

SHIPPING

船舶

1973. VOL. 46

4

オランダ領アンテレス向け搬積船
“ツバインドレヒト”

D W T	66,000
主機出力	15,000EHP
航海速度	16.1ノット
引渡	昭和48年2月10日
建造	日本钢管鶴見造船所



日本鋼管

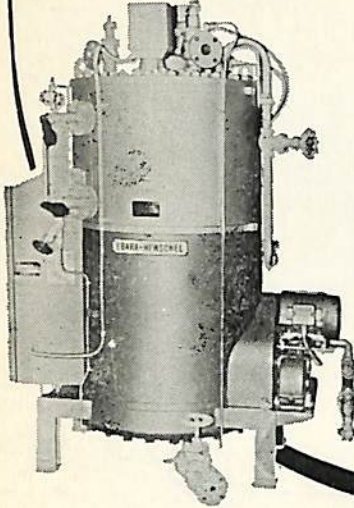
天 然 社

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
 毎月一、四、七、十、十三、十六、十九、二十二、二十五、二十八日発行
 昭和四十八年四月七日 印刷
 昭和四十八年四月十二日 発行
 昭和二十三年三月二十八日運輸省特別技承認許第四〇六号

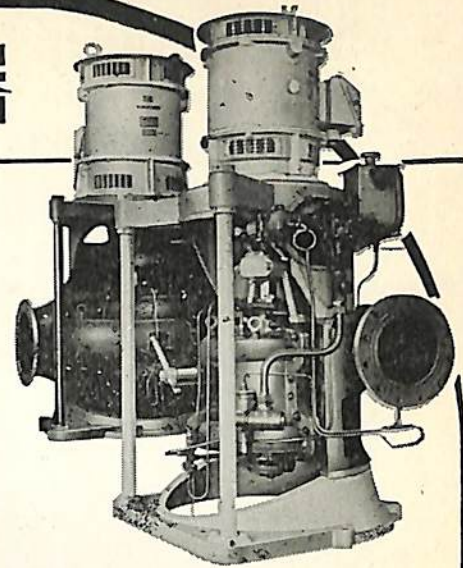
エハラの船用機器

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
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



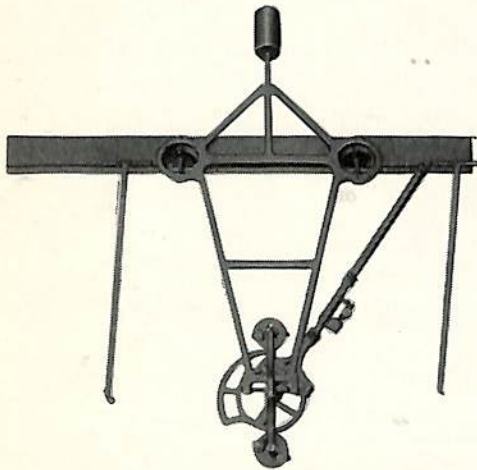
エハラ船用ポンプ

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)

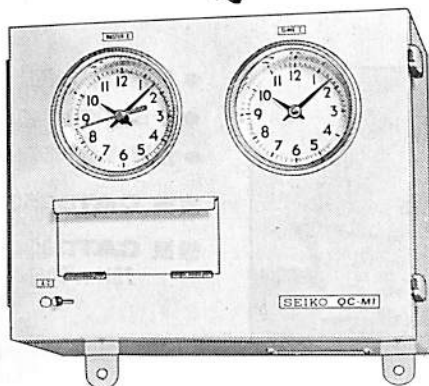
工 場 東京都大田区池上2-14-7 電・(752) 3 4 8 1 (代表)



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(φ)重量8.5kg



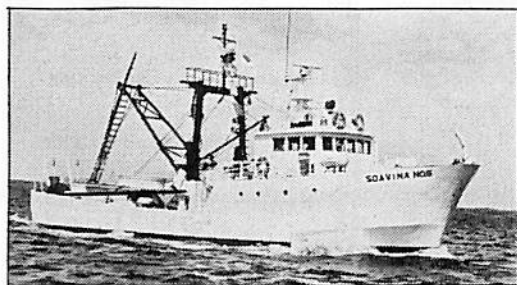
豊富にそろった船舶用子時計、お好みのデザインをお選びください。

SEIKO

セイコー・株式会社 服部時計店

日本のエビトロール船の80%に搭載——CAT船用エンジン

地球の裏側でも活躍中!



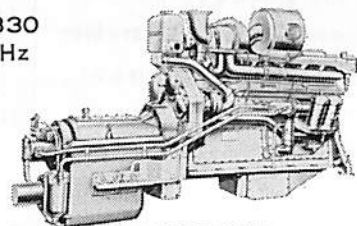
（株）極洋殿と、マダガスカルの現地資本との合弁会社ソスマヴ(SOSUMAV)所有のエビトロール船ソアヴィナ5・6・7・8・10号の五隻（いずれも日本で建造）にも、CAT船用エンジンが選ばれました。長時間のきびしい連続作業を耐え抜く、持ち前の粘り強さ。実績に裏づけられた、高い信頼性。CAT船用エンジンは、日本のエビトロール船の80%に搭載されています。

- 長期操業に不可欠の、高い信頼性と耐久性。
- 魚倉や船室のスペースを広くとれる、コンパクト設計の高速エンジン。

- 日常点検・整備を簡略化した独特の構造。
- リモコン操作による大幅な省力化も可能。
- 世界各地に広がる充実したサービス網。

主機 **CATD353TA** 425ps/1,225rpm

補機 **CATD330**
75kw/60Hz



ソアヴィナ5号~10号に搭載された(CATD353TA)船用エンジン。

CAT船用ディーゼルエンジンは、D330NA(86ps/2,000rpm)から、D399TA(1,445ps/1,300rpm)まで16機種。主機・補機用として最適な機種がお客様に選べいただけます。

CATERPILLAR

Caterpillar, Cat, D, D3, D4, D6, D7, D8, D9, D10, D11, D12, D13, D14, D15, D16, D17, D18, D19, D20, D21, D22, D23, D24, D25, D26, D27, D28, D29, D30, D31, D32, D33, D34, D35, D36, D37, D38, D39, D40, D41, D42, D43, D44, D45, D46, D47, D48, D49, D50, D51, D52, D53, D54, D55, D56, D57, D58, D59, D60, D61, D62, D63, D64, D65, D66, D67, D68, D69, D70, D71, D72, D73, D74, D75, D76, D77, D78, D79, D80, D81, D82, D83, D84, D85, D86, D87, D88, D89, D90, D91, D92, D93, D94, D95, D96, D97, D98, D99, D100

東関東支社 ☎ 柏(0471)31-1151
西関東支社 ☎ 八王子(0426)42-1111
北陸支社 ☎ 新潟(0252)66-9171
東海支社 ☎ 安城(0566)71-8411
近畿支社 ☎ 茨木(0726)43-1121
中国支社 ☎ 瀬野川(08289)2-2151

〔特約販売店〕
北海道建設機械販売 ☎ 札幌(011)881-2321
東北建設機械販売 ☎ 岩沼(022312)3111
四国建設機械販売 ☎ 松山(0899)72-1481
九州建設機械販売 ☎ 二日市(09292)2-6661
牧港自動車 ☎ 那覇(0988)33-3161

72095

キャタピラー 三菱株式会社

本社・工場 神奈川県相模原市田名3700〒229 ☎(0427)52-1121 産業エンジン課 ☎東京(03)581-6351

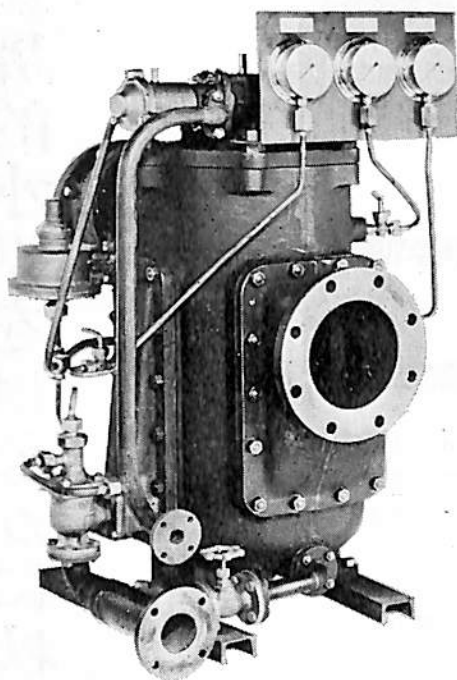
油汙過作業の省力化…

特許

機関室を広くする

マックス・フィルタースシリーズ

日本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

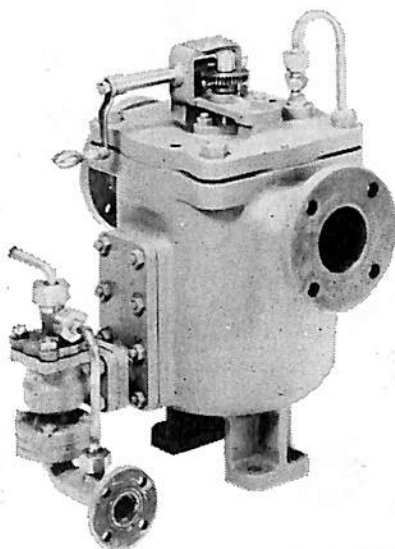
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロシプロケーターを採用

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)

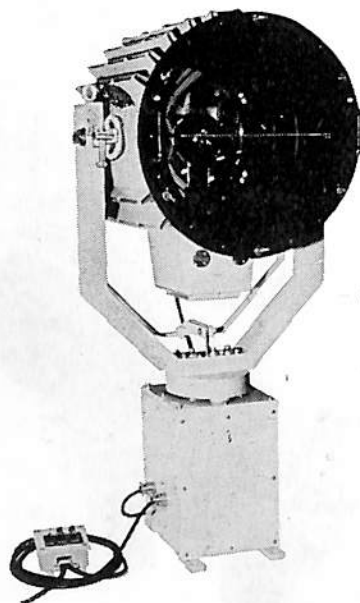
ボタンひとつで方向自在!!

三信の高性能

特許3件・実用新案3件・意匠登録1件

リモコン探照灯

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



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

1. スイッチによるリモコン操作ができますから便利で省力化になります。
2. 配線さえすれば船のどこ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 46 卷 第 4 号

昭和 48 年 4 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

ロールオンオフ貨客船 ゴーるでん おきなわ 尾道造船株式会社設計部…(35)

高速艇に関連する技術的メモ..... 岩 井 次 郎…(41)

船用遊星歯車減速機について Klaus Ehrlenspiel, Erwin Dehner, 成瀬 長太郎…(46)

船舶機装品試験所について 田 中 藤 平…(57)

日本海事協会規則の解説 日本海事協会 船体部 機関部…(64)

日本造船研究協会の昭和46年度研究業務について(4) 日本造船研究協会研究部 …(78)

深海潜水船の耐圧こく— その深度と材料について 寺 田 明…(85)

LNG 船(その3 貨物格納)(5) 恵美洋彦・曾根 紘…(89)

【製品紹介】東京光学機械の TOPCON 新オートレベル完成.....(95)

 光電製作所のドッキングソナー5RD-101

 日本船舶工具の4 VSW 型排気弁・弁座精密研削盤(96)

NK コーナー(98)

【水槽試験資料 268】肥大船の水槽試験例(3)

 — ハルブサイズの影響 — 「船舶」編集室…(99)

業界ニュース(104)

【特許解説】☆ 海洋生物付着防止装置(47-10668号) ☆ 海洋生物付着防止装置(47-13947号)(105)

 消防艇兼患者輸送船「みやじま」.....(56)

 三井 B&W ディーゼルエンジン累計生産実績 700万馬力達成(88)

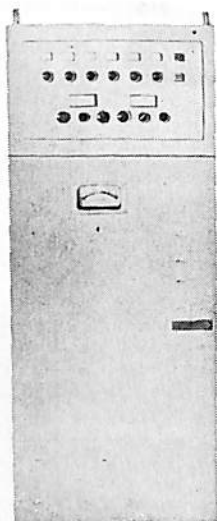
写真解説 ☆ “ゴーるでんおきなわ” の船内設備写真

竣工船 ☆ GLOBTIC TOKYO ☆ は る な ☆ うらづき ☆ フェリーみさき ☆ 菱東丸

☆ GOHYO(豪陽) ☆ 銀河丸 ☆ 新嶺丸 ☆ 第三天洋丸 ☆ THORSHOLM

☆ EASTERN HORNET ☆ CEBU CITY ☆ ZWIJNDRECHT ☆ SEABORNE

☆ SEALNFS ☆ WORLD PROGRESS(世導)



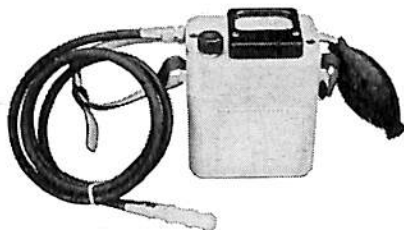
FMA-26型

(カタログ文献謹呈)

光明可燃性ガス警報装置

(日本海事協会検定品)

LPG タンカー
ケミカルタンカー
オイルタンカー
の



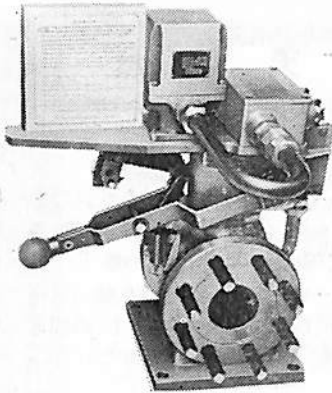
爆発防止に活躍する

光明可燃性ガス測定器
FM型

光明理化学工業株式会社

東京都目黒区中央町 1-8-24 TEL711-2176(代)

ボイラの安全運転に**燃油緊急遮断弁**



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

NK, LR 認承済み

口径: 40A 50A 65A 機能: 通電時ラチエット弁開

圧力: 20~50kg/cm² 温度: 100~130℃

(注) ディゼルエンジン用には圧力、サイズ、材質等いろいろ用意しています。

タンクの液面計測に**マリン、シートルゲージ**

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

■マリンゲージ（プッシュ式）

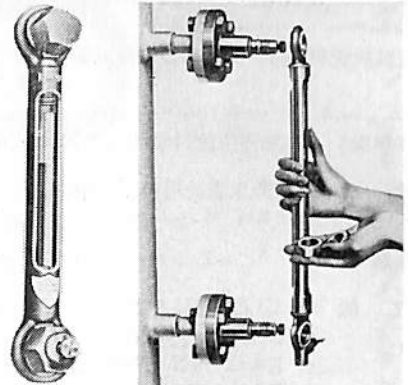
NK, LR, BV, DFSS, DNV, AB 等各国
検定機関の認証済み。

BsBM専用ボス付3/4PFねじ ¥6,900(1m未満)

■シートルゲージ

BsBM3/4PTねじ ¥6,900(1m未満)

SUS-27 20A F付 ¥13,520(1m未満)



SUS-27製シートルゲージ



技術の金子創業大正7年



金子産業

株式
会社

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



は る な (護衛艦) 船主防衛庁 造船所 三菱重工業・長崎造船所

全長 153.0 m 幅 17.5 m 深さ 11.0 m きつ水 5.1 m 基準排水量 4,700トン 速力 32.0ノット
 主機 三菱 WH 型タービン 2 基 (2 軸) 70,000 PS ボイラー 三菱 CE 型 主要兵器 54 口径 5 インチ
 単装速射砲 × 2 アスロック × 1 68 式 3 連装魚雷発射管 × 2 対潜ヘリコプター (HSS-2) × 3
 乗員 360 名 (航空要員 55 名を含む) 起工 45-3-19 進水 47-2-1 竣工 48-2-22

船舶外板・タンク の

電気防蝕に関する調査・設計は

専門のエンジニアリングコンサルタント
 中川防蝕工業株式会社に

御相談下さい。

当社は技術士 (金属部門) 15 名を擁する
 ユニークな防蝕専門会社です。

中川防蝕工業株式会社

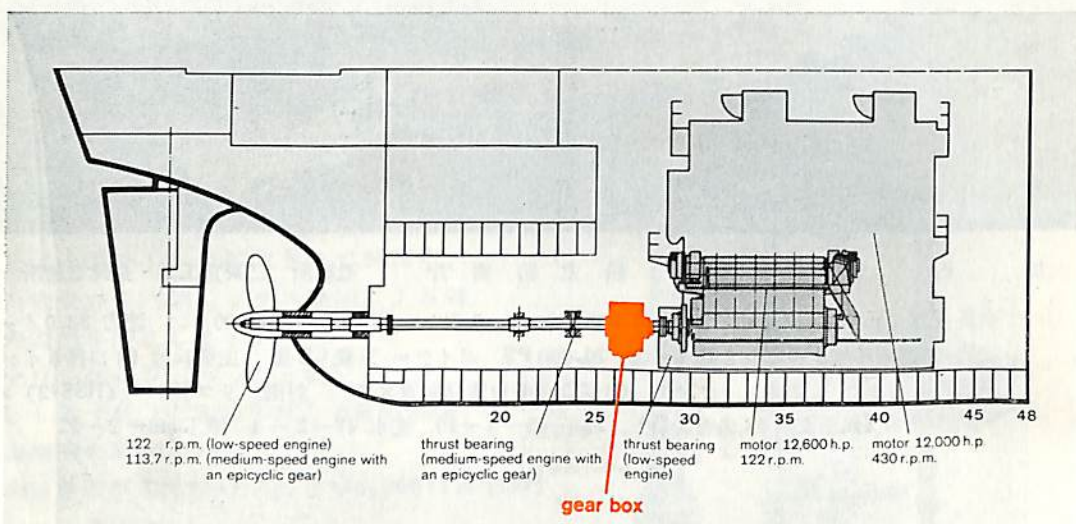
本社・東京都千代田区神田鍛冶町 2-1 ☎(252)3171
 支店・大阪市東淀川区西中島 5-1-0-1 ☎(303)2831
 営業所・名古屋☎(962)7866・広島☎(48)0524・福岡☎(77)4664
 出張所・札幌・仙台・新潟・千葉・水島・高松・大分・沖縄



アルミ陽極取付 バラストタンク

BHS-Stoeckicht Epicyclic Gear in a Container Vessel with a power of 12000 HP:

Space of 200 m³ and 280 t of weight plainly saved!



コンテナ船の主推進系に組込まれたBHS-STOECKICHT遊星歯車減速機は、幾つかの重要な利点をもっている。

1. この遊星歯車減速機は、占有スペースの少ない中速ディーゼルエンジンとの組合せを可能とし、その動力を殆んどロス無く99%以上の効率をもって伝達する。

2. 12,000HPの推進力をもったコンテナ船に採用された此の組合せは、低速エンジンの場合に比し、200m³以上のスペースと約280トンの重量を節減出来る。又高さの面からは、2つのデッキをフリーにする事が出来る。

3. BHS-STOECKICHT遊星歯車減速機はコンテナ・チャーター船用に開発された。此の減速機のインスペクションは簡単な工具を用いて極めて短時間になされる。BHS社は、造船業界において注目のまとなるほどの数の

BHS-STOECKICHT船用遊星歯車減速機を既に供給した。

4. 推進装置は、従来よりはるかに船尾によせて配置する事が出来る。BHS社は現在、9隻のコンテナ船に此の遊星歯車減速機を供給し、4隻は既に航海中であり、その1隻は7,000時間以上の航海実績を有している。伝達馬力に就いては、主機30,000HPの中速ディーゼルエンジンへの開発に呼応している。

御要求に依り、カタログ資料を御送りします。

(技術提携御希望の向きは御連絡下さい)



BHS Getriebe-Technik

Bayerische Berg-, Hütten- und Salzwerke AG., Werk Sonthofen, 8972 Sonthofen/Allg., Phone (08321) 501-504, Telex 054483, Western Germany

日本総代理店

海外通商株式会社

TEL: 東京本社 03(214)6661, 大阪支店 06(343)1271

国内技術提携先

株式会社 栗本鉄工所
光洋機械産業株式会社

化学工業用フィルター
二軸強制練りコンクリート・ミキサー



GLOBTIC TOKYO (油槽船) 船主 Globtic Tankers. (英) 造船所 石川島播磨重工業・呉造船所
 総噸数 238,231.60 噸 純噸数 184,190.32 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 483,664 噸 全長 378.85 m
 長(垂) 360.00 m 幅(型) 62.00 m 深(型) 36.00 m 吃水 28.203 m 平甲板船 主機 IHI Cross Compound
 Impulse Steam Turbine 1 基 出力 45,000 PS×90 RPM 燃料消費量 220.1 t/d 航続距離 23,820 海里
 速力(試) 15.64 ノット (航) 14.68 ノット 汽罐 F.W. "MDM" × 2 貨油倉 585,062.9 m³ 燃料油倉
 14,190.4 m³ 清水倉 615.3 m³ 乗員 38 名 (外 9 名) 工期 47-4-3, 47-10-14, 48-2-20

1. 船体部

(1) D. T. I. 取得

上構 (UPP. DK. と STORE DK. の間) に 1,000 mm の COFFERDAM を設けた。

RISE OF FLOOR 123 mm

EMERGENCY FIRE PUMP 用 SEA CHEST を STERN PART に設けた。

(2) NK GUIDANCE の L. BHD 剪断座屈強度に関する資料により、その板厚を UP させた。

(3) 消火設備は D. T. I. 承認を取得。

(4) WINDLASS に油圧ブレーキを採用した。

(5) 居住区は 7 層の甲板室で構成しペイントの補修をなくすため側壁内張はメラミン化粧合板仕上とし、天井内張はポリエステルオーバーレイ仕上とした。

床は全面ビニールタイル張りとしている。

居室は全て 1 人部屋で SOFA BED を装備し、PETTY OFFICER 以上は個人用の TOIL. があり、特に OFFICER CLASS 以上はセミダブルベットを設け、カーペットを敷くなどハイグレードの装備をしている。

冷暖房は高能力のステームジェットプラントによる全室高速通風システムを採用している。

冷気は全て 1 人部屋で SOFA BED を装備し、PETTY OFFICER 以上は個人用の TOIL. があり、特に OFFICER CLASS 以上はセミダブルベットを設け、カーペットを敷くなどハイグレードの装備をしている。

冷気は全て 1 人部屋で SOFA BED を装備し、PETTY OFFICER 以上は個人用の TOIL. があり、特に OFFICER CLASS 以上はセミダブルベットを設け、カーペットを敷くなどハイグレードの装備をしている。

冷気は全て 1 人部屋で SOFA BED を装備し、PETTY OFFICER 以上は個人用の TOIL. があり、特に OFFICER CLASS 以上はセミダブルベットを設け、カーペットを敷くなどハイグレードの装備をしている。

CREW にそれぞれ専用の BAR とデラックス装飾の LOUNGE, 13m×6.5m のタイル張のスイミングプールや長さ 16m のゴルフ練習場などを設けている。

(6) LIFE BOAT に内部よりブレーキ操作が可能なブレーキ遠隔装置を装備している。

(7) CARGO PUMP ROOM には可燃性ガス警報装置を装備している。

2. 機関部

(1) 熱交換器保護のため海洋生物付着防止装置を装備している。

(2) 渦巻ポンプのグランドパッキンにテフロンパッキンを採用している。

(3) 主機は機関制御室および船橋からの操縦可能。

(4) イナートガスシステムの採用。

3. 電気部

(1) GYRO MASTER COMPASS を 2 台 装備し切替または 2 台の平均値指示が可能となっている。

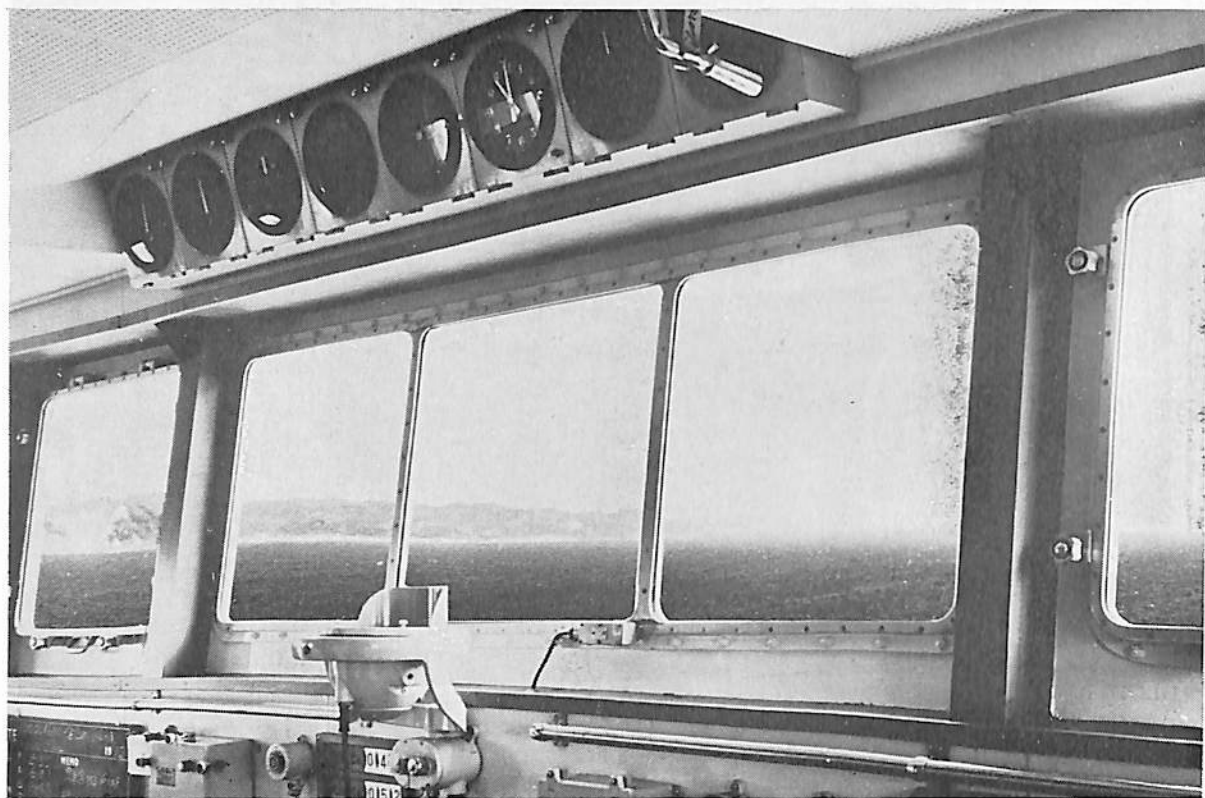
(2) 操船用にドプラソナーを設けている。

(3) NNSS を装備し、船位置の正確な測定が可能である。

(4) 警報器付衝突予防レーダーを装備している。

(5) 電動弁を多数採用し、機関室内バルブの開閉を容易にしている。

(6) 一斉呼出可能な自動電話の採用。



安全な航海のために ブリッジの窓には——

結露・氷結から視界をまもる安全ガラス——

ヒートライト® C

航海の安全のために、重要な役割をになうブリッジや操舵室の窓——。

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

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

 **旭硝子**

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

カタログ請求券
船舶



フェリー みさき (自動車航送旅客船) 船主 大阪湾航送船株式会社 造船所 内海造船・田熊工場
 総噸数 804.12 噸 純噸数 289.13 噸 近海 船級 JG 載貨重量 384.66 噸 全長 57.438 m 長(垂) 53.000 m
 幅(型) 12.900 m 深(型) 4.100 m 吃水 3.260 m 満載排水量 1,255 噸 平甲板船 主機 ダイハツ 8 DSM-26 型
 ディーゼル機関 2 基 出力 $2 \times 1,360$ PS $\times 682/340$ RPM 燃料消費量 11.5 t/d 航続距離 1,635 海里 速力 14.6
 ノット 燃料油倉 61.64 m³ 清水倉 37.04 m³ 旅客定員 500 名, 乗用車 5 台搭載可能, 8t 積トラック 13 台
 乗員 18 名 工期 47-8-3, 47-11-21, 48-2-23 設備 レーダー, ジャイロコンパス, 吃水計, ハウス
 ラスター, トリムヒール制御装置, 汚水処理装置

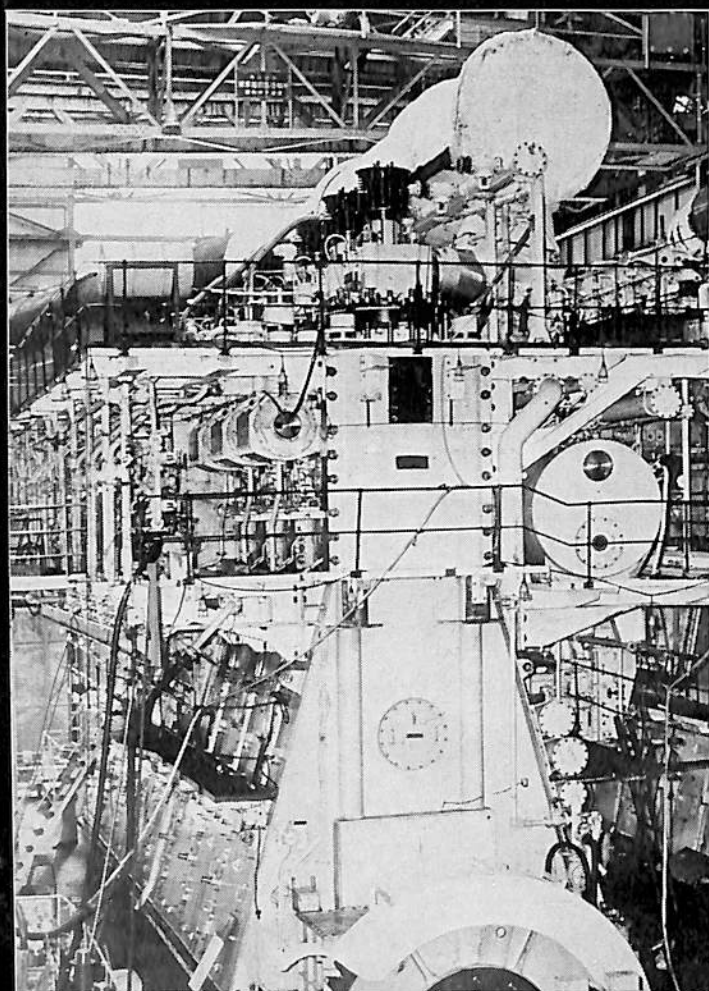


うらづき (23m型巡視艇) 船主 海上保安庁 造船所 三菱重工業・下関造船所
 総噸数 67.17 噸 純噸数 17.30 噸 沿海 4 種船 全長 21.00 m 長(垂) 20.00 m 幅(型) 5.20 m 深(型)
 2.70 m 吃水 1.23 m 満載排水量 45.96 排水トン 船型 V 型 主機 池貝ベント MB 820 Db 型ディーゼル機
 関 2 基 出力(最大) $1,100$ PS $\times 1,400$ RPM 航続距離 230 海里 速力(試) 26.32 ノット (航) 25 ノット
 乗員 10 名 同型船 はるづき, きよづき 第 6 管区広島海上保安部配属

三井-B&Wディーゼル機関

K90GF

シリンダ口径900^m/_m 3,410BHP/CYL



船用クロスヘッド型2サイクル単動ターボチャージディーゼル機関

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

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



人間と技術の調和に挑む

三井造船

船用機械営業部

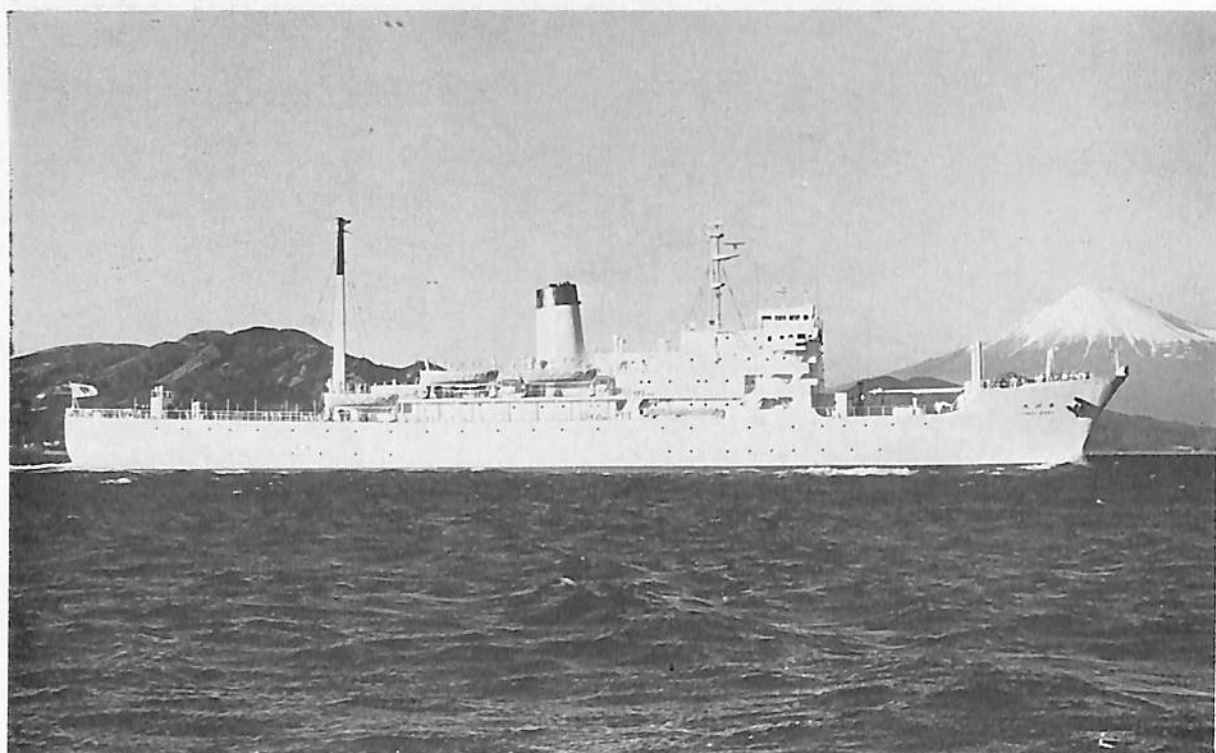
東京都中央区築地5-6-4 電話(03)544-3625



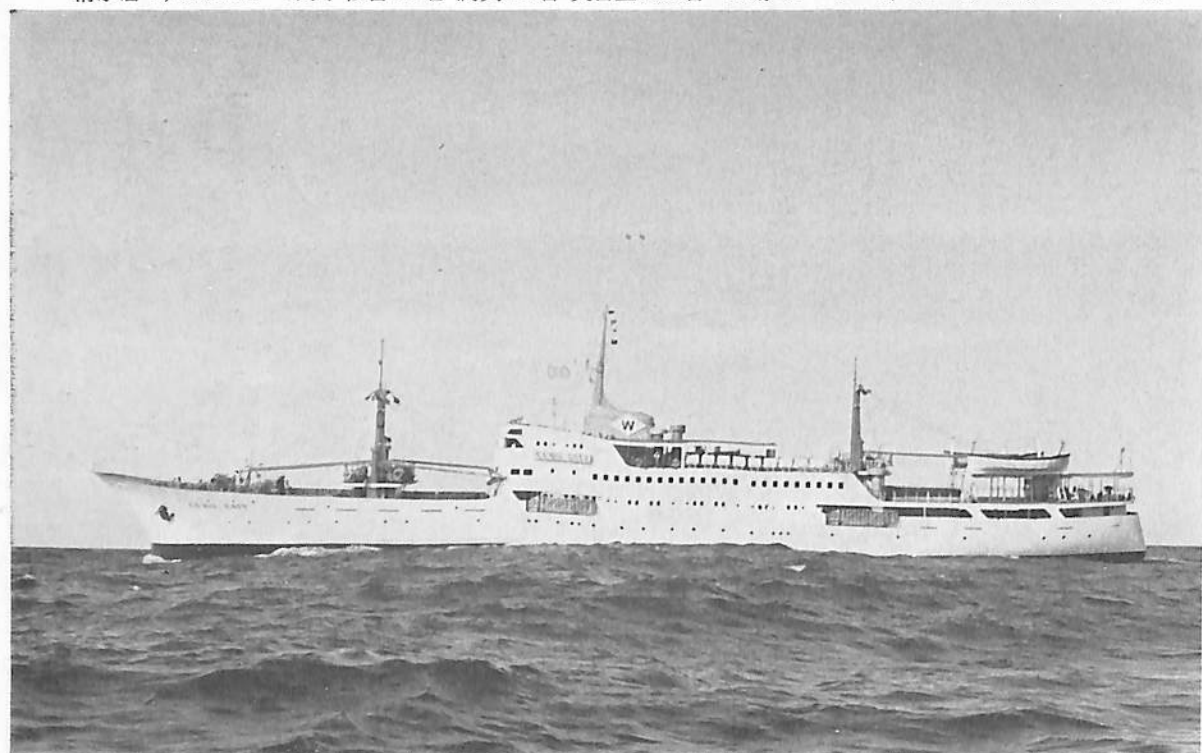
WORLD PROGRESS (世尊) (油槽船) 船主 Liberian Begonia Transports Inc. (リベリア) 造船所 三菱重工業・長崎造船所 総噸数 105,787.23 噸 純噸数 87,238.94 噸 遠洋 船級 BV, NK 載貨重量 237,285 噸 全長 321.82 m 長(垂) 304.00 m 幅(型) 52.40 m 深(型) 25.70 m 吃水 19.886 m 船首楼付平甲板船 主機 三菱 2 段減速装置付タービン 1 基 出力 34,000 PS×90 RPM 燃料消費量 166.5 t/d 航続距離 17,000 海里 速力 15.8 ノット 汽罐 三菱 CE 貨油倉 289,153.9 m³ 燃料油倉 8,271.1 m³ 清水倉 760.1 m³ 乗員 50 名 工期 47-5-23, 47-11-28, 48-2-20 同型船 新光丸



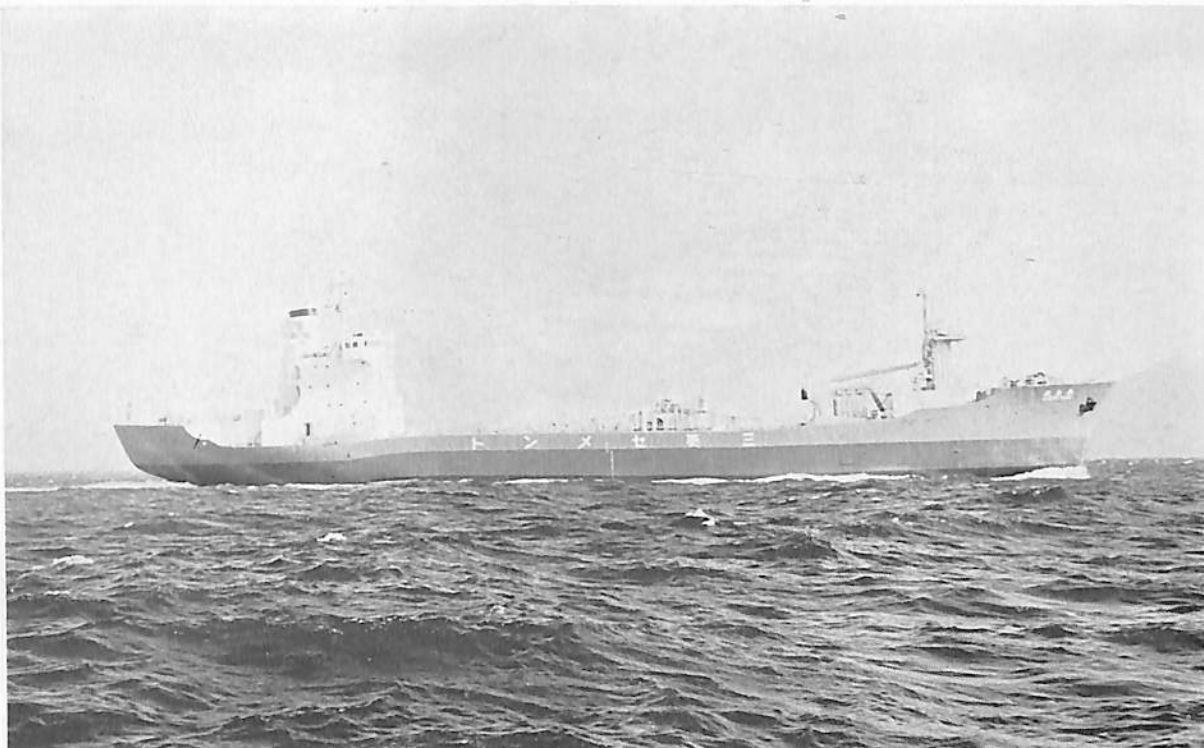
THORSHOLM (油槽船) 船主 A/S Thor Dahl (ノルウェー) 造船所 三井造船・千葉造船所 総噸数 139,680.18 噸 純噸数 106,643.58 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 279,810 Lt 全長 342.900 m 長(垂) 329.184 m 幅(型) 51.816 m 深(型) 27.737 m 吃水 21.773 m 満載排水量 320,334 噸 平甲板型 主機 三井 B&W 9 K 98 FF 型ディーゼル機関 1 基 出力 31,500 PS×100 RPM 燃料消費量 142.6 gr/ihp/hr 速力 14.70 ノット 貨油倉 342,073.1 m³ 燃料油倉 9,403.7 m³ 清水倉 835.1 m³ 乗員 41 名 工期 47-5-18, 47-10-24, 48-2-15 設設 固定タンククリーニング装置, イナートガス装置, ドライパウダー消火装置, ノルコン-コンピュータコントロールシステム



銀河丸(練習船) 船主 航海訓練所 造船所 日本鋼管・清水造船所
 総噸数 5,037.98 噸 純噸数 1,852.69 噸 遠洋 船級 JG 載貨重量 2,993.0 噸 全長 144.622 m 長(垂)
 105.00 m 幅(型) 16.00 m 深(型) 10.50 m 吃水 5.817 m 満載排水量 5,822.6 噸 船首楼付平甲板型 主機
 神發 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 20.44 t/d 航続距離 24,700
 海里 速力 17.5 ノット 汽罐 重油専焼立水管式 発電機 537.5 KVA(430 kw) 450 V×2 燃料油倉 1,373.2m³
 清水倉 1,668.6 m³ 乗員 仕官 34 名 属員 42 名 実習生 168 名 工期 47-3-3, 47-9-30, 47-12-23



CEBU CITY(貨客船) 船主 William Lines, Inc. (フィリピン) 造船所 新潟鉄工所・新潟造船工場
 総噸数 2,452.92 噸 純噸数 1,404.76 噸 船級 NK 載貨重量 1,183.2 噸 全長 98.76 m 長(垂) 88.00 m 幅
 (型) 13.80 m 深(型) 7.50 m 吃水 5.213 m 満載排水量 3,247.90 噸 全通船楼型 主機 日立 B&W 2 サイク
 ル単動ディーゼル機関 1 基 出力 5,250 PS×220 RPM 燃料消費量 160 g/ps.h 速力 18.0 ノット 発電機 850
 KVA×2 貨物倉(ベール) 1,516.23 m³ (グレーン) 1,697.71 m³ 燃料油倉 184.87 m³ 清水倉 172.50 m³ 乗
 員 88 名 工期 46-12-10, 47-6-2, 47-9-9



菱 東 丸 (セメント運搬船) 船主 三菱セメント株式会社 造船所 三菱重工業・下関造船所
 総噸数 5,346.64 噸 純噸数 2,968.98 噸 沿海 船級 NK 載貨重量 8,762 噸 全長 123.98 m 長(垂) 115.00 m
 幅(型) 17.70 m 深(型) 9.20 m 吃水 7.379 m 満載排水量 11,632 Lt 凹甲板型 主機 三菱 UET^{45/75}C
 型ディーゼル機関 1 基 出力 3,740 PS×218 RPM 燃料消費量 14 t/d 航続距離 約 4,000 海里 速力 13.3 ノ
 ット 汽罐 クレイトン 7 kg/cm²g 発電機 AC 450 V 250 KVA(200 kw)×3 貨物倉(ベール) 7,117.59 m³
 燃料油倉 189 m³ 清水倉 142 m³ 乗員 22 名 工期 47-9-6, 47-12-21, 48-2-28 同型船 菱光丸



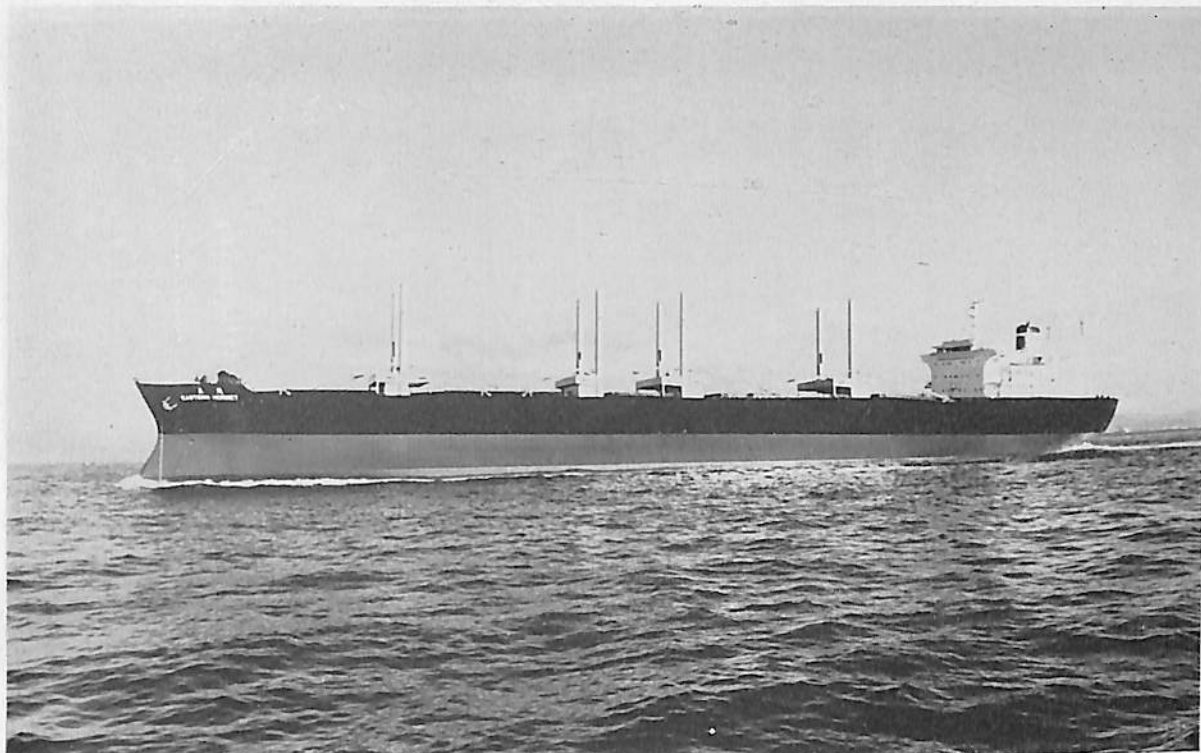
豪 陽 (GOHYO) (チップ運搬船) 船主 Tasmanian Transportation Incorporated (リベリア)
 造船所 住友重機械工業・浦賀造船所 長(垂) 188.00 m 幅(型) 29.40 m 深(型) 20.80 m 吃水 10.80 m
 総噸数 31,860.86 噸 載貨重量 37,190 噸 速力(試) 17.08 ノット 主機 住友スルザー 6 RND 76 型ディー
 ゼル機関 1 基 出力 12,000 PS×122 RPM 船級 BV 工期 47-7-24, 47-11-2, 47-2-7
 設備 チップアンローダ, 旋回式俯仰型固定クレーン 600 kt/h×3



新 嶺 丸 (ばら積貨物船) 船主 新和海運株式会社 造船所 三菱重工業・広島造船所
 総噸数 68,193.52 噸 純噸数 45,080.14 噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 122,648 噸 全長 261.00 m 長(垂)
 247.00 m 幅(型) 40.60 m 深(型) 24.00 m 吃水 16.831 m 満載排水量 143,482 噸 平甲板船 主機 三菱ス
 ルザー 9RND90 型ディーゼル機関 1 基 出力 22,185 PS×116 RPM 燃料消費量 81.4 t/d 航続距離 28,800 海
 里 速力 15.30 ノット 発電機 AC 450 V 60 Hz 937.5 KVA×3 貨物倉(グレーン) 140,217.5 m³ 燃料油倉
 7,302.4 m³ 清水倉 592.5 m³ 乗員 32 名(外 2 名) 工期 47-7-28, 47-11-8, 48-2-9



第 三 天 洋 丸 (トロール漁船) 船主 大洋漁業株式会社 造船所 佐世保重工業・佐世保造船所
 全長 112.00 m 長(垂) 101.95 m 幅(型) 17.00 m 深(型) 11.20 m 吃水 7.25 m 総噸数 4,357.10 噸 冷蔵庫
 容積 2,939.14 m³ フィッシュミール容積 1,137.56 m³ 速力(公試) 16.8 ノット(航海) 13.75 ノット 主機
 神発 8 UET^{45/80} D 型ディーゼル機関 1 基 出力(連続最大) 5,700 PS 工期 47-7, 47-11, 48-2-20



EASTERN HORNET (ばら積貨物船) 船主 Liberian Hornet Transports, Inc. (リベリア) 造船所 株式会社 大阪造船所 総噸数 19,654.24 噸 純噸数 13,871 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 34,203 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 凹甲板船 主機 IHI スルザー 7RND 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 10,393 PS×144.8 RPM 燃料消費量 42.03 t/d 航続距離 約 16,110 海里 速力 14.6 ノット 貨物倉(ベール) 41,242 m³ (グレーン) 44,735 m³ 燃料油倉 2,164.9 m³ 清水倉 432.4 m³ 乗員 50 名 工期 47-9-16. 47-12-7. 48-2-23



SEALNES (ばら積貨物船) 船主 The Bishopsgate Shipping Company Ltd (英) 造船所 日本鋼管・清水造船所 総噸数 12,982.17 噸 純噸数 8,040.47 噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 21,570 噸 全長 155.517 m 長(垂) 145.70 m 幅(型) 22.86 m 深(型) 13.40 m 吃水 9.839 m 満載排水量 26,263 噸 凹甲板船 主機 NKK-ピールステック 18PC 2-2 V 400 型ディーゼル機関 1 基 出力 8,100/7,970 PS×500/126 RPM 燃料消費量 32 t/d 航続距離 13,100 海里 速力 14.8 ノット 汽罐 コンボジット罐×1 発電機 AC 437.5V 350 KW×3 貨物倉(ベール) 25,852.1 m³ (グレーン) 26,892.1 m³ 燃料油倉 1,258.3 m³ 清水倉 140.4 m³ 乗員 32 名 工期 47-8-23, 47-11-24, 48-2-24 同型船 SWIFTNES, SALTNES, SPRAYNES



ZWIJNDRECHT (ばら積貨物船) 船主 Shipping Company Zwijndrecht NV.(オランダ) 造船所 日本鋼管・鶴見造船所 総噸数 38,611.27 噸 純噸数 31,185.26 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 67,826 噸 全長 224.00 m 長(垂) 214.00 m 幅(型) 32.20 m 深(型) 18.70 m 吃水 13.603 m 満載排水量 79,935 噸 平甲板船 主機 住友スルザー 6 RD 90 型ディーゼル機関 1 基 出力 12,750 PS×116 RPM 燃料消費量 47.4 t/d 航続距離 18,100 海里 速力 14.7 ノット 発電機 470 KW×3 貨物倉(グリーン) 81,318.2 m³ 燃料油倉 2,931 m³ 清水倉 413 m³ 乗員 52 名 工期 47-7-3, 47-10-24, 48-2-10



