

SHIPPING

船舶

1973. VOL. 46

7

昭和五十五年三月二十日 第三種郵便物認可
毎月一回 発行 昭和四十八年七月七日 印刷
昭和二十四年三月二十八日運輸省特別披承認雑誌第四〇六号 発行



235型 タンカー
にちばる
“日晴丸”

主 機	山下新日本・日正汽船・雄洋海運
重 量	237,586トン
トン 数	36,000馬力
主 機 関 最 大 出 力	16.571ノット
速 力 (試 運 転 最 大)	昭和48年5月30日
引 渡	日立造船工場
建 造	



日立造船

天 然 社

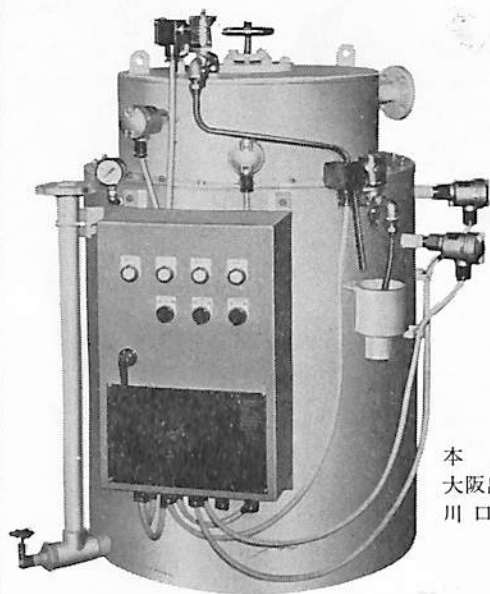
MMS式 MINORIKAWA 油水分離器

(実用新案出願中)

運輸省型式承認番号94,95,96

小さなスペース大きな性能

- ◆ 中小型船に最適
- ◆ 性能は抜群
- ◆ 取付は容易



1 トン型

0.6トン型

0.3トン型

製造元

株式会社 御法川工場

本 社 東京都文京区小石川 2 丁目 18 の 15 TEL (812)1291(代表)
 大阪出張所 大阪市北区木幡町 5 1 番地 TEL (363)2028(代表)
 川口工場 川口市金山町 1 2 0 番地 TEL (22) 2436・2758
 2715・5980

発売元

三洋商事株式会社

取締役社長 成瀬勝蔵

本 社	東京都中央区新川 1 丁目 17 番 2 号	TEL (551) 8 1 5 1 ~ 8
横浜支店	横浜市中区相生町 1 丁目 22 番地	TEL (681) 7 8 4 5 ~ 9
大阪支店	大阪市西区北堀江通 5 丁目 37 番地	TEL (538) 3 2 0 1 ~ 6
神戸支店	神戸市兵庫区西柳原町 11 番 4	TEL (651) 4 7 2 1 ~ 4
門司支店	北九州市門司区港町 9 番 14 号	TEL (321) 0 5 8 4 ~ 6
福岡営業所	福岡市博多区築港本町 3 丁目 2 番地 (山口ビル)	TEL (27) 5 5 3 6
長崎出張所	長崎市馬町 2 7 番地	TEL (22) 9 1 3 4 ~ 5

ながい経験と最新の技術を誇る！

大洋の船用電気機械



交流発電機 1100KVA 450V 600RPM

発 電 機
各種電動機及制御装置
船舶自動化装置
電動ウインチ
配 電 盤



大洋電機

株式
会社

本社 東京都千代田区神田錦町3の16 電話 東京(293) 3061 (大代)
岐阜工場 岐阜県羽島郡笠松町如月町18 電話 笠松(7) 4111 (代表)
伊勢崎工場 伊勢崎市八斗島町726 電話 伊勢崎(32) 1234 (代表)
群馬工場 伊勢崎市八斗島町大字東七分川330の5 電話 伊勢崎(32) 1238 (代表)
下関出張所 下関市竹崎町399 電話 下関(23) 7261 (代表)
北海道出張所 札幌市北二条東二丁目浜建ビル 電話 札幌(241) 7316 (代表)

船舶進水量世界第1位！

10年前にくらべ約4倍という飛躍的な伸び。
世界の50%を独占。7つの海で、たのもしく
日本製船舶が活躍しています。
共同石油のディーゼル機関用潤滑油〈サンウ

ェーマリン〉の活躍範囲も広がり、責任も重
大になりました。長い航海で、エンジンのた
くましい響は心のささえ。〈サンウエーマリ
ン〉が順調な航海をお約束します。

Bon Voyage!

新しいマリンディーゼル用潤滑油

- サンウエーマリン S-30, S-40
〈ストレート型システム油〉
- サンウエーマリン P-30, P-40
〈プレミアム型システム油〉
- サンウエーマリン D-13, D-14, D-23, D-24
〈HDタイプエンジン油〉
D-33, D-34, D-43, D-44
- サンウエーマリン 404, 405
〈中アルカリ型シリンダー油〉
- サンウエーマリン 704, 705
〈高アルカリ型シリンダー油 バラフィン系〉
- サンウエーマリン N-704, N-705
〈高アルカリ型シリンダー油-ナフテン系〉



共同石油

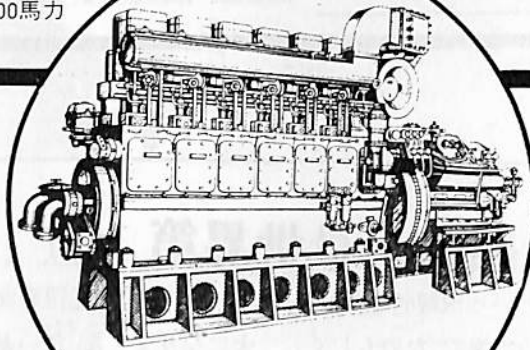
本社/東京都千代田区永田町2-11-2 (星が岡ビル)
TEL (580)3711(代)

船舶の自動化・省力化に貢献する

ダイハツキヤードエンジン



6DSM-26型 1,300馬力



60余年の歴史と技術を誇るダイハツが特に省力化と経済性に重点をおいて製作した高性能船用機関

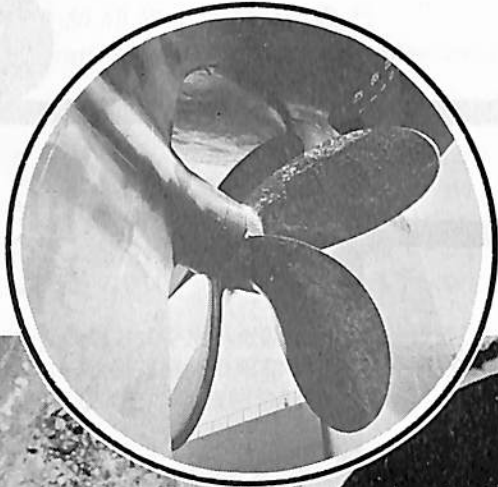
ダイハツディーゼル株式会社

本社・本社工場	大阪市淀川区大淀町中1-1-17 (06) 451-2551
守山工場	滋賀県守山市阿村町45 (07758) 3-2551
東京営業所	東京都中央区日本橋本町2-7 (03) 279-0811
営業所	札幌・仙台・名古屋・高松・福岡・下関・ロンドン



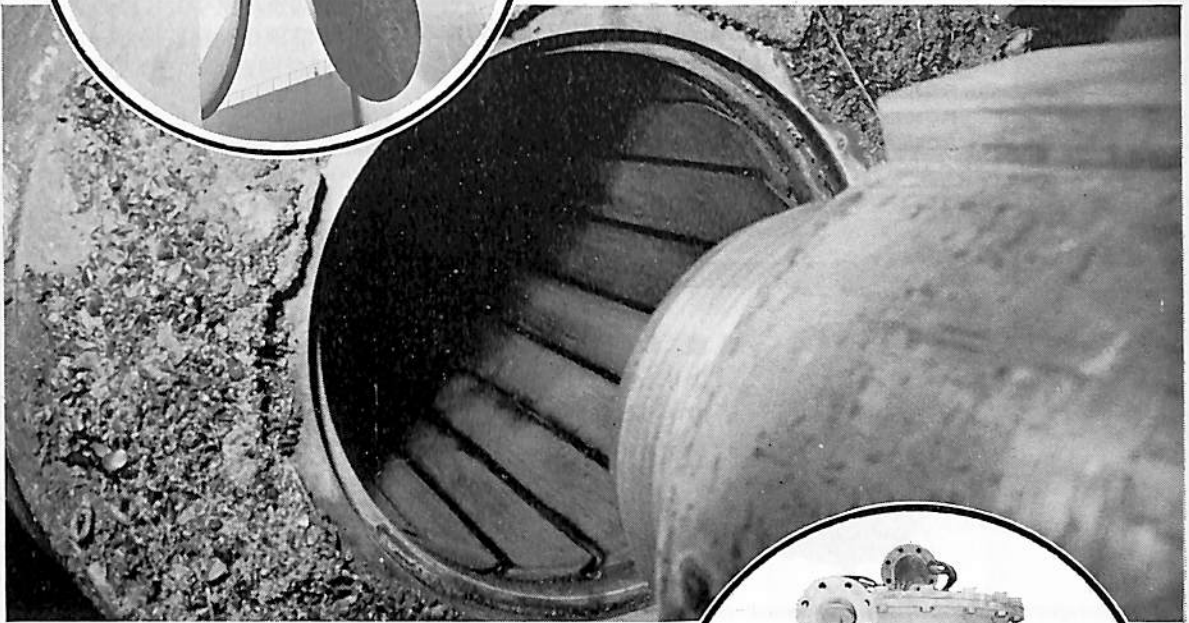
特許

減らない強制水潤滑船尾軸受



特許 船尾軸受

- 耐摩耗性が優れているため支面材交換の手間が省けます。
- 浅海域航行時の砂かみによる軸受摩耗を防ぎます。
- 支面材摩耗に起因する軸折損その他の事故が防げます。
- 純粋の水潤滑軸受ですので海洋汚染防止の観点からも全く心配ありません。



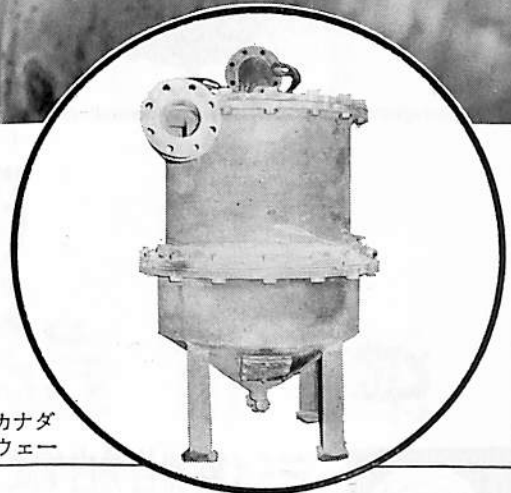
特許 サイクロン泥水分離器

船舶用各種ポンプのサクシヨン側に取付け、揚水中の泥砂を連続濾過し船内機器のトラブルと損傷を防止する極めて高性能なサイクロンセパレーターであります。

- 型式 / 10、20、35、50、70、100、200 m³/H

【特許】
第408349号
第516993号

【国際特許】
米・英・仏・オランダ・ベルギー・スイス・カナダ
独・デンマーク・スウェーデン・ノルウェー



【その他の営業品目】

- 浚渫船用 / サクシヨンヘッドブッシュとインペラーシャフトベアリング
- 水・酸および各種特殊液用 / フェーガルポンプ

古川軸受工業株式会社

代表取締役 古川裕一郎

大阪市北区芝田町55(北阪急ビル) ☎ <06>372-1735(代) 〒530

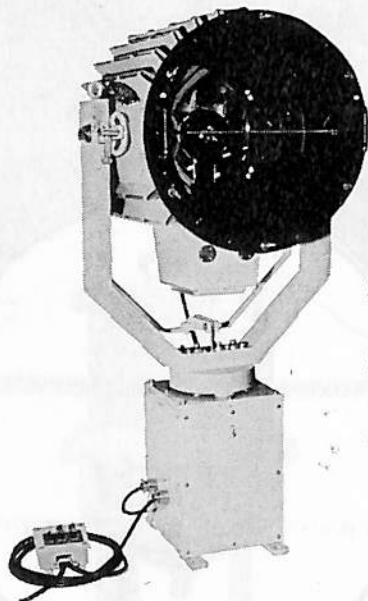
ボタンひとつで方向自在!!

三信の高性能

特許3件・実用新案3件・意匠登録1件

リモコン探照灯

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



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

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

■特許庁長官受賞

世界的水準をはるかに抜く明るさ!!



三信船舶電具株式会社

◎日本工業規格表示許可工場

三信電具製造株式会社

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

船舶

第 46 卷 第 7 号

昭和 48 年 7 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

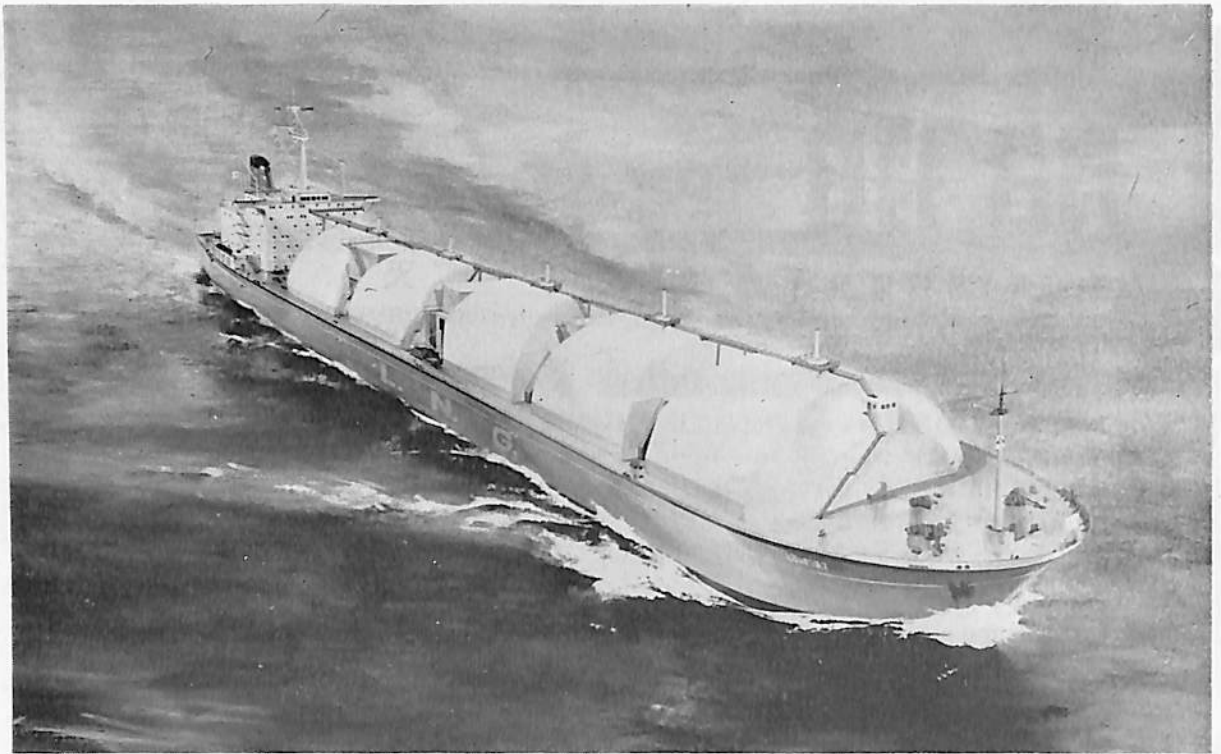
- モーターボートの船型試験 —— 野外高速模型試験船の開発 玉利為宇…(41)
FRP 製の新型交通艇について 鈴木幸雄…(49)
カナダ海運の水中翼艇「ブラドール」について 溝口清司…(57)
FRP 船設計における構造的諸問題 (その 1) 広郡洋祐…(62)
FRP 製 7.9 メートルとう載艇の落下試験について 鈴木幸雄…(69)
- 吸気加熱方式を用いた低圧縮比高過給機関の開発 阪神内燃機工業株式会社…(73)
日本造船研究協会の昭和 46 年度研究業務について (7) 日本造船研究協会研究部 (84)
LNG 船 (その 3 貨物格納) (8) 恵美洋彦・曾根 敏…(92)
- 新開発の 1 気筒あたり 1,500 馬力高出力中速ディーゼル機関 12PC2V 型 (100)
〔製品紹介〕 キュノ燃料重油濾過装置について 日本エーエムエフ株式会社…(102)
NK コーナー (104)
〔水槽試験資料 271〕 載貨重量 約 57,700 英トンの油送船の水槽試験例 「船舶」編集室…(105)
業界ニュース (110)
- 〔特許解説〕 ☆ 水上浮揚構造物接合用防水函体の取付方法
☆ 双胴船の建造方法 ☆ 船舶の建造方法 (111)
- 写真解説 ☆ 川崎重工, わが国初の LNG タンカー 2 隻を受註
☆ 石川島播磨重工の知多工場が開所
- 竣工船 ☆ 瑞鷗丸 ☆ 甲南丸 ☆ 高城山丸 ☆ 第三伊藤ハム丸 ☆ 第八十七号 大盛丸
☆ べがさす ☆ フェリーはこざき ☆ 第五天洋丸 ☆ フェリーわか丸 ☆ 東栄丸
☆ 流福丸 ☆ ぱしふいっくころな ☆ シルバークイーン ☆ 新さくら丸 ☆ 高倉山丸
☆ 第七ぶりんす丸 ☆ 鷗勢丸 ☆ NAGAN PIONEER ☆ SHARPNES ☆ INGWI
☆ GENE TREFETHEN ☆ SAN FELIX ☆ LORD ☆ NEPTUNE WORLD ☆ APEX
☆ SHUNWIND ☆ EASTERN DALE ☆ SEASERVICE ☆ LESPLENENT ☆ MARIA
RUBICON ☆ GOLDEN DOLPHIN



株式
會社

大阪造船所

本 社 大阪市港区福崎 3 丁目 1 - 2 0 1
電話 大阪 大代表 (571) 5 7 0 1
東京事務所 東京都中央区日本橋本町 1 - 6
電話 東京 (241) 1181・7162・7163



完成予想図

川崎重工のわが国初の LNG タンカー 2 隻を受注

川崎重工では、アメリカのゴタス・ラーセン社 (GOTAAS-LARSEN INC.) より 128,600 m³ タイプの LNG タンカー 2 隻を受注した。

この建造契約は去る 5 月 21 日ニューヨークにおいて、同社四本潔社長とゴタス・ラーセン社 H・イルゲンス・ラーセン 会長 (MR. H. IRGENS LARSEN) の間で締結されたものである。

これは、わが国造船所が受注した最初の本格的な大型 LNG タンカーである。

本船の概要はつぎのとおりである。

全長 289.00 m 幅 44.60 m 深さ 25.00 m 喫水 11.40 m 載貨重量 65,745 LT 主機関 川崎 UC 型タービン 1 基 出力 45,000 PS 速力 約 21 ノット LNG タンク容積 約 128,600 m³

なお本船の納期は、第 1 船が昭和 52 年第 1 四半期、第 2 船が昭和 52 年第 3 四半期である。

LNG 船の仕様上の特性

① 方式

今回川崎重工が受注した LNG タンカーは、モス方式 (ノルウェーの MOSS ROSENBERG VERFT A. S. との技術提携によるもの) と呼ばれる方式で 5 個の球型タンクを船体に搭載する独立タンク方式である。球型タンクはアルミニウム合金の厚板を溶接したタンクで、その赤道部を円筒状のスカートによって支持し、そのスカートの裾部が船体に直接結合されている。

② 安全性

タンクが球型であり、かつ補強の骨がないため厚板にかかる応力を理論的に正確に計算できるので高度

の安全設計となっている。またアルミ合金の厚板を使用することにより、溶接が完全に行なえるため LNG の漏洩が全くない安全上完璧な構造である。タンクの大きさは一つ 800 トン、直径 37.1 m (船首部のワンタンクだけは 35.5 m)、キャパシティは 26,000 m³ (1 個) になる。

材料は下段が低温スチール、上部はアルミ合金、厚いところでは 200 mm になる。しかし、これだけ厚いアルミは日本で製造できないので、技術提携先のカイザーアルミ (米) から輸入する。

球型タンクは船体に搭載した後、上甲板の部分を鋼製のカバーで被い、球型タンクの周囲の空間にはすべて不活性ガスを充満させるなど二重、三重の安全対策をほどこしている。球型タンクの外面には防熱をほどこし、LNG タンクへの侵入熱を極力小さくおさえている。侵入熱により蒸発する天然ガスは本船のボイラで燃焼し、船の推進エネルギーとして使用され、大気中に放出されることはない。

③ 経済性

LNG タンカーは、原油タンカーとくらべ非常に高価であるため、船の運航採算をよくするよう高速とし、船型をやせさせると同時に高馬力のエンジンを搭載している。

④ 建造

本船の船体は、神戸工場第 4 船台で建造し、艤装工事も同工場で行なうが、球型タンクの製作は同社播磨工場で船体建造とは別に行ない、完成後船体に搭載する建造方法を採用することになっている。

⑤ 設備投資

このため同社では、すでに約 50 億円を投資し、タンカー用球型タンク専門工場の建設にとりかかっている。

石川島播磨重工業の知多工場が開所

石川島播磨重工業は、愛知県知多市北浜町に建設中の世界最大級の規模をもつ大型造船所知多工場が、このほど一部操業開始の運びとなったので、5月25日同工場において開所式をおこなった。

新工場建設は、近年の大型船需要増大に対処するため同社名古屋造船所（最大建造船能力60,000重量トン型）での新造船建造をとりやめ（最終船完成49年3月ユーゴ向け22,000重量トン型多目的貨物船）、同工場の従業員を新工場に移し、大型船の建造をおこなう計画で建設されたものである。

新工場は、フル操業時（昭和50年度）には従業員約1,800名で年間26万重量トンの船舶を4～5隻建造する予定である。なお、工場の管理にはコンピューターを大幅に採用して電算化を計る一方、内業工場（ブロック生産工場）などには各種の最新自動省力化機器が多数設置されている。

新工場の最終完成は来年9月の予定で、第一船（三光汽船向け25万トンタンカー）の建造は、6月起工、来年1月進水、7月に完成することになっている。

新工場は、1本のドック（長さ810m×幅92m）において1隻の船の全工事を行うことができるのが特長である。これは、ドックを3つに区切り、1隻の船を3段階にわけて、第1段階で船尾部（エンジン、ポンプ室）を建造、これをボール装置とウィンチを使って第2ステ

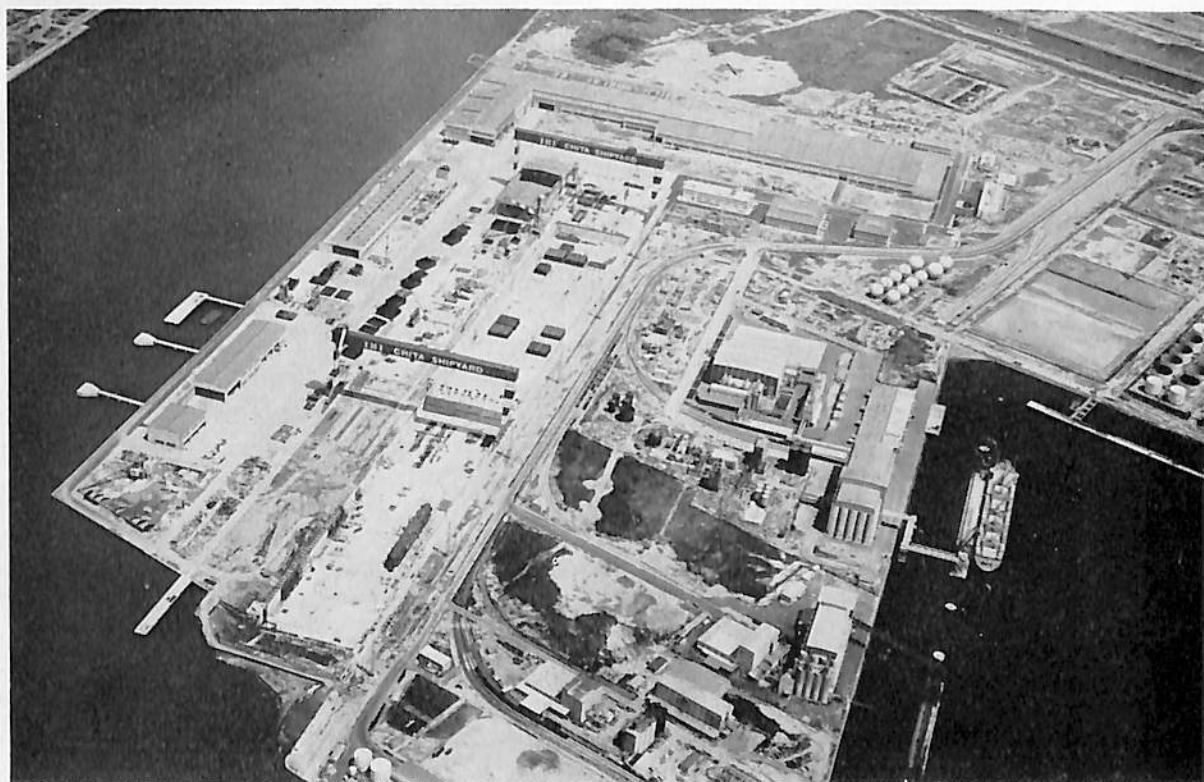
ジへ移して残った船首部、中央部を建造し船体として完成させ、次にドックに水を入れて船を浮かして第3ステージへ移動、ここでぎ装工事を主体に最後の工事を完了する。このような着工から完成までぎ装工事を含めて、すべての作業をドックの中でおこないドックから出渠する時には試運転に移ることができるという新建造工法である。

一方、名古屋造船所は、知多工場の建設にともない、新造船部門はとりやめるが、修繕船や陸上機械などの部門については引続き同工場で作業を行うことになっている。

なお知多工場の建設所要資金は総額270億円である。

知多工場の概要

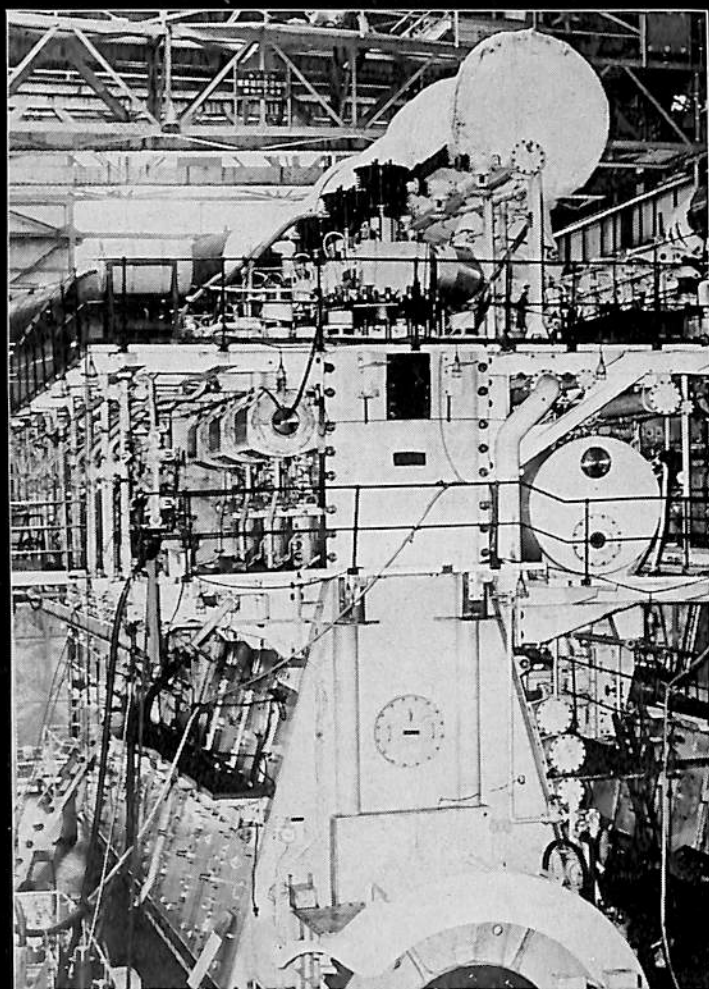
敷地面積	766,763 m ² (231,945 坪)
建家面積	内業工場 72,000 m ² 組立工場 48,000 m ² 塗装工場 17,000 m ² ぎ装工場 6,000 m ²
ドック寸法	長さ810 m×幅92 m×深さ14 m
クレーン設備	350トンゴライアスクレーン2基 30トンジブクレーン2基ほか
最大建造船型	1,000,000重量トン（現状では26万トンタンカーを建造）
年間建造能力	26万重量トン換算で年間4～5隻
手持工事量	26万重量トン型が内定を含めて12隻決っており、これは昭和51年までの工事量に当たる。



三井-B&Wディーゼル機関

K90GF

シリンダ口径900 $\frac{m}{m}$ 3,410BHP/CYL



船用クロスヘッド型2サイクル単動ターボチャージディーゼル機関

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

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



人間と技術の調和に挑む

三井造船

船用機械営業部

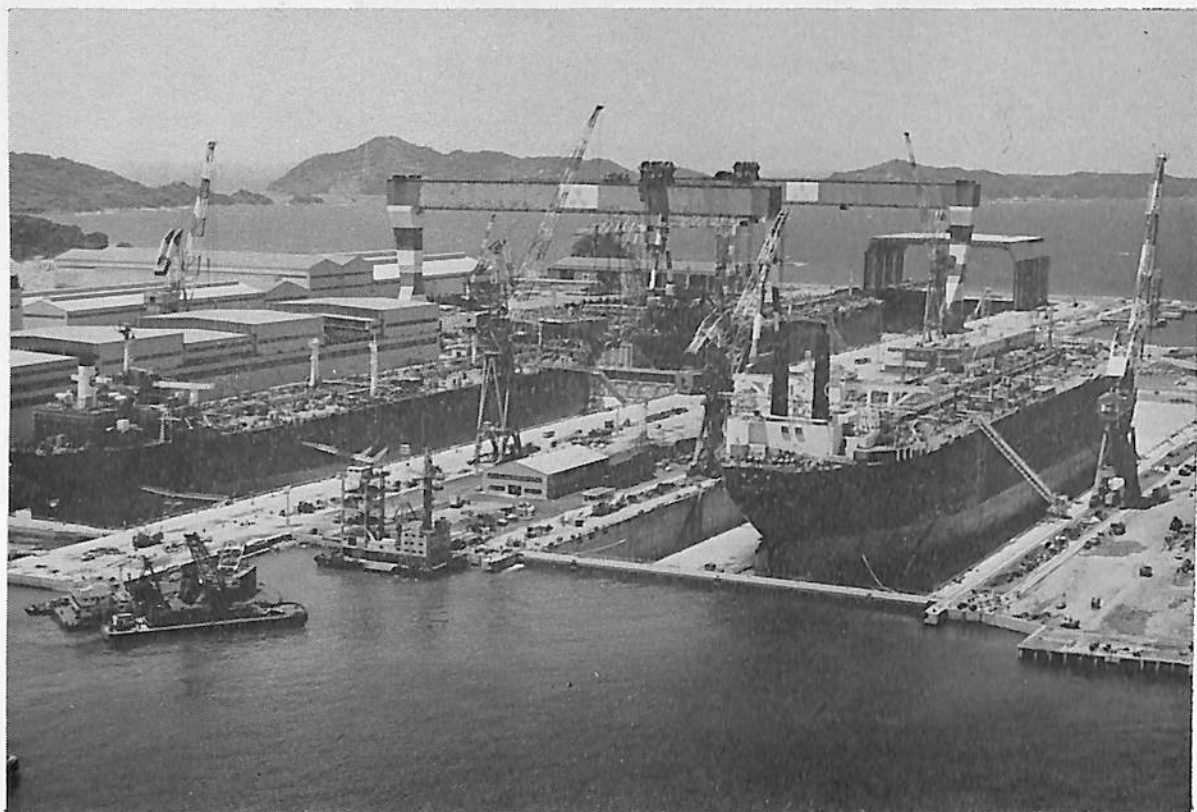
東京都中央区築地5-6-4 電話(03)544-3625



高倉山丸(油槽船) 船主 大阪商船三井船舶株式会社 造船所 三井造船・千葉造船所
 総噸数 133,926.69噸 純噸数 101,968.85噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 272,494 噸 全長 331.50 m 長(垂)
 318.00 m 幅(型) 56.00 m 深(型) 26.40 m 吃水 20.55 m 満載排水量 311,164 噸 平甲板型 主機 三井 B&
 W 10 K 98 FF 型ディーゼル機関 1 基 出力 32,300 PS×97.5 RPM 燃料消費量 127 t/d 航続距離 16,100
 海里 速力 15.00 ノット 汽罐 三井 2 胴式水管ボイラー 1 台 発電機 1120 PS×2 基 貨油倉 326,364.4 m³ 燃
 料油倉 7,420.2 m³ 清水倉 652.4 m³ 乗員 35 名 工期 47-9-27, 48-2-15, 48-5-21



EASTERN DALE (油槽船) 船主 Union International Steamship Co. Ltd (リベリア) 造船所 三菱
 重工業・長崎造船所 総噸数 117,570.49噸 純噸数 88,363.98噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 236,780 噸 全長
 321.82 m 長(垂) 304.00 m 幅(型) 52.40 m 深(型) 25.70 m 吃水 19.887 m 主機 三菱 2 段減速装置付ター
 ビン 1 基 出力 34,000 PS×90 RPM 燃料消費量 166.5 t/d 航続距離 29,000 海里 速力 15.8 ノット 汽罐 三菱
 CE 61.5 kg/cm² g×2 発電機 AC 450 V 貨油倉 282,765.5 m³ 燃料油倉 14,010.0 m³ 清水倉 760.1 m³ 乗員
 39 名 工期 47-9-20, 48-2-1, 48-5-22



巨大船のふるさと香焼

産業と環境の調和に理想を追求、最新の技術と設備で、造船所のイメージを一新した長崎造船所香焼工場——そのシンボルとも言える3ステージ建造ドックに並んで長さ400m、幅100m、50万トンの巨大船も入渠できる修繕ドックが稼動を始めました。

大型船に対する世界的な需要の増大に応じて、研究から建造、修繕・改造まで総合的に行な

える理想の造船所が完成したわけです。新しい修繕ドックは自動出入渠装置、自動盤木装置、高圧洗浄装置などを完備し、さらに至近距離にタンカークリーニング廃水処理設備もあり、香焼工場で建造されたタンカーのアフタサービスに、また、一般の大型修・改造船の受入れに、《ふるさと香焼》の役割りを果たします。





第七ぶりんす丸(自動車運搬専用船) 船主 株式会社 パシフィック・リース, 日産プリンス海運株式会社
 造船所 三菱重工業・神戸造船所 総噸数 8,536.90 噸 純噸数 4,044.64 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 8,871.00 噸
 全長 169.115 m 長(垂) 160.00 m 幅(型) 25.60 m 深(型) 10.01 m 吃水 7.22 m 満載排水量 16,167 噸 全
 通船楼船 主機 三菱 MAN V9V^{40/54} 型ディーゼル機関 1 基 出力 8,865 PS×145 RPM 燃料消費量 32.4 t/d
 航続距離 約 12,500 海里 速力 17.0 ノット 発電機 687.5×450 V×2 小型乗用車積載台数 約 3,200 台 燃料油倉
 1,530.3 m³ 清水倉 335.2 m³ 乗員 31 名 工期 47-8-10, 48-2-10, 48-5-22



鰐勢丸(自動車専用船) 船主 株式会社 日本リース, 日勢海運株式会社 造船所 本田造船株式会社
 総噸数 1,514.37 噸 純噸数 711.96 噸 近海 船級 JG 載貨重量 2,997.76 噸 全長 86.52 m 長(垂) 80.00 m
 幅(型) 14.50 m 深(型) 8.30 m 吃水 5.014 m 満載排水量 4,458 噸 全通船楼甲板船 主機 楨田鉄工所 GSHC
 641 型ディーゼル機関 1 基 出力 2,380 PS×276 RPM 燃料消費量 140 g/h/ps 航続距離 8,000 海里 速力 14.2 ノ
 ット 発電機 440 V×150 KVA×2 料燃油倉 A 42.7 m³ C 297.7 m³ 清水倉 142.5 m³ 乗員 17 名 工期 47-12
 48-4, 48-5, 設備 A デッキ 上下動(油圧)



日本郵船

取締役会長 有 吉 義 弥
取締役社長 菊 地 庄 次 郎

本社 東京都千代田区丸の内二丁目三番二号
電話東京(二二二)四二一一(大代表)



大阪商船三井船舶

取締役会長 福 田 久 雄
取締役社長 篠 田 義 雄

本社 東京都港区赤坂五丁目三番三号
電話(五八四)五一一一(大代表)



昭和海运

取締役社長 末 永 俊 治

本社 東京都中央区日本橋室町四ノ一(室町ビル)
電話(二七〇)七二一一(大代表)



山下新日本汽船

取締役社長 山 下 三 郎

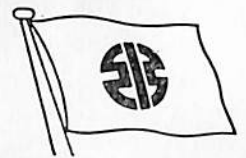
本社 東京都千代田区一ツ橋一丁目一番一号(パレスサイドビル)
電話(二八二)七五〇〇(代表)



ジャパンライオン

取締役社長 土 屋 研 一

本社 東京都千代田区丸の内三丁目一番一号(国際ビル)
電話東京(二二二)八二一一(代表)



川崎汽船

取締役社長 足 立 護

本社 東京都千代田区内幸町二ノ一(飯野ビル)
電話東京(五〇六)二〇〇〇(代表)



関西汽船

取締役社長 長谷川 茂

本社

大阪市北区宗是町一

東京支社

電話 大阪(四四)九一六一(大代表)

東京都中央区八重洲一の九の九(東京建物ビル)
電話 東京(二八)二六二・四一七六(代表)



新和海運

取締役社長 三和 晋

本社

東京都中央区京橋二丁目三番地(新八重洲ビル)

電話 東京(五六七)一六六一(大代表)



照国海運

取締役社長 中川 喜次郎

本社

東京都中央区八重洲一の四の一四(中川ビル)

電話 (二七二) 八四四一(大代表)



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ツ目印 清罐剤

登録新案 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。

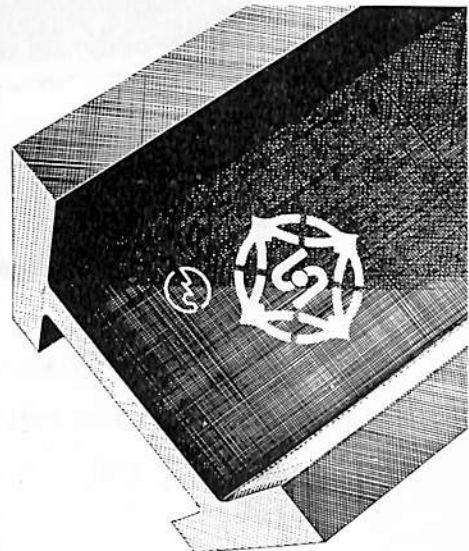
営業
品目

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 東京都品川区南大井5-12-2 電(762)2441(代)
大阪支店 大阪市西区南堀江大通2-43 電(541)0331(代)
札幌営業所 札幌市南九条西2丁目12 電(521)6267(代)
仙台営業所 仙台市宮町1-70小林ビル 電(23)8,8,5,8
名古屋営業所 名古屋市中区池内本町1-17 電(936)0,2,3,3
福岡営業所 福岡市大手門1-9-27 電(72)1631(代)
広島営業所 広島市国泰寺町2-3-1 電(43)1,4,4,2

マークがすべてを語ります

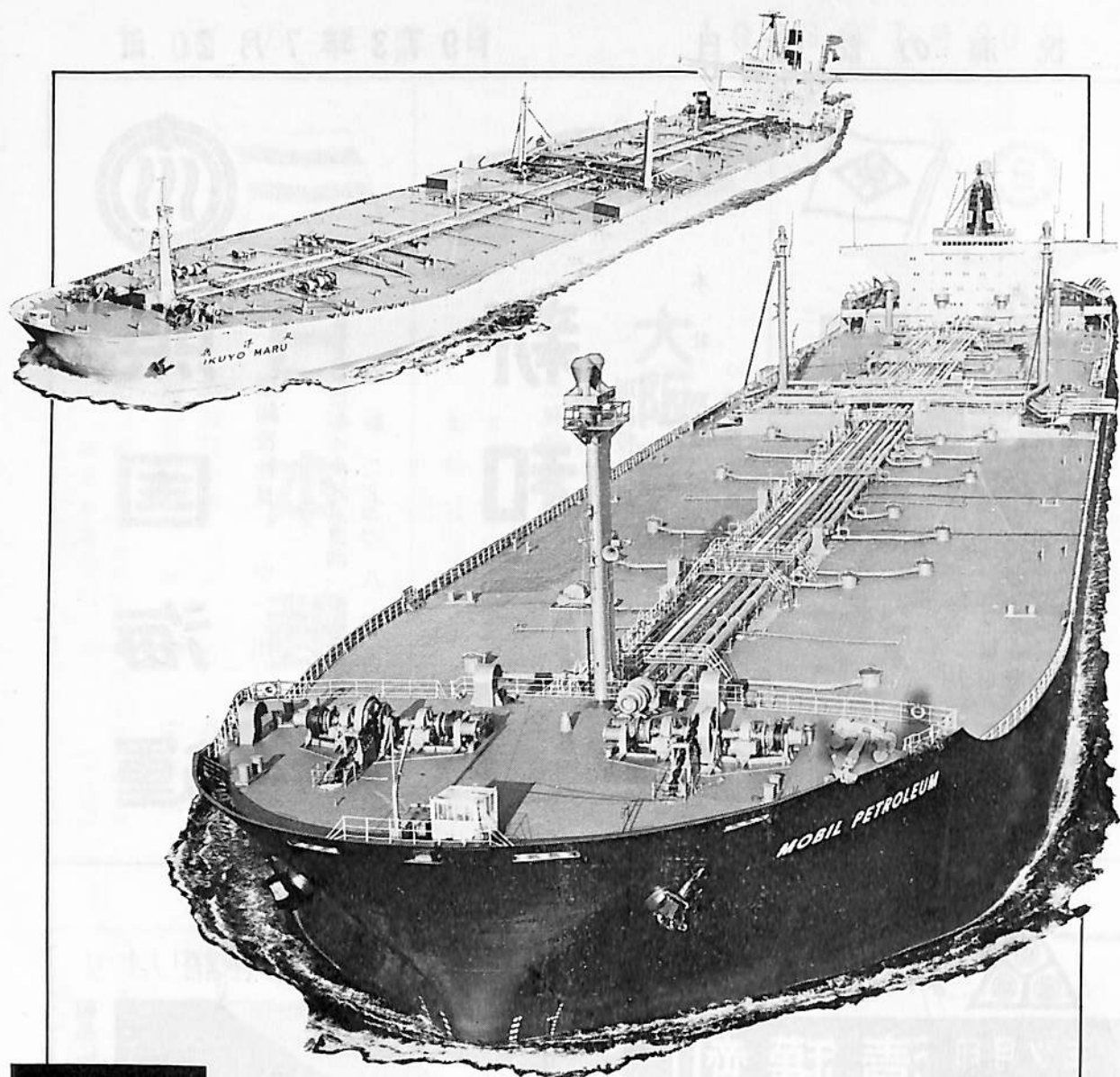


製品につけられた保証のしるし 私たちへの信頼のシンボルです



新日本製鐵

本社 東京都千代田区大手町2-6-3 新日鉄ビルディング
電話 東京 03-242-4111 大代表 郵便番号100



船

わたくしたちの傑作!!

船をつくるわれわれの願いは、ユーザーのご満足をいただくばかりでなく、われわれ自身の良心をも満足させるよい仕事をする事です。



佐世保重工業株式会社

本社 東京都千代田区大手町2-2-1(新大手町ビル) ☎(211)3631(代)
佐世保重船所 長崎県佐世保市立神町 ☎佐世保(24)2111(代)

各種船舶の建造並修理
 船用汽機汽笛の製造並修理
 各種鉄骨・橋梁鉄塔等製作並修理



株式会社 名村造船所

本社・工場 大阪(681)1121(代) 電話 大阪(681)1121(代)
 東京事務所 東京都中央区八重洲1の1の2(八重洲田村ビル) 電話 東京(271)4706(代)
 神戸事務所 神戸市生田区海岸通5(商船ビル) 電話 神戸(331)4810



東北造船株式会社

代表取締役社長 織田 沢良 一

本社・工場 宮城県塩釜市北浜四ノ一四ノ一

電話 塩釜(四)二二一一(大代表)

テレックス 八五九二〇八 T Z H E A D J

東京支店 東京都中央区日本橋通二ノ一〇ノ一二(丸善ビル)

電話 (二七一) 一九〇七 一 九

テレックス 二二二五三三三 T Z T K Y O J

株式会社 三保造船所

本社工場 清水市三保三七九七

電話 清水(三四)五二一一

テレックス 三九六五―六九一

東京事務所 東京都中央区八重洲一ノ九ノ九

(東京建物ビル)

電話 (二八一) 六三四一(代表) 一三

テレックス 二二二一三三〇一

出費のかさむエンジン・トラブルの 予測・防止にお役立てください。

シルデット・ ディーゼル・モニター。

シルデット——ディーゼルエンジンの燃焼過程をたえずモニターしつづける全く新しいエンジントラブル予測・防止システムです。

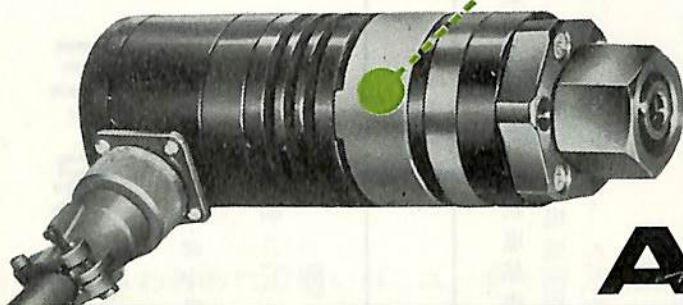
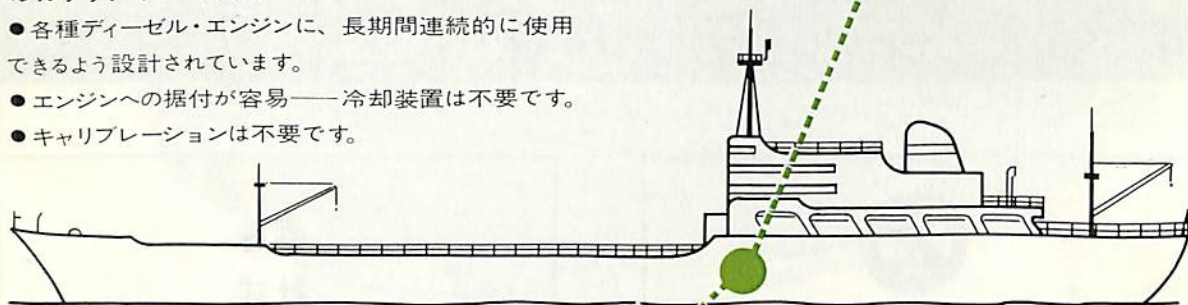
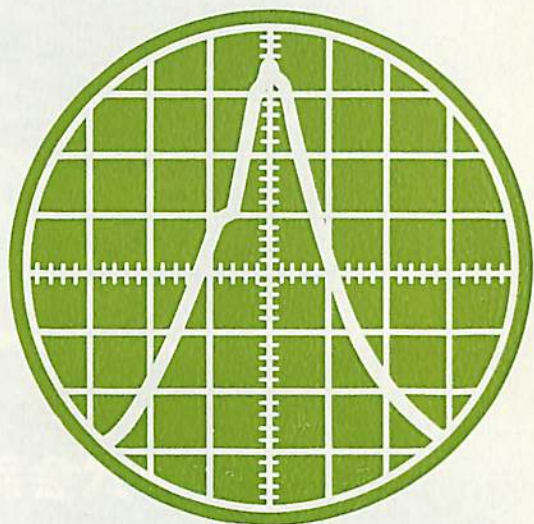
シリンダー内圧力に異常が起されば、すぐ警報を發します。また、ボタンひと押しで最高圧力が読みとれ、オシロスコープで燃焼過程を細部にわたって検討することができます。

〈シルデットの特長〉

- ☆異常をすぐ警報します。
- ☆迅速にトラブル箇所を診断します。
- ☆より正確にシリンダー最高圧力を測定します。

〈シルデット・トランスデューサー〉

- 各種ディーゼル・エンジンに、長期間連続的に使用できるよう設計されています。
- エンジンへの据付が容易——冷却装置は不要です。
- キャリブレーションは不要です。



ASEA

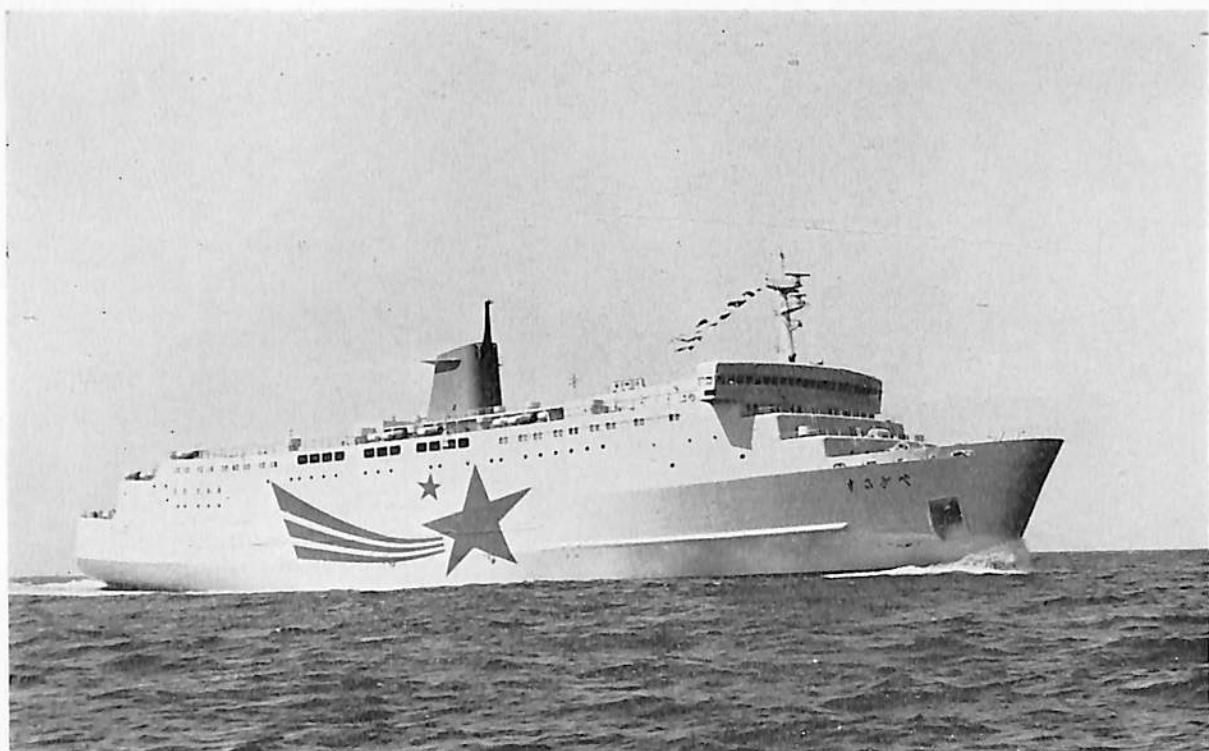


ASEA MARINE PROCESS CONTROL

詳細は弊社 機械事業部第2部へ

ガデリウス

ガデリウス株式会社
神戸市生田区浪花町27興銀ビル 干650 TEL(078)391-7251
東京都千代田区麴町4の5KSビル 干102 TEL(03)265-1631
札幌・名古屋・福岡



ペガサス (自動車航送客船) 船主 大洋フェリー株式会社 造船所 林兼造船・下関造船所
 総噸数 7,167.17 噸 純噸数 2,756.41 噸 沿海第二種 載貨重量 2,905 噸 全長 140.85 m 長(垂) 128.00 m 幅
 (型) 22.40 m 深(型) 8.00 m 吃水 5.819 m 満載排水量 8,910.33 噸 全通船楼船 主機 三菱横浜単動4サイク
 ルトランクピストン型非逆転式ディーゼル機関2基 出力 2×8,500PS×406.7/199RPM 燃料消費量 59.02 t/d
 航続距離 約 3,200 海里 速力 約 21.50 ノット 汽罐 クレイトン W.H.O-75 型 発電機 A.C 防滴自励式×4 自
 動車積載数 D甲板 トラック 64台 C甲板 トラック 30台 乗用車 72台 燃料油倉 510.90 m³ 清水倉 342.20 m³
 乗員 56 名 工期 47-3-33, 47-12-21, 48-4-9



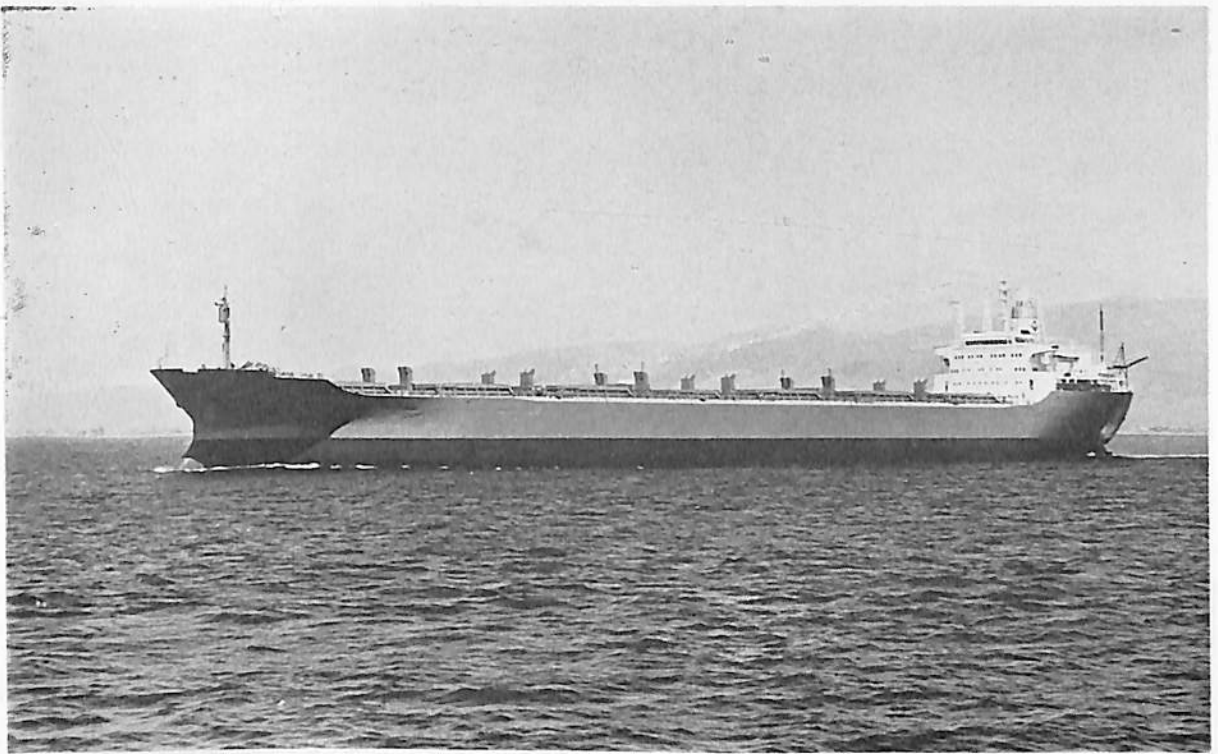
フェリー はこぎき (自動車航送客船) 船主 名門カーフェリー株式会社 造船所 尾道造船株式会社
 総噸数 7,267.29 噸 純噸数 3,532.06 噸 沿海 載貨重量 2,919.90 噸 全長 138.60 m 長(垂) 128.00 m 幅(型)
 22.14 m 深(型) 13.20 m 吃水 5.887 m 満載排水量 8,522.85 噸 覆甲板型, 傾斜船型 主機 三菱横浜 V 型 4
 サイクル単動トランクピストン過給機付ディーゼル機関1基 出力 6,840 PS×391/193 RPM 燃料消費量 49.0
 t/d 航続距離 2,164 海里 速力 19.1 ノット 汽罐 クレイトン式3台 発電機 570 KW×3台 旅客定員 貴賓室
 4名, 特1等12名, 1等157名, 特2等90名, 2等395名, 運転手室52名, 旅客合計710名 車輛 トラック108
 台 乗用車63台 燃料油倉 318.80 m³ 清水倉 215.23 m³ 乗員 61 名 工期 47-12-19, 48-3-6, 48-5-28



