

SHIPPING

船舶

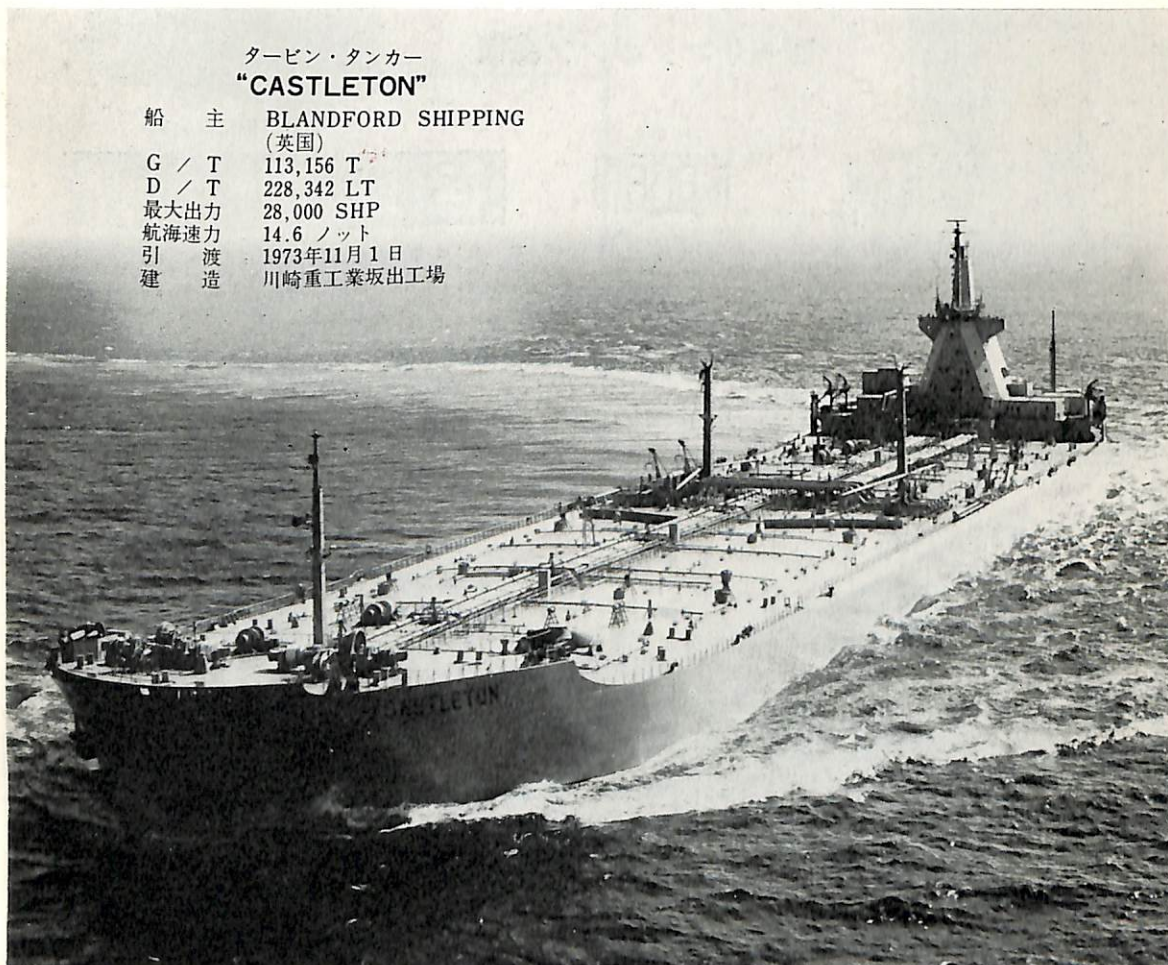
1974. VOL. 47

2

昭和五十二年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和五十四年三月二十八日 郵便物認可
昭和五十九年二月七日 発行
昭和五十九年四月六日 印刷

タービン・タンカー
"CASTLETON"

船主	BLANDFORD SHIPPING (英国)
G / T	113,156 T
D / T	228,342 LT
最大出力	28,000 SHP
航海速力	14.6 ノット
引渡	1973年11月1日
建造	川崎重工業坂工場



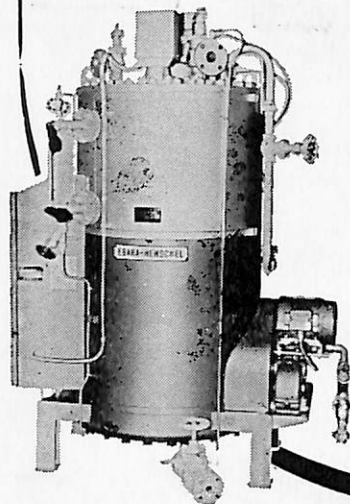
 川崎重工

天 然 社

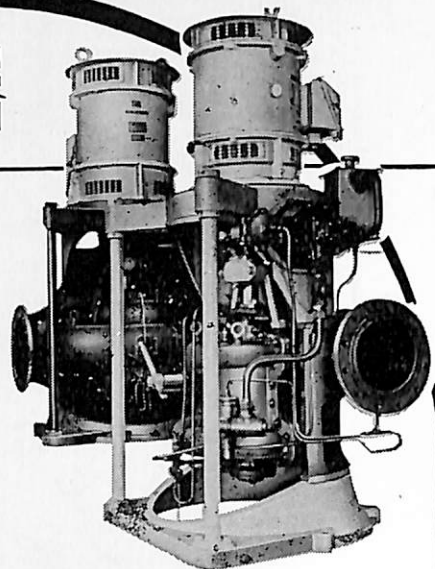
エハラの船用機器

船舶用

エハラヘンジェル・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



エハラ船用ポンプ



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：大阪府北区中之島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
(和光裏通り)

電・(561) 8 7 1 1 (代表)

支店 大阪市南区順慶町4-2

電・(251) 9 8 2 1 (代表)

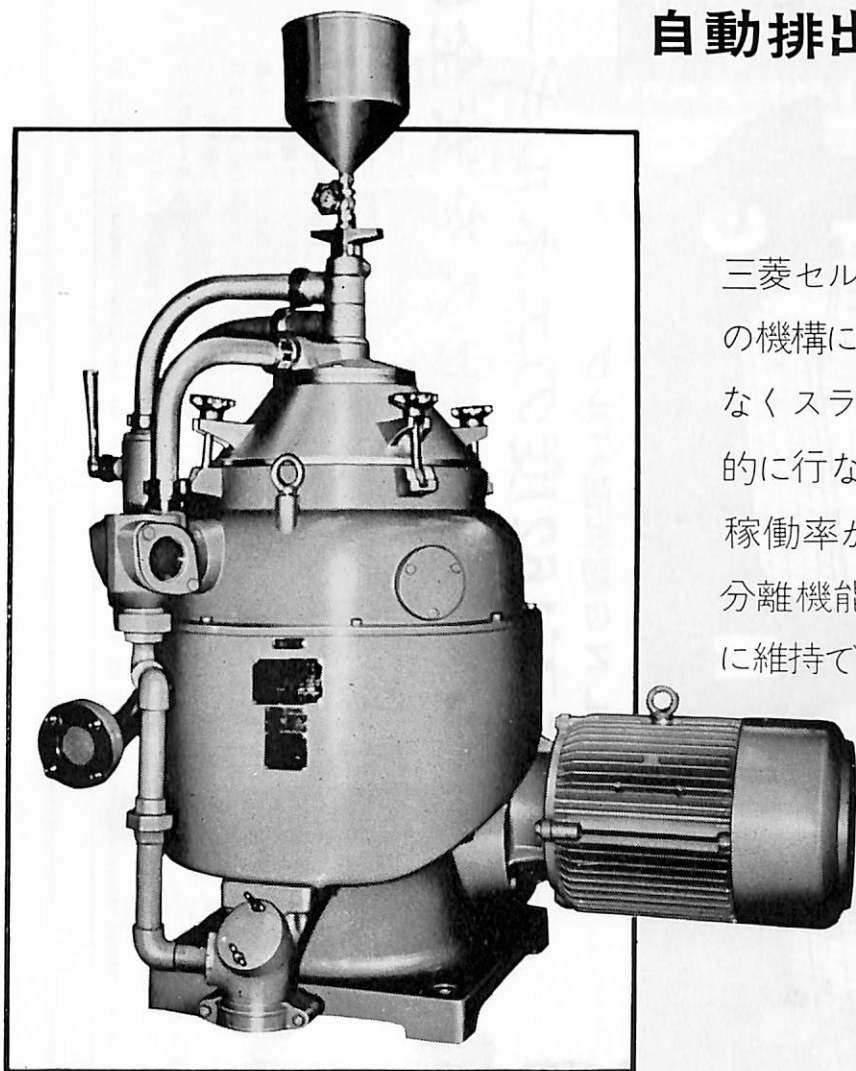
工場 東京都大田区池上2-14-7

電・(752) 3 4 8 1 (代表)

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な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。

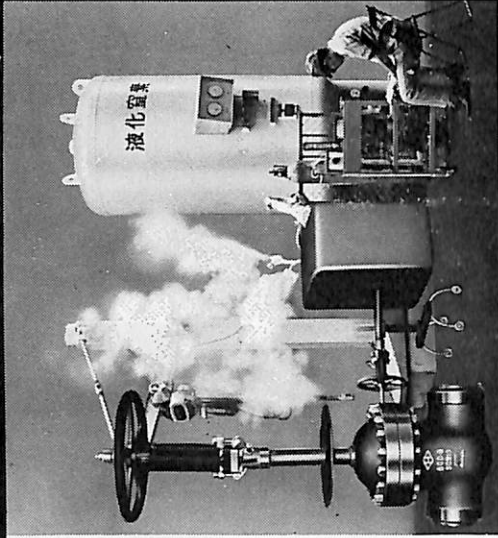
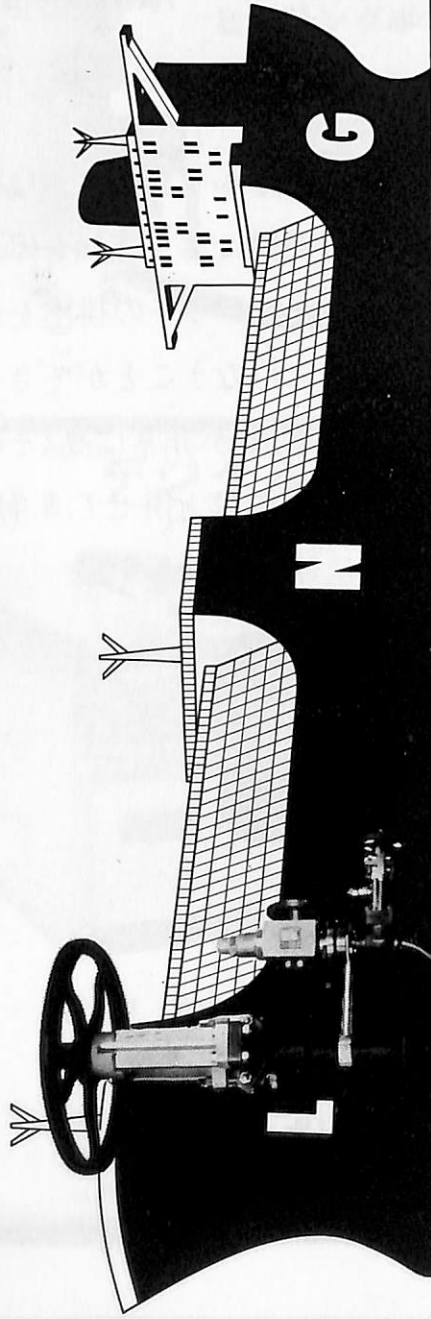


営業第2部

遠心分離機の総合メーカー

三菱化工機株式会社

東京都港区新橋6-1-11(秀和御成門ビル) 電話03-433-2171(代)



平田のLNG超低温バルブ 氷点下162度のエネルギー…… すべてのプロセスを安全に制御。

天然ガスは-162℃で液化し体積600分の1となり、LNG専用タンカーで輸送され、貯蔵→低温利用→再ガス化のプロセスを経て熱源として利用されます。

これらのプロセスにおいて、直接LNGを制御する「超低温バルブ」はあらゆる面で特に安全性を強く要求されており、強度、耐食性、耐低温性は勿論のこと、バルブの生命

ともいべき液密性とガス密性は絶対に信頼されるものでなければなりません。原子力用バルブを完成した平田の技術は「超低温バルブ」にも活かされて、あらゆる「漏れ」の断絶は厳格に守られております。小敷乗組員でのタンカー巡航を助ける自動制御バルブをはじめ手動弁シリーズなど、平田の「超低温バルブ」は安心してご使用になれます。

異常昇圧防止付超低温バルブ

① API 表示認可工場 (600, 6A, 6D)

☆ 高圧ガス設備試験製造認定事業所 (認定No.217)

平田バルブ
TOKYO・KAWASAKI・OSAKA

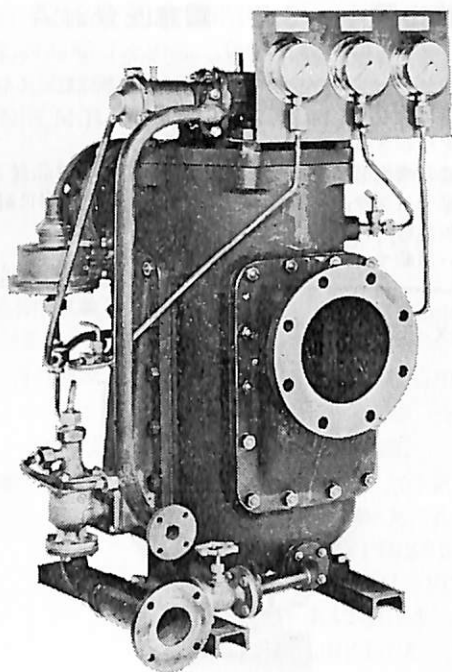
油汙過作業の省力化…

特許

機関室を広くする

マックス・フィルター 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

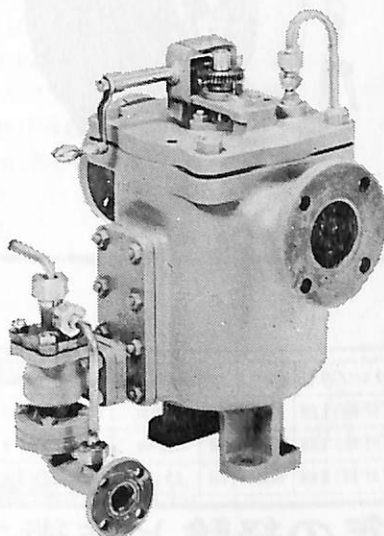
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロレシプロケーターを採用

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

㊦ 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 大阪市北区梅田町34千代田ビル西館
☎ 06 (345) 7731(代)

世界的水準をはるかに抜く明るさ!!

●光の王様、光学技術の総結集!!

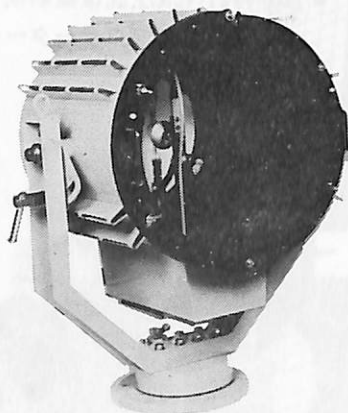
三信の高性能

キセノン探照燈

■特許 3件 ■実用新案 3件
■特許出願中 3件 ■意匠登録済

- 特殊設計により、寿命が長く、電圧、周波数変動にも強い。
- 太陽光に最も近い白色光です。
- 光柱光度がきわめて高く、照射距離が長い。
- 全閉式防噴流形構造により、完全防水です。
- 主要部分はステンレス製で、さびず、長期の使用に耐える。
- 特殊放熱板の採用により温度上昇が少ない。
- 激しい振動や、風速60mの風圧にも十分耐えます

X-40形



●光の王様、ボタンで自在!!——

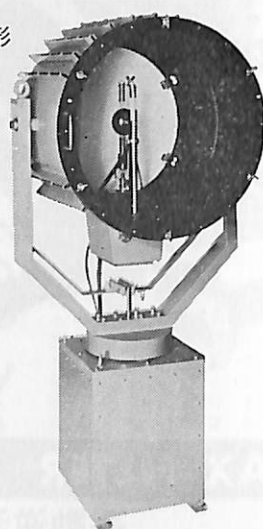
三信の高性能リモコン式

キセノン探照燈

■特許 3件 ■実用新案 3件
■特許出願中 3件 ■意匠登録済

- ふ仰、旋回操作は操作盤スイッチで完全リモコンです。
- 特殊設計により、寿命が長く電圧、周波数変動にも強い。
- 太陽光に最も近い白色光です。
- 光柱光度がきわめて高く、照射距離が長い。
- 全閉式防噴流形構造により、完全防水です。
- 主要部分はステンレス製で、さびず、長期の使用に耐える。
- 特殊放熱板の採用により、温度上昇が少ない。
- 激しい振動や、風速60mの風圧にも十分耐えます。

RCX-60形



形 式	ランプ容量	最大光柱光度	照射距離	定格電圧	周波数
X-40	(呼称)1KW	3000万cd	10km	A.C220V1φ	50/60Hz
X-60A	(呼称)1KW	6500万cd	12km	A.C220V1φ	50/60Hz
X-60B	(呼称)2KW	8000万cd	13.5km	A.C220V3φ	50/60Hz

形 式	ランプ容量	最大光柱光度	照射距離	定格電圧	周波数
RCX-40	(呼称)1KW	3000万cd	10km	A.C220V1φ	50/60Hz
RCX-60A	(呼称)1KW	6500万cd	12km	A.C220V1φ	50/60Hz
RCX-60B	(呼称)2KW	8000万cd	13.5km	A.C220V3φ	50/60Hz

●長年の経験と技術で安心をおとどけする……………



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／〒101 東京都千代田区内神田1-16-8 ☎東京(03)295-1831(大代)
- 発送センター／☎東京(03)840-2631代
- 北海道発送センター／☎函館(0138)43-1411代
- 福岡営業所／☎福岡(092)77-1237代
- 宝島営業所／☎宝島(0143)2-1618
- 函館営業所／☎函館(0138)43-1411代
- 高松営業所／☎高松(0878)21-4969
- 石巻営業所／☎石巻(02252)3-1304
- 工場／☎東京(03)887-9525代

船舶

第 47 卷 第 2 号

昭和 49 年 2 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

改 2-900 トン型巡視船「だいおう」について	海上保安庁船舶技術部技術課	(35)
運航者から見た超高速船について	黒 川 正 典	(50)
超高速船の推進性能について	横 尾 幸 一	(56)
高出力中速ディーゼル機関 V 60 M—実船への搭載計画例	三井造船株式会社船舶技術部	(68)
日本造船研究協会の昭和 47 年度研究業務について(1)	日本造船研究協会研究部	(76)
L N G 船 (その 3 貨物格納) (14)	恵 美 洋 彦 ・ 曾 根 紘	(84)
人工衛星利用の船位測定システム FAN-10 型の開発		(91)
N.S.M.B. の紹介	極東マック グレゴリー株式会社技術部	(92)
〔製品紹介〕 竹中ピカ工業の新製品 水中燈シリーズ		(96)
理研計器の新製品 C O モニター		(97)
東京電気のタイマ標準 3 機類 国産ではじめてロイド船級協会の型式承認に合格		(98)
N K コーナー		(99)
〔水槽試験資料 278〕長さ 150.0 m の高速貨物船の水槽試験例(7)	「船舶」編集室	(100)
業界ニュース		(104)
〔特許解説〕 ☆水上浮構造物切断又は接合用遮蔽ベルト装置		(105)
☆二重殻式船舶巨大化工法 ☆船舶建造装置		
海上保安庁巡視艇“みねぐも”竣工		
竣 工 船 ☆もとぶ (護衛艦) ☆第四十八浪速丸 ☆香椎丸		
☆高山丸 ☆龍勢丸 ☆祥和丸 ☆ RAUF BEY		
☆ ANANGEL HAPPINESS ☆ STELLA PRIMA		
☆ KAPOR ☆ COLAL VOLANS ☆ VERA VENTURE		
☆ FEDERAL KATSURA ☆ MARITIME WINNER		
☆ MARITIME JUSTICE ☆ MEYNELL ☆ STAR NESTOR		
☆ WARRIOR ☆ URFA ☆ GOLDEN RAY ☆ ESSO SHIMIZU		
☆ CHARLES PIGOTT ☆ INWANG No. 2		

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) 20 名を擁する
ユニークな防蝕専門会社です。

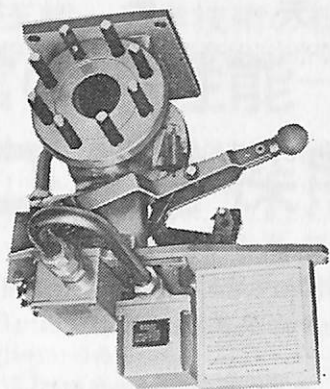
中川防蝕工業株式会社

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 0 1 ☎(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

ボイラの安全運転に**燃油緊急遮断弁**



燃油緊急遮断弁（FO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/cm² 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）

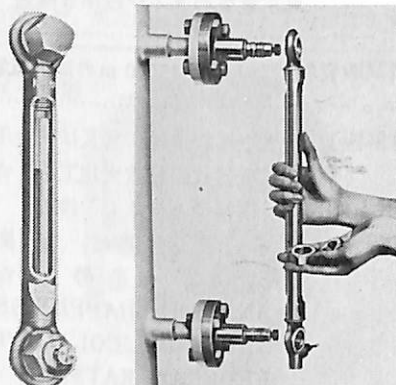
NK, LR, BV, DFSS, DNV, AB等各国
検定機関の認証済み。

BsBM専用ボス付3/4PFねじ

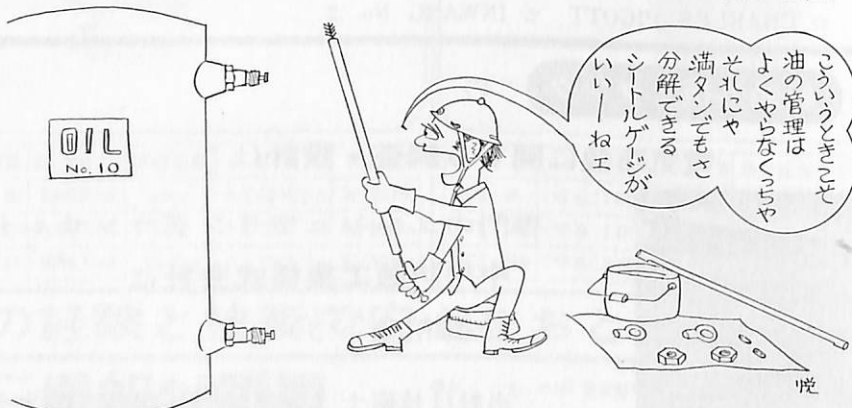
■シートルゲージ

BsBM3/4PTねじ

SUS-27 20A F付



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



も と ぶ (輸送艦)

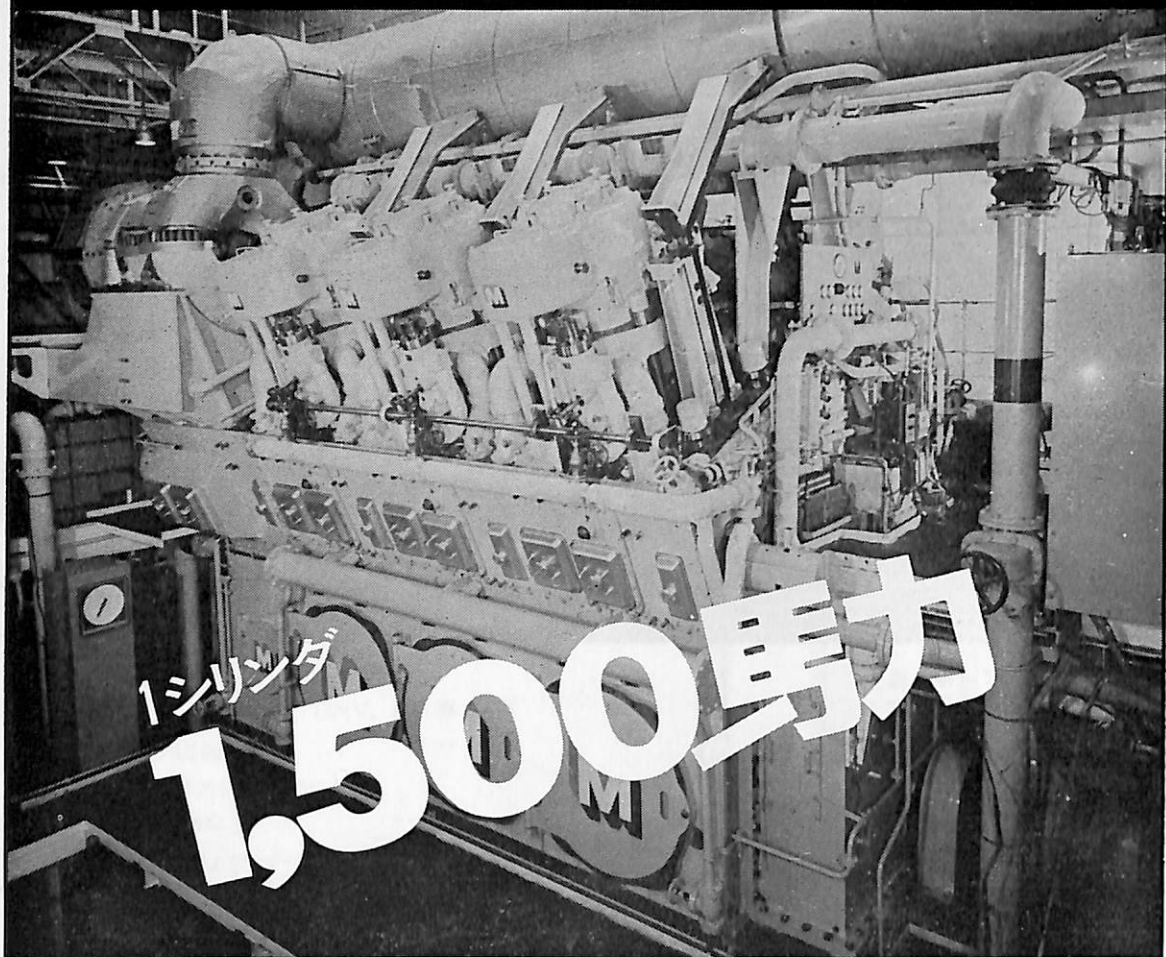
船 主 防 衛 庁

造船所 佐世保重工業・佐世保造船所

主要目

長	89.00 m
幅	13.00 m
深	7.20 m
吃水	2.70 m
基準排水量	1,550 トン
主機	川崎MANディーゼル 機関 2,200PS×2
乗員	95名
主要武器	40ミリ連装機関砲 2
竣工	昭和48年12月21日

船舶推進機関の新時代をひらく MITSUBISHI
高出力4サイクル中速ディーゼル機関 **V60M**



ハイパワー化!! 保守整備の省力化!!

近年の海上輸送の合理化にともない、船舶は「用途」「大きさ」「スピード」において多様化の傾向にあります。その結果、船舶に搭載する推進機関も、その「出力範囲」「プロペラ回転数」の多様化が要求されております。

この要求に応じるため、世界にほこるエンジン生産実績をもつ三井造船の技術は、画期的な中速ディーゼルエンジン「三井V 60M」を開発しました。このエンジンは、ロボットによるピストンの解放をはじめ、主軸受の解放、吸排気弁の解放など保守整備の自動化を徹底的に推し進めた、全く新しい構想のエンジンです。

三井V 60Mによる、ギヤードプラントは同一機種で、あらゆるプロペラ回転数の選択が可能です。しかも、その配列によっていかなる所要馬力にもお応えすることができます。また、陸用発電機関などにも、巾ひろくその用途が期待されています。



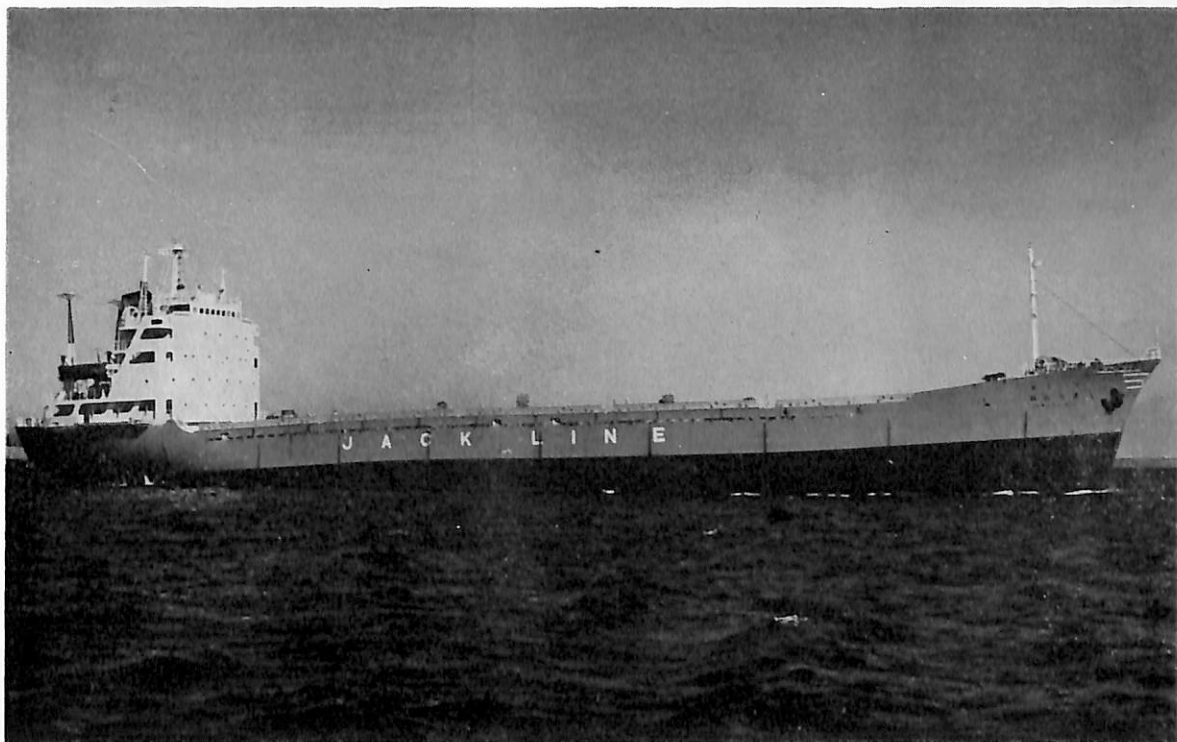
人間と技術の調和に挑む

三井造船

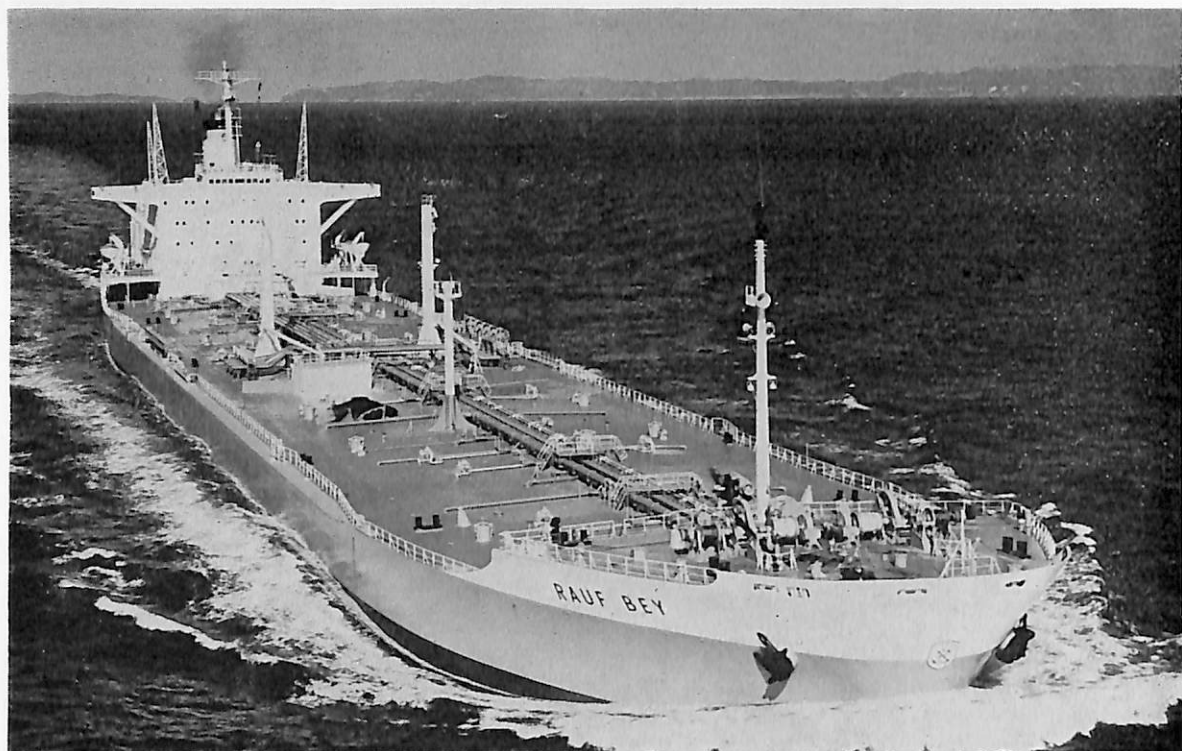
東京都中央区築地5丁目6番4号



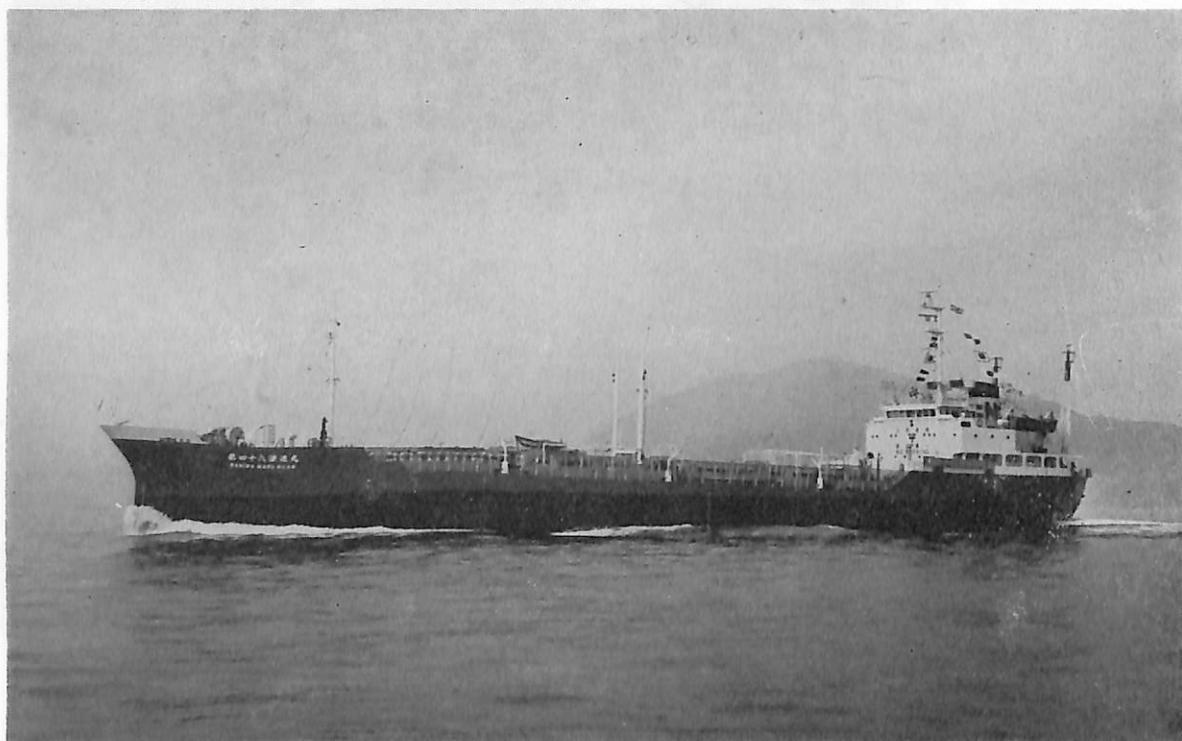
龍 勢 丸 (自動車運搬船) 船主 日勢海運株式会社 造船所 芸備造船工業株式会社
 総噸数 2,371.30噸 純噸数 1,351.67噸 遠洋 載貨重量 3,877.06噸 全長 98.00m 長(垂) 89.95m 幅(型)
 16.00m 深(型) 7.30m 吃水 6.70m 三層甲板船尾機関型 主機 伊藤鉄工所M556HUS型ディーゼル機関1基
 出力 5,000PS×320RPM 燃料消費量 155g/ps/h 航続距離 14,154海里 汽罐 VS-5E500kg/N×7kg/cm²
 発電機 AC445V×250KVA 2台 清水倉 200.58m³ 燃料油倉 848.83m³ 乗員 23名 工期 48-6-25, 48-
 8-31, 48-11-22



INWANG No.2 (コンテナ船) 船主 大進海運株式会社(韓) 造船所 三重造船株式会社
 総噸数 4,237.53噸 純噸数 2,382.07噸 近海 船級 NK.KR 載貨重量 5676.16噸 全長 113.25m 長(垂)
 106.00m 幅(型) 17.50m 深(型) 8.20m 吃水 6.017m 満載排水量 8,066.23噸 四甲板型 主機 神戸発動機6
 UET 45/75C型ディーゼル機関1基 出力 3,230PS×218RPM 燃料消費量 13.3t/d 航続距離 12,200海里 速
 力 12.00ノット 汽罐 VW15型 600kg/H 発電機 330PS×2 (コンテナ数) in hold 20' 140個, 40' or 35' 68個,
 on deck 20' 100個, 40' or 35' 48個, 清水倉 187.58m³ 燃料油倉 ディーゼル油 67.86m³, 重油 520.76m³ 乗員
 28名 工期 48-7-18, 48-10-6, 48-12-12

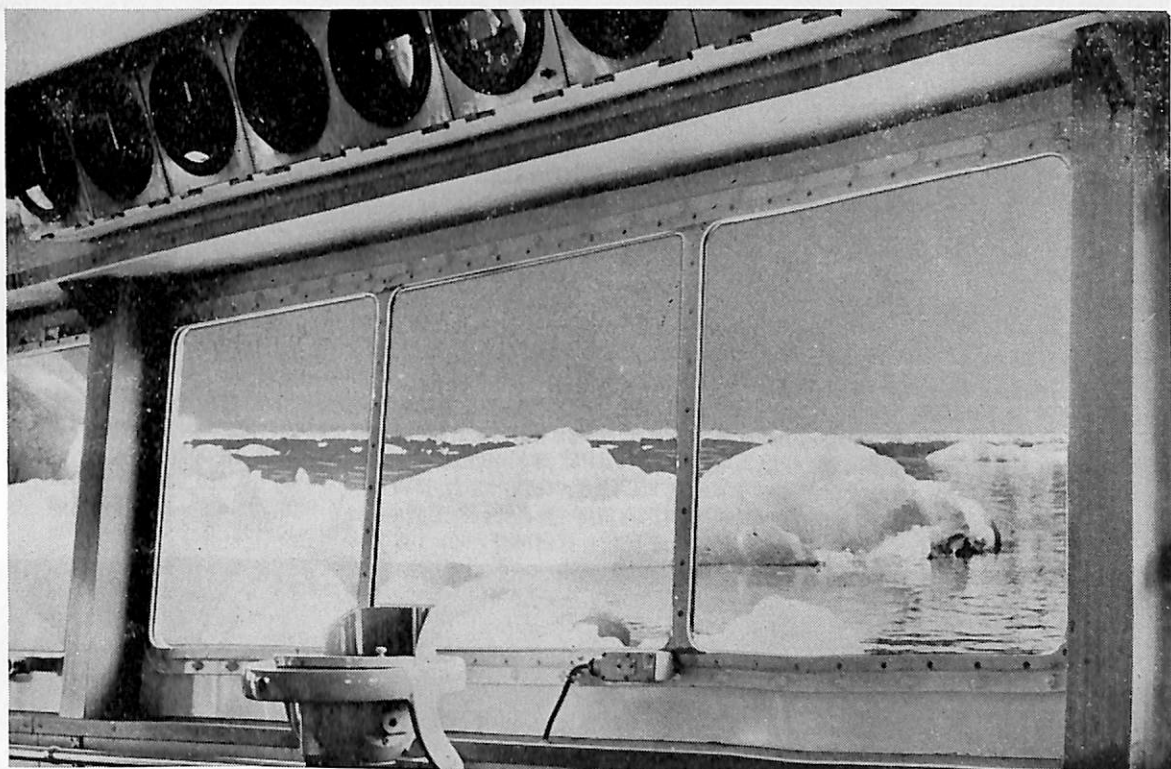


RAUF BEY (油槽船) 船主 D.B.Torkish Cargo Lines (トルコ) 造船所 川崎重工業・神戸工場
 総噸数 45,000噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 86,567噸 全長 245.00m 長(垂)235.00m 幅(型) 38.30m 深
 (型) 18.30m 吃水 13.716m 船首楼付平甲板船 主機 川崎MANK 7 S Z90/160型ディーゼル機関1基 出力
 18,300PS×114RPM 燃料消費量 69.4t/d 航続距離 25,100海里 速力 15.4ノット 汽罐 川崎BDSM型23
 kg/cm²G 発電機 1,440KVA×2 貨油倉 110,000m³ 清水倉 270m³ 燃料油倉 2,350m³ 乗員 53名 工期 48-
 7-16, 48-9-11, 48-12-5 設備 揚貨時残油セルフストリップング装置



第四十八 浪速丸 (油槽船) 船主 船舶整備公団・浪速タンカー株式会社 造船所 波止浜造船株式会社
 総噸数 2,960.39噸 純噸数 1,717.28噸 船級 NK 全長 103.95m 長(垂) 97.00m 幅(型) 15.00m 深(型)
 7.80m 吃水 6.949m 満載排水量 7,930.70噸 凹甲板型 主機 阪神 6LU-45型ディーゼル機関1基 出力 3,655
 PS×213.1RPM 燃料消費量 14.5t/d 航続距離 6,500海里 速力 13.0ノット 汽罐 10kg/m²×5,600kg/h×1
 発電機 AC320KVA×445V×1,200rpm 貨油倉 6,038.460m³ 清水倉 265.09m³ 燃料油倉 528.09m³ 乗員 22名
 工期 48-6-25, 48-8-18, 48-10-31

気象変化の激しい、極海の航行でも 操舵室の窓には、快適な視界をお約束!

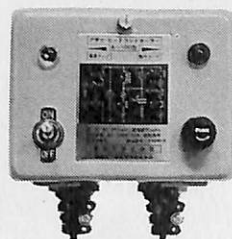


結露・氷結防止作用、融雪作用のある安全ガラス——

ヒートライト® C

極海の航行——飛び散るしぶき、吹きつける氷雪、操舵室の窓はどうしてもくもりがちです。でもヒートライトCの窓なら、いつも快適な視界をお約束します。

ヒートライトCは、ガラス表面に薄い金属膜をコーティングして、通電発熱させ、くもりだけでなく、氷結を防ぎ、融雪もする安全な窓ガラスです。もちろん、金属膜は透視の妨げにはなりませんし、被膜の保護や感電防止は万全です。また、まんいち割れても破片の飛び散らない安全な合せガラスです。



ヒートコントローラー

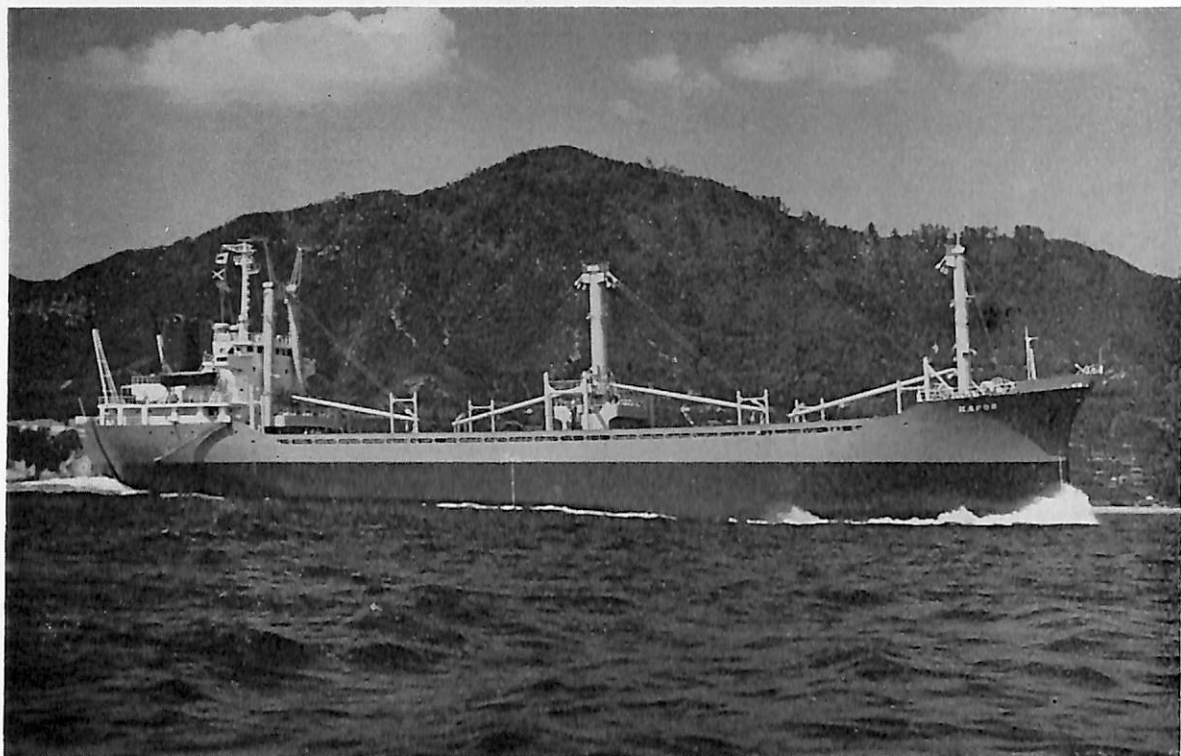
あわせて、ヒートライト製品の姉妹品、ヒートコントローラーのご使用をおすすめします。ヒートコントローラーは、自動的に使用適正温度を保ちますので、ON・OFFの手間がいりません。



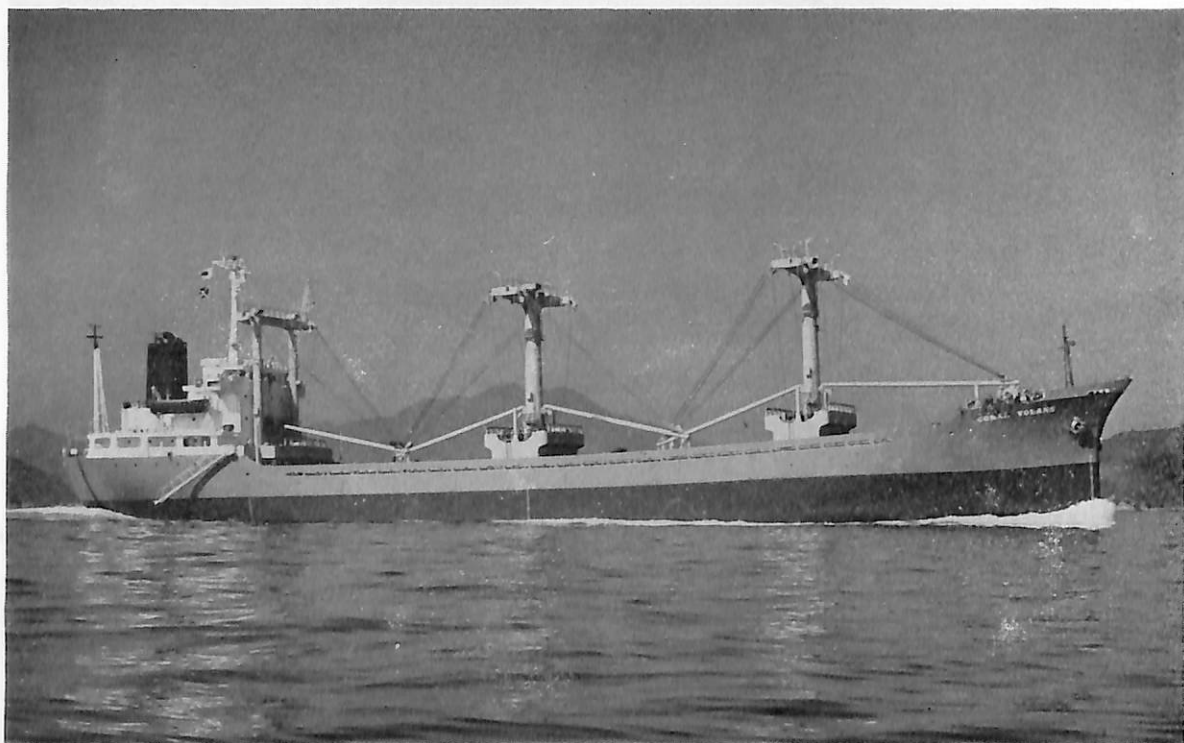
旭硝子

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

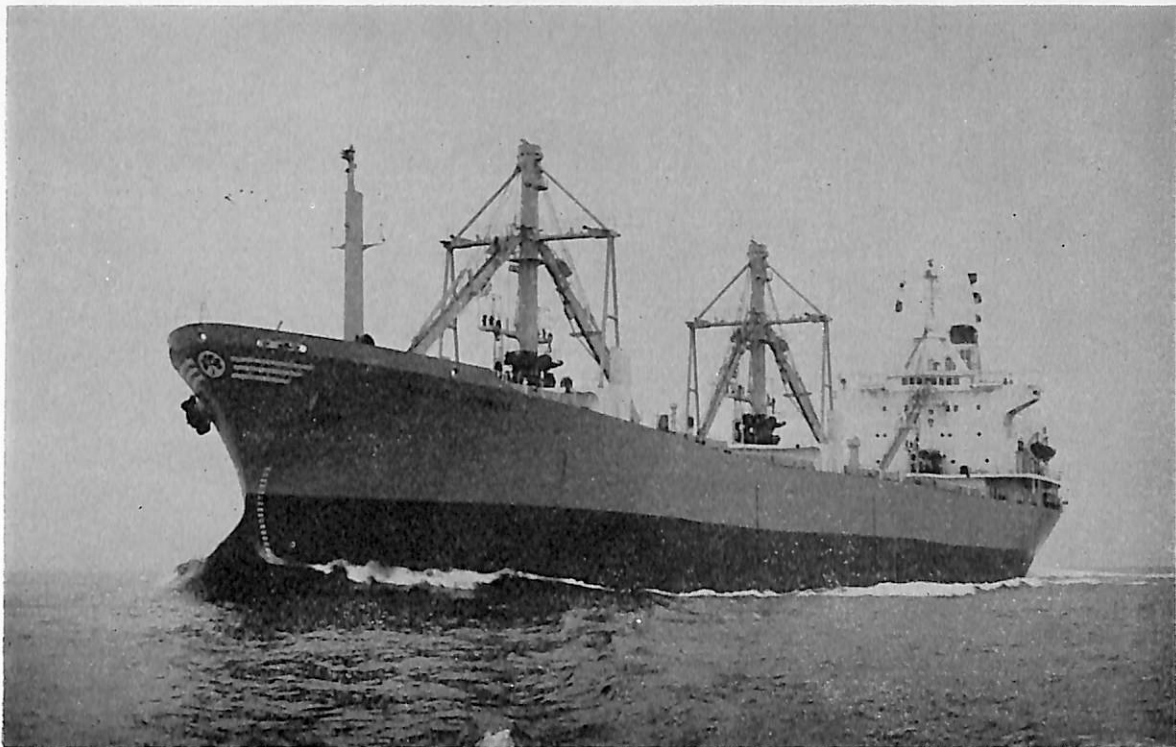
カタログ請求券
船舶②



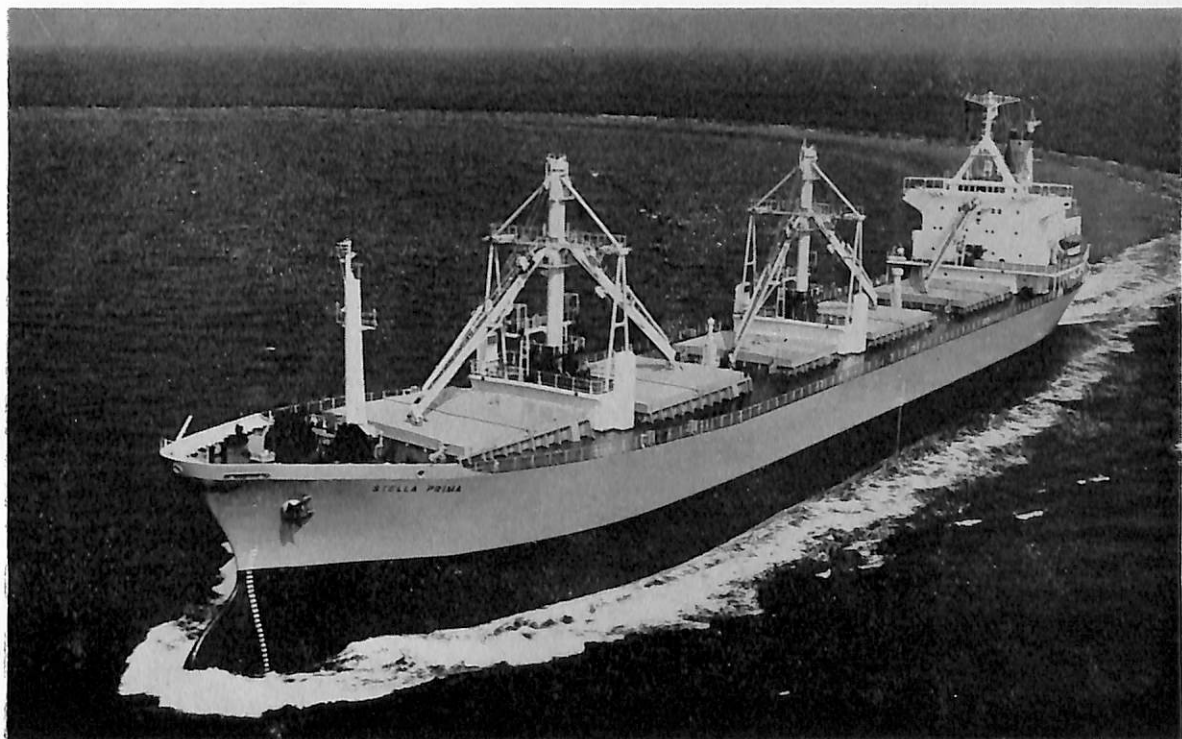
KAPOR (貨物船) 船主 Kapor Shipping Incorporated (リベリア) 造船所 渡辺造船株式会社
 総噸数 4,804.72噸 純噸数 3,046.96噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 7,898.11噸 全長 115.65m 長(垂) 107.10m 幅(型) 17.40m 深(型) 8.70m 吃水 7.003m 満載排水量 10,271.01噸 凹甲板船 主機 神戸発動機6UET 45/80 D型ディーゼル機関1基 出力 3,825PS×218RPM 燃料消費量 15.2t/d 航続距離 10,000海里 速力 13ノット 汽罐 クレイトンWHO-50型 発電機 250KVA×445V×2台 貨物倉(ベール) 10,220.92m³ (グレーン) 10,695.39m³ 清水倉 516.62m³ 燃料油倉 627.27m³ 乗員 34名 工期 48-5-16, 48-8-31, 48-10-14



