

SHIPPING

船舶

1972. VOL. 45

12

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
毎月一回 十一月二十一日 発行
昭和四十七年三月二十八日 運輸省特例承認業務第四〇六号
昭和四十七年十二月十七日 印刷
発行

日本最初の超自動化システムを
採用したタービン・タンカー

鳥取丸

船主 日本郵船株式会社 太平洋海運線
載貨重量トン数 236,550トン
主機関 三菱船用蒸気タービン1基
連続最大出力 24,000PS/90rpm
航海速度 15.8ノット
引渡 昭和47年9月5日
建造 三菱重工長崎造船所



三菱重工業株式会社

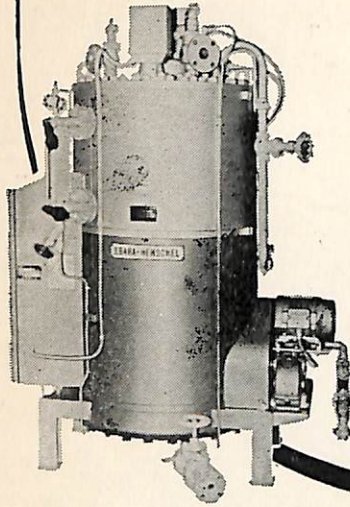
Lot. No. 221



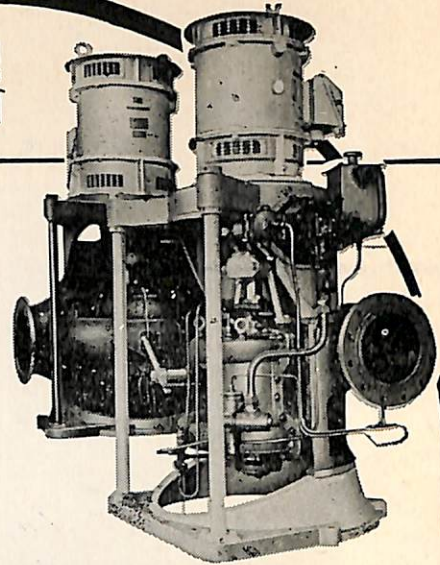
天然社

エバラの船用機器

船舶用
エハラヘンシェル・ボイラ



各種船用ポンプ
送排風機器
空調機器
甲板機械用油圧装置
サイドスラスト装置
ヒーリングポンプ装置



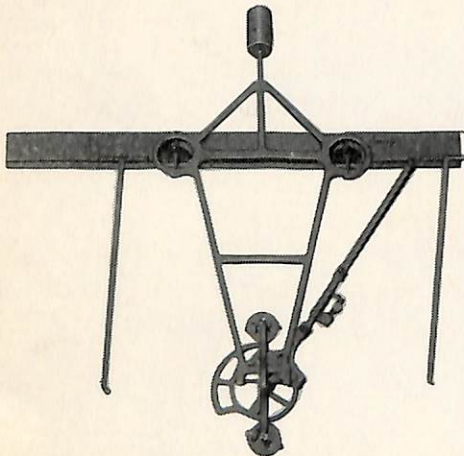
エハラ船用ポンプ

EBARA

荏原製作所

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

世界の水準をいく玉屋のINTEGRATOR



○精度は定評があります。

○使いやすく能率的です。

下記の三項目を測定し計算できます。

Area $\int y dx = A$

Moment $\frac{1}{2} \int y^2 dx = M$

Moment of Inertia $\frac{1}{3} \int y^3 dx = I$

測定範囲

X方向 155 cm

Y方向 68 cm

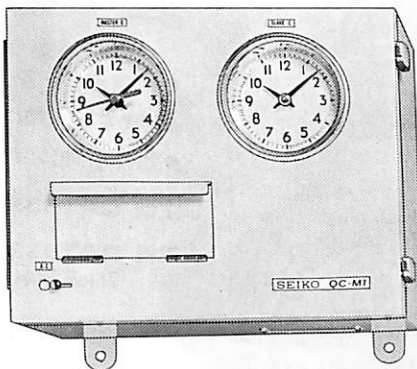
登録商標 株式会社 玉屋商店

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)

高精度セイコー船舶時計

セイコーQC-M1

セイコーQC-M1は自動化・省力化時代の船舶の要請にこたえた水晶発振式の親時計。温度変化・振動に強く、抜群の耐久性をもった高性能・高精度です。マリンクロノメーターとして又、子時計を駆動して、航海に必要なあらゆるタイムコントロールにご利用ください。



- パルス駆動で長寿命。正確な0.5秒運針
- 現地時間に簡単に合わせられる、正転・逆転可能
- 前面ワンタッチ操作の自動早送り装置・秒針校正装置
- MOS-IC採用のユニット化による安定性・保守性の向上
- 無休止制の交・直電源自動切替つき

QC-M1……………152,000円
260×320×160(高)重量8.5kg



豊富にそろった船舶用子時計、お好みのデザインをお選びください。

SEIKO

セイコー・株式会社 服部時計店

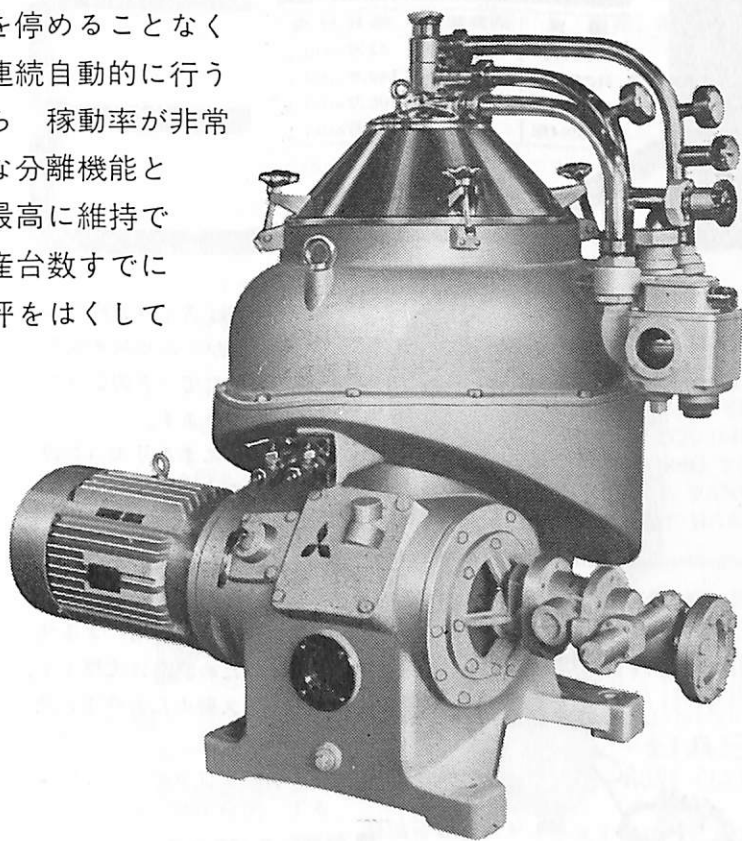
船舶機関部の合理化に

三菱セルフジェクタ

自動排出遠心分離機

7機種(700~12,000ℓ/h)

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



遠心分離機の総合メーカー



三菱化工機株式会社

本社/東京都千代田区丸の内2-6-2 電話(212)0611(代表)

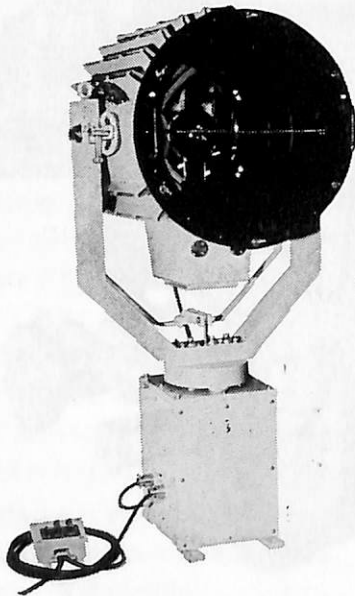
ボタンひとつで方向自在!!

三信の高性能

特許3件・実用新案3件・意匠登録1件

リモコン探照灯

形 式	消費電力	光 柱 光 度
RC20形	500W	32万cd以上
RC30形	1kW	140万cd以上
RC40形	2kW	300万cd以上
RC-60H形	3kW	700万cd以上



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

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

■ 特許庁長官賞受賞

世界的水準をはるかに抜く明るさ!!



三信船舶電具株式会社

◎ 日本工業規格表示許可工場

三信電具製造株式会社

本社 ● 東京都千代田区内神田1-16-8 TEL東京 295-1831大代表

工場 ● 東京都足立区青井1-13-11 TEL東京 887-9525-7

営業所 ● 福 岡 ・ 室 蘭 ・ 函 館 ・ 石 巻

船舶

第 45 卷 第 12 号

昭和 47 年 12 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

標準撒積貨物船 VICTORIA I	三井造船・藤永田造船所 造船設計部	(35)
船舶と橋脚の衝突の問題	長 沢 準	(39)
AE による非破壊検査	神 尾 昭	(46)
大型船の横桁材における切欠き (スロット) 周辺の損傷防止について(その 1)	真 能 創	(52)
船体振動における最近の諸問題 (1)	川 上 益 男	(63)
サルベージと深海潜水船	寺 田 明	(71)
LNG 船 (その 3 貨物格納) (1)	恵美洋彦・曾根 紘	(74)
防爆入門 (第 II 部) (5)	木 下 直 春	(86)
[製品紹介] 船体支持降下装置スケーリング・ブロック	保 坂 藤 雄	(94)
無人艇を使用した海洋調査システム (古野電気)		(96)
[水槽試験資料 264] 長さ 150 m の高速貨物船の水槽試験例 (2) 浮心位置の影響	「船舶」編集室	(97)
NK コーナー		(102)
昭和 47 年度上期造船工事状況 (船舶局)		(103)
昭和 47 年 9 月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課)		(50)
業界ニュース		(104)
[特許解説] ☆ 船舶建造の方法 ☆ 船体等水上浮揚構造物の接合方法		(105)
日本鋼管の 2,000 トン シップベンダー, 佐野安船渠水島造船所に設置		(93)
「船舶」第 45 卷 第 1 号 ~ 第 12 号 総目録		(107)

写真解説 ☆ 155 人乗りホーバークラフト MV-PP 15 型 1 号機 “しくなす” 完工
 ☆ 三菱重工長崎造船所香焼工場竣工
 ☆ 三菱重工横浜造船所本牧工場 12 万トン修繕ドック完成

竣工船 ☆ あるばとろす ☆ ジャパンアドニス ☆ ばしふいっく丸 ☆ 第八富若丸 ☆ 渡島丸
 ☆ 大真丸 ☆ エイシアンフェニックス ☆ 新宝丸 ☆ 八戸丸 ☆ INVERSHIN
 ☆ ほあいとさんぼう ☆ DORIC FLAME ☆ PERICLES HALCOUSSIS
 ☆ EASTERN OCEAN ☆ NAESS AMBASSADOR ☆ INWANG ☆ SEO YANG
 ☆ OCEAN HARVEST ☆ AMILLA ☆ SOUTHERN UNION ☆ YANCEY ☆ PANORMOS
 ☆ IOANNS CHANDRIS ☆ HAN JIN HO ☆ DILIGENCE ☆ MARITIME HARMONY

海水と闘う鉄、塗装の補修下地処理剤

資料請求券 船舶47/12

ケレン

無公害

KEELATE -BASED RUST CONVERTER

ケレン作業の省力化と 塗料を選ばぬ下地処理

経済性 ● サンドブラスト費用の約 1/10
 処理能力 ● 20 ~ 30 m² / ℓ
 包装 ● アトロン缶 18kg 入、ケミドラム 200kg 入
 一般プライマーとの密着性が極めて良い



日本パーカライジング株式会社

東京営業部：東京都中央区日本橋江戸橋 2-11 TEL (272) 4671
大阪支店、名古屋支店、横浜、千葉、宇都宮、前橋、堺、九州各出張所

パーカー商事株式会社

本社：東京都中央区日本橋江戸橋 2-11 TEL (273) 1541
大阪支店 名古屋営業所 九州営業所



は変わっても

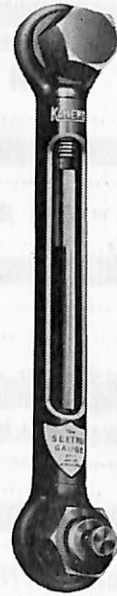
液面計なら— マリンゲージ シートルゲージ

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

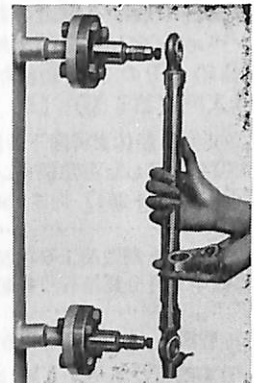
■マリンゲージ (プッシュ式)

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

材質: BsBM 熔接専用ボス付3/4PFねじ
価格: ¥6,900 (1m未満) 1m以上は中間
接手が付きます。耐圧: 10kg/cm² 流体
温度: 80°C



マリンゲージ(プッシュ式)



SUS-27製シートルゲージ

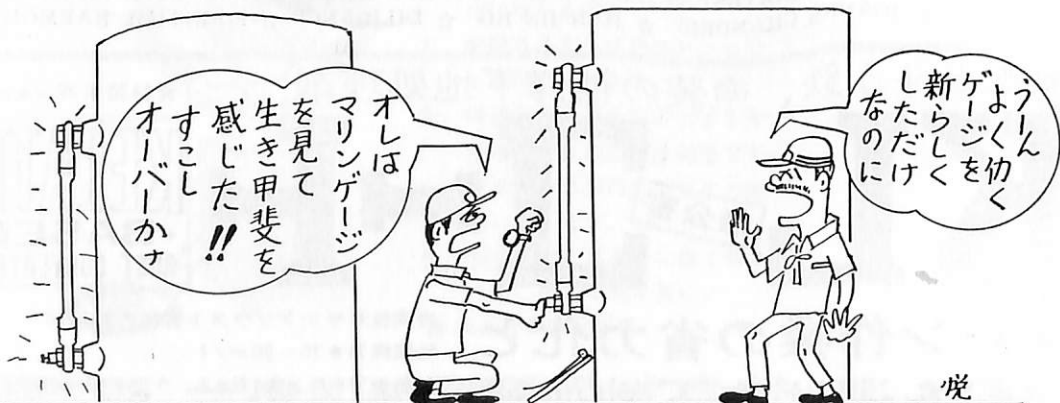
■シートルゲージ

材質: BsBM 3/4PTねじ ¥6,900(1m未満)

耐圧: 20kg/cm² · 流体温度: 80°C

材質: SUS-27 20A F付 ¥13,520(1m未満)

耐圧: 30kg/cm² 流体温度: 150°C



シートル社東洋総製造販売元



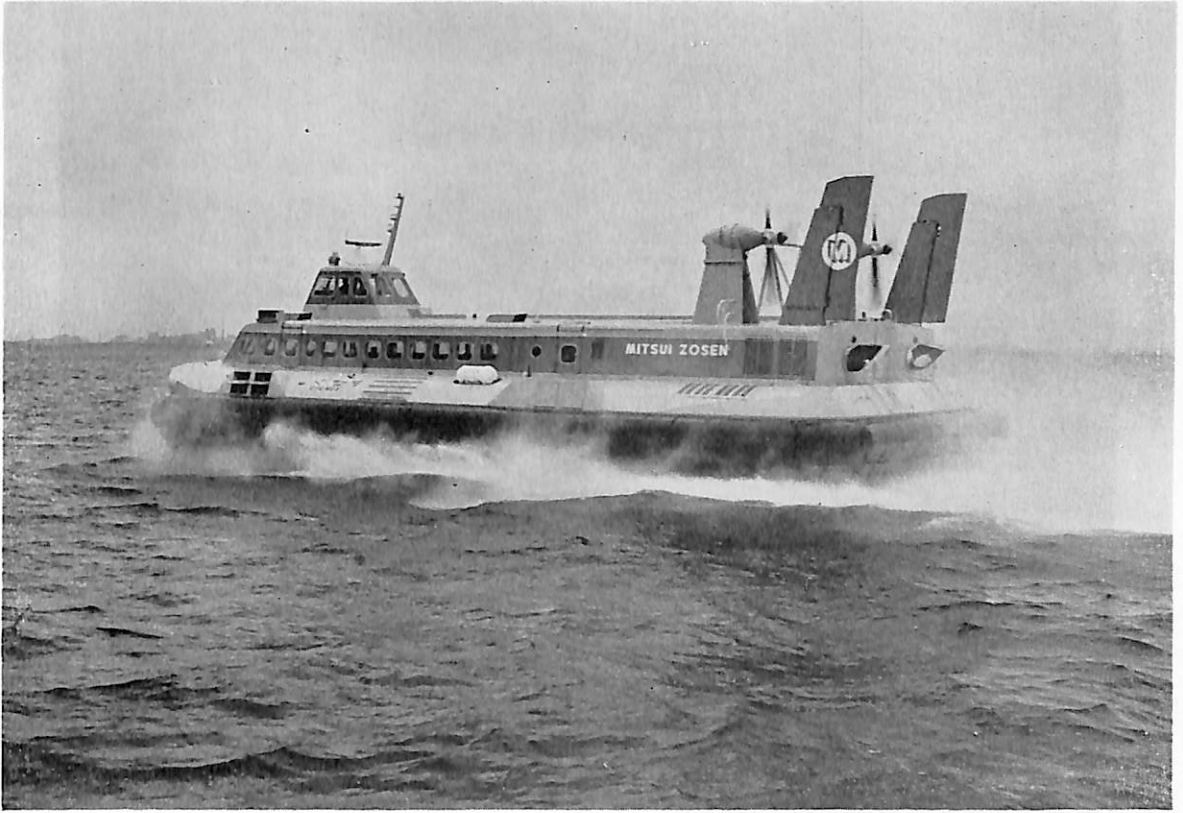
金子産業株式会社

本社 東京都港区芝5-10-6

〒108 ☎(03)455-1411

出張所 広島県福山市寺町7-5

〒720 ☎(0849)23-5877



試運転中のMV-PP 15型ホバークラフト1号機 “しぐなす”

155人乗りホバークラフト MV-PP 15 型 1 号艇 “しぐなす”

三井造船では、このほど、かねてから開発を進めていた155人乗りホバークラフトMV-PP 15型1号艇を、千葉造船所内ホバークラフト基地において完工、いよいよ海上試験運転を開始した。試験運航は、耐航性能を含めた実用艇としての機能を充分確認するため、東京湾、相模灘海域において今冬中続行される予定である。

このMV-PP 15型大型ホバークラフトは、現在、わが国各地で活躍中の50人乗りホバークラフトMV-PP 5型に続いて、同社が独自の技術によって開発したもので、特にわが国での運航環境を勘案し、秀れた操縦性能、安全性および経済性に重点をおいた設計がなされている。

すなわち、狭水域、交通輻輳水域での運航を予想し、MV-PP 5型での実績を加味して、2基の空中舵、2基の可変ピッチ式推進プロペラを採用したほか、同社艇独特の水中ロッド兼用のホイールおよびサイドスラスターの強化等、特に操縦性向上のための考慮が払われている。

また、主機関として運統最大1,950馬力のガスタービン機関2基を装備、それぞれが浮上用ファンおよび推進

用プロペラ各1基を駆動する設計となっており、エンジン1基が故障の場合も自航能力維持が可能なよう航行安全性にも万全の配慮がなされている。

客室区画は、通風、冷暖房装置はもとより、トイレ、バントリイおよび手荷物区画が設けられているほか、救命、消火設備、レーダー、無線など本格的な中距離旅客艇として充分な諸設備が設けられている。

主 要 目

全 長	24.70m
全 幅	12.70m
全 高	7.90m
スカート深さ	1.60m
全 備 重 量	約 500トン
乗 客 数	155名
乗 組 員	5名（うち3名サービス要員）
エ ン ジ ン	マリン・ガス・タービン2基 出力各1,950馬力
推進プロペラ	4翼可変ピッチ式、直径3.20m 2基
浮上ファン	遠心式、直径2.3m 2基
最 高 速 力	約 65ノット（約 120キロ/時）
巡 航 速 力	約 50ノット（約 90キロ/時）
航 続 時 間	約 4時間



三菱重工・長崎造船所香焼工場竣成

三菱重工は、10月22日長崎造船所香焼工場の竣工式を盛大に行なった。

同工場は一昨年9月16日起工した超大型、最新鋭の造船工場であり、かつ造船所として全てがシステムとして調和がとれ、また省力設備には思い切った投資が行なわれ、安全設備、公害防止設備にも特に意が用いられている。(詳細は“船舶”Vol 45, No. 9に掲載)

なお、建造ドックと並んで造られる修繕ドックは48年3月竣工が予定され、さらに工場に隣接する技術本部長崎研究所深堀香焼支所は、中心設備として巨大な耐航性能試験水槽をもっている。

ドックの特長・主要目は次の通りである。

I 特長

1. 建造方式

- (1) 3ステップのタンデム建造方式を用いる。これには渠底に傾斜をつけて移動建造法をとる。これにより流れ作業化し、作業、人員、設備を固定し能率向上と作業量の平準化をはかる。
- (2) 渠側の張出し部(サイドドック)で船尾部を先行建造し、船尾部の建造期間を充分にとる。
- (3) 400~600トン平均の大型ブロックを搭載し、渠内作業の大幅な地上化を計る。

2. 工場

- (1) 工場内には従来型の機械に加え、数値制御切断

機、各種自動溶接機、自動組立機など新開発機械装置を設備し、能率向上を計る。

- (2) 船体中央部工場(パネル工場)はコンベア方式を採用しており、各種自動溶接機を駆使して船体のタンク構造の連続生産が行われる。

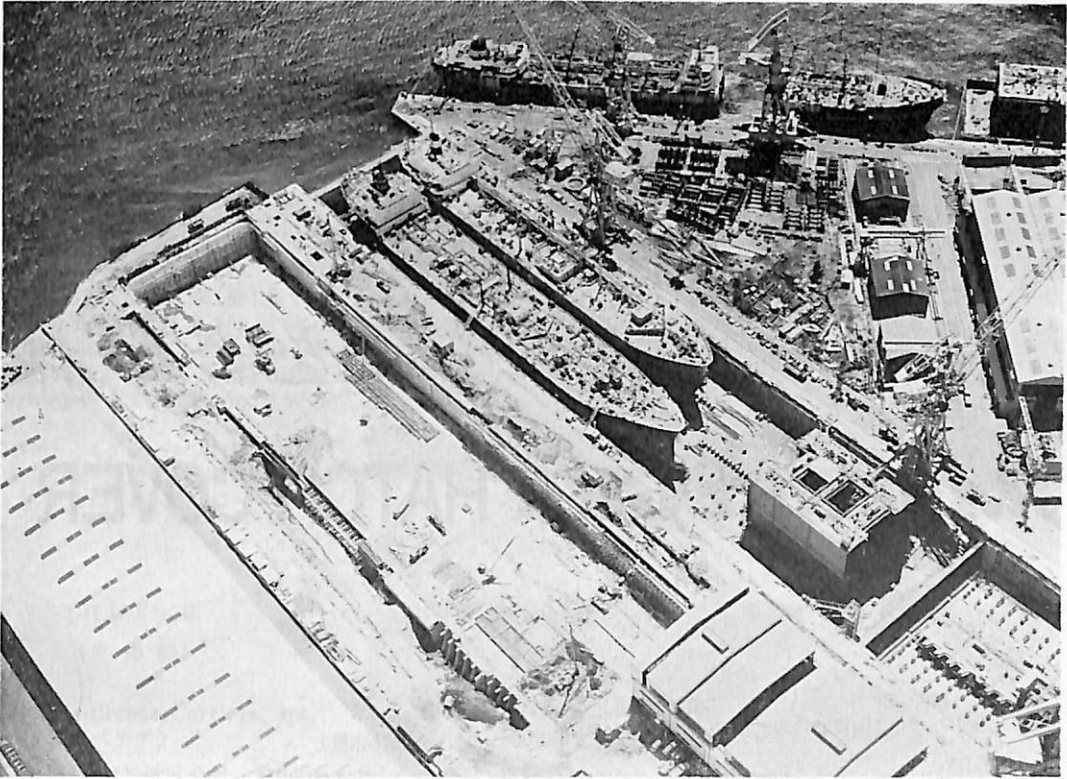
- (3) ブロックを400~600トンと大きくし、ぎ装工事の地上化を計る。

3. 作業条件、安全面

- (1) ドック上に移動式の屋根を掛け、造船外作業の屋内化を計る。
- (2) 大ブロック方式により渠内作業を地上に下した渠内足場を機械化、固定して安全向上を計る。

II 主要目

1. 敷地面積 107万 m^2
2. 建造ドック 長 幅 深(微傾斜付)
 - (1) 寸 法 990m×100m×14.5~9.55m
 - (2) 主搭載クレーン 600トン門形クレーン2基
 - (3) 建造可能最大船 25万総トン(公称)
 - (4) 年間建造量 25~30万重量トン型船を年間6~7隻
 - (5) 総工費 約400億円
 - (6) 第1船起工 昭和47年1月
3. 修繕ドック
 - (1) 寸 法 400m×100m×14.5m
 - (2) 最大入渠船 25万総トン(公称)
 - (3) 完成予定 48年3月



三菱重工・横浜造船所本牧工場

12万トン修繕ドック 完成

三菱重工は、このほど横浜造船所本牧工場に12万トン大型修繕ドックを完成、10月27日に竣工式および披露を行なった。

このドックは長さ270m、幅60m、深さ12.5m、12万DWTまで入渠可能な修繕ドックであり、自動出入渠装置、渠側自走足場、自動腹盤木等の諸設備を有する最新鋭ドックで、本牲2号ドックと呼ぶ。

同ドックは、昭和44年3月に稼働を開始した40万DWT 1号ドックと相まって、今後増加の一途を辿る大型船の修繕工事および改造工事の消化に偉力を発揮するとともに、同社の5造船所で建造する船舶のアフターサービスに貢献するものである。

同社はこのドックの稼働によって横浜造船所の修繕船の生産高の飛躍的な伸びを期待しており、スケールの大きい大改造工事の施工を手がけるほか、船舶の大型化に即応した効率のよい修繕船工事の施工を旨としている。

このドックの概要と本ドック稼働後の本牧工場の概要は次の通りである。

1. 本牧2号ドックの概要

- (1) ドック寸法 長さ270m×幅60×深さ12.5m
- (2) 最大入渠可能船舶 120,000 DWT

・ 本牧工場の概要

- (1) 敷地総面積 446,000 m²
- (2) 建屋面積 約 12,000 m²
- (3) 修繕船施設

修繕ドックNo.1 391m(長)×60m(幅)×12.5m(深)

最大入渠可能 400,000 DWT

修繕ドックNo.2 270m(長)×60m(幅)×12.5m(深)

最大入渠可能 120,000 DWT

フローティングドック(改造船用新船体部建造用)

最大建造可能船体 長さ60m×幅40m

岩壁 No.1 長さ 334m 水深 9m

No.3 長さ 416m 水深 9m

No.4 長さ 463m 水深 7m

渠側クレーン 65m/35t×40m/80t 2基

80m/6t×40m/16t 2基

65m/15t×40m/40t 1基

40m/3t×20m/10t 1基

岸壁クレーン 65m/35t×40m/80t 1基

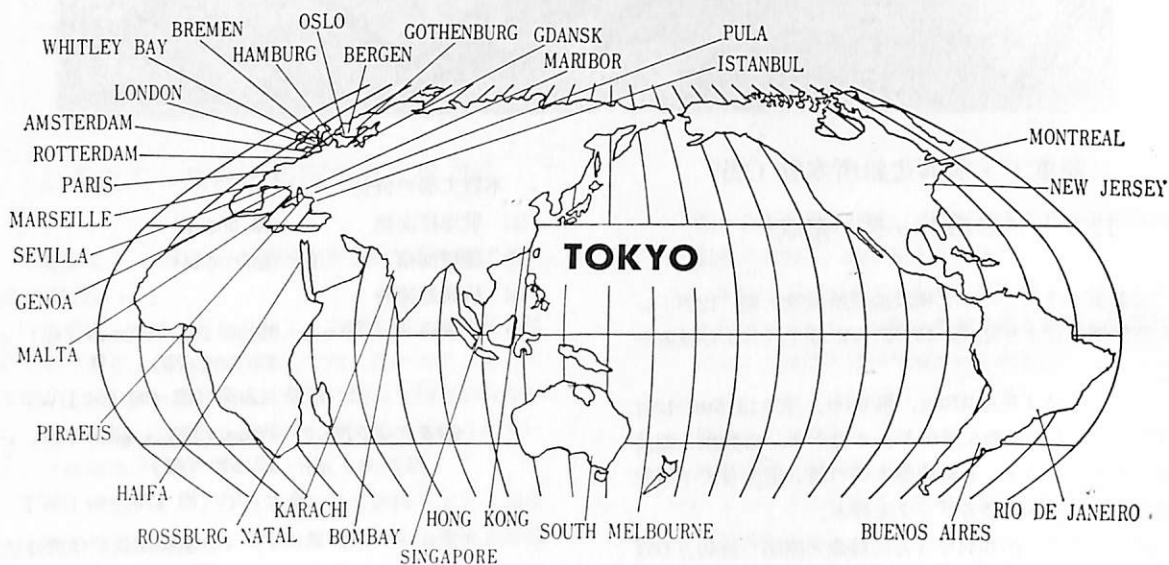
80m/6t×40m/16t 2基

60m/5t×40m/10t 2基

なお、本牧工場には上記修繕船施設のほか、新造船(船首部)建造設備と鉄構工場がある。

1 万隻の実績と
25 カ国60 カ所の
サービス網を誇る

MacGREGOR HATCH COVER



極東マック・グレゴリー株式会社

東京都中央区八丁堀2丁目7番1号 TEL (552) 5101 (代)

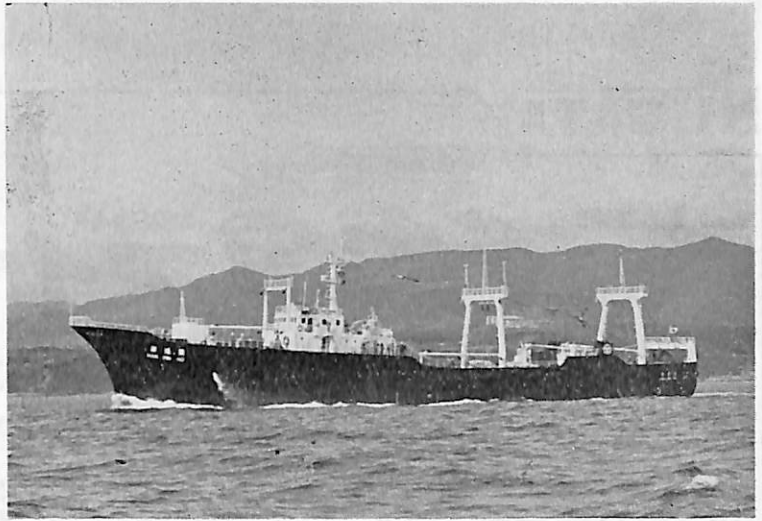
HAN JIN HO

(トロール漁船)

主 船 Silla Trading Co., Ltd.
(韓)

造船所 檜崎造船株式会社

総噸数 1,499.08 噸 純噸数 670.44 噸
遠洋 船級 NK 全長 84.00 m 長(垂)
74.50 m 幅(型) 12.80 m 深(型) 8.15 m
吃水 5.60 m 満載排水量 3,652 噸 主機
赤坂鉄工 DM-46 型 ディーゼル機関 1 基
出力 2,720 PS×251 RPM 燃料消費量
157.45 g/h×ps 航続距離 24,628.50 海
里 速力 13.0 ノット 貨物倉(ペール)
1,679.10 m³ (グレーン) 1,838.00 m³
燃料油倉 950 m³ 清水倉 76 m³ 乗員
76 名 工期 47-4-3, 47-6-14,
47-8-31



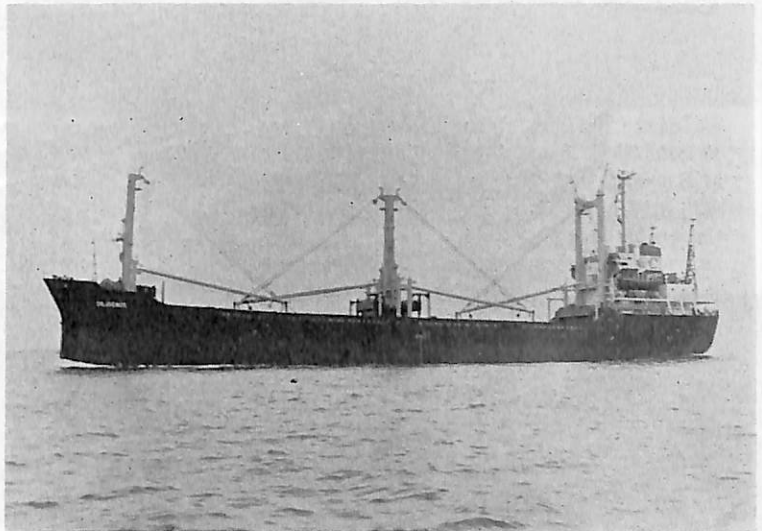
DILIGENCE

(貨物船)

船 主 Brilliance Carriers, Inc.
(リベリア)

造船所 福岡造船株式会社

総噸数 3,524.24 噸 純噸数 2,216.90 噸
遠洋 船級 BV 載貨重量 6,060.23 噸
全長 101.465 m 長(垂) 95.00 m 幅(型)
16.30 m 深(型) 8.200 m 吃水 6.613 m
満載排水量 7,935.00 噸 凹甲板船尾機関
型 主機 三菱 6 UET^{45/75} C 型 ディーゼル
機関 1 基 出力 3,230 PS×217 RPM
燃料消費量 約 12 t/d 航続距離 10,000
海里 速力 約 12.5 ノット 貨物倉(ペール)
7,270.39 m³ (グレーン) 7,720.39
m³ 燃料油倉 698.26 m³ 清水倉 369.69
m³ 乗員 37 名 工期 47-4-16, 47-
7-2, 47-8-29



船舶外板・タンク の

電気防蝕に関する調査・設計は

専門のエンジニアリングコンサルタント

中川防蝕工業株式会社

御相談下さい。

当社は技術士(金属部門)15名を擁する
ユニークな防蝕専門会社です。

中川防蝕工業株式会社

本 社・東京都千代田区神田鍛冶町 2-1 ☎(252)3171
支 店・大阪市東淀川区西中島 5-1 0 1 ☎(303)2831
営業所・名古屋☎(962)7866・広島☎(48)0524・福岡☎(77)4664
出張所・札幌・仙台・新潟・千葉・水島・高松・大分・沖縄

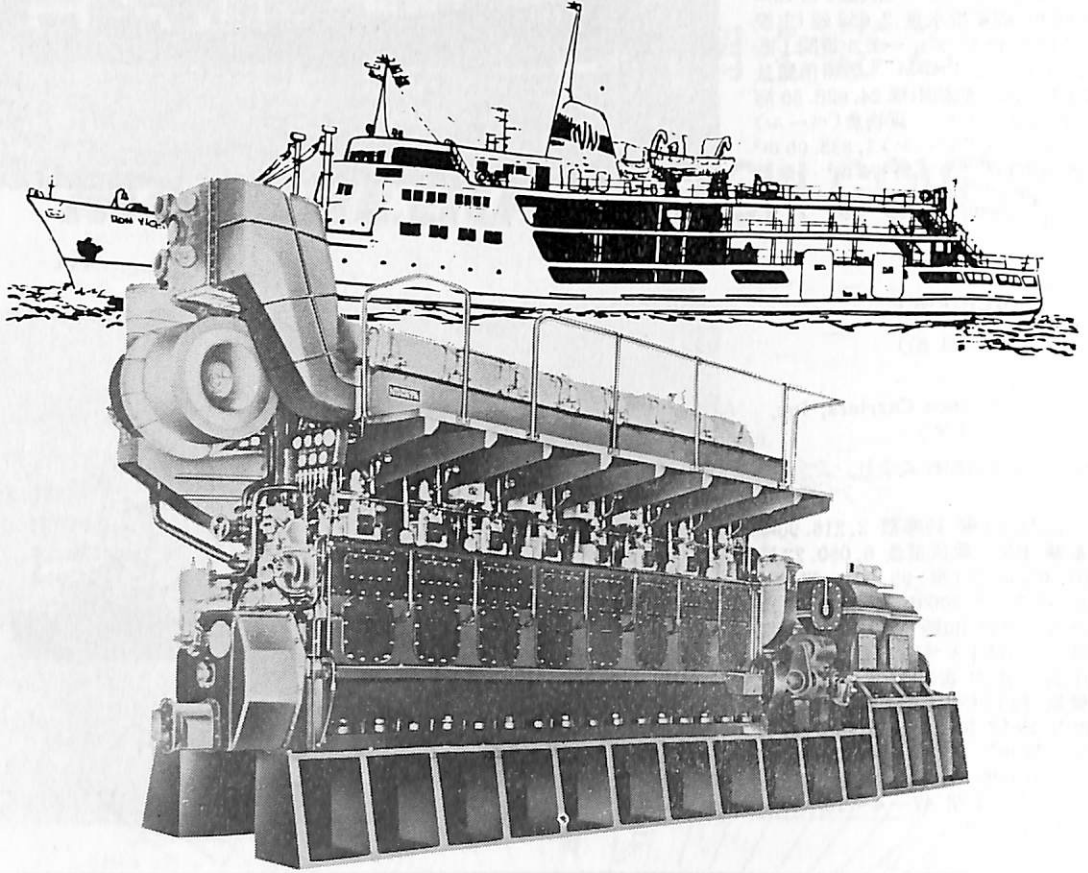


アルミ陽極取付 バラストタンク

NIIGATA

マリンエンジンを代表する

ニイガタディーゼル



8MG40X形4,000馬力

ニイガタディーゼルおよび関連製品

船用・陸用・車両用、その他一般産業用
ディーゼル機関（200～20,000馬力）
ニイガタ・ナビヤ排気タービン過給機
ディーゼル機関遠隔操縦装置
Z形推進装置
ガイスリンガー継手

新潟鉄工

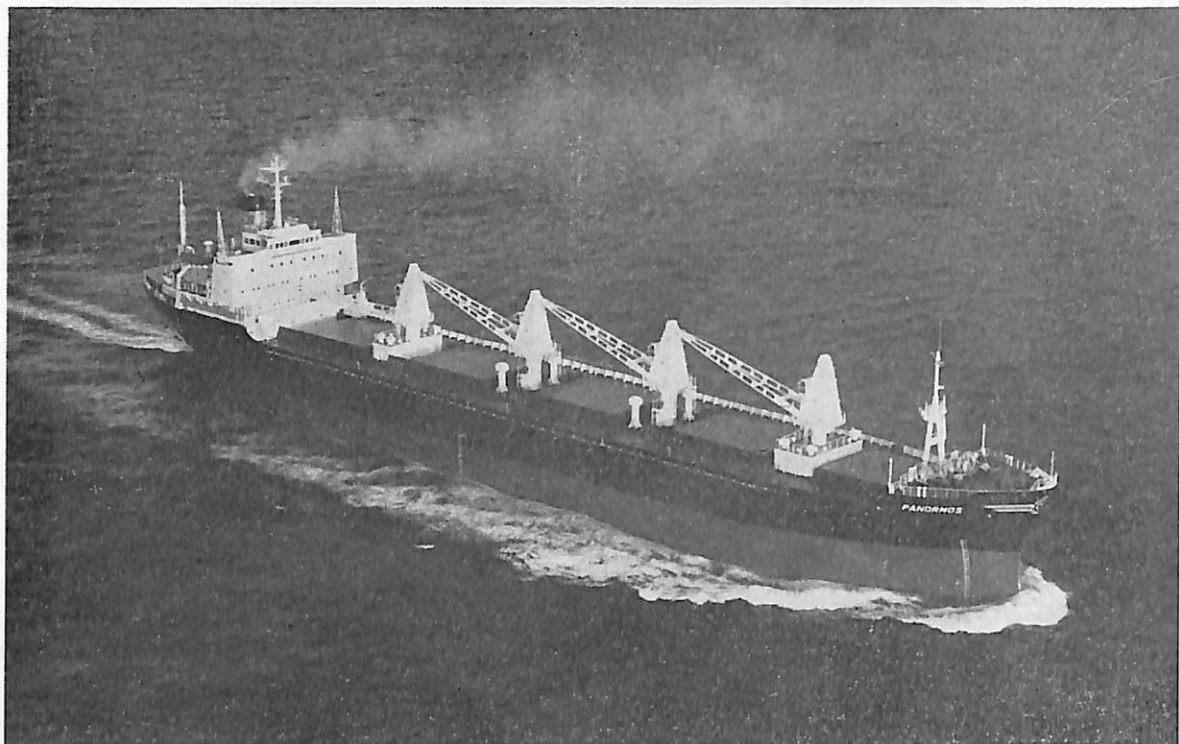
本社 東京都台東区台東2-27-7 電話(03)833-3211
支社 大阪・新潟 営業所 札幌・仙台・焼津・名古屋・広島・福岡
出張所 鋼路・清水・下関・長崎 駐在員事務所 稚内・八戸・静岡・高松



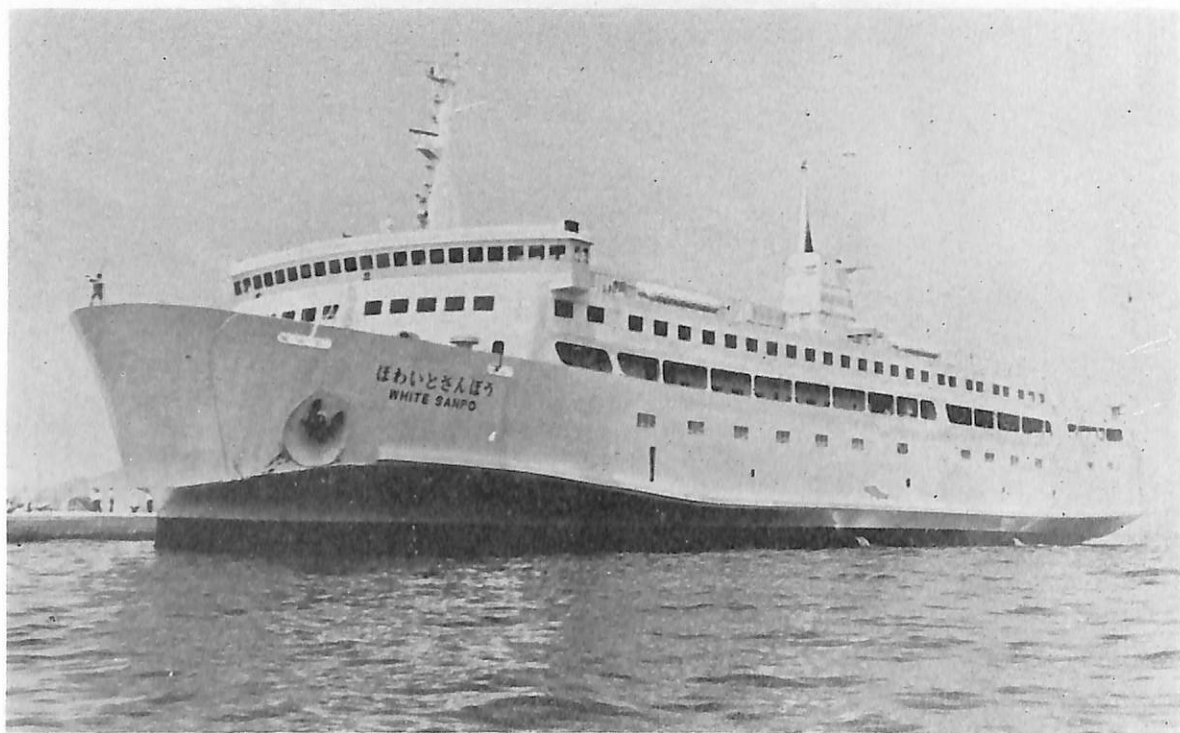
八 戸 丸 (チップ運搬船) 船主 日本郵船株式会社, 正福汽船株式会社 造船所 日立造船・舞鶴工場
 総噸数 40,571.34 噸 純噸数 32,001.85 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 54,187 噸 全長 229.928 m 長(垂) 218.00 m
 幅(型) 33.60 m 深(型) 19.50 m 吃水 11.00 m 満載排水量 67,382 噸 平甲板船 主機 日立 B&W 6 K 74
 EF 型ディーゼル機関 1 基 出力 9,860 PS×118 RPM 燃料消費量 39.53 t/d 航続距離 20,040 海里 汽罐(補)
 日立フレミングボイラ No. 3×1 発電機 自己通風防滴型 770 KVA, AC 450 V, 60 Hz×3 貨物倉 96,905 m³
 燃料由倉 2,350.52 m³ 清水倉 855.46 m³ 乗員 34 名 工期 47-1-11, 47-4-17, 47-9-30



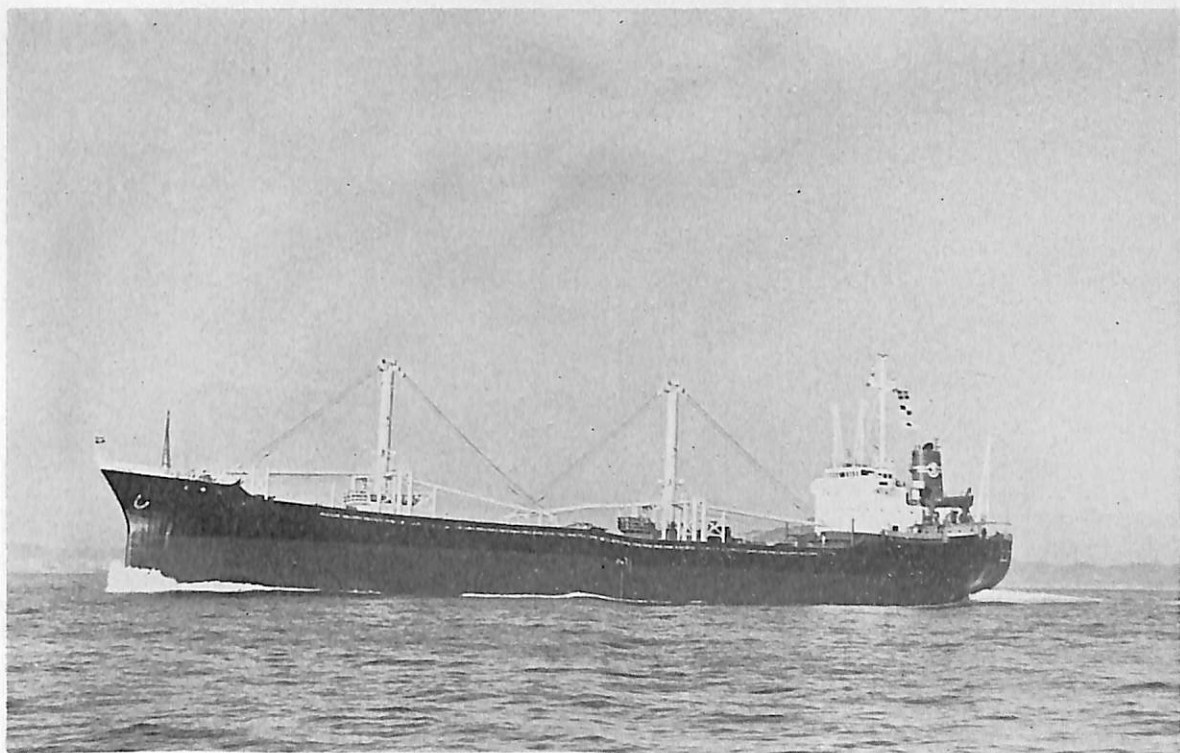
IOANNIS CHANDRIS (油槽船) 船主 Achilles Navigation Corporation (リベリア) 造船所 日立造船・
 堺工場 総噸数 124,257.46 噸 純噸数 105,729 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 266,428 噸 全長 331.00 m 長
 (垂) 316.00 m 幅(型) 51.20 m 深(型) 28.30 m 吃水 21.981 m 満載排水量 301,421 噸 主機 日立 UA-360
 型蒸気タービン 1 基 出力 35,000 PS×89 RPM 燃料消費量 169.5 t/d 航続距離 約 19,300 海里 速力 15.6
 ノット 貨油倉 11,762.469 ft³ 燃料油倉 342,003 ft³ 清水倉 32,228 ft³ 乗員 49 名 工期 47-2-14,
 47-6-28, 47-9-29



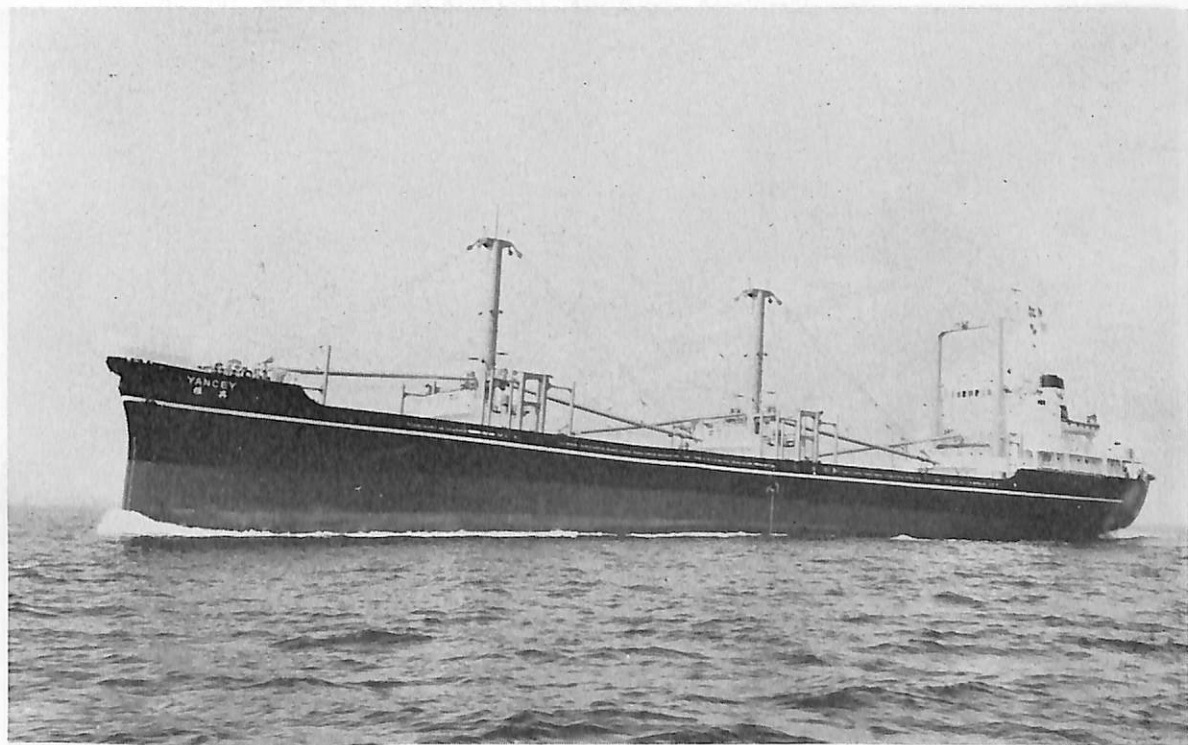
PANORMOS (ばら積貨物船) 船主 Overseas Marine Carriers, Inc. (リベリア) 造船所 佐野安船渠株式会社 総噸数 10,348.50 噸 純噸数 6,845 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 17,320Lt 全長 147.50 m 長(垂) 140.00 m 幅(型) 21.50 m 深(型) 12.60 m 吃水 9.25 m 凹甲板型 主機 住友玉島スルザー 6 RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力(最大) 9,000 PS×137 RPM 航続距離 約 14,000 海里 速力(試) 18.37 ノット (航) 約 15.1 ノット 汽罐(補) 1200 kg/h×7 kg/cm² 発電機 385 KVA×3 貨物倉(ペール) 19,887 m³ (グリーン) 23,416 m³ 乗員 40 名 工期 47-6-20, 47-9-2, 47-10-30



ぼわいとさんぼう (自動車航送客船) 船主 三宝海運株式会社 造船所 福岡造船株式会社 総噸数 4,362.24 噸 純噸数 2,653.47 噸 沿海 船級 JG 載貨重量 1,538.40 噸 全長 125.60 m 長(垂) 117.00 m 幅(型) 19.60 m 深(型) 6.10 m 吃水 4.473 m 満載排水量 5,180.00 噸 全通船楼船 主機 赤坂鉄工所 8 U 50 型ディーゼル機関 2 基 出力 2×5,525 PS×320 RPM 燃料消費量 40.726 t/d 航続距離 1,800 海里 速力 約 20.4 ノット 燃料油倉 291.78 m³ 清水倉 330.74 m³ 旅客 1050 名 搭載車 8 t トラック 59 台, 4 t トラック 3 台, 乗用車 49 台 乗員 41 名 工期 47-2-26, 47-5-14, 47-7-26



新 宝 丸 (貨物船) 船主 三井物産株式会社 造船所 波止浜造船株式会社
 総噸数 6,163.10 噸 純噸数 3,925.82 噸 速洋 船級 NK 載貨重量 10,118.88 噸 全長 127.98 m 長(垂)
 119.00 m 幅(型) 18.30 m 深(型) 9.90 m 吃水 7.757 m 満載排水量 13,150.86 噸 凹甲板船 主機 神発 6
 UEC^{52/105} D 型ディーゼル機関 1 基 出力 5,270 PS×166 RPM 燃料消費量 22.152 t/d 航続距離 12,600 海里
 速力 13.5 ノット 貨物倉(ベール) 12,894.40 m³ (グリーン) 13,332.92 m³ 燃料油倉 A 154.72 m³ C 1,106.60
 m³ 清水倉 263.53 m³ 乗員 30 名 工期 47-4-28, 47-7-5, 47-10-30



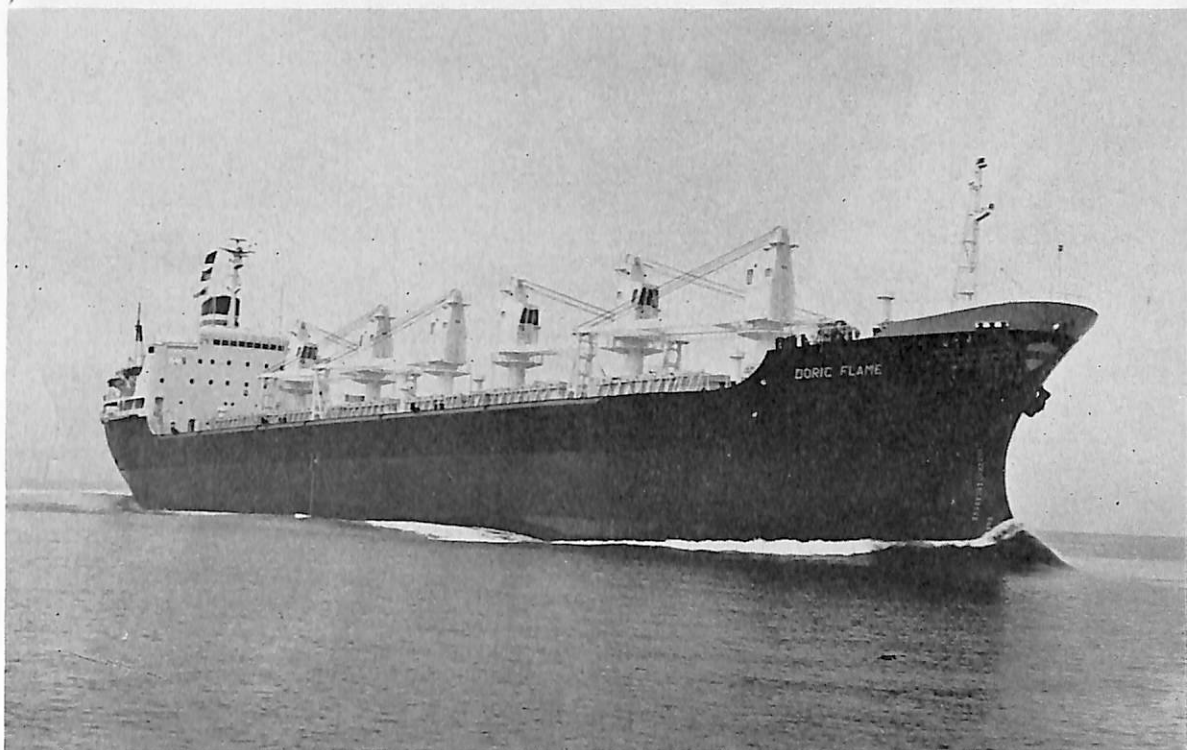
YANCEY (雅興) (貨物船) 船主 Johanna Shipping Co., Inc. (リベリア) 造船所 株式会社 宇品造船所
 総噸数 6,135.53 噸 純噸数 3,734.91 噸 速洋 船級 BV 載貨重量 10,281.7 噸 全長 126.83 m 長(垂)
 118.00 m 幅(型) 19.20 m 深(型) 9.80 m 吃水 7.772 m 満載排水量 13,482.0 噸 凹甲板船 主機 赤坂鉄工
 7 UET^{52/90} C 型ディーゼル機関 1 基 出力 4,930 PS×185 RPM 燃料消費量 17.8 t/d 航続距離 22,890 海里
 速力 13.50 ノット 貨物倉(ベール) 12,244.9 m³ (グリーン) 12,535.0 m³ 燃料油倉 1,375.88 m³ 清水倉
 740.57 m³ 乗員 36 名 工期 47-3-24, 47-5-30, 47-7-28