NAGAN PIONEER (ばら積貨物船) 船主 Mermaid Shipping Corporation S.A. (パナマ) 造船所 幸陽船渠株式会社 総噸数 14,035.97 噸 純噸数 9,157.85 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 26,610.03 噸 全長 177.20 m 長(垂) 164.90 m 幅(型) 22.80 m 深(型) 14.60 m 吃水 10.502 m 満載排水量 33,513.50 噸 凹甲板船 主機 IHI-スルザー 7RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,400 PS×145 RPM 燃料消費量 39.16 t/d 航続距離 8,640 海里 速力 15.00 ノット 発電機 AC 440×500 KVA×2 貨物倉(ベール) 30,356.01 m³ (グリーン) 31,339.07 m³ 燃料油倉 1,518.84 m³ 清水倉 255.44 m³ 乗員 40 名 工期 47-11-10, 48-1-10, 48-5-15



SHARPNES (ばら積貨物船) 船主 Kristian Jebsen (U.K) Ltd. (イギリス) 造船所 日本鋼管・清水造船所 総噸数 12,932.17 噸 純噸数 8,015.31 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 21,916 噸 全長 155.517 m 長(垂) 145.70 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 13.40 m 吃水 9.839 m 満載排水量 26,684 噸 凹甲板型 主機 NKK-SEMΓ-ピールスチック 18 PC 2-2 V 400 型ディーゼル機関 1 基 出力 8,100 PS×500/126 RPM 燃料消費量 152.2 g/hp/h 航続距離 13,100 海里 速力 14.8 ノット 汽罐 コンポジット罐 発電機 3×350 KW, AC 437.5 V 貨物倉(ベール) 26,892.1 m³ (グリーン) 25,852.1 m³ 燃料油倉 1,402.4 m³ 清水倉 125.0 m³ 乗員 29 名(外 3 名) 工期 47-11-25, 48-2-26, 48-5-25 同型船 SWIFTNES, SALTNES, SPRAYNES, SEALNES



INGWI (ばら積貨物船) 船主 Rolf Wigands Rederi A/S (ノルウェー) 造船所 函館ドック・函館造船所
 総噸数 36,097.27 噸 純噸数 22,777.10 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 65,092 噸 全長 219.075 m 長(垂) 208.000 m
 幅(型) 32.250 m 深(型) 18.550 m 吃水 13.697 m 満載排水量 77,083 噸 船首尾楼一層甲板船 主機 IHI
 スルザー 6 RND 90 型ディーゼル機関 1 基 出力 15,660 PS×117.8 RPM 燃料消費量 59 t/d 航続距離 21,900
 海里 速力 15.0 ノット 汽罐 CPOB-15×1 発電機 AC 450 V×625 KVA×3 貨物倉(ベール) 71,705.5 m³ (グ
 レーン) 72,789.2 m³ 燃料油倉 3,964 m³ 清水倉 169 m³ 乗員 41 名 工期 47-10-12, 47-2-14, 47-5-25



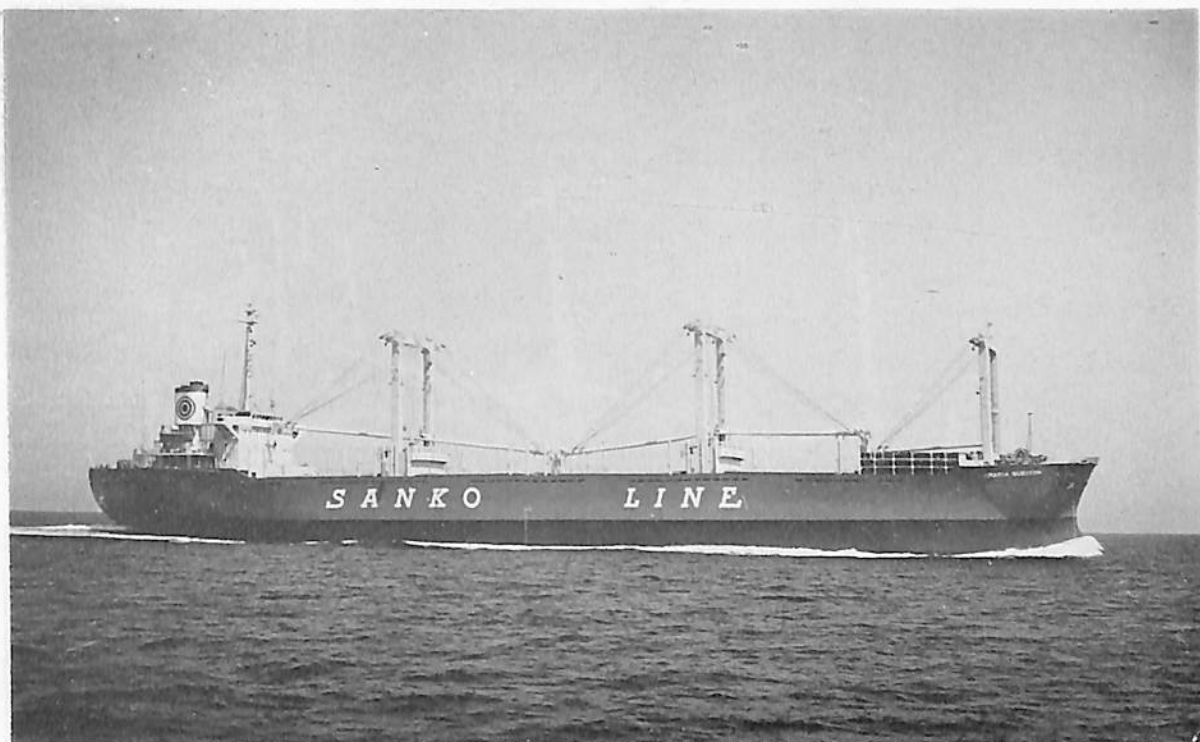
GENE TREFEIHEN (ばら積貨物船) 船主 United International Alumina Carriers Ltd. (リベリア)
 造船所 三菱重工業・広島造船所 総噸数 59,192.71 噸 純噸数 45,340 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 127,588 噸
 全長 261.0 m 長(垂) 247.0 m 幅(型) 40.6 m 深(型) 24.0 m 吃水 17.615 m 満載排水量 148,000 Lt 平甲板
 型 主機 三菱スルザー 8 RND 90 型ディーゼル機関 1 基 出力 20,000 PS×116 RPM 燃料消費量 72 t/d 航続距
 離 26,000 海里 速力 14.8 ノット 汽罐 コクラン缶×1 発電機 8 SH 24 AC 型×3 AC 450, 850 KVA 貨物倉
 (グリーン) 141,174.6 m³ 燃料油倉 6,099.8 m³ 清水倉 698.0 m³ 乗員 47 名 (外 3 名) 工期 47-10-10,
 48-2-10, 48-4-27



瑞 鴻 丸 (鉾石兼油槽船) 船主 山下新日本汽船株式会社, 日正汽船株式会社 造船所 日立造船
 ・因島工場 総噸数 89,504.33 噸 純噸数 62,707.83 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 164,970 噸 全長 300.0 m
 長(垂) 289.0 m 幅(型) 48.0 m 深(型) 23.0 m 吃水 17.62 m 満載排水量 196,527 噸 平甲板船 主機 日立
 B&W 12 K 84 EF 180 型ディーゼル機関 1 基 出力 26,950 PS×108 RPM 燃料消費量 101.8 t/d 航続距離
 26,500 海里 速力 15.5 ノット 汽缶 三胴水管ボイラ×1 発電機 タービン 1250 KVA×1 ディーゼル 1225
 KVA×1 貨物倉 92,814.14 m³ 貨油倉 198,477.16 m³ 燃料油倉 7,839.39 m³ 清水倉 1,060.72 m³ 乗員 40
 名 工期 47-9-29, 48-2-29, 48-4-27



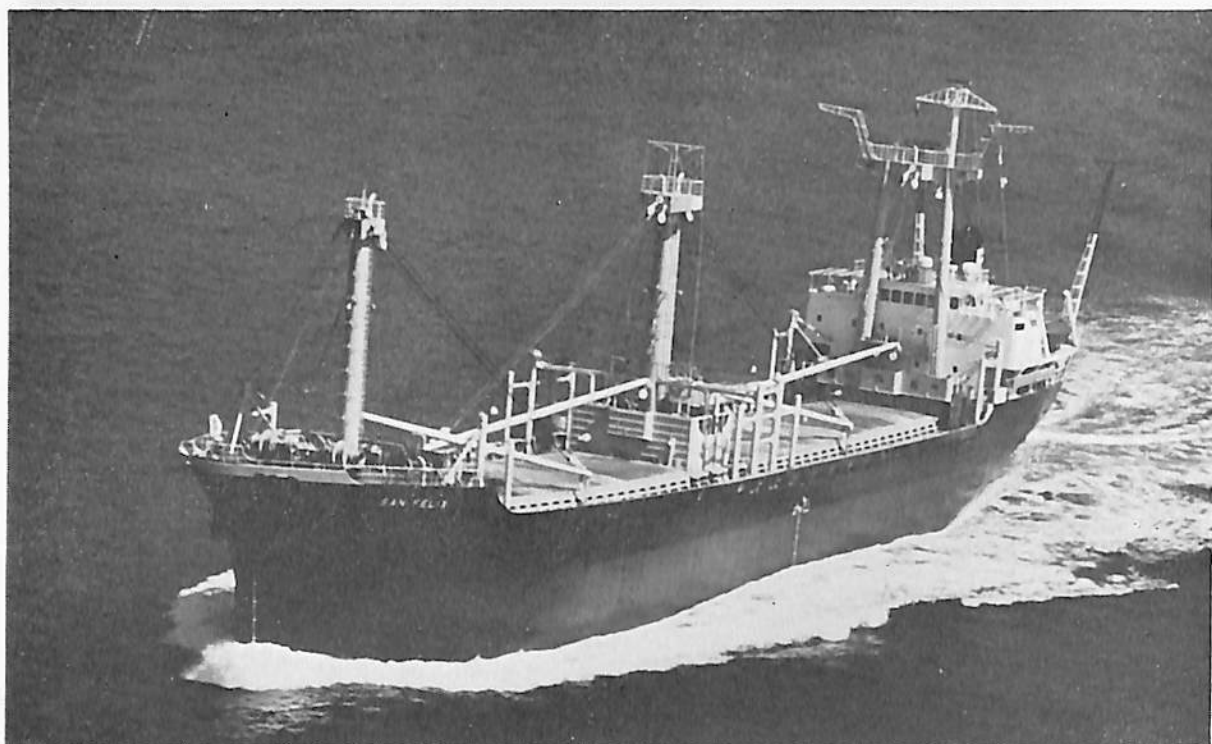
甲 南 丸 (鉾石兼油槽船) 船主 旭海運株式会社, 日本郵船株式会社 造船所 三菱重工業・横浜
 造船所 総噸数 95,004.62 噸 純噸数 67,030.88 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 164,517 噸 全長 294.95 m 長
 (垂) 280.00 m 幅(型) 47.40 m 深(型) 24.80 m 吃水 17.50 m 平甲板船 主機 三菱船用 2 段減速装置付スチ
 ームタービン 1 基 出力 28,000 PS×88 RPM 燃料消費量 139 t/d 航続距離 28,400 海里 速力 16.0 ノット 汽
 缶 三菱 CE.2 胴水管 61.5 kg/cm² 65 t/h×2 貨物倉(グレーン) 94,999 m³ 貨油倉 207,477 m³ 燃料油倉
 11,777 m³ 清水倉 526 m³ 乗員 48 名 工期 47-7-28, 48-1-25, 48-4-2
 同型船 CYPRESS KNG, EASTERN SPRIT



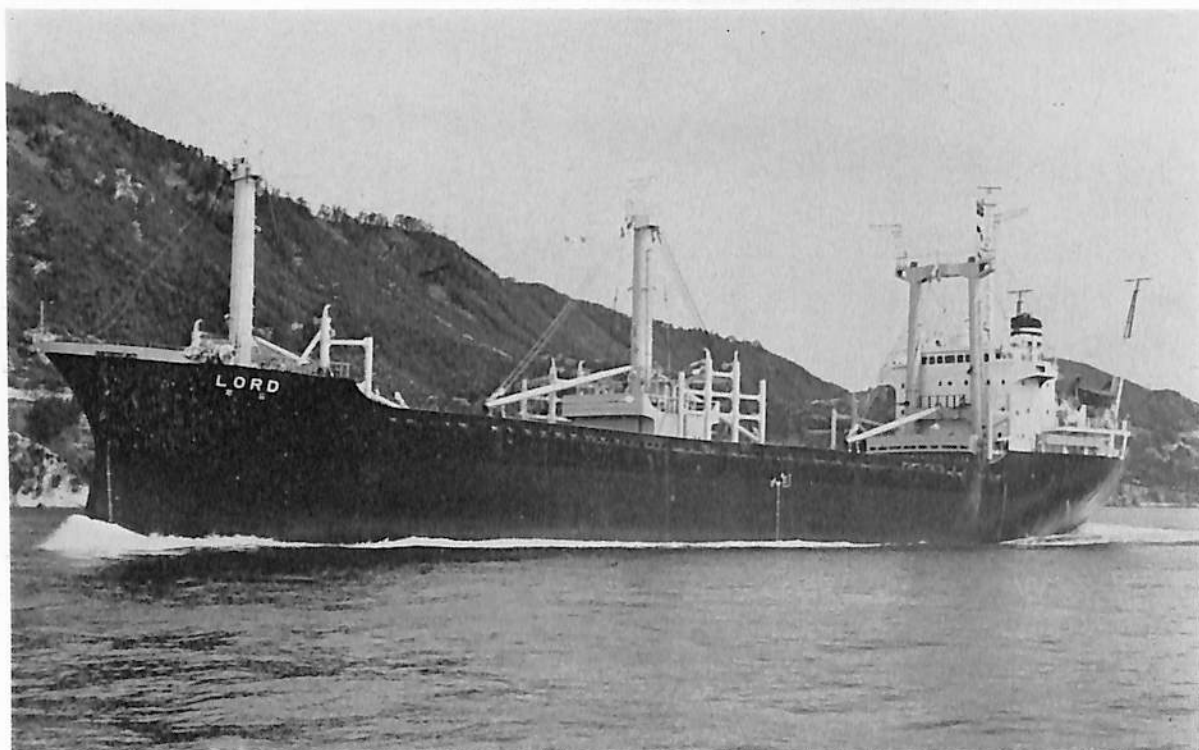
MARIA RUBICON (ばら積貨物船) 船主 General Steamship Navigation Inc. 造船所 尾道造船株式会社
 総噸数 20,354.54 噸 純噸数 13,915.98 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 34,574.00 噸 全長 179.90 m 長(垂)
 170.00 m 幅(型) 28.40 m 深(型) 15.15 m 吃水 10.968 m 満載排水量 42,677.00 噸 凹甲板型船尾機関 主機
 日立 B&W 6 K 74 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,600 PS×120 RPM 燃料消費量 44.2 t/d 航続距離 15,170
 海里 速力 14.7 ノット 汽罐 コクラン型 1 台 発電機 400 KW×3 台 貨物倉(ベール) 42,163.30 m³ (グレー
 ン) 46,025.40 m³ 燃料油倉 2,387.42 m³ 清水倉 855.54 m³ 乗員 38 名 工期 47-10-5, 48-1-19, 48-4-12



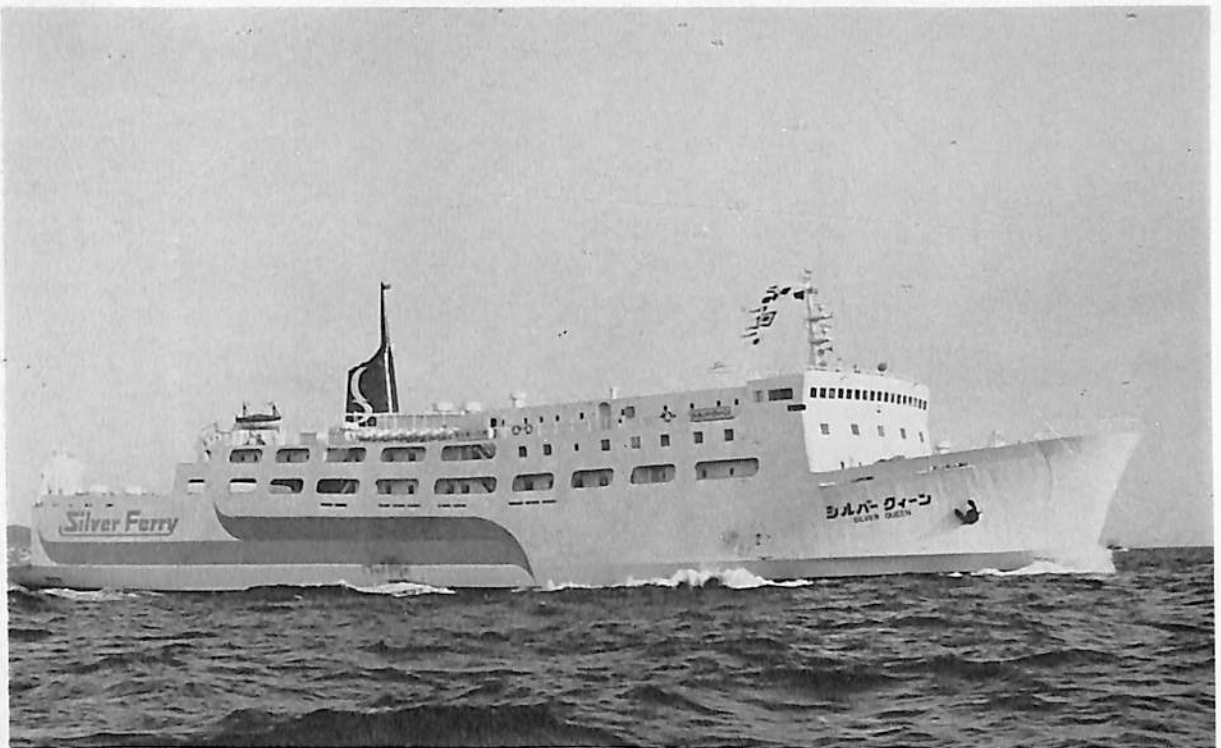
GOLDEN DOLPHIN (ばら積貨物船) 船主 Liberian Poniard Transports, Inc. (リベリア) 造船所 株式会社
 大阪造船所 総噸数 19,654.24 噸 純噸数 13,871 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 34,093 噸 全長 185.500 m 長(垂)
 175.000 m 幅(型) 26.000 m 深(型) 15.500 m 吃水 11.151 m 満載排水量 41,748 噸 凹甲板型 主機 IHI スル
 ザー 7 RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,395 PS×144.8 RPM 燃料消費量 42.03 t/d 航続距離 約 16,110
 海里 速力 14.6 ノット 発電機 AC 450 V×480 KVA 3 台 貨物倉(ベール) 41,242 m³ (グリーン) 44,735 m³
 燃料油倉 2,164.9 m³ 清水倉 432.4 m³ 乗員 50 名 工期 47-12-7, 48-2-28, 48-5-10



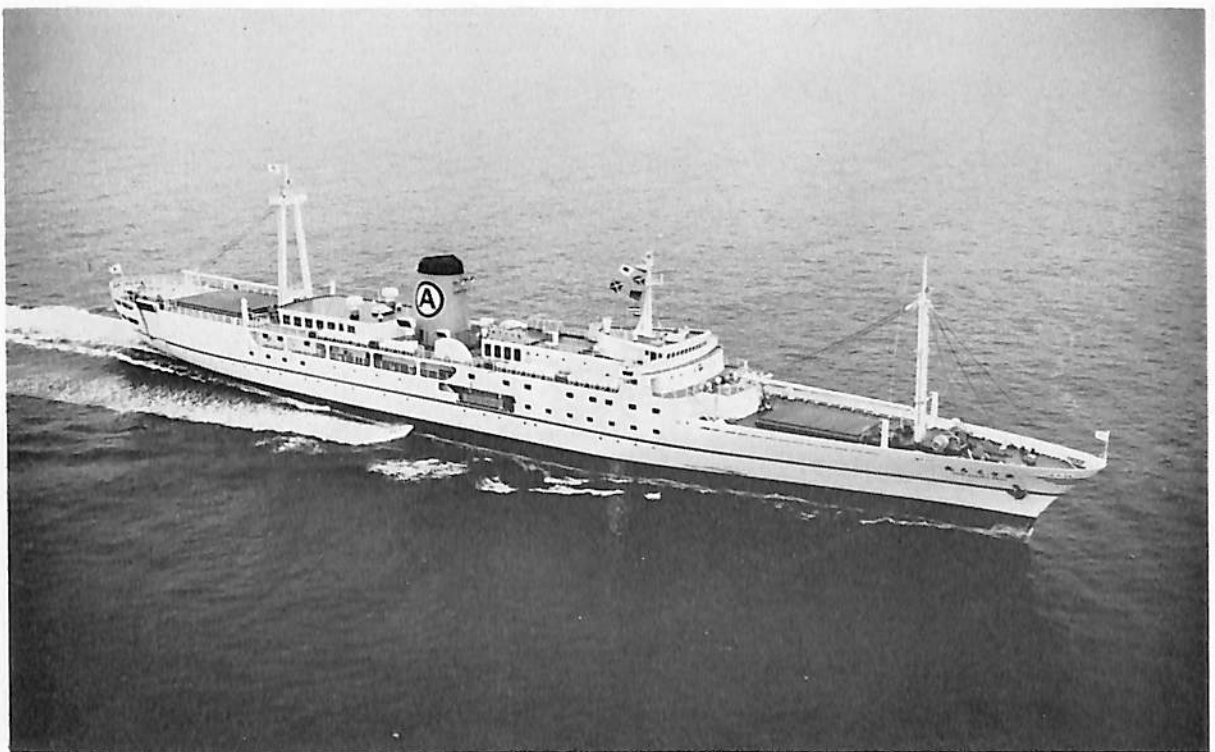
SAN FELIX (貨物船) 船主 La Palma Neuegacion S.A. (パナマ) 造船所 今治造船株式会社・今治工場
 総噸数 3,758.23 噸 純噸数 2,658.32 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 6,565.59 噸 全長 105.31 m 長(垂) 98.60 m
 幅(型) 16.37 m 深(型) 8.00 m 吃水 6.837 m 満載排水量 8,566.00 噸 ウエル甲板船 主機 阪神内燃機 6 LU 50 A 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,230 PS×232 RPM 燃料消費量 14.854 t/d 航続距離 11,590 海里 速力 12.70 ノット 汽罐 三浦製作所 VW-20 型 発電機 165 KVA×(900 RPM)×2 貨物倉(ベール) 8,018.91 m³ (グリーン) 8,421.48 m³ 燃料油倉 586.87 m³ 清水倉 421.55 m³ 乗員 25 名 工期 48-1-16, 48-2-19, 48-4-30



LORD (貨物船) 船主 Crimson Navigation S.A. (パナマ) 造船所 今治造船株式会社・今治工場
 総噸数 4,673.54 噸 純噸数 3,199.35 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 8,227.61 噸 全長 110.15 m 長(垂) 102.00 m
 幅(型) 18.30 m 深(型) 9.20 m 吃水 7.358 m 満載排水量 10,634.00 噸 ウエル甲板船 主機 阪神内燃機 6 LU 54 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,825 PS×218 RPM 燃料消費量 17.424 t/d 航続距離 12,020 海里 速力 12.80 ノット 汽罐 三浦製作所 UW-20 型 発電機 250 KVA×900 RPM×2 貨物倉(ベール) 9,502.32 m³ (グリーン) 10,318.22 m³ 燃料油倉 703.09 m³ 清水倉 569.82 m³ 乗員 35 名 工期 48-1-19, 48-3-10, 48-4-10



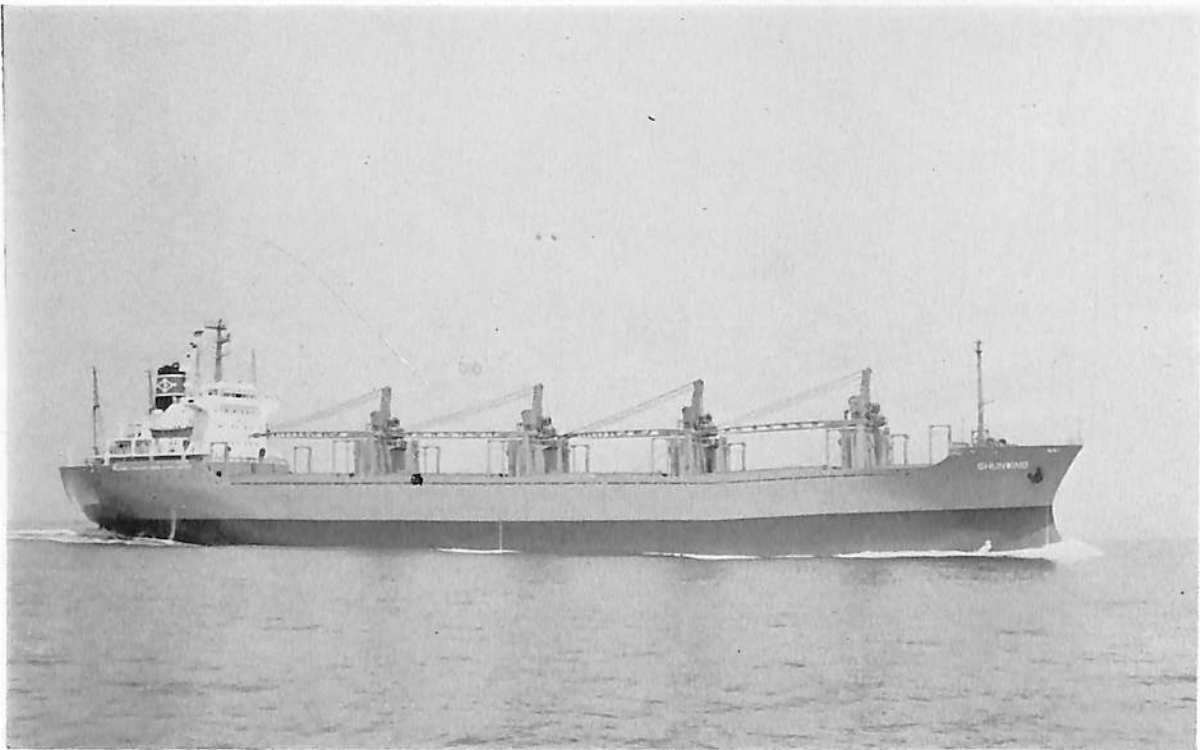
シルバー クイーン (自動車航送客船) 船主 シルバーフェリー株式会社 造船所 橋崎造船株式会社
 総噸数 3,774.17 噸 純噸数 1,380.23 噸 船級 JG 全長 109.00 m 長(垂) 100.00 m 幅(型) 17.40 m 深(型)
 6.23 m 吃水 5.03 m 満載排水量 5,295.00 噸 二層甲板船 主機 新潟鉄工所製ディーゼル機関 1 基 出力 3,400
 PS×384/208 RPM 速力 17.0 ノット 発電機 360 KVA×3 8 トン積トラック 40 台 普通乗用車 50 台 燃料油倉
 223.61 m³ 清水倉 294.78 m³ 旅客数(6 時間以上 24 時間未満沿海) 641 名 (沿海 24 時間以上) 465 名 工期 47—
 9—29, 48—1—17, 48—4—5



新 さ く ら 丸 (貨客船) 船主 大島運輸株式会社 造船所 三菱重工業・下関造船所
 総噸数 4,998.00 噸 純噸数 2,914.00 噸 近海 船級 JG 載貨重量 2,909.00 噸 全長 143.40 m 長(垂) 127.00
 m 幅(型) 16.80 m 深(型) 7.20 m 吃水 6.30 m 全通船楼船 主機 三菱 8 UEC^{52/1050} 型ディーゼル機関 2 基
 出力 2×7,200 PS×169 RPM 燃料消費量 53.6 t/d 航続距離 約 4,500 海里 速力 22.50 ノット 汽罐 クレイト
 ン RHO-195 型×1 発電機 AC 450 V×687.5 KVA×3 貨物倉(ベール) 2,663.00 m³ 旅客 1,288 名 燃料油倉
 C 503 m³ A 126 m³ 清水倉 310.0 m³ 乗員 52 名 工期 48—1—10, 48—3—5, 48—5—31
 設備 パウ斯拉スター三菱 Ka Me Wa, 51 ランプウエイ



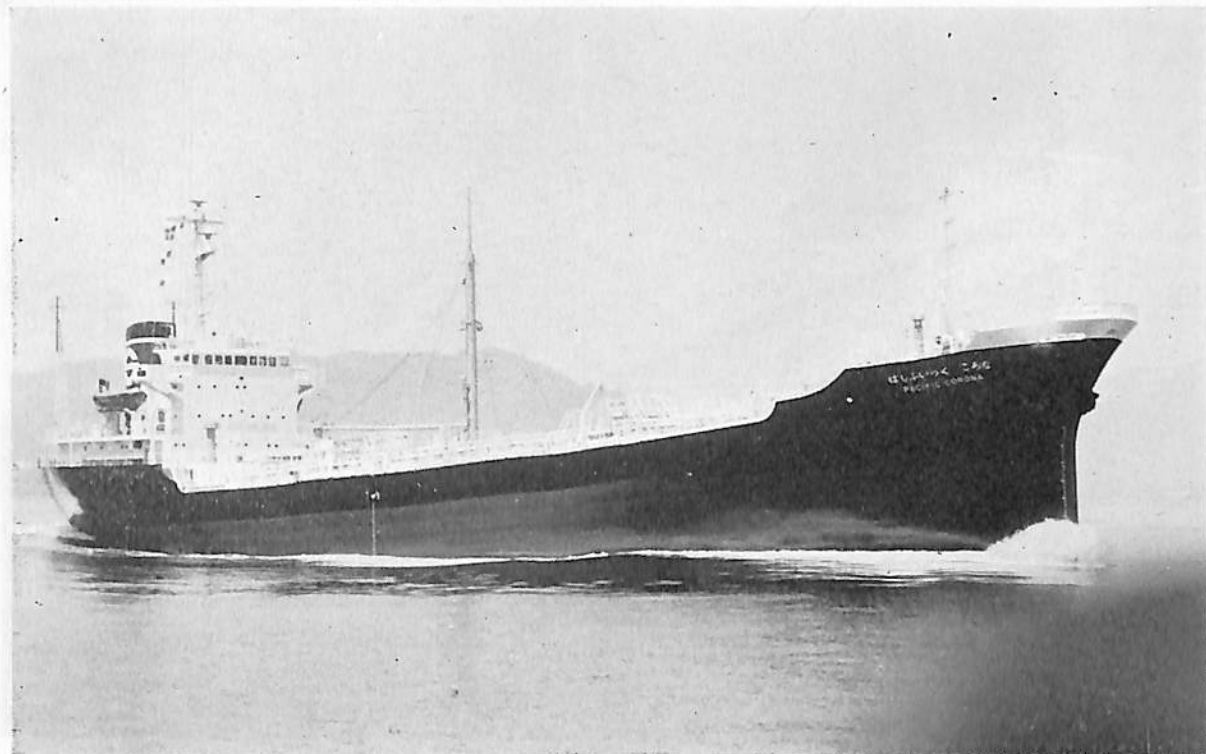
APEX (ばら積貨物船) 船主 Apex Shipping Corporation (イングランド) 造船所 函館ドック・室蘭製作所 総噸数 16,397.56 噸 純噸数 10,753.92 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 28,761 噸 全長 180.80 m 長(垂) 170.00 m 幅(型) 23.10 m 深(型) 14.50 m 吃水 35'-1/2" 満載排水量 35,241 噸 凹型甲板船 主機 IHI-スルザー 6 RND 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,800 PS×118 RPM 燃料消費量 40.9 t/d 航続距離 16,300 海里 速力 15.1 ノット 汽罐 7 kg/m²G×1,500 kg/h×1 発電機 AC 368 KW×3 貨物倉(ベール) 33,329 m³ (グリーン) 37,713 m³ 燃料油倉 2,214 m³ 清水倉 249 m³ 乗員 39 名 工期 47-9-21, 48-1-10, 48-4-6



SHUNWIND (ばら積貨物船) 船主 Shunwind Co., Ltd. (リベリア) 造船所 林兼造船・下関造船所 総噸数 15,980.46 噸 純噸数 11,082.28 噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 26,610 噸 全長 171.95 m 長(垂) 160.00 m 幅(型) 25.00 m 深(型) 14.10 m 吃水 10.278 m 満載排水量 34,440.0 噸 凹甲板型 主機 IHI-スルザー 7 RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,395 PS×144.8 RPM 燃料消費量 39.57 t/d 航続距離 14,000 海里 速力約 14.25 ノット 汽罐 立形コクランボイラー 発電機 500 KVA×3 台 貨物倉(ベール) 34,324.04 m³ (グリーン) 35,111.80 m³ 燃料油倉 1,972.04 m³ 清水倉 426.88 m³ 乗員 42 名 工期 47-10-27, 48-2-9, 48-5-16 設備 林兼一福島 22 t デッキクレーン×4 基



SEASERVICE (油槽船) 船主 Seaservice Tankers Inc. (リベリア) 造船所 株式会社 名和造船所
 総噸数 15,027.38 噸 純噸数 9,933 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 30,169 噸 全長 171.02 m 長(垂) 162.00 m
 幅(型) 25.40 m 深(型) 14.35 m 吃水 10.713 m 満載排水量 37,082 m 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 9,820 PS×142 RPM 燃料消費量 37.6 t/d 航続距離 16,500 海里 速力 15.0 ノット
 発電機 AC 700 KVA(560 KW)×450 V×2 台 貨油倉 34,050 m³ 燃料油倉 2,014.1 m³ 清水倉 254.8 m³
 乗員 40 名 工期 47-11-21, 48-2-20, 48-5-25



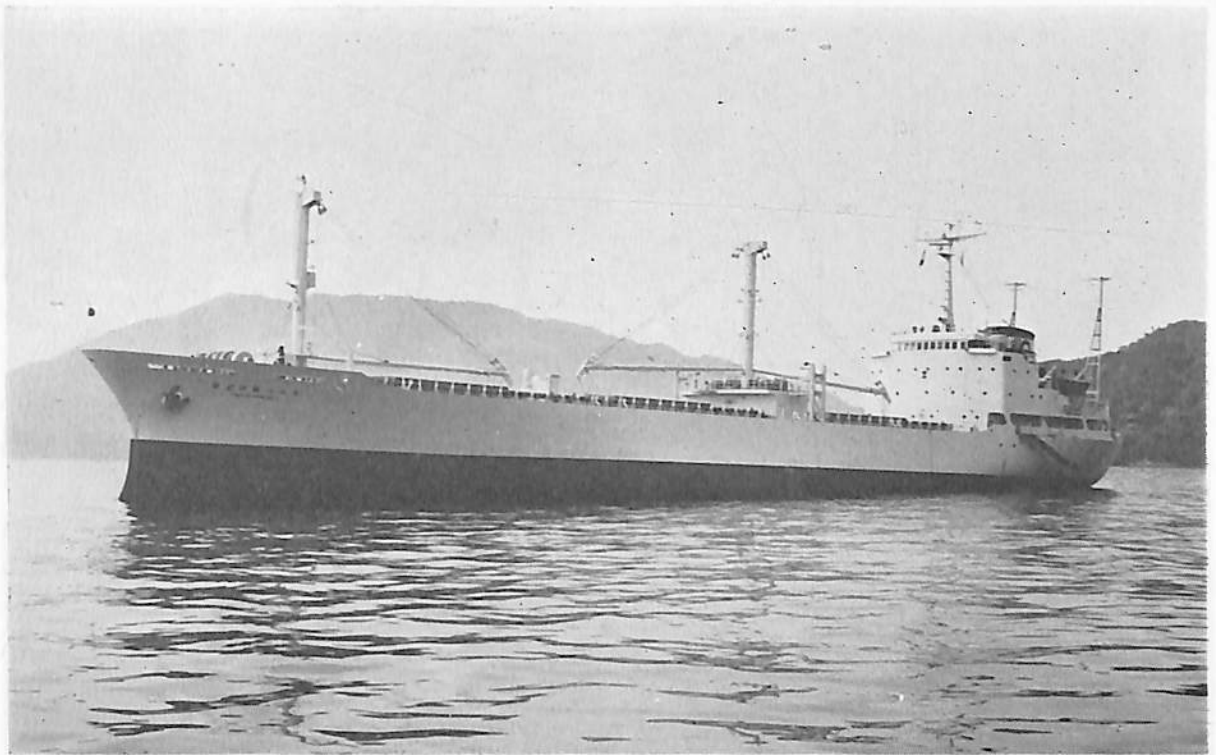
ぱしふいっく ころな (油槽船) 船主 丸紅株式会社, 協和近海汽船株式会社 造船所 株式会社 宇品造船所
 総噸数 4,757.01 噸 純噸数 2,807.93 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 8,283 噸 全長 120.60 m 長(垂) 112.00 m
 幅(型) 16.80 m 深(型) 9.20 m 吃水 7.733 m 満載排水量 10,815 噸 凹甲板船 主機 赤阪鉄工所 6 EUC^{52/105}
 D 型ディーゼル機関 1 基 出力 5,580 PS×169 RPM 燃料消費量 25.9 t/d 航続距離 18,980 海里 速力 15.08 ノット
 汽鐘 7,300 kg/hr×10 kg/cm² 発電機 AC 445 V×300 KVA×2 台 貨油倉 9,474.02 m³ 燃料油倉 1,482.7
 m³ 清水倉 450.9 m³ 乗員 26 名 工期 48-1-26, 48-4-5, 48-5-24



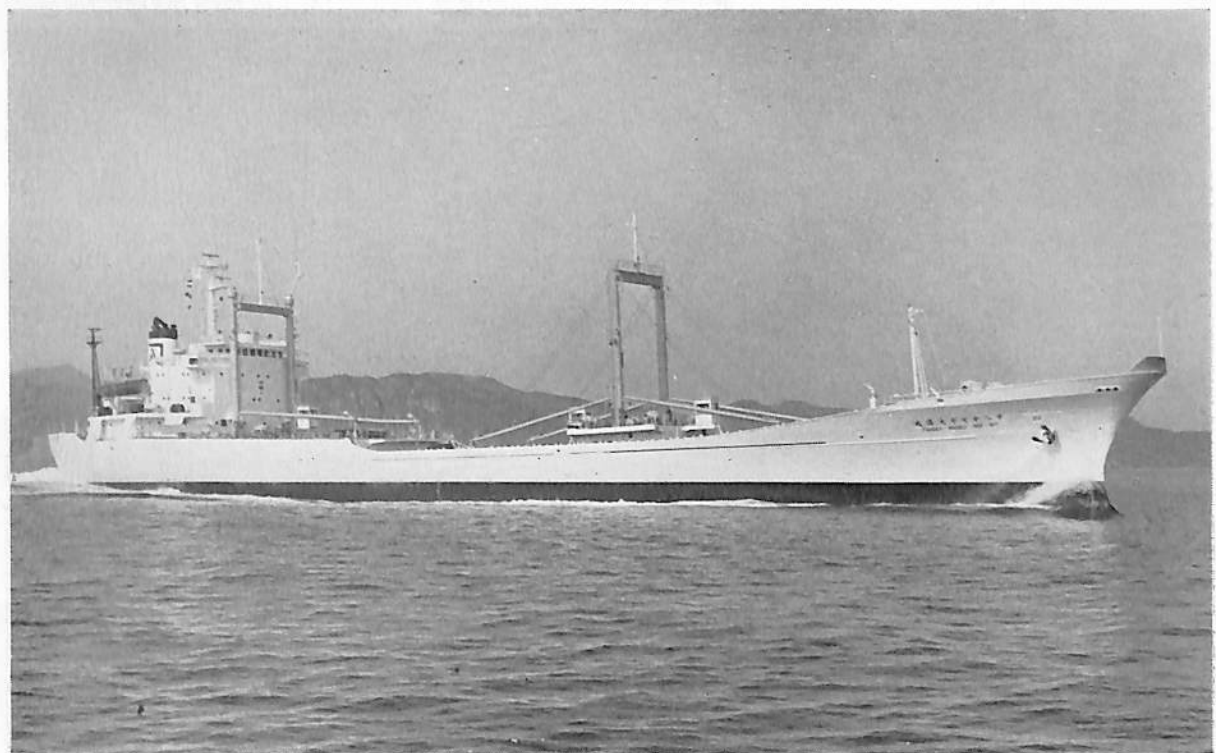
高城山丸(油槽船) 船主 大阪商船三井船舶株式会社, 松岡汽船株式会社 造船所 三井造船・玉野造船所 全長 271.00 m 長(長) 261.00 m 幅(型) 44.00 m 深(型) 22.40 m 吃水 17.029 m 総噸数 72,335.56 噸 載貨重量 139,138 噸 貨油倉 171,534.6 m³ 速力(試) 16.3 ノット 主機 三井 B&W 10 K 84 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 25,000 PS×114 RPM 乗員 32 名 船級 NK 工期 47-10, 47-12, 48-5-11



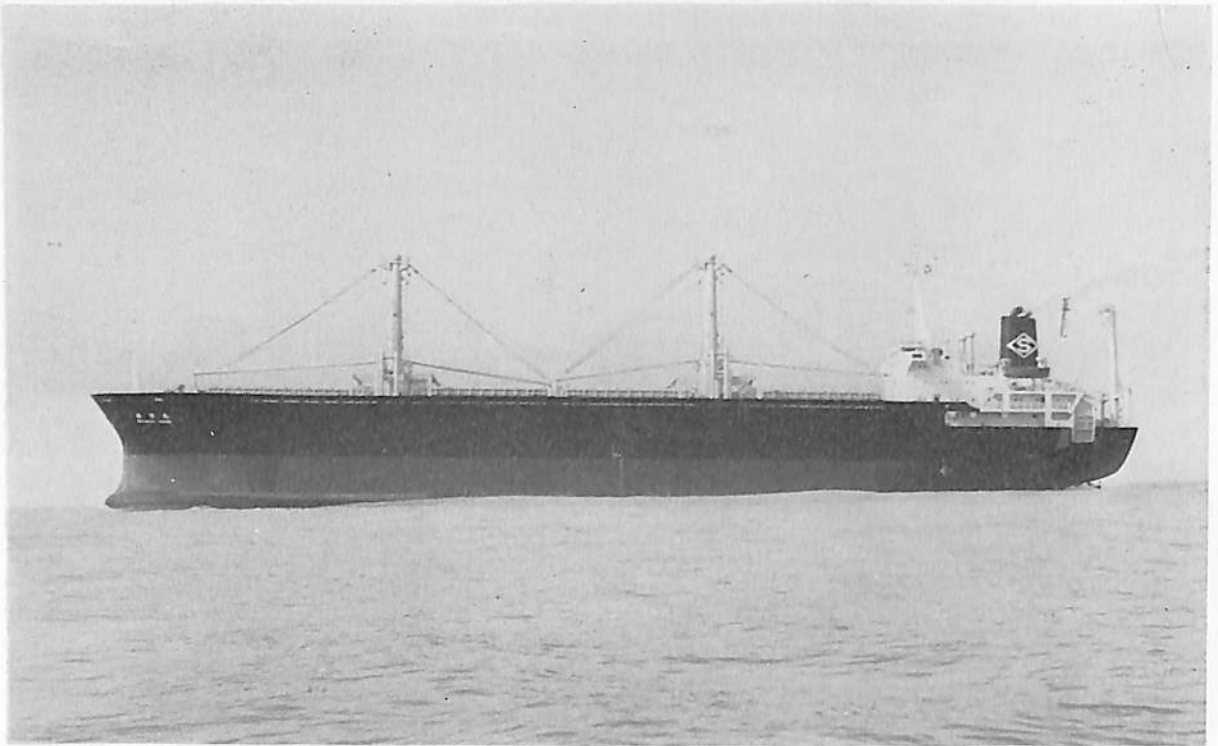
NEPTUNE WORLD (油槽船) 船主 Liberian Zephyr Transports Inc. (リベリア) 造船所 三菱重工業長崎造船所 総噸数 105,787.09 噸 純噸数 87,227.40 噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 237,367 噸 全長 321.82 m 長(垂) 304.00 m 幅(型) 52.40 m 深(型) 25.70 m 吃水 19.849 m 船首樓付平甲板船 主機 三菱二段減速裝置付タービン 1 基 出力 36,000 PS×90 RPM 燃料消費量 164.0 t/d 航続距離 約 17,000 海里 速力 15.8 ノット 汽缸 三菱 C.E 型×2 発電機 1×1,400 KW, AC 450 貨油倉 289,267.3 m³ 燃料油倉 8,271.1 m³ 清水倉 760.1 m³ 乗員 50 名 工期 47-7-20, 47-11-28, 48-5-9



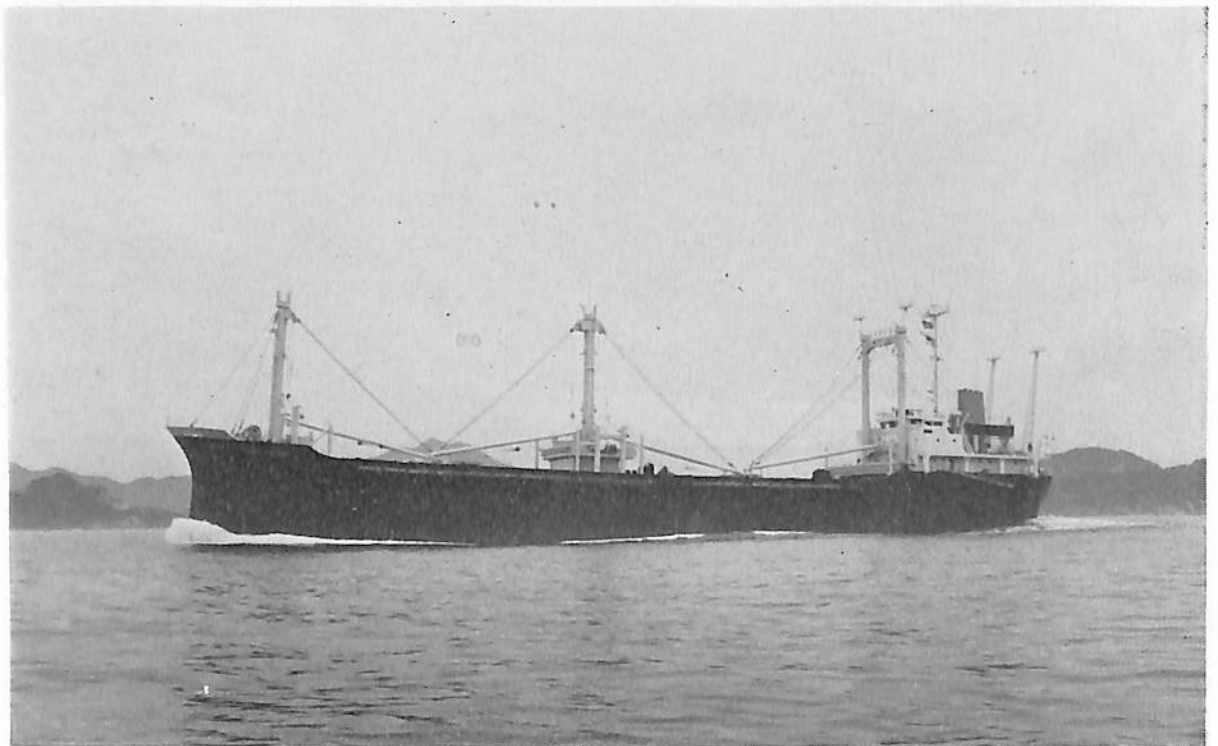
オ三 伊藤ハム丸 (冷凍運搬船) 船主 園田汽船株式会社 造船所 株式会社 神田造船所
 総噸数 2,937.22 噸 純噸数 1,607.38 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 3,864.54 噸 全長 118.0 m 長(垂) 110.0 m
 幅(型) 16.0 m 深(型) 7.300 m 吃水 6.318 m 満載排水量 6,614.62 噸 全通船楼船 主機 IHI-14 PC 2 V 型
 ディーゼル機関 1 基 出力 6,300 PS×483 RPM 燃料消費量 155 g/ps-h 航続距離 15,000 海里 速力 17.200
 ノット 汽罐 排気併用形横煙管式立ボイラー 発電機 180 KVA×3 貨物倉(ベール) 6,279.18 m³ 燃料油倉
 1,227.95 m³ 清水倉 116.11 m³ 乗員 24 名 工期 47-11-28, 48-1-25, 48-4-26



第八十七号 大盛丸 (冷凍運搬船) 主船 大盛丸海運株式会社 造船所 林兼造船・長崎造船所
 総噸数 2,999.47 噸 純噸数 1,688.38 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 4,445.99 噸 全長 114.28 m 長(垂) 105.00
 m 幅(型) 15.80 m 深(型) 8.20 m 吃水 6.716 m 満載排水量 6,830.23 噸 凹甲板型 主機 神戸発動機 8 UE
 T^{52/90}D 型ディーゼル機関 1 基 出力 6,375 PS×188 RPM 燃料消費量 23.9 t/d 航続距離 約 21,000 海里
 速力 約 17.50 トッソ 汽罐 三浦 Z ボイラー 1 発電機 AC 445 V×635 KVA×2 貨物倉(ベール) 4,954.46 m³
 燃料油倉 1,365.22 m³ 清水倉 258.31 m³ 乗員 30 名 工期 47-12-1, 48-2-17, 48-4-25
 設備 トラバースー積荷装置



新 洋 丸 (貨物船) 船主 新東海運株式会社 造船所 株式会社 新山本造船所高知造船所
 総噸数 17,057.30 噸 純噸数 12,344.98 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 21,835.35 噸 全長 153.23 m 長(垂)
 142.00 m 幅(型) 23.60 m 深(型) 17.70 m 吃水 10.52 m 満載排水量 28,407.00 噸 遮浪甲板低船尾樓型 主機
 三菱スルザー 6 RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 8,910 PS×145 RPM 燃料消費量 24 t/d 航続距離 15,000
 海里 速力 14.40 ノット 汽鐘 コ克蘭コンボジット型×1 発電機 450 KVA×445 V×900 RPM×2 貨物倉(ペ
 ール) 35,506 m³ (グレーン) 37,793 m³ 燃料油倉 2,287.86 m³ 清水倉 1,014.14 m³ 乗員 33 名 工期 47—
 11—27, 48—3—3, 48—4—27



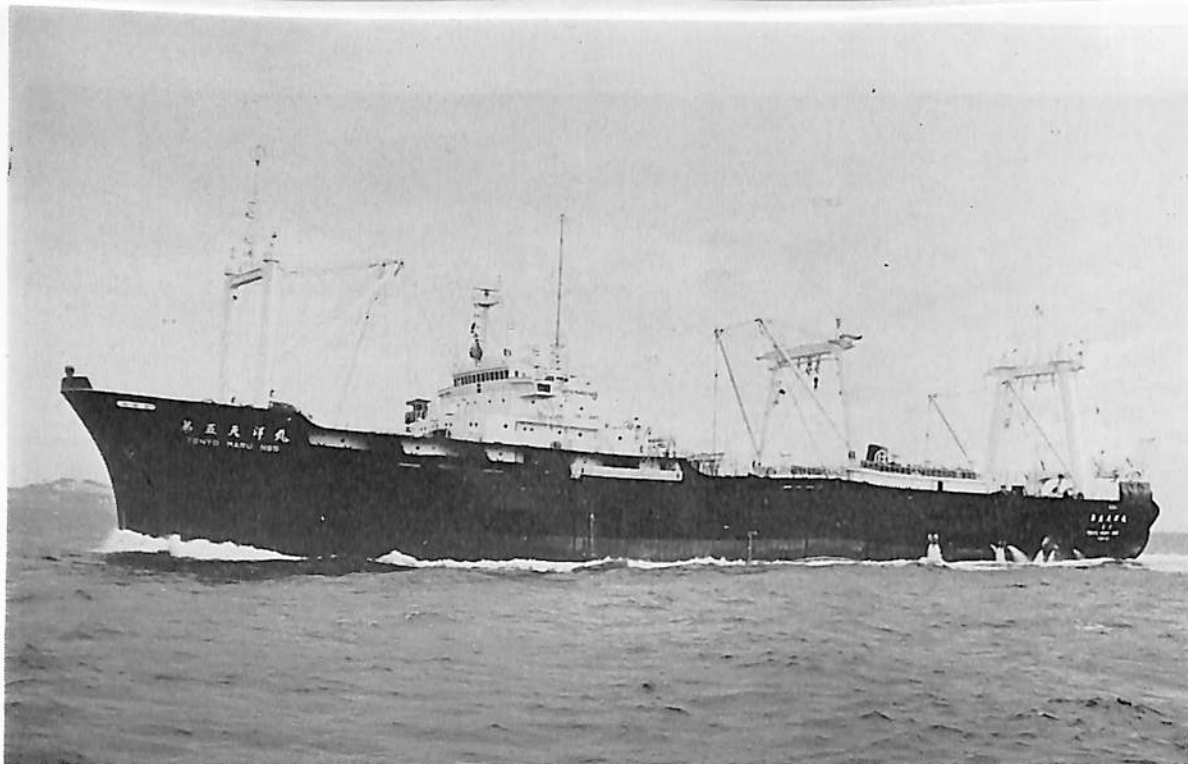
RESPLENDENT (貨物船) 船主 Resplendent Shipping S.A 造船所 西造船株式会社
 総噸数 3,556.69 噸 純噸数 2,448.81 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 6,039.26 噸 全長 102.62 m 長(垂) 96.00 m
 幅(型) 16.20 m 深(型) 8.20 m 吃水 6.611 m 満載排水量 8,075.00 噸 船尾樓付凹甲板型 主機 榎田鉄工所
 GSHC 647 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,145 PS×237 RPM 燃料消費量 12 t/d 航続距離 11,200 海里 速力
 12.70 ノット 汽鐘 WHO-50 型×1 台 発電機 445 V 165 KVA×2 台 貨物倉(ペール) 7,078.94 m³ (グレー
 ン) 7,722.11 m³ 燃料油倉 516.34 m³ 清水倉 129.92 m³ 乗員 30 名 工期 48—3—3, 48—4—2, 48—5—14



流 福 丸 (油 槽 船) 船 主 流 通 海 運 株 式 会 社 造 船 所 常 石 造 船 株 式 会 社
 総噸数 20,859.69 噸 純噸数 12,850.51 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 36,474 噸 全長 189.00 m 長(垂) 180.00 m
 幅(型) 27.00 m 深(型) 14.95 m 吃水 11.024 m 満載排水量 45,141 噸 船首楼付平甲板型 主機 三井 B&W 6
 K 84 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 13,200 PS×108 RPM 燃料消費量 50.1 t/d 航続距離 約 11,700 海里
 速力 15.7 ノット 汽罐 32 T/H×16 kg/cm² G 発電機 610 KW×2 貨油倉 44,606.5 m³ 燃料油倉 F.O 1,746.0
 m³ D.O 225.6 m³ 清水倉 277.5 m³ 乗員 27 名(含スペア 4) 工期 47-7-7, 47-11-12, 48-3-28



東 栄 丸 (油 槽 船) 船 主 東 タ ン 近 海 株 式 会 社 造 船 所 常 石 造 船 株 式 会 社
 総噸数 20,789.77 噸 純噸数 12,924.99 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 36,415 噸 全長 189.00 m 長(垂) 180.00 m
 幅(型) 27.00 m 深(型) 14.95 m 吃水 11.024 m 満載排水量 45,141 噸 船首楼付平甲板型 主機 三井 B&W 6
 K 84 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 13,200 PS×108 RPM 燃料消費量 47.9 t/d 航続距離 約 12,100 海里 速
 力 15.5 ノット 発電機 610 KW×2 貨油倉 44,774.5 m³ 燃料油倉 F.O 1,746.0 m³ D.F 271.9 m³ 清水倉
 248.2 m³ 乗員 30 名 期工 47-7-16, 47-10-21, 48-3-15

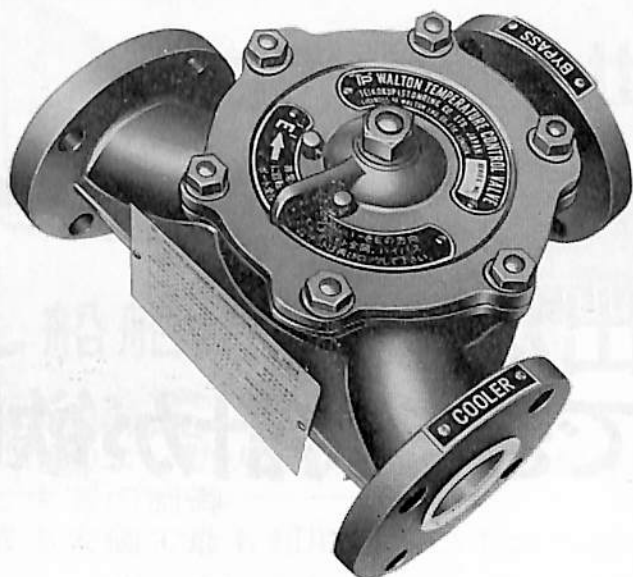


第五天洋丸 (船尾トロール漁船) 船主 大洋漁業株式会社 造船所 林兼造船・長崎造船所
 総噸数 4,370.86 噸 純噸数 2,151.71 噸 第三種漁船 船級 JG 載貨重量 4,975.00 噸 全長 112.00 m 長(垂)
 101.95 m 幅(型) 17.00 m 深(型) 11.20 m 吃水 7.267 m 満載排水量 8,820.50 噸 長船首楼付平甲板船 主機
 神発 8 UET^{45/80} D 型ディーゼル機関 1 基 出力 4,850 PS×218 RPM 燃料消費量 18.2 t/d 航続距離 36,000
 海里 速力 13.75 ノット 汽罐 水管式 WPT 80 型×1 発電機 AC 450 V×3 魚艙容積 2,939.14 m³ フィッシュ
 ミール容積 1,153.36 m³ 燃料油倉 2,005.79 m² 清水倉 90.83 m³ 乗員 131 名 工期 48-1-10, 48-3-
 14, 48-5-22



