

SHIPPING

船舶

1975 VOL. 48

昭和五十二年三月二十日 第三種郵便物認可
毎月一回 十二日 発行
昭和五十二年一月七日
昭和四十九年十二月十七日 国鉄省特別取扱承認雑誌第一〇六五号

発行所

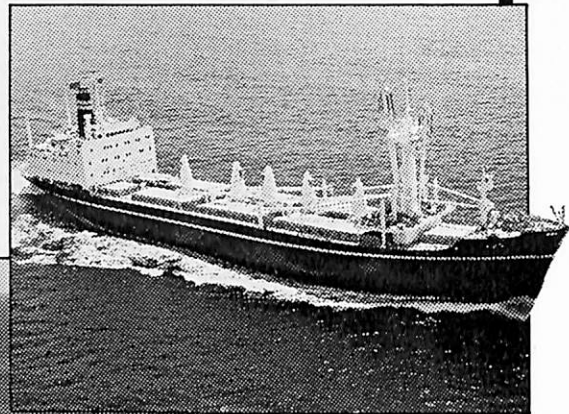
有明工場1番船
三光汽船(株)向け235型タンカー
“春光丸”

載貨重量トン数	238,058トン
貨物油槽容量	289,282立方メートル
主機最大出力	36,000馬力
主速力(試運転最大)	16.136ノット
完成	昭和49年12月11日
建造	日立造船有明工場



日立造船

天 然 社



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。

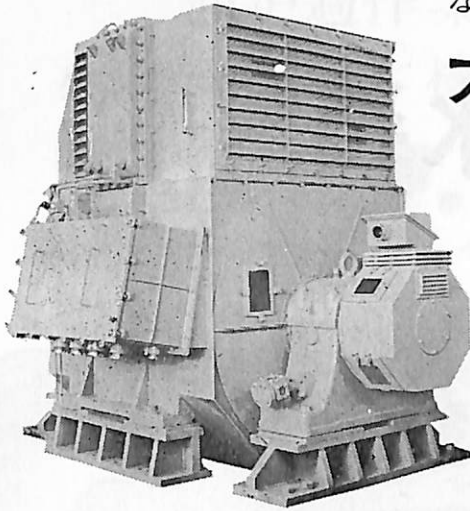


佐世保重工業株式会社

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

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

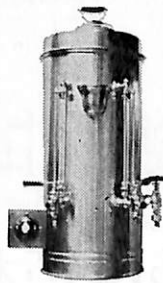
株式
会社

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)

YKK型船舶厨房調理機器

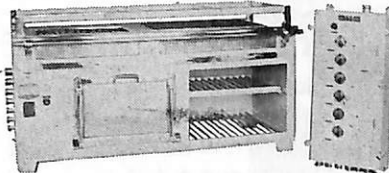
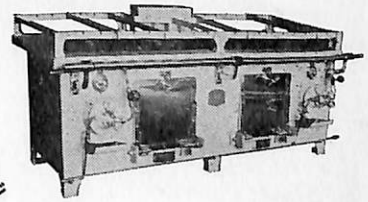
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

ライスボイラー



電気式湯沸器

26kw型多目的電気レンジ



2400型オイルレンジ

営業品目

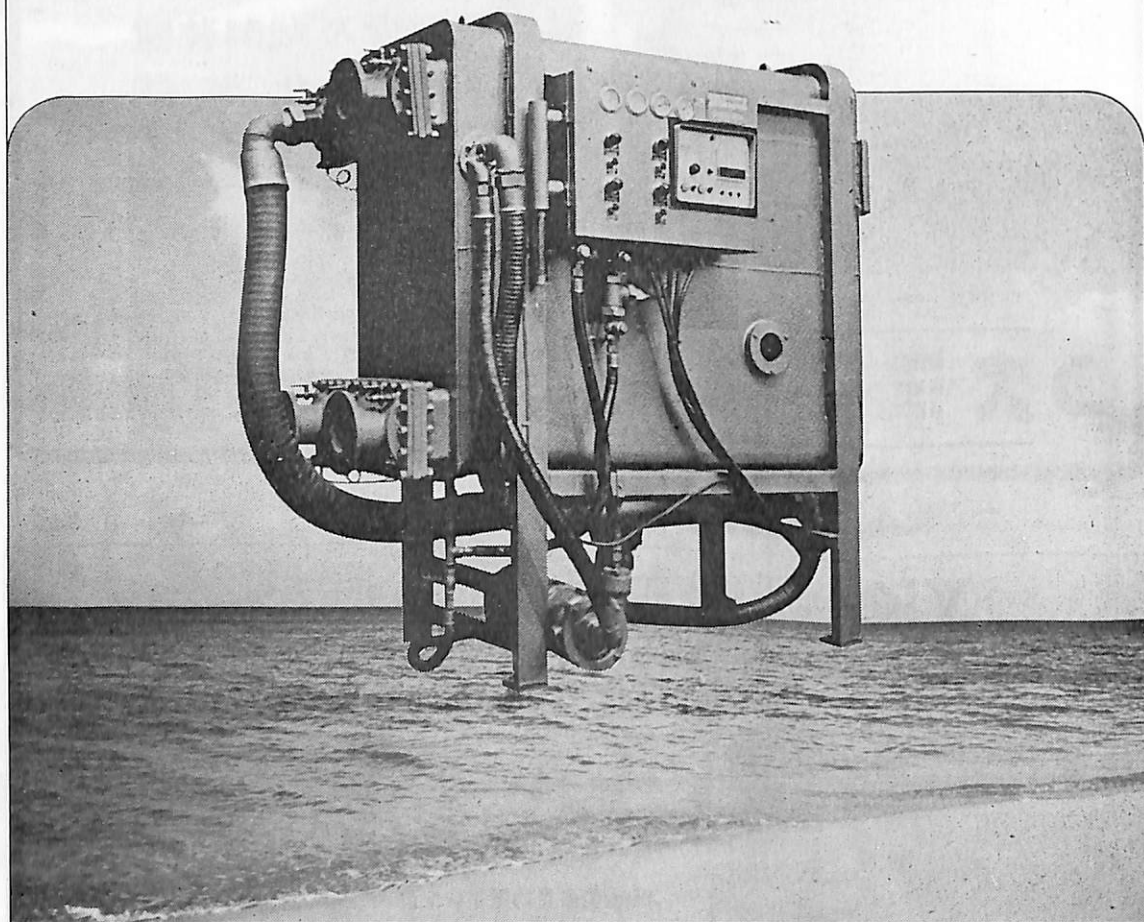
電気レンジ・オイルレンジ・ライスボイラー・湯沸器
 調理機・水濾器・豆腐製造機・アイスクリーム製造機
 ハムスライサー・肉挽機・球根皮剥機・炊飯器・ケー
 キミキサー・ガスレンジ・電気式オープン・パン醗酵器
 電気式魚焼器・スープボイラー・ディスポージャー
 食器洗浄機・堅型蒸気炊飯器・電気コンロ・電気熱板
 ガス魚焼器・その他特殊製品全般

株式会社 横浜機器製作所

本社・工場 横浜市中区新山下1-8-34
 電話 横浜045(622)9556(代)5335(代)
 第2ビル専用 045(621)1283(代)
 電略 「ヨコハマ」ワイケイケイ

希望条件を指示下さい。即時見積、設計、納品致します。

バブコック日立 小型造水装置



高純度の淡水が手軽に造れます!!

バブコック日立小型造水装置は、軽量、高性能、かつコンパクトな造水装置で、ディーゼルエンジン冷却水などの各種廃熱を利用し、効率よく高純度の淡水を造る装置です。

淡水は飲料水をはじめ、ボイラ補給水、などのプロセス補給水として、船舶、離れ島や僻地のホテル、海洋開発基地などをはじめ、研究機関、化学工業など各方面にご利用いただけます。



バブコック日立株式会社 本社 東京都千代田区大手町2-6-2 (日本ビル) (03)270-7351
大阪販売所 大阪(06)-231-5721 工場 呉(0823)21-1161 横浜(045)751-1201

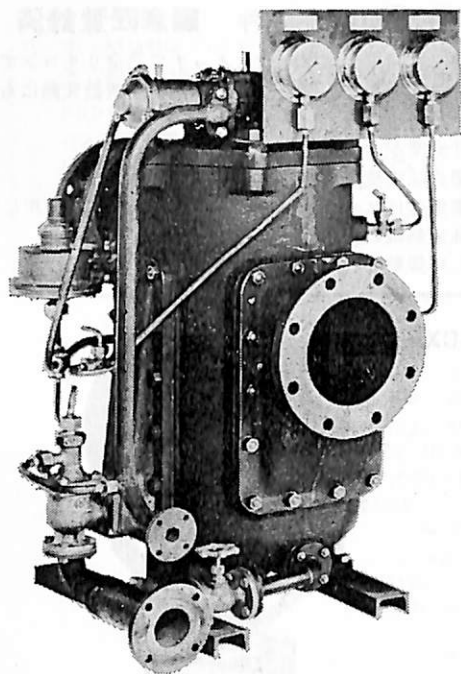
油汙過作業の省力化…

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

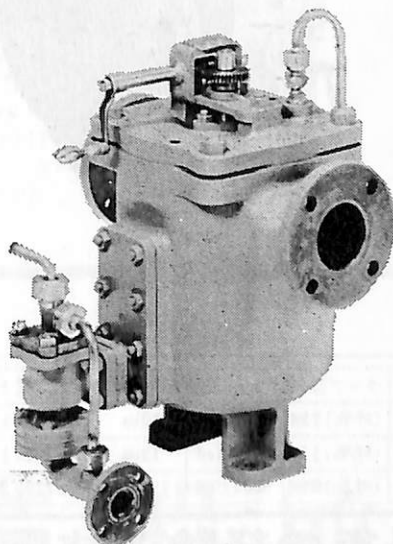
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロシプロケーターを採用

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)

世界的水準をはるかに抜く明るさ!!

●光の王様、光学技術の総結集!!

三信の高性能

キセノン探照燈

■特許 3件 ■実用新案 3件
■特許出願中 3件 ■意匠登録済

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

●光の王様、ボタンで自在!!

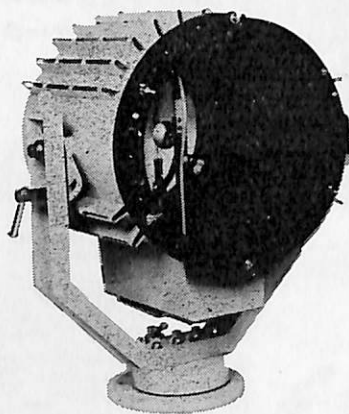
三信の高性能リモコン式

キセノン探照燈

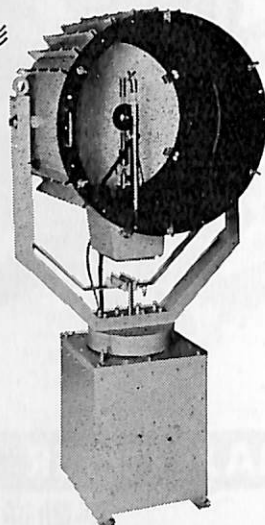
■特許 3件 ■実用新案 3件
■特許出願中 3件 ■意匠登録済

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

X-40形



RCX-60形



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

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

●長年の経験と技術で安心をおとどけする……………



三信船舶電具 株式会社

◎日本工業規格表示許可工場

三信電具製造 株式会社

- 本 社/〒101 東京都千代田区内神田1-16-8 ☎東京(03)295-1831(大代)
- 発送センター/ ☎東京(03)840-2631(代) ●北海道配送センター/☎函館(0138)43-1411(代)
- 福岡営業所/ ☎福岡(092)771-1237(代) ●宝島営業所/ ☎宝島(0143)22-1618
- 函館営業所/ ☎函館(0138)43-1411(代) ●高松営業所/ ☎高松(0878)21-4969
- 石巻営業所/ ☎石巻(02252)3-1304 ●工 場/ ☎東京(03)887-9525(代)

船舶

昭和 50 年 1 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

高速コンテナ船もんぷらん丸……………三井造船株式会社玉野造船所造船設計部…(35)

実験試験用コンテナシステム I 計測装置……………竹 沢 誠 二…(40)

操縦シミュレーションについて……………小 川 陽 弘…(53)

三菱水槽における推進試験法の変遷について……………谷 林 英 毅…(61)

中小型貨物船の主要目決定についての一考察……………大 橋 誠 三…(66)

明石船型研究所の試験水槽と自動化設備について……………明石船型研究所…(70)

FRP 船設計における構造的諸問題……………広 郡 洋 祐…(80)

日本船用機器開発協会の昭和48年度開発事業について(3)……………(財)日本船用機器開発協会…(87)

LNG 船(その 4 材料, 溶接, 破壊工学)(5)……………恵 美 洋 彦・伊 東 利 成…(96)

M.A.N.-Sulzer 65/65 型機関について……………Mr. R. Hafner(M.A.N.), Mr Perrin(Sulzer)…(78)

NK コーナー……………(105)

[特許解説] ☆ 造 船 法……………(106)

油面清掃船“こうのしま”……………(52)

Pacific Rainbow……………(65)

英海運 G T 艦アマゾン……………(86)

油回収船“蒼海”……………(104)

竣 工 船 ☆ひ え い(護衛艦) ☆くろしお(潜水艦) ☆むろと(巡視船)

☆さんふらわ II ☆第三星宝丸 ☆いーぐる ☆高雄丸

☆第二十五永進丸 ☆大 勢 丸 ☆オイルリグサプライ船 4496 号

☆GRENA ☆GREY HUNTER ☆ORION CONSTELLATION

☆COMANDANTE PIONEARES ☆UNIVERSE MARINER

☆ANDROS CHRYSI ☆BAJUBANG/PERMINA 1012 ☆BIRKNES

☆HOLY LIGHT ☆NORTHERN VICTORY ☆MIA

☆PANTAZIS L ☆HO-CHUNG ☆TIMBER LEADER

☆LEONA ☆SOUTHERN MARINER ☆GRAND WISDOM

☆FAR EAST FRIENDSHIP ☆NORTHERN LION

☆CYS BRILLIANCE ☆KRITI ☆INTRPIT

☆CHEVRON EDINBURGH ☆HO-LUNG ☆MINADOR

☆TROPICAL MARINER ☆WORLD CANADA

☆ANANGEL WISDOM



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

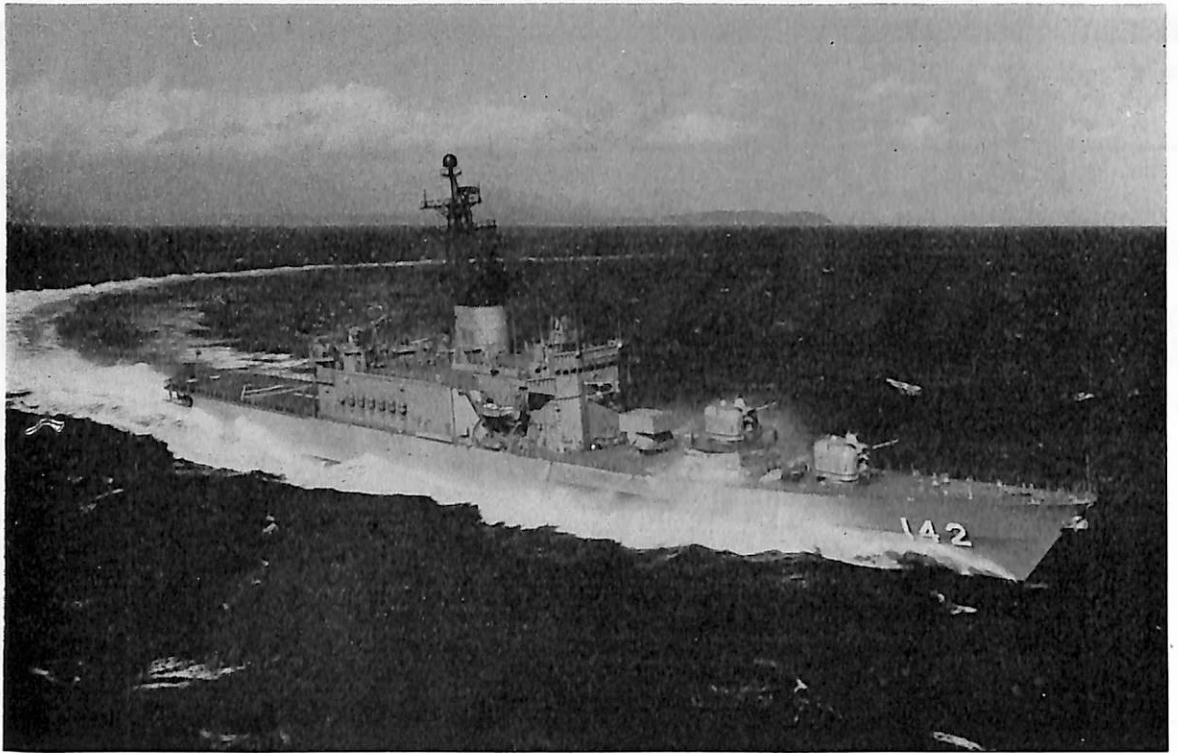


写真 護衛艦「ひえい」

護衛艦 ひえい

船主 防衛庁 造船所

石川島播磨重工業株式会社

トン数 4,700排水トン

全長 153.00メートル

垂線間長 145.00メートル

幅(最大) 17.50メートル

深さ 11.00メートル

吃水(常備) 5.07メートル

主 機 関 IHI製タービン
35,000馬力×2基(70,000馬力)

速 力 32ノット

乗 員 数 360名

主 要 兵 装 54口径5インチ単装速射砲 2基

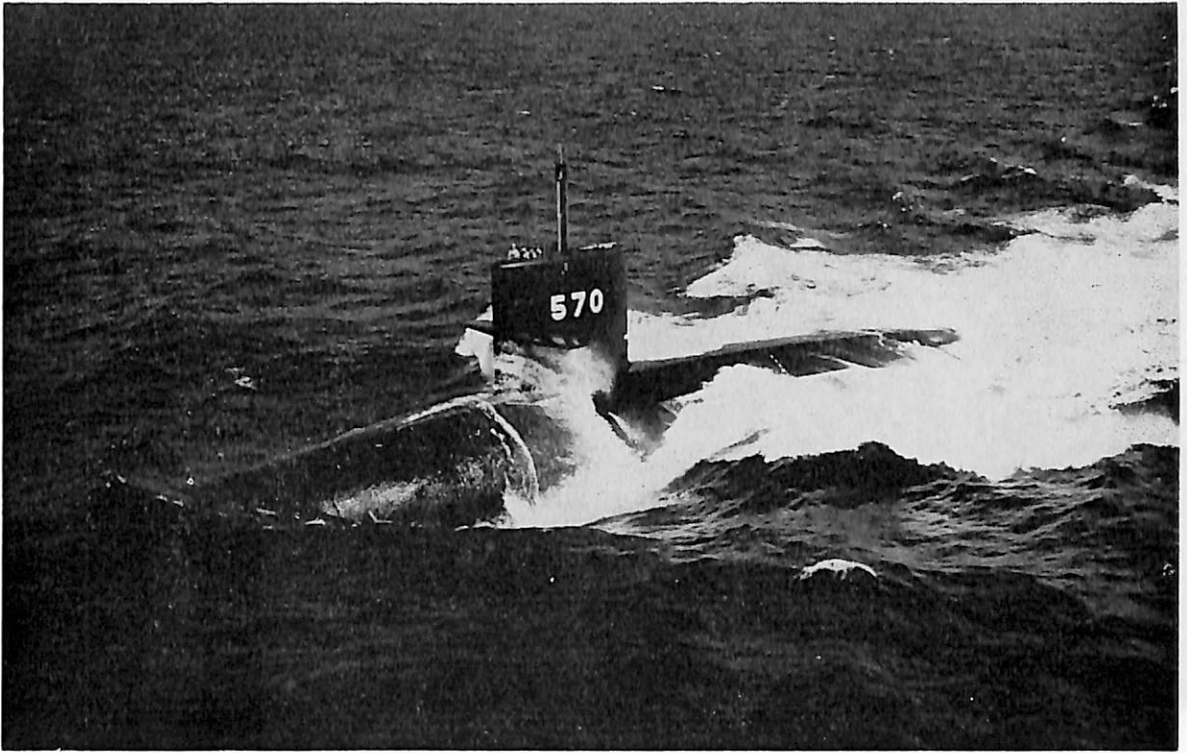
アスロックランチャー 1基

68式3連装短魚雷発射管 2基

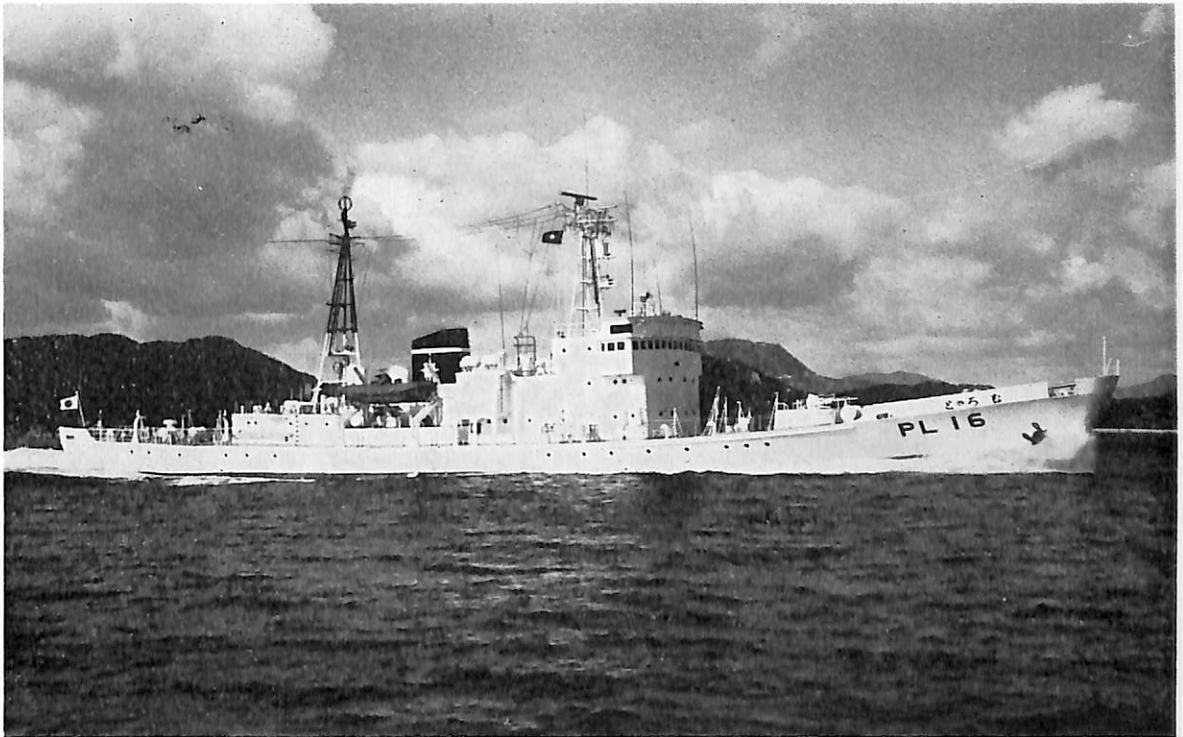
対潜ヘリコプター 3機

特 殊 装 置 ヘリコプター搭載装置 1式

竣 工 昭和49年11月27日



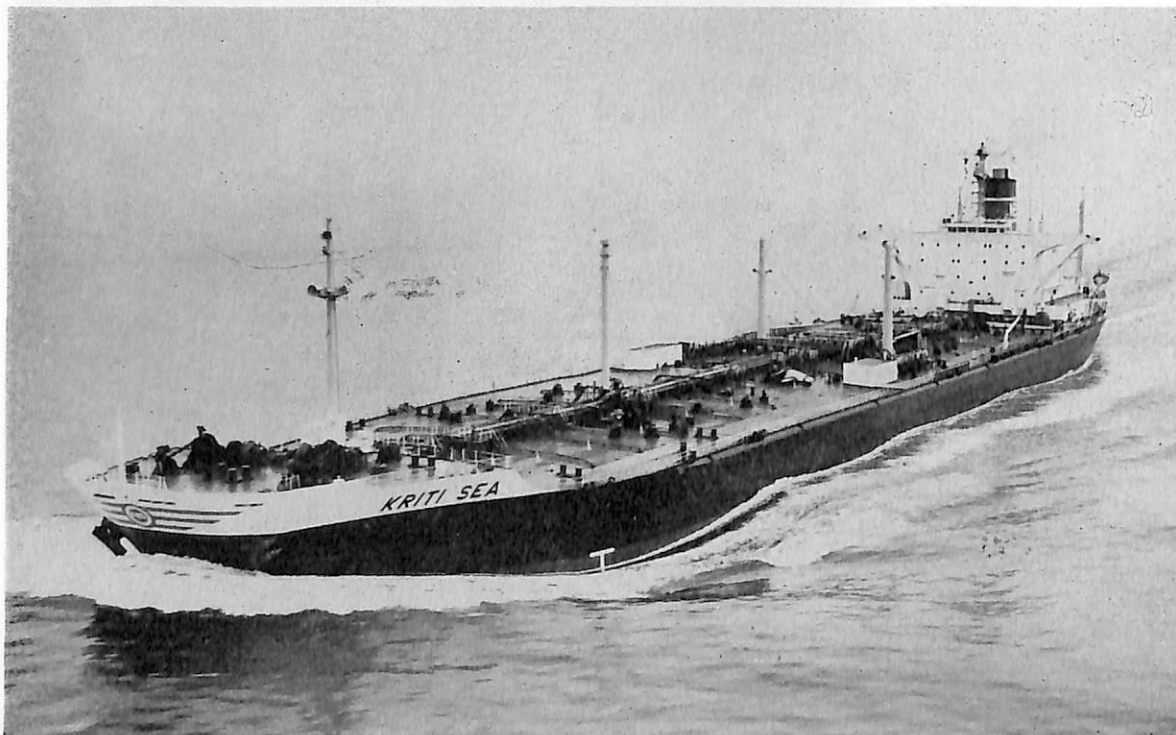
潜水艦くろしを船主 防衛庁 造船所 川崎重工業株式会社
 基準排水量 約 1,850トン 長さ 約 72m 幅(最大) 約 9.9m 深さ 約 10.1m 主機関 川崎MANディーゼル機
 関2基 軸数 1軸 速力 水中 約20ノット 水上 約12ノット その他 スノーケル装置 竣工 昭和49年11月17日



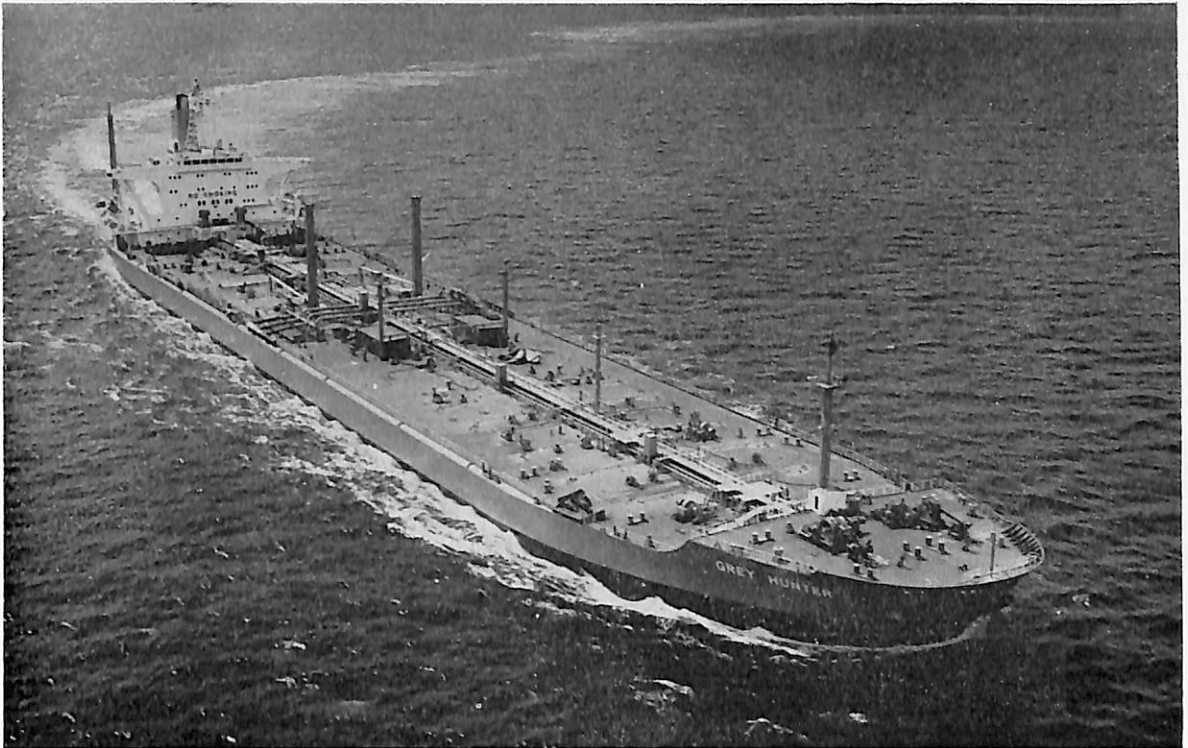
むろと(巡視船) 船主 海上保安庁 造船所 内海造船・田熊工場
 総噸数 942.07噸 純噸数 237.22噸 遠洋 全長 76.600m 長(垂) 70.200m 幅(型) 9.600m 深(型) 5.300m
 吃水 3.510m 満載排水量 1,335.77噸 平甲板型 主機 富士ディーゼル8S40BH4A型ディーゼル機関2基 出
 力 2×2,950 PS×360 RPM 燃料消費量 400kg/h 航続距離 6,240海里 速力 19.6ノット 汽罐 タレイトン W
 HO-50, 7kg/cm²×619kg/h×1 発電機 AC 225V, 250KVA×2 原動機 320 PS×1,200rpm×2 清水倉
 146.90m³ 燃料油倉 188.76m³ 乗員 40名 工期 49-3-15, 49-8-5, 49-11-30 減速タンク装備



GRENA (ばら積貨物船) 船主 A/S J.Ludwig Mowinckels Rederi.(ノルウェー) 造船所 日本海重工業株式会社 総噸数 24,997.36噸 純噸数 13,299.32噸 遠洋 船級 NV 載貨重量 38,614噸 全長 182.00m 長(垂) 174.00m 幅(型) 29.00m 深(型) 16.10m 吃水 11.591m 満載排水量 49,417噸 凹甲板船尾機関型 主機 三井 B&W7K74EF型ディーゼル機関1基 出力 11,900PS×120RPM 燃料消費量 A 3.15t/d C 46.6t/d 航続距離 15,600海里 速力 14.5ノット 汽罐 サンロッドCPDB-15, 1,500kg/h×7kg/cm²G 発電機 450V×812.5 KVA(650KW)×3 貨物倉(ベール) 40,745m³ (グリーン) 41,684m³ 清水倉 283.5m³ 燃料油倉 F 2,321.4m³ D 210.9m³ 乗員 38名 工期 49-5-31, 49-9-14, 49-12-3



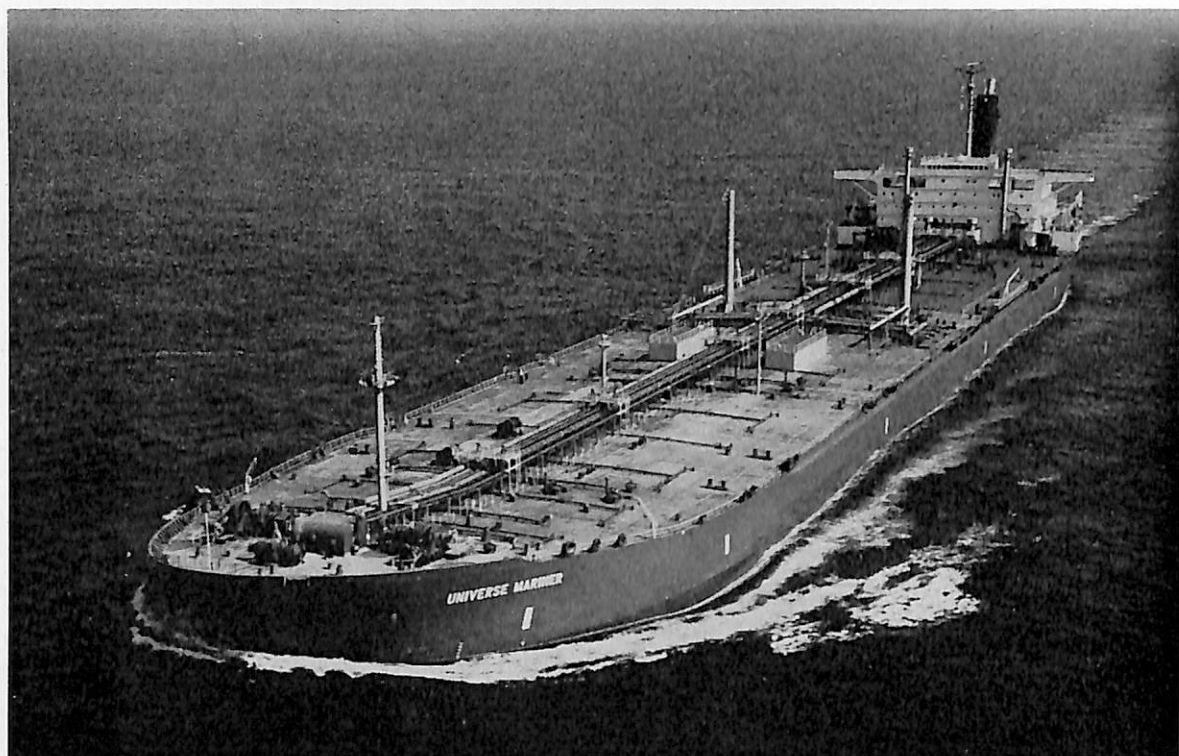
KRITI SEA (油槽船) 船主 Ozalea Shipping Company S.A.(ギリシャ) 造船所 三菱重工業・横浜造船所 総噸数 61,054噸 純噸数 46,274噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 123,436噸 全長 260.63m 長(垂) 247.00m 幅(型) 40.60m 深(型) 22.36m 吃水 16.813m 満載排水量 143,565噸 船首楼付平甲板船 主機 三菱スルザー 9RND90型ディーゼル機関1基 出力 23,490PS×118RPM 燃料消費量 85.0t/d 航続距離 24,000海里 速力 15.80ノット 汽罐 三菱CE型2胴水管型×1 発電機 AC450V×770KW×3 貨油倉 147,541m³ 清水倉 304m³ 燃料油倉 6,323m³ 乗員 44名 工期 49-3-11, 49-8-22, 49-10-30



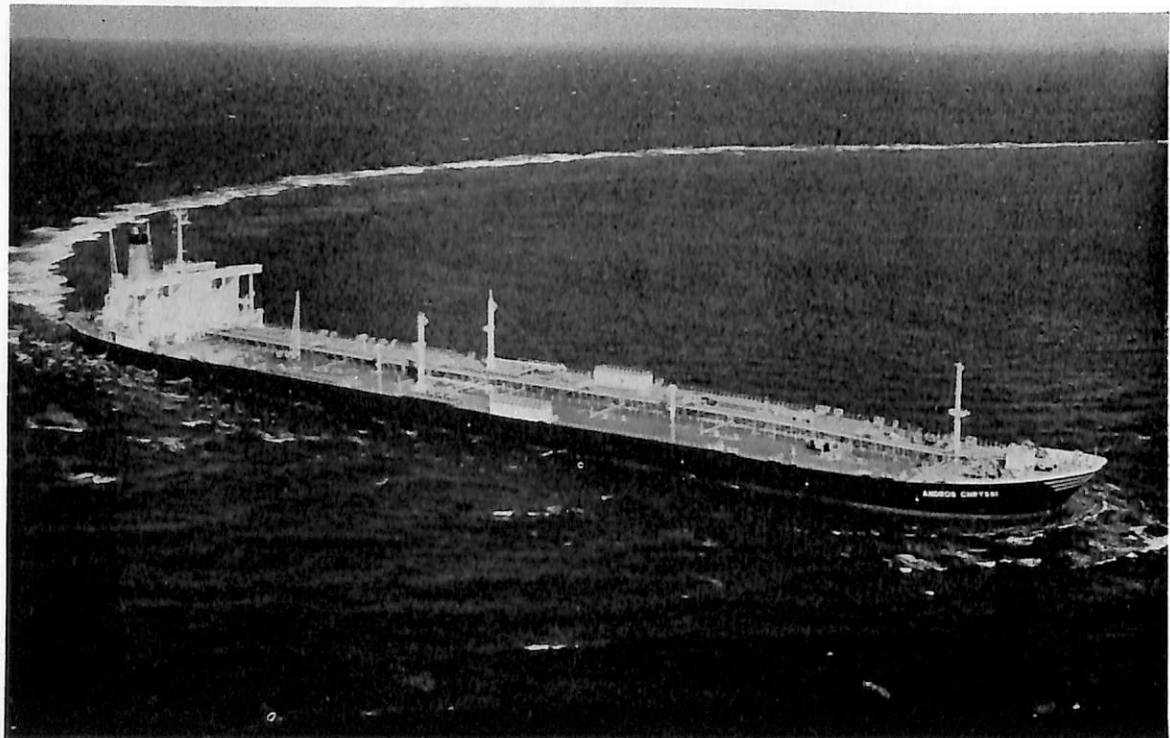
GREY HUNTER (油槽船) 船主 Robert Benson Lonsdale & Co. (英) 造船所 三菱重工業・広島造船所
 総噸数 67,201.76噸 純噸数 46,256.13噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 123,965噸 全長 260.62m 長(垂) 247.00
 m 幅(型) 40.60m 深(型) 22.30m 吃水 16.812m 満載排水量 143,534噸 平甲板船 主機 三菱スルザー-9 R
 ND90型ディーゼル機関1基 出力 23,490PS×118RPM 燃料消費量 86.3t/d 航続距離 26,000海里 速力
 15.80ノット 汽罐 三菱CE2 ドラムウォーターチューブ×1 排ガスエコノマイザー×1 発電機 PSHTC-26D,
 1,120PS×3 貨油倉 147,755.3m³ 清水倉 486.6m³ 燃料油倉 6,868.1m³ 乗員 40名 工期 49-2-20, 49-6
 -21, 49-10-9



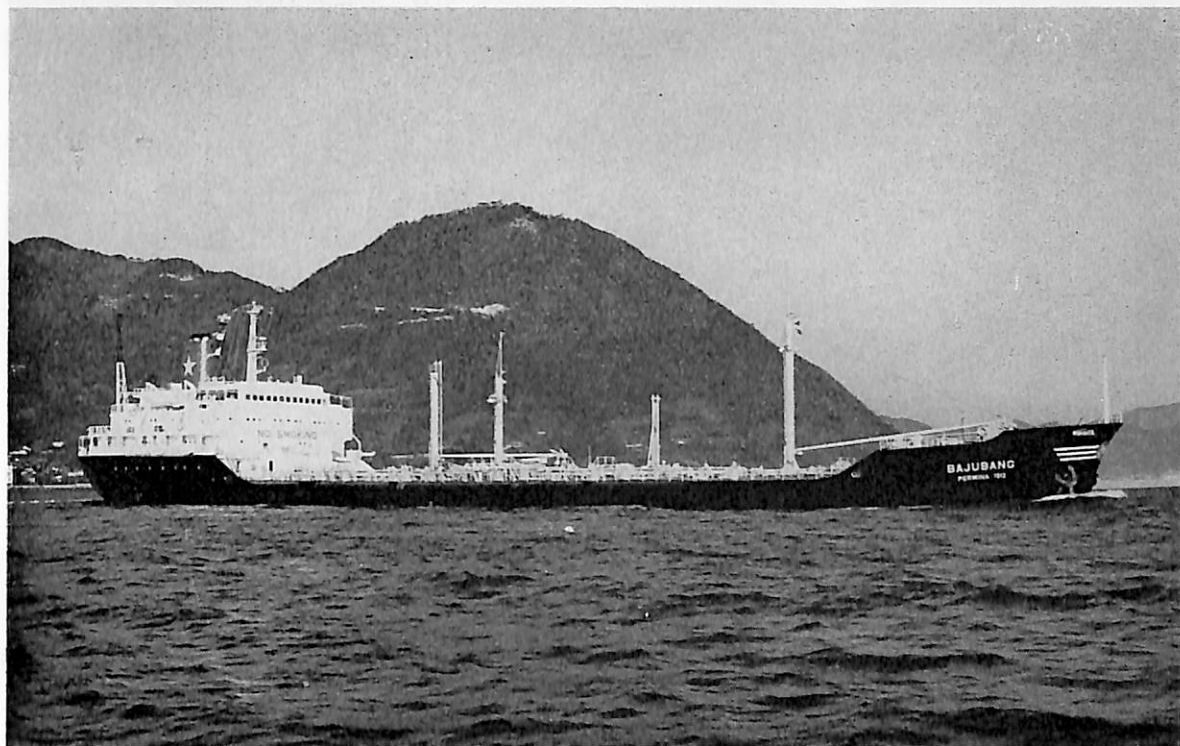
ORION CONSTELLATION (油槽船) 船主 Mitsubishi Corporation 造船所 三菱重工業・広島造船所
 総噸数 60,491.24噸 純噸数 45,718.98噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 123,965噸 全長 259.1m 長(垂) 247.0m
 幅(型) 40.6m 深(型) 22.3m 吃水 16.836m 満載排水量 143,549噸 船首楼付平甲板船 主機 三菱スルザー-9
 RND90型ディーゼル機関×1 出力 23,490PS×118RPM 燃料消費量 86.3t/d 航続距離 25,700海里 速力
 15.6ノット 汽罐 三菱CE型×1 発電機 AC450V×937.5KVA×3 貨油倉 147,755.3m³ 清水倉 515.8m³ 燃料
 油倉 7,002.3m³ 乗員 37名 工期 49-3-29, 49-8-7, 49-10-31



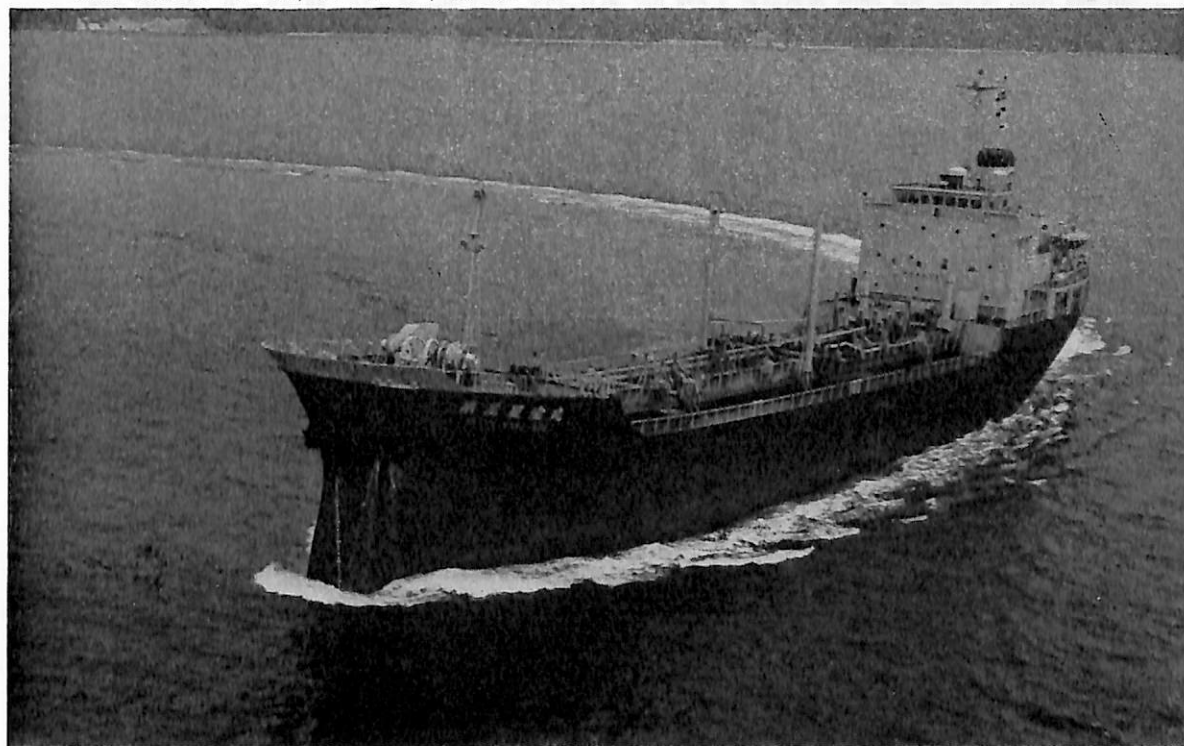
UNIVERSE MARINER (油槽船) 船主 Universe Tank Ship, Inc. (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・呉工場 総噸数 122,199.04噸 純噸数 101,698噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 268,891Lt 全長 337.058m 長(垂) 320.00m 幅(型) 54.50m 深(型) 27.00m 吃水 69' -1 $\frac{1}{2}$ " 平甲板船 主機 IHI クロスコンパウンド・インブルスタービン1基 出力 36,000PS×80RPM 燃料消費量 175.17t/d 航続距離 24,400海里 速力 15.66ノット 汽罐 IHI-FWMDM×2 発電機 1,800KW×AC×60Hz×450V×1,800rpm×2, 600KW×AC×60Hz×45V×1,800rpm×1 貨油倉 329,853m³ 清水倉 852m³ 燃料油倉 13,439m³ 乗員 50名 外10名 工期 49-4-24, 49-7-24, 49-11-13



ANDROS CHRYSSI (油槽船) 船主 Oil Navigation Corporation. (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・呉工場 総噸数 129,795.74噸 純噸数 107,575噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 278,416噸 全長 337.10m 長(垂) 320.00m 幅(型) 54.50m 深(型) 27.80m 吃水 7'-11 $\frac{1}{2}$ " 平甲板船 主機 IHI クロスコンパウンド・インブルスタービン1基 出力 36,000PS×80RPM 燃料消費量 182t/d 航続距離 27,640海里 速力 15.9ノット 汽罐 IHI-FW, MDM型×2 発電機 1,900KW×AC×60Hz×450V×1,800rpm×2, 460KW×AC×60Hz×450V×1,800rpm×1 貨油倉 347,056.2m³ 清水倉 1,183.6m³ 燃料油倉 14,919.6m³ 工期 49-4-5, 49-9-5, 49-11-28



BAJUBANG/PERMINA 1012 (油槽船) 船主 American Capital Transportation Corp. (リベリア) 造船所 内海造船・瀬戸田工場 総噸数 8,793.12噸 純噸数 5,128.20噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 13,675噸 全長 135.65 m 長(垂) 128.00 m 幅(型) 22.80 m 深(型) 10.00 m 吃水 7.315 m 満載排水量 17,595噸 船首尾楼付平甲板 主機 日立 B&W6K62EF型ディーゼル機関1基 出力 7,600PS×140RPM 燃料消費量 30.4t/d 航続距離 18,078海里 速力 14.77ノット 発電機 450KVA×3 貨油倉 17,752m³ 清水倉 472m³ 燃料油倉 1,769m³ 乗員 48名 工期 49-4-25, 49-8-7, 49-11-27



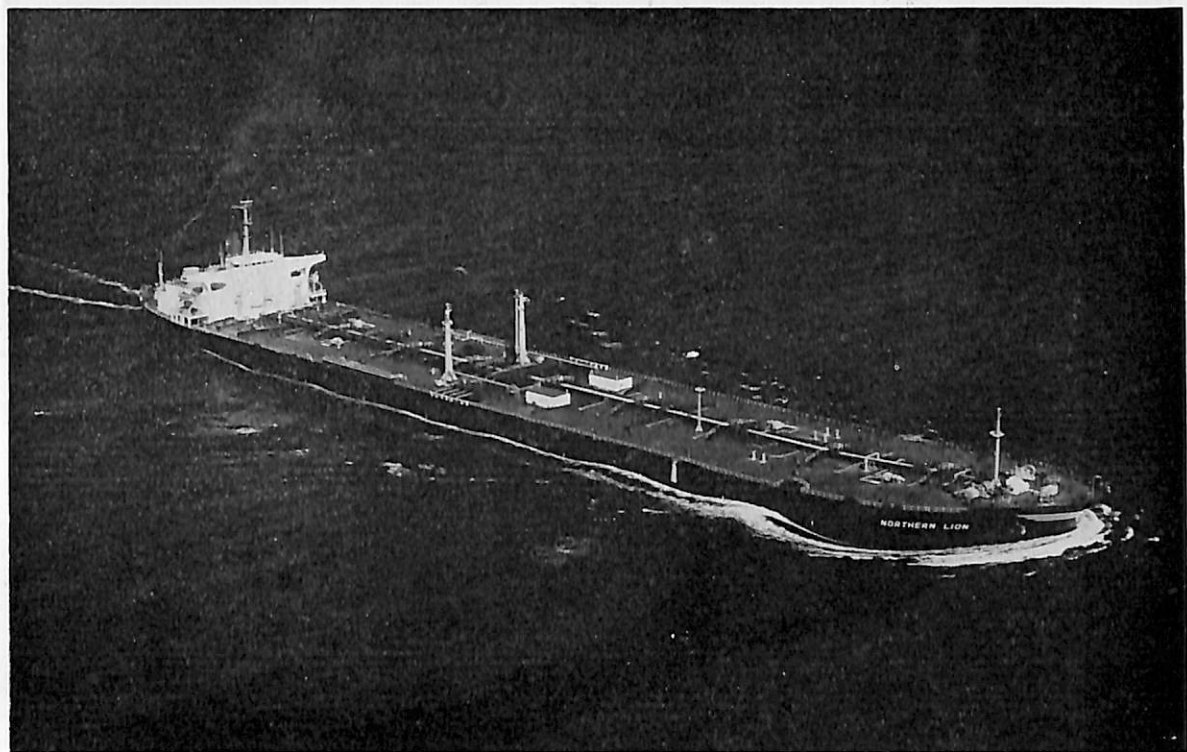
第三星宝丸 (油槽船) 船主 関西運油株式会社 造船所 桜垣造船株式会社 総噸数 2,994.50噸 純噸数 1,559.42噸 沿海 載貨重量 5,864.19噸 全長 96.250 m 長(垂) 90.000 m 幅(型) 15.500 m 深(型) 7.800 m 吃水 7.000 m 満載排水量 7,755噸 ウェル甲板 主機 阪神内燃機6LU50A型ディーゼル機関1基 出力 3,230PS×232RPM 燃料消費量 13.6t/d 航続距離 4,200海里 速力 13.03ノット 汽罐 NET-5型 5.6t/h×9.5kg/cm²×1 発電機 AC445V×60Hz×225KVA×2 原動機 300PS×1,200rpm×2 貨油倉 5,409.910m³ 清水倉 131.85m³ 燃料油倉 329.02m³ 乗員 17名 工期 49-6-29, 49-9-9, 49-10-29



BIRKNES (ばら積貨物船) 船主 A/S Kristian Jebsens Rederi. (ノルウェー) 造船所 日本鋼管・清水造船所
 総噸数 20,167.61噸 純噸数 12,420.32噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 35,224噸 全長 177.00m 長(垂) 167.30m
 幅(型) 27.80m 深(型) 15.06m 吃水 11.153m 満載排水量 43,332噸 凹甲板型 主機 住友スルザー7RND76
 型ディーゼル機関1基 出力 12,600PS×118RPM 燃料消費量 48.1t/d 航続距離 18,300海里 速力 15.0ノ
 ット 汽罐 豎型水管式×1 発電機 AC4500,480KW×600rpm×3 貨物倉(ベール) 38,773.5m³ (グレーン)
 40,389.00m³ 清水倉 206.00m³ 燃料油倉 2,628.0m³ 乗員 32名 工期 49-6-10, 49-9-9, 49-11-26



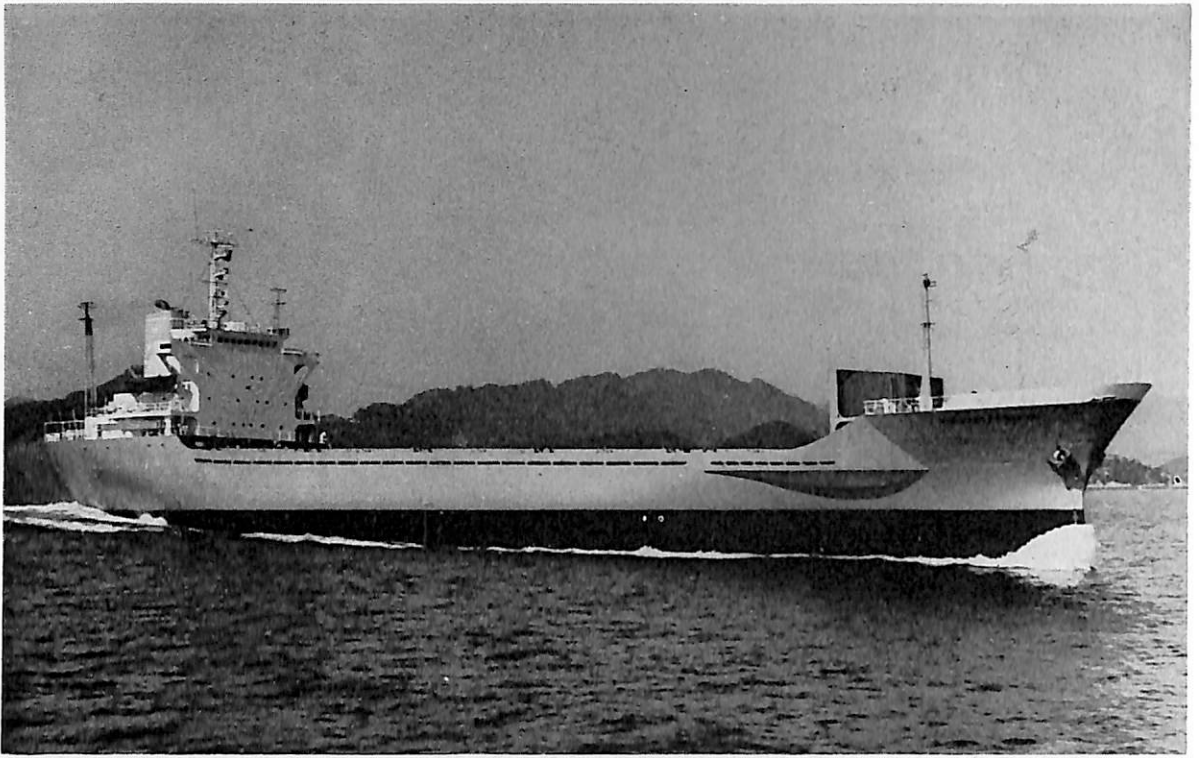
HOLY LIGHT (ばら積貨物船) 船主 Holy Co. Lt. (リベリア) 造船所 佐野安船渠株式会社
 総噸数 22,246.19噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 41,102噸 全長 183.675m 長(垂) 173.00m 幅(型) 27.00m
 深(型) 12.107m 吃水 12.107m 凹甲板船 主機 住友スルザー7RND76型ディーゼル機関1基 出力 14,000PS
 ×122RPM 航続距離 16,000海里 速力 15.5ノット 汽罐 コ克蘭型7kg/cm²×1 発電機 AC410KVA×450V
 ×3 貨物倉(ベール) 44,949.4m³ (グレーン) 53,674.6m³ 乗員 40名 工期 49-7-2, 49-9-25, 49-11
 -28



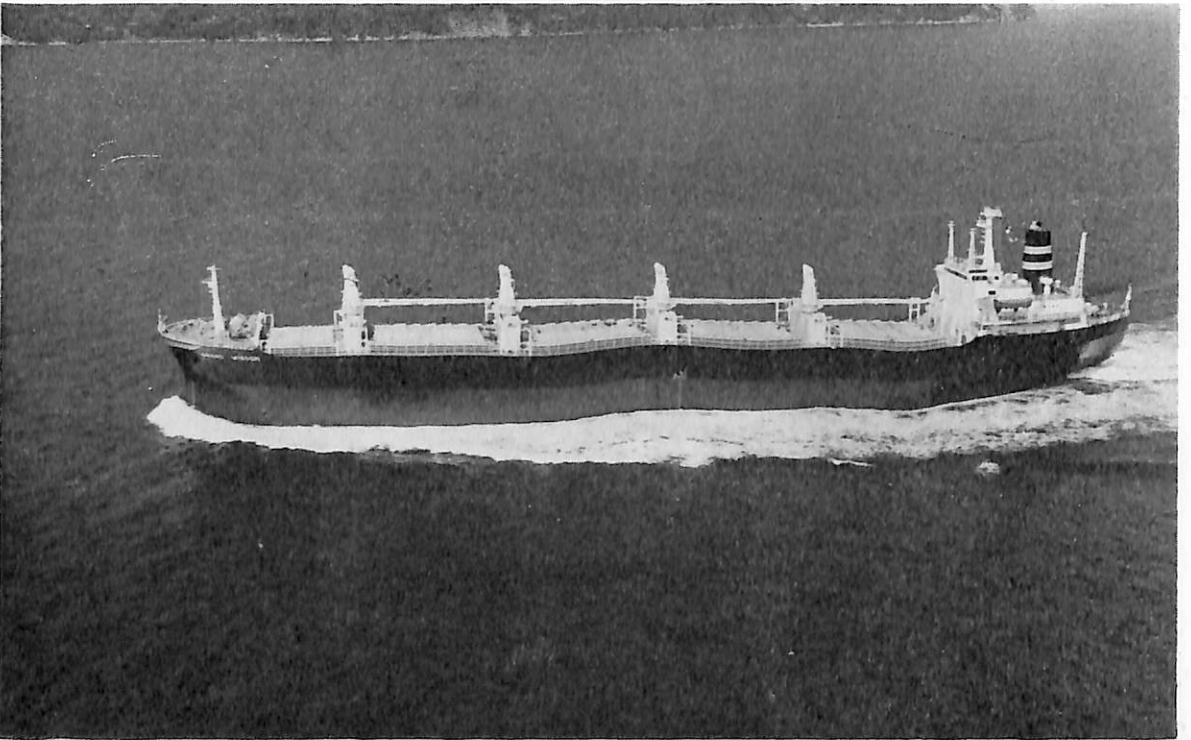
NORTHERN LION (油槽船) 船主 Second United Shipping Corporation. (リベリア) 造船所 日立造船・堺工場 総噸数 125,582.72噸 純噸数 105,906噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 264,829噸 全長 331.00m 長(垂) 316.00m 幅(型) 51.20m 深(型) 28.30m 吃水 22.013m 満載排水量 306,244噸 一層甲板船 主機 日立UA 350型タービン1基 出力 32,000PS×80RPM 燃料消費量 163.6t/d 航続距離 24,000海里 速力 15.10ノット 汽罐 日立BD77/48型ボイラー 77,000kg/h, 62kg/cm²g×2 発電機 1,900KW, AC 450V, 60Hz×1, 800rpm×2 430KW×AC 450V, 60Hz, 800rpm×1 貨油倉 332,210.4m³ 清水倉 553.4m³ 燃料油倉 12,146.1m³ 乗員 40名 工期 49-2-5, 49-6-27, 49-10-25



