例

しては非常に適している。性能の1例は Fig. 15 に示した。使用したシリンダ内流体は水素で平均圧力  $45 \text{ kg/cm}^2$ 、回転数  $1,500 \text{ rpm}$ 、平均冷却水温度  $15^\circ\text{C}$ 、凝縮温度  $150^\circ\text{K}$  の場合、冷凍能力  $23 \text{ KW}$ 、入軸力  $72 \text{ KW}$  である。Fig. 16 はその冷凍機の断面図の1例である。

スターリング冷凍機を船舶用として考える場合には次のような使用例が考えられる<sup>24)</sup>。

- (1) エタン、メタンなど液化ガス運搬船の蒸発ガスの再液化
  - (2) 防曇用あるいは酸化防止用窒素ガスの製造
  - (3) 呼吸用（潜水船等）酸素製造
  - (4) 冷凍コンテナ船の冷却用
  - (5) 貝、甲かく動物の冷凍用液化空気の製造
- 等があり、このうちの一部はすでに船舶に採用されている。

### 3.2.2 陸上用機関として

すでにたびたび記してきたように、スターリング機関の再開発の動機が何であれ、Philips 社を中心としたメーカーでは、この機関が排気公害に効果的な機関であることから自動車用とくにバス用機関として力を注いできた。United Stirling 社（スウェーデン）の話によれば、同社ではバス用機関としての開発に力を注ぎ1976年には本格的生産体制にはいる予定とのことである。

Philips 社、他2社は連名で1971年、スウェーデンで開かれた CIMAC（国際燃焼会議）に、バス用機関としてのスターリング機関の性能一般について報告書を提出し発表した。これの主な仕様は次のとおりである。

機関型式	4-235
4 シリンダ	
ピストン行程容積	$4 \times 235 \text{ cc}$
出力	200 PS
標準機関回転数	3,000 rpm
作動流体	ヘリウム
流体の平均圧力	220 atm
標準加熱温度	$700^\circ\text{C}$
標準冷却水温度	$60^\circ\text{C}$
馬力当り容積	$4.3 \text{ l/PS}$
馬力当り重量	$4 \text{ kg/PS}$

この機関の出力調整はシリンダ内の作動ガス圧力を変えることにより行なっている。応答性は良好で運転は滑めらかであるということである。

密閉サイクルを採用しているため、機関よりの放出熱量を受けた冷却水は大気にその熱量を出さねばなら

ずそのためバスの屋根の一部をラジエータとしている。

一方、General Motors 社では乗用車の機関としてスターリング機関とバッテリーとのハイブリッド形式をとった研究<sup>25)</sup>を行なった。その結果ガソリン機関を搭載した車とハイブリッド機関を搭載した車とを重量の点で比較すると、前者が  $1,990 \text{ lb}$  であつたのに対して後者は  $2,930 \text{ lb}$  と約  $1,000 \text{ lb}$  も重くなつたことが報告された。

その他、陸上用としては騒音、振動が少ないという利点から病院の常用あるいは非常用動力源として、あるいは鉄道車輻用動力としても用途が考えられる。

## 4. あとがき

以上、各章にわたつてスターリング機関の長所、短所、性能、そして応用面についてふれてきた。今後社会的に公害問題はますます激しくなることは当然予想され、船舶においても騒音、振動の問題のみならず、陸上の場合と同様に排気公害問題も重要になつて来ることは明らかである。

これらの点から、スターリング機関は効果的であると考えられるが、現段階としてはシリンダ当り数十馬力程度であり、今後さらに出力増大の研究を強力に押し進めなければならない。

また現在のスターリング機関は水素あるいはヘリウムといった低分子量気体を高圧密閉状態で使用している点に特色があるが、一方ではそのために技術的あるいは心

理的な抵抗にそう遇することも考えられる。

いずれにしても、現在の内燃機関が100有余年を経てでき上つたことを思えば、スターリング機関をそれまでにするには相当の努力が必要であることは間違いない。

終りにこの稿をまとめるに当り多大の助言をたまわつた関係各位に感謝致します。

### 参考文献

- 1) Schmidt, G.: Theorie der Lehmannschen Calorischen Maschine, VDI Band XV Heft 1, 1871.
- 2) Finkelstein, T.: Cyclic Processes in Closed Regenerative Gas Machines Analyzed by a Digital Computer Simulating a Differential Analyzer, J. of Engng for Industry, Feb. 1962
- 2') 大賀恵二: 熱力学と熱機関サイクル論, 岩波, 1928
- 3) Walker, G. et al.: Theoretical Performance of Stirling Cycle Engines, SAE Paper 949 A, Jan. 1965
- 4) Kirkly, D.W.: A Thermodynamic Analysis of the Stirling Cycle and a Comparison with Experiment, SAE Paper 949 B, Jan. 1965
- 5) Creswick, F.A.: Thermal Design of Stirling Cycle Machines, SAE Paper 949 C, Jan. 1965
- 6) Rios, P. A. et al.: An Analytical and Experimental Evaluation of the Pressure Drop Losses in the Stirling Cycle, J. of Engng for Power, Apr. 1970
- 7) Flynn, Jr. G. et al.: GMR Stirling Thermal Engine, SAE Trans. Vol. 68, 1960
- 8) Heffner, F.E.: Highlights from 6500 Hours of Stirling Engine Operation, SAE Paper 949 D, Jan. 1965
- 9) Meijer, R.J.: Philips Stirling Engine Activities, SAE Paper 949 E, Jan. 1965
- 10) Meijer, R.J.: Der Philips Stirlingmotor, MTZ B d 29 Nr 7. 1968
- 11) Meijer, R.J.: The Philips Stirling Engine, DE INGENIEUR Nrs 18, 19, 1969
- 12) Agarwal, P.D. et al.: Stir-Lec I, A Stirling Electric Hybrid Car, SAE Paper 690074, Jan. 1969
- 13) Farber, E.A.: Supercharged and Water Injected Stirling Engine, ASME 69-WA/Sol-3, 1969
- 14) Beale, W.T.: Free Piston Stirling Engines-Some Model Tests and Simulations, SAE Paper

690230, Jan. 1969

- 15) Neelen, G.T. et al.: Stirling Engines in Traction Applications, 9th CIMAC Sweden, 1971
- 16) 渡辺一郎: スターリング機関の現状と将来性, 内燃機関 8巻1号 1969
- 17) 塚原茂司: スターリング機関の開発状況, 船舶技術研究所報告 7巻6号, 1970
- 18) Kolin, I.: The Stirling Cycle with Nuclear Fuel, Nuclear Engng Int'l. Dec, 1968
- 19) The Stirling Engine as a Prime Mover, Motor Ship, Mar. 1970
- 20) 松岡信: ヨーロッパ研究紀行(4), 内燃機関 10巻7号 July 1970
- 21) 塚原茂司: スターリング機関の現状, 日本造船学会誌第 509号 (昭 46-11)
- 22) Zimmerman, M.D.: The Stirling Engine, Machine Design, May 27, 1971
- 23) Walker, G.: Stirling Engines-the Second Coming? CME April 1972
- 24) Meulenberg, R.E. et al.: Marine Applications of Stirling Cycle Refrigerators, Trans. Just. Mar. Engr. Vol. 81 No.7, 1969



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, 50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5-12-2	電(762)2441(代)
大 阪 支 店	大阪府西区南船場江大連2-43	電(54)1033(代)
札幌営業所	札幌市南九条西2丁目12	電(52)16267(代)
仙台営業所	仙台市宮城1-70小針ビル	電(23)8458
名古屋営業所	名古屋市中区池内本町1-17	電(936)0233
福岡営業所	福岡市大手門1-9-27	電(72)1631(代)
広島営業所	広島市国泰寺町2-3-1	電(43)1442

海上輸送される原油量の急激な増加に伴ないタンカーから膨大な量の油性汚水の排出を生じ油による海洋汚染は急速に進行している。このため国際的な場としてIMCO（政府間海事協議機構）では分離バラスト方式、R.O.B.（船内貯溜）方式—L.O.T.方式の改善、その他の海洋汚染防止対策が検討されており、今後は厳しい規制の方向に進みつつある。このため、現在のL.O.T.方式の問題点の解明を計り、改善されたL.O.T.方式は海洋汚染を防止するため有効な方法として十分評価されるものと確信する。今後は一國の開発成果に終らず、先進工業国と情報を交換し協調を進めることにより、人類のためかけがえのない遺産である海洋環境の保全を達成したいものである。

## 1. 国際環境

海洋汚染のうち最も早くから国際的規制の必要性が叫ばれたのは油による海水汚濁の問題であり、主要海運国を含む42カ国および国連の参加により成立した1954年の「油による海水汚濁防止のための国際条約」がその第一歩であった。この問題はその後設立されたIMCOに付託され、62年、69年、71年、と改正を重ねて来た。わが国も69年改正条約をベースとして定めた「海洋汚染防止法」が70年12月制定され72年6月25日より全面発効した。しかし近年の石油海上輸送量の増大にともない、故意または事故による油濁の増加が公害への関心のたかまりと共に注目され、71年の総会で次のことが決議された。

- (1) 1973年会議はその主要目的として、できれば1975年までにおおそくとも1980年末までには確実に故意による石油および石油以外の有害物質による国際的な海上汚染を完全に消滅させ、事故による排出も最少限にすること。
- (2) 海上委員会はこの目的を達成するための問題につき最優先権を与えるよう適当な下部委員会に命ずること。

かくして73年会議を目途とする新しい条約案作成のための準備作業が、海上安全委員会と海上汚染小委員会が中心となり始められた。

油汚染に関する研究課題は次の6項目とし、これらの研究課題について、その作業分担国及び協力国を定めて早急に調査することとなった。わが国はL.O.T.方式が政府として望ましい方向であるとして分担国である英国

に協力して作業を行なってきた。

- (1) 専用バラストタンク方式
- (2) 原油または有害物質と水を隔離する手段をもつた多目的タンク（二重目的タンク方式）
- (3) 原油を船内に保留する方式（L.O.T.方式）
- (4) 船舶が出航前にタンクを洗浄する方式（揚地受入方式）
- (5) 積地でダーティバラスト陸揚方式（積地で受入施設に陸揚げする方式）
- (6) 船舶からの排出油が環境および財政に及ぼす影響

73年10月のIMCO会議のための条約草案の作成の最終小委員会が73年2月中旬より3週間に亘って開催されたが、その結果、最終草案では次の規制が織り込まれることとなった。すなわち

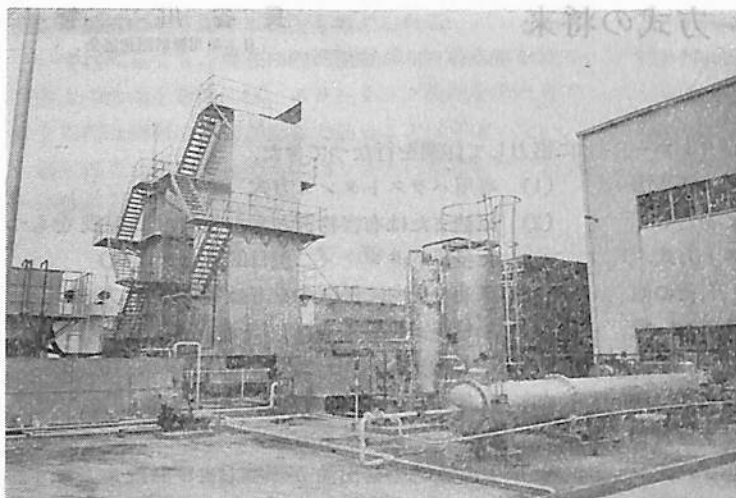
- (1) 専用バラストタンク方式は、1978年契約1980年以降起工、1981年引渡されるDW15万トン以上のタンカーおよびDW10万トン以上のコンビネーションキャリアに強制されることとなる。
- (2) 上記以外の新造、現有タンカーについては3~5の方式が適用されることとなり、その排出油の総量許容値はDW10万トン未満の新造船およびすべての既存船について貨物総量の1/15,000、DW10万トン以上の新造船は貨物量の1/30,000となる。
- (3) 規定された油排出の監視ならびに管理システムをもつこと。
- (4) 規定されたスロップタンクを備えること。

つまり1~5方式のいずれをとつても差支えないというわが国の主張は通らず、船型と建造時点とを条件として1方式を強制するという厳しい環境となつた。今後残された問題は3方式を確実に実施するための具体的対策を完成することにより、世界のタンカーの主要保有国たる日本が海洋における油濁公害を絶つ努力をしている姿勢を示す必要がある。

## 2. L.O.T.方式の問題点

タンカーの発生する油性汚水（水バラスト、タンク洗浄水）を直接船外に排出せず、タンク内に貯留することにより油分を浮上分離させて下方の水分をできるだけ排出し、残油をスロップタンクに貯留しておく。更に次航海にはこの上に直接積荷し、揚地において貨物油と共に全部揚荷を行なってしまう方式をL.O.T.方式と呼んで





“大容量油水分離器の開発”試験装置(1)

いる。この方式は1961年に開発され、現在世界の大多数のタンカーで採用されている。しかしながらこの方式を更に向上させ海洋に排出される総油量を減少させ、それを海洋環境の自然浄化能力以内に抑え、如何なる海域においても油濁による被害を生じさせないようにするためには未だ多くの問題点があり、今後の課題となつている。

#### 1) 船舶の廃油の発生量および性質の調整

一般に外航タンカーは安全性、堪航性を維持するため20万DW型で平均DWの約38%、10万DW型で平均43%とバラストを積載しており、そのうち専用バラストタンク分を除いた残りは油性バラスト水となる。また、クリーンバラスト積載のために油汚染タンクを洗浄する際洗浄タンク容積の平均約12.5%のタンク洗浄水を発生している。これらのうちバラスト水は油分の殆んどは分離浮上しており、油水の混合しているものも比較的分離容易な油粒の径が20ミクロン以上のものである。静置後はその85%程度は油分濃度で30ppm以下となり、その部分は直接船外に排出しても問題となるものではない。残る部分も静置により容易に油水分離ができる性質のものである。しかしながらタンク洗浄水は高温高圧のもとで油分を粉砕し、微粒とするため、エマルジョンの進んだもので混入不純物も多くこれらの油水分離は非常に困難となる。したがってこれらの発生を最少限度に抑えるか、処理し易い廃油を発生するようにする研究が必要である。これまでは、これらの基本的な問題が比較的放置された状態にあつたが、近時タンカーのタンク洗浄に係る安全上の問題、または、能率向上のための方法がかえつてこれら分離困難な廃油の発生量を増加する

方向にある。

#### 2) 管理機構の確立

排出油水の油分の濃度、排出量、排出率、排出油水の総量等を取扱い管理する必要があるが、これを直接計器により把握する方法がなく、操作員の熟練と遵法 の精神に依存しなければならない。このため油濁防止管理者を指名したり、タンク洗浄マニュアルを作成して補充している実情であつて油濁防止の挙証する方法がない状態であり、早急な管理機構の確立を促進する必要がある。

#### 3) 最適油水分離方式の確立

船舶は機関および波浪等に起因する振動、動揺を繰返すものであり、スロップタンクにおける油水の静置分離の効果を向上するためのタンク形状効果の研究と、高性能の油水分離器の開発が問題となる。

### 3. L.O.T. 方式の改善方法

L.O.T. 方式の問題点に対し、新しい信頼性の高い装置を設置し、船内のすべての油水が自動的にチェックされ規制値内で排出されるとともに、その結果がすべて記録されるシステムがL.O.T. 改善方式である。

この方式を採用すれば、海洋への排出量が積荷の1/15,000という現行の規制値をはるかに下廻り、実質的には1/100,000以下となるであろうし、また世界の石油海上輸送量を年間20億トンに達するとみるならば、このDWの20%のバラストの排出が行なわれたとし、この水バラストに30ppmの油分を含むと仮定しても年間12,000トンの油量となり、タンカーによる油汚染量は現行に比しはるかに大幅に低減すると考えられる。

#### (1) L.O.T. の改善システム

タンカーのカーゴタンク内のダーティバラストは一般的にはそのまま静置分離効果により油層下の油水は30ppm以下であることが実測されている。これらの清澄水は浮上した油層や船底スラッジを吸引しないよう配慮されたタンク下方サクションから吸引され、油分濃度計を通つて船外へ排出され、油水界面の吸引附近までの降下は油水界面計で検知され停止される。30ppm以上の濃厚な油水はNo.1スロップタンクに投入される。

タンク洗浄水は全量No.1スロップタンクへ送り、そこで静置分離され、30ppm以下の油水は油分濃度計を通つて排出され、30ppm以上の油水はNo.1スロップタンクに残される。

スロップタンクは2段に構成され、No.1 スロップタンクで加熱静置分離を続けたのち 30 ppm 以下の清澄水は油分濃度計を通つて排出され、清澄水が少なくなつたところで、下右より油性汚水、油水エマルジョン層、油水混合層を No.2 スロップタンクへ移送し、No.1 スロップタンクには油層のみを残す。

No.2 スロップタンクで更に静置分離後タンク下部の油性汚水は大容量油水分離器に導かれ 30 ppm 以下に油水分離され、油分濃度計を通つて海へ排出される。

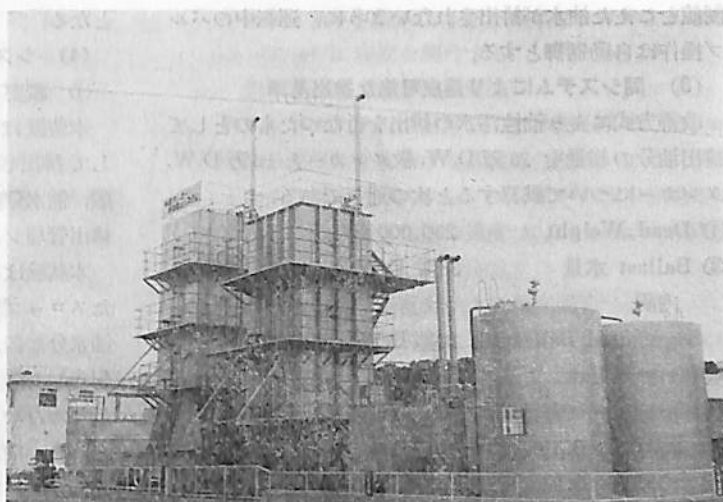
No.2 スロップタンクからの排出が続くと、タンク内の油水界面が降下してくる。約 6,000~10,000 ppm の油水界面が排出管近くへ降下すると、油水界面計がこれを検知して排出ポンプを停止し、更に静置分離が続けられる。

このようにして No.2 スロップタンク内には 6,000~10,000 ppm 以上の残留油分が貯留されることとなる。これらを図示すると図 1 のとおりである。

## (2) システムの仕様

① ダーティバラスト及びタンククリーニング水から油分を分離した清澄水は必ず油分濃度計にて監視し、如何なる場合でも 30 ppm 以下に規制する。

② バラストタンク内および No.1 スロップタンク内に設けられた油水界面計は、約 10,000 ppm の油水界面



“大容量油水分離器の開発” 試験装置 (2)

計を検知し、油分濃度の油性汚水の移送を停止する。また No.2 スロップタンク内に設けられた油水界面計は、油水分離装置へ約 10,000 ppm 以上の高濃度の油性汚水の移送を停止し船内に貯留すると共に、油水分離装置に高濃度油性汚水の油水分離の負担をかけない。

③ 油分濃度計は 5~30 ppm を連続検知し、その数値を管理計器へ信号する。

④ 管理計器と記録装置は、油分濃度と流量及び船の速力の信号を受け取り排出油量の総量と瞬間排出率の演算を行い、同時に規制値も算出して基準内にあることを管理すると同時にそれ等の数値を表示して記録する。規

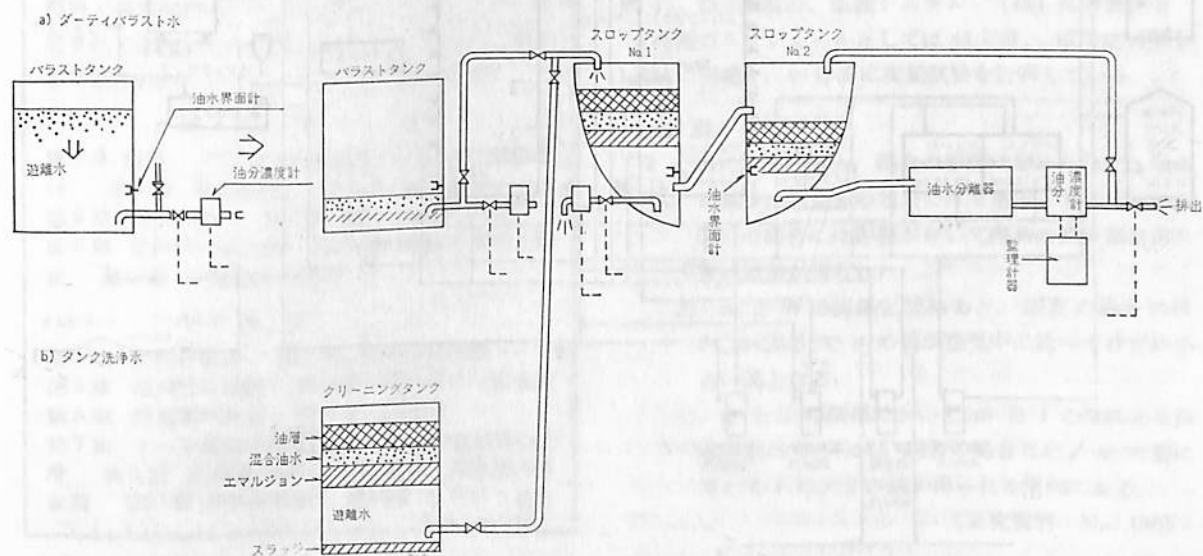


図 1 L.O.T. 改善システム

制値をこえた油が排出されないように、運転中のバルブ操作は自動制御とする。

(3) 同システムにより達成可能な排出基準

改善方式により油性汚水の排出を行なつたものとして排出油分の総量を 25 万 D.W. 級タンカーと 10 万 D.W. タンカーについて試算すると次の通りである。

- ① Dead Weight            250,000 吨      100,000 吨
- ② Ballast 水量            38% D.W.      43% D.W.

内訳

- Segregated Ballast    20% D.W.    20% D.W. } と仮定
- Dirty Ballast          18% D.W.    23% D.W. } する

- ③ Dirty Ballast 水量
- 250,000 × 0.18%      45,000 t
- 100,000 × 0.23%                      23,000 t

- ④ Tank Cleaning 水量    50,000 t      4,000 t

⑤ 油水分離器の処理を

要する排水の全量    50,000 t      27,000 t

上記⑤の排水全量が 30 ppm で排出されると仮定すると（実際は平均 15 ppm と推定される）

排出水の中の油分の量    1.5 t      0.8 t

総貨物量容積との比    約 1/167,000    約 1/125,000

となる。

(4) システムの実用化試験

① 概要

本装置は船舶からの如何なる排水も 30 ppm 以下として排出し 30 ppm を越える油性汚水は何回も静置分離、油水分離装置により分離し、油分は船内に貯留する排出管理システムである。

本試験はこのシステムを実際の船舶にシミュレートしたスロップタンク、クリーニング水造成タンク、大容量油水分離器、油分濃度計、油水面計、管理システムを包含した陸上のテストプラントによりその性能を確認するため行なうものである。なお、この試験ではスロップタンク、油水分離器を航行中の船舶にシミュレートして動揺させ、できる限り実船の航海に忠実に合せている。陸上試験終了後、実機による実船試験を行ない、性能を確認する。

② 試験装置

本システムの性能を確認し実船に搭載して総合試験を行なう準備のため、各々の機器を開発し、陸上試験装置により航行中の船舶にシミュレートした試験を行なう。その試験装置の系統図は図 2 に示すとおりである。

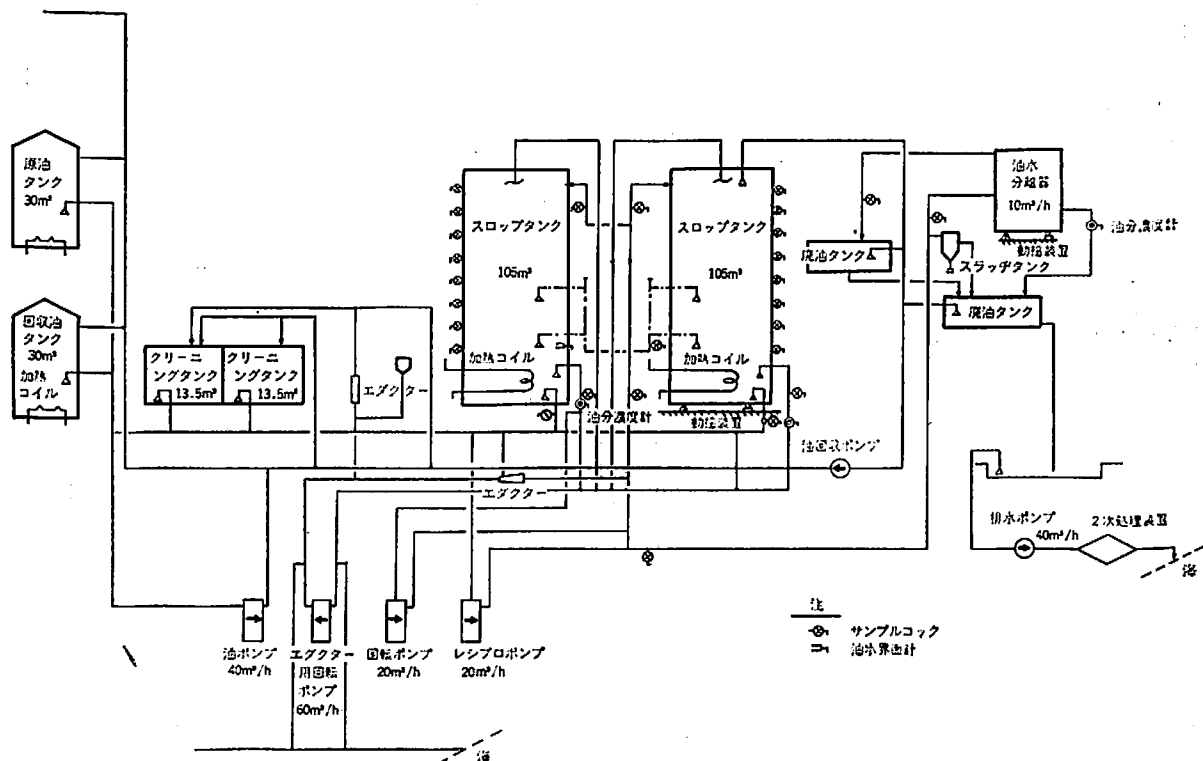


図 2 試験装置のフローシート（三菱重工業・長崎研究所）

- 1) スロップタンク 2基 模型 105 m<sup>3</sup> (3.5 m × 3.0 m × 10.0 m) × 2  
(1基に動揺装置を設ける)
  - a. スロップタンク内のダーティパラスト, タンククリーニング水の性状, 静置分離の状況確認
  - b. スロップタンク2基使用の場合の油水分離効果
  - c. スロップタンク構造の改良試験
  - d. 動揺による静置分離への影響試験
  - e. 全システムの自動運転による作動確認
- 2) クリーニングタンク 2基  
使用する原油は実船より入手したものを使用しタンク洗浄は実船と同じ条件で実施する. タンク洗浄温度, 洗浄ノズル, 加熱温度等各種の条件でタンククリーニング水を造成する.
- 3) 油水分離器 模型 10 m<sup>3</sup>/h (動揺装置を設ける)
  - a. 油水分離器に流入する油性汚水の油分濃度は30~10,000 ppm とし, 出口での排出水の油分濃度は30 ppm 以下となし得る性能について試験を行なう.
  - b. 動揺による油水分離効果の影響試験  
型式は細管方式と傾斜板方式の2種類でこれに加圧

水を加え微小気泡による浮上効果を加味する. 実機は400 m<sup>3</sup>/h 程度を製作する.

- 4) 油水界面計 (超音波減衰法)  
スロップタンク内に設置し油水界面 (約 10,000 ppm の油分濃度) を検知する試験を行なう. この試験により油水界面計がスロップタンクから油水分離器に移送する油性汚水を油分濃度 10,000 ppm に制限する効力を確認する.
- 5) 油分濃度計 (散乱光による濁度法)  
油水分離器の分離清澄水およびダーティパラスト水の分離清澄水の監視計器として約 30 ppm までの油分濃度を連続的に検出する性能について試験を行なう.
- 6) 排出管理システム  
油分濃度計, 船速計, 排出水の流量計をセンサーとして排出水の油分濃度, 瞬間油分排出率並びにパラスト航海中の総排出油量を演算すると共に, 制限値を検出し記録し, かつ規制値に対し排出バルブ等を自動的に停止させる一連の監視システムとしての総合試験を行なう.

(5) 開発研究の分担と今後のスケジュール  
(財)日本船用機器開発協会が中心となりそれぞれの項目につき研究を委託して, 開発を進めている.

- 1) スロップタンクによる粗分離効果の研究  
三菱重工業 (株)
- 2) 大容量油水分離器の開発  
三菱化工機 (株), (株) 今村製作所
- 3) 油水界面計  
(株) 北辰電機製作所
- 4) 油分濃度計, 監視システム (株) 鳥津製作所  
今後のスケジュールとしては47年度, 48年度の陸上試験に引続き, 49年度に実船試験を計画している.