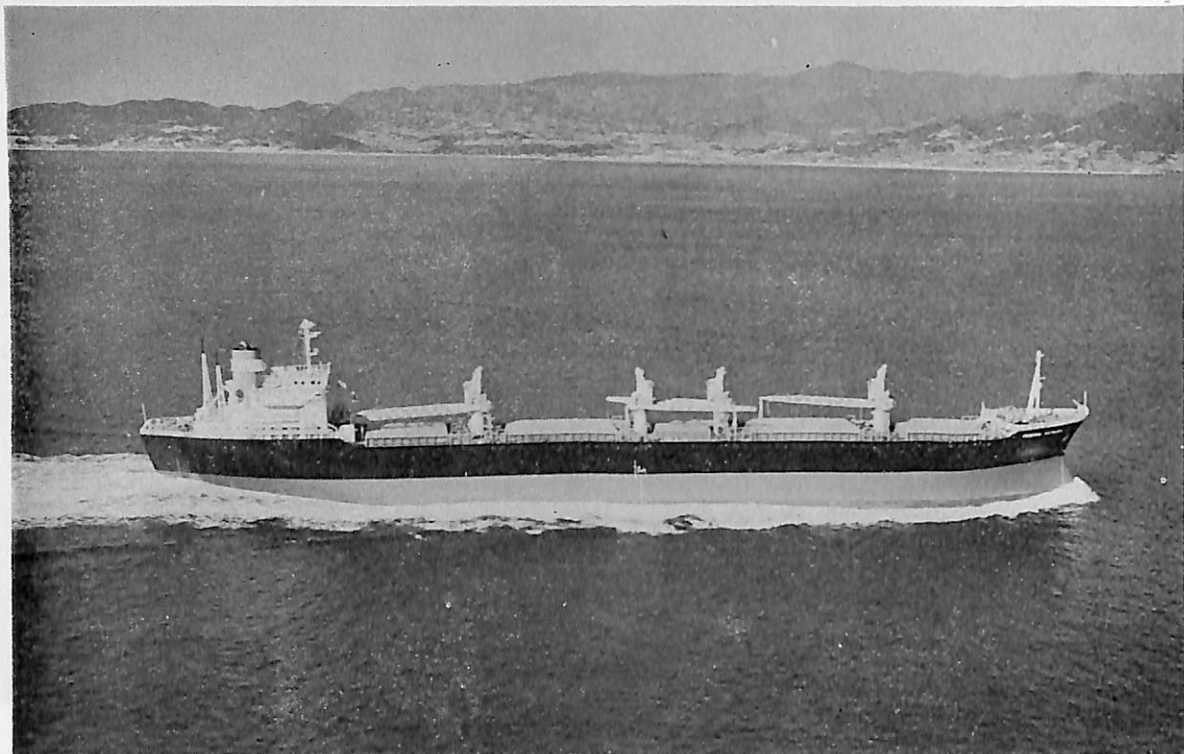
CORAL VOLANS (貨物船) 船主 Overseas Carriers Inc. (リベリア) 造船所 渡辺造船株式会社
 総噸数 4,619.31噸 純噸数 2,892.17噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 8,303.19噸 全長 117.90m 長(垂) 110.00m 幅(型) 18.00m 深(型) 9.00m 吃水 7.215m 満載排水量 11,134.45噸 凹甲板船 主機 神戸発動機7UET 45/800型ディーゼル機関1基 出力 4,250PS×218RPM 燃料消費量 17.2t/d 航続距離 12,500海里 速力 13.00ノット 汽罐 700kg/h×7.0kg/cm²×1台 発電機 445V×250KVA×2台 貨物倉(ベール) 9,869.47m³ (グレーン) 10,139.28m³ 燃料油倉 774.39m³ 清水倉 458.56m³ 乗員 35名 工期 48-7-5, 48-10-13, 48-11-30



ANANGEL HAPPINESS (貨物船) 船主 Anangel Happiness Compania Naviera S.A (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・東京工場 総噸数 13,630.78噸 純噸数 9,829噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 22,628噸 全長 164.33m 長(垂) 155.448m 幅(型) 22.86m 深(型) 13.56m 吃水 9.848m 平甲板船 主機 IHI-ピールスチック16PS-2V型ディーゼル機関1基 出力 7,200PS×482RPM 燃料消費量 33.7t/d 航続距離15,000海里 速力 15.0ノット 汽罐 Vertical Smoke-tube型 発電機 310KW×450V, AC×2 貨物倉(ベール)29,843.2m³ (グリーン) 30,801.0m³ 清水倉 201.40m³ 燃料油倉 1,389.6m³ 乗員 27名 工期 48-5-25, 48-8-1, 48-10-4



STELLA PRIMA (貨物船) 船主 Star Marine Corpration. (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・東京工場 総噸数 13,230.42噸 純噸数 9,450噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 22,860噸 全長 164.33m 長(垂) 155.448m 幅(型) 22.86m 深(型) 13.56m 吃水 9.848m 主機 IHI-ピールスチック16PS-2V型ディーゼル機関1基 出力 7,200PS×482RPM 燃料消費量 33.7t/d 航続距離 15,000海里 速力 15.0ノット 汽罐 8.5kg/m³ G, 2.5t/H 発電機 310KWA C 450V×2 260KWA C 450V×1 貨物倉(ベール) 29,843.2m³ (グリーン) 30,801.00m³ 清水倉 201.40m³ 燃料油倉 1,389.6m³ 乗員 35名 工期 48-6-27, 48-9-10, 48-11-6



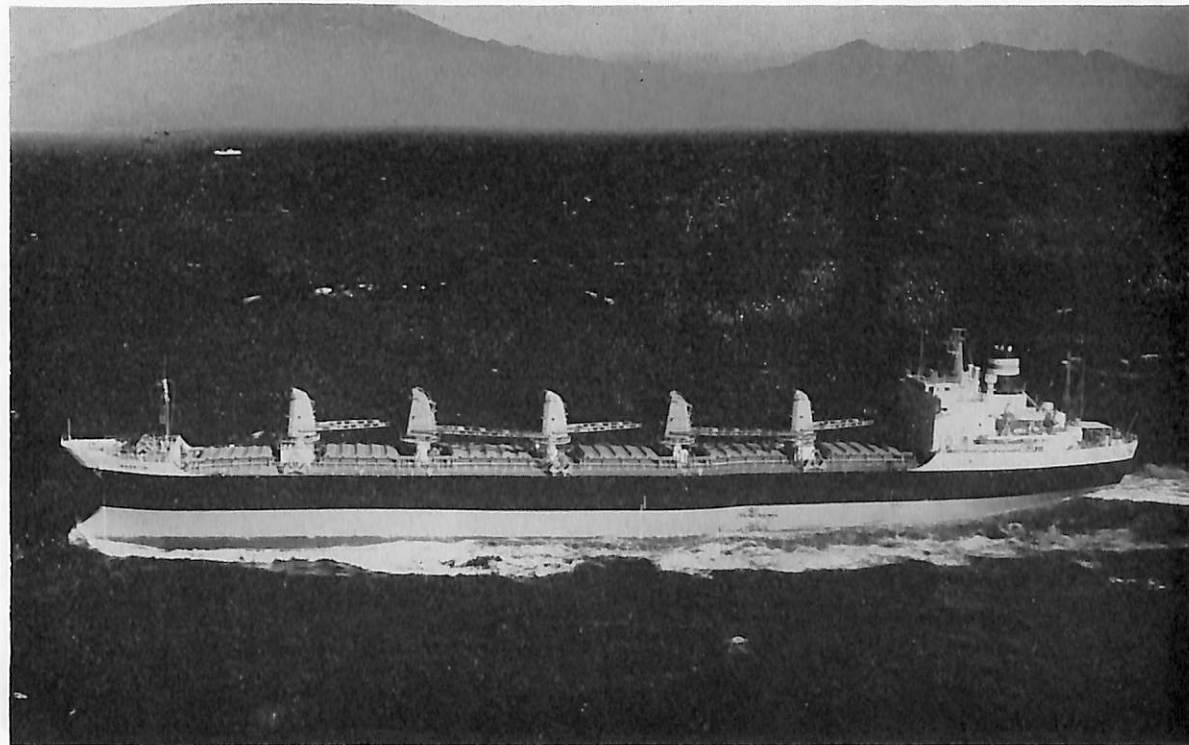
FEDERAL KATSURA (ばら積貨物船) 船主 Far Eastern Shipping Ltd. (リベリア) 造船所 株式会社大阪造船所 総噸数 19,831.03噸 純噸数 13,973噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 34,173噸 全長 185.50m 長(垂) 175.00m 幅(型) 26.00m 深(型) 15.50m 吃水 11.151m 満載排水量 41,764噸 凹甲板船 主機 三菱スルザー 6 RND76型ディーゼル機関1基 出力 10,800PS×117.8RPM 燃料消費量 43.2t/d 航続距離 16,400海里 速力 15.0ノット 汽罐 コクラン型 7kg/cm² 1台 発電機 AC450V, 500KVA 3台 貨物倉(ベール) 41,281m³(グリーン) 44,729m³ 清水倉 430.7m³ 燃料油倉 2,572.8m³ 乗員 38名 工期 48-8-1, 48-10-19, 48-12-28



MARITIME WINNER (ばら積貨物船) 船主 InterOcean Transport, (パナマ) 造船所 佐野安船渠株式会社 総噸数 22,296.93噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 41,094噸 全長 183.675m 長(垂) 173.00m 幅(型) 27.60m 深(型) 17.00m 吃水 12.107m 凹甲板船 主機 住友スルザー 7 RND76型ディーゼル機関1基 出力 14,000 PS×122RPM 航続距離 15,000海里 速力 15.0ノット 汽罐 コクラン罐 7kg/cm²×1 発電機 AC510KVA×450V×3 貨物倉(ベール) 44,949.4m³ (グリーン) 53,674.6m³ 乗員 45名 工期 48-6-21, 48-10-11, 48-12-21



STAR NESTOR (ばら積貨物船) 船主 Seneca Shipping Corp., Inc. (ギリシャ) 造船所 函館ドック・函館造船所 総噸数 14,667.27噸 純噸数 9,124.98噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 26,940Lt 全長 177.94m 長(垂) 167.80m 幅(型) 22.86m 深(型) 14.71m 吃水 10.697m 満載排水量 33,313Lt 凹型甲板船 主機 IH I スルザー 6 RND76型ディーゼル機関1基 出力 10,800PS×117.8RPM 燃料消費量 40.8t/d 航続距離 14,550海里 速力 15.2ノット 汽罐 1,200kg/h×7 kg/cm²×1 発電機 AC550KVA(440KW)×3 貨物倉(ベール) 32,284m³ (グリーン) 32,639m³ 清水倉 282m³ 燃料油倉 2,017m³ 乗員 48名 工期 48-6-20, 48-9-22, 49-1-10



WARRIOR (ばら積貨物船) 船主 The Charente Steam-Ship Co. Ltd (英) 造船所 日本鋼管・清水造船所 総噸数 16,317.14噸 純噸数 10,482.08噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 27,565噸 全長 174.092m 長(垂) 164.592m 幅(型) 22.860m 深(型) 14.707m 吃水 10.977m 満載排水量 34,104噸 凹型甲板船 主機 住友スルザー 6 RND76型ディーゼル機関1基 出力 10,800PS×118RPM 燃料消費量 42 t/d 航続距離 14,800海里 速力 15.2ノット 汽罐 豎型煙管式 発電機 AC450V, 420KW×3 貨物倉(ベール) 29,398.1m³ (グリーン) 36,117.8m³ 清水倉 208.7m³ 燃料油倉 2,113.5m³ 乗員 36名 工期 48-6-26, 48-9-21, 48-12-21



高山丸 (油槽船) 船主 日本郵船株式会社・八馬汽船株式会社 造船所 石川島播磨重工業横浜工場
 総噸数 117,178.36噸 純噸数 85,915.22噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 233,399.00噸 全長 317.00m 長(垂)
 300.0m 幅(型) 50.0m 深(型) 27.0m 吃水 20.733m 平甲板型 主機 I H I - クロスコンパウンドコンベシ
 ョナル型タービン×1 出力 33,000PS×80RPM 燃料消費量 170t/d 航続距離 17,000海里 速力 16.0ノット
 汽罐 I H I - F W モノウォール型×2 発電機 AC1,500KW×2, AC750×1 貨油倉 278,879.89m³ 清水倉 420.9
 m³ 燃料油倉 9,092.94m³ 工期 48-1-16, 48-6-23, 48-9-28

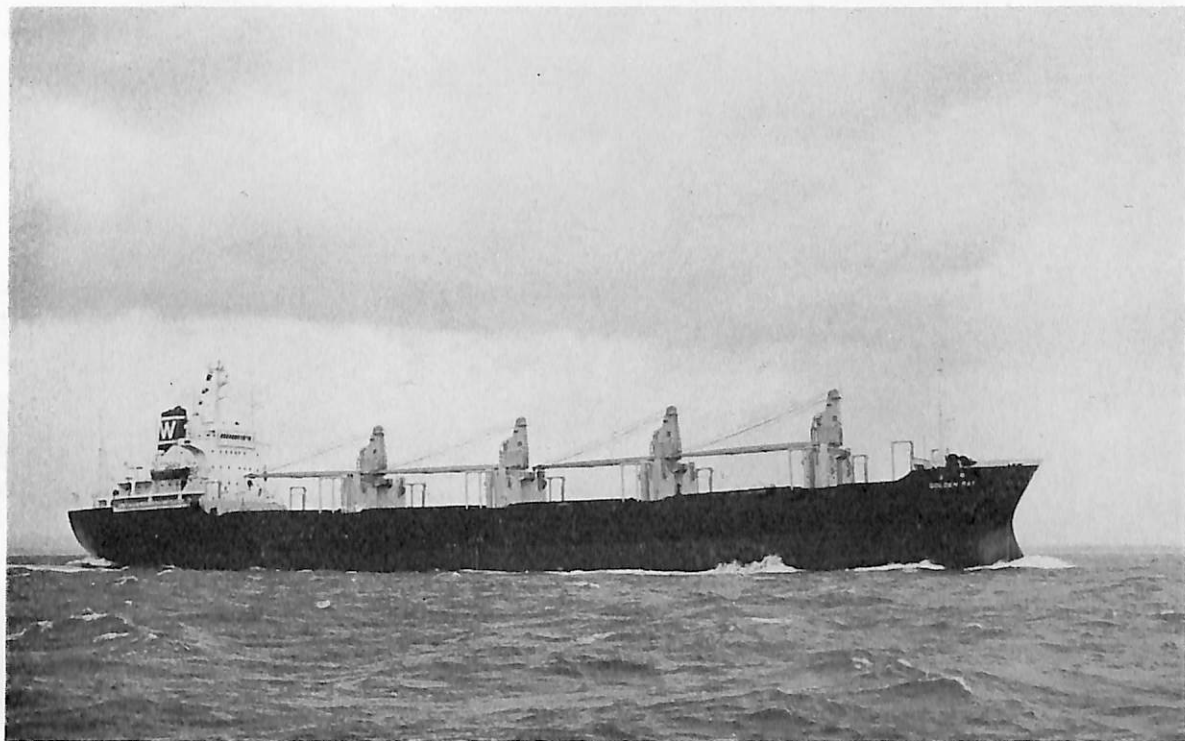


ESSO SHIMIZU (油槽船) 船主 Esso Tankers Inc. (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・相生工場
 総噸数 17,218.02噸 純噸数 10,581噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 29,634噸 全長 170.00m 長(垂) 162.00m
 幅(型) 26.00m 深(型) 14.35m 吃水 10.986m 凹甲板船 主機 I H I スルザー 7 R N D 型68型ディーゼル機
 関1基 出力 11,500PS×150RPM 燃料消費量 37.7t/d 航続距離 19,300海里 速力 15.80ノット 発電機 A
 C610KW×450V×3 貨油倉 38,275.4m³ 清水倉 428.7m³ 燃料油倉 C2,139.4 m³, A221.4m³ 乗員 35名 工期
 48-2-19, 48-6-6, 48-10-23

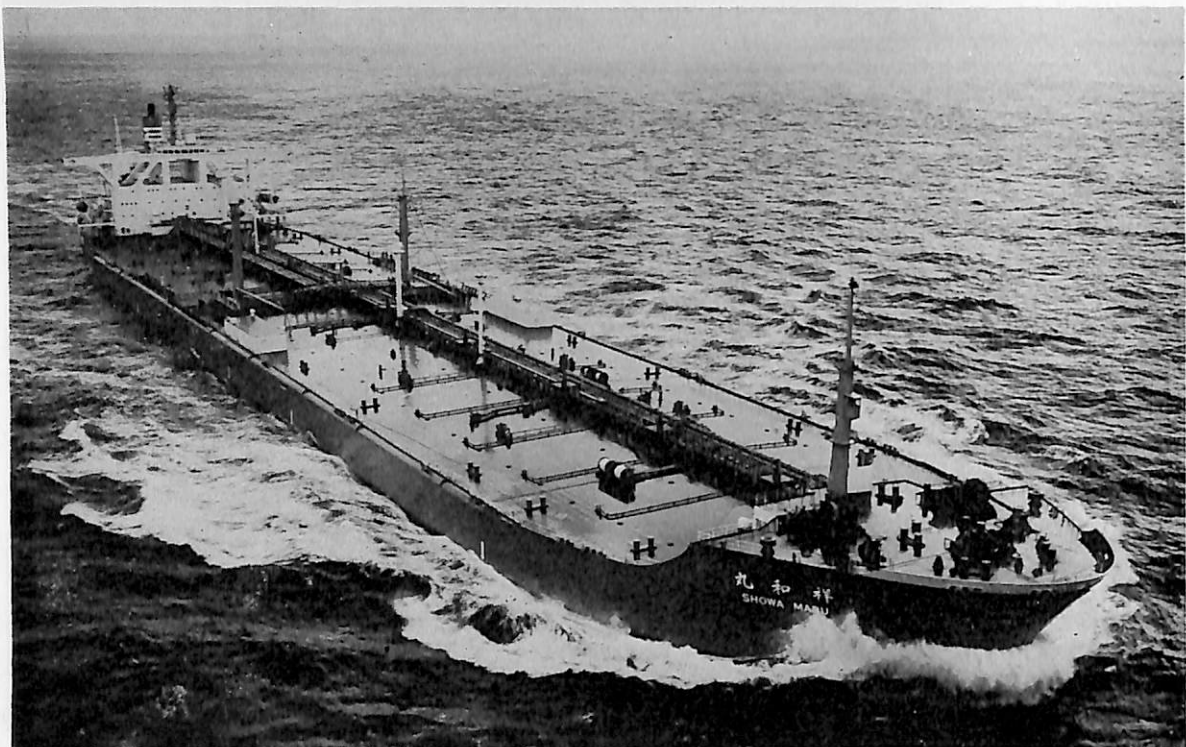


URFA (ばら積貨物船) 船主 D.B.Turkish Cargo Lines (トルコ) 造船所 株式会社名村造船所

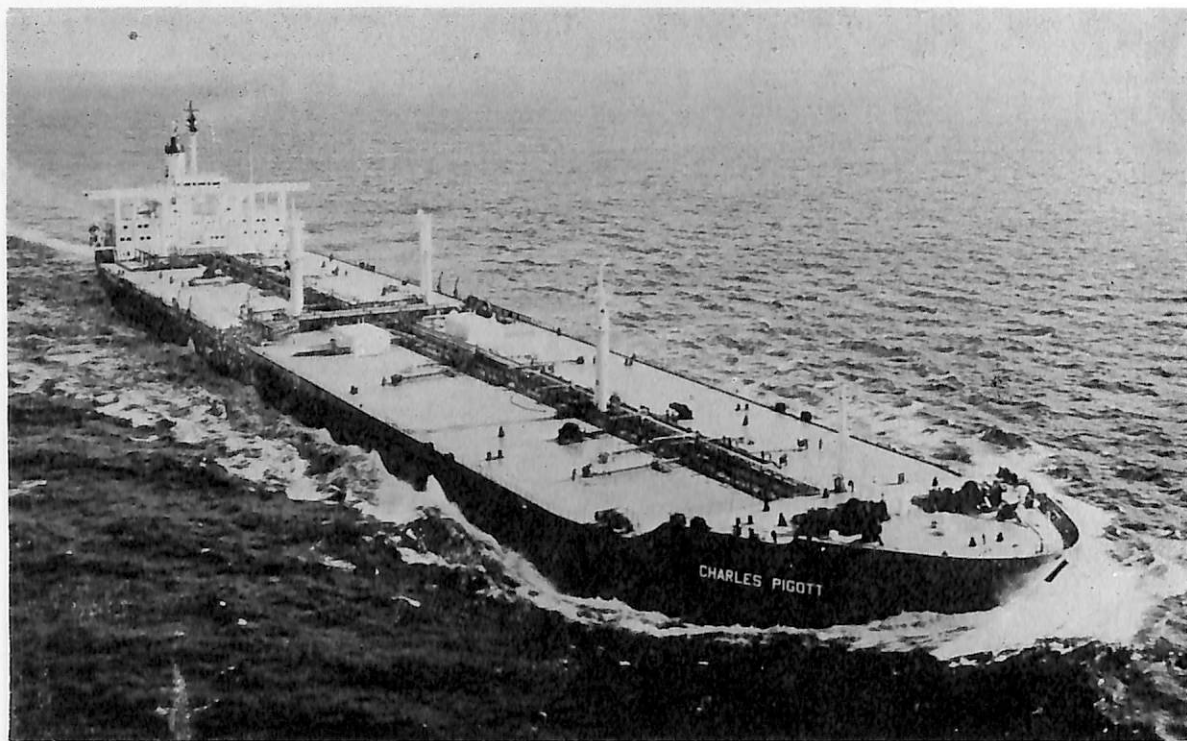
総噸数 16,964.24噸 純噸数 11,079噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 27,003噸 全長 177.03m 長(垂) 167.00m 幅(型) 22.90m 深(型) 14.50m 吃水 10.405m 満載排水量 33,497噸 凹甲板型 主機 三菱スルザー7 RND 型ディーゼル機関1基 出力 9,820PS×142RPM 燃料消費量 C 37.4, A 1.9t/d 航続距離 15,800海里 速力 15ノット 汽罐 コ克蘭ボイラ 7 kg/cm²×169.6°C, 1200kg/h 発電機 AC60Hz, 437.5KVA, 450V×3 貨物倉(ベール) 32,552m³ (グレーン) 34,204m³ 清水倉 161.0m³ 燃料油倉 1,888.7m³ 乗員 41名 工期 48-6-7, 48-9-7, 48-11-27



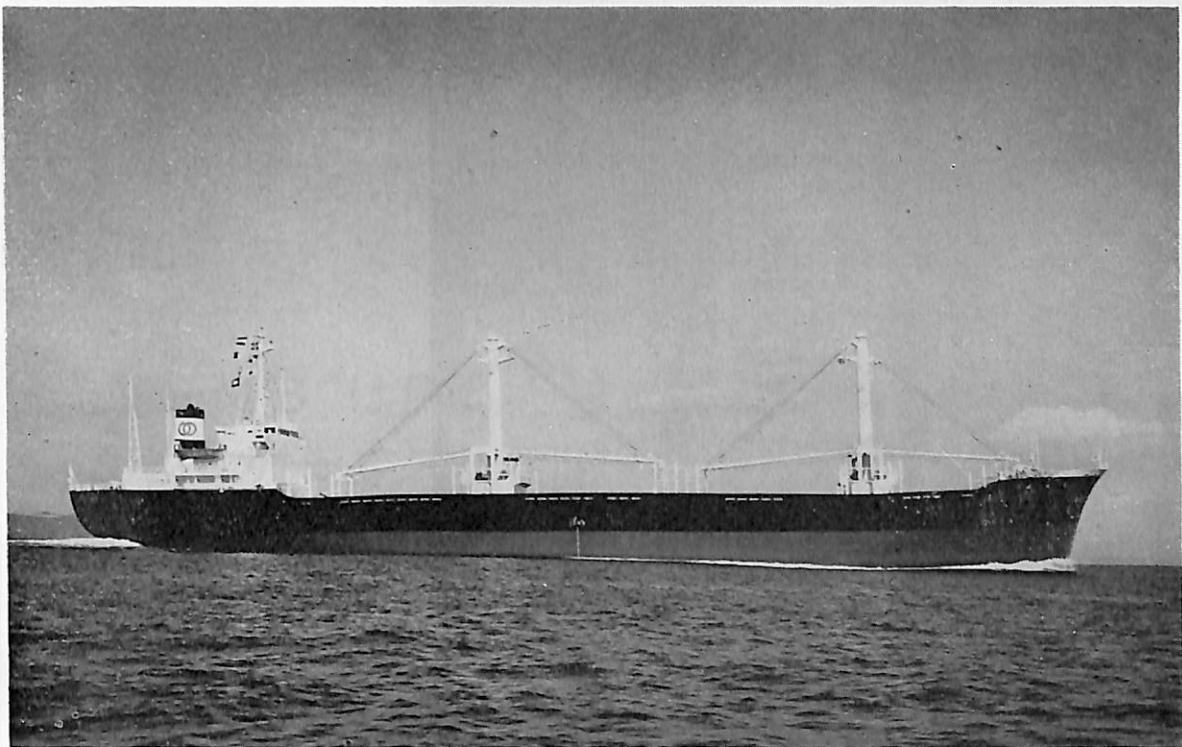
GOLDEN RAY (木/ばら積貨物船) 船主 Liberian Robin Transports, Inc. (リベリア) 造船所 林兼造船株式会社 下関造船所 総噸数 15,411.91噸 純噸数 10,464.71噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 26,563.3Lt 全長 171.95m 長(垂) 160.00m 幅(型) 25.00m 深(型) 14.10m 吃水 10.278m 満載排水量 33,897.6Lt 凹甲板船 主機 三菱スルザー7 RND-68型ディーゼル機関1基 出力 10,400PS×145RPM 燃料消費量 40t/d 航続距離 14,000海里 速力 14.25ノット 発電機 AC450V, 500KVA×3 貨物倉(ベール) 34,328m³ (グレーン) 35,112m³ 清水倉 427m³ 燃料油倉 1,972m³ 乗員 48名 工期 48-5-30, 48-9-3, 48-12-21 設備 22t デッキクレーン×4台



祥和丸 (油槽船) 船主 太平洋海運株式会社, 日本郵船株式会社 造船所 三菱重工業・長崎造船所 総噸数 116,136.76噸 純噸数 90,356.76噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 237,698噸 全長 321.82m 長(垂) 304.00m 幅(型) 52.40m 深(型) 25.70m 吃水 19.8475m 船首楼付平甲板船 主機 三菱舶用パッケージド減速装置付タービン 出力 34,000PS×90RPM 燃料消費量 166.5t/d 航続距離 16,000海里 速力 15.80ノット 汽罐 三菱CE, V2M-8 W型×2 発電機 AC 450V×1,400KW×1 貨油倉 289,267.3m³ 清水倉 760.1m³ 燃料油倉 8,192.3m³ 乗員 34名外7名 工期 48-4-11, 48-8-31, 48-12-21 同型船 鳥取丸



CHARLES PIGOTT (油槽船) 船主 Chevron Navigation Corporation (リベリア) 造船所 三菱重工業・長崎造船所 総噸数 118,220噸 純噸数 100,295噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 264,135噸 全長 338.629m 長(垂) 320.00m 幅(型) 53.60m 深(型) 26.40m 吃水 67'-5" 船首楼付平甲板船 主機 三菱2段減速装置付タービン 出力 34,000PS×90RPM 燃料消費量 165.5t/d 航続距離 23,300海里 速力 15.4ノット 汽罐 三菱CE, V2M-8 W型 発電機 AC 450V×1,500KW×1 貨油倉 320,552.1m³ 清水倉 372.5m³ 燃料油倉 12,296.6m³ 乗員 40名外10名 工期 48-5-29, 48-9-8, 48-12-20 同型船 PAUL L. FAURNET



香 椎 丸 (貨物船) 船主 株式会社丸二商会・日之出汽船株式会社 造船所 尾道造船株式会社
 総噸数 10,417.35噸 純噸数 6,822.97噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 17,108.00噸 全長 154.10m 長(垂) 142.50
 m 幅(型) 22.20m 深(型) 12.10m 吃水 9.02m 満載排水量 21,979.00噸 凹甲板船 主機 三井B&W 6K62EF
 型ディーゼル機関1基 出力 7,600PS×140RPM 燃料消費量 30.8t/d 航続距離 13,563海里 速力 14.6ノット
 汽罐 コクランコンボジット型 発電機 320KW×3 貨物倉(ベール) 22,917.25m³ (グリーン) 21,497.53m³
 清水倉 2,732.96t 燃料油倉 1,254.15t 乗員 30名 工期 48-5-22, 48-8-31, 48-11-24



VERA VENTURE (貨物船) 船主 Croation Carriers Inc. (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・東京工場
 総噸数 13,246.31噸 純噸数 9,376.07噸 遠洋 船級 NV 載貨重量 22,586噸 全長 164.33m 長(垂) 155.44m
 幅(型) 22.86m 深(型) 13.56m 吃水 9.855m 主機 I H I - ビールスチック16PC-2 V型ディーゼル機関
 1基 出力 7,000PS×482RPM 燃料消費量 33.7t/d 航続距離 15,000海里 速力 15.0ノット 汽罐 Vertical
 Smoke-tube Type×1 発電機 310KW×450V×3 貨物倉(ベール) 29,843.2m³ (グリーン) 30,801.0m³ 清水
 倉 201.4m³ 燃料油倉 1,389.6m³ 乗員 33名 工期 48-4-23, 48-6-25, 48-9-11



MEYNELL (ばら積貨物船) 船主 Peninsular & Orient Steam Navigation Company (英) 造船所 三菱重工業・広島造船所 総噸数 69,910.72噸 純噸数 44,419.26噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 129,390噸 全長 261.00m 長(垂) 247.00m 幅(型) 40.60m 深(型) 24.00m 吃水 17.616m 満載排水量 150,385噸 主機 三菱スルザー 8 RND90型ディーゼル機関 1基 出力 20,880PS×118RPM 燃料消費量 75.4t/d 航続距離 23,200海里 速力 15.5ノット 汽罐 コ克蘭型 2,500kg/h×1 発電機 AC450,60Hz 850KVA×3 貨物倉 (グレーン) 139,967.2m³ 清水倉 628.2m³ 燃料油倉 6,616.3m³ 乗員 56名 工期 48-6-26, 48-9-25, 48-12-21 同型船 NAESS PATRIOT



MARITIME JUSTICE (ばら積貨物船) 船主 Adelante Compania Naviera, S.A. (パナマ) 造船所 株式会社大阪造船所 総噸数 19,723.64噸 純噸数 13,862噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 34,196噸 全長 185.500m 長(垂) 175.000m 幅(型) 26.000m 深(型) 15.500m 吃水 11.151m 満載排水量 41,748噸 凹甲板船 主機 三菱スルザー 7 RND68型ディーゼル機関 1基 出力 10,395PS×144.8RPM 燃料消費量 41.9t/d 航続距離 16,460海里 速力 14.6ノット 汽罐 コフラン型 7kg/cm² 1台 発電機 AC450V 415KVA×3台 貨物倉(ベール) 41,242m³ (グレーン) 42,595m³ 清水倉 432.4m³ 燃料油倉 2,164.9m³ 乗員 45名 工期 48-6-29, 48-9-18, 48-11-27

オランダ水槽試験所 (NSMB) への諸試験委託について、ご便宜を計ります。

“NSMB”は優れた設備と研究員による、迅速なサービスで定評があり、下記施設を備えております。

- (1) Deep Water Basin
- (2) Cavitation Tunnel
- (3) Seakeeping Basin
- (4) Shallow Water Basin
- (5) Wave and Current Basin
- (6) High Speed Basin
- (7) Computer Center
- (8) Manoeuvring Simulator
- (9) Depressurized Towing Tank

ご用命は下記へご連絡下さい。



オランダ水槽試験所日本総代理店

極東マック・グレゴーク株式会社

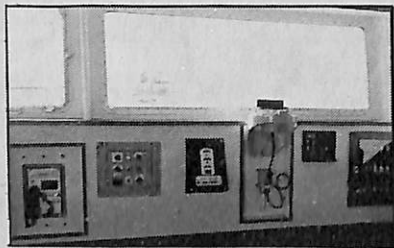
本社 東京都中央区八丁堀 2 丁目 7 番 1 号 (大石ビル)
電話 東京 (03) 552 代表 5101 番
神戸営業所 神戸市生田区海岸通 2 丁目 3 番 3 (朝日ビル)
電話 神戸 (078) 391 代表 8864 番



舶用対地・対水速度測定装置

Navigation & Docking System

海上電機のドップラーナビゲーターはcm単位の精度で船速を測定し、その測定結果はブリッジとブリッジ両ウイングの3ヶ所の指示器によって船速および船の移動方向を表示します。そのため超大型船舶の港湾内や海峡、浅海域での操船の合理化、安全かつ能率的な航行に欠くことのできない装置です。



海上電機株式会社

本社／東京都千代田区神田錦町1-19

東京支店／千代田区内神田3-4-4

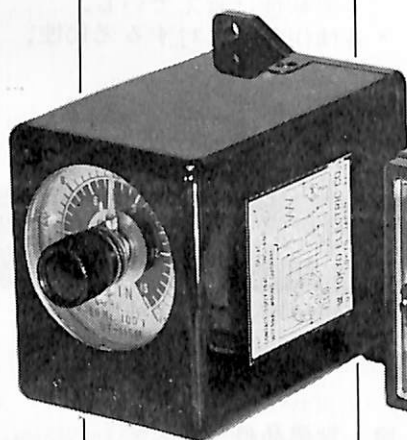
TEL 03(254)0411(代)

札幌011(251)0350・仙台0222(57)0370・清水0543(52)5181・神戸078(391)4301・下関0832(23)3161・長崎0958(21)5321

造船、産業用の自動制御回路に 高信頼性を発揮！

ロイド船級規格を取得した

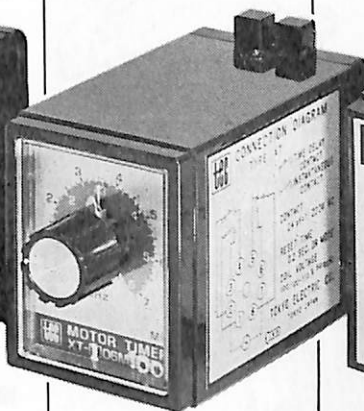
TECのタイマ



小型モータ・タイマ
U T形

《主な特長》

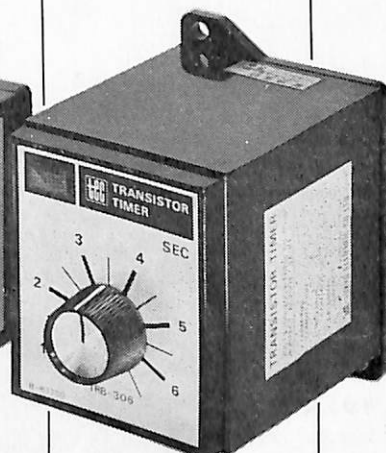
- ①動作指針付で、プラグインタイプのため、動作が明確で取扱いが容易である。
- ②6秒計より、24時間計まで13機種そろっており、直付、埋込み形の両タイプが有る。
- ③限時接点が、1011aと豊富である。



小型モータ・タイマ
X T形

《主な特長》

- ①JIS-C4551に 完全に準拠しており、直付形は表面取付台にワンタッチで取付けられる。
- ②動作指針付きの表示部が大きい斬新なデザイン。
- ③6秒計より、24時間計まで13機種そろい直付、埋込み形の両タイプがある。



トランジスタ タイマ
T R形

《主な特長》

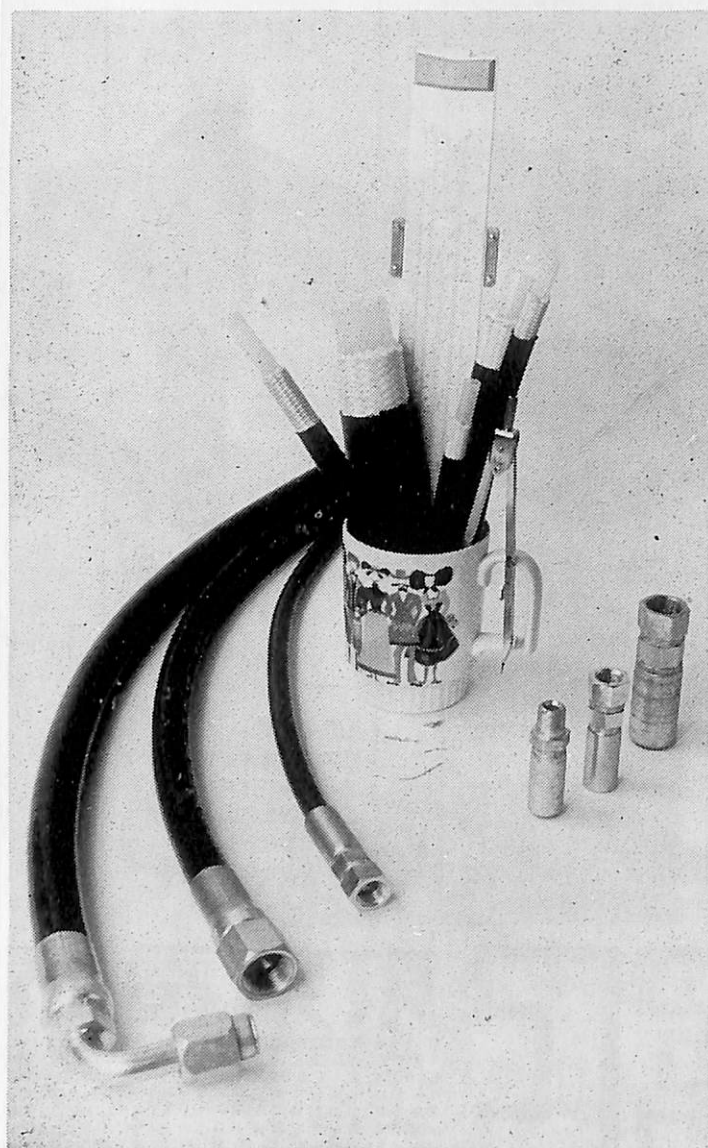
- ①直読目盛ダイヤルの動作表示ランプ付きである。
- ②CR遅延回路にタンタルコンデンサとシリコントランジスタを採用した短時間計である。

TEC 東京電機

※カタログ請求は
もよりの営業所へ

本 社 東京都千代田区内神田1-14-10 TEL(03) 292-1011
大阪支店 大阪市北区西堀川町1-8 TEL(06) 362-6101
名古屋支店 名古屋市中区宮西町1-1 TEL(052)733-0411
福岡支店 福岡市中央区警固2-1 TEL(092)771-4381
広島支店 広島市横川新町1-4-2 TEL(0822)92-3422
三島営業所 静岡県三島市南町6-78 TEL(0559)71-7111
浜松営業所 浜松市板屋町2-8 TEL(0534)52-6196
新潟営業所 新潟市米山3-5-1 TEL(0252)46-2346
金沢支店 金沢市増泉2-18-10 中野ビル TEL(0762)43-3244

優秀な造船技術者が
油圧回路の設計を考える時
いつでも
シフレックスホースが
そこにある



■ 特 長

- 各種ホースに比し超高压で且つ柔軟性に富んでいる。
- 各種作動油に対する老化性、疲労性が少ない。
- 各種作動油を汚さない。
- 耐候性に優れている。
- 耐油圧衝撃性に優れている。
- 軽量である。
- 各種配管が美しく仕上る。

■ 用 途

甲板機械用、および油圧制御装置回路

■ 営業品目

油圧用……シフレックスホース
空圧用……シフレックスN2チューブ
空気計装用……テフロ
テカボン“1300”



ニッタ・ムラ・カンパニー

本 社 大阪市東区博労町4丁目30
TEL (06) 251-5631(大代)
工 場 奈良県大和郡山市池沢町172
TEL (07435) 6-1261(代)



新田ベルト株式会社

本 社 大阪市東区博労町4丁目30
TEL (06) 251-5631(大代)
東京支店 東京都中央区銀座8丁目2番1号
TEL (03) 572-2301(代)
名古屋支店 名古屋市中村区広小路西通2丁目18
TEL (052) 586-2121(代)
札幌営業所 札幌市中央区北一条西7丁目1
TEL (011) 241-0858(代)
福岡営業所 福岡市中央区天神5丁目5番4号
TEL (092) 74-4546(代)
北陸出張所 金沢市昭和町14番28号
TEL (0762) 65-6235(代)
広島出張所 広島市上東雲町15-19
TEL (0822) 81-7350
富士サービスセンター 静岡県富士市横割1丁目1-22
TEL (0545) 61-7752

NSO海洋無公害化宣言!



汚染防止への志向が独特の機構をつくりあげました。

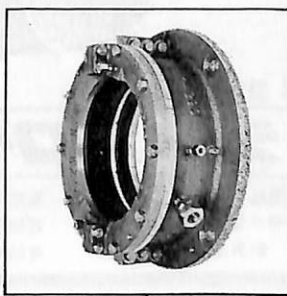
従来、グラウンドパッキン方式が採用されていた海水潤滑用船尾管軸封装置（軸径100～800φ）に、NSOでは厳しい諸条件の中で、すでに限界となったこの方式に変えて、メカニカルシールタイプのスタンチューブシールEVKを開発いたしました。

NSOもちまへの高度なシールエンジニアリングを駆使したEVKは、すでに耐用期間の長期化はもちろんのこと、海洋汚染防止へと着実な成果を積み重ねています。

4 Big Points of EVK

- 従来の軸摺動タイプとは異り密封摺動方式を採用、摺動材にはエラストマー及び金属からなる独特な端面シールを使用し、スリーブライナーの損傷防止、さらに封水・漏洩対策に万全を期しています。
- ケーシングなど構造材を、すべて2分割できる方式をとっていますので、推進軸を抜くことなく換装できます。
- スクリュー側には、緊急時や洋上補修時に海水の浸入を防ぐため、インフレイタブルシール装置（膨脹式非常装置）が装着されています。
- 構造及び作動原理が簡単なため、グラウンド方式と同程度のコストで装着でき、デッドスペースの削減にもうってつけです。

NSO
スタンチューブ
シール
EVK



製造元

NSO

日本シールオール株式会社

販売元

NOK

日本オイルシール工業株式会社
105東京都港区芝大門1-12-15 電話 (03) 432-4211 大代表

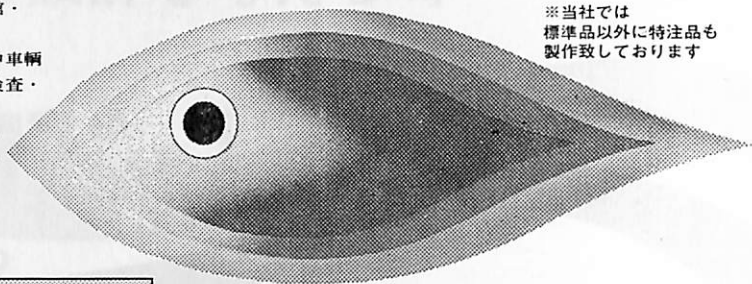
現在、そして未来産業に活躍する水中灯

沖縄海洋博に活躍する水中灯

〔用途〕

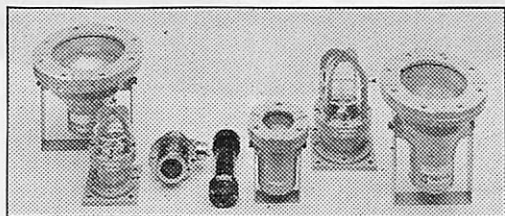
- 一般用—噴水・プール・池・水族館・水中撮影・集魚用
- 工業用—水中工事・水中設備・水中車輦・水中サルベージ・水中検査・水中調査
- 海洋用—海中作業基地・海中公園・水中展望塔・潜水調査船・海中土木構築物

※当社では標準品以外に特注品も製作致しております



〔特長〕

- 器具の機構は従て工業用を基準にしてありますから堅牢な仕上となっており、耐圧は抜群です
- 完全な気密構造のため、定格内の御使用の場合は水が浸水するようなことは絶対になく、また電気的特性も安心して使用できます
- 内蔵ランプの取替えは容易におこなうことができ、保守点検も簡単です
- ほとんどの機種は色フィルターの交換によりエフェクトライティングが容易にできます
- シリーズ化されていますから、スポットからワイドフラッドまで選択でき、ディフュージョン効果やフォーカシング効果が色々と選定できます
- 技術がすみずみまで生かされており、安心して御使用していただけます



竹中ピカ工業株式会社

本社 京都市東山区山科園ノ宮南野町8の1 〒607
TEL京都(075)581-7118(代表)
電報 キョウトヒガシヤマヤマシナ「タケナカピカ」

東京営業所 東京都世田谷区北島山町9-2-4 〒157 TEL(03)307 3934(代表)
工場 大津市追分町57 〒520 TEL(0775)22 7651(代表)

誌名記入の上
カタログを
御請求下さい

技術のナカシマ

世界の海に活躍するナカシマスプロペラ

■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、各種銅合金鑄造品・船尾
装置一式

■新開発システム

○キーレスプロペラ

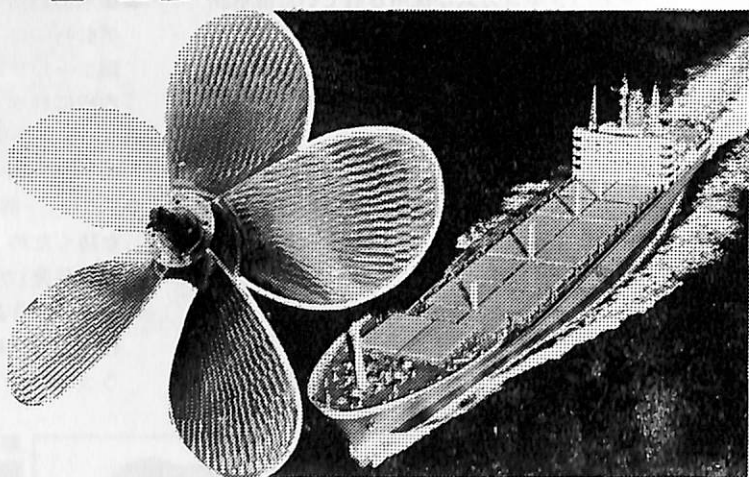
キーなしのシャフトにプロペラを油圧にて装着する新方式
取付・取外し簡便

○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



ナカシマスプロペラ株式会社

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 大阪市西区靱本町2丁目107 新興産ビル 〒550 電話(06)541-7514(代) TELEX 525-6246 NKPROPOS

YKK型船舶厨房調理機器

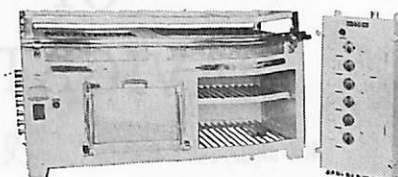
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

ライスボイラー

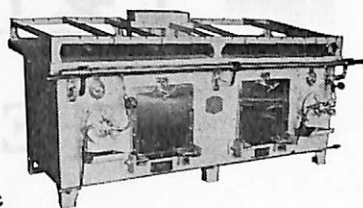


電気式湯沸器

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・水濾器・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・パン醗酵器
電気式魚焼器・スープボイラー・ディスプレイー
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。

天然社編 船舶の写真と要目 第21集 (1973年版)

昭和48年12月刊行 B5版上製画入 要目206頁 写真56頁 定価3,500円(〒200)

第20集以後—昭和47年8月~48年7月における2,000トン以上の新造船206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および全景写真をもつ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〕 あるかす、ましう、えりも丸、あるばとろす、ごうでん おきなわ、フェリー、すみよし、おりおん、いせ丸、あるなす、にちなん丸、新さくら丸、おきな丸、さるび丸
〔貨物船〕 セーぬ丸、しわく、ほうらい丸、東興丸、新川丸、金陽丸、ころんび丸、秀和丸、妙見丸、新宝丸、正龍丸、エイシェン フェニックス
〔油槽船〕 瀬田川丸、高倉山丸、高宮丸、宗珠丸、豊光丸、龍光丸、鳥取丸、清和丸、大光丸、高城山丸、海光丸、帝光丸、流春丸、東榮丸、ばしふいっく
ころな、第五福原丸、第八福若丸、ぐらんだあ、泰興丸、神裕丸、第一屋宝丸
〔散積貨物船〕 御昭丸、新雄丸、鯉光丸、香取丸、神津丸、茨城丸、豊光丸、紀国丸、第二中興丸、菱東丸、渡島丸
〔特殊貨物船〕 宇佐丸、熱田丸、あらふら丸、ばしふいっく丸、万喜川丸、山鶴丸、大津川丸、鎮和丸、こーかさ丸、八戸丸、乾豪丸、べらざのぶりっじ、にゅーよーく丸、黒部丸、にゅーじゃー丸、東米丸、ジャパン アンブローズ、ばしふいっく あろ、白山丸、かすけーど丸、豊陽丸、金寿丸、ジャパン プラム、さんたかたり丸、第七ぶりん丸、SUN DIAMOND、相模丸、泰光丸、第三旭光丸、いそかぜ丸、大真丸、第八十七大盛丸、第一日本丸丸、さくら丸、MARIVELES
〔特殊船〕 銀河丸、第五天洋丸、第三天洋丸、吉野丸