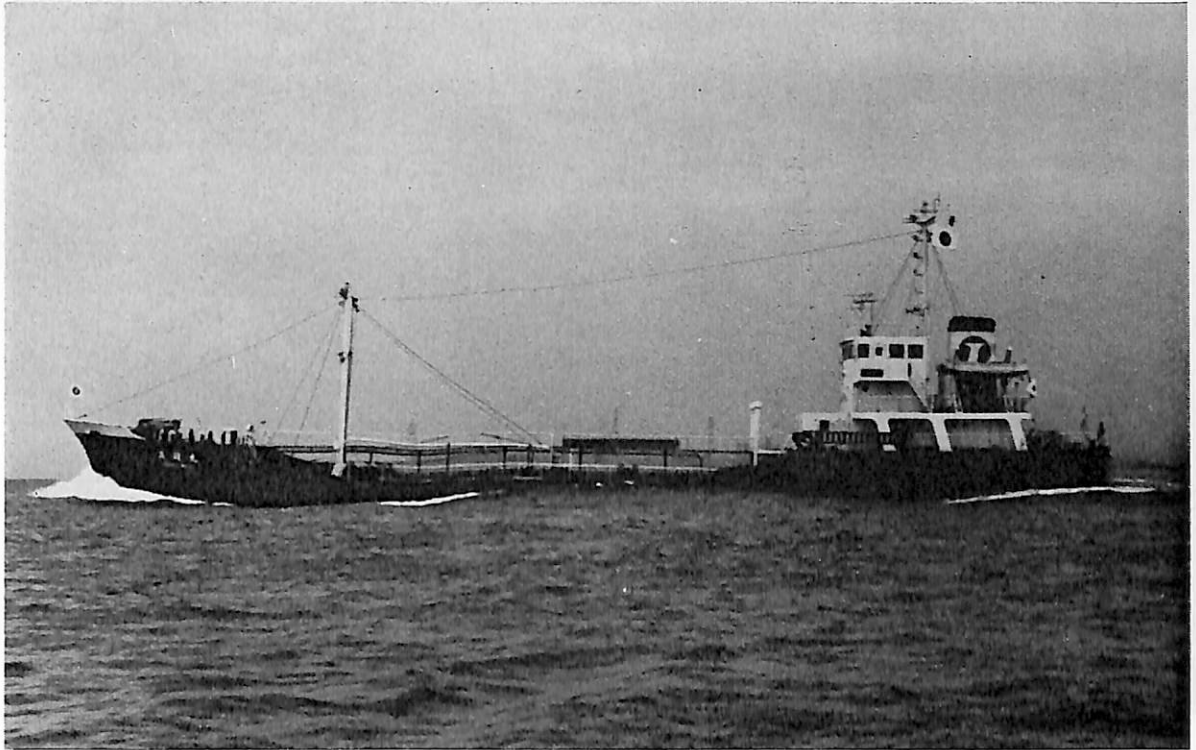
CYS BRILLIANCE (油槽船) 船主 Transworld No.5 Tanker Service Inc. (リベリア) 造船所 常石造船株式会社 総噸数 43,441.18噸 純噸数 31,082.33噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 89,965噸 全長 246.509m 長(垂) 236.000m 幅(型) 39.600m 深(型) 18.450m 吃水 13.528m 満載排水量 106,944噸 船首楼付平甲板型 主機 IHI-スルザー 8RND90型ディーゼル機関1基 出力 20,880PS×117.8RPM 燃料消費量 79.9t/d 航続距離 17,400海里 速力 15.60ノット 汽罐 IHI 2胴式水管ボイラー 50,000kg/hr 発電機 D 640KW×2, T 680KW×1 原動機 1,000PS×2, 1,070PS×1 貨油倉 110,227.8m³ 清水倉 502.9m³ 燃料油倉 F 4,136.8m³ D 430.4m³ 乗員 50名(含予備2名) 工期 49-5-2, 49-7-20, 49-10-29



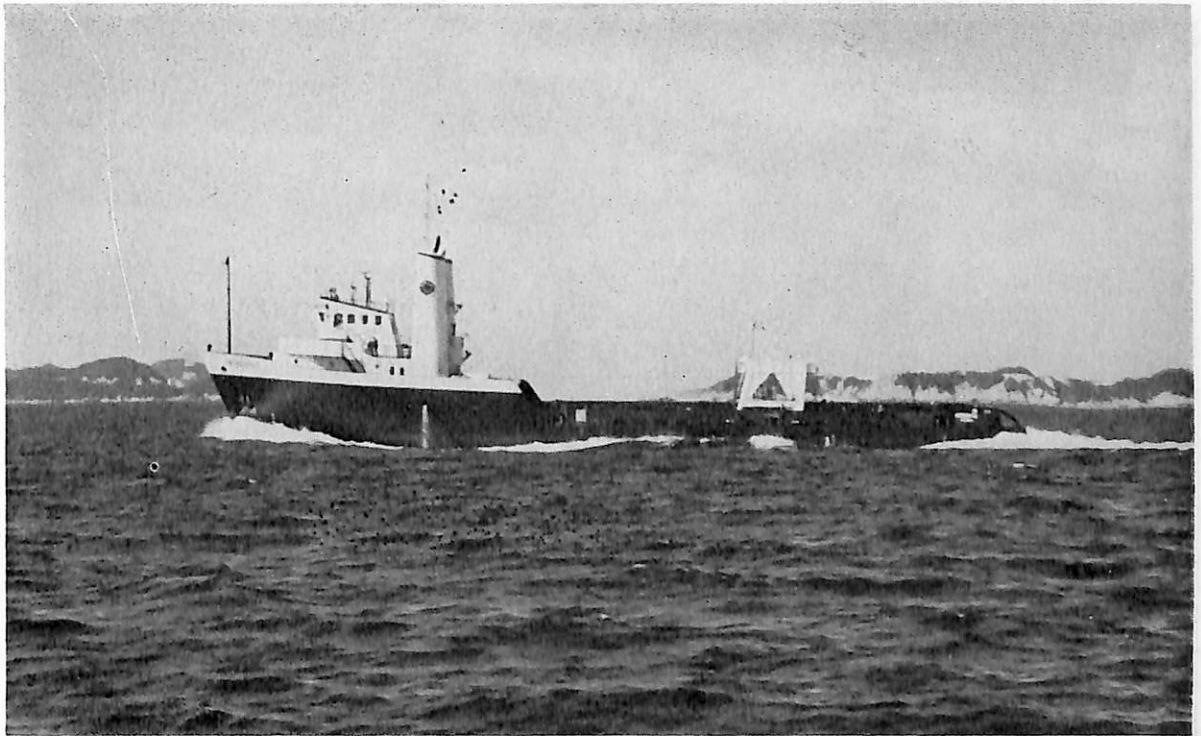
FAR EAST FRIENDSHIP (コンテナ運搬船) 船主 Mar Grande Naviera S.A. (パナマ) 造船所 (株)来島ど
 っく・波止浜工場 総噸数 4,719.71噸 純噸数 2,821.05噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 5,633.05噸 全長 119.59
 m 長(垂) 109.00m 幅(型) 19.00m 深(型) 9.50m 吃水 6.522m 満載排水量 8,895.35噸 凹甲板型 主機
 川崎MAN K6Z 52/90N型ディーゼル機関1基 出力 5,100PS×194RPM 燃料消費量 20.5t/d 航続距離
 6,500海里 速力 15.0ノット 汽罐 WHO-75×1 発電機 AC 350KVA×450V×900rpm×3 原動機 470PS×
 900RPM ヤンマー-6MAL-HT 貨物倉(ペール) 40ft コンテナ 144個 (グリーン) 8,501.9m³ 清水倉 930.41
 m³ 燃料油倉 456.77m³ 乗員 30名 工期 49-4-28, 49-8-8, 49-11-11



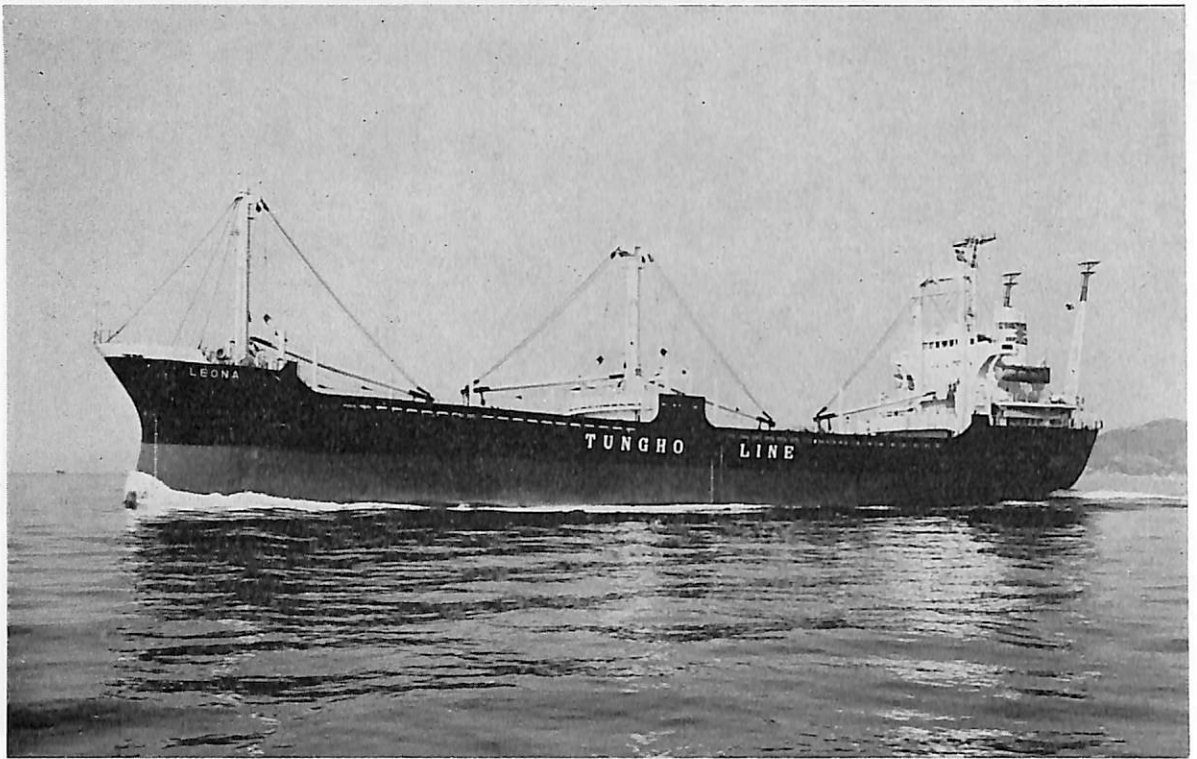
GRAND WISDOM (木材・撒積・鉱石船) 船主 Grand Wisdom Transport Inc. (リベリア) 造船所 常石造船
 株式会社 総噸数 17,143.79噸 純噸数 11,700.20噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 31,972噸 (木材 33,432噸) 全
 長 179.000m 長(垂) 170.000m 幅(型) 25.400m 深(型) 15.500m 吃水 11.176m (木材 11.551m) 満載排
 水量 39,657噸 (木材 41,117噸) 凹甲板型 主機 IHI-スルザー7RND68型ディーゼル機関1基 出力 10,400P
 S×145RPM 燃料消費量 39.6t/d 航続距離 16,200海里 速力 15.0ノット 汽罐 コクラン 1,200kg/h×8kg/
 cm²G×1 発電機 400KW×3 原動機 650PS×720rpm 貨物倉(ペール) 38,825.6m³ (グリーン) 40,036.5m³
 清水倉 256.8m³ 燃料油倉 F 1,955.0m³ D 291.5m³ 乗員 40名 工期 49-3-26, 49-6-10, 49-10-7



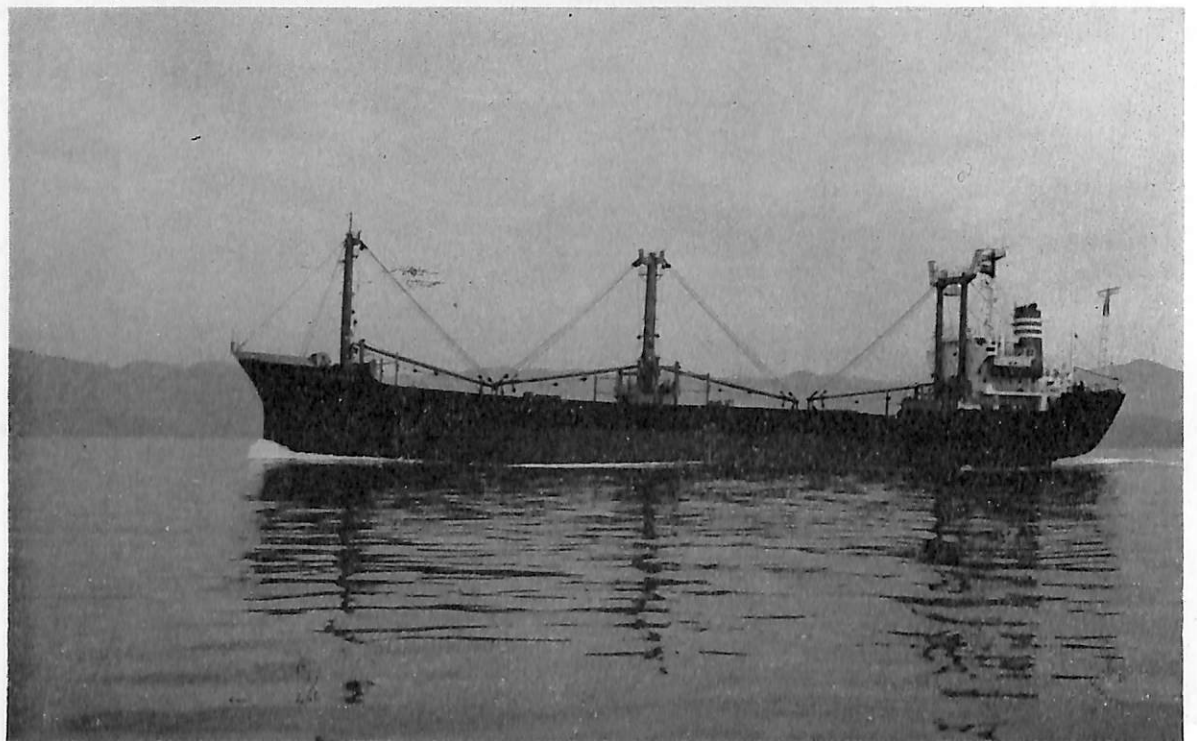
高雄丸 (油槽船) 船主 東和海運産業株式会社 造船所 寺岡造船株式会社
 総噸数 499.95噸 純噸数 303.06噸 沿海 載貨重量 1,200噸 全長 58.00m 長(垂) 53.50m 幅(型) 10.00m
 深(型) 4.30m 吃水 4.151m 満載排水量 1,530.00噸 主機 阪神6LUD32型ディーゼル機関1基 出力 1,760
 PS 燃料消費量 6.4t/d 航続距離 1,850海里 速力 13.00ノット 発電機 110KVA×2 貨油倉 1,333.95m³
 乗員 7名 工期 49-3-8, 49-9-12, 49-10-25



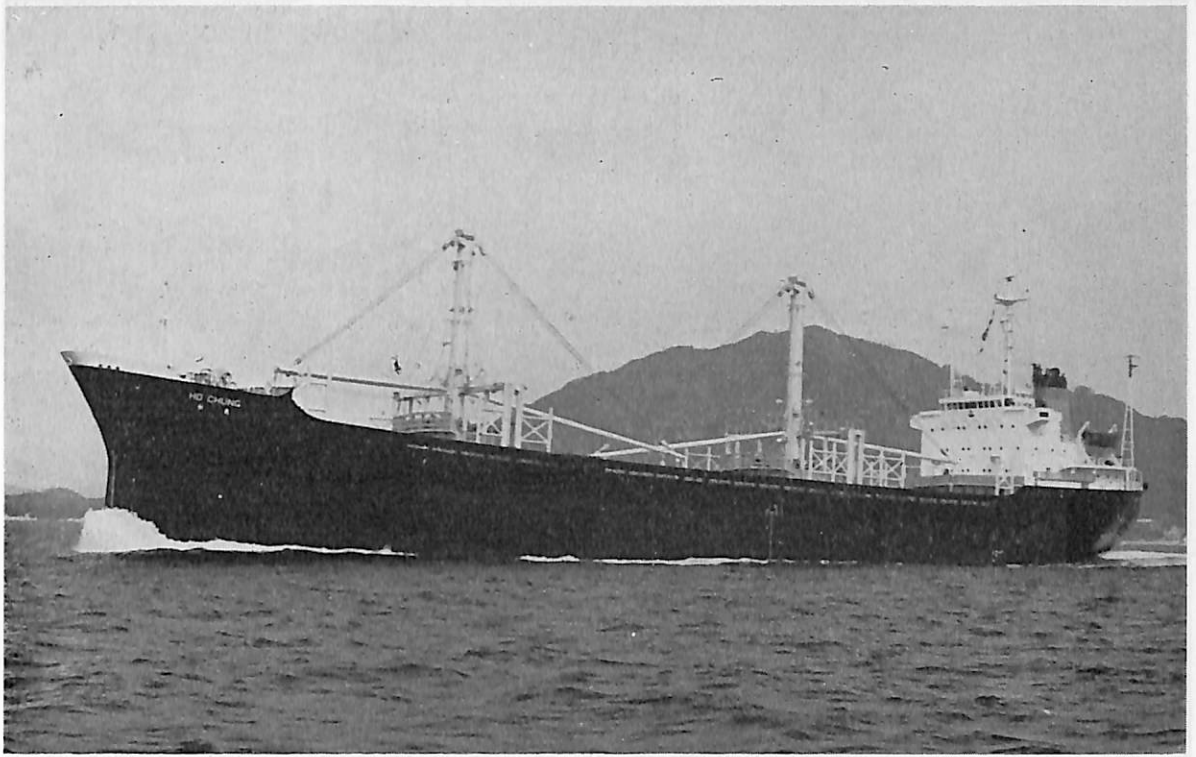
INTRPIT (海洋基地作業船) 船主 Offshore Logistics Inc. (パナマ) 造船所 寺岡造船株式会社
 総噸数 992.33噸 純噸数 447噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 1,046.59噸 全長 67.73m 長(垂) 60.39m 幅(型)
 12.80m 吃水 4.752m 船首楼付平甲板型 主機 NOHAB F216VP825型ディーゼル機関1基 出力 3,520×2
 燃料消費量 29.5t/d 航続距離 8,000海里 速力 15ノット 発電機 AC150KW×2, 75KW×1 乗員 22名 工期
 48-9-24, 49-7-25, 49-12-5 設備 バウスラスタ(500PS)×1, カメワCPPプロペラ, 150トント
 ウイングウインチ2連式, ガントリークレーン 25トン



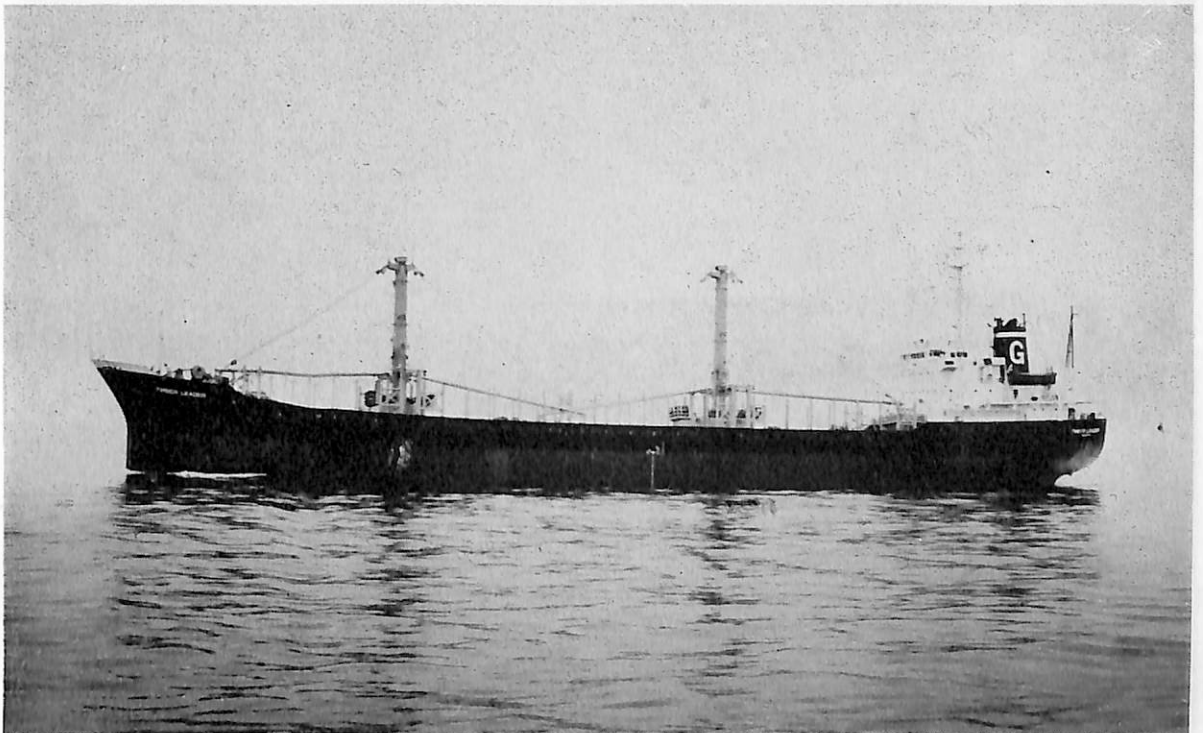
LEONA (貨物船) 船主 Green Marine Co., S.A. (パナマ) 造船所 (株) 来島どっく・宇和島工場
 総噸数 3,850.21噸 純噸数 3,764.08噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 7,104.21噸 全長 106.45m 長(垂) 98.00m
 幅(型) 17.00m 深(型) 8.70m 吃水 7.106m 満載排水量 9,074.71噸 凹甲板型 主機 神戸発動機 6UET 45/
 75C型ディーゼル機関 1基 出力 3,230PS×218RPM 燃料消費量 14.14t/d 航続距離 10,000海里 速力 12.20
 ノット 汽罐 自然循環水管式堅型ボイラー 発電機 AC165KVA×445V×1,200rpm×2 原動機 210PS×1,200
 rpm 貨物倉(ベール) 8,217m³ (グレーン) 8,820m³ 清水倉 356.11m³ 燃料油倉 558.15m³ 乗員 28名 工期 49
 -7-17 49-9-27, 49-11-22



SOUTHERN MARINER (貨物船) 船主 Mutual Steam Navigation Corp. (リベリア) 造船所 (株) 来島どっく・
 宇和島工場 総噸数 4,643.17噸 純噸数 3,187.61噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 7,848.30噸 全長 114.26m 長
 (垂) 104.00m 幅(型) 17.60m 深(型) 9.00m 吃水 7.208m 満載排水量 10,214.8噸 凹甲板型 主機 神戸発
 動機 6UET 45/80D型ディーゼル機関 1基 出力 3,825PS×218RPM 燃料消費量 16.13t/d 航続距離 8,500海
 里 速力 15.4ノット 汽罐 堅型コクランコンボジットボイラー 1基 発電機 AC200KVA×445V×720rpm×2
 原動機 300PS×720rpm 貨物倉(ベール) 10,008m³ (グレーン) 10,512m³ 清水倉 466.58m³ 燃料油倉 656.06m³
 乗員 30名 工期 49-5-29, 49-8-28, 49-10-24



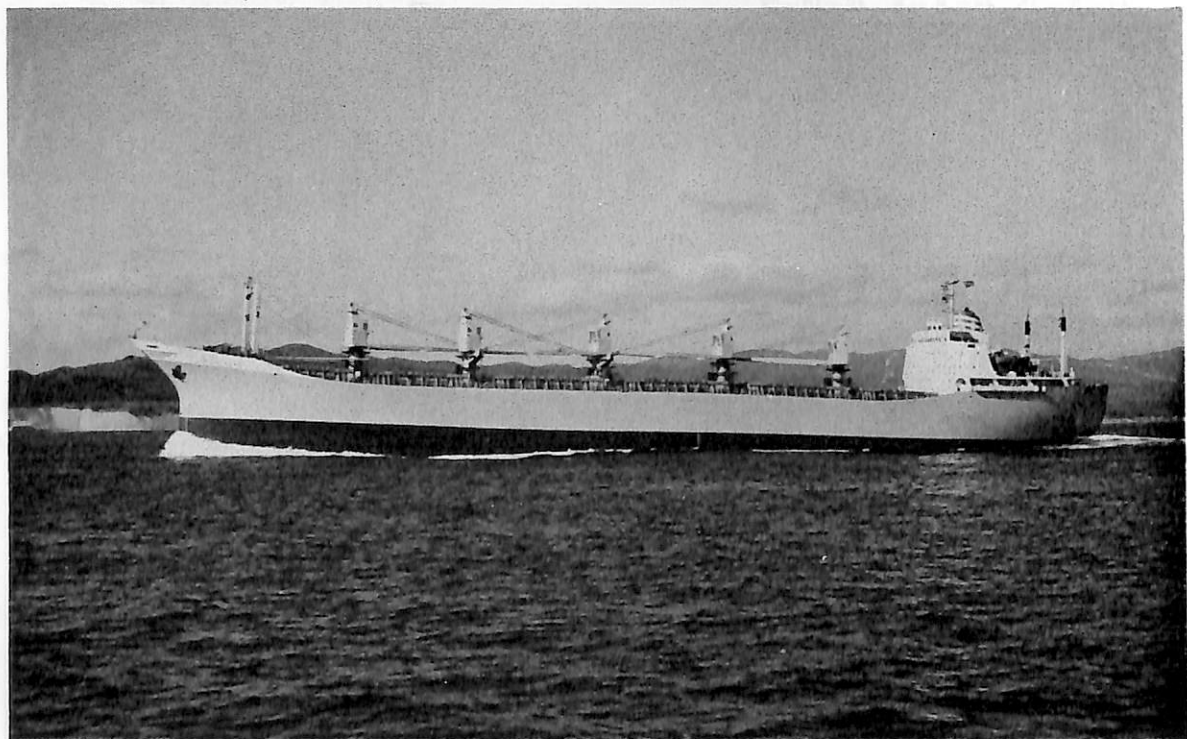
HO-CHUNG (貨物船) 船主 Grepusculo S. A. (パナマ) 造船所 高知県造船株式会社
 総噸数 6,034.87噸 純噸数 4,198.80噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 10,193.16噸 全長 127.97m 長(垂) 119.00
 m 幅(型) 18.30m 深(型) 9.90m 吃水 7.555m 満載排水量 13,148.00噸 凹甲板型 主機 赤坂鉄工6UET52
 /90D型ディーゼル機関1基 出力 5,100PS×187.5RPM 燃料消費量 21.4t/d 航続距離 11,600海里 速力
 13.1ノット 汽罐 コクランコンポジット 発電機 250KVA×2 原動機 300PS×1,200rpm×2 貨物倉(ベール)
 12,894.40m³ (グレーン) 13,332.92m³ 清水倉 760.21m³ 燃料油倉 A 177.78m³ C 1,073.18m³ 乗員 33名 工期
 49-5-15, 49-8-8, 49-10-28



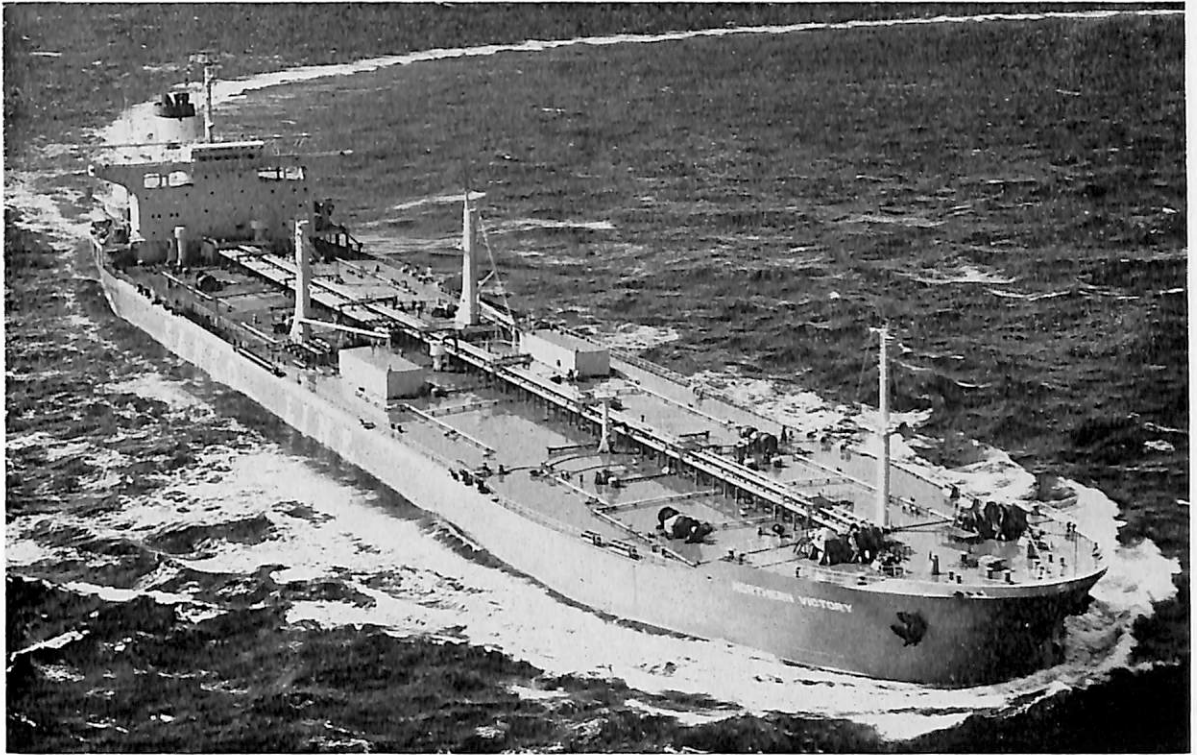
TIMBER LEADER (貨物船) 船主 Reina Maritima Navegacion S. A. (パナマ) 造船所 高知県造船株式会
 社 総噸数 6,030.47噸 純噸数 4,189.35噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 10,138.58噸 全長 127.97m 長(垂)
 119.00m 幅(型) 18.30m 深(型) 9.00m 吃水 7.755m 満載排水量 10,138.58噸 凹甲板型 主機 赤坂鉄工所
 6UET52/90D型ディーゼル機関1基 出力 5,100PS×187.5RPM 燃料消費量 21.4t/d 航続距離 10,000海里
 速力 13.3ノット 汽罐 コクランコンポジット 発電機 300KVA×2 原動機 360PS×1,200rpm 貨物倉 (ベール)
 12,894.40m³ (グレーン) 13,332.92m³ 清水倉 760.21m³ 燃料油倉 A 177.78m³ C 1,073.18m³ 乗員 33名 工
 期 49-6-18, 49-9-25, 49-11-14



MIA (ばら積貨物船) 船主 Marinstinto Armadora S.A. (リベリア) 造船所 株式会社大阪造船所
 総噸数 14,522.91噸 純噸数 8,864.23噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 27,439噸 全長 169.60m 長(垂) 163.00m
 幅(型) 26.30m 深(型) 13.60m 吃水 9.622m 満載排水量 34,133噸 船首楼付平甲板船 主機 IHIスルザー 7
 RND68型ディーゼル機関1基 出力 10,395PS×144.8RPM 燃料消費量 41.5t/d 航続距離 15,800海里 速力
 15.000ノット 汽罐 コクラン罐 7kg/cm²×1 発電機 AC450V500KVA×3 原動機 ダイハツ6PSHT-26D590
 BHP×3 貨物倉(ベール) 32,047m³ (グリーン) 32,363m³ 清水倉 345.7m³ 燃料油倉 2,022.4m³ 乗員 36名
 工期 49-6-1, 49-8-28, 49-11-12



PANTAZIS L (ばら積貨物船) 船主 Elcarriers, Inc. (ギリシャ) 造船所 函館ドック・室蘭製作所
 総噸数 14,790.40噸 純噸数 9,643噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 27,003Lt 全長 182.00m 長(垂) 167.80m
 幅(型) 22.86m 深(型) 14.71m 吃水 35' - 1/2" 満載排水量 33,246Lt 凹型平甲板 主機 IHIスルザー6RN
 D76型ディーゼル機関1基 出力 10,800PS×117.8RPM 燃料消費量 40.62t/d 航続距離 18,450海里 速力
 15.2ノット 汽罐 7kg/cm²G×1, 200kg/h×1 発電機 AC450V×350KW×3 原動機 6PST-26D520BHP×600
 rpm×3 貨物倉(ベール) 32,416m³ (グリーン) 32,722m³ 清水倉 133m³ 燃料油倉 2,664m³ 乗員 42名 工期
 49-6-3, 49-9-21, 49-11-28



NORTHERN VICTORY (油槽船) 船主 Northern Tanker Corp. (シンガポール) 造船所 笠戸船渠・笠戸造船所 総噸数 48,196.04噸 純噸数 34,794.60噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 89,420Lt 全長 242.0m 長(垂) 230.0m 幅(型) 40.0m 深(型) 18.90m 吃水 14.15m 満載排水量 107,502噸 船首楼付平甲板船 主機 IHI スルザー7RND90型ディーゼル機関1基 出力 18,270PS×117.8RPM 燃料消費量 70.6t/d 航続距離 16,370海里 速力 15.6ノット 汽罐 16kg/cm²×60,000kg/h 発電機 450KW×2 原動機 1,350PS×720rpm×2 貨油倉 115,551.33m³ 清水倉 485.99m³ 燃料油倉 3,536.71m³ 乗員 39名 工期 49-2-14, 49-7-2, 49-11-8



いーぐる (セメント運搬船) 船主 中央信託銀行 造船所 鹿児島ドック鉄工株式会社 総噸数 4,176.45噸 純噸数 2,531.16噸 沿海 載貨重量 6,859.8噸 全長 114.90m 長(垂) 105.50m 幅(型) 16.10m 深(型) 8.10m 吃水 6.916m 満載排水量 8,995.0噸 凹甲板船 主機 ダイハツ6DSM-32型ディーゼル機関2基 出力 2×3,570PS×209RPM 燃料消費量 165g/ps/h 速力 13.1ノット 汽罐 クレイトンWHO-50型 発電機 200KVA×3 貨物倉(グリーン) 5,881.0m³ 清水倉 102.27m³ 燃料油倉 252.72m³ 工期 49-6-24, 49-9-19, 49-11-30



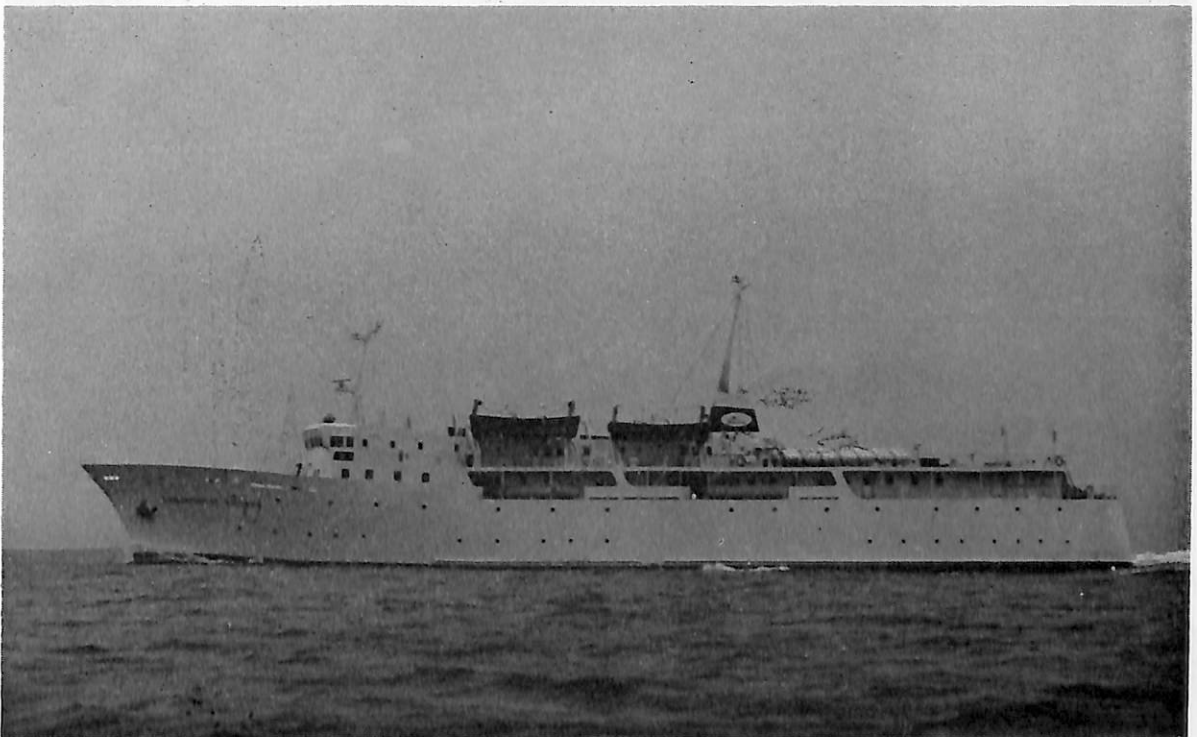
CHAMBORD (油槽船) 船主 Coclote De Developpment De Transpoft. (仏) 造船所 三菱重工業・長崎造船所 総噸数 131,627.58噸 純噸数 114,335.40噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 276,658噸 全長 338.612m 長(垂) 323.00m 幅(型) 53.60m 深(型) 26.40m 吃水 20.6805m 平甲板船 主機 三菱2段減速機付タービン1基 出力 34,000PS×90RPM 燃料消費量 172t/d 航続距離 24,660海里 速力 15.4ノット 汽罐 MMI, CE. V 2 M-8W型×1 発電機 1,460KW×AC450×1,800rpm×2 貨油倉 347,618.0m³ 清水倉 422.5m³ 燃料油倉 12,604.0m³ 乗員 39名, 外8名 工期 49-3-15, 49-6-14, 49-10-3



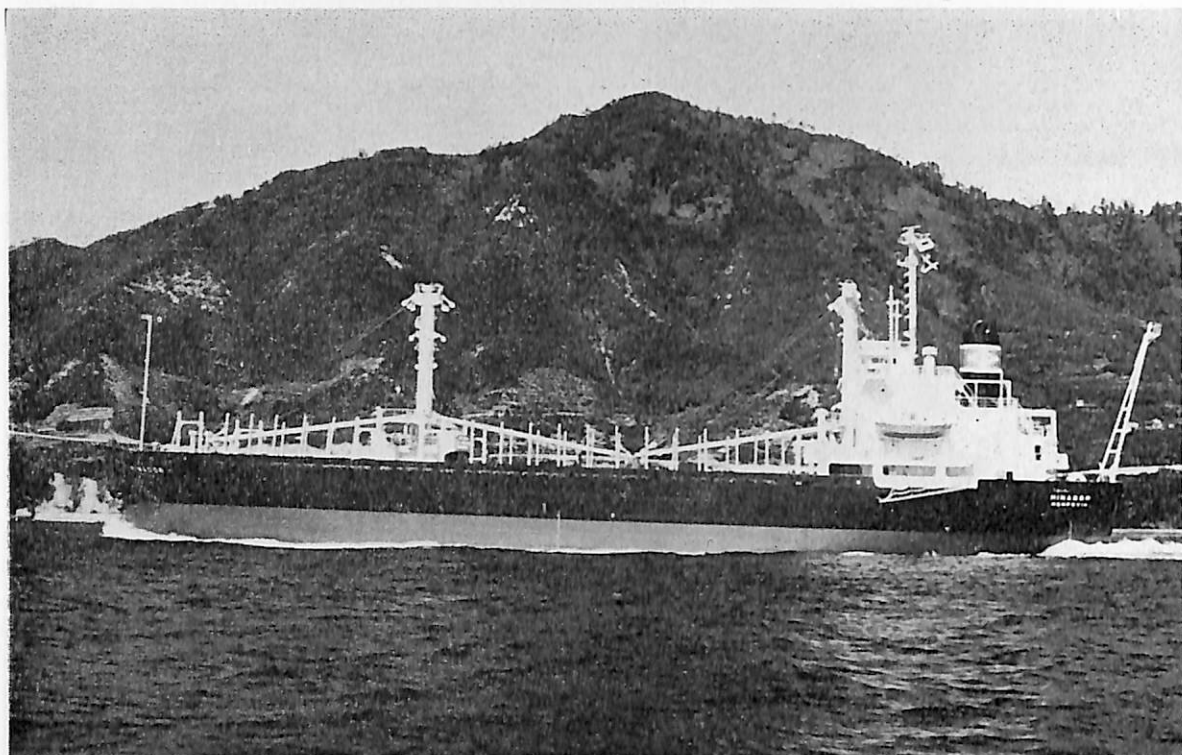
CHEVRON EDINBURGH (油槽船) 船主 Chevron Transport Corporation. (リベリア) 造船所 三菱重工業長崎造船所 総噸数 118,178.40噸 純噸数 100,270噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 264,096Lt 全長 338.629m 長(垂) 320.00m 幅(型) 53.60m 深(型) 26.40m 吃水 67'-5 $\frac{3}{8}$ " 船首楼付平甲板船 主機 三菱2段減速機付タービン1基 出力 34,000PS×90RPM 燃料消費量 165t/d 速力 15.4ノット 汽罐 三菱CEV2M-8W×1 発電機 1,500KW×AC450V×1,800rpm 貨油倉 320,552.1m³ 清水倉 372.5m³ 燃料油倉 5,300m³ 乗員 58名, 外8名 工期 49-3-14, 49-5-31, 49-10-2



さんふらわあ11 (カーフェリー) 船主 日本高速フェリー株式会社 造船所 (株)来島どっく・大西工場
 総噸数 13,598.50噸 純噸数 7,574.82噸 近海 船級 JG 載貨重量 3,111噸 全長 195.81m 長(垂) 170.00m
 幅(型) 24.00m 深(型) 16.10m 吃水 6.622m 満載排水量 14,241噸 多層甲板型 主機 川崎MAN V9V52/55
 型ディーゼル機関1基 出力 2×16,200PS×415RPM 燃料消費量 119.9t/d 航続距離 4,500海里 速力 25.0
 ノット 汽罐 サンロッド油焚 4,500kg/h×8kg/cm²G 発電機 AC450V×1,437.5KVA×4 原動機 4×1,730PS
 ×720rpm 清水倉 1,017.13m³ 燃料油倉 720.48m³ 乗員 86名,旅客 1,218名 工期 49-12-4, 49-4-23,
 49-9-9

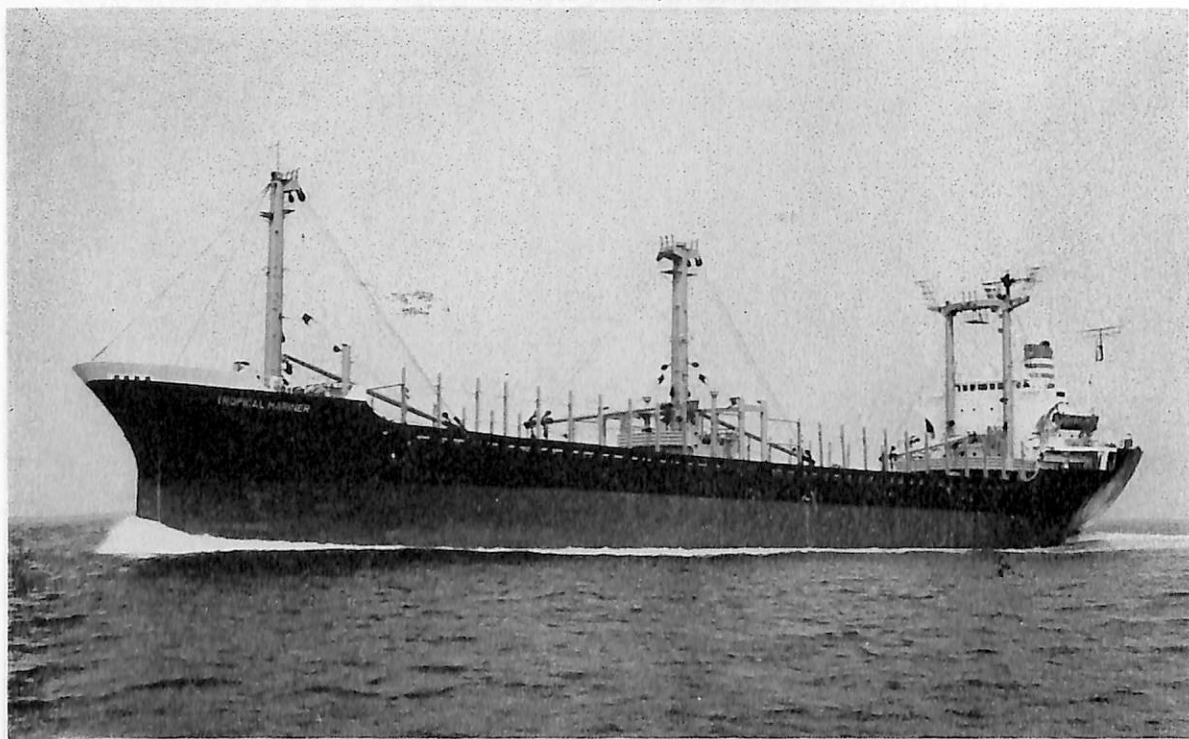


COMANDANTE PINARES (旅客船) 船主 キューバ共和国船舶公団 造船所 (株)新潟鉄工所・新潟造船工場
 総噸数 2,161.48噸 純噸数 1,038.26噸 船級 LR 載貨重量 431.70Mt 全長 78.64m 長(垂) 70.00m 幅(型)
 12.00m 深(型) 5.60m 吃水 3.314m 満載排水量 1,800.70Mt 全通船楼型 主機 新潟8MG31EZ×2 出力
 2,340PS×580/349RPM 燃料消費量 165g/psh 航続距離 750海里 速力 15.75ノット 発電機 650KVA×2
 原動機 新潟6L25BX,800PS 清水倉 39.14m³ 燃料油倉 72.38m³ 乗員 41名 工期 49-6-3, 49-8-14,
 49-11-9 水線下船型:バルバスバウ付

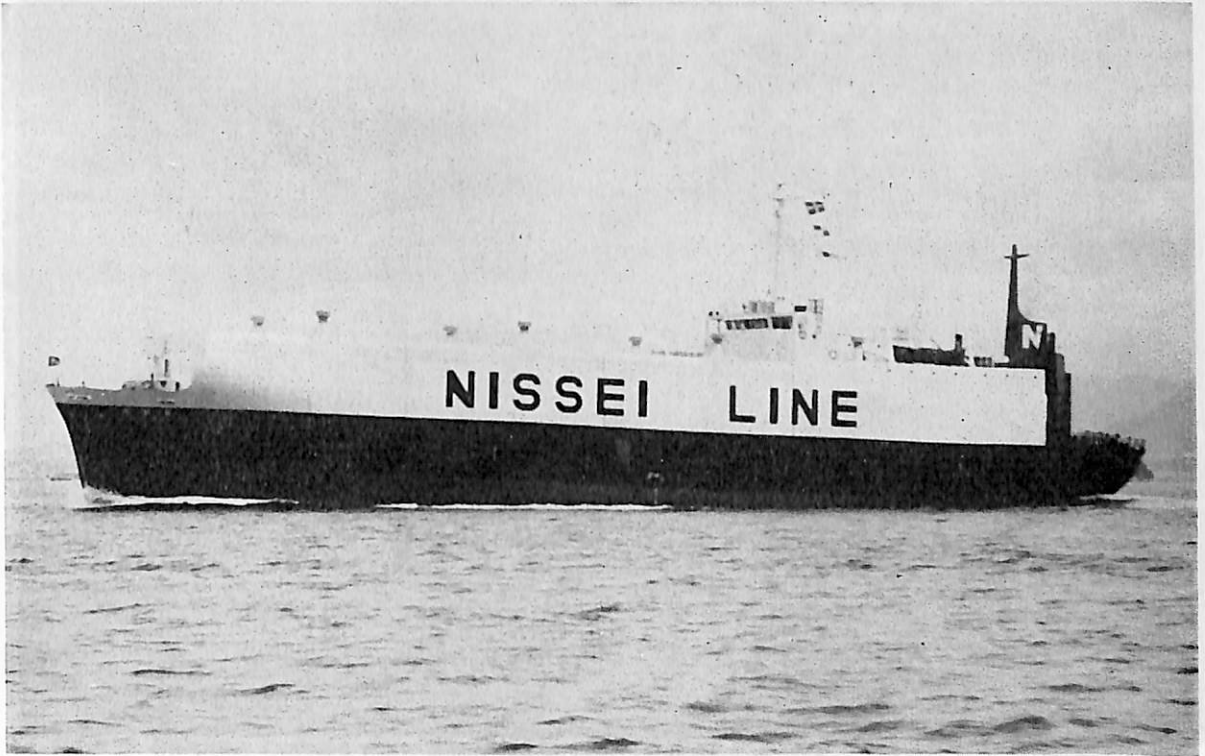


MINADOR (貨物船) 船主 Mina Co., Ltd. (リベリア) 造船所 浅川造船株式会社

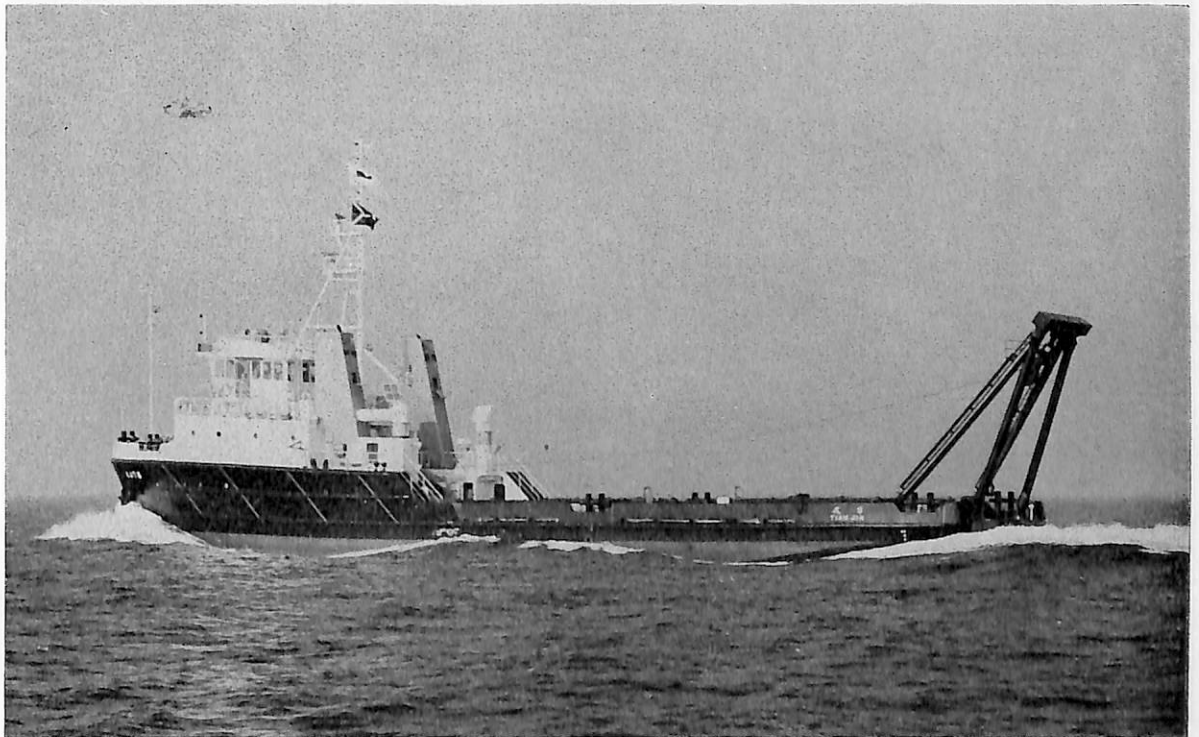
総噸数 4,887.01噸 純噸数 2,831.86噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 5,952.67噸 全長 100.50m 長(垂) 94.91m
 幅(型) 18.63m 深(型) 9.65m 吃水 5.882m 満載排水量 8,258.40噸 凹甲板型 主機 赤阪鉄工所 AH-40 型
 ディーゼル機関 2 基 出力 2,125 PS×275 RPM 燃料消費量 15.20t/d 速力 12.50ノット 汽罐 5.0kg/cm²×1
 発電機 250KVA×2 原動機 300PS×2 貨物倉(ベール) 8,800m³ (グレーン) 10,000m³ 清水倉 194.48m³ 燃
 料油倉 570.57m³ 乗員 24名 工期 49-5-23, 49-10-13, 49-11-29



TROPICAL MARINER (貨物船) 船主 Mutual Steam Navigation Corp. (リベリア) 造船所 (株) 来島どつく・
 宇和島工場 総噸数 4,643.17噸 純噸数 3,187.61噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 7,847.30噸 全長 114.26m 長
 (垂) 104.00m 幅(型) 17.60m 深(型) 9.00m 吃水 7.208m 満載排水量 10,207.80噸 凹甲板型 主機 神戸
 発動機 6UET45/80D型 ディーゼル機関 1 基 出力 3,825 PS×218 RPM 燃料消費量 17.11t/d 航続距離 8,500
 海里 速力 12.4ノット 汽罐 堅型コクランコンポジットボイラー×1 発電機 AC 200KVA×445V×720 RPM×2
 原動機 300PS×720 RPM 貨物倉(ベール) 10,008m³ (グレーン) 10,512m³ 清水倉 466.58m³ 燃料油倉
 656.06m³ 乗員 30名 工期 49-3-12, 49-6-26, 49-8-22



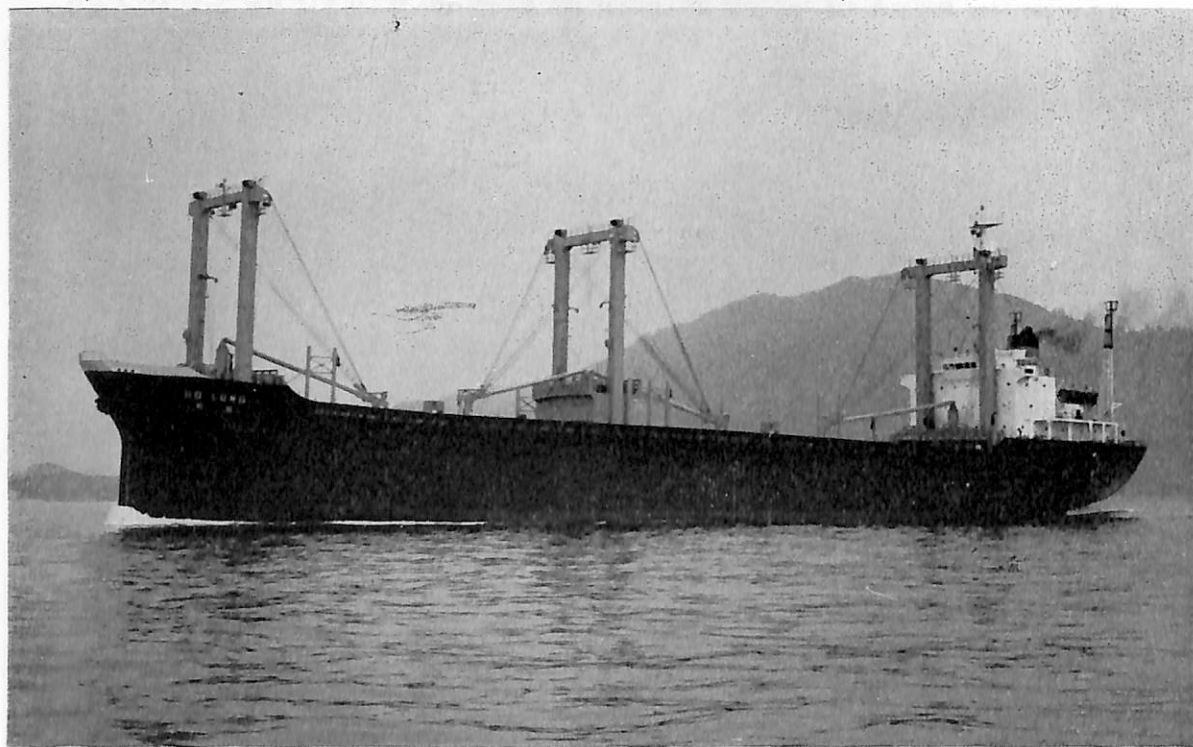
大 勢 丸 (自動車運搬船) 船主 日勢海運株式会社 造船所 芸備造船工業株式会社
 総噸数 2,273.62噸 純噸数 1,241.42噸 遠洋 船級 JG 載貨重量 4,058.61噸 全長 97.920m 長(垂) 89.950m
 幅(型) 16.600m 深(型) 7.050m 吃水 6.100m 三層甲板長船樓付船尾機関型 主機 伊藤鉄工所 M556HUS デ
 ーゼル機関1基 出力 5,000PS×230RPM 燃料消費量 155gr/ps/h 航続距離 10,000海里 速力 15.845ノ
 ット 汽罐 VS-5E450kg/h×7kg/cm² 発電機 AC445V×250KVA×2 原動機 ヤンマー6RAL-T300PS×2
 清水倉 286.34m³ 燃料油倉 638.7m³ 工期 49-4-13, 49-9-17, 49-11-15