(87頁よりつづく)

$m < 1.0$  の場合, 腐食の影響は認められず, 寿命の減少は重畳波の効果だけである. また  $0 < m < 0.5$  の場合には影響がきいて寿命の減少割合が大きい結果が得られた.

2)  $m$  と  $\beta$  の関係を求めると, 腐食の場合には  $0 < m < 0.5$  で  $\beta$  の値が空气中に比べて非常に小さい値となる.

3)  $m$  と  $f$  の関係において  $m$  と  $f$  の間にある曲線関係が求められ, 腐食の場合には,  $m$  の値に対して  $f$  の大きい値が得られる傾向にある.

(研究資料 No. 160)

海技入門選書

東京商船大学助教授 宮嶋時三著

燃 料 ・ 潤 滑

A5 上製 200頁 定価 460円 (〒70円)

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

第Ⅰ編 燃 料

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

第Ⅱ編 潤 滑

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



# 外国船輸出船所感

竹田盛和

東京商水先人

## 1. 前文

造船設計家はできるだけ多くの貨物を積み、できるだけ早く航海し、荷役が早くすむ船を造ることを使命と心得ている。しかも営業部から安価で早く造るよう要請される。そのためには、強度はギリギリ一杯まで低下したいと思うにちがいない。その努力の結果が今日の造船王国を作り上げたことは卒直に認め、高く評価する。しかし、その目的に向つてばかり独走したのでは、進捗どころか海難の原因を醸成するようなケースも起りうるかも知れない。

世に造船工業は経験工学といわれる。では造船設計家は実船を乗り廻した経験を重ねるだろうか。さにあらず図面を画き計算と水槽試験、試運転成績の総合結果に一定のマージンを加えて設計しているにちがいない。

実船が就航してからの経験は船長、乗組員に乗せられているのが実状だ。家屋の設計家なら自分も家に住んだ経験をもっているが、造船設計家は自分で乗船して経験することができない宿命をもっている。それは造船工学の本質的な弱点といえよう。

この弱点を補つて造船工学を進歩させるためには、決して独走することなく、乗出し前のぎ装中、あるいは基本設計時から船長、乗組員とは緊密に情報交換を行う謙譲さをもつべきである。この謙譲さなくして独走したのでは造船工学のメリットある進歩はあり得ないと思う。

かつて私の船長時代、川重、播磨両造船所から各々2隻ずつ合計4隻の新造タンカーを受取つた。当時の設計部長、高橋菊夫氏、松山泰氏とは、基本設計に取りかかる頃から情報交換を行つていた。ぎ装中は毎日一回は必ず話し合いの時間をもつた。

そうした緊密な関係があつたから、私は初航海から帰航したときは、本社へ提出する航海、碇泊、荷役に関する報告書の写しを毎回造船所へ送付した。今の造船設計家と船長、乗組員の関係は、いわゆる断絶状態にあり、お互いに名前さえ知らない。それでは造船工学はメリットある進歩は遂げられない。

パイロットと造船設計とのふれ合いともなれば、さらにカサカサした断絶状態にある。パイロットは内外の船長からよく情報をきいたり、タグボートの船長から情報を得る。この情報を造船所へ伝えたら有益とは思つても、老骨のためか、面倒くさくて胸中に秘めたまま放置してしまう。今回「船舶」から原稿を依頼されたので、

又とない好機と思ひ気のついたままを書く。本稿がいささかでも造船工学の進捗に寄与できれば幸いに思う。

## 2. カッコ悪い船型

科学の粋を集めて人間が造つた構造物は、美の極致と一致するといわれる。流線形然り、黄金分割然り、その他近代高層ビルもその例に漏れない。独り船舶だけはその極致から逸脱している。

三島型、流線型上部構造までは、カッコ好いと惚々として眺めたが、船尾船橋、バルバスバウ、平板カウンター等は、いくら見慣れても、カッコ好く目に映らない。そのせいか子供の画く夢の船は一時代前の三島型船である。

ここまでは我慢できたが、近頃欧州の造船所で建造されたコンテナ船の瘦せた船首尾部は我慢ならない。欧州建造だから文句のいいようがないのでうつ憤を腹の中に押えていたが、同じ型をした NYK の煙突マークをつけた白山丸 (23,602 G.T.) が横浜港へ入港して来たので、私たちの怒りは爆発した。

欧州の造船設計家は、欧州諸港のパイロットがやつているタグボートの使用法だけを見学して、船首尾部を急に瘦せさせたのだろうが、船は世界中の港へ寄港することを忘れた設計である。欧州諸港では本船の船首尾部左右から繰り出した係留索端を4隻のタグボートの船尾のフックに係止して引く方法を使用している。

この方式をフック引きといい、一時代昔の方式なのである。この方式なら船首尾部がいくら瘦せていてもタグをどるのに何ら支障はない。ところがタグ使用法の進捗した日本や北米諸港のように、タグの船首からタグポート装備のラインを本船ボラードに係止して、押し引き作業をする方式(頭づけという)を常用している港では全く困る。

現在就航している大型船、超大型の着陸岸に際しては船首尾を押し引きする以外に操船方法がない。船首尾部が瘦せていると、タグが押そうとすれば、タグマストが本船外板の上部に当る。時にはタグ装備のビットの頭が本船外板に当ることさえある。

こうした事故を起さないように、タグ船長は止むを得ず船首尾から少くとも25米も中心へ偏した位置へタグラインをとつて作業をしている。その結果タグ推力による船首方向調整力や回頭力は激減する。その減る分を補うため最近のタグボートは大型化、強化化している。現在東京湾港諸港の大型タグは45トンの推力を出し得る高

馬力をもっている。

私の耳学問では高速コンテナ船の外板強度は  $1\text{ m}^2$  当り 40トンの外力を限度としているといわれる。また欧州建造の 15 万トン型巨大船は、タグの最大推力を 40 トンと仮定して、ボラード、フェアリーダーを設計しているという。コンテナをできるだけ多く積み、速力もできるだけ小馬力で高速を出す目的に向つて馬車馬のように盲進した結果生れたこの型は、是非廃止してもらいたい。

平板カウンターもタグ泣かせ、パイロット泣かせである。バルバスバウとともに速力増のメリットがあるときいているが、タグラインが摺れる箇所を完全に半丸材で防護すべきは当然のことながら、施工していない船が多い。万一摺れたためタグラインが切断され、本船が岩壁へ激突したりした場合を考えると実に恐ろしくなる。角を丸くするか、全周に半丸材を施す等工夫をしてもらいたい。

### 3. タワブリッジ

次に思慮不足な設計として、タワブリッジを挙げよう。船尾船橋からは前方視界の死角が大きいことは既知の事実だが、さらに船橋の翼を短かくしたタワブリッジ船が出現したのには、あきれられる。往年日本のある船主から、タワブリッジ採否について諮問された時、私たちは絶対反対意見を述べた。

日本船主は私たちの意見を容れて、あつさり諦めたが、東京湾へは日本の造船所で建造されたタワブリッジ船が、凶々しくもノコノコ入港して来る。パイロットと造船設計家との断絶からこんな欠陥船が建造されたのだろうか、今後は絶対に止めるよう船主を説得してもらいたい。

この船の船橋の翼へ出てもサイドが見逃せないから、目測による速力判定が全然つかない。その欠点を補うため私たちはレーダーで船首尾方向にある物標からの距離測定をし、速力を推算推定して辛うじて無事に操船している。

しかし速力判定にも増して困るのは、着浅時のもつとも肝要なサイドとフェンダーの接触状況が見えないことである。タンカーの操船中もつともむずかしいのは、着浅瞬間であり、これに失敗すれば漏油、火災、爆発を誘発させる。

多くの巨大タンカー用ドルフィンが本船のパラレルポデーの  $1/2$  位の間隔で設けた、2箇のフェンダーで接岸衝撃力を吸収させている。1箇のフェンダーの吸収力は概ね 300~400 トン、瞬間速度は  $10\text{ cm/sec}$  以下とされ

ている。

理想的な接岸は2つのフェンダーへ平行に接し、速度  $5\text{ cm/sec}$  である。それには2箇のフェンダーが船橋翼から視認しうる事が第1条件である。

タワブリッジ船からは、距岸距離 10 米位までは前後部フェンダーは視認できるが、2 米位の至近距離になると、前部のフェンダーは辛うじて見えても、後部フェンダーは全然見えなくなる。

つまり巨大タンカー操船のもつとも重大な接岸瞬間に盲目操船をしていることになる。この欠点を補うため、タワブリッジ船を着浅する際は副パイロットを乗せて、二つのフェンダーを見透しうるマニフォード附近に配置し、もつとも重要な瞬間を副パイロットの操船に委せている。主パイロットにとつては何と後味の悪いことだろう。万一副パイロットが着浅を急いだりして事故を起したら主パイロットは何と申訳したらよいだろうか。タワブリッジは操船者泣かせの最たるものであることを強調しておく。

### 4. サイドスラスタ

私が操船する船の中で、バウスラスタを装備した船が数隻ある。スエデン船 AZUMA 型 (8,440 G.T.)、アメリカ船 LYKES 社船 (10,700 G.T.)、マースクライン船 C 型 (11,000 G.T.) 等は各々 800~1,000 馬力のバウスラスタを装備している。

この型位までは出入港時、タグ 1 隻を減らして操船できるが、15,000 G.T. 型のアメリカン メール社船ともなれば、常時 2 隻のタグを使用している。船長の話によれば、船首吃水 14 呎以下では無力に近く、また速力 4 ノット以上では急速に効果が減退するという。また、満載状態までは馬力不足で役に立たない。

LNG タンカー、ボラー アラスカ (44,088 G.T.)、豪華客船オリアナ (40,340 G.T.)、さらに大型の吉野川丸 (45,720 G.T.) 等に装備したスラスタは船型に比し低馬力なため、全然役に立たず無用の長物化している。

私の経験から考察すれば、スラスタを装備してメリットを挙げるのは 1 万トン型以下といえる。それ以上の大型へ装備しても、無駄だから止めるよう勧告する。

### 5. 係留施設

#### (1) 係留ワイヤー

昭和初年タンカーが就航して以来、つい最近まではワイヤーの係留索は禁止だった。原因はボラードに係止したワイヤーが両者の摩擦によつて火花が出るからだつた。ところが船型が大型化しゴムホーズに代つてチクサンアームが使用されるに至るに及び、火花説は次第に後

退し、荷役中船体が前後移動を制止するため、ワイヤーは見直された。

ホーサーのスプリングは緩みが多く、船体の前後移動量も多いことが実証された。これに代つてテンションウインのドラムに捲かれたワイヤー（38mm～40mm）を使用すれば、前後移動は防げることが実証された。現在ではプレストラインにもワイヤーを使用している船も増えて来た。

この段階までは何ら異議はないが、外国船の中にはLNGタンカー、ポーラ アラスカのように前後ラインまでワイヤーを使用している船さえ就航し始めるのには困つた。前後ラインは長さ70m～80mある。陸上のピッチまで迄の距離と係上時に要する余裕を合算すれば、その長さは100mにもおよび。

したがって50トン以下の綱取船では重くて、岸まで運べない、同船が初めて根岸の東ガスバースへ着岸するとき、着岸後前後ラインを選び係止が完了するまで人海戦術をとり、二時間近くもかかった。

この苦い経験にこりた同船は、次航海からホーサーの前後ラインを使用するようにした。こんな貴い経験があるにかかわらず、最近のイギリス籍巨大タンカーの中には、ワイヤーの前後ラインを使用したのがある。日本の造船所で建造する船は、前後ラインにはホーサーを備えるよう、造船所のご協力をお願いする。

## (2) ウインチ

外国船の係留機械は半世紀もおくれているような気がする。戦時中川重でフレームアップしたまま船台に放置されていた1万トン型タンカーは、終戦後米軍に接收されそのまま雨ざらしになっていた。昭和25年（1950）同船は、ジョンストン報告によりトン数制限が解除されると同時に、引き続いて建造が許可された。

私は船台にある同船の監督として川重へ赴任した。当時の設計課長は高橋菊夫氏だつた。同氏は、外国船の船尾楼にはキャプスタン1台しかないのに、本船のウインチの附属ドラムは2箇あるし、すべり止めを要求している。その理由をききたいと申し入れて来た。

私は船首尾ラインは長いから、2本を同時に捲いて張り合せ、1本を張つたまま他の1本を係止しないと緩みが多くて安全な係留はできないと説明した。またドラムの回り止めも同じ理由で必要性を説いた。

高橋氏はすぐ私の説明を諒とし、注文通りの工作をして下さつた。以来日本船には2箇のドラムが採用されたが、欧州船は依然としてキャプスタン一つしか備えていない。

パイロットはこのような装備の悪い船の、着離に行く

と、イライラして不快になる。それは日本人のせつからから来る無慮と軽蔑する人もあるかも知れないが、船尾ラインが放たれたまま伸々クレーヤにならない間は、本船主機が使えないから、不安定な状態にある。この時間が長ければ長い程海難を起す危険な時間が長い。また着離に長い時間がかかれば、バースの船操に支障を来たすから好ましくない。

私たちパイロットには外国船の係留設備まで改善させる手段をもっていない。こうしたことは、造船設計家のご協力を待つ外に道がないことを痛感する。

## (3) フェアリーダー

船主の監督、造船設計家、船長ともフェアリーダーの目的は本船の単に安全な係留のためだけと思つている。しかし船が大型化した今日着離にタグを船首尾部にとることは操船の常道となつた。それ故フェアリーダーはタグラインをとりよいように設計するべきである。

近頃の超大型用タグの装備しているタグラインは90mmの化繊ラインが多い。ポートコルボン式はワイヤー用だからタグラインにはホールが小さすぎて通らない。また上下左右を鉄パイプで四角く曲んだフェアリーダーを通じてタグラインをとると、180°近くの屈曲を生じる。これだけでも無理なのに、メンテナンスの悪い場合はラインの擦れる縦型パイプが錆ついて回転しないことさえある。

そんな不利があるのに、ポーラ アラスカも海燕丸（12万G.T.）もこの四角なフェアリーダーを装備している。私はこのようなフェアリーダーを装備した船を着離岸することに、万一タグラインが切断された時に備え、タグで引き作業をしないよう工夫している。タグにとつてフェアリーダーは楕円形ムアリングホールが最適なことを主張する。

## 6. 諸計器類

### (1) 舵角指示器と主機回転計

戦前商船には舵角指示器も主機回転計もなくとも、船型が小さかつたから、いわゆるカンで何とか無事に操船できた。

その頃同器は軍艦にだけ設備されていた。戦後これの計器メーカーは、商船へ売り込みを開始し、新造船には装備するようになった。装備位置は操船者が位置する舵輪室前壁だつた。ところが船型が大型化し船幅が40m～60mともなり、操船者は舵輪室の計器の見える位置にいたのでは無事な着離岸はできなくなり、着離中は翼にいて操舵、主機のオーダーするようになった。

操船中のパイロットは、常に舵と主機の方向を確認し

ておきたいものである。それ故、船幅の広い距大型船の船橋の両翼に、または両翼からでも見える所にも装備する必要が起つてきた。

殆んど超大型船に装備しているが、つい最近日石根岸岸橋から出港した Capitheia (8万8千G.T.) には装備してなかつた。同船は日本からの輸出船だから、次の入渠中に装備するよう、造船側から勧告していただきたい。今後の巨大船にも同様に願います。

## (2) 13型電磁ログ

巨大タンカーは船尾船橋、バルバスパウ等のため船橋附近では船首波で起つた波の泡が見えない。また眼高が高いからたとえ泡が見えても速力を判定できない。

やむを得ず従来社外秘扱いにされていた試運転成績表を船主から寄贈してもらつて参考にしてみたが、浅海面では余りにも誤差が大きく参考にならない。最後の手段としてストップウォッチとレーダーの使用により残存速力を暗算してみたが、知り得た速力は現在のものではなく、過去のものである。

同僚の K パイロットは船長協会誌上で「交通機関で速力計なしで運行されているのは、乳母車と港内における船舶だけである。現在は自転車さえ速力計を装備している」と速力計のない巨大船を痛恨した。私もこの点は共感した。

最近になつて12ノット～(一)4ノット間の速力を測る低速用電磁ログ13型が北辰電機により開発された。早速大型タグに同機を装備させ、巨大船着機時に使用してみた、その結果残存速力把握が容易になり、不安なく適当な速力でバースヘアプローチできるようになつた。

とはいえタグに装備した電磁ログは、本船々尾に配備された場合、追従流により5ノットのときプラス0.5ノットの誤差を生じる。またタグが本船針路に対し、角度をもつて押し引き作業中は計れない欠点がある。

それ故同機を巨大船に装備する方が、さらに便利と判つた。私は何はさて置いても、低速ログは巨大船には必須な計器と思つている。ご検討の上、同機装備に設計家のご協力を得たい。

## (3) 旋回能力指示計と錨鎖節数指示器

先日デンマーク船 Pacific Sava (40,673 G.T.) を川鉄岸壁に装備した際、初めて同船装備の旋回能力指示計を使用してみた。同指示計は本船回頭中、数字が表示される。例えば2は毎秒0.2の角速度を表わす。

この指示方法は机上で角速度を計算するには好適だろうが、操船者にはピンと来ない。私たちは毎10度の回頭に要する秒数を知りたいのである。現用旋回能力指示器は余りにも学術的すぎ入用に適さないことを指摘し

ておく。

横浜一ナホトガ間に就航している小型コンテナ船 ANADYRLES (4,652 G.T.) と GRODEKOV (4,531 G.T.) の船橋には錨鎖節数を示す計器が装備されていた。投揚錨時とも責任者は配置に就いているし、携帯電話の発達した今日、装備してもメリットは少いと思うが、寒冷地帯では吹雪中錨鎖節数を見届けることもできないから必要なだろう。

## 7. パイロットラダーとホイスト

1948年(昭和23)の「海上人命安全に関する国際条約」により、パイロットラダーについては一般的かつ抽象的な内容の条項が規定された。以来10数年間 EMPA (欧州パイロット協会) と欧州船主間で、論議が交されたが、パイロットの要求は容れられなかつた。

その間船型の大型化、高速化によるパイロットラダーを昇降中のパイロットの身体障害事故は逐年増加して来た。1969年(昭和44)度の EMPA 総会において、最終案がまとまり IMCO に提案したが、これも採決されなかつた。

しかしトリニティハウス(イギリスの水先管理機関)は政府当局へ働きかけ、71年には従来のパイロットラダー規則の改正を行つた。さらに72年1月同機関は最終的修正を加えた新しい勧告を、水路告示として一般に公布した。その内容を抜粋して紹介する。第7ラダーの上部からデッキへ安全かつ容易に乗り移れるよう本船側で適切な製置をすべきである。持ち運びスタンションとステップが使用される場合、スタンションが外れないよう船体に固くはめ込まれるよう装備すべきである。スタンションは両側に装備すること、ステップもスタンションと独立して、しつかりと取り付けなければならない(以下省略)。第8ラダーの踏み板は水平に保たれ、踏み板の上面は滑り止めを施したものでなければならない。

第10ラダーは踏み板が船側に密着するよう装備すべきである。

第11ラダーの横木(スプレッダー)は、ラダーの捻れを防ぐため、10呎を超えない間隔でとりつけるべきである。

同勧告以前にアルミ製ステップや、延び易いナイロンロープの使用は禁止されたのに、大型船でアルミ製のものを使用している船が跡を絶たない。それらの船は殆んどリベリヤ籍で日本の輸出船である。造船所の船具係りの方々は、「海上人命の安全に関する条約」さえご存じないのだろうか。専ら全世界のパイロットの人命に関係



しているから、慎重に取扱つていただきたい。私は、万  
一海外のパイロットが日本製の規格外ラダーの使用によ  
り傷害事故をした場合を憂え、安全のためには一層の努  
力をお願いする。

メカニカルホイストは1965年初めてトムソン氏案の  
ものがEMPから我が国へ紹介された。中央工業KK  
は同案をとり入れて、ホイストを製作し、現在多くの超  
大型船に普及している。同時に欧州においても5社が製  
作に乗り出した。

日本ではホイストによる事故は起してないが、欧州各  
港で使用されたホイストは事故が多く、ベルギー、オラ  
ンダのパイロットはホイストによる乗下船を拒否してい  
る。またアメリカにおいてもクレセントリパポートの水  
先人デレスダニエル船長は、全米パイロット協会代表者  
会議の席上、二年間に亘るホイストの研究結果を報告し  
た。同会議の結果、上部を鉄製梯子とし下部をパイロ

トラダーにした混合型が採決された。同器は欧州建造の  
大型船に装備されている。私は先日ノールウェー船  
JANEGA (24,941 G.T.) から下船するとき、この型式  
のホイストを使用した。快適だった。同型式のホイス  
トはやがて国際的に公認されるだろうが、私はステンレ  
スワイヤさえ使い、点検を厳しくすれば、中央工業製の  
ものでも安全と思つている。

## 8. ヘリコプター着離装置

オランダおよび豪州の港では、巨大船の出入港に際し  
てヘリコプターを使つてパイロットを送迎している所が  
ある。70年度の統計によればオランダのユーロポート  
水路入口で約66人のパイロットがヘリで乗船している。  
ヘリを使用する港は今後益々増えるだろうから10万  
D.W.以上の巨大船には、ヘリオペレーション施設を備  
えることを推奨する。

## 世界初の熱間圧延機用シェーブ・ メーター

石川島播磨重工と新日本製鉄の両社はこのほど共同  
で、世界ではじめての熱間圧延機用シェーブ・メータ  
(被圧延材の平坦度検出器)の開発に成功した。

このシェーブ・メータは赤熱状態で圧延作業を行なう  
連続式熱間帯鋼圧延機(ホットストリップミル)、厚板  
圧延機などのいわゆる熱間圧延機に付設し、圧延された  
鋼板の幅方向の平坦度を検出するための装置で、その検  
出結果を信号として形状修正装置にフィード・バックし、  
つねに平坦度の良い熱延鋼板を得ることができる。

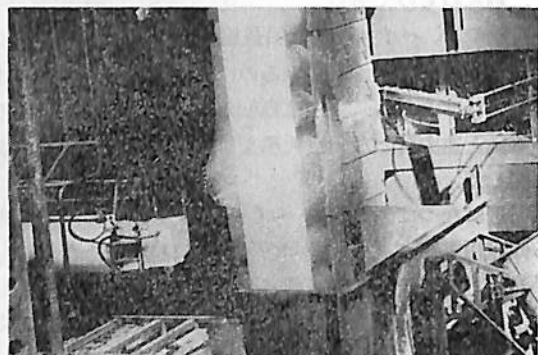
このシェーブ・メータは非接触型の光学方式を採用し  
ており、圧延された鋼板に映る特殊な棒状白熱灯の映像  
を特殊カメラでとらえ、その変化状態を検出し、形状を  
定量的に求めることができ、また、積分器、演算器を介  
して制御に必要な電気信号として取り出せるようになって  
いる。

昨年10月、新日鉄・広畑製鉄所の86インチ・ホットス  
トリップミルに試作したシェーブ・メータを組みこみ実機  
ラインでの性能確認を行ない、予定どおりの好結果を得  
たため、昨年末には同君津製鉄所92インチ・ホットス  
トリップミルにも実用1号機を納入している。

特許はすでに、日本をはじめアメリカ、イギリス、フ  
ランス、ベルギー、イタリアにおいて成立している。

### 特長

1. 非接触型などで熱延鋼板にキズをつける心配がない。
2. 圧延機の操作、保守に支障がないように設置でき、  
また熱延鋼板がばたついても装置は安全。
3. 形状を定量的に把握できる。
4. オペレータはモニターテレビで形状を目視できる。
5. オンラインで急峻度(山の高さ/ピッチ)0.5%ま  
での形状検出が容易にできる。
6. 検出位置は板の蛇行に自動的に追従して検出できる。
7. 検出位置は板幅が変わっても比例的に追従して検出  
できる。
8. 張力補正回路により張力の影響が補正できる。
9. 取扱いが容易。



光源ボックスとカメラヘッドの取付状況



シェーブメーター本体

## (その3 貨物格納) (7)

## 8-3 設計荷重と強度解析

LNG 船のタンク設計上考慮すべき荷重は、LNG タンク自身と船体構造との相互作用および超低温貨物による熱収縮を除けば液体貨物を積む船(タンカー等)と特に変わる所はない。静荷重および動荷重による応力の他に熱応力・熱歪が重要な設計課題となる点が LNG 船の特徴である。

タンクに加わる静的荷重としては、タンク内気相圧力、液頭圧(傾斜による増圧を含む)、タンク重量の支持装置からの反力の他に船が静水中に浮かんだ場合船体重量(船殻重量、貨物重量等)と浮力との分布により船体各部に加えらるる曲げモーメント(垂直曲げ)・剪断力による船殻の歪がタンクに伝達されて生じる応力等が考えられる。

動的荷重というのは、主として船が波浪中を航走する際に受ける不規則に変動する外力(以下、波浪荷重という)で、船体運動(ローリング、ピッチング、ヒービング等)により、タンクおよび貨物のマスに加えらるる重力の加速度以外の水平方向・垂直方向の加速度(液圧・支持反力の増加)、あるいは波浪による縦(垂直)曲げ・水平曲げ・振り等がもたらす船体の歪がタンクに伝達されて生じる応力、あるいは液体貨物の自由表面の波動による動揺荷重(圧力変動・衝撃)がある。

これらの荷重の他に、振動による影響・温度勾配による熱収縮(静的荷重および動的荷重の両方で検討する必要がある)を考慮すれば LNG 船のタンクに加わる荷重を大略網羅したことになる。

波浪荷重には、航海中に絶えず繰返される周期的な荷重と特殊な条件下でのみその影響が生じる荷重とがある。

液体貨物の固有周期と船体の動揺周期とが同調して生ずる衝撃圧(Sloshing)などは後者の例である。

変動荷重は、船が航走する海域の波の長期観測データから理論的・統計的に求めた荷重スペクトラムとして表わし、最大荷重が問題となるものについては、静的荷重と重畳してその「静的破壊」(船の使用期間中に生じる最大荷重がタンク構造材料の強度を上まわった場合に生じる形式の破壊)、その他については、「疲労破壊」の両方の観点からタンク構造および材料の強度を十分に考慮・検討する必要がある。

\*、\*\* 日本海事協会船体部

## 8-3-1 設計荷重の分類

LNG タンクの構造強度を検討する際考慮しなければならない荷重は大別して次の4種類である。

- 1) 貨物積載航海時にタンクに加わる荷重(実働荷重)
- 2) タンクテスト時の試験荷重
- 3) 外圧荷重(タンク真空逃し弁の調製圧力+タンク周囲スペースからの外圧); パラスト航海時等
- 4) 熱応力(最大値); 積荷中等(荷役時)

これらの荷重の中 2) の試験荷重は、一機種多数生産する航空機の場合のように実物大のモデル(プロトタイプ)が、運航中に生ずる最大荷重(制限荷重)に安全率(1.5)を乗じた終極荷重に一定時間(少なくとも3秒)以上耐えることを確認する云々は破壊試験のための荷重あるいは、陸上の圧力容器のように外荷重の影響が殆んどなく構造上タンク内圧のみが問題となるものにおいて最高使用圧力(制限圧力)の1.5倍ないし1.25倍(設計上の許容応力・材料の種類等により異なる)の圧力\*で行なう耐圧試験荷重と多少意味あいを異にする。

それは、船舶の生産システムが航空機と異なり一隻毎の受注生産であり実物大のプロトタイプモデルによる破壊試験を行なうことが経済的に成立しない点あるいは圧力容器の如く簡単に最大荷重(制限圧力に相当)を確定できない点等によるものである。

LNG 船の場合は実績・経験のないもの(LNG タンクシステム)に対して高度の安全性が要求されること、先行投資額が多額であること、タンクシステム自体基礎モジュールの集合体であることが多く各船毎のバリエーションが余りないこと、技術開発・研究の段階から直接実船建造に移行する云々換えれば第一船建造までが開発過程に入る等の諸点から、各型式とも最初に建造されたものについては適切に推定された荷重下で LNG タンクシステム強度の最終確認を行なう意義は、航空機と同じ程度あると思われる。

現在、各船級協会で一応規定しているタンクトップ上約 2.5(m) あるいはハッチ・ドームトップ上 0.6(m) の水頭による水圧試験荷重(通常のタンカーと全く同じである)は、LNG の比重  $\rho=0.425\sim 0.46$  を考慮する

\* 通常は水圧試験であるが、水圧試験が出来ないものについては空気圧試験で置き換え得る。但し、その場合漏洩試験は別途行なうことになっている。

と約 1:2g 程度の垂直方向附加加速度を考慮していることになり垂直方向加速度の長期分布からみて通常の LNG 船が蒙る最大荷重としては十分なものと云える。

3) の外圧荷重(負圧)は通常、最大外圧と最小内圧の差によるバックリング強度が問題となる圧力容器方式タンクあるいはメンブレン方式タンク<sup>注)</sup>に対して設計上考慮すべき荷重であるが、一義的に決まることが多いので実働荷重とは別個に検討し得るものである。

この場合、タンク周囲スペースからの外圧としては、

- a) タンクが完全に閉固されたタンク格納スペースに設置される場合にそのスペースの圧力逃し弁の設定圧力(そうでない場合は零)。
- b) タンク内負圧; 負圧逃し弁がある場合、その設定圧力
- c) 防熱材の重量・収縮およびタンクシェルの重量によるタンクシェルの圧縮荷重。
- d) タンクが上甲板上に直接暴露している場合には、波等による外水頭。