SEABORNE (油槽船) 船主 Seaborne Tankers Inc.(リベリア) 造船所 株式会社 名村造船所 総噸数 15,027.38 噸 純噸数 9,933 噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 30,169 噸 全長 171.02 m 長(垂) 162.00 m 幅(型) 25.40 m 深(型) 14.35 m 吃水 10.713 m 満載排水量 37,082 噸 凹甲板船 主機 三菱スルザー 7 RN D 68 型ディーゼル機関 1 基 出力 9,820 PS×142 RPM 燃料消費量 38.0 t/d 航続距離 16,500 海里 速力 15.0 ノット 発電機 AC700 KVA(560 W)×450 V×2 貨油倉 34,050 m³ 燃料油倉 2,019.2 m³ 清水倉 254.8 m³ 乗員 40 名 工期 47-8-26, 47-11-7, 48-2-9

世界の海に活躍する **ナカシマプロペラ**

■製造品目

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

■新開発システム

○キーレスプロペラ

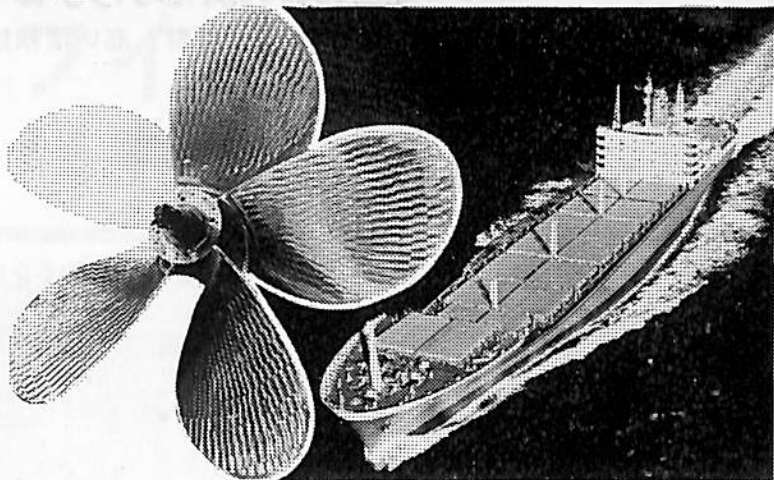
キーなしのシャフトにプロペラを油圧にて装着する新方式
取付・取外し簡便

○NAUタイププロペラ

当社と造船技術センターの共同開発、中小型プロペラの効率大巾アップ

○可変ピッチプロペラ

英国ストーン社との技術提携による高性能OPPシステム一式
(XS・XK・XX三種)



運輸省認定事業場

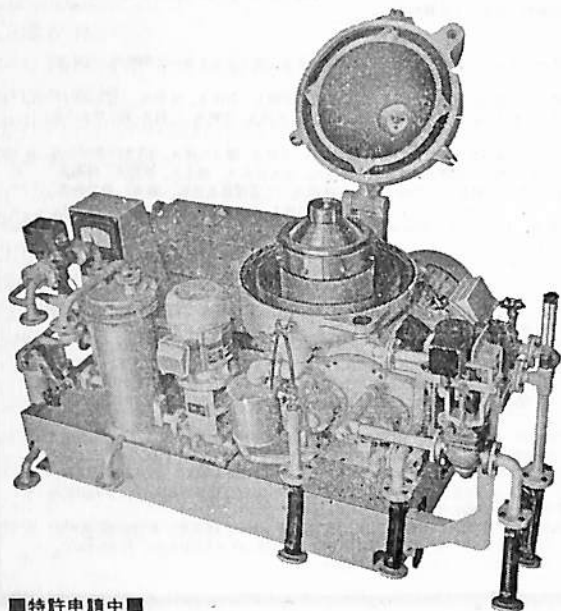


ナカシマプロペラ株式会社

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

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

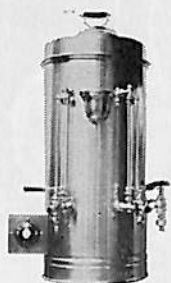
巴工業株式会社

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)

YKK型船舶厨房調理機器

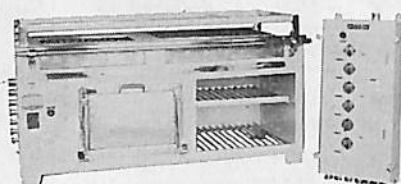
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

ライスボイラー

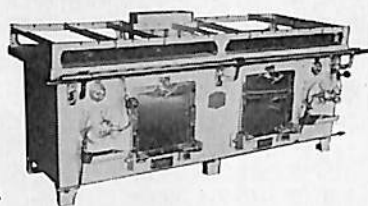


電気式湯沸器

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・水漉器・豆腐製造機・アイスクリーム製造機
ハムスライサー・肉挽機・球根皮剥機・炊飯器・ケー
キミキサー・ガスレンジ・電気式オープン・パン醗酵器
電気式魚焼器・スープボイラー・ディスプレイ
食器洗浄機・堅型蒸気炊飯器・電気コンロ・電気熱板
ガス魚焼器・その他特殊製品全般

株式会社 横浜機器製作所

本社・工場 横浜市中区新山下1-8-34

電話 横浜045(622)9556(代)5335(代)

第2ビル専用 045(621)1283(代)

電略「ヨコハマ」ワイケイケイ

希望条件を指示下さい。即時見積、設計、納品致します。

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版上製挿入 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、船舶関係の技術者をはじめ、一般愛好者にとっ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、かしばお丸、フェリーかしい、クイーンコーラル、第6セントラル、はまゆゆう、第5セントラル、黒潮丸、なは丸、

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、豊洋丸、豪竜丸、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

(散積貨物船) 新鶴丸、千島丸、千曲丸、ジャパノリープ、ジャパノカシア、ジャパノボラ、邦翔丸、国見丸、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、慶光丸、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、あじ丸丸、

比叡丸、慶光丸、第19とよた丸、ない丸、ぼびるす丸、ジャパノチャリオット、ジャパノコーチ、たこま丸、明竜丸、ネルソン丸、ジャパノエリカ、

あまぞん丸、やまと丸、第18とよた丸、蓬萊丸、博洋丸、多摩丸、天沙丸、福岡丸、すざらん丸、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鴻洋丸、六甲丸

輸出船

(客船) TAI PENG

(貨物船) VAN TRIUMPH, ASIA ROSE, EASTERN VENTURE, APOLLON, ARISTA GORAS, IOANNA, BUNGA TERATAI, OCEAN PROGRESS, BUNGA TANJONG, EVER SAFETY, FIDES, RANENFJORD, DAISHOWA VENTURE, LEIDENSCHAFT, SUN CHONG, EMMANUEL DELMAS, ANNOULA, SIAM VENTURE, LOI KIM, AMRTA I

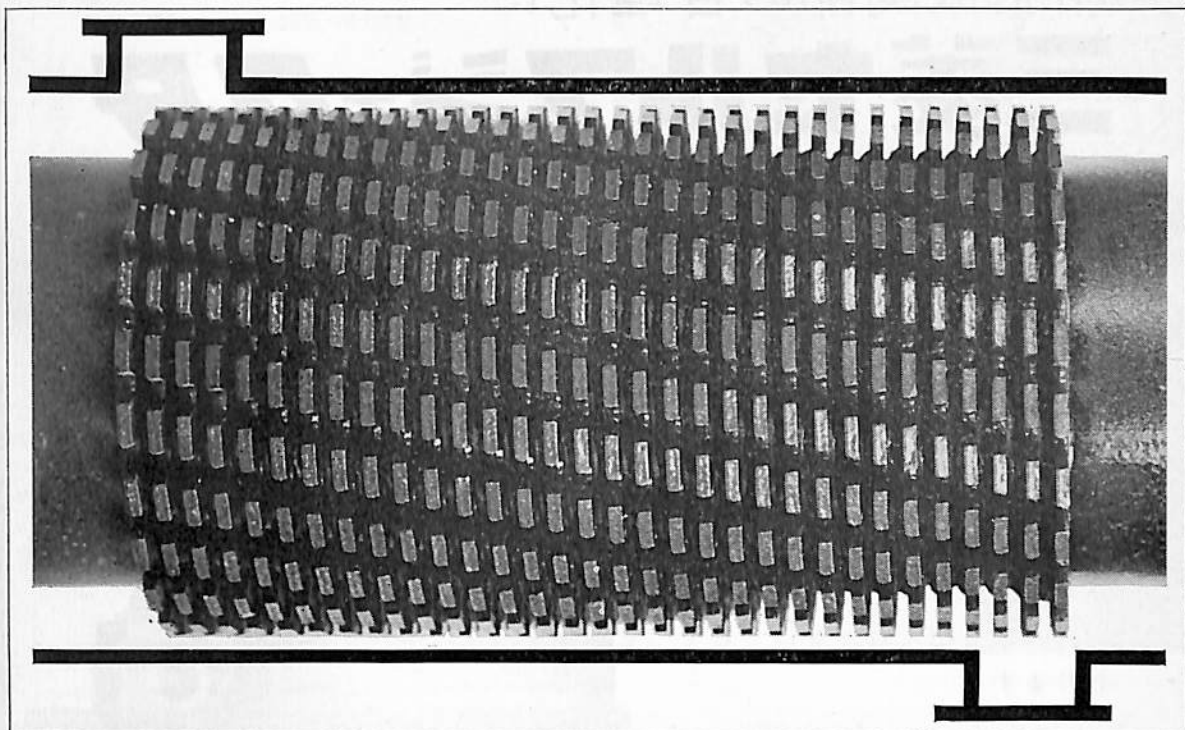
(油槽船) OGDEN NELSON, J.R. GREY, BRITISH SURVEYOR, POLYSCANDIA, BRITISH SCIENTIST, BRITISH PROSPECTOR, MOBIL PROGRESS, WORLD BARONNESS, UNITED OVERSEAS I, KULU, WORLD HAPPINESS, J. PAUL GETTY, WORLD HONOUR, WORLD GENERAL, ORIENTAL PHOENIX, FAIRFIELD, ORIENTAL MAJESTY, SEALION, LOSINA, NEPCO GALLANT, MESSINIACHI IDEA, INDOTANK, GOLAR SABANG

(散積貨物船) STIRING BRIDGE, KONKAR INDOMITABLE, TAKASAGO, MAJESTY, ROBERT BANK, TONIN, EVELYN, AMELIA TOPIC, SPRAY DERRICK, INVERALMOND, MARITIME ACE, EASTERN JADE, DORYFORDS, SILVAPLANA, PACEMPEROR, ANTAIOS, SAPPORO OLYMPICS, KAPODISTRIAS, PANAGOS D. PETERAS, MARIA VOYAZIDES, ENDEAVOR, HAI CHUAN, ISLAND SUN, SEATRANSPORT, EASTERN WISEMAN, TERRYLIN, EASTERN WAVE, SWIFTNES, GOLDEN CROWN, COSMOS ALTAIR, WOERMANN SANAGA, CONSOLIDATED VENTURE, PYTHIA, FRONISIS

(特殊貨物船) LA LOMA, WORLD SPLENDER, JALNA, ANDROS ARIES, PONTOPORIA, EDEN BRIDGE, RHETORIC, SYMPHONIC, ASIATIC, ANDROS STORM, CHU FUJINO, AEGEAN ISLAND, POINT CLEAR, EASTERN HAZEL, WORLD RAINBOW, PINKSKY, ASIA HUNTER, BRIGHT HOPE, GOLDEN LOTUS, HOP CHONG, ASIA GOLD, QUEENA, HUSA

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ので、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
フィンは十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。



長瀬産業株式会社

機械部 船用機械課

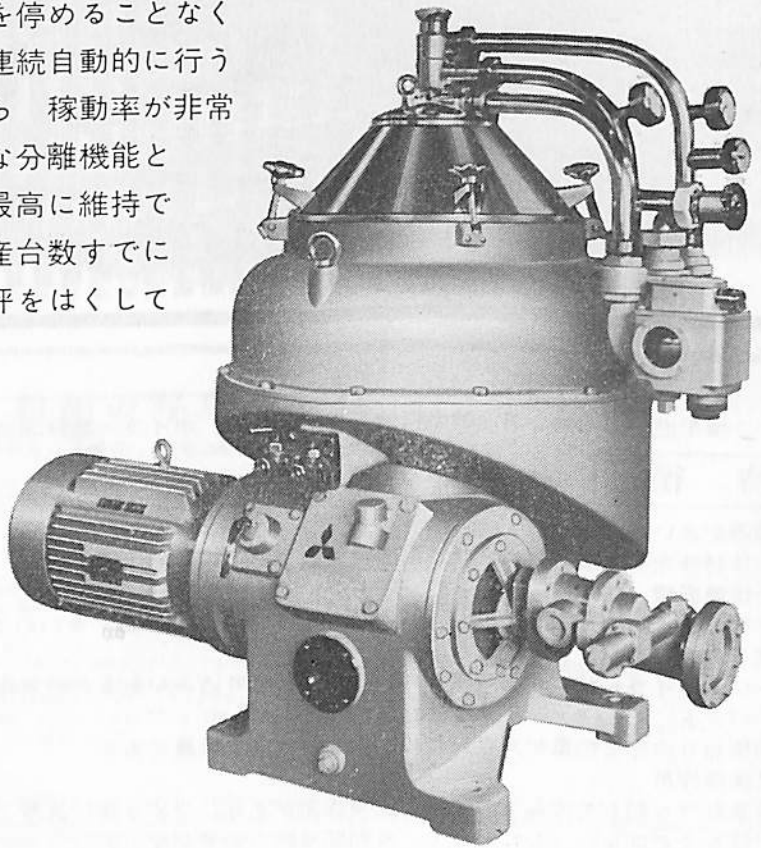
船舶機関部の合理化に

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

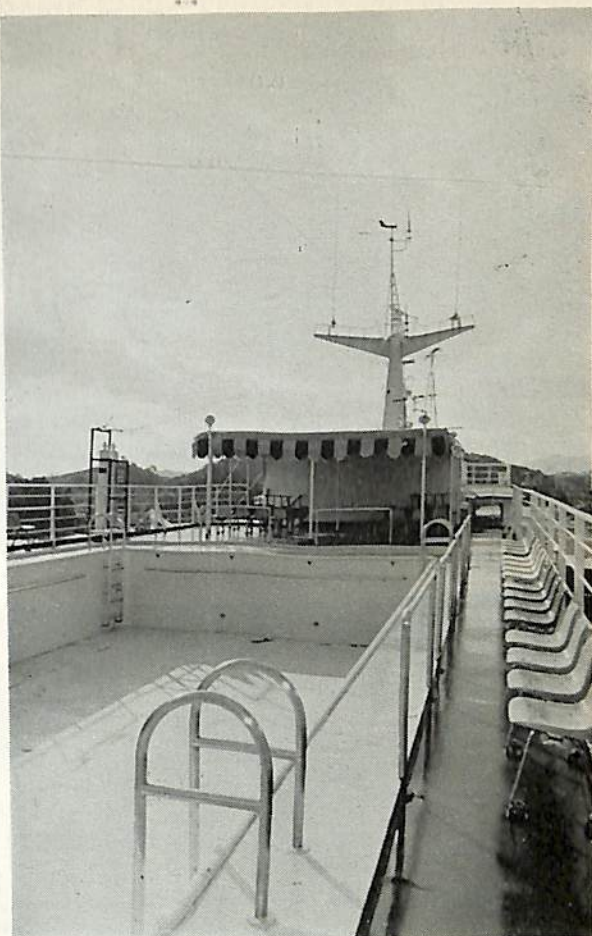


三菱化工機株式会社

本社/東京都千代田区丸の内2-6-2 電話(212)0611(代表)

ごーるでん おきなわ の
船内設備 真写

(詳細は 本文 35頁~40頁を
参照して下さい)



プ ール



航走中の ごーるでん お き な わ



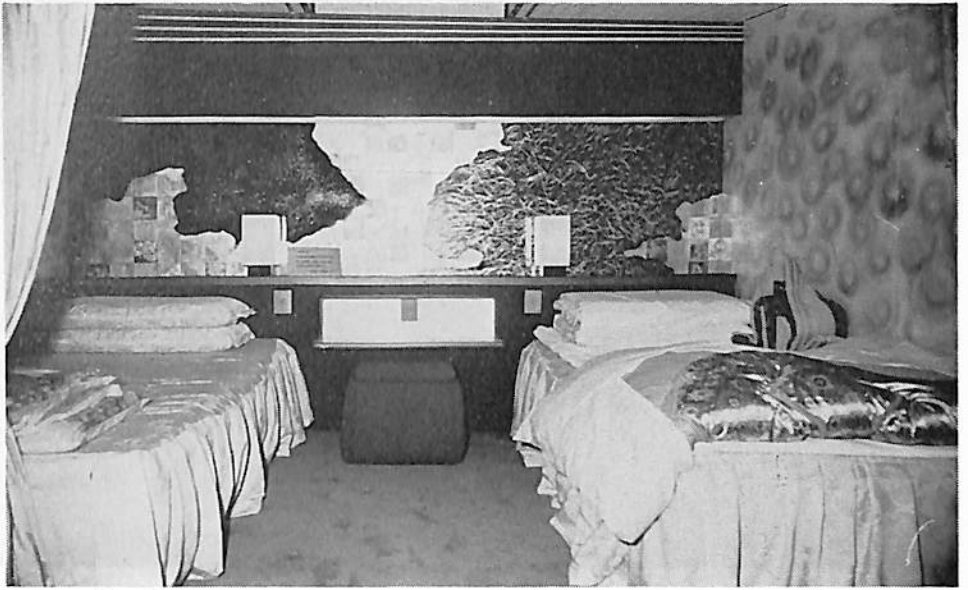
船楼甲板上メインエントランス



上部船橋甲板上メインエントランスホール



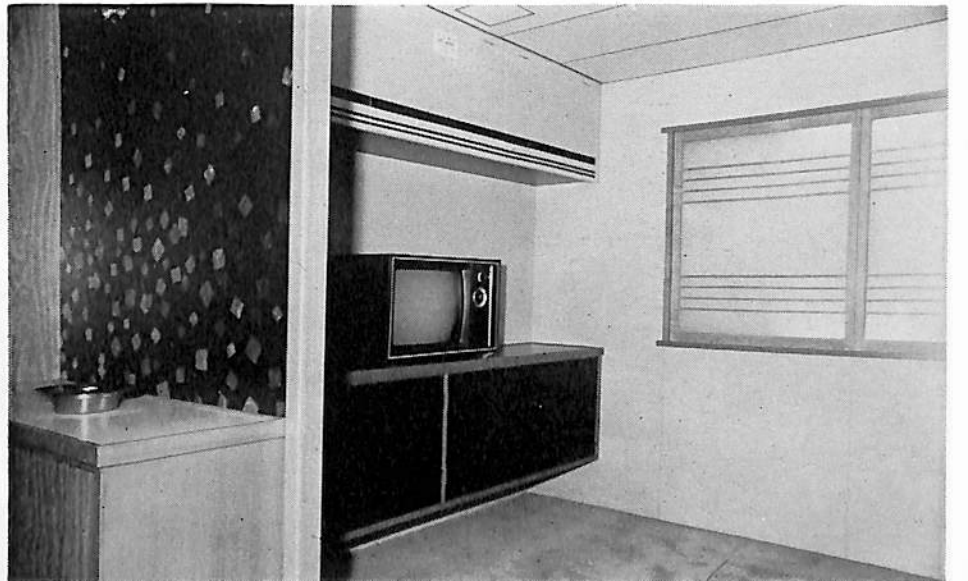
スカイ ラウンジ



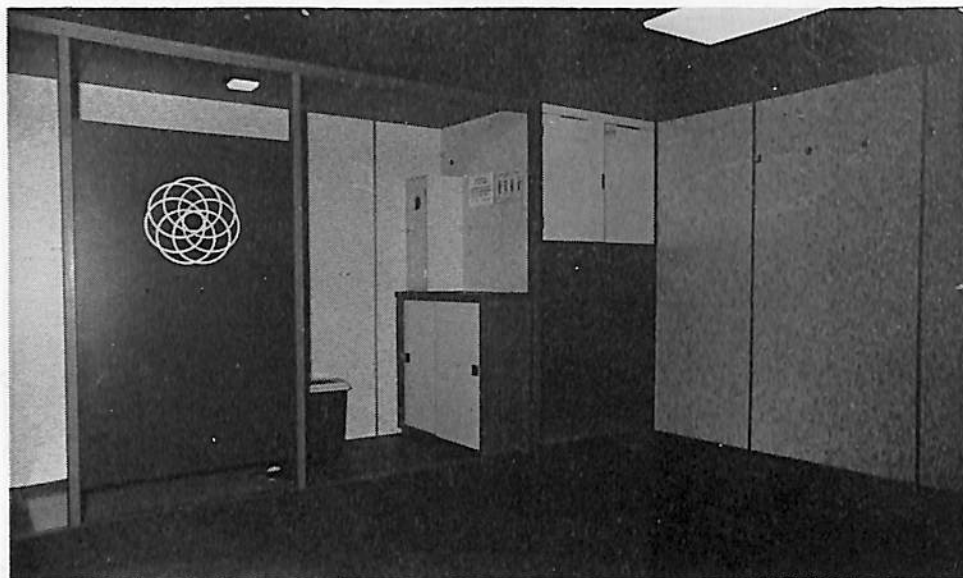
特別 1 等室



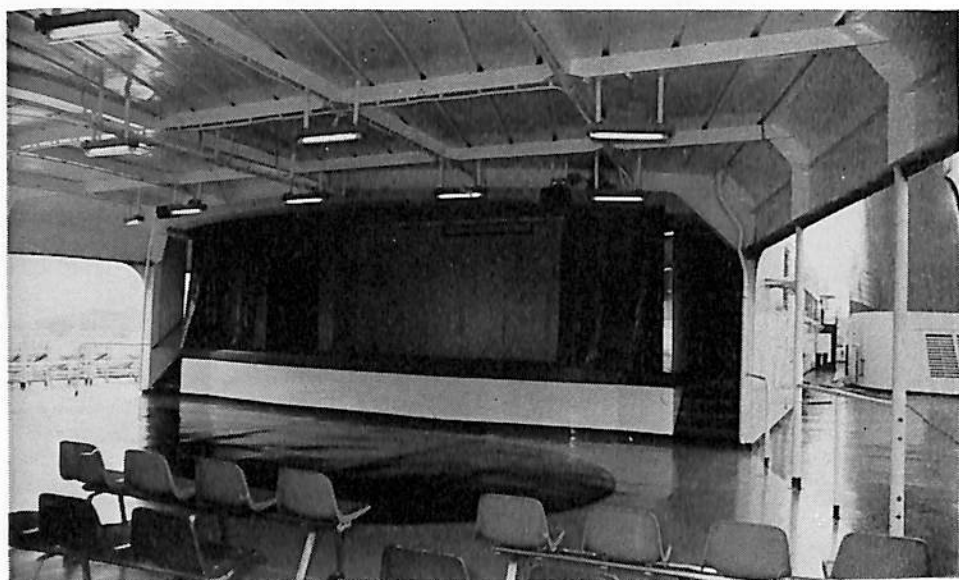
1 等和洋室



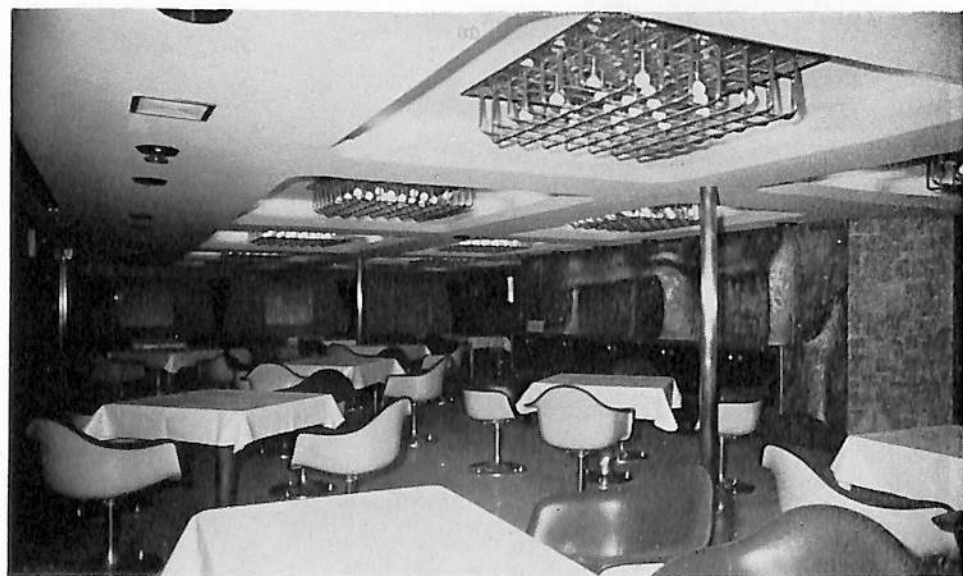
1 等和室



特別 2 等 室



パラダイス ステージ



ダイニング サロン



日本図書館協会選定図書



1 隻 1 冊 必 備 の 書

THE CYCLOPEDIA OF NAVIGATION

監 修

東京商船大学名誉教授 浅 井 栄 資

東京商船大学学長 横 田 利 雄

航 海 辞 典

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

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

東京都新宿区赤城下町50

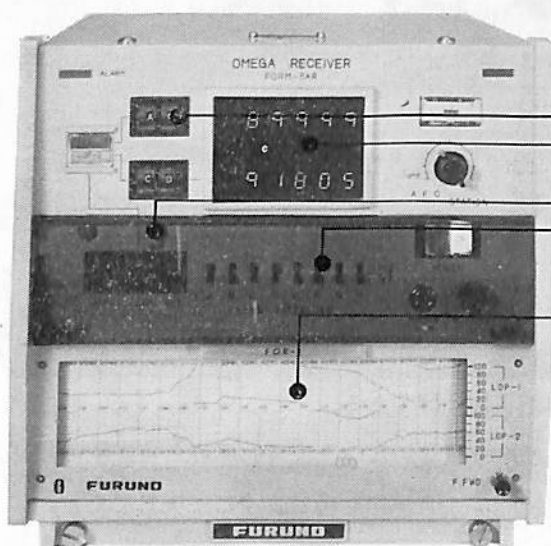
天 然 社

振替東京79562番

FURUNO®

スケール 受信時間 レーン値 受信対局名

など全てをメモする全8局同時追尾式の新設計オメガ受信機です。



- 対局選択
- レーン計数表示
- 2対局の位相差を表示します
- オートタイミング
- レーンロック
- A~H局までのすべての対局をロックできます
- レコーダー部
- 約1日分の航程を一目でみることができます
- 2対局を同時記録し受信対局、レーン値、受信時間
- 受信対局、レーン値、受信時間を同時記録します

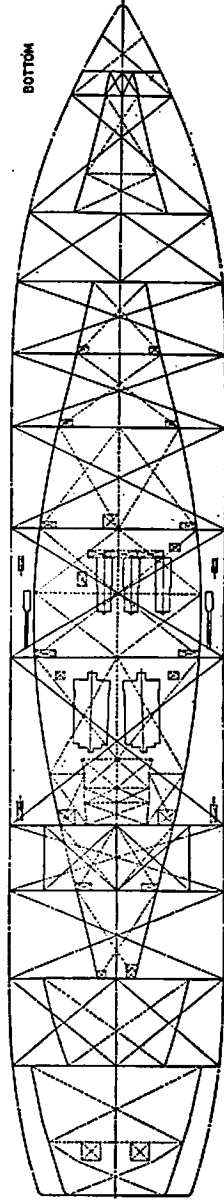
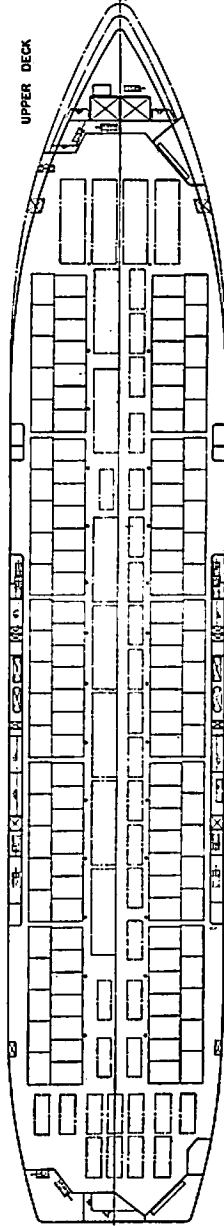
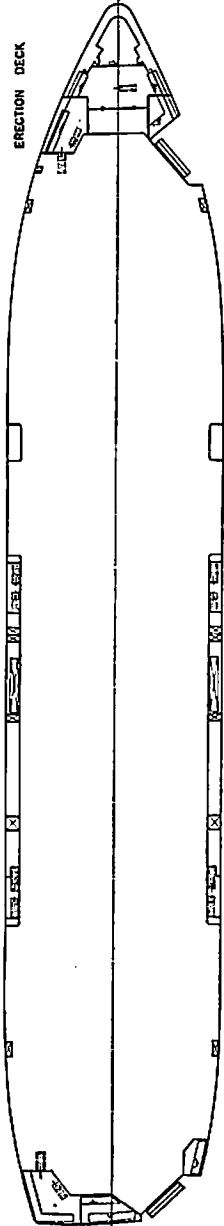
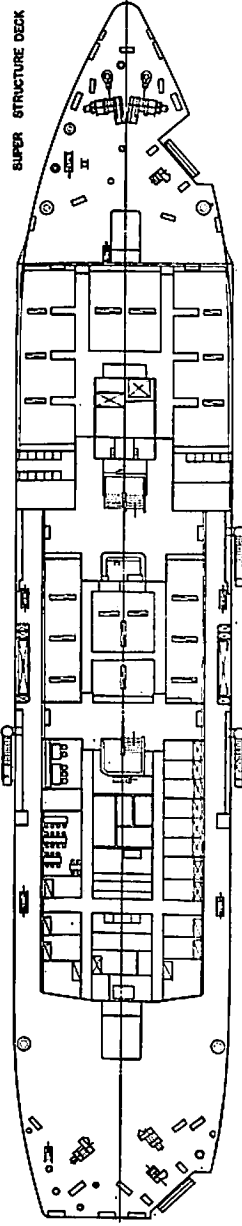
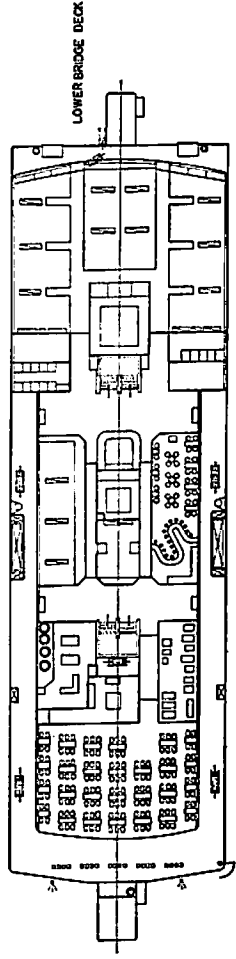
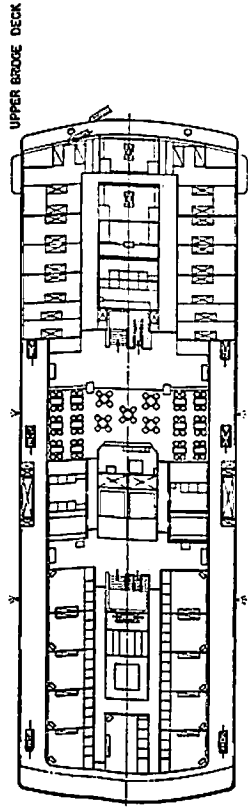
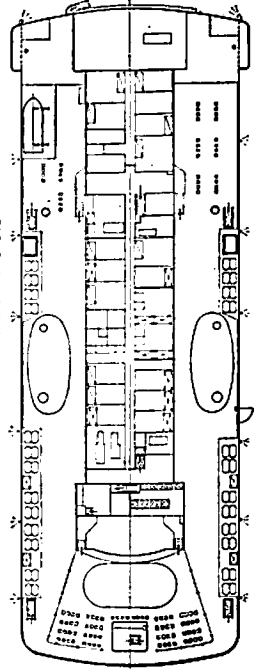
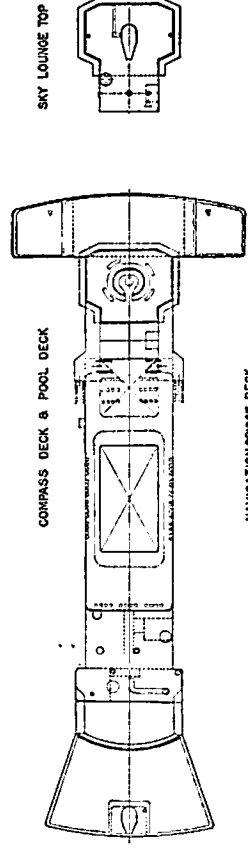
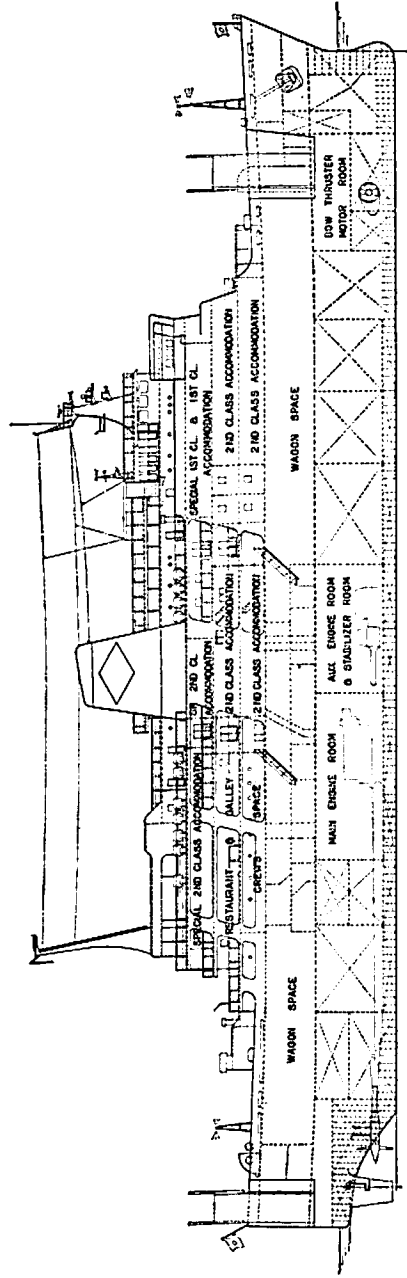
FORM-3AR

エレクトロニクスで創造する

FILA

 古野電気株式会社

本社 / 西宮市芦原町9-52 ☎0798(65)2111(大代) 支社 / 東京都中央区八重洲4-5藤和ビル ☎03(272)8491(代) その他39ヶ所・海外13ヶ所



こーでんおきなわ一般配置図

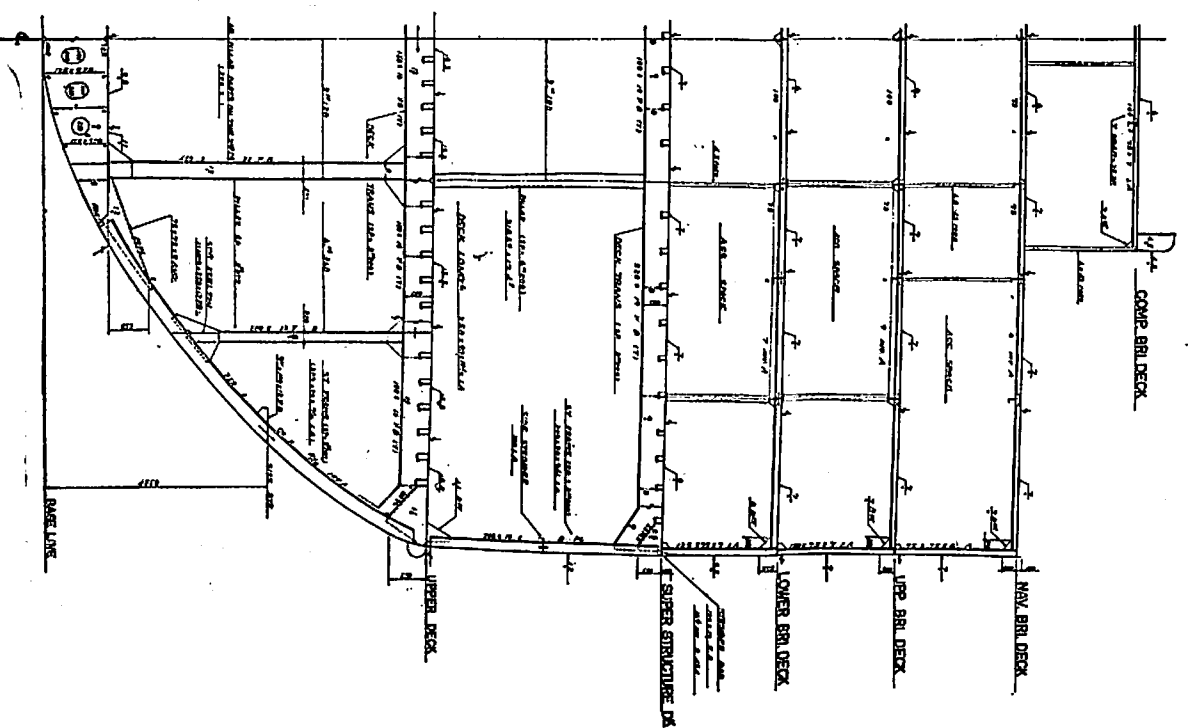
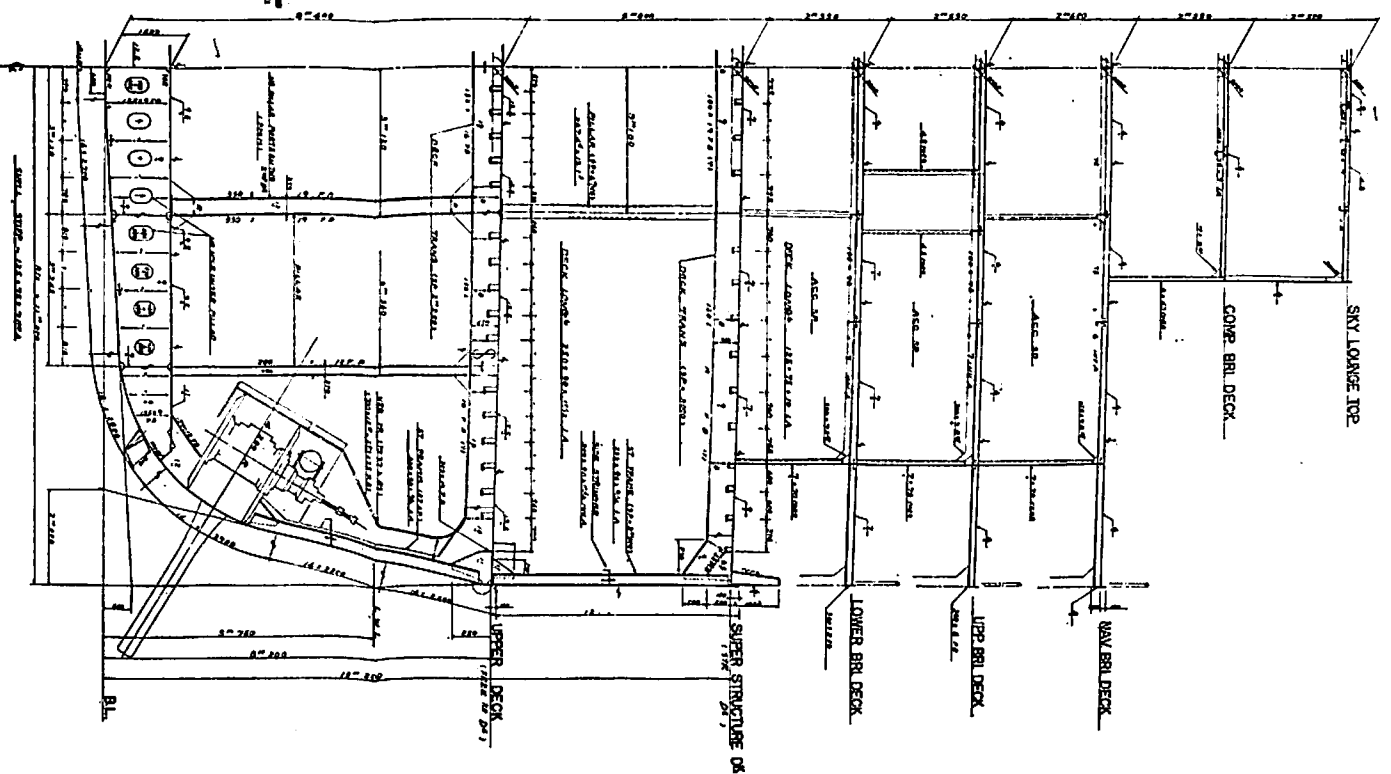
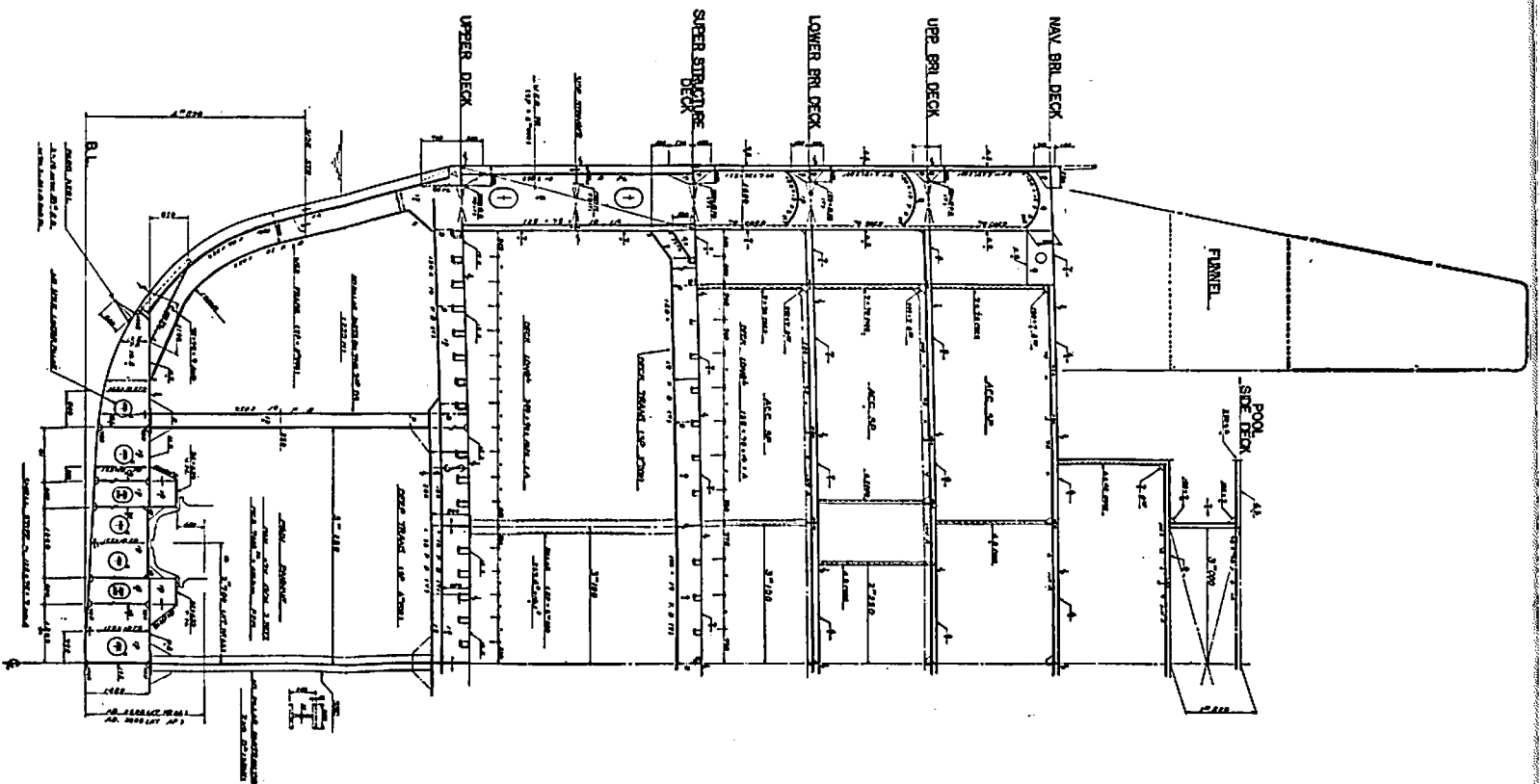
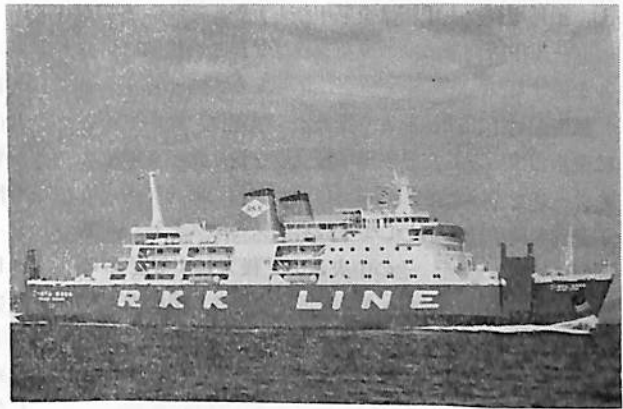


図 断切中央 なおき さんでる

ロールオンオフ貨客船

ごーるでん おきなわ

尾道造船株式会社 設計部



まえがき

本船は琉球海運株式会社社の御発注により昭和47年5月8日起工、同年9月18日進水、同年12月15日竣工引渡されたロールオンオフ貨客船である。就役後は本土、沖縄間を結ぶ海上輸送の動脈として物資流通の円滑化に、また観光開発促進に大きく寄与するものと思われる。

基本計画に際しては航路の特殊性から復原性、凌波性には特に留意すると共に、昭和47年4月1日以降キール据付のカーフェリーに対する運輸省通達を全面的に適用した。特に本通達適用船としては本船が第一船であったため、設計上、現場工作上、種々苦心を伴ったが、ほとんどトラブルもなく工事を完了し、復原性、防火性、救命設備関係等、従来のカーフェリーに比して著しくその性能を高めることができたのは大きな喜びであった。

船体部概要

1. 船体部主要目

全長	126.07 m
長さ(垂線間)	118.00 m
幅(型)	22.00 m
深さ(型) 船楼甲板	13.20 m
満載吃水(型)	5.80 m
総噸数	7,604.28 t
純噸数	3,812.16 t
載貨重量	2,474.35 kt
航行区域	近海区域(非国際)
車輛搭載數量	車輛 57 台(乗用車換算) コンテナ 120 個(8'×8'×10')

旅客定員

特別1等	洋室 2 人室×2	4 名	計 4 名
1 等	洋室 3 人室×4	12 名	
	洋室 6 人室×6	36 名	

和洋折衷室 6 人室×2	12 名	
和室 8 人室×4	32 名	計 92 名
特別 2 等 和室 16 人室×8	128 名	
和室 21 人室×1	21 名	
和室 18 人室×2	36 名	計 185 名
2 等 5 室	806 名	計 806 名
旅客合計		1,087 名
乗組員		53 名
最大搭載人員		1,140 名
燃料油倉容積		456.97 m ³
清水倉容積		494.43 m ³
脚荷水倉容積		1,832.15 m ³
航海速力(90%出力)		20.2 ノット
最大速力(試運転時)		22.349 ノット

2. 一般計画および配置

本船は本格的な外洋カーフェリーとしての諸機能を満すべく計画設計がなされたが、カーフェリーとしては恐らく国内最長航路に就航する予定でもあることから十分なスタビリティをとる一方、快適な乗心地とするよう客室配置、諸タンク配置には慎重を期した。また相隣接する2区画浸水の場合にも限界線が没水しないように水密隔壁を配置するなど安全性についても特に注意を払った。さらに長時間に及ぶ船旅を考慮して旅客設備には工夫を凝らした。

本船は一般配置図に示すとおり、双螺旋、2枚舵を有し、船首形状は下部突出の傾斜型、船尾形状は巡洋艦型とした。船首部には出入港時の操縦性能を増し、離接岸を安全かつ迅速に行うためサイドスラスタを装備、また船体中央部付近には外洋航行時の減揺装置としてフィスタビライザーを装備している。

甲板は上部より羅針甲板、プール甲板、航海船橋甲板、上部船橋甲板、下部船橋甲板、船楼甲板、上甲板と

し、船楼甲板、上甲板は全通甲板とした。

プール甲板前部にはスカイラウンジ、その後部にプールを設けた。

航海船橋甲板は前部より操舵室、無線室、続いて後方は乗組員区画とし、最後部に観覧席を備えたパラダイスステージを設けた。

上部船橋甲板は主として上級客室スペースとし、前部両側に特別1等室、その中央および後方に1等室を16室、および1等客用サニタリー区画を置き、更に後方広々としたエントランスホールをはさんでダイニングサロン、そして特別2等客室並びにサニタリー区画を配した。

下部船橋甲板は主として2等客室および公室娯楽室を配置した。前部より2等客室、2等客用サニタリー区画、そしてバー、喫茶室、ゲームルーム、レストランとした。

船楼甲板は2等客室および機関部乗組員スペースとし、前部より2等客室、2等客用サニタリー区画をとりエントランス後方に乗組員居住区および諸倉庫を配置した。

上甲板は車輻および貨物積載のスペースとし、前、後端部に甲板長倉庫、油圧ポンプルームを配し、中央部付近両舷にエレクションデッキを設け、上部甲板および機関室と連絡する通路等を確保した。

3. 船体構造

構造様式は上甲板、全通船楼甲板を縦通梁式とし、その他は船底、船側、上部構造共すべて横肋骨式とした。

上甲板は車輻、雑貨、コンテナ等が積載できる構造とし、甲板強度は総重量 20t の車輻積載を基準に計画している。

船首部はその形状と合せて波浪対策に留意し、十分な補強を行なった。

振動対策には細心の注意を払い、特に船尾附近、機関室内構造および上部構造は振動を最小限に留めるような様々な考慮が払われた。

本船は全通船楼甲板上に4層の長大な甲板室を有しているため、上部構造については復原性、振動の両面から考慮して計画された。工作面では歪の出ないよう上部甲板室には波形隔壁をできるだけ多く採用している。

試運転の結果、振動、騒音とも、まことに満足すべき結果が得られ、関係者一同意を強くした次第である。

4. 旅客設備

長い船旅を旅客が快適に、しかも退屈感を抱くことなく過すために、本船は冷暖房設備、衛生設備等居住設備は勿論、各種娯楽施設まで旅客船としても充分なものを整えている。

ダイニングサロンは正面壁にアルミダイカストのデコレーションパネルが金色に輝き、工夫を凝らした各種照明群と相まってメインサロンとしての華麗さとともに近代的な明かるさを漂わせている。