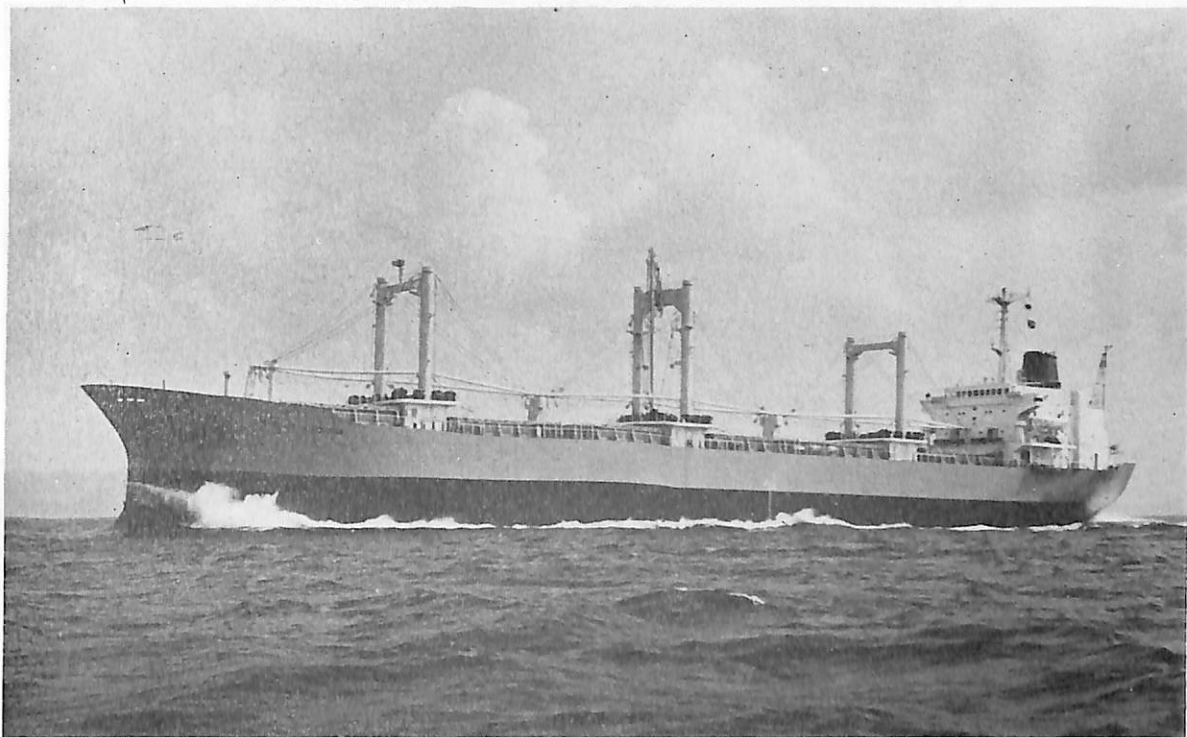
MARITIME HARMONY (ばら積貨物船) 船主 Vincent Shipping Corporation (リベリア) 造船所 株式会社 大阪造船所 総噸数 19,712.52 噸 純噸数 13,867 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 34,194 噸 全長 185.500 m 長(垂) 175.000 m 幅(型) 26.000 m 深(型) 15.500 m 吃水 11.151 m 満載排水量 41,748 噸 凹甲板型 主機 三菱スルザー 7RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,395 PS×144.8 RPM 燃料消費量 41.9 t/d 航続距離 約 16,460 海里 速力 14.6 ノット 貨物倉(ベール) 41,242 m³ (グリーン) 44,735 m³ 燃料油倉 2,164.9 m³ 清水倉 432.4 m³ 乗員 46 名 工期 47-4-26, 47-8-2, 47-10-20



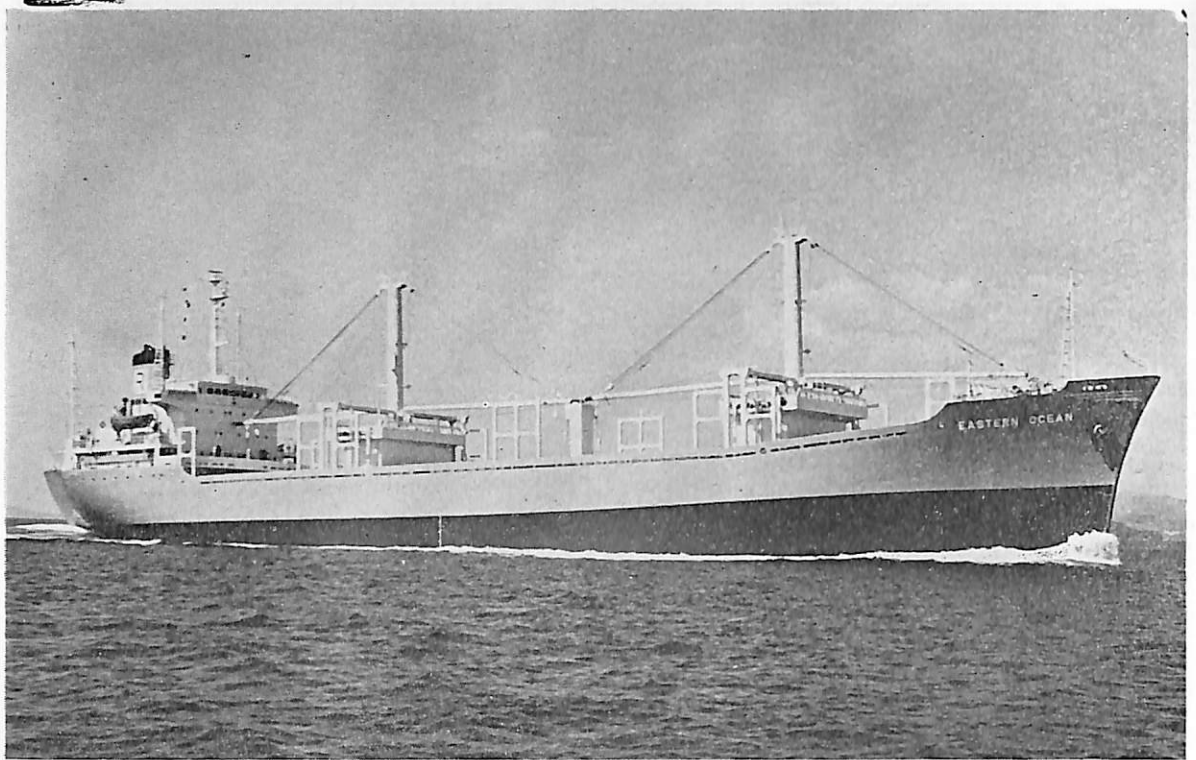
INVERSHIN (ばら積貨物船) 船主 Christian Salvesen Limited (英国) 造船所 株式会社 名村造船所 総噸数 18,070.64 噸 純噸数 11,356.40 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 30,164 噸 全長 172.02 m 長(垂) 162.00 m 幅(型) 25.00 m 深(型) 15.20 m 吃水 11.000 m 満載排水量 37,287 噸 凹甲板型 主機 三菱神戸 6RND 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,200 PS×166 RPM 燃料消費量 C 37.5 t/d A 2.2 t/d 航続距離 16,500 海里 速力 14.9 ノット 貨物倉(グリーン) 38,955.2 m³ 燃料油倉 2,638.5 m³ 清水倉 335.8 m³ 乗員 50 名 工期 47-1-20, 47-4-28, 47-8-29



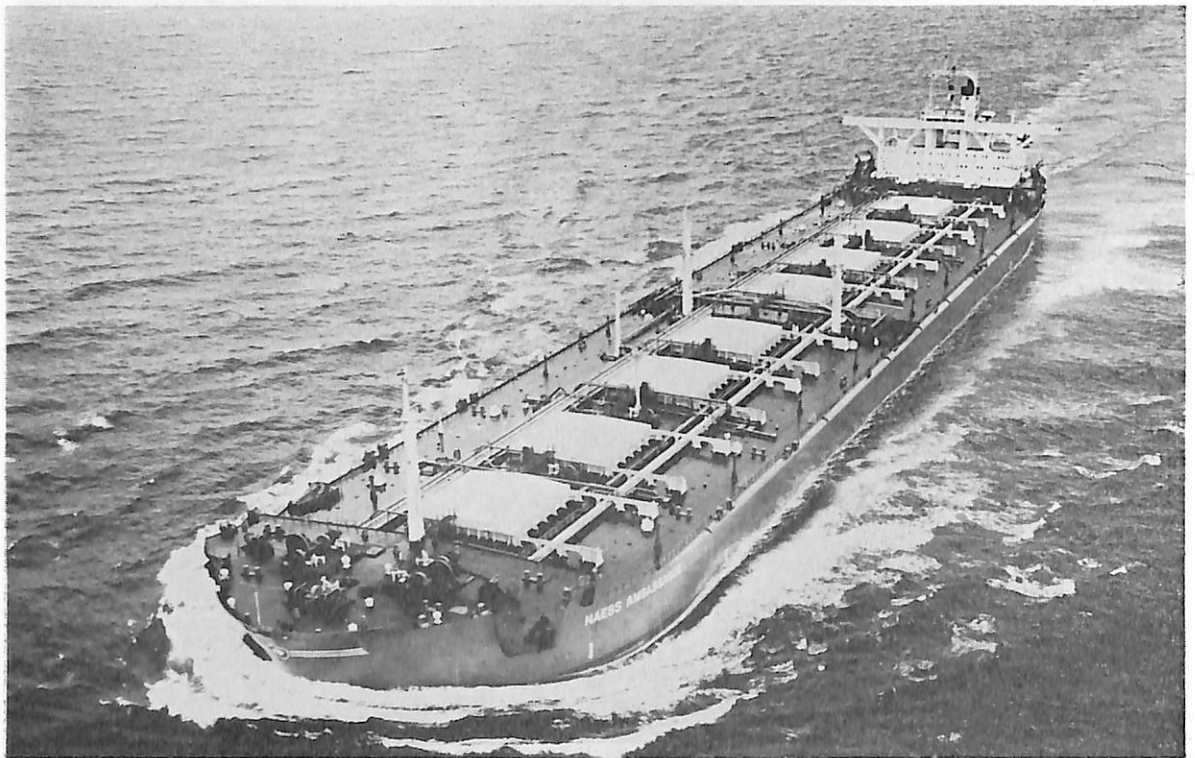
DORIC FLAME (ばら積貨物船) 船主 Doric Bulkcarriers Co., Ltd. (英) 造船所 函館 Dock・室蘭
 製作所 総噸数 16,397.56 噸 純噸数 10,753.92 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 28,761 噸 全長 180.80 m
 長(垂) 170.00 m 幅(型) 23.10 m 深(型) 14.50 m 吃水 10.820 m 満載排水量 35,241 噸 凹甲板型 主機
 IHI-スルザー 6RND76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,800 PS×118 RPM 燃料消費量 40.9 t/d 航続距離
 16,300 海里 速力 15.1 ノット 貨物倉(ベール) 33,328.7 m³ (グリーン) 37,713.2 m³ 燃料油倉 2,213.6 m³
 清水倉 276.1 m³ 乗員 39 名 工期 47-3-1, 47-6-7, 47-10-31



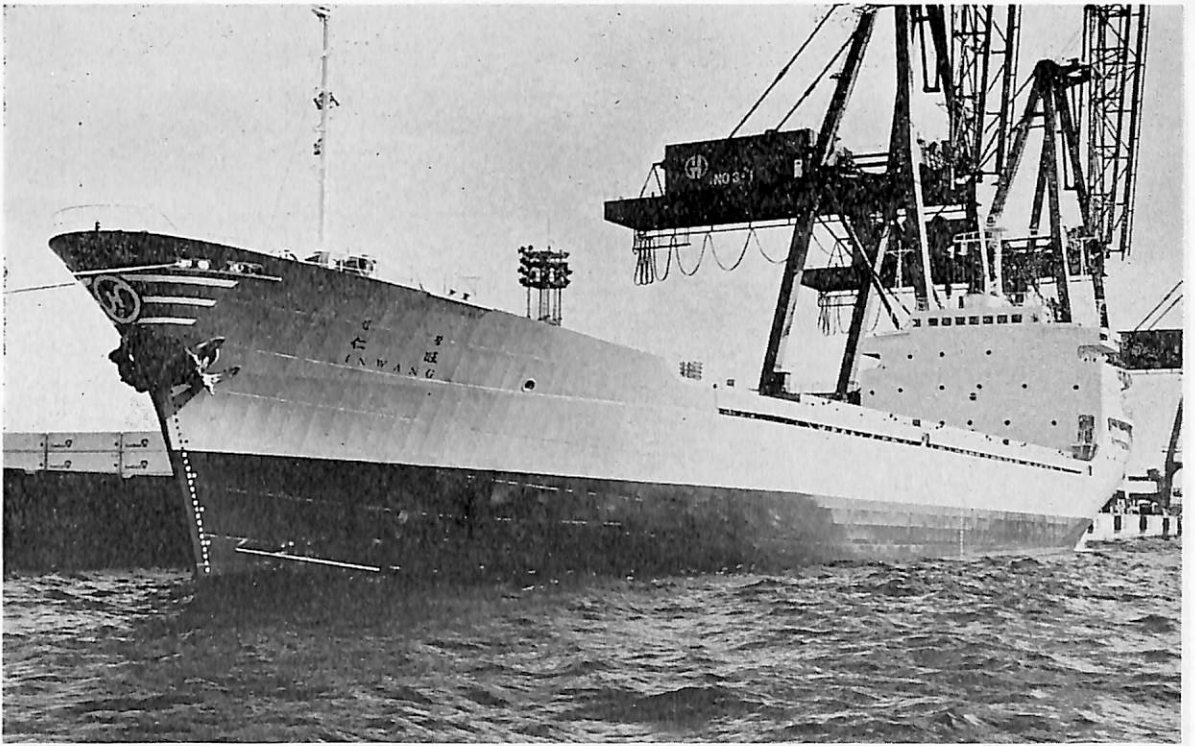
PERICLES HALCOUSSIS (貨物船) 船主 Panathinaikos Compania Naviera, S. A. (ギリシヤ)
 造船所 石川島播磨重工業・東京工場 総噸数 8,978.22 噸 純噸数 6,231.00 噸 遠洋 船級 LR 全長 143.402 m
 長(垂) 134.112 m 幅(型) 19.812 m 深(型) 12.344 m 吃水 9.042 m 船尾楼付平甲板船 主機 IHI-ピール
 ステック型ディーゼル機関 1 基 出力 4,540 PS×480 RPM 燃料消費量 18.2 t/d 航続距離 19,000 海里 速力
 13.6 ノット 貨物倉(ベール) 18,988.7 m³ (グリーン) 20,140.8 m³ 燃料油倉 1,356.3 m³ 清水倉 174.2 m³
 乗員 29 名 工期 47-3-31, 47-5-29, 47-9-27 フリーダム船 第 76 番船



EASTERN OCEAN (木材兼ばら積貨物船) 船主 Reliance Marine Corporation S. A. (リベリア)
 造船所 林兼造船・長崎造船所 総噸数 9,983.01 噸 純噸数 6,818 噸 外洋 船級 AB 載貨重量 16,673.01 噸
 全長 148.40 m 長(垂) 138.00 m 幅(型) 22.50 m 深(型) 11.90 m 吃水 8.983 m 満載排水量 21,708.06 噸
 凹甲板船 主機 三菱スルザー 6 RD 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 7,200 PS×145 RPM 燃料消費量 27.3
 t/d 航続距離 15,300 海里 速力 14.75 ノット 貨物倉(ベール) 21,078.25 m³ (グリーン) 21,739.26 m³ 燃料
 油倉 A 182.66 m³ C 1,150.09 m³ 清水倉 384.23 m³ 乗組員 40 名 工期 47-4-17, 47-6-28, 47-10-12



NAESS AMBASSADOR (鉍石兼油槽船) 船主 Anglo Eastern Bulkship. Limited (英) 造船所 三菱重
 工業・長崎造船所 総噸数 143,874.79 噸 純噸数 111,472.79 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 264,485 噸 全長
 335.66 m 長(垂) 320.00 m 幅(型) 53.60 m 深(型) 27.50 m 吃水 20.6155 m 船首楼付平甲板型 主機 三菱
 コンパウンド型船用タービン 1 基 出力 32,000 PS×90 RPM 燃料消費量 161 t/d 航続距離 約 24,000 海里
 速力 15.05 ノット 鉍石貨物倉 154,551.5 m³ 貨油倉 318,855.5 m³ 燃料油倉 13,627.5 m³ 清水倉 578.4 m³
 乗員 58 名 工期 47-1-8, 47-5-4, 47-9-27 同型船 LAUDERDALE



INWANG (コンテナ船) 船主 Daejin Shipping Co., Ltd.(韓国) 造船所 三重造船株式会社
 総噸数 3,451.40 噸 純噸数 1,781.72 噸 近海 船級 NK 載貨重量 4,456.22 噸 全長 99.00 m 長(垂) 92.00 m
 幅(型) 16.50 m 深(型) 8.00 m 吃水 5.816 m 満載排水量 6,359.46 噸 凹甲板型船尾機関 主機 神戸発動
 機 6 UET^{45/75}C 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,230 PS×218 RPM 燃料消費量 15 g/ps/h 航続距離 8,520 海里
 速力 12.8 ノット 貨物倉(コンテナ 20 feet) 170 個 燃料油倉 440.28 m³ 清水倉 162.11 m³ 乗員 28 名
 工期 47-4-9, 47-6-12, 47-9-30



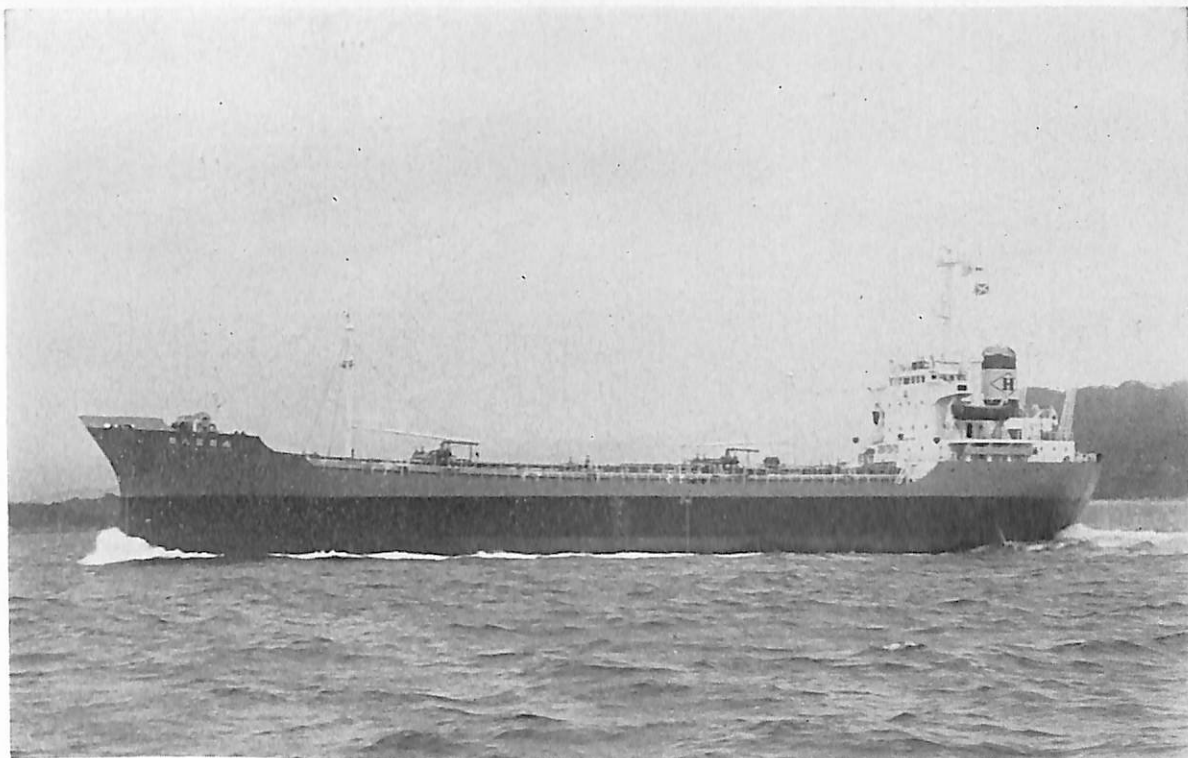
あるばとろす(自動車航送客船) 船主 オーシャンフェリー株式会社 造船所 波浜造船株式会社
 総噸数 7,653.94 噸 純噸数 3,768.35 噸 近海 載貨重量 2,713.79 噸 全長 137.85 m 長(垂) 127.00 m 幅(型)
 23.40 m 深(型) 7.30 m 吃水 5.619 m 満載排水量 8,430.00 噸 全通船楼型 主機 IHI 18PC-2V 型ディーゼ
 ル機関 2 基 出力 2×8,109 PS×492.4/180 RPM 燃料消費量 67.5 t/d 航続距離 3,140 海里 速力 約 21.5 ノ
 ット 最大搭載人員 974 名 車輛搭載数 8 t 積トラック 105 台 小型乗用車 86 台 燃料油倉 A 136.46 m³ C
 490.10 m³ 清水倉 313.50 m³ 乗員 79 名 工期 47-1-27, 47-5-12, 47-10-7 同型船 かしおべあ



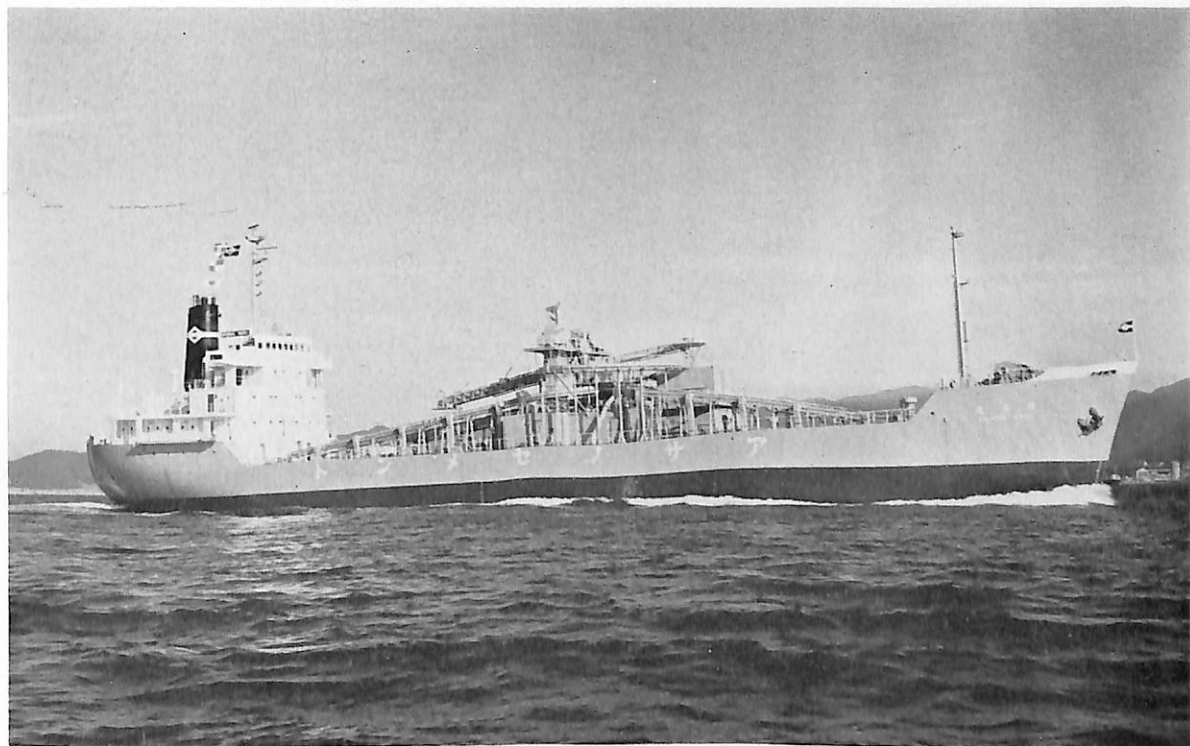
ジャパン アドニス (油槽船) 船主 ジャパンライン株式会社 造船所 三菱重工業・長崎造船所
 総噸数 117,573.67 噸 純噸数 88,258.18 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 237,093 噸 全長 321.82 m 長(垂)
 304.00 m 幅(型) 52.40 m 深(型) 25.70 m 吃水 19.850 m 船首楼付平甲板船 主機 三菱船用パッケージド
 減速装置付タービン 1 基 出力 34,000 PS×90 RPM 燃料消費量 約 166.5 t/d 航続距離 約 16,500 海里 速力
 15.8 ノット 貨油倉 289,267.3 m³ 燃料油倉 8,265.5 m³ 清水倉 760.1 m³ 乗員 36 名 工期 47-3-27, 47-
 6-27, 47-9-29 同型船 隆洋丸



ばしふいっく丸 (鉍石, 石炭, 油兼用船) 船主 第一中央汽船株式会社 造船所 住友重機械工業・追浜
 造船所 総噸数 96,045.04 噸 純噸数 77,749.22 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 168,400 噸 全長 297.50 m
 長(垂) 285.00 m 幅(型) 47.40 m 深(型) 24.80 m 吃水 17.609 m 満載排水量 200,510 噸 平甲板船 主機
 住友 STAL LAVAL AP-タービン 1 基 出力 25,800 PS×83 RPM 燃料消費量 128.4 t/d 航続距離 28,000
 海里 速力 15.57 ノット 貨物倉(グレーン) 157,255 m³ 貨油倉 211,374 m³ 燃料油倉 9,684 m³ 清水倉 380
 m³ 乗員 38 名 工期 47-1-13, 47-6-30, 47-9-29



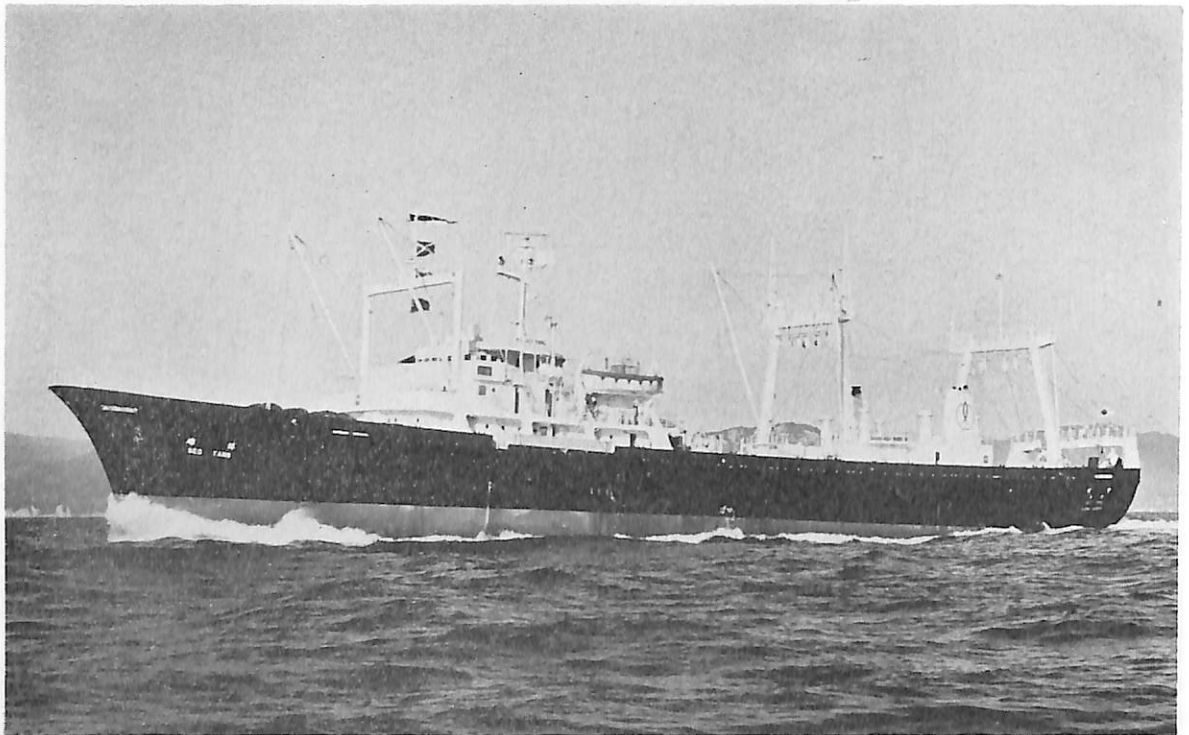
第八富若丸 (油槽船) 船主 日之出汽船株式会社 造船所 今治造船株式会社
 総噸数 4,223.76 噸 純噸数 2,674.25 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 7,068.60 噸 全長 110.64 m 長(垂) 103.00 m 幅(型) 16.33 m 深(型) 8.40 m 吃水 6.963 m 満載排水量 9,308.0 噸 ウェル甲板船 主機 神戸発動機製 UET 45/80 D 型ディーゼル機関 1 基 出力 4,590 PS×217.9 RPM 燃料消費量 28.86 t/d 航続距離 15,208 海里 速力 13.52 ノット 貨油倉 8,951.48 m³ 燃料油倉 917.18 m³ 清水倉 445.33 m³ 乗員 25 名 工期 47-3-24, 47-6-17, 47-8-19



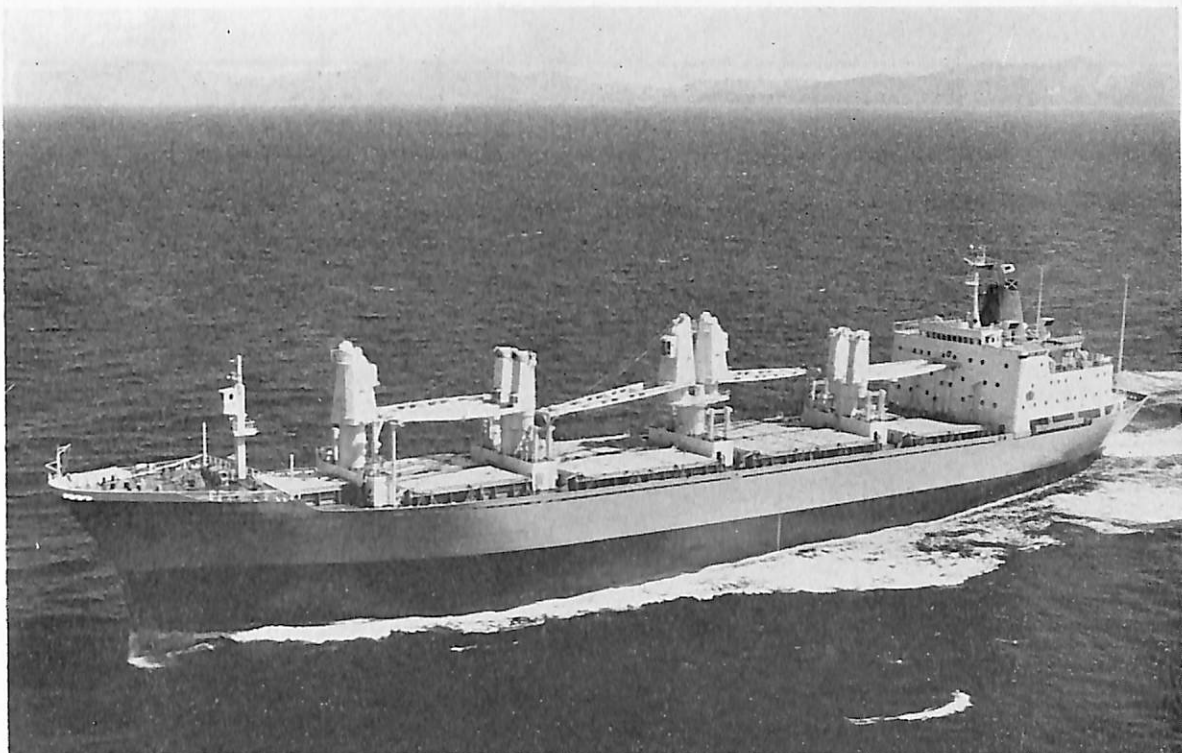
渡島丸 (セメント運搬船) 船主 第一興産株式会社 造船所 瀬戸田造船株式会社
 総噸数 3,965.70 噸 純噸数 2,297.73 噸 沿海 船級 NK 載貨重量 6,972.78 噸 全長 107.00 m 長(垂) 100.00 m 幅(型) 16.40 m 深(型) 8.50 m 吃水 7.128 m 満載排水量 8,948.68 噸 船首尾楼付一層甲板船 主機 日立 B&W 642-VT 2 BF-90 型ディーゼル機関 1 基 出力 2,805 PS×206 RPM 燃料消費量 11.6 t/d 航続距離 3,660 海里 速力 12.30 ノット 貨物倉(グリーン) 5,570.35 m³ 燃料油倉 162.70 m³ 清水倉 128.78 m³ 乗員 20 名 工期 47-2-28, 47-6-13, 47-9-29



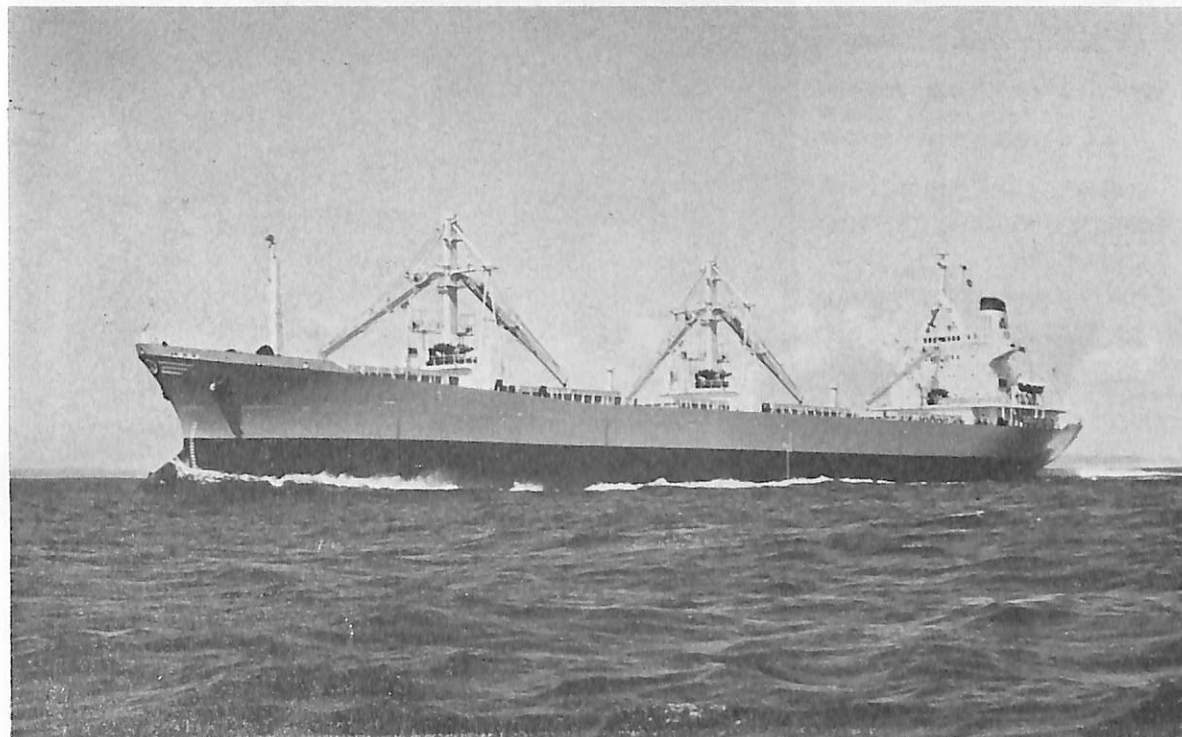
大 真 丸 (自動車運搬船) 船主 枳本海運産業株式会社 造船所 波止浜造船株式会社
 総噸数 3,299.25 噸 純噸数 1,628.81 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 3,723.57 噸 全長 130.58 m 長(垂) 118.00
 m 幅(型) 18.30 m 深(型) 6.90 m 吃水 6.32 m 満載排水量 8,090.00 噸 全通船楼型 主機 IHI-16PC-2
 V型ディーゼル機関1基 出力1×6,800 PS×474/172.3 RPM 燃料消費量 30.6 t/d 航続距離 16,100 海里
 速力 17.10 ノット 車輛搭載数 中型乗用車 1,250 台 燃料油倉 A 109.09 m³ C 1,267.60 m³ 清水倉 331.92
 m³ 乗員 29 名 工期 47-5-10, 47-7-13, 47-9-29



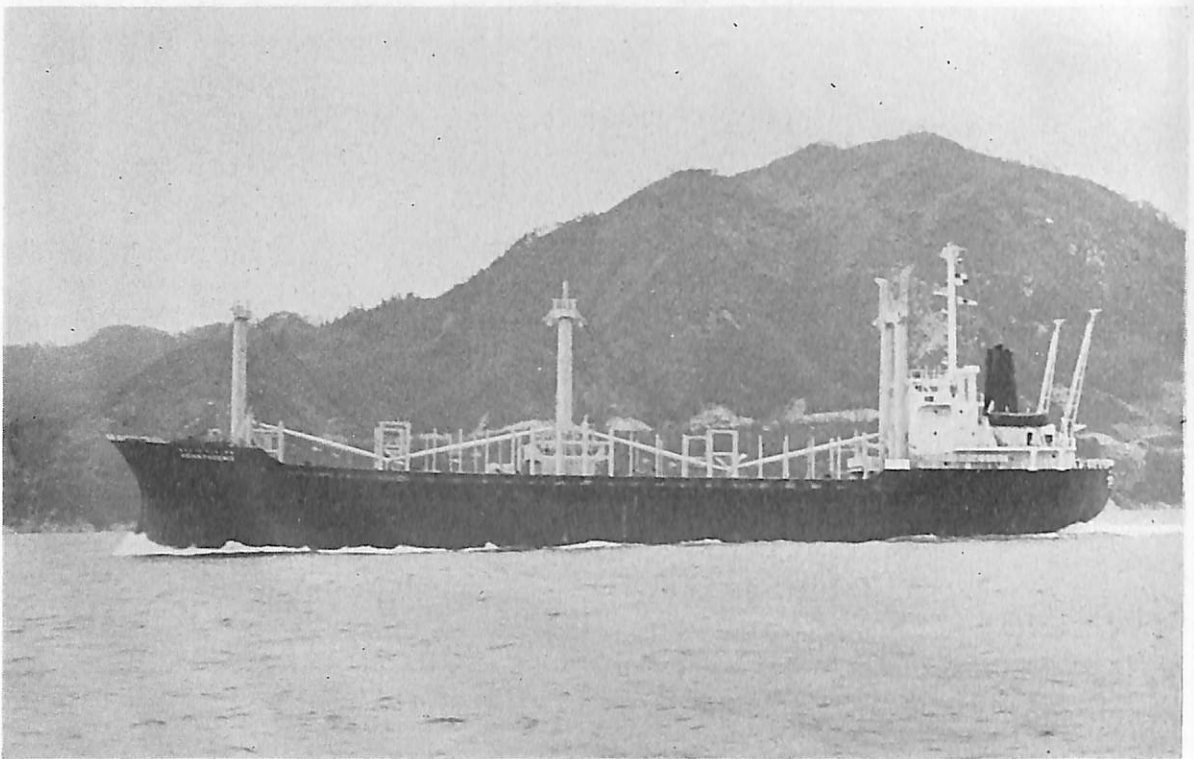
SEO YANG (船尾トロール船) 船主 Korea Wonyang Fisheries Co., Ltd. (韓国) 造船所 林兼造船・
 長崎造船所 総噸数 3,527.33 噸 純噸数 1,784.25 噸 遠洋 船級 KR, NK 載貨重量 3,742.27 噸 全長 95.60
 m 長(垂) 86.00 m 幅(型) 15.00 m 深(型) 9.80 m 吃水 6.715 m 満載排水量 6,061.38 噸 平甲板型 主機 神
 発 6 UET^{45/80} D型ディーゼル機関1基 出力 3,825 PS×218 RPM 燃料消費量 155 g/ps/h 航続距離 22,000
 海里 速力 13.60 ノット 貨物倉(ベール) 3,197.11 m³ 燃料油倉 1,149.55 m³ 清水倉 233.28 m³ 乗員 108 名
 工期 47-6-2, 47-8-11, 47-10-27



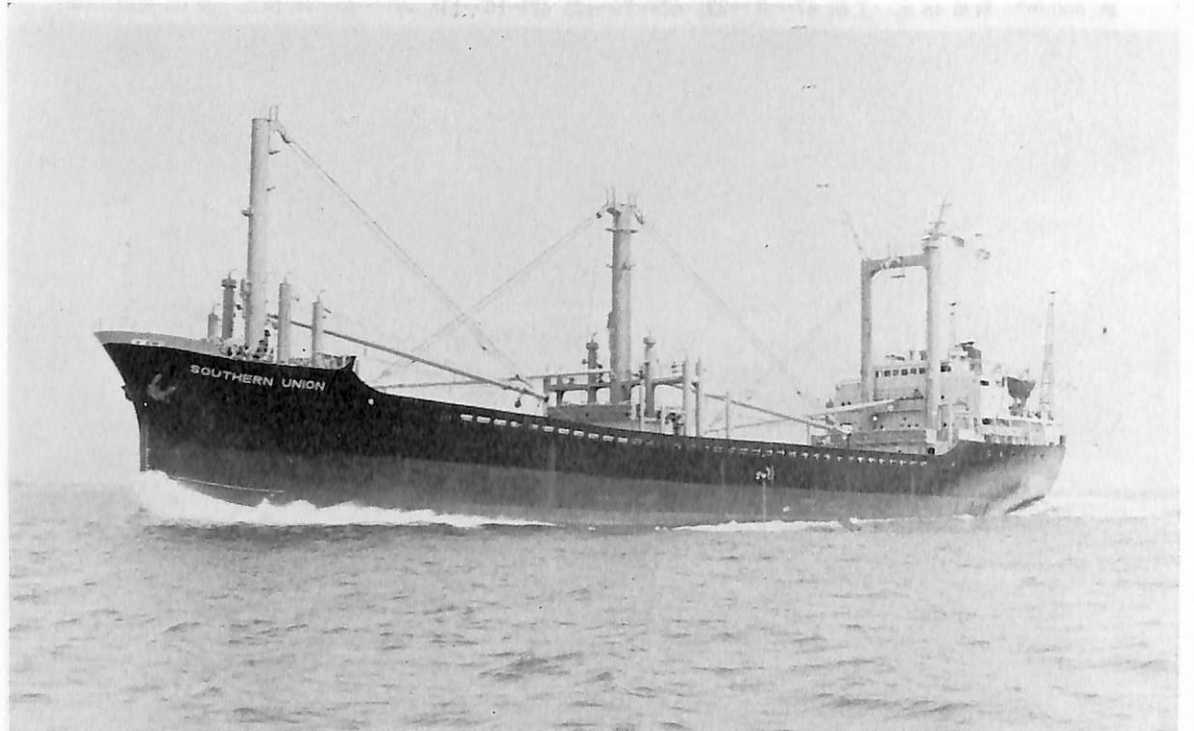
OCEAN HARVEST (貨物船) 船主 Harmony Shipping & Enterprises Co. Inc. (リベリア)
 造船所 三菱重工業・下関造船所 総噸数 13,689.51 噸 純噸数 8,016.00 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量
 19,904 噸 全長 163.72 m 長(垂) 152.00 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 14.00 m 吃水 35'-3³/₄" 満載排水量
 27,004 噸 船首楼付平甲板船 主機 三菱スルザー 6 RND 76 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,800 PS×118 RPM
 燃料消費量 39.2 t/d 航続距離 14,500 海里 速力 17.6 ノット 汽罐(補) コクラン 1,200 kg/h 発電機 625 KVA
 ×3 貨物倉(ベール) 26,659 m³ (グレーン) 28,380 m³ コンテナ積載 20' 型 440 箇 燃料油倉 1,821 m³ 清水
 倉 350 m³ 乗員 48 名 工期 47-3-23, 47-7-12, 47-10-11



AMILLA (貨物船) 船主 Amilia Compania Naviera S.A. (ギリシヤ) 造船所 石川島播磨重工業・
 東京工場 総噸数 13,630.78 噸 純噸数 9,829 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 22,588 噸 全長 164.33 m 長(垂)
 155.448 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 13.56 m 吃水 9.848 m 船尾楼付平甲板船 主機 IHI-ビールステック
 16 PC-2 V 型ディーゼル機関 1 基 出力(最大) 8,000 PS×500 RPM (常) 7,200 PS×482 RPM 燃料消費量
 33.7 t/d 航続距離 15,000 海里 速力(試) 17.24 ノット (航) 15.0 ノット 貨物倉(ベール) 29,843 m³ (グレ
 ーン) 30,801 m³ 燃料油倉 1,390 m³ 清水倉 201 m³ 乗員 27 名 工期 47-5-12, 47-7-18, 47-10-18

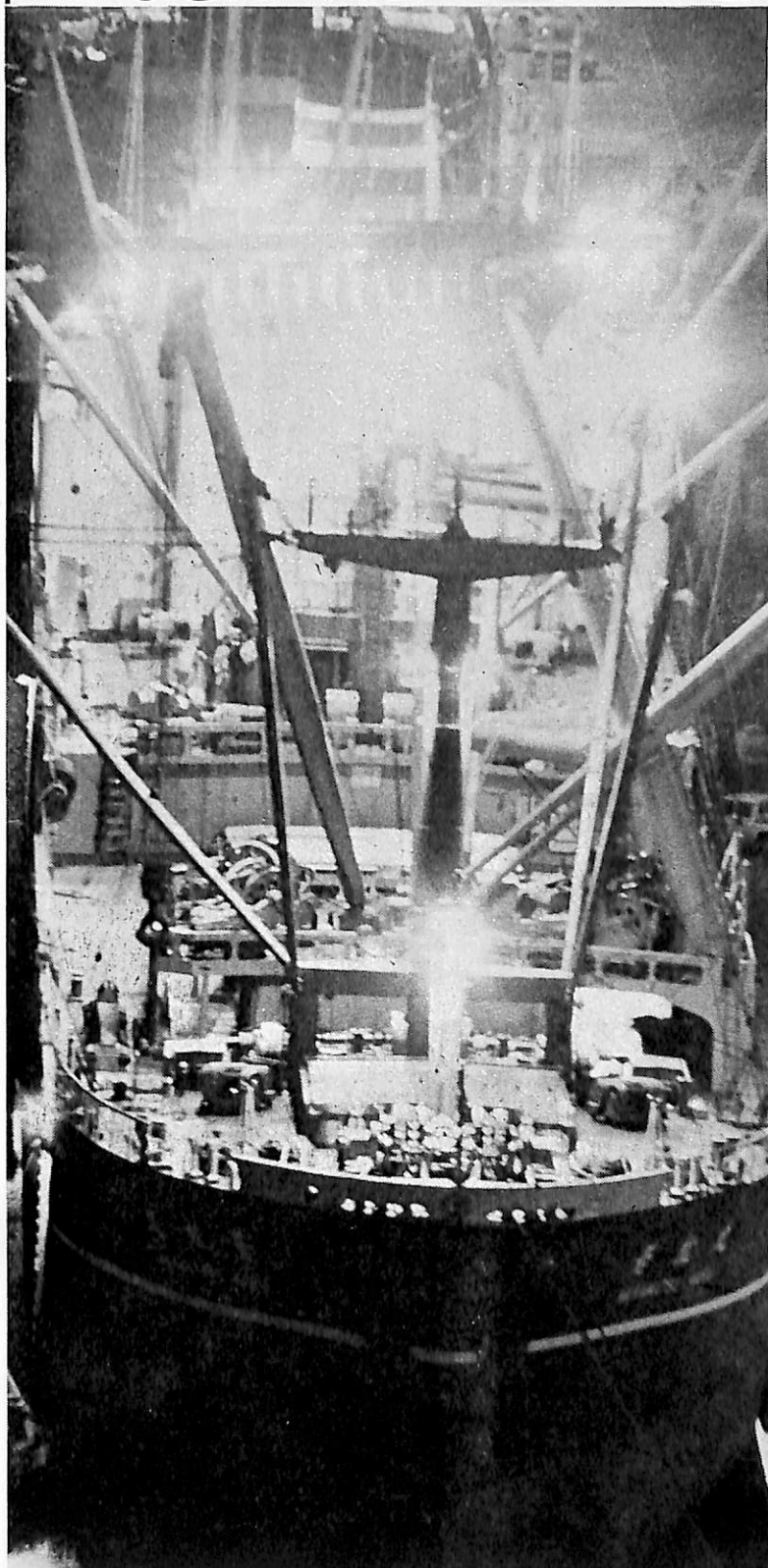


アイシアン フェニックス (貨物船) 船主 瑞穂産業株式会社 造船所 今治造船株式会社
 総噸数 4,592.18 噸 純噸数 2,982.93 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 8,197.79 噸 全長 110.15 m 長(垂) 102.00 m
 幅(型) 18.30 m 深(型) 9.20 m 吃水 7.30 m 満載排水量 10,635.00 噸 ウェル甲板型 主機 神戸発動機
 6 UET^{52/90} C 型ディーゼル機関 1 基 出力 4,590 PS×185 RPM 燃料消費量 18.44 t/d 航統距離 12,600 海
 里 速力 13.6 ノット 貨物倉(ベール) 9,502.32 m³ (グレーン) 10,318.12 m³ 燃料油倉 698.90 m³ 清水倉
 569.82 m³ 乗員 25 名 工期 47-6-23, 47-8-3, 47-8-31



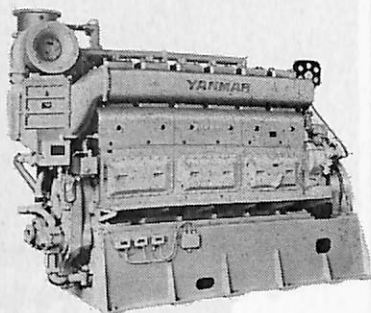
SOUTHERN UNION (貨物船) 船主 Southern Development Navigation Pte. Ltd. (シンガホール)
 造船所 福岡造船株式会社 総噸数 3,255.86 噸 純噸数 2,057.59 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 5,807.60 噸
 全長 100.850 m 長(垂) 94.000 m 幅(型) 15.700 m 深(型) 8.200 m 吃水 6.722 m 満載排水量 7,715.00 噸
 凹甲板船尾機関型 主機 神戸発動機 6 UET^{45/75} C 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,230 PS×217 RPM 燃料消
 費量 約 12 t/d 航統距離 10,000 海里 速力 約 12.7 ノット 貨物倉(ベール) 6,901.62 m³ (グレーン) 7,365.96
 m³ 燃料油倉 A 68.04 m³ C 554.23 m³ 清水倉 602.07 m³ 乗員 28 名 工期 47-1-21, 47-2-22, 47-
 4-28

まさに“海の発電所”です



ヤンマーディーゼル発電機が動かしている装置をちょっとひろいあげてみても、こんなに——

船室冷暖房装置・船内電話自動交換装置・送風機・コンプレッサ・船用水中ポンプ・冷凍機・サーチライト・警報装置・電動機・起動機・電気動力計・つり上げ電磁石・送水装置・油清浄機・甲板機械……



船舶補機 6GL形シリーズ
発電機用 700~1000kVA

- 極寒地・熱帯地でも安定した性能
- 運転・維持費が安い
- 長時間の無開放運転ができる

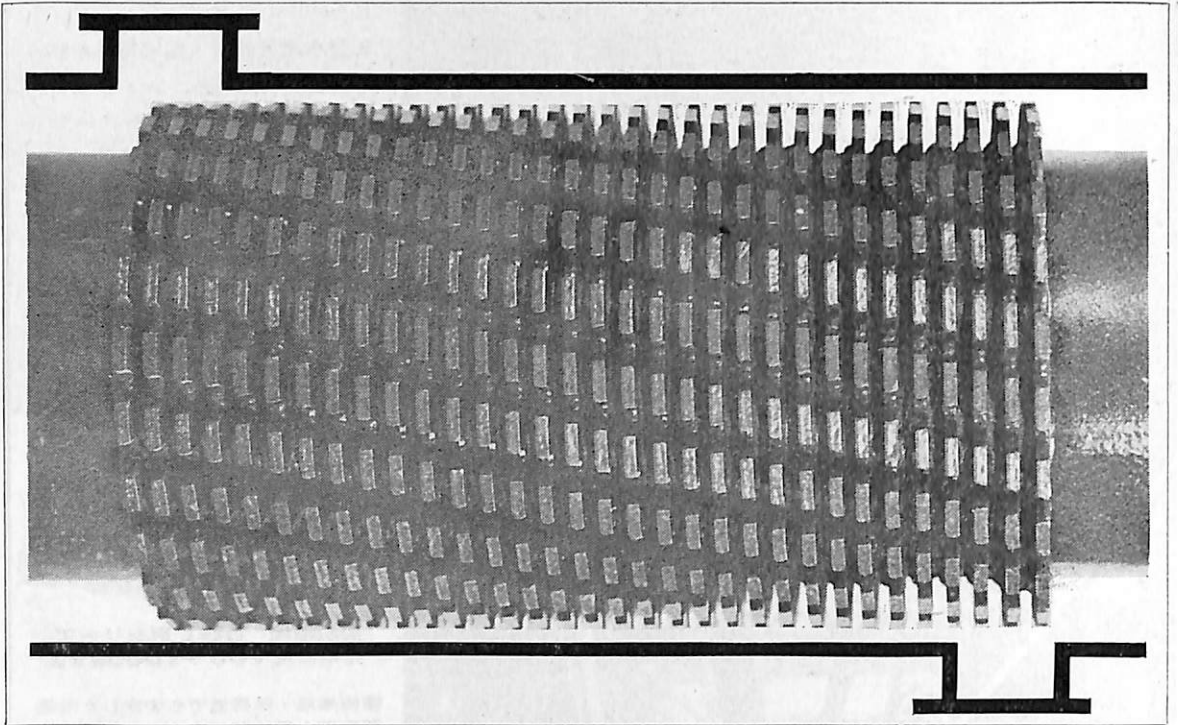
最新の技術を生かした理想の機関です。その広範囲の活躍ぶりは、まさに「海の発電所」。船舶の自動化・省力化にぜひご検討ください。

■ 船舶補機用3.5~1200馬力■

ヤンマー ディーゼル

STANEX

フィン式油加熱器



用途：主機用燃料油加熱 清浄機燃料油、潤滑油加熱、ボイラー燃料油加熱、各種タンクヒーティング

特 徴

- 熱伝導が良い
フィンには特殊技術で連続溶接され、溶着が完全であるので熱伝導が良い。
- 広い伝熱面積
それぞれのフィンの伝熱面積が広く、単位長さ当りのフィンの数が多いので、広い伝熱面積がえられる。
- 乱流をおこし易い
フィンはスパイラル状に連続溶接され、フィンに切り込みがあるため液体は容易に乱流となる。
- コンパクト
単位面積当りの熱交換量が大きいため、コンパクトで軽量である。
- 自己洗浄作用
液体は高乱流を起して流れるので自己洗浄作用があり、フィン面にスラッジが詰ることはない。したがって、長期間掃除の必要がない。
- 堅 牢
フィンは充分な肉厚をもって連続溶接されているので、高温・高圧の流体によって損傷することがない。
- 熱応力に耐えうる
内胴(バッテリー)は1個所で外胴(シェル)に接続されているので、バッテリーの他端は自由である。したがって、熱応力による破損の危険はない。

ナガセ



長瀬産業株式会社

機械部 船用機械課

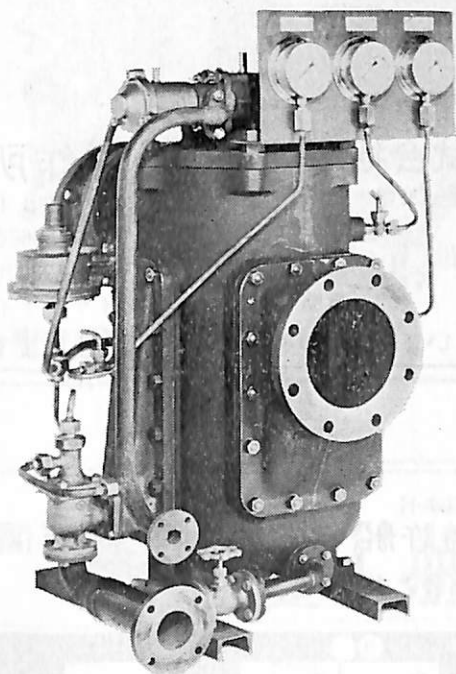
油汙過作業の省力化…

特許

機関室を広くする

マックス・フィルターシリーズ

日本舶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

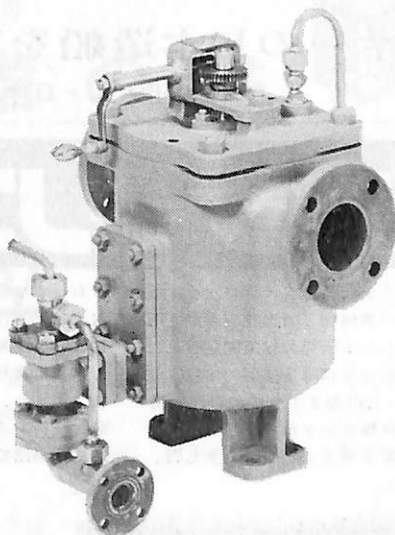
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロシプロケーターを採用

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

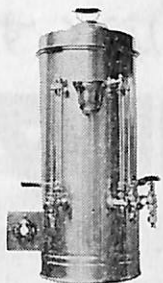
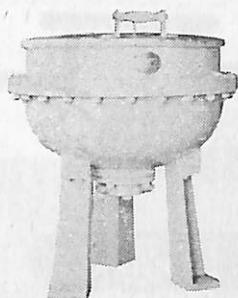
 **新倉工業株式会社**

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)

YKK型船舶厨房調理機器

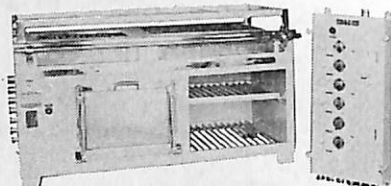
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

ライスボイラー

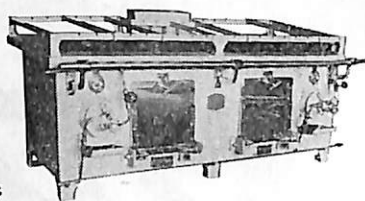


電気式湯沸器

26kw型多目的電気レンジ



2400型オイルレンジ



営業品目

電気レンジ・オイルレンジ・ライスボイラー・湯沸器
調理機・水澆器・豆腐製造機・アイスクリーム製造機
ハムスライサー・肉挽機・球根皮剥機・炊飯器・ケー
キミキサー・ガスレンジ・電気式オープン・パン酸酵器
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)

第2ビル専用 045(621)1283(代)

電略「ヨコハマ」ワイケイケイ

希望条件を指示下さい。即時見積、設計、納品致します。

世界一の日本造船を支える＝特許船体支持降下装置

財団法人・日本船用機器開発協会と共同開発

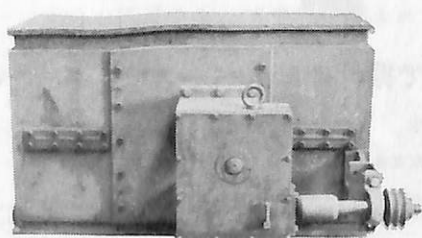
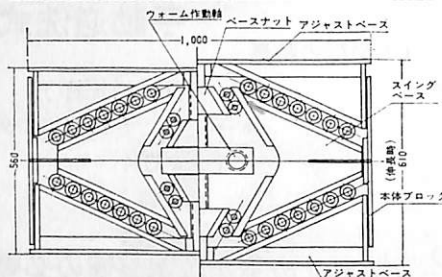
スケーリングブロック

当社のスケーリング・ブロックは船底盤木の機械化と省力化を目的とし長年にわたる研究の結果開発された高性能船体支持降下装置です。

50T型～200T型まで全ての機種に荷重性能試験をかさねて予想通りの実験成果を得ることができました。

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

50T、200T型船体支持降下装置



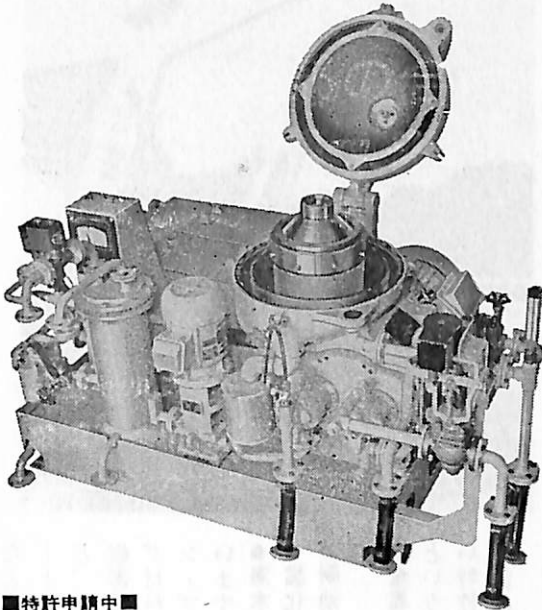
新光機械工業株式会社

東京都中央区京橋2の2(第2荒川ビル)

電話：(03) 271-5056～9

ノーマンで油の清浄!!