フェリーわか丸 (旅客兼自動車航送船) 船主 船舶整備公団, 南海汽船株式会社 造船所 内海造船株式会社
 田熊工場 総噸数 1,655.12 噸 純噸数 642.46 噸 沿海 船級 JG 載貨重量 754.96 噸 全長 77.68 m 長(垂)
 73.00 m 幅(型) 12.70 m 深(型) 5.20 m 吃水(計画満載) 3.70 m (夏期満載) 4.10 m 満載排水量(計画満載)
 2,020.0 噸 (夏期満載) 2,342.0 噸 全通船楼船 主機 ダイハツ立形単動 4 サイクルランクピストン型排気タ
 ービン過給機付ディーゼル機関 1 基 出力 2,720 PS×682 RPM 燃料消費量 24.3 t/d 航続距離 1,090 海里
 速力 16.75 ノット 汽罐 クレイトン WHO-75 発電機 312.5 KVA (250 KW)×3 旅客定員 800 名 (1 等 95 名 特
 2 等 144 名 2 等 395 名 ベンチ 166 名) 燃料油倉 77.16 m³ 清水倉 72.38 m³ 乗員 50 名 工期 47-9, 48-
 1, 48-4 設備 ヒーリングタンク, パウスラスタ (電動式スラスト 4.2 t (翼角 25°))

W-walton ワックス式自動温度調整弁



船舶の自動化、省力化に！

ヨーロッパでは、SULZER, MAN, PIELSTICK, DOXFORDの標準部品に指定され、更にB&Wにも多く使用されています。

作動敏感確実

堅牢、軽量、コンパクト、メンテナンス容易

ブラケット等不要、取付けは直接配管に

圧縮空気、電気等不要

サイズは 20A ~ 350A迄

総販売元  東京産業株式会社

東京都千代田区丸の内3-3-1 ☎(212)7611

製造元 W 帝国ピストンリング株式会社

東京都中央区八重洲1-9-9 ☎03(272)1811



海に出たら 信頼できる時計が欲しい

セイコー マリンクロノメーター

片手で持てるほどのスマートなハンディタイプ。オールトランジスタ方式の高精度水晶時計——セイコーマリンクロノメーター。ケースからネジ類にいたるまで防水機構を採用。温度変化・振動に強く、抜群の耐久性をもっています。大型貨物船から小さな漁船まで、あらゆる船舶の標準時計として、その用途は広範囲にわたっています。



- 乾電池2個で、約12ヵ月間作動
- 精度保証範囲0℃～40℃
- 平均日差 ±0.1秒

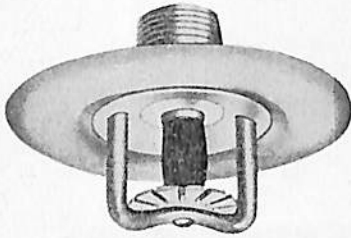
QC-951-II

200×160×70(%)重量2.6kg
(標準型)……………125,000円

SEIKO

セイコー・株式会社 服部時計店

最も古い歴史と最も新しい技術を誇る



C TYPE SPRINKLER

Mather+Platt



MULSISPRAYER

船舶用防火装置

- 人命の安全
- 効率のよい防火機能：急速な冷却作用と火勢の制御
- 最も安価で最も利用し易い海水の使用

MATHER & PLATT 社(英国)は噴霧水防火システムのパイオニアとして、長年月にわたって消火技術の研究にたづさわってまいりました。欧米各国では、本設備は船舶火災の防火に非常に効果的であると高く評価されて、広く採用されています。また過去幾多の船舶火災の際、その確実性が実証されています。下記の用途によりご採用下さい。

居住区には：**GRINNELL** 自動スプリンクラーおよび火災警報システムを。

機械室には：**油火災**に効果的な**MULSISPRAY**システムを。

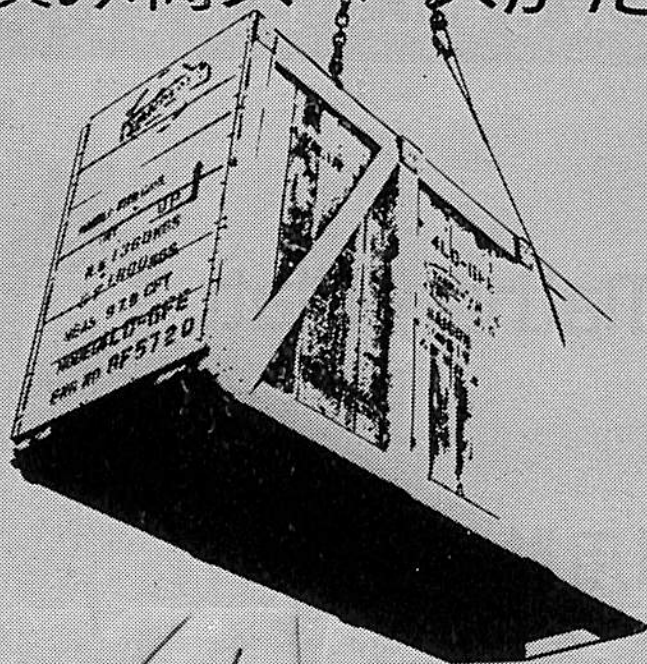
カーフェリーの車輛デッキには：**DRENCHER**システムを。
(各国海事当局、船級協会承認済)

お問い合わせは：

マザー アンド プラット代表 **日本グリーンネル スプリンクラー株式会社**
神戸市東灘区本山南町1丁目4番35号 電話(078)431-0984(代)

国内販売代理店 **マリーン エンタプライズ株式会社**
神戸市生田区山本通3丁目47番地 電話(078)221-4752(代)

積み荷スペースがたっぷりとれる。



YANMAR DIESEL

輸送の効率アップを実現

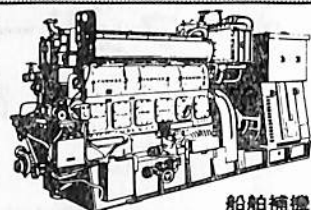
同馬力の他社機関と比べてください。

長さ・幅・重量ともコンパクトになっています。もちろん、その分だけ機関室が狭まらず、船倉が大きくとれるのです。また、冷却水自動温度調整装置によって、吸入水温の変化に対しても、常にコンスタントな燃焼性能を発揮。運転条件を選ばない信頼のできるエンジンです。

船内のスペースをたっぷり使って、たっぷり運ぶ。輸送の効率アップは、ヤンマーの船舶主機・補機から始まります。

船舶主機3~1600馬力 船舶補機3.5~2400馬力

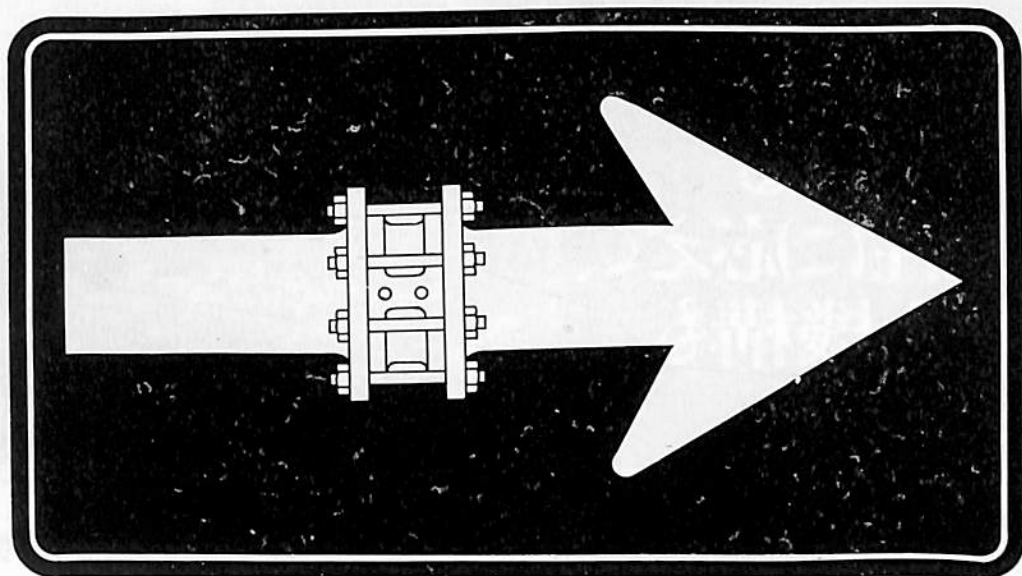
ヤンマー ディーゼル



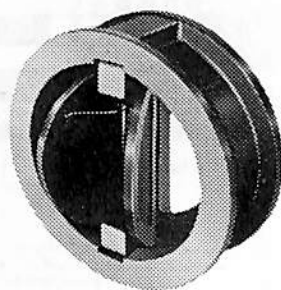
船舶補機
MAL形シリーズ (125~500kVA)

◎ ヤンマーディーゼル株式会社 (本社) 大阪市北区茶屋町62(〒530) T E L 372-1111 (代)
(支店) 札幌・東京・名古屋・高松・広島・福岡

デュオチェックバルブは 一方通行厳守です



- 取付けに方向性をもたない
- 小型，軽量
- ウォーターハンマー現象を防止
- 在庫資産コストを最小限に保持



TRW MISSION ENGINEERING (JAPAN) INC.

ティアールダブリュミッションエンジニアリング株式会社

東京都港区西新橋 3 - 23 - 5 第24森ビル

電話 (436) 2141 (代)

〒105

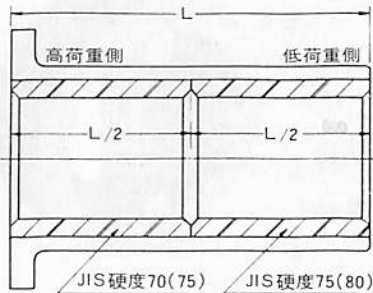
販売担当：三菱商事・トーマン



要求される 耐久性にんえて、 素材も機構も 変えました。

たとえば、前後の硬度を変えたこと……

ご覧のように、EVRは船首側と船尾側とが構造上2分され、それぞれに異った弾性係数をもっています。

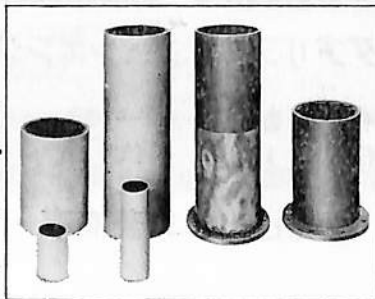


この硬度差によって、軸受反力を均等に保ち、これまでのように高荷重側のみが著しく損傷するようなことはありません。

さらに、軸受素材として、天然木リグナムバイタに変え、NSO独自開発によるエラストマーと耐蝕プラスチックを採用、従来のものより2倍以上もの耐用期間を示しつつつけています。

素材面・機構面からの飽くなき追究を……、シールエンジニアリングのバイオニアNSOにとって、これらはごく当然の対処ではあっても、軸径50～400mm用の船尾管軸受装置にとっては、画期的なものであることによりありません。

NSO
スタンチューブ
ベアリング
EVR



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 正和ビル電話(03)437-4211 大代表

YKK型船舶厨房調理機器

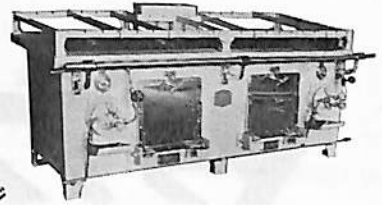
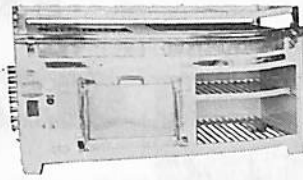
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

ライスボイラー



電気式湯沸器

26kw型多目的電気レンジ



2400型オイルレンジ

営業品目

電気レンジ・オイルレンジ・ライスボイラー・湯沸器
調理機・水澆器・豆腐製造機・アイスクリーム製造機
ハムスライサー・肉挽機・球根皮剥機・炊飯器・ケー
キミキサー・ガスレンジ・電気式オープン・パン醗酵器
電気式魚焼器・スープボイラー・ディスプレイ
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。

世界一の日本造船を支える＝特許船体支持降下装置

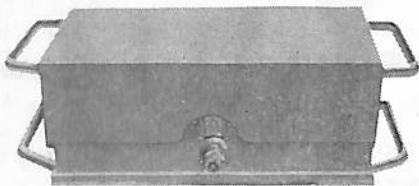
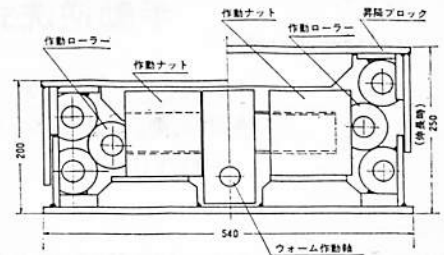
財団法人・日本船用機器開発協会と共同開発（損害保険付）

スケーリングブロック

当社のスケーリング・ブロックは船底盤木の機械化と省力化を目的とし長年にわたる研究の結果開発された高性能船体支持降下装置です。50T型～200T型まで全ての機種に荷重性能試験をかさねて予想通りの実験成果を得ることができました。

なお、ドック内の場合でも船底修理および塗装作業などには本機の活用によって画期的な能率増進と省力化が確実に実現できるメリットがあります。また、その他にも大重量構造物の支持および高底の微調整など広範囲に活用できます。（カタログ呈上）

50T, 200T型船体支持降下装置



新光機械工業株式会社

東京都中央区京橋2の2(第2荒川ビル)

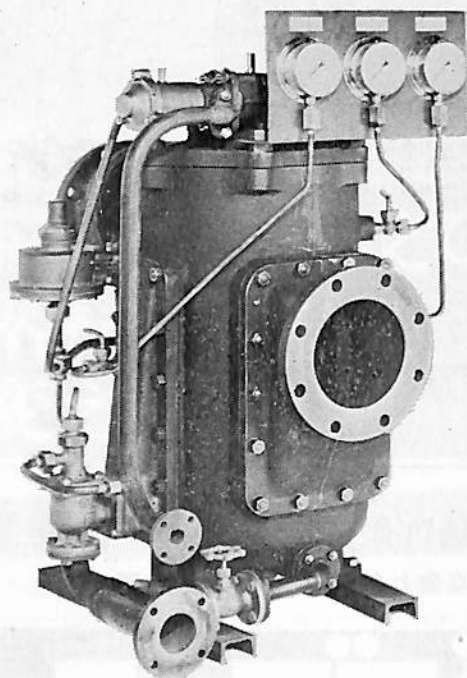
電話：〈03〉271-5056～9

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

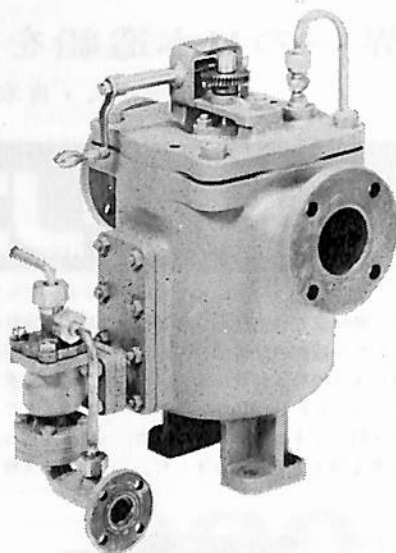
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロシプロケーターを採用

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)

—野外高速模型試験船の開発—

1. はじめに

毎年このシーズンを迎えると同時に、湖水や海洋にモーターボート・ヨットが一齐に活動し始める。特に感じる事は、ここ数年来これらの舟艇が船型、色彩、艤装ともに年々ざん新でカラフルなものへと変つてきていることである。このような現象は、FRP（強化プラスチック）という新しい複合材料が舟艇に用いられるようになったことが大きな一因であろうが、我が国では1960年頃からFRPによる舟艇の試作研究、建造が盛んになり、ここ数年来、木材にとつて変つてFRPが舟艇材料の主流になつてしまつた。

いきおいモーターボートの船型も、船型が自由に選べるというFRPの特長を生かした、木船主流の時代ではとうてい考えられなかつた斬新的な特殊船型が毎年発表されるようになった。一方、モーターボートの速力も船型の改良、高出力機関の開発等により年々高速化している。しかし、船型に関しては必ずしも基礎研究がなされぬまま生産に優先されている現況である。

小型のモーターボートのテストは、ほとんどが実艇で済まされている。事実、実物でテストした方が正確な場合が多い。しかし、船型の基本的な性質、船体抵抗等の増減、浸水表面積の変化の計測や航走状態、スプレー等の観察はある程度模型試験によらねばならない。

一般に模型試験は、室内水槽において牽引車で模型を曳航する方法や回流水槽による方法等がとられているが、モーターボートの場合、艇速が早いのでこれらの設備では曳航速力不足の場合がある。また、ほとんどの設備が大型船の試験優先のため、モーターボートの船型試験にその設備を使用させてもらえない現況である。

このような背景のもとに計画されたのが、無限に広がる野外の平水路を活用して、模型曳航速力30m/secという高速を目標にした自航式の模型曳航計測船（ダイナモメーター船）である。

ここでは、高速モーターボートの船型に関する基本的概要と(財)日本モーターボート協会が開発して来たダイナモメーター船の構造、試験方法、成果と問題点等につ

いて触れてみたい。

2. 高速モーターボートの船型

モーターボートの模型試験について述べる前に、特に高速モーターボートの船型に関する基本的な問題の概要と最近の傾向等について述べてみたい。

モーターボートが航走中に受ける船体抵抗は、水線下の水抵抗と、水線上の空気抵抗に分けられる。超高速域では別として、普通、実用高速域では空気抵抗は非常に少なく無視される場合が多い。水の密度は空気の800倍にも相当するので、船型も、いかに水との抵抗を減少させるかに集約される。モーターボートを高速で走らせるためには、どうしても水面を滑走させねばならず、また、船体抵抗減少のほかにも耐波性、安定性等も加味せねばならず、数多くの船型が考案され、用途や水面の条件によつて使い分けられている。

滑走理論から言えば、平板が最も抵抗が少なく、航走トリム約4°の時が最も滑走性能が良いとされている。しかし、平板ゆえに衝撃力が強く波に弱いので実用されている真の滑走艇なるものは非常に少なく、この系統の船型はもつぱら純粋のレーサーやレコードブレイカーのみとして用いられている。競艇で使用しているハイドロブレンがこの系統で、ポーポイズを押えるためのステップが中央にあり、このステップと船尾の2つの滑走面で安定よく走らせようとするものである。このシングルステップから発達して、ステップを船体縦方向に増加させたもの、あるいは両支のスポンソンと船尾の滑走面を持つ3点支持型や4点支持型の滑走艇も考案された。なかでも図1は3点支持型の純滑走艇で、欧州で純レーサーまたはレコードブレイカーとして設計されているものである。この3P型は、中央の細長い滑走板の両翼にス

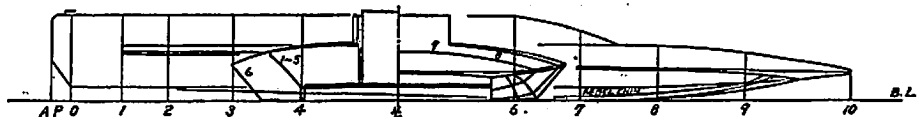


図1 3点支持型滑走艇（シュルツ3P）

ポンソンを持ち、この両スポンソンと船尾の3点を滑走面とするもので、スポンソンの後端から中央滑走面の両側に対しエアー・トラップを設けて、空気力によるラムジェット式の浮力を期待した船型で、この作用により、平水においては、純滑走後は両スポンソンの滑走面は完

* (財)日本モーターボート協会技術研究所

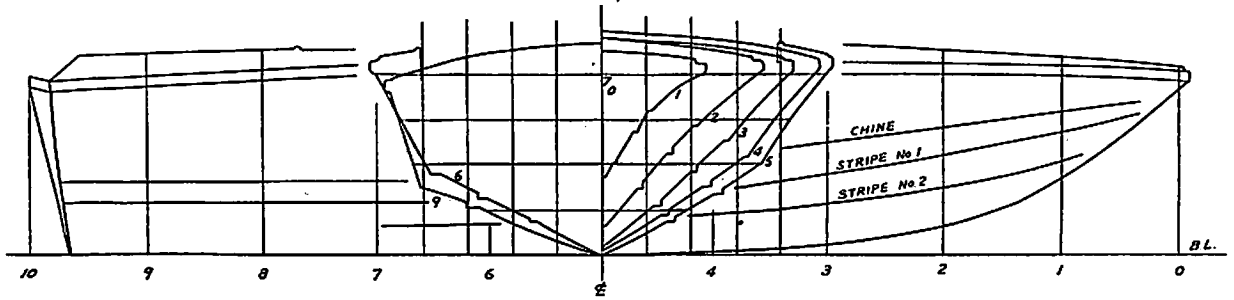


図2 ディープV (ドンズイ 16ft)

全に離水し船尾部のわずかの滑走面が残るだけとなる。現在、世界のレース界で最高の性能が出せる船型と言われている。

モーターボートでは高速を得るために、一般排水量型船と異なり、ハードチャイン型を採用している。いわゆる船底と船側の境界線をチャインと称する不連続部(折り目)とし、水返しの役目をしている船型である。

モーターボートの性能は、このチャイン以下の船底部の形状に集約され、その艇の用途、使用水面の条件等が考慮された多種多様な船型が発達している。特に艇体材料としてFRPが登場するようになって以来、設計の自由度が拡大されたために、その傾向も大きく変わり、今日に至っては船型も千差万別まさに戦国時代という様相をなしている。

V型艇は平底よりも滑走性能は悪くなるが、波による衝撃がある程度緩和でき、しかも方向安定性に優れ、傾斜復原性もあるので、ハードチャイン艇の実用滑走面の根幹となつている。

ヨットの設計で有名な Raymond Hunt は、このV底の船底勾配(V角)を大きくしたいわゆるディープV型艇を建造し、1960年のマイアミ〜ナッソー間外洋レースで圧勝し波浪時でもなお滑走が続けられ、しかも優れた耐波性を証明した。以来、ディープV型全盛の基礎を作った。船底勾配を大きくすると投影面積に比例する動的揚力が減少するが、ストライプ(ロンヂチュージ

ナル・ステップ)を入れることにより動的揚力を大きくし、スプリーの制圧、航走中の安定性や旋回時の横滑べり等をおさえている。我が国でもストライプ付ディープV型(図2)は外洋レーサー用としてはもちろん一般レジャーボートにも盛んに取り入れられている。ストライプの取り付けについては、船型との関係、船底摩擦抵抗や航走姿勢に微妙な影響を与えるものでまだ研究を要する問題が残っている。

直線V底に曲線で張りをつけた船型で、外側に張つたものをコンベックスV型、内側に張つたものをコンケーブV型と称しており、木船主流の時代によく使われた船型である。

コンベックスV底とコンケーブV底の利点を組み合わせたものが波型で、古くはドイツで発達した船型である。滑走性能の低下をきたすことなく、しかも耐波性のある船型として大型実用艇に採用されている。我が国でも戦後丹羽誠一氏によりオメガブレンと命名されて開発され、業務艇にさかんに用いられた。

このオメガブレンはさらにディープオメガの開発を受け継がれ、荒天時の横安定に難点のあるディープV型に対し、波浪御撃、横安定の改善がなされている。このディープオメガ型は高速実用艇としてはもちろん、小型高速ランナバウトにも採用され高速性能を発揮している。図3は、日本モーターボート協会が試作した5.6mディープオメガ艇である。

V型船体の両側に横安定を持たせるためのディープV

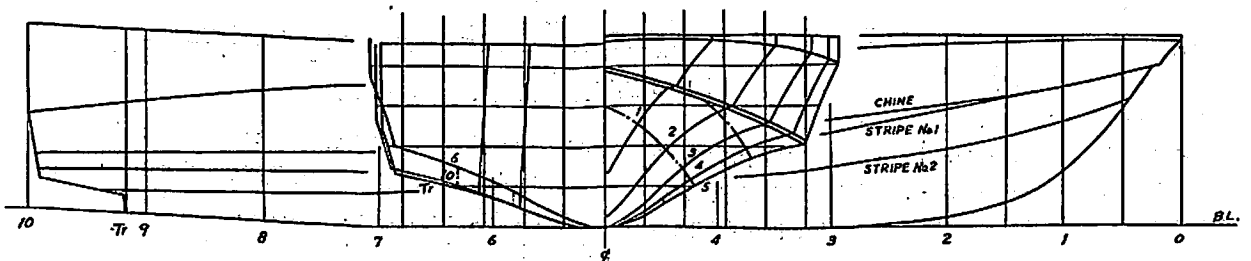


図3 ディープオメガ (5.6m 外洋艇)

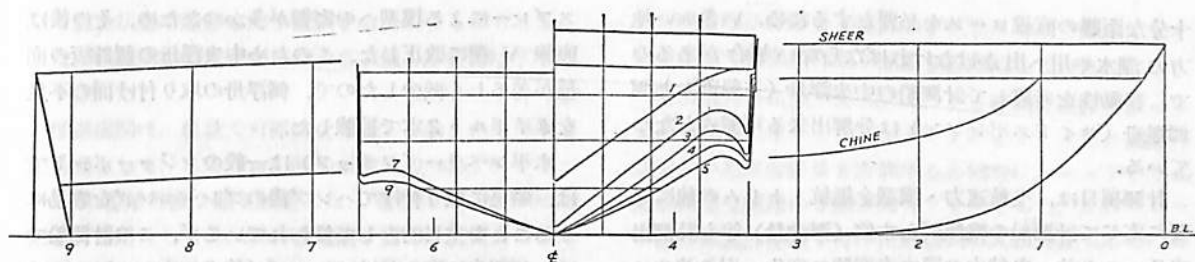


図4 ガルウィング (ガルウィング 15 ft)

状のチェーンがついたものをカテドラルと呼んでいる。これをトリマランと呼んでいる場合があるが、正確には異なった性質のものである。図4はガルウィングと称しており、デッドライズが反転してチェーンに向つて下つている船型で、カテドラルと同様に耐波性と横安定性をねらつたものである。

このほか、カタマランの初まりは、小舟を2隻並べてつなぎ合わせたいわゆる完全な双胴型であつたものが(今までも残っているが)、現在では、トンネル部の高さを浅くしたものに変わつている。最近レーサーとして研究されているトンネルボートは、カタマランが基本船型となつており、滑走性能が改善されたものである。この船型はステップの高さが、航走姿勢、速力に微妙な影響を与えている。

3. ダイナモメータ船の開発

高速艇の模型試験の設備等については、長大な超高速

の試験水槽や高速回流水槽等も検討されたが、これらの設備はいずれも予算や技術的な問題で解決できず見送られた。そこで、野外の水路を活用し、我々にとっては最も身近なモーターボートによる模型曳航方法を検討した。

この研究開発事業は、(財)日本モーターボート協会が丹羽誠一氏を委員長とする技術委員会の協力で実施したもので、昭和44年度から開始し、初年度は計測器類および曳航装置の開発、昭和45年度は船体の試作と試運転を行ない一応の完成をみた。さらに昭和46年度から47年度にかけて曳航装置や船体の改良を重ねながら、これと並行して各種模型試験を実施してきた。

計測船(写真1)の船型については、小型のモーターボートで100 km/hを出せてしかも実験中に模型船に影響する波を立てない船型として3点支持の滑走艇を採用した。また、曳航試験を実施する水域は静穏でしかも

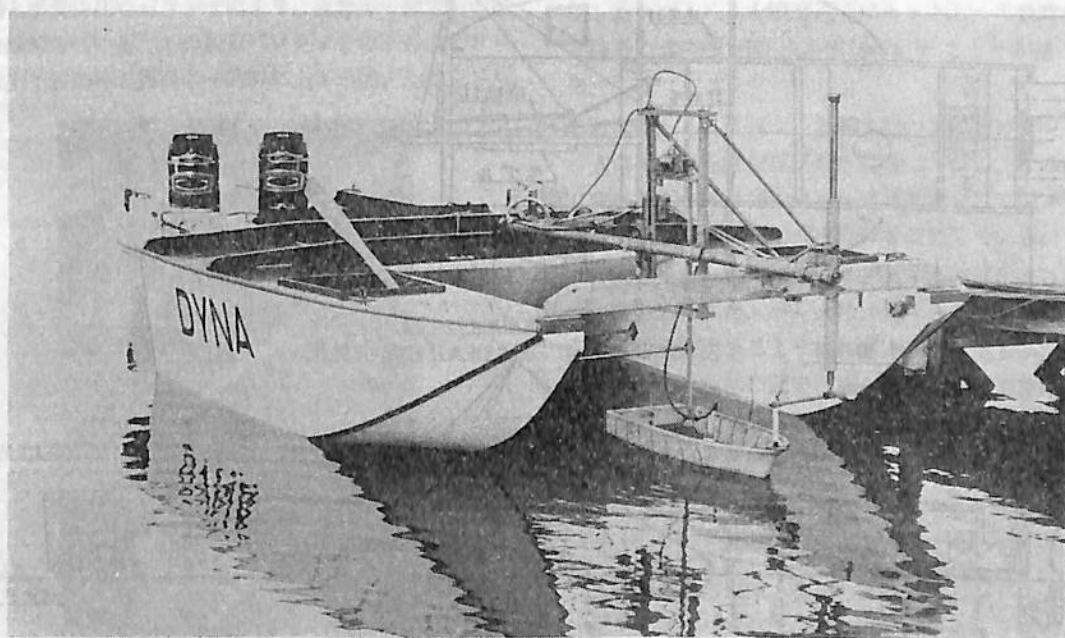


写真1 ダイナモメータ船

十分な距離の直線コースを必要とするため、いきおい地方の湖水や川へ出掛けなければならない場合があるので、移動性を考慮して計測船の中央浮舟（主船部）と両側浮舟（サイドスポンソン）は分解出来る可搬式となっている。

計測項目は、曳航速度・模型全抵抗・トリムの他に必要に応じて計測船の縦傾斜と水位（浮沈量）等も計測出来る。この他、曳航中の浸水表面積の変化、引き波やスプレー等の状況は写真撮影によりデータを収集している。

3-1 船体構造と推進機関

船体の主要寸法は全長約 5.9 m、幅 3.0 m（中央浮舟 1.5 m、側浮舟各 0.75 m）、深さ 0.8 m の分解式 3 点支持型滑走艇で、高速性能と可搬性を考慮して、外板、甲板は耐水性合板を使用して極力軽量化されている。

直線 V 底の中央浮舟と両舷の側浮舟から構成され、それぞれの側外板面をボルトで密着して組立てられるようになっている。このほか、甲板上の 2 本の木製ビームと船首部のアルミニウム製ビームの合計 3 本の連結ビームで補強されている。当初は、中央浮舟の船底はシースレッド（逆 V 底）型を採用していたが、ハンブ時のスプレーの抜けが悪く、プレーニングに難があると同時に

スプレーによる模型への影響が多かつたため、その後は直線 V 型に改正した。このため中央浮舟の側外板の面積が著しく減少したので、側浮舟の取り付け面の不足をタイボルト 2 本で補強した。

水平レベラー（フラップ）は一般のレジャーボートでは、船尾に取り付けてハンブ後のプレーニングを容易にすることを主目的として使われているが、この計測船では、側浮舟に取り付け、ハンブ（約 5 m/sec~7 m/sec）時のユニホームスピードの保持と 20 m/sec 以上の高速域での前トリムの防止に使っている。また、曳航試験は高度の直進性を要求されるので、滑走後の保斜性を維持するためのフィンを側浮舟に取り付けている。

中央浮舟と側浮舟の取り付け位置は、ある程度まで変えられるようになっており、必要に応じて全長と側浮舟の角度が調整出来るよう配慮されている。現在では、側浮舟は中央浮舟の先端から前方へ約 2 m 張り出し、側浮舟間に出来る空間部に曳航装置を取り付けて模型船を曳航している。

中央浮舟の内部は、操縦席・計測用コックピット・計器設置台や燃料タンクとバッテリーの格納庫から構成され、特に左右の船体重量の配分を考慮して、操縦席は中央部に配置してある。

側浮舟に設けられた観察用コックピットは試験中の模

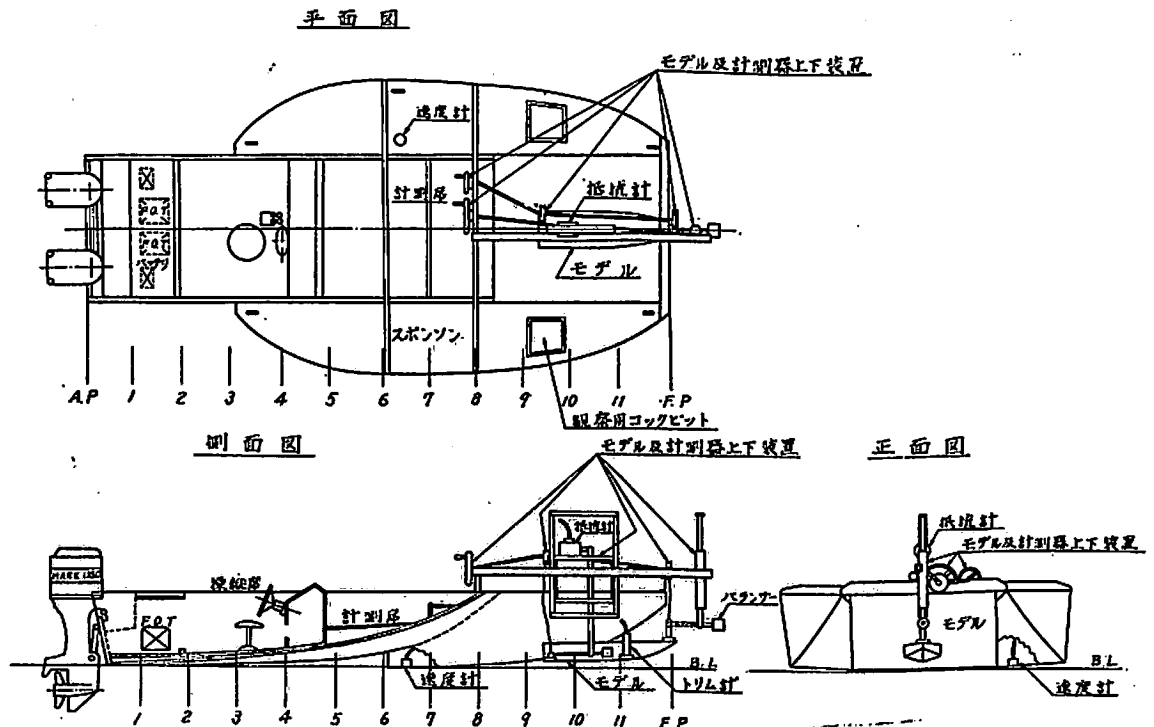


図 5 計測船の一般配置図

型の航走状態を撮影したり観察するためのものである。また、模型撮影に支障をきたす右舷側の障害物はすべて取り除いた。

推進機関は、軽量で可搬性を考慮した取り外し可能な船外機として、5,300 rpm 時の最大出力 135 PS のマーク 1350 型船外機 2 基を装着した。電源はエンジン始動用と計器用として 50 AH 蓄電池 2 個を、燃料タンクは 30 l 2 個と 70 l 補助タンク 1 個を装備した。プロペラはピッチの異なる数種を準備し、必要に応じて低速と高速の試験で使い分けている。

ハンプ時の乗り越えと、その時のユニホームスピードの保持にまだ問題点は残っているが、それ以外のスピードでは振動も少なく高性能を発揮している。図 5 は、計測船の一般配置図である。

3-2 曳航装置と計器類

曳航部(写真 2)の機構は、模型曳航用ロッドの上部に抵抗計を取り付け、下端部はバランスされたトーイングロッドによる曳航点とし、ロッドの中間点を支点とした“てこ”式の間接計測装置である。これにより、模型の曳航と抵抗計測を行なっている。抵抗計と曳航用ロッドが取り付けられている上下移動枠の上下作動は手動式によるもので、これにより計測船と模型の浮沈を修正し、トーイングロッドを常に一定角度に保持しながら曳航している。また、曳航中に浮遊物を避けるための安全装置として、その他の必要性から模型だけを上下させる巻き上げ装置も別に設けてある。その他、模型船首部の自動と手動併用のバランスにより、曳航中の模型船の保針を維持している。この船首バランスを取り付けたロッドは上下移動枠と連動させ同時に上下可能とした。バラ

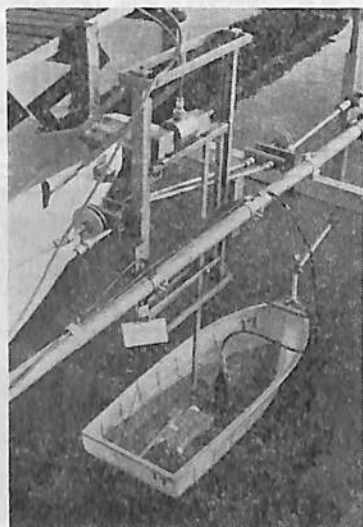


写真 2 模型曳航部

ンスの各取り付け部と曳航部はすべてユニバーサルジョイントとして模型船の上下運動を自由にしてている。

当初開発した上下変位計は、上下運動自由な曳航ロッドの中間点にセットされたポテンショメータで計測船と模型との相対変位量を計測すると同時に、ロッドの下端部を模型曳航用の 3 軸方向カブラーとして、このカブラー部に抵抗計を取り付けた直接式の曳航装置である。この装置は抵抗計を模型に直接搭載しなければならずこのため、模型船重量が増加するので、排水量や重心位置の調整が困難でありまた、突発事象時に計器を破損しやすいので、現在は使用していないが、必要に応じて他の曳航装置と乗せ替えて利用できる。

抵抗計は磁わい式のもので容量 ± 5 kg を用いている。模型船は全長 1 m 前後のものを採用しているが、今後は約 1.2 m を基準としたいので抵抗計の方も容量 10 kg のものを製作中である。

船速計は電磁ログ式対水速度計を採用している。初め検出器は中央浮舟の船尾底に取り付けたが高速滑走時で乱れがあり、以後浸水面が安定している側浮舟の後端の船底に改めた。測定範囲は 0~40 m/sec でしかも直線以外に偏流も検出され保針性を見る事が出来る。曳航試験では速力の計測は最も大切なものの 1 つである。室内水槽の電動車のような正確なスピードにはまだ及ばないが、直線性もあり一応初期の目的は達した。時々標柱間航走試験を行なつて計器の調整を行ない、最終的には補正曲線で修正している。なお、この指示計本体から取り出したサブメータを模型近くにセットし、曳航時の速力と模型の姿勢を同時に撮影記録出来るよう配慮してある。

模型のトリム計測は、軽量小型のワイヤストレンゲージ式の傾斜計を直接模型船に搭載している。このほか、計測船のトリム計測には重錘式傾斜計を、水面からの浮沈量の測定には無接触式水位計を装備している。

計測したデータは、オシログラフに記録出来るようになつている。また、データはテレメータで陸上の受信装置へ無線伝送出来るように装置は備えてあるが、模型実験には、それ以前の航走状態の観察、写真撮影や曳航中の模型の操作や事故防止の監視等もあり、現在ではまだ、テレメータ等による省力化、あるいは無人化までには至っていない。

4. 試験の経過と方法等について

計測船の試作後は、各部の改良を重ねながら 2 年間にわたり約 20 隻の模型試験を実施して来た。模型の航走姿勢、特に浮沈量(ヒービング)の計測は、当初開発し

た上下変位計により計測船との相対変位量を計測し、次に水位計により計測船先端の上下変位量と計測船の縦傾斜から曳航点の絶対変位量を求め、相対変位量を加算し模型だけの上下変位量を求める方法を試みたが、各計器とも非常にデリケートな反応を示すため、これらのデータから模型船の水面からのわずかな上下量を正確に算定するには至らず、なお実験研究を要することが判明した。

これに代るものとして、模型船を半透明の FRP で成形することにより船底浸水部が透視出来たので、これを写真撮影し、浸水表面積の計測、スプレー等の観察のほか浮沈量の推定を行なっている。塩化ビニール板やアクリル樹脂板のような透明板でも模型を試作してみたが、このような透明度の良過ぎるものは浸水部の境界線が判明し難く、また好天の場合などは光線反射の影響で写真の写りが非常に悪かった。現在は透明用樹脂（ポリライト OD-R 489）で成形している。

この船型試験は、野外の自然水路で実施するものであるが、水面の条件としては、屋内試験水槽の水面に匹敵する静水面と高速では特に十分な距離の直線コースとしかも浮遊物の少ないことが要求される。この様な条件を備えた水路は得がたいように、季節的にも、時間的にも水面の状況が変化するので、曳航試験実施にも多くの制約を受けた。現在までの曳航試験は、日本モーターボート協会技術研究所前の中川上流をメインコースとして、このほかに利根川下流、常陸黒部川、北浦附近や群馬県の山間部にある神流湖（下久保ダム）まで出かけたが、なかなか良い水路は少ない。

模型船の排水量は、実船の常備状態の排水量を縮尺比 n^3 で除した値を標準状態として、バラスト（鉛）により重量の増減と重心位置の移動を行なっている。航走トリムは、模型船の静止時を 0° に仮定し、各速力時のトリムを計測したデータから図面上で、キールラインに対するトリム（迎角）に修正している。このほか、写真からは浸水表面積、表面積と浸水長を計測している。

曳航点は船尾の低い所として実船のそれに極力近づけてトーイングロッドもキールラインにはほぼ平行に曳航しているが、特に高速艇においては推進力の作用する点およびその方向が滑走性能に微妙な影響をおよぼす

ことが明白になったので、速力に応じて変化するスラストモーメントを考慮した曳航方法についてはさらに研究を要する問題である。

5. 模型試験の成果と結果

ダイナモメータ船の試作後は、モーターボートの基本船型について一通りの模型試験を実施して、その船型が持つ基本的な性質について調査した。初期の8隻に対しては、楯ベニア等を使った木製としたために、計測項目も艇体抵抗と航走トリムに限られたが、以後の模型は塩化ビニール製や半透明 FRP 製としたので、これに加え曳航中の滑走面の変化やスプレー等の状況も観察することが出来た。

特に、昭和47年度に実施した5隻（STR-16ft ディープ V, 8.4m デープオメガ艇, サイドワインダースーパー 16ft ディープ V, 16ft ディープ V レーサ, シュルツ 3P）の模型に対しては、写真撮影により滑走面の変化を記録し浸水表面積を算定することが出来た。このため、模型の抵抗より実船の抵抗を推定する方法も、従来の全抵抗による方法と異なる摩擦抵抗を分離するフルード方式を採用して実船抵抗を算出することが出来るようになった。

5-1 高速モーターボートの船体抵抗

曳航試験時の模型船の状態は、実船の常備状態時の排水量を縮尺比 n^3 で除したものを標準状態とし、この状態を基準に重量の増減、重心の前後移動（トリムの変化）による計5状態のものを曳航し傾向を見た。

一例としてサイドワインダースーパー 16の船型試験をとり上げてみよう。この艇は、発売（1970年）後ま

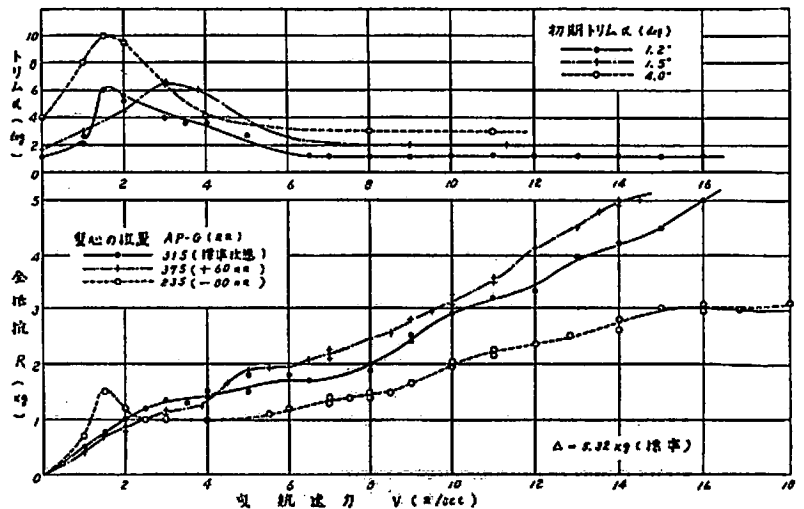


図6 サイドワインダー模型のトリムと抵抗

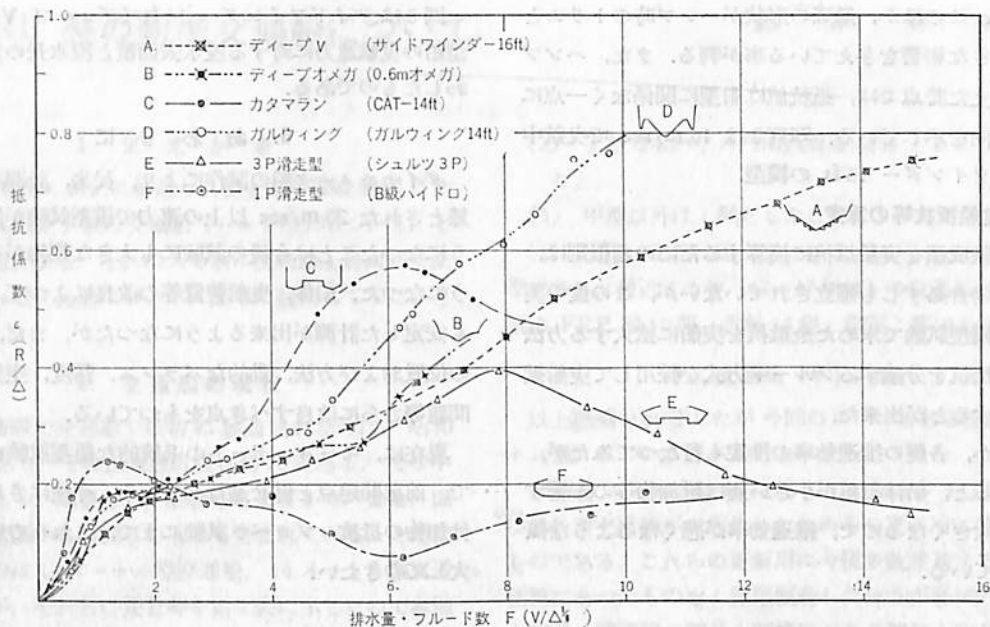


図7 排水量・フルード数による各艇の抵抗係数

もなく輸入したもので、船型はストライブ（合計6本）付のディープV（船底角度約 20° ）で、16ftクラスの船外機艇である。スタイルは在来のスポーツランナボートのカラーを完全に破り、低いフロアデッキとカーブしたウィンドスクリーンが特長となっている。図6は、標準排水量の状態で重心の前後移動による抵抗と航走トリムを計測し傾向を見たものである。これによると、ハンプ後は一時差が少なくなっているが、滑走後は抵抗の差が著しいことが判る。

重量の増減による比較も実施してみたが、これによる抵抗の増減よりも、重心の前後位置の変化（トリムの変化）による抵抗の増減の方が甚しいことを示した。他艇についても同様の傾向を示した。

図7は、船型の著しく異なる6隻（ディープV、ディープオメガ、カタマラン、ガルウィング、3点支

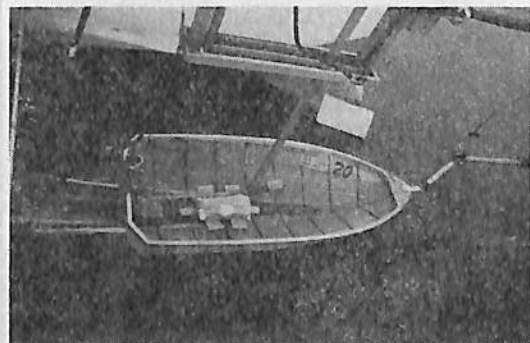


写真3 サイドワインダー 16ft ($V=16\text{m/sec}$)

持型滑走艇、1P滑走艇）をピックアップし無次元の抵抗曲線で表わしたものであるが、個々の船型が持つ特性が顕著に表われた。なかでも純滑走艇の成績が特に優

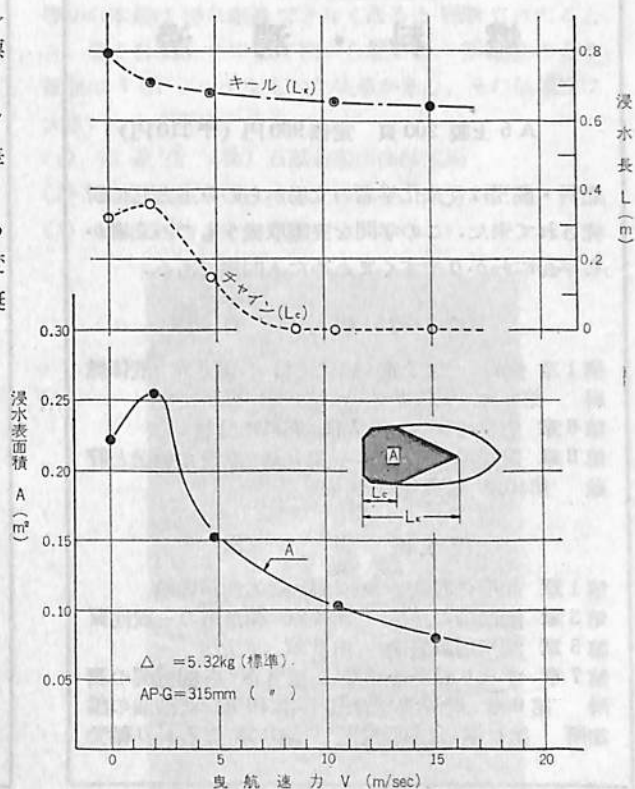


図8 サイドワインダー模型船の浸水表面積と浸水長

れている。このほか、船底の形状がハンプ時のトリムと抵抗に大きな影響を与えている事が判る。また、ハンプを乗り越えた時点では、抵抗値は船型に関係なく一点に集まる傾向を示している。写真3は 16 m/sec で曳航中のサイドワインダー 16 ft の模型。

5-2 実船抵抗等の算定

模型試験成績を実船抵抗に換算するための相似則は、滑走艇の場合必ずしも確立されていないが、この度の実験では、模型試験で求めた全抵抗を実船に拡大する方法と、摩擦抵抗を分離するフルード方式を採用して実船抵抗を算出することが出来た。

このほか、各艇の推進効率の推定も行なつてみたが、これによると、船体抵抗が小さい艇は附加物等の影響する割合が大きくなるので、推進効率が悪くなるような傾向を示している。

図8はサイドワインダー 16 ft (ディープ V 型) 模型船の曳航速度に対する浸水表面積と浸水長の変化を表わしたものである。

6. おわりに

ダイナモメータ船の試作により、従来、計測試験が困難とされた 20 m/sec 以上の速度で模型試験が出来るようになったことは今後の試験にも大きな期待がもてるようになった。船体、曳航装置等の改良によつて、高速でも安定した計測が出来るようになったが、また、曳航点の位置および方法、動的なバランス、精度、空気抵抗の問題等さらに改良すべき点をもっている。

現在は、モーターボートの系統的な船型試験を実施中で、前記問題点と併せ進行している。今後はさらに水中付加物の抵抗、プロベラ試験にまで、これらの成果を拡大してゆきたい。

海技入門選書

東京商船大学助教授 宮嶋時三著

燃 料 ・ 潤 滑

A 5 上製 200 頁 定価 950 円 (〒 110 円)

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

第 I 編 燃 料

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

第 II 編 潤 滑

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

海技入門選書

東京商船大学助教授 庄司和民著

航海計器学入門

A 5 判 上製 140 頁 (オフセット色刷 14 頁)
定価 450 円 (〒 110 円)

(序文より) 航海者にとっては、不完全な新計器より、古くても完全で常に信頼できる計器が必要である。この意味から本書に説明するような基礎的な航海計器は充分に理解しておく必要がある。(略)

目 次

第1章 測 程 儀
第2章 測 深 機
第3章 船用光学器械
第4章 クロノメーター
第5章 磁気コンパス
第6章 自 差
第7章 傾 船 差

1. ま え が き

昭和47年度に新たに製造した海上自衛隊の強化プラスチック (FRP) 製の交通船 (6トン型) について、その概要を紹介する。それに入る前に現在海上自衛隊で使用されている交通船について、簡単に説明してみたいと思う。

2. 交通船の現状

海上自衛隊で交通船で最初に製造されたのは、昭和29年度であり、その保有数は現在約70隻ある。その中には木製あり、鋼製あり、船型もさまざまで、また、国産以外に米国からの供与のものも含まれている、その代表的なものは11メートル型交通船、14メートル型交通船であるが、それらの要目等を第1表に示したので参照されたい。

第1表でも示すようにこれらは竣工後約20年を経ているものもあり逐次更新している現状であるが、種類を多くすることはいろいろの面で不具合を生じるので、このような多種類の交通船を統一し、今後交通船としてどうあるべきかを検討した結果「13トン型 (甲型)」、「9トン型 (乙型)」、「8トン型 (丙)」、「6トン型 (丁型)」の4種が生まれ、第2表のような設計条件となつた。今後当分の間これから建造する交通船についてはこれによるものと考えられる。

その設計条件にもとづき設計した場合、第3表に示すような主要目となつた。従来との主な違いは

- (1) 船体の材質が木から FRP にかわつたこと。(丙型は従来どおり木製である)

- (2) 丁型でもハウス内に人員を収容することにしたこと。

- (3) 甲型以外は1軸としたこと。

- (4) 甲型、乙型は速力を up したこと。

等である。最近5カ年 (43~47年度) の交通船の建造実績は FRP 製10隻、木製16隻、鋼製1隻である。

3. 交通船 (6トン型)

以上概略を説明したが今回のテーマである交通船 (6トン型) について述べることにする。

本船は、現在各地で使用しているランチ型および LCM 型交通船が老朽化したためその更新用に建造したものである。これらの更新用に今後多数建造するならば任務にあつたものを1種類製造したほうが経済的で保守も容易、機関等の部品も互換性があり補給も容易であるということから、今回製造したタイプを決定したものである。なお、船体を FRP としたことについては

- ア. 木船を建造する船大工が急激に減つてきたこと。

- イ. 材料である木材が不足してきたこと。

等から木船は将来建造できなくなると判断されたことと、海上自衛隊で10数年前から駆潜艇、掃海艇のとう載艇に FRP ボートをもつた実績があり、その信頼性は大きいことが理由である。

- (1) 建造所 (株) 石原造船所高砂工場

- (2) 建造隻数 3隻

- (3) 竣工年月 48年3月



航行中の YF 2088 型



* 防衛庁海上幕僚監部

第1表 海上自衛隊交通船一覽表

(48.4.1 現在)

名称	船質	基準排水量 (t)	速力 (kt)	主要寸法(m)				主機	軸馬力	軸数	建造所	竣工	配属	備考
				全長	幅	深	きつ水							
交通船 1013号	木	8.0	15	12	3.0	1.5	0.5	D	160	2	横浜ヨット	30.5.10	横	
1015号	〃	5.0	12	11	2.8	1.4	0.7	〃	80	1	東造船	30.6.15	舞	
1016号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	大湊	
1017号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	呉	
1018号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	佐	
1019号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(函)大湊	
1020号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	30.6.4	(神戸)呉	
1021号	〃	11	14	13	3.6	1.6	0.6	〃	350	2	日立神奈川	39.9.30	横	
1022号	FRP	9	14	13	3.8	1.7	0.6	〃	380	1	日本飛行機	46.3.30	呉	交通船(乙型)
1023号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	280	〃	〃	47.3.10	佐	〃
1024号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	48.3.19	(江田島)呉	〃
1025号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	48.3.22	(沖繩)佐	〃
2010号	木	11	10	14	3.6	1.6	0.6	D	160	2	墨田川	29.10.30	呉	
2012号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	呉	
2013号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	29.11.30	舞	
2014号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	150	〃	〃	〃	(大村)佐	
2016号	〃	10	〃	〃	〃	〃	〃	〃	160	〃	〃	〃	佐	
2017号	〃	10	〃	〃	〃	〃	0.5	〃	〃	〃	日立神奈川	29.10.30	横	
2018号	〃	12	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	横	
2019号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	横	
2020号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	横	
2021号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(2術)横	
2022号	〃	11	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	29.11.30	大	
2023号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(函)大	
2024号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	横浜ヨット	30.6.20	横	
2025号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(館)横	
2026号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(教)舞	
2027号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	1	〃	30.5.-	(鹿)佐	
2034号	〃	8	11	11	3.2	1.9	0.9	〃	220	〃	-	-	呉	供与艇
2039号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	-	-	(1術)呉	〃
2040号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	-	-	(1術)呉	〃