特別1等室は洋室とし、プライベートルームとしての特性を生かすためにバス、トイレを備えた。床はカーペット張詰、天井はクロス張で豪華に仕上げたが、正面壁に日本の伝統的紋様を模した漆パネルを用いて古典的美しさも添えた。

1等室は巾広い層の旅客を想定して洋室、和室、和洋折衷の3通りとした。洋室は特別1等室とほぼ同仕様としたが、複数の定員に対しても安らぎを得られるよう寝台の構造、配置を考慮した。和室は木格子、障子式内窓等、細かな造作で、日本調豊かな独特の落ち着きを出すよう試みた。

特別2等室は全て和室とし、1等室に準じた装備を施した。

2等室は大部屋という条件から、その居住性について特に意を用いた。各室はいずれも手荷物棚等を利用して小座敷方式に仕切り、雑居感、乱雑感を起さぬよう計画した。

また本船は航空機、車輻にはない船旅特有のムードを盛り上げるため、スペースの許すかぎり広く公室をとるとともに最近の旅行者層に照らし合わせて、プール、スカイラウンジ、パラダイスステージ、バー、喫茶室、ゲームルームを設けてみた。

プールには主機冷却後の海水を張水可能なように設計を施し、プールサイドは極力色彩豊かに仕上げベンチを配し、若人の交歓の場とした。

スカイラウンジは本船最高部に位置し、周壁には巾広い窓を配し、室内には円形ソファ、円形テーブルを備え、旅客が外洋の景観を十分に満喫出来るようにした。

パラダイスステージには映画、演劇、演奏等の鑑賞に必要な装置はほとんど揃っている。観覧席はステージを中心にしてベンチを配し、周囲は解放感を得るためオープンとした。

5. 荷役装置

荷役方式はロールオンオフ式とし、甲板上を乗用車、トラック、コンテナの搭載スペースとした。ショアランプは洋壁の都合により、船首尾とも右舷側に1カ所ずつ装備した。

船首ショアランプは巾 4.5 m、長さ 16.5 m (2枚折れ)、重量 40 t のコンテナトレーラーが通過可能なように設計した。またランプ格納時は船体外板の一部を形成する構造となつているため十分な強度を付与した

が、水密性は別に内側に設けた水密扉にて保持した。

船尾ショーアランプは船首ショーアランプとほぼ同仕様のもとに設計されたが、水密扉も兼ねる構造としたため、パッキンとしてイトマチックシールを装着した。なお、駆動方式として船首および船尾のランプウィンチはそれぞれ揚船機、係船機の油圧ポンプを兼用し、船首水密扉は油圧シリンダーはね上げ式とした。

6. 防火救命設備

本船は前述のごとく、運輸省通達を全面的に採り入れたため、貨物区域、機関区域の天井、厨房区域の天井および壁は不燃性の防熱材が施工されている。また居住区域内の天井、壁、家具類は準不燃性の材料を使用し、カーテン等裂地類も全て防災加工品である。

火災探知装置としては、貨物区域、機関区域ともにイオン式、警報装置は居住区を手動警報装置、貨物区域および機関区域を自動警報装置とした。

消火設備としては居住区に消火栓および持運び式消火器を備え、貨物区域には高膨張泡発生装置を船首船尾に配置し、原液タンク等は船楼甲板上に設けている。機関室は固定式泡消火装置を装備した。

救命設備としては甲種膨張型筏(25名用)50個を備え、操舵室よりの遠隔操作で一斉投下を可能ならしめている。なお、乗艇装置として網梯子の他に両舷1つずつ膨張式シューターを装備した。

7. 冷暖房設備

旅客区域、乗組員区域の全般にわたって夏期、冬期は冷暖房、中間期は通風を行ない、快適な居住性が得られるよう考慮した。

空調装置は使用目的等級によつて6系統に区分し、内4系統は客用、他2系統は乗組員用スペースとした。旅客用冷暖房装置の空気冷却方式は、旅客区域が広範囲にわたるためできるだけ均一化するように注意を払い、各系統ごとに直接膨張式コンプレッサー1台をおき、サーモスタット、ヒューミディスタットにて室温温制御を行なつた。

客室関係の吹出口はアネモディフューザー、レジスターグリル、ブリーズラインディフューザーおよびノズル等を各客室に合せて配置し、特に特別1等、1等、特別2等室にはエアコンスター消音箱付グリルを使用し、各客室での風量調整を行なえるようにした。

なお、第1、第2系統はマルチゾーンユニットを使い、両舷に1箇所ずつサーモスタットを置きゾーンコントロールにした。

乗組員スペースの2系統にはパッケージ型を用い、吹出口はパンカーループルである。

系統別詳細は下表の冷暖房装置一覧表に示すとおりである。

系統	対象区画	方式	室容積	収容人員	ファン要目	冷凍機	冷却水ポンプ
1	特別1等室、1等室、サロン、上部船橋甲板エントランス	セントラルユニット(高速式)	m ³ 860.5	164	190 m ³ /min × 190 mmAq × 11 KW × 1台	ダイキン 6 MC 702 HD 30 KW 116,400 kcal/h × 1台	200 m ³ /h × 20 m × 18.5 KW × 1台
2	特別2等室、レストラン、バー、上部船橋甲板、後部エントランス	〃	m ³ 916.2	382	260 m ³ /min × 200 mmAq × 15 KW × 1台	ダイキン 8 MC 702 HD 45 KW 158,500 kcal/h × 1台	
3	下部船橋、船楼甲板、前部2等室	〃	m ³ 1261.7	533	280 m ³ /min × 200 mmAq × 19 KW × 1台	ダイキン 8 MC 702 HD 45 KW 158,500 kcal/h × 1台	
4	下部船橋、船楼甲板、中央部、2等室およびエントランス	〃	m ³ 1468.3	273	250 m ³ /min × 200 mmAq × 15 KW × 1台	ダイキン 8 MC 702 HD 37 KW 145,000 kcal/h × 1台	
5	上部乗組員室	セントラルユニット(低速式)	m ³ 562.8		125 m ³ /min × 75 mmAq × 3.7 KW × 1台	パッケージ US 152 R 11 KW 54,000 kcal/h × 1台	50 m ³ /h × 30 m × 7.5 KW × 1台
6	下部乗組員室	〃	m ³ 462.9		120 m ³ /min × 75 mmAq × 3.7 KW × 1台	パッケージ US 152 R 11 KW 54,000 kcal/h × 1台	

機 関 部

1. 一 般

一般配置に示すように機関室はセミアフトに配置されており、水密隔壁によつて船首側から補機室、主機室、軸室の3室から構成されている。

主機室には、三菱 MAN、中速4サイクルディーゼル

機関を装備し、推進軸系に固定ピッチプロペラを有する2機2軸船である。

補機室には、主発電機関係、補助ボイラ、廃油焼却炉、冷房機用冷凍機およびフィンスタビライザなどが配置されている。

発電装置としては、主発電機3台および非常用発電機

1台を装備しており、航海中は主発電機2台、出入港時は3台で所要電力を賄う。

補助ボイラはコンパクトなクレイトン形を1台装備し、油加熱器、暖房、賄関係および甲板雑用などに蒸気を供給する。

主発電機用原動機は燃料供給ポンプを別置として、ロットリングフィルタを装備し、補助ボイラとともに特B重油を使用する計画である。

また、各機器の配置については操機性、安全性、作業管理の簡素化などを考慮している。

2. 主要要目

(1) 主機関

形式×台数 三菱 V7V 40/54
4サイクル単動トランク
ピストン形過給機付ディーゼル機関×2台

連続最大出力×回転数 7,600 PS×404 rpm

常用出力×回転数 6,840 PS×391 rpm

(2) 減速機

形式×台数 1段減速歯車式×2台

減速比 2.02:1

(3) 軸系およびプロペラ (1軸系につき)

中間軸 345 mmφ×6,500 mm×2本

345 mmφ×4,570 mm×1本

プロペラ軸 396 mmφ×16,170 mm×1本

プロペラ 5選一体形 (アルミブロンズ製)

×1個
3,640 mmφ×3,750 mm (直径×ピッチ)

(4) 発電機用原動機

形式×台数 4サイクルディーゼル機関 (ダイハツ 8 PSHTc-26 D)×3台

出力×回転数 1,100 PS×720 rpm

(5) 非常用発電機用原動機

形式×台数 4サイクルディーゼル機関 (ダイハツ 6 PK-14 AF)×1台

出力×回転数 120 PS×1,200 rpm

(6) 補助ボイラ

形式×台数 クレイトン式 (RHO-175)×1台

蒸発量×蒸気圧力 2,105 kg/h×10 kg/cm²

(7) ポンプ

ポンプ名称	台数	容量×揚程 (m ³ /h×m)
冷却海水ポンプ (主機用)	2	700×20
冷却清水ポンプ (主機用)	2	320×25
燃料弁冷却水ポンプ	2	8×30

燃料供給ポンプ	2	5×50
潤滑油ポンプ	3	100×65
潤滑油ポンプ (減速機用)	3	40×40
潤滑油ポンプ (過給機用)	2	7.5×40
潤滑油ポンプ (ロッカーアーム用)	2	0.4×30
冷却海水ポンプ (補機用)	2	130×20
冷却清水ポンプ (補機用)	2	100×20
燃料供給ポンプ (補機用)	2	1×60
サニタリポンプ	2	30×40
清水ポンプ	2	30×40
清水ポンプ (ボイラ用)	1	2.7×12
消防兼雑用水ポンプ (自吸ポンプ付)	1	250/100×20/70
バラストポンプ (自吸ポンプ付)	1	250/100×20/70
冷房機冷却海水ポンプ	1	200×20
冷房機冷却海水ポンプ	1	65×25
冷房機冷却海水ポンプ	1	50×30
ビルジポンプ	1	5×20
スラッジポンプ	1	5×25
燃料油移送ポンプ	1	20×40
燃料油サービスポンプ	1	7.5×30
潤滑油サービスポンプ	1	7.5×30
温清水ポンプ	1	3×30
甲板消火ポンプ	1	110×70

(48 PS ディーゼル機関駆動)

(8) その他の主要補機

名称	個数	摘要
主空気縮縮機	2	FA 170 m ³ /h×25 kg/cm ²
制御用空気脱湿機	1	60 m ³ /h×9 kg/cm ²
主空気だめ	2	6,500 l
通風機 (主機室用)	4	650 m ³ /min×30 mmAq
通風機 (補機室用)	2	400 m ³ /min×30 mmAq
清浄機区画排風機	1	50 m ³ /min×30 mmAq
燃料油清浄機	2	SJ-4,000 (プロコン2台につき1組)
潤滑油清浄機	2	SJ-4,000 (プロコンなし)
油水分離器	1	5 m ³ /h
滅菌機	2	
主機関開放装置	4	1 ton チェーンブロック
補機関開放装置	1式	
水・油冷却器	1式	横多管式
ドレン冷却器	1	横多管式
燃料油加熱器 (主機用)	1	サンロッド式
燃料油加熱器 (補機用)	1	フィン式
清浄機用加熱器	4	サンロッド式
制御室冷暖房機	1	パッケージ形
火災探知装置	1式	イオン式

3. 自動化

(1) 概要

主機関の船橋操縦装置を装備するとともに、補機室内の船尾側上部には、機関部員の労力軽減と作業環境を快適にし、かつ、諸計装設備を保護するために囲壁を防音防熱構造にした制御室を設け、主機関の遠隔操縦および補機類の統合監視を容易にしている。

また、運航状態の変化に即応して調整を必要とする部分のうち、主要なものに対しては自動制御し、推進補機類には自動切換装置を設け、発停回数の多い機器には自動または遠隔発停装置を装備している。

(2) 主機関

- i) 遠隔操縦装置 (電気・空気式)
- ii) 危急運転装置 (機械式)
- iii) 機関保護自動停止装置
 - a) 過速度時
 - b) 主軸受潤滑油圧力低下時
 - c) 減速機潤滑油圧力低下時
 - d) 過給機潤滑油圧力低下時
- iv) 自動温度制御装置
 - a) 燃料油入口
 - b) 主軸受潤滑油入口
 - c) 減速機潤滑油入口
 - d) 冷却水入口
 - e) 燃料弁冷却水入口

(3) 発電機用原動機

- i) 機関保護自動停止装置
 - a) 過速度時
 - b) 潤滑油圧力低下時
- ii) 自動温度制御装置
 - a) 燃料油入口
 - b) 潤滑油入口
 - c) 冷却水入口

(4) 補助ボイラ

- i) バーナ自動燃焼制御装置
- ii) バーナ燃料油入口自動温度制御装置
- iii) 給水制御装置
- iv) 給水こし器の自動補給装置
- v) 異常時の燃料油自動しや断装置

(5) その他主要自動制御装置

- i) 主空気圧縮機の自動発停装置
- ii) 燃料油移送ポンプの自動発停装置
- iii) 燃料油サービスポンプの自動発停装置
- iv) 清水ポンプの自動発停装置
- v) ビルジポンプの自動停止装置 (タイマー付)

vi) 燃料油常用タンクの液面制御装置 (主機・補機用)

vii) 燃料油澄タンクの液面制御装置 (主機・補機用)

viii) 燃料油清浄機入口温度制御装置

ix) 潤滑油清浄機入口温度制御装置

x) 燃料内清浄機スラッジ自動排出

(6) 主機操縦盤および制御監視盤

- i) エンジンテレグラフおよび操縦ハンドル
- ii) 操縦位置切換スイッチ
- iii) 始動空気中間弁開閉スイッチ
- iv) 主軸回転計 (積算計付) および過給機回転計
- v) 負荷指示計
- vi) 圧力、温度および液面指示計
- vii) 運転および関連表示灯
- viii) 警報表示灯
- ix) その他関連操作機器

電気部

1. 電源動力装置

本船は船内主電源として AC 445 V, 750 KW ディーゼル発電機 3 台を装備し、所要電力を賄えるよう計画した。なおサイドスラスタは 3 台並列運転時のみ運転可能なよう、インターロックをしている。

主配電盤には自動同期投入装置、自動負荷分担装置を装備し、両発電機間の並行運転が自動的に行なわれる。

非常用電源として AC 445 V, 80 KW ディーゼル発電機 1 台を装備し、主電源停止時には自動的に機関を始動し、非常用負荷に給電できる。

また電池灯として、200 AH 2 組を装備し、主電源停止時、電池灯が瞬時点灯し、非常用発電機給電により電池灯は消灯するよう、船内が完全に暗くなることのないよう考慮した。

車輻甲板に冷凍コンテナを搭載できるように AC 220 V の冷凍コンテナ用コンセントを適当に配置している。なお、コンセントは自動車の爆発性ガスへの対策として車輻区画の排気ファンとインターロックしている。

機関室内補機の始動器は 2~3 台集合盤とし、甲板補機の始動器は主として単独方式としている。

2. 照明装置

一般電灯および非常灯は AC 100 V、電池灯は DC 24 V より給電され、機関室および車輻区画は蛍光灯による直接照明とし、旋客区画は白熱ダウンライトおよび特殊照明装置、蛍光灯の直接および間接照明により、特に



売 店

装飾に重点を置いて、それらの場所に調和するように配慮した。

車輻区画の蛍光灯は安全増構造のものと、防水型の2種類とし、防水型のものについては車輻区画にファンとインターロックしている。

3. 通信航海計器

熱式自動火災探知装置を車輻甲板に設け、また手動式火災警報装置を各通路に設置し、火災および非常の際それぞれの場所を操舵室に通報できる装置を一式と、機関室にはイオン式火災探知器を装備し、火災の早期発見に備えている。

船内指令装置出力 350 W 指令器を案内所に設け、外部通路および各室内には、それぞれの場所にマッチしたデザインのものを配し、いずれの場所にも聴取可能なよう音響効果を考慮して装備した。

なお、上記のほか操船用として 20 W 指令器を備えている。

ジャイロット	GLT-107 SW 型	1 式
音響測深機	MG-31 A 型	1 式
レーダー	MR-100 E-14-6 型	2 式
圧力式測定儀	3 A 型	1 式
風向風速計	コーシンペーン型	1 式
回転計		2 式
舵角指示器		2 式
水晶時計		1 式
ピストンホーン & エヤーホーン		1 式

ジャイロフィンスタビライザー	3 R 型	1 式
自動交換電話	AR-10 S 型	1 式
共電式電話 (直通および相互切替式)		5 式
インターテレホン (20窓)		1 式

4. 無線装置

主送信機	短波	A ₁ 500 W	1 式
	中波	A ₁ 400 W A ₂ 180 W	
補助送信機	短波	A ₁ 75 W A ₂ 75 W	1 式
	中波	A ₁ 50 W A ₂ 50 W	
全波受信機	スーパーヘテロダイン式		2 式
警急自動受信装置			1 式
警急自動電鍵装置			1 式
救命艇用携帯無線			1 式

5. その他

全客室および公室に合計 42 台のテレビを装備し、VTR 3 台によりモニターテレビを介して連続 3 時間の自動放映ができる。なお移動式デレピカメラを 1 台装備し、操舵室、サロンおよび演芸場に各々テレビカメラのコンセントを設け、プールサイドでの水泳や演芸場での演技の生放送を各室テレビに写すことができる装置を設けている。

また、演芸場に 30 W 放送装置を設け舞台で演芸可能としている。またジュークボックスよりの放送も外部演芸場で聴取可能とした。

従来、高速艇に関しては一般に経験に基づく勘によつて処理されて来た傾向が強かつた。

しかし近年欧米特に米国において、高速艇の基礎的な動水力学上の研究が行なわれ来て、それらのデータを使用することによつて合理的、科学的に高速艇を処理することが可能になつて来た。これら基礎的な研究の中で、米国のステーブンス工科大学の地味な基礎的な研究業績には深い敬意を表する。以下においてはそれらの業績などを利用して、従来高速艇を取扱つている間にアタックした技術的事項のメモで、順序は首尾一貫したものではない。諸賢の御批判を得れば幸いである。

1. 伴流に関連する一つのファクター

特定の船において、その伴流率を正しく把握することは、オプティマムなプロペラを設計するためには不可欠なことである。それは、プロペラ設計上基本的なパラメーターである前進係数 $J = \frac{VA}{nD}$ 中の V_A はプロペラがその中で作動している水の速度であり、もし伴流があれば船の前進速度とは異なり、 $V_A = v(1-w)$ となる。 w はいわゆるテラーの伴流率である。

排水量型船ではこの伴流についてかなりの研究が行なわれて来て、実用上十分な程度に解明せられているといえるが、水上を滑走する高速艇においては伴流現象の様相が普通型船の場合と大分異なり、また実際的重要性の点からも余力が入れられなかつたので、かなり曖昧な状態に置かれている。一般には、“高速艇の伴流率は小で、0ないし0.1の範囲にある”と大雑把に片付けられて来た。そしてプロペラの設計に当つては伴流率を零とするのが普通である。

伴流は水の粘性に基づく、水と船底其他との摩擦流線運動などによつて生ずるとされているが、船底に受ける水の動的圧力によつて生ずる揚力を活用するプレーニ

ング型高速艇においては、船底の動的圧力に基因する伴流が発生する。

まず、幅 b の滑走平板を考える(第1図)。ハンブルグ水槽試験所のゾットルフヤスチーブンス工科大学のサヴィッキーなどは平板の滑走について色々実験を行なつたが、これらから、発生する動的揚力について次のような半経験式がまとめられている。

$$d_d = \frac{1}{2} \rho v^2 b^2 (0.012 \lambda^{1/2} \tau^{1.1})^{1.1} \dots\dots\dots(1)$$

括弧内は動的揚力係数である。

なお、排水部分による浮力は次のようである。

$$d_b = \frac{1}{2} \rho g b^3 \lambda^2 \tan \tau = \frac{1}{2} \rho g b^3 (\lambda - 0.3)^2 \tan \tau$$

故に、この動的揚力による船底圧力 p_d は

$$p_d = d_d / \lambda b^2 \cos \tau = \frac{0.012 \tau^{1.1} \rho v^2}{2 \lambda^{1/2} \cos \tau}$$

次に、第1図において流線 ABC にベルヌーイの定理を適用すると、

$$\frac{\rho v^2}{2} = \frac{\rho v_1^2}{2} + p_d$$

$$\text{これより } v_1 = v \left(1 - \frac{2 p_d}{\rho v^2} \right)^{1/2} \dots\dots\dots(2)$$

$$= v \left(1 - \frac{0.012 \tau^{1.1}}{\lambda^{1/2} \cos \tau} \right)^{1/2}$$

次に、デッドライズ角 β の V 底柱状滑走体を考える。動的揚力は平板の場合より減少し、動的揚力係数は次のようになる。

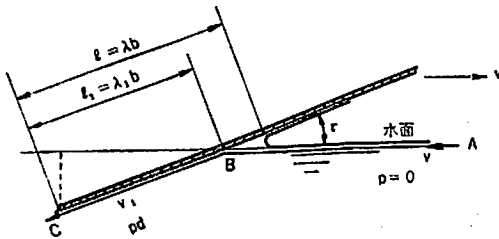
$$C_{L\beta} = C_{L0} - 0.0065 \beta C_{L0}^{0.6} \dots\dots\dots(3)$$

C_{L0} は (1) の括弧内の平板の動的揚力係数である。

故に、

$$C_{L\beta} = 0.012 \lambda^{1/2} \tau^{1.1} - 0.0065 \beta (0.012 \lambda^{1/2} \tau^{1.1})^{0.6}$$

$$\text{従つて } d_d = \frac{1}{2} \rho v^2 b^2 C_{L\beta}$$



第 1 図

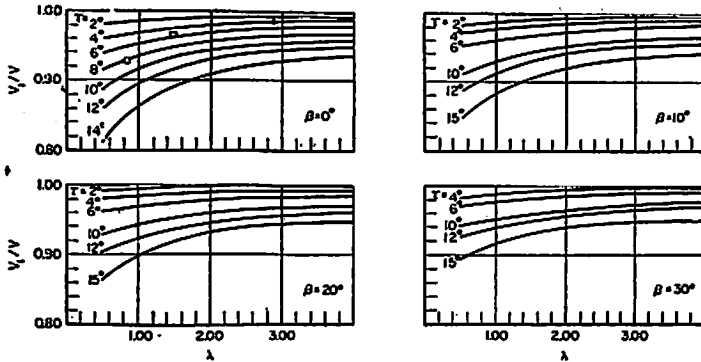
註: 1) 記号については末尾参照

2) デュケーン氏はその著書中で第1図中の点線までの体積を考え、 $d_b = \frac{l_1^2 b}{4} \rho g \sin 2\tau$ としているが、これは正しくない。しかし誤差は僅かである。

また、デッドライズ角ある場合の浮力を平板の場合と等しくしているが誤りである。

この場合は三角錐であるから

$d_b = \frac{l_1^2 b}{6} \rho g \tan \tau$ となる。



v_1 は船底の平均速度, v は艇の前進速度
第2図 滑走面の平均速度の大きさ

この動的揚力による船底圧力 p_d は

$$p_d = d_s / \lambda b^2 \cos \tau$$

$$= \frac{1}{2} \frac{\rho v^2 b^2 (0.012 \lambda^{1/2} \tau^{1.1} - 0.0065 \beta (0.012 \lambda^{1/2} \tau^{1.1})^{0.6})}{\lambda b^2 \cos \tau}$$

(2) に上の p_d を入れて, v_1/v の形でまとめると,

$$v_1/v = \left[1 - \frac{0.012 \lambda^{1/2} \tau^{1.1} - 0.0065 \beta (0.012 \lambda^{1/2} \tau^{1.1})^{0.6}}{\lambda \cos \tau} \right]^{1/2} \dots \dots \dots (4)$$

サヴィッキーは(4)を第2図のようなカーブで発表している。(4)または第2図で明なようにデッドライズ角小なるほど v_1 は小となり, また細長いほど (λ 大) v_1 の落ち方は少なく, トリム角 τ 大なるほど v_1 は小となる。実際の場合に近い $\beta=10^\circ, \tau=4^\circ, \lambda=3.5$ では $v_1/v=0.98$ となる。即ち $v_1=v(1-0.02)$ となり, w に相当するものは0.02となる。実際にはさらに摩擦による水流速度の低下が加わることになる。

この動的圧力による水流の速度低下が船底からどの範囲まで及ぶものか, 総合的にプレーニング型高速艇の伴流はどうなのかなど, 今後実験的方法によつてもつと解明されることが望まれる。

なお, 既述の動的揚力の式を用いて特定の艇の種々の速力における動的揚力を算出し, 全重量中の割合がどうなるかを検討することは重要で, また興味ある問題である。デュケーン氏は排水部分の浮力より, 動的揚力を算出しておられるが, 既述のような誤りがある。

2. スプレイ ストレーキの位置

近年プレーニング型高速艇においては船底にスプレイ ストレーキを何条か付けるのが普通となつた。このスプレイ ストレーキは元来, 船底に水がぶつかる澱み線 (stagnation line) の僅か前方に在るスプレイ 発生線 (spray root line) (第4図) から前方に存在するスプレイを船底から早期に切り離してスプレイ抵抗を減少さ

せるのが主目的であり, 合理的に設けると効果がある。それ故, スプレイ ストレーキの断面形としては適当量の水平部分と垂直部分が必要で, そのエッジはシャープでなければならぬ。(アメリカのテラー水槽試験所でスプレイ ストレーキについて詳しい実験が行なわれた。) また長さは必要な最小にとどめる。しかしこのような船底凸起物は一般には抵抗を増すから (同時に若干の揚力も発生するが) プラス, マイナスの総合結果がプラスになるように応用しないと, 徒に

工作の工数と重量を増すだけで, かつて速力を低下させることにもなりかねない。またスプレイ抵抗は摩擦抵抗であり, 摩擦抵抗は高速になるほど重要度を増すもので, スプレイ ストレーキを中低速艇に設けることはマイナスとなる場合が多く, どの位の速力の艇に应用するかまず慎重に検討してかからねばならぬ。

既述のようにスプレイ ストレーキの縦方向の配置はその目的からして当然スプレイ ルート線の前後部にわたつて必要にして最小限度に設けるべきであり, 故にスプレイ ルート線がどこに在るかを決定することが基本となる。

これは, 理論的には次の順序を踏んで計算を進め, 決定する。

与えられている条件は, 排水量 d , 平均チェーン幅 b , 平均デッドライズ角 β , 速力 v , その他重心位置, プロペラ軸の傾斜, プロペラ推力等は known である。

これらから, 次の諸値を計算する。

$$C_v = v / \sqrt{gb}$$

$$C_{L\beta} = d / \frac{1}{2} \rho v^2 b^2$$

$C_{L\beta}$ の値に対し, (3) あるいはこれをグラフで作成した第3図を用いて C_{L0} を求める。2°, 3°, 4°...等 τ の値を仮定し, $C_{L0}/\tau^{1.1}$ を算出する。

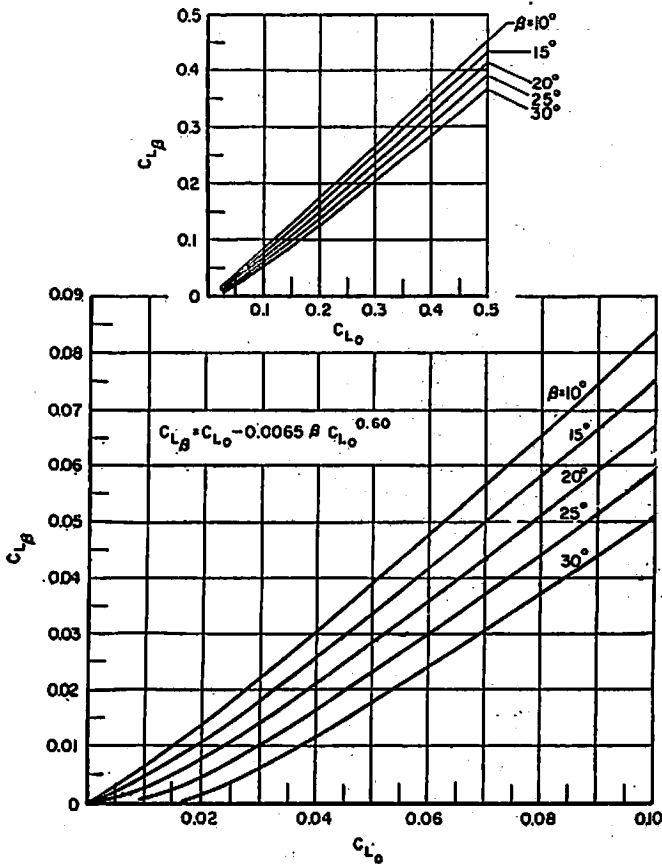
$C_{L0}/\tau^{1.1} = (0.012 \lambda^{1/2} + 0.0055 \lambda^{3/2} / C_v^2)$ から, またはこれをグラフで作成したものから τ の各値に対する λ を求める。これより $L_m = \lambda b$ で平均浸水長 L_m が求まる。

次に, V 底滑走体の幾何学から (4図)

$$L_1 = L_K - L_C = \frac{b}{\pi} \frac{\tan \beta}{\tan \tau}$$

$$\therefore L_K = L_m + \frac{L_1}{2} = \lambda b + \frac{b}{2\pi} \frac{\tan \beta}{\tan \tau} \dots \dots \dots (5)$$

この L_K の値により 静水面とキール線の交叉する0



第3図 デッドライズある滑走面の揚力係数

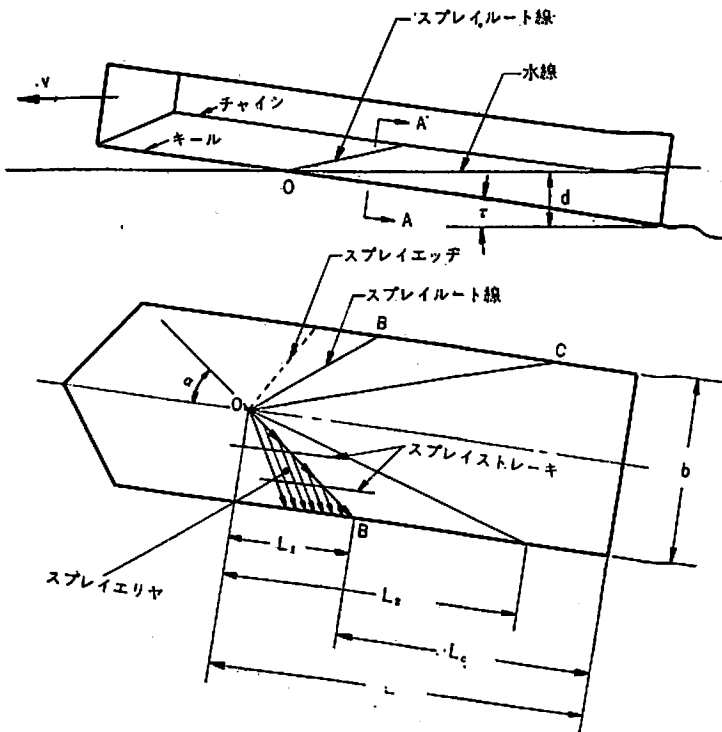
点が求まる。この点より L_1 を後方にとるとチャインとスプレイルート線の交点 B が求められる。

艇が既述の条件下で走行するただ一つのトリム角 τ はプロペラ推力とその方向、重心位置、船底圧力中心と揚力、摩擦抵抗の作用点とその大きさ等を考慮し、全体の平衡条件から求めるが、かなり複雑な計算となる。

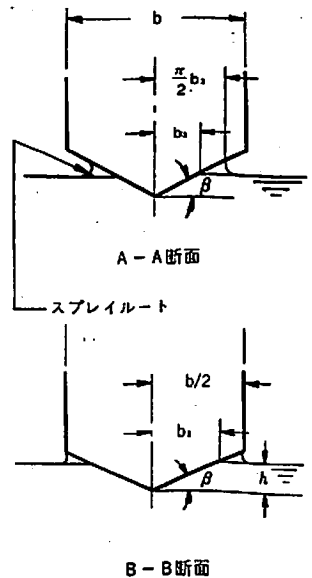
簡便的には τ のそれらしい或る範囲の値を仮定して、上述のような計算と作図を行なつてスプレイルート線のある範囲の位置が求められる。これを基にして、スプレイストレーキの配置を合理的に決定する。波浪やピッチング等の船体運動のある実際の場合に対しては、上記の位置を基本として、さらに種々の考慮を加える必要があることは勿論である。

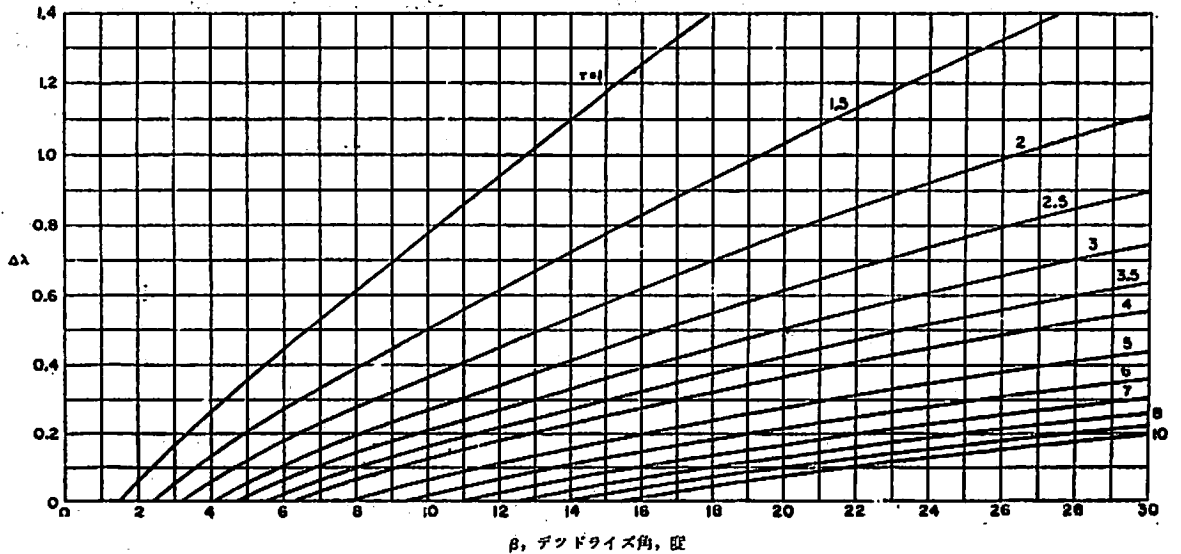
スプレイストレーキは副次的効果としては一種の縦骨であるから局部的に船底構造強度を増す。またかなり長く配置したものは縦強度部材と見ることができよう。

附記：B 点は上述のように、 L_1 を算出して求めることができるが、次のようにスプレイルート線と船体中心線の成す角 α を次式より求めて、定めることもできる（第4図）



第4図
43





第5図 スプレイ抵抗による摩擦面の縦横比の増分 ($\Delta\lambda$)

$$\tan\alpha = \frac{b}{2L_1} = \frac{b}{2} \frac{\pi \tan \tau}{b \tan \rho} = \frac{\pi}{2} \frac{\tan \tau}{\tan \rho}$$

トリム角を一定とすると、 β 大なるものは α が小となることが上式より分る。

実際の艇は断面一定の柱状体と異なり、チェーン幅および β は縦方向で変化しているが、これについては修正を行えばよい。

排水量、重心位置、チェーン平均幅、速力を一定として、デッドライズ角 β を変えて既述の計算を行なうといろいろなことが明になつて興味深い。まず一定トリム角 τ で、デッドライズ角大なるものは縦横比大となる。またトリム角大となると縦横比は減少する。即ちデッドライズ角大なるものは (5) 式より L_K は大となる。0 点はより前方に在ることになる。

3. スプレイ抵抗について

スプレイ抵抗、粗度余裕を考慮したデッドライズ角 β のプレーニング艇の抵抗を表わす式は次の通りである。(附加物抵抗、空気抵抗等は含まない。)

$$R = 4 \tan \tau + \frac{\rho}{2} \frac{b^2 v^2}{\cos \beta} (C_r + \Delta C_r) \left[\left(\frac{v_1}{v} \right)^2 \lambda + (\Delta\lambda) \right] \dots\dots\dots(5)$$

第1項はリフトに伴う誘導抵抗、第2項は摩擦抵抗で、() 内の第1項が船底圧力面の摩擦抵抗、第2項がスプレイによる摩擦抵抗である。 $\Delta\lambda$ は船底圧力面の縦横比 λ のスプレイエリアによる増分である。 C_r は摩擦係数、 ΔC_r は粗度余裕で、一般に 0.0004 とされている。

摩擦抵抗の生ずる主体である船底圧力面の面積 S は

$$S = \frac{\lambda b^2}{\cos \beta} \text{ であることは明かである。}$$

故に、スプレイエリアを A_s とすると、

$$S + A_s = \frac{(\lambda + \Delta\lambda)b^2}{\cos \beta} = \frac{\lambda b^2}{\cos \beta} + \frac{\Delta\lambda b^2}{\cos \beta}$$

そしてこのスプレイエリアの部分は大気圧であるからスプレイの速度は艇の前進速度 v に等しい。しかし 1 で述べたように船底圧力面では水流速度は v_1 であるから、

$$\text{スプレイ抵抗 } D_{fs} = \frac{\rho}{2} \frac{v^2 \Delta\lambda}{\cos \beta} (C_r + \Delta C_r)$$

$$\text{圧力面の抵抗 } D_r = \frac{\rho}{2} \frac{v_1^2 \lambda}{\cos \beta} (C_r + \Delta C_r)$$

これらをまとめると (5) の第2項となる。

$$\text{これら抵抗の比は、} D_{fs}/D_r = \frac{\Delta\lambda}{\lambda} \frac{1}{\left(\frac{v_1}{v} \right)^2} \dots\dots\dots(6)$$

特定の艇について (6) を計算するには次の順序を踏んで行なう。2 と同様に、 $C_v, C_{l\beta}$ を計算し、 $C_{l0}, C_{l0}/r^{1.1}$ より τ の各値に対し縦横比 λ を求める。次にサウィッキ、ロスなどの求めた β, τ に対する $\Delta\lambda$ のグラフから $\Delta\lambda$ を求める (第5図)。また 2 同様に λ と β に対し $\frac{v_1}{v}$ を求める。これらの値から (6) 式により船底圧力面の摩擦抵抗に対するスプレイ抵抗の割合が求められる。

(附記) V 底滑走体の幾何学

断面一様な V 底柱状体をもつて V 底高速艇体を代表させる (第4図)。静止状態で水面と V 底との交線は平面図で OC である。前進速度 v があると波の隆起

があり、船底と水との交線は OB のようになる。OB は凸形図線であるが近似的には直線と見られる。この波の隆起により、水線幅 b_1 は $\frac{\pi b}{2}$ となること、ドイツの飛行艇技術者のワグナーによつて求められている。

第4図に三角法を適用して、いろいろな関係が以下のように求められる。

$$L_2 = \frac{b}{2} \frac{\tan \beta}{\tan \tau}$$

$$L_1 = L_K - L_C = \frac{b}{\pi} \frac{\tan \beta}{\tan \tau}$$

$$L_m = \frac{L_K + L_C}{2} = L_K - \frac{L_1}{2}$$

トランサムの水深を d とすると、

$$L_K = d / \sin \tau$$

故に船底面の縦横比 λ は

$$\lambda = \frac{L_m}{b} = \frac{L_K + L_C}{2} = \frac{\left[\frac{d}{\sin \tau} - \frac{b}{2\pi} \frac{\tan \beta}{\tan \tau} \right]}{b}$$

既述のように $\tan \alpha = \frac{\pi}{2} \frac{\tan \tau}{\tan \beta}$

記号

- C_{L0} 平板の揚力係数 $= \frac{d}{2} \rho v^2 b^2$
- $C_{L\beta}$ デッドライズ β 面の揚力係数 $= \frac{d}{2} \rho v^2 b^2$
- A_d 動的揚力
- A_b 排水部分による浮力
- ρ 水の密度
- g 重力の加速度
- τ トリム角, 度
- β デッドライズ角, 度
- λ 縦横比
- C_v 速力係数 $= v / \sqrt{gb}$
- R 抵抗
- d 排水量
- C_r 摩擦抵抗係数
- v 速力, 秒速
- n プロペラ回転数
- D プロペラ直径

謹告

最近本誌上に掲載されたグラシャー・ハーバート船尾軸系装置の広告中、本装置装備の実積船のひとつを掲載すべきところ広告製作者がコンテナ船を掲載しコンテナ船にのみ装備されるが如き印象を与えたかも知れません。本船尾軸系装置は従来コンテナ船以外の各種船舶に装備されて参りましたが、勿論コンテナ船にも適用されますし、極めて有効であることは申すに及びません。この点誤解のないよう一言申し述べます。また広告中の本装置の特長や有利性の記述については真実を正確に述べたものに相違ありません。

何卒変らぬ御愛顧の程お願い申し上げます。

WORLD LEADERS IN PLAIN BEARING TECHNOLOGY

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED
ALPERTON WEMBLEY MIDDLESEX ENGLAND

日本総代理店：大倉商事株式会社 船舶課

東京都中央区銀座 2-3-6

電話 563-6111

大倉船舶工業株式会社

東京都中央区銀座 1-14-5

電話 563-2331



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ツ目印 清罐剤

登録 実用新案 罐水試験器

一般用・高圧用・特殊用・各種

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

営業
品目

- 三ツ目印清罐剤
- 三ツ目印罐水試験器
- 罐水試験試薬各種
- 磷酸根試験器
- 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 電話(762)2441(代)
- 大阪支店 大阪市南区南船場2-43 電話(547)0331(代)
- 札幌営業所 札幌市南區南一条西2丁目12 電話(521)8267(代)
- 仙台営業所 仙台市青葉区1-70小林ビル 電話(25)8858
- 名古屋営業所 名古屋市中区堀内本町1-47 電話(936)0233
- 福岡営業所 福岡市大手門1-9-27 電話(72)1631(代)
- 広島営業所 広島市国泰寺町2-3-1 電話(43)1442

船用遊星歯車減速機について

Klaus Ehrlenspiel*
Erwin Dehner**
成瀬長太郎***

1. 緒 言

遊星歯車減速機が、動力伝達装置として実用化されたのは、比較的新しく、特に高伝達馬力用の遊星歯車の実用は、ごく最近になつてからのことである。はじめのうちは、我々のところでは、モーターボート、漁業用の船舶、鉱山作業用機械などに、BHS シュテッキヒト (Stoekicht) 型のかさ歯車逆転装置を数多く、また長い間、約30年間も製作し続けてきたが、第二次大戦後は、主として固定式の遊星歯車装置の開発に力をそいできた。1950年以後は、当時としては、技術的革命ともいふべきシュテッキヒト遊星歯車減速機が開発され、特にこの遊星歯車減速機が、スチームタービンや遠心圧縮機に使用されはじめたからは、この種の減速機は、普通の平行軸円筒歯車減速機の使用されている分野にも進出し、使用分野をさらに拡大していく傾向をみせた。1960年にはシース (Schiess) 社製の新設計による内歯歯切盤を用いることによつて、この種の遊星歯車減速機の外環の歯車 (内歯車) の製作能力がさらに拡大され、内径1.5~2mのものも歯切可能になつてきた。この新しい技術を取り入れて作られた遊星歯車は、まず、モゼル (Mosel) 発電所の水力タービンのとりつけられた。そしてドイツ国有船 (快速艇) の大型減速機に使用された。これはBHS、クルップ (Krupp) とシュテッキヒトの三者共同で行なわれた。シュテッキヒト遊星歯車が商船の減速機に用いられた例は1965年以後になつてからである。そのときは、商船のスチームタービン駆動のスタラバル (Stal-Laval) 減速装置における第1段減速機として使われた。これはW.H. アレン (Allen) 社によりなされた。ディーゼルエンジン駆動の中速度の船の減速機に、シュテッキヒト減速装置が用いられたのは、1971年のはじめであつた。フレンスブルグ造船会社 (Flensburger Schiffsbau Gesellschaft) により製作されたディーゼル主機をもつ中速の船 (Luise Leonhardt) にとりつけられたのがそれである。これらの実例をもとに以下説明を進める。

2. ドイツ船用遊星歯車減速装置の実例について

5隻のフリゲート艦 (Köln Klasse) に組まれたシュテッキヒト遊星歯車減速装置の実例について、ここに説明する。これらの遊星歯車装置は、長い経験をもとにし、また安全性を十分考慮に入れて設計され、すでに12年間も実際に使用されてきている。

これらのフリゲート艦の駆動装置は、二つの可変ピッチプロペラをもち、主機は12,000 IP のガスタービン1基と3,000 IP のディーゼルエンジン2基である。よつて合計の最大出力18,000 IP となる。図1はここに使われた減速装置の写真である。図2はこの動力伝達構成の原理を示す。

プロペラの回転数は2段にきりかえられる。すなわち、スタートのときは、プロペラの回転数は250 rpm で、ディーゼルエンジンによつてのみ駆動される。そして正常の運転にうつるときは375 rpm にきりかえられ、このときは、ディーゼルエンジンの他にガスタービンも追加されて駆動源として使われる。このように2つの駆動源を互に結合したり、分離する操作は、BHS社で新しく開発された円筒状の摩擦クラッチにより行なわれる。このクラッチの原理は遊星歯車装置の外環 (内歯車) を、それぞれの要求に応じて、自由に回転できるようにしたり、または、回転できないように固定させたりする

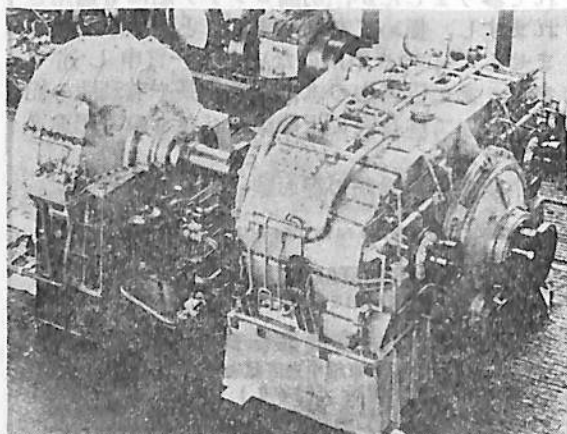


図1 フリゲート艦 (Köln Klasse) の減速装置
左はガスタービンの減速機
右はディーゼルエンジンの減速機

* BHS (Bayerische Berg-, Hütten-und Salzwerke AG, Werk Sonthofen) の取締役技術部長 Dr.-Ing.

