

船の科学 1

1979

創刊30周年記念特集号

VOL. 32 NO. 1



日立造船株式会社

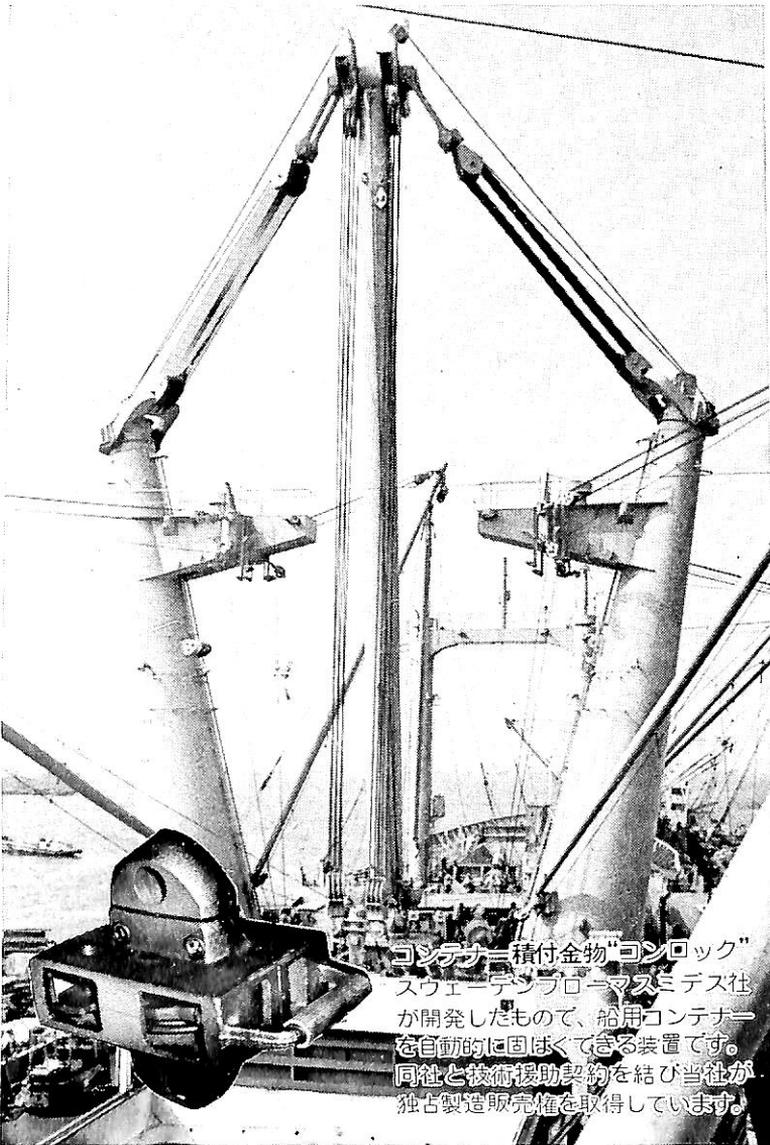
Dfds A/S 向け RO/RO 貨物船
"DANA MAXIMA"

積貨重量 6,552t 主機ディーゼル 7,800PS×2
速力試運転最大 20.154kn 満載航海 17.0kn

日立造船・大阪工場堺建造

創 業 **立** 1924

世界の港で活躍するこのマーク



コンテナ積付金物「コンロック」
スウェーデンプローマスミデス社
が開発したもので、船用コンテナ
を自動的に固縛できる装置です。
同社と技術援助契約を結び当社が
独占製造販売権を取得しています。

主な製品

船用及び陸上用各種滑車
 重量物及び一般荷役装置
 スチュルケン・マスト装置
 トムソン・デリック荷役装置
 K-7・デリック金物
 コンテナ固縛装置
 ユニバーサンフェアリーダー
 スティールハッチカバー部品
 トーイング・フック
 救命艇揚卸装置
 繫船用諸金物
 甲板機械一式
 艀装用諸金物
 諸製缶品一式

Ⓒ日本工業規格表示工場

株式会社 立野製作所

取締役社長 立野勝彦

本社 横浜市西区北幸2丁目9番18号 〒220
 営業本部 電話 045(311)2681(代表)
 生産本部 電話 045(311)2684(代表)
 総務部 経理課 電話 045(311)5409(代表)

第二工場 横浜市金沢区鳥浜町17番3号
 〒263 電話 045(771)1611(代表)
 大阪出張所 大阪市大正区泉尾3丁目20番2号
 及大阪工場 〒551 電話 06(552)0741(代表)

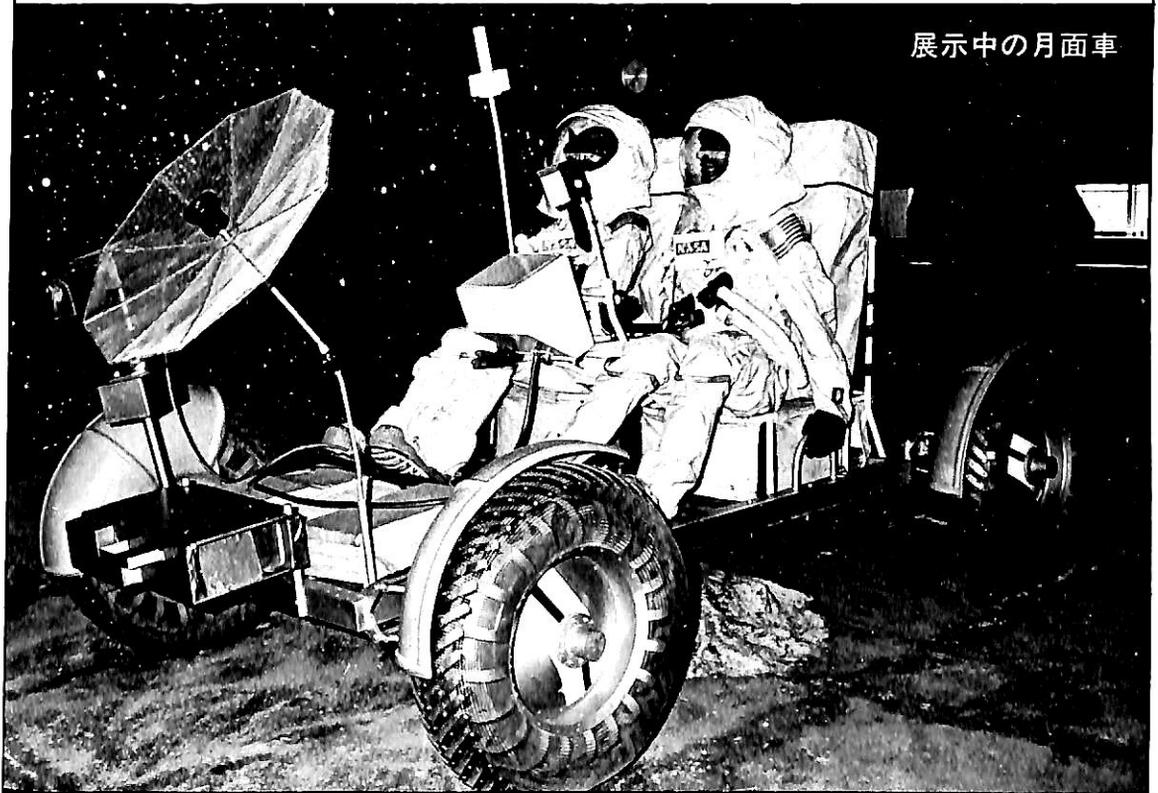
本物の国宝級宇宙機器、百数十点を展示。

宇宙博

いよいよ1月15日まで!

アメリカが15年の歳月、百兆円の費用をかけた本物のサターン1B型ロケット、月面車、月の石などを展示。

展示中の月面車



開催時間/午前9時～午後6時

すばらしい夜景を楽しみ
大迫力、アイマックス映像を見よう!

高さ23m、幅30mの大スクリーンと、
6チャンネルステレオ装置の立体音響!!
日本での上映はこの宇宙博ホールがは
じめてです。

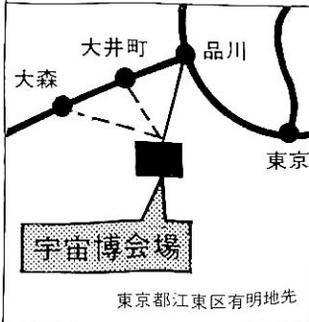
宇宙博 入場料金

大人1,500円

シルバー(満65才以上)大学生1,200円

中高生800円 小学生400円 幼児100円

開催場所/東京船の科学館と周辺



●バス(直行便)国電品川駅東口より15分。
(定期便)国電大森駅前・大井町
駅前より25分。地下鉄
東西線門前仲町駅より
30分。いずれも宇宙博
会場前下車。

●船 竹芝桟橋(国電浜松町駅から徒歩
5分)から海上バスで25分。宇宙
博会場前下船

●主催/宇宙科学博覧会協会

●お問い合わせ先 電話東京03(528)1211・宇宙博事務局

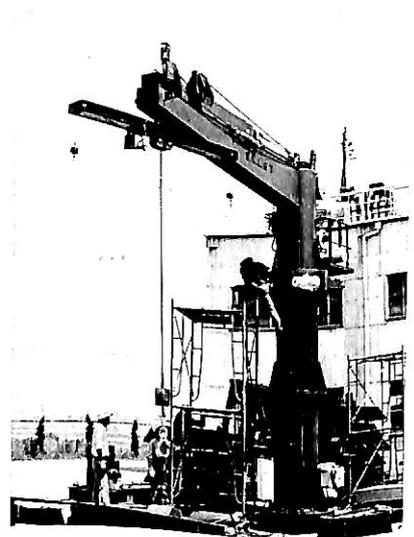
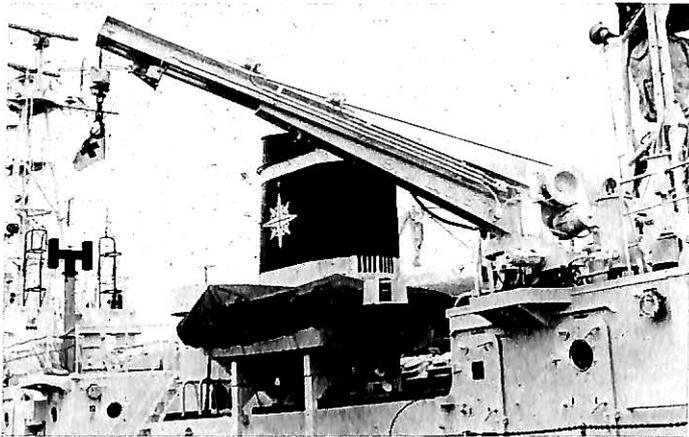
●モーターボート競走の収益金は宇宙博の開催に役立っています。

特別援助 財団法人 **日本船舶振興会** (会長 笹川良一)

UEDA

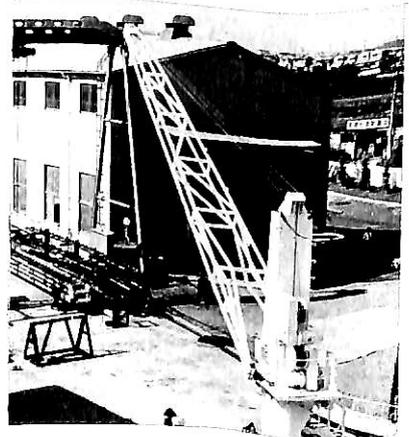
船用クレーン

● 波浪追従装置付クレーン(特許)



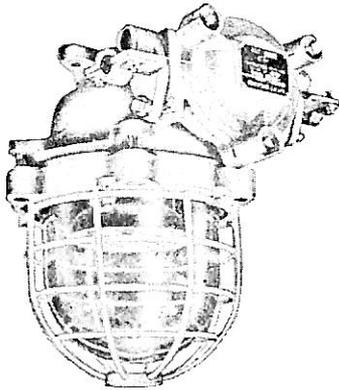
営業品目

- 舷梯装置
- 舷梯ウインチ
- ボートダビット
- ボートウインチ
- ガントリークレーン
- ワークラダー
- カーラダー
- フェンダーダビット
- 各種ウインチ
- ワイヤールール



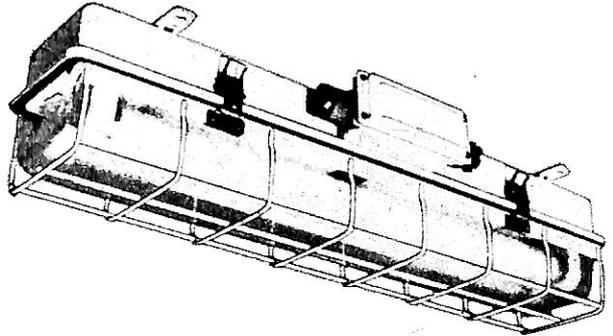
株式会社 五田鐵工所

本社 大阪市東住吉区田辺西之町7丁目10番地
工場 大阪府羽曳野市広瀬148 Tel. 0729-56-2481

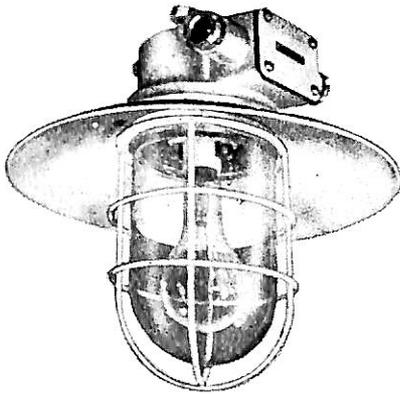


耐圧防爆形天井灯

- 運輸省型式承認
- 船級協会認定品



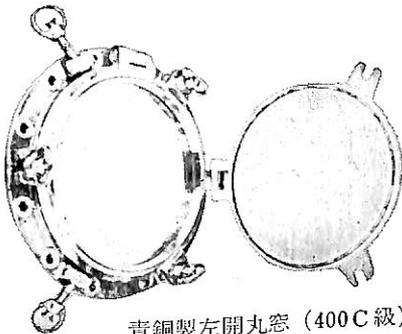
気密形蛍光天井灯



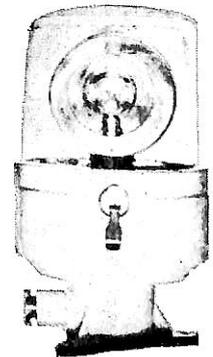
船用作業灯

● 営業品目

- 防爆器具類
- 車輛甲板用照明器具類
- 甲板照明器具類
- 信号探照灯類
- 室内照明器具類
- 配線器具類
- 窓 類
- 通風金物類



青銅製左開丸窓 (400C級)



甲種紅色閃光灯
LGF2R-01

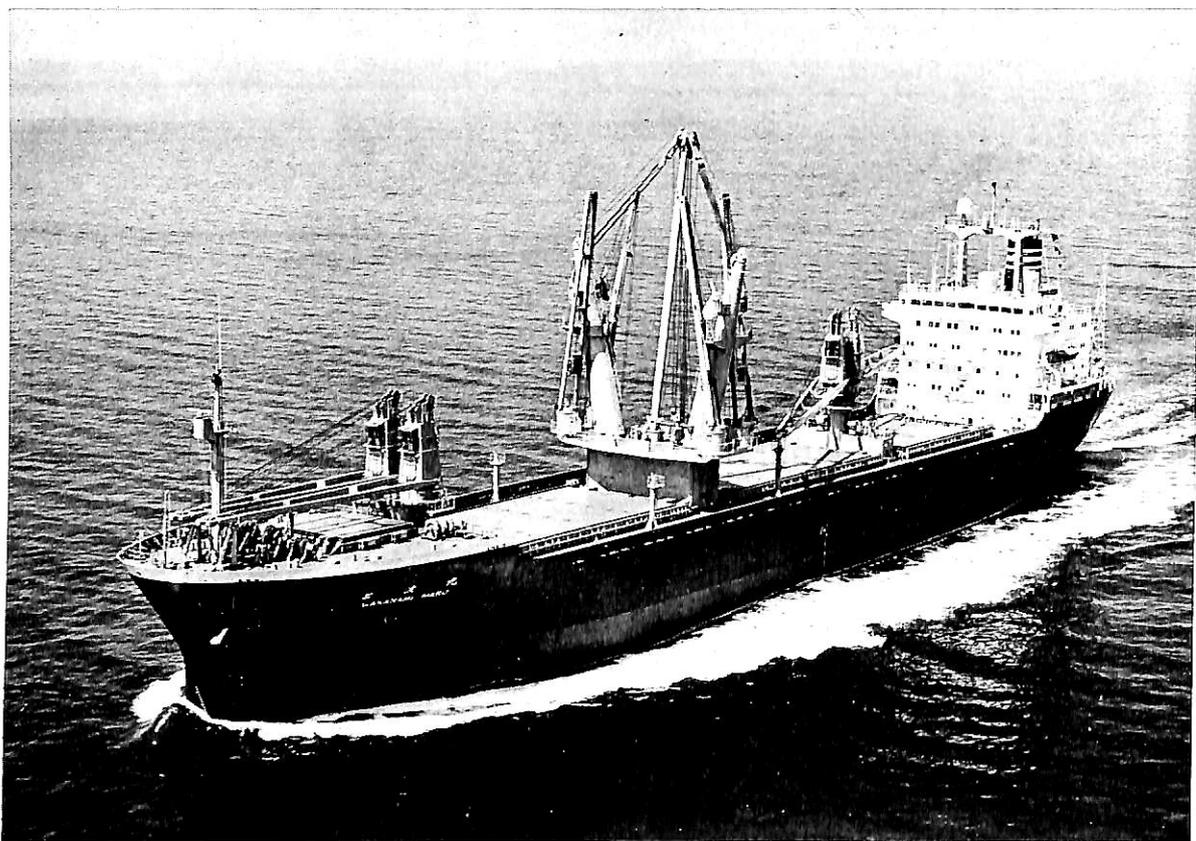
株式会社 高 工 社

本 社 工 場：東大阪市御厨693

TEL 大阪 代表 (781) 4351, TELEX 大阪 (527)8914

東京営業所：東京都港区西新橋1丁目22番7号 森ビルE別館 1

TEL 東京 代表 (501) 8077, TELEX 東京222-4132



貨物船 若波丸

船——その新しい 時代のために

いま三菱重工は、世界をリードしてきた高度な造船技術と、持前の幅広い技術とシステム力をフルに生かして在来の船種、船型に加え各種の作業船、調査研究船、公害対策船、プラント船、さらに海洋開発へと海の総合技術で、あらゆる社会のニーズにこたえています。



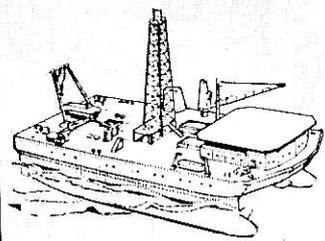
次代の船。



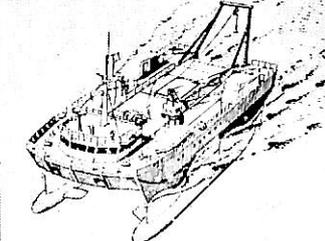
実験船「マリンエース」

全天候高性能 半没水型双胴船舶

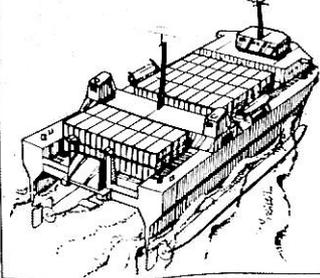
海洋実験研究作業船



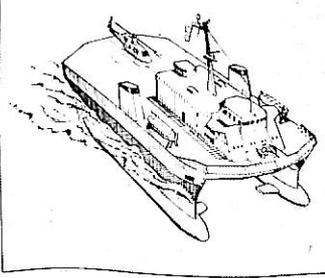
海洋開発用支援船



コンテナ船



ヘリ搭載巡視船



ユニークな形

この船は、水面より上の上部構造物と、魚雷型没水体を流線形状のストラット(板)で結合した、ユニークな双胴型です。

高性能

この形が生む主な特長は

- ① 造波抵抗が小さいので、ふつうの単胴型船にくらべてスピードが出る
- ② 波浪中での運動性能がすぐれており、乗り心地がよい
- ③ 双胴船なので広い甲板面積がとれ、積荷および荷役効率が高い———などです。

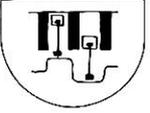
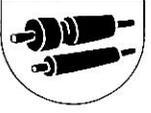
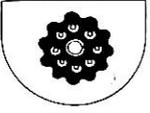
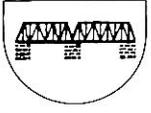
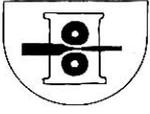
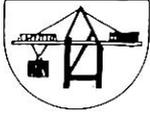
幅広い分野に

こうした特長があるので、ヘリコプター搭載の巡視船、コンテナ船、カーフェリー、観光船、客船、海洋調査船、海洋開発支援船、作業船といった、幅広い分野での利用が考えられ、次の時代の船舶として大きな期待が寄せられています。

三井造船ではこの実験船「マリンエース」で各種の実験をしたうえ、実用船建造をめざしています。

人間と技術の調和に挑む
M 三井造船

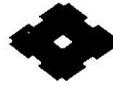
船舶・海洋プロジェクト事業本部
東京都中央区築地5-6-4 電話(03)544-3451・3910



● トータルシステムで世界に伸びる
住友重機械

● 主要製品

製鉄機械、鍛圧機械、工作機械
 運搬機械、建設機械、産業車輛
 化学機械、公害防止機器
 プラスチック機械、変・減速機
 原動機、船舶、海洋構造物
 橋梁・鉄構、鋳鍛造品
 その他機械装置



住友重機械工業株式会社

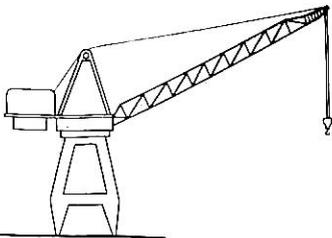
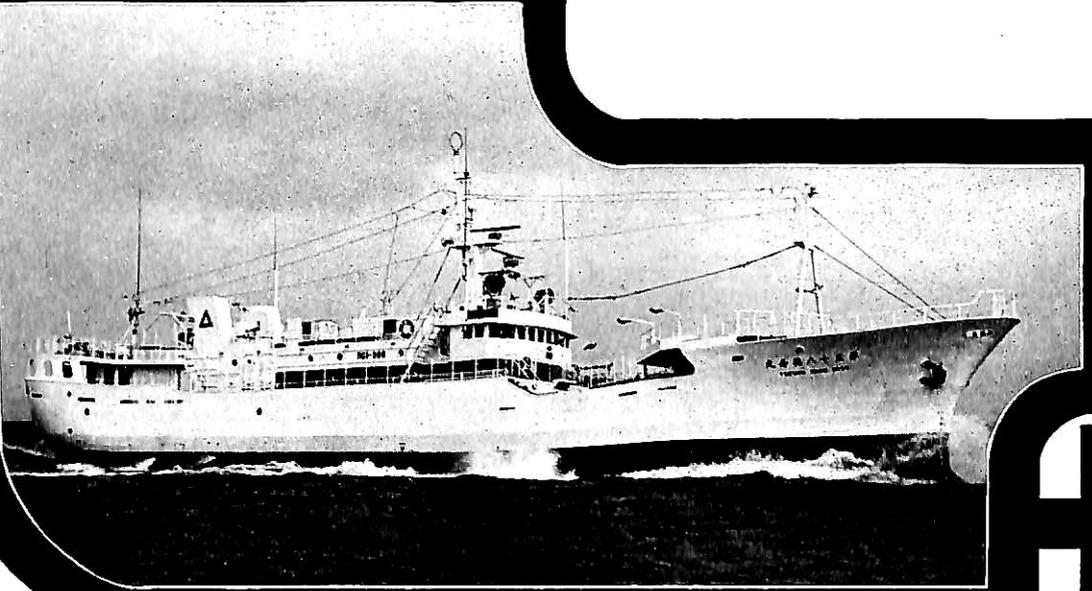
〒100 東京都千代田区大手町2丁目2番1号 (新大手町ビル)
 電話 東京 (03) 245-4321 (ダイヤルイン番号案内)



立戸船渠株式会社

取締役 佐藤 祐金

未来指向の 造船



建造能力 (G. T.)

新潟造船工場	No.1	5,000
	No.2	3,500
	No.3	1,000
	No.4	3,000
三崎工場	No.1	1,400
	No.2	500

より高度な合理性を要求される明日の船舶の姿を目標に、新潟鉄工の技術陣の努力が今日も積み重ねられています。すでに省力化、高能率化、居住性向上の面でもさまざまな成果をあげ、さらに船舶の標準化によって生まれたメリットはすべてユーザーのみなさまに提供されています。

ニイガタの船舶

客船、フェリー、カーフェリー、貨物船、RO/RO船、油槽船、冷蔵運搬船、艦艇、巡視船、浚渫船、各種作業船、各種漁船（トロール船、延縄船、旋網船等）、漁業調査船、漁業練習船、漁業取締船、漁業指導船、船舶修理

新潟鉄工

本社 東京都千代田区霞が関1-4-1 千100 電話(03)504-2111

支社 大阪・新潟 営業所 札幌・仙台・名古屋・広島・福岡

出張所 新潟・青森・八戸・気仙沼・鹿嶋・高松・徳山・今治

下関・長崎・鹿児島・沖縄

駐在員事務所 稚内・高崎・清水

エンジニアリング・センター 東京都大田区蒲田本町1-9-3 千144 電話(03)737-1111

株式会社 金指造船所



清水工場	2号船台	110m × 15.2m	建造可能	2,100GT
	3号船台	70m × 11.7m	建造可能	500GT
	4号船台	48m × 8.0m	修繕可能	500GT
	5号船台	53m × 9.5m	修繕可能	700GT
	船渠	114m × 18.2m	入渠可能	5,700GT
豊橋工場	建造船渠	380m × 66m	建造可能	200,000DW

代表取締役社長 金 指 利 明

本社・清水工場 静岡県清水市三保 491 番地の 1 電話0543-34-5151(大代表) テレックス3965-617
 豊橋工場 愛知県豊橋市明海町 22 電話0532-25-4111(大代表) テレックス4322-292
 東京事務所 東京都港区芝大門 1 の 3 の 11 電話03-438-1601(代表) テレックス242-4229

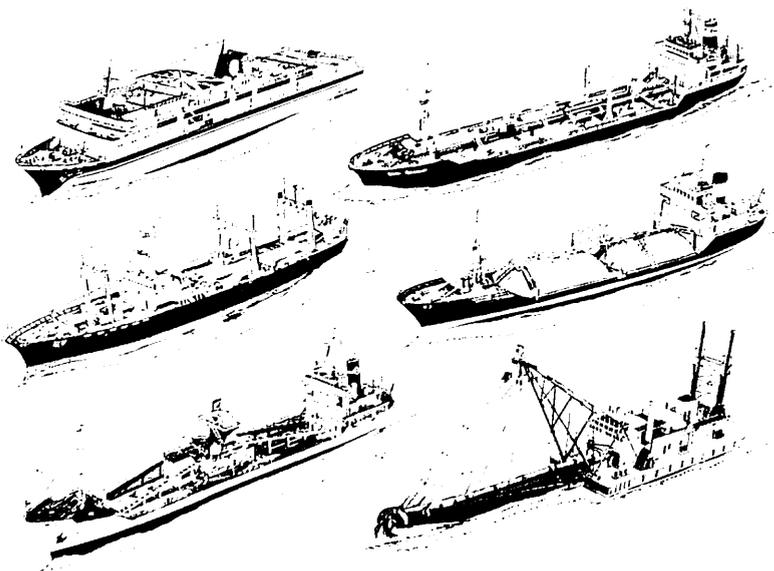
《ワイド・シップビルダー》

●すぐれた技術で、さまざまな船を……

特殊な技術と幅広い知識が要求される各種新造船。この分野で内海造船は、今まで豊かな建造実績を示してきました。

客船、貨物船、カーフェリー、タンカー、セメント・アンモニア等各種専用船、作業船、タグボート、ドレッジャー、漁船、冷凍船、巡視艇、etc.

これらは目的によって求められる性能を一船一船に満したもので、船主からの厳しい要求が、すべてにいかされています。すでに中小型各種新造船には、定評のある当社。これもすぐれた技術と豊かな実績から得た評価です。



 **内海造船**
 NAIKAI SHIPBUILDING & ENGINEERING CO. LTD.

各種船舶設計/建造/修理

- 鋼製 ●軽合金製
- F.R.P製 ●木製

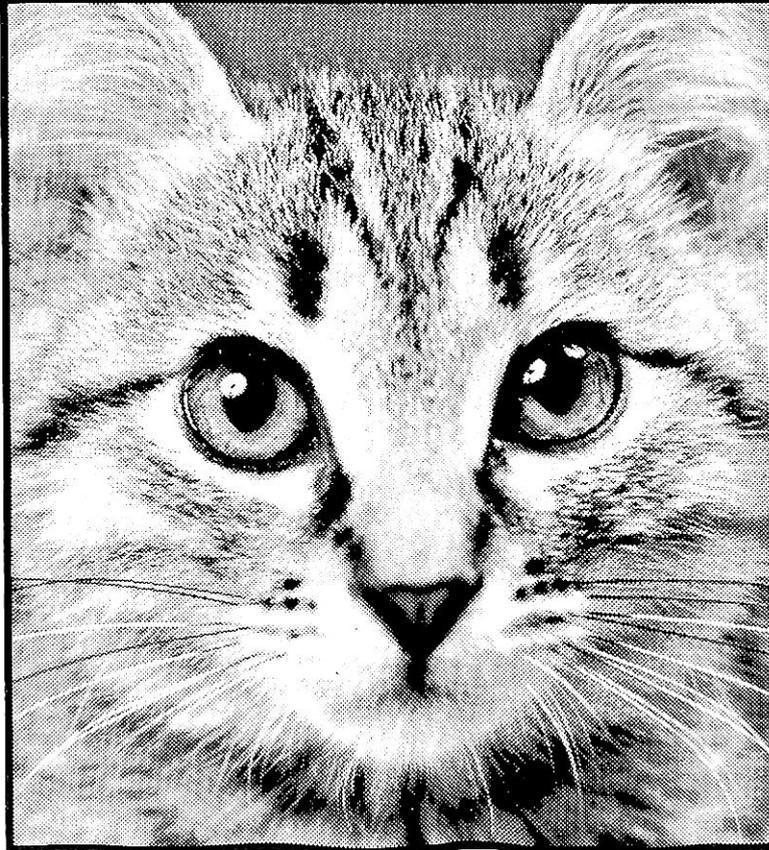


墨田川造船株式会社

東京都江東区潮見 2-1-6

☎東京 (03)(647)6111(代)

テレックス(262)2229-SMSHIP J



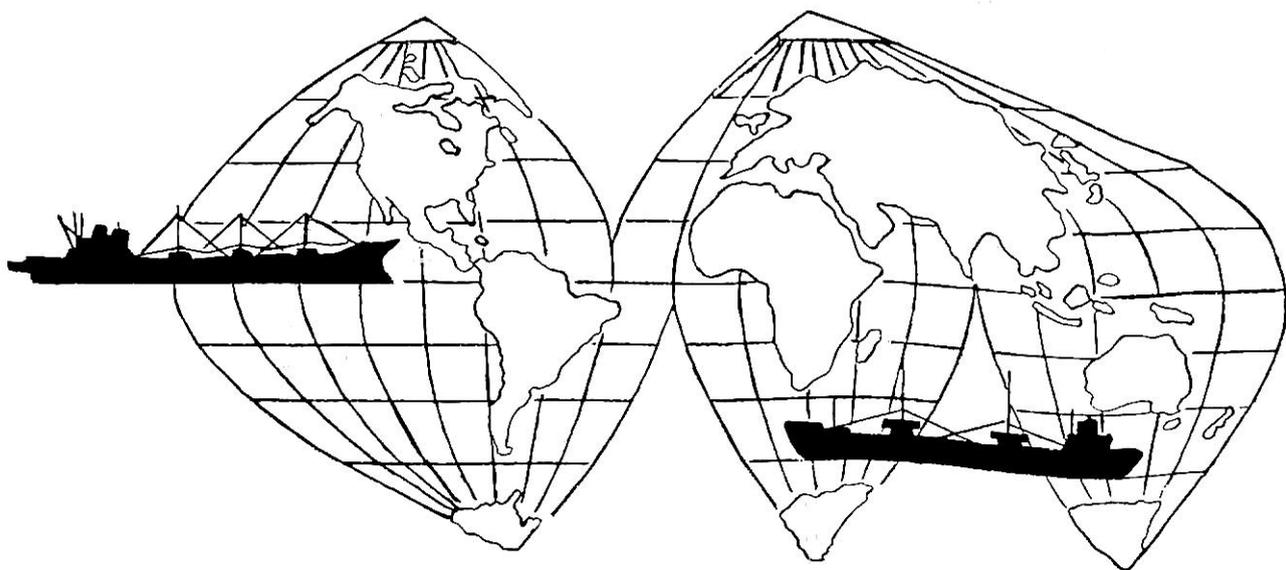
夢の鉄は 猫のヒゲ。

20年前、電話の故障がきっかけで登場した夢の鉄・ウイスキー。その形が猫のヒゲ(ウイスキー)に似ているところから、この愛称で呼ばれています。ウイスキーの秘めた魅力はとてつもない強さ。鉄の中の力持ち・高張力鋼の、何と10倍もの強さを発揮します。それだけ、少ない量で大きな働きを期待できるわけです。新日鐵では、これら鉄のもつさまざまな可能性に挑戦し、新しい鉄の開発に力を注いでいます。

 **新日本製鐵**

MacGREGOR

STEEL HATCH COVER

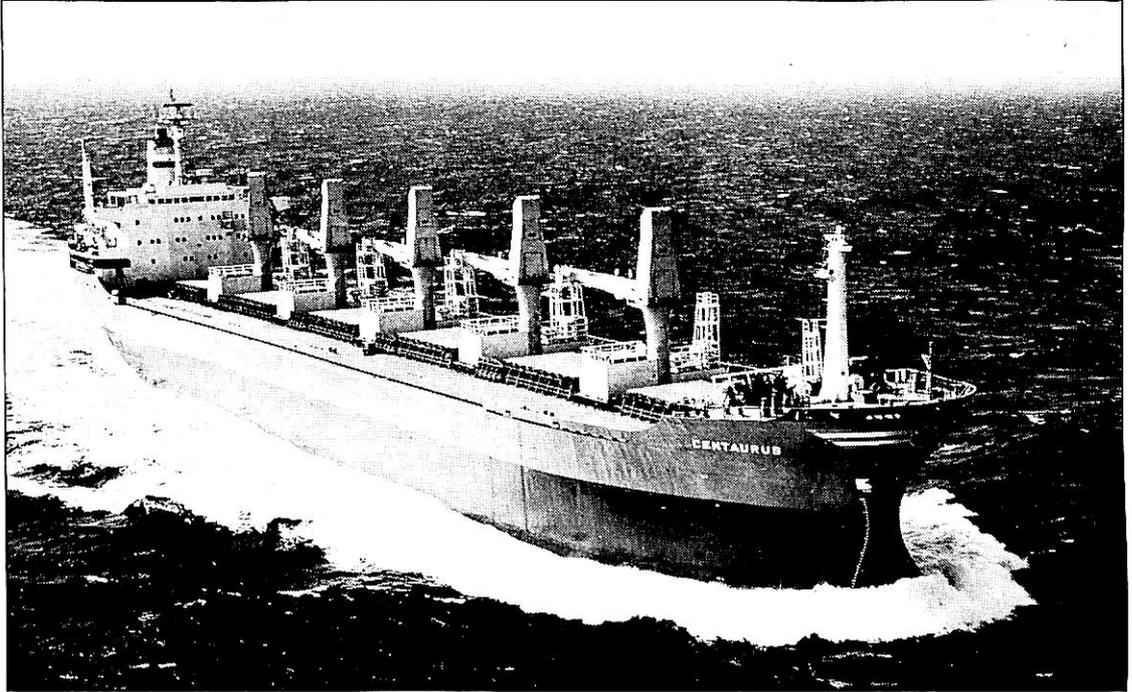


極東マック・グレゴリー株式会社

本社 東京都中央区八丁堀2-7-1 (大石ビル) 電話 03(552)5101番(代表)
神戸営業所 神戸市生田区海岸通2-33(朝日ビル) 電話078(391)8864番(代表)

JSW-HÄGGLUNDS

Electro - hydraulic deck cranes



JSW-HÄGGLUNDS 電動油圧デッキクレーン

には、シングルタイプとツインタイプがありシングルは8t～36t、ツインは8t×2～36t×2までのものが標準化されています。作動はすべて油圧で行なわれ、油圧サーボ機構をかいして制御を行なうので完全な無段変速が可能です。効率がよい荷役ができます。

各ウインチは高圧で作動させるので、クレーン本体は小型軽量でデッキ上の据付面積が小さくできます。安全装置も完備しており、はじめての運転者でも安全に早く荷役ができます。アフターサービスについても、全世界に

ネットワークがあり迅速なサービスを受けることができます。

その他の船用機器

- 油圧ウインドラス、ムアリングウインチ、その他甲板機械
- カーリフター用油圧機器
- 船内天井走行クレーン用油圧機構
- バウスラスター用油圧機器
- 電動油圧式グラブ
バケット型、オレンジピール型、木材用グラブ

株式会社 日本製鋼所

産業機械部船用機械グループ
JSW The Japan Steel Works, Ltd.

東京都千代田区有楽町1-1-2(日比谷三井ビル) 電話(03) 501-6111
営業所 関西(大阪) 222-1831・九州(福岡) 721-0561
東海(名古屋) 052-935-9361・中国(広島) 082-2821-0991
北海道(札幌) 011-271-0267・北陸(新潟) 0252-41-6301
東北(仙台) 0222-94-2561

実績、経験を誇る日防の電気防蝕！

Capac® エンゲルハルド=日防

自動制御式外部電源電気防蝕装置

本装置はエンゲルハードインダストリーズ社製品にて、過去12年間に30,000台が船舶に取付けられております。

M.G.P.S. 三菱=日防

海洋生物付着防止装置

船舶の海水配管を海洋微生物や貝類の付着から守るため、海水の電気分解法による本装置“M.G.P.S.”を完成いたしました。

防蝕用Al入りZn流電陽極

ZINNODE

PAT. NO 252748

防蝕用Al合金流電陽極

ALANODE

PAT. NO 254043



調査=設計=施工

日本防蝕工業株式会社

東京都千代田区丸の内1丁目6-4番地(交通公社ビル8階) 〒100 ☎東京(03)211-5641(代表)
大阪事務所☎443-9271~5・名古屋☎231-1698・広島☎43-2720・福岡☎431-8421・長崎☎22-9185・仙台☎25-0916



電気防蝕

調査
施工
潜水・水中
設計
管理
TV

性能のすぐれた 新しい **ALAP**
アルミニウム合金流電陽極

船舶の腐蝕による損失を防ぐため
船体外板、推進器、バラスタック、ポンプ
海水管内面などに
中川の電気防蝕法を!!

世界に誇る中川の船舶塗料

無機質高濃度亜鉛塗料 無機質アルミメッキ塗料

ジンキー#10(旧称ザップコート)

製造販売と施工

中川防蝕工業株式会社

本社・東京都千代田区鍛冶町2-2-2 電話(252)3171
テレックス・ナカガワボウショク TOK 222-2826
支店・大阪市東淀川区西中島5-101 電話(303)2831
営業所・名古屋 / 広島 / 福岡 / 千葉
出張所・札幌 仙台 新潟 水島 高松 大分 沖縄 鹿児島

SEIKO

セイコー・株式会社 服部時計店



セイコー船舶時計

安全航海に、信頼のQC

QCは、水晶発振による、高性能設備時計です。船舶時計は、何よりも高精度なものが要求されます。セイコーなら、まず安心です。環境の変化に強く、抜群の安全性、堅牢な耐久力で定評があります。水晶発振のQCなら、いっそう信頼できます。



船内の子時計を駆動する親時計として

QC-6M2 300×400×186(%) 重量20kg

- 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・秒針規正装置
- MOS・IC採用のユニット化による安全性・保守性の向上
- 無休止制の交・直電源自動切換・照明つき

子時計は豊富にそろったデザインからお選びください。

標準時計に、小型・軽量、持ち運び自由な
クォーツ クロノメーター QM-10

184×215×76(%) 重量2.2kg

- 平均日差 ±0.1秒(20℃)
- 0.5秒刻みステップ運針
- 乾電池3個で約1年間動作

カタログ請求は一株株式会社 服部時計店 特品部特機販売課 (〒101)東京都千代田区鍛冶町2-1-10 ☎(03)256-2111

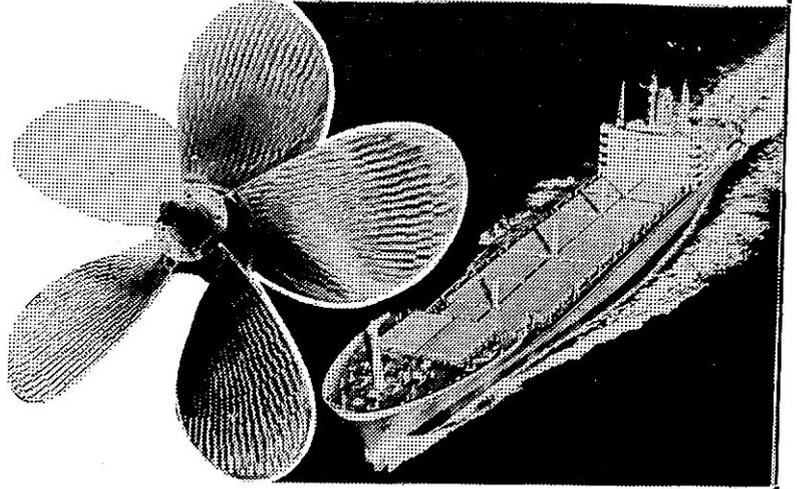
世界の海に活躍する **ナカシマプロペラ**

■製造品目

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

■新開発システム

- キーレスプロペラ
キーなしのシャフトにプロペラを油圧にて装着する新方式
取付・取外し簡便
- NAUタイププロペラ
当社と造船技術センターの共同開発、中小型プロペラの効率大巾アップ
- 可変ピッチプロペラ
英国ストーン社との技術提携による高性能CPPシステム一式
(XS・XK・XX三種)

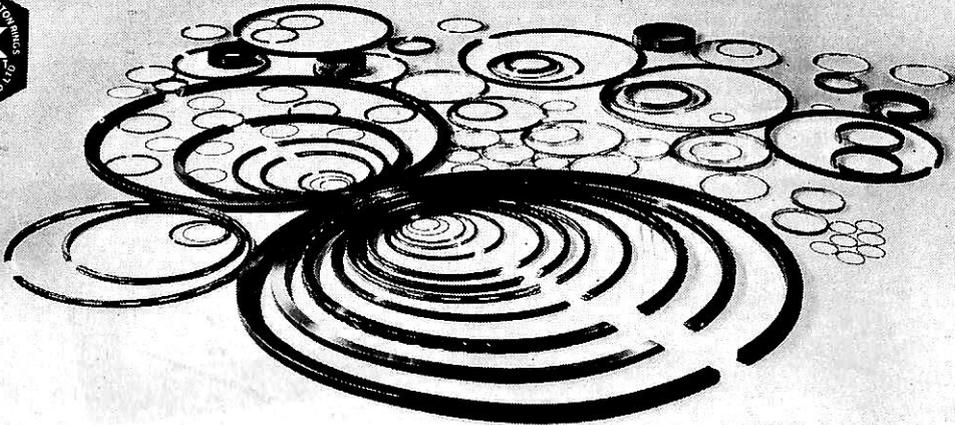


運輸省認定事業場



ナカシマプロペラ株式会社

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



RIKEN

理研ピストンリング工業株式会社

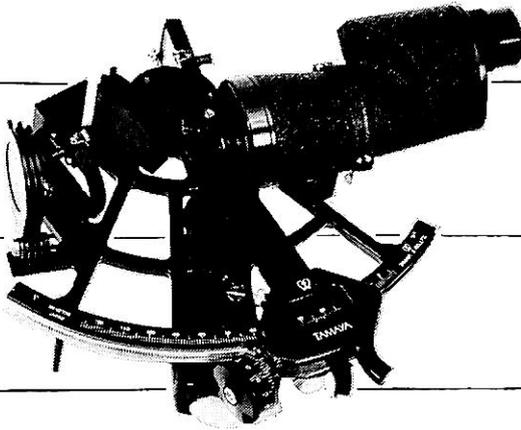
〒102 東京都千代田区九段北1丁目13番5号

電話(03)230-3916番(代表)

札幌 電話(011)221-7117 仙台 電話(0222)33-7145 柏崎 電話(02572)3-3113 名古屋 (052)201-8681 大阪 電話(06)312-6291
 神戸 (078)231-5381 広島 電話(0822)48-4455 福岡(092)281-1071

TAMAYA航海機器

航海の安全を願い、60年にわたる経験と卓越した技術が生みだしたTAMAYA航海機器。厳選された材質と優れた構造から生まれる高い精度と堅牢度、使い易さなど、その優秀さは内外の商船、漁船をはじめ、ヨットマンの間でも絶大な信頼と好評を博しています。



TAMAYA六分儀 MS-3L

六分儀と云えばTAMAYA……TAMAYAと云えば六分儀の代名詞にさえなっています。六分儀の中の六分儀、優れた性能を持つ反射鏡やシェードグラス。これら、全ての製品にJES船船8201以上の精度に調整し、器差表を作製添付いたしております。

■仕様 ●標準望遠：7×50 ●照明：付 ●アーク：ブロンズ ●フレーム：耐蝕性軽合金

新発売

TAMAYA船舶標準時計 MQ-2

小型船舶向けに作られた船舶時計です。完全防湿構造、温度特性のよい4 MHz クォーツの組合せは航海の安全をお約束します。

■仕様 ●精度：月差4.5" ●作動温度：-10°C ~ +50°C ●夜光塗料：自発光塗料、時分針及び5分おき表示



新発売



TAMAYAデジタル航法計算機 NC-77

●18種の航法計算内蔵のミニコンピューター
最新の測量結果(WGS-72)による離心率を採用。m/ft単位の切換えもスイッチひとつ。応用範囲の広いG.Cモード等、数々の特長をもっています。

■仕様 ●18種の航法計算内蔵 ●表示桁数：10桁(小数部≤9桁) ●電源：A.C-D.C両用 ●木箱ケース付

●カタログ請求、お問い合せは下記住所へ。

航海・測量・気象機器 専門商社



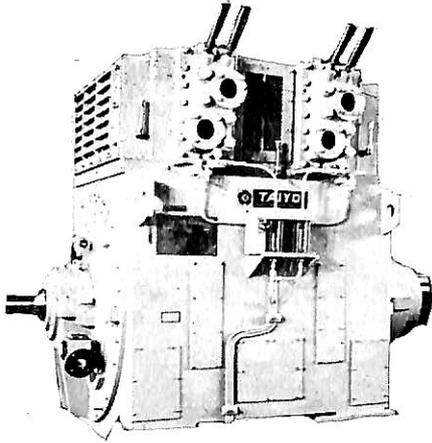
株式会社 玉屋商店

東京本社 〒104 東京都中央区銀座3-5-8 ☎03-561-8711(代)

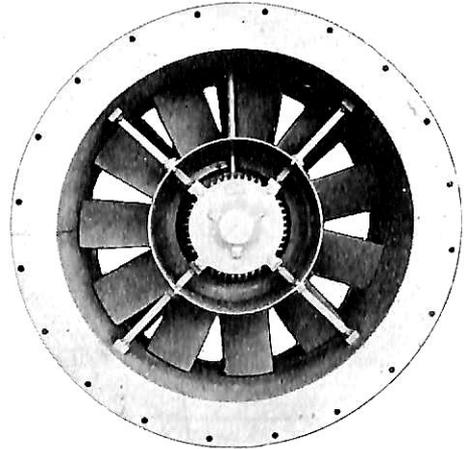
ながい経験と最新の技術を誇る！



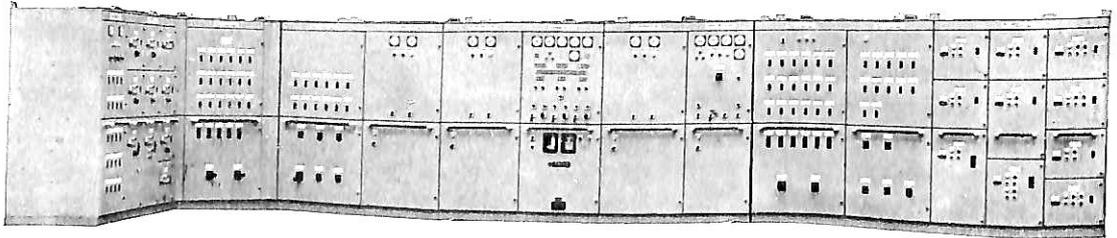
大洋の船舶用電気機器



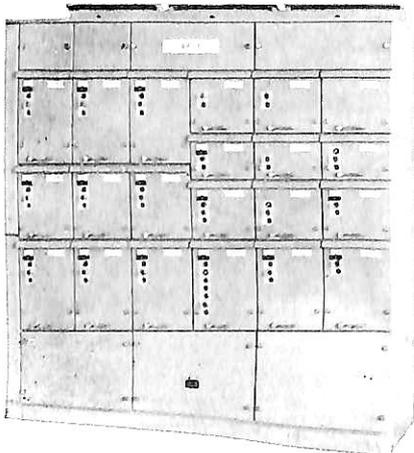
排ガスタービン2極発電機



低騒音軸流通風機



自動化装置組込配電盤



ドロワーアウト式集合始動器

- 主要生産品目
- 発電機
 - 電動機
 - 配電盤
 - コンソールパネル
 - 自動化電源装置
 - 各種送風機

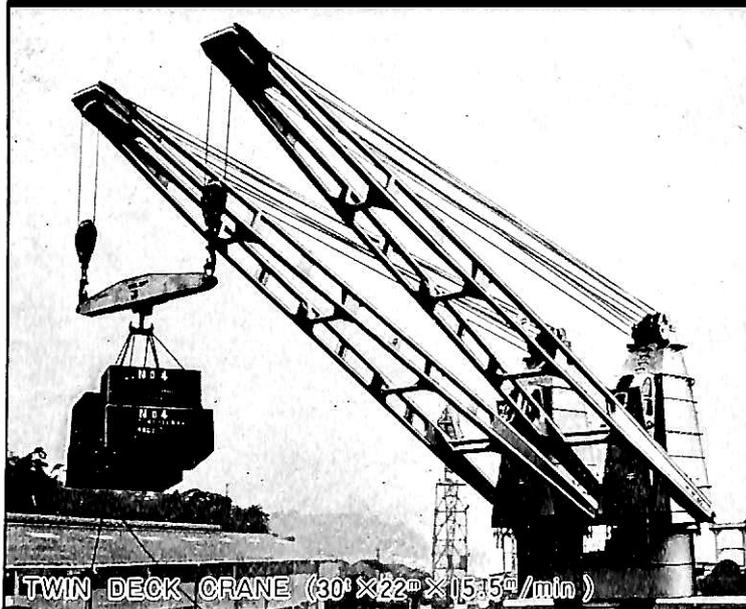
 **大洋電機** 株式会社

本社 東京都千代田区神田錦町3-16
電話 03-293-3061 (大代)
工場 岐阜・岐阜羽島・伊勢崎・群馬
営業所 下関・札幌・大阪・釧路
海外 ニューヨーク・ジャカルタ・アブダビ

目次

- 19 新造船写真集 (No. 363)
- 51 12月のニュース解説 編集部
- 54 今後の造船界の見通し 謝敷宗登
- 56 我国造船業の実情と課題 真藤恒
- 58 研究について思う 吉識雅夫
- 60 RO/RO 貨物船 “NEDLLOYD ROUEN” 日本鋼管
- 62 RO/RO 貨客船 “ぶりんせす おきなわ” 尾道造船
- 75 30,000 t 級改装客船 “FESTIVALE” 川崎重工業
- 30周年記念特集 明日の造船技術のための基礎研究—
- 80 特集にあたって 編集部
- 81 システム工学について 小山健夫
- 87 転倒しないアンカーの研究 浦環
- 93 造船技術と信頼性工学 板垣浩
- 98 流れの剥離 田中一朗
- 104 船体構造の最適設計 信川寿
- 114 船体運動と波形解析 大楠丹
- 121 スターリング機関開発上の問題点 塚原茂司
- 130 浮き消波装置の開発 一色浩
- 136 続・フルード遍歴 (7) 吉岡勲
- 138 船舶電子航法ノート (28) 木村小一
- 技術短信 C形舵取機初号機完成 三菱重工業
- 製品紹介 新・狭海域航路監視装置「チャートレーダ SACOA CR-7」 住友重機械工業

最新の技術と実績を誇る 福島の甲板機械



TWIN DECK CRANE (30' X 22' X 15.45' / min)

- 油圧・蒸気・電動各種
甲板機械
- デッキクレーン
- アンカー・ハンドリング
ウィンチ
- 電動油圧グラブ



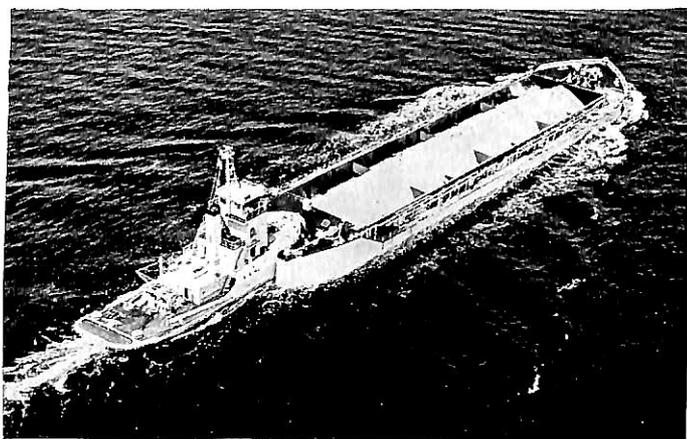
株式会社 **福島製作所**

本社・工場 / 福島市三河北町9番80号 ☎0425(34)3146
 営業部 / 東京都千代田区四番町4-9 ☎03(265)3161
 大阪営業所 / 大阪市東区南本町3-5 ☎06(252)4886
 出張所 / 札幌・石巻・広島・下関・長崎
 海外駐在員事務所 / ロンドン

“押船—舢艫船団に”アーティカップル

ピンジョイント式
自動連結装置

ボタン操作による
全自動方式



☆ 荒天時も就航可能!