交通船 2048号	鋼	22	10	17	4.2	—	0.7	D	450	2	—	—	(奄美) 佐	LCM 型
2049号	〃	〃	〃	〃	〃	—	〃	〃	〃	〃	—	—	(対馬) 佐	〃
2050号	〃	〃	〃	〃	〃	—	〃	〃	〃	〃	—	—	(下関) 佐	〃
2053号	〃	〃	〃	〃	〃	—	〃	〃	〃	〃	—	—	(1衛) 呉	〃
2057号	木	8	11	11	3.2	1.9	0.9	〃	220	1	—	—	舞	〃
2060号	〃	11	10	15	3.6	1.6	0.6	〃	160	2	石原造船	41. 3.31	(佐伯) 呉	〃
2061号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	横浜ヨット	41. 3.31	(宍波) 佐	〃
2062号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	石原造船	42. 3.25	呉	〃
2063号	〃	8	11	11	3.2	1.9	0.9	〃	220	1	—	—	(館山) 横	〃
2064号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	—	購入 36. 6.24	横	〃
2066号	〃	8.6	9	10.5	〃	1.7	0.6	〃	180	1	横浜ヨット	43. 1.31	大	LCVP 型
2067号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(由良) 呉	〃
2068号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	160	〃	〃	44. 2. 6	(父島) 横	〃
2069号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(父島) 横	〃
2070号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	180	〃	〃	44. 3. 7	(1衛) 呉	〃
2071号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(鹿) 佐	〃
2072号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	44.11.14	呉	〃
2073号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(1衛) 呉	〃
2074号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	佐	〃
2075号	〃	22	10	17	3.7	2.2	0.7	〃	400	2	吉浦造船	45. 3.31	(父島) 横	LCM 型
2076号	FRP	0.8	8	7	2.2	0.9	0.3	船外機	20	1	ヤマハ 発動機	45. 3.31	(硫黄島) 横	〃
2077号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(南鳥島) 横	〃
2078号	木	8.6	9	10.5	3.2	1.7	0.6	D	180	1	横浜ヨット	45.11.19	舞	LCVP 型
2079号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	横	〃
2080号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(徳島) 呉	〃
2081号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	大	〃
2082号	FRP	5	9	11	3.2	1.5	0.5	〃	90	1	石原造船	46. 3.31	(岩国) 呉	〃
2083号	木	8.6	〃	10.5	〃	1.7	0.6	〃	180	1	横浜ヨット	46.12.10	(沖繩) 佐	LCVP 型
2084号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	大	〃
2085号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	(1衛) 呉	〃
2086号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	47. 2.28	横	〃
2087号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	呉	〃
2088号	FRP	6	10	11	3.2	1.6	0.58	〃	135	1	石原造船	48. 3.30	横	交通船(丁型)
2089号	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	佐	〃

交通船 2090号	FRP	6	10	11	3.2	1.6	0.58	D	135	1	石原造船	48. 3.30	(下関) 佐	交船通(丁型)
2091号	木	8.6	9	10.5	3.2	1.7	0.6	〃	180	〃	横浜ヨット	41. 3 末	佐	LCVP 型

第2表 設計条件

	交通船 (13トン型)	交通船 (9トン型)	交通船 (8トン型)	交通船 (6トン型)
任 務	1.儀礼用 2.交通連絡	人員輸送	人員及び資 材の輸送	人員及び資 材の輸送
速 力	約20ノット	約14ノット	約9ノット	約10ノット
乗 員	4人	3人	2人	2人
そ の 他	1.人員約8 人の収容可 能であるこ と。 2.船型は特 官艇型と する。	人員約20人 の収容可能 であること。	1.人員約38 人の収容又 は又は資材 約4トンの とう載可能 のこと 2.船型は LCVP型と する。	人員約30人 の収容又は 資材約2ト ンのとう載 可能である こと。
	甲 型	乙 型	丙 型	丁 型

第3表 主要要目

	交通船 (13トン型)	交通船 (9トン型)	交通船 (8トン型)	交通船 (6トン型)
全 長	13.0メートル	13.0	10.5	11.0
幅	3.8メートル	3.8	3.2	3.2
深 さ	2.0メートル	1.7	1.7	1.6
排 水 量 (常 備)	約 13.5トン	約 10.5	(満) 約 11.5	約 8
速 力	約 20ノット	約 14	約 9	約 10
軸 馬 力	760 馬力	280	180	135
軸 数	2	1	1	1
乗 員	4人	3	2	2
船 質	FRP	FRP	木	FRP

(4) 任 務 人員および資材の輸送

(5) 設計条件 (1) 人員の輸送を主、資材の輸送を従とする。

(2) 人員はハウス内に収容する。収容人員は立席を含め約30人とする。

(3) 操縦席は甲板上とし、風雨から遮へいしうる構造とする。

(6) 主要目

船型 角型
船質 FRP および木
全長 11.00メートル
幅 3.20メートル

深さ 1.60メートル
排水量(常備) 7.9トン
吃水(常備) 0.56メートル
速力 10ノット
主機 型式 いすゞ D500T-MF6R 船
用ディーゼル1基

馬力 135馬力
回転数 2,600RPM

プロペラ 三翼一体型
発電機 主機駆動 450W 1基

燃料(満載) 0.30トン

乗員 2名

とう載人員 30名

(7) 主な装品

操舵装置 手動操舵一式
主 錨 ダンフォース型 15KG 1個
主 錨 索 合成繊維ロープ 18φ×50m 1条
居住設備 22人分の椅子席
救命設備 救命胴衣および救命うきわ
消火設備 一式
補 機 ビルジポンプ 1基
蓄電池 24V 175AH 1群
航海灯装置 一式
照明電灯装置 一式
電気ホーン 1台
磁気コンパス 1基

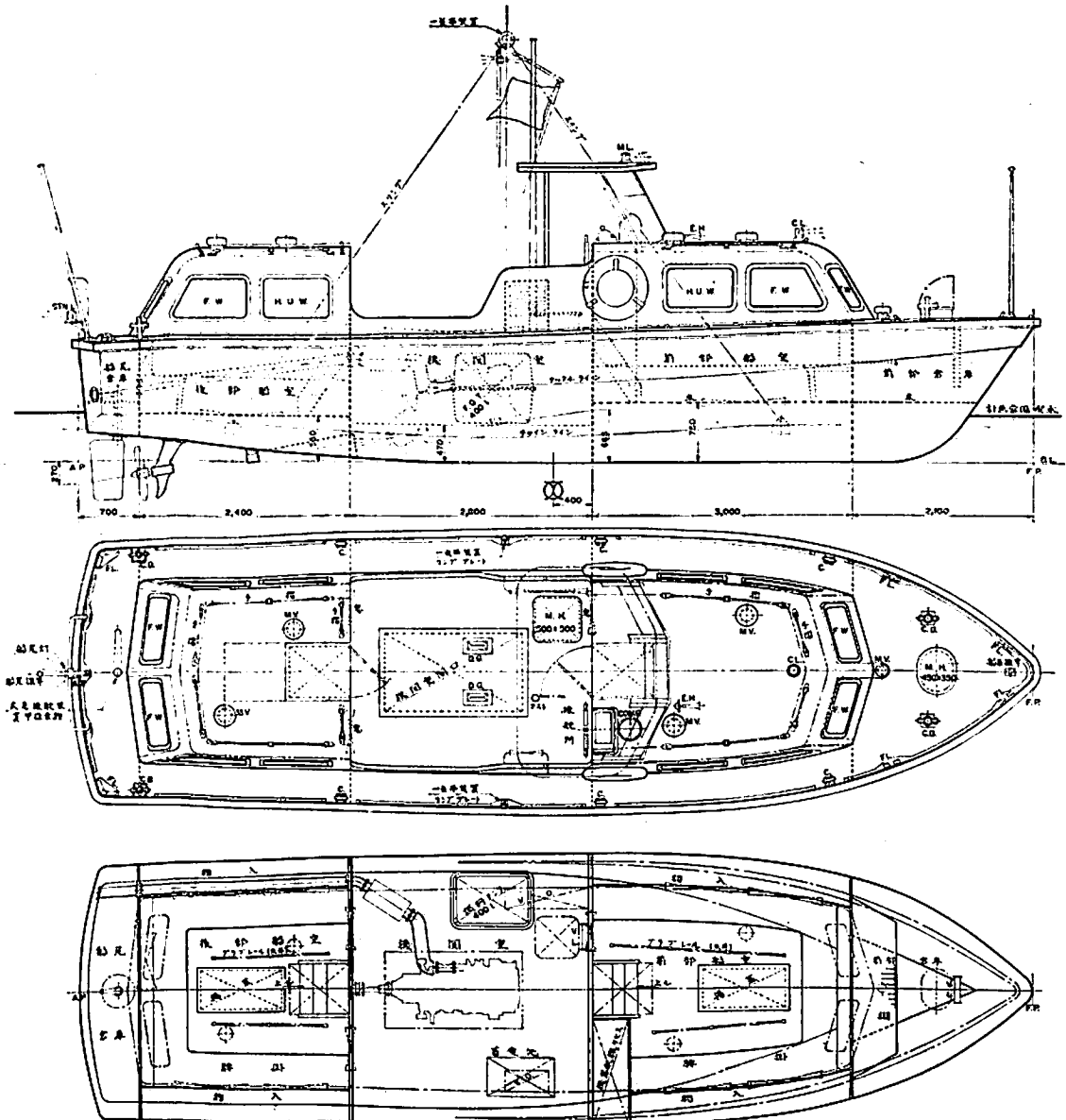
(8) 配 置

本艇の配置は、一般配置図(第1図)に示すように船首倉庫、前部船室、機械室、後部船室、後部倉庫からなり、操舵所は上甲板上に設けた。

座席は前、後部船室にそれぞれ11名分の長椅を設けた。なお、本船には装備していないが床にはプラスチックタイルを、長椅子にはクッションを、窓にはカーテンを、今後建造する交通船(6トン型)には装備する予定である。次に装品についてももう少し詳細に記すことにしたい。

係留装置として、船首部にクロスビット2個、フェアリーダー4個、クリート2個を、中央部にクリート4個を、船尾部にクロスビット2個、フェアリーダー2個を装備した。

出入口戸として、前部船室に600×1,000ミリメート



第1図 一般配置図

ルの戸(上部はあげふた式)を、後部船室の出入口として600×900ミリメートルの戸(上部は引き戸式)をそれぞれ設けた。材質は木製である。水密ハッチは船首倉庫用として350×450ミリメートルを、機械室用として500×500ミリメートルをそれぞれ設けた。これは耐食軽合金製である。

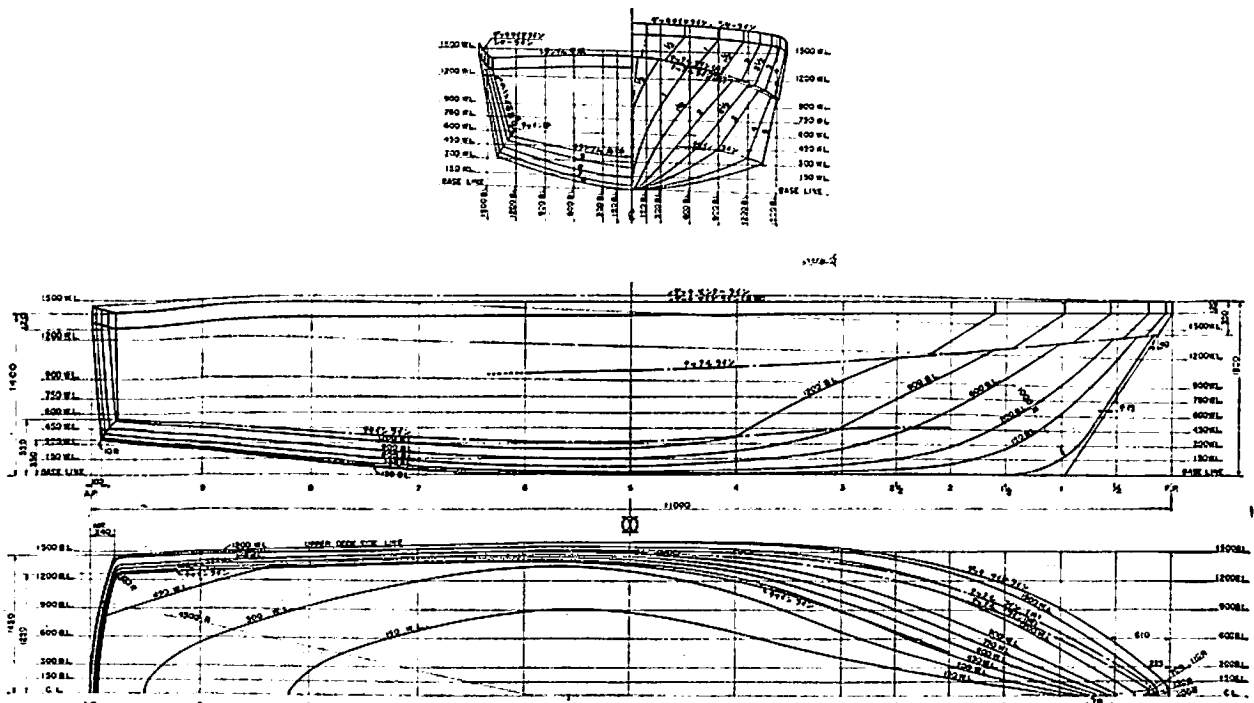
自然通風装置として、船首倉庫、前後部船室にはマッシュルーム型を、機械室にはボックス型をそれぞれ設けた。

操舵所には、操舵輪、小型磁気コンパス、主機速隔操

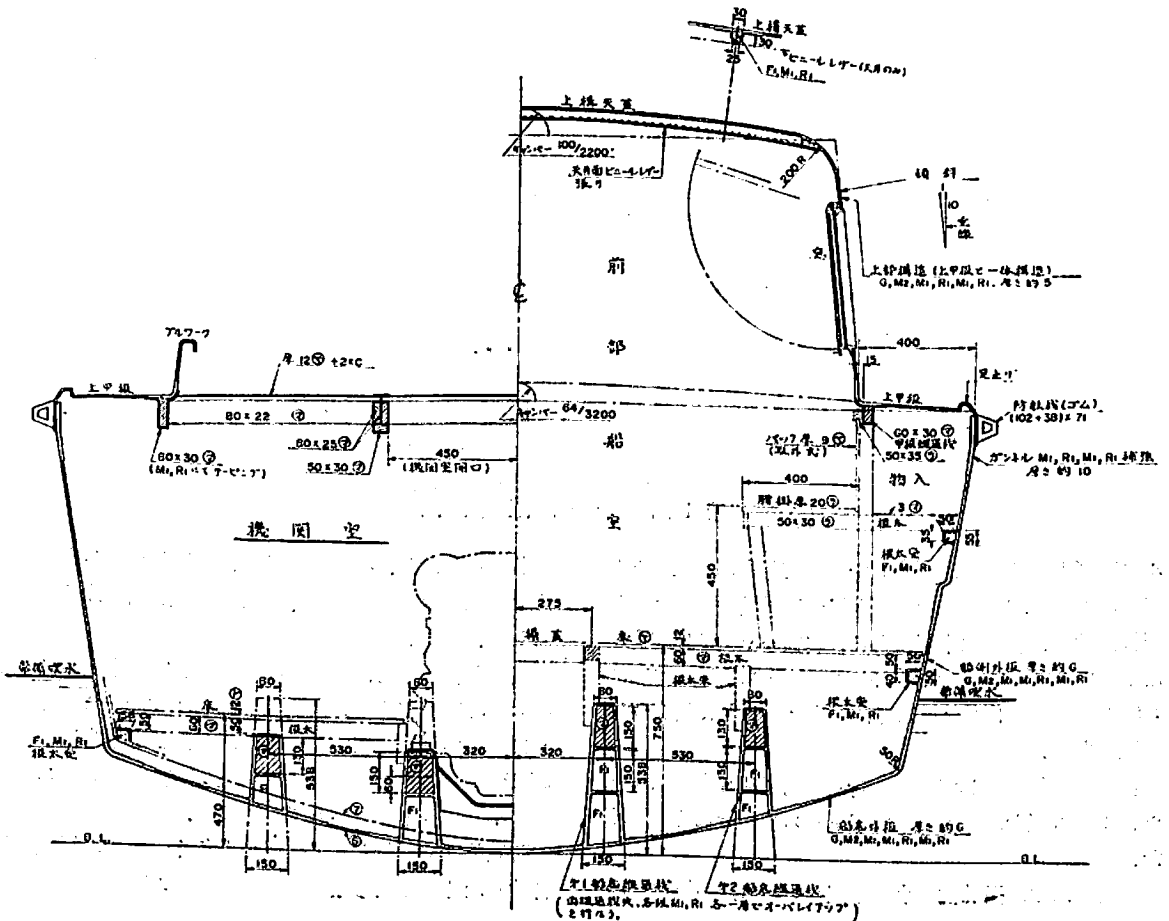
縦装置を設けた。操舵所の前面には風防ガラスを設け、上部にはFRP製天蓋を取りつけ風雨を防げるように考した。

諸室ぎ装として、各船室には長腰掛け(木製ニス仕上げ)を設けたが今後は腰掛け上面にソファを敷くようにしたいと考えている。また、床は耐水合板の上にFRPコーティングを施したが、これも今後はプラスチックタイル張りとしたと考えている。

防舷物は交通船としての任務上多くの艦船、岸壁に横付けしなくてはならないので舷側にゴム製角型防舷材を



第2図 線 図



第3図 中央 切断 図

取りつけた。

昇降装置として、船首倉庫、機械室に直立梯子（耐食軽合金製）を、前、後部船室には傾斜梯子（木製）を設けた。

スリング装置は従来の交通船では、丙型（LCVP 型）のみ装備してあるが、これは大型輸送艦（LST）にとり載できるように考慮されているもので、それ以外の船は装備していないが、本船は1点吊りのスリング装置一式を装備した。これにより上架も容易になると考えられる。

(9) 構造

本艇の構造は、中央部切断図（第3図）に示すように船底縦通材4本を通したが、ガラス繊維強化プラスチック（FRP）単板縦桁構造とし、甲板および上部構造もFRPで一体とした製造法をとった。次にその詳細を記すことにする。

ア. 外板

外板は船体外側からゲルコート、455 g/m² M, 800 g/m² R, 605 g/m² M, 800 g/m² R, 605 g/m² M, 800 g/m² R 各1層で構成した。ガラス繊維重量は4,065 g/m² で厚さは約6ミリメートルとした。

イ. 甲板および上部構造

可能な限り一体としたがその構成は外側よりゲルコート、455 M, 605 M, 800 R, 605 M, 800 R とした。ガラス繊維重量は3,265 g/m² で厚さは約5ミリメートルとした。

ウ. 船底縦通材

縦通材の芯材は比重約0.1のポリウレタンフォームとし、寸法は底部で150ミリメートル、頂部で80ミリメートルとなるようにし、ポリウレタンフォーム2段とべいまつ1段の3段重ねとする。600 M および800 R 各1層オーバーレイアップを行なった。

エ. 床構造

船首倉庫、前、後部船室には耐水合板製床板およびべいまつ製根太を設けた。

オ. 隔壁

一般配置図に示す位置に水密隔壁を設けた。隔壁板は9ミリメートル厚の耐水合板製とし、その両面にクロス各1層を積層した。なお、機械室前後の隔壁には吸音材を張った。

カ. 主機台

第1船底縦通材の上部にべいまつをおきポリウレタンフォームを包み込んだと同様な方法で固定した。その上面に鋼板製主機台を設けた。

キ. 鑄造品等

シャフトの外板貫通部にFRP製船尾管を設けた。シャフトブラケットは黄銅製とした。

黄銅製の吊下げ式半平衡舵1枚を装備した。

ク. スペリ止め

上甲板には普通スペリ止め布を貼つたり、スペリ止め塗料を塗装したりして乗員が作業に支障をきたさないようにしているが、本船にもスペリ止めを施行した。方法としてはモーターポートおよびヨット等に最近つかわれたもので型自体にレザー模様をつけておき甲板を積層すれば、型からはずした時は上甲板上にスペリ止めができ上がっているものである。これは、上甲板をFRPで製造したため利用したもので大いに期待できると考えている。

(10) 型

まえがきにも述べたようにこのタイプは将来とも多数生産する予定であり、型の保持、製品のできばえ等を考慮してFRPめす型を使用した。また、甲板および上部構造も一体のFRPめす型を使用した。

FRPめす型を作るにはまず、オス型（木製）を作らなければならない。線図より現図を描き、各部の型板および木取りを行ない、一般のオス型を製造すると同じ方法で作った。

次にそれを使つてFRPめす型を製造した。まず、完成したオス型に離型剤を塗り厚めにゲルコートを吹きつけマットを主体にして製品よりやや厚く積層し、変形保持のため主要部に鋼管等で補強を行ない、オス型より離型した。

(11) 製造法

本船の製造法としては、一般のFRP船と何らかわりのない「ハンドレイアップ法」である。型のうえにガラス繊維基材をおき、それに触媒等を調合した不飽和ポリエステル樹脂をローラ等でぬり含浸—脱泡作業を繰返し所定の厚さに達したら硬化するまでそのまま放置し、それから脱型すればできあがりである。

(12) 主要材料

ガラスマット	旭ファイバーグラス(株) CM 455
ガラスマット	旭ファイバーグラス(株) CM 605
ロービングクロス	旭ファイバーグラス(株) RH 800
ガラスクロス	旭ファイバーグラス(株) MG 252
ポリエステル樹脂	
積層用	大日本インキ化学工業(株) #8200
ゲルコート用	大日本インキ化学工業(株) 6593 G PC 950 G

イ. 公試運転

公試運転は、速力、操舵、旋回試験を行ない良好な

(13) 完成検査

ア. 復原性能等

次のとおりであり、良好な成績であつた。

第4表 復原性能

	YF 2088	YF 2089	YF 2090
常備排水量 トン	7.961	7.910	7.919
吃水メートル	0.559	0.549	0.550
K M	2.004	2.028	2.011
K G	1.171	1.140	1.113
G M	0.833	0.888	0.898
O G	0.612	0.591	0.563

第5表 重量内訳

	YF 2088
船 体	2.465 t
装 置	1.133
固 定 齊 備	0.155
航 海 光 学	0.010
機 関	1.105
電 気	0.300
一 般 齊 備	0.0032

海技入門選書

東京商船大学教授 清宮貞著

船用蒸気機関

A5判 上製 90頁 定価 230円 (〒110円)

目 次

往復機関

- 1 往復機関の型式
- 2 往復機関の理論
- 3 主要部分の構造
- 4 弁装置と逆転装置
- 5 特殊往復機関
- 6 船用往復機関の取扱法

蒸気タービン

- 1 蒸気タービンの型式
- 2 蒸気タービンの理論
- 3 蒸気タービンの構造
- 4 船用蒸気タービンの取扱法

復水装置

- 1 復水装置の概要
- 2 復水器の種類
- 3 表面復水器
- 4 空気ポンプ
- 5 循環水ポンプ
- 6 復水器の操作

成績を得た。10/10全力10.1ノットであり、操舵0°～35°は4～5秒、旋回半径は縦・横とも22メートルであつた。

4. あとがき

以上海上自衛隊の新型交通船についてその概要を簡単ではありましたが紹介いたしました。海上自衛隊の艦船の内でも小さな部類に入る交通船といえども「外観の良いもの」、「スピードのあるもの」が要求される時代となつてきたと考えられます。今回製造した交通船は速力は10ノット余りですが船型は内火艇型で従来のものに比べ変つたタイプとなつたと思つております。また、甲型が数多く製造されるようになればスピードのある外観のよい交通船が活躍する姿を見ることができるといふでしょう。今後とも皆様の御支援をお願いいたします。

おわりに、本船は、横須賀、佐世保、下関へ各1隻配属され任務についているところですが、諸者の中で機会がありましたらぜひ一度試乗されることを強く希望いたします。

海技入門選書

東京商船大学名誉教授 飯島直人 著

電波航法入門

A5版 200頁 定価 800円 (〒110円)

目 次

- 第1章 序 説——1. 電波航法の種類、2. フラウン管 3. 電波の伝播 4. 双曲線 5. 船位の誤差
- 第2章 無線方向探知機——1. 方位測定の原理 2. センズ決定法 3. ペリニトシ式ラジオメーター 4. 自動方向探知機 5. 方向探知機の誤差 6. 航法 7. 無線方位信号所の種類
- 第3章 ロラソン方式——1. ロラソンの原理 2. 時間差の測定 3. ロラソン受信器の操作部 4. 地表波と空間波 5. ロラソン=チャートおよびロラソン=テーブル 6. ロラソンの精度
- 第4章 テッカ=ナビゲータ方式——1. テッカ=ナビゲータの原理 2. デコメータ (指示器) 3. 受信装置 4. レーン校正器 5. 起動および調整 6. テッカ=チャート 7. 誤差
- 第5章 コンソル方式——1. コンソル方式の原理 2. コンソル方位の測定法 3. コンソル=チャートとビーコン局 4. 有効距離と精度
- 第6章 レーダ——1. レーダの原理 2. レーダの作動概要 3. レーダ各部の機構 4. レーダの取扱法 5. レーダの性能 6. 物標の種類によるエコーの強さと探知距離 7. 映像の妨害現象と偽像 8. レーダ航路標識とレーダ=チャート 9. レーダ航法 10. レーダ=プロットング 11. 今後のレーダ

カナダ海軍の水中翼艇「ブラドール」について

溝口清司*

まえがき

カナダ海軍は、1950年代からすでに、対潜水艦戦用として、外洋で高速を発揮する艇に水中翼船の原理を適用することが有望であることに着目し、研究を行なっていた。

この段階における最初の試作艇は、Alexander Graham Bell 博士が考案し、Casey Baldwin 氏の協力を得て発展させた Ladder foil (はしご翼) 形式(1918年に出現)に基づくものであった。1960年代になりヨーロッパでは、民間のフェリー・ボートに水中翼船が実用化されたが、これは、速力とりよう波性能において、対潜水艦戦闘には、不十分なものであった。1960年代の後半になり、水中翼船の技術水準が確かなものとなつたので、対潜水艦戦用の水中翼艇の開発が計画されたのであった。その計画は、FHE-400 と名付けられ、200トンの実験艇を設計の発注、次に、その建造の発注が、The de Havilland Aircraft of Canada Ltd. に対して行なわれた。

対潜水艦戦の主な問題は、初期の潜水艦の探知であるが、ソーナーのレンジは、海洋の面積に比べ非常に小さい。そこで、ソーナーのレンジを拡げるよりも、現在のソーナーを大量の安価で小型の艇に装備しようという考えがでてくる。FHE-400 は、このような運用構想のもとに計画されたものである。FHE-400 の艇は、その根拠となつた Bell 博士と Baldwin 氏による艇が第一次世界大戦直後にノバ・スコシアのブラドール湖で実験されたことにちなみ、ブラドールと命名された。この艇は、1969年4月に最初の翼走試験を行ない、以降1971年4月まで試運転が行なわれた。

この艇の概要及び試運転について、雑誌「HOVERING CRAFT & HYDROFOIL」1970年5月号および1972年6月号に発表されたので、これらの記事等から概要を紹介したい。

要目

総重量 215.460 t



寸法

全長	45.95 m
翼間距離	27.43 m
主翼幅	20.12 m
船体幅	6.55 m
船体深さ	4.75 m
艇体走時の喫水	7.16 m
60ノットにおける翼走喫水	2.29 m
60ノットにおける水面上船底高さ	3.20 m
(ハル・クリアランス)	

速力

翼走最大速力	平水	60 kn
	波浪中	50 kn
艇体走速力		12 kn

機関

	連続定格	最大定格
翼走用		
P&W FT 4 A-2 ガスタービン	22,000 shp	30,000 shp
艇体走用		
Paxman 16 YJCM 高速ディーゼル	2,000 shp	2,400 shp
プロペラ		
翼走用		
固定ピッチ		
スーパーキャビテーション2個		
直径	1.219 m (48 in)	
回転数最大	2,000 r/m	

* 防衛庁海上幕僚監部

艇体艇用

・KMW 可変ピッチ2個

直径 2.134 m (84 in)
回転数最大 315 r/m

居住設備	通常	最大
士官	4名	7名
下士官	4	6
科員	12	12

基本設計

翼形式は、水面貫通式であるが、シュブラマルや三菱のものとは異なつたきわめて特異なものである。特に、主翼（後翼）が下反角を有する翼端を有し、その翼端をフィン・スタビライザーのように動かして、姿勢制御を行なうところは、独特で興味を引く。推進は、主翼とそのストラットとの交点にあるプロペラによつて行なう。翼配置は、カナード配置であり、荷重分担は、後翼90%、前翼10%である。これは、追い波で航走するときの性能を良くすることをねらいとしている。

前翼は、舵として働く。ブラドールは、外洋で使用するの、風浪階級5で航走できるように意図されている。この程度の大きさの艇では、すべての外洋の波に対してプラットフォーム（波に無関係に水平に走ること）状態で航行することは、できないので、コントウアリング（波の山谷に沿つて走ること）とプラットフォームの中間の応答をするよう設計されている。

水面貫通翼は、テークオフが連続的に艇体を持ち上げつつ行なわれるため、滑走型でない船形に対しては、好都合である。カナード配置が艇体走特性の面で有利なこととして、次のことが挙げられる。

- (1) 艇体走時のりよう波性、航続距離を良くするために適した船形にすることができる。船首をファインな形状にすることができるので、波切りが良い。
- (2) 対潜水艦戦のため必要な、えい航式ソーナーおよびその関連装置の配置上、都合が良い。
- (3) 主機のような重量の大きいものを後部に配置することができるので、こられが受ける加速度が小さくてすむ。このことは、船こく強度の面で好都合である。

小型軽量の船は、小さい慣性モーメントとダンピング効果が少ないために、揺れが激しいものであるが、水中翼は、非常に大きなダンピング効果を有するので、波浪中で200トンの水面貫通型水中翼艇の運動は、3,000トンの艦の運動に匹敵することが模型試験から予想された。このため、翼の格納装置がない設計となつている。

一般配置

えい航ソーナー、武器は、後部上甲板に配置される。ソーナーの投入、揚収は、プロペラおよび翼から十分はなれて行なうことができる。船首翼があるため、投揚艦は、船尾で行なう。船首楼の形状は、空気抵抗を減少するように考慮されている。

船体構造

船体構造は、全溶接アルミニウム合金縦肋骨方式である。外板には、押出形材が採用されている。材質は、翼取付部が7075(T3)鍛造であるほかは、D54S及び5083である。

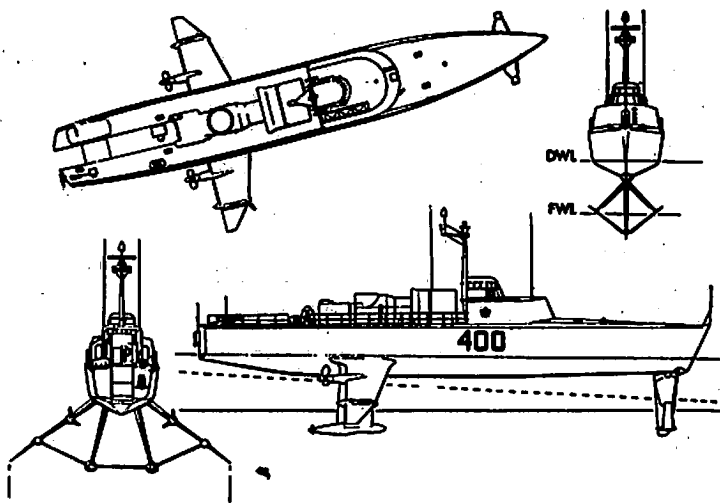
下向き溶接をできるだけ多くするため、船体は、さかさま建造で組み立てられた。

重量内訳

重量の内訳を次に示す。

	重量	百分率
船体	33.158 トン (73,100 ポンド)	15.4
翼	40.053 (88,300)	18.6
推進装置	35.290 (77,800)	16.4
機器およびぎ装	26.400 (58,200)	12.2

合計 134.901 トン (297,400 ポンド) 62.6



第1図 全体図

燃料およびペイロード	80.559トン (177,600ポンド)	37.4
全備重量	215.460トン (475,000ポンド)	100

燃料とペイロードの合計は、37.4%であるが、翼走航行の風浪階級を制限すれば、これを増加することが可能ということである。

翼の構造

非常に大きなハルクリアランスと最高速力のために、翼の応力の限界は、毎平方インチ100,000ポンド(70.3 kg/mm²)をこす値となつている。材料は、極限強さ毎平方インチ250,000ポンド(175.8 kg/mm²)をもつ18%ニッケルのマレージング鋼である。この鋼は、応力腐食と水素ぜい性に弱いために、翼は、ネオブレンでコーティングしてある。翼の前端は、取り換え可能であり、材質は、ステンレス鋼である。ただし、主翼の下反角の翼の部分は、プラスチックである。

前翼

前翼は、superventilated 断面を使用しており、上面にスポイラーを有する。これは、広範囲の迎え角、没水

量、速力において空気吸い込みが持続できるようにするためである。また、前翼は、舵と同じ動きをすることにより、操舵できるようになつている。

前翼のレーキ角は、-15°から+5°の範囲で調整可能である。操舵角は、±15°であるが、翼走時は、±5°に制限される。

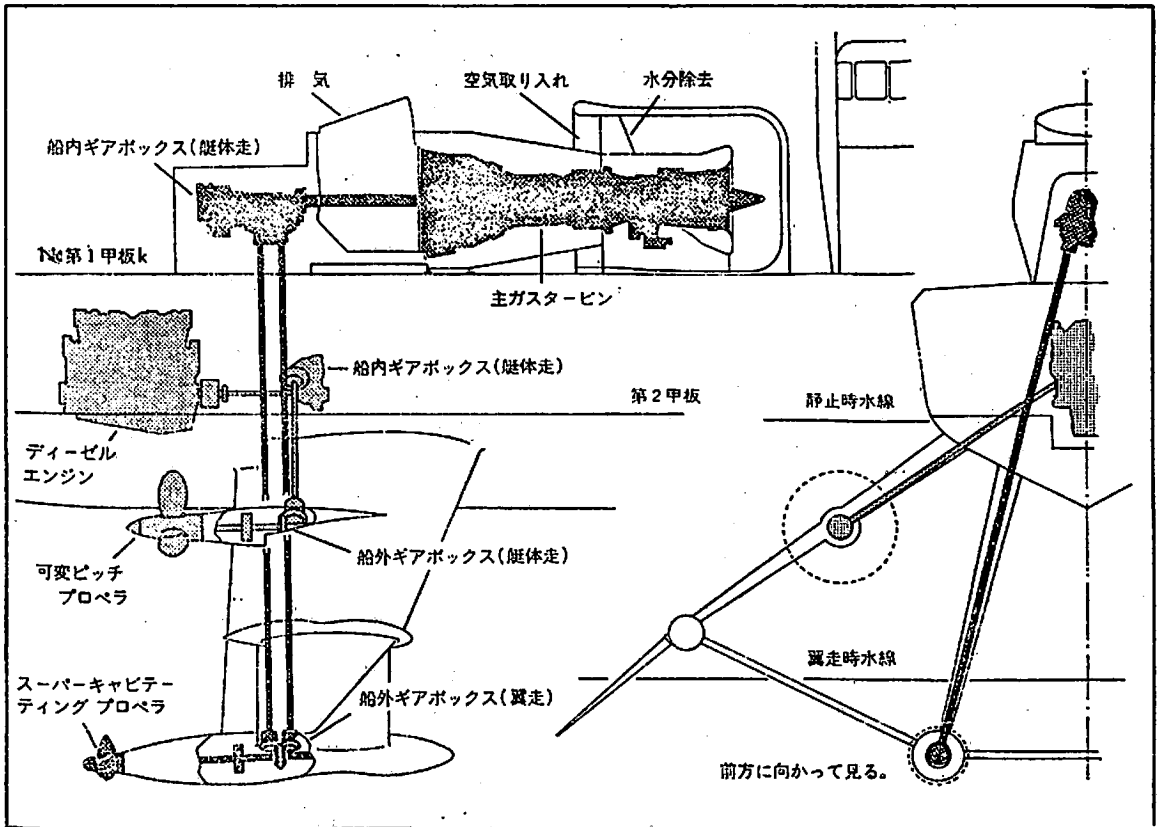
主翼

主翼は、delayed cavitation 断面を使用し、空気吸い込み防止のためのフェンスを有している。翼の両側には、上反角を有する部分と下反角を有する部分がある。

この下反角のある翼端の迎角を制御して、安定性を増加させている。この制御は、ジャイロで行なつているが、釣り合い旋回を行なうために、手動で片寄せさせることができる。

推進装置

艇体走用と翼走用に別個の推進装置を有している。艇体走用は、定格2,000 bhp, 1,500 rpm の Paxman 16 YJCM 高速ディーゼル・エンジンである。主翼の下反角の翼に軸があり、いわゆるZ-ドライブとなつている。



第2図 推進装置

リモコンのエアークラッチが下向きの軸に付いている。

翼走用主機は、航空機用から転用された型の Pratt and Whitney FT 4 A-2 ガスタービンで、連続定格は、3,600 rpm で 22,000 shp となっている。主軸が通るストラットは、薄くする必要があるので、下向きの軸は、二本にすることによって細くしている。

試運転

試運転は、次の3つの分野に分けて計画された。

(1) 「学理的」試運転 (“Scientific” trials)

設計上の予測との関連において、性能の評価を行なう。

(2) 「技術的」試運転 (“Technical” trials)

機械、装置、部品の評価を行なう。

(3) 「運用」試運転 (“Operational” trials)

操縦術、使い易さ、居住性に関する評価を行なう。

ブラドールは、初期の受領試験において、平水最高速度 63 ノットを達成したが、いくつかの故障が発生し、小改造が行なわれた。

最も重大な故障は、主翼の水平翼に発生したクラックである。原因は、試験開始前に海水が翼の内部にもれ、それが溶接部及びその近辺の腐食亀裂を招いたものと推定されている。このため、翼は、再設計され、試運転速度は、安全をとつて、平水中 50 ノット、風浪階級 5 において 45 ノット（当初の目標は、50 ノット）に制限された。

艇体走試験

艇体走試験は、平水から風浪階級 6 までの海面状態で行なわれた。平水速度は、13.75 ノットであつた。波浪中の速度は、風浪階級 5 で約 12.5 ノット、風浪階級 6 で 8 ノットである。向い波における上下加速度は、風浪階級約 5 において、船首で平方平均 0.11 g、船尾で同 0.075 g、風浪階級 6 において、船首で 0.18 g、船尾で 0.1 g である。左右加速度は、横波に近づくにつれ、わずかに増加し、風浪階級 5 において、operations room（船橋楼の前部）で平方平均 0.05 g、重心位置（主翼つけ根の前端付近）で同 0.027 g となっている。

ピッチおよびロールの平方平均値は、それぞれ 1° ~ 2° および 1° ~ 1.5° の間で変化する。これらの値をみると、質量の大きな翼によるダンピング効果が大きいことがわかる。また、どの方向の波においても、スラミングは、発生しない。

艇体走における操縦性能

船首翼を操舵することと、左右のプロペラのスラストを変えることの組合せにより、きわめて良好な操舵性能を有している。

船体停止は、12 ノットの速度から 2 艇身ででき、停止したときは、1 艇身で方向転換が可能である。旋回圏は、ほぼ、速度に無関係である。旋回率は、6 ノットから 12 ノットまでで、毎秒 1.2° から 3° の間で変化する。12 ノットにおける最大の旋回率では、主翼の下反角のある翼端の制御を働かせるときは、約 5° 外側へ傾き、制御を切れば、約 10° に傾きが増加する。

波浪中における旋回も、全く問題はない。

翼走試験

船首翼のレーキ角を変化させると、離水速度が変わる。この艇の最低離水速度は、22 ノットであるが、最もなめらかな離水をするのは、レーキ角を -9° にして、離水速度をもう少し上げたときであつた。

重心位置は、性能に敏感に影響し、重心が後翼から前方に翼間距離の 10% の位置にあるときに比べ、12% になつたときの所要馬力は 12~13% の増加をみている。

速度は、風浪階級 4 および 5 において約 40 ノットに達している。

波浪中の上下加速度は、波に対し針路が 45° のときが最も大きく、 180° （追い波）のときが最も小さい。左右加速度は、波の方向にほとんど関係ないが、横波のときが、わずかに大きい。

風浪階級 5 速度約 40 ノットにおいて、船首の上下加速度の平方平均値は 0.22 g、operations room の左右加速度の平方平均値は、0.05 g である。

ロールは横波のときに、ピッチは追い波のときに最大になり、風浪階級 5 速度約 40 ノットにおいて、それぞれ平方平均 2.1° および 1.5° になっている。

翼走運動のスペクトル解析には、垂直運動において、船体の垂直方向の曲げの固有振動数に関係があると認められるエネルギーのかたまりが存在しているということである。

風浪階級 5 における翼走の感じは、航空機が乱気流の中を飛行している感じに似ているということである。

翼走時の操縦性能

旋回は、半自動約り合い旋回又は水平旋回で行なわれた。旋回率は、速度が上がるにつれて増加し、平水で、35 ノットで毎秒 4° 、45 ノットで毎秒 7° 、50 ノットで毎秒 8.5° であつた。風浪階級 5 では、40 ノットにおいて毎秒 3.5° であつた。

姿勢制御

姿勢制御は、ヨー・レート、ロール・レート及びロール角を入力として制御を行なっている。さらに、船首翼を操舵して、針路を一定に保つ機能も有している。

制御を切つても、艇は、安定を失うことはなかつた。このことは、風浪階級3の向い波及び追い波における離水、40ノットの翼走着水において確認されている。

運用に関連すること

カナダ海軍の他の艦艇との合同作戦に参加して、占位保持、補給等の試験が行なわれた。12ノットにおける補給船との補給訓練は、容易であつたが、速力が18ノットになると、ブラドールの離水速力に近いので、補給は可能であるが望ましくないということがわかつた。このことから、通常の軍艦の基準速力とかけはなれた速力における行動を設定することは、避けるべきであることがわかつた。

反省

ブラドールは、水面貫通翼艇としては、おそらく、最高水準を行くものであろうが、それだけに、設計は、複雑すぎるように見える。この点について、前記の HOVERING CRAFT & HYDROFOIL 誌1972年6月号では、要約すると、次のようなことが述べられている。

設計速力は、平水で50ノット、風浪階級5で45ノットに下げた方がよいこと。

そうすれば、キャビテーション制限からのがれられ、翼およびプロペラの設計が容易になる。翼構造の設計応力は、毎平方インチ60,000ポンド以下にした方がよいこと。そうすれば、材料の選択の範囲が広がる。

また、全備重量に対する武装重量の割合および武装重量に対する相対的な価格は、速力が50ノットから60ノットに上昇するにつれ、急激に条件が悪くなるという傾向があることがわかつた。

水面貫通翼と全没翼の比較

カナダ海軍が全没翼でなく水面貫通翼を選んだのは、任務から翼走の時間が短かく、艇体走の時間が長いと考えられるので、艇体走における良いりよう波性能と乗り心持を重視しているからだということである。前記の記事にある見解よれば、翼形式は、いずれかが、すべての点で他より優れているとは云えず、次のような比較が行なわれている。

- (1) 全没翼は、乗り心持が良いが、極端に荒い海面では、安定性に疑問がある。このような海面に対しては、予備の翼面積を有する水面貫通翼の方に潜在的可能性がある。
- (2) 全没翼は、翼重量が小さく、かつ、格納が容易である。
- (3) 固定式の水面貫通翼は、艇体走におけるりよう波性能が良い。
- (4) 全没翼は、自動姿勢制御装置が必要であるが、水面貫通翼は、それがなくても固有の復原力を有する。
- (5) 水面貫通翼は、翼走速力範囲が広い。

最近の事情

ブラドールは、技術的には、きわめて高い水準に到達し、成功したものと思われるが、伝えられるところによると、1971年の後半に少なくとも5年間モスボールされることが決定されたということである。ブラドールの開発には、5,250万ドルが費やされ、保管には、さらに100万ドルを要するが、生産艇の段階へ進むには、さらに2,000万ドル必要であるということである。このため、優先順位の観点から、この艇の原計画は、中断されることになつたようである。

水中翼の軍用艇は、米国において数隻が建造されたにもかかわらず、いずれも戦闘艦にはならず、各種の試験、乗員の訓練に使われているのみである。近い将来に出現するものとして、米海軍のPHMがあるが、要目については、不明である。このように、軍用の水中翼艇は、まだ、開発途上にあると考えられ、水中翼艇の利点が軍用として、どのように評価されることになるのか、興味深い。

参考文献

- (1) M.C. EAMES and E.A. JONES: "HMCS Bras D'Or-An Open Ocean Hydrofoil Ship" HOVERING CRAFT & HYDROFOILS MAY 1970.
- (2) M.C. EAMES and T.G. DRUMMOND: "HMCS Bras d'Or-Sea Trials and Future Prospects" HOVERING CRAFT & HYDROFOILS JUNE, 1972.
- (3) JANE'S SURFACE SKIMMERS, Hovercraft and Hydrofoils 1672~73.

FRP 船設計における構造的諸問題

広 郡 洋 祐*

(その1)

1. 序

造船界における強化プラスチック (FRP) の応用は、今や舟艇から船の領域へと広がっている。

これまでの FRP 艇は半経験則に沿って拡大されてきたが、さらに今以上の大型船の船計は、低弾性異方性複合材料という FRP の材料特性、設計経験の不足、既成船に帰属する供給データの皆無といったことから、もはや経験則のみに頼れぬ時期に達しており、FRP 船はその本源から検討し、設計されねばならず、いわゆる Design Philosophy の確立を要している。

1972年10月、英国 RINA の FRP 船構造シンポジウムにて、C.S. Smith により発表された、450 ton 級 FRP 掃海艇 WILTON の建造実績を基とした論文、「Structural Problems in the Design of GRP Ships」は、正に大型 FRP 船の構造設計理論確立の一助として有意なものと思われ、ここにその論文概要を紹介する。

本論文においては、単板 FRP 船の設計に必然的に包括される構造上の諸問題として、次の5項目を提起している。

- 波浪誘導荷重、並びに他の荷重形態の評価
- 構造性能に影響を及ぼす材料特性
- 構造解析
- 局部、全面座屈の特性
- 構造接手の設計

以下、この5項目に沿って本論文概要を記述する。

2. 荷重の評価

荷重条件設定に際し、一考を要する問題点としては次のものが上げられる。

2-1 波浪誘導荷重

今日、規則、不規則波中の船体運動及び荷重の評価には、線形ストリップ理論、線形重畳理論を基とした理論式、及びコンピュータプログラムが用いられ、WILTON 並びに他の FRP 掃海艇の設計においても、船体運動、縦、横曲げ、振り、圧力分布等の推測値を得るためにこれ等の理論式が用いられている。

しかしながら、波スペクトルの信頼し得る推定、波の生成の理論的解析法が未だ取り得ず、線形性の仮定が浅吃水船での極端な応答においては不適であることから、純

然たる理論式による波浪荷重の推定は困難である。この非線形性は、190 ft FRP 船に対する中央断面曲げモーメント応答係数の Lloyds Resister プログラム LR 2570、並びに静的バランスプログラムによる解より、また、フリゲート、駆逐艦、並びにコンテナ船での有効荷重計測により、すでに確認され、過大な応答の予測における線形理論の有効性に疑問を投げかけている。

信頼し得る波浪データ、確立された応答解析理論の欠除の中で、波浪荷重評価の最も信頼し得る手法は、就役している船での直接的な応力測定であるが、アルミフレーム、矢羽根張り木外板の既成沿岸掃海艇における直接的な波浪荷重計測は、実質的には木外板も有効断面係数の一助となりながらも、その分担範囲が不明瞭なことから、計測応力とハルガーダ曲げモーメントとの相関関係を確証し得ないため実行不可能とされており、FRP 船設計での波浪荷重の設定は、重要な問題となつている。

2-2 波浪誘導振動荷重

FRP 掃海艇の設計に際しては、その低応力レベルから、また、そのずんぐりとした船型から、波浪による振動励起が起りそうなレンジの外にあることが認知されたが、より長くより高い応力を受ける FRP 船殻での波浪誘導振動は重要な問題となり得る。

2-3 スラミング水圧

FRP 掃海艇設計におけるスラミング水圧は、鋼製フリゲートにおけるスラミングダメージの解析データから設定されたが、鋼と FRP 船底パネルの動的応答特性の違いから不正確なものとなり、過大な安全率を要するに至っている。

2-4 入渠、船台荷重

ドック荷重の理論的評価は、ドック盤木の芯出し、剛性の変動性等により精度が保証され得ず、支持状態の技術的判定によることとなる。過大なドック荷重により FRP 船に生ずる損傷は、鋼船の場合よりも容易ならぬものとすべきである。また、錨泊荷重は係船制御、フェンダ防禦の方法に依存し、ドック荷重よりも更に予測し難い。

2-5 温度誘引応力及びたわみ

空気と海水との温度差により FRP 船に誘引されるたわみ及びひずみは、膨張係数がほぼ等しい鋼船の場合と

* 防衛庁技術研究本部

同程度のもとなるが、WR（ロービングクロス）の低弾性率性から、その応力は鋼船の場合よりも低いものとなる。

2-6 爆発荷重

水中爆発に対する船殻ガーダの急激応答は理論式により正確に計算し得るが、防撓外板の局部的応答は衝撃波の伝播、船殻と水との相関作用等の点から解析困難であり、外板の層間剝離、フレーム、隔壁、並びに他の内部コンポーネントの外板からの剝離を引起す衝撃波の反射等の特性解明の的確な方法もまだ採り得ない。このためFRP掃海艇の開発には機関部等の3次元船体断面を供試体とする爆発荷重下の防撓板のシステムチックな試験が必要とされている。

3. 材料特性

WILTONにて選定され、長さ100ft以上の他のFRP船にても最適な材料として採用されているFRPのタイプは、E-ガラス・ロービングクロスとポリエステル樹脂による積層である。E-ガラスは主にその実質的な低コストの点で、また、ポリエステルもエポキシ樹脂に比べ低コスト、工作容易の点で選定されている。

3-1 単板対サンドウィッチ構造

小型船へのサンドウィッチ材の利用は、単板構造よりも単位重量あたりの非常に大きな外殻たわみ剛性、並びにそのことによるフレームの減少といった理論的利点を活し成功をみているが、掃海艇構造でのサンドウィッチ材不採用の主な理由は爆発荷重下での強度不足であった。

大型船におけるサンドウィッチ材の更に重要な欠点としては、接着の不完全さ、引張り応力が接着内層面を横切ることによるコアと外皮間の局部剝離の危険性、検査及び修理のむずかしさ、サンドウィッチ内の吸水、移水の危険性等が上げられる。

3-2 弾性特性の評価

FRP積層材の低弾性特性は、弾性座屈及び過度のたわみ等への対策を要し、効果的な船舶設計に支障をきたし、また、設計は積層強度よりも積層係数に左右され、弾性特性の注意深い評価を必要としている。一考を要すファクターとしては、高い引張り応力下での繊維と樹脂間の接着の部分的欠損による白化、高温及び水中長期浸漬による剛性の損失が上げられる。

3-3 積層強度

弾性率とは異なり、積層強さは純然たる理論的手段にては正確に予測出来ず、高温効果、長期浸漬の評価を含

む系統試験により確定されねばならず、また、弾性特性に関しては試験データのバラツキの統計的限界の明示が望まれる。FRP積層材における材料破損判定条件としては、Von-Miseの等方性降伏条件の直交異方性材料への修正を行つた次式が上げられる。

$$\frac{\sigma_x^2}{X^2} - \left(\frac{1}{X^2} + \frac{1}{Y^2} - \frac{1}{Z^2} \right) \sigma_x \sigma_y + \frac{\sigma_y^2}{Y^2} + \frac{Z_{xy}^2}{T^2} \geq 1 \dots\dots\dots(1)$$

ここで σ_x , σ_y 並びに Z_{xy} は内層面方向応力及び剪断応力、X, Y, T は独立した方向、剪断強さに相当し、Z は板厚方向の方向強度成分である。

3-4 疲労強度

湿状態下での早期の疲労による樹脂クラック並びに繊維剝離が、含水、積層の強度及び剛性の損失といった結果に至ること、並びに高応力部における母材の疲労破損等には設計時に充分の考慮を払わねばならぬと同時に、FRP船での重要な疲労破損は構造接手に生じるらしく、そのため建造接手に対応する供試体での疲労試験が最優先されるべきである。

3-5 クリープ効果

クリープ効果は応力が40% UTSをこえず、温度が25°Cをこえぬ場合には構造コンポーネントの設計にて無視し得る。長期継続荷重（静的ハルガーダ曲げ、入渠荷重、並びに主機又は艀装の搭載荷重等を含む）を受け、また、高温（例えば熱帯の太陽に曝される甲板、機関部におけるホットスポット）を同時に受ける構造コンポーネントに対しては、最大変形の評価、縮小荷重分担能力に適するクリープ曲線を考慮すべきである。

3-6 衝撃強さ

理想状態下でのFRP積層板は、対応する鋼及びアルミ板の10~15倍の衝撃エネルギーの吸収が可能である。層間の引張り及び剪断強度の低さ、延性の不足、接着の脆弱性から、建造されたFRP構造は、大容量のエネルギーが塑性変形によりごく自然に吸収される場合には、対応する鋼及びアルミ構造よりも小さな衝撃強度を有することとなる。また、面に垂直な衝撃荷重下では、FRP積層板は層間剪断並びに外部に作用する板厚方向引張り応力により生ずる剝離によつて破損することとなる。衝撃荷重下での複合FRP構造の強度は、母材強度よりも継手の性能に、より強く左右される。

4. 構造解析

通常の鋼船設計は、しばしば直接的、間接的に同型船の寸法を基に、ほとんど構造解析をすることなく行われ

るが、新しいタイプの船を設計する場合には、このアプローチは明らかに不可能であり、FRP 船設計の場合には次の目的で注意深い構造計算を必要とする。

- a. 過大な変形が起らず、又どの位置においても方向、剪断応力が式(1)の破損判定条件を超えぬことを確保する。
- b. 座屈計算に用いる応力分布の推測
- c. 構造接手にて伝達される曲げモーメント、方向、剪断応力の評価

鋼船設計と同様に、FRP 設計での多くの問題は単純梁、板理論の応用により解決されるが、安全かつ有効な新しい FRP 船の設計には有限要素法の応用を要し、FRP 構造の解析ではバランスした積層板を扱う場合でさえ、材料異方性の形象の修正をなすことが望ましいが、現存する有限要素プログラムのあるものでは等方性材料特性が仮定されねばならず、その等方性弾性係数の設定には充分の注意が払われねばならない。

ハット型フレーム防撓板に対する正確な組合せ平板及び有限要素の計算は、フレームの曲げ、ねじり、並びに剪断を梁理論により十分に明示し得る。また、ハット型フレームのねじり剛性は格子及び3次元外殻の解析にて示されるべきであり、フレームと囲まれた外板の一部分との閉鎖断面に対する Bredt の式的应用により正確に推定し得る。

190 ft 単板 FRP 船殻の縦、横肋骨方式のミッドシップセクションを Fig. 1, 2 に、また横隔壁間のミッドシップ

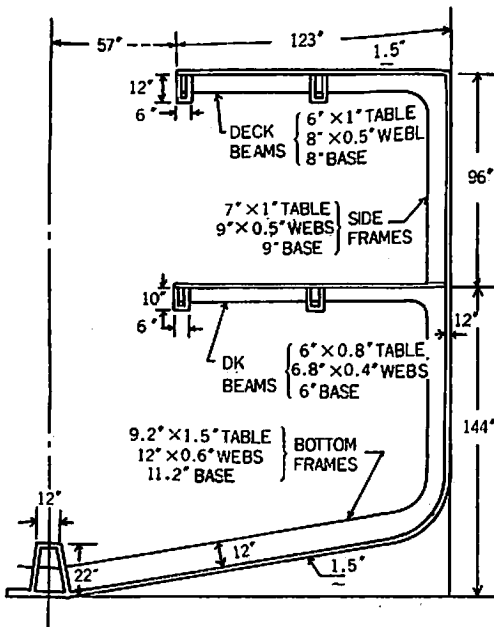


Fig. 1 横肋骨構造方式

区画の横肋骨船殻の有限要素仮想図を Fig. 3 に示す。この仮想図においては、外板及び隔壁板は直交異方性薄膜ひずみ剛性の三角形及び四辺形の平板要素により示され、キールウェブは平板要素の連なり及び梁要素のラインによるキール頂板として示されている。また、隔壁垂直スチフナ、フレーム及びガードは、適当なたわみ性、ねじれ性、並びに軸剛性を持たせて梁として扱われ、梁曲げ剛性はスチフナ間隔の75~100%の範囲での有効幅を仮定して評価された。また、バランスした WR 積層板は、構造物のいたる所で、縦方向及び横方向のヤング係数を $E_x = E_y = 2 \times 10^6 \text{ psi}$ 、剪断定数を $G_{xy} = 0.5 \times 10^6 \text{ psi}$ 、ポアソン比を $\mu_{xy} = 0.13$ と仮定した。