完全連続スラッジ排出形
船用油清浄機



■特許申請中■

Sharples Gravitrol

◆ペンウォルト コーポレーション
シャープレス機器部 日本総代理店

巴工業株式会社

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



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

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

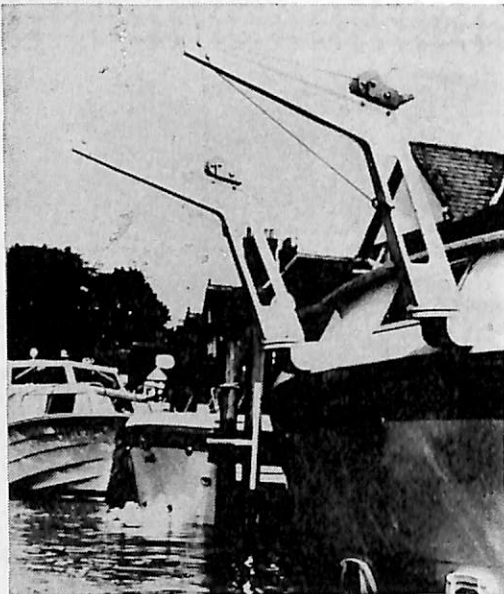
- 解説項目1,112項, 参照項目5,308項, 挿入図400余個, 挿入表95個。
- 口絵・付録: 天測曆, 基本雲形, 海図図式, 世界主要航路地図(色刷), 航海技術年表, 文字旗, 世界煙突マーク(アート紙色刷) 他
- 地文航法, 天文航法, 電波航法の理論はもちろん, 船のぎ装, 整備, 操船, 載貨を具体的に取上げる等運転上のあらゆる場合に対処し得る項目が採録されている。
- 執筆は東京商船大学, 神戸商船大学, 航海訓練所, 海技大学の教官(41名)がこれにあたり, まさに最高の權威者を揃えた執筆陣といえよう。

東京都新宿区赤城下町50 天 然 社 振替東京79562番



●エン・プラの決定版——ダイアミド

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



海水にも強いエン・プラを ごぞんじですか？

ダイアミド

船舶のためのダイアミド

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

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

粉体塗装で

トータルコストの節減を!

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

資料をどうぞ…

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

ナイロン-12

ダイアミド



ダイセル・ヒュルス株式会社

DAIGEL

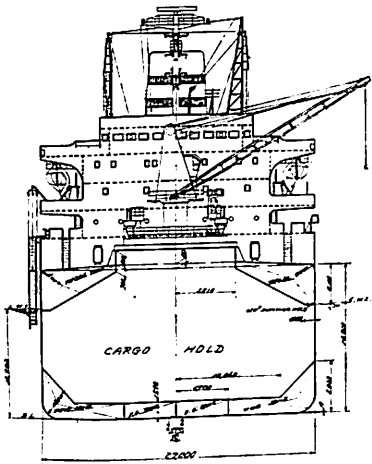
ダイセル株式会社

ダイアミド営業部

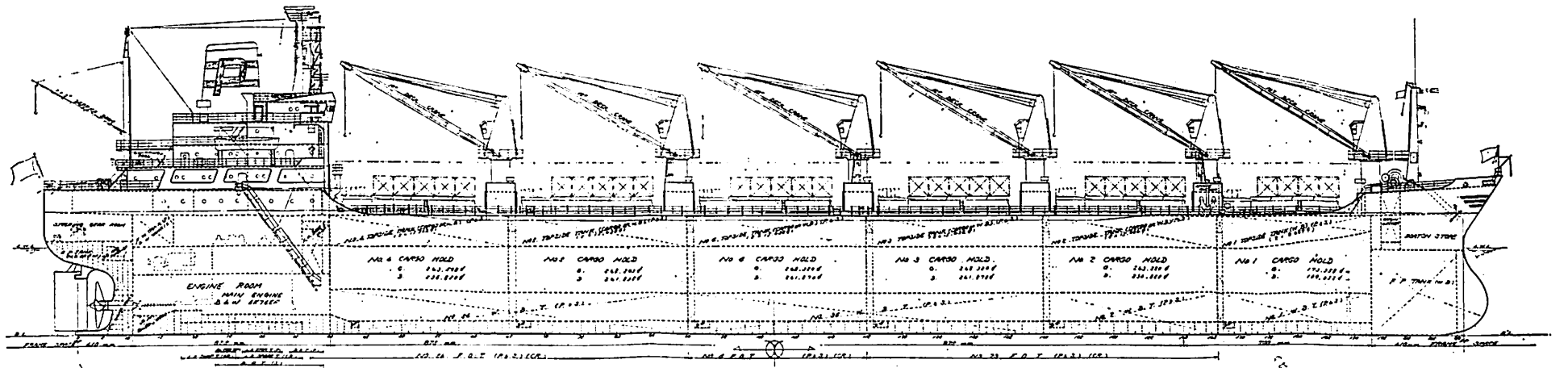
東京 千代田区霞ヶ関3-8-1虎の門三井ビル 03(507)3222
 大阪 東区瓦町3丁目8 06(202)1181
 名古屋 中村区堀内町2丁目(堀内ビル) 052(582)8511

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

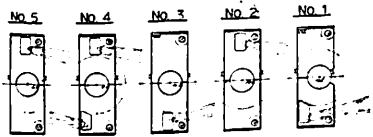
FRONT VIEW



MIDSHIP SECTION



CRANE HOUSE TOP



POOP DECK

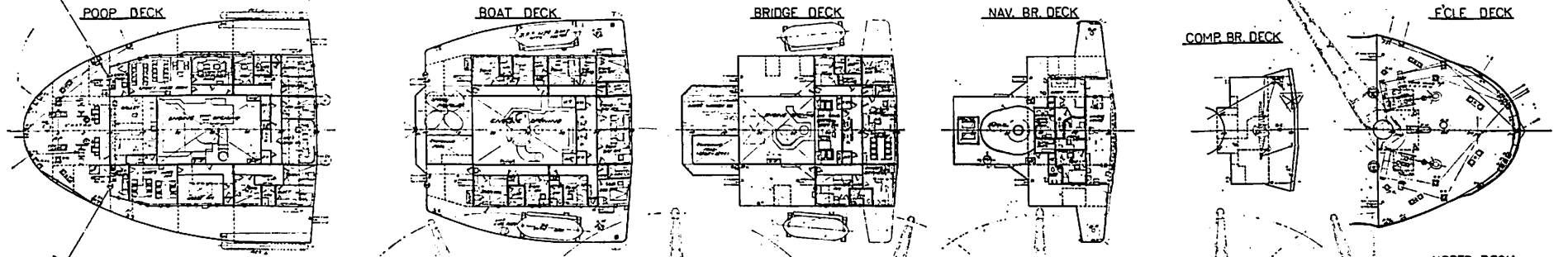
BOAT DECK

BRIDGE DECK

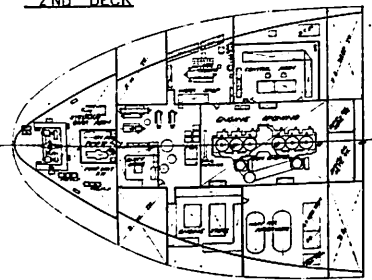
NAV. BR. DECK

COMP. BR. DECK

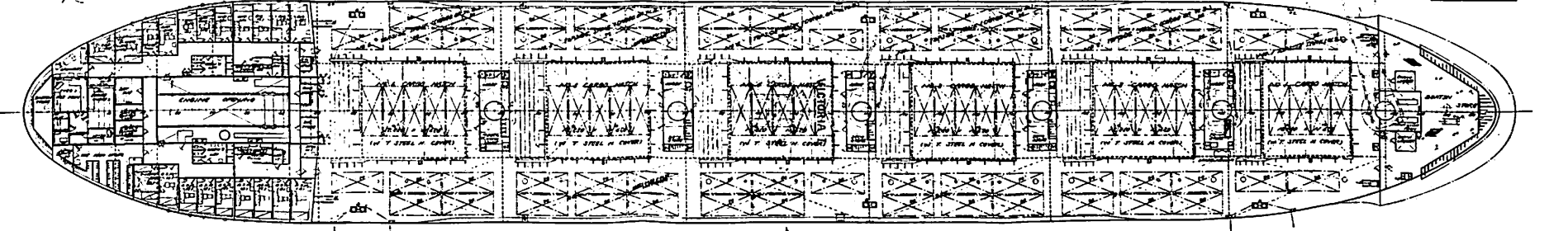
FORE DECK



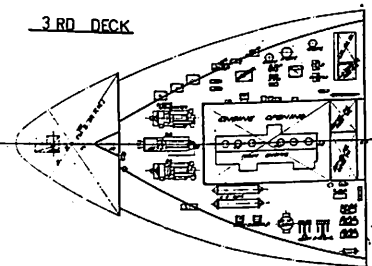
2ND DECK



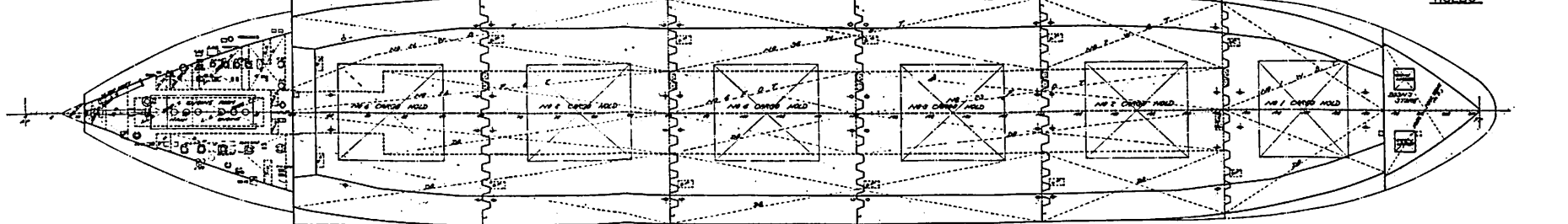
UPPER DECK



3RD DECK



HOLDS

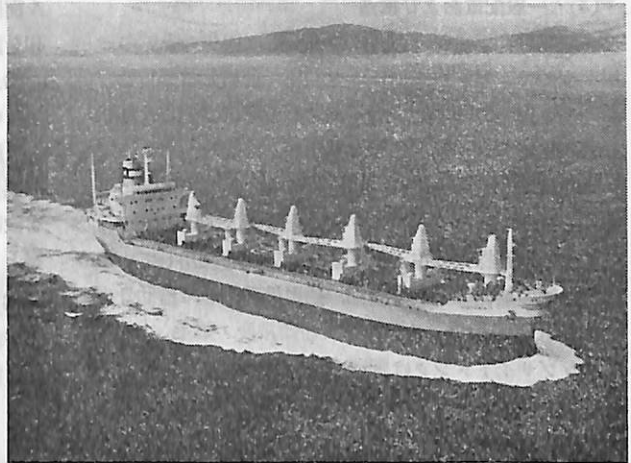


VICTORIA I 一般配置図

標準撒積貨物船

VICTORIA I

三井造船株式会社
藤永田造船所造船設計部



1. ま え が き

本船はギリシャ系船主パダキス社より当社が受注した撒積貨物船2隻のうちの第1船であり昭和47年3月22日起工、同年6月2日進水、同年9月14日引渡された。第2船は昭和48年1月中旬に竣工の予定となっている。

本船は当社において、33型標準船として開発した撒積貨物船の第1船であり、今後引き続き同型船を建造することとなっている。

2. 船 体 部

(1) 概 要

本船な主な特徴はつぎのとおりである。

本船は主として穀物類貨物、鉱石の積載に適合するよう設計された撒積貨物船であるが上甲板にはパッケージド・ランバー、コンテナ等も積載できるよう考慮されている。穀類貨物については、シフティングボートなしで、S.F. 43 から 75 までの広範囲の積載が可能であり、No. 2~6 TST にも穀類積載ができるよう配慮されている。パッケージド・ランバーを上甲板上約 6.5 m の高さまで積載可能なるよう上甲板およびハッチカバーの強度を増すとともに、20 フィート型コンテナを上甲板1段、ハッチカバー上1段の合計89個積載できるように上甲板およびハッチカバーを補強している。

(2) 主要目

船級 LR: \clubsuit 100 A 1, \clubsuit LMC, "UMS"
"STRENGTHENED FOR THE
CARRIAGE OF ORE CARGOES
NOs. 2 AND 5 HOLDS MAY BE
EMPTY"

全 長 179.000 m

垂線間長	170.000 m
型 幅	27.000 m
型 深	14.800 m
満載吃水	10.962 m
載貨重量	33,805 LT
総トン数	18,953.88 T
純トン数	13,561.31 T
載貨容積	グリーン (ホールドのみ) 39,789 m ³
	ク (TST を含む) 44,131 m ³
	ベール 38,762 m ³
コンテナ (20 フィート型)	89 個
燃料油槽容積 (ディーゼル油槽を含む)	1,975.0 m ³
清水槽容積	413.2 m ³
脚荷水槽容積	6,078.6 m ³
主機関	MITSUBI B&W DIESEL ENGINE 6 K 74 EF 1 SET
連続最大出力	11,600 BHP × 124 RPM
常用出力	10,600 BHP × 120 RPM
速 力	
試運転最高速度	17.202 KNOTS
満載航海速度 (常用出力 10% シーマージン)	15.25 KNOTS
航続距離	14,500 SM
乗 組 員	
士 官	11
部 員	28
船 主	2
パイロット	1
合 計	42
船 籍	MONROVIA

(3) 一般配置および構造

一般配置に示されるように舷弧なし（梁矢のみ）の一層甲板船で、機関室、居住区を船尾に配置した船首楼、船尾楼を持った凹甲板型船尾機関船であり、船首は球状船首、船尾は巡洋艦型船尾を採用している。

貨物艙は6艙からなり各艙同時に荷役可能なるよう1基ずつ合計6基のデッキクレーンを設備している。

船体の構造様式は主として縦肋骨方式を採用しているが、船艙の船側部、機関室部、船尾構造部のみ横肋骨方式を採用した。

トップサイドタンクは脚荷水槽として使用されるほか No.2 から No.6 トップサイドタンクには穀類を積載するよう計画されており、そのためトップサイド底部の縦通骨材は船艙側に配置している。

居住区については振動対策として上下縦横の連続性をもたせ鋼壁を要所に配置し、しかも居住性のよい居室配置となるよう配慮している。本船は船主側の要求で、甲板室前面の窓は左右対称となるよう配置している。

(4) 荷役装置

本船の荷役装置としては、各艙口の前部に電動油圧式 10 T デッキクレーンを配置し、艙口蓋はマック・グレゴリー・シングルプル方式の水密鋼製艙口蓋を装備している。

艙口の寸法はつぎのとおりである。

No.1 貨物艙	10.50 m × 11.62 m
No.2	12.25 m × 11.62 m
No.3	12.25 m × 11.62 m
No.4	12.25 m × 11.62 m
No.5	12.25 m × 11.62 m
No.6	12.25 m × 11.62 m

艙口蓋はパッケージド・ランバー および 20 フィートコンテナの積載をするため 2.6 T/M² までの荷重に耐えるよう艙口蓋裏に十分な補強が設けてある。艙口蓋の打上げ装置に専用のポンプユニットを設け1艙口蓋を同時にジャッキアップ可能で、荷役準備作業の能率化を計っている。

上甲板ハッチサイドには木材積載のためのアップライト・ソケットを装備するとともに、コンテナ用の取外し式専用金物を設備している。

(5) 居住設備

乗組員の居室は部員の3室を除きすべて個室にするるとともにセントラルユニット方式による空調を採用して居住性の向上を計っている。

一般に居室内仕切壁は船長格はチーク張りの木目材、士官室部は無地のデコラ張り材、部員室部はポリエステ

ル樹脂合板張りとし、色調や装飾に留意して周囲との調和を計っている。

船長事務室、ダイニングサロン、船主シッティングルームの3室は1室に広げてレセプション等に使用できるよう配慮している。

娯楽設備としては船橋甲板部後にプールとサンデッキを設け、また室内設備として、卓球等運動場または映画室として利用できる専用のホビールームを設けている。

(6) 甲板機械および通風装置等

甲板機械

揚船機	電動油圧式	21 t × 9 m/min × 2
	(オートテンション)	9 t × 4.5 m/min × 2
係船機	電動油圧式	9 t × 20 m/min × 2
	(オートテンション)	9 t × 4.5 m/min × 2
デッキクレーン	電動油圧式	10 t × 38 m/min × 6

舵取機

電動油圧式 40 t·m × 97 kg/cm² (25 IP) × 1

冷蔵庫用冷凍機

電動 10, 120 kcal/h (11 KW) × 2

空調冷凍機

電動 162, 600 kcal/h (45 KW) × 1

通風装置

貨物艙	自然通風
居住区通風機 (セントラル・ユニット)	185 m ³ /min × 250 mmAq × 15 KW × 1,800 RPM × 1
舵取機室通風機	50 m ³ /min × 30 mmAq × 0.75 KW × 1,800 RPM × 1
艙室通風機	118 m ³ /min × 35 mmAq × 1.5 KW × 1,800 RPM × 1
浴室便所通風機	25 m ³ /min × 30 mmAq × 0.4 KW × 1,800 RPM × 1 20 m ³ /min × 30 mmAq × 0.4 KW × 1,800 RPM × 1

消火装置

貨物艙	海水
機関室	海水、固定式泡消火装置 持運び式消火器
居住区	海水および持運び式消火器

非常用消防ポンプ

(ディーゼル駆動) 200 m³/h × 70 m × 1

3. 機 関 部

(1) 機関部一般

本船は、主機関として最大出力 11,600 PS、排気過給機付 2 サイクル単動ディーゼル機関三井 B&W 6 K 74 EF 型 1 基を装備している。

発電装置は、船主支給のディーゼル駆動交流発電機を 3 台装備し、通常航海中 1 台で所要電力を賅えるよう計画されている。

蒸気発生装置として、煙管式コンポジットボイラ 1 基を装備し、船内各部に必要な蒸気を供給する。

なお、本船は LR “UMS” 取得のため、主機船橋操縦装置および各種の警報装置、保護装置が設けられている。

(2) 機関部自動化の概要

1) 主機遠隔操縦装置

1. 船 橋

船橋には電気-空気式遠隔操縦装置を採用しておりエンジンテレグラフ型式のワンタッチ操縦ハンドルの操作により起動およびエンテレ指定区分設定回転数への整定が自動的に行われる。また設定回転数以外への微調整用に微調速スイッチを設けている。

2. 制 御 室

機関室上段に設けられた制御室から空気式操縦装置により遠隔操縦される。

また非常用として機側にも操縦装置が設けられている。

2) 主機械保護装置

主機は下記の状態自動的に停止および減速される。

1. 自動停止

主潤滑油圧力低下
カム軸潤滑油圧力低下
オーバースピード

2. 自動減速

主潤滑油圧力低下
カム軸潤滑油圧力低下
冷却水温度上昇
スラストパッド温度上昇

3) 発電機関

発電機の発停は、機側および制御室より行う。各発電機には、異常状態による自動停止およびスタン

バイ機の自動起動、負荷の増減によるスタンバイ機の自動発停、各種インターロック装置等が設けられている。

4) 蒸気発生装置

ボイラは、自動燃焼装置 (ON-OFF および高低方式) を装備し蒸気圧力の調整を行っている。また自動給水装置により液面の自動制御を行う。

5) その他

その他、下記の自動化を採用している。

1. 主機・発電機の主要系統の自動温度制御
2. 空気圧縮機の自動発停
3. 清水ポンプおよび飲料水ポンプの自動発停
4. 主要ポンプの自動切換
5. 主要タンクの液面制御
6. 燃料油清浄機の連続清浄

(3) 機関部主要目

1) 主 機 関

三井 B&W 6 K 74 EF 型 排気過給機付単動ディーゼル機関	1 基
連続最大出力	11,600 PS × 124 rpm
常用出力	10,600 PS × 120 rpm

2) プロペラ

4 翼一体型	1 基
直径 × ピッチ	5,800 mm × 4,150 mm

3) コンポジットボイラ

立型煙管式コンポジットボイラ	1 基
蒸発量 × 蒸気圧力	
油 焚 側	1,400 kg/h × 7 kg/cm ²
排ガス側	1,500 kg/h × 7 kg/cm ²

4) 発電機関

ALLEN 6 BCS 12 D	818 PS × 720 rpm	1 基
ALLEN 4 BCS 12 D	520 PS × 720 rpm	2 基

5) 空気圧縮機

主空気圧縮機	190 m ³ /h × 30 kg/cm ²	2 台
補助空気圧縮機	80 m ³ /h × 30 kg/cm ²	1 台
甲板用空気圧縮機	80 m ³ /h × 7 kg/cm ²	1 台
非常用空気圧縮機	4.5 m ³ /h × 30 kg/cm ²	1 台

6) 油清浄機

燃料油清浄機	2,000 l/h	2 台
潤滑油清浄機	3,000 l/h	1 台
ディーゼル油策予備潤滑油清浄機		
	3,000 l/h	1 台

7) ポンプ

主冷却海水ポンプ	540 m ³ /h × 18 m	1 台
主冷却清水ポンプ	300 m ³ /h × 20 m	1 台

補助冷却海水ポンプ	45 m ³ /h × 15 m	2台
主潤滑油ポンプ	265 m ³ /h × 35 m	2台
カム軸潤滑油ポンプ	3 m ³ /h × 27 m	2台
潤滑油サービスポンプ	5 m ³ /h × 27 m	1台
燃料油供給ポンプ	3 m ³ /h × 55 m	2台
燃料弁冷却油ポンプ	3 m ³ /h × 27 m	2台
燃料油移送ポンプ	40 m ³ /h × 27 m	1台
ディーゼル油移送ポンプ	10 m ³ /h × 27 m	1台
消火兼バラストポンプ		

	160/90 m ³ /h × 25/60 m	1台
消火兼雑用ポンプ	160/90 m ³ /h × 25/60 m	1台
バラストポンプ	500 m ³ /h × 20 m	1台
バラスト兼予備冷却海水ポンプ		
	500/540 m ³ /h × 20/18 m	1台
ビルジポンプ	10 m ³ /h × 25 m	1台
清水ポンプ	5 m ³ /h × 45 m	2台
海水サービスポンプ	15 m ³ /h × 35 m	2台
温水循環ポンプ	2 m ³ /h × 5 m	1台
飲料水ポンプ	5 m ³ /h × 45 m	1台
糧食庫冷凍機用冷却水ポンプ		
	20 m ³ /h × 25 m	1台
冷房用冷却水ポンプ	75 m ³ /h × 20 m	1台
給水ポンプ	3 m ³ /h × 110 m	2台
離水循環ポンプ	7 m ³ /h × 15 m	1台

8) 冷却器

潤滑油冷却器	220 m ²	2台
清水冷却器 (プレート式)	31.2 m ²	2台
燃料弁冷却油冷却器	4 m ²	1台
補助清水冷却器	4 m ²	1台
補助復水器	3 m ²	1台

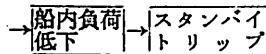
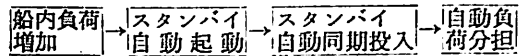
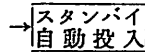
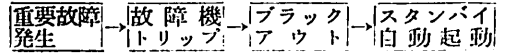
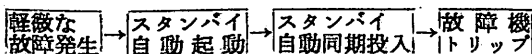
9) その他

機関室通風機	600 m ³ /min × 30 mmAq	1台
〃 (可逆式)	600 m ³ /min × 30 mmAq	2台
造水装置	21 t/day	1台
油水分離器	10 t/h	1台
主機開放クレーン	4 ton	1台

4. 電 気 部

本船の電気関係の特徴として下記のものがあげられる。

(1) 発電機および発電機自動制御装置一式を船主支給により装備した。本自動制御装置は英国パイロプレス社製のもので、なるべくブラックアウトをさけるため、下記のような制御方式となつている。



(2) 英国 F.A. HUGHES 社製の外部電源方式電気防蝕装置を装備した。

電気部の主要機器として次のものを装備している。

- 1) ディーゼル発電機 712.5 KVA 1台
450 KVA 2台
- 2) 変圧器 25 KVA 1φ 3台
10 KVA 1φ 3台
5 KVA 1φ 1台
- 3) 蓄電池
非常灯、通信用 24 V 200 AH 2組
無線用 24 V 122 AH 1組
- 4) 機関室火災警報装置 イオン式 1式
- 5) UMS 用居住区機関部延長警報 1式
- 6) 共電式電話機 1:1 2組
自動交換電話機 20回線 1式
- 7) エンジンテレグラフ, エンジンテレグラフローガー, サブテレグラフ, 主軸回転計, 舵角指示器 各1式
- 8) 船内指令装置 30 W トークバック付 1式
- 9) レーダー
ケルビンヒューズ 10 cm 波 1台
〃 3 cm 波 1台
- 10) ジャイロコンパス
スベリー MKXX 型 1式
- 11) オートパイロット
スベリー SSC 型 1式
- 12) 圧力式測定儀 1式
- 13) 音響測深儀
ケルビンヒューズ MS 32 型 1式
- 14) 旋回窓 2式
- 15) 無線装置
エレクトリスクブロー EB 1500 1式
- 16) VHF 無線機 STR-65 型 1式
- 17) 無線方位測定機
マルコニー LODESTAR 1式
- 18) 空中線共用装置 TV アンテナ 各1組
- 19) 外部電源方式電気防蝕装置
F.A. ヒューズ GC 3 型 1式

船舶と橋脚の衝突の問題

長 沢 準

船舶技術研究所

まえがき

日本列島は島国であることの宿命から、古来船舶による交通にはさまざまな歴史が残されているが、近く着工されるであろう長大橋がつぎつぎと完成することになれば、沿岸航路の海上交通において、また新しい時代を象徴するものの一つとなるであろうと考えられる。

海上交通の発達、陸上交通と同様に産業文化の発達にきわめて密接な関係を有しており、わが国における最近における船舶の交通量は、大型船から小型船まで急速な伸びを示している。

海上における船舶の事故、とくに衝突による事故は、このような海上交通量の増加に比例することは常識的にも考えられるところであるが、統計的な船舶の損傷調査によると、事故の発生確率がきわめて高いことに驚かされる。

画期的なプロジェクトとして現在調査設計が進められているわが国の本四架橋をはじめ、各種の長大橋の出現は、海上交通の立場から考えれば、海上に橋脚が建設されるため、交通の障害となることは勿論であるが、これらの架橋は主として陸地間隔の短かい狭水路に建設されるために、海上交通上さらに問題が多いと考えなければならない。

船舶は一般に、その構造強度から考えて、船体と固体との接触は、接岸による岸壁との接触のほかは考慮されていない。接岸時に船側外板が受ける外力は、船体が横方向に接触するために、接触する速度はかなり小さいものであり、また接触によって船体が回転するためそれによって運動エネルギーがかなり消費され、船体構造に加わる外力は一般にそれほど重要視する必要はないと考えられている。

船首部における航行中の波浪衝撃水圧が、特に大型船の場合、かなり大きい圧力となることがいわれており、そのための船首構造の補強が行なわれているが、衝突の場合に比べれば衝撃の運動エネルギーは、はるかに小さい値であって問題にならない。

したがって、陸上にもまして交通量のはげしい最近のわが国の沿岸水域においては、近い将来建設される長大橋の出現に対し、船舶と橋脚との衝突に対する安全対策を十分に検討する必要があると思われる。

このような現状をふまえ、ここで、船舶が橋脚等の固

定物と衝突した場合の問題点について検討を行なつてみた。

船舶の衝突事故

船舶の航行中における衝突事故の件数は年をおつて増加しているが、これらの衝突船に対する調査は、今後建設されるであろう長大橋の橋脚と船舶との衝突対策に対して特に参考になるものと考えられる。

日本海難防止協会に設置されている本州四国連絡架橋航行安全調査委員会において、このような観点から船舶と橋脚等との接触確率に関する調査が行なわれている。

最近における船舶の狭水路における急速な交通量の増大に対処して行なわれた交通量の調査結果²⁾の一例として、東京湾の入口である浦賀水道における資料を紹介してみよう(表1)。

浦賀水道の交通量は、直接東京湾内にある横浜、川崎、東京港などの貨物取扱量に比例して増加するわけであつて、昭和43年の港湾統計によると、湾内の貨物取扱量は2.67億トンである。これを5年前の昭和38年の1.33億トン、10年前の0.52億トンと比べると、5年間で倍増以上のペースになつている。さらにこの貨物取扱量はニューヨーク港の1.0億トン、ロッテルダム港の1.6億トンをしのいでいることがわかる。

これに対して、交通量の増勢も表1に示すごとく、ほぼ見合つている傾向である。

船舶の衝突隻数、乗揚隻数に注目してみると、これら貨物取扱量および交通量の増加率をはるかに上回つて増加している。

図1に全国的な海上交通量をあらわすものとして、入港船舶合計隻数をとり、これと衝突船舶隻数の増加率をくらべてみた³⁾。これは運輸省の海難統計資料にもとづくものであるが、この結果からも衝突隻数の増加率が船舶の入港隻数の増加率よりかなり大きいことを明らかに示している。

このような現在の海上交通事情を考えると、来年から着工される本四架橋をはじめ、各種の長大橋に対する船舶の衝突の問題は、十分にその安全性が検討されなければならない。特にこれら長大橋の多くは陸地間の距離の比較的短かい地形の個所に設置されるために、船舶交通の安全性からは、ますますその危険を増すものと考え

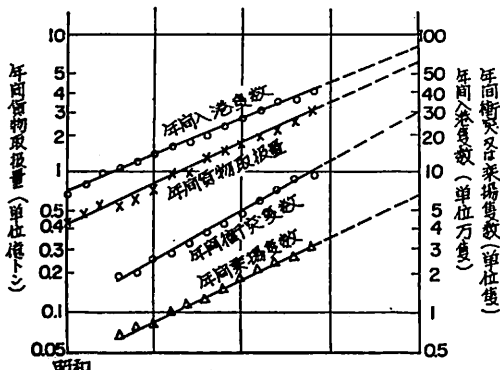


図1 東京湾における海上交通関係諸量の推移

えられる。

船舶の避航領域あるいは閉塞領域と云つて、船のまわりで他船が入るのを避ける領域が定義されているが、この領域をどの位にとるべきかは、船舶の速度とか潮流の影響および船舶の停止性能などを考慮しなければならない。

一つの例として、幅約240mの隅田川にかかる永代橋での観測値²⁾として、この橋の橋脚間隔が100mであるのに対して、橋を通過する船舶の橋脚を避航する距離が、最も高い頻度を示すのは約35mという結果が示されている。ただし、通過する船舶の大部分は50~150トンの小型船である。

船舶の衝突の頻度について、衝突の実績から予測を行なうことは、かなり困難が伴なうといわれている。すな

表1 東京湾の海上交通量等の資料

昭和 年	貨物量 億トン	入港船隻数(百隻)					衝突 隻数	乗揚 隻数	浦賀水道		
		合計	I	II	III	IV			V	交通量 (片側)	衝突 隻数
30	0.41	660	4.8	44	100	170	340	—	—	26千隻	0
31	0.48	800	6.5	50	110	250	390	—	—	31	0
32	0.57	930	9.6	57	130	290	450	—	—	35	2
33	0.52	960	9.2	57	140	320	440	176	77	37	2
34	0.64	1130	11.2	64	140	370	540	176	80	42	8
35	0.78	1320	14.3	74	180	490	570	248	76	53	4
36	1.00	1540	21.9	83	200	660	580	254	95	37	10
37	1.06	1550	24	81	210	760	480	334	121	59	4
38	1.33	1730	27	85	210	950	470	395	125	62	6
39	1.64	2200	28	92	240	1410	440	445	168	67	12
40	1.78	2510	39	98	290	1870	(440)	669	189	93	8
41	2.00	3060	46	113	320	2010	(570)	871	206	99	18
42	2.27	3540	55	120	390	2380	(600)	910	221	103	18
43	2.67	3660	65	114	520	2320	(640)	932	227	133	24
44	3.25	4150	68	108	660	2630	(680)	968	327	130	16

(注) I, II, III, IV, Vは船舶の総トン数10,000トン以上, 10,000~3,000トン, 3,000トン~500トン, 500~100トン, 100~500トンを示す。()内は推定数。

表2 日本沿岸海上衝突事故の統計(昭和41年~43年)*

船の大きさ (G.T.)		5~20	20~100	100~500	500~3,000	3,000~20,000	20,000~100,000	100,000~500,000	合計
衝突 件数	港内	157	205	2032	6390	3099	711	56	12650
	港外	408	271	1081	2055	802	330	29	4976
	合計	565	476	3113	8445	3901	1041	85	17626
入港隻数(千隻)		27,430		6,363	1,066	259			35,118
衝突件数と 入港隻数比 %	港内	0.0013		0.032	0.60	1.50			0.36
	港外	0.0025		0.017	0.20	0.41			0.14
	合計	0.0038		0.049	0.80	1.91			0.50

*文献(2) p142

わち事故の程度の差はきわめて広いこと、すべての事故が統計に出にくいことや、事故の内容が多種にわたることなどが問題である。

海上交通事故の発生頻度として、衝突だけを取上げてみると表2のようになっていいる。これは運輸省情報処理部、海上保安庁警備救難部および電子航法研究所の藤井弥平氏が協力して調査を行なったものであるが、この調査によると衝突は港内に特に多く、かつ船舶の輻輳する場所に集中して発生していることが明らかとなっており、大型船の方が入港隻数に対する衝突件数の割合は小型船よりはるかに多く、その比は1%程度になつていいることは注目しなければならない。

船舶の衝突と損傷

船舶はその設計段階において、船体外板と固体との接触としては、接岸による岸壁との接触以外はほとんど考慮してないと思われる。小型船などの場合は、流木など浮遊物との接触も問題となることもあるが、一般には他船や橋脚との衝突に対しては無防備である。

船側外板等が航海中に波浪によつて受ける衝撃的外力の大きさが最近問題となつていいるが、これを固体と衝突した場合の衝撃と比べると比較にならないほどの差があることは明らかである。

超大型船が荒天中に波浪によつて受ける衝撃外力も、その圧力は船体の局所的なものであり、船舶に破壊をもたらす衝突エネルギーの大きさは、固体との衝突の場合に比してはるかに小さいと思われる。

このような設計上の立場から、船体はその船首から外力を受けた場合の耐荷力は構造的に極めて小であつて、衝突による船舶の損害は非常に大きくなることが容易に想像される。

前記の海難発生統計資料に示された船舶の衝突は、小型船の場合とはもかく、大型船の場合は相手の船舶は多くは小型船であるため、衝突による損傷は一方的に小型船が受けていいるとみられる。

これに対して、橋脚と船舶との衝突の場合は、小型船、大型船を問わず、相手は剛性が極めて大きい物体であることを考えると、船舶の受ける損傷は比較にならないほど大きくなるであろう。

したがつて、当然橋梁には衝突防止のための安全対策あるいは安全施設が設けられるであろうが、このような安全対策のあり方は、事故の予想される発生頻度によつて計画が立てられなければならない。

衝突の確率を推定することは、衝突が多くの要因にもとづいていいることから難しい問題であるが、日本海難

防止協会の調査委員会^りにおいて藤井氏が過去における統計をもとにして行なつた計算によると、船舶の船以外のものとの衝突の確率は狭水道において約1万分の1となつていいる。

つぎに、船体が船首方向に橋脚のような固定する物体に衝突した場合に、どのような衝突力を船体が受け、それによつてどのような破壊がおこるかを考えてみることにする。

船体は一般にその構造は複雑であり、かつ船の種類や大きさによつて構造が多種であるため、衝突による破壊も各種各様となることが予想されるが、ここでは船体の衝突方向のほか、いくつかの仮定を計算を単純化するために行なつて、衝突力の推定を行なつてみた。

衝突力

2つの物体の衝突力は、両物体の接触するときの力と変形の関係を示すバネ常数によつて変動するわけであるが、ここでは橋脚は剛体として変形しないものと仮定し、バネ常数としては船体の破壊による変形だけを考慮することとする。したがつて衝突としては最も苛酷な条件を与える場合である。

船体が船首方向に向つて衝突したと考えると、衝突による外力は、船首のBow構造から船側外板、甲板、Panting stringer および Stiffener などに伝わることになる。

これらの構造が圧縮するのは主として圧縮座屈によるから、外力とこの圧縮座屈との大小によつて、衝突により船体に損傷がおこるかどうかが判断されると考えてよいであろう。

船首の構造は複雑であり、圧縮による座屈も複雑になると考えられるが、圧縮を受けると局部構造のうち座屈荷重の最も小なる部分がまず座屈し、さらに座屈荷重が次に大きい部分へと座屈が拡大してゆくことになる。

例えば図2のようにA、BおよびCの3つの構造部分が一体となつた構造が圧縮を受ける場合に、それぞれの部分の局所的な座屈荷重が P_A 、 P_B および P_C であり、 $P_B < P_C < P_A$ であると仮定し、さらに全体としての座屈荷重は局部荷重より大きいとすれば、圧縮によつてまず座屈荷重の最も小であるBの部分が座屈し、この部分の座屈によつて衝突エネルギーの吸収ができなけ

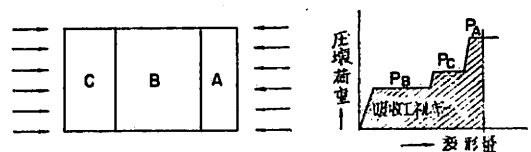


図2 圧縮順序と荷重

れば破壊は図2に示すように C から A へと拡大してゆくものと考えられる。

一方、衝突による船体の損失運動エネルギーの大きさは、船体の衝突時の速度、船体の見かけの質量および衝突物体間の緩衝効果の程度を示すバネ常数などから求めることができる。

船舶のこの衝突による運動エネルギーは、船体構造の圧壊による吸収だけでなく、船体の運動、橋脚側の破損などによつても吸収される。

船体が斜め方向に衝突すれば、船の回転による運動エネルギーの吸収は大きくなるが、進行方向に衝突する場合はそれは最も小となり、したがつて船体に最も苛酷な破壊をもたらすことになる。

このように船体が進行方向に衝突した場合の衝突力と、衝突による船体の損失運動エネルギーはつぎのごとくなる。

衝突による船体の変位 x と衝突力 F の関係を

$$F = kx \dots\dots\dots (1)$$

とすれば、衝突時の船体の運動方程式は

$$(M + Mv) \frac{d^2x}{dt^2} = -F \dots\dots\dots (2)$$

ここで M および Mv は船体の質量およびみかけの付加質量とし、 k はバネ常数とする。

k は、一般には船体と橋脚側との変形と反力との関係を示すバネ常数 k_s と k_b から与えられる

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_b} \dots\dots\dots (3)$$

となる。

ただし $k_b > k_s$ であれば $k = k_s$ となる。

(2) 式から V_0 を衝突時の船体の速度として、船の運動を求めると、

$$x = V_0 \sqrt{\frac{M + Mv}{k}} \sin \sqrt{\frac{k}{M + Mv}} t \dots\dots (4)$$

船体の衝突から停止までの停止距離を x_{max} とすると、

$$x_{max} = V_0 \sqrt{\frac{M + Mv}{k}} \dots\dots\dots (5)$$

となり、この間の時間 T は

$$T = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M + Mv}{k}} \dots\dots\dots (6)$$

また、最大衝突力は

$$F_{max} = \sqrt{k(M + Mv)} V_0 \dots\dots\dots (7)$$

となり、これが船体に破壊を与えるものである。

一方、衝突エネルギーは衝突力とともに衝突の大きさを示すものであるが、これは

$$E = \frac{1}{2} (M + Mv) V_0^2 \dots\dots\dots (8)$$

で与えられる。

ここで、橋脚側の条件は明らかでないので、これを剛体として船体のバネ常数だけを2物体間の接触時のバネ常数として考えてみると、その値はかなり大きいことがわかる。

したがつて衝突による衝突力は図3のように瞬間的に上昇し、船体の局部構造の座屈荷重には容易に達することになる。この場合図3に示した(1)の部分の、構造の弾性変形による運動エネルギーの吸収は、(2)の部分の座屈を伴う変形による運動エネルギーの吸収に比して、はるかに小であると考えられる。船体構造は座屈を生じれば、それ以上の荷重にはまず耐えられないので、この場合衝突力の最大値は船体構造が破壊する座屈荷重に等しいとみなすことができよう。しかし、船体構造に破壊がおよぶ範囲は、衝突による運動エネルギーの大きさによつてきまつてくるものと考えることができる。

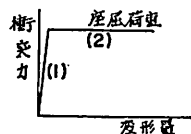


図3 衝突力と変形量

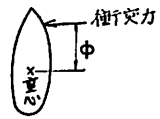


図4 φ

なお(8)式で示した衝突による運動エネルギーの大きさは、衝突力の方向が船体の重心と接触点を結ぶ線上にある場合であるが、図4のように衝突力の作用線が重心をはずれる場合は衝突力は低下し(9)式のようになる。

$$F_{max} = \frac{M + Mv}{2 x_{max}} V_0^2 \alpha \dots\dots\dots (9)$$

α は衝突力の方向の重心から離れる距離 ϕ の函数で、1より小なる係数³⁾である。

さて、これまで示した算式によつて、船体と橋脚との衝突時の計算を、実船例について求めてみることにする。

橋脚側の衝突による変形を船体に比べてかなり小であるとして無視し、船体の変形と衝突による前方からの圧縮荷重との関係をごく近似的に求めてみた。



図5 船首構造

表3 実船の船首構造座屈荷重

船名		A	B	C	D	E	F
要目	L	66 M	77	80	87	140	256
	B	12	13	13	15.4	20.8	42.5
	D	4.8	5.7	5.7	5.6	12.0	22
	d	3.5	4.0	4.3	4.0	9.12	15.8
排水量		1587 T	2079	2401	2768	12,490	143,000
航海速度		16.0 KT	17.0	18.8	18.6	16.1	16
船の種類		旅客船	旅客船	貨客船	旅客兼自動車航送船	貨物船	タンカー
座屈荷重(応力)	船首先端部	437 T (24.6kg/mm ²)	594 (29.2)	525 (9.5)	477 (15.8)	219 (6.8)	624 (8.4)
	船首 Pant. st.	137 (3.2)	299 (4.9)	261 (7.0)	214 (4.5)	219 (6.8)	418 (2.75)
	船側外板	474 (5.2)	1279 (5.9)	1530 (9.5)	1146 (5.6)	4670 (σ _y)	8980 (σ _y)

(注) σ_y は材料の降伏応力

表4 衝突力の計算例

船名		A	B	C	D	E	F
バネ定数 ks	船首先端部	182,000 T/M	165,000	131,000	132,500	91,250	156,000
	船首 Pant. st.	7,610	12,500	14,500	11,900	9,130	13,900
	船側外板	13,200	35,500	31,800	31,800	11,500	30,200
衝突力	船首先端部	2,925 T	3,187	3,052	3,300	5,820	25,700
	船首 Pant. st.	597	880	1,010	990	1,840	7,670
	船側外板	788	1,480	1,500	1,610	2,060	11,340

船の大きさとしては、1,000トン級4隻、1万トン級および10万トン級各一隻を選んである。

船体の船首部構造は、船の大きさや種類によつてかなり異なるが、一般には図5のように先端部の最も剛性の大きい部分と、それに接続する船側外板、Panting stringer および Stiffener 等で補強された構造からなっている。

これらの部分の圧縮による局部座屈荷重を各船について計算した結果を表3に示した。

ただし座屈応力が材料の降伏応力 σ_y 以上になる場合は σ_y に等しいとした。

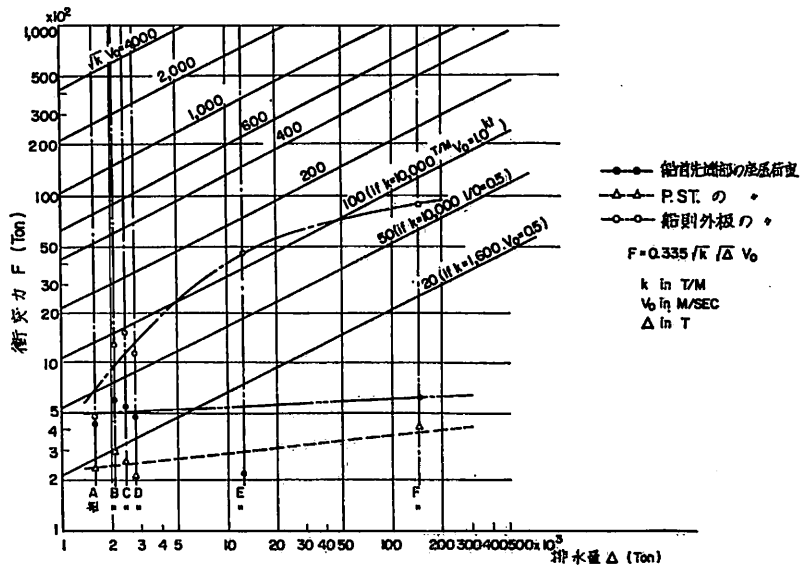


図6 衝突力の計算値

前述のごとく、衝突力の上昇は船体構造の座屈荷重以上にはならないと考えられるから、衝突力を船体構造の座屈荷重に等しいとし、一方衝突による船体の吸収する運動エネルギーを計算するための仮定として、板が座屈によつて最高荷重に達するときの板のたわみ量は、そのスパンの中央で板厚と同じと考えた。

また進行方向に衝突するので $Mv = 0.1M$ と仮定すれば、最大衝突力 F_{max} は次式のように表わすことができる。

$$F_{max} = \sqrt{1.1M \sqrt{k} V_0}$$

$$= 0.335 \sqrt{\Delta} \sqrt{k} V_0 \dots\dots\dots(10)$$

ここで、 Δ : 船体の排水量 Ton
 V_0 : 船の衝突速度 M/Sec

ついで、表3に示した各船に対して、衝突力を受ける船首先端部、Panting stringer および船側外板の各構造部分の衝突による圧縮力と変形との関係を示すバネ常数 k を計算し、衝突力を求めた。

衝突力は船の衝突速度に比例して増加するが、衝突速度1ノットのときの計算結果を表4に示した。

船体は衝突によつて、おそらく船首先端部の座屈荷重の大きい部分よりも、まずそれより後方の座屈荷重のより小なる Panting stringer などが局部座屈し、この部分の変形によつて運動エネルギーの吸収が行なわれるが、運動エネルギーがさらに大きい場合は、つぎに座屈荷重の小さい部分の座屈が変形が進み、エネルギーの吸収が行なわれることになると思われる。

(10) 式によつて求まる衝突力の計算値を、船体の排水量を横軸にとつて、衝突速度とバネ常数をパラメーターとして示すと図6のごとくなる。

また同時に表4で示した実船の構造例による座屈荷重の値を参考として示した。

この図からわかるように、船体はかなり低速で衝突しても容易に構造の座屈荷重以上の衝突力が生じることが推察される。

衝突による船体の損失運動エネルギー E についても同じように(8)から式から求めるので、これらの結果を図7に排水量に対して示した。

このようにして、衝突力と衝突エネルギーが計算されるが、それではどの程度の変形が構造にあれば衝突エネルギーを吸収できるかを、

$$\text{衝突エネルギー } E$$

$$= \text{座屈荷重 } P_{cr} \times \text{変形量 } \delta$$

と考へて δ を計算してみた。

この結果を図8に示してみたが、例えば

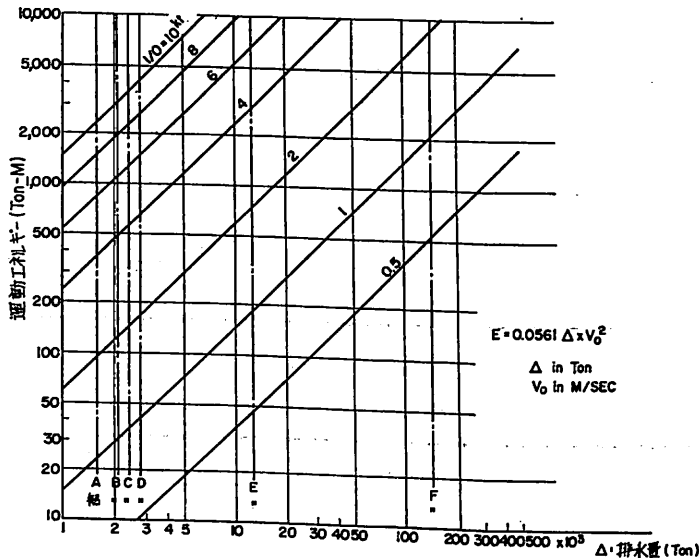


図7 船体の衝突による損失運動エネルギー

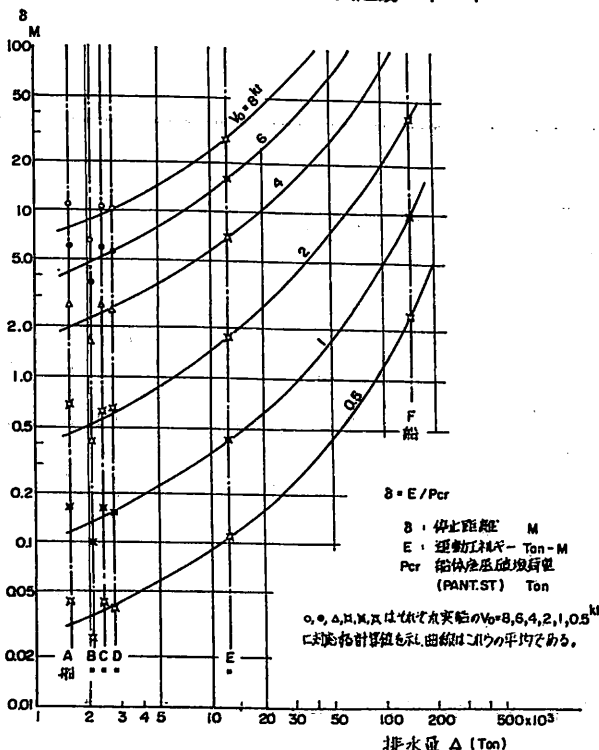


図8 運動エネルギー吸収に要する船体 (Pant. st.) 変形量

衝突速度1ノットの時、排水量3,000トンの船舶ではPanting stringerに10cm程度の変形があれば衝突エネルギーは吸収できることになるが、排水重1万トンの船舶では2m程度、10万トンの船舶では5mもの変形がないと衝突エネルギーが構造の変形によつて吸収されないことになる。

したがつて、大型船あるいは衝突速度が大きくなればなるほど、構造の破壊はそのほかの構造部分に拡大し、衝突エネルギーの大きさに応じた破壊が生ずるものと考えられることができる。

む す び

船舶の航行の安全性を確保するうえにおいて、最近における航行量の急速な増大は陸上交通にもましてその安全対策が望まれているが、最近における長大橋の架設や海洋構造物等の出現による海上交通上の新しい問題は、さらに十分な調査と研究にもとずいた安全対策が必要である。

とくに長大橋は狭水路に建設されることから一層海上交通の面で危険性が高いと考えられる。

このような現状にあつて、船舶が橋脚その他海上構造物等の固定した構造物と衝突した場合の船体構造における破壊について検討を行なつてみた。

計算としては沿岸航路において衝突の危険性のもつとも高い小型船について主として考えたが、これらの計算からも衝突による船体の損傷の程度はかなり広範囲になることが予想される。

もつとも計算における仮定において、衝突する構造物の剛性を無限大としており、実際においては、特に本四架橋のような橋脚においては、橋脚側における船舶の衝突に対する緩衝装置が十分検討されていて、船舶との衝突による衝突力や衝突エネルギーはかなり低下するものと考えてよいであろう。

しかしながら、このような橋脚側における各種の船舶の航行に対する安全対策は、おそらくその安全性に限界があるものと考えられるので、航行する船舶としても相当の理解をもつことが必要であろう。

船舶にしても橋脚にしても衝突による損害は莫大になるばかりでなく、被害がその周辺にまで及ぶことが十分考えられることから、安全対策としては最も効果のある方法によることは勿論であるが、二重三重の安全対策を備えることが必要と思われる。

ここに示した計算結果からいえることは、船の衝突速度を低下させることがまず必要であるが、もし速度の低下に限界があるならば、橋脚側に防舷材と同じ効果のあ

る衝突エネルギーを吸収し、衝突力を低下させるための装置を防備することが最も効果があり適切ではないかと考えている。

このような安全装置が有効に働らくことが期待できれば、衝突による損害は何分の1かになることは容易に期待できよう。

参 考 文 献

- (1) 本州四国連絡架橋航行安全調査委員会報告書、日本海難防止協会。
- (2) 序説海上交通工学、藤井弥平、海文堂。
- (3) 原子力船の耐衝突防護構造に関する研究、日本造船研究協会報告、第71号。
- (4) 接岸時の船体損傷防止に関する研究、長沢準、日本造船学会論文集、第106号。

海 技 入 門 選 書

東京商船大学名誉教授 岐島直人 著

電 波 航 法 入 門

A5版 200頁 ¥640 (〒70)

目 次

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

1. はじめに

鋼材等の溶接部の非破壊検査では、主として放射線透過検査、超音波探傷検査、磁気浸透検査等があるが、これ等はすべてすでに存在する欠陥の検出を目的とするものである。これに対し最近注目をあつめるようになったAEによる非破壊検査は、荷重を受け変形する過程で、あるいは割れ進行に伴って生ずる弾性波すなわち広い意味での音波の発生 Acoustic Emission (アコースティック・エミッション: AE) を検出することによって安全性を評価しようとするものである。従来の非破壊検査法と異り、動的な非破壊検査法とも云える。本来の破壊せずに検査するという意味からやや離れるが、進行しつつある割れをその初期状態で検出し、安全性を評価する点で非破壊検査の新しい部門となろうとしている。

AEによる非破壊検査にはその他にヘリコプターの回転部の異状音の検出、原子炉の冷却水の循環音や沸騰音を監視することなども考えられている。

AEによる非破壊検査が大きい期待をかけられているのは、従来できなかった動的検査であることに加えて、広い範囲を数個の探触子で監視できる点が上げられる。放射線透過検査にしても超音波探傷検査にしても、欠陥部に検出装置が一對一に対応したときに検出可能であるのに対して、AE法では欠陥発生位置を三個以上の探触子に到達する信号の時間差によって推定することができる。さらにAE法の欠陥検出限界がノイズがない場合には桁違いに小さいことが上げられる。

このような利点がある反面、欠陥を定量的に評価することが困難であるという欠点がある。これは材料自身から発生する音が、変形や破壊の様式、材料の種類、試験体形状等で大きく影響を受けることによる。一方測定装置においても探触子の周波数特性を含めて、発生するAEを選択的に検出することになる。今後測定装置の改良とともに、AEの発生、伝播等に関して基礎的な研究をつみ重ねることによって発生している欠陥の種類、程度が推定できるような定量的検査が期待される。

AEの発生を材料研究にとり上げたのは1953年 Keiser であるが、1960年代に入つて米国でロケット・モーターケースや原子炉圧力容器の圧力試験時の欠陥の進展の検出、各種材料試験における破壊機構の研究等に盛んに用いられるようになった。我国においては昭和44年末(69年末)より日本高圧力技術協会の中にAE

委員会が設けられ、基礎的な研究および実用面への応用が試みられるようになり、昭和47年7月には日米合同シンポジウムが開かれるに至つた²⁾。AEについての解説はすでに多くみられるが³⁾⁴⁾、ここでは上記シンポジウムにおける話題を主として簡単にAEに関する諸問題について述べる。