☆ 連結一切離し作業の無人化とスピード・アップ!

大成設計工務株式会社

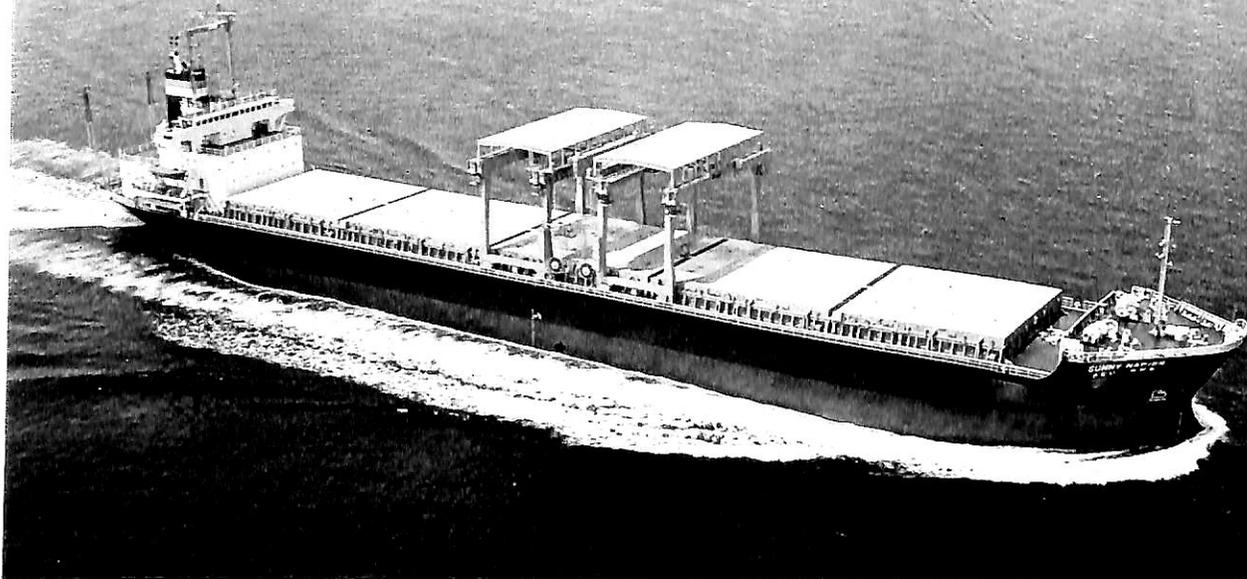
東京都台東区東上野1-28-3
電話 03(833)0828, 0829



ネドロイド
輸出 RO/RO 貨物船 NEDLLOYD ROUEN
ローエン

船主 Nedlloyd Lijnen, B.V. (Netherlands)
 日本鋼管株式会社造船所建造 (第67番船)
 垂線間長 198.8m
 載貨重量 29,218t
 Car・Cont. 搭載数 29,218t
 清水槽 516.5m³
 (常用) 22,700PS (116rpm)
 発電機 1,500kW × 450V × 60Hz × 600rpm × 4, 400kW × 450V × 60Hz × 1,800rpm × 1
 受(主) 220V (輔) 24V 速度 (試運転最大) 22.11kn (滿載航海) 20.66kn
 船型 船尾機関ワエル甲板型 乗組員 40名 同型船 NEDLLOYD ROSARIO
 Bow thruster × 1, Stern thruster × 1, Gyrofin stabilizer × 1, Stern ramp × 1, Anti-heeling system × 1
 トレーラー 293台又はコンテナ 1,547個 (20' ISO type) 補汽缶 船用整型油焚 MVOS-1900 型 2,000 (max 2,500) kg/h × 6.5kg/cm² × 1
 主機械 住友 Sulzer 8RND90M 型ディーゼル機関 × 1 無線装置 送(主) 1200W, 400W (輔) 60W, 40W
 船尾機関ワエル甲板型 乗組員 40名 同型船 NEDLLOYD ROSARIO 航続距離 25,000哩 船級・区域資格 LR 避洋
 起工 53-4-8 型深 20.4m 起工 53-10-12 純噸数 11,698.77T 純噸数 21,144.61T 純噸数 11,698.77T 全長 212.1m
 端載喫水 10.72m 貨物艙容積 (含 D.O.) 4,928.7m³ 出力 (連続最大) 26,800PS (122rpm) (ダレーン) 70,729m³
 燃料油消費量 83t/day
 燃料艙容積 (含 D.O.) 4,928.7m³ 出力 (連続最大) 26,800PS (122rpm)

(別項参照)



パッケージドバルブ
パッケージドランバー運搬船

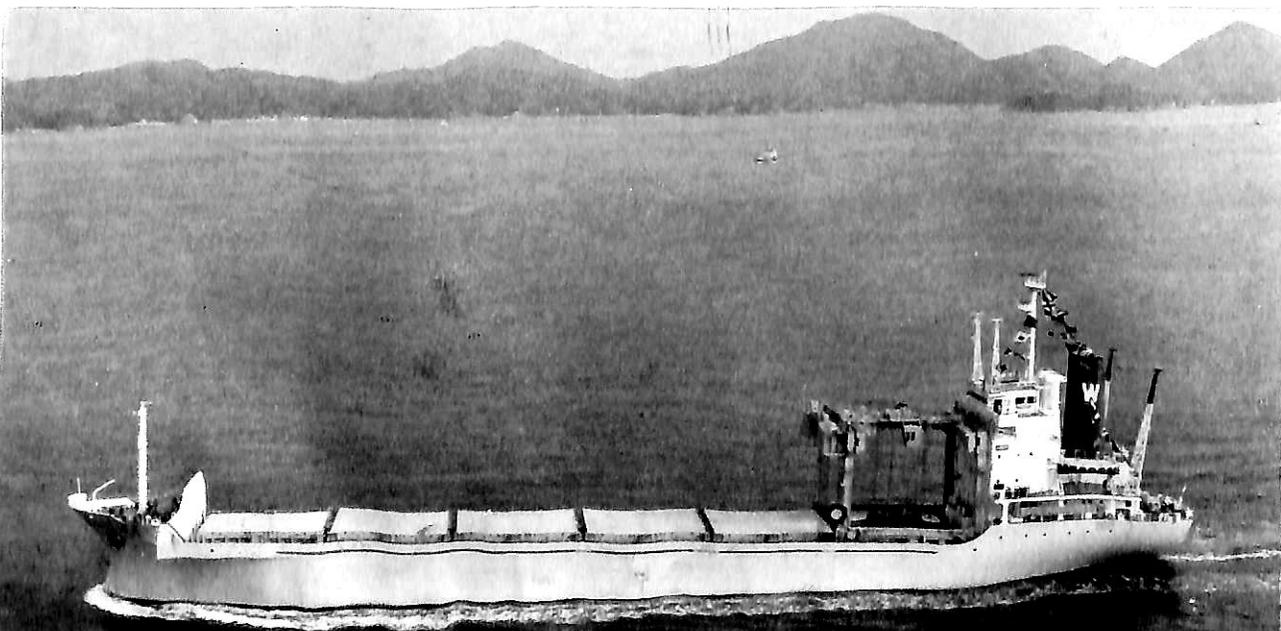
SUNNY NAPIER 株式会社つるしま興産
さといねびあ

株式会社来島どっく大西工場建造 (第2046番船) 起工 53-3-24 進水 53-6-15 竣工 53-9-6
 全長 165.00m 垂線間長 156.00m 型幅 24.80m 型深 13.20m 満載喫水 9.326m
 満載排水量 30,421t 総噸数 15,309.82T 純噸数 9,830.78T 載貨重量 23,442t
 貨物艙容積 (ベール) 26,502.00m³ (グレーン) 26,648.64m³ 艙口数 5 ガントリークレーン 22Lt×2
 燃料油槽 1,605.13m³ 燃料消費量 25.5t/day 清水槽 316.74m³
 主機械 IHI SEMT Pielstick 14PC2-5V 型ディーゼル機関×1 出力 (連続最大) 9,100PS (520/119.7rpm)
 (常用) 7,280PS (482/111rpm) 補汽缶 1,000kg/h 発電機 AC 450V×625kVA×2
 無線装置 送(主) 1.2kW(最大出力)×1 (補) 75W(最大出力)×1 受(主) 全波×1 (補) 全波×1
 速力 (試運転最大) 16.555kn (満載航海) 14.0kn 航続距離 16,200浬 船級・区域資格 NK 遠洋
 船型 船首楼付平甲板型 乗組員 27名 旅客 3名
 貨物艙はスクエアホールド、オープンハッチとして自走式ハッチカバーを装備している。

— 20 —

コンテナ船 海 春 広栄汽船株式会社
KAISHUN

今治造船株式会社今治工場建造 (第370番船) 起工 53-6-12 進水 53-9-30 竣工 53-11-10
 全長 125.00m 垂線間長 117.00m 型幅 18.80m 型深 8.60m 満載喫水 6.491m
 満載排水量 11,364.0t 総噸数 5,505.05T 純噸数 3,316.35T 載貨重量 7,902.3t 艙口数 6
 クレーン 30.5t×22.5/15m/min Cont. 搭載数 20'×366個 40'×181個 燃料油槽 792.45m³
 燃料消費量 20.581t/day 清水槽 494.58m³ 主機械 日立 B & W 950-VBF90 型ディーゼル機関×1
 出力 (連続最大) 5,500PS (207rpm) (常用) 5,000PS (200rpm) 発電機 ダイハツ 360PS×1,200rpm×3
 補汽缶 排ガス併用堅型横煙管式 受(主) 全波×1 (補) 全波×1
 無線装置 送(主) 0.5kW(最大出力)×1 (補) 75W(最大出力)×1 航海計器 ロラン レーダー 速力 (試運転最大) 16.079kn (満載航海) 13.8kn 航続距離 9,200浬
 船級・区域資格 NK 遠洋 船型 ウェル甲板型 乗組員 22名





冷凍冷蔵運搬船 **ふりーざー きんぐ** 徳丸海運株式会社
FREEZER KING

高知重工株式会社建造 (第2028番船)	起工 53-3-30	進水 53-6-4	竣工 53-9-16
全長 140.658m	垂線間長 130.000m	型幅 20.000m	型深 12.300m
満載排水量 12,709t	総噸数 7,657.42T	純噸数 4,313.55T	満載喫水 8.330m
貨物艙容積 9,689m ³	艙口数 4	デリック 4gangs×16.5mR 5t×4	載貨重量 7,649t
燃料消費量 41.4t/day	清水槽 309.26m ³	主機械 IHI SEMT Pielstick 16PC2-5V BTC型	燃料油槽 1,735.76m ³
ディーゼル機関×1	出力 (連続最大) 13,600PS(520/137.5rpm)	(常用) 11,560PS(80%M.C.O)(493/130.4rpm)	
補汽缶 サンロッド 1,400kg/h×7.0kg/cm ² G×1	無線装置 送(主) NSD1590 1kW(最大出力)×1 (補) NSD1106 50W(最大出力)×1	発電機 812.5kVA×650kW×450V×60Hz×3φ	
受(主) NRD10 (補) NRD1003A	航続距離 17,400浬	速力 (試運転最大) 23.158kn (満載航海) 20.0kn	
同型船 ふりーざー えーす	船級・区域資格 NK 遠洋	船型 船首楼付平甲板型	乗組員 30名

ラテックスタイプ
エポキシタイプ
マグネシヤタイプ

デッキ舗床材

B.O.T承認番号

MC25/8/0113

カタログ呈
Tightex
タイテックス

SOLAS承認

N.K

N.V

A.B

L.R

B.V

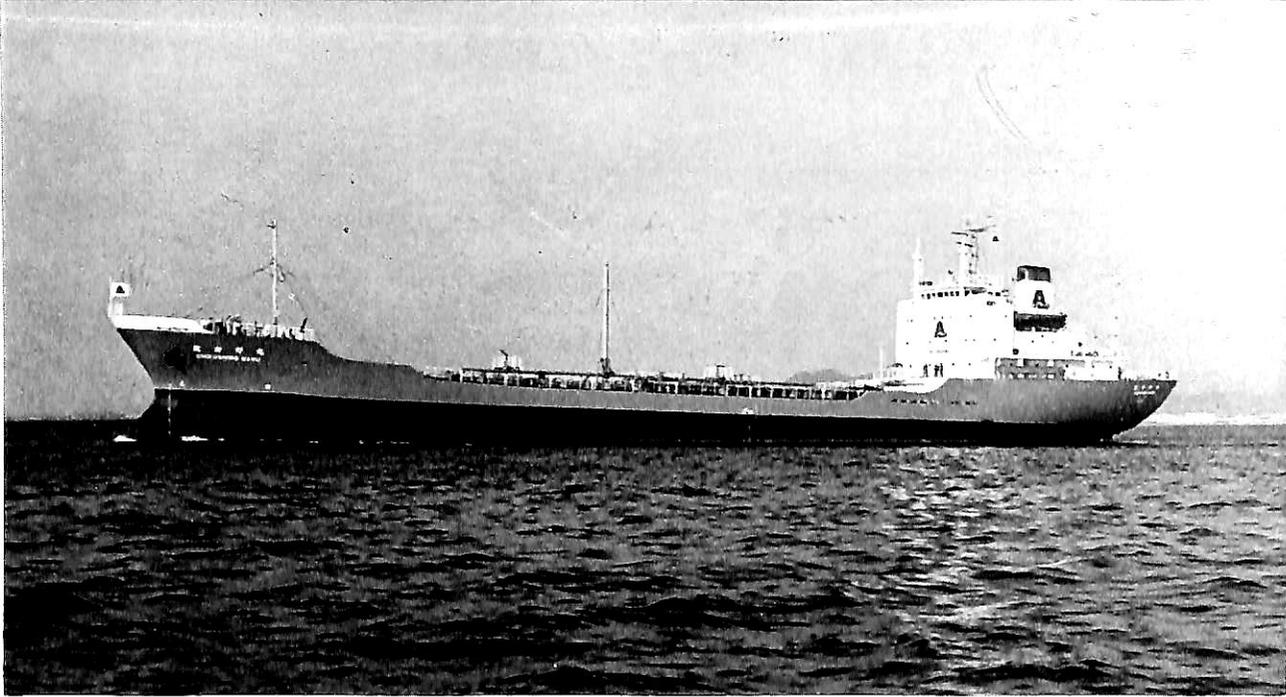
C.R

N.S.C

施工実績数百隻

太平工業株式会社

本社 京都市右京区三条通西大路 電話(311)1101代
出張所 東京都港区白金台4-9-19K.T.C.ビル 電話(446)6283
出張所 広島・神戸・呉・長崎



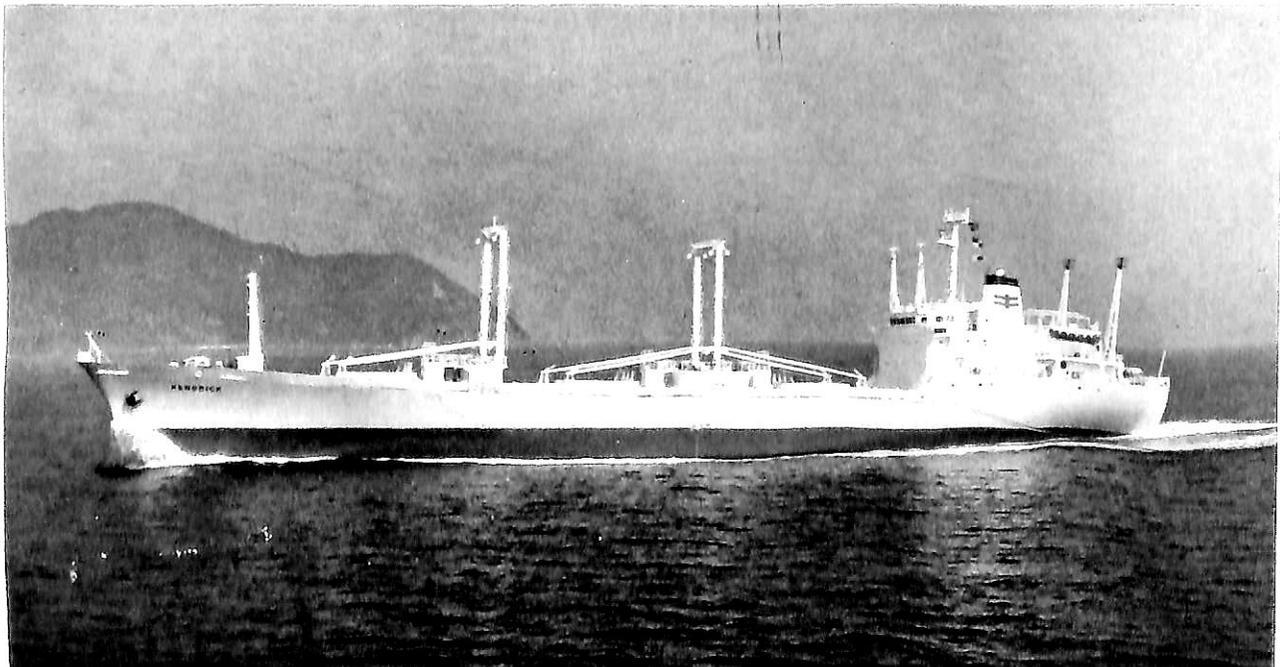
油槽船 **筑紫野丸** 英雄海運株式会社
CHIKUSHINO MARU

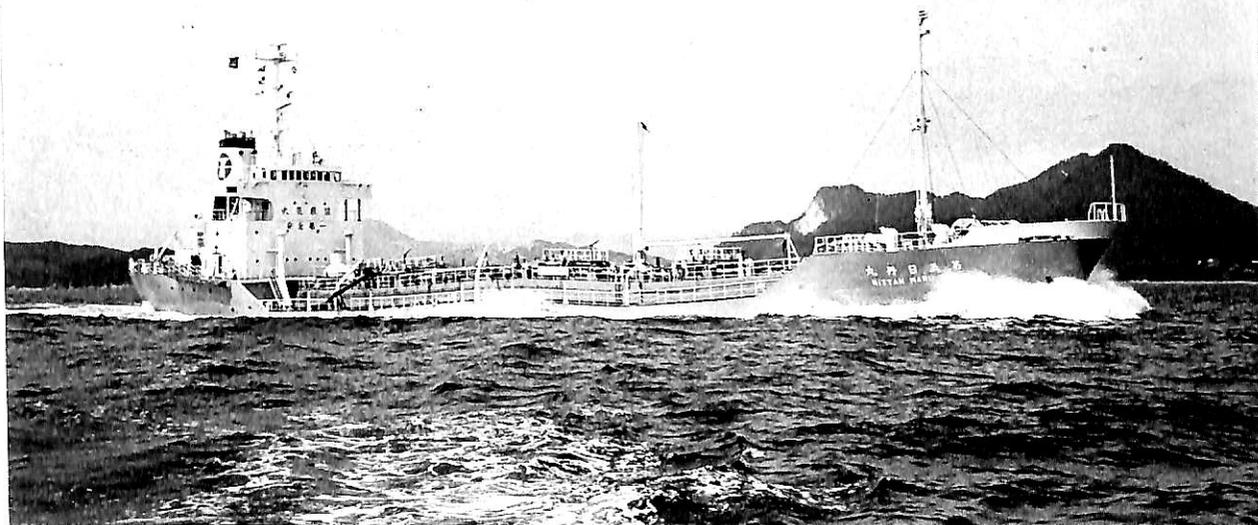
福岡造船株式会社建造 (第1070番船)	起工 53-6-21	進水 53-8-4	竣工 53-10-23
全長 114.70m	垂線間長 106.00m	型幅 15.40m	型深 7.80m
満載排水量 8,212.54t	総噸数 3,563.91T	純噸数 1,462.80T	満載喫水 6.466m
貨物油槽容積 4,551.592m ³	主荷油ポンプ 1,000m ³ /h×80m×2	燃料油槽 D.O. 187.15m ³	H.O. 330.95m ³
燃料消費量 12t/day	清水槽 221.29m ³	主機械 赤阪 6UET45/75C 型ディーゼル機関×1	プロペラ 4翼 1軸
出力 (連続最大) 3,800PS (230rpm)	(常用) 3,230PS (218rpm)	発電機 西芝電機 交流防滴自己通風型 360kW×445V×2	受(主) 全波×1 (補) 全波×1
補汽缶 自然循環水管式舶用ボイラー×1	速力 (試運転最大) 14.259kn	(満載航海) 12.6kn	船舶電話 VHF
無線装置 送(主) 800W(最大出力)×1	船型 ウエル甲板船尾機関型	乗組員 21名	航続距離 約 8,000浬
航海計器 オメガ レーダー			バウスラスタ 装備
船級・区域資格 NK 近海			

— 22 —

冷凍貨物船 **けんどりく** フジマリン シッピング株式会社
KENDRICK

今治造船株式会社丸亀事業本部建造 (第1048番船)	起工 53-6-12	進水 53-8-23	竣工 53-10-25
全長 130.11m	垂線間長 122.80m	型幅 18.00m	型深 10.20m
満載排水量 9,434.6t	総噸数 3,653.13T	純噸数 1,998.40T	満載喫水 6.888m
貨物艙容積 (ベール) 7,758.88m ³	艙口数 3	デリック 5t×6	燃料油槽 1,581.08m ³
燃料消費量 33t/day	清水槽 326.86m ³	主機械 三菱 Sulzer 8RLA56 型ディーゼル機関×1	プロペラ 4翼 1軸
出力 (連続最大) 10,720PS (170rpm)	(常用) 9,650PS (164rpm)	発電機 ヤンマー 6UAL-UT 型 650kVA×3	受(主) RG11A×1 (補) RG15A×1
補汽缶 堅型煙管式 7.0kg/cm ² 油焚 1,000kg/h, 排ガス 1,000kg/h	速力 (試運転最大) 21.038kn	(満載航海) 18.3kn	VHF
無線装置 送(主) 1kW(最大出力)×1	船型 平甲板型	乗組員 25名	航続距離 12,800浬
航海計器 ロラン レーダー			
船級・区域資格 NK 遠洋			

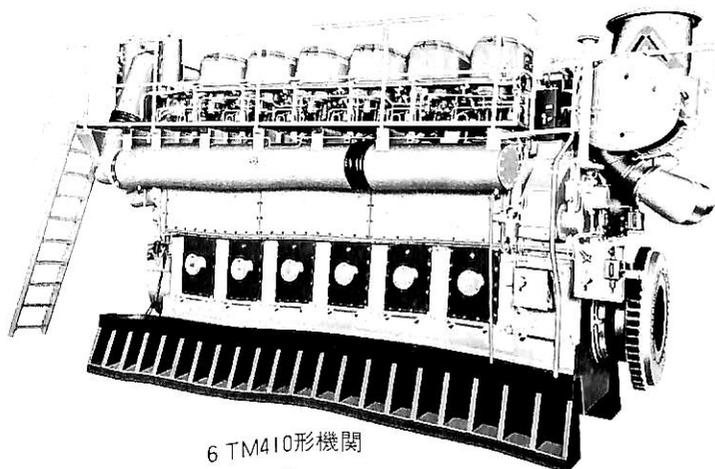




油槽船 第五日丹丸 船舶整備公団
NITTAN MARU No.5 日本タンカー株式会社

内海造船株式会社田熊工場建造 (第430番船)	起工 52-12-23	進水 53-4-5	竣工 53-9-28
全長 99.22m	垂線間長 92.00m	型幅 14.60m	型深 7.40m
満載排水量 6,864t	総噸数 2,988.92T	純噸数 1,571.45T	満載喫水 6.749m
貨物油槽容積 5,431.322m ³	主荷油ポンプ 1,200m ³ /h×100m×2		載貨重量 5,107t
燃料消費量 タンクヒーティング時 20.7t/day	タンクヒーティングなし 12.6t/day		燃料油槽 117.30m ³
主機械 阪神 6LU 50A 型ディーゼル機関×1	出力 (連続最大) 3,800PS(245rpm) (常用) 3,230PS(232rpm)		清水槽 215.40m ³
プロペラ 4翼 1軸		補汽缶 大阪ボイラー 丸型	8kg/cm ² ×5,600kg/h
発電機 ヤンマー6RAL-HT-2TL 型 360PS×1,200rpm×2	20PS×1,800rpm×1		船舶電話
航海計器 レーダー	速力 (試運転最大) 14.072kn (満載航海) 13.0kn		航続距離 2,360浬
船級・区域資格 NK 沿海	船型 船首楼付船尾船橋楼型 膨脹トランク付一層甲板船		乗組員 16名

STORK-WERKSPoor DIESEL



6 TM410形機関

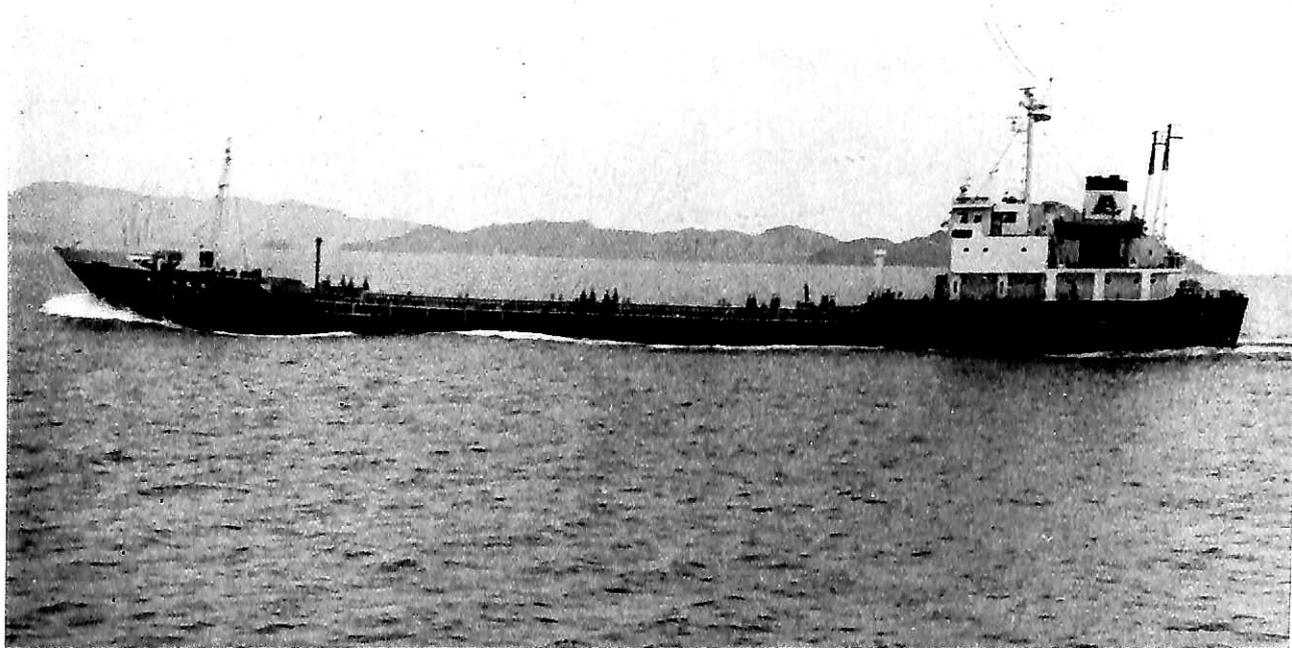
営業品目

SWD(TM410)機関	4250~15000PS
LUシリーズ機関	500~8500PS
MUシリーズ機関	1600~3600PS
可変ピッチプロペラ	600~10000PS用
ジャイロ可変ペラ	1300~1600PS用



阪神内燃機工業株式会社

本社 〒650 神戸市生田区海岸通8番地/神港ビル4階 ☎078(332)2081(代)
 東京支店 〒100 東京都千代田区丸の内2-4-1/丸ビル601区 ☎03(216)3601(代)
 九州営業所 ☎092(411)5822 下関出張所 ☎0832(23)8166 清水出張所 ☎0543(53)6345
 仙台出張所 ☎0222(22)6327 北海道出張所 ☎011(241)8868 焼津 S.S. ☎05462(81)3546



油槽船 第一大英丸 大英汽船株式会社
DAIEI MARU No.1

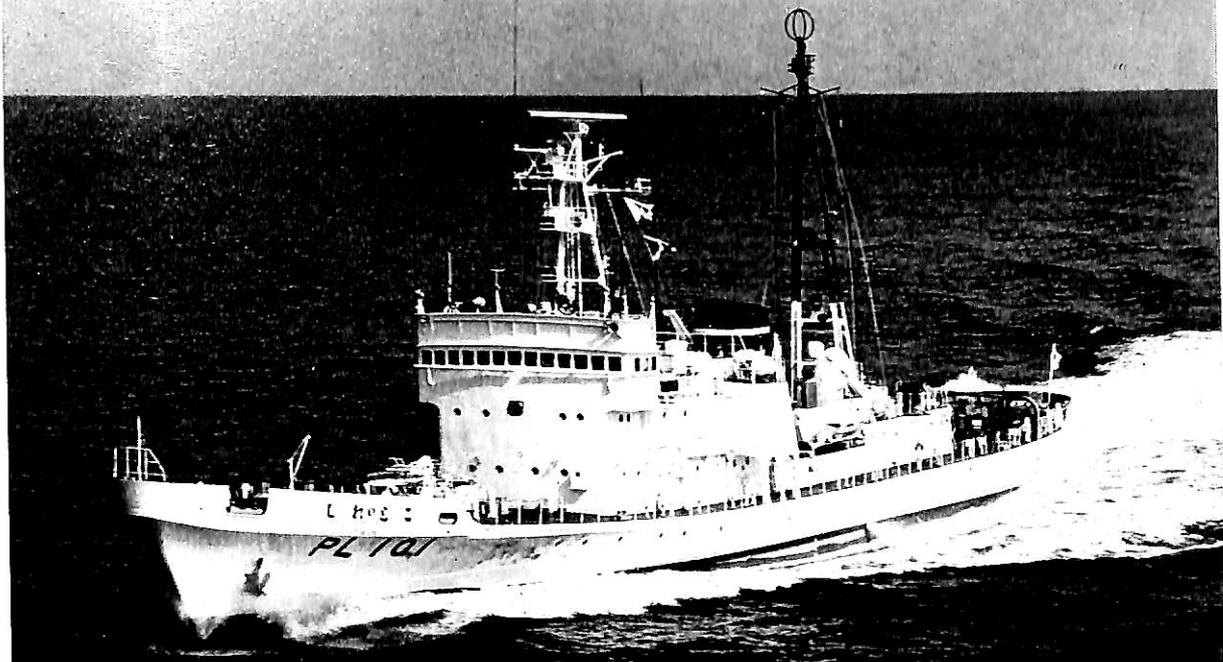
株式会社栗之浦ドック建造 (第133番船) 起工 53-5-23 進水 53-8-23 竣工 53-9-30
 全長 90.50m 垂線間長 84.00m 型幅 14.20m 型深 70.00m 満載喫水 7.00m
 満載排水量 5,649.40t 総噸数 2,240.83T 純噸数 1,260.92T 載貨重量 4,302.83t
 貨物油槽容積 3,966.40m³ 主荷油泵 1,000m³/h×7.5m×2, 200m³/h×7.5kg×2 艙口数 8
 燃料油槽 330m³ 燃料消費量 9.6t/day 清水槽 126m³ 主機械 赤阪鉄工 6LL46A75型ディーゼル機関×1
 出力 (連続最大) 3,200PS (260rpm) (常用) 2,720PS (221rpm) 補汽缶 タクマ EHO-600型
 6,000kg/h×10kg/cm²×1 発電機 200kVA×445V×900rpm×2
 無線装置 送(主) 250W(最大出力)×1 (補) 75W(最大出力)×1 受(主)×1 (補)×1
 速力 (試運転最大) 13.277kn (満載航海) 12.842kn 航続距離 6,000哩 船級・区域資格 NK 近海
 船型 凹甲板船尾機開型 乗組員 14名

— 24 —

自動車運搬船 第8ぷりんす丸 船舶整備公団
PRINCE MARU No. 8 明福産業株式会社

株式会社臼杵鉄工所臼杵造船所建造 (第990番船) 起工 53-6-9 進水 53-7-6 竣工 53-10-15
 全長 105.670m 垂線間長 98.617m 型幅 17.000m 型深 10.450m 満載喫水 5.500m
 満載排水量 5,710.6t 総噸数 2,882.46T 純噸数 2,121.65T 載貨重量 1,825.2t
 Car 搭載数 570台 (乗用車) 燃料油槽 C.O. 430m³ A.O. 60m³ 燃料消費量 155g/PS·h
 清水槽 100m³ 主機械 赤阪 6UET 45/80D型ディーゼル機関×1 出力 (連続最大) 4,500PS (230rpm)
 (常用) 3,825PS (218rpm) プロペラ 4翼 1軸 補汽缶 堅型煙管式 360,600kcal/h×8.0kg/cm²×1
 発電機 ヤンマー 6RAL-7型 200kVA×60Hz×AC445V×300PS×1,200rpm×1
 無線装置 送(主) 500W(最大出力)×1 (補) 130W(最大出力)×1 受(主)×1 (補)×1 船舶電話 VHF
 航海計器 ロラン レーダー 速力 (試運転最大) 16.847kn (満載航海) 14.8kn 航続距離 8,200哩
 船級・区域資格 NK 近海 船型 全通二層甲板型 乗組員 22名





巡視船 (PL101) しれとこ 海上保安庁
SHIRETOKO

三井造船株式会社玉野事業所建造 (第1191番船) 起工 53-3-8 進水 53-7-13 竣工 53-11-8
 全長 78.00m 垂線間長 73.00m 型幅 9.60m 型深 5.30m 満載喫水 3.62m
 満載排水量 1,398.65t 総噸数 960.75T 純噸数 256.14T 燃料油槽 183.32m³
 清水槽 147.58m³ 主機械 新潟 8MA40X 型ディーゼル機関×2 出力 (連続最大) 3,500PS×2(380rpm)
 (常用) 3,000PS×2 (360rpm) プロペラ 4翼 2軸 Cpp 補汽缶 クレイトン WHO-75 型×1
 発電機 (主) ヤンマー 320PS×2 (補) ヤンマー 160PS×2 無線装置 送(主) 0.5kW(最大出力)×2
 (補) 400W(最大出力)×1 受(主) 全波×1 (補) 中短波×3 中波×1
 航海計器 デッカ ロラン オメガ レーダー 速度 (試運転最大) 20.09kn (満載航海) 19kn
 航続距離 5,900浬 船級・区域資格 JG 遠洋 船型 平甲板型 乗組員 41名
 40mm 機関砲×1, 20mm 機銃×1, 20t 曳航フック×1 1,000t 型シリーズ第一船 配属 小樽海上保安部

巡視船 (PL102) えさん 海上保安庁
ESAN

住友重機械工業株式会社追浜造船所浦賀工場建造 (第1070番船) 起工 53-3-9 進水 53-7-26
 竣工 53-11-16 全長 77.810m 垂線間長 73.000m 最大幅 9.626m 型幅 9.600m
 型深 5.300m 満載喫水(型) 3.60m 満載排水量 1,388.74t 総噸数 960.81T
 純噸数 268.30T 燃料油槽 183.32m³ 清水槽 152.85m³ 主機械 富士ディーゼル 8S40B 型
 ディーゼル機関×2 出力 (連続最大) 3,500PS×2 (380rpm) (常用) 3,000PS×2 (360rpm)
 プロペラ 4翼 2軸 Cpp 発電機 3相×AC 450V×250kVA×320PS×1,200rpm×2
 無線装置 送(主) 500W(最大出力)×2 (補) 400W(最大出力)×1 受(主)×2 (補)×4 VHF
 航海計器 ロラン レーダー 速度 (試運転最大) 20.12kn 船級・区域資格 JG 遠洋
 船型 平甲板型 乗組員 41名 同型船 しれとこ 配属 小樽海上保安部





鮪延縄漁業 第五十八徳寿丸 斎藤徳男(宮城県)
TOKUJU MARU No. 58

株式会社新潟鉄工所新潟造船工場建造(第1605番船) 起工 53-5-11 進水 53-6-22 竣工 53-8-22
 全長 48.87m 垂線間長 42.80m 型幅 8.50m 型深 3.61m
 満載喫水 3.359m (キール 0.10m 下面) 満載排水量 831.00t 総噸数 299.42T
 純噸数 143.08T 載貨重量 368.94t 艙口数 3 魚艙容積 468.14m³ 燃料油槽 245.06m³
 清水槽 23.75m³ 主機械 新潟 6M28ZG 型ディーゼル機関×1
 出力 (連続最大) 定格 1,100PS (380rpm) 発電機 新潟 6L16X 型 (360PS×1,200rpm×2)
 大洋電機 300kVA×1,200rpm×2 送信機 安立 TS-17A (補) 安立 TK97A 受信機 安立 RG-22B
 (補) 安立 RG-15A 速力 (試運転最大) 13.34kn (満載航海) 11.0kn 船級・区域資格 JG(第2種漁船)
 船型 船首楼船尾楼付一層甲板型 乗組員 20名 主機遠隔操縦装置付

曳航/消防艇 Y T 58 防衛庁

横浜ヨット株式会社建造(第749番船) 起工 53-3-31 進水 53-9-4 竣工 53-10-31
 全長 28.40m 垂線間長 25.00m 型幅 8.60m 型深 3.50m 満載喫水 2.501m
 満載排水量 306.53t 燃料油槽 23.42m³ 燃料消費量 220l/h 清水槽 17.78m³
 主機械 新潟 6L25BX 型ディーゼル機関×2 出力 (連続最大) 900PS×2 (720rpm)
 (常用) 720PS×2 (668rpm) プロペラ 4翼 2軸 カプラン形コルト・ノズル付
 発電機 大洋電機 48kW×2 (原) 久保田鉄工 85PS×2 無線装置 VHF 航海計器 ジャイロ・コンパス
 速力 (試運転最大) 11.824kn (満載航海) 約 11kn 航続距離 11kn にて 1,170 哩 区域資格 沿海
 船型 低船尾楼付平甲板型 乗組員 10名 海水および泡沫消防設備を有す 配属 佐世保警備隊





インターマー クラリオン
輸出油槽船 INTERMAR CLARION

船主 Compton Shipping Ltd. (Liberia)
川崎重工業株式会社坂出造船事業部建造 (第1286番船) 起工 53-2-28 進水 53-5-31
竣工 53-10-27 全長 246.88m 垂線間長 235.00m 型幅 42.00m 型深 19.10m
満載喫水 11.802m 総噸数 40,940.10T 純噸数 31,540.00T 載貨重量 79,999t
貨物油槽容積 101,443.3m³ 主荷油泵 2,500m³/h×25m×3 デリック 15t×2 燃料油槽 3,221.5m³
燃料消費量 48.1t/day 清水槽 456.4m³ 主機械 川崎 MAN 14V52/55A 型ディーゼル機関×1
出力 (連続最大) 14,670PS (450rpm) (常用) 13,200PS (434rpm) 補汽缶 川崎 SM46 型二胴水管式
23kg/cm²G×46t/h×1 発電機 (ターボ) 西芝 550kVA×1,800rpm×AC 450V×1
(ディーゼル) 西芝 275kVA×900rpm×AC 450V×2 無線装置 送(主) 1.5kW (最大出力)×1
(補) 130W(最大出力)×1 受(主)×1 (補)×1 速力 (試運転最大) 15.649kn (満載航海) 15.1kn
航続距離 22,430浬 船級・区域資格 AB 遠洋 船型 平甲板型 乗組員 35名
イナートガス装置を装備, 専用バラストタンク方式を採用, 川崎省エネルギー推進プラントを搭載している。

セロ ボリバー
輸出撒積貨物船 CERRO BOLIVAR

船主 Navios Corporation (Venezuela)
住友重機械工業株式会社泊浜造船所浦賀工場建造 (第1055番船) 起工 53-3-16 進水 53-8-8
竣工 53-11-22 全長 230.20m 垂線間長 218.00m 型幅 32.20m 型深 18.20m
満載喫水 13.000m 満載排水量 77,345t 総噸数 28,427T 載貨重量 64,685t
貨物艙容積 (グリーン) 85,776m³ 艙口数 7 燃料油槽 3,543m³ 燃料消費量 50t/day 清水槽 442m³
主機械 住友 Sulzer 6RND76M 型ディーゼル機関×1 出力 (連続最大) 14,400PS (122rpm)
(常用) 12,960PS (118rpm) プロペラ 5翼 1軸 補汽缶 1.5t/h×1, 排ガスエコマイザー 1.5t/h×1
発電機 (ディーゼル) 550kW×AC 450V×3 無線装置 送(主) 1 (補) 1 受(主) 1 (補) 1
速力 (試運転最大) 16.92kn (満載航海) 15.20kn 航続距離 22,000浬 船級・区域資格 AB 遠洋
船型 船首接付平甲板型 乗組員 40名





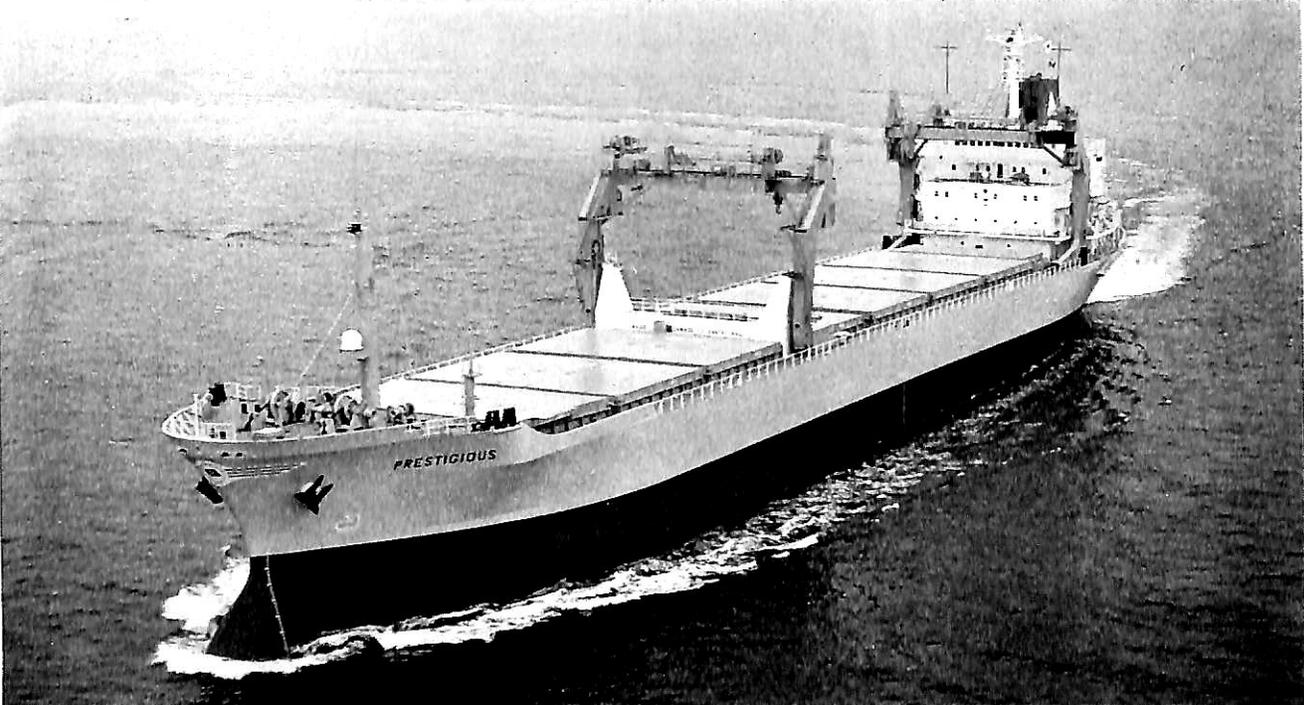
オリエンタル アンバサダー
輸出コンテナ船 **ORIENT AMBASSADOR**

船主 United Container Services Ltd. (Hong Kong)
 常石造船株式会社建造 (第427番船) 起工 53-4-1 進水 53-6-21 竣工 53-9-18
 全長 186.000m 垂線間長 177.400m 型幅 27.600m 型深 16.200m 満載喫水 10.621m
 満載排水量 33,639t 総噸数 21,068.49T 純噸数 10,838.13T 載貨重量 23,991t 艙口数 9
 Cont. 搭載数 20'×1,288個 燃料油槽 2,616.6m³ 燃料消費量 65.1t/day 清水槽 314.5m³
 主機機 IHI Sulzer 8RND76M 型ディーゼル機関×1 出力 (連続最大) 19,200PS (122rpm)
 (常用) 17,280PS (117.8rpm) プロペラ 4翼 1軸 補汽缶 堅型横煙管式 7kg/cm²×飽和×2,000kg/h
 発電機 ダイハツ 6DS-26 型 (1,300PS×720rpm)×3 大洋電機 (900kW×720rpm)×3
 無線装置 送(主) 1.5kW(最大出力)×1 (補) 1 受(主)×1 (補)×1 VHF
 航海計器 デッカ ロラン NNSS 衝突予防装置 レーダー 速力 (試運転最大) 21.61kn (満載航海) 20.25kn
 航続距離 17,100浬 船級・区域資格 LR 遠洋 船型 ウェル甲板型 乗組員 41名

マリエ バッケ
輸出多目的貨物船 **MARIE BAKKE**

船主 Partrederiet Marie Bakke (Norway)
 川崎重工株式会社神戸工場建造 (第1272番船) 起工 53-3-30 進水 53-6-9 竣工 53-10-5
 全長 174.014m 垂線間長 165.00m 型幅 26.30m 型深 16.00m 満載喫水 10.273m
 総噸数 16,438.41T 純噸数 10,935.16T 載貨重量 22,579t 貨物艙容積 (ベール) (一般貨物倉) 29,325.1m³
 (冷蔵倉) 2,914.5m³ (グレーン) (一般貨物倉) 33,087.0m³ 貨物油槽容積 868.8m³ 主荷油ポンプ 可搬式 80m³/h
 艙口数 11 デリックブーム 10t×2 デッキクレーン 16t×1, 50tⅡ×2, 32tⅡ×1
 Cont. 搭載数 20'×801個 燃料油槽 2,981.3m³ 燃料消費量 61.9t/day 清水槽 374.2m³
 主機機 川崎 MAN K10SZ 70/125 型ディーゼル機関×1 出力 (連続最大) 19,000PS (145rpm)
 (常用) 17,100PS (140rpm) 補汽缶 堅型煙管式×1 発電機 (ディーゼル) AC 450V×875kVA×4
 (非) AC 450V×200kVA×1 送信機 (主) 中, 中短, 短波×1 (非) 中, 中短, 短波×1
 受信機 (主) 全波×1 (非) 全波×1 速力 (試運転最大) 20.857kn (満載航海) 18.4kn 航続距離 18,900浬
 船級・区域資格 NV 遠洋 船型 船首楼付平甲板型 乗組員 36名 旅客 12名 その他 5名
 同型船 JOHN BAKKE 航路 オーストラリア～東南アジア～日本～米国西海岸





プレスティジャス
輸出多目的貨物船 **PRESTIGIOUS**

船主 Jarita Ltd. (U.K.)