輪出船

〔客船〕 海陽、CEBU CITY
〔貨物船〕 OCEAN HARVEST, ACROPOLIS, ALKYONIS, UNION BRILLIANCY, BUNGA ANGSA, MERRY CAPTAIN, BUNGA SEROJA, SPES, FORTUNE VENTURE, SEA BIRD, PERICLES HALCOUSSIS, EVER PIONEER, OCEAN GADIS, LORD, CERRO GRANDE, LANSING ACE, SOUTH WORLD, UNITY, RESPLENDENT, UNION ADSTRALIA, CRIMSON CONCORD
〔油槽船〕 GLOBTIC TOKYO, VENOIL, BEGE PRINCESS, THORSHOLM, SINDE, IOANNIS CHANDRES, VIOLAND N. GOU-LANDRIS, OTTO N. MILLER, EASTERN DALE, UNIVERSE PIONEER, FERNMOUNT, MOBIL PETROLEUM, ATHINA S. NIARCHOS, JAPAN ITCHU, AFRAN ZODIAC, ENERGY MOBILITY, GEORGE F. GETTY II, JEQUITIBA, TADOTSU, ACCLIVITY PRINCE, ANIA, NAVARCHOS MIAOULIS, MESSINI AKI ORMI, SEABORNE, ESSO KUMAMOTO, SOLEIL
〔散積貨物船〕 SEVERN BRIDGE, MOSFIELD, POLYVIKING, GENE TREFETHEN, MOSBROOK, TAKAMINE, VOYWI, KYRIAKI, CHALMETTE, STAMY, FEDERAL BULKER, ARMONIA, EASTERN TREASURE, KOLLE D, VICTORIA I, INVERSHIN, EASTERN LILAC, AVLIS, ANTENOR, DORIC FLAME, WAYFARER, ELLISPONTOS, MERCY, STAR CASTOR, SPRAYNES, WOERMANN SASSANDRA, ANTIOCHIA, PERGAMOS, SETE
〔特殊貨物船〕 NAESS AMBASSADOR, DOCECANYON, TANTALUS, TARTAR, ANDRS ANTARES, CYPRES KING, LARINA, GARDEN GREEN, SILVER BRIDGE, WORLD KINGDOM, AUTHENTIC, ROSS ISLE, AEGEAN SEA, ESSO FUJI, TOYAMA, OGDEN BRIDGESTONE, BUNGA TEMBUSU, GOHYO, SANKOMOON, MANDANG, STREAM BOLLARD, CAR CASTLE, ASIA DALE, LEO, CRYSTAL GARDENIA, REGENT CEDAR, GRAND CARRIER, SOUTHERN OCEAN, MANISTEE, INWANG
〔特殊船〕 PETROBRAS II, PUNG YANG



日本図書館協会選定図書



1 隻 1 冊 必 備 の 書

THE CYCLOPEDIA OF NAVIGATION

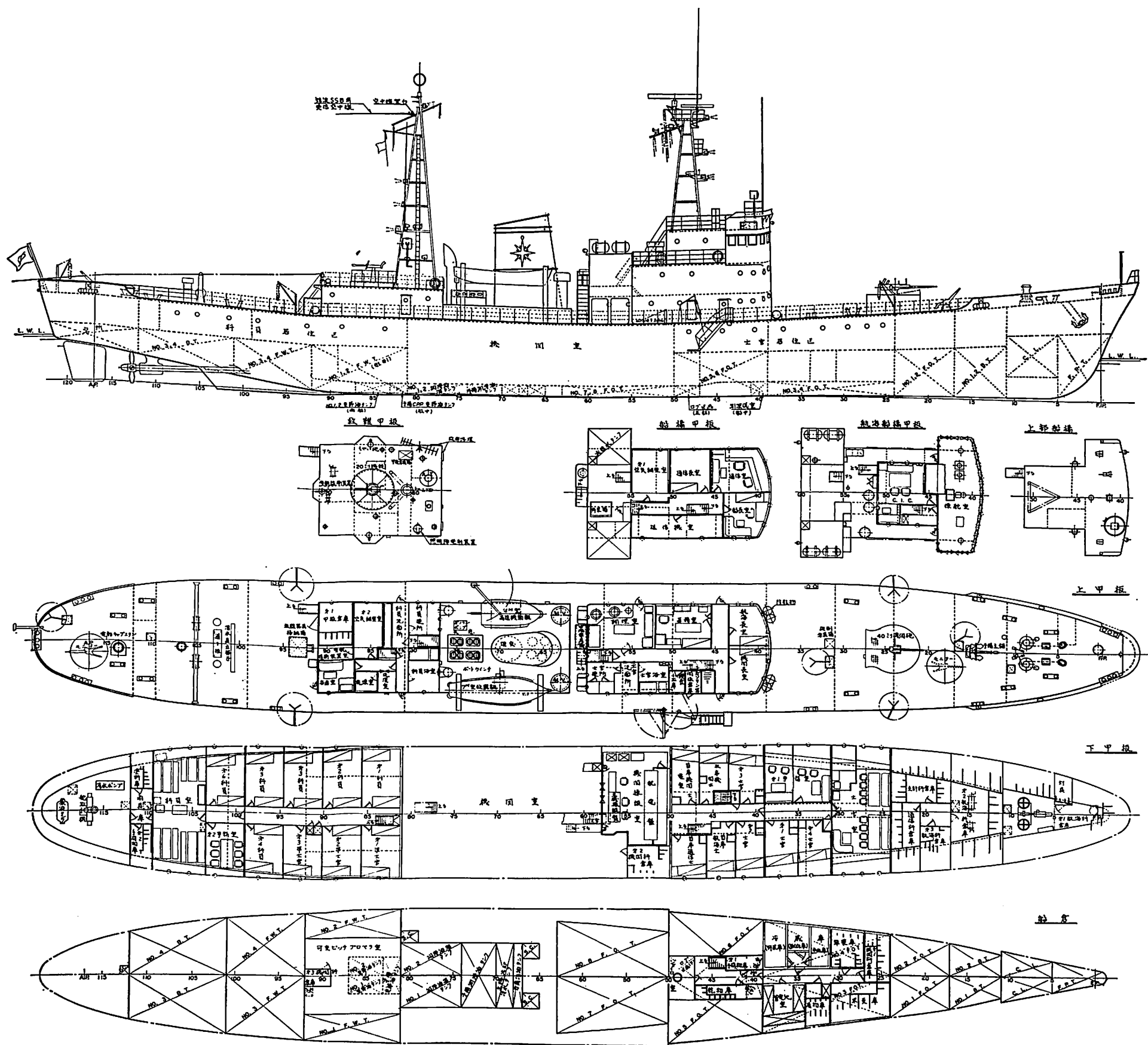
監 修 東京商船大学名誉教授 浅 井 栄 資
東京商船大学学長 横 田 利 雄

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



だ い お う 一 般 配 置 図

改2-900トン型巡視船「だいおう」について

海上保安庁
船舶技術部 技術課

1. は し が き

昭和48年9月28日、日立造船株式会社舞鶴工場において改2-900トン型巡視船「だいおう」が竣工した。本船は、昭和25年に建造された700トン型巡視船「だいおう」の代替建造船で、同じ「だいおう」と名付けられたが、船体はひとまわり大きく生れ変わり、釧路海上保安部に配属され、主として北方海域の警備救難業務に従事するものである。

旧「だいおう」は終戦後間もなくの海上保安庁巡視船の主力となるべく計画、建造されたものであり、まだまだ旧海軍の特務艦や雑船が多かった当時の巡視船隊の中で最新鋭の威力を誇つたものであつたが、20数年の風雪に耐えさまたげな任務を果たして舞台を退くことになった。当時を知る関係者にとっては今昔の感ひとしおのものがあろう。

新「だいおう」は、改900トン型「えりも」をタイプシップとして、着氷防止装置等の諸設備の増加、改善、居住性の向上、その他の性能向上を図つたものである。比較の意味で、旧「だいおう」、「えりも」、新「だいおう」の要目概略を第1.1表に示す。

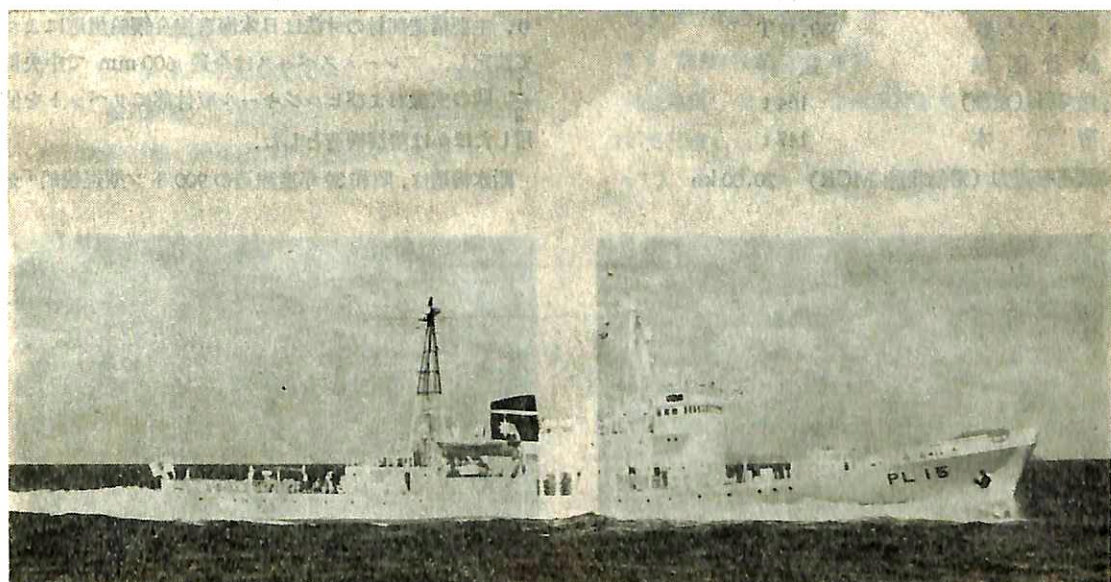
第1.1表

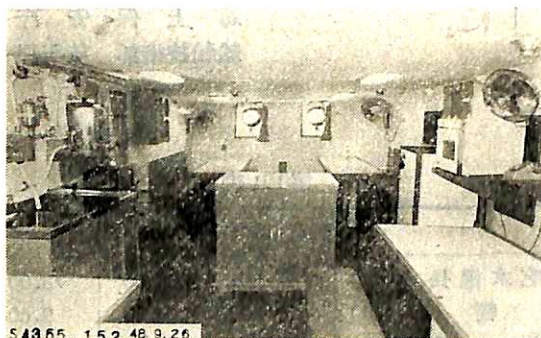
	旧だいおう	えりも	新だいおう
吃水線長 (m)	57.50	73.00	73.00
幅 (m)	9.30	9.20	9.60
深さ (m)	4.70	5.30	5.30
吃水 (m)	3.14	2.99	3.25
常備排水量 (トン)	842	1009	1194
主機出力 (PS)	750×2	2400×2	3500×2
速力 (kt)	15	19.78	20.00

(注) 速力は公試4/4出力時のものを示す。

2. 基 本 計 画

本船は700トン型「だいおう」の代替船であつたが、本船に対する要求性能は速力、復原性能、操縦性能、耐氷能力等に関して900トン型「えりも」の性能と殆んど同じものであつた。しかしながら事務室、当直室、OIC室 (Operations Information Centre: 救難活動に関する指令室的な室)、ならびにレーダ、“強力な”デフロスター等の増設が要望された。また「えりも」では減揺タンクが上甲板の下に設けられていたためか、その効果が余り顕著ではなかつたので、本船ではこれになるべく





科員室



操舵室

高所に設け、減揺水の増加とあわせて減揺効果の向上をねらっていた。これらのことから「えりも」に比べて上部構造物が相当増加し、重心の上昇が予想されたので、主要寸法の選定にあたり、「えりも」の幅のみを 0.4 m 増加し 9.6 m とし、長さ、深さは「えりも」と同一寸法とした。速力要求が常用 19 ノット以上、最高 20 ノット以上と「えりも」の実績と殆んど変らなかつたので、線図を特に変更することは考えず、各肋骨線の幅を船幅の増加に比例して増加させるに止めた。

3. 主要目

全長	76.60 m
吃水線長	73.00 m
型幅	9.60 m
型深	5.30 m
型吃水 (常備状態)	3.25 m
排水量 (ク)	1,193.5 t
総トン数	939.47 T
航行区域	遠洋
燃料 (重油)	164 t
清水	147 t

試運転速力 (常備状態 MCR) 20.00 kn

航続距離 (16 ノットにて) 6600 浬

主機械 立形単動 4 サイクル過給ディーゼル機関 (富士ディーゼル 8 S 40 BH 4 A) × 2

連続最大出力 3500 PS × 380 rpm × 2

プロペラ 4 翼可変ピッチプロペラ

直径 × ピッチ比 (基準) 2.200 m × 8

主発電機 AC 220 V, 200 KVA × 2

副発電機 AC 225 V, 100 KVA × 1

レーダ 12 インチ × 2

ロラン受信機 LT-2 A, 自動追尾式 × 1

20 ミリ機銃 1

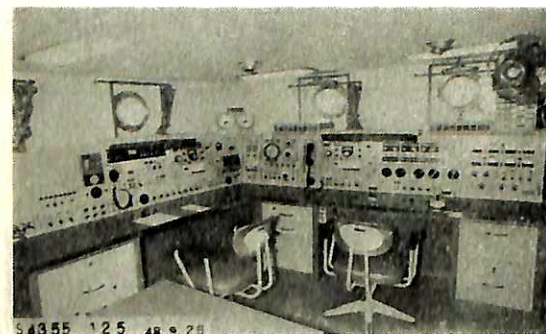
40 ミリ機関砲 1

最大搭載人員 50 人 (乗組員 44, その他 6)

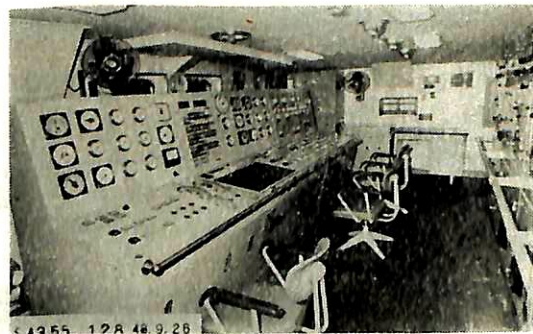
4. 船体構造

構造方式は、船底、船側、甲板ともすべて横構造であり、主要構造部材の寸法は日本海事協会鋼船規則によって決定し、フレームスペースは全通 600 mm で中央部 $\frac{L}{2}$ 間の玄縁およびビルジキール取付部にリベットを使用したほかは溶接構造とした。

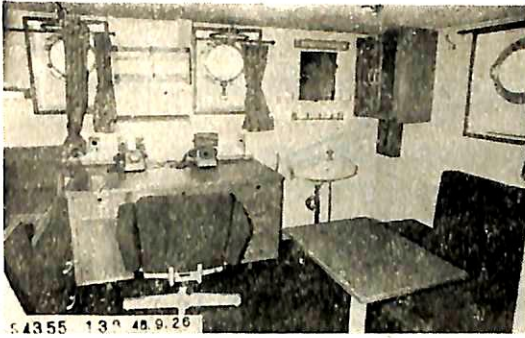
耐氷構造は、昭和 39 年度建造の 900 トン型巡視船「え



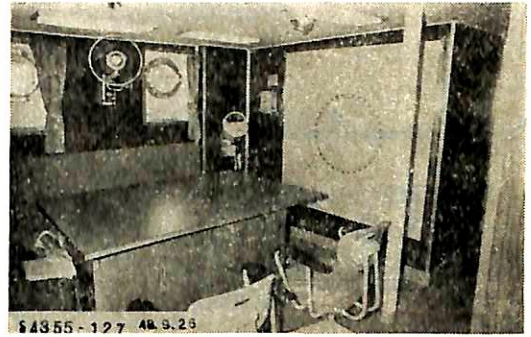
通信室



機関操縦室



船長室



OIC室

りも」と同程度とした。氷帯範囲は常備喫水線の上下、船首部で 1.50 m、船首より 0.3 L の点より後部で 0.90 m とし、氷帯外板の厚さは船首部で 16 mm、中央部で 13 mm の B 級鋼とし、中間肋骨は船首から 0.3 L 付近まで、その部分の肋骨の 75% 程度の断面係数をもつものを設け、船側縦通材で補強した。その他船首材は鋳鋼とし、シャフトブラケット、舵を耐氷のため増寸した。

船体縦強度も「えりも」と同程度を目標として計画した。波長が喫水線長と等しく、波高がその 1/15 のトロイド波とした場合のもつとも厳しい状態における最大曲げ応力はつぎのような値となった。

ホッピング状態

上甲板	引張応力	8.45 kg/mm ²
船底外板	圧縮応力	8.03 kg/mm ²

サッキング状態

上甲板	圧縮応力	7.40 kg/mm ²
船底外板	引張応力	7.03 kg/mm ²

船体振動計測の結果はつぎのとおりである。

振	項目	主機回転数	固有振動数	最大加速度
		r/m	c/m	gal
上	3 節	340	333	54 (船首端)
	5 節	170	680	120 (船首端)
	7 節	270	1080	47 (船尾端)
左右	4 節	200	820	43 (船尾端)
	5 節	270	1,080	60 (船尾端)

上下 5 節振動では最大加速度が 100 gal を越えているが軸系振り振動のピークと一致しており、この付近の回転数は実際には使用されないので問題はない。

局部振動は非常に小さく問題となるところはない。

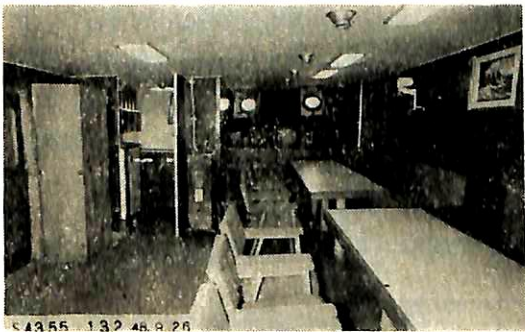
5. 船体機装

本船は、北海道東海域のもつとも苛酷な条件にある海域を長期間行動するため、耐寒性、着氷防止および居住性を充分配慮して計画した。

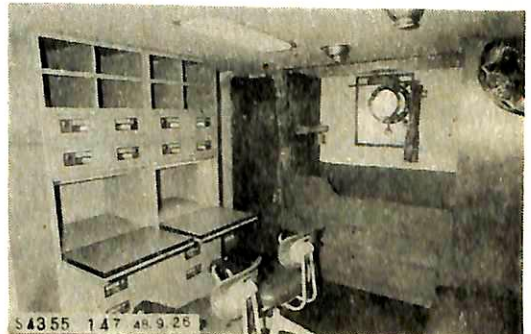
5.1 防熱内張および暖房

外気温度 -0.15°C 、室内保持温度 $+18^{\circ}\text{C}$ の条件において計画した。

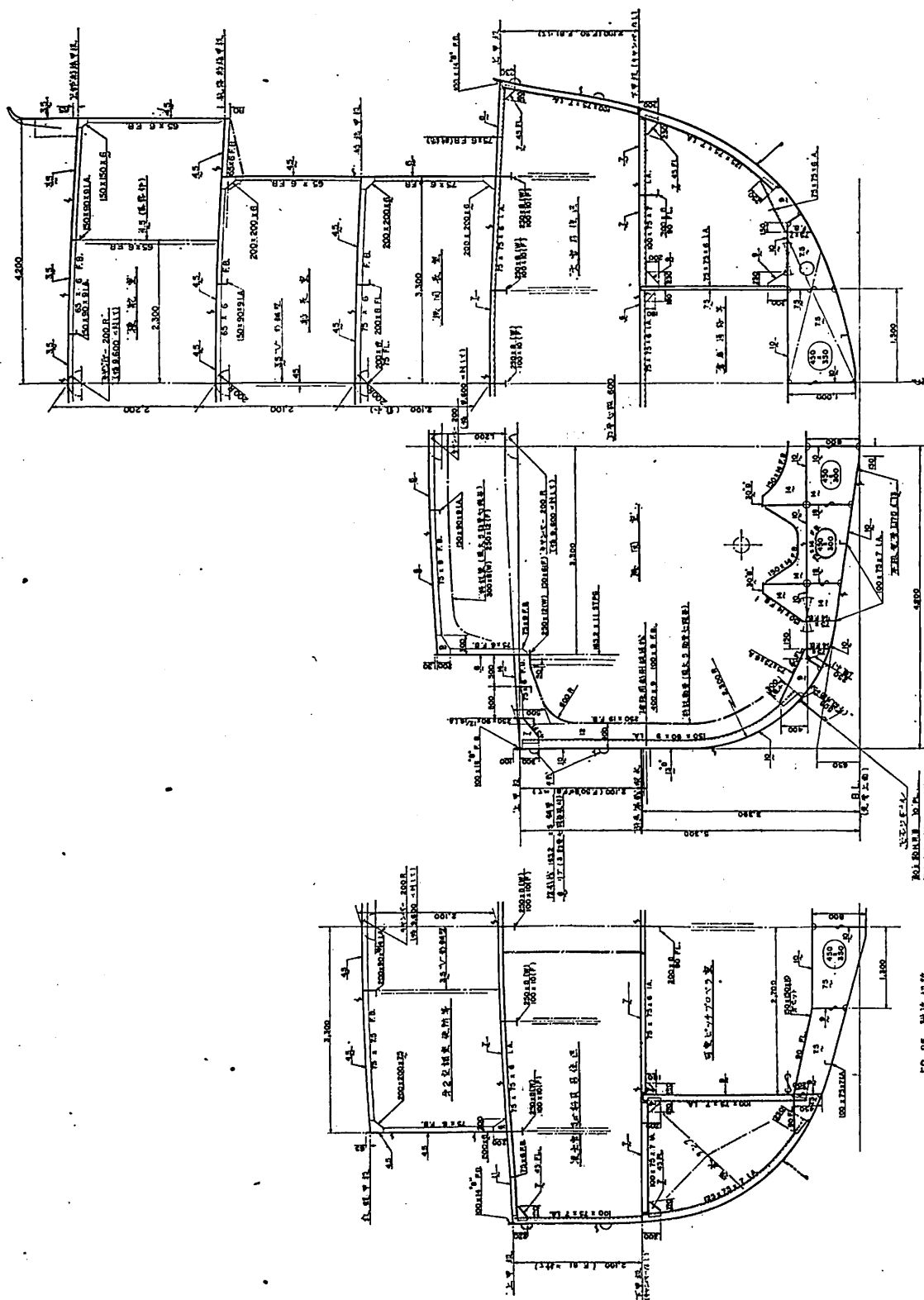
(1) 居住区および業務関係の各室の防熱は、原則と



士官室



第一準仕官室



して厚さ 25～50 mm のポリウレタンホームの現場吹付発泡方式を採用した。

- (2) 倉庫等は、結露を防ぐため、木製内張を施した。
- (3) 暖房は、通風機の系統を利用した蒸気式サーモータンクシステムとし、内部の熱交換部を2段に分け、1段はサーモータンクからの吹出空気温度にもとづき蒸気供給量を制御し、他の1段は居住区に備えたサーモースタッドにより制御し、室内を設定温度に保つようにした。

5.2 居住設備

- (1) 操舵室後部に OIC 室、前部甲板室に医務室を設け、北洋海域における海難救助等を考慮した配置とした。

医務室は担架に乗せたままの状態で外部から出入り出来るよう各扉を広くし、また手術が出来るよう診察台、消毒器、無影燈、薬品棚、寝台等を装備した。

- (2) 寝室は、首席士官以上を1人部屋、その他の士官と准士官を2人部屋、科員は4人部屋とする等出来るだけ小人数に区分し、また天板が折畳式の鋼製机を採用して、スペースを有効に使用する等居住性の向上をはかった。
- (3) 第2事務室は、遭難者等を収容した場合に使用出来るよう机、腰掛等の装備品はすべて取外式とした。

5.3 諸管装置

- (1) 着氷防止装置として、前後部上甲板、前部ブルワーク、手摺および内面にそれぞれ主機関の冷却水約 100 m³/h が撒水出来るよう配管した。
- (2) 上甲板上各き装品等の着氷に対しては、氷結溶解用の雑用蒸気供給接手を3個所に設けた。
- (3) 前後部上甲板各1個所にモニター（泡消火用）が装備出来る装置を設けた。
- (4) 操舵室の前面窓に清水洗滌管を設けた。
- (5) 消火栓等は着氷防止のため鋼製覆を備えた。

5.4 救難設備

救難設備としてつぎのものが装備されている。

- (1) 7 m 型救難艇（船体軽合金製、25 ps 主機付）
1 隻
- (2) 4 m 型高速機動艇（FRP 製、40 ps げん外機付）
1 隻
- (3) ゴムボート（大型当庁規格 8 人用）
1 式
- (4) 曳航装置（10 t 空気バネ式油圧緩衝器）
1 式

- (5) もやい砲（MD-100 S）
1 式
- (6) 中距離もやい銃
1 式
- (7) 近 ク
1 式
- (8) 照明弾発射装置（KM-100）
1 式

5.5 その他

- (1) 後部甲板室内に洗濯機室および乾燥室を設け、乾燥室には換気扇とラジエーターを備えた。
- (2) 各種救難器具を1個所に格納出来るよう後部上甲板上に救難器材庫を設けた。
- (3) 前部用のロープリールは着氷を考慮して第2航海科倉庫に装備した。

6. 機 関 部

6.1 一般

警備救難部より提出された要望に基づいて下記のとおり機関部の計画を行なった。

推進方式はディーゼル機関2基2軸、可変ピッチプロペラ装置（以後 CPP と称す）とした。

機関室は全長 18.6 m で船体のほぼ中央部にあり、主機、発電機、補機器等を配置し、CPP 室は全長 6.6 m で機関室後部の隣接区画とし、CPP 関連補機器を装備した。また機関室前部中段に機関操縦室を設け、主機操縦盤（機関諸元監視装置を組込み）、補機制御表示盤、配電盤等を装備し、主機その他の機器の発停、制御、監視、計測等が行なえるようにした。

主機、CPP の制御は操舵室装備の操縦盤により遠隔操縦が行なえるほか、応急用として機側操縦装置も設けている。

更に本船は、主として北方海域で行動するため、着氷流水その他北方海域での悪条件にできるだけ対処するよう配慮した。

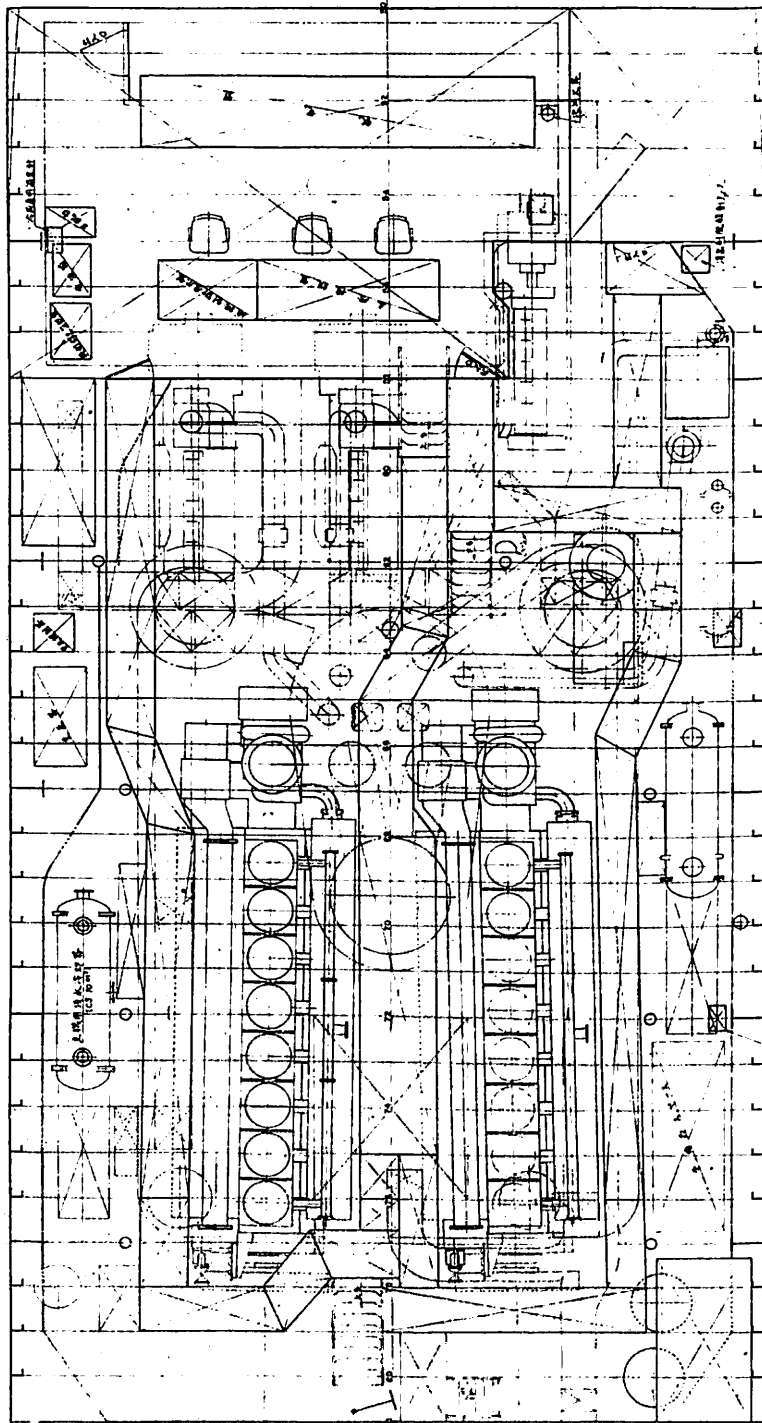
6.2 主機、軸系、プロペラの概要

主機は要求性能を満足する出力、回転速度、機関室配置重量、保守整備等を勘案し、各種機関を検討、入札の結果、富士ディーゼル（株）の 8 S 40 BH 4 A 型に決定した。

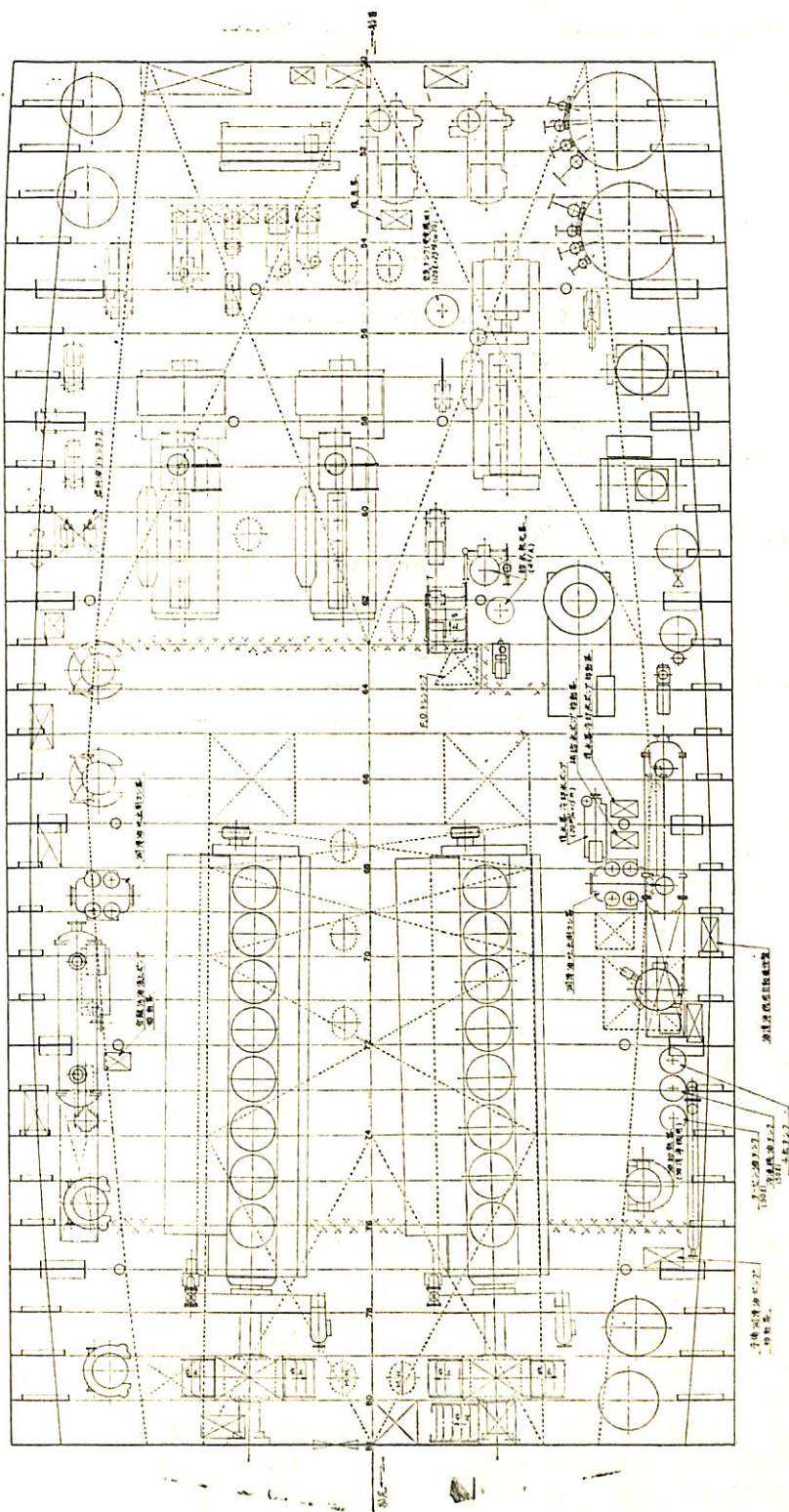
主機は、要目表に示すとおりであり、平均有効圧力は 14.2 kg/cm² で各種の配慮がなされていることは勿論であるが、特殊仕様の一つとして低負荷対策がある。

高出力を確保し、かつ巡視船の特有任務の一つである他船（小型船）曳航、霧中航行等の低速時に良好な機関性能を満足させることは過給ディーゼルを主機として採用した場合の問題点となるが、本船では CPP の採用とともに主機の低負荷対策として、

- (1) 低負荷時の給気過冷防止のため空気冷却器海水



機房上部平面圖



機関室下部平面図

第6-1表 機 関 部 主 要 目 表

主 機	形 式 お よ び 数 出 力 × 回 転 速 度 シリンダ数 × 直 径 × 行 程 直 結 ポ ン プ	立形単動4サイクル過給ディーゼル機関 2 基 3500 PS×380 rpm 8×400 mm×580 mm 潤滑油ポンプ, 冷却清水ポンプ, 燃料油供給ポンプ, 動弁装置注油ポンプ, シリンダ注油ポンプ
軸 系	ス ラ ス ト 軸 中 間 軸 給 油 軸 プ ロ ペ ラ 軸	245φ ×2,300 mm 240φ ×2,200 mm 260φ ×2,680 mm (二つ割接手, シリンダを含む) 175φ (内径 112φ)×14,225 mm
プ ロ ペ ラ	形 式 お よ び 数 直 径 × 基 準 ピ ッ チ 展 開 面 積 比 ボ ス 比	4 翼可変ピッチプロペラ 2 式 2,200 mm×1,760 mm 0.698 0.364
発 電 機	主 発 電 機 同 上 用 原 動 機 副 発 電 機 同 上 用 原 動 機	200 KVA AC 220 V 3φ 2 台 260 PS×900 rpm 2 台 100 KVA AC 220 V 3φ 1 台 130 PS×900 rpm 1 台
補 ボ イ 助 ラ	形 式 お よ び 数	クレイトン WHO-75 1 台

名 称	数	容 量	電 動 機 出 力
空 気 圧 縮 機	2	75 m ³ /h×25 kg/cm ²	18.5 KW
予 備 潤 滑 油 ポ ン プ	1	80 m ³ /h×60 m	30 ∕
可変ピッチプロペラ変節油ポンプ	4	1.8 ∕ ×140 ∕	5.5 ∕
主発電機始動用潤滑油ポンプ	2	5 ∕ ×50 ∕	2.2 ∕
燃 料 弁 冷 却 油 ポ ン プ	2 1 台予備	1 ∕ ×20 ∕	0.4 ∕
燃 料 油 移 送 ポ ン プ	1	20 ∕ ×30 ∕	5.5 ∕
燃 料 油 汲 上 ポ ン プ	1	3 ∕ ×30 ∕	1.5 ∕
予 備 燃 料 油 供 給 ポ ン プ	1	2 ∕ ×25 ∕	0.75 ∕
油 汚 浄 機 (SJ-3000)	1	3,000 l/h	5.5 ∕
主 機 冷 却 海 水 ポ ン プ	2 1 台予備	250 m ³ /h×20 m	30 ∕
主 機 暖 機 用 ポ ン プ	1	10 ∕ ×30 ∕	3.7 ∕
ビ ル ジ 兼 バ ラ ス ト ポ ン プ	1	40/70 ∕ ×80/30 ∕	18.5 ∕
雑 用 兼 消 火 ポ ン プ	1	40/70 ∕ ×80/30 ∕	18.5 ∕
清 水 ポ ン プ	1	4 ∕ ×30 ∕	1.5 ∕
清 水 ポ ン プ	1	1.8 ∕ ×20 ∕	0.4 ∕
サ ニ タ リ ポ ン プ	1	6 ∕ ×30 ∕	2.2 ∕
サ ニ タ リ ポ ン プ	1	1.8 ∕ ×20 ∕	0.4 ∕
ビ ル ジ ポ ン プ	1	1 ∕ ×20 ∕	0.4 ∕
分 離 汚 油 汲 上 ポ ン プ	1	10 ∕ ×30 ∕	3.7 ∕
廃 油 汲 上 ポ ン プ	1	0.75 ∕ ×35 ∕	0.4 ∕
補 給 水 ポ ン プ	1	1.8 ∕ ×20 ∕	0.4 ∕
復 水 器 冷 却 水 ポ ン プ	1	20 ∕ ×15 ∕	2.2 ∕
冷 蔵 庫 用 冷 凍 機	1	4,800 kcal/h	3.7 ∕

同上用冷却水ポンプ	1	3 m ³ /h × 15 m	1.1 〳
機関室送風機	2	600 m ³ //min × 40 mm/Aq	11 〳
主補機用空気タンク	2	1,500 l × 25 kg/cm ²	
発電機用空気タンク	1	120 〳 × 25 〳	
主機用清水冷却器	2	70 m ²	
主機用潤滑油冷却器	2	40 〳	
主機用燃料弁冷却油冷却器	2	0.5 〳	
可変ピッチプロペラ変節油冷却器	2	0.5 〳	
復水器	1	10 〳	
主機用 JGP フィルタ	2	500 l/h	
油水分離器 (TER-2)	1	1 t/h	
廃油焼却装置 (VTV-100)	1	10 l/h	0.75 KW
油清浄機用油加熱器 (蒸気式)	1		
クレイトンボイラ用燃料油加熱器 (電気-蒸気式 (9 KW))	1		
機関室暖房器	2	25,000 kcal/h	

(注) 置タンク類は省略

出入口間に電動弁を装備し低負荷時には空気冷却器の冷却海水を自動的にバイパスさせる (6.3 項参照)。

(2) 燃料ポンプ (ボッシュ式) のプランジャ形状を改良し、低負荷時に進角となるようにする。

(3) 主機の冷却清水および潤滑油を自動温度調節するとともに、できるだけ高温冷却となるようにする。

等を配慮した。

また北方向対策として、艤装上配慮したものの一例として、従来の当庁北方所属船と同様に海水吸入箱内にアイスクリーム状の流入防止用スクリーンを設け、主機の冷却海水のもどりを海水吸入箱に導いている。

更に上甲板上およびブルワークの着氷防止のための一つの方法として、主機の冷却海水を該部に導いて温水を流すようにした。

軸系は使用回転速度全域にわたり極力有害な振動があらわれないように計画した。構成はプロペラ軸、二つ割接手、シリンダ、給油軸、中間軸、スラスト軸等からなり、全長は約 22.5 m (プロペラボス尖端まで) である。

プロペラ軸は変節軸を内蔵しているので複雑な水中接手をさけたため船尾軸一体型とし、船型および軸系の関係で全長約 14 m となつた。

CPP 装置は入札の結果かもめプロペラ (株) の CPC 80 型に決定した。

出入港時、救難作業時等における操船性能を向上させるため CPP を装備するとともに可能なかぎり変節時間

を短縮するよう考慮し、反面急速発進、クラッシュアスタン時に、主機が過負荷とならないで、かつ有効に出力を利用できるよう、翼角制御装置にインチング回路 (負荷の状態で自動的に変節時間が変化する) をおりこんでいる (6.3 項参照)。

プロペラは効率、船尾構造、二軸間距離等を勘案し、直径約 2.2 m、回転速度 380 rpm とし、翼数は振動および効率を考慮して 4 翼とした。

また流水海域航行時の羽根の損傷を防ぐため羽根材質をアルミ青銅としたほか、NK ルールに準じ翼厚を若干増加してある。

また損傷修理に対処できるよう羽根は組立式とした。

6.3 主機、CPP の操縦装置

6.3.1 操縦装置の使用方針

基本的な使用方針は下記のとおりとした。

(1) 本船の操縦は操舵室における遠隔操縦を建前とし、機関操縦室では主機、補機等の監視、制御を行なう。

(2) 遠隔、機側の選択および切替は機関操縦室で行なう。

(3) 船速の制御は CPP 翼角の増減、主機回転速度の増減、または主機使用基数の選択により行なう。

通常航行は両主機を使用し、長時間低速航行時は片主機運転を原則とする。

海上運転結果 (一部推定) より作成した主機使用範囲図を第 6.1 図および第 6.2 図に示す。

(4) 後進は CPP により行なう。

6.3.2 操縦の概要および制御方式

(1) 操縦は、機関操縦室および操舵室における遠隔操縦と機関室および CPP 室における機側操縦とに分けられる。

(2) 操縦場所と操縦の内容は下表のとおりである。

操縦場所	主 機		CPP
	始動、停止	回転速度制御	翼角制御
操 舵 室	—	○	○
機関操縦室	○	○	—
各 機 側	○	○	○

(3) 制御方式については主機の発停、空気運転は電気空気式、回転速度制御は電気式（ガバナモータ方式、非追従式）、CPP の翼角制御は電気油圧式（変節ダイヤル方式、追従式）である。

6.3.3 操縦方式および保護装置の要点

- (1) 主機の準備条件が未了の場合は遠隔操縦はできない。
- (2) 主機が 1/4 負荷以下になると一定時間後に低負荷対策用空気冷却器海水出入口間の電動弁が自動的に開となり、冷却海水をバイパスさせ給気過冷防止を行ない、1/4 負荷以上になると該電動弁は自動的に閉となる。
- (3) CPP は準備条件未了および主機操縦盤の切替スイッチが遠隔でない場合は遠隔操縦ができない。
- (4) CPP 翼角が中立でなければ主機は始動できない。
- (5) 主機が 1/2 負荷以上になると、変節速度はインテュング動作により自動的に低下し、4/4 負荷以上では翼角を増加させる方向への変節操作は不可能になる。なお、これらの動作中でも翼角を減少させる方向へは通常通りの操作が可能である。
- (6) 圧力、温度、レベル等で警報を必要とするものは機関諸元監視装置等により常時監視が行なわれる。

6.4 補機器の概要

主・副発電機は配電盤よりの遠隔発停を、また副発電機は停泊時使用を考慮し、無監視運転が行なえるようにした。

その他の補機器は可能なかぎり、自動化、合理化を計り、空気圧縮機、燃料油汲上ポンプ、サニタリポンプ、清水ポンプ等は自動発停方式、予備潤滑油ポンプ、主発電機始動用潤滑油ポンプ等の危急始動を要するものは、自動発、手動停方式、主機冷却海水ポンプ、主機燃料弁冷却油ポンプ、予備燃料油供給ポンプ、CPP 変節油

ポンプ、機関室送風機等は補機制御表示盤での遠隔発停方式とした。

補助ボイラはクレイトンボイラで運転は自動化され、油清浄機は自動スラッジ排除、自動運転方式のものとした。

油水分離器により分離された油分を焼却するため廃油焼却装置を設けた。

主機および発電機の潤滑油系統にバイパスこし器および遠心式こし器を設け、潤滑油の清浄を計った。

主機用潤滑油、清水および燃料弁冷却油系統に自動温度調節装置を設けた。

各補機器関係の所要保護警報は、補機制御表示盤および機関諸元監視装置等により行なわれる。

7. 電 気 部

7.1 一 般

本船電気部の考え方は、従来からの巡視船の方式を踏襲したものであるが、電気部関係の自動化としては最新のものを採用し、電気源の安定供給を計るとともに、乗組員の労力軽減に努めている。

7.2 電 源 装 置

発電機は 200 KVA 主発電機 2 台および 100 KVA 副発電機 1 台を搭載し、出入港時主発 2 台、通常航行時主発 1 台、そして停泊時副発 1 台運転を原則としている。発電機の発停および制御は機関操縦室の主配電盤で行なうことができ、自動運転を原則とする。発電機の電圧や周波数の自動制御も良好で、無監視運転を可能としている。

7.3 監視警報装置

主機および主発電機原動機の計測監視には機関諸元監視装置、補機の遠隔制御および状態表示には補機制御表示盤を設け、監視および操作の遠隔化を計っている。

機関諸元監視装置は常時監視順次計測方式で、呼出し計測も行なえる。なお計測、警報の点数は下記のとおりである。

温 度	87 点（うち警報 28 点）
圧 力	26 点（全点警報）
レベル等	6 点（警報のみ）

当庁では従来より機関諸元監視装置を搭載して来たが、今回、ファンシェータや各モジュールを組込んだ本体と操作表示部を分離し、操作表示部を主機遠隔操縦盤の中央に組込み、監視および計測作業の能率化を計った。

7.4 そ の 他

本船は、冬季北洋における着氷が予想されるため、電

気部においても充分注意を払い、暴露部に装備する機器を極力減らし、隔壁燈なども当庁の経験から壁付燈タイプを採用した。

なお、暴露部に布設される電線については、がい装の上にビニールシースをした YCY タイプを極力使用しているが、これは着氷対策というよりも、電線の保守の容易さを計るためで、今年度以後、当庁としては極力採用して行く方針である。

8. 航海計器

本船の航海計器類については、従来の巡視船と装備が変わった箇所だけを強調して記すことにする。

8.1 レーダ

一船にレーダを2台装備する考えは昭和47年度建造の改3—350トン型巡視船から実施されたが、3cm波1台、5cm波1台を装備したのは本船が初めてである。

降雨（濃霧）時のレーダ性能は、電波が降雨域を通過する際の減衰および降雨域のレーダ波の反射強度と船舶など物標の反射強度の比により決まるが波長が長い方が減衰が小さく雨の反射強度も小さいため降雨（濃霧）時には波長が長いレーダが有利になる。晴天時では探知能力、分解能とも3cm波がもつとも優れている。本船の配属地が釧路であり、濃霧多発海域を行動する機会が多いため1台を長波長レーダとした。5cm波より10cm波の方が降雨性能は優れるが同一分解能をもたせるとアンテナが長大となりマスト構造の強化を図らねばならず10cm波の採用は見合わせた。このレーダは2台とも3マイルレンジでロングパルスも発射できるので小物標の発見や監視に有効である。

8.2 電磁ログ

当庁が電磁ログを採用してから10年経つが、当初測定桿の船底突出長については実船実験から300mmあれば船体による伴流の影響がないとされてきた。この数年船形の変化もあつて公試運転時の航走調整が難しくなり、船底突出長不足が原因としか思えず、本船では突出長を400mmに延ばしてみた。結果は良好で調整が簡単に行えた。原因は船底突出長不足だけの単純なものと思えず、船種、船速等種々条件を変えた場合について目下調査中である。

また、速力追従速度についても当初から0→25kt(25→0kt)を120秒としてきたが、昨年度CPPを採用したことから船の性能が次のように向上し120秒では即応できず、指示速力と真の速力の差が一時的に大きくなり、使用に不便だということがいわれはじめた。

	46年度建造 改3—350トン型 巡視船, FPP	47年度建造 改3—350トン型 巡視船, CPP
前進17.6ktで航走 中後進発令から船体 停止までの時間	77秒	38秒

これに対処するためメーカーの協力を得て0→25kt(25→0kt)で30秒と追従速度を高め、しかもハンチングを最大±0.5ktに抑えたものを開発し本船に装備した。結果は良く速力指示の遅れはなくなつた。

8.3 探照燈

船の長さが76.6mと長いので、後方照射専用の探照燈を設けた。前方照射には30cm、1kWキセノン燈式探照燈を設け船橋内で俯仰旋回操作が可能である。後方照射には40cm、2kW電球式探照燈を後部マスト下段に設け救難甲板上で俯仰旋回操作が行なえる。建造計画時から探照燈2台装備は本船が最初である。

8.4 ビストンホーンおよびエアホーン

ビストンホーンおよびエアホーンを43年度建造の350トン型巡視船に搭載して以来、北方海域向け製品の完成を急がせていたが、本船に決版定ともいうべき有効で音圧を損わない防雪網を付属させ、自動霧中曳航信号（長一声、短二声）を増設させたものを装備した。

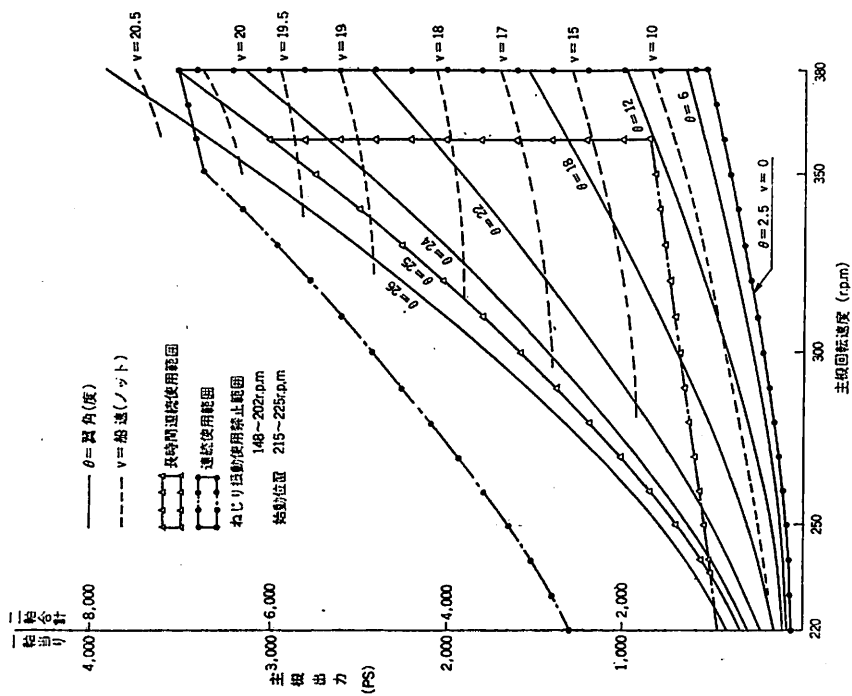
9. 試運転成績等

9.1 海上試運転成績

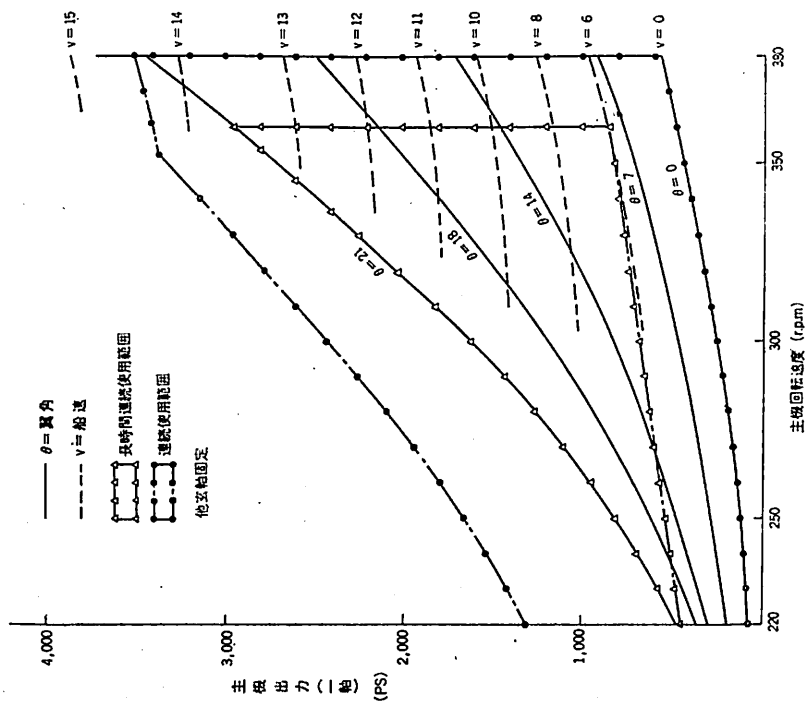
第9.1表に示すように、標柱間航行は目標回転数380rpmで翼角を変えて各分力の試験を行い、その他にCPPの特性をチェックするため、目標回転数220, 320, 360の夫々で翼角を変えた試験を行った。9月7日の4/4負荷時に速力20ノットを記録したが、この日は海上模様が悪く、波浪2, うねり2であり、他の運転日は殆んど波浪1, うねり1程度であつた。このため確認運転（9月20日波浪1, うねり1）において4/4負荷時の航走を行つたところ20.14ノットを記録した。第6.1～2図に示す各曲線はこれらの海上条件等を考慮してフェアリングしたものである。