2. AEの発生

AEの発生には振幅が小さく連続的に観測されるものと、単発的に発生して振幅の大きいものがある。一般に連続的なものは降伏点の前後で転位の堆積が崩壊する現象等と関係しているもので、振幅の小さい頻度の多い弾性振動であり、振幅の大きい単発的なものはマイクロ割れの進行にともなうものとされている。前者を Continuous type、後者を Burst type と呼んでいるが本質的な差はない。ここで代表的な試験方法におけるAEの発生について述べる。

2-1 引張り試験におけるAE

引張り試験におけるAE特性の研究は多く行なわれているが、これ等の結果はほぼ次のようにまとめられる。

- 1) AEの活動は σ_y に達する前にはじまり、
- 2) 発生率は σ_y に近づいたところで最大となり、
- 3) σ_y を通り過ぎると発生率は急速に減少する。
- 4) 発生率は脆い材料に対して大きい。
- 5) 粗い粒の材料は細い粒のものより発生率は大である。

引張り試験における計測例を図1に示した。図において引張り荷重がそれ以前の荷重より下つたとき、AEの発生がなくなり、荷重をそれまで加えられたもの以上に

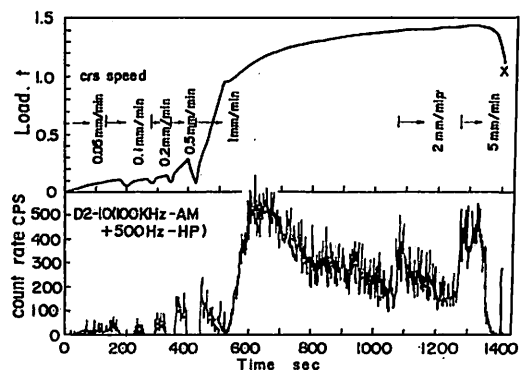


図1 鋼の引張時のAE特性(伸佐)

したとき、AE が発生する現象を発見者にちなんで Keiser 効果と名づけている。この効果は材料の荷重履歴の推定や、さらに压力容器における定期検査で新しい割れが発生したか否かを知る手段として利用できる。すなわち新しい割れの成長がある場合は、压力容器に加えられる水圧が完成時と同じであつても以前より大きな応力が割れ先端に加えられることになり、AE の発生が検出される。割れの進展がなかつたときは AE も発生しない。一方 Keiser 効果の回復現象も認められており、その原因として荷重を加えている時間、荷重速度、或は複雑な形状における応力分布の不均一等が原因として考えられている。

2-2 破壊試験における AE

AE の発生は割れ先端近傍において全く異なつた二つの過程で生ずる。それは塑性域の成長と、割れ先端におけるマイクロ割れとに起因する。図2は模型的に説明したものであつて、塑性域の成長によつて発生する AE は、引張り試験における結果を参考にすると、ある塑性域で多く発生するので図の斜線の部の体積に比例すると考えることができ、 $N(K) \cong A (K/\sigma_y)^m$ の関係が得られる²⁾。m の値は実験的に 4~8 が得られている。N は AE の個数、K は応力拡大係数で $K = \sigma/\sqrt{\pi a}$ で表わされる。図3は限界応力拡大係数 K_{Ic} を示した。したがつてこの種の破壊に先だつて生ずる AE が多いか少ないかは、 (K/σ_y) の値によることになり、例えば高降

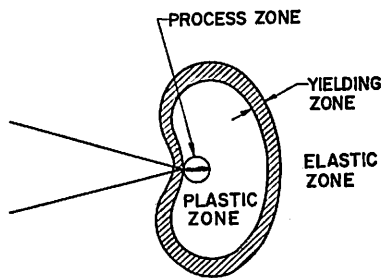


図2 切欠き先端の AE 発生部 (Tetelman)

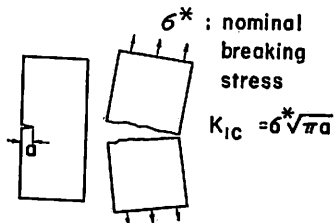


図3 限界応力拡大係数 K_{Ic}

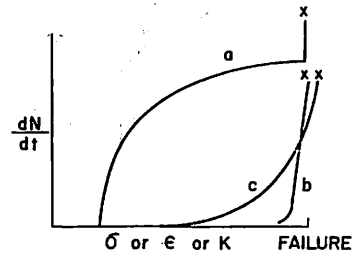


図4 材料による AE の発生特性 (Tetelman)

伏点鋼においては AE は小さく、測定することが困難になる。 $K \geq K_{Ic}$ で脆性破壊が生ずる。

先端におけるマイクロ割れにもとづく AE は振幅は大であるが個数は少ないと考えられる。ここで N と K の関係は明らかでないが、マイクロ割れにもとづく AE は、高張力鋼では $K \cong 0.80 K_{Ic}$ になるまで観測されないと云われる。

応力腐食割れや、水素脆化の場合のように割れを促進するような環境の下では、 $K = 0.02 K_{Ic}$ でも割れ信号が観測されると云われる。

以上述べたように、AE の発生と K の間には密接な関係があるので、破壊に至るまでの両者の関係をよく調らべてその材料における特性をよく理解しておくことが必要である。図4は代表的3種のタイプを示している。a) は dN/dt が K とともにゆるやかに増加する部分において、急に破壊が発生するので、破壊予知は比較的困難な材料と云える。b) は低炭素鋼等に見られる場合であるが、AE は破壊直前で急激な増加をみる。したがつて破壊予知にはあまり適当ではない。c) はもつとも望ましいタイプであつて、破壊条件の約70%で AE の急激な増加がみられ、破壊を防止するための十分な措置をとることができると云われている。

3. AE 信号の測定

材料の局部において歪エネルギーが瞬時に解放されたとき生ずる弾性振動の周波数成分は、広い範囲にわたつていふものと考えられる。またその振幅は転位の堆積の崩壊現象から割れの進行まで、数桁の範囲で変化する。

これを検出する装置は、探触子の周波数特性をはじめ、装置の使用周波数範囲が限られている。実際は数 10 KHz から数 MHz 程度以内で装置が作られており、100 KHz から 1 MHz の範囲にあるものが多い。増幅率は 90 dB 程度である。

3-1 探触子

センサー、トランスデューサーとも呼ばれる。AE を

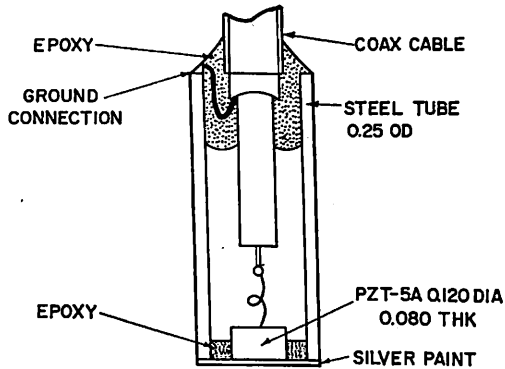


図5 AE探触子の例 (Hutton)

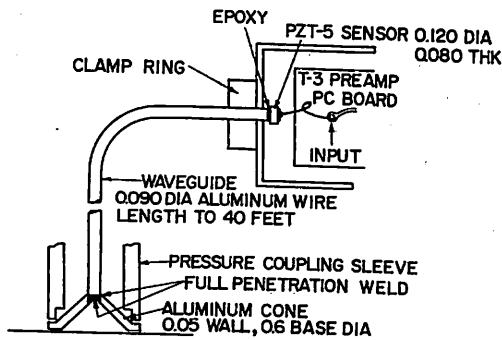


図6 ウェーブ・ガイド (Hutton)

検出するには加速度計、ストレンゲージ等も使用できるが、一般的に混入しやすい機械的ノイズを避けるのに適当な周波数で感度も優れているジルコン・チタン酸鉛磁器 (PZT) が最も普通に用いられている。またこの素子は約 260 °C に耐えることができると云われる。

探触子の一例を図5に示した。PZT素子はステンレス管の中にエポキシ樹脂で側面のみを固定されている。圧電素子の厚み振動の他に、強い横振動をここでは抑えている。主な共振は素子の直径寸法で定められる。探触子とプレアンプは同軸ケーブルでなるべく短くつなぐことが望ましい。

高温あるいは放射線を避けるために、ウェーブガイドを用いる場合もある。図6にその形状を示した。材料としては音の減衰の少ない Al 等が用いられる。

3-2 信号処理

信号処理例としては、検出された AE 信号がプレアンプ、フィルター、アンプを通過して増幅される。数 100 KHz の減衰振動をもつ信号は、ピーク検波された後は直記式電磁オシロに入れることができ、またデータレコーダに記録されるものがある (図7-a)。ここで測定値の振幅や、発生個数が求められる。

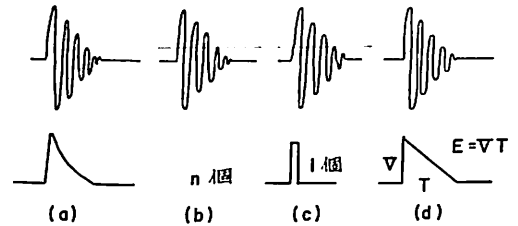


図7 AE信号の処理方法の例

AEの個数表示にはある振幅以上の減衰振動をもつたAEを1個と数える場合と、図7-bに示すようにある振幅以上の減衰振動の個数をすべて数えるものがある。この個数はAE振幅に比例しているので、振幅が大きくて歪むような場合にはAEの振幅表示としては適当である。しかし小さい振幅のものが集まったときはAEの実態を表わさないと云える。一方ピーク検波する場合も振幅の歪がある場合が多いこと、AEが重なって発生したときは大きいAE信号に、小さいAE信号がかくされることもあり、AE測定法はそれぞれ問題点をもっている。

AEのエネルギーは振幅の2乗に比例すると考え、エネルギーを図7-dに示すように $\Delta E = VT$ で測定する方法もとられている。

3-3 音源の標定

AE法の特長として広い範囲を、単にAEの発生を検出するのみでなく、その位置標定も行なつて監視できる点が上げられる。位置標定はまた雑音と継続して成長を続ける欠陥との区別をする手段にもなる。また標定された位置に対して他の非破壊検査法を適用することができる。

一般に音源の標定では3個以上の探触子が到達するAEの時間差 ΔT を検出し、双曲線の交点として音源位置を求めている。ここでAEの位置測定上問題になることは、雑音の混入や、伝播における縦波、横波、その他のモードがあり、音速が板厚や測定周波数に影響を受けることが上げられる。また信号処理速度にも限度があることである。

図8に各種位置標定法を示したが、双曲線法では信号処理能力が低い。これに対し到達順序および ΔT で位置を定めると双曲線の場合より処理速度が上り、また測定域を囲むことによつて雑音を除くこともできる。

以上は平板状の場合であるが、円筒面の如く平板に展開できる場合も同様に取扱うことができる。しかし曲面をなしている場合は計算が複雑になるので、試験面を各セクションに分けてそれぞれにあらかじめ人工的音源に

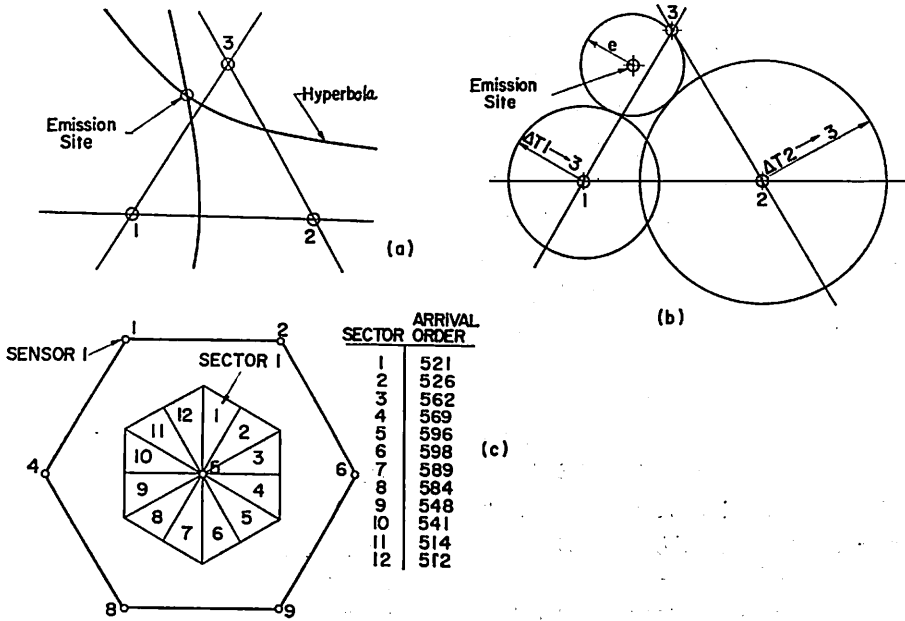


図8 AEの発生位置の標定法

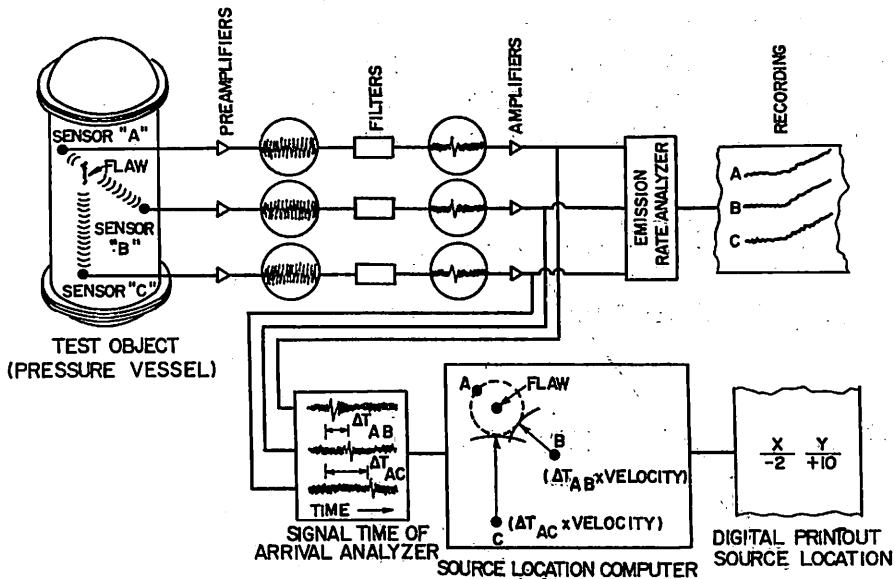


図9 AE測定系の一例 (Hutton)

よって測定された ΔT の値を与えておくことにより、欠陥位置の標定ができる。

図9に AE 測定系の例を示した。

4. AE 法の応用

AE 法はまず圧力容器の加圧試験に適用が試みられてきた。圧力容器の重大な破壊事故を防ぐために使用する

銅板の撰択は、溶接部等に存在する欠陥が繰返し荷重で成長して、板を貫通しても脆性破壊を起さないことを条件として撰ばれる。すなわちこの場合には内容液の漏れがあることによつてき裂を発見できそれ以上成長することがなく破壊事故が生じないという考え方である。この限界を Leak-Before-Break と云っている。ここで板厚が厚くなるとシャルピー衝撃値の要求は高くなるが、厚

板ではシャルピーの衝撃値は下る傾向がある。したがって板厚が大になると Leak-Before-Break の限界に入らない場合も出てくる。この場合には厚板中に成長した割れが表面に達する前に、重大な破壊が生ずることになるので特に厳しく非破壊検査を行なうことが必要になる。ESSO では石油精製および化学プラントの圧力容器に使用する鋼板の衝撃値が Leak-Before-Break の限界に達しない場合は、完成後の水圧試験時に AE 法の採用が他の非破壊検査法との関連で検討されるべき領域と、採用を規定される領域を定めている⁹⁾。これを図 10 に示した。

原子炉圧力容器においても完成時における水圧試験に、AE 法の適用が試みられている。また供用期間中の定期検査において水圧試験を行なう場合に AE 法を適用すれば、欠陥の新しい発生或は成長を検出できる。すなわち Keiser 効果によつて同じ圧力まで AE の発生はないはずであるが、AE が発生したことは新しい欠陥か、あるいは以前試験時にあつた欠陥が成長しより大きな K となつて AE が発生したとみなされる。しかし Keiser 効果の回復現象も報告されているので、AE 試験では発生位置の検出と他の非破壊検査を併用して発生部をよく調らべることが必要になるであろう。

稼動中における AE 法の適用では冷却水の循環等多くのノイズがあり、とくに出力を上げるときに多くな

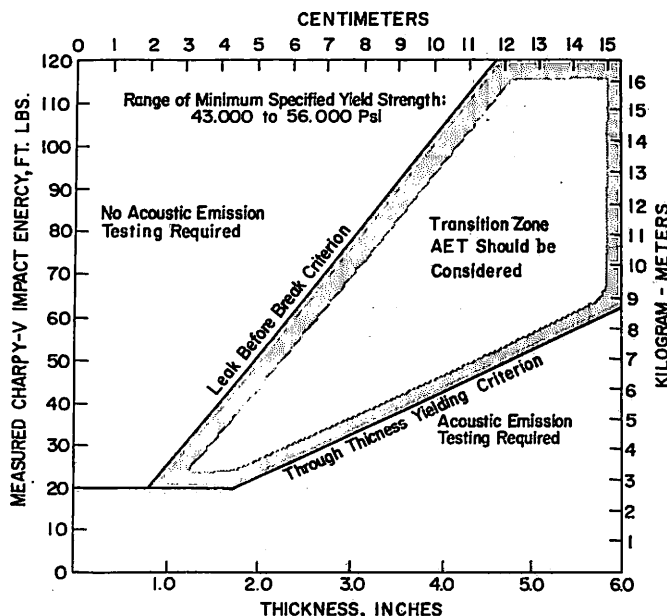


図 10 AE 試験が要求される鋼材 (ESSO 化学プラント圧力容器製作仕様書)

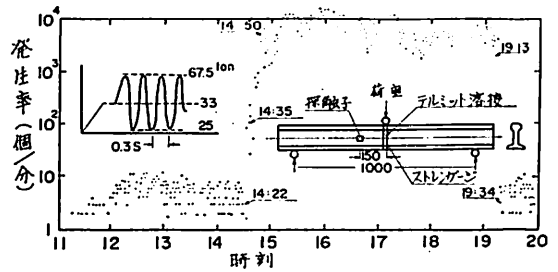


図 11 レールの曲げ疲労試験における AE (宮入, 山本, 他)

る。これ等のノイズを抑えるには約 1 MHz 以上の周波数が必要であると云われる⁹⁾。しかしこのような高周波の AE は減衰が大きく監視できる範囲が狭くなる。その対策として監視を要する部分たとえばノズル取付部等に、ウェーブガイドを直接取付けて測定することが考えられている。

溶接部の検査に AE を用いる場合、溶接中は電気的ノイズ、被覆材の割れ、酸化被膜の剝離等があつてノイズが多い。しかし溶接後これ等のノイズがなくなつたときには割れ発生をよく検出できる。遅れ割れ発生時期を明らかにし、割れ発生機構の研究に用いられている。その他各種自動溶接において溶接中も含めて溶接部の検査に使用することが試みられている。

材料試験とくに不安定割れにおける AE 特性に関して多くの研究が行なわれてきた。切欠のある試験片で各種材料について、破壊を予知し得る AE の振幅、発生率の増大があるか否かが調らべられている。

遅い割れの成長に関しては、疲労割れ、水素脆化、応力腐食割れ等について、AE の発生と割れ進行との関係が調らべられている。図 11 にレールの曲げ疲労試験における AE 発生状況を示した。試験後 3.5 時間で AE は急激に増加し、さらに 4 時間後破断している。なお個数は図 7 (b) の方式で数えたものである。

5. 結 言

AE 法は非破壊検査法として他の方法にみられない特長をもっているため、各方面でその実用化が進められている。AE の発生率の変化、およびその位置測定などで実用上有効な情報が得られるが、さらに AE 測定値と欠陥の実態を関係づけて説明できることが望

ましい。AE 測定値は装置の周波数特性、試験体の寸法、探触子の設置状況等によつて異なる。これ等の影響を計算によつて求めるのは困難であるので標準 AE 源を試験体に与えて得られる AE と、試験によつて得られる AE の比較によつて定量的な測定が可能になるであろう。標準 AE 源の撰定、AE 測定装置の標準化等が AE による非破壊検査における重要な問題であり、これはまた非破壊検査法すべてに共通する問題でもある。

参 考 文 献

- 1) Incipient Failure Diagnosis for Assuring Safety and Availability of Nuclear Power Plants, Conference Proceedings, October, 1967,

Sponsored by Oak Ridge National Laboratory.

- 2) Acoustic Emission とその構造物の安全性監視への応用, U.S.-Japan Joint Symposium on Acoustic Emission, 昭和 47 年 7 月, 日本高圧力技術協会
- 3) 磯野, 新しい非破壊試験法 Acoustic Emission について, 非破壊検査, 第 19 巻 第 11 号, (昭和 45 年), pp 579~598
- 4) 尾上, アコースティック・エミッションの計測, 非破壊検査, 第 21 巻 第 4 号 (昭和 47 年), pp 207~218
- 5) W.B. Bedesem, et al, ASME Publication, 68-PVP-4

昭和 47 年 9 月分 建造許可船舶集計

47. 10. 1 船舶局造船課

国内船 (9 月分) (合計 6 隻, 15,859 G.T., 23,600 D.W.)

造船所	船番	注文者	用途	G.T.	D.W.	L×B×D×d	主 機	航海 速力	船級	竣工 予定
常 石	280	三菱セメント	貨 (セメント)	2,120	3,250	78.50×13.50×6.60×5.65	ダイハツ D 2,000×1	12.5	—	47. 11. 下
三 好	208	田中汽船	油	1,999	3,800	86.00×13.20×7.00×6.20	マキタ D 3,300×1	12.5	NK	48. 2. 末
宇 和 島	747	野村海運	貨 (冷運)	1,990	2,900	92.00×14.00×7.00×6.00	三菱 UE D 4,500×1	15.25	◇	48. 2. 下 来島より下 附け
徳島造船業	350	共和産業海運	油 (LPG)	2,950	3,150	86.00×15.00×7.20×5.90	赤坂 D 3,200×1	13.0	◇	48. 2. 末
福岡造船	1011	ファー・イースト・シッピング	油	2,400	3,800	87.00×14.00×7.30×6.10	三菱 UE D 3,800×1	13.0	◇	48. 1. 初
今治(今治)	294	日之出汽船	◇	4,400	7,000	103.00×16.33×8.40×7.00	神発 D 5,800×1	13.0	◇	47. 12. 下

輸出船 (9 月分) (合計 10 隻, 705,550 G.T., 1,311,850 D.W.)

造船所	船番	注文者 注文者の国籍	用途	G.T.	D.W.	L×B×D×d	主 機	航海 速力	船級	竣工 予定
佐 世 保	230	(1) パナマ	油	136,000	267,000	324.00×53.50×28.00×21.00	IHI T 36,000×1	15.45	AB	49. 4. 下
三菱横浜	934	(2) リベリア	貨 (鉄)/油	45,300	75,950	226.00×36.00×19.10×13.30	三菱 Sulzer D 20,300×1	15.9	NK	48. 4. 下 丸缸より下 附
鋼管鶴見	912	(3) リビア	油	49,000	86,000	220.00×38.00×19.50×14.50	住友 Sulzer D 20,300×1	15.1	LR	49. 3. 上
◇	913	◇	◇	◇	◇	◇	◇	◇	◇	49. 6. 中
川崎神戸	1175	(4) リベリア	◇	72,300	131,600	260.00×42.00×23.50×17.00	川崎 MAN D 24,750×1	15.0	NK AB	47. 10. 5
三菱香焼	1714	(5) ◇	◇	118,500	236,500	304.00×52.40×25.70×19.812	三菱 T 34,000×1	15.8	NK	48. 5. 下
鋼管津	27	(6) 英 国	◇	133,700	251,000	320.00×51.80×26.70×20.55	三井 B&W D 34,100×1	14.9	LR	49. 7. 下
石播相生	2367	(7) ルーマニア	◇	48,500	85,250	230.00×40.00×18.00×13.50	IHI Sulzer D 20,300×1	15.7	LR	49. 1. 中
◇	2368	◇	◇	◇	◇	◇	◇	◇	◇	49. 6. 下
渡辺造船	153	(8) パナマ	貨	4,750	7,300	105.00×17.40×8.70×7.00	日立 B&W D 4,100×1	13.0	AB	48. 2. 下 兼松江商より 下附

注文者: (1) Eleftheroupolis Tanker Corporation (2) Eternal Marine Corporation (3) Libyan General Maritime Transport Organization (4) Euroship Inc. (5) Union International Steamship Co., Ltd. (6) Canadian Pacific (Bermuda) Ltd. (7) Navimpex (8) Nike International Ocean Co., S.A.

大型船の横桁材における切欠きスロット 周辺の損傷防止について (その1)

真 能 創
防 衛 大 学 校

1. ま え が き

縦式構造を採用している大型船では、大骨の横桁のウェブにスロット (またはカットアウト) と呼んでいるきりかきを設けて、縦フレーム等の縦骨を縦通させているが、このスロット部において横桁ウェブのステフナの折損やウェブの亀裂などの損傷が多く発生し、その防止対策が問題となつている。

この種の損傷については故渡辺博士の研究があり、その後日本造船学会船体構造委員会西部地区および関東地区部会でもそれぞれ小委員会を設けて、その防止方法について検討した。これらの研究から、この種損傷は発生原因も複雑で、完全な防止対策を見出すためには、多方面にわたる実験的および理論的研究が必要であることが明らかになつたので、日本造船研究協会では第120研究部会を組織し、この問題の徹底的解明に当ることになつた。現時点では同部会の最終的報告はまだ発表されていないが、近い将来に同部会の研究によつてこの問題の指針が得られるものと期待される。

筆者は上記の関東地区部会の小委員会 (スロット対策懇談会)、および第120研究部会 (SR120部会) の調査研究に加わつてきたので、これらの研究を通じて得られたスロット部の損傷の性質について知り得たことを述べたいと思ひ、筆を執つた。この問題の全容について述べたいのであるが、広範な分野にわたるので筆者の専門外の問題、あるいは筆者が関係していない研究もあり、いきおい筆者の直接関係した問題に重点を置くようになったことを最初にお断りしておく。

なお、定性的な説明を主としたので、数式等は簡略化しているもので、その詳細が必要な場合は、それぞれの参考文献を参照されたい。

2. 損傷の発生原因に対する考察

タンカー等の横桁 (大骨) の一部を詳細に示すと図2.1のような構造で、ウェブには縦フレーム等の小骨を縦通させるために、図のようなスロットが多数あけられている。このスロットの周辺は構造が不連続となるため、図にA~Iで示した亀裂が多数発生することになる。

なお、スロットは横桁と縦フレームを結合させる工作

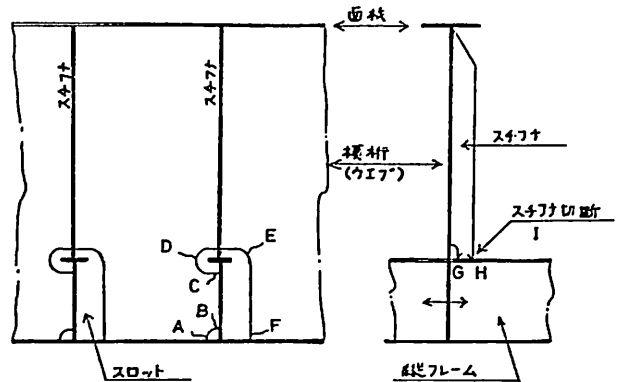


図 2.1 スロット部に発生する損傷例

上の要求から設けられるが、図のような損傷の他にも、スロットの存在は横桁ウェブの座屈強度を低下させるため、ウェブの座屈事故が多く発生したこともあり (今回はスロット周辺の損傷には座屈による損傷は含めない)、構造の改良が痛感される箇所である。

図の亀裂は耳新しい損傷ではなく、以前から実船試験などで、スロット部に取付けられる横桁のウェブステフナの基部 (縦フレームに固着される側の端) や、スロットの周縁には静水中でも相当な高応力が働くことが知られており、これが原因となつて亀裂が発生するとみられていた。

ステフナ基部に働く高応力は次のようにして発生すると見られる。外板、甲板、隔壁板に働く水圧等の荷重は、縦フレーム等の小骨に伝えられ、スロット部で一部は直接横桁ウェブに伝達されるが、残部はステフナを介して横桁ウェブに伝えられるため、ステフナには引張または圧縮力が加わる。

また図2.2に示すように横桁に働く剪断力によつてウェブが剪断変形が生じる場合、図の③の取合部はステフナがないとすると剪断力は働かないから、剪断変形は生じない。そのためステフナは変形 (伸縮) を強制されることになるから、引張または圧縮力が働く。

いずれの場合もステフナは片面を比較的剛な横桁ウェブで支持され、基部を引張または圧縮されることになり、応力集中現象によつて応力分布はウェブ側の縁に偏つたものになる。また、ステフナは片面だけを横桁ウェブ

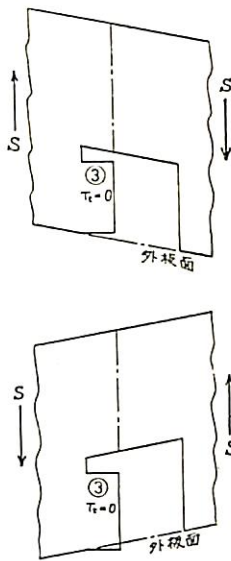


図 2.2 剪断力によるスロット周辺の横桁ウェブの変形
(上図はスチフナに圧縮力，下図では引張力が働く)

ブで支持されているから、偏心曲げモーメントが加わり、それによる曲げ応力と上記の応力集中による応力が重なり、ウェブ側に高い応力が発生する。

スロット周縁の応力も発生させる荷重は同じであつて、これらの応力は船の就航中に載貨状態が満載状態からバラスト状態というように変化すると、縦フレームより伝達される荷重も、横桁の剪断力分布も大きく変化するから、それに対応して変化する。さらに航海中は波浪によつてひきおこされる変動応力がこれに加わる。このように振幅が大きい変動応力が繰返し加わる状態にあるため、疲労によつて亀裂が発生すると推定される。

しかし、スチフナ基部には横桁の横倒れ振動によつても曲げ応力が加わるし、タンク内の流体の運動によつても同様の力が加わる。他に工作の不良や腐蝕によつて損傷が発生する可能性もあり、これらが主要な原因でないとしても、亀裂発生を助けていることも考えられる。

このように考察を進めてみると、現象は複雑で簡単に原因を断定できないので、前記の各小委員会および SR 120 部会では、多数の損傷を集めこれらの統計的に調べ、原因判定の資料とした。これらの調査のうちでは SR 120 部会の調査²⁾が最も大規模であり内容も詳細にわたつているので、主として同部会の調査結果にしたがい、この種損傷の実態について説明する。

2.1 損傷統計的調査よりみた損傷の特色

a) SR 120 部会における調査内容

調査対象船は重量トン数 5 万トン以上のタンカー、鉍石専用船、鉍油兼用船とし、全国の造船所の協力によつて表 2.1 に示す 73 隻の損傷記録が集められた。損傷記録は建造後一定時間経過しないと得られぬから、現在建造中の船に比べると、やや小型の船が多い。この点を考え同部会ではさらに大型の船について追加調査を実施中である。

表 2.1 SR 120 部会における損傷調査対象船

船種	DW (t)			小計 (隻)
	5 万～10 万	10 万～15 万	15 万以上	
油タンカー	28	12	6	46
鉍石専用船	16	1	0	17
鉍油兼用船	8	2	0	10
小計 (隻)	52	15	6	73

これらの記録は船種、主機の種類をはじめおよそスロット部の損傷に何らかの影響を与えると思われるあらゆる要因別に、損傷の発生率の差を調査した。さらに数回の検査における損傷記録が得られた船 4 隻について、損傷の経年変化、修理後の経過を調べる追跡調査も実施した。

b) 損傷の一般的傾向

表 2.2 に示すように、単純に求めた損傷発生率（調査した全スロット数中の損傷スロット数の割合）は約 3%（局所的な損傷調査記録も含まれるから、全調査船の平均損傷発生率ではない）であり、その約 80% は図 2.1 で G～I で示したスチフナ基部の損傷であつて、これに同図で A～F で示したウェブの亀裂が加わつたものを加えると、全体の 85% 以上はスチフナ基部の損傷である。しかも、A～F の損傷だけが発生する頻度は低い。

この傾向は船体構造委員会西部地区部会の小委員会（スロットワーキンググループ、以後 SWG と呼ぶ）が以前に調査した結果とよく一致している。

表 2.2 船種による損傷率の変化 (%)

損傷形式	船種	油タンカー	鉍石専用船	鉍油兼用船
		S	3.10	1.82
B		0.12	0.17	0.02
W		0.32	0.62	0.07

S=スチフナが損傷したもの

B=スチフナとウェブの損傷が重なつたもの

W=ウェブが損傷したもの

この一般的傾向は、損傷の進展過程を推定する上の重要な資料となつている。

c) 部材別損傷発生率

表 2.3 は部材別に損傷発生率を比較した結果で、タンカーの船底横桁の損傷発生率は他に比べ著しく高い。これは SWG の調査で全損傷数の約 70% は船底横桁の損傷であるという結果と一致する。船底横桁の中で特に損傷率が高いのは、図 2.7 の A、C のパネルに相当する部分で、特に A の傷損率は 18% を超える。

この部分は横桁に加わる剪断力が大となる部分ではあるが、同様に損傷率が高い C の剪断力は必ずしも高くないこと、後述のスチフナ基部応力と損傷率の関係等か

表 2.3 部材別スロット部損傷発生率 (%)

船 種		油タンカー	鉱石専用船	鉱油兼用船
船 底 横 桁	中央タンク	9.50	—	—
	玄側タンク	5.68	1.62	2.30
船 側	横 桁	2.00	4.11	3.03
縦 隔 壁	横 桁	1.07	2.48	0.52
甲 板	横 桁	0.61	0.16	0.00

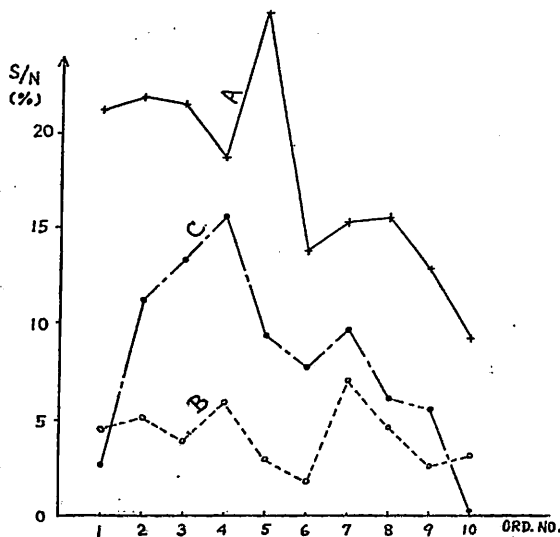


図 2.3 船底横桁のスロット部損傷の船長方向分布 (タンカー), 図 2.7 の A, B, C パネル

らみると、剪断力が高いのが原因とはいえない。

一方船底横桁の A B C の部分の損傷率を、貨物油タンクを船長方向に 10 等分して各区画ごとの損傷率であらわしてみると、図 2.3 に示すように、A だけが明らかに船首に行くに従い損傷率が低下している。また船令と損傷率の関係を部材別にみると、A だけが船令 2 年未満の場合の損傷率が 2 年以上の場合より高い。これらから、A の部分の損傷には横桁の振動が加味されると見ることもできる。

タンカー以外の船の部材別の損傷率の傾向は異なっており、船側横桁の損傷率の方が高い。部材をさらに細かく分けて損傷率を比べた結果でも分布形は鉱石船とタンカーでは異なっている。

これらの差は船種による横桁の荷重条件の差に起因すると思われるが、原因はよく判らない。

d) タンクの種別別損傷発生率

タンクはバラスト専用タンク、バラスト兼用タンク、貨物油タンクに大別されるが、スロット部に働く応力はタンクの使用条件によつて変化する。

バラスト専用タンクでは外圧が最大となる満載状態では空タンクであり、逆に外圧が小となるバラスト状態ではタンクにバラストを満載するため、大きな内圧が働く。常に内外圧の差は大きく静水状態で働く応力の変動幅は非常に大きい。逆に貨物油タンクでは満載状態では油を満載するため、内外圧は相殺し合う。空タンクのバラスト状態では外圧も小さくなく、静水状態の応力の変動幅は小さい。バラスト兼用タンクは大体両者の中間の荷重条件であると推定される。

勿論、波浪によるスロット部の応力変動はタンクの種別による変化はすくないが、この静的応力の変動の差が損傷発生率に影響を与えると思われるので、タンクの種別別の損傷率を求めた結果が表 2.4 である。損傷率はバラスト専用タンク、バラスト兼用タンク、貨物油タンクの順に小となつてはいるが、その差は小さい。

e) スロット部の構造別損傷発生率

カラーの有無による損傷発生率の差を、船令別、部材別、スチフナの形状別に分類したものについて比較したが、いずれの場合もカラーを取付けたものの損傷発生率

表 2.4 タンクの種別による損傷率の変化 (%)

船 種	バラスト専用タンク	バラスト兼用タンク	貨物油タンク
タンカー	5.00	4.01	3.36
鉱石船, 鉱油兼用船	2.90	1.68	1.18

表 2.5 カラーの有無による損傷率の変化 (%) (船底横桁)

カ ラ ー	あ り	な し
損 傷 率	3.98	8.78

は低かつた。表 2.5 は 1 例として、船底横桁で比較した結果を示す。カラーは損傷が発生しやすいスロットに多く取付けられることからみると、カラーは表の発生率にあらわれる以上の効果があるといえる。

倒れ止めブラケットと平鋼スチフナの比較では前者の方が損傷率が低かつた。船底横桁について、縦フレームが L 型の場合と T 型の場合を比較した結果では L 型の方が損傷率が低かつた。スチフナ基部に切欠きがある場合とない場合の比較では、極めて僅かであるが切欠きのない場合の方が損傷率が低かつた。これらはいずれも構造上スチフナ基部の応力が低いと思われるものの方が損傷率が低い結果になつている。

スロット対策懇談会⁹⁾、SWG における理論的研究で、スチフナ基部の応力はスロットの向きによつて大きく変化することが明らかにされている。これから考えると船底横桁では中央タンクのスロットは内向き (スロットが各縦フレームの中心線側に設けられる場合を内向き、外舷側に設けられる場合を外向きという)、舷側タンクのそれは外向きにする方が、一般的にスチフナ基部の応力は低くなる。

しかし、スロットの向きと損傷率の関係を調べた結果では、表 2.6 に示すように鉬石船等の舷側タンクでは推定と一致するが、タンカーでは逆の結果が得られた。タンカーの中央タンクのスロットの損傷率は A 部のそれに左右され、A 部の損傷は振動の影響をうけるとすると、この結果も一応は説明はつくが、これも断定できる段階ではない。

f) スチフナ基部応力と損傷発生率の関係

前述のように、この種の損傷の大部分はスチフナ基部の損傷であり、これがこの部分加わる高応力による疲労によるものとする、スチフナ基部応力と損傷率の間には密接な関係がなければならぬ。船底横桁を対象に、船底に溝

表 2.6 スロット向きの影響 (%)

タ ン ク	中央タンク		舷側タンク	
	外向き	内向き	外向き	内向き
ス ロ ッ ト				
油タンカー	11.30	11.45	6.28	4.75
鉬石専用船	—		0.43	2.66
鉬油兼用船	—		0.88	2.60

載喫水の水頭に等しい圧力が働くとしたときのスチフナ基部応力を、後述の三井千葉研の計算式で求め、これと損傷発生率の関係を調べた。

ブラケット部のスロットでは応力と損傷率の間に相関は見出されなかつたが、平行部では図 2.4 に示すように、応力が一定値以下では損傷は発生しておらず、応力が大となるとともにバラツキはあるが損傷は漸増するという結果が得られた。

調査対象船の船令が種々であること、想定荷重条件等からみて、スチフナ応力と損傷率の間に相関があるとしても、後にも述べるがこのような統計では相当のバラツキが見出されるのは当然であり、さらにこの応力計算は資料の関係から、横桁の剪断力分布は仮定した上、図 2.7 のような船底横桁では A ④ …… のような 1 つのパネル内では剪断力は等しいとした近似値で誤差も大きい。したがつて、図 2.4 で応力と損傷の間に関係ありと見てよいが、図で非常に応力が高いのに損傷のない例が相当ある点についてはなお検討の必要がある。

ブラケット部ではこのような関係が見出せなかつたのは、上記の応力計算値の誤差がとくに大となる可能性も

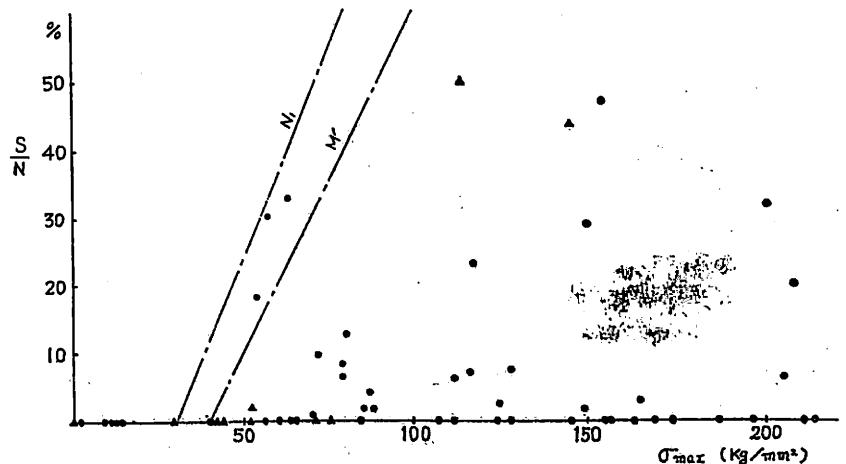


図 2.4 スチフナ基部最大応力と損傷発生率 (●カラーなし, ▲カラー付)

表 2.7 スチフナ基部最大応力 (σ_{max}) 別損傷発生率

σ_{max} (kg/mm ²)	0~20	20~40	40~60	60~
損傷率 (%)	8.7	20.9	24.5	45.9

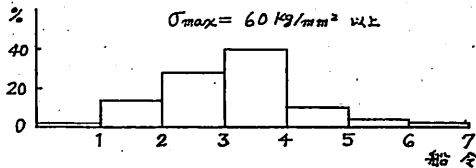
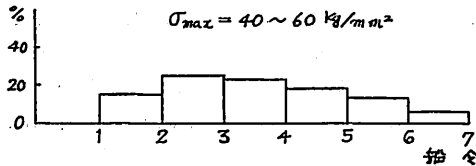
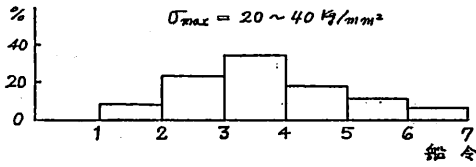
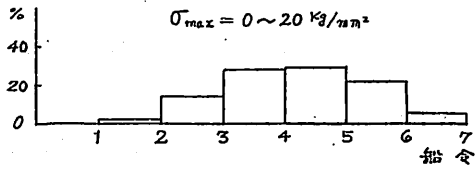


図 2.5 スチフナ基部最大応力別損傷発生経過 (全損傷数を 100% とする)

あるが、やはり疲労以外の原因の影響が加わった結果と見る方が妥当と思われる。

g) 経年変化に対する考察

数回の検査記録がある 4 隻の船を対象に、貨物油タンクでは $0.4D$ の水圧、バラスタタンク (兼用タンクを含む) では $0.7D$ の水圧が加わった場合のスチフナ基部最大応力と、最初に発生した亀裂 (前記の損傷率には修理後発生した亀裂が含まれる) の関係を求めると、表 2.7 のように応力が高くなるほど損傷率が高くなるのが明らかになった。つぎにこの損傷発生状態の船令による変化を求めてみると、図 2.5 に示すようにそのピークは 3~4 年付近にあるが、基部最大応力の増加とともに低船令側に移動している。しかし、応力が 60 kg/mm^2 以上では逆になっている。

また損傷を修理後の結果を追跡してみると、補修復原

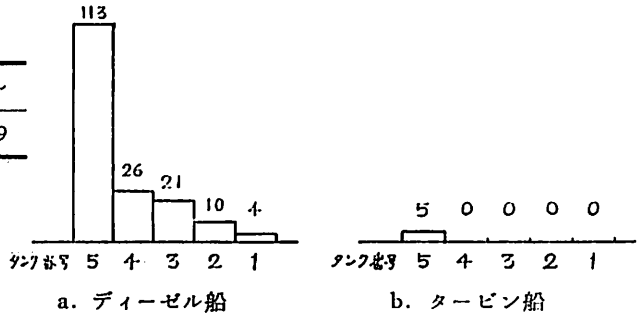


図 2.6 主機が異なる姉妹船の損傷比較 (ヒストグラム上の数字は損傷数)

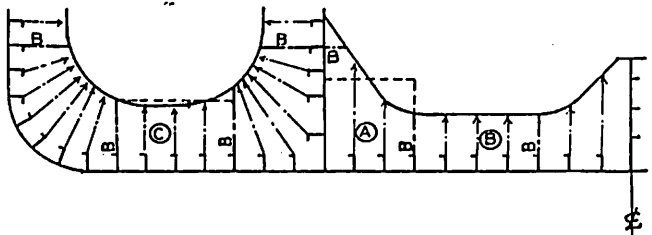


図 2.7 横桁の振動数を計算したパネル (A C パネルは破線の長方形パネルとみなした)

だけにとどめたものの損傷再発率は高く、修理時補強したものの再発率も低いとはいえないことが明らかになった。

h) 振動が原因と思われる損傷

スロット対策懇談会の損傷実態調査において、次のような損傷例が見出された。同型、同構造で主機だけがディーゼルとタービンで異なっている姉妹船で、ディーゼル船だけに多数の損傷が発生した。その損傷の船長方向分布は図 2.6 に示すように、船尾側タンクに偏り、また、図 2.7 の A C のパネルに集中し、他の部分は少ない。

同船の A C パネル、および損傷の少ない B パネルの横倒れ振動数を求め、

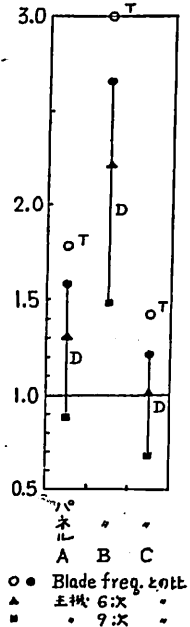


図 2.8 各パネルの横倒れ振動数と起振力の振動数 (NOR 対象) の比
D.....ディーゼル船
T.....タービン船

起振力の振動数（主機より気筒であるので主機6および9次、ブレードフリクエンシー（プロペラは5翼）と比較すると2.8図のようになった。これから、これらの損傷の発生原因は振動であつて、Aは9次、Cは6次の起振力と同調したため損傷が生じたが、Bでは振動による損傷は発生しなかつたと思われる。同図にタービン船の各パネルの振動数とブレードフリクエンシーの比も記入しておいたが、タービン船では損傷が少なかつた理由も、これから説明できる。

他に航海中支材が前後方向に激しく振動しているという乗組員の報告があり、支材の基部の横桁に多くの損傷が見出された例も報告されている。

これらの損傷例を参考にして、SR 120 部会の調査では部材別に損傷の船長方向分布を求め、図 2.6 と同じような分布を示すものを調べた結果、Aの部分には図 2.3 に示すように船尾側の損傷率が高いことが見出された。また支材基部も同じ傾向があり、この部分の損傷率はディーゼル船とタービン船では大きな差があり、振動の影響があると考えられる。

ただし、同部会でA B C パネルの振動数と起振力の振動数（この場合は主機の気筒数と回転数の積、ブレードフリクエンシーをとつた）の比と損傷発生率の関係を調査したが、明確な関係を見出せなかつた。また、タービン船とディーゼル船の損傷率も比較したが、有意な差を見出せなかつた。

2.2 損傷調査結果からみた原因

前述のように損傷の様相は多様で、これからすべての現象を説明できる原因を見出すことは困難である。

損傷の形式別の頻度からみて、ほとんどの場合はまずスチフナが損傷し、つぎにスロット周縁に亀裂が発生するという経過をとるものと推定される。この損傷の進展の経過は、後述のSR 120 部会におけるスロット部の模型の疲労試験、およびSR 133 部会における船底パネルの疲労試験において、まったく同一の経過をとることが確認された。

このスチフナが損傷後にスロットに亀裂が発生するのは、スチフナ基部に発生した亀裂が進展し、これが切断するようになるとその剛性は低下し、縦フレームから伝達される荷重のほとんど（スチフナ切損後は全部）が直接横桁ウェブに伝達されるようになり、スロット周縁の隅部の応力は増加し、ここに2次的に亀裂が発生するようになると思われる。これは図 2.1 の A~F の損傷が単独で発生する頻度が非常に低いことから言えることであり、これらからスチフナに損傷が生じなければ、スロット周縁に亀裂は発生することは少ないと考えられる。

したがって、損傷防止対策としては、スチフナ基部の損傷防止対策が最も重要であるといえる。

スチフナの亀裂発生原因は不明の点も多く、いくつかの原因が重なっている場合も多いと思われるが、実船計測の応力の値からみて、前述の載貨状態の変化による静的応力の変動とその上に重畳される波浪による変動応力、これらによる疲労破壊が最も主要な原因と見るのが妥当と思われる。

他の原因、たとえば振動が原因と見られる場合も、上記の応力変動の上に振動による応力が重なつて、亀裂の発生が促進されたのであつて、ベースになる応力が低いのに振動による応力だけで亀裂が発生する例は多くないと思われる。

前述のタンク内の流体運動、腐蝕、工作等も、振動と同様損傷発生に影響していると思われるが、現在のところすべて前記の主要原因以上の大きな役割を果しているとはみなせない。

3. スロット部の応力計算法

スチフナ基部等のスロット部の重要な点の応力を計算する方法を見出すことは、損傷防止対策の出発点であり、渡辺博士の研究以来各方面で研究されてきた。

3.1 スロット部の構造のモデル (I)

スロット部の応力分布は有限要素法 (FEM) によつて求められる。スロット部は構造が複雑なので、どのようにモデル化するかが問題となる。

図 3.1 は横桁の3パネルをとり出したモデルで、各パネルの分割は同一にしてあり、右端の外力は応力分布を計算する中央のパネルの荷重条件が、想定条件と一致するように調節する。

図 3.2 は、図 3.1 のモデルで横桁に加わる軸力や曲げモーメント、および外板が直接加わる荷重が、スチフナ基部等の応力分布に与える影響は小さいのでこれを省略し、1パネルだけで計算するようにしたモデルである。

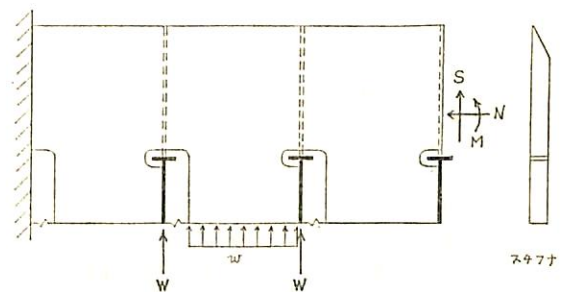


図 3.1 3 パネル計算モデル

図 3.3 は SR 120 部会における船底パネルの模型実験で得られた実験値と図 3.2 のモデルによる計算値の比較で、スロット周縁の応力分布はよく一致している。同実験では各種の構造のスロットが試験されている（図は基

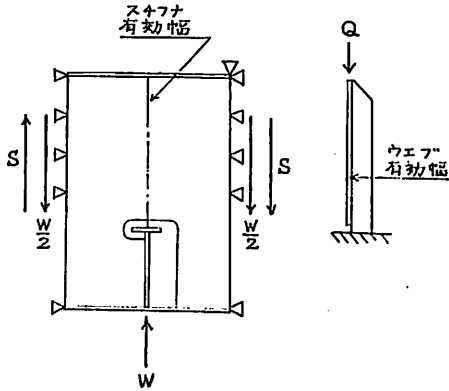


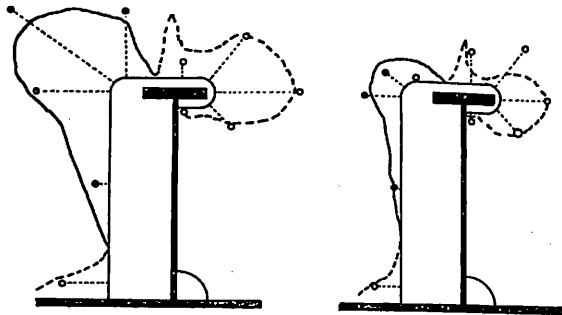
図 3.2 1 パネル計算モデル

部に切欠きのない平鋼スチフナ) が、大体この程度の精度で一致する。スチフナ基部応力は 2 種の応力分布が計算されており、計測値は大体両者の中間の値となっている。この計算値の想定条件については後に述べる。外側のスロットと内側のスロットでは、スロット周縁応力、スチフナ応力とも値が異なっているが、これは横桁の剪断力が異なるため、これについても後に述べる。

3.2 スロット部の構造のモデル (2)

スロット部の形状や寸法が変われば、そのたびに FEM 計算で応力を求めるのは実用的でないで、スロット部の重要な点の応力が求められる計算式が必要になる。

スロット部の一般的な荷重条件は図 3.4 であらわされる。渡辺博士はスロット部を①～⑥の部分に分け、それぞれがパネ (①③⑤⑥) は剪断パネ、④は引張パネ) として働くとして、 W と S がそれぞれ単独で働く場合のスロット部の変形および力の伝達機構を、図 3.5 のモ



実験値 引張応力 ● 圧縮応力 ○
計算値 引張応力 — 圧縮応力 ...
S... 上端支持
F... 上端自由

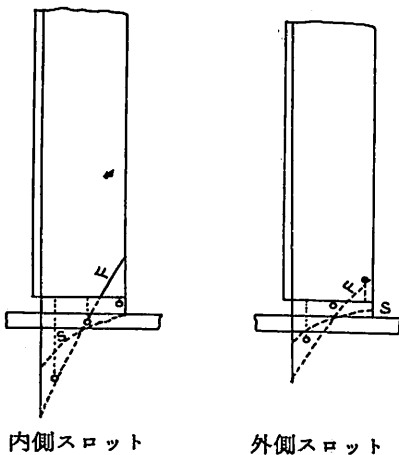


図 3.3 船底横桁スロット部の応力分布 FEM 計算値と実験値の比較 (SR 120 部会の船底パネル実験)

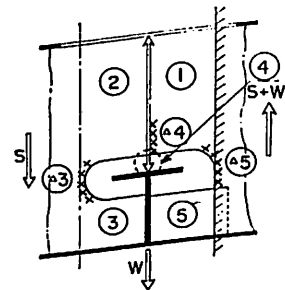
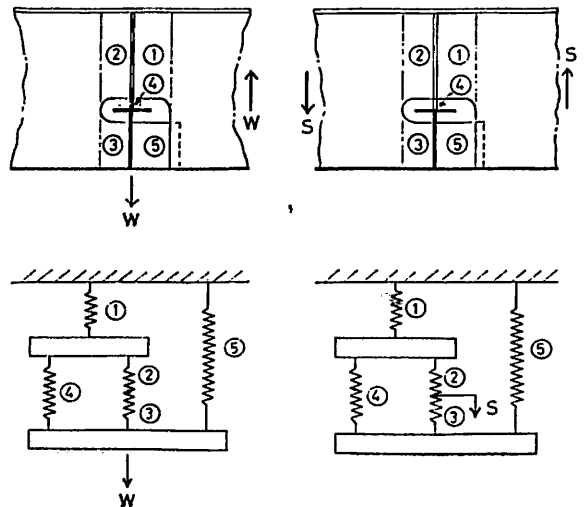
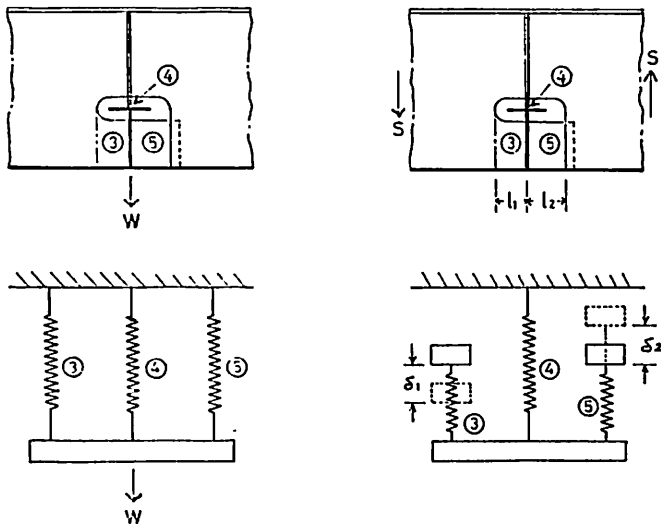


図 3.4 スロット部の荷重条件



a. 縦フレームより荷重 W が伝達される場合
b. 横桁に剪断力 S が働く場合

図 3.5 渡辺博士の計算モデル



a. 縦フレームより荷重 W が伝達される場合
 b. 横桁に剪断力 S が働く場合 $\delta_1 = r l_1$, $\delta_2 = r l_2$

図 3.6 簡易計算モデル

デルであらわした。

図のバネ④に働く荷重がスチフナに加わる軸力になるが、それぞれ W と S および各バネの変位係数の関数として与えられる。

SWG において提案されたスチフナ基部応力の計算式は、このモデルから導かれたものであるが、この場合問題となるのはバネの剛性の評価で、応力の乱れ、剛体とみなしている部分の変形の影響もあるので、FEM の計算値を参考にして種々修正を施している。