石川島播磨重工業株式会社知多工場建造 (第2562番船)

竣工 53-11-1 全長 164.330m 垂線間長 155.448m 型幅 22.860m

満載喫水 10.100m 総噸数 14,290.58T 純噸数 10,099.47T

貨物船容積 (バール) 29,568.6m³ 27,972.8m³(コンテナ) (グリーン) 30,425m³ 艙口数 8

ガントリークレーン 22/10/4/2t×15/30/45/90m/min×2 Cont. 搭載数 20'×755個, 40'×348個

燃料油槽 1,322.1m³ 燃料消費量 24.6t/day 清水槽 209.9m³ 主機械 IHI SEMT Pielstick 12PC2-5V型

ディーゼル機関×1 出力 (連続最大) 7,800PS (520rpm) (常用) 7,020PS (520rpm)

プロペラ 4翼 1軸 CPP 補汽缶 重油焚7.0kg/cm²G×170°C×0.6t/h, 排ガスヒーター7.0kg/cm²G×170°C×1.2t/h

発電機 (主) ヤンマー 6UAL-UT 型 450kW×AC×60Hz×450V×900rpm×1 (補) ヤンマー 6UAL-HT 型

160kW×AC×60Hz×450V×900rpm×1 無線装置 1.5kW(最大出力)×1 航海計器 ロラン オメガ レーダー

速力 (試運転最大) 16.88kn (満載航海) 15.0kn 航続距離 12,000哩 船級・区域資格 AB 遠洋

船型 平甲板型 乗組員 30名

これからのカーゴ・システムとして、 どのようなタイプを、お考えですか。

このような多くのご質問をお受けし、私たちは新しいカーゴ・システムとして、運転作業の高効率、消費電力の節約、メンテナンスの簡略、そしてキャピタルコストダウン等が可能なU.G.C (Universal Gantry Cranes)をお話ししてまいりました。

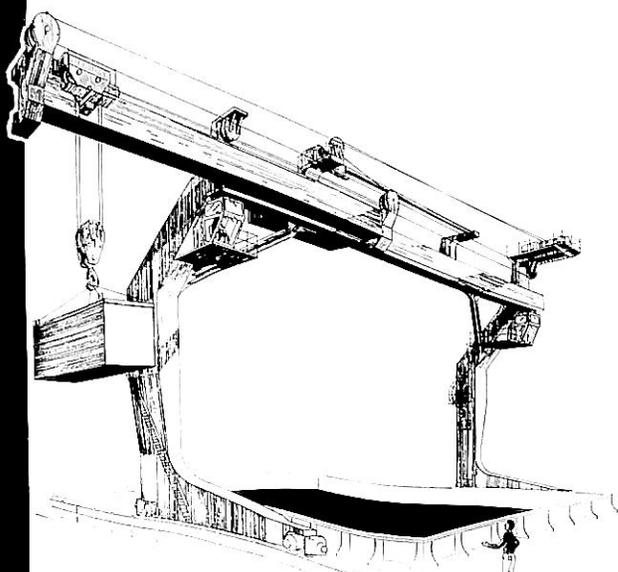
私たちは多目的貨物船の荷役および補機システムに関し、数々の開発を行ない、世界各国のお客様からのご要望にお応えしています。

U.G.C.は、私たちの蓄積した技術の集結として自信をもっておすすめできる多くの特徴を持った新しいカーゴ・システムです。

Performance Characteristics

Lifting Capacity (SWL)	22 Long ton	
Hoisting	22LT	Approx. 15 M/ MIN
	10LT	Approx. 30 M/ MIN
	4LT	Approx. 45 M/ MIN
	2LT	Approx. 90 M/ MIN
Lowering	Approx. 90 M/ MIN	
Traversing (Trolley speed)	Approx. 80 M/ MIN	
Gantry travel	Approx. 20 M/ MIN	
Main dimension	Span of crane rail	19.3M
	Max outreach from ships side	4.57M
Electric Motors	2×37 KW CONTINUOUS rating	
	2×75 KW 25% ED	

*U.G.C.の詳しい資料についてはご連絡下さい。



NIPPON ICAN LTD.

東京都中央区新富1-1-5 (新中央ビル8F) 〒104
TEL: 03(552)1776 FAX: 03(552)9919 ICANSHIP TOKYO

神戸営業所 兵庫県神戸市西区・1通商130 桑原 TEL: 078(562)6711 FAX: 078(562)6712



クリテイ エメラルド

輸出多目的貨物船 **KRITI EMERALD**

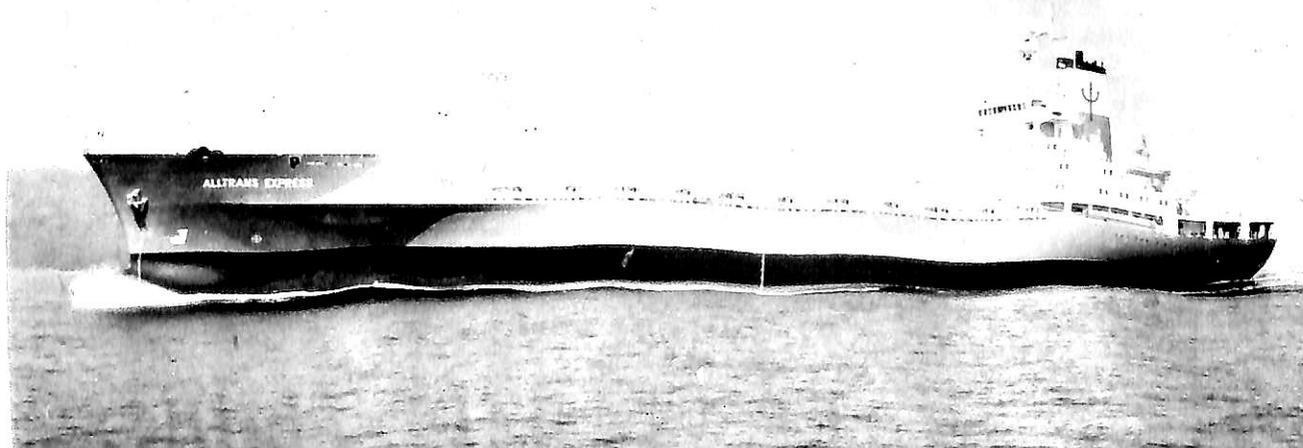
船主 Arbyx Emerald Shipping S.A. (Panama)
 三菱重工業株式会社長崎造船所建造 (第1820番船)
 全長 151.220m 垂線間長 139.000m 型幅 21.200m 型深 12.400m 竣工 53-11-10
 総噸数 10,832.41T 純噸数 6,461.11T 載貨重量 16,170t 満載喫水 9.450m
 (グレーン) 22,707.5m³ 貨物油槽容積 949.0m³ 燃料油槽 1,516.6m³ 貨物艙容積 (ベール) 20,545.2m³
 デリック 7.5t×30m/min×6, 20t(K-7)×1 燃料消費量 154g/PS・h
 清水槽 310.1m³ 主機械 三菱 Sulzer 5RND68型ディーゼル機関×1 出力 (連続最大) 7,500PS(137rpm)
 (常用) 6,750PS (132rpm) プロペラ 4翼1軸 補汽缶 MC-12型 7kg/cm²×飽和×1,200kg/h×1
 発電機 6DS-18型 370kW×AC 450V×900rpm×600PS×3 無線装置 送(主) Marconi "Conqueror HS"
 受(主) Marconi "Apollo" 速力 (試運転最大) 17.95kn (満載航海) 15.4kn 航続距離 19,000浬
 船級・区域資格 LR 遠洋 船型 ウェル甲板型 乗組員 42名 同型船 KRITI DIAMOND
 同社開発 標準船型 MM-14型
 ・三菱ワイヤブル式 2Row hatch cover ○No. 3 W.B.S タンクに Vegetable oil 及び grain 搭載

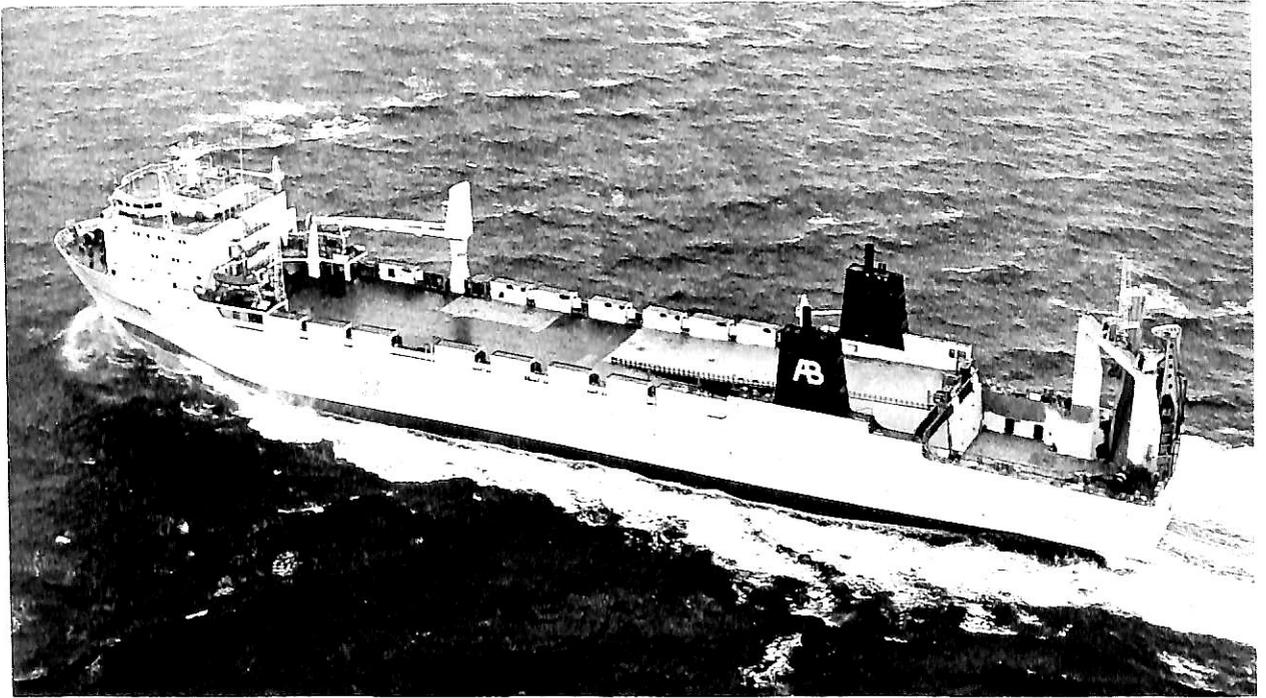
— 30 —

アルトランス エクスプレス

輸出コンテナ船 **ALLTRANS EXPRESS**

船主 Timur Carriers (PTE) Ltd. (Singapore)
 日立造船株式会社広島工場向島建造 (第4598番船)
 全長 157.05m 垂線間長 145.15m 型幅 25.00m 型深 14.02m 竣工 53-10-30
 満載排水量 22,267t 総噸数 13,941.44T 純噸数 8,022.86T 載貨重量 15,270t
 Cont. 搭載数 20'×682個, 40'×87個 総計 20'換算 856個 燃料油槽 1,135m³ 燃料消費量 42.3t/day
 清水槽 134m³ 主機械 日立 Sulzer 6RND76型ディーゼル機関×1 出力 (連続最大) 12,000PS(122rpm)
 (常用) 10,800PS(118rpm) 補汽缶 壺型水管(フレミング No. 3) 発電機 (主) 500kW×AC450×60Hz×3
 (補) 250kW×AC450V×60Hz×1 無線装置 送(主) MF 400~535kHz, IF 1.6~4.6MHz 各1
 (補) MF 405~525kHz, IF 2182kHz 各1 受(主) 15kHz~30MHz×1 速力 (試運転最大) 20.91kn
 (満載航海) 18.5kn 航続距離 10,000浬 船級・区域資格 LR 遠洋 船型 船首楼付平甲板型
 乗組員 37名

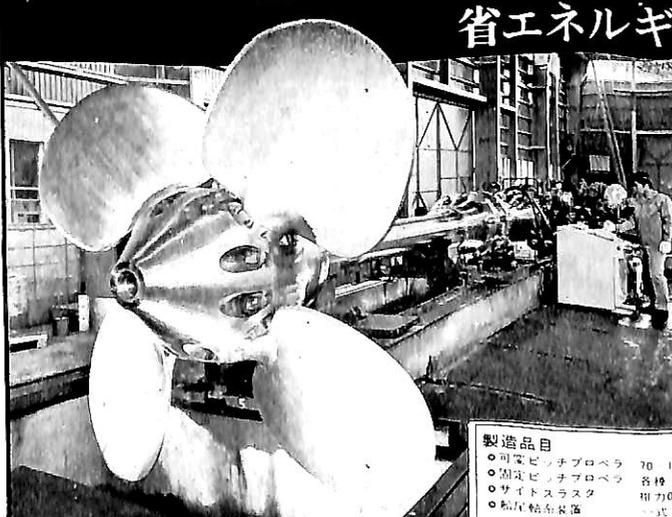




タイラスランド
輸出 RO/RO 貨物船 TYRUSLAND

船主 Broströms Rederi AB (Sweden)
 三井造船株式会社千葉事業所建造 (第1182番船) 起工 53-3-30 進水 53-8-8 竣工 53-11-13
 全長 165.000m 垂線間長 155.000m 型幅 25.500m 型深 9.000/16.400m 満載喫水 7.999m
 総噸数 9,372.83T 純噸数 3,221.00T 載貨重量 12,200t 貨物艙容積 (ベール) 19,255m³
 Cont. 搭載数 800TEUS 燃料油槽 3,289.2m³ 燃料消費量 73.4t/day
 清水槽 326.4m³ 主機械 三井 B&W DE 12L45GF 型ディーゼル機関×2
 出力 (連続最大) 10,600PS×2 (170rpm) (常用) 9,600PS×2 (165rpm)
 発電機 (主) ディーゼル 西芝 760kW×720rpm×4 (非) GM 160kW×1,800rpm×1
 無線装置 送(主) 1.5kW(最大出力)×1 受(主)×1 (補)×1 VHF 航海計器 デッカ レーダー
 速力 (試運転最大) 21.28kn (at MCO) (満載航海) 20.15kn (at CSO) 航続距離 17,900浬
 船級・区域資格 LR 遠洋 船型 平甲板長船楼型 乗組員 28名 同型船 THEBELAND

省エネルギー対策にピタリ!!



2500

台を超える
実績と信頼性

全国40ヵ所のサービス網完備



**かもめ
可変ピッチ
プロペラ**

運輸大臣認定製造事業場

かもめプロペラ株式会社

〒114 東京都文京区上野田町593 番 222 号 (245) 511-2451 (代表)
 東京事務所: 東京都中央区新富4-14-2 番 105 号 (03) 431-8430 434-3839

製造品目

- 可変ピッチプロペラ 70 15,000¹5
- 固定ピッチプロペラ 各種
- サイドスラスター 推力0.5 20 0t
- 船尾船首各種 一式



ベチャール
輸出多目的貨物船 **BECHAR**

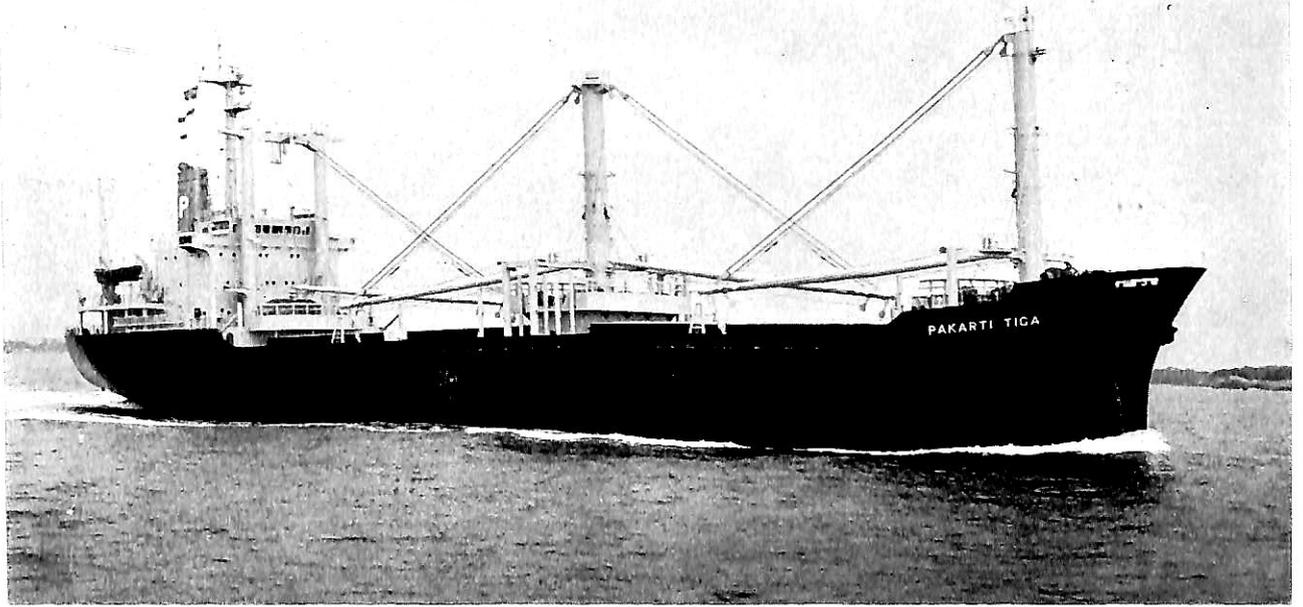
船主 Compagnie Nationale Algerienne de Navigation (Algeria)
 株式会社金指造船所豊橋工場建造 (第1280番船) 起工 53-4-26 進水 53-7-18 竣工 53-10-16
 全長 134.92m 垂線間長 125.00m 型幅 21.60m 型深 11.00m 純噸数 5,096.01T 満載喫水 8.361m
 満載排水量 16,250t 総噸数 8,384.46T 純噸数 5,096.01T 満載喫水 8.361m
 貨物艙容積 (ベール) 16,164m³ (グレーン) 15,186m³ 艙口数 3 デリックブーム 100t×1, 10t×6
 ツインデッキクレーン 25t×1 (12.5t×2) Cont. 搭載数 20'×162個(in holds), 84個(on hatch covers)
 燃料油槽 A.O. 189m³ C.O. 1,306m³ 燃料消費量 23.4t/day 出力 (連続最大) 7,050PS (170rpm) 清水槽 175m³
 主機械 三井 B&W 8L45GF 型ディーゼル機関×1 プロペラ 5翼 1軸 補汽缶 サンロッド型 排ガス 900kg/h×7kg/cm²×1
 (常用) 6,400PS (165rpm) 発電機 (ディーゼル) ダイハツ 6DSb-18A 型 500PS×1,000rpm×300kW×3
 油焚 700kg/h×7kg/cm²×1 無線装置 送(主) 1.5kW(最大出力)×1 (補) 75W(最大出力)×1 受(主) 全波×1 (補) 全波×1
 航海計器 NNSS レーダー 速力 (試運転最大) 18.323kn (満載航海) 14.9kn 船級・区域資格 LR 遠洋 船型 凹甲板型 乗組員 35名 航続距離 17,800浬

— 32 —

輸出 RO/RO トレーラー運搬船 **BUTTERFLY**

船主 Boxley Shipping Ltd. (Singapore)
 川崎重工業株式会社神戸工場建造 (第1276番船) 起工 53-2-10 進水 53-7-21 竣工 53-10-27
 全長 147.87m 垂線間長 136.00m 型幅 24.00m 型深 15.70m 純噸数 6,341.60T 満載喫水 8.113m
 総噸数 6,341.60T 純噸数 3,280.65T 載貨重量 11,020t Car・Cont. 搭載数 トレーラー 136台
 および車輛 125台, 又はコンテナ 568個 燃料油槽 1,205.2m³ 燃料消費量 38.4t/day 出力 (連続最大) 12,660PS (450rpm) 清水槽 252.8m³
 主機械 川崎 MAN 12V52/55A 型ディーゼル機関×1 プロペラ 4翼 1軸 Cpp 補汽缶 船用堅形強制通風煙管式×1
 (常用) 11,400PS (434rpm) 無線装置 送(主) 1.5kW(最大出力)×1 (補) 120W(最大出力)×1
 発電機 (ディーゼル) AC450V×1,000kVA 受(主)×1 (補)×1 VHF 航海計器 デック レーダー 速力 (試運転最大) 20.693kn
 (満載航海) 18.10kn 航続距離 12,600浬 船級・区域資格 AB 遠洋 船型 平甲板型 乗組員 34名
 Stern rampway, Side rampway 各 1



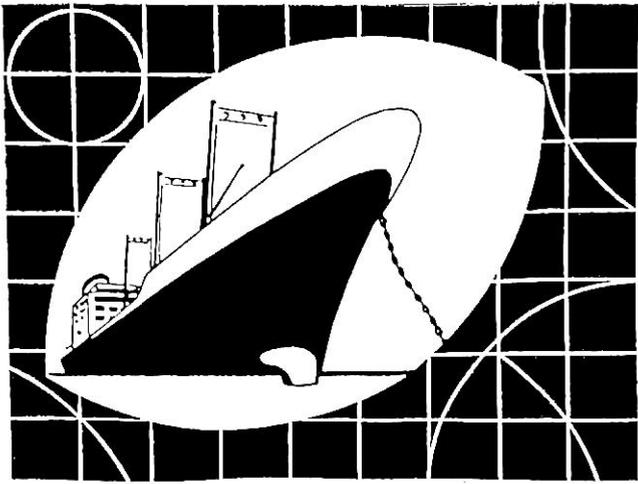


パカリテイ テイガ

輸出木材運搬船 PAKARTI TIGA

船主 Sirius Steam Ship Co., S.A. (Panama)	起工 53-4-19	進水 53-7-19	竣工 53-9-28
東北造船株式会社建造 (第182番船)	全長 119.75m	垂線間長 112.00m	型幅 18.60m
満載排水量 11,632t	総噸数 5,491.46T	純噸数 3,845.81T	満載喫水 7.392m
貨物艙容積 (ベール) 11,344m ³	(グリーン) 12,337m ³	燃料消費量 15.9t/day	載貨重量 8,818t
燃料油槽 645m ³	主機機 NKK SEMT Pielstick 12PC2-2V 型ディーゼル機関×1	出力 (連続最大) 5,000PS (180rpm)	デリック 22t×4
(常用) 4,250PS (170.5rpm)	補汽缶 豎油焚型	発電機 440kVA×450V×2	清水槽 170.5m ³
無線装置 送(主) 405-23,000kHz	受(主) 100-30,000kHz	速力 (試運転最大) 16.111kn	船型 ウェル甲板型
(満載航海) 13.0kn	航続距離 10,400浬	船級・区域資格 NK 遠洋	
乗組員 30名			

各種船舶の設計製図



新造船基本計画
 各部工作図
 修理船修理工事
 その他鉄構工事
 配管工事
 船舶関係の特許品
 高速艇
 油回収船
 海水こし器



株式会社 共栄船舶興業

横浜市神奈川区東神奈川 2-48-2
 郵便番号221 TEL 横浜045(441)7685(代表)



琉球海運向け RO/RO貨客船

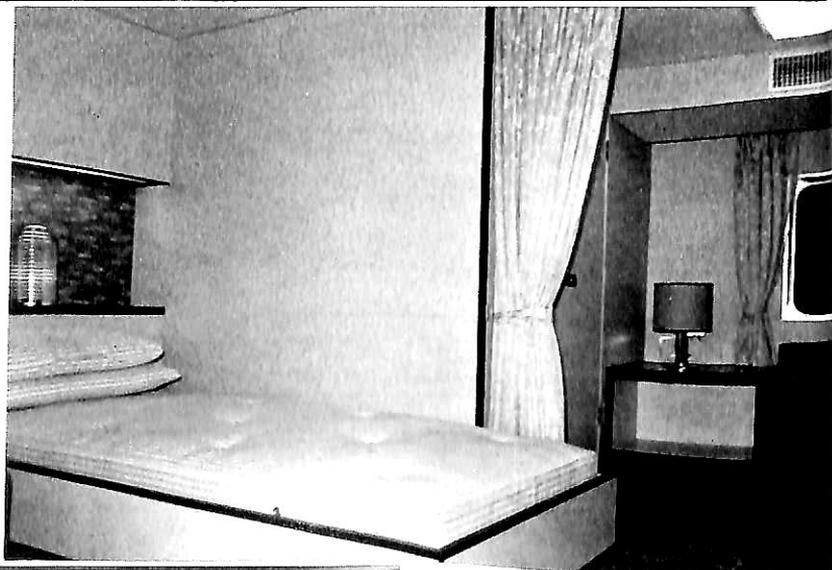
ふりんせす おきなわ

総噸数 4,931.98T

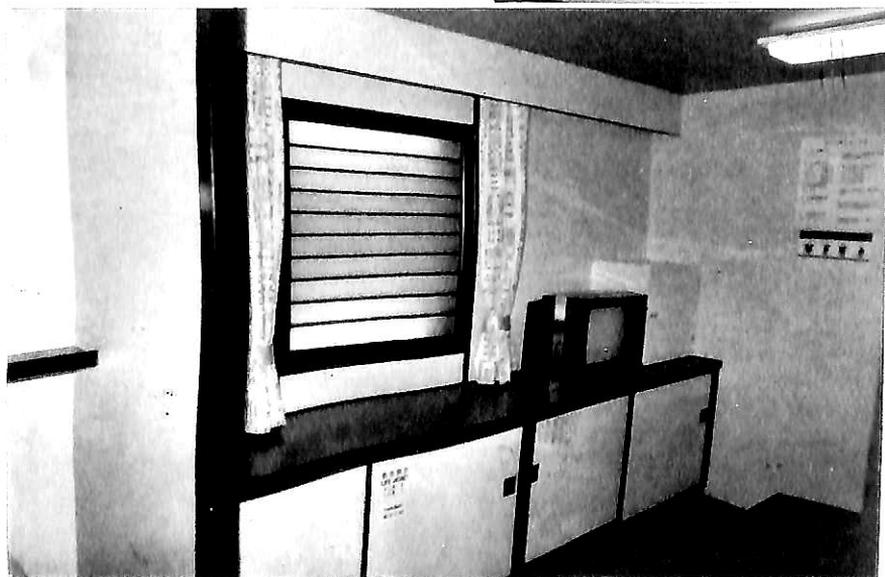
鹿児島～沖縄～宮古～石垣

尾道造船・尾道工場建造

(本文62頁参照)

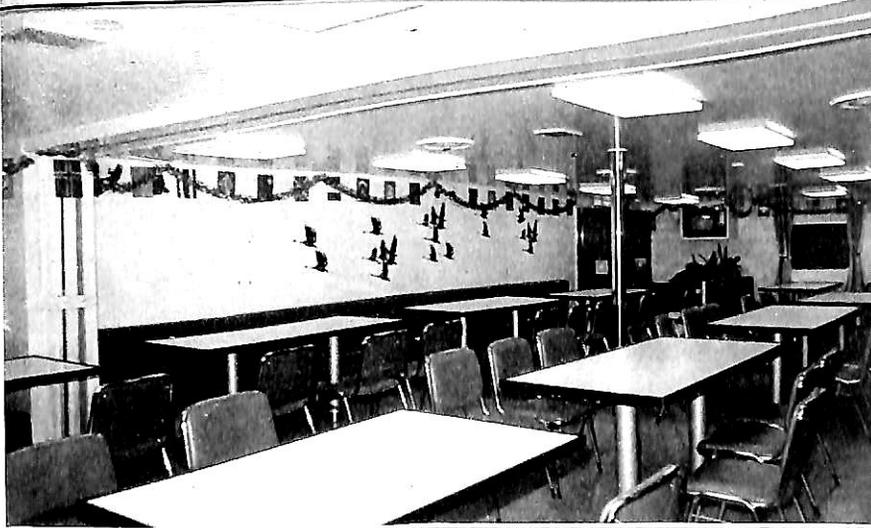


特別一等室

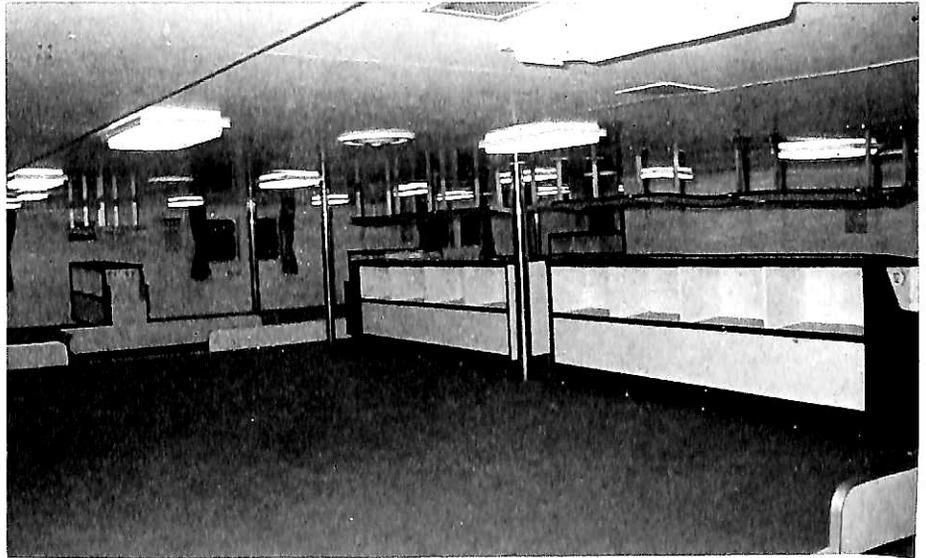


一等和室

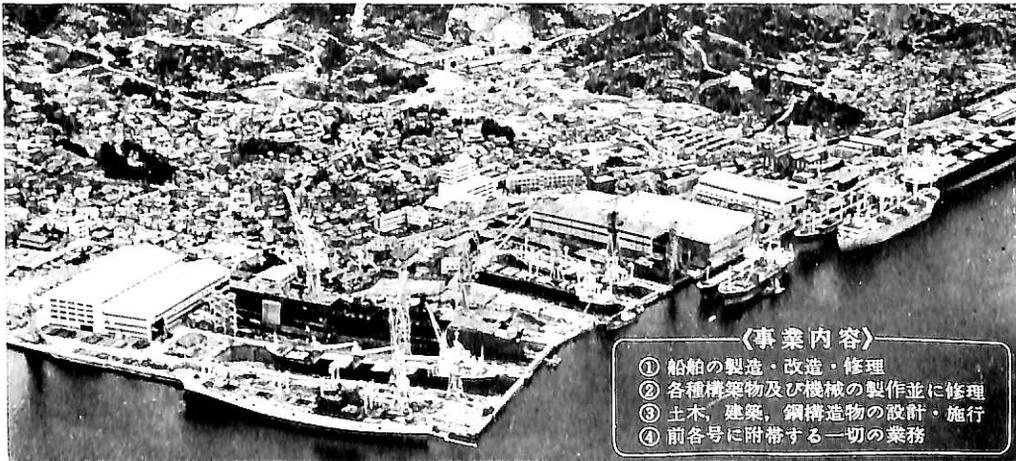
ぷりんせす おきなわ



レストラン

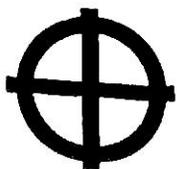


二等大部屋



〈事業内容〉

- ① 船舶の製造・改造・修理
- ② 各種構築物及び機械の製作並に修理
- ③ 土木、建築、鋼構造物の設計・施行
- ④ 前各号に附帯する一切の業務



尾道造船株式会社

取締役社長 濱根 康夫

本社／神戸市生田区浪花町27番地(興銀ビル) 電話<078>391-3424代表
 尾道造船所／広島県尾道市山波町1005番地 電話<0848>37-1111大代表
 東京事務所／東京都千代田区丸の内1丁目2番1号 電話<03>214-4551代表
 (東京海上ビル新館)



改装客船 FESTIVALE

総噸数 26,632t

旅客数 1,432名

川崎重工業・神戸工場改造

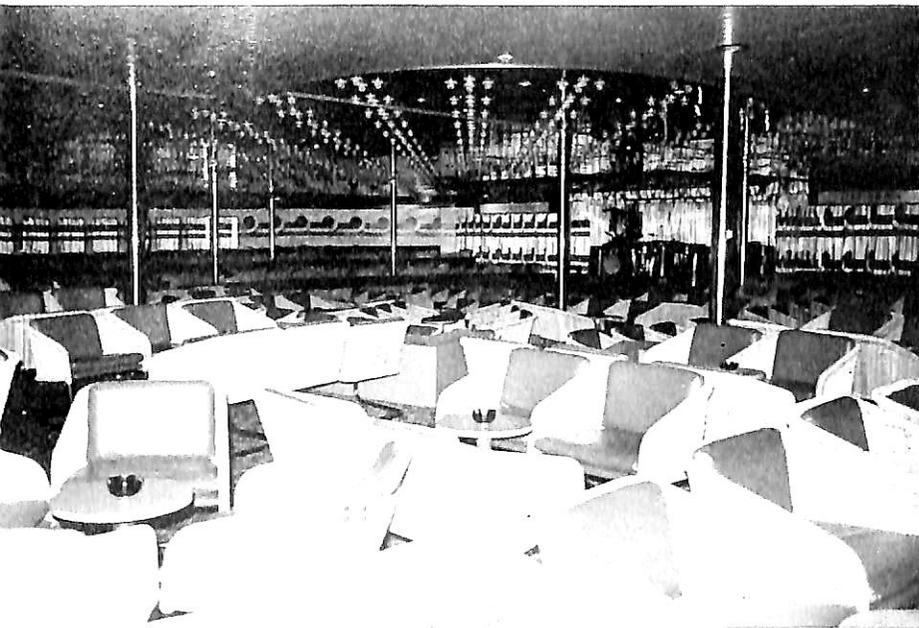
(本文75頁参照)



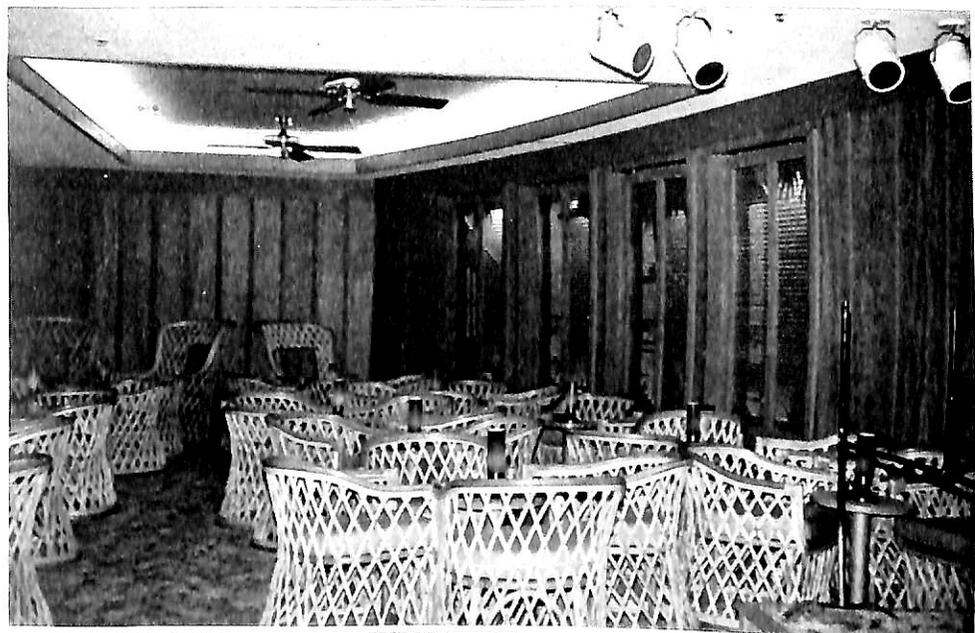
Gaslight club (Casino)



Gaslight saloon



Copacabana lounge

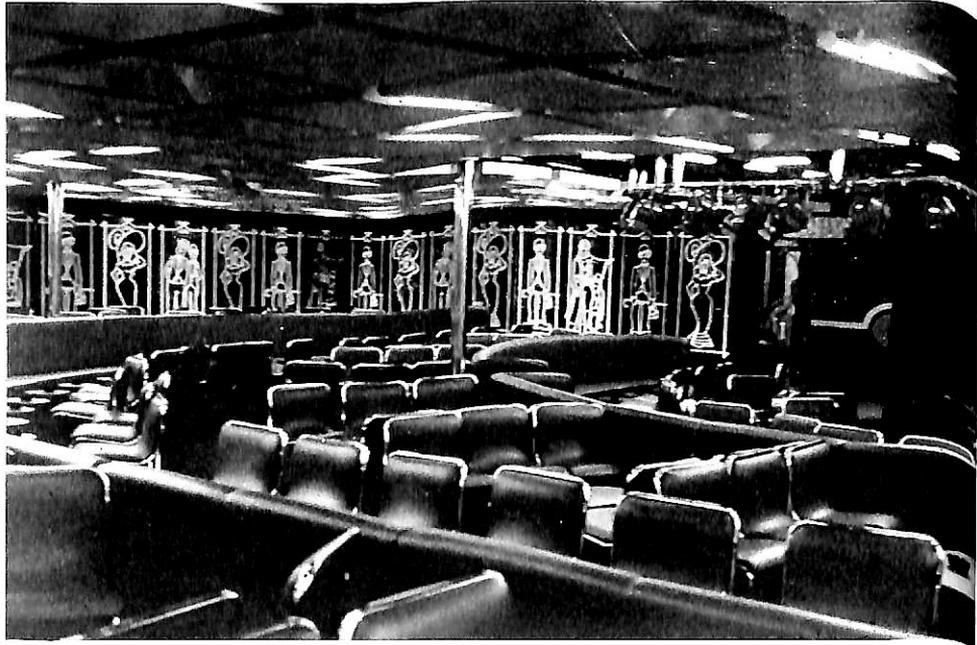


Tradewinds club



Carnival lounge

FESTIVALE



Cabalet night club



Fanta-Z-disco



Lido bar



日本沿海フェリー「えりも丸」



安全な航海のために 操舵室の窓は クリヤーに

結露・氷結から視界をまもります。

変わりやすい海洋気象、飛び散るしぶき、吹きつける氷雪、操舵室の窓は、どうしても曇りがちです。

でもヒートライトCの窓なら、いつも快適な視界をお約束します。ヒートライトCは、ガラス表面に薄い金属膜をコーティングして通電発熱させ、曇りだけでなく、氷結を 방지、融雪もする安全な窓ガラスです。もちろん金属膜は透視の妨げにはなりませんし、被膜の保護や感電防止は万全です。またまんいち割れても破片の飛び散らない安全な合せガラスです。

結露・氷結防止作用、融雪作用のある安全ガラス

ヒートライト® C

ヒートコントローラー

※あわせて、ヒートライト製品の姉妹品、ヒートコントローラーのご使用をおすすめします。

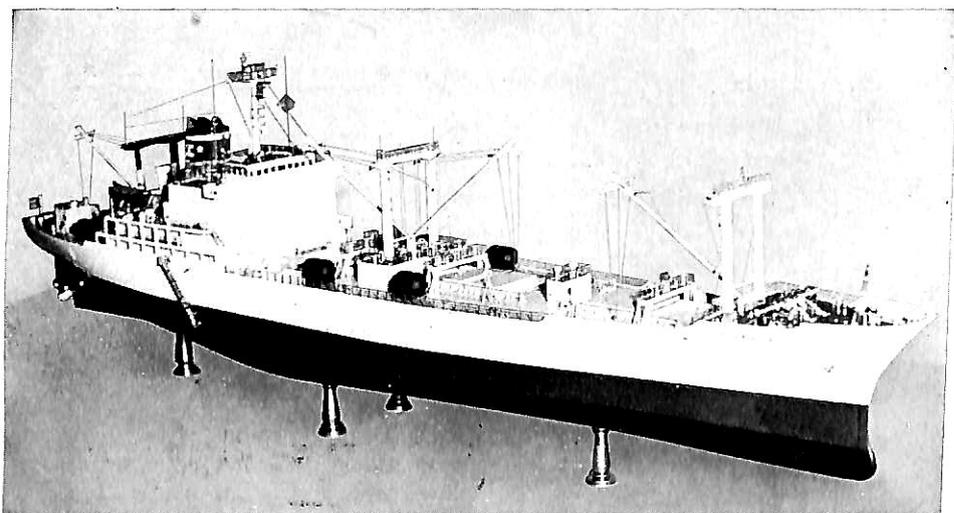
ヒートコントローラーは、自動的に使用適正温度を保ちますので、ON・OFFの手間がいりません。

旭硝子

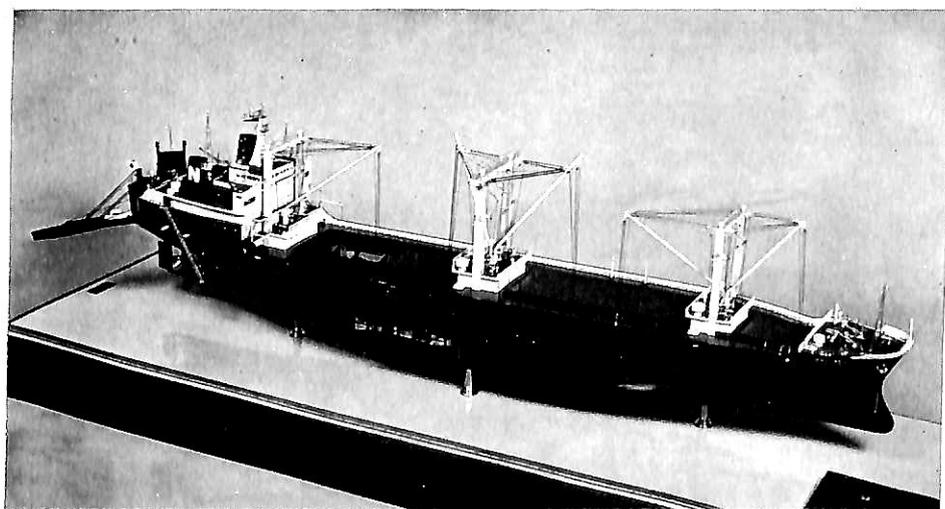
100 東京都千代田区丸の内2-1-2(千代田ビル)
☎(03)218-5339(中橋機村営業部)
支店 = 東京・大阪・福岡・名古屋・札幌・仙台・広島

— 謹 賀 新 年 —

進水記念贈呈用に
不二の船舶美術模型を



“OCEANO ARTICO” キューバ向冷凍運搬船 (契約者) 株式会社 トーメン
(建造所) 株式会社神田造船所



“ブルーコウベ” 多目的貨物船 (船主) 関兵精麦株式会社
(建造所) 株式会社神田造船所

株式会社 不二美術模型

代表取締役社長 桜庭武二

東京都練馬区高松2丁目5の2 TEL. 東京 (998) 1586



業務内容

船客傷害賠償責任保険
 自動車航送船賠償責任保険
 日本旅客船協会船員災害補償保険
 公団共有旅客船の船舶保険
 交通事故傷害保険

楽しい船旅は安心から…
 — 備えあれば、憂いなし —

日本定航保全株式会社

社長 渡邊 浩

東京都千代田区内幸町2丁目1番18号(新日本ビル5階)
 電話 東京 (501)局6821~2 (503)局4566

新鋭試験設備を駆使して明日の技術開発を…

■ 主要業務

依頼試験、研究
 施設設備の貸与
 技術相談

環境(耐候・振動)・防火・防爆・情報処理
 音響・化学分析・材料・加速度ピックアップの
 校正等・試験研究設備が整備されています



船舶艤装品研究所

RESEARCH INSTITUTE OF MARINE ENGINEERING
 HIGASHIMURAYAMA TOKYO JAPAN

〒189 東京都東村山市富士見町1-5-12
 TEL 0423-94-3611~5

(競艇益金事業)

祝 創刊 30 周年 記念

社 団 法 人
日本造船工業会

会 長 真 藤 恒

東 京 都 港 区 虎 ノ 門 1 丁 目 15 番 16 号 (船 舶 振 興 ビ ル)
電 話 (502) 2 0 1 0 ~ 1 9



JAPAN SHIP EXPORTERS' ASSOCIATION

日本船舶輸出組合

理 事 長 山 下 勇

東 京 都 港 区 虎 ノ 門 1 丁 目 15 番 16 号 (船 舶 振 興 ビ ル)
電 話 本 部 (502) 2 0 9 4 分 室 (508) 9 6 6 1 (代 表)

社 団 法 人
日本中型造船工業会

会 長 木 曾 清

東 京 都 港 区 虎 ノ 門 1 丁 目 15 番 16 号 (船 舶 振 興 ビ ル)
電 話 (502) 2 0 6 1 ~ 3, 分 室 (503) 6 4 5 0 · 5 8 · 5 9



財 団 法 人
日本海事協会

会 長 水 品 政 雄

東 京 都 港 区 赤 坂 2 丁 目 17 番 26 号
電 話 (582) 0 3 3 1 (代)

祝 創刊 30 周年 記念

社 団 法 人

日本船用工業会

会長 小曾根真造

東京都港区虎ノ門1丁目15番16号(船舶振興ビル)
電話 (502) 2 3 7 1(大代表)

財 団 法 人

日本船用機器開発協会

理事長 濱田 昇

東京都港区虎ノ門1丁目15番16号(船舶振興ビル)
電 話 (502) 2 3 7 1(大代表)



JAPAN SHIP MACHINERY EXPORT ASSOCIATION

社団法人 日本船用機械輸出振興会

会長 野島 富雄

事務局(本部) 東京都港区虎ノ門1丁目15番16号(船舶振興ビル)電話 03(504)0391
テレックス 222-2548 JSMEA J
海外事務所 サービスセンター ロッテルダム・シンガポール
共同施設(ジエトロ) シンガポール・シドニー・ニューヨーク・ロッテルダム
支部(膨脹式救命いかだサービス ステーション) シンガポール

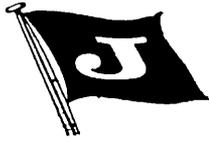
社 団 法 人

日本船舶電装協会

会長 長谷川 錦三

東京都港区新橋3丁目1番9号(日本ガラス工業センタービル)
電 話 (504) 0 8 5 8

祝 創 刊 30 周 年 記 念

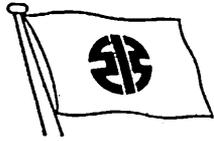


シヤパン ライン *Japan Line*

取 締 役 社 長 北 川 武

本 店 東 京 都 千 代 田 区 丸 の 内 3 - 1 - 1 (国 際 ビ ル)

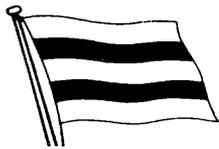
電 話 東 京 (212) 8 2 1 1



“K” LINE 川 崎 汽 船

取 締 役 社 長 岡 田 貢 助

本 社 神 戸 市 生 田 区 海 岸 通 り 八 番
電 話 (391) 8 1 5 1 (代)
東 京 本 部 東 京 都 千 代 田 区 内 幸 町 2 - 1 - 1 飯 野 ビ ル
電 話 (506) 2 0 0 0 (代)



日 本 郵 船 *NYK LINE*

取 締 役 会 長 菊 地 庄 次 郎
取 締 役 社 長 小 野 晋

本 社 東 京 都 千 代 田 区 丸 の 内 2 丁 目 3 番 2 号 (郵 船 ビ ル)

祝 創刊 30 周年 記念



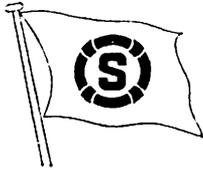
Mitsui O.S.K. Lines

大阪商船三井船舶

取締役会長 篠田 義雄

取締役社長 永井 典彦

東京都港区赤坂5丁目3番3号
電話(584) 5 1 1 1 (大代表)



SHOWA LINE

昭和海运

取締役会長 末永 俊治

取締役社長 山田 総太郎

東京都中央区日本橋室町4丁目1番地(室町ビル)
電話(270) 7 2 1 1 大代表



Y.S. LINE

山下新日本汽船

取締役社長 堀 武夫

本社 東京都千代田区一ツ橋 1 - 1 - 1
電話 (282) 7 5 0 0

祝 創刊 30 周年 記念

社 団 法 人

日 本 船 主 協 会

会 長 永 井 典 彦

東京都千代田区平河町 2 丁目 6 番 4 号(海運ビル)

電話 東京 (264) 7 1 7 1 番(代表)

財 団 法 人

日 本 海 事 広 報 協 会

会 長 佐 々 木 周 一

理 事 長 園 田 圭 祐

東 京 都 中 央 区 新 川 1 - 23 - 17

電 話 (552) 5 0 3 1 (代)

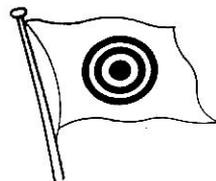


新 和 海 運

取 締 役 社 長 木 村 一 夫

本 社 東 京 都 中 央 区 京 橋 1 丁 目 7 番 1 号(新八重洲ビル)

電 話 03 (566) 3 6 8 9 (番号案内席)



三 光 汽 船 株 式 会 社

取 締 役 社 長 亀 山 光 太 郎

東 京 本 部 東 京 都 千 代 田 区 有 楽 町 1 丁 目 12 の 1 (新有楽町ビル) 電 話 03(216)6261

大 阪 本 社 大 阪 市 西 区 京 町 堀 1 丁 目 8 の 5 (明 星 ビ ル) 電 話 06(443)1151

祝 創 刊 30 周 年 記 念



東 京 タ ン カ ー 株 式 會 社

取 締 役 社 長 壺 井 玄 剛

本 社 東 京 都 港 区 西 新 橋 1 丁 目 3 番 12 号 (日 石 本 館) 電 話 東 京 (502) 1511



第 一 中 央 汽 船 株 式 會 社

取 締 役 社 長 山 田 知 之

本 社 東 京 都 中 央 区 日 本 橋 3 の 5 の 15 (同 和 ビル)
電 話 東 京 (272) 6800 (代 表)



明 治 海 運 株 式 會 社

代 表 取 締 役 社 長 内 田 勇

東 京 本 部 東 京 都 港 区 西 新 橋 1 丁 目 4 番 7 号 (桜 田 ビル) 電 話 東 京 (580) 7311 (代 表)
本 社 神 戸 市 生 田 区 明 石 町 32 電 話 神 戸 (331) 3701 (代 表)



日 正 汽 船

取 締 役 社 長 三 根 大 八

本 社 東 京 都 港 区 虎 ノ 門 3 丁 目 8 番 21 号 (第 33 森 ビル) 東 京 (438) 3511

祝 創 刊 30 周 年 記 念



日 邦 汽 船

取 締 役 社 長 千 葉 剛 太 郎

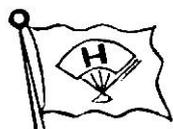
本 社 東 京 都 中 央 区 京 橋 1 - 11 - 8 (西 銀 ビル)
電 話 (567) 0981 (代 表)



栗 林 商 船 株 式 会 社

取 締 役 社 長 栗 林 定 友

本 社 東 京 都 千 代 田 区 丸 の 内 2 - 4 - 1 (丸 ビル)
電 話 東 京 (201) 1651 (代 表)



日 之 出 汽 船

取 締 役 社 長 佐 藤 邦 明

本 社 東 京 都 千 代 田 区 丸 の 内 1 丁 目 2 番 1 号 (海 上 ビル) / 電 話 東 京 (216) 5311 (大 代)



雄 洋 海 運

取 締 役 社 長 山 腰 嘉 正

本 社 東 京 都 中 央 区 日 本 橋 2 - 14 - 9 (加 商 ビル)
電 話 東 京 (274) 5251

祝 創刊 30 周年 記念

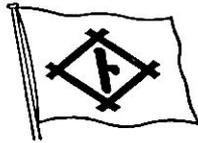


大洋商船株式会社

取締役社長 中 部 謙 次 郎

東京都千代田区丸の内1丁目2番1号

IINO LINES



飯野海運株式会社

取締役社長 戸 塚 元 一 郎

本 社 東京都千代田区内幸町2-1-1
電 話 (506) 3000



太平洋沿海汽船株式会社

取締役社長 藤 井 圭 三

専務取締役 岡 田 茂 秀

本 社 東京都中央区日本橋室町4-1 (松原ビル)
電 話 東京 (270) 2708 (代)



昭和54年5月より2隻目“みかど”就航!