** 同社の設計課長, Dipl.-Ing.

*** 電気通信大学教授, Dr.-Ing.

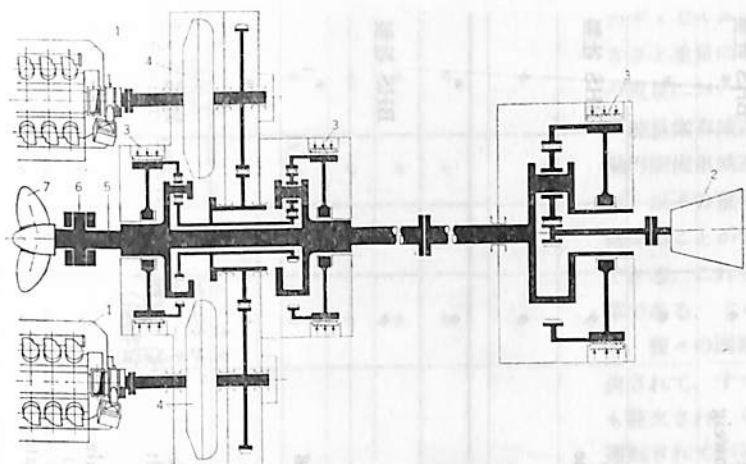


図2 フリゲート艦の駆動装置

- 1: ディゼルエンジン 2: ガスタービン 3: 円筒摩擦クラッチ
 4: 流体継手 5: プロペラシャフト 6: スラスト軸受
 7: 可変ピッチプロペラ

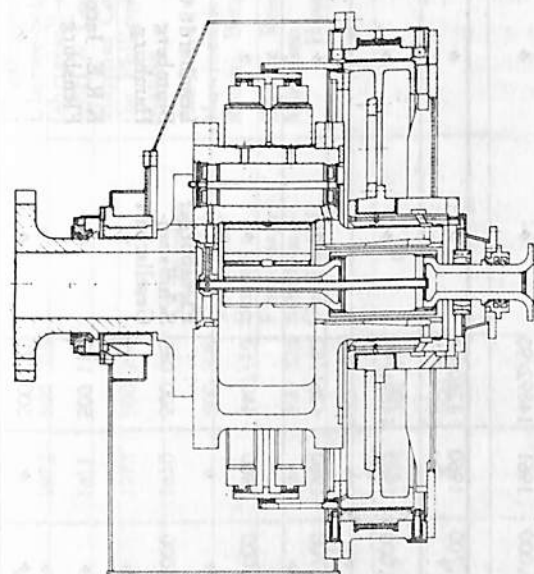


図3 ガスタービン主機の減速機の断面
 (12,000 PS 3,600/375 rpm)

ことができる構造をもつものである。図3はこの減速装置(3600/375 rpmの減速比をもつ)の断面図である。ここに上記の円筒状の摩擦クラッチがみられる。この円筒状の摩擦クラッチは、ライニングとして焼結合金を使ったブレーキシューが、油圧の作用で、ドラムに押しつけられる構造になっている。そしてまたここには、BHSシュテッキヒト遊星歯車減速機が用いられている。この種の減速機は、型が小さく、軽い構造であるので、この目的にかなっている。

遊星歯車減速機に入れられる遊星歯車は、最高7個まで可能である。このように数多く歯車(遊星歯車)が挿入できるので、荷重を、目的に応じて適当に分割することができる。また入力軸と出力軸が同軸であり、したがって小型で軽い構造となることも、この減速機の特徴としてあげられる。

この遊星歯車減速装置に関して、我々は、総計30台も作った経験をもっているが、これらの結果は、すべて非常によい。円筒状摩擦クラッチもここ数年間使用しているが、摩擦接触部の摩耗は非常に少なく、好成績をおさめている。表1はこれらの参考資料をまとめたものである。

また、それらの製造され納品された年も表示されている。表1に示されているものの他に、この型よりもさらに大きなシュテッキヒト減速装置、たとえば、外環の内歯車の内径約2mをもつモーゼル発電所の水力タービンに使用されているものや、潜水艦や水雷艇の駆動の減速装置などの経験をもつても、このシュテッキヒト減速装置が商船にも十分適することがわかる。

3. 商船用の遊星歯車装置について

以前は、伝達される動力が比較的低かつたために、ディゼルエンジン主機における遊星歯車減速機は、普通の平行軸円筒歯車減速機よりも価格は高かつた。平行軸円筒歯車減速機に比較して、遊星歯車減速機は、高伝達馬力、高減速比の場合に価格は安くなる。価格に関する以外に、遊星歯車減速機は、型が小さく、軽いことも無視できない。また、中速エンジンにおいて、平行軸円筒歯車減速機が使われていた理由として、1つのエンジンだけでは出力が十分でなかつたので、2つのエンジンを取りつけ、2基1軸の型で駆動するためであることもあげられる。

1970年のはじめに、新しい設計方式のもとに、出力18,000 HPをもつMAN社のエンジン52/55型(430 rpm, 1気筒当り1,000 IP)1基を組みこんだ船が作られた。この実績のもとに、高出力エンジン1基をもつバルクキャリア船や、コンテナ船が出現し、価格も2基による以前の型よりも安くなつた。

低速のディゼルエンジンを主機にもつ普通の設計方式の場合と比較して、遊星歯車減速機を取りつけた中速

表1 BHS シュテッキヒト遊星歯車減速機の実績 (*印は Krupp 社製のものであるが1971年以後 BHS 社の援助をうけているもの)

減速機の駆動方式、種類	出力 PS	回転数 rpm	減速機の重量 kg	納入の年	製作番号	使用したドック	船主	船名	船種	速力ノット	重量 ton	備考
ガスタービン駆動 (正逆転装置付)	12,000	3,600/375	17,700	1959	4258/59	Stülkenwerft	Deutsche Bundesmarine	Fregatte Köln	快速艇			*
2段切換式ディゼルエンジン (正逆転装置付)	6,000	948/252 948/375	30,000	1959	4405/06	〃	〃	〃	〃			*
ガスタービン駆動 (正逆転装置付)	12,000	3,600/375	17,700	1960/61	4263/ 14849	〃	〃	Fregatte Emden	〃			BHS
2段切換式ディゼルエンジン (正逆転装置付)	6,000	948/252 948/375	30,000	1959/60	14890/91	〃	〃	〃	〃			BHS 社製
ガスタービン駆動 (正逆転装置付)	12,000	3,600/375	17,700	1960/61	14848/ 4265	〃	〃	Fregatte Braunschweig	〃			BHS 社製*
2段切換式ディゼルエンジン (正逆転装置付)	6,000	948/252 948/375	30,000	1960	4408/09	〃	〃	〃	〃			*
ガスタービン駆動 (正逆転装置付)	12,000	3,600/375	17,700	1961	14850/51	〃	〃	Fregatte Karlsruhe	〃			BHS 社製
2段切換式ディゼルエンジン (正逆転装置付)	6,000	948/252 948/375	30,000	1961	14892/93	〃	〃	〃	〃			〃
ガスタービン駆動 (正逆転装置付)	12,000	3,600/375	17,700	1960	4260/64	〃	〃	Fregatte Lübeck	〃			*
2段切換式ディゼルエンジン (正逆転装置付)	6,000	948/252 948/375	30,000	1962	14894/95	〃	〃	〃	〃			BHS 社製
ガスタービン駆動 (正逆転装置付)	12,000	3,600/375	17,700	1960	4261/62	〃	〃	Fregatte Augsburg	〃			*
2段切換式ディゼルエンジン (正逆転装置付)	6,000	948/252 948/375	30,000	1960	4407/10	〃	〃	〃	〃			*
SRP 100	12,000	430/113.7	16,000	1970	500 085	Flensburger Schiffbau-Gesellschaft	Leonhardt u. Blumberg Hamburg	MS Luise Leonhardt	セミコンテナ船 (定期貨物船)	18.0	17,000	固定ピッチプロペラ
〃	〃	〃	〃	1971	500 119	〃	K.R.E. Jacob Flensburg	MS Ursula Jacob	〃	〃	〃	〃
〃	〃	〃	〃	〃	500 121	〃	〃	MS Renate Jacob	〃	〃	〃	〃

MS Lutz Jacob	Flensburger Übersee-Schiffahrtsgesellschaft mbH & Co. KG	500 233	1972	500 233	500 234	500 305	500 328	500 395	500 414	500 415	バキ ルチャ リア	16.0	30,000	可変ピッチ プロペラ
	Maritim Co of the Philippines, Manila		1973											
	AS Bergens Mekaniske Verksteder Bergen													
	Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft													
	Cosima Reederei München/Hamburg													
			1974											

のディーゼルエンジンを主機にもつ新しい方式の方が、大きさと重量において、はるかに少なくすむ（装置全体の重量においては 1/3 以下に減少する）。

遊星歯車減速機は、小型で、同軸であり、さらに平行軸円筒歯車減速機に比して、このように、軽い構造（約 1/3 以下の重量）となるから、エンジンを十分に船尾に寄せることができるので、船艙を十分大きくとることができる。これらの事実は技術的な面において、大きな変革である。このような大きな変革においては、実用上は、種々の困難を伴うものであるが、これらの問題は解決されて、すでに 12,000 HP 用の遊星歯車減速機が 9 台も注文され、そのうち 4 台は製作されて、完全な状態で運転されている。これらの詳細については表 1 参照。

図 4 は、この減速機（1 台）がディーゼルエンジンと結合されている試験運転の装置を示す。図 5 はこの減速機がとりつけられているコンテナ船の写真である。

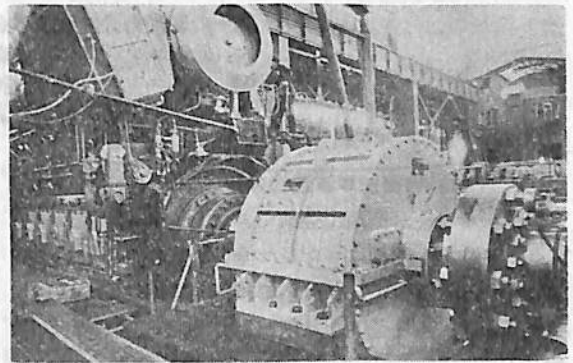


図 4 BHS シュテッキヒト 遊星歯車減速機とブレーマ・フルカン MAN エンジン (V6V 52/55) を組合せた試験装置

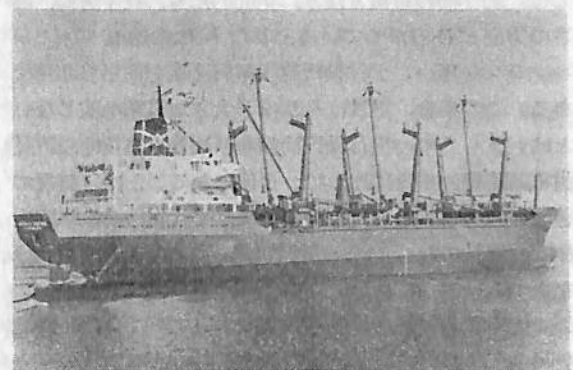


図 5 BHS シュテッキヒト 遊星歯車減速機を組みこんだセミコンテナ船（定期貨物船）、ウルスラヤコブ (Ursula Jacob)

a. 低速エンジンの場合

b. 中速エンジンと平行軸円筒歯車減速機を用いた場合

c. 中速エンジンと遊星歯車減速機を用いた場合

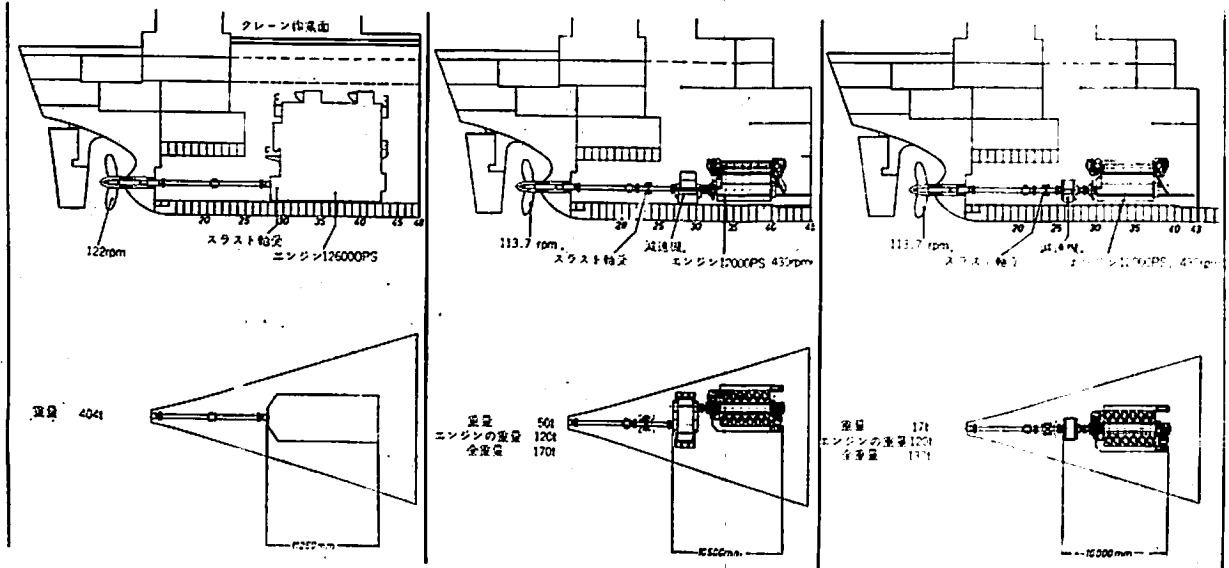


図6 種々の駆動方式における必要とする空間と重量

- a: 低速エンジンによる直接駆動の場合
- b: 中速エンジンと平行軸円筒歯車減速機を組み合わせた場合
- c: 中速エンジンと遊星歯車減速機を組み合わせた場合

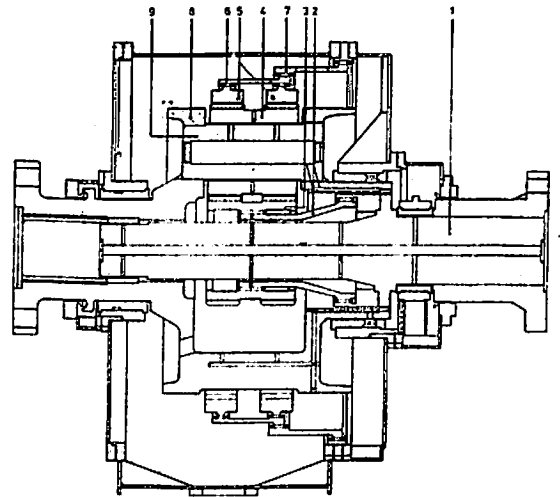
3.1 平行軸円筒歯車減速機の比較①

船幅がせまく、高速で運航できるコンテナ船を設計するとき、減速機はエンジン全体の大きさよりも小型でなければならない。これらの事柄を考慮して、遊星歯車減速機が最も理想的な状態でとりつけられた例が、図6cである。

図6aは、主機として、低速のディーゼルエンジンを上の代りに用いたときの状態を比較のため示す。これらの図でわかるように、後者の場合は、前者の場合に比して、約3倍の重量となり、空間的にも、長手方向、高さの方向にひろがっている。図6bは中速のディーゼルエンジンを用い、平行軸円筒歯車減速機を使用した例である。この場合、重量はそれほど大きな役割を演じないというものの、平行軸円筒歯車減速機の重量は、遊星歯車減速機の重量に比して、3倍になることは、無視できない。ここで最も重要なことは、平行軸円筒歯車減速機は、同軸でなく、ある軸間距離（この場合約1.8m）をもつという点にある。よって遊星歯車減速装置を、ここに使用することは、価格の上においても、またしめる空間の上においても経済的である。

3.2 構造

我々のところで製作された減速機（現在受注している減速機をもふくむ）とディーゼルエンジン主機の間には、



- 1: 駆動軸 2: 二重構造の歯車継手 3: 太陽歯車
- 4: 遊星歯車 5: 外環（内歯車） 6: 接続筒
- 7: 接続筒 8: 遊星歯車保持枠
- 9: 遊星歯車保持シャフト

図7 BHS シュテッキヒト 遊星歯車減速機の断面

ゴムを使用したたわみ継手（フルカンカップリング）を用いて動力が伝達される。

図7において、入力軸（1）は2個所で軸受により支

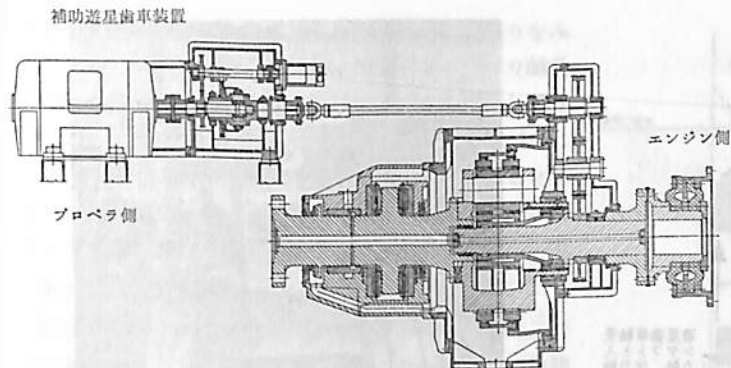


図8 補助遊星歯車装置による発電機の駆動方式

持されている。これらの軸受には、継手の重量もかかってくる。動力はこの入力軸(1)を通り、二重構造になっている歯車継手(2)に伝わる。この歯車継手から太陽歯車(3)に動力が伝わる。太陽歯車は、軸受支持されていない。荷重がかかるときは、この太陽歯車は、自動的に位置が調整される。この太陽歯車から、5個の遊星歯車(4)に動力が伝わる。これらの遊星歯車は、外環(内歯車)(4)の内側を運動する。この外環(内歯車)は2個とりつけられている。遊星歯車保持枠(8)を通して、動力は外に送り出され、プロペラ軸に伝わる。スラスト軸受は、別に独立したところにとりつけることもできるし、また図8のように一緒に組みこんでしまうことも可能である。⁹⁾ この遊星歯車減速機にかかる荷重の分布は、均等にせねばならないが、これはシュテッキヒトの方式を使うことにより可能である。すなわち5個の遊星歯車に均等に荷重が分布されることを可能にする。この方式では、外環(内歯車)は弾性的に変形できる。二重構造の歯車継手を通ってくる反作用を外環(内歯車)が弾性的に支持している形になる。このように弾性的な支持方式を採用しているため、減速装置全体は、船が変形しても、それに影響されない。いまままで、普通よく発生した減速機の損傷の原因は、歯当りであったが、この方式を採用することにより、これらの損傷は防がれた。

静的状態で測定した結果によれば、この減速機に組み込まれている歯車は、ラジアル方向に数mmも移動可能であることがわかった。遊星歯車の保持枠は、その自重のため、静止の状態では下の方に下つている状態であるが、シャフトの位置ぎめや強度などの計算においては、理想的な位置にあることを基準にすべきである。太陽歯車と遊星歯車は、研削されてガス窒化される。外環の内歯車は調質鋼である。歯形精度は英国規格(British Standard)で約A1またはA2である。ここに使わ

れる軸受は、すべり軸受である。遊星歯車の軸受は三層構造(鋼、青銅、ホワイトメタル)の軸受になつている。16~24時間もの間、無人運転が可能であるが、全部の軸受においては、潤滑油の流入温度と流出温度および潤滑油の流入圧力が遠隔監視され、緊急警報装置をとりつけてある。なお、この減速機は、その関係の法規にしたがつて取扱われる。

この減速装置は図8に示されているように、動力の一部をとり出して、発電機を回転させるようにすることもできる。

主機の回転数は変化するが、発電機の回転数はこれに応じて変化しないようにすべきである。よつてこの回転数を調整するための補助の遊星歯車装置をとりつける必要がある。図8に示されているのは、補助遊星歯車装置において外環(内歯車)を種々の条件に応じて無段変速できる構造をもつ。この高速の操作は、直流電源か、または流体(水)の圧力を使つて行なわれる。この外環(内歯車)を主軸(太陽歯車の軸)と同じ方向に回転させるか、またはこれと逆の方向に回転させることによつて、減速比を変化させることができ、したがつて発電機の主軸の回転数を一定に保ち、発生する周波数を一定に保つことができる。

3.3 検査

船の上では、できるだけ短時間に簡単に迅速な検査をすることが極めて重要なことである。この遊星歯車減速機は、簡単な船内の工具を用いて、容易に検査や分解の操作を行うことができるよう設計されている。図9~12にはこの具体的な操作⁹⁾が示されている。ケーシングは、水平な分離面を有し、分解するときは、この分離面より上の部分をはずす。中に組み込まれている歯車や、軸受は、ここで自由に観察できるようになつている。

図9は、減速機の分解の操作を示す。作業は簡単であるが、検査はこの方法で十分行なえる。図10は、遊星歯車軸受のシャフトの分解を簡単な道具をもつて行なつているところを示す。図11は、分解された遊星歯車のシャフトであり、図12は簡単な道具を使つて、遊星歯車を分解しているところを示す。これらの一連の分解作業は図9に示されているが、作業時間は、とりだす遊星歯車の個数によつて異なり、12~30時間である。ここで、平行軸円筒歯車減速機の場合と比較してみると、この遊星歯車減速機の場合の方が、それぞれの部品が軽

⁹⁾ これらは特許に関する事項をふくむ。

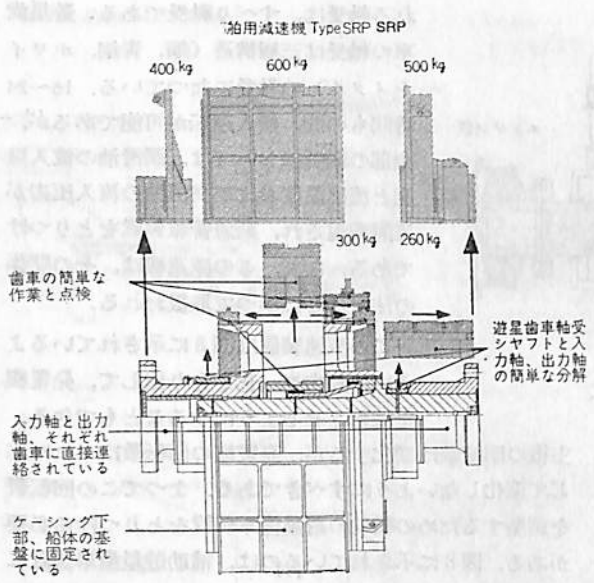


図9 簡単な分解と検査

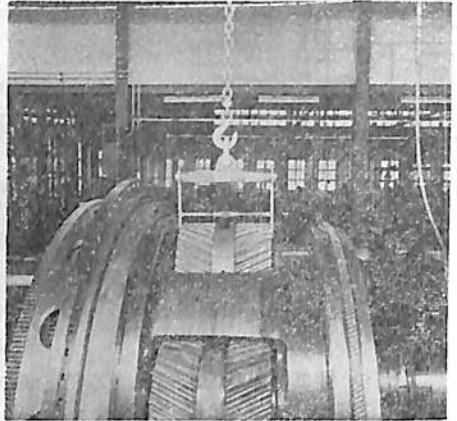


図12 遊星歯車を工具を用いてとりはずしているところ。

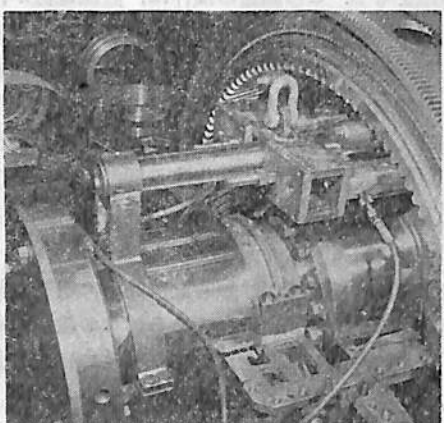


図10 工具を用いて（流体圧力により）遊星歯車のシャフトをとりはずしているところ。

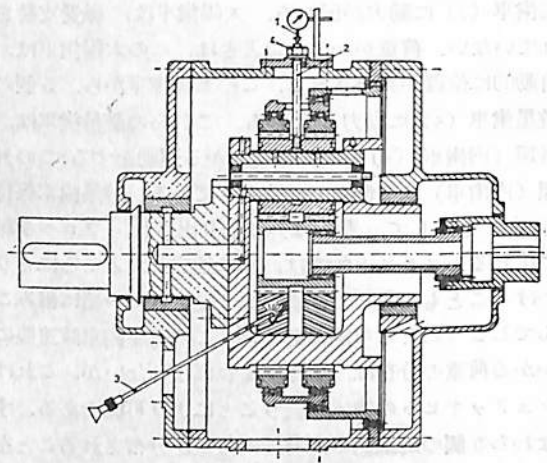


図13 簡単な検査 1: 測定器 2: 棒 3: 照明器 4: ナット

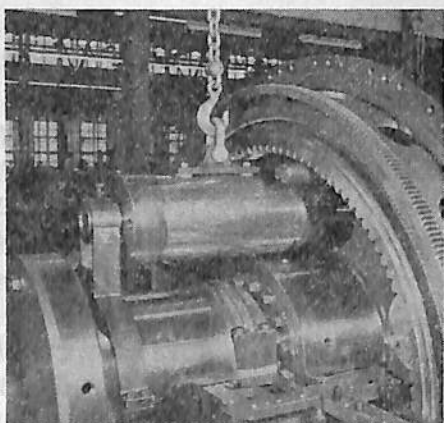


図11 とりはずされた遊星歯車のシャフト

く、したがって、遊星歯車減速機の場合の方が操作が容易で、小型の道具や工具で分解が可能である。

図9における分解操作を以下順を追って説明する。

- 1) ケーシングの上半部をとりはずし、横のカバーをとりはずす。
- 2) 継手を、シャフト上を横に移動し、外環（内歯車）を、遊星歯車保持枠上で左右に移動する。
- 3) 遊星歯車支持シャフトを、引抜工具と簡単な道具を用いて、とりはずす（図10,11）。
- 4) 遊星歯車をとりはずす（図12）。
- 5) 次に遊星歯車保持枠を回転させて、第2（隣り）の遊星歯車を上方にもつてきて、上の3)と4)の作業を繰返す。

さらに図13のように適当な穴をあけて、ここに照明用

のランプを挿入して、太陽歯車と遊星歯車の歯当りをみることもできる。また図13は、遊星歯車のすべり軸受における隙間の検査の方法を示す。引張り用のねじ棒2により、それぞれの遊星歯車を引き上げる。すなわち、ナット4をまわして、ねじ棒2を上を引き上げることにより、遊星歯車のラジアル方向の移動量がわかり、これによりすべり軸の隙間を測定することができる。

3.4 実際の運転における測定結果

遊星歯車減速機の実際の運転性能試験については、前述の船(Luise Leonhardt)で行なつたのが我々の最初の経験である。⁶⁾ここでは、種々の荷重をうけているとき、すなわちねじれ振動をうけているときや、走行の方向を変えたとき、逆転するときや、その他の不均一な荷重がかかるときの減速機の状態を検査するために測定が行なわれた。そのとき得られた結果をここで検討することにする。

測定の種類は以下の通りである。

- a) 駆動軸(図7の(1))に伝わる回転モーメント(トルク)の変動を測定するため、抵抗線歪計をとりつけ、スリップリングを通して、信号をとり出し測定し

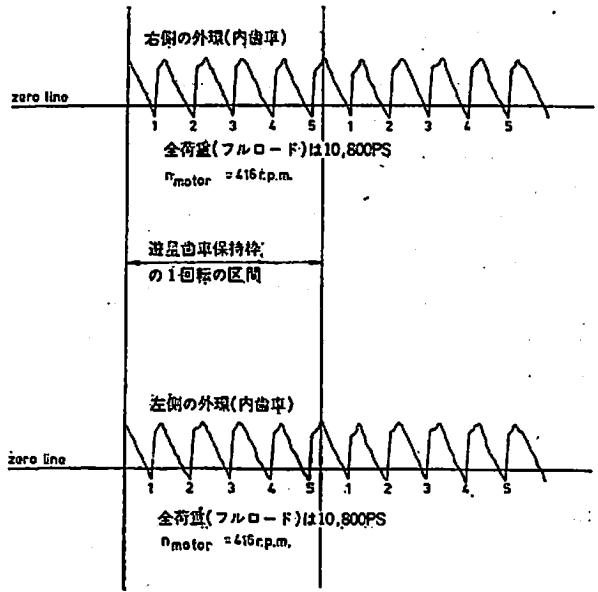


図14 外環(内歯車)のラジアル方向への変形(遊星歯車のかみあいにおける荷重によるもの)

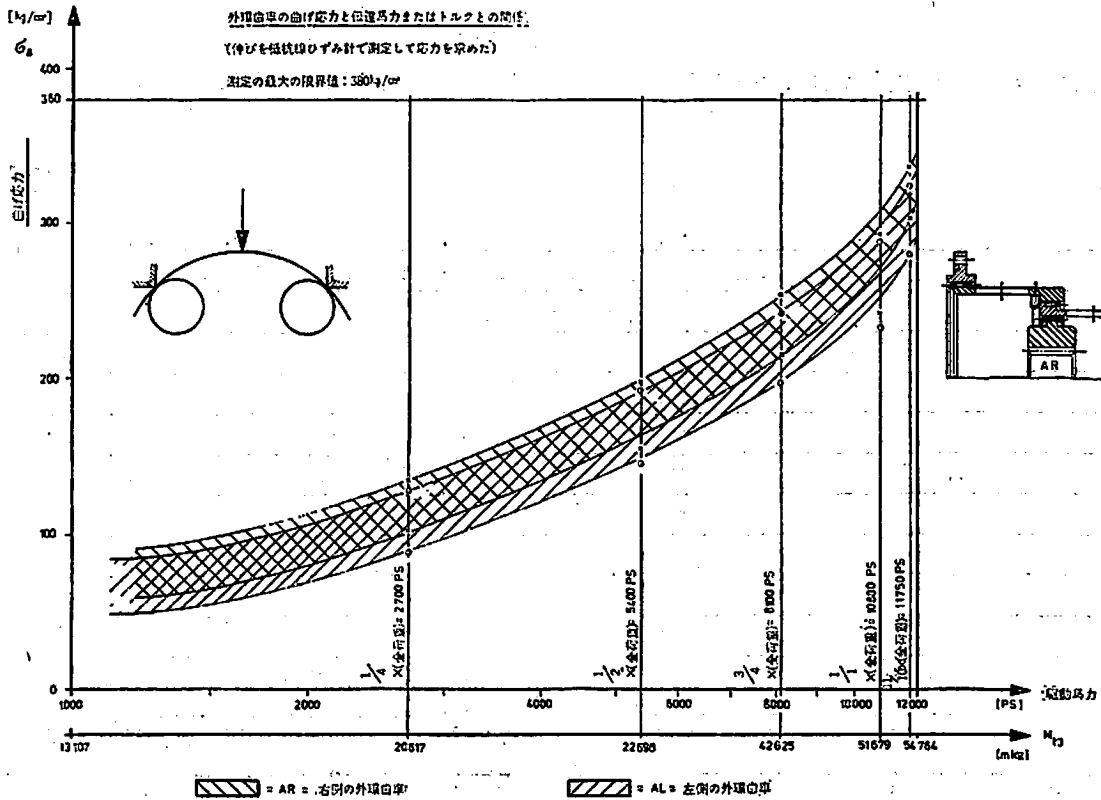


図15 外環(内歯車)の曲げ応力と伝達馬力の関係

た。

- b) 駆動の際の反作用値を求めるため、接続筒(図7の(7))に抵抗線歪計をとりつけて測定した。
- c) 外環の内歯車(図7の(5))の変形を測定するため、5個の遊星歯車の回転中のかみあいの状態をしらべた。
- d) ケーシングと基盤の振動の測定を行なった。
- e) すべり軸受全部の温度測定を行なった。
- f) 潤滑油の温度が効率に及ぼす影響を検討した。

以上の得られた重要な測定結果は、図14~17に示されている。

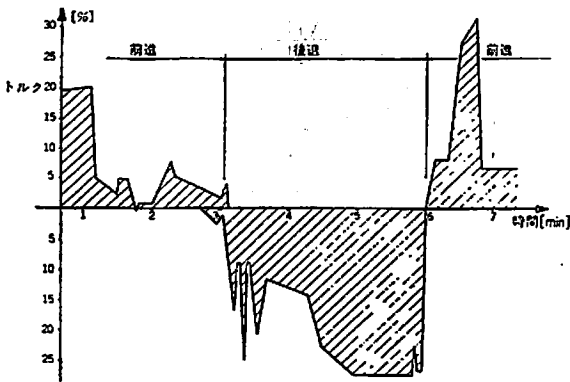


図16 エンジンの逆転によるトルク変動

図14は、遊星歯車の回転に際して、外環の内歯車の変形を示す。測定箇所、遊星歯車がきて通過していくときは、そこにある外環の内歯車は変形する。この変形は、遊星歯車を通りすぎると、またもとの状態にかえる。そして次の隣の遊星歯車が測定箇所にくると、同じように変形がくりかえされる。このくりかえされている変形量が、いつも同じ値であれば、荷重は各遊星歯車に均等に分配されていることを意味する。この場合のひずみは、最大荷重が加わったときにおいても5%以下の値であった。よって荷重が、各遊星歯車に均等に分配されているときは、外環(内歯車)は、この変形に関しては十分な保証された条件にあることがわかる。

図15は、外環の歯車(内歯車)に発生する曲げ応力の測定結果を示す。この図は、外環(内歯車)に発生する曲げ応力と、実際に伝達される伝達馬力または外環に加わるトルク(Mts)との関係を示す。ここで得られた測定結果は、理論的な計算結果と全く一致する。外環の歯車は、この図に示されているようにAR(右側の外環歯車)とAL(左側の外環歯車)の2つが組まれている。そして、それぞれにおいて発生した曲げ応力が示されている。この二者の測定結果が異なつてあらわれている理由は、抵抗線ひずみ計をとりつけた位置が、全く同じ位置でないためと思われる。

図16は、船の進行方向を反転するため、駆動エンジン

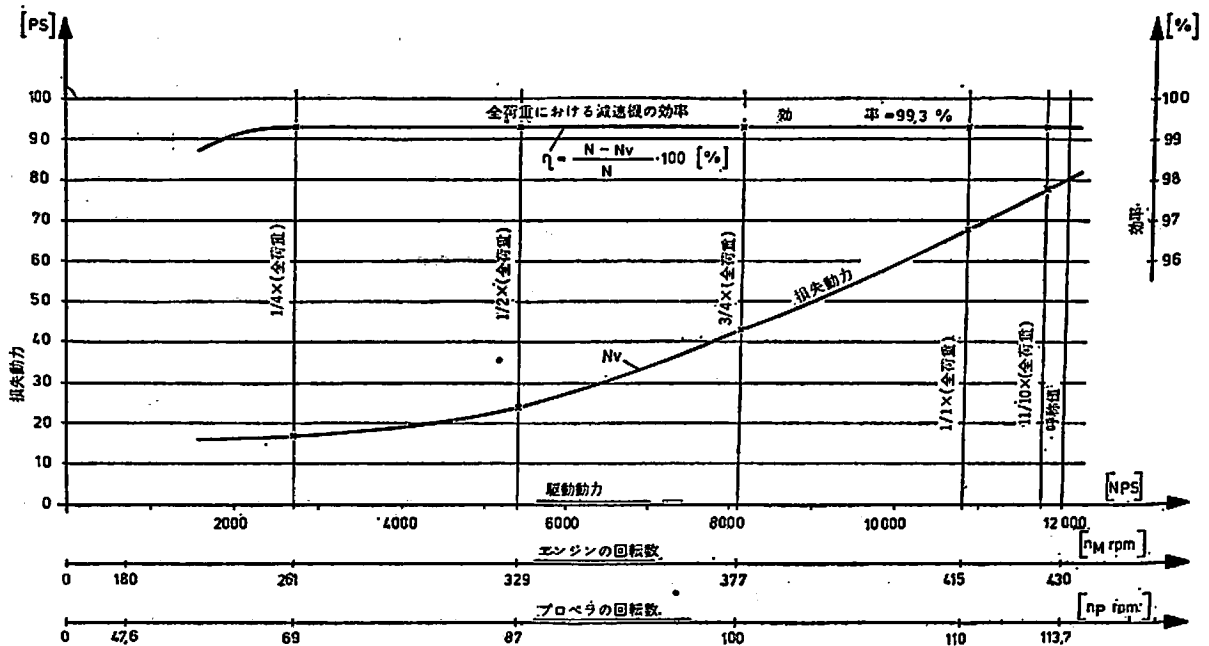


図17 減速機の効率と損失馬力

ンを反転させたときのトルクの時間的変動を記録したものである。この記録から減速機に加わるトルクの正負の変動の大きさがわかる。さらにこの図からわかることは、トルクの変動する時間的間隔は、非常に短い間であり、変動するときの最大の瞬間値も、呼称値の25%ほどにしか達していない。そして、変動する瞬間値は、このように呼称値をこえることがしばしば予想されていたが、測定結果によれば、これに関する心配はないことが判明した。

図17は効率と損失を駆動の伝達馬力の関数としてあらわしたものである。効率は99%以上の値を示し、この減速機の損失は無視できる程度である。

この減速装置においては、運転は静粛で、運転中は、ほとんど騒音はない状態である。騒音は、正式に全荷重が加わったときは85dBであった。

4. 遊星歯車の将来について

ディーゼルエンジンの製作の発展の歴史をもとに考えるときは、将来10年後は、中速回転のディーゼルエンジンのしめる割合が、低速回転のディーゼルエンジンよりも、多くなつていく傾向にあると思われる。よつて遊星歯車減速機を組みこんだ1基1軸型の駆動方式のものが数多くなつて行く傾向にあると思われる。この遊星歯車減速機は、すでに商船に組みまれてよい成績を示している。そして、検査や点検も簡単であることも、実際に明らかである。

中速回転エンジンについては、今後出力が増大され、回転数も高められるであろう。そして1シリンダ当りの出力は1,500HP程度に、また回転数は500~600rpm程度になるであろう。

現在普通使用されている歯切盤で製作された歯車をもつて組立てられた遊星歯車減速機の伝達馬力は図18に示されている。この1台当りの伝達馬力は、減速比により異なるが、ほぼ25,000~50,000HP程度の範囲に入っている。その他実際の問題として、この遊星歯車減速機を実際にとりつける際には、何の面倒な問題点もあらわれなかつた。またタービン駆動などの高速回転における遠心力による問題も、大きくとりあげる必要はない。

遊星歯車減速機は、許容の伝達馬力が高く、減速比を大きくとることができる状態にあるのに比較して、普通の平行軸円筒歯車減速機においては、この場合、歯車の直径が数mにもなり、使用する空間もより多く必要とすることは経験していることである。この意味においても、遊星歯車減速機は将来とも有望である。

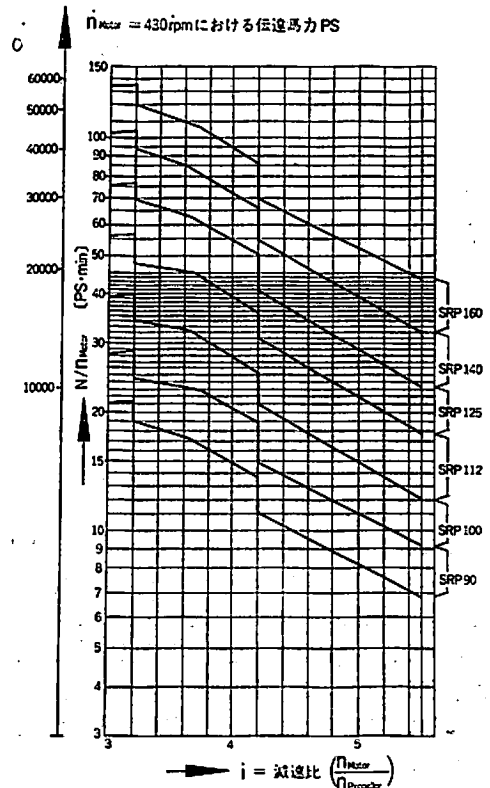


図18 BHS シュテツキヒト遊星歯車減速機の伝達馬力

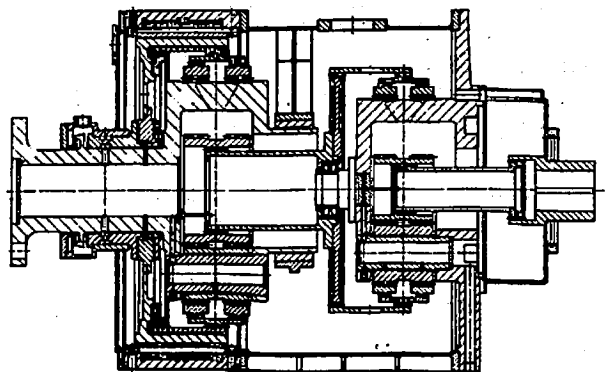


図19 ガスタービン駆動のBHS シュテツキヒト遊星歯車減速装置(二段減速)

ガスタービンは高出力の駆動源として、船舶に用いられるが、回転数は高く、3,000~5,000rpmであるので、普通の場合は、二段減速をして、プロペラに連結される。遊星歯車減速機は、大きな減速比をもつので、この点、特に有利である。遊星歯車減速機は、この他重量が軽く、使用する空間が少なくてすむことも、ガスタービンの減速機によく適している点としてあげられる。

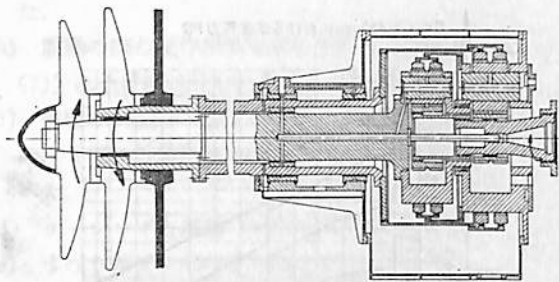


図 20 二重反転プロペラ用遊星歯車減速装置

エムデン (Emden) のノルドゼー社 (Nordseewerke) で作られた 4 隻のガスタービン船のガスタービンは、プラット・ホイットニー社 (Pratt & Whitney) 製作のもので、型は FT 4 A 12, 30,000 PS である。重量はわずかに数 ton である。この場合、普通の平行軸円筒歯車減速機を使つて 2 段減速 (3,600/135 rpm) すると仮定すると、減速機の重量は 90 ton になり、図 19 のような遊星歯車減速装置により 2 段減速すると仮定すると、このときの減速機の重量は、上記の半分以下の値になる。³⁾

二重反転プロペラは、船の駆動用プロペラとして、いつも話題になる事柄である。この方式を採用すると、効率 はよくなり、またプロペラの直径が小さくてすむ。シャフトそのものの構造もさることながら、ここにおける水もれ防止パッキングも重要なことである。この二重反転プロペラ駆動装置は、普通の平行軸円筒歯車を使つて実現できるが、その他特に、遊星歯車装置を使つても実現できる。遊星歯車装置を応用することにより、きれいな設計が可能になった。両プロペラの回転数の比を一定にきめる方式と、これとは別に、それぞれ独立して回転させる方式とがあるが、この両者において、プロペラ

同志の干渉を少なくする必要がある。これらの二つの方式はともに興味ある駆動方式である。図 20^{*)} はその 1 例を示す。

遊星歯車減速機は、以上のように、新しい方式の船の駆動装置として、今後十分に考慮に入れ、とり入れて行くべき価値のある長所をもっているものと思う。

最後に訳者として一言のべさせていただきたい。この論文の発表にあたっては、BHS 社の日本における総代理店である 海外通商株式会社の方々、特に同社大阪支店、取締役支店長青木奎介氏のご援助によるところが多い。ここに厚くお礼申し上げます。

5. 文 献

- 1) H. Barwig : Stoekicht-Getriebe, Konstruktion 6 (1954), 10, 377~384.
- 2) K. Ehrlenspiel : Rohrturbinengetriebe, VDI-Z 110 (1968), 6, 211~227.
- 3) Gas-Turbinen-Schiff "Euroliner", Schiff & Hafen 23 (1971), 7, 539~556.
- 4) Holland: Schiffshautantriebsanlagen mit mittelschnell laufenden Motoren und Getrieben, HANSA 108(1971), 18, 1743~1750.
- 5) "Luise Leonhardt" Prototyp einer Neuentwicklung der Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, HANSA 108 (1971), 21, 2081~2092.
- 6) Ziegler: Wellengeneratoren aus der Sicht des Schiffsmaschinenbaues, Schiff und Hafen, 22 (1970), 9, 843~847.

*) これらは特許に関する事項をふくむ。

消防艇兼患者輸送艇「みやじま」

石川島播磨重工業は、かねてから横浜舟艇工場にて建造中だった広島県宮島町役場向け消防艇兼患者輸送艇「みやじま」を完成、2月28日、同役場に引渡した。

これは宮島が山林などの火災の場合、地理的条件や交通事情などから消火活動がむずかしいため、高速 FRP 艇に可搬式の消防ポンプを搭載して消火作業にあたるためのものである。

また、本艇は消防艇としてばかりでなく、宮島が難島のため、入院を必要とする患者を一刻も早く本土(廿日市や広島市)の病院へ運ぶための役割も果し得る。

宮島では現在約 3,800 人の人が生活しているが、観光の名所として国内はもとより、海外をも含めて年間約 280 万人の観光客が訪れるが、同島には入院設備をもつた医療施設がないため、従来よりこの種の専用艇の設備が望まれていたものである。

主要目	全長 7.3 m	幅 2.45 m
深 さ	1.07 m	重 さ 約 4.96 トン
巡航速力	40 km/h	定 員 12 名
主 機	OMC-225 船用ガソリン機関	
補 機	エビンルード 25 馬力 1 基	



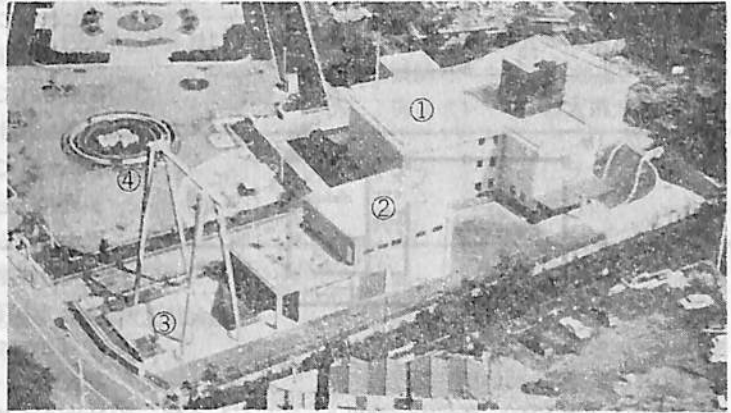
船舶艙装品試験所について

田中藤平
 (財)日本船舶造船技術センター
 船舶艙装品試験所長

1. まえがき

日本造船技術センターが、日本船舶振興会の資金助成を得て、建設中であつた船舶艙装品試験所の開設披露がさる11月7日、盛大に行なわれた。

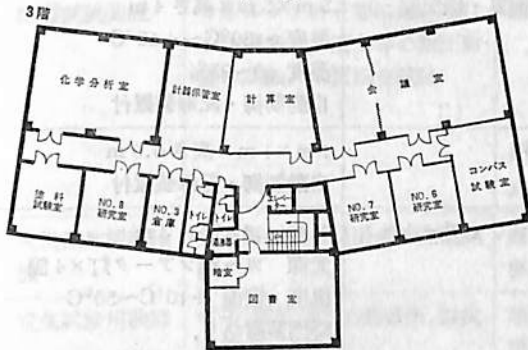
当試験所は、世界一を誇る我が国造船業界の活況にもかかわらず艙装品関係では、技術開発のおくれが憂慮されるため、その促進をはかる趣旨のもとに建設されたものであり、受託試験のほかに、リース方式により広く一般に施設を開放するという画期的な特色をもつた、いふなれば皆様の共同研究所としてオープンしたわけである。従つて、我々としては、



艙装品試験所全景

- ① 本館 ② 試験棟 ③ プール ④ 落下試験塔

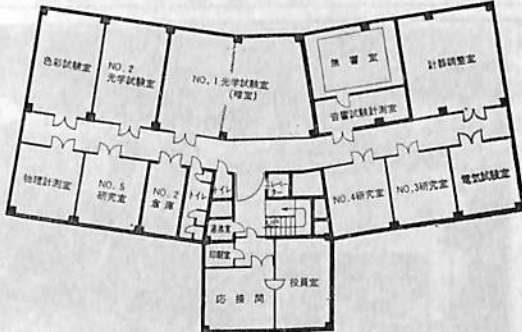
本館



1階



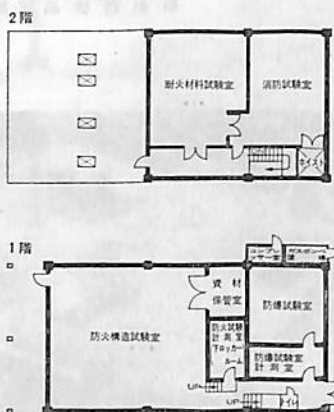
2階



地下1階



試験棟



2. 主な試験施設

当試験所は、東京都東村山市富士見町 1-5-12 (敷地 3,209.6 m²) にあり、建屋は、本館 (地下1階地上3階建) と試験棟 (2階建) からなっている。

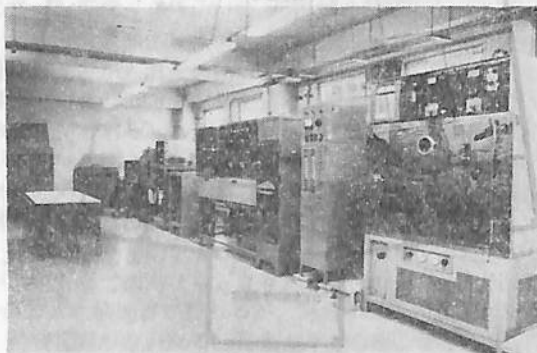
これらの建屋には、各階配置図に示すように、試験室、研究室が配置されているが、各種の大型試験装置が配置されている本館地階は、その動力源からくる振動の影響を避けるために、据付基礎工事には特に慎重な考慮が払われている。また試験棟には、防火、防爆関係試験装置のみを集めて設置し、万一の災害に対しての安全を図っている。

施設機器については、船用品、艦装品の試験に必要と考えられるもののほとんどを集めることにした。従って、ここに整備されたものはぼう大な数にのぼり、それぞれについて詳細な説明を加えることができないので、次にその名称のみを列記し、特に主要なもののみについて仕様、性能をかかげておいた。

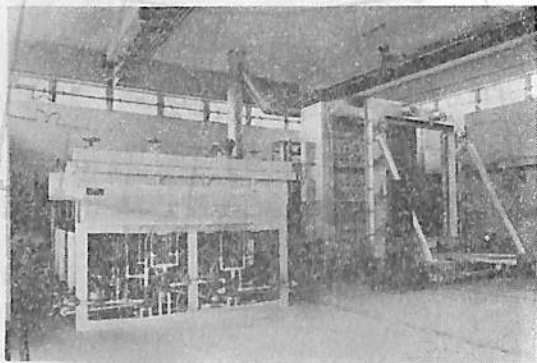
できるだけ多数の方々が有効に利用されることを念願し、ここに施設の概要を御紹介する次第である。

環境・救命関係

装置名称	使用目的	構成機器名称	仕様・性能
低温・恒温・恒湿試験装置	自動化機器、機関の低温始動及び艦装品の温度変化に対する性能の試験	大型低温・恒温・恒湿室	5 m×5 m×高さ 4 m 温度 -30°C~+60°C 湿度 60~95% 自動制御・記録装置付
		恒温・恒湿槽	1 m×1 m×高さ 0.8 m 自動制御・記録装置付
サンシャインウェザー試験装置	機器の耐候性、耐蝕性、塗料の経月劣化の試験	サンシャインウェザールーム	4.4×4.4×高さ 3 m 光源 カーボンアーク灯×4 箇所 温度 室温 +10°C~50°C 降雨装置あり、 自動制御・記録装置付
		デューサイクル、サンシャインウェザーメーター	1.2 m×1.1 m×高さ 0.9 m 試料冷却装置付



環境促進劣化試験用機器



標準火災試験炉

環境促進劣化試験用機器	各種の温湿度、気象・海水・腐蝕性の液体又は気体中等の条件下の試験	オゾンウェザーメーター、キヤス試験機、塩水噴霧試験機、湿潤試験機、浸漬腐蝕試験機、ガス腐蝕試験機、老化試験機、電気定温乾燥機、屋外ばく露台	
救命器具試験装置	各種救命器具の浮力・着用・落下等の各試験	浮力材試験用プール	4 m×2.5 m×水深 2 m 温水
		屋外プール及び落下試験塔	プール 15 m×10 m×水深 4 m 試験塔 水面上有効高さ 21 m 同用クレーン 最大吊上重量 2 ton

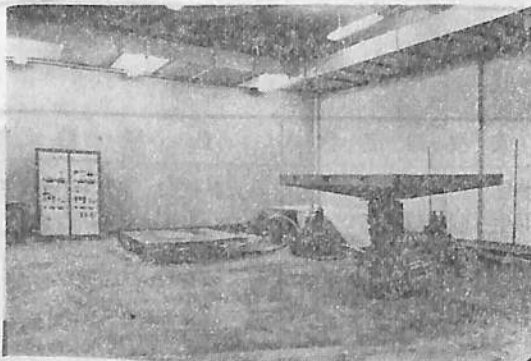
防火・防爆・消防・電気関係

装置名称	使用目的	構成機器名称	仕様・性能
防火試験装置	船舶に使用される間仕切壁等の防火性、建築材料の不燃性、その他燃焼関係の試験	標準火災試験炉	炉内寸法 垂直用 2.4 m×2.9 m×0.4 m 水平用 2.6 m×2.0 m×0.4 m 炉内温度 900°C 燃料 都市ガス 熱容量 800,000 kcal/hr
		建築材料防火不燃性試験機、燃焼性試験機、火炎伝播性試験機、甲板床張材試験機	
防爆試験装置	オイルタンカー等に用いられる防爆機器、工具等の耐圧防爆性試験、本質安全試験	耐圧防爆試験機	試験容器 大 1,000 mmφ×長さ 2,000 mm 小 600 mmφ×長さ 1,100 mm 耐圧力 50 kg/mm ² 試験ガス H ₂ , CH ₄ , LPG
		点火エネルギー測定装置	
火災探知機試験機	火災探知機の検出部の性能試験	直線上昇温度感度試験機、定温式感知器感度試験機、煙式感知器感度試験機	
電気試験用機器	電子、電気機器の耐電圧、抵抗、絶縁等の試験	超絶縁抵抗計、接点試験機、エレクトロニクスカウンター、直流標準電圧発生器、直流定電圧電源	

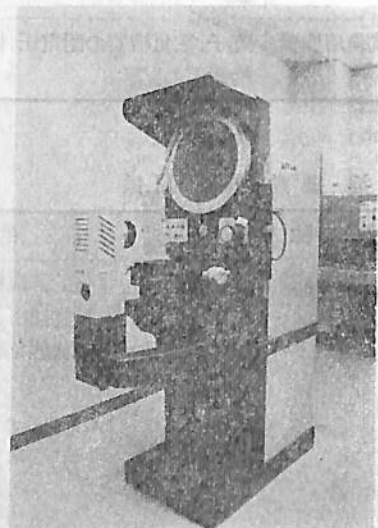
動揺・振動・衝撃関係

装置名称	使用目的	構成機器名称	仕様・性能
大型動揺試験装置	船体の運動を電氣的、機械的に再現して、各種動揺による積荷、搭載機器の状態を試験する	動揺装置 油圧発生・制御装置 計算部	積荷試験台 3.6 m×3.6 m 最大荷重 1 ton 横揺れ 0~35° 縦揺れ 0~20° 上下揺れ 0~1,100 mm 左右揺れ 0~1,100 mm 最大加速度 1~0.1 G 動揺周期 5~60 sec 動揺波形 正弦波 重畳波 周波数 0~3 Hz