図 3.4 で①③の部分の剛性は他の部分に比べてはるかに大きいので、これらの部分の変形を無視すると、縦フレームから荷重 W が伝達される場合の機構は図 3-6 a のモデルで示される。この場合のスチフナに加わる軸力 Q は次式で求められる。

$$Q = K_4 W / (K_3 + K_4 + K_5) \quad (3.1)$$

ここに、 K_3, K_4, \dots = バネ③④…のバネ定数

また、横桁に加わる剪断力 S によってスチフナに加わる軸力は、 S によって①③の部分が次式で与えられる量だけ剪断変形するとして求められる。

$$r = 1.2 S / G A w \quad (3.2)$$

ここに、 $A w, \dots$ ①③の部分のウェブの断面積

この場合の変形および力の伝達の機構は図 3.6 b のモデルであらわされ、軸力 Q は次式で与えられる。

$$Q = K_4 r (K_3 l_1 - K_5 l_2) / (K_3 + K_4 + K_5) \quad (3.3)$$

以上は三井千葉研の提案した計算式⁸⁾の基礎となつているモデルで、越智等⁵⁾の計算式も大体同一のモデルから導かれたものである。いずれの場合も、スチフナに加

わる軸力は W と S がそれぞれ単独で加わる場合を求めて重ね合わせればよいことになる。

従来普通に採用されてきた型のスロットでは、③と④のバネの強度と剛性の関係をみると、④のバネはスチフナの軸力による伸縮の剛性で、スチフナは長さは短かく、剪断バネである③に比べると断面積の割合に剛性は高い。したがって、不釣合に大きな軸力が加わる上に、応力集中等のために応力分布は一様でなく、応力の最大値は他に比べ高い。

3.3 スチフナ基部の最大応力

a) 最大応力係数

スチフナの平均応力 σ_{mean} は、スチフナに加わる軸力 Q をその断面積 A で割つたものになるが、前述のようにスチフナ基部の応力分布は均一でないので、その最大応力

σ_{max} は次式で与えられる。

$$\sigma_{\text{max}} = f \sigma_{\text{mean}} = f Q / A \quad (3.4)$$

f は応力集中係数ともいえるものであるが、スチフナの荷重条件は図 3.7 のようになり、普通はウェブとの接線に加わる剪断力による偏心曲げモーメントが基部に働いている。スチフナ基部の応力分布は応力集中の他に、この曲げ応力の影響が加わつたものであるから、応力集中係数という名称は不適當であるということで、スロット対策懇談会では最大応力係数と呼ぶことにした。

図 3.8 は同懇談会によつて求められた f の値であるが、 f の値については他に各研究者によつて発表されているが、計算条件について種々の問題点がある。

b) スチフナ上端の支持条件

スチフナの荷重条件は図 3.7 に示すように、その上端

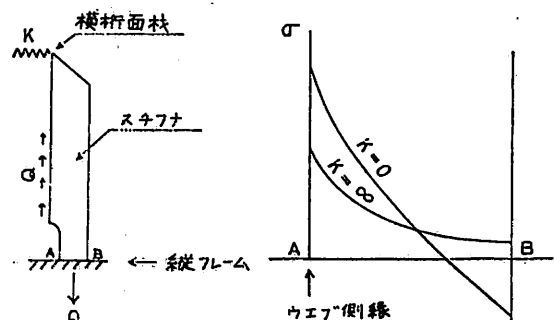
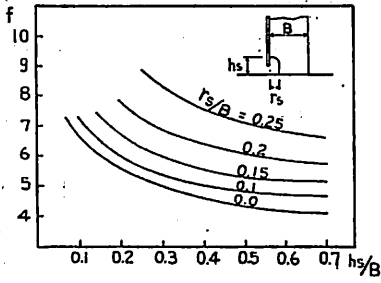
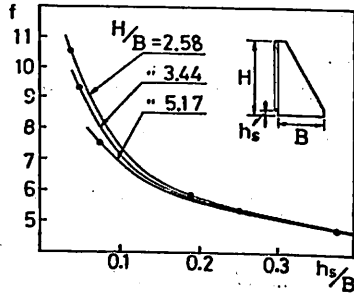


図 3.7 スチフナの荷重条件と上端支持条件による基部応力分布の変化 ($K = \infty$ 完全支持, $K = 0$ 上端自由)



a. 平鋼スチフナ ($r_s=0$ は切りかきなし)



b. 倒れ止めブラケット

図 3.8 平鋼スチフナ、倒れ止めのブラケットの f の値 (上端自由)

を横桁の面材で弾性支持された状態と見られ、この上端のバネ定数は横桁面材の剛性、倒れ止めブラケットの間隔等で変化する。FEM による計算結果では、基部の応力分布は図のように、この支持条件によって相当変化する。

実船計測および模型実験等でも応力分布は大体上端を支持した場合と自由端とした場合の中間にくるが (図 3.3 参照)、上端を支持していない場合の応力分布にはほぼ一致する例も、完全に支持されている場合のそれに近い例もある。スロット対策懇談会では上端を支持していない場合に近い例もあること、および上端を支持してないとすると、基部に切欠きのないスチフナでは応力集中がないとすると、最大応力は軸力による応力 Q/A と偏心曲げ応力 $3Q/A$ の和になり f は 4 となる、さらにウェブ側の縁に対する応力のモーメントが 0 となり種々便利であることを考慮し、上端を自由端としたときの f を基準とした。

支持条件をどのように想定するのが合理的かということについては、SR 120 部会でも種々論議されたが、安東等の研究によつてスロットの位置によつてスチフナの支持条件が相当大きく変化するから、実船計測で上端支持に近い例が得られたとしても、たまたまそのスチフナの支持条件がそうになっていたにすぎないので、他に上端

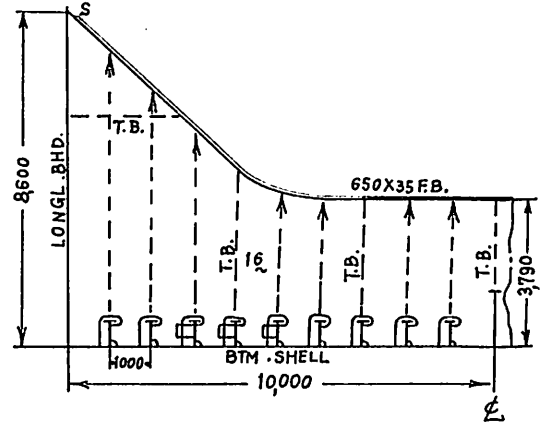


図 3.9 スチフナ基部応力の実船計測がなされた船底横桁

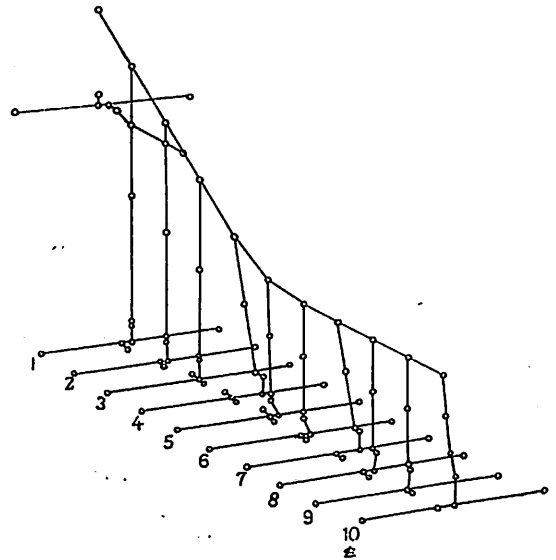


図 3.10 スチフナ上端支持条件計算モデル (図 3-9 に示す船底横桁)

自由に近いスチフナも存在するし、またその逆の例もおこることが証明された。これから、スチフナの最悪条件を基準にするなら、自由端と想定すべきであるとの結論が得られた。

図 3.9 および 3.10 は安東等が計算に使用した横桁のモデル化の 1 例で図 3.9 の船底横桁は図 3.10 の立体梁構造に置きかえられた。この場合のスチフナ上端の変位 δ は図 3.11 のようになる。スチフナ、倒れ止めブラケットは横桁の面材がなければ単独スチフナとしての変位を生じるが、横桁面材で連結されるため平均化された変位となる。倒れ止めブラケットの上端はそれに加わる荷重

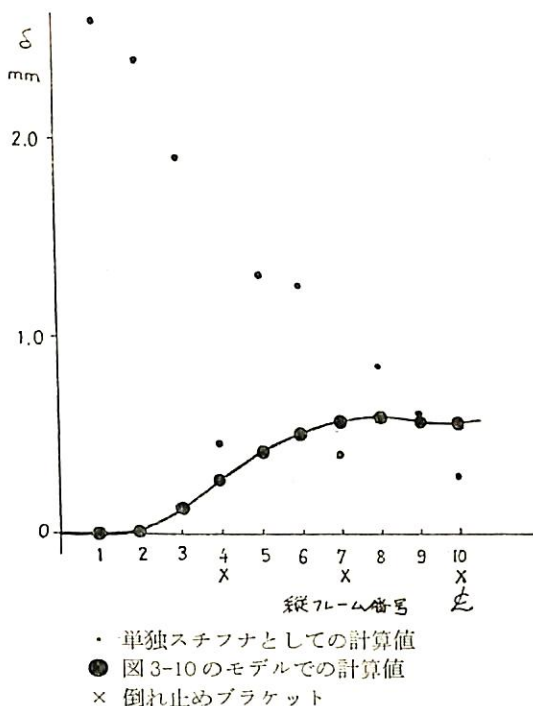


図3.11 実船計測時の船底横桁 スチフナの上端の変位 δ

で変位を生じる上に、スチフナの上端の変位に影響され更に変位が増加している。応力計測は No. 6 縦フレームのスチフナで実施され、上端支持に近い結果が得られたが、No. 9 縦フレームで計測すれば、上端自由に近い結果が得られたものと推定される。

なおこの上端の変位はそのタンク、および縦隔壁に加わる隣接タンクの状態でも変化する。

上端の支持条件は倒れ止めブラケットの動きによって大きく変化するから、これをスチフナが取付けられる側と反対の側に取付けたり、これを両側に設けたりすれば f は相当減少できる。また偏心曲げの影響を消すにはスチフナにバックブラケットを取付けるか、スチフナ基部の形を改良し、つま先付のスチフナにすればよい。

c) 応力分布の計算断面の影響

スチフナの応力分布は変化するから、 f の値はどの横断面での応力分布を対象にするかによつて異なる。これは h_f/B (h_f …計算時想定断面の縦フレーム上面上の高さ、 B …スチフナの幅) の関数と見られるが、強度上重要なのは h_f が或る一定値における f の値である。

スロット対策懇談会では実用上 B は或る範囲内の値に限定されると考え、 f の計算に際しては h_f を 15mm に統一し、 f を切欠きの形状だけの関数として取扱つ

た。これは想定したものとスチフナの幅が大きく異なるものに適用する場合には問題になると思われる。

同様の問題は実験値と計算値を比較する場合にもあらわれる。計測値は歪の計測位置を見て修正する必要がある。FEM による計算値からこの修正は可能であるが、何分にも小さな部分であり、メッシュの荒さ等から考えて、現在の資料は精度の点で問題が残されている。

d) その他

前述の h_f のように、現在計算に使用されている諸数値には、部材の寸法や形状の範囲は或る限界内にあると考えて与えられたものも多い。たとえば、 f の値は横桁ウェブとスチフナの板厚比によつても変化する。しかし、実用上その板厚比は或る範囲内にあり、その範囲内では f の値に大きな影響を与えない場合は、簡単のためこれを無視している。また、スロット対策懇談会でスチフナの有効長さを横桁の ①② 部の局所的な変形の影響を考えて修正しているが、この修正量も現在使用されるスチフナ等の形状は或る範囲内にあるとして与えられている。

これらは現在使用されている構造のスロットには適用できるが、スロット部の構造を大きく改良し、いままでにない寸法や形状の部材を使用したような場合等のスチフナの応力を計算するときには、一応検討した上で使用する必要があると思われる。

なお、スロット部のモデル化という点では大体前述のものでよいと思われるが、上記の諸数値をはじめ計算方法の細目ではまだまだ検討を要する問題が残されている。

3.4 スロット周縁の最大応力

スロット周縁の応力分布の形状は図3.12に示す形になり、その最大値は普通図3.13の R_1 部か R_2 部に見出される。最大値を求める方法としては、SWG の方法

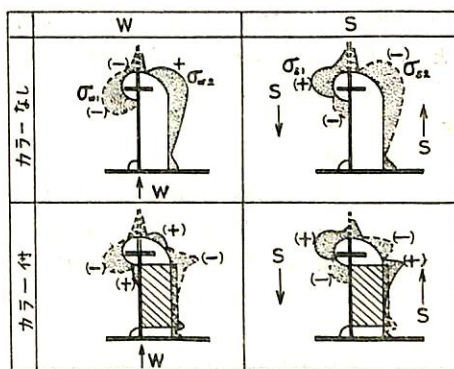


図3.12 スロット周縁の応力分布の形状

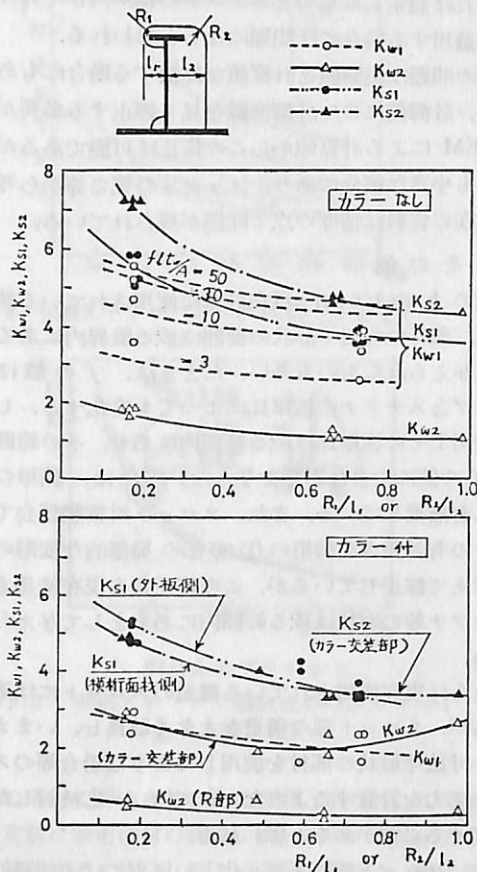


図 3.13 スロット周縁応力の応力集中係数 K_{w1} , K_{w2} , K_{s1} , K_{s2}

をはじめ種々あるが、スロットの種々の形状に対す応力分布を FEM 計算によつて求めた結果をまとめ、近似式の形にした三井千葉研の方法について説明する。

W が働く場合は、縦フレーム 1 心間間の横桁ウェブに W が等分布荷重として加わると仮定した応力 $W/t_w l$ (t_w …横桁ウェブの板厚, l …縦フレームの心距) を基準にとり, R_1 および R_2 部の応力 σ_{w1} および σ_{w2} をそれぞれ次式であらわす。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{w1} &= K_{w1} (W/t_w l) \\ \sigma_{w1} &= K_{w2} (W/t_w l) \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

K_{w1} , K_{w2} は 1 種の応力集中係数であつて, FEM による結果を R_1/l_1 および R_2/l_2 (R_1 は R_1 部の曲率半径, l_1 は図 3.13 参照, R_2 …についても同様) および fl_{t_w}/A をパラメータとして示すと図 3-13 のようになる。

同様に、剪断力が働く場合は剪断応力 $S/t_w H_w$ (H_w …横桁ウェブの高さ) を基準として, R_1 および

R_2 部の応力 σ_{s1} および σ_{s2} を次式であらわす。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{s1} &= K_{s1} (S/t_w H_w) \\ \sigma_{s2} &= K_{s2} (S/t_w H_w) \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$


FEM による結果を同様に整理したものを図 3-13 に示す。

W および S が同時に加わるときの応力 σ_{R1} および σ_{R2} はこれらの和になるが, R_1 部では応力が最大となる位置が多少ずれるので, 次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{R1} &= \{1 - 0.15 |S/W| \sigma_{w1} + \sigma_{s1}\} \\ \sigma_{R2} &= \sigma_{w2} + \sigma_{s2} \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

σ_{w1} , σ_{s1} などの符号は W および S の方向を考え, 図 3.12 の符号を参考にして加算する。

なお, カラーを取付けると, カラーとウェブの交差部に鋭い応力集中が見られる。これは同一平面上にないカラーとウェブを同一平面上の部材としている FEM 計算のモデル化の方法にも問題はあるが, 後述の疲労試験においても, スチフナが切断後はこの部分に亀裂が発生する例もあるから, 実船においてもこの部分に亀裂が多く発生するようであれば, カラーの形を若干改良する必要がある。他に図 2.1 の F の損傷が発生する部分の応力が非常に高くなつている実船計測例もあるが, 疲労試験の結果等からみると, R_1 および R_2 部の損傷がまず発生しているようであつて, この部分の応力値がもつとも重要である。(未完)



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ツ目印 清 罐 剤

登録 罐水試験器
実用新案

一般用・高圧用・特殊用・各種

最新の技術, 50年の経験による特許三ツ目印清罐剤で
汽罐の保護と燃料節約を計って下さい。
罐水処理は何んでも御相談下さい。

営業
品目

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

内外化学製品株式会社

本 社 東京都品川区南大井5-12-2 電(762)2441(代)
大 阪 支 店 大阪市西区南堀江大崎2-43 電(541)0931(代)
札幌営業所 札幌市南九条西2丁目12 電(521)6267(代)
仙台営業所 仙台市宮城1-70小林ビル 電(23)8858
名古屋営業所 名古屋市東区池内本町1-17 電(936)0233
福岡営業所 福岡市大手門1-9-27 電(72)1631(代)
広島営業所 広島市国泰寺町2-3-1 電(43)1442

1. 緒言

1884年 Schlick¹⁾ が船体振動の研究を発表して以来約90年を経過した。その間内外において数多くの船体振動の研究が発表され問題の実態およびそれに対する対策などが逐次解明されてきたのであるが、それでもなお未知の問題が発生し、その究明に専門研究者は努力を重ねている。船体に限らず、およそ振動の研究の最終目標は振動を無くすることであるが、従来に比して船体の振動は全般的には減少してはいるが、皆無とはなっていない。それは船体には船を運航するために必要な各種の動力を搭載し、従って起振源を内蔵した弾性体であるため、振動を皆無とはなしえないようなむずかしさがある。

交通機関としての船体の巨大化・高速化の傾向はやむを得ないところであり、さらに建造・運航などの経済性の向上も追究されるので、船体振動が増大する要因があり、実際に高馬力機関を搭載した船の船尾構造に亀裂が発生したなどの損傷がみられ、早急に設計に実用化されるような船体振動の研究の発展が必要である。

科学技術の研究においては、新しいレールを敷くようなものと、すでにある程度までレールが敷かれていて、そのレールを終着駅まで延長するようなものとの2種類があるが、それらは何れも重要である。設計に実用化されるような研究は後者である。

本稿では最近船体振動について発表された重要な諸研究のほかに、まだほとんど研究が発表されていないが、船体振動において現実に重要であり、早急に解明が必要なものについても述べる。また問題によつては筆者の予想なども含めて船体振動の最近の諸問題について解説および展望を試みる。

2. 船体振動の起振力

船体全体または局所の振動の主要な起振源としてはプロペラおよび主機があることは周知のところである。またプロペラ起振力は (a) surface force, (b) bearing force とにわけられ、surface force はプロペラが船体近くを回転し、そのため船体表面に作用する変動水圧を積分した力であり、bearing force はプロペラが回転しその揚力が船の推力となつているが、その流体力の反力がプロペラ軸を支持している bearing を通して船体に作用する力である。

2-1. Surface Force

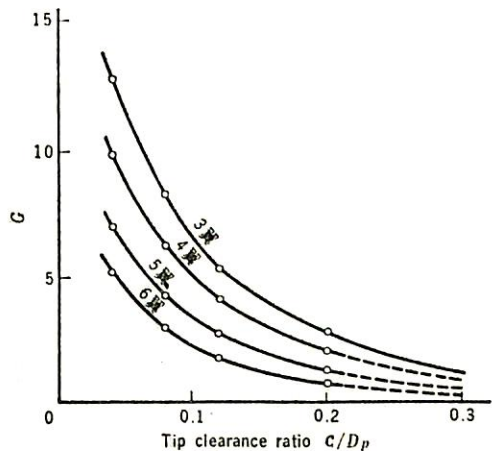
プロペラ直上の船底が平坦である駆逐艦船型に対しては、水没平板下の回転プロペラの変動圧の実験結果²⁾ を実船に拡大してもそれ程大きな差異がないので、変動圧を船体表面の前後、左右にプロペラ直径の範囲に積分して surface force F_s として次式が得られている³⁾。

$$F_s = 0.358 G \frac{K \cdot \text{SHP}}{N D_p} \dots\dots\dots (2.1)$$

ただし、

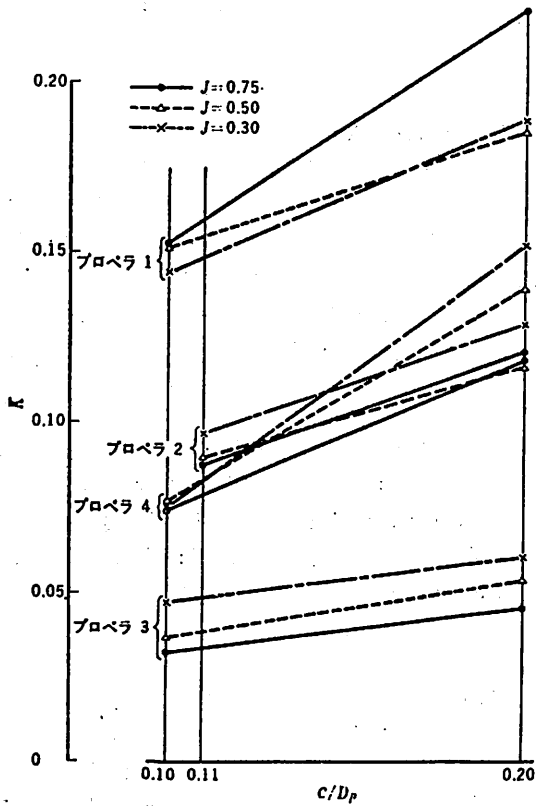
F_s : surface force の片振幅 (t), N : 軸回転数 (rpm), D_p : プロペラ直径 (m), SHP : 軸馬力 (ps), G : tip 直上の変動水圧振幅に比例する無次元数で2.1図で与えられる, K : 翼数, tip clearance ratio c/D_p によつてきまる無次元数で2.2図で与えられる⁴⁾。

F_s の大きさには propeller disk 内の伴流分布が影響するが、駆逐艦のごとき平坦な船底と2軸プロペラの超大型船または1軸船では後部船型が3次元的に複雑な形をしていくさび型に近く、このような船型では当然伴流分布が違うので、(2.1)式では surface force を求めることが出来ない。propeller tip 直上の変動水圧の blade frequency 成分の片振幅の計測値と平板実験からの計算値との比較を2.1表に示す⁵⁾⁶⁾。この表でみられるごとく計測値の方がかなり大きい値を示している。くさび型船尾形状に対して、このような計測値と計算値の

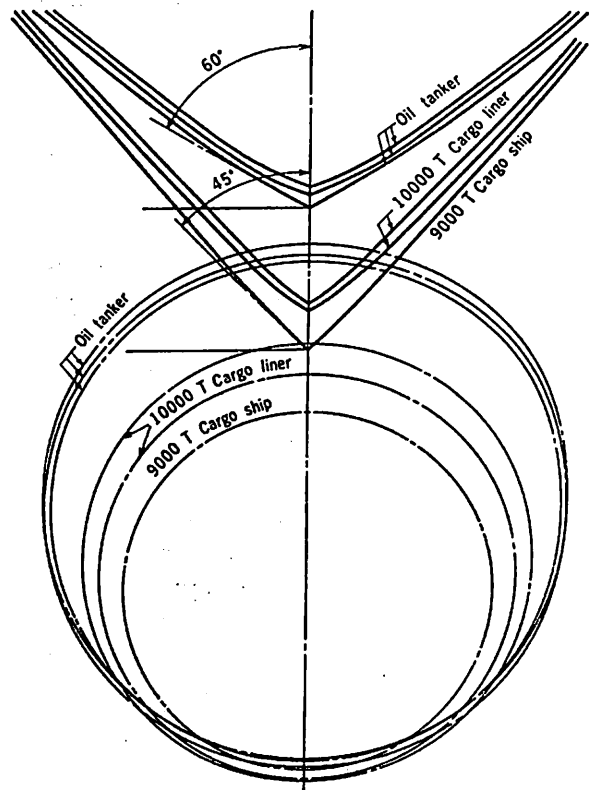


2.1 図 圧力振幅係数 G の実験値と Tip clearance ratio (平板, Slip ratio=0.25)⁶⁾

*広島大学工学部船舶工学科教授 工博



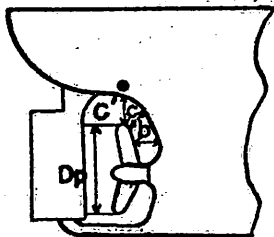
2.2 図 (2.1) 式の K (Tip clearance ratio) との関係⁶⁾



2.3 図 1 軸船の Propeller tip 直上の横断面形状の船の種類による教例⁶⁾

2.1 表 プロペラの変動水圧の計測値と計算値の比較⁶⁾

船	計測場所	年月	船体要目		プロペラ要目			クリアランス		チップ直上における変動水圧				
			$L_{pp} \times B \times D$		翼数	直径 D_p	ピッチ P	E A R	c/D_p	b/D_p	計測値 (kg/cm ²)	平板として計算値 (kg/cm ²)	計測計算	
A	三菱長崎	1960.2 ¹⁶⁾	213 ^m	30.5 ^m	15.2 ^m	5	6.6 ^m	4.6 ^m	0.651	0.136	0.198	0.297	0.09	3.3
B	"	1961.5 ¹⁸⁾	"	"	"	5	6.6	4.8	0.570	0.136	0.198	0.330	0.09	3.67
C	"	1965.1 ²¹⁾	208.0	32.2	16.4	5	6.75	5.123	0.559	0.282	0.287	0.07	0.025	2.8
D	川重	1961.3 ¹⁷⁾	190.0	26.3	14.0	5	6.3	4.568	0.564	0.174	0.223	0.21 [*])	0.0565	3.71
E	"	1966 ²⁰⁾	260.0	42.0	24.0	6	6.95	5.087	0.640	0.272	0.288	0.26 [*])	0.08	3.25
F	"	1966 ¹⁹⁾	235.0	36.5	19.2	6	6.4	4.774	0.675	0.210	0.265	0.51 [*])	0.028	1.72
	Pohl		模型船	950		4								0.9
	"		"	892		4								1.84

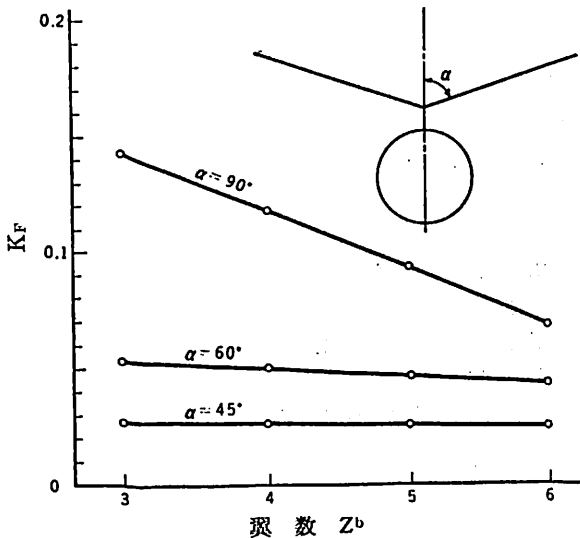


* これらの船では計測点は clearance c の先端ではなくて、 c/D_p は D 船で 0.302, E 船で 0.421, F 船で 0.406 である。

差異を修正した surface force⁹⁾は

$$F_s = 0.358 \frac{K_P \cdot K_F \cdot \text{SHP}}{ND_P} \dots\dots\dots (2.2)$$

ただし、 K_P は (2.1) の K と同じ意味である。プロペラの tip 直上の断面形を数隻の船について調べてみると 2.3 図のように貨物船ではくさび型の形を代表する角度 α が約 45°, 油槽船では約 60° である。この α による K_F の相違を $\alpha=90^\circ$ の平板と比較して示したのが 2.4 図である。くさび型の場合にはプロペラの翼数による変動圧の変化はあまりない。もしこの K_F を式で表



3.4 図 (2.2) 式の Propeller tip 直上の横断面形状の相異による翼数と K_F との関係⁹⁾

わせば

$$K_F = K_G (0.69 \frac{c}{D_P} + 0.077) \dots\dots\dots (2.3)$$

ここで

$$\begin{aligned} K_G &= 1.00 \quad (\alpha=90^\circ) \\ &= 0.35 \quad (\alpha=60^\circ) \\ &= 0.17 \quad (\alpha=45^\circ) \end{aligned}$$

である。 K_F に (2.3) 式を代入して、貨物船と大型肥大船でくさび型の角度 α をそれぞれ 45°, 60° とすれば (2.2) の複振幅 F_s は次の形に書きかえられる。

$$F_s = 1.11 \frac{K_G}{Z_b - 1} \left(1 + 8.96 \frac{c}{D_P} \right) \left(10 \frac{c}{D_P} \right)^{-\frac{3}{2}} \frac{\text{SHP}}{ND_P} \dots\dots\dots (2.4)$$

ただし

$$\begin{aligned} K_G &= 0.17 \quad (\text{貨物船}) \\ &= 0.35 \quad (\text{肥大船}) \end{aligned}$$

Z_b : プロペラの翼数

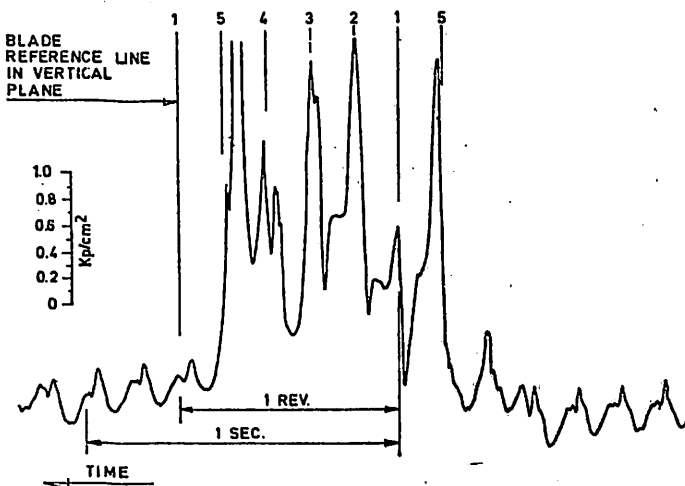
これらの surface force は模型実験結果を用いて導かれたものであるが、実船に適用するに当たっては、次の点に注意する必要がある。

(a) 伴流分布の相違

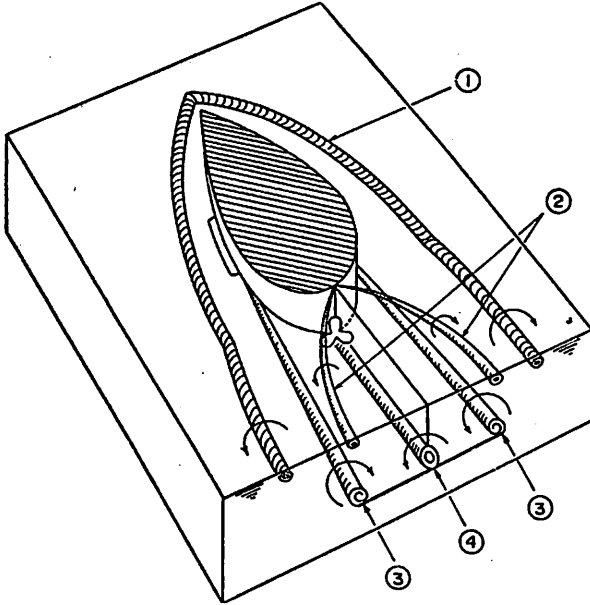
(b) キャビテーション発生による変動圧の増大

この両者とも実船における詳しい計測が行われて始めてその実態が把握され、実用化されるのであるが、その計測は少数例⁷⁾しかなく各種の船に実用し得る段階にまでは研究が進んでいないように思われる。キャビテーションが surface force の大きさにおよぼす影響について、キャビテーションが発生すれば surface force はコンテナ船で約 2.4 倍⁸⁾ となることを示している。

また大型油槽船のキャビテーション水槽の模型実験でキャビテーションが発生したときの船体表面での衝撃水圧の計測例¹⁰⁾ を 2.5 図に示す。強いキャビテーションが発生した場合にはない場合の 10 倍にもなることがある。これは不安定な open vortex string が blade tip と船体表面の間または船体表面上でつぶれた場合には非常に大きな衝撃的な圧力が作用することを示すものである。キャビテーションと剣離渦とは別物ではあるが、実船の剣離渦の構造についての想像図¹¹⁾ を示したものが 2.6 図である。このような渦では水圧は他部より低く、もしこの剣離渦が propeller disk をよぎり、翼によつて切られる場合には bear-



2.5 図 Cavitation によるプロペラ直上の衝撃的な Surface force の計測例 (Propeller full load, 84.5 rpm)¹⁰⁾



- ① 船首から出るくび飾り渦
- ② 船尾から出る跳ね水渦
- ③ 船尾から出る剝離渦
- ④ プロペラの後流渦

2.6 図 直進する船の剝離渦の構造 (想像図) 1)

ing force に大きな変化を与えるし、船体表面に接近すれば一種の surface force となるものと想像される。

何れにしても上記の (a), (b) 問題については今後の研究が必要である。

2.2 Bearing Force

軸受を通して作用する起振力の中には bearing force と bearing moment があり、それらは何れも垂直面内および水平面内の成分が存在する。

1 軸船後部の伴流分布を仮定して計算した結果¹²⁾、推力変動、トルク変動は偶数翼プロペラで大きく、奇数翼プロペラで小さいことを示しているが、これに対して bearing force, moment は逆の傾向となつている。

垂直面内の bearing force F_B , bearing moment M_B の片振幅に対して、 T_2 タンカーの伴流の解析より次式¹³⁾が与えられている。

$$\left. \begin{aligned} F_B &= K_{BF} \frac{SHP}{NDP} \\ M_B &= K_{BM} \frac{DP \cdot SHP}{10V} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2.5)$$

ここで

	K_{BF}	K_{BM}
3 翼	0.12	0.088

4 翼	0.03	-0.008
5 翼	0.04	0.044
6 翼	0	-0.017

V は船の前進速度である。

またプロペラ翼数、伴流の平均値および m 次の高次成分まで含んだ形としての計算式が与えられているが、実船における伴流分布、キャビテーションなどによりこれらも当然異つたものとなる筈ではあるが、研究資料が少ないので今後の研究が必要である。

最近の大型船の軸回転数はタービン船で 80~100 rpm、ディーゼル船で (100~120) rpm であり、5 翼プロペラの blade frequency は (400~600) cpm である。また 400 cpm 以上の垂直固有振動数は $L=140$ m で 6 節以上、大型船では 10 節以上となつている。従つてプロペラの起振力によつて発生する船体振動は高次振動である。この点は主機の起振力が 1, 2 次であり、従つてこの起振力によつて問題となる振動が低次振動であるのと相違していることは注意すべきことである。

2.3 プロペラ起振力による船体振動

船体の高次振動の起振力に対する応答としての加速度の計算式として、次式が求められている¹⁴⁾。

(1) 垂直振動

(a) 起振力に対する応答

$$\alpha_{vr} = g\pi C_{vn} \frac{X'_{vn}(\xi_r)}{\delta_v W_v} F_v \dots\dots\dots (2.6)$$

(b) 起振モーメントに対する応答

$$\alpha_{vm} = g\pi C_{vn} \frac{X'_{vn}(\xi_m)}{\delta_v W_v L} M_v \dots\dots\dots (2.7)$$

ここで

α_{vr} : 起振力に対する応答加速度, α_{vm} : 起振モーメントに対する応答加速度, g : 重力の加速度, δ_v : n 節振動の対数減衰率, C_{vn} : n 節振動のモード係数, $X'_{vn}(\xi_r)$: 起振力作用点 $\xi_r L$ (L は船の長さ) の振幅 (船尾端振幅を 1 としたとき), $X'_{vn}(\xi_m)$: 起振モーメント作用点 $\xi_m L$ の傾斜 (船尾端振幅を 1 としたとき), F_v : 起振力, M_v : 起振モーメント, $W_v = \Delta (1.2 + B/3d)$, Δ : 排水量, B : 船の幅, d : 喫水。

(2) 水平振動

(2.6), (2.7) の第一係数を H としたものが水平振動の応答加速度である。ただし $W_H = \Delta (1.0 + 1.1d/B)$ となる。

(3) 振り振動

(a) 振りモーメントに対する応答

$$\alpha_{\theta_i} = g\pi C_{\theta n} \frac{\theta_n(\xi_i)}{\delta_{\theta} I_P} M_i \cdot r_{\theta} \dots\dots\dots (2.8)$$

(b) 水平起振力に対する応答

$$\alpha_{\theta r} = g\pi C_{\theta n} \frac{\theta_n(\xi r)}{\delta \theta l r} F_{Hl} r_0 \dots\dots\dots (2.9)$$

(c) 水平起振モーメントに対する応答

$$\alpha_{\theta m} = g\pi C_{\theta n} \frac{\theta'_n(\xi_m)}{\delta \theta l r L} M_{Hl} r_0 \dots\dots\dots (2.10)$$

ここで

$\alpha_{\theta r}$: 振りモーメントに対する振り振動応答加速度,
 $\alpha_{\theta r}$: 水平起振力によつて生ずる応答加速度, $\alpha_{\theta m}$:
 水平起振モーメントによつて生ずる応答加速度,
 $\xi \theta$: n 節振り振動の対数減衰率, $C_{\theta n}$: n 節振り振
 動のモード係数, $\theta_n(\xi l)$, $\theta_n(\xi r)$: 振りモーメント
 作用点 ξl および起振力作用点 ξr における振
 り角 (船尾端における振り角を 1 としたとき),
 $\theta'_n(\xi_m)$: 起振モーメント作用点 $\xi_m l$ における振

り角の変化率, F_H : 水平起振力, M_H : 水平起振モー
 ーメント, M_l : 振り起振モーメント, l : shaft
 center から振り中心までの距離で, ここでは $l=$
 $0.25D$ と仮定する (D は船の深さ), r_0 : 振り中心
 線から振動加速計測点までの距離, I_P : 付加水慣性
 モーメントを含む全極慣性モーメント.

これらの応答加速度の各式中の対表減衰率は振動数を
 ベースに実測値をプロットしてみると $\delta=0.02\sim 1.0$ 位
 の範囲まで非常なばらつきを示している. 他の実測¹⁴⁾
¹⁵⁾においてもかなりのばらつきがみられる. slamming
 の計測記録¹⁵⁾から求められた $L=(110\sim 218)$ m の船の
 垂直振動に対して $\delta=0.04\sim 0.14$ 程度の値であるが,
 これは 2 節振動に対するもので, 高次振動ではさらに大
 きくなる筈である. 高次振動に対して $\delta=0.15$ とし

2.2 表 プロペラ起振力による垂直振動加速度の計算値と実測値の比較¹⁵⁾

船名	L	B	D	船速 (kt)	回転数 (rpm)	軸馬力 (PS)	異数	プロペラ 直径 D_p (m)	チップ クリア ランス c/D_p	計測時		計測 加速度 (gal)	計算加速度 (gal)×2				実験係数 (K_A ×1/2)
										平均吸水 (m)	排水量 (t)		S.F.	B.F.	B.M.	計	
N-150K	285	48.20	23.50	16.00	90.0	30000	6	8.10	0.356	5.338	56300	25.0	15.5	0	6.95	22.5	1.11
K-5	228	32.20	16.50	16.00	105.0	17000	6	6.70	0.216	7.170	32965	48.2	32.2	0	9.62	41.8	1.15
2-1	216	30.60	15.40	17.25	111.5	20250	5	6.70	0.134	6.000	30000	95.0	58.5	17.0	25.2	88.9	1.07
2-2	205	28.20	14.80	17.35	111.5	16500	5	6.50	0.131	7.950	36000	99.0	45.9	13.6	19.9	70.0	1.41
4-7	167	22.00	12.30	16.59	114.9	10010	5	5.90	0.117	6.260	17681	37.0	56.3	14.3	22.6	83.1	0.445
5-8	213	30.50	15.60	18.72	105.0	17600	5	6.70	0.196	11.360	60127	21.0	24.6	10.6	13.1	41.4	0.509
10-11	213	30.50	15.20	17.00	112.0	17600	5	6.60	0.142	6.810	35042	85.0	44.5	13.7	20.0	68.7	1.24
10-20	213	30.50	15.20	17.57	110.0	17600	5	6.60	0.136	6.630	33502	70.0	47.7	14.0	19.8	71.9	0.975
10-21	213	30.50	15.20	17.70	110.0	17600	5	6.60	0.185	5.750	29085	50.0	38.2	14.9	19.6	62.8	0.796
10-23	254	37.20	19.50	17.25	106.0	24000	5	7.20	0.251	7.550	56150	35.0	24.5	12.4	17.1	45.7	0.765
10-26	213	30.50	15.20	16.91	125.0	16500	5	6.30	0.251	6.800	35075	22.0	27.7	14.1	21.3	53.2	0.413
K-1	210	31.00	15.85	17.00	105.0	17600	5	6.70	0.217	4.570	21822	36.0	37.0	16.5	24.0	66.1	0.545
K-2	225	33.80	18.55	16.68	119.0	19800	5	6.45	0.275	5.040	28136	25.9	30.2	16.3	23.7	58.9	0.44
K-3	219	32.20	15.80	17.00	107.0	17000	5	6.60	0.229	11.500	65796	41.0	19.7	9.2	12.6	35.3	0.16
K-4	239	37.20	17.00	17.00	105.0	20000	5	7.05	0.220	12.570	93000	75.0	17.2	7.8	11.0	30.6	2.45
S-1	208	31.00	15.90	17.15	123.0	18000	5	6.23	0.255	11.850	63327	17.2	20.1	10.2	15.1	38.4	0.45
S-2	257	38.80	19.55	18.17	108.5	28000	5	7.20	0.317	14.800	117700	7.9	16.0	9.7	12.8	32.0	0.25
S-3	232	34.80	20.80	16.92	119.0	20700	5	6.50	0.323	8.550	54975	74.5	19.7	12.1	17.0	40.6	1.83
H-1	160	22.86	13.25	17.00	119.0	9600	5	5.50	0.237	9.180	26900	31.0	22.9	10.6	15.4	41.6	0.74
KS-1	209	30.10	15.80	17.00	110.0	16500	5	6.50	0.176	11.700	62540	9.0	25.0	9.3	13.4	41.2	0.21
3-3*	143	21.00	12.50	18.20	115.0	12000	4	6.10	0.146	4.510	8940	80.0	39.4	14.0	6.3	54.8	1.46
4-2*	145	19.60	12.40	18.67	119.0	12000	4	5.70	0.219	4.720	8275	38.0	32.6	17.4	6.8	51.3	0.74
4-3	167	22.00	12.30	16.50	115.0	9420	4	6.00	0.128	5.850	18420	19.0	43.5	7.5	3.1	51.6	0.368
4-4	189	27.70	14.48	16.41	108.5	13750	4	6.70	0.116	7.110	29023	28.0	41.6	7.2	3.1	49.5	0.465
5-2*	145	19.50	12.30	20.61	119.0	12000	4	5.70	0.100	4.560	7992	26.0	50.7	19.5	6.4	71.5	0.363
10-27*	145	19.50	12.30	20.69	124.0	13000	4	5.60	0.134	4.600	8100	69.0	54.6	19.2	6.9	75.0	0.92
H-2*	118	18.60	13.00	20.00	135.0	6600	4	4.80	0.156	3.690	5559	10.0	31.0	10.9	4.0	42.6	0.24

(注) 船名の横の * は貨物船を示す.

垂直振動加速度の計算値と計測値の比較が2.2表である。K_Aは計測加速度α_{meas}と計算加速度α_{cal}との比で

$$\alpha_{meas} = K_A \alpha_{cal}$$

を示すもので、この表より

$$K_A = 2.4 \text{ (6翼)}$$

$$2.0 \text{ (5翼, 4翼)}$$

程度の値となつている。

2.4 ディーゼル主機の起振による船体振動

ディーゼル主機の不平衡力およびモーメントによる船

体振動の応答についてはかなり以前から研究がなされており、さらに主機の不平衡力、不平衡モーメントはかなり精密に知ることが出来るので、応答は前記の(2.6)~(2.10)に起振力または起振モーメントを主機のそれにかえれば計算することが出来る。多くの船について船尾端加速度の計算値と実測値との比較が2.3表である¹⁰⁾。この表をみてわかるごとく計算値と実測値との間にはかなりのばらつきがみられる。この差異の原因としては、(a) 計測加速度にばらつきが大きい。これは振動計測の精度が必ずしも一様には高くないことによる。(b) 共振

2.3表 ディーゼル主機起振による船尾端加速度の計算値と実測値の比較¹⁰⁾

種別	船名	運転状態	L _{PP} (m)	B (m)	計測時 平均喫水 (m)	主機中心 位 (APから) X L _{PP}	節数 n	不平衡モ ーメント 次 数 j	回転数 (MCR) (rpm)	M _{Fj} (MCR) (tm)	振動数 (cpm)	計算 加速度 (gal)	計測 加速度 (gal)	計測値 計算値
オイル タンカー	T-1	第1回試運転	225	32.2	6.71	0.15	3	1	119	44.3	106	14.9	14.5	0.98
		"	225	32.2	6.71	0.15	4	2	119	73.6	164	16.2	14	0.87
		"	225	32.2	6.71	0.15	5	2	119	73.6	214	23.2	22.1	0.95
		第2回試運転	225	32.2	12.6	0.15	3	1	119	44.3	89	8.3	4.2	0.51
		"	225	32.2	12.6	0.15	4	2	119	73.6	143	9.7	1.1	0.12
		"	225	32.2	12.6	0.15	5	2	119	73.6	180	13.3	8.2	0.62
	T-2	第1回試運転	225	32.2	7.05	0.15	4	2	119	73.6	164	15.6	3.3	0.21
		第2回試運転	225	32.2	12.7	0.15	3	1	119	44.3	94	8.9	1.5	0.17
		"	225	32.2	12.7	0.15	4	2	119	73.6	139	9.3	1.3	0.14
	T-3	第1回試運転	225	32.2	12.7	0.15	5	2	119	73.6	186	13.9	7	0.51
		"	225	32.2	12.7	0.15	5	2	119	73.6	186	13.9	7	0.51
		"	225	32.2	12.7	0.15	5	2	119	73.6	186	13.9	7	0.51
	T-4	第1回試運転	23.17	35.05	5.91	0.14	4	2	115	46.8	167	9.8	9.9	1.01
		"	23.17	35.05	5.91	0.14	5	2	115	46.8	210	13.3	7.5	0.57
		第2回試運転	23.17	35.05	12.2	0.14	5	2	115	46.8	182	7.9	10.5	1.33
	T-5	第1回試運転	225	32.2	6.55	0.15	3	1	119	25	112	9.3	12	1.3
		"	225	32.2	6.55	0.15	4	2	119	73.6	170	17.1	23	1.34
		"	225	32.2	6.55	0.15	5	2	119	73.6	220	24.2	26	1.07
		第2回試運転	225	32.2	11.6	0.15	3	1	119	25	97	6.7	6.5	0.97
		"	225	32.2	11.6	0.15	5	2	119	73.6	190	15	8	0.53
"		225	32.2	11.6	0.15	5	2	119	73.6	190	15	8	0.53	
O-1	第1回試運転	225	32.2	6.55	0.15	3	1	119	25	106	8.5	8.9	1.05	
	"	225	32.2	6.55	0.15	4	2	119	73.6	164	16.3	1.5	0.09	
	"	225	32.2	6.55	0.15	5	2	119	73.6	224	24.8	2.4	0.1	
	第2回試運転	225	32.2	11.6	0.15	3	1	119	25	96	5.5	11.5	2.09	
	"	225	32.2	11.6	0.15	4	2	119	73.6	146	10.5	2	0.19	
	"	225	32.2	11.6	0.15	5	2	119	73.6	186	14.6	24.5	1.68	
オア キャ リア	O-1	"	210	32.2	7.22	(0.15)*	2	1	119	28.3	57.6	2.2	8	3.64
		"	210	32.2	7.22	(0.15)*	3	1	119	28.3	116.6	12.3	13	1.05
	O-2	第1回試運転	241	36.8	6.36	0.15	3	1	114	74	97	11.1	16	0.939
		第2回試運転	241	36.8	9.45	0.15	3	1	114	74	92	13.4	5	0.374
	O-3	満級	160	22.86	9.18	(0.15)	3	2	119	96.92	138	33.6	13.5	0.401
		"	160	22.86	9.18	(0.15)*	4	2	119	96.92	217	73.1	20	0.274
		バラスト	160	22.86	5.75	(0.15)*	4	2	119	96.92	238	82.1	23	0.28
	O-4	予行運転	211	31.8	6.17	0.14	4	2	118	157	172	45	25.5	0.567
		"	211	31.8	6.17	0.14	5	2	118	157	240	82.4	32	0.389
		第1回試運転	211	31.8	6.15	0.14	4	2	118	44	172	12.6	8	0.588
		"	211	31.8	6.15	0.14	5	2	118	44	236	22.6	31	1.37
		第2回試運転	211	31.8	6.13	0.14	4	2	118	157	172	45	62	1.38
		"	211	31.8	6.13	0.14	5	2	118	157	234	79.4	72	0.908
	O-5	"	211	31.8	6.2	0.144	4	2	119	46.8	170	14.1	5	0.355
		"	211	31.8	6.2	0.144	5	2	119	46.8	232	24	6	0.25
	O-6	"	160	24	14.8	0.14	3	2	125	38.07	152	9.5	7.25	0.763
		"	160	24	14.8	0.14	4	2	125	38.07	209	20.5	6.7	0.387
		"	160	24	14.8	0.14	5	2	125	38.07	258	31.6	5.8	0.178

* 推定値

点付近の主機回転速度の変化が大きい場合には振動の成長率が変化する。(c) 主機の起振力以外に軸系の不釣合その他からくる起振力も存在するが、それが船が異れば勿論同じ船でも載貨状態の相違によりかわってくる可能性がある、その他の原因によるものと思われる。

2.3, 2.4で船体起振力と応答に関する具体的な現状における計算値と実測値との比較を示したのであるが、まだ両者が良い一致を得るまでには到っていないが、これらは今後の研究によりさらに良き一致がみられるようになることが期待される。

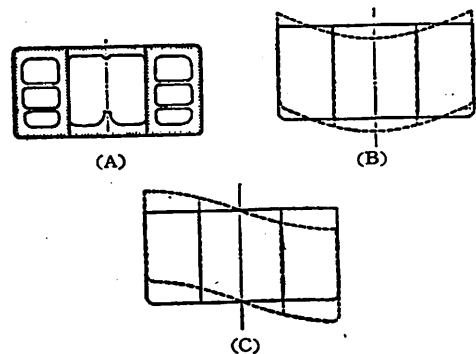
船体振動において固有振動数の推定は電算機の使用により10%以下の精度で実際との一致がみられる程度にまで進展しているが、それと同時に応答の推定の精度もそれと同じ程度になることが実船の設計者にとって必要であり、今後の研究が要望される。

3. 巨大船の振動

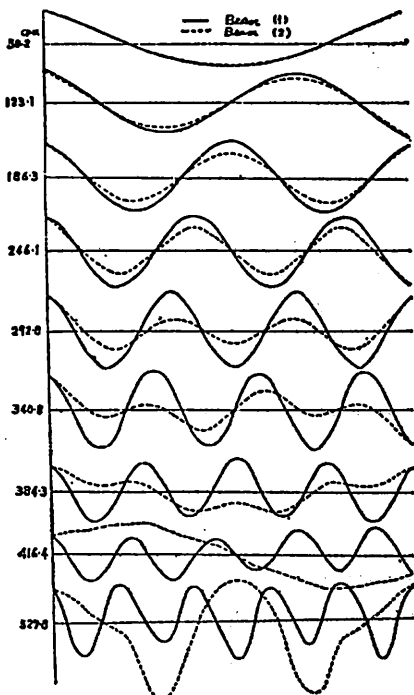
巨大船が建造されるようになり、船体振動が従来の概念と異つた振動をすることが実船計測により明らかにされた¹⁷⁾。約5節以上の垂直高次振動において、所謂 non-beam vibration が表われた。この言葉は必ずしも

適切とはいいがたく、また外国では詳しい実測がないためこのような言葉を用いているわけではないが、これに代る簡単で要を得た言葉がないので用いられている。この non-beam vibration とは船が1本の梁としての長さ方向にのみ節を有する振動とは違つて、船が巨大化したため、従来船とは相対的に横方向の剛性が低下して、横断面が変形したり、節を有するような振動が表われるようになったのでこの呼び方が用いられている。

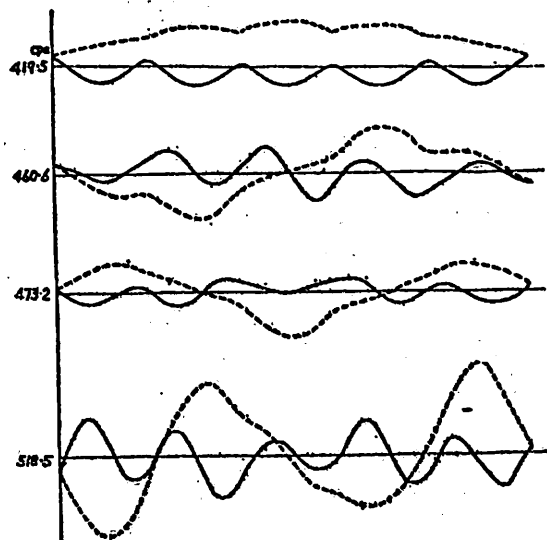
この振動は主として油槽船の船側と縦隔壁とが横隔壁および横強度部材により弾性的に結合され、横隔壁は面内の主としてせん断変形をし、船側と縦隔壁は船の長さ方向に位相差のある曲げおよびせん断変形をしてお互い



3.1 図 巨大油槽船の振動による横断面の変形



(a) 第1固有振動



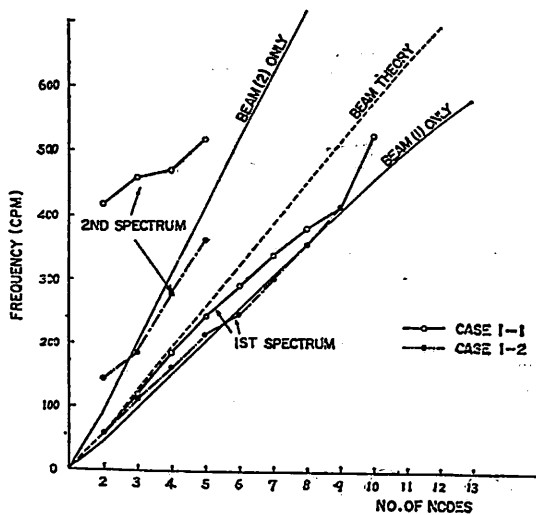
(b) 第2固有振動

3.2 図 巨大船の Non-Beam Vibration の計算振動形
(Beam (1): 船側, Beam (2): 縦隔壁)²⁰⁾

に連成振動をするものである。

このような振動をするため、船体は梁としての振動とは異つた固有振動が表われ、理論計算によれば、第1固有値のほかに第2固有値が表われる。このような現象に関して、形態は異なるが同じようなことが研究されたことがある²²⁾。この問題についてはいくつかの研究¹⁸⁾⁻²¹⁾が行われた。

3.1 図に示すとき 船体横断面の変形を生じたとき、船側と縦隔壁とは位相差のある振動をする。船側、縦隔壁とも均一断面梁とみなし、トランスリングは船の長さ方向に均一分布、横隔壁はその位置に集中したばねとして、作用するものと考えて、理論計算された non-beam vibration としての振動形が3.2 図、節数と固有値との関係が3.3 図である²⁰⁾。3.3 図の case 1-1 は3.2 図に対応し、case 1-2 は case 1-1 に比しトランスリングおよび横隔壁のばねが弱い場合である。



3.3 図 巨大船の Non-Beam Vibration における固有値と節数²⁰⁾

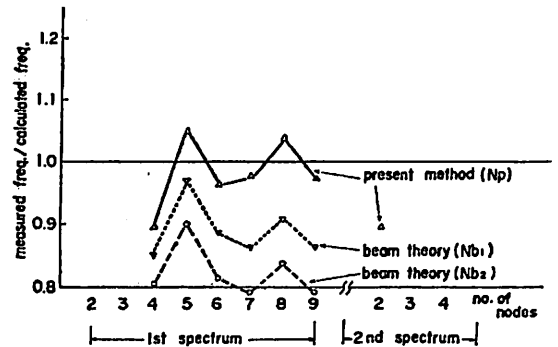
3.2 図が第1固有振動では 船側と縦隔壁が低次では位相差はあるが、同位相、高次になると逆位相のところもある。第2固有振動では全く逆位相となっている。さらに第2固有振動では従来の概念による節とはかなり様子の異つた振動形がみられる。

D.W. 15.7万トンの A 油槽船に関する固有振動数の実測値と計算値との比較が3.1 表であり、同船の計算値の精度を示したのが3.4 図である。

このような non-beam vibration では従来のごとき梁理論による固有振動数の計算では不十分で船側と縦隔壁部材との 連成振動を考えた計算 (Np) でなければな