の4種類が考えられる。

4) の熱応力(最大値)は、主として積荷作業中等に生じるタンク内垂直方向の温度勾配、局部冷却および急激冷却による異常値としての熱応力で、タンクを徐冷、

注) IMT においては実際上解析が行えないので、モデルテストで確認して機構上負圧にならないよう別途対策を立てる。

予冷することにより回避するがその状態においてもなおかつ十分な熱応力解析が必要である。

1) の LNG タンク構造に掛かる実働荷重は、次の4種類の荷重に分けられる。

i) 支持・固着装置からの反力; タンク重量(貨物、付属品等を含む)に対する船体運動による加速度を考慮した支持反力、キーからの反力および船体変形(ハルガーダの垂直・水平曲げおよび振り等による)の伝達による荷重の重畳あるいは反力の増加。

ii) タンク内圧; 静圧(蒸気圧=タンク圧力逃し弁のセット圧+液頭圧)+変動圧(船体運動による加速度・傾斜の影響)

iii) 熱荷重; LNG 積載時低温によるタンクの自己平衡作用である熱収縮が、タンク固着部で拘束されて生じる熱応力。積付けの仕方によつては、さらにタンク内温度分布の不均一あるいは垂直方向温度勾配による熱応力も考慮しなければならない。

iv) 動的荷重その他; 液面動揺(スラックタンク)による衝撃荷重(Sloshing)、振動あるいは荷役時等の熱衝撃局部冷却等特殊な条件下でのみその影響が生じる荷重。

これらの実働荷重あるいは想定荷重を、第6章で説明したタンク構造方式あるいはタンク型式に従つて分類したものが第8.4表である。

表 8.4 タンク構造に加わる荷重

構造方式	タンク型式	支持反力・伝達荷重	圧力	熱荷重	その他
独立自己支持	圧力式 $(P_0 > 0.7 \text{ kg/cm}^2)$ 常温または低温	①船体変形が支持固着装置を介してタンクの該部に作用する荷重 ②固着装置の場合は船体変形の影響を直接受けるが、支持台構造では例えば二重底のたわみがタンク重量の反力の集中率の増加として影響する ③船体運動による加速度を含めたタンク重量が支持・固着装置を介してタンクの該部に反力として与える荷重。支持台構造のものでは、衝突・加速度に対してすべり止めによる摩擦力あるいは、キーからの反力。	①外圧 ②静圧(タンク内気相保持圧+液頭圧) ③船体運動による加速度を考慮した変動圧 タンク設計圧がかなり高い場合には、②③の影響は小さい	①低温貨物による熱収縮が拘束されて生じる熱応力は、タンクが回転体であるから影響は小さい ②特殊積付けおよび荷役におけるタンクの温度勾配による熱応力 ③パイプトラス、タワー等タンク内附着品の固着部に生じる熱応力	①液面の動揺による衝撃圧 (設計圧が充分高い時は無視し得る) ②荷役時等の熱衝撃・局部冷却 (徐冷により避ける) ③振動
	重力式 $(P_0 \leq 0.7 \text{ kg/cm}^2)$ 低温	③試験荷重	①外圧 ②静圧(タンク内気相保持圧+液頭圧) ③船体運動による加速度を考慮した変動圧	支持装置構造のものでは②の影響は小さい	
	方形タンク型式 $(IT)$ 重力式 $(P_0 \leq 0.7 \text{ kg/cm}^2)$ 低温	③試験荷重	外圧は、IT あるいは IGT の深水タンク型式では考慮する必要はない。	①支持装置構造であるから熱収縮の影響は小さい ②PT に同じ ③PT に同じ	①液面の動揺による衝撃圧 (船体動揺と液体貨物の同調を避ける)

非独立自己支持	インテグラル方形型式タンク (IGT) (一体型タンク型式) ・重力式 ・低温	船体構造即タンク構造であるから別問題二重底・二重殻の強度を検討すればよい ・試験荷重は、上甲板 2.45 (m) あるいはハッチトップ上 0.6 (m) の水圧。	IMT においては、内圧・外圧ともモデルタンクテストにより確認。	①タンク壁(二重殻)が低温にさらされて収縮することによる熱応力 ② PT に同じ	④荷役時の熱衝撃・局部冷却 (徐冷により避ける) ③振動
非独立非自己支持	メンブレン型式タンク (IMT) ・重力式 ・低温	①船体変形が固着・支持装置を通してタンク構造全体の変形をきたすことによる荷重 ③タンク重量の影響はタンク構造については零である。 ・支持構造の例はコンチオーションメンブレンタンク方式ガストランスポートメンブレンタンク方式の防熱材と兼用になったもの ③試験荷重 (モデルタンクにより確認)		①タンク板が支持装置(防熱材兼用)に固着され熱収縮を拘束することによる熱応力 ・材料を Invar にしたり、メンブレンにコルゲートを設けて熱収縮を抑制する ② PT に同じ	

この表に従つて、各荷重のタンク型式 (6-1-3 参照) による影響の差異について考える。

#### <タンクと船体との相互作用荷重>

PT・IT に関しては、影響はほぼ同じである。但し、タンクを固着装置でもつて船体構造に固定する場合には船体変形による影響を直接受けるのでタンクの該部 (固着部) の強度を十分に検討しなければならない。この例としてモス独立球形タンク方式のスカートがある。

一方、タンクを支持台で支えたり防熱材の上に置いたりする支持装置構造では船体変形による直接の影響は受けないが、支持台構造のものでは船体運動による加速度を考慮したタンク重量の反力が集中荷重として加わる他に、二重底のたわみによる影響が集中率の増加という形で重畳される。また、この場合すべり止めが必要であり、各方向の加速度を含めた摩擦力あるいは、キーからの反力が局部的に作用する。

IGT は構造的に液体を積む二重船殻船と同じであるから、二重底・二重船殻の強度を検討すればよい。

IMT は船体構造に固着した防熱材構造にメンブレンを張り付けた形になる例が多いので船体変形によるメンブレンタンクの影響は無視できない。この場合、直接的な応力解析は不可能であり、モデルによる疲労強度の確認が必要である。

タンク重量は防熱材兼タンク支持材を介して船体構造が支持するのでタンクとしては考慮しなくてよい。

#### <圧力>

PT のうち圧力式のものでは、タンク内保持圧が他の

圧力に比べ圧倒的に大きいのでその保持圧によりタンク板に生じる膜応力のみを考慮すればよい。

PT のうちの低温常圧式のものでは、一応静圧 (タンク内保持圧力+液頭圧) および変動圧を考慮しなければならない。タンクの設計圧力を制限圧力  $P_0$  よりかなり高くとり変動圧の影響があまり入らないような設計も可能である。(二次防壁省略型タンク)

IT, IGT, IMT ではその影響はほぼ等しく、静圧 (液頭圧+タンク内保持圧)、船体運動による傾斜・加速度を考慮した変動圧あるいは液面の動揺による影響を考えなければならない。

#### <熱荷重>

貨物の低温によるタンクの熱収縮は全ての型式のタンクに共通であるが、その影響の仕方は異なる。

熱応力は、二次応力・ピーク応力的性質を有するのでかなりの応力値にならない限り構造物に与える影響は小さい。ただし、アルミ合金・ステンレス鋼は線膨張係数が 9% Ni 鋼の 2 倍程度ありかつ降伏点が低いので 9% Ni 鋼に比べて影響はかなり大きくなる。

PT の場合タンクが回転体であるから熱収縮の拘束による影響は一般に小さい。但し、特殊積付け (半載等) あるいは荷役におけるタンク内の垂直方向温度勾配により固着部近傍に熱応力を生じる。

IT は置タンク式であるので熱収縮の影響は一般に小さい。ただし、立リング構造方式は熱応力的に好ましくないほか、タンクの材料も熱膨張係数を考慮して選択する必要がある。

IGT では、タンク壁 (二重殻) が低温にさらされて

収縮し熱応力を生じる。

その他の影響は PT とほぼ同じであるが、現段階では液化ブタンガスのみが対象となるのでタンク板の材質をグレードアップすれば問題ない。

IMT では、タンク板が支持構造（防熱材と兼用）に固着されているため非常に大きな熱応力を生じる。そのため、タンク板の材質を Invar (36% ニッケル合金鋼で熱膨張率が非常に小さい) にしたりあるいはタンク板にコルゲートを設ける等の対策により熱収縮を抑制する。

前者の例として、ガストランスポート方式メンブレンタンクがあり後者の例としてコンチ・オーシャン方式メンブレンタンクがある。

その他の影響は PT と同じである。

以上の他に、パイプラス・タワー等タンク内附着品の固着部に生じる応力についても考慮しなければならない。

#### <その他の荷重>

液位が 20~90% の液体貨物半載時（スラックタンク）には、液体貨物の固有周期と船体の動揺（主としてローリング・ピッチング）周期が同調して生ずる衝撃荷重（Sloshing）を考慮しておかなければならない。

この衝撃荷重は、液面の非線型波動によるものであるが、理論的には未だ充分解明されておらず通常、実験等の手法により解析を行ない静的な水圧に置き換えて考慮する。

この点に関しては、日本造船研究協会第 38 及び 74 研究部会報告に一応の結論が出されている他、NV あるいは BV 等の船級協会において暫定的に基準が与えられているが、それぞれの考え方に差があり、かなり異なった結果となつているのが実情である。

振動による影響は、IT あるいは IGT の深水タンク方式のタンクにおいては、主機およびプロペラ等の起振力による振動と桁部材の固有振動数とが同調しないよう充分考慮しておかねばならない。

### 8-3-2 設計荷重とタンク構造強度

8-3-1 では LNG タンクに加わる荷重の分類・説明をしたが、本項ではそれらの各種の荷重に対してどのような強度解析・検討を行なう必要があるのかその概略につき調べてみる。

LNG タンクシステムに要求される強度とその検討項目は次の 4 種類である。

- 1) 静的強度（最大荷重）→ 応力解析
- 2) 疲労強度（繰返し・変動荷重）→ 累積損傷回数

比

- 3) 不安定破壊強度（外圧等）、局部強度→対座屈・局部補強
- 4) 破壊機構特性上の強度（耐脆性破壊）→材料特性

#### (1) 静的強度

静的強度というのは、定常状態において静荷重に同種の変動荷重の振幅を重ねた最大荷重あるいは、ある部材に同時に生ずる各種の応力を合成した最大応力値に対するタンク構造の強度で、具体的には主として次の 3 種類の荷重がタンク構造に加わるときの各部材の強度である。

- i) 最大内圧≡静圧（液頭圧+蒸気圧）+傾斜による増加液頭圧+船体動揺に基く加速度による動的附加圧（定常ピッチング、ローリング、ヒービング運動等）。但し、液体自由表面の波動の過渡的運動による衝撃圧（Sloshing）を除く。
- ii) 最大支持反力・伝達荷重≡タンク重量の支持反力+各方向加速度による支持反力の増加・発生+船体変形（垂直曲げ・水平曲げ、振り）による強制変位
- iii) 熱荷重（定常状態）≡板厚方向の温度差による熱応力+タンク垂直方向温度差による熱応力

なお、実際に水圧試験（静荷重）を行なうのであればその状態における強度解析も当然必要である。その場合は i) の水圧および ii) の支持反力のみを考慮することになる。

これらの各荷重は、タンクタイプ（PT, IT, IMT）により影響を異にするとともに、強度解析における各部材の崩壊形式に対し異なつた挙動を示す。

i) ないし iii) の各荷重に対するタンクタイプ毎の静的強度について次に調べてみる。

#### (a) 独立型方形方式タンク

独立方形型式タンク（IT）においては、主として内圧が問題となる。タンク板に掛かる内圧分布は重力の加速度により生ずる静圧と図 8.22 (i), (ii), (iii) に示されるようなタンク動揺すなわち各方向加速度および傾斜による変動圧 ( $\Delta P_i, i=1\sim 3$ ) との和で決まる。

これらより、タンク板上任意の点  $j$  の圧力は近似的に上下方向については  $\rho(g+\ddot{Z})d_j$ 、横方向については  $Pb_j(\ddot{Y}+g\theta)$ 、縦方向については  $Pl_j(\ddot{X}+g\phi)$  で表わされる各方向の圧力の和として与えられることがわかる。



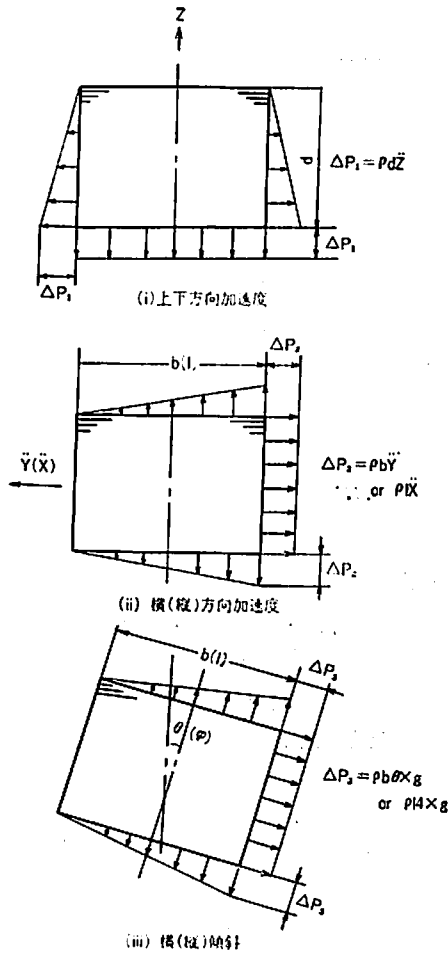


図 8-22 タンク動揺による増圧

問題は、これらの互に位相の異なる各運動による各方向圧力を同時に考慮する方法である。

この点に関しては、三角函数の合成にならつて各方向の圧力を二乗和平均することにより評価して内圧分布を与えるのが妥当と考えられる。したがつてタンク板上任意の点 \$j\$ の圧力 \$P\_j\$ は次式のようなになる。

$$P_j = P_0 + 0.1 \rho g \sqrt{d_j^2 (1 + a_z)^2 + b_j^2 a_y^2 + l_j^2 a_x^2} \quad \dots\dots\dots(8.49)$$

ここに、 $\rho$ : 液体の密度,  $g$ : 重力の加速度  
 $a_z = \ddot{Z}/g$ ,  $a_y = \ddot{Y}/g + \theta$ ,  $a_x = \ddot{X}/g + \varphi$   
 $P_0$ : 気相圧 (蒸気圧) (kg/cm<sup>2</sup>)

構造は、通常の深水タンクと同じく防撓材・桁による補強板構造であるから、

- ・タンク板の曲げ強度 (タンク全体の变形による軸力も考慮の要あり)
- ・防撓材の曲げ強度 (桁のたわみによる付加応力を考

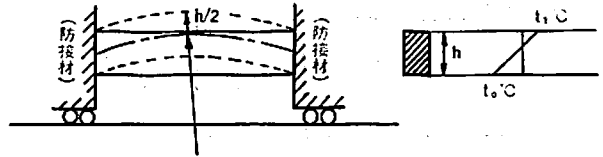


図 8-23 梁の熱応力

慮する必要がある。剪断応力の影響は無視し得る)

- ・桁の曲げ・剪断強度、但しタンク底板付きの桁については、タンク底部支持台 (支持台とタンク底板との間隙も考慮) からの反力、縦曲げによる二重底の撓み (強制変位) を含めた強度。

について応力解析を行なえばよい、(それらの許容応力については 8.4.3 を参照)

また、熱応力は通常、板厚方向の温度差によるものと、バラスト航海時あるいは半載時におけるタンク深さ方向の過度勾配によるものとが考えられる。

- ・タンク板の板厚方向の熱応力

この場合、板の熱応力は例えば近似的に図 8-23 に示すように両端での回転は拘束されているが、中性軸の伸縮は自由な梁として考えた時その熱歪(曲げ変形)を拘束するのに必要な曲げ応力として生じ、その最大値は

$$\sigma_{max} = \alpha E (t_1 - t_0) / 2 \quad \dots\dots\dots(8.50)$$

ただし、 $\alpha$ : 使用材料の線膨張係数  
 $E$ : 使用材料のヤング率  
 $t_0, t_1$ : 板の両面での温度

で与えられる。

通常航海状態では、 $t_0, t_1$  に殆んど差はないので  $\sigma_{t1}$  は極く小さく無視し得るが、荷役時において充分予冷が行なわれない場合にはかなりの熱応力が生じることになる。たとえば、(8-23) 式において  $t_0 = -162^\circ\text{C}$ ,  $t_1 = 0^\circ\text{C}$  とした場合、材料が 9% Ni 鋼であれば、 $E = 21000$  (kg/mm<sup>2</sup>)  $\alpha = 9.5 \times 10^{-6}$  (1/°C) であるから  $\sigma_{t1} \approx 16$  (kg/

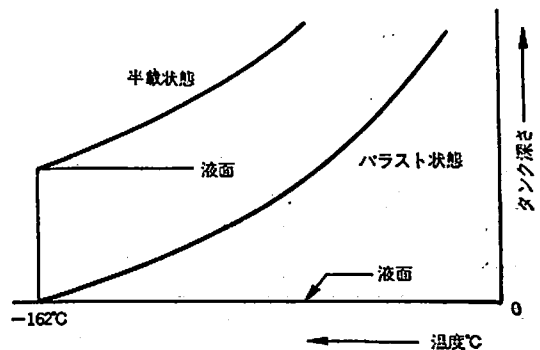


図 8-24 タンク内の温度分布

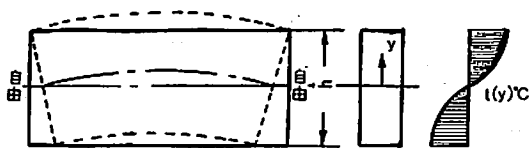


図 8-25 側壁板の熱応力

mm<sup>2</sup>) となる。

○ タンク側壁の面内熱応力

バラスト状態や半載状態においては、タンク内温度分布は例えば、図 8-24 に示すようなものとなる。

いま、側壁を図 8-25 に示すような一本の梁と考え、周辺を自由とし、梁の横断面は変形後も平面のまま残り、かつ変形後の梁の中性軸に対して垂直であると仮定した場合、Saint Venant の原理に基づき側壁の周辺から十分離れた場所での面内熱応力の一般式は次式で与えられる。(参考文献 49)

$$\sigma = E\alpha\{T/A + yN/I - t(y)\} \dots \dots \dots (8.51)$$

ただし、 $t(y)$ ; 中性軸からの距離  $y$  における温度

$$\begin{cases} A = \int_A da & (\text{梁の横断面積}) \\ I = \int_A y^2 da & (\text{梁の中性軸に関する二次モーメント}) \\ T = \int_A t(y) da \\ N = \int_A t(y) y da \end{cases}$$

板厚が一定値  $b$  であれば

$$\begin{aligned} A &= \int_A da = \int_{-h/2}^{h/2} b dy = hb \\ I &= \int_A y^2 da = \int_{-h/2}^{h/2} y^2 b dy = \frac{1}{12} bh^3 \\ T &= \int_A t(y) da = \int_{-h/2}^{h/2} t(y) b dy \\ N &= \int_A t(y) y da = \int_{-h/2}^{h/2} t(y) y b dy \end{aligned}$$

であるから

$$\sigma = \alpha E \left\{ \int_{-h/2}^{h/2} t(y) dy + \frac{12y}{h^3} \int_{-h/2}^{h/2} t(y) y dy - t(y) \right\} \dots \dots \dots (8.52)$$

(8.52) 式から実際の LNG 独立型方形方式タンクについて側壁の面内熱応力を求めた例を図 8-26、および図 8-27 に示す。(日立造船技報昭 43 年 2 月号転載) ただし、タンク材料は 9% Ni 鋼であり温度分布は次の近似式が採用されている。

バラスト状態;  $t(y) = -0.302 y^2 + 7.25 y - 60.3$  (°C)

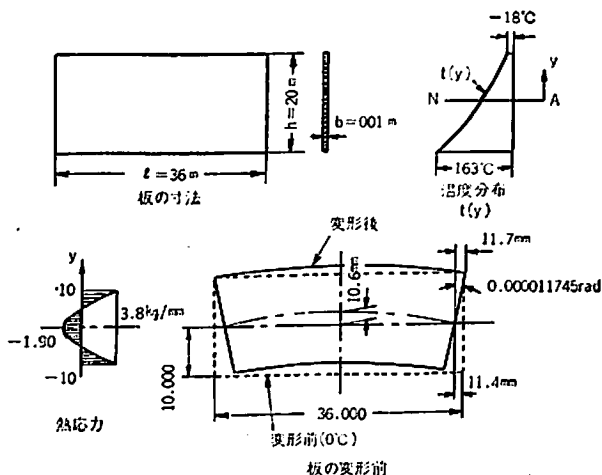


図 8-26 バラスト状態の熱応力 (文献 49)

半載状態 (タンク深さ=20 (m))

$$t(y) = \begin{cases} -0.433 y^2 + 13.73 y - 163 & (0 \leq y \leq 10) \\ -163 & (10 \leq y \leq 20) \end{cases} \text{ (°C)}$$

(8.50) 式および (8.51) 式で与えられる側壁の平板としての熱応力の他にもタンク全体の熱応力あるいは、立て桁構造の場合、タンク頂・底部温度差による熱応力が生じる。

タンク全体の熱応力は、側壁の面内熱応力の計算にらつて、図 8-28 に示すような 1 本の梁と考えて (8.51) 式から近似的に求められる。

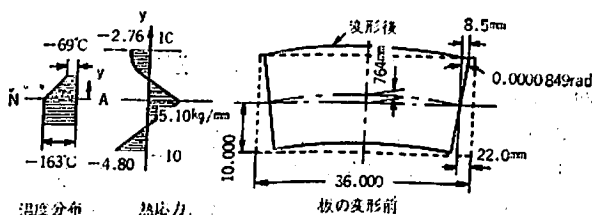


図 8-27 半載状態の熱応力 (文献 49)

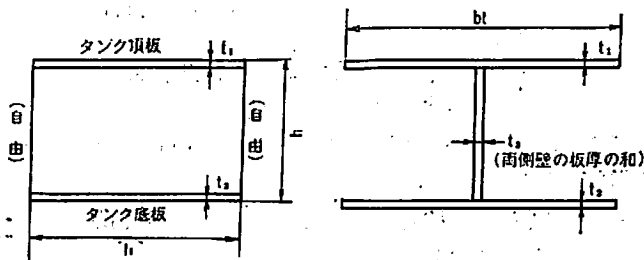


図 8-28 タンク全体の熱応力

これらの熱応力値は、図 8.26 に示すようなかなり苛酷な温度状態においても 高高 5 (kg/mm<sup>2</sup>) 程度であり満載時の内圧による応力と比較して問題ないと考えられる。

但し、積荷に当たつては充分に徐冷予冷することは勿論、独立型方形方式においては立て桁構造の採用は出来るだけ避けた方がよい。

(b) 独立圧力容器型式タンク (PT)

圧力容器型式タンクの形態としては、球形タンクおよび円筒形タンクの 2 種類に限定し、いずれの場合も、桁・防撓材等の補強材がないものを想定する。

傾斜および加速度を考慮した球形タンクの 内圧分布は、圧力零の点が一義的に定まらないため、方形タンクの場合と異なり各方向加速度による変動圧を単純に加えて求めてみるわけにはいかない。

すなわち、横方向加速度 ( $a_y g$ ) を考える場合内圧分布は、重力の加速度 ( $g$ ) と  $a_y g$  とをそれぞれ加速度ベクトルと考え両者を合成した新しい加速度ベクトル ( $\vec{\alpha}$ ) が球心に作用した場合の圧力として求めなければならない。

従つて、この場合新しい加速度ベクトル  $\vec{\alpha}$  が球心を通る直線のタンク殻との交点  $P_0$  を基点とし、 $P_0$  からの垂直距離により圧力分布が決定されることになる。(詳細後述)

上下方向加速度 ( $a_z g$ ) のみを考える場合は、基点が動かないため簡単に求められて次のようになる。

$$P = \rho g a (1 \pm a_z) (1 - \cos \varphi)$$

ここに、 $\rho$ ; 液体の密度  $g$ ; 重力の加速度、 $a$ ; 半径、 $\varphi$ ; 考慮している点において回転軸と殻の法線となす角である。

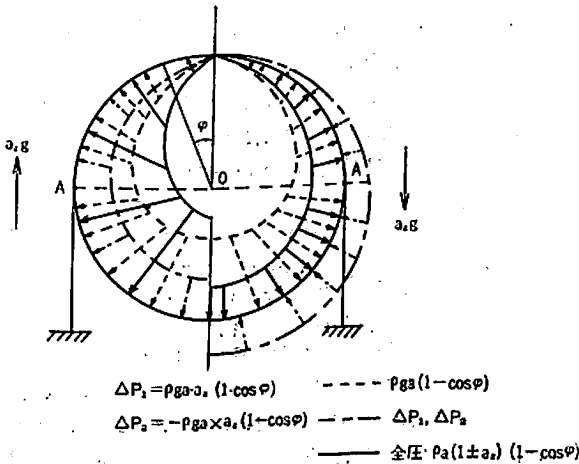


図 8-29 上下方向加速度作用時の内圧分布

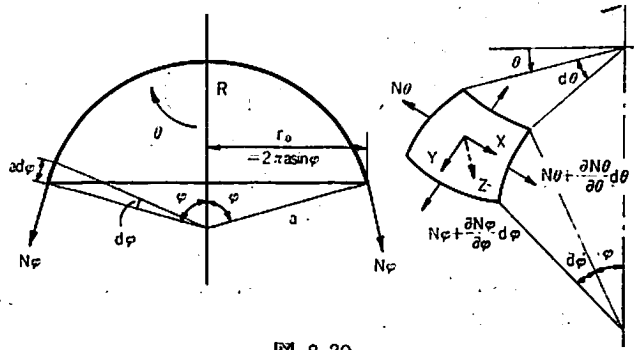


図 8-30

水平方向および縦方向加速度に附加圧を考慮すると、非軸対称荷重となり解析が非常に複雑であるから、ここでは、一例として通常最も大きな値となる上下方向加速度のみを考慮した内圧について図 8-29 に示す水平な円環 AA で支持された半径  $a$  の薄肉球形タンクの強度解析を行なつてみる。

内圧  $P$  は次式で与えられる。

$$P = P_0 + \gamma a (1 - \cos \varphi) + \Delta P \dots \dots \dots (8.52)$$

ここに、 $P_0$  = 蒸気圧

図 8-30 の如く、軸対称荷重の場合シェルの一部分角  $\varphi$  で規定される半径  $r_0$  の円より上部のシェルを取り出したものについて次式が成立つ。

この部分全体の外力  $Y, Z$  の合力を  $R$  とし、膜力を  $N_\varphi, N_\theta$  とすると

$$2 \pi r_0 N_\varphi \sin \varphi + R = 0 \dots \dots \dots (8.53)$$

また軸対称荷重に対して、一般に

$$N_\varphi + N_\theta + a Z = 0 \dots \dots \dots (8.54)$$

(8.52) 式の内圧  $P$  のうちの、液頭圧によるものについてまず考えてみる。

このとき、上方向加速度による附加圧を考慮して  $Z = -\gamma(1 + a_z) a (1 - \cos \varphi) \equiv -P$  とし、簡単のためシェルの重量を無視すると内圧による力の合力  $R$  は、 $X = Y = 0$  であるから

$$\begin{aligned} R &= - \int_0^\varphi 2 \pi a \sin \varphi \times a d\varphi \times P \cos \varphi \\ &= -2 \pi a^2 \gamma (1 + a_z) \int_0^\varphi (1 - \cos \varphi) \sin \varphi \cos \varphi d\varphi \\ \therefore R &= -2 \pi a^2 \gamma (1 + a_z) \left\{ \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \cos^2 \varphi \times \left(1 - \frac{2}{3} \cos \varphi\right) \right\} \end{aligned}$$

(8.52) 式に代入して

$$\begin{aligned} N_\varphi &= -R / 2 \pi r_0 \sin \varphi = -R / 2 \pi a \sin^2 \varphi \\ &= \frac{\gamma a^2 (1 + a_z)}{6} \left(1 - \frac{2 \cos^2 \varphi}{1 + \cos \varphi}\right) \dots \dots \dots (8.55) \end{aligned}$$

従つて、(8.52) 式より

$$N_{\theta} = r(1+az)a^2(1-\cos\varphi) - N_{\varphi}$$

$$= \frac{r(1+az)a^2}{6} \left( 5 - 6\cos\varphi + \frac{2\cos^2\varphi}{1+\cos\varphi} \right)$$

.....(8.56)

上記の式は、頂部から水平円環までの間すなわち  $0 \leq \varphi \leq \varphi_0$  において成立つものである。

水平円環 A-A から下方のシェルに対しては、合力 R は内圧の他水平円環に沿つてシェルに働く垂直反力を考慮しなければならない。

その反力は、シェルの垂量を無視すれば  $4\pi(1+az)a^2r/3$  となる。

従つて合力 R は

$$R = -\frac{4}{3}\pi(1+az)a^2r - 2\pi a^2 r(1+az) \left\{ \frac{1}{6} - \frac{1}{2}\cos^3\varphi \left( 1 - \frac{2}{3}\cos\varphi \right) \right\}$$