<p>振動試験装置</p>	<p>自動化機器、小型舟艇等の耐振試験および大型パネル、電装品、一般機器の各周波数における振動試験</p>	<p>電気油圧式振動試験機</p>	<p>振動台 1.6 m×1.6 m 上下用加振装置 最大加振力 3 ton 最大搭載重量×加速度 1 ton×1 G 最大変位×速度 ±50 mm×±35 cm/s 水平用加振装置 最大加振力 2 ton 最大搭載重量×加速度 1 ton×1 G 最大変位×速度 ±100 mm×±35 cm/s</p>
		<p>動電型振動試験機</p>	<p>加振力 600 kg 周波数範囲 5~4,000 Hz 最大変位×速度 25 mm×130 cm/s 最大搭載重量×加速度 200 kg×67 G 振動台(水平, 垂直) 800 mm×800 mm</p>
		<p>松平式振動試験機</p>	<p>最大搭載重量 150 kg 振動方向 垂直, 水平 周波数範囲, カム方式 50~6,000 cpm 振巾 ≧ 0~40 mm 最大加速度 ≧ 2 G 振動台 800 mm×800 mm (アンバランス方式も可能)</p>
<p>テレビプロメーター</p>			



電気油圧式振動試験機



万能投影機

衝撃試験機	火工品、シグナルミラー、各種機器の取付及び包装性の試験	AVCO 衝撃試験機	最大搭載重量 100 kg ストローク 46 cm 最大ターミナル速度 400 ips 最大加速度 2,000 G
-------	-----------------------------	------------	--

色彩・光学・音響・物理関係

装置名称	使用目的	構成機器名称	仕様・性能
色彩関係機器	救命器具、信号器具の色度、その他の色度試験、色の判定、標準合せ、発煙信号等の色の測定	デジタル測色色差計算機	光電管方式で小型電子計算機と連動し、色の3刺激値、色差、混色計算が自動的に可能。
		自動色彩計	測定距離 1 m～無限大 視野角 0.26°
		キセノン標準白色光源	
光学関係機器	船灯、投光器、照明器具等の配光試験、特性試験	光束測定ベンチ	円テーブル 500 mmφ、360°回転 光学ベンチ長さ 4,500 mm ベンチ台 90°回転、仰角 13°
		輝度計、光電照度計、極微照度計	
音響関係装置	反響の発生しない無響室を用い信号器具、音響装置の特性試験、雑音計測	無響室	内寸法 4 m×3 m×2 m 遮音値 100 Hz-35db, 1,000 Hz-50 db
		正弦波ランダム発生器、バンドパスフィルター、高速レベル記録器、精密騒音計、吸音率測定装置、コンデンサーマイクロフォン、カソードフォロアー、計測用増幅器	
物理関係機器	金属組織の検査等	走査電子顕微鏡	倍率 20~20,000
		万能投影機	スクリーン 360 mmφ
		金属顕微鏡、脱取顕微鏡、単管マンオメーター測長器、圧力計検定機、加速度ピックアップ校正器	
	接着材の試験	ボンドテスター	ホッカー社製ボンドテスター 70
磁気コンパス検定装置	磁気コンパス検定試験	ヘルムホルツコイル	コイル直径 1 m トランシット付属
		標準磁気コンパス、磁力計	
気象観測装置	気象関係の諸データの計測記録	気象自動記録装置	風向、風速、露点、雨量、気圧、照度を自動計測記録する

材料関係

装置名称	使用目的	構成機器名称	仕様・性能
材料試験機	金属・非金属材料について常温での特性試験、環境促進劣化後の試験、高低温での特性試験	10 T 万能引張圧縮試験機	クロスヘッド速度 0.005~5,000 mm/min 極低温試験槽 0~-180°C 恒温試験槽 -40°C~+250°C

			伸び計, 引張圧縮変換器, 自動積分計, クリープテストアダプター付
		100 T 万能材料試験機, シャルビー衝撃試験機, 硬度計	
繊維・高分子材料試験機	繊維, 高分子材料, ゴム, プラスチック構成される各種製品の性能試験	気体透過度測定装置	セル温度範囲 5~50°C, 室温~120°C, 室温~-70°C
		熱変形試験機	温度範囲 室温~200°C 昇温速度 120°C/hr, 50°C/hr
		耐疲労試験機, 織布耐水度試験機, 繊維鑑別機, 微小硬度計	

機関試験関係

装置名称	使用目的	構成機器名称	仕様・性能
内燃機関試験装置	小型船外機及び船用エンジン(200 PS まで)の性能, 耐久試験	渦電流型動力計	最大吸収馬力 200 PS 最大吸収トルク 46.5 kg-m 最大回転数 10,000 rpm 機関のプログラム運転可能
		エンジン・アナライザー	4 現象オシロスコープによる性能の解析可能

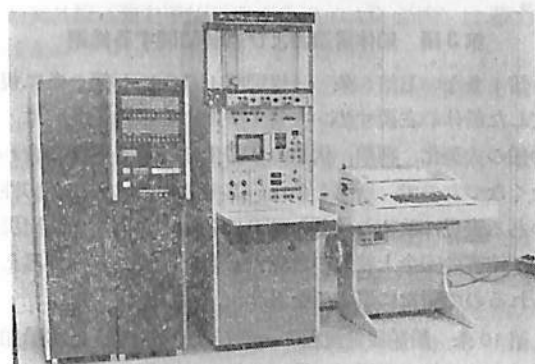
化学分析・塗料関係

装置名称	使用目的	構成機器名称	仕様・性能
各種分析装置	各種試料の高精度の化学分析	赤外分光光度計, 原子吸光光度計, 分光光度計, ガスクロマトグラフ, 差動走査熱量計, 自動滴定記録装置, PH メーター	
一般化学実験用機器類	化学実験用	クールニクスサーモバス, クールニクスサーキュレーター, 粘度測定バス, 恒温水槽, 超音波洗滌器, 遠心分離器, 電気マッフル炉, 電気ルツボ炉, ラボスターラー, マグミキサー, ロータリーエバポレーター, 定温乾燥器, デジタル天秤, ドラフトチャンパー等	
塗料試験機器	塗料試験用	落球式衝撃試験機, 塗厚試験機, ピンホール試験機, 皮膜強さ試験機, 屈曲試験機, 皮膜調整器	

計算・計測・記録関係

装置名称	使用目的	構成機器名称	仕様・性能
振動解析計算装置	各種振動のオンライン解析, 伝達関数の測定, 音響特性の測定, 汎用の計算機	リアルタイム信号解析装置	解析周波数 DC~50 kHz (直接) スペクトル分解能 32~512 本 入力の種類 アナログデータ, デジタルデータ, 紙テープさん孔データ, キーボードマニュアルデータ 出力の形式 CRT, XY レコーダー, タイプ

		ライターによる作表，紙テープへのさん孔 解析項目 フーリエ変換，逆フーリエ変換，パワースペクトラム，相関関数 コンボルーション，振幅確率分布等
計算記録装置等	各種試験における計測記録	動ひずみ測定器，静ひずみ測定器，オシロスコープ，マイクロペンオシログラフ，シンクロスコープ，データーレコーダー，多点ひずみ測定装置，多点温度測定装置，卓上電子計算機，16 mm 高速度撮影機，800 mm 望遠カメラ，デジタルマルチメーター，電流電圧計，万能ブリッジ，電地式絶縁抵抗計，エレクトロニクス回路計



リアルタイム信号解析装置

3. あとがき

当試験所は，誕生したばかりでまだ体制的に充分とは云えないが，当面施設のリースからはじめて，目的達成への努力を積み重ねてゆきたいと考えている。

最後に，当試験所の建設に当り格別のご指導とご協力を賜わった船舶局を初め関係方面の方々にお礼を上げると共に，マスタープランからほとんどの計画を立案された，前任者の船尾津二氏に深く感謝いたします。

(昭和47年12月記)

〔船舶編集室〕 本稿は編集の都合により予定の掲載号より遅れましたことを特に付記いたします。

(84頁よりつづく)

うちの長さ方向にはほぼ等間隔に配置された6点を選び，その計測値の振動による成分について，相関，スペクトラムを計算した。

各測定点のスペクトルをみると42.5~45 cpmに2節振動のピーク，97.5~105 cpmに4節振動のピークがあり，3節振動は殆ど現われていない。また振動の伝達方向はクロススペクトル解析の結果より船尾から船首に進んでいることが明らかである。

(2) 立体強度計算

紀見丸の第1次航および第2次航について立体強度計算結果と計測結果の比較を行ない，骨組構造解析結果および有限要素法による解析結果と計測結果が比較的良好一致を確認した。

また，設計上最も苛酷な条件となる Alternate Loading に対する立体強度解析を紀見丸について行

なった。Uniform Loading に比較し，Alternate Loading ではかなり大きな応力が生じているが，最大で11.0 kg/mm² 程度で強度上問題となるほどではない。

さらに，紀見丸について波高3.6および9 m の波により生ずる，ある横断面での各部材の変動応力を近似計算したが，波高9 m の波に乗った場合，最大となる所で14 kg/mm² (Peak to Peak) 程度であった。積荷時に静的にかかっている応力の影響を考慮しても，この程度の波に対しては十分疲労強度を有するものと思われる。しかし，疲労強度の検討には応力集中のほか工作誤差の影響も考慮する必要があり，さらに波浪外力についても紀見丸第3次航では上甲板で20 kg/mm² もの応力が計測されており，今後さらに検討が必要である。

(研究資料 No. 152)

まえがき

日本海事協会の昭和47年度版鋼船規則は、年次途中において第1回の改正が行なわれ、各編の規定変更、新規則の制定などがあつた。これにともなつて、同時に細則に対しても改正または新制定などが行なわれた。本文は47年度版およびその第1回改正の改正された規則、細則についての解説である。紙面の都合で規則を導いた理論計算式の詳細な説明は割愛したが、その基本となる考え方についてはできるだけ説明することとした。なお字句修正、条番号の変更など内容の変更を伴わないものはすべて説明を省略した。

第1編 総則および船級検査

第2章 登録検査

第2条第1項(18)の操舵操置図に、操舵時間を規定より長くする場合はそれに関する資料を提出するよう規定した。また(21)に点検設備図をつけ加えた。

第3章 定期検査

第7条第1項 最近では船令4年程度の船でも構造部材に著しい衰耗を生じている例があるので、第一次第1種定期検査以降においても、検査員が必要と認めた場合には、板厚計測を行なうことができるように、この項目を加えた。

第8条 第一次第2種定期検査の内張板の取りはずし、および燃料油タンク内部検査の方法を合理化した。

第9条 第一次第3種定期検査の燃料油タンクの内部検査の方法を合理化した。

第4章 中間検査

第7条第3項 原木を搭載する船は一般に船倉の状態が悪化する速度が早いので、第1種中間検査でも倉内の検査を、油送船なみに船令12年を越えるものに対して行なうように改正した。

第7章 検査に関する雑則

第3条第1項 係船中の船は検査を行なわないことになつているが、損傷その他で臨時検査が必要な場合があるので、係船中でも臨時検査が出来るように改正した。

第4条 1. 船尾管内にある中間軸の検査は、プロペラ軸のそれに準じる性格を有するので今回検査間隔の規定を追加した。

2. 今回新設したもので軸の抜き出し検査の延長規定

である。なお、軸の精密な検査の方法の詳細については、別に細則に定めた。

3. 検査の延期規定であるが、その延期の範囲を、具体的に明記した。

第2編 定 義

第19条 オイルバス方式の場合の裸身軸やゴム巻スリーブ軸など第1種として認められる新形式の軸もあり、旧規定そのものが実情にそぐわないので改正を行なつた。なお、規定を明確かつ簡単にし、具体的内容については、別に細則に定めた。

第3編 船体構造および船装に関する総則

第1条ないし第5条 旧規則第1条ないし第3条に規定した船体の主要寸法、主要寸法比、その他の条文は、船舶の大型化、種類、構造の多様化のため、実情に合わなくなつたので、新第1条ないし第3条のように弾力性のある表現に改めた。さらに、カーフェリー等の出現で、旅客の安全上特別の考慮が必要となること等が考えられるので新たに第4条を設けた。

第10条 船体設備規程の一部が改正され、日本船舶では点検設備の設置が義務づけられる処置に関連して、新たに規定された。設備の詳細については細則に規定した。

第11条 溶接構造

1. 軟鋼材の使用区分

船体用鋼材の使用区分に関する規則は10数年前に制定されたものであり、最近の極厚板使用の傾向に対し、必ずしも充分でない点もあり、また一部の船舶ではぜい性破壊を生じた例もあるので、今回、船舶の安全性を一段と強化する意味において改正した。

今回の改正で改正された点は次のとおりである。

(1) 従来の規則では板厚が25.5mmを越える鋼板に対しては厚さがどれほど大きくなつてもKDを使用して差しつかえなかつたが、今回KDの使用を板厚35mm以下とし、板厚が35mmを越えるときはKEを使用することになった。これは板厚が30mmを越えると板厚増にともなう三軸応力比の増加の傾向は飽和するものと考えられていたが、その後の研究によつて30~35mmの間でも板厚増加にしたがつて、若干三軸応力比が増加することが認められており、板厚が35mmを越える鋼板にはKDよりも切欠きじん性のすぐれた

KE を必要とすることになった。しかし、この適用範囲を従来規則の $0.6L$ 間（中央部から前部へ $0.3L$ 、後部へ $0.3L$ ）から後部は $0.1L$ 間だけ緩和されることになった。

(2) 前号と同様な趣旨で、板厚が 35 mm を越える鋼板に対しては、従来の規則よりも一段 Grade を上げた。

(3) 船側外板に対しては規則制定当時は厚さが 25.5 mm 以下の程度のものしか考えられなかつたが、最近の巨大船の増加の傾向を考慮し、板厚が 25.5 mm を越えるもの、あるいは 35 mm を越えるものについて Grade を上げることになった。

なお、中央部の舷側厚板直下の船側外板は強力甲板に近い応力、温度条件であるため、強力甲板に近い個所の船側外板（強力甲板下面からの $0.1D$ 以内）は強力甲板なみの Grade とすることになった。

(4) 倉口縁材およびその肘板等の損傷事例を考慮し、倉口側縁材に接する強力甲板はクラックアレスターと同等の切欠きじん性が必要と考えられ、今回この規則を新設することになった。

(5) 強力甲板を縦通する倉口縁材および甲板上縦桁のフランジやウェブからき裂が発生し、ぜい性破壊を起した船舶の例を考慮し、この個所に用いる鋼板を強力甲板なみに Grade を上げることになった。なお、本件はすでに昭和46年から実施済みである。

2. 高張力鋼材の使用区分

軟鋼と同様の趣旨によつて Grade を上げた。

3. 舭縦縁の配置

倉口側部の強力甲板に使用する鋼板をクラックアレスターなみに Grade を上げたため、本項第2号に適用除外の項を設けた。

第3編 に関する細則

今回新たに制定されたものであるが、大部分は従来の内則がとり入れられている。このうち主要なものについて説明する。

0304 高張力鋼を用いた場合の部材寸法

今回第30編に新しく 32 kg/mm^2 高張力鋼および 36 kg/mm^2 高張力鋼の規格が定められたので、これらを使用した場合の部材寸法を細則に定めた。今回の規定はすべて軟鋼を使用した場合の規定を規準にし、これと同等の強度および安全性を持つように定めた。

さて高張力鋼を軟鋼の代りに使用する場合、考慮すべき要件は種々あるが、前述のように軟鋼との同等性という観点から次の3点について考慮した。

a) 材料の機械的性質の相違

軟鋼との機械的性質の相違を考える場合、単に降伏点の相違のみならず引張強さ、降伏点と引張強さとの比、応力-歪曲線などの相違をも考える必要がある。

b) 撓みの増加と座屈応力の低下

高張力鋼を使用すれば板厚は薄くなるので、必然的に剛性は低下し、その結果撓みは増加し部材の座屈応力は低下する。撓みの増加は船体強度に直接影響を及ぼさないが、隣接部材に二次的に誘起される応力、艤装品、機関等に及ぼす影響は十分考慮されなければならない。座屈応力の低下は直接安全性に影響する問題であり、高張力鋼のメリットを生かして十分な防撓法を考えるなど慎重な配慮が必要である。

c) 腐食

軟鋼と高張力鋼の腐食はこれまでの経験では両者に差は認められない。しかし高張力鋼の場合、元の厚さが軟鋼に比して薄くなるため、同じ量だけ腐食した場合は考えると板厚の減少比は高張力鋼の場合の方が大きくなる。したがって腐食後の板厚について軟鋼との同等性を考えなければならない。

以上の点を考慮して、まず材料係数を定め、これを基準に縦強度、部材寸法等を定めた。以下これらについてのべる。

(1) 材料係数 K

軟鋼および高張力鋼のそれぞれの降伏応力および引張強さの比と、腐食後のそれぞれの応力比の両者より材料係数 K の値を次のように定めた。

32 kg/mm^2 H.T. に対して: $K=0.80$

36 kg/mm^2 H.T. に対して: $K=0.74$

ここで腐食衰耗後の船体横断面および局部部材の断面係数は、軟鋼では建造時の90%に、高張力鋼では85%に減少するものと考えている。

(2) 高張力鋼を使用した場合の船体撓みの制限から定まる係数 λ

船体の撓みは軟鋼船と高張力鋼船とで区別すべきものではない。軟鋼船に対しては従来から L/D_s をある値以下に制限して撓みを規制していた。高張力鋼船に対してもこれと同等の撓みになるように制限を設けることとした。したがって高張力鋼船の L/D_s は軟鋼船のそれより小さくなる。このような考え方から導いたものが λ の係数である。

実船の設計に際しては、高張力鋼船に対する船体断面係数の値は、規定に定められる値に K または λ のうち大きい方の値を乗じたものとなる。

(3) 縦強度部材の寸法

縦強力部材の寸法を決定する条件として、腐食衰耗後の軟鋼材の応力値と高張力鋼材の応力値の比が材料係数 K に等しくなるように係数を定め、軟鋼に対して定められた寸法にこの係数を乗じて部材寸法を求めるようにした。

(4) 縦強力部材の座屈に対する最小厚さ

高張力鋼を使用すれば板厚が薄くなると同時に、使用応力が高くなるので必然的に座屈強度は低下する。このため軟鋼に対して定められている座屈に関する規定を修正する必要がある。この場合部材に働く縦応力は規則で考えている応力を用いることとしたが、実船の断面係数が規定値より大きい場合はその超過量に対して修正を加えるようにした。また局部の曲げ応力は縦応力の $1/3$ と仮定し、これらの両者の応力の和に対して十分な座屈強度をもつように最小厚さを定めた。

(5) 縦強力部材のテーパーに関する規定

高張力鋼を用いた場合の縦強力部材の前後部におけるテーパーは、船全体が高張力鋼で建造されていると仮定して、鋼船規則の規定を用いることとした。また前後部の軟鋼を使用する範囲の部材寸法はその箇所の高張力鋼の部材寸法から軟鋼の部材を求めるようにした。

強力甲板の断面積のテーパーの方法については部材寸法と同じであるが、前後部では軟鋼部の断面積を算出する係数を定めた。

0305 船舶設備規程の一部改正が行なわれ、日本船舶では点検設備の設置が義務づけられたので、規則本文にこれに関する規定が設けられその詳細は細則に規定することとなつた。この点検設備は船体構造の重要部材の損傷および腐食等の早期発見を容易にかつ安全に行なうためのもので、点検者は乗組員を対象としたものである。したがって本会でを行なう定期的検査のための検査準備とは別個のものである。しかし定期的検査の場合に本船の点検設備が利用し得る場合は極力これを利用すべきであろう。以下にその主要点を述べる。

(1) 点検設備を足場、通路およびはしごまたはステップ等の船体に恒久的に取りつけられた固定設備と、ゴムポート等の一時的な装置の二種類に分類した。なお水平行などの船体構造部材が足場または通路として利用できる場合は、これを固定設備の一部とみなすこととした。

(2) 固定設備を設けるべき区画と場所を明記した。

(3) 固定設備のみでは区画周囲をすべて点検できないので、固定設備が設けられた区画でも、規則に定められた区画にはすべてゴムポート等の装置を備えるようにした。

(4) はしご、足場、通路等の安全上の構造寸法については、ILO において新造船、修繕船関係産業安全衛生実施規程が審議されており、これが実施されればそれによることとし、それまでは現在の習慣によることとした。

第4編 船首材および船尾材

第1条 鋼板船首材の厚さは旧規則では船の長さ按比例して厚くなつており、大型船では必要以上の厚さとなる場合がある。今回第3編第1条の改正により規則適用範囲が拡大されたので、 L が 230 m を越える場合は委員会の適当と認めるところによることとし、その値については細則において 27 mm を上限とすることとした。

第6条 マリナー型の舵を有する船のラダーホーンの規則を制定した。詳細については第5編解説を参照されたい。

第8条2 マリナー型の舵においては、ピントルの径が大きいため、ガジョンの厚さも厚くなる。それに伴い、舵の stream line がガジョンの位置で変化し、この位置にキャビテーションエロージョンを生じた例が多くある。また、旧規則は、経験的なものとも思われるので、これを曲げ強度の面から検討し、ガジョンの厚さをブッシュの材質による修正を行わないスリーブの外面で測つたピントルの規定の径の 35% とすることとした。

第5編 舵および操舵装置

マリナー型の舵に関する規則の制定および操舵速度小委員会報告に基づく操舵時間の規則改正を行ない、また第5編全般の規則を見直し、不合理の点を改めたほか、規則の構成、字句を改めた。

第1章 舵

第1条 旧第1条に旧第3節第8条を含め、規則に定める舵の型を明確にすると共に、マリナー型の舵を規定する旨記載した。また、舵角が 35 度を越える場合の舵についての条文を加えた。

第6条 ピントル1個を有するマリナー型の舵に関する規定を加えた。また、頸部ベアリングの長さが、下部舵頭材の規定の径を越える場合の頸部ベアリングの位置における測定点に関する条文を加えた。

第7条 頸部ベアリングのベアリング部の長さが、下部舵頭材の規定の径の 1.5 倍を越える場合の頸部ベアリングの位置における測定点に関する条文を加えた。

第8条1(1) 旧第9条1にマリナー型の舵に関する規定を加えた。なお、旧第9条1(2)のピントルの最小寸法の規定は、舵の全面積 A が 20 m^2 を越えると減

少する傾向にあり不合理なので、これを改めると共に、荒天時の波圧力および船の速力の減少を考慮して算式を改めた。また、小型船においては、大型船に比べて操舵頻度が高いことから、 L が150m未満の船では L に応じ、ピントルの径を増すこととした。

第8条1(3) ブシュを金属製とする場合は、そのベアリング圧力に対する圧縮強度は、ブシュを合成樹脂またはリグナムバイタとする場合に比べて大きいので、スリーブの外面で測つたピントルの径をしん酌することとした。

第8条2 ピントルの曲げ強度について規定した。

第9条1 ピントルのベアリング部の長さが長くなると、曲げ強度の面からあまり好ましくないので、ベアリング部の長さをスリーブの外面で測つたピントルの径の1.2倍を標準とすることとした。またこの標準よりもベアリング部の長さが短い場合にはベアリング圧力が増大するので、その長さに応じて、スリーブの外面で測つたピントルの径を増すよう細則に規定した。

第9条3 ピントルのスリーブとブシュの間げきおよびピントルの腐食防止についての精神規定を定めた。

第10条 垂直舵骨の心距は、水平舵骨の心距の1.5倍を標準とすることとし、舵板の厚さは、舵板のパネルのアスペクト比に応じて定めることとした。(第11条参照)

第11条 旧第10条を舵板のパネルのアスペクト比に応じ、係数 K によつて修正するよう改めた。

第13条 旧第14条にマリナー型の舵に関する規定を加えたものである。なお、マリナー型の舵の舵心材の断面係数に算入する舵板の幅および厚さは、細則に規定した。

第17条 カップリングボルトは、リーマボルトとすることとし、また、B型の舵およびD型の舵のボルトの径は、ボルトのねじの谷における径を規定の径以上とすることとした。

第2章 操舵装置

第2条1 操舵に対する応答のおそい巨大船では、操舵時間を長くすることは、操縦性能にそれほど影響を与えるものではなく、むしろ、適当に大きな舵面積を有する舵を使用することの方がより大きな重要性を持つことになる。そこで、適当に大きな舵面積を有する舵を船に備えることを幾分でも容易にするために、操縦性能に応じた操舵時間を認めるようにした。なお、本規定における舵面積としては、実船の平均値を下回る線とむしろ最小舵面積を考えている。したがって、現在の実船の平均

が、本規定による舵面積の1.05倍になつていることから、本規定による舵面積の1.05倍程度の舵面積を有することが、適当とも思われる。

次に、操舵馬力が A_e の1.5乗に比例し、操舵時間に反比例すると仮定すると、操舵馬力が最小となる操舵時間は次式で与えられる。ただし、 A_e は、規則による値。

$$t = 3.1 \frac{L}{V}$$

t が、28秒以下の船について操舵時間の延長を認めても意味がないから

$$t = 3.1 \frac{L}{V} \geq 28$$

即ち、 L/V の値が9以上の船に対して操舵時間の延長を認めることとした。

また、2軸1舵、1軸2舵の場合およびマリナー型の舵を除く特殊な舵の場合には、本規定をそのまま適用することに問題があると考えられるので、実船計測等の資料により操舵時間の延長を認める旨細則に規定した。

第5編に関する細則

本規則の改正に伴い細則を制定した。この細則は従来の内規を検討の上一部削除、訂正したほか、規則改正に伴い新たに制定した部分もある。その主な点は次のとおりである。

0501 規則に定めたマリナー型の舵(D型およびE型)は、ピントルの下側を固着された場合について規定している。ピントルの向によつて舵心材に生ずる曲げモーメントが異なるので、ピントルの上側を固着されたマリナー型の舵について規則の適用方法を示した。

0502 マリナー型の舵では下部舵頭材を舵心材に押込みによつて固着する方法がとられる場合があり、このような場合の結合法について規定した。なおこの場合の押入量については一義的に定めるのは困難であり、実際の押入量も大きなバラツキがあるので、今回は押入量については規定せず、設計ガイダンス(G 0501)を示すに止めた。

0515 マリナー型舵の舵心材の断面係数に算入すべき舵板の有効幅を定めた。

0517 カップリングボルトをリーマボルトとすることは従来内規で定められていたが、これを規則本文に規定した。なお水平カップリングの場合にキーを設けることは特に規定することを止めた。

G 0502 スリーブおよびブシュの厚さは規則には従来からも規定がなく、内規に参考値が記載されていた。これらの材質はリグナムバイタおよび金属のもののほか、

最近ではリグナイト等の合成樹脂のものが用いられるようになってきている。しかし合成樹脂に対する実績は未だ少く、かつブッシュ取り換え時に合成樹脂からリグナムパイタに変える場合もあるので、特に合成樹脂を区別しなかつた。スリーブおよびブッシュの厚さは、今までの実績および各社の社内基準を参考にして、設計指針とするためガイドランスを設けた。

第14編 縦 強 度

近年ますます船舶は大型化への傾向にあり、現行規則を制定した時点とは対象船が異なつてきていると思われる。事実他船級協会の縦強度規定値は、特に大型船に対して減少化の傾向にあり、本会の規定値とは若干の差があるようである。

縦強度は船体を縦曲げを受ける梁と考えた時、航行中に波浪および積荷等によつて誘起される縦曲げ応力がある許容値以内にあるよう規定したものであるが、実際上の船舶の損傷例をみると船体縦曲げ応力が高くなつたために生じた損傷は極めてまれで、むしろ局所的な船体構造に波浪外力等の力が作用して、応力集中部等で座屈またはき裂等の損傷が発生した例が多い。したがつて、損傷を減少させるためには横部材等局所的な強度を増加させ、縦曲げに対する船体断面係数を減少させても全体的な強度低下はなく、むしろ全体としてバランスのとれた合理的な構造となると考えられる。

一方、縦強度に関しては国際船級協会会議 (IACS) で統一規則を作成しようとしている。現在の IACS 案では船体横断面の最小断面係数の値を提案している。

また、最近では電子計算機の発達に伴い、波浪中の船体応答の長期的な予報理論が進歩し、かなりの精度で波浪中の縦曲げモーメントが計算できるようになつた。

これらの事実にもとづいて従来の縦強度規則の全面的な検討を行ない規則の改正を行なつた。主な改正点ならびにその要旨は次のとおりである。

第2条 本条を全面的に改正した。従来の規則と異なる主な点は次のとおりである。

(1) 従来の Z_1 , Z_2 , Z_3 を廃し、新に最小断面係数 Z_1 と波浪曲げモーメントおよび静水中曲げモーメントの両者を考慮した断面係数 Z_2 の2つに改めた。すなわち静水中曲げモーメントがある程度以下では静水中曲げモーメントに無関係に最小断面係数を定め、ある一定値以上の縦強度を保持するようにした。この最小断面係数は IACS の趣旨を尊重し、その提案を基準にして定めた。静水中曲げモーメントがある程度以上の船については、これと波浪曲げモーメント和より定まる断面係数

Z_2 を定めた。

(2) 波浪曲げモーメントは造船研究協会第90部会で研究された計算結果をもとに、これに実船例を加味して定めた。すなわち線形ストリップ法から求められた縦曲げモーメントの応答関数と ISSC の波スペクトルより線形重ね合せの理論を用い、不規則海面での波浪曲げモーメントの長期的予測を行なう。この場合曲げモーメントの基準値としては、その出現の長期の確率が 10^{-5} となるような値を選んだ。

(3) 静水中曲げモーメントは、従来の近似計算を改め計画積付状態における最大曲げモーメントを考えることにした。この計算はそれぞれの造船所等で行なうこととなるが、船殻重量およびその分布、艤装品重量、機関重量等の推定法や、電算機のプログラムによつて値が異なつてくる。計画時に正確な重量およびその分布、重心位置等を知ることはまず不可能に近く、同一の船を各造船所がそれぞれ自社の計算法で計算すれば、それぞれ異なる値が出るものと思われる。したがつて、ある一つの標準計算法を確立する必要がある。ある造船所の計算法、すなわち種々の仮定や計算方式、電算プログラム等が変らない限り、その計算法で計算した値は標準計算法と常に同じ割合の差を持つと考えられる。したがつて、本会が承認用の標準計算法を持ち予め各造船所の計算法による結果と比較し、それが標準計算法の結果と大差のないことを確認しておけば、個々の船の静水中曲げモーメントをチェックする必要はなく、承認業務の簡略化にもなり、またこの方法を推し進めることにより造船所間の差も縮まつてくる。以上のことから改正規則および細則において静水中曲げモーメントの計算法は予め本会の承認を必要とすることと規定した。個々の船に対するインプットデータおよびアウトプットデータのチェックは勿論行なわれ、電算プログラム等を変更した場合は改めて承認を必要とすることは云うまでもない。

(4) 従来の規則では腐食予備厚を差引いた板厚に対して断面係数を定めていたが、今回の改正規則では腐食予備厚込みの断面係数を規定した。従来の方法では計算がかなり面倒になり、各国船級協会も腐食予備厚を含んだものとなつているのでこれになつたものである。

(5) 断面係数を算定する場合の船の長さについては、 L_{pp} と計画夏期満喫喫水線上における長さの97%のうちいずれか小さい方の値を用いることとした。ただし、これは後に船級協会間で統一規定ができればそれにならうこととなる。

第14編に関する細則

従来の内規のうち必要なものを細則としたほか、規則

改正に伴って新に制定した。主な点は次のとおりである。

1401 旧規則第3編第1条に規定されていた L/D の制限が廃止されたので、第14編の細則として L/D がある値以上のものは断面係数を増すことを規定した。ここに示された L/D の値は従来と変わっていない。

1403 規則本文の解説に述べたように、造船所等は、静水中曲げモーメントの計算法に関し、予め本会承認を得ることを明記し、登録検査の場合、承認に必要な資料を提出するようにした。また完成時には正確な縦強度計算を行ない、この結果をローディングマニュアルに記載するようにした。

1405 縦強度に算入すべき部材の有効性について規定した。従来内規に定められていたもののほか、2列または3列の倉口を有する倉口間縦通甲板の有効性を理論計算の結果を用いて定めた。

1406 強力甲板の開口の取扱いを定めた。規則では油槽船の甲板に設ける楕円孔に対する規定のみであるので、円孔の場合や、一般貨物船に対する開口の基準を定めた。

開口の大きさは断面積の減少による縦応力の増加と、開口による応力集中の両者に対して考慮する必要がある。無限板に長径が短径の2倍以上ある楕円孔がある場合の応力集中率は2以下であり、一方円孔では3となる。しかし円孔の場合は孔壁から遠ざかると急激に応力が減少する。これらのことと他船級協会の規則を参考として開口の基準を設けた。

第24編 織装品に関する細則

従来内規として規定されていた事項を細則としたものである。なお2414は織装数が10,000を越える場合の織装品については、IACSでガイダンスが決定されたのでこれを採り入れた。

第26編 溶 接

従来第30編で規定していた鋼材は、A級鋼、B級鋼などの級別の呼び名と、また第1種、第2種のように種別ごとの呼び名をつけていたが、今回、これらを鋼材記号のみで表示することになったため、この編で関係ある鋼材の呼び名もこれに改めた。また同時に、溶接用材料も鋼材に合わせて、種別および級別ごとの呼び名から記号のみで表わすことになった。

第28編 油 槽 船

第3条第3項 IACSの決定を採り入れた。引火性ガスが密閉された区画に滞留することを防ぐためである。

第5条第3項 IACSの決定を採り入れた。非常用の排気ダクト開口の設置を義務づけた趣旨は、事故によりポンプ室に貨物油等が大量に溜まり、排気ダクト下端の開口が液面より下になつて使用不可能となつた場合でも、この非常用の開口を開けて排気を行なうことができるようにするためである。

第5条第4項 引火点が 65°C 以上の油を積む油槽船でも、ポンプ室の通風装置は、引火点が 65°C 未満の油を積む油槽船になつて設備する必要がある。また、換気回数も毎時10回以上とすることが望ましい。

第10条第2項 倉口蓋板の材質を鋼に限定せずに、ガラス強化プラスチック製ハッチカバー等を使用できるように改正した。鋼以外の材質の倉口蓋板の承認基準は細則に定めた。

第29編 鉍石運搬船

第8条 鉍石兼油槽船の取扱いに関する鋼船規則上の根拠条文を入れたものである。鉍石兼油槽船に対する特殊要求は、細則に規定した。

第9条 鉍石兼油槽船のスロップタンクに関して、IACSの決定を採り入れた。

第30編 船体構造および織装品材料

昭和46年4月に東京で開催されたIACSの理事会でかねてより審議が進められてきた船体用高張力鋼の規格の統一案が承認されたので、本会もこれを取入れるべく改正した。

統一規格の詳細については省略するが、従来規則と主として異なる点は次のとおりである。

第1章 総 則

第5条 合格材の標示

第1項第2号からF級鋼を削除した。これは第4章第1条および第7条でES鋼として取扱うことになったからである。

第3章 試 験 片

第2条および第4条で規定している1号試験片の平行部の長さおよび側撃試験片の切欠き角度をISOに合わせた。

また、今回の改正で圧延鋼材に対する曲げ試験は省略したので、第3条中、これに関する規定を削除した。

第4章 船体用圧延鋼材

第1節 通 則

第1条 一 般

本節に掲げる規定に適合しない鋼材で、特別の承認を

得て使用できる鋼材には特別の記号 S を付記することとした。この規定により従来の規則で KE と、別途に規定していた KF は今後 KES として取扱うことになった。

第4条 熱処理および温度制御圧延

KE 32 および KE 36 のように規則で焼きならしが明記されている鋼材を除いて、焼きならしの代りに温度制御圧延 (Rolling under Controlled Temperature) を行なう場合の規定を設けた。

第8条 ミルシート

ミルシートの記載事項として炭素当量と仕上がり状態を新たに設けた。ただし、製造者の option で行なう場合は記載は要求されない。

第11条 試験材の採取

鋼材、形鋼、平鋼および棒鋼における試験片の採取位置を明確にした。

第14条 再試験

従来の規則では、再試験に不合格の場合、それに属するロットは全て不合格にしていたが、今回、同一ロットに属し再試験に不合格になった鋼材以外の残りの鋼材に対する試験規定を新たに設けた。

第2節 軟鋼材

高張力鋼の規則が統一されたのに応じて、軟鋼材の条文の様式も統一規格に合わせた。

第16条 引張り試験

引張り試験で 14 A-1 号以外の試験片を用いた場合の伸びの換算式を掲げた。

第17条 衝撃試験

鋼材の厚さが小さいために規定の試験片を採取できない場合の規定を設けた。

第30.2表の備考(5)

従来は補間法により伸び値を決めていたが、これを表にした。

なお、従来の規則ではオーステナイト結晶粒度の試験があつたが、規定のアルミニウム処理を行えば、結晶粒度が5以上の細粒鋼は必然的に確保できるので、この試験は削除した。

第3節 高張力鋼材

従来の規則では、引張強さが 50 kg/mm^2 以上のものを第1種高張力鋼といい、 60 kg/mm^2 以上のものを第2種高張力鋼と呼んで、同1節で規定していたが、今回の改正で、第2種高張力鋼は第4節で調質高張力鋼として別個に規定し、第1種および第2種の呼称を廃止した。

なお、引張り強さが 50 kg/mm^2 レベルのものは、今回の改正により降伏強度により 32 kg/mm^2 以上のものと 36 kg/mm^2 以上のもの2種類に分類して規定されているが、従来の Mn-Si 系の K5A, K5D および K5E は KA 32, KD 32 および KE 32 にそれぞれ相当する。

第20条 現在高張力鋼はほとんどキルド鋼であり、セミキルド鋼は削除されることになった。

第22条 衝撃試験

(1) 統一規格では、試験片を圧延方向に平行に採取した場合と直角に採取した場合の2通りの吸収エネルギーが規定されているが、運用上の誤解を避けるため、採取位置は圧延方向と平行に採取することを原則として、鋼材の用途上必要と認める場合に限り直角方向から採取できるものとし、その規格値は細則で規定することになった。

(2) 温度制御圧延を行なつた鋼材に対する衝撃試験の省略規定を設けた。この省略の場合の基準は、従来 KB に対して行なつている程度とし、年1回代表試験を行なつて確認することにするつもりである。

(3) サブサイズの試験片に対する規定を設けた。

(4) 衝撃試験の試験温度と吸収エネルギーの値を変えた。

第4節 調質高張力鋼材

本節で規定されている鋼材は、従来の規則で第2種高張力鋼として規定されていたもので、調質(焼き入れ焼きもどし)を行なうことを前提とした鋼材である。

内容的に改正された点はないが、第30.4表の備考(1)で5号試験片を用いた場合の伸びの規格値を定めた。これは、はし切れによる伸び不足に基づく再試験が多くなることが予想されるからである。

その他、炭素当量の算式を第3節の算式に合わせた。

第5節 低温用鋼材

第32条 試験片の数

従来の規則では鋼板については各鋼板ごとに試験片を採取することになっていたが、これを鋼材ごとに改めた。

第30.5表について

表中の化学成分の Mn の含有量を第3節および第4節の鋼材に合わせた。

表の備考(1)に5号試験片における伸び値を掲げた。

表の備考(3)の炭素当量の算式を第3節および第4節に合わせた。

第8章 チェーン

第11条 第3種チェーンリンクの機械的試験

溶接される第3種チェーンについては、国際的に溶接部からも衝撃試験を行なうことになり、これに対する規定を設けた。

第43編 ばら積貨物船

ビルジホッパーおよびトップサイドタンクを有するいわゆる「ばら積貨物船」型の構造様式の船に対する承認基準としては、昭和41年1月に「撒積貨物船内規」を制定し、同年3月からこの内規により実施している。

今回新たに、鋼船規則第43編として制定されたばら積貨物船規則は、この撒積貨物船内規をもとにして、現在までのこの内規の実施状況を勘案し、最近における技術の進展をも考慮して、まとめたものである。

以下に、各条ごとに、必要な解説を述べる。

第1節 総 則

第1条 適 用

本規則は、ばら積貨物船として登録を受けようとする船の構造および艦装について定めたものであり、本編で規定するもののほかは、鋼船の構造および艦装に関する一般規則を適用する。本編の規定は、 L が100m以上250m以下の第3項に規定する普通の船型、構造をもつた船に適用するものであり、これ以外の大型または従来の構造と異なつたばら積貨物船に対しては、別途考慮しなければならない。

第3条 直接強度計算

本条文は、最近特に要望が高まつてきた Direct Calculation による図面承認に対し、その根拠となる条文を設けたものである。その実施に際しては、本会が開発した「バルクキャリア構造解析プログラム」を使用することとしている。また、このプログラムで計算する場合の荷重条件および計算結果の承認判定基準については、現在検討中であるが、その基本となる方針は、従来無事に就航している実船と同等以上の強度を確保することである。

第4条 最小厚さ

二重底、ホッパータンク、トップサイドタンク、舷側タンク、ホールダタンク等における内底板、隔壁板、肋板、各種の桁およびその端部肘板の厚さに対しては、船の長さに応じて決まる最小厚さの規定を設けた。なお、ここに規定する最小厚さは、第28編油槽船において規定している最小厚さと同様である。

第2節 二重底構造

二重底構造に関しては、二重底パネルを船側および横隔壁で囲まれた等方性と考へ、このパネルに倉内荷重および水圧による横荷重が一様に作用する場合の曲げおよ

び剪断強度を検討して、各構造部材の寸法を規定した。また、各部材に対する局部強度からの寸法も規定した。

第5条 船首船底補強部に対する補足、貨物の比重 γ および二重底パネルの船側における支持条件を表わす係数 k の規定をまとめて通則とした。この係数 k は貨物倉の長さ、二重底の曲げ剛性およびホッパーの振り剛性により定まるもので、 $k=\infty$ が船側で支持の状態、 $k=0$ が船側で固定の状態を表わす。一般に $k=\infty$ は一般貨物船、 $k=0$ は鉱石船の場合に相当すると思われるが、ばら積貨物船では船側における大きなビルジホッパーの影響により弾性支持の状態であろうと考えられる。

第6条 側桁板の心距は、旧内規の規定では他の船級規則と比較して一般に広くなつており、また肋板の心距に比べてかなり広い。しかし、大型船になる程、 B/l_n (B は船の幅、 l_n は船倉の長さ) の値は大となり、肋板よりも縦桁の支える荷重の方が大となる可能性が多い。したがつて、貨物の比重 γ が大となるときには、縦桁の心距も肋板と同程度にする必要があると思われる。このような理由から縦桁の心距としては、 $\gamma=0.7$ で一般規則の4.6mに合わせ、 $\gamma=2.0$ で肋板の minimum の心距(第7条参照)である2.5mとなるように、 γ をパラメータとした算式で規定した。また、満載状態で空倉となる船倉では3.5mとした。

中心線桁板の高さを決定する要素としては、二重底パネルを構成する船倉の長さ (l_n)、幅 (B)、荷重 (d) が考えられるので、中心線桁板の高さの算式として $C\sqrt{l_n B d}$ を仮定し、この係数 C は二重底構造を等方性板と考へてその曲げ強度を検討することにより求めた。算式中のパラメータとしては、個々の船倉の長さ l_n の代わりに平均の船倉の長さ L_n/m (L_n は貨物倉区域の全長 (m)、 m はその区域に含まれる船倉の数) を、また、 d の代わりに D を用いることとした。これは、中心線桁板の高さが設計上変動し易いパラメータによつて容易に左右されないようにとの考慮によるものである。このようにして前述の係数 C を調整の結果、15.0の値が得られた。 B に比して船倉の長さが大きくなると撓み大きくなるので、このような船では撓みについては十分な考慮を払う必要があると考えられる。

中心線桁板および側桁板の寸法については、有効断面積および板厚の両面から規定した。まず、有効断面積の規定は、二重底パネルに倉内荷重または船底水圧が横荷重として作用したときの剪断強度より規定した。この場合、縦桁に作用する剪断力分布は、船倉の長さ方向に対しては横隔壁の位置で最大となる直線分布とし、船倉の幅方向に対しては、船体中心線で1、船側で0.5の割

り合いと仮定してその間を放物線分布としている。このように剪断力分布を仮定して、有効断面積の算式を縦桁の位置の関数として表わしている。また、横隔壁の位置における支持条件は前後船倉の積付状態およびパネルの縦横比によつて異なり、船側における支持条件もビルジホップの形状やパネルの縦横比によつて異なるので、これらの影響をすべて係数として算式に導入した。次に板厚に対する規定は、桁板の船底外板、内底板、肋板、または防撓材で囲まれた部分を四辺固定の長方形板と考え、これに一樣な剪断または圧縮が作用したときの座屈強度を検討して求めたものである。この場合、前者に必要な板厚は後者に必要な板厚でカバーされ、規定のような式が得られた。

縦桁の横隔壁近傍で剪断力が大きくなる場合は、有効断面積の規定により定まる板厚は船倉中央部に比べて、かなり大きくなる場合である。しかしこの横隔壁の近傍における縦桁の間に、適当な厚さの側桁板を設けると、これは剪断に対しては有効に働くと考えられるので、この側桁板で受けもつ剪断力の分だけ規定の有効断面積の要求値を緩和してもよいと思われる。このような理由から、第5項で規定される範囲に、適当な厚さの部分中間側桁板を設けた場合には、その断面積の70%が剪断に対して有効なものとして、その35%ずつを両側の側桁板の有効断面積に算入してもよい旨規定した。なお、この70%という数字に対しては、今後、Direct Calculationにより妥当性を検討してゆくつもりである。

ダクトキールを設ける場合、その間隔を広くするのは二重底の強度上好ましくないと考えられるので、他の船級協会の規定も参考にしてなるべく1.8mを越えないものとした。また、ダクトキール間の横強度の連続性については十分考慮しなければならない旨規定した。

第7項の規定は、従来、二重底タンクの水頭が大きくなつた場合に、水密側桁板の立て防撓材のスニップした上下端付近に、座屈やクラックによる損傷が多く見られるので、これに対処するために設けたものである。

第7条 肋板の心距は、縦桁の心距の規定と同様に貨物の比重 r の関数で規定した。この場合、 $r=0.7$ で一般貨物船の規定による値3.65mに合わせ、 $r=1.1$ で2.5mとなるように算式を求めた。また、満載状態で空倉となる船倉では2.5mと規定し、 $r=1.1$ 以上の場合も2.5mとして差しつかえないものとした。

肋板の寸法については、有効断面積および板厚についての規定を設けた。有効断面積は、縦桁の場合と同様に二重底パネルに倉内荷重または船底水圧が横荷重として作用したときの剪断強度より規定した。肋板に作用する

剪断力の分布は、船の長さ方向に対しては船倉の中央部で1.0横隔壁の位置で0.5の割り合いと仮定してその間を放物線分布としている。また、船の幅方向では、ビルジホップの内端で最大となる直線分布を仮定している。このような仮定のもとに、有効断面積の算式を肋板の船倉内における位置の関数として規定した。また、船側の支持条件による影響を係数の形で算式に導入している。

板厚に対する規定は、船底外板、内底板および防撓材で囲まれた肋板の長方形パネルを考えこのパネルを周辺固定としたときの剪断座屈強度から検討した。また、肋板には一般に大きなスロットおよび開口があり、これらを補強していない場合にはこの影響によつて剪断座屈応力はかなり低下すると考えられるので、このような場合には増厚を要求することにした。これに対する規定は、第28編の規定を準用している。縦桁の場合と同様に、剪断力の大きいビルジホップ内端付近の肋板の間に、適当な厚さの部分中間肋板を設ける場合には、これが剪断に対して有効に働き、この部分中間肋板で受けもつ剪断力の分だけ規定の有効断面積に対する要求値を緩和してもよいと考えられるので、これについての規定を第4項として設けた。この場合、縦桁と同様に部分中間肋板の断面積の70%が剪断に対して有効であると仮定している。

第8条 内底板の厚さは、二重底パネルに倉内荷重または船底水圧が横荷重として作用したときの曲げ強度と、さらに倉内荷重による内底板の局所的な強度とから検討した。本条の規定の第2の算式は、これらのうち局部強度上必要な板厚の算式である。肋板および縦肋骨により囲まれた内底板の小パネルを周辺固定の長方形板と考え、これに一樣な垂直分布荷重および縦曲げまたは二重底パネル全体の曲げによる軸方向応力が作用するとき、最初に塑性関節ができる状態に対し、ある一定の安全率を有するという条件から板厚を求めた。

すなわち、応力として縦曲げによるものおよび貨物倉の横荷重によるものの代数和を考え、倉内荷重としてはクーロンの土圧理論より $p=rh \times 10^{-3}$ kg/mm² (h は m)を採用した。この場合少くとも第7編二重底の規定による値を満足するよう算式を若干修正している。

本条の規定の第1の算式は、二重底パネルの曲げ強度上必要な板厚の算式である。この算式には、貨物の積付状態、二重底パネルの縦横比によつて決まる横隔壁位置での支持条件、二重底の曲げ剛性とビルジホップの形状等によつて決まる船側の位置での支持条件による影響を係数として導入している。

内張板を張らない倉口直下の内底板では、貨物積載時の影響を受けやすいと考えられるので、増厚を要求する

ことにした。その値は、他の船級協会の規定による値との関連も考慮して 2 mm とした。また、クラブ等の機械的装置により常時荷役をする船では、内張板を張らない場合には、やはり摩耗を受けやすい状態にあると思われるので、全体強度より規定される厚さおよび局部強度より規定される厚さの両方に対して 2.5 mm の増厚を要求した。ただし、この規定を適用する場合には、内張板を張らない倉口直下の内底板に対する規定は適用しなくてもよいことにした。

第 9 条 内底縦肋骨の断面係数については、strut のない場合には、主として塑性設計的な解析法により考察し、併せて弾性計算法により強度および座屈について検討した。また、肋板の心距を 3.65 m 以下とするときは規定の寸法を有する縦肋骨は縦曲げによる圧縮座屈に対しても十分と考えられる。なお、strut のある場合には、塑性設計的な解析を行なった結果、一般貨物船の場合の規定による係数をとれば満足されることがわかつたので、この係数を用いて strut のない場合の規定の算式を準用することにした。

肋板間の距離が 2.5 m を越える場合には、その中間に形鋼支柱を設けてもよいことにした。これに対して、一般規則では、肋板間の距離が 2.5 m を越える場合はその中間に必ず形鋼支柱を設けなければならないという規定になつている。これは、ばら積貨物船では、一般に、一般貨物船よりも貨物の比重が大きいため、固着部の溶接が破断したような場合、形鋼支柱が内底板を突き抜ける危険性もあり、比重の大きい貨物を積載するばら積貨物船ではこの形鋼支柱を設ける事は、強度上からはあまり好ましくないと思われるので、前記のような表現にした。

この形鋼支柱の断面積についての規定は、第 7 編第 26 第 2 項の規定を準用したものである。これは、倉内荷重と船底水圧とによる圧縮を考慮して定めたものである。また二重底が高くなる場合には、この形鋼支柱のスパンも長くなるので座屈に対して十分に注意しなければならない旨規定した。

第 10 条 横隔壁下部ストゥール内の二重底構造に対しては、内底板や縦部材は前後船倉内のものを適当に延長して結合し、肋板は船倉内のものと同等以上のものを設けることにより、船倉内との強度の連続性を十分に持たせなければならない旨規定した。