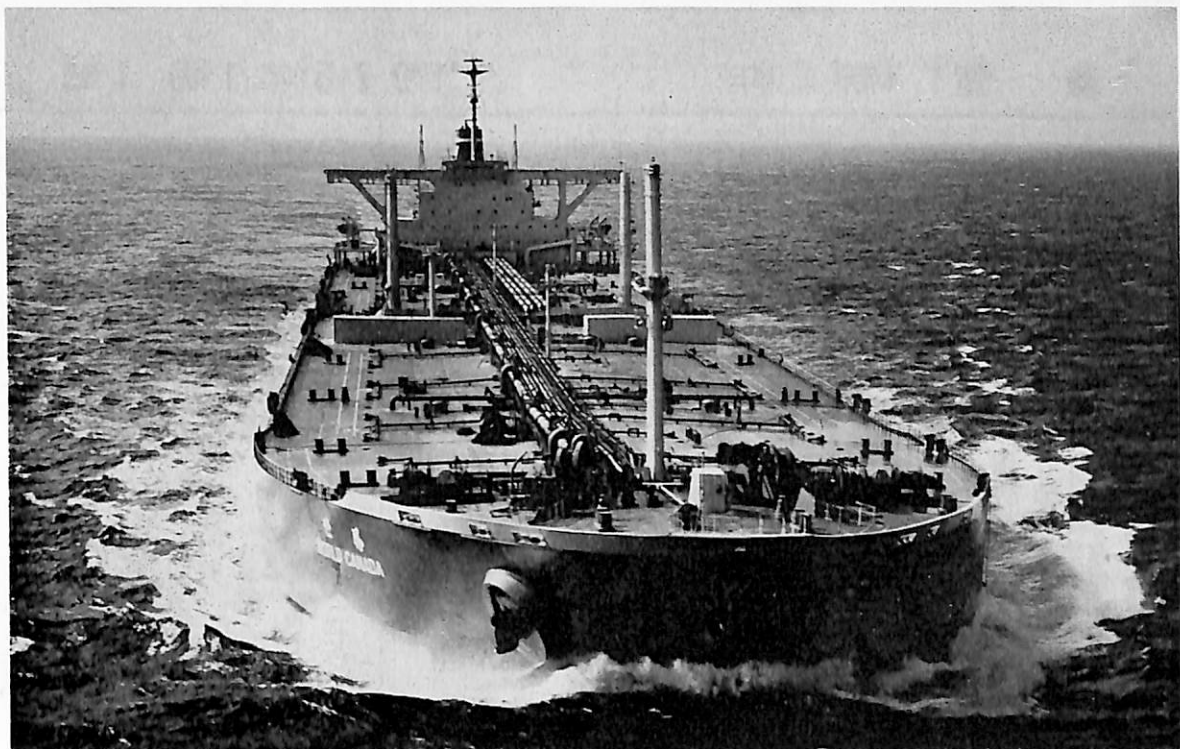
オイル リグ サプライ船 4476号 船主 China National Machinery Import & Export Corporation 造船所 日
 立造船株式会社, 山陽造船株式会社 総噸数 664.65噸 純噸数 305.98噸 船級 NK 載貨重量 755.94噸 全長
 51.527m 長(垂) 46.94m 幅(型) 11.582m 深(型) 4.420m 吃水 3.896m 満載排水量 1,501噸 船首樓付平
 甲板 主機 ダイハツモデル6, DSM-26型ディーゼル機関2基 出力 1,105PS×258RPM 燃料消費量 9.7t/d
 航続距離 1,150海里 速力 11.7ノット 発電機 170KW, AC385V, 50Hz, 1,000rpm×2 貨油倉 267.68m³ 清水倉
 19.56m³ 燃料油倉 50.45m³ 乗員 9名, 外12名 工期 49-6-4, 49-8-30, 49-11-15



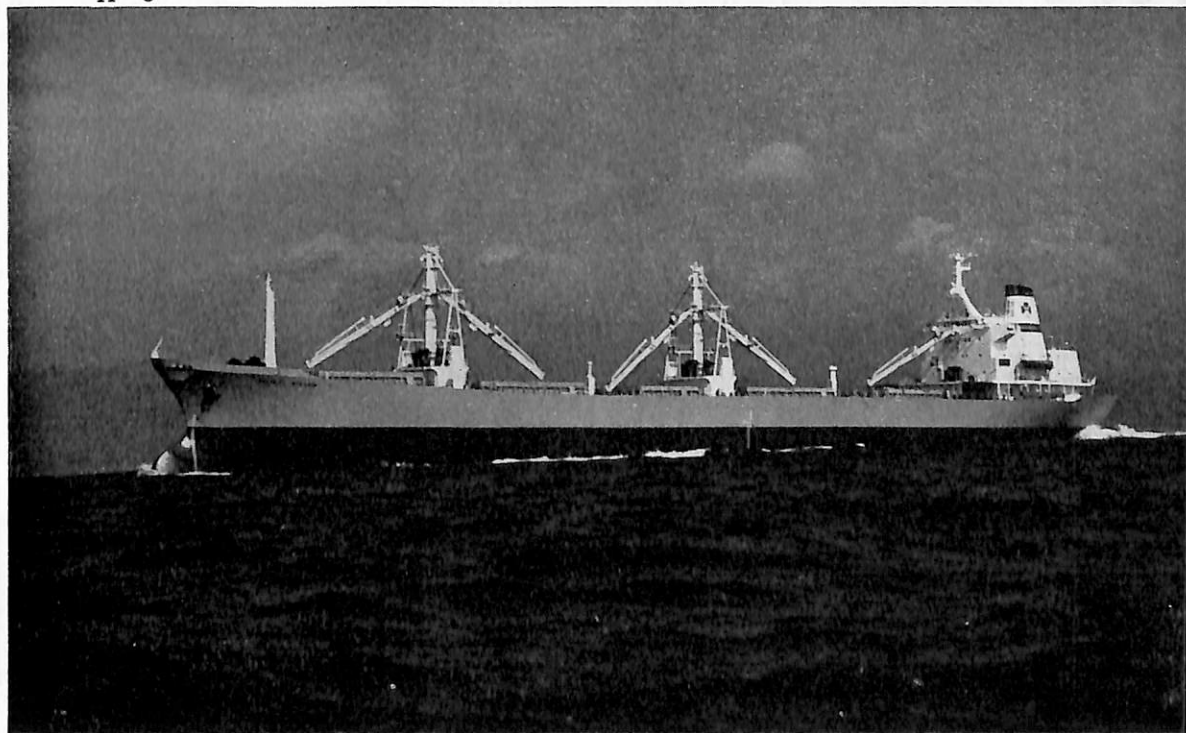
第二十五永進丸(油槽船) 船主 興栄海運株式会社 造船所 高知重工株式会社
 総噸数 2,814.96噸 純噸数 1,534.83噸 沿海 船級 NK 載貨重量 5,478.35噸 全長 95.58m 長(垂) 88.08m
 幅(型) 15.00m 深(型) 8.00m 吃水 7.002m 満載排水量 7,118噸 凹甲板船 主機 赤阪鉄工所 6UET45/75C
 型ディーゼル機関1基 出力 3,230PS×218RPM 燃料消費量 12.8t/d 航続距離 3,600海里 速力 12.5ノット
 汽罐 9.5kg/cm² 発電機 200KVA×2 原動機 240PS×900rpm×2 貨物倉(グリーン) 5,448.09m³ 貨油倉
 5,448.09m³ 清水倉 169.42m³ 燃料油倉 178.90m³ 乗員 15名 工期 49-6-28, 49-9-25, 49-11-21



HO LUNG (貨物船) 船主 Phoenix Shipping S.A. (パナマ) 造船所 波止浜造船株式会社
 総噸数 8,596.25噸 純噸数 6,123.87噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 15,107Mt 全長 138.43m 長(垂) 128.00m
 幅(型) 21.40m 深(型) 12.00m 吃水 9.013m 満載排水量 19,316.05Mt ウェル甲板船 主機 赤阪8UEC52/
 105D型ディーゼル機関1基 出力 6,800PS×166.7RPM 燃料消費量 28.6t/d 航続距離 15,100海里 速力
 14.1ノット 汽罐 800kg/h 発電機 400KVA×445V×900rpm×2 原動機 470PS×900rpm×2 貨物倉(ベール)
 18,597.74m³ (グリーン) 19,193.50m³ 清水倉 631.71m³ 燃料油倉 A 228.15m³ C 1,428.01m³ 乗員 32名
 工期 49-3-14, 49-8-2, 49-12-27



WORLD CANADA (油槽船) 船主 Liberian Courage Transports Inc. (リベリア) 造船所 住友重機械工業
 追浜造船所 総噸数 122,192.84噸 純噸数 104,715噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 276,575噸 全長 340.80m 長
 (垂) 324.00m 幅(型) 54.40m 深(型) 26.90m 吃水 21.040m 満載排水量 316,368噸 一層甲板型 主機 住
 友スタルラバルAP型タービン1基 出力 34,600PS×88.5RPM 燃料消費量 166.7t/d 航続距離 21,000海里
 速力 15.67ノット 汽罐 二胴水管式2基 発電機 1,650KW 1台 880KW 2台 原動機タービン 2,450 PS ディーゼル
 1,300 PS 貨油倉 335,052m³ 清水倉 450m³ 燃料油倉 11,793m³ 乗員 40名 工期 49-3-22, 49-7-11, 49
 -11-8



ANANGEL WISDOM (貨物船) 船主 Anangel Wisdom Compania S.A. (ギリシャ) 造船所 石川島播磨重
 工業・東京工場 総噸数 13,547.55噸 純噸数 9,326.02噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 22,669噸 全長 164.33m
 長(垂) 155.448m 幅(型) 22.86m 深(型) 13.56m 吃水 9.848m 平甲板型 主機 IHI-ビールスチック16PC
 2V型ディーゼル機関1基 出力 7,200PS×482RPM 燃料消費量 28.1t/d 航続距離 15,000海里 速力 15.0ノ
 ット 汽罐 200KW×AC×60Hz×450V×900rpm×1 310KW×AC×60Hz×450V×900rpm×2 発電機 8.5kg/cm²
 G×2.5t/h 貨物倉(ベール) 29,950.50m³ (グリーン) 30,907m³ 清水倉 201.4m³ 燃料油倉 1,389.6m³ 乗員
 27名 工期 49-6-27, 49-8-30, 49-11-7



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三号
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 運

取締役社長 末 永 俊 治

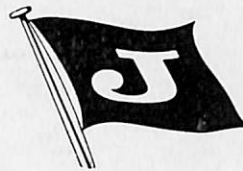
本社 東京都中央区日本橋室町四ノ一(室町ビル)
電話(二七〇)七二一一(大代表)



山 下 新 日 本 汽 船

取締役会長 山 下 三 郎
取締役社長 堀 武 夫

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 東京(二八二)七五〇〇



ジ ャ パ ン ラ イ ン

取締役社長 松 永 壽

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ノ一(飯野ビル)
電話 東京(五〇六)二〇〇〇(代表)

謹 賀 新 年

1975年1月1日



関西汽船

取締役社長 藤井敬一郎

本社 大阪市北区宗是町一
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)二六二一(代表)



新和海運

取締役社長 三和普

本社 東京都中央区京橋一丁目三番地(新八重洲ビル)
電話東京(五六七)一六六一(大代表)

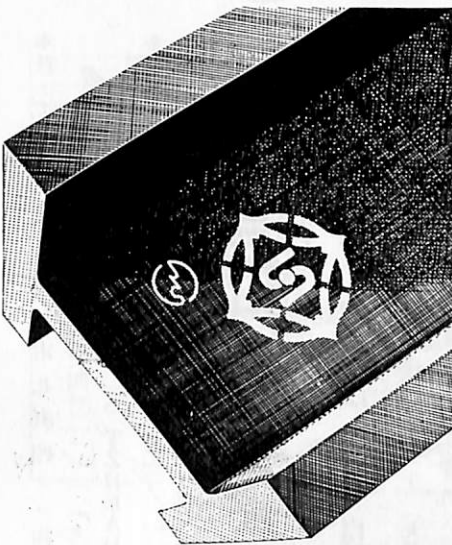


照国海運

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)

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 新日鐵ビルディング1
電話 東京 03 242-4111 大代表) 郵便番号100

船舶艙装品、法定船用用品一式

MSS式油水分離器、飲料水殺菌器

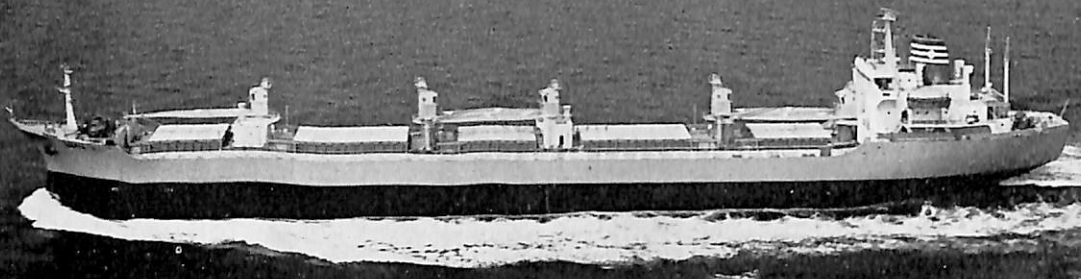
船用トイレ汚物処理装置、廃油焼却炉

三洋商事株式会社

取締役社長 成瀬勝蔵

本社 東京都中央区新川一―一七―二
電話(五五二)八一五一(代表)
支店 横浜・大阪・神戸・門司・福岡・長崎

各種船舶の建造並修理
 船用汽機汽缶の製造並修理
 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 大阪市住之江区北加賀屋4-1-55 電話 大阪(681)1121(代)
 東京事務所 東京都千代田区神田鍛冶町3の4の2(神田東洋ビル) 電話 東京(252)4941(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



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)―三

テレックス 二二二―三三〇一



東北造船株式会社

本社・工場 宮城県塩釜市北浜四ノ一四ノ一

電話(〇二三三六)四二二一(大代表)

テレックス 八五九二〇八 T Z H E A D J

多賀城工場 宮城県多賀城市栄二ノ一ノ一

電話(〇二三三六)四二二七(代表)

代表取締役社長 織田澤 良一

東京支店 東京都中央区日本橋二ノ三ノ十(丸善ビル)

電話(〇三)二七二一九〇七―九・二九五

テレックス 二二二五三三三 T Z T K Y O J

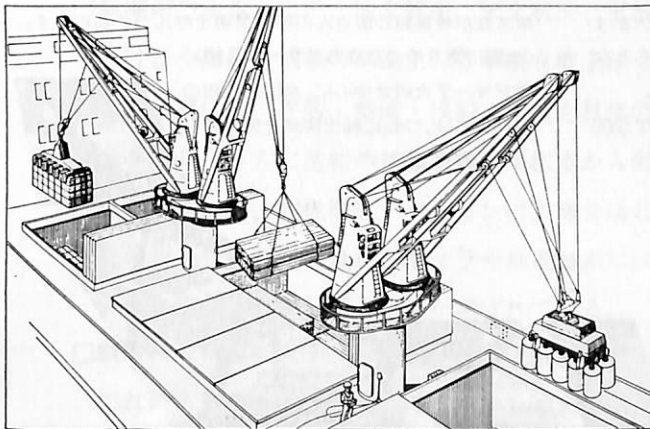
NIKKO-HÄGGLUNDS TWIN CRANES

Electro-hydraulic deck cranes



日鋼—ヘグランド標準電動油圧デッキクレーンには、シングルタイプとツインタイプがあり、各タイプ共各種力量（シングルは3～25t、ツインは5t×2～25t×2）のものが標準化されています。

作動はヘグランド社特製による高トルク低速油圧モータで行われ、減速用歯車装置は不要です。ツインクレーンは単独で別々に操作ができますし、又両者一緒に片方の運転室から操作することもできます。リモートコントロール装置も取付可能です。尚各種の貨物に適したアクセサリも豊富に用意しています。



一例 Crane type(twin)TD1522

Hoisting capacity	2×15 ton
Hoisting speed, low	40 m/min.
Hoisting speed, high ¹⁾	80 m/min.
Luffing from max. min. jib radius	33 sec.
Slewing speed ²⁾	1.0 r.p.m.
Jib radius max. L	22.0 metre.
Jib radius min. L	3.0 metre.
Power input cont.	2×144 h.p.
Power input 10% duty cycle	2×260 h.p.
Total weight incl. platform	70.4 ton


 株式会社 日本製鋼所

東京都千代田区有楽町 1-1-2 (日比谷三井ビル) 電話 (03) 501-6111
 営業所 大阪(06) 203-3661・福岡(092) 74-0561・名古屋(052)211-4541
 広島(0822)28-6541・札幌(011)241-2271・新潟(0252)41-6301
 仙台(0222)94-2561

燃料報国

—高の燃料を生かす確かな技術—

生活航路のかけがえのない原動力。 ヤンマーディーゼルエンジン



「通勤、通学の足として活躍しています。
瀬戸内の島は島自体が消費施設なので
生活を守るフェリーの役目は重要ですネ」

とおっしゃるのは、江能汽船第2はつひ丸船長 宇根正和さん。広島市宇品港から江田島航路の美しい島影を背に、第2はつひ丸は走ります。江田島住民の足として欠かすことのできない生活航路です。スピードもさることながら、安全性と耐久性が要求されるフェリーボート。

ここでも、ヤンマーのディーゼルエンジン6G-D T<800 PS/750rpm>が一役かっています。

電話一本でサービス員がかけつける、完備されたサービス体制—それが生活航路の安全を守り、エンジンの安定性、耐久性が乗務員の皆さんの厚い信頼を呼んでいるのです。

〈全国に張りめぐらされたサービス網〉

ヤンマー7支店を中心に、全国2000店の

特約店には、つねに純正部品を完備。

入手も容易です。

●船舶主機用3 ~ 1800馬力

●船舶補機用3.5~1800馬力



●詳しいカタログをお送りします(本社・宣伝部)まで。  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) TEL(06)372-1111(代)
(支店)札幌・東京・名古屋・大阪・高松・広島・福岡



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。

東京都中央区銀座5-11-13
ニュー東京ビル

株式 天然社

振替 東京 79562 番
電話 (03)543-7793 番

業界待望の書ついに完成!!

電子航法研究所衛星航法部長……………木村 小一
 東海海運局先任船舶検査官……………芹川 伊佐男
 (社)日本船舶品質管理協会技師 }……………土川 義朗
 (社)日本旅客船協会調査役 }

— 編 集 —

船用品便覧

(1974年版)

B5判 8ポイント横組 300頁函入上製本 定価5,500円 円140円

内容目次

- | | |
|-------------|----------------------|
| 第1章 総説 | 第7章 舷窓類 |
| 第2章 救命器具 | 第8章 錨, 鎖, 索 |
| 第3章 信号器具 | 第9章 航海器具, 航海装置, 無線装置 |
| 第4章 消防設備と器具 | 第10章 新製品, 新技術, トピック |
| 第5章 船燈 | 第11章 諸表 |
| 第6章 船口閉鎖器具 | 第12章 業務資料 |

執筆者

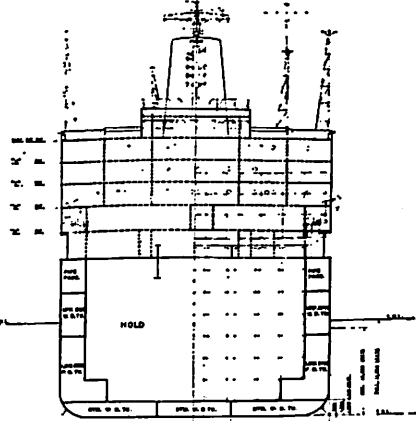
船舶技術研究所機装部環境研究室長……………翁 長一彦
 前船舶技術研究所機装部船用品研究室長……………緒 方辰人
 神戸海運局相生支局長
 (社)日本船舶品質管理協会船舶機装品研究所……………奥 山信一
 船舶技術研究所機装部航海機器研究室長……………小 黒英男
 上記……………木 村小一
 財団法人日本船用品検定協会……………高 橋 邦 敏
 株式会社高工社取締役……………清 水 正 二
 上記……………芹 川 伊佐男
 前船舶技術研究所機装部長……………曾 根 功
 日本海事協会大阪支部……………田 淵 隆 之
 (社)日本船舶品質管理協会船舶機装品研究所……………玉 虫 英五郎
 上記……………土 川 義 朗
 船舶技術研究所機装部船用品研究室……………土 屋 正 之
 前船舶技術研究所機装部船用品研究室長……………福 森 正 直
 日本海事協会広島支部……………安 田 健 二

東京都中央区銀座5-11-13
 ニュー東京ビル

株式会社 天然社

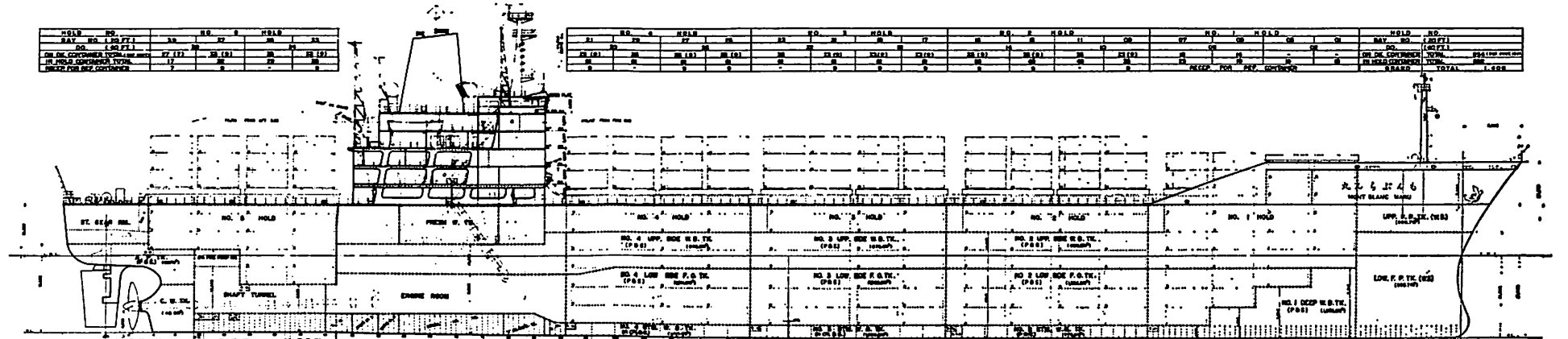
振替 東京 79562番
 電話 (03)543-7793番

FRONT ELEVATION

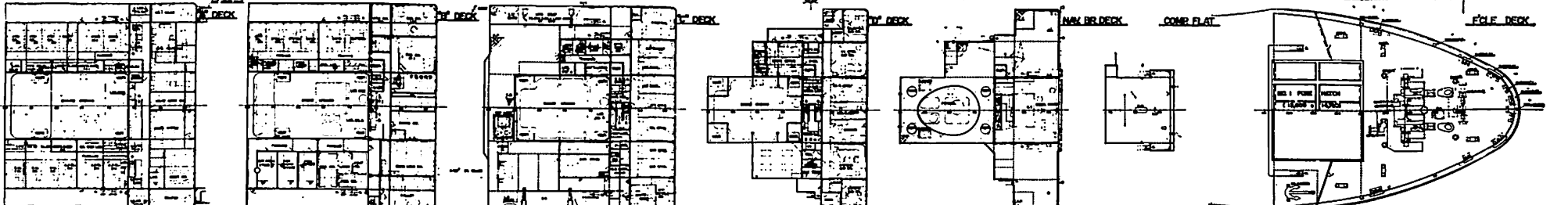
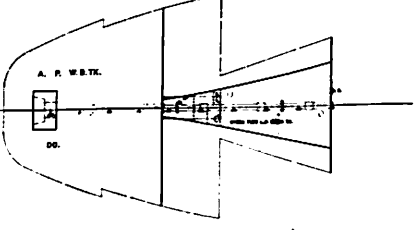


HOLD NO.	NO.	AREA	NO.	AREA
NO. 1 (NO. 1)	28		32	33
NO. 2 (NO. 2)	37		38	39
NO. 3 (NO. 3)	47		48	49
NO. 4 (NO. 4)	57		58	59
NO. 5 (NO. 5)	67		68	69

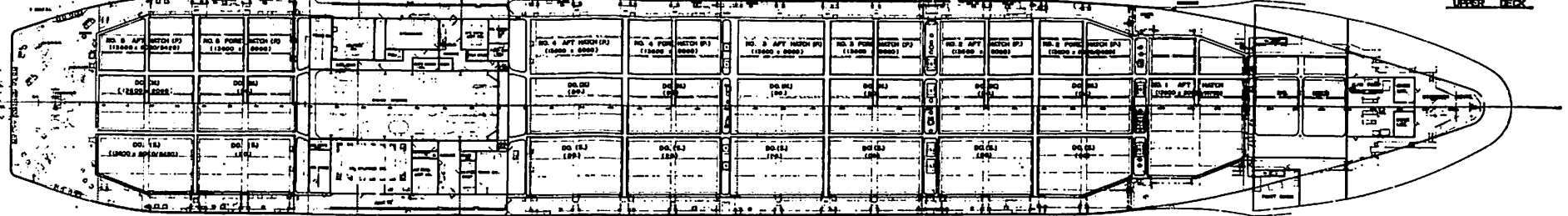
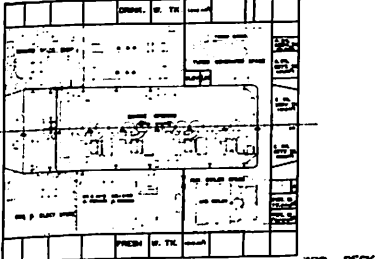
HOLD NO.	NO.	AREA	NO.	AREA	HOLD NO.	NO.	AREA	NO.	AREA	NO.	AREA	NO.	AREA	NO.	AREA	NO.	AREA	NO.	AREA	NO.	AREA			
NO. 6 (NO. 6)	77		78	79	NO. 10 (NO. 10)	107		108	109	NO. 14 (NO. 14)	137		138	139	NO. 18 (NO. 18)	167		168	169	NO. 22 (NO. 22)	197		198	199
NO. 7 (NO. 7)	87		88	89	NO. 11 (NO. 11)	117		118	119	NO. 15 (NO. 15)	147		148	149	NO. 19 (NO. 19)	177		178	179	NO. 23 (NO. 23)	207		208	209
NO. 8 (NO. 8)	97		98	99	NO. 12 (NO. 12)	127		128	129	NO. 16 (NO. 16)	157		158	159	NO. 20 (NO. 20)	187		188	189	NO. 24 (NO. 24)	217		218	219
NO. 9 (NO. 9)	107		108	109	NO. 13 (NO. 13)	137		138	139	NO. 17 (NO. 17)	167		168	169	NO. 21 (NO. 21)	197		198	199	NO. 25 (NO. 25)	227		228	229



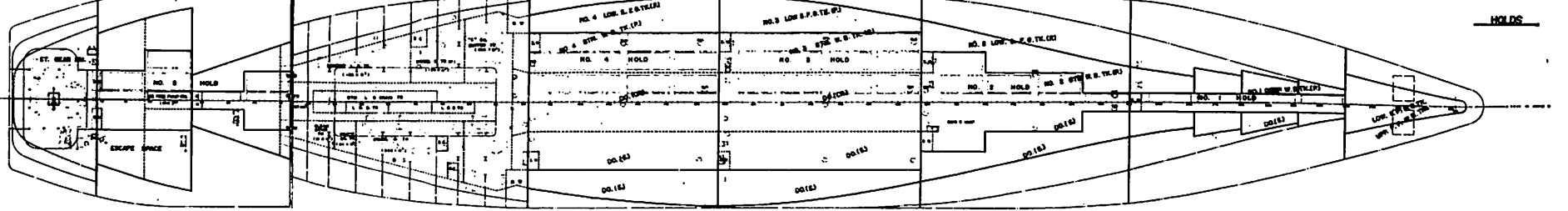
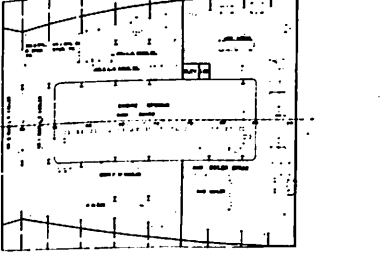
SHAFT TUNNEL



2ND DECK



3RD DECK



HOLDS

もんぷらん丸一般配置図

高速コンテナ船 もんぶらん丸

三井造船株式会社
玉野造船所造船設計部

はじめに

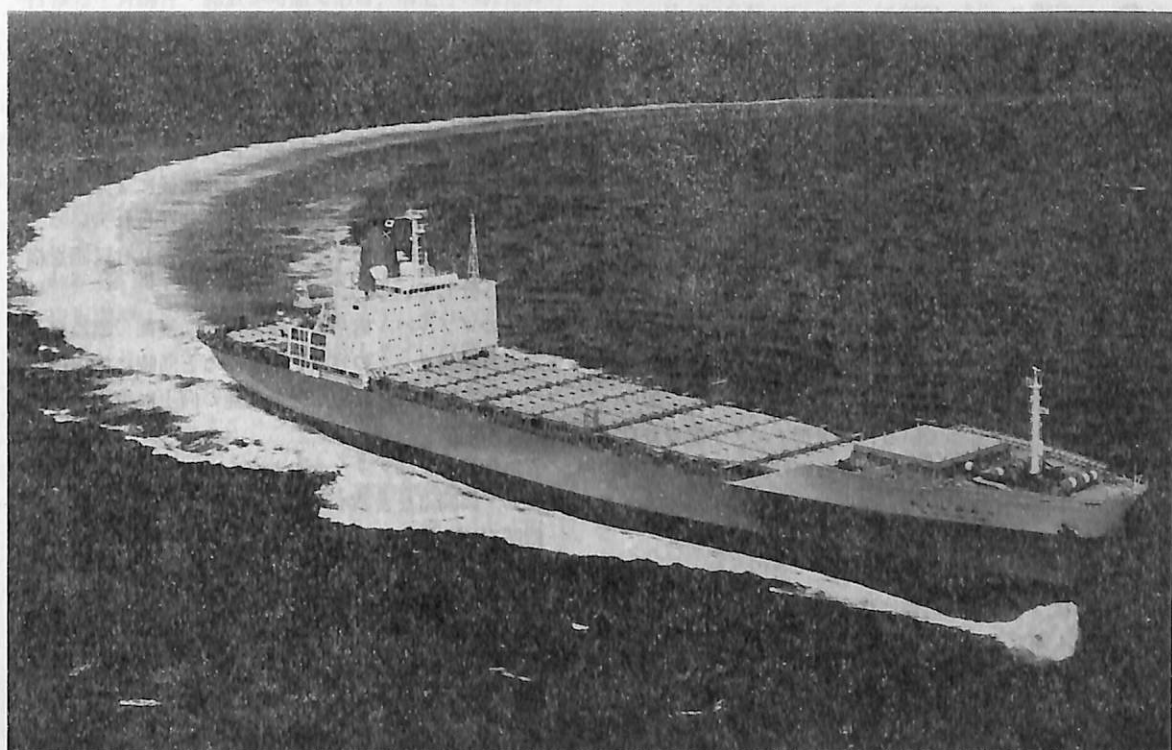
主要定期航路のコンテナ化が一段落した後、日本・フランス・イタリアの5海運会社からなる地中海クラブとよばれるグループにより地中海と極東間のコンテナ化がはかられつつあるが、本船はそのメンバーである大阪商船三井船舶 KK 殿の御注文により29次計画造船として当社玉野造船所で建造された地中海航路向けのディーゼル機関高速コンテナ専用船である。本船の主機は「三井 B&W DE 12 K 90 GF」であるが、90 GF 型としては世界最初の12気筒エンジンである。また本船は「おーすとらりあ丸」に始まる当社コンテナ船シリーズの第1期のしめくりに当る船で、これまでの経験と実績が生かされている。

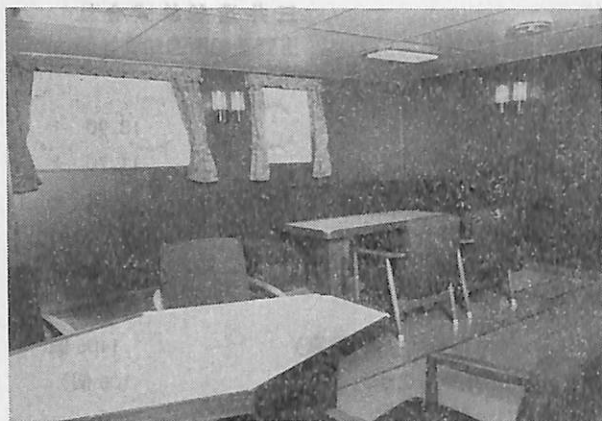
昭和49年10月28日無事竣工、引渡しを完了したので以下に本船の概略を紹介する。

1. 本船の主要目

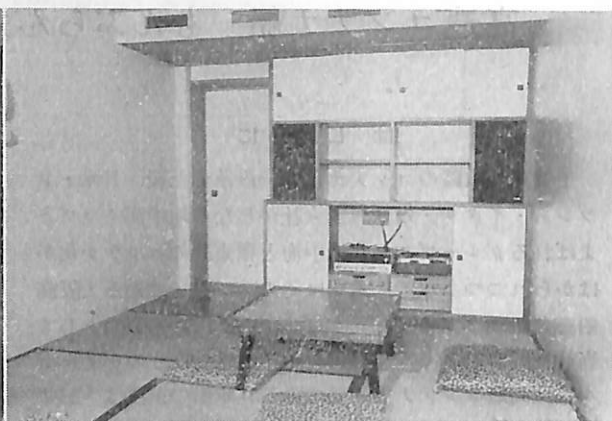
全 長	216.988 m
垂線間長	202.00 〳
幅 (型)	31.20 〳

深 (型)	18.90 〳
満載吃水	11.70 〳
運航吃水	10.53 〳
満載排水量	44,349 kt
純トン数	29,955 〳
載貨重量	28,849 〳
コンテナ搭載数 (20' 換算)	1406 個
(内冷凍コンテナ)	106 個)
艙口数	26
燃料油タンク	
F.O. TK	5,490 m ³
D.O. TK	407 〳
清水タンク	579 m ³
バラスタタンク	9,951 〳
主 機 関	
三井 B&W DE 12 K 90 GF	
連続最大出力	40,900 BPS (114 rpm)
常用出力	34,800 BPS (108 rpm)
推 進 器	
6翼一体型, 直径 7.1 m	1 基





リクレーションルーム (A)



リクレーションルーム (C)

速 力

試運転最大 27.24 kn

満載航海 23.65 ㄱ

(吃水 10.53 m, 常用出力, 15%シーマージン)

航 続 距 離 17,200 S.M.

乗 組 員

乗組員および船医 32名

そ の 他 12 ㄱ

合 計 44 ㄱ

船 級

NK, NS* (CONTAINER CARRIER),
MNS*, "MO"

2. 一般配置および船型

2-1 一般配置

本船は基本的には当社コンテナ船シリーズを母型とした長船首楼付キ平甲板船である。居住区および機関室は中央よりやや後方に位置するセミアフブリッジ船型で、クルーザースターン後部をカットした型の船尾と、あまり大きくない球状船首を持つ1軸船である。

機関室前方には4個の長いコンテナ倉と後方に1個の長いコンテナ倉をもっている。中央部コンテナ倉の倉口は3列とし、各倉口の寸法はできるだけ統一した。舷側の上甲板下はパイプパッセージとし、その下にバラストタンクや燃料油タンクを配置している。

コンテナ積付は従来の標準通りで、倉内7段、上甲板上3段となっている。個数は20'換算で倉内852個、上甲板上554個で、上甲板上のうち106個は冷凍コンテナを積めるようレセプタクルがコーミングサイドに配置されている。倉内は幅方向に最大9列のコンテナが格納でき、上甲板上は最大11列となっている。上甲板上はす

べて40', 20'どちらの積付も可能で、倉内はNo. 3, 4後部のみが40'用で残りはすべて20'用となっている。またNo. 1前部ハッチ上には積付しない。

2-2 船 型

水線下の形状は船首部についてはスタビリティ上の要求からV型とし、船尾のプロペラへの流入部分はキャビテーションを考慮して当社の「えるべ丸」になっている。本船の馬力は1軸当りでは当社最大であり、キャビテーション上難しいプロペラであったが、公試中に観測を行ない良好な状態であることが確認された。

3. 船 体 構 造

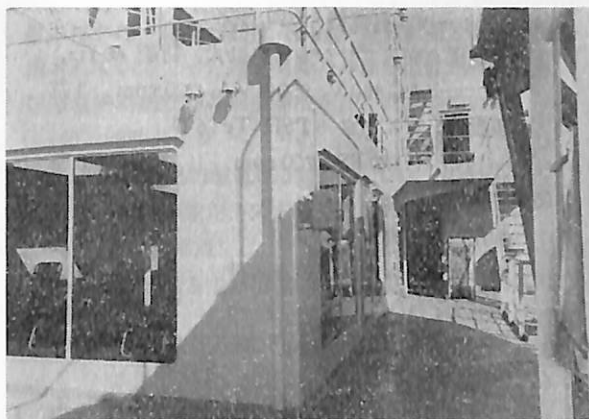
船体構造は全て mild steel を用い、H.T. は使用していない。貨物倉はNo. 1の一部を除いてダブルハル構造で、各倉は強固なコンテナ構造で前後に2分され、さらに1部は20'用支持構造によって分けられている。上甲板面には2列のサイドガーダーが縦通し倉区画を横方向に3分している。

船側のダブルハル構造はバルジ部、前後部で雛段構造となり、船側タンクの容積を確保すると同時に横隔壁、コンテナ支持構造とともに船体剛性の向上に役立っている。

倉口縁材およびデッキサイドガーダーはその連続性を重視し、機関室を含めて全通構造としている。

機関室は主機が高馬力、大型であることを考慮し、その変形と振動対策には設計上入念な計算と検討が加えられた。

その他 wake の均一化のため採用された思い切った船尾ラインをもつ船尾構造、あるいは大フレア船首構造の耐波浪衝撃強度等に注意が払われ構造上の特色ともなっている。



サンプルルーム



ダイニングルーム

4. 船体 艤装

4-1 倉口蓋およびコンテナ積付装置

ハッチカバーは鋼製風雨密ポンツーン型で、1パネル重量が30LTを越えぬよう設計されている。ただしNo.1前後部ハッチカバーは面積が大きいためこれを2つ割にし、センターシールで水密を保っているが、どちらからでも吊上げ可能な工夫を行なっている。

カバーは油圧シリンダーに連結したクリートにより各行毎の一斉締付・開放が可能である。吊上げられたカバーは他のカバー上あるいはコンテナ上に格納できる。

上甲板上のコンテナはロッドおよびギアハンドル式ターンバックルで固縛され、倉内コンテナはセルガイド方式である。甲板上のコンテナアクセスタワーは過去の実績より設けていない。また20'コンテナ倉の一部は将来容易に40'コンテナ倉へ改造できるよう二重底を補強している。

4-2 係船装置

甲板機械は実績のある電動油圧式で、それらを操作するリモコンスタンドは両舷の操作しやすい位置へ配置されている。

係船索はすべてナイロン索でドラム直巻とし、ボラード巻取り作業を廃止している。また同時運転可能なタグラインウィンチを各舷3台配置し係船作業の合理化をはかっている。

要目

揚錨機兼係船機	38t × 9m/min × 2
係船機	10t × 15m/min × 6
タグラインウィンチ	400kg × 34m/min × 6

4-3 弁遠隔操作装置

多量の燃料の積込みを迅速に行ない、また燃料および

コンテナに偏在が生じたときすばやくトリム・ヒールを調整するために、本船は燃料油管およびバラスト管系に油圧の弁遠隔操作装置を設け、弁制御室で集中制御するようになっている。

各タンクには空気式液面計を設け、燃料油タンクにはさらに上下限警報スイッチおよび共通のオーバーフロー警報スイッチを設け、安全面を強化している。

要目

バラストポンプ	600 m ³ /hr × 25 m × 1
F. & G.S. ポンプ	95/250 m ³ /hr × 65/25 m × 1
油圧ポンプユニット	70 kg/cm ² × 6.23 l/o × 1.5 KW × 2

4-4 船体傾斜調整装置

コンテナ荷役中一時的に船体傾斜が生じ荷役に支障が起きるのを防ぐため、両舷にヒーリングタンクを設け、ボタン操作のみで傾斜を修正できるようにしている。この制御パネルは上記と同じ弁制御室のコンソールに組込まれている。

要目

ヒーリングタンク	No. 4 上部サイドバラストタンク
ヒーリングポンプ	1,650 m ³ /hr × 20 m × 1

4-5 コンテナ倉通風

各倉毎に自然給気と電動排気通風装置を設け、上甲板上ハッチ間に配置されている。

要目

電動軸流ファン	3.7 KW × 3
〃	5.5 KW × 4
〃	2.2 KW × 2

4-6 居住区関係

航海中戸外へ出にくいコンテナ船の船内生活改善のため体育室だけでなくサンルームも設けている。また配置としては会議室、総合事務室、弁制御室、機関制御室を“A”DK 前部へまとめ、食糧庫、厨室、部員食堂、ダイニングルーム、喫煙室、和室を“B”DK 前部にまとめたのできわめて合理的な配置となっている。

4-7 その他

食糧および機関部品積込用として5t 電動デッキクレーンを設け、また船内交通用にエレベーターを3RD DK~“D”DK 間に設けている。

5. 機 関 部

5-1 概 要

本船の機関部は自動化を大幅に採用し、NK 船級のM0 を取得して機関室の無人化運転が可能なものになっている。

主機関として、三井 B&W 12 K 90 GF 型ディーゼル機関1基を搭載し、縦振動防止用ダンパーおよび低速性能向上のための補助プロアを装備している。

発電装置として、ターボ発電機1,200 KW 1台、ディーゼル発電機760 KW 3台を装備し、航海中の冷凍コンテナ無搭載時にはターボ発電機1台で賄い、冷凍コンテナ冷凍時にはターボ発電機1台およびディーゼル発電機1台で賄われ、他のディーゼル発電機2台を予備とする。入港時にはターボ発電機1台およびディーゼル発電機2台により賄われ、ディーゼル発電機1台を予備とする。荷役中および停泊時を通し、ターボ発電機を使用することを原則としこれに見合う補助ボイラの容量としている。

5-2 機関部要目

(1) 主機械

三井 B&W 12 K 90 GF型、単動クロスヘッド、
過給機付ディーゼル機関 1基
連続最大出力 40,900 BPS (114 rpm)
常用出力 34,800 BPS (108 rpm)

(2) プロペラ

6翼一体型 1基
直径×ピッチ 7,100 mm×7,375 mm
材質 ニッケルアルミ青銅

(3) ターボ発電機

発電機：交流ブラシレス自動式、全閉水冷、
60 Hz, AC 450 V, 1,500 KVA,
1,800 rpm 1基
駆動機：三井ブラウンベリィ MTG 300
蒸気タービン 1基

(4) ディーゼル発電機

発電機：交流ブラシレス自動式、防滴 60 Hz,
AC 450 V, 950 KVA, 720 rpm 3基
駆動機：ダイハツ 8 PSH Tc 26 D
1,120 PS×720 rpm 3基

(5) 補助ボイラー

船用乾燥室丸ボイラー、
ターボゼッドバーナー 2本付 1基
蒸発力： 12,500 kg/hr
蒸気圧力： 8.0 kg/cm² (制限圧力 13.5 kg/cm²)

(6) 排気エコノマイザー

強制循環式曲管型 1基
蒸発量： 11,000 kg/hr
蒸気圧力： 8.0 kg/cm² (補助ボイラドラムにて)

(7) 空気圧縮機

主空気圧縮機 600 m³/hr×30 kg/cm² 2台
補助空気圧縮機 200 m³/hr×30 kg/cm² 1台
非常用空気圧縮機 手動型 1台

(8) 油清浄機

C 重油清浄機 3,800 l/hr 3台
A 重油 / 2,000 l/hr 1台
潤滑油 / 6,400 l/hr 2台
潤滑油 / 2,050 l/hr 1台

(9) 造水装置

アトラス型 30 t/day 1台

(10) 機関室通風機

1,400 m³/min×35 mmAq 4台
(排気用) 600 m³/min×20 mmAq 1台

5-3 自動化概要

(1) 機関部制御室

“A”DK 上の甲板区画前部に機関部制御室を設け、主機の操縦・監視、発電機ボイラその他推進に必要な補機の制御・監視はここで行なえるよう配慮されている。主配電盤、集合始動器盤は機関室に配置されている。

(2) 主機械の制御

主機械は船橋操舵室および機関部制御室から遠隔操作が行なえる。船橋操舵室からは1本のテレグラフレバーによって、主機械の発停、前後進切換、増減速(ロードアッププログラム付)操作を自動遠隔制御できる。なお別に、押ボタン式サブテレグラフを設けている。船橋操縦と制御操縦との切換は機関部制御室にて行なう。

(3) 発電機の制御

ディーゼル発電機は機関部制御室から遠隔発停できる。なお電圧低下および上昇、過負荷、周波数低下、発電機タービン入口蒸気圧力低下時の予備機の自動起動装

置のほか、自動同期投入装置、自動負荷分担装置が装備されている。また過負荷時の非重要補機選択遮断および停電後再起動時の補機順次始動を行なっている。

(4) 補助ボイラ

補助ボイラ 燃焼装置は完全自動化し、比例制御、オン・オフ制御の並用方式を採用している。

(5) その他補機

推進に関連する主要補機器の遠隔発停を大幅に採用している。

6. 電 気 部

6-1 発電機および動力関係

発電機の要目は機関部5-1項に記した通りであるが、ターボ発電機1台、ディーゼル発電機3台はすべてブラシレス型を採用し、特に常時運転されるターボ発電機については全閉型海水冷却器付とし、発電機の保守を最大限度にとどめるよう意図している。

発電機および推進に必要な補機の制御はすべて“A”DKの制御室から行なえるが、非常時には機関室内の主配電盤およびそれと同区画に設けられた主要補機集合始動器盤にて制御室での遠隔操作と同じ制御が可能である。

主要補機集合始動器盤と主配電盤は向い合つて配置されており、お互いの母線は上部に設けられたブスダクトにより接続されている。各補機回路の事故はすべて各始動器盤内の遮断器により保護されているため、その回路の事故が他の回路の給電に支障を与えることはない。また上記ブスダクトは1号系および2号系の2系統あり、発電機盤のそれぞれ両側から引出しているため、主配電盤の修理中もどちらか一方の系統で運転可能なように考慮されている。

非常電源としては、300AHの鉛蓄電池2組を装備し、1台を浮遊充電もう一方は急速充電またはトリクル充電が行なえるようになっており、これらの充電装置は非常用配電盤に組み込まれ、無線室に配置されている。

6-2 自動化計装関係

機関部主機・補機の主要な計測点の監視・警報・記録を目的としてデータロガーを採用している。本船は計測点も多いことから、データロガーとしては、ハイブリッド方式と称する型式のものになっている。すなわち常時監視式およびスキニング式の組合せで、監視点のうち急を要するものについては前者に、それ以外のものは後者に含まれている。このハイブリッド方式は当社で建造した3軸コンテナにて初めて採用され、その後2軸コンテナにも採用された実績をもっている。

データロガーに含まれない監視点についても出来るだけ無接点化すると同時に、当社標準のアナシエータユニットを採用して、複雑化する電子機器の保守作業の軽減につとめている。

6-3 冷凍コンテナ

上甲板に積付けられる106個の冷凍コンテナの電源装置として、上甲板右舷に変圧器室を設け、ここに電源用変圧器および各コンテナへの給電用配電盤を設置している。電源系統は3群に分け、それぞれ390KVA(単相130KVA3台)、300KVA(単相100KVA3台)、225KVA(単相75KVA3台)の変圧器により給電される。一方冷凍コンテナの監視は操舵室後部の監視盤により集中監視が行なわれる。IC化された集中監視方式で、コンテナグループ毎にループ回路を形成し、各計測点毎の番号を順次スキニングする方式を採用し、監視用の電線は大幅に削減されている。また監視盤から遠隔デフロストも行なえるよう考慮されている。

6-4 無線装置

無線室は“D”DK左舷側に位置し、無線室、送信機室、ロッカーより成っている。

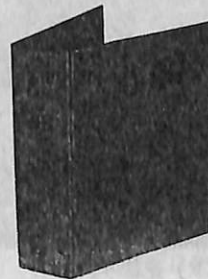
送信機は1.2KW主送信機(SSB)、1KW短波送信機、75W補助送信機の3台。受信機も3台装備し、1台はSSB専用、もう1台は非常用として使用される。

主空中線はアルミ製の自立型空中線を無線室上部に設けている。その外線条型の補助空中線以外に、短波専用として、レーダマスト頂部に八木式回転型空中線を装備している。

6-5 その他

乗組員の娯楽用として、娯楽室(A)および娯楽室(B)には全世界用のカラーTVを備えている。また娯楽室(A)にはカラーVTRも装備されており、上記2台のカラーTVに接続可能である。(完)

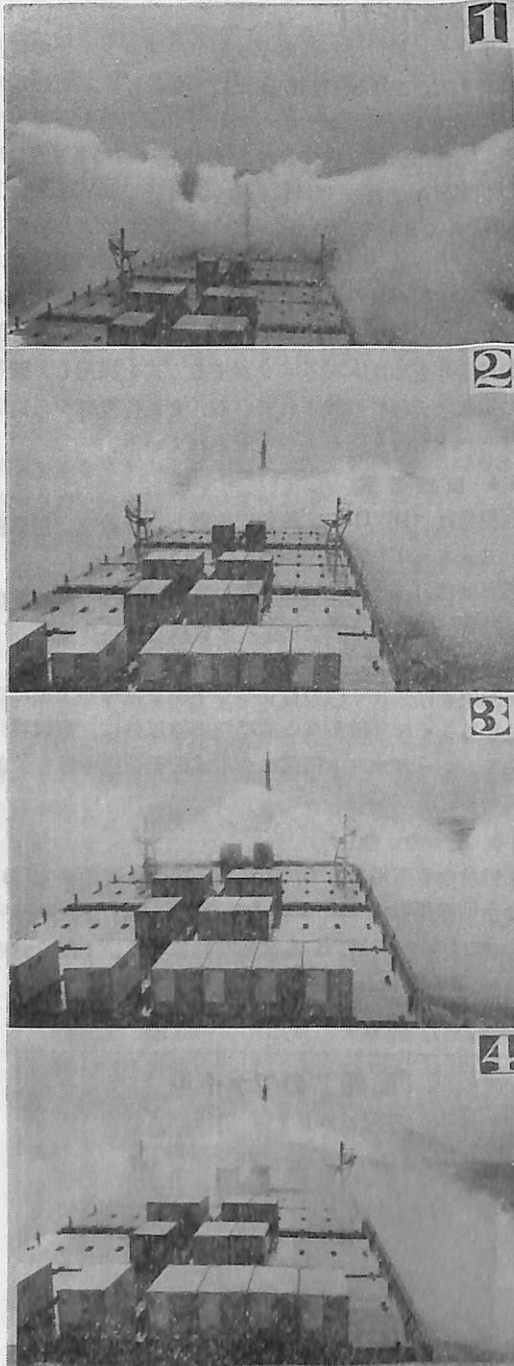
「船舶」のファイル



左の写真でごらんのような「船舵」用ファイルを用意してあります。御希望の方には下記の価格でおわかりいたします。

頒価 400円(〒150)

I 計 測 装 置



荒天下航行状況 (KR) 連続写真

*横浜国立大学工学部造船工学科

1. ま え が き

日本造船研究協会の第125研究部会 (SR-125) では“超高速コンテナ船の耐航性に関する研究”を昭和46年度から49年度までの4カ年計画で研究を継続実施中である。その主目的の一つとして、波浪中船体運動に関する理論計算値および水槽試験結果と実船実測値の比較検討が挙げられている。従つて、特に実船試験小委員会が設けられ、毎年度相当な予算と工数を遣い大規模な実船計測を実施している。125部会では研究部会発足時から、本格的実船計測の継続実施を計画していたので、新しいアイデアを採り入れた専用の計測システムの開発、製作が行なわれた。このシステムは年度を経るにつれて充実して来ているが、製作後約3カ年経過した現在、システムとしてはほぼ完成し、また、実用時の成績もよいので、ここにその概要を紹介することにした。本稿が、今後の同様な装置の計画時に参考になれば幸いである。

なお、本システムは共同利用の計測装置であり、ユーザーになるであろうと思われる関係者が集つて実船試験小委員会を構成し、その議を経て製作された。完成後の運用も共同利用の装置としての目的を果しており、年度ごとに異なる造船所が利用して実船計測を実施している。

筆者は纏め役としての小委員長を務めさせて頂いたので、委員会の成果を紹介する立場から本稿を執筆する事になった。各機器の詳細はさておき、主としてどのような思考課程を経て計測システムとして纏め上げたかについて記述する。

SR-125部会の前身であるSR-108部会で行なつた実船試験に関しては、本誌昭和47年2月号に“PSW航路コンテナ船の波浪中船体運動に関する実船試験”と題した拙文を掲載して頂いたが、本稿はその続編とも言うべきものである。

2. 経 緯

SR-125部会の前身とも言うべきSR-108部会 (高速貨物船の波浪中における諸性能に関する研究部会) では、昭和45年度の冬季 (昭和45年11月~46年2月) に実船観測と称して、商業航海中のPSW航路 (Pacific South West, 日本⇄ロスアンジェルス, サンフランシスコ) のコンテナ船6隻に便乗して、延9往復航海にわたる実船計測を行なつた。

このときは、大学（東京大学、横浜国立大学、大阪大学、大阪府立大学）、研究所（船舶技術研究所）、造船所（日立造船、住友重機、日本鋼管、川崎重工、三菱重工、石川島播磨重工、三井造船）が参加し、上述のように1シーズン中に1航路で9往復航もデータを収集できたので、この意味からはそれまでにない価値ある実船試験であつたと考えられる。一方、使用した計測器は各チームとも手持ちのものであつたので、計測装置に統一がなく、また十分な性能のものばかりとは言えなかつた。その反省として、本格的な実船試験用計測装置の開発製作が要望された。

このような状況下に SR-125 の実船試験小委員会での計測装置の計画が始まつたので、SR-108 の実船計測メンバーに参加いただき、その経験を十分に反映して、以下に述べる斬新な計測コンテナシステムの構想が生まれ、さらに現物が誕生した。

計測コンテナシステムは計測装置と解析装置に二分されるが、計測装置の製作は主として昭和46年度に行なわれ、昭和47、48年度に内容の充実が実施された。解析装置は昭和47年度に製作されたが、48年度にメモリーの増設を行なつた。

SR-125 では、この波浪中実船試験専用計測コンテナシステムを使用して実船試験を実施している。被実験船の希望を募り、その船を建造した造船所に計測担当造船所になつてもらつているが、現在までの使用実績は下記の通りである。（ ）内に計測担当造船所、協力船主名を記す。昭和49年度は予定である。なを、計測はいずれも商業航海に便乗して行なわれており、また冬季の最も荒れる時期に実施している。

- 昭和46年度：K丸、ヨーロッパ航路²⁾³⁾⁴⁾
(三菱重工、横浜国大；日本郵船)
- 昭和47年度：JA号、ニューヨーク航路²⁾⁴⁾
(石川島播磨重工；ジャパンライン)
SA号、太平洋西岸航路²⁾⁴⁾(PSW)
(川崎重工；川崎汽船)
- 昭和48年度：HT丸、太平洋北西岸航路⁴⁾(PNW)
(三菱重工、東大；昭和海運)
NJ丸、ニューヨーク航路⁴⁾
(三井造船、九大；商船三井)
- 昭和49年度：HI丸、太平洋北西岸航路(PNW)
(日本鋼管、阪大、阪府大；日本郵船)
HI丸、太平洋北西岸航路(PNW)
(横浜国大、日本鋼管；日本郵船)

本実船計測の最終年度である昭和49年度の計測は、有終の美を飾るべく、もつとも荒れる PNW 航路

(Pacific North West, 日本ロシアトル、バンクーバー)における同一船による二往復航海にわたる連続計測を実施することになつており、典型的な荒天航行時のデータが収集されるであろうことが期待されている。

3. 計測コンテナ方式の導入

一般商船での波浪中実船試験は商業航海に便乗して実施するのが通例になつている。特殊な船舶を除くと、波浪中試験のための実験航海をすることは経費との関連から不可能に近い。従つて、被実験船の商業スケジュールの中で計測装置の搬入、取付け、取外しを実施せねばならない。特にコンテナ船では、運航スケジュールを厳守せねばならないので、国内回航の短期間中に計測装置の据付け、配線を完了せねばならないが、この期間は通常3~4日、長くても1週間以内である。

一方、計測システムの主要部を構成する増幅器、記録器などを波浪中実船試験用として特注することは得策ではないので、市販品の中から適当なものを選択することになる。したがつて、個々の計測器の設置は簡便でない場合が多いので、多数の計測対象を取り上げられないことになる。前述の SR-108 の実船計測では、各チームの記録チャンネル数は4~7である。内地回航期間にこれ以上の計測要素数の準備をすることは、手持ちの既存の計測器を用いる場合には、困難であることを端的に示している。

本格的な実船計測を考えると、純粋な船体運動のみを考えても6要素であるから、20要素程度の計測項目が直ちに挙げられる。このように計測要素が増してくると、設置面積も大となり一室を計測室として借り上げなければならず、また場合によっては若干の改造工事も必要になる。ところが、最新のコンテナ船などでは自動化に伴ない居室などの数が著しく減つており、たんなる計測室の借り上げさえ困難になりつつある。

このような大規模実船試験実施上の難点を一挙に解決する方策として、計測装置を内蔵した完成された計測室を被実験船にそのままそつくり積み込む方法があることに気がつき、たまたま対象船がコンテナ船であることから、筆者は標準型のコンテナの内部に計測装置一式を装備した“計測コンテナ”なる物の製作を提案した。断わるまでもないことであるが、計測コンテナの積み込み、積み出しは普通コンテナと全く同様に専用クレーンでワンタッチで行なえる。すなわち、計測室の据付までがワンタッチで完了することになり、けだし画期的なアイデアであると自画自賛している次第である。

計画当初は船用コンテナおよびコンテナ船の事情にう

とく、今考えると珍案とも思えることを真剣に考えた。すなわち、コンテナを文字通り計測室とする案で、計測員は少なくとも昼間は計測コンテナ内で仕事をする。したがって、計測コンテナの積載場所はブリッジより前の最上段とし、コンテナには窓をつけ、計測員は窓から外界状況を見ながら計測に従事する。荒れたときには居住区であるブリッジに帰れないであろうから、計測コンテナ内にはベッドも備えておく。といったような構想である。

このような案はコンテナ船の荒天航行状況を全く知らない者が考える滑稽とも思われるような思いつきであることが、SR-108の実船計測の体験から認識できた。つまり、計測コンテナ方式を実用化するためには次の(1)の条件を満足し、(2)、(3)の点に留意せねばならないことが判明した。

- (1) 計測コンテナ内の計測装置は無人運転を原則とし、記録用磁気テープの交換、あるいは整備のときにのみ人が出入する。安全法規上からも本件が要求されることが後に判つた。
- (2) 計測コンテナの積載場所は屋外でも可であるが、その場合は船橋より船尾よりにしないと、コンテナへの出入が不可能になような状況がしばしばある。
- (3) 無人システムにするので、積載場所はブリッジから離れていてもよく、外地でおろさないですむ場所、すなわち、船内の最下段、あるいは船橋甲板上の最下段が最適である。

以上のような経過をたどって、計測コンテナシステムの構想が固まり、種々の検討の結果として Fig. 1 に示

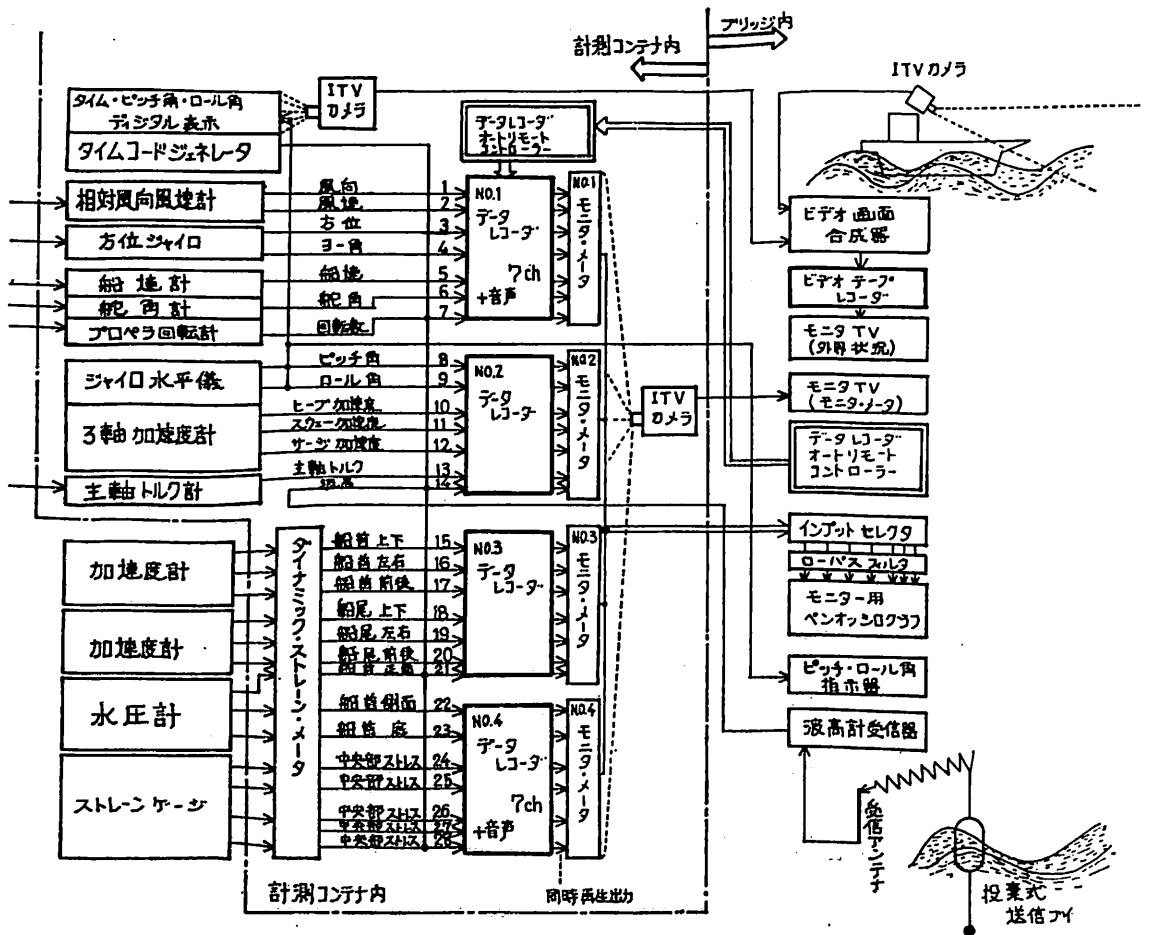


Fig. 1 計測コンテナシステムの計測装置

(データレコーダチャンネルの使用法は任意で、ここでは一例を示した.)