これより

$$\left. \begin{aligned} N_{\varphi} &= \frac{r(1+az)a^2}{6} \left( 5 + \frac{2\cos^2\varphi}{1-\cos\varphi} \right) \\ N_{\theta} &= \frac{r(1+az)a^2}{6} \left( 1 - 6\cos\varphi - \frac{2\cos^2\varphi}{1-\cos\varphi} \right) \end{aligned} \right\}$$

.....(8.57)

ただし、 $\varphi_0 \leq \varphi \leq \pi$

一方、蒸気圧  $P_0$  による膜力はあらゆる方向に一樣な引張力  $N$  となることから、(8.28) 式において

$$N_{\varphi} = N_{\theta} = N, \quad Z = -P_0$$

とおけば  $N = P_0 a/2$  .....(8.58)

以上より垂直方向附加加速度を受ける球形タンクの膜力は (8.55), (8.56) 式および (8.57) 式によるものに (8.58) 式によるものを重畳することにより求められる。

上部シェルの膜力の最大値は、 $\varphi = \varphi_0$  で生じ例えば  $\varphi_0 = \frac{\pi}{2}$  とすると

$$\max. N_{\varphi} = ra^2(1+az)/6 + \frac{P_0 a}{2}$$

$$\max. N_{\theta} = 5ra^2(1+az)/6 + \frac{P_0 a}{2}$$

一方、下部シェルに対しては、 $\varphi = \pi$  で最大となる

$$\max. N_{\varphi} = ra^2(1+az) + \frac{P_0 a}{2}$$

$$\max. N_{\theta} = ra^2(1+az) + \frac{P_0 a}{2}$$

液圧によるものと蒸気圧によるものとを比較すると、 $P_0$  は圧力逃し弁の設定圧力 (通常  $0.25 \text{ kg/cm}^2$  程度) で決まることから液圧によるものに対して高々 10% ( $r=0.5, az \leq 1.0, a \geq 10 \text{ (m)}$ ) とした場合) 程度である。

膜応力  $\sigma_{\varphi}, \sigma_{\theta}$  は、 $N_{\varphi}, N_{\theta}$  を板厚  $t$  で割ることにより得られる。

破壊のクライテリオンとしては、 $\sigma_{\varphi}$  および  $\sigma_{\theta}$  がともに正の値を持ち、この場合軸対称荷重で面内せん断力が無視し得るから「破損の法則」の中、最大主応力説と最大せん断応力説とは一致し、最大せん断歪エネルギー説 (いわゆるミーゼスの法則) は、それらよりゆるいクライテリオンを与える。

ここでは、膜応力について通常採用されている最大主応力説に従つて球面の任意の点で  $\max\{\sigma_{\theta}, \sigma_{\varphi}\} < \sigma_a$  を破壊のクライテリオンとする。ただし  $\sigma_a =$  許容引張応力。

これより実際の使用板厚を決定するには、さらに板厚の影響、溶接部の継手効率および腐蝕予備厚を考慮しなければならない。

例えば、各国の圧力容器規準では一般に次式で球殻の板厚を規定している。

荷重は一樣内圧であるから膜力は  $N = Pa/2$  ( $P$ : 使用圧力,  $a$ : 半径) となる。

$$t = \frac{P(a+mt)}{200\sigma_a\eta} \dots\dots\dots(8.59)$$

- ここに
- $t$ ; 板厚 (mm)
  - $P$ ; 最高使用圧力 ( $\text{kg/cm}^2$ )
  - $a$ ; 球の半径 (mm)
  - $\sigma_a$ ; 許容引張強さ ( $\text{kg/mm}^2$ )
  - $\eta$ ; 継手効率
  - $m$ ; 板厚による影響係数

(8.59) 式より、結局

$$t = \frac{Pa}{200\sigma_a\eta - mP} + \alpha \dots\dots\dots(8.60)$$

$m$  は通常 0.5 ないし 0.6 を採用している。

ただし、 $\alpha$  は腐食予備厚 (mm) である。

(8.60) 式にならつて 図 8-28 に示す球形タンクの内圧による板厚を求めてみる。

蒸気圧による必要板厚を  $t_1$ , 液圧による必要板厚を  $t_2$  とし、 $t = t_1 + t_2 + \alpha$  として求める。

液圧による膜力は最大値  $ra^2(1+az)$  をとる。

$$t_1 = \frac{P_0 a}{200\sigma_a\eta - mP_0}$$

$$t_2 = \frac{2ra^2(1+az) \times 10^{-4}}{200\sigma_a\eta - m \times 2ra(1+az) \times 10^{-4}}$$

$$= \frac{ra^2(1+az) \times 10^{-4}}{100\sigma_a\eta - rma(1+az) \times 10^{-4}}$$

いま、タンク材料をアルミ合金とし  $P_0 = 0.25 \text{ (kg/cm}^2)$ ,  $a = 15,000 \text{ (mm)}$ ,  $az = 1.0$ ,  $r = 0.5 \text{ (LNG)}$ ,  $m = 0.5$ ,  $\sigma_a = 1/4\sigma_B = 8.0 \text{ (kg/mm}^2)$ ,  $\eta = 0.9$ ,  $\alpha = 0$  とすると

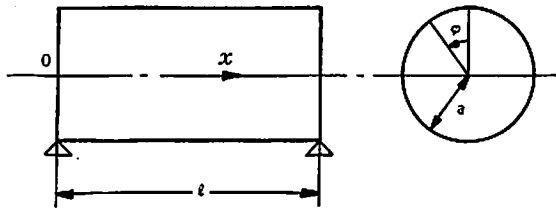


図 8-31 円筒形タンク

$$t_1 \doteq 2.6 \text{ (mm)}$$

$$t_2 \doteq 31.3 \text{ (mm)}$$

$$\therefore t = t_1 + t_2 = 33.9 \text{ (mm)}$$

なお、水平方向加速度  $ayg$  が作用した場合、内圧分布は非軸対称荷重となる。(図 8.71 参照)

この場合シェルに作用する膜力は、 $N_\theta$ 、 $N_\varphi$  の軸力の他に面内剪断力が働くことになる。

計算は複雑になるので FEM により軸力、面内せん断応力を求めることになる。

円筒形(水平式)の場合、中央部の胴板については球殻と同様膜理論により強度解析を行なうことができる。

たとえば、図 8-31 において両端を支持された水平円筒形タンクに比重  $\gamma$  の液体を満した場合の各方向の膜力(詳細略)は次式で与えられる。(軸対称荷重)

$$\left. \begin{aligned} \text{円周方向} \quad N_\varphi &= \gamma a^2 (1 - \cos\varphi) \\ \text{長手方向} \quad N_x &= -\frac{\gamma}{2} x(l-x) \cos\varphi \\ \text{面内剪断力} \quad S_{x\varphi} &= \gamma a \left(\frac{l}{2} - x\right) \sin\varphi \end{aligned} \right\} \dots\dots (8.61)$$

一様内圧(蒸気圧)の場合、蒸気圧を  $P_0$  とすると面内剪断力はなく

$$\left. \begin{aligned} N_\varphi &= P_0 a \\ N_x &= P_0 a/2 \end{aligned} \right\} \dots\dots (8.62)$$

また、長さ  $l$  がかなり長い場合には、液の重量による曲げモーメントの影響が生じる。

円筒を一本の梁に置き換えて、等分布荷重  $w = \pi a^2 \gamma$

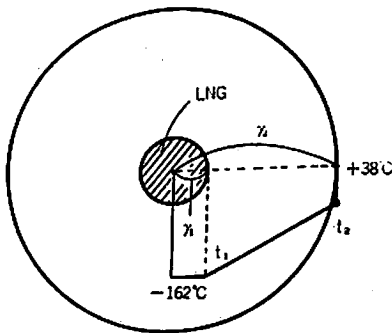


図 8-32 円板の熱応力

であるから  $M_x = \frac{1}{2} \pi a^2 \gamma x(l-x)$

また、断面係数  $Z$  は、薄肉円筒を考へて  $Z = \pi a^3 t$

$$\therefore \sigma = \pm \frac{\gamma x(l-x)}{2t} \dots\dots\dots (8.63)$$

内圧荷重に関しては、(8.61) (8.62) 式による膜応力と(8.63)による曲げ応力を重畳して、例えばミーゼスの法則から最小板厚を決定することができる。

なお、(8.63)に関して、薄肉円筒が曲げを受ける場合圧縮側で座屈を起こすことが知られている。(曲げ屈服)

その場合、曲げモーメントとしては(8.63)によるものの他に次のような曲げモーメントを考慮しなければならない。

- 半載時等、円筒の中心軸と液体の重心位置とがずれることによる偏心曲げモーメント
- サドル支持構造で生ずる外面の摩擦力と中心軸までのレバーを乗じた曲げモーメント

ただし、上記の曲げモーメントによる圧縮応力は、内圧による膜応力を差引いてよい。なお、詳細は 3) 不安定破壊強度で触れる。

船体変形による影響は、支持構造(スカート、サドルあるいはアームおよびロッド等)により異なる。タンク板自身への影響は小さいが支持構造との取合い部には局部的に過大な応力が生じるので充分解析しておかねばならない。

熱応力のうち、板厚の両面での温度によるものは平板の熱応力と同じく次式で与えられる。

$$\sigma_{\max} = \frac{\alpha E(t_1 - t_2)}{2(1-\nu)} \dots\dots\dots (8.64)$$

ここに、 $\nu$ ; ポアソン比  
 $E, \alpha$ ; (8.50) 式によるものと同じ

また、垂直方向温度勾配あるいは局所冷却によるタンク全体の熱応力の解析は複雑なので、ここではバラスト時(タンク底に少量 LNG がある)あるいは、半載時に対し、タンクシェルを円板に置き換えたもの(図 8-32)について局所冷却による熱応力の概略を推定してみる。いま仮に、図 8-32 に示す円板を内径  $r_1$ 、外径  $r_2$  の円環と考へ内外周を自由とし、直線形温度分布とした場合、半径  $r$  の線上の円周方向の熱応力  $\sigma_t$ 、半径方向の熱応力  $\sigma_r$  は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{1}{3} \alpha E(t_2 - t_1) \\ &\quad \times \{ (k^2 + k + 1) - 2(k+1)(r/r_1) + (r_2/r)^2 \} / (k^2 - 1) \\ \sigma_r &= \frac{1}{3} \alpha E(t_2 - t_1) \\ &\quad \times \{ (k^2 + k + 1) - (k+1)(r/r_1) - (r_2/r)^2 \} / (k^2 - 1) \end{aligned}$$



ただし、 $k=r_2/r_1$ 、温度分布； $t=(t_2(r-r_1)+t_1(r-r_2))/(r_2-r_1)$

特別な場合として、 $r_1 \rightarrow 0$  とすると次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t &= \frac{1}{3} \alpha E(t_2-t_1) \left(1-2\frac{r}{r_2}\right) \\ \sigma_r &= \frac{1}{3} \alpha E(t_2-t_1) \left(1-\frac{r}{r_2}\right) \end{aligned} \right\}$$

このとき、 $\sigma_{\max} = \frac{1}{3} \alpha E(t_2-t_1)$  となる。

タンク材料を9%ニッケルとすると  $\alpha = 10 \times 10^{-6}$ 、  
 $E = 2.1 \times 10^6$  (kg/cm<sup>2</sup>)、図 8-32 において、 $t_2-t_1 = 200$  °C であるから

$$\sigma_{\max} = 13.5 \text{ (kg/mm}^2\text{)} \text{ 程度となる。}$$

これから積載時において LNG 液面が上昇する際に生じる熱応力はさらに大きくなることが予想される。

したがって、徐冷あるいは予冷は充分に行なわなければならないことがわかる。

### (c) メンブレン方式タンク (IMT)

IMT の静的強度は、構造上強度解析が殆んど不可能であるので、荷重について二次防壁兼用の防熱材の各種の強度をモデルテスト等により確認する他、熱歪についてはタンク板をコルゲートするか 36% Ni 鋼 (Invar) を使用することにより防禦することになる。

#### 2) 疲労強度

LNG タンクの疲労強度は、タンク内圧力変動、船体変形によるタンク伸縮等の変動荷重あるいは超低温の液体貨物の荷役サイクルによる繰返し熱荷重等を考慮しなければならない。

疲労曲線 (S-N 曲線) を実験的に求めるに当つては、次の諸点を考慮して実際のタンクにおける状況を充分に再現し得るものとしなければならない。

- i) 試験片の寸法とその材料の生れ
- ii) 応力集中と切欠感度
- iii) 応力の種類・形態
- iv) 平均応力
- v) 溶接部においては、溶接方法及び溶接状態
- vi) 環境・温度

その際対象とする部材は、高応力部あるいは二次応力\*の発生する構造物の不連続部を考えればよいが、ピ

\* 隣接する部分の拘束作用や構造物の自己抑制によつて生ずる垂直応力または剪断応力で、自己平衡作用をもっているのが特徴である。弾性計算上の二次応力の最大値はある程度の塑性変形を許容すれば  $2\sigma_y$  まで採り得る。この性質を利用して行なわれる極限設計をシェイクダウン設計という。一般的熱応力あるいは構造物の全体的不連続によつて生ずる曲げ応力等が二次応力である。

ーク応力\*\*が発生する切欠き部等の応力集中部については局部モデルの疲労強度を実験的に確認しておく必要もあろう。

メンブレンタンクのように、強度の把握が充分に行なえないものについては、プロトタイプのモデルタンクによりタンク全体の疲労強度を確認しておく必要がある。

また、このようにして求められる S-N 曲線はあくまでも実験的に求められたものであり、当然バラツキを持つたデータであるから統計的見地からその有意性を検討しなければならない。

採用する信頼水準としては、95% 程度を考慮しておく必要があろう。この点に関しては 8.1.3 および 8.1.4 を参照されたい。

また、疲労試験荷重は船の一生 (通常 20 年) における長期予測あるいは適当な方法によつて求めた累積度数分布から、適当な代表荷重レベルおよびそれぞれの繰返し数を決定して用いられたい。

代表荷重レベルおよびその繰返し数の選定に関しては、後述の「設計荷重基準」を参照されたい。

さらに、疲労強度の判定はマイナーによる累積損傷比に基づいて行なうのが通常のものである。

この点については、8.1.4 を参照されたい。

3) の不安定破壊強度は主としてタンク板の座屈に対するものである。従つて、球形タンク、円筒形タンクの外圧による座屈強度が最も問題となるものである。

球形あるいは円筒形タンクの外圧による座屈に関して完全な理論解はなく通常適当な実験式を採用することが多い。ここでは、それらの中の最もよく知られたものについて調べてみる。

#### i) 球殻の一般外圧による座屈

座屈圧力を  $P_K$  とすると一般に

$$P_K = kE(t/R)^2 \dots\dots\dots (8.65)$$

ここに、  
 $k$ : 定数  
 $E$ : 縦弾性係数  
 $t$ : 板厚 (腐蝕代を含む)  
 $R$ : 球の外半径

定数  $k$  は、古典理論では軸圧縮荷重による円筒形タンクの座屈と同じく  $\frac{2}{\sqrt{3(1-\nu^2)}}$  ( $\nu$ : ポアソン比) となる。また Karman は有限変形理論により  $k=0.365$  としたが、実際の球形タンクにおいては、真球度に乏しいことを考慮して適当に仮定した初期変形を含めて板厚

\*\* 切欠部における応力集中や局所的な熱応力によつて付加される応力の増加分で、著しい変形をもたらすことはないが、疲労破壊や脆性破壊の原因となる応力である。

にくらべてかなり大きいことから Hoff 等の犬たわみ解析により、古典理論値の 20% 程度をとる必要がある。

IACS 案でもそれに倣い、 $k = \frac{2}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \times 0.2 \doteq 0.24$  とし、設計外圧  $P_E$  がそのときの圧縮圧力  $P_K$  の 1/3 以下となるように定めている。

すなわち、

$$P_E \leq 0.08 E \left( \frac{t}{R} \right)^2 \quad \dots\dots\dots(8.66)$$

もち論、設計外圧による膜応力  $P_E r / 2t$  も材料の降伏点に対して同程度の安全率を持つておく必要がある。したがって

$$P_E \leq \frac{2}{3} \frac{\sigma_y t}{R} \quad \dots\dots\dots(8.67)$$

ただし、 $\sigma_y$ ；材料の降伏応力あるいは 0.2% 耐力

ii) 円筒殻の一般外圧による座屈

この場合、座屈圧力の古典理論値は次式のようになる。

$$P_K = \left[ \frac{1}{3} \left\{ n^2 + \left( \frac{\pi b}{2l} \right)^2 \right\} \frac{2E}{1-\nu^2} \left( \frac{t}{\theta} \right)^3 + \frac{2E \cdot \left( \frac{t}{\theta} \right)}{\left\{ n^2 \left( \frac{2l}{\pi b} \right)^2 + 1 \right\}^2} \right] \frac{1}{n^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{\pi b}{2l} \right)^2} \quad \dots\dots\dots(8.68)$$

ここに、 $n$ ；圧縮時における完全内環内の突出部の数  
 $l$ ；円筒の長さ  
 $\theta$ ；外直径  
 $\nu$ ；ポアソン比

(8.68) 式において、与えられた  $t/\theta$  に対し  $P_K$  を決定するには、 $n=1, 2, \dots$  とし  $l/\theta$  を横軸、 $P_K$  を縦軸とする曲線群を描けばこの一群の曲線の最小値が  $l/\theta$  に対する所要の  $P_K$  を与える。 $P_K$  を求めるためいろいろな図表が作成されているので通常はそれらを利用すればよい。

安全率を圧力容器規準で採用している 4 とすると  $P_E \leq P_K/4$  となる。

また、膜応力についても球殻と同様の考えから  $P_E \leq 2\sigma_y t/3D$  として設計外圧が定められる。

iii) 円筒殻の曲げ座屈

長い円管に純粋曲げを加えるとき、扁平化による座屈が起こる前にある荷重で圧縮側に局部座屈を生じる。

従つて、純粋圧縮を受ける円筒の下方極値応力  $\sigma_K = 0.2 \frac{E}{r}$  (Karmam-Tsien) に達するときの値として近似的に推定することができる。

これより、(b) で述べたような種類の曲げモーメント

が作用するときの座屈強度の判定は、薄肉円筒の断面係数  $Z = \pi r^2 t$  であるから

$$\sigma = \frac{M}{\pi r^2 t} < 0.2 E \frac{t}{R} \quad \dots\dots\dots(8.69)$$

として行なえばよい。

実際には、曲げモーメントと同じに内圧が作用し引張応力が圧縮側に作用することになるので、(8.69) 式における  $\sigma$  からその分を差引いてよい。

4) の破壊機構特性上の強度 (耐脆性破壊強度) は、材料により一義的に定まるものであるから構造強度とは直接関係しないが、タンク板の材料選定に当たつては破壊機構特性を充分考慮しなければならない。

材質および構造寸法が定まれば、静的荷重 (最大応力) に対する脆性破壊に到る限界クラック長さが求められさらに、動的荷重に対しては疲労クラックの進展速度が求められる。

表面欠陥が疲労荷重 (曲げおよび引張) により次第に伝播し遂には貫通欠欠となるときクラック長さをもとにその時の LNG 漏洩量から二次防壁の設計基準を決めることが出来る (軽減二次防壁の思想)。勿論、貫通クラックが発見されてから一定期間内にタンクが脆性破壊しないようそのクラック長さを限界クラック長さの何分の一かにしておく必要がある。

詳細については、8.4.6 および第 9 章で説明する。

その他、局部補強としてまず必要なものは、スロッシングに対するものである。

スロッシングに対する強度解析は直接的には不可能である。通常、独立型タンクでは静液圧の増加として単純化し局部補強を考慮するが、IMT のように局部補強が困難な上制水隔壁等を設けられないタイプについては、タンク長さを制限して船体動揺と液体貨物との同調を避けるあるいは動揺の激しい船首部タンクでは半載しない等の配慮が必要である。(未完)

訂正

LNG 船 (その 3 貨物格納 (5)) の算式の番号に間違いがありましたので、次の通り訂正いたします。

誤 (8.13) ないし (8.42) 式

正 (8.16) ないし (8.45) 式

番号が 3 繰下がる。

# 日本造船研究協会の昭和46年度研究 業務について(6)

(社)日本造船研究協会  
研 究 部

## SR 125 超高速コンテナ船の耐航性に関する研究

部長会 中村 彰一氏

数年来飛躍的に増加の一途をたどっているコンテナ輸送は、コンテナ船の大型化、超高速化の傾向をますます促進させている。本研究は内外のこのような情勢に対処するために超高速コンテナ船の波浪中就航時における船体運動や推進性能の計測と、これに平行して模型実験および理論計算を行ない、船体運動によつて誘起される背波打込み、プロペラレーシング、スラミング、シャダー等の現象や波浪荷重を解明して、この種船舶の波浪中特性を把握し、基本設計時に必要な主要寸法、一般配置、抵抗推進に関する要目等を決定するための資料を求めるとともに、艤装品の損傷防止や積荷の安全輸送を図るために必要な船体動揺防止装置の設計資料、操船上の指針となる荒天時の変針、減速法等の資料を求めるところを目的とする。

### (1) 模型試験

#### (a) $L/B=8$ の1軸および2軸船の斜め波中における動揺等の特性

第108研究部会で取扱つた2軸船型( $L/B=8$ )と1軸船型( $L/B=6.89$ )を $L/B=8$ に変形した船型とについて、斜め波中航走時の1軸船型における $L/B$ の影響と $L/B=8$ 船型におけるプロペラ軸数の影響を調べた。実験結果は次のとおりである。

#### 1) 動揺に関する実験結果

##### ○ピッチング

1軸船型  $L/B=7$  (S-7 と略称) と1軸船型  $L/B=8$  (S-8 と略称) を比較すると波長/船長の ( $\lambda/L$ ) の大なるところでは S-7 が、 $\lambda/L$  の小なるところでは S-8 がそれぞれ大きい。

2軸船 (T-8 と略称) は S-7 と S-8 の中間的応答を示すが、 $\lambda/L=1.1\sim 1.5$  の間で最も小さい値をとっている。

ストリップ法による計算値と実験値を比較してみると、全体の傾向は一致しているが、S-8 では実験値が計算値より低目に出る場合が多いが、T-8 はその反対の傾向を示している。

##### ○ヒービング

船型による差異はピッチングの場合とほぼ同じ傾向を示す。

##### ○重心の上下加速度

S-8 の応答は S-7 の応答を  $\lambda/L$  の小さい側に若干ずらせたような傾向を示す。

実験値と計算値を比較すると、横波中ではよく一致しているが、向波に近づくほど  $\lambda/L > 1.0$  の範囲で、実験値が小さい。

##### ○ローリング

横揺の自由減衰率は T-8 と S-8 ではよく似た傾向を示す。斜め追波中における大きなローリングはどの船型でも示されるが、S-8 と T-8 とはよく似た値を示す。

##### ○ヨーイング

斜め追波中ではヨーイングが大きい。

##### ○重心の横加速度

斜め追波 (出会角  $60^\circ$ ) の時に最大となっている。

##### ○船側の相対水位変動

S-8 の応答が S-7 に比して  $\lambda/L$  の小さい方にずれる傾向がここでも認められる。

### 2) プロペラの推力・トルクの実験結果

#### ○2軸船の左右プロペラの差について

推力・トルク増加では向波、斜め向波中で左右の差は小さい。推力増加は出会角  $30^\circ$  の斜め追波中で差がみられる。

#### ○推力トルクの変動量について

推力の変動量は向波・斜め向波中では増加量の約  $1/3$  程度のオーダーであるが、横波・斜め追波中では変動量と増加量は同じオーダーである。

### (b) 横波中における波浪強制力の計測

横波中を航走する船の運動を知るには船が波から受ける強制力を正確に知る必要がある。また、理論計算方式にはストリップ法が広く使用されているが、その計算結果を直接実験による計測値と比較した例は少ない。このような事情から、横波だけに限定し、船速の相異が波浪強制外力に及ぼす影響を検討することにした。

実験に使用された模型船は1軸コンテナ船の標準船型で、6分力検出装置を介して曳船台車に拘束され、水槽中に発生させた波浪を真横に受けるように

航走させて波浪強制力（横波であるので左右揺、横揺、船首揺の3成分）を計測した。

波浪強制外力に対する  $L/B$  の影響をみると、いずれも  $\lambda/L$  の増大と共に著しく強制外力が大きくなっている。各強制外力についてまとめてみると次のとおりである。

#### 1) 左右揺の強制力

強制力に及ぼす船速の影響はほとんどないと考えられる。波高を変えると  $\lambda/L$  が大きい場合には波傾斜の相異なる影響が、 $\lambda/L$  の小さい場合のそれに比べて著しいことがわかる。

#### 2) 横揺の強制モーメント

船速の強制モーメントに及ぼす影響はほとんどないと考えられる。

波傾斜の影響は左右揺ほど大きくはないが、無視できるほどではない。

#### 3) 船首揺の強制モーメント

船速の影響があり、船速が増すに従って強制モーメントは大きくなっている。ただし  $\lambda/L$  が小さい0.7以下の場合とそれより大きい場合では船速の影響の出方が異なっている。すなわち  $\lambda/L = 0.7$  ではほとんど船速の影響はなく、それ以下の  $\lambda/L$  ではむしろ船速の増大と共に幾分強制モーメントが減少している。また、波傾斜の影響も明らかに存在する。

### (c) 波浪中で船体表面に働く変動圧力の計測

3m 1軸コンテナ船模型について、正面規則波中航走時に船体表面に働く変動圧の船速影響、波浪中での拘束模型に働く変動圧および平水中で強制動揺させた場合の変動圧を計測し、計算値と比較した。検討結果は次のとおりである。

#### 1) 応答関数

$F_n = 0.15$  の場合は各実験状態に対し、かなりよい一致がみられる。ただし、正面規則波中航走時の場合、ミドシップ断面のビルジ、サイド部で圧力がホローまたはピークを示す位置が計算値と実験値で若干ずれている。

$F_n = 0.25$  では、スクエア・ステーション 2 (S.S.2),  $\lambda/L = 1.0$  付近で実験値は計算値よりかなり低い。

#### 2) 船速影響

正面規則波中航走時の場合、S.S.2では計算による圧力が船速と共に上昇するのに対し、実験値はほとんど平行かまたは下がる傾向を示している。 $F_n = 0.25$  の応答関数のうち、S.S.2で計算と実

験値が大きく異つたのはこのためである。ミドシップにおいてはビルジ、サイド部の圧力が  $F_n = 0.15$  付近で小さくなる。このホローの位置は計算と実験値でずれている。S.S.8では圧力は船速と共に上昇する。定性的には計算値と実験値はよくあつているといえるが、定量的にはあまりよい一致はみられない。

拘束模型の場合、平水中の場合ともにかなりよい一致を示している。

#### 3) 船長方向分布

正面規則波中航走時の場合は、ミドシップより前方の断面におけるボトム、ビルジ部の圧力は計算値と実験値がほぼよい一致を示している。また、サイドの圧力については実験値は計算結果より低い、定性的にはよくあつている。しかるに後部断面においては実験値はかなり低く傾向も異なっている。

#### (d) 波浪中における抵抗増加および推進性能

波浪中における船艫の馬力増加あるいは速度低下を求めるには、模型実験あるいは理論計算によつて得られる抵抗増加や推力増加をもとにして推定されるが、その精度向上を図るためには波および船体運動による自航要素の変化等について詳細な調査が必要である。このために1軸コンテナ船模型を用いて、正面規則波中における抵抗・自航試験を実施して、波長、船速の変化に対する抵抗増加、推力増加、あるいは自航要素の変化の様子を調べた。また、これらの結果を用いて、ある与えられたスペクトラムを有する不規則波中における抵抗増加、推力増加、自航要素の変化を予測するとともに、そのようなスペクトラムを有する正面不規則波中における抵抗試験、自航試験を実施して、抵抗、推力等の平均増加量を求め、さらに海象の変化に対する自航要素の変化の様子を調べた。調査、解析結果は次のとおりである。

#### 1) 規則波中における船体運動

試験方法の相違による上下揺、縦揺の振幅の差はほとんど認められない。ストリップ法による計算結果と比較すると縦揺についてはあまり差はないが、上下揺についてはかなりの差がある。前後揺振幅では抵抗試験と自航試験で若干の差がみられる。

#### 2) 規則波中における抵抗増加、推力増加

抵抗増加と推力増加はあまり大きく異なっていないが、わずかに推力増加の方が大きい。

理論計算による値は、波長の短い範囲では孤立特異点法による値が実験値に近いが、全体としてはどの計算方法が実験値とよく一致するかは断定しがたい。また実験結果のうちでも船研の400m水槽の実験結果は比較的よく一致するが、角水槽での結果とはあまりよく一致しない。

### 3) 規則波中における自航要素および推進効率

船体運動の自航要素に及ぼす影響は非常に大きく、各自航要素とも波浪が大きくなると ( $\lambda/L > 20$ ) 次第にそれぞれの平水中の値に近づく。また船速が大きくなるにしたがって、波長の変化に対して自航要素の変化が小さくなる。

推進効率は船体運動の大きい  $\lambda/L = 1.0 \sim 1.5$  のあたりでかなり低下する。

### 4) 不規則波中の船体運動

不規則波中の応答函数(実験値)は規則波中の応答函数、実験スペクトラムおよび I.S.S.C. スペクトラムとより求めた有義振幅の推定値に比較して高く、また、推定値に関しては I.S.S.C. スペクトラムを用いたものの方が高い。