第 3 節 ビルジホッパ

第 11 条 ビルジホッパタンクの区画、ビルジホッパの前後端についての規定およびビルジホッパが深水タンクとなる場合の規定をまとめて通則とした。ビルジホッパ

タンクの区画は、横強度の連続性および何らかの事故によつてビルジホッパタンクに浸水が起つた場合、その被害が他の区画には及ばないようにする配慮からなるべく船の区画と一致させることを規定した。ビルジホッパが深水タンクとなる場合は、タンク内の構造部材の寸法は第 13 編の規定による値以上としなければならない旨規定した。

第 12 条 ビルジホッパの斜板の厚さは、斜板の防撓材で囲まれた部分の長方形板をとりだし、これに倉分荷重および船体の縦曲げによる軸力が作用する場合を考慮して規定した。一般に、横荷重と軸力を受ける板の厚さは、第 8 条で説明した内底板と同じ考え方によつた。この場合ビルジホッパの斜板の傾斜の度合いによつて異なる横荷重の大きさによつて決まってくるが、ホッパの水平面に対する船倉に面しない側の傾角 β が 40° 以下の場合には、クローンの土圧係数 K が 1.0 となることから、内底板の規定における係数に等しくとることにした。また、 β が 80° 以上の場合には、現行の第 29 編の横隔壁板の厚さに対する規定と考え方が同じになるように決めた。

第 13 条 ビルジホッパの斜板に設けられる縦防撓材の断面係数は、縦肋骨を桁の位置で固定された梁と考え、これに横荷重と縦曲げによる軸力が作用したときの強度を検討することにより規定した。斜板の厚さの場合と同様に、ホッパーの傾斜角による土圧の変化の影響を係数 C の中に含めている。 β が 40° 以下の場合には土圧係数 K は 1.0 となるので、この場合は、内底縦肋骨の規定における算式と同じにした。

β が 80° 以上の場合には、前述のような荷重を受けるビルジホッパの縦防撓材に対する断面係数は、strut を設けない場合の内底縦肋骨と同様の考え方を用いた。

斜板の防撓材を、横防撓材とする場合には、この横防撓材の断面係数は、縦防撓材の場合の式を防撓材の両端の固着方法による修正を行なつて準用することにした。また、横防撓材の場合には、船体の縦曲げによる軸力は作用しないが、ビルジホッパの変形による軸力が作用すると思われるので、縦防撓材の場合と同様軸力を考慮している。

ビルジホッパ内の船底縦肋骨と船側縦肋骨は一般規則を準用し、船底湾曲部の縦肋骨は油槽船に対する規則と同じ考え方によることにした。

第 14 条 ビルジホッパ内には、各肋板の位置に防撓材または膜板を設けなければならないが、このうち、斜板に設けられる防撓材の深さは、桁の撓みのある程度以下に抑えることと、縦防撓材を貫通するためスロットに

よる切欠きに対して十分な深さとするという二つの観点から規定した。この斜板に設けられる防撓桁のウェブの厚さは、ウェブの剪断および圧縮に対する座屈強度と倉内荷重に対する剪断強度の検討により規定した。

ビルジホップ内の船底および船側における防撓桁の寸法は、第13編の規定を準用することにした。

また、桁板または膜板には、防撓材や倒止肘板を設けて十分な強度をもたせなければならない旨規定した。

第4節 トップサイドタンク

第15条 トップサイドタンクの区画、トップサイドタンクの前後端の連続性、トップサイドタンク内の構造部材の minimum の寸法および縦防撓材の形状についての各規定を通則としてまとめた。区画については、ビルジホップタンクの区画の規定と同じ理由でなるべく船の区画に一致させることにした。また、トップサイドタンクはバラストタンクとして使用する場合が非常に多く、したがってその構造部材の寸法は少なくとも deep tank しての寸法を満足しなければならないのでこの旨規定した。縦防撓材に用いる平鋼は、座屈や横倒れ等に対して十分な強度を有するようその深さと厚さの比を15以下とし、また強力甲板に近い縦防撓材には、船体の縦曲げにより大きな圧縮応力が作用するので、座屈に対して十分な強度を有するようその細長比をなるべく60を越えないものとするにすることにした。

第16条 トップサイドタンクの斜板の厚さは、内底板の規定における考え方と同様に、防撓材で囲まれた部分の長方形板を考え、これに横荷重および船体の縦曲げによる軸力が作用する場合の強度を検討することにより規定した。

第17条 トップサイドタンクの斜板に設けられる縦防撓材の断面係数については、ビルジホップの縦防撓材における考え方を準用して規定した。

斜板の防撓材を横防撓材とする場合には、この横防撓材の断面係数は、縦防撓材に対する規定を準用して求めることにした。ただし、両端の固着方法に応じて係数の値を修正して用いることにした。また、横防撓材の場合には船体の縦曲げによる軸力は作用しないが、トップサイドタンクの変形による軸力が作用すると思われるので、縦防撓材と同様軸力の影響を考慮した。

第18条 トップサイドタンク内に設けられる縦通梁の断面係数に対しては、斜板の防撓材に対する考え方と同様の考え方により規定した。ただし、荷重 h としては、タンク内水圧として船体傾斜時を考慮したタンクの半幅 (m) をとることとし、さらに甲板上面からの荷重として第16編第16.2表(Ⅱ)の算式によるものの70%

の値を考慮することにした。また、船首より $0.15L$ の箇所と船首隔壁との間ではテーパを認めて算式の係数を15%減とした。ただし、甲板上面からの荷重は第16編第16.2表(Ⅰ)の算式によるものの70%とした。

第19条 トップサイドタンク内の船側縦肋骨の断面係数は、第8編第2章第14条第1項の規定における一般貨物船の船側縦肋骨に対する規定を準用することにした。ただし、船体傾斜時を考慮したタンクの半幅 (m) を荷重 h の minimum の値とした。トップサイドタンク内に船側横肋骨を設ける場合は、その断面係数の算式は、船側縦肋骨の規定の算式において、横肋骨の両端の肘板固着による係数の修正と、軸力の控除を行なつたものを用いることにした。

第20条 トップサイドタンク内には、防撓材または膜板を設けなければならないが、桁の深さは、ビルジホップの斜板に設けられる防撓材の場合と同様に、桁の撓みのある程度以下に抑えることと、縦防撓材を貫通するためのスロットによる切欠きに対して十分な深さとするという二つの観点から規定した。

防撓材のウェブの厚さは、ビルジホップの斜板の防撓材と同様に、剪断および圧縮に対する座屈強度と横荷重に対する剪断強度の検討により規定した。

また、桁板または膜板には、防撓材や倒止肘板を設けて十分な強度をもたせなければならない旨規定した。

第21条 船型が大型化してくるにつれて、トップサイドタンクも大きくなっていくが、この様な場合には、トップサイドタンクの構造は強度上十分注意しなければならないと思われる。従つて、トップサイドタンクが大きな場合には、その幅のほぼ中央に縦通ダイヤフラムを設けるなど特別な考慮を払わねばならない旨規定した。

前記の縦通ダイヤフラムの厚さは、船体の縦曲げによる圧縮座屈に対する強度を検討して求めた。この場合に、縦通ダイヤフラムの上方と下方では、船体の中性軸からの距離がかなり異なるので下方の部分では縦曲げによる圧縮応力が小さくなり、したがって板厚も小さくしてよいと思われる。このようなことから、板厚算式としては、中性軸からの距離によつて板厚を変えることができるように考慮した。

縦通ダイヤフラムの縦防撓材については、深さの規定のみを設けた。これは油槽船規則における規定を準用した。また、縦通ダイヤフラムに横防撓材を設ける場合は、縦通ダイヤフラムの厚さは座屈に対して十分な強度をもつものとし、横防撓材の寸法は縦防撓材の場合と同等の強度を有するものとした。

第5節 横隔壁およびストウール

第22条 横隔壁の隔壁板の厚さは、 r があまり大きくない時はターロンの土圧論によると、壁面の傾斜が90°の場合には土圧係数 K が小さくなるため、水密隔壁板に対する規定による板厚でカバーされるので、第12編の規定をそのまま準用することにした。また、貨物の比重 γ が1.5以上となる場合には1mmの増厚を要求した。

第23条 隔壁防撓材の断面係数は、strutを設けない場合の内底縦肋骨の考え方を準用して規定した。

第24条 隔壁を波型とする場合には、その各部材寸法は第12編の規定による値と同等以上のものとしなければならないとした。

第25条 横隔壁下部ストウールの斜板の厚さは、第12条第1項のビルジホップの斜板の厚さの算式に軸力の控除を行なつたもの(係数 C を10%減とする)を準用することにした。また貨物の比重 γ が1.5以上の船倉では1mmの増厚を要求した。

この斜板に設けられる水平防撓材の断面係数も第13条第1項のビルジホップの斜板に設けられる縦防撓材に対する規定の算式に軸力の控除を行なつたもの(係数 C を10%減とする)を準用することにした。またこの防撓材を立て防撓材とする場合には、その断面係数は第13条第2項のビルジホップの斜板に設けられる横防撓材の規定をそのまま準用した。この立て防撓材の場合にはストウールの変形による軸力が作用すると考えられるので、ビルジホップの斜板の横防撓材と同様に軸力を考慮している。

下部ストウール内には、二重底内の中心線桁板および側桁板の位置に防撓桁を設けなければならないが、その防撓桁の寸法は第14条のビルジホップ内の防撓桁の規定を準用することにした。この防撓桁は船倉に液体や重い貨物を積む場合には、膜板構造とするなど剪断に対して十分な強度をもつものとしなければならないとした。

横隔壁上部ストウールの構造部材の寸法は、第12編の規定を準用することにした。

第6節 倉内肋骨

第26条 倉内肋骨の断面係数は、肋骨の上端がトップサイドタンクの下部で固定され、下端はビルジホップの回転によつて回転と変位が与えられるものとし、船側から水圧が作用するときの曲げ強度を検討することにより規定した。また積付倉では船側からの水圧と倉内の荷重による圧力が互いに打消し合う方向に作用することを考慮して算定式の係数を若干緩和することにした。

倉内肋骨の上下の固着部付近では、剪断力が非常に大きくなるのでウェブの厚さは剪断に対して十分なものと

しなければならない旨規定した。また、比重の特に大きい貨物を積載する船倉では、倉内肋骨の寸法を一律に適当に増すなど、強度上十分な考慮を払わなければならないものとした。

第27条 肋骨の上下端の固着部分における構造は、強度の連続性や応力集中等を考慮して十分注意しなければならない旨規定した。

第7節 甲板、外板、その他

第28条 トップサイドタンクを設けない部分における甲板口側線外甲板の断面積は、縦強度の連続性を考慮して定めなければならない旨規定した。

第29条 倉口端縁材は、できるだけトップサイドタンク内の防撓桁の位置に設けるものとし、これができない場合には、倉口端縁材とトップサイドタンクとの固着部の連続性を十分に考慮した構造としなければならない旨規定した。

ばら積貨物船では、一般に二重底部は比較的十分な強度を持っているのに比べて、甲板口側線内甲板は比較的剛性の弱い構造となつている。さらに船型の大型化につれて船倉の長さが従来に船比で長くなり、荷役上の要請によつて倉口が大きくなると、この部分の甲板の長さが制限されてくるので、かなりきびしい状態におかれていると考えられる。このような甲板口側線内甲板には、二重底および船側構匠を介して伝えられる倉内荷重による圧縮力、船側水圧による圧縮力、甲板荷重によるトップサイドタンクの変形による圧縮力、船体縦曲げにより生ずる圧縮力等が作用しており、このためにこの甲板口側線内甲板にはしばしば座屈損傷例がみられた。この種の損傷はすべて甲板口側線甲板が縦式構造の船に起つている。したがつて、このような座屈損傷を防止するためには、甲板の板厚を上げるか、梁の心距を狭くすればよいことは当然であるが、特に長倉口船では甲板口側線内甲板梁の配置を横置式とすることが不可欠であると思われる。以上のことから、本条文において、甲板口側線内甲板は横式構造とすることを推奨した。また、やむを得ず縦式構造とする場合は、座屈に対して十分注意しなければならない旨規定し、この場合の板厚算式を細則にて規定することにした。

第30条 船側外板の厚さは、一般規則における第15編の規定を準用することにした。ただし、ばら積貨物船では、横隔壁の前後の船倉において積付倉と空倉が隣接する様な積付けを行なう場合があるが、このような場合は、二重底にかかる荷重のうち何割かが縦桁を介して横隔壁に伝えられる。従つて、外板に加わる剪断力は船体を一本の梁として計算したものを修正することができる

と考えられる。

この様な考え方から、上記のような積付けをする場合には、第15編の外板の厚さの算式の中で剪断力から規定の板厚を算定する式を用いる場合に、この剪断力の大きさを修正して計算してよいことにした。ただし、修正しうる剪断力は、静水中の当該船倉の二重底に作用する横荷重のみである。

第31条 貨物倉の二重底部の船底外板の厚さは、一般規則の第15編第6条の規定の算式によるものとし、さらに、二重底パネルの曲げ強度を考慮して、本編の第8条第1項の内底板の厚さに対する算式のうち、二重底パネルの曲げ強度の検討より得られた第1の算式にもよらなければならないものとした。

第32条 排水装置一般についての規定を、第29編の鉛石船の場合の規定に準じて設けた。

第33条 石炭の運搬を目的とする船では、粉じんによる爆発の危険性があるので、他の区画との間の気密性や船倉内の換気等に対しては十分考慮しなければならない旨規定した。

第8節 船倉に液体を積載する場合に対する補足

第34条 ばら積貨物船に液体を積載する場合を一般的に通則として規定した。まず、船倉に貨物油を積む場合には、本編の規定のほかに、油槽船として関連する規定にも適合しなくてはならないものとした。船倉にバラストを積載する場合には、この船倉は、本編の規定のほかに第13編の深水タンクの規定にもよらなければならないものとした。また、Homogeneous Loadingのみをするような船では、船倉にバラストを積載する場合の方が、二重底構造に対しては severe な荷重条件となることもあり得るので、このような場合には、各船倉の二重底構造部材の寸法は、本会の適当と認めるところによらなければならない。旨規定した。

第35条 ばら積貨物船のバラストタンク（兼用ホールも含む）内の構造部材に、しばしば損傷が生じているが、これは、船型の大型化によつて、倉内の液体の運動による圧力がかなり大きなものとなつてゐる事を示しているものと思われる。ばら積貨物船においても、油槽船規則における細則の規定を準用して、貨物油またはバラストを積載する船倉の構造部材の寸法は、その算式における荷重水頭にさらに動揺による影響を考慮した値を加えて算定しなければならないものとした。ただし、この細則を準用するにあたり、タンクの幅 b_1 としては、ばら積貨物船ではトップサイドタンクとビルジホップがあるため、この影響を考慮して $\frac{2}{3}B$ とすることにした。

第36条 船倉に液体を半載する場合には、液体の縦揺れおよび横揺れの固有周期が、それぞれ船体の縦揺れおよび横揺れ周期と同調する場合があります。このとき、同調時の衝撃荷重によつて、トップサイドタンク斜板下部付近に損傷が発生している例がある。さらに、船型の大型化につれて、タンク幅も大きくなつていくが、この衝撃荷重もタンク幅に比例して大きくなることが示されている。このようなことから、船倉に貨物油を積載する場合には、できるだけ半載をさけて満載とし、やむを得ず半載とする時は、貨物油の動揺周期と船体の固有周期と同調しないように十分注意しなければならない旨規定した。また、同調が避けられない場合は、横隔壁やトップサイドタンクの構造部材の寸法は、同調時の衝撃荷重に対して十分な強度をもつものでなければならないとした。なお、バラストを船倉に積載する場合には Full or Empty とするのが原則と考えている。

第35編（軸系関係）改正について

今回鋼船規則第35編が改正されたが（昭和46年12月1日実施）、その要旨を紹介する。

旧規則における第1種のプロペラ軸の抜き出し検査の間隔は3年となつてゐるが、より精密かつ充実した検査手段を講ずることによつて、この検査間隔を延長することができると考えられる。

この改正規則は、軸径が200mm以上の第1種のプロペラ軸について、抜き出し検査の間隔を、原則として、現行どおりに3年とし、別に定める精密な検査およびプロペラの取付け条件の確認試験に適合したものについてのみ、この間隔を4年とすることをはかつたものである。ちなみに、これまでの損傷実態集計および損傷解析からみても、精密な検査手段を講ずる条件において、この検査間隔の延長が信頼性の低下とならないことが裏付けられていることのほか、諸外国の船級協会の規則でも、この間隔を4年としているものが多い。

この改正規則の要旨は、軸の検査間隔の延長規定の新設と、これに関連して、プロペラの取付け関係規定を設けたことであり、このほか、一部の規定の改正をもはかつたものである。

第2章 軸系装置

第2条1. (1)の提出図面に船尾管と軸継手を追加した。船尾管については、これまでの一体型鋳物構造を廃止して、スタンプブッシュをスタンプフレームに直接挿入するもの、あるいは、鋼板溶接構造としたものなど、種々の改造が行なわれており、各船ごとの設計の相違を知るために、図面の提出を追加した。また、軸継手につい

ては、軸に圧延降鋼を採用した場合とか、可変ピッチプロペラ用の軸の場合のように、組立型継手を使用する場合が多々あり、これは軸の一部のみならずのものであるため、図面の提出を要することとした。

第4条 第1編第7章第4条1の条文との関連において、「船尾管内にある中間軸」を「船尾管軸」と呼称した。

第9条1. プロペラのプロペラ軸への取り付け方法として、可変ピッチプロペラのようにボルト締め方式のものがあるので、これを明文化した。また、圧入による取り付けに対しては、その圧入部のこう配を、実縦のほか、押込み量の規定を新設することおよびすべりに対する安全性の観点から1/10以下に定めた。

2. これまでのキーに対する規定をとりまとめたものである。なお、キーの設計に際して、トルクの伝達をキーのみに依存すると、トルク変動によつてプロペラ軸のキー溝底のすみに軸方向のき裂を招くことになる。これは、軸とプロペラボスとキーとの三者の完全なすり合せが不可能なことによるものであり、結果として、どうしても十分な圧入が必要となる。すなわち、キーの設計に当つては、プロペラの押込みによる摩擦力をトルク伝達の主体とし、キーをその安全装置と考える方が好ましいことを考慮に入れておく必要がある。

3. キー溝に関する現行規定と同一である。

4. プロペラ軸のキー溝船首端部の丸味加工（スプーン形式の採用など）を追加規定した。これは、キー溝の船首端の角隅が鋭角の場合に、ここから、ねじり振動応力による45°方向のき裂の発生することがあるので、その対策として設けた規定である。

5. 第7条2および3項と重複するところがあるが、新第3章第6条1項との関連において設けたものである。

6. 第1編第7章第4条2項の新設に関連して設けた規定である。

7. プロペラとプロペラ軸とをボルト締めて取付ける場合に対し、1項の新設と関連して設けた規定である。

第3章 プロペラ

第6条 旧第6条の1項は、プロペラとプロペラ軸スリーブ船尾端との間の水密を規定したものであるが、条文が明確でなく、また現在、この種の構造のものは皆無に近く、より確実な水密構造が採用されているので、旧条文を廃止した。なお、これに関連する条文は、第2章第9条5項に移行した。

新設した2および3項は、第1編第7章第4条2項に関連して設けたものである。

2. プロペラのトルク伝達手段として、プロペラとプロペラ軸との摩擦力を主体に考え押込み量の規定を設けた。ちなみに、キーは変動トルクや衝撃トルクに対する安全装置とみなした考え方を取り入れた。一方、押込み量の上限は、ボスのフープストレスの観点から限界を定めているので、この上限値に近い押込みを行なうことは、それだけ変動トルクや衝撃トルクに対する安全率が増すことになる。したがって、設計に際して、キーの強度とプロペラの押込み量との関係を考慮するならば、押込み量を上限値に近づけるほどキーの負担力を下げることができるほか、キーを必要としない場合もある。

このプロペラの押込み量の規則や細則の諸計算式の誘導については、ここでは省略する。

なお、このプロペラの押込み計算は所定の用紙を用いることとした。

3. 2項に規定した規定押込み量内にプロペラが実際に取付けられていることを確認するために、この規定を設けた。なお、この押込みの記録は所定の用紙を用いることとした。

旧第8条を第9条として、新たに第8条を設けた。

第8条 1. プロペラの押込み時に、ボス船首端の鋭角によつて、プロペラ軸の表面に組織の流れが少しでも生じないように、また応力集中の緩和をもはかつて、この鋭角部に丸味を設けることを規定した。

2. ボスの火焰加熱に基づく残留引張り応力に起因して応力腐食割れを生じたと考えられる例がかなり散発しているので直接高温加熱を禁止した。この損傷は、耐応力腐食割れに劣性な高力黄銅鑄物に特有な現象ではあるけれども、その他の材料についても、ボスを高温加熱することは、押込みによつて生じているフープストレスを解放してしまうことになり、永久歪を生じて、次の押込み量の基準点が移動するばかりでなく、非技術的手段と考えられるので、すべての材料に適用することとした。

備考

プロペラの静的つり合試験については、これまで、その許容値が定められていなかったが今回の規則改正に関連して新たに細則にその許容値を規定した。この値は、ISO や（財）船用工業会の製造事業場検査技術向上委員会のとりのまとめた「プロペラ検査基準」に準拠したものである。

日本造船研究協会の昭和46年度研究 業務について(4)

(社)日本造船研究協会
研 究 部

SR 112 機関およびプロペラの起振力と船体振動の応答に関する研究

部会長 熊井 豊二氏

複雑な船の振動を解明し有効な防振対策を確立するためには、各種起振力と船体振動の応答との相関関係を明らかにする必要がある。

そこで、本研究は4カ年計画で、船体振動の総合的特性の把握、機関台、機関架橋および軸系の振動の解明および振動感覚の調査解析を行なおうとするもので、46年度は次の研究を実施した。

(1) 船体振動の総合的特性に関する研究

船体振動の総合的特性を知るための実船試験は昭和45年度に鯨石運搬船神和丸について行なわれ、ぼう大な量の試験データが得られた。この試験によるデータのうち、アナログ記録データについて、アナログ型データ解析装置、データ処理用小型デジタル電子計算機等を用いてRPMトラッキング分析、次数比分析、相関解析、スペクトル解析等の解析を行なった。

(a) 波浪外力とWhipping

最近の大型船で特に顕著といわれる波浪中の船体振動の性状を把握するため、船体各部に設けた振動計、水圧計、および歪計の計測データにより、海象、船体運動、波浪外力および波浪中振動との関連、振動時の船体部の動的応力、振動振幅との関係、衝撃の水圧などを自己相関関数、パワースペクトル密度、その他により解析した。

(b) 船体高次振動および局部振動との関連

航海中の船体に生じる高次振動およびプロペラ起振力の性状を把握するため、船体および軸系に設けた振動計、水圧計および歪計の計測データにより軸振動、プロペラベアリングフォース、プロペラ変動水圧、船体振動等を共振曲線、周波数解析等を介して検討し、起振力と船体振動および局部振動との関連などを考察した。

(c) 局部振動による振動応力

船体を構成するトランスバースリング、ホリゾンタルガーダなどのいわゆる大骨材に発生する亀裂損傷の一因になるといわれる局部振動による振動応力の性状を把握するために、これら各局部構造の要所に配置された歪計の計測データにより次数比分析、

共振曲線等を通して、局部振動応力および主船体との関連などを解析した。

また、デジタル記録データについては、フーリエ解析および各種統計解析等の処理を行なえる電子計算機プログラムを作成した。

(i) 磁気テープのエラーチェックとデータ交換

(ii) データの前処理

欠損データ補間、算術平均減算、移動平均操作、ドリフト修正

(iii) フーリエ解析

データ数が偶数個の場合、データ数が奇数個の場合、高速フーリエ変換

(iv) スペクトル解析

自己相関関数、パワースペクトル密度、分散、経過頻度、相互相関関数、クロススペクトル密度、周波数応答関数

(v) 頻度解析

(vi) 累積エネルギー密度

(vii) 補正計算

位相補正、振幅補正。

(2) 機関台、機関架橋および軸系の振動に関する研究

(a) 機械インピーダンスによる架橋二重底の振動解析

機械インピーダンス計測装置を用いて、架橋頂部、基部のインピーダンスおよび二重底のインピーダンスを測定し、両者を結合した場合の各部のインピーダンスを計算により求める手法を確立するため、まず、予備実験として平板の組合せによる直列結合の架橋二重底模型使用の実験および1/10縮尺の架橋模型と二重底模型の実験を行なった後、架橋模型を模型船に搭載した場合の実験を行なった結果、次が明らかとなった。

1) 直列結合架橋・二重底模型実験では、架橋板については対称性が完全に保たれたデータもあるもので、モデルの非対称性は全くないものと考えられる。また、計測データの非対称性が両端固定とした二重底板には全く見られず、自由とした架橋板のみに認められ、これはモデルの剛体運動の成分に影響されていると推定される。

2) 架橋模型と模型船(15,000T貨物船1/10縮尺)

の実験では、実験値と計算値の比較において満足な結果が得られなかった。この原因としては、加振方法の問題、架構模型を Free-Free にする問題等が考えられる。

船居住性の関係についてある程度の傾向を把握する目安を得ることができた。

(研究資料 No. 147)

SR 113 船用ディーゼル機関の故障防止対策に関する研究

部会長 藤田 秀雄氏

- (b) ディーゼル船機関架台—架構系の振動応答解析
標準機関の起振機実験結果を用いて機関架構および二重底のモデル化を行ない、機関架構・二重底連成振動系の固有振動数を計算して定数を決定した。次に、起振機実験を行なった他の数船について機関架構・二重底の連成振動数の計算を行ない、実験結果と比較したところ架構 X 形振動においてよく一致した。しかし、架構・二重底連成系の振動振幅は実験結果とかなり異なり、満足な結果が得られなかった。

船用ディーゼル機関については高度の信頼性と耐久性、故障の減少、窮極的には無故障機関が、製造価格、燃料費の低減、高出力、高性能の条件の下で要求されているが、現実にはその故障は相当数に達しており、特にシリンダライナ、ピストン、シリンダカバー関係の故障は船の運航に直接支障をもたらすものである。しかし、これらの多くは設計、工作、材料等の誤りを解明することにより防止することが可能であると考えられる。

(3) 振動感覚の調査、解析

約 12 万 DWT の鉱石運搬船および約 2.2 万 DWT 貨物船について振動感覚試験を行ない、さらに SD 法尺度、乗組員意見調査項目についていままでの実船試験結果より因子分析を行ない、調査法に対し検討した結果、次のことが明らかとなった。

本研究はこの船用ディーゼル機関の故障の減少を目的とし、燃焼室壁部材を対象として 3 年計画で故障発生の原因解析とその対策を求めるもので、最終年度である 46 年度は次の研究を実施した。

(1) 燃焼室壁の強度の研究

(a) 欠陥材の定応力引張圧縮重畳疲労試験

1/2 Mo 鋳鋼製のピストンクラウンの品質と実体強度との関係を明らかにし、信頼性の向上を計るために実体ピストンの材質的なばらつきを調査検討した。また、非金属介在物含有量の影響を含めて、これら材質的なばらつきが疲労強度に及ぼす影響を実験検討した。主な事項をまとめれば次のとおりである。

- 1) 現在までの研究結果よりの問題点として、物理量としてなにを採用するか、振動が乗組員に与える影響の諸要素、および振動許容値の決定法を検討したところ、今後の実船計測では振動感覚測定の簡便化、実用化、標準化を進める要があり、また、物理的測定の技法についても計測技術的問題を解決する必要があることが認められた。
- 2) 鉱石運搬船笠木山丸の試験において SD 法の測定結果をみると本船がかなり振動レベルの低い船であるため騒音の影響が大きく利いて、振動感覚と最も相関の高いのは騒音レベルであり、また騒音レベルと相関のよい振動加速度レベルも振動感覚との相関がよかつた。また、乗組員の意見調査では、「騒音は静かだとはいえないが、我慢できないほどではない」、「振動は少ないとはいえないが、我慢できないほどではない」等が一致した意見としていえる。
- 3) 22,000 トン型貨物船の試験は試運転時に簡便に行なったものであるが、このような簡便な方法の可能性が見出されたと考えられる。しかし、評価者の人数、より広い範囲の振動レベルをもつ計測点の選択等改良をする点はある。
- 4) 現在までの実船試験結果より、SD 尺度の因子分析を行ない、従来の 15 尺度から 7 尺度へと大巾に尺度数を減らすことができた。また、振動・騒音に関する意見調査の因子得点を算出し、船体振動と船

- 1) ピストンクラウン付帯試験片の試験結果 463 例を調査して材質のばらつきについて検討し 1/2 Mo 鋳鋼の機械的性質の相互の関係(引張強さと硬度、引張強さと伸びおよび絞り)を明らかにした。
- 2) ピストン実体 5 個を切断して非金属含有量の分布および引張強度性質について検討した結果、ピストン実体の引張試験結果の強度的性質に差があるのは主として質量効果のためであり、清浄度の影響はあまりないとみなせることがわかつた。
- 3) ピストン実体から切り出した素材および熱処理条件を変えた素材計 3 種について引張圧縮重畳疲労試験を行なった結果、非金属介在物含有量の実体ピストン疲労強度に及ぼす影響はほとんど考えなくてよいことが明らかとなった。
- 4) 実体ピストンで考えられる上述の材質的なばらつきのために生じる疲労強度を定量的に把握する方法を検討し、1 例として 0.18% 炭素を含有す

るピストン材質の疲労強度を信頼限界97~1%の
中で試算した結果を図示した。

(b) 定歪平面曲げ重畳疲労試験

普通鋳鋼および Mo 鋳鋼を用いてシュンク式曲
げ疲労試験機により、両振り正弦波一定振幅疲労試
験、両振り正弦波に正弦波が重畳した二重重畳疲労
試験(300°C および常温)、同前二重重畳波温度変
動疲労試験、片振り矩形波に正弦波が重畳した二重
重畳疲労試験(300°C および常温)の4種の試験を
行ない、試験結果を整理し、従来の実験結果とも比
較検討したところ、次のことが明らかとなつた。

- 1) 温度変動による疲労寿命への効果は認められ
ず、むしろ材料自体のばらつきが大きい。ただ本
実験では温度変動回数が3~8回程度であるので
十分に影響が生じなかつたのかもしれない。この
点については今後検討を要する。
- 2) 平均応力(一次応力)が矩形波状に変動する場
合は変動しない時に比べて変動の効果が認めら
れ、特に従来考えていた耐久限界線図の内側でも
破断する場合があるという結果が得られた。
- 3) 応力振幅を修正する係数を提案した。この値は
実際条件によつてさほど大きく変化しない。

(2) 燃焼室壁部材熱負荷の経年変化の研究(燃焼室壁
部材熱負荷の電算機シミュレーション)

45年度の研究結果にもとづき経年変化を含めた各
種機関条件および運転条件による熱負荷への影響を電
算機シミュレートするため熱的境界条件計算法を確立
し、これにもとづき各種実験データを解析して熱負荷
の電算機シミュレーションを完成した。その内容は次
のとおりである。

- 1) 比較的測定容易なインジケータ線図、給気量その
他機関一般性能などを用いてシリンダ内ガス温度を
計算するとともに、従来の各種熱伝達率実験式を計
算し評価した。
- 2) 従来の実験式では得られなかつた部材表面の熱伝
達率の分布を求めることのできる実験式を得た。
- 3) 1), 2)の結果をもとに熱応力計算に必要な温度
分布計算プログラムを得た。
- 4) 各種実験条件での熱的境界条件の解析により、従
来疑問であつた諸問題が明確になつた。

(研究資料 No. 148)

SR 114 推進軸系の設計条件に関する研究

部会長 小泉 磐夫氏

技術的・経済的かつ信頼性のある推進軸系の構造に対
する究明と設計および取扱いの最適条件の把握を目的と

する3カ年計画の最終年度目の研究であつて、次のとお
りの実験研究ならびに理論解析を行なつた。

(1) 変動荷重による油潤滑式船尾管軸受性能の模倣実
験

十分な剛性を持つた軸受ハウジングに直径200mm、
最大軸受長さ500mmのホワイトメタル軸受ブッ
シュを置き、本軸受の後端から1,061mmの位置に中
間軸受に相応するコロ軸受(コロ軸受の高さを調節す
ることにより軸アライメントの調整が可能)を設けた
比較的大径の軸受試験機装置を用い、油潤滑式船尾管
軸受の基本性能を詳細に究明するため、①軸受内油膜
圧力分布に及ぼすアライメントおよび軸受長さの影響、
②変動荷重の荷重方向が軸受挙動に及ぼす影響、
③変動荷重を受ける軸受の耐久性について試験を行な
い、次のような結果を得た。

- 1) 本試験範囲において、軸受に変動荷重およびアラ
イメントの変化が加えられても軸受摩擦係数にはほ
んど影響を及ぼさない。
- 2) ストレートアライメントまたは軸受後端上り状態
において、軸受後端側に生ずる油膜圧力のピークは
ゾンマーフェルト数が低いほど高くなり後端側によ
る。しかし、適切なスロープアライメントが施され
た場合、長さが2.5Dの軸受でも油膜圧力は軸中央
が最も高く両端が下つた理想的な荷重負担が得られ
る。
- 3) 変動荷重時に生ずる圧力変動分のピークは、下側
メタルの加振方向に相当する軸受面の油膜圧力の最
も高い位置にできる。
- 4) 変動荷重を受ける軸受の軸心の軌跡は加振方向に
大きく影響され、また、加振力一定の場合軸回転数
に対して、加振周波数はその比が1/2を下限とし
て小さいほど大きくなる。

(2) 軸系アライメントの設計条件を究明するための理
論解析

船の推進軸系に対して主として船尾管軸受内の荷重
分布が適切な状態となるようなアライメントの設計条
件の検討を行ない、船尾管軸受長さの変化した場合の
影響を明らかにし、広く一般計画に適用できる形に誘
導して設計の指針をまとめた。その結果次の事項が判
明した。

船尾軸受内の荷重分布を良くするためには、軸受後
半部の反力 R_A と前半部の反力 R_F の比を1に近づ
けることが望ましく、そのためにはプロペラ軸の強度
として許容される $M_2 \leq M_1$ (M_1 : 船尾管後部軸受船
尾側支持モーメント, M_2 : 船尾管後部軸受船首側支

持モーメント)の範囲でも $M_2=M_1$ にできるだけ近い状態が適当である。 $M_2=M_1$ であつても船尾軸受の全荷重が小さい場合は後側に片寄つた荷重分布の傾向を示すので、中間軸受の据付高さの調整によつて M_2 を調整するだけでなく、軸受間隔がせまくなならないように注意して軸自重による効果も考慮する必要があるであらう。

軸受の機能としては潤滑油膜の影響を無視することはできないが、油膜が十分形成され難い低速回転時を考えれば油膜を無視した軸受金属の弾性を考慮した荷重分布の改善にも意義があると考えられる。この場合平均面圧を小さくし軸受全長を有効に活用することを考えると、軸受全長が軸と接触する限界として軸径の 1.2~1.5 倍の軸受長さで設計するのが適當のように考えられる。

軸系アライメントの最適設計条件を定めるには考慮すべき要因が多く、まだ十分解明されたとはいえないが3カ年にわたる理論解析の結果、従来よりも最適に近い状態とするためのアライメントのあり方ならびに実船の設計に対する具体的指針は一応まとめられたものと考えられる。

(研究資料 No. 149)

SR 115 大口徑荷油管の腐食対策に関する研究

部会長 瀨尾 正雄氏

タンカの荷油管、バラスト管等には主として鋼管が使用されてきたが、その腐食が甚しいために、最近では鋳造管を使用する例が多くなつている。しかし、鋳造管は鋼管に比較して高価であるばかりでなく、艤装工費も増加すること、最近の船型の大型化によりその使用量も多く、鋳物業界の事情から入手難となつてきていること等船舶の建造工程に及ぼす影響が大きいため、現在実船に使用されている荷油管、バラスト管等の腐食の実態とその機構を把握解明し、実用性のある管を見出すことを目的とし3カ年計画の最終年度である46年度は次の研究を行なつた。

(1) 腐食試験

(a) 海中における試験用鋼板と船体用鋼板の自然電位の変化状況

供試材は前年度の腐食試験結果から良好な、2Cr系、1Cr系、0.5Cr系、SS材を使用した。

試験は自然海水を $35^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ に一定にし、常時空気吹込みを行ない、時間の経過によりその自然電位を飽和甘汞電極と電位差計により測定した。

(b) (a) 試験に及ぼす乾湿交互の影響

乾湿の乾の状態は湿度100%程度の恒温水槽中と

し、湿の状態は自然海水中とし、各1週間の交互繰返しとして、(a) 同様な電位の測定を行なつた。また、定量化学分析によりさびの分析を行なつた。

(c) スラッジ塗布面の自然電極電位の測定

試験は 35°C の海水中に空気を吹き込みながら、カフジ原油を塗布した試験片を水面より -50mm に浸漬し、165日間電位の測定を行なつた。

(d) 分極測定

a. スラッジ塗布面の自然電極電位の測定

測定諸条件は次のとおり

・浸漬液：自然海水 pH 7.9, 温度 35°C

・脱気状況：酸素吹込み 3 l/min
酸素純度 99.8%

・スラッジ：(c) で使用したものと同一のスラッジを約 1 mm 厚さで測定面の 3/4 の面積に塗布

・基準電極：飽和甘汞電極

b. 陽分極測定

試験片を海水に浸漬してから3分以内に、自然電極電位から -900mV に陰分極し、5分間保持後、手動によつて貴の側へ階段上に 20mV 変化させては2分後に電流値を読む定電位電解法にて陽分極曲線を求めた。

c. 陽分極時の電流密度の経時変化

電位は自然電極電位から -550mV に直接保持した。その他の条件は b 項と同様にして分極時の電流密度の経時変化を測定した。

(e) 各種鋼板の接続時の腐食試験

4鋼種3組合せにより作成した試験片により、恒温水槽の自然海水に浸漬させ、一定期間(172日間)浸漬後、さびを完全除去して重量測定を行ない、浸漬前の重量との差から腐食速度を求めた。

(f) 接触およびすきま腐食に対する電気防食の効果

試験は SS 41 と 3 種類 (0.5Cr 系, 1.25Cr 系, 2Cr 系) の低合金鋼の組合せにより、恒温槽内の自然海水に約 3 カ月間浸漬した。

(g) 腐食試験のまとめ

試験の結果をまとめると次のとおりである。

1) 自然電極電位は次頁の表のとおりである。

この表から、単独浸漬よりは乾湿交互のほうが自然電極電位は、貴であること、乾湿交互よりスラッジ全面塗布のほうが貴になつていくことがわかる。一方成分系で比較すれば、いずれの環境においてもクロム含有量の大きい鋼ほど貴になつていく。

自然電極電位 (mV. Vs. S.C.E)

成分系	鋼種符号	海水連続浸漬		乾交 湿互	スラッ ジ全面 塗布
		単 独 浸 漬	SSとの 組合せ		
2Cr	YC	-670	-695	-600	-590
1Cr	SB	-680	-715	-630	-600
0.5Cr	NA	-700	-720	-650	-610
普通鋼	SS	-730	-720	-650	-630

測定期日 浸漬後 85 日目

- 2) 同一面積の SS 材と低合金鋼とを接合させたときの SS 材の腐食速度は SS 単独の腐食速度の約 1.5 倍になる。
一方、低合金側についてみれば SS 材の犠牲性によつて腐食が抑制される。その腐食が抑制される程度は Cr 含有量の多い鋼種ほど大きい。
- 3) 海水中において SS 材と低合金鋼を結合し、それらのすきまを 1 mm としたとき、すきま内の腐食は認められなかつた。
- 4) SS 材の低合金鋼の接触腐食は電気防食によつて防止できることが確認された。

(2) 実船試験

(a) 大規模試験

メーカー各社より提供された長さ 1 m の試験管を 4 本接ぎにして、タンク内の 2 号および 3 号 Cargo oil Stripp. Line に装備した。

(b) 小規模試験

メーカー各社より提供された試験片 10 個を 1 本の管内に取付け、これをタンク内の 2 号 Cargo Oil Stripp. Line に装備した。

(c) 供試船および試験期間

ジャパンライン (株) 所属の 13 万トンタンカ、ジャパンヒヤシンスを供試船とし、試験期間は約 300 日間である。

(d) 試験結果のまとめ

試験管を本船の荷油管の一部に挿入した大規模試験において、目視観測の結果では内外面共顕著な腐食進行は見られず、また製作時における試験管の偏肉の影響もあつて信頼性のある腐食量がかめなかつたが、昭和 47 年末に予定される残り 1 組の試験管の陸揚げを待つて全体的判断を試みたい。

10 種の板状試験片を荷油管底面と絶縁して設置した小規模試験結果では、普通鋼や鋳鋼と比し 2% Cr 系鋼の耐食性がよいようである。ただし、鋳鋼については他の開発鋼種と同一条件とするため鋳肌

を除去研磨しており実際とは異なつていること、サンプル数が 1 個でありバラツキがあるであろうこと、および荷油管における各試験片のドレン浸漬の影響等が均一であるか否か不明であることなどについては留意しておく必要がある。

いずれにしても試験期間が 300 日間という短期間ではあり、今後の実船試験結果をみて修正する必要がある。

(研究資料 No. 150)

SR 117 大径中間軸の横弾性係数に関する研究

部会長 上 阪 直 樹 氏

新しい超音波計測方法により中間軸横弾性係数 G の値を計測するとともに、軸を振る従来の計測方法とも比較検討して現時点における最適の計測方法を見出し、その方法によつて可能な限り多数の中間軸を実測することによつて、G の値そのものを解明することを目的とし、昭和 44 年度より 3 カ年計画で研究を行なつたもので、本年度は最終年度として次の研究を実施した。

(1) 超音波計測装置による中間軸横弾性係数の計測

本年度は超音波法により 16 本の中間軸を計測したが、この計測結果とともに 45 年度計測の 27 本の計測値について温度補正係数、接触媒質内の Loss Time、密度の温度補正を考慮して計算しなおし計測結果一覧表を作成した。

なお、G 計測値に影響を及ぼすと考えられる上記諸因子の実験的検討の結果は次のとおりである。

- 1) アクリライトチューを使用した場合の接触媒質中の Loss Time は 0 である。
- 2) 音速の温度係数は 0.01288%/°C である。
- 3) 中間軸材料の密度の平均値 (46 年度のみ) は 7.838 gr/cm³ at 20°C で、密度 (gr/cm³)/温度 (°C) は -0.0003175 である。

(2) 計測値の統計的解析および従来の方法による計測値との比較

(a) 横弾性係数計測値の平均値およびばらつき

昭和 45, 46 年度の超音波法による計測値および従来の方法による計測値の平均値および標準偏差を求めた結果は次表のとおりである。

計測法		平均値 ×10 ⁸ kg/cm ²	標準偏差 ×10 ⁸ kg/cm ²
超 音 波 法	昭和 45 年度	8.356	0.0400
	◇ 46 ◇	8.381	0.0195
	兩年度合計	8.365	0.0359
従来方式		8.383	0.0918

解析の結果、平均値は両方式の間に大差ないが、標準偏差は超音波法のほうが小さいこと、超音波法による計測結果としては、平均値は兩年度のものを採用し、標準偏差は46年度のものを採用することが適当と考えられること、超音波法46年度計測値の標準偏差で考えた場合、平均値 $\pm 0.47\%$ の範囲に約95%、平均値 $\pm 0.70\%$ にはほとんどすべてが含まれることが明らかとなった。

(b) 横弾性係数と諸関連要素の関係

横弾性係数と鍛造比・炭素含有率・軸表面温度・中間軸径・中間軸長および継手ボルト本数×径の関係を検討した結果、これらの間には明確な相関関係がないことが判明した。

(c) 密度の平均値ならびに炭素含有量の関係

45年度および46年度の密度実測結果(中間軸材料にかぎる)を解析すると標準偏差は0に近く、その平均値は20°Cにて $7.837 \text{ gr/cm}^3 \pm 0.1\%$ と考えられる。横弾性係数の算出にあたっては密度を実測した場合は実測値を、実測しない場合は平均値を使用した。

また、密度と炭素含有量の関係を検討したところ、炭素含有量が増加すると密度が小さくなる傾向があるが、計測値のばらつきが大きいことを考慮すればこれを断定するには無理があると思われる。

(3) 中間軸横弾性係数の基準値設定の検討

関係各方面で発表されている中間軸横弾性係数の値は次表のとおりである。

運輸省計画造船出力測定 万国水櫃試験会調等	$8.31 \times 10^8 \text{ kg/cm}^2$	
SNAME, BS	$11.90 \times 10^8 \text{ lb/in}^2$ ($8.37 \times 10^8 \text{ kg/cm}^2$)	
JIS 解説の項	$8.35 \sim 8.37 \times 10^8 \text{ kg/cm}^2$	
BSRA (68本の平均値)	$11.89 \times 10^8 \text{ lb/in}^2$ ($8.36 \times 10^8 \text{ kg/cm}^2$)	
SR 117	超音波による計測 (43本の平均値)	$8.365 \times 10^8 \text{ kg/cm}^2$
	従来方法の計測 (76本の平均値)	$8.383 \times 10^8 \text{ kg/cm}^2$

第117研究部会は大径中間軸横弾性係数の値として $8.37 \times 10^8 \text{ kg/cm}^2$ が妥当であるとの結論に達した。

(4) 実船における軸馬力計測への応用の検討

中間軸横弾性係数を実測しようとする場合、超音波計測方法は従来の軸を振る方法に比較し、計測精度設備の規模、計測の容易さ等からみて優れており、現時点では最適の方法である。

なお、現在広く使われている軸馬力計の精度は一般に $\pm 0.5 \sim 2\%$ 程度である。したがって実船軸馬力を

計測する場合、各船ごとに中間軸横弾性係数を実測すべきかどうかは軸馬力計の精度を考慮の上決めるべきである。

また、中間軸横弾性係数を実測する場合、軸材料の密度は平均値 7.837 gr/cm^3 (温度修正係数 $-0.0003175 / ^\circ\text{C}$) を用いれば十分で、そのつど軸材の密度を実測する必要はないと考えられる。

(研究資料 No. 151)

SR 118 大型鉱石運搬船の船体各部応力に関する実船試験

部会長 高橋 幸伯氏

最近の大型ばら積貨物兼鉱石運搬船は、その構造配置、積貨状態等が従来の一般貨物船や小型鉱石運搬船とは著しく異なるため船体構造強度に関して多くの特異な問題があるものと思われる。本研究はこれらの大型ばら積貨物兼鉱石運搬船の波浪中航走時における船体に加わる荷重と船体応答、貨物積みおろし時の船体応力などを実船において計測し、就航中の実態、問題点の所在を明らかにして、構造強度検討の基礎資料を求めようとするものである。

本年度は3カ年研究の最終年度の研究であつて、記録再生装置の都合で昨年度十分にできなかった統計解析に主力を注ぎ、応力頻度分布、各種応答間の相関、スペクトラムなどの検討、理論的な検討、実船計測結果と理論値の比較検討等を行なつた。

(1) 統計解析

(a) 応力頻度

昭武丸および紀見丸の両船について、波浪による船体の重要構造部分の変動応力の計測結果を、振動成分の分離をまず電算機によつて行ない、生のデータについての変動応力のほかに、それぞれの周波数の変動応力を分離した結果について応力頻度の統計解析を行なつた。変動応力について、応力頻度の計数方式は極値計数方式と振幅計数方式の両方式によつて計算を行ない、二乗平均値および最大値を求めた。

今回の解析では応力頻度の計数レベルを 0.2 kg/mm^2 にして頻度数を求めた。これらの計測結果は、比較的平穏な海象での計測が多かつたため、低応力のレベル内に応力が多く計数され、必ずしも応力の統計的な処理に適しないものもあつたが、ある程度以上の荒天時の計測においては、応力頻度の分布は概ねレーレー分布に近い分布を示していた。それゆえ、これらの応力頻度分布はレーレー分布に従うものと考えて、それぞれの計測値の短期分布から二乗

平均値を計算し、各測定点についてその値および最大値を比較検討した。

すなわち、平均して大きな応力を示す所としては上甲板上の縦応力であり、ハッチコーナー部においてはさらに応力集中によつて大きな応力が発生している。上甲板上以外の点では、船倉内の船側肋骨のフランジ上において、また二重底内のガーダ、フロアなどのウェッジ上において比較的大きな応力が生じている。これらの点を除いてはかなりの荒天時においても、応力の変動量はかなり小さくなつている。参考までに紀見丸および昭武丸の荒天時に計測された二乗平均値、最大値を示すと次のとおりである。

測定点	二乗平均値	最大値
上甲板上縦応力	kg/mm ² 1~2	kg/mm ² 7~8
ハッチコーナー部応力	1~2.5	7~8
二重底内底板上応力	1~2	10~12
船側フレームの応力	1~2	7~8

(b) 平均応力および最大値と海象、気象との関係

応力頻度の解析結果から、比較的大きい応力の出現する船体構造部分が明らかになつたので、これらの重要な応力の大きい測定点の応力について、さらにそれらの応力の大きさと海象、気象などの外力条件との関連性について解析を行ない、また、これらの応力と船体運動条件との相互相関あるいは2測定箇所との応力と応力との相互相関などについて解析を行なつた。

長周期の応力変動成分についてみると、波浪階級7程度において、上甲板上の船体中央部縦応力が紀見丸の場合 1.0 kg/mm² 程度であり、昭武丸においては約 2.0 kg/mm² であつた。最も大きい応力を記録した紀見丸のハッチコーナー部での応力の二乗平均値は、同じ海象条件に対し、約 2.5 kg/mm² と上甲板上の縦応力の約 2~3 倍となつている。海象とこれら各測定点の応力の複振幅の二乗平均値との対応は、一般に海象が荒天になるにつれて応力は当然ながら大きくなるが、その大きさのバラツキが比較的甚だしい。これらのバラツキの平均あるいは上限は、海象の悪化とともにほぼ比例して増大すると考えられる場合が多いが、その下限は海象によつて殆ど増加しない場合もある。気象条件についても同様の傾向を示している。

(c) コレログラム、スペクトラム

これまでは主に波浪や船体の運動により生ずる動的応力の大きさと頻度について注目してきたが、さらに船体運動、各部の応力の特性および相互の関係をは握するためにコレログラム、スペクトラムによる解析を行なつた。

紀見丸では動揺の計測がうまくいつていたために動揺と代表的な計測点における応力についてコレログラム、スペクトラムを計算した。これらに関する検討結果は以下のとおりである。

1) ピッチング

ピッチングのスペクトラムは海象のスペクトラムと船の速度、進行方向等によつて決まると考えられ、大部分は 6.25 cpm~7.5 cpm のあたりにピークがあり、追い波の場合にのみ 3.1 cpm あたりにピークがある。これらは船と波の出会い周期にはほぼ一致している。

2) ローリング

いずれの場合にも非常に狭い帯域 (5~6 cpm) にピークがあり妥当な傾向だと思われる。ピッチングとの相関は全体的に非常に低い。

3) 上甲板上の縦応力

スペクトラムはピッチングの場合とよく似ている。ピッチングとの相関をみると、非常によく合っているものがあり、他のものでも 0.5 前後の値を示している。位相はピッチングよりわずかに遅れる。ローリングとの相関はきわめて低い。