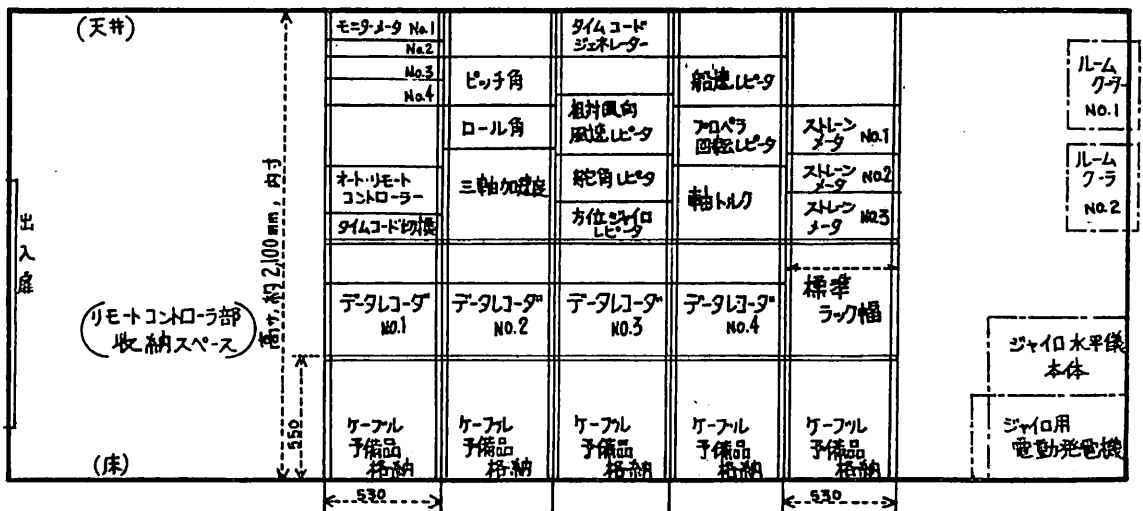
したようなブロックダイアグラムのシステムを製作することになった。

標準サイズの船用コンテナは 20'×8'×8' と 40'×8'×8' の 2 種類があるが、計測コンテナ本体内部には計測器のみを収納すればよいことになり、20 フィート型でスペース的には充分であるので、20'×8'×8' の物を計測コンテナ本体として採用することにした。船用コンテナには規格品として冷凍コンテナなる種類があり、これは外壁が断熱壁であり、計測コンテナ用の空調機設置に便する冷凍機の取付スペースもある。またこれの積載位置

には、本船側に計測コンテナの電源として使用に適している冷凍機用電源コンセントが用意されている。

そこで、計測コンテナ本体には 20' の標準型冷凍コンテナを改造して使用することにした。内部の配置を Fig. 2 に示したが、標準ラックサイズに統一して製作された各種計測器が、標準ラックサイズの棚に収納されている。なお、冷暖房可能な家庭用ウィンド型クーラー 2 台を、冷凍機設置スペースを利用して取り付けてあり、計測コンテナ内の温度をほぼ 20°C に保つようにしてある。この電源には冷凍機用電源 AC、220 V、3φ、

側面図 (A-A断面)



平面図

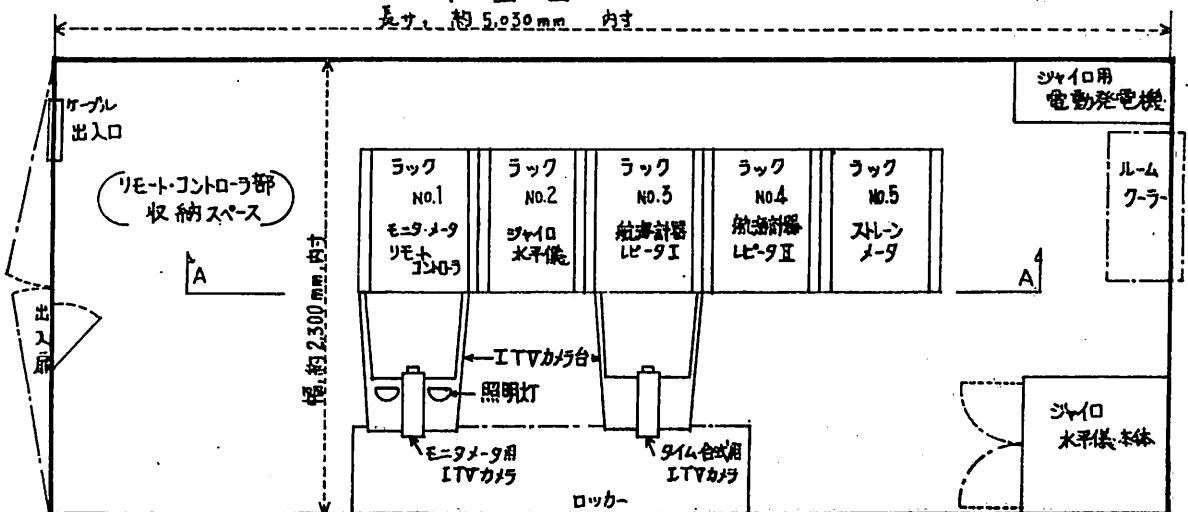


Fig. 2 計測コンテナ本体内部配置図

(ラック棚内の計測器の配置は固定されていない、ここには一例を示した。)

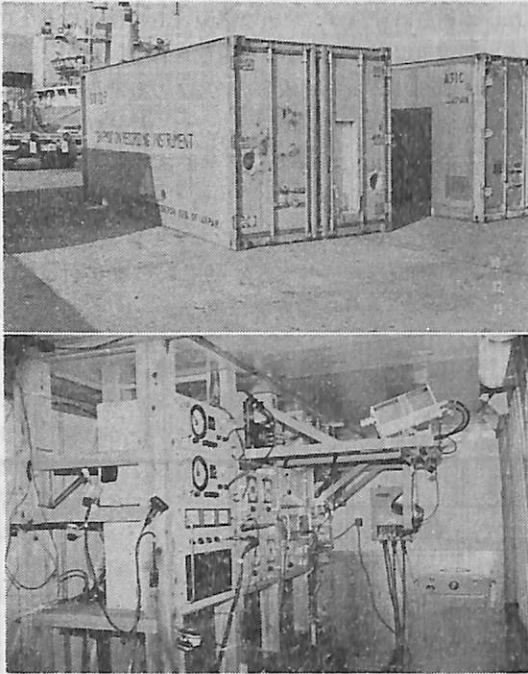


Photo 1 計測コンテナ本体
外観と内部状況

60 Hz がそのまま利用されている。常時運転は1台で、1台は予備であるが、使用実績は良く、冬季のヨーロッパ航路やニューヨーク航路のように、酷暑のパナマを経て酷寒の地に至るような場合でもコンテナ内の温度を所期の値に保持できている。コンテナ内への品物の搬入搬出はコンテナ本来の全開扉を使用するが、日常の出入のために小型の出入口を附加した。Photo 1 に計測コンテナ本体の外観と内部状況を示したが、外観は普通のコンテナとはほぼ同じである。

計測コンテナ本体への電源供給は上述の AC 220 V の冷凍機用ケーブルですべて賄なわれる。この電源をコンテナ内で AC 100 V に落とし、計測器用電源としている。リモートコントローラ部と計測コンテナ本体は約 10 本の専用ケーブルで接続するが、この他に検出器と計測コンテナ本体間の接続ケーブルが検出器の数だけ必要である。

4. 記録方式の検討

先に SR-108 の実船計測の経験から、本格的な計測システムの開発が要望されたことを記したが、実はその中には専用解析装置の製作要求が含まれている。SR-108 の計測データは各チームともアナログデータレコーダにて記録したが、得られたアナログ記録は各チームが

使用可能であったデータ処理装置およびデジタル計算機によってスペクトル解析および両振幅のヒストグラム計算が実施された。ところが、この解析には各チームとも実船計測そのものよりも工数を要した。一方、苦勞して収集して来ても解析されない記録は全く無価値であるから、本格的計測システムでは能率よく解析できる専用解析装置をも含めることが要望されたわけである。

計測システムとして一次的な解析装置まで含めると、その解析整理の方法との関連から、最適な記録方式が逆に決まる。波浪中実船試験で得られる記録は、どの現象も動的現象であり、また不規則時系列である。ピッチ、ロールなどの基本的な船体運動および船上のある位置での上下加速度などの二次的な船体運動などでは、その変動成分のみが主たる解析対象であるに対し、プロペラ回転数、主軸トルクなど推進性能関係の現象は、平均値のレベル（直流的成分）が主たる測定対象で、変動成分（交流的成分）は副次的解析対象とされているが、本システムでは適当な直流電圧を加え限られた記録電圧範囲内に変動成分をできるだけ正確に記録する方式を採用している。

また、第1次の解析整理の方法としては、理論計算値あるいは水槽実験値との比較検討を考えたときには、いわゆる短期の解析となり、スペクトラム解析あるいは両振幅の頻度分布解析、さらには二現象間の周波数伝達関数、あるいはコーヒーレンシーの解析が不可欠なものとなる。これに対しいわゆる長期の解析をする場合には、長期間での最大値や、あるレベルを越える頻度分布などが対象になり、このような長期特性を直接測定するような方式では、短期の特性は求められない。しかし、短期特性の積算として長期特性に換算可能であるので、本システムでは短期特性の計測に便する時系列の連続記録方式を採用している。

測定現象の周波数は、実船計測では一般的に極めて低く、計測器の性能が通常の意味での周波数特性上問題になることはないが、長時間記録時の安定性に注意せねばならない。しかし、一方では波浪衝撃圧の測定などでは 100 Hz オーダーの現象があるので、この程度の周波数特性も確保できる方式でなければならない。

測定データの電算機による数値解析を前提とする場合、動的現象の連続記録方式としては、アナログデータレコーダを採用するか、デジタルデータレコーダを採用するか第1の問題点となる。ペンオシロあるいは直記式電磁オシロによる記録は電算機処理とは直結できないので、サブのモニター記録としての役しか果たせない。従つて主記録方式としては論外である。アナログ

データレコーダは 4 ch, 7 ch, 14 ch などの国際規格があり、それに基づいた多種多様な市販品があり、簡便な記録器として最近広く普及している。これに対して、デジタルデータレコーダは、30 ch 程度之多チャンネル型のもが多く、1 台で多くの計測要素を記録できることが特色になっている。アナログデータレコーダの出力は $\pm 1V$ と規格化されており、それにマッチしたアナログ・デジタル変換器を含むデータ処理装置がカタログ品として多数市販されており、任意のデジタルコンピュータへの入力が容易に可能である。一方、デジタルデータレコーダはデジタルコンピュータと 1 対 1 の対応しかとれていないのが普通であり、また多チャンネルのデータが並列記録されているため、データの取捨選択もアナログデータレコーダのように簡単ではない。このようなことから同じような多量なデータを、固定された比較的簡単な解析方法で全部計算してしまうような場合にデジタルデータレコーダは向いていると言えよう。

ところが、本計測では多量のデータを集めておき、そのデータのある部分にはある複雑な解析方式を適用し、ある部分には簡単な解析を多量に行なう。また計測対象、解析方法も一定不変ではなく、実測年度ごとに変る部分も出て来る可能性がある。このような実状を考慮し、汎用性に富み、記録の臨機応変な活用が可能なアナログデータ記録方式の採用に踏み切った。

具体的にはフィリップス製の ANA-LOG 7 (7 チャンネル) を 4 台使用している。本器の採用理由は下記の通りであるが、外寸その他が全く同じで 14 ch の ANA-LOG 14 がその後発売されているが、現在ならばそれを採用したであろう。また他のメーカー品でも現在では下記の条件を満足するような品種がある。

- (1) テープ装填方式が独特のカートリッジ式であるため、ワンタッチでテープ交換可能であり、荒天時実船試験用として最適である。
- (2) 標準品で 12 時間の長時間記録が可能である。
1 回の計測時間を 30 分とし、4 時間ごとに定時計測をするとしても、4 日に 1 回のテープ交換で済むことになる。なお当時の普通のアナログデータレコーダの記録時間は 3 時間程度であった。
- (3) 電源周波数に無関係である。船上電話は 60 Hz であるが、陸上での解析時には 50 Hz 地区で使用することが多い。アナログ 7 は駆動モータがサーボモータであるため、電源周波数を選ばない。
- (4) 外寸が標準ラックサイズになっている。
- (5) 可変速比が大 (最高 32:1) で、解析時の高速

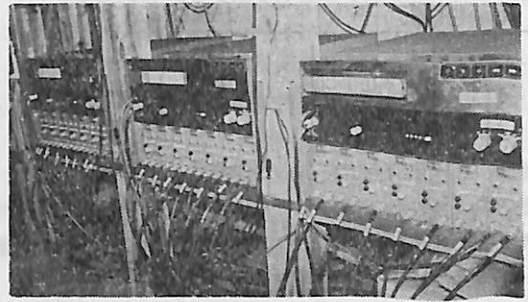


Photo 2 アナログデータレコーダの装置状況

再生に便である。

(6) ヘッドがフェライトであり長寿命である。

データレコーダの設置状況を Photo 2 として示した。

5. 無人計測記録

本計測システムの運用は船員でなく、便乗者である計測員によって行なわれる。しかも、この計測員は実船計測の専門家ではなく、造船所の設計技術者とか大学研究所の研究者が航海体験を兼ねて臨時に乗船する予定であるから、船酔いには全く弱いことが予想される。一方、申すまでもなく船酔いを起すような荒天時こそ、波浪中実船試験の意義は大であるから、計測員が不在でもデータが収集できる方式でなければならない。また、実船計測では一定時間 (4~6 時間) ごとに約 30~60 分の記録を行なう場合が多いが、無人計測が可能であれば、夜中も含めて一定時間ごとの計測をすることができるとする。

以上は、SR-108 実船計測の体験から得られた指針の一つであるが、本計測システムでは前述のように計測コンテナ本体には人が常駐しないシステムとなつたこととも関連して、本格的なオートリモートコントローラを備えることにした。

リモートコントロールする場合、どの範囲をリモートコントロールするかが問題となる。後に述べるように、本計測システムでは各検出器、増幅器は航海計器と同等に航海中は作動し続ける方式を採用したので、記録器、具体的にはデータレコーダの動作だけをリモートコントロールすればよいことになる。さらにオートタイマーを附加し、セットされた時刻になれば記録を開始し、設定された時間経過すると記録を停止する完全無人計測方式となっている。Fig. 1 のブロックダイアグラムに示されているように、リモートコントロール部は船橋内でき得ればホイルハウス内に設置されるので、計測コンテナ本体との接続ケーブルは 100 m の長さが用意されている。オートタイマーのセットおよびマニュアル、オート

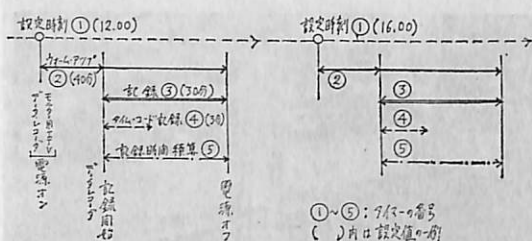


Fig. 3 オートリモートコントローラの動作

の切替えもリモートコントロール部で行なえるので、計測コンテナ本体内へは計測器の整備およびテープ交換時に入るだけである。

オートリモートコントローラは Fig. 3 の説明図に示したように巧妙にできている。すなわち、計測開始時刻の一定時間前にデータレコーダの電源が入りウォームアップをする。希望時刻になるとデータレコーダが記録動作に入るが、同時に各データレコーダの第7ch にタイムコードの記録を始める。第7ch は所定時間のタイムコードの記録を終ると、自動的にそれぞれの現象の記録に切り替わる。設定された時間だけ記録するとデータレコーダの電源が切れ、データレコーダは休止する。なお各データレコーダの記録動作時間を表示する積算タイマーがあるので、テープ交換時間がリモートコントローラの位置で判る。Fig. 3 に記入しておいたように①～⑤のタイマーが使用されているが、②、④は半固定で使用するに対し、①、③は変更する機会が多いのでパネルの表面に取りつけられている。このように、フルブルー式の自動記録方式であるので、ちょうど自動化船の機関部職員のように、計測員は計測装置の運転よりはむしろ保守および監視に従事することになる。もちろん、リモート・マニュアル操作も可能である。

なお、本リモートコントローラは4台のデータレコーダを同時にコントロールできるようになっている。上述のように、各データレコーダの第7ch には同一のタイムコードが記録されるので、データレコーダ間の記録の相関が可能である。

ここで、使用したタイムコードは IRIG-E フォーマットによるもので、100 Hz の正弦波が基本波型となっているが、222日22時22分22秒のように9桁の表示になつており、データレコーダ上のアナログ記録からは1/100 sec の時刻の読み取りが可能である。データレコーダの記録をデジタル表示で読み出す場合には、10秒ごとの表示が可能である。このタイムコードジェネレータのデジタル表示部の画像を、外界状況用 TV 画面にオーバーラップさせて、データレコーダ記録と

VTR 記録の同時マークとしている。

なお、オートリモートコントローラ的设计製作にあたっては高千穂精器の永島雄吉氏（現在、日本鋼管技研）に負うところが多い。ここに改めて謝意を表する。

6. 遠方監視

以上のように、計測コンテナ本体内にはほとんど人が滞在しない方式になつたので、計測コンテナ内の計測状



Photo 3 リモートコントローラ部

1. モニターメータ用 TV (画面の例を上の写真に示した.)
2. データレコーダ・オート・リモートコントローラ
3. ピック角、ロール角指示計
4. 投棄式波高計受信部

況を遠方から監視する装置を附加する必要がある。

監視に従事する位置は当然リモートコントローラと同じ場所がよく、監視する内容はデータレコーダに記録された後の内容、すなわち同時再生出力がよいので、監視装置（モニター装置）をリモートコントローラに併設することにした。

モニターの系統図は Fig. 1 に記入されているが、工業用有線テレビ装置が使用されている。すなわち、データレコーダの同時再生出力を示すモニターメータを4台分1カ所に集めたモニターメータパネルを計測コンテナ内で ITV カメラで撮し、その像をリモートコントローラ上のモニター TV へ送る。なお、この ITV カメラの電源および撮影用照明の電源は前述の記録用オートタイマーによつて、データレコーダの電源と同時にオンオフされる。モニター TV 画面は 8" であるが、24 箇ものメータの指針の動きがこのような小型画面上で識別できるかどうか懸念されたが、指針の形状、照明を工夫することによつて十二分の実績が得られた。リモートコントローラ部の外観を Photo 3 に示した。

後に、モニター装置としてモニター用ペンオッシュロ（三栄レクテホリー、8ch）が追加された。これの常置場所もリモートコントローラと同じ場所であるが、インプット切換盤によつて、任意のデータレコーダを選択することができ、その同時再生出力を書かせるようになっている。このために計測コンテナ本体との間に多芯ケーブルを追加した。ITV 式モニターの方が接続ケーブルの点では有利である。

7. 航海状況撮影

前述のモニター装置に ITV を導入したのは、航海状況を録画するビデオテープレコーダ（VTR）の設置を当初から計画していたことに基因している。データレコーダに記録される時間ベースの各現象の記録と同期させて、外界状況の撮影を行ないたいとの願望は誰しも抱くはずであるが、ITV システムの普及化に伴ないそれが比較的安価に実現できそうであったので、本計測システムでは、予算の関係もあつて市販品の組合せを前提としてそれに挑戦して見たわけである。

ITV あるいは VTR が選ばれた理由は、我々が使用できる範囲内の通常のフィルム式の撮影装置（8 mm、16 mm シネ）では不可能な次の機能を普及型の ITV システムでも持っているからである。

- (1) 画面合成が簡単に可能。時刻表示をオーバーラップさせ得る。
- (2) 1巻の撮影時間が長く、連続撮影むきである。

8 mm シネなどでは3分程度であるが、VTR の場合 60分。

- (3) リモコン可能、撮影感度がよい。音声が入る。
- (4) 直ちに録画の良否を確認できる。

具体的に使用された機器は、視聴覚教育用あるいは校内放送用として普及しているグレードのモノクロ用の機器である。録画テープをどこでも再生できることを考

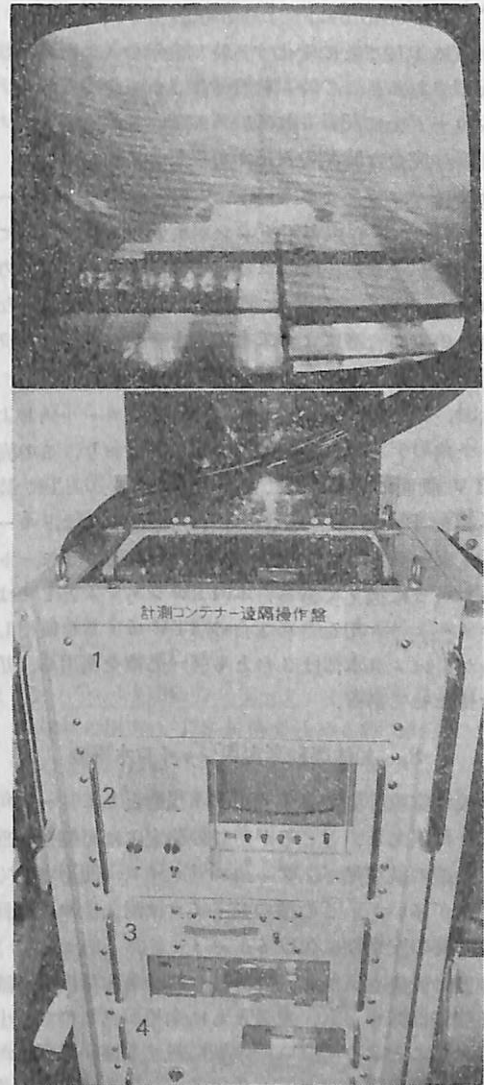


Photo 4 VTR 装置

1. VTR（上面で操作する）
2. 外界状況用 TV（画面の例を上の写真に示した。数字は上段は時刻、下段左 ロール角、右 ビッチ角）
- 3, 4 画面の合成器

えて、統一I型のVTRを使用することにした。なお、データレコーダと同様に電源周波数を選ばないということから機種（シバデン製）が選定された。

系統図は Fig. 1 に示されている。通常ブリッジの最高所の正面に設置する外界撮影用カメラ（防水ケース、ワイパーつき、電動ズームレンズつき、撮影方向固定）が映す映像と、計測コンテナ内のタイムコードジェネレータのデジタル表示（ニキ管表示）を映すカメラの映像がピクチャコンポーザーによつて合成され、VTRには034075911（34日7時59分11秒を意味する）のように1秒ごとに变化する時刻表示の入つた外界状況が記録される。この時刻は符号化されて全く同時にデータレコーダ上に記録されているので、録画面面とアナログ記録の完全な時刻の対応が可能である。

音声はマイクにより簡単にVTRとデータレコーダ（アナログでは音声専用チャンネルがある）に同時に入れることができる。本システムの場合、音声は全部のデータレコーダとVTRに同時に録音されるようになっていたので、音声によつても録画とアナログ記録のラフな対応は可能である。

なお、タイムコードジェネレータにはロール角およびピッチ角のデジタル表示部が附属しており、この表示もTV画面に映し込むことが可能である。VTR装置の外観をPhoto 4に示す。これの設置位置はリモートコントローラと同一位置であるので、外形をリモートコントローラに揃えてある。本ITVシステムとしては、モニターメータ用を含め3台のITVカメラを使用しているが、カメラ本体は3台とも同一品種を使用し、互換性を持たせてある。

8. 船体運動測定用ジャイロ水平儀

波浪中実船計測で必ず測定する現象としてロール角とピッチ角がある。ところが、この測定には可搬性を重視して小型の航空用バアティカルジャイロが使用されている場合が多いが、この種のジャイロは耐久性および長時間運転時の安定性に欠ける。

今回の計測システムでは計測コンテナ本体内に設置される機器はスペース、重量ともに余裕があるので、小型軽量なることよりも長時間運転に対する高い信頼性が要求性能として優先される。先に述べたように、検出装置などは一航海中連続運転する方式としたが、その場合の最大の難点は従来使用されているジャイロにあつた。そこで、まず船用方位ジャイロと全く同様な連続運転に耐える運動測定用ジャイロ水平儀製作の可否が検討された。種々調査の結果、艦船の兵器コントロール用とし

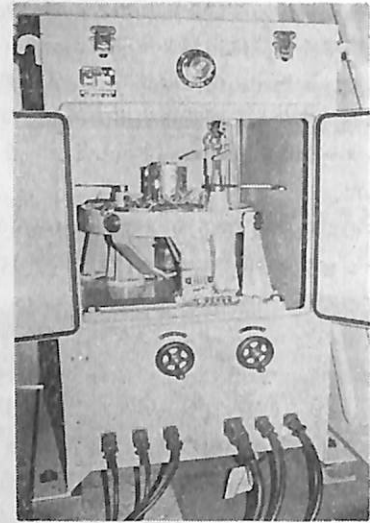


Photo 5 ジャイロ水平儀本体
(コマの上の小円筒の中に三軸加速度計が入っている)

て、高精度、高信頼性のものがあることが判つたが、極めて高価であることから採用をあきらめた。一方、北辰電機では船用方位ジャイロのコマと全く同じものをコマにした連続運転用のジャイロ水平儀を製作した例があることを聞き、本計測システム用ジャイロ水平儀の製作を依頼した。

本器は計測コンテナ本体内に固定装備されているが、ジャイロ本体をPhoto 5に示す。外寸および重量は普通の船用方位ジャイロとほぼ等しく、したがつていわゆる可搬型ではない。船用方位ジャイロのコマをそのまま使用しているので、ジャイロ駆動用電動交流発電機が必要であるが、それも計測コンテナ内に設置されている。この発電機の電源はAC 220V, 3φ, 60Hzで冷凍コンテナ用冷凍機の電源に合せてある。

バアティカルジャイロのジンバルの変角を精密小型シンクロ発振器で検出し、サーボアンプを介してピッチ角、ロール角の広角指示およびポテンショメータによるデータレコーダ用出力を得ている。測定範囲はピッチ角 $\pm 3^\circ$, $\pm 6^\circ$; ロール角 $\pm 18^\circ$, $\pm 36^\circ$ の各2レンジにした。ピッチ角が片振幅で 6° 以上になつたことをすでに数度経験しているので、 10° 程度に改めたいと考えているが、船のピッチ角は予想外に大になることがあることを認識させられた。

本ジャイロのコマの慣性は大であるので小重量の検出器を乗せても誤差を招ねかない。そこでコマをステーブルプラットフォーム（人工水平台）として用い、その上に

3軸線加速度計を装着した。この加速度計によつて、ロール、ピッチによる回転運動の影響が入らない計測コンテナの設置位置でのヒープ加速度、スウェー加速度、サージ加速度が測定される。使用した加速度計はストレインゲージ式のキョラメル型のもので、ヒープ用は $\pm 2G$ 、スウェー、サージ用はそれぞれ $\pm 1G$ の容量である。なお、計測コンテナ本体のクレーンによる搬入、搬出時には、ショックによる加速度計の故障を防止するため加速度計を取り外しておくことにしている。

本装置は予定通りに航海中運転しつばなしで使用しているが、現在までのところ無故障で、高安定に作動している。ただ加速度計出力のドリフトは避けられないので、航海中ときどきゼロ調整をとる必要がある。

9. 航海計器出力の利用

例えば船速、プロペラ回転数などのように操船に必要な情報に関しては、航海計器が本船に装備されている。航海計器で測定されている現象は船体運動と密接な関連のある基本量であるので、測定対象として採り上げる現象が多い。このような場合、わざわざそれを測定するために別の計測器を持ち込まずに、これらの航海計器の出力を利用してもらうと、計測を行なうのが最上の方法である。なんとなれば、航海計器は船の運用上重要な役割を果たすので、総合的に確度の高い機種が選定されているのが普通であり、また例えば船速、風速などの検出部は高精度のものを持ちこんでも短期間のうちに理想の場所に取り付けることは困難であるから、装備されている航海計器より以上の高精度計測を行なうことは不可能であるからである。

周知のように、航海計器は指示計形式になっている物が多い。しかもミクロあるいはステップモータを利用した指示計が多い。したがって、指針の動きと電圧とが比例していない場合が多いので、指示計への入力から並列に出力を取り出しただけではデータレコーダ用の入力とはなり得ない。すなわち、信号変換器を必要とする。信号変換器の設計製作にあたっては、本器の航海計器への接続あるいは万一の故障によつて本船側のレピータなどへ何等の影響を与えないよう特に留意せねばならない。

本計測システムでは、多数の調査対象船に装備されている航海計器とのマッチングに汎用性を持たせて、次のようなレピータを製作した。これらは、いずれも計測コンテナ内の棚に収納されるので、外寸を標準ラックサイズに合わせて製作した。また、現象指示メータをつけ、さらに校正用電圧を内蔵させた。

- (1) ヨー角、方位角レピータ：本船のジャイロコンバスのレピータ信号を、角度に比例する直流電圧信号に変換する装置である。方位測定用として $\pm 180^\circ$ レンジ、ヨー角測定用として $\pm 18^\circ$ レンジを有する。これらは独立のポテンシオメータ出力となつていて、2出力を同時に記録させることができるが、波浪中運動測定用としては $\pm 18^\circ$ レンジのみで充分であろう。なお35Vステップモータ系レピータ、70Vステップモータ系レピータに接続可能になつている。
- (2) 舵角レピータ：本船の舵角発信器に接続して、舵角に比例した直流電圧を得る装置であるが、シンクロモータ系のみ接続可能である。サーボアンプ、サーボモータ方式であるので、本船指示器のシンクロモータの容量が小でもよい。測定レンジは $\pm 40^\circ$ である。
- (3) 船速レピータ：実測対象船はすべて電磁ログ（北辰電機製）を装備する予定になつていたので、電磁ログ用として製作した。電磁ログよりの船速信号をサーボシンで受信し、ログ指示計の回転角に等しい角度をポテンシオメータに与え、船速に比例する直流電圧を得る。測定レンジは指示計の最大値を100%として50%～100%、-30%～100%の2レンジで、この範囲の出力電圧を-0.9V～+0.9Vに対応させている。主として前者のレンジを使用するが、データレコーダの記録範囲を有効に利用するため、入りにゼロシフト電圧を与えている。
- (4) プロペラ回転数レピータ：主軸回転計用直流発電機の出力はJIS規格で決められており、主軸の最高回転数で発電機は1,000RPMとなり、そのときの出力電圧は40V D.C.である。したがって、この測定は簡単で電圧を適当に落せばよい。測定レンジは50%～100%、0%～ $\pm 90\%$ の2レンジとした。
- (5) 風向・風速レピータ：本船のプロペラ式風向風速計に接続し、発信器の風速、風向の信号を変換してデータ・レコーダ用入力電圧を得る。ウィンディケータ（風向は直流セルシン）、コーンペーン（風向は交流セルシン）に接続できるようにした。本器で計測できる量は相対風向および相対風速である。絶対風向、風速は方位ジャイロおよび船速計の信号を使用し、電気的あるいは機械的な演算をすれば得られ、またそのような試作製品もあるが、船が変わることに対する共用性を持

たせることが困難であつたので採用しなかつた。

以上の他に、本船の馬力計から主軸トルクの信号をもらつてトルク測定を行なうレピータも製作されたが、これは共用性がない。49年度試験では専用トルク計を設置して、主軸トルクの計測を行なう予定である。また対象船に2軸船があつたので、プロペラ回転数レピータは2軸分用意した。なお、これらのレピータ出力はデータレコーダの入力電圧の標準を $+1V \sim -1V$ としたので、これに合せてある。

なお、レピータ関係の設計製作に関しては三菱重工神戸造船所の米田義昭、幸島光二氏の努力に負う所が多いことをここに附記して謝意を表する。

10. 動的歪計

船体運動などの基本現象に対する計測器は以上のごとく、本計測システムとして固有のものを完備しているが、今後の実船計測はこれらの基本現象の計測そのものより構造強度などとの相関性の実態の把握に力点が置かれるべきであろう。したがつて、基本現象以外の計測が重要な意義を持つことになるが、計測対象は年とともに変わるであろうから、船体運動などのように完全な計測器を準備するわけにはいかない。一方、予想される計測対象を検討すると、ストレインメータが最も役に立つことが判つたので、基本量以外の計測はストレインメータによる測定を標準方式として考えることにした。

さしあたり船首、船尾あるいは船橋における上下および左右の加速度測定；縦曲げモーメントに対応するストレス測定；船首での波浪変動水圧あるいは衝撃水圧測定用として約 10 ch の標準ラック型のダイナミックストレインメータが計測コンテナ内に設置されている。造船所ではストレインメータを多数保有しているのが普通であり、計測点数を増す場合には容易に借用可能であること、またストレインメータの取扱いに慣れていることがストレインメータ方式を標準としたもう一つの理由になつている。また最近のストレインメータは1航海中の連続運転に耐え得ることも理由になつている。

11. 波の計測

波浪中の実船試験で波高を計測しないのでは画龍点睛を欠くと言わざるを得ない。ところが、実用に供し得るような波高計は現存しないので、SR-132⁵⁾6)では各種の波高計の開発を行なつている。その中の一つに東大生研の前田研究室と久保田気象器械 K.K. で共同開発している水圧式の投棄式波高計がある。

SR-125 部会では、この波高計を計測システムの一環

とし組み入れることとし、本システムに適合するような仕様の物を開発して頂いた。すでに3年度にわたり、波高計の実用試験を兼ねて本部会の実船試験時に使用しているが、コンテナ船は高速であること、乾舷が高いこと、もつとも荒れる海域を航行することなどの条件から

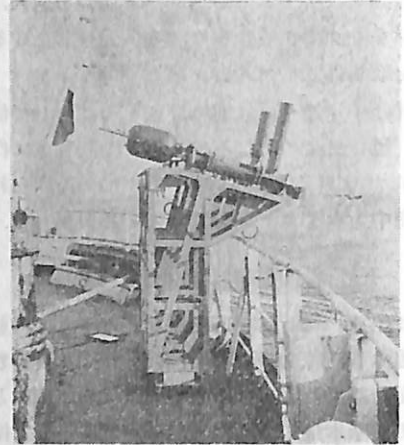


Photo 6 波高計ランチャ

(三連装であるが、一発だけ充填されている。)

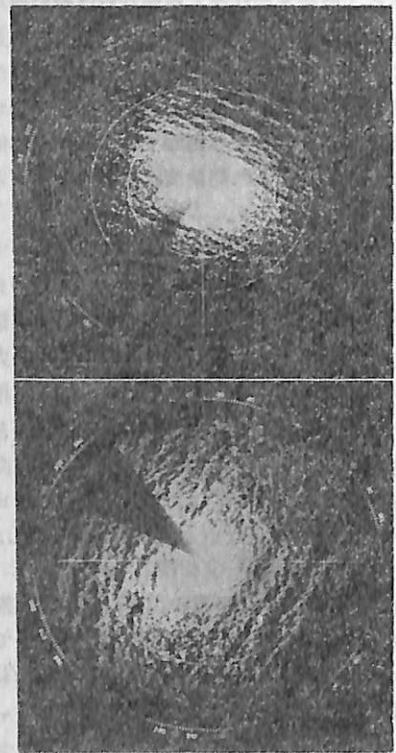


Photo 7 レーダーによる海況写真

投棄式波高計に対する要求性能は他種の船で使用する場合に比し著しくシビアである。にもかかわらず、本波高計は年ごとに種々の改良が加えられ、48年度実験では、荒天時でのランチャによる投入および計測に成功したが、製品の安定性および信頼性にはいま一つの進歩が望まれる。49年度使用分についてはさらに改良が加えられているので、より確実なデータ収録に期待が持たれている。

波高計のランチャーは船尾の両舷に設置され、そのリモート操作部は波高計受信器とともに、計測コンテナのリモートコントローラと同じ位置に設置する。Photo 6 にランチャに装填された波高計の投棄部を示した。

なお、Photo 7 として、本委員会で実施している荒天時のレーダによる海況写真の一例を示す。レーダの画面を特に製作した接写装置でポラロイドカメラで撮影したもので、本装置も計測コンテナシステムの一部として付属させている。この写真から、うねりが大なる場合には波と船の出会い角度を明確に読むことができ、概略の波長がわかる場合もある。この事実は乗組員の間では広く知られているにもかかわらず、写真化してデータにされている例はほとんどなかつたので筆者の提案によつて撮影記録装置を試作したが、この例に見られるように多数の貴重な写真を得ることができた。なお本例は昭和47年度の IHI チームによつて撮影されたものである。

12. 計測コンテナシステムの適用法

以上で各構成機器の解説が終つたので、この章では本システムを使用して何ができるかを略説しよう。

現在の標準装備の状態では、アナログデータレコーダの同時記録可能チャンネル数は $7 \text{ ch} \times 4 \text{ 台} = 28 \text{ ch}$ である。一方、固定装備の計測器として、船体運動測定用ジャイロ（5要素）、レピータ（7要素）があるので、これを全部使用すれば 12 ch を要する。従つて 16 ch を他の計測に向けることができる。

船体各部のストレインを測定する場合のように多点計測の場合には、データレコーダへの入力切換パネル（リモートでオートであることが望ましい）を追加すればよい。また、何等の改造なしにアナログ7をアナログ14に置き換えることができるので、これを4台使用すれば 56 ch の同時自動アナログ記録装置となる。

リモートコントローラ部の設置位置がない場合は、陸上の移送時と同様にこれを計測コンテナ内に収納して置けばモニターは不能になるが、オートタイマとして作動させることができる。さらに、レピータを使用しない場合には計測コンテナと本船との関係は電源ケーブルのみ

となり、文字通りワンタッチで計測準備が完了することになるが、この場合に測定可能な項目は運動測定用ジャイロ関係でピッチ角、ロー角、ヒープ加速度、スウェー加速度、サージ加速度の5要素である。この場合、計測コンテナ床面での3軸の線加速度およびコンテナ本体のストレイン測定を追加することは容易である。また、計測コンテナ設置位置近くでの船体のストレインあるいは加速度を計測することも比較的簡単に実施できる。

申すまでもないが、計測コンテナシステムはコンテナ船にのみ使用可能な計測装置ではない。なんとすれば大型船であれば、甲板上に積載可能なスペースがあるであろうし、220 V, 3 ϕ , 60 Hz の電源供給も可能であろうから。以上のように本計測システムは移動計測室として広範な利用価値を持つ。

13. 測定精度

気がつかれた識者があるかも知れないが、本稿ではここまで測定精度について触れていない。計測装置では測定精度は設計製作の第一条件であり、本システムでも精度に対する考慮なしに計画が進められたわけではない。ユーザーの要求性能としての測定精度は、多くの実験特に動的計測では曰く言い難いというのが実状であろう。なんとすれば、総合精度として例えばフルスケール0.1%以内でなければデータとして無意味であるから計測しない方がよいとは言い切れないからである。むしろ、精度0.1%以内で測定できないならば、1%の精度でもよいからとにかく計測してくれという切実な要求がある分野が多い。というような事情から、とにかく計測することが優先され、測定精度の明確な指定ができない場合には、予算の関係も配慮して現状での最良の計測が要求される。

本システムの場合も、このような条件のもとに計画されており、明確な限界精度は与えられていない。一方、本システムの場合、総合精度は最終記録を受け持つデータレコーダの計測精度以上にはなり得ない。一般に、アナログデータレコーダの記録精度は長期間操作での安定性も考えると、フルスケールの1%程度であり、意外に低いと思われる読者もあろう。しかし、アナログ記録の標準方式としてアナログデータレコーダがますます普及しつつある事実は、逆に現象をアナログで見る場合の精度はこれで充分である場合が多いとも言えよう。

いま、ピッチ角の測定を例に採ると、本システムの場合 $\pm 3^\circ$ なる測定レンジがある。ほぼ $\pm 3^\circ$ の範囲でピッチングしているときには、データレコーダの入力レンジ

を $\pm 1 V$ にしておいて記録するので精度はフルスケールの 1%，すなわち $0.01 V$ 、 0.03° となる。ピッチングが少なく $\pm 1^\circ$ 程度 のときには入力は $\pm 0.3 V$ 程度となるので、データレコーダの入力レンジを $\pm 0.5 V$ レンジにすると記録精度はその 1%として $0.005 V$ 、 0.015° となる。一方、ジャイロ水平儀の検定にあたり、 0.01° の精度で測定可能な検定用水準器を得ることさえ困難であるから、動的検定となると検定精度はこれ以下にならざるを得ない。このように、使い方によってはデータレコーダの記録精度は検出器の精度を上回る。

また、船速計の精度は $\pm 0.2 \text{ kt}$ 程度とされている。最高船速を 30 kt とすると精度は 0.7%，このままデータレコーダへ入れたのでは記録精度が不足する。このような高精度の検出器は主軸回転数、トルクなどのようにその平均レベルがゼロから大きくずれ、その量（平均値）を測定対象にする場合に多い。本システムでは船速の場合、前述のように 50%~100% なるレンジを持っている。最高船速 30 kt の船では、 15 kt ~ 30 kt がデータレコーダの記録の $-1 V$ ~ $+1 V$ に対応していることになり、この場合の記録精度は 1%とすると 0.15 kt に対応し、検出器の精度をカバーする。このようにゼロを意識的にシフトさせて置くことによつて記録精度を上げることができる。

以上の二つの手段、すなわち入力感度切換とゼロシフトを適宜使用することにより、本システムの総合精度はデータレコーダの記録精度を上回っている場合もあるが、計測の主流である動的変動成分のみを問題にする現象に関しては総合安定精度約 1%なる数値は生きている。なお、アナログ記録では一旦記録された結果は、4 桁の A-D コンバータを使用すれば 4 桁の数値として、

3 桁の A-D コンバータでは 3 桁の数値として読み取れる。しかし、測定精度を考えるとあまり細かく読んでも意味がないので、本システムの解析装置では 3 桁の A-D 変換器によつて数値化している。すなわち、読み取り精度は 0.1%である。（つづく）

参考文献

- 1) “高速貨物船の波浪中における諸性能に関する研究” SR-108 部会、昭和 45 年度報告。
日本造船研究協会、研究資料 No. 125、昭和 46 年 3 月
- 2) “超高速コンテナ船の耐航性に関する研究” SR-125 部会、昭和 46 年度報告
日本造船研究協会、研究資料 No. 157、昭和 47 年 3 月
- 3) “超高速コンテナ船の耐航性に関する研究” SR-125 部会、昭和 47 年度報告
日本造船研究協会、研究資料 No. 171、昭和 48 年 3 月
- 4) “超高速コンテナ船の耐航性に関する研究” SR-125 部会、昭和 48 年度報告
日本造船研究会、研究資料 No. 188、昭和 49 年 3 月
- 5) “実船搭載用波浪計に関する研究” SR-132 部会、昭和 47 年度報告
日本造船研究協会、研究資料 No. 177、昭和 48 年 3 月
- 6) “実船搭載用波浪計に関する研究” SR-132 部会、昭和 48 年度報告
日本造船研究協会、研究資料 No. 193、昭和 49 年 3 月

海面清掃船“こうのしま”

石川島播磨重工は、去る 10 月末運輸省第四港湾建設局（下関市）向け、海面清掃船“こうのしま”を完成、引渡した。

本船は、波高 1 メートルまでの海象条件のときでも作業出来るように、船型は双胴型を採用した。また集塵方式は IHI ディスフロータ型を採用し、スキッパー装置によりゴミを捕集し、上甲板上の塵芥艙内のコンテナに積み込むようになっている。

本船の特長は次のとおりである。

- 双胴船型の採用により、波高 1 メートルの海象条件下でも作業出来、年間の作業回数が従来の清掃船よりはるかに向上した。
- 航行時は、集塵装置を水面上に引き上げることで船速も速く、行動距離も延長され、広域の作業に威

力を発揮出来る。

本船の主要目

船種；海面清掃船、全長；22.0 m、垂線間長；20.2 m、全幅；10.8 m、単胴幅；3.8 m、深さ；2.7 m、主機関；高速船用ディーゼル 480 PS×2 基、速力；12 kt、航海区域；沿海区域、塵芥コンテナ容積；30 m³



1. はじめに

船の操縦性能の研究は、従来模型試験あるいは実船試験を中心として行なわれてきた。歴史的に見ると、定常直進からの旋回試験に始まり、KempfのZ操縦、Dieudonnéのスパイラル試験を経て、近くは逆スパイラル試験、変型Z試験、正弦操舵、平行移動、新針路、不規則操舵、等々正に百花繚乱の体である。推進性能関係の実験が、抵抗・自航試験を中心としてすつきりとまとまっているのに較べると、操縦性というものがいかに掴みどころのないものか、想像がつこうというものである。

こうした船自身の固有の操縦性とは別に、操船者あるいは操舵手の人間工学的特性も加味した、いわゆるMan-machine系の特性として船の操縦性を論じようとする立場もある。船の操縦性の研究が、必ずしも衝突回避や緊急停止等の極限での性能にのみ重点を置いているわけではなく、離接岸等も含めた日常のハンドリングの良否をも問題にしているからである。

これら操縦性に関連して、最近シミュレーションとかシミュレータとかいう言葉が盛んに聞かれるようになって来ており、操縦性研究の大きな柱の1つになっていると思われる。そこでこの際シミュレーションに関する考え方、取扱い、問題点等について考え直してみたい。時間的な制約があつて文献等を詳細に検討している余裕がないので、話が主観的になりがちな点は予め御容赦願いたい。最近の操縦性研究の全般的展望については元良の論文¹⁾を、より詳細には操縦性シンポジウムのProceedings²⁾を参照されることをお勧めする。いずれもシミュレーション及びシミュレータ関係の論文を含んでいる。また運動方程式と数式モデルについては藤野の解説³⁾が、操船シミュレータについては岩井・前畑⁴⁾の調査報告がある。シミュレーションの技術そのものは計算機のプログラムであつたり、シミュレータのメカニズムであつたりして、考案者によつて千差万別なので、そういう個々の技術ではなく、それらに共通した背景を捉えてみたい。

2. シミュレーションとシミュレータ

シミュレーションという言葉については改めて定義する必要もないと思われるが、強いて言えば、実物あるいは

は実状の時間的経過を何らかの“モデル”を用いて近似すること、とでもなるであろうか。駅の切符売場の窓口の必要数を推定するのに、乱数を使つて窓口に到着する人数を時系列的に表わして計算する、というのはシミュレーションの代表的な例として良く知られている。この場合は、人が窓口に到達する時間間隔が不規則である、というモデルを作つて、その入力として乱数を利用してゐるわけである。

我々が用いる操縦シミュレーションも、同様に何らかのモデルを使つて行なわれる。モデルとして模型船を使うことも1つのシミュレーションであり、この場合の模型船はいわば“物理モデル”(Physical model)である。つまり我々は何十年も前からシミュレーションという言葉を意識しないで、模型実験=“物理モデルによるシミュレーション”をやつて来たわけである。モデルとして模型を使わないで、物理現象を数式で記述するものが、今これから我々が考えようとしている“数式モデル”(Mathematical model)によるシミュレーションである。(“数学モデル”とも訳されているが、必ずしも数学にのみ依存しているわけでもないし、その他いろいろ考え合わせると“数式モデル”の方が感じが出ているように思えるので、著者はこちらを使うことにしている。)

数式モデルによるシミュレーションは、通常電子計算機で行なわれるので、計算機実験などとも言われるが、物理モデルによる模型実験との類推から出た言葉にしても、幾分“コンピュータ崇拜”的なニュアンスが感じられないでもない。また船の操縦性能に関して、これまでシミュレーションと言つて来たのと同じ意味で、Predictionという表現も用いられるが、この場合には多少設計段階での性能予測または実船での航路予測といった面が強調されているのと、後に述べるシミュレータのためのシミュレーションに対して意識的に区別しているような所もある。

この様な数式モデルによるシミュレーションでは、実船や模型船では不可能な条件を与えたり、危険で試みる事が出来ないような運動をさせたり、また膨大な数のバリエーションについて検討したりすることが自由にできるので、設計のための性能予測に限らず、広範囲の研究に使える。また個々の船の運動に止まらず、それらを組合せた交通量の問題、衝突回避の問題、最適航路の問題等にも適用できるわけである。

シミュレータという言葉は大別して2つの意味を持つ

* 船舶技術研究所

ており、それはシミュレーションの過程に人間が介在するかしないかで分けることが出来る。通常シミュレータと言う場合には、前者の意味に受取られており、航空機や潜水艦あるいは自動車等の操縦者の訓練や、人間も含んだ系全体の試験・評価などに用いられている。この場合には人間がモデルの一部として大きな役割を持っているから、人の心理・生理等に対する配慮が必要で、振動や加速度を与えたり、視覚表示装置等を備えたりしなければならないので、機構的にも大がかりなものになるのが普通である。

3. 数式モデルと運動方程式

前項でシミュレーションの内容をざつと検討して来たが、こうして考えてみると、シミュレーションにとつてもつとも重要なものは“モデル”であることが解る。どんなに高級なコンピュータやメカニズムを使つても、モデルより良いシミュレーションを行なうことは不可能であるから、どの様なモデルの構成を選択するかが、シミュレーションの成否のカギであると言える。物理モデルである模型船を用いた場合には、例えばフルード数とレイノルズ数を同時に合わせることが出来ないといった、明らかにモデル化が不適当な部分が出てくることも多く、“相関”というモデルでこれを補っているわけであるし、人間が介在するシミュレータでは、常に実時間で作動しないと余り意味がない。もつともこのような事情はシミュレーションに限らず、一見深遠な理論計算でも全く同じで、物理現象を近似している以上は、モデルが不適当であれば、どんなに華麗な理論展開であつても、実用になるとは限らない。

とも角、経験的・理論的なあらゆる知識を総集して、実用性のある範囲で、できるだけ正確なモデルを作ることが肝要である。ここで“実用性のある範囲”という所は特に重要で、いかに正確なモデルであつても、その構成が複雑過ぎて実用性に乏しくなつては何もならない。我々の取扱う工学的な目的に十分な程度の精度が得られれば、モデルは簡単なほど良いわけである。

さて、順序として運動方程式から考えることにする。船の運動は一般には6自由度の運動方程式で記述されるが、平水中の水上船の場合には、直接関係の少ない運動の項を省略して、水平面内の移動および垂直軸まわりの回転によつて表わされる。操舵時の横傾斜等を問題にする場合には、前後軸まわりの回転も入れる必要があるわけであるが、それが水平運動に与える影響は小さいので、通常は水平面内の運動だけを扱う。

図1に示すように、船の重心Gを原点とし、船首方

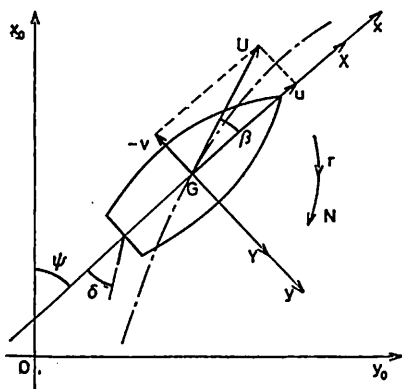


図1 座 標 系

向に水平に x 軸をとり、鉛直下向きに z 軸をとつた右手系の直交座標軸を船体固定の座標系とする。G を通る水平面の空間固定座標系を O-x₀, y₀ で表わす。G の軌跡の接線方向の速度を U, その他の速度, 角度等を図1のように常用の記号で示せば、船の運動は次の剛体の運動方程式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} m(\dot{u} - vr) &= X \\ m(\dot{v} + ur) &= Y \\ I_{zz} \dot{r} &= N \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