ジェットフォイルにのって ジェットフォイルを見よう!!

速い・揺れない・船酔いしない
超高速ジェットフォイル。

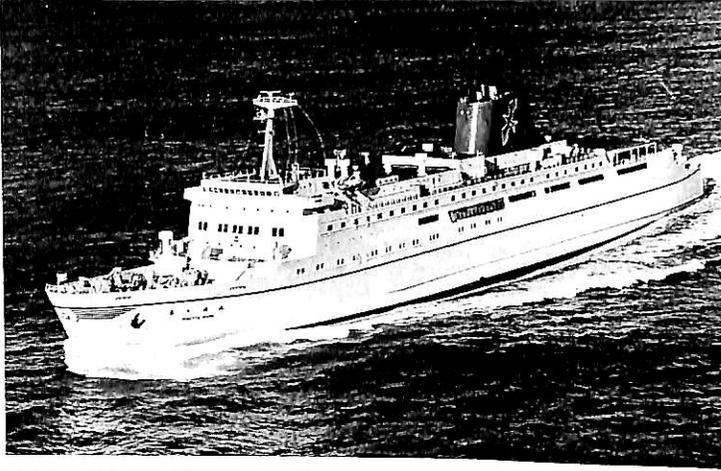
新潟 ← 60分 → 両津

ジェットフォイル

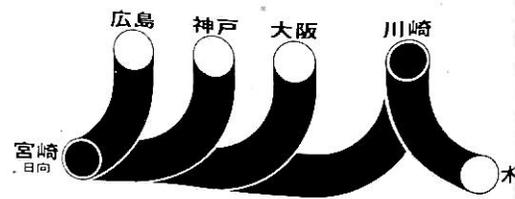
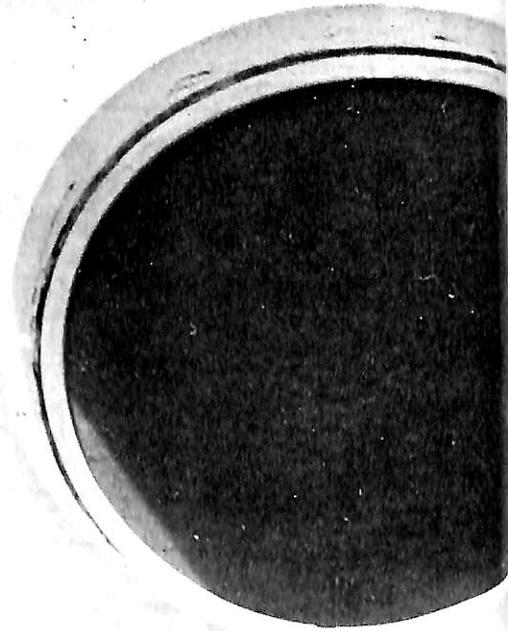
心の島、佐渡についてのお問い合わせは
下記の佐渡汽船案内所までどうぞ

新潟(予約センター)	☎(0252)24-5614
東京	☎(03)275-0651-3
東横	☎(045)623-2069
横浜	☎(052)571-8378-9
名古屋	☎(06)344-2316-7
大阪	☎(0762)23-1315
仙台	☎(0222)57-1380
高松	☎(0273)63-3212

 佐渡汽船



池上季実子



こんどの旅は、船がいい。



海のバイパス
日本カーフェリー

東京・本社 03-563-3911代 大阪(営) 06-345-6771代 広島(営) 0822-27-2222代 日向(営) 09825-2-8111代

12月のニュース解説

11月21日～12月20日

編集部

○海運造船問題

●一般政治経済問題

11月29日○運輸省がこのほどまとめた53年上半期（1月（水）～6月）の船舶関連工業製品の生産高によると、生産総額は約4218億円となっており前年同期比では13.4%の減となっている。製品別では、蒸気タービンが約42億円で前年同期比で80.5%となっているほかは造船不況により落ち込みをみせている。

○ロイド船級協会がこのほど発表した世界の商船総トン数は、7月1日現在で4億600万トンで昨年同期比3%増で過去10年間では最底の伸び率となっている。

○運輸省は、このほど洋上での大規模な石油備蓄システムに対する保安防災のための措置について地方海運局等に通達を行った。それによると危険物船舶運送及び貯蔵規則に基づく保安防災基準として、①同一の貯蔵船内に貯蔵する石油の量は最大100万キロリットルとする。②貯蔵船の位置、配置等は一定の基準によるものとする。③海上に油が流出したとき、拡大の防止を図る措置等を講じること、④防災体制等に必要なマニュアルを定めさせ、これを励行させる。等としており、また貯蔵船の構造および設備については、①二重殻および二重隔壁構造とし、ひとつの貨物油タンクを10万キロリットル以下とし、火災等の場合にその区画を限定しうる構造とする。②再現期間を百年とした自然条件において十分な強度を有するものとする。③イナータガス・システムおよび一定の消防設備を備えつけること。等となっている。

12月1日●この日、東京外為市場の円相場は7月24日以（金）来約4カ月ぶりに1ドル=200円を回復した。

○運輸省はこの日、53年度の運輸経済年次報告（運輸白書）を発表。今年度は「転換期にある運輸」と副題し各部門の課題と方向を示す。

12月7日●この日国会で、福田赳夫氏の後任首相として（木）大平正芳氏が指名され大平内閣が発足した。

○日本海事協会がこの程まとめたNK船級取得船数は今年9月末現在で4825隻、約5737万総トンとなっており、外国籍船は2784隻、約2260万総トンで隻数では全体の60%を占める。

12月8日○この日「船舶解撤促進協会」が正式に発足す（金）ることとなった。同協会は、船舶のスクラップ事業に進出する造船業者に対して工費補助などを行うもので、57年3月末までに300万総トンの工事量を対象として助成することとしており、その原資は政府の補助金と日本船舶振興会からの出えん金計40億円で充当することとなっている。

12月12日○この日、「特定船舶製造業安定事業協会」が（火）設立された。同協会は、造船業の安定基本計画による造船設備の35%削減を円滑に進めるため、造船所の土地、設備を買い上げる機関として特定船舶製造業安定事業協会法に基づいて設立されたもので、資本金は20億円（政府、民間各10億円を折半出資）となっている。

○日本船舶輸出組合がこの日発表した11月の輸出船契約実績によると、一般鋼船（500総トン以上）は、14隻、86,250総トンで金額は、約286億円となっている。この中には転売船が1隻含まれている。また、雑鋼船（500総トン未満及び特殊船）は、金額で63億円となっている。

12月13日●この日、産業構造審議会鉄鋼部会は、合金鉄（水）委員会を開催し、フェロシリコン製造業の安定基本計画を了承した。

12月15日●大蔵省がこの日、発表した11月の通関実績に（金）よると、輸出は、1兆5510億円（前年同月比10%減）、輸入は、1兆3486億円（前年同月比9.3%減）となっており、輸出入ともかなりの落ちこみをみせている。しかし、ドル建てでは20%を超える伸びとなっている。

○英海運総評議会の発表による今年10月末現在の世界の係船船舶は、697隻、3940万重量トンとなっており、このうちタンカーは、280隻、2980万重量トンとなっている。

12月16日●米中両国はこの日、両国間の外交関係樹立で（土）合意したと発表。合意の骨子は、①米中は79年1月1日、国交を正常化し、3月1日に大使を交換する。②米国は台湾との国交を断絶、米台条約を破棄する。③米国と台湾は通商、文化関係は維持する。等となっている。

日本経済のゆくへ

—1979年の年頭に当って—

明けましておめでと……とは素直に言い難い状況ではあるが、何はともあれまずは、新年おめでとございます。造船関係者にとって昨年はまことに暗い一年であった。特に秋には手持ち工事がなくなって倒産する造船所が相つぐだらうと言われたのであったが、不況なれ(?)してきたせいか、思ったほどには深刻な事態とはならず年を越せた所が多かったようである。

とは言うものの、それは「思ったほどには」と言うのであって、やはりわが国の造船業界が依然として深刻な局面に立たされていることに違いはない。一説によると倒産すべきはすでに倒産してしまっており、今生き残っている造船所はこれからも何とか生き残れるだらうと言う。これはあるいは楽観的すぎる見方かも知れないが、造船業界の今度の不況も何とか少しづつ明るいものが見え始めたということであろうか。

政府の構造不況対策も昨年末からいよいよ動き出したことでもあり、新年こそ造船業界再建の第一歩であってほしいと、切実に祈るものである。日本経済の動向を見ると、景気は上向きそうであるが、なかなか思うようには動かない。造船業界に関係の深い海運業界の動向を見ても、バルクキャリアーやオイルタンカーの市況に動きがあるものの、本格的な景気回復にはほど遠い感じである。海運業界の景気が回復して、それからやっと造船業界に注文が来るわけだから、わが造船業界としてはまだまだ辛い道のりを歩み続けなければならないようである。昨年来の経済の動きをふりかえり、そして今後の見通しについて述べてみよう。

昨今の経済情勢を見渡してみると、その著しいまだら模様気づく。すなわち不況にあえいでいるところは非常に苦しく、逆に好調なところはもうかってもうかって笑いが止まらないくらいなのである。造船をはじめ鉄鋼、繊維、軽金属、石油化学等、いわゆる構造不況業種とされているものは前者であり、石油、自動車、電力等は後者である。

特に自動車は今や、鉄鋼、造船を抜き去って、輸出額1位の花形産業となっている。自動車業界の面々は、暗く沈みがちな日本の経済に、まがりなりにも5~6%の成長率を維持するだけの活力を与えているのは我々だと

言わんばかりである。そして日本経済の発展のためにはそのけん引車たる我々をして発展せしめよと主張するかのごとくである。

しかしそこに落とし穴がありはしないか? 自動車業界は、はたしていつまでも日本経済のけん引車たり得るのだろうか。——その答は自動車産業自らが最もよく知っているはずである。おそらく「否」というのが正解であろう。自動車産業もまた造船業と同じような構造不況への道を進みつつあるというのが、自動車産業の経営者たちの共通見解になりつつあると言われている。

日本の自動車産業は政府の保護の下で昭和40年代に急速に発展してきた。そしてその生産能力は今や年産900万台に達し、近い将来1,000万台体制になると予想されている。生産した900万台のうち半分は輸出に、半分は国内市場に出回る。しかしながら国内の市場は年間約500万台が限度というのが一般的な見方であり、この意味で自動車産業は需要の約2倍の生産設備を所有していることになるわけで、その分はどうしても輸出でかせがなければやっていけないわけである。

問題はこの輸出市場であるが、最大のお得意さんは何と言っても米国である。周知のとおり、米国の自動車は大型である。3,000ccの乗用車などは最も小型の部類に属する。それがオイルショックを機に省エネルギー熱が高まるにつれて、小型であっても燃費性能がよく、しかも安価な日本の自動車が注目されたのであった。こうして日本車の米国への大量進出が開始され、それに歩調を合わせて日本国内の自動車工場も整備されていく。

しかしこれは米国の自動車業界にとっては一大事であった。労組をして「日本車は失業を乗せて進出して来る」と言わしめたものである。GM、フォード、クライスラーのビッグスリーがこれを黙って見ているはずはなく、省エネルギー法の成立とも絡んで、いよいよ本格的に小型車市場へ進出しようとしている。しかもその小型車開発への意欲はものすごく、研究費だけでも毎年、トヨタの年間収益の10数倍の資金を投入していると言われている。

もし日本の自動車業界が、米国での小型車市場を巡って、このビッグスリーとの自動車戦争に破れるような

ことがあると、一転して花形産業から構造不況産業へと転落してしまう。そうならないためにはビッグスリーに勝たねばならない。しかしそうすると、今度は米国の自動車産業が、今よりもっと深刻な構造不況に陥ることになる。すると米国だけでなくヨーロッパも保護貿易政策をとるであろう。すると結局、日本の自動車産業は遅かれ早かれ構造不況業種になるのである。

これは決して新しい見方ではない。このことはかなり以前から言われてきたことである。にもかかわらず、自動車業界はそれに対処する準備がなされていない。逆に相も変わらず、1,000万台体制をめざして設備の拡大に熱中している。

幸か不幸か（「不幸にして」と言うべきか？）わが造船業界は構造不況の先輩である。花形産業から構造不況産業への転落がいかにも速やかであったか、それがいかにも大きな犠牲を必要としたか、そこにいかなる悲劇があったか、われわれはつぶさに体験してきた。自動車業界がその同じ道を驀進しつつあるのを見て、はらはらするのは決して筆者のみではなからう。

自動車産業に多くを期待できないとすれば、我々はどこに注目すればよいだろうか。現在好調な業種としては他に、石油、電力、セメントといったところが挙げられる。しかし石油は輸入産業であり、電力はその性格上輸出産業とはなり得ない。セメントがかつての鉄鋼、造船、自動車のような輸出産業になり得るかという点、これまた否と言わざるを得ない。何故なら、今のセメント業界の好調は公共工事の大量発注によって刺激されたものにすぎないからである。決してそれ自身で大量の外貨を獲得できるほどの実力を備えているわけではない。

こう見て来ると、今日、日本経済をけん引している自動車産業が数年後に構造不況へ転落した後、輸出の花形として日本経済を引っ張っていくものは見当たらないということになる。すなわち輸出主導形の景気回復は、あと数年続くだけであって、それ以後は輸出は景気回復の主役とはなれないという予測を成立させるのである。（もっとも輸出が景気回復の主役になれるという考えは、円高騒ぎのため、とくに通用しないものとなってしまったのであるが。）

そこで政府は景気刺激のため、輸出の増加ではなく、内需の拡大を図ろうとした。そのため大量の赤字国債を

発行してきて、公共工事の大発注を行なった。その結果景気は少し刺激されたように見える。しかしそれも、もうかったのは土建業者やセメント業界くらいのもので、景気全体に大きな刺激があったとは言えない。もちろん造船業はおすそ分けにもあずかっていない。

本来ならあのような大規模な公共投資は民間の設備投資を促すはずであった。公共投資だけではいくら何でも政府の目標だった7%GNP成長を達成することはできない。民間の設備投資を誘発してこそはじめて経済成長が本格的となるのである。しかしその民間設備投資を思うように誘発できなかった。それは何故か。要するに将来に対して希望がないからである。将来の希望があってはじめて、投資家は投資する。将来の希望のない時期にいくら公共投資を行っても、民間投資が誘発されないのは当然である。

では減税すればどうか。減税によって景気はよくなるだろうか。残念ながら政府の台所は火の車で、毎年巨額の借金をして財政を賄っている。増税はしても減税の余裕はないのが現実である。来年度予算では国債依存率が40%を超すとか超さないとかとりざたされている有様である。仮に減税ができたとしても、将来の希望がないかぎり、景気を根本から刺激するとは信じ難い。

以上のことから、次のシナリオが浮び上がってくる。

輸出主導の景気回復はできない。内需拡大による景気回復もあり得ない。減税による景気回復もあり得ない。むしろこれまでの赤字国債のツケが回って来る（具体的には増税でますます景気は悪くなる）。結局日本経済はこれから長期間にわたってまだら模様のまま停滞せざるを得ない。

年頭に当って暗いことを書いてしまったが、しかしわれわれはこの現実をしっかりとらみつけなければならぬ。これこそが安定成長の真の姿なのである。「安定」などというまやかしの形容詞にだまされてはならない。われわれはこれから安定成長の道を歩むのだ。高度成長の幻覚はかなぐり捨てよう。

日本人がいつまでも高度成長の幻想を抱き続ける限り、赤字国債は増え続ける。それは自らの首をしめる。われわれは安定成長の現実立ちかえらねばならない。貧しければ貧しいなりに生きてゆける。経済の実情を直視すること、これこそ今年の年頭の辞にふさわしい。

今後の造船界の見通し

運輸省船舶局長
謝 敷 宗 登

昭和54年の年頭にあたり、年賀の御祝詞を申し上げます。

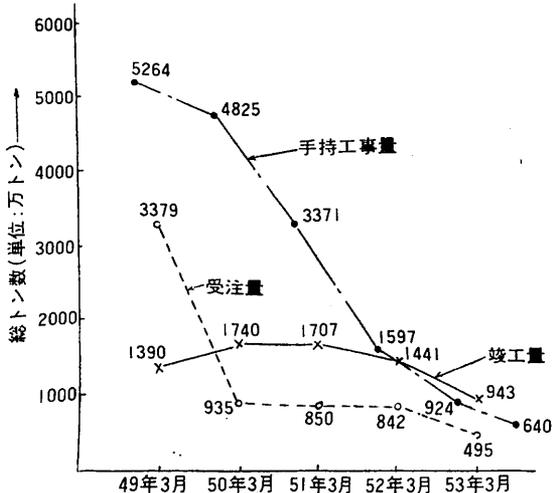
我が国造船業は、昭和48年の石油危機以後の船舶建造需要の世界的減退傾向に加えて、急激な円相場の上昇による受注量の激減、船価の低落、既契約船のキャンセル及びドル建契約船の為替差損等の新たな問題が顕在化するとともに、発展途上国の造船業の台頭がみられるなど一段と厳しい環境下に追い込まれております。

そこで、以下に我が国造船業の現状及び今後の見通しについて述べてみたいと思います。

造船業の現状

53年度上期の新造船受注量は、145万総トンで、前年同期の304万総トンに比べて48%と落ち込み、図1でわかりますように49年度以来受注量は竣工量を下回り、手持工事を食いつぶさざるを得ない状況に陥っております。

また、その上、表でわかりますように、既契約船のキャンセルが相次いで手持工事量は激減し、51年度以来手



注) 建造許可ベースとは臨時船舶建造調整法の規定に基づいて運輸大臣の許可を受けて建造される船舶をベースとしたもの。

図1 日本における新造船受注・竣工・手持工事量推移 (建造許可ベース)

持工事量も竣工量を下回り、先へ食いつなぐことも難しい状況であります。このため造船各企業の経営状況は急速に悪化し、企業体力の劣る中手以下の造船業の倒産が相次いで発生しております。このような不況の深刻化に伴い雇用状況も急速に悪化し、各企業とも新規採用の中止、残業の規制、従業員の一時帰休、配置転換等の措置によってその吸収を図ってきておりますが、仕事量の減少度合が激しく、過去のピークである49年12月末より53年6月末までに約8万1千人減少(ピーク比約30%減)してきており、造船業が中核を占めている地域社会においては大きな影響を及ぼすことになっております。

かかる事態に対処するため、政府としては従来から、造船施設の新増設の抑制、主要造船企業に対する操業調整の実施、金融・税制、需要創出、事業転換、雇用等の諸対策を講じてきたところでありますが、前述したとおり、手持工事量は先細りの状況にあり、かかる施策だけでは対応しがたく、過剰設備の問題が顕在化して参りました。

今後の見通し

このため、計画的な設備の処理の促進等のため、設備廃棄等に伴って必要となる資金の調達を円滑化するための債務保証等の措置をとることにより、雇用の安定及び関連中小企業者の経営の安定に配慮しつつ、不況の克服と経営の安定を図ることを目的として、昨年5月に制定された特定不況産業安定臨時措置法の対象業種に造船業を指定するとともに、同法に基づく方策を適確に実施するための方策も含めて「今後の造船業の経営安定化方策について」を運輸大臣の諮問機関である海運造船合理化審議会に諮問しましたところ、下記内容の答申を頂きました。

記

① 今後の我が国の外航船建造量は、昭和55年まで減少を続

年度	50年度	51年度	52年度	53年度上期	
49年度	912	6,959	7,591	2,997	333

け、以後緩やかに回復するものと思われるが、昭和60年で、標準貨物船に換算して640万トン（以下C.G.R.T.という）程度にしか回復しないと予想するとともに、5,000 総トン以上の船舶を建造し得る施設の年間建造現有能力980万C.G.R.T.に比較して、その35%に相当する340万C.G.R.T.の設備処理が必要である。

② 專業度の高い中手以下の造船業にあっては、その経営が一層困難になると予想され、既存系列の強化、企業の集約化、経営の多角化を推進すべきこと、また、設備処理を行ってもなお当分の間は需給ギャップは解消されないため、過当競争回避のため操業調整を行う必要がある。

③ 設備処理を円滑に行い造船業の経営安定化を図るために、特定不況産業安定臨時措置法に基づく特定不況産業信用基金による債務保証のみならず、適切な金融対策を検討するとともに、仕事量の急激な落ち込みを緩和するため、内外航船舶の解撤と建造需要の開拓、経済協力による需要の開拓等の促進により造船部門の需要創出及び海上貯油センター等大規模プロジェクトの実現による新分野における需要の開拓並びに積極的な事業転換を図っていく必要がある。

かかる答申の指針に沿って現在種々の対策を講じようとしているところでありますが、特に設備処理については、その必要とする処理量からして、造船台又はドックの保有基数の少ない中手以下の企業についても設備の処理が必要となる一方、これら企業は企業体力も弱く経営状況の悪化も著しいため、特定不況産業信用基金による債務保証を活用する等の企業の自主的努力のみでは設備処理が困難である等の理由から、新たに造船事業者の処理する設備を事業所単位で買取する機関の設立が必要とされるに至りました。このため、昨年10月上記機関を設

立する特定船舶製造業安定事業協会法案を国会に提出し、11月14日公布施行されることになり、これに基づき、12月12日、同協会が設立され、中手以下の造船事業者が事業所単位で処理する設備等の買上げ等の業務を開始したところであります。

また、かかる設備処理が行われる事業所は、その所在する地域において、そのほとんどが中核的な産業となっているため、これら事業所の廃止に伴い当該地域において大きな社会的経済的混乱をひき起こすことが懸念され、かかる事態を回避するため、関連中小企業者等の経営の安定及び雇用者の生活の安定に十分配慮し、地域経済に与える影響を極力小さくする必要があります。このため、特定船舶製造業の事業場のある地域を中心として、中小企業者の経営安定を目的とした特定不況地域中小企業対策臨時措置法、また、離職者の就職促進を目的とした特定不況地域離職者臨時措置法が、さる11月18日公布施行され、特定の不況地域において、両方に基づく金融・税制・雇用面の各措置を講じております。

さらに、答申にある第3の点については、需要創出と海運サイドの過剰船腹の解消にも役立つと思われる老朽船の解撤事業を促進することとし、造船事業者が行う船舶解撤事業に対して助成金を交付する業務を実施する(財)船舶解撤事業促進協会を設立するために、政府は同協会の基金の半分を拠出することとしております。12月半ば現在、同協会の設立準備が行われており、本稿を読者の方々が読まれている頃には、既に業務も開始されておろうかと思われます。

以上、最近の動きの中で特にポイントとなる点を述べて参りましたが、昨年が造船不況対策に関する企画の年であれば、今年はまさにその実行の年でありましょう。前述の海運造船合理化審議会の策申の見通しによりますと、今年はさらに造船の仕事量が減少すると思われませんが、上記の造船不況対策が円滑に進み、官民一体となってこの難局に望み、この不況という長いトンネルの向こうに光明が見えてきますように祈念しつつ、新年の挨拶といたします。

(参考) 標準貨物船換算トン数とは：当該船舶の建造に要する工数を一万トンの標準貨物船を建造した場合の工数で除し、これに一万を乗じて算出した数値であり、当該船舶が一萬総トンの標準貨物船の何隻分に相当するかを意味する。

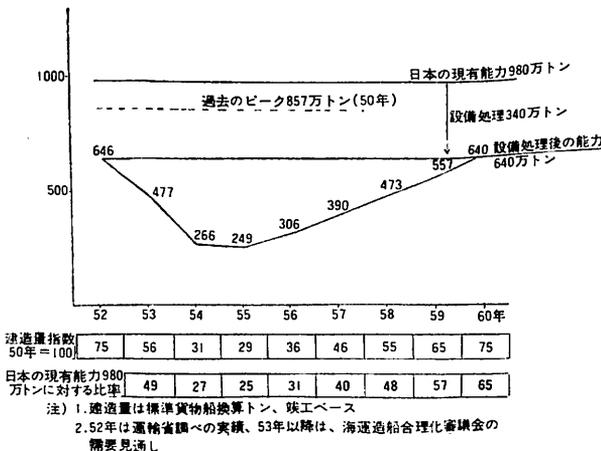


図2 我国の船舶建造量需要見通し

我国造船業の実情と課題

社団法人 日本造船工業会

会長 真藤 恒

「船の科学」が発刊30周年を迎えられたことをお慶び申し上げますとともに、貴誌の果たされてきた数々の業績に対して心から敬意を表する次第である。

「船の科学」が発刊された当時は、わが国造船業は、“業”と呼べるほどのものではなかったというのが実情で、新造船の仕事も満足になく、実際に“鍋・釜”を造っていたこともあったほどである。その時代、今日のような規模にまで発展するとは、誰も想像できなかったと思う。

造船業界は、戦後の日本経済の復興に歩調を合わせ、かつ、また、世界的な海上輸送需要増大の波にのり、発展の途をたどってきたのである。しかし、48年秋口のオイルショックによって様相は一変し、深刻な不況に直面するに至った。

長びく造船不況

造船不況は、世界の海に船があり余っていることが原因となっている。タンカーは、石油危機後、各国が石油の消費節減に向かい、原油の消費量や海上荷動量が伸び悩んだために過剰となった。バラ積船の方は、世界的な景気停滞から、鉄鋼の生産が減退したことが過剰の原因である。タンカーやバラ積船は、運ぶ貨物がなくて係船されたり、貨物があっても急いで輸送する必要がないために減速航行したりしている。

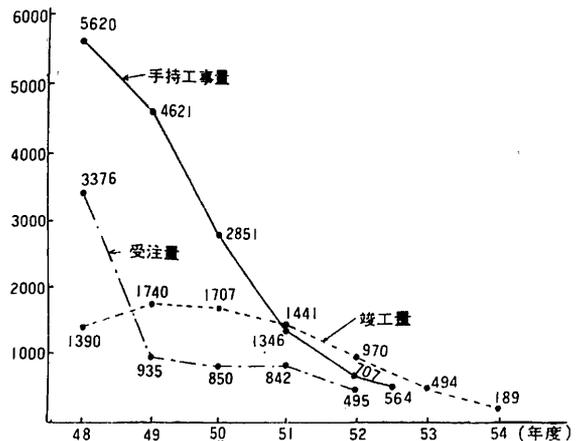
こうした過剰船腹量は、世界全体で1億重量トンとも1億3千万重量トンともいわれている。船腹過剰がいつ解消するか、その見通しには、世界経済の動向をどうみるかが大きく影響するが、タンカーだけをとってみても、最も楽観的な見方で昭和55年、最も悲観的な見方で60年以後、いちばん多い見方は57年ごろとされている。

こうした船腹需給のアンバランスを背景に、新造船市況は冷え切り、受注は激減し、既契約船のキャンセルも相次ぎ、造船業は深刻な仕事量不足に見舞われるに至った。のみならず、新造船需要の回復にも、相当長期間を

要し、昭和60年になっても、現有の新造船能力を充足するほどの需要は期待できないとされている。ここで特記すべきことは、最近の急激な円高が造船不況を一層深刻化している点である。円高によって、そうでなくとも減少している受注量がさらに減少したばかりでなく、為替差額によって財務体質の悪化も助長されているのである。

造船不況の深刻化

造船業不況が年を追って深刻化してきた様相は、図に示すとおりである。昭和48年度には、3,379万総トンの受注があったが、石油ショックによってその後受注量が激減し、52年度には495万総トンに落込み、さらに、53年度上半期の受注量は、わずかに145万総トンにすぎなかった。造船業は、受注産業であるから、たえず先物の受注を確保し、消化されていく工事の穴埋めをしないと、経営が安定しない。ところが、49年度以降、受注量は竣工量を下回っており、船主に引渡した量を新たな受注で



注)53, 54年度の竣工量は、53年9月末手持工事量(564万総トン)から推定。

わが国の新造船受注・竣工・手持工事量の推移

埋め合わせることができず、手持工事を食いつぶさざるを得ない状況となっている。その手持工事量の落ち込みも激しく、すでに600万総トンを大きく割っているのである。

受注量が竣工量を下回ったのは、いわば造船不況の先行現象であったが、51年度になると手持工事量も竣工量を下回った。こうなるとは、先へ食いつなぐ糧食がほとんどない状態なのである。

造船業の場合、仕事量はマン・アワー、つまり労働時間ペースでみるのが一般的である。現在（53年11月末）の手持工事量だけで先行きの操業度をみると、49年度（ピーク時）対比で、54年度は15%程度にすぎず、今後の受注を加えても30%に達するかどうか危ぶまれる情勢である。

造船不況の影響

造船業は、労働集約的産業であり、かつ、関連工業の裾野が広い。造船業に依存する人の数は、52年末現在で造船所に働く人約17万人、下請企業の従業員約6万人、関連工業の従業員約8万人、合計31万人とされており、家族まで含めれば、80万人を下らないと推計される。

従って、今後予想される極度に低い操業下では、直接、間接にこれらの人々の生活が脅かされ、雇用不安などの社会問題が起り、地域経済や関連工業にも大きな打撃が生じるであろう。

造船不況は、昭和48年に石油危機が起って以来予想され、年を逐って進行してきたことなので、各社は、これに対応して考えられるあらゆる努力を払ってきた。しかし、操業度が30%程度に落ち込む事態となれば、自主努力だけでは如何とも解決の途が見出せないのである。

かかる深刻な造船不況に対処し、53年7月、運輸大臣の諮問機関である海運造船合理化審議会は、今後の造船業の安定化方策を答申した。続いて8月末には、造船業が、特定不況産業安定臨時措置法による不況業種に指定され、安定基本計画も10月末に策定された。これに基づいて、造船61社は、54年度末までに、現有能力の平均35%の設備処理を行うこととなった。

造船会社にとって、設備を削減することは、経営の根幹にかかわる極めて重要な問題である。しかし、この設備削減は、将来に向けて過当競争を回避し、健全な造船経営を続けるために、いわば、ぜい肉を落して、健康を

回復するという意味で必要な措置である。

また、当面の不況期間中は、設備を削減してもなお供給力が過剰なので、乏しき分を耐えしのぶ対策として、年末に、操業調整に関する運輸大臣勧告（見直し）が行われた。かくして需給均衡を回復するための措置は出揃ったわけである。

望まれる強力な需要喚起策

造船不況対策のもう1つの柱として、少しでも仕事量をふやし、雇用と経営の維持を図るため、需要創出を行うことが重要である。その内容については、上記の海造審答申にも盛り込まれており、業界としても実現方を要望してきたところである。

造船業は、受注産業なので、その顧客は、海運業をはじめとして極く限られている。従って、公共投資などで一般的な需要喚起を図っても、造船業に直接的な効果は及ばないところに問題がある。そこで、直接、造船業に仕事を与える需要創出策として、計画造船制度による国内船建造、官公庁船の代替・新造の促進、経済協力による船舶の供与などが実現されるよう要望してきたのである。

また、今後の事態の進展に応じて必要となる措置として、資金対策があげられる。造船業界は、不況下において事業転換を図るために多額の資金を必要とする情勢にあり、一方では、為替入金差額による資金負担も生じている。54年の後半に至ると、これらの資金対策が焦眉の問題となってくるのが予想される。

今後の課題

さて、将来に向けて業界がいまなすべきことは、先行きの造船市場において十分な国際競争力を保持し得るよう、体質改善をはかることである。このため、一層経営の合理化をすすめるとともに、不況脱出後に見込まれる需要の増大期にそなえて、その時代の海上輸送構造にマッチした船種・船型の開発に全力をあげる必要がある。海上輸送手段としての船舶を供給することによって、経済の発展に貢献するという造船業に課せられた使命は、将来とも変わらないと考えられるので、その責務の重大さを認識し、技術開発の面でもたゆまぬ努力を重ねていかなくてはならない。

研究について思う

吉 識 雅 夫

1. はじめに

「船の科学」が朝永君等によって創刊されてから満30年を迎え、その記念特集号が発行されるという。その当時造船界は戦後のどん底の時代であったが、朝永君を始め関係の諸氏は一丸となって努力せられた結果、今日の隆盛をもたらされたことに敬意を表する次第である。その間日本の造船界は今迄の日本の歴史にない画期的な発展を遂げたが、「船の科学」が造船に携わる人々に与えた刺戟とその功績もまた大きかった。私には今後の造船技術の動向について書けとこのことであるが、10年以上も造船から離れている私には、その能力はない。そこで研究について平素考えていることを記して、その責を塞ぎたい。

2. 研究の必要性

読者諸氏も御承知の通り、日下日本造船界はEC諸国よりの不当な造船量削減要求に引続き、石油ショックによる不況に見舞われ、40%に及ぶ設備削減が行われようとしている。正にダブル・パンチを受けた大変な時期である。この時期に当って過去を振り返って、戦後における日本の造船界の発展は何故であったかを考えて見るのも必要なことであろう。戦後の日本造船界の発展については色々の考え方もあろうが、多くの人の研究協力による造船学の発展と、船の建造学という新しい分野の開拓に負うところが大きであると考えてよかろう。勿論朝鮮動乱後の世界情勢の変化という幸運にも恵まれたが、その機会を捉えて生かす素地が上述のような研究によって培われていたことも否めない。

戦後の日本造船学界の一つの特徴は共同研究の推進に

あることを述べた。当時の考えは、研究を要する問題は漸次複雑化し、個々の研究者の努力では手に負えないことから共同研究の必要性を考えたのである。船体構造研究委員会の創立や、脆性破壊の研究班もその様な動機からであった。研究を進めて行くに当っては、研究の計画性が必要なことが痛感せられ、その様な運営を主としてとられたのである。

*
* *

次の問題は、船体建造学の発展である。戦前には船の建造に必要な工作技術は主として職長の腕に頼っており、学問的な取扱いなど夢にも思い及ばなかったことは周知の通りである。私は、学生実習に行った工場で、先輩から大学で習うことなど少しも役に立たない、早く忘れてしまえと言われたが、このことが逆に建造学の確立の必要性として頭に焼きついたことは、先に本誌に書いた通りである。斯くして造船の建造方法は画期的な進歩を遂げると共に、造船工業も世紀の大発展を遂げたのである。工業の発展の裏には研究の発展がある。我が造船界も決して例外ではあり得ない。

3. 企業における研究

戦後私達が研究を再開して10年近く経った頃、アメリカでは Research and Development (R&D)、研究と開発が一對になって呼ばれることの多いことを知った。また研究管理という言葉も教えられた。これは企業の将来の主力製品となるものを開発するのに当って、必要な手法を示すものである。先ず、市場調査から始め、先行き市場性の生れるであろう製品を選定する。それを製品化するために必要な技術的問題点を出来るだけ具体的に洗い出す。その問題点を解決するために最適な研究者を広い分野に亘って選び出し、研究を委託する。社内に適

任者があれば、勿論その人に研究を命ずるのである。この場合、問題点を出来るだけ具体的に、且つ細分化することが成功のための第一条件である。一定期間後にそれぞれの成果の持ち寄り、更に未解決の点が判ればその解決に当るのである。そこに研究管理の重要性がある。斯くして企業の意図する問題の秘匿と、研究の促進も図られるのである。

造船王国を誇った我が国が、LNGタンカー或は海洋構造物などで、外国に一步も二歩も遅れをとったのも、この様な点に眼をつけることを怠ったためではなからうか。造船界でも新しい分野の開拓が必要なことに警鐘を与える事柄であらう。

*

* *

それでは企業における研究は、総て上部から与えられる課題について、開発研究をすれば良いかという必ずしもそうではない。企業に属する研究者から出て来る研究課題の多くは、所謂基礎研究と呼ばれる種類のものではなからうか。経営のトップの人はその様な課題については、経営の苦しい時には第一に節約の対象として削ってしまうのではなからうか。果して企業にとってはこの様な自由な基礎研究は意味のないものだろうか。否、この様な基礎研究は、企業内の研究者の研究能力を高めるために欠くことの出来ないものである点に意義があるのである。開発研究ばかりを手掛けていると、新しい研究の創造力が衰えてしまう危険に注意すべきであらう。要はこの様な基礎研究の意義を考えて、一定の枠内に行うことが大切なことである。開発研究との割合は、それぞれの企業の特徴や規模等に応じて適切な値に決めるべきである。

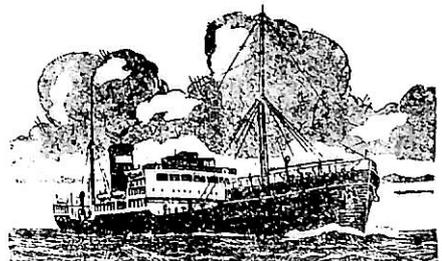
4. 基礎研究における計画性

次に話題を変えて基礎研究と計画性について論じて見

たい。一般に基礎研究は自由な発想の下に、前人未踏の学問上の問題を解こうとするものである。このため研究者はそれぞれ自分の信ずる考え方に従って研究を進めて行くものである。一方計画性の方は各個人の考えに優先して一定の方式で進めようとするものである。このような矛盾した方式が許されるのは、問題の解決に急を要するか、個人の研究では複雑すぎて手に負えない様な時に行われる。この場合には共同研究者は相集り、問題解決のため必要な問題の焦点を学問上から徹底的に論じ合うこと、研究者各自の研究項目は問題点のどの点の解明を目差すかを十分に話合った上で、研究に取りかかることが欠くことの出来ない条件である。討論の結果によっては研究者は自分の研究方法の変更さえも覚悟の上で参加すべきであらう。一定期間後、成果の交換と討論の場を持ち、更に続く研究の方向づけの論議の必要なことは、開発研究の場合と同様であらう。斯くして始めて、学問の世界での激しい競争にも打ち克って成果をあげ得ることとなる。

5. おわりに

最後に造船界が現在の苦境に面している時に、本誌が敢えて明日の技術を目差した基礎研究の特集号を発行されることに重ねて敬意を表したい。新しい基礎研究の成果が結実して、始めて新しい製品の開拓の芽となるものである。本誌のこの企画が日本の造船界の新しい門出の一里塚となる様、期待してやまない次第である。



RO/RO 貨物船

NEDLLOYD ROUEN

日本鋼管株式会社

MS NEDLLOYD ROUEN は Nedlloyd Lijnen B.V. より当社が受注した RO/RO 貨物船で、昭和53年10月、無事に竣工引渡された。

本船は主として、ヨーロッパ中近東航路のコンテナ、トレーラー等の輸送に従事する。

以下に本船の計画、設計、建造において特に留意した点、及び本船の特長を列記し参考に供したい。

1. 本船の概要

船体概要図が示すように、凹甲板船で二重底内底板を含め4層の甲板を有している。船尾には船尾ランプを、船内には固定のランプを設け、各甲板への RO/RO による荷役に供している。居住区は船尾機関上に設け、乗務員40名の居住設備を完備している。

2. 船体構造

本船の主構造は、上甲板を強力甲板、上中甲板を測度甲板及び乾舷甲板として、設計されている。

構造方式は、船側外板を横肋骨方式でまとめ、各甲板及び二重底には縦肋骨方式を採用している。

又 RO/RO 船の荷役オペレーション上、倉内に一切横置水密隔壁を設置しておらず、代りに乾舷甲板下船側を二重構造とし、衝突時等の浸水防止を考慮している。

上甲板-上中甲板間、及び上下中甲板間は、コンテナ2段積みを考慮し7.35mの甲板高さを、下中甲板-二重底内底板間は、トレーラー積みを考慮し3.19mの甲板高さを有している。又フォークリフト、トレーラー等の通過及びコンテナの直置きを考慮し上下中甲板はキャンバーをつけておらず、上甲板は暴露甲板のため0.100mのわずかなキャンバーをつけている。

甲板設計荷重は各甲板に対し、分布荷重4.0t/m²、4軸荷重58tで、上甲板はコンテナ3段、20'コンテナで60t/スタック、40'コンテナで80t/スタックをさらに考慮している。

3. RO/RO 荷役装置

3.1 船尾ランプ

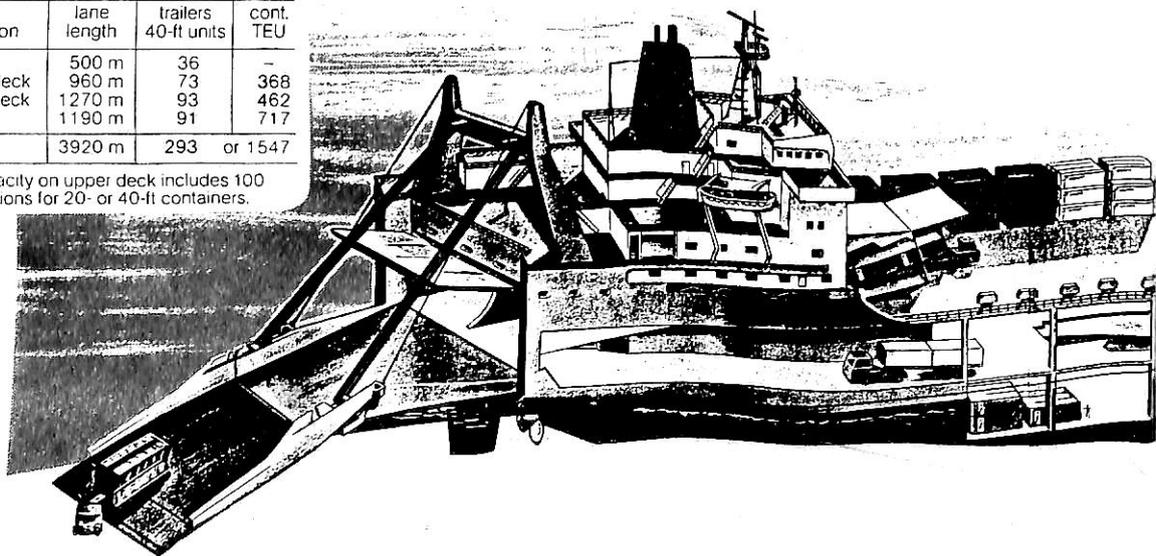
本船は自走のトレーラー、フォークリフトで荷役するため、船尾に岸壁と船を結ぶランプを設けている。本ランプは上中甲板船尾部に設置されており、船体中心線より約36度右舷側に展張でき、右舷及び船尾接舷の荷役に可能にしている。このランプは三つ折り構造で、長さ50m、最小幅12m、船尾開口幅25m、先端に2.2mのフラップを設けており、両側の主ガーダー及びその間の補助ガーダーで構成され、走行床には9mm角のすべり止めを設けている。設計荷重として、分布荷重5.4t/m²、4軸荷重58t、最大荷重400tである。

本ランプは電動油圧ウインチで駆動され、水位、喫水

Running meter, trailer and container capacity

Design condition	lane length	trailers 40-ft units	cont. TEU
Tank top	500 m	36	-
Lower tween deck	960 m	73	368
Upper tween deck	1270 m	93	462
Upper deck	1190 m	91	717
Totals	3920 m	293 or 1547	

Container capacity on upper deck includes 100 reefer connections for 20- or 40-ft containers.