9.2 後進試験および惰力試験成績

計測結果の主要なものを第9.2表に示す。比較のためタイプシップの「えりも」の成績も併記したが、「えりも」のFPPに対し、本船のCPPによるこれら成績は前後進惰力、停止、発動惰力ともに優秀なものとなつた。時間、距離ともおおむね「えりも」の半分以下となつている。これはCPP変節時間をできる限り短かくし



第 6.1 図 主機使用範囲図 (両玄航行)



第 6.2 図 主機使用範囲図 (片玄航行)

第9-1表 海上試験成績

一般記事		昭和48年9月7日, 黒崎—無双鼻標柱にて施行 出港時排水量: 1,205 t 相当吃水: 3.269 m				
負荷		1/4	1/2	3/4	4/4	11/10
速力 (ノット)		12.46	16.80	18.55	20.00	20.44
回転数	右 (rpm)	381.4	377.3	379.7	378.7	377.7
	左 (rpm)	379.9	375.6	380.3	380.4	373.6
推定出力	右 (PS)	945	1,680	2,405	3,450	3,665
	左 (PS)	1,025	1,725	2,445	3,515	3,675
翼角	右 (度)	12	19	22	25	25.5
	左 (度)	12	19	22	24.9	25.5

一般記事		昭和48年9月8日, 新井崎—野室標柱にて施行 出港時排水量: 1,194 t 相当吃水: 3.248 m							
速力 (ノット)		10.42	13.40	8.30	14.72	16.69	18.79	15.23	10.70
回転数	右 (rpm)	219.6	220.1	239.7	240.2	238.1	318.9	320.8	322.8
	左 (rpm)	215.0	216.8	240.9	239.9	239.7	318.7	318.9	321.0
推定出力	右 (PS)	140	310	135	650	1,085	2,135	1,055	610
	左 (PS)	120	290	105	420	1,035	2,245	1,030	450
翼角	右 (度)	19	25	12	25	30	26	19	12
	左 (度)	19	25	12	25	30	26	19	12

一般記事		昭和48年9月10日, 新井崎—野室標柱にて施行 出港時排水量: 1,192 t 相当吃水: 3.248 m			
速力 (ノット)		11.73	18.29	19.73	
回転数	右 (rpm)	359.0	360.0	358.5	
	左 (rpm)	360.0	358.2	359.7	
推定出力	右 (PS)	835	2,120	3,015	
	左 (PS)	805	2,065	3,035	
翼角	右 (度)	12	22	25	
	左 (度)	12	22	25	

た設計の成果である。

また従来の FPP 装備船では、これら試験での後進始動後に「家鳴り振動する」如き振動を経験するが、本船はきわめて静かであつた。また FPP 船では後進針路が一定せず、その時によつて右または左に変針、旋回するが、本船は殆んどの場合後方へ直進した。後進旋回を始めても船橋の変節ダイヤル操作で容易に直進させることが出来た。

これら試験を通じて FPP 船に比べれば「自動車を操縦するように簡単に操作できる」との評を得た。

第9.2表 (1) 後進試験成績

項目		船名	本船	えりも
排水量		t	1,192	1,016
前進速力		kt	20.3	19.2
前進中後進発令からプロペラ翼角 -14° までに要した時間 ^{*1}		分秒 左右	0—22 0—30	0—46 0—50
後進発令から船体停止までの時間		分秒	0—48.6	1—26
後進発令から船体停止までの航走距離		m	216	430

船体停止から後進速力整定までの時間	分秒	1—23.4	3—10
船体停止から後進速力整定までの航走距離	m	396	720
後進速力	kt	12.4	13.5
後進中前進発令からプロペラ翼角25°までに要した時間 ^{*2}	分秒 左 右	1—05 1—01	0—47 0—55
前進発令から船体停止までの時間	分秒	0—23.4	1—20
前進発令から船体停止までの航走距離	m	90	272
船体停止から前進速力整定までの時間	分秒	1—16.6	3—20
船体停止から前進速力整定までの航走距離	m	601	871

注^{*1}「えりも」の場合は「前進中後進発令から機関停止までの時間」である。

^{*2}「えりも」の場合は「後進中前進発令から機関停止までの時間」である。

9.3 重量および復原性能

第9.3表に各区区分ごとの完成重量を、第9.4表に復原性能関係の諸数値を示す。不明重量は約16tに止まつたが、重心が計画値に比べて約150mm（軽荷状態にて）上昇した。この状態でも第9.4表(1)、(2)で明ら

第9.2表 (2) 惰力試験成績

項目	船名	本船	えりも
排水量	t	1,192	1,016
〔停止惰力〕	—	—	—
前進速力	kt	19.7	19.2
停止発令からプロペラ翼角中立(2.5°)整定までの時間 ^{*1}	分秒 左 右	0—14.0 —	0—42 0—43.5
停止発令から速力2ノットまでの時間	分秒	2—40.0	4—36
停止発令から速力2ノットまでの航走距離	m	460	745
〔発動惰力〕	—	—	—
前進発令からプロペラ翼角(25°)整定までの時間 ^{*2}	分秒 左 右	0—42 0—44	0—03 0—03
前進発令から速力整定までの時間	分秒	1—10.0	2—30
前進発令から速力整定までの航走距離	m	473	1,041

注^{*1}「えりも」の場合は「停止発令から機関停止までの時間」である。

^{*2}「えりも」の場合は「前進発令から機関始動までの時間」である。

第9.3表 完成重量

項目	状態	常備状態	満載状態	軽荷状態	補填軽荷状態
船	殻	515.849	515.849	515.849	515.849
機	装	70.609	70.609	70.609	70.609
固	定 齊 備	27.297	27.297	27.297	27.297
固	定 バ ラ ス ト	13.360	13.360	13.360	13.360
砲	煩	1.760	1.760	1.760	1.760
航	海	2.014	2.014	2.014	2.014
電	気	39.928	39.928	39.928	39.928
無	線	5.570	5.570	5.570	5.570
特 殊	装 置	0.101	0.101	0.101	0.101
機	関	233.090	233.090	233.090	233.090
機	関 内 水 油	13.580	13.580	0	0
一 般 齊 備	備 品	6.500	6.500	6.500	6.500
	消 耗 品	4.690	6.680	0	0
	乗員および所持品	4.400	4.400	4.400	4.400
	清 水	97.960	146.940	0	0
燃 料 等	重 油	109.490	162.240	0	0
	軽 油	0.160	0.240	0	0
	潤 滑 油	5.390	8.090	0	0
減 揺	タ ン ク 水	24.590	24.590	0	24,590
彈 藥	加 工 品	0.430	0.430	0	0
泡	原 液	0.820	0.820	0	0

海水バラスト	0	0	0	107.560
不明重量	15.925	15.925	15.925	15.925
排水量	1,193.513	1,302.013	936.403	1,068.553
着氷	46.090	46.090	46.090	46.090
着氷時排水量	1,239.603	1,348.103	982.493	1,114.643

第9.4表 (1) 復原性能 (普通状態)

項目		状態	常備状態	満載状態	軽荷状態	補填軽荷状態
排水量	t		1,193.513	1,302.013	936.403	1,068.553
相当吃水	m		3.25	3.45	2.75	3.01
トリム	m		0.04	0.13	0.37	0.70
K M	m		4.59	4.56	4.73	4.64
K G	m		3.55	3.47	3.90	3.87
G M	m		1.04	1.09	0.83	0.77
G。M	m		0.75	0.86	0.83	0.59
最大復原挺	m		0.480	0.528	0.517	0.382
同上を生ずる角	度		37.7	38.4	42.0	37.5
復原性範囲	度		73.1	78.3	75.8	65.8
風圧側面積	m ²		391.7	377.0	428.7	409.4
横揺周期	秒		7.75	7.57	8.68	9.01
復原性乙基準	—		2.54	2.70	2.00	2.22
× 丙基準	—		1.67	1.83	1.79	1.33
× 丁基準	—		1.26	1.28	1.40	1.25

第9.4表 (2) 復原性能 (着氷状態)

項目		状態	常備状態	満載状態	軽荷状態	補填軽荷状態
排水量	t		1,239.603	1,348.103	982.493	1,114.643
相当吃水	m		3.33	3.53	2.84	3.10
トリム	m		-0.05	0.04	0.25	0.58
K M	m		4.57	4.55	4.69	4.62
K G	m		3.69	3.60	4.06	4.02
G M	m		0.88	0.95	0.63	0.60
G。M	m		0.60	0.73	0.63	0.43
最大復原挺	m		0.383	0.439	0.398	0.292
同上を生ずる角	度		35.5	36.5	39.5	35.5
復原性範囲	度		66.2	71.3	67.4	59.3
風圧側面積	m ²		425.5	411.0	461.0	442.0
横揺周期	秒		8.76	8.43	10.36	10.61
復原性乙基準	—		1.90	2.18	1.26	1.57
× 丙基準	—		1.33	1.52	1.38	1.01
× 丁基準	—		1.18	1.22	1.32	1.18

(注) 復原性乙、丙、丁基準とは、海上保安庁船、艇に適用する基準で、乙基準は安全示数 (C 係数) であり、丙基準は GZ_{max} 、丁基準は GZ_{max} を生ずる角度を規制するものである。夫々 1 以上を合格とする。

かなように、 50 kg/m^2 の着氷を考慮した着氷状態を含め、各復原性基準を満足する。しかしながら、北洋荒天時の救難活動、不規則波や突風に対する減揺タンク水の

異常応答および建造後の追加装備による重量増の可能性等を考慮して、復原性能をなるべく計画値に近づけるため約 30 t の固定バラストを搭載する予定である。(完)

運航者から見た超高速船 について

黒川 正典*

(1)

ここ 20 年の間に世界は勿論、わが国 でもその 経済の急成長には目を見張るものがあり、これに伴って大量の物資が船舶によつて運ばれるようになったが、とりわけその中の約 4 割 (トン、マイルでは 6 割) がわが国を中心としたものであると云われていて、わが国の貿易量を見ると昭和 46 年度においては輸入が 489,804 千トン、輸出において 50,297 千トンと、重量において輸入は輸出のちょうど 10 倍になつているが、その大部分は海上輸送によるものである。

これは天然資源の乏しいわが国にとつて、比較的安価な原料を大量に輸入して、商品価値の高い製品を輸出するというパターンをそのまま示している。

(2)

このような物流の動きから、それを輸送する船舶の性能上にも色々進歩の跡がうかがえるが、これを一般的傾向から見ると

1. 原料の大量輸送

原料はそれ自体の商品価値 (運賃負担力) が低いので、輸送コストを極力低減させるためスケール・メリットを生かした専用船化や大型化に進み

2. 製品輸送

製品 (雑貨) は一般に商品価値が高く運賃負担力も大きいので、流通を早めて回収を早くする必要から、それを運ぶ船舶も高速が要求され、特に高価商品や流行に敏なるもの、あるいは生鮮食料品などの輸送には超高速船が要求されて来ている。

(3)

元来、船舶には交通機関と輸送機関としての役割りを持っているが、この中で

* 日本船主協会 工務専門委員会委員長

〔船舶編集室〕

昭和 48 年 10 月 18 日、運輸省船舶技術研究所では、創立 10 周年を記念して「超高速船講演会」を、発明会館 (港区西久保明舟町) において開催した。時局柄まことに有意義な講演は聴講者に大きな感銘をあたえた。ここに、主催者に乞うて、本誌にその全講演を掲載する許可を得た。

講演は「超高速船の推進性能について」(横尾幸一氏)、超高速船の機関について」(植田靖夫氏)、「新型式の高速船舶について」(その 1)「半潜水船」(田中拓氏)、(その 2)「エアクッション船」(村尾麟一氏)、特別講演として「運航者から見た超高速船について」(日本船主協会工務専門委員会委員長 黒川正典氏)である。2 回にわたり掲載する予定である。

超高速が求められるものには、まず第 1 に海上交通機関としての航洋客船が考えられるが現在では航空機にその座を奪われ、特殊の目的を持つたものが細々と残るだけで、大洋を走る純粋な定期旅客船はほとんど姿を消し、代つてカーフェリーを含む近距離の客船と、半ば海上生活自体をエンジョイするレジャー目的を持つたクルージング用の客船に限られ、この中でもレジャー用の客船は必ずしも超高速を必要としないので、わずかにカーフェリー、近距離客船またはごく小規模の遊覧船の類いのものに超高速が要求されるに過ぎなくなつて来ている。

しかし、一方、輸送機関としては、コンテナ船の出現で見られるように、海上輸送の位置付けが、従来の限られた岸壁から岸壁まででなく、“door to door”の一貫した流通システムの中で取り上げて見なければならな

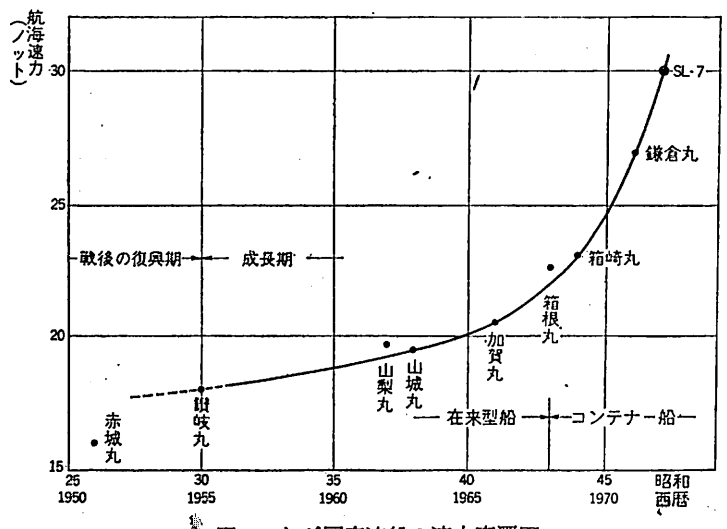


図 1 わが国高速船の速力変遷図

くなり、云い換えれば、陸上の流通部分が、整備されてはじめて超高速が生きてくることとなり、現実在来船の定期貨物船の高速化は頭打ち傾向にあつたものが、コンテナ船の出現により、一挙にその壁が破られたことを見てもわかることが出来るし(第1図参照)、このように今後の超高速化もすべて流通システムの整備、合理化と共に進むものと思われる。

(4) 超高速化を促すための環境条件

超高速化の傾向をマクロ的に見れば、以上のとおりであるが、然らば、超高速化をうながすための具体的な環境条件としてはいかなるものがあるだろうか？

主たる対象を旅客とした客船では競争する陸上交通機関と競争上スピード化が必要となることもあるが、概して、人間の本能的要求によつて超高速船の実現する場合が多く、何れかと云えば理屈では律し得ないが、今後は特殊な推進方法が要求される面も多いと思われるので、ここでは特殊船を除き排水型船型を踏襲しながら、輸送機関としての船舶の超高速化についてその環境条件を考察することとする。

(イ) 在来型定期貨物船においては、遅いより速い方がよいという素朴な願いはあつても高速化による集荷上の具体的なメリットはあまり見当らなかつた。

それと云うのもいくら海上ばかりが早くても陸上の工場を出荷してから岸壁で船に積み込まれるまでと、相手港に到着してから荷揚げされ、ユーザーの手に渡るまでの両端の流通が円滑にいかないと折角の高速船のメリットが殺されてしまい、また在来型の集荷上のセールス・ポイントもスピードのほか、ダメージの少ないことや、スケジュール通りに運航されるかどうかなどの主要な要素があり、要するに迅速、安全、確実が保たれることが大切であつて多少速力が劣つても他でこれをカバーする方法があるので、新造船を計画するに当つて、総合採算を見ながら速力を如何にするかは運航者にとって頭の痛い問題点の一つでもあつた。

この場合“安く”の要素は定期航路では運賃のタリフが決まつているので正常な競争の場合は運賃競争は起らない。

しかし、これが、コンテナライズされることによつて陸上輸送の整備、荷役能率の向上などがはかられ、“door to door”の間の流れを良くすると共に途中の節を極力少なくかつ小さくすることにより、コンテナ船の高速効果が直接きいてくる一方、速力以外の安全、確実のサービス条件は各社、各船の間にほとんど甲乙がなくなつたので、勢いスピード競争になり、現

に太平洋において米国シーランド社の最高33ノットの超高速船の出現は、競争する内外船社に少なからざる脅威を与えている。

(ロ) 超高速船になれば輸送コスト(船費・運航費)は当然アップするが、そのコスト・アップは合理化、すなわち、生産性の向上でカバー出来るものでなければならぬ。

昭和43年に日本/米国太平洋岸の間にフル・コンテナ船によるコンテナサービスが開始されたが、それ以前は速力14/5ノットの在来型船により片道約2週間で太平洋を横断していながら寄港地の多いことや荷役能率が悪かつたなどの理由で1roundで約2ヵ月を必要としていた。それが、コンテナ船に取つて代つたことにより速力23ノットで太平洋片道を10日間の航海ながら、寄港地の整理と荷役能率の向上により1round1ヵ月で済むようになり所要隻数が半減した勘定になつた。在来型の定期船では、一航海の内平均して45%内外が停泊で残りが航海時間と云われているが、このことは、停泊時間を少く(寄港地の整理と荷役能率の向上につながる)しないと高速化のメリットは充分生かされないことを示し、コンテナライズされることにより生産性が向上し、コンテナのコストアップもシステムの中で充分カバーすることの出来た好例である。

(ハ) 岸壁から岸壁の間をいかに高速船で結んでも一貫した流通システムがこれに伴つて整備されないと超高速の意義も半減することは前にも述べた通りであるが、それと同時に全流通区間を通じて海上区間の占める割合が大きく、航海距離の長いものほど、超高速化のメリットが出てくる。

いま、東京から名古屋に行くのに航空機と新幹線で行く場合をくらべて見ると、新幹線ならば、ひかりによる2時間と、これに数分の余裕を見ておけばキチンとスケジュールに乗つた行動がとれるが、飛行機では、出発の20分前に羽田に到着していなければならないので出発の50分～1時間前に都心を出なければならず、飛行時間は40分であつても小牧飛行場から名古屋市内まで40～50分掛ると見るとスケジュール通りに行つたとしても合計、130～150分を要し、door to doorでは新幹線も飛行機も変わらないことになる。

しかし、飛行機の場合は空港での乗り継ぎに面倒な手続きを怪なければならぬので途中の節となる数が多く、しかもその節が大きいので新幹線の開通以来、東京/名古屋の間では飛行機の人気が落ちたのうなずけるわけである。

しかし、これが東京/札幌の間ではその逆であつて距離が長い上に、陸上の遅い汽車にくらべ、ジェット機のスピードのメリットが充分生かされ、急ぎの旅の人は必ず飛行機を利用することになるわけで、この点船の場合も全く同じである。

(二) また、このような高速化の要請に応じ得たものは一方において、造船、造機技術における進歩と、燃料転換があり、さらにこれに加えてコンテナ船に見るごとく輸送革命がマッチして一段と超高速化に拍車をかけたものとも云い得るであろう。

すなわち、昭和の年代に入つてディーゼルエンジンが普及する以前は高速を得るためには石炭焚きの蒸気タービンが主であつて、その後油焚きタービン、またはディーゼルの移り変つて来たものの、一基の出力は低く、燃料消費率も高く、商船用としては精々1万馬力が限度であつて、数万馬力の出力は客船以外では実用上から望むべくもなかつた。

それが戦後、ディーゼルでは大型化とスーパー・チャージによる出力アップと粗悪油使用で、しかも消費率を低く押さえることが可能となつて飛躍的に高出力を得られるようになり、タービンもまた高温、高圧蒸気の採用と、高能率のボイラーや主機の開発により、ディーゼルと競いながら今日に至つたことは周知のとおりであり、その上造船の面でも造波抵抗の少ない船型の開発と溶接構造の大幅な採用による建造法の進歩と相まつて、戦前の技術レベルにくらべ、今日では遙かに高速力でも同じ経済性を得るに至っている。

しかし、このような技術の進歩も単に海上輸送に限つて見る限り、経済性の面で頭打ちとなつていたが、たまたまコンテナリゼーションという輸送革新により、超高速が生かされて来たと言えよう。

従つて、今後さらに、超高速化されるものとしては、付加価値の高い製品で海陸を結ぶ流通システムの整備された経路を輸送される場合、すなわちコンテナ船や、艀の流通のより合理化された LASH 船などがその対象になるであろう。

(ホ) このように超高速化されやすい土壌が出来ると、供給関係の面でも供給過剰となつて競争も激しくなり、時としては過当競争に陥ることにもなり兼ねない。すなわち、オーバートンネージとなれば運賃競争を誘発するか、運賃同盟により運賃タリフで押えられたときはスピード競争、つまり、より優秀な超高速船の建造を競い、時には建艦競争の様相を呈してくるおそれもある。

(5) 超高速船の問題点

このように船舶が海上における独立した輸送機関から物流の一部として位置付けされて来たが、その物流がシステム化されたのはさほど遠い昔のことではないので、今後、なお、この方面への発展の余地があり、それに従つて、船舶の姿も変り、さらに超高速化の要請も強まるであろう。

しかし、船舶が空気と水との境を走っている限り、排水型船では超高速になるに従つて技術的にも運航上からも色々の問題が出てくる。

詳細な技術上の問題については他の講演にゆずり省略するが、現在、超高速船の技術的問題の解決のため、船舶局の主要施策の一環として目下「大型超高速船開発委員会」を設置、ここで差当つてコンテナ 3,000 箇積み、250,000 ps, 35ノットの超高速コンテナ船をベースとして、問題点の究明が進められている。その主要課題として

- ① 船型の研究開発
- ② プロペラの研究開発
- ③ 船尾構造と軸系の研究開発
- ④ 中速ギヤード、ディーゼルの開発
- ⑤ 逆転装置の開発

の5項目がとり上げられ、それぞれの機関で研究開発が進められているので、ここでは運航者の立場から問題点と思われるものを採り上げて見たい。

(イ) コンテナ船の例でもわかる通り、超高速にするには、荷動きの大きいことが必須条件の一つになり、云い換えれば船型も大型化し、そのスケール・メリットと相まつて経済的にも超高速が成り立つと云えるが、一方、船型が大型化すると、航路事情や、港湾事情から本船の主要寸法上にも色々制約が加わつてくる。

いま、最も長い距離の航路として極東/欧州、極東/紐育航路に例をとると、途中のパナマ運河の制約が出てくる。現在パナマ運河を通航出来る max. 船型としていわゆる Panamax と称するものは、 $L \leq 290$ m (一般船 275 m), $B \leq 32.2$ m, $d \leq 11$ m の制限が課せられており、また、航路によつては港湾事情からしても水路、特に河川をさかのぼる場合や岸壁長からの制約を受け、船型学的に見た場合、理想に程遠い点で妥結せざる得ない場合も生じ、超高速になればなる程今まで以上に無理をしなければならない場合も生じてくるおそれがある。

(ロ) 超高速船となればそれに応じて或る程度船型の大型化することが予想されるが、その場合でも船型の大ききの割に高出力となり、かつ航続距離が長くなるの

で燃料保有量, すなわち, F.O.T. も増大して結果的には貨物重量, 積貨容積とも減少することになる。幸いにしてコンテナ船の場合は上甲板上に2/3段のVanを積むことができるので容積的には救われるが, 主要寸法, 特にdの制約があるとCbも小さいだけにD.W.の点で非常なdemeritも受け兼ねない。

いま現存の超高速として代表される米国Sea Land社のSL-7に例をとつて見ると表1のとおりで, slot (コンテナ1箇) 当り40 footerで約14 t, 20 footer baseで7 tのunit wtとなり, 通常, 少なくとも12

表1 SL-7 主要目表

Class	ABS+AI(E) +AMS
Length overall	288.378 m
" b.p	268.376 m
Moulded breadth	32.160 m
" depth-aft	20.88 m
" " -fowd	19.51 m
Draught (scantling)	10.36 m
" (service)	9.14 m
Displacement L/T (max)	50,548
Dead weight L/T (scantling)	27,634
" (design)	20,050
Light weight L/T	22,914
Gross tonnage	41,127
Block coefficient	0.538
Waterplane coefficient	0.664
Complement	57
Containers	
35 ft	896
40 ft	200
General cargo (bale)	3,750 m ³
Ballast water	10,416 m ³
Fresh water	582 m ³
Fuel oil	5,892 m ³
Diesel oil	83 m ³
Fuel oil additive	83 m ³
Sludge	63 m ³
Lubricating oil	133 m ³
Weight of stacking frames	190 long t.
Weight of hatch covers	500 "
Machinery output	2×60,000 shp
Shaft speed	135 rev./min
Ship's speed (max)	33 knots
Daily fuel consumption	614 ton/day

～13 tのunit wtがほしい所から非常に無理して軽量貨物しかとれず, もし少しでも重い貨物を積もうとすればコンテナの数を減らすか, 減速して燃料保有量を減らすか, あるいは中間港で補油するほかはない。

すなわち, D.W.の中で特にship useとして使われる部分としては燃料が最も多く, これが有効なD.W.を減少する方向にあるので超高速になればなるほどこれによる影響をminimizeしてearning powerを大きくする方策を検討する必要がある。

(ハ) 最近では連日のように原油の価格アップが新聞紙上を賑しており, つい昨日(10月17日)のニュースでも, アラビアン・ライトの公示価格を, バレル当り3.65ドルにアップすることかOPECにより発表されたが, 現在でもすでにLow Sulpherのもので5ドルが唱えられていることからしてもアラビアン・ライトにしてもやがて5ドル, 10ドル, あるいはそれ以上となるのも時間の問題であると云われている。

かつては油はコスト的に見てあまり急激な値上りはあるまいと云われ, 事実1960年代は1.80で安定し, ことに1昨年46年7月には, 最低の1.40ドルまで下つたが, 昨年初頭のいわゆる石油戦争以来OPECの石油政策の転換からこの1兩年の間に急激な値上りを見せて来たわけであつて, 3.65ドルは最低時の1.40ドルに比し2.6倍, これがもし5ドルにでもなれば3.5倍にもなることになる。

原油価格には公示価格のほか実勢価格とか, 更に今日世界の石油マーケットを支配するメジャー・オイルの思惑も入り組んで非常に複雑な構造になつていたので将来を予見することは困難であるが, 今後, なお値上りすることはあつても下がることはないだろうという点だけは想像に難くない。

従つて燃料油についても, 率こそこれと同じにはならないかも知れないが, 大幅な値上りは覚悟せねばならないと思う。

ことに欧州航路就航のコンテナ船クラスになると輸送コスト中に含まれる燃料費の割合は約20パーセントにも及ぶのでその値上りの影響は大きく, 超高速船になればなるほど燃料費をなるべく少くすると同時に, 荷物の積高を極力増すためにも燃料消費量をminimizeする必要があり, そのためには主機関の燃料消費率を極力減らすことは勿論, 機関室全体の省エネルギーをはかるほか, 更に進んで船全体を一つのプラントと見て, 線図, 軸系, 基本設計などの適切なコンビネーションにより, 燃料保有量を極力減らす必要がある。

(ニ) 日本/欧州間に就航しているコンテナ船は40,000 PSのタービン2基を装備して26ノットの航海速度で(約350 t/dayの燃料消費量で)片道約12,600 mileの行程を約20日で航海することになつ

ている。

これが前記の SL-7 では

(Vs)	燃料消費量(日)	航 続 距 離
33ノット	614 t/day	6,450 miles
30 〃	439	8,200
25 〃	240	12,500

となつて、5,892 KL の F.O. タンクでは横浜・パナマ (クリストバル) 間の 7,700 マイルも 33 ノットでは走れず、30 ノットに減速の上パナマで補油しなければ、欧州へも NY へも直行は不可能である。

このようにして見ると、現在では油焚き機関を使用する限り、一応 SL-7 が実用化の限度とも見られる。

かつて、石炭焚き機関から油焚きに変つてから、機関出力増加、すなわち、速力の壁が破られたように重油の持つ単位重量当りの熱量が一定であつて、かつ推進力として使い得る熱効率がどのエンジンでも大同小異であるとすれば、重油を燃料とするかぎり Commercial base による超高速船は油の面から限度があつて、次のステップに飛躍するためには、液体燃料に代つて核燃料を使つた原子力船に移行せざるを得なくなる。

昭和 46 年度において、わが国と西独との間で現在、極東/欧州間に就航している 80,000 PS コンテナ船をベースにしてこれを原子力機関に置き換えた場合の経済性を比較検討のための共同作業を行つたが、両者の経済性については燃料油の価格や保険料の選定の仕方によりその優劣も左右されるが、両者の要目を比較すると表 2 の通りとなる。

原子力船では炉の遮蔽のため軽荷重量は重くなるが、燃料の保有量に格段の差があり、現在の重油の値上りすう勢の如何によつては、原子力船が有利となり、これが、更に 120,000 PS、またはそれ以上の出力となれば原子力船が断然有利となるものと思われる。

経済性だけから見ると意外に早く原子力超高速船の時代を迎えるかも知れない。

(ホ) 排水型船では超高速船になればなるほど、ますます船型をとりざるを得ず、船型と速力と波の出会い角や、海象と船体運動との関係から在来概念と違つた波浪外力を受けやすいスラミングによる船底の衝撃に対しては船級協会の規則でも考慮が払われているが、スピードの影響はあまり考慮していないようである。特に水線上における波浪衝撃については未だ解明されていない要素が多く、中でも船首部においては波浪による損傷が多いにもかかわらず、この部分の外

表 2 在来船/原子力船 船体部要目比較

	原子力船	在来船
全 長	約 286.0 m	約 261.0 m
垂線間長	252.0 m	245.0 m
幅	32.2 m	32.2 m
深(型)	24.0 m	24.0 m
計画吃水(型)	11.0 m	11.0 m
載貨重量	26,000 t	28,900 t
コンテナ貨物重量	19,732 t	18,715 t
燃料油	836 t	9,340 t
脚荷水	4,611 t	—
軽荷重量	27,170 t	22,780 t
満載排水量	53,170 t	51,680 t
方形係数	0.571	0.570
総屯数	約 53,000 t	約 51,800 t
コンテナ積個数(20呎換算)	1,838	1,838
速力 (連続最大出力)	28.55 kts	28.55 kts
〃 (常用出力)	27.0 kts	27.0 kts
連続最大出力	80,000 SHP	80,000 SHP
常用出力	72,000 SHP	72,000 SHP
機関室長さ	51.3 m (下部フラット) 30.6 m (実質長さ)	30.6 m

板、甲板とも無防備の感がある。

先般欧州コンテナ船において波浪により船首甲板上に損傷を蒙つた例があり、たまたま当時映画による記録がとられていたが、それによると荒天遭遇により速力を落しても甲板上に打込む背波は必ずしも減つていないことから、速力のほか、船型や船型が何らかの関係があるものとも考えられる。

前に述べた SL-7 では船首から 3/4 L の位置に甲板室を設けて居住区としているが、シーランド社の説明によれば、これは「甲板上に積まれたコンテナを波から防ぐためと、また、この位置は航海士にとつて、船が損傷を受ける前に何時速力を落すかを身をもつて知る絶好の場所である」と称していることから波浪による水線上の防備が、超高速化に伴います重要でしかも未解決な問題点の一つであることがわかる。

現在では船首部外板のフレアーを増し、かつ乾舷を増加することによりこれを防いでいるが、フレアーを大きくし過ぎると外板自身が波浪により損傷し、と云つて乾舷も現在すでに 15 m 前後までとつているが、これも過大になると係留作業にも支障をきたしてくる。

(ヘ) 超高速船の主要寸法が、一応 Pamanax Size をもつて限度と見ると draft も 11 m となつて、これからプロペラの dia も制限されてくる。今 2 軸船の場合の 1 例をとつて見ると

	(ENG)	(PS)	(r/m)	(prop)	d
SL-7	T.	60,000PS	× 2	135	7 m 10.36
鎌倉丸	T.	40,000	× 2	135	6.5 12.00(dsc)
黒部丸	D.	34,800	× 2	122	6.7 11.50(ク)

であつて、黒部丸の直結ディーゼルの方が、回転数が小さくなるが、一方 d の関係で prop の dia は無闇に大きく出来ない悩みがある。タービンの場合は gear ratio のとり方次第で許容 dia に合わせた最適の回転数の設定が可能となる。しかし、タービンの場合、高い回転数で高出力を伝達するためプロペラのキャビテーションが心配になる。幸い鎌倉丸クラスでは目下の処、キャビテーションによるプロペラの腐蝕の徴候はないが、プロペラの価格は、1 箇で 5~6,000 万円を要するので、両舷分では、1 億の order となり、もし、数年毎に prop の取換の必要が出てくると、船主経済を大いに圧迫し兼ねないので、今後、さらに超高速となつた場合、プロペラの腐蝕対策を十分とられなければならぬ問題である。

また、超高速船になると各部の振動防止も必要となる。

極東/欧州航路、日、英、独のコンテナ船を比較すると、L において邦船は約 30 m 短かく、コンテナ積高において約 250 箇少ないが、鋼材重量において邦船の 17,900 t に対し英船は 700 t、独乙船は約 900 t それぞれ多い、この相違は、両者の Rule や設計フィロソフィーの差や、Hi-Ten 使用範囲の相違などがあつて画一的な比較はできないが、鎌倉丸においては、振動が非常に少なくて対振補強をし過ぎたのではないかとさえ思われる。外船の振動についてはまだ現状をつかんでいないが、もし、鋼材重量を減らしても振動上あまり心配ないとすれば、かりに 1,000 t 節約できたとしてもコンテナ 1 箇当り 0.5 t だけ更に重いものが積めることになつて馬鹿にならない。“必要にして十分”な対振補強の一線を見出すことはなかなか困難かと思うが、今後の検討問題でもあらう。

(ト) このように超高速船となるといわゆるドンガラ船と異なり、船体、機関、電気各部に亘り高級なものが要求されて、その結果、付加価値の高い高船価船となつて、輸送コスト中に含まれる資本費や、燃料費を中心とする運航費も当然高くなる。

このため、超高速船の経済性を少しでも高く維持しようとするれば、前にも述べた燃料費を極力下げるとか

メンテナンス・フリーの思想を採り入れて修繕費を減らし、また、これによる不稼働期間をなるべく少くするなど、きめの細かい配慮を必要とすることは当然であるが、それにも増して大切なことは、何故コンピューターを 24 hr 稼働に勉めるかの理由に思いを起して、超高速船も同様に生産性—稼働率—を極力引き上げることを最大の目標として、設計上、技術上および運航上の基本となるフィロソフィーは総てこれに集約されるべきであらう。

(6) 超高速船と航空機

最後に、将来航空機との競合が考えられるが、これについて若干の考察を加えて結論に代えたいと思う。

長距離間の交通機関としては船舶は完全に王座を航空機に譲つたことは前にも述べたが、輸送機関としては如何なるものであろうか。

元来、船と航空機にはそれぞれ得手、不得手があるもので

- ① 飛行機はスピードの点で断然勝るが、1 回の輸送量では、遙かに船舶に劣る。
- ② 従つて単位重量 (容積) 当りの輸送コストは、航空機の方が高く、運賃率も当然航空機が高い。
- ③ 航空機に適する荷物はその Speed のメリットを享受して高い運賃に耐えるものであつて、重量当り、容積当りの商品価格の高いものや、急ぐものがその対象として考えられる。

しかし、一方航空機もジャンボ・ジェット機の就航によりスケール・メリットを生かしつつコストの低減を計つているのでわが国を中心とする航空貨物も逐年増加し現在では年間約 25 万トンであるが、昭和 60 年度には 20 倍の 500 万トンに及ぶとも云われているので船舶と競合する面も多くなることが予想される。しかし、現在でもわが国の輸出は、約 5,000 万トンであり、昭和 60 年度には更にこれの 3~4 倍となることが予想されるので総量からすればまだまだ航空貨物に流れるのはごく一部であり、一方、船舶は超高速船といえども速力の点では全く航空機に太刀打は出来ないものの、今後とも陸海一貫した流通システムも更に能率化するであろうことを想定すればその積取り比率において両者の速力の差ほど明確な格差の出ることはあり得ず、航空機向きの荷物は今より以上に航空機に流れることはあつても、世界の経済成長に伴う物資の移動量の増加を考えれば両者の担当分野も自から定まり、共存共栄の路を進むものと思われる。(完)

超高速船の推進性能について

横 尾 幸 一*

1. ま え が き

世界経済の発展に伴い船舶の高効率化高性能化が絶えず追求され、タンカーは巨大化、定期貨物船は高速化の一途をたどっている。定期貨物船は戦前には、長さ 140～145 m、航海速力約 18ノットで、これを高速貨物船と称した。戦後、高速貨物船はその長さで速力を次第に増加するとともに、専用化が進み、最近では長さ 250 m 以上、航海速力 26 ノット以上という大型超高速コンテナ船の出現をみている。昔に比べて一段と高速になったコンテナ船等を超高速船と称することにする。

船舶技術研究所では、このような状況に対応して、絶えず超高速船の研究を行ってきた。すなわち、昭和 35 年度より 4 ケ年計画で $C_B=0.575$ のノルマル船首船型の研究を行い、平行して行われた SR 45 の $C_B=0.625$ の船型の研究とともに戦後の高速船の研究の第一歩となった。

その後、造波抵抗理論の発展に伴い、高速船の前半部形状の決定には理論計算が使用されるとともに、バルブ船首船型についての実験が多く行われるようになった。当所では $C_B=0.56$ のバルブ船首船型についての研究を昭和 40 年度より開始するとともに、昭和 42 年度からの 5 ケ年計画で、船体まわりの流れの研究等の基礎研究を行い、超高速船の抵抗の性質を明らかにするようにつとめた。

コンテナ船の出現とともに、この研究の主力を高速コンテナ船に向けるとともに、昭和 47 年度からは 5 ケ年計画で大型超高速コンテナ船の研究を始めた。このほかに、当所としては、新形式船として、さらに遠い将来を目指しての半潜水船や船用 ACV の研究を行っているが、これらについては別に述べられるので、ここでは通常の超高速船だけを対象として述べることにする。

2. 基礎的研究

2-1 船体まわりの流れの研究

船型の合理的な設計には、船体まわりの流れの様子を正しく理解している必要がある。しかし、現状では、水面のある粘性流体中で船体が運動する場合の流体の動きを表す理論はできていないので、通常は粘性のないポテンシャル流場として近似的に取扱うことが多い。ポテンシャル流場の解析もかなりの成果をあげているが¹⁾、実

際の適用には限界がある。

模型船の全抵抗は抵抗動力計によつて容易に求められるが、抵抗成分である造波抵抗と粘性抵抗は異なる法則に支配されるために、この 2 種の抵抗成分を別々に計測する方が望ましい。その 1 つの方法として、船体表面上の多くの点で圧力および摩擦力を計測し、それを積分することによつてそれぞれの抵抗成分を求める方法があるが、実験が難しく、実用的でない。一般には、もう 1 つの方法として、模型船の後続波形の計測より造波抵抗を、船体後方の調査面の後流分布を計測することにより粘性抵抗を求める方法が実用されている。また、船体がプロペラに及ぼす影響を調べるために、プロペラ位置の伴流が計測される。

2-2 波形解析

模型船の後続波形を計測して、これより造波抵抗を計算する波形解析は約 10 年程前から世界の各国で研究され、現在約 10 種類に及ぶ計算法が発表されている。

当所では、船体の進行方向と並行な線上で計測した波形を Fourier 変換して造波抵抗を算出する方法を採用している。この方法は理論的根拠が明解で、実用的な方法として広く利用されているが、精度の高い結果を得るためには後続自由波を長時間計測する必要があるために、幅の広い 400 m 水槽で適した方法である。

この研究の中で実施された研究項目は、実船による造波抵抗の直接計測²⁾、Inuid 相似模型による波形解析の研究³⁾、波形解析法の常用化の研究⁴⁾、船首バルブ性能の波形解析による評価⁵⁾、船首尾波の分離計測⁷⁾である。これらの研究の一例として図-1 および 2 を示す。

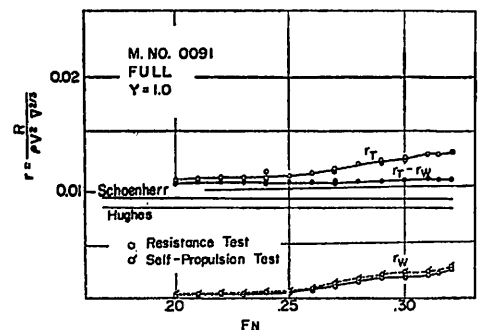


図-1 バルブ船首を有する高速貨物船の全抵抗および波形解析による造波抵抗

* 船舶技術研究所推進性能部長

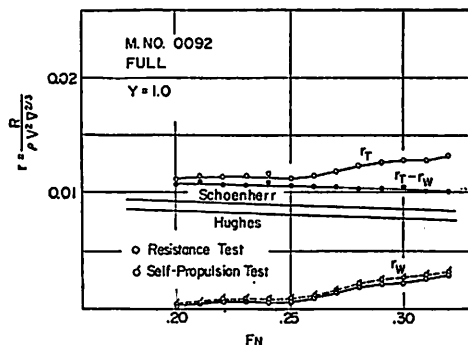


図-2 バルブなし高速貨物船の全抵抗および波形解析による造波抵抗

これは、 $C_R=0.565$, $L/B=6.49$, $B/d=2.51$ の主要目をもつ 6 m 模型船につき、船首バルブを有する M・No. 0091 とバルブのない M・No. 0092 の波形解析により求めた造波抵抗係数 r_w と動力計で計測された全抵抗係数 r_t を示したものである。ともに満載状態であり、抵抗試験時と自航試験時の両方で波形が計測されている。なお、 $Y=1.0$ は半船長だけ模型船より離れた位置で波形を計測したことを示している。この図によれば、船首バルブにより造波抵抗の変化すること、抵抗試験時より自航試験時の方が造波抵抗の大きいこと、 r_t-r_w で表された粘性抵抗係数は摩擦抵抗係数の線にほぼ平行していることがわかる。

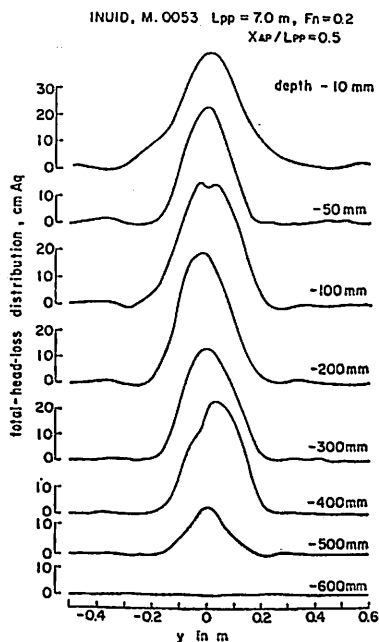


図-3 模型線後方の水頭損失

2-3 後流計測

船体の後流計測には、大別して 2 つの考え方があり、1 つは粘性抵抗を求めることを第一義とし、他の 1 つは船体後流構造の解明とその因果関係に注目するものである。本研究ではまず第一段階として、前者に焦点を合わせ、船体の粘性抵抗を後流中の総圧変化の積分として求めた。

流体力学上の特異点分布より流線追跡によつて求められた理論船型 Inuid の 7 m 模型の船尾より半船長後方の調査面で、串型ビトー管を移動して計測した水頭損失分布の一例を図-3 に示す。この図により、水頭損失の幅方向および喫水方向の分布の模様が知られる。この水頭損失を積分して求めた粘性抵抗と波形解析により求められた造波抵抗の和は、動力計で求められた全抵抗にほぼ等しい。この模様が図-4 に示されている。

2-4 プロペラ位置の伴流分布

プロペラ位置における伴流分布は、プロペラのキャビテーションや起振力の研究、ひいてはプロペラ設計上重要なものである。しかも、最近では単なる伴流分布だけでなく、プロペラ面への投影速度成分も重要となつてきた。図-5～図-8 にこれらの計測例を示す。図-5 および 6 は 3 軸船 ($C_B=0.575$, $L=225$ m, $B=32.2$ m, $d=11.00$ m)、のセンタープロペラ、図-7 および 8 はウィングプロペラに対するものであり、すべて満載状態で $Fn=0.28$ である。これらの図により 1 軸船および 2 軸船のプロペラ位置における流れの模様を推察することができる。

2-5 船体表面における流線の観測

Inuid の 2 重模型を使用して風洞で流線観測を行った。その結果の一例として、oil-flow による観測を図-9

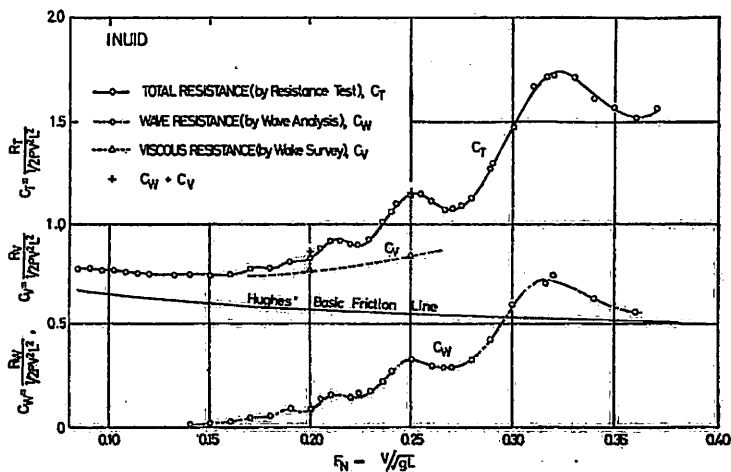


図-4 C_T と C_W+C_V の比較

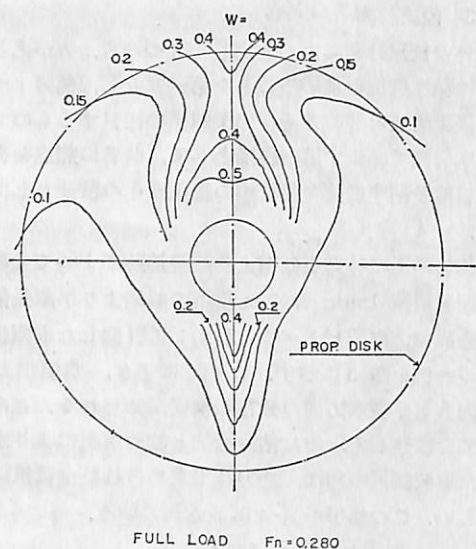


図-5 3軸船中央プロペラ位置の伴流分布

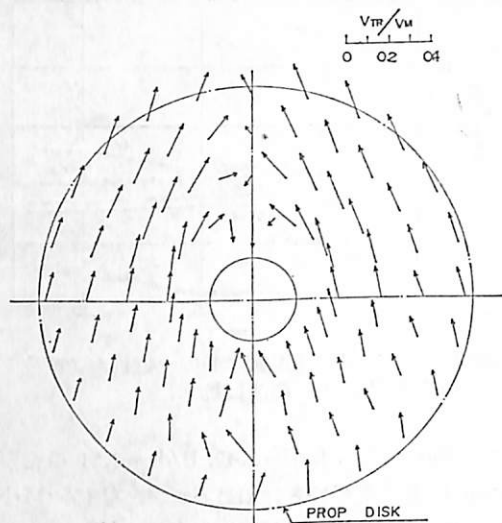


図-6 3軸船中央プロペラ位置への投影速度成分

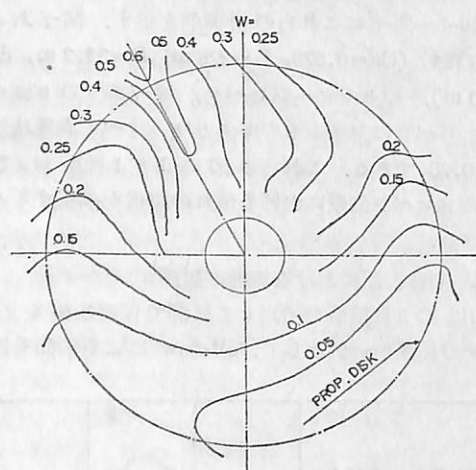


図-7 3軸船右舷プロペラ位置の伴流分布

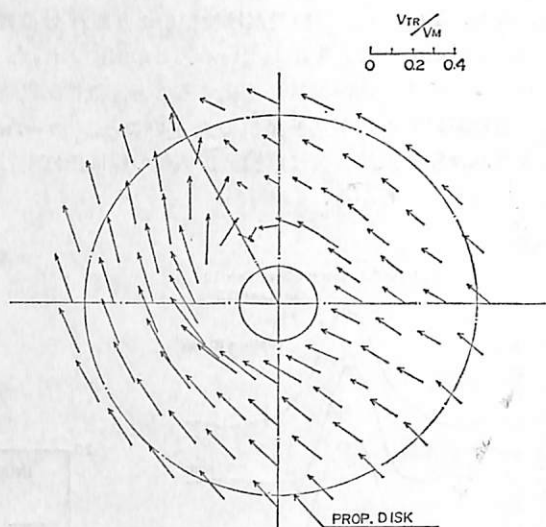


図-8 3軸船右舷プロペラ位置への投影速度成分

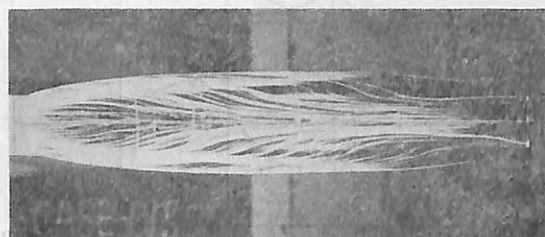


図-9 Oil Flow Test による流線観測
(迎角 15°)

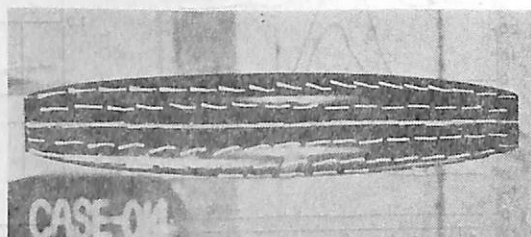


図-10 気流子による流線観測

に、気流系による観測を図-10に示す。これらの観測により、斜流中に生じる船体表面の流れと船尾渦の生成の関係等を知ることができた。

3. 船体主要目の推進性能に及ぼす影響

船体主要目を変化させての多くの系統的模型試験を行つて数多くの成果を得た⁹⁾¹⁰⁾¹¹⁾¹²⁾。以下に、その代表的成果について述べる。

3-1 L/B および B/d の影響

船の長さ幅比 L/B および幅喫水比 B/d を横軸にして剰余抵抗係数 r_R および自航要素を図-11および12に示す。ノルマル船首では L/B の増加につれて r_R が減少しているが、バルブ船型では L/B の変化による r_R の変化はわずかである。このことは巨大船の船型についてもみられたことで、ある L/B に対してバルブが設計されると、 L/B が増加した場合にはバルブが過大にすぎて幅が小さくなつたことによる抵抗減少をある程度打消し、 L/B が減少した場合には、幅が増加したことによる抵抗増加は、バルブの効果により弱められたものと思われる。 $1-t$ 、 $1-w_T$ 、 η_R 等の自航要素は一般に L/B の増加とともに増加している。ノルマル船首船型では B/d が大きくなると r_R は減少するが、バルブ船型の r_R は B/d の変化によつて殆んど変らない。 B/d による自航要素の変化も、超高速船の場合はわずかのようである。

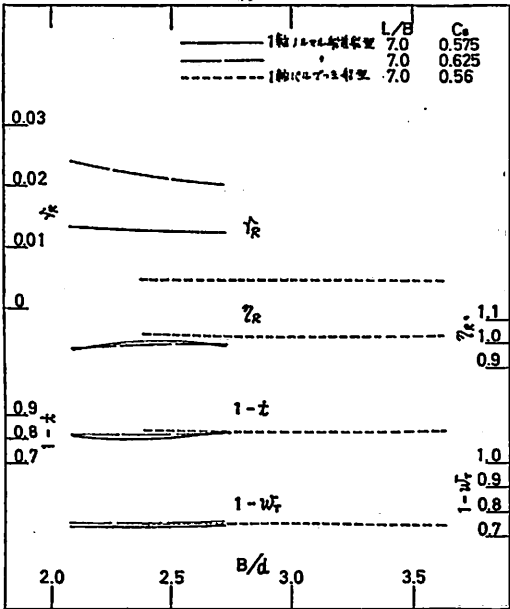


図-12 B/d の影響 (満載状態, $Fn=0.30$)