右辺の力およびモーメントは一般に種々の流体力および外力から成つており、船体の幾何学的形状は別にしても、

$$\left. \begin{aligned} X \\ Y \\ N \end{aligned} \right\} = f(u, v, r, \delta, n; \dot{u}, \dot{v}, \dot{r}, \dot{\delta}; \text{風, 波, 流れ} \dots) \dots\dots\dots (2)$$

等の関数であるが、 \dot{u} 等の項は運動方程式を Lamb の式から流体力学的に導いた場合に得られる付加質量および付加慣性モーメントの概念で置きかえ、船が左右対称であることを考慮し、また $\dot{\delta}$ の項の直接の影響は無視できることが分つているので、結局加速度の項が分離できて、(1) 式は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} (m+m_x) \dot{u} - (m+m_y) vr &= X_s + X_w + X_E + X_T \\ (m+m_y) \dot{v} + (m+m_x) ur &= Y_s + Y_w + Y_E + Y_T \\ (I_{zz} + J_{zz}) \dot{r} &= N_s + N_w + N_E + N_T \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

ただし、X_s, Y_s, N_s は船の水線下に働く流体力およびモーメント、X_w 等は水線上の風による力およびモーメント、X_T は推力減少を考慮したプロペラスラストである。X_E 等はサイドスラスタなども含めたその他の外力であるが、X_w 等と共に必要なときに時間・場所・速度等の関数として付加えれば良いので、以下の記述では省略する。以上の力およびモーメントはすべて加速度の関

数成分は含まないものである。Y_i, N_i の項は付加質量の中心が船の重心と一致しないために生ずるものであるが、普通の船では非常に小さいので省略することも可能である。なお、Y_i, N_i は本来それぞれ Y_s, N_s に含めて考えるべき性質のものである。

4. 流体力のモデル化

前項までの考察で、船体に働く流体力 X_s 等が求められれば船の運動が明らかになることが解つた。そこでこれらをモデル化するわけであるが、そのモデルは、流体力のどの部分を計算で求め、どの部分をどんな実験で求めるか、また後のシミュレーション計算にデジタル計算機を用いるか、アナログ計算機を使うか、更にはどのような操舵のパターンをシミュレートしたいのか、等の条件と切離して考えることは出来ない。デジタル計算機を使う場合には、モデルの複雑さに余り気を使わなくても良いので、考え得る非線型性や環境条件の変動等を自由にとり入れられる利点がある。アナログ式では或る程度簡単化したモデルが要求されるが、高速性と即時性の面では有利であるし、シミュレータ等で専用で用いる場合には、デジタル式に較べて安価に出来る点も見逃せない。

さて、船体に働く力は極めて複雑である。主船体があり、その伴流の中でプロペラが作動し、その後流と伴流との中に舵が置かれている、という形は、譬え偏角や回頭角速度がなくても、理論的解析をほとんど不可能にしている。したがって実際問題としては、船を船体、プロペラ、舵に分けてそれら相互間の干渉効果も含めて扱つか、全体をひとつくめて1つの応答特性を持った系として扱つかが考えられる。前者はデジタル計算機の使用が活発となるに及んで、それまでの基礎的研究が急速に応用の面に生きて来たものであり、もつともオーソドックスな方法と言える。後者は主として線型化された形で扱われるので、大舵角での旋回などの強い運動を対象とする場合には不向きであるが、針路安定性などの線型近似で十分な場合には、解析的に取扱える範囲が大きいので適している。

ここで船の操縦と一口に言われるものを分類してみると図2のように主として3つのパターンに分けられる。即ち、

- A. 直進時の保針運動。舵角も回頭角も小さい、弱い運動。
- B. 平常時の変針運動。15°程度の舵角で、急激な回頭はしない。
- C. 緊急時の旋回運動。大舵角で急速旋回あるいは逆

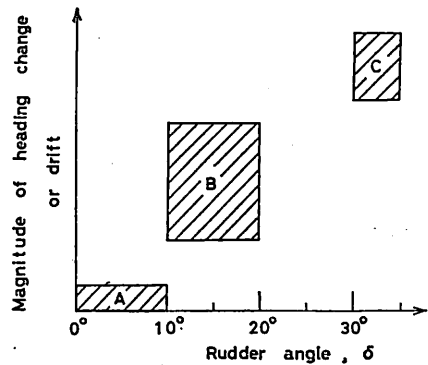


図2 操船の主要パターン

転停止等の急激な運動を行なう。舵角は大きくなくても、風等の外力を受けたり、離接岸時でサイドスラスタや引船の力が加えられたりして、横漂流が大きくなる場合もこれに含めて考えられる。

A, B のような比較的弱い運動の場合には、前進速度の変動も少ないので、x 方向の運動を省略したもつとも簡単な線型近似が用いられる。(3) の第 2, 3 式だけに着目し、Y_s, N_s を運動を表わす v, r と舵角 δ との 3 つの変数の関数と考え、これをテーラー展開して 1 次の項だけとることにすれば、(3) 式は、

$$\left. \begin{aligned} (m+m_y)\dot{v}-Y_r\dot{r}=Y_v v+(-m+m_x)u+Y_r^*r \\ +Y_\delta\delta \\ (I_{zz}+J_{zz})\dot{r}-N_v\dot{v}=N_r r+N_\delta\delta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

となる。Y_r* は(1)式の Y を直接展開して得られる Y_r に対して、習慣的に付加質量 m_x による分を別にとり出して、Y_r=Y_r*-m_xu としたものである。

(4) 式中の Y_v 等の諸係数は操縦微係数と呼ばれるもので、これらの値が具体的に求められれば、船の運動を計算できることになる。所が実際にはこれらの係数を実船で求めることは容易ではなく、模型船でも旋回腕水槽や PMM (Planer Motion Mechanism) 等の特殊な施設や装置を必要とするし、理論的に求める方法がないわけではないが、前記のような困難がつきまとう。そこで多くの場合は、(4) 式から v の項を消去して次の形にしたものを用いる。

$$T_1 T_2 \ddot{r} + (T_1 + T_2) \dot{r} + r = K\delta + K T_\delta \dot{\delta} \dots\dots\dots (5)$$

K, T₁ 等の係数は微係数から組立てられているものであるが、この式では制御系の伝達関数の係数の形になっているから、個々の微係数は分らなくても、船の運動を解析することによつて求められる。これらの係数は船の操

縦性指数と呼ばれる。船の運動が時間的に比較的ゆるやかで（このことは操縦シミュレーションのすべての方法にとって非常に有利なことであるが）、周波数の大きい範囲を余り考慮しなくても良いので、(5)式はさらに簡略化できて、次の野本の一次系近似で表わすことも可能である。

$$T\dot{r} + r = K\delta \dots\dots\dots (6)$$

この式を用いた Z 操縦の解析により、多くのデータが得られていることは周知のとおりである。すなわち K, T 指数はもつとも簡単で有効な操縦モデルである。

しかしながら、船の大型化・肥大化が急速に進むにつれ、針路不安定な場合も含めて非線型性の強い船が多く現われるに及んで、こうした線型近似では十分に船の性質が表わし切れなくなり、一つの救済策として(5)式に非線型の定常旋回特性を加えた、次のような式も用いられている。

$$\left. \begin{aligned} T_1 T_2 \ddot{r} + (T_1 + T_2) \dot{r} + r + \alpha r^3 &= K\delta + K T_3 \dot{\delta} \\ \text{または} \\ T_1 T_2 \ddot{r} + (T_1 + T_2) \dot{r} + H(r) &= K\delta + K T_3 \dot{\delta} \end{aligned} \right\} \dots\dots (7)$$

これらのように解析的に導かれた式を便宜的に修正して用いる場合には、目先の式の形にばかり捉われて、本来の物理的意味を見失わないように注意することが肝要である。

非線型のモデルを必要とするような場合には、前進速度の変動も考慮しなければならないことが多い。先に Y_s, N_s をテーラー展開したように、 X_s についても展開しようとする方法もあるが、x 方向の力にはプロペラスラストが非常に大きな役割を果しているため、後にも述べるように実験時の自航点の問題などもあつて、仲々単純には決められない。もつとも現実的な方法としては

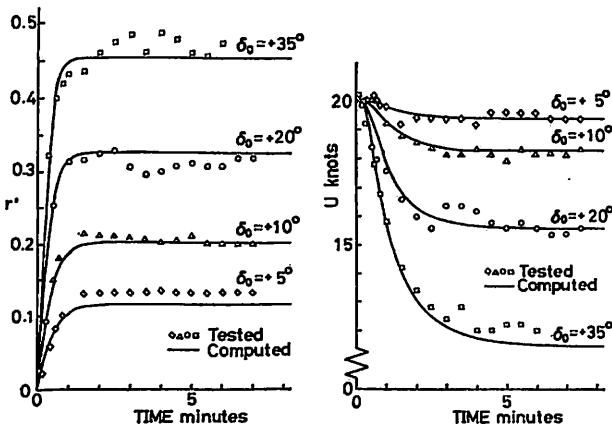


図3 応答関数モデルによる計算 (G. van Leeuwen⁸⁾による)

(7)式等との類推から、簡単な仮定のもとに、速度変化 Δu を例えば次のような式で表わす。

$$T_4 \dot{u} + u + K_2 r^2 + K_3 \delta^2 = K_4 n \dots\dots\dots (8)$$

あるいは、プロペラ回転数の変化を考慮して、

$$T_4 \dot{u} + u + K_2 r^2 + K_3 \delta^2 = K_4 n \dots\dots\dots (9)$$

のようなモデルも考えられている。これらの方程式の係数はもちろん旋回試験や Z 操縦試験などを解析して求めるわけである。図3はモデルは必ずしも上記と同じではないが、このような方法で求められた係数によつて旋回試験結果をシミュレートした例である。

初めからデジタル計算機を利用するつもりならば、非線型の数式モデルを採用することは全く苦にならない。x 方向については後で考えることにして、(3)式の Y_s, N_s をテーラー展開した際に、3次まで位の項をとつておくことにすれば、

$$\left. \begin{aligned} Y_s &= Y_1 + Y_{vv} + Y_{rr} + Y_{\delta\delta} + Y_{vvv^2} + Y_{rrr^2} + Y_{\delta\delta\delta^2} \\ &\quad + Y_{vrvr} + Y_{r\delta r\delta} + Y_{\delta v\delta v} + Y_{vvvv^3} + Y_{rrrr^3} \\ &\quad + Y_{\delta\delta\delta\delta^3} + Y_{vvrv^2} + Y_{rrr\delta^2} + Y_{\delta\delta v\delta^2 v} \\ &\quad + Y_{vrvr^2} + Y_{r\delta r\delta^2} + Y_{\delta v\delta v^2} + Y_{v\delta v\delta} \\ N_s &= N_1 + N_{vv} + N_{rr} + N_{\delta\delta} + \dots\dots\dots \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

のような流体力モデルが得られる。これらの係数を決めるには旋回腕水槽あるいは大振幅 PMM が必要であるのと、係数が多過ぎて役割の不明確な項が多いので系統的に整理することが困難であるために、仲々一般化しないが、特定の船について広範な実験が行なわれれば有力なモデルである。ただし舵角 δ が関係する項はプロペラ後流の影響を強く受けるので、実験時の自航点（プロペラ回転数）の選択には細心の注意を必要とする。

X_s についても同様の展開式を用いることが出来るが、この場合には広い速度範囲をカバーしようすると非常に多くの実験を必要とするし、 Y_s, N_s との連成などを形式通りに入れようすると、ほとんど実用性のないものになってしまう。デジタルシミュレーションの場合でも、x 方向は別に扱つて、例えば馬力一定とか、スラスト一定などの条件で計算することが多い。勿論プロペラ特性を考慮した計算も可能である。

前にも述べたように、舵も含めて船体に働く力は極めて複雑で、船体・プロペラ・舵と分解して考えたいにも拘らず、別々に計算・実験したのでは、相互干渉の効果が解らなくなつてしまふし、自航状態で実験するとあらゆる運動状態で常に一定の相関を持たせられるかどうか疑問が残る。著者のこうした困難さを少しでも減らす目的で、任意の自航点で実験したデータから船体・プロペラ・舵の x, y 方向の力およびモ

メントを分解して取り出す方法を考案したが、これによつて井上の理論式、藤井の能力の式（いずれも文献²⁾参照）等と併せて、非線型モデルによる計算が、上記のようなあいまいさの少ないものになつて来た。しかし、このようなもつともオーソドックスな方法はまたもつとも多くの問題を抱えていることも事実である。

このような徹底的に流体力を分析しようとする方法と、前述の全体をひつくるめてマクロに扱おうとする方法の利点を活かした中間的な方法として、自航模型船を使つて数式モデルを構成する係数を決めようとする、System identification の方法も有力である。野中他⁷⁾のは模型船に既知のランダムな操舵を与え、 v と r を計測して(10)式にあてはめ、或る時間内の積分値の誤差の二乗が最小になるようにして係数を決めることに成功している。この場合、自航点は模型船のものであるが、前記のような拘束模型のプロペラ後流効果によるあいまいさは全くなつてきている。また流体力そのものを求めることはできないが、条件によつては実船に適用できる可能性もあり、より簡単なモデルではあるが実船で試みられた例 (G.R.G. Lewison⁸⁾) もある。

(10)式で代表されるような非線型モデルでは、機械的に多くの項を入れてしまうので、多くの無駄な項が入る可能性がある。これを防ぐために、各項の貢献率を調べてその小さい項を削除し、残つた項の係数を最終的に決め直す、というのはもつとも原始的な方法であるが、小山⁹⁾ は差分方程式で表わしたシステムを、重回帰分析により有意な項から順に選んで行くという新しい手法を用い、意外に少ない項だけが統計学的に有意であることを示した。

これらの方法を利用して行けば、モデルは充分な非線型性を保ちつつもつとも簡略化された形に洗練されて行くことが期待できるが、自航模型船の場合には運動状態が或る片寄つたパターンに制限されてしまふし、そうすると、そのパターンでの最適モデル・そのパターンでの係数になつてしまうという悩みがある。また一方で、3次式でも船の運動の複雑な特性をうまく表わし切れないという事実もあり、必ずしも理論通りで良いという保証もない。しかしこれらの困難さは、野中、小山らの成果の価値を少しも損うものではない。

船体の水線の上に働く風による力 X_w 等も重要な流体力の1つである。個々の船には模型実験値を用いるが、その場合簡単な三角関数等で近似すれば、アナコンでの計算に用いることも容易である。ところが、通常風圧力係数の曲線は不規則な形をしているので、簡単な関数形で表すのがためらわれる場合がある。そのような時はディ

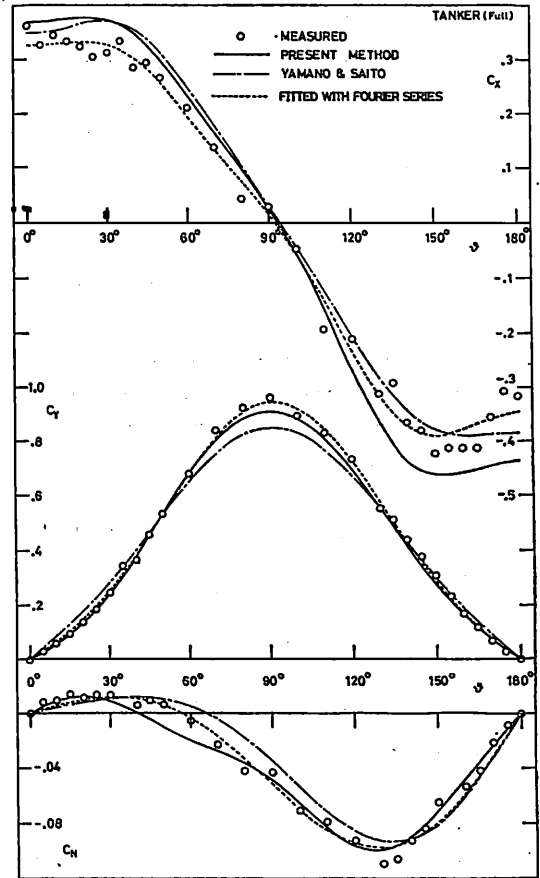


図4 風圧力係数の近似曲線例

ジタル計算機用のモデルなら、曲線そのままの形を相対風向角の関数として記憶させ、必要に応じて部分的に内挿して求めるようにすれば問題ない。もつとも最近には各種の船型に対する実験データも豊富になり、それに伴つて回帰方程式で近似しようとする方向も多くなつてくる。図4は著者ら⁹⁾ が試みた一例で、コンテナ船、タンカー、ライナー、自動車運搬船、漁船の5船型20状態から定めた単一の回帰式によりタンカーについて計算した値と、実験点およびそれをフーリエ級数 (X は5次, Y, N は3次) であてはめた曲線とを示す。回帰式で近似する場合には、どのような船型要素を変数に選ぶかが焦点になるが、決定的に優れた方法は出ていないようである。

船の操縦運動に影響する外力としては、その他に潮流等の流れも一種の外力と考えることが出来、また波による周期力や漂流力、引船による力、他船を曳航することによりロープから受ける力等が考えられるが、それらは必要に応じて計算に加えることが可能である。

5. 計 算 法

以上で船の操縦を表わす運動方程式およびそれに必要な流体力の数式モデルが得られたので、これを解けば船の運動が得られる。方程式を数値的に解くことは、アナコンでもディジコンでも、必要なプログラムを組めば良いだけで、大した困難はないわけであるが、次に船の操縦運動をデジタル計算機でシミュレートするのにもつとも適当と思われる1つの方法を簡単に述べる。

まず(3)式を整理して、

$$\left. \begin{aligned} (m+m_x)\dot{u} &= X_A(u, v, r, \delta, \dots) \\ (m+m_y)\dot{v} - Y_r \dot{r} &= Y_A(u, v, r, \delta, \dots) \\ (I_{zz}+J_{zz})\dot{r} - N_v \dot{v} &= N_A(u, v, r, \delta, \dots) \end{aligned} \right\} \dots\dots(11)$$

と表わす。u, v, r, δ 等はもちろん時間tの関数であるから、或る時刻 t_1 における船の加速度・角加速度は次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \dot{u}_1 &= \frac{X_{A1}}{m+m_x} \\ \dot{v}_1 &= \frac{(I_{zz}+J_{zz})Y_{A1} + Y_r N_{A1}}{(m+m_y)(I_{zz}+J_{zz}) - Y_r N_v} \\ \dot{r}_1 &= \frac{(m+m_y)N_{A1} + N_v Y_{A1}}{(m+m_y)(I_{zz}+J_{zz}) - Y_r N_v} \end{aligned} \right\} \dots\dots(12)$$

(12)式にオイラーの公式を適用すれば、 t_1 から時間 Δt 後の時刻 t_{1+1} における速度および角速度は、

$$\left. \begin{aligned} u_{1+1} &= u_1 + \dot{u}_1 \Delta t \\ v_{1+1} &= v_1 + \dot{v}_1 \Delta t \\ r_{1+1} &= r_1 + \dot{r}_1 \Delta t \end{aligned} \right\} \dots\dots(13)$$

となる。時間間隔 Δt は普通の目的には実船で1秒位で十分の精度が得られる。速度が得られれば同様にして位置および方位角が次のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} x_{01+1} &= x_{01} + (u_1 \cos \psi_1 - v_1 \sin \psi_1) \Delta t \\ y_{01+1} &= y_{01} + (u_1 \sin \psi_1 + v_1 \cos \psi_1) \Delta t \\ \psi_{1+1} &= \psi_1 + r_1 \Delta t \end{aligned} \right\} \dots\dots(14)$$

また偏角および転心は次のように計算される。

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= \tan^{-1}(-v_1/u_1) \\ p_1 &= -v_1/r_1 \end{aligned} \right\} \dots\dots(15)$$

実際の計算に当つては、各変数間の時間的關係に注意して積分の順序を間違えないようにしさえすれば、初歩的なプログラミングテクニックでも容易に成功するし、演算速度が極めて速いのもこの方法の特徴である。図5はこのようにして計算した外洋カーフェリーの旋回航跡の実験との比較、図6は同船が強い向い風の中を直進して来て大舵角で右旋回しようとしたが、風の影響が強くて旋回し切れない状況を示したものである。

同じ数式モデルを用いて針路安定性指数等の定常状態(必ずしも定常状態に限る必要はないが)の解を求めることが出来る。平水中では基本的な安定性指数は直ちに得られるので問題ないが、風の影響を考える時などには非常に有力である。図7は前掲の外洋フェリーが船速 U_0 で、風速 U_B 、風向 ψ_B (いずれも対地)の風の中を直進するに要する偏角と舵角の組合せ、およびその時の針路安定性指数を示したものである。強い横風ないし斜追風では当て舵に必要な舵角が異常に大きくなって直進不能になること、追風ではこの点是实现可能な数値になるが針路不安定になること、向い風では追風の時ほどで

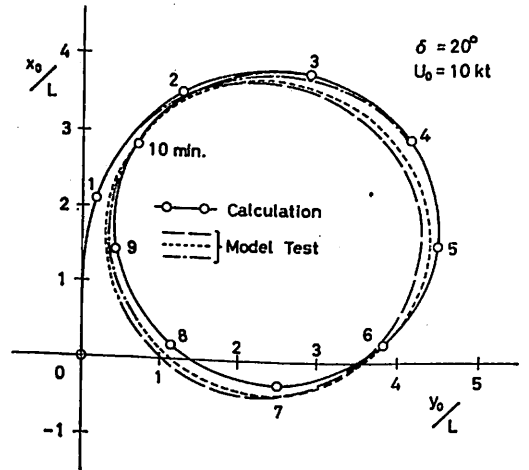


図5 旋回航跡の計算と実験との比較

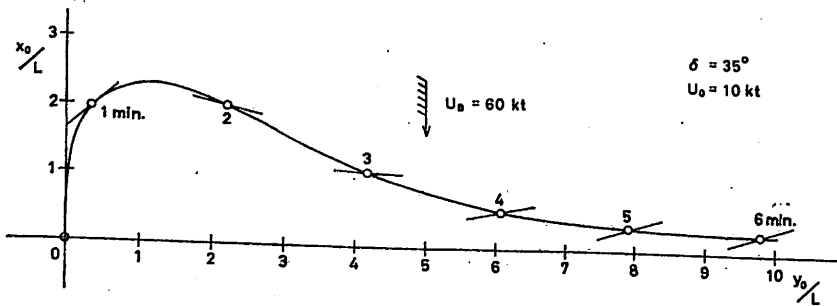


図6 強風下で旋回できない場合の計算例

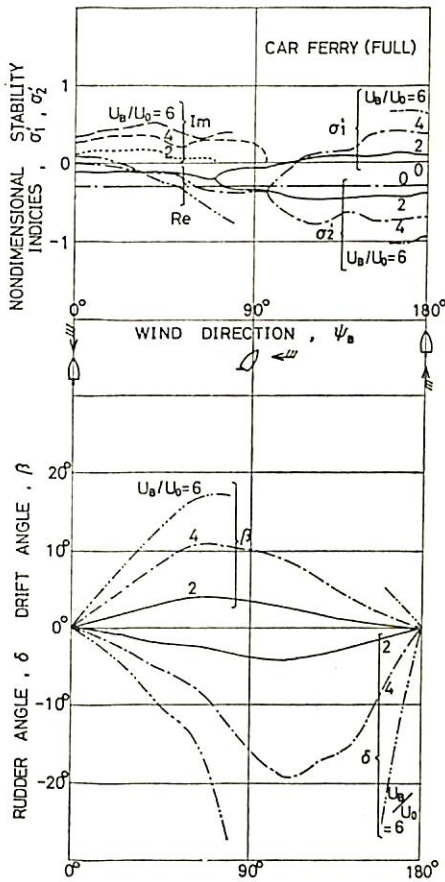


図7 直進条件と針路安定性指数

はないが、次第に針路安定性が悪化して行くと同時に周期性を持つようになること、などが容易に分る。蛇足ながら、これらの条件に自動操舵を加えると針路安定性が改善される様子なども容易に計算することができる。

以上で示した図はシミュレーション計算利用のほんの一例であるが応用面は無限に拓けるであろう。ただしモデルの構成および流体力の解析については、まだ問題がないわけではない。対象を微視的に扱えば扱うほど、解決しなければならない問題は急速に増えてくるのは当然であるが、船の操縦運動をより流体力学的に取扱うという要求からすれば、この方面に対する努力は当然必要であり、また意義のある研究対象となり得るものである。別法としてシミュレーションの結果と実測値とを比較して、その誤差が最小になるようにモデルの係数を修正してやる方法も考えられるが、この場合の誤差の評価の方法などに決定的な論理がないのが難点ではある。とに角操縦シミュレーションは、このようにあらゆる方面の問題を同時に解決して行かないと、総合的にレベルの高い

ものにならないという特質を持っている。

6. 操縦シミュレータ

前にも述べたように、シミュレータの形態には2つあって、人間が介在しないものでは、船自身の固有の性能を問題にするわけであるから、前項までに述べて来たような解析が有用である。人間が介在するものではモデルの主役は人間であるから、実時間で作動することがほとんど絶対的な条件である。大型模型船に人が乗って操縦性試験を行なっている例があるが、それは物理モデルによるシミュレーションであつて、人間の特性を考慮したシミュレータとは言えない。人の特性を含めて忠実にシミュレートするためには、実船に比較して心理的・生理的に違和感を与えないようにする必要があり、船橋内の計器類の配置も含めた内外装、窓から見える光景の標示、動揺・傾斜・振動等の加速度や音の発生等のメカニズムを要求される。

このようないわゆる Man-machine 系のシミュレータの主な用途として、次のようなものが考えられる。

- (1) 操船訓練——操船の習熟、故障・事故等の異常事態に対する処置の練習、等。
- (2) 操船マニュアル作成——新しい船に関する教育、オートパイロットの適正な設定、加減速・停止法、他船の避航、特定の狭水域の通航法、等。
- (3) 航海計器類の評価——機器の配置、感度、表示精度、等の検討。
- (4) システムの評価——システムの構成そのものの設計、適否の調査。

これらの作業を行なうためには、出来るだけ実船の特性を代弁するような数式モデルにより、リアルタイムのシミュレーション計算がなされなければならない。従来はこのような実時間計算はアナログ計算機でないと出来ないように思われていたが、最近ではデジタル計算機の演算速度も電流の速度に近い極限にまで高速化されて来ていることなどもあつて、経費の点を問題にしなれば、断然デジタルの方が有利と考えられるようになって来た。いずれは性能的にも経費の面からもハイブリッドが良いという時代が来るのではないかと考えられる。

さて、船の操縦シミュレータ特に最近要求の多い巨大船用のそれには、他の例えば航空機や自動車などのものと違つた、次のような特徴がある。

- (1) 時定数が極めて大きい。即ち、自船および環境の変化が緩慢である。
- (2) 操縦者が座席に固定されていない。操船を指示する船長やパイロットは船橋の中を歩きまわられる。

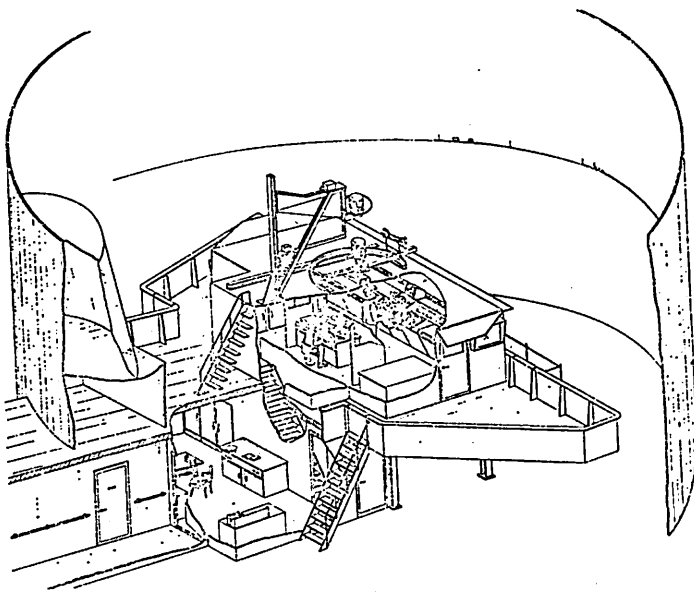


図8 NSMBの操船シミュレータ(同所要覧より)

- (3) 視野が広い。上記の条件もあつて、少なくとも前方を中心として 180° 以上、場合によつては 360° の視角を必要とする。

これらの特徴から、加速度を与える装置は省略出来る利点はあるが、逆に視覚装置には非常に大がかりなものが要求される。

通常、船の操船シミュレータでは、模擬船橋を作り、各種航海計器類・操舵輪等を設置し、窓外に必要な港湾や水路、他の船舶等を見せるわけであるが、この窓外風景の表示が、前述(2)、(3)等の理由で、もつとも苦心するところである。視覚表示装置としては、窓外の円形スクリーンに影絵あるいはスライドやテレビ投影機で映像を投写する方法、窓枠にはめこんだテレビに映写する方法などがあり、他船や島などの映像の作成にも模型を使つたり、計算機を利用した電子作像などの方法も用いられている。これらのメカニズムは使用目的、コスト、設置場所の広さ、等で無数の組合せが考えられ、個々の場面で適当な方法を選択しているのが実状である。現在わが国では、広島大学のシミュレータが稼動中である他、東京商船大学、IHI、造船研究協会第151部会などで建造中で、いずれも近い将来使用されるようになる予定である。図8は有名なNSMBのシミュレータで、船橋へ上る前の室から船内のムードを出して心理的效果を高めている。

シミュレータと切離して考えられないものにプレディクタがある。これは現在の運動および制御等の状態か

ら、以後の船の運動を予測計算し、例えばレーダースクリーン上にその予想航路を略図で示す、というような機能を持つたもので、これを利用することにより、狭水路の通過を安全かつ容易にさせる等の利益がある。何よりも、航路が予測できることにより、操船者に与える安心感は大きなものであるであろう。衝突予防装置などでもこのような予測計算は行なわれているわけであるが、数式モデルが簡単過ぎたり、状態変数の情報が不十分だつたり不正確だつたりすると、思いがけない誤差を生ずることもなるので、設計には十分な配慮が必要である。例えば、単に航路予測するだけでなく、過去の運動の解析とその時点での予測との比較計算を行なつて、モデルの係数あるいは現在の予測値を修正することなどの方法も、当然とり入れられるべきである。

7. おわりに

Simulateという言葉は“見せかける”、“ふりをする”、“擬装する”といった意味で、語源的にも余り感心した行動ではないようである。電子計算機を使つて適当な入力を入れてやると、物事の本質に関係なく、一応もつともらしい答が出て来ることが多い。操縦のシミュレーションでもそういう危険性は含まれている。巨大船のいわゆる異常安定現象などは、それでもまだモデル化が難しいので、今の所あきらめているから良いが、何とか答が出て来るのが正直なところ一番不安である。船の操縦運動のように実験が可能で、それも人間の感覚に合った適当な速さのリアルタイムで現象が観測できるものは、流体力学のモデルを計算しているのではなく応答モデルにあてはめているのだと思えばまだ気は楽だが、目に見えない物理現象などの“コンピュータ実験”にはこういう心配はないのであろうか。とも角、計算機に“擬装”されて自己満足に陥ることのないように自戒しなければと思つている。

参考文献

- 1) S. Motora "Maneuverability, State of the art" International Jubilee Meeting on the Occasion of the 40th Anniversary of the N.S.M.B., (1972)
- 2) “第2回操縦性シンポジウム”日本造船学会, (1970) (76頁へつづく)

三菱長崎水槽における推進試験法の変遷について 谷林英毅*

1. は し が き

模型試験によつて実船の推進性能を正しく推定するためには、最小限次の3つの試験を行う必要がある。

(1) 抵抗試験

模型船の曳航抵抗を計測し、その結果よりレイノルズ数の関数としての粘性抵抗と、フルード数の関数としての造波抵抗との2成分に分離する。それぞれの成分について模型船より実船への換算を行う。

(2) プロペラ単独試験

プロペラ単独の状態では、ある一定の回転数で前進速度を逐次変化させて航走させ、そのときの推力およびトルクを計測してプロペラ単独の特性を求める。

(3) 推進試験

模型船とプロペラとを実船相似の位置に配置して航走させ、プロペラの推力、トルクおよび回転数を計測し、船体とプロペラとの間の干渉を調査する。すなわち、同一速度における模型船の抵抗とプロペラ推力との関係から推力減少率、プロペラ単独の場合と模型船後方で作動する場合のプロペラ特性の比較から伴流係数と船後プロペラ効率比とを求める。ここに下線を引いた三つの係数は自航要素と呼ばれる。

歴史的に見ると19世紀後半に模型船による水槽試験が行われるようになった当時は(1)の抵抗試験によつて実船の抵抗を推定することが水槽試験の主目的であつたが、その後(2)、(3)のプロペラ試験も行われるようになった。特に(3)の推進試験はR.E. Froudeによつてその必要性が力説され、Torquay水槽開設後まもなく水槽試験のプラクティスとして採用されたことは意義深い。いささか余談になるが最近、ややもすればこの推進試験のみを水槽試験の主体とみなし、その結果により直観的に実船の性能を判断する傾向があるが、R.E. Froudeは(1)、(2)、(3)いずれの試験もその重要さには変わりなく、これらの相互関係を理解して正しく解析することにより実船の推進性能を推定できると述べている。この原理は100年近く経た現在もなお我々水槽人が正しく受け継ぐべきものであつて、水槽試験法を改良し、データを蓄積して行く過程において常に念頭に置いておかなければならない。

ところで世界の諸水槽の水槽試験プラクティスを比較してみると、それぞれの試験技術の発展の過程を反映し

て、少しづつ異なつた試験法が採用されている。その相違は特に(3)の推進試験法において著しい。R.E. Froudeの時代には計測技術上の制約から、プロペラを模型船の後方から駆動する、いわゆる船後プロペラ試験の方法をとらなければならなかつたのであるが、その後の技術の進歩により実船の航走状態により近い状態で試験を行う自航試験へと発展する間に、種々の試験法が実用に供されたためである。

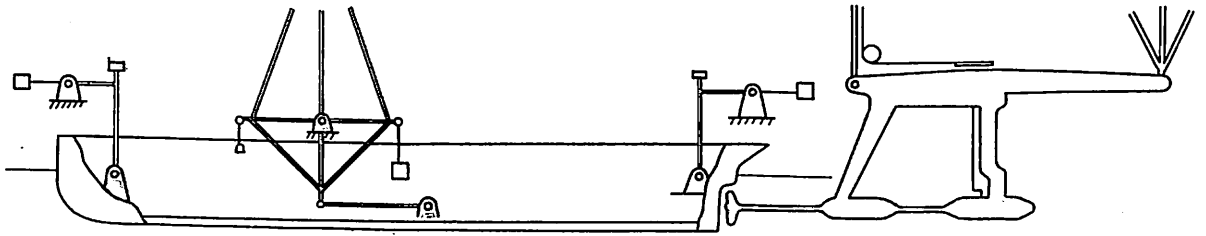
三菱長崎水槽においても明治41年創設以来、当時のFroude式船後試験より現在の自航試験に至るまで、各時代の最新の技術を採り入れ、もつとも正確で信頼できるデータが得られるよう試験法の改良を行なつて来たのであるが、その過程にいわゆる推進試験法の大部分が含まれているので、これらを水槽発展の歴史とともに振り返り各試験法の特徴をとりまとめることにする。

2. 鮑之浦水槽における船後プロペラ試験

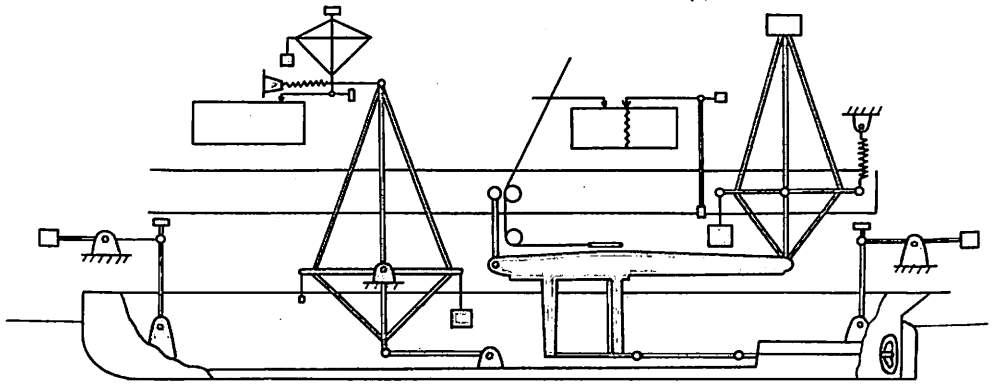
鮑之浦水槽は明治41年、長崎造船所の一角、鮑之浦地区に建設された。長さ122m、幅6.1m、深さ3.5m、わが国最初の試験水槽であつた。水槽試験用計測設備類の大部分はスコットランドから輸入し、最初の試験は英国から派遣されたアレクサンダ・モリス氏の指導によつて開始された。当時の推進試験としてはいわゆるフルード式船後プロペラ試験法がただ一つ実用に供されたものであり、長崎水槽においてもこの方法が採用された。計測装置の配置は第1図に示すようなもので模型船を抵抗動力計を介して曳航し、一方プロペラを単独試験動力計にとりつけて模型船後方より駆動する。試験は模型船の速度を一定とし、プロペラの回転数を順次変更して航走し、抵抗動力計で計測した船体抵抗(プロペラ推力による増加分を含む)とプロペラ動力計によつて計測した推力より自航点を求める。次にこの自航点におけるプロペラの推力、トルク、回転数、模型船単独の抵抗およびプロペラ単独の特性から、自航要素を計算する。

この方式の最大の欠点は模型船航走中の姿勢の変化に対して模型船とプロペラとの相対位置を正確に保つことがきわめて困難なことである。このプロペラ相対位置の調整は、あらかじめ模型船の姿勢変化を経験的に予想するとか、試行錯誤によつて行う以外に適当な方法がなかつた。この欠点はやがて第2図に示すような模型船の上方にプロペラ動力計を設置し、プロペラを模型船の内部より駆動する方式の考案により大部分解決されるように

*三菱重工業(株)長崎研究所船型試験課長



第1図 フルード式船後プロペラ試験



第2図 三菱式船後プロペラ試験

なつた。すなわち、この方式によれば、模型船とプロペラとの間の上下関係は常に正しく保たれ、あとは航走中抵抗天秤のバランスをよく見て軸方向の相対位置に大幅の変化が生じないようにしておけばよい。

この試験法は大正11年、当時の船型試験場長元良信太郎氏によつて考案されたもので三菱式船後プロペラ試験法と呼ばれ、その後現在の大水槽における自航試験に代るまで30年以上の長い期間にわたつて長崎水槽のプラクティスとして優秀船型の開発、推進性能推定精度の向上に多大の貢献を行なつた²⁾。当初の試験装置は昭和20年原子爆弾によつて破壊されたが、昭和24年小水槽の復旧と同時に復元されて第一線に活躍し、今日歴史的記念品として長崎水槽に保管されている。

3. 浦上水槽の建設と自航試験

その後、時代の推移とともに飽之浦水槽では手狭となり設備も老朽化して来たので設備の大幅な近代化と拡張をはかることとし、浦上地区の現在の地に新水槽を建設することになった。新水槽は長さ165m、幅12.5m、深さ6.5mの大水槽と、旧飽之浦水槽とほぼ同じ大きさの小水槽、長さ120m、幅6.1m、深さ3.65mとが

縦に連結された構造となつており高速試験等の場合には全長285mの水槽として使用することが可能である。

この大水槽の建設によつて長さ約7mの大形模型船の自航試験が可能になつた。自航試験では模型船が前後方向の拘束を受けず、プロペラの推力のみによつて推進されるので、従来の船後プロペラ試験のように曳引車の速度変動や抵抗動力計のばね定数の影響を受けることがなく、推進試験としてはより実船の状態に近い。さらにそれまでの船後プロペラ試験の経験から、通常問題になるプロペラの作動点付近では、自航要素がプロペラ荷重量によつて大幅な変化を生じないことがわかつていたので、限られた速度に対して船後プロペラ試験を行うよりも、プロペラ荷重量1種について自航試験を行うほうが試験の能率の面においても優れている。模型船長さ7mは試験の精度および模型船の取扱い双方を考慮した場合ちょうど手ごろな大きさであり、大水槽の長さ165mはこの程度の模型船を定速度で自航させ、計測を行うのに十分と考えられた。

新水槽は昭和16年着工、昭和19年から一部の試験を開始したが、昭和20年全設備の完成を待たずに原子爆弾によつて無残に破壊された。終戦後直ちに復旧工事に

着手し、とりあえず小水槽の使用できる状態で水槽試験を再開した。試験は従来の船後プロペラ試験法によらなければならなかつたが、この間を縫つて自航試験動力計の開発が行われた。そして戦後の混乱期の終つた昭和28年、大水槽の復旧とともに全設備の完成を見、推進試験法についても船後プロペラ試験に代つて自航試験がプラクティスとして採用されることになつた⁹⁾。

自航試験における機器の配置は第3図に示すようなものである。船後プロペラ試験において用いられた抵抗動力計は取り除かれ、抵抗係数の尺度影響補正用ウェイトがブリーを介してかけられている。また曳引車上に設置されていたプロペラ動力計に代つて自航試験動力計が模型船に取り付けられた。これによつて模型船とプロペラとの間の軸方向相対位置の変化の問題も解消された。

自航試験動力計としては小水槽のみ使用可能の時代に試験的に開発された機械式動力計が当初使用されたが、その後間もなく電気式動力計が開発され使用されるようになった。この動力計の原理は計測すべきプロペラの推力およびトルクの大部分を機械的に天秤でバランスさせ、残りをインダクタンス型変換器またはストレインゲージ型変換器によつて計測するものである。また波浪中試験の場合には天秤を取り除いて全量を電気式変換器で計測することができる構造となつている⁹⁾。

この時期は日本の造船界が戦後最初のブームを迎え、大形タンカーが続々建造されており、この種の肥大船では実船寸法が大きくなるほど模型プロペラの推力、トルクが小さくなるので計測精度の向上が切望されていた。また、船の高速化、大型化に伴つて波浪中における船体運動、波浪外力等に関する水槽試験の重要性が強調されるようになった時代であつた。電気式自航試験動力計の開発はこのような時代の要請に対してまさに時宜を得たものであり、このようにして大水槽における自航試験は軌道に乗つたのである。

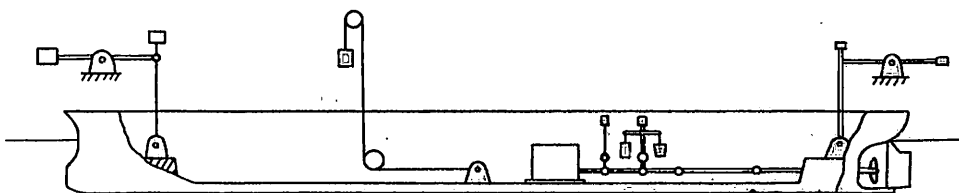
ところで自航試験においては模型プロペラの回転数を十分調整してプロペラ推力と船体抵抗とが完全に平衡した状態において試験を行う必要がある。もし両者の平衡がくずれれば模型船に加速度を生じ計測誤差の原因とな

るので完全な自航試験を行うためには高度の実験技術が要求される。長崎水槽では自航試験の実用開始当初よりこの模型船加速度の影響に着目し、自航する模型船の速度変動を計測して各航走における試験結果採否の判定基準とし、完全な自航試験実施のために努力して来た。特にそのころより建造船の主流となつたタンカー船型の肥大化が進むにつれて、模型船の排水量に対するプロペラ推力の割合がますます小さくなり加速度の影響はさらに大きな問題となつて来たが、一方この傾向は自航試験技術の向上を促すことになつた。すなわち当時ようやく実用化されだしたデジタル計測技術をいち早く導入し、模型船に追従する曳引車の対地速度変動の精密計測をプラクティスに採り入れた。また模型船航走后、水槽内にわずかに残る残留流れの位置による相違も模型船の加速度に影響することを見出し、残留流れを極力一様化するために模型船の走航範囲等にもくふうが加えられた。このように研究者、計測員、相協力して試験技術向上の努力が続けられた。

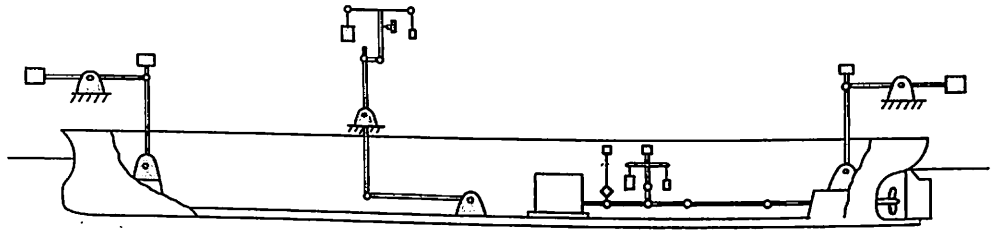
4. 自航試験における不安定現象と拘束状態推進試験

しかしあいにく船型の肥大化、肥大化の傾向の中で、まもなく自航試験技術の向上だけではどうにもならない問題に直面した。自航試験における不安定現象といわれるもので最初に経験したのが昭和30年代前半、40,000 DWT タンカーがスーパータンカーと呼ばれ超大形視されていたころであつた。この現象は、ある種の肥大船では同一の模型船、試験状態、航走速度において二つの異なつた船尾流場出現の可能性があり、その船尾流場のタイプにより同一速度に対するプロペラの推力、トルクが変わるというものである。時には1航走中に流場が変わることもあることがわかつたが、この場合には船尾の流場の変化によつて、それまでのプロペラ推力と船体抵抗との平衡がくずれるはずであり、自航試験の必要条件である模型船の定速度航走が保証されないことになる。

その対策として第4図に示すように自航試験の状態にセットされた模型船を抵抗試験のときと同様に抵抗動力



第3図 自航試験



第4図 拘束状態推進試験

計につなぎ、抵抗動力計により摩擦修正力を加える拘束状態推進試験法が採り入れられた。抵抗動力計を介して模型船を曳航する場合には曳引車自身の速度変動と抵抗動力計のばねによつて生ずる模型船の前後動の影響を考慮する必要があるが、前者については昭和28年大水槽復旧の際に開発、実用化された曳引車自動速度制御装置によつて解決された。また、同一の摩擦抵抗尺度影響修正量に対しては自航試験と同じ結果が得られることも確認された。

自航試験を行う模型船には抵抗試験用の曳航点金具もとつけられているので、この拘束状態推進試験は自航試験の際に何ら手を加えずに随時実施することができる。また計測解析の方法は抵抗動力計で計測されるのが船体抵抗とプロペラ推力（自航動力計で計測される）の差であること以外は従来行なつて来た推進試験法と全く同じである。従来の小水槽における推進試験法では曳引車自動速度制御装置がまだ実用の域に達せず、運転者の熟練に頼つて曳引車の速度調整を行なつていたのと比べて、試験の実施は格段と容易になつた。

ただし通常の自航試験については試験技術および計測精度の面において特に問題になることはなかつたので、従来行なつて来た自航試験はそのまま続けることとし、不安定現象が発生した場合に随時拘束状態推進試験を行なつた。その後、不安定現象の原因である船尾流場のタイプ判定のために肥大船型について広範囲のプロペラ荷重度変更試験を常時行うことになり、この場合には本試験の目的および試験の容易さから拘束状態推進試験法を自航試験の代りに適用している。

米国のNSRDC（海軍造船研究センター）では以前からこの種の推進試験法を自航試験のプラクティスとしていたようであり⁶⁾、またわが国においても最近、日本造船技術センター⁷⁾および石川島播磨重工業の横浜水槽⁸⁾でこの方式が採用されている。

5. 現在の推進試験プラクティス

三菱長崎水槽の推進試験法は以上に述べたような過程

を経て現在に至っている。最後に現在採用されている推進試験のプラクティスについてその要点を紹介することとしたい。

まず試験の種類であるが、これは大水槽と小水槽とで若干異なっている。すなわち大水槽は一般に新船型の開発試験や建造船の性能確認試験に使用されているので船後試験よりも実船の状態により近い自航試験が行われている。水槽の長さも十分あり、計測技術においても問題はない。また自航試験は摩擦抵抗の尺度影響修正係数を常に一定として計測するので、プロペラ推力、トルク、回転数の計測値が前進速度に対してフェアな曲線となり、社外から依頼されるいわゆる商用試験のデータとしてもつごうがよい。一方小水槽は一般に基礎研究や建造船の予備試験に使用されている。抵抗、自航試験は通常比較的小形の模型船を用いて行われるが、大水槽で試験されるような大形模型船の試験を行う場合には水槽長さの制限から自航状態で計測するのが困難なため抵抗動力計により模型船を曳航する拘束状態推進試験を行なっている。この場合摩擦抵抗の尺度影響修正量が結果的に抵抗動力計によつて計測されるために推力、トルク、回転数が必ずしもフェアな曲線とはならないが、自航要素に解析した形で使用すれば問題はない。抵抗試験結果に対する側壁影響修正と併用すれば小水槽においても大水槽における試験結果と実用上変わりのない結果が得られる。

次に試験の手順については、1. に述べたように実船の推進性能を正しく推定するために、抵抗試験、プロペラ単独試験および推進試験の3種の試験をたがいに矛盾しない条件のもとに実施する必要があり、そのために次のようなプラクティスによることにしている。

- (1) 抵抗試験と推進試験とは同一の日に、同じバラストイング（同じ排水量およびトリム）状態に対して行う。
- (2) プロペラ単独試験は推進試験とできるだけ近い日に回転数一定（回転数は自航試験における計画速力に対応する値とする）前進速度を変更して行う。

- (3) 自航試験はプロペラ荷重1種とし、そのときの摩擦抵抗尺度影響修正量を次式により計算する。

模型船摩擦抵抗係数

$$C_{rm} = \frac{0.455}{\left(\log \frac{v_m L_m}{\nu}\right)^{2.58}}$$

これは Prandtl-Schlichting の平板に対する摩擦抵抗算式である。

実船摩擦抵抗係数

$$C_{rs} = \frac{0.490}{\left(\log \frac{v_s L_s}{\nu}\right)^{2.58}}$$

模型船用の式と同じ形で分子の係数を経験的に定めたもの。この係数は昭和28年自航試験開始当時までの試運転データ解析結果をもとに定めたもので、最近の肥大船データに対しては過大になっているが、 C_{rs} を小さくするとプロペラ荷重度が小さくなり、自航要素、特に伴流係数がプロペラ荷重度の影響を受けやすくなること、および計測精度が相対的に低下することを考慮して、従来どおりの係数を使用している。

- (4) 肥大船についてはプロペラ荷重度を推力ゼロより模型船自航点までの広範囲で変更した船後試験を各載貨状態とも速度1点について行う。

6. あとがき

推進試験法の解説にあたっては試験の配置や手順にとどまらず、試験結果の解析および実船推進性能の推定法¹⁰⁾についても説明することが望ましいが、今回は時間の関係で割愛させていただいた。今後適当な機会を見てとりまとめることとしたい。

本稿は、三菱重工(株)長崎研究所渡辺次長および推進性能研究室田村室長の御指導に負うところが大きい。

ここに記して謝意を表するしだいである。

参考文献

- 1) R.E. Froude: A Description of a Method of Investigation of Screw Propeller Efficiency, T.I.N.A. (1883)
- 2) 谷口中: 船型開発ものがたり, 日刊工業新聞技術ジャーナル (昭和44.4~7)
- 3) 谷口中: 完成せる三菱船型試験水槽について, 造船協会論文集, 第96号 (昭和30)
- 4) K. Taniguchi and K. Watanabe: New Electric Self-Propulsion Dynamometers, Proc. on Symposium on the Towing Tank Facilities, Instrumentation and Measuring Techniques, Zagreb, (1960)
- 5) 渡辺恭二: 肥えた模型船に現われる不安定現象, 三菱重工技報 Vol. 4, No. 4 (1967-7)
- 6) F.H. Todd: The Fundamentals of Ship Model Testing, T. SNAME (1951)
- 7) 大型肥大船などの自航試験法, 日本造船技術センター情報 No. 6 (1973-8)
- 8) 田崎亮, 山崎禎昭, 横田孝次: IHI 水槽の推進試験法について, 石川島播磨重工技報 Vol. 14, No. 3 (1974-5)
- 9) 渡辺恭二: 肥大船の自航試験に現われる不安定現象について, 日本造船学会論文集, 第126号, (昭44-12)
- 10) K. Taniguchi: Model-Ship Correlation Method in the Mitsubishi Experimental Tank 造船協会論文集, 第113号, (昭38-6), または Mitsubishi Technical Bulletin MTB 01012 R, (1963-12)

英海軍GT艦アマゾン

英海軍の最新鋭ガスタービンフリゲート艦アマゾンは7ヶ月前就航したものであるが、ローイルロイスのオリンパスとタインの両ガスタービンを装備し、現在時速20ノットで大西洋を航海している。

同艦は、8隻のタイプ21オールガスタービンフリゲート艦の第1番艦である。主機は2軸式、各28,000軸馬力のオイパス1基、4,250軸馬力のタイン1基からなっている。

この主機構成は、タイプ21フリゲート艦8隻と、タイプ42駆逐艦6隻など、新しい英海軍の艦艇に採用されることとなっている。



1. ま え が き

最近の中小型貨物船は、大型肥大船と同様に、建造費の面から長さ幅比が小さくなる傾向が見られる。このような中小型貨物船の主要目等を決定する場合、水槽試験資料等が手許にないときには、既成船による手持ちの経験的資料等によって設計される場合が多いようである。このような手段によって設計される船型について、われわれのところで統計的に調査してみたところ、必ずしも抵抗進進性能上、経済性の高い船型とはいえないものも、かなりある。

近頃、世界的なオイル危機に直面している時、中小型貨物船の運航上の省エネルギー対策としても、船型の主要目等の決定に当っては十分な配慮が必要と思われる。

本文は、先頃(社)中型造船工業会が実施した「内航船の近代化に基づく中小型貨物船の推進性能向上のための試験研究」の試験結果を利用して、中小型貨物船の主要目等の決定について若干考察してみたものである。

2. 「中小型貨物船の馬力推定図表」について

(社)日本中型造船工業会では、運輸省の内航船の近代化長期諸施策に基づいて「近代的内航船の建造促進のための調査研究および普及」事業を昭和45年度より発足させ、特別委員会を設置して、500総トンから5000総トンまでの内航船および近海船を対象とした中小型貨物船の推進性能向上のための試験研究を実施した。

昭和47年度までの3ヶ年間に、合計20余隻の模型船による水槽試験¹⁾を行ない、48年度には、造船・造機設計者の便を考慮して、その研究成果をまとめ、中小型貨物船の馬力を推定するための図表²⁾を作成した。

この特別委員会では、

- (1) 船体主要目 (C_B , L/B , B/d) の推進性能におよぼす影響
- (2) プロペラ直径の影響
- (3) 軽貨状態におけるトリムの影響
- (4) 船首バルブの影響(理論計算によってバルブ付船型を設計)

等について試験研究が行なわれた。

本報は主に、上記(1)の研究項目に関連するものである。この研究項目(1)の系統的模型試験を主要目シリーズと称し、 C_B を 0.70, 0.74, 0.78 の3種、 L/B を

5.4, 5.8, 6.2 の3種、また B/d を 2.1 および 2.4 の2種に変化させた合計18隻の模型船からなり、(財)日本造船技術センター第2水槽において試験が実施された。

これら主要目 (C_B , L/B , B/d) の変化範囲は、当時の既成貨物船の資料と将来の傾向を予測して決められたもので、一般に用いられているテイラー図表、トッド図表の ∇/L^3 または L/B の変化範囲の外にある。最近の中小型貨物船の設計に当っては、上記の既存の図表では資料不足であり、これを補なうことも本試験研究の目的の一つであった。

本主要目シリーズの母型船型は、わが国で建造された中小型貨物船の中で、比較的優れた推進性能を示したいくつかの船型を選び、これらを Type Ship として、内外文献等を参考に推進性能上の最適値と実用上の一般配置等を考慮して決定されている。柱形係数、中央横断面係数および浮力中心の縦位置は、 L/B または B/d の値にかかわらず各方形係数ごとに、それぞれ一定の値をとっている。船首尾形状は普通型で、特に船首は直立型をとり、舵は流線形舵を採用している。

各模型船とも満載状態、75%満載排水量状態および45%満載排水量状態の3種について抵抗および自航試験が実施された。

この主要目シリーズ18隻とバルバス・バウ・シリーズ4隻その他の模型試験結果を解析整理して、下記のような6種類の図表群からなる中小型貨物船の馬力推定図表が作成された。

- (1) 普通型船首をもつ船型の没水表面積算定図表
- (2) 普通型船首をもつ船型の剰余抵抗係数算定図表
- (3) 普通型船首をもつ船型の自航要素算定図表
- (4) 標準状態と相違した場合の修正(プロペラ直径とトリムの影響)
- (5) バルブ船首としたときの修正
- (6) 形状影響係数推定図表

3. 中小型貨物船の主要目等の決定についての1考察

船主の希望する条件を十分に考慮し、船主と合意の上、調整された設計条件(載貨重量、計画速力等)を満足するように船の長さ(L)、満載排水量(∇_s)が概略決定されている初期設計の第1段階を想定することにする。いま、この船の幅(B)、喫水(d)、方形係数(C_B)の

* (財)日本造船技術センター船型部

主要目の変化が所要馬力または速力にどのような影響をおよぼすかを、前述の「中小型貨物船の馬力推定図表」を利用して調べて見よう。

総トン数約 3000 トン、載貨重量約 5000 トン程度の貨物船を 1 例にとり、 C_B を 0.70, 0.74, 0.78 の 3 種に変化し、それぞれの C_B について B/d を 2.4 および 2.1 の 2 種の合計 6 船型に変化させ、その比較を行なった。