4) ハッチコーナー部応力

このスペクトラムは上甲板上の縦応力と非常によく似ており、ピッチングとの相関も位相関係を含めてよく似ている。ローリングとの相関は一般に低い。

5) 船倉内外板の応力

スペクトラムは上甲板上の縦応力と非常によく似ている。この計測点は船首部に近いためピッチングによる、あるいはピッチングを生じさせる水圧による成分を多く含んでいるためと思われる。

6) 船側フレームの応力

この場合もピッチングと同じ傾向がみられるが、波の出会い方向の影響が非常に強く現われるために、ピッチングとの相関は一般に低い。また、ローリングとの相関は全体的に低い。

昭武丸では、上甲板上に約 10 点の動的応力計測点が配置されているので、航海中に生じる縦曲げ振動による応力について検討するために、この

(63 頁へつづく)

—その深度と材料について—

潜水船では人が乗る船室の環境を地上同様の大気圧に保つために耐圧こくが必要である。耐圧こくの寸法、材質の選択が潜水船の性能、排水量、船価に大きい影響を与える。ここでは潜水船の諸性能の中で最も計画を決定するのに重要な要素である使用最大深度と耐圧こく材料について述べる。特に深海潜水船と題名を唱つたのは、浅海用では耐圧こくが薄板で出来るから圧壊状態はセルマラプスをし必ずしも材料の強度に関係しない。即ち細い柱が荷重を受けて曲るように板がへこんで破壊する。充分太い柱なら上から押されても曲ることはない。柱の材料の強さが柱の強さとなるように、厚板の耐圧こくでは圧壊強度は材料の強度に関係する。

大ざっぱな言い方であるが、大深度での耐圧こくの圧壊はこくの圧縮応力が材料の降伏点に達すると発生する。耐圧こくの形は円筒か球か、両者の組合せあるいは球の組合せであるが、構造が複雑になれば応力集中を生じ、一般の板の部分降伏点に達しない前に破壊する。それで深海用の耐圧こくは最も構造が単純な円筒か球で出来たものが多い。

球は圧縮を受けた時の応力が円筒の周応力の半分であり、容積当りの表面積が最小であるから重量も軽くてできるので大深度の耐圧こくはすべて球である。

潜水船では水中抵抗を小さくするためにあつて耐圧こくを流線形の外こくで包む。この点からは球より円筒の方が外こく容積が小さくできるし、内部の装備品の積込みも円筒の方が球より具合がよい。強度上から球を採用したので、これらの欠点を補う工夫がなされた。球を小さくするために内部の装備品を耐圧こく外に出してしまった。その効果は球が小さくなればかりか、球こくを貫通する軸や管や電線を無くしたり少くするのに役立つ。

これから貫通金物やハッチのない球こくについて考える。

球こくは外圧で圧縮応力を生じ、この応力が材料の降伏点を越えると圧壊する。その時の深度と圧縮応力の関係は次のとおりである。

$$F = \frac{P_K \frac{\pi}{4} D_o^2}{\pi D_o S} = \frac{P_K D_o}{4S} \dots\dots\dots (1)$$

ここで F は応力 (kg/cm²)、P_K は水圧 (kg/cm²)、

S は板厚 (cm)、D_o は外径 (cm) である。

厳密には圧縮を受ける球の断面積は πD_oS ではなく D_o の代りに板厚中心の径とすべきだが、簡単に外径をとつている。(1) から

$$P_K = \frac{4SF}{D_o} \dots\dots\dots (2)$$

ここで明かなように S/D_o を一定にとれば水圧は応力 F で決まる。F の最大値は降伏点であるから、この時の P_K が圧壊圧力 (圧壊時の水深圧) となる。S/D_o を一定とするという意味は、球こくの重量/浮量を一定とすることである。(2) 式から分るように S/D_o が変われば P_K は変わる。圧壊深度は厚さに比例して増減し、直径には逆比例する。しかしこの事は常に球の重量/浮量の変化を伴うことを忘れてはならない。重量は必ず浮量より小さくしないと球は浮かない。だからやたらに S を増やして圧壊深度を大とするわけにはいかない。

今かりに球の浮量に等しくなるだけ鋼材の球の板厚を増すときの S/D_o は次のとおりである。

$$\text{球の容積} = \frac{\pi}{6} D_o^3$$

$$\text{球の重さ} = \pi D_o^2 \times S \times 7.8$$

$$\text{両者を等しいとすれば } S/D_o = 1/46.8$$

である。D_o を 2メートルとすれば板厚は 42.8 ミリとなり、これより厚さを増せば球は沈む。重量と浮量が等しい状態をペイロード 0 の状態と云う。ペイロードとは載貨重量のようなものである。

実際の船では球には窓がつき、ハッチもあり、更に人が乗組み、装備品も入るしなおかつ水中で浮力を持つために球こくの重量は容積の何 10% か小さくする。30% 少くするにはペイロード 0 のときの板厚を 30% 減とする。P_K も 30% 減少する。

ペイロード 0% の状態で各種鋼材による圧壊深度を概算すると (2) より

$$P_K = F \frac{4S}{D_o} = F \frac{4}{46.8} = 0.0855 F$$

F に各種鋼材の降伏点をとれば、その鋼材でペイロード 0 のときの圧壊圧力が分る。

表 1 の水深を図-1 のとおりペイロード 0 の線上にプロットする。この点を基にして各材料毎に直線ができる。すなわちペイロードの変化量は板厚の変化量であ

り、これは圧壊圧力（水深）の変化量と比例するから図示の直線が求められる。鋼と比重が異なるアルミニウムおよびチタンについては比重差だけ板厚を厚くして使用できるから、それぞれの降伏応力が比重に逆比例して大

きくなる値に相当する鋼材の線がアルミニウムやチタンの線となる。

図で見るように潜水船の深度を大とするには降伏点の高い材料を使用するかペイロードの%を小さくする必要がある。

高級材料のなかつた時代にアルキメデは11,000メートルに潜航した。この船はペイロードが負になるのもかまわず板厚を上げて耐圧力を上げたので重い耐圧殻をガソリンの浮力で風船のように吊っている。トリエステ、FNRS-IIIも80 kg/mm²の降伏点の鋼材であった。これらは負のペイロードの耐圧球を使用した点で明かに一般の潜水船とは異なる種類の潜水船である。

重い負浮力の球をガソリンを入れたタンクで吊っているの、ガソリンが漏ると浮上できない。危険なばかりか大きいガソリンタンクは船の行動を不自由しているの、目的地点の調査は難しく調査と云うより深海探検船である。探検にはリスクは覚悟の上であろうが調査にはリスクがあつてはならない。今日開発されつつある深海潜水船には、球に浮力を与えて浮上に万策尽きたら球だけでも浮き上れるように考慮されたものがある。分離しないまでも球に浮力を与え船体の応急時の自然浮揚を容易にしている。

アルビンは耐圧球から装備品を外に出し、装備品の水中重量は固体浮力材で釣合わせた点で画期的な潜水船である。このことはアルビンの耐圧球のペイロードが小さくできた事を意味する。当時までの潜水船は「しんかい」の例に見るようにペイロードを60%も必要としていたが、アルビンもこの数字をとれば、材料は当時最高のHY-100を使用しても圧壊深度2,000メートル、使用深度1,000メートルの船になつていたのであろう。アルビンの成功(使用深度1,830メートル)は球のペイロードを24%にした事であつた。

D.Q. は降伏応力140 kg/mm²という高い材料(マルエージング)を使用した、球内の装備品が多いと見えてペイロード50%であるために圧壊深度は6,000メートルに止まつている。

表 1

鋼種	降伏点 (kg/cm ²)	圧壊圧力 (kg/cm ²)	同圧水深 (m)
軟鋼	2,300	197	1970
高張力	3,200	274	2740
NS 46	4,600	394	3940
HY 80	5,600	480	4800
HY 100	7,000	600	6000
HY 140	9,800	840	8400

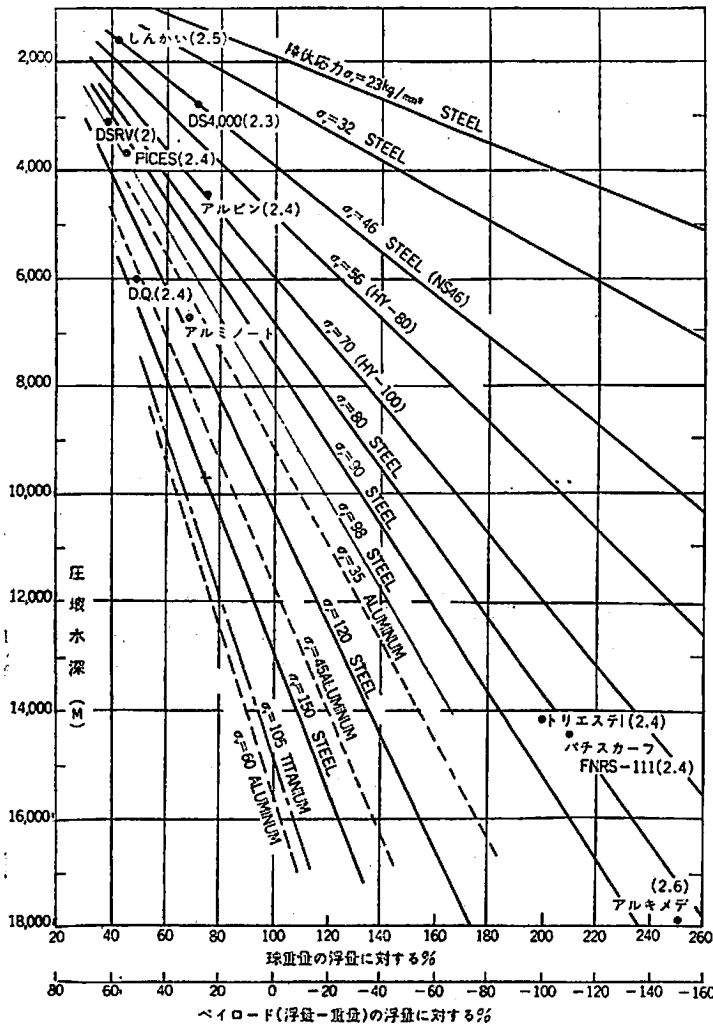


図 1

図中船名の次に () 内に数字があるが、図示の圧壊水深と使用深度の比を表わした。安全率に近いものである。図の圧壊深度は降伏点に圧縮応力がなつた時圧壊すると仮定しているので其の圧壊深度とは若干の差があるが、概算用のものであることは先にも述べたとおりである。

図示の材料がすべて今日実用化されているものでもない。わが国では降伏点 70 kg/mm² の高張力鋼はすでに実用化されているが 90 kg/mm² は目下開発中のものである。120 kg/mm² 以上は研究中で実用化は将来のものである。アルミニウムは工作にあたり溶接が使えないのでり付けとしなければならず、問題が多い。チタンは応力腐蝕があり未だ実用化されていない。

超深度の潜水船を開発するにあたって、必要なことは沢山あるが、耐圧こく（球）に関するものをあげると次のとおりである。

- (1) 高い降伏点の材料の開発
- (2) ベイロードを小さくするために、装備品は外に出し得ること
- (3) 工作精度を高め、安全率を小とする

(1) と (2) は図-1 から明である。(3) は図中の船名の次に () 内に示してあるとおり 2 以上が一般である。これを 1.6 程度に小さくできれば、それだけ使用深度は大きくなる。

わが国で開発目標になつている 6,000 メートル級の潜水船について図から言えることは次のとおりである。

降伏点 150 kg/mm² のマルエージング鋼を使用し、ベイロード 25% (アルビン) として、圧壊深度は 9,800 メートルであるから、安全率を 1.63 とすれば使用深度

は 6,000 メートルになる。150 kg/mm² は難事かも知れないが、更に困難なのは、安全率 1.6 を可能とする工作法の開発かも知れない。近くこの研究に役立つ高圧実験水槽が海洋科学技術センターに建設されるので、研究は迅速化されるであろう。

仮に 120 kg/mm² 級の材料しか使えないとなつたら、安全率 1.6 が可能になつてもベイロード 8% の球でなくてはならずハッチや窓等を考えると不可能である。僅かに考えられることは耐圧球自身に固体浮力材を添付することであるが、排水量が増大して使い難い船になる恐れがある。135 kg/mm² の材料があれば安全率 1.6 が可能になればベイロード 18% 程度ですむから、これなら何とかなりそうである。

(附記) ベイロードと直径との関係

今まで検討したように使用深度を増大するには球こくのベイロードを低くする必要があるのでこの点について

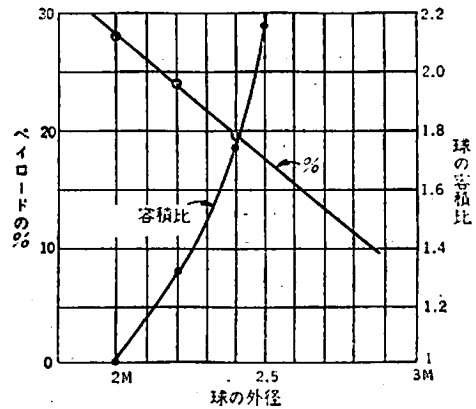


図 2

表 2

球の外径 m	2.0	2.2	2.4	備考
球の排水量 m ³	4,184	5,550	7,200	
ベイロード0%の板厚 mm	43	47	52	
ハッチの重量増 kg	108	137	152	} 直径に比例し、ベイロードの改善に役立たない。
貫通金物重量増(2箇) kg	136	236	262	
窓の重量増(3箇) kg	50	65	70	} ベイロードの改善に役立つもの
人、持物等(3人) kg	300	300	300	
装備品重量 kg	300	300	300	
プラスチック等 kg	200	200	200	
余備浮量 kg	100	100	100	
ベイロード合計重量 ton	1,144	1,338	1,384	—
ベイロードの排水量に対する%	29.6	24	19.3	—

表 3

船名	アルビ ン	パチス カーフ	スター Ⅲ	D.S. 4000	トリエ ステⅡ	モーレ イ	ネモ
球外径 (m)	2.079	2.3	1.68	1.98	2.2	1.53	1.68
定員 (人)	3	2	2	3	2	2	2

概算を試みる。一般にペイロードとは完成した船が積込み得る重量を称している。本文ではハッチも窓もない球こくの重量と球の浮量との差をペイロードと称しているので一般の使用法と違う点に注意されたい。球こくに加えねばならない重量には人や積込み装備品のように球の大きさに無関係のものがあり、球径が大きくなればペイロードの球容積(排水量)に対する%は少くなる傾向にある。表-2に示すとおり、直径2メートルでは30%で、

この値はアルビンより若干大きい値であるが2.4メートルにすれば20%近くまで下る。しかし排水量は2倍近くに球だけでも大きくなる。

実船の球の例を表-3に示す。これを見るとペイロードの%を小さくするためとは云え直径は2メートルを大きく越えるようでは、上手な設計の潜水船とは云えまい。ペイロードの%を20以下に期待するのは無理のようである。

おわりに

図や数字を使つていろいろ説明したが、あくまで、これは概算によつて各数字の間の関連を説明したものである。分り易くするために数字を使用したままで、この数字に余りこだわると大局をあやまる。大深度潜水船の球こく設計に当り常に全体との関連を忘れずに進めるための参考となれば幸である。(完)

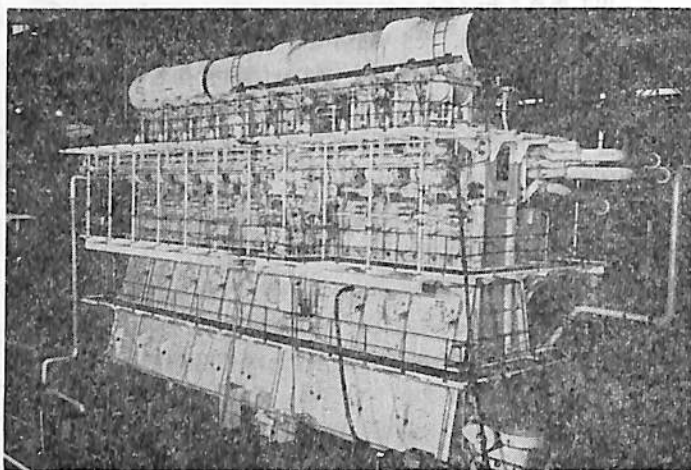
三井 B & W ディーゼル機関
累計生産実績 700 万馬力達成

三井造船・玉野造船所では、去る3月9日、三井 B&W ディーゼル機関 9K 84 EF 型 1基の陸上公試運転を行なつたが、本機をもつて同社の船用ディーゼル機関の累計生産実績は700万馬力に達した。この記録は、昭和46年12月に600万馬力を達成して以来わずか1年3カ月で記録したもので、1機種によるディーゼル機関の生産実績としては世界で初めてのことである。

大正15年8月、デンマークのパーマイスター・アンド・ウエイン社との間に B&W 型ディーゼル機関の製造ならびに販売に関する技術援助契約を締結、昭和3年その1号機を完成して以来、45年間に累計1,540基、7,005,749馬力を記録したことになる。

700万馬力達成の該当機 9K 84 EF 型機関は連続最大出力23,200馬力で、目下、日本鋼管・鶴見造船所で建造中の船舶に搭載されることになっている。

なお、同社における B&W 型機関の1号機完成から700万馬力突破にいたる生産記録は、右の表のとおりである。



700万馬力達成の 9K 84 EF 型機関

	達成年月	所要年数
1号機	昭和3年6月	B&W社と提携後3年目
100万馬力	〃 33年10月	1号機完成後 29年4カ月
200 〃	〃 39年10月	100万馬力達成後 6年
300 〃	〃 42年1月	200 〃 2年3カ月
400 〃	〃 43年10月	300 〃 1年9カ月
500 〃	〃 45年5月	400 〃 1年8カ月
600 〃	〃 46年12年	500 〃 1年7カ月
700 〃	〃 48年3月	600 〃 1年3カ月

(その3 貨物格納) (5)

8.1.3 信頼性設計

8.1.1 で述べたように LNG タンクの安全性、信頼性は、統計的あるいは確率的方法を用いてその安全性、信頼性の水準を確認しなければならない。このような観点からある構造の強度設計を行なうことを信頼性設計といい、またその過程を信頼性解析という。

信頼性解析においては、次に掲げる3つの解析事項が重要なポイントとなる。

- 1) 外荷重の解析 (使用環境・条件の調査解析)
- 2) 構造物に生じ得る損傷の種類を予測する技術あるいは破壊機構の解析
- 3) 構造解析・応力解析

1), 2) 項については、外荷重および材料・構造物の強度がいずれも統計的性質をもつた情報でありその処理はあくまでも確率論的あるいは統計的手法によらねばならない。

また、3) 項については現段階で行ない得る最適の解析手法を駆使して行なわなければならない。

信頼性解析は、以上の事柄からわかるとおり「情報の正確さ」、「関連する工学分野の水準」そのものを反映するものであり、その水準が即その分野の技術水準を表わすものとみてよいであろう。

この信頼性設計はそもそも航空機の事故率を下げることに起源を有するもので、第2次大戦後電子機器・宇宙ロケットの分野で急速に発達して現在では多くの工学分野で行なわれているが造船関係では、これまで本格的に行なわれていなかった。このことは造船技術が他の技術分野に比べて遅れているということではなく、これまでの船舶には、社会的・経済的に信頼性解析が不必要であったということに他ならない。

以上に述べた信頼性設計の概念をわかり易く LNG 船について図式化したものが、8.5 図である。

これに対応して、在来船の設計概念を図式化すると、

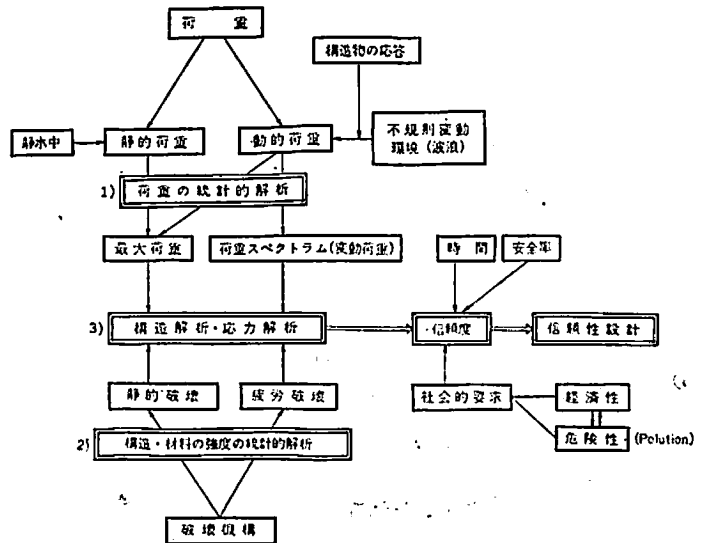


図 8.5 強度設計における信頼性解析

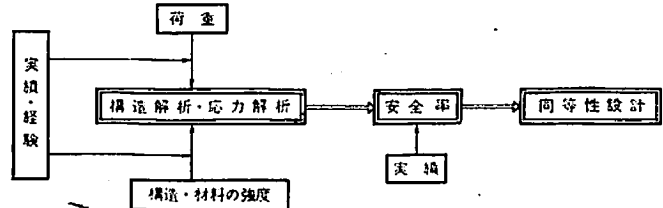


図 8.6 在来船の強度設計概念

8.6 図のようになろう。この場合の設計概念は「同等性設計」と言うべきものである。

信頼性の水準は、前にも述べたように確率で示されるものであり、これを信頼度と呼ぶことにする。次に信頼度の計算例を示す。

信頼度の計算例

信頼度とは、ある装置にその所定の機能を失なうような破壊 (以下、単に破壊という) が時間 t の間起きない確率をいう。信頼度を $R(t)$ 、破壊を起こす確率を $F(t)$ とすると、 $R(t) \equiv 1 - F(t)$ である。

静的強さの場合には、予想できないような大きな荷重が加わったとか、積貨状態・運航状態がまずかつたとかの偶発的原因で破壊が起きる場合が多いが、疲労の場合には、時間とともに構造物の強度が低下していく、つまり時間の関数で信頼性が低下していくもので、確率的に

* 日本海事協会船体部

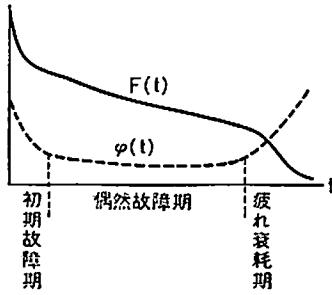


図 8.7 安全寿命

は現象が異なる。

いま時間 t における劣下率を $\varphi(t)$ とすると

$$\varphi(t) = f(t) / \{1 - F(t)\} \dots\dots\dots(8.13)$$

$$= f(t) / R(t) \dots\dots\dots(8.13)'$$

一方, $f(t) = dF(t)/dt = -dR(t)/dt$ であるから (8.13)' 式より

$$R(t) = \exp\left\{-\int_0^t \varphi(t) dt\right\} \dots\dots\dots(8.14)$$

が成り立つ。

$\varphi(t)$ は一般に寿命曲線といわれるもので図 8.7 に示されるように船底形になる。 $\varphi(t)$ が減少関数である初期故障期間, $\varphi(t)$ がほぼ一定である偶発故障期間, $\varphi(t)$ が増加関数である疲れ衰耗期間という工合に大略三段階に分けられる。 $\varphi(t)$ は, 前出のワイブル確率密度関数 (8.7 式) で表わされるもので, その Scale Parameter α の値にしたがつて, $\alpha > 1$ が初期故障期間, $\alpha = 1$ が偶発故障期間, $\alpha < 1$ が疲れ衰耗期間に相当する。

静的破壊は, このうちの偶発故障期間に起きることが多いと考えられ, また, 疲れ破壊は疲れ衰耗期間で起きると考えられる。

従つて, 静的破壊の場合には時間 t に対して $\varphi(t)$ が一定と見て差支えないので時間 t のファクターなしに安全率だけで信頼度を決定し得ると考えられる。

いま, 強度および荷重をいずれも応力ベースで表わ

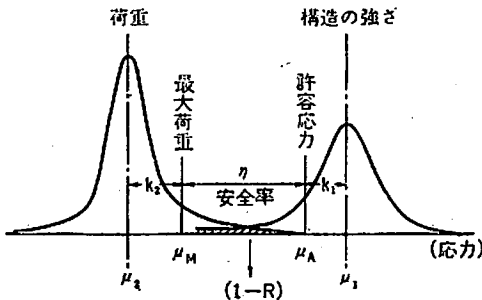


図 8.8

し, その分布を巨視的に正規分布と仮定し, その平均値および標準偏差をそれぞれ μ_1, σ_1 および μ_2, σ_2 とし許容応力を μ_A (強度分布の下限), 最大荷重における応力を μ_M (荷重分布の上限), 安全率を η とすると

$$\left. \begin{aligned} \mu_A &= \mu_1 - k_1 \cdot \sigma_1 \\ \mu_M &= \mu_2 + k_2 \cdot \sigma_2 \\ \mu_A &= \eta \cdot \mu_M \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(8.15)$$

ここに k_1, k_2 はデータのバラツキに対する余裕を示すもので, 後に述べる (8.19) 式 (8.20) 式で定義される。強度が荷重より小さくなる確率がすなわち構造の破壊確率である。この 2 つの分布の関係を図示したものが図 8.8 である。

図 8.8 で 2 つの分布の重なり合う部分の面積が, 構造の破壊確率を与える。

従つて, これらの差の分布を考えると 2 つの正規分布の差の分布は, 平均値 $\mu_1 - \mu_2$, 標準偏差 $\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ の正規分布をすることから信頼度 R は次のようにして求まる。

$$R = 1 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{k_R}^{\infty} e^{-t^2/2} dt \dots\dots\dots(8.16)$$

$$k_R = (\mu_1 - \mu_2) / \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \dots\dots\dots(8.17)$$

R と k_R との関係を表にすると表 8.2 のようになる。

表 8.2

R	k_R
0.9	1.28
0.99	2.33
0.999	3.09
0.9999	3.72
0.99999	4.26
0.999999	4.75
0.9999999	5.02

(8.17) 式を (8.15) 式により変換すると

$$k_R = \frac{1}{\sqrt{1 + (\sigma_2/\sigma_1)^2}} \left\{ (\mu_1/\sigma_1)(1 - 1/\eta) + k_1/\eta + k_2(\sigma_2/\sigma_1) \right\} \dots\dots\dots(8.18)$$

すなわち, R は強度の変動係数 σ_1/μ_1 , および強度と荷重のバラツキの比 σ_2/σ_1 だけの関数として表わされる。

ここで, 強度および荷重の各々につきそれぞれが許容応力 μ_A 以下あるいは最大応力 μ_M 以上になる確率を考える。

許容応力 μ_A より強さの低いものが出る確率 P_1 は,

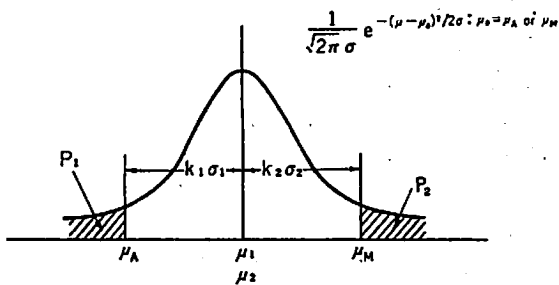


図 8.9

$$P_1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{k_1}^{\infty} e^{-t^2/2} dt \dots \dots \dots (8.19)$$

ただし、 $k_1 = (\mu_1 - \mu_A) / \sigma_1$

同様に、最大応力 μ_M より大きい応力が出る確率 P_2 は

$$P_2 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{k_2}^{\infty} e^{-t^2/2} dt \dots \dots \dots (8.20)$$

ただし、 $k_2 = (\mu_2 - \mu_M) / \sigma_2$

で与えられる。(図 8.9 参照)

問題は最大荷重が掛かったときの信頼度であるから、荷重分布の平均を最大荷重に一致させるすなわち(8.20)式において $k_2 = 0$ ($P_2 = 0.5$) とし、この場合の荷重のパラッキを σ_2 とすると (8.17) 式より

$$k_R = \{ \mu_1 / \sigma_1 (1 - 1/\eta) + k_1 / \eta \} / \sqrt{1 + (\sigma_2 / \sigma_1)^2} \dots \dots \dots (8.21)$$

となる。

また、荷重についてパラッキがないとすると (8.21) 式において $\sigma_2 = 0$ であるから

$$k_R = \mu_1 / \sigma_1 (1 - 1/\eta) + k_1 / \eta \dots \dots \dots (8.22)$$

となる。

この場合式 (8.19) において $P_1 = 0.01$ として、変動係数 σ_1 / μ_1 を横軸にとり安全率 η と信頼度 R との関係グラフを示したものが図 8.10 である。

以上に述べたような方法でもつて信頼度計算が行なわれるのであるが、問題となるのは強度および荷重のデー

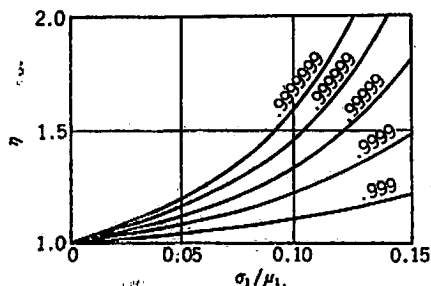


図 8.10

タである。荷重については、8.1.2 の例で紹介したような統計的解析で求められるものとして、次に構造物の強度のデータについて考えることにする。

構造物の強度試験

通常のタンカーのタンクでは、実際の船全体が出来上った時点で船級協会が要求されている水圧 (タンクトップ上 2.45 m の水頭) でもつて構造強度の最終確認試験が行なわれることになっていて、そのテストで不具合が生じれば手直しをして再試験で合格すればそのまま就航できるのであるが、航空機の場合のように一機種多量生産する構造物では供試機でもつて実物の強度試験を行ないその強度のデータを採取して信頼性設計にそのデータをフィードバックして使用する方法がとられている。

LNG タンクの場合、航空機と同じ思想ではあるが、船舶においては同型船を多数常に建造することはないので経済的な制約上実物供試機が行なわれることはまずなく、通常はモデルタンクによる強度試験を行ない、実物が出来上がった時点で水圧試験を行ない最終的に確認する方法がとられる。

航空機にしろ LNG タンクにしろ試料の数がきわめて小さく、標本の変動 (Sampling fluctuation) の影響が大きいため、「不安全側に推定される確率がごく小さい値 β 」すなわちこの推定法をいつも用いていると、「平均として安全側に推定される確率が $(1 - \beta)$ 」になるように信頼水準 (Confidence level) $1 - \beta$ を導入して安全性を推定する必要がある。

この場合

$$1 - \beta = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{k_R \sigma} e^{-t^2/2} dt \dots \dots \dots (8.23)$$

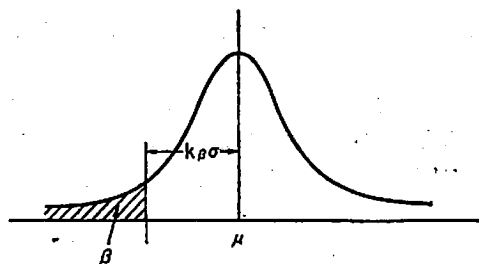


図 8.11

で定義される k_β を前項で求めた k_R に加え合わせる必要がある。

いま、強度および荷重の分布の標準偏差 σ_1 および σ_2 をいずれも既知とし、 n 個の試料につき試験した強度の平均値を \bar{x} とすると、強度の平均値の分布が分散 σ_1^2 / n の正規分布することから (8.17) 式において

$$k_R + k_\beta / \sqrt{n} = \frac{\bar{x} - \mu_2}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \dots\dots\dots(8.24)$$

が成り立つ。

これより

$$k_R = \frac{1}{\sqrt{1 + (\sigma_2/\sigma_1)^2}} \{ \bar{x}/\sigma_1(1-1/\eta) + k_1/\eta + k_2\sigma_2/\sigma_1 \} - k_\beta/\sqrt{n} \dots\dots\dots(8.25)$$

最大荷重を考えると $k_2=0$ であるから

$$k_R = \frac{1}{\sqrt{1 + (\sigma_2/\sigma_1)^2}} \{ \bar{x}/\sigma_1(1-1/\eta) + k_1/\eta \} - k_\beta/\sqrt{n} \dots\dots\dots(8.26)$$

また、荷重にバラツキがない場合には $\sigma_2=0$ であるから

$$k_R = (\bar{x}/\sigma_1)(1-1/\eta) + k_1/\eta - k_\beta/\sqrt{n} \dots\dots\dots(8.27)$$

この場合、強度のバラツキ σ_1 が既知であることが前提であり $n=2\sim 3$ では試験結果だけからバラツキに関する値を推定するのは困難だから過去の類似の構造のデータから、 σ_1 は高々この程度であるという値を推定する必要がある。LNG タンクについてはこの σ_1 の推定が難しい。この点については後程考察する。

8.1.4 構造物の疲労強度と信頼性

疲れ設計の方針としては、いわゆるセーフライフ（安全寿命）設計とフェールセーフ設計の2つの考え方があり、構造物の種類あるいは部分の使命・性質に基づいていずれかを選択して疲れ設計に当たるのが普通である。

フェールセーフ設計は、疲れにより構造物の一部にクラック等の破損が生じてもそれが致命的破壊に進展しない中にその箇所を発見し補強・補修あるいは部品の交換などの処置を行なうことを前提としたもので、保守・点検を含めて構造物全体の安全を維持しようとする設計方法である。

これに対して、セーフライフ設計は局部的損傷が直ちに致命的破壊をひき起すような構造物あるいは局部損傷でもその影響が大きいような構造物においてその全使用期間中疲れ破壊を起す危険性がほとんどないように十分に疲労寿命を確保しようとする設計方法である。

通常のタンカーのタンク構造は、フェールセーフ設計に近いものである。

LNG タンクの場合は、第6章で説明されているように色々なタイプがありその特質により、フェールセーフ設計あるいは、セーフライフ設計が行なわれるが、メンブレンタンクのような保守点検の困難なタイプではタンク自身についてセーフライフ設計を目標におくが、開発段階であらかじめセーフライフおよびその信頼度を判定

することが困難なためさらにタンク板の破壊を想定して二次防壁を設けて信頼性設計上、並列システムとし信頼度を増している。

以下セーフライフ設計の場合の安全の取り方、信頼度について考える。

実働荷重が、単純な繰返し荷重でない場合（変動荷重）、この変動荷重下での疲労破壊の状態を把握し、疲労寿命を推定することが必要である。この変動荷重を解析し、プログラム荷重に置きかえて対象とする構造物に対し疲労試験を行なうことが望ましいが、困難なことが多い。

したがって、よく知られているように直線被割則（マイナー法則）等により、構造物の疲労寿命を推定することが行なわれる。

一般に、 $S-N$ 曲線（Wöhler 曲線）は平均としての応力と繰返し数との関係を示すものであるが、構造物で問題となるのはいわゆる安全寿命である。

すなわち、母集団の平均あるいは半分がこわれるまでの寿命でなく、最も寿命の短いものあるいは母集団の $p\%$ がこわれるまでの寿命である。これを普通 $p\%$ 破壊疲労寿命という。

また、 $(1-p)\%$ を残存確率ということがある。疲労寿命の分布は一般的に対数正規分布するとして、一定の応力振幅に対する n 個の試料の疲れ破壊までの繰返し数を N_1, N_2, \dots, N_n その対数を X_1, X_2, \dots, X_n とする、 X の分布は正規分布することから、安全寿命 N_p の対数 X_p は

$$X_p = \bar{X} - k_p \sigma \dots\dots\dots(8.28)$$

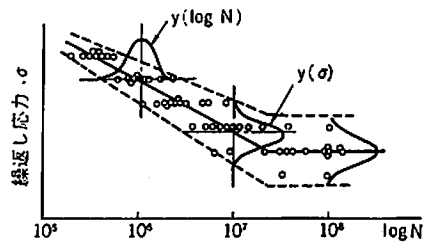


図 8.12 疲労試験結果のバラツキ

$$\left. \begin{aligned} \bar{X} &= \sum X_i / n \\ \sigma &= \sqrt{\sum X_i^2 / n - \bar{X}^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(8.29)$$

ここで、 $t = (X - \bar{X})/\sigma$ とおくと

$$P = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{-t_p} e^{-t^2/2} dt \dots\dots\dots(8.30)$$

である。

(8.28) 式は、試料がきわめて大きく試験結果から求

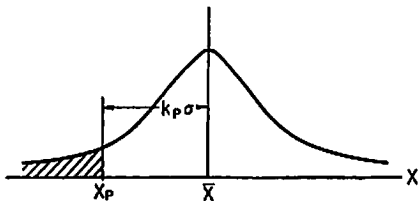


図 8.13

めた平均値および標準偏差が母集団のそれぞれの値に極く近い場合に適用されるもので、航空機のように試料の数が極めて小さい場合（主翼について左右両翼で2、胴体については1）は、バラツキに対するデータは得られないので、類似構造に対する過去の疲れ試験のデータから σ の大体的見当がつき高々ある値を越えないという推定ができれば、その σ を使い、かつ標本変動を考慮して信頼水準 $(1-\beta)$ を導入すると、(8.24) 式における考え方と同じく対数寿命の平均値の分布が、分散 σ^2/n の正規分布をすることから、

$$X_p = \bar{X} - (k_p + k_\beta / \sqrt{n}) \cdot \sigma \quad \dots\dots (8.31)$$

ただし、
$$1 - \beta = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{k_\beta} e^{-t^2/2} dt$$

 σ : 過去の類似の構造物の試験から得られる値

となる。

また、過去の類似構造のデータがない場合、試料の数を増やす必要があるがその数に制限がある場合（LNG モデルタンク等）には、試料から求めた標準偏差にはカタヨリがあるので、標準偏差のかわりに不偏分散の平方根 s を用いて、

$$X_p = \bar{X} - k \cdot s \quad \dots\dots (8.32)$$

$$s = \sqrt{\frac{\sum X_i^2 - n(\bar{X})^2}{n-1}} \quad \dots\dots (8.33)$$

となる。ここに

$$k = k_p + k_\beta \sqrt{\frac{1}{n} + \frac{k_p^2}{2(n-1)}}$$

すなわち

$$k = \left\{ k_p + k_\beta \sqrt{\frac{1}{n} \left(1 - \frac{k_p^2}{2(n-1)} \right) + \frac{k_p^2}{2(n-1)}} \right\} / \left(1 - \frac{k_p^2}{2(n-1)} \right) \quad \dots\dots (8.34)$$

残存確率 $(1-P)$ % および信頼水準 $(1-\beta)$ を決めると、 k_p, k_β の値から k が求まり従って (8.32) 式により安全寿命 N_p が求まる。

繰返し荷重 ΔS のうちの任意の値 ΔS_i とそれに対応する疲労寿命 N_i との関係が構造物の S/N 曲線である。

この疲れ試験結果による $S-N$ 曲線には当然バラツキ

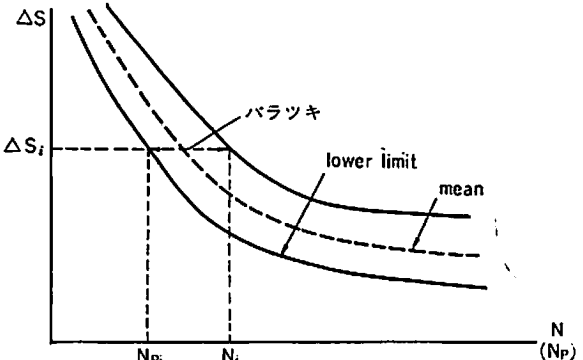


図 8.14 S-N 曲線

があり帯状のものとなる。安全寿命に対応する $S-N$ 曲線すなわち $S-N_p$ 曲線はこの帯状域の下限に相当するものである。(図 8.14 参照)

この $S-N$ 曲線を一つの数式で表わすため色々の実験式が考えられている。

疲れ限度（耐久限）を S_∞, A, c をパラメータとして

$$S = S_\infty (1 + AN^{-c}) \quad \dots\dots (8.35)$$

と表わすのが普通である。

(8.35) 式は未知の項が3つあるので、最低3個の異なる応力振幅に対する試料があれば $S-N$ 曲線は決定できるわけであるが何らかの方法で求められた未知項の値の適合度の検定を行なう必要がある。

次に、疲労強度に対する安全率の取り方、信頼度の考え方について考察する。

繰返し応力（一定の応力振幅）が作用する場合には、一定寿命（繰返し数）における非破壊確率がすなわち信頼度である。従つて

$$R = 1 - P \quad \dots\dots (8.36)$$

ここに P は p % 破壊疲労寿命に対応するものである。

ところが、荷重が不規則に変化する変動荷重の場合には個々の荷重分布によつて疲れ被害が累積していくため単純にはいかない。

この変動荷重による疲れ被害の程度の推定方法に関しては、いわゆる「直線被害法則」（これは線型累積損傷の法則ともいわれる）がある。

この法則は、次のようなものである。

すなわち、応力 $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i, \dots, \sigma_n$ をそれぞれ単独に繰返して疲労破壊するまでの繰返し数を $N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n$ とし、これらの応力をそれぞれ $n_1, n_2, \dots, n_i, \dots, n_n$ 回繰返したときに破壊が生じたとすれば次式が成立する。

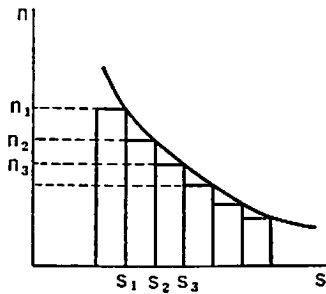


図 8.15 荷重振幅 s の頻度分布

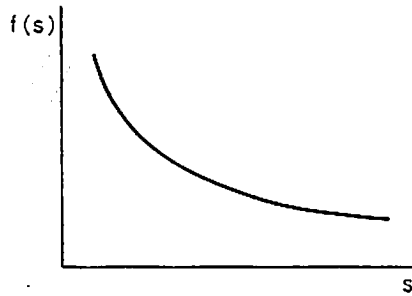


図 8.16 相対頻度曲線

$$C \equiv \sum n_i / N_i = 1 \dots\dots\dots(8.37)$$

この式の左辺 C は累積回数比といわれるものである。多くの実働荷重に関する実験研究が行なわれ C の値が検討されていて、Miner の実験によれば、 C の値は 0.61~1.32, その総平均値 0.95 と大略 1 に近い結果を得ている。

ここで実働荷重の累積頻度曲線について考える。

荷重振幅 s の頻度分布 (図 8.15) より、相対頻度分布を求め、それより相対頻度曲線 $f(s)$ (図 8.16) が得られる。

次に、ある荷重振幅以上の荷重振幅の度数を累計して累積頻度分布を得る (図 8.17)。この分布を曲線として表わしたものが実働荷重の累積頻度曲線で、荷重振幅 s 以上の荷重振幅の累計を n とすると次式で表わされる。

$$n = \int_s^{s_{\max}} n_i f(s) ds \dots\dots\dots(8.38)$$

ここに、 n_i は総繰返し数である。

$F(s) = \int_s^{s_{\max}} f(s) ds$ は、荷重振幅が s 以上になる確率を示している。

実働荷重の累積頻度曲線について累積回数比を求めると次式のようになる。

$$C = \int_{s_{\min}}^{s_{\max}} \{n_i f(s) / N(s)\} ds \dots\dots\dots(8.39)$$

ここに $N(s)$ は、一定荷重振幅 s の疲労寿命である。

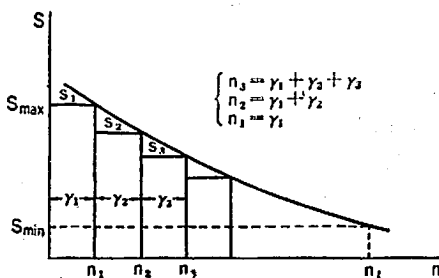


図 8.17 累積頻度曲線

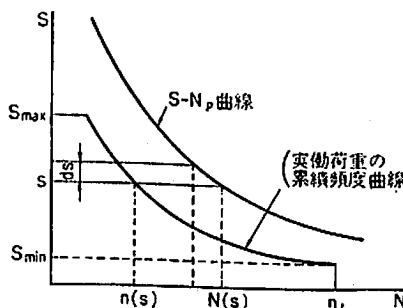


図 8.18

(8.39) 式を図示したものが、図 8.18 である。

(8.39) 式の値 C が 1 になれば必ず疲れ破壊するのであれば、 $(1-C)$ が構造物の疲れ破壊確率を与えることになるが、前に述べたように累積疲れ被害による破壊に対する C の値にはかなりバラツキがあるの

で、安全率を η として $C=1/\eta$ を疲れ破壊の基準と考え、さらに $S-N$ 曲線に関して $p\%$ 破壊疲労寿命の p を考慮して変動荷重に対する構造物の疲れ破壊確率 P を次式で仮定する。

$$P = p + C/\eta(1-p) \dots\dots\dots(8.40)$$

この式の意味は、母集団のうち $(1-p)\%$ の確率で残存しているものが、 C/η の確率で累積疲れ被害による破壊をするということである。従つて信頼度 $R=1-P$ は次式のようになる。

$$R = (1-p)(1-C/\eta) \dots\dots\dots(8.41)$$

安全率 η は、前に述べたマイナーの実験データや航空機についての歴大な実績 $(1/0.6 \sim 1/0.7) = (1.67 \sim 1.42)$ の平均値 1.5 位に取れば妥当と考えられる。

(8.16) 式から得られる静的強さの信頼度を R_s 、また (8.41) 式から得られ疲れ強さの信頼度を R_f とすると、これらを総合した信頼度 R は

$$R = R_s \cdot R_f \dots\dots\dots(8.42)$$

で与えられる。

LNG タンク 自身とか橋梁とかの単体構造物では (8.42) 式で信頼度が直ちに得られるが、航空機や LNG 船全体のような複雑なメカニズム・システムを持つた系においては、色々な要素が直列あるいは並列に入つて来るので、さらに検討を要する。

以上、いわゆるセーフライフ (安全寿命) 設計の考

方を示したが、完全な適用が困難なので、万一の場合を考えてセーフライフ設計にフェールセーフ設計 (故障の早期発見等) の思想を加えているのが実情といえよう。 (未完)

〔製品紹介〕

東京光学機械の TOPCON 新オート レベル・シリーズ完成

東京光学機械株式会社（東京都板橋区蓮沼町 75-1）では、新たな市場の要望と今後の動向に 대응するために、新オートレベルシリーズとして、3機種（AT-S3、AT-M3、AT-P3）および特別付属品を本年2月国内向けに発売を開始した。

従来のレベルは一般測地用、土木建築用として活用されて来たが、近年超高層ビル、高速道路、大形団地、造船関係、海底工事、トンネル工事の大形化、大形機械、大形構造物等、拡大、複雑化の方向をたどっているため、これらの用途に応じて選択使用できるように、新オートレベルシリーズは、耐振性、使用操作性、耐温・湿度性に重点を置き開発されたものである。

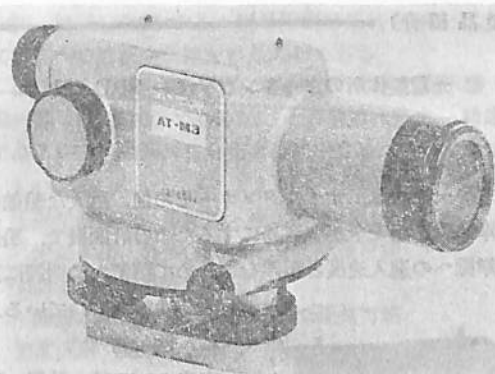
新シリーズの特長

- ①最短距離は従来品にくらべ全機種とも一段と短くなった。特に M3 は対物レンズ前面まで視準できる世界初の「視準距離“無制限”」を完成し、設置に際し全く考慮を必要としない安心して使用できる操作性を実現した。
- ②同社独自の機構による自動補正機構を有し、耐震性が向上（見やすい、自動補正が早い）した。
- ③完全耐水構造による耐環境性が抜群に強くなっている。
- ④温度特性は一段とよくなり、温度による変化は心配しなくてよい。これは自動補正機構に温度変化要因除去方式を採用し、かつ新製造工程を加えて完成したものである。
- ⑤シリーズ3機種は、同時企画によつて、パーツ、ユニットの共通化を採用し、販売後のアフターサービスに万全を期した。

新シリーズの仕様

- AT-S3 最高級オートレベル
測地用一般用の高級標準オートレベル
- AT-M3 世界初の視準距離“無制限”
最短距離 “0” m
どんな狭い場所でも、あるいは目のところからでも設置 OK
- AT-P3 軽量小形の普及品
軽便第一、そして S3、M3 の特長を織り込んだ使いやすい便利なレベル

特別付属品 (S-3, M-3)



オプティカルマイクロメーター

望遠鏡先端部に簡単に据付けられ、0.1 mm まで読取れるから、精密水準測量、工作機械の据付けなど広い応用分野を持っている。

照明装置

夜間や、トンネル内での測量にあたり、本機の接眼スケールの照明に使用するもので、プラスチックファイバーを採用し、最適の照明に調節もできる。またオプティカルマイクロを取付けた上からでも装置ができる。

L 型接眼

3機種ともそれぞれの専用 L 形を準備してある。狭い場所等で測量の困難な場合に便利である。

新シリーズの価格

	本機	金属伸縮脚付	木製伸縮脚付
AT-S3	85,000	98,000	96,000
AT-M3	79,000	92,000	90,000
AT-P3	57,000	70,000	68,000

特別付属品 (AT-S3, AT-M3 共通)

照明装置 8,000 円

オプティカルマイクロメーター 30,000 円

なお同社は3機種を含め月産 1,000 台を予定している。

「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
格でおわちいたしま
す。

頒価 300 円(〒150)

光電製作所のドッキングソナー SRD-101

1. 概説

本ソナーは、オイルタンカーその他、巨大な船舶の接岸、着岸を安全かつ容易にするための計測機で、船舶の岸壁への進入速度と距離をきわめて精密かつ明瞭に表示する性能をもっている。

2. 性能

在来のこの種の装置と比較すると、本ソナーの性能は以下に述べる項目において大幅に優れている。

2.1 計測回数

あらゆる接岸時の状況において高い精度の計測を行なうために、計測するレンジに対し計測回数を次のように定めてあるので、精度の向上と妨害ノイズによる悪影響の除去を実現している。

計測レンジ	計測回数
0~10 m	40 回/秒
10~20 m	20 回/秒
20~120 m	5 回/秒

2.2 自動レンジ選択

接岸時に必要な計測レンジを船舶と岸壁間の距離に応じて自動的に選択することにより計測精度の向上を実現している。

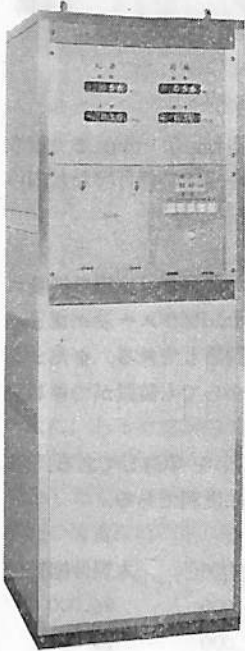
計測の媒体に用いる超音波の発射出力も自動的に変更し、近距離における精度の向上と、より遠距離の計測を可能にしている。

2.3 相関法によるノイズ除去

接岸時の計測には、ノイズの混入による障害がおこりがちであるが、本ソナーは計測回数の増加によるほか、最新の回路理論である相関法を導入して、ノイズの混入による悪影響を除去している。