の変化に対し±7.5度の対応が可能であり、ウインチのオートテンション機構で岸壁荷重の調整ができるようになっている。又、船尾ランプと船体の間に、油圧シリンダー駆動、ヒンジタイプの船尾ドアを設け、油圧クリートで上中甲板及び上甲板間の風雨密を保っている。船尾ランプは第1甲板より、船尾ドアは上中甲板より操作される。

3・2 船内ランプ

荷物を各甲板へ移動、搭載するために、3本の幅9mの船内ランプが機関室上部に設けられている。船尾ランプのある上中甲板からそれぞれ、左舷側は下中甲板へ、中央は上甲板へ、右舷側はそのまま上中甲板へ通じており、左舷側にはさらに下中甲板より二重底内底板に通ずる幅5.9mのランプが設けてある。船内固定ランプの傾斜は、トレーラー、フォークリフト等が通行可能なように7.2度未満にしてあり、各甲板と同一の荷重条件で設計してある。

左舷側、下中甲板へ、右舷側上中甲板へ向うランプにはそれぞれCO₂ガス密のドアを設け、船内に装備するCO₂ピンの数量減少に供している。又中央上甲板に向うランプには風雨密のドアを、左舷側下中甲板より二重底内底板に通ずるランプには油圧シリンダーで駆動する非風雨密の蓋をそれぞれ設けている。

3・3 ヒール調整

本船は、400m/h×20mのヒール調整専用のポンプ2台を装備し、荷物の移動搭載時の片積みによるヒール角が常に0.5度未満になる様に自動調整している。

4. 換気

各甲板は荷役中の自走トレーラー、フォークリフトによる多量の排気ガスのため、十分な換気装置を要する。本船は船尾ドアより50%の吸気を考慮し、20回/時の吸排気の機動通風を行っている。

5. 居住性

本船の居住区設備は極めて高級であり、従来の外国船の3割増程度の床面積を有している。空調装置はツインダクト方式を採用し、室内はクリア高さの確保に特に注意を払っている。

居住区のノイズレベルはS B G規則に準拠し、船体振動はISO/TC, 180/SC 4に従うように、居住区下二段を浮床構造としている。

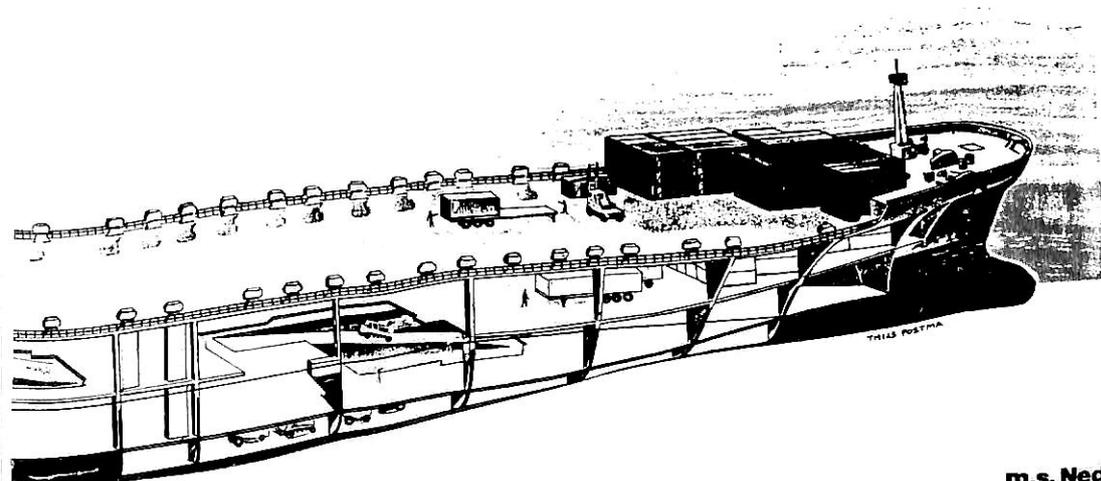
又居住性向上のため、横揺周期が満載状態で14秒以上、バラスト状態で11秒以上になる様に上甲板-上中甲板間にバラストタンクを設けており、さらに横揺を小さくするために片舷7㎡の面積を有するフィンスタビライザーを設けている。

6. 機関部

本船は船尾ランプを有するRO/RO船の特徴として、船内ランプ下に低速エンジンSulzer 8 RND90Mを搭載している。このため機関室は狭く機関補機等の配置に特に注意を払っている。

又、防振対策上、設計段階で船体船尾形状、プロペラチップ間隙、補機台、軸系ねじり振動等の検討を充分行い極めて良好な結果を得ている。

(写真頁19頁参照)



m.s. Nedlloyd Rouen

ロールオン・オフ貨客船“ぷりんせす おきなわ”の概要

尾道造船株式会社 設計部

1. まえがき

本船は、琉球海運株式会社の発注により、昭和53年4月20日起工、同年7月22日進水、同年10月14日竣工引渡されたロールオン・オフ貨客船である。本船は引渡後、鹿児島と那覇、宮古、石垣間に就航し、本土と沖縄を結ぶ海上輸送の動脈として活躍する予定である。

2. 船体部概要

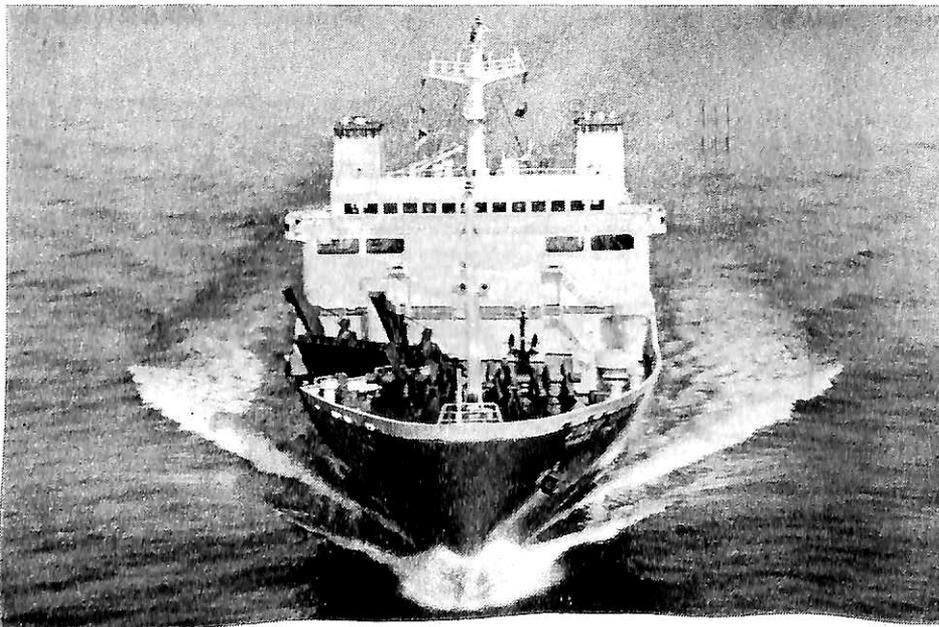
2・1 船体部主要目

全長	130.29m
長さ(垂線間)	120.50m
幅(型)	20.00m
深さ(型) 船楼甲板	13.70m
満載喫水(型)	5.75m
総トン数	4,931.98T
純トン数	1,939.08T
載貨重量	2,546kt
航行区域	近海区域(非国際)

車輛コンテナ・搭載数量	車輛67台(乗用車換算)
	10'コンテナ 180個
	40'コンテナトレーラーシャー 8台
	8tトラック 8台

旅客定員

特別1等	洋室2人室×2	4名	計4名
1等	和洋折衷室6人室×2	12名	
	和室4人室×2	8名	計20名
特別2等	和洋折衷室10人室×8	80名	
	和室8人室×2	16名	計96名
2等	2室	380名	計380名
旅客合計			500名
乗組員			37名
最大搭載人員			537名
燃料油槽容積			453.96m ³
清水槽容積			237.50m ³
脚荷水槽容積			263.97m ³
航海速力(90%出力)			19.6kn
最大速力(試運転時)			22.189kn



(写真頁34頁参照)

2・2 一般計画及び配置

本船は鹿児島と那覇、宮古島及び石垣島を結ぶ近海区域に運航され、大型のロールオン・ロールオフ貨物船としての機能と、カーフェリーとしての自動車搭載設備及び旅客設備を兼ね備えた貨客船である。

上甲板は全通のコンテナ、自動車及び雑貨スペースとして船首、船尾よりロールオン・オフ出来る形式としている。又後部の上甲板下及び船楼甲板上を乗用自動車スペースとし、上甲板より上下に可動式の船内ランプウェイを設けている。

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。船首尾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にバウスラスタ及びスターンスラスタを装備し、船体中央部付近には外洋航行時の減揺装置としてフィン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、航海船橋甲板、船長船橋甲板、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。

航海船橋甲板は操舵室、船長船橋甲板は乗組員室及び無線室を設けた。

船橋甲板は主として上級客室スペース、レストラン及び後部に乗組員室を設けた。

船楼甲板は2等客室とし後部には乗用自動車スペースを設けた。

2・3 船体構造

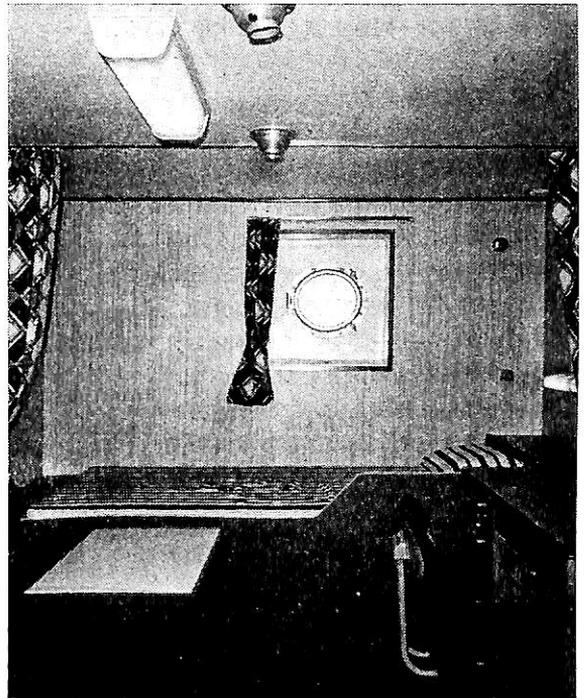
構造様式は上甲板、全通船楼甲板を縦通梁式とし、その他は船底、船側、上部構造ともすべて横肋骨式とした。本船は外板縦接手を含めて総て溶接構造とした。

上甲板は車輛、雑貨、コンテナ等が積載出来る構造とし、甲板強度は総重量38tの40フィートトレーラーシャーシ積載を基準に計画している。

上甲板車輛及びコンテナ積載区域は荷役作業の能率向上を計るため、サイドケーシング及びセンターピラー方式を採用している。又特に船首尾ジョアランプ入口付近では広い範囲にわたりノーピラー方式とし車輛乗降の便を図っている。

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、特に船尾付近、機関室内構造および上部構造は振動を最小限に止める様いろいろな考慮を払った。



乗組員居室



一等和室

試運転の結果、振動、騒音とも誠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。

2.4 旅客設備

本船は、長時間の船旅を快適に過すために、冷暖房設備、衛生設備の完備は勿論であるが、フィンスタビライザーの装備により船体のローリングによる荷崩れを防ぐと共に船酔から旅客を解放するよう計画した。

旅客居室は十分なくつろぎを与えるにふさわしいインテリアで統一し、旅客関係公室は食堂、ビュッフェ、ショッピングコーナー等をメインエンドランスに設け、旅客の船内サービスの向上を期している。

特別一等室は洋室とし、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1等室は幅広い層の旅客を想定して、和室、和洋折衷の2通りとした。

特別2等室は1等同様和室、和洋折衷室の2通りとし、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、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、乱雑感を起こさぬよう計画した。

2.5 荷役装置

荷役方式はロールオン・オフ方式とし、上甲板はトラック、コンテナシャシー、コンテナ及び雑貨の搭載スペースとし、後部上甲板下及び船楼甲板上に乗用車搭載スペースを設けた。

ショアランプは寄港地の岸壁の事情により、船首尾共右舷側に1箇所ずつ装備した。

船首ショアランプは幅6.0m、長さ15.50m（二枚折れ）とし、重量38tのコンテナトレーラーが通過可能な様に計画し、ランプ格納時は船体外板の一部を形成する構造としたため、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する。

船尾ショアランプは船首ショアランプとほぼ同仕様のもとに計画したが、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、ランプの駆動は油圧方式とし、船首及び船尾のランプウインチはそれぞれ揚錨機、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使用のはね上げ式とした。

後部上甲板下乗用車スペースのランプはジガーウインチによる可動式とし、荷役時以外は上甲板の一部を形成している。上甲板とは非水密構造としている。

船楼甲板後部の乗用車スペースには船尾部ショアラ

ンプとの関係上左舷側に設けている。ランプは長さの関係上2分割方式とし、上部ランプは航海時船楼甲板の一部を形成し、風雨密構造方式としている。下部ランプは船楼甲板裏に格納される方式とし、ランプは全てジガーウインチにより作動する。

2.6 防火救命消防設備

本船はカーフェリーに関する規則を全面的に適用し、貨物区域、機関室区域の天井、厨房区域の天井及び壁は不燃性の防熱材で施工してある。また居住区域内の天井、壁、家具類は難燃性の材料を使用し、カーテン等裂地類もすべて防災加工品を使用している。

火災探知装置としては、貨物区域は、熱式スポット型、機関区域はイオン式、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、貨物区域には手動スプリンクラー装置、機関室は、固定式炭酸ガス消火装置を装備した。

救命設備としては、甲種膨張式いかだ（25名用）25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。なお乗込装置として膨張式シューターを左舷2基、右舷1基装備した。

2.7 冷暖房設備

本装置は旅客区域、乗組員区域および公室を4系統に区分し、そのうち客室用2系統は6区画にゾーニングし各系統毎に1台の冷暖房機器を置き、サーモスタット、ヒューミデスタットにて室内の温湿度制御を行い快適な居住性が得られるよう考慮した。

客室関係の吹出口はアネモディディフューザー、レジスターグリル等を各客室に合せて配置し、特に特別1等、1等、特別2等室には定风量制御装置消音箱付グリルを使用し、各客室での风量調整が容易に行えるようにした。

系統別詳細は次頁の冷暖房装置一覧表に示すとおりである。

3. 機関部

3.1 主要目

- | | | |
|---------|-------------------------------|----|
| (1) 主機関 | 三菱MAN 12V40/54 | 2台 |
| | 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 | |
| | 出力 6,700PS、回転数 430rpm | |
| (2) 減速機 | 一段減速歯車式 | 2台 |
| | 入力 6,700PS、回転数 430rpm | |

冷暖房装置一覧表

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, 特別2等室, 船橋甲板上エントランス, 浴室の脱衣室, 洗面所及び売店	セントラルユニット (低速式)	617.0m ³	120	120m ³ /min × 150mmAq × 7.5kW × 1台	ダイキン 4C752-EA, 18.5kW 69,000kcal/h × 1台	200m ³ /h × 20m × 18.5kW × 1台
2	レストラン, ビュッフェ, 厨房, 配膳室	〃	307.0m ³	58	80m ³ /min × 120mmAq × 3.7kW × 1台	ダイキン 6C552-EA, 11kW 41,000kcal/h × 1台	
3	2等室, 船橋甲板上エントランス, 浴室の脱衣室, 洗面所及び更衣室	〃	999.0m ³	380	220m ³ /min × 150mmAq × 11kW × 1台	ダイキン 6C752-EA, 37kW 137,580kcal/h × 1台	
4	乗組員室	〃	744.0m ³		180m ³ /min × 120mmAq × 7.5kW × 1台	ダイキン 4HC752S-EYE, 19kW 77,500kcal/h × 1台	補機用冷却水ポンプ兼用

出力 6,600PS, 回転数 179rpm

- (3) プロペラ 5翼一体形 2個
- (4) 発電機用原動機 ダイハツ 6 DS-26 3台
4サイクル, 過給機付ディーゼル機関
- 出力 1,200PS, 回転数 720rpm
- (5) 非常用発電機用原動機 1台
出力 150PS, 回転数 1,200rpm
- (6) 補助ボイラ エハラ・ヘンシェル 1台
蒸発量 2,000kg/h, 圧力 8kg/cm²
- (7) バウスラスタ 可変ピッチプロペラ 1台
推力 8.2トン, 電動機 600kW
- (8) スタンスラスタ 可変ピッチプロペラ 1台
推力 5.1トン, 電動機 370kW
- (9) フィンスタビライザー 2台
ジャイロフィン式, 外板レセス油圧格納形

3・2 機関部概要

本船の機関室はセミアフトに配置して, 水密隔壁によって船首側から発電機室, 主機室, 補機室の3室から構成され, 狭い機関室のため配置に工夫がこらされた。

主機室に推進用中速形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設けた2機2軸船である。

本船の出入港時に主機関, 通常航海中には大形発電機

用原動機, 及び補助ボイラに使用するディーゼル油は, 船の運航経費に対して大きな割合を占めるため, 経費節減対策としてディーゼル油と低質重油を混合使用するブレンディング装置を特別に採用している。

発電装置としては主発電機3台, 及び非常用発電機1台を装備して所要電力を賄う。

蒸気発生装置としてはコンパクトなエハラボイラを1台装備し, 船内に必要な蒸気を供給している。

各機器の配置については操縦性, 安全性, 作業管理の簡素化などを考慮して設置し, 機関制御室は機関室の中央中段上にブリッジ形で区画され, 機関部乗組員の労力の軽減と作業環境を快適にするため, 空調完備の防音防熱構造とした広い制御室で3個の出入口を設けている。

3・3 自動化概要

主機関, バウスラスタ, スタンスラスタ, 及びフィンスタビライザーの船橋操縦装置を装備するとともに, 制御室からの主機関の遠隔操縦, 発電機, 補機, 及び機関プラント全体の集中監視を可能にしている。

また, 運航状態の変化に即応して主要なものに対しては自動制御, 自動切換, 自動または遠隔発停装置などを全般的に採用している。

なお, 機関室内の主要警報を報知する延長警報盤を船

橋に設けて、航海の安全に備えている。

4. 電気部

4.1 電源、動力装置

本船は船内主要源として AC450V, 800kW ディーゼル発電機 3 台を装備し、所要電力を賄える様計画した。なお、バウ及びスタンスラスタは 3 台並列運転時のみ運転可能な様インターロックをしている。

然し、発電機の負荷が軽い時はバイパススイッチにより、2 台でも運転可能となる様計画している。

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、発電機の並列運転が自動的に行われる。

非常用電源として AC 450V, 100kW 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、200AH の蓄電池 2 組を装備し、主電源停止時非常用発電機給電まで 24V 非常灯が点灯し、船内が完全に暗くなることのない様考慮してある。車輻甲板には冷凍コンテナを搭載できる様に、AC220V 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、コンセントの電源は自動車の爆発性ガスへの対策として車輻区画の排風機とインターロックしている。

推進補機の始動器は集合盤とし制御室内に配置し、その他の始動器は機側に単独あるいは集合として配置している。

4.2 照明装置

一般電灯は AC 100V, 非は常灯 AC 100V 及び DC 24V より給電され、機関室及び車輻区画は蛍光灯による直接照明とし、旅客区画は白熱ダウンライト及び特殊照明装置、蛍光灯の直接及び間接照明により特に装飾に重点を置いて、それらの場所に調和する様に配慮した。

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排風機とインターロックしている。

4.3 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、火災及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。

出力 300W の船内指令装置を案内所に設け、外部通路及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様音響効

果を考慮して装備した。

なお、上記の他操船用として操舵室に 20W 指令機を備えている。

その他下記の様な機器を備えている。

ジャイロ及び オートパイロット	PR-227-H-T2	1 式
音響測深機	MG-61R	1 式
レーダー	JMA-250	2 組
電磁ログ	EM L-12	1 式
風向風速計	KA-101	1 式
回転計		2 組
舵角指示計	セルシン式	2 組
水晶時計	QC-M1	1 式
ピストンホーン	MH550	1 式
エアホーン	150EAL	1 式
ジャイロフィン スタビライザー	サイズ 2R	1 式
旋回窓	センターモーター式	2 組
受信空中線共用装置	NAJ-1007	1 式
国際港湾無線電話装置	JHV-217C	1 式
船舶電話		1 式
共電式電話 (直通及び相互切換式)		5 組
自動交換式電話 (20回線)		1 式

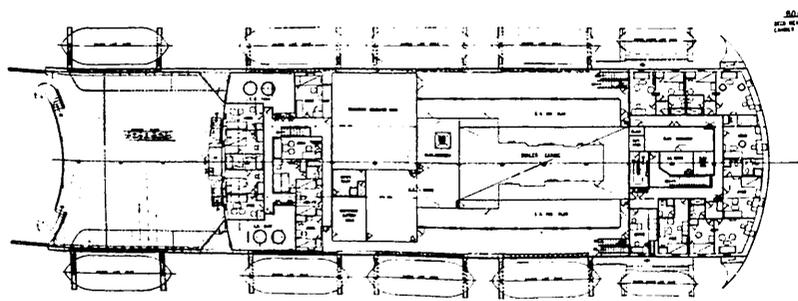
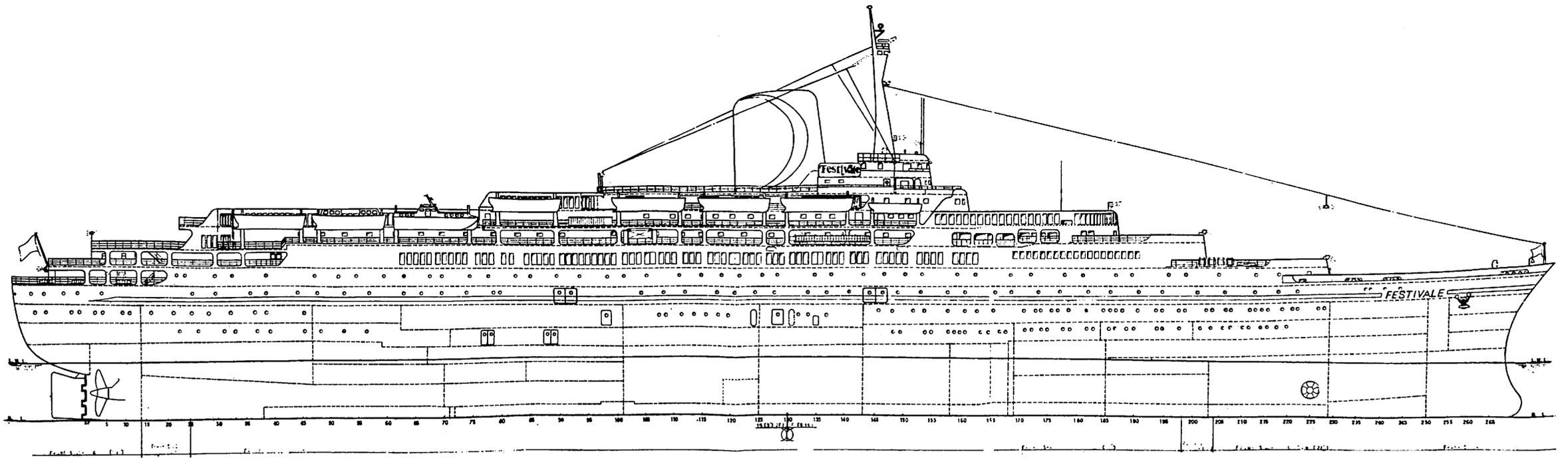
4.4 無線装置

主送信機	短波 A1	500W	1 式
	中波 A1	400W	
	A2	400W P.P	
補助送信機	短波 A1	75W	1 式
	中短波 A3	25W	
	中波 A1	50W	
全波受信機	A2	130W P.P	2 式
	スーパーヘテロダイン式		
自動電鍵装置	NKC-128D	(電子式)	1 式
遭難信号自動 発信器	JXS-1005	(携帯形)	1 式
蓄電池	SS-200		1 組

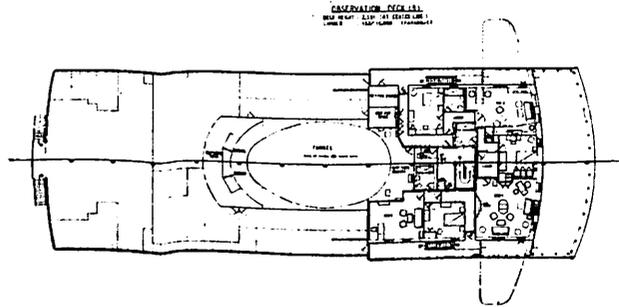
4.5 その他

全客室及び公室に合計 24 台のテレビを装備し、またビデオ装置も一式無線室に装備している。

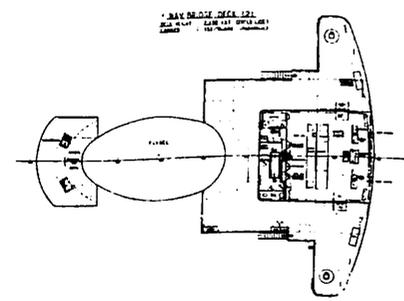
また、8 種類の自動販売機とジュークボックス 1 個をエントランスホールに装備している。



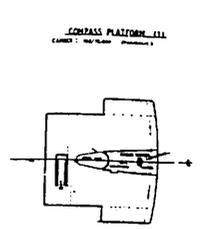
DECK DECK (A)
ALL DECK : 1/200 (SEE PLAN)
LIMIT : 1/200 (SEE PLAN)



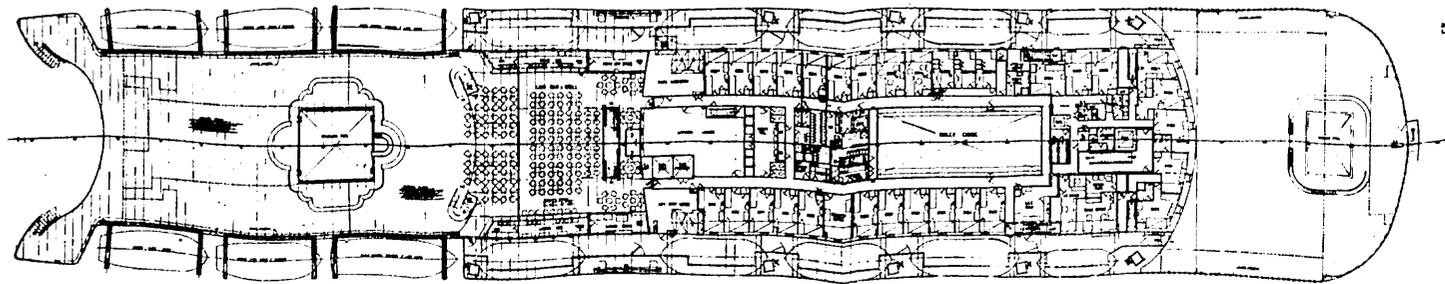
UPPER DECK (A)
ALL DECK : 1/200 (SEE PLAN)
LIMIT : 1/200 (SEE PLAN)



LOWER DECK (A)
ALL DECK : 1/200 (SEE PLAN)
LIMIT : 1/200 (SEE PLAN)

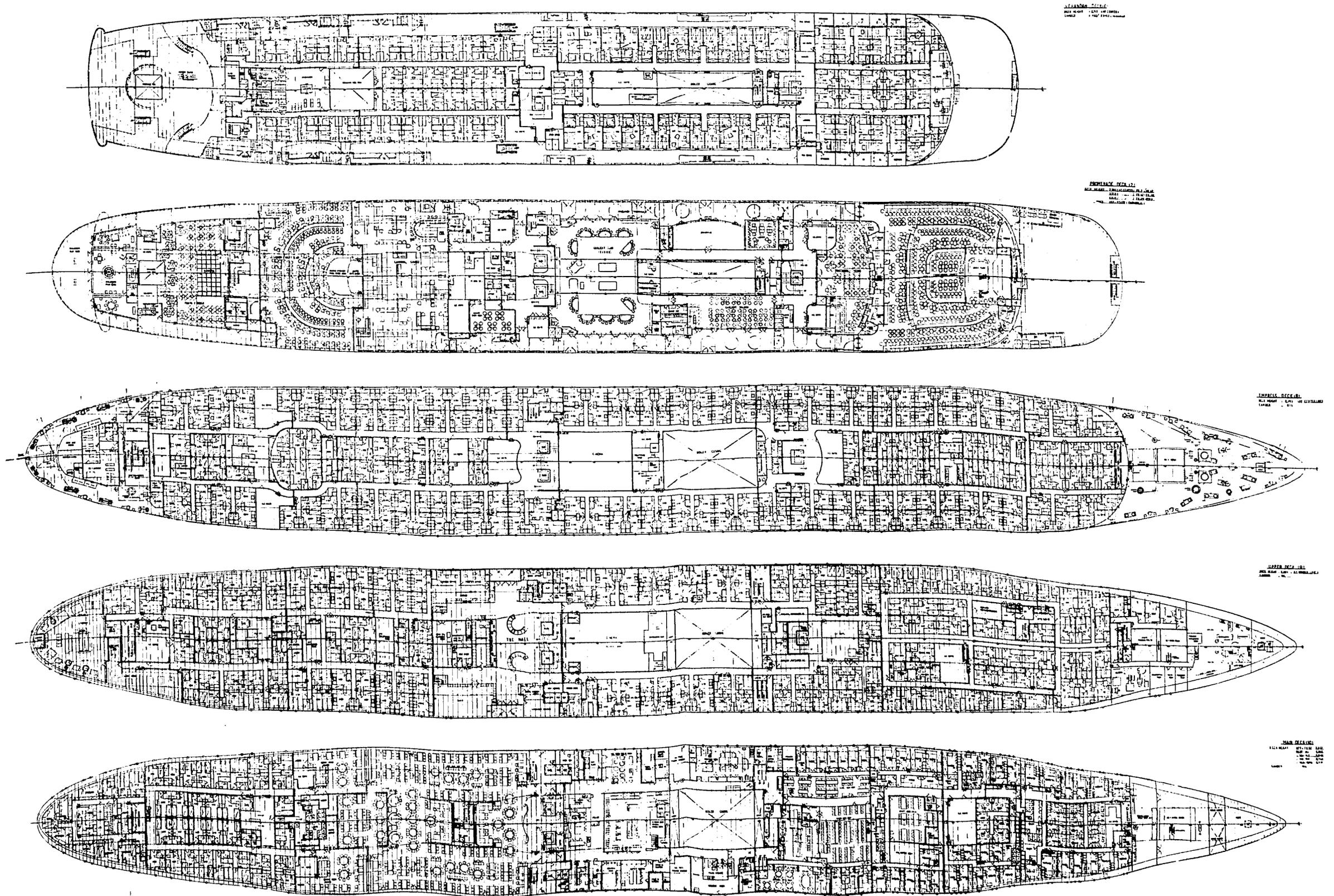


REAR PLATFORM (A)
LIMIT : 1/200 (SEE PLAN)

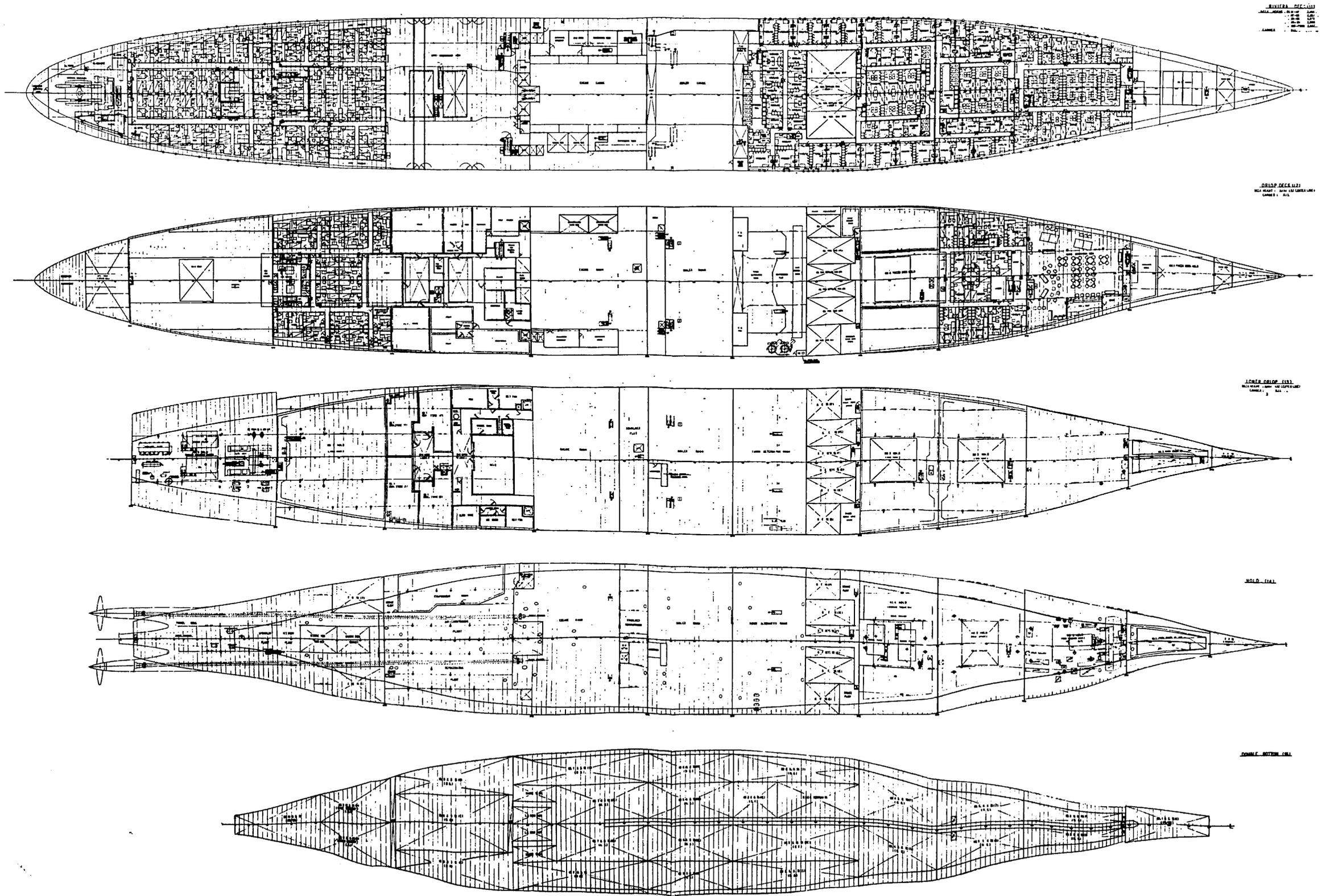


DECK DECK (A)
ALL DECK : 1/200 (SEE PLAN)
LIMIT : 1/200 (SEE PLAN)

Festivale Maritime Inc. 向け
改装客船“FESTIVALE”一般配置図(1)
川崎重工業・神戸工場改装



“FESTIVALE” 一般配置図 (2)



“FESTIVALE” 一般配置図 (3)

30,000 t 級改装客船 “S.S. FESTIVALE”

川崎重工業株式会社 神戸工場
造船設計部 総合設計課

まえがき

昨年9月、当社神戸工場において改装した“FESTIVALE”は日本ではじめての本格的客船の改装工事であった。本船の改装は、3万トン級の貨客船を純客船に変身させるもので、昭和52年12月に当社の短納期が決め手となって、米国の Festivale Maritime Inc. と契約が結ばれた。

契約後、3カ月の設計期間を経て昭和53年4月、改装工事に着手した。設計と現場の技術陣がその粋を結集した結果、僅か150日間の工期で見事に完工させたのであった。新装備のサイドスラスタをはじめ汚水処理装置空調設備等の諸試験に、船体振動計測、騒音計測結果も極めて優秀なる成績を収めることができ、無事船主殿へ引渡した。本船は現在、米国のマイアミから毎週土曜日の午後4時、カリブ海に点在する西インド諸島へ1週間のクルージングツアーに出発し、洋上3日間観光寄港4日間のスケジュールで1週間後の土曜日の朝8時に帰港し、8時間後には新しい観光団を乗せて出発するというダイヤで活躍している。ちなみに、ツアーの料金は最上級で\$1060最下級\$460となっており、12等級に分けられている。またシーズンオフにはこれら料金がそれぞれ\$30低料となる。以下に本船の概要を紹介したい。

1. 主要目

Loa	231.70m
Lpp	213.36m
B (mld)	27.43m
D (mld)	12.65m
d	8.67m
Gross tonnage	26,632.00T
Net tonnage	12,313.69T
Deadweight	6,980Lt
Passenger	1,432名
Crew	591名
Service speed	22.5kn
Machinery	Twin screw double reduction geared steam turbines.

44,000 S H P

Boiler Three sets of FORSTER
WHEELER

Nationality PANAMA

Classification L R S 100A1, LMC

(写真頁36頁参照)

2. 改装工事概要

本船の改装計画は、現在の乗客定員725名から707名増員させ1,432名の定員にすることと、諸室諸設備の改装を主目的としていた。乗客定員の増加はこれにサービスする乗組員の増加を必要とし、179名増して591名とした。この計画に伴って、客室341室、乗組員室96室、公室12室の新設が骨子となって進められた。これらの改装計画に基づく主なる工事は以下の如くである。

- (1) 既設の貨物倉を客室、諸機器室に改装
- (2) 増室計画に伴う上部構造の新設
- (3) 定員増加による救命艇の増設
- (4) 定員増加による造水装置の増設
- (5) 汚水処理装置の新設
- (6) 操船性能を向上させるためサイドスラスタ新設
- (7) 空気調整装置の新設
- (8) 既設の客室や諸室の改装
- (9) 上記に伴う諸設備の改装

上記改装工事に要した物量は、鋼材1,500トン、電線約220km、諸管45km、通風管9kmおよび上部構造の新設による重心位置上昇に対処するため、船底部に固定バラストを約2,200トン取付けた。改装総床面積は15,000㎡におよび、これに伴う撤去材も鋼材400トン、内装材1,300トンを記録した。

改装工事は前述のごとく、3カ月の設計期間と内作期間を経て昭和52年4月始め本船工事に着手した。先ず、不要材の撤去作業を開始したが、これは1カ月を要する難工事となり、さらに撤去材の処理にも多大の労苦を要した。撤去作業完了後、諸機器、固定バラストの搬入を行い、既設ハッチカバーを閉鎖した。その後、約700トンの上部構造物を搭載して、改装後の本船の全姿を形成

した。内装工事は膨大な物量に圧倒されながらも2カ月の後には見事克服することができた。空前絶後の電線や諸管も所定の経路に内蔵が終り、最終工事となった木甲板2,000㎡、デッキコンポジション2,500㎡の施工は順調に進行し、8月上旬に海上運転の開始となった。

新装備されたサイドスラスターの性能テストや船体振動、騒音計測において優秀なる成績を収めることができた。こうして、本船は未曾有の工事量と未経験の分野を当社の技術陣と工作陣とのあくなき努力によって、ここに見事華麗なる客船へと開花したのである。以下に本船の概要を簡単に紹介して見たい。

3. 一般配置

本船は合計15層の甲板を有し、中央にマストと煙突を配置し前方は階段状に、後方はスロープ状に形成されてシャープなへさきとともに客船としての美観を考慮して設計されている。救命艇もこの稜線上に沿って装備され一層客船らしさを強調している。

本船の3層目5層目は、Observation deck と Lido deck になっており、南海の熱く美しい太陽とどこまでも青い海洋の雄大さを十分に楽しめるよう計画されている。6層目は本船で最上級の客室が配置され、7層目は最も華やかなデッキとして計画されている。広々とした中にも豪華な室内装飾を施した、ラウンジやナイトクラブ、ストレス発散に最適の本格的ディスコやカジノ室等に加えて、体育室に図書室があり、これらは船旅の情感を思いゆくまま乗客に与えてくれよう。

8層目以下は、客室と乗組員室に当てられている。そのなかで10層目には700人が同時に食事できる大レストランが配置されている。(配置図(1)参照)

機関室と缶室は中央部に配置され、44,000 SHPで2軸プロペラを装備している。サイドスラストは前部船底部、その他の汚水処理装置、造水装置と空調装置等は後部船底部に装備している。

4. 船内の概要と特徴

本船は、客室580室、乗組員室255室および大小合せて16の公室と3つの屋外プールを装備している。暴露部は木甲板かデッキコンポジションを施した甲板になっており、デッキチェア等が配置されて日光浴を楽しめる。

船内の交通は、上下方向は3カ所に配置された階段室とエレベータを利用し、前後方向は両舷に1条ずつ付けられた廊下を利用するよう計画されている。

以下に本船各部の概要を紹介する。

The mall

まず、本船に乗船すると The mall と名付けられたホールに入る。このホールはホテルのロビーに相当し、フロントや総ガラス張りのショッピングルームにスポットマシンルーム等がある。周囲の壁はローズウッドの木目であしらわれ、壁面にはサイケデリックな壁画がカラフルに取付けられている。天井は鏡張りで無数の装飾灯の光りが反射して、第一歩で華やかなムードを与えてくれる。

ホール中央には、スリークォーターサークルのソファが2セット配置され、乗客はここで待合せをしたり、くつろいだりすることができる。またこのホールは Mall の名にふさわしく、植木が林を形づくるように置かれており、華やかな中にも深く落ちついたムードを出すよう工夫されている。

Gaslight club

Mall から、エレベータか階段を利用して2層上がるとこのクラブの前に出る。このクラブはルーレットやカードテーブルの並ぶカジノの大広間である。天井にはドーム型のスタンドグラスがあり、周囲の壁は重厚な木柱で区切られ、壁面はダークレッドの皮張りになっておりフロアの模様入りカーペットと調和して、カジノのムードを盛り上げるようデザインされている。またこのクラブの続き部屋に Gaslight saloon がある。ここはカジノとひとつ前にある Copacabana lounge の間にあり両者の憩いの場として利用される。室内はカジノと同じデザインで内装されているが、ルーレットやカードテーブルの代りに置かれたダークレッドのイスとテーブルが違ったムードをかもしだしている。

Copacabana lounge

本格的な舞台とダンスフロアがあり、客席は階段状に作られ500人収容できるよう設備されている。ここではショウやダンスパーティが行なわれ、映画も上映することができる。インテリアは茶色を基調とし、天井には星空を演出するよう無数の豆電灯がちりばめられている。

Tradewinds club

バーと小さなダンスフロアのあるこのクラブは、南国の海辺の風景をシルエットで映す装飾窓とブルーのカーペットに藤椅子がほのかに調和してロマンチックなムードを出している。

Carnivale lounge

広々とした部屋全体にソファとイスが配置され、一隅にバーとバンドステージがある。室内は広い天井を支える木製の円柱がバランスよく並び、窓は床から天井まで全面に取っている。またこれら窓を開むように不定形の鏡が貼られ人の姿を面白く写す。

Le cabaret night club

クラブの前方にバンドステージがあり、ステージの前に一段低くしたダンスフロアがある。客席はこのダンスフロアから扇形に段々と高くなるよう作られている。

ダンスフロアはアクリルミラーを使用しルームライトをあびて妖艶なムードをだしている。左右の壁は全面アクリルパネルで作られ、このパネルに彫られた映画スターの姿が光の線画となつてうきあがりホールを取り囲んでいる。

Fanta-Z-disco

本船のディスコ装置は、大ヒットした米映画“サタデーナイトファイバー”を参考にし、それ以上の効果を演出するよう入念に計画されている。ガラスのダンスフロアは天井の照明と共にリズムに合わせてさまざまな色に変化する。さらにその光が天井のミラーや壁に取付けられたプリズムミラーに反射し部屋中に飛び交うレーザーライトとともに、ここを強烈な音楽と光りのつぼとなすようデザインされている。

以上紹介してきた Gaslight club から Fanta-Z-disco までは、本船の7層目にあたる Promenade deck上にあり、まだこの他にもブティック、体育室、図書室等がこのデッキにある。

さらに2層あがると、カリブの太陽をいっばいに受ける Lido deck に出る。このデッキには2つの屋外プールと Lido bar がある。

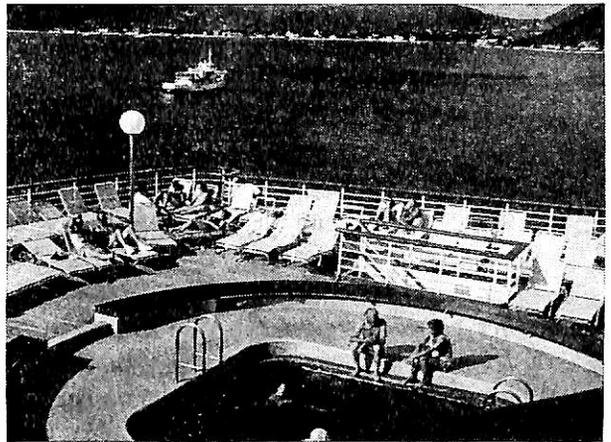
Lido bar

このバーはプールサイドにあり、水泳や日光浴を楽しむ人達の憩いの場として利用される。このバーの内装はプールに面した総ガラス製の仕切を除いて、すべてチーク材によって作られている。インテリアデザインは帆船時代の船室のイメージを基調としており、床は木甲板、壁は木壁のままとし、天井もチーク材で格子組みとしている。廊下の扉には真鍮製の丸窓が取付けられ、さらに旧式の舵輪にカンテラ、天井に吊り下げた古い実物のボート、帆船の階段とハンドレールに木製の椅子とテーブル等、これらのひとつひとつがバーを利用する人達に過去と現在のタイムトラベルを味わせてくれる。

次いで、客室の概要について紹介してゆきたい。

Verandah cabin

最上級の客室であり、このデッキには海の見える木甲板とサンデッキチェアが置かれている。窓は大きくとってあり、室内は工芸品のような透し彫り引戸によって、窓側のソファスペースと内側のベッドスペースとに分け



屋外プール

られている。いずれのスペースも壁の一面が総鏡張りになっている。その他の壁や家具はチーク柄になって床面のブルーカーペットとよくマッチしている。

その他の客室

窓のある部屋は窓側、その他の部屋はベッドの頭側の壁全面にカーテンが懸かり、カーテンの上部からの間接照明が白い壁と家具にほどよいコントラストを与えるようデザインされている。ベッドはシングル、ダブルにブルマンタイプがいくつかの組合せによって形成されている。

本船の客室にはすべて、専用のバストイレのユニットが取付けられている。

5. 救命艇及び乗艇用踊場

定員増加後の救命艇は16隻になるため、下記の6隻を追加装備した。

救命艇の要目

(1) 高速遊覧艇兼救命艇 2隻

艇材質、形状	GRP, 密閉型
L × B × D	13.00m × 3.80m × 1.80m
定員	98名(救命艇) / 75名(遊覧艇)
艇速力	6 kn以上(救命艇) 約12kn(遊覧艇)
排水量	約21t
エンジン	2 × 135馬力 ディーゼル(水冷式)

(2) 半密閉型遊覧艇兼救命艇 2隻

艇材質、形状	GRP, 半密閉型,
L × B × D	11.00m × 3.70m × 1.60m
定員	122名(救命艇) / 75名(遊覧艇)
艇速力	6 kn(救命艇) / 約8 kn(遊覧艇)

船の科学

エンジン	1×91馬力 ディーゼル（空冷式）
(3) 開放型救命艇	2隻
艇材質、形状	G R P, 開放型
L×B×D	11.00m×3.70m×1.60m
定員	140名
艇速力	6 kn
エンジン	1×22馬力 ディーゼル（空冷式）

上記に示すように、6隻の救命艇のうち4隻は設備の整っていない小さな港へ乗客を運ぶ交通艇として、又乗客を観光地へ案内する遊覧艇として頻繁に使用できるように設計された特殊な救命艇である。

これは一般の客船には無い本船のような豪華客船のもつ特徴の1つであると言えよう。

上記の救命艇は、通常救命艇甲板にトラックウェイ重力式ダビットに格納されているが、遊覧艇として使用する場合は、ダビットを外舷側へ張り出し艇を海上へ降ろし、別に艇側に用意されている下記に示す要目の乗艇用踊場の側面に係留される。この作業が完了すれば船内の乗客は、舷側に用意された舷側梯子を通して、これに接続されている乗艇用踊場へ降り、容易に艇に乗り込むことができる。

下記に乗艇用踊場の要目を示す。

乗艇用踊場の要目

材質、数量	鋼製、2基
L×B×D	3.5m×1.3m×1.2m
懸吊及び格納装置	ヒンジ式ダビット、鋼索、 電動ウィンチ
積載許容荷重	1.0トン（約12人相当）

6. サイドスラスタ

本船は前述したように、西インド諸島への周遊を行うため、小さな港への出入港がひんばんに行なわれる。

このため、本船の離着岸を迅速且つ安全に行う必要から当社の川崎KT-211型サイドスラスタ1基を新装備した。コントロールは操舵室および航海甲板の両端から、遠隔操作できるとともに、機側操作もできるように計画されている。なお本スラスタは可変ピッチプロペラになっており、推力は最大20トンである。

7. 空調装置

乗客、乗組員の定員増加に伴い、空調設備の増強を行なうと共に、本船の航路であるマイアミ～西インド諸島間の気象に対して快適な空調システムとなるよう設計

条件の変更を行なった。その主な工事は以下の通りである。

(1) 冷凍機システム

既存のブライン方式の空調用冷凍機に加え貨物用冷凍機を空調用に転用、又さらに Water chiller 方式の冷凍機（1台×245kW）を2台増設した。

(2) セントラルユニットの増設

改装部、新造部を含め13台（合計141.7kW）

(3) 排気ファンユニットの増設

改装後、合計出力38.9kWにした。

(4) ダクト工事の増設

改装部、新造部を含めダクトの使用全長は9km

8. 汚水処理装置

米国の海水汚濁に対する規制を満足させるために、Marine sanitation type II (USCG) の Approved type を採用し合計500人用を4台新設した。

9. 造水装置

機関関係の改装は、客室の増設にともない清水の不足を補うため造水装置を新設した。

本造水装置は真空型であり、真空を作るためのエジェクター駆動及び加熱源としては主ボイラの蒸気を減圧して使用した。

以下に造水装置の要目を記す。

造水装置要目

1) 造水装置型式	7段フラッシュ型 (笹倉機械製SKF-280R)
2) 造水量	250t/day
3) 塩分濃度	最大4ppm
4) 加熱蒸気	1kg/cm ² ×3300kg/h
5) エジェクター蒸気	9kg/cm ² ×320kg/h

10. 動力・配電装置

客室および公室の増設とそれに伴う空調機器設備の増設により、本船の低圧・高圧側とも給電容量が増加したため新装備に適合するよう改装工事を行なった。

本船は、主発電機として、1500kVA・60Hz・3φタービン発電機4台を装備しているが、通常航海中3台で全負荷をまかなえるよう改装した。

低圧側給電容量増量工事としては、440/230V変電器11台（total容量870kVA）および440/120V変圧器6台（total容量232.5kVA）を追加装備した。

配電装置関係の改装工事としては、分電箱約200面、および補助配電盤を1面追加装備した。

11. 船内通信装置

船内通信用として客室用 700回線及び乗組員用 120回線の自動電話交換機、インターホン、無電池式電話機、操船指令及び救命ボート操作指令用トークバック装置を設けている。

船内放送は、出力120Wのアンプ18台と600個所に装備されたスピーカーによって行う。またこれらのスピーカーはラジオ放送やプレーヤ及びカセットデッキから音楽を流すこともでき、更に操舵室、ビューロー、放送室に設けた管制盤から非常放送用として用いることもできる。

各公室には、専用のアンプ、カセットデッキ、スピーカー等を設け、その公室の雰囲気にあった音楽を流すことができる。特にファンタジ・ディスコは、ダンスフロア上に大出力のスピーカーを配置すると共に、フロアに埋込んだ照明が音楽に同調して自動的に変化するようにになっており、本格的なディスコとしての設備を持っている。

各客室には、ボーイ呼出用押ボタンを設け、24時間バントリーサービスができるようになっている。

12. 船内照明装置

客船の設計において、船内の照明設備は非常に難かしく、また重要な作業のひとつである。巨大な電気容量に対する設計、約 220kmにおよぶ長さの電線の配線計画さらには各室に応じた照明装置の設計等、特に照明装置の良し悪しは客船のすべてを左右するといっても過言ではなからうと思う。以下に本船の照明について簡単に紹介しておくたい。

1) 客室

全体照明はベッドの頭部壁または窓の上方に蛍光灯を組込んだ Cove を設け、入口部の照明として蛍光天井灯を設けている。

局部照明として下記のを設けている。

Bed lamp 白熱灯 (Pullman berth は蛍光灯)

Mirror lamp 蛍光灯

Bath & Toilet room lamp 蛍光灯

尚、居室には Hair dryer 等用として 1kW用ソケットを、又 Toilet 又は Bath room にはひげ剃り用ソケットを設けている。

2) 公室

a) Copacabana lounge

主照明はダウンライトで行い、装飾用として Blinking light を 1350ヶ、Lucite light (3色の調光用蛍光灯)、

又舞台照明用に Spot light, Horizone light, Follow spot light を設けている。

b) Gaslight club (Casino)

主照明はダウンライトを使用し、Game table は各々スポットライトにより照明される。又天井に蛍光灯を組込んだスタンドグラスドームを設け、更に壁灯を設けて Casino の雰囲気を出している。

c) Le cabalet night club

主照明に5色の蛍光灯を設け、周囲の Lucite は上部及び下部より5色の蛍光灯により照明している他、舞台照明として Spot light, Follow spot light を設けている。

d) Fanta-Z-disco

主照明はダウンライトによっているが、本室は Disco として音響装置と同調する照明器具 ab. 600ヶを天井又はダンスフロアに埋込んでいる。その他レーザーと鏡を利用して天井下部に光の線を縦横に走らせるなど光学的設計も取入れている。

3) 暴露部

主照明として蛍光水銀灯式照明柱18ヶ、水銀灯投光器6ヶ、白熱投光器8ヶ、船名照明灯12ヶを追加装備したほか、局部照明用として白熱通路灯を、また夜間の船全体の装飾として電飾灯 150ヶを2連設けている。

4) ソケットアウトレット等

掃除機用として各通路公室に設けたほか、暴露部にも販売機等に使用できるようにしている。

以上の如き設備に対し、調光機3台(計 150 kVA)、分電箱約 150個、を使用して総設備電力約 830 kVA (内 120V系360kVA)を賄っている。

尚、本船の照明電源に120V、230Vの2系統があるのは既設の230V系により主として客室の照明を行い、120V系を米国での特殊電球の補充、及び乗客の所持している器具の使用に便利ないように計画されたのである。

あとがき

本船のトータルデザインとして傾注したことは、本船の性格が1週間の周遊であること、小さな港への観光寄港の頻度の高いこと、航路が熱帯季節風気候区内にあることから、諸公室諸設備等も1週間のクルージングツアーに適するよう配慮し、サイドスラスト装備、乗陸遊覧艇装備、そして太陽と水を欲求する場所は開放的に、また室内は熱帯の太陽から守る閉鎖的にと諸所諸々に創意と工夫を重ねたことである。

■ 特集・明日の造船技術のための基礎研究 ■

本誌創刊30周年を記念して、基礎研究特集をおくる。

本誌はもとより学会誌ではなく、船の科学に関心をよせる広い読者の層に有益な技術情報を提供することを任務と考え、それ故にいわゆる研究論文の発表の場とすることをむしろさけて来た。しかし、健全な造船技術の基礎が自主的、独創的な研究努力にあることを常に認識し、特色ある研究の紹介や、学界の展望も時に応じて行なってきたつもりである。

今回の特集は、一面造船企業が現下危急存亡の淵に立っているという緊急な事情によるけれども、文明開化以来一世紀を経て、ようやく我が国が独自の創造力を工業に生かして、将来の道を確実にひらくために、工学的基礎研究が一層深く、広く行われることを祈念する我々の姿勢のあらわれとして実現されたものと御理解頂きたい。

ここに執筆頂いた8氏は、もとよりそれぞれの専門分野で活潑に先端の研究活動を行なっておられる方々であるが、我が国の厚い研究者層の一部を代表されているということも事実である。編集部としては、さらに広い基礎分野にわたって執筆を御願ひしたいところであったが、限られた紙面と時間の制約により、多くの分野、テーマ、研究者を断念せざるをえなかった点は御諒承を乞う。

本誌の読者の中には、平常いわゆる研究論文になじみの少ない方々もあると思われるが、良い船をつくるためにどのような基礎研究が行われているか、何故そのような研究が必要なのか、研究者は何を考え、どのような態度方法で研究をすすめているのかといった点について少しでも多くの御理解を頂けると幸である。また執筆者の方々にもその趣旨でできるだけ平易に記述して頂くよう御願をし、御了承を頂いた。

システム工学について

小山 健夫
 東京大学船舶工学科

1. システム工学の目標

システム工学はいろいろなシステムを統一的な観点からとらえようとするひとつの試みであると言って良からう。試みというのはいまだに完成した姿になっていないことを意味する。たとえば、システムとは何かという定義もそれほど明確ではない。「さまざまな要素がある目的のために構成されたものである」という定義がよくないが、ボルトという要素とナットという要素が何かを締めつけるという目的で結合されたときこれをシステムとよぶのかどうかは疑問が残る。現在システムとして考えられているものはおよそ次のような性質をそなえているといえよう。

- (a) ある目的のもとに構成された要素の結合体であること
- (b) 構成が相当複雑であること
- (c) 確率的性格あるいは不確実性をもつこと

しかし、このような定義をもてあそぶことはあまり意味がない。要するに、現在システム工学的手法としてどのようなものがあり、それが便利に応用できる場合、あるいはシステム工学的観点から見ると物事の解釈が容易になるというような場合をシステム工学と呼べばよいであろう。ボルトとナットの場合、システム工学的的方法論の入る余地はほとんどないがためにシステムとは呼ばないと考えればよい。