上記 6 船型の船の幅 (B) および喫水 (d) は、次式によつて上記 2 種の B/d に対応する L/B の値を計算することによつて求められる。

$$(L/B)^2 = \frac{C_B}{(\nabla/L^3)(B/d)}$$

これら 6 船型の主要目等を表 1 に示した。なお、表中には搭載を予定された主機の要目および計画速力も示しておいた。

図表によつて求められた剰余抵抗係数 $r_R = \frac{R_R}{\rho \nabla^{2/3} v^2}$ の比較を図 1 に、実船に対する粗度修正量 ΔC_F を 0.0004 として有効馬力 (EHP) を計算した結果を図 2 に示した。

この場合、垂線間長さおよび排水量は 6 船型とも同じであるから排水量一長さ比 ∇/L^3 は一定である、しかし、各船型の L/B の値は表 1 に見るように異つている。

テイラー図表の表現型式にならつて図 1 を見ると、同一の ∇/L^3 と C_B の値もつ船型は、 $B/d=2.4$ のものは $B/d=2.1$ のものより r_R は大きく、 C_B の値が小さくなるほど、その差は大きくなることを示している。

また、 $F_n=0.20$ 以上では、 C_B の r_R におよぼす影響が顕著であり、 B/d によるものよりも大きいことがわかる。なお、摩擦抵抗に影響をおよぼす浸水表面積につ

表-1

LPP (m)	90.00					
LWL (m)	92.25					
B (m)	16.38	15.32	15.93	14.90	15.52	14.52
d (m)	6.825	7.300	6.635	7.095	6.465	6.915
C_B	0.70		0.74		0.78	
B/d	2.4	2.1	2.4	2.1	2.4	2.1
L/B	5.50	5.87	5.65	6.04	5.80	6.20
∇ (m ³)	7042					
ΔS (ton)	7218					
∇/LPP^3	9.66×10^{-3}					

- (1) 搭載予定主機 ディーゼル 1 基 (船尾位置)
定格 2,700 BHP × 230 RPM
- (2) プロペラ 4 翼 1 体型, AU 型断面
- (3) 計画速力 満載状態, 定格出力で 12.7 ノット

いては、6 船型間の差は僅少であつて (最大約 1% 程度の差)、有効馬力の大小に関係のあるのは、ほとんど剰余抵抗の量である。

つぎに、図表によつて求められた自航要素 $1-t$ 、 $1-W_{TS}$ 、 η_R を L/B ベースに比較したものを図 3-1 に、同じく船体係数 $\eta_H = \frac{1-t}{1-W_{TS}}$ 、プロペラ単独効率 η_0 、推進係数 $\eta = EHP/DHP$ の比較を図 3-2 に示した。なお、満載状態の自航要素 $1-t$ 、 $1-W_{TS}$ 、 η_R の値は、 $F_n=0.14 \sim 0.24$ までは、速度によつて変化しない。

$1-t$ は、 L/B の影響よりも C_B の影響が大きく、 C_B

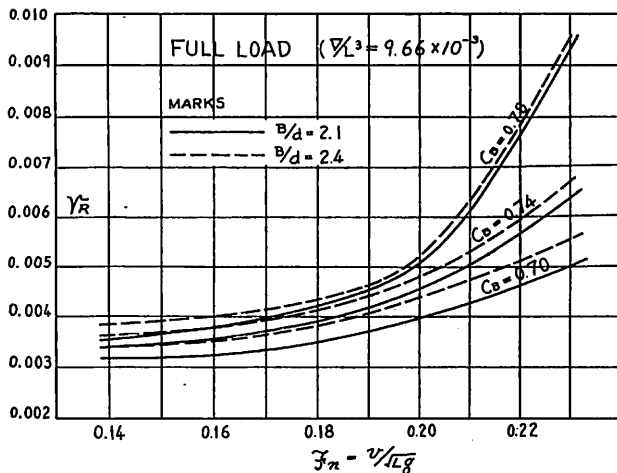


図-1 剰余抵抗係数の比較

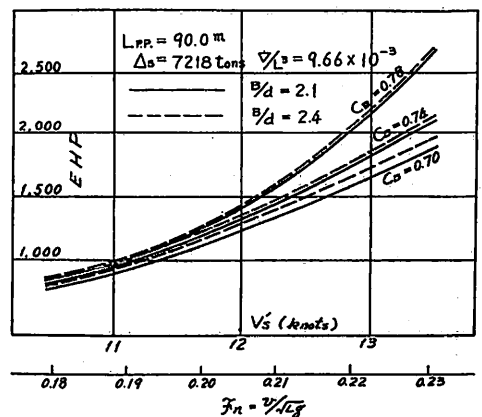


図-2 有効馬力の比較

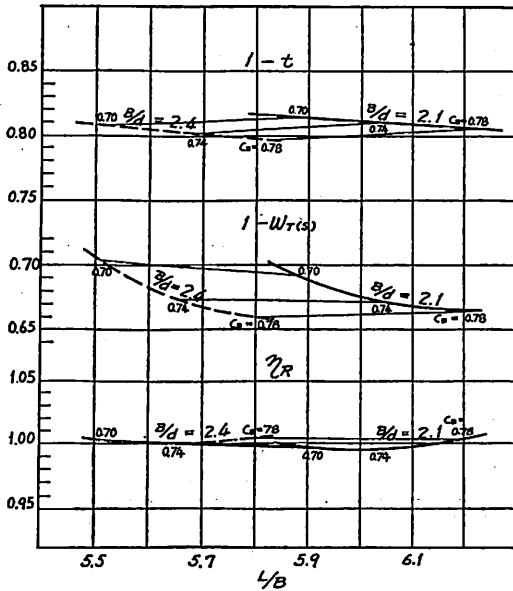


図-3-1 自航要素の比較

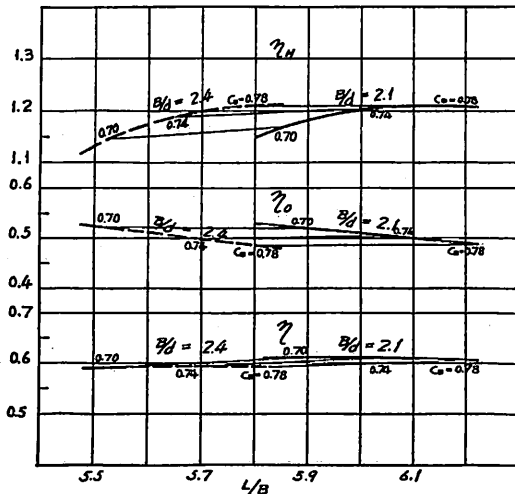


図-3-2 推進係数等の比較

が小さくなると $1-t$ は増大する傾向がある。ここで、 L/B よりも C_B の影響が大きいと判断した理由は、前節に述べた主要目シリーズの系統的模型試験によると C_B および B/d が一定のとき、 L/B の値が小さくなるとともに $1-t$ は減少することが示されているのに図 3-1 では逆に増大していることによる。また、同一の ∇/L^3 と C_B の値をもつ船型を比較すると $B/d=2.4$ のものは 2.1 のものよりも $1-t$ は若干低下している。

$1-W_{TS}$ は、図表によつて求められた模型船の $1-W_{TM}$ に、模型船・実船間の尺度影響を考慮して推定した実船

の $1-W_T$ であり、また図表に用いられた標準プロペラ直径と本船型群に装備されるプロペラの最適直径との相違に対する修正も考慮されている。

$1-W_{TS}$ は、 $1-t$ の場合と同様に L/B よりも C_B の変化による影響が大きく、かつ、その影響の量は大きくである。また、 $B/d=2.4$ の $1-W_{TS}$ は $B/d=2.1$ のものに比べて $C_B=0.70$ のときは若干高く、 $C_B=0.78$ の場合は若干低い。

プロペラ効率比 η_R は、主要目の変化によらずほぼ一定である。

船体係数 η_H は、上記の $1-t$ 、 $1-W_{TS}$ の比較からも明らかなように、 L/B よりも C_B の影響が大きく、 C_B が小さくなるほど低下しており、また同じ ∇/L^3 と C_B の値をもつ船型では、 $B/d=2.4$ のものは $B/d=2.1$ のものより C_B が小さくなる程低下している。

プロペラ単独効率 η_0 は、 C_B が小さくなる程改善され、また、同一の ∇/L^3 と C_B をもつ船型では、 $B/d=2.4$ のものが $B/d=2.1$ のものより僅かに効率が良い。

以上の結果として、推進係数 η は、 ∇/L^3 の値が同一の場合、 C_B の影響または L/B の影響は僅少で、 $B/d=2.1$ のものは $B/d=2.4$ のものより若干改善されている。

上記の有効馬力および自航要素等により算定した 6 船型の BHP を比較して図-4 に示した。定格出力 2,700 BHP における 6 船型の到達速力を L/B をベースに図

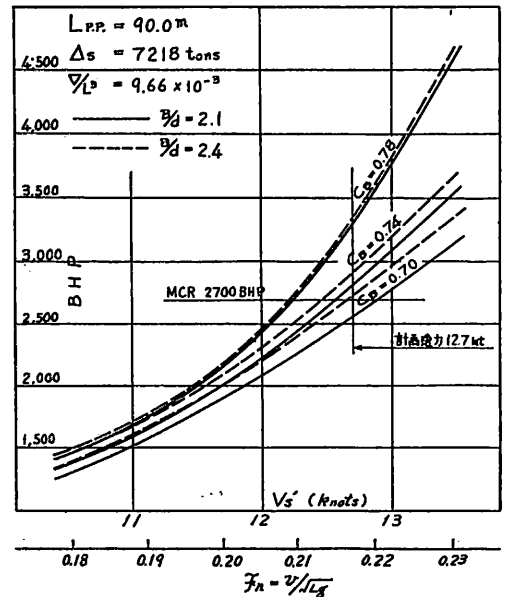


図-4 制動馬力の比較

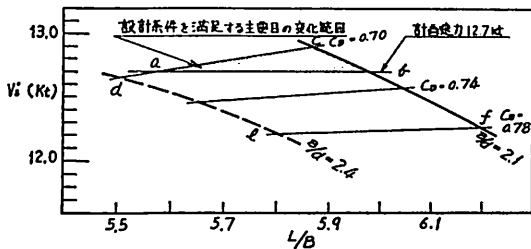


図-5 定格主力 2,700BHP で到達し得る船速

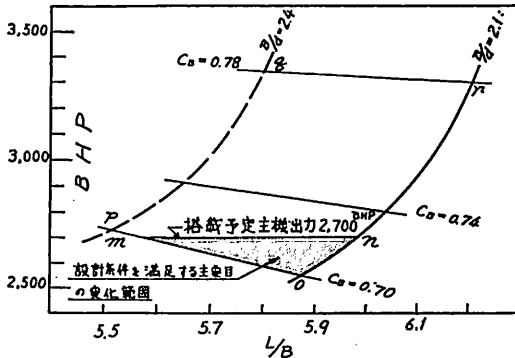


図-6 計画速度 12.7 kt を得るための所要馬力

5に比較して示した。図にみるように、垂線間長さと同軸排水量を同一とした場合、 $C_B=0.78$, $L/B=5.80$, $B/d=2.4$ の船型と $C_B=0.70$, $L/B=5.87$, $B/d=2.1$ の船型の船速差は約 0.7kt にもおよぶ。

つぎに、計画速度 12.7 kt を得るための6船型の所要馬力を同様に L/B をベースに比較して図-6に示した。これによると、前記2船型の所要馬力は、 $C_B=0.78$ の船型は、 $C_B=0.70$ のものより約800馬力(約30%)も大きい。

これによると、船の長さと同軸排水量を一定として、 C_B , L/B , B/d を決める場合、計画速度を得るための所要馬力を小さくするには、出来るだけ C_B を小とし、また B/d も小さくした方がよいことがわかる。

また、図-5および図-6を見ても明らかなように、計画速度を満足する C_B , L/B , B/d の組合せには、或る範囲がある。この例では、定格出力 2,700 BHP で船速 12.7 kt を得ることが設計条件となつているので、図-5に船速 12.7 kt の線 a-b を書き、 \overline{ab} 上の範囲に位置する C_B , B/d , L/B の組合せを選べば、計画速度が得られるはずであり、この範囲内で抵抗推進性能以外の設計前提条件を満たす最適の組合せを選ぶことになる。

また、図-5の $\triangle abc$ の領域は、計画速度を満足する主要目の変化範囲であり、速力のマージンを考えて決めるか、あるいは、その領域の大きさによつては、搭載主機の出力を1段階下げるかという判断が必要である。

図-5において、図形 cdef の外側に、計画速度を示す線 a-b があれば、搭載予定の主機出力が不足であるか、または過大であるかということであり、搭載予定主機または計画速度を変更するか、あるいは、利用した「中型貨物船の馬力推定図表」の主要目の範囲外の C_B , L/B , B/d を選ぶ必要がある。

同様に、図-6に、搭載を予定している主機の出力 2,700 BHP の線 m-n を記入すると、 \overline{mn} 上の範囲内の C_B , L/B , B/d の組合せの主要目をとれば、計画速度 12.7 kt を確保できることになり、これは図-5における \overline{ab} 上の主要目の組合せと同一である。また、図-6は、計画速度 12.5 kt を得るため、主要目の組合せの変化が所要馬力におよぼす様子を把握するのに有用である。

本例の場合、 $C_B=0.70$, $B/d=2.1$, $L/B=5.87$ の主要目をもつ船型が、推進性能以外の設計前提条件を満たすことが可能であれば、約 150 BHP (定格出力の約 6%)の馬力節減ができる。

4. あとがき

本文では、船の長さと同軸排水量を一定として、他の主要目を変化させた場合を検討したが、さらに、排水量を一定として長さを若干変えた場合の所要馬力の大小関係を調査することも必要である。この場合、 L/B または B/d のいずれかを一定として考えることになるが今回は都合により、これを省略した。このように、主要目の検討を行なつた後、最適なバルブ船型の採用、適当なフレーム・ライン形状、横截面積曲線の形状、浮心の縦位置等について考慮が払われるなら、さらに、所要馬力の節減が期待される。

参考文献

- 1) 日本中型造船工業会; 内航船の推進性能向上のための試験研究報告
(その1) 昭和46年3月
(その2) 昭和47年3月
(その3) 昭和48年3月
- 2) 日本中型造船工業会; 中小型貨物船の馬力推定図表
昭和48年10月

明石船型研究所の試験水槽と 自動化設備について

明石船型研究所

1. 緒 言

明石船型研究所は川崎重工業株式会社と日立造船株式会社（順不同）との共同出資により設立された船型試験及び研究のための会社である。当社は両者の首脳部による徹底的な検討に基づき、その緊密な協同体制を背景として昭和46年11月、株式会社 明石船型研究所として設立され、直ちに工事に着手し、昭和48年4月完工、設備の調整運転を経て、同年12月実稼動に入っている。現在は両社の船型試験研究機関としての責を果すべく鋭意努力している。

当社の設備の詳細については造船学会¹⁾、関西造船協会²⁾等に発表してあるので、ここでは主として自動化設備を中心として、その概要を紹介する。

2. 設備の概要

当社の保有する水槽設備は造波装置つき200m長水槽と、それに付帯する設備である。当水槽の計画においては、必要な試験精度を維持するために万全を期したのは当然であるが、一方精度をよい試験を能率的に実施するために試験の自動化に特に意を用いた。これらの自動化システムの代表的なものは試験計測解析の自動化のためのSATTシステム、及び模型切削のためのCOSMOSシステムである。

当社の外観写真を第1図に示す。当社はその名前に示す通り明石（川崎重工業 明石工場の西南端の敷地）に



第1図 明石船型研究所外観

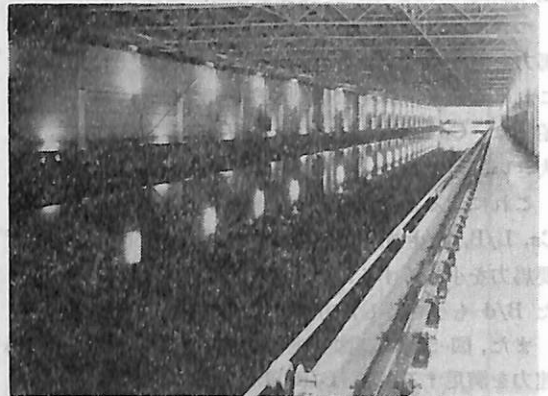
あり、国鉄西明石駅より南へ徒歩約10分である。

第2図は全体配置図である。敷地が細長いので、本図に見る如く、全体が直線配置になっている。すなわち研究棟、工場棟、中間棟、水槽棟の順に西から東に配置されている。

3. 水 槽

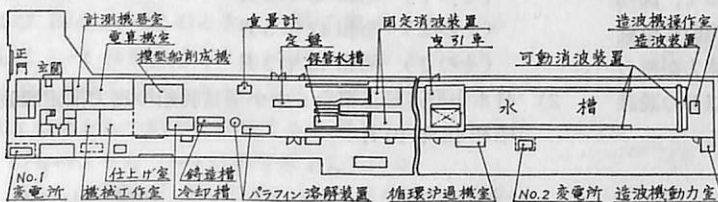
第3図に水槽の写真を示す。この写真では見えないが、水槽東端には造波装置（12分割、プランジャー型）がある。又水槽の温度分布を均一化させるのと、水質を維持するために循環濾化装置を持つている。

試験水槽の計画及び建設においては、曳引車走航の基

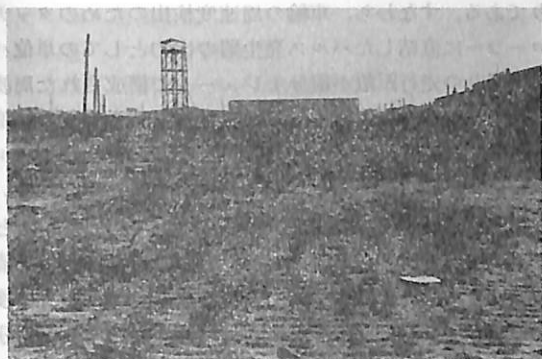


第3図 水槽全景

盤となる水槽が強固に精度よく建造されていることが、第一の条件であるので、地質の調査から始め、その設計、建設、更には水漏れ検査等、あらゆる方面に万全の注意をはらった。建設工事の写真を第4図以下に示すが、この写真に見るごとく、当所の地質は上部は粘土層であ



第2図 全体配置図



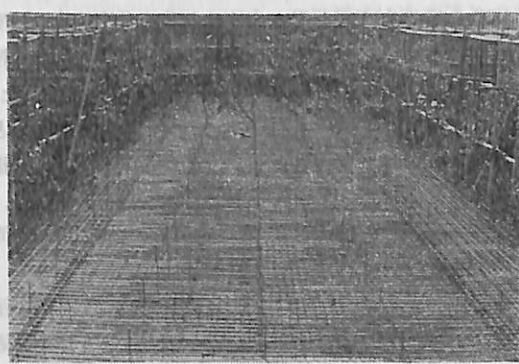
第4図 水槽建設工事(1)



第7図 水槽建設工事(4)

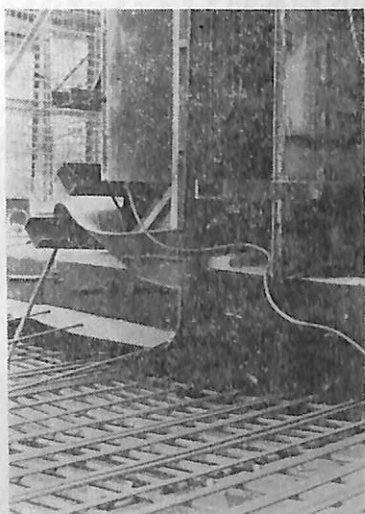


第5図 水槽建設工事(2)



第8図 水槽建設工事(5)

るが、下部は強固な砂れき層であるので、水槽は基礎杭なしに、直接砂れき層の上に乗っている。水槽の壁面のコンクリートも写真に見るごとき特に強固な型枠を作り、壁面の精度の向上をはかっている。また漏水検査のためには水槽の外側に水を張り、徹底的に検査した。幸



第6図 水槽建設工事(3)



第9図 水槽建設工事(6)

にして完成後の状態は水槽の変形、漏水、何れの点においても満足出来る状態である。

4. 曳引車

曳引車の外観写真を第10図に示す。また曳引車の要目は以下の通りである。

寸法 13.3 m(長)×15.0 m(幅)×3.5 m(高)

重量 42トン

駆動電動機 35 KW×4

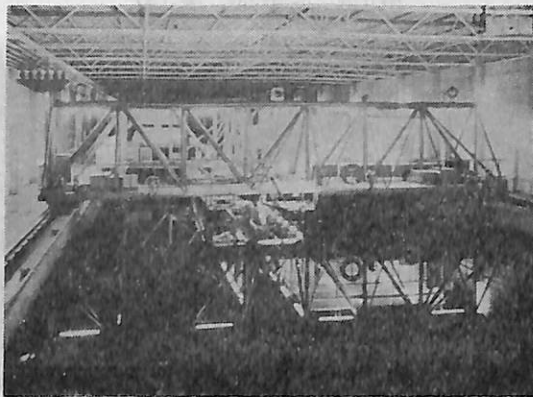
速度 0.2~5.0 m/s

- 加速度 0.02~0.04 G
- 速度整定度 1 mm/s 以下
- 速度安定度 1 mm/s r.m.s. 以下
- 残留加速度 $\pm 1 \times 10^{-5}$ 以下

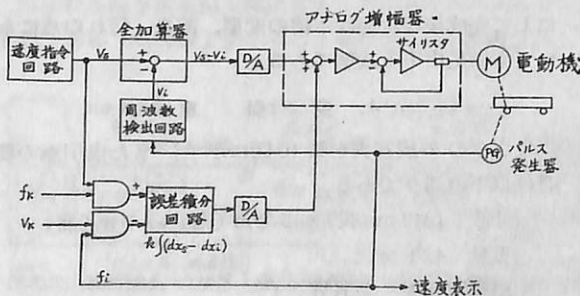
この曳引車の構造上の特色は写真に見る如く、向つて右側に大きな計測室を設けた事と、動力計設置用のレール桁の片側を移動可能とした事、実験観測のための移動観測台を設けてあることなどである。構造はトラス構造であるが、全体の剛性を下げずに、このような大きな計測室空間を設けるために、部材配置には意を用いた。計測室内には次節に説明する自動水槽試験装置 (SATT) がある。

試験水槽における曳引車の速度制御は水槽試験の精度を左右するので、特に慎重な検討が必要である。当水槽の曳引車の速度制御は安川電機の D.F.M. を採用した。これは Digital Differential Analyzer の思想を中心としてデジタルなファンクション モジュールによつて構成されたものであり、アナログ計算器の場合と同様に、積分動作を中心に構成され、連続制御が可能であり、同時にデジタルの特長である精密さが活かされている。

本装置による曳引車の速度制御原理図を第 11 図に示した。本図により速度制御の概要を説明すると以下の通



第 10 図 曳 引 車



第 11 図 全デジタル方式 PI 速度制御原理図

りである。すなわち、車輪の周速度検出のためのタッチローラーに直結したパルス発生器の出力としての単位パルス当りの走行距離が積分モジュールで構成された周波数検出回路で走行速度として検出され、指令値との偏差が D/A 変換されて比例制御信号となる。これは 1 パルス毎に行われるので、サンプリング期間が重り合わない検出方法と異り殆んど連続的に瞬時値を検出しているといえる。一方同じパルス発生器の出力は速度指令値を積分モジュールによりパルス化された単位パルス当りの移動距離に変換したものと比較され、その偏差を誤差積分回路で積算されたものが D/A 変換されて積分制御信号となつている。

5. 自動水槽試験装置 (SATT)

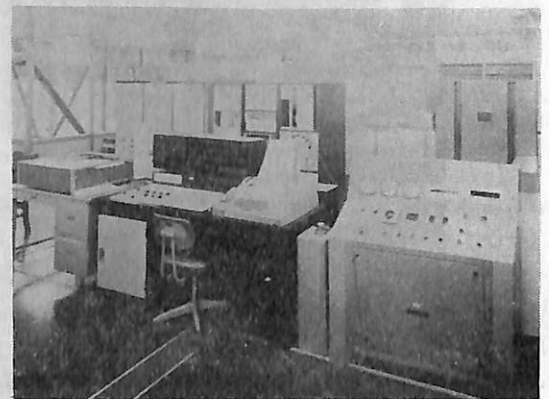
本システムは曳引車の計測室内に搭載されており、その外観を第 12 図に示す。本システムは試験から解析計算までの全過程の自動化による能率向上と精度向上を第一の目的としているが、同時に試験者の違いによる精度のむらや解析計算における入力データミス、計算ミスを防止し得る。

当水槽では静水中の抵抗、自航 (1 軸及び 2 軸) 試験、プロペラ単独験、伴流計測の 4 試験の頻度が最も多いと考えられるので、この 4 試験をルーチン試験として設定し、このルーチン試験を主な対象としたシステムとなつている。本システムの持つている基本機能は以上の目的に見合うものとして次の通りである。

イ 自動シーケンス制御

試験のシーケンスは各試験によつて相違があるが、模型船を一航走させる間には幾つかの連繋動作を順序正しく、確実に実行させることが必要である。例えば抵抗試験の場合でいえば、

- ① 曳引車スタート
- ② 表示開始



第 12 図 SATT

- ③ 速度整定
- ④ クランプ開放
- ⑤ 計測及びデータ収録開始
- ⑥ 同終了
- ⑦ クランプ閉鎖
- ⑧ 曳引車ストップ
- ⑨ 曳引車バックスタート
- ⑩ 曳引車原点復帰
- ⑪ データ処理
- ⑫ 解析計算
- ⑬ 結果の記録
- ⑭ 次航準備

ということになる。本システムでは電算機と運転制御装置及びクランプならびに計測装置の間をオンラインで結合し、シーケンス信号の授受を行ない、これ等の一連の連繫動作を予め組まれたプログラム通りに自動的に制御出来るようになってい

ロ 自動計測及びデータ収録

解析値の精度を上げるためには、計測の誤差の少いことと同時に平均演算の精度を上げるためにデータの数が多きほどよい。本システムでは、計測量はオンラインで10ミリ秒から1秒の間の任意のサンプリング周期で読み取られ、電算機に送り込まれる。電算機のコアの容量が少いので、二つのバッファが用意されており、片方に収録している間に他方に貯えたデータを磁気テープに転送するという動作を交互に繰り返して多量のデータの収録を可能にした。さらにデータ収録停止後、解析計算に先立つて、磁気テープに入っているサンプリング順序のままのデータを各計測量別の時系列に編集することをディスクのデータエリア上に移して行なっている。

ハ 自動解析

収録された多量のデータから平均値を計算し、無次元値になおし、さらに有効馬力や自航要素等の推定計算まで曳引車上で処理し、それ等の結果をタイプアウトしたり、プロッターで図面化する。このためにタイプライターやプロッター、紙テープリーダー等の入出力装置を持っているだけでなく、必要なプログラムを常時ディスク内に貯えておき、所要のものを引出して使うことが出来るようになりソフトウェアのシステムを持っている。

ニ データファイルの作成

試験の生データ、統計解析量、無次元値、諸性能係数等の諸データが最終的に一列のデータファイルとして磁気テープにまとめられる。このテープが従来の試験結果の書類のファイルにかわつて試験結果の原簿となり、陸上の電算機で処理され、各種再解析のための入力

データとしてそのまま利用される。

ホ 自航点自動修正

自航試験における自航点修正には、従来曳引車と模型船の相対速度を検出して、プロペラの回転数を補正する方法が採られているが、本システムでは抵抗動力計を検出装置として利用する力平衡方式を採用し、所定の摩擦修正量と抵抗動力計出力値との差をプロペラ回転数にフィードバックして自動的に自航点を修正することが出来るようになってい

これらの機能を果すためにはハードウェアとソフトウェアが渾然一体となつたシステムを構成する必要がある。本システムのハードウェアの構成は次の通りである。

イ 自動水槽試験装置

本システムの中心をなし、SATT 処理装置、SATT 入出力装置、SATT 操作盤、プロッターにより構成される。

ロ 曳引車運転制御装置

速度制御装置本体に付属して、自動運転のためにSATT との間に信号を授受するシーケンス制御部を持つている。

ハ クランプ装置

模型船のクランプの開閉を行う。

ニ 計測装置

各種計測量をピックアップし、所定のレベルの出力をSATT 入出力装置に送つて計測サンプリングさせる。

以上のハードウェアシステムを動かすソフトウェアは次の通りである。すなわちプログラムを全部ディスクにバックしておいて必要に応じてコアにロードして実行するためのDOS (Disc Operating System) があり、プログラムの管理はDOSに一任する。しかしDOSだけでは全試験のルーチンを管理しきれないので、さらに試験関係のプログラムを配置し、さらにその下に各ルーチンの中を制御するサブルーチンがついている。オフラインの場合はオンラインの場合と異なり、単一のプログラムのコンパイル(またはアSEMBル)と実行が主な仕事となるので、DOSとユーザプログラムとの間をDUP (Disc Utility Program) が仲介する。

システムは各試験ルーチンに応じて各々1カセットが用意されているので、システムの更改はディスクカセットの差換えだけで出来るようになってい

6. 動力計

動力計は試験計測の精度に重要な影響を与えるものであることはいうまでもないが、水槽試験の自動化を考え

る場合、動力計の設計思想も従来と変った立場が必要である。自航試験の自動化については IHI 水槽、造船技術センター等において実用化されているが、当水槽での試験システムでは抵抗動力計を検力装置として用いた力平衡方式による自動化を行なっている。力平衡方式というのは、模型船を曳引車で一定速度で曳航しながら、プロペラを回転させると、その時の曳航力は船体抵抗とプロペラ推力との差に等しくなる筈であるから、その値が丁度所定の摩擦修正量に等しくなるようにプロペラ回転数を調整する方法である。この方式の長所は曳引車と模型船との間に相対速度がないことである。従つて検力装置も零平衡型、もしくは非常に剛な微小変位検出型とする必要がある。しかも最も大切な速応答性を確保するためには、模型船の慢性影響を含めても検力装置の応答時間が短く、しかも安定性のよいことが必要である。しかし反対にこのような検力装置は曳引車の振動や模型船の微細な運動の影響を受け易く、出力の変動が大きくなるために所定の摩擦修正量と一致させることが難しくなる。従来の相対速度方式では曳引車と模型船が切り離されているために、模型船の慣性を利して、少々の外乱では変動が生じないようになっているかわりに、応答性を犠牲にしているわけである。

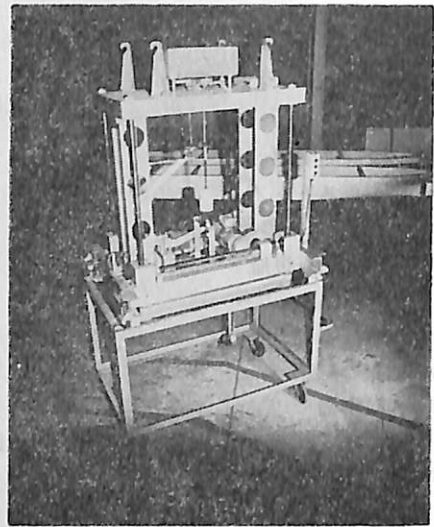
この欠点を十分考慮して検出装置としての抵抗動力計は、フォースコイルを応用した零平衡型となつている。この動力計の原理は天秤の傾斜を差動トランスで検出し、その出力をフィードバック信号として増幅し、これによりフォースコイルに流す電流を制御し、天秤をつねに水平位置に保持するときフォースコイルに流れている電流をはかれば、これは作用した力に比例している。

自航動力計、プロペラ動力計も何れも同様の形式である。第 13, 14 図は抵抗動力計、プロペラ動力計の写真である。

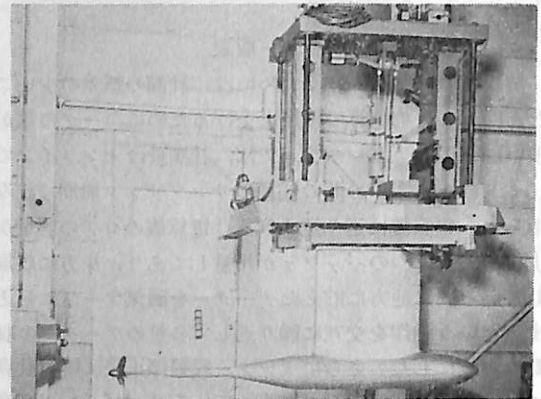
7. 模型船自動削成システム (COSMOS)

水槽試験において精度のよい模型船を迅速に作製することは計測解析の自動化と並んで、試験業務の合理化をはかる上で、重要なポイントである。

本システムは線図処理から模型船切削までを一貫して小型プロセスコンピューターを用いて処理し得るシステムである。従来一般に採用されているパラフィン模型船の製作工程において最も工数を要し、かつ熟練を要する工程は ① 現寸線図の作成、② 倣い切削、③ 仕上げの各工程と考えられる。従つて工程短縮、省力化の目的からは、この各工程を自動化することが最大の効果を上げることとなる。しかしこのうち ③ 仕上げ工程は船体表



第 13 図 抵抗動力計



第 14 図 プロペラ動力計

面のように非常に複雑な曲面では非常に高価なシステムとなるか、または切削に要する時間が多大となるので、実際上は問題点が多い。そこで当社のシステムでは倣い切削までの自動化をはかることとした。

切削機の自動化を考えるに当つて、切削機に専用の NC 装置を付して、独立したシステムとし、これに紙テープまたは磁気テープで制御情報を与えるオフラインシステムも考えられるが、このようにすると制御情報をチェックするための自動作画機を別の独立したシステムとして持つ必要があり、結局 NC 装置の一部が二重投資となり、コスト的に割高になるので、当社のシステムではコンピューターによる直接制御方式を採用した。

コンピューターによる直接制御の思想は、NC マシンを動かすために必要な機能のうち、機械本体または工具を移動させる「サーボ回路」と、そこに指令を与える「指令部」に分けた時に、サーボ回路部はいわゆるパワ

一の供給部分であるから、各装置に独立に必要であるが、指令部は論理動作であるから、計算機のソフトウェアで処理可能であり、これを計算機に吸収してしまうことによつて融通性の高いシステムとすることがねらいである。

模型船切削の自動化においては、切削機本体の自動化は当然必要として、その制御に必要な指令情報のチェックのために自動作画機も、また欠かせない要素の一つであるから、これら二台の機器を一台の計算機で直接制御させる事で、上記の利点を活かすことが出来る。さらに切削機を制御するための指令情報（NC 情報）をこの制御計算機で、制御の空時間を利用して作成することにより、線図処理から模型船切削までの工程を一貫して管理するシステムとすることが出来る。このためには使用する計算機は単に制御のみに使用する計算機に比べ高性能のものが要求されるが、水槽試験結果の解析計算等のためにも、一般技術計算が可能な電算機が必要となるので、これらの計算も含めて実行することとして、全体の利用効率を高めることとした。以上の計画のもとに構成されたシステムの最近の計算機稼働状況を参考に掲げると次の通りである。

オフライン業務

線図および切削指令テープ作成	21.6%
オフセットデータのファイリング と排水量計算	1.7
SATT 用指令テープ作成	1.0
水槽試験結果のファイリング	2.4
試験成績書の作成	5.2
抵抗自航および P.O.T. の解析計算	3.1
水槽試験結果の作画指令テープ作成	0.4
その他ルーチン業務	0.6
調整計算	2.8
一般技術計算	18.6

オンライン業務

自動作画	22.5
模型船切削	20.1
計	100.0%

以上の方針の下に構成された本システムは ① 電算機システム、② 模型船切削システム、③ 自動作画システムの三つのサブシステムより構成されている。すなわち電算機システム

このシステムのシステム制御部として、システムの中核をなすもので、HIDIC-500 プロセスコンピュータ

を使用する。模型船切削機をはじめ、各機器はこの HIDIC-500 によりオンライン リアルタイムで直接制御される。

また制御用 NC データもこの HIDIC-500 で作成するために、32 KW のコアメモリー、磁気ドラム (512 KW) を持つ外、カードリーダー、ラインプリンター、磁気テープ等の周辺機器を持つている。

ロ 模型船切削システム

HIDIC-500 で直接制御される 模型船 切削用の専用 NC 工作機械であり、DNC 装置と機械本体及び操作盤よりなる。ここで DNC 装置とは計算機と機械本体との間にあつて制御データの授受を行なうバッファレジスター類からなるいわゆるインターフェース部と、円弧及び直線移動指令値をパルス列に分解する補間回路部及び機械を駆動するための DC サーボ回路部などを総称したものである。制御方式は移動指令値を DDA (デジタル微分解器) によりパルス列に分配し、この出力パルスをデジタル位相変調を行つて、この信号と基本波との位相を検出して、位相差分に比例した電圧を出力する方式を取つている。サーボは DC サーボにより、位置のフィードバックはレゾルバーによつている。

機械本体は定盤をコンクリート基礎の上に固定し、被切削模型船をこの定盤上固定して、切削主軸が移動する方式である。

ハ 自動作画システム

電算機で直接制御される 大型の自動作画機であり、DNC 装置と作画機本体及び操作盤から構成されている。

本装置の主な使用目的は

- 模型船切削用 NC 情報のチェック作画
- 仕上げ用ゲージ図の作画
- 線図作画
- 試験データ、計算結果等の図表化
- 図面上の座標値の読取り
- 倣い切削時の入力装置

である。

これらのシステムを制御するソフトウェアはオンライン処理系とオフライン処理系とに大別される。オンライン処理系、オフライン処理系共に HIDIC-500 ではオペレーティングシステムとして TSES (Time Sharing Executive System) の管理下にあるが、オンライン系のプログラムは各機器からの起動要求によつて、その優先順位に従つて自動的に処理を実行する。一方オフライン系のプログラムはオペレーターがオペレーティングシステムに対して起動要求を出すことによつて起動され、オ

ンライン系の空時間を利用して実行される。またこの TSES には JIS-7000 レベルの FORTRAN に相当する PCL と呼ばれるコンパイラーが組込まれているので、一般技術計算はこの PCL によつて作成すれば、オフライン系のプログラムとして実行が可能である。

オンライン系のプログラム群には、切削機コントロールプログラム群と自動作画機コントロールプログラム群とがある。オフライン系の NC プロセッサにより作成された NC 情報は切削機側の操作盤からの要求により、磁気テープから電算機に取込まれ、各種の加工演算が行われた後、パルス指示用データに交換される。このデータは補助機能指令と共に DNC 装置に送られ、パルス分配がハード的に行われ、切削機を作動させる。この一連の動作をシーケンシャルに制御するのが切削機コントロールプログラム群である。後者の自動作画機コントロールプログラム群は通常の NC 情報に基いて、作画機をコントロールする外、座標読み取り、及び微い切削時のデータの加工等を行うハードに直結したプログラム群である。

オフライン系のプログラムはファイル処理プログラムと NC 情報作成プログラムである。船体要目、オフセットデータ等は切削情報の自動作成のために必要であるばかりでなく、テストコンディション、解析計算等にも必要なデータである。ファイル処理プログラムはこれらのデータを磁気テープにフォーマットを整えてファイルしておき、各プログラムで必要なデータはこのファイルにアクセスすることによつて得られるようにコントロールするプログラムである。また NC 情報作成プログラムは一種の NC プロセッサであり、与えられた船型の要目及びオフセットをファイルより読み出し、これをインプットとして切削機が作動するのに必要な NC 情報を磁気テープにアウトプットするためのプログラムである。NC 情報作成はオフセットで与えられた点間を 3 次式のスプラインカーブで近似し、さらにこ

れを円弧補間または直線補間でパルス分配が行はれる所まで分割して、点列を補間追加し、さらにこのデータに切削機を動かすために必要な各種の準備機能命令、補間機能命令を追加して、ISO 標準フォーマットで磁気テープにアウトプットするものである。

8. 結 び

明石船型研究所の水槽と自動化装置についての概要を紹介したが、何れも所期の目的を果している。水槽設備は船型研究のための手段であり、最終的には船型に関する優れたノウハウを生産することが目的である。従つて設備を如何に有効に使いこなすかは研究者の責任である。

終りに本水槽の建設に当つて御協力、御援助を得た日立造船(株)、川崎重工業(株)の関係者、大学、水槽委員会、船舶技術研究所、造船技術センター、三菱重工業(株)、石川島播磨重工業(株)の水槽関係者に厚く御礼申上げると共に、本稿に関係ある工事を実際に担当された、大林組、日産建設、東洋電機、九機、安川電機、大和製衡、日立製作所、川崎重工の担当者の方々に謝意を表する次第である。

参 考 文 献

1. 渡辺四郎, 須藤彰一, 池畑光尚, 国米昭久, 田中陽, 津田達雄, 小丸捧, 谷本隆明, 明石船型研究所の試験水槽の特色について, 昭和 49 年 11 月日本造船学会講演会にて発表
2. 池畑光尚, 永松宜雄, 早崎和幸, 国米昭久, 渡辺四郎, 明石船型研究所における自動水槽試験システム(SATT)について, 関西造船協会(S. 49. 11)に発表予定
3. 田中陽, 大久保勝裕, 渡辺四郎, 明石船型研究所における模型船自動切削システム(COSMOS)について, 関西造船協会(S. 49. 11)に発表予定
4. 小川陽弘 “外力を受ける船の操縦運動の計算(その 2) 新しい数式モデルによる運動微係数の解析” 日本造船学会論文集, 第 134 号(1973)
5. 野中晃二他 “自航模型船による微係数測定” 船舶技術研究所, 第 20 回研究発表会講演概要(1972)
6. 小山健夫他 “操縦性解析への最小 2 乗法の応用” 日本造船学会論文集, 第 134 号(1973)
7. 小川陽弘・原口富博 “風圧力係数の推定法について” 船舶技術研究所, 第 24 回研究発表会講演概要(1974)
8. 藤野正隆 “操縦性入門” 日本造船学会誌, 第 532 号(1973)
9. 岩井聡・前畑幸弥 “操船シミュレータとその要求性能” 日本航海学会誌, 航海, 第 41 号(1973)

(60 頁よりつづく)

M.A.N.-Sulzer 65/65 型 機関の開発について

Mr. R. Häfner (M.A.N.)

Mr. H. Perrin (Sulzer)

三村 道夫 訳 (M.A.N. (Japan) Ltd)

約1年前 M.A.N.-Sulzer の新しい共通開発4サイクル中速機関に関するデータを公表した。両社による開発は順調で、更に詳細を公表出来る水準に達した。

A. 一般

新しい4サイクル機関65/65型は M.A.N. および Sulzer 2社の共同開発によるものである。1971年9月 Sulzer 社(スイス、ウィンターツール市)と M.A.N. 社(西独、アウグスブルク市)はディーゼル機関分野における業務協定を結んだ。

協定の結果として4サイクル機関のプログラムを統一し、再編成することになった。Sulzer のライセンサーは M.A.N. の4サイクル機関の生産が出来るし、また逆もそうである。相互に補完するプログラムから私どもは1,000 PS から19,000 PS の範囲のモダンな機関を供給出来る。

さらに4サイクル機関のシリンダ出力を高めるという市場の要求に対し、両社は新しい大口径の中速機関の開発を決定した。

開発の第一階は1,600 PS/cyl, 375 rpm に置かれた。開発目標は堅固な; 信頼性ある、そして経済性のある機関で、保守が容易であることはもちろん必要である。両社の多くの経験と高い開発能力がこの目標に集中された。

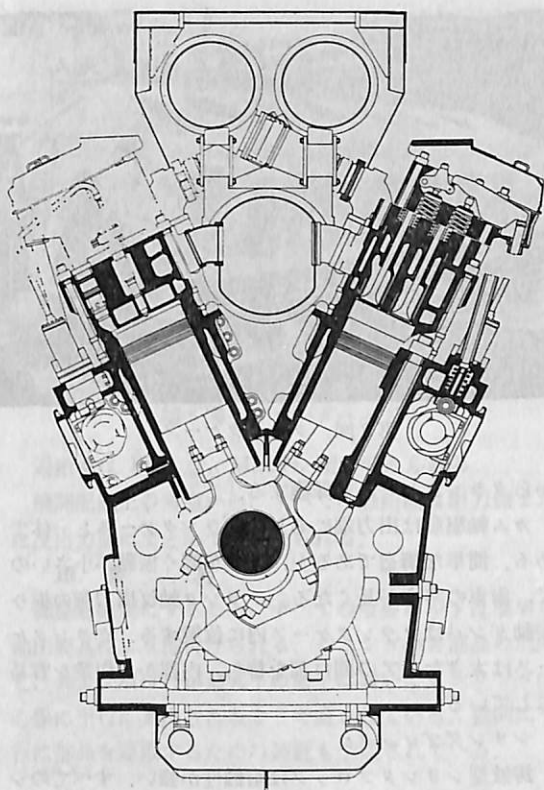
比較的小型で高出力を持つので、この機関は大出力を要する高速船主機として、蒸気タービン、ガスタービンに置き換えることが出来る。コンパクトな設計にまた定置用機関にも適している。

技術データは次の通りである。

口径	650 mm
行程	650 mm
行程容積	216 l/cyl
出力	1,600 PS/cyl (1,180 KW/cyl)
回転数	375 rpm
ピストン速度	8.12 m/s
平均有効圧力	17.8 kg/cm ² (17.5 bar)

B. 設計構造

4シリンダのV型試験機関は1974年第4四半期に



第1図 断面図

M.A.N. アウグスブルクの手によりハンブルグ工場で起動される。12シリンダV型プロトタイプ機関は1975年の第1四半期に、Sulzer ウィンターツールで起動される。開発においては機能的で保守が容易、しかも堅固な構造が目標におかれた。粗悪油の使用はもちろん可能であり、可逆転としても非可逆転としても製造される原動機である。

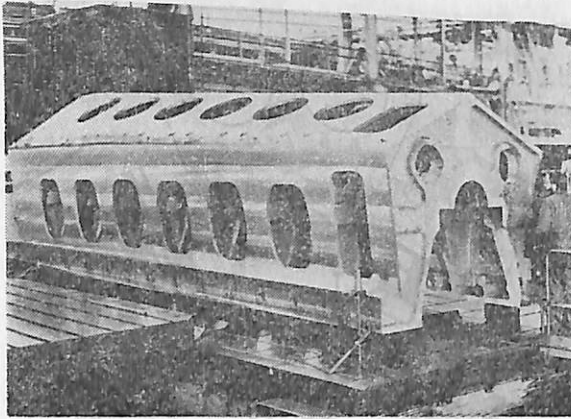
1. クランク・ケースとシリンダブロック

機関架構は組立型クランクケースと鋳物シリンダブロックより成る。鋳物部品に対する要求は重量、大きさをおさえることがあり、これにより鋳造工程が簡易化される。クランクケースは一体に組立てられなくてはならない。これら二つの要求は構造に大きな影響を与える。

クランクケース:

吊下げ型クランク軸の主軸受はクランクケースに溶接された鋳鋼製横断梁(はり)に取付けられる。これにより爆発力の流れ(伝達)が好都合になる。適当な要具を用いることにより軸受の取外し、取付けは容易である。

軸受冠の横方向締付けに M.A.N. および Sulzer で長年にわたつて行われているが、当り面のフレッチングを防止する。取付座付近の横断梁(はり)は船体変形



第2図 クランクケース

からクランクケースを保護する。

カム軸駆動は出力端にあり、クランクケースと一体である。簡単な構造である上、剛性が高く振動が小さいので、歯車の寿命が長くなる。クランク軸反出力側の振り振動ダンパはクランクケース内に位置する。クランクケースは大きなドアの開閉口を持ち、内部から作業を容易にしている。

シリンダブロック：

鋳鉄型シリンダブロックは耐蝕性が強い。すべてのシリンダ数に対しシリンダブロックは3分割となっており、機関の前部と後部におかれるブロックは各2シリンダ用である。シリンダ中心線に平行にタイロッドがあり、鋳鉄に張力が働かないようになっている。

2. シリンダ・ライナ

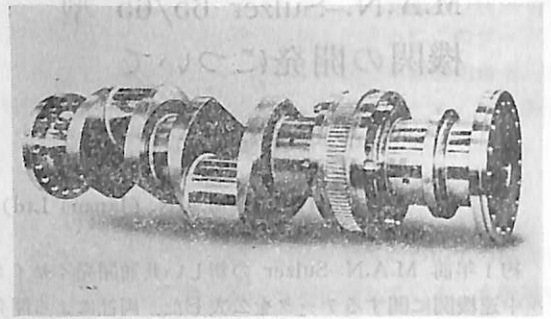
シリンダ・ライナにはボアクーリング（鋳込んだ水路によりライナ内部へ冷却水を導く）を採用した。この構造は現在種々の機関に採用されているが、最初に使用したのは Sulzer である。

円周状に入つた管路により冷却水は燃焼室周りの熱負荷の高い部分へ導かれる。シリンダ壁内の温度勾配は小さくなり、熱応力は低下、ピストンリングの潤滑はよくなる。

3. クランク軸

連続組織の一体型鍛造クランク軸には内部慣性力による架構にかかる力を減少させるためバランスウェイトが取付けられる。さらにこれに主軸受における潤滑を改善する。ゆとりある軸寸法はホワイトメタルの厚い3層軸受の採用を可能にし、異物に対する抵抗を大きくしている。

クランク軸は機関出力端のカム軸駆動部で切れており、その端面に一体型のカム軸駆動歯車が付き、さらに出力短軸へと連なる。すなわち、カム軸駆動歯車はクランク軸と出力短軸にはさまれる。

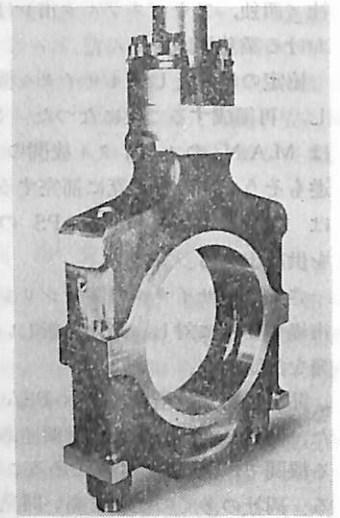


第3図 クランク軸

クランク軸の反出力端には、さやバネを使用した振り振動ダンパが取付けられている。このダンパは M.A.N. により永年にわたり成功裡に使用されている。

4. 連接棒

連接棒は並列型（サイドバイサイド）である。大端部と連接棒は一体ではなく、互に8本のボルトで接続されている。この構造は部品の部分組立を容易にし、ピストン抜き高さを小さくする。取外し、取付けのためには手のとどきやすい構造である。大端部軸受（クランクピン軸受）には、ピストン抜きの際、手をふれなくてもよい。



第4図 連接棒大端部

5. ピストン

試験機関 4V 65/65 および 12V 65/65 では通常型ピストンと回転型ピストンの両者が試験される。両者ともピストン冠は薄肉の鋼である。通常型はアルミのスカートを持つ。スカートの長さは十分に採っており、ピストンの案内が良好である。二つの形式のピストンの試験場および実機における負荷限界は調べられなくてはならない。

6. シリンダヘッド

シリンダヘッドはクラシックな二重底構造である。この構造によつて燃焼室に面する壁の壁厚を薄くすることが出来る。この壁の温度は低くなり、急速な加熱、冷却による熱ショックに基づく亀裂の危険が減少する。燃焼室

から加わる機械力は剛性の高い中間壁によつて支えられる（機械応力熱応力分離方式!!）。

各2個の給排気弁は弁籠におさめられている。その他の弁の保守作業は容易である。弁籠は剛性の高い中間壁により支えられ、シリンダヘッドボルトの締付け、あるいは熱、圧力により弁座の変形は防止される。弁座を十分に冷却することにより、周方向に一樣に分布した低い温度が得られ、弁の長い寿命が期待される。

7. カム

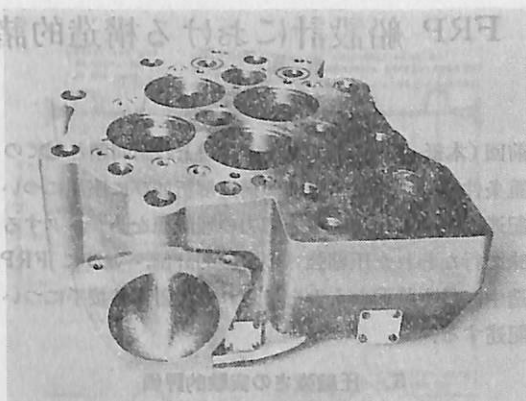
カムは2ツ割りで交換が容易である。

8. 噴射系

燃料噴射ポンプは制御切欠きを有するプランジヤ型である。噴射系におけるキャビテーションを防止し、噴口の再開を防ぐため保圧弁を有する。シリンダヘッドの噴射弁の取外しは容易である。圧力管の接続部はシリンダヘッドの少し上にあり、手とどきやすい構造になっている。

9. 排気ガスタービン過給系

静圧過給が用いられる。管系の簡潔さ、管要素の標準化が可能なこと、同じ過給系を異なるシリンダ数の機関に適用出来ることが特長であり、多くの実験と、より小さい口径の機関における試験からこれが可能になった。



第5図 シリンダヘッド

過給機は BBC 型、M.A.N. 型が考えられる。

機関配置上の考慮から、すべての過給機は出力側または反出力側にまとめて取付けられる。

10. 要 具

稼働を確実にするため、すべての重要ボルトは簡単な油圧要具により締付けられる。シリンダの各部品の取外し、および取付けが荒天下の海上においてもシリンダ中心線に平行に案内されるよう考慮されている。機関に平行に部品を運搬するための装置も予定されている。



日本図書館協会選定図書

1 隻 1 冊 必 備 の 書



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

A5判 850頁 布クロス装函入 定価 6,500円 予 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。
- 口絵・付録：天測暦、基本雲形、海図図式、世界主要航路地図（色刷）、航海技術年表、文字旗、世界煙突マーク（アート紙色刷）他
- 地文航法、天文航法、電波航法の理論はもちろん、船のぎ装、整備、操船、載貨を具体的に取上げる等運転上のあらゆる場合に対処し得る項目が採録されている。
- 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。

東京都中央区銀座5-11-13
ニユー東京ビル

株式会社 天 然 社 振替 東京 79562 番

前回(本紙 48 年 7 月号)では構造上の諸問題としての荷重条件の評価, 材料特性, 構造解析並びに座屈について記述したが, 今回は座屈応力の理論値をチェックする意味で行なわれた圧縮強さの実験的評価, 並びに FRP 構造中, 最も脆弱なものと目される接着構造接手について記述する。

5. 圧縮強さの実験的評価

座屈応力の理論的推定値のチェック, 並びに圧縮荷重下の崩壊特性の把握のために, NCRE にて 3 種類の大規模横方向防撓 FRP パネルの圧縮試験が行なわれている, このテストパネルは 24 oz ロービングクロスと通常の船用ポリエステル樹脂により, 施行基準に従って積層されたもので, 本試験を行つた供試機器のアレンジを Fig. 9 に示す。

長さ 20 ft, 幅 10 ft 6 in の各パネルは, テストパネル端部および周辺での単純支持, 縦方向内面の変動に対する端部および周辺フリー, 横方向内面の変動に対する周辺フリーの条件を満足する状態にて, 鋼製台上に軽ひずみ板並びに 6 in 間隔の T バーにより水平に支持され, キャリプレートされた油圧ロードセルを通して縦方向圧縮が 2% 以上の精度で 150 ton 油圧ジャッキにより負荷された。

端部に生じる早期破損の危険性を回避するジャッキ荷重の分配から, パネルはその板厚の増加, 鋼製サンドウィッチ材の取付けにより補強され, ハット型スチフナの端部もまた, 外部鋼製把手柄にボルトアップされた短かい鋼製はめ込み型材により補強された。

試験に先立ち, 各パネルの初期変形の計測により積層材フレーム間ひずみが無視し得るものであることの確認がなされ, 試験に際してはスチフナ頂部およびフレーム

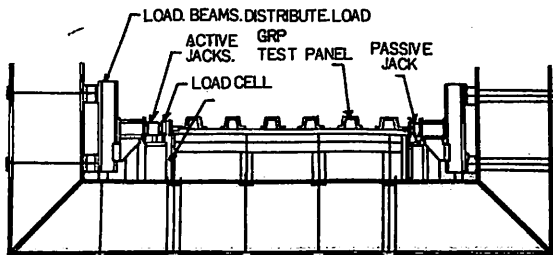


Fig. 9

間積層板上にてダイヤルゲージを用い広範な変形計測がなされた。

更に, 荷重分布をモニターするため, 各パネルの 3 点以上の横方向断面にて 2 面のストレインゲージによる歪み計測がなされており, その結果は試験全体を通して荷重が十分な均一性を有していたことを示している。

5-1 試験結果

5-1-1 No. 1 パネル

ハッチ開口と舷側間の軽横肋骨甲板の一部に対応する本構造は, 2 本の縦方向ガーダ(中心線と一方の端縁に沿つて)を有し, その平均装着寸法と平均ヤング率主要値(試験に従つて計測)を Fig. 10 に示す。

本供試パネルにかかる圧縮荷重は約 450 psi 間隔で徐々に増加され, Fig. 10 はまた, センターガーダと補強されていない端縁との中間部の縦断面にて計測された撓みをも示すものである。センターガーダの撓みが小さく, パネル端縁における撓みも無視し得るものであることから, この撓みはセンターガーダと補強されていない端縁間での横方向防撓部の座屈に相当し, 相似ではあるが, より小さな撓みがパネルの他の側にて計測された。