2.4 表示回路の調整

計測結果の表示と伝達は、この種のソナーの最終目標であるが、本ソナーは表示周期を1~5秒に調整することができるから、使用者が最も理解しやすい表示に調整することが可能である。



2.5 計測距離

接岸時に船舶が必要とする距離と速度の情報を充分な余裕をもって伝達することは安全かつ確実な接岸操作に必要なことである。本ソナーは120mの距離まで計測できる性能をもっているから、充分にこの目的にも満足している。

2.6 計測速度

接岸を安全かつ確実にするために、本ソナーにおいては速度の表示範囲を0~200cm/secに拡大してある。

2.7 計速時刻の記録

計測開始時をセットするだけで正確な時間と、その時刻における速度と距離を自動的に記録するから、後日のデータ読取りが非常に簡単に行なうことができる。

2.8 表示切換

接岸時の都合によつて、船首と船尾の方向が変更されることがあるが、本ソナーは表示切換を行なうことによつて、船首と船尾を正しく区別して表示することができる。

3. 構成

本ソナーは船舶が着岸する岸壁または棧橋に装備される装置で、図1に例示したように、棧橋の両端部に超音波の送受波器を配置して約200kHzの超音波のパルスを発射し船舶の側板から反射してくるエコーを受波する。本ソナーの計測方式は上記の送受波器にそれぞれのエコーが到着するまでの時間を指示器内の精密時間測定装置にて計算し、この結果から船側と送波器間の距離および船の速度を計測し表示するようになっている。

3.1 送受波器

送受波器は図1に例示したように、船首と船尾に超音波を送り、それぞれのエコーを受波するためにその位置は棧橋においては、副ドルフィン側面での退潮時において海面から5mの深度の位置に装備する。船首部のエコーを受波する送受波器(1)と船尾部のエコーを受波する送受波器(2)の電気入出力はケーブルによつて指示器に導かれる。送受波器は波浪や水圧に耐える構造になっている。

3.2 指示器(プリンター組込み)

指示器は図1に例示したように岸壁につくられた計測室に配置する。そして2組のエコーから船首と船尾の距離と速度を算出するために図2のような構成になっている。すなわち図2の制御部にて正確に時間制御したパルスを作り、そのパルスにより送信回路を働かせて200kHzの超音波パルスを送信する。

次に送受波器(1)(2)にて受信したエコーは、それぞれ増幅して計測回路に導き、送信したパルス波の発射

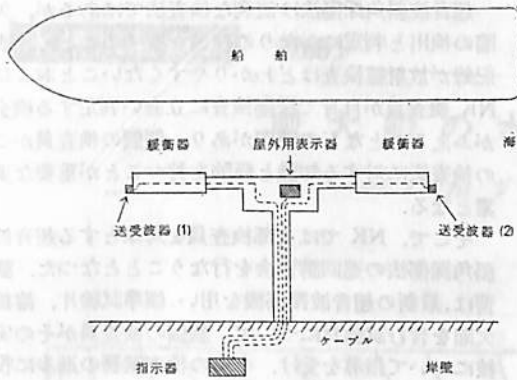


図 1

時間と、それぞれのエコーの到着時間の差を計測する。この時間差は船首または船尾と棧橋間の距離に相当する。また上記の時間差の単位時間における変化量を海水中の超音波の伝播速度を参照してかん算すれば、表示 (1) と表示 (2) に船首と船尾の棧橋に対する距離と速度の情報が正確に表示される。一方内蔵している時刻発生機構を標準時間にセットすると、その後は正確な時刻をプリンターに送り、計測 (1) と計測 (2) のデータを 10 秒ごとに記録する。従つてプリントされる内容は、正確な時刻とその時刻における船首、船尾と棧橋間の距離と速度である。

3.3 屋外用表示器

図 1 に示した例では、屋外用表示器を棧橋上につけて船舶への情報の伝達を容易にしてある。

屋外用表示器の表示内容は指示器内にある表示器 (1) 表示器 (2) と同様であるが、その構造は防水、防爆形であるから、棧橋にても安全に使用することができる。

3.4 ケーブル

①送受波器内の接続箱と指示器間

耐海水用、外装、500 m まで延長可能

②指示器と屋外表示器間

耐海水用、外装、500 m まで延長可能

③電源用 長さ 10 m

なお送受波器および屋外表示器の棧橋等への取付用品は別途調達となる。

(株式会社光電製作所：東京都品川区上大崎 2-10-45)

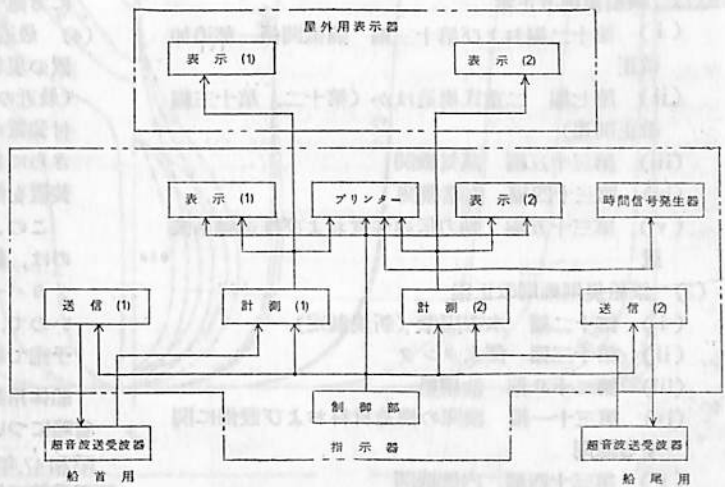
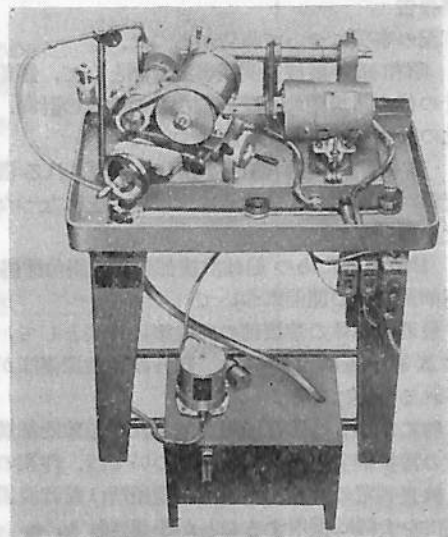


図 2

日本船舶工具の 4 VSW 型 排気弁・弁座 精密研削盤

日本船舶工具有限会社 (社長：菅正夫、本社：横浜市旭区本宿町 8) では、主として舶用内燃機関のバルブ研磨を目的とする専用機 KAN-4 VSW 型排気弁・弁座精密研削盤を完成し、市販体制に入った。同機は、この種研削盤の中では始めてウェットタイプを採用していることが注目される。船内における恵まれぬ作業環境、砥石粉、粉塵の飛散にともなう健康上の障害は、これによつて除去される。

適用範囲は、PC エンジン、UET はか中小型エンジンのバルブとバルブシートすべてにわたり、精度も新品以上の仕上がりが期待できるという。



NKコーナー



昭和48年度第1回技術委員会

本年度第1回技術委員会は、2月12日日本工業クラブで開催された。議事内容は、次のとおりである。

1. 下記の鋼船規則および細則の改正案について審議され、いずれも承認された。

(1) 鋼船規則改正案

- (i) 第十二編および第十三編 隔壁関係一部追加改正
- (ii) 第七編 二重底構造ほか(第十二、第十三編改正関連)
- (iii) 第三十三編 蒸気機関
- (iv) 第三十四編 内燃機関
- (v) 第三十五編 動力伝達装置および推進軸系装置

(2) 鋼船規則細則改正案

- (i) 第十二編 水密隔壁(新規制定)
- (ii) 第十三編 深水タンク
- (iii) 第二十八編 油槽船
- (iv) 第三十一編 機関の構造材料および設備に関する総則
- (v) 第三十四編 内燃機関
- (vi) 第三十五編 動力伝達装置および推進軸系装置

2. 諸報告

下記の事項について報告があつた。

- (1) 昭和48年度技術関係事業計画として、鋼船規則その他の諸規則および細則などの改正の計画、電算化の計画、技術研究計画について
- (2) 日本鋼管(株) 鶴見造船所で建造される潜水調査艇が、NKの入級検査を受けることになつたのでその概要について
- (3) 検査員のための 船体溶接部超音波斜角探傷法の巡回講習会の開催について

最近、船体の溶接部の非破壊検査法として、従来のX線検査に代わつて、超音波斜角探傷法が採用される気運にある。

特に本年3月1日以降実施される船体内部構造部材の溶接継手の非破壊検査については、作業の安全と検査判定の敏速化のため、造船所は超音波斜角探傷法を大幅に採用することが予想される。

超音波斜角探傷法は便利な検査法ではあるが、欠陥の検出と判定にかなりの技術を要すること、検査記録が放射線検査ほどわかりやすすくないことおよびNK検査員が自身で探傷検査に立会い判定する機会がふえることなどの問題があり、個々の検査員がこの検査法に対する知識と経験を持つことが重要な要素となる。

そこで、NKでは支部検査員を対象とする超音波斜角探傷法の巡回講習会を行なうこととなつた。講習は、最新の超音波探傷機を用い、標準試験片、溶接欠陥を含む試験材について、個々の検査員がその実技について指導を受け、今後の検査業務の進歩に役立たせようというものである。

なお、一部の造船所から造船所の検査担当者にも受講させたいとの希望があつたが、これは別の機会に考慮することとなつた。

- (4) 最近の鋼製ハッチカバーの開閉装置と締付け装置の現状および今後の規則改正の基本方針について(最近の鋼製ハッチカバーの特徴は、開閉装置と締付け装置の自動化が著しく進んでいることであるが、さらに新形式ガasketの開発と相まつて、締付け装置を簡略化する傾向が見られることである。

このような状況において規則上問題となつているのは、締付け装置の簡略化である。現在、鋼製ハッチカバーの締付け方法については具体的な規定がないので、新たに実情に沿つた合理的な規定を設ける予定で準備を進めている。

船体用高張力鋼 KA32 および KA36 の衝撃試験省略について

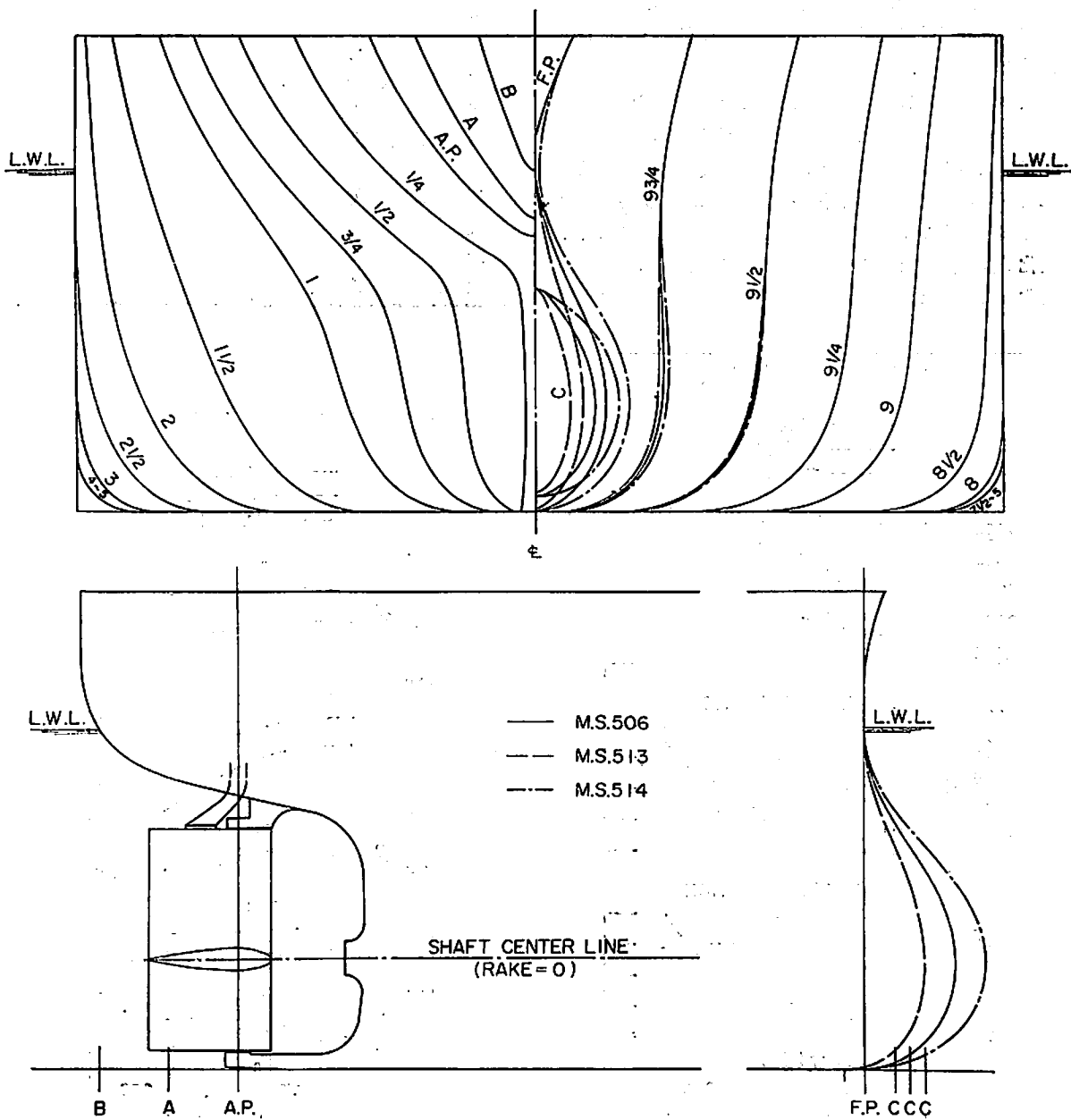
昭和47年版鋼船規則一部改正(第1回)の第三十編、第四章第三節の第30.3表の備考(5)により、KA32およびKA36材の衝撃試験は、NKの承認を得て省略することができることになつている。このほど、この省略に関する基準が次のように定められた。

- 1. 製造法承認に際し、特に指示された場合を除き、KA32、KA36に対しては、2.によつて定期的に衝撃値の確認を行なえば、製品検査の衝撃試験を省略することができる。
- 2. 1个月に1回、任意に選んだ供試材(なるべく厚さ15mm以上のもの)1個に対し0°Cで衝撃試験を行ない、その結果が規格値に合格することを確認する。この衝撃試験の結果は、製造者において成績書に取りまとめの上、その2部を1年に1回NKの所管支部に提出する。
- 3. 衝撃試験の結果不合格の場合は、これによつて代表されるロットの鋼材は、前記鋼船規則一部改正(第1回)の第三十編第四章第十四条によつて再試験を行なうことができるが、その他の鋼材については、同二十二条の規定によつて各ロットごとに衝撃試験を行なつて合否を判定し、その結果が1个月間良好の場合は、上記2.の規定によつて1个月1個の定期的な試験とすることができる。

肥大船の水槽試験例 (1)

— パルプ・サイズの影響 —

「船舶」編集室



第1図 正面線図および船首尾形状

M.S. 506, 513 および 514 は垂線間長さ 247.0 m の油送船に対応する模型船で、模型船の長さおよび縮率は 6.0 m, 1/41.167 である。

M.S. 506 を原型として、F.P. における船首バルブの大きさを 2 種類に変化させた。船首バルブの大きさにもなつてバルブの突出量も変化している。

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 図に示す。舵としては流線形舵が採用された。また、L/B は 6.5, B/d は約 2.7 である。

なお、主機としては連続最大出力で 23,000 BHP×114 RPM のディーゼル機関の搭載が予定された。

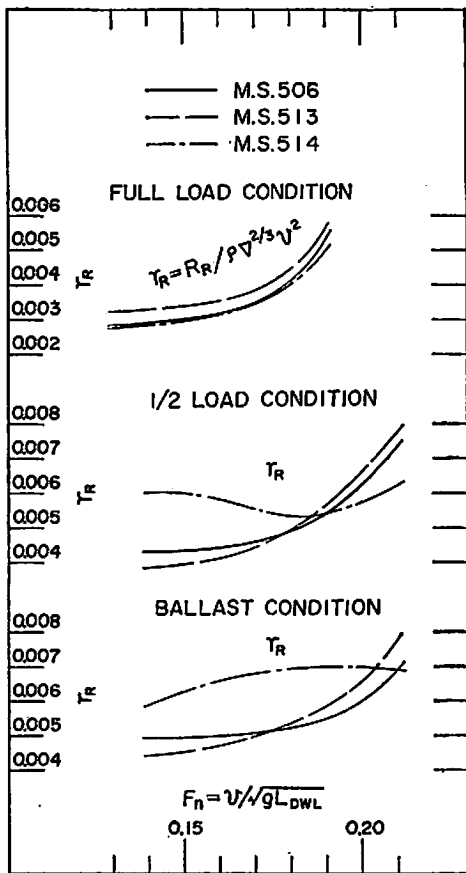
試験はいずれも満載のほか 2 状態で実施された。試験により得られた剰余抵抗係数を第 2 図に、自航要素を第 3 図～第 5 図に示す。自航要素のバルブの大きさによる変化が多少複雑なのはバルブの大きさとともに突出量も変化しているためと思われる。以上の結果に基づき実船

の有効馬力を算定したものを第 6 図に、伝達馬力等を算定したものを第 7 図～第 9 図に示す。

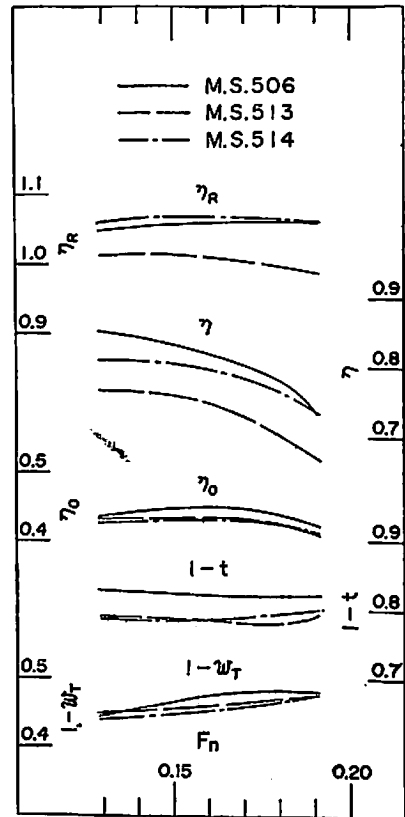
ただし、試験の解析に使用した摩擦抵抗係数はいずれもシェーンヘルのもので、実船に対する粗度修正量 ΔC_F は -0.0003 とした。また、実船と模型船との間における伴流係数の尺度影響は考慮されていない。

第 2 表 プロペラ要目表

M. P. No.	419
直 径 (m)	7.080
ポ ス 比	0.180
ピ ッ チ (一定) (m)	5.275
ピ ッ チ 比 (一定)	0.745
展 開 面 積 比	0.670
翼 厚 比	0.050
傾 斜 角	10°~0'
翼 数	5
回 転 方 向	右 廻 り
翼 断 面 形 状	MAU 型



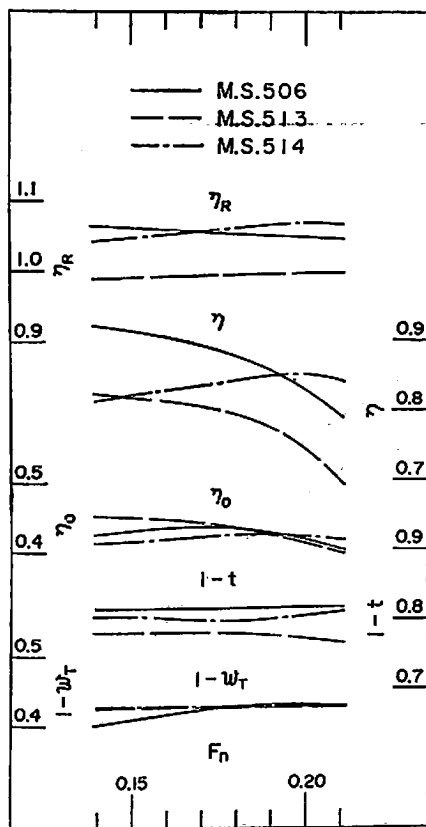
第 2 図 剰余抵抗係数



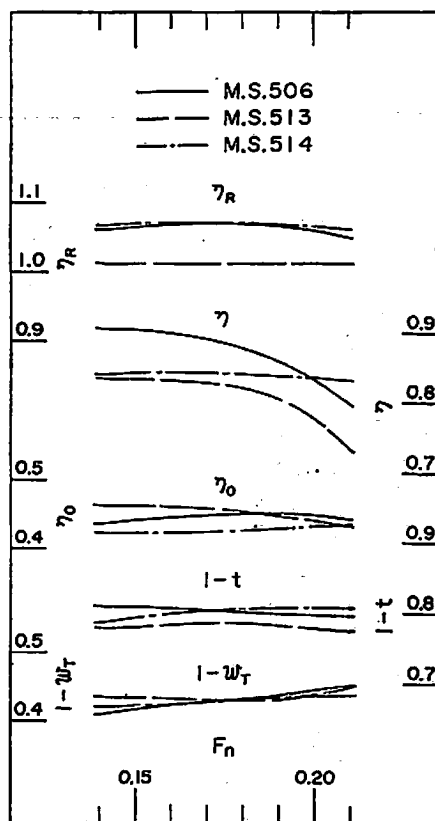
第 3 図 自航要素 (満載状態)

第I表 船体要目表

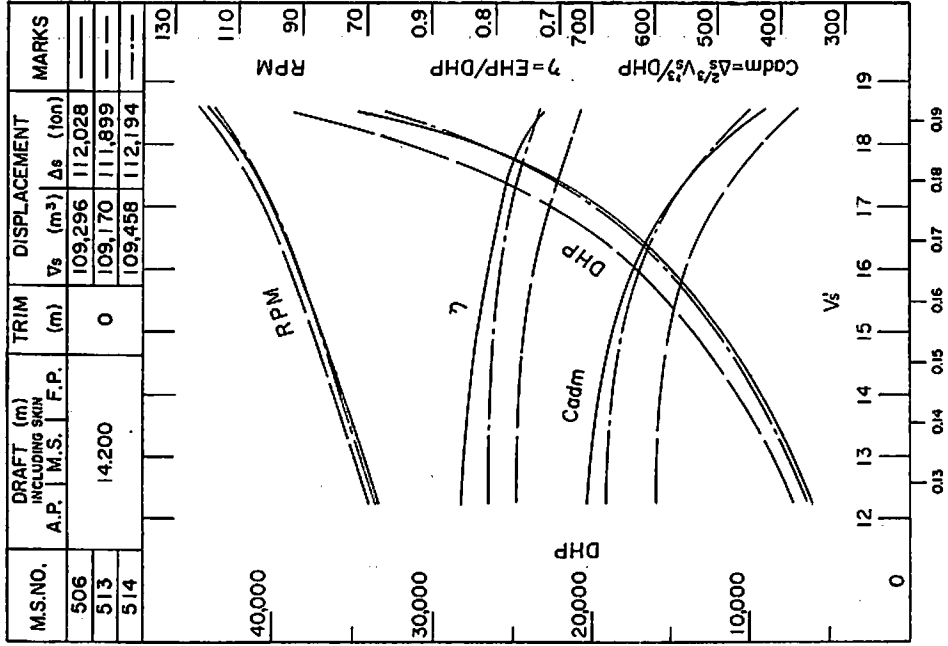
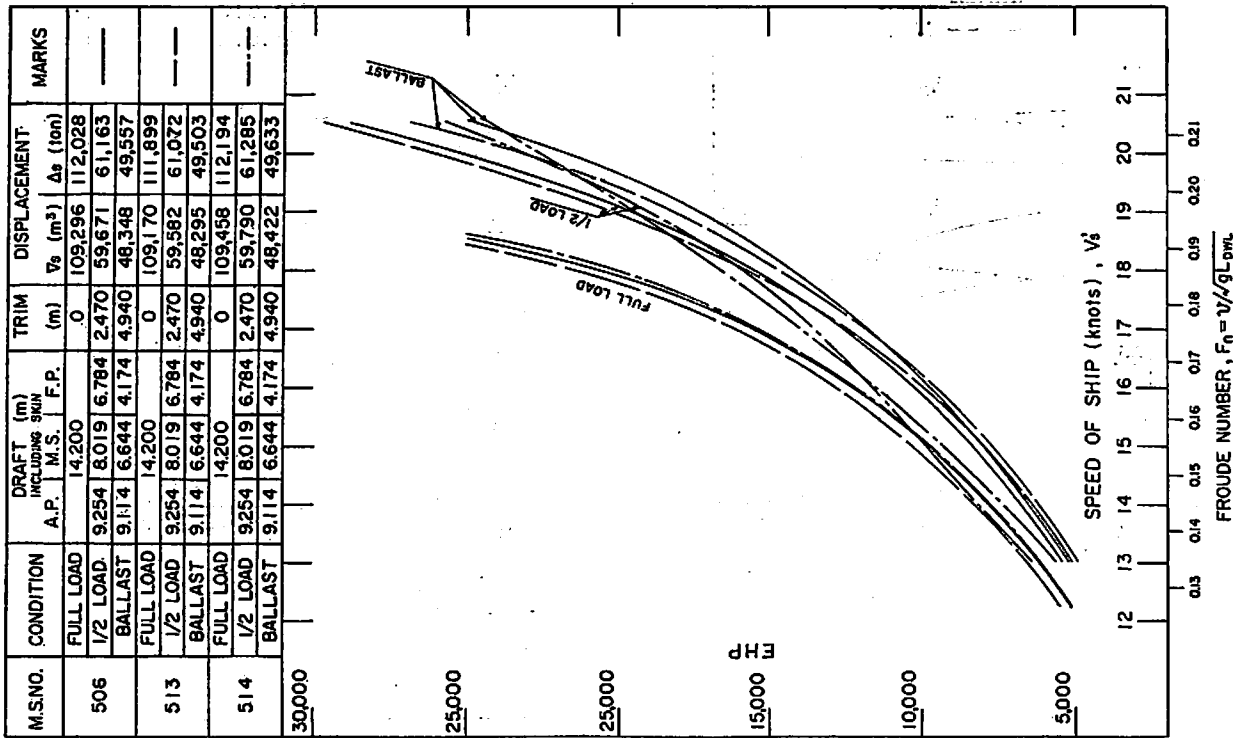
M.S. No.		506	513	514
長さ L_{PP} (m)		247.000		
幅 (外板厚を含む) B (m)		38.000		
渦 載 状 態	喫水 d (m)	14.200		
	喫水線の長さ L_{DWL} (m)	252.780		
	排水量 V_s (m ³)	109,296	109,170	109,458
	C_B	0.820	0.819	0.821
	C_P	0.824	0.823	0.826
	C_M	0.995		
	I_{CB} (L_{PP} の%にて 仮より)	-2.50	-2.44	-2.56
平均外板厚 (mm)		0		
船首形状		突出バルブ		
バルブ	大きさ (船体中央断面積の%)	9.0	6.1	12.1
	突出量 (L_{PP} の%)	1.50	1.00	2.00
	没水深度 (満載喫水の%)	70.0		
摩擦抵抗係数		シェーンヘル ($\Delta C_F = -0.0003$)		



第4図 自航要素 (1/2 載貨状態)

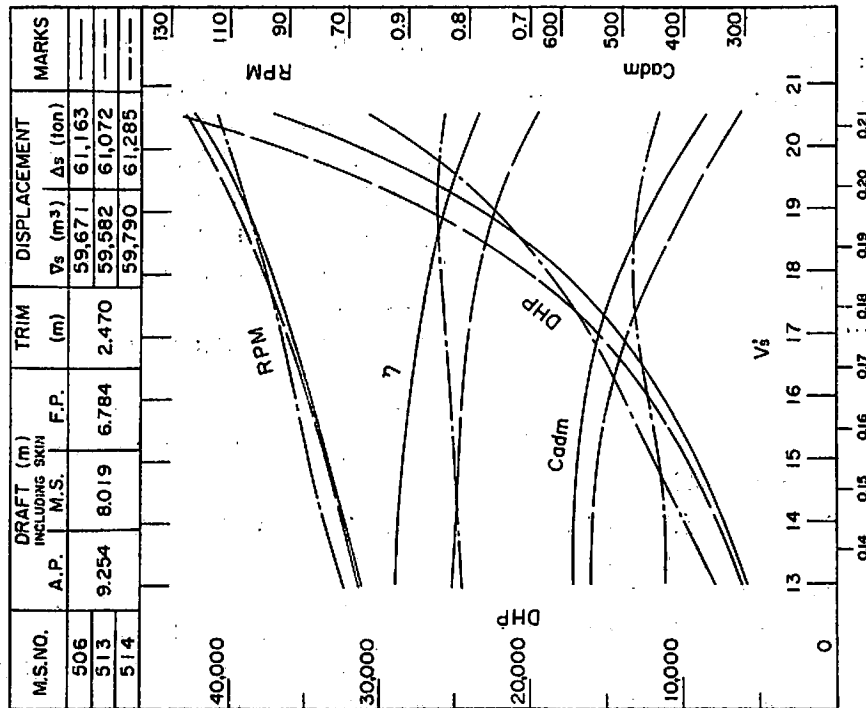


第5図 自航要素 (バラスト状態)

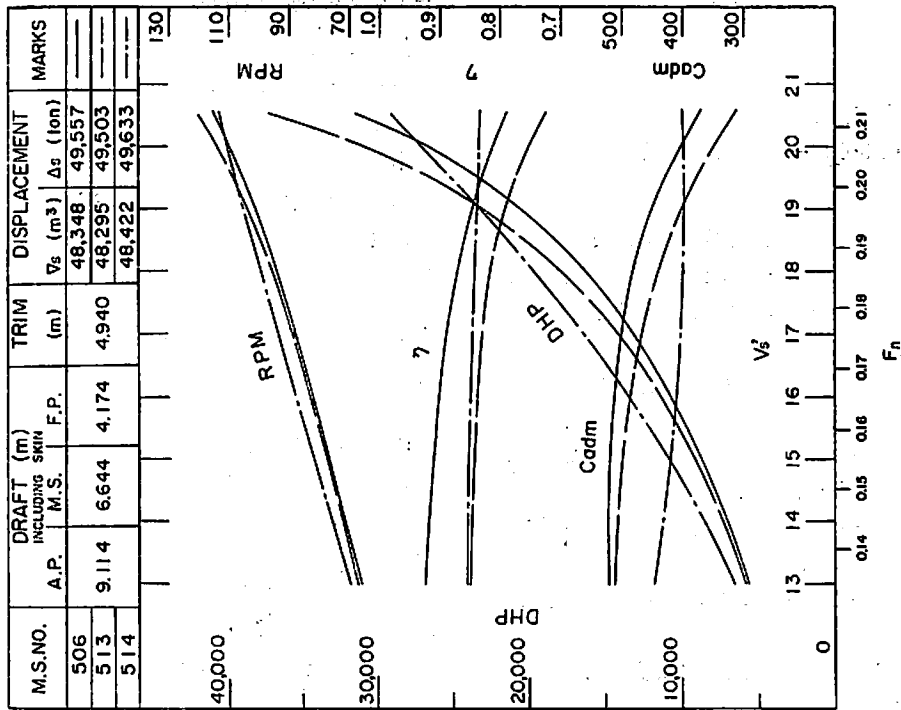


第7图 伝達馬力等曲線図 (満載状態)

← 第6图 有効馬力曲線図



第8図 伝達馬力等曲線図 (1/2 載貨状態)



第9図 伝達馬力等曲線図 (バラスト状態)

業界ニュース

新光機械工業の スケーリングボール（軽便伸縮作業台）

特長

スケーリングボール（軽便伸縮作業台）は長さが調節できる1本のボールと、ボールにそつて上下する作業台からなり、ボールは上下のビームまたは天井と床との間にその高さに合わせて確実に固定される。

①作業台は作業員が乗つたまま軽い操作で上下でき、法規上必要な安全帯用（命綱）金具がつけてある。

②上部に旋回自在のアームがあり、その先端に工事に使う器具などが100kg吊れる。

③併立したスケーリングボールの作業台の間に道板を渡すと長い足場が作れる。

④移動運搬は容易で、必要に応じて簡単に折たたみ、分解して運搬できる。

⑤足場の悪い造船工事の室内作業には最適で、作業が簡素化、省力化される。

応用範囲

各種建築、設備工事、造船工事、室内工事の作業台・足場を使用。

仕様

取付高さ：3,000mm～6,000mm

吊場最大荷重：100kg

作業台最大荷重：75kg

作業台調整範囲：（型式により）650mm～3,650mm

本体重量：（型式により）45kg～62kg

特殊鋼管使用

塗装3回仕上げ

価格

1台 52,000円～65,000円

流通・販売

直売、納期は受注後約2ヵ月

（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、電話 271-5056）

キャタピラー三菱機構改革

キャタピラー三菱株式会社（神奈川県相模原市田名3700）では2月1日付で下記の如く機構改革を行った。販売部門および生産部門の編成替え、特販本部および技術本部を新設し、現販売総括本部を販売統括本部と改称した。

販売統括本部（販売ファイナンス部、各支社）

特販本部（直納部、海外部）

販売促進本部（販売企画部、販売促進部、販売管理部、部品・サービス販売部、サービス部、サービス技術部、部品部）

技術本部（技術部、品質管理部）

生産本部（生産本部長室、資材部、運輸部、生産管理部、生産技術部、第一製造部、第二製造部）

なお2月1日付で人事異動も行われた。

小串造船など、ジェット推進の小形漁船を開発

小串造船（岡山市小串）はトーマン、いすゞ自動車、黒田一氏（岡山県邑久郡牛窓町）と共同で、船舶用ジェット推進機を取付けたFRP製の「ノリ採集船KK-73型」の開発を急いでいる。

同船は長さ8m、幅1.6mで、ジェット推進機はトーマン、マリンエンジンはいすゞ自動車、FRPは黒田氏、据付、施行は同社がそれぞれ担当。同社では4月にも第一船を完成、漁業関係者に試乗してもらい、この結果を見てトーマンを通じ全国販売に乗り出す意向である。

ジェット推進船はプロペラ推進と異り、強烈なジェット噴流の力で船をすすめるもので、①船底にはスクリーンがないため、浅瀬でも走れる、②スピンスターが自由自在、などの特長があり、小形漁船などに需要が見込まれている。

大手造船所は福祉向上へ定年制延長

大手造船業界では週休2日制に次ぐ従業員福祉策として、定年制延長が本格的な実施段階を迎えている。すでに55才定年制を58才に延長している三井造船、石川島播磨重工、佐世保重工に続いて、今年4月から三菱重工が同様に3年の定年延長を実施する予定で、また日立造船、川崎重工、住友重機械工業も労使間で実施の細部調整に入った。

各社とも最終的には欧米なみの60才定年を目安にしているが、万単位の多くの従業員をかかえ、年功給を基本にしている造船所にとって人件費負担の増大、人事効率の低下をどう回避するかが経営上の課題となっている。

造船界の定年制延長は技術革新の進展や若年労働力の不足、さらに国際競争の本格化、福祉向上の社会意識に対応した新しい労務体制を確立しようとするもので、大手造船各社はとくに制度改革の社会的影響のむつとも大きい労働集約型産業の先兵として、定年制延長にきわめて積極的に取り組んでいる。

特許解説

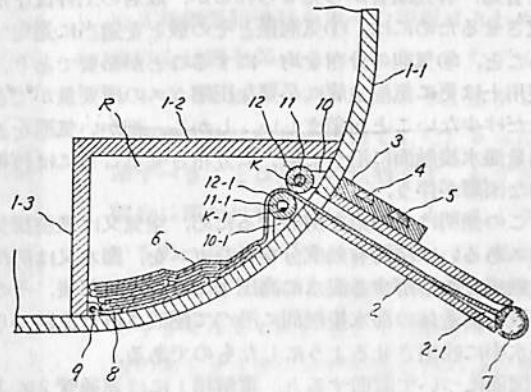
海洋生物付着防止装置（特許出願公告昭47-10668号、発明者、山内一郎外1名、出願人、三菱重工業株式会社）

船体の海水接触面に沿つて防汚成分（生物付着防止成分）を海水中に放出し、この防汚成分が海水接触面から外方へ拡散するのを防止し、海水接触面を十分に覆わせることによつて、その海水接触面に海洋生物が付着しないようにする場合には、防汚成分を広く海水中に拡散させることなく、海水接触面を有効に覆うようにする必要がある。

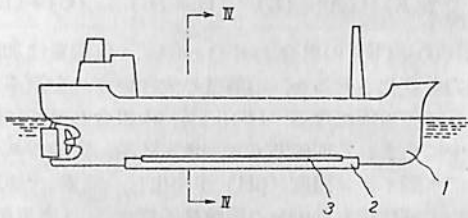
このため、たとえば海水を電気分解して生じた電解生成物（塩素、塩素化合物、銅イオン等）に、防汚成分として、海水接触面を覆わせる場合、海水接触面に対し陰極を陽極より外方に配置して、電解により陰極に生ずる水素気泡の上昇膜を利用して電解生成物の拡散を防止することが考えられたが、陰極に生ずる水素気泡の上昇搬送効果だけでは不十分である。また防汚成分の拡散を確実に防止するため、带状体の一侧縁に沿つて適当間隔を置いた多数の浮子を備えるとともに、他側縁に沿つて同様に多数の重錘を備えた防汚成分拡散防止帯を作業船に積載しておき、これを船舶の停泊に際して投入して展張し、この防止帯の内側において防汚成分により海水接触面を覆うようにする方法も考えられたが、これは拡散防止帯の展張、収納に際して手間を要するので、作業が繁雑となる。

この発明はビルジキールよりも上部において防汚成分を海水中に放出させるに際し、この防汚成分が海水接触面から外方へ拡散するのを防止するため、船体内に収納可能に設けられた幕体の先端縁に浮子を設け、これをビルジキールの先端縁から繰り出すようにしたものである。

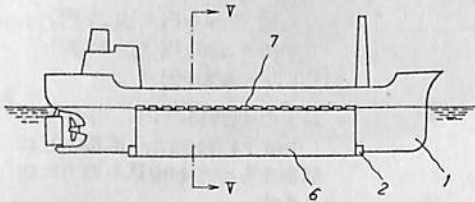
図面について説明すると、第2図および第1図のⅣ-Ⅳ線断面図である第2図において、船体1に設けられたビルジキール2の根部上面には、不溶性陽極4と金属体陰極5とを備えた電気絶縁体3が取付けられていて、ここから電解生成物を生成する。ビルジキール2は中空となつており、船体外壁1-1、船内床板1-2、船内側板1-3によつて形成された幕収納室R内に収納される幕6が、駆動ローラ12、12-1を通つてその中空部内を延出し、ビルジキール2の外端縁まで引出されている。幕6はその基端縁が固定具9により船体に固定され、その外端縁には適当間隔を置いて多数の浮子7が取付けられている。幕体6を繰り出すときは、第3図および第3図



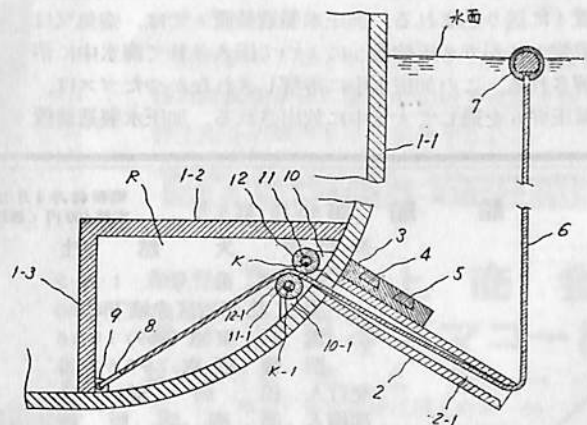
第2図



第1図

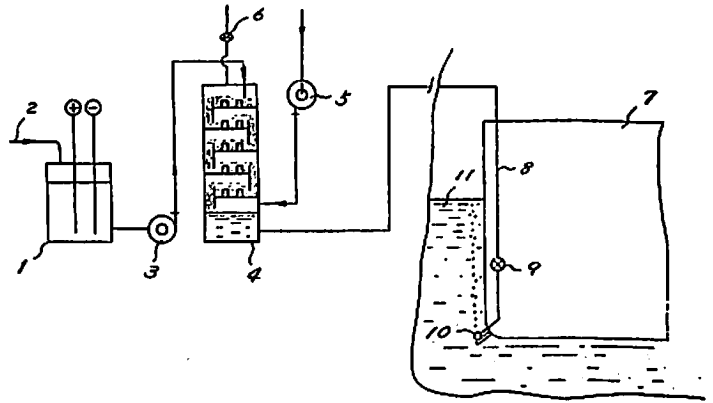


第3図



第4図

の V-V 線断面図である第 4 図に示されるように、駆動ローラ 12、12-1 を回転駆動すると、幕 6 がビルジキール 2 の外端縁から繰り出され、浮子 7 の作用により船体 1 の側面を覆うように展張する。この状態で陽極 4、陰極 5 により海水を電気分解して防汚成分を生成すると、この防汚成分は幕 6 によつて外方へ拡散することを妨げられる。



海洋生物付着防止方法 (特許出願公告 昭 47-13947 号、発明者、吉井徹外 1 名、出願人、三菱重工業株式会社)

船舶等の構造物において、海中に没した部分に生物が付着するのを防止する方法として、構造物の海水接触面に沿つて海水電解生成物を分布させる方法があるが、海水電解によつて生じた防汚有効成分を海水接触面に沿つて一様に分布させるために、構造物の最下部から気泡を発生させて、その気泡が上昇するとき生ずる海水の流れを利用することが考えられている。気泡は普通、有孔配管から発せられるが、最適の上昇流を形成させるためには、①気泡径とその数とを適当に選定すること、②気泡の分布を均一にすることが必要であり、実用上は更に気泡生成に必要な圧縮ガスの所要量ができるだけ少ないことが望ましい。しかし、細かい気泡を適当量海水接触面に沿つて均一に分布させることには技術的な困難が伴う。

この発明はこの点を解決するため、空気又は燃焼排気ガスあるいは防汚有効成分を含むガスを、海水又は防汚有効成分を溶解する海水に高圧下で溶解させた後、その溶液を構造体の海水接触面に沿つて配設された流路から海水中に吐出させるようにしたものである。

図面について説明すると、電解槽 1 には連通管 2 により海水が注入されてそこで電解され、電解された防汚有効成分を含有する海水はポンプ 3 によつて加圧水製造装置 4 に送り込まれる。加圧水製造装置 4 では、空気又は燃焼ガスがガス圧縮機 5 によつて圧入されて海水中に溶解される。この加圧水中に溶解しきれなかつたガスは、減圧弁 6 を通して大気中に放出される。加圧水製造装置

4 から出た配管 8 は船舶等の構造体 7 に導かれ、減圧弁 9 を通つてから底部附近に設けられた有孔分配管 10 に接続される。有孔分配管 10 から出た加圧水は膨脹して気泡を生じ、その気泡が防汚有効成分を溶解する海水を伴いながら、構造物の海水接触面に沿つて海水 11 中を上昇する。

防汚有効成分を含む海水の均一な分布と浮上効果に適した気泡径を得るには、減圧弁 9 以降の輸送距離を適当に選定することにより達成される。気泡径を適当に選ぶことによつて、構造体 7 の表面に微細な気泡が付着し、気泡自体が生物の付着を阻害することが期待できる。

空気 (A)、燃焼ガス (B) およびその他の防汚成分ガス (C) と、海水 (D) および電解成分含有海水 (E) との間の組み合わせは表のように 6 通り考えられ、(B)+

気体 液体	空気 (A)	燃焼ガス (B)	その他の防汚成分ガス (C)
海水 (D)	(A)+(D)	(B)+(D)	(C)+(D)
電解成分含有海水 (E)	(A)+(E)	(B)+(E)	(C)+(E)

(D)、(B)+(E) の組み合わせのときは、気泡量は加圧水の圧力を変化させるか、溶解度の大きいガスを選ぶことにより調整可能になる。(B)+(E) の組み合わせでは燃焼ガス中に含まれる亜硫酸ガス、無水硫酸、炭酸ガス等によつて水酸イオン濃度 (pH) が変化し、塩素、次亜塩素酸等の電解防汚有効成分の溶解量が増す。(唐沢功吉)

船舶 第 46 巻 第 4 号

昭和 48 年 4 月 12 日発行
定価 400 円 (送 28 円)

発行所 天然社

郵便番号 162

東京都新宿区赤城下町 50

電話 東京 (269) 1908

振替 東京 79562 番

発行人 田岡健一

印刷人 高橋活版所

購読料

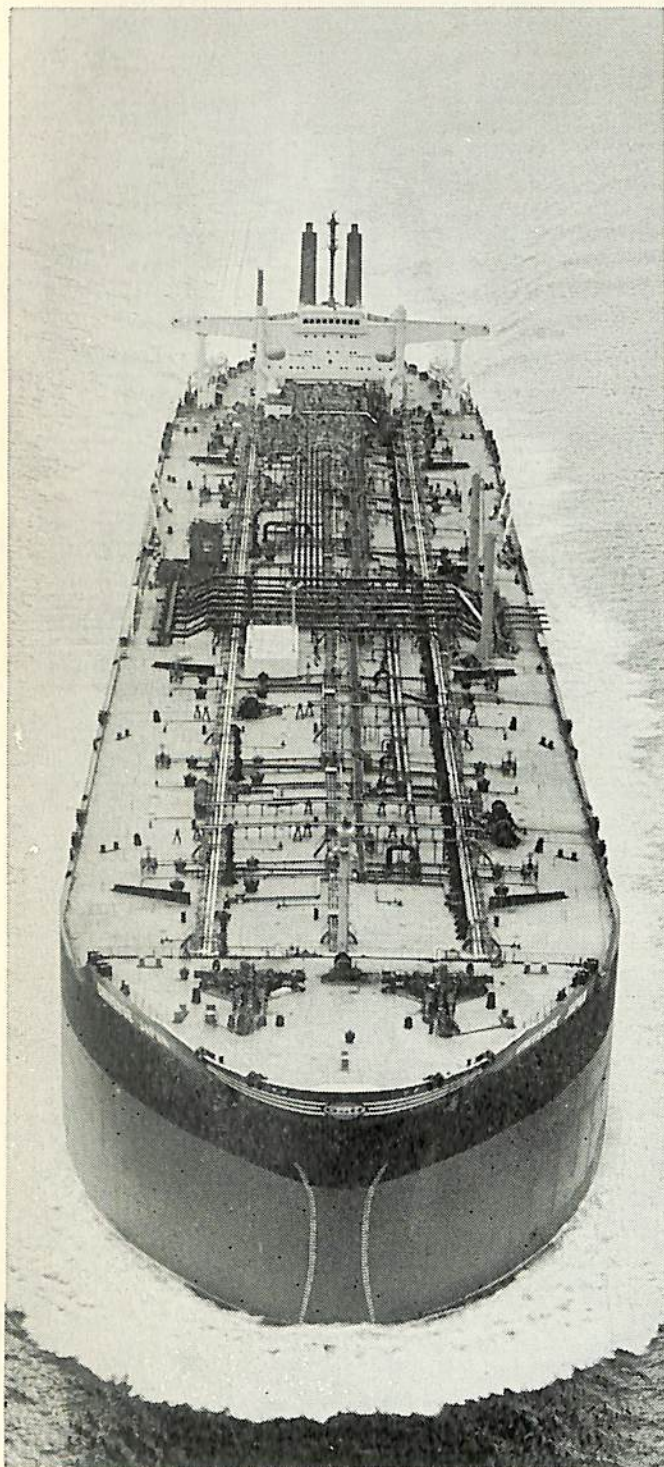
1 冊 400 円 (送 28 円)

半年 2,250 円 (送料共)

1 年 4,500 円 ()

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

あの巨大船のわずか28平方メートルを タッチアップしただけ……



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

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

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

ダイメットコート アマコート

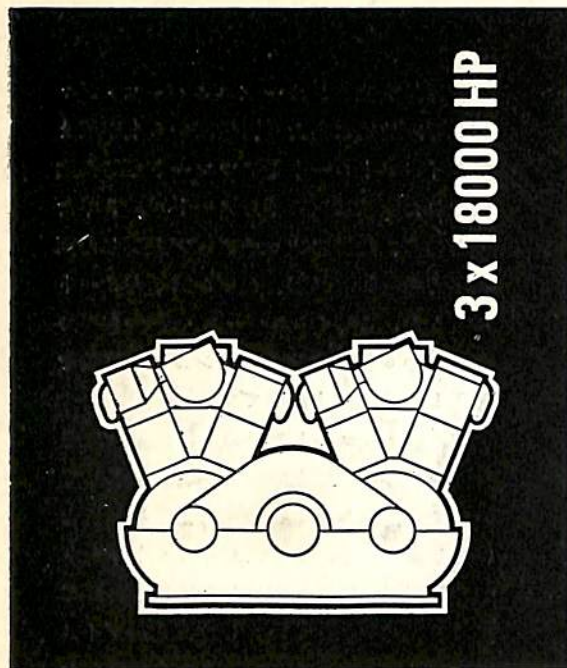
販売 株式会社 **井上商会**
製造 株式会社 **日本アマコート**

取締役社長 **井上正一**
本社/☎231 横浜市中区尾上町5-80
☎(045)681-1861(代)

詳しい資料ご希望の方はハガキで——

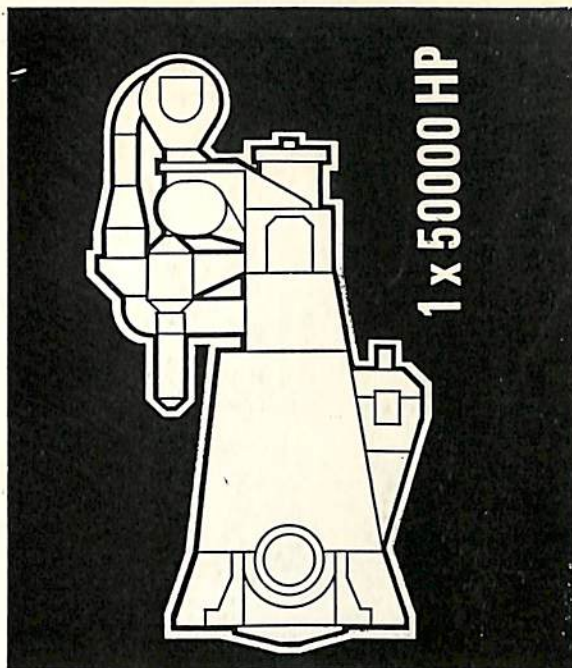
資料
請求券
A-1

ご計画の中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

MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG AKTIENGESELLSCHAFT / WEST GERMANY

東京 / 神戸
東京 / 横浜

保存委番号：

221044

雑誌コード 5541-4

船舶 第四十六卷 第四号
昭和四十八年三月二十日印刷
昭和四十八年四月十二日発行
昭和四十八年四月十二日印刷
（毎月一回）
（三種郵便物認可）

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

定価 四〇〇円

発行所

天

然社
（郵便番号 一六二二）
東京都新宿区赤城下町五〇番地
電話・東京（〇）一九〇八番