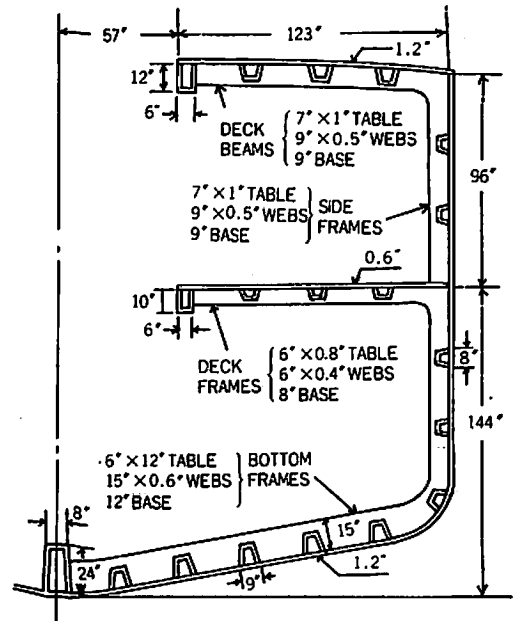


Fig. 2 縦肋骨構造方式

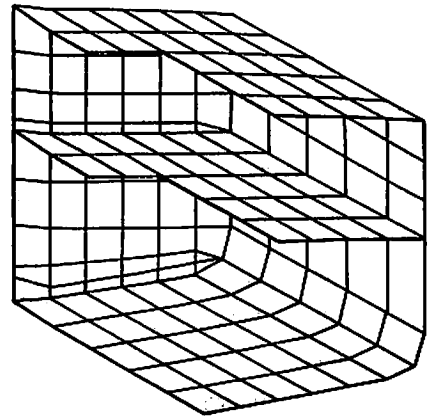


Fig. 3 中央部区画有限要素仮想図

——— LOAD CONDITION 1 (HYDROSTATIC LOAD)
 - - - - - LOAD CONDITION 2 (DOCKING LOAD)
 ······ LOAD CONDITION 3 (BEATHING LOAD)

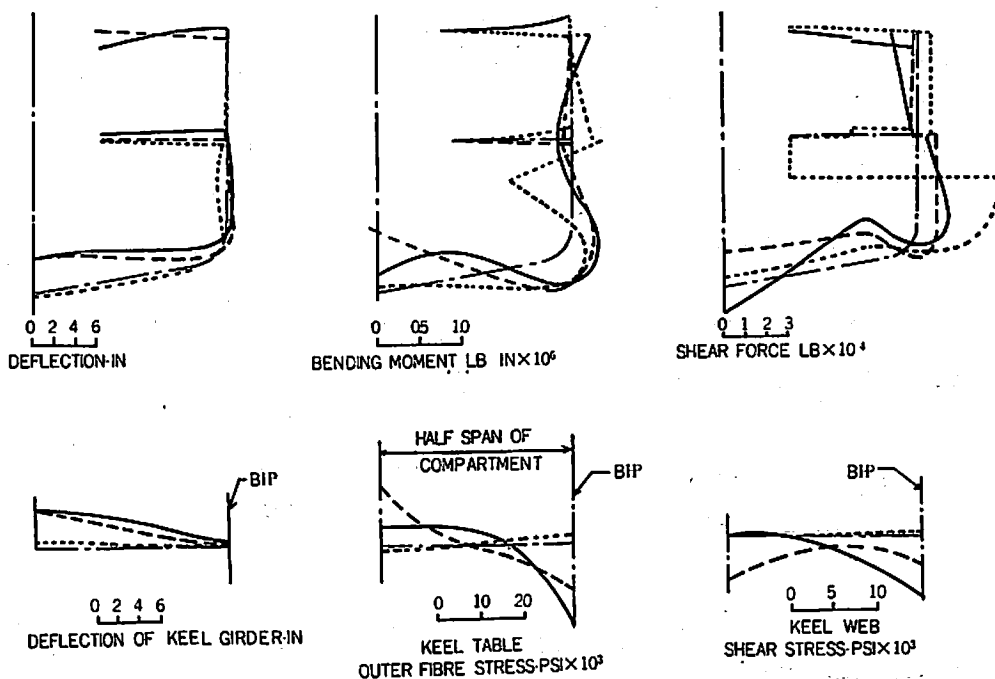


Fig. 4 横肋骨船殻有限要素解

Fig. 3 に示された仮想構造の解は、下記の荷重状態で、SESAM プログラム NV 331 を用いて得られ、その結果を Fig. 4 に示す。

- (i) デッキ端上にて静水圧ヘッド 8 ft
- (ii) 長さ中央キール上での集中ドック荷重 180 ton
- (iii) ベースライン上 9 ft 部分の、長さ中心にて船側に水平方向に働く、対称的に配分された集中錨泊荷重 90 ton

Fig. 4 に見る如く、静水圧並びにドック荷重により生ずる非常に大きな変形には注意せねばならず、このオーダーでの変形は機関部区画にては受入れ難く、その対策としては、キール及びフレームの深さの増加、並びにたわみ剛性増加のためのハットメンバーの頂部における一方向繊維補強の組み込み等がある。注意深い解析を要する附加荷重状態としては、ハルガーダの縦曲げ、隔壁下部（集中荷重が材料破壊もしくは座屈を引起す、外板に密着した部分）等での入渠及び錨泊荷重、浸水荷重、並びに集中質量及び構造物自重により生じる静及び慣性荷重が含まれ、これ等は設定された変形限界と材料破壊条件との比較、並びに座屈計算及び接合設計にて考慮すべきであろう。なお、Fig. 3 に示す仮想図はハッチコー

ナー及び他の構造的不連続における応力集中の推定に備えて十分に扱われたものでなく、この目的に対しては、より正確な有限要素解析が必要である。

5. 座屈問題

FRP の船殻設計においては、剪断と連成される一軸もしくは二軸圧縮下での甲板、隔壁、船側外板並びに船底外板等を構成する防撓板の、局部もしくは全面座屈といった形態を採り得る弾性不安定の注意深い考察が払われねばならない。また、壊滅的破壊が理論的限界値よりも低い応力にて生ずる様な座屈特性については、特に注意を要す。

5-1 横肋骨船殻

Fig. 5 に示すようなハット型フレームにより横方向に防撓され、縦方向に一定圧縮応力 σ_x を受ける代表的な船底、甲板パネルの低弾性座屈は、Fig. 6 に示された座屈形態の中の1つをとり、単純周辺支持、 $y=0, B$ と仮定すると、その座屈特性は組合せ平板法を用いて正確に照査し得る。

Fig. 6-a に示すように、Type-1 フレーム間座屈における座屈応力は、スパン b_1, b_2 での外板のたわみ剛

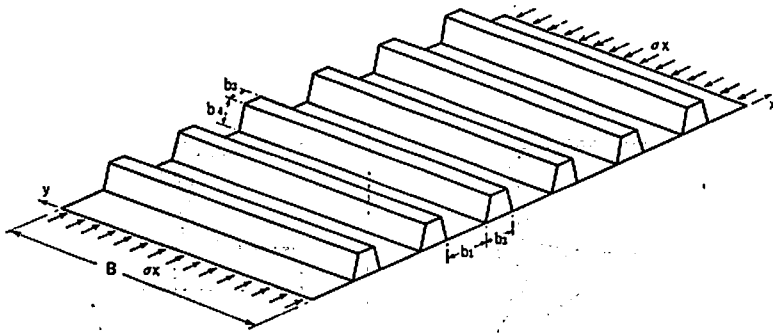


Fig. 5 二軸圧縮下の代表的防撓パネル

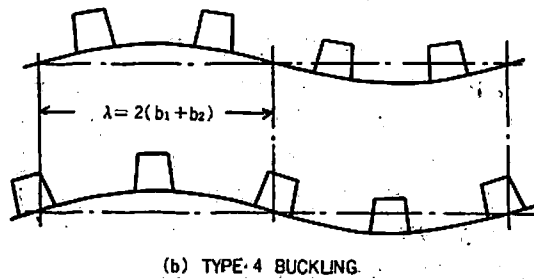
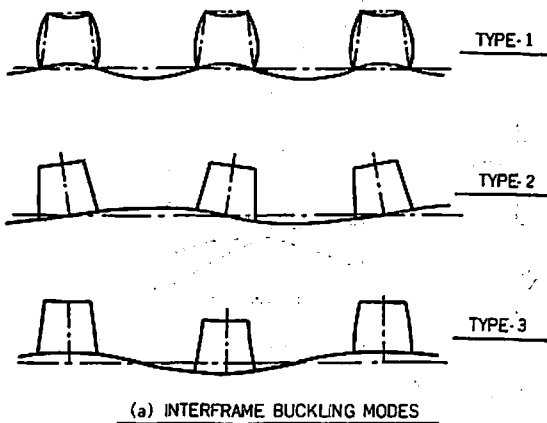


Fig. 6 横肋骨パネルにおける座屈の局部形状

性 D_x , 並びにフレーム面のたわみ剛性に依存し, スパン B がフレーム間隔 $(b_1 + b_2)$ に大きく左右されることから横方向外板剛性 D_y , スパン B , 並びに $y=0, B$ における周辺条件とは関係ない.

Type-2 座屈での座屈応力は, フレームのたわみ剛性と共に, D_x, b_1, b_2 に依存し, スパン B に応じやすい. また, Type-3 には, 外板の座屈及び曲げは, フレーム間隔に等しい $1/2$ 波長のモード, 並びにフレーム中

央に非対称な面と共にフレーム間の外板に働く膜剪断と連成されたフレームの全体的なたわみ剛性により形付けられる.

FRP フレームの接合は通常, フランジによるが, フランジが曲げに有効に働くと仮定すれば, 約 15% のフレーム間座屈応力の増加を見るが, 通常の設計目標に対しては, 局部座屈へのフランジの影響は無視するほうが良い.

$1/2$ 波長, λ が 2 フレーム間隔に等しい場合における不安定性座屈状態を Fig. 6 (b) に示す. 座屈のこのような, また他の可能な形態の見落とし防止には, 設計の最終段階前に, 区画全長にわたる組合せ平板, もしくは有限要素解析を行うことが望ましい.

座屈特性の見積りにおいては, 横荷重下でのキールを含むディーブガーダの曲げにより生ずる外板及び甲板での第二義的な圧縮の計算, 横方向圧縮応力の影響に関する見積りがなされるべきであり, 二軸圧縮下での座屈の正確な評価は組合せ平板プログラムによつてなされ得るが, 船底並びに甲板構造における 2 次的, 横方向の圧縮応力の信頼し得る推定は, 有限要素解析でなければ得られないということを銘記すべきである.

一例として Fig 2 の横肋骨船殻での座屈応力概算値を表 1a, 1b に示す.

この結果によれば, キールとビルジ間中央への縦方向ガーダの導入が, 船底構造の最低座屈応力を引上げるに

表 1 横肋骨船殻局部座屈応力

(a) Bottom Structure

Form of Buckling	Folded-Plate Solution	Approx Solution Ref. 32	Error in Approx Solution
Type-1	12520	12380	-1.1
Type-2	7635	7530	-1.4
Type-3	5010	5150	+2.8
Type-4	6500	—	—

(b) Upper Deck Structure

Form of Buckling	Folded-Plate Solution	Approx Solution Ref. 32	Error in Approx Solution
Type-1	13520	11900	-12
Type-2	11330	10400	-8.2
Type-3	>20000	>20000	—
Type-4	>20000	—	—

足ると言えるが、もし何らかの理由でこれ等ガーダの導入が受入れられないとすれば、座屈応力を許容レベルに引上げるためには外板厚さ並びにフレーム寸法の増加が必要となる。

表 Ib に示すように、横肋骨甲板への縦方向ガーダの導入により局部座屈発生応力レベルは高くなるが、この種の甲板構造における座屈応力は区画全長にわたる1つもしくはそれ以上の半波形式に座屈する全面的な不安定性によつて引き起こされ得る。一様な矩形格子に対しては、直交異方性材料を用いて全面座屈応力の正確な推定が得られるが、甲板が非定常であるか、大きなハッチ開口の様な幾何学的不規則性を有する場合には、その全面座屈の的確な評価は、

(a) 格子メンバーにおける不安定性圧縮荷重分布を設定するための甲板の予備的平面応力解析

(b) 非定常圧縮状態下の座屈荷重並びに座屈形態を確定するための有限要素格子座屈解析

を必要とする。

甲板における全面座屈応力(区画長さ中央における平均値)、並びにその形態を Fig. 7 (a) に示す。全面座屈応力は、梁およびガーダの剛性増加、柱の導入、小隔壁、エンジンケーシング、デッキハウスといった二義的構造部材の防撓効果に頼ること等のいずれかにより引上げることが可能であり、WILTON 設計において、その

必要性が立証された様に、この最後の対策が用いられる場合には、この問題は初期の段階にて確認されるべきであり、また、この二義的構造物は十分な強度、剛性並びに全面甲板座屈を防止するのに有効な接手強度を持たせて設計されるべきである。

5-2 縦肋骨船殻

横肋骨スパンLが縦方向ガーダスパン (b₁+b₂) より大きい場合の縦肋骨船殻の局部不安定性は、通常

(a) 縦方向ガーダが接触する外板と共に、スパンLにわたる単半波形式に座屈する単純柱状座屈

(b) 外板及び縦方向ガーダの側壁を形作る積層帯板が、スパンLにわたる数節の半波形式に座屈するパネル座屈

のいずれかによつて生じる。

柱状座屈応力は次式を用いて概略的に推定し得る。

$$\sigma_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{AL^2} \left/ \left(1 + \frac{\pi^2 EI}{L^2 GA_s} \right) \right. \dots\dots\dots (2)$$

ここで、EI は仮定された外板有効幅でのガーダたわみ剛性、A は外板帯板に接合されたガーダの全方形面積、GA_s はガーダウェブの面積に等しくとられる A_s での剪断剛性である。

また、パネル座屈応力は、直効異方性帯板に関する式

$$\sigma_{CR} = \frac{\pi^2}{n b^2} \left(K_1 D_{xy} + K_2 \sqrt{D_x D_y} \right) \dots\dots\dots (3)$$

を用いて確定出来、ここで、D_x、D_y はたわみ剛性、D_{xy} = μ_x D_y + G_{xy} h³ /6 は積層板単位幅あたりのねじり剛性である。

柱状及びパネル不安定性の適確な評価は組合せ平板解析により可能であり、1例として Fig. 2 に示された縦肋骨の船底、甲板構造に対して計算された局部座屈応力概算値を表 II に示す。

縦肋骨船殻の局部不安定性はしばしば全面座屈形状により始められ、その上甲板構造の全面座屈の応力及び形態

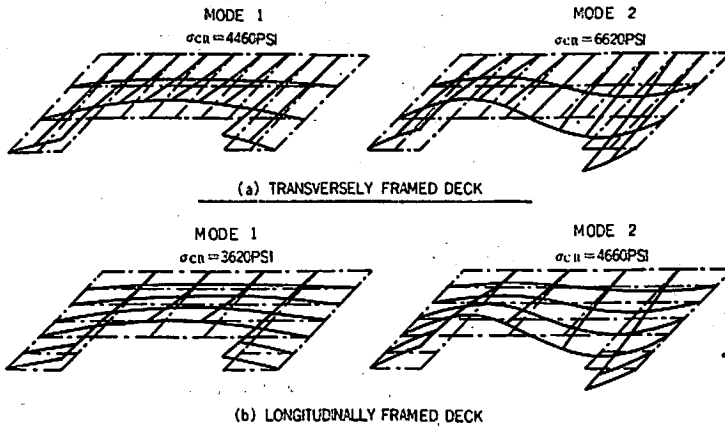


Fig. 7 甲板格子の全面座屈

表 II 縦肋骨船殻局部座屈応力 (psi)

	"Column" Buckling (n=1)		"Panel" Buckling		
	Folded Plate	Equation (2)	Folded Plate	Equation (3) k ₁ =k ₂ =2.0	Equation (3) k ₁ =2.4 k ₂ =4.6
Bottom Structure	32130	33100	22660 (n=4)	16900	31700
Upper Deck	20310	18900	22910 (n=4)	16800	31400

を Fig. 7 (b) に示す。船底構造の全面座屈は Fig. 8 に描かれるように、組合せ平板法を用いて簡単、かつ効果的に考えることが出来る。この解析にては Fig. 2 に示された直交対角線状に防撓された船底、船側、並びに甲板のパネルが適切なたわみ及び膜剛性の直交異方性平板により明示され、キール及びハッチサイドガードが梁として論じられ、単純支持は区画の端部に仮定されて

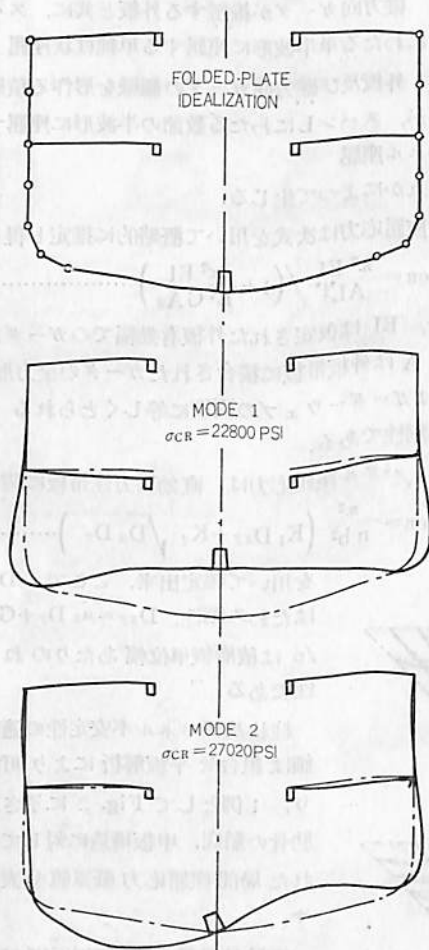


Fig. 8 縦肋骨船殻、ホギング状態における全面座屈

表 III 縦肋骨船殻船底構造座屈応力 (psi)

n	Symmetric Modes	Antisymmetric Modes
1	22800	56090
2	29000	27020
3	35560	30100

おり、縦方向応力の分配はハルガードに作用するホギングモーメントに対応する上甲板での引張りと船底での圧縮とに仮定されている。又、座屈荷重を船底外板の圧縮応力の平均値として表 III に示す。

5-3 剪断座屈

ハット型フレーム、ガードといった構造部材の設計には、剪断、もしくは連成方向剪断応力下での座屈に対する注意深い評価がなされねばならない。大きな剪断応力は Fig. 2 に示す様な隔壁と接するキールガードの端部、キールに接する横肋骨、並びにドック、船台及び他の集中荷重の作用点に生じ、有効剪断応力も又、横隔壁及び船側外板に発生する。局部剪断座屈応力は通常、単純支持直交異方性帯板の式を用いて十分に推定出来、スチフナウェブの場合には帯板の幅 b はウェブの深さに等しくとられ、フレーム間パネル座屈の場合には $b = b_1$ の仮定が不確かなことから b は $b_1 + b_2$ に等しくとられるべきである。連成方向剪断応力下での座屈は適当な相関函数を用いて試算出来、又、防撓パネルの全面剪断座屈は有限矩形直交異方性平板の式を適切に用いて試算しうるが、剪断応力分布並びに防撓パネルにおける剪断不安定性のより注意深い評価には有限要素座屈解析の応用が必要とされる。

理論的には弾性剪断座屈が破損を起すことなく克服出来るとはいえ、積層板のポスト座屈性能、並びにより重要な接着接手についての不確実性の観点から、剪断座屈はポスト座屈強度の直接的な実験的証明が可能な場合のみ許容されるべきであり、また、そのような証明が可能な場合には剪断座屈に対する妥当な安全率が備えられるべきである。(未完)

「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知らせいたします。

頒価 400円(〒150)

FRP 製 7.9 メートルとう載艇の落下試験 について

鈴木 幸 雄*

1. ま え が き

海上自衛隊で使用している 7.9 メートルとう載艇は、その船体の材質を木製からガラス繊維強化プラスチック (FRP) 製に変更したのが昭和 45 年度であり、すでに約 20 隻が製造されている。この艇の落下試験は、頭初機会がなく、各方面から実施するよう要望があり、今回実現したので、ここにその概要を紹介する。

本艇は護衛艦等にとう載する内火艇で海上自衛隊には概ね 70 隻がある。このうち大部分は木製であり、時代のすう勢から FRP 製に切りかえつつある段階で、これらは年 5 隻ずつ更新すると仮定して 8~10 年後には全艇が FRP 製になるであろう。

なお、とう載艇としては、この他に 11 メートル型、6 メートル型、4.5 メートル型、3.6 メートル型がある。

2. 7.9 メートルとう載艇の概要

本船の主要要目は次のとおりである。

船 型	角底型
全 長	7.90 メートル
幅 度	2.23 メートル
深 さ	1.00 メートル
排水量(満載)	4.20 トン
吃 水	0.54 メートル
主 機	三菱 4DQ 11M-2 型 25 馬力
定 員	25 名

一般配置図は第 1 図、中切断面図は第 2 図に示すとおりである。本艇の詳細は「船舶」46 年 11 月号に紹介されているので、参照されたい。

2. 試験の概要

本艇の落下試験は、昭和 48 年 2 月 14 日 (株) 石原造船所高砂工場の岸壁で行なわれた。48 年 3 月 (株) 石原造船所で製造、海上自衛隊に引渡された 4 隻のうちの 1 隻である。

(1) 試験の目的

艇を海面上 3 m の高さから海面へ落下させ、水面衝撃時のひずみおよび加速度を計測し、本艇の耐衝撃性を調査するを目的とする。

(2) 試験方法

完成された艇体から、主機その他の破損のおそれのあるもの、取外し可能な装品および備品を撤去し、それに相当するバラスト (砂袋) をとう載した。吊上状態排

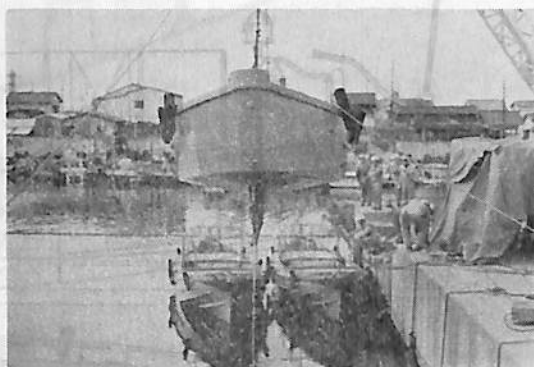


写真 1 落 下 前



写真 2 落 下 途 中

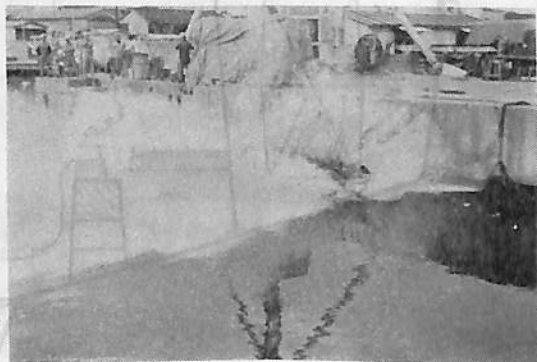


写真 3 着 水

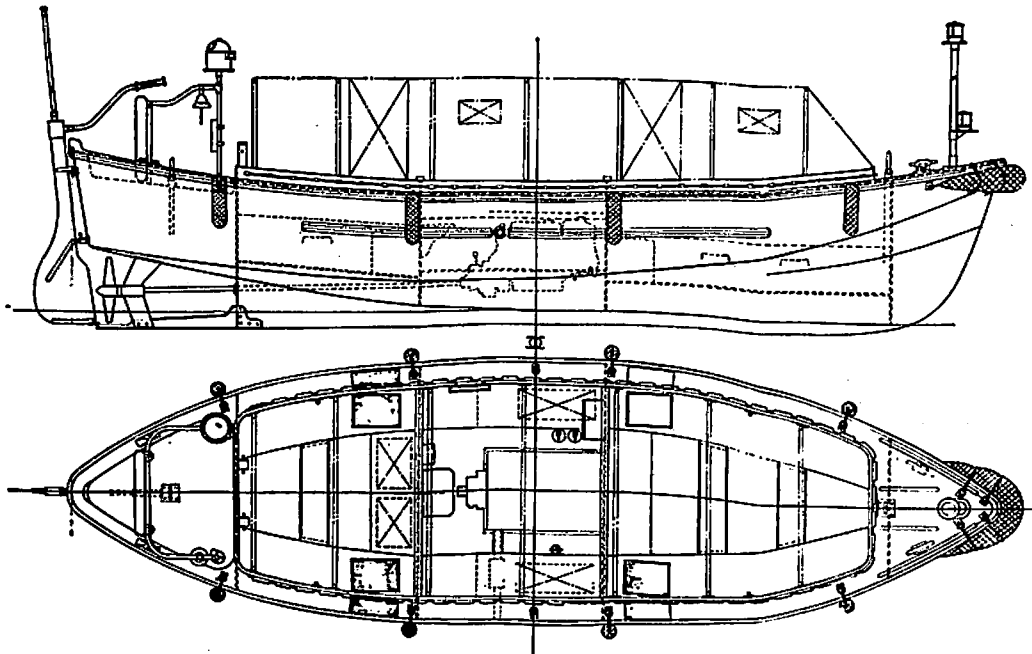
* 防衛庁海上幕僚監部

水量は、2.409トン（これは、完成軽荷状態に、燃料、主機内水油、備品を満載、乗船者3名を加えた状態）である。

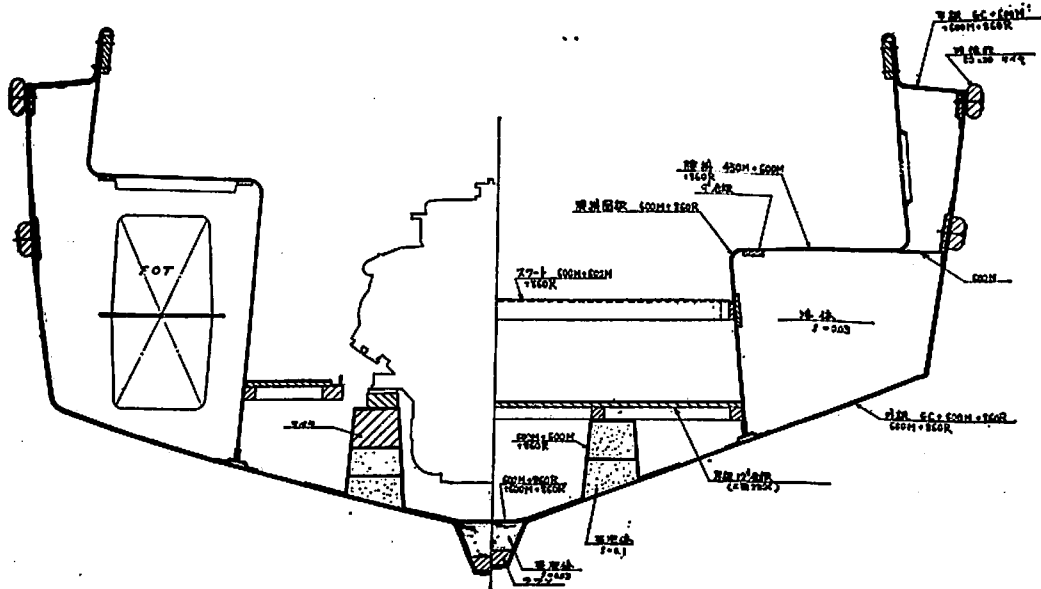
計測器の取付は、第3図のとおり艇中央部外板内側に艇の縦方向および横方向に抵抗線ひずみゲージを接着した。加速度計は中央部キール上面に固定した。それらと動的ひずみ測定器および直記式電磁オシログラフとを4心シールド線を用いて接続した。

(3) 試験経過

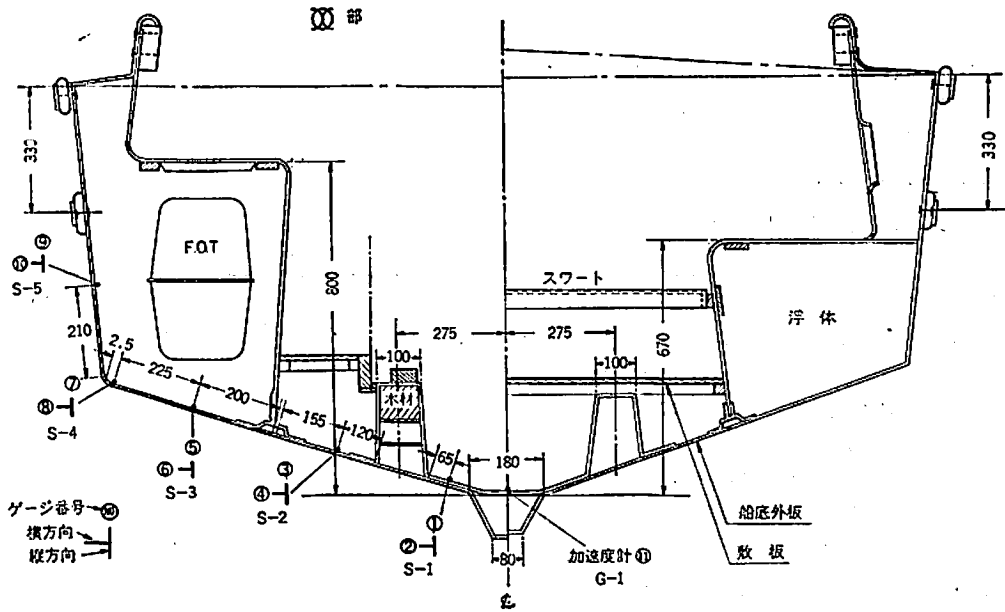
この試験は、運輸省船舶技術研究所大阪支所の職員および石原造船所の職員により行なわれた。艇を吊り上げたクレーンは、陸上から操作のできる離脱装置を設け、艇の吊り金物を利用して1点吊りとした。諸準備完了後、艇を水面上3mの高さに吊り上げ（艇より3mの位置にマークした紐で確認）、合図により急激に離脱し落下させた。また、合図と同時に各計器を作動させ所定



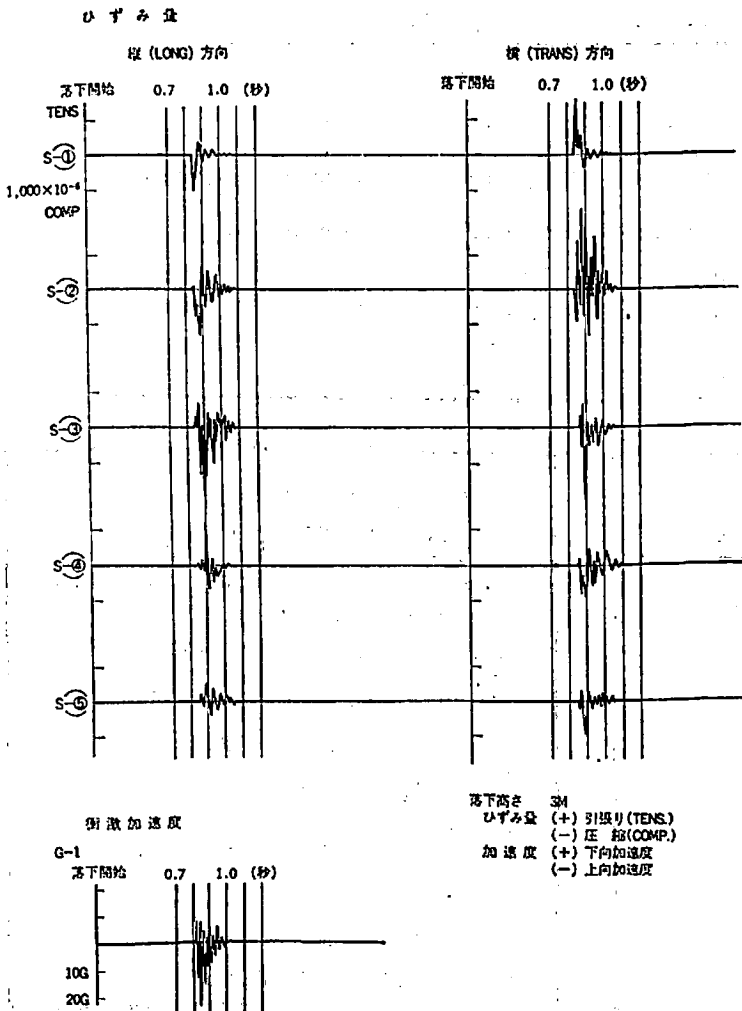
第1図 一般配置図



第2図 中央切断図



第3図 ゲージ配置図



第4図 ひずみおよび衝撃加速度オシログラム

の計測を行なった。

(3) 試験結果

直記式電磁オシログラムに記録されたひずみオシログラムおよび衝撃加速度のオシログラムを第4図に示す。オシログラムは縦軸にひずみと加速度を、横軸に時間を示してあり、ひずみは引張り (TENS) を+、圧縮 (COMP) を-、加速度は、下向き加速度を+、上向き加速度を-で示した。時間は吊り下げ金具より離脱した時点として記録した。

船体はほとんど水平に落下し着水した。落下時の音についてはそれほど大きいとは思われなかつたが、しぶきが四方へ飛び散り艇体が一瞬見えなくなつた位である。

離脱より着水までの時間は約0.8秒であつた。

最大ひずみは船底外板のほぼ中央付近に発生し、縦方向 -1.868×10^{-6} (S-3)、横方向 2.438×10^{-6} (S-2) を記録し、衝撃加速度は 23 G を記録した。

ひずみ量の最大値をオシログラムから読み取つたものを第1表に示す。各計測点の最大ひずみ量により2軸合成による各点の応力を計算した結果を表わした。

試験終了後、陸上げて艇の内外を点

検したところ、胴掛けの船体との取付部の白化および燃料タンクの取付台の二次接着部が剝離した他は異状なく船体強度に及ぼす影響はないものと考えられる。なお、この損傷箇所は手直した。

4. あとがき

以上簡単に7.9メートルとう載艇の落下試験について紹介したが、FRP製のとう載艇、救命ボートの場合一船にその設計、工作の確認に用いられる試験方法として落下試験は広く行なわれている。海上自衛隊では、過去に6メートル型（FRP製）について実施した実績があり、今回が2回目である。

高さ3mからの落下試験は、本艇の使用状態において、これ以上の苛酷な状態はないと考えられ、落下試験において計測された最大応力 3.15 kg/mm^2 は第2表の本艇の材料の強さに対して、かなり低い値を示し、本艇の構造は十分な強度があることを示している。この試験

の結果が良好であつたため、FRP船に対する信頼性が一層深まつたものとする。これからも7.9メートルとう載艇を機会あるごとに使用されることを望むものである。

第1表 最大ひずみ量と応力

計測点	縦方向 (Long. 方向)		横方向 (Trans. 方向)	
	ひずみ量 $\times 10^{-6}$	応力 kg/mm^2	ひずみ量 $\times 10^{-6}$	応力 kg/mm^2
S-①	-993	-0.528	1,663	1.588
S-②	-1,527	-0.859	2,438	2.300
S-③	-1,868	-3.020	-2,032	-3.150
S-④	1,318	1.228	-866	-0.513
S-⑤	535	0.276	-917	-0.880

+は引張り、-は圧縮を示す。
 弾性率 $E=1,060 \text{ kg/mm}^2$
 ポアソン比 $\nu=0.33$ とした。

第2表 材料試験成績

項目	要求値		実艇(平均値)	
	外板	甲板	外板	甲板
曲げ強さ (フラットワイズ)	19 kg/mm^2	18 kg/mm^2	26.0 kg/mm^2	25.3 kg/mm^2
曲げ弾性率 (フラットワイズ)	約 $1,000 \text{ kg/mm}^2$	約 $1,000 \text{ kg/mm}^2$	$1,060 \text{ kg/mm}^2$	$1,100 \text{ kg/mm}^2$
引張り強さ	16 kg/mm^2	15 kg/mm^2	17.2 kg/mm^2	16.3 kg/mm^2
引張り弾性率	約 $1,000 \text{ kg/mm}^2$	約 $1,000 \text{ kg/mm}^2$	$1,248 \text{ kg/mm}^2$	$1,127 \text{ kg/mm}^2$
空洞率	約 3%	約 3%	0.98%	1.34%
樹脂含有率	52~62%	54~62%	59.3%	60.1%

海技入門選書

東京商船大学教授 米田謙次郎著

操船と応急

A5判上製 130頁 定価 470円 (送110円)

目次

I 操船の基礎

- 第1章 錨の使用法
- 第2章 舵の作用と操舵号令
- 第3章 推進器の作用
- 第4章 速力と惰力
- 第5章 操船に影響する外力

II 操船実務

- 第6章 出入港・港内操船
- 第7章 特殊操船
- 第8章 荒天操船
- 第9章 海難と応急処置

海技入門選書

東京商船大学助教授 中島保可著

船舶運航要務

A5判上製 170頁 オフセット色刷挿入
 定価 300円 (送110円)

甲板部、機関部をはじめ通信その他全般にわたり、全乗組員の実務上心得べき事項を集録した必読の書である。

目次

- 第1章 職別
- 第2章 当直
- 第3章 部署および操練
- 第4章 船舶の検査・入渠および修理
- 第5章 日誌
- 第6章 番号
- 第7章 船灯
- 第8章 信号器具
- 第9章 船内衛生および救急医療

吸気加熱方式を用いた低圧縮比 高過給機関の開発

阪神内燃機工業株式会社

1. ま え が き

ディーゼル機関の高性能化をはかるためには、正味平均有効圧力を高めることが適当であるが、これにともなう、シリンダ内最高圧力も上昇し、機関各部の強度を高める必要を生じ、平均有効圧力引上げの効果が減殺される。これを防ぐ一方法として、当社は、さきに2段噴射燃焼方式を開発して、所期の成果を収めることができたが、このたび、最も簡単で原始的な方法として、機関の圧縮比を下げることで、シリンダ内最高圧力の値を変えずに、出力を増大させる方法を試験することとした。

しかし、この場合は、当然の帰結として、始動困難、低負荷時の燃焼不良などの問題を生じるため、機関始動時には吸気を加熱し、機関が正常運転にはいけば、加熱を自動的に停止させることとし、信頼性と耐久性に富んだ吸気加熱装置とその自動装置の開発を中心として、これらを組み込んだ低圧縮比高過給機関を試作することとした。

この開発は、昭和46年度および昭和47年度の2カ年にわたる日本船用機器開発協会の補助事業として行なわれた。すなわち、昭和46年度は、吸気加熱の方式なら

びに加熱装置の開発に主力を置き、あわせて、圧縮比を低下させた場合の機関性能の確認を行ない、昭和47年度は、この成果を平均有効圧力 15.6 kg/cm² の低速実用機関に適用して、圧縮比を現在の12.5より9.5に低下させることによつて、シリンダ内最高圧力は90 kg/cm² のままで、平均有効圧力を19.4 kg/cm² まで高めるための試験を行なつた。その際、吸気加熱装置には安全装置を設けるのは勿論のこと、取扱いに負担をかけることのないように、ハンドル操作は従来の機関と変わらず、点火・消火の操作は、負荷に応じて自動的に作動させる、ワンハンドルの遠隔操縦装置をあわせて開発したので、その概要につき報告する。

2. 低圧縮比機関の性能推定

開発の対象とした機関の主要目、ならびに、計画値を表-1に示す。本機関は低速4サイクル直接逆転式機関であつて、高過給化のために、シリンダカバーの弁配置は当社独特の3弁式の構造を採用している。すなわち、燃料弁をある一定量だけシリンダ中心から偏移させることによつて、1個の弁箱付き大径排気弁の装着を可能にし、その弁面積を十分大きくすると同時に、吸気弁は2個とし、かつ、弁座をじか付けとすることによつて、その弁面積を排気弁のそれよりもさらに大きくして、通常の4弁式機関と同程度の性能を得、しかも、取扱いを容易にすることを特徴としている。

図-1は機関の横断面図、写真-1はその外観を示す。簡単のために、吸入・排出の行程を無視した筒内理論サイクルを想定して、概略の傾向と出力上昇の度合いを推定する。

表-1 機関主要目ならびに計画値

		改造前	改造後
圧縮比		12.5	9.5
機関型式		水冷4サイクルトランクピストン型	
シリンダ数		6	
シリンダ径	mm	320	
ストローク	mm	510	
回転数	rpm	340	
出力	PS	1450	1800
正味平均有効圧力	kg/cm ²	15.6	19.4
シリンダ内最高圧力	kg/cm ²	90	90
吸気圧力	kg/cm ²	1.30	2.20
過給機型式		VTR 250	VTR 320
機関全長	mm	5287	
機関全高	mm	2512	
機関全幅	mm	1766	
機関重量	ton	24.0	

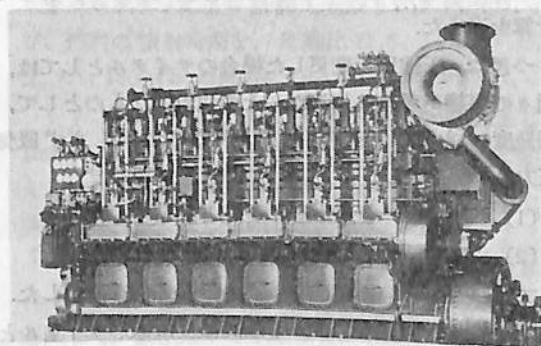


写真1 機関外観

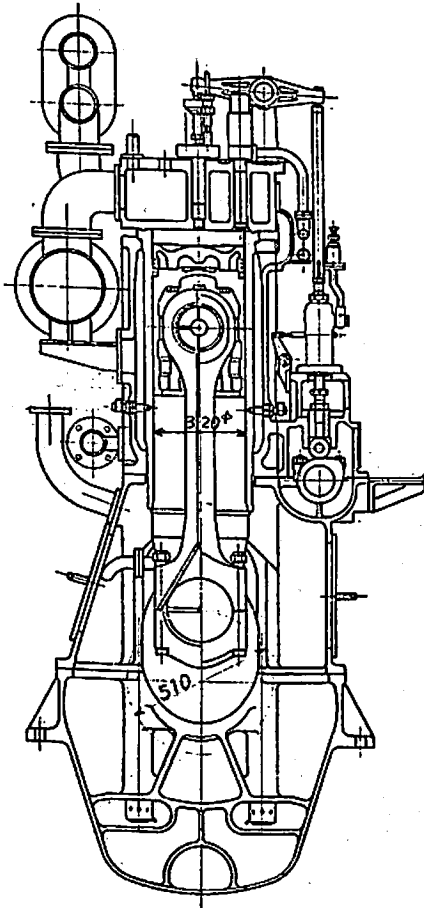


図1 機関横断面図

まず、本機関の要目に合わせて、圧縮比 12.5、シリンダ内最高圧力 90 kg/cm²、吸気圧力 2.3 kg/cm² abs.、吸気温度 40°C として、正味平均有効圧力 p_e が 15.6 kg/cm² となるよう、爆発度 ρ 、等圧度 σ を決定して、これを原形サイクルとした。その際、実測の指圧線図を参考として、圧縮ポリトロープ指数 $m_c=1.33$ 、膨張ポリトロープ指数 $m_e=1.22$ 、線図係数 $\eta_g=92\%$ として計算を進めた。

つぎに、圧縮比を変更した場合のサイクルとしては、種々の形態が考えられるが、その代表的なものとして、爆発度 ρ を原形サイクルと同じになるよう、まず吸気圧力 p_1 を設定し

- (1) 等圧度 σ を原形サイクルと同じとした場合
 - (2) 空気過剰率を原形サイクルと同じとした場合
- の二つの場合について、サイクルの特性値を計算した。(2) の場合は、サイクルの最高温度は原形サイクルとほぼ等しくなるが、膨張終温が原形サイクルよりやや高

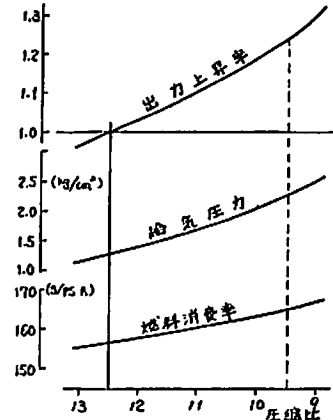


図2 圧縮比低下と出力上昇率

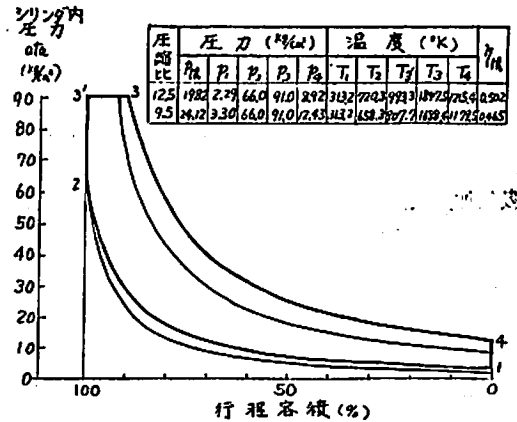


図3 圧縮比を変更した場合の理論指圧線図

くなるので、ディーゼル機関のごとく、排気温度によって、出力を制限する機関においては、むしろ、(1) の等圧度を一定としたサイクルのほうが、実際に近いと考えられる。

等圧度 σ を原形サイクルと同じとした場合について、サイクル特性値を計算し、出力上昇率と燃料消費率および給気圧力の変化を求めると図-2のごとくなる。この図から、圧縮比を 12.5 から 9.5 に下げることによって、出力は約 25% 増加できることがわかる。

等圧度を同じくした場合のサイクル特性値と理論指圧線図を図-3に示すが、この場合は、サイクル各部の温度はすべて原形サイクルより低くなるので、燃焼室各部の熱負荷は、ほとんど原形サイクルと変わらないものと推定される。ただ、膨張終圧 p_4 が原形サイクルより高くなるので、実機製作にあたっては、排気弁の助弁機構は補強する必要がある。

圧縮比を低下して出力を上昇すると、サイクルの効率

は低下するが、一方、爆発圧力が同じであるため、摩擦損失の増加がないこと、冷却損失の割合が大幅に減ずること、燃焼室の形状がよくなり良好な燃焼が期待できることなどを勘案すると、燃料消費率の悪化はかなり回復できるものと推定される。

3. 低圧縮比機関の性能

まず、圧縮比を正規どおり 12.5 とし、出力 1450 PS、正味平均有効圧力 15.6 kg/cm² とした場合の機関性能を確認し、これを基準性能とした。ついで、ピストン上部の容積を変更して、圧縮比を 9.5 に低下させ、シリンダ内最高圧力 90 kg/cm² はそのままにおさえて、出力

1800 PS、正味平均有効圧力 19.4 kg/cm² を目標として、性能向上試験を行なったが、基準性能とはほぼ同一の排気温度、燃料消費率を得ることができた。

3.1 低圧縮比における運転性能

図-4 に低圧縮比機関の性能を基準性能と比較して示すが、船用負荷の全力時の出力を、それぞれ 4/4 とし、重ね合わせて図示した。また、主なる性能値の比較を表-2 に示す。

目標性能に到達するまでに生じた問題点の主要なものは、次のとおりであった。

(a) 吸気圧力の上昇にともない、当然、吸気温度が上昇するが、空気冷却器は容量を増加するだけでなく、効率のよいものを使用する必要があつた。

空気冷却器の効率を高めるにともない、温度の高い時期には、ドレンを生じやすくなるので、有効なドレン分離器の設置が必要になる。

(b) 出力を上昇するため、過給機は VTR 250 形から VTR 320 形に、一段大形に変更する必要があつたが、その際、当初の計画では、過給機の圧力比を 3.2 程度まで上げることが望まれたが、実際には、この圧力比は過給機の使用可能上限いっぱいであり、過給機効率が低下し、良好な結果が得られなかつた。そのため、やむなく圧力比を低めに設定せざるを得なかつた。

今後の問題として、さらに過給度を高めるためには、なによりもまず、圧力比が高く、しかも、効率の良い過給機の出現が望まれる。

(c) 低速機関では、高過給になると、吸気管内に脈動を生じ、過給機のサージングを生じやすくなるので、吸気管の直径をシリンダ径の 96% 程度までに増大して、容積を増し脈動をおさえ、サージング限界に近い効率の良いところを使用し得るようにした。

3.2 指圧線図

オシログラフにより計測したシリンダ内圧力、および、燃料の噴射時期を、圧縮比 12.5、1450 PS と圧縮比 9.5、1800 PS の両者について図-5 に示す。

シリンダ内最高圧力は 90 kg/cm² を目標とした。1800 PS の場合は、燃料ポンプのプランジヤ径を大きくしたが、噴射始めの時期はやや早くなり、かつ、噴射時期全体も長くなっている。

図-5 の指圧線図より求めた PV 線図を、図-6 に重ね合わせて示す。この図から求めた図示平均有効圧力をもとにして、機械効率を求めると、圧縮比の高い場合は 88.1% であるのに対し、圧縮比を下げると 89.1% とな

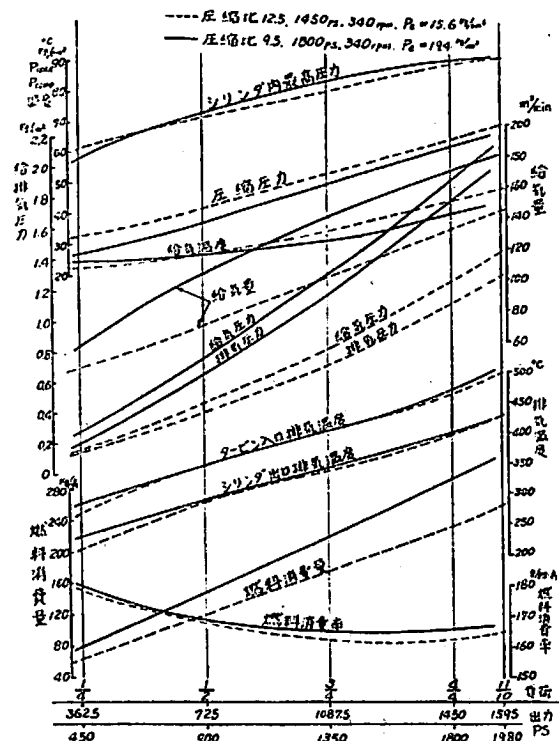


図4 船用負荷性能曲線

表-2 主なる性能値の比較

圧縮比		12.5	9.5
出力	PS	1450	1800
正味平均有効圧力	kg/cm ²	15.6	19.4
シリンダ内最高圧力	kg/cm ²	90.1	91.7
圧縮圧力	kg/cm ²	65	62
シリンダ出口排気温度	°C	397	400
燃料消費率	g/PS-h	162.3	165.8
吸気圧力	kg/cm ²	1.28	1.95

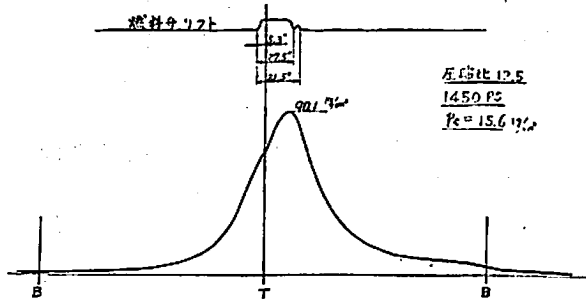


図5 シリンダ内圧力と燃料リフト

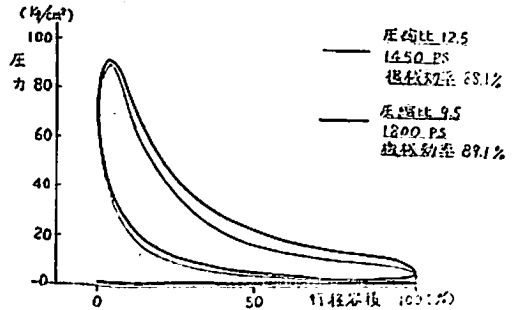


図6 PV線図

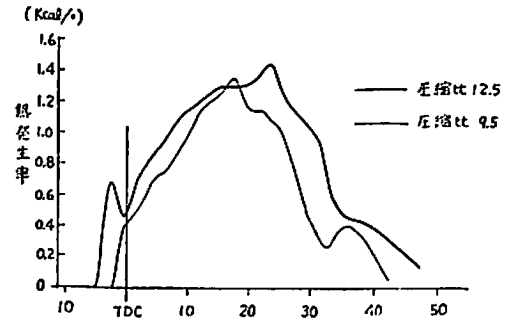


図7 熱発生率

りわずかながら上昇している。

3.3 熱発生率

図-5の指圧線図より求めた熱発生率の比較を図-7に示す。圧縮比の低い場合は、上死点前に山を生じ、ノッキングに近い傾向を示しているが、全体の形としては二等辺三角形に近く、無難な形である。圧縮比の高い場合は、終りの部分に山ができてはいるが、これは図-5からも明らかなように、燃料の二次噴射の影響である。

3.4 ポンプ損失

吸排気行程中のシリンダ内圧力を弱ばね線図でえがき、これをもとにPV線図を作り、ポンプ損失を求めたものを図-8に示す。1450PSのときは2.91PS/cyl相当の損失馬力を生じているが、1800PSになると、吸気圧力が上昇するので、逆に1.64PS/cylの有効仕事となつている。

3.5 応力計測

(a) 構造物の応力

No. 4, No. 5 シリンダの間の隔壁について、シリンダ、架構、台板、支柱ボルトの代表点5カ所を選び、全負荷運転中の応力変動をストレインゲージを用いて計測し、圧縮比を変えた場合の相違を比較した。