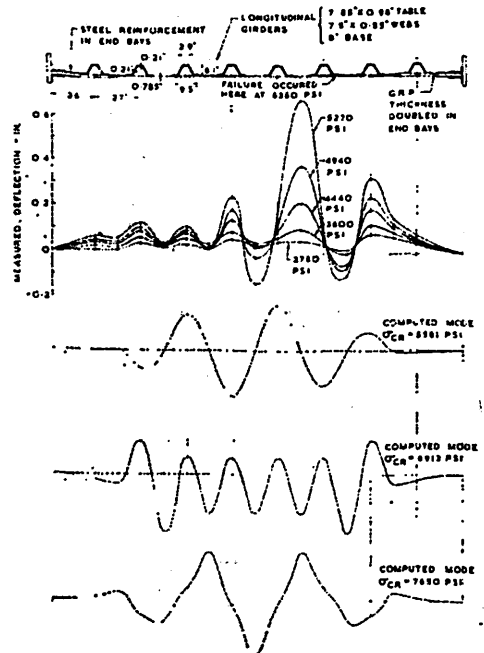


Fig. 10

* 防衛庁 技術研究本部

4,500 psi にてフレーム間座屈への顕著な傾向が表われ、5,300 psi にてフレーム間積層板に座屈が生じ、5,300 psi 以上にて構造全体から聴きとれるクラッキングノイズが発生した。6,300 psi にて崩壊が切迫して見え、この時点で荷重が取除かれ検査が行われたが、その結果、表層のひび割れは別として視認し得ぬダメージが見出され、また、大きなフレーム間撓みにもかかわらずフレームと甲板間の剝離の前兆がないことが明らかとなった。荷重が再びかけられ、6,360 psi の推定平均圧縮応力値にて崩壊を生じ、その破損形態は、全幅にわたる甲板積層板の全板厚、センターガーダの全深さ、並びにガーダ端縁部を貫通する割れの形をとつた。破損はフレームの1本に沿つて甲板との接続部に生じ、他の剝離も破面を有する1フレーム間隔内のフレームと甲板、並びにガーダと甲板接合部に見られた。

テストパネルの確定スパンに対する組合せ平板計算は仮定された剪断係数 0.5×10^6 psi およびポアソン比 0.13 とともに、設定寸法および計測されたヤング係数を用いて、端部補強を含みセンターガーダに非対象な面、並びに無防撓周辺での単純支持を仮定して行われ、その座屈応力計算値を Table IV に、理論的形態を Fig. 10 に示す。

5-1-2 No. 2 パネル

このパネルはキールガーダとビルジ立上り間の横肋骨船底構造のフラット部に相当し、その平均設定寸法および計測ヤング係数、並びにパネル中央面にて計測された垂直方向のたわみ分布を Fig. 11 に示す。

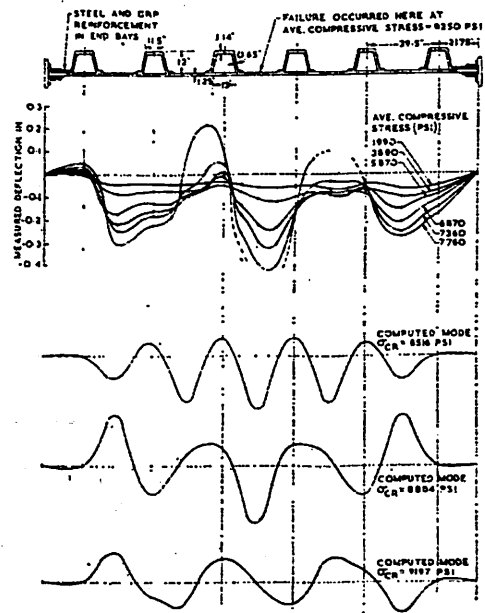


Fig. 11

本供試パネルでは、2,000 psi にて鋼板装着下での接着破損によるクラッキングノイズが聞かれ、7,900 psi 近傍で破損に先立つパネル中心部での白化が視認され、樹脂のクラックが積層板表面に発散するのが認められた。平均圧縮応力値 8,250 psi にて崩壊が轟音とともに積層板の全板厚および全最大幅を貫通する構造物中心部でのひび割れの形をとつて生じた。

Table-IV GRP テストパネル No. 1, 算出座屈応力

	モード No.	座屈応力 (psi)	スパン中央に対する 対称, 非対称	座屈モードに関する付記
センターガーダと無防撓端部間の全スパンの座屈	1	5581	非対称	Type-3 に明示 (Fig. 10 参照)
	2	6057	対称	圧倒的に Type-3
	3	6541	非対称	Type-1, Type-3 の形跡
	4	6783	対称	Type-1, Type-3 の形跡
	5	6890	非対称	圧倒的に Type-1
	6	6913	対称	Type-1 に明示 (Fig. 10 参照)
	7	7650	対称	圧倒的に Type-2 (Fig. 10 参照)
無限スパンの座屈	1	5403	—	Type-3
	2	6586	—	Type-4
	3	6900	—	Type-1
	4	7484	—	Type-2

Table-V GRP テストパネル No. 2, 算出座屈応力

	モード No.	座屈応力 (psi)	スパン中央に対する 対称, 非対称	座屈モードに関する付記
全構造の座屈	1	8516	対 称	Type-1 に明示 (Fig. 11 参照)
	2	8660	非 対 称	圧倒的に Type-1
	3	8884	対 称	Fig. 11 参照
	4	9197	非 対 称	Fig. 11 参照
無限スパンの座屈	1	8467	—	Type-1
	2	8819	—	Type-4
	3	9730	—	Type-3
	4	9927	—	Type-2

組合せ平板の計算は、Table V に示すように降伏した全パネルの理論的座屈応力、並びに Fig. 11 に見られるような形態に対して行われ、8,500 から 10,000 psi の応力レンジにて Type-1, Type-2, 並びに Type-3 の不安定性座屈形態が生ずることが見出されている。Type-1 の理論値よりも 3% 低い応力にて崩壊が生じているが、このことは主に外板中心部での大きな曲げの発生につながる Type-1, 2 の不安定性に誘引されていることを物語っている。

5-1-3 No. 3 パネル

この供試パネルは No. 1 パネルに相似で横肋骨、縦方向ガーダ配置の甲板構造に対応するものであり、その平均設定寸法および計測された係数、並びにセンターガーダとパネルの無防撓周辺との中間部縦断面にて計測されたたわみ分布を Fig. 12 に示す。

本パネルでの破損は 11,600 psi の平均圧縮応力にてフレーム間中央部の甲板および縦方向ガーダの全幅、全板厚を貫通する割れの形をとって爆発的に生じ、また、フレームの剝離は崩壊区域に生じ、軽いダメージはこの範囲外に見られた。

計算された座屈応力を Table VI に、理論的形態を Fig. 12 に示す。最低理論座屈応力は明らかに Type-3 の不安定性に相当し、計測においても Type-3 の座屈形態に似た変形がわずかながら生じたが、このことは Type-3 の座屈応力実験値が縦方向ガーダの抑止作用により計算値以上に引上げられたことを物語っていると思われる。

5-2 試験結果の評価

このような試験結果から、横肋骨 FRP パネルの圧縮破壊は局部不安定性により生じ、この破壊がほとんど単一のフレーム間隔内に限定されるとは言え破局的なもの

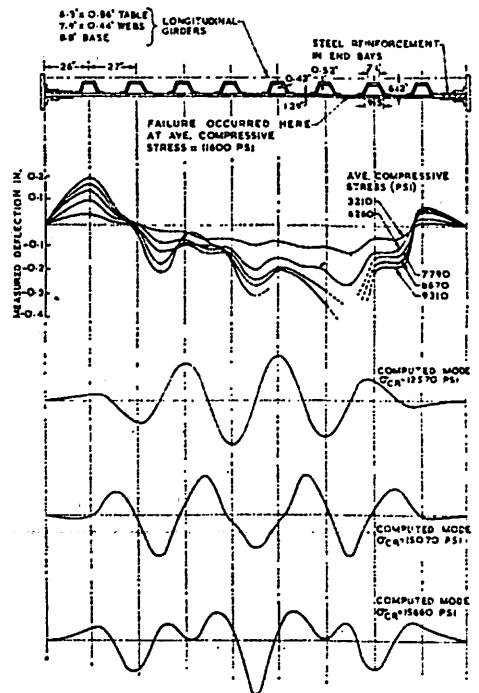


Fig. 12

であり、もしこの破損が船底外板、もしくは強度甲板に生ずれば船の全体的損失につながることに言える。また、これ等の試験は連式弾性座屈応力が圧縮応力に対する上限となることを明示しており、更にこれ等の結果は縮尺 FRP および perspex パネルでの試験により証明がなされている。

座屈特性の理論と実験結果との相関関係は理論的座屈応力が小応力レンジにて各テストパネルに発生することにより複雑なものとなり、座屈応力の評価は理論座屈形

Table-VI GRP テストパネル No. 3, 算出座屈応力

	モード No.	座屈応力 (psi)	スパン中央に対する対称, 非対称	座屈モードに関する付記
センターガーダと無防撓端部間の全スパンの座屈	1	12570	非対称	Type-3 に明示 (Fig. 12 参照)
	2	13480	対称	圧倒的に Type-3
	3	14560	非対称	Type-2, Type-3 の形跡
	4	15070	対称	Type-2 に明示 (Fig. 12 参照)
	5	15660	対称	Fig. 12 参照
無限スパンの座屈	1	12240	—	Type-3
	2	14900	—	Type-2
	3	15180	—	Type-4
	4	18090	—	Type-1

態の直交線特性を用いてたわみ分布の実験値を理論形態のコンポネントに分解することによりなされるべきであり、この解析を行うコンピュータプログラムは目下、開発途上にある。

6. 接手の設計

複合 FRP 構造中、もつとも脆弱であり、破損の原因となり得るのが接着構造継手である。この接手の脆弱さは

- (a) 接着内面を横切る荷重支持繊維の欠除
- (b) 接着を形成する樹脂の薄層の引張り、剪断下での低強度
- (c) 幾何学的不規則性、施工上の不完全性（例えば不完全接着の範囲）に起因する応力集中の避け難い発生
- (d) 荷重下での小クラック、接着不完全性伝播の傾向

に起因する。

ポリエステル 2 次接着の引張り、剪断強さは、理論状態下では 2,000 psi と高いが、接着部の不完全性から、また、一般に引張りおよび剪断が同時にかかることから、実際には有効引張り、剪断応力はそれぞれ 200 および 400 psi と低いものとなり得る。より高い 2 次接着強度を得るためにはエポキシ樹脂を用いてもよいが、これには高温硬化を要し、船殻建造への全般的応用は不適当とされている。

安全かつ効果的な構造接手の設計は、伝達されるべき荷重およびモーメントの認識を要し、その信頼し得る推定は、Fig. 3 にて行われたようなタイプの有限要素計算によらねばならない。

接着部平均応力に対する精密な評価を行えば接手性能に関する不確定マージンを実質的に減らすことも可能であろうが、接手部内での欠陥、並びに詳細な応力変動に関する不確実性のため、接手強度の純理論的推定は設計資料としては受入れ難く、新しい FRP 船設計の開発に際しては、あらゆる重要な接手部に関する静的および疲労試験の徹底的な開発プログラムを組まねばならない。

以下、単板構造 FRP 船での主な構造接手のタイプを列挙し、考察を加える。

6-1 突合せ接手

FRP 船殻の船底、船側外板構造は、通常、一体成形によるが、甲板は組立てパネルにより形成され、高強度の突合せ接手を要す。この満足し得る接手設計の開発は、多分にテストプログラムにより展開されるが、接合特性の洞察は Fig. 13 に示される型式の計算により得られる。

本図はバランスした積層板での突合せ接手の平面歪有限要素法によるもので、接着内層面にかかる方向、剪断応力の計算された分布を示し、その接着面に引張り力が直接作用しないという荷重条件下での引張り応力の発生を例示したものである。

6-2 フレームと外板の接合

この結合の主目的は側面水圧、もしくは集中側面荷重により生ずる船殻局部曲げ荷重下での外板とフレームフランジ間の剪断応力を伝えることである。この接手の設計には最大剪断力の総合的評価が必要とされ、外板との接着面にはたらく平均剪断応力は、そのフレームの交叉部にはたらく剪断力 S から、梁理論の式

$$\tau_{avo} = S b_e z_h / b a L$$

を用いて見出された。
ここで

I は外板の有効幅 b_E
とともに働くフレ
ーの慣性モーメ
ント

b_E は接着面積

h は外板厚さ

z は横断面の中心から外板中心ま
での距離

である。

また、接手の静的および疲労強度は、短
かいフレーム-外板供試体での三点曲げ試
験によりチェックできる。

6-3 スチフナ交叉部

縦および横方向ハット型スチフナの十字
字型交叉部は、各スチフナのウェブおよび
頂部における方向、曲げ、剪断応力の交叉
部を通しての伝播、交叉部材間の剪断力の
変換を許容する必要がある。前者は交叉部
材の連続性をできるだけ保つことにより満足される。交
叉部材間の浅深の比が大きい方が連続材導入のために
望ましく、ほとんど深さの等しいスチフナの交叉部につ
いては Fig. 14 b に示すような連続部材への FRP もし
くは金属片の挿入による貫通部材ウェブ中の方向剪断応
力の伝達が計られねばならない。

6-4 隔壁と外板との接合

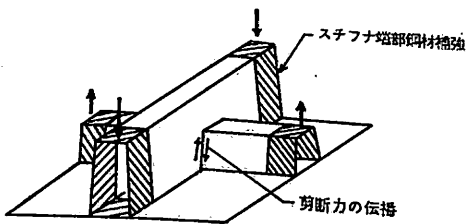


Fig. 14 a

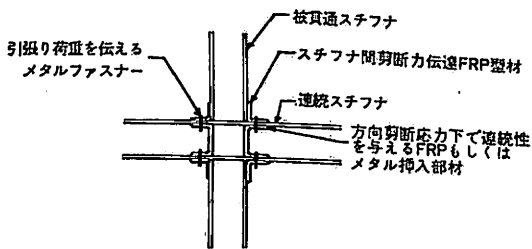


Fig. 14 b

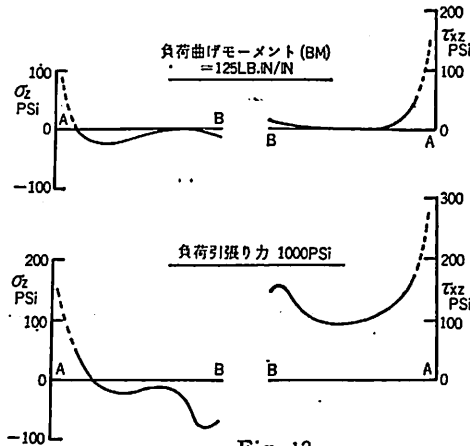
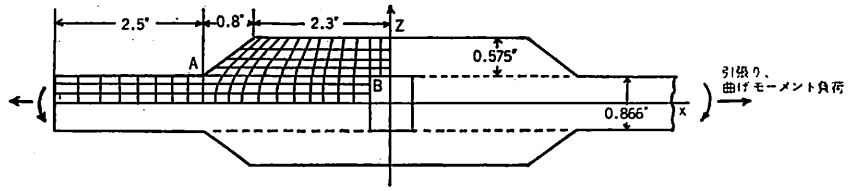


Fig. 13

横肋骨方式の代表的な隔壁-外板接合部を Fig. 15 に
示す。本図では隔壁の垂直スチフナがスニップされてお
り、無防撓の短いスパンの積層層が残されているが、こ
れは隔壁と外板間の見かけの“pin joint”となっている。

この接合は、静水圧および波浪荷重、並びに隔壁の一
方の区画が所定の浸水を受けるといった損傷時の隔壁に
かかる静水圧等により生じる剪断力、曲げモーメント等
の隔壁と外板間の伝達を阻み、設計されねばならない。

この接合部にかかる平均方向、剪断応力は、有限要素
法により見積られ、結合状態に関する洞察は、外板に接
する無防撓板の一部とともに、隔壁スチフナが隔壁の全
深さにわたる浸水時に相当する静水圧荷重を受け不平等

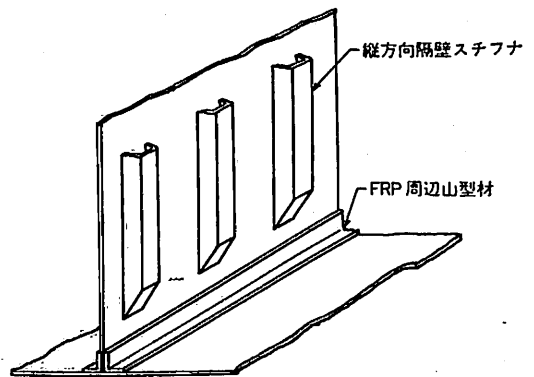


Fig. 15

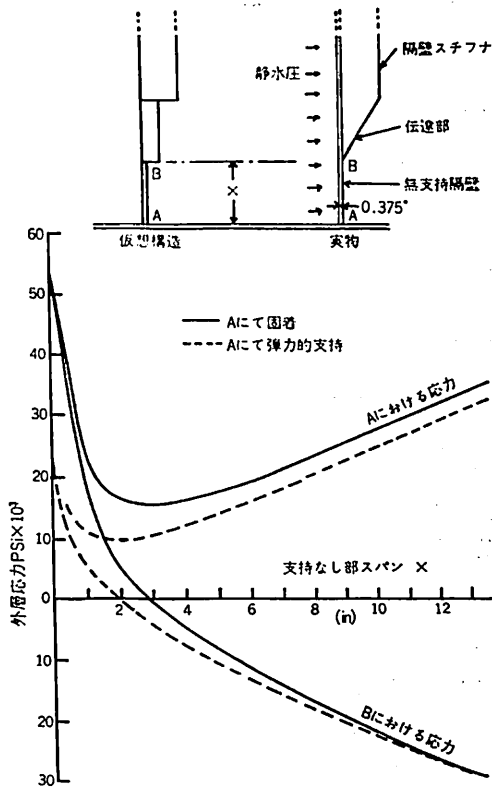


Fig. 16

梁として示された場合の解析結果を示す Fig. 16, 並びに片面周辺山型材を用いた隔壁外板接合の平面歪有限要素仮想図を示す Fig. 17 に示されるようなタイプの計算により得られる。

また, Fig. 16 では支持部の切れた積層板の種々のスパン X に関する考察が底部における二通りの周辺条件に対してなされ, スパン X がある限界内に保たれねばならぬとの結論を得てあり, Fig. 17 はまた, 外板の“pull off” および浸水時の荷重に対する接着面に作用する引張りおよび剪断力の計算による分布を示している。

6-5 甲板端部接合

Fig. 18 に示すタイプの直角およびT型甲板部接合方式は, 方向, 剪断力と曲げモーメントを十分に伝達し得るであろうし, また, その設計値は Fig. 5.6 に示されたような有限要素法により確立し得ると思われる。また, 静的並びに疲労強度はFig. 18 に示されたタイプの供試体を用いて検討し得る。

6-6 メタルファスナーの使用

高い引張り応力を受ける接手部にはメタルファスナーの使用が必要とされる。FRP 掃海艇の設計では水中爆発の防御策として水面下および水面上の小軌曲へのメ

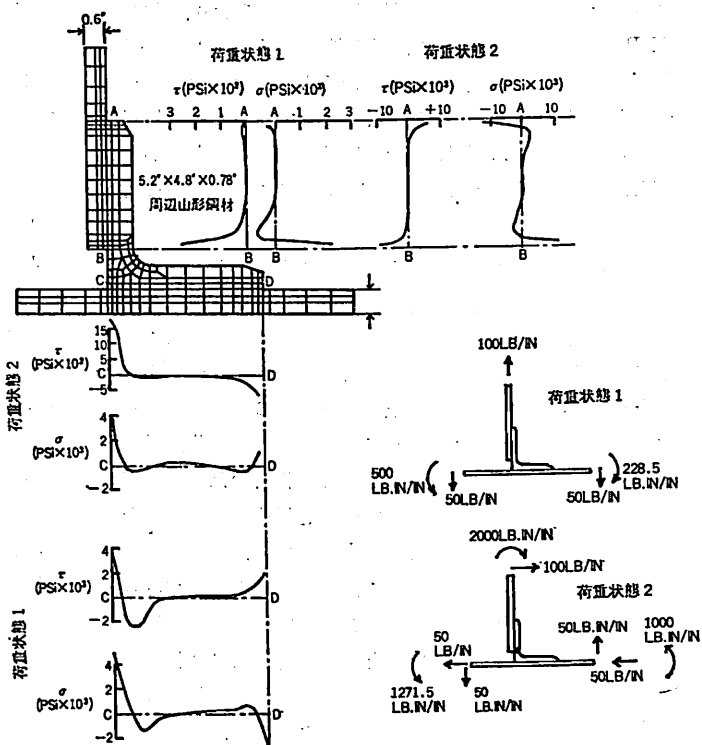


Fig. 17

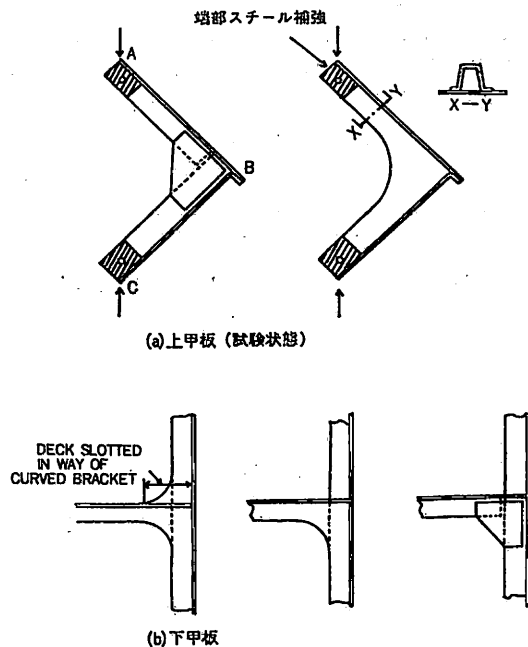


Fig. 18

タルファスナー導入の必要性が確立されており、他のFRP船にてもスラミング、係留等、衝突力のかかる船体部の全物による補強が必要となろう。メタルファスナーとしてはボルト、リベット、セルフタッピング等が上げられるが、NCREでの広範な爆発試験結果からWILTON設計ではボルト接合が採用されるに至っている。

メタルファスナーは、接手部引張り力を支える際に引張荷重の一部を伝え、また、初期圧縮力を接合部に負担させることにより、その見かけの引張り強さを高めるように作用し、また、局部的剝離の伝播を防ぐ、いわゆる“ピールアレスター”(剝離止め)としての重要な役割りを果たす。メタルファスナーによる補強は欠陥防止対策として樹脂の接着部を保存する一義的目的のために使用されるが、正規の設計荷重のすべてを伝達するには接合部の欠陥の事実から二次的な能力しかない。

このメタルファスナーの導入には設計外力およびモーメントに対する十分な強度、並びに金物の導入が積層板の過早の破損を引起さないこと等の確認がなされねばならず、また、金物の最小ピッチおよび積層材端部からの最小距離も試験に基き洞察されねばならない。

7. 結論、および将来の研究課題

100~250 ft FRP船の安全かつ効果的な設計にて障害となる要因は波浪荷重の信頼し得る予測の方法がないことである。この信頼し得る荷重予測のもつとも期待の持てる方法は、航海中の船にて計測された波浪荷重データの実験的適用であり、プロトタイプのFRP掃海艇によるデータの集積を行う必要がある。

材料開発の重要な項目としては材料および成形のマストの減少、並びに剛性、層間の引張り、および剪断強さ

の増加があげられる。剛性増加の方法としては広範囲のアンバランスファイバー補強、カーボンファイバーの採用等があり、材料特性上のさらに研究を要する事項としては温度上昇における積層板のクリープ状態、繰返し荷重下での長期浸漬、暴露状態による特性変化等、現実的な場面での強度および剛性の低下に関する研究課題が存在する。

本論文において全体構造解析の重要性は特に座屈強度、接手部設計に関連して強調され、それとともに構造計算における材料異方性の的確な表現法の必要性が強調され、その中で有限要素法の広範囲の使用は妥当なものとして、横肋骨FRP構造の縦方向圧縮荷重による破損は通常、局部的不安定性により生じ、弾性、座屈応力が常に圧潰強度に対する近似的上限を示すと言うことが理論的、実験的に示されており、さらに評価すべき下記の実験的研究が必要とされている。

- (a) 縦方向防撓FRPパネルの局部座屈と圧潰の挙動
- (b) 直交防撓パネルの全面座屈と圧潰の挙動
- (c) 横方向の分布、集中荷重下における防撓FRPパネルの圧潰挙動

FRP船殻構造における接合部設計には改善を要する研究課題が残存している。接着接手における応力分布に関しては有限要素法を用いた最適接手設計を目的とする理論的研究を行う必要がある、静的、疲労、並びにクリープの実験により裏付けられた接手設計基準の開発に務めねばならない。そして接着部の欠陥、およびPeeling(剝離)の機構や接着部の可能な補強等に関する結合部の微小力学についての研究の方が、母体であるFRP積層板の微小力学の研究よりも設計にとつては有益であり、かつ適切なものであることを銘記しておく。(了)

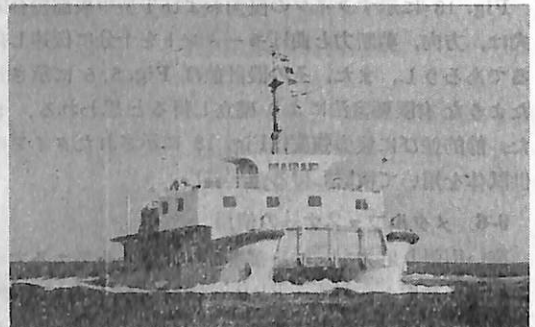
油回収船“蒼海”

石川島播磨重工は、去る11月運輸省第二港湾建設局(横浜市)向けの、油回収船“蒼海”を完成した。

全	長	28.0 m
垂線間	長	26.0 m
全	幅	14.0 m
単	幅	4.5 m
深	さ	4.0 m
吃	水	2.5 m
主	機	関 ; 高速ディーゼル 540 PS × 2
速	力	最大出力 約 11 kt
		作業時 約 2 kt

回収油貯蔵タンク	容量	15 m ³ × 2
油水分離タンク	容量	10 m ³ × 2
荒ゴミ流入防止装置		1 式

消波装置	1 式
ゴミ除去装置	1 式
油回収装置	1 式
油回収艇用吊上装置	1 式



日本船用機器開発協会の昭和48年度 開発事業について (3)

(財)日本船用機器開発協会

23. 小型船舶の対地速度計の開発

吃水の浅い小型船に装備して十分性能を発揮できる対地速度計の開発を目的とし、ロランC方式と、ドップラ・ソナー方式につき、設計、試作、試験を行った。

A. ドップラ・ソナー方式

(1) 設計および試作

装置の構成は次のとおりである。

- 計測装置、本体ならびに平均速度表示装置
- 昇降装置
- 操作盤
- トランスジューサ

装置の主な仕様は次のとおりである。

- 速度表示 デジタル3桁
- 測定精度 $\pm 1\%$
- 使用水深 対地 1~200 m
対水 200 m 以上
(ただし、30 m 以上対水に切替可)

音速補正 自動

耐用船速 25 kt

トランスジューサの昇降可能船速 15 kt

(2) 試験

(イ) 室内試験

単体調整試験の後、回転型水槽を用い各機器を総合した性能試験を行った。

(ロ) 海上試験

標柱間航走方式との比較試験を行った。1,500 m の標柱間航走による時間から算出した速力を基準とし、誤差は1.1%、0.1 kt 以下であった。

B. ロランC方式

(1) 設計および試作

下記の設計、試作を行ったほか、演算処理法の検討を行った。

装置の構成は次のとおりである。

- 受信装置部 (ロランC 自動追尾受信機)
- 操作パネル部および入出力インタフェース
- 演算処理部
- 時計部
- 表示パネル部
- タイプライタおよびテープリータ

装置の主な仕様は次のとおりである。

- 受信周波数 100 kHz
- 受信信号 ロランC パルス波
- 受信方式 ストレートアンプ方式
- 時間差表示 数値表示量による2局間同時表示
- 表示桁数 1局につき6桁
- 表示精度 $0.1 \pm 0.1 \mu\text{s}$
- 感度 S/N で 8 dB
- 利得 120 dB 以上
- 追尾方式 デジタル ADC 方式
- 外部出力信号 2 従局時間差を BDC 直列信号により出力
- 時計部 デジタル表示精度 5×10^{-7}

(2) 試験

(イ) 室内試験

各構成機器の単体調整試験を行った後、各機器を総合し、地上の固定点でロランC電波を受信し、測定値より速度を算出し、その分布を求め、誤差の割合等を調べた。

(ロ) 海上試験

標柱間航走方式との比較試験を行った。1,500 m の標柱間を3回航走し、航走時間から算出したものとの差は1%以内であった。

24. 隅肉溶接部の非破壊検査機器の開発

隅肉溶接の検査を downward ばかりでなく upward にも使用できる自走式検査機器で、若干の改造を加えれば突合せ溶接にも使用できることを目的とし、主として溶接の表面に近い欠陥を検出するための磁粉探傷法によるものと、溶接内部の欠陥を検出するための超音波探傷法によるものの2種類の機器の開発を行った。

A. 磁粉探傷法による探傷器

(1) 設計および試作

自走台車に磁化器、検査液、ビードならい装置などを一体的に組込み、操作ボックスにより有線リモコン方式により探傷を行うもので、その仕様は次のとおりである。

- 電 源 AC 100 V
- 磁 化 器 十字形 (直交磁界を交互に発生)
- 検査液タンク エアゾール缶
- 走行速度 約 2 m/min
- 吸着方式 マグネット車輪 (4 個)

寸法・重量 280 W×500 L×270 Hm, 30 kg
電源ケーブル 約 20 m

(2) 試 験

工場ならびに実船で試験した結果、1回の操作で従来の極間法の手探傷による2回操作と同じ結果が得られることがわかった。探傷速度は約2 m/minで従来の手探傷に比べて飛躍的に向上した。また、車輪を取替えるだけで突合溶接にも使用できることが確認できた。

B. 超音波探傷法による探傷器

(1) 設計および試作

内部欠陥の探傷を行うもので、自走台車とモニタ装置に大別される。自走台車の制御と探傷信号の伝送は2バンドのFM無線にて行えるようになっており、その仕様は次のとおりである。

(イ) 自走台車

案内方式 側板ならい(隅肉溶接)、ビードならい(突合せ溶接)
電 源 バッテリ(30 V)
探 触 子 斜角用およびカップリング用各2個
接触媒質タンク 約1.5 l (CMC)
走査速度 約0.7~1.0 m/min
制御方式 モニタ装置により無線リモコン制御
または直接制御
無線有効範囲 約30 m
寸法・重量 350 W×500 L×340 mm, 37 kg

(ロ) モニタ装置

FM送受信装置 電波形式 F3, 113.8 MHz, 時分割4切替
制御ユニット 自走台車制御用(上記)
探傷波形指示ユニット 5" CRT その他
電 源 AC 100 V
付 属 品 警報装置, ペンレコーダ, 充電器ほか
総重量 約700 W×1,200 L×1,300 Hmm, 130 kg

(2) 試 験

工場ならびに実船で試験の結果、自走台車の無線制御および探傷図形の無線伝送装置も正常に作動し、無線方式による探傷の可能なことが立証できた。探傷速度も0.7 m/minまで向上させることができた。

25-A. 機械式ビルジ汚水分離装置の開発

海洋汚染防止法の施行に伴い、船舶からのビルジ汚水の排水基準を満足する排出処理装置として、給水圧力を有効に利用し可動部分のない簡素化した機械式のものを開発した。

(1) 設計および試作

装置の構想は次のとおりである。

○従来のものと異なる点は汚水送入方式の発想転換による内部構造と、濾材および気泡効果の利用である。

○排油の自動排出装置を備えるとともに運転停止中も安全に排油できるようにした。

○分離条件の完備するビルジウエルを前処理槽として利用するためつとも単純な自吸管を作った。

○排油管系に補助分離槽を設け、排油に多量の水が混入した場合自動的に油水の仕分けを行つた。

○器内の圧力空気の漏洩防止のため付着物をできるだけ水面下に取付けた。

装置の主要目は次のとおりである。

汚水処理能力 1 t/h
給水圧力 0.05~0.5 kg/cm²
給気圧力 器内圧力 +0.1 kg/cm²
本体寸法 500φ×1,000 mm

なお、油水分離性能は100 ppmを目標とした。

(2) 試 験

(イ) 基礎試験

モデルによりA重油を使用して油分濃度を变化させて油水分離性能を確認した。結果によつてモデルを改造した。

(ロ) IMCO 基準による試験

試作機について、IMCO試験基準に従つて供試油水(使用油はA, B重油)の濃度を变化させて試験した。計測結果5%濃度の油水に対して分離性能が一部目標値に達しないものもあつたが、ほぼ満足した成果が得られた。

25-B. 化学式ビルジ排水処理装置の開発

船舶から排出されるビルジ汚水の分離処理は、これまで重力式で行われていたが、今後排出基準に強化の対処するため、化学式の装置を開発し、諸試験を実施して分離性能を確認した。

(1) 設計および試作

本装置の構造と作用について略述する。

本装置の計画処理能力は3 m³/h, 最終工程の出口処理水の油分濃度の計画値は5 ppm以下である。

ビルジポンプにより浮上槽に送り込まれたビルジは、内蔵する邪魔板により油分の重力分離を行う。浮上槽出口におけるビルジ油は分散油状となる。出口管において無機凝集剤、アルカリ、高分子凝集剤の順序に適宜添加し、それぞれ薬品混合管にて油分の凝集を行う。油分を

凝集させたビルジは加圧浮上槽に導かれる。加圧浮上槽は2個の内管を持ち、流れ方向を変えるとともに流速変化により凝集油分の浮上分離を促す作用に加え底部より加圧水を注入し、加圧水により生ずる微細な気泡に凝集油分を付着させ、その浮上を助けて第二次の油水分離を行う。

加圧浮上槽にて第二次油水分離を行った処理水は、ポンプにより濾過塔に送り込まれる。濾過塔は、濾材として活性炭、濾材支持に砂利を適当高さに内蔵し、加圧浮上槽にて処理したビルジの最終濾過を行う。なお、濾材は適当時期に洗滌再生するための逆洗滌装置が装備されている。

(2) 試験

次の諸項目の試験を行い、装置の性能および作動を確認した。

(イ) 浮上槽における分離効果の確認

入口汚水の油分濃度変化に対して最悪時でも出口では2,100~2,900 ppm以内に浮上分離することが判明した。

(ロ) 無機剤の凝集効果の確認

無機凝集剤（ポリ塩化アルミニウム）の添加量として100 ppmが最適であることが確認された。

(ハ) 浮上、沈澱分散の確認

薬品の添加量として、無機剤100 ppm、水酸化カルシウム100 ppm、高分子凝集剤（ハイセット613）10 ppmで最適の効果を挙げることが確認された。

(ニ) 逆洗試験

濾過塔の逆洗時間は逆洗水量1.5 m³/hで20~30分で十分であることが確認された。

(ホ) 総合試験

IMCO基準に準じた試験を行った結果、浮上沈澱槽出口の油分濃度は11~20.5 ppm、濾過塔の出口の油分濃度は3 ppm以下で、良好な成績を得た。

26. 油回収処理システムの開発

海洋の汚染防止の一環として、衝突、坐礁などの事故を起したタンカーから、積載している油を回収するシステムを開発しようとするものであるが、49年度は3ヶ年計画の初年度として次の内容を実施した。

(1) 全体システムの調査研究

次の調査研究を行った。

- タンカー事故における「油回収システム」
- 米国のADAPTSについて
- わが国の諸条件について

(2) ゴム製タンクの基礎試験

(イ) ゴム製タンクの材料選定および試験

ゴム製タンクの構成材料として、コート材料（漏洩防止および補強材の保護）、補強材料（容器として強度を受け持つ）および金属材料（容器の注排出口等の金属部分に使用）につき材料試験を行い、適当な材料を選定した。

(ロ) 設計および試作

容器の基本的な形状を円筒形（両端は半球形状）と想定し地上に置いた時の容器内面にかかる張力と液体の充填量との関係を計算した。

また、模型試験用として次の試作を行った。

- 小型模型 容積0.95 m³（直径0.48 m、全長4.80 m）
- 中型模型 容積10.5 m³（直径1.02 m、全長13.5 m）

(ハ) 試験

(i) 小型模型の動揺台による試験

充填量80, 90, 100, 110, 120の5種による動揺、繰返し試験を行った。そして、定性的ではあるが、揺動による動的圧力は充填量が100%を越えると急激に増大し、また、揺動数が増加するにつれ動的圧力は増大するなどの結論が得られた。

(ii) 中型模型の試験

充填試験を破壊するまでを行った。充填比1.55（圧力0.35 kg/cm²）で破壊した。

(3) ポンピングシステムの研究

○ポンピングシステムの構成機器の諸条件の検討を行った。

○油移送ポンプについては米国からADAPTS用のものを購入し、性能を試験し、構造を調査し、考察を行った。

○原油の性状および粘度につき調査研究を行った。

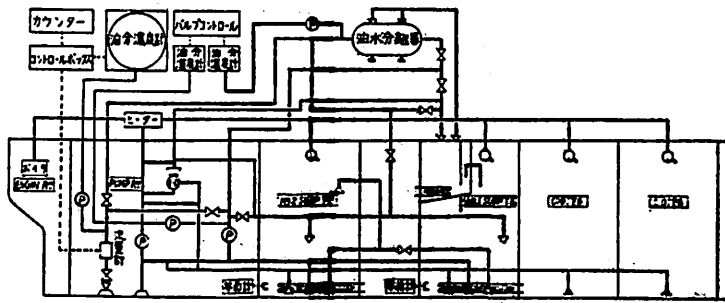
27. (自1) 大型油水分離装置の開発

IMCOにおいて、海洋への船舶からの排出油の規制を強化するため新たな国際条約が議決せられた。この対策の一つとしてロードオントップ方式の改良があげられており、これを具体化するため、運輸省を中心とするプロジェクトにおいて、現行ロードオントップ方式で分離できない油水を処理する油水分離器と、排出油分を管理記録する機器を船内に装備する大容量油水分離装置を開発することになり、47年度より研究を開始した。

この研究はスロップタンクの模型試験をはじめ、全システムの陸上総合試験を行うため、陸上試験装置を製作し、構成機器の性能試験を実施した。

(1) システムの概要

本システムは図に示すようにスロップタンク、油水分



海水分離装置システム系統図

離器および排出油分の管理記録装置で構成される。現行ロードオントップ方式で処理できない油性汚水はスロップタンクに集結し、油水分離器を用いて処理する。船外へ排出する油分はすべて管理記録する。主要機器の仕様(目標)を次に示す。

(イ) スロップタンク (2基)

油分濃度 100~200 ppm 以下
その他 スラッジや油分の分離回収

(ロ) 油水分離器

処理能力 入口: 5,000 ppm 以下
出力: 30 ppm 以下

処理量 100 m³/h (模型 10 m³/h)

(ハ) 管理記録装置

管理記録装置は油分濃度計、油水分界面計、流量計、船速計、計算記録計および排出弁の制御機器から構成される。

油分総排出量 DW×1/30,000 以下
油分排出率 60 l/mile
瞬間排出濃度 30 ppm

(2) 実験装置

前記システムの陸上実験ができるようにしており、ダーティパラストや水タンク洗浄水の作製機器、スロップタンク、油水分離器、管理記録機器および排水の二次処理装置などの付属機器を有する。構造および仕様の概略は次のとおりである。

(イ) 油水分離装置

タンク洗浄水の作製は実船用ポータブル洗浄ノズル(圧力: 10 kg/cm², 流量 16.7 m³/h)を用いており、洗浄水は 80℃ まで加熱できる。吸込みポンプとしてはエダクタ(J.S.S.方式)またはレンプロポンプが使用できる。

(ロ) スロップタンク

スロップタンクは容量 105 m³, 高さ 10 m の大型模型 2 基とスラッジや油分を分離する改良型スロップ

タンクを設置している。

(ハ) 油水分離器

容量 10 m³/h の油水分離器を 2 セット(コフレッサ型および傾斜板型)設置している。

(ニ) 管理装置

前記システムと同じ系統の管理装置を設置している。(油分濃度計 2 台, 油水分界面計 1 台)

(3) 試験

B 重油および原油(マーバン原油, イラニアンヘビー原油)を対象に、ダーティパラスト水およびタンク洗浄水を用いて、スロップタンク内の油水分離試験および油水分離器や管理装置の性能試験を行った。

(イ) スロップタンクの模型試験

(i) スロップタンクによる粗分離効果

30 時間の静置により、大部分のダーティパラスト水は 10 ppm 以下に、タンク洗浄水は 50 ppm 以下になる。また、タンク洗浄水に含まれるスラッジや浮上する油分は改良型スロップタンクで容易に分離される。

(ii) スロップタンクの個数

スロップタンクを 2 基使用する場合の分離効果はよい。

(iii) スロップタンク加熱

スロップタンク内の油水を加熱する場合は油の分離効果がよい。

(iv) タンク洗浄条件による影響

タンク洗浄用海水を加熱した場合はスロップタンクでの油水分離効果は悪く、吸込みポンプとしてエダクタを用いる場合はレンプロポンプを用いる場合より悪い。

(v) 動揺の影響

スロップタンクが動揺する場合はタンク内の油分濃度は若干大きくなる。

(ロ) 油水分離器の試験結果

スロップタンクで粗分離したタンク洗浄水を油水分離器で処理した場合、タンク洗浄水は確実に 30 ppm 以下に処理できる。

(ハ) 管理記録装置

管理記録装置は所定の機能を有することを確認したが、油水分離装置については測定精度に関し更に改良の必要がある。今後スラッジや油分の付着による構成機器の性能低下を調べる耐久試験を続ける必要がある。

35. 廃油水の清浄装置開発

船舶から発生する多量の廃油水 (100~200 ppm) を 5 ppm 以下に処理するため、ポリプロピレン濾布を使用したフィルタ方式を採用し、保守整備が簡単にできる廃油処理装置を開発した。

(1) 設計および試作

装置の主要目

処理能力	500 m ³ /h (100~200 ppm の廃油水を 5 ppm 以下に清浄する)
単位濾過枠	1,500×1,500 mm
濾過枠数	19 枠
有効濾過面積	69.3 m ²
濾過速度	0.12 m/min
吸着材	チソポリプロ繊維 HS 300

装置の構造

罐体は下部に廃油水の注入口および濾過液排出口を、上部に浮上油分を回収するドームと水頭管を、また、側面にフレキシブルを介して密閉蓋を貫通する清浄水排出管を有する。

濾過枠は罐体の長手方向に列設され下部はカムロックカバーによつて清浄水排出集合管に連通される。各单位濾過枠は両側面が開放した矩形箱をなし、その開放両側面には金網または多孔板が張り渡され、更に、その外面はポリプロピレン繊維などの濾材で被われる。

濾過材および清浄水排出管は一体となつて内部フレームに固定され、内部フレームは車輪を介して軌条上にのつている。

濾過枠を罐体内部に配列組立てるとき、あるいは濾布を取替えるときは、密閉蓋を開いて各濾過枠を軌条に沿つて所定位置まで下部の二段式油圧シリンダによつて移動し、順次脱着する。

(2) 試験

次の諸項目の試験により性能を確認した。

(イ) 廃油水の油分濃度と処理能力

注水汚水 250 ppm 程度の場合、濾過清浄後の排水の含有油分を 5 ppm 以内に確実に清浄できることを確認した。

(ロ) 流量と処理能力

流速をできるだけゆるやかにすることが望ましいが、大容量の油性汚水を濾過する関係上 0.12m/min の流速が適当であることが確認された。

(ハ) 油分吸着量の測定

テスト終了後フィルターを取外し、N-ヘキサン抽出により吸着油分量を測定した。

濾材の表裏に真黒に油分が吸着している状態

……濾材の重量に対する油分吸着率 5.4

表部は十分油分が吸着し、裏面は部分的に油の通過した状態…… 3.4

表部が部分的に黒く裏面は油の通過が全然認められない状態…… 1.7

以上から濾材の 5 ppm 以下の水準を確保しているライフは自重の 3.0~3.5 倍の油分吸着が限度であると考えられる。

(ニ) 濾材の圧力損失

マンメータの差圧で測定したが運転に対しては何等支障のない程度であつた。

自6 海上航行自動記録装置の開発

大型海難事故の原因を解明し、事故の教訓を今後の船舶の建造や運航に反映させるために、航空機におけるフライト・レコーダと類似の機能を有する海上航行自動記録装置 (ナビゲーション・レコーダ) を開発した。

この海上航行自動記録装置は、船舶に搭載されて船舶の遭遇する風波等の気象・海象状態、船舶の位置、速度、針路等の運航状態、船体の喫水、ピッチング、ローリング、加速度等の船体運動状態、プロペラ回転数、排ガス温度、潤滑油圧力等の機関作動状態などを自動記録し、船舶の沈没時にはこれが切離されて浮上するとともに、遭難信号を自動的に発信する機能を有するものであり、通常は船舶の安全運航に必要な諸状況の監視または警報等を可能にする。

48年度は、この装置を大阪商船三井船舶(株)のばら積兼鉱石運搬船「千尋山丸」に搭載して実用性の確認試験を行つた。

(1) 構造および仕様

本装置の主要目

データ処理装置	8 KW-16 bits ミニコンピュータ
デジタルデータの記録期間	約 2 週間
デジタルデータの記録周期	10 分
ボイスレコーダ	連続録音 (1 時間)
自動遭難発信ブイ	円錐形状アルミ鋳物製、重量 75 kg、発信周波数 2,182 kHz
SOS 発信器	電波形式、A 2 電波有効通達距離 昼間 90 km の距離の電界強度 10 μ V/m 以上
海水電池	放電時間 48 時間以上
離脱機構	水深 2 m にて水圧検出器が作動し、容器を固定しているケーブルがはずれて浮上する機構

計測項目

海象、気象……気圧、気温、水温、風向、風速、風

浪, うねり

- 運 航……船位, 積荷, 速力, 針路, 舵角
船 体……ピッチング, ローリング, 喫水, 衝
撃力
機 関……プロペラ回転数, 排ガス温度, 潤滑
油圧力
保安整備用……掃気冷却器吸入温度, 同出口温度,
シリンダライナ壁温, 掃気圧力, 軸
馬力, 機関室温度
そ の 他……時刻, 音声

(2) 試 験

装置を大阪商船三井船舶(株)所属のばら積兼鉱石運搬船「千尋山丸」(110,900 D.W.)に搭載し, 48年8月から49年2月までの間, 日本-オーストリア西岸の航路で実用性の確認試験を行った。

また, 自動避離発信ブイについては48年11月に静岡県三津港にて, 電波の発射実験を行った。

成果を要約すれば次のとおりである。

(i) 本装置により船舶の緊急事態発生後から約2週間までさかのぼってそれまでの20項目についての格納データを入手することが可能である。

(ii) 本装置は船体・機関などの作動状態を船内で表示, 記録できるので, 乗組員に適切な保安整備情報を与えることができる。

(iii) 搭載期間を通じて, 本装置の各部の作動性能は, 精度, 信頼性等の面ではほぼ満足すべき結果が得られた。

(iv) 各検出項目ごとの記録周期および処理方式は十分実用的であることが確認された。

(v) SOS 発信器の電波伝播特性については実用上十分な性能があることが確認された。

(vi) ブイの浮遊の安定性, 取扱い, 操作性, 保守点検性等については良好な試験結果が得られた。

自 7 排出油の油回収装置の開発研究

A. 傾斜板式油回収装置の開発

本事業は, 波浪中における油回収にもつとも適していると思われる傾斜板を用いた油回収方法について, その装置の形状, 油の種類, 回収速度等の諸条件に対する特性を明らかにし, 全天候型油回収船の開発のための基礎資料を得ることを目的としたもので, 47年度の回流水槽による平水中の模型実験に引き続き, 48年度は曳航水槽による波浪中の模型実験を実施した。

(1) 設計および試作

傾斜板式油回収装置は傾斜した案内板とその後に続くウエル部および側板から成っている。回収装置と浮

遊油の存在する流体の間に相対速度が生じると, 傾斜板の両側に側板を有するため, 傾斜板前方に淀み点を生じ, 油は淀み点に滞留する。この相対速度がある値に達すると, 淀み点に滞留した油は油滴を形成して傾斜板に沿って流下する。流下した油は, ウエル下方を通過する時, 水と油の比重差によつてウエル内に浮上して集積する。以上が傾斜板式回収装置の概略の構造と原理である。

本実験のために試作した水槽および回収装置の要目は次のとおりである。

曳航水槽: 有効長さ 30 m, 水路幅 2 m, 深さ 1.5 m, 曳航速度 0~2 m/s, 造波波高 0~30 cm

回収模型: 全長約 2.5 m, 全幅 30 cm, 喫水 30 cm

(2) 試 験

(イ) 曳航速度を変化させての回収効率の試験

各曳航速度におけるウエル長と回収効率の関係を求めた。ウエル長を長くすることは回収効率の向上に効果的である。実際の回収装置では許容されるウエル長が限定されるので, 逆に 2 m 程度のウエル長を有する装置を仮定すれば, 3~4 kt の回収速度で回収効率は最良であると推定される。

(ロ) 波浪による曳航中の回収効率の試験

波長を 3 m 一定とし, 波高を 0~15 cm まで変化させて各回収速度に対する回収効率を求めた。波高の増加に伴い, 回収効率のピークは低速側に移行し, その値も低下する結果が得られた。波浪中での回収効率の低下を補完する方法としては, ウエル長を長くするか, または適当な抵抗をつけてウエル下部の通過流速を減ずることが考えられる。

B. 多層回転円板式スキマーの試作研究

海面の大量流出油を効果的に回収することを目的として, 多層円板式の油回収機を開発した。47年度に単板による回転円板の基礎性能の調査, すなわち単円板の回転数, 油の種類, 油層の厚さ等が回収率におよぼす影響を主として実験的に確認を行つて回転円板式回収機性能の基礎資料を得た。引続き48年度には円板の数を増やし, 多層回転円板にしたときの性能を簡易な回流水槽により確認するとともに, 実用機を目標とした試作機を製作して, 開放水面上での性能試験を実施した。

(1) 設計および試作

実用機の主要目は次のとおりである。

試作機の外径寸法 2,000 mm×2,030 mm

円板 外径 500 φ, 枚数 25 枚, 回転数 15 rpm

円板駆動用モータ 0.75 KW

ポンプ 揚程 3 kg/cm², 吐出量 75 l/min

浮体 カタマラン式

(2) 試験

試験は 20.3 m² の四角な開水面に 100 l の A 重油および B 重油を流し(浮遊油の平均厚さ 4.9 mm), 10 分間平均で A 重油 4.3 l/min., B 重油 4 l/min の回収率を得た。

自 8 大形タンカータンク内検査機器の開発

大型タンカーの定期検査または中間検査において, タンク内部の検査を, 検査員がタンクに入ることなく, 甲板上からマニプレータならびにその先端に取り付けた工業用テレビカメラを遠隔操作して, テレビモニタ(ブラウン管)の映像によって行いうる装置を開発した。

(1) 設計および試作

装置の構造ならびに使用は次のとおりである。

(イ) 工業用テレビ部

(i) カメラヘッド部

マニプレータの先端に装着してパタワースホールから挿入しうるよう直径 350 mm 以内とし, 重量は, 30 kg 以内とする。

電動ズームレンズ(焦点距離 25~100 mm)付とし, 架台により, 上 120°~下 90°の俯仰, 左右 90°の回転ができる。

200 W の照明灯 1 個をつける。

(ii) 受像部

16 型ブラウン管白黒受像機で VTR と組合せて使用する。

(iii) VTR 部

テープ幅 12.7 mm, カートリッジ形とする。

(iv) 制御部

マニプレータ制御架に組込むものとし, テレビカメラのズームレンズ, 俯仰旋回, ハーモニゼーションなどの制御, VTR/LINE の選択および電源入切を行う。

(ロ) マニプレータ部

(i) 全体仕様

据付時寸法 高さ×幅×長さ=7,090×2,000×2,320 mm

テレスコピックは 4 段に伸びるものとし先端のベンドアームは途中で 90°屈折しうるものとする。

テレスコピックの最大伸長のとき据付甲板面からベンドアーム屈折点までの距離は 16 m とする。

ベンドアームの先端にカメラヘッドを取付け, アーム屈折点からカメラ前端までの長さは 3 m とする。

(ii) 固定架台

マニプレータ本体を搭載し, タンカーの甲板上に固定するものとする。アームの回転, 伸縮の動力機構を備える。

(iii) 制御盤

マニプレータ, テレビカメラ, 受像器などをタンカーの甲板上で集中的にリモートコントロールしうる。

(2) 試験

実船試験を川崎重工(株)坂出工場における引渡直前の新造船にて実施し, テレスコピックを全長伸長させてタンクの内部構造を遠隔目視した。計画時懸念されたアームの動揺振動も少なく, 十分使用可能であることを確認した。

自 9 ディーゼル機関の短時間等価耐久試験法の開発

新型のディーゼル機関を試作する場合, プロトタイプ試験として, 長時間の負荷試験を行ってその耐久性を実証するのが普通であるが, この事業では, 燃焼室壁(シリンダカバ, ピストン等)に発生するクラックが機関発停の際の繰返し熱応力とガス圧力による繰返し機械応力の重畳によるものであることに着目し, それらの応力を等価的に換算する技術を活用して, 機関の発停を主体とする耐久試験を開発して試験の合理化と時間の短縮を計ろうとしたものである。

45 年度に実験機関の自動化と試験法の検討, 46 年度に铸铁製ピストンの疲労試験, 47 年度に Mo 铸鋼製ピストンおよび铸铁製シリンダカバの疲労試験, 48 年度に再度 Mo 铸鋼製ピストンの疲労試験を実施した。

(1) Mo 铸鋼製ピストンの試験

(イ) 材料の基礎試験

1/2 Mo 铸鋼材について, 引張り試験, 低サイクル疲労試験, 高サイクル疲労試験および重畳疲労試験を行って材料としての疲労強度曲線を求めた。

(ロ) 実験機関による耐久試験

三菱 IU 30/40 型機を用い, まず, 供試用 1/2 Mo 铸鋼ピストン 1 個を用いて, 運転中の種々の負荷による各部温度を測定し, ガス圧力をも考慮した等価応力分布を計算によって求め, ついで 5 個のピストンを用いて種々の負荷とアイドル運転との間の繰返し耐久試験を行い, 応力とクラック発生までの繰返し応力サイクル数(発停をもつて 1 サイクルとする)の関係を求めた。

(2) 実船機関の負荷状況の調査

タンカー, 貨物船, コンテナ船計 11 隻について, テレグラフ・ログ, チーフエンジニヤス・ログブックなど

から船の航海日数、実航海中における機関発停の頻度、機関負荷変動の実情を把握して、これから短時間等価耐久試験において、機関の安全性を確認するために必要な繰返し応力サイクル数を決定した。

(3) 短時間等価耐久試験法の開発

4年にわたる調査研究の結果を総合して、次の短時間等価耐久試験法を開発した。

(i) 耐久試験としては、機関の発停(ある負荷とアイドル運転の繰返し)を1サイクルとする繰返し運転を行う。

(ii) 大形機関に普通用いられる Mo 鋳鋼ピストンでは、この方法による耐久試験は相当の時間を要するので、鋳鉄で同じ形状のピストンを作製し、これを用いて試験を行う。

(iii) 鋳鉄(FC25)ピストンを使用する耐久試験において、もつとも使用条件のシビアな貨物船の場合、80%負荷とアイドルの繰返しを 2.3×10^6 回、解放の結果クラックの発生がなければ、これと同じ形状の Mo 鋳鋼ピストンは、機関の一生(30年と想定)の運転に十分耐えうる事が推論される。

(iv) 2.3×10^6 サイクルの耐久試験に必要な時間は、もつとも回転数の低い 850φmm (100rpm) クラスの機関でも約400時間であり、従来の 10^7 の繰返しを考えた長時間負荷耐久試験に比べて、はるかに短時間で済み、しかも合理的な試験と云うことができる。

自11 ニサイクルディーゼル機関の高圧過給の開発

この事業は、ニサイクルディーゼル機関に対する二段過給方式の計算法の開発、実用機関を使用しての実験による計算法の確立および二段過給機関の諸特性の確認を目的として、次の内容を実施した。

(1) 計算法の開発

二段過給機関の性能計算法を開発し、実験結果と対比検討し、十分な精度でシミュレートできることを確認し、より高い出力率の機関の性能計算に適用できる見込みがわかった。

(2) 供試機関の改造

実用機関 6 UET 45/80 D 機関(神戸発動機)を二段過給機関に改造して供試機関とした。主要目は次のとおり。

機関名称	現 状	改造後
出力, PS	4,500	5,000
回転数, rpm	230	230
平均有効圧力, kg/cm ²	11.5	12.8
過 給 機	MET 350×2 台	MET 45×2 台(高圧)

(3) 試 験

供試機関を用いて次の諸試験を実施した。

- (イ) 過給機マッチング試験
- (ロ) 中間冷却効果変更試験
- (ハ) 静圧管(低圧排気管)容積変更試験
- (ニ) 過給機カット試験
- (ホ) シリンダカット試験
- (ヘ) 低速性能試験
- (ト) 定力率試験
- (チ) 掃気ドレン計測試験

以上の試験から次の成果を得た。

(i) この事業で開発された二段過給性能計算法は、供試機関を用い、出力率78.5まで十分な精度でシミュレートできることが確認され、より高い出力率の機関の性能計算にも十分適用できる見込みがわかった。

(ii) 二段過給方式は、従来の単段過給方式に比して、空気量が豊富である、排ガス温度が低い等すぐれた機関性能であることを立証した。

(iii) 従って、二段過給方式によつて、熱負荷が軽減でき、トルクリッチに強く信頼性の高い出力率100以上の機関の開発ができる見込みを得た。

(iv) 過給機カット運転、騒音等に関しても、単段過給より悪化することはないと考えられるが、本試験では十分に解明できなかった低負荷性能および追従性能に関しては、今後定量的に検討する必要がある。