3.1 表 A 船の固有振動数の実測値と計算値の比較²¹⁾

No. of nodes	Measured (N_m) (cpm)	Calculated			
		Present method (N_p) (cpm)	Beam theory		
			N_{b1} (cpm)	N_{b2} (cpm)	
2	...	37.4	38.3	38.3	
3	...	75.7	79.0	81.5	
4	104	116.0	122.1	129.1	
5	158	150.8	163.2	175.4	
6	182	188.7	205.7	223.3	
7	218	222.9	252.2	275.1	
8	257	247.7	283.0	306.2	
9	281	288.5	325.6	353.8	
10	...	308.4	358.0	389.1	
11	...	334.7	397.5	435.4	
12	...	366.7	436.2	479.0	
13	...	393.2	478.5	525.4	
14	...	423.8	516.1	...	
15	...	458.3	
16	...	485.5	
17	...	511.7	
18	...	538.8	
19	...	563.4	
20	...	594.0	
2nd spectrum	2	247	276.6		
	3	...	430.1		
	4	...	572.2		
Reduction factor			Townsin's J_2	Townsin's J_2	Townsin's J_n



3.4 図 A 船の固有振動数の実測値と計算値との比²¹⁾

らないことがわかる。

これと似たような現象としてバルクまたは鉱石船で問題となる主船体と二重底との連成振動がある。これについても多くの研究²³⁾⁻²⁶⁾が行われている。このような振動でも第1と第2の固有振動が表われ、また固有振動数が梁理論によるものとは異つてくる。(未完)

これは空想ではない。昭和15年に豊後水道で体験した話である。潜水船は「よみうり」号に似た、もつと小さい排水量約17トンの西村式深海潜水船である。作業任務は僚艦に夜間水上航走中、船体中央部右舷に衝突されて乗組員と共に沈没した伊号第63潜水艦の所在を確かめ、その状況を調査することである。現場は豊後水道の真中で水深100メートルあり潜水夫は使えない。潜水艦からは絶えず少量ずつではあるが燃料油が浮き上り海面に細長く漂っているのが大体の位置は分る。然し流れが最大4ノットもあり油は沈没位置から遠く離れて浮くので正確な位置は分らない。もう沈没して1カ月にもなるとういうのに沈没船に掃海索をひっかける事にも成功していない。既に乗員生存の望みはなくなつたので、沈没当時の緊迫した気分ではないが、搜索を担当していた艦隊は、一切を潜水船にまかして出航してしまつたので、救難基地の佐伯に潜水船と共に残されたものは、やり切れない気持であつた。潜水船は当時下関海峡の鉄道トンネル工事現場で海底調査に従事していたのを急遽佐伯に回航し、電池の能力が下がっているのを、客車便で送つて換装した。持ち主の西村氏以下操縦員2名が運転するので調査に乗船するのは1名だけであつた。

1日も早く沈船の状況を確認したいので、毎日潜水船を曳船で曳いて佐伯湾を出る。湾内は波静かであるが、豊後水道に出ると波が荒い。潜水船の背中は丸太のように丸いので乗りうつるのは容易でないし、曳航中閉鎖していたハッチを開いた時海水が打込めばハッチの下にある電池にかかる。ハッチの海面上の高さは約70センチメートル位しかない。丸太のような潜水船は、波のある海面では上下動をして、ハッチのある昇降筒を残して水面下に没してしまう。潜水船には西村氏、操縦員、機関員と調査員の合計4人が乗船する。行動時間は昼間の潮が転流する流れの小さい時をえらんで2時間と決められた。電池能力から云つても4時間以内であるから余裕を見ての2時間である。佐伯から出港して来て見て、波が荒くて乗乗困難のときは次の転流時まで6時間待つことになり、成功しても8時間後でないとは浮上しないから夜になつてしまう。夜間で浮上潜水船の発見、浮上後の警戒が困難になるし、8時間後の海面状況の予想はできない。そこで潜航する機会は1日1回に限定される。今だめなら今日1日は無駄になる。ほとんど波のない時でな

いと潜航できないので、冬の豊後水道では1週間に1回位しか機会はなかつた。

今日も駄目で佐伯湾内に引返す。湾内は波がなく1日無意味にすごすのもつまらないので試験をかねて湾内で潜航することになつた。4人が乗り込んで昇降筒のハッチを閉じる。昇降筒の中に頭を突っこんでいる操縦員の外は小さい船体なので立つてはいられない。機関員は、はつて後部に行く。船首の覗窓近くに床に西村氏と共に腰をおろす。停止したままで船内にあるバラストタンクに機関員が注水する。注水弁を開いて自然注水するので時間がかかる。バラストタンクは耐圧構造ではないから、空気抜きを開いて船内に排気している。船内の気圧が少し高まり耳に感じる。操縦員はハッチの中央にある均圧コックを開いて船内の空気を外に逃がしているが3ミリ位の小さいコックだからすぐ均圧するわけではない。船首に2人が位置をきめたので、操縦員は機関員に前部釣合タンクから後部釣合タンクに移水を命令する。ポンプの音が船内にひびくがまだ船体の背中は海面上に出ているので傾斜計を見てもほとんど角度は変わらない。移水量50キロで移水を止める。

20分もたつてやつとハッチ下にある昇降筒の覗窓に水面が来た。下から見る水面は銀色で美しい。水面は見ると見るとハッチ中央の均圧コックから海水が落ちる。コックを閉じる。この時船の重量と浮力が等しいわけである。更に10リットル注水して船を10キログラム重くした。ゆつくり沈下をはじめ、ゴトンと海底に沈坐する。ショックはほとんど感じない。正のBGなので潜水船は海底にまづすぐ立つている。

ここは湾口近くの岩場で15メートル位の水深であるから太陽の光が明るく、水族館の水槽に入り込んだ感じである。大小の岩がごろごろして海藻が生え、熱帯魚のような縞模様の子魚が群れをなして泳いでいる。ピチピチと音が聞えてくる。魚が出すのかどうか分らないが見たところ魚以外には発音源は無さそうである。

推進器を廻して微速で前進する。船体は岩の上に乗りに上げておけるように滑に前進する。前方のフェンダーがそりの形をしているからである。前方を見ると海底が急な下り坂になつていて底はうす暗く無気味である。船体が坂の下り口にかかるとうまく明かつた海底の景色は消えてしまつた。潜水船はかまわず前進して未知の世界

に飛びこんで行くようである。宙に浮いた船体はいぜんとして水平を保つたままであたかも飛行船に乗つたらこんなかと思われた。船首の2人は先程から覗窓に顔をくつつけたままである。潜水船はゆつくりと高度を下げる。眼下に海藻がゆれて岩が見え始め、間もなくこれらの中に船体を沈める。前と同じ岩場の景色であるが深くなつたので全体がうす暗い。正面に船体位もある大きい岩があらわれた。速力は今まで1ノット位であつたがそのまま岩にぶつかる。船首のそり形フェンダーのお蔭で船体には異状もなく僅に反動で後退すると同時に海底から浮き上る。ゴツン、ゴツンと岩に突進する内に船体は岩を超える高さに浮き上つて、水平を保ちつつ岩を乗り越えた。バラストキールが岩をこす。船尾の推進器ガードリングが岩を離れたのであろう、船体はゆつくり沈下して砂地の海底に着いた。

浮き上る時が来た。排水ポンプが音を出し20リットルも出た時ゆつくり船体が海底を離れる。間もなく昇降筒を半分水面に出す。ハッチの均圧コックを開き船内と外とを均圧する。バラストタンクの排水は続く。このポンプは大深度用で吐出圧力は高いが容量は小さいので中々全部の排水が終らない。昇降筒の窓から曳船が来たのが見える。素足の作業員が潜水船の背中に乗つて保留索を取り付けている。バラストタンクの排水はまだ続いているが、もうハッチから浸水の心配もないのでハッチを開いて曳船にうつる。

試験潜航を終つて天候回復を待つうちに、やつと波の小さい日がおとずれた。

豊後水道の潮流は北流と南流でこれが交替する時が潮のたるみであるが、ほとんどその時間は0に近い。今流れが弱くなつてついに止まつたかと思うともう反対の流れに変わっている。潜水船が潜航を始めるとき沈没地点より上流に降りると、流れに流されながら沈船に向うので操縦が難しい。海底では前進停止を繰返して進むので流に流されながら進むと、推進器で捲き上げた海底泥土で視界が遮ぎられる。又沈船の外に沈没以来海底に捨てられた索具類がある筈である。掃海索の切れたのもあろう。潜水船がこれらのワイヤーにひつかかると再び浮上できず、ミイラ取りがミイラになる。海底での行動は流れの下流から近づいて行き、舵が充分に効く状態でなくてはならない。そんなわけで潜水船は沈船の真上から潜航したいが、油は浮いていても潮に流されて浮いて来るので沈船の真上は示さない。水路部が測深で求めた地点が地図に示されているので山を見て位置を定める。沈船の方位は東北から南西に向つているが、どちらが船首から分ら

ない。潮は北から流れている。まだ転流時まで1時間半はあるが潜水船による捜索を開始することとなつた。

試験潜降のときバラストタンクの注水に20分もかかつたので、この間は曳船から索をとつて潮に流されないようにする。

乗組員の顔付きは真剣である。今までにもつと深い処で潜水した経験はあるので船体強度には心配はない。然しやはり未知の世界に降りる心配はある。ハッチが水面から没して曳船の保留索から離れる。バラストタンクの注水はまだ続いている。船は下降をはじめ、海面にあつた時の動揺はびたりと止んで、やれやれと思うが同時に大丈夫かなという考えが頭に浮ぶ。もう潜水船は負の浮力で沈降して行く。ポンプでバラスト水を排水しない限り浮き上がれない。ポンプが故障すれば、その時はドロップキールを落して上られるが、浸水によつて多量の水が入ると役に立たぬ。もし一つの窓が破れて水が入れば瞬時に多量の水が入りドロップキールも役に立たぬことは明白だ。水が入る危険は窓だけではない、推進軸もある、しかもこれは現に少しずつ漏水しているので時々ビルジポンプで排水すると聞いている。船体のリベットも、作業棒を取外した盲蓋も、ドロップキールを落す貫通軸も、電線の貫通部もすべて漏水の原因である。目で各場所を確かめ、耳で音をさがし、何も異状を発見しない事を祈りつつ深度計の針を見る。針の動きがゆつくりではあるが刻々深くなる。船首の窓からポタポタと海水が漏れはじめた。西村氏は「これはもつと深く入ると止まる。」という。その内に止まつた。深さが増すと他の箇所の漏水の危険は増大する。やつと20分もたつて海底に着いた。たいしたショックも感じない。もうこれ以上は深くは入らぬ、ちよつとばかりやれやれと安心する。

深深度計は96メートルを指している。窓から外を見るが良く見えない、顔を窓にくつつけ室内の電灯の光を両手で遮ぎつて覗く。船首の水中灯がぼんやり海底を照している。泥のようで何もない。よく見ると小さいほこりが窓を左から右へ流れて潮流が海底でもあることを示している。流れの上流が北であるから推進器を廻し取舵で船首を北にむける。船首が流れに立つようにしながら北に向つて前進する。ここは沈船から相当離れている筈だ。沈降に20分かかつたから潮流1.5ノットとすねば900メートルは流されている。全長100メートルの沈船を45°の方向から捜索するから70メートルの範囲に発見の可能性がある。理想的に沈船の中心の真南に潜水船が着底したら左右4.5度からはみ出さなければよい。し

かしこれは潜水船が直進する場合で、コンパスのない潜水船は潮の流れにさからつて進むだけで直進するとは限らない。潮そのものがまっすぐは流れない、海底の起伏で相当曲つているであろう。半信半疑で前進する。

前方を見ると海中のちりが水中灯に照らされて雪のように白く見える。小雪が一面に停止しているように見えるだけで2米の先も判らない。後年になつてこれがマリンスノーであると発表されているが、当時は海の中がほこりだらけできたないのは瀬戸内海の汚れが流れ出たものであろうと考えていた。乗組員は心得たもので水中灯を消した方が良く見える筈だと水中灯を消す。船内照明も有害なので消してしまふ。暗黒の海底を視窓に顔をくつつけて覗くと5メートル位は見える。2ノットの回転で航走するが潮流のため1ノット位しか速力ではない。海底には時々小石がある外何もない。900メートルを1ノットで航走すれば30分後には沈船に当る筈である。もう既に30分はすぎているが発見できない。念の為更に20分間航走して北進をつづける。何も手がかりもつかめぬ。停止して協議する。窓の外は砂地ばかりで魚もいない。時々視界が0に暗黒となる。雲が太陽をかくしているのである。既に潜航を開始して70分たつた。浮き上る時間を30分間として、予定の2時間にはまだ20分の余裕がある。おそらく潜水船の着底位置が予定より遠かつたか、東西にずれていたか、潜水船が直進しなかつたか、潮の流れが真北でなく海底では変化していたのであろう。いくら視界が悪くても100メートルもある沈船だから之に当たれば見えた筈である。50分間も走つたから着底点が遠方に過ぎたとは思えない。恐らく直進が出来なかつたのであろう。残りの20分間を利用して、こころみに東方向に引返して見る。何もない。不成功、海底捜索の難しさを確めただけに終つた。

浮上を決心してバラストタンクの排水にかかる。捜索失敗で心残りではあるが、之で光の世界に戻るかと安心する。乗組員達も同じ思いと見えて話声もはずむ。

余り上昇速度が速いと海面の船の船底に衝突する恐れがあるとき、再び潜入することが不可能になるので正浮力30キロ位で排水ポンプをとめる。船内が排水によつて低圧となるのを防ぐためもある。海面近くまで来たが船の推進器音もデイズル音もない。浮上開始後約20分で昇降筒の窓から光が入つた。波が少し高くなつたか窓は水の中に没したり水から出たりしている。早く曳船がこちらを発見して近づけば良いかと願う。17トン位の船に4人が2時間いたわけで、まだ炭酸ガスの方は心配ない。4時間は炭酸ガス吸収剤の必要は無い。丸太のよ

うに船は上下左右にゆれ動く。やつと曳船が来てハッチを開くと新鮮な空気が入つて来るのが分る。潜水船は曳航されて佐伯湾に向う。

こんな失敗を二三度繰返し、潜水船使用の難しさが分つた。そこで海底に道標を作ることにになり、人の頭程の石を沈船を中心として東西南北に夫々500メートル以上並べることとなつた。並べると云つても100メートルの高さから落すのだから、きれいに並ぶわけではない。こうすれば潜水船は石の列を発見して之に沿つて前進すると沈船に往きあたることになる。何度目であつたか忘れたが、こうして沈船を発見し、沈船は海底にまっすぐ立つていて、別に泥や砂に埋まつてもいいし、船体が切れて二つに分かれていることもないことが判明した。

沈船、海底の状況が判明してはじめて、之を救難する対策の立案が可能になつた。沈船は船首尾に鋼索をかけて、1万トン級のタンカー佐多で吊上げることになつた。鋼索を沈船にかける仕事も大へんであつたがとにかく64ミリ径の鋼索を前部に6本、後部に8本かけて佐多が救難艦に改装が終るまで鋼索を海底に並べて沈めておくことになつた。

困難な海上作業を終り、呉に歸つて状況を報告し、佐多の改装工事をお願いしたが工事にいかつてももらえない。潜水夫なしの手さぐり作業であつたから報告を信用してもらえない。大砲にでも鋼索がかかつていたら、引揚げは失敗する。どうしても船体バラストキールの下に大廻し索(引揚げ索)がかかつていることを確認する必要がある。これには又潜水船が使用された。馳れてもいたし、海底に64ミリ鋼索が置いてあるので沈船に往きつくのは容易であつた。海底で見る64ミリ鋼索は地上に並べたようではなく、径2メートルもあるスパイラル状をなして海底にのたうつていたのには驚いた。潜水船が中に入ると出られなくなる心配がある。用心してやつと沈船に近づき、鋼索は全部バラストキールの前後にかかつていることが確認できた。

97メートルの海底から水中重量1600トンもある沈船を潜水夫を全く使わずに引揚げに成功したのは潜水船があつて、海底の状況が必要に応じ確認できたためである。作業を手伝つたわけではなく、ただ見るだけであつたが大きな功績を残した。

【あとがき】

長々と昔話を記述したのは、当時の関係者がほとんど物故されたので記録しておきたかただけではない。潜水船をこれから設計される人や潜水船を利用される方々に参考になるかも知れないと思ひ立つたためである。大分古い話で記憶のみにたよつたので細かい点ではあやまりがあるであろうが何かの参考になれば望外の幸である。(終)

L N G 船

志 美 洋 彦*
會 根 紘**

(その3 貨物格納) (1)

その3 まえがき (第6, 7および8章)

LNG 船の開発といえば、タンク、防熱、二次防壁等の LNG 貨物格納装置の開発といつて差しつかえない。しかも、この貨物格納装置は、従来の一般船舶の構造装置 (貨物倉、タンカーのカーゴタンク) とは異質のものであり、かつ高度の安全性および信頼性が要求される。

NK は、現在 LNG 船も含めたガスタンカーの規則制定の作業を行なっている。また LNG 船については基本形式を数件承認しており、エチレン船、LPG 船等では多くの船級船 (ガスタンカー船級船の保有量は世界一) の検査の経験がある。以下、これらの経験に基づき LNG 船の貨物格納装置 (タンク等) の概要、設計基準等について紹介する。

なお、先に述べたように従来の一般船舶と異質の構造装置の設計審査、規則立案および現場検査の参考までに、必要な基礎知識も合わせて示す。

6. ガス貨物の格納

6-1 ガス貨物の貯蔵

6-1-1 ガス貨物の貯蔵方式

まず最初に天然ガスにかぎらず、船で運送されるガス貨物について説明する。

一般にガスタンカーといえば、船に常設的に設けられた貯蔵容器 (以下、カーゴタンクという) にガス貨物をばら積みして運ぶ船をいい、ガス貨物の貯蔵容器 (ポンベ、タンクコンテナ、タンク車等) ごと積載する船は含めない。ここでは、このガスタンカーのみを考える。

カーゴタンク内に貯蔵されるガス貨物の状態により、圧縮ガス、溶解ガスおよび液化ガスの3つの貯蔵方式に大別される。このうち、ガス貨物を圧縮ガスとしてガスタンカーで運ぶことは経済的な面から、一般化されることは少ないと考えられる。アンモニヤは常温でよく水に溶けることから、古くから溶解ガスとして、アンモニヤ水溶液をタンカーで運んでいるが、常温常圧のもとでカーゴタンクに貯蔵されるので、普通のタンカーと変わるところはない。(IMCO, 危険物船規則でもアンモニヤ水溶液は、液体貨物の範疇にいれられている)

したがって、ガスタンカーによるガス貨物の貯蔵方式は、一般に液化ガスと考えてよい。常温常圧で気体の物

質を液化した貨物を貯蔵する方式には、次のような方法がある。

常温加圧式; カーゴタンク内の圧力を貯蔵するガスの大気温度における蒸気圧 (飽和蒸気圧ともいう) 以上に保持する方式

低温加圧式; カーゴタンク内の温度を大気温度より低い温度に保持し、かつ圧力をその温度におけるガスの蒸気圧より高くする方式

低温常圧式; カーゴタンク内の圧力をほぼ大気圧 (一般に 0.7 kg/cm^2 ゲージ圧以下) に保持し、温度をガスの沸点程度に保持する方式

6-1-2 ガス貨物貯蔵システム

カーゴタンクといえば、狭義には貨物を直接保持する一次容器 (一次タンク、プライマリバリア、主コンテナ等と称される) と解釈され、広義には一次容器、防熱、メンブレンタンク (非自己支持型一次タンク) にかかる荷重を支持する構造、二次防壁等のガス貨物の安全な貯蔵に必要な構造装置を総称することになる。以下、特にことわらないかぎり、単にタンクといえば、狭義のカーゴタンクをいうこととする。

広義のカーゴタンクに必要な要件を列記すると次のようになる。

- (1) 液密性能
- (2) ガス密性能
- (3) 耐低温性能
- (4) 耐食性能
- (5) 荷重支持性能; タンクの自重、貨物による荷重・圧力 (船体運動による増加を含む) 等によるタンクの有害な変形を阻止し、タンクとしての有効性を維持する性能。メンブレンタンク式の場合、タンク自身はこの性能をもたず、船体構造が、この性能をもつことになる。ここでいう支持性能とはいわゆるタンクの支持台 (タンクを船内にすえ付け支持するためのもの) とは異なる。
- (6) 強度; タンク等の構造装置に加わる全ての荷重・応力 (カーゴタンク自重、貨物による荷重・圧力、船体変形、外圧、タンクの支持台からの反力、熱応力等) に耐え、カーゴタンクとして必要な性能を維持できる強さ
- (7) 断熱性能; 一般に低温式のみ。常温式でもタンク

*, ** 日本海事協会船体部

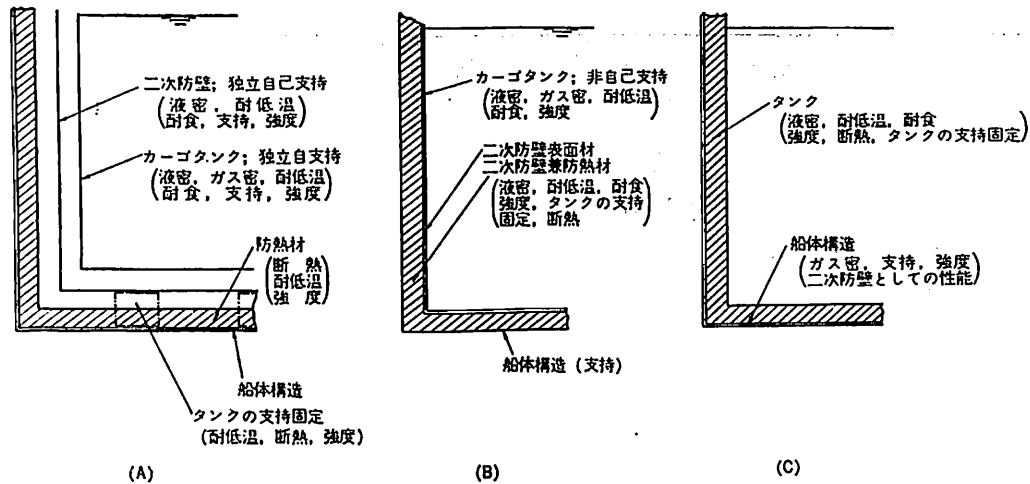


図 6-1 ガス貨物貯蔵（低温式）のモデル

の設計圧力が低い場合、必要なことがある。

- (8) 二次防壁；タンクの漏えい損傷時に船体構造部材がその許容温度以下にならないように、漏えい貨物を一定期間以上安全に船内に保持するための構造設備。この要件は、貨物の種類、漏えい貨物の温度、タンクの信頼度により、それが必要か否か、またはその設計条件が決められる。詳細については後述。

以上が、広義のカーゴタンクとしての要件であるが、例えば常温加圧式の場合、タンク圧力容器が、前記(1)ないし(6)の要件を満足する訳で、(7)および(8)の要件は不要であるから、タンクすなわち広義のカーゴタンクとなる。

前記(1)ないし(8)の要件が、1つの材料および構造で満足すればよいが、常温加圧式の貯蔵方式を除いては、タンクの材料・型式によつて数種の材料および構造装置を組合わせて、前記(1)ないし(8)の要件を満足させる必要がある。図 6-1 にモデルの例を示す。

なお参考までに述べると前記の広義のカーゴタンクに必要な要件に、次の要件を加えたものをガスタンカーによるガス貨物貯蔵システムとすることができる。

- (9) タンクの支持台（材）および固定装置；タンクのみならず船体から独立した二次防壁（二次タンク等）を設ける場合は、二次防壁に対しても必要。支持台は、タンク等の荷重を有効に船体構造に伝えるものとし、固定装置はタンク等が船の動揺によりタンクが移動することなく、またタンク等の温度変化に基づく膨脹収縮に対応するものとする必要がある。

- (10) ガス貨物用管装置等；ガス貨物荷役管装置、ポンプ類、冷却・再液化装置、ボイルオフ燃焼装置、バ

ージ用諸装置、ウォームアップまたはクールダウン装置、ベント管装置

- (11) 各種安全装置；過圧および負圧防止装置、イナートガス装置、消火装置
 (12) 各種計測・警報装置；温度、ガス検知、圧力、液面等
 (13) タンク倉の配置およびタンクの保護隔離；比較的発生する確率の高い事故からタンク等を保護し、二次的な大事故の発生を防ぐような船体構造配置およびタンク等の配置のこと。

6-1-3 タンク型式

前項(6-1-2)でタンクはガス貨物を直接保持する一次タンクと定義したが、このタンクは一般に液密およびガス密の金属製のタンクを想定するのが妥当である。しかし、図 6-1 (c) に示すように必ずしもガス密の要件を必要としない（現在のところ実船例はないが、シエルが低温式 LPG にこの方式を開発したことを公表している。）

タンクの型式を各方式に従つて分類すると表 6-1 のようになる。

次にタンクの分類（表 6-1）について簡単に説明をつけ加える。

圧力容器型式タンク（Independent Self-supporting Pressure Vessel Type Tank；PT）

PT はタンク板に掛かる荷重（圧力；設計圧力 $>0.7 \text{ kg/cm}^2$ ）を主としてタンク板の膜力で支持する形式のタンクで、応力解析が比較的容易な形状であることが条件となる。圧力式（使用圧力 $>0.7 \text{ kg/cm}^2$ ）はもちろんこのタイプのタンクが採用されるが、重力式（使用圧

するタンク。

上記の分類は、タンクの構造強度、溶接工作、材料、検査試験等を総合して考えたとき、タンク構造に不確定要素があるかないか言いかえれば、タンクの信頼性に基づくものである。タンク構造の信頼性は、理屈の上からはタンクの構造型式または貨物貯蔵方式により、あらかじめ与えられるものではない。しかし、タンクの構造型式または実績により、タンク構造の不確定要素を解決することの難易の程度があるのは、事実である。このような考え方により、後に示す表6-2のように、タンクの構造型式とタンク構造の信頼性との関係を示しておくのが、現在のところ妥当と思われる。

ガスタンカーの設計上、タンクをあらかじめ前記のように格付けするのは、タンクの漏えい事故に引続いて生ずる可能性の多い二次的な事故（船体過冷却、危険ガスの船外流出等）による災害の大きさを考慮するためであるが、これらの問題点については、別に説明する。

6-2 ガス貨物の格納と船体構造配置

6-2-1 ガス貨物の安全な格納と船体構造配置の要件

ガスタンカーの安全性を確保するためには、ガス貨物の特性を考慮して、タンクはもちろん、船体構造配置上も特別な配慮が必要となる。このような安全上の要件は、一般に規則により示されている。NKでは、鋼船規則第41編および関連細則、およびLNG船規準に要件を示している。

ガス貨物の安全な格納と船体構造配置の要件は、前記の規則等に示されているが、NK提案としてIACS(NK液化ガスタンク船専門委員会)で審議後IACSのW. P. on Gas Tankerに1972年1月提案)および日本政府提案用原案(日本造船研究会、第3基準部会に提案)に示したものが、これらの要件をまとめているので、それを次に示す。この提案は、現在世界各国で規制されているガスタンカー関係規則と比べて、ほぼ同一の安全性レベルにあると考えてよい。したがってこの内容は、ガス貨物の安全な格納と船体構造配置上の一般的な要件を示していると考えられる。

〔ガスタンカーの船体構造配置および貨物格納に関する提案。NK〕

(IMCO DE レポート、DE VII/9、2.7 項、目次 3. Ship Arrangements および 4. Cargo Containments (Tanks) 関連)

この提案は、タンクについては、次に示す6つの型式、運送する貨物については、LPG、LNG等の引火性液化ガスおよびこれらと同じ程度の危険性のあるガス、船型については船尾機関の船を想定して定めたものであ

る。これらの想定以外の型式のガスタンカーについては、その貨物の種類、タンクまたは船の型式に応じて提案のものと同等の安全性を維持するよう要件を追加または削減するものとする。

タンクの型式を次に示すように分類した場合、ガスタンカーの船体構造および貨物格納に関する統一規則は、別表(表6-2)に示す内容の要件を示せばよいと考える。

タンクの型式

圧力容器型式タンク (PT) Pressure Vessel Type Tank

- (1) 独立圧力容器型式タンク (IPT)
Independent Pressure Vessel Type Tank
- (2) 独立 SS (注1) 圧力容器型式タンク (SPT)
Independent Structurally Semi-determinate Pressure Vessel Type Tank

方形型式タンク (IT) Independent Self-supporting Prismatic Gravity Type Tank

- (3) 独立 SS (注1) 方形型式タンク (IST)
Independent Structurally Semi-determinate Self-supporting Gravity Type Tank
- (4) 独立方形型式タンク (IIT)
Independent Structurally Indeterminate Self-supporting Type Tank

(5) メンブレン型式タンク (IMT) (注2)
Integral Gravity Membrane Type Tank

(6) インテグラル方形型式タンク (IGT)
Integral Gravity Prismatic Type Tank

注1; SS は、Structurally Semi-determinate の略
注2; 昭和47年10月現在のNKの解釈では、このメンブレンタンクは、狭義のもの、すなわち、薄いメンブレンタンクを設けた、いわゆるガストラックスポートまたはガスオーシャン式等のメンブレンタンク等をこの範疇にあると考える。広義のメンブレン、すなわち内部防熱、セミメンブレンタンク等は、一応この表のメンブレンタンクの範疇で考慮してよいが、特別の設計、工作、検査の基準について、各国政府または各船級協会の承認のもとに、この表のIMTの基準を適用をかねてもよい。

用語

タンクの型式に使われる用語; 一般的に良く知られているので、この提案では、特に定義しない。

タンク; 貨物を直接保持する一次容器。

タンク倉; タンクをすえ付ける船倉。IGTではタン

表 6-2 船体構造配置および貨物格納に関する規則の NK 提案

提案項目	PT		IT		IMT	IGT	
	IPT	SPT	IST	IIT			
適用 (1) 使用圧力 P^{*1}						$P_0 \leq 0.7 \text{ kg/cm}^2$	
(2) 使用温度 t						$t \geq -10^\circ\text{C}^{*2}$	
船体構造配置 (貨物船格納関係) (3) 海からの保護 ^{*3} (衝突座礁等から タンクの保護)	外板から離してタンクを設置				外板部二重船殻		
(4) 海水侵入に対する保護 ^{*4}	$t < -50^\circ\text{C}$ のとき、外板部二重船殻（防熱材の耐水性能が良いときはこの条件は参酌可） $t \geq -50^\circ\text{C}$ のときでも、水との接触により急激に防熱性能が劣化する防熱材のときは、 外板部二重船殻						
(5) タンクの構造による船体構造型式						外板、甲板部二重船殻 ^{*5}	
(6) 船体許容温度 ^{*6} 保持のため、必要な船体構造配置	低温式ガスカリヤーの場合、防熱材、二次防壁等の条件により、必要に応じて二重船殻またはタンク倉間およびタンク倉端を二重隔壁とする必要がある。						
(7) タンク周囲スペースの保守点検のために必要な構造配置 ^{*7} またはこれと同等の構造設備 ^{*8}	タンク周囲スペースに人間が入り得るような十分なすき間またはタンクを持ち上げ可能な構造設備 または、*8 に示す要件（外板部二重船殻、タンク倉間二重船殻等）				外板部二重船殻 タンク倉間二重隔壁 構造装置等は *8 参照		
(8) ガス漏えいに対する二次防御 ^{*9} のために必要な区画 ^{*10, *11, *12} （以下、コッファダム相当区画という）配置	タンク倉の前後端およびコントロール室等発火源のある区画の間にはコッファダム相当区画を設ける必要がある タンク周囲スペースに人間が入れるだけの十分なすき間があり、*11 の要件を満足するときは、タンク周囲スペースをコッファダム相当区画と見做してよい				タンク倉の前後端およびコントロール室等発火源のある区画の間には、コッファダム相当区画が必要		
(9) 機関室の火災事故からタンク、防熱材等の保護隔離	タンク倉と機関室の間にコッファダム ^{*13} を設けるか、またはタンク（低温式の場合はタンク防熱材）とタンク倉隔壁の間に十分なすき間がある場合は、機関室前壁機関室側に不燃性の防熱材を設ける				タンク倉と機関室の間にコッファダム ^{*13} を設ける		
	常温で貨物を運送し、タンクとタンク倉隔壁の間のすき間が十分あり、かつタンクの設計圧力が十分高いとき、上欄の条件は参酌可						
(10) タンク倉周囲壁の保守点検のために必要な船体構造配置	低温ガスカリヤーで、防熱材の有効性を確認するためタンク周囲スペースに人間が入れない構造型式の船では、タンク倉隣接区画は、油タンク、潜水タンク等貨物積載時に液体を積むタンクとしてはならない。特に認められた場合、この条件は参酌可 ^{*14}						
(11) 防熱材の保護、隔離のための船体構造配置	防熱材が、タンク倉田壁に密着 ^{*15} して設けられる場合は a) タンク倉隣接区画は、原則として油タンクとしてはならない b) タンク倉隣接区画は、バラストタンクとして差しつかえないが、防熱材の種類 ^{*16} 、バラストタンクの漏えい事故の早期発見方法 ^{*10} 等について、各国政府または各船級協会の承認を要する				タンク周囲スペースは原則としてボイドスペースとし、かつ防熱材はタンク板外側に設けられるものとする ^{*17}		

タンクの型式 提案項目	PT		IT		IMT	IGT
	IPT	SPT	IST	IIT		
タンク (12) タンクのグレード	タンクが構造上破壊する可能性はほぼ零に等しい*18	タンクが構造上大破壊を起こす可能性はほぼ零に等しいが、構造上小破壊を起こす可能性はあるものと考え*19	タンクが構造上大破壊を起こす可能性は零に近いが、設計上予期できない原因での大破壊を考える			
(13) タンクの設計基準	圧力容器の基準*20 に準ずる。使用温度が大気温度より低いときは、材料、熱応力等について特別配慮		各船級協会の基準による*21		特別承認*22	各船級協会の基準*21 による
	高度の信頼性を確保するための特別条件*18	タンクの破壊機構を解析し、より精密な応力解析*23 結果に基づいて破孔の限度*19 を推定				
(14) タンクの溶接、工作、材料および非破壊検査	圧力容器の基準*20 を準用する。低温用タンクの材料、溶接については各船級協会等*25 の基準による		各船級協会の基準*24	特別承認*23	各船級協会の基準*24	
	高度の信頼性を確保するための特別条件*18					
(15) タンクの圧力試験、漏えい試験	圧力容器の基準*20 に準ずる。必要に応じ、実貨物積載による試験		タンク頂板まで水張りの上、タンクトップ上 2.45 m または圧力逃し弁のセット圧力またはハッチトップ上 0.6 m の水頭のうち、いずれか大きい圧力を加える。水張りのできない IMT については特別配慮			
	高度の信頼性を確保するための特別条件*18		また、必要に応じて、適当な漏えい試験、実貨物積載による試験を行なう。			
(16) タンクの支持、固定	タンク自重、貨物重量（何れも船体運動を考慮、基準値はタンク設計荷重の基準と同じ）、衝突の衝撃荷重（0.5g）、温度差によるタンクの伸縮、船体の変形等を考慮して有効なものとする					
(17) タンク開口	タンクに設ける開口（出入口、管の貫通部）タンク頂部かつ暴露甲板上に設けることを原則*26 とする					
(18) タンクの安全装置等	タンクおよびタンクの過圧または負圧防止装置、圧力検知、温度計測、ガス検知、液面計測装置、イナージェティング装置、タンクのクールダウンまたは、ウォームアップ装置等タンクの安全に関する各種装置については、別途検討中					
二次防壁 (19) 二次防壁の要件	タンクの限定された破壊を想定したとき、船体温度が許容温度以下とならないよう漏えい貨物を一定期間以上船内に保持するための構造設備		タンクの完全な破壊を想定したとき、船体が許容温度以下に下がらないように漏えい貨物を一定期間以上船内に保持するための構造設備		タンク倉囲壁が左記の条件を満足するものと考えられる	
	$t > -50^{\circ}\text{C}$ のとき、タンク倉囲壁が二次防壁として働くものとして設計してよい					
(20) 二次防壁の設計基準	(a) タンクの破壊を直接原因として二次防壁が破壊されたり、二次防壁の破壊を直接原因としてタンクが破壊されたりしないこと (b) 二次防壁の設計建造基準は各国政府または各船級協会の基準による (c) 就航後も定期的にその有効性を確認できるかまたは同等以上の信頼性					
(21) 二次防壁の有効期間	14 日以上 または、漏えい貨物を安全に処理できる期間					

提案項目	PT		IT		IMT	IGT
	IPT	SPT	IST	IIT		
(22) タンク破壊等二次防壁の設計上の外的条件の想定		(a) 1つのタンクについて限定された破壊を想定 (b) 船の動揺角度は検討中	(a) 1つのタンクについて、完全な破壊を想定 (b) 船の動揺角度は検討中			
防熱材 (タンク) (23) 目的	(a) 通常時および IPT を除く他の型式の船では貨物漏えい時に船体温度が許容温度以下とならないようにするため (b) 貨物に対する過度の熱侵入を防止するため					
(24) 材料施行条件	(a) 表 (4), (6), (7), (9) および (11) の要件を満足させる (b) 使用中に加わる静的、動的な力に耐え有効な防熱性能を維持するもの。新しい材料についてはサンプルテスト (c) 暴露部に設ける防熱材は水密コーティングを設けた不燃性*27, または難燃性または鋼製カバーを設けた低延火*27のものとする					
一般配置 (25) 一般	(a) タンクは表 (3) ないし (11) の要件にしたがつて、外部、他区画から隔離し、かつ、タンク、船体構造等の保守点検が行なえるように配置しなければならない (b) 機関室より後部および船首隔壁より前部にはタンクを設けてはならない (c) タンク、タンク倉および表 (8) によるコッファダム相当区画への出入口は、暴露甲板上に設けること (d) 居住区は、タンクが設置される区域から適当に離して設けなければならない*28 (e) タンクの長さ*29は、0.2L 以下としなければならない。ただし、L < 100 m のときは参酌できる (f) 機関室、居住区の通風取入れ口等については、IMCO 危険物 Code 2.7.2., 機関室、居住区等の扉の配置等については、IMCO 危険物 Code 2.7.3. による					
(26) ポンプルームの配置	カーゴポンプ (サブマージ、ディープウェルポンプを除く)、コンプレッサー等の貨物移送用装置は、表 (17)*26 により特に認められた場合を除き、カーゴタンクが設けられる区域*30の上部の暴露甲板上に設けなければならない ポンプルーム内の配置については検討中					
(27) その他	ビルジ・バラスト管装置については検討中					

表 6-2 付 録 (表 6-2 注意事項)

*1 船の運航状態時、タンク内で保持される最高気相圧力
*2 船体構造、材料等に充分の配慮を払えば、必ずしもこの温度に限定する必要はないが、タンクを構成する船体構造を除く船体構造材料として一般船舶の規格による鋼材を考えた場合、 $t \geq -10^{\circ}\text{C}$ と示しておくのが、実績もあり、実際的と考える。 $t < -10^{\circ}\text{C}$ の場合は、特別配慮が必要。
*3 比較的発生する確率の高い軽度の座礁、衝突等の事故からタンク (貨物) を保護する考え方に基づく。定量的には、Ship Capability で検討する。
*4 外板からの浸水による防熱材の損傷を保護し、貨物への急激な熱の浸入による重大な事故を防止する。
*5 貨物を直接保持するタンク板は、重要船体構造部材である外板 (外板および上甲板) とは兼用させない。これは、外板の損傷発生時に貨物の船外流出 (ガス状も含む) を防止する目的である。
*6 通常時またはタンク漏えい時に船体構造部材の許容温度 (許容温度については、各国政府または各船級協会の基準による) 以下とならないようにタンク倉周囲の空所、注水、加熱等構造設備上の要件を満足させる場合。
*7 タンク周囲スペースは、タンク外面、船体構造、防熱材、二次防壁等を見得るように配置し、就航後の定時的検査を行なつて、これらの構造設備の信頼性を維持することを原則とした。この場合、防熱材を取外してタンク、船体構造を見得るようにした配置は、これを有効な方法と見做す。
*8 タンク周囲スペースの一部または全部に人間が入り得ない型式は *7 に示す保守点検によつて維持される信頼性によつて確保される安全性と同等以上の安全性が確保できるよう適当な配慮を払わなければならない。

このためには、タンク倉内の環境向上（ドライナートガス、ドライエア等の封入）、構造装置の安全率の増加、構造装置の材料の選定、構造装置の故障の早期発見方法等の要件について考慮しなければならない。ただし、特に重要な構造物であるタンクおよび船体構造は少なくともその1面をタンク、防熱材、および二次防壁等を取外すことなく見得るようにしなければならない。さらに、タンクおよび船体構造の見得る面は骨部材が設けられる面とすることが望ましい。

*9 ガス漏えいに対する二次防御は全ての種類のタンクについて考える。

*10 甲板側を除くタンクと船の外部の間的气体漏えいに対する二次防御は表(3)および表(7)の要件により満足されるので、ここでは考慮しない。(原案作成者注;この*10は余り意味がない。*10は空欄と考えて可)

*11 ガス漏えいに対する二次防御区画の囲壁のために必要な条件は次のとおりである。

- (1) 液密かつガス密であること。この要件は貨物漏えい時(漏えい状態はタンクのグレードによる)でも満足しなければならない。
- (2) 就航後もガス漏えいに対する二次防御囲壁を両面から十分点検できるかまたは漏えい検査が可能で、かつ漏えい個所の発見、補修が容易であること。

*12 *11の要件により、一般的に次の区画をガス漏えいに対する二次防御区画と見做して差しつかえない。また、*11(2)に示した漏えい個所の発見、補修の困難さを考えると、タンクとタンク倉囲壁の間に十分なすき間のない構造配置の場合、タンク周囲スペースをガス漏えいのための二次防御区画と見做すことはむづかしい。

- (1) 独立タンク(PTまたはIT)で、船体構造とタンクの間には十分なすき間のあるときの、タンクの周囲スペース
- (2) 独立二重殻タンク(内殻および外殻ともガス密)の内殻と外殻の間のスペース
- (3) パラスタタンク、燃料油タンク、通常のコフファダム、貨物ポンプ室等

*13 パラスタタンク、通常のコフファダム、貨物ポンプ室等をこのコフファダムと見做して差しつかえない。

*14 タンク倉囲壁に適切な監視装置を設ける等就航後の保守点検のため積荷状態でタンク倉囲壁を人間が監視しなくてもよいと認められ、かつ防熱材の種類または配置について表(11)および注*16, 17の要件を満足するときは参考できる。

*15 適当なすき間(人間が入れなくてもよい)を設け、タンク倉隣接タンクの漏えい事故が、容易に発見できる場合は、密着しているとは見做されない。

*16 防熱材に局部的に水が浸入した場合、容易にこれを発見できる方法を講ずるか、または防熱材に局部的に水が浸入しても一定期間所要の性能を低下しない性質の防熱材を設け、積荷航海中に定期的にタンク倉周囲壁を点検する等の配慮を払うこと。

*17 この条件以外の構造型式については、特別配慮。

*18 タンクの信頼性の基準によるが、評価の方法については今後の検討課題。必要条件として、各国政府または各船級協会規則によるクラス1の圧力容器と同等以上のタンクとする。十分条件については、当分の間各国政府または各船級協会でご判断する。なお、タンク破壊の可能性がほぼ等に等しいという確実な証明がない場合は、タンクの破壊(貨物の漏えい)は起り得ると考える。

*19 ここでいう小破壊とは、限定された破壊の大きさを想定する意味。破壊の大きさの想定については、今後の検討課題。当分の間、各国政府または各船級協会でご判断する。

*20 各国政府または各船級協会規則によるクラスI相当の圧力容器の基準によるか、今後制定される国際規則の基準による。

*21 各国政府または各船級協会の基準で可。現行、各船級協会の基準は何れもほぼ同程度の強度水準にある。例として、NKの基準を次に示す。

[IIT, IGTの構造基準概要 1971, NK]

(i) 設計荷重は次のとおりとする。

A; タンク試験荷重;

	<p>B; 貨物満載時静荷重+動荷重+圧力逃し弁セット圧力; (ii) により構造寸法決定</p> <p>(ii) (i) B の設計荷重により、タンク板および防焼材は一般船舶のディーブタンクルールを準用、ガードは NK の立体強度計算のプログラムまたは NK で承認した計算方法により材料の破断応力の 3/8 または降伏点の 3/4 のうち小さい方以下の許容応力として寸法を定める。</p> <p>(iii) 海上における船の運動状態は、AB, BV, LR, RI, USCG 等が示しているものと同一基準かまたは船型、海面状態等を与えて計算またはモデルテストにより基準値を与える。海面状態、船型等を与えて計算する方法は、現在 NK でそのプログラムおよび計算基準を準備中である。</p>
*22	現時点では明確な基準を示すのは困難。各国政府または各船級協会により特別承認。
*23	タンク板の作用応力についても精密な解析（実験、応力計測等含む）が必要。
*24	低温用鋼等の材料、溶接については各船級協会等により基準が定められているので、その基準による。特殊な材料については特別承認。
*25	*24 と同じ基準または今後定められる国際規則による。
*26	<p>各国政府または各船級協会により、特に認められた場合は、タンク頂部および暴露甲板下で荷役用管等がタンクを貫通する配管を認めることができる。ただし、少なくとも次の条件を満足すること。</p> <p>(1) 完全な二次防壁（表 (19) 項の IIT 参照）を設けること。</p> <p>(2) 甲板下の管装置の配管は、すべて二次防壁の内側とし、かつ管装置の全ての個所の保守点検が可能なこと。</p> <p>(3) タンクおよびタンク倉囲壁の管の貫通個所の詳細、管継手、弁の配置等については各国政府または各船級協会の基準によること。</p>
*27	低延火 (Low flame spread); SOLAS 1960 一部改正 1967 の Annex III, Part H, Reg. 94 (f) による。難燃性; 低延火よりグレードの高いもの。詳細は各国基準による。
*28	いわゆるカーゴタンクエリヤ上部に居住区を設けないこと。
*29	タンク容積の制限、Ship Capability による制限とは、別の趣旨（タンクおよび船体構造強度上）で定めたもの。
*30	カーゴタンクエリヤと通称される区域を示す。

クに隣接した区画を含む。

タンク周囲スペース; タンク倉からタンクを除いたスペース。

コフファダム相当区画; ガス漏えいに対する二次防禦区画で、タンクと二次のガス防壁の間の区画をいう。別表 (8) 項およびその注参照。

囲壁; ある区画を囲む周囲壁、横および側隔壁、頂板、底板等。

6-2-2 タンクの構造基準

表 6-1 にタンクの型式を分類したが、このうちメンブレン型式タンク以外のタンクでは、規則等により一応構造規則が定められている。その概要を次に示す。なお、ガスタンカーのタンクの構造基準についての詳細は、第 8 章に示すので、それを参照されたい。

常温加圧式圧力容器型式タンク (PT)

[NK]

45°C におけるガスの蒸気圧、最高の使用圧力 (圧縮

機による荷役等) または 7 kg/cm² のうち、最も大きい圧力を制限圧力として、第 1 種圧力容器の規定により構造寸法を定める。ただし、タンク板の最少厚さ 8 mm。

[USCG]

46.1°C におけるガスの蒸気圧および外圧 (タンクの最大負圧+最大静外圧) により構造寸法クラス I または II を決める。ただし、タンク板の最小厚さ 8 mm。

また、前記の圧力は 52.8 kcal/m²・hr・°C 以下の熱伝達率の被覆を設けたときは、40.5°C におけるガスの蒸気圧としてよい。

低温加圧式圧力容器型式タンク (PT)

[USCG]

システム全体が保たれる温度におけるガスの蒸気圧の 10% 増しの圧力により、クラス I または II の圧力容器。ただし、その温度が -17.8°C より低いときは、クラス I-L またはクラス II-L (低温圧力容器の規定) の圧力容器。

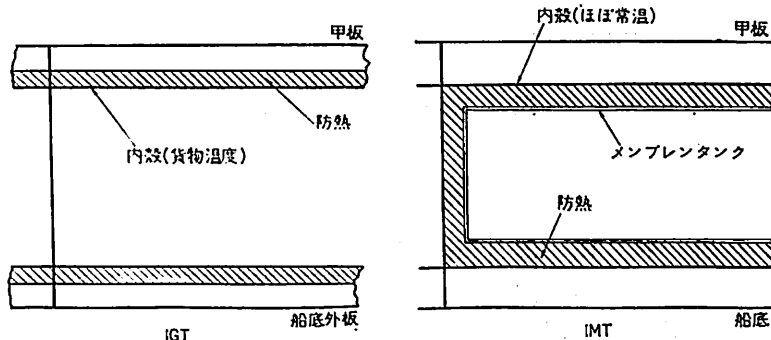


図 6-2 IGT と IMT の相異

独立方形型式タンク（低温常圧式）(IT) 〔NK〕

(1) 実働荷重（変動荷重，熱応力等含む，詳細は 8-4 参照）を考慮して，タンクの強度計算を行なう。大骨の構造寸法は，NK の承認した強度計算方法（設計者側）または NK による立体強度計算（現在，桁構造の強度計算を行なうプログラムを準備中）により材料の破断応力の 3/8 または降伏点の 3/4 のうち，小さい方以下の許容応力として寸法を定める。防撓材，タンク板は前記計算により定められた桁により支持されるものとして，一般船舶のディーブタンクの規定を準用する。

なお，準信頼性タンク（6-1-3 参照）は，その設計思想からタンク板および防撓材を含めてタンク各部の応力の詳細を知る必要があるので，さらに詳細な応力計算，タンクテスト時の応力計測等を要求することがある。

(2) (1) のほか，タンクの水圧試験を考慮して，タンク頂板（膨脹トランク含む，ハッチのトランク含まず）までの水頭を考慮して，一般船舶のディーブタンクの規定による。

〔USCG〕

荷重状態として，タンクテスト時および実働荷重（8-4 参照）を与え，許容応力として材料の破断応力の 3/8 または降伏点の 3/4 のうち，小さい方を与えている。なお，準信頼性タンクの場合には，特殊な要求が追加される。

インテグラル方形型式タンク (IGT)

IGT は，前にも述べたように船体構造の一部（内殻および隔壁）がタンクとなるものであり， -10°C 程度までのものは，局部熱応力の問題も構造上注意を払えば特に問題とならない。

〔NK, $t \geq -10^{\circ}\text{C}$ 〕

(1) 縦強度；船体中心部に IGT が設けられる場合，一般船舶の積荷時静曲げモーメントによる応力の代り

に，積荷時静曲げモーメントによる応力プラス熱応力を考えて，縦強度を決めること。

(2) タンク；二重殻のタンカー（例えば，バルクキャリア兼タンカー）の規則を準用して構造寸法を決める。この場合，荷重条件に積荷による荷重のほかタンク圧力逃し弁のセット圧力による修正を加える。

メンブレン型式タンク (IMT)

タンクについては，第 8 章に示す。船体構造の型式は，IGT とほぼ同様である。熱応力のかかり方については，IGT と根本的にちがいがい，一般に縦強度では問題とならない。図 6-2 参照) IMT では，通常時はタンク倉間隔壁の温度が最も冷却されるので，この点に注意を払う必要がある。

6-2-3 液化ガスタンカーの概要 (LPG)

現在就航のガスタンカーの大部分は，LPG タンカーである。LPG は，引火爆発に関しては，LNG と同等もしくは同等以上の危険性を有している。また，LPG 船の多量輸送（大型船）では，全て低温常圧式 LPG タンカーとなつている。LPG タンカーは，安全性の立場から LNG タンカーと根本的に異なる点はないが，船の構造型式上異なる点を列記すると，次のようになる。

LNG タンカーと LPG タンカーの主な相異点

(1) LPG は，ガスの特性から常温加圧式も存在し得る。事実，NK 船級中小型 LPG タンカー（約 60 隻）の全てが，常温加圧式である。（外国の例では，低温加圧式もある）

(2) 低温常圧式 LPG 船は，ブタン（約 -5°C ），プロパン（約 -45°C ）が主体であるから，タンク漏えい時を考慮したとき，船体構造自身が二次防壁の役割を果たせるような船体の耐低温構造が可能である。したがって，一般に船体構造を防熱材で保護する形式の二次防壁をもつことはない。

(3) LNG 船はボイルオフガスを船の主機燃料に使

表 6-3 低温式

船名	船主	造船所	完成年月	主要寸法 (m)	
				L×B×D×d () 内は scant. d	
森 鷲 丸	ゼネラル海運	三井玉野	1961.10	212.00×30.40×15.15×11.464	
第二ブリジストン丸	ジャパンライン	三菱横浜	1964.11	178.25×27.50×18.30×9.80 (10.50)	
第三ブリジストン丸	ジャパンライン	石播名古屋	1966. 5	180.00×29.00×18.00×10.50	
城 山 丸	新和海運	石播名古屋	1965.10	190.00×29.00×16.50×9.90 (11.00)	
第十雄洋丸	森田海運	日立因島	1966. 7	215.00×35.80×20.75×12.00	
山 秀 丸	山下新日本汽船運 日 正 海 運	三菱横浜	1966.10	178.25×27.50×18.30×10.50	
竜 野 丸	日本郵船	三菱横浜	1967. 8	190.00×30.00×19.90×11.80	
和 珠 丸	山下新日本汽船運 日 正 海 運	日立因島	1967. 9	188.00×31.40×21.00×10.50(11.60)	
第五ブリジストン丸	昭和 new 運	川重神戸	1969. 9	200.00×32.50×21.80×11.55(12.50)	
金 山 丸	新和海運 共 栄 タンカー	三菱横浜	1970. 8	213.00×34.60×21.40×11.10(11.90)	
泉 山 丸	大阪商船三井船舶	三井玉野	1970. 9	203.00×32.00×21.50×11.00	
WORLD BRIDGESTONE	Credo Shipping Co., S.A.	川重神戸	1971. 4	200.00×32.50×21.80×11.81(12.53)	
雄 翔 丸	雄洋海運	日立因島	1971. 8	215.00×34.80×23.20×11.50	
WORLD RAINBOW	Elegance Shipping Co., S.A.	三菱横浜	1971.12	213.00×34.60×21.40×11.90	
	Esso Transport Co., Inc.	日立因島 (4320)	完成予定 1973. 2	234.00×39.90×25.50×12.55	
	Oden Orinoco Transport. Inc.	川重神戸 (1171)	完成予定 1973. 8	200.00×32.50×21.80×11.78(12.50)	
	Ivory Steam Ship Co.	三菱横浜	完成予定 1974. 5	213.00×34.60×21.40×11.90	

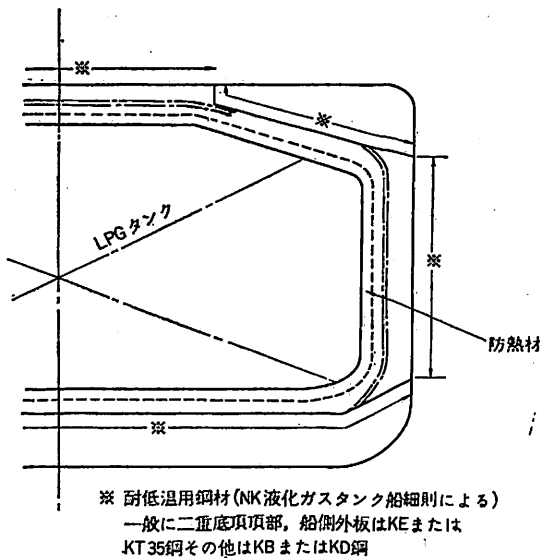


図 6-3 独立方形タンク式低温 LPG タンカーの形式

用するが、低温 LPG 船では、再液化装置を設け、ボイルオフガスをタンク内に戻す。

(4) 物性の相異(比重, 温度)により、タンク構造材料, 防熱材, 船体構造, 諸装置等は、当然異なってくる。

図 6-3 に低温常圧式 LPG タンカーで最も一般的な形式である独立方形タンク型式の例 (NK, 鋼船規則第 41 編第 3 章で想定している形式) を示す。

現在, NK 船級の低温常圧式の LPG タンカーは表 6-3 に示すように、建造中を含め 17 隻、タンク容積の合計は約 100 万 m³ である。これは、低温式 LPG タンカーでは、世界最大の船級船保有量である。NK は、これらの実績・経験をもとに、LPG, LNG 船等のガスタンカーの調査・研究を進めており、今後の安全なエネルギー供給に貢献していきたいと考えている。

〔第 6 章 参考文献〕

- (1) 日本海事協会「LNG 船規準 (付解説)」昭和 46 年 6 月

LPG 船 一 覧 表

G.T.	D.W.	d	船 級 符 号	L.P.G. タ ン ク の 形 式	カ ー ゴ タ ン ク 総 容 積 (m ³)	そ の 他
29,500	46,100	62,349	T.o.b. Ifg -45°C&-5°C	独立タンク (No. 1~5 センター)	L.P.G. 11,301 (oil 46,708)	Wing Tankはoil
23,785	29,470	39,565	Tlfg -45°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 36,007	
26,099	32,707	43,084	Tlfg -45°C&-5°C	No. 1 (プロパン); 独立タンク No. 2~4(ブタン); インテグラルタンク	L.P.G. 47,120	
29,139	34,805	47,670	Tlfg -45°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 46,382	
44,700	52,900	71,350	T.o.b. Ifg -46°C	独立タンク (No. 1~4 センター)	L.P.G. 46,425 (oil 26,411)	Wing Tankはoil
23,800	29,100		Tlfg -45°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 36,000	
30,700	39,200	51,810	ク -45°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 52,700	
33,100	38,000		ク -46°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 50,670	
40,400	44,600	60,626	Tlfg -46°C&-7°C	No. 1, 5(ブタン); インテグラルタンク No. 2~4(プロパン); メンブレンタンク	L.P.G. 71,540	
42,000	49,000	67,869	Tlfg -45°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 70,000	
38,500	38,000	55,160	ク -48°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 60,900	
41,000	46,000	62,170	Tlfg -46°C&-7°C	No. 1, 5(ブタン); インテグラルタンク No. 2~4(プロパン); メンブレンタンク	L.P.G. 73,820	
47,900	52,160	67,145	Tlfg -46°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 72,300	
42,000	54,402	67,811	Tlfg -45°C&-5°C	独立タンク (No. 1~4) No. 2 はブタン専用	L.P.G. 70,000	
64,200	63,249	91,586	Tlfg -46°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 99,300	建造中
41,250	46,000	58,170	Tlfg -46°C&-10°C	No. 1~5(ブタン); インテグラルタンク No. 2~4(プロパン); メンブレンタンク	L.P.G. 73,820	建造中
42,000	54,400	67,800	Tlfg -45°C	独立タンク (No. 1~4)	L.P.G. 70,000	建造中