3-2 C_B および L_{CB} の影響

方形係数 C_B の影響を図-13に、浮心の縦位置 L_{CB} の影響を図-14に示す。 C_B の最適値は、 $Fn=0.30$ においては、0.54位の所にあるようである。ノルマル船型に対しての設計速力はかなり低い所にあるため、 $Fn=0.30$ ではその r_R は他の2船型に比べてかなり高い。

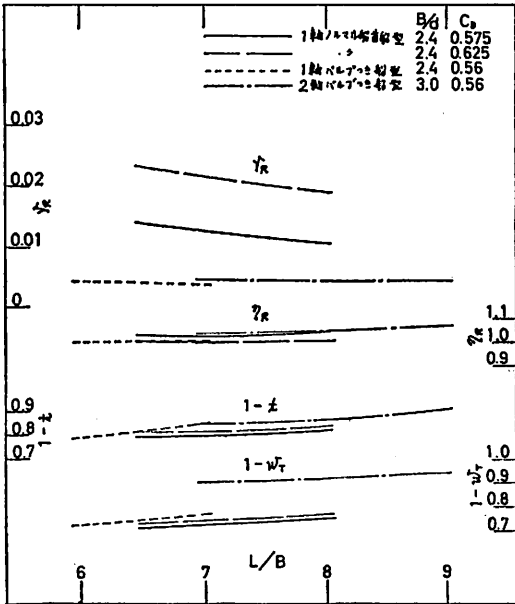


図-11 L/B の影響 (満載状態, $Fn=0.30$)

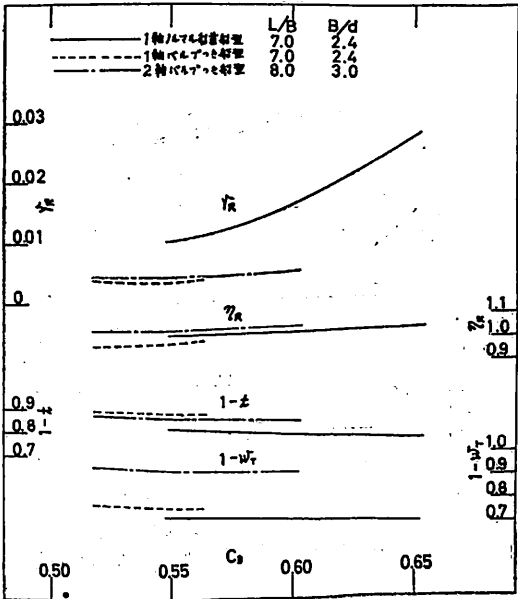


図-13 方形係数の影響 (満載状態, $Fn=0.30$)

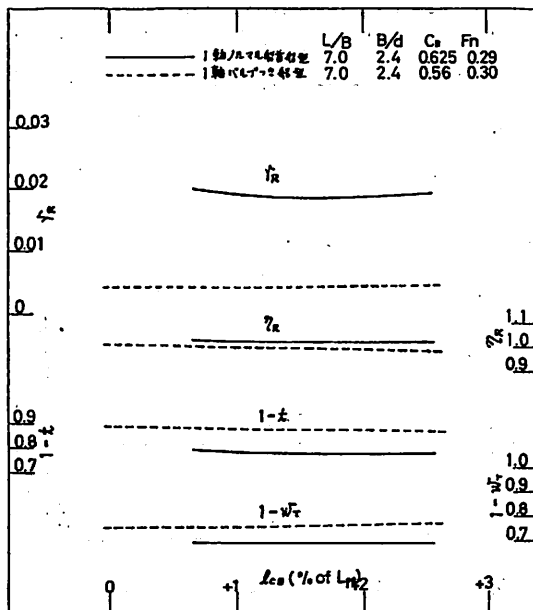


図-14 浮心の縦位置の影響 (満載状態)

ノルマル船型の r_R が C_B の変化によりかなり大きく変化し、バルブ船型の場合に変化が小さい理由は、 L/B の影響の項で述べたことと同様と思われる。 C_B の増加とともに r_R は漸増し、 $1-t$ および $1-w_T$ は漸減する。

超高速船の場合 l_{CB} の影響はあまり大きくないようである。当然のことながら、ノルマル船型の最適浮心位置に比べてバルブ船型の最適浮心位置は前方にある。ま

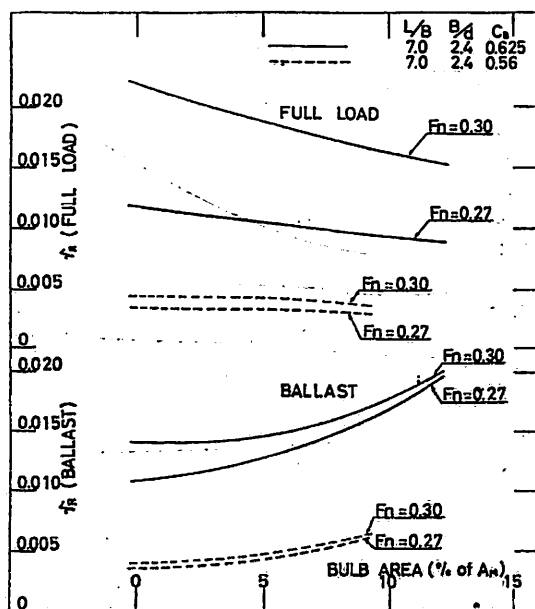


図-15 バルブの大きさの影響 (1軸船型)

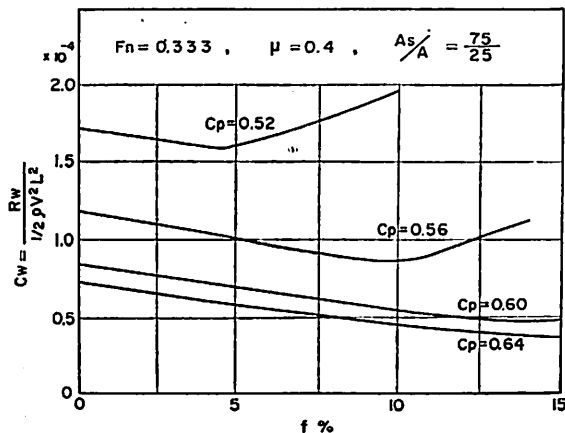


図-16 35ノットのコンテナ船における最適バルブの計算

た、最適浮心位置は L/B や C_B の変化によっても変化し、 L/B の増加により前方へ、 C_B の増加によつて後方へ移動する。ただし、最適浮心位置からのずれが大きくない場合には、その抵抗増加はごくわずかである。 r_R 、 $(1-t)$ 、 $(1-w_T)$ はすべて l_{CB} が前方へ移るにしたがい減少する。

3-3 船首バルブの影響

バルブの大きさの r_R に及ぼす影響を図-15に示す。この図の範囲内では、バルブの大きさが増加すると r_R は満載状態では減少し、バラスト状態では増加している。超高速船は普通満載状態に近い状態で航走し、バラスト状態は試運転のときだけなので、適当なバルブをつけるのが普通である。

バルブの大きさは、理論的には横断面積曲線と関連し

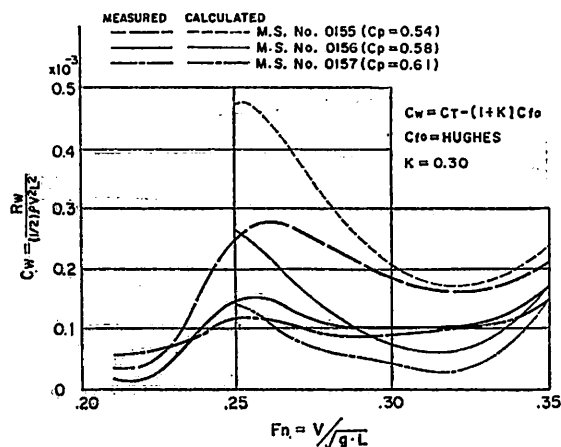


図-17 35ノットのコンテナ船の C_p と C_w の関係

てきめられるものである。3,000 個積み 35 ノットの大型超高速コンテナ船を想定して、4 種の C_F に対して求められた、バルブの大きさと T_R の関係を図-16 に示す。計算されたフルード数は 0.33 であり、船型は前後対称である。 C_F の値によつて最適のバルブの大きさが変化するが、実用船型のことを考慮に入れて、バルブの大きさを 10% の一定に保つて、3 種の C_F をもつ模型船を製作し、抵抗試験を行つた。その結果を理論計算の結果とともに図-17 に示す。試験結果と計算結果は大体似た傾向を示している。

3-4 その他の船体要素の影響

以上に述べたほか、船の推進性能に大きな関係があると思われるのは、 C_M の大きさ、フレーム・ラインの形状、横截面積曲線の形状等と思われる。バルブつき 1 軸船を対象としてこれらの影響を記せば次のとおりである。

- 1) 主要目および速度が上に述べた範囲では、 C_M の最適値は 0.975~0.97 ぐらいである。
- 2) フレーム・ラインの形状としては普通型が良く、極端な U 型、V 型はともに良くない。
- 3) 横截面積曲線の形状にも適当な形があり、肩が張り過ぎて落ち過ぎて悪い。比較的低速では肩が多少張つてもエントランスが小の方が、高速ではエントランスが多少大でも肩を落とした方が良くなる。

3-5 多軸船の推進性能

長さ 252 m、幅 32.2 m、喫水 11.0 m、 $C_B=0.575$ の高速コンテナ船を対象として、1,2,3 軸船の比較試験を行つた。軸配置の概略を図-18 に、馬力の比較を図-19

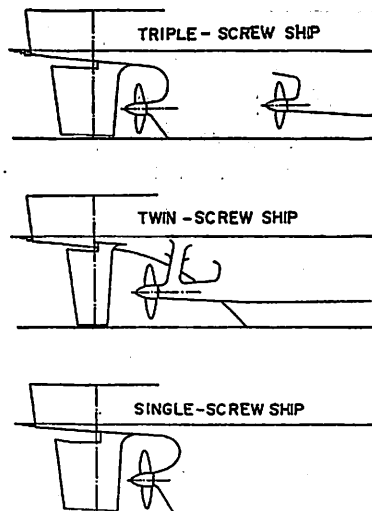


図-18 1,2,3 軸船の船尾軸配置

に示す。主機としての馬力の合計は 8 万馬力であり、1 軸で 8 万馬力を出すことは現在のところ不可能であるが、もし可能になれば 1 軸船が依然として最も良い推進性能を与えることが示されている²⁾。また、3 軸船が 2 軸船よりすぐれていることも明らかであるが、3 軸の方が 2 軸より建造費が高くなることも事実である。

古くは、一般に 2 軸の場合、外回り回転の方が良いとされていたが、コンテナ船型のような場合には、一般に内回りの方がすぐれている。その模様が図-20 に示されている。

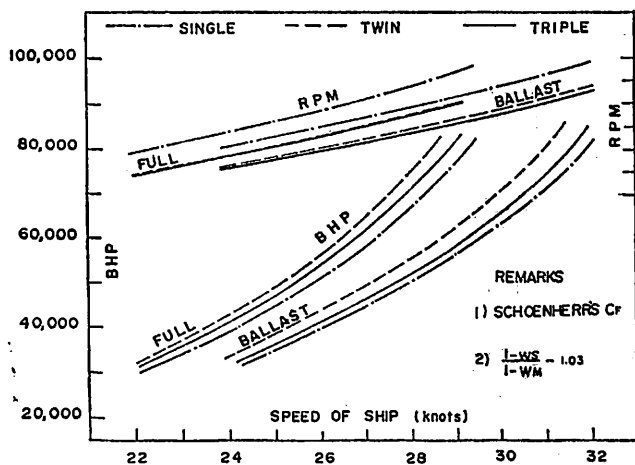


図-19 1,2,3 軸船の馬力の比較

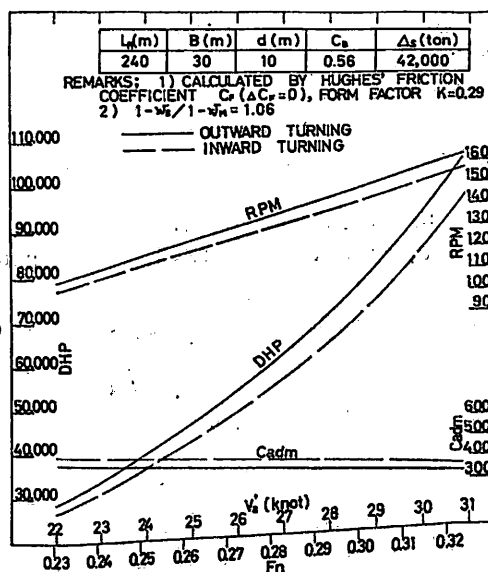


図-20 2 軸コンテナ船 (ボッシング型) のプロペラの回転方向の影響 (満載状態)

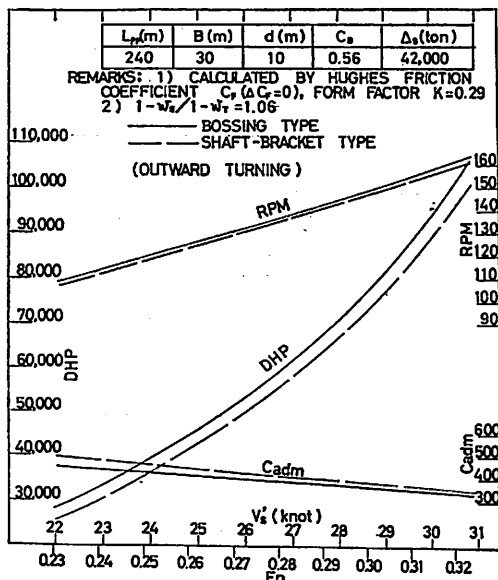


図-21 2軸コンテナ船のブラケットとボッシングの比較 (満載状態)

また、ブラケットとボッシングの比較を長さ 240 m のコンテナ船を対象として行つた。その試験の結果を図-21 に示す¹⁹⁾。プロペラが内回りと外回りとで、量的には多少異なっているが、予想されるように、やせ型ではブラケット型が有利である。

4. プロペラのキャビテーション

4-1 超高速船のプロペラ

高馬力やせ型の超高速船にあつては、プロペラへの流入速度が速いため、ピッチ比の大きな、いわゆるハイピッチプロペラとなる。多軸船のボッシングあるいはブラケットの後には不均一な流れを生じるうえに、プロペラとしては大きなスラストを出さねばならないために、キ

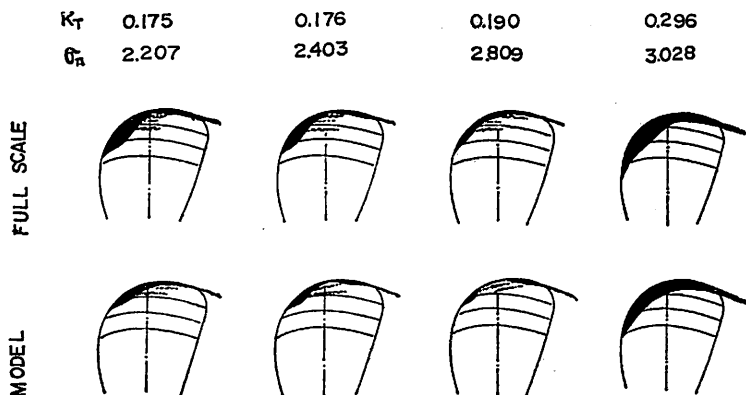


図-22 実物と模型プロペラのキャビテーションの比較

ャビテーションが大きな問題となる。

4-2 模型と実船のプロペラキャビテーションの相関関係

長さ 132 m の高速貨物船、長さ 200 m の高速コンテナ船および長さ 252 m の 3 軸大型超高速コンテナ船につき、実船と模型のプロペラキャビテーションの観測を行つた¹⁸⁾¹⁴⁾⁸⁾。観測結果の一例を図-22 に示す。実船と模型のキャビテーションの模様は大体似ているが、実船の方がやや広い範囲にキャビテーションが起つている。この 3 軸船のセンタープロペラは、翼型に対する慎重な検討の結果の設計であることと、3 軸にプロペラ荷重が配分されて、1 翼あたりの荷重が小さくなつたため、1 軸高速船のプロペラに比べてキャビテーションの起り方が少ない。

4-3 翼型改良によるキャビテーション特性の改善

当研究所は、はじめプロペラ設計用に AU 型のチャートを作つたが、後に翼前縁付近の背面キャビテーションの観点より、翼断面形状を AU 型より MAU 型に変更した。これらは、その時代時代において造船設計者のプロペラ設計に役立ってきたが、超高速船用のハイピッチプロペラに対しては、MAU 型もキャビテーションの見地から多少の改良を要することが判明した。それは、翼背面上の圧力分布に多少の好ましくない点があることで、理論計算¹⁹⁾ および風洞試験¹⁷⁾ により、圧力分布曲線の好ましい形状を見出す努力をしている。その研究結果の一例を図-23 に示す。なお、この理論計算はこれまでのプロペラに関する理論的研究¹⁸⁾¹⁹⁾²⁰⁾²¹⁾ を背景として行われてきたものである。

5. プロペラ起振力

プロペラが船尾で作動することにより発生する振動は大別して 2 つに分けられる。すなわちプロペラが作動す

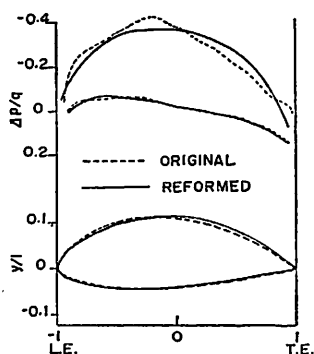


図-23 翼型改良の一例 (計算果結)

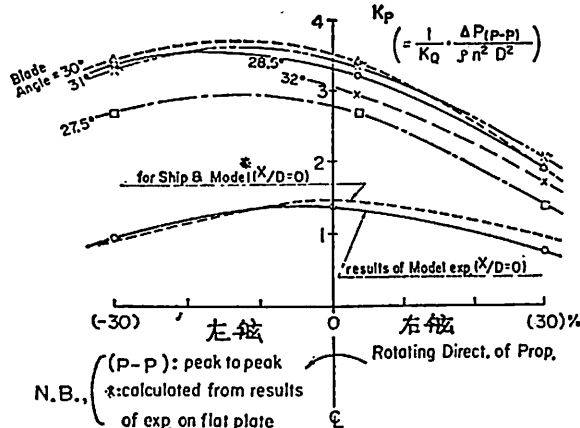


図-24 船幅方向の水圧変動 (C.R.P, N=130 rpm, 左回転)

ることにより近傍の水が圧力変化をうけ、そのために船体外板が振動する場合（サーフェス・フォース）と、船尾流れの不均一性のため、プロペラのスラストおよびトルクが一回転中に変動し、これらの変動力がプロペラ軸を介して船体振動となる場合（ベアリング・フォース）とがある。サーフェス・フォースとベアリング・フォースをあわせて“プロペラ起振力”と呼ばれている。

5-1 サーフェス・フォース

サーフェス・フォースは、通常船尾における水圧変動を求め、これを積分して得られる。水圧変動に関する研究の成果としては、キャビテーションと水圧変動との関係がほぼ明確にされたことであろう。

計算あるいは模型試験結果より、実船の船尾水圧変動振幅を推定する際には、キャビテーションの影響すなわちキャビテーション容積変化の影響が考慮されなければならないことを示した²²⁾。したがって、水圧変動振幅に関しては、経験的に実船に対する倍率を求めておけば、かなり正確に推定できると考えられる。これら水圧変動振幅を時間的に積分して実船のサーフェス・フォースを求める場合に、従来は模型船により求められた位相関係を使用するか、あるいはプロペラ翼の母線の延長線が水

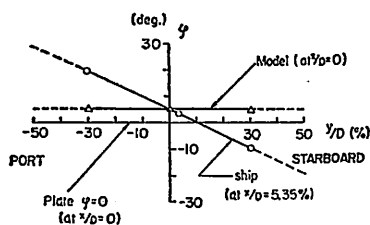


図-25 水圧変動の位相角

圧変動計測点に一致した場合にその点での負の圧力が最大となるという仮定の下に計算を行ってきた。しかし、キャビテーションが発生すると水圧変動波形の位相は大きく変化することがわかった²³⁾²⁴⁾²⁵⁾。振幅に関しての一例を図-24に、位相のずれに関して図-25に示す。図-24および図-25をもとにして、MCRにおけるサーフェス・フォースを求めてみると、実船により求められた位相を使用すれば約22トン、また従来の方法では約12トンとなる。すなわち、キャビテーションを考慮に入れない従来の方法ではサーフェス・フォースを過少評価していることがわかる。また、キャビテーションは、水圧変動振幅ばかりではなく、位相のずれに対しても重要な役割を果たしているものと考えられる。

5-2 ベアリング・フォース

ベアリング・フォースを計算するには、非定常プロペラの積分方程式を解くという困難な問題がある。

また一方、実験的にベアリング・フォースを求める場合、実験技術的にかなりの困難が伴う。当所では熊井の方法を改良し²⁴⁾、一翼あたりのスラストおよびトルク変動を計測し、これらをもとにして計算によりベアリング・フォースを求める方法を採用している。模型による計測例を図-26に示す。

実船との相関については、実船の信頼に足るデータが少ないので、現在の段階では議論することは不可能である。したがって、実船のベアリング・フォースを推定するには、現状では模型により求めるか、あるいは近似計算によっている。

6. 抵抗・自航要素の尺度影響

6-1 模型船

1軸ノルマル船首型、1軸バルブつき船型および2軸バルブつき船型について、相似模型による尺度影響の実

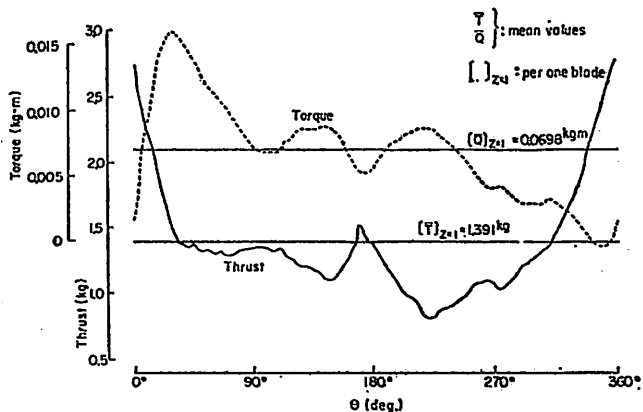


図-26 一翼あたりのスラストおよびトルク変動

表-1 尺度影響研究用模型船

模 型 船	1 軸ノルマル船首船型	1 軸バルブつき船型	2 軸バルブつき船型
L_{pp} (m)	6, 7, 8	6, 8, 10	8, 12
L/B	7.00	7.00	8.00
B/d	2.40	2.40	3.00
C_B	0.576	0.56	0.56
I_{CB} (% of L_{pp})	+1.89	+0.99	+2.40

験を行つた²⁰⁾。これらの模型船の要目を表-1 に示す。

6-2 抵 抗

全抵抗が造波抵抗と粘性抵抗の和で表されるという仮定に従えば相似模型船の抵抗試験結果から造波抵抗と粘性抵抗を分離して求めることができる²⁰⁾。この方式によつて、上記の3船型に対して求めた形状係数 K および造波抵抗係数 C_w を図-27 に示す。2軸船の低速部分で K が負になつていて、多少疑点が残るが、この範囲を別にしてみると、 K は小さな正の値をもっている。

6-3 プロペラ単独性能

相似模型船の試験とならんで、相似模型プロペラによる単独試験が行われた²⁰⁾。一つのプロペラに対して回転数を変化させて行つた試験も含まれている。これらの試験の結果を図-28 に示す。高速船のプロペラはピッチ比が大きいので、 K_T と K_Q の尺度影響は大体同じくらいになつている。

6-4 自航要素

相似模型と相似プロペラを用いて行つた試験の結果²⁰⁾ 求まつた自航要素の尺度影響を図-29 に示す。最も大きな尺度影響をうけるのは伴流係数 w_T である。 η_R と t には尺度影響が無視できると考えるのが普通であるが、小型模型を使う場合にはかなり変つた値となるので注意を要する。

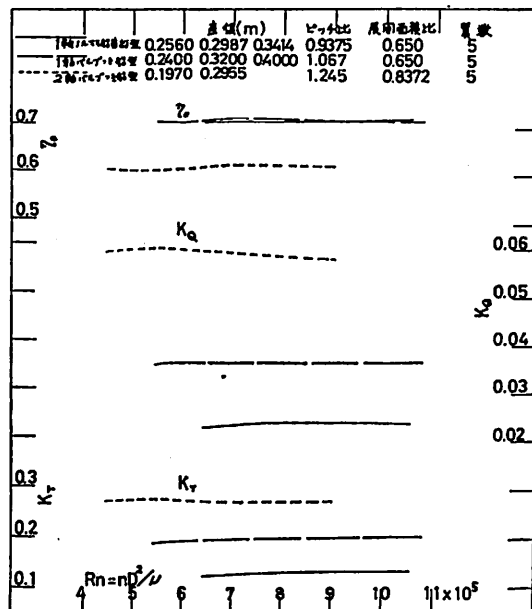


図-28 プロペラ単独性能の尺度影響

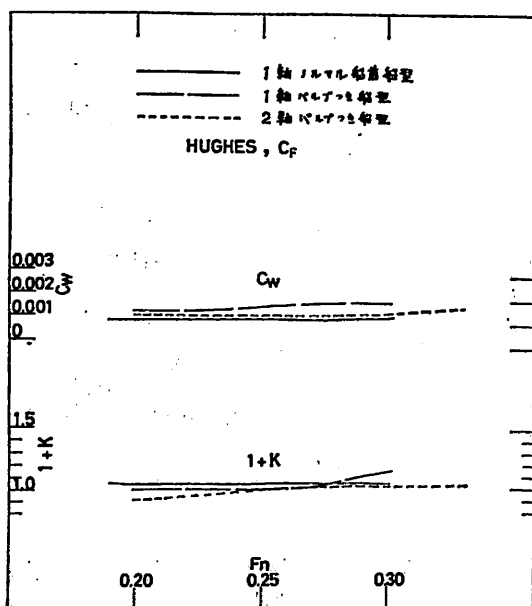


図-27 抵抗の尺度影響

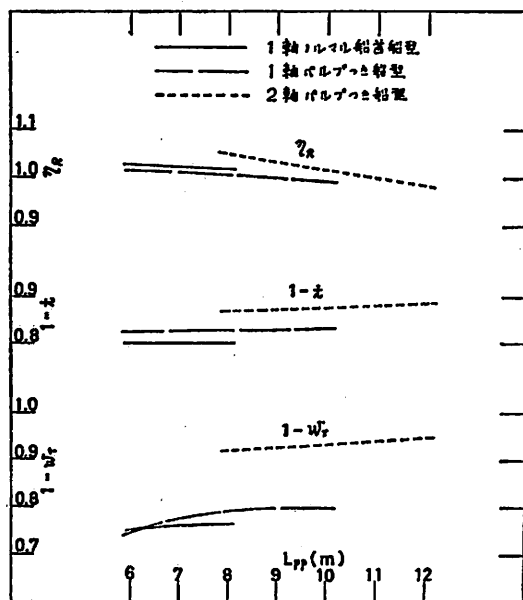


図-29 自航要素の尺度影響 (満載状態, $F_n=0.30$)

7. 波 浪 の 影 響

7-1 SR との共同研究

日本造船研究協会 (SR) との共同研究として、高速コンテナ船の波浪中の挙動についての模型試験やストリップ法による理論計算を行った²⁹⁾³⁰⁾³¹⁾。その結果の一例として斜波中の縦揺れ振動を図-30に示す。

また、SR 108 はその仕事が SR 125 に引きつがれ、ここでは実船試験が数多く行われた。これに対して当所としても多くの協力を行った。

7-2 船舶技術研究所における実船試験

昭和 46, 47 年の 2 ケ年にそれぞれ、北太平洋航路のコンテナ船を選んで実船試験を行った。前者では機関関係、後者では艤装関係に重点をおいたが、船体の波浪中の運動およびトルク・スラスト等の計測では十分な精度が得られているが、スラスト計測の精度は不十分であった。

48 年度には欧州航路の 3 軸高速コンテナ船で、プロペラ起振力、ボッシングにかかる圧力、トルク・スラスト変動等の計測を行う予定で、現在準備中である。

8. 3,000 個積み 35 ノットの超高速コンテナ船の船型およびプロペラに関する研究

8-1 船型に関する研究

運輸技術審議会の答申に基づき速力 35 ノット、コン

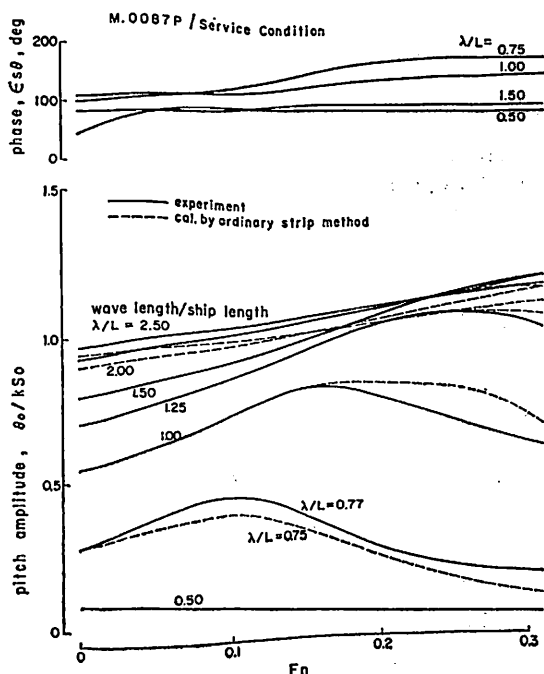


図-30 縦揺れ振幅と位相

テナ 3,000 個積みのコンテナ船の船型および推進性能上の問題点についての研究を、47 年度よりの 5 ケ年計画で行っている。想定実船の主要目は長さ 300 m、幅 40 m、喫水 12 m、方形係数 0.57 である。フルード数は約 0.33 となり、在来の高速船に比べてはるかに高速である。研究の年次計画としては、47~49 年度に船型計画の研究、48~50 年度に多軸船の船尾形状の研究、49~51 年度に耐航性能の研究、51 年度に最適船型の研究が予定されている。得られた成果の一部については前に述べた。

8-2 プロペラに関する研究

超高速船において最も大きな問題の 1 つはプロペラのキャビテーションで、シーランドの 30 ノットの超高速コンテナ船においても、この点に問題があつたようである。研究の年次計画としては、47~48 年度に翼型特性の研究とプロペラ材料の研究、49~50 年度にキャビテーション性能の研究、50 年度に単独性能の研究、51 年度に最適プロペラの研究が予定されている。ピッチ比が 1.4~1.6 にもなるハイピッチプロペラが研究の対象となるので、このような大型プロペラの試験が可能なキャビテーション・トンネルが必要で、47~49 年度にその施設の建設を行つている。回流胴体中心線間の長さ 18 m、高さ 10 m で、測定部としては直径 75 cm の高速流用 (19 m/s) と、1.8 m \times 0.8 m の断面寸法を有して 7 m 模型船を取付けられる模型船設置用の 2 種がある。前者は 48 年度に、後者は 49 年度に完成の予定である。

9. 将 来 の 研 究

9-1 排水型超高速船の高速化

文明の進歩、人類欲望の増大とともに、物資輸送の高速化は避けられず、超高速貨物船に対しても、ますます速度の増大が要求されるようになろう。このとき問題となるのは、どの程度までの高速化ができるだろうかということである。造波抵抗係数の最後の山は 0.5 ぐらいのフルード数の所にあり、ここに至るまでの急激な造波抵抗の増加を船型計画によつてどの程度までおさえられるかということである。フルード数 0.33 のものについては前に述べているので、これより高速のものとして、0.354 および 0.378 のフルード数を選び、理論計算によつて求めた最適横断面縦曲線およびその際の造波抵抗係数 C_w を図-31 に、流線追跡により求められた概略の船体形状を図-32 に示す。理論で求めたものであるから、船型は前後対称である。

4 軸を有する実用船型に対してこの C_w の値を修正し、プロペラ効率、自航要素が 2 軸船の値と余り変らないとして長さ 300 m の船に対する馬力を求めれば、船

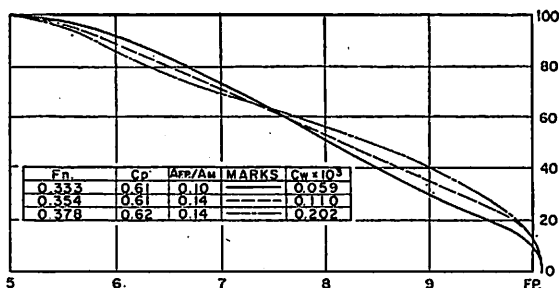


図-31 超高速船の横断面積曲線の計算値

速はそれぞれ約 37 ノットおよび約 40 ノットに対して馬力はそれぞれ約 30 万馬力および約 40 万馬力となる。5 軸 30 万馬力が出し得る出力の最高とすれば、前者は可能でも後者は不可能であり、後者の船速を必要とすれば船の寸法を小さくしなければならないということになる。

9-2 推進方式の改良

前節に述べたのは通常のスクルー・プロペラを使用することを想定しており、推進性能を向上させる試みとして推進方式の改良が考えられる。従来高速船用として考えられているのは、オーバーラッピング・プロペラ、2 種反転プロペラ等であるが、これらは 35 ノットの超高速船に対しても考える必要がある。場合によっては、ジェット推進等の推進方式も考えなければならないかもしれない。

9-3 特殊船型の採用

造波抵抗を大幅に減少させる方法としては、船体を水中深くもぐらせるか、水面上に浮上させるかが考えられる。前者としては、その没水のしかたにより、半潜水船、潜水船となり、後者としては水中翼船、船用 ACV がある。速力が水上船としての限界を越せば、これらの特殊船型を考慮する必要がでてくるものと思われる。

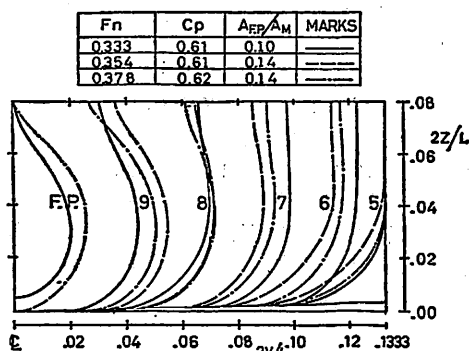


図-32 超高速船の概略正面線図

10. 結 言

以上、当所における超高速船の推進性能に関する研究の概略を主として述べた。超高速船の将来の船型は 1 軸あたりの主機出力の増大の様子によつても変つてくるし、どれだけの高速化が世界的に要望されるかによつても変つてくるので、はつきりとした見通しは困難である。貨物の輸送手段としては船が最有力であり、高速化が絶えず行われることは間違いないように思われるので、現状の一步先を研究しつづけることは大切なことであらう。

参 考 文 献

- 1) 菅 信：船体まわりの流れの計算，造船学会論文集 128 号，昭和 45 年 11 月
- 2) 田中 拓他：造波抵抗直接計測の船型試験への応用，造船学会論文集 126 号，同英文論文集 7 号，昭和 44 年 11 月および 13th ITTC, 1972
- 3) 田中 拓他：Inuid 相似模型による波形解析の研究，造船学会論文集 128 号，同英文論文集 9 号，昭和 45 年 11 月および 13th ITTC, 1972
- 4) 田中 拓，足達宏之：Some Consideration on Truncation Error in the Wave Analysis, 12th ITTC, 1969
- 5) 田中 拓，足達宏之：自航試験中の造波抵抗の計測，第 14 回船研究発表会，昭和 44 年 11 月
- 6) 足達宏之，船首バルブの波形解析 第 18 回船研究発表会，昭和 46 年 11 月
- 7) 足達宏之，非常に長い中央平行部を持つ船の波形解析について，船研報告 10 巻 4 号，昭和 48 年 9 月
- 8) 横尾幸一他：超高速 3 軸コンテナ船の推進性能に関する研究，造船学会論文集 133 号，昭和 48 年 6 月
- 9) 横尾幸一他：Design Chart for the Propulsive Performances of High Speed Cargo Liners With $C_B=0.575$ ，船研英文報告別冊，1966
- 10) SR 45，高速貨物船の運航性能に関する研究，日本造船研究協会報告第 45 号，昭和 39 年 12 月
- 11) 横尾幸一他：船首バルブ付き高速ライナー船型 ($C_B=0.56$, $L/B=7.0$) に関する系統的模型試験 (第 1 報)，船研報告 6 巻 5 号，昭和 44 年 9 月，(第 2 報)，船研報告 7 巻 1 号，昭和 45 年 1 月
- 12) 横尾幸一，川上善郎：大型 2 軸コンテナ船の推進性能に関する 2,3 の実験について，船舶 46 巻 5 月号，1973
- 13) 伊藤達郎他：プロペラキャビテーションの実船観測と模型試験，関西造船協会誌 135 号，昭和 44 年 10

月, Full Scale and Model Observation on Propeller Cavitation, 12th ITTC, 1969.

- 14) 門井弘行他: コンテナ船によるプロペラキャビテーションの実船観測, 第20回船研研究発表会, 昭和47年11月, 造船学会論文集133号, 昭和48年6月
- 15) 高橋 肇, A Prevention from Face Cavitation by Varying the Form of Blade Sections of a Screw Propeller, 運研英文報告 No. 38, 1959
- 16) 小山鴻一, 新しい方法によるプロペラ揚力面の数値解析, 造船学会論文集132号, 昭和47年12月
- 17) 門井弘行, MAU プロペラ翼断面上の圧力分布測定実験, 第14回船研研究発表会, 昭和44年11月および第16回船研研究発表会, 昭和45年11月
- 18) 花岡達郎: 揚力面の解法に関する考察, 船研報告5巻3号, 昭和43年5月
- 19) 花岡達郎: 揚力面の積分方程式の新しい数値解法, 船研報告6巻1号, 昭和44年1月
- 20) 花岡達郎: 非定常プロペラ揚力面の数値解法, 船研報告6巻5号, 昭和44年9月
- 21) 菅井和夫: 船用プロペラ特性解析法に関する研究, 造船学会論文集128号, 昭和43年12月
- 22) 高橋 肇, 上田隆康: An Experimental Investigation into the Effect of Cavitation on Fluctuating Pressures around a Marine Propeller, 12th ITTC, 1969
- 23) 高橋 肇他: プロペラ起振力に関する研究(第5

報) 起振力に関する模型および実船試験, 第16回船研研究発表会, 昭和45年11月

- 24) 高橋 肇他: コンテナ船のプロペラ起振力について, 西部造船会会報第44号, 1972
- 25) 高橋 肇他: On Propeller Vibratory Forces of the Container Ship-Correlation between Ship and Model, and the Effect of Flow Control Fin on Vibratory Forces-, 船研英文報告 No. 44, 1973
- 26) 横尾幸一他: 高速ライナーの尺度影響, 船舶44巻1月号, 1971
- 27) 横尾幸一: Scale Effect Experiment on Some Ship Forms, 造船学会論文集106号, 昭和35年1月および An Investigation into Ship Model Correlation, 運研英文報告 No. 45, 1961
- 28) 横尾幸一, 北川弘光: Some Scale Effect Experiments on Propeller, 運研英文報告 No. 43, 1960
- 29) 高石敬史他: 1軸高速コンテナ船の斜め波中における動揺特性, 造船学会論文集129号, 昭和46年6月および船研報告8巻3号, 昭和46年5月
- 30) 高石敬史, 北川弘光他: 高速コンテナ船の波浪中推進運動性能に関する研究, 第16回船研研究発表会, 昭和45年11月
- 31) 高石敬史他: 斜め波中における船側の相対水位変動について, 造船学会論文集132号, 昭和47年12月

海上保安庁巡視艇

みねぐも

船	質	軽合金
航 行 区 域	沿岸区域	
全 長	21.00 m	
垂 線 間 長	20.00 m	
最 大 幅	5.20 m	
深 さ	2.70 m	
計画満載吃水	0.98 m	
排水量(計画満載)	46.00 トン	
総 電 数	67.17 トン	
最大搭載人員	10名	
主 機 械	メルセデスベンツ池貝 MB820 Db 型ディーゼル機関 1100 PS×1400 RPM 2基	

速力(試運転最大)	27.18 節
レ ー ダ	7 吋 1 台
無線装置	SSB (MHF) 1 式 VHF 1 式



方位測定機 1 式

竣 工 昭和48年11月30日
造 船 所 三菱重工業株式会社下関造船所

高出力中速ディーゼル機関 V 60 M

三井造船株式会社
船舶技術部

一実船への搭載計画例一

はじめに

近年の船舶の専用船化、巨大化に伴ない、船舶の推進機関に要求される出力、プロペラ回転数が多様化してきている。かような状況の下で

●プロペラ軸に連なる機関台数およびそのシリンダ数を適当に撰ぶことにより広範囲な出力の要求に応じ得る。

●減速歯車を適当に撰ぶことにより広範囲なプロペラ回転数の要求に応じ得る。

のごとき特徴を有する中速ディーゼル機関のギヤードプラントはまさにうってつけの推進プラントであるといえよう。

一方、極少の機種であらゆる要求に応じ得るということとは

●生産面からは量産型となり、専用機、省力化機器の導入が容易となるため、高騰する人件費のコストへの影響を抑え得るとともに、技術力の集中により品質管理の向上が期待出来る。

●使用者側からは機種の統一により、予備品、消耗部品の管理の容易化、効率化、それに機関部員の教育の一元化が期待出来る。

更にこの種推進プラントを船舶に搭載した場合の利点として

●プラント高さが低いので重心位置も低く、それだけ安定性が増すとともに、プラント上部スペースの利用が可能である。

●プラント重量が軽くかつ小寸法であるので、それだけ船舶としての積載能力が増す。

●減機運転することにより最低力運転が安定した状態で行ない得るとともに、航海中任意の機関を止めて整備することにより船舶の稼働率の向上が期待出来る。

●機関室内の配置に自由度があり、合理的な配置をすることによりスペースを有効に利用し得るとともに、機関前端よりの発電機駆動、カーゴポンプ駆動が可能である。

●複数の機関でプロペラ軸を駆動する場合、船舶の停止に対する究極の安全性が高い。

のごときに諸点があげられよう。

しかし、一方中速ディーゼル機関がこのような利点にもかかわらず現在までのところ、どちらかといえばある

限られた船種にのみしか採用されず、全船種にわたって低速ディーゼル機関、蒸気タービンと同等な扱いを受け得られなかつたことも衆知の事実である。この最大の原因はシリンダ当りの出力が低く従つて要求出力をまかなうに必要なシリンダ数が多くなり、これに帰因する保守整備の繁雑さにある。また当然のことながらギヤードディーゼルプラントは最重要コンポネントとして弾性継手、減速歯車を有し、機関自身のみならずこれらコンポネントも同時に開発される必要がある。前述のシリンダ数が多いことからくる異常検知の困難さも解決されねばなるまい。

以上のごとき考えの下に本機関は、

●高出力中速ディーゼル機関

●保守整備省力化装置

●大容量弾性継手付クラッチ

●軽量小容積の減速装置

●機関異常検知装置

を1つのシステムとして、初期計画段階より密接な関連をもつて開発されたもので、在来の中速ディーゼル機関の場合に比較して開発そのものがユニークであるとともに、これまでにない各種の新しい考え方が採用されている。これらについての詳細はこれまで随所に発表されているので今回は省略し、実船への搭載計画（検討）例を紹介するとともに在来の推進プラントとの簡単な比較を試みたいと思う。

なおこれらの開発は、運輸省の大型プロジェクトとして同省の指導のもとに（財）日本船舶振興会の補助金を受けて、（財）日本船用機器開発協会との共同事業として行なわれたものである。

主機関主要目

型	式	4 サイクル単動無気噴油式自己逆転 V 型トランクピストン型排気ターボ過給機、空気冷却器付ディーゼル機関
シリンダ配列	45°V 型	
シリンダ直径	600 mm	
ピストン行程	640 mm	
連続最大出力		
出力	シリンダ当り	1500 PS
回転数		370 rpm
平均有効圧力		20.2 kg/cm ²

平均ピストン速度 7.89 m/s

連続常用出力

出力 シリンダ当り 1350 PS

回転数 357 rpm

平均有効圧力 18.8 kg/cm²

平均ピストン速度 7.62 m/s

過負荷率 110%

起動方式 圧縮空気

冷却方式

シリンダライナ, シリンダふた: 清水

ピストン: 潤滑油

燃料弁: 清水

空気冷却器: 海水

使用燃料油 軽油・重油・残渣油

シリンダ数および機関概略重量 (TON)

6	8	10	12
160	200	240	270
14	16	18	
310	340	380	

1,800 個積 コンテナ船 についての検討

現在運航されているコンテナ船の代表例として、1,800 個積 25 ノットのコンテナ船をとりあげ、低速ディーゼル案と V 60 M 案との比較検討を行なった。船の主要目を表-1 に、機関室配置を図-1 に示す。

V 60 M 案は低速ディーゼル案に比較して床面での機関室長さを約 3 m 短縮出来、更に機関室後部上方をコンテナスペースとして利用出来るので、20 フィートコンテナに換算して約 40 個余分に積むことが出来る。

主機出力と船速との関係を比較すると、コンテナ船の場合低速ディーゼル機関の回転数はほぼ最適回転数に近く、V 60 M 機関が減速歯車により最適回転数を撰択出来る利点は差として

生きて来ない。かえつて減速歯車の損失分だけ僅かではあるがより多く出力を必要とすることになる。

日本—北米東岸間の航路について両者を比較してみる(年間航海数は両者とも 8.26 とする)。もし仮りに 1 年間往復航とも満載で航海すると考えれば、V 60 M 案は 20 フィートコンテナ 660 個分低速ディーゼル案より多く運ぶことになる。然し V 60 M 案は年間燃料費および潤滑油量で約 3,000 万円不利なので、コンテナ 1 個当

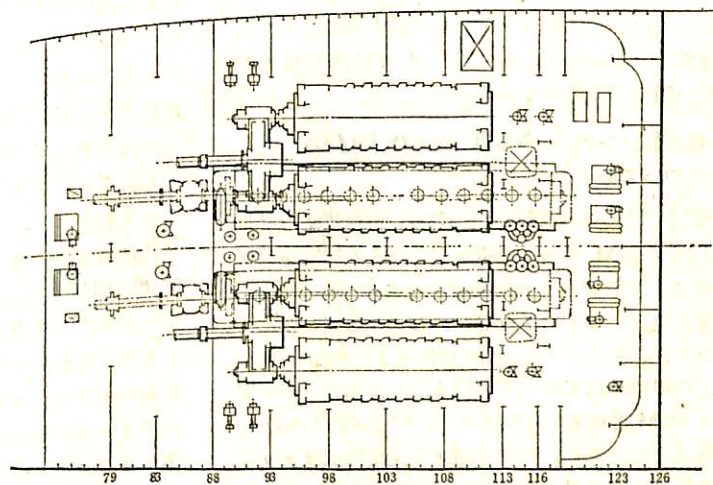
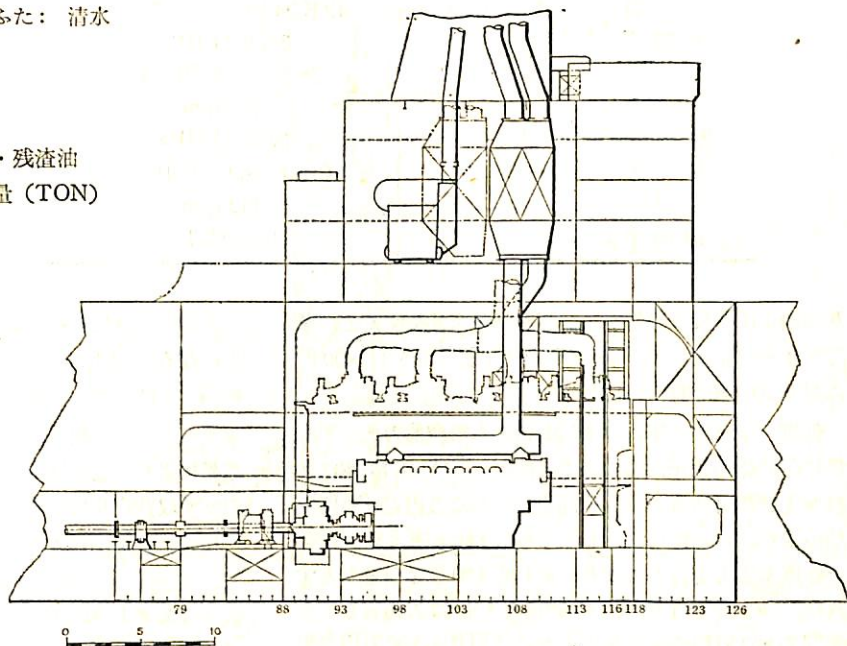


図-1 1,800 個積 25 ノットコンテナ船 機関室配置比較図

表-1 1,800 個積 コンテナ 船

	低速ディーゼル	中速ディーゼル
船 体 部 主 要 目		
船 型	L 247×B 32.2×D 19.8~d 11.5 m	
載 貨 重 量 (トン)	26,500	27,100
船 速 (ノット)	25.3	25.5
コンテナ積個数 (20フィート換算)	1,830	約 1,870
コンテナ1個当り重量 (KT)	11.0	11.0
主 機 機 械	12 K 84 EF 2 基 2 軸	12 V 60 M 4 基 2 軸
連 続 最 大 出 力	34,800 BHP×2 (合計 69,600 BHP)	18,000 BHP×4 (合計 72,000 BHP)
	119 rpm	116 rpm
常 用 出 力	29,580 BHP×2 (合計 59,160 BHP)	15,300 BHP×4 (合計 61,200 BHP)
	113 rpm	110 rpm
機 関 部 概 算 重 量	3,750 KT	3,250 KT

りの輸送に必要な燃料および潤滑油量を比較すると、低速ディーゼル案の方がやや有利(片航につき11,400円に対し10,680円)となる。

低速ディーゼル案、V 60 M 案とも搭載能力とは無関係に年間輸送量が同じであるとすれば、V 60 M 案は燃料および潤滑油費の多い分即ち約3,000万円だけ年間収益が少なくなることになる。しかし年間660個多くのコンテナを選ぶ能力を持つており、それを100%生かせたとすれば、コンテナ1個当りの運賃収入を12万円としても年間7,900万円の収入増があり、差引き4,900万円の年間収益増加の可能性がある。

コンテナ1個当りに許される重量には差がない。以上より、現在このクラスのコンテナ船で最も有利とされている低速ディーゼル案と比較して、V 60 M 案は優劣をつけたい競争力を持つていているといえよう。

超大型タンカー (VLCC および ULCC) についての検討

27万屯型 VLCC に蒸気タービン、低速ディーゼル機関およびV 60 M 型機関を搭載した場合の機関室の比較を図-2に、主要データの比較を表-2に示す。

機関室長さは、V 60 M 機関案と蒸気タービン案とは同じとなり、低速ディーゼル案の機関室より約3m短くなる。このため同じ船型を用いる限り蒸気タービン案およびV 60 M 搭載案では貨油タンク容積が約1,700m³増加することになるが、蒸気タービン案では低速ディーゼル案に比べて燃料タンク容積を2,000m³近く増加させる必要があり、結局貨物タンク容積では低速ディーゼ

ル機関案と蒸気タービン案との間にほとんど差がないことになる。以上から V 60 M 搭載案が貨油タンク容積に関してはもつとも有利なことになる。しかしながらタンカーの原油搭載量は貨油タンク容積よりもむしろ載貨重量により決定されるので、貨油タンク容積の増加がそのまま収益貨物量の増加には結びつかない。

機関部重量に関しては蒸気タービン案がもつとも軽く、低速ディーゼル案およびV 60 M 搭載案との差は夫々700KT および300KT 程度となる。この重量の差はそのままDead weightの差となるが、実際の収益貨物量はさらに燃料搭載量の差を考えたものとなる。ペルシャ湾・日本間の片道航海を考えた場合、蒸気タービン案とディーゼル案とで燃料消費量に600~700トンの差が生じるので、差引収益貨物量では、低速ディーゼル案は蒸気タービン案より100トン少なく、V 60 M 搭載案では蒸気タービン案より約450トン多くなる。すなわち一航海ごとの収益貨物量でもV 60 M 搭載案が若干ながら有利となる。

次に船速の影響であるが、蒸気タービン案の常用出力36,000 SHPに対し低速ディーゼル案およびV 60 M 搭載案の常用出力は夫々37,200 BHP および37,800 BMHP となり、これに低速ディーゼル案の回転数、V 60 M 搭載案のギアロスを考慮すると、蒸気タービン案より低速ディーゼル案は0.4ノットと遅く、V 60 M 搭載案は逆に0.2ノット速いことになる。