システム工学の提唱者は、主として統計学・オペレーションズリサーチ・制御工学のバックグラウンドを持つ人々である。したがって、それぞれの背景によってシステム工学的問題への取組み方が異なる。たとえばオペレーションズリサーチと制御工学ではシステムの目的ということを重視するが、統計学では必ずしもそうではない。対象とするシステムが大きいほどあるいは複雑であるほどシステムの目的はとらえにくいものとなる。国家目的に合致するとかしないとかいうことがあるが、それはある局面をとらえてこそいえることであり、総合的観点から国家目的を定義することはできない。

ここでは、制御工学的背景からみたシステムのとらえ

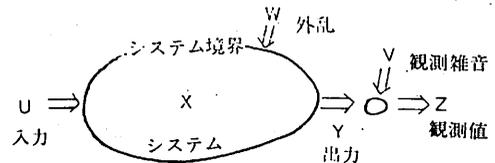


図1 システムの構成

方を紹介し、そのようなとらえ方がいかに船に関わる諸問題に適用されるかについて述べる。即ち、船に関わる諸問題がシステム工学的的方法論によればどのようなアプローチとなるかを例をあげながら説明する。もちろん問題のとり組み方にはいろいろな方法があるはずで、システム工学的の見方が便利であればそれを使えばよく、不便であれば他の方法を探せばよい。

2. システム工学の方法

制御工学ではシステムを図1のように考える。まず、我々の関心の対象である物あるいは物の集合のまわりに境界線をひき、その内部をシステムであると考え。このシステム境界は先に述べたシステムの定義に相当するものであり、問題毎に設定すればよく、その中に含まれるものの複雑さなどにこだわる必要はない。

さて、我々はこのようにして定義されたシステムに対し、働きかけをすることができる。これをシステム入力 u とよぶ。システムへの我々の働きかけ（制御）には普通何種類かの道がありこれをベクトルの形で表現する。

$$u = (u_1, u_2, \dots, u_m)^T$$

システムに対しては、我々の意識的な働きかけのほかには他の外界からの働きかけもありうる。これをシステム外乱 w とよぶ。

$$w = (w_1, w_2, \dots, w_p)^T$$

たとえば、船の操縦を考えるとき、システム入力は舵角とプロペラ回転数であり、システム外乱は風、波、潮流などと考えればよく理解できるであろう。

システムの内部状態は、状態ベクトルという n 個の変数の集りで完全に表現できるものとする。

$$x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$$

このようにして、ある時点でのシステムの状態 x_t は、その初期状態 x_0 とその後にシステムに与えられた働らきかけ $u(\tau), w(\tau), \tau=0 \sim t$ によってきまるものとする。

システムはその状態に応じて外界にシステム出力 y を送り出す。これがシステムの外界へのメッセージである。

$$y = x$$

と考えてもよいが、一般には等しくないと考えておいた方がよい。たとえば、システムを人間にたとえると、ある働らきかけに対し、その反応がすぐに顔にでる人もいれば、まったくのポーカフェースで顔に出さない人もいる。

システムは外界に対し y というメッセージを選出するが我々がそれを受取るときには、何かの形で乱されていると考える。即ち、 y というメッセージを受取る（観測する）とき、観測雑音 v がつけ加えられると考える。

以上をまとめると、

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= f(x, u, w) \\ z &= g(x, v) \end{aligned} \right\} (1)$$

あるいは、問題を線型定数系にかぎるならば

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= Ax + Bu + Cw \\ z &= Hx + v \end{aligned} \right\} (2)$$

という形で表現できるものを対象とする。

(1) または (2) は単なる表現であり、これらに対しどのようなシステム工学的手法があるかが問題である。

制御工学のシステム工学的手法はつぎのようなもので代表される。

- 1) システムの同定 (Identification)
- 2) システム状態の推定 (Estimation)
- 3) システムの制御 (Control)

古典的制御理論では図1のシステム表現のうち、システム入力 u とシステム出力 y に視点をあて、この入出力関係にのみ興味をそそいでいた。システムの内部はこの場合 Black Box として扱ってその内部に立入らず、上記の3種の手法のうち制御に重点を置いていた。以下にそれぞれについて概要を述べる。

2.2 システムの同定

システムの同定とは、システムの状態がどのように変わるかを定式化する作業であり(1)式の f という関数型がどのようなものであるかを求めることである。図2のような簡単なシステムの場合、我々は、

$$mx + Dx + kx = 0$$

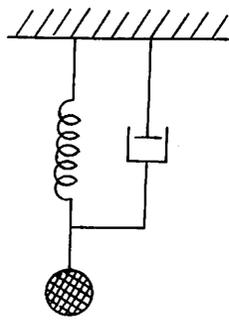


図2 簡単なシステム

という形で表現できることを知っており、この場合、何らかの方法で、その係数 m, D, k を求めることがシステムの同定にあたる。

簡単なシステムの場合、このように物理的性質からシステムの構造がきまっておき、同定はその係数を求めるだけの問題となることが多い。しかし、複雑なシステム、たとえば社会システムなどでは、

マクロ経済学的に知られたシステムを支配する原理はあるにしても、ニュートンの運動法則ほど一般に適用できず、ミクロな問題では何がどこにどのように作用するかということ、経験とそれに基づいた直感にたよるほかない場合もある。

このような場合、実際の手法としては、要因として考えられるものをあらいあげ、それを過去のデータと照合し意味があると認められればとり入れて行く。これはまさしく従来から行なわれてきた統計学あるいはその応用である計量経済学的手法である。

工学的システムにおいても、同定を行なうために我々は実験を行なうが、実験結果の整理には最小2乗法をよく使う。また実験を合理的に行なうために実験計画法的手法を用いる。このようにシステム同定においては統計学が重要な地位をしめている。

最近の動向としては、この同定をつぎに述べるシステム状態の推定法の拡張によって行なう方法、あるいは、システムを表現すると考えられる種々の変数の中から自動的に選びしかも、それらの交互作用も抽出する GMDH (General Method of Data Handling) という手法などが注目されている。

2.3 システムの推定

再び図1に戻って、システムの状態を推定する場合を考えてみよう。先にも述べたように、システムの状態 x は一般には直接推定できず、そのメッセージ y が観測雑音 v によって乱された信号 z によって推定するしかない。

第2次大戦末期に N. Wiener がこの問題に取組み大きな成果をあげた。しかし、彼の場合はシステムのメッセージの統計的性質に着目しているだけで、システム自体の構造を図1のような形で明確にとらえたものではない。

図1のような表現は1960年代に入り Kalman の仕事

が多くの人々によって注目されるようになってようやくかたまって来た。システム状態の推定を理解するにはこの Kalman-Bucy Filter を紹介するのが最も早いであろう。

(1)式を見れば、ある時刻 k におけるシステムの状態 $x(k)$ は、初期値 $x(0)$ と $0 \sim k$ の間に加わった u と w がわかれば完全に決定できる。 u は自分がシステムに与えた操作であるからわかるとして、 w は外乱であり、これを完全に把握することは不可能である。そこで w についてはその統計的性質のみがわかっていることにしよう。同じように初期値 $x(0)$ も平均値と分散のみがわかっているとした方が一般的である。

このような仮定をおくと、任意の時刻におけるシステムの状態はまったくわからなくなる。そこでこれを推定するための情報として我々はシステムの観測を行なうものとする。観測時の雑音 v についても統計的性質がわかっているとしよう。

簡単のため、(2)式の H を単位行列と考えると、Kalman-Bucy Filter によるシステム状態の推定はつぎのようになる。時刻 k における最適推定値を k までの観測値すべてを使って求めたという意味で $\hat{x}(k|k)$ とかく。つぎに $k+1$ の時刻での状態推定を考えると、我々は $k+1$ における観測値 $z(k+1)$ と、 k においてシステムに与えた制御 $u(k)$ を追加情報として持っていることになる。Kalman-Bucy Filter は図3のように、 $\hat{x}(k|k)$ を初期値とし $u(k)$ を与えた場合の $k+1$ における状態 $\hat{x}(k+1|k)$ (これは k までの観測しか利用していない) と新しく得た $k+1$ における観測値 $z(k+1)$ とを $1:K$ に内分する点として新しい推定値 $\hat{x}(k+1|k+1)$ を与えるものである。

従来の観測のみによる推定にくらべて、システムの構造を利用しているところに大きな飛躍があり、このプロセスをくり返すことによって推定の精度が向上していく。

システムの構造を利用できるためには、先に述べたシステムの同定ができていなければならない。Kalman-Bucy Filter は線型システムの同定を行なうものである

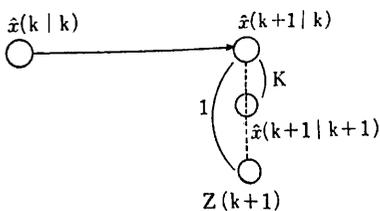


図3 カルマンフィルター

が、これを非線型システムの同定に拡張できれば、同定と推定を同時にできることを指摘しておこう。いま

$$\dot{x} = ax + u \tag{3}$$

という線型システムがあるとする。ここで、状態変数 x の推定とともに係数 a の同定も行ないたいとする。このとき a が定数であるとすれば(3)式を

$$\begin{cases} \dot{x} = ax + u \\ \dot{a} = 0 \end{cases} \tag{4}$$

のように書きかえ、 a を変数として見る。そうすると(4)の第1式は変数同志の積を含み非線型方程式となる。この非線型システムの推定ができるということは、 x の推定とともに a の同定を行なったことになる。

以上のように、推定と同定は現在非常に密接な関係をもちはじめしており、このような方法は将来多くの分野に利用されるであろう。

2.4 システムの制御

我々は対象とするシステムの状態に対し、ある願望もっているのが普通である。たとえば望ましいシステムの状態が $x=0$ であるとする、現在の状態が 0 からはなれているほど望ましくない状態にある。システムが望ましくない状態にあるとき、我々がシステムに対しある働きかけ u をすることができるならば、この方法を使いシステムをできるだけ望ましい方向に動かそうとするであろう。しかし、この u という努力を行なうことは一般にある程度の資源の消費につながることであり、無制限に行なうことはできない。

一般には、システムが望ましい状態からはずれていることによる損失と、それを望ましい方向へ向けようとするための努力との間に妥協を求め、つぎのような評価を行なうのが普通である。

$$J = \int_0^T (x^T P x + u^T Q u) dt \tag{5}$$

$0 \sim T$ の間に、この値を最小とするような u を求めるのが最適制御の命題である。第1項はシステムの状態、第2項はシステムに加える制御量の評価であり、 P と Q によってそれらのバランスをはかっている。

このように式で書けば、最適制御は簡単に説明できるが、実際に我々の常識と合致するような評価を定式化することは非常に困難である。日常生活で我々は良い悪いの判断を常に行なっているが、それはある局面ごとに状態を制限した上での判断である。

簡単な例として「A君はB君よりも大きい」というとき普通は身長で判断するが、もし体重もその判断に加えるとすれば

$$J = (\text{身長}) + \lambda(\text{体重})$$

というように、2個の変数を加重して加算し、ひとつの J というスカラーの数字に変換しなければ比較できない。このとき λ にどのような値をとるかは主観の問題であり、かつそれによって評価が変わってしまう。

入学試験の場合、何科目かの試験を行ない、それらの成績の合計で合否を決定する。合計するとき各科目にどのようなウエイトを置くかが評価の定式化であり、合計という操作がスカラー化である。大部分の受験者にとっては、結果はそのウエイトによって変わらないであろうが、合否スレスレの受験者からみると、合否の判定がウエイトによって逆転する可能性もある。

一般に、同定、推定の段階でも、その良さについての判断が必要であるが、その定式化は容易である。しかし、制御の段階では、よほど状況を制限しないかぎり、一般化された評価式を求めることは難しい。最適制御理論は、評価式が与えられれば、その意味での最適制御を与えるが、評価式まで与えるものでないことを注意しなければならない。

社会システムのようにシステムの規模が大きくなると、その中の個々の要素の行動の全体に対する影響は小さくなる。国家システムの場合、政府予算などは相当の影響をもつが、企業の場合、同一業種がカルテルを作るなどしないかぎり影響力を持ち得ない、このような場合、制御工学的システム工学の手法をとるべきか否かは問題であるが、システムの規模をある程度しぼれば目的によっては有益な手法となり得る。

「成長の限界」という本で有名になったシステムダイナミクスという手法は、制御工学の社会問題への応用と考えてよい。「成長の限界」では世界という大きすぎるシステムに応用したためいろいろな批判を受けているが、システムダイナミクスの前身であるインダストリアルダイナミクス（個々の企業・業界に対する応用）の時代には高い評価をうけている。

いずれにしても、社会システムに適用したとき、制御という概念にあまりとらわれすぎると非現実的な結果にしかならず、当面問題としている局面以外にもより広く視野をもたなければならない。

3. システム工学の船舶工学への応用

以上述べて来たシステム工学的手法が、船舶工学の諸分野に対し、どのように応用できるか例をあげながら説明しよう。

3.1 船の操縦への応用

船の操縦の自動化は、Minorsky の 1929 年の論文以来、長い間制御の対象例として多くの研究がされており、今さら例にあげる必要もないと考えられるが、新しい分野での制御工学がどのように応用されるかを概観してみよう。

同定問題としては、実船の場合、従来旋回試験・Z 試験・逆スパイラル試験などが行なわれているが、新しい分野としては System Identification という先に述べたパラメータのオンライン推定の試みが多くなされようとしている。オンライン推定が望まれるのは、積荷の変化、浅水・狭水道通過時などでの船の特性の変化をいち早く発見し、船の制御を変化する特性に適応させようというのが主な目的のようである。

推定問題としては、従来の船の制御が方位角の制御のみであったのを、航路上の横偏差に対しても行なおうとするとき、横偏差をどのようにして推定するかというような問題に応用できる。船の位置の測定は、一定時間毎に行なわれ、しかも誤差が大きいのが特徴である。このような場合もカルマンフィルターなどにより十分な精度をもった推定に変換できる。

図4は不規則な外乱と誤差の大きい位置測定の中でカルマンフィルターによる推定値を使って船を制御するとどうなるかを示したものである。船は指定された航路上を指定された速度で動くよう制御されており、 x 方向（前進）、 y 方向（横方向）ともに精度の悪い測定デー

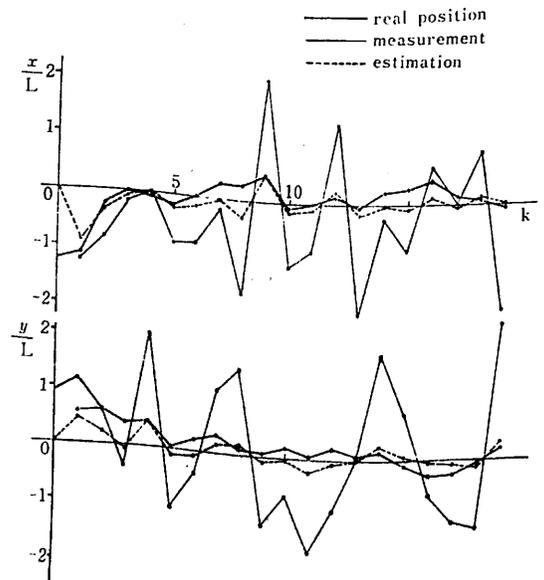


図4 カルマンフィルターによる推定と制御

タを使いながらうまく制御されている。

制御関係ではそのほか、水深・航路幅などの制限水路影響、積荷による喫水変化に応じて制御を変える適応制御、1隻の船だけではなく、船舶群の交通流の制御として見る交通管制、あるいは衝突防止システムなど、いろいろな面でシステム工学の方法が利用できる。

3・2 船の基本設計

Computer Aided Design (CAD) という言葉がよく使われるが、現在、船の基本設計の面では Information Retrieval (IR) の意味で使われる場合と Automated Design の意味で使われる場合がある。

本来、CADを文字どおりに理解するならば、計算機に助けられた設計であり、設計という知的かつ創造的な人間の活動の中でルーチン的な仕事を計算機にまかせようという発想である。その意味ではAutomated Designの方は知的な判断まで機械に頼るわけで、CADという立場から見れば少しはなれたところにあるのかも知れない。

制御工学的システム工学の方法論を設計に無理にこじつけようとする、Automated Design Systemとして考えざるを得ない。船主要求を入力し、設計図を出力とするようなシステムである。このシステムの中では、たとえば船主要求をみたくような主要目の組合せを何百種類も試行し、その中でCRF(資本回収率)、RFR(所要運賃率)、AAC(平均年間コスト)などの評価により最適なものを選び出す。

このようなシステムは、タンカー・バルクキャリアなど標準船型に対しては適用できるであろうが、特殊船についても応用できるとは考えられない。普通の船主要求の中に船を設計するに必要な情報がすべて盛り込まれているとはかぎらず、また要求の中には互に矛盾するものもあるはずである。評価の方も、正しく定義づけることは難しい。したがって、普通人間が設計するときと同じく、船主との打合せを重ね、互の独善的判断を訂正し、経験を積み上げて行くようなシステムであることが要求される。

このように高度な機械はたしかに非現実的なものであるが、非現実的であるから考えるべきでないとは言えない。学習する機械、人工知能などは現在の情報科学の最先端の課題であり、まさしくこのような方向をねらったものである。すでに、チェス、五目ならべなどのゲームでは経験(学習)をつんだ機械は中級者に匹敵する能力を持っている。

3・3 海運業、造船業の予測

従来このような経済的課題の解析はもっぱら計量経済学の分野に限られていた。しかし、ある面で経済学と制御工学はよく似た目的をもっている。対象とするシステムは異なるが、システムの状態を推定し、その目的を確かめ、よりよい方向にシステムを向ける制御あるいは政策を見出そうとする立場に共通な点が多い。事実システム理論の最近の発展の中で経済学者に負うところがかなり多い。

システムダイナミクスという手法が、ローマクラブによる「成長の限界」の出版により多くの人に知られるようになった。システムダイナミクスはもともとインダストリアルダイナミクスと呼ばれ、かなり古い歴史をもっている。この手法の特徴は、社会システムを制御工学的手法で扱う点にある。制御工学的観点からモデルを同定するとき、従来の計量経済学的方法論と異なるのは社会現象個々の間の関連をあたかも物理的現象間の関連のように明確にとらえる点にある。社会現象を「これがこうであればこれはこうなる」という具合に割りきる一般的法則はないため、このような方法は恣意的なものになり易い。しかし、逆に我々が社会現象を分析するときは、上記のような割りきり方をしたうえで「だからこうなる」というような論評をすることも事実である。

社会システムの中の個々の関係が複雑であり、しかも時間の要素を考えに入れなければならないとき、我々の推論はとかく混乱しがちである。システムダイナミクスの長所は、このシステム内の個々の関連をモデルの形に記述し、そのモデルのシミュレーションをすることにより、我々の不得手な複雑なシステムに関する推論をまわがたく計算機にやらせる点にある。

モデルの記述、あるいはシナリオの作成はあくまで人間の仕事である。モデルの記述が正しいかどうかは、既知のデータを入れてみてそれが正しく動くかどうかをたしかめればよい。正しく動かない場合は、モデルの記述

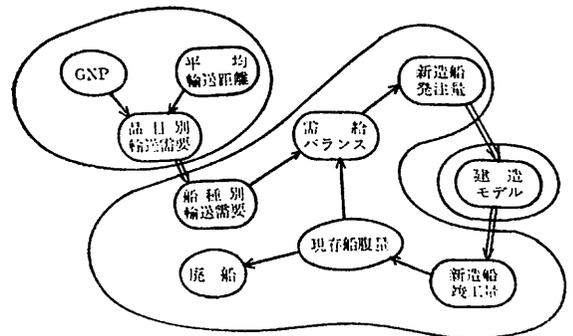


図5 モデルの基本構成

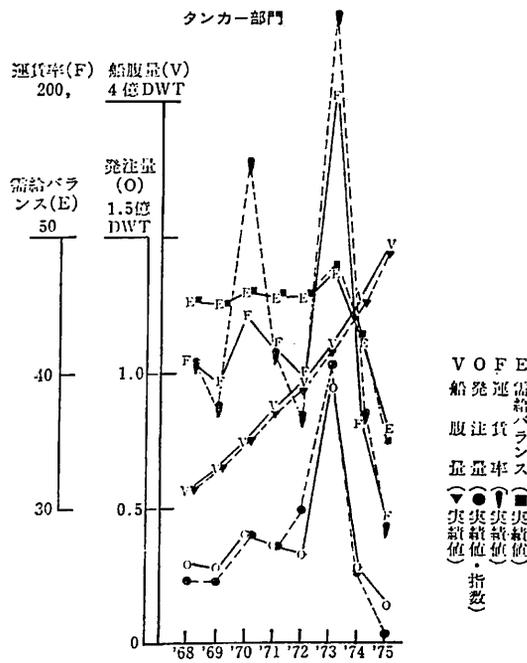


図6 実績値とシミュレーション結果

どこか足りないところがあるか、または理解に誤りがあると考えられる。逆に正しく動いた場合、そのモデルが正しいかどうかはわからない。たまたま正しく動いただけで普遍性があるという保証はない。

モデルの記述ができる、そのときに考えられる政策を入れシミュレーションを行ない、どの政策が最も優れているかを判断する。以上述べたように、システムダイナミクスは我々の理解をモデルの形に記述し、そのシミュレーションを行なうことによって正しい推論を行なうための道具であると考えべきものである。

以上のような前提で、現在の海運・造船界のシステムダイナミクスの例を見てみよう。図5がモデルのシナリオである。左上のブロックで、油・鉄鉱石など品目別の輸送需要が求められる。中央のブロックでは船種別の船腹量が記憶されており、品目と船種がうまく適合するように船種別の輸送量がきめられる。船種別の輸送量と船腹量により需給バランスがきまり、それがタイトになればその船腹の発注量がきまる。

発注された船腹はそのときの状態によりきまる建造期間を経たのち新造船として船腹量に加わり、新しい需給バランスをつくることになる。一方、長期間使用され寿命のすぎた船はシステムを去り廃船される。

以上の話は、少々簡単すぎて信用できないようにも感

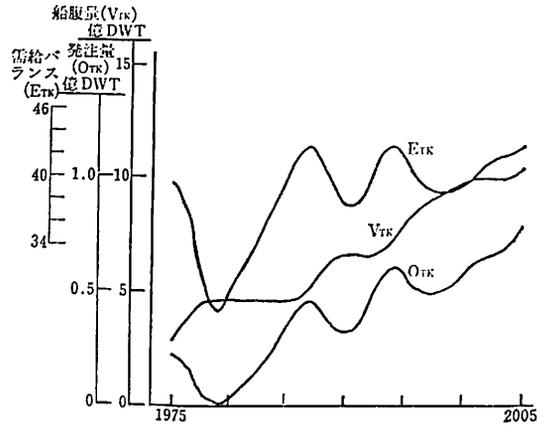


図7 長期間シミュレーションタンカー

ずるが、図6に示すように1968年を起点とし、その後のこのモデルによるシミュレーション結果と実績を比較するにすぎず、想像以上に良い適合がみられる。

このモデルはすくなくとも過去10年程度のシステムをよく記述し、しかも石油ショックの影響すら表現できている。そこで1975年を起点として30年分のシミュレーションを試みた結果が図7である。この結果は、あくまでシステムの現在の性質が変わらないと仮定した上でのものであって、予測というべきものではない。むしろ、よく言われる海運10年周期説が外界によるものというより、システムの中にその性質を内在しているというようシステムの構造上の特性を知るために行なったものである。システムの内部を少しずつかえてシミュレーションを行なえばシステムに関する理解を深めることができるし、個人個人の立場から見れば現在どのような方針(政策)をとるべきかという決定のための示唆が得られる。

4. おわりに

流体力学、構造力学という船舶工学の基本的素養から見ると、システム工学的手法は少々異った方法論である。しかし、システム工学的方法論、即ち同定・推定・制御の問題はすこし見方を変えてみれば、設計、建造、あるいはそれ以前の市場調査・企画などの面で大いに役立つものである。未だ発展途上段階ではあるが、いずれ人工知能など創造的側面も充実してくるであろう。そうなれば、あえてシステム工学とは言わないまでもこのような方法が船舶工学の中の非常に重要な地位を占めてくることは疑いない。造船技術者の中にはこの面で多くの先輩が活躍しておられるが、更に多くの賛同者を得ることを望みたい。

転倒しないアンカーの研究

浦 環

東京大学生産技術研究所

1. はじめに

推進機としての櫂やプロペラのように、緊留装置として錨あるいはアンカーは船の歴史とともに長い時代を経て少しずつ変化している。初期のものは、石に縄を付けた程度で、現在シンカーあるいは Dead-Weight アンカーと呼ばれて同様のものが用いられている。その水中重量に対応する垂直力あるいは海底との摩擦力に対応する水平力を緊留力（把駐力）として船に提供する。しかし、これでは道具としての効率がいかにも悪く、後年になってストック・アンカー¹⁾あるいは四ツ爪アンカーが開発される。ストック・アンカー（図1参照）の考え方は畑を耕やす鍬(きり)である。鍬だけでは爪 (Fluke) が上や横を向いたときに用をなさなくなるので、ストック (Stock) を爪に対して直角に付けて回転を防ぎ、また爪は上下いずれの方向にも付けられた。投錨してシャン

ク (Shank) 方向に少し引きさえすれば、爪は海底に貫入し、アンカーの重量に比べて非常に大きな水平抵抗力を船に供給する。次に述べるストックレス・アンカーも含めて、このように海底土中に貫入するアンカーは Embedment アンカーと総称される。

19世紀中頃²⁾になり、船舶が巨大化するにつれて、ストック・アンカーはいかにも大きく、取扱いが不便であるため、新しい型のアンカーが開発されるようになった。実際、長いストックは甲板上でやっかいな代物である。新しいアンカーのアイディアは、爪とシャンクの交点にヒンジを付けて回転させ、これまで上下にあった爪を一方のみ限定し、同時にストックを除いた点にある。たとえば裏返って投錨されても、シャンク方向に引けば爪がヒンジまわりに回転して海底土中に貫入する。爪が横を向くのを防げば、ストックは不要である。シャンク端に長いストックがないので、現在ほとんどの船で行なわれているように、ベル・マウスからホース・パイプ

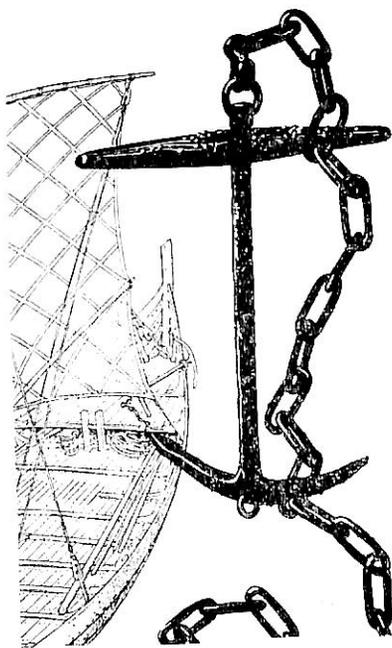


図1 ヴァイキングが用いたストック・アンカー¹⁾

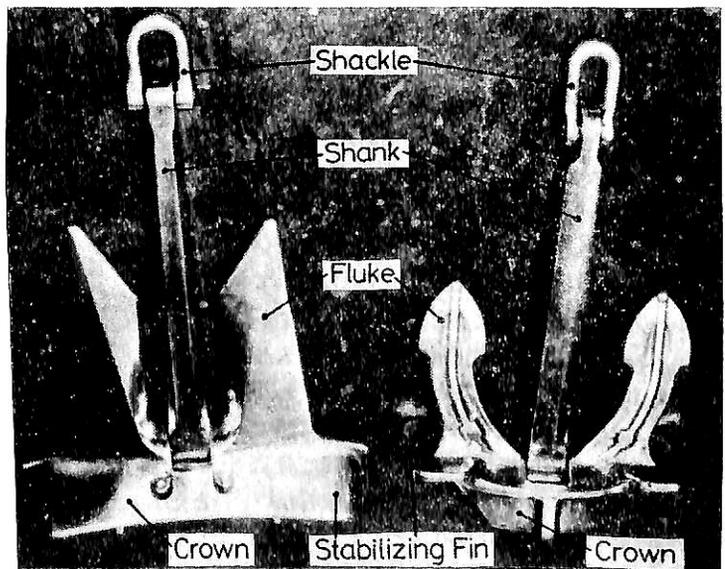


写真1 AC 14型高把駐力アンカー(左)とJIS型ストックレス・アンカー(右)

にアンカーを引き込むことができ、投錨・収錨作業が極めて容易となる。この利点は非常に重要であり、何を他にしても取入れたい。しかし、ヒンジ型のアンカーは、はたしてその効能書きの通りに爪を常に海底土中に貫入させて高い把駐力を供給し得るであろうか。

アンカーが今日もなお19世紀とほとんど変りない形をしていることは次の3点に原因すると考えられる。第一に、作動する海底土の力学的な性質が複雑かつ多様であり、アンカーに作用する力は定性的にさえ捕えにくい。第二に、チェーン等を介して遠く離れた海底で作動するため、挙動を観察することが困難である。第三に、船舶にとってのアンカーは自動車におけるサイド・ブレーキに当るもので、ある程度の能力しか期待されておらず、また、その信頼性が真に問われる状況に遭遇しないよう、あらかじめ逃げるのが可能である。

ところが、近年になって海上構造物、特に石油試掘リグが多く建造され、海上で定点を維持するための繫留装置が注目され始めた。船舶の場合と異なり、多くのアンカーを素早く確実に打つ必要がある。ここではアンカーはサイド・ブレーキ的な裏方から、主役ではないものの陽の当る舞台へと登場する。

アンカーの性能として次の3点が主として問われる。

(1) 投錨したときに爪が容易に海底土に貫入するか

……作業性

(2) 最大把駐力は大きいか

……効率

(3) 最大把駐力は安定しているか

……信頼性

十数本にも及ぶアンカーを打つ試掘リグにとって、いずれの点も重要であり、一点でも満たされないときには、繫留作業が全体の作業の進行を大きく遅らせるのみならず、リグの安全にも関わる。Hall's アンカーの改良型である J I S ストックレス・アンカー（以後 J I S 型と呼ぶ）は船用として広く用いられているが、上記3点のいずれにおいても優れていないことは知られている³⁾。J I S 型アンカーを含めて、これまでに作られてきたヒンジ型アンカーの大きな欠点として、ストックがないために安定性に疑問がある。正常に海底土に貫入しているアンカーが引かれて移動すると、シャンクまわりに徐々に回転し、遂には爪が上を向き、転倒した状態で安定する現象を起こす。同時に爪とシャンクの間海底土を挟み、結果としてヒンジまわりに爪が回転しない。たとえ一時的に高い把駐力が得られたとしても、移動により転倒して把駐力が激減する可能性があるため、信頼性は低い。安心して使用できる把駐力として、転倒した状態、つまり爪が上を向いた状態の低い把駐力が対象となる。

1960年、Dove, H. L.⁴⁾等は数多くのアンカー模型を

用いた実験を行い、AC-14型高把駐力アンカーを世に出した。これまでの ASS (Admiralty Standard Stockless) アンカーを上記3点に関して具体的な形で改良し、ある程度の評価を得ている。Dove 等の研究は、その後のアンカー研究に大きな刺激を与え、また高把駐力アンカーは船級協会の船級規則にも反映されている。しかし、アンカーに作用する力の性質が不明である限り、アンカーの転倒現象の力学的メカニズムの解明ならびに根本的な対策を取り得ない。

2. アンカー各部に作用する力

アンカーの海底土中での挙動を解析するには、アンカー表面に土より作用する力を解明する必要がある。この土質力学的な力を解析する近似理論として、クーロン理論等の塑性土圧論が考えられるが、3次元影響が考慮されず実際に作用する力の殆ど程度の値が得られるに過ぎない。ここでは、基礎的な実験⁵⁾により力の性質を明らかにする。海底土のモデルとして乾燥した砂を用いる。乾燥した粗な状態の砂の力学的な性質は粘着力による影響が少なく、アンカーが関係する環境である水に飽和した海底土でのそれと本質的な差異は少ない⁶⁾。

長方形の板が砂の中を移動するとき受ける力について考える。図2は板の開き角 η が 90° および 40° のときに作用する力の板に垂直な成分 F_n を示している。 F_n は板の幅 b 、深さ d の2乗にほぼ比例する。したがって、板面に作用する力の分布は、乱されない状態の海底土表面からの深さに比例するとして良い。つまり、水圧

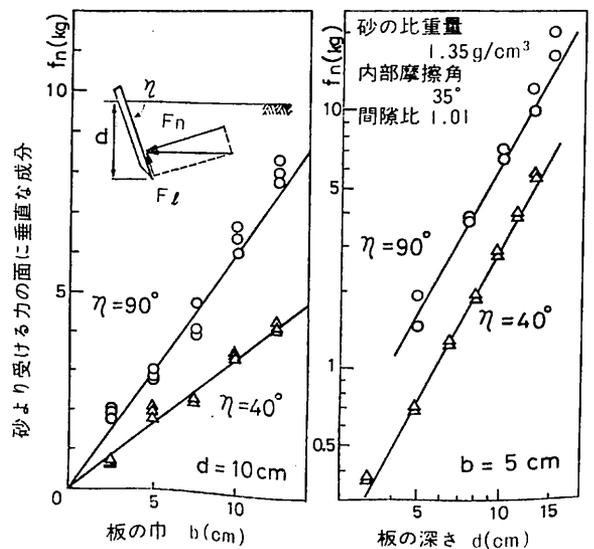


図2 長方形の板の形と作用する垂直力の関係

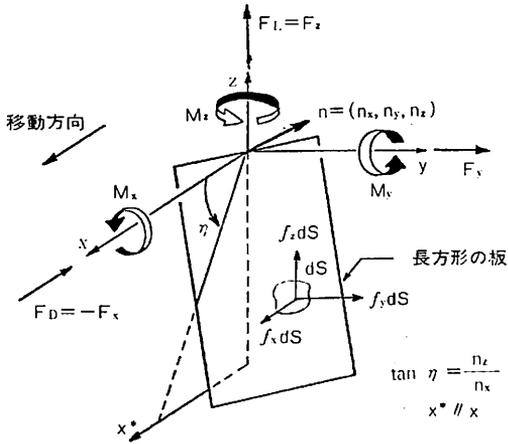


図3 座標系

的な力が作用している。ただし、摩擦力が作用するので力の方向は板面に垂直ではない。方向および大きさは、板の各部間の相互影響、砂の盛上りを無視して、板面の法線ベクトル $n = (n_x, n_y, n_z)$ 、乱されない表面よりの深さ $-z$ 、および海底土の比重量 γ の関数として表わせ。ここで、 x 方向を進行方向、 xy 面を乱されない土の表面に取る。微小面積 dS (図3参照) に作用する力 ($f_x dS, f_y dS, f_z dS$) は

$$\left. \begin{aligned} f_x dS &= C_x(n) \gamma z dS \\ f_y dS &= C_y(n) \gamma z dS \\ f_z dS &= C_z(n) \gamma z dS \end{aligned} \right\} (1)$$

と書ける。 C_x, C_y, C_z の各係数を実験的に求めることにより、アンカー各部に作用する力が決定され、アンカーの海底土中での挙動が準静的に解析される。

多くの実験より各係数は、開き角 $\eta = \tan^{-1} n_z/n_x$ 、見掛けの摩擦角 $\delta(\eta)$ 、抵抗係数 $C_N(\eta)$ 、横力係数 q を用いて

$$\left. \begin{aligned} C_x &= \{ \sin \eta + \cos \eta \tan \delta(\eta) \} n_x C_N(\eta) \\ C_y &= q C_x n_y/n_x \\ C_z &= \{ \cos \eta - \sin \eta \tan \delta(\eta) \} n_x C_N(\eta) \end{aligned} \right\} (2)$$

と書ける。(1)式をアンカー全体の $n_x > 0, z < 0$ の面で積分すれば、アンカーに作用する合力 F_x, F_y, F_z およびモーメント M_x, M_y, M_z が得られる。

図4は砂中の長さ $l = 10\text{cm}$ 、幅 $b = 5\text{cm}$ の板に作用する抵抗 $F_D = -F_x$ 、揚力 $F_L = F_z$ を示している。この場合、 $n_y = 0$ で、板は進行方向の左右に傾きを持たない。(1)、(2)式を用いた計算値を実線で示す。開き角 $\eta < 66^\circ$ では板に負の揚力、すなわち砂に引き込む方向の力が作用することに注意しておく。

AC-14型アンカーのスタビライザー (Stabilizing Fin)

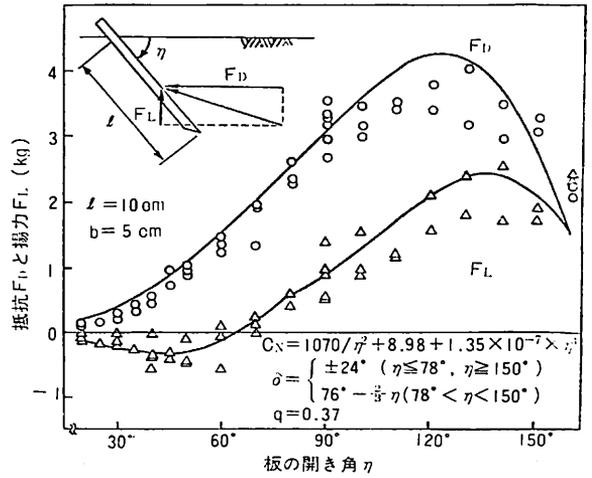


図4 乱されない砂表面下の長さ 10cm、幅 5cm の板が移動するとき作用する抵抗 F_D と揚力 F_L

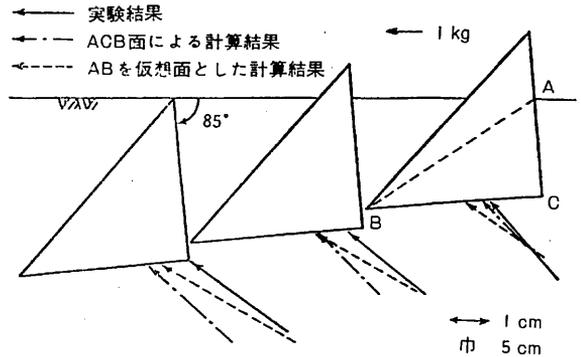
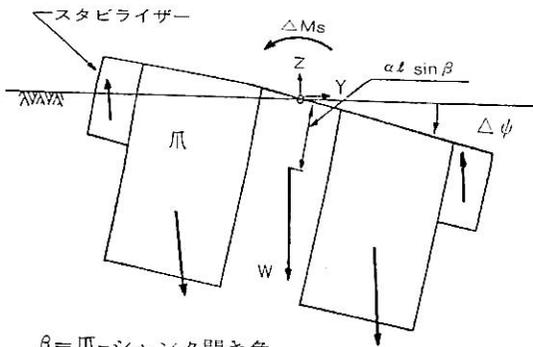


図5 AC-14型アンカーのスタビライザーに作用する力

の断面形状は直角二等辺三角形である。図5はこれに作用する力のベクトルの実験値と(1)式による計算値を示す。破線は図中の AB を仮想面として計算した結果で、同様に良い一致を示している。ここで示されるように、この形のスタビライザーには正の揚力が作用する。

3. シャンクまわりの回転の安定性

アンカーが引かれると、爪に作用する負の揚力などにより、アンカーは土中にやや沈降し、かつ前後に回転角を持つ平衡状態となる⁶⁾。ここでは簡単のためにシャンクの中心軸を乱されない土表面のアンカー進行方向に固定して考える。この状態 (最大把駐力状態) が静力学的に安定であるためには、アンカーがシャンクまわりに微小角 $d\theta$ 回転したときに、正の復元モーメント dM_s が発生する必要がある。すなわち



β = 爪-シャック開き角

l = 爪の長さ

αl = ヒンジからアンカー・ヘッドの重心までの距離

図6 シャックまわりと微小角 $\Delta\psi$ 回転したアンカーの解析モデル

$$\Delta Ms / \Delta\psi > 0 \quad (3)$$

図6は $\Delta\psi$ 回転したときのアンカーをモデル化して画いている。前節の結果より爪およびスタビライザーに作用する力の大きさは、その面積および図心の深さにほぼ比例する。爪には負の揚力が作用するため、一般に負の復元モーメントが発生することがわかる。逆に、スタビライザーには正の揚力(図3, 5参照)が作用し、結果として正の復元モーメントを作り出す。また、アンカー・ヘッド(爪, クラウン, スタビライザー)の重量 W は、重心が通常ヒンジの前方 αl (l : 爪の長さ)にあるため正の復元モーメントを発生させる。 ΔMs はこれらのモーメントの和となり、爪とスタビライザーの形、およびヘッドの重心位置と重量により(3)式の左辺が計算され、安定性が決定される。

安定性を比較するために、(3)式の左辺を無次元化して安定性係数 Σ を

$$\Sigma \equiv \frac{\Delta Ms}{\Delta\psi} / (1/2 \gamma l^3 b) \quad (4)$$

で定義する。ここで l と b は爪の長さおよび幅である。AC-14型およびJIS型アンカーの安定性係数は簡単なモデル化により容易に計算され

AC-14型	$\Sigma = 2.13$
JIS型	$\Sigma = -0.09$

となる。JIS型はAC-14型に比べて、爪の間隔が広く、スタビライザーが小さいために安定性が悪い。爪には負の揚力が作用するため、爪の間隔が広い場合には、微かに傾くだけで大きな転倒モーメントが作用する。逆

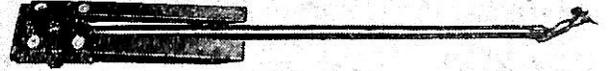


写真2 爪の間隔の狭いアンカー・モデル

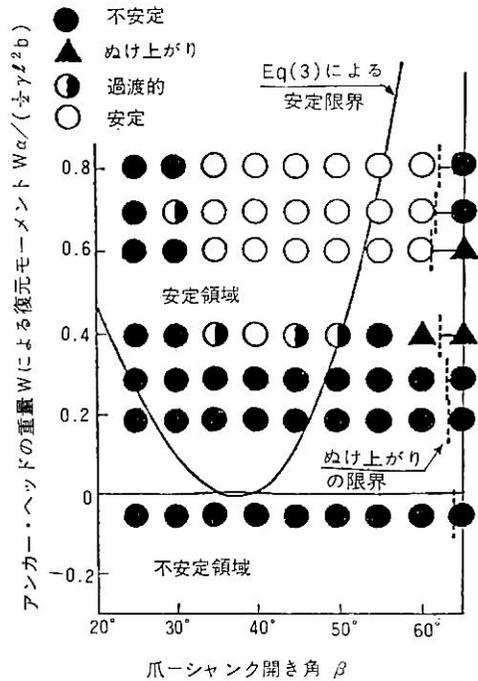


図7 スタビライザーの無いアンカーでも安定であり得ることを示す実験結果と計算による安定限界との比較

に、爪の間隔をある程度狭くすると、スタビライザーを取付けなくとも(3)式を満たすようにできる。写真2は(爪の中心間隔) / (爪の長さ) = 0.231のスタビライザーのないアンカーで、爪-シャック開き角および、自重による復元モーメントの大きさを変えて引張り、安定性を実験した。結果は(3)式による安定限界とともに図7に示され、両者は良い一致を示している。ここで、“ぬけ上がり”とあるのは、爪などに作用する力およびモーメントがアンカー・ヘッドを持ち上げ、爪が海底土より出て転倒する現象を言う。“ぬけ上がり”は爪-シャック開き角が大きい時、あるいはシャックが短い時に起こり、シャック端を通る軸まわりのモーメントの正負により(1)式を用いて検討することができる。図中の鎖線は計算による限界で実験結果と良く一致している。

爪の間隔を狭くすることは安定性を向上させるが、シ

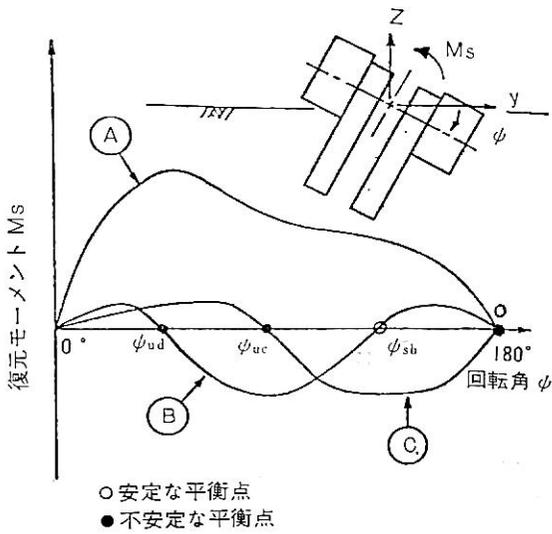


図8 安定なアンカーの復元モーメント曲線の分類

ヤンクと爪の間に海底土をはさみ込み、アンカーがぬけ上がり易くなる可能性があるので注意する必要がある。現実的には安定性係数Σが十分に大きくなるようにスタビライザーを取付ければ良い。

4. 完全安定アンカー

前節では微小回転に関して、安定性を論じた。ここではさらに、大回転 $\psi = 0^\circ \sim 180^\circ$ について考える⁷⁾。船の横傾斜に対する復元性と同様の議論ができ、安定なアンカーが持つ復元モーメント曲線は図8に示す3種類が一般に考えられる。(3)式の条件は回転角 $\psi = 0^\circ$ で(復元モーメント勾配) > 0 の条件となる。通常安定性の良いアンカーでは図中のBあるいはCの形の復元モーメント曲線となる。AC-14型あるいはストック・アンカーは $\psi = 180^\circ$ の裏返った状態も安定であるのでCの形となる。写真2のアンカーでは爪の自重の影響により $\psi = 180^\circ$ が不安定となる結果、Bに属し、大きな外力により転倒すれば、図中の $\psi = \psi_{sb}$ の安定点まで回転する。一方、Aの形の復元モーメント曲線を持つアンカーには安定な平衡点が $\psi = 0^\circ$ のみで、外乱によりアンカーがたとえ大きく回転したときにも、必ず $\psi = 0^\circ$ の最大把駐力状態に復帰する。この性質を持つアンカーを完全安定アンカーと呼ぶ。完全安定アンカーは全く任意の姿勢で海底に投錨されたとしても、わずかに引くことにより最大把駐力状態になる。裏返った状態が不安定であるため、アンカー・ヘッドをヒンジにより回転させる必要はなく、シャックに固定し得る。この性質により、1節で述べたア

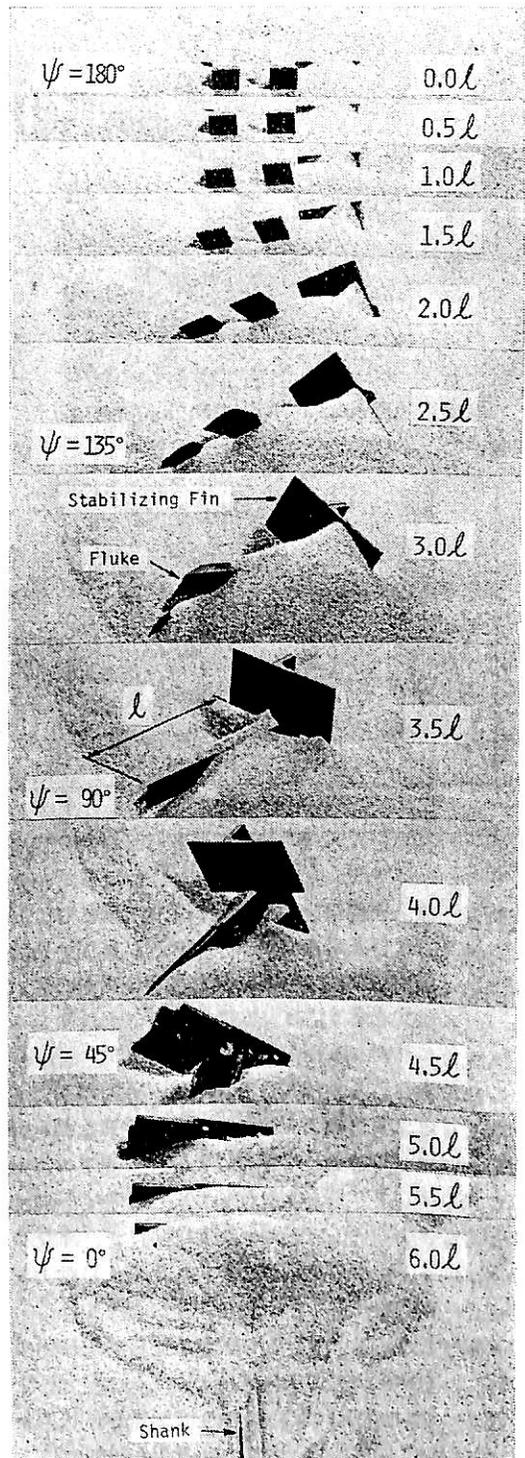


写真3 爪が上を向いた転倒状態 ($\psi = 180^\circ$) より、わずかに引くことにより最大把駐力状態となる完全安定アンカー。爪の長さ l の0.5倍ずつ移動距離ごとに撮影して合成。

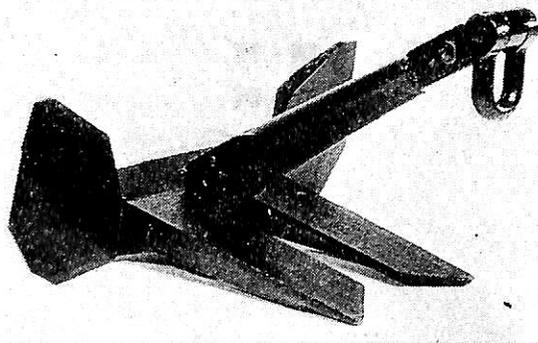


写真4 Elephant Anchor 12kg (モデル)

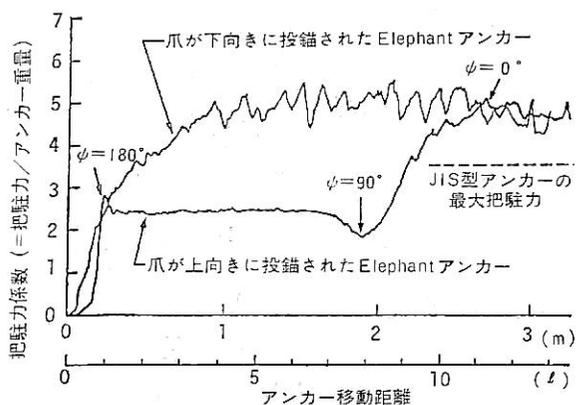


図9 完全安定アンカーを転倒状態 ($\psi = 180^\circ$) および正常な状態 ($\psi = 0^\circ$) より引いた時の張力変化。鎖線は JIS 型アンカーの最大把駐力を示す。

ンカーに要求される性能のうち(1)と(3)が同時に満たされる。写真3は写真2のアンカーに爪面に垂直な面を持つ長方形のスタビライザーを取付けた完全安定アンカーの挙動を示している。爪が上を向いた転倒状態 ($\psi = 180^\circ$) からシャック方向に0.5mづつ6.0mまで引くと、アンカーは徐々に回転して爪が海底土に貫入し、最大把駐力状態 ($\psi = 0^\circ$) が実現する。

写真4はこの結果を基として試作した自重約12kgのアンカーで、その形状から Elephant アンカーと命名した。図9は $\psi = 0^\circ$ および $\psi = 180^\circ$ の2通りの状態からアンカーを引張ったときの把駐力の変化を示している。最大把駐力状態の安定性は極めて良く、かつ転倒状態からも容易に最大把駐力状態となっている。

5. おわりに

本研究では、まず、平板が砂中を移動するときを受ける力の計測から出発し、アンカーの転倒現象を解明し、さらに完全安定アンカー、すなわち転倒しないアンカーの概念を導入して試作を行なった。

始めにも述べたが、アンカーの挙動の研究は海底土との複雑な相互作用を考えねばならないため、純理論的に研究を進めて定量的に解析できる段階にはない。ここで、土のモデルとして再現性が良く実験が容易に行なえる乾燥状態の砂を用いたことが、現象を適確に捕えることを成功させたと言って過言でない。アンカーの挙動の定性的な性質はこれにより十分に把握できる。他の種類の土質におけるアンカーの挙動は未知の部分が多いが、本研究の結果との本質的な差は少ないと考えられる。詳しくは、本研究の方針、すなわちアンカー各要素に作用する力を基礎実験により検討することにより解明し得ると考えられ、さらに性能の良いアンカーが期待される。

最後に、本研究に当り多大な御指導御協力をいただいた東京大学工学部山本善之教授に深甚なる謝意を表します。

参考文献

- 1) Langström, B: 星と舵の航跡 (邦訳: 石原慎太郎 監修) ノーベル書房, 1968
- 2) Dove, H. L.: "Investigations on Model Anchors", Trans. I. N. A., Vol. 92, 1950, pp. 351-375.
- 3) 本田・片上: "J I S型ストックレス・アンカーの把駐性に関する水槽実験", 日本航海学会誌, 第24号, 1961, pp. 73~82.
- 4) Dove, H. L., and Ferris, G. S.: "Development of Anchors", Trans. I. N. A., Vol. 102, 1960, pp. 535-554.
- 5) 浦・山本: "アンカーの安定性に関する基礎的研究" 日本造船学会論文集, 第140号, 1976, pp. 279~285.
- 6) 浦・山本: "アンカーの安定性に関する基礎的研究" (第2報), 日本造船学会論文集, 第141号, 1977, pp. 145~152.
- 7) 浦・山本: "アンカーの安定性に関する基礎的研究" (第3報), 日本造船学会論文集, 第143号, 1978, pp. 196~200.