出力を上昇しても、シリンダ内最高圧力はほとんど同じであり、回転数も同一であるので、最高応力値に差は

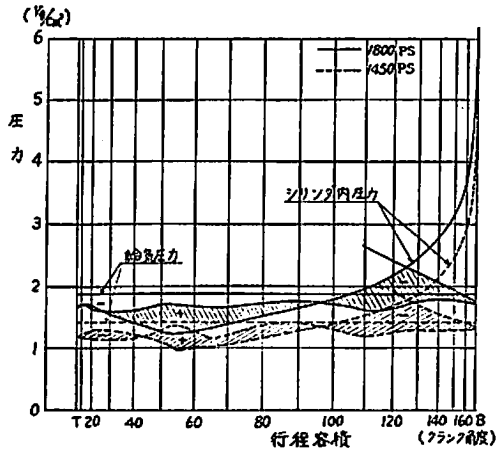


図8 ポンプ損失の比較

ないはずであるが、図-9に示すごとく、計測位置によつては、出力上昇にともない応力も上昇している。しかし、その差は僅少である。

(b) 動弁腕の応力

低圧縮比として出力を上昇した場合は、指圧線図を見ても明らかなごとく、膨張終圧が上昇するので、排気弁を開くときの動弁腕の応力上昇が予想される。

引張応力が大きくなる動弁腕の下側、および、腕軸の

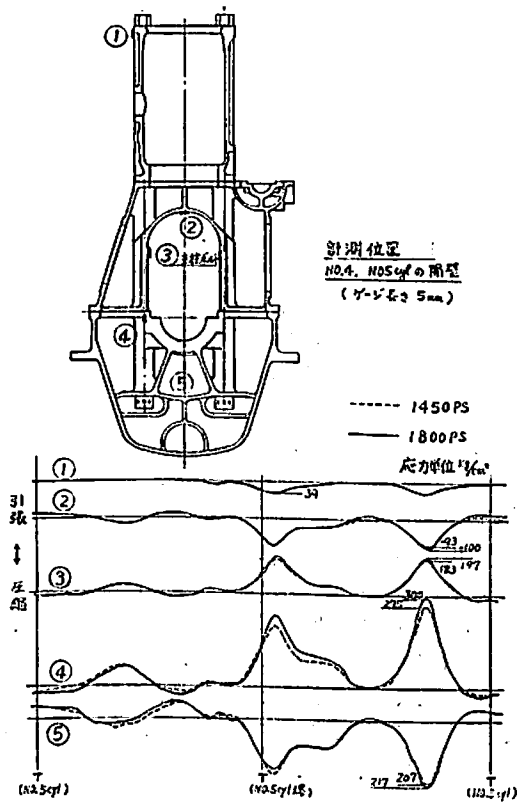


図9 構造物の応力比較

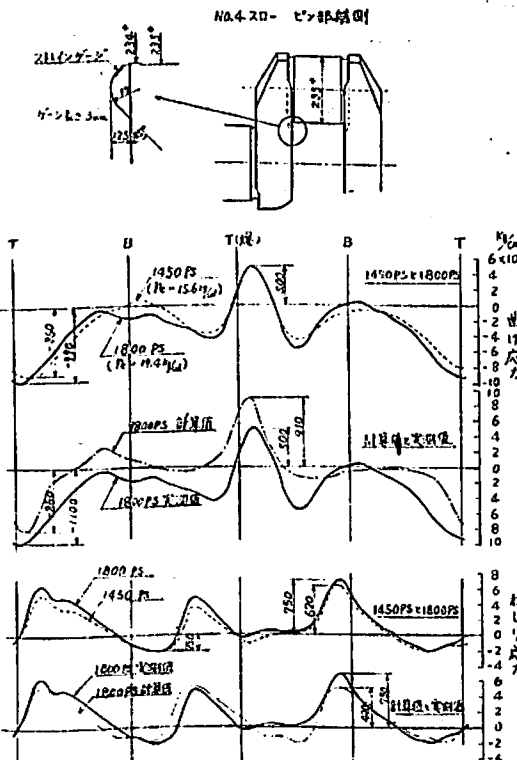


図11 クランク軸応力の比較

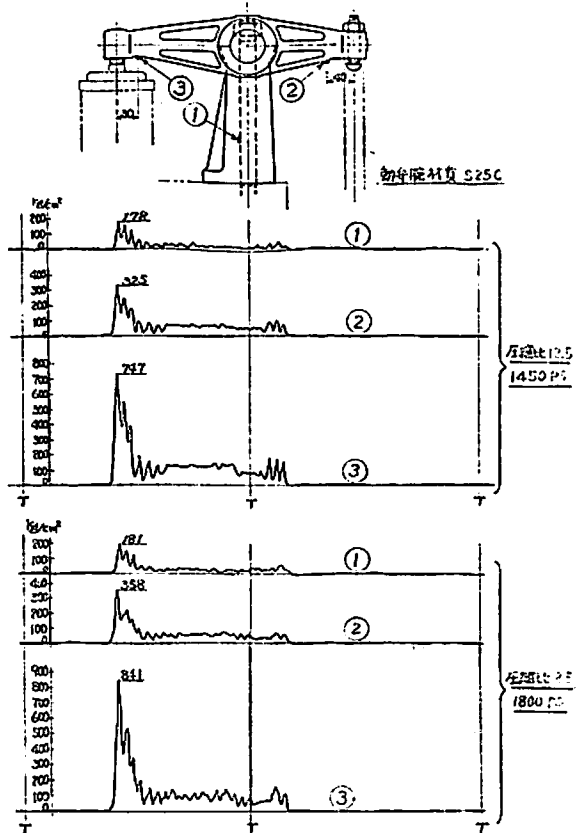


図10 排気弁用動弁腕の応力

取り付けボルトについて、応力を計測した結果を図-10に示す。③の部分の応力が最も高く、弁の開きははじめの最大応力は、圧縮比を下げた場合、約 100 kg/cm^2 上昇しているが、膨張終圧の上昇割合よりはかなり少ない値を示している。

(c) クランク軸の応力

クランク軸については、これまでの実測結果より判断して、もつとも応力の高い第4スローの船首側のピンの隅肉部で、曲げおよびねじり応力を計測した。図-11には、計測位置、ならびに、圧縮比を変更した場合の計測結果の比較、および、計算結果を示す。

ピン隅肉部の曲げ応力は、爆発時のシリンダ内最高圧力の影響をもつとも明瞭に表わすが、今回の計測によつても、爆発時の応力値は、シリンダ内最高圧力が同じであるから、出力を増加しても同一の値を示している。

しかし、爆発時以外の部分では、両者の線図には相違が見られ、最大応力振幅は出力を増加した場合のほうが大きくなっている。曲げ応力について、1800 PS の場合の計算値と実測結果とを較べると、ベースラインがやや

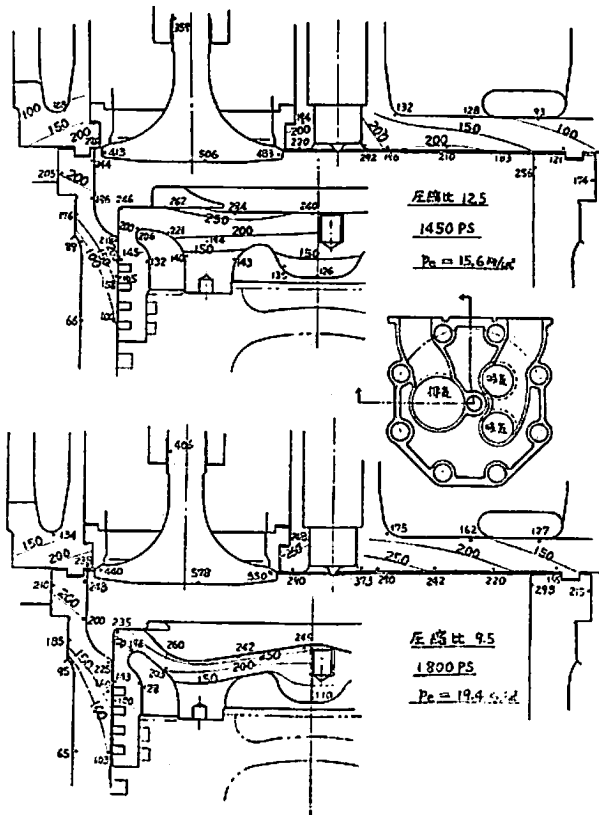


図12 燃料室の温度

ずれたような様相が認められる。

また、ねじり応力も同じ位置で計測したが、線図は当然のことながら、ほぼ出力に比例して大きくなっている。

3.6 温度計測

図-12に温度計測結果の比較を示す。(a)は圧縮比12.5, 1450 PS, (b)は圧縮比9.5, 1800 PSの場合である。

シリンダカバーの燃焼面は、圧縮比を下げた場合は、全般的にやや温度が高くなり、燃料弁付近は局部的に約90°C、周辺部は約40°Cの上昇となった。

シリンダライナは図のごとく、弁ぬすみ部は、吹き抜け空気により冷却されるためか、出力上昇しても温度上昇はほとんどないが、弁のぬすみのない位置では、シリンダカバー同様、約40°Cの温度上昇が見られる。

ピストンは低圧縮比に改造する際に形状を変更し、肉厚も薄くし、冷却効果を増したので、比較は困難であるが、温度はほとんど変化していない。

排気弁の弁座部の温度は、低圧縮比の場合、燃料弁側が550°C、ライナ側が440°Cで、出力上昇前に比し、

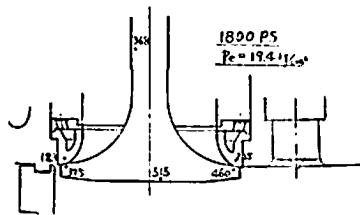


図13 排気弁温度(弁座を水冷した時)

それぞれ、約70°Cと30°C上昇している。シリンダカバーの冷却室の構造、ならびに、シリンダ径に対して弁径が大きい関係もあるが、出力を上昇すると、弁座の温度差が増加する傾向にある。したがって、この場合は、弁座部の温度差を少なくするために、バルブローターを用いることは有効と思われる。

荷荷を上昇すると、排気弁座部の温度が上昇するので、図-13に示すごとく、弁座を水冷式に改造して温度計測を行なったが、弁座弁座部の温度は、燃料弁側460°C、ライナ側395°Cと、出力上昇前よりもさらに低い値まで低下させ得ることがわかった。

以上のごとく、低圧縮比とし高過給化した場合、一部温度の上昇する部分があるが、排気弁にバルブローターを使用して弁座温度の均一化をはかるか、あるいは、排気弁座を水冷して排気弁の温度を低下させる以外は、実用上は現状の構造のまま、特に問題はないものと思われる。なお、シリンダカバーの冷却室の構造に留意し、シリンダカバーの温度分布の均一化をはかれば、さらに信頼性は向上するものと思われる。

3.7 B 重油運転

粗悪燃料油を使用した場合の性能を確認するため、B

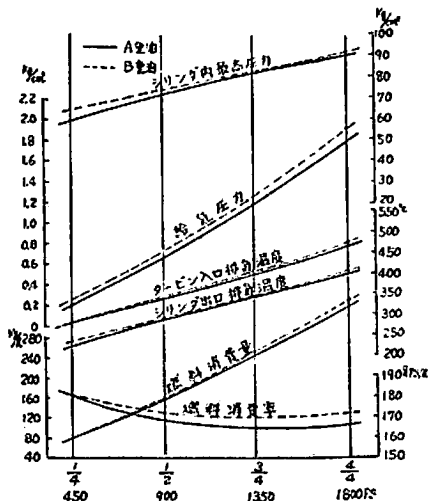


図14 B 重油運転の性能試験

表-3 使用燃料油の性状

銘柄	比重 (15/4°C)	引火点 °C	粘度 (レッドウッド No.1) sec	低位発熱量 (kcal/kg)
日石B	0.918	96	(50°C) 108	10000
日石A	0.839	82	(50°C) 31.5	10200

重油を使用して運転したが、燃料費率が約 5 g/PS-h 上昇した以外は、始動性をはじめ性能には特に変化はなかつた。B 重油は 60°C に加熱して使用した。運転性能を図-14 に示す。

B 重油、ならびに、これまでの運転に使用した A 重油の性状は表-3 のとおりである。

4. 吸気加熱装置の開発

4.1 圧縮比低下による障害発生

上記のごとく、圧縮比を下げた場合は、シリンダ内最高圧力をおさえて機関出力を増大し得るが、この場合、始動は明らかに困難となる。圧縮比を 9.5 に下げた場合、夏期で気温が 30°C 程度のときは、はなはだしい煙を出す、一応始動は可能である。しかし、正規の圧縮比の場合と同様な、良好な状態で始動をするためには、吸気加熱を必要とする。まして、気温の低い冬期では、圧縮比 9.5 のときは圧縮温度が不十分となり、吸気を加熱しないと始動ができない。

実験結果によると、始動時のシリンダ内の圧縮温度は 280°C ~ 290°C 以上が必要で、従つて、圧縮比が 9.5 の時は、始動可能な吸気温度は約 30°C と推定される。しかし、良好な状態で始動をするためには、機関の状態によつても相違するが、余裕を見込んで、吸気温度は 45 ~ 50°C 以上に高めることが望ましい。

吸気をこの温度まで加熱すれば、始動にはさしつかえないが、さらに、冬期には、ピストン、シリンダカバーなど機関燃焼室壁の温度が低下しているので、燃焼室の温度が上昇するまでの間、20 ~ 40 秒くらいの間は白煙を生じる。この傾向は通常の機関においても同様であるが、吸気温度を高めることによつて、この時間を短縮さ

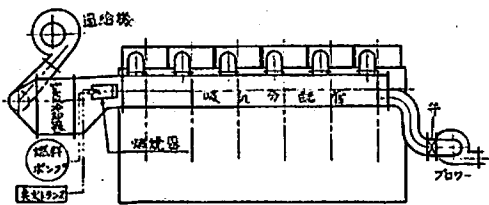


図 15 吸気加熱装置

せることができる。また、圧縮比が低い場合には、低負荷時に白煙を生じる。特に、始動後の暖機が十分でない場合には、白煙はひどいが、吸気を加熱することによつて、これも防止できる。

要するに、圧縮比を 9.5 に下げた時は、始動困難ならびに低負荷時の燃焼不良を生じるが、吸気温度を 50°C 以上に高めることによつて、これらはいずれも解消することができる。

4.2 吸気加熱装置

圧縮比を下げた場合の始動困難や低負荷運転時の燃焼不良を改善するために、吸気加熱装置を使用するが、当社は、種々の基礎試験を行なつた結果、図-15 に示すごとく、空気冷却器の直後の吸気管内にバーナーと燃焼筒を設ける方法が最も有効であると判断し、この方法を採用した。

機関始動時には、図のごとく、吸気管の他端に設けた弁を開き、ブロワーを始動して排風を行ない、バーナーに新気を吸入する。つぎに、バーナーに点火し、燃焼筒内で燃焼させ、吸気温度が上昇して始動可能な温度に達すると、通常の機関と同様、圧縮空気をを用いて始動する。機関が始動すれば、前記ブロワーを停止させるとともに、ブロワー入口の停止弁を閉じる。

バーナーおよび燃焼筒の構造は図-16 に示す。燃料 (A 重油) をノズルより噴出し、エレクトロードにて放電し点火する。燃焼筒については、長期間にわたり単独試験を繰返し、性能の改善をはかつた。最終的に採用した燃焼筒は、図のごとく二重にして、内筒には段と多数の穴を設けたが、この構造によつて、空気量の変化に対応でき、また、焰を安定させ良好な燃焼を得ることができた。負荷が上昇すると、燃料を遮断し、バーナーの燃焼をとめるが、その際も、燃焼筒の内部は吸入空気が通過できるので、吸入抵抗はあまり増加しない。

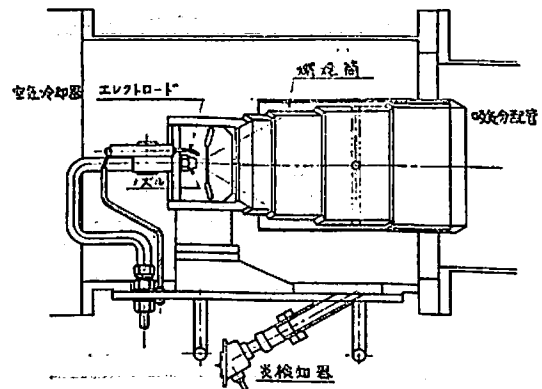


図 16 燃焼筒

パーナーは電動の燃料ポンプ、電磁弁、点火トランスの電源を開閉するのみで、容易に点火・消火ができる。

また、燃焼筒は簡単に取りはずし、ノズルの点検ができる構造とした。

パーナーの耐久性を確認するために、1000回以上の点火・加熱・消火の繰返し試験を行なったが、点火の失敗は一度もなかった。図-17にパーナーの耐久試験中の吸気管内の温度変化を示す。機関は停止状態で、上限、下限の温度を、それぞれ、150°C、80°Cに設定し、自動装置を用いて行なった。この図からもうかがえるように、長時間点滅のみを繰返すと、センサーに柔らかいカーボンが付着し、感度が低下するが、これを拭きとるか、または、機関を始動すれば、カーボンはとれて、正常状態に戻る。なお、燃焼器自体にはカーボンは全然付着しない。

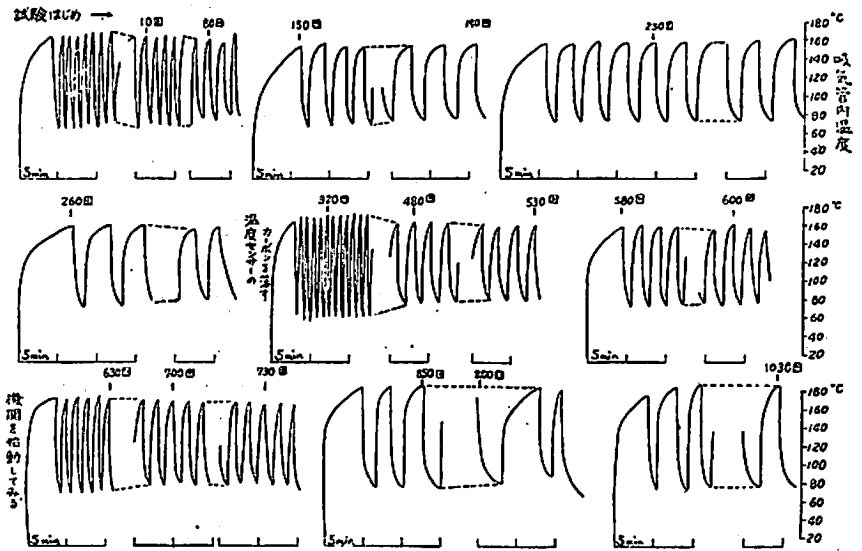


図 17 燃焼器の耐久試験

あるが、このたび開発した吸気加熱装置を用いると、約20秒で、室温+50°Cまで温度が上昇する。

図-18は始動時のシリンダ内の圧縮圧力と圧縮温度との実測値を示す。圧縮比を通常の12.5としたときと、圧縮比を9.5に低下して吸気加熱を行なった場合との比較である。

なお、圧縮比9.5で吸気加熱を行なった場合は、始動時の白煙は通常の機関の場合と変わらず、なんら問題はない。

4.3 吸気加熱による始動

吸気温度が60°C以上になれば機関の始動は可能で

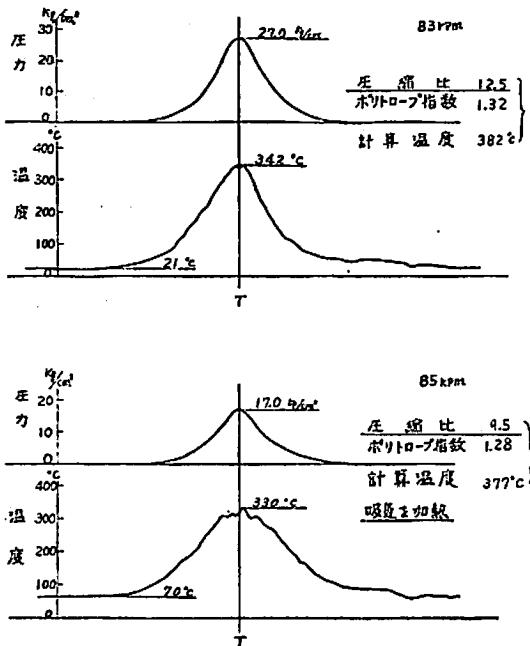


図 18 シリンダ内圧縮圧力と圧縮温度

5. 吸気加熱装置の自動化

吸気加熱の方法として、吸気管内に燃焼器を設けることとしたが、これを必要なときに自動的に点滅して、通常の機関と同様な、簡単な操作で運転できなくては、いたずらに取扱者に負担をかける結果となり、実用化は望

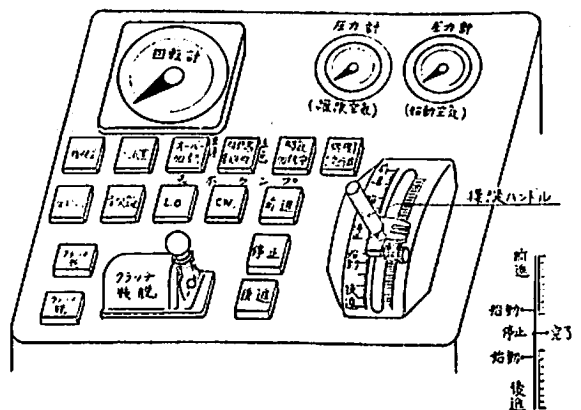


図 19 操舵室用操作盤

めない。同時に、省力化の見地から、ワンハンドルの遠隔操縦ができることが望ましく、かつ、適当な安全装置の設置も必要である。

これを実現するために、図-19のごとき操舵室用操作盤を製作し、ワンハンドル操作によつて、始動、停止、前後進の切替えができるような自動操縦装置を開発した。

吸気加熱に必要な機器はブローア、ブローア用停止弁、点火トランス、バーナー用燃料油電磁弁、および、バーナー用燃料ポンプである。これらの作動を(1)始動時、(2)前後進切替時、(3)機関停止時の吸気加熱の3状態に分けて、以下に述べるようなシーケンス回路を組んで自動化を図つたが、各機器はいずれも正常に作動し、所期の目的を達成することができた。

5.1 機関始動の場合

まず、機関が停止していることを確認し、操縦ハンドルを「前進始動」の位置に置くと、ただちにブローアが始動し、それと同時に、ブローアの入口に設けた弁が開く。吸気管の中を空気が流れ、吸気管内が十分清掃されるよう、3秒間の時間を置いた後、点火トランスが作動し、エレクトロードがスパークを始める。バーナー用燃料ポンプは、ブローアの作動と同時に作動を開始し昇圧するが、エレクトロードがスパークを開始してより1秒後に、バーナー用燃料油電磁弁が開き、バーナーの燃料が噴射され、このとき始めて点火する。もし、万一何らかの理由で、30秒経過してもバーナーが点火しないときは、安全のために、焰感知器の作用により、点火失敗警報が作動し、前記の作動は、ブローアを除き全部停止する。

バーナーが点火すると、焰感知器により、操作盤に「吸気加熱中」のランプが点灯し、さらに、吸気管内温度が60°C以上になると、「機関運転可能」ランプが点灯し、同時に、機関始動用空気の電磁弁が開き機関は始動する。機関が回転を始め、約2回転(2秒)間加熱された空気をシリンダ内に吸込んだ後、燃料がシリンダ内へ噴射されて着火始動する。

機関が始動すれば、電気回転計が80rpm以上となることによつて、シリンダ内で着火したことが確認されたものと見なし、電気回転計の出力電圧により、ブローアを停止し、ブローア用停止弁を閉じる。

しかし、バーナーはその後も低負荷運転中は燃焼をつづけ、負荷が上昇し、吸気管内の吸気圧力が0.2kg/cm²以上になれば、吸気加熱の必要はなくなるので、圧カスイッチの作用により、バーナー用点火トランスおよびバーナー用燃料油を遮断し、通常の機関と同様な負荷運転

に入る。

5.2 前後進切替の場合

本機関は直接逆転式であるので、前後進を切替えるには、一旦、機関を停止して、カム軸をスライドして後、再始動しなくてはならない。その際、始動および低負荷状態を通過するので、吸気加熱が必要である。

機関を負荷運転中に操縦ハンドルを「停止」位置に移すと、燃料は遮断され、機関は停止する。ついで、ハンドルを「後進始動」位置に移すと、カム軸が移動して後進のタイミングが変わるが、このとき、吸気管内の温度が60°C以上であれば、「機関運転可能」ランプが操作盤につき、始動空気、ついで燃料がシリンダに送られ、直ちに後進始動ができる。

吸気管内温度が60°C以下であれば、ブローアおよびバーナーが作動し、吸気を加熱して、吸気管内温度が60°Cになれば機関は始動し、その後は前記始動時と同様な作動を行なう。

5.3 吸気加熱のみの場合

機関が全く停止している状態のときは、操縦ハンドルは「完了」の位置におくが、このときは吸気加熱装置は作動しない。

機関の運転が予想されるときは、操縦ハンドルを「停止」の位置におくが、「停止」の位置では、バーナーとブローアにより吸気を加熱し、いつでも機関が始動できる準備をする。

機関が始動せずに吸気加熱のみをつづけると、吸気管内温度が上昇し過ぎるので、150°Cになるとバーナーおよびブローアを自動的に停止させる。もし、何らかの理由で、バーナーが停止せずに200°Cになると、「オーバー加熱警報」が作動して警報を発し、ブローア以外の作動は全部停止する。

バーナーを消火し、吸気温度が下がり80°C以下に

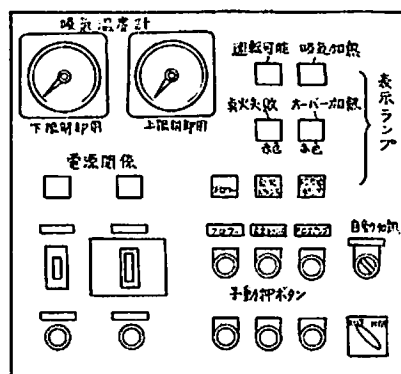


図20 機関室操作盤

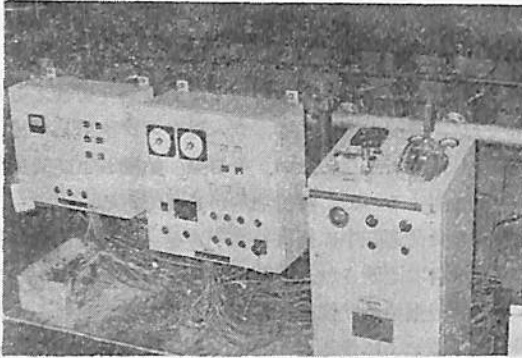


写真2 自動化装置

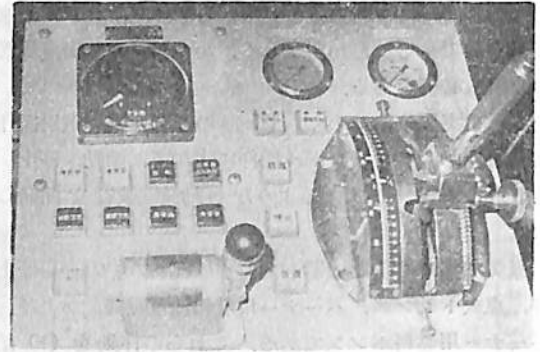


写真3 操舵室用操作盤パネル

低下すると、温度計の接点が作動し、自動的にバーナーは点火する。このように点火・消火を繰返し、吸気温度が下らぬようになっている。

5.4 機関室用操作盤

図-20に機関室用操作盤を示すが、この操作盤によると、以上のような操作を手動で行なうことができる。すなわち、ブロー、点火トランス、バーナー用燃料ポンプのスイッチを単独に作動させることができる。

操舵室用操作盤には、操縦ハンドル、機関回転計、クラッチ嵌脱ハンドルのほか、自動発停や加熱装置の表示ランプを配置し、機関室操作盤には表示ランプのほか、吸気温度計および自動、手動の切替用スイッチがある。

写真-2に自動化装置を示し、写真-3に操舵室用操作盤のパネルを示す。

図-21は始動時の状態を知るため、シリンダ内圧力を計測したものである。圧縮比12.5の時は、始動ハンドルを操作した後約1.5秒で始動しているが、圧縮比9.5

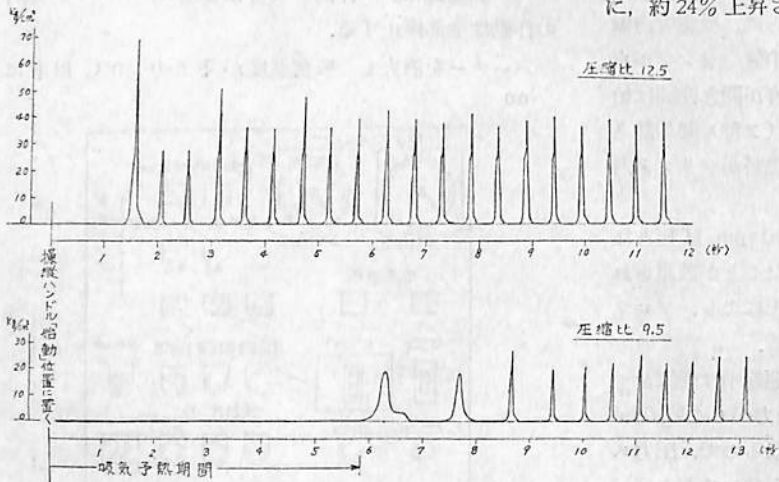


図21 始動時のシリンダ内圧力

で吸気加熱を行なつた場合は、操縦ハンドルを「始動」の位置に置いた後、予熱期間に約6秒を要し、機関着火までには9秒を要している。また、始動後の着火圧力がかなり低いことがうかがわれる。

6. あとがき

以上のごとく、本事業で得られた成果を用いると、正味平均有効圧力 $15 \sim 16 \text{ kg/cm}^2$ で設計された機関は、若干の改造を加えることにより、正味平均有効圧力 $19 \sim 20 \text{ kg/cm}^2$ まで容易に高めることが可能となるが、その際、シリンダ内最高圧力が同一であるから、特殊な材料を使用したり、機関構造を変更する必要がなく、しかも、出力を20%以上増大させ得るため、大いに機関の経済性を高めることが可能となつた。

今回の試験の成果を列挙すると、次のとおりである。

(1) 圧力比を現状の12.5より9.5に下げることにより、シリンダ内最高圧力を 90 kg/cm^2 におさえたまま、平均有効圧力を 15.6 kg/cm^2 から 19.4 kg/cm^2 に、約24%上昇させることができた。その際、シリンダ出口排気温度、燃料消費率などは大体等しく、シリンダ内最高圧力の上昇に起因する騒音も少なく、ほぼ予想どおりの成績が得られた。また、機関の始動性も良好であつた。

(2) B重油による運転も行なつたが、燃料消費率がやや増加した以外は、機関の始動性や燃焼状態はA重油と変わらず、良好であつた。

(3) 機関の耐久性を確認するため、各部の応力ならびに温度計測を実施した。その結果、今回開

発した低圧縮比高過給機関は、出力上昇前の在来形機関に比べると、応力、温度ともわずかな上昇は認められるが、その値は小さく、一般の平均有効圧力 19 kg/cm² を越える高過給機関の温度、応力の実状と比較すると、実用上は十分信頼性のあることを確認することができた。

(4) 始動時、ならびに、低負荷時に使用する吸気加熱装置は A 重油を用い、バーナーと燃焼筒を吸気管内に設ける方法であるが、単独試験、実用試験を通じ、作動、耐久性に問題はなく、十分実用化できることを確認した。

(5) 直接逆転式機関を対象として、ワンハンドル式の遠隔操縦装置を開発、試作したが、これによつて、始動時、前後進切替時、および低負荷運転の際に、吸気加熱装置ならびに安全装置は、ハンドル操作につれて自動的に作動し、機関操縦の操作は従来の機関とほとんど変わらず、簡単にワンハンドルで遠隔操作できることを

確認した。

また、今後の課題と考えられる点は、次のとおりである。

(1) 低圧縮比高過給機関においては、通常の高過給機関に比し、圧力比の高い過給機が必要となる。従つて、低圧縮比機関の高過給化にあつては、なによりも圧力比の高い、しかも効率の良い過給機の開発が望まれる。現状の過給機では、圧力比 3 程度が実用限界であり、しかも圧力比の高いところで効率の低下が著しい。

現在開発中の高圧力比の過給機が使用できるようになれば、低圧縮比機関開発の効果はさらに増大するであろう。

(2) 本機関は陸上における長期間の諸試験によつて、その信頼性は確認されているが、引きつづき、海上における実用試験により実績の上に立つた信頼性を確立し、すみやかに実用化をはかることが望ましい。

(孝橋記)

天然社・海技入門選書

東京商船大学助教授 鞠谷 宏士	A 5 180 頁	¥ 400
船の保存整備		
東京商船大学助教授 鞠谷 宏士	A 5 160 頁	¥ 550
船舶の構造及び設備属具		
東京商船大学助教授 上坂 太郎	A 5 160 頁	¥ 280
沿岸航法		
東京商船大学教授 横田 利雄	A 5 140 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	A 5 140 頁	¥ 480
(後篇) 貨物の船積	A 5 160 頁	¥ 520
東京商船大学教授 豊田 清治	A 5 160 頁	¥ 400
推測および天文航法		
東京商船大学教授 野原 威男	A 5 110 頁	¥ 400
船用プロペラ		
東京商船大学助教授 中島 保司	A 5 170 頁	¥ 300
運航要務		
東京商船大学教授 米田 謙次郎	A 5 180 頁	470 円
操船と応急		
東京商船大学教授 横田 利雄	A 5 165 頁	320 円
海事法規		
東京商船大学助教授 小方 愛朗	A 5 170 頁	¥ 300
船用内燃機関 (上巻)		
	A 5 200 頁	¥ 320
船用内燃機関 (下巻)		
東京商船大学助教授 庄司 和民	A 5 140 頁	¥ 450
航海計器学入門		

東京商船大学助教授 清 官 貞	A 5 90 頁	¥ 230
蒸気機関		
東京商船大学助教授 伊丹 潔	A 5 180 頁	¥ 500
船用電気の基礎		
東京商船大学助教授 宮嶋 時三	A 5 200 頁	¥ 800
燃料・潤滑		
東京商船大学教授 鮫島 直人	A 5 200 頁	¥ 800
電波航法入門		
東京商船大学教授 野原 威男	A 5 155 頁	¥ 500
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	A 5 170 頁	¥ 480
気象と海象		
<以下続刊>		
東京商船大学教授 賀田 秀夫		
ボイラ用水		
東京海技試験官 西田 寛		
指圧図		
東京商船大学教授 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		
東京商船大学教授 真壁 忠吉		
船用汽罐		
東京商船大学助教授 小川 武		
船用補機		

日本造船研究協会の昭和46年度研究 業務について (7)

(社)日本造船研究協会 研究部

SR 129 小型鋼船の建造に対する炭酸ガス半自動溶接 工作法に関する研究

部会長 佐藤 邦彦氏

現在市販されているものの中から代表的な炭酸ガス半自動溶接機と溶接材料をいくつか選定し、耐候性鋼板に対する溶接作業性、継手性能および疲労強度について試験を行ない、薄板に対する炭酸ガス半自動溶接法の実用化を図って工作の合理化と溶接部の品質の向上に寄与することを目的として、次の試験研究を行なった。

(1) 供試鋼板

供試鋼板は、3.2および4.5mmの耐候性鋼板(Ⅰ、Ⅱ)を使用した。

(2) 溶接材料およびシールドガス

供試溶接材料は、ソリッドワイヤとフラックス入りワ

イヤの2種類を使用した。また、本試験に用いたシールドガスは溶接用炭酸ガス(純度99.5%以上)である。

(3) 溶接機

溶接機はNおよびO社の300A型炭酸ガス半自動溶接機を使用した。

(4) 母材試験

鋼材ⅠおよびⅡの各板厚に対し、母材試験を行なった結果、耐候性鋼板Ⅰの板厚3.2mm、4.5mmのそれぞれの引張り強さは51kg/mm²、54kg/mm²であり、また鋼板Ⅱについても同様に58kg/mm²、56kg/mm²を示し、さらに伸びはいずれも30%前後であり、目標引張強を(50~60kg/mm²)十分満足した50キロ級の耐候性鋼板であった。

試験項目および組合せ

供 試 材		Ⅰ				Ⅱ												
		N		O		N		O										
溶 接 機		3.2mm		4.5mm		3.2mm		4.5mm										
板 厚		3.2mm		4.5mm		3.2mm		4.5mm										
ワ イ ヤ		A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C		
母 材 試 験	化 学 成 分	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	
	引 張 試 験	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	
	曲 げ 試 験	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	
	衝 撃 試 験	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	
溶 接 作 業 性 試 験	突 合 せ	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	外 射 線 検 査	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
す み 肉	外 観 検 査	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	ダ イ チ ュ ッ ク 検 査	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
溶 接 性 試 験	突 合 せ	化 学 分 析	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—
		マ ク ロ 試 験	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—
		硬 さ 試 験	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—
		引 張 試 験	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—
	曲 げ 試 験	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	
		○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	
	す み 肉	マ ク ロ 試 験	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—
		曲 げ 試 験	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—
	疲 勞 試 験	母 材	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—
		す み 肉	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—	○	○	—	—

(5) 溶接作業性試験

1,000×350 mm の突合せ継手および 200×350 mm の隅肉継手試験板を用い、それぞれ下向、立向、および上向姿勢で炭酸ガス半自動溶接を行ない、突合せ継手に対しては外観検査および放射線検査、隅肉継手に対しては外観検査および染色探傷検査（ダイチェック検査）により溶接作業性について比較検討を行なった結果、下向、立向、上向の各姿勢における溶接機および溶接材料による各組合せとも大きな差はなく概して良好であった。なお、目違いおよびルートギャップによる影響についても若干の調査を行なった結果、目違いの場合 1.5 mm 以下、ルートギャップにおいては突合せ継手で 2.5 mm、隅肉継手で 3 mm 以下の場合、良好な成績を示した。

(6) 溶接継手性能試験

下図に示す試験片採取要領により引張り、曲げ、衝撃およびマクロ試験などの各種試験片を採取して継手の試験を行ない、各供試材の継手性能を比較した。

この結果から次のことがいえる。

1) 機械的性質

供試したワイヤによる板厚 3.2 mm の溶接継手の降伏点は 44~52 kg/mm²、引張強さは 56~61 kg/mm² であり、また板厚 4.5 mm ではそれぞれ 43~50 kg/mm²、55~63 kg/mm² で母材値とほぼ同等であった。

2) 切欠靱性

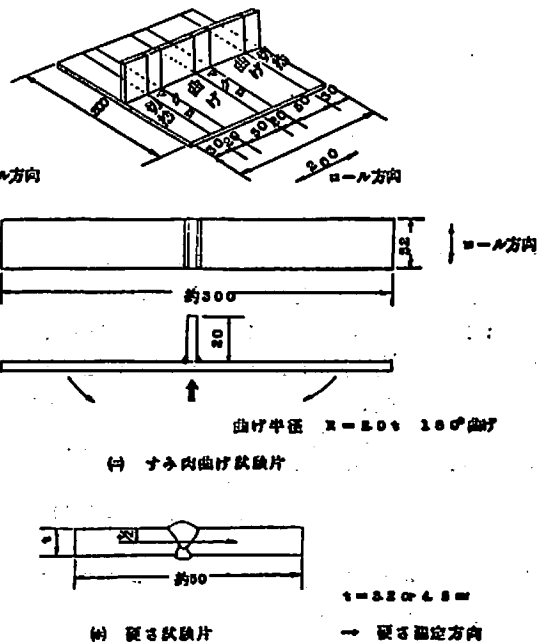
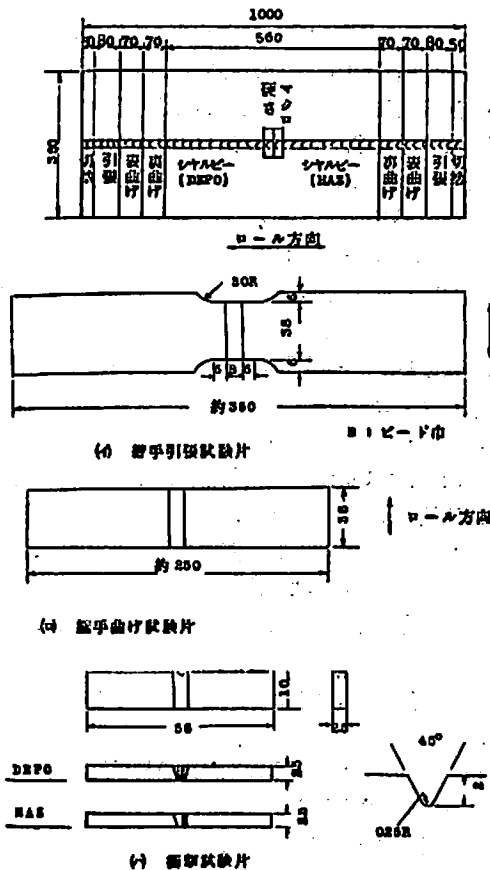
2.5 mm サブサイズ試験片による V ノッチシャルピ試験値は -60°C~+20°C の範囲においては Depo, HAZ とも 1~3 kg-m を示し、顕著な遷移現象はみられなかった。これは手溶接の場合とほぼ同程度であるといえる。

3) 曲げ延性

曲げ半径 2t、角度 180°における表、裏曲げ試験の結果は板厚 3.2 mm の場合はすべて良好であった。板厚 4.5 mm の立向隅肉継手の一部においては 3 mm 程度の亀裂がみられた。

4) 継手の硬さ

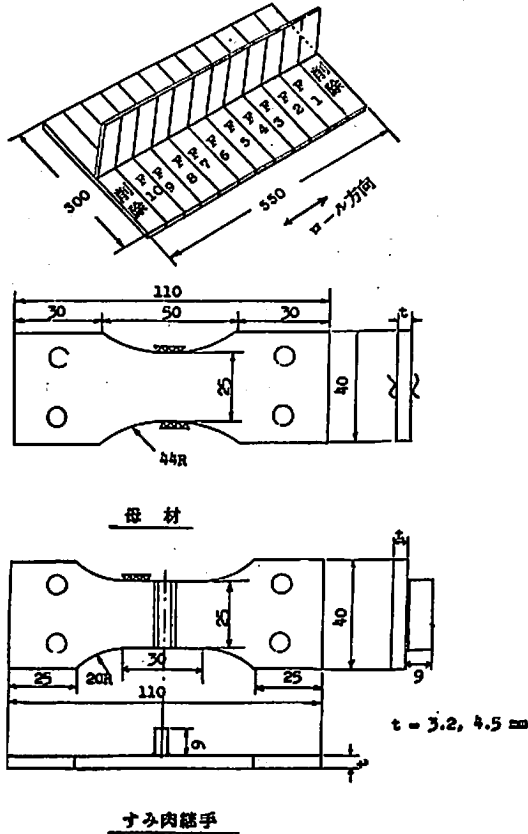
継手部におけるビッカース最高硬さ（荷重 10 kg）



は HAZ にあり、約 220 VHN を示した (母材値; 180 VHN)。

(7) 疲労試験

下図に示す形状の試験片を採取し、試験片のビードの余盛りは残したまま試験を行ない、溶接継手の疲労特性およびシェンク型繰返し曲げ疲労試験機を用いて、疲労試験を行なった。



その結果、T型隅肉継手におけるシェンク型両振り曲げ試験の疲れ限度 (σ_{wp}) は鋼材 I の板厚 3.2 mm の場合、下向: 19 kg/mm²、立向: 21 kg/mm² であつた。板厚 4.5 mm の場合、下向: 18 kg/mm²、立向: 23 kg/mm² を示した。一方、手溶接では下向で 21 kg/mm² を示しており、したがつて、CO₂ 溶接の場合も手溶接と同等の疲労特性を有するといえる。

(研究資料 No. 161)

SR 130 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

部会長 東野 一郎 氏

本研究は排気タービン過給船用 4 サイクルディーゼル機関を対象にした性能シミュレーションプログラムを開

発して、実験研究の前に精度のよい理論解析を十分に行ない合理的な研究計画をたてるための手段を提供することを目的として3か年計画で実施するもので、その第1年度である本年度は次の研究を実施した。

(1) 基礎理論

エンジンを構成している系のいくつかにおいては、作動ガスの圧力、温度、重量、組成等のサイクル変数は機関作動中相互に影響を及ぼし合いながらクランク角とともに刻々変化するので、それぞれの変化の相互関係を表わす連立微分方程式を導き、クランク角を独立変数としてサイクル変数の積分曲線を求めることが性能シミュレーションの作業となる。そこで、エンジンをモデル化して給気管系、シリンダ系、排気管系、タービン系、プロパ系の5個の系に分割し、いくつかの仮定を設けた上、すべての系のガスに適用される基礎微分方程式と、ある系のガスとこれを取りまく周囲との関係を表わす境界条件式を定めた。次に、基礎微分方程式を変形して各系のガスに固有の微分方程式を設定し、これの解を数値積分により求めることとした。

(2) 動圧過給タービンの出力計算法に関する検討

機関性能シミュレーションにおける動圧タービンの出力計算法として、1) タービン前圧力ならびに過給機効率の平均値を用いる方法、2) 圧力と温度は変動値を用い、過給機効率は平均値を用いる方法、3) タービン効率、流量係数等、タービン出力に関する系統的な実験から得られた線図を用いる方法、4) 理論解析する方法の4方法について検討した。

(3) シミュレーションプログラム

SR 130 部会発足時にできていた「原形プログラム」にプログラミング技術面からの検討と修正およびモデル式係数等の修正・選択によるシミュレーション精度の向上等の改良を加えシミュレーションプログラムを作成した。しかし、現在のプログラムは実機データに基づく修正がなされていないため解析精度は十分でないが、大まかな比較シミュレーションならびに局部を対象にしたシミュレーションには、ほぼ間に合うものと思われる。そこで本プログラムにより過給機効率のシミュレーションおよび出力上昇のシミュレーションを行なった。

(4) まとめ

以上の作業で得られた成果を要約すると次の通りである。

- 1) コーディング記号ならびに数量単位を統一してプログラムを整理した。
- 2) 積分法としてどの方法を用いるかについて最終的な結論は得ていないが、さしあたりオイラ法です

めることとした。計算間隔は燃焼過程が 0.5° 、それ以外では 1° を標準としている。

- 3) 給気圧が許容収束範囲内で一定の値に収束するときは、他のサイクル変数、性能諸元も許容範囲内(標準2%)に収束することが分つた。
- 4) フローチャートを改良した結果、計算所要時間を約半分に短縮することができた。
- 5) 動圧タービンの出力計算法は効率、流量係数等に関する実測結果をインプットする方法が最も実際的であろう。
- 6) 動圧タービンの出力を理論解析できる見通しを得た。
- 7) 実験用エンジンに装着されている過給機では、ノズル面積を約 $\pm 10\%$ の間で変化させても過給機効率はほとんど変化しない。
- 8) タービン前の圧力波形が変わるとタービン効率は大幅に変わる。
- 9) 実験エンジンを公称出力から約20~25%出力上昇しても、現在のVTR 200型過給機で間に合うようである。
- 10) 本年度作業の結果、シミュレーションプログラムはかなり洗練されたものになって来たが、解析精度は不十分である。

(研究資料 No. 162)

NSR 7 船舶用一体型加圧水炉の概念設計に関する試験研究

部会長 入江 正彦氏

近い将来、必然的に到来する原子力船時代に備えて、その開発を推進することは、世界の造船海運国をもつて任ずるわが国として積極的に取り上げるべき重要課題である。原子力船開発の中核は経済性の高い船用炉の開発であり、このための適切、有効な国としての船用炉開発計画が、早急に確立されることが切望される。

本研究では現在、船用としての実用化が最も進んでいる軽水冷却減速、低濃縮燃料、貫流型蒸気発生器内装の一体型加圧水炉を選定し、その構造、配置、性能その他の概要をまとめ、解明すべき技術的、経済的問題点を把握し、船用としての適応性および経済性の評価、検討の資料を求め、また、これと併行して現在海外にて開発せる船用炉を評価し、原子力船の経済性を向上させるための船用炉プラントが具備すべき必要条件を求めることを目的とする。

貫流型蒸気発生器を内装する船用一体加圧水炉の主要部について次のような概念設計を行ない、また EFDR-

80 を搭載する原子力コンテナ船を試設計してその経済性を検討評価してこれらの型式の船用炉について技術的、経済的問題点を求めた。

(1) 研究の内容

全体計画

対象炉および搭載船の型式、主要目および設計条件の設定

対象炉の全体計画概念図の作成

各部の設計仕様および目標値の設定

設計作業要領および工程の確定

熱平衡概念計画

熱サイクルの検討

蒸気需要の概算

主機タービン初期熱計算

炉心核熱計算

予備計算

詳細計算

動特性計算

炉心構造設計

燃料棒、燃料集合体および制御棒設計

制御棒駆動装置

炉心支持構造

圧力容器設計

設計条件

圧力容器強度計算

主冷却系統設計

蒸気発生器

主冷却水ポンプ設計

加圧設備設計

格納容器設計(第1次)

ドライウエルの形状と寸法の検討

格納容器のプロダウンの解析

格納容器の必要板厚と重量の検討

格納容器の応力解析

遮蔽計算(第1次)

炉心・蒸気発生器配置検討

熱遮蔽板の配置検討

格納容器内遮蔽の基本寸法の検討

海外船用炉の評価

試設計

経済性評価

(2) 研究の成果および問題点

主要な成果および問題点は次のとおりである。

- 1) ワンロッドスタック余裕を十分大きくするため炉心パラメーターおよび制御棒計画について更に詳細

な検討を要する。

- 2) 出力ピーキング因子を更に小さくすることにより燃焼度を向上させることができることがわかった。したがって出力ピーキング因子、炉心核熱特性、燃焼度との関係を広範囲なパラメーターサーベイにより解析し更に最適な炉心を検討する必要がある。
- 3) 原子力船の経済性との関連において他の燃料サイクル（たとえばシャフリング方式による燃料交換など）との核熱特性を比較検討する必要がある。
- 4) 炉の動特性は予想以上に良好で、自動制御系および蒸気ダンプ系の設計の仕方によつてはかなり良い制御性が期待される。
- 5) 燃料棒の中心溶融および塑性変形に対する余裕を確認するためには3次元の詳細燃焼計算を行なう必要がある。
- 6) 制御棒、制御棒駆動装置およびその支持機構のより詳細な検討が必要であり、更により合理的な設計を行なえるよう駆動装置の小型化を計るべく努力する必要がある。
- 7) 船用炉に対する In Service Inspection, 圧力容器器材等 Surveillance Program についての考え方を確立し、構造設計に反映させて行く必要がある。
- 8) この圧力容器は構造強度上実現可能な見通しを得た。
次の段階では更に詳細な応力解析が必要である。
- 9) 圧力容器および蒸気発生器の製作方法について更に詳細な検討をする必要がある。
- 10) 蒸気発生器の動特性および流動の不安定について、今後更に評価法の検討を進める必要がある。
- 11) ガス過圧による自己加圧方式実現の見通しを得たが、更に検討すべき点がある。
- 12) 格納容器および遮蔽については概要を求めることができた。昭和47年度に更に検討を進めることとする。
- 13) EFDR-80 を搭載する試設計船の経済性検討により、ある条件の下では在来型機関と競合しうることが判明した。この炉についても多くの技術的問題点が指摘されているが、もつとも重要なものはその製造価格が在来機関に比し著しく高価なことであり、この価格の低減は技術的問題とも関連して最重要課題の一つである。

本試験研究の成果を足がかりとして今後更に、最適化のための研究を実施することにより、小型軽量、高経済性の船用炉の開発が期待できる。

(46年度成果報告書)

SR 131 波浪外力に関する水槽試験

部長 元良 誠三氏

船体構造の計算を行なうには、苛酷な航海条件のもとで船体に働く波浪外力を知る必要があるが、現在ではこれを推定する資料もなく、方法も確立されていない。また実船試験は実際就航中の船を供試船とするための制約があつて、これのみによつて任意の船に備わく波浪外力を推定するだけの資料や方法を求めることは不可能である。本研究は、試験水槽における系統的な模型試験を行ない、これを理論計算および実船試験の結果と合わせて解析し、荒天中で船体に加わる波浪外力とその分布を求める方法を確立しようとするものである。

(1) 研究の進め方

波浪中で船体に加わる外圧は大別して、波浪変動圧、波浪衝撃圧および甲板衝撃圧に分けられると考えられる。

波浪変動圧は主として碎けない波の中で、相対的に船が運動するときに生ずる圧力で時間的にはほぼ正弦的に変化する部分である。これは比較的理論的な計算が可能な部分であり、計算の方法はある程度確立されている。しかしながら実験的な裏打ちはまだ充分行なわれていないのと、斜め波の中への拡張も緒についたばかりである。従つて本研究では種々の水槽試験により、理論計算を各段階でチェックし、修正を行ないつつ最終的には任意の船型が任意の波の中で運航するとき船体に加わる波浪変動圧の大きさや分布を確定する計算プログラムを作製することを目標としている。

波浪衝撃圧は、碎けた波または非常に斜面の急な波に船体が打たれて生ずる衝撃的な圧力で、値は大きいかわりに継続時間は非常に短いものである。波浪衝撃圧の生ずるメカニズムは現在ほとんど判っていない。従つて研究の初期の努力は、衝撃圧発生メカニズムの解明に向けられる必要がある。何れにしてもこの現象は非線型であり、純理論的に取扱うことはまず不可能であろう。本研究では、波浪衝撃の生じる条件（波高、波長、出会角度、船速および波の不規則性）および発生する衝撃圧の大きさを推定する方法を模型実験を主とした実験式または半実験式の形で求めようとするものである。

甲板衝撃圧は、甲板に打上つたいいわゆる背波によつて生ずる衝撃的な圧力である。甲板に打ち込む背波の量とその水頭として左右されると予想されるので、模型実験により修正された理論により打込み海水の水頭を推定し、半実験的に衝撃圧を推定する方法を確立することを目標としている。

本研究は4か年計画で実施し、本年は第1年度として

変動圧および揺動圧に関する基礎的な研究を行ない理論計算の基礎資料を得ると共に、鉦石船笠木山丸の模型について斜め規則波中の船体応答と圧力分布を計測し、理論計算との比較を行なった。

(2) 船体運動および変動圧に関する基礎研究

(a) 強制動揺法による横運動方程式の係数および変動圧の計測

波浪中における Sway, Yaw および Roll の運動方程式はストリップ法によつて求められているが、実験的検証は十分なされていない。Roll の Damping moment に関しては、粘性影響のために生ずる非線型性や前進速度の影響をどのように推定するかなど昔から論ぜられていてしかも未解決の問題が沢山ある。以上のような点を明らかにするためには、強制動揺法による実験的研究がなされねばならない。

このために、強制動揺試験装置を製作し、九州大学応力研水槽ならびに三菱重工長崎水槽において、鉦石船笠木山丸の長さ 3 m の模型船について強制動揺試験を行ない、流体力および変動水圧の計測を行なった。

(b) 波浪強制外力の計測

波浪中を航行する船舶が受ける波浪変動圧を理論的計算するには波浪中の船体運動が明らかでなければならない。従来船体運動の計算法としては、いわゆるストリップ法が広く利用されているが、この方法においても波浪強制力の理論的算出が重要なポイントとなつている。ここではこのような理論計算の裏付けを得るために、波浪強制力の計測を実施した。

実験は、鉦石船笠木山丸の 1/82.33 の 6 分割プラスチック模型を用いて行なわれ、一体としての 6 方向波浪強制力を計測するとともに、それら強制力の船長方向の大きな分布状況をも調べた。

(c) 特殊な断面に働く変動圧と強制力

笠木山丸の F.P. に非常に近い横断面 $(St. 9 \frac{15}{16})$ と A.P. に近い断面 $(St. \frac{3}{8})$ を選び、その断面形状をもつた 2 次元的模型と、笠木山丸の一体模型とを波浪中で拘束して、波の強制力と変動圧力とを計測し、計算と比較した。使用した模型船はどれも L_{pp} が 3 m であるが、船首、尾模型の断面の寸法は実験の都合で笠木山丸の 3 m 模型の 2 倍の大きさになつており、またその平行部は中央の 2 m で前後は適当に尖らせてある。

(d) 波浪変動圧力に及ぼす Orbital Motion の影響

縦波中を航行する船の表面に働く変動圧力には、静水中を縦揺れ、上下揺れしながら進む時に生ずる圧力 P_1 、波のポテンシャルによる圧力 (Froude-Kriloff 理論による圧力) P_2 、規則波中に拘束された船体から反射される波による圧力 P_3 の 3 つの成分が考えられるが、ordinary strip method (OSM) では、 P_3 を計算する場合、波の orbital motion の平均喫水位置における値を使っている。しかし田才の方法を用いれば orbital motion の速度が水深方向に変化していることを考慮した計算を行なうことも可能であり、船速のない場合については既に計算が行なわれているので、船速のある場合にも同様の計算を行なった。

(e) Transient water wave 中の変動水圧について (変動水圧に関する線型重ね合せの検討)

従来実施した Transient water wave 中の船体運動試験の結論として、波浪中の船体運動に関しては線型重ね合せの原理の適用が可能であることを示し、また、Transient water wave 中の船型試験によると波浪中船体運動の線型周波数伝達関係が簡単に求まることも示されている。

ここでは以上の方法を波浪中を航走する船体に働く変動水圧に適用してみることを試みている。使用模型は笠木山丸 2 m 模型であり、実験は正面向い波中の航走時について実施した。

(f) 船体剛性を考慮に入れた縦波中の船体に働く波浪応力の研究 (前進速度のない場合)

船が巨大になるにつれてその剛性は相対的に低下してくる。そうすると波浪中においては船体は剛体的な運動以外に弾性的な撓みを生じ、それによつて波による応力も変化してくることが考えられる。

本研究はこの点に着目し、剛性を考えに入れると従来のように船を剛体と見なした時に比して運動ならびに波浪による応力に如何なる変化が生ずるかを検討しようとするものである。本年度はまず縦波中でしかも前進速度のない場合について運動方程式を立て、最も簡単な模型について単純な近似計算を行ない定性的な検討を行なった。

(3) 波浪変動圧に関する研究

(a) 正面規則波中の波浪変動圧の計測

波浪変動圧に関する研究の一環として基礎的な問題を究明する目的で、鉦石船笠木山丸の長さ 3 m FRP 製模型に対して、正面規則波中航走時に船体表面に働く変動圧の応答関数、船長方向分布、ガー

ス沿いの分布を求め、計算値の実用性を確かめた。さらに波浪中での拘束模型に働く変動圧、平水中で強制動揺させた場合の変動圧をも計測し、計算値と比較した。

(b) 斜め波中の波浪変動圧の計測

角水槽における斜波中の模型試験は、大型鉱石船の実際の航海状態に近い状態における船体運動、波浪変動圧等の計測を目的として行なわれた。これらの試験結果は、計算値との比較に用いられ、船体構造計算法の精密化に役立てられる。

衝撃水圧に関する模型試験は来年度以降に行なうことにし、今回の実験では変動水圧の計測を完成することに努めることにした。供試模型船の船型としては笠木山丸を選んだ。

東京大学船舶航海性能試験水槽においても、笠木山丸 Lpp 3 m 木製模型船を用いて波浪中を自航している場合の波浪変動圧を計測した。

(c) 波浪変動圧の計算

120 型鉱石船笠木山丸を供試船型として、波浪中の船体に加わる波浪変動圧のシリーズ計算を行なった。計算は三菱重工で作成された計算プログラムを使用して行ない、変動水圧の概略値を求めるとともに、各機関で実施される理論計算、実験結果はこれと比較検討し、現有プログラムを改良して船体運動、変動水圧をさらに精度よく推定できるようにする。なおここに使用する計算プログラムは“波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水圧および横強度に関する理論計算”(造船学会論文集 129 号、福田ほか)に示されている計算式によつたものであるが、横揺れに対する減衰係数の推定法、波強制力の計算法がわずかに異なっている。