表-2に示すようにペルシャ湾・日本間の航路を考えると、一航海当りの収益貨物量と上記船速との差により

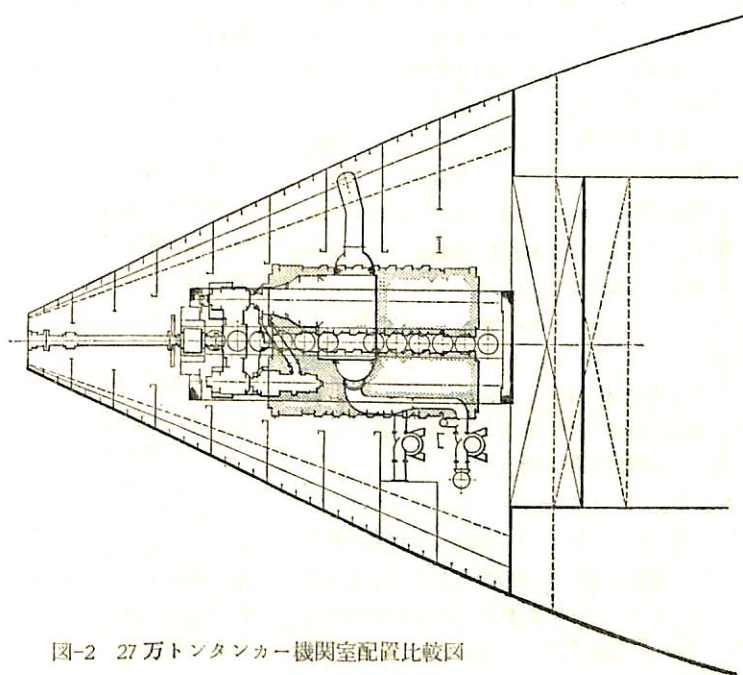
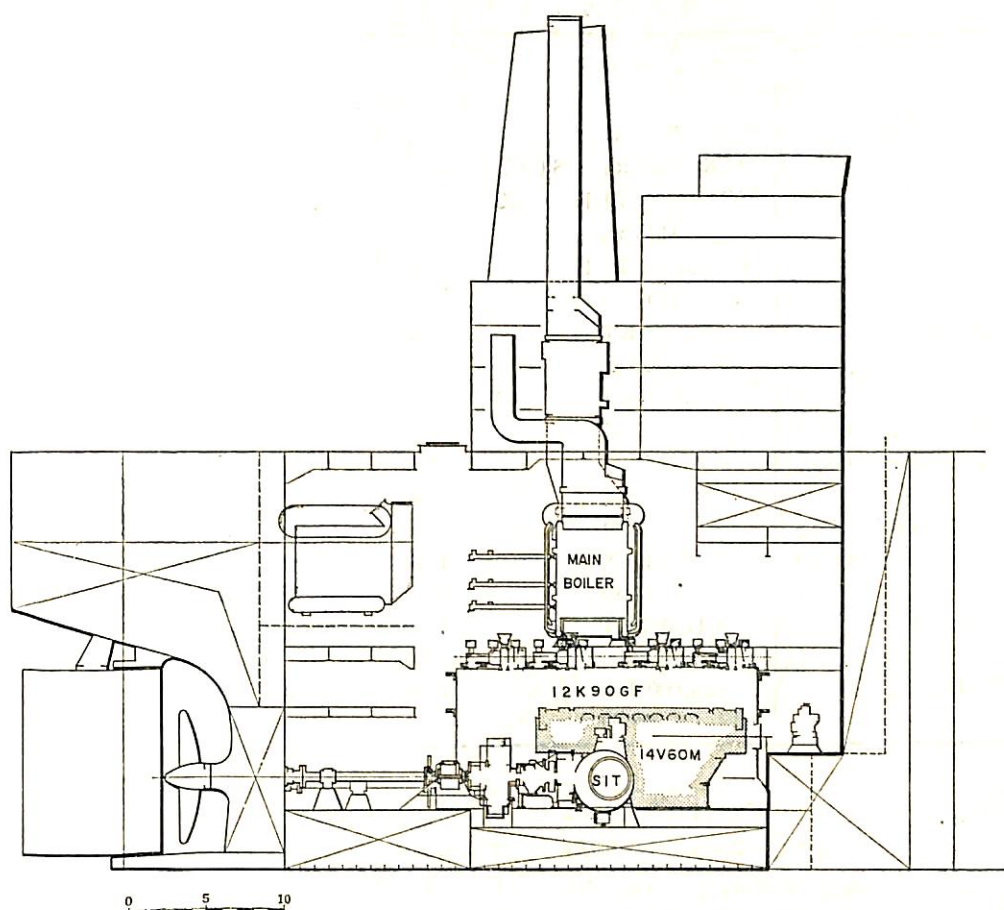


図-2 27万トンタンカー機関室配置比較図

表-2 27 万 ト ン タ ン カ ー

船 型 主 機 械	A 低速ディーゼル	B 蒸気タービン	C ₁ 中速ディーゼル	C ₂
	L 318×B 56×D 26.4~d 20.55 m			
	三井 B & W 12 K 90 GF×1 MCR 40,900 BHP 114 rpm CSO 37,200 BHP 110 rpm	三井 STAL LAVAL MCR=NOR 36,000 SHP 85 rpm	三井 14 V 60 M×2 MCR 43,000 BHP 88 rpm CSO 37,800 BHP 85 rpm	(36,700 BHP 84.2 rpm)
機 関 部 重 量	2,600 KT	1,900 KT	2,200 KT	2,200 KT
載 貨 重 量 (トン)	270,000	270,700	270,400	270,400
船 速 (満載, バラスト平均)	16.1 ノット	16.5 ノット	16.7 ノット	16.5 ノット
片 航 燃 料 消 費 量 (KT)	2493	3053	2369	2341
一航海当り収益貨物量 (KT)	266,750	266,850	267,300	267,300
	-100	Base	+450	+450
年 間 航 海 数 (PG-日本)	8.81	9.00	9.14	9.00
年 間 輸 送 量 (KT)	-51,600 (97.9)	Base (100)	+29,400 (101.2)	+4,000 (100.2)
年 間 燃 料 消 費 量	-11,000 KT (79.9)	Base (100)	-11,600 KT (78.9)	-12,800 KT (76.7)
年間燃料および潤滑油費	-36,000 千円 (86.9)	Base (100)	-26,000 千円 (90.5)	-33,000 千円 (88.0)

年間輸送量で蒸気タービン案より V 60 M 搭載案は約 3 万トン多いことになり、低速ディーゼル案では約 5 万トン少なくなる。この年間輸送量の差は、大部分船速の差により出たものであり、V 60 M 搭載案を蒸気タービン案と同じ船速で運航した場合について考えてみると、年間輸送量の差は僅か 4 千トンとなる。また燃料消費量および潤滑油消費量の差による年間運航経費の差は低速ディーゼル案は約 3,600 万円、V 60 M 搭載案は約 2,600 万円それぞれ蒸気タービン案より安くなる。

以上から年間輸送量、燃料および潤滑油費のどちらについても、若干ではあるが V 60 M 搭載案は蒸気タービン案よりは有利であると判断出来る。

現在発注されているタンカーの主流は VLCC といわれる 35~50 万トン型に移りつつあるので、27 万トン型より 1 ステップ大型の 41 万トンタンカーについても同様の検討を行った。図-3 に V 60 M 機関を搭載した 41 万トンタンカーの機関室配置図を示す。

蒸気タービン案では出力が増大しても機関本体の長さにはあまり変わらないが、ディーゼル機関では出力に比例してシリンダ数が増加し機関本体の長さが増加するので機関室長さに関しては、V 60 M 搭載案がやや不利な方向に向うが、半面、燃料消費量が少ないという利点も出

力増大に比例して増加する。従つて、運航経済性に関しては 41 万トンと大型になつても、27 万トンにおける結果と同様な傾向と見ることができよう。また 40 万トン以上の船では 2 軸を使用する可能性も大きく、その場合は、蒸気タービンに比べて V 60 M 案の持つプラントのシンプルさがクローズアップされ、さらに船価面でも V 60 M にとつて好ましい方向に向かうものと推定される。

次に、V 60 M 搭載案では、主機動力を貨油ポンプ駆動や甲板補機駆動動力として使用することが考えられる。貨油ポンプ 4 基中 2 基を増速歯車を介して主機駆動とし残り 2 基を従来通りの蒸気タービン駆動とする方式を採用すれば、従来のおよそ半分の容量の補助ボイラで済むし（タンククリーニング時の必要蒸気量もこれでまかなえる）、同時に、プラントの単純化による保守整備の減少、機関部重量の軽減、荷役時燃料消費量の減少なども期待出来る。

また、甲板機械の主機駆動方法としては、主機船首端出力軸に油圧ポンプを設け、甲板機械を油圧モーターにて駆動することが考えられる。甲板機械の油圧化により、甲板上の蒸気管および排気管は細い油圧管に、蒸気往復動機関は油圧モーターに置き変り、保守整備の面で利益が期待出来る。また、油圧化により甲板機械の集

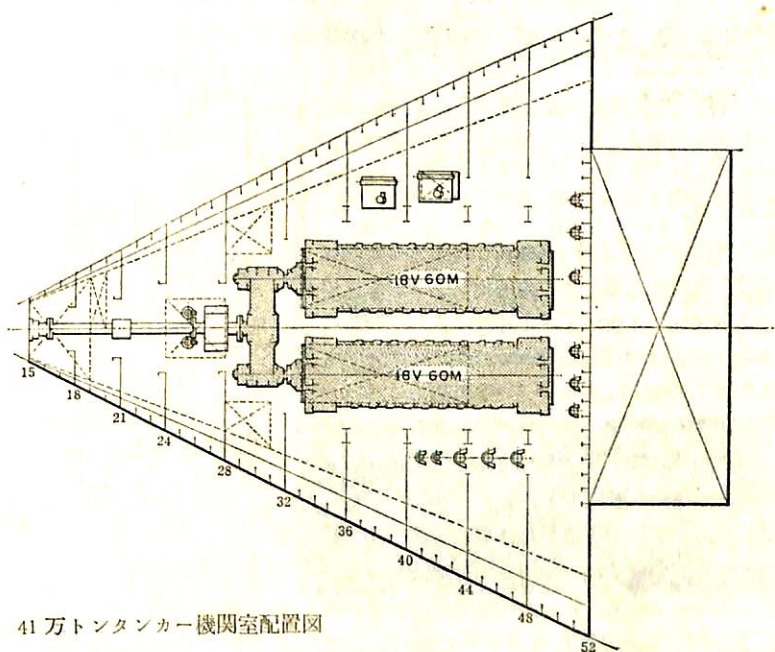
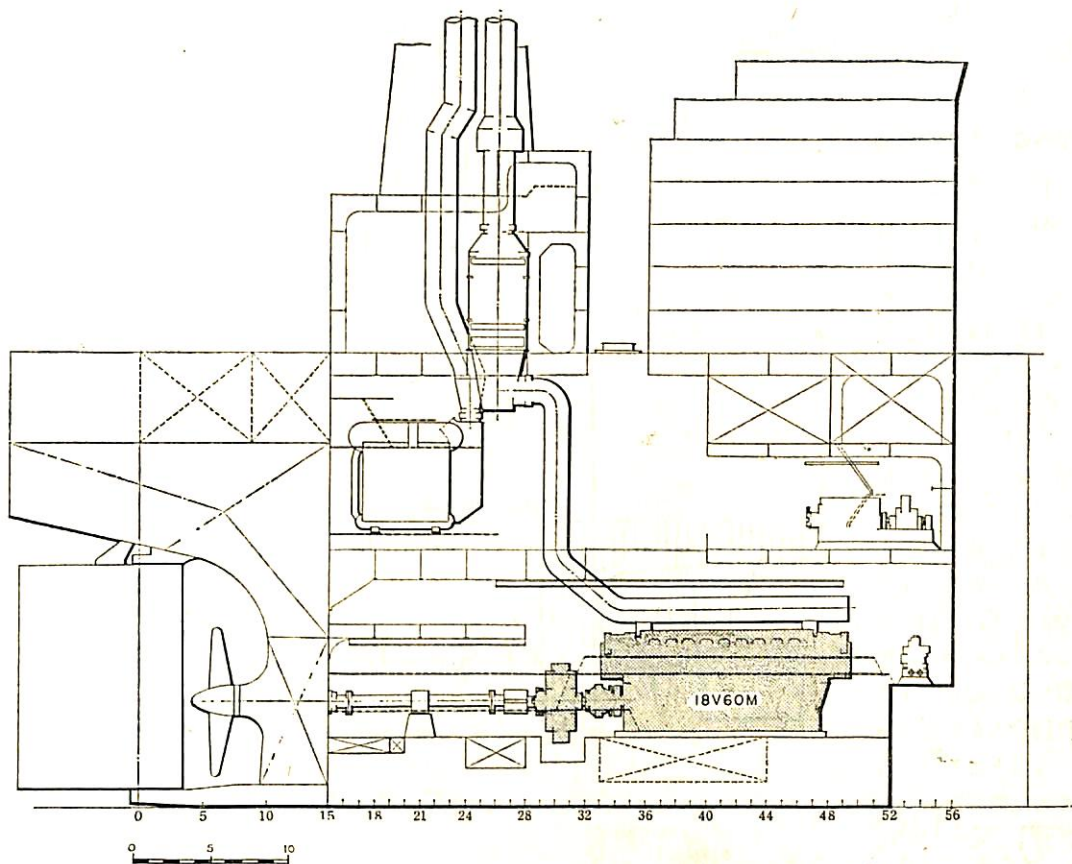


図-3 41 万トンタンカー機関室配置図

中遠隔制御が容易になれば、甲板部の省力化に大いに役立つ。

LNG 船への搭載例の検討

現在、就航中および建造中の LNG 船においては、すべて例外なく侵入熱によるボイルオフガスを主機の燃料として使用すべく計画されている。しかし、低硫黄燃料の需要増大による LNG の値上りおよび LNG 船の船型大型化の傾向から、今まで LNG 船ではコスト的に採算にのらないとされていた再液化プラントの装備が、真剣に検討されるようになった。再液化装置の動力をどのような形で供給するかがもつとも問題となるところであるが、ここでは燃料経済性を重視し、ディーゼル発電機と組合わせた電動方式を検討した。

V 60 M 機関を主機とし（低速ディーゼル案も当然考えられるわけだが、発電機設置スペース上かなりの困難が予想される）、主発電機駆動には 1 筒 600 BHP 級の中速ディーゼル機関を採用した場合の機関室配置を図-4 に示す。主発電機は 3 台装備し、2 台を再液化プラント駆動用および船内電源用として運転する。再液化プラントは、カーゴパートの上甲板上に区画を設けて配置する。

従来の二重燃料ボイラを採用した蒸気タービン案と、V 60 M 機関を主機とする再液化プラントを採用した LNG 船を表-3 のベースで比較すると、満航航海時のボイルオフガス量は、1 日当り 0.24% として一航海当り約 1,950 KT、またバラスト航海時のタンク冷却などによるボイルオフガス量が 850 KT、すなわち一航海当り約 2,800 KT の LNG が蒸気タービン案では燃料として使われており、再液化プラントを装備した案ではこれだけ輸送量が増加したことになる。一方、タービン船のパイロットバーナ用重油消費量と V 60 M 搭載案の発電機用をも含めた重油消費量の間に、一航海当り約 2,600 KT の差が生じる。ここで

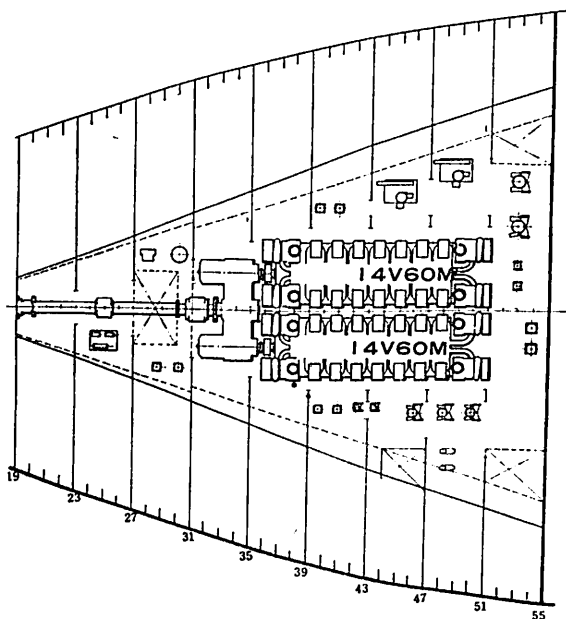
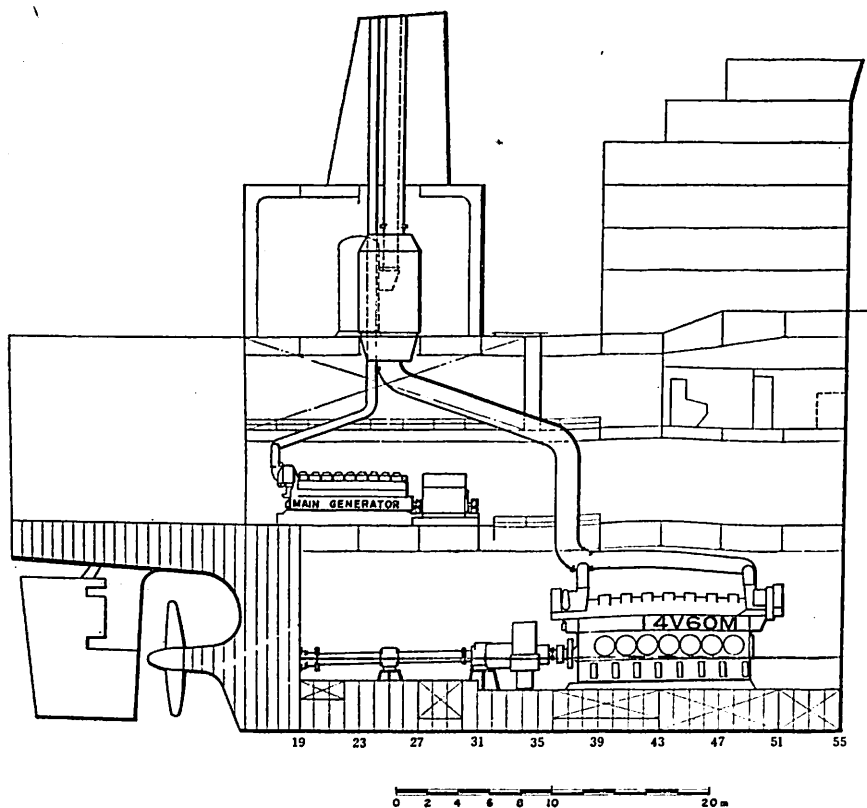


図-4 LNG 船 機関室配置図

表-3 LNG 船

	蒸気タービン	中速ディーゼル
船型	L 260×B 41.6×D 25.9~d 11.5 m	
LNGタンク容積	120,000 m ³	
主機機	三井 STAL LAVAL MCR=NOR 36,000 SHP 105 RPM	14 V 60 M×2 MCR 42,000 BHP 109.8 RPM CSO 36,7000 BHP 105 RPM (部分負荷として使用)
船速	18.75 ノット	18.75 ノット
再液化装置	無	有 4段カスケード式 所要動力 5,600 KW
航路	ペルシャ湾—日本	
1航海当り重油消費量	2,400 KT (2重燃料の重油のみ)	5,000 KT
LNG輸送量	Base	+2,800 KT

約 2,800 KT の LNG の売値と約 2,600 KT の重油の買値との差が、在来船と再液化プラントを採用した船の一航海当りの収入の差となる。LNG の売値を 1,000 kcal 当り 1 円としても、潤滑油消費量の差などを考え合わせて、一航海当り約 1,500 万円の収入増加が期待出来る。LNG 船が大型化し、さらに LNG と重油の価格差が広がれば、それだけ再液化プラントの有利性が増すことになる。120,000 m³ 級の LNG 船では、LNG の CIF ベースの売値と重油の買値の差が 1,000 kcal 当り 0.6 円程度以上であれば、再液化プラントの償却費や運転のための人員増加を考慮しても、在来船と経済的に競争出来ると考えられる。このようなプラントも、V 60 M 機関の将来の搭載例として考えられよう。

(完)

「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しいたします。

頒価 400 円(〒150)



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

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 東京都港区新橋三丁目12番1号 電話(762)2401(代)
大 阪 支 店 大阪市西区南堀江二丁目2番43号 電話(541)0331(代)
札幌支店 札幌市東区南一条二丁目12番 電話(52)16267(代)
仙台支店 仙台市青葉区二丁目17番小野ビル 電話(23)8455
名古屋支店 名古屋市中区本町1丁目11番 電話(936)0233
福岡支店 福岡市中央区本町1丁目9番27号 電話(22)6314(代)
広島支店 広島市基町2番23号 電話(43)1442

日本造船研究会の昭和47年度研究 業務について(1)

(社)日本造船研究協会
研 究 部

本協会研究部は、内外の造船技術の開発状況、海上輸送方式の推移、造船技術開発協議機構選定の重要課題および前年度までの実績等を考慮し、また、運輸省の決定された45年度の「船体構造計算法の開発計画」、46年度の「大型超高速船の開発計画」および「船舶の防食防汚研究開発計画」の3計画の線に沿い、47年度以降次の5項目の重要開発研究について3か年計画を策定した。

- (1) 造船技術開発に関する基礎的研究 (2) 船体の構造計算方法の精密化に関する開発
- (3) 大型超高速船の開発に関する研究 (4) 船舶の防食防汚方法の開発に関する研究
- (5) 原子力船の開発に関する研究

昭和47年度は、本3か年計画の第1年度として、次記一覧表に示す研究課題について研究を行なつたが、13課題は、44,45年度または46年度より継続実施した。なお、超自動化船用シミュレータの研究開発は、運輸省超自動化船用シミュレータ研究開発委員会の研究作業として本会において超自動化船用シミュレータの基本要目のとりまとめを行なつたものである。

以下に、各課題の内容・成果の概略を記述することとするが、今回は、造船技術開発に関する基礎的研究のうち「機関およびプロペラの起振力と船体振動の応答に関する研究」(SR 112)、「大型船の横部材におけるスロット周辺のクラック防止に関する研究」(SR 120)、および「船殻の脆性破壊に及ぼす溶接疲労亀裂の影響に関する研究」(SR 121)の3課題をとりあげることにする。

昭和47年度研究課題一覧表

研 究 課 題		研究会 番号	実 年 度	施 度	備 考
(1) 造船技術開発に関する基礎的研究	機関およびプロペラの起振力と船体振動の応答に関する研究	SR 112	44 ~ 47		船舶振興会 補助事業
	大型船の横部材におけるスロット周辺のクラック防止に関する研究	SR 120	45 ~ 47		〃
	船殻の脆性破壊に及ぼす溶接疲労亀裂の影響に関する研究	SR 121	45 ~ 47		〃
	大型プロペラの翼強度に関する研究	SR 126	46, 47		〃
	船殻部材歪量の船体強度に及ぼす影響に関する調査研究	SR 127	46 ~ 49		〃
	船殻の腐食と腐食疲れによる損傷の防止対策に関する研究	SR 128	46 ~ 48		〃
	排気ターボ高過給船用中小型ディーゼル機関の性能シミュレーションの研究	SR 130	46 ~ 48		〃
	船体構造部材の許容応力に関する研究	SR 134	47 ~ 51		〃
	造船工作における適応制御に関する研究	SR 135	47 ~ 49		〃
	船用ディーゼル機関燃焼室壁部材の強度設計法に関する研究	SR 136	47 ~ 49		〃
	船用ディーゼル機関用排気弁の吹抜け防止および燃料弁の長期無開放化に関する研究	SR 137	47 ~ 49		〃
	造研が実施せる研究成果の有効な利用方法に関する調査	SR 200	47 ~		自主事業
(2) 船方関する 船体法の 精密研究 構造計算に	大型鉱石運搬船の船首部波浪荷重および鉱石圧に関する実船試験	SR 124	45 ~ 49		船舶振興会 補助事業
	波浪外力に関する水槽試験	SR 131	46 ~ 49		〃
	実船搭載用波浪計に関する研究	SR 132	46 ~ 49		〃
	船体構造強度に関する研究	SR 133	46 ~ 49		〃

(3) 大船関 型のす 超開る 高発研 速に究	超高速コンテナ船の耐航性に関する研究	SR 125	46 ~ 49	船舶振興会 補助事業
	高速コンテナ船の馬力推定法の精度向上に関する研究	SR 138	47 ~ 49	〃
(4) 船汚に 船方関 の法す 防のる 食開研 防究究	船体塗装法等の開発に関する研究	SR 139	47 ~ 49	船舶振興会 補助事業
	バラストタンクの腐食原因および防食方法に関する研究	SR 140	47 ~ 51	〃
	安全性の高い長期防汚塗料の開発研究	SR 141	47 ~ 51	〃
(5) 原開る 子発研 力に究 船関の す	船舶用一体型加圧水炉の概念設計に関する試験研究	NSR 7	46 ~ 49	科学技術庁 委託事業
(6) 他の の	超自動化船用シミュレータ研究開発		47, 48	運輸省委託 事業

機関およびプロペラの起振力と船体振動の 応答に関する研究

研究部会：SR 112（部会長 熊井豊二氏）

最近のように船舶が大型化し、これに伴って機関出力が増大すると、機関およびプロペラの起振力による船体の全体振動および各種の局部振動も増大し、これが互に関連しあつて従来見られなかつたような複雑な応答を示すことが明らかにされている。この複雑な船の振動を解明し、有効な防振対策をたてるためには、各種起振力と船体振動の応答との相関関係を明らかにする必要がある。そこで、昭和44年度より4か年計画で研究を開始し、昭和45年度には機関、プロペラおよび波浪による起振力を受けて生ずる船体各部の振動を就航中の実船について総合的に計測した。この実験により、ぼう大なデータが得られたが、昭和46年度にはこれらのうち主としてアナログ・データについてアナログ解析器および電算機を用いたフーリエ解析、スペクトル解析などを実施した。しかし、デジタル・データについてはその処理の手法に問題があつたため十分な解析はできなかつた。したがつて、昭和47年度にはこれら未解析データの解析を続行し、また若干の追加実験を行なつて資料の充実をはかり、これらを用いて理論的な検討を行なつて船舶の振動特性を総合的に究明する。

また、最近漁船、カーフェリーなどでは特に高馬力化の傾向が著しく、これらの船舶にはこの影響と思われる船尾構造部材や推進軸系の損傷事故の発生が目立つてきており、これは従来の常識的な船の大きさと馬力の関係において経験的に成立した船尾構造、推進軸系などの設計および工作を標準的なものとして適用していることに問題があると考えられるので、早急に実態を把握し、対

策を樹立する必要がある。

以上の目的をもつて本年度は最終年度の研究として次の研究を実施した。

(1) 船体振動の総合特性に関する研究

(a) 船体高次振動

船体上下、左右振動、機関架構の26点の計測データについて、振動解析プログラムを用い、フーリエ解析、頻度解析、パワースペクトル解析を行なつて共振曲線、キャンベル線図、モード曲線などを求めた。得られた主な結果は次のとおりである。

(i) 推進器5翼、6気筒機関の神和丸の主要振動次数は5,6次であり、2,8,9,10,12次の振動も優勢である。

(ii) 機関架構横振動のH型共振振動数は6次、390 cpm、576 cpmであり、X型振動数は8,9次、864 cpmである。390 cpmのH型は機関室二重底の変形を主体とするモードであり、576 cpmのH型は機関架構の変形を主体とするモードである。576 cpmでの二重底のモードは架構の変形にしたがうS字形である。

(iii) 船体上下固有振動数は、5節振動以下では（節数-1）に対して直線的に増加するが、6,7節では低下の傾向がある。

(iv) 船体上下、水平振動には、広い振動数範囲に6,8,9次の振動が存在するが、機関横振動の共振点と船体振動の共振点は一致しない場合が多い。また、機関架構は非共振状態で、振幅が小さい振動数範囲では船体に比較的大きい振幅があらわれている場合がある。このことから、機関振動と船体振動は直接関連するものとは限らず、ディーゼル機関のガ

ス圧による起振力が6次等の船体振動を起振している場合があると推定される。

- (v) 船体の上下、左右、縦振動において、同一振動数で共振峰があらわれる現象が認められた。機関、軸系、プロペラの系の起振力およびその伝達特性に上下、左右、縦方向の連成特性が存在する可能性も考えられ、今後さらに検討を要する。

(b) 波浪による船体振動

(i) Springing 解析結果

波との出会角と船体の応答との関連をみるために実施した八角航走試験結果を解析してみると前年度のアナログ・データ解析結果と同様な結果が得られた。すなわち、近い波になるにつれて振動が成長している。

船速と Springing Stress との関連をみると、Springing Stress は船速の2乗および3乗の曲線に沿って船速とともに増加しているが、Hamp Hollow がみられる。

船底に作用する水圧変動から検討すると、Fr. 64の計測点では水圧のパワースペクトラム密度のレベルが、波出会周波数域のほぼ整数倍ごとに高くなっており、Springing は丁度5倍の周波数域に合致している。このことは船体運動周波数の整数倍の起振力の存在を示唆しているものと思われるが、データ処理上の精度の問題もあるので今後の検討が必要である。

(ii) Springing の理論値と計測値の比較

船側波形の変形の影響を考慮した波浪起振の計算について、熊井の理論より計算手順を抜粋し、神和丸について計算を行ない、計測値と比較検討した。計算結果によると付加水質量による起振力が全起振力の93～94%程度を占め、 n (船体上下2節固有振動数と波と船との出会振動数の比) が大きくなると浮力による起振力は徐々に小さくなる。また、Springing を避けるためには n を大きくする。すなわち、出会振動数をできるだけ小さくすることがひとつの方法であり、そのためには船速を低下させるか、船の波に対する角度を大きくすることが効果的である。

λ/L が1に近づくとも船側波高が大きくなり、起振力が大きくなる。応答係数については実測値とかなり近い値を示しており、この程度の船の Springing の応答係数のオーダーを与えているものと思われる。

(iii) 非定常性を考慮したスペクトル解析

低次のたわみ固有振動数におけるピークとその周辺スペクトル分布との時間変化を観察することによつて波浪外力により生ずる船体低次のたわみ振動発生原因に対する手懸りを得るために佐藤らの手法を用いて非

定常性を考慮したスペクトル解析を行なつた。

数値計算は神和丸計測データを用い、計測点 V-2, S-2, P-3 について実施したが、R.M.S. 値の時間変化をみると、V-2, P-3 の時間変動は S-2 に比し大きく、変動の様相は V-2 と P-3 は類似の傾向がみられる。P.S.D. 分布の時間変化をみると、次のような点に気付く。

1. 2節振動については S-2 と V-2 がよい相関をもっており、船首加速度は縦曲げ応力の指標となりうる。
2. 縦曲げ強度を考える場合、波浪曲げ応力のみで代表させることは不十分で2節振動を無視できない。

(iv) 衝撃による船体高次過渡振動

46年度の報告に示された過渡振動計算法によつて神和丸の高次過渡振動を再現し、理論計算および計測結果の妥当性を確認した。衝撃の Time History をみると、衝撃力の作用点に近い船首端では衝撃力作用と同時に振動が発生し、最大振幅に達してその後減衰しているが、この減衰は純粋とは云いがたくビートを打っている。船尾端では衝撃力が作用して後 0.06～0.07 sec において最大振幅を示しており、船首から船尾への振動伝播に 0.06 sec 程度かかったことがわかる。これは計測記録とよく一致している。高次過渡振動に対する減衰の影響を調べた結果では船首端における振動振幅は減衰および継続時間によらずほぼ一定の結果を示し、船尾端の振幅は減衰の増加とともに減少している。

(c) 局部構造部材の振動応力

局部構造部材に働く振動応力について、神和丸の計測データ (S13-Fr. 48 trans web, S33-Fr. 82 trans web, S19-Fr. 61 strut) を用い、振動データ処理プログラムによりタイムヒストリー、共振曲線、自己相関関数、パワースペクトル、振動数スペクトル、線スペクトル、キャンベル線図を求めた。その結果次の諸点が明らかとなつた。

- (i) 起振外力の振動数成分はプロペラによるもの (5 N, 10 N) および主機によるもの (4 N, 6 N, 9 N) であり、波によると思われるものはあまり計測されていない。
- (ii) 部材が接水状態にある時、振動応力に及ぼす影響はプロペラ起振力の方が主機起振力よりやや大きく、空中状態では同程度の影響となつている。
- (iii) 船長方向の振動数成分の分布は接水状態において船倉の船尾側では 7 N～10 N が顕著であるのに

対して船首側では 4 N~6 N の低い振動数成分が顕著になる。

- (iv) 振動応力値は接水状態の方が空中状態に比較してはるかに大きい、その値は高く最高 0.17 kg/mm² 程度の比較的小さい値である。

(d) プロペラ起振力

- (i) プロペラ変動水圧計測結果の従来実績値との比較

神和丸で計測されたプロペラ変動水圧を無次元化し、これまでに計測されている他の実船計測結果と比較した。比較に用いたデータは計測点 P₁₀ の値 0.0245 ~ 0.035 kg/cm² で I.S.S.C. 1970 の式により無次元化した。この値は従来のデータに比較してほぼ妥当なものと思われる。また、この計測値に対する船体振動の影響をみると、計測結果の 5~7% 程度であり小さい。

- (ii) プロペラ起振力の模型試験

神和丸の 1/35.5 の木製模型を製作し、石播試験水槽において船尾部付近の水圧変動、トルク・スラスト、トルク・スラスト変動の計測を行ない、実船計測値と比較検討した。その結果次の点が明らかとなった。

1. 模型試験の水圧変動無次元値 K_p はプロペラ回転数によらずほぼ一定で約 0.8 である。
2. 水圧変動の K_p には実船と模型船との間に差があり、実船ではプロペラの回転数が上昇すると K_p も大きくなる。この原因は実船のプロペラにおけるキャビテーションの発生や船体振動による修正方法の精度に起因するものと思われる。
3. 実船のサーフェスフォースを推定してみると、サーフェスフォースはプロペラ回転数の上昇とともに増大するが、117 RPM では片振幅 4 トン程度の 5 次の上下起振力が予想される。
4. トルク・スラスト変動は模型船、実船ともにほぼ同程度の値を示す。

(e) 振動感覚に関する調査

ISO の振動許容基準設定の動きに歩調を合せて、船体振動そのものの特性とは切り離した形で研究を進め、SD 法を主体とした調査データの蓄積に努め、今年度はコンテナ船 2 隻、フェリー 4 隻のデータを中心に解析した。コンテナ船では振動計測量と対応のよい SD 法因子は“きつい—おだやか”、“はげしい—かすかな”、“かたい—やわらかい”であり、フェリーでは SD 法との対応は求めなかつたが、ISO の提案に沿った振動測定を行ない、各室の振動を評価した。

(2) 高馬力船の船尾構造に関する研究

(a) 損傷実態調査

船尾構造部材の損傷、船尾軸受の異常磨耗およびプロペラ軸の折損などの損傷事故の実態を把握するために、アンケート方式で中型造船工業会加盟造船所を対象に漁船、フェリーについて調査を行なった。その結果、14 件の回答が寄せられた。損傷内容をみると船体関係の亀裂損傷が 7 件、軸系の磨耗、折損事故が 7 件であった。

(b) 実船計測

- (i) 供試船

349 総トン型北洋トロール漁船、6,600 総トン型カーフェリー、7,000 総トン型カーフェリー、および 404 総トン型まぐろはえなわ漁船の 4 隻

- (ii) 試験種類

1. 起振試験

1 トン起振機を船尾 A.P. 付近の上甲板に設置し、加速度ピックアップを船尾部を主体として船体各部にとりつけ、200~2,400 cpm の範囲で正弦波形起振力に対する応答を計測した。

2. 航走試験

起振機試験に引続き、海上運転時に船体各部に加速度ピックアップを、軸系にストレインテレータを取付け、プロペラの回転数を変化させて、プロペラから生ずるサーフェスフォース、ベアリングフォースなどの多重重畳波起振力に対する振動応答を計測した。また、404 トン漁船については船尾部水圧変動を計測した。なお、可変ピッチプロペラ船については回転数を一定として翼角を変化させる条件での計測も実施した。

- (iii) 試験結果

カーフェリーの船体振動はビーム振動および船尾局部振動ともに微細であり、船尾構造ないしは軸系の損傷に影響することはない。ただし、軽車輪甲板の後端部および重車輪甲板の機関室頂部など支柱間隔の大きい甲板については、上下振動の強い共振が起る可能性がある。

まぐろはえなわ漁船はその構造上の特徴として、2 節水平振動が激しい共振を生ずる恐れがあり、3 翼のプロペラを用いて 3 次、4.5 次、6 次がブレードフリークエンシー (B.F.) となつた場合には、船体構造に被害を及ぼす危険がある。しかし、高次のビーム振動および船尾振動はカーフェリーに比較すればやや大きい、直ちに損傷に結びつくとは考えられない。なお、今回の試験船第 5 幸漁丸については軸系ねじり振動の 6 次共振による船体の誘導振動が顕著であると

もに、3次振動の裾がMCR付近に現われて船体振動を誘導しており、4翼プロペラの場合には減衰が小さいようでありねじり振動については不利である。水圧計測の結果をみると、全回転数をとおして $1 \times B.F.$ および $2 \times B.F.$ で大きい成分が発生しており、妥当な傾向を示している。回転数と次数ごとの水圧変動成分との関係は1次および2次成分は回転数の増加とともに増加の傾向にある。船幅方向の分布は最大値が船体中心線上になく、右舷側によつてゐる。

北洋トロール船の場合には低次の船体ビーム振動は微弱であるが、高次の船尾振動はきわめて激しく、船尾の張出し部の漁具庫で500galをこえる振幅が計測されている。その原因としては過大な軸馬力を変換するために大きなプロペラがついており、キャビテーションを生じて高次の起振力が大きくなつてゐるものと考えられる。ただし、操業試験の曳網時および揚網時には船体振動は軽微である。なお、北洋トロール船の船尾振動も船尾部張出し部以外では50gal程度であつて、まづろはえなわよりやや大きい程度である

(谷)

大型船の横部材におけるスロット周辺のクラック防止に関する研究

研究部会：SR 120（部会長 秋田好雄氏）

大型船の船底トランスなどの横部材に設けられる縦通材貫通のためスロットには、その周辺に多数のクラックが発生し大きな問題となつてゐる。本研究はこの種のクラックの発生原因を究明するために統計的損傷調査を行い、また各種スロットの構造模型の強度実験により、有効な損傷防止法を確立し、船体構造の合理化に寄与することを目的として、昭和45年度より3か年計画で研究を行ない、その最終年度として次の研究を実施した。

(1) 統計的損傷調査

昭和45年度および46年度において実施した調査は、主に43年の末までに建造された大型タンカーを対象とした。47年度は新たに43年以降に建造された15万重量トン以上の大型タンカー13隻を対象に調査を行ない、クラック損傷の傾向を調べた。

損傷の全般的傾向としては、47年度調査の船では損傷発生頻度が前年度の調査船に比べて著しく低下しており、その損傷発生頻度の総平均は約0.6%であり、前年度の調査に比し約1/5に減少している。

損傷防止対策で顕著な効果を示したものは、カラーの装着およびバックブラケットの補強などで、スチフナ基部応力が大幅に減少している。スチフナ基部応力

も昭和43年以後に建造された船では以前に建造されたものに比しかなり低下しており、これには、カラー装着率の上昇および部材寸法の増加が挙げられる。すなわちスチフナ基部応力値は昭和43年以後に建造された船と比較すると、単純平均応力で24%減、カラー装着率を加味して加重平均応力約27%減となり、また、最大応力では単純平均で32%減、カラー装着率を加味した加重平均で約37%減となつており、標準偏差値もかなり減少している。

カラーの装着率でも前年度の調査時では15%であつたのが、今回の調査では62%に増加しており、カラーの補強範囲の拡大が認められる。

部材寸法の増減は平均応力値から推定すると前年度に比し今年度のほうが相対的に増大している。

(2) 模型疲労試験

大型船の構造強度部材のウェブには縦通材の貫通するスロットが多数あけられるため、その周辺に多くのクラック損傷が発生する。この原因を明らかにするために昭和45年度から47年度にかけて小型ガーダー模型を使用し、さらに47年度は今後改良型として使用されると見られる「さし込みカ＝目玉型」、「カ＝目玉型」（非さし込みカラーつき）模型を追加して疲労強度を調べた。

この結果、さし込みカ＝目玉型はスチフナに発生する応力は比較的小さく、カ＝目玉型にカラーを付けた型と同程度であり、また亀裂発生およびスチフナ破断も、両者とも一致していずれの型よりもすぐれている。

カラーなしのカ＝目玉型の疲労強度はトリッピングブラケット付またはカラー付の通常型構造よりやや高い。ただし、ロンジフェースとウェブの取り合い部の溶接には十分注意が必要である。

カ＝目玉型にブラケットを付けた構造では、カ＝目玉型とさし込みカ＝目玉型（またはカラー付カ＝目玉型）の中間の疲労強度を示している。荷重15tonにおける時間強度を模式的に示すと次のとおりである。

型 式	繰返数			
	10^3	10^4	10^5	10^6
カラーは通常型				
トリッピングブラケット付通常型		←→		
カ＝目玉型		亀裂発生 ←→ 破断		
ブラケット付カ＝目玉型			←→	
さし込みカ＝目玉型				
カラー付カ＝目玉型			←→	

寸法を2倍にした大型模型試験の結果から判断して応力振幅に換算して求めて見ると強度は30~40%程度小型模型のほうが強くなっている。しかし、今回は大型模型の数が少ないので、結論を下すのは困難であり、スケールエフェクトについては十分検討する必要がある。

(3) 局部実寸模型試験

スチフナ基部の十字継手試験片を用いて基部断面の応力勾配を変えた試験結果と小型構造模型の試験結果と比較検討した。その結果、十字継手試験片断面の平均応力で小型模型と実寸模型を比較すると30%程度小型構造模型のほうが強くスケールエフェクトは無視できないことを示している。

また、小型十字模型試験結果は小型構造模型試験の結果と応力を基準にして比較するとよく一致している。したがって、小型十字継手模型試験結果と応力計算方法を組合せることにより実寸のガーダーのスチフナ基部の亀裂発生荷重を推定することができる。

(4) 疲労試験結果の整理

三井千研の計算式を使用して求めたスチフナ基部の最大応力を用いて、疲労試験結果を整理し、スチフナ基部の許容応力を推定し、さらに応力集中係数を考慮して設計精度を向上させる方法を検討した。

(5) 振動試験

(a) アクリル製模型実験

昭和45、46年度の試験結果をもとにして横部材が水中で振動する場合の付加質量を求める計算式が導かれた。

横部材の空中の振動数を fa 、水中の振動数を fw とすると

$$\frac{fa}{fw} = \sqrt{1 + \frac{Mv}{Ma}}$$

ここに、 Ma : 空気中の振動質量

Mv : 水中で振動する場合の付加質量

Mv はそれが横部材の全面に均一に分布するとしたときの付加質量高さ Hv を求めた。

なお実船試験の解析の基礎資料とするため、船底横桁の模型振動試験も実施した。

(b) 実船振動計測

28万重量トンタンカーを供試船として満載およびバラスト状態で、船底横桁材の振動を計測した。さらに計測結果の解析資料を得るため、供試船の船底横桁の1/4模型を使用して振動試験を行なった。

これらの試験結果から、横桁は空中ではその共振点近傍で振動し、水中では船底との連成によつて共

振する可能性があることがわかった。実験での振動応力計測値は最大値で 0.3 kg/mm^2 であり、船底横桁の振動応力の分布は統計的損傷調査でも想像されたようにロンジバルクヘッド側で大きな値を示している。この部分の損傷については振動応力が影響する可能性が大きく、模型試験および計算によるとトリッピングブラケットを強化することによつて20%程度の振動数上昇と振幅の低下が期待できるので、トリッピングブラケットの強化により振動応力による損傷が防止できるものと思われる。

(村上)

船殻の脆性破壊に及ぼす溶接部疲労亀裂の影響に関する研究

研究部会: SR 121 (部会長 金沢 武氏)

設計の改善、工作技術の進歩、製鋼技術の進歩による鋼材の改善により、今日では常識的な設計、工作、材料で船殻が建造される以上、微小な溶接欠陥などから直接脆性破壊が発生し、重大損傷に発展することはまずないといえよう。

しかしながら構造的、局部的応力集中部である隅肉溶接等の溶接欠陥から、疲労亀裂が発生し、生成するような損傷例が最近かなり報告されている。

脆性破壊発生特性は応力、温度、大きさの関数として表現できることが判明しているので、疲労亀裂の長さがある限界値を越えれば、脆性破壊に移行する危険性があるわけである。脆性亀裂発生に関しては、これまで疲労亀裂との関連性に重点をおいたいくつかの研究結果が報告されているが、それらの多くは供試試験片として平板を使用している。したがって、それらの試験片での疲労亀裂発生状況(疲労蓄積状況)は、実際の船殻構造における疲労亀裂発生部と比較した場合、拘束条件にかなりの差があるものと考えられる。それゆえ平板で行なつた研究結果を、船殻構造のように拘束の強い部材に現われる疲労損傷部に、そのまま適用できるかどうかは、今後早急に究明する必要がある。

以上の観点から、昭和45年から47年の3か年計画で、隅肉溶接部を有した簡単なモデル試験片を供試して、実際の船殻構造におけると同様な、拘束の強い部材に発生した疲労亀裂からの脆性破壊発生現象究明に関する研究を行なつた。最終年度にあたる47年度は下記項目の諸試験を行なつた。

供試材は、45年度および46年度に実施した諸試験と同一チャージの供試鋼、すなわち、現在船殻に多量に使

用されている一般船体用軟鋼板 A 級鋼 (KSA, 板厚 20 mm) を供試し、脆性破壊発生試験、疲労亀裂からの脆性破壊発生試験、残留応力計測等を実施した。

(1) 材料試験

供試材の基本的な機械的性質を把握するため、板厚中央部圧延方向より採取した、6 mmφ および 8 mmφ の丸棒引張試験片による引張試験 (室温～196°C)、基本的な靱性を求めるため、板厚中央部圧延方向より採取した試験片による標準 V ノッチおよびプレスノッチシャルピー衝撃試験、また、供試材の脆性亀裂発生特性を把握するため、試験片幅 400 mm、切欠き全長 240 mm の中央切欠型ディープノッチ試験を実施した。

(2) 不連続縦方向スチフナ基部からの脆性破壊発生特性

供試モデルは、荷重方向に不連続なスチフナを主板上に隅肉溶接した 3 次元モデルであり、スチフナ高さを 100, 250, 500, 750 mm の 4 種に変化させその影響を調べた。なおスチフナ高さ 100, 750 mm のモデルは SR 処理し、他は溶接したままのモデルを供試し、試験を行ない、双方を比較検討し、溶接残留応力を調べた。またスチフナ高さ 250 mm のモデル 1 体について残留応力測定を行なった。

さらに、供試モデルにおける、スチフナ高さの脆性亀裂発生特性に及ぼす影響を調べるために、有限要素法による計算を行なった。これは平面応力状態での弾性計算であり、スチフナ高さの幾何学的影響のみを調べるために行なったものである。したがって、隅肉溶接による熱サイクルの影響や主板的切欠き先端での板厚方向の塑性拘束は考慮されていない。

(3) 縦方向スチフナ端部表面切欠きからの脆性破壊発生特性

スチフナ端部の表面切欠きから生じる脆性破壊の発生特性を調べるため、Ra 型、Rb 型 および Ra' 型の 3 種類のモデルを用い、低温引張破壊試験を行なった。

Ra 型モデルは、幅 400 mm、長さ 250 mm の平板に、全長 450 mm、高さ 100 mm のスチフナを平板の両面に隅肉溶接で取りつけた立体モデルで、まわし溶接端部に切欠きを機械加工した後、その切欠きの底部に疲労亀裂を進展させたものである。

Rb 型モデルは Ra 型モデルと同一形状であるが、疲労亀裂の加工を省略したもので、Ra 型モデルでの疲労の影響を調べる目的で供試したものである。

Ra' 型モデルは、Ra 型モデルと同様に疲労亀裂を

進展させた後、スチフナおよび隅肉溶接ビードを削除したもので、スチフナによる応力集中および拘束の影響を調べる目的で供試したものである。

Ra 型および Ra' 型モデルの試験には 800 トンバルセータつきの 1,200 トンテストリグを使用し、低温引張破壊試験を行なった。Rb 型モデルは 600 トン引張試験機を使用し、低温破壊試験を行なった。いずれの場合でも、引張試験用タブ板にも長さ約 400 mm のスチフナをとりつけ、モデルスチフナに連続させ、モデルスチフナに有効に応力が加えられるようにした。

(4) 横方向スチフナ隅肉溶接部表面切欠きからの脆性破壊発生特性

横方向スチフナ隅肉溶接トウ部にそつての表面切欠きからの脆性亀裂発生特性を求めるため、FS 型、S 型、S' 型モデルを供試した。

FS 型モデルは、幅 400 mm、スチフナ高さ 200 mm のモデルであり、主板的幅中央部の隅肉溶接トウ部に、全長約 80 mm、深さ約 8 mm、幅 0.2 mm の長円型表面切欠きを切削加工したものである。

S 型モデルは、供試鋼板に FS 型モデルと同一寸法の表面切欠きのみを加工したものであり、S' 型モデルは、供試鋼板表面に FS 型モデルのスチフナ溶接と同一条件で溶接ビードを置き、余盛を切削除去後、溶接ビードトウ部にそつて FS 型モデルと同一寸法の表面切欠きを加工したものである。この S 型、S' 型モデルはいずれも FS 型モデルの試験結果を検討する上での基礎データを得る目的で供試したものである。

また、表面疲労亀裂からの脆性亀裂発生特性を求めるため、FS 型モデルの表面切欠きの先端に、室温にて、片振り引張疲労による疲労亀裂を生ぜしめた FS' 型モデルを供試した。

疲労亀裂発生条件としては、Net Stress で 2.0～15.7 kg/mm² (応力振幅 13.7 kg/mm²) の低サイクル条件、および 0.3～5.3 kg/mm² (応力振幅 5.0 kg/mm²) の高サイクル条件の 2 通りとした。応力振幅 13.7 kg/mm² の疲労亀裂発生試験には、低サイクル繰返し油圧発生装置付 150 トン引張試験機を使用し、応力振幅 5.0 kg/mm² の疲労亀裂発生試験には、60 トン電気油圧式疲労試験機を使用した。なお、低サイクル条件としては疲労蓄積繰返し回数を 2×10⁴ 回とし、高サイクル条件としては 1×10⁶ 回とした。

以上 47 年度実施した縦方向 (荷重方向)、あるいは横方向 (荷重垂直方向) にスチフナを有した 3 次元モデル

ルに対しての脆性破壊発生試験，疲労亀裂からの脆性破壊発生試験，残留応力計測等により，以下の結論が得られた。

- (1) 不連続縦方向スチフナ基部からの脆性破壊発生特性に及ぼすスチフナ高さおよび隅肉溶接による残留応力の影響が定量的に把握できた。
- (2) 縦方向スチフナ端部表面切欠きからの脆性破壊発生特性として
 - i) 縦方向スチフナ端部の主板表面切欠きから生じる脆性破壊に関して，スチフナは構造的な不連続による応力集中の原因となり破壊強度を低下させる。
 - ii) 切欠きが片振り引張疲労による亀裂である場合には，ごく低応力で脆性破壊を発生する低温度領域では，同一寸法の切欠きをもつものに比べ強度が上昇する。

iii) 本研究の範囲では，スチフナが主板を拘束する効果は認められなかった。

iv) まわし溶接部主板の溶接残留応力は比較的小さいが，ごく低温度領域の脆性破壊には影響し，強度低下を示すことがある。

等が把握できた

(3) 横方向スチフナ隅肉溶接部表面切欠きからの脆性破壊発生特性として

i) 破壊靱性値に及ぼすスチフナによる拘束の影響は，本研究に供試したモデル程度では，ほとんど認められなかった。

ii) 片振り引張疲労亀裂からの脆性破壊発生特性が定量的に把握され，比較的低温度の低応力破壊領域で，破壊靱性値に疲労蓄積による残留応力が大きく影響する。

等が把握できた

(大西)