- (2) 日本海事協会「鋼船規則, 昭和46年度版」
- (3) 日本海事協会「鋼船規則解説, 昭和46年」
- (4) 日本海事協会「液化ガスタンク船細則, 昭和46年」
- (5) 恵美, 曾根「LNG 船 (その1) (その2)」日本海事協会会誌132号, 第134号
- (5) 日本海事協会「Ship Arrangements and Cargo Containments of Gas Carriers Proposal by Nippon Kaiji Kyokai」昭和47年1月
- (7) USCG「CFR, Part 38 Liquefied Flammable Gases, Chapter I, Title 46」1970
- (8) 恵美「LNG 船の開発」, 資源工学講座 LNG シリーズ 第2回テキスト, 昭和47年3月 (産業技術交流センター)
- (9) 井上ほか, 「LPG および LMG タンクとその支持構造の強度計算法」日立造船技報, 昭和43年2月
- (10) 「"Faraday" Liquefied Gas Carrier from Swan Hunter」Shipping World and Shipbuilder, 249,

Feb., 1971

- (11) 恵美, 曾根「LNG 船 (その1) (その2)」船舶 (天然社) 昭和47年3月号以降 (連載中)

船 舶 Vol. 46. No. 1 特 集

第13回国際試験水槽会議

Executive Committee	元良 誠三
Resistance	丸屋 孟
Performance	渡辺 恭二
Propeller	伊藤 達郎
Cavitation	伊藤 達郎
Seakeeping	山内 保文
Manoeuvrability	野本 謙作
Presentation	中村 彰一

(Group Discussion)

Facilities	土屋 孟
Instrumentation	
Ocean Engineering	松岡 剛
Future Tasks	

試 験

防爆構造電気機器に対しては各国とも公的試験所において、または公的機関の検査員立会のもとに所定の検査並びに試験を行い、防爆構造であることが充分確認された上、検定または認可の後その使用が許可される。これ等試験は場所、装置、区分のとり方、方法、等は試験箇所によつて異なるが、これ等は他の規格とともに国際的に統一する方向に進められている。

工場防爆指針に示されている試験の種類は下記のようなものである。

- (1) 構造検査
- (2) 機械的強度試験
- (3) 爆発強度試験
- (4) 爆発引火試験
- (5) 温度試験
- (6) 熱衝撃試験
- (7) 散水試験
- (8) 気密試験
- (9) 内圧試験

以上の試験は防爆構造の種類によつて次の第39表に示すように行われる。

第39表 防爆構造への試験の適用

防爆構造の種類	耐圧防爆構造	内圧防爆構造	油入防爆構造	安全増本質安全防爆構造	本質安全防爆構造
構造検査	○	○	○	○	○
機械的強度試験	○ ⁽¹⁾			○ ⁽¹⁾	○ ⁽¹⁾
爆発試験	○				
内圧試験		○			
発火試験			○		
温度試験	○	○	○	○	○
火花点火試験					○
その他の試験	○ ⁽²⁾	○ ⁽²⁾	○ ⁽²⁾	○ ⁽²⁾	○ ⁽²⁾

注 (1) 機械的強度試験は、のぞき窓、照明器具、表示灯、さし込接続器、移動用機器およびフレキシブルフィッチング適用する。

(2) その他の試験は、屋外用電気機器、照明器具および本質安全防爆構造の機器に適用する。

以上の試験のうち耐圧防爆構造が最も広く使用される。以下この主なものについて説明する。

(1) 構造検査

これは防爆構造に応じ電気機器の防爆構造が各規格の条項に適合するかどうかを点検する。点検の内容は寸法測定、図面照合、目視などで、その主な条項は、材料、表示、錠締、端子箱、容器の構造、スキよび奥行、接地端子、その他防爆上必要と思われる事項を検査するものであつて、規格によつては点検箇所を詳細に示したものもある。

(2) 機械的強度試験

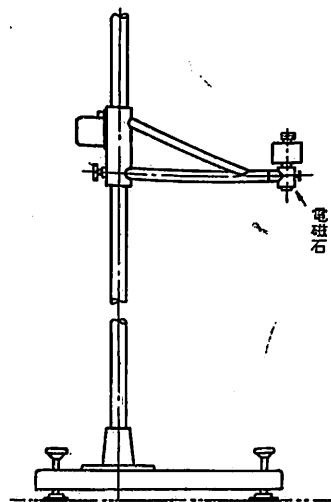
これは主として鋼球落下によつて行われる。すなわち器具の一番弱いと思われる箇所に鋼球その他を落下せしめ破損するかどうかを試験するもので、各それぞれの規格値を制定しているが、使用器具、方法等によつて一定していない。

28図は落下装置の一例を示す。すなわち図中の電磁石に鋼球を吸着させ、電源を切つて所定の箇所に落下させる。

衝撃に関してはガラスグローブの規格の中にも記述されるので重複する所もあると思うが、整理上ここに記述する。

◎(2-1) 防爆指針

防爆指針では、のぞき窓の透明板、白熱電灯、けい光灯、高圧水銀灯、表示灯等について規定している。のぞき窓の透明板と白熱灯は40表のとおりである。



第 28 図

第 40 表

防爆構造の種類	鋼球の重量 (g)	落下高さ (cm)
耐 圧	200(径 36.5 mm)	200
安 全 増	50(径 23.0 mm)	100

白熱電灯については次の 41 表に示す。

第 41 表

防爆構造の種類	ランプ保護カバーの種類	鋼球の重量 (g)	落下高さ (cm)
耐 圧	グローブ	95(直径 28.6 mm)	100
	強化グローブ 強化板ガラス 合せ板ガラス	200(直径 36.5 mm)	200
安 全 増	グローブ 板 ガラス	50(直径 23.0 mm)	100
	強化グローブ 強化板ガラス 合せ板ガラス	200(直径 36.5 mm)	200

移動灯は、ランプ保護カバーを下にして、有効距離 150 cm の高さよりコンクリート床に固定した厚さ 5 cm 以下の木板の上に 3 回連続して落下させ、破損または実用上支障のある変形を生じてはならない。

◎(2-2) JIS, F 8004, 鋼船規則

ガラスその他透光体の最も弱いと思われる個所に 42 表による鋼球を落下させ、破損してはならない。

第 42 表

透光体の種類	鋼球の重量 (g)	落下高さ (cm)
グローブ	95(径約 28.5 mm)	100
板 ガラス	200(径約 36.5 mm)	200

蛍光灯の透明体は最も弱いと思われる個所に 50 g (直径 23 mm) の鋼球を 100 cm の高さより落下せしめ破損しないこと。

◎(2-3) IEC

鋼球の重量 1.8 kg のものを 150 mm の高さより最も弱いと思われる個所に落下させて破損しないこと。ただしこの重量の衝撃をあたえる点は直径 25 mm の焼入鋼球でなければならない。

◎(2-4) BS

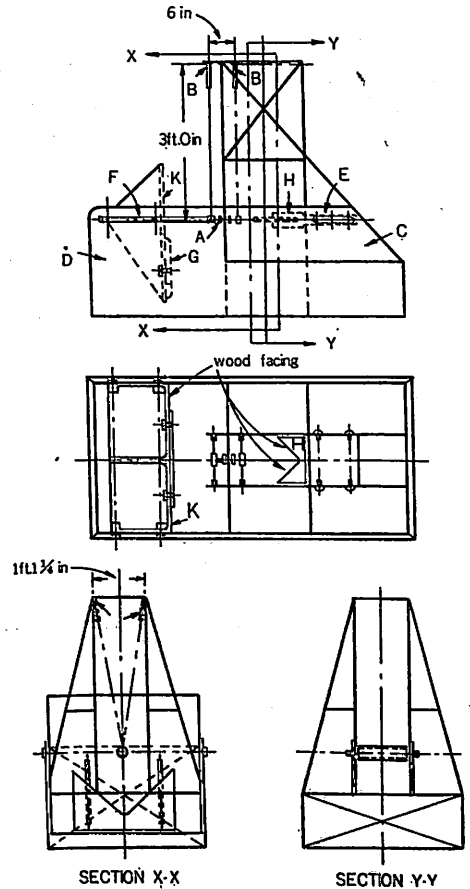
ウェルガラスも板ガラスも第 29 図のような試験器を使用する。すなわち 4 本の鋼索で 4 ポンド (1.8 kg) のハンマーを吊し、これを所定の高さよりより下してガラスの耐力を試験する。より下す高さは 43 表に示す。

第 43 表

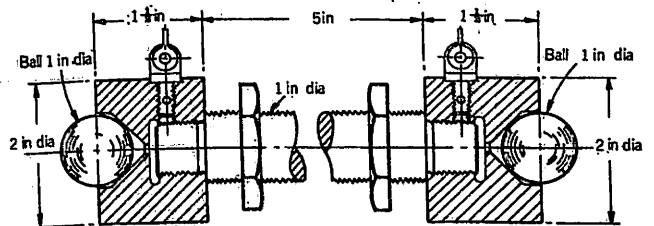
ガラスの直径 (吋)	落 下 高 さ (吋)
3 ~ 4	6
4 ~ 5	9
5 ~ 7	1 5
7 以上	2 4

29 図の説明

29 図 (1) に示すように鋼製のフレームに 4 本の鋼索



第 29 図 (1)



第 29 図 (2)

で(2)のハンマーをつるす。ハンマーの両端は1/2吋の焼入れた鋼球とする。ハンマーの高さはBのターンバックルで調整する。鋼板CとDには水平にEFの溝を設けられている。

HとKの供試品取付台はスタッドでこの溝に取付けられる。板ばりをしたVブロックHにはウェルグラスをたてに取付け円筒部側面をたたく。GはKに設けられた溝により上下し板ガラスの取付位置をきめ、板ガラスは垂直に取付ける。こうしてハンマーふりおろしの位置を定める。

(3) 爆発試験

供試品の内部に爆発を起し、充分にその圧力に耐え、なおかつ外部ガスに引火しないかどうかを実際に確認するために行う形式試験である。これには爆発強度試験と爆発引火試験がある。

○爆発強度試験

爆発等級にしたがって容器の内部に規定の圧力が得られるような混合気体を満たし、点火爆発を規定の回数くりかえして、容器が破損または実用上変形を生じないことを確認する。

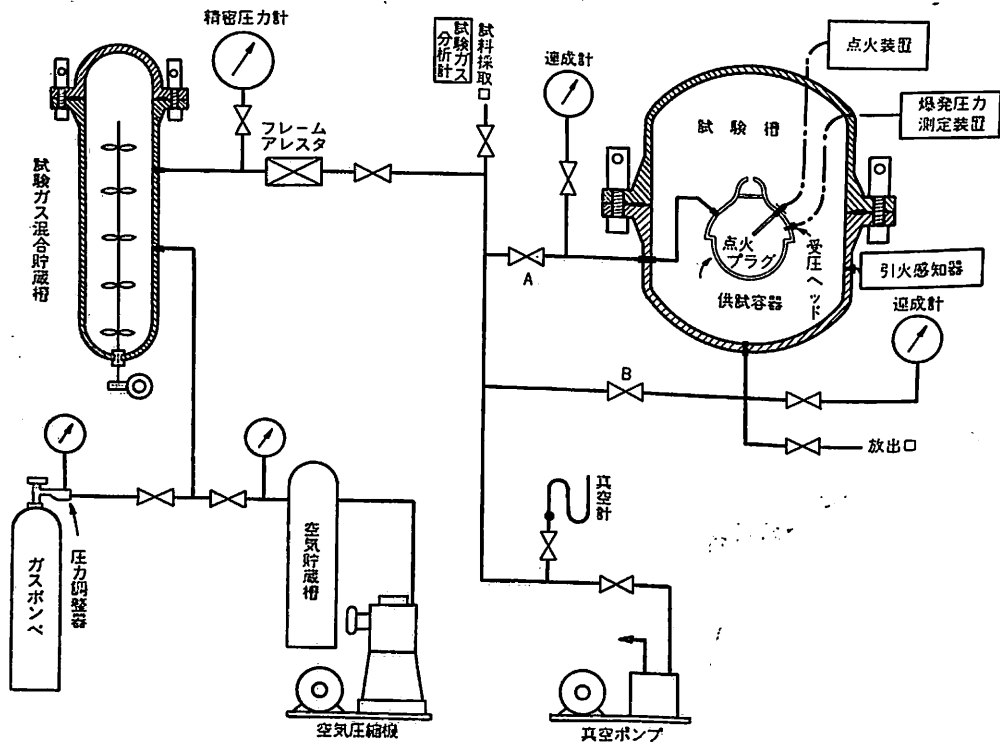
○爆発引火試験

容器の内部および外部に爆発等級にしたがった規定の混合気体を満たし、容器内部で点火爆発させ、火炎逸走の有無を調べる試験を規定回数以上くりかえし行ない、試験中一回でも引火しないことを確かめる。容器内部の点火はできるだけ火炎逸走を起しやすいと思われる位置をえらぶ。

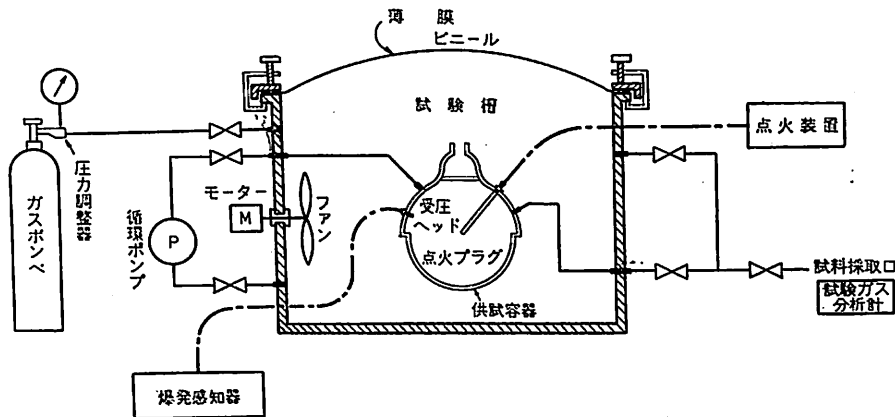
試験設備の一例を示せば次の通りである。

○爆発強度試験設備

- (イ) まず試験ガス貯蔵槽の中に可燃ガスと空気の混合気を送る。混合気はファンによつてよくかきまわし、所定の圧力および濃度の均等な混合気を得る。
- (ロ) 一方試験槽の中に供試容器を取付ける。後、容器のふたを閉じ、真空ポンプを運転して供試品の内部の圧力をぬき、バルブ AB を開いて爆発混合気を試験槽と供試容器の中にする。
- (ハ) 試験の内容に応じて容器内の圧力を定めバルブを閉じ、点火装置によつて点火する。火炎逸走は引火感知器によつてその有無を知る。
- (ニ) 火炎逸走がなかつた場合には供試容器の中だけを真空ポンプによつて排除し、新しい混合気を供給し、再び点火を繰り返す。



第30図 分圧混合式密閉爆発試験装置



第 31 図 循環混合式開放爆発試験装置

○爆発引火試験設備

第 31 図に示す。

- (イ) まずガスボンベ中のガスをポンプにより試験容器と供試容器の中に同時に引きこむ、混合ガスの組成はガス検定器によつて行ひ、試験容器の中はガスが不均等にならないようにファンでかきまわす。
- (ロ) 各バルブを閉じ点火装置によつて点火する。火炎が供試容器より試験槽に引火すれば槽の上部のビニール布は破れる。引火しない場合は供試容器の中の廃気をぬきとり、再び試験をくりかえす、次に爆発試験における各規格をのべる。

◎(3-1) 防爆指針

(イ) 試験の種類

○爆発強度試験

規定の圧力を混合ガスの爆発によつて発生させて行ひ。

○爆発引火試験

要求される火炎逸走特性を有する混合ガスを供試品の内外に満たし、常圧で引火試験を行ひ。

以上の両者は併合して行つてもよい。

(ロ) 試験ガス

爆発強度試験には規定されていないが、大体水素空気混合気初圧を加えて行ひ、爆発引火試験には次のガスを使用。

- (a) 爆発等級 1 ……爆発等級 1 のすべてのガス防爆性を確認できるだけの火炎逸走限界特性を有する可燃性ガス空気混合物。水素使用の場合、空気との混合比 57～60%。(容)
- (b) 爆発等級 2 ……爆発等級 2 のすべてのガスの

防爆性を確認できるだけの火炎逸走限界特性を有する可燃性ガス空気混合物。水素使用の場合、空気との混合比 40～50%。(容)

- (c) 爆発等級 3 ……対象ガスと空気混合物で最も火炎逸走し易い混合比のもの。ただし、爆発等級 3 のすべてのガス蒸気を対象とする電気機器に対しては水素と空気との混合物およびアセチレンと空気との混合物を用いる。水素使用の場合、空気との混合比 29～32%。(容)、アセチレン使用の場合、空気との混合比 7～9%。(容)

(ハ) 回数

爆発強度試験 10 回

爆発引火試験 15 回

◎(3-2) VDE 0171.

(イ) 試験の種類

- 爆発強度試験 } 防爆指針に同じ
- 爆発引火試験 }

(ロ) 試験ガス

爆発強度試験に対しては別に規定なし。ただ規定の圧力を得られればよい。爆発引火試験に対しては下記のように示されている。

- (a) 爆発等級 1 に対しては 25 mm の奥行 0.8 mm のスキで逸走するようなガス、普通 20% (容積) のタウンガスを使用。
- (b) 爆発等級 2 に対しては 25 mm の奥行 0.5 mm のスキで逸走するような混合気、普通約 50% (容積) の水素を使用。
- (c) 爆発等級 3 に対しては水素と空気の混合気、またはアセチレンと空気の混合気を使用。

(ハ) 回数 火炎逸走試験 10 回の規定だけ。

◎(3-3) BS

(イ) 試験の種類

○ 予備試験

規定の爆発ガスの圧力を発生するような混合気体を容器の内部だけに満たし、これを爆発させて観測試験を行い記録をとる。

○ 決定試験

容器の中に規定のガスを入れると共に外部にも規定ガス（最も引火し易い）を充たし引火試験を行う。

○ 過圧爆発試験

検査員の判断で強度の余裕を知るための試験で予備試験で観測された圧力の約 1.5 倍をかける。

(ロ) 試験ガス

(a) 予備試験

爆発等級 1 メタン 最高圧力の濃度
 2 ペンタン
 3 水素 85%+メタン 15%

(b) 決定試験 第 42 表のとおりである。

第 42 表

等級	内 部	外 部
I	メタン	メタン
II	ペンタン	ペンタン
III _a	代用ガス +)	代用ガス ※)
III _b	代用ガス ※)	代用ガス ※)

※) 水素 85%+メタン 15%
 +) 当局において指定のもの
 メタン、ペンタンは最高圧力濃度

(ハ) 回数

予備試験 2回 決定試験 2回
 過圧試験 立会官の指示による。

◎(3-4) UL 844. 781.

(イ) 爆発試験

対象爆発性ガスの最大圧力を生ずる濃度の混合ガスを供試品の内部および外部に充たし、常圧の強度

第 43 表

D	ガソリン、ナフサ、ブタン、アルコール、アセトン、ベンゼン、天然ガス等
C	エチルエーテル、エチレン、シクロプロパン等
B	水素、水性ガス
A	アセチレン

兼引火試験を行う。

(ロ) 試験ガス

43 表のようにガスの名称を示している。これ等は明確に試験するガスを示していない。

(ハ) 回数

照明器具の場合 30 回以上

◎(3-5) ソ連規格

(イ) 爆発試験

規定の組成のガスを供試品の内部に充たし、常圧にて強度兼引火試験を行う。

(ロ) 試験ガス 第 44 表のとおり。

(ハ) 回数 10 回

第 44 表

爆 発 等 級	試 験 ガ ス
1	メタン 9~9.8%
2	ペンタン 5%
3	硫酸エーテル 4~4.2% または灯用ガス 19~21%
4	対象ガス

(4) 温度試験

温度試験については (11) 温度規格の項に述べたように原則として規定値以下であればよい。ただ試験方法は各国においてそれぞれの方式があると思われる。

温度測定は簡単のようでもその方法如何によつては測定差を生じるので、単に規定値だけではなく測定方法をも推奨しているところがある。たとえば

温度計……熱温度計を使用し、熱電対の大きさは 0.3φ とする。

電圧計、電流計、電力計……0.5 級以上のものを使用
 抵抗測定器……ホイートストンブリッジ、またはこれに類するものを使用

試験場所……常温 (20°C±15°C)、常湿 (65±20%) で温度変化の少ない無風の室

試験方法……試験品から 1~2 m 離れた箇所に温度計 2 本以上試験品と同じ高さに取り付け、試験中一定時間ごとに測定し、その平均値をもつて周囲温度とする。

その他測定箇所や試験品の取付方法についても、一定の方法がのぞましいとされている。BS は特は付則によりその測定方法を指定している。

(5) 熱衝撃試験

防燃構造照明器具のグローブ部に対して行われるもの

で、この方法も各試験箇所によつて異なるが、その一例を述べる。

まず供試品を浸せきする槽を設ける。その大きさはランプ保護カバーと槽の内壁との距離が 100 mm 以上であること

温度計……JIS B 7411 に規定する棒状温度計

試験場所……水温 15~30°C で温度変化の少ない無風の室であること。室温とは供試品と同じ高さで 1~2 m はなれた 2箇所以上で測定した温度の平均値をいう。

水温……水温は室温より 10°C 低いものとする。

試験方法はまず供試品を正規の状態において定格電圧、定格周波数で点灯し、保護カバーの外表面温度が飽和状態に達した時、電源を切り静止した水中に浸せきする。ただし試験に影響がないと思われる場合は反射笠やガードは取外してもよい。浸せきするまでの時間は 10 秒、静止状態で 15 秒。保護カバーは下向きとして露出部分がないようにする。

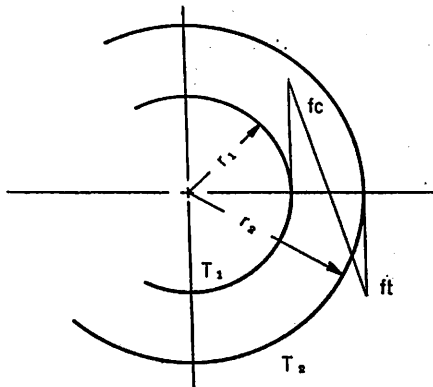
以上の試験によりき裂または破損があつてはならない。

熱衝撃はガラスに対しては非常にきびしいもので充分注意を要する。参考のためにグローブと枠に関し下記を附記する。

(参考 温度の急激な変化によつて生じるグローブの破損について

グローブの熱源体は内部にある故に、この膨張差による応力は内部に圧縮力を生じ外部に引張り力を生じる。

Hans Lorenz (Technische Elastizitäts lehre) はこうした場合次の式をあたえている。



$$f_t \max = \frac{m\alpha E}{2(m-1)} (T_1 - T_2) \beta_2$$

f_t ……円周方向における内力 kg/cm²
 m ……Paiseon 数 $1/m = 0.14$
 E ……弾性係数 7200 kg/mm²
 $T_1 - T_2$ ……内外温度差 °C
 α ……線膨張係数 4×10^{-6}
 β_2 ……次の表による値

r_2/r_1	1.1	1.2	1.3	1.4
β_2	0.968	0.939	0.913	0.889

r_1 r_2 ……円筒内外の半径 (cm)

以上によりこの式によつて計算すれば次のとおりとなる。

$$f_t \max = \frac{7 \times 4 \times 10^{-6} \times 720000}{2(7-1)} \times 0.968 \times (T_1 - T_2) = 16.2 (T_1 - T_2) \text{ kg/cm}^2$$

この値は一番外がわに生じる引張力であり、内力より増加しているから平均内力としてその三角形の重心をとると仮定すれば 1°C につき 10 kg/cm² 位と考えられる。ガラスの引張り強度が 600 kg/cm² とすれば、すなわち温度差 60°C において破壊するという計算になる。しかしこれは急激な内力が起つた場合で、徐々に温度が加わる場合とおそろしくちがう。故にどの位の時間にこの温度差が起るかが問題である。今これ等を明らかにする資料がないが、この内外の温度差によつて破壊するという危険率は相当高いものと考えねばなるまい。われわれの今までの経験によれば、急冷されるような場合温度差 80°C を超せば危険であるといひ得る。

この問題はガラスの形や冷却加熱の条件によつて非常に複雑である。またガラスの性質を変えない以上設計者の意図によつてはどうすることもできない。まだ多くの経験を必要とする。))

(6) その他の試験

散水試験、気密試験、内圧試験等があるが、これ等は耐圧防爆構造と直接関係がないので省略する。

○本質防爆構造の試験

本質防爆の場所に使用し構造上引火危険がないと指定機関によつて保証されたものであつて、従つて製作にあつても種々の条件が規定されていると同時に、使用にあつても厳格な規制がある。

製作上の条件の二、三をあげれば(防爆指針)

○ 容器は落下その他の衝撃で破損しない丈夫なものであることは勿論だが、その際火花を生じないよう

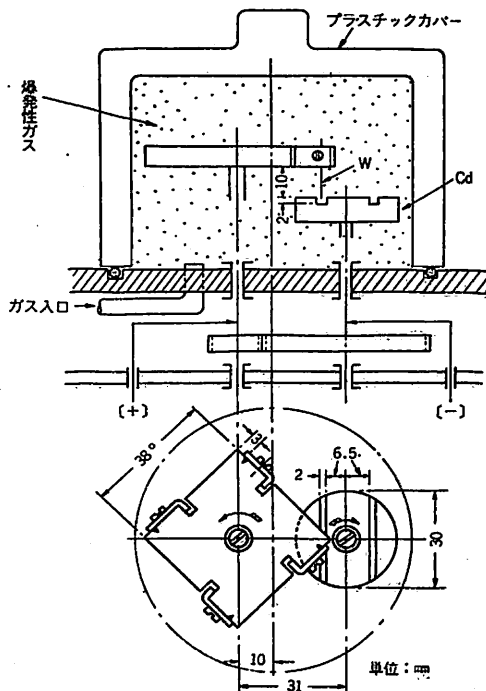
な材質を使用しなければならない。

- 内部の導線は原則として直径 0.3 mm 以上またはこれに相当する断面積であること。
- 故障時の電流は各素線の熔断電流の 1/2 以下であることを指定機関において確認されたものであること。
- 成型樹脂等に埋め込まれている両回路の離隔距離は 2 mm 以上とする。

等その他種々規定されているが、最後に製品が可燃ガス中で絶対に引火しないことが目標であるから、これに対しては充分な試験を行なうことになっている。

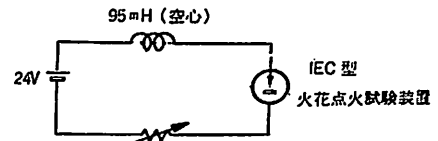
この試験に対しては各国いろいろなものを使用されていたが、1967 IEC の会議で決定したものを防爆指針においても採用している。なおこの装置は VDE においても規格としている。以下はその概要である。

IEC による火花点火試験装置は下図に示すように、開閉電極が 2 本の平行な溝付きカドミウム円板電極と、直径 0.2 mm、長さ 11 mm の 4 本のタングステン線電極とから構成され、これらは内容積が約 250 cm³ のプラスチックカバーの中に収納されており、ここ試験ガスが送入される。タングステン線電極を支持する金属板の中心軸は 80 rpm の速さで回転し、一方カドミウム円板の中心軸は、それと相反する向きに約 20 rpm の速さで回転する。両中心軸に、外部から試験回路を接続す



ると、両極間に開閉火花が発生する。

IEC 形火花点火試験装置を使用するには、それが所定の点火感度を有することを確かめておかなければならない。たとえば、つぎのような電気回路に同装置を挿入して、メタン空気混合ガス (8.3~8.5 vol. %) 中で、開閉火花を発生させたとき、最小点火電流が約 100 mA であればよい。



IEC 形火花点火試験装置の開閉電極の開閉動作は、直流回路の試験にあつては 3,000 回以上、交流回路の試験にあつては 5,000 回以上連続してそれぞれ行ない、発生する開閉火花により、1 回も試験ガスに点火してはならない。

なおこれに使用する試験ガスは爆発等級によつてそれぞれ下記のものを使用する。

- 爆発等級 1 ……プロパン—空気混合ガス (5.7~6.5 vol. %)
- 爆発等級 2 ……エチレン—空気混合ガス (7.8 vol. %)
- 爆発等級 3 ……水素—空気混合ガス (21 vol. %)

結 び

以上耐圧防爆の照明器具に関する諸規格を簡単に説明して来たが、これは一部のしかもほんの上すべりであつて、まとまりのつかないものになつてしまつたが、これを手がかりとして各規格に入るよすがともなれば幸いである。

なお、使用箇所についても新たな規格が制定されている。たとえば IEC においてはタンカーの電気器具の装備においては、暴露甲板は甲板上 2.4 m の高さ以下、また油タンクの上の甲板では 3 m 以下には防爆構造のものを使用することなど新しく規則の改訂がなされたことをつけ加える。

最後に一般に使用されている防爆関係諸規則を附記しておく。

船 舶 用

- (1) 船舶設備規程
- (2) JIS. F 8004 船舶耐圧防爆電気器具の構造および検査通則
- (3) JIS. F 8422 船舶防爆天井灯
- JIS. F 8423 船舶防爆隔壁灯
- JIS. F 8424 船舶携帯安全灯

JIS. F 8425 船用耐圧防爆形携帯電灯

- (4) 日本海事協会. 鋼船規則 (電気設備)
- (5) AB Ruls (American Bureau of Shipping)
- (6) Lloyd Ruls (Lloyd Register of Shipping)
- (7) BS 229 889 (British Standard Specification)
- (8) UL (Underwriters Laboratories, Inc.)
- (9) IEC (International Electrictechnical Commission)

工場用

- (1) 電気工作物規程 通産省令 17号
- (2) 労働安全衛生規則
- (3) 火薬類製造所の電気施設技術基準
- (4) 工場電気設備防爆指針
(ガス蒸気防爆. 電気機器の試験方法, 粉塵防爆)
- (5) JIS. C 0903 電気機器の一般用防爆構造通則
- (6) JIS. C 8001 白熱電灯器具の一般用防爆構造
- (7) JIS. C 8002 ケイ光放電灯器具の一般防爆構造
- (8) JIS. C 8003 高圧水銀灯器具の一般用防爆構造
- (9) JIS. C 8004 電池付携帯電灯の一般用防爆構造
- (10) VDE 0170 0171
(Verband Deutscher Electrotechniker)
- (11) ソ連規格 防爆形電気設備製造規則
(ソ連閣僚会議国家委員会)

鉱山用

- (1) 石炭鉱山保安規則 通産省令

(2) 鉱山保安法

- (3) 鉱山坑内用品検定規則
- (4) JIS. C 0901 電気機器の防爆構造
- (5) JIS. C 0902 防爆機器の試験方法
- (6) JIS. M 7607 キャップランプ形安全電灯
- (7) JIS. M 7610 定着安全電灯
- (8) JIS. M 7901 安全電灯用キャップタイヤコード
- (9) JIS. M 7615. 7616. 7617. 7618. 7619.
防爆用ベリリウム銅合金工具類

参考文献

- 1) 防爆指針 労働省産業安全研究所
- 2) 防爆原論 Hillebrand 蒲生朝郷訳
- 3) 圧力と容積 安全研究所報告
- 4) 鋼船規則 日本海事協会
- 5) Underwriter 規格
- 6) B. S. British Standard.
- 7) VDE 規格 Verband Deutscher Electro-techniker.
- 8) 労働安全研究所 諸発表
- 9) IEC 規格 International Electrotechnical Commission
- 10) 防爆型電気設備製造規則 ソ連
- 11) 日本工業標準規格
- 12) 硝子 上田清 宮崎雄一郎
- 13) 岩城硝子技術報告書

(完)

日本鋼管の2,000トンシップベンダー
佐野安船渠水島造船所に設置

日本鋼管はこのほど、佐野安船渠から能力2,000トン、最大加工板幅20メートルというシップベンダー1基を受注した。これは、佐野安船渠が現在建設中の水島造船所に設置するもので納入は来年9月である。

造船所の大型化は、鋼板の加工の大型化をもたらし、このシップベンダーは世界最大級の規模をもつたものである。

シップベンダーは、造船用鋼板のわん曲および折曲を行なうもので、鋼板を折曲げるベンダー本体とここに鋼板を送り込む前面テーブルが付属されたものである。

前面テーブルには中央部分を境に左右のローラーがあり、この上に置かれた鋼板は、左右のローラーの操作により所要の角度にセットされ、ベンダー本体に送り込まれる。

このシップベンダーは、厚さ35mm、幅20m、長さ



4mまでの鋼板の折曲げを遠隔操作で行なうことができる。

このシップベンダーの特長は次のとおりである。

- ① ボトムロールは、非対称にも水平移動でき、ピンチ型に似た配置をとることにより端曲げも可能である。
- ② わん曲速度は、遠隔操作による2段変速とし、経済的な電動機容量を選定してある。
- ③ 前面テーブルにある左右のローラーはそれぞれ別個に正逆転駆動するため、鋼板の斜め送りができる。

船体支持降下装置 スケーリング・ブロック

保坂 藤雄
新光機械工業(株)取締役社長

1. 開発の目的

新造船を建造する場合、その船体はキール盤木、腹盤木の上に組立てられるものであるが、最近船体が巨大化して来たために、ドック内建造の方式が採用されるようになった。この場合、船体仕上塗装の際に盤木を順次取り外す必要があるが、大荷重のかかった盤木の除去には多大の労力を要する。また従来の傾斜した船台上にて船体を建造する場合には、いわゆる進水作業を行なうものである。この際もキール盤木の除去に対しては、多大の労力と時間を要するので、この面の省力化は常に望まれているところであるが、未解決のまま旧態依然たる方法を踏襲しているのが現状である。

これを解決するために機械的に高さを降下させる装置を開発し、盤木を1個ずつ、あるいは数個を一斉に降下させて、その除去を迅速簡単に行なうことができるようにせんとするものである。

弊社では昭和41年10月より開発に着手し、いろいろ

な型のものを研究開発(10数種)し、試作実験の結果、最終的の型として昭和45年5月、財団法人日本舶用機器開発協会に申請し、昭和46年度の開発事業に認可され、共同開発と決定し、各造船所および運輸省等の権威者をもって構成される委員会の指導のもとに、昭和47年2月末、試験研究は予定どおりの成果をもって完了した。

2. 船体支持降下装置の概要

2.1 基本条件

(1) 50 T 型船体支持降下装置	
実用支持荷重	50 t
上下伸縮量	50 mm
機高(伸長時)	250 mm
支持面(幅×長)	320 mm×540 mm
自重	160 kg
伸縮作動	インパクトレンチ

50 T 型船体支持降下装置は10台を製作する。なお1

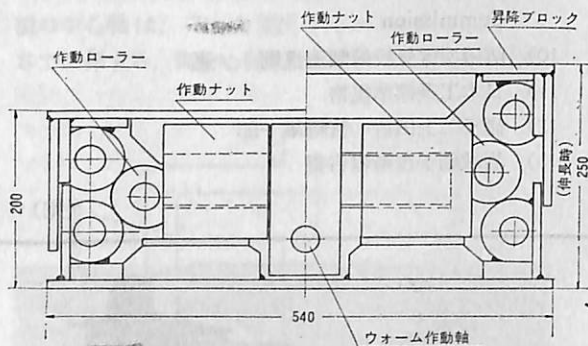


図1 50 T 型装置図

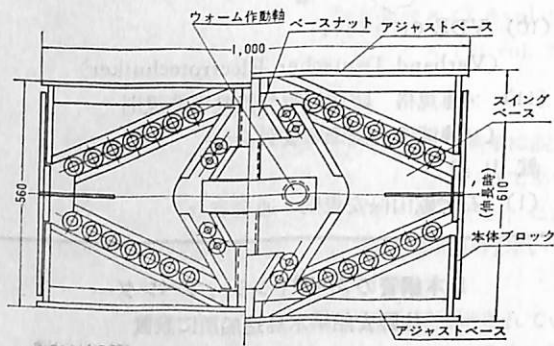


図2 200 T 型装置図



写真1 50 T 型船体支持降下装置

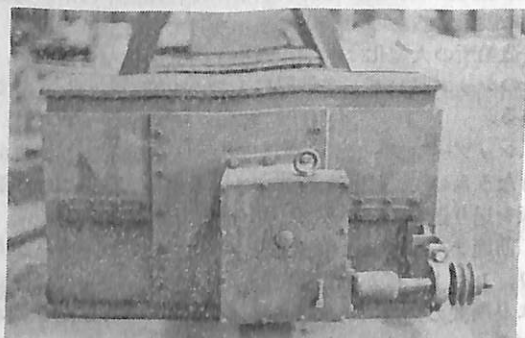


写真2 200 T 型船体支持降下装置

台を先行製作して作動およびトルクテストを行なう。9台は続行製作して一斉降下作動および個々作動テストを行なう。うち1台については耐圧テスト 200 T 荷重 (15 分間放置) の反復テストを行なう。

(2) 200 T 型船体支持降下装置

実用支持荷重	200 t
上下伸縮量	50 mm
支持面 (幅×長)	370 mm×1,000 mm
自重	1,000 kg
伸縮作動	インパクトレンチ

200 T 型船体支持降下装置は 1 台製作する。作動およびトルクテスト、その他強力テスト (応力測定) を行なった、なお 200 T 型は減速機付とする。

2.2 装置の概要

(1) 50 T 型船体支持降下装置

装置の内部断面図を図 1 に、また外観を写真 1 に示した。図 1 の左側断面は機高が最小の状態、右側断面は機高が最大の状態を示す。

装置の上部に荷重のかかった状態で、右側断面から左側断面の状態に移行するが、これはウォーム作動軸の回転により作動ナット、作動ローラーが中心側に移動して昇降ブロックが下がる。伸縮作動量は最大 50 mm である。

(2) 200 T 型船体支持降下装置

装置の内部断面図を図 2 に、また外観を写真 2 に示し

た。図 2 の左側断面は機高が最小の状態、右側断面は機高が最大の状態を示す。

装置の上部に荷重がかかった状態で、右側断面から左側断面の状態に移行するが、これはウォーム作動軸によりベースナットが下がるとスイングベースが中心側に移動し、これによりアジャストベースが下がる。

これらの伸縮はすべて本体ブロックを中心にして作動するようになっている。伸縮作動量は最大 50 mm である。

3. 試験結果

50 T 型について 30 mm 伸長時の降下必要トルクを図 3 に、200 T 型について 25 mm 伸長時の降下必要トルクを図 4 に示す。

なお大手造船所では本装置を試験使用中である。

(新光機械工業株式会社：東京都中央区京橋 2-2 第二荒川ビル)

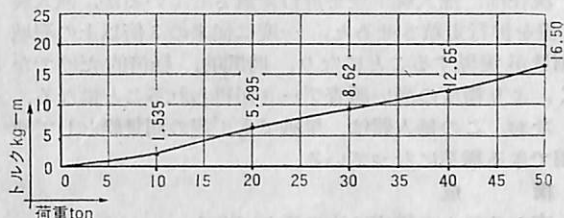


図 3

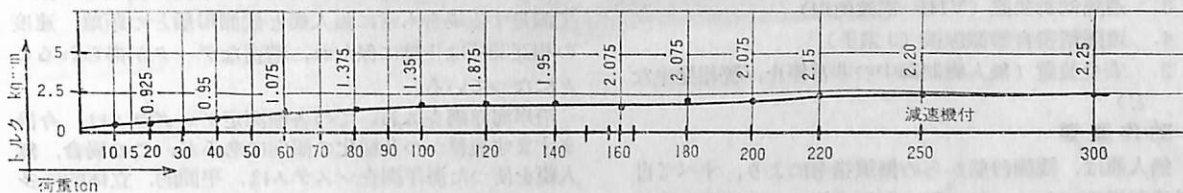


図 4

「船舶」のファイル



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

頒価 300円(〒150)

「船舶」合本

第 44 卷	(昭和 46 年 1 号~12 号)	価 5,000 円
第 43 卷	(昭和 45 年 1 号~12 号)	価 4,500 円
第 42 卷	(昭和 44 年 1 号~12 号)	価 4,500 円
第 41 卷	(昭和 43 年 1 号~12 号)	価 4,500 円
第 40 卷	(昭和 42 年 1 号~12 号)	価 4,500 円
第 39 卷	(昭和 41 年 1 号~12 号)	価 4,300 円
第 38 卷	(昭和 40 年 1 号~12 号)	価 3,600 円
第 37 卷	(昭和 39 年 1 号~12 号)	価 3,400 円

(各巻送料 200 円)

無人艇を使用した海洋調査システム

古野電気株式会社では、このほど無人艇を使用した海洋システムを開発したので、次にその概要を紹介する。

概 要

本システムは、無線遠隔操縦の無人艇を使用して、水路測量や海洋調査を能率的に実施できる新しい海洋開発システムである。

従来、海洋調査の場合は、観測船が単独で行っていたが、この場合、単独の調査は、広範囲にわたる海域の結果をまとめるまで多くの時間と経費を必要とし、効率が悪く、時間的な同時性が失われやすいという欠点があった。このことは、また位置の上からみて、調査海域の測定掃引の隣接部が見きわめににくいことにもなる。これらの問題を考慮して、広範囲に能率よく、かつ同時性を保つて観測できるシステムとして開発されたのが、この無人艇による海洋調査システムである。

現在は、無人艇1隻を併行走航させているが、無人艇2隻を併行走航させると、一度に従来の3倍以上の海域測量が実現することになり、時間的、経済的だけでなく、より精度の高い調査データが得られることになる。

なお、この無人艇は、単独でも1隻の測量艇として使用できる構造になっている。

構 成

本システムの構成は次の通りである。

1. 無人艇 (全長 12.08 m, 10 ノット, FRP 船)
2. 観測母船
3. 遠隔制御装置 (VHF 電波使用)
4. 遠隔精密音響測深機 (3 素子)
3. 安全装置 (無人艇制御中の非常停止, 警報発生など)

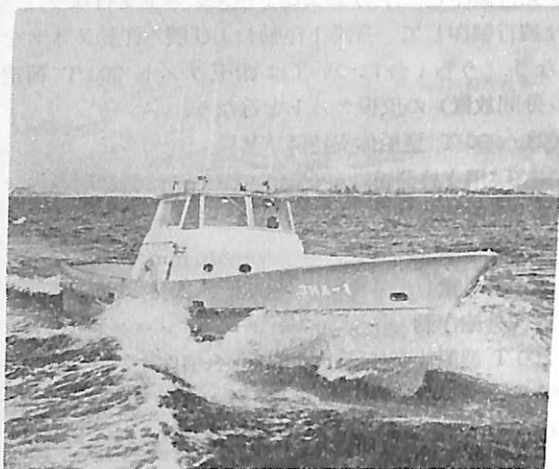
動作概要

無人艇は、観測母船からの無線指令により、すべて自動遠隔操縦できる。無人艇の制御系統は、主機関の発停制御、クラッチおよびガバナ制御、舵機制御などで構成される。

無人艇には、無人艇の真下、斜左右下方向の3カ所を同時探査する3素子精密音響測深機が搭載されており、収集したデータは無人艇内で記録するとともに、すべて VHF 電波で観測母船へ無線電送されて記録される。

一方、観測母船にも6カ所を同時探査する3素子精密音響測深機が装備され、同時に6カ所の幅広い探査測量データが得られる。

これらの装置に加えて、本システム開発の主目的である併列自動追尾運航

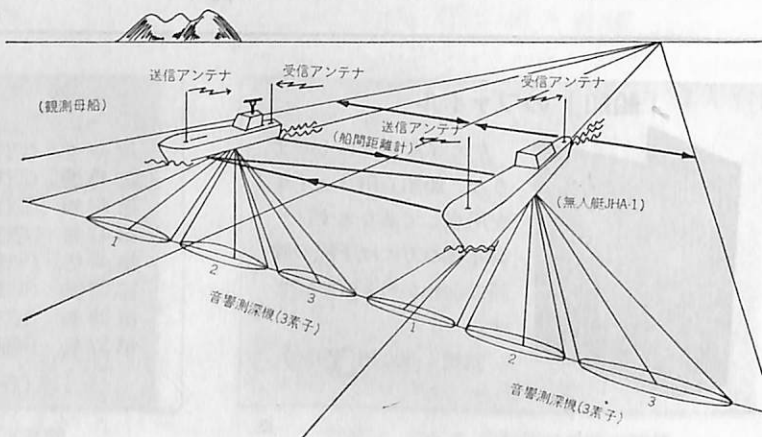


無人艇 JHA-1

(無人艇と観測母船間の距離を一定に保ち、同速度で走航させること)については水中超音波を利用し、VHF電波を介して無人艇の自動操舵回路を制御している。また、速度制御は別の信号で主機関を制御し、無人艇が真横にくるよう制御する。これは、観測母船の2定点と無人艇の2定点で構成される四辺形の2辺および対角線距離の四つの長さを超音波で測定し、演算回路によって処理することにより、無人艇の制御系を動作させるのである。すなわち、船間距離計によつて無人艇と観測母船との距離を一定に保持するようになっているのである。

この装置の開発により、直進にて探査する場合のみではなく、カーブをえがいた場合や、半島、島などに沿つて測量する場合も常に無人艇と観測母船との距離、速度の相互関係は正確に保たれ、精密なデータが得られることになっている。

沿岸海洋調査においての各種測定プログラムは、今後ますます複雑かつ多様化の傾向にあるが、この場合、無人艇を使った海洋調査システムは、平面的、立体的に多目的の要望に応えることができる利点がある。



長さ 150 m の高速貨物船の水槽試験例 (2)

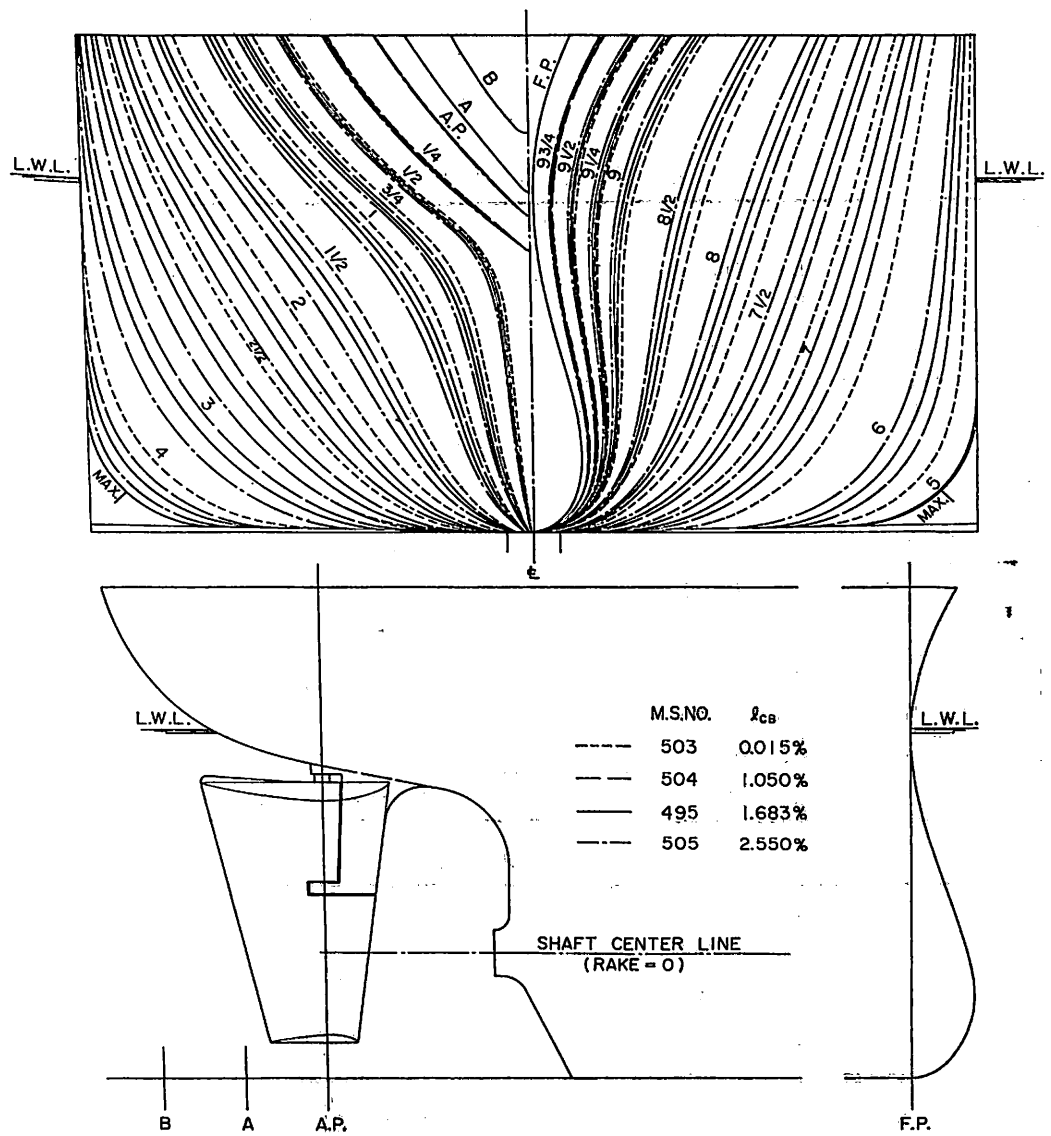
— 浮心位置の影響 —

「船舶」編集室

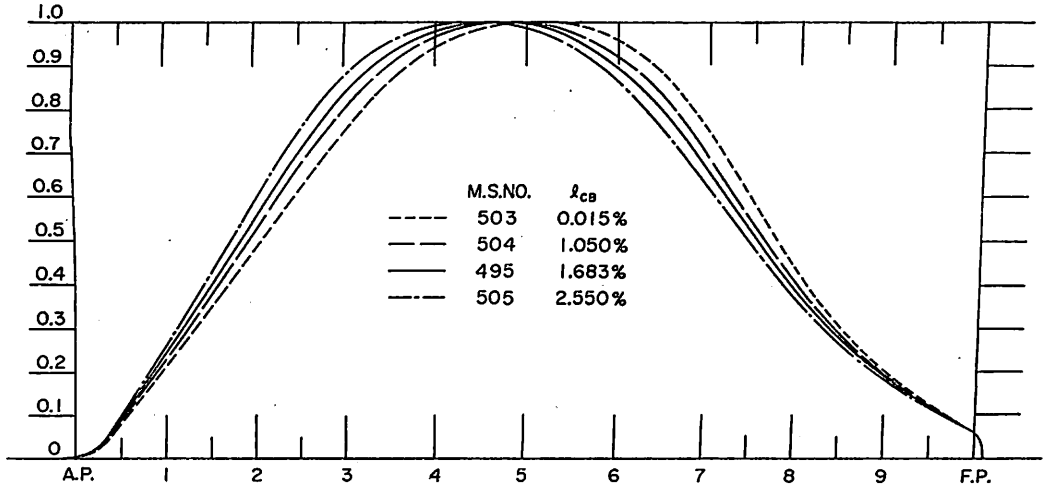
M.S. 503, 504, 495 および 505 は垂線間長さ 150.0 m の高速貨物船に対応する模型船で、模型船の長さおよび縮率は 6.0 m, 1/25.000 である。

M.S. 495 を原型として浮心位置を 3 種類に変化させている。

各船の主要寸法等および試験に使用した模型プロペラの要目を、実船の場合に換算して第 1 表および第 2 表に示し、正面線図および船首尾形状を第 1 図に、プリズマチックカーブを第 2 図に示す。舵としてはいずれもハンギング舵が採用された。また、L/B は 7.0, B/d は 2.4



第1図 正面線図および船首尾形状



第2図 プリズマチックカーブ

第1表 船体要目表

M.S. No.		503	504	495	505
長さ	L_{PP} (m)	150.000			
幅 (外板厚を含む)	B (m)	21.428			
満載状態	喫水	d (m) 8.928			
	喫水線の長さ	L_{DWL} (m) 152.638			
	排水量	16,100	16,089	16,066	16,071
	C_B	0.561		0.560	
	C_P	0.578		0.577	
	C_M		0.970		
	l_{OB} (L_{PP} の%にて 右より)	0.015	1.050	1.683	2.550
平均外板厚 (mm)		0			
船首形状		突出バルブ			
バルブ	大きさ (船体中央断面積の%)	6.0			
	突出量 (L_{PP} の%)	1.0			
	没水深度 (満載喫水の%)	77.6			
摩擦抵抗係数		シェーンヘル ($\Delta C_F=0$)			

第2表 プロペラ要目表

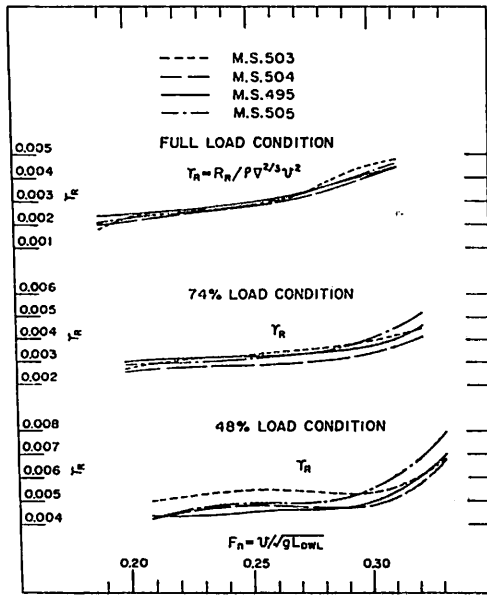
M. P. No.	418
直径 (m)	6.000
スリット比 (一定)	0.200
ピッチ (一定) (m)	6.400
ピッチ比 (一定)	1.067
展開面積比	0.650
翼厚比	0.050
傾斜角	$10^\circ \sim 0^\circ$
翼回数	5
回転方向	右廻り
翼断面形状	MAU型

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

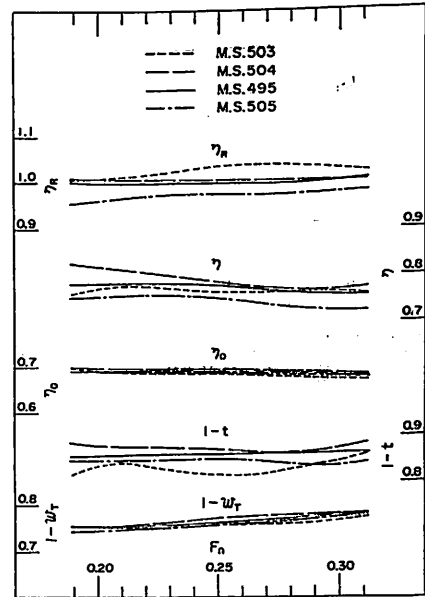
試験はいずれも満載のほか2状態で実施された。試験により得られた剰余抵抗係数を第3図に、自航要素を第4図～第6図に示し、Cross curves を第7図～第9図に示す。ただし、この図における l_{CB} の値は満載状態に対するものである。これらの結果に基づき実船の有効

馬力を算定したものを第10図に、伝達馬力等を算定したものを第11図～第13図に、アドミラルティ係数の Cross curves を第14図に示す。

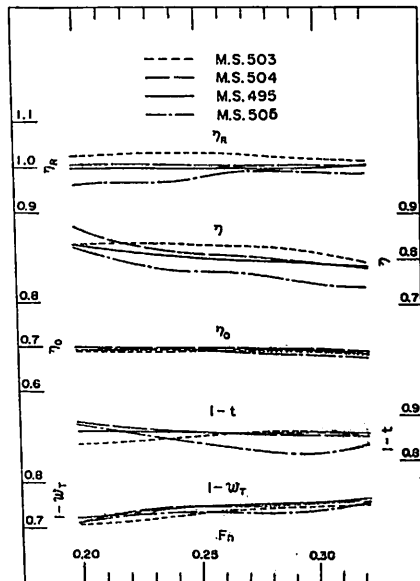
ただし、試験の解析に使用した摩擦抵抗係数はいずれもシェーンヘルのもので、実船に対する粗度修正量 ΔC_F は0とした。また、実船と模型船との間における伴流係数の尺度影響は考慮されていない。



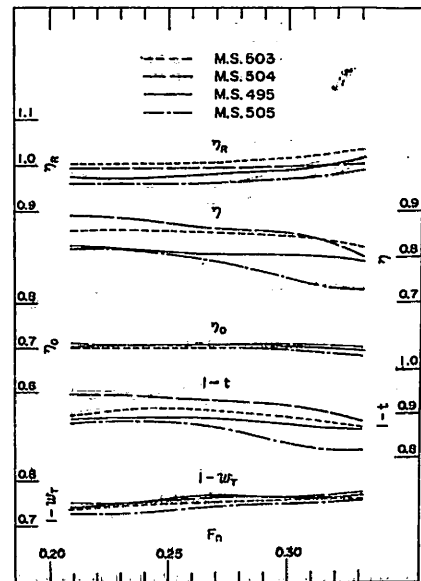
第3図 剰余抵抗係数



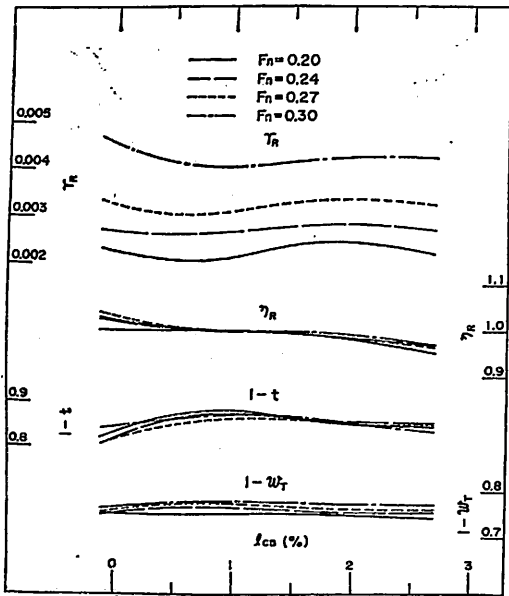
第4図 自航要素 (満載状態)