### 5) 不規則波中の抵抗増加、推力増加等

不規則波中の抵抗・自航試験によつて得られた各増加量の平均値と実験スペクトラムおよび I.S.S.C. スペクトラムと規則波中の増加量とより求めた平均増加量の推定値を比較すると実験値が一番高く I.S.S.C. スペクトラムを用いた推定値が一番低い。

### 6) 不規則波中の自航要素

$1-w$ ,  $1-t$  については不規則波中においてもその平均値は平水中の値と大差はないが、 $\eta_r$ ,  $\eta$  については海象が激しくなるといずれも低下する傾向にあり、その低下率は無視できない。

## (2) P.S.W. 航路コンテナ船における実船試験の数値解析

昭和45年度に SR 108 で実施した PSW 航路の冬季延9往復航海に及ぶ波浪中船体運動に関する計測記録について、スペクトラム解析および統計解析を実施した。

実測記録はアナログタイムヒストリーの形で磁気テープ上に集録され、この記録を A-D 変換器、デジタル電子計算機により各種の解析を行なつたわけであるが、使用プログラムは同一のものではなく、ただ解析結果の整理を統一することにとどめた。

### (a) 船体運動のスペクトラムと確率分布

船体運動のスペクトラムは予想以上に変化に富み

教科書にみられるような二次元海洋波のスペクトラムの如く単純なものではない。しかし、それなりの特徴を表わしているように思えるので、クロススペクトル解析などを追加すると興味深い結果が出るものと思われる。

不規則波(海洋波)中の船体運動の解析はその現象が Stationary Gaussian Process であることが基本で、今回の実験結果も Stationary であることが検定された。

### (b) 船体運動よりの逆解析により求めた波スペクトル分布

迎波航走時のピッチングのデータのスペクトル解析結果と規則波中応答特性の理論値とより波スペクトル分布を逆解析し、イ) 波スペクトル分布より得られる有義波高および平均波周期等と船上での目測平均波高および平均波周期等との比較、ロ) ISSC スペクトルおよび Neuman スペクトル分布等との比較、ハ) 波スペクトル分布のタイプの分類を行なつた。その結果、イ) 逆解析波スペクトル分布より求めた有義波高は目測平均波高に比べ若干大きな傾向はあるが、大小関係は比較的よく対応する。また周期は目測平均周期に Comparable である。ロ) 逆解析波スペクトル分布と ISSC, Neuman スペクトル分布とはあわない。この原因は計算精度、データの性質の相違によるものと思われる。ハ) 4個のタイプに分類できる。すなわち、単峯型(尖鋭型、広幅型) 双峯型(尖鋭型、尖鋭峯と広幅峯型) である。

### (c) ピッチおよびロール

ピッチの場合、極値から極値への平均周期 ( $T_1$ ) はピッチの固有周期(約7秒)付近のものが多く、ゼロクロス平均周期 ( $T_2$ ) は船と波との出会い状態によつて大きく変つている。全体的にみて、往航は横ないし追い波状態が多く、復航は向波状態が多い。ロールの場合、 $T_1$  は出会い周期の影響を大きく受け、 $T_2$  は固有周期の影響を大きく受けている。

ISSC スペクトラム中を航行する場合のピッチ・ロールの平均周期を、ロール固有周期18秒、波は出会いの主方向に対しコサイン二乗分布をした短波頂不規則波と仮定して計算してみると、計算では  $T_2$  と  $T_1$  がほぼ比例しているのに対し、計測結果ではピッチの向波状態は計算値に近いが、追波状態では  $T_2$  が大きくなつても  $T_1$  はそれほど大きくなつていない。ロールでは  $T_1$  は計算値より小さくなる傾向が強い。



ピッチ・ロールの両振幅の最大値と平均値の比を実測値と理論計算値と比較すると、ほぼ一致する。全体傾向としては、平均値が大きくなるほど比の最大値が小さくなっている。20年の長期分布をみると、最大両振幅はピッチが $17^\circ$ 、ロールが $48^\circ$ である。

SR 108 1軸船型については平均波周期の短波頂不規則波中におけるピッチ・ロールの有義両振幅と有義波高の比が計算されているので、観測結果と比較すると、全然オーダ違いというデータは少ないがばらつきは相当大きい。

#### (d) 船首上下、左右加速度

線型ストリップ法とISSCスペクトラムを用いて理論計算によつて推定した船首上下加速度の有義値と今回の実船実験結果を比較すると、横波の場合にはよく一致しているようにみえるが、向波の場合にはばらつきが大きい。この原因は波の目測のあいまいさと実海面の波スペクトラムがISSCスペクトラムと必ずしも一致しないことによると思われる。

ピッチングから船首上下加速度を推定する方法について検討した結果、その振幅と周期だけから推定するのは困難であることが明らかとなった。

#### (e) 船橋での水平加速度

船橋内の船体中心線上で、前後および左右方向の加速度を計測した。これらのエネルギースペクトルとピッチ・ロールのそれを比較すると、左右方向加速度は主としてローリング角の影響を受け、前後方向加速度は主としてピッチング角からでていることがわかる。全振幅の平均値でみると前後方向、左右方向加速度とも $0.2g$ 以下であり、 $0.1g$ 付近の頻度が比較的多い。

#### (f) ヨーと舵角

ヨーと舵角のスペクトラムの形は双峯型で、この様子はコログラムによつてもよくわかる。これらの頻度分布は統計的にきれいな形とはならず、非常にばらついている。

舵角は荒れている時には $10^\circ$ 前後(両振幅)の成分が多く、そうでない時は $2\sim 3^\circ$ の成分が非常に多い。

統計解析結果によると、全振幅の二乗平均値では理論とよくあい、全振幅の有義値でもほぼあつているといえるが、 $1/10$ 最大平均全振幅ではあまり一致していない。またスペクトラム解析によると、標準偏差と全振幅の平均値の関係は、ヨーの場合には帯域幅パラメータが $0$ と $1/2\sqrt{3}$ のそれぞれの理論値

の間に大体入っている。舵角についてもほぼ同様のことがいえる。

#### (g) プロペラ回転数と船速

回転数についてはそのスペクトルははつきりした特徴をもち、舵角のピークに一致するピークと、ピッチングのピークと同一のところにピークの二つの顕著なピークをもち、回転数変動は主として舵角とピッチングによりもたらされると考えてよい。

一方、船速変動については、原波形はかなり特徴をもつたものであるにもかかわらず、今回の解析からは他の現象との明らかな関連は何ら得られない。

#### (h) 波浪による縦応力(変動値)

船体中央右舷上甲板上で計測した値を統計解析およびスペクトル解析した。統計解析によれば応力値は帯域幅パラメータが $0.5\sim 1.0$ の間にあるが、平均値と各統計値の関係はパラメータが $0$ のときの理論値にはほぼ一致している。スペクトラム解析結果では縦応力はピッチおよび船首部の上下加速度と密接な関係にあり、ロールとの間には関連は少ない。また、シャダー現象の生ずる時には振動による応力のエネルギーはかなり大きい。

#### (i) 減揺タンクの効果

減揺タンクに対する乗組員の評価は好ましいものではなかつたが、静かな海象時に減揺タンクの試験を行なつた結果ローリング角は $20\sim 30\%$ 軽減でき、設計条件の近くでは予期した性能を発揮している。しかし、大角度ローリング時には約 $3\%$ 程度の効果しかなく、一般にローリング角が大になるほど効果は小になる傾向があるようである。

#### (j) 意識的減速と船体運動

実船で意識的に減速している場合をみると、船速は $18$ ノット以上の時、平均周期が $10\sim 13$ 秒、波高約 $4m$ の波をHead Waveとして受けた場合、平均風速では $25$ ノット以上の時が目立ち、ロール角あるいはピッチ角の減少を直接の目的とはしていない。その他にある限界値以下に押えるべく操船されている量の一つに船首での上下加速度がある。この量は全振幅の有義値で約 $0.5g$ が上限値とみなせる。

#### (k) 航路およびシーマージン

大圏コースの北限は約 $47^\circ N$ であるが、往航では $30^\circ\sim 42^\circ N$ 、復航では $27^\circ\sim 35^\circ N$ となつており、船長が航路選定に苦心していることがわかる。これらの航路において遭遇する波浪をみると、目測ではあるが $10m$ の波高を示すことも若干あり、波長

では 350 m 程度のうねりもしばしば見られる。

設計航海速力と実績の平均船速の比率をみると往航で 0.7 ノット減、復航では 2 ノット減となつている。積算燃費から 1 航海平均のシーマージンを求めると概算ではあるが、その比率は往航で 0.988、復航では 1.067 となり、傾向的には他の研究結果とあつている。

### (3) 実船試験

従来の実船実験では計測装置を船内の一室内に設置するために、室改造、準備工事に多大の労力と時間を要してきた。本研究ではそのような計測方式をやめコンテナ船であることから冷凍コンテナを改造し、この内部に諸計測装置を納める“計測コンテナ方式”を採用した。

#### (a) 供試船、試験期間等

欧州航路コンテナ船の第一船である鎌倉丸（日本郵船所属）を供試船とし、これに 4 名の計測員を乗船させて実験を行なつた。

##### 供試船主要目

長さ (Lpp)	245.00 m
幅	32.20 m
深さ	24.00 m
吃水 (満載)	12.00 m
総トン数	51,139 ton
積貨重量トン数	35,406 ton
主機	タービン, 4 万馬力×2 基
プロペラ	5 翼×2
回転数	130 rpm
速力	26.15 ノット (サービススピード)
コンテナ積載数	1,838 個 (20 フィート換算)

##### 試験期間

昭和 46 年 12 月 30 日 (東京発) ~ 昭和 47 年 2 月 24 日 (東京着)

##### 計測員

大学より 2 名、造船所より 2 名

#### (b) 計測装置

計測はリモートコントロールで行なわれたので、計測器はブリッジ、ジャイロ室、計測コンテナの 3 箇所に設置された。これらの計測装置は次のとおりジャイロ水平儀 (ピッチ角, ロール角), 三軸加速度計 (ヒープ, スウェー, サージ加速度), ヨー角レベータ (ヨー角, 方位角), 舵角レベータ, 船速レベータ, プロペラ回転数レベータ, 主軸トルクレベータ, 風向・風速レベータ, 時刻符号発生器, データレコーダ, リモートコントローラ,

監視および観測用テレビ装置, 投棄式波高計

#### (c) 計測項目, 計測時間

計測項目は総計 14 点で、計測は 4 時間毎の定時計測と荒海時の臨時計測に分れる。

##### 計測項目

ピッチ角, ロール角, ヒープ加速度, サージ加速度, スウェー加速度, ヨー角, 船速, プロペラ回転数 (右舷, 左舷), 軸トルク (右舷, 左舷), 風向, 風速, 舵角

##### 計測時間

定時計測: 4, 8, 12, 16, 20, 24 時の 6 回, 各 30 分間

臨時計測: 荒天時には 1 時間以上

#### (d) 計測経過, 感想

計測コンテナシステムは実験期間約 2 カ月の長期にわたりほとんど無事故であつた。この間の気温は 0°~30°C の広範囲に変化しているので、本システムは耐久性、安定性に対する苛酷なテストに合格し、実用性が確認されたといえる。このように計測装置が完全に動作したので、多量の記録を集録できた。これらのデータは 47 年度に解析する予定であるので、ここでは計測の経過および感想を記すにとどめる。

往航の太平洋はほぼ平穏な海象であり解析価値のある記録がとれた日は、太平洋航海日数 12 日のうちに 4 日程度である。往路の大西洋は中程度の船体運動を示したが、航海日数 7 日のうち 4 日程度が有意義なデータとなつている。

復航の大西洋は 3 日間稀れにみる荒天下を航行したので非常に貴重なデータが得られた。太平洋では南よりのコースをとつたので、中途までは平穏な海象であり、後半 2 つの弱い前線を横切つたため中程度の船体運動記録が得られている。

大西洋における大時化時の記録をみると大幅な意識的減速を行なつている。この時の波高は 12 m 程度と観測された。そのため船体運動は激しく、甲板上には背波に相当するシブキがたびたび打上げたため、かなりの船体損傷を生じた。向波であつたためにロール角は小さかつたが、ピッチ角は全振幅で約 10°にも達しており、異常に大きいことが示されている。一方、ヒープ加速度も全振幅で 0.8 g にもなつている。これは船体上のある点の上下加速度でなくて純粹のヒープ加速度であることを考えると異常に大であるといえよう。また、サージ加速度が明白に記録されていることが目立つ。このような大波浪

になると回転数は 15 rpm 程度、主軸トルクは全振幅で 100 T-M 程度、船速は半振幅で 3 ノット程度も変化する。

本船の航海速度は従来船に類をみないほど高い。高速になったために目立つ現象としては、PSW 航路のコンテナ船と同様にシャダー発生を容易さをおげることができる。本船は PSW 航路船よりもより高速であることと、より大型であるので波長の小なる波に対しては、より揺れが小であることから、小波の中を突き進んでゆく傾向がより強くなっている。このような時、こんな波でと思われるような波でもシャダー現象が起る。すなわち、船体全体はあまり揺れないので、波が高速で船体に当る状態になりやすい。このような場合には船底に波浪衝撃を受けるのではなく、船首船側に受ける場合が多い。このようなことからブリッジが左右に揺れるシャダーが容易に発生するようである。

今回の実験では純粹の船体運動のみを計測している。ピッチ角、ロール角などの純粹な船体運動を 1 次船体運動、たとえば船首上下加速度のように 1 次船体運動の合成によつて生ずるものを 2 次船体運動、さらに波浪衝撃圧、甲板上下への被波のように 1 次船体運動の合成のみからは出てこない現象を 3 次船体運動と名付けると、1 次船体運動すなわちピッチ角、ロール角などの大小は荒天航法の指針とはなり得ない。これが大きであつてもシャダー、背波もなく、荷くずれもなければ減速、変針はしないであろうから、たとえばあるホールド内の上下加速度が  $-1g$  をこえたとすると、現在のコンテナはホールド内では積み重ねているだけであるからコンテナが飛び上る可能性がでてきて危険である。このようなことから 2 次船体運動は荒天航法の指針となりうる。そして、2 次船体運動は船体上の位置の関数であるから、船速の影響を知ることができて便利である。

さて、3 次船体運動は前述のように 1 次船体運動が既知であつても算出可能な現象ではない。そしてこの現象と船体構造強度との関係こそは、実用航法の限界を与えるものである。そして 1 次と 2 次あるいは 3 次船体運動の関連の実態がわかれば、カン、あるいは具体的な現象のみに頼っている荒天航法と理論的な考え方との対応がつき易くなる。このように考えてくると、船体運動と荒天下航法との関係をより明確に把握するためには、2 次あるいは 3 次の船体運動の計測が必要であるといえよう。

(研究資料 No. 157)

現状における銅合金鋳物プロペラ翼の折損はすべて疲労破壊であり、前進面根元隅肉部の最大翼厚位置付近を起点とし、ここに欠陥がある場合引張変動応力によつて破壊に至ること、翼の折損事故は高速貨物船に集中していることが認められている。しかし、各種の条件のもとで実船のプロペラ翼にいかなる大きさで、かつ、いかなる変動の様相の応力が生じるかは求められていない。一方、プロペラ翼の材料についても実体に相当する大型寸法の試験片の腐食疲労強度、形状係数と切欠き係数の関係、疲労亀裂の伝播速度とその様相など試験的に求められていないものが多い。

そこで、本研究は 2 カ年計画で翼応力の航行中実船計測とプロペラ材料の疲労試験を行ない、これらの実態を把握しようとするもので、46 年度は次の研究を実施した。

#### (1) 計測方法確認のための予備実船試験

47 年度実施予定の就航中実船試験のプロペラ翼変動応力計測方法確認のため次の試験を行なつた。

##### (a) 計測点決定のための予備試験

高速コンテナ船用プロペラ対応の模型プロペラの単独水槽試験により、歪ゲージ接着が推進性能、キャビテーション発生に及ぼす影響を調査した結果、0.6R まではゲージ等の形状、取付位置に注意すれば計測可能との結論を得た。

##### (b) 歪ゲージ取付法に関する予備試験

歪ゲージおよびリード線の固着法について、プロテクタをハンダ付けた母材の疲労試験、実船による試運転時の接着法予備試験および高速回流水槽における接着力比較試験を行なつた結果、真鍮網のプロテクタを使用し低温ハンダで接着を行なえば、母材強度への悪影響もなく、実用上十分耐剝離性が得られると判断された。

##### (c) 歪ゲージ等の水中撤去試験

翼面に接着された計測終了後の歪ゲージ等の水中撤去作業方法を検討するため、水深 6 m での撤去作業試験を行なつた結果、ハンマとタガネの使用により作業は 1 日で可能であるとの見通しが得られた。

##### (d) 計測方法確認のための予備的実船試験

コンテナ船穂高丸を供試船とし、入渠中にプロペラ翼面に 6 個の歪ゲージおよびリード線を取付け、北米航路の 28 日間の航海後、水中で歪ゲージ等の状況

を調査したところ、ゲージ3個および円周方向のリード線は残存したがその他は剝離していた。剝離の原因および対策を検討した結果、取付時の温度、ハンダ材の電食による接着力の低下等について慎重に考慮すれば、実船プロペラ変動応力計測の成功が可能であると判断された。

(2) プロペラ材料の疲労強度の研究

(a) 腐食環境下における疲労亀裂伝播挙動

プロペラ翼材料のニッケルアルミブロンズ材の疲労亀裂伝播挙動に及ぼす腐食雰囲気の影響を明らかにするため、実体プロペラ翼の0.35R部分より採取した試験片により、引張疲労試験を海水中および空気中で行なった結果次のことが明らかとなった。

- 1) ニッケルアルミブロンズ材の疲労亀裂伝播速度  $dl/dN$  (mm/サイクル) は次式で表わされる。これより海水雰囲気の影響はほとんどないことがわかった。

空気中の場合

$$\frac{dl}{dN} = 2.74 \times 10^{-12} (\Delta K)^4$$

海水中の場合

$$\frac{dl}{dN} = 1.90 \times 10^{-12} (\Delta K)^4$$

$\Delta K$ : 応力拡大係数範囲 (kg/mm<sup>2/2</sup>)

- 2) 破面の電子顕微鏡観察では本材料において疲労破面特有の破面形態であるストライエーションがはつきり観察された。一方、本実験で観察した破面の中には、へき開的な破面形態もかなり見られ、事故原因調査等においては十分な注意を要する。

(b) 腐食疲労強度に及ぼす寸法効果の影響

ニッケルアルミブロンズ材の腐食疲労強度に及ぼす寸法効果の影響を明らかにするため、小型および大型試験片(丸棒、角板)による曲げ疲労試験を行なった。

a. 丸棒試験片

小型鋳物から得た小型試験片(12φ)、大型鋳物から得た小型試験片(12φ)および大型試験片(80φ)について海水中の回転曲げ疲労試験を行ない、S-N曲線により腐食疲労強度を求めた結果は次表のとおりである。

	鋳物厚さ (mm)	腐食疲労強度 (kg/mm <sup>2</sup> )
小型試験片	25	16.6
小型試験片	200	14.7
大型試験片	200	13.4以上

b. 角板試験片

小型試験片(断面20mm×5mm)はシュンク4kg-m曲げねじり疲労試験機により、大型試験片はシュンク共振式大型ねじり疲労試験機を板材に曲げモーメントが加わるように改造して、空気中および海水中で繰返し曲げ疲労試験を行なった。

試験の結果、空気中での小型繰返し曲げ疲労強度は10<sup>7</sup>回で18kg/mm<sup>2</sup>であり、一方、海水中では応力23kg/mm<sup>2</sup>の場合、空気中の1.93×10<sup>6</sup>回に対し6.5×10<sup>6</sup>回破断と明らかな寿命低下を示している。また、大型試験結果からは大型材の海水腐食疲労強度は12kg/mm<sup>2</sup>前後と推定された。

(c) 腐食疲労強度に及ぼす平均応力の影響の研究

前(b)b項の大型海水腐食疲労強度に対して、平均応力の影響を調べるもので、試験要領は全く同様である。繰返し応力14.3kg/mm<sup>2</sup>に3kg/mm<sup>2</sup>の平均応力を加えた結果は、1.26×10<sup>6</sup>回で非腐食部分が破断した。

(研究資料 No. 158)

SR 127 船殻部材歪量の船体強度に及ぼす影響に関する研究

部会長 木原 博氏

本研究は、最近の建造船の歪量を調査して、その実態を分析し、船殻部材の強度の面から、部材の歪許容量を理論的に検討し、合理的な工作基準を設定することを目的として、第1年度は次の研究を行なった。

(1) 船殻部材の歪量に関する調査研究

(a) 船殻部材の歪量に関する調査研究

船殻構造を構成する船殻部材に発生する歪量の実績を定量的に把握し、発生した歪量とその部材の構造強度ならびに材料強度との関連を調査するため最近建造された船舶の部材の歪量をアンケート方式により調査し、そのデータを電子計算機を利用して統計的に集計分析を行なった結果から、次の事項が明らかとなった。

- 1) 今回実施した歪量計測の方法は、ほぼ初期の目的を達成し、妥当であることが確認され、次年度以降の歪量計測についての見通しが得られた。
- 2) 集計のためのプログラムを作成し、パネル材についてその有効性の確認を行なった。その結果とJ.S.Q.S.のデータと比較したところ、このデータから次が推定される。

イ) 船舶の大型化のために外板の歪量は増加の

傾向にあるが、標準偏差はほぼ同程度である。

ロ) 各部材別に検査前に手直しの行なわれている部材と比較的手直しの行なわれていない部材との間にはステージ別の歪量の傾向に差のあることが認められる。

(b) 歪防止、歪取工作法に関する調査研究

各構造部材の歪防止を目的とした設計および各組立工程における歪防止施工法を現在どのような方法により行なっているか、造船所25社に対しアンケートを行なった。この結果を47年度の研究に取り入れることにして、本年度は次のような予備実験を行なった。

船体構造部材のうち、比較的薄板の隅肉手溶接による自由角変形を大型試験片と小型試験片を用いて求め、それと同時に歪量の測定方法を検討するため、従来のピアノ線、ダイヤルゲージ等による機械的な計測方法とモアレ等高線による方法を併用し、下記についてその両方の比較検討を行なった。

イ) 板厚と変位角の関係

ロ) スチフナ・スペースと変位角の関係

ハ) 脚長と変位角の関係

ニ) 溶接の種類と変位角の関係

(2) 船殻部材の歪量と構造強度との関連に関する研究

(a) 板材の工作歪と強度

本研究は、初期撓みを有する板材に対する安全性を評価するために確率統計的手法を用い、これらを工作基準とどのように結び付けるかを検討するもので、そのため、初年度は初期撓みを有する面内圧縮を受ける板材の力学的挙動および信頼性問題関係の文献調査を行なった。この結果からは、面内圧縮を受ける材料の挙動に関する文献は非常に少なく、実際的にアプローチするためには面内荷重と横撓みの統計的資料から、これらの関係に数式化をほどこす必要があり、また、実験により資料を得て逐次数値化の改善につとめる必要がある。

一方、信頼性関係では、統計的情報はすべて確率の概念でモデル化できるとしているが、現実にはランダムでない不確実量の介入や解析計算の上でのモデル化による誤差等、統計量として取り扱うことのできないものがあり、このような不確実量は別途、技術上の判断によつて取扱得るので安全率を要因ごとに分けるなどして、さらに検討していかなばならない問題である。

(b) 桁材の工作歪と強度

桁材に工作歪が存在する場合、その歪量が構造強

度に及ぼす影響を検討するため、従来の研究について文献調査を行ない、次年度以降の実験ならびに理論解析に対する検討を行なった。

(c) 柱部材の工作歪と強度関係の予備実験

船殻部材のうちストラットにつきその工作歪と強度の関係を調査、検討するが、それに先立ち初年度は予備調査として軸力材の強度と初期不整に関するものの文献を収集した。

実験関係は、1断面に組立てた柱の圧縮実験で、端部治具(軸および軸受け)により両端は強軸回り拘束、弱軸回りを回転自由として、荷重は油圧ジャッキにより徐々に圧縮荷重を加えた。その結果では、半波長正弦波形の初期撓みを与えた1形組立柱の弾性限荷重が概算でき実験も妥当な対応を示している。しかし、実際のストラットではウェップに相当する部分が中性軸から離れて存在し、これを無視しては物理現象と異なつた解析になり、初期撓みが半波長の正弦波形で与えられるとは限らない。幅に比べて厚みが小さく、板は面外方向の剛性が弱く初期撓みの影響が極めて大である。したがつて、構造物を構成する板は、それぞれの初期撓みに応じて挙動が異なつてきて、梁理論の基本仮定の断面不変もそのまま適用することはできない。また、面外撓みが出ると思面内応力分布も変化し、その解析は容易ではない。

(d) 二次部材の歪量に関する研究

二次部材にウェップ付スチフナ、フロアー付スチフナ、トリッピングブラケットを選び大型船の内構材の実態を調査し試験体の寸法を決定し、ウェップ付スチフナ、トリッピングブラケットについては初期撓みによる横倒れ座屈強度の低下状況を、フロアー付スチフナに関しては初期撓みによる圧縮座屈強度の低下状況について実験を行なった。その結果、二次部材の初期撓み量による座屈強度の低下の程度が明らかになつたが、どこまでを許容限界とするかは今後検討を要する。また、トリッピングブラケットについては、一応最高荷重とブラケットの関係が出たが、試験体の固着方法等に問題があり、今後詳細な検討が必要である。

(3) 船殻部材の歪量と材料強度との関連に関する研究

(a) 建造中に発生する歪の解析と防止法に関する研究

縦曲り変形に対する溶接試験片の剛性が面外溶接変形に及ぼす影響について実験的に調べた結果から、薄板の片面溶接による面外変形は溶接される鋼



板の縦曲げ剛性を大きくすることにより軽減できるが、固有溶接変形に及ぼす効果は小さい。したがって、拘束材を除去する以前に次の工程に移ることがもし可能であれば板継溶接に先立ち一部の防撓材を配材しておくことが変形防止の点で有効であることがわかった。

(b) 初期歪が疲労強度 および脆性破壊強度 に及ぼす影響に関する研究

突合せ溶接継手に生じた角変形は実際の溶接構造物にどれだけ許容されるかを検討するとともに変形継手部の安全性を確認するため、SM 41 および SM 50 鋼板を主体として角変形継手をもつ突合せ溶接継手試験片により片振引張りによる一定荷重疲労試験を行い、次のような大略結果が得られた。

- 1) 角変形が  $8/350 \text{ mm/mm}$  ( $W_o/t=1.0$ ) 程度の突合せ溶接継手部では、角変形のない標準突合せ継手に比べ、たとえば  $10^6$  回における耐久時間疲れ強さは、素材 SR 41 A について約 30% 低くなっている ( $22 \text{ kg/mm}^2 \rightarrow 15 \text{ kg/mm}^2$ )。
- 2) 試験中の破断位置はすべて凹入側の溶接止端であり、板の引張方向にはほぼ直角に入っている。
- 3) 高張力鋼 SR 50 B および HT 60 は、非調質形の材料であれば  $8/350 \text{ mm}$  程度の角変形があっても SM 41 A に比べて同一応力レベルで高い繰返し数に耐えうるようであるが、非調質、高張力鋼に関してはさらに実験を行ない詳細に検討する必要がある。

(研究資料 No. 159)

SR 128 船殻の腐食と腐食疲れ損傷防止対策に関する研究

部会長 南 義 夫 氏

わが国の造船技術の進歩向上は目覚しいが、近年、従来あまり問題とされていなかったような損傷が重大視されるようになり、保守安全について技術的配慮がなされなければならないようになってきている。したがって今後の造船技術の一つの方向として疲労強度を考慮に入れた設計が要求されるようになり、これに対するバックデータの集積や疲労を考慮に入れた設計法の設定が必要とされる。

実際の船体構造においては、部材の組合せやスロット孔のような切欠を多数有し、また環境においても、海水は激しい腐食性を有するものであり、さらにまた波浪などによる外力と実際に部材に生じる応力との関係が未だ十分に把握されていない現状においては、問題を早急に解決することはできない。

このような観点から、実船構造の疲労強度に及ぼす波浪などによる外力、応力集中、溶接ならびに腐食雰囲気などの各種因子の効果を明らかにし、また実際にみられる損傷との対応を行なつて、船殻の腐食と腐食疲れによる損傷の防止対策に資することを目的とした、3 年計画の研究である。

第 2 年度にあたる昭和 46 年度は以下の研究を行なつた。

(1) 腐食と腐食疲れ損傷発生に関する研究

(a) 低サイクル腐食疲れ試験

a. 試験

供試材は船体構造用軟鋼 SS 41、板厚 50 mm の圧延材であり、試験機は電気油圧式低サイクル腐食疲れ試験機を使用し、空気中および海水中において、荷重条件 4 条件により低サイクル腐食疲れ試験、海水中において荷重条件 2 条件により高温腐食低サイクル試験、および空気中での静的引張試験を行なつた。

b. 結果

船体構造用軟鋼 (SS 41) を用いて、 $20 \sim 60^\circ \text{C}$  の温度範囲において海水中における定置腐食疲れ試験を行ない、低サイクル領域の腐食疲れ強さに及ぼす海水温度の影響を検討した。その結果、海水中における疲れ強さは空気中の疲れ強さに対してあまり低下せず、また海水温度に対してもほとんど依存しないことが明らかとなった。この理由に対して、海水中の溶存酸素量の影響を検討したが、これに対する依存性は小さい。これは低サイクル領域におけるピットの切欠効果が高サイクル領域に比して小さいためであると考えられる。