天然社・海技入門選書

東京商船大学助教授 鞠谷 宏 士	A5 180頁 520
船の保存整備	
東京商船大学助教授 鞠谷 宏 士	A5 160頁 700
船舶の構造及び設備器具	
東京商船大学助教授 上坂 太 郎	A5 160頁 280
沿岸航法	
東京商船大学助教授 横田 利 雄	A5 140頁 230
航海法規	
東京商船大学名誉教授 田中 岩 吉	
海上運送と貨物の船積	
(前篇)海上運送概説	A5 140頁 600
(後篇)貨物の船積	A5 180頁 660
東京商船大学助教授 豊田 清 治	A5 180頁 400
推測および天文航法	
東京商船大学助教授 野原 威 男	A5 110頁 400
船用プロペラ	
東京商船大学助教授 中島 保 司	A5 170頁 300
運航要務	
東京商船大学助教授 米田 隆 次 郎	A5 180頁 470円
操船と応急	
東京商船大学助教授 横田 利 雄	A5 155頁 320円
海事法規	
前東京高等商船教授 小方 愛 朗	A5 170頁 300
船用内燃機関(上巻)	
	A5 200頁 320
船用内燃機関(下巻)	
東京商船大学助教授 庄 司 和 民	A5 140頁 450
航海計器学入門	

東京商船大学助教授 清 宮 貞 貞	A5 90頁 230
蒸気機関	
東京商船大学助教授 伊 丹 深	A5 180頁 500
船用電気の基礎	
東京商船大学助教授 宮 嶋 時 三	A5 200頁 950
燃料・潤滑	
東京商船大学助教授 鮫 島 直 人	A5 200頁 800
電波航法入門	
東京商船大学助教授 野原 威 男	A5 155頁 700
船の強度と安定	
東京商船大学学長 浅井 栄 資	
東京商船大学助教授 巻 島 勉	A5 170頁 480
気象と海象	
<以下続刊>	
東京商船大学助教授 賀 田 秀 夫	
ボイラ用水	
東京商船大学助教授 西 田 寛	
指圧図	
東京商船大学助教授 賀 田 秀 夫	
船用金属材料	
東京商船大学助教授 小川正一・真田 茂	
機械の運動と力学	
東京商船大学助教授 小川 正 一	
機械工作・材料力学	
東京商船大学助教授 真壁 忠 吉	
船用汽機	
東京商船大学助教授 小川 武	
船用補機	

(その3 貨物格納) (14)

8-4-1 応 力

独立型方形方式タンクの基本となつている一般船舶のディーブタンク構造規則は簡単な計算モデル(梁理論等)による曲げ応力および断面に働く平均剪断応力を一定の値(許容応力)以下にするように構造寸法が定められている。また、独立型压力容器方式タンクの基本となつている压力容器規則は内圧に対する薄膜応力を一定の値(許容圧力)以下にするよう構造寸法が定められている。

現在の液化ガスタンクの構造規則は前記のような簡単な応力解析結果の単純応力状態に対し、許容応力を定める方法が採用されている。

しかし、液化ガスタンク、特に LNG タンクは、実績の少ないこと、安全性、経済性等の理由に加えて二次防壁設置条件も関連して、詳細な応力解析を前提とした規則も定められるようになった。このような場合、許容応力は設計荷重および応力の種類とその評価(構造物破壊におよぼす影響)を明確にして、定める必要がある。

以下、まず最初に応力、材料の破壊等に関する基礎知識をまとめておく。

材料破壊の法則

実際の構造物は単軸引張の単純応力状態ではなく、2軸あるいは3軸応力が作用する。また、一方向のみの応力をとり上げ、他方向の応力を無視できることもあるが、2軸応力さらに特別の場合3軸応力も考慮しなければならないこともある。

現在、船体構造規則、压力容器規格等に採用されている破壊の法則は次の3つがある。

(1) 最大主応力説

3つの主応力が、 $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ の関係にあり、最大の主応力が引張りの破壊限度をこえるが、最小の主応力 σ_3 が圧縮の破壊限度をこえるときに破壊が起こるといふ説である。

平面引張応力の場合、次式で求めた値 σ_e が許容応力以下となるように構造寸法を定める。

$$\sigma_e = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2} \quad (8.119)$$

この説が実際にあてはまるのは脆性材料の引張り破壊のときである。実際の適用例では、ASME 圧力容

器規格 Sec. VIII Div. 1 等がある。

(2) 最大剪断応力説

最大剪断応力が引張り降伏点をこえる場合に破壊が起こるといふ説で、主応力が $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ の関係にあるとき、破壊の条件式は次のようになる。

$$\tau_{\max} = \begin{cases} \sigma_1 \dots \dots \dots \sigma_1/\sigma_3 > 0 \\ \sigma_1 - \sigma_3 \dots \dots \dots \sigma_1/\sigma_3 < 0 \end{cases} \quad (8.120)$$

平面応力状態の場合、 σ_x と σ_y が同符号の場合 $\sigma_e = \sigma_1 - \sigma_3$ 、異符号の場合 $\sigma_e = \sigma_1$ となり、これは次式のようになる。

$$\sigma_e = \begin{cases} \sqrt{(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2})^2 + 4\tau^2} \dots \dots \dots \sigma_x/\sigma_y > 0 \\ \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2} \quad (8.121) \\ \dots \dots \dots \sigma_x/\sigma_y < 0 \end{cases}$$

この説は延性材料に対してもよくあてはまり、疲労破壊に対しても適用できる。さらに、応力の方向性を考えることができ、後述の最大剪断歪=エネルギー説より計算が簡単でかつより安全側を与えるため、広く採用されている。

ASME 压力容器規格 Sec. VIII Div. 2 はこの説を採用している。また、USCG の規則案も ASME Div. 2 に準拠しているため、この説を提案している。

(3) 剪断歪=エネルギー説

剪断歪=エネルギーが材料によって定まる値に達したとき破壊するという説である。主応力が $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ の関係にあるとき、破壊の条件式は次のようになる。

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_e^2 \quad (8.122)$$

平面応力状態のときは次式となる。

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau^2} \quad (8.123)$$

この説は延性材料に対してもつともよくあてはまる。

この説は船体構造立体強度計算の基準として各船級協会規則等に採用されている(NK, LR, DnV 等)。また、LNG 船のタンク構造強度基準にも DnV, NK, IACS 案等に採用されている。

この説は溶接部の疲労強度解析を行なう場合、溶接継手の方向と応力の作用方向(溶接継手の異方性)を考えて修正することができる。例えば、DIN によるクレーンをはがね構造計算基準(文献61)による考え方を採用してよい。次にその条件式のみを示す。

*.**日本海事協会船体部

$$\left(\frac{\sigma_X}{\sigma_{X,D}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_Y}{\sigma_{Y,D}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_X \cdot \sigma_Y}{\sigma_{X,D} \sigma_{Y,D}}\right) + \left(\frac{\tau_{XY}}{\tau_{X,Y,D}}\right)^2 \leq 1.1 \quad (8.124)$$

上式で $\sigma_{X,D}$, $\sigma_{Y,D}$, $\tau_{X,Y,D}$ は、荷重の繰返し数、応力頻度、切欠状態等に応じて材料により与えられる許容垂直応力である。詳細は（文献 61）を参照されたい。

応力の定義・分類

詳細な応力解析の結果求められた応力は構造強度におよぼす影響を明確に評価し、許容応力は応力の種類とその評価によつて定めることが必要である。

応力の定義に使われる用語は一般に良く知られているが、整理の目的で、ASME 压力容器規格 Sec. VIII Div. 2（文献 41）、NK 規準（文献 58）、DnV ガスタンカー規則（文献 24）等に基づいて、応力の分類・定義を次に示す。

垂直応力（normal stress）；対象として考えている断面に垂直な応力。

膜応力（membrane stress）；対象として考えている断面の厚さ方向の応力分布の平均値に等しく、厚さ方向に一様分布している垂直応力。軸応力ともいう。

剪断応力（shear stress）；対象とする面の接線方向に働く応力。

曲げ応力（bending stress）；対象とする面で膜応力を除いた後、厚さ方向に変化する垂直応力。

一次応力（primary stress）；外部から加わる荷重によつて生ずる応力をいい、外部からの力およびモーメントに均合うために必要な応力である。一次応力は自己平衡作用がなく、降伏点をこえると破壊または少くとも大きな変形を引き起こす。一次応力は一般膜力、局所の膜応力および一次曲げ応力に細分される。

（一次）一般膜応力（general primary membrane stress）；構造物に分布し、構造部材の降伏によつて荷重の再配分を生ずることがない応力。例、内圧により生ずる压力容器の膜応力。

（一次）局部膜応力（primary local membrane stress）；圧力または他の機械的荷重によつて生じ、かつ一次応力または不連続効果と組合わされた膜応力が構造物の他の部分に荷重を伝達するとき過度の変形を生じる場合がある。この応力は二次応力的な性質を有するが、一次の局部膜応力として分類される。

ASME 压力容器規格 Sec. VIII Div. 2 では、応力領域（ S_1 ）が次の場合、この S_1 の領域は局所的であると見做している（DnV, NK 等もこれに倣っている）。

$$S_1 \leq 0.5\sqrt{Rt} \text{ および } S_2 \geq 2.5\sqrt{Rt}$$

S_1 ；等価応力が一般膜応力の許容値の 1.1 倍をこえる応力領域の子午線方向の距離

S_2 ；一般膜応力の許容値をこえる他の高応力領域までの子午線方向の距離

R ；容器の平均半径

t ；一般膜応力の許容値をこえている個所の容器の板厚

この応力の範疇に入る例としては、サポート部、ノズル取付部に外部荷重、モーメント等が作用したときに容器に生ずる応力がある。

（一次）曲げ応力（primary bending stress）；例として平板に圧力が掛かるとき、平板の中央部に生ずる曲げ応力をあげることができる。

二次応力（secondary stress）；隣接部材の拘束あるいは構造物の自己拘束によつて生ずる垂直または剪断応力。二次応力の特性は二次応力が自己平衡作用を持つことである。二次応力により、局所的な降伏および僅かな変形は生ずるが、その応力による平衡条件を満足することができるので、構造物が破壊することはない。二次応力の例；①一般熱応力（熱応力の項参照）、②構造物の全体的不連続によつて生ずる曲げ応力（压力容器の例で、鏡板と胴の取付部、直径または厚さの異なる胴の接合部等に生ずる応力）。

ピーク応力（peak stress）；この応力の基本的性質は、その応力によつて巨視的な変形は生じないことである。しかし、疲労破壊および疲労破壊を原因として脆性破壊を生ずる可能性がある場合は好ましくない。また、それほど局所的でない応力も著しい変形を伴わない限りピーク応力の範疇とする。ピーク応力の例；局所的な構造の不連続によつて生ずる応力。

熱応力（thermal stress）；温度の不均一分布または熱膨脹係数の相異によつて生ずる自己平衡応力。熱応力は 2 つの種類に分けられる。すなわち、その応力が生ずる個所の構造物の変形を伴う一般熱応力（general thermal stress）は二次応力の範疇に分類される。また、局所的な膨脹を殆んど完全に拘束し、変形を生じないことに伴つて生ずる局部熱応力（local thermal stress）は疲労破壊にのみ関連するので、ピーク応力の範疇にいられる。

応力の評価

詳細な応力解析の結果を構造強度設計に適確に反映させるためには前述の応力の種類と構造物の破壊に対する安全度を勘案して応力を評価することが必要である。

ASME 圧力容器規格 Div. 2 による応力評価を1例として次に示す。

〔圧力容器規格による応力の評価〕

一般膜応力；前述の定義により、構造物が塑性変形しないように十分小さい値を一般膜応力の許容値 (σ_m : Stress intensity で示され、材料の引張強さの1/3または降伏点の2/3のうち小さい値) を定める。

局部膜応力および曲げ応力；巨視的な塑性変形を防止するという考え方（塑性設計）に基づいて許容値を定める。圧力容器の板構造は曲げを受ける矩形断面梁に対する完全塑性体としての限界荷重と完全弾性体としての限界荷重の比（形状係数）が1.5となることから、一般膜応力の許容値の1.5倍を許容値 ($1.5\sigma_m$) と定める。膜応力（一般および局部）と曲げ応力の組合わせ（組合わせ一次応力）に対しては図8-83のように膜応力の大きさによつて限界応力値が変化するが、許容値は一般膜応力の1.5倍 ($1.5\sigma_m$) で与えられる。

二次応力；二次応力は一次応力との組合わせで評価され、過大な塑性変形の繰返しによる低サイクル疲労破壊防止、すなわちシェークダウンの考え方に基づき、材料の降伏点の2倍以下または引張強さ以下に定める ($3\sigma_m$ となる)。

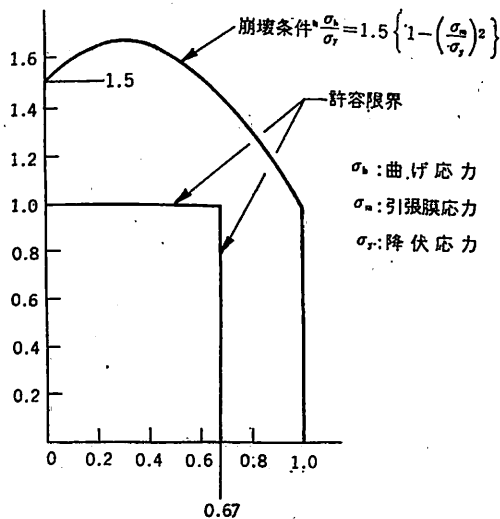


図8-83 限界荷重線図

表8-23 ASME Sec. VIII Div. 2 による
応力の評価

応力の分類	設計応力の許容値		
	σ_t 基準	σ_Y 基準	σ_B 基準
一次膜応力	σ_t	$\frac{\sigma_Y}{1.5}$	$\frac{\sigma_B}{3}$
一次曲げ応力 局部膜応力	$1.5\sigma_t$	σ_Y	$\frac{\sigma_B}{2}$
二次応力	$3.0\sigma_t$	$2\sigma_Y$	σ_B
ピーク応力	疲労解析による		

σ_t ；一次膜応力に対する許容応力

σ_Y ；降伏点または0.2% 耐力

σ_B ；引張り強さ

ピーク応力；疲労強度解析によつて定まる。

上記の4つの応力の分類、評価をまとめると表8-23のようになる。

LNG タンクに対する応力の評価は各規則とも ASME 等の圧力容器規格に準じて許容応力を与えている。ただし、前述の応力の分類・定義によると、二次応力の範ちゅうに分類される応力でも、タンク全体の強度に重要な役割を果たす構造部分に生ずる応力（例えば、方形方式タンクの桁の端部に生ずる応力）はタンクの最終崩壊状態の考え方にもよるが、場合によつては組合わせ一次応力と同じ許容応力とする必要があるかも知れない。NK 規準（文献58）はこのような考え方に基づいて規定されている。詳細は8-4-3を参照のこと。

また、NK 規準によるとセミメンブレン方式タンクは圧力容器規格に準じた応力の分類・定義とすることができる。方形方式タンクは桁、防撓材およびタンク板から構成され、類似の構造物である深水タンクの実績等から圧力容器規格とは異なつた考え方を採用している。

しかし、これらのタンクは、今後圧力容器のように破壊実験等を行ない、タンクの最終的な崩壊に対する余裕を考慮した圧力の評価、許容応力を検討すべきであろう。

8-4-2 疲労強度解析

実績の少ない LNG 船のタンクに対しては一般に疲労強度を検討することが各規則により要求されている。ただし、いずれの規則をみても抽象的に規定しており、具体的には規定されていない。これはタンク構造型式、

使用材料・溶接法等の相異により、疲労強度の問題点が異なってくるため、規則で一義的に定めることがむづかしいからであろう。

以下、疲労強度解析の目的ごとに、その概要を説明する。

疲労に関する基礎事項の確認

実績が少なく、かつ各種疲労試験のデータが少ない材料、溶接法が採用される場合、その材料および溶接法に対する疲労に関する基礎的な研究調査が必要である。一般的な疲労特性は使用材料に対して次に挙げる事項を十分考慮して研究・調査されなければならない。

- ・ 使用板厚、荷重方向
- ・ 応力、荷重の種類
- ・ 平均応力（荷重）および変動応力（荷重）の大きさ
- ・ 溶接法、溶接条件
- ・ 使用温度、使用環境
- ・ 切欠効果または応力集中による疲労強度の減少（溶接継手形状、溶接欠陥等の一般的な切欠部、構造の不連続部等構造型式により限られる問題は個々の問題となる）
- ・ 工作精度（許容工作誤差）

上記のような種々の条件を考慮した各種の疲労試験は 9% Ni 鋼、アルミ合金（5083）等の一般的な材料およびその溶接についてはかなり広範囲のデータが得られている。

一般的に疲労試験は平均応力が零で、変動荷重も規則的な例が多い。このようなデータを実際の構造物（平均応力が零でなく、かつ不規則な変動荷重が加わる）に応用する方法としては、よく知られている次に示す法則が使われる。

（1）直線疲労法則（線型累積損傷法則）

荷重が不規則に加わり、それが累積する場合の疲労強度の推定方法としてもつとも一般的に使用される。詳細については 8.1.2 を、変動荷重の分布については 8.3.6 を参照されたい。

Miner により提案された累積回数比 $(\sum \frac{n_i}{N_i})$ が 1 より小さいとき破壊が生じないという説はよく知られているところである。LNG 船の疲労強度の目安として累積回数比を 0.5 未満の値とすることが NK, DnV, USCG 等の規則にとりいれられ、または提案されている。

この値は Miner の実験によると実際に疲労破壊を起こす累積回数比にはかなりバラツキがあるが、大体 0.62~1.32 の範囲にあることから考えて、安全側に

あり設計上の目標値としては妥当な値と思われる。

（2）平均応力の修正

一般的に高サイクル疲労における平均応力の増大は疲労限度を減少させるが、低サイクル疲労は降伏応力より高い応力レベル、すなわち変動応力が塑性域に入つたときには、材料を完全塑性体と考えて次のように平均応力を修正する。

- $\sigma_{alt} + \sigma_{mean}' < \sigma_y$ のとき

$$\sigma_{mean} = \sigma_{mean}' \quad (8.125)$$

- $\sigma_{alt} + \sigma_{mean}' > \sigma_y$ で $\sigma_{alt} < \sigma_y$ のとき

$$\sigma_{mean} = \sigma_y - \sigma_{alt} \quad (8.126)$$

- $\sigma_{alt} \geq \sigma_y$ のとき

$$\sigma_{mean} = 0 \quad (8.127)$$

ただし、 σ_{mean}' : 繰返し荷重から計算された平均応力

σ_{mean} : 平均応力の修正値

σ_{alt} : 変動応力の振幅

σ_y : 降伏応力

（3）等価両振り振幅応力（Goodmann の修正）

いま、疲労試験の利用できるデータが平均応力が零のとき（両振り繰返し荷重）のデータのみと考えたとき、実際の構造物は平均応力が存在し、その影響を考慮する必要がある。この場合、図 8-84 および次式に示す修正方法により、平均応力の存在する変動応力に対し、平均応力を零としたときの等価両振り振幅応力 σ_{eq} を求めることができる（修正（Goodman 線図））。

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_{alt}}{1 - (\sigma_{mean}/\sigma_B)} \quad (8.128)$$

ただし、 σ_B : 抗張力

σ_{mean} , σ_{alt} ; (8.125) ないし (8.127) 式と同じ

上式は安全側にあり、Peterson により、次式で示される 3 乗則が提案された。

$$\sigma_{eq} = \frac{7\sigma_{alt}}{8 - \left[1 + \left(\frac{\sigma_{mean}}{\sigma_B}\right)\right]^3} \quad (8.129)$$

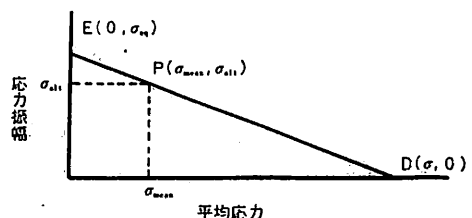


図 8-84 σ_{eq} の幾何学的な求め方

構造的な不連続部の強度確認のための疲労試験

この試験は前述の応力分類中、ピーク応力の生ずる個所、応力解析がむづかしい個所等の強度を確認するために行なわれるもので、実際に生ずる荷重をシミュレートした荷重を実物大あるいは縮尺の局部モデルに加え、その強度を確認するものである。基本的な考え方は8.1.2に示されているとおりである。また、後述の8.4.7メンプレン型式タンクのモデルテストの考え方とも根本的な相異はない。

疲労クラックの発生および伝播

構造物の疲労クラックの発生および伝播の問題は構造物の疲労寿命にも関連するが、LNG 船の設計では、構造物の許容欠陥寸法および許容限界クラック長さに関連して検討する必要がある。

疲労クラックの発生は使用材料・溶接の強度、構造物に含まれる欠陥の大きさ、応力レベル等に関連する。構造物の許容欠陥寸法（検査試験により発見し得る欠陥の大きさ）に対する疲労クラック発生寿命が、船の一生より長い場合、このタンクは疲労クラックが発生しない。

したがって、タンクの設計、工作および検査基準にこのような検討を完全に行なっておけば、二次防壁を省略してもよいことになる。

実際にはこのような疲労クラック発生寿命を求めるのがむづかしいこと、クラックが進展しない欠陥寸法および応力レベルが実際のでないこと等の理由により、疲労クラックの発生を許容し、クラック発見から一定期間（15日程度）の間に進展するクラックの大きさを不安定破壊発生限度以下とする設計（軽減二次防壁）が採用されている。

疲労クラックの伝播速度は K 値（応力拡大係数；例えば無限板中のクラック長さ $2c$ に直角の引張り応力 σ が作用する場合、 $K=\sigma\sqrt{\pi c}$ ）で示すのが実用的であり、比較的好くあてはまる。すなわち、一般的に

$$\frac{dc}{dN} = \frac{f_1(\Delta K, K_m, \dots)}{f_2(K_{\max}, K_{\min}, \dots)} \quad (8.130)$$

ΔK ; K 値の振幅 ($=K_{\max}-K_{\min}$)

K_m ; $=(K_{\max}+K_{\min})/2$

のように表わすことができる。簡単には K 値の振幅 ΔK を用いて次のように表わす。

$$\frac{dc}{dN} = A(\Delta K) \quad (8.131)$$

A, m ; 材料定数

実際の構造物に掛る応力は平均応力、残留応力等が存在する上に変動応力も一様引張り応力ではなく、曲げ、圧縮応力等の影響を考慮しなければならない。なお、破壊

力学の疲労クラックへの応用については第9章で詳細説明するが、一般に (8.131) 式により整理することは簡単であり、実用的である。

このような設計方針は、タンクにき裂が発生してもタンクシステムとして安全性が維持されており、古くから一般に“Leak before failure”の概念と称せられ、従来の一般船舶に対する設計概念とその考え方を異にしている。

この“Leak before failure”の概念でタンクを設計する場合の破壊機構解析手順をもつとも簡単な場合について説明する。

解析に先立ち次の仮定をおく。

- イ) 疲労き裂伝播則が適用できる。
- ロ) 荷重は、初期き裂に直角方向な単純引張荷重で完全片振りとする。
- ハ) き裂は、表面半楕円き裂とする(図8-85参照)。

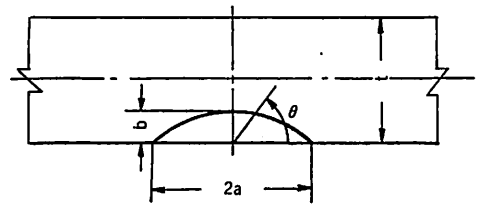


図8-85 表面半楕円き裂

疲労き裂の伝播速度は、一般に次式で表わすことができる。

$$\frac{d(a, b)}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m \quad (8.132)$$

ここに、 $2a$; き裂長さ

b ; き裂深さ

N ; 繰返し数

C, m ; 材料定数

ΔK ; 応力拡大係数の振幅

また、応力拡大係数の振幅 ΔK は、次式で与えられる。

$$\Delta K = \left\{ 1 + 0.12 \left(1 - \frac{b}{a} \right) \right\} \frac{\sigma \sqrt{\pi b}}{E(k)} \left\{ \frac{2t}{\pi b} \tan \frac{\pi b}{2t} \right\}^{1/2} \cdot \left\{ \cos^2 \theta + \left(\frac{b}{a} \right)^2 \sin^2 \theta \right\}^{1/4} \quad (8.133)$$

ここに、 σ ; 応力振幅

$E(k)$; 完全第二種楕円積分

t ; 板厚

(8.132) 式を変形すると

$$N = \int \frac{d(a, b)}{c(\Delta K)^m} \quad (8.134)$$

(8.134) 式の ΔK に (8.133) 式を代入し数値積分すると、仮想した初期き裂が進展して板厚を貫通したときの荷重の繰返し数 N_0 と、そのときの長さ方向のき裂長さ a_0 を求めることができる。き裂の板厚貫通後の疲労き裂伝播速度は、次式で表わすことができる。

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K_0)^m \quad (8.135)$$

ただし

$$\Delta K_0 = \sigma \sqrt{\pi a_0} \sqrt{\frac{2W}{\pi a_0} \tan \frac{\pi a_0}{2W}} \quad (8.136)$$

ここに、 $2W$ ；板幅

板厚貫通後のき裂が、一定期間の繰返し数 N_f をうけた後のき裂長さを a_f とすると、(8.135) 式を積分することにより N_f と a_f の関係式は次式となる。

$$N_f = \frac{2}{(m-2)C \cdot \left(\frac{2W}{a_0} \tan \frac{\pi a_0}{2W} \right)^{m/2} \cdot \sigma^m} \left[\frac{1}{a_0^{(m-2)/2}} - \frac{1}{a_f^{(m-2)/2}} \right] \quad (8.137)$$

$$N_f = \frac{2}{C \cdot \left(\frac{2W}{a_0} \tan \frac{\pi a_0}{2W} \right) \cdot \sigma^2} \ln \frac{a_f}{a_0} \quad (m=2)$$

(8.137) 式より初期き裂が板厚を貫通（このとき、き裂が検知できるものと仮定する）、一定航行期間経過したときのき裂長さ a_f を求めることができる。

一方、材料の破壊じん性値 Kc (KIc) および構造物に作用する最大応力値 σ_{max} がわかつていれば、材料が脆性破壊を生じる限界き裂長さ a_{cr} を求めることができ $a_f < a_{cr}$ のとき “Leak before failure” すなわち NK 規準というタイプ B のタンクと認められることになる。

以上、まとめるとタンクの設計における疲労クラックの扱いは次の手順で解析する。

(1) タンクの初期クラックの推定；貫通クラックでかつタンク周囲スペースに設けたガス検知器等により、ガス漏えいを検知した時点でのクラックの大きさを推定する。表面ノッチから発生したクラックが繰返しの一様引張応力により貫通クラックとなつたときのクラック長さとして $2t$ (t ；板厚) を採用することは圧力容器の設計で行なわれている。同じく繰返し曲げ応力がかつたときの貫通クラック長さは長くなり、 $5t$ 程度の大きさになるといわれているが、定説はきまつていないようである。

(2) (1) の定義による初期クラックが、一定期間でどの程度進展するかを求める。

(3) (2) で求めた長さと許容限界長さを比較する。

後に述べる軽減二次防壁のタイプ B タンクではこの解析をタンクの全ての部分（応力の種類、応力の大き

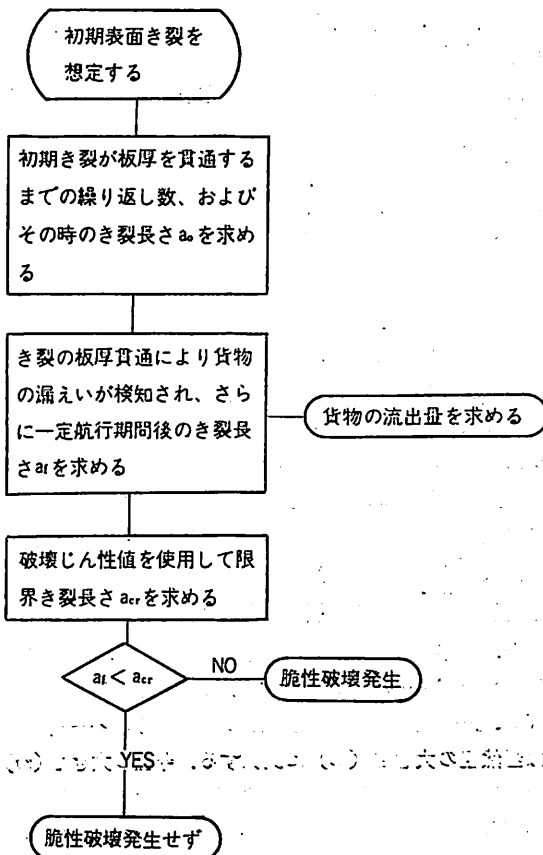


図 8-86 き裂伝播のフローチャート

さ、溶接部、熱影響部等）に対して行なわれなければならない。そのフローチャートを図 8-86 に示す。

なお、許容限界長さの問題は後に 8-4-7 で、破壊力学の詳細は第 9 章で説明する。

欠陥評価への応用

疲労クラックの発生源は母材または溶接中の欠陥によると考えられる。そこで、実用上施行できる各種非破壊試験検査で発見し得ない欠陥と、その構造物の材料、溶接、応力の大きさ、種類により疲労クラックの発生源となり得る欠陥の形状を関連づけておくと、より有効かつ信頼性の高い検査試験方法が採用できる。

疲労試験の基準

例えば、NK の LNG 船規準では、タイプ B のタンクについて疲労強度解析を行なうことを規定しているが、その S-N 曲線を NK が適当と認める信頼水準のものであることを要求している。以下、その基本的な考え方を示す。

S-N 曲線を実験で求める場合、全く新しい材料に対

しては、実験に際して少くとも一つの応力レベルでは最低6個の試験片で試験する必要がある。この個数については、以下に述べるように寿命分布形が仮定できない小標本の統計処理を行なつて求めることができる。

すなわち、新しく開発された材料の疲労試験の場合のように、寿命分布が仮定できない小標本の統計処理は次のように行なわれる (ASTM, STP, 91-A; 疲れ試験法および疲れデータの統計的解析法参照)。

各応力レベルで1組 ($m=1$, 標本数= n) が試験される場合について考える。

疲れ試験データ解析の第一段階は、50% ($P=50$) 非破壊 S-N 曲線を求めることである。この50% 非破壊 S-N 曲線は、数個の応力レベルにおける各組の実験点の中央値 (Median) (順序統計量において観測値を大きさの順に並べた場合、標本数 n が奇数の場合その真中の値 ($\frac{n+1}{2}$ 番目の値)、偶数の場合真中の2つの値の平均値) を通るように引いた曲線である。

今、順序統計量のうち、最小寿命値を N_1 , 2番目 (次低値) を $N_2, \dots, N_i, \dots, N_n$ とする。このとき、繰返し寿命 N_1, N_2, \dots 等における母集団の推定非破壊パーセントは当然組の大きさ (m) に関係する。今組の大きさ (m) を1組とし色々な標本の大きさ (n) に対する N_1 および N_2 における $P\%$ 非破壊パーセント中央値、すなわち、ある繰返し数において母集団の $P\%$ が破壊しないという主張が2回に1回正しい (信頼水準50%) 非破壊パーセントを表8-24に示す。

表8-24に示される $P\%$ 非破壊パーセントの中央値、すなわち少なくとも母集団の $P\%$ が、繰返し数 N_i (サンプルの1番目の順序統計量) 以上であるという確率は非破壊パーセントの期待値であり、従つて信頼度 R_f に相当するものである。ここで R_f は近似的に次式で与えられる。

$$R_f \approx 1 - \frac{i}{n+1} \quad (8.138)$$

ここに、 i = 信頼統計量の数

n = 各組の標本数

表8-24から95% 非破壊 S-N 曲線を推定するには、各応力レベルで少なくとも13個の試験片につき試験する必要があることがわかる (13個のテストデータのうち、最小寿命値 N_1 を採用した場合の非破壊パーセント中央値すなわち50% 信頼水準における非破壊確率が95%)。

以上述べたように、疲れ寿命中央値の点推定は、順序

表 8-24 母集団に対する $P\%$ 非破壊パーセントの中央値

n (Sample size)	N_1 (最低値)	N_2 (次低値)
1	5 0	
2	7 0	3 0
3	7 9	5 0
4	8 4	6 1
5	8 7	6 9
6	8 9	7 3
7	9 0	7 7
8	9 1	8 0
9	9 2	8 2
10	9 3	8 4
11	9 4	8 5
12	9 4	8 6
13	9 5	8 7
14	9 5	8 8
15	9 6	8 9
16	9 6	9 0

表 8-25 中央値に対する 95% 信頼限界

n (Sample size)	信 頼 限 界	
	低 (N_k)	高 (N_m)
6	N_1	N_6
7	N_1	N_7
8	N_1	N_8
9	N_2	N_8
10	N^2	N_9
11	N_2	N_{10}
12	N_3	N_{10}
13	N_3	N_{11}
14	N_3	N_{12}

統計量における標本中央値で与えられる。

次に各応力水準の標本中央値を結んで得られるいわゆる S-N 曲線の信頼区間 (Confidence intervals) について考えてみる。

母集団の分布を特に仮定しない場合の標本中央値 ($m=1, n=1$ における値に相等する) の信頼区間は、順序統計量として求められる疲労試験について次のようにして求めることができる。

(96頁へつづく)

人工衛星利用の船位測定システム FSN-10 型の開発

古野電気株式会社は最近、人工衛星を利用して船位を高精度に測定する N.N.S.S. (衛星航法受信システム) FSN-10 型を開発した。その概要を簡単に説明する。

1. FSN-10 型衛星航法受信システムについて

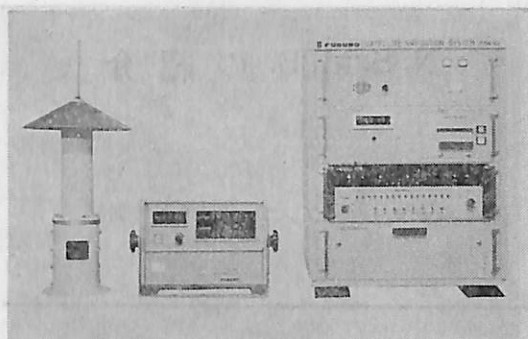
本装置は、人工衛星からの電波を受信して、船舶の位置を高精度に測定することのできる「衛星航法受信システム」である。

これは、一般には N.N.S.S. (Navy Navigation Satellite System) とよばれている新しい測位システムで、地球上のいかなる地点においても高精度 (0.1 浬 \approx 180 m) で船位を測定することができるものである。

FSN-10 型は、写真に示すように、空中線部、受信部本体 (上より受信器、時計、印字記録器、演算処理装置、テープ読取器)、位置表示器の 3 ユニットより構成されている。

2. FSN-10 型の特長

- (1) 全世界、全天候位置測定システム—地球上のいかなる地点でも高精度に位置測定ができ、しかも天候に左右されない。
- (2) 自動オペレーション—電源スイッチを ON にす

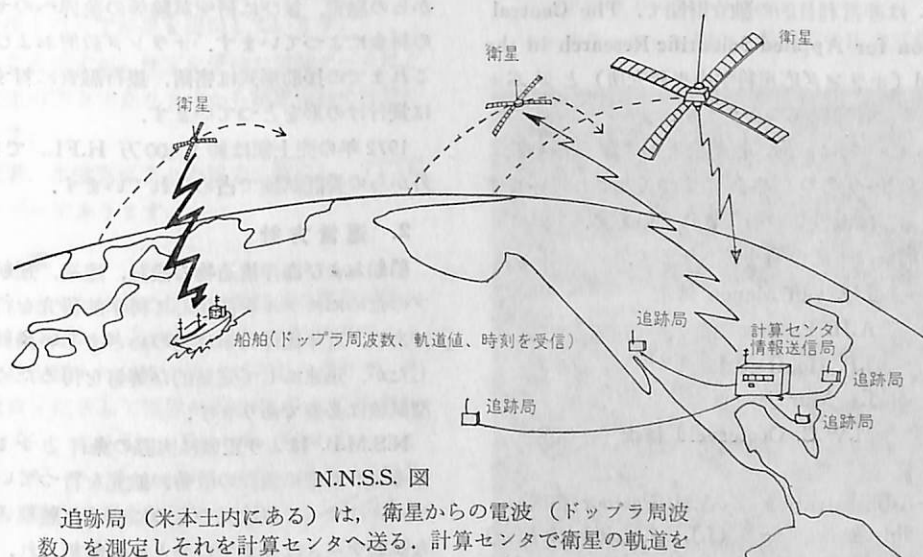


FSN-10 型衛星航法受信システム

るだけで、電波の受信から位置表示まで、すべて自動的に行い得る。

- (3) 超高精度—測定位置精度は 0.1 浬 (\approx 180 m) 以下
- (4) 見やすい位置表示器付
- (5) IC 全ソリッドステート方式
- (6) 400 MHz のシングルチャンネル方式
- (7) 受信モニタはスピーカとランプ表示
- (8) 再計算装置—船速、方位などを変更して再計算が可能。
- (9) 装備は簡単—空中線部、受信部本体、位置表示器の 3 ユニットで、簡単に装備できる。

(95 頁へつづく)



追跡局 (米本土内にある) は、衛星からの電波 (ドップラ周波数) を測定しそれを計算センターへ送る。計算センターで衛星の軌道进行計算し、それを情報送信局から衛星へ送り込む。これで衛星の軌道データは記憶される。船舶は、衛星からの電波 (ドップラ周波数) を測定し、船位を求めることができる。(このとき、衛星軌道値も同時に受信する)

N. S. M. B. の 紹 介

極東マック・グレゴリー株式会社技術部

極東マック・グレゴリー株式会社は昭和48年5月 Netherlands Ship Model Basin (略称 N.S.M.B., オランダ水槽試験所) と日本および極東における総代理店業務に関する契約を締結しました。

N.S.M.B. を代表して社長の J.D. van Manen 博士と副社長の M.W.C. Oosterveld 博士が来日して5月18日パレスホテルにおいて披露パーティが盛大に行われました。

この機会に所在地の地名により Wageningen 水槽の名で“フネヤ”になじみの深い N.S.M.B. についてその組織および施設の概要を紹介してみます。

1. N.S.M.B. の組織

N.S.M.B. は1929年オランダ政府とオランダ4大汽船会社が半分ずつ出資した基金をもつて設立したもので、1932年から実際の業務を開始し現在に至っています。

N.S.M.B. は非営利目的の独立財団で、The Central Organization for Applied Scientific Research in the Netherland (オランダ応用科学中央研究所) と並ぶオランダの重要な研究機関であります。

N.S.M.B. の運営は政府、汽船会社および造船会社より選出された5~9名の理事会によつてなされていますが、実際の運営は重役会に委任されています。

重役会の構成は下記の通りであります。

社長	J.D. van Manen 博士
副社長	A.H. Pastoor
〃	J.P. Hooft 博士
〃	J.J. Muntjewerf
〃	M.W.C. Oosterveld 博士

組織は

重役会	-Administration	(A.H. Pastoor 担当)
	-Ship Powering	(J.J. Muntjewerf 担当)
	-Research and Development	(M.W.C. Oosterveld 担当)
	-Ship Dynamics Offshore Technology	(J.P. Hooft 担当)



第1図 高速艇の試験 (High Speed Basin)

のように分れていて、職員は

大学卒	33 名
高専卒	32 名
技 手	211 名
事務員	23 名
雑 務	19 名

の構成で、人数は設備の拡張にともなつて漸次増加の傾向にあります。

N.S.M.B. の資金運用は財団の基金、政府および銀行からの融資、並びに研究試験等の業界へのサービス業務の料金によつています。オランダ政府および業界からのこれまでの援助形式は寄附、銀行融資に対する保証または貸付けの形をとつています。

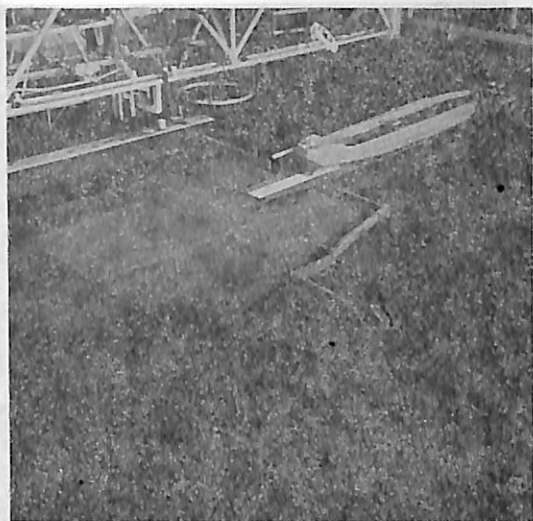
1972年の売上額は約1,400万 H.F.L. で約半分が海外からの委託試験で占められています。

2. 運営方針

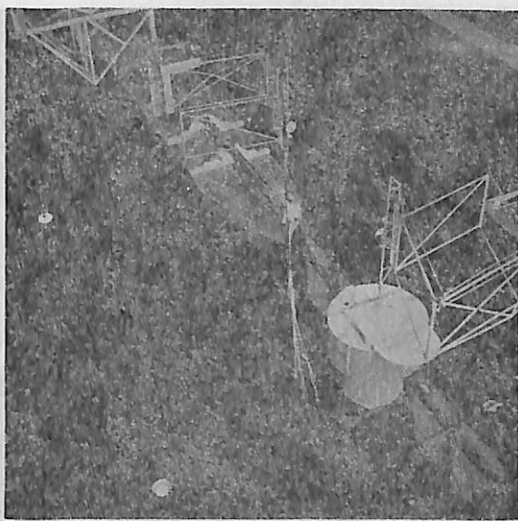
船舶および海洋構造物の設計、建造、運航の能率アップのためにモデルを使用して科学的研究を行うのが目的であり、近年流体力学理論のめざましい発展がなされましたが、迅速にして定量的な解答を得るためにはなお模型試験は必要であります。

N.S.M.B. はより正確に実際の条件とシミュレート出来るように常に施設の改善、拡充を行つています。試験データはすべて無次元のものに直され整理されて、新たな試験データは今までの分と比較解析され、必要があれば助言または再試験が行われます。

設計者特に造船関係においては、各分野の系統的な研究データを利用して設計を進めています。このため



第2図 進水試験 (Shallow Water Basin)



第3図 大型タンカーの繋留試験 (Shallow Water Basin)

N.S.M.B. は全体の作業の 25% を研究に振り向けて、この研究結果はすべて内外の技術文献に公表しています。

模型試験と実船のデータの correlation に注目して、毎年数十隻の船の海上試運転に乗船して実船データを集めています。

すべての試験に言えることですが、水槽試験は船の建造工程特に線図、プロペラ等の設計に間に合つてこそ真価を発揮出来ますから、試験結果を出来るだけ短期間に提出すべく努力しています。例えば通常の抵抗・自航試験は図面入手後 1 カ月で結果を提出しています。

なお重要なことですが、注文を受けた試験データはどこまでも注文主の所有でありますから秘密保持には特に留意しています。

内外の研究者、水槽関係者との協力に留意し、ITTC の重要なメンバーであります。

3. 業 績

設立以来現在までに船舶の抵抗推進関係の模型試験および研究に N.S.M.B. が 4,000 隻以上の試験実績をもつて大きな業績を残していることはご存じの通りで、次々に設備を改良・拡張して業界の要求に応えて来ていますが、1972 年に完成した Depressurized Towing Tank (減圧水槽) や Manoeuvring Simulator (操船実習装置) 等は時代の要求を先取りして行くものであります。

歴代の所長である L. Troost 教授, W.P.A. van Lammeren 教授および J.D. van Manen 教授は私たちになじみ深い名前でありまして、B シリーズプロペ

ラやダクトプロペラの資料は設計者の座右のデータになっています。

4. 施 設

a. Deep Water Basin (大水槽)

252 m × 10.5 m × 5.5 m

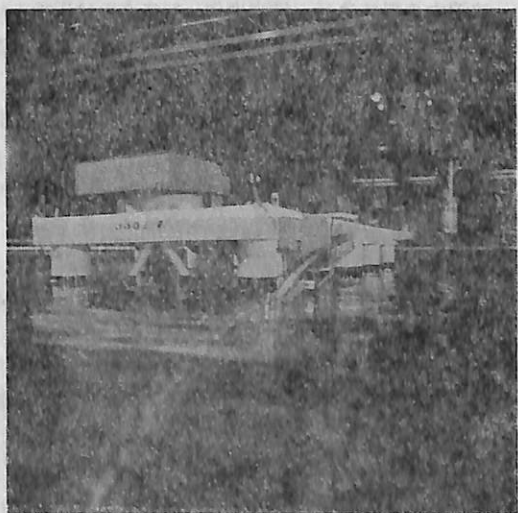
6~8 m 模型による抵抗, 自航試験

Wake 計測, プロペラ起振力計測等

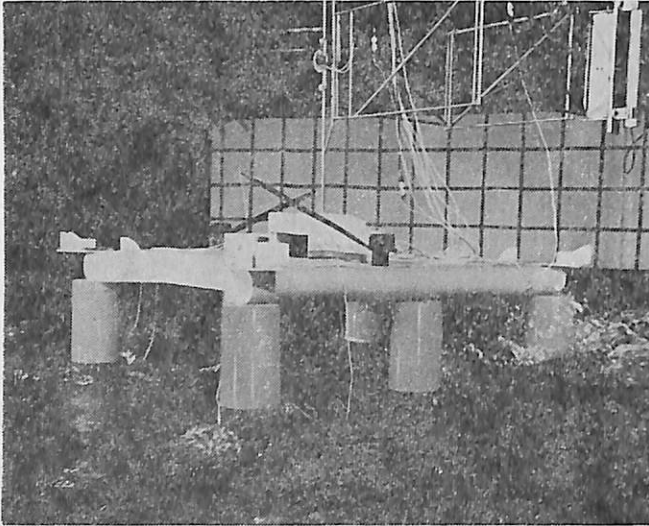
b. Large Cavitation Tunnel (大回流水槽)

計測部断面 0.9 m × 0.9 m

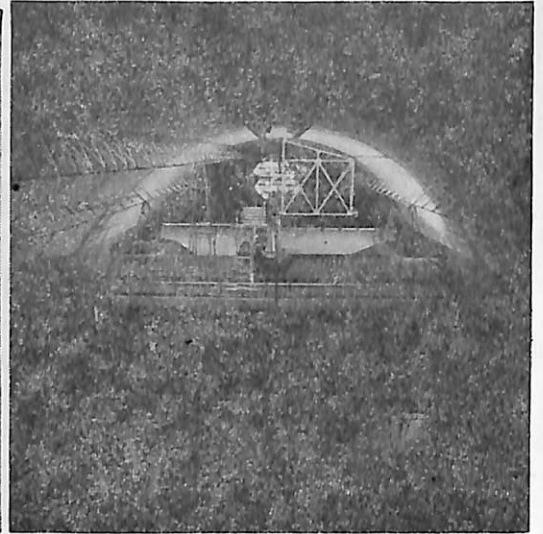
キャビテーション調査, 船尾部の圧力変動計測



第4図 半没式パイプ布設船テスト (Wave and Current Basin)



第5図 海洋構造物の試験 (Wave and Current Basin)



第7図 Depressurized Towing Tank 内部

- c. Cavitation Tunnel with Flow Regulator (フローレギュレーター付回流水槽)
計測部断面 0.4 m ϕ
キャビテーション調査
- d. High Speed Cavitation Tunnel (高速回流水槽)
計測部断面 0.04 m ϕ
キャビテーション現象研究用
- e. Seakeeping Basin (耐航性能水槽)
100 m \times 24.5 m \times 2.5 m
側壁2面に造波装置付 (波長 1.5 m \sim 10 m, 波高 0 \sim 0.3 m), 送風装置付
波浪中の船体運動, 推力増加, 船底または甲板上に働く圧力, 打込水, プロペラレーシング, 船体に働く剪断力・曲げおよび振りモーメント等の計測
海洋構造物の運動, 繋留装置に作用する外力の計測
- f. Shallow Water Basin (浅水水槽)
216 m \times 15.75 m \times 1.25 m (水深可変, 造波装置付)
浅水における抵抗・推進 (バージラインを含む), 船尾沈下およびトリム計測
Captive test における横方向力・モーメントおよびラダートルク計測
波浪中の船体運動および抵抗・推力計測
海洋構造物に作用する外力, 繋留装置に作用する外力の計測
Zigzag テスト, 進水試験
- g. Wave and Current Basin (波浪および潮流水槽)
60 m \times 40 m \times 1.2 m (水深可変, 造波装置付)
波浪, 潮流および風を考慮した船型チェック, 船体

の運動および外力計測

旋回試験

港等の制限水路内の試験

- h. High Speed Basin (高速水槽)

20 m \times 4 m \times 4 m (造波装置付)

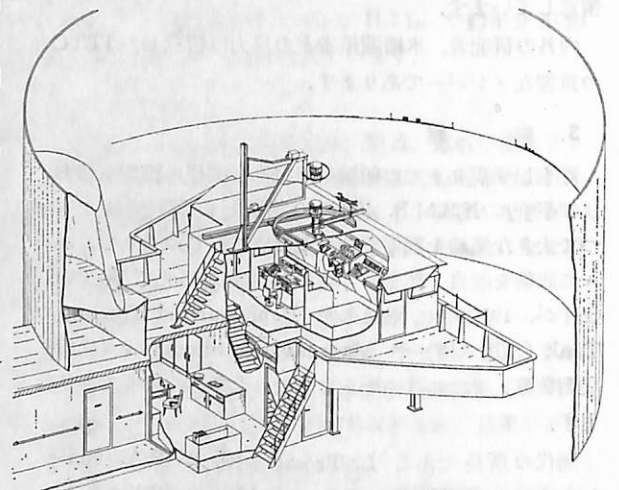
最大走行スピード 30 m/s

高速艇, 高速用推進装置の試験

- i. Computer Center (電算機室)

CDC 3300 Computer (32 K ワード)

排水量等諸計算, スタビリティ計算, プロペラ設計プログラム, 船舶の初期設計プログラム



第6図 Manoeuvring Simulator のスケッチ

ガス切断用 1/10 縮尺原図作製

j. Manoeuvring Simulator (操船実習製置)

ブリッジ、円形スクリーン (20 m 径×9 m 高)、影写機、電算機等より構成され、ブリッジは操舵室、準備室、通路等実物大のもので、操舵室には大形船の航海計器およびチャートテーブルがすべて装備されています。

港の状況はスクリーンに写し出され、風力、潮流、曳船のデータおよび本船の特性は電算機に収められています。

港湾における操船の問題は港湾、船、操船する人間の3要素より成り立つわけですから、港湾設備の判定、本船の操縦性能の判定、および操船者の訓練が本装置を用いてなされます。

k. Depressurized Towing Tank (減圧水槽)

240 m×18 m×8 m (Ede にある)

0.04 気圧までの減圧を8時間で可能。

12 mL×2.40 mB×18 tonW の模型まで試験可能。台車 (2.5 mφ の円筒よりなる) はワイヤードライブ方式で、CDC 1700 電算機で制御。

非常に full な船型の自航試験 (キャビテーション

の影響が大きい)

船尾形状または推進方式を変えた比較試験

キャビテーション観察

船の周りの流れ・剝離現象観察

Wave breaking 現象観察

Propeller 起振力計測等

5. 結 語

以上 N.S.M.B. の内容を概略紹介しましたが、船舶および海洋機器に対し“より正確な予測”、“より多方面のサービス”を迅速にしかも安い料金で致すべく、多くの優秀なスタッフを揃え、常に設備を近代化し、純粋な研究にも多くの時間を費やしている N.S.M.B. の現状を幾分でも紹介し得れば幸いです。

日本の造船界、海運界および海洋機器業界で N.S.M.B. を利用する機会が多くなることを期待致します。

付 記

極東マック・グレゴリー 株式会社は総代理店として N.S.M.B. への試験委託についてご便宜を計りますが、ご都合によつて直接 N.S.M.B. に発注されるか、または当社を通じて発注されるかいずれでもお選び下さい。

(91 頁よりつづく)

プリントアウト位置データ例

[1]	03	20	←受信時刻 (世界標準時)
[2]	34	44.53	←測位結果 (緯度) 南緯は一を表示
[3]	135	21.48	← (経度) 西経は一を表示
[4]	070		←空中線高+平均海面高(m)
[5]	280.0		←船首方位
[6]	15.00		←船速 (ノット)
[7]	7464		←衛星番号
[8]	03		←収束回数
[9]	53		←仰角 (衛星と観測地との 角度)

3. N.N.S.S. の概要

開発の経緯

N.N.S.S. の開発の発端は1957年10月、ソ連の打ち上げた世界初の人工衛星スプートニク1号を米国のジョン・ホプキンス大学が追跡調査中、衛星からの電波が衛星の移動によつて、ドップラ効果を示すことを発見したことにはじまる。