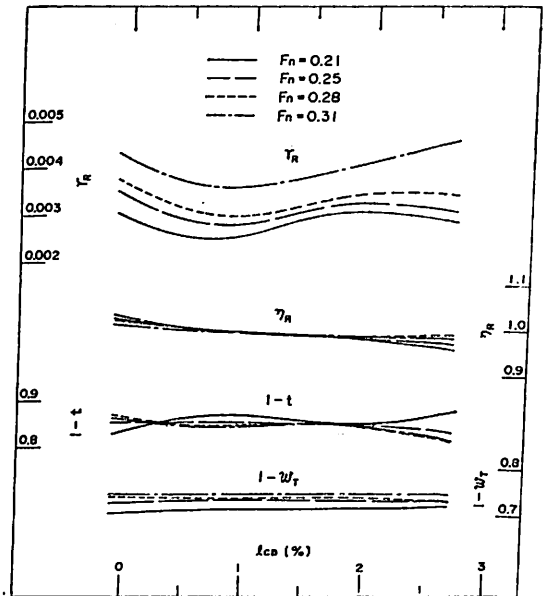
第5図 自航要素 (74% ΔF 状態)



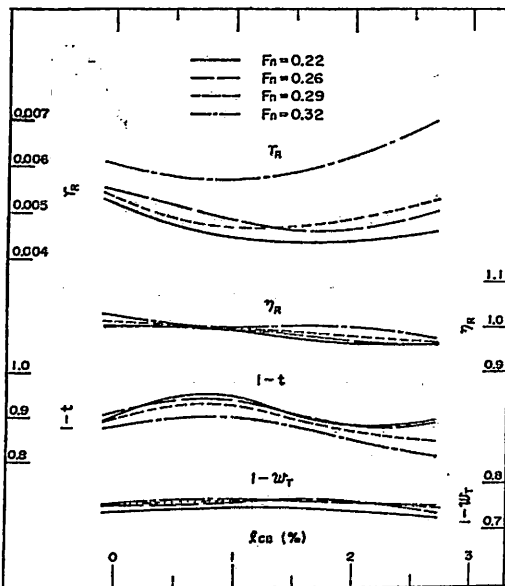
第6図 自航要素 (48% ΔF 状態)



第7図 LCB の IR と自航要素におよぼす影響 (満載状態)

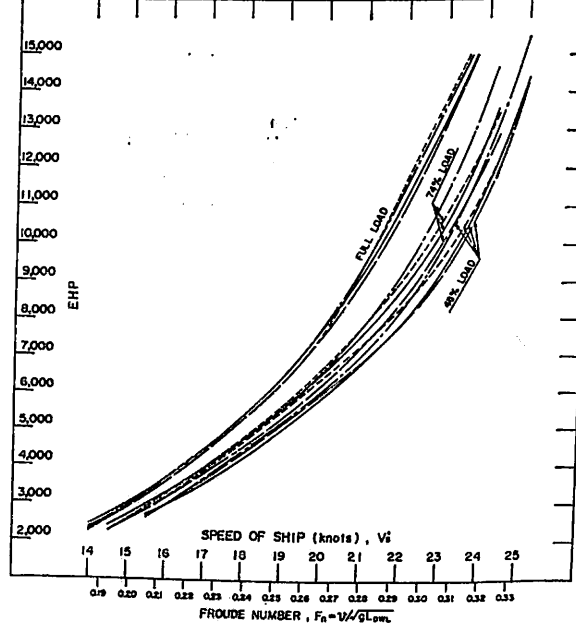


第8図 LCB の IR と自航要素におよぼす影響 (74% ΔF 状態)



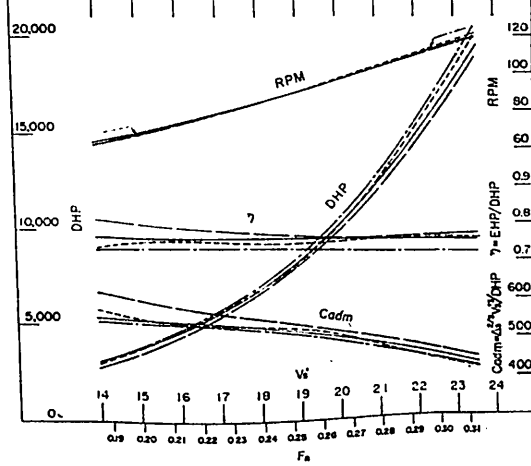
第9図 LCB の IR と自航要素におよぼす影響 (48% ΔF 状態)

M.S.NO.	CONDITION	DRAFT (m) INCLUDING SEAM			TRIM (m)	DISPLACEMENT		MARKS
		A.P.	M.S.	F.P.		Vs (m ³)	Δs (ton)	
503	FULL LOAD	8.928			0	16,100	16,503	----
	74% LOAD	6.958				11,914	12,212	
	48% LOAD	5.565	4.835	4.065	1.500	7,728	7,921	
504	FULL LOAD	8.928			0	16,089	16,491	----
	74% LOAD	6.973				11,906	12,204	
	48% LOAD	5.575	4.825	4.075	1.500	7,723	7,916	
495	FULL LOAD	8.928			0	16,066	16,467	----
	74% LOAD	6.948				11,891	12,188	
	48% LOAD	5.543	4.733	4.043	1.500	7,711	7,904	
505	FULL LOAD	8.928			0	16,071	16,472	----
	74% LOAD	6.945				11,892	12,190	
	48% LOAD	5.565	4.815	4.065	1.500	7,714	7,907	



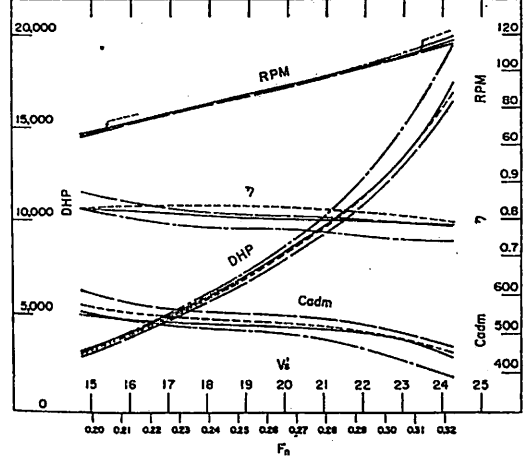
第10図 有効馬力曲線図

M.S.NO.	DRAFT (m) INCLUDING SKIN			TRIM (m)	DISPLACEMENT		MARKS
	A.P.	M.S.	F.P.		V_s (m ³)	Δs (ton)	
503	6.928			0	16,100	16,503	---
504					16,089	16,491	---
495					16,066	16,467	---
505					16,071	16,472	---



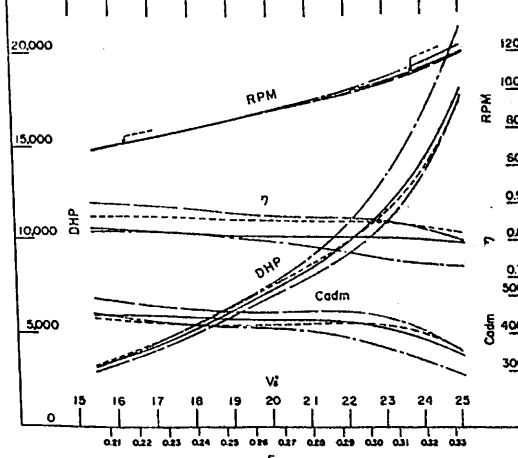
第 11 図 伝達馬力等曲線図 (満載状態)

M.S.NO.	DRAFT (m) INCLUDING SKIN			TRIM (m)	DISPLACEMENT		MARKS
	A.P.	M.S.	F.P.		V_s (m ³)	Δs (ton)	
503	6.950			0	11,914	12,212	---
504					11,906	12,204	---
495					11,891	12,188	---
505					11,892	12,190	---

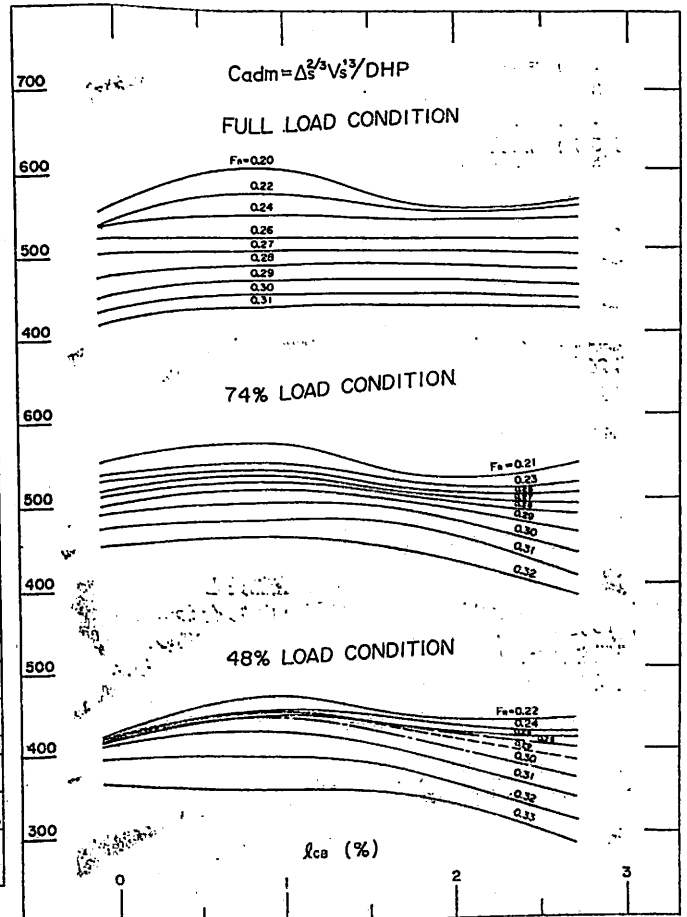


第 12 図 伝達馬力等曲線図 (74% ΔF 状態)

M.S.NO.	DRAFT (m) INCLUDING SKIN			TRIM (m)	DISPLACEMENT		MARKS
	A.P.	M.S.	F.P.		V_s (m ³)	Δs (ton)	
503	5.565	4.835	4.085	1.900	7,728	7,921	---
504					7,723	7,916	---
495					7,711	7,904	---
505					7,714	7,907	---



第 13 図 伝達馬力等曲線図 (48% ΔF 状態)



第 14 図 lcb の Cadm におよぼす影響

NKコーナー



鋼船規則一部改正案認可さる

かねて運輸大臣に認可申請中であつた、鋼船規則の一部改正案が、10月13日付けで認可された。

今回の改正は、下記の各編に関連するものであるが、このうち第1, 7, 10, 11, 13, 19, 25および27の各編は、簡単な字句修正などにとどまり、実質的な改正が行なわれたのは、第3, 4, 5, 14, 26, 28, 29, 30および43編関係で、特に第43編は、昭和41年3月から実施されている「ばら積貨物船内規」を基にして、従来の実施状況および最近の技術の進歩を考慮して修正とりまとめ、新たに制定したものである。

なお、これらの改正規則は、昭和47年版規則集の第1回改正として、近く刊行される予定である。

- 第1編 総則及び船級検査
- 第3編 船体構造及び装飾に関する総則
- 第4編 船首材及び船尾材
- 第5編 舵及び操舵装置
- 第7編 二重底構造
- 第10編 梁
- 第11編 梁柱及び甲板下縦桁
- 第13編 深水タンク
- 第14編 縦強度
- 第19編 機関室及び軸受
- 第25編 リベット接合
- 第26編 溶接
- 第27編 耐氷構造
- 第28編 油槽船
- 第29編 鉋石運搬船
- 第30編 船体構造及び装飾品材料
- 第43編 ばら積貨物船

大手造船工作部長との懇談会開かる

大手8造船所の造船工作部長、検査部長との懇談会は、さる6月開催されたが、その際の申し合わせにより、10月18日午後本部会議室で、本年第2回目の会合が開催された。出席者は造船所側14名、NK側から技師長以下船体工作関係の技術スタッフ9名が参加した。

主な議題は、NK側から提案された次の3項目であつた。

1. 新造船検査基準(案)の実施
2. 新造船の内部構造部材の溶接の非破壊検査
3. 修理船の船体溶接工事の非破壊検査

これらの議題について、造船所側は原則的には賛意を表明したが、細部にわたっては、後日意見を提出したいとの意向を示し、本年11月末までに書面で提出するこ

とになった。

なお、他の造船所の工作部長との懇談会も、近い機会に開催される予定である。

IACSの作業部会

IACSには、現在9つの作業部会と3つの Correspondence Group(主として書面審議によつて討論を行ない、原則として会合は持たない作業グループ)があつて、それぞれの分野で規則統一化、国際条約の解釈の統一化などの作業を行なっているが、NKもこれに全面的に協力している。本年開催された作業部会および主な議題は、次のとおりである。

1. Working Party on Pipes and Pressure Vessels

第6, 7回会合が開催され、piping 関係では、その分類、船内取付け前に水圧試験を行なうべき pipe の種別とその試験圧力、船内取付け後に試験を行なうべき pipe の種別について、pressure vessel 関係では、その分類、板厚計算式、溶接継手効率、許容応力について、また、液化ガスタンク(独立圧力カタンク)関係では、設計圧力、許容応力、詳細な応力解析、溶接継手効率、非破壊検査、配管の応力計算、フランジ形式等について、討議が行なわれた。

2. Working Party on Engines

第8回会合が開催され、機関の定期的検査の方法、内燃機関の材料試験を要する部品、蒸気タービンの予備品、機関の安全装置、多量生産ディーゼル機関および排気タービン過給機の検査方法、タンカーのボイラ原油生だし、中間軸およびプロペラ軸の寸法などについて、討議が行なわれた。

3. Working Party on Gas Tankers

第2, 3および4回会合が開催され、gas tanker の貨物格納(タンク、防熱、二次防壁)、材料・溶接および荷役管装置について検討され、IMCOに提出するIACSの統一規則案がまとまつた。

4. Working Party on Materials and Welding

第6回会合が開催され、Gas tanker の材料とその溶接の統一規格について、検討された。

なお、今回は本年11月、NK本部で開催され、船体用普通鋼材統一規格(昭和33年合意)の見直しと高張力鋼用溶接材料の認定に関する統一規則案の討議が行なわれる予定である。

5. Working Party on Strength of Ships

本年度会合が9月下旬開催され、船の縦強度および船楼端隔壁と甲板室の強度に関する問題について、討議された。

6. Working Party on Containers

第1回会合が開催され、コンテナ試験規則の統一、IMCOのコンテナ条約会議に提出するIACSの提案等について、意見交換が行なわれた。

7. Correspondence Group on Inland Waterway Vessels

ECE(国連の下部機構の一つ Economic Commission for Europe)で討議されている、内陸運航船の問題に対して、IACSとして積極的に協力するため、今年新たに設立された。

昭和 47 年度上期造船工事状況

(47.10) 船舶局

1. 受注実績 (第1表参照)

新造船建造許可実績

国内船	90 隻	1,581 千総トン (0.48)	1,508 隻 (0.57)
輸出船	67	3,200 千 (0.88)	2,866 千 (0.75)
合計	157	4,781 千 (0.69)	4,374 千 (0.67)

(注) 1. () 内は対前年度同期比を示す。

2. ドル建契約の円換算については、1米ドル=308円で計算してある。

国内船受注量は、総トン数で前年度同期比52%減、輸出船受注量は12%減、合計で31%減である。

本受注量は、総トン数では上期における過去の受注実績のうち、46、45年度に次ぐものである。

(1) 国内船受注の特色

- 計画造船の受注量 (全て28次船) は11隻、948千総トンである。28次計画造船の受注量は既に46年度に受注された16隻、1,570千総トンと合せて27隻、2,518千総トンとなった。
- 自己資金船の受注量は64隻、617千総トンであり、隻数、総トン数とも前年度同期に比べほぼ半分に留まった。これは近海船建造規制のため、新規商談による近海船受注が行なわれなかつたことが主因である。
- 超大型油槽船 (20万重量トン以上)、いわゆる VLCC の受注量は僅か3隻、359千総トン (何れも28次計画造船) であり、総トン数で昨年同期比24%と激減している。

(2) 輸出船受注の特色

- 国際通貨不安の影響で、海外船主は依然として発注意欲をそがれており、輸出船受注量は昨年度同期の水準に達しなかつた。また、造船市況の苦悩を反映して対前年同期比で船価の減少比率は総トン数のそれを上回った。
- VLCC の受注量は13隻、1,697千総トンで総トン数で対前年同期比60%に留まった。
- ブラジル、インド、トルコ、リビア、ルーマニア等発展途上国よりの受注が活発で、これら5カ国の全輸出船受注量に占める比率は総トン数で28%に達した。

2. 工事实績 (第2表参照)

(1) 主要造船所30工場新造船進水実績

国内船	24 隻	1,710 千総トン (0.88)
輸出船	79 千	3,611 千 (1.09)
合計	103 千	5,321 千 (1.01)

(注) () 内は対前年度同期比を示す。

進水実績はほぼ前年度並である。

なお、ロイド統計によると47年1~6月のわが国進水量は6,278千総トンで世界全体の47%を占めている。

3. 新造船手持工事量 (第3表参照)

主要造船所30工場の新造船手持工事量は385隻、26,157千総トンで前年同期比ほぼ横ばいである。本手持工事量は過去の工事实績からみて2~2.5年分の工事量に相当する。

また、ロイド統計によると47年6月末現在のわが国の新造船手持工事量は34,371千総トンで世界全体の43%を占めている。

第1表 昭和47年度(4~9月)新造船許可実績

区分	隻	総トン数対前年度契約船価対前年度	
		(千トン)同期比	(億円)同期比
国内船	貨物船	52	940
	油槽船	38	641
	客船	—	—
	小計	90	1,581 0.48
輸出船	貨物船	28	367
	油槽船	39	2,833
	客船	—	—
	小計	67	3,200 0.88
合計	157	4,781 0.69	4,374 0.67

(注) 1. 兼用船は貨物船として集計してある。

2. ドル建契約の円換算については1米ドル308円で計算してある。

第2表 昭和47年度(4~9月)新造船工事实績

区分	起工		進水		竣工	
	隻	総トン数(千トン)	隻	総トン数(千トン)	隻	総トン数(千トン)
国内船	24	1,801	24	1,710	39	2,729
輸出船	78	4,297	79	3,611	70	3,062
合計	102	6,098 (1.00)	103	5,321 (1.01)	109	5,791 (1.06)

(注) 1. 主要造船所30工場を対象とする。

2. 500総トン以上のすべての商船を対象とする。

3. () 内は対前年度同期比を示す。

第3表 昭和47年9月末現在新造船手持工事量

区分	隻	総トン数(千トン)
国内船	52	3,982 (1.07)
輸出船	333	22,175 (0.98)
合計	385	26,157 (0.99)

(注) 1. 主要造船所30工場を対象とする。

2. 500総トン以上のすべての商船を対象とする。

3. () 内は対前年度同期比を示す。

深海 8,000 m まで使用可能な「アクアビーム」
照明システム

東興産業株式会社（東京都千代田区岩本町 1-1-3、中ビル）は、同社が日本総代理店権を有する英国 E.C.S. 社製造の水中照明システム「アクアビーム」の輸入販売を開始した。

世界的な最近の傾向として、掘サクを始め、海洋工事、資源開発、学術調査、サルベージ、娯楽用ダイビング、あるいは警察、消防、防衛活動等、海洋開発、ならびに関連分野の活発化、多様化に伴い、従来の不便な照明装置、例えば地上からの電源供給、耐圧保護のために大型で重く、取扱いが面倒なものにかわる、新しい装置の開発が急がれていた。

E.C.S. 社アクアテック部では、同社の豊富で高度な技術と多年の研究の結果、海洋関連分野に幅広い用途に適用できる「アクアビーム」照明システムを開発した。この照明システムは特許のタングステンハロゲンランプを基礎に次々に関連部品を開発したものであるが、次にその特長を記してみる。

(1) 各部品は浸水自由の画期的新構想によつて設計製作されている。圧力保護装置等を必要とせず、そのため小型、軽量、取扱い簡便で、しかも深海 8,000 メートルまで使用できる（特注にて 8,000 メートルまで可能）

(2) 熱ショックに対して何らの保護を特別に必要としない。（地上での最高許容温度使用から、急激に氷の張つた水中につけても、何らかの損傷もなく、照明力に全然影響を与えない）

(3) 安全性を重視、24 ボルトシステム採用により、塩水中でも特殊の電気絶縁を必要としないばかりか、水中でのランプの交換も自由にできる。

(4) 水上、水中または半分浸水状態など、いかなる

条件下でも使用できる。

(5) システムのほとんどがモジュール化されている。

(6) 関連システムが豊富である。すなわち反射鏡、多頭式ランプ、浮力ジャケット、高能率充電装置、水中電力供給装置、ダイバー用軽便照明灯、他。

(7) 連続照明ができる。（高能率充電装置により、2 個のランプを交替で使用、すなわち 1 個使用中に他の 1 個を充電する）

(8) ランプは、24 V、70 W、平均寿命 500 時間、1,750 ルーメンであり、深海でのカラー写真撮影にも有効である。

同製品は英国海軍の要請により開発されたものであり、厳格な海軍当局の規格に合格して、高い信頼性を誇り、英国においては、海軍、警察、消防、電力発電中央局、英国原子力局、鉱山、下水パイプ点検、船舶のデッキ照明および検査、緊急照明用、サルベージ、水中 TV 等で必要不可欠のものとなつてきており、最近では海洋開発関連化学プラント等でも注目され始めており、広範な分野での需要が期待されている。

なお E.C.S. 社では 8,000 メートルの深海でも何らの耐圧保護装置なしで使用可能な特殊ランプの日本での製造を考慮中であり、目下東興産業を通じわが国メーカーと接衝中である。

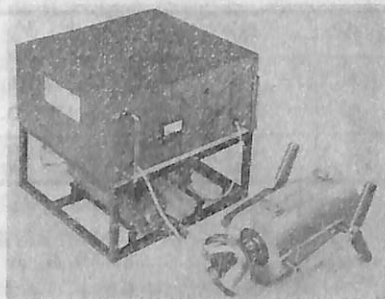
本照明システムの価格は、フルセットにて 221,000 円から。

日造協・訓練センター第 1 号完成

日本造船協力事業者団体連合会（会長宇野信次郎氏）が、造船下請企業の技術向上、安全、福祉対策を図るために、山口県下松市の笠戸船渠・笠戸造船所内に建設していた「笠戸技術訓練モデルセンター」が完成した。同センターは技術訓練センターの第 1 号であり、日造協ではこれをモデルケースとして、今後全国各地に技術訓練センターを建設、造船下請企業の技術向上と安全対策の徹底を図る方針である。

日造協は、造船下請企業の経営基盤の強化、質的向上をねらいとして昨年発足した全国連合組織。造船産業の急激な拡大、技術革新につれて、その基盤強化の整備が急務となつており、さらに建造船舶の大型化にともなつて労災事故の多発化傾向も問題にされている。このため日造協は、技術の向上や安全、福祉対策、経営者教育の拠点として技術訓練センターの設立を計画、その第 1 号として笠戸訓練モデルセンターの建設を進めていたものである。

完成した同モデルセンターは、総工費 1,290 万円、建面積は約 300 平方 m で、内容は二つの教室、ロビー、事務室、倉庫、控室となつている。11 月から従業員および幹部教育を開始するが、教育内容は、組立て、ギ装、溶接などの技術指導と、安全管理面の教育が主なものとなり、教育方法として視聴覚教育を取入れる。



特許解説

船舶建造の方法（特許出願公告昭 47-173 号，発明者，ニルス・ヴェルネル・スヴェンソン，出願人，発明者に同じ）

船舶の建造において，溶接または鋸打ち等による船体組立作業が屋外でなされる場合には，その作業の能率は天候によつて大きく左右される．たとえば雨天または寒冷時には船体の組立作業の能率は，好天時における場合に比べて著しく低下するのが通常である．そこで，船体の組立作業はできるだけ屋内でなされることが望ましいが，近年に至つての船体，特に油槽船等の船体の寸法の増大傾向にあつては，大型の船体を全体的に包囲しうるような保護用建物を建設することは実際には困難である．

このような実情から，船体の全体を包囲しうるような保護用建物を設けるようなことをしなくとも，船体のごく一部を覆うことができるような高屋を設けて，この高屋の内部で上述のような船体の組立作業をすることが出来れば経済的に見ても，作業能率の点から見ても好ましい．

この発明によれば，船体のごく一部を覆うことができるような高屋を造船台上に設け，この高屋の内部で船体の一端側から組立作業が始められ，その組立作業が殆ど終了するに従つて，船体が順次高屋内から高屋外へと送り出され，常に高屋内において船体の組立作業がその一端から他端まで順次行なわれるようになされる船舶の建造方法が提供される．

この発明の実施例を図面について説明すると，造船台上において船体が送り出されるべき方向に路線 7 が設けられ，この路線 7 の底部には進水路 12 が設けられている．路線 7 の最深部，すなわち内陸側の端部には上述のような高屋 8 が，前述の進水路 12 を左右に跨ぐようにして設けられている．そして高屋 8 内には，他の工作室内で予め組立てられた船体部分構造物等を運搬するためのクレーン 10，あるいはその他の必要な装置が都合良く配設されている．また必要な資材を貯蔵するための倉庫

や，それら資材を加工するための工作室あるいは工場等はこの高屋 8 を中心として最も効率良く作業が推進されるように配置される．

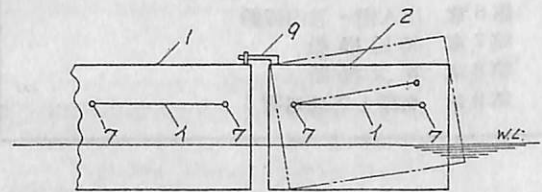
船体の組立ては通常船尾側から行なわれることが望ましい．かくして高屋 8 内で組立てが終了した船体 9 の船尾部分は，図示のように高屋 8 内から押し出されて，高屋 8 内では押し出された船尾部分に続く胴体部分の組立作業が続行される．

高屋 8 内ではまず進水路 12 上に架台 13 が配置され，この架台 13 上に船体 9 の部分が組立てられる．そして組立てが完了した船体部分の送り出しは，高屋 8 内に設けられた水圧プレス 14 等の手段を用いて，この水圧プレス 14 等により架台 13 を進水路 12 の上面に沿つて押圧することによつて行なわれる．

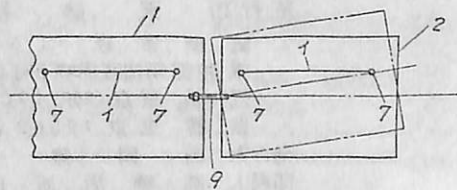
以上の説明から明らかなように，進水路 12 の傾斜角は，通常の進水において適用されるような摩擦角よりも小さくなるように設定されなければならない．そして必要に応じて進水路 12 と架台 13 との間に滑走を促進するための滑り剤を供給する手段が設けられる．

船体等水上浮揚構造物の接合法（特許出願公告 昭 47-10505 号，発明者，山田一善外 1 名，出願人，三菱重工業株式会社）

水上に浮揚する複数個の構造物を，互いに心合せをしながら接合することは，一般に非常な困難を伴う．たとえば複数個に分割された船体部分構造体を，水上に浮揚させた状態のまま互いに接合することによつて一つの完全な船体を形成しようとする場合には，船体部分構造体相互の突合せ部の整合が容易に得られず，それらの接合には困難を伴う．



第 1 図



第 2 図

最近の船舶は大型化の傾向にあつて、それに見合うだけの建造台や船渠を整えることは容易ではない。そのため、既存の建造台や船渠において、それらの建造能力あるいは収容能力の範囲内で船体の一部を建造し、それらをそれぞれ進水させて水上で互いに接合して一つの完全な船体を形成する分割建造工法や、あるいはまた既存の船体を適当な位置で切断して、その切断部分の間に新しい船体構造部分を挿入して再び水上に浮揚させたまま互いに接合する増屯工法等が考えられている。

この発明は、たとえば上述のような分割建造法や増屯工法等において行なわれる水上浮揚構造物相互の接合を、能率的にしかも精確に行なえるようにした方法に関する。

この発明の実施例を図について説明すると、たとえば増屯工法において旧船体部分1に新船体部分2を接合しようとする場合に、まず新船体部分2の接合端部を予め規定の溶接開先としておく。そして新船体部分2と旧船

体部分1との間に嵌合金具9を配設して、この嵌合金具9により、両船体を一定の間隔に保持する。このとき、嵌合金具9の機能を適当に工夫することによつて、両船体の長手方向には相対移動が規制されるとともに、横方向および上下方向には自由度が与えられるようにしておく。そしてヒール調整およびトリム調整をバラストニングにより行いながら、見透し装置7-7を使用して両船体の心合せを行う。このときの状態が第1図において側面図で、また第2図において平面図で示されている。この後新船体部分2の接合端部に平行となるように新船体部分2の接合端部の溶接開先を基準として、旧船体部分1の接合端部を精確に形成するとともにそこに溶接開先を形成する。そして最終的に両船体を互いに引寄せて溶接接合する。

上述のように旧船体部分1の接合端部を形成する段階においては、両船体の相対移動を防止するために、両船体の間には適当な固定手段が適用される。(唐沢勇吉)

海技入門選書

東京商船大学教授 米田謙次郎著

操船と応急

A5判上製 130頁 定価 470円(送110円)

目次

I 操船の基礎

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

II 操船実務

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

海技入門選書

東京商船大学教授 野原威男著

船用プロペラ

A5 上装 110頁 ¥ 400円(〒110)

目次

- 第1章 船体の形状・抵抗および馬力
- 第2章 プロペラの種類
- 第3章 プロペラに関する術語
- 第4章 プロペラの効率
- 第5章 キャビテーション試験
- 第6章 プロペラ的设计
- 第7章 プロペラの構造
- 第8章 事故の原因とその対策
- 附 練習問題

船舶 第45巻 第12号

昭和47年12月12日発行
定価400円(送28円)

発行所 天 然 社

郵便番号 162

東京都新宿区赤城下町50

電話 東京(269)1908

振替 東京79562番

発行人 田 岡 健 一

印刷人 高 橋 活 版 所

購読料

1冊 400円(送28円)

半年 2,250円(送料共)

1年 4,500円(ク)

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

船 舶 第 45 卷 第 1 号 ～ 第 12 号 総 目 次

第 1 号

超大型高速コンテナ船鎌倉丸について……………三菱重工業・神戸造船所造船設計部…(41)	
2軸肥大船の主要目が推進性能におよぼす影響について……………横尾幸一, 川上善郎…(51)	
AU型5翼プロペラの設計図表の高ピッチ比への拡張について……………矢崎敏生, 高橋通雄…(59)	
高速コンテナ船の波浪中における性能について……………中村彰一, 高石敬史…(67)	
PAL-test (新しい旋回圏試験法)……………広田 実…(79)	
日本造船研究協会の昭和45年度研究業務について(3)……………日本造船研究協会研究部…(89)	
NK コーナー……………(99)	
〔水槽試験資料 253〕長さ145m前後のばら積運搬船の水槽試験例……………「船舶」編集室…(100)	
〔製品紹介〕赤錆転化剤 KL-コート-51について……………(106)	
日本海事協会造船状況資料(昭和46年9, 10月)……………(108)	
昭和46年度上半期(4~9月)造船事情……………(114)	
業界ニュース……………(115)	
昭和46年10月分建造許可船舶集計(船舶局造船課)……………(116)	
〔特許解説〕☆ 艀口蓋掛金装置 ☆ 船舶等における垂直開口を含む開口閉鎖装置……………(117)	
LNG 船の技術提携(日本鋼管)……………(50)	
進水した巡航見本市船 新さくら丸……………(58)	
造船用アルミ製足場板の開発……………(66)	

第 2 号

標準積貨物船“MARITIME ACE”……………株式会社 大阪造船所設計部…(35)	
海上交通情報システムについて……………中島英雄…(41)	
浦賀水道における船舶運航の実態と操船上の問題点……………岩井 聰…(45)	
浦賀水道の海難……………佐々木 忠 義…(52)	
推進機関の選定について(特に超大型タンカー用の)……………N.E. ラスムッセン…(58)	
高速コンテナ船の波浪中における性能について (第2部 PSW 航路コンテナ船の波浪中船体運動に関する実船試験)……………竹 沢 誠 二…(67)	
ディーゼルタンカー用水潤滑式立形給水ポンプの開発 ……………三菱重工業株式会社高砂製作所 ポンプ設計課…(80)	
日本造船研究協会の昭和45年度研究業務について(4)……………日本造船研究協会研究部…(85)	
〔製品紹介〕全ソリッドステート方式高性能7吋小型レーダ……………古野電気株式会社…(93)	
〔資 料〕米岡周辺の指定海域における「船間直接 VHF 無線電話通信連絡」の実施について ……………石合 諒…(94)	
NK コーナー……………(96)	
〔水槽試験資料 254〕載貨重量55,000トンの油槽船の水槽試験例……………「船舶」編集室…(97)	
昭和46年(4月~11月)建造許可船舶集計および11月分建造許可船舶集計(船舶局造船課)……………(102)	
業界ニュース……………(104)	
〔特許解説〕☆ コンテナ積載用具 ☆ シリンダー式天窓閉鎖装置……………(105)	
マラッカ海峡の水路調査……………(57)	

第 3 号

LNG 船(LNG 船の概要 その1)(1)……………恵美洋彦・曾根 紘…(35)	
海洋調査船「わかしお」について……………芙蓉海洋開発株式会社・日本鋼管株式会社…(42)	
船舶技術研究所海洋開工工学部の研究の現状について……………伊 藤 達 郎…(52)	
BHS シュテッキヒト型遊星歯車減速機について……………Dipl.-Ing. Dthner, 成瀬長太郎 訳…(68)	
日本海事協会の昭和46年版鋼船規則改正解説(船体および電気)……………日本海事協会…(70)	
日本造船研究協会の昭和45年度研究業務について(5)……………日本造船研究協会研究部…(78)	
日本海事協会造船状況資料(昭和46年11, 12月)……………(88)	
〔製品紹介〕日石丸と東京計器……………(94)	
〔製品紹介〕大気粉じん公害防止用二方電磁弁……………金子産業株式会社…(95)	
NK コーナー……………(96)	
〔水槽試験資料 255〕長さ135m前後の貨物船の水槽試験例……………「船舶」編集室…(97)	
昭和46年(4月~12月)建造許可船舶集計および12月分建造許可船舶集計(船舶局造船課)……………(102)	
業界ニュース……………(104)	
〔特許解説〕☆ 船舶内洗浄装置 ☆ 錨鎖の暴走防止装置……………(105)	
三菱重工と LNG タンカー……………(41)	
IHI ピールスチック PC エンジン100万馬力達成……………(51)	
世界最大級の2,500t 吊り起重機船……………(77)	

第 4 号

高速カーフェリー“さんふらわあ”の概要	川崎重工業・神戸造船事業部造船設計部	(37)
低温式 LPG 運搬船 World Rainbow について	三菱重工業株式会社 横浜造船所	(43)
キーレスプロペラの開発	中島 稔	(47)
LNG 船 (LNG 船の概要 その 2) (2)	恵美洋彦・曾根 紘	(59)
防振入門 (I) (4)	木下直春	(72)
日本海事協会の昭和 46 年版鋼船規則改正解説 (機関 1)	日本海事協会	(79)
日本造船研究協会の昭和 45 年度研究業務について (6)	日本造船研究協会研究部	(91)
自動化タンカー 錦江丸		(95)
NK コーナー		(96)
〔製品紹介〕 ミニ直動式三方電磁弁 (MOOU シリーズ)	金子産業株式会社	(97)
〔水槽試験資料 256〕 載貨重量 約 37,000 英トンのばら積運搬船の水槽試験例	「船舶」編集部	(98)
業界ニュース		(104)
昭和 47 年 1 月分建造許可船舶 (船舶局造船課)		(105)
〔特許解説〕 ☆ 浮台船に装備した伸縮式海底作業筒 ☆ 一列倉口型多層甲板船の 下層甲板用片舷起立型倉口蓋装置		(107)
5,000 総トン型航海練習船の起工, 日本最大の FRP 漁業取締船まつら		(71)

第 5 号

3 基 3 軸船 えるべ丸	三井造船株式会社 玉野造船所 造船設計部	(41)
高速コンテナ船「しるばあ ありう」	川崎重工業株式会社 神戸工場 造船設計部	(50)
船舶の高度集中制御方式 (超自動化) の研究開発の概要		
—— 高度集中制御化船舶とその運航について ——	小林 修	(56)
「錦江丸」の自動化システムと衝突予防装置	北星 賢二	(62)
超自動化船 星光丸 の衝突予防装置	大曲 恒雄	(70)
HOSR 型衝突予防レーダの開発	李中 勝	(74)
レーダーと併用するプロットング追跡装置	鶴田 末一	(83)
MARAC-1 A 接近船報知装置	安立電波工業株式会社	(92)
LNG 船 (その 1 LNG 船の概要) (3)	恵美洋彦・曾根 紘	(98)
〔製品紹介〕 えるべ丸に取付けられたサンロード油加熱器		(106)
〔水槽試験資料 257〕 長さ 313 m の油送船の水槽試験例	「船舶」編集部	(107)
日本海事協会造船状況資料 (昭和 47 年 1 ~ 2 月分)		(112)
NK コーナー		(115)
昭和 46 年度造船工事状況 (船舶局造船課)		(116)
昭和 47 年 2 月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課)		(117)
業界ニュース		(118)
〔特許解説〕 ☆ スラリータンカー ☆ 木材集積船		(119)
砂利盗掘 8 m 型巡視船 第 2 よしの		(49)
日本船用機器開発協会昭和 47 年度開発項目一覧表		(73)
世界最大のスラリー船に改造の SAN JUAN EXPORTER		(82)

第 6 号

大型鉱石運搬船 千曲山丸について	川崎重工業・神戸工場造船設計部	(35)
大型鉱石運搬船に働らく波浪外力と船体強度		
—— 「かりふおるにあ丸」の沈没事故に関連して ——	安藤文隆・花岡達郎	(40)
LNG 船 (その 1 LNG 船の概要) (4)	恵美洋彦・曾根 紘	(59)
超高速タービンの試作	加藤 淳	(67)
海水潤滑軸受を装備した船尾管の船首側の封水装置の実船実験		
	日本ビラー工業株式会社 技術開発部	(74)
高速艇の寸法に関する考察	岩井次郎	(82)
日本海事協会の昭和 46 年版鋼船規則改正解説 (機関 2)	日本海事協会	(87)
〔水槽試験資料 258〕 長さ 234 m のはしけ運搬船の水槽試験例	「船舶」編集部	(99)
NK コーナー		(102)
業界ニュース		(103)
昭和 47 年 3 月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課)		(104)
〔特許解説〕 ☆ 塵船を浮遊貯蔵装置に変換する方法 ☆ フェリーボート用可動橋調整装置		(105)
大型高速力フェリーあるかす進水		(39)
建設を開始した日立造船 有明工場		(58)
日・欧 造船会議		(104)

第 7 号

貨客船「なは丸」の概要	尾道造船株式会社	(35)
海上保安庁 2,000トン型測量船「昭洋」	日立造船・舞鶴工場設計部造船設計課	(42)
第2回ブライイトン国際海洋工学学会議に出席して	甘利 昂一	(53)
ソ連の海洋研究所その他	芦野 民雄	(54)
12米級プレジャーボートについて	堀内 浩太郎	(61)
FRP 船について	戸田 孝昭	(69)
軍用高速艇	丹羽 誠一	(75)
大津さんと私	小山 捷	(80)
LNG 船 (その1 LNG 船の概要) (5)	恵美洋彦・曾根 紘	(85)
〔水槽試験資料 259〕長さ 168 m のばら積運搬船の水槽試験例	「船舶」編集室	(94)
NK コーナー		(100)
日本海事協会造船状況資料 (昭和 77 年 4 月分)		(101)
昭和 47 年 4 月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課)		(107)
業界ニュース		(108)
〔特許解説〕 ☆ 液体荷役装置 ☆ 貨物船		(109)
50 人乗りホーバークラト MV-PP 5 型エンゼル 1 号		(60)
佐野安船渠・水島造船所の計画概要		(74)

第 8 号

長距離カーフェリー「まりも」について	日立造船株式会社・瀬戸田造船株式会社	(35)
8 万馬力原子力コンテナ船に関する日独共同評価研究の成果について	木下 昌雄	(42)
漁業調査船 昭洋丸	芝田 照夫	(53)
佐賀県漁業取締船「まつら」の概要	菊地 陽一	(58)
F.R.P. 漁業取締船 はやちね	諏訪 雅太郎	(66)
漁船冷凍設備の省力化について	小川 豊	(73)
昭和 46 年度漁船建造の動向	九鬼 望	(80)
LNG 船 (その1 LNG 船の概要) (6)	恵美洋彦・曾根 紘	(96)
〔製品紹介〕金子産業 TF-60 防水型端子箱と M 35 C 二方電磁弁		(104)
NK コーナー		(105)
〔水槽試験資料 260〕載貨重量 約 85,000 英トン油送船の水槽試験例	「船舶」編集室	(106)
昭和 47 年 5 月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課)		(111)
業界ニュース		(112)
〔特許解説〕 ☆ 船側の船門装置 ☆ コンベア式撒積運搬船の荷役装置		(113)
三菱重工, シュルタンカー社 LNG 船修繕包括契約		(72)
輸送艦あつみ進水		(72)
超大型電動油圧舵取機 (川崎重工)		(94)

第 9 号

自動車兼撒積貨物船 菱光丸について	佐野安船渠株式会社 船舶設計部	(35)
シーサーベント号		(42)
〔写真紹介〕香焼造船工場の現況	橋本 隆年	(47)
三鷹第 3 船舶試験水槽について	高橋 肇	(55)
膨脹式救命いかだの寒冷海域使用の一考察	八木 寿直	(60)
(膨脹用液化炭酸ガスへの窒素の混合充てんについて)		
LNG 船 (その2 伝熱および防熱) (1)	恵美洋彦・曾根 紘	(70)
日本海事協会の昭和 46 年版鋼船規則改正解説 (液化ガスタンク船)	日本海事協会	(80)
NK コーナー		(93)
〔水槽試験資料 261〕長さ 150 m の高速貨物船の水槽試験例 (1)		
——船尾形状の影響——	「船舶」編集室	(94)
日本海事協会造船状況資料		(98)
昭和 47 年 6 月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課)		(103)
業界ニュース		(104)
〔特許解説〕 ☆ 水中航走体 ☆ 舷梯格納装置 ☆ ハッチカバー		(105)
住友重機械工業の大型構造物専門工場「東予工場」の建設		(41)
イタリア向け船舶建造用“作業ユニット”(石川島播磨重工)		(59)
FRP 製漁業取締船“ふさかぜ”		(97)

第 10 号

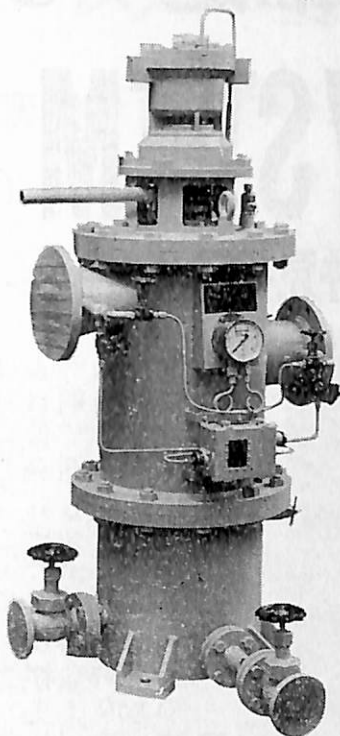
新鋭巡航見本市専用船“新さくら丸”	三菱重工株式会社 神戸造船所造船設計部	(35)
艦艇用主機の技術的変遷	木村 勇三郎	(44)
艦船用電気機器 20 年の回顧	越塚 高明	(53)
艦艇設計思想の変遷	堀 元美	(59)
艦艇省力化の一考察	小島 喜七郎	(69)
最近の海外の衝突予防レーダ	木村 小一	(79)
LNG 船 (その 2 伝熱および防熱) (2)	恵美洋彦・曾根 紘	(87)
〔製品紹介〕 金子産業の制御発信器付ダイヤル液面計とミニ直動三方電磁弁		(96)
NK コーナー		(97)
〔水槽試験資料 262〕 載貨重量 約 212,600 英トンの油槽船の水槽試験例	「船舶」編集室	(98)
昭和 47 年 7 月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課)		(102)
業界ニュース		(104)
〔特許解説〕 ☆ ラブチャーハッチ ☆ 海底連絡作業船 ☆ いかり		(105)
山鶴丸 機関部の超自動化		(43)
造船大板の開先切断装置の開発		(68)
(読後感) 帆船 その艦装と航海	上野 喜一郎	(78)
ハイドロジェット推進の FRP 遊覧船		(95)

第 11 号

大型鉱石運搬船“鋼丸九”について	日本鋼管・鶴見造船所 造船設計部	(35)
鉱石兼油槽船“大津川丸”	川崎重工・基本設計部 神戸造船設計部	(41)
鉄鉱石積換作業台の設計	三井海洋開発株式会社技術部	(54)
自己上昇式海洋土木作業台“KAJIMA”の概要	中野 和夫	(59)
第二白竜について	有田 行雄	(64)
日本船用機器開発協会の昭和 47 年度海洋開発事業計画について	細井 茂	(67)
各国の海洋開発の動向 (イギリス, 西ドイツ, フランス, ソ連, オランダ)	芦野 民雄	(75)
LNG 船 (その 2 伝熱および防熱) (3)	恵美洋彦・曾根 紘	(84)
ロールスロイスを動力とする世界のホーパークラフト		(82)
〔製品紹介〕 富士フィルム, けむ線自動追尾式ガス切断機フォトラック開発		(97)
日本海事協会 造船状況資料 (昭和 47 年 8 月現在)		(98)
〔水槽試験資料 263〕 載貨重量 約 35,000 トンのばら積運搬船の水槽試験例	「船舶」編集室	(104)
NK コーナー		(110)
昭和 47 年 8 月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課)		(111)
業界ニュース		(112)
〔特許解説〕 ☆ パージ運搬船におけるパージ積載方法 ☆ 低温液化ガス船の液化ガスタンク		(113)
航海練習船 銀河丸 進水		(40)
パイプフランジ自動組立溶接機の開発		(53)
坂出第 3 ドック完工, 第 1 船起工		(63)
離島の救急患者輸送艇		(66)
日立・水中ディーゼルエンジン		(74)
石川島播磨重工, 自主技術による新方式の LNG 船の開発		(96)

第 12 号


標準搬積貨物船 VICTORIA I	三井造船・藤永田造船所 造船設計部	(35)
船舶と橋脚の衝突の問題	長 沢 準	(39)
AE による非破壊検査	神 尾 昭	(46)
大型船の横桁材における切欠き (スロット) 周辺の損傷防止について (その 1)	真 能 創	(52)
船体振動における最近の諸問題 (1)	川 上 益 男	(63)
サルベージと深海潜水船	寺 田 明	(71)
LNG 船 (その 3 貨物格納) (1)	恵美洋彦・曾根 紘	(74)
防爆入門 (第 II 部) (5)	木 下 直 春	(86)
〔製品紹介〕 船体支持降下装置 スケーリング・ブロック	保 坂 藤 雄	(94)
無人艇を使用した海洋調査システム (古野電気)		(96)
〔水槽試験資料 264〕 長さ 150 m の高速貨物船の水槽試験例 (2)	「船舶」編集室	(97)
——浮心位置の影響——		
NK コーナー		(102)
昭和 47 年度上期造船工事状況 (船舶局)		(103)
昭和 47 年 9 月分建造許可船舶集計 (船舶局造船課)		(50)
業界ニュース		(104)
〔特許解説〕 ☆ 船舶建造の方法 ☆ 船体等水上浮揚構造物の接合方法		(105)
日本鋼管の 2,000 トンシップベンダー, 佐野安船梁水島造船所に設置		(93)
「船舶」第 45 巻第 1 号～第 12 号 総目録		(107)



「^{ケーワン}K-1 ストレーナー」と命名しました
スラッジ完全分離

油圧駆動方式完全自動逆洗型 ノッチワイヤー式油汙過機

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

 神奈川機器工業株式会社

取締役社長 秋山二郎

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

天然社編 船舶の写真と要目 第20集 (1972年版)

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

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

国内船

- (客船) さんふらわ、まりも、しれとこ丸、かしおべあ、フェリーかいし、クイーンコーラル、第6セントラル、はまゆう、第5セントラル、黒潮丸、なほ丸、フェリーかつら、とさ、ひかり、おとめ丸
- (貨物船) あるたい丸、協寿丸、二見丸、日武丸、新藤丸、新重丸、成花丸、菊淵丸、昌宝丸、大鶴丸、昭泰丸、鶴嶺丸、信隆丸、近洋丸、有和丸
- (油槽船) 日石丸、ジャパンアイリス、錦江丸、幾洋丸、豪竜山丸、新燕丸、明光丸、新光丸、大鶴丸、飛鳥川丸、田川丸、光珠丸、玉野丸、三鶴丸、第3ひかり丸、三鶴丸、鶴令丸
- (般積貨物船) 新鶴丸、千島山丸、千曲山丸、ジャパンオーリーブ、ジャパンアカシア、ジャパンボブラ、邦翔丸、国見山丸、千秋丸、第2三井丸、さんたばあばら丸、昭隆丸、乾隆丸、栄龍丸、比榮丸、阿賀野丸、筑波山丸、天勝丸、ぶうげんびる丸、八新丸、南洋丸、大陽丸、昭博丸、せんだん丸、菱光丸、硯海丸、琢洋丸
- (特殊貨物船) 鶴見丸、あどりあ丸、はんぶとん丸、若鶴丸、敦賀丸、えるべ丸、北野丸、鎌倉丸、いーでん丸、雄翔丸、しるばあろう丸、森丸、あじあ丸、比叡丸、菱光丸、第19とよた丸、ないる丸、ばびるす丸、ジャパンチャリオット、ジャパンコーチ、たこま丸、明竜丸、ネルソン丸、ジャパンエリカ、あまぞん丸、やまと丸、第18とよた丸、蓬萊丸、博洋丸、多摩丸、天沙丸、福崎丸、すざらん丸、東寿丸、吉州丸、雄星丸、ねぐろ丸、紅徳丸、そよかぜ丸
- (特殊船) 新さくら丸、竹生丸、第2天洋丸、第3鶴洋丸、六甲丸

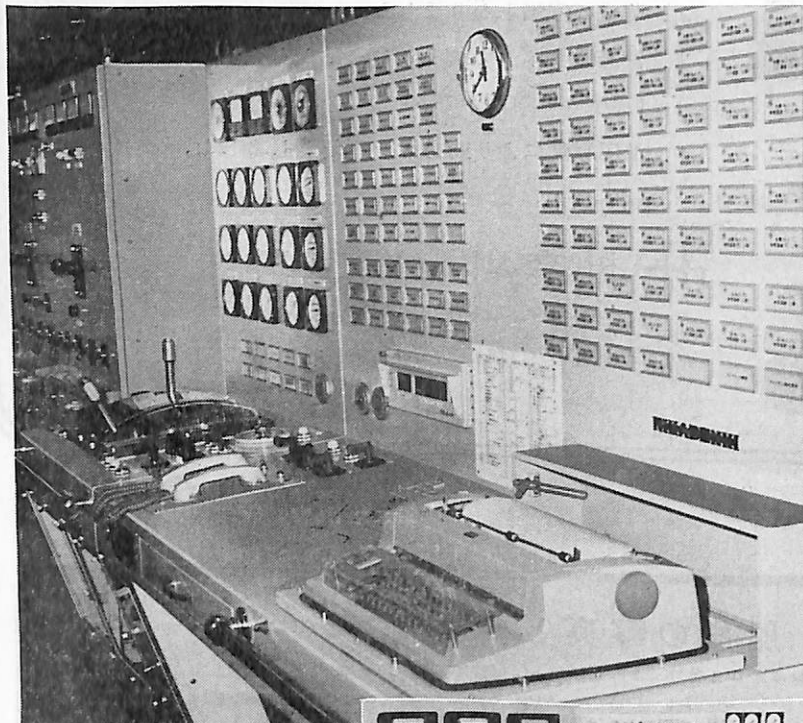
輸出船

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

船舶自動化(MO)を推進する

ZERO SCAN SYSTEM[®]

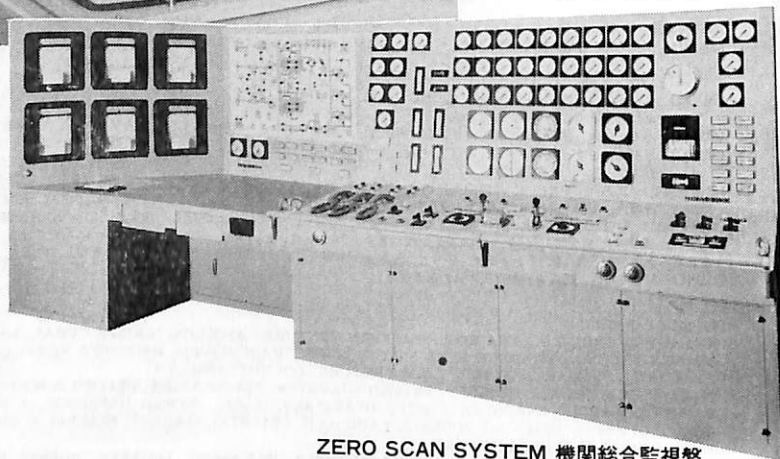
データロガー・監視盤



ZERO SCAN SYSTEM
データロガー

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

納入実績 3万点以上



ZERO SCAN SYSTEM 機関総合監視盤



理化電機工業株式会社

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

レジャー船から超マンモスタンカーまで

素材供給・総合エンジニアリングから一貫体制で建造



アメリカ向け255,000重量トン型タンカー“バイオランド・N・ゲーランドリス”

優れた素材供給力をベースに鉄鋼・重工・船舶の
三部門を一体としたNKKは総合重工業技術で、
海の活用法を常に新しく書き換えています。

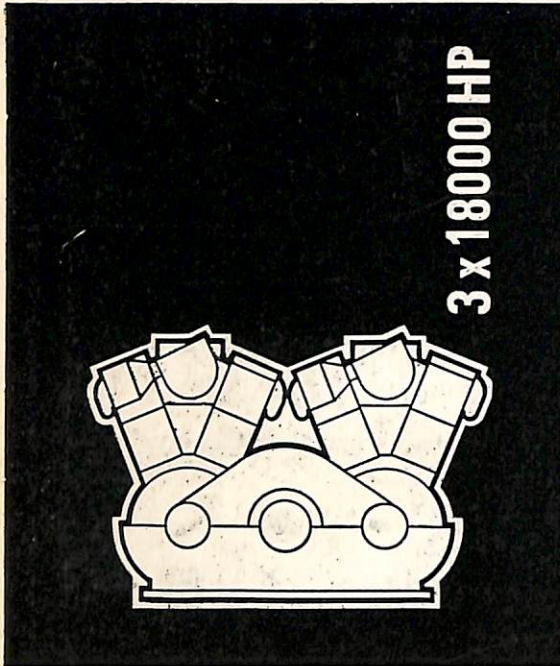


鉄鋼 重工 船舶

日本鋼管

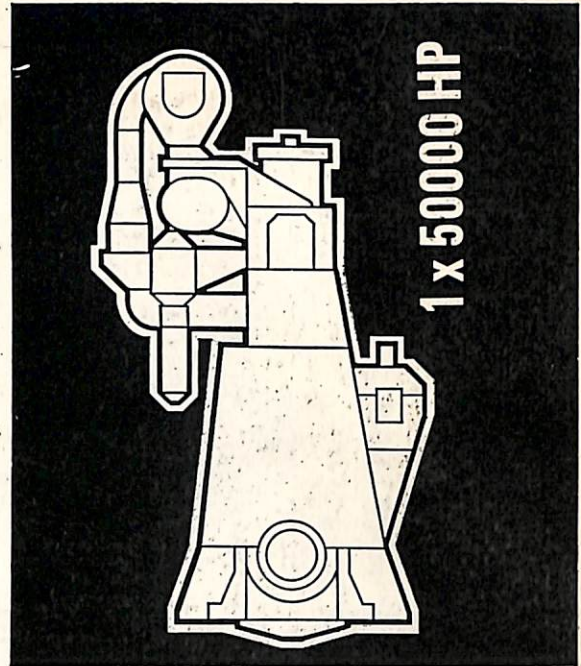
船舶本部：東京・大手町 タイムライフビル
TEL大代表(279)6111

ご計画中的の新造船にはどちらの粗悪油運転 ディーゼル機関を採用なさいますか？



3 x 18000 HP

MAN中速4サイクル機関減速機付き



1 x 50000 HP

MAN低速2サイクルクロスヘッド機関

今日の海運業界で成功するには関係者皆さまの推進機関についての十分な研究が不可欠です。機関速度の選択は一つの重要な問題です。70余年前に世界最初のディーゼル機関を世に出したMAN社は、皆さまが適切な決定をされるのにご協力できます。MAN社は粗悪油運転可能な中速および低速の両ディーゼル機関を船用主機として製造し、数年にわたる運航実績をもっています。

M·A·N (ジャパン) リミッテド

本社	東京C.P.O. Box68	Tel. (03) 214-5931
神戸サービスベース	神戸C.P.O. Box1170	Tel. (078) 671-0765
横浜サービスエンジニア		Tel. (045) 201-2931

ライセンサー

川崎重工業株式会社
三菱重工業株式会社

東京/神戸
東京/横浜

MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG AKTIENGESELLSCHAFT/WEST GERMANY

保存委番号:

221043

雑誌コード 5541-12

船 舶
第 四 十 五 卷 第 十 二 号
昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和四十七年十二月七日 印刷
昭和四十七年十二月十二日 発行 (毎月一回)

編集発行 東京都新宿区赤城下町五〇番地
兼印刷人 田岡健一
印刷所 高橋活版所

定価 四〇〇円

発行所 天

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