(2) 応力下の海水腐食と鋼材の切欠靱性に関する研究

(a) 荷重応力と腐食との関係

a. 試験

供試材は板厚 14 mm の造船用 A 級軟鋼板で、試験片の切欠形状は V 形および U 形の 2 種類とした。試験は動的および静的試験ともに荷重レベル表を面応力  $3.86 \text{ kg/mm}^2$ 、 $4.91 \text{ kg/mm}^2$ 、 $9.80 \text{ kg/mm}^2$  で行なつた。環境条件は大気中、油中および 3% 食塩水とした。

(b) 腐食が切欠靱性に及ぼす影響の試験

a. 試験

(a) 項の試験を行なつた試験片から、衝撃試験片を切出し、衝撃試験を行ない、腐食および繰返し荷重が切欠靱性に及ぼす影響を調べた。

b. 結果

負荷・腐食の履歴が切欠特性に及ぼす影響について静的負荷における実験では静的負荷荷重が小である方が高温側の上限衝撃値が高い傾向がみられる。低温側衝撃値に関しては各条件下の試験とも  $-40^{\circ}\text{C}$  で近接した値を示す。

動的荷重を加えた後に行なつた衝撃試験結果では繰返し数が少なく、腐食期間が短いにもかかわらず U、V 形切欠とも、大気中での破面エネルギー遷移温度は塩水中のものより低い。即ち繰返し荷重、腐食の後にも切欠底にき裂は観察されなかつたが、塩水中繰返し負荷による損傷は特性を劣化させる影響がある。静的な負荷条件に比べ腐食環境下の疲労は特性に及ぼす影響が強いようである。

### (3) 不活性ガスによる防食法の検討

#### (a) 発露試験 (素材および溶接材)

##### a. 試験

供試材は素材が造船用 A 級軟鋼板で、溶接材が素材と同組成の材料を V 開先で溶接したもの、寸法は素材、溶接材とも同一寸法であり、表面をエメリー紙 0 番まで研磨した。

試験は SUS 27 試験槽の中で Wet-Dry の繰返し試験を行なつた。Wet は 3% NaCl 溶液中浸漬、Dry は乾燥気体の送風 (流量  $2\sim 4\text{ m}^3/\text{H}$ ) によつて行ない、溶液温度は  $25\sim 75^{\circ}\text{C}$  の範囲で試験条件に応じて変化させた。

##### b. 結果

常温～高温多湿かつ Wet~Dry の繰返しの環境の中で、酸素が存在する場合と、不活性ガスが充填された場合とで腐食がどの程度異なるかを調べた結果は次のようにまとめられる。

不活性ガス (窒素ガス) の中に酸素が含まれる場合、防食効果は、 $\text{O}_2/\text{N}_2=0.1$  では 47%、 $\text{O}_2/\text{N}_2=0.04$  では 74%、 $\text{O}_2/\text{N}_2=0.01$  では 88% になる。しかし腐ガスとはほぼ同組成の  $\text{O}_2/\text{N}_2=0.04$   $\text{SO}_2$  230 ppm のガスの場合、防食効果は -13.5% になる。従つて、タンカの防食では亜硫酸ガスの除去が課題といえる。

#### (b) 分極特性測定 (素材)

##### a. 発露の観察

材料は何れも軟鋼で、エメリー研磨面、パフ研磨面、電解研磨面に水道水および蒸留水を滴下して、乾燥する際に発生する錆のパターンを顕微鏡により観察した。

結果は、エメリー研磨面では全面腐食、パフ研

磨面では斑点状の局部腐食、電解研磨面では水滴周辺のメリスガス部分での腐食となる。腐食は金属表面の欠陥部で起り、酸素の拡散によつて支配される。水道水を滴下したエメリー研磨面、パフ研磨面における錆はこのような腐食に属する。しかし電解研磨面における腐食は水線部にみられる隙間腐食によるものと考えられる。蒸留水を滴下したパフ研磨面ではたいした腐食は認められない。したがつて酸素の他に溶存成分が腐食に影響を及ぼしている。

##### b. 分極特性測定

試料の移動は横軸を手動、縦軸を手動または自動 (送り速度は  $1\sim 2\text{ mm}/\text{min}$ ) で  $0.03\sim 0.1\text{ mm}\phi$  の Pt 線を  $1\text{ mm}\phi$  の絶縁樹脂に埋め込み、一端を露出させて基準電極とし、この面を液中で測定面に密着して電極を走査した。そして腐食によつて起る電位変化をキャッチする。キャッチした電位差は電位差計を介して記録計に記録される。

酸素を含む薄膜電解溶液に覆われた鉄鋼の分極特性を白金の基準電極として試作した分極特性測定装置によつて測定した。測定結果は現在のところ数列にすぎないが、鈍点に対応する電位のピークを測定できたことは、今後ガス雰囲気をいろいろ変化させた場合の測定に対する基礎がほぼ確立されたといえる。

### (4) 重畳波形下の腐食疲れ試験

#### (a) 試験

使用試験機は  $4\text{ kg}\cdot\text{m}$  シェンク式平面曲げ疲労試験機にロータースを取付けて、重畳波形での疲れ試験ができるようになっている。重畳波の疲労試験では 1 次波をロータース、2 次波を駆動モータにより与える。腐食液は 3% 食塩水 (PH 8) を用い、腐食サイクルは吸水 (5 分)→排水 (30 秒)→乾燥 (1 分)→吸水の繰返しである。供試材は SS 41 で板厚 4 mm、板幅 10 mm の平骨試験片を用いた。

#### (b) 結果

重畳波形での腐食疲れ試験を行なつた結果、次のような結論を得た。

1) 一定振幅の疲れ試験の結果から、重畳波での疲れ試験では  $\sigma_{\text{max}}=36\text{ kg}/\text{mm}^2$  を選んで疲れ試験を行なつた。

その結果  $\sigma_{\text{max}}=36\text{ kg}/\text{mm}^2$  で 3% 食塩水での Wet-Dry を 5 分-5 分の場合は、 $m=\sigma_1/(\sigma_1+\sigma_2)$  ( $\sigma_1$ ; 一次波の応力、 $\sigma_2$ ; 二次波の応力) が  $0.5\leq$

(61 頁へつづく)

## コンテナ船

### カルフォルニア・スターと 主機関 K9SZ 90/160

MAN (Japan) Ltd.

10年にもわたって船主ブルースターライン(Blue Star Line)社はMANの2サイクル・クロスヘッド型機関を貨物船、冷凍船に採用され、よい結果を得てこられた。1969年6月ブルースター社はこの経験に基づき、数隻のコンテナ船をブルーマフルカン社にMAN型機関KSZ 90/160と共に発注された。この一番船がカルフォルニア・スター号で9筒機関K9SZ 90/160を搭載している。

駆動装置はLRロイドの規定により16時間の無人運転のための計測、監視装置が整備されている。自動化のための諸装置は大部分、機関の係留運転でテストされ、調整されていた。係留運転では、軸方向の推力をほとんど発生しない特殊なプロペラが用いられ、全負荷に近いテストが行われた。このプロペラは勿論、後に本当のプロペラと交換される。このようにして、また機関の摺合せ運転が可能となり、シリンダライナ、回転部分等の摺合せを機関の工場運転同様に出来る。\*

発電機械はMANの4サイクル機関G6V 23.5/33 ATL 4基であり、総出力は1600kwである。排気ガスボイラで回収された熱量は加熱用、空調用として用いられる。

“カルフォルニア・スター”号及び姉妹船“コロンビア・スター”号の1年半の就航の後、船主ブルースターライン社では、ディーゼル機関は全ての要求を満たすと宣言しておられる。

船は競争の激しい、北米と北ヨーロッパの間を往復している。20'のコンテナ855個積みで、その内125個は-23°Cまでの冷凍コンテナである。かなりの場所には40'のコンテナも積載可能である。

船には、自動ヒーリング補償装置が装備されており、

\*ヨーロッパでは機関の工場運転は特殊な場合しか行われない。



第1図 MS “California Star”

全長	188.80 m
垂線間長	178.00 m
幅	25.85 m
深さ	15.29 m
吃水	10.60 m
載貨重量	19,113 dwt
コンテナ容量	855×20 ft
速力	22.6 knots
プロペラ径	6,200 mm
プロペラ翼数	6
プロペラ回転数	122 rpm

スタビライザがないにもかかわらず、冬期の北大西洋でも十分航行出来ることが判つた。

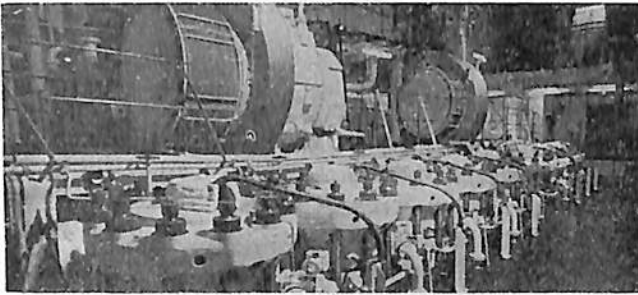
KSZ 機関の燃料消費率は非常によいので、同程度の船舶で、タービン駆動の場合に比し、非常に有利である。将来、燃料の単価が上がるのが予想されるので、この傾向はますます強まるであろう。

#### 信頼性の高い駆動機関

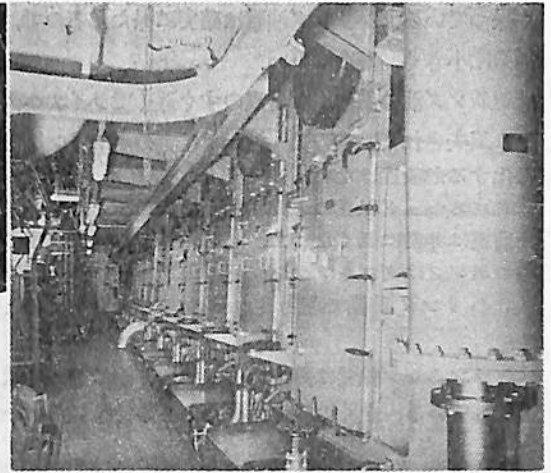
コンテナ船“カルフォルニア・スター”及び“コロンビア・スター”はいずれもブルーマフルカン製のMAN K9SZ 90/160 型機関 26,100 BHP を搭載している。MAN では、この機関の設計に際し、2サイクル・クロスヘッド型機関の特長、すなわち、信頼性、堅牢性、長い寿命、取扱い及び保守の容易性が更に改善されるよう心を配つた。

MAN の KSZ シリーズは“シンプルエンジン”と呼ばれる。これは主としてその掃気方式に負うものである。反転掃気方式では、排気弁が不要であるので、運動部品の数が非常に少くなり、従つてまた機関の寿命も延びる。

ピストン下部の掃気ポンプの弁は操縦側にあり、作業



第2図 機関上部



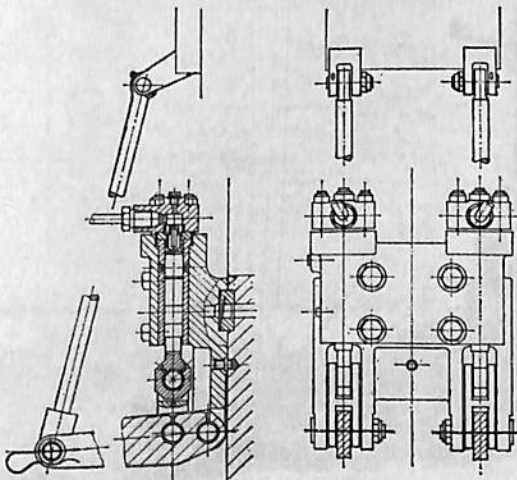
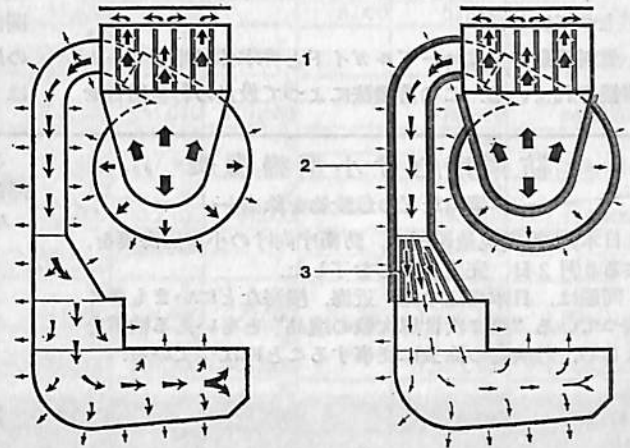
第3図 機関室

員の手がとどきやすく設計されている。この弁を通してポンプに入る空気は通路に設けられた導翼によつて旋回運動を与えられる。そのため燃焼残渣等が存在しても遠心力のためライナ壁へと加速され、掃気ポンプに用いられることを考えて設計されているピストンの下端により掻き落される。このようにして掃気系全体が清浄に保たれ、機関の信頼性は増大する。

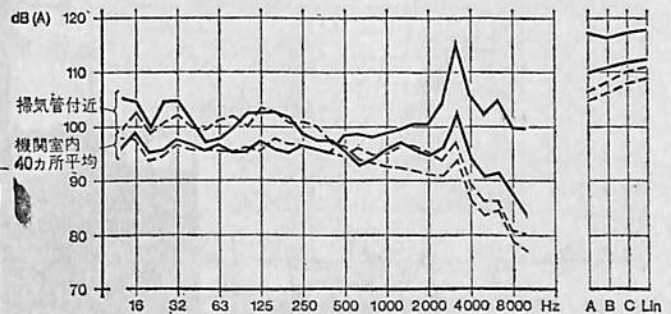
ピストン棒のスタッフィングボックスもまた全く新しい設計となり、油掻き性能は最適となった。結果としてシステム油の消費量は低下する。

ピストン冠は裏側に2列のリップを持つので、頂板の壁厚は薄くすることが可能になった。そのため冷却効果は上り、稼働中の熱応力は下る。ピストンリングの数も5と少く、リングフラッタリングの危険性は小さい。

シリンダライナについては、肩の部分の冷却ポート部の冷却に力を入れ、摺動面の温度を低



第4図 ダブルプランジャークロスヘッド軸受潤滑装置



第5図 騒音計測結果  
実線 — 対策前  
点線 — 対策後



く保っている。シリンダ油膜は確実に保たれるので、摩耗量は小さく、寿命は長い。

シリンダ油の供給は潤滑点のすぐ近くでライナへ入るよう工夫されているので、油がライナのポーリング内で炭化する危険性はない。

クロスヘッド軸受の下部軸受金は貫通型となり軸受の面荷重は非常に低くなった。クロスヘッド軸受潤滑のためのポンプはダブルブランジャであり、各ブランジャが独立のリンク装置で駆動されるので安全度も2倍となる。

クランクピン軸受は薄肉メタルであり、最適の形状が選ばれている。全くの液体潤滑であるので摩耗量は小さい。

燃料噴射系統はかなり長い噴射管が使えるよう考えられている。これによつてカム軸の位置を下げ、駆動装置から中間歯車1組が節約出来た。歯面のピッチングについては、材料の選択と大きいモジュールの採用で安全率が上つている。

燃料噴射弁ではニードルガイドと弁本体が電子ビーム溶接されている。この溶接法によつて最良の材料組合せ

が可能になった。

#### 騒音対策

ある機関の騒音強度はその公称回転数に非常に影響される。KSZ シリーズの機関の本体自身は低速機関であるので規制値の範囲では問題ない。しかし付属機器、特に過給機については注意を要する。

高速回転の排気ガスタービン過給機のコンプレッサ側からの騒音は吸気口から放出される。従つてここに吸気消音器が必要となる。吐出圧の増加と共に騒音レベルも上昇する。過給機の騒音はまた給気管の壁を通して機関室へ拡がり、機関まわりの主たる騒音となる。

消音効果は騒音源に近いほどよい。すなわち騒音エネルギーの密度が高いほどよい。渦巻室出口にはしかしながら十分な場所がないので、消音装置は空気冷却器入口に装備した。渦巻室、途中の給気管等は消音材で、おおつてある。

以上の対策の結果は図に示されている。遮音された機関部品の近傍においては騒音は減少している。また機関の周辺の騒音レベルに対する影響も明かであり、全騒音は5 dB (A) 以上の減少を示している。(三村道夫訳)

## 防衛庁むけ小型掃海艇

一湾内などの危険物を除去一

日本鋼管・鶴見造船所は、防衛庁向けの小型掃海艇を、去る3月2日、完成引渡しを了した。

同船は、日本周辺の湾、近海、浅海などにいまも多く残っている“第2次世界大戦の遺品”ともいえる機雷をはじめ、危険物の除去に従事することになっている。

これまで同社はすでに防衛庁に小型掃海艇4隻、中型掃海艇を18隻を引渡している。

小型掃海艇の主要目は次のとおりである。

垂線間長	22.5 m	幅	5.4 m	深さ	2.5 m
吃水	1.1 m	GT	基準排水量	約 58	
主機	三菱 4 ZV 2 基				
出力	240 馬力 × 2	航海速度	約 11 ノット		



日本海事協会 造船状況資料

表 A 昭和48年3月末現在の建造中および建造契約済の船舶総括表

	国内船				輸出船				総計
	貨物船	油槽船	その他	計	貨物船	油槽船	その他	計	
100 ~ 隻数	25	10	183	218			16	16	244
499未満 総噸数	6,566	4,390	48,364	59,320			4,400	4,400	63,720
500	8	27	7	42	2		6	8	80
999	7,370	24,174	6,009	37,553	1,398		4,140	5,538	43,091
1,000	9	10	3	22		1		1	23
1,999	14,918	15,181	5,295	35,394		1,500		1,500	36,894
2,000	15	11	3	29	2			2	31
2,999	39,855	29,150	8,781	77,786	5,699			5,699	83,485
3,000	12	4	2	18	15	3		18	36
3,999	42,649	15,100	6,500	64,249	52,924	10,969		63,893	128,142
4,000	6	6	3	15	22		1	23	38
5,999	28,940	27,239	14,700	70,879	103,580		5,500	109,080	179,959
6,000	12		3	15	7		1	8	23
7,999	77,650		20,000	97,650	45,300		6,300	51,600	149,250
8,000	10	5	3	18	14			14	32
9,999	91,470	44,060	24,800	160,330	133,800			133,800	294,130
10,000	14	1	3	18	42	8		50	68
14,999	160,300	12,000	31,200	203,500	551,070	109,600		660,670	864,170
15,000	8	1	1	10	59	8		67	77
19,999	129,100	15,700	19,600	164,400	997,400	143,600		1,141,000	1,305,400
20,000	5	5		10	39	2		41	51
24,999	113,200	105,100		218,300	852,100	44,000		896,100	1,114,400
25,000		1	1	2					2
29,999		27,200	26,500	53,700					53,700
30,000	9	3		12	32	6	1	39	51
39,999	311,750	106,060		417,810	1,124,900	229,600	31,700	1,386,200	1,804,010
40,000	3	7		10	5	29		34	44
49,999	138,800	316,400		455,200	209,300	1,304,000		1,513,300	1,968,500
50,000		1		1		25		25	26
59,999		59,500		59,500		1,299,200		1,299,200	1,358,700
60,000	5	4		9	14	38		52	61
79,999	322,000	271,300		593,300	976,600	2,649,800		3,626,400	4,219,700
80,000	1	6		7	1	10		11	18
99,999	91,000	552,200		643,200	86,400	917,589		1,003,989	1,647,189
100,000		17		17		25		25	42
119,999		1,983,200		1,983,200		2,731,300		2,731,300	4,714,500
120,000		20		20		106		106	126
159,999		2,648,100		2,648,100		13,699,600		13,699,600	16,347,700
160,000						14		14	14
199,999						2,591,900		2,591,900	2,591,900
200,000~		1		1		1		1	2
		235,000		235,000		235,000		235,000	470,000
計	142	140	212	494	254	276	25	555	1,049
	1,575,568	6,491,054	211,749	8,278,371	5,140,471	25,967,658	52,040	31,160,169	39,438,540

船級別の総隻数およびトン数

NK: 314隻 (11,713,772トン)      AB: 217隻 (14,466,829トン)      LR: 108隻 (6,329,049トン)  
 NV: 35隻 (3,062,100トン)      BV: 80隻 (3,631,124トン)      その他: 6隻 (13,400トン)



表 B 昭和48年1～3月中に進水した船舶総括表

	国内船				輸出船				総計
	貨物船	油槽船	その他	計	貨物船	油槽船	その他	計	
100～隻数	21	3	98	122			4	4	126
499 総噸数	5,979	1,197	26,454	33,630			1,548	1,548	35,178
500	7	7	3	17			3	3	20
999	6,656	6,595	2,027	15,278			1,920	1,920	17,198
1,000	6	2	2	10					10
1,999	9,600	3,511	3,495	16,606					16,606
2,000	7	2	1	10					10
2,999	19,853	4,994	2,991	27,838					27,838
3,000	2	1	1	4	3	2		5	9
3,999	7,500	3,500	3,300	14,300	10,821	7,569		18,390	32,690
4,000	1	1	2	4	3			3	7
5,999	4,990	4,990	9,000	18,980	13,950			13,950	32,930
6,000	3		1	4					4
7,999	20,742		6,600	27,342					27,342
8,000	4		1	5	3			3	8
9,999	34,542		8,000	42,542	27,540			27,540	70,082
10,000	1		1	2	7	2		9	11
14,999	13,500		10,000	23,500	89,986	27,400		117,386	140,886
15,000	3			3	9	2		11	14
19,999	49,100			49,100	150,150	35,200		185,350	234,450
20,000	1	1		2	5			5	7
24,999	24,000	20,500		44,500	107,550			107,550	152,050
25,000									
29,999									
30,000	4			4	3			3	7
39,999	141,200			141,200	105,000			105,000	246,200
40,000	1			1		1		1	2
49,999	40,800			40,800		45,300		45,300	86,100
50,000									
59,999									
60,000	2	1		3	4	1		5	8
79,999	124,800	72,000		196,800	290,200	73,000		363,200	560,000
80,000		2		2		1		1	3
99,999		184,000		184,000		97,000		97,000	281,000
100,000		3		3		4		4	7
119,999		347,700		347,700		447,800		447,800	795,000
120,000		4		4		3		3	7
159,999		521,400		521,400		404,000		404,000	925,400
160,000									
199,999									
200,000～									
計	63	27	110	200	37	16	7	60	260
	503,262	1,170,387	71,867	1,745,516	795,197	1,137,269	3,468	1,935,934	3,681,450

表 C 昭和 48 年 1～3 月中に竣工した船舶総括表

	国内船				輸出船				総計
	貨物船	油槽船	その他	計	貨物船	油槽船	その他	計	
100～隻数	18	4	86	108			17	17	125
499未満 総噸数	5,377	1,696	25,796	32,869			5,654	5,654	38,523
500	2	5	4	11	1		5	6	17
999	1,975	4,289	2,741	9,005	999		3,058	4,057	13,062
1,000	4	3		7					7
1,999	6,072	5,109		11,181					11,180
2,000	4	2		6		1		1	7
2,999	10,552	5,319		15,871		2,992		2,992	18,863
3,000		1	2	3	3			3	6
3,999		3,931	6,621	10,552	10,905			10,905	21,457
4,000	4	1	2	7			1	1	8
5,999	19,974	4,357	9,941	34,272			5,600	5,600	39,872
6,000	3		2	5					5
7,999	20,970		13,874	34,844					34,844
8,000	5		1	6	3			3	9
9,999	44,677		9,800	54,477	28,290			28,290	82,767
10,000			1	1	11			11	12
14,999			12,710	12,710	137,882			137,882	150,592
15,000	4			4	7	3		10	14
19,999	66,789			66,789	122,797	52,208		175,005	241,794
20,000	1	2		3	3			3	6
24,999	23,602	41,641		65,243	64,338			64,338	129,581
25,000									
29,999									
30,000	2			2	5	1		6	8
39,999	73,573			73,573	174,231	36,125		210,356	283,927
40,000		1		1					1
49,999		45,502		45,502					45,502
50,000						1		1	1
59,999						55,896		55,896	55,896
60,000	1			1	4	2		6	7
79,999	68,193			68,193	264,677	131,630		396,307	464,500
80,000	2	1		3		1		1	4
99,999	183,045	96,101		279,146		85,300		85,300	364,446
100,000		1		1		4		4	5
119,999		116,140		116,140		425,787		425,787	541,927
120,000		2		2		4		4	6
159,999		241,208		241,208		557,748		557,748	798,956
160,000									
199,999									
200,000～						1		1	1
						238,231		238,231	238,231
計	50	23	98	171	37	18	23	78	249
	524,799	565,293	81,483	1,171,575	804,119	1,585,917	14,312	2,404,348	3,575,923

表D 建造中船舶の建造工場別表

(昭和48年3月末現在)

工場名	隻数	総屯数	工場名	隻数	総屯数	工場名	隻数	総屯数
安藤鉄工	1	280	笠戸船渠	12	532,000	日鋼津	13	1,644,700
浅川造船	12	32,537	川崎神戸	16	834,300	日鋼鶴見	14	780,200
大幸船渠	2	610	川崎坂出	27	3,382,800	西井船渠	7	21,861
大東造船	3	707	木村造船	1	499	西造船	6	5,985
深江造船	2	1,198	岸本造船	3	5,048	小門造船	2	679
福岡造船	9	38,784	高知重工	8	36,470	大島船渠	1	1,238
福島造船	5	3,500	高知県造船	7	16,051	大浦船渠	1	100
芸備造船	2	998	幸陽船渠	14	381,660	岡山造船	4	2,947
強力造船	4	926	粟之浦ドック	4	6,925	尾道造船	14	360,300
伯方造船	1	199	来島どっく(設止既)	7	42,600	大阪造船	22	443,200
函館ドック(函館)	18	901,400	来島どっく(大西)	8	224,500	相模造船	4	789
函館ドック(室蘭)	7	114,600	来島どっく(宇和島)	10	30,494	佐野安船渠	14	296,500
波止浜造船	12	64,139	共栄造船	1	199	山陽造船	2	689
橋本造船(本社)	1	305	旭洋造船	7	14,367	佐々木造船	7	2,993
林兼・長崎	15	382,990	増井造船	3	549	佐世保重工	14	1,704,700
林兼・下関	12	156,000	松原工機	2	698	四国ドック	4	18,090
林兼・横須賀	4	1,238	松浦鉄工	6	3,368	下田船渠	4	6,224
檜垣造船	6	6,285	松浦造船	7	1,493	新浜造船	1	199
光工業	1	330	三重造船	6	1,859	新山本高知	6	60,889
日立有明	3	375,500	三保造船	35	11,007	住友追浜	17	2,387,000
日立因島	15	1,086,000	三菱広島	13	888,300	住友浦賀	12	755,400
日立舞鶴	17	548,800	三菱神戸	16	733,800	須波造船	1	499
日立向島	12	155,200	三菱長崎	46	5,712,000	太平工業	6	23,370
日立・堺	15	1,902,800	三菱香焼	—	—	寺岡造船	2	1,698
本田造船	4	4,839	三菱下関	9	83,850	東北造船	4	26,250
市川造船	4	1,216	三菱横浜	11	760,289	徳島造船	7	1,795
今治造船(本社)	10	35,640	三井千葉	20	2,919,100	徳島造船産業	10	10,193
今治造船(丸亀)	5	147,600	三井藤永田	12	198,445	東和造船	16	5,154
今井造船	9	66,910	三井玉野	14	888,800	常石造船	19	608,950
今村造船	5	5,086	三好造船	4	6,896	宇部造船	—	—
石播相生	30	1,355,200	向島造船	1	499	内田造船	11	3,529
石播呉	19	2,781,000	村上秀造船	2	998	宇品造船	3	21,859
石播名古屋	5	213,100	内海(瀬戸田)	5	35,500	白杵鉄工(佐伯)	16	237,200
石播東京	11	149,700	内海(田熊)	4	9,590	白杵鉄工(白杵)	10	4,855
石播横浜	8	894,500	中村造船(柳井)	4	3,416	渡辺造船	4	19,450
石川島化工機	8	1,850	名村造船	13	220,200	山中造船	2	998
金川造船	4	739	檜崎造船	19	35,668	山西造船	9	17,733
金指造船	20	114,788	日魯造船	1	1,490	横浜ヨット	3	629
金輪船渠	1	299	新潟鉄工	20	5,600	横浜造船	1	330
神田造船	7	46,297	日本海重工	9	139,000	吉浦造船	2	1,398
関門造船	5	729	日鋼清水	13	192,620	総計	1,049	39,438,540

表 E 主機関の国内製造工場別表

(昭和48年3月末現在)

工場名	ディーゼル主機	
	台数	馬力
赤坂鉄工	76	239,670
キャタピラー三菱	10	9,850
ダイハツディーゼル	76	98,670
富士ディーゼル	22	40,300
阪神内燃機	86	175,950
日立因島	6	28,250
日立舞鶴	17	207,680
日立桜島	45	815,000
池貝鉄工	—	—
石川島相生	143	2,127,170
石川島東京	1	11,550
いすゞ自動車	2	560
伊藤鉄工	1	1,450
川崎神戸	46	767,650
神戸発動機	46	233,100
棋田鉄工	18	41,150
松井鉄工	3	2,750
三菱神戸	75	1,329,550