(4) 波浪衝撃圧に関する研究

(a) 2次元体の衝撃圧に関する研究

3次元衝撃圧を2次元のそれから類推するために必要な資料を得ることを目的とし、今回は3次元実験、2次元実験に共に使用でき、波面でしかも前進速度がある場合にも使用可能で、さらに同一試験体で有効重量も可変である油圧シリンダーを利用した油圧式加速装置を開発した。この装置を利用して、2次元模型として形状が凸板、平板、凹板の3種類につき平水面に対する衝撃圧試験を行なった。使用した水槽は東京大学運動性能研究室の動揺水槽である。

(b) 自航模型による波浪衝撃圧の計測

波浪衝撃圧に関する実験研究は、本年度の可搬三

角波造波装置の完成をまつて昭和 47 年度に本格的に行なわれるので、その予備的な実験として2成分重畳波中の衝撃圧力計測を行なった。

(c) 深海における砕波発生機構

船側に大きな衝撃圧が発生するための一つの条件として、深海で波が巻波状の砕波になることが考えられる。そのようなことが起り得るかどうかを、造波回流水槽を建設して実験した。本年度は簡単な定性的実験に止つたが、波長の短い波、波長の長い波、潮流の3つの要素を考え、これらを種々組合せて波面の観測を行なった。この結果発生の可能性が一応定性的に確認された。

(d) 波浪衝撃圧に関する理論的考察

波浪衝撃圧は部材の弾塑性応答と密接な関係があるが、ここでは流体運動に基づく衝撃力の機構について基礎的な定説を通覧した上で、波浪衝撃圧に及ぼす弾性応答の影響、波浪衝撃力のオーダーなどについて検討した。

(e) 第2面造波装置予備実験およびその設計

昭和 47 年度に製作設置が予定されている角水槽第2面造波装置の設計に必要な諸資料を得るため、角水槽ならびに第1面および第2面造波装置の模型を作成し、予備実験を行なった。

(f) Freak Wave に関する実験的研究

古来船乗りの間では、荒天海面で1晩に1回とかの小さい確率で異常に高い波が現われると云われており、Freak wave の名が与えられている。このような波はその見掛けの形状も一般の波とは異なつた台地状を呈し、その前面は大変急峻であり、頂部は衝撃的に砕波していることが多い。Freak wave を理論的に解釈すると、非常に少ない確率ではあるが、非常に多くの波の山が一致して異常に大きい海面隆起が起り、波の構造も線型規則波の orbital motion とは大きく相違したものと考えることができる。

Freak wave を集中過渡水波をもつてモデル化し、その流体力学的構造、エネルギー収支、その発生圧力等を実験的に調査することとし、本年度は、小型空気式造波機を使用して予備実験を行なった。

(5) 甲板および船首外板の衝撃圧の計測に関する研究

Lpp 3 m の笠木山丸の一体および分割(結合)模型を正面規則波中を曳航し、船体運動、波高、甲板の波浪衝撃圧、船首外板の波浪変動圧、衝撃圧、縦曲げモーメント(分割型のみ)などの同時計測を行なった。

(6) 本年度研究から得られた結果

本年度実施した研究から大略次のような結果が得られた。

- (a) これまであまり実験的な資料のなかつた斜め波および横波中の船体運動に対する流体力諸係数について強制動揺法により計測が行なわれ、理論計算の本となる諸係数が得られた。
- (b) 最も計測精度のよい縦波中の波浪変動圧について詳細な計測を行ない理論計算と比較した結果、かなりよい一致を見た。実験値と理論値は船の中央より前部ではよく一致し、後半部ではやや実験値が小さ目であった。
- (c) 船の前後部の特殊な断面について、断面形を忠実に表わすいわゆる close fit により求めた圧力分布と、通常の Lewis form を用いた近似法による圧力分布とを、模型実験結果と比較した結果、close fit と Lewis form の間には殆んど差がなく、船体前部では両者とも実験値によく一致した。船体後部断面については実験値はかなり小さ目になった。
- (d) 過渡水波 (transient wave) を用いて計測した水圧の周波数応答は、規則波を用いて計測した水圧の周波数応答とよく一致することがわかった。
- (e) 自航模型船による斜め波中の変動圧分布の計測

は、解析に時間が掛り、一部しか結果が出ていないが、斜め波中の変動圧の理論計算結果との対応はかなりよいようである。

しかしながら斜め波では縦波より両者の不一致がやや大きい。概括的に言つて、波浪変動圧については理論計算がかなりよく実験値と合い、船首部の3次元影響の大きい所の修正法と斜め波中の横ゆれにもとづく圧力変化の推定精度の向上を計ることにより、構造計算に必要な精度で理論的に圧力分布を求められる見通しが出てきた。

- (f) 波浪衝撃圧について、2次元体で基礎的な研究を行なつた結果では、同じ条件で実験しても、衝撃圧のピーク値はかなりばらつき、統計的な処理が必要ながわかつた。また物体表面と水面の間にはさまれるいわゆるトラップトエアの量が、衝撃値に大きく影響することがわかつた。
- (g) 特殊水槽で潮流とうねりと風波を組合わせた実験の結果、深海でも碎波が生じることがわかつた。
- (h) 自航模型船による計測では、規則波中ではほとんど衝撃らしいものは生ぜず、短い波と船体運動を起こすような長い波とを重畳させた波では衝撃圧が生じることがわかつた。

(研究資料 No. 163)

天然社編 船舶の写真と要目 第20集 (1972年版)

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

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

国内船

- (客船) さんふらわ、まりも、しれとこ丸、かおべあ、フェリーかしい、クイーンコナル、第6セントラル、はまゆり、第5セントラル、黒潮丸、なほ丸、フェリーかつら、とさ、ひかり、おとめ丸
- (貨物船) あるたい丸、徳野丸、二見丸、日武丸、新藤丸、新重丸、成花丸、菊岡丸、昌宝丸、大鶴丸、昭泰丸、鶴田丸、信隆丸、近岸丸、有楽丸
- (油輪船) 日石丸、ジャパンアイリス、船江丸、豊津丸、翠環丸、新藤丸、明光丸、新光丸、大船丸、飛鳥丸、田川丸、光珠丸、玉野丸、三田丸、第3ひかり丸、三田丸、鶴分丸
- (散積貨物船) 新藤丸、千島丸、千島丸丸、ジャパンオリブ、ジャパンアカツ、ジャパンボプラ、招福丸、田見山丸、千秋丸、第2三井丸、さんたばあばら丸、昭四丸、乾味丸、栄四丸、比榮丸、阿賀野丸、筑波丸、天助丸、ぶうげんびる丸、八新丸、南洋丸、大陽丸、昭博丸、せんだん丸、慶光丸、真隆丸、藤津丸
- (特殊貨物船) 鶴見丸、あどりあ丸、はんぶとん丸、若鷗丸、致賀丸、えるべ丸、北野丸、鎌倉丸、いーでん丸、雄翔丸、しるばあちろう、森丸、あじあ丸、比呂丸、慶光丸、第19とよた丸、ない丸、ばびるす丸、ジャパンチャリオット、ジャパンコーチ、たごま丸、明隆丸、ネルソン丸、ジャパンエリカ、あまぞん丸、やまと丸、第18とよた丸、蓬萊丸、樽津丸、多摩丸、天沙丸、福崎丸、すずらん丸、東寿丸、吉州丸、緑風丸、ねぐろす、紅龍丸、そよかぜ丸
- (特殊船) 新さくら丸、竹生丸、第2天洋丸、第3瑞祥丸、六甲丸

輸出船

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

8-3-3 船体運動による加速度

船体運動の自由度は、3つの直交した軸方向への移行とその直交軸のまわりの3つの回転とで6になる。

移行・回転とも一定方向運動と往復運動の2種類の運動があるので、船体運動は合計12種類となる。

それらの各運動の中、通常問題となるものは次の6つである。すなわち、上下揺れ (heaving), 縦揺れ (pitching), 左右揺れ (swaying), 横揺れ (rolling), 船首揺れ (yawing), 前後揺れ (surging) の6種類である。

これら6つの運動の理論解を求めるにあたっては、これらの運動は、上下揺れと縦揺れの連成運動並びに左右揺れ、船首揺れおよび横揺れの連成運動さらに前後揺れは単独運動として取扱うのが通常である。

上下揺れと縦揺れの連成運動については、線型ストリップ理論を斜波中に拡張適用した福田の計算法、また左右揺れ、船首揺れおよび横揺れの連成運動に対しては同様の線型ストリップ理論に基づく田才の計算法に非線型横揺れ減衰抵抗を導入した方法、さらに前後揺れについては元良の計算法を適用して運動の理論解が求められる。

次に、ストリップ理論の概略につき説明してみる。

(1) ストリップ理論の概略

船が規則波中を波に対して一定の平均針路を保ち、一定速度で進行している場合を考え、船体運動は次の5つとする。

- i) 上下揺れ (c), 縦揺れ (φ)
- ii) 左右揺れ (η), 船首揺れ (ψ), 横揺れ (θ)

前後揺れと横漂流はここでは無視する。

図 8.34 に示すような座標系において船体中央から船長方向 x の位置のストリップを考える。

船体横断面の形状は、Lewis form (図 8-35) で近似するものとする。

Lewis form の輪郭線 $p(y_s, z_s)$ は、次式で表わされる。

$$y_s = M\{(1+a_1) \sin\theta - a_3 \sin 3\theta\}$$

$$z_s = M\{(1-a_1) \cos\theta + a_3 \cos 3\theta\}$$

$$M = \frac{y_w}{1+a_1+a_3} \quad \text{: 縮率}$$

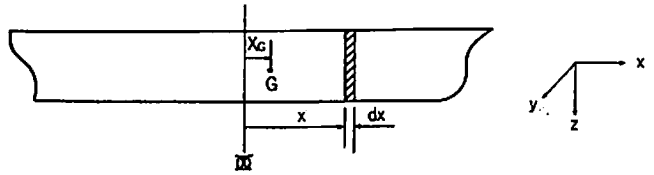


図 8-34 座標系とストリップ

$$\frac{y_w}{d} = H_0 = \frac{1+a_1+a_3}{1-a_1+a_3}$$

$$\sigma = \frac{S}{2y_w d} = \frac{\pi}{4} H_0 \frac{1-a_1^2-3a_3^2}{(1+a_1+a_3)^2} \quad \text{: 断面係数}$$

$$S = \frac{\pi}{2} y_w \frac{1-a_1^2-3a_3^2}{(1+a_1+a_3)^2} \quad \text{: 断面積}$$

σ と H_0 を与えて、 a_1 と a_3 を決定すれば、Lewis form の輪郭線 y_s, z_s が求められる。

このとき、ストリップに働く流体力を求める。

- 上下方向の力..... $\frac{dF_x}{dx}$
- 上下方向の力による船の重心の周りのモーメント..... $\frac{dM_{xx}}{dx}$
- 左右方向の力..... $\frac{dF_y}{dx}$
- 左右方向の力による船の重心の周りのモーメント..... $\frac{dM_{xy}}{dx}$
- 重心の周りの横揺モーメント..... $\frac{dM_{yz}}{dx}$

これらの流体力は、断面形状、船速、波高、出会角、断面減衰係数、付加質量、その他の Factor により決定される。

断面係数、付加質量は、Lewis 断面の柱状体が無限流の中で、上下運動、左右運動をする場合につき求められている値を用いる。

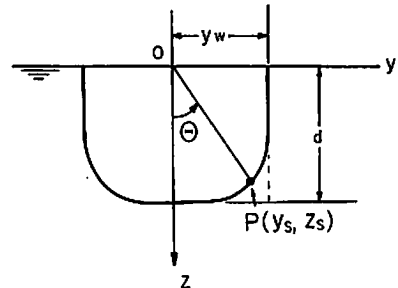


図 8-35 Lewis form

*,** 日本海事協会船体部

各断面における流体力を船の全長にわたって積分すれば、次の運動方程式を得る。

上下揺と縦揺の連成運動方程式

$$\begin{cases} \frac{W}{g} \ddot{\zeta} = \int_L \frac{dF_z}{dx} dx \\ \frac{I_\phi}{g} \ddot{\phi} = \int_L \frac{dM_{sz}}{dx} dx \end{cases}$$

左右揺、船首揺及び横揺の連成運動方程式

$$\begin{cases} \frac{W}{g} \ddot{\eta} = \int_L \frac{dF_y}{dx} dx \\ \frac{I_\psi}{g} \ddot{\psi} = \int_L \frac{dM_{sy}}{dx} dx \\ \frac{I_\theta}{g} \ddot{\theta} = \int_L \frac{dM_{yz}}{dx} dx \end{cases}$$

上記の運動方程式を解くと、次の形で解が求められる。

$$\left. \begin{aligned} \text{上下揺れ } \zeta &= \zeta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta) \\ \text{縦揺れ } \phi &= \phi_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\phi) \\ \text{左右揺れ } \eta &= \eta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\eta) \\ \text{船首揺れ } \psi &= \psi_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\psi) \\ \text{横揺れ } \theta &= \theta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta) \end{aligned} \right\} \dots\dots(8.70)$$

また、前後揺れについても別途同じような形の解をもつことがわかる。

$$\text{前後揺れ } \xi = \xi_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\xi) \dots\dots(8.70)'$$

(2) 船体代表点における加速度

図 8-36 に示すような座標において、点 P(x, y, z) の加速度を、次の 3 成分にわけて考える。

- i) 前後方向, ii) 左右方向, iii) 上下方向

2-1 前後方向の加速度

P 点における前後方向の変位は、

$$x = \xi + \overline{GP}_x \varphi$$

よつて、 $\ddot{x} = \ddot{\xi} + \overline{GP}_x \ddot{\varphi}$

また、ピッチング(φ)により P 点にある質量 m の物体には、重力の加速度により $-mg \sin \varphi$ の力が働く。微小運動を取扱っているので、 $\sin \varphi \approx \varphi$ 。

したがつて、傾斜による重力の加速度の方向成分は

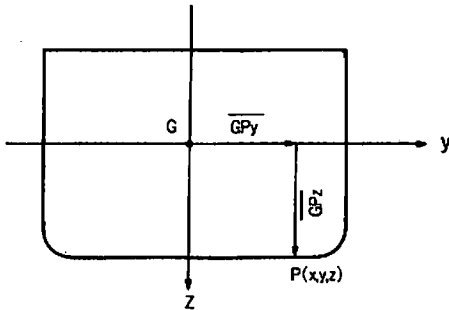


図 8-36 船体代表点

$-g\varphi$ となる。

よつて有効加速度は (8.70), (8.70)' を用いて次のようになる。

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \ddot{\xi} + \overline{GP}_x \ddot{\varphi} - g\varphi \\ &= -\omega_e^2 \xi_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\xi) - (\omega_e^2 \overline{GP}_x + g) \varphi_0 \\ &\quad \times \cos(\omega_e t - \varepsilon_\varphi) \dots\dots(8.71) \end{aligned}$$

2-2 左右方向加速度

P 点における左右方向の変位は、

$$y = \eta + (x - x_G) \psi - \overline{GP}_x \theta$$

よつて、 $\ddot{y} = \ddot{\eta} + (x - x_G) \ddot{\psi} - \overline{GP}_x \ddot{\theta}$

また、ローリング(θ)により P 点にある質量 m の物体には重力の加速度の方向成分である $mg \sin \theta$ の力が作用する。したがつて、重力の方向成分として $g\theta$ の加速度を考慮する。

よつて、有効加速度は

$$\begin{aligned} \ddot{y} &= -\omega_e^2 \eta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\eta) - \omega_e^2 (x - x_G) \psi_0 \\ &\quad \times \cos(\omega_e t - \varepsilon_\psi) + (\omega_e^2 \overline{GP}_x + g) \theta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta) \\ &\quad \dots\dots(8.72) \end{aligned}$$

2-3 上下方向加速度

P 点における上下方向の変位は、

$$z = \zeta - (x - x_G) \psi - \overline{GP}_y \theta$$

よつて、 $\ddot{z} = \ddot{\zeta} - (x - x_G) \ddot{\psi} + \overline{GP}_y \ddot{\theta}$

したがつて

$$\begin{aligned} \ddot{z} &= -\omega_e^2 \zeta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta) + \omega_e^2 (x - x_G) \psi_0 \\ &\quad \times \cos(\omega_e t - \varepsilon_\psi) - \omega_e^2 \overline{GP}_y \theta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta) \\ &\quad \dots\dots(8.73) \end{aligned}$$

P 点には常に鉛直方向に重力の加速度 g が働いているがここでは加速度の変動成分のみを取扱っているため含めないものとする。

(8.71) 式ないし (8.73) 式で与えられる各方向加速度; \ddot{x} , \ddot{y} および \ddot{z} の応答関数は例えばそれぞれ (\ddot{x}/gh_0) , (\ddot{y}/gh_0) および (\ddot{z}/gh_0) で与えられる。ここに、g は重力の加速度、 h_0 は波振幅(半波高)である。

次に、不規則波中における応答の短期分布について考える。

波の統計的な諸量、すなわち有義波高 H, 平均波周期 T が一定とみなせるような海象における船体の諸応答を短期分布といい、諸応答の統計的期待値はその短期分布形が定まれば、標準偏差 R から求められる。

船速・針路を一定とすると不規則波中の応答の分散(標準偏差)² は、次のようになる。

$$R^2 = \int_{-\infty}^{\infty} \int_0^{\infty} (f(\omega, x))^2 (A(\omega, \theta - x))^2 d\omega dx \dots\dots(8.74)$$

ここに $[f(\omega, x)]^2 = \begin{cases} \frac{2}{\pi} [f(\omega)]^2 \cos^2 x; & -\frac{\pi}{2} \leq x \leq \frac{\pi}{2} \dots\dots (8.75) \\ 0 & ; \text{その他の角} \end{cases}$

$[A(\omega, \theta - x)]$; 応答関数

x : 平均波方向と成分波方向のなす角

θ : 平均波方向と船首方向とのなす角

また、 $[f(\omega)]^2/H^2 = 0.11\omega_1^{-1}(\omega/\omega_1)^{-5} \exp\{-0.44(\omega/\omega_1)^{-4}\}$ (ISSC による波のエネルギー・スペクトラム) である。

ここに H : 有義波高 $= 4\sqrt{m_0}$, $m_0 = \int_0^\infty [f(\omega)]^2 d\omega$

ω_1 : 平均円周波数 $= 2\pi/T = \sqrt{m_2/m_0}$

$m_2 = \int_0^\infty \omega^2 [f(\omega)]^2 d\omega$

T : 平均波周期 $= 2\pi/\sqrt{m_2/m_0}$

(3) 加速度の長期分布

不規則波中での短期応答分布を表わすパラメータ R が求めれば、応答の長期分布は次のようにして求められる。

すなわち、有義波高 H_i , 平均波周期 T_i で表わされる海象 S_{ij} の長期発現確率を P_{ij} , その海象下で波の平均方向に対して船首方向が θ_k の角度をとる確率を f_{ijk}

とし、海象 S_{ij} の海面で針路 θ_k となつたときの応答の分散を R^2_{ijk} とし、極値がレイリー分布をするものとするれば、極値がある値 M を超える確率は

$q_{ijk}(M) = e^{-M^2/2R^2_{ijk}}$

である。したがって、極値が長期間で M を超す確率は

$Q(M) = \sum_{ijk} P_{ij} \times f_{ijk} \times q_{ijk}$

となる。

船首方向があらゆる方向に一樣に分布すると仮定すると

と $Q(M) = \frac{1}{C} \sum_{ijk} P_{ij} \times q_{ijk} = \frac{1}{C} \sum_{ijk} P_{ijk} e^{-M^2/2R^2_{ijk}} \dots\dots (8.76)$

ここに、 C : 針路の区分数である。

P_{ij} としては適当な長期観測データ例えば Walden の頻度分布表を用いればよい。

以上のような理論に基づき加速度の長期予測を行なうことができる。

(4) NK における加速度の長期分布計算プログラム

前述の加速度の長期分布の求め方に基づいて開発された NK プログラムについて簡単にその概略を説明し、実船で行なつた計算結果を示す。

計算過程をフローチャートで表わすと図 8-37 のよう

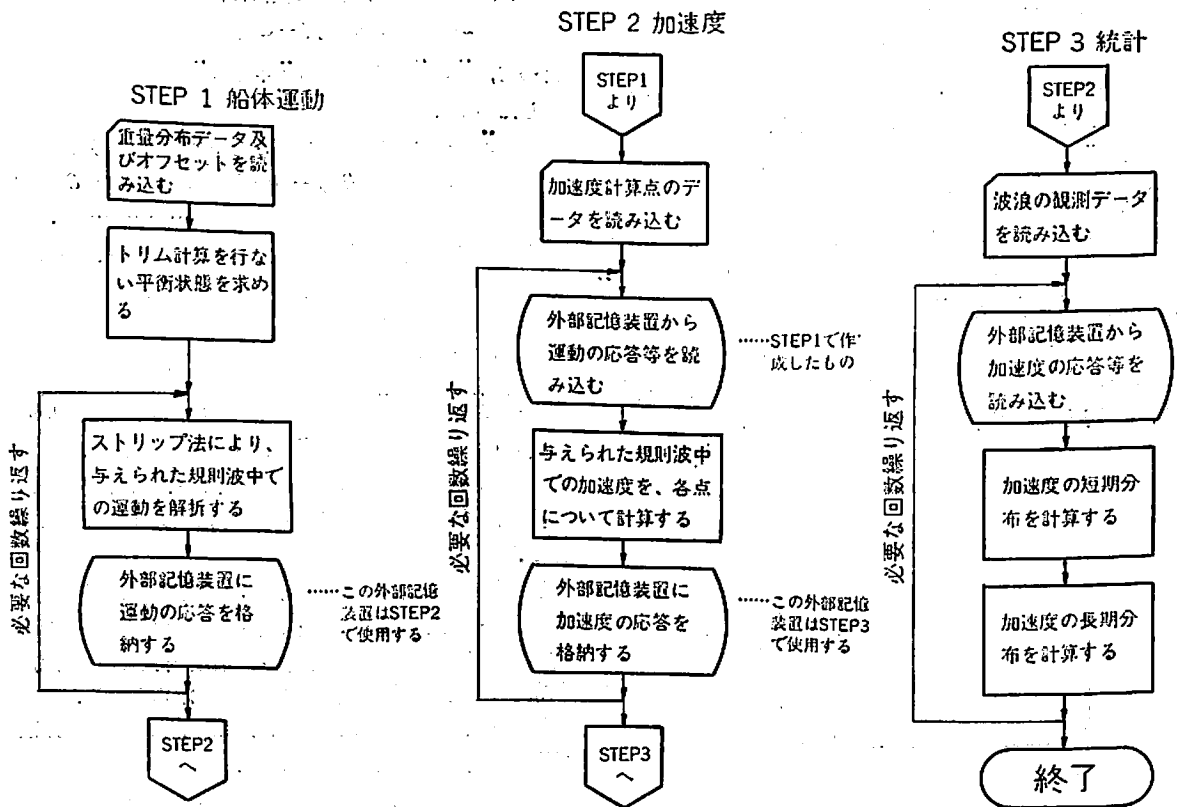


図 8-37 NK 加速度長期分布計算プログラム

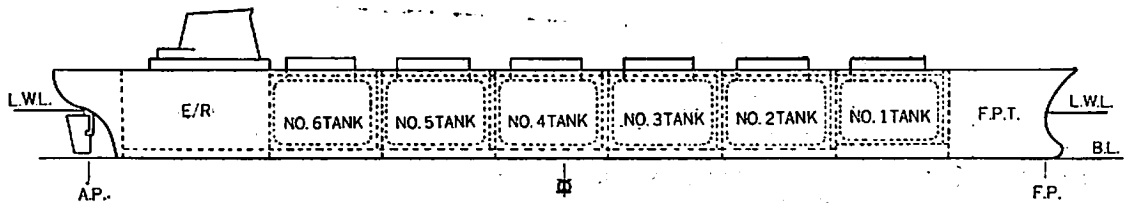


図 8-38 130,000 m³ LNG 船タンク配置

になる。計算過程は大きく分けて 1) 船体運動, 2) 加速度, 3) 統計の 3つのステップより構成される。

実船としては、ブリジストン液化ガス(株)^(注)で基本設計を行なった 130,000 (m³) LNG 船を用いた。

その主要目を以下に示す。

$$\begin{cases} L_{pp} \times B = 268.00 \times 42.80 \\ d_f = 11.27, d_o = 11.72 \text{ 以上単位 (m)} \\ C_b = 0.746 \\ V_s = 17.50 \text{ kts} \end{cases}$$

船体配置を、図 8-38 に示す。

計算対象点は次の通りである。

加速度の船長方向の分布を調べるため、全長を 4 等分し、B.L. と $\bar{\Phi}$ との交線上の点について計算することとした。

次に、貨物タンク内の分布を調べるため、No. 1~No. 6 タンクにつき、各タンクの重心位置で計算することとし、No. 1, No. 4 及び No. 6 タンクでは、内壁上の点においても計算した。

計算点はテーブルにして表 8-5 に示す。

適用海域は北大西洋とし、有義波高 H , 平均波周期 T の短期不規則波浪海面を近似的に表わすため、次のような ISSC-70 スペクトラムを用いた。

$$[f(\omega, \chi)]^2 = 0.11 H^2 \omega_1^{-1} \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^{-8} \cdot \exp\{-0.44$$

$$\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^{-4}\} \cdot \frac{8}{3\pi} \cos^4 \chi \quad ; \quad -\frac{\pi}{2} \leq \chi \leq \frac{\pi}{2}$$

$$= 0 \quad ; \quad \text{else}$$

$$\text{Where; } \omega_1 = \frac{2\pi}{T}$$

ω ; 合成波の角周波数

χ ; 合成波の進行方向と、波の平均進行方向とのなす角

また、有義波高 H , 平均波周期 T の波浪の長期発現確率密度函数 $P(H, T)$ としては、最も信頼性のあるといわれる Walden による北大西洋の観測資料のうち、通年のものを用いた。

注) ブリジストン液化ガス(株)より、NK に計算依頼のあった試設計船で、同社の好意により、そのデータを引用させて頂いた。

表 8-5 加速度計算点座標

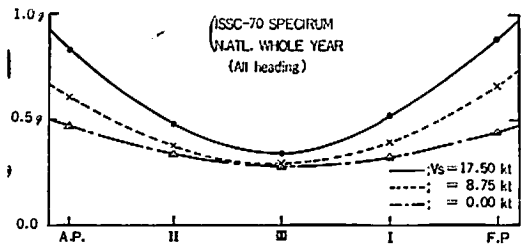
Tank No.	X (m) from $\bar{\Phi}$	Y (m) from $\bar{\Phi}$	Z (m) above B.L.
F.P.	134.000	0.000	0.000
I	67.000	0.000	0.000
$\bar{\Phi}$	0.000	0.000	0.000
II	-67.000	0.000	0.000
A.P.	-134.000	0.000	0.000
No. 1 タンク	89.452	0.000	*13.340
	89.452	0.000	4.400
	89.452	14.000	13.340
	89.452	0.000	28.300
No. 2 タンク	59.435	0.000	*13.900
	27.585	0.000	*13,900
No. 4 タンク	-4.265	0.000	*13.900
	-4.265	0.000	2.900
	-4.265	19.000	13.900
	-4.265	0.000	28.300
No. 5 タンク	-4.265	-19.000	13.900
	-36.115	0.000	*13.900
No. 6 タンク	-66.726	0.000	*13.740
	-66.726	0.000	2.900
	-66.726	15.000	13.740
	-66.726	0.000	28.300
No. 6 タンク	-66.726	-15.000	13.740

* B.L. 上タンク重心位置までの距離

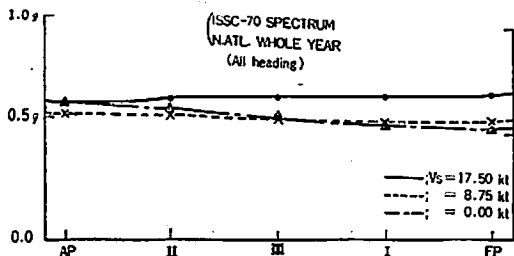
計算結果は、船の一生を 20 年とすると波浪によつて生ずる事象の変動回数がほぼ 10⁸ 回になることより、加速度の 10⁸ 回の変動回数のうち最大期待値によつて整理した。それらを図 8-39 ないし図 8-47 にまとめて示す。

なお、船速は、サービス速度、1/2×サービス速度、0 の 3 通りとし、各方向加速度の船速による影響を調べてみた。

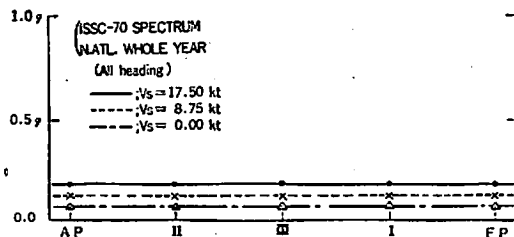
図 8-39 ないし図 8-41 から一見してわかることは垂直



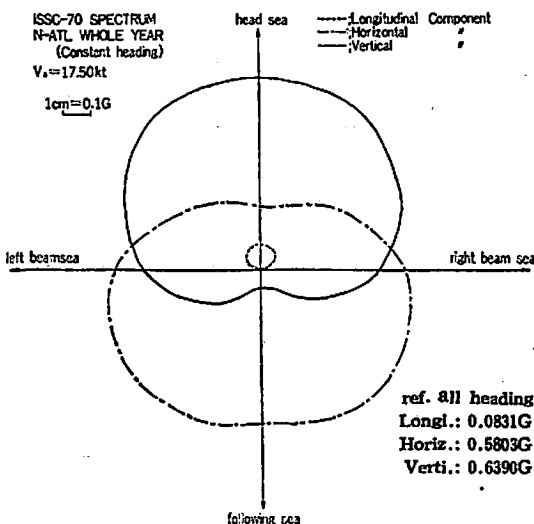
8-39 Acceleration of 10^{-8} probability (Vertical component at B.L.)



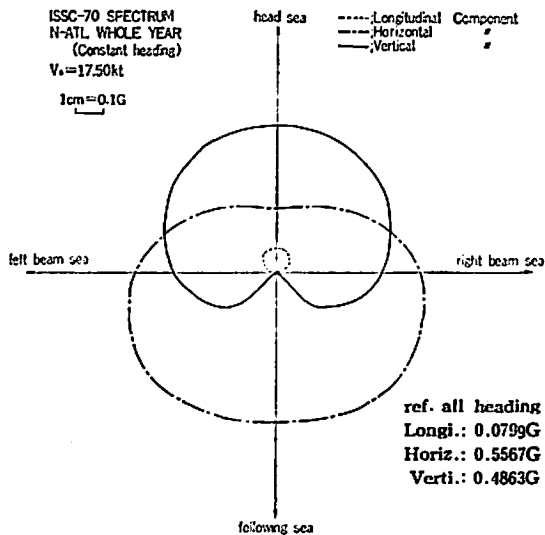
8-40 Acceleration of 10^{-8} probability (Horizontal component at B.L.)



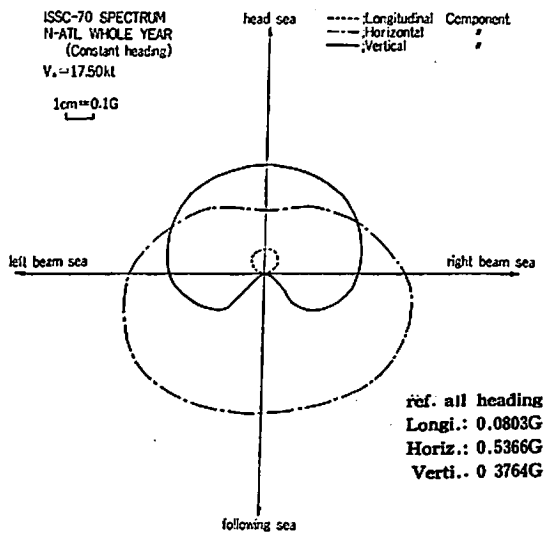
8-41 Acceleration of 10^{-8} probability (Longitudinal component at B.L.)



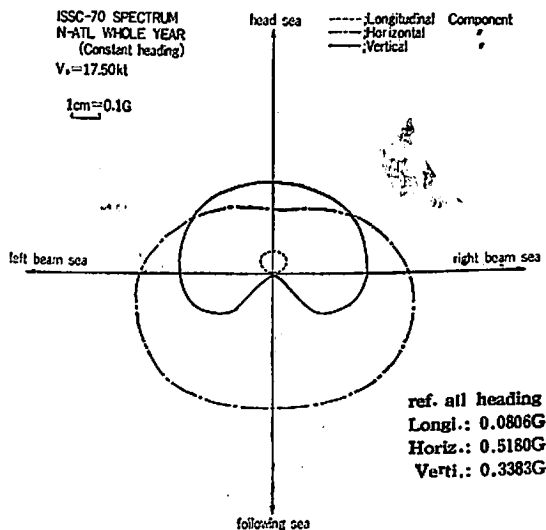
8-42 Acceleration of 10^{-8} probability (at C.G. of No. 1 Cargo Tank)



8-43 Acceleration of 10^{-8} probability (at C.G. of No. 2 Cargo Tank)



8-44 Acceleration of 10^{-8} probability (at C.G. of No. 3 Cargo Tank)



4-45 Acceleration of 10^{-8} probability (at C.G. of No. 4 Tank)

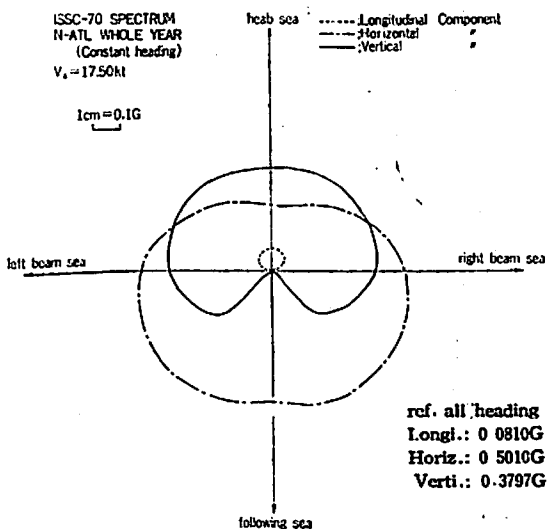


图 8-46 Acceleration of 10^{-8} probability (at C.G. of No. 5 tank)

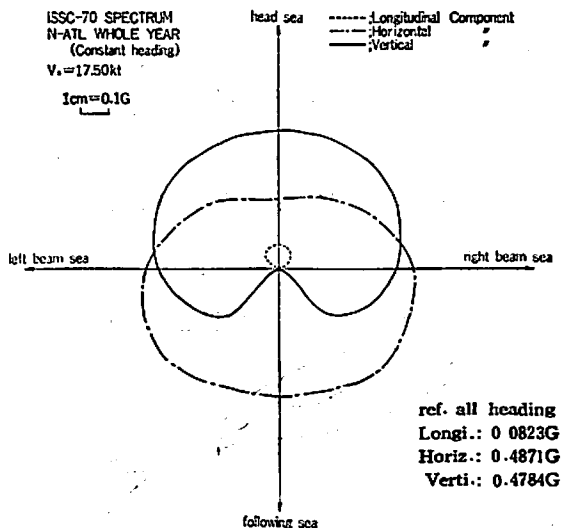
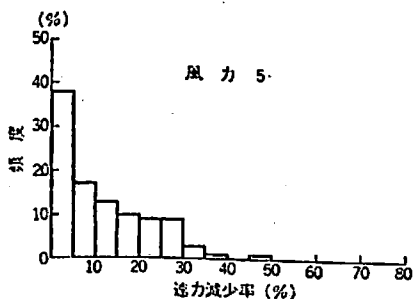
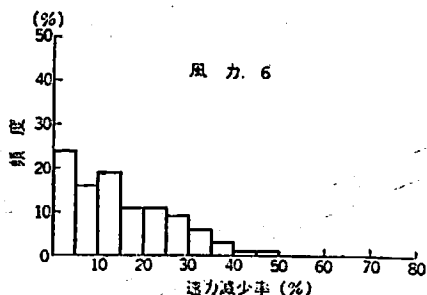


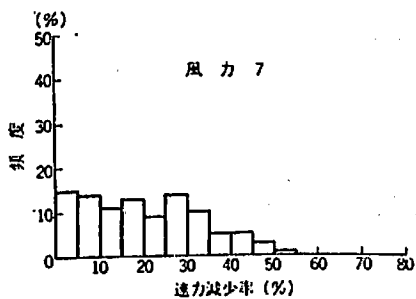
图 8-47 Acceleration of 10^{-8} probability (at C.G. of No. 6 tank)



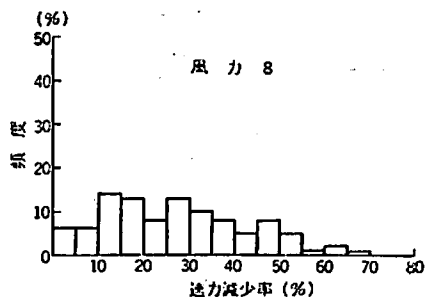
(a)



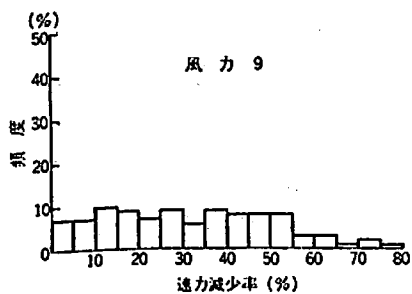
(b)



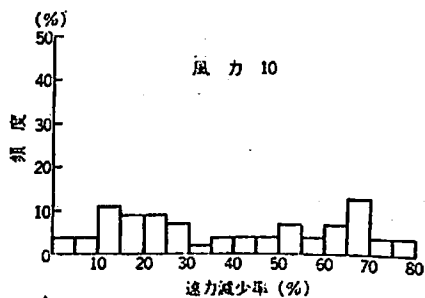
(c)



(d)



(e)



(f)

图 8-48 速力減少率(文献 51)

方向加速度は船首尾で船速の影響を大きく受け、また水平方向加速度は船首部でかなり影響を蒙る。縦方向加速度は絶対値そのものが小さいので比率としては影響が大きい。

10⁸ 回に 1 回起こり得る最大加速度の期待値が問題となるような海象においては、操船上船速を低下させると

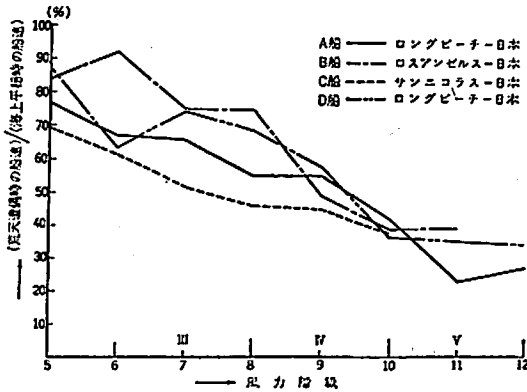


図 8-49(a) 荒天遭遇時の船速低下率 (NK) (文献 51)

共に波に対して船首を立てることを考慮すれば垂直方向加速度および水平方向加速度の最大期待値は、多少小さく評価してよいと考えられる。

ただ、以上のようにして求めた最大加速度はあくまで計算上の期待値であること、実際の操船がどのように行なわれているのか正確なデータを把握できない等の理由により直ちに、サービス速力をベースに計算した最大加速度を小さ目に評価する方向で規則上の設計荷重を決めることは難しいと云える。

なお、運輸省が大型専用船に対して各船の航海日誌を基礎に NK でまとめた「風力階級と速力減少率」および日本海難防止協会がまとめた「大型専用船の運航上の安全対策に関する調査研究」による「荒天遭遇時の船速低下率」を参考として掲げておく (図 8-48, 8-49 参照)

以上、加速度の長期分布をコンピュータによる直接計算から求める方法とその結果を示したが、IACS 案による略算式あるいは U.S.C.G. による計算方式を比較のため次に取り上げてみる。

なお、NK プログラム、IACS 案は共に左右・前後方向加速度に傾斜成分 (重力の方向成分) を含めたものとなっているので注意されたい。

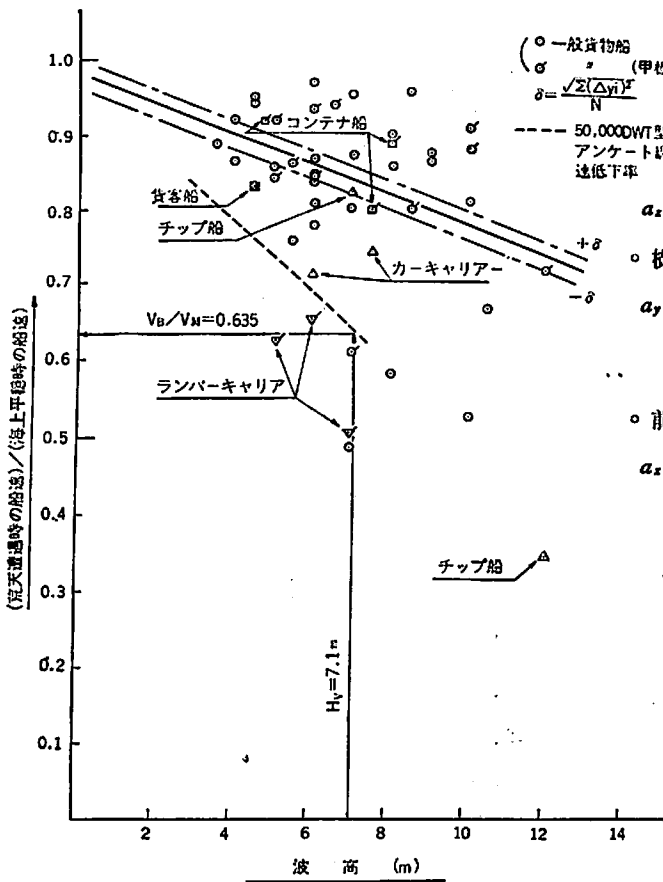


図 8-49(b) 荒天遭遇時の船速低下率 (文献 51)

<IACS 案>

○ 上下方向加速度

$$a_z = \pm a_0 \sqrt{1 + \left(5.3 - \frac{45}{L}\right)^2 \left(\frac{x}{L} + 0.05\right)^2 \left(\frac{0.6}{cb}\right)^{3/2}}$$

○ 横方向加速度

$$a_y = \pm a_0 \sqrt{0.6 + 2.5 \left(\frac{x}{L} + 0.05\right)^2 + K \left(1.0 + 0.6K \frac{z}{B}\right)^2}$$

○ 前後方向加速度

$$a_x = \pm a_0 \sqrt{0.25 + \left(0.7 - \frac{L}{1200} + 5 \frac{z}{L}\right)^2 \left(\frac{0.6}{cb}\right)^2} \quad \dots\dots\dots(8.77)$$

ただし、 L = 船の長さ L_{pp} (m)

cb = 方形係数

B = 船の幅 (m)

x = 船の中央から積載物を含む (以下同じ) タンク重心までの距離 (m), 船の前方は正, 後方は負

z = 船の実際の喫水線からタンク重心までの距離 (m). 喫水線より上方は正, 下方は負

$$a_0 = 0.2 \frac{V}{\sqrt{L}} + \frac{34 - \frac{600}{L}}{L} \quad V; \text{船の航海速力 (kt)}$$

$K=$ 一般に1.0, 特殊積付けおよび特殊船型を有する場合は, 次式による

$$= \frac{13GM}{B}, K \geq 1.0$$

GM ; メタセンター高さ (m)

上式による各方向の加速度は, それぞれ別個に働くものと仮定する. a_0 は静重量を含まない. すなわち, $(1.0+a_0)g$ となる. a_y は, 静重量要素を含むローリングによる横方向の加速度

<U.S.C.G. 案>

○ 上下方向加速度 AvT

$$AvT = \sqrt{AvR^2 + AvP^2 + AvH^2} \dots\dots\dots(8.78)$$

ここに,

$$\begin{cases} AvR = 8\pi^2\theta a / (360 \cdot TR^2) & ; \text{横揺れ} \\ AvP = 8\pi^2\phi c / (360 \cdot TP^2) & ; \text{縦揺れ} \\ AvH = 4\pi^2 H / TH^2 & ; \text{上下揺れ} \end{cases}$$

ただし, 横揺れ・縦揺れ・上下揺れの位相は互いに 90° ずつズレるものとする.

○ 横方向加速度 ATr

$$ATr = \sqrt{ATR^2 + ATS^2 + ATY^2} \dots\dots\dots(8.79)$$

ここに,

$$\begin{cases} ATR = 8\pi^2\theta \cdot a / (360 \cdot TR^2) & ; \text{横揺れ} \\ ATS = KAVH & ; \text{左右揺れ} \\ ATY = K_1 AvH \text{ (at F.P. \& A.P.)} & ; \text{船首揺れ} \end{cases}$$

ただし, それぞれの運動の位相は互いに 90° ずつズレるものとする.

○ 縦方向加速度 ALT

$$ALT = \sqrt{ALP^2 + ALS^2} \dots\dots\dots(8.80)$$

ここに,

$$\begin{cases} ALP = 8\pi^2\phi b / (360 \cdot TP^2) & ; \text{縦揺れ} \\ ALS = K_2 AvH & ; \text{前後揺れ} \end{cases}$$

ただし, 位相差は 90° とする.

各記号の意味は次の通りである

$$\begin{cases} \theta = 300 / \sqrt{L} & ; \text{横揺れ角 (deg.)} \\ \phi = 1800 / L & ; \text{縦揺れ角 (deg.)} \\ H = 25 / \sqrt{L} & ; \text{上下揺れ (m)} \\ TR = 3.7 / \sqrt{L} & ; \text{横揺れ周期 (sec.)} \\ TP = 2.2 / \sqrt{L} & ; \text{縦揺れ周期 (sec.)} \\ TH = 2.2 / \sqrt{L} & ; \text{上下揺れ周期 (sec.)} \end{cases}$$

- c; 船体縦揺れ中心からタンク重心位置までの距離 (m)
- b; 船体横揺れ中心からタンク重心位置までの垂直距離 (m) ただし, 上方を正, 下方を負とする.
- a; 船体横揺れ中心からタンク重心位置までの水平距離 (m)
- L; 垂線間船長

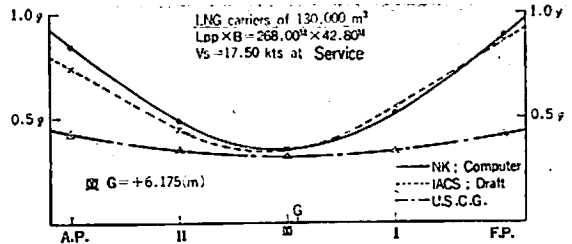


図 8-50 上下方向加速度の船長方向分布

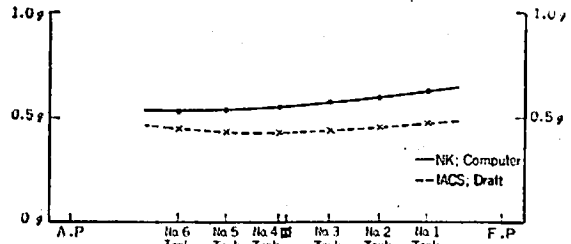


図 8-51 各タンク重心位置における水平方向加速度

この IACS 案・U.S.C.G. による略算式を用いて, 前記のブリジストン液化ガス (株) 計画 LNG 船の各方向加速度を求め NK プログラムによる直接計算と比較してみる. (図 8-50, 8-51 参照)

上下方向加速度については 10^8 回に 1 回起り得る最大加速度の船の長さ方向の分布, 横方向加速度についてはタンクごとに調べたものである.

計算点は, 図 8-50 に示す上下方向加速度についてはベースラインとし, 図 8-51 に示す水平方向加速度については各タンクの重心位置とした. ただし, U.S.C.G. によるものは資料不足で水平方向加速度が決められず省略した.

上下方向加速度について, 直接計算と IACS 案は非常に良好な一致を示している. U.S.C.G. による値はやや小さ目に出ている.

今後の動向としては, IMCO あるいは IACS で決定される統一略算式によるかあるいは直接計算することになるが, 問題はこれらの加速度がタンク内圧分布の計算にどのような形で算入されるかである.

すなわち, 時間的なズレのある各方向加速度および静的傾斜 (ヒールおよびトリム) をどう評価するか, どのような状態を想定して内圧分布を計算するかがポイントとなる.