すなわち、これとは逆に「衛星の軌道が既知であれば、衛星からの電波 (ドップラ周波数) を受信することによつて、受信地点 (船位) を求めることができる」こ

とを提唱し、衛星を船舶の位置決定に利用できるよう発展させたのが N.N.S.S. である。

本システムは、1964年軍事用として実用化、1967年に民間利用が認可され、昨年秋、具体的利用法が公開されている。

システムの概要

人工衛星 (現在5~6個) は高度約1100 km で、地球の南北両極を通る軌道上を周期約106分で運行している。

衛星からは、400 MHz および 150 MHz の超音安定の電波を送信しており、この電波には、時間および衛星の軌道 (飛行位置) に関するデータが含まれている。

一方、地球上でこの電波の周波数を受信すると、ドップラ効果により衛星が近づいてくるときは高い方に、遠ざかるときは低い方にズレる。このドップラ周波数 (ズレ) と、衛星からの軌道情報をコンピュータに入力し、演算処理することにより、測定点の位置が緯度・経度でタイプアウトされ、船位が求まる。

このとき位置測定ができるのは、衛星が視界内にあるときのみで、その時間は約15~16分間である。

現在、5個の衛星が運行しているため、1日に約25~26回の位置測定ができることになり、1時間に1回の割合で船位は決定できる。

竹中ピカ工業の新製品

水中灯シリーズ

竹中ピカ工業株式会社（京都市東山区山科西の宮奈良野町 8-1）は、このほど、沖縄海洋博に活躍するために、あらゆる用途に適した「水中灯」（Under Water Light）をシリーズ化して開発した。次にその概要を紹介する。

水中灯は今や汎用化の時代である。噴水に、池に、水族館に、いろいろな効果照明になくはならぬものである。また水中工事に、水中撮影に海洋サルベージにと、いろいろな水中作業照明にもなくてはならないものである。

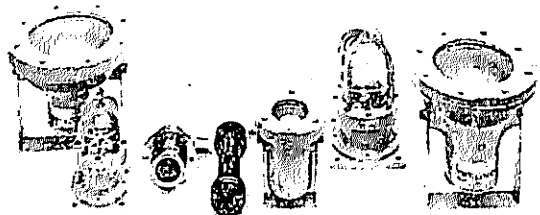
同社は、これらの用途に適した水中灯をシリーズ化しており、それぞれの用途に応じた選択が容易である。同社は本格的な実験地と船舶を持っており、水深 100 m までのテストを行うことができるので、信頼性の高い製品と同社は自負している。

水中灯の特長

- ・ほとんどの機種は色フィルターの交換により、エレクトライティングが容易にできる。
- ・シリーズ化されているから、スポットからワイドフラッドまで選択でき、ディフュージョン効果や、フォーカシング効果がいろいろと選択できる。
- ・器具の機構は、すべて工業用を基準にしてあるから、堅牢な仕上となっており、耐圧は抜群である。
- ・内蔵されている使用電球は、汎用品を採用しているから、国内どこにおいても入手できる。
- ・水中、水上あるいは半分浸水した状態や、水しぶきのかかるような環境にでも使用することができる。
- ・完全な機密構造のため、定格内での使用の場合は、水が浸水するようなことは絶対になく、また電気的特性も安心して使用できる。
- ・一部の機種を除いて、照明方向は自由に調整できる。
- ・内蔵ランプの取替えは容易に行うことができ、保守点検も簡単である。
- ・機具は完全防水、防食で、規格の水圧に充分耐えられる硬質の耐圧ガラスを前面に使用している。
- ・国内唯一のマーケティングプロジェクターの専門メーカーとして、その技術がすみずみまで生かされており、安心して使用できる。

水中灯の用途

- ・一般用途——噴水、プール、池、水族館、水中撮影、



水中灯シリーズの全製品

集魚用などの照明

- ・工事用途——水中工事、水中設備、水中車輛、水中サルベージ、水中検査、水中検査などの照明
- ・海洋用途——海中作業基地、潜水調査船、海中公園、水中展望塔、海中土木構築物、海中都市、海底牧場・農場、海底工場などの照明

機種

このシリーズには次の 7 機種がある。

- ・単指向型水中灯（W 型）
- ・低圧単指向型水中灯（WL 型）
- ・小形単指向型水中灯（WS 型）
- ・小形低圧単指向型水中灯（WSL 型）
- ・無指向型水中灯（WN 型）
- ・小形無指向型水中灯（WSN 型）
- ・小形低圧無指向型水中灯（WSNL 型）

（各機種の仕様その他詳細については直接竹中ピカ工業株式会社に照会されたい）

（90 頁よりつづく）

今、疲れ寿命 N の n 個の観測値を大きさの順に次のように並べる。

$$N_1 < N_2 < \dots < N_i < \dots < N_n$$

少なくとも信頼水準 0.95 に対応する信頼限界は表 8-25 に示す順序統計量の範囲として与えられる。

n が 5 以下については、別途近似的推定法があるが、一般に全く未知の材料に対して信頼水準 95% で S-N 曲線（50%非破壊）の推定を行なうには、標本数は最小 6 個必要であることがわかる。以上のべたことは、S-N 曲線を求めようとする材料の試験の経験が殆んどない場合に適合されるものである。したがって多数の実験が行なわれている材料（疲れ寿命分布が想定できるようなもの）については適当な信頼水準のもとに、試験片数は減少することができるであろう。（完）

理研計器の新製品

CO モニター

理研計器株式会社（営業本部：東京都板橋区板橋2-46-8）では、このたび新製品 CO モニターを発売することになった。AG-500 型（ポータブル式）……充電電池・AC 100 V 兼用、AG-4000 型（定値式）……AC 100 V・DC 12 V 兼用の2機種がある。次にその特長、仕様等を紹介する。

AG-5000 型の特長

- 高感度で 10 PPM CO 検知する。
- 警報（スピーカー）が出る。警報点は任意にセットできる。
- 8 時間連続使用ができる。（完全充電後）
- AC 100 V でも使用できる。
- 他のガス（炭化水素化合物等）の影響は殆んどない。
- センサーのライフは 2 年間（保証）である。
- 取扱い簡単、メンテナンスフリーである。

AG-5000 型の仕様

測定ガス CO（一酸化炭素）……空気中
 測定範囲 0～300 PPM（標準）または 0～1000 PPM
 精度 指示値の ±10%
 目盛 最小目盛 10 PPM（100 PPM まで）
 50 PPM（100～300 PPM まで）

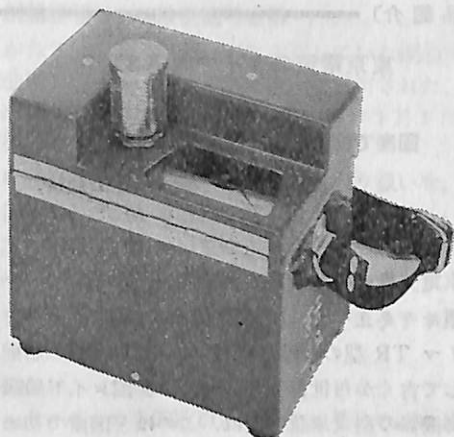
警報 スピーカー発信音
 警報点 フルスケール任意設定可能
 応答速度 90% 指示 60 秒以内
 ゼロドリフト フルスケールの ±10%/12h 以内
 安定時間 10 分（電源スイッチ ON 後）
 使用温度範囲 -10°C～+40°C
 使用湿度範囲 20～90%/RH

センサー ソリッドステート素子（チャコールフィルターカバー付・自然浸透型・2 m コード付）
 電源 NiCd Battery・AC 100 V
 <充電電池> 1.5 m コード付

センサーライフ 使用後 2 年間保証
 寸法 10.7 cm（縦）×17 cm（横）×18.7 cm（高）
 重量 2.4 kg

AG-4000 型の特長

- 連続自動測定ができる。
- 遠隔測定は最長 500 m までできる。
- 記録計と連動できる。
- 警報点の設定は任意にできる。
- センサーのライフは 2 年間（保証）で、他のガス（炭化水素化合物）の影響は殆んどない。



AG-5000 型

AG-4000 型の仕様

「測定ガス」から「使用湿度範囲」までは、AG-5000 型と殆んど同一であるから省略する。

センサー ソリッドステート素子（チャコールフィルターカバー付・8.5 m コード付・アルミケース付）

センサーライフ 使用後 2 年間保証

電源 AC 100 V・50/60 Hz・DC 12 V（2.4 m コード付）

寸法 13.2 cm（縦）×18.5 cm（横）×11 cm（高）（本体）

19 cm×3.4 cm cl（受感部）

重量 2.5 kg（受感部とも）

適用例

- 鉄鋼製鉄工場の CO 雰囲気測定（安全管理）
- 自動車エンジン実験室・鋳物工場の CO 雰囲気測定
- トンネル・ガレージ内の CO 雰囲気測定
- 船舶・造船所作業場の CO 測定
- 地下作業・マンホール内作業の CO 測定

センサーについて

I.S.T. 社（U.S.A.）で開発された新しいソリッドステート電解セルは、種々の金属・卑金属よりなる。

セルの触媒反応によつて、ガスの分子が酸化還元され、かつ帯電イオンまたは複合体に分離される。イオンまたは複合体が電気信号として取り出され、メーターあるいは記録計に指示される。セルは非常に汎用性に富み、混合ガス中の一成分を撰択するように物理・化学的に作製されている。従つてガスの撰択性に富んでいる。

干渉ガスについて

メタン・プロパン・ブタンガスは全く干渉しない。他のガスについては次のような比率で干渉する。

エチルアルコール 10,000:1

アセトン 20,000:1 ノルマルヘキサン 10,000:1

亜硫酸ガス 10,000:1 硫化水素 1,000:1 水素 3:1

東京電気のタイマ標準3機種

国産で初めてロイド船級協会の 型式承認に合格

東京電気株式会社（東京都千代田区内 神田 1-14-10）の小型モータタイマ UT 型および XT 型、トランジスタタイマ TR 型の標準3機種（64品種）は、船舶用規格として古くから世界的権威を持つ英国ロイド船級協会の制御機器の型式承認制度に、このほど国産で初めて合格した。

これらのタイマはすでに、国内における立会試験に合格していたが、このたび、英国ロイド船級協会の英国 Lloyd's Head Office に正式認可されたことにより国内の業界で初めて「List of Type Approved Instruments and Control Equipment」に登録される。

このタイマ標準3機種は、一般工業用としてはもとより船舶自動制御回路に使用されるモータ式と CR 式の限時継電器である。そのため、船舶の無人化にはなくてはならぬものといえる。大型タンカーの出現、船員の人手不足を反映し、無人化船が急速にふえつつある現在、この制御回路に使用される限時継電器の需要は増大している。ちなみに、船舶を無人化するために、このタイマは1隻につき大量に使用させる。

ロイド船級協会に登録されたことによる メリット

船舶用規格として国内には、日本海事協会（NK）があるが、規格の制定のみで、型式承認制度を採用していない。このため輸出船の船用機器について、英国ロイド船級協会もしくはフランスの BV 協会の立会を必要とする。現在、世界にある船舶の約7割が LR 協会規格、約3割が BV 協会規格となっている。

そのため、無人化船（UMS）に使用される自動制御装置に取りつけられる機器については、LR 協会の検査官による立会検査に合格することが必要とされる。しかし LR 協会の型式承認制度に認定された制御機器を使用した装置は、認定品と見なされ、そのつどの立会検査を必要とせず、受験する費用、手数などを省くことができる。

これらの理由により、ロイド船を建造する際、ほとんどが認定品を使用するため、今回認定されたタイマ3機種は、船舶関係の制御盤への用途が増大するものと見込まれる。今後同社はこの需要に対処するため、生産の拡大をはかり、約20%の増産を行うことになっている。

Lloyd's の環境試験について

船舶用設備に用いられる制御器の使用環境は、地上における使用環境とくらべ高温多湿、振動など厳しい環境条件で使用されるだけに、機器の信頼性、環境性はシビアな面が要求される。

船舶用機器について、各国それぞれ規格を設けているが、日本では NK 規格、英国ではロイド規格、フランスでは BV 規格などがある。その中でも、古くから世界的権威を持つ英国ロイド船級協会規格では、制御機器の需要の増大につれ、1970 年から制御機器についても厳しく規定、環境試験を中心に認定制度を採用した。これが型式認定制度である。このため、制御盤メーカーあるいは造船メーカーが、輸出船などに制御機器を使用する場合、そのつどロイド日本支部からの出張試験を受けていた。

ロイド船級協会のテストは厳しいものといわれ、環境試験を重点に、外観検査、性能検査、動力供給源の変動、乾燥高温試験、湿度試験、傾斜試験が行われる。

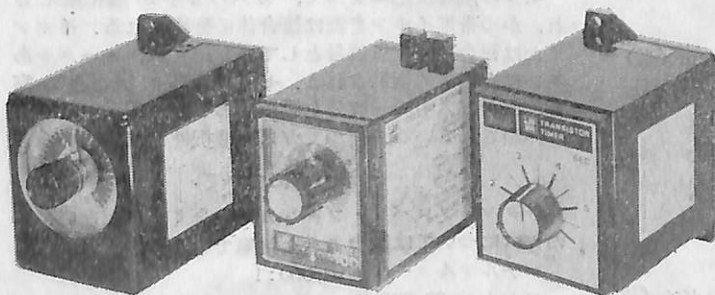
外観検査では、仕上げや全般的組立てが機器の使用目的にそつているかを確認する。特に、高温多湿の状態での質的低下の恐れについて、また燃焼機関、蒸気設備からのガス、蒸気などによって質的低下が促進されることなどないかという点について検査される。

タイマについて

タイマは電気的に与えられた入力信号により、あらかじめセットさせた一定の時間（時限）後に出す信号を出すものである。

名称は、限時継電器（time limited relay）、定時限継電器（time relay）とか、タイマ（timer）と呼ばれている。

（本機の仕様その他詳細については、東京電気にご照会下さい。）



UT 型

XT 型

TR 型

NKコーナ



昭和48年度第4回技術委員会

昭和48年度第4回技術委員会は、12月10日、日本工業クラブで開催された。主な議事内容は、次のとおりである。

1. 鋼船規則細則の下記制定及び改正案について審議され、いずれも承認された。(特記のもの以外は一部改正)

(i) 第3編 船体構造及び舳装に関する総則関係細則

特に大きな乾舷を有する船舶の船側外板の板厚決定法および高張力鋼を使用する場合の使用範囲もしくは縦強力部材の寸法について改正した。

(ii) 第15編 平板竜骨及び外板関係細則

今回新たに制定した。

(iii) 第38編 自動制御および遠隔制御

機関の無人化符号を取得しようとする船に対する自動化仕様書の様式を定め、蒸気タービン船の主ボイラの水位が上昇した場合、推進機関保護のため必要とする安全手段について追加した。

2. 諸 報 告

(i) 船体関係損傷統計について

現在行っている船体損傷調査システムの概要と、その調査結果の一部について報告した。

(ii) スロット周辺の損傷について

スロット周辺の損傷とその補強対策の効果について報告した。

(iii) 機関関係損傷について

1972年1年間における機関関係損傷について、その推移、修理に長期間を要する損傷の概要等について報告した。

(iv) コンピュータ搭載船の最近の動向

8隻のコンピュータ搭載船について、そのコンピュータ装置の概要、利用方法及び将来の展望について報告した。

(v) 潜水船規則の制定について

現在、潜水船に関する規則の制定準備中である旨報告した。

(vi) U.S.C.G. との液化ガスタンク船の検査に関する協定について

現在、アメリカのコーストガードと交渉中の、液化ガスタンク船の検査代行業務について報告した。

鋼船規則の一部改正認可さる

かねて、運輸大臣に認可を申請していた鋼船規則の一部改正が昭和48年12月3日付けで認可された。

改正要旨は次のとおりで、昭和49年1月1日から実施されている。

1. 日本船舶以外の船舶の検査の取り扱いを、別途定め得るように、その根拠規定を設けた。

2. 定期検査においては、アンカーチェーンのシャックルピンを抜かなくともよいことになった。

クウェイト、サウジアラビアおよびエクアドル政府から代行権限取得

NK は、このほどクウェイト、サウジアラビアおよびエクアドルの各国政府から、それぞれの国に属する船舶に対し、国際条約に基づく各種証書を発行する権限を取得した。

なお、これにより NK に対し、国際満載喫水線条約または海上における人命安全のための国際条約に基づく権限を付与している外国政府は、合計 20 箇国となった。

揚貨装置ワイヤロープのスプライスの代わりに用いる pressed fitting または swage に関するカナダ政府の要求について

このほど、カナダ政府から昭和49年1月1日以降カナダ国に入港する船舶の揚貨装置用ワイヤロープのスプライスの代わりに用いる pressed fitting および swage については、検査証明書を有するものでなければならないとの通知があつた。

この検査および検査証明書の発行者は、船級協会検査員、製造所の検査責任者、その他公的に認められた試験所の責任者のいずれでもよいことである。NK は、申込みがあつた場合、カナダ政府の定めている基準に従って検査を行い、証明書を発行する。

IACS の Working Party について

昭和48年7月以降年末までに開催された、IACS の Working Party とその主な議題は、次のとおりである。

1. W.P. on Gas Tankers (第6回)

1972年末、IMCO に提出された IACS 統一規則案に対する名国意見及び前回会合の討議により修正された規則案について、審議された。

2. W.P. on Materials and Welding

(i) IMCO へ提出する IACS のガスタンカーの材料統一規格案の最終審議

(ii) 軟鋼材及び高張力鋼材用溶接材料の統一規格に対する一部協会の保留事項の検討

(iii) 材料試験片の統一規格案の審議

3. W.P. on Drilling Units (第1回)

Drilling units の統一規則を作成することとなり、基本方針および今後の作業の進め方などについて討議された。

長さ 150.0 m の高速貨物船の水槽試験例 (7)

—突出バルブ船型とマイヤー船型との比較—

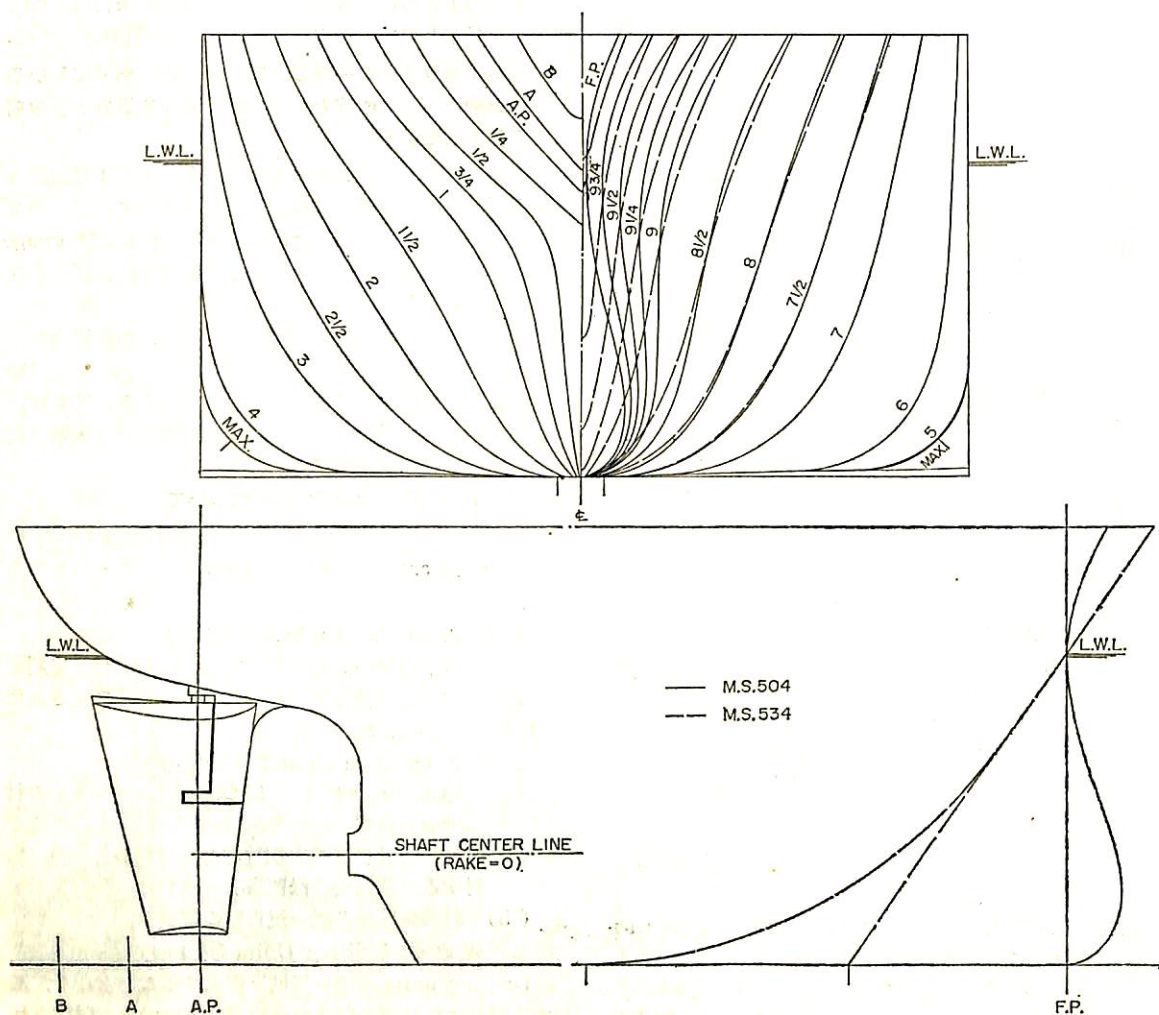
「船舶」編集室

M.S. 504 および 534 は垂線間長さ 150.0 m の高速貨物船に対応する模型船で、模型船の長さおよび縮率は 6.0 m, 1/25.000 である。

M.S. 504 は突出バルブ船首船型, M.S. 534 はマイヤ

ー型船首船型である。

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図に示す。舵と



第1図 正面線図および船首尾形状

してはハンギング舵が採用された。また、 L/B は 7.0, B/d は 2.4 である。

なお、主機としては連続最大出力で 16,000 BHP × 119 RPM のディーゼル機関の搭載が予定された。

試験はいずれも満載のほか 2 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 2 図に、自航要素を第 3 図～第 5 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 6 図に、伝達馬力等を算定したものを第 7 図に示す。

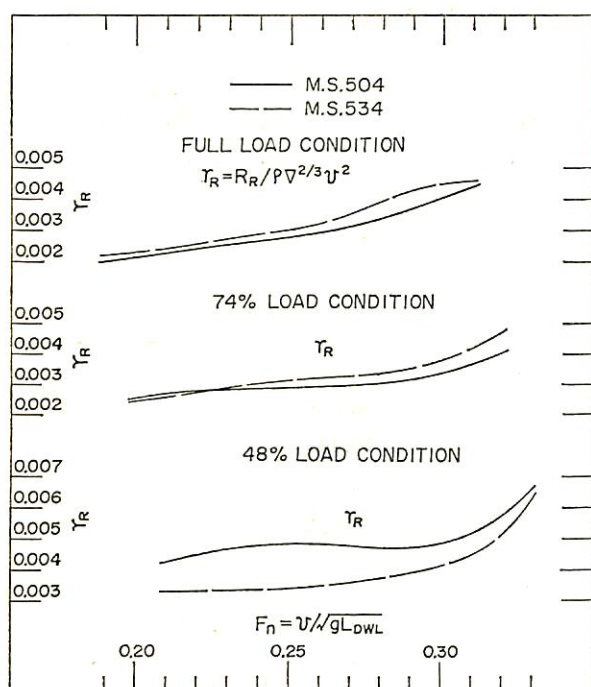
ただし、試験の解析に使用した摩擦抵抗係数はいずれもシェーンヘルのもので、実船に対する粗度修正量 ΔC_F は 0 とした。また、実船と模型船との間における伴流係数の尺度影響は考慮されていない。

第 1 表 船 体 要 目 表

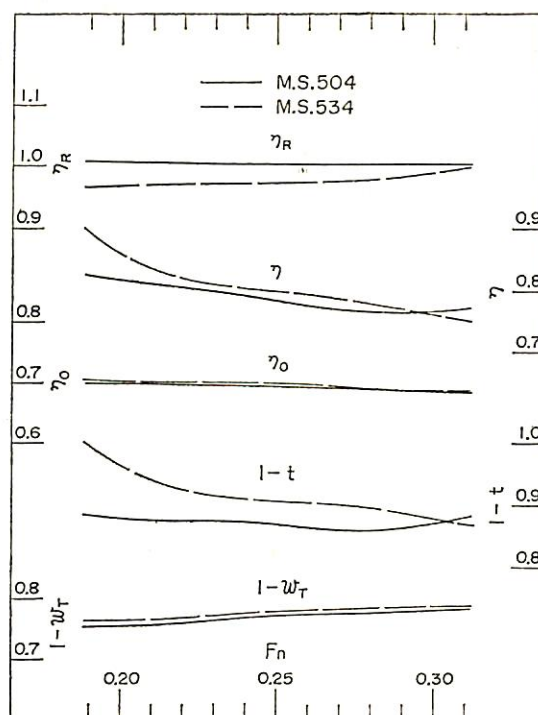
M.S. No.			504	534
長 幅 (外板厚を含む)	L_{PP} (m)		150.000	
	B (m)		21.428	
満載状態	喫水 d (m)		8.928	
	喫水線の長さ L_{DWL} (m)		152.638	
	排水量 ∇_s (m ³)		16,089	15,856
	C_B		0.561	0.553
	C_P		0.578	0.569
	C_M			0.970
	l_{CB} (L_{PP} の%にて 図より)		+1.05	+1.59
平均外板厚 (mm)			0	
船首形状			突出バルブ	傾斜型
バルブ	大いさ (船体中央断面積の%)		6.0	—
	突出量 (L_{PP} の%)		1.0	—
	没水深度 (満載喫水の%)		77.6	—
摩擦抵抗係数			シェーンヘル ($\Delta C_F=0$)	

第 2 表 プ ロ ペ ラ 要 目 表

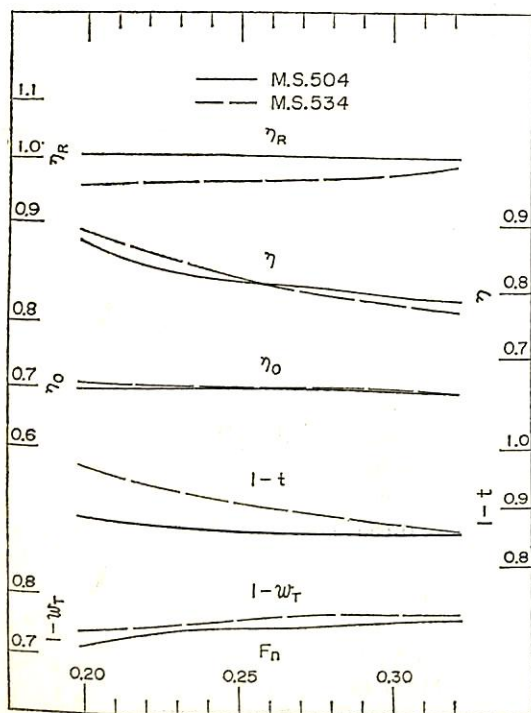
M.P. No.		418
直 径	(m)	6.000
ボ ス 比		0.200
ピ ッ チ (一定)	(m)	6.400
ピ ッ チ 比 (一定)		1.067
展開面積比		0.650
翼 厚 比		0.050
傾 斜 角		10°~0'
翼 数		5
回 転 方 向		右廻り
翼断面形状		MAU 型



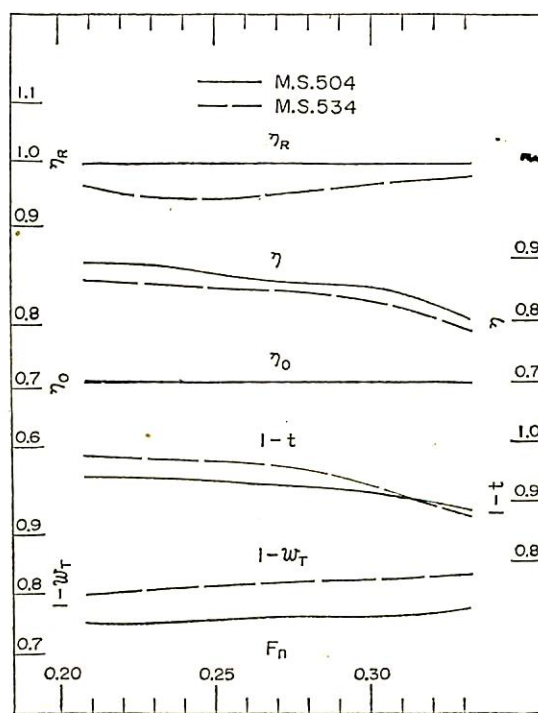
第2図 剩余抵抗系数



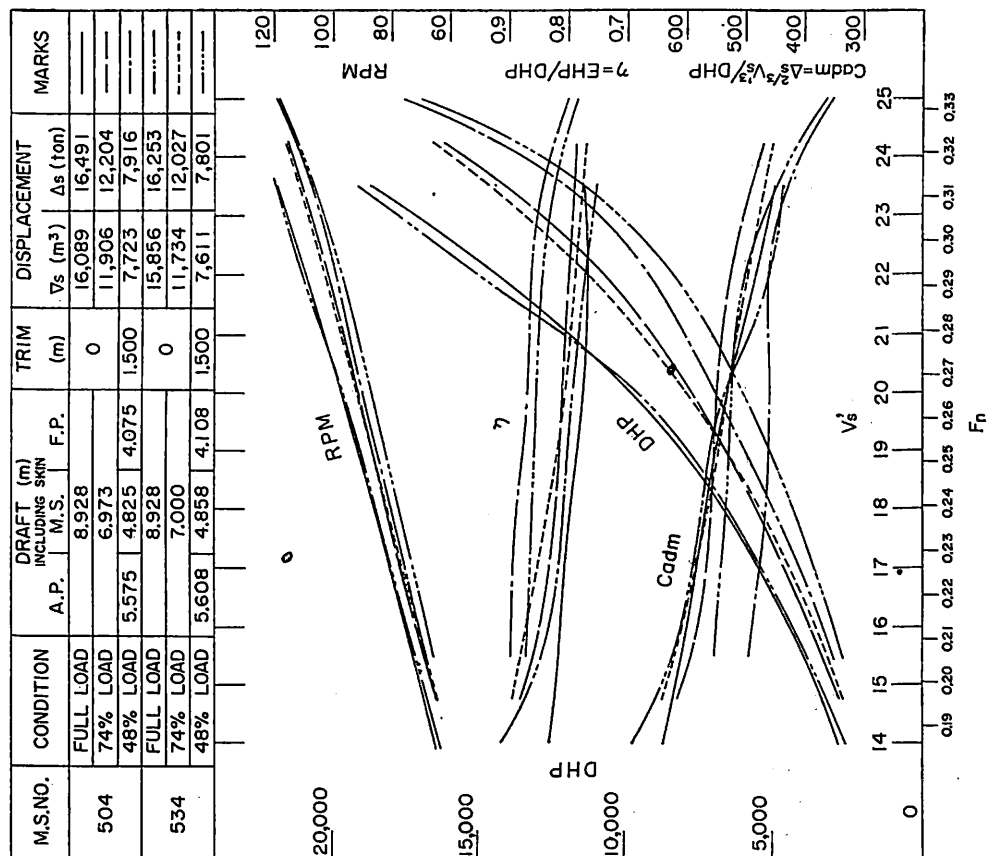
第3図 自航要素 (满载状态)



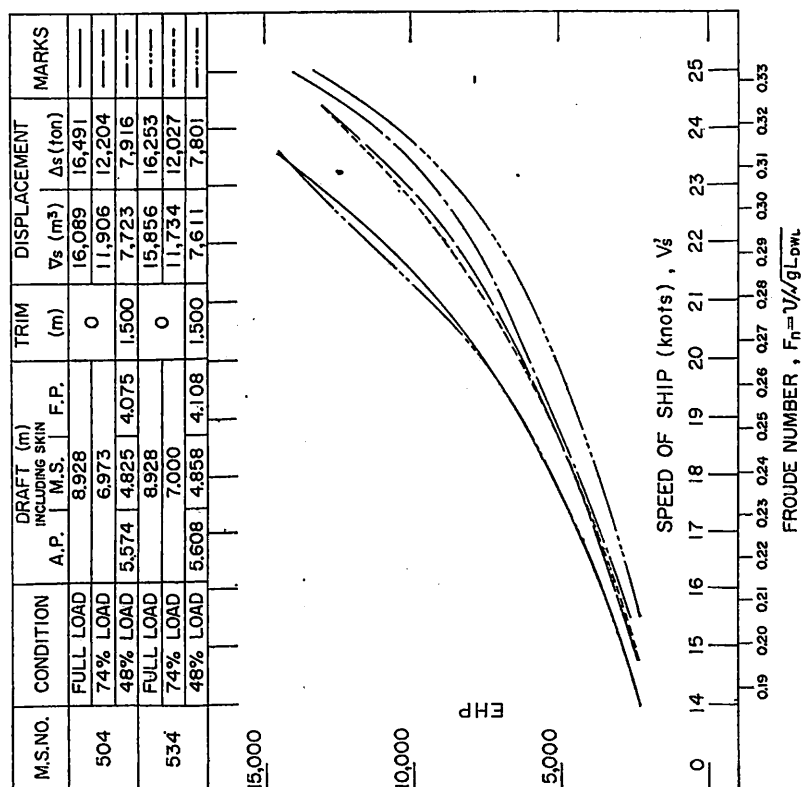
第4図 自航要素 (74% ΔF 状态)



第5図 自航要素 (48% ΔF 状态)



第7圖 伝達馬力等曲線圖



第6圖 有効馬力曲線圖

業界ニュース

宇品造船が2万重量トン貨物船を10隻受注

宇品造船所（広島市元宇品町）は三井物産などから、2万重量トンの同型貨物船10隻を受注、系列の金輪船渠に計画している新工場で連続建造することを明らかにした。

同社は生産の合理化とコストダウンを目ざして中堅造船所としては早くから船型の標準化をはかっていた。現在実施しているのは1万2千重量トン貨物船の標準化。同型船9隻を受注しており、うち1隻はすでに引渡し、残りについても50年春までに建造する。

2万重量トン船型はこれに次ぐもの。同社は金輪船渠に近く30億円を投じて2万重量トンの船台を建設する計画で、これに応じて同型船も従来の1万2千トンから2万トンへグレードアップさせた。新船台は本年5月ごろから操業の予定で、第1船から2万トンシリーズを連続建造していく方針である。

仏海軍、ロールスロイスとエンジン契約

フランス海軍は、このほどロールスロイス（1971）リミテッドと、数百万ポンドに達するロールスロイス船用オリンパス・ガスタービンの調達契約を結んだ。これにより、同社の産業船舶部門は、フランス海軍のコルベット計画向けのエンジンを供給、同時にガスタービンの部品をフランスで国産化するため技術援助を行う。

コルベット艦には、船用オリンパス2基とフランス製のディーゼルエンジンを装備される。船用オリンパスは、コンコルド用のオリンパス593航空エンジンを開発するためロールスロイスとフランスのSNECMAの両社が基本設計に使用したオリンパス100をもとに開発されたものである。船用オリンパスは、すでにオランダ、ベルギー、英国などヨーロッパのコモンマーケット3国をはじめ、その他7カ国の海軍に採用されており、ヨーロッパ各国海軍のスタンダード・エンジンとなつている。

今回の協定により、ロールスロイスは船用オリンパスのガスゼネレーターを供給、フランス側はライセンス導入によりパワータービンと関連機器を国産化する。ロールスロイスの船用タービンは、世界各国の海軍により、6トンから16,000トンまでの各種艦艇向けに採用されており、フランス海軍は、ロールスロイスのエンジンを採用した22番目の海軍となつた。ロールスロイス船用ガスタービンのこれまでの受注合計は6千万ポンド（約420億円）、うち輸出は3千万ポンド、昨年1月からの契約高は1100万ポンド（約77億円）となつている。

住友重機、LNG船の建造工場を賀浦から追浜に変更

住友重機械工業は、LNG船の建造工場を当初予定し

ていた浦賀造船所から追浜造船所に変更することをきめた。これは同社が徳島県に計画中の新規大型造船所の建設に対応して、浦賀造船所を大幅に縮小することに伴う措置である。同社は当面、LNG船の船体工事を追浜造船所で行い、LNG船用タンクは川間製造所で製作することとしている。タンクの船体据え付けや塗装工事なども、いまのところ、追浜造船所で実施する意向である。

住友重機械工業は、今夏までLNG船は浦賀造船所で建造、隣接の川間製造所でLNG用タンクを製作、海上で積載する工法を採用することになっていた。それがここへ来て追浜造船所に変更されることになったのは、徳島県に100万トンドックを建設するためには、既存の船台をスクラップしなければ運輸省の了解を得られないとの判断から来ている。

同社はこれまで12万6千立方メートル型のLNG船を基本船型としていたが、経済性や需要動向からみて、将来はより大型のLNG船になる公算が強いとして、手狭な浦賀造船所から、新鋭で大型船建造の余地のある追浜造船所へと変更となつた。

同社のLNG船は英国のコンチ社の角型独立タンク方式を採用、アルミ合金材料を用いてタンクを製造することとしている。これまでにモデルタンクを川間製造所で製作したほか、強度試験、各種工作機械の検討をすすめて来た。

三井造船、超大型タンカーなど3隻受注

三井造船はイギリスのペニーシュラ・アンド・オリエンタル・ナビゲーション（P&O）から41万重量トン型超大型タンカー1隻、ノルウェーのモスボルト、シェルブレード両社から7万重量トン型ばら積み船1隻ずつを受注した。船価は41万重量トン型が2百数億円、7万重量トン型が48億円で、納期は3隻とも昭和52年となつている。わが造船業界は中東原油の供給削減以後、船舶の受注商談が中断、香港のワールド・ワイドから石川島播磨重工など5社が8隻という大量の一括受注を決めているだけで、今回の同社の3隻受注はこれに次ぐものの。

イギリスのP&O社向けの41万重量トン型タンカーは、長さ365メートル、幅68メートル、深さ28.9メートル、喫水22.6メートルを基準とした超幅広船である。納期は52年末となっており、同社千葉造船所で建造する予定である。またノルウェーのモスボルトおよびシェルブレード両社向けのばら積船は、長さ218メートル、幅32.2メートル、深さ19.7メートル、喫水13.7メートルのいわゆるパナマックスサイズである。納期は52年の3月と7月となつている。

特 許 解 説

水上浮揚構造物切断又は接合用遮蔽ベルト装置（実公昭48—32880号公報，発明者；相楽秀雄外2名，出願人；三菱重工業株式会社）

近年船舶の大型化に伴ない，船体を海上に浮上させた状態で分割し，あるいは分割された船体を結合する，いわゆる船体の海上切断又は分割船体の接合工法が採用され，この工法に用いる水密遮蔽ベルトが種々提案されている。

しかし船舶等水上浮揚構造物を水上に浮上させた状態で分割又は一体に結合するにあつてもつとも問題となる点は船体の一部が水面上に水没しているのので，この部分の切断部あるいは分割部片の結合部を如何に簡単な装置で確実に水密を保持し得るかである。

従来，例えば船体外板上に水中溶接等によつて多数のボルトを植設し，同ボルトによつて蛇腹型遮蔽ベルトを船体に装着する方法があるが，不自由な水中で水密を確保するための多数のボルトを小ピッチで正確に位置決めして植設することはそれ自体極めて困難な作業であり，水密性に不安があるばかりでなく船体切断又は接合工事終了後に同ボルトを切断除去しなければならない等の欠点があつた。

そこで本考案は，遮蔽ベルトを船体外板を傷つけることなく任意の外板面に簡単に取付け，取外すことのできる水密遮蔽ベルト装置を提供するものであつて，図面を参照して説明すると，船体外板部3の接合部あるいは切断面に沿つて，水密遮蔽ベルト8が配置される。水密遮蔽ベルト8は，断面楔形パッキン部材9を介して角形の磁石1により船体外板部3に取り付けられる。角形磁石1の中央部にはその底面2を貫通して，ねじ孔5が設けられ，ねじ孔5に，先端部7が球面形をした非磁性のねじ棒6が取り付けられる，所定の作業後，水密遮蔽ベ

ルト8を取外す場合，ねじ棒6を回動させ，先端部7を突出させることにより容易に行なうことができる。

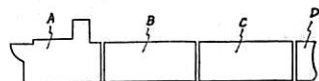
二重殻式船舶巨大化工法（特公昭48—35200号公報，発明者；吉川長一郎，出願人；石川島播磨重工業株式会社）

既存の船舶を海運状態に対処して，さらに経済的な大型船舶に改造する，いわゆる船舶巨大化工法について，種々の工法が提案されているが，何れも材料費の増加に比し船体容積の増加が少なかつたり，あるいは工事が増大し，工作上難工事である等の欠点があつた。

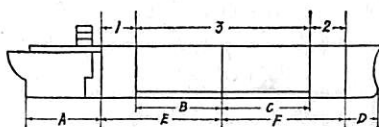
そこで本発明は上記の欠点を除去し得る船舶巨大化工法を提供するもので，船尾機関船尾船楼型油艙船の中央部船体を，船尾機関船尾船楼型油艙積兼用船の外殻として利用し，3次元拡大（船長，船幅，船体深さ）を行なうものである。

図面を参照して説明すると，まず巨大化前の旧船体を第1図のごとく，ドック内において船尾部A，船首部D，船尾側中央部Bおよび船首側中央部Cの4部分に分割する。次に中央部B，Cを船体中心線に沿ひ船幅方向に二分割して，第4図に示すように増幅する。いづれ他の船台においては，第2，3図に示されているような，前部新船体Fおよび後部新船体Eが建造される。新船体E，Fはそれぞれ改造完成後の状態に製造した延長部分1，2と改造船体の内殻をなす部分3とより成り，前記増幅された旧船体B，C内に，新船体E，Fの内殻部分を引込み，新船体の中央部を完成させる。次いで，船尾部A，船首部D，船体中央部E，Fを溶接により結合する。

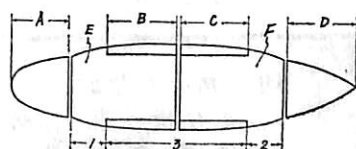
本工法によれば，旧船体外殻を新船体の外殻として利



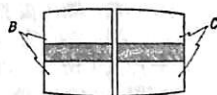
第 1 図



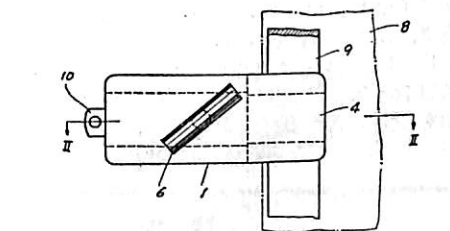
第 2 図



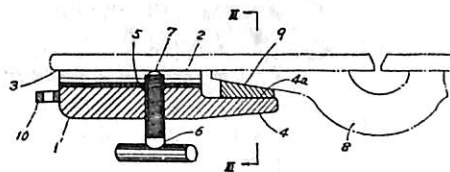
第 3 図



第 4 図



第 1 図



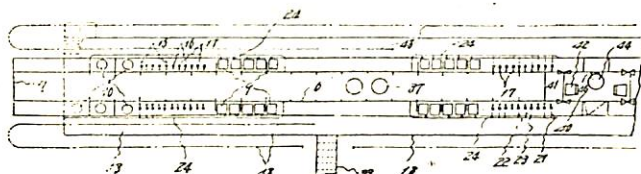
第 2 図

用することができて材料費を大幅に節減し得るとともに、旧船体をできるだけそのままの形で利用するので工事量を大幅に減少することができる。

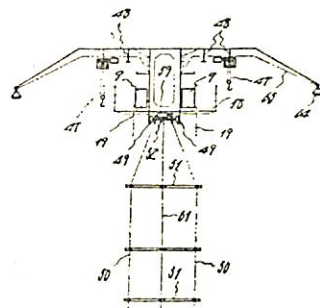
船舶建造装置（実公昭 48—39360 号公報，発明者；長山明，出願人；株式会社大阪造船所）

従来，船舶の建造に際して，必要な設備品，工機具はその必要の都度建造中の船舶上に運搬して設置したり撤去したりしていたが，これには多大の手間を要しその建造工期を長期化する欠点があつた。

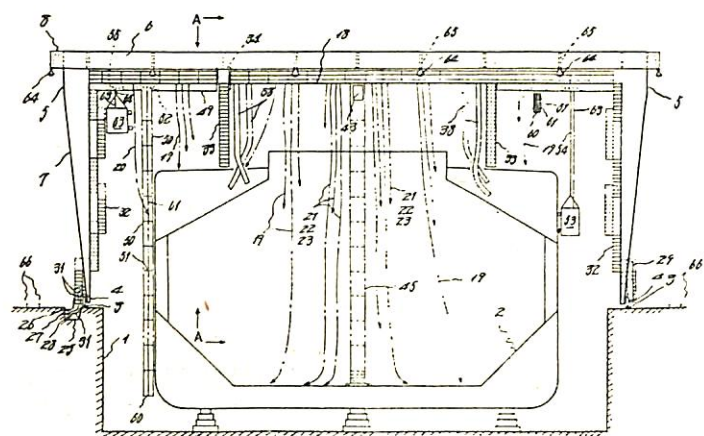
そこで本考案は上記欠点を除去するために開発されたもので，船舶建造に必要な設備品，工機具類を移動可能な門型構造物上に付設し，工事集中部の需要に応



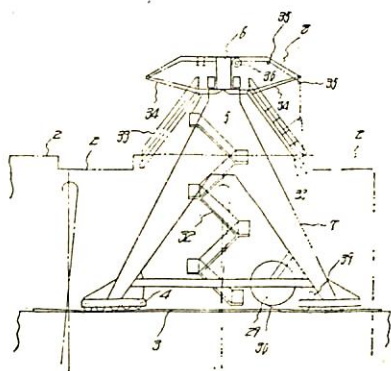
第 3 図



第 4 図



第 1 図



第 2 図

じ，適宜移動し得るように構成したものに關する。

図面を参照して説明すると，建造ドック 1 およびその中で建造中の船舶 2 を跨ぎ，門型構造物 5 が車輪 4，レール 3 により移動可能に設けられる。門型構造物 5 は I 型の箱型梁 6 と箱型断面の脚 7 により構成され，頂部には屋根 8 が設けられる。I 型箱型梁 6 には，

作業員が歩行可能のように，手摺付プラットフォーム 18 が設けられ，プラットフォーム 18 の側部には，溶接器 9，塗装機 10，治工具棚 11 が取り付けられる。箱型断面の脚 7 には，作業員が昇降するための階段が設けられている。船体に対する作業装置等として，ホイスト 62 により移動可能な足場 50，船側の溶接あるいは塗装を行なうための Gondola 53，船艙内への出入りのためのエレベーター 45，デッキ上への出入りのための階段 33 がそれぞれ設けられ，それぞれの作業区域には，溶接用キャブタイヤ 19，ホース 20，21，22 を介して必要な電源，空気，ガスが供給される。それらの電源，空気，ガスは，ドック上のレール 3 の側部に設けられたビット 25 の供給管 26～28 から，フレキシブルなホース 31 を介して供給を受けるよう構成されている。38 は，船艙内作業区域に新鮮な空気を送り込むための通風管を示す。

船 舶 第 47 卷 第 2 号

昭和 49 年 2 月 12 日発行
定価 500 円（送 28 円）

発行所 天 然 社

郵便番号 1 6 2

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 500 円（送 28 円）

半年 2,900 円（送料共）

1 年 5,800 円（ ）

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

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CO₂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

営業本部：東京都板橋区板橋2-46-8 (03)963-7381(代)

名古屋営業所 (052)262-1686(代) 札幌営業所 (011)231-1644

広島営業所 (0822)21-8671(代) 大阪営業所 (06)312-5521-3

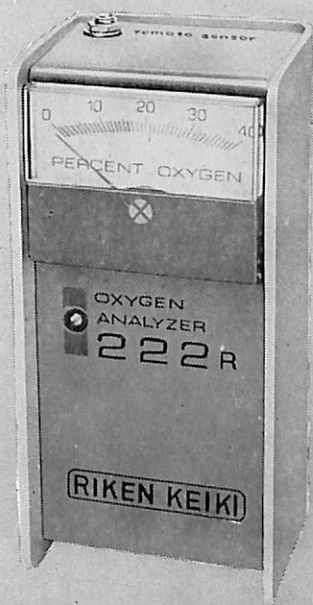
理研九州販売 (092)43-2558 横浜営業所 (045)322-5181-2

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

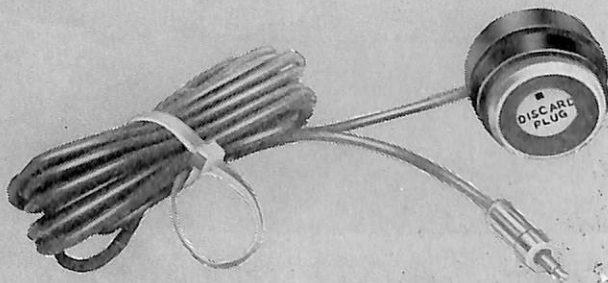
- 定置式OM-300型(警報付)0~10%, 0~25%又は0~50%, 0~100%
- 携帯式 OA-222R型(本質安全防爆型)0~25%
- 携帯式 OA-225R型(本質安全防爆型)0~40%
- 携帯式OM-322型(警報付)0~25%, 又は0~40%



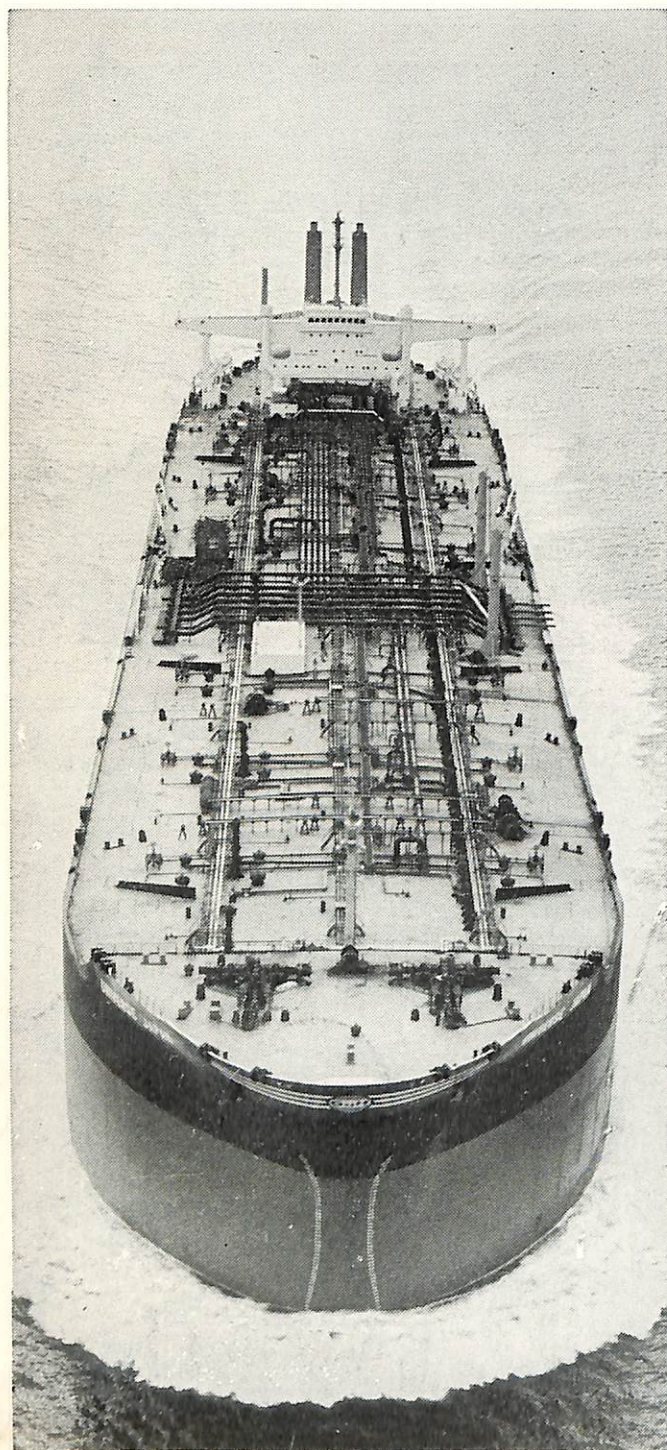
〈携帯式〉OA-222R型

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ませんので、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。



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さ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)

詳しい資料ご希望の方はハガキで——

資料
請求券
A-1

船舶 第四十七卷 第二号
昭和四十九年三月二十日印刷
昭和四十九年二月十二日発行
(毎月一回発行)
第三種郵便物認可

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 五〇〇円 発行所

天 然 社
東京都新宿区赤城下町五〇番地
電話 東京(03)七九五六八番
原簿・東京(03)七九五六八番

保存委番号:

221045

雑誌コード 5541-2