三菱	菱	長	崎	—	—
三	菱	横	浜	14	139,360
三	井	玉	野	75	1,381,600
新	潟	鉄	工	122	175,750
日	本	発	動	2	2,000
日	鋼	鶴	見	13	112,800
大	塚	鉄	工	2	1,500
住	友	玉	島	43	729,050
住	吉	デ	ィ	2	2,000
宇	部	興	産	1	11,550
白	杵	デ	ィ	3	2,280
ヤ	ン	マ	ー	17	11,800
合	計			967	8,699,990

工場名	タービン主機		
	台数	馬力	
日立桜島	17	596,000	
石川島東京	45	1,660,000	
川崎神戸	33	1,191,500	
三菱菱長崎	61	2,016,100	
三井玉野	6	252,000	
住友玉島	17	706,000	
合	計	179	6,421,600

表 F NK 船級船の総隻数および総トン数 (昭和48年3月末現在)

総トン数 以上・未満	NS*		NS		合計	
	隻数	総トン数	隻数	総トン数	隻数	総トン数
99	6	415	13	996	19	1,411
100 ~ 499	58	17,961	27	10,336	80	28,297
500 ~ 999	200	172,127	24	17,850	224	189,977
1,000 ~ 1,999	366	608,260	5	6,677	371	614,937
2,000 ~ 2,999	543	1,496,308	2	5,457	545	1,501,765
3,000 ~ 3,999	279	1,005,892	2	7,480	281	1,013,372
4,000 ~ 5,999	211	1,031,875	2	8,727	213	1,040,602
6,000 ~ 7,999	210	1,480,338	2	13,594	212	1,493,932
8,000 ~ 9,999	256	2,303,243	3	28,051	259	2,331,294
10,000 ~ 14,999	187	2,174,369	4	47,877	191	2,222,246
15,000 ~ 19,999	91	1,571,119	1	16,433	92	1,587,552
20,000 ~ 24,999	74	1,660,490	2	45,900	76	1,706,390
25,000 ~ 29,999	41	1,144,170	3	81,100	44	1,225,270
30,000 ~ 39,999	99	3,444,808	—	—	99	3,444,808
40,000 ~ 49,999	53	2,349,060	1	41,164	54	2,390,224
50,000 ~ 59,999	34	1,852,139	—	—	34	1,852,139
60,000 ~ 79,999	52	3,466,541	1	60,541	53	3,527,082
80,000 ~ 99,999	35	3,196,869	3	264,032	38	3,460,901
100,000 ~ 119,999	41	4,594,887	1	106,102	42	4,700,989
120,000 ~	17	2,206,207	—	—	17	2,206,207
合計	2,848	35,777,087	96	762,317	2,944	36,539,395

東京計器の新開発

船舶用衝突防止装置レーダオートプロッタと  
溶接部超音波自動探傷装置

レーダオートプロッタ

商船、タンカーおよび漁船の衝突海難事故が、TV、新聞などでたびたび報じられている。またタンカー、LPG、LNG 船などの場合には二次災害のおそれがあるから、航行の安全が特に強くのぞまれている。

これらの状況から、株式会社東京計器では、従来のマリナーレーダ MR-120 X/S および MR-160 X/S にレーダオートプロッタを追加装備することによって、より積極的に衝突防止に役立たせたいとしている。

この装置によると、今までの PPI 指示に加え、過去の位置や図形を自動的に表示させることにより、他船の危険の程度の直感的な判断や、他船の進行方向を知ることができるので、航海士の手助けとなり、操船の避航計画をすばやく立てられることになる。

このオートプロッタは次のような機能を持っている。

1) オートプロットモード

空中線の1回転分の映像をストレージチューブに記憶し、2分後これを現在の映像の上に重畳する。

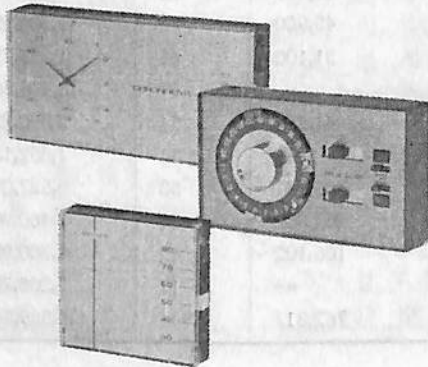
つまり他船の2分前と現在位置を比較することができるわけである。さらに4、6、8、10、12分前の映像もおのおの記憶でき、これを同時に自動的に表示できる。

2) 判定マークモード

空中線の1回転分の映像信号を記憶し、次の信号から判定マーク（中心角が5°の短い細い線）を作り出し、このマークを1分後に PPI 上に現わす。

従つて他船移動物標は1分前の位置をあらわすマークと比較できるので、他船の進行方向を容易に判断することができる。

この判定マークは1分経過すると消えてしまい、次の新しい映像信号に対して自動的に更新される。



造船業界では船体の大形化に対処して、ブロック建造が行なわれていることは周知のとおりであるが、中でも建造工程における溶接作業には多大の工数を要し、その品質管理は最も重要な課題とされている。このため各造船所では放射線検査や超音波検査などの非破壊検査を行ない、万全を期しているのが現状である。しかしながら超音波検査の場合でも、検査担当者が超音波探傷器のブラウン管上の欠陥エコーを目で確認するという手探傷に頼っているのが、作業の能率向上、製品コストの低減、さらに検査結果の客観性などの点から連続探傷装置の開発が急がれていた。

東京計器では、建造工程の一部である自動溶接工程でこれを実現するため、石川島播磨重工業と協力して、片面自動溶接用の精密自動探傷装置を開発、実用試験の結果、放射線検査の結果と十分に対応しており、所期の目的を達したとしている。

この装置で特に強調すべき点は、マルチプルトランジゲートの採用により、溶接部のビートからのエコーと欠陥エコーとの分離ができたことである。すなわち溶接部を10個の小ゲートに区分し、そこから独立して欠陥信号、ビート信号を記録する。目による判定でもかなり高度な技術と熟練を要するこれらの探傷作業は、この装置を使用することにより記録結果を見て欠陥エコー、ビートエコーなどを判別できるので確実である。

また従来の1チャンネルの記録と異り、透視図のような10個のイベントレコーダによる記録を得ることができ、探傷精度が高くなるのも特長の一つである。またマルチプルトランジゲート方式を使つた3探触子方式による精密自動溶接部探傷装置を三菱重工業横浜造船所の指導のもとに製作した。これは現在すでに平板突合せ溶接部検査用に実用化され、さらにLPGインナータンク平板溶接検査用としてNK（日本海事協会）の承認を得ているので、今後は各造船所における実用化試験の結果により、さらに問題点の改良をはかりつつ、造船における検査業務の省力化に役立つ装置に育てて行く計画である。

標準構成

- ・ マルチプルトランジゲート
- ・ スペリー式超音波探傷器 UM 721 改
- ・ イベントレコーダ（オンオフ記録）およびペン（欠陥エコー高さに比例する記録）
- ・ 探触子
- ・ マーキング装置
- ・ 制御盤
- ・ 定電圧装置

（株式会社東京計器：東京都大田区南蒲田 2-16）

# NKコーナー



## 昭和48年版規則集の発行

このほど、昭和48年版「船級登録および構造検査等に関する規則集」が発行された。

本年版規則集のおもな改正点は、

1. 登録規則中第1および第2章の一部改正
2. 鋼船規則中第1, 2, 3, 4, 5, 14, 26, 28, 29, 30, 31, 32, 34, 35, 36, 39および40編の各一部改正ならびに第43編ばら積み貨物船の新設

である。

なお、この規則集に収録された規則は、昭和48年5月15日以降において、船級登録検査または船級継続のため検査申込みがあつたものから適用されている。

## コンピュータ受託計算規則の制定

このほど、コンピュータ受託計算規則が制定され、昭和48年3月27日から実施されている。

この規則は、NK所有のプログラムによる計算につき、外部からの委託を受けることができるよう定めたもので、原則として、依頼された計算にかかわるインプットデータおよびパンチカードの作成ならびにアウトプットの整理は行なわず、計算だけを行なうこととしている。

## リベリア籍船のNK単船級第一船

昭和47年11月、NKがリベリア政府から承認されたことにより、同国籍船のNK船級取得の増加が期待されているが、タンカー“BETSY CUMMINS”(12,780 GT)がLR船級からNK船級に変更され、同国籍船のNK単船級第一船となつた。本船の検査はシンガポール支部が担当し、製造後登録検査を完了後、リベリア政府に代わつて必要な条約証書をNKが発行した。なお、同国籍NK入級船は17隻、953,262 GT(3月末現在)で、そのうち単船級船は4隻である。

## 国交回復後最初の中国向けNK入級船

中国との国交回復後、同国籍船で最初のNK入級船として、四国ドック(株)が受注した貨客船(3,200 GT)1隻について、中国機械進出口総公司から製造中登録検査の申込みがあつた。

本船は本年7月完成の予定であり、揚貨装置制限荷重等指定書も発行することになつている。

これに次いで、函館ドック(株)が受注したdipper

dredger 6隻およびhopper barge 8隻についても、同様に製造中登録検査および安全設備関係等の検査の申込みがあつた。これらの船舶は、本年12月までに全船引渡しの子定である。

## NKがコンサルタントを引受けた、インドネシア向け設標船完成

インドネシア政府との契約に基づき、昭和45年以来、NKがコンサルタントを引受けて、(株)新瀉鉄工所で建造中であつた、同国向け設標船(569 GT)2隻が完成した。これらの船舶は、同国海域の航路標識(浮灯台、浮標等)の整備、拡充作業に従事するものである。

なお、今後さらに建造される予定の同国向け設標船および補給船についても、コンサルタントの指名を受けている。

## 香港およびリスボンに事務所開設準備進む

3月末現在、NK船級船のうち外国籍船は677隻(22.9%)5,138,557 GT(14.1%)に達し、増勢を続けているが、一方わが国の船主が自社船を海外造船所においてドック入りまたは修理を行なう例も増加している。

このような実情に対処し、海外における船主へのサービスを充実させるため、香港およびリスボンに事務所を設置することが決定した。

香港事務所は、主として香港在住の船主との接衝や嘱託検査員の指導、監督を行ない、また、リスボン事務所はLISNAVE造船所を主とするポルトガル国内およびその近隣国をその担当区域として検査業務を行なう予定で、いずれも、すでに検査員が現地におもむいてその開設準備を進めている。

## 職制(船体部関係)の一部改正

4月1日付けで、職制の一部が改正され、船体部主管の分掌事項が次のとおり変更になり、即日施行された。

専用船 油槽船、鉍石運搬船、コンテナ運搬船、液化ガスタンク船等の船体およびその特殊ぎ装品に関すること

貨物船 一般貨物船の船体およびコンテナに関すること  
ぎ装、材料、船用品

1. 消防、冷蔵、揚貨装置および倉口閉鎖装置に関すること
2. 材料および溶接に関すること
3. 船用品に関すること
4. 海洋汚染防止に関すること

乾 玄 1. 乾玄の指定に関すること  
2. グレンローディングに関すること

測 度 1. トン数測度に関すること

調 査 1. 損傷調査および損傷統計に関すること  
2. 製造中の登録検査の管理に関すること

開 発 1. 船体に関する鋼船規則その他諸技術規則の制定改廃の立案に関すること  
2. 新型式構造の船舶の調査に関すること  
3. 海洋構造物等に関すること



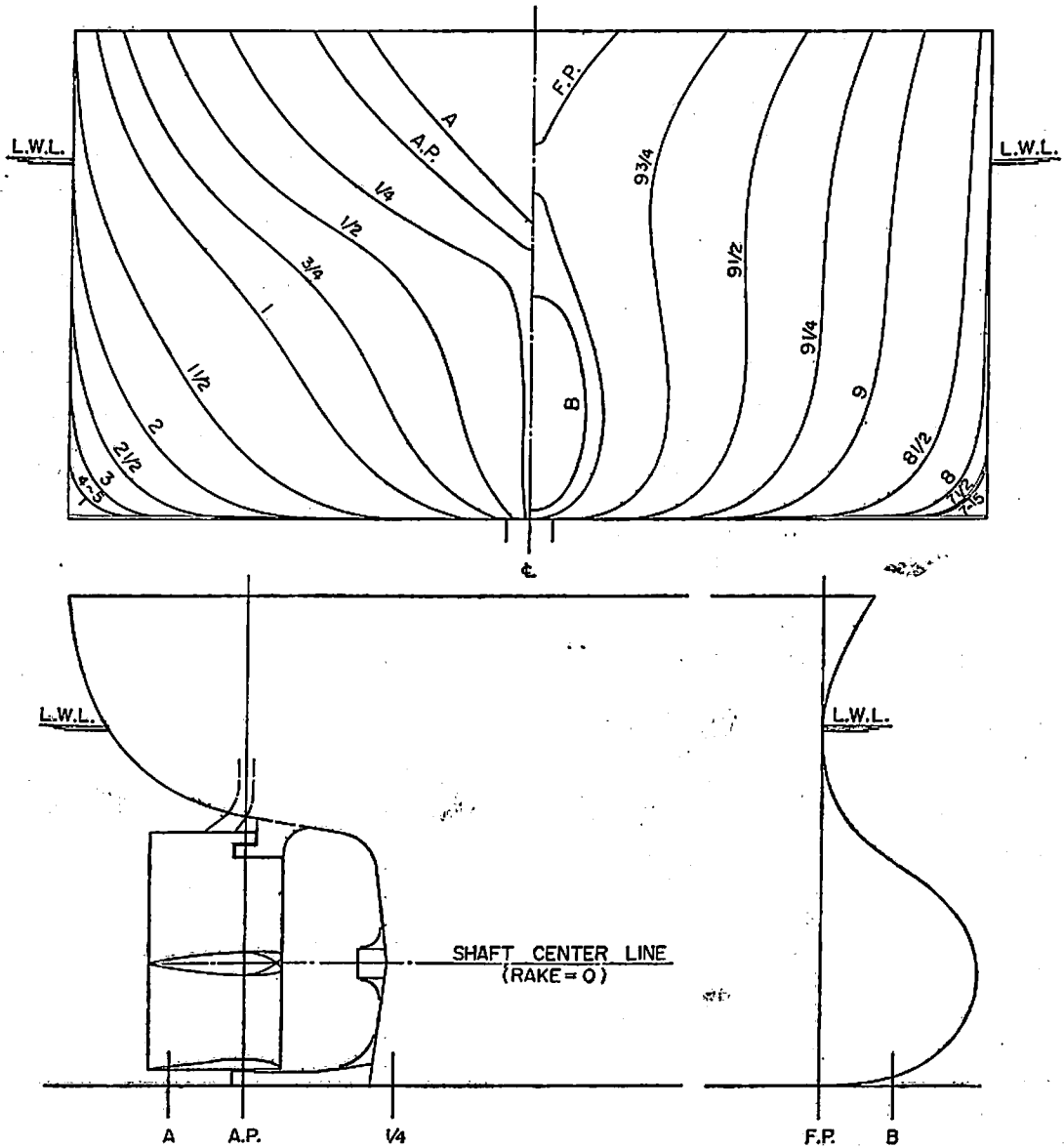
## 長さ 190 m のばら積運搬船の水槽試験例

「船舶」編集室

M.S. 517 は 載貨重量約 45,000 英トン・垂線間長さ 190.0 m, M.S. 518 は 載貨重量約 40,800 英トン・垂線間長さ 190.14 m のばら積運搬船に対応する模型船で、模型船の長さおよび縮率はそれぞれ 6.0 m・1/31.667,

6.2 m・1/30.668 である。

両船の主要寸法等および試験に使用した模型プロペラの要目を、実船の場合に換算して第 1 表および第 2 表に示し、正面線図および船首尾形状を第 1 図および第 2 図



第 1 図. M.S. 517 正面線図および船首尾形状

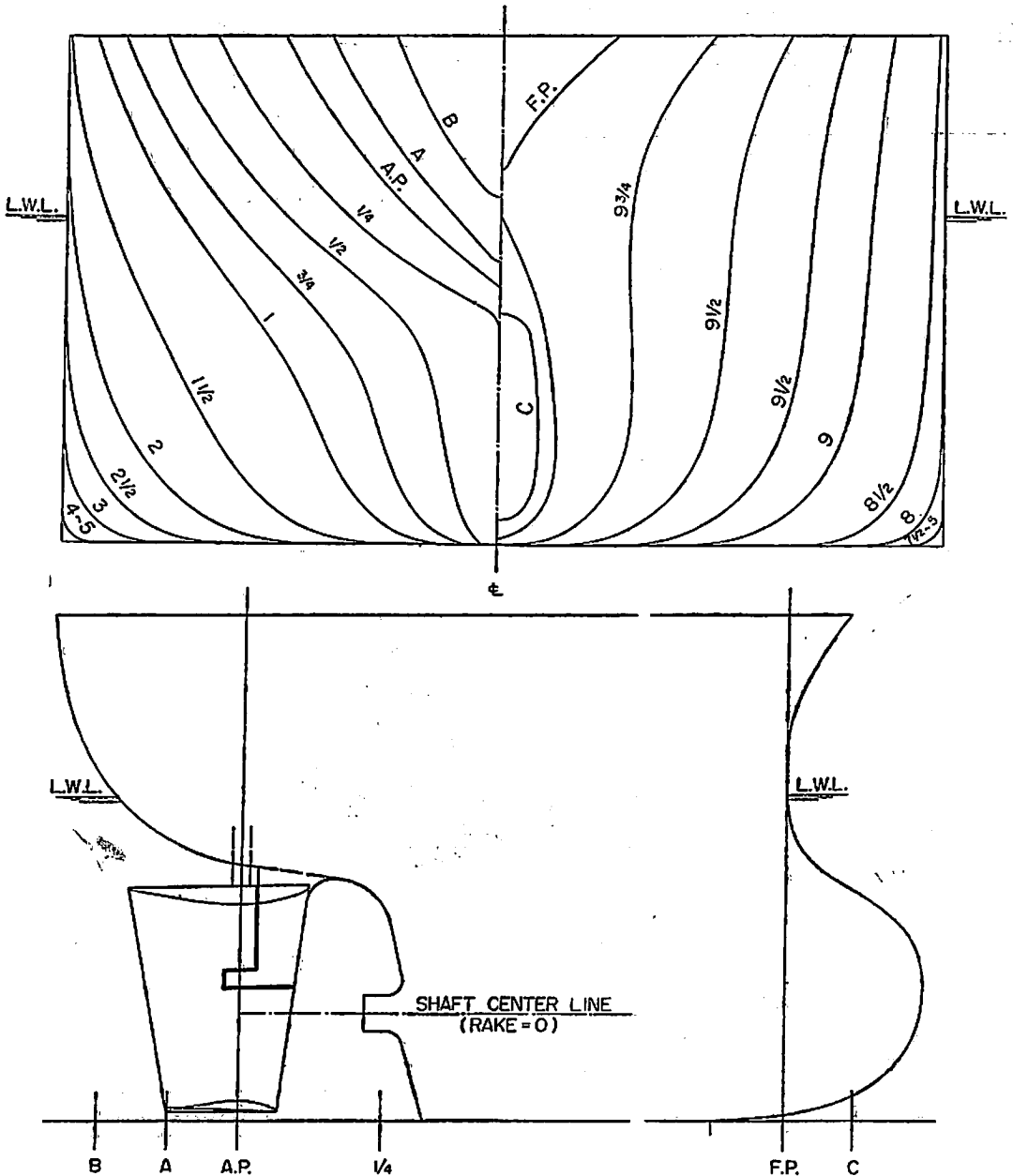
に示す。舵としては M.S. 517 には反動舵, M.S. 518 にはハンキング舵が採用された。また, M.S. 517 の L/B は約 6.4, B/d は約 2.5, M.S. 518 の L/B は約 6.5, B/d は約 2.7 である。

なお, 主機としては連続最大出力で M.S. 517 には 13,800 BHP × 119 RPM, M.S. 518 には 14,400 BHP × 119 RPM のディーゼル機関の搭載が予定された。

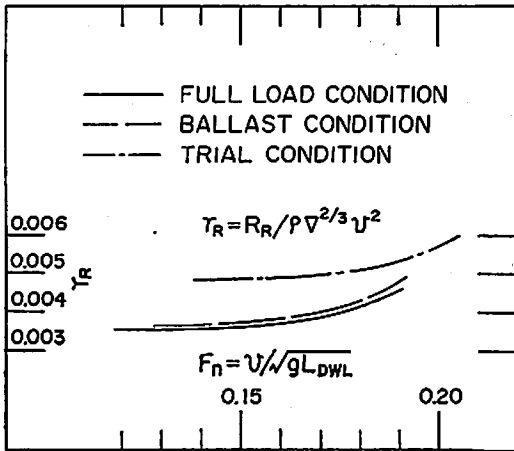
試験は M.S. 517 に対しては満載のほか 2 状態, M.S. 518 に対しては満載のほか 1 状態で実施された。試験に

より得られた剰余抵抗係数を第 3 図および第 4 図に, 自航要素を第 5 図および第 6 図に示す。これらの結果に基づき実船の有効馬力を算定したものを第 7 図および第 8 図に, 伝達馬力等を算定したものを第 9 図および第 10 図に示す。

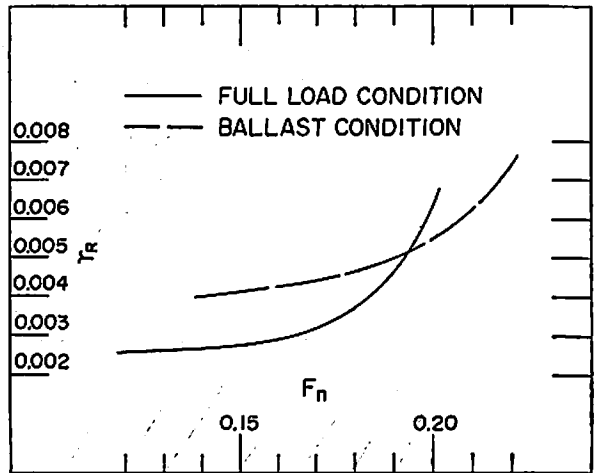
ただし, 試験の解析に使用した摩擦抵抗係数はいずれもシェーンヘルのもので, 実船に対する粗度修正量  $\Delta C_F$  は  $-0.0001$  とした。また, 実船と模型船との間における伴流係数の尺度影響は考慮されていない。



第 2 図 M.S. 518 正面線図および船首尾形状



第3図 M.S. 517 剰余抵抗係数



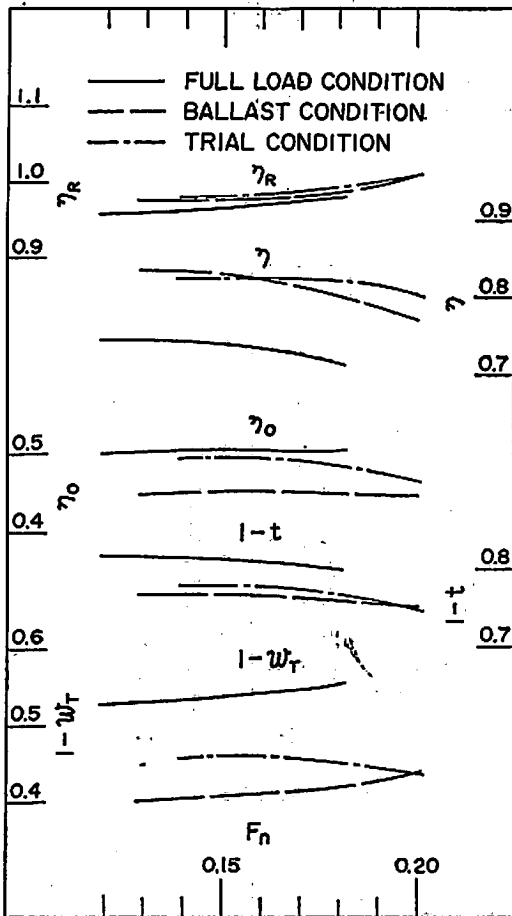
第4図 M.S. 518 剰余抵抗係数

第1表 船体要目表

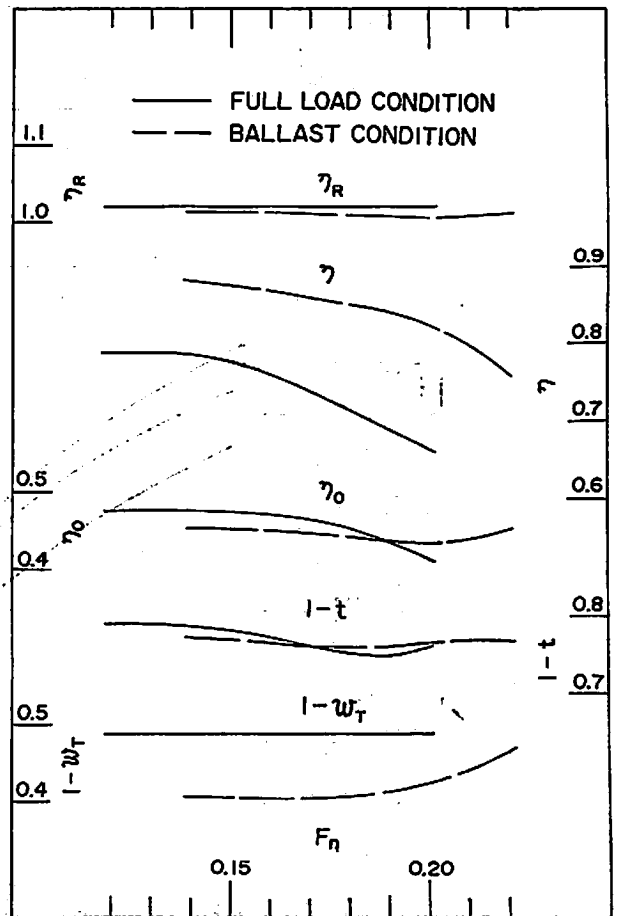
M.S. No.		517	518
長さ 幅 (外板厚を含む)	L <sub>FP</sub> (m)	190.000	190.140
	B (m)	29.634	29.236
満載 状態	喫水 d (m)	11.767	10.968
	喫水線の長さ L <sub>DWL</sub> (m)	194.553	194.372
	排水量 V <sub>a</sub> (m <sup>3</sup> )	54,681	50,101
	C <sub>B</sub>	0.825	0.822
	C <sub>F</sub>	0.833	0.826
	C <sub>M</sub>	0.991	0.995
	lob (L <sub>FP</sub> の%にて 函より)	-1.78	-2.46
平均外板厚 (mm)		17	18
船首形状		突出バルブ	
バルブ	大きさ (船体中央断面積の%)	10.1	9.3
	突出量 (L <sub>FP</sub> の%)	2.64	2.38
	没水深度 (満載喫水の%)	70.1	58.8
摩擦抵抗係数		シェーンヘル (ΔC <sub>F</sub> = -0.0001)	

第2表 プロペラ要目表

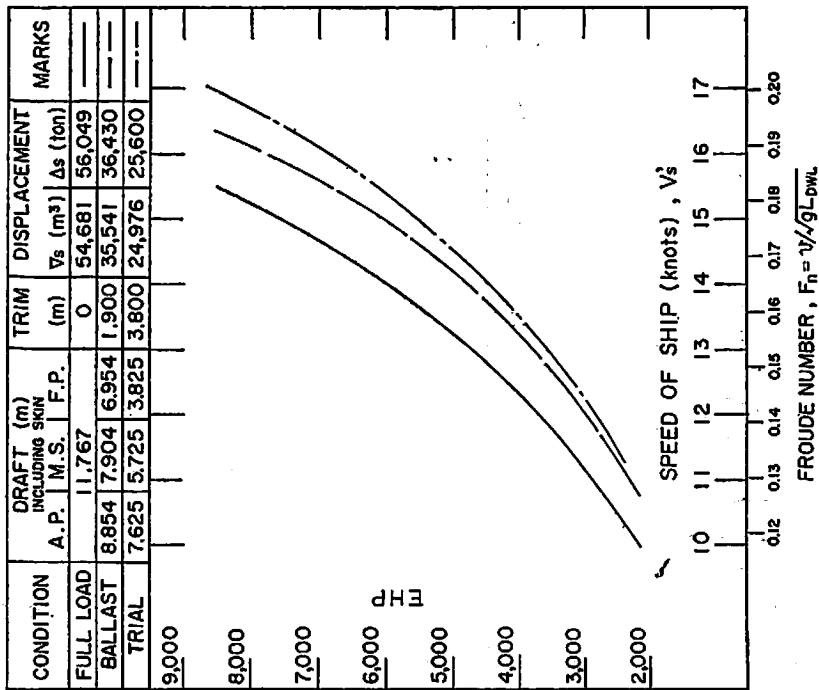
M.P. No.	422	423
直 径 (m)	6.178	5.980
ポ ス 比	0.188	0.190
ピ ッ チ (一定) (m)	4.400	4.497
ピ ッ チ 比 (一定)	0.712	0.752
展 開 面 積 比	0.630	0.671
翼 厚 比	0.0569	0.0635
傾 斜 角 数	9°~58'	6°~10'
回 転 方 向	5 右 廻 り	
翼 断 面 形 状	MAU 型	