委1 ディーゼル機関の異常検知システムの開発

(シリンダ状態監視装置の試作)

本事業は、大型超高速船用ディーゼル機関の開発の一環として、46年度から進めてきたもので、対象を上記機関によるマルチプル・ギヤード・ディーゼル推進プラントに置き、目標をこのような多シリンダ・プラントに対する監視業務の省力化においた。

これまでの実施経過は、運輸省の試験補助金を受けて、46年度に

(1) シリンダ内圧力センサーの開発

(2) 異常診断論理の基本設計を実施し、47年度に

(3) インターフェイスシステムの開発(シリンダ内圧力データ収集装置の試作)

を実施した。

本年度の事業の範囲はこれらの成果をまとめてシリンダ状態監視装置を試作し、これを実機に適用してその性能を確認し、本異常検知システムの実用化を図ることである。

事業は、運輸省の試験研究補助金の交付を受けて実際の試験研究を三井造船(株)に依頼した。事業の実施内容は次のとおりである。

(1) 診断論理の開発

ディーゼル機関の燃焼性能と大きな関係にある燃焼まわり部品およびガスシールに関与している部分に対して、その状態が正常であるか否か、異常であるとすれば、どのシリンダのどの部分に起つているかを判別して、オペレータに分り易くディスプレイし、適切な処置指令と処置制御を行う装置を開発した。燃焼まわりの状態を判別するための特性値として、シリンダ内圧力波形から得られる熱発生量、図示平均有効圧力、最高圧力、圧縮圧力、熱効率等9個のファクターと排気温度を合わせて10個のファクターを用いる。

各部に起りうる事故(イベント)として15のケースをとる。これらの事故が起つたとき上記のファクターがどのような値を取るかを設定する。

任意に採取した状態(現在値)がどのイベントにもとも近いかを最小二乗法で決定する。

判定結果のディスプレイは、シリンダ番号、事故内容、判別の確からしさを三次元的に分りやすく表示するために、TVカラーディスプレイによるパターン表示方式を採用する。

以上の論理に対し、必要なソフトウェアを開発した。

(2) ハードウェアの開発

48年度は

○診断論理 CPU 部

○マン・マシン・インターフェイス部

を設計、試作し、これに前に試作したセンサー部、インターフェイス部を組合せ、装置を完成した。

(3) 総合試験

試作した装置について供試機関 6V60X を用いて次の試験を行った。

(イ) 正常運転試験(負荷率 25, 50, 70, 100%)

(ロ) 異常運転試験

ガス洩れ: イベント 1 ケース

燃焼系統異常: イベント 2 ケース

この結果、FO 系統の洩れは1サイクル当り噴射量の3%で異常を検出することができたが、シリンダ内ガス洩れに関しては8mm²相当面積よりガスが洩れた場合に検出が困難で、16mm²でははつきりと検出することができた。

正常時における各観測特性値のばらつきは、機関の特性、計測システム、運転方法等により異なり、この結果、診断確度も大きな影響を受ける。このため、ばらつき

計測は、システム評価のための重要な手段の一つであるが、かなり長期間(少くとも半年ぐらい)のデータ採取が必要だと思われる。

委2 高性能油回収船の試設計

本事業は、運輸省より委託を受けて、一部を三井海洋開発(株)に委託し、当協会に設置した油回収装置開発委員会で検討したものである。

設計は模型試験の結果(自7-A、傾斜板式油回収装置の開発参照)を基にして行つたもので、その主要目は次のとおりである。

油回収方式 傾斜板式

船型 平甲板型、カタマラン船型

全長×長さ×全幅 57.78×52.0×21.0 m

総トン数 1,500トン

主機関 直流式電気推進装置 950 KW×2基

主交流発電機 1,050 KW

発電機出力 1,600 PS

速力 航行時 12.4 kt, 油回収時 2~4 kt

航行区域 近海

航続距離 1,500 海里

航行日数 10日間

定員 19名

(完)

移転のお知らせ

このたび当社は下記へ移転いたしましたので、お知らせ申し上げます。

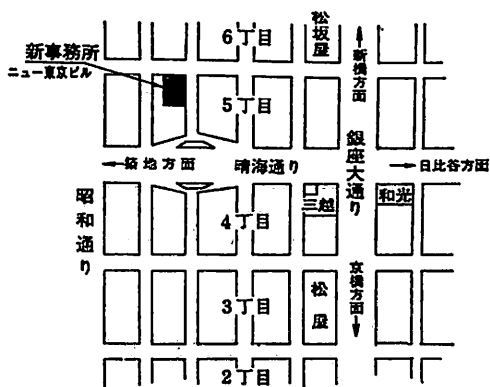
新住所 東京都中央区銀座5-11-13 (〒104)

ニュー東京ビル7階

●交通● 地下鉄銀座駅/国電有楽町駅または新橋駅/バス銀座4丁目または銀座松坂屋前

新電話 (03) 543-7793

株式会社 天然社



9-3-3 き裂発生、伝播および停止試験 (応力および温度とき裂の発生伝播の関係を求める試験)

9-3-2 で述べた各種の試験は、それぞれの試験結果に対する遷移温度を求めることができるが、9-2-1 で述べたようにこれらは実際の構造物の遷移温度を求めるものではない。そこで、ある応力状態での材料の脆性き裂発生または伝播停止温度の関係を直接求める目的で種々の試験方法が開発された。これらの試験の中には9-3-4 で紹介する破壊靱性特性値であるき裂伝播停止特性 (K_{ac}) を求めることができる試験もあるが、それらについても合わせて紹介する。

1. 落重試験 (Drop Weight Test)

DWT (Drop Weight Test) として ASTM E 208 に規格化されている試験方法で、アメリカの Naval Research Laboratory で開発されたことから NRL 落重試験ともいわれる。

これは、図 9-36 に示すように、クラック発生原因となるような溶接ビード (小さな切欠き付き) を有する試験片に高さ 2 ないし 4 m から錘 (45 または 27 kg) を落下させるもので、試験板の変形を制限させるために補助板が設けられている。(このすき間の調節により板の引張側の引張応力を制限できることになる。)

この試験を温度を変えて行なうことにより、ある応力 (σ) で、脆性破壊を起こす温度を求めることができる。この応力を材料の降伏点において ($\sigma = \sigma_y$) 引張側の表面にき裂が伝播しない温度を求めた場合、これを無延性遷移温度 NDT; Nilductility Temperature) という。また、Pellini により、ある種の鋼材については落重試験から得られた NDT における動的降伏応力から、相

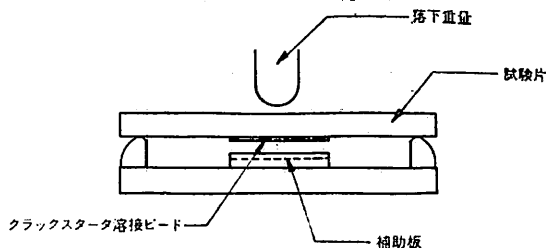


図 9-36 落重試験の概念図

*日本海事協会船体部

関的に動的 K_{Ic} 値、さらに、静的 K_{Ic} 値を求めることが示されている (文献 40)。

この試験の結果は、特性試験の範ちゆうに入ると考えられるが、構造物に脆性破壊が生ずる一つの大きなファクターである切欠きの大きさ、形状の影響を考慮にいれた破壊機構解析に使用できる破壊靱性値を直接求めることができないが、材料選択のための試験と考えられる。したがって、LNG 船関係規則では IMCO 規則案、IACS 統一規則、USCG 規則案 (文献 36 および 37) および RI 規則 (文献 38) に DWT を要求することがある旨規定されているが、わが国の LNG タンク用材料の靱性試験としては余り採用されていない。

2. 爆発バルジ試験 (Explosion-bulge Test)

爆破ふくらまし試験、NRL 爆破試験等ともいわれるこの試験は、四角な板状試験片 (クラックスターターとなる溶接ビード付きの場合もある) を爆風で衝撃破壊させ、き裂が停留することなく板を横切つて伝播する温度を求めるものである。この方法は、NDT を求めることができる。また、大型構造物中のき裂伝播に対する靱性、各種材料の比較評価を行なうこともできる。前述の落重試験は、この方法を単純化したものといえる。(図 9-37)

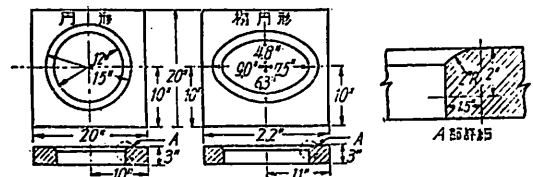


図 9-37 爆発バルジ試験

3. ロバートソン型試験 (Robertson Test)

この試験は、図 9-38 に示すようなある引張荷重下の試験片のクラック発生側 (図の左側) を低温、反対側 (図の右側) を高温とし、この間の温度勾配をほぼ直線とした状態で、左端切欠部をボルトガンで銃撃し、き裂を発生させて、このき裂が停止する温度を求めるものである。したがって、この試験は、応力を変えてこの試験を行なうことにより、ある板厚のある材料に対するき裂阻止線図を直接求めることができ、特性試験といえる。この試験は Robertson によって始められたことから一

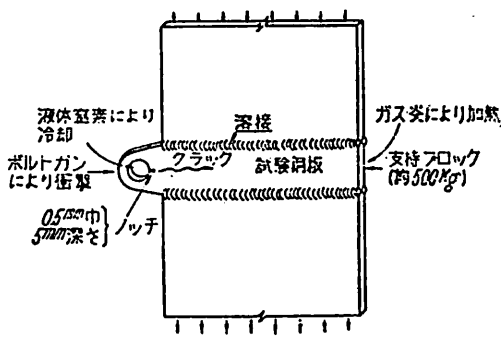


図 9-38 ロバートソン試験

般にロバートソン試験といわれるが、引張応力下の材料のき裂停止特性、すなわち、引張応力と CAT (き裂阻止温度) の関係を求めることから、落重試験における NDT (無延性遷移温度) を求めるものと同じ手法で利用されている。この試験に類似の試験、例えばわが国におけるプレスノッチ付伝播試験、温度勾配を与えない温度平坦型ロバートソン試験 (平坦型の場合、試験片が破断するかしないかの境界温度を停止温度とする) 等も多く行なわれている。この温度勾配型と温度平坦型の試験はエッソ試験、二重引張り試験でも同じように行なわれるが、前者で求めた停止限界温度の方が後者で求めたものより高目にできるが、これはき裂長さの違いによるものと考えることができる。

4. エッソ試験 (ESSO Test)

この試験は、図 9-39 に示すような幅 400 mm の試験片の片側にあらかじめ設けられた脆性き裂または宝石鋸による切欠きに楔をあてこれを銃撃し、または圧縮空気

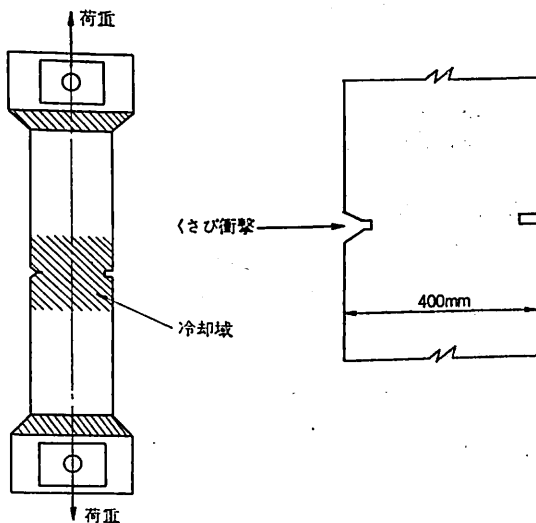


図 9-39 エッソ試験

のハンマで叩き、切欠底部に脆性き裂が発生しそれが伝播するかまたは発生しないかを調べるもので、わが国では、かなり実施されている試験方法である。この場合、冷却域の温度を一樣にするもの (平坦型) と温度勾配のあるもの (温度勾配型) とがあるが、温度勾配がついているものを温度勾配型エッソ試験と分けて呼ぶこともある。温度平坦型のエッソ試験は、応力と温度をかえて試験を行なうことにより、脆性き裂が発生し伝播する応力と温度の関係を求めることができ、温度勾配型のエッソ試験は、脆性き裂が停止した点の温度から応力と停止温度の関係を求めることができる。また、き裂伝播停止特性値 (K_{ac}) も求めることもできるが、これは、次の二重引張り試験と同じ手法であるから、次の項を参照されたい。

5. 二重引張り試験 (Double Tension Test)

この試験方法は、吉識、金沢両教授により考案されたもので、わが国では、き裂伝播特性試験として多く用いられているものである。図 9-40 にその 1 例を示す。また、この試験は、引張りのみならず曲げを受ける場合のき裂伝播特性も求めることができるが、その例を図 9-41 に示す。

この試験は、き裂発生部を図に示すように試験片本体とは別々に設け、このき裂発生部に生じたき裂がある応力状態の試験片を伝播するかまたは停止するかを調査して材料の限界応力-温度曲線を求めるものである。

さらに、二重引張り試験等のき裂伝播試験は、(9-10) 式で示した脆性き裂発生条件式からき裂が停止したときのき裂長さ、応力および温度により材料の伝播き裂に対する抵抗値としての K_{ac} 値 (材料脆性破壊発生特性値 K_c と区別するためのもので、単に K_c として表

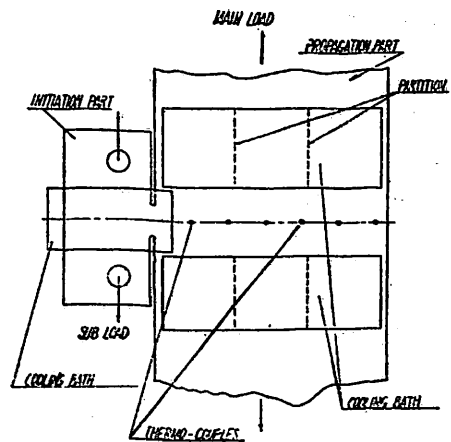


図 9-40 二重引張り試験片

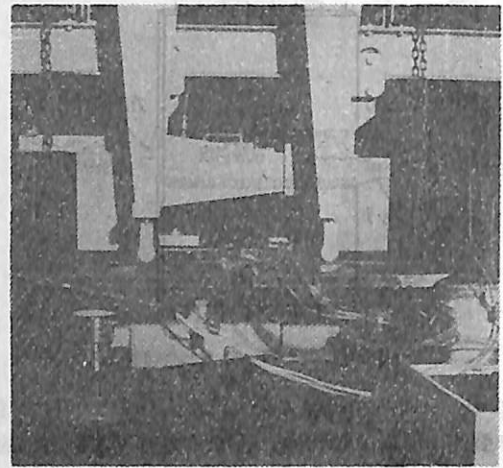
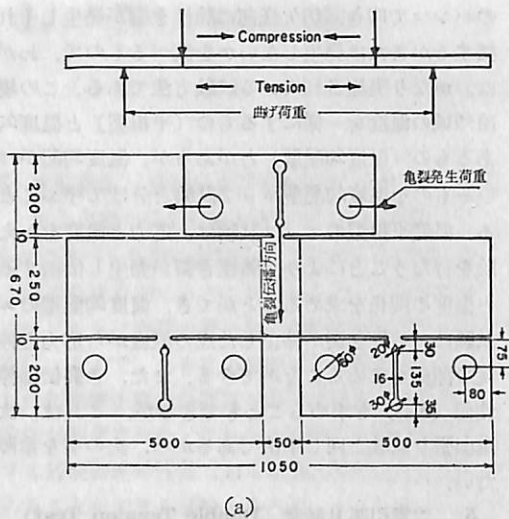


図9-41 二重引張型曲げ試験 (文献44)

わすこともある)を求めることができる。

すなわち、(9-14)式を試験板が有限幅である影響の係数 $F_b(r)$ を考慮して修正した式、すなわち

$$K_{ac} = \sigma \sqrt{\pi c} \cdot F_b(r) \dots\dots\dots (9-30)$$

ただし、

$$F_b(r) = \sqrt{\frac{2}{\pi r} \tan \frac{\pi r}{2}}$$

$r = c/b$; c = 停止き裂長さ, b = 試験片幅

を用いて K_{ac} を求めることができる。なお、 K_{ac} は脆性破壊発生特性値である K_C と同じく、一般に $\text{kg}\sqrt{\text{mm}}/\text{mm}^2 (\text{kg}\cdot\text{mm}^{-3/2})$, $\text{ksi}\sqrt{\text{in}}$ で表わされる。

9-3-4 破壊靱性試験

9-3-2 および 9-3-3 で説明した試験も材料の破壊靱性を何等かの方法で評価する試験であるが、ここでは、破壊力学すなわち 9-2-3 で説明した応力拡大係数 (stress intensity factor) またはその拡張概念を応用して構造物の脆性破壊を防止する目的に使用する材料特性値 (K_C , K_{IC} , 限界 COD 等) を求めることを主目的とする試験方法 (破壊靱性試験ということにする) について述べることにする。

なお、 K_C (または K_{IC}) 値は一般に $\text{kg}\cdot\text{mm}^{-3/2}$, $(\text{kg}/\text{mm}^2 \cdot \sqrt{\text{mm}})$, $\text{ksi}\sqrt{\text{in}}$ で表わされる。また、 ϕ_c 値は mm, inch 等で表わされる。

この材料特性値に影響を及ぼす因子としては、材質、板厚、変形抱束度、環境 (LNG 船タンク材料では主として温度)、荷重速度 (ひずみ速度)、切欠の状態等を挙げることができる。また、現在のところ破壊靱性試験として統一された試験はなく、実験的なものを含めて非常に多くの試験が行なわれている。したがって、対象とす

る構造部材の条件を明確にした上、材料の破壊靱性特性値に及ぼす影響を考慮した適当な試験により、破壊靱性値を求める必要がある。このような意味から本節では、まず最初に破壊靱性特性値に影響を及ぼす因子について説明し、次いで各種の破壊靱性試験について紹介する。

1. 破壊靱性に影響する諸因子

(1) 材質および溶接法

材質、溶接条件が異なれば、材料 (溶接部含む) の破壊靱性値は、当然異なってくる。現在のところ LNG 船のタンク用材料の破壊靱性値の推定方法が確立されていないので、9-2-3 ないし 9-2-5 で述べたような破壊力学を応用して不安定破壊を防止しようとする ($K \leq K_C$, $\phi \leq \phi_c$ 等) タイプ B タンク (タンクの限定破壊を想定する、第 8 章参照) では、使用材料および溶接ごとに破壊靱性試験を行ない、設計に使用する材料の破壊靱性値を求める必要がある。

また、この試験は、同じ材料規格で製造された同じ材料でも、当分の間は製造および品質管理方法が異なるごとに (メーカーごと) 行なう必要があろう。溶接部についても溶接施工管理者条件が異なるごと (タンクメーカーごと) に行なう必要があろう。

また、材料の方向性、溶接影響部等は、破壊靱性値に影響を及ぼす。したがって、試験は実際の溶接開先、作用応力を考慮して適当な方向および位置に切欠きをつけなければならない。

(2) 温度

温度変化により材料の靱性は変化するので、当然のことであるが、使用温度に応じた破壊靱性値を求める必要

がある。フェライト鋼等の材料によつては、 K_{IC} 値の温度依存性が、次式の形で表わされる（文献 21, 45 等）。

$$K_{IC} = K_0 \exp\left(-\frac{k}{T}\right) \dots \dots \dots (9-31)$$

ただし、

K_0, k ; 材料定数, T ; 絶対温度

LNG 船タンク材料では、使用温度を一定（約 -160°C ）として差しかえないことにより温度変化による靱性値変化は問題とならず、使用温度にあわせた試験温度で試験を行ない使用温度に対応する破壊靱性値が直接求められている。

(3) 切欠きの状態

後に説明するように破壊靱性試験は、き裂に相当する切欠きを有する試験片に荷重を加えて試験するものであるが、この切欠きせん鋭度も破壊靱性値に影響を及ぼす。実際の構造物に生ずるき裂を考慮して、切欠き先端は疲労き裂または脆性き裂としておくことが望ましいが、都合上、機械加工によつて得られる切欠きを設けて試験を行なうことが多い。機械加工の切欠き先端半径は 0.1 mm 程度（ 0.05 mm 程度まで可能）であり、一方疲労き裂の先端半径は一般に 25μ 以下であり、試験片の大きさ、形状、材質等によつてこの違いによる影響が大きい場合（一般にき裂せん鋭度が小さい方が靱性は下がる）もあるので、少なくともタンクのき裂限界長さの規定に採用する破壊靱性値は、疲労き裂による切欠きを有する試験片により求めるか、または機械加工の切欠き試験片を用いる場合は疲労き裂による切欠きと機械加工による切欠きの違いの影響が設計上無視できることを確認しておく必要があろう。

(4) 荷重速度（ひずみ速度）

荷重速度またはひずみ速度は、破壊靱性値に影響を与える。図 9-42 にその 1 例を示す。この図から静的試験、動的試験およびき裂伝播停止試験により求めた靱性値の変化がよく分る。9% Ni 鋼では、ひずみ速度の影響は比較的少ないという実験結果もある（文献 47）が、定性的なものである。

したがって、LNG 船タンク用材料の破壊靱性値を求める場合、まず想定する破壊形式を明確にする必要がある。一般に、タンク各部について詳細な応力解析が可能な場合は、破壊は疲労によるゆつくりした破壊を想定して静的試験により求めた脆性破壊発生防止のための破壊靱性値を採用してよい。また、タンクの構造が複雑で、局部的に応力解析がむづかしい箇所がある場合、その箇所については、局部的な不安定破壊を想定してき裂伝播停止の試験による破壊靱性値（ K_{Ic} 等）を採用したタイ

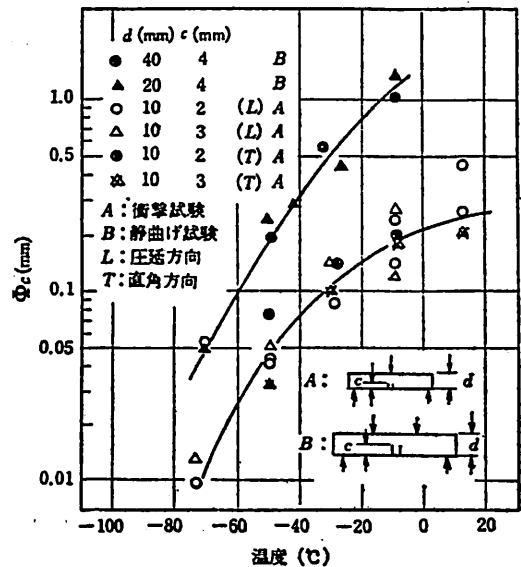


図 9-42 静的試験と衝撃試験による靱性値の比較例（文献 41）

プBタンクの設計を考える方が实际的であろう。後者の場合は、本節で紹介する破壊靱性試験でもき裂停止の靱性値を求めることができるものもあるが、9-3-3で紹介したき裂伝播試験によつても設計に使用する靱性値を求めることができる。

上記の考え方は、実際の貯蔵状態が低温常圧式のタンクを想定したもので、貯蔵状態が高圧力式の場合は、その仮想き裂の大きさによつては、第 8 章でも説明したように瞬間的なエネルギーの放出による急速な破壊の進行が考えられるので、全ての場合、原子炉压力容器等で考えられている動的またはき裂停止の破壊靱性値を考えるのが妥当かも知れない。

(5) 板厚

破壊靱性値に及ぼす板厚の影響に対する考え方は、板厚の差による材質の変化がないものとする 9-2-3 ないし 4 に述べたとおり変形拘束に対する影響と考えて差しかえなからう。（9-15）式から分るように破壊靱性値が低く、降伏応力が高い材料については、いわゆる K_{IC} 理論を用いて不安定破壊防止設計を行なう場合、材料（溶接含む）の K_{Ic} 値を求めなければならない。

しかし、破壊靱性値が高い材料について K_{Ic} 値を実験的に求めようとする場合、（9-11）式からも分るように一般的に厚板の試験片を用いる必要があり、したがって大型の試験片か、または特別の試験片（後述）を用いて試験をすることになる。

LNG タンクの材料に使われている 9% 鋼およびア

アルミ合金鋼 (5083-O) は、靱性が高いため、近似的にも K_{Ic} を求めるのがむづかしい。9% Ni 鋼の熱影響部では、 K_{Ic} 値を求めることができる場合もあるようであるが、アルミ合金 (5083-O) では、實際上、 K_{Ic} 値を求めるのは不可能といわれている。

したがって、タイプ B タンクの限界き裂長さを想定する場合、使用最大板厚の試験片により求めた破壊靱性値を採用すべきであろう。

2. 破壊靱性試験

ここで紹介する各種試験は、切欠き付きの試験片に荷重を加え、切欠き先端のき裂（または機械加工の人工切欠きを使用することもある）が進展したときの荷重または開口変位を計測し、 K_{Ic} 値、 ϕ_c 値等を求めることができるものであり、一般に材料（溶接を含む）の脆性破壊発生の特徴値を求めるものである。ここで ϕ_c 値は、開口変位を計測することにより求められる（図 9-22 参照）が、 K_{Ic} 値は、き裂が不安定破壊を開始した時点の荷重から、その時の応力拡大係数値を計算して求められるもので、応力拡大係数を簡単に求めることができる試験片形状のものであればよい。したがって、種々の形状の試験片により試験されているが、そのほとんどは例えば表 9-3 に示す有限板の形状が原型となつている。以下、代表的な例を紹介する。

(1) ASTM 規格による標準試験

ASTM の基準（文献 48）には、平面歪の破壊靱性値 (K_{Ic} 値) を求める試験方法が詳述されている。LNG タンク用材料、溶接の破壊靱性試験は、必ずしも K_{Ic} 値を求めることはできないが、この基準に準じた方法により K_{Ic} 値を求めることが多い。

ASTM の基準による試験片は、曲げ試験（図 9-43）および引裂き試験（図 9-44）があり、切欠きには図 9-45 に示すように、少なくとも先端 1.3 mm または切欠き全長の 5% のうち、大きい方以上の長さの疲労き裂を含むことが要求されている。

試験片寸法は、有効な K_{Ic} 値を求めるための板厚 B とき裂長さ a が、次式以上であることが要求される。

$$B \text{ および } a \geq 2.5 \left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_Y} \right)^2 \dots\dots\dots (9-32)$$

ただし、 σ_Y ；材料の降伏強さ

この場合、 K_{Ic} 値が未知であるため、適当に仮想して寸法を決めて試験を行い、その結果 (9-29) 式を満足していることを確認しなければならない。

試験片の数は、3 個以上とすることが推奨されている。

試験では、図 9-46 に示すように荷重と変位を記録し、

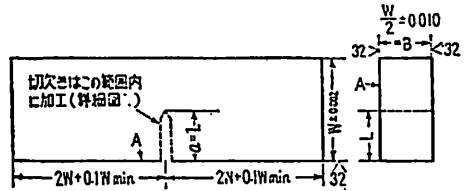


図 9-43 ASTM 曲げ試験片（文献）

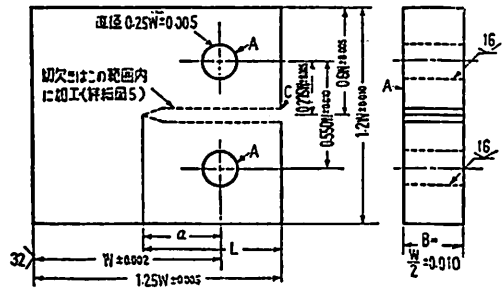


図 9-44 ASTM 引裂試験片（文献 35）

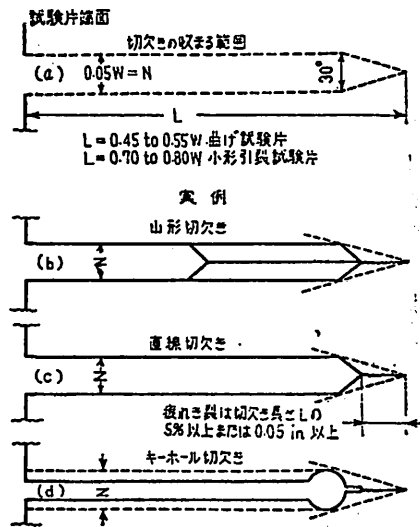


図 9-45 ASTM 試験中の切欠き（文献 35）

その結果 K_{Ic} 値の計算に使用する P_Q が決められる。図 9-46 中の OA の直線は、当初の荷重・変位曲線の傾斜直線で、この直線から 5° の直線（図 9-46 でこの 5° は拡大して描かれている）を引き、この直線と荷重変位曲線の交わった点の荷重を P_Q とする。荷重・変位曲線がタイプ I のときは $P_Q = \bar{P}_Q$ とするが、タイプ II またはタイプ III のように荷重・変位曲線中に極大点 (Pop-in と呼ばれる) があれば、この点の荷重を P_Q とする。このとき、 $0.8 P_Q$ の点から OA までの水平距離を X_1 、点

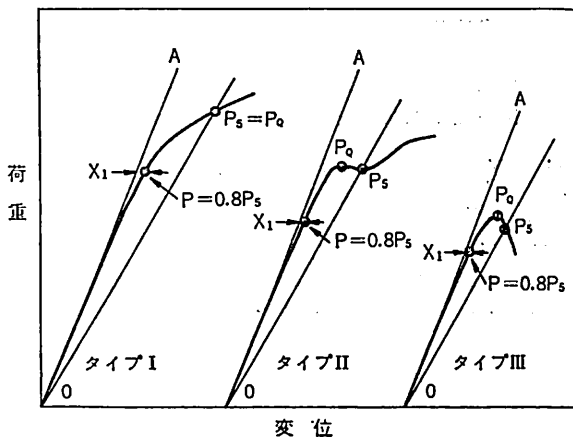


図9-46 荷重—変位曲線

P_Q から OA までの水平距離を X_Q としたとき、 $X_1/X_Q \leq 0.25$ ならば、この P_Q は、有効な K_{Ic} 値の計算に使用できる。この P_Q (kg) を使用して、次式により K_Q を計算する。

曲げ試験

$$K_Q = 0.00355 \frac{P_Q S}{B W^{3/2}} \left[2.9 \left(\frac{a}{W} \right)^{1/2} - 4.6 \left(\frac{a}{W} \right)^{3/2} + 21.8 \left(\frac{a}{W} \right)^{5/2} - 37.6 \left(\frac{a}{W} \right)^{7/2} + 38.7 \left(\frac{a}{W} \right)^{9/2} \right] \text{ (kg} \cdot \text{mm}^{-3/2}) \dots \dots \dots (9-33)$$

引裂き試験

$$K_Q = 0.00355 \left(\frac{P_Q}{B W^{1/2}} \right) \left[29.6 \left(\frac{a}{W} \right)^{1/2} - 185.5 \left(\frac{a}{W} \right)^{3/2} + 655.7 \left(\frac{a}{W} \right)^{5/2} - 1017.0 \left(\frac{a}{W} \right)^{7/2} + 638.9 \left(\frac{a}{W} \right)^{9/2} \right] \text{ (kg} \cdot \text{mm}^{-3/2}) \dots \dots \dots (9-34)$$

ただし、

B ; 試験片厚さ (mm)

S ; 曲げ試験のスパン (mm)

W ; 試験片深さ (mm)

a ; 切欠き (疲労き裂含む) 長さ (mm)

(9-30) および (9-31) 式で求めた K_Q が (9-29) 式を満足する場合、この K_Q は、有効な K_{Ic} 値として認められる。

ASTM による基準は、このように有効な K_{Ic} 値を求めるための試験方法について定められたものであるが、前述のように LNG タンク用材料は、 -160°C 程度では一般に降伏応力の割に靱性値が高いので有効な K_{Ic} 値を求めることができないが、試験片に使用板厚

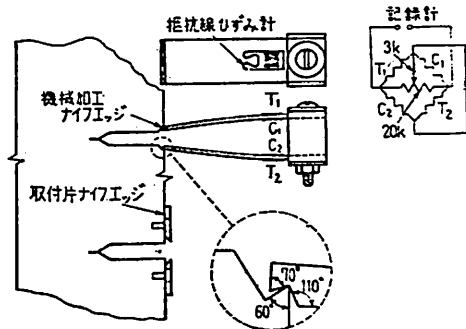


図9-47 ASTM 試験切欠き開口変位 (COD) 計測

を採用することによりこの試験で得られた靱性値を設計上 K_{Ic} 値として評価し、タンクの限界き裂長さを推定するための材料試験として採用される例は多い。

この試験基準には、さらに開口変位を計測する方法も記載されている (図9-47)。この開口変位は、前述の荷重—変位曲線を自動的に描くためにも測定されるものであるが、もちろんこの計測結果から切欠き先端の限界 COD (ϕ_c) (図9-22 (b) 参照) を求めることもできる。この場合、図9-22 (b) および図9-47 から明らかなように、切欠き先端の開口変位を直接計測する訳ではないので、適当な方法により切欠き先端の開口変位 (ϕ) を求める必要がある (例えば、図9-21 に示す BCS モデル等により求める)。

(2) ディープノッチ試験

ディープノッチ試験は、脆性破壊発生特性を調べるため秋田・池田らによって開発されたもの (図9-48) で、わが国では、各種の材料・溶接についてかなり広く用いられている試験方法である。図9-48 の両側切欠き付きのディープノッチ試験のほか、図9-49 に示すような中央切欠きの試験片による試験も多く行なわれている。

図9-48, 49 から分るように、この試験は十分深い切欠きをつけた試験片の引張試験を行なうものである。したがって、切欠き底部の拘束が多いことから、低い荷重でも切欠き底部から脆性破壊を発生させることができる

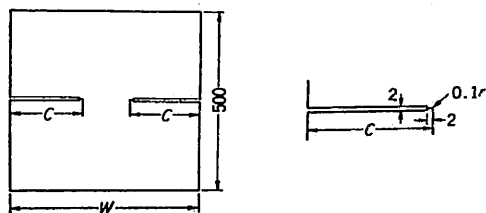


図9-48 ディープノッチ試験片両側切欠き (文献21)

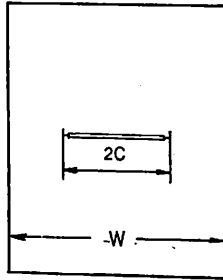


図9-49 ディープノッチ試験片 (中央切欠き)

のが特色である。

この試験結果は、次式で示される K_{Ic} 値によって整理することができる。また、 ϕ_c を求めることもできる。

$$K_{Ic} = \sigma \sqrt{\pi c} \left(\frac{W}{\pi c} \tan \frac{\pi c}{W} \right)^{1/2} \dots\dots\dots(9-35)$$

ただし、

- σ = 破壊発生応力 (試験片幅の平均応力)
- c = 切欠き深さ (センターノッチの場合 1/2 長さ)
- W = 試験片幅

この試験は、比較的簡便 (切欠きが機械加工) なため、9% Ni 鋼、アルミ合金の材料、溶接の靱性試験としてもわが国では多く採用されている。

また、試験結果は K_{Ic} , ϕ_c で整理することもできるが、破壊時の応力 (σ_{net} ; 破断荷重を切欠き部を除いた断面積で割った値, σ_{gross} ; 破断荷重を切欠き部を含む断面積で割った値), 破断面観察等により、材料、溶接の靱性を評価する方法も行なわれており、特にアルミ合金 5083-0 では、センターノッチ型試験片で $\sigma_{net}/\sigma_Y > 1.0$ を判定の基準として採用するという考え方が提案されている (文献 60)。

(3) COD 曲げ試験

COD は、前述の ASTM 基準、ディープノッチ試験、その他の破壊靱性試験によつても計測することができ、COD 専用の試験として行なわれることは少ないが、簡便な工業的試験法として小型切欠き曲げ試験による COD 試験方法も提案されている。

図 9-50 は、イギリスにおいて推奨されている COD 計測用の切欠き曲げ試験片である。

工業的試験法としての曲げ COD 試験は、わが国においても脆性破壊発生特性に基く鋼材の材質判定規準の確立の一環として研究されている (文献 49, 50 等)。この研究によると、標準試験片形状は ASTM 標準と同じ (図 9-43 参照)、切欠き尖鋭度は $\rho \leq 0.1 \text{ mm}$ 、試験片厚さは原厚、荷重条件は 3 点曲げでよい等が提案され

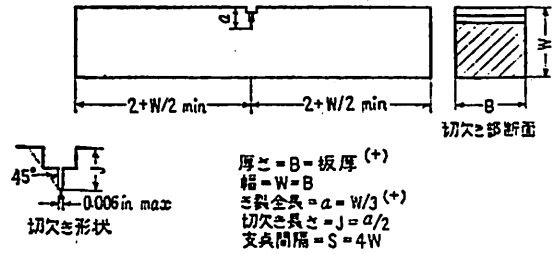


図 9-50 イギリスで推奨されている COD 計測用の曲げ試験 (文献 35)

K_{Ic} 試験の場合は $W=2B$, $a=0.5W$ とする。この形の試験片を COD 試験に用いてもよい。

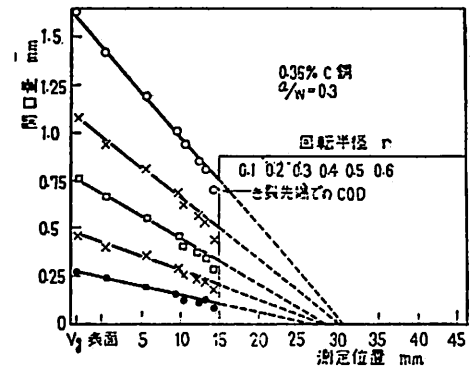


図 9-51 曲げ試験における回転半径 (文献 30)

ている。

COD すなわち、切欠き先端の開口変位は、開口計測点 (クリップゲージ) の変位と異なる。クリップゲージが切欠き先端に近い位置に設けられる引張試験でも、切欠き先端の開口変位は、クリップゲージの位置での開口変位と異なり、適当な補正が必要である。 ϕ_c の求め方については、いろいろと研究されている (文献 49, 50 等) が、例えば図 9-22 (b) の曲げ試験で計測する V_0 により、 ϕ_c は次式で求めることができる。

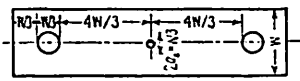
$$\phi_c = \frac{V_0}{1 + \{(a+x)/r\}(W-a)} \dots\dots\dots(9-36)$$

ただし、

r ; 回転因子 (rotational factor) で、実験的またはすべり場理論的に求める。一般に 1/3 ないし 1/2 の値、イギリスでは安全側として 1/3 をとっている。図 9-51 にその 1 例を示す。

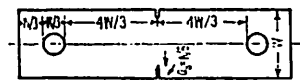
(4) その他

前述 (1) ないし (3) 以外にも破壊靱性試験は、種々の方法がある。図 9-52 にその例を示す。

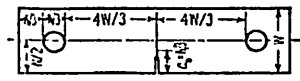


$$EG = \frac{P^2}{WB^2} \tan \frac{\pi a}{W}$$

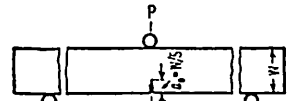
(a) 中央切欠き試験片



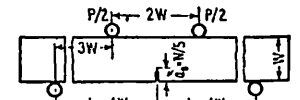
(b) 両側切欠き試験片



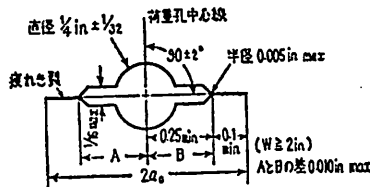
(c) 片側切欠き試験片 (引張り)



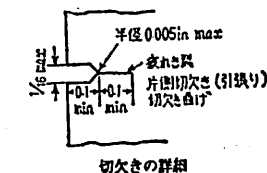
(d) 切欠き曲げ試験片 (3点曲げ)



(e) 切欠き曲げ試験片 (4点曲げ)

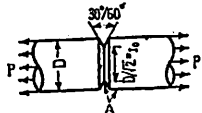


両側表面の試験片中心線に対する脱位は $W/1000$ 以内

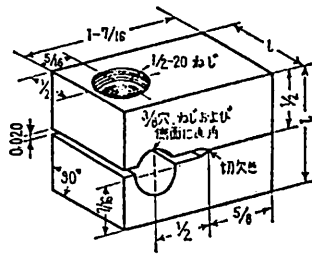


切欠きの詳細

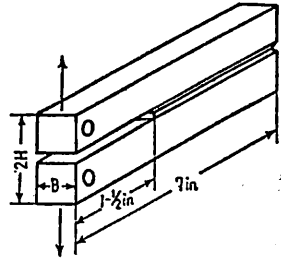
表面の中心線に対する脱位 $D/1000$ 以内



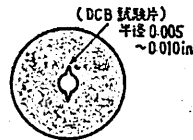
(f) 縦れき裂切欠き丸棒試験片



(g) WOL 試験片



(h) 片持はり試験片



(i) 回転円板試験片

図 9-52 各種破壊靱性試験 (文献 35)

3. 構造模型試験

構造物の脆性破壊に対する抵抗, いいかえると構造物中に脆性破壊が発生することがない許容し得る最大き裂長さまたは欠陥の大きさは, 構造物の材料 (溶接部含む), 形状応力の大きさおよび分布, 使用温度等が定まり, 9-2-3ないし4に例示したような破壊条件があてはまると想定すると, 前述のような各種材料の破壊靱性試験で得られた靱性値から推定することができる。

しかし, この方法は例えば9-2-3ないし4に示した破壊条件が適用されること, かつ, 材料の靱性値が, 温度, ひずみ速度, 板厚, 多軸応力による変形拘束度等の影響を考慮にいれたものであること等の仮定をおいたものである。

したがって, 経験の少ない材料, 構造物の場合, これらの仮定が成立 (少なくとも安全側に) するか否かを調べる目的で大型の構造模型に種々の切欠きを設けた破壊試験を行なうことが多い。あるいはこの逆で, 未知の要素のある構造物に対しては, このような実物に近いモデルの破壊試験による実験的研究から, より簡単な試験による安全性の判定基準を考慮するというプロセスかも知

れない。このほか, 実際の破壊事故の解析という目的でももちろん行われる。

構造模型試験は, 構造物の形状, 応力分布, 材質, 想定欠陥またはき裂, 使用環境をできるだけ実際に近づける必要があり, 当然のことだが画一的方法はない。次に二, 三の実例について紹介しておく。

(1) 切欠き付き広幅引張試験

脆性破壊の研究の初期から, 世界各国で行なわれている試験で, 想定する欠陥またはき裂を与える切欠きはもちろん, 十字溶接継手を設けて残留応力の影響, 角変形を与えて工作誤差の影響等を考慮した試験を行なうことができる。

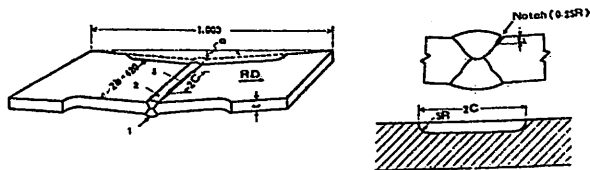


図 9-53 切欠き付角変形広幅引張試験 (文献 51)

図9-53にその1例を示す。この試験は LPG 高压ガス貯蔵容器等の耐圧試験時の溶接止端部のトウクラックからの脆性破壊の発生条件を調査するため、80 kg/mm² 級高張力鋼の角変形付きの広幅切欠き引張試験片である。

(2) 压力容器の圧力上昇による破壊試験

压力容器に切欠きを付けて容器の圧力を上昇させ、破壊発生時の圧力から、破壊発生時の膜応力を推定する試験である。この場合、压力容器中に設けた人工切欠きの形状と破壊発生応力から K_c を推定することができる。

次に、Kaiser Aluminum と Battele Memorial Institute との共同で行なわれた有名な試験を1例として紹介する。

この試験は、図9-54に示すような溶接製アルミ合金製円筒形压力容器（材質 5083-0, 溶接ワイヤ 5183 および材質 7039, 溶接ワイヤ 5039 の2種）で温度条件 -220°F のもとで行なわれた。 K_c 値は、貫通切欠きに対する応力拡大係数 (K) により求められている。

$$K^2 = \frac{\pi c \sigma_h^2}{\cos \theta} \left(1 + \frac{5\pi}{32} \lambda^2 \right) \left(\frac{4-\lambda}{2} \right) \dots \dots \dots (9-37)$$

ただし、

K ; ksi $\sqrt{\text{in}}$

c = 貫通切欠きの 1/2 の長さ, in

$$\lambda^2 = \frac{c^2}{Rt} \sqrt{12(1-\nu^2)}$$

ν = ポアソン比

R = 円筒容器の平均半径, in

t = 板厚, in

$$\theta = \frac{\pi}{2} \frac{\sigma_h}{\sigma_c}$$

$$\sigma_h = \frac{PR}{t}, \text{ ksi (円周方向引張応力)}$$

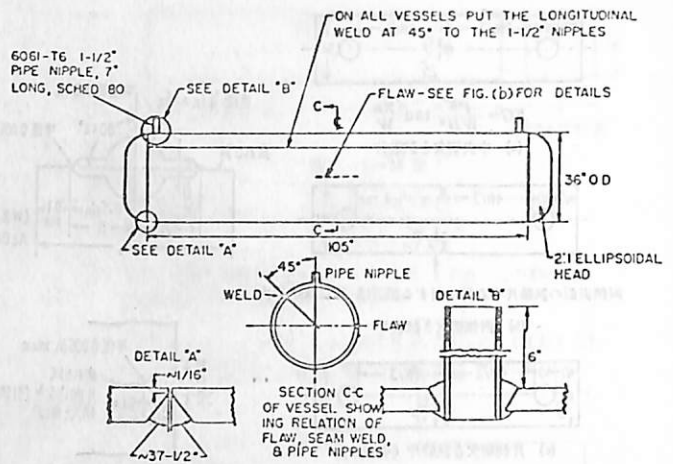
P = 内圧, ksig

σ_c = 切欠きのない压力容器の破壊応力, ksi

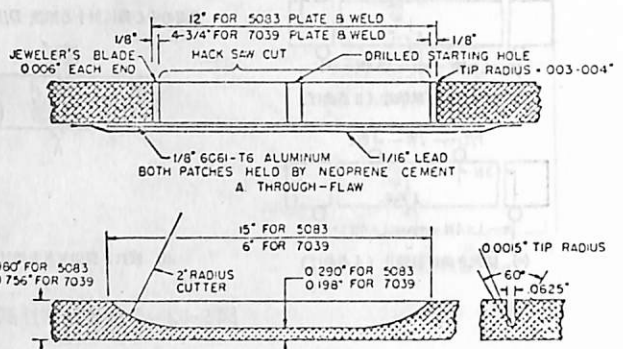
(材料の引張強さと等しいと想定)

$\lambda = (3-4\nu)$ 平面歪; $(3-\nu)/(1+\nu)$ 平面応力

この試験により、アルミ合金の K_c を推定しているが、それらについては、第10章で紹介する。(未定)



(a) 压力容器形状寸法



B PART-THROUGH FLAW

(b) 切欠き形状

図9-54 切欠き付円筒形压力容器破壊試験 (文献54)

Pacific Painbow 進水 (佐野安船渠)

新しく開発した多目的貨物船で、すでに2隻の建造が予定されている。

全長; 169.515 m, 長さ(垂線間); 160.00 m, 幅(型); 26.60 m, 深さ(型); 15.00 m, 計画満載吃水(型); 10.80 m, 総トン数; 約 17,100 t, 載貨重量; 約 28,500 mt, 貨物船艙容積(グレーン); 約 35,550 m³, (ペール); 約 34,550 m³, 船級; BV, 船型; 凹甲板船尾機関型, 航行区域; 遠洋区域, 竣工 50-2 下旬



完成予想図

NK



日本海事協会創立 75 周年を迎う

日本海事協会は、明治 32 年 11 月 15 日、当時海運、造船、海上保険等の海事諸業の育成強化が国策として取り上げられたのを機に、広く海事関係産業全般の振興を図ることを目的として創立された。

その広範な事業目的の中でも、特に海上における人命および財産の安全を図ることを重要な使命として、明治 33 年には早くも船舶検査規則の起草に着手し、明治 36 年には船舶の検査業務を開始した。大正初年、船級事業への指向を次第に強め、組織の整備、技術規則および登録船名簿の刊行など、船級協会としての基礎固めを着々と進め、業績は順調に伸展した。大正 8 年、American Bureau of Shipping (AB), British Corporation Register of Shipping (BC) および Registro Italiano Navale (RI) の各船級協会と四国船級協会連盟を結び、相互に船級を認め合うこととなり、世界の船級協会の仲間入りが実現した。次いで大正 15 年に至り、最高船級 NS* が先進船級協会の最高船級と同様に、国際海上保険業界から最恵扱いを認められ、ここに船級協会としての国際的地位を確立した。

NK の船級事業は、明治初年から実施されていた国の船舶安全検査とおのずから関連を生じ、創業以来密接な関係を保ちつつ歩んできた。すなわち、明治 37 年船舶検査員 3 名が主務大臣に認可されたのを皮切りに、大正 3 年造船材料の検査機関として、次いで大正 9 年には船舶検査の代行機関として認可された。更に、大正 11 年満載喫水線の施行に伴い、満載喫水線を指定し、満載喫水線証書を発行する権限が与えられた。

昭和 9 年船舶安全法が制定施行させるに及び、NK の船級検査はその内容において国の安全検査と同等であると認められ、同一事項について二重検査の不便を除去する趣旨から、NK の船級を有する非旅客船については、船体、機関および特定の設備並びに満載喫水線に関する国の検査を省略することが定められ、今日の船級協会としての基盤が確立した。

かくして、我が国力の増進と海運の急伸展に伴って、昭和 16 年には船級船も 300 万総トンを突破するに至るまでの成長をみたが、第二次大戦によって甚大な打撃を

受けた。しかし、戦後我が国海運、造船界の復興と躍進に伴い、順調な発展を遂げ、今や登録船級船保有量 4,350 万総トンに達し、世界三大船級協会の一角を占めるに至った。

特に、近年外国籍船の入級が増加し、昭和 49 年 10 月末現在、32 箇国、1,075 隻（全体の 33.6%）、860 万総トン余（19.8%）に及び、その船級の国際化は急速に伸展しつつある。

NK は船級協会としての実績を認められ、日本政府のほか、リベリア、パナマ、シンガポール、ギリシャ等 21 の外国政府から、海上人命安全条約および国際満載喫水線条約に基づいて、それぞれの国に属する船舶の検査および証書発行の権限を与えられ、その数は今後さらに増加の見込みである。またこのほか、前記外国政府のうち 10 箇国から、トン数の算定に関する権限を与えられ、トン数証書を発行している。

NK は多年船級事業によって培った技術能力を基盤にして、絶えず技術規則の近代化、合理化に努めるとともに、きめの細かい検査を行って、内外の関係者の信頼を得てきた。最近では、海洋構造物の登録も開始して、関係者の要望にこたえとともに、材料試験機の検査、溶接工の技量検定、海上コンテナの検査、各種鑑定および技術コンサルタント業務を行うなど、広い分野の活動を行っている。

現在、本部および技術研究所に 100 余名の技術スタッフを、また、国内 14 支部、5 検査事務所および海外 1 支部、5 駐在員事務所に合計 210 余名の専任検査員を配置するほか、海外主要 132 港に 189 名の囑託検査員を置いて、全世界に検査網を展開し、充実した検査を実施している。

シンガポール支部検査員増員

NK はシンガポール支部の検査業務量増大に対処するため、専任検査員 1 名を増員、先般本部職員の中から派遣した。この結果、同支部の検査員は支部長以下 6 名（3 名は現地人検査員）の陣容となった。

同支部は、1967 年開設以来業績は順調で、特に最近の検査業務の伸びが著しい。当初、主として現地の小型船の検査を行なっていたのであるが、最近では大型船級船の修繕が増加する一方、Jurong Shipyard では、同地で最初の NK 船級大型新造船（90,000 DWT タンカー 4 隻の第一船）の建造工事が始まっている。さらに、すでにか働している Hitachi Robine Shipyard のほか、目下建設中の Mitsubishi Singapore Heavy Ind., Senoco Shipyard および Malaysia Shipyard & Engineering, SDN, BHD など、日本の造船所との合弁の造船所がか働するようになると、シンガポールの大型船修繕は飛躍的に増加することが予想され同支部の今後の発展が期待される。

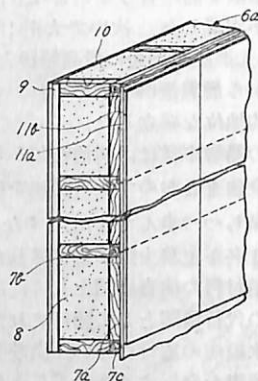
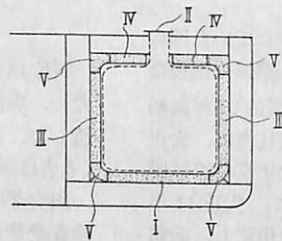
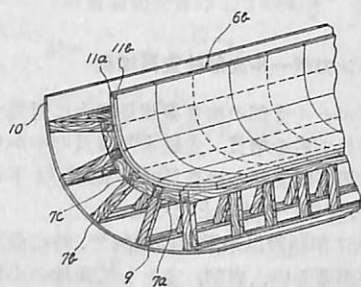
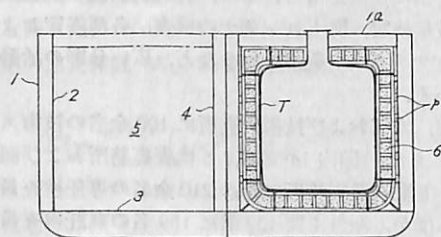
特許解説

低温液化ガス輸送船の建造方法〔特公昭 49-31075 号，
発明者；山本勝郎外 2 名，出願人；ブリジストン液化
ガス株式会社〕

薄膜形式のタンクを具えた低温液化ガス輸送船を建造
するにあたり，その断熱壁並びに薄膜式タンクの据付け
に対して，同一出願人によつて発明されている（特公昭
49-18395 号および特公昭 49-23198）が，この発明はさ
らに改良を加えたものである。

断熱壁内に薄膜構造のタンクをきつちりと正確に合わ
せて設けておいても，低温液化ガスをタンク内に收容し
て使用し始めると，その低温のためタンク壁が収縮する
とともに液圧を受けるため，タンクは全体として複雑な
変形をし，構造強度上好ましくないという問題があつた。

この発明は，上記の問題点を解決するためになされた
ものであり，図面を参照して説明すると，船体 1 には二



謹賀新年

昭和 50 年 元旦

株式会社 天然社

重船殻の内壁 2，内底板 3，縦隔壁 4，横隔壁により凹
所 5 が形成され，この凹所内にタンク T が設けられる。
タンク T と船体凹所との間には断熱壁 6 が設けられる
が，この発明においては，図に示されているように，
木製支持枠 7 a～7 c 内部に設けられる断熱材 8，金属
補強材 9，防湿用鉄板 10，2 次障壁としてのベニヤ板
11 a，11 b から成る耐圧縮性のパネルユニット状のも
のが用いられる。

建造にあたっては，凹所 5 内にまず底部断熱壁 I が形
成され，ついでタンク T が搬入され，その後，タンク
T と凹所 5 の側壁の間に順次断熱壁が形成される。この
際，側部断熱壁構造部分 III は，予じめタンク T と凹所
5 の側壁との間隙よりも厚く形成されている。したがつ
て，タンク T は強制的に内方へ撓ませるため，タンク
T に低温時における収縮分に対応する余裕をもたせるこ
とができる。（特許庁審査第 3 部 幸長保次郎）

船 舶 第 48 卷 第 1 号 昭和 50 年 1 月 12 日発行
1 月号・定価 600 円（送料 28 円）

本誌掲載記事の無断転載・複製複製をお断りします。

編集兼発行人 土肥勝由
発行所 株式会社天然社

〒104 東京都中央区銀座 5-11-13
ニュー東京ビル
電話・(03) 543-7793 振替・東京 79562

船舶・購読料

1 カ月 600 円（送料別 28 円）
6 カ月 3,600 円（送料別 168 円）
1 カ年 7,200 円（送料共）

本誌ご注文は書店または当社へ，
なるべくご予約ご購入ください。

PRINTED in JAPAN

THOMAS
MERCER
— ENGLAND —



一世紀にわたる…
輝く伝統を誇る！



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時(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3-9-10 TEL(272) 2971(代表) 〒103
大阪市南区安堂寺橋通2-42 TEL(262) 5921-7 〒542

精度を誇る♡印の航海用六分儀



Cat No. 637 MS-3

玉屋航海用六分儀は四十年にわたる経験と卓越せる技術、精選した材料とによって製造したもので、測角精度はもとより反射鏡、シェードガラスの優秀なこと、構造の堅牢なことは定評のあるところです。

分度目盛、 $-5 \sim 125^\circ$ 1° 目盛

マイクロメーター $1'$ 目盛

単眼鏡 $7 \times 50m.m.$

登録 ♡ 商標 株式会社 玉屋商店

本社 東京都中央区銀座4-4-4
(和光裏通り)

電・(561) 8 7 1 1 (代表)

支店 大阪市南区順慶町4-2

電・(251) 9 8 2 1 (代表)

工場 東京都大田区池上2-14-7

電・(752) 3 4 8 1 (代表)

Dimetcoat® 厚膜型無機亜鉛塗料

ダイメットコート

鋼構造物を腐食から守る特殊防食塗料

Amercoat®

小松島特殊塗装工場稼動開始

新造船、就航船などに最新設備によって工期短縮
低コスト、精度の高いタンク内塗装施工を行います。

小松島工場：〒773 徳島県小松島市中田町東山 TEL 08853-2-6352

発売元 株式会社 井上商会

製造元 株式会社 日本アマコート

社長 井上正一

〒231
(本社) 横浜市中区尾上町5-80
TEL 045-681-1861(代)

〒232
(工場) 横浜市中区かもめ町23
TEL 045-622-7509

定価 六〇〇円