造船技術と信頼性工学

板垣 浩
横浜国立大学工学部

1. 緒言

造船技術に信頼性工学が多少とも寄与するところがあるだろうかという問に対しては、答は肯定的である。では、造船技術にとって信頼性工学は不可欠であるかという点についてはどうであろうか。造船工学(とは限らず)はその揺籃期からそれを必要不可欠のものとして、可能な種々の方法を適用してきたと言えるのではなからうか。現在行われている信頼性解析法とアプローチの仕方が異なるとは言え、その目的は同じである。目的とは船がその一生を通してその機能を十分に果すことであり、小さく言えば、船の設計・建造の各段階で判断を下すための手がかりを提供することである。方法は時とともに変わっていき、呼称も次第に固まってくるものであろう。信頼性工学の場合にはいわゆる構造系の工学ではないシステムや、電子工学の分野で著しく発展し、それが構造物信頼性工学に応用されるようになった為に、一見、いままでの流れと断絶があるかのようにみえるのであろう。従って、先の間は次のように変えねばならない。現在、構造物信頼性工学として行われている解析方法は造船技術に非常に有効なものであろうか。我田引水的結論はイエスである。また客観的にもそうであろう。何故ならば、航空産業に於ては広く適用され種々の有用な結果を導き出しているからである。航空機も船舶も同類であるからには、一方に役立つものが、他方に役立つとは考えられない。

以下に簡単に構造物信頼性解析について説明し、どのように利用しうるかを述べてみたい。信頼性工学一般については教科書に準ずる書物も出版されていることでもあり、詳細はそれらを参照していただくこととして、ここでは考え方の骨子のみを述べるに止める。また、信頼性工学と密接な関係にある故障解析も重要であるが、日本造船学会誌 591号(1978年9月号)に玉木による解説があるのでそれを参照されるとよい。信頼性の解析は、そのような解析の後に行われることが多い。

2. 破損の定義の重要性

船体という構造物、あるいはその部分が、ある定められた期間中その機能を果すためには、その機能を阻害するような出来事が起ってはならない。そのような出来事には種々の程度のものである。一部に凹損を生ずる、割れを生ずる、破断するなどである。構造物信頼性解析を進めるためには、これらの出来事すなわち破損を明確に定義し得て、しかもその力学的条件式が定められなくてはならない。信頼性解析の出発点であって最も困難な部分の一つである。現実にはどのようなことが起り得るかを知らずには、それを防止するための手段をとることは不可能である。永年の経験、実物試験などによって起り得る破損を定義し、その条件を定めることになる。

起り得る事態を予測し得ても、それが生ずるための条件を数式で表わすことはかなりの困難を伴う。たとえば脆性破壊を例にとってみても、破壊条件といわれる式は幾つか提案されているのが現状である。そのいずれを選ぶかはその人の判断である。判断に誤りがあれば、結果は当然誤りである。破損条件を明確に定めることができないならば信頼性解析を一步も進めることはできぬという立場をとるならば、おそらく、ほとんど全ての構造物について信頼性解析を行うことは不可能となるであろう。電子工学などでなぜ故障が起るかを知ることなしに信頼性解析を行い得るのは、実験的に多数回にわたって故障を再現し、必要なデータを入手しうるからである。一方、構造物ではそのような事は実現不可能であるために、破損そのものの解明が是非とも必要なのである。

さて、先にも述べたように、信頼性解析が、方法こそちがっていたかもしれないが、行われてきたということは、その時点で得られた情報を、その確からしきなどを勘案して利用していたことを意味する。したがって、もしも破損条件が幾つか提案されていたとすれば、それらの確からしきを充分に考慮して選択するという方法がとられてきた。しかし、その時には常に最良の選択ではな

いかもしれぬということをお忘れず、得られた結果の持つ意味を考えねばならぬであろう。このような態度をとることは日常ではごくありふれたことである。構造物信頼性工学では、しばしばこのようなどちらかといえばあいまいな立場をとらざるを得ないことがある。そのため、そのようなあいまいさを解析に取り入れる工夫をせねばならぬのである。破損そのものを例にとったが、それに限らず信頼性解析に必要でありながら不明の事が非常に多い。ある意味では信頼性解析を試みるということは何に知られていないことが多いかを確認することであるとさえ言える。

破損のモードが幾つか (k 種とする) あり、それらに対して

$$\left. \begin{aligned} Z_1^{(1)} &= Z_1^{(1)}(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0 \\ Z_2^{(1)} &= Z_2^{(1)}(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0 \\ \vdots \\ Z_k^{(1)} &= Z_k^{(1)}(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0 \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

あるいは

$$\left. \begin{aligned} Z_1^{(l)} &= Z_1^{(l)}(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0 \\ \vdots \\ Z_k^{(l)} &= Z_k^{(l)}(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0 \end{aligned} \right\} \quad (1-l)$$

のように破損条件を書くことができたでしょう。式 (1-j), $j=1, 2, \dots, l$ は幾つか提案されている破損の力学的条件であり、実際にはこれらのうちのどれか1つが最も良く現象を説明しうるのである。

ここで、

$$\begin{aligned} P_r [(1-j) \text{式が正しい}] &= p_j, \quad j=1, 2, \dots, l \quad (2) \\ 1 &\geq p_j \geq 0 \end{aligned}$$

と書いて、(1-j)式で与えられる破損条件の確からしさを表わすものとする。もしも非常に有力な破損条件があつて、他には考えられないとすれば、その確からしさは1であり、他の条件式の確からしさは0である。

式 (1-1)~(1-l)を用いて、全く同様な信頼性解析を行ったとするならば、結論-1~結論-lが得られよう。そして、それらの結論のたしからしさはそれぞれ p_j である。破損条件として一つだけ、たとえば (1-1)、を考えるのが普通であるが、それは暗黙のうちに $p_1=1$ 、他は0という判断を下していることに等しい。式(2)のように書いたが、 p_j にどのような数値を与えるかは全く主観的問題であるとも言える。また、提案されている破損条件が1つだけしかない時に、 $p_1=1$ 、とするのも

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= P_r [(1-1) \text{式が正しい}] = \alpha \\ p_1 &= P_r [(1-1) \text{式は正しくない}] = 1 - \alpha \end{aligned} \right\} \quad (2')$$

として考えていくのもまたその人の判断如何であるという点で主観的である。とはいえ、そのような判断に至るまでには理論の検討、客観的事実の積み重ねなどの経過をふんでいるはずであり、単なる当推量ではない。

信頼性解析に入る前に破損の定義ならびにその条件式を書下すことが先決であることを述べたが、破損の定義とは、換言すれば、考えている構造物の mathematical-mechanical model を構成することに他ならない。そのようなモデルが出来上って初めて信頼性解析に入ることが可能となる。

3. 確率的要素

出来上った力学モデルから式 (1-1) のような破損条件を得たとしよう。式 (1-1) の X_1, X_2, \dots, X_n はこの力学モデルのパラメータであり、たとえば、板厚、寸法、外力の尺度、応答の尺度、強度の尺度などである。この力学モデルを用いて (確率論的) 信頼性解析を行うためには対応する確率モデルを構成せねばならない。 X_i のうちどれを確率変数と考えねばならぬかを検討し、それらに対して適当な確率的性格を与えることによって信頼性解析のためのモデルができて上る。たとえば、

$$(A) \left\{ \begin{aligned} X_1 &= \text{時間とともにランダムに変動する波浪モーメントで、定常ガウス過程で近似しうる。} \\ X_2 &= \text{極限強度で } F_1(x) \text{ なる確率分布をもつ} \\ \vdots \\ X_i &= \text{確定量である} \\ \vdots \\ X_n &= \text{初期欠陥の寸法で } F_n(x) \text{ なる分布をもつ} \end{aligned} \right.$$

のようであったとすれば、信頼性は(A)なる確率的要素 X_1, X_2, \dots, X_n の関数 Z_1, Z_2, \dots, Z_k が時間 (0, T) の間で負または0とならぬ確率 $R(T)$ として得られる。この $R(T)$ の計算には確率論の方法、確率過程の理論などを応用する。この計算の方法を種々考察することは信頼性工学の主たる研究目的であつたし、今でもそうである。その方法は確率モデルによって異なる。たとえば、 $Z_1 = X_2 - X_1$ であれば、これはいわゆる確率過程の初通過 (first passage) 問題となる。計算の最も簡単な例としては、条件(A)ではなく

$$(B) \left\{ \begin{aligned} X_i & \text{は } F_i(x), f_i(x) \quad i=1, 2, \dots, n \text{ なる確率分布} \\ & \text{および密度をもち、たがいに独立である。} \end{aligned} \right.$$

というような確率モデルの場合が挙げられよう。この時

$$R(T) = \int_{Z_i > 0, i=1, \dots, n} n_1(x_1) f_2(x_2) \dots f_n(x_n) dx_1 dx_2 \dots dx_n \quad (2'')$$

のような積分を行えばよい。式(2)の最も簡単なものが、いわゆるストレス・ストレングスモデルであり、次のようにかける、

$$R(T) = \iint_{s>s} f_s(x)f_s(y)dx dy \quad (3)$$

ここに、 S =ストレングス、 $s=(0, T)$ 間に生ずる最大ストレスである。

式(2)に従って $R(T)$ が計算されたとすると、 $R(T)$ はふたたび多くのパラメータの関数となり、たとえば

$$R(T) = R(T; M_1, M_2, \dots, M_n, V_1, V_2, \dots, V_n) \quad (4)$$

のように書けることとなる。ここに M_i, V_i は X_i の平均値、分散などの $F_i(x)$ 中のパラメータである。

先に式(1)を書くことはかなり困難な作業であると述べたが、それと同様あるいはそれを上まわる困難が(A)あるいは(B)を定めるときに生ずる。主としてデータの不足から生ずるものであり、 $F_i(x)$ はどのような関数であるか、そのパラメータの値はどれくらいであるかといったような問題である。仮りに $F_i(x)$ の形が理論的に定められたとしても、その平均値、分散などはデータなしには推定することはできない。多くの場合は $F_i(x)$ 、 $i=1, \dots, n$ を適当に想定せざるを得ないのである。このことと、式(2)のような計算(最も単純な確率モデルである)の面倒を考え合せると、結果として得られた $R(T)$ にどのような意味があるのか、役に立つのかという疑問の起るのも止むを得ないところである。すなわち、確率的という不確かさの他に(A)または(B)に含まれる多くの不確かさのため信頼性解析の効用が無くなってしまっているのである。しかし、この不確かさは先にのべた(2)あるいは(2')の不確かさと同種のものであって、必ずしも信頼性解析のみに固有のものではない点には充分留意せねばならない。確率モデルを構成するわずらわしさを避けるために、あるいは計算を単純化するために簡単な解析に終始したとしても、最終的判断に際してはこの種の不確かさを考慮せねばならぬのである。このような意味での不確かさを放置したままでは信頼性解析結果を有効に利用し得ないという認識から、この不確かさを数量的に取扱おうとする試みもなされている。その一つはFuzzy Set(あいまいセット)理論の応用であり、他の一つは確率論の延長として不確かさを確率的に扱うベイジアン解析である。一方、よく知られていない要因については適当な仮定の下に信頼性を解析し、その結果を利用する方法を考える立場もある。例を挙げれば影響度の検討などである。以下、確率的要素とは必ずしも真に確

率的であるもののみを意味するのではなく、知識、経験の不足からくる不確かさをも含むものとする。

4. 確からしさ

信頼性解析に限らず、一隻の船が計画され、設計され、建造され、そして使用されるという一連の過程には種々の解析、検討が行われそれに基づいて判断が下されている。その判断に際して、意識するかしないかは別として、一種の確率が用いられている。一般に確率といえば事実(Event)を定義し

$$P_r[E] = \text{事象 } E \text{ の起る確率}$$

のようにいう。Eとはたとえば試験片の降伏点が x 以下である、あるいは x_1 と x_2 との間に入るというような出来事を表わす。一方、それらの試験片が同一の母集団からの標本であるとして、その数学的期待値 μ について

$$\mu_1 \leq \mu \leq \mu_2 \quad (5)$$

であると述べたとしたならば、これは上の意味での確率事象ではない。なぜならば、母集団が与えられれば μ は定まるのであり、任意に与えた区間 (μ_1, μ_2) の中に入るか否かは一意的に定まるからである。にも拘わらず式(5)を確率的に扱おうとするのがベイジアン信頼性解析の立場である。

仮りに応力計算の結果を材料の降伏点の期待値と比較して設計のよしあしを判断するとしよう。材料の降伏点の期待値は一定ではあるがその一定値が具体的に何程であるかは不明である。その時、おそらく式(5)のような表現の下に判断を下すであろう。決定者は式(5)を主張したことになる。

$$P_r[\mu_1 \leq \mu \leq \mu_2] = \text{期待値が } \mu_1 \text{ と } \mu_2 \text{ の間にあるという主張の確からしさ} \quad (6)$$

あるいは = 信念の度合 (degree of belief)

として、このような主張あるいは記述に対して全く事象に対すると同様の取扱いをすることが可能である。すなわち、ある主張の確からしさを0~1の間の数で表現し、かつ、確率論の方法を適用するのである。換言すれば、確率的ではないが不確かさを含むものを確率で表現することによって、本質的な確率変数と同じ枠組内、確率論という枠組のなかで一括して取扱うのである。

簡単な例を述べると、いま、ある構造物の信頼性関数が

$$R(t) = \exp\{-\lambda t\} \quad (7)$$

のようになることが判っているとしよう。 λ_0 は真の破損率である。 λ_0 が与えられている時には式(7)はこの構造物が(0, t)の間破損しない確率をあらわす。 λ_0 が充分には判っていない時、 $\lambda_0 = \lambda_i (i=1, 2, \dots, n)$ として

$$R_i(t) = \exp\{-\lambda_i t\} \quad (8)$$

を求めれば、これは λ_0 が λ_i であると考えた時の信頼性である。もし、

$$P_r[\lambda_0 = \lambda_i] = p_i, \quad i=1, 2, \dots, n \\ \sum p_i = 1, \quad \lambda_1 > \lambda_2 > \dots > \lambda_n \quad (9)$$

であるとすれば、 p_i は信頼性が R_i であるということに対する信念の度合を表わす。

$$\bar{R}(t) = \sum_{i=1}^n R_i(t) p_i \quad (10)$$

は平均的な信頼性を意味する。

λ_0 に対する情報が不充分であるから(式9)の p_i に具体的数値を与えるのは主観によらざるを得ない。その意味で式(8)は主観的信頼性であり、式(10)は平均的主観信頼性である。

λ_0 を客観的に定めることが不可能であるから、式(7)を計算することも不可能であるという立場をとる限りは安全性・信頼性に対して如何なる判断を下すこともまた不可能である。安全に対して如何なる判断をも下すことなく構造物を使用することは有り得ない。安全の指標が式(7)のように書き表わせなかったとしても、また信念の度合を明確に式(9)のように述べられなかったとしても、大略の筋道は式(7)~式(10)のような順をたどって結論に到達しているはずである。

さて、式(8)あるいは式(10)が主観的であるというのは式(9)という信念の度合という概念のためであった。確率の最も妥当な説明は頻度解釈であろう。すなわち、多数事象(mass event)を対象とし何回中何回起るかというような意味に用いられる。式(9)は全くそのような意味ではないことはすでに了解されていよう。概念は式(9)とは全く違いますが、しばしば構造物の信頼性では確率とは何かということが問題となる。 λ_0 が与えられていれば、式(7)から求まる信頼性(確率)は主観的ではない。 $1 - R(t) = 10^{-n}$ という数値が得られたとしても、これを 10^n 個の構造物のうち平均1個が破損すると解釈することは実感にそぐわない。なぜなら、高価で重要なしかも同様な構造物はそれほど多数個存在する訳でもなく、また多くの場合は特定の構造物についての信頼性に関心が向けられているからである。そのような意味で、たとえ λ_0 が与えられていたとしても信頼性とは(0~t)の間に

破損が生じないだろうということに対して工学者がどの程度確信をもつか、あるいは持ってよいかを表わす数であるという考えもありうるように思う。多数事象の頻度ではなく確からしさの表現である。

もう少し式(9)について述べておく。式(9)が信念の度合をあらわすとすれば、そのような信念はどこから得られるのか。いうまでもなく、従来の経験である。経験豊富であれば $\lambda_1 > \lambda_0 > \lambda_n$ を充分せまい範囲で定めることもできよう。逆に、経験が不足しているならば λ_n を十分に小さく(保守的に)また n も大きく想定せねばならぬであろう。その結果、前者では信頼性は適当に、後者では余りにも安全側になるであろう。ここにいう経験とは構造物の使用実績でも、基礎研究の成果でもよく、 λ_0 の推定に影響する資料全てを含み、しかも不確かさをもつために従来は解析に組み入れにくかった要因である。具体的に p_i にどのような数値を用いるかは、今まで述べて来たことから察せられるように、非常に任意性があるといってもよい。ただし、同一人物であれば略々同一の値を与えるであろうという前提の下にである。何ら意見を変えるべき経験の追加の無い時に、以前に定めた $p_i = 0.1$ という値を突然0.01とすることは有り得ないという程の意味である。

このように個人のあるいはグループの主観に基づく数字に何の意味があるかとも言えようが、少なくともそれはその時点で得られる最も良い判断であろう。従って、式(10)から得られる信頼性は充分利用するに足るものといえよう。とはいっても主観によるという任意性は決して推奨されるものではない。特に、新たな経験を得た時に再び主観的判断を下すのであれば、人を納得させることは困難であろう。この点を回避するための一つの方法として用いられているのがベイズの定理である。次にそれについて簡単に述べる。

5. 判断の修正

過去の経験をふまえ、学識経験者の議論をもとに、船体構造部材の寸法を求める経験式を決定したとしよう。その数式に従って設計建造された船舶が実用に供されたとき、予想通り無事に就航している間はよほどの事情がない限り判断(経験式)の修正を迫られることはあるまい。反対に疲労による割れが頻発し使用者からの苦情が多くなれば、安全への配慮もあって、先の判断を変更、すなわち経験式を修正し使用応力を減ずるであろう。その結果、疲労損傷は殆ど皆無になり設計者の側から安全すぎるのではないかの声がかかることもある。始めの判

断が危険側であったとすれば次の修正は過度に保守側に行き、その再修正には初めが危険側すぎたことの反省が一種の歯止めとなって作用する。ごくありふれた主観的状況判断であろう。昔からの諺にある通りである。

第一回目の判断は英断に頼って、あるいは蛮勇をふるってなさねばならぬとしても、以後の修正は出来るならば客観的方法と言えものに依りたいものである。

Bayesは事前および事後確率について次のような定理を述べている。ある出来事Eが起るためには必ずある出来事 C_i , $i=1, 2, \dots, n$ のうちのどれか一つだけが起り、Eの起る確率は C_i に依存する、すなわち、Eの確率は

$$P_r[E] = \sum_{i=1}^n P_r[E | C_i] P_{0r}[C_i] \quad (11)$$

で与えられる時、Eが起った時に $C_i, i=1, 2, \dots, n$ のいずれが起っていたかをあらわす確率は

$$P_r[C_i | E] = \frac{P_r[E | C_i] p_{0r}[C_i]}{P_r[E]} \quad (12)$$

で与えられるというものである。ここに $p_{0r}[C_i]$ を C_i の事前確率、 $P_r[C_i | E]$ を C_i の事後確率という。

割れが頻発するという現象をEとするならば、 C_i というのは疲労特性についての可能な判断ということになる。たとえば、疲労寿命Tがワイブル分布で与えられるとすれば

$$F_T(t) = 1 - \exp\{-(t/\beta)^\alpha\} \quad (13)$$

の α と β について適当な値を想定することと同じである。簡単のため α は与えられているとすれば

$$C_i = \{\beta \text{ が } p_i \text{ である}\}, i=1, 2, \dots, n \quad (14)$$

ということになる。疲労による割れの頻発という現象は $(0, t)$ の間にMヶ所のうちmヶ所に割れを生じたという事に相当し、

$$P_r[E | C_i] = 1 - \exp\{1 - (t/\beta_i)^\alpha\} M^{-m} \cdot \exp\{-m(t/\beta_i)^\alpha\} \quad (15)$$

のように書くことができる。

$$P_{0r}[C_i] = P_{0i}, i=1, 2, \dots, n \quad (16)$$

として、損傷の経験を持った後の C_i の確率は

$$p_{1r}[C_i] = \frac{(15) \times (16)}{\sum_j (15)} \quad (17)$$

となる。式(16)ははじめの C_i に対する、すなわち寿命の特性値 β_i に対する信念の度合をあらわし、式(17)は修正された信念の度合をあらわす。式(17)ははじめに β の大きい所に確信を置きすぎていたのを β の小なる部分

に移動させる働きを持つ。それによって β と作用応力の関係をもとにした判断の修正が可能となる。実際の問題はさらに複雑であろうが、破損機構のモデル化が可能で、そこに式(16)で表わしうような不確実さを含むならば全く同様の手続きで式(12)を定めることができる。以後に別の経験を得たならば修正は同様に行いうることも理解しえよう。本文は解析の詳細を述べることも目的でないのでこの程度の説明に止めるがベイズの定理の応用は信頼性解析のみならず多くの分野でも試みられ良い結果を得ていることを附言しておく。

6. 影響度

力学モデルから確率モデルを作り、適当な仮定の下に信頼性を計算したとしよう。計算に用いたパラメータの一つを変化させることによって信頼性は変化する。どのパラメータの影響が著しいかを知ることは容易である。信頼性に及ぼす影響が著しい要素には、いうまでもなく設計・製作・使用に際して充分考慮を払わねばならぬ。また、設計方針の変更、たとえばフェイル・セーフ構造を採用した場合など、それによって信頼性が如何に変化するかを知ることもできる。これは全て、相対的尺度として信頼性を利用するものである。モデル(力学的あるいは確率的あるいはその両者)に変更を加えた時、信頼性に著しい影響があるとすれば、どのモデルを採用すべきかを判定するのは困難であろう。ベイズの方法を採用せねばならない。一方、多少のモデル変更が信頼性に余り影響しないならば、そのどちらを用いてもよいことになり、扱い易い方をとることとなる。

7. むすび

抽象的にモデルと呼んできたため判りにくかった点もあるかと思うが、あくまでも実際に起るであろうことを順序よく記述したものがモデルであって、それが解析の出発点をなすため千差万別であるので敢えて具体例を挙げなかったことを了承していただきたい。

最後に、本文を執筆する機会を下さった田宮先生に御礼を申し上げる。筆者が大学院生の頃、先生は今後の船舶工学では確率統計の概念が重要視されるであろうという見聞から応用統計学のゼミを持たれた。筆者も参加させていただいたが、初めの数回で音をあげてついに完了することは出来ずにしまった。そのことを御記憶であつたら今回の企画には入らなかったかもしれぬ。構造物信頼性について思うことを述べさせていただいたのは幸いであった。

流れの剥離*

田中 一朗
大阪大学工学部

1. まえがき

流れの剥離 (separation of flow) の問題は実用上極めて重要であり、船舶をはじめとして、航空機、自動車などの輸送機関から種々の流体機械に至るまで、その性能に対して常に決定的な役割を演じている。しかし、現象自体が大変不連続的であり、かつ非定常性を含んでいるため数理的取扱いがむずかしく、流体力学的体系はまだできていない。一方、近年船舶など省エネルギー化、高効率化を旨として、流体力学的性能の向上が益々図られるに従い、剥離問題の重要性が強く認識されてきた。又粘性流体理論の進歩、計算及び実験技術の発展などのため、研究手法は従来に比し格段に進歩しつつある。従って、現在の知識はまだ不十分であるが、もう10年もすれば今不明確な部分もかなり解決され、応用上の成果も多数出てくるものと期待される。本小文は、編集部からのお求めに応じてこのような剥離問題の基礎と応用についてごく初等的に解説したものである。なお、剥離に関する文献も今は数が増えて来たが、一般的なものとしては、著書として [1], [2], [3] などがわかり易い。又剥離を扱ったものとしては [4], [5], [6] がある。

2. 剥離の色々

流れの剥離といっても、その意味は必ずしも明確でないかも知れない。流体力学でいう剥離とは、流れが物体表面から剥離すること、はがれることを意味する。はがれるといっても固体が表面から剥脱するのとは違い、流体 (水又は空気) がはがれてもその後が真空になるわけではなく、はがれた後は別の所からの流体がそれを埋めている。従ってはがれたか、はがれていないかの判断は実はそう簡単ではない。これについては次のようにいい直す方がすっきりすると思われる。すなわち、普通ならば物体の表面に沿って流れても良さそうに思われる場所でありながら、表面に沿わずにそれと流れる場合、それ

を剥離という。はがれる点を剥離点 (separation point), このような点をつないだ線を剥離線 (separation line), 剥離線の後方を剥離域という。「普通ならば」とか「表面に沿う」とかいう言葉は曖昧であるが、今は常識的に考えるだけで十分である。

実例として回転楕円体まわりの流れの写真を2枚掲げる。これは筆者の研究室で撮影したもので、長さ0.8mの回転楕円体を0.15m/sの水流中に置き、流れを可視化するためにメチレンブルーを流したものである。写真1は直進状態、写真2は約20度の斜行状態に対応している。写真1では、後端の黒色の部分が流れがよどんでいる所で、ここが剥

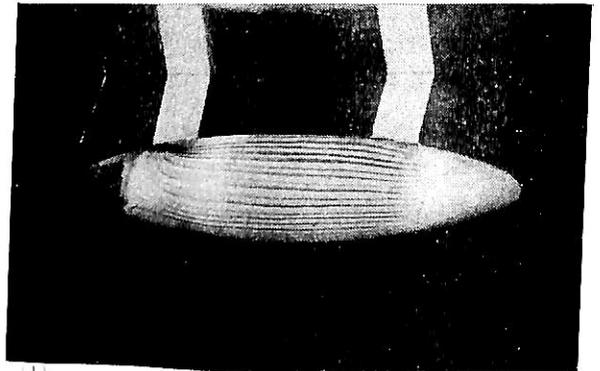


写真1 回転楕円体周りの流れ (直進)

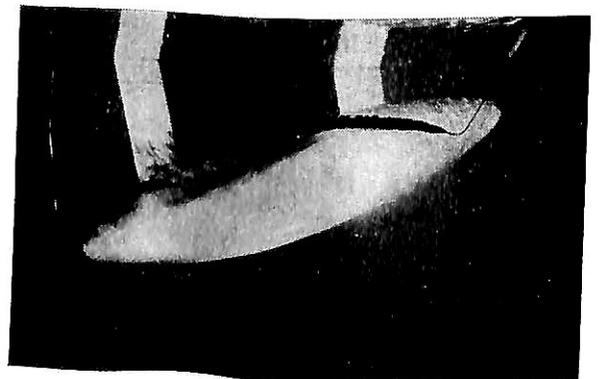


写真2 回転楕円体周りの流れ (斜行, 20度)

* 剥離の剥は当用漢字にはないが、はく離とか、はくりではわかりにくいので、ここでは漢字を用いる。

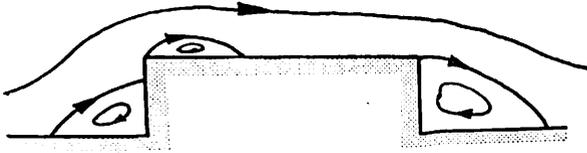


図1 突起周りの流れ

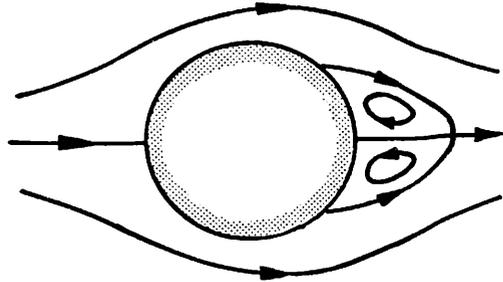


図2 円柱周りの流れ

離域に相当する。写真ではわからないが逆流が起こっているのが肉眼では観察される。写真2では楕円体の背中側に黒くよどみが見られこれが剥離域である。別に上流からノズルで色素を出しているが、この動きから（これも写真では識別不能であるが）長軸方向に回転軸をもつ渦が剥離域上にあることがわかる。

その他の例として図1、図2に別のものを示した。図1は流体中の突起まわりの流れ、図2は円柱に当る流れの説明図である。

以上4種の例を通じいずれも共通していえることは、上流から来た流れがある点で表面からはがれ、そこに渦が発生していることであり、これが剥離の特徴である。もっとも、上の話は現象説明用のもので、正確には、速度と物の長さの積を流体の動粘性係数で割ったものとして定義されるレイノルズ数の考慮が必要である。それが違えば流場も変わるので事は面倒であるが、今はそこまで立ち入らない。

ではなぜこのような剥離が生ずるのであろうか。この説明は簡単である。一般に粘性流体が圧力にさかかって、つまり圧力の低い方から高い方へ流れる時に剥離が生じる。写真1においては楕円体の後部は流速が遅くなって圧力が高まる所であるし、図2の円柱においても同様である。又図1で先端の凹部は流れが止まる所でやはり圧力が高まる。凸角の所は特異的に流速が早まり、角を回った途端に圧力が上がっていく。写真2の場合は楕円体が傾いているので少々状況が違うが、輪切りにしてみると断面内の流れは図2の円柱と定性的に同じとなるので、それが長軸方向に流れて行くと思えば理解できる。

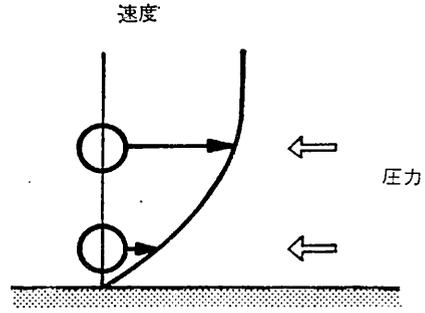


図3 剥離の説明図

図3は圧力勾配と剥離のメカニズムを簡単に示すために書いた図で、表面付近の粘性流体の流速分布はいわゆる境界層になっており、表面でゼロで、表面から離れるにつれて早くなっている。遠方の粒子は運動エネルギーが大きいので圧力にさかかってまだ流れるが、表面近くの粒子は速度が遅いため運動エネルギーが少なく、圧力に負けてどこかで止まり、ここから先は逆流が生じることになる。図4には速度分布をも含め剥離点付近の様子を示した。上流からの流れは剥離点から急に外側へそれて流れ、剥離域内に渦が発生する。発生するといっても実はこの渦を形成する源は上流の流れのもっている渦の素（もと）すなわち渦度であって、これが次々と逆流域に補給されて渦を保持している。

物体が幅方向に各断面同一形状で幅が大変広い場合、剥離流場は各断面同一である。このような流れは二次元的であるといわれる。昔の遅い飛行機の主翼のまわりの流れなどは大体このように考えてよい。

これに対し船舶の形状は細長く、流れの幅方向に現象が同一ではない。これは三次元的流れといわれる。厳密に言えば普通の物体のまわりの流れはすべて三次元的であるという方が正しいが、船も例外ではない。このような流れでは、ある点で剥離が起こり逆流が発生したとしても、上流からの流れは表面に法線方向にそれるだけで

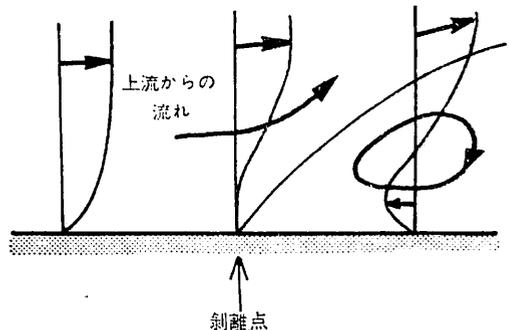


図4 剥離点近傍の流れ

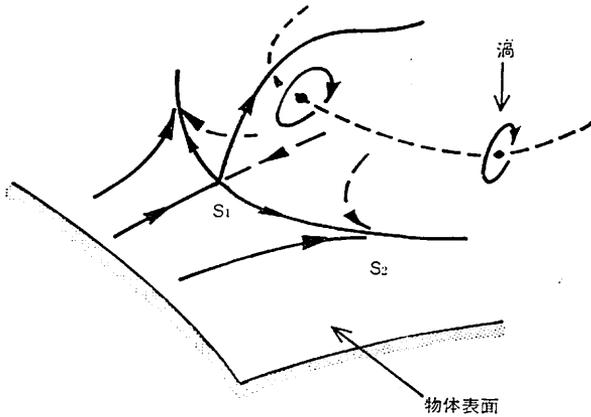


図5 三次元剥離

なく、表面に沿って左右へも逃げる事ができる。つまり対称面でのみ二次元的剥離があるだけで、上流からの流れはその両側に分かれて流れる型式となる。これを図示したのが図5で、 S_1 点は特異型剥離点 (singular separation point) である。剥離域には二次元と同じく渦が出現するが、この場合は図のように曲がった渦になり、ヘルムホルツの定理が教えるように渦は流体内部で終ることはないで、両端が後方に長く伸びる。

三次元剥離では特異型剥離点の外に普通型剥離点 (ordinary separation point) といわれるものがある。これは S_2 点付近のような場所をいい、左右から流体が斜に合流して表面から直角方向に逃げる。三次元物体上の剥離は大部分の点がこの型に属している。写真2に示した斜行楕円体の横腹に見える剥離線もこの型になっている。

次に乱流の場合の速度分布について付け加えたい。粘性流体の運動はレイノルズ数の小さいときは層流で、大きいときは乱流になることは良く知られている。上述の剥離に関する現象は本質的には層流乱流の別を問わず起こっているが、細かい点では両者必ずしも同じではないことに注意する必要がある。速度分布はその一例である。

剥離付近の速度分布は図4に示してあるが、これは層流の場合に対応している。層流である限り三次元剥離の場合でも同様で、 S_1 点では勿論のこと、 S_2 点でも剥離線 $S_1 S_2$ に直角に交差する断面内の様子はほぼこれで表される。すなわち表面に沿う流速の内で剥離線に直角方向の流速成分を考えると、剥離線上では表面に垂直方向の速度変化 (又は速度勾配) がゼロとなっている。表面での流速は勿論どこでもゼロであるので、速度も勾配もゼロとなり、表面近傍の有限な厚さの領域で速度が大変

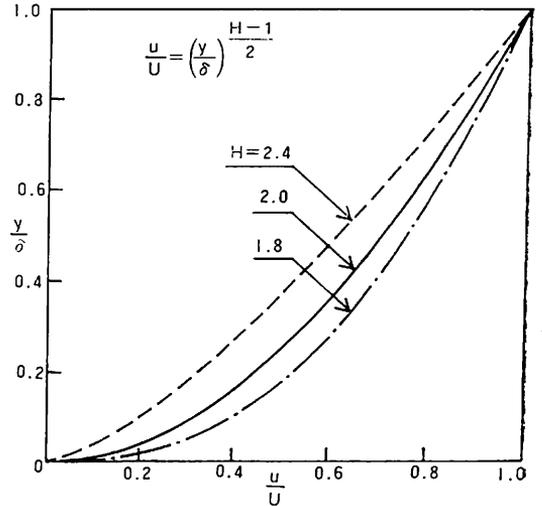


図6 乱流の剥離点近傍速度分布

遅いことがわかる。

しかし乱流の場合は若干事情が異なる。数学的にいえば、層流と同様はがれるためには表面近傍の流速も流速勾配もゼロになる筈であるが、乱動のためにこの領域は表面至近距離に押しつけられてほとんど見えず、図4の形とは大分様子が異なるといわれている。速度分布の形自体は層流と同様表面付近の流速が小さくなるが、時間平均速度分布を書くと層流の場合とはかなり違ってくる。速度分布の形状を表すパラメーターとしてよく用いられるものに H という記号で示される形状係数があり、実験結果によると乱流では H が 2.0 前後で剥離するといわれている。これが実際どのような形状に相当するかを求めてみると図6のようになる。図は表面に沿う速度成分 u を粘性のきく厚さ δ 、その点での速度 U 、表面からの距離 y によって表したものである。 H の値が 1.8, 2.0, 2.4 の三つの場合を示してあるが、大体この程度に達したとき突然剥離が発生する。従って乱流の場合は、速度分布に関する限り、剥離の現象は直観的概念とは少々異なるということができよう。

3. 船の推進・操縦関係の剥離

船が直進する場合あるいは操縦により直進以外の運動をする場合のいずれにおいても、船体まわりの流れは剥離を伴っている。その程度は運動の種類によって色々であるが、剥離はほとんど三次元的である。その中で、船尾の肥えた船型では船尾湾曲部 (ビルジ部) に起こる船尾ビルジ剥離が一番顕著であるので、以下これについて紹介する。

船尾ビルジ部の剥離は渦を発生し、それが下流の方へ

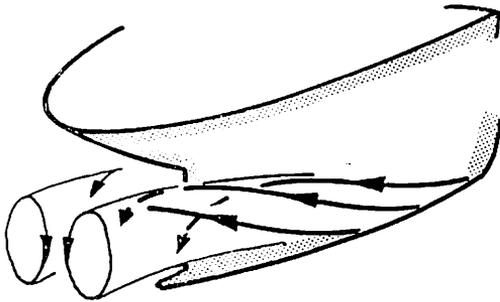


図7 船尾ビルジ渦

流れて行く。図7にスケッチを示したが、この渦は肥えた船の直進状態では左右両舷に1対発生する〔7〕※。又、旋回中は船体が斜流中にあるので下流側に1個発生する。その発生機構は、程度の差はあっても本質的には写真2の場合と同一で、ビルジ部では表面の曲率が強いので、船底から船側へ上がって来る流体がビルジを曲がった所ではがれ、渦になる。

さて、まず推進性能に関して考える。船の推進性能は主としてプロペラをも含めた船尾形状全体でできる。プロペラの作動状況はプロペラへの流入速度が一樣であれば一番良いことは明らかであろう。しかしプロペラの前方に巨大な船体があるため流れは船体に引きずられ、流入速度の大きさは一樣でない。それを模式的に書くと図8のようになる。すなわち水面付近と中心線付近ほど流速が遅くなる。これがいわゆる伴流分布の特徴である。

船尾の肥えた船ではこれにビルジ渦が重畳される。後から見た断面図は図に示す様になり、ビルジ渦の誘導速度のため船底付近の境界層は外側へ引き出され、上部の境界層は逆に内側へ押し込められる。船尾形状が適当であれば、これによりプロペラ円内の伴流分布はより一様化されプロペラ推力及びトルク変動も減少し、船尾振動、キャビテーションに対して有利になる。又伴流値そのものも増加し伴流利得が上がって推進効率の向上が期待される。一方ビルジ渦の回転成分が流入速度に加わるため回転方向の相対流速も変化するが、これは渦の位置によって微妙に変るので、この影響を定性的に簡単に述べるわけにはいかない。

以上のデータを基にして逆にビルジ渦を積極的に利用することも考えられる。すなわち、渦の強さと位置を適当に制御してプロペラ付近に伴流を集める方法である。船体が抵抗の形で水に与えたエネルギーは伴流中に残っているため、これを全部プロペラ円内に導けばプロペラ

※ 東大田古里教授は早くから、文献〔7〕の中でこれを指摘している。

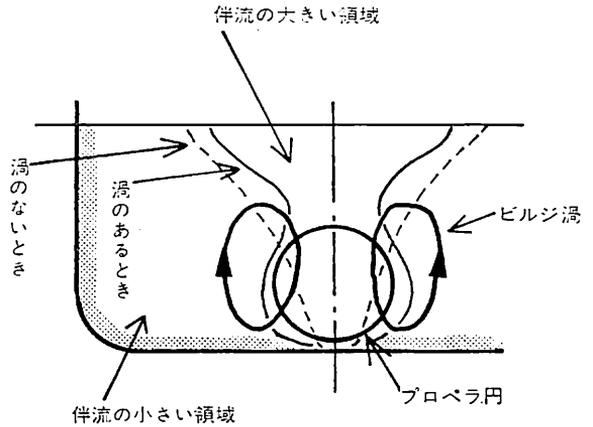


図8 伴流分布とビルジ渦

によりエネルギーを回収することができ、推進効率をより高めることができる※。阪大では船尾プロペラ軸付近をふくらませた球状船尾の研究〔8〕あるいは船尾ビルジ部に凸角をつけて人工的に強い渦を発生させる研究〔9〕などを行ったことがあり、ある程度の成果が得られている。ただ渦を発生させるためには水に回転運動を与えることが必要で、これは結局は圧力抵抗として船に作用することになるため、場合によってはかなり大きい圧力抵抗が追加されることにもなりかねない。この点の解決が現在まだ十分ではなく、今後共研究が必要である。

なお船体を90°倒せば船底と船側とは入れかわるので、船尾ビルジ部に相当する所が船尾水線肩部になる。従ってこの付近からビルジ渦とは逆方向の渦が発生する可能性があり、これを船尾逆渦という場合もある。船尾船型は複雑なためその外にもまだ多くの渦が発生する余地があり、そのほとんどは三次元性によって後流中に長く延びていく。これらの渦の軸は船の前後軸方向すなわち俗称縦方向に向いているので、簡便のため縦渦と呼ぶことも多い。しかし種々の渦を扱うためには徐々に複雑な術語を導入する必要があると思われる。

次に操縦運動に伴い発生する渦について述べる。ビルジ渦は旋回中には壮大なものに発達する。試運転中の船上から旋回中心側の水面を見ると、巨大な水塊が水中から水面にわき上がり船側へ向かって押し寄せるが(図9)、これは水面下のビルジ渦の誘導によるものである。十分発達した旋回状態においては剝離渦を含む流場の性質は定性的にはそれほど複雑ではない。しかし渦のために船体には大きな横力とモーメントが作用し、その力の

※ この考えは前々から笹島阪大名誉教授により提案されていたものである〔8〕〔9〕。

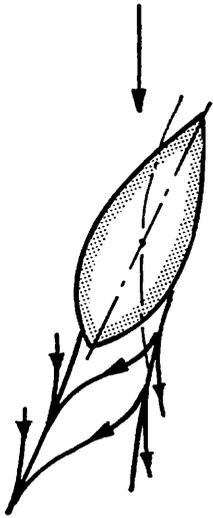


図9 旋回時の水面の流れ

分布と大きさは船型と運動によって複雑に変化することが知られている。これを粘性流体力学の立場から合理的に論ずることは今後の重要な課題である。

旋回初期すなわちほとんど直進している状態では直進状態の流場の性質がそのまま現れ、直進時にほとんどビルジ渦のないやせた船型では素直な操縦特性になるが、肥えた船型ではビルジ渦や他の三次元剝離渦の存在のため現象が複雑になっている。その例として肥えた船型の内かなりの数で見られる異常現象というのがあるが

[10]、これは横流れ角の小さい状態で船を元の直進状態にもどそうとする異常に大きい復元モーメントが働くことをいっている。この原因はまだ完全に解明されていないようであるが、恐らく横流れ角のため下流側のビルジ渦が相対的に強くなり、この誘導速度による船尾端付近の横流れによって、ビルジ渦の弱い上流側船側に特異型剝離点(兼岐点)が生じるためと思われる(図9参照)。

その他にも種々の解決すべき問題が存在し、直進状態と密接にかかわっているが、ここでは省略し、ただ一つ不安定現象について次節で一言、言及するに留める。

4. 剝離の不安定性とその影響

剝離現象は往々にして不安定性を伴っている。特に剝

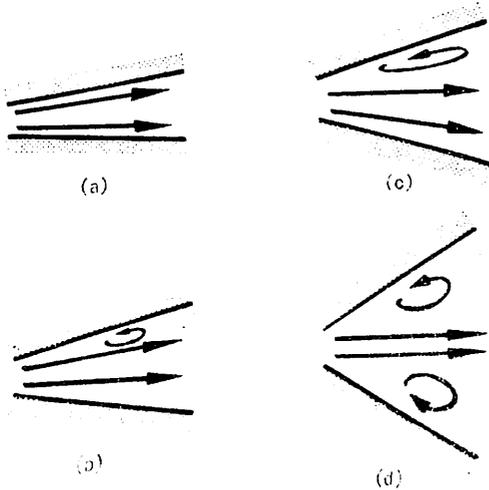


図10 広がり管の中の流れ

離のない状態と剝離した状態との移り変わり、すなわち臨界状態では一般に不安定で、両状態を不規則に往復する場合もある。その典型的な例は二次元広がり管の実験にみられる[11]。図10に示したのは広がり角が種々異なる場合の流れを説明する図である。正確には広がり管の長さと入口幅、レイノルズ数によって現象が違って来るが、今は定性的説明に留めるためその辺は適当に考えることにする。まず(a)は角度が小さい場合で、流れは剝離せず安定である。ところが(b)程度に角度が広がると不規則に剝離が発生し、逆流域が出現、移動、消滅をくり返して流れは不安定になる。(c)は更に角度が広がった場合で、剝離域は大きくなるが、流れは一方に片寄ることが多く、かつそのまま留まる傾向が強い。(d)は角度の最も大きい場合で、両壁面で完全に剝離し、流れはかえって安定的である。

船体周りの流場は物体の外側に無限に広がる流域(外部流)であるため、上述のような内部流で起こる現象とは必ずしも同一視できない。しかし剝離の有無及びその強さと流れの不安定性との関係は本質的に共通する所があると考えられる。従って、船尾が極端に肥厚してくると次第に不安定な三次元剝離発生危険が増大し、臨界状態に対応する状況になることが考えられる。10年前頃から報告されはじめた自航模型船におけるプロペラ推力及びトルクの不安定現象は正にこれを裏づけるもので、船尾形状の設計にまた一つ新しい要件が付加されてきたと考えなければならない。もっとも、実際の流場は極めて複雑で、プロペラが作動している場合と作動していない場合とで差異があり、又、模型で発生しても実船では今の所発生しないらしいという資料もあり、まだ完全な解明はなされていない。日本造船研究協会では研究部会を組織して広範な研究を続けており[12]、遠からず正式な報告が出される筈であるので、ここではこれ以上立入ることは避けるが、いずれにせよ、この例は三次元剝離のもたらす具体的な問題例として解明が急がれる事柄である。

船が直進状態で種々の不安定現象を示すようになれば、当然保針性能にも影響が現れることが予想される。極端な進路不安定の例も種々報告されており、三次元剝離の不安定性の重要性があらためて認識される。

5. あとがき

以上、剝離について簡単な解説を試みた。船型の肥大化、特殊化、複雑化のため船体まわりの流れの剝離についての考察は従来にもまして重要なものになりつつある。又、海洋構造物についても、その形状、構造、作業

環境などから考えて全く同様である。このような背景のもとに本小論が読者諸賢に何がしかでもご参考になれば筆者望外の喜びである。

参 考 文 献

- [1] 谷一郎：流れ学，岩波，第3版（1967）
- [2] L. プラントル：流れ学（上）（下），白倉他訳，コロナ（1972）
- [3] H. Schlichting：Boundary Layer Theory, 6th ed., McGraw-Hill（1968）
- [4] P.L. Chang：Separation of Flow, Pergamon（1966）
- [5] 同上：Control of Flow Separation, McGraw-Hill（1976）
- [6] 田中一朗：剝離について，粘性抵抗シンポジウム，日本造船学会（1973）
- [7] 田古里哲夫：Investigations on vortices generated at the bilge, Proc. 11th ITTC（1966）
- [8] 笹島秀雄他：球状船尾船の一実験，関西造船協会誌 111号（1963）
- [9] 同上：肥大船船尾流場と縦渦による誘導抵抗（その1），日本造船学会論文集 128号（1970）
- [10] 野本謙作：Unusual scale effect on manoeuvrabilities of ships with blunt bodies, Proc. 11th ITTC（1966）
- [11] S. T. Kline：例えば豊倉他：流体力学，実教出版（1976）
- [12] 日本造船研究協会第 159 部会資料，（1976～1978）

正確な情報をお届けする成山堂の最新図書

1978-9年版
造船統計要覧

◇運輸省船舶局監修 注目を集める造船業と造船関連工業の最近の動向を一目瞭然に示す唯一の総合資料。
【収録資料】造船（受注・工事・手持工事量，造船施設，造船関連工業，従業員，経営・財務，資金）／海運／船員／港湾／経済／資源／その他付録資料
A 6判・406頁 定価1500円(〒160)

54年版 **船員日記**

◇成山堂書店編集部編 「楽しい情報・役立つ情報」を満載したわが国唯一の海の便利帳です。活用する日記として記載欄を強化！
■特集 わが社の代表船／全国の灯台めぐり
■付録 日本の主要港案内／船舶電話のかけ方／船舶電話のできる海域図／岸壁電話／船あて電報の打ち方／船員保険早わかり／全日海共済給付早わかり／海事関係アドレスetc.
A 5判・300頁 定価1200円(〒200)