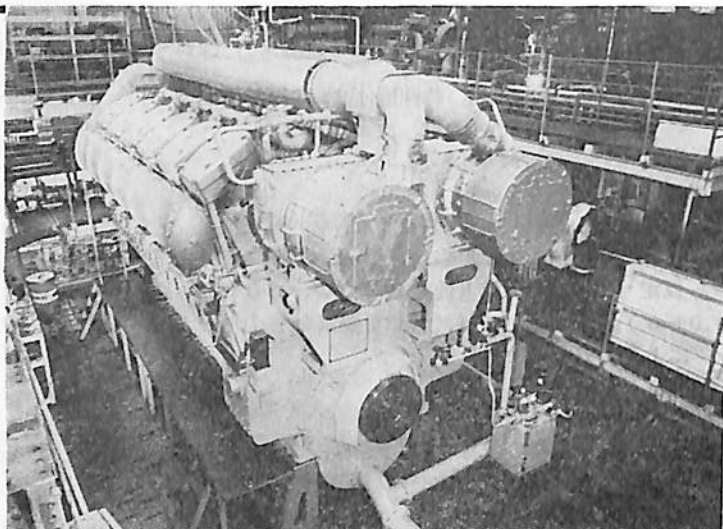
この点に関しては, あらため 8-3-6 「設計荷重の基準」の所で触れる. (未定)

新開発の1気筒あたり1,500馬力の高出力中速ディーゼル機関 12PC4V型

石川島播磨重工は、かねてから中速ディーゼルエンジンでの技術提携先であるフランスのS.E.M.T.社と共同で、従来の中速ディーゼルエンジンにくらべ一段と出力の高い新型中速ディーゼルエンジンPC4型の開発を進めていたが、このほどその実用一番機として世界ではじめて1気筒あたり1,500馬力という高出力をもつ、12気筒の新エンジン12PC4V型を完成、5月21、22の両日にわたり相生第二工場において、公開運転を実施した。

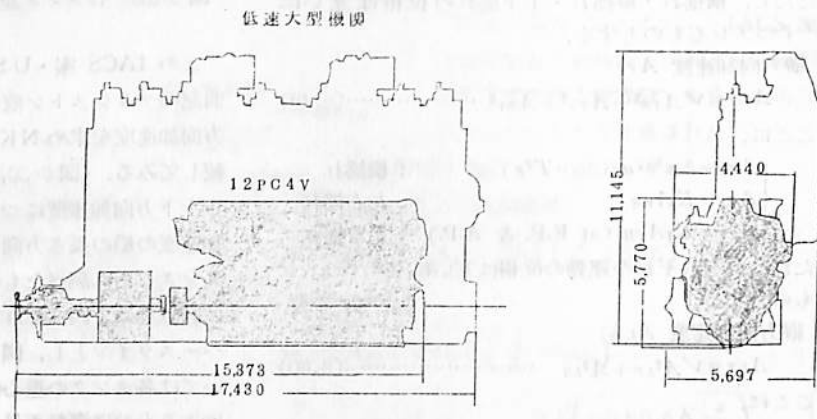
中速ディーゼルエンジン(回転数 毎分300~500)は低速ディーゼル(同100~150)にくらべ、軽量、コンパクトなので機関室の所要スペースが小さくてすみ、そのうえ保守、点検も容易であるほか、船種、船型にあわせてもつとも推進効率のよいプロペラ回転数を選べる、などの特長をもっており、船用主機関中に占めるシエアは年々急速に高まりつつあるが、船舶の大型化、高速化にともなう大出力推進機関への需要増大にこたえるため、低速ディーゼルと同様に経済性の高い粗悪重油を使用することができ、しかもより大出力の得られる中速ディーゼルエンジンの開発が、世界の有力ディーゼルエンジンメーカー各社によって現在いつせいに推進されている。

このたび、石川島播磨重工がS.E.M.T.社との共同開発に成功したPC4型ディーゼルエンジンはこうした動向に対処して開発された大出力中速ディーゼルエンジンで1気筒あたりの出力は従来の中速ディーゼル(1気筒あたり出力500~600馬力)にくらべ2~3倍の1,500馬力に高めることにより中速ディーゼルと低速ディーゼル



12PC4V型機関

PC4型ギヤードディーゼル機関と低速大型機関の比較図



	12PC4V	低速大型機関
出力	17,820 PS	18,000 PS
機関回転数	400 r.p.m.	122 r.p.m.
プロペラ軸回転数	120 r.p.m.	122 r.p.m.
馬力当りの重量	12.4 kg/ps (100%)	34.8 kg/ps (281%)
全長	15,378 mm (100%)	17,430 mm (113%)
全幅	4,400 mm (100%)	5,697 mm (129%)
全高	5,770 mm (100%)	11,145 mm (193%)

の特長を兼ね備えたエンジンとして完成したもので、これにより船用ディーゼルエンジンとして最も需要の多い15,000~27,000馬力の出力範囲を1基のエンジンでまかなうことを可能としたものである。

同エンジンは大出力化により気筒数を減少させることができるので、保守、点検や取扱いがいつそう容易とな

り、信頼性も一段と高く、最近とくに重要視されつつある自動化の推進にも有利である、など多くの特長をもっており一般の船用主機関としてはもちろん、高速コンテナ船用（複数エンジンを使用）や陸上の大容量ディーゼル発電プラントなど広範囲に適用することができ、今後多くの需要があるものと期待されている。

この度の PC 4 型中速ディーゼルエンジンの共同開発は、IHI 社と S.E.M.T. 社との共同による基本設計にはじまり、S.E.M.T. 社が 4 気筒、石川島播磨が 12 気筒のテストエンジンを設計、製作するという形ですすめられ、昨年 5 月 S.E.M.T. 社のエンジンが運転を開始したのにひきつづき、同 10 月からは石川島播磨の 12 気筒型がまず 6 気筒でテストを開始、この 4 月からは 12 気筒でのフル運転に入り、現在まで種々の性能確認を行なってきたものである。

この結果 12 気筒で出力 18,000 馬力（回転数毎分 400）という 1 基の中速ディーゼルとしては、世界最高の出力を記録するとともに、燃料消費率も 1 馬力 1 時間あたり 146 g（146 g/P.S. hr.）ときわめて好成绩を記録できた

ためこの度の公開運転実施のはこびとなつたものである。

今回の国際共同開発が、当初の計画どおりきわめて順調に完了したのは、PC 2, PC 2-5, PC 3 など現在世界のの中速ディーゼルエンジンのベストセラーとなつている各機種を開発した実績をもつ S.E.M.T. 社の設計開発能力と、多数の PC 2, PC 2-5 エンジンの製造や改良によつてつちかわれた石川島播磨の技術力とが効果的に結合されたためであり、この種エンジンについてのわが国と西欧メーカーとの国際共同開発は、今回がはじめてである。

石川島播磨では、今後さらに長時間の耐久試験を含む種々の性能確認を行い、今秋から外販を開始する計画である。これにより、同社としては、S.E.M.T. 社との技術提携による中型および大型中速ディーゼル、またスルザー社との技術提携による低速ディーゼルと各種のディーゼルエンジンを揃え、いつそう広範囲な需要に対応し、最適のエンジンを供給できる体制がととのつたことになつた。

PC 4 型中速ディーゼルエンジン主要目

型 式		4 サイクル単動無気噴油自己逆転トランクピストン型排気ターボ過給機および空気冷却器付船用ディーゼル機関						
シ リ ン ダ 配 列		V 型						
シ リ ン ダ 数		8	10	12	14	16	18	
シリンダ径×ピストン行程		mm 570×620						
連続最大出力	機 関 出 力	P S	12000	15000	18000	21000	24000	27000
	回 転 数	r.p.m	400					
	平均有効圧力	kg/cm ²	21.3					
	平均ピストン速度	m/s	8.3					
常用出力	機 関 出 力	P S	10800	13500	16200	13900	21600	24300
	回 転 数	r.p.m	386					
	平均有効圧力	kg/cm ²	19.9					
	平均ピストン速度	m/s	8					
過 負 荷 出 力		%	110 (12 時間ごとに 1 時間)					
燃 料 消 費 率		gr/ps-hr	146					
過 給 方 式		排気ターボ過給 (空気冷却器付)						
起 動 方 式		圧 縮 空 気						
冷 却 方 式		シリンダジャケットおよびターボ過給機： 清 水 燃 料 弁 ノ ズ ル： 清 水 ピ ス ト ン： 潤 滑 油 空 気 冷 却 器： 海 水						
調 速 機		ウッドワードガバナー						
使 用 燃 料		軽油、重油、残渣油						

注) 1. 上記の出力は周囲温度 40°C 大気圧 760 mmHg, 冷却海水温度 30°C の場合を示す。

2. 燃料消費率は+3%のマージンを許容するものとする。なお、燃料の低位発熱量は 10200 Kcal/kg である。

3. 機関自己駆動ポンプは取付けない。

4. 上記の数値は保証値ではない。

〔製品紹介〕

キューノ燃料重油濾過装置について

日本エー エム エフ株式会社

当社は、1967年キューノ事業部設立以来日本のフィルタ業界に着実な進展を続けて来たが、かねてから年々増大する船用機器の需要に着目し、この市場に進出すべく企画していた。このたびすでにヨーロッパで実用に供せられているキューノ・マリン諸製品を国内に発表することになった。

主軸商品は燃料重油の清浄装置およびボイラー復水の清浄装置コンデンセイトフィルターである。特に MFF 燃料清浄装置は、AMF-Cuno 独特のフィルター方式の組合せによる完全自動清浄システムであり、従来一般に使用されている遠心分離システムに比べ、機械的回転がないため、安全性に富み、また使用上の故障が考えられないこと、また C 重油 およびディーゼル油を同一システムで清浄できる特色がある。設備費も従来のシステムに比べ相当低廉となる。

次にキューノ燃料重油濾過装置について略述する。

キューノ燃料重油濾過装置

従来、船舶燃料用重油は遠心分離機で清浄処理された後、ストレーナを通過して機関に供給されている。これに対し、キューノの装置では、遠心分離機を必要とせず、最小の維持費で有効な燃料油の濾過と、水分の除去を行う。セッティングタンク、サービスタンクとエンジンの間には、他の燃料油清浄装置は必要でない。

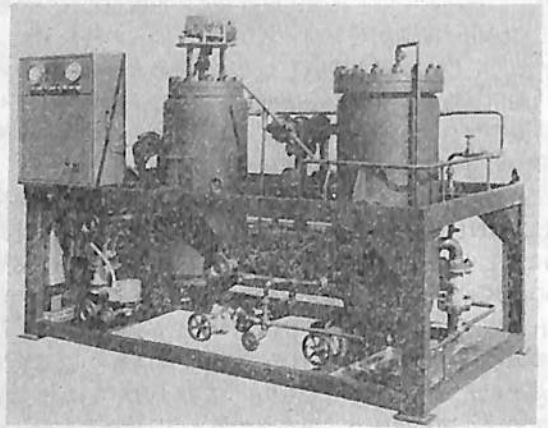
本装置は、実際に広く使用されており、BSRA、英国船舶研究協会により、その優秀性が証明されている。(NS 240 リポート) 水分の除去および 5 ミクロン以上の固形物分離が可能であり、船舶用ディーゼルエンジンにとり、最も経済的な燃料油処理方法といえる。

本装置の特長

1. 完全な一体システム
2. 静的濾過である。
3. 自動水分除去方式
4. 5 ミクロン以上の汚染固形物の除去が可能
5. 完全な自動操作方式である。
6. 航海中は無保守、停泊中は保守は僅少ですむ。
7. ディーゼル油から、多残性燃料まで濾過処理可能
8. 設備費は低く、ランニングコストは少なくてすむ。

標準モジュールの適用範囲

タイプ	燃料消費量 (tons/hour)	エンジン (b.h.p.)
MFF 1	1	Up to 6,000



キューノ燃料重油濾過装置

MFF 2	2	6,000 to 13,000
MFF 3	3	13,000 to 19,000
MFF 4	4	19,000 to 25,000
MFF 5	5	25,000 to 32,000

機構と作動の説明

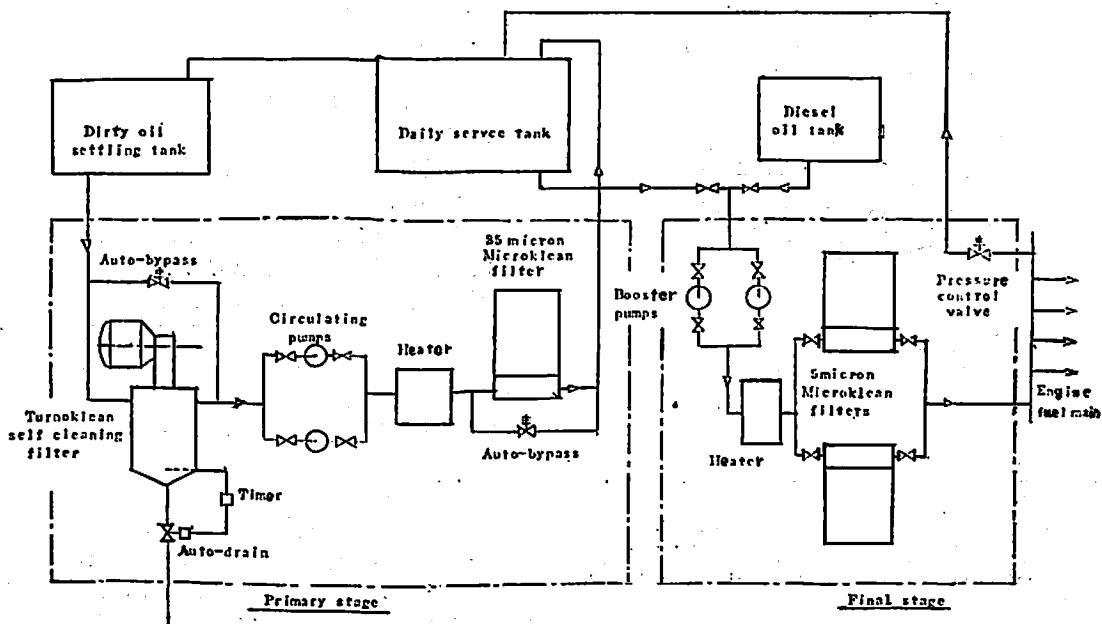
この装置は図のように 2 個のステージから成りたつている。

第一のステージは、遠心分離機を代用し、ターノ・クリーン自掃フィルター (水分セパレーター) と 25 ミクロン、マイクロ・クリーン交換用カートリッジフィルターを備えている。このステージ内に循環用ポンプ、油を適温にするヒーターおよびコントロールパネルが備えられている。

セッティングタンクからの燃料油はまずターノ・クリーン自掃フィルター (水分セパレーター) を通過し、そこで懸濁した大部分の水分は除去され、油は 125 ミクロン程度に濾過される。水分はサンプル内に集められ、ある量に達すると、ソレノイドバルブが開いて排出される。この装置にはタイマーがついており、自動排出時間調整により水分のみを除くこともでき、あるいはスラッジと水を一しよに除去することも可能となつている。

ターノ・クリーン自掃機構は、差圧が 5 psi (0.35 kg/cm²) になるまで、自動的に運転する。油はターノ・クリーンフィルターを出てから、ポンプによつてヒーター中を通過して、次に 25 ミクロン・マイクロ・クリーンカートリッジフィルターに入り、そしてディーゼルスサービスタンクに入る。

第二ステージは、複式のプースターポンプ、ヒーター、および二つの 5 ミクロンカートリッジフィルターから成る。この第二ステージは、サービスタンクとエンジンの間に位置している。第二ステージ通過のオイルの量は、エンジンの最大消費量の 2 倍以上が望ましいが、一方エンジンのタイプによつても多少異つてくる。



Cuno marine fuel filter typical basic flow diagram

余剰オイルは、デイリーサービスタンクへと戻される。この循環は主燃料エンジン内の常圧コントロールバルブによつて自動化されている。デイリーサービスタンクと、ブースターポンプの間に、コネクションが設けられており、燃料オイルの供給がスムーズに行なわれている。

装置の内容と補足説明

1. スチームジャケットヒーター（通過前のオイルを予熱する）
 2. リリーフバルブ付複式燃料ポンプ
 3. サーモスタットコントロール付ヒーター
 4. 第一ステージコントロールパネル（ヒューズアイソレーター付）
 5. パワーオンランプ
 6. サーキュレーティングポンプと、自掃フィルター用ギヤードモーターのスターター
 7. 温度ゲージ
 8. 調節タイマー付水分検出ユニット
 9. リレー、ターミナル、ヒューズ一式
 10. 水分除去とターノグリーンフィルター掃除用のマニュアルコントロール
- (a) 第一ステージのヒーター能力は、使用オイル、セッティングタンク内温度により異なる。通常セッティングタンク温度は 49°C である。
- (b) オイルは、粘度 200 RNI sec 最大まで温められる。しかしながらデイリータンクの安全性のために、94°C 以上にしてはならない。
- (c) 第二ステージフィルターを通過、主エンジンに

入るオイルの粘度は、75 RNI sec (2.5° E) が望ましい。

＜日本エー エム エフ株式会社液体処理事業部：横浜市戸塚区名瀬町 84：社長 B.E. ピーターセン：資本金 5 億円：電話 (045) 812-1414＞

住友重機械工業、マレーシアに修繕船工場を建設

住友重機械工業は、大型修繕船工場をマレーシアに建設し運営する計画につき、かねてからマレーシア政府、クオック・ブラザーズ、IMC オーバーシーズとの間で、新会社の設立につき協議してきたが、去る 5 月 19 日四者間で合弁契約が成立した。

本計画は、400,000 DWT および 80,000 DWT 修繕ドック各 1 基を備え、当面は大型タンカーその他の船舶の修繕を目的としているが、将来はこれにより習得した技術と経験を基礎に需要の動向をみた上で、新造船その他の製造分野に進出することを考えているものである。なお、稼働開始は昭和 50 年なかばの予定である。

新会社に対しては、住友重機械工業からは技術陣を中心に、その他営業・勤労・経理・管理部門の各要員を派遣し、新会社の経営支援に当たることになっている。出向者は、当初相当数にのぼる予定であるが、現地従業員を同社の造船所で教育・訓練を行なう等、技術の習得・技能の向上に努め、日本人出向者は漸減させてゆく方針である。

NKコーナー



昭和48年度第2回技術委員会

本年度第2回技術委員会は、5月14日日本工業クラブで開催された。おもな議事内容は、次のとおりである。

1. 鋼船規則、同細則の下記改正案について審議され、いずれも承認された。

(i) 第28編 油槽船および第29編 鉱石運搬船

NKの承認を得た場合は、直接強度計算により各部分の寸法を定めることができるよう規定を追加し、これに関連する細則を設ける。

(ii) 第44編 危険化学品ばら積み船(新規制定)

危険化学品ばら積み船とは、38°Cにおける蒸気圧が2kg/cm²未満の液状の危険物で、毒性、腐食性などの危険性を有するものおよび原油または石油精製品を上まわる引火性を有するものを、ばら積みで運送する船をいい、規則全体をIMCOの「Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Dangerous Chemicals in Bulk」に準拠して定めたものである。

(iii) 第45編 海底資源掘削船(新規制定)

NKでは、さきに登録規則を改正して、海底資源掘削船などの海洋構造物を船級事業対象とすることを決定しているが、本編は関連する技術規則の最初のものである。なお、引続いて海洋作業台船の規則の作成準備を進めている。

(iv) 第31編 機関の構造材料および設備に関する総則

本編第5章第1条の規定に基づき、多量生産方式または特に管理された生産方式(多量生産方式に準じた生産方式のことで、ロット生産方式もしくは準ロット生産方式をいう)により製造される機関(船用機関関係の機器をいう)の試験および検査の取扱いについて、基本的な要件を定めた細則を設ける。

2. 小型鋼船構造規準案(新規制定)が承認された。

この規準は、長さ50m以下の貨物船を対象として作成されたもので、さしあたり、シンガポールなどの外国籍船に限って適用される予定であるが、将来、日本船にも適用できるよう作業を進める。

3. 造船所の品質管理について、NK側から次のよう

な方針が述べられ、了承された。

鋼船規則第3編第13条の規定によれば、製造者は工事を終始精細に監査しなければならないことになっており、また第1編第2章第4条の規定は、NKが検査を実施するに当たり造船所の品質管理の実状に応じて、その立会の時期についてしんしやくすることができることを定めている。

この基本となる品質管理のは握については、将来、成文化された規則によつて行ないたい。

4. 技術委員会委員から、NKと他の船級協会との間で、検査の取扱いに相違している点があるが(たとえば、機関の継続検査の方法など)、IACSの場でこれらの統一について話合つてはどうかとの要望が出され、これに対しNK側から次のような回答があつた。

IACSにおいては、機関関係のWorking Partyで既に検査の統一について話が進められており、また船体関係についても同じ提案がされている。NKとしては、船舶安全法との関係を考慮しなければならないが、IACSの場で検討することには原則的に賛成の方針である。特に外国籍船に対しては、その検査上の慣行について極力他船級協会との差を少なくするよう、早急に処理したい。

アルジェリアおよびオーストリア政府NKを承認

NKは、2月12日付けでアルジェリア政府から承認され、下記の権限を付与された。

(i) 満載喫水線の指定および国際満載喫水線証書の発行

(ii) SOLAS条約に基づく検査および貨物船安全構造証書の発行

また、1月24日付けで、オーストリア政府から同国の法律に定める船級協会として認められた。同国の国内規則が整備されれば、国際条約に基づく検査および証書の発行権限を付与される見込みである。

この結果、NKを承認している国は合計18個国となった。

Nor-Shipping '73に初参加

5月9日から15日まで、ノルウェーのオスロで国際海事展Nor-Shipping '73が開催され、NKはこれに初出展した。

展示の内容は、NKの略歴、業務の概要、1962年以降の代表的な入級船および保有船級船量の推移ならびに自動化の進展などであった。

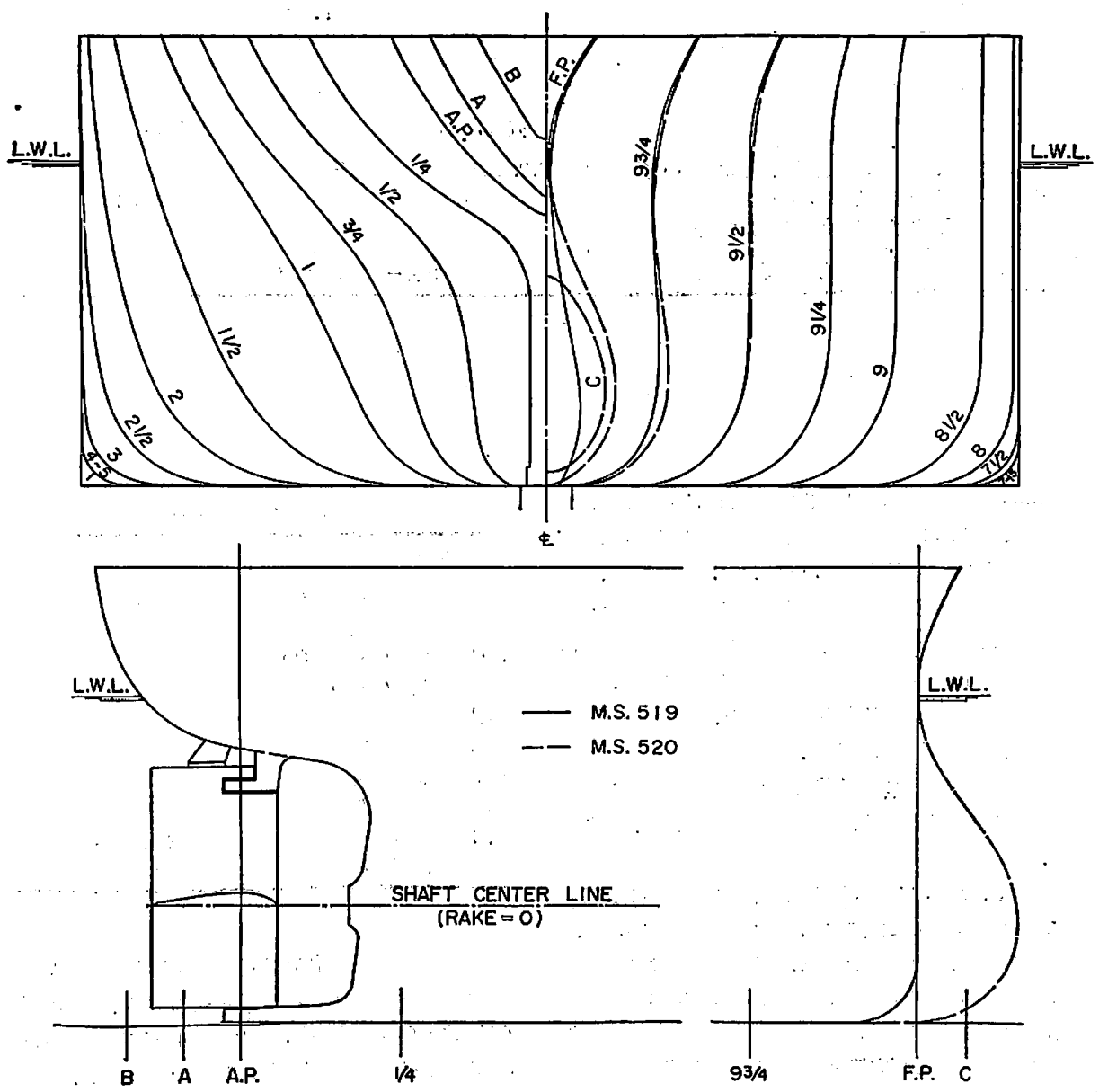
「NEW SHIPBUILDINGS IN JAPAN」の発行

従来、NKでは国内造船所において、建造中および建造予定の100総トン以上の鋼船について、造船所別一覽その他関係諸統計を収録した「造船状況調査」を2ヶ月ごとに発行していたが、今年からこれを模様替えして、「NEW SHIPBUILDINGS IN JAPAN」を発行することになった。

新様式の調査は、主として海外関係方面の利用の便を図る目的で、従来の和洋折衷式から全英文様式に改められ、発行回数も3ヶ月ごと年4回となった。

載貨重量約 57,000 英トンの油送船の水槽試験例

「船舶」編集室



第1図 M.S. 519 & 520 正面線図および船首尾形状

第1表 船体要目表

M.S. No.		519	520
長さ	L_{PP} (m)	226.466	
	幅 (外板厚を含む) B (m)	32.263	
満載状態	喫水 d (m)	11.578	
	喫水線の長さ L_{DWL} (m)	229.915	
	排水量 V_s (m ³)	68,576	68,684
	C_B	0.811	0.812
	C_F	0.815	0.816
	C_M	0.995	
	i_{CB} (L_{PP} の%にて 仮より)	-2.00	-2.10
平均外板厚 (mm)		28	
船首形状		直立船首	突出バルブ
バルブ	大きさ (船体中央断面積の%)	4.2 (F.P. における仮想線にて)	9.0
	突出量 (L_{PP} の%)	0	1.51
	没水深度 (満載喫水の%)	—	67.8
摩擦抵抗係数		シェーンヘル ($\Delta C_F = -0.0002$)	

M.S. 519 および 520 は積貨重量約 57,000 英トン、垂線間長さ 226.466 m の油送船に対応する模型船で、模型船の長さおよび縮率は 6.5 m, 1/34.841 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。舵としてはいずれも流線形舵が採用された。また、 L/B は約 7.0, B/d は約 2.8 である。

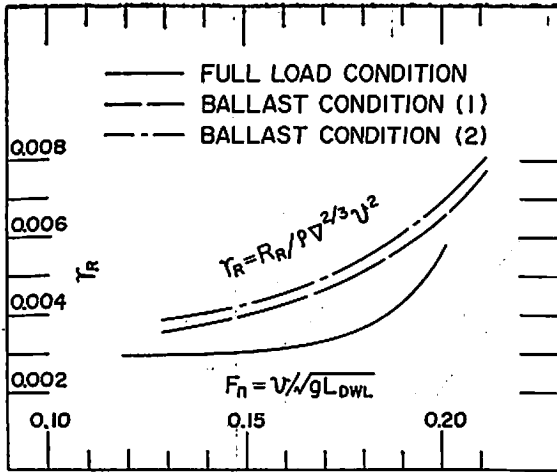
なお、主機としては遠続最大出力でいずれも 20,700 BHP×114 RPM のディーゼル機関の搭載が予定された。

試験は M.S. 519 に対しては満載のほか2状態、M.S. 520 に対しては満載のほか1状態で実施された。試験により得られた剰余抵抗係数を第2図および第3図に、自航要素を第4図および第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図および第7図に、伝達馬力等を算定したものを第8図および第9図に示す。

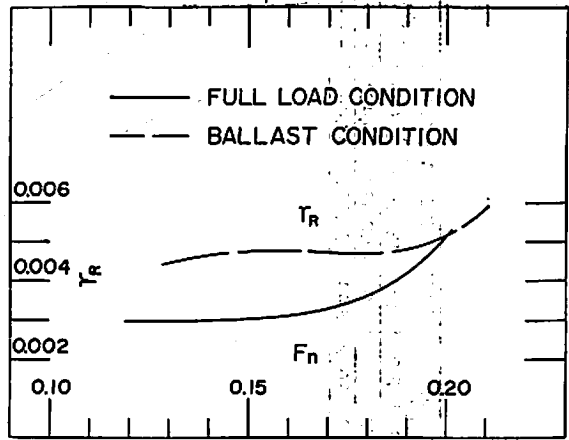
第2表 プロペラ要目表

M. P. No.	424
直径 (m)	6.600
ポ ス 比	0.190
ピ ッ チ (一定) (m)	4.900
ピ ッ チ 比 (一定)	0.742
展開面積比	0.660
翼 厚 比	0.0548
傾 斜 角	10°~0'
翼 数	5
回 転 方 向	右廻り
翼断面形状	MAU 型

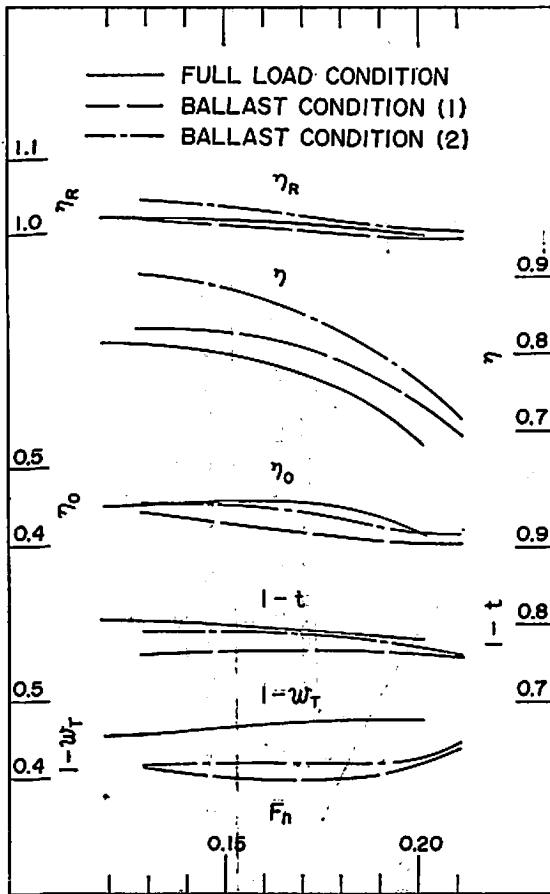
ただし、試験の解析に使用した摩擦抵抗係数はいずれもシェーンヘルのもので、実船に対する粗度修正量 ΔC_F は -0.0002 とした。また、実船と模型船との間における伴流係数の尺度影響は考慮されていない。



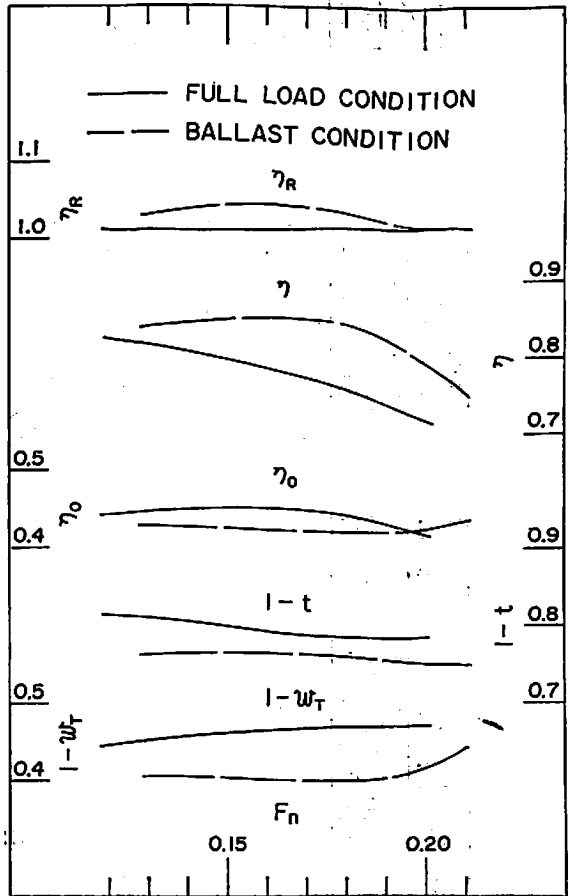
第2图 M.S. 519 剩余抵抗系数



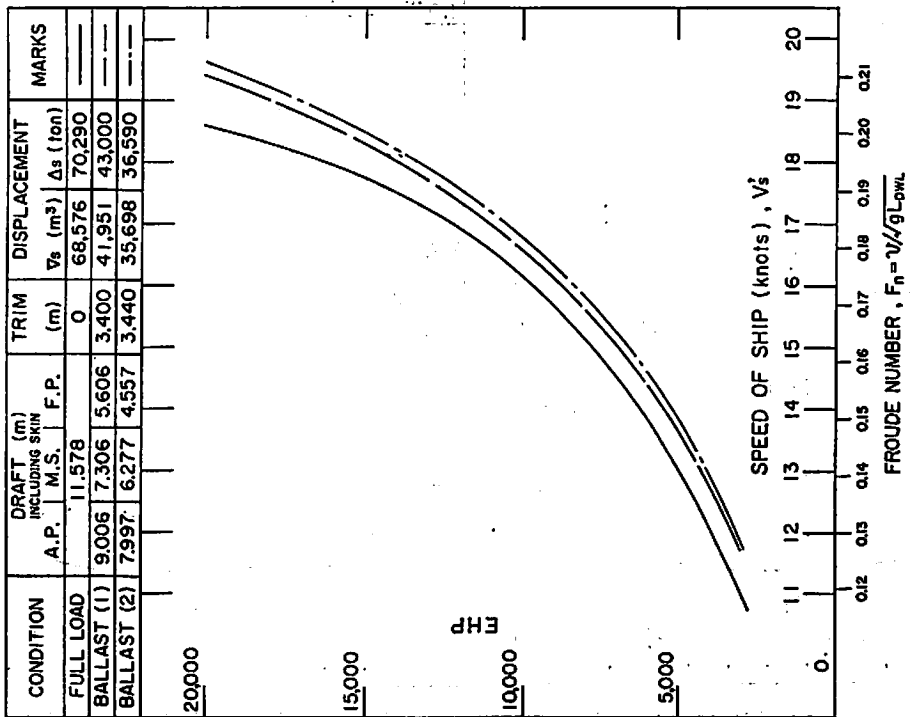
第3图 M.S. 520 剩余抵抗系数



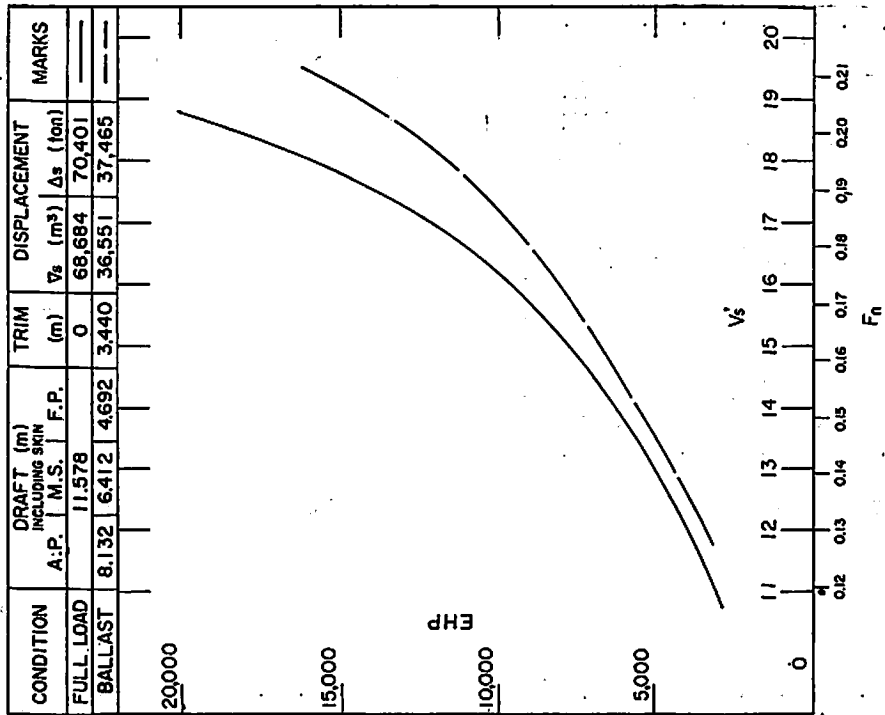
第4图 M.S. 519 x M.P. 424 自航要素



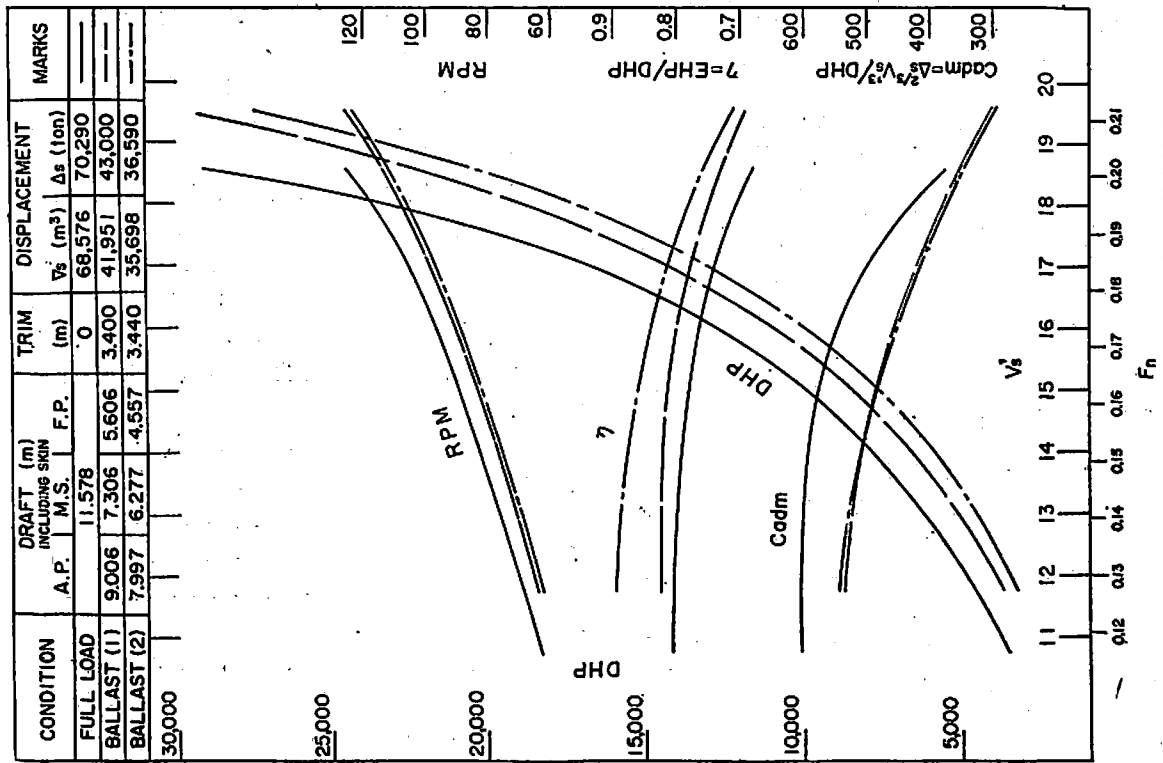
第5图 M.S. 520 x M.P. 424 自航要素



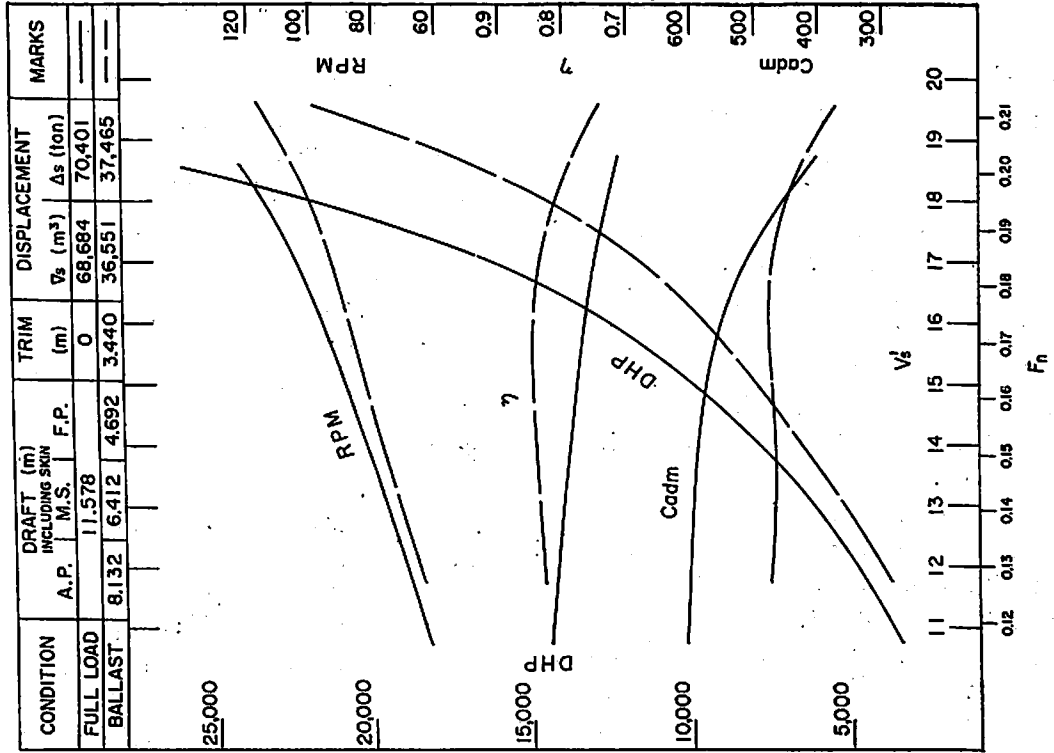
第6圖 M.S. 519 有効馬力曲線圖



第7圖 M.S. 520 有効馬力曲線圖



第8图 M.S. 519 x M.S. 424 伝達馬力等曲線図



第9图 M.S. 520 x M.P. 424 伝達馬力等曲線図

業界ニュース

大洋電機、船用発電機の試験場を岐阜に完成

大洋電機株式会社（東京都千代田区神田錦町3-16）は製品の品質向上、信頼度向上などを図るため、昨年10月から岐阜工場（岐阜県羽島郡笠松町如月町）内に建設して来た最大試験容量1万キロボルトアンペアの船用発電機の試験設備としては国内最大級の規模を誇るという品質技術試験場を完成した。

同社は年間56億円を生産販売する船用電気機器メーカー。これらの製品は最近の自動化船の就航増大から一段と高品質、高信頼度のものがユーザーから要求されてきているという。

こうした情勢に対応して製品の信頼度向上を図るため品質技術試験場を設置したもので、同試験場では岐阜工場で生産する500キロボルトアンペア以上の大型発電機すべてを実負荷試験する方針。

完成した同試験場は建面積約1,200平方メートルの鉄骨平屋一部二階建て、試験設備は同社が自社技術で開発した集中制御、集中監視システムを採用している。同システムは試験用の15メートル定盤3基、モーター用定盤などの上に設置した船用発電機を最大容量1万キロボルトアンペアまで同時に試験できるほか、1台5千キロボルトアンペアの超大型発電機の試験も可能で、試験結果はパネル上へ各項目ごとに表示されるようになってい

る。この完成によつて製品試験は従来に比べ準備作業で20~30%、試験時間で30~50%それぞれ試験効率が向上するという。また大型発電機の信頼度も全数試験を行うこともあつて従来より一段と向上するという。この外同試験場には付帯設備として300トン油圧プレス機、ワニス処理乾燥設備、塗装設備、20トン天井クレーンなどが設備されており、製品の組立から試験、塗装、出荷が一貫して行なえる体制となつている。さらにこれらの設備を運転するのに10~20人でいどの人員でよいなど、合理化された設備となつている。

カーフェリーに前川スクリー式冷凍機

フェリーを利用する人は、夏をひかえ更に上昇する勢であるが、日本カーフェリー（株）は1万トン級のカーフェリーを現在2隻建造中である。このフェリーは車の収容台数184台（乗用車120台、8トントラック62台、4トントラック22台）、収容人数1,000人、ロイヤルルーム、特等室を含む客室102室、プール、サウナ、ゲームコーナー、劇場などのレジャー施設を持つ豪華なものである。

このフェリーの冷房装置をうけおつた新日本空調（株）

では、日本カーフェリーの強い要請もあつて、従来のパッケージ式冷凍機に替えて、前川製作所（東京都江東区）製のスクリー式冷凍機、マイコンSRM2DOS型を使用することに決定した。スクリー式冷凍機は、パッケージ式に比べ、冷凍機そのもののコストは若干高くなるが、完全自動運転が可能となり、以後の維持管理において大幅に経費が削減される。

船舶標準化の国際会議、10月に東京で

船舶標準化の国際会議であるISO/TC8（国際標準化機構・造船専門委員会）の第8回会議が10月末から11月初めにかけて東京で開催される。この東京会議はアジアで初めて開催されるが、同会議は造船関係の国際標準化を進める最高の機関となつているため、世界最大の造船国であるわが国としても、国際会議の開催によつて世界の船舶標準化について積極的にイニシアチブを取ることにしている。

同会議はISOの造船専門委員会で、造船に関する船体構造や船用機器など14のSC（分科会）で構成されている。1970年にロンドンで開かれたISO/TC8の第7回国際会議で次の第8回会議は1973年に東京で開催することだけは決められていたが、時期・場所などは幹事国のオランダと日本が協議して決めることになつてい

た。同会議はヨーロッパを離れてアジアで初めて開催されることに加え、わが国としては国際会議における指導的立場を確保し、造船業および関連工業の調和と発展をはかるねらいである。このため同会議の準備組織としてISO/TC8東京会議組織委員会（委員長永田敬生氏：船舶JIS協会会長）を設け、会場や日程の設定、幹事国オランダとの連絡、協議を進めている。

これまでの協議の結果、東京会議は10月24日から11月2日まで、東京芝公園の東京プリンスホテルを会場にして開く。同期間中に、バージ、救命ボート、救命設備、甲板機械、窓などの標準化について審議される予定である。

また同会議の参加国はすべてPメンバー（議決権を持つメンバー）から成つており、これまでTC8の事務局（オランダ）から届いた中間報告では、インド、スペイン、オランダ、ノルウェー、日本、スウェーデン、西ドイツ、イギリス、ポーランド、フランスなど約50名が参加を表明している。

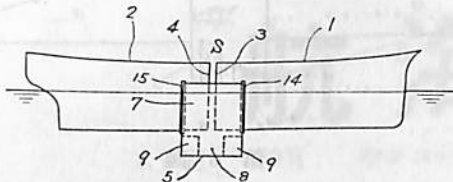
不参加を表明した国はベルギー、イタリアで、その他まだ何らの意志表示をしていないPメンバー国は、ブラジル、チェコスロバキア、フィンランド、イスラエル、ルーマニアの5カ国。

特許解説

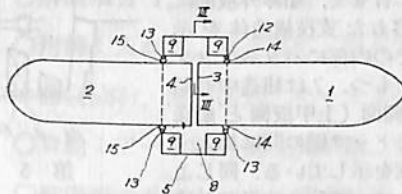
水上浮揚構造物接合用防水函体の取付方法(特公昭47-50310号, 発明者; 武藤昌太郎外1名, 出願人; 三菱重工株式会社)

比較的小型の船台, ドックを用いて, その設備能力を越える大型船を建造する方法として, 大型船を適数个分割して, 船台またはドック等で建造し, 進水させた後, 水上に浮揚させた状態で結合する, いわゆる船体の洋上接合法が提案されている。しかし, この工法において, 水面下に没している各分割部片の接合部を如何にして安全に, 強度的にも充分信頼のおけるように結合するかという点で問題があった。

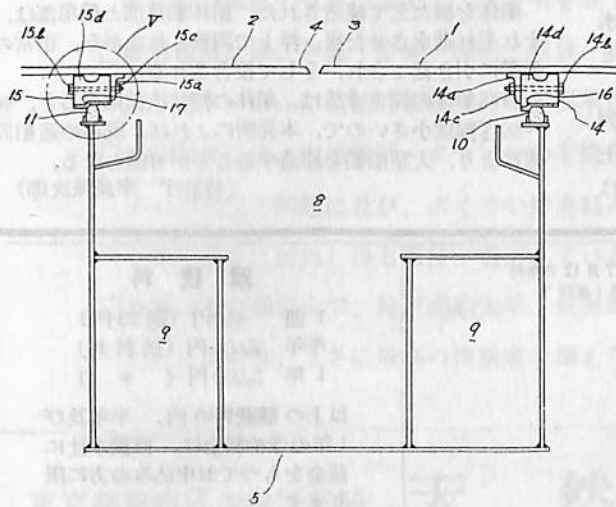
そこで本発明は上記方法を実施するために, ケーソン



第 1 図



第 2 図



第 4 図

等の防水函体を接合部船体に装着するための新規な方法を提案するもので, 船体の洋上接合法において, 分割部片における防水函体の当接部に, これら各分割部片の進水に先だつてあらかじめ函体取付用の案内部材を固着し, 進水後, その案内部材に沿つて防水函体を装着することにより, 防水函体の装着作業を容易にし, 確実な水密効果を得るようにしたものである。

図面にしたがつて説明すると, 1, 2はそれぞれ別個に建造され, 進水せしめられた前部および後部船体であり, 接合部3, 4において溶接接合されて, 大型船Sが完成する。5は接合部を覆う防水函体で, 接合部を水密構造に保ち, 内部の海水を排除して, 作業空間8を形成する。9はバラストタンクである。防水函体5を接合部に取付けるのに際して, 案内部材14, 15, パッキン10, 11が設けられている。案内部材14, 15, パッキン10, 11が設けられている。案内部材14, 15は, 船体1, 2の側部に溶接されたL形鋼14a, 15a, ボルト, ナットおよび案内部材本体14d, 15dから成つており, パッキン10, 11, 段部16, 17を介して, 防水函体5を水密に保つように構成されている。防水函体5は, バラストタンク9に注水, 排水, あるいは空気を注入, 排出することにより, 浮上, 沈下させることができるよう構成されている。

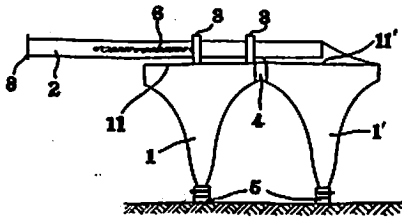
双胴船の建造方法(特公昭47-50314号公報, 発明者; 佐倉正一, 出願人; 日本鋼管株式会社)

従来, 双胴船の建造方法は, 一般に船台上において全工程を終了させることが行なわれていたが, 双胴船の船体が大型化するにつれ, 一般の船台上では場所的に不可能となる。

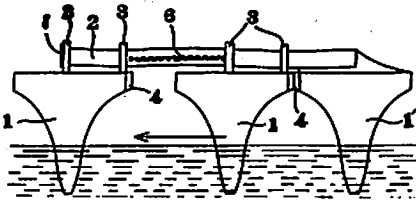
いつばう, 各単胴船を単独に船台上で建造し, それらを進水させた後, 両単胴船体を洋上で所定間隔に接続する建造方法が, 同じ発明者によつて開発されたが(特公昭47-34875号公報参照のこと), 洋上で接合するため, トリム, ヒール等の調整が容易でなかつた。

そこで本発明は, 船台上にて同時建造した二つの単胴船体を, 接合した状態で進水させ, 洋上で単胴船体の連結部を切断し, 予め船体に取り付けられたガイドビームに沿つて拡幅して, 二つの単胴船体を固定することより成る双胴船体の拡幅建造方法に関するものである。

単胴船体1, 1'は連結部4にて接合した状態で船台5上にて建造させる。2はガイドビームを示し, 一方の単胴船体1'の上甲板11'に固着されている。他方の単胴船体1は, 枠3が固着され, 枠3の内部には, ガイドローラ, 位置決めジャッキが設けられ, ガイドビーム2に設けられたウィンチ6により, 枠3がガイドビーム2を滑動することができるように構成されている。8は, ガイドビーム2の端に設けられたストップを示している。



第 1 図



第 2 図

船台上で接合した状態で建造された 両単胴船体 1, 1' は、そのまま進水させられる。その後、洋上で、結合部 4 を切断し、一方の単胴船体を、ガイドビーム 2、枠 3 を介して滑動させ、拡幅する。そして、ヒール、トリム、吃水を調整した後、接合ブロックが搭載されて、両単胴船体が固定されて、双胴船が完成する。

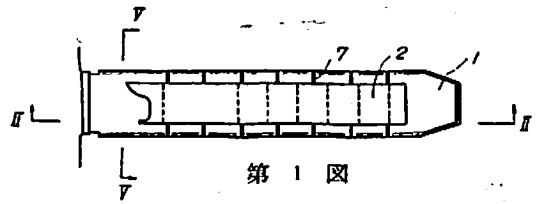
船舶の建造方法 (特公昭 47-51394 号公報, 発明者; 永岐宣雄, 出願人; 三菱重工業株式会社)

一般に、船舶はドックあるいは船台上において、船体を正座した状態すなわち船底部を下位に据えて一体に建造することが行なわれている。

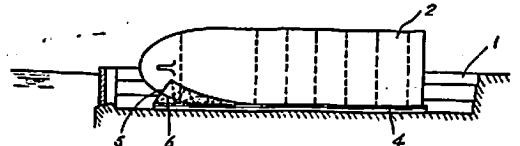
いつばう、船舶は大型化の傾向に伴ない、既存の規模の船台ドックでは建造が不可能となつている。

そこで本発明は、既設の船体ドックを有効に活用できる大型船舶の建造法を提案するものであり、乾ドック内または船台上に、船体を横たえて建造し、進水させ、水上で同船体を引き起した後、艤装を行なうことを要旨とするものである。

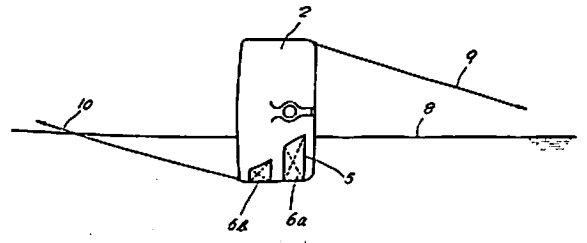
1 はドック、2 は船体後半部、4 はドック底面に 4 列に置かれた盤木であり、船体は左舷側外板面を盤木 4 上に据えつけた上で、各ブロックを継ぎ合せていく。5 は



第 1 図

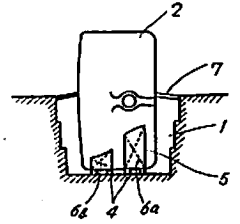


第 2 図



第 6 図

船体の船尾部の細い部分を盤木 4 上に支えるために、外板曲面に合せて、船体外板面に固着された支構造体を示し、その内部にバラストタンク 6 をもつ。7 は建造中の船体の側面 (上甲板側と船底側) とドック壁の間に挿入する支柱を示している。同じようにして、船体の前半部が建造される。



第 5 図

船体を横たえて建造された、船体船首部と船尾部は、それぞれ進水させた後、洋上で調整されながら、正常の姿勢に引き起こされ、そして接合される。

一般に船体の深さ寸法は、船体の幅寸法に比べると、40~60%程度小さいので、本発明によれば、既存の造船設備により、大型船舶を建造することが可能となる。

(特許庁 幸長保次郎)

船舶 第 46 卷 第 7 号

昭和 48 年 7 月 12 日発行
定価 400 円 (送 28%)

発行所 天然社

郵便番号 162

東京都新宿区赤城下町 50

電話 東京 (269) 1908

振替 東京 79562 番

発行人 田岡健一

印刷人 高橋活版所

購読料

1 冊 450 円 (送 28 円)

半年 2,600 円 (送料共)

1 年 5,200 円 (〆)

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



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

船舶自動化(MO)を推進する

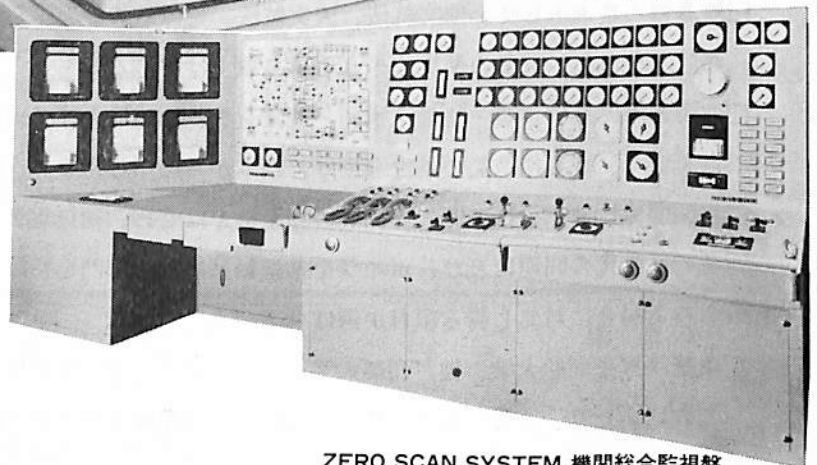
ZERO SCAN SYSTEM[®]

データロガー・監視盤



ZERO SCAN SYSTEM
データロガー

- 本システムは当社が船舶自動化用として他に先駆けて開発した全く新しい理想的なシステムであります。
- すべての発信器と受信器が1:1の常時監視方式であります。
- MO適用船の推奨規則に最適のものであります。
- ユーザー各位の経済性を主眼として製作されております。



納入実績 3 万点以上

ZERO SCAN SYSTEM 機関総合監視盤



理化電機工業株式会社

本社・工場 東京都目黒区中央町1-9-1 TEL 東京(03)712-3171(代)☎152 TELEX246-6184
横浜工場 神奈川県横浜市緑区青砥町3-4-2 TEL (045)932-6841(代)☎226
本社営業部 東京都目黒区柿ノ木坂1-17-11 東物ビル TEL (03)723-3431(代)☎152
大阪営業所 大阪市東区本町1-18 山甚ビル TEL 大阪(06)261-7161(代)☎541
小倉営業所 北九州市小倉区京町3-14-17 五十鈴ビル TEL 小倉(093)551-0288 ☎802

THOMAS MERCER — ENGLAND —



一世紀にわたる…
輝く伝統を誇る!

ESTABLISHED - 1858 -



全世界に大きな信用を博す! 英国・トーマス・マーサー製 マリン・クロノメーター

デテント式正式クロノメーター

二日巻・八日巻・検定保証書付(温度補正書・等時性能書・日差書付)

マリン・クロック

八日巻・デテント式正式クロノメーター
8吋(200%)真鍮ラッカー
仕上 ダイヤルは白色エナ
メル仕上

総代理店 ● 村木時計株式会社

東京都中央区日本橋江戸橋3の2 TEL(272) 2971(代表) 〒103
大阪府南区安堂寺橋通2-42 TEL(262) 5921(代表) 〒542

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。

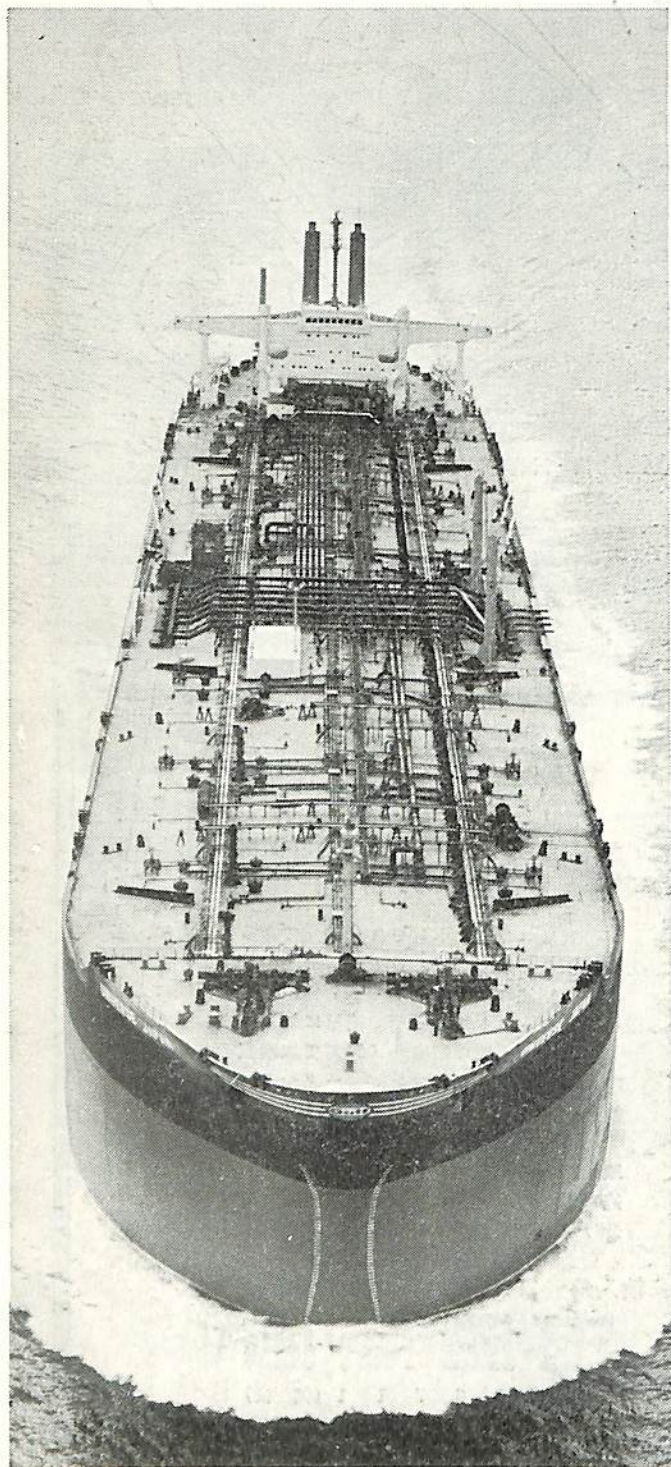
製作会社 Bell & Howell

輸入元 コロンビア貿易株式会社

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	大阪府南区順慶町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)

あの巨大船のわずか28平方メートルを タッチアップしただけ……



世界最大級タンカー〈ユニバース・ジャパン号〉建造にあたり、船底から上甲板までダイメットコートとアマコートで防食塗装された面積は14万平方メートル。3年たったのち、塗装のタッチアップを要した面積はその5,000分の1、わずか28平方メートルでした。この〈ユニバース・ジャパン号〉をはじめ6隻のマンモスタンカーの塗装を施工したのは井上商会です。

ダイメットコートがどのように優れた防食塗装であるか以上の事実が端的に示していますが、より具体的な調査結果をお伝えいたしましょう。まず、ダイメットコートNo.3無機亜鉛塗料を塗った甲板はきわめて良好な状態を保っていました。またダイメットコートNo.3にアマコートを上塗りした上部構造物は最良の状態でした。さらに特筆すべきことは外舷の状態です。わずかな部分に藻が付着していた他、まったくきれいであったことです。したがって、航海中の速力の低下もなく、燃料消費量の増大もありませんでした。そして苛酷な3年の航海のあとタッチアップを要したのは点在する部分をトータルしてわずかに28平方メートル。船主や用船者は莫大な経費の節約ができたわけです。

巨大船から原子炉まで、あらゆる鋼構造物の防食塗装は、豊富な経験と実績を持つ井上商会の専門家にご相談下さい。

ダイメットコート アマコート

販売 株式会社 **井上商会**
製造 株式会社 **日本アマコート**
取締役社長 井上正一
本社/〒231 横浜市中区尾上町5-80
☎(045)681-1861(代)

詳しい資料ご希望の方はハガキで――

資料
請求券
A-1

船 船
第四十六卷 第七号
昭和四十八年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和四十八年七月十二日 印刷
昭和四十八年七月十二日 発行
(毎月一回) (十二日発行)

兼集発行 田岡健一
印刷所 高橋活版所
兼印刷人 田岡健一

定価 四五〇円 発行所

東京都新宿区赤城下町五〇番地
(郵便番号 一六二二)
天 然 社
振替・東京七九五六二番
電話東京(獨)一九〇八番

保存委番号:

221044

雑誌コード 5541-7