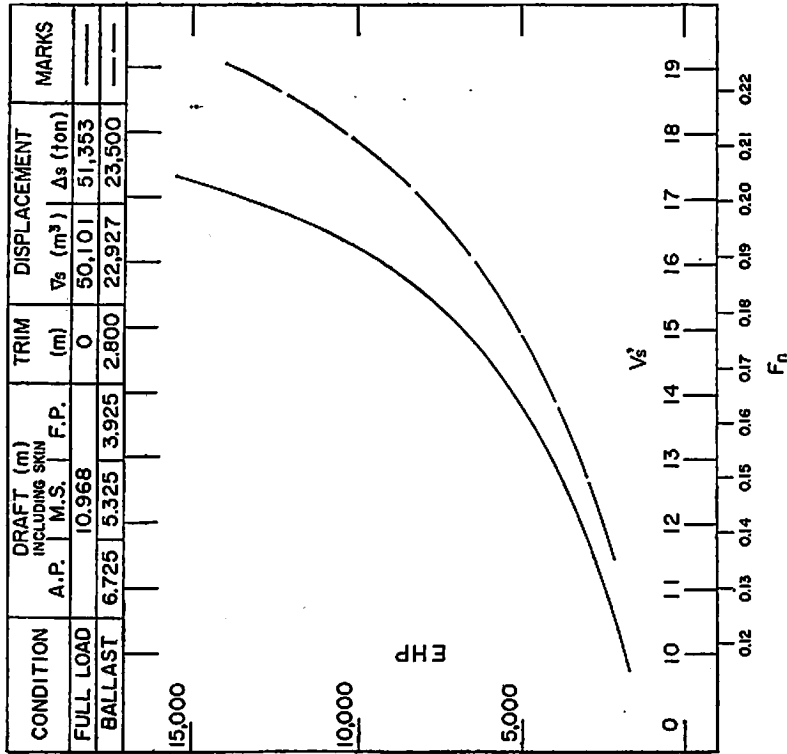
第5図 M.S. 517 x M.P. 422 自航要素



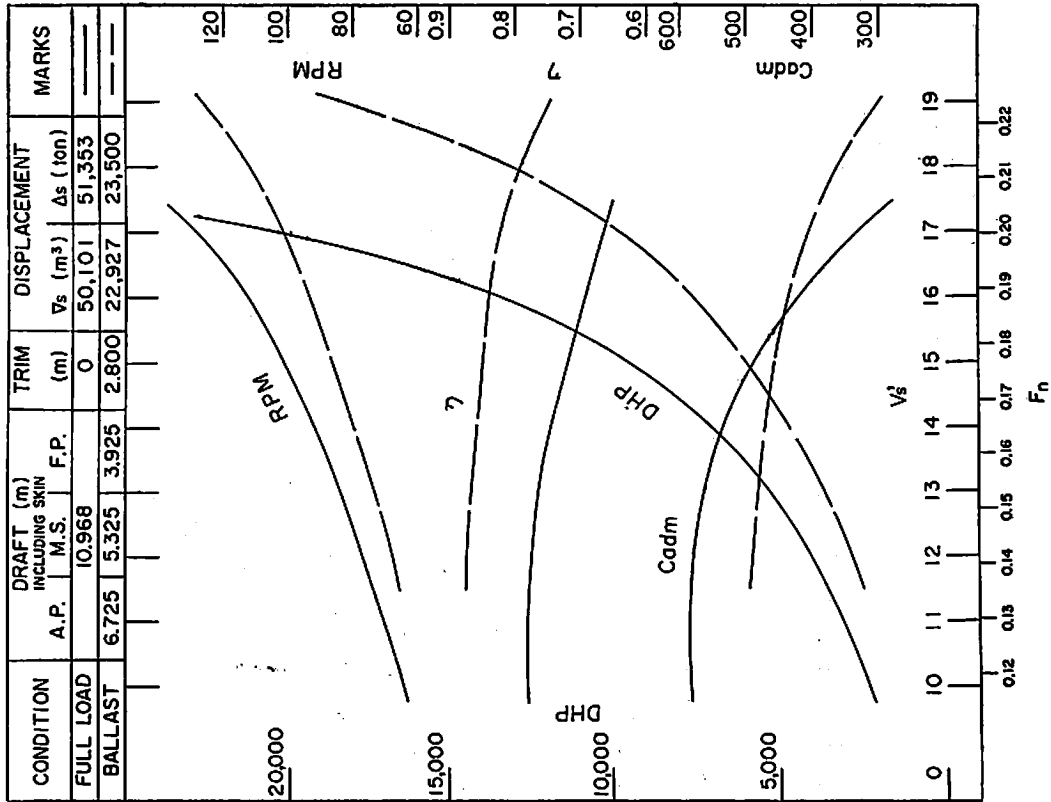
第6図 M.S. 518 x M.P. 423 自航要素



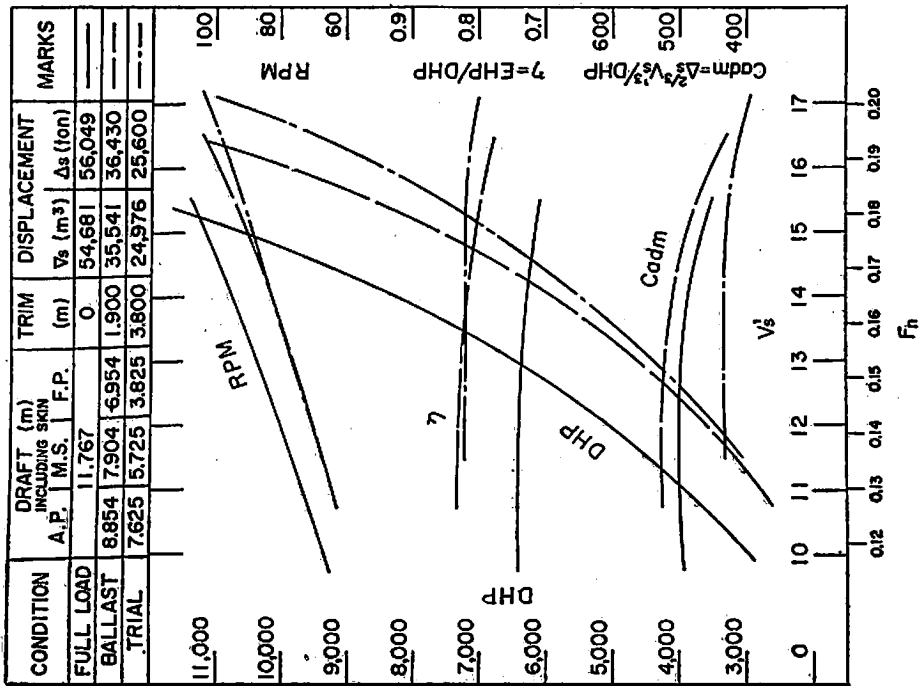
第7图 M.S. 517 有效馬力曲線圖



第8图 M.S. 518 有效馬力曲線圖



第10图 M.S.518 x M.P.423 伝達馬力等曲線図



第9图 M.S.517 x M.P.422 伝達馬力等曲線図



## 業界ニュース

### MAN, KSZ 型機関の出力増大

MAN 社では、1973 年春から、次の如く KSZ 型機関の出力を増大する。こまかい変更をは別として、設計上大きな改正はない。

#### 新出力一覧表

型 式	筒数	平均有効圧力 kg/cm <sup>2</sup>	出力 PS	回転数 U/min
K 6 SZ 70/125	6	12.25	11,400	145
K 7 SZ 70/125	7	12.25	13,300	145
K 8 SZ 70/125	8	12.25	15,200	145
K 9 SZ 70/125	9	12.25	17,100	145
K10SZ 70/125	10	12.25	19,000	145
K 6 SZ 78/155	6	11.45	13,800	122
K 7 SZ 78/155	7	11.45	16,100	122
K 8 SZ 78/155	8	11.45	18,400	122
K 9 SZ 78/155	9	11.45	20,700	122
K 6 SZ 90/160	6	11.6	19,200	122
K 7 SZ 90/160	7	11.6	22,400	122
K 8 SZ 90/160	8	11.6	25,600	122
K 9 SZ 90/160	9	11.6	28,800	122
K10SZ 90/160	10	11.6	32,000	122
K 6 SZ 105/180	6	10.9	24,000	106
K 7 SZ 105/180	7	10.9	28,000	106
K 8 SZ 105/180	8	10.9	32,000	106
K 9 SZ 105/180	9	10.9	36,000	106
K10SZ 105/180	10	10.9	40,000	106
K12SZ 105/180	12	10.9	48,000	106

#### 陸上、船舶、航空にロールスロイス・エンジン

全日空が発注したロッキード・トライスター旅客機のエンジン、ロールスロイス RB. 211 が産業用にも使われることになった。すでに川崎重工業がロールスロイスと船用 RB. 211 の研究で提携しているので、これにより RB. 211 は陸上、船舶、航空の三分野で動力源に使われることになった。

地上での使用は、アメリカのターバー・ベセマー社によるもので、北米で天然ガスのパイプ輸送に使われる。実用化は明年秋の予定。

RB. 211 の陸上型の開発事業は、英国コベントリー近郊のロールスロイス産業船舶部門で進めている。ここでは元来航空機用のエンジンを他の目的に利用するための作業を専門に行なっている。

産業用 RB. 211 は、航空機用の直径 2.1 メートルのフロントファンとその付属品は取りのぞかれているので、ガスゼネレーターは小型にまとまっている。現在使われているポンピング用エンジンと比べ、RB. 211 は出

力で 60%、効率で 25% それぞれ増加している。

RB. 211 は、エアラインで 100 万時間の運転時間を記録しており、今後増加する石油および天然ガスの大口径パイプライン輸送で、威力を発揮することが期待されている。〈お問合せ先は：ロールスロイス（ファーイースト）東京支社、電話 581-9656、または ジャパン・プレス・エクスチェンジャーロールスロイス PR 担当、電話 (861)-9481〉

#### さるびあ丸へ納入の大洋電機（株）電機品

東海汽船の豪華大形客船「さるびあ丸」（3,079 総トン）が、2 月 1 日東京・大島間に就航したことは本誌 3 月号口絵記載の通りであるが、大洋電機株式会社（東京都千代田区神田錦町 3-16）は「はまゆう丸」「かとれあ丸」「ふりいじあ丸」に引続き、就航船全部に電装品を納入し、伊豆 7 島への航海の安全に寄与している。本船搭載の同社電機品は次の通りである。

発電機 375 KVA 450 V 900 R/M 3 台  
主配電盤 (M-O)  
電動機、集合始動器盤

#### IMCO 専門家会議、ロンドンで「海事衛星」

##### 具体案を協議

IMCO（政府間海事協議機構）は、4 月 30 日から 5 月 4 日までの 5 日間、ロンドンで第 2 回海事衛星専門家パネル会議を開催し、船舶航行の指標として打上げを計画している海事衛星の具体化について協議を行なった。

船舶航行の指標は、これまでジャイロコンパスや星を目当てに行なわれてきたが、さらに安全性を高めるため、海事衛星を打上げる必要があるとの声が高まっている。

IMCO では、これが完成すれば、海難救助や無線測位の上で電波の質的向上、最適航路の掌握が期待できるため、打上げ目標を 1976 年において、昨年 7 月の第 1 回会議以来、臨時会議などをふくめ、海事衛星専門家パネル会議で実施方法を検討してきたものである。

同会議のメンバーは次のとおりである。

日本、アメリカ、ソ連、イギリス、オーストラリア、フィンランド、デンマーク、カナダ、西ドイツ、フランス、イタリア、オランダ、スペイン、スウェーデン、ノルウェーの 15 カ国。

今回の会議は

- ① 無線通信小委員会および海上安全委員会での検討事項
- ② 海事衛星完成のための最適システムの技術的検討
- ③ こんごの作業計画

以上の 3 項目について協議するために開催されたものである。

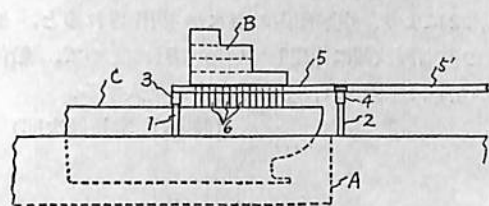
# 特許解説

塔型船橋等の上部構造物製作搭載方法 (特公昭 47-48960号, 発明者; 信岡啓, 出願人; 日立造船株式会社)

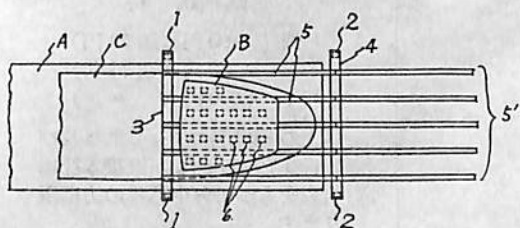
従来, 船舶の上部構造物を別途製作して, これを船舶に搭載する方法としては, すべてクレーンで行なっていた。したがって, 船橋などの大型構造物は大容量のクレーンを必要すると共に, 吊下げたときの上部構造のひずみ, またはそれによる内部艤装品の破壊などの対策として, 上部構造を吊下げに適した形状にし, 内部艤装品を制限し, 補強する処置が必要であった。

そこで本発明は, ドック頭部に架台を架設し, この架台上で上部構造物をブロック製作したのち, ドック入りした船舶を水面上昇によつて浮上し, 上部構造物を支持搭載させる方法に関するものであり, 構造物の吊下げ搭載を完全に排除したことにより上述の欠陥を防止し, 連続建造と工期の短縮を可能にしたものである。

図面を参照しながら説明すると, ドック A の頭部に, 支柱 1, 1 間と 2, 2 間を連結する横桁材 3, 4 を架設する。さらに横桁材 3, 4 間の上面には, 複数条の縦桁材 5, 5' を架設する。横桁材 3, 4, 縦桁材 5, 5' はそれぞれ取外し可能に構成されている。次に搭載方法について, 順序にしたがって説明すると, 塔型船橋などの大型上部構造物 B は縦桁材 5 上で建造される。次に船台進水した船舶 C をドック入りさせ, 構造物 B を搭載する位置の甲板上に, 架台 6 を設置する。そして, ドックに注水し, 船舶 C を浮上させ, 構造物 B を船舶 C の甲板上



第 1 図



第 2 図

に架台 6 を介して移置する。その後, 縦桁材 5, 横桁材 3 を取り除いて, 構造物の周囲および必要な隔壁位置をジャッキで支持して, 架台 6 を取除きジャッキによつて構造物 B を甲板上に下降させ搭載する。

水上浮揚構造物の建造方法 (特公昭 47-50309号, 発明者; 島田博之外 2 名, 出願人; 三菱重工業株式会社)

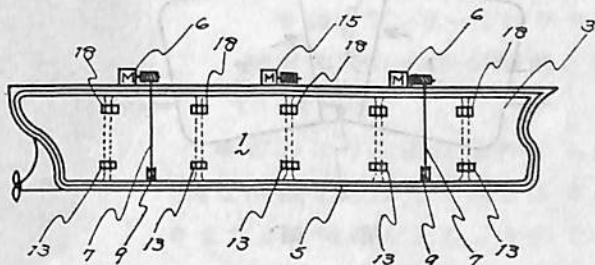
近年, 船舶は著しく大型化する傾向にあり, 30 万トンを超える超大型船の建造が行われている。しかし, 既存の造船用船台, ドック設備の大半は, このような大型船を建造したり, 修理する能力をもっていない。

そこで本発明は, 従来既存の造船設備をもつて, 安価に, 容易に, 大型船あるいは水上浮揚構造物を建造し, 修理し得る方法を提案するものである。その内容は, 船舶などの水上浮揚構造物を縦方向に 2 個以上適数個の部片に分割して, おのおの別に建造し進水させたのち, 各分割部片を水上に浮揚した状態で引き寄せ, これらを各接合面の縁に沿つて装着されたパッキンを介してピン, フック等で水密に結合するとともに, 結合によつて各接合部に形成された空洞内の水を外部に排出することにより, 各構造物の両側面に作用する水圧によつて, その結合度を高めるようにしたことを要旨とするものである。

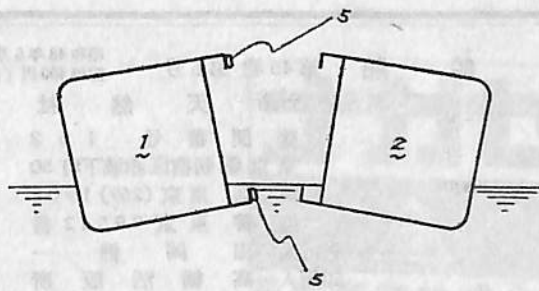
1, 2 はおのおの別に製作され, 水上に浮揚している左右船体で, 接合に際して, 各船内のバラスト



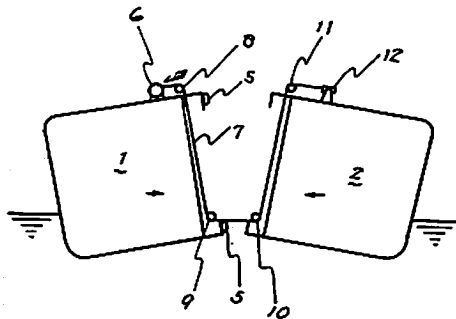
第 2 図



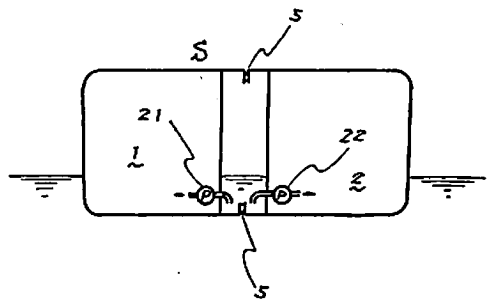
第 1 図



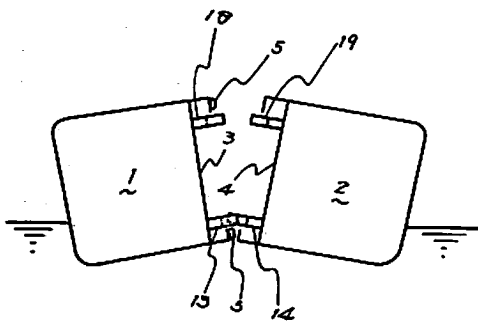
第 3 図



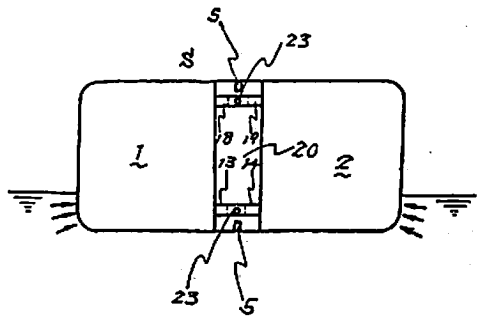
第 4 図



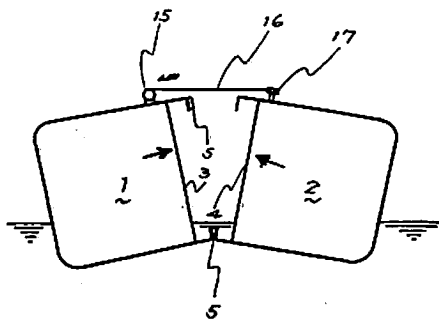
第 7 図



第 5 図



第 8 図



第 6 図

タンクにより、吃水、トリムが調整されている。次に、左側船体1の甲板上に設けられたウィンチを巻き取ることにより、左右船体1,2を引き寄せ、船体1,2の下部に設けられた嵌合部材13,14により、位置決めされる。さらに、ウィンチ15により、両船体は引き寄せられ、上部嵌合部材18,19も係合される。両船体1,2は、嵌合部材13,14,18,19、ピン23、パッキング5により水密な空洞部20を介して一体接合される。その後、ポンプ21,22により、空洞部内の海水が排出されると、船体Sの左右両舷側に作用している水圧によって、船体1,2が互いに圧着され、その結合度が增大する。

(特許庁 幸長保次郎)

船 舶 第46巻第6号

昭和48年6月12日発行  
定価400円(送28円)

発行所 天然社

郵便番号 162

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 高橋活版所

購読料

1冊 400円(送28円)

半年 2,250円(送料共)

1年 4,500円(〃)

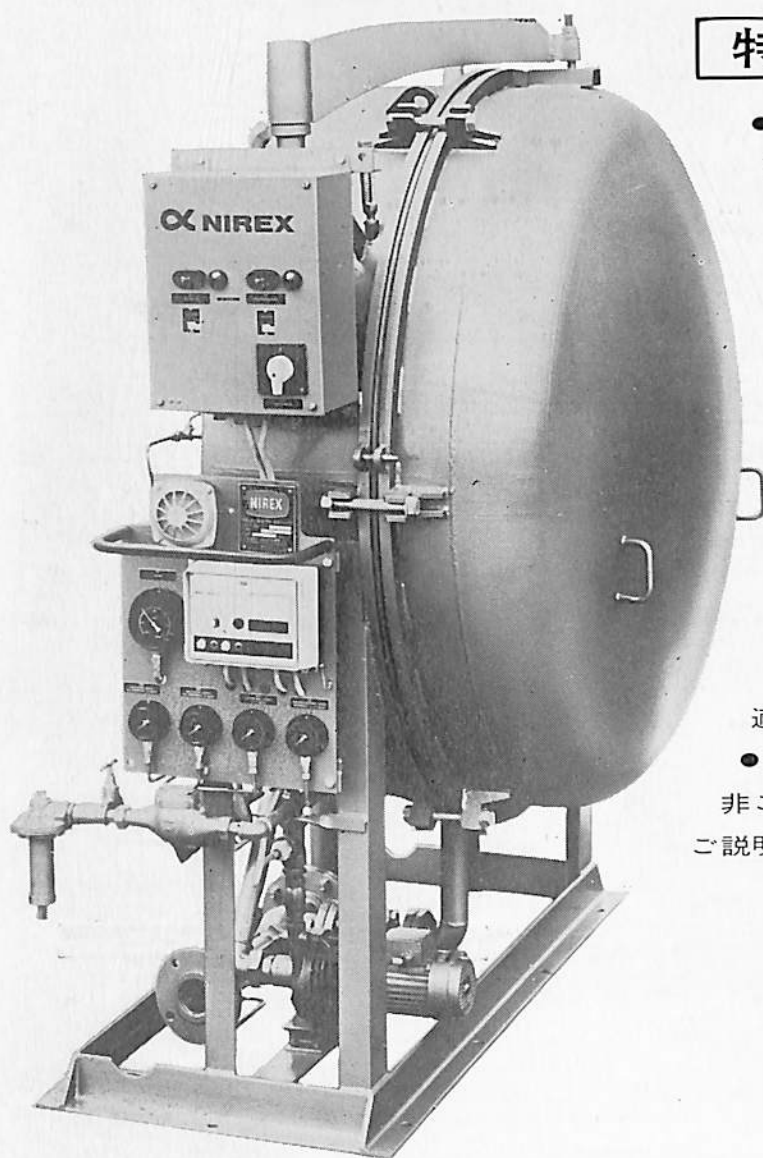
以上の購読料の内、半年及び1年の予約料金は、直接本社に前金をもってお申込みの方に限ります

造水装置をご検討の方へ……

## 新型ニレックス造水装置

### JWP-36型

——をお奨めします。



#### 特 長

- 前面ハッチカバーはスイング方式で隅々まで完全に点検できます。
- 一旦容量を決めると調整の必要がありません。
- アルファラバルプレート式熱交換器が使用されていてエバポレーション及びコンデンセーションはプレート間で行なわれます。
- コンデンサーにはチタン材質のプレートが使用されています。
- どのような温度条件にも最適な機種を選ばせて頂きます。
- まだまだ特長がありますので是非ご照会下さい。係員が参上し、ご説明申し上げます。

# ナガセ



長瀬産業株式会社

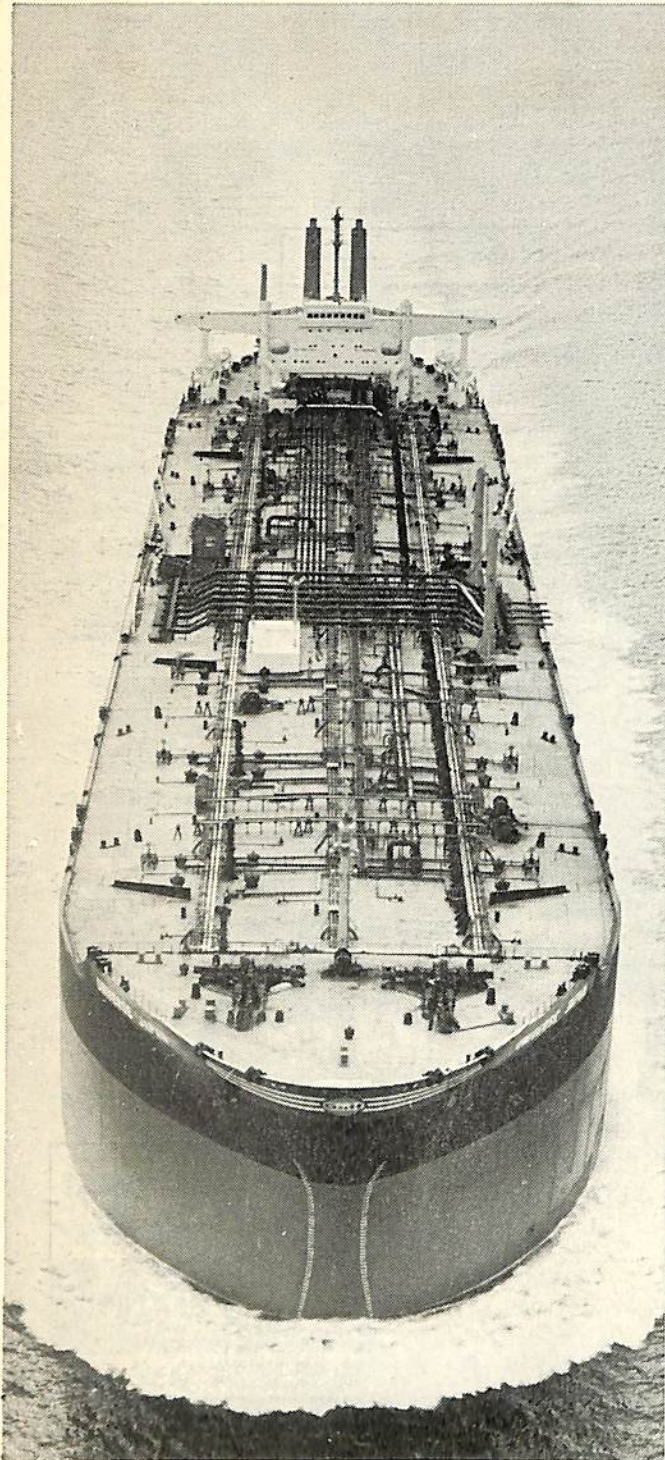
機械部 舶用機械課

他の取扱い機種：アルファラバル油清浄機・アルファラバルプレート式熱交換器・スタネックス油加熱器

大阪本社 大阪市西区立売堀南通1-19 ☎(06)541-1121 東京支社 東京都中央区日本橋小舟町2-3 ☎(03)665-3632-8・3761-5



# あの巨大船のわずか28平方メートルを タッチアップしただけ……



世界最大級タンカー〈ユニバース・ジャパン号〉建造にあたり、船底から上甲板までダイメットコートとアマコートで防食塗装された面積は14万平方メートル。3年たったのち、塗装のタッチアップを要した面積はその5,000分の1、わずか28平方メートルでした。この〈ユニバース・ジャパン号〉をはじめ6隻のマンモスタンカーの塗装を施工したのは井上商会です。

ダイメットコートがどのように優れた防食塗装であるか以上の事実が端的に示していますが、より具体的な調査結果をお伝えいたしましょう。まず、ダイメットコートNo.3無機亜鉛塗料を塗った甲板はきわめて良好な状態を保っていました。またダイメットコートNo.3にアマコートを上塗りした上部構造物は最良の状態でした。さらに特筆すべきことは外舷の状態です。わずかな部分に藻が付着していた他、まったくきれいであったことです。したがって、航海中の速力の低下もなく、燃料消費量の増大もありませんでした。そして苛酷な3年の航海のあとタッチアップを要したのは点在する部分をトータルしてわずかに28平方メートル。船主や用船者は莫大な経費の節約ができたわけです。

巨大船から原子炉まで、あらゆる鋼構造物の防食塗装は、豊富な経験と実績を持つ井上商会の専門家にご相談下さい。

**ダイメットコート アマコート**

販売 株式会社 **井上商会**

製造 株式会社 **日本アマコート**

取締役社長 **井上正一**

本社/〒231 横浜市中区尾上町5-80

☎(045)681-1861(代)

資料  
請求券  
A-1

詳しい資料ご希望の方はハガキで——

保存委番号：

221044

雑誌コード 5541-6

船 船  
第四十六卷 第六号  
昭和四十八年三月二十日 第三種郵便物認可  
昭和四十八年六月七日 印刷  
昭和四十八年六月十二日 発行  
(毎月一日発行)

編集発行 兼印刷人 田岡健一  
東京都新宿区赤城下町五〇番地  
印刷所 高橋活版所

定価 四〇〇円 発行所

天 然 社  
東京都新宿区赤城下町五〇番地  
(郵便番号) 一六二〇  
振替・東京七九五六二番  
電話東京(局)一九〇八番