船舶無線艙装概説

◇熊田凌一著 船舶にどのような無線設備が必要か？ 法律上の問題点・基本的な設計上の要点・実際の工事における注意事項を刻明平易に説明。
A 5判・350頁 予価4500円(〒200)

新訂 金属材料の基礎

◇長崎相正著 新材料・新規格を完璧に網羅した最新版！ 表面処理をあらたに加え，非破壊検査から腐食と防食まで幅広い事項をやさしく解説。
A 5判・322頁 定価3000円(〒200)

海難救助制度の実務

◇横田貞一著 実務優先の立場で現行制度の実態を鋭く解明 A 5判・240頁 定価2800円(〒200)

船用冷凍機と空気調和

◇富岡 節著 ターボ冷凍機を加え，基礎と取扱いを詳述。 A 5判・432頁 定価5800円(〒200)

船舶安全法及び関係法令

◇運輸省船舶局監修 53年9月20日現在の最新法令を収録。 A 5判・380頁 定価2200円(〒200)

東京都新宿区南元町4番51号
成山堂ビル(〒160) (図書目録進呈)

成山堂書店

電話 03 (357) 5 8 6 1 (代)
振替口座 (東京) 7-78174 番

船体構造の最適設計

信川 寿
広島大学

1. まえがき

船体構造の最適設計は、船体の機能的および強度的な必要条件をみたして船殻重量または建造費を最小にする構造部材寸法および部材配置を求めることにあるが、変化させる部材寸法である設計変数が多く、船殻重量または建造費を表わす目的関数が複雑でかつ構造部材の応力および変形を許容値以下にするなどの付帯条件式が多数ある場合は、これらの最適値を求めることは従来非常に困難であった。

近年電子計算機の発展とともに、多変数をもつ関数の最小値を数値的に求める研究が進み、このような関数の最小値の計算、さらに複雑な付帯条件式を多数ともなった関数の最小値の計算も可能になった。

J. Moe, 他¹⁾は船体構造の最適設計を非線形計画法の一種である SUMT 法²⁾ (Sequential Unconstrained Minimization Technique) を適用して行ない、この方法が有効であることを指摘した。すなわち、大型油送船を対象にして、船の大きさ、鋼材の種類などを変えて、ノルウェー船級協会規則にもとづき、溶接費および工作費を考慮した縦強度部材の最適設計を行なっている。また北村⁴⁾は大型油送船を対象にして日本海事協会規則を用いて J. Moe, 他と同様な最適設計を行なっている。その他船体の局部構造である防撓板、格子桁の最適設計³⁾⁵⁾⁶⁾、大型油送船の横強度部材の最適設計⁷⁾などがある。これらは船体の縦強度部材と横強度部材を分離してそれぞれ独立に取り扱ったもの、または局部構造を対象としたものであるが、さらにこれらを拡張して船体の縦横強度部材を考慮した立体強度計算による最適設計が行なわれている⁸⁾⁹⁾。ここでは SUMT 法を適用した立体強度計算による最適設計法を概説し、これを貨物船、ばら積貨物船に適用した例を示すことにする。

2. 最適値の計算法

船体構造の最適設計では、制約条件 $g_i(X) \geq 0, i=1,$

$2, \dots, m,$ 設計変数 $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ のもとに目的関数 $f(X)$ を最小にする X を求めることになる。目的関数は船殻重量あるいは建造費とし、制約条件は主に船体強度、および建造、工作の条件などである。この場合目的関数は複雑な非線形の式になり、制約条件式は船体の立体強度解析から求められた応力または変形の式を含む非常に複雑な非線形になる。

2.1 SUMT 法

SUMT 法は制約条件をもつ関数の最小値を求める問題を、制約条件をもたない関数の最小値を求める問題に変換して解を求めるものである。これは Carroll¹⁰⁾が提案し、Fiacco および McComick²⁾が理論的検討を行なった。この方法は目的関数および制約条件式が非線形で、しかもこれらの式が非常に複雑な場合でも有効である。また電子計算機のプログラムも簡単であり、大規模な制約条件をもった場合でも電子計算機の容量は比較的小さくてもよい。

制約条件 $g_i(X) \geq 0, i=1, 2, \dots, m, X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ において目的関数 $f(X)$ の最小値を求めるにあたり、制約条件をもたない関数の最小値を求める問題に変換するため、目的関数と制約条件を含む関数 $F(X, r_k)$ を考える。

$$F(X, r_k) = f(X) + r_k \sum_{i=1}^m \frac{1}{g_i(X)} \quad (2.1)$$

ただし、 $r_k > 0$

$r_1 > r_2 > \dots > r_k > 0$ のような一連の r_k において $F(X, r_k)$ の最小値を繰り返し求めてゆく。まず、すべての i において $g_i(X) > 0$ になる初期値 $X^{(0)}$ を選び、 $r_k = r_1$ として $X^{(0)}$ から X を変化させ $F(X, r_1)$ を最小にする $X^{(1)}$ を求める。次に $r_k = r_2$ として $X^{(1)}$ から X を変化させ $F(X, r_2)$ を最小にする $X^{(2)}$ を求める。順次 $r_k < \dots < r_3 < r_2$ における $X^{(3)}, X^{(4)}, \dots, X^{(k)}$ を求め r_k が 0 に近づくと $X^{(k)}$ は解に収斂する。

このようにすべての制約条件をみたす $X^{(0)}$ から $F(X, r_1)$ を最小にした場合、制約条件の境界付近では $g_i(X)$ が 0 に近づくと $F(X, r_1)$ は大きくなるのでこの境界

を越えて制約条件をおかすことはない。 r_k が大きい場合は $g_i(X)$ が 0 に近づけば $r_k \frac{1}{g_i(X)}$ が大きくなるので $X^{(k)}$ は制約条件の境界へはあまり近づかないが、 r_k が小さくなるにつれて $X^{(k)}$ はその境界へ近づいていくことができる。したがって、その境界内での $f(X)$ の最小値が求められる。

実船構造においては、工作などの便宜上から船倉内に肋骨を等間隔に配列する場合が多いが、この場合あらかじめ船倉の長さが定められたとき肋骨本数が整数になるような肋骨心距を求める必要が生じる。すなわち、船倉の長さ/肋骨心距が整数になるようにする制約条件を付加して、次のような制約条件のもとに目的関数 $f(X)$ を最小にする X を求める必要がある。

$$\left. \begin{aligned} g_i(X) &\geq 0 \quad (i=1, 2, \dots, m), \\ h_j(X)/q_j(X) &= \text{整数} \quad (j=1, 2, \dots, p) \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

ここに $h_j(X) > 0, q_j(X) > 0$

このような制約条件をもつ場合、SUMT 法を拡張して (2.1) に代り、次のような関数を考える。

$$F(X, r_k, \rho_k) = f(X) + r_k \sum_{i=1}^m \frac{1}{g_i(X)} + \rho_k \sum_{j=1}^p u_j(X) \quad (2.3)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} 0 < \delta_j [h_j(X)/q_j(X)] &\leq 0.5 \text{ のとき,} \\ u_j(X) &= \delta_j [h_j(X)/q_j(X)] \\ 0.5 < \delta_j [h_j(X)/q_j(X)] &\text{ のとき,} \\ u_j(X) &= 1 - \delta_j [h_j(X)/q_j(X)] \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

ここに、

$$\delta_j [h_j(X)/q_j(X)] : h_j(X)/q_j(X) \text{ の小数部}$$

ρ_k は $0 < \rho_1 < \rho_2 < \rho_3 \dots$ のように選ぶ。すなわち、 k が小さいときは ρ_k の値を比較的小さくして、 X が十分最適値に近づいてから $h_j(X)/q_j(X) = \text{整数}$ の制約条件をうけるようにすれば、(2.2) を満足した最適値が求められる。

2.2 多変数をもつ関数の最小値の計算法

制約条件をもつ目的関数の最小値を求める場合、SUMT 法では目的関数と制約条件を含んだ 1 つの関数に変換し、その関数の最小値を求めればよい。関数の最小値の計算には種々の方法があるが¹³⁾、関数が非常に複雑なため、その微係数を数式化することが困難な場合は、関数の微係数を直接計算する必要がない Powell の直接法¹¹⁾ が有効である。

2.2.1 Powell の直接法¹¹⁾

n 個の変数をもつ連続関数が、次の 2 次式で表わされるとする。

$$f(X) = X^T A X + B X + C \quad (2.5)$$

ただし、 $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, T : 転置記号、

A : n 次の正の対称行列(定数)、

B : n 次の行ベクトル(定数)、

C : スカラー(定数)

いま $f(X)$ の最小値は次の値 X で与えられるものとする。

$$X = X_0 + \sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i$$

ここで、 $\alpha_i (i=1, 2, \dots, n)$ は $f(X)$ を最小にするように選び、 Q_i は n 次の列ベクトルとする。 α_i の計算法は次節で述べる。(2.6) を (2.5) に代入すれば、

$$\begin{aligned} f(X_0 + \sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i) &= f(X_0) + (\sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i)^T A X_0 \\ &\quad + X_0^T A \sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i + B \sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i \\ &\quad + (\sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i)^T A \sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i \end{aligned} \quad (2.7)$$

(2.7) において Q_1, Q_2, \dots, Q_n が次式を満足するとする (Q_i は相互に共役)。

$$Q_i^T A Q_j = 0 \quad i \neq j \quad (2.8)$$

この場合 (2.7) は次のようになる。

$$\begin{aligned} f(X_0 + \sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i) &= f(X_0) + (\sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i)^T A X_0 \\ &\quad + X_0^T A \sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i \\ &\quad + B \sum_{i=1}^n \alpha_i Q_i + \sum_{i=1}^n \alpha_i^2 Q_i^T A Q_i \end{aligned} \quad (2.9)$$

(2.9) を最小にするには、この右辺の第 2 項以下を最小にするような α_i を求めればよい。これらの項には $\alpha_i \alpha_j$ の項はないので、各々の Q_i に対して独立に $f(X)$ を最小にする α_i を求めればよい。したがって、(2.6) において Q_1, Q_2, \dots, Q_n が相互に共役の関係にあるとき、 Q_1, Q_2, \dots, Q_n 方向にそれぞれ $f(X)$ を最小にする α_i を求めることにより $f(X)$ の最小値が求まる。

次に相互に共役になる Q_1, Q_2, \dots, Q_n を求める。いま、 Q_i 方向において $f(X)$ を最小にする値を X_1 とすれば、次式が成立する。

$$\left[\frac{\partial}{\partial \alpha_i} f_1(X_1 + \alpha_i Q_i) \right]_{\alpha_i=0} = 0 \quad (2.10)$$

(2.10) より

$$Q_i^T A X_1 + X_1^T A Q_i + B Q_i = 0 \quad (2.11)$$

また X_2 も Q_i 方向において $f(X)$ を最小にする点とすれば、同様にして次式を得る。

$$Q_i^T A X_2 + X_2^T A Q_i + B Q_i = 0 \quad (2.12)$$

(2.12) から (2.11) をひけば、

$$2\mathbf{Q}_i^T \mathbf{A}(\mathbf{X}_2 - \mathbf{X}_1) = 0 \quad (2.13)$$

したがって \mathbf{Q}_i と $\mathbf{X}_2 - \mathbf{X}_1$ は相互に共役になる。

以上の理論にもとづいた $F(\mathbf{X})$ の最小値の計算手順を 2.2.3 に示す。

2.2.2 関数 $f(\mathbf{X}_0 + \alpha\mathbf{Q})$ を最小にする α の計算法

前節で述べた α の計算法について述べる。 $f(\mathbf{X}_0 + \alpha\mathbf{Q})$ を最小にする α を求めるにあたり、 $y(\alpha) = f(\mathbf{X}_0 + \alpha\mathbf{Q})$ とし、 $y(\alpha)$ が α に関する 2 次式

$$y(\alpha) = a\alpha^2 + b\alpha + c \quad (2.14)$$

で表わされるとする。いま $\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$ とし、

$$\left. \begin{aligned} f_1 &\equiv y(\alpha_1) = f(\mathbf{X}_0 + \alpha_1\mathbf{Q}) = a\alpha_1^2 + b\alpha_1 + c \\ f_2 &\equiv y(\alpha_2) = f(\mathbf{X}_0 + \alpha_2\mathbf{Q}) = a\alpha_2^2 + b\alpha_2 + c \\ f_3 &\equiv y(\alpha_3) = f(\mathbf{X}_0 + \alpha_3\mathbf{Q}) = a\alpha_3^2 + b\alpha_3 + c \end{aligned} \right\} (2.15)$$

(2.15) より a, b, c を求めれば、

$$\left. \begin{aligned} a &= \{f_1(\alpha_2 - \alpha_3) + f_2(\alpha_3 - \alpha_1) + f_3(\alpha_1 - \alpha_2)\} / s \\ b &= \{f_1(\alpha_3^2 - \alpha_2^2) + f_2(\alpha_1^2 - \alpha_3^2) + f_3(\alpha_2^2 - \alpha_1^2)\} / s \\ c &= \{f_1(\alpha_2^2\alpha_3 - \alpha_2\alpha_3^2) + f_2(\alpha_1\alpha_3^2 - \alpha_1^2\alpha_3) \\ &\quad + f_3(\alpha_1^2\alpha_2 - \alpha_1\alpha_2^2)\} / s \\ s &= (\alpha_1 - \alpha_2)(\alpha_2 - \alpha_3)(\alpha_1 - \alpha_3) \end{aligned} \right\} (2.16)$$

となる。

$f(\mathbf{X}_0 + \alpha\mathbf{Q})$ を最小にする α を α_s とすれば、 α_s は

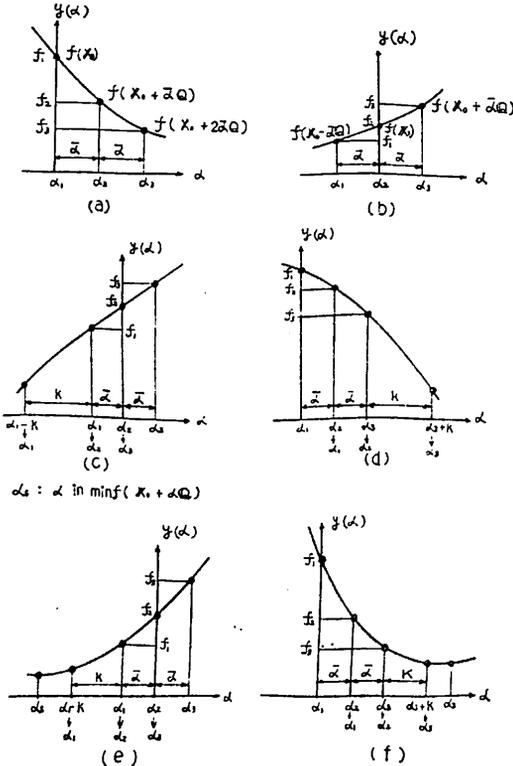


図1 Search of α in $\min f(\mathbf{X}_0 + \alpha\mathbf{Q})$

(2.14) を α で微分して 0 とおけば求まる。すなわち、

$$\alpha_s = -\frac{b}{2a} \quad (2.17)$$

(2.17) に (2.16) を代入すれば、

$$\alpha_s = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_2^2 - \alpha_3^2)f_1 + (\alpha_3^2 - \alpha_1^2)f_2 + (\alpha_1^2 - \alpha_2^2)f_3}{(\alpha_2 - \alpha_3)f_1 + (\alpha_3 - \alpha_1)f_2 + (\alpha_1 - \alpha_2)f_3} \quad (2.18)$$

となる。 α_s が最小値を与えるためには次の条件を満足しなければならない。

$$\frac{d^2y(\alpha)}{d\alpha^2} = 2a > 0 \quad (2.19)$$

(2.19) に (2.16) を代入すれば、

$$D \equiv \frac{(\alpha_2 - \alpha_3)f_1 + (\alpha_3 - \alpha_1)f_2 + (\alpha_1 - \alpha_2)f_3}{(\alpha_1 - \alpha_2)(\alpha_2 - \alpha_3)(\alpha_3 - \alpha_1)} < 0 \quad (2.20)$$

となる。以上により、次の順序で α_s を求めることができる。

(1) $f(\mathbf{X}_0), f(\mathbf{X}_0 + \bar{\alpha}\mathbf{Q})$ を計算し、

$f(\mathbf{X}_0) > f(\mathbf{X}_0 + \bar{\alpha}\mathbf{Q})$ ならば、 α_1 を 0, α_2 を $\bar{\alpha}$, α^3 を $2\bar{\alpha}$ とおく (図 1(a))。 $f(\mathbf{X}_0) < f(\mathbf{X}_0 + \bar{\alpha}\mathbf{Q})$ ならば、 α_1 を $-\bar{\alpha}$, α_2 を 0, α_3 を $\bar{\alpha}$ とおく (図 1(b))。ここで $\bar{\alpha} > 0$ とする。 $\bar{\alpha}$ の選定は後述する。

(2) α_s, D を計算し、

(a) $D > 0$ のとき、 $f_3 > f_1$ ならば α_2 を α_3 , α_1 を α_2 , $\alpha_1 - K$ を α_1 とおき (図 1(c)), $f_3 < f_1$ ならば、 α_2 を α_1 , α_3 を α_2 , $\alpha_3 + K$ を α_3 とおき (図 1(d))。次に再び α_s, D を計算し、 $D > 0$ ならば(a), $D < 0$ ならば(b)の計算を行なう。ここで、 $K > 0$ とし、 K の選定は後述する。

(b) $D < 0$ のとき、 $|\alpha_1 - \alpha_s|, |\alpha_s - \alpha_3|$ のいずれか小さい方が K より小さいならば α_s が求められたとし、 K より大きいならば次の計算を行なう。すなわち、 $\alpha_s < \alpha_1 - K$ ならば $\alpha_1 - K$ を α_1 , α_1 を α_2 , α_2 を α_3 とおき (図 1(e)), $\alpha_s > \alpha_3 + K$ ならば α_2 を α_1 , α_3 を α_2 , $\alpha_3 + K$ を α_3 とおき (図 1(f))。次に α_s および D を再び計算し、 $D > 0$ ならば(a), $D < 0$ ならば(b)の計算を行なう。

2.2.3 関数 $f(\mathbf{X})$ の最小値の計算手順

Powell の理論にもとづき Zangwill¹²⁾ はその計算手順を示しているが、これを若干修正したものを示す。

\mathbf{X} の初期値 \mathbf{X}_n^0 を選び、 \mathbf{X}_n^0 を $f(\mathbf{X})$ の最小値を与える方向に変化させるベクトル $\mathbf{Q}_1^1, \mathbf{Q}_2^1, \dots, \mathbf{Q}_n^1$ は \mathbf{X} の各成分 x_1, x_2, \dots, x_n 方向の単位ベクトルに選ぶ。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{Q}_1^1 &= \{1, 0, 0, \dots, 0\} \\ \mathbf{Q}_2^1 &= \{0, 1, 0, \dots, 0\} \\ \mathbf{Q}_n^1 &= \{0, 0, \dots, 1\} \end{aligned} \right\} (2.21)$$

$f(X_n^0 + \alpha_n^0 Q_{n-1}^1)$ を最小にする α_n^0 を求め、 $X_{n+1}^0 = X_n^0 + \alpha_n^0 Q_{n-1}^1$

とおく。 \bar{k} は次の(1), (2)の手順の繰り返しの回数とする。まず、 $\bar{k}=1$ でかつ $t=n$ とおく。また Q_i^1 と同じベクトルを R_i とする。

(1) $f(X_{n+1}^{\bar{k}-1} + \alpha R_i)$ を最小にする α を求め、 $X_0^{\bar{k}} = X_{n+1}^{\bar{k}-1} + \alpha R_i$ とおく。 $1 \leq t < n$ では $t=t+1$, $t=n$ では $t=1$ とおき、(2)の手順へ移る。

(2) $i=1$ とし、 $f(X_{i-1}^{\bar{k}} + \alpha_i^{\bar{k}} Q_i^{\bar{k}})$ を最小にする $\alpha_i^{\bar{k}}$ を求めて、 $X_i^{\bar{k}} = X_{i-1}^{\bar{k}} + \alpha_i^{\bar{k}} Q_i^{\bar{k}}$ とおく。次に $i=2$ として $f(X_{i-1}^{\bar{k}} + \alpha_i^{\bar{k}} Q_i^{\bar{k}})$ を最小にする $\alpha_i^{\bar{k}}$ を求めて $X_i^{\bar{k}} = X_{i-1}^{\bar{k}} + \alpha_i^{\bar{k}} Q_i^{\bar{k}}$ とおく。順次 $i=3, 4, \dots, n$ まで同様な計算を行なって $X_n^{\bar{k}}$ を求める。次に $Q_{n+1}^{\bar{k}} = X_n^{\bar{k}} - X_{n+1}^{\bar{k}-1}$ とおく。さらに $f(X_n^{\bar{k}} + \alpha_{n+1}^{\bar{k}} Q_{n+1}^{\bar{k}})$ を最小にする $\alpha_{n+1}^{\bar{k}}$ を求めて、 $X_n^{\bar{k}+1} = X_n^{\bar{k}} + \alpha_{n+1}^{\bar{k}} Q_{n+1}^{\bar{k}}$ とおき、 $i=1, 2, 3, \dots, n$ において $Q_i^{\bar{k}+1} = Q_i^{\bar{k}}$ とおく。 $\bar{k}=\bar{k}+1$ とおき(1)の手順へ行く。

以上(1), (2)の手順を $\bar{k} \leq n$ まで繰り返す。

2.2.4 数値計算上の手法

(1) r_k および ρ_k の選定

(2.1) または (2.3) の r_k の選定において、 $F(X^{(0)}, r_1)/f(X^{(0)})$ または $F(X^{(0)}, r_1, \rho_1)/f(X^{(0)})$ が約 1.2 程度とし、 $r_2=r_1/c, r_3=r_2/c, \dots, r_k=r_{k-1}/c$ とする。ここで $c=10$ とする。

ρ_k は (2.3) に示すもので、(2.3) において $\rho_1 \sum_{j=1}^p u_j (X^{(0)})/F(X^{(0)}, r_1, \rho_1)$ が約 0.01 程度とし、 $\rho_2=c\rho_1, \rho_3=c\rho_2, \dots, \rho_k=c\rho_{k-1}$ とする。

(2) $\bar{\alpha}$ および K の選定

$\bar{\alpha}$ が小さすぎれば α_s を求めるための計算回数が多くなり、 $\bar{\alpha}$ が大きすぎれば制約条件をおかした点での関数の値を計算することになる。設計変数 X をどの位の区間で変化させれば適当であるかはあらかじめ推定できるのでそれを ΔX とすれば、次式より $\bar{\alpha}$ を推定できる。

$$|\Delta X| \geq \bar{\alpha} |Q_i| \tag{2.22}$$

ただし、 $\Delta X = \{\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n\}$

$$Q_i = \{q_1, q_2, \dots, q_n\}$$

Q_i は X を変化させるための n 次の列ベクトルである。

$$(2.22) \text{ より, } \bar{\alpha} = \min [|\Delta x_i/q_i|] \tag{2.23}$$

すなわち、 $|\Delta x_i/q_i|$ の $i=1, 2, \dots, n$ における最小値を α とする。

K は $\bar{\alpha}$ の約 10 倍程度の大きさに選べばよい。また ΔX は初期値 X_0 の約 0.5%~5% 程度に選べば適当である。

(3) 関数 $F(X)$ の最小値への収束判定

2.2.3 における繰り返し回数 \bar{k} における関数の値を $F(X_{n+1}^{\bar{k}})$ とし、繰り返し回数 $\bar{k}-1$ における関数の値を $F(X_{n+1}^{\bar{k}-1})$ とした場合、次式を満すとき $F(X)$ は最小値へ収束したものとす。

$$\left| 1 - \frac{F(X_{n+1}^{\bar{k}})}{F(X_{n+1}^{\bar{k}-1})} \right| \leq \varepsilon \tag{2.24}$$

ただし、 $\varepsilon=10^{-6}$

3 船体構造の最適設計

3.1 目的関数

最適設計における目的関数は建造費になるが、建造費は大別して鋼材費と加工費に分けられる。ここでは加工費には溶接費のみを考慮する。溶接費は突合せ溶接費とすみ肉溶接費に分けて、しかも前者では板厚、後者では脚長(板厚の 60% とする)に比例させて計算する。突合せ溶接費は板厚 10mm の鋼材を長さ 1 m 溶接するのに 2,500 円、すみ肉溶接費は脚長 10mm のものを長さ 1 m 溶接するのに 1,200 円とし、鋼材の単価は 6 万円/トンとする。また建造費の算定において、縦横桁のウェブ防付攪材の重量およびその溶接費などは考慮し、倒止肘板、横桁と縦肋骨との交差部のカラープレートなどの重量およびその溶接費は無視する。また二重底肋板などの軽目孔の影響は無視する。

3.2 設計変数

(1) 縦肋骨および横肋骨

肋骨は T 型断面とし、その最適断面寸法はそれに生じる最大曲げ応力が許容応力 σ_L に等しくなるように定められる。縦肋骨の最大曲げ応力 σ_L は、横桁間で固定されているとすれば次式で与えられる。

$$\sigma_L = \frac{pSLST}{12ZF}$$

ただし、 p : 外板に働く等分布横荷重

S_L : 縦肋骨心距, ST : 横桁心距

ZF : 縦肋骨の断面係数

最大曲げ応力が許容応力に等しくなるような断面係数は上式より次式で与えられる。

$$ZF = \frac{pSLST^2}{12\sigma_L} \tag{3.1}$$

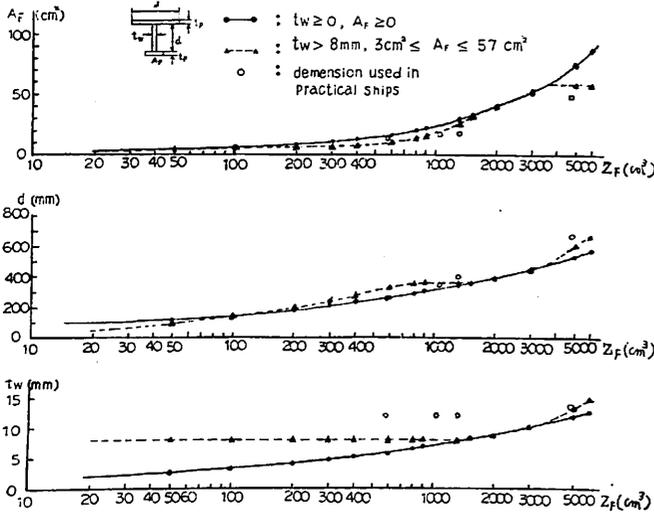


図2 Optimization of T-section Stiffeners

s_L および s_T を設計変数にすれば、(3.1) で示されるように Z_F は 2 個の設計変数で表わされる。

一方、 Z_F (cm^2) と最適断面寸法(ウェブの深さ d (cm), ウェブの厚さ t_w (cm), フランジの断面積 A_F (cm^2)) との関係の求めれば図 2 のようになり、これを近似式で表わせば次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} d &= 5.607 (\log Z_F)^2 - 4.172 \log Z_F + 0.839 & (30 \leq Z_F \leq 800) \\ d &= 36 & (800 \leq Z_F \leq 1500) \\ d &= 62.36 (\log Z_F)^2 - 378.1 \log Z_F + 607.9 & (1500 \leq Z_F) \\ A_F &= 6.68 \log Z_F - 8.03 & (30 \leq Z_F \leq 1500) \\ A_F &= 27.25 (\log Z_F)^2 - 114.6 \log Z_F + 121 & (500 \leq Z_F \leq 1500) \\ A_F &= 67.93 \log Z_F - 183.8 & (1500 \leq Z_F \leq 3500) \\ A_F &= 57 & (3500 \leq Z_F) \\ t_w &= d/45 \quad (d/45 < 8 \text{ mm ならば } t_w = 8 \text{ mm とする}) \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

(3.2) の近似式を用いれば、縦肋骨の断面寸法は 2 個の設計変数 s_L, s_T で表わされる。

船側の特設肋骨間に設けられる普通肋骨では、船底側で固定、甲板側で支持された梁とした場合の最大曲げ応力を許容応力に等しくして縦肋骨の場合と同様に最適断面寸法を求めることができる。

(2) 甲板および外板

甲板および船底外板は縦強度上必要な船体横断面係数をみだし、また船側外板は縦強度におけるせん断強度をみたすように定める。これらの寸法はすべての縦強度部

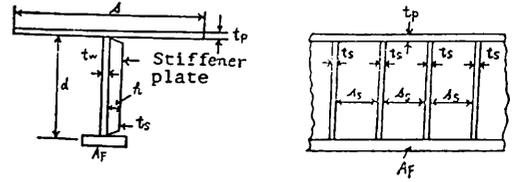


図3 Girder including effective plate

材寸法との関連により定められるので、設計変数に選ぶ。

(3) 縦通隔壁および内底板

縦通隔壁および内底板の板厚は、縦通材間のパネルの最大曲げ応力 σ_p が許容応力 σ_{a_p} に等しくなるか、またはパネルの船体縦方向の圧縮座屈応力が $\sigma_{a_{PB}}$ 以上になるように定める。いま、これらのパネルの周辺が固定され、縦通材心距に比べ縦通材のスパンが大きいとすれば、パネルの縦方向の最大曲げ応力 σ_p は次式で与えられる。

$$\sigma_p = \gamma p (s_L / t_p)^2 \quad (3.3)$$

ただし、 $\gamma = 0.343$, p : パネルに働く単位面積当りの荷重, s_L : 縦通材心距, t_p : パネルの板厚

$\sigma_p = \sigma_{a_p}$ における t_p は (3.3) より

$$t_p = s_L \sqrt{\frac{\gamma p}{\sigma_{a_p}}} \quad (3.4)$$

またパネルの縦方向の圧縮座屈応力 σ_{PB} は、パネルの周辺を単純支持とし、塑性座屈に対する考慮をした Johnson の式を適用すれば次式で与えられる。

$$\sigma_{PB} = \sigma_Y \left(1 - \frac{\sigma_Y}{4\sigma_{PE}} \right) \quad (3.5)$$

ただし、 $\sigma_{PE} = \frac{K\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_p}{s_L} \right)^2$

ここに $K=4$, E : 縦弾性係数, σ_Y : 降伏応力

$\sigma_{PB} = \sigma_{a_{PB}}$ のときの t_p は (3.5) より次式で与えられる。

$$t_p = \frac{\sigma_Y s_L}{\pi} \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{KE(\sigma_Y - \sigma_{a_{PB}})}} \quad (3.6)$$

(3.4), (3.6) で与えられる t_p のうち大きい方を選ぶ。したがって、これらの板厚は設計変数 s_L で表わされる。

(4) 桁の断面寸法

桁の断面寸法はウェブの深さ、ウェブの板厚、およびフランジの断面積を設計変数に選ぶ。ただし桁に生じるせん断応力が小さく、ウェブの断面積に余裕がある場合はウェブの板厚 t_w は設計変数から除き、 $s_s/70$ (s_s : 防撓材心距) とする。防撓材の深さは $0.08d_0$ (d_0 : 防撓材の長さ) とし、その板厚は t_w に等しくとる (図 3)。

(5) 特設肋骨

ウェブの深さ d およびフランジの断面積を設計変数とし、ウェブの板厚 t_w は $d/45$ とする。ただし $t_w \leq t_0$ (t_0

：最小板厚)ならば $t_w = t_0$ とする。

3.3 制約条件

(1) 船体縦強度を満足させるため、船体中央横断面係数は $N. K.$ 規則の要求値を満たすようにする。また船体に働くせん断力を船側外板および縦通隔壁がうけもつとした場合の平均せん断応力を許容応力以下にする。ただし船体に働く最大せん断力は満載排水量の1/10とする。

(2) 船体が強度的に最もきびしくなる荷重状態において船体の立体強度計算による各構造部材の最大応力を許容応力以下にする。

(3) 甲板縦通材は横桁間で固定されたときの甲板荷重による最大曲げ応力を許容応力以下にする。

(4) 縦肋骨および甲板縦通材は船体の縦曲げによる圧縮応力をうけるので、圧縮座屈応力を σ_{LB} 以上にする。

(5) 甲板縦通材間のパネル、および船側外板または船底外板の縦肋骨間のパネルの船体縦方向の最大曲げ応力を σ_P 以下にするとともに縦方向の圧縮座屈応力を σ_{PB} 以上にする。

(6) 桁では、そのウェブが座屈しない条件として s_s/t_w を70以上にする。ただし、 s_s および t_w はそれぞれ防撓材心距およびウェブの板厚とする。

(7) 横桁のウェブを貫通する縦肋骨または縦通材のウェブの深さは、貫通部の局部強度を満たすため横桁のウェブの深さの1/2以下にする。

(8) 構造部材の最小板厚および最大板厚の条件を設ける。

(9) 船体に等間隔に配列する肋骨および桁の本数を整数にする。

(10) 二重底の高さ、ビルジホップおよびトップサイドタンクの容積などの制限を設ける。

3.4 荷重条件および許容応力

荷重条件および許容応力は設計者の判断によって選定すべきものであるが、以下に示す最適設計例では波浪荷重は日本海事協会の検査要領¹⁴⁾に示されているものを用い、許容応力は実船における立体強度計算結果および日本海事協会の検査要領に示されている許容応力などを参考にして定めた。縦強度部材の許容応力は、局部強度を対象としたもので、船体の縦曲げ応力を算入したものを対象としていない。したがって縦曲げ応力との重畳を考慮して、縦強度部材の局部曲げに対する許容応力 σ_{LP} 、 σ_{LB} は 10kg/mm^2 とした。横強度部材の許容曲げ応力は部材の平行部で 18kg/mm^2 、肘板の隅部で 20kg/mm^2 とし、縦横強度部材の平行部の許容せん断応力は 8.5kg/

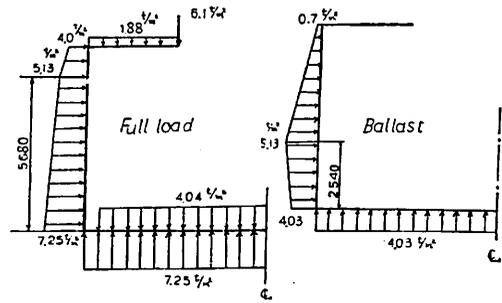


図4 Loading Conditions of long hatch ship

mm^2 とした。船体縦強度における許容せん断応力は、実船の場合を参考にして 10kg/mm^2 とした。また縦強度部材の圧縮座屈応力の下限値 σ_{LB} 、 σ_{PB} は 20kg/mm^2 とした。

3.5 長倉口船の最適設計

一層甲板を有し船側構造は特設肋骨と普通肋骨からなり、船底は二重底構造の長倉口船を対象とする。立体強度計算は1船倉間について行ない、特設梁、特設肋骨、二重底肋板からなる横強度部材と倉口側部甲板および倉口縁材からなる縦強度部材とが組合わされた立体骨組構造として取り扱う。対象とする船の主要寸法などを次に示す。

船の長さ=83m、船の幅=12.8m、船の深さ=6.75m、満載喫水=5.68m、船倉の長さ=36.4m、倉口の幅=5.8m、満載排水量=4000トン

船体に働く荷重状態は、図4に示すような満載状態とバラスト状態において強度的に最もきびしくなる場合を考えた。倉口の変形は満載状態のとき閉じ、バラスト状態で開く。この両者の最大開閉量(片舷)は倉口蓋に支障をきたさない条件より10mm以下にした。また船側および船底の外板の最小板厚は10mmとし、その他の部材では最小板厚を8mmとした。

最適設計は表2に示すようにA、B、Cの3種類について行ない、Aは目的関数が船殻重量の場合、BおよびCは目的関数が建造費の場合である。またAおよびBは特設肋骨および普通肋骨の本数を整数にする制約条件がない場合、Cはそれがある場合である。

設計変数は表2に示すようなものを考えた。表1は最適設計BおよびCの場合での最適値への収束状態を示す。

最適設計A、B、Cの最適値を表2に示し、それらの場合の船殻重量および建造費を表3に示す。表2に示すように、溶接費を考慮しないAとこれを考慮したBでの

表1 The processes of optimization of optimum design B and C of long hatch ship

Optimum design			B					C					
k	O		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	
r_k	—		10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	
ρ_k	—		—	—	—	—	—	1	10	10^2	10^3	10^4	
Design variables	x_1	cm	260	303.1	311.0	302.1	306.7	305.5	308.1	310.3	303.4	303.3	303.3
	x_2		60	95.2	98.6	98.5	99.5	104.5	79.0	85.7	83.9	83.3	84.9
	x_3	cm ²	82.5	49.8	44.0	44.0	43.8	40.5	61.3	55.0	54.8	54.8	55.0
	x_4	cm	60	51.9	58.2	58.3	58.4	58.5	53.6	54.2	57.2	57.2	57.3
	x_5	cm ²	125	123.8	154.5	162.8	166.5	166.8	142.3	153.0	144.8	144.3	144.3
	x_6		150	155.9	128.4	120.6	120.1	119.8	140.8	133.9	132.4	132.3	132.2
	x_7		1.5	1.40	1.38	1.40	1.39	1.38	1.46	1.46	1.45	1.45	1.44
	x_8		60.0	68.4	68.1	62.0	57.2	56.3	69.0	68.2	64.4	64.4	61.2
	x_9	cm	60.0	67.1	63.1	58.4	58.1	58.0	55.3	51.7	50.6	50.6	50.6
	x_{10}		60.0	56.1	55.2	55.8	55.7	55.7	59.2	58.6	58.6	58.6	58.6
	x_{11}		1.56	0.85	0.81	0.80	0.80	0.80	0.89	0.85	0.84	0.84	0.84
	x_{12}		1.15	1.02	1.00	1.01	1.01	1.00	1.06	1.05	1.05	1.05	1.05
	x_{13}		1.25	1.29	1.20	1.12	1.11	1.10	1.07	1.01	1.00	1.00	1.00
$f(X) (\times 10^6)$			17.995	17.702	17.612	17.571	17.554	17.956	17.789	17.817	17.799	17.793	
$F(X, r_k, \rho_k)$			19.209	17.883	17.650	17.583	17.554	19.190	17.974	17.848	17.800	17.793	

表2 Optimum design of structural members of long hatch ship

Design variables				Initial design	Optimum design		
					A	B	C
Spacing of web frames		x_1		2600	2190	3065	3033
Deck web beams	d_w	x_2	mm	600	567	1045	849
	$t_w = \frac{x_3}{70}$	—		9.3	9.0	8.0	8.7
	A_F	x_3	cm ²	82.5	54.5	40.5	55.0
	b_F	—		330	218	162	220
	t_F	—		25	25	25	25
Web frames	d_w	x_4	mm	600	553	585	573
	$t_w = \frac{x_4}{45}$	—		13.3	12.3	13.0	12.7
	A_F	x_5	cm ²	125.0	122.0	166.8	144.3
	b_F	—		500	488	667	577
	t_F	—		25	25	25	25
Double bottom height		x_6		1500	1181	1198	1322
Thickness of deck plating		x_7		14	15.3	13.8	14.4
Spacing of deck longitudinals		x_8	mm	600	629	563	612
Spacing of ordinary frame		x_9		650	525	580	506
Spacing of bottom longitudinals		x_{10}		600	537	557	586
Thickness of bottom floor		x_{11}		8.6	8.0	8.0	8.4
Thickness of bottom shell plating		x_{12}		11.5	10.0	10.0	10.5
Thickness of side shell plating		x_{12}		12.5	10.0	11.0	10.0

表3 Hull weight and cost of hull structure of long hatch ship in optimum design

		Initial design	Optimum design			
			A	B	C	
Hull weight (one hold) (ton)	Transverse members	Deck web beams	9.3	8.7	7.3	7.6
		Web frames	16.5	19.5	17.0	14.7
		Ordinary frames	11.4	14.2	13.2	13.7
		Bottom floors	16.5	14.1	10.2	12.0
		Others	0.3	0.3	0.4	0.4
		Total	54.0	56.8	48.1	48.4
	Longitudinal members	Deck plating, deck longitudinals	29.1	30.5	29.8	30.7
		Side shell plating	37.2	30.3	32.9	30.6
		Inner bottom plating and longitudinals, bottom shell plating and longitudinals	88.3	76.5	84.6	86.2
		Others	24.7	20.9	21.0	22.5
		Total	179.3	158.2	168.3	170.0
Sum total		233.3	215.0	216.4	218.4	
Cost of hull construction (one hold) (10 ⁴ yen)	Cost of steel	1400.2	1290.0	1298.4	1310.4	
	Cost of welding	496.4	511.4	457.0	468.9	
	Total	1896.6	1801.4	1755.4	1779.3	

特設肋骨心距を比較すれば、約40%後者の方が大きくなる。また普通肋骨および縦肋骨の最適心距は溶接費を考慮すれば約4%~10%増加する。表3に示すように船殻重量はBよりAの方が小さいが、建造費はAよりBの方が小さくなる。BとCを比較してわかるように肋骨の本数を整数にする条件を付けたCでは船殻重量および建造費とも若干増加している。

3-6 ばら積貨物船の最適設計

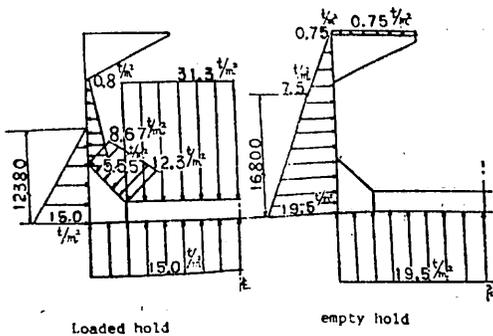


図5 Loading conditions of the bulk carrier

船倉構造が、二重底、ビルジホップ、トップサイドタンク、船側構造からなるばら積貨物船を対象とし、1船倉おきに鉱石を積載する場合を考える。船体の立体強度計算¹⁵⁾においては、二重底は直交異方性板とし、ビルジホップおよびトップサイドタンクは曲げおよび振りをうける筒とみなし、これらの構造の各結合点で応力および変形を連続させ、トップサイドタンクは甲板の位置で変位を拘束している。

ばら積貨物船の主要寸法および載貨重量などを次に示す。船の長さ=247m、船の幅=40.6m、船の深さ=24m、満載喫水=16.8m、載貨重量=122,000トン。

船体に働く荷重は、図5に示すように満載状態で鉱石を積載した船倉および空の船倉に働く2種類の荷重状態を考えた。

最適設計において、外板などの最小板厚および最大板厚はそれぞれ12mmおよび40mmとし、トップサイドタンクおよびビルジホップの容積は、前者では実船のものに等しくし、後者では実船のもの以下にする。またトップサイドタンクおよびビルジホップ内の横桁の寸法は実船のものと同しくし、ビルジホップ内の横桁心距は二重

表4 Optimum design of structural members of bulk carrier

				Initial design	Optimum design		
					A	B	C
Design variables	Spacing of bottom girders	x_1	mm	2400	2479	2468	2367
	Spacing of bottom floors	x_2		2400	2451	2452	2400
	Depth of double bottom	x_3		2590	2468	2529	2487
	Breadth of bilge hopper	x_4		5090	5177	5626	4918
	Height of bilge hopper	x_5		7690	7660	6790	6770
	Web depth of hold frame	x_6		590	577	569	583
	Thickness of side shell plating	x_7		32	29.8	29.8	29.8
	Web thickness of bottom girder	x_8		12.5	12.7	12.1	12.2
	Spacing of longitudinals in double bottom	x_9		800	794	803	789
	Thickness of deck plating	x_{10}		36.0	31.9	33.3	33.1
	Flange area of hold frame	x_{11}	cm ²	50.4	45.2	59.6	56.0
	Web thickness of bottom floor	x_{12}	mm	18.0	18.7	18.1	18.1
	Spacing of transverses in topside tank	x_{13}		4800	6407	5783	5600
	Thickness of bottom shell plating	x_{14}		22.5	20.5	20.7	20.6
	Spacing of hold frames	x_{15}		800	804	810	800
	Spacing of longitudinals in bilge hopper	x_{16}		800	766	803	799
	Spacing of longitudinals in topside tank	x_{17}		800	781	982	982
	Web depth of deck longitudinals	x_{18}		350	317	341	347

表5 The hull weight and cost of the hull structure of bulk carrier in optimum design

		Initial design	Optimum design		
			A	B	C
Hull weight (one hold) (ton)	Transverse members	186.7	172.5	180.1	182.5
	Longitudinal members	828.2	791.7	794.6	796.3
	Total	1014.9	964.2	974.7	978.8
Cost of hull construction (One hold) (10 ⁶ yen)	Cost of steel	6089.6	57.850	58.483	58.727
	Cost of welding	14.581	14.610	13.138	13.487
	Total	75.477	72.460	71.621	72.214

底横桁心距と等しくした。

設計変数には表4に示すようなものを選び、最適設計はA, B, Cの3種類の場合について行なった。Aは目的関数が船殻重量の場合、BおよびCは目的関数が建造費の場合である。Cは桁および肋骨の本数を整数にする条件がある場合、AおよびBはその条件がない場合である。表5は最適設計における1船倉間の船殻重量および建造費を示したもので、船殻重量はBよりもAの方が小さくなり、建造費はAよりもBの方が小さくなる。またBとCを比較してわかるように肋骨および桁の本数を整数にする条件を付ければ若干船殻重量および建造費は増加する。

4. あとがき

SUMT法を適用した船体構造の最適設計法について述べ、さらに長倉口を有する貨物船およびばら積貨物船の最適設計例を示した。このように船体の立体強度計算による最適設計が実用上可能になり、この方法を適用して船体構造の合理的設計を行なえば船殻重量および建造費を軽減させることができる。

本稿は広島大学・川上益男教授および九州大学・山越道郎教授の御指導を賜って行なった研究の一部であることを付記し、ここに心から謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) J. Moe, S. Lund: Cost and Weight Minimization of Structures With Special Emphasis on Longitudinal Strength Members of Tankers, T. R. I. N. A. 110, No. 1, 1968
- 2) Fiacco, A. V., McCormick G. P.: The Sequential Unconstrained Minimization Technique for Nonlinear Programming, a Primal-Dual Method, Management Science, vol. 10, 1964
- 3) 北村勝英: 船体構造の最適設計に関する研究(第2報), 日本造船学会論文集, 130号, 1971
- 4) 北村勝英: 船体構造の最適設計に関する研究(第3報), 日本造船学会論文集, 132号, 1972
- 5) 樋口道之助・無限防撓板の最適設計, 日本造船学会論文集, 131号, 1972
- 6) 日本鋼構造協会技術研究会: SUMT法による構造の最適設計について, J. S. S. C. vol. 7, No. 66, 1971
- 7) S. Lund: Optimum Design of Transverse Structures in Tankers, European Shipbuilding, No.

- 5, 1971
- 8) 信川寿: 船体の立体強度計算による最適設計について(I), 西部造船会会報, 46号, 1973
- 9) 信川寿: 船体の立体強度計算による最適設計について(II), 西部造船会会報, 47号, 1974
- 10) Carroll, C. W.: The Created Response Surface Technique for Optimizing Nonlinear Restrained System, Operations Research, vol. 9, No. 2, 1961
- 11) Powell, M. J. D.: An Efficient Method for Finding the Minimum of a Function of Several Variables without Calculating Derivatives, Computer Journal, vol. 7, No. 2, 1964
- 12) Zangwill, W. I.: Minimizing a Function without Calculating Derivatives, Computer Journal, vol. 10, No. 3, 1967
- 13) 秋田好雄, 本間康之: 船舶の最適設計などに用いられる最小値決定法(その1), 日本造船学会誌, 509号, 1971
- 14) 日本海事協会: 鋼船規則集検査要領, 1976
- 15) 山越道郎, 他: バルクキャリアーの二重底の強度計算法, 西部造船会々報, 25号, 1963

海外技術短信

船体表面の粗さを自動的に測定する装置

British Ship Research Associationは、このほど船体表面の粗さを測定し、測定結果を自動的に記録できる装置を開発した。

この装置は測定用ヘッドと分析装置で構成され、分析装置には信号調整器と記録計(プリンター)が内蔵されている。ヘッドと信号調整器との間はフレキシブルな多芯ケーブルで接続されており、バッテリーと共に専用のキャリング・ケースに収納し自由に持ち運びができる。

使用に際しては、測定用ヘッドを船体の表面に当てながら移動すると、ヘッドを100mm移動する毎に50mm当りの表面の粗さがプリンターに自動的に記録できる。特に喫水部は船体の凹凸が激しいので、測定箇所を慎重に選んで何回も測定しなければならない。この装置は迅速かつ自動的に信頼性の高い測定を行えるので、この目的に適している。測定精度は±15マイクロメートルで、バッテリーを1度セットすれば4時間連続使用でき、1巻の記録紙に5,000個のデータを記録できる。

(資料提供: 英国大使館)

船体運動と波形解析

大 楠 丹
九州大学応用力学研究所

1. 船体運動の研究における波形解析の効用

静止水面上を動揺しないで航走する模型船がつくる波紋の、定性的あるいは定量的な理解によって造波抵抗理論の欠陥を洗い出したり、ひいては船型の改良に役立ったりする考え方は、東京大学の乾教授によって最初に提唱された。この考え方は、さらに進んで波紋の計測から、波紋を構成する素成波の振幅を抽出したり、またそれを用いて波のエネルギーを計算して力の計測によらずに直接造波抵抗を求める方法などに発展し、多くの成果をあげている。全く同様な考え方を船が波浪中を動揺しながら進行する場合に出来る波紋にも適用してみたらどうであろうか。

船体運動の研究も、最近では強制動揺試験法や波強制力の計測などが行われ、単なる船体の動揺応答ではなくそのもとになる運動方程式の係数のレベルで理論と実際がどう食いちがっているかを検討するなど、より分析的になりつつある。

しかしながら船全体に作用する流体力は、多くの原因が複雑にからまりあって生じた積分効果である。したがって理論と現実の食いちがいをもっと細かく検討したり、船体運動の原因となる船体まわりの流体の運動は実際にはどんなもので、理論が説明できない点はどこにあり、どの点を改良すべきかなどの理論的研究のためには、どうしても船のまわりの波動の分布、流れの分布あるいは圧力の分布などの計測が必要となる。流れや圧力の分布の計測に比べて波の観測の強みは、それが目に見える現象であって全体のイメージが理解し易く、理屈ではこうであるが現実はどうなっているかというような疑問に対する答を目に見える形で得られることである。このことは同時に計測それ自身の容易さをも意味しており、写真などの手段も用いられるし、波高の計測も流れや圧力の分布の計測に比べれば格段に容易で、しかも信頼すべきデータが得られる。このように船のつくる波の観測は、船体運動に関連した理論の研究を、運動の原因となる船体まわりの流体の場にまでさかのぼって実行す

るのに適した手段と考えられる。

一般に規則波中を動揺しながら走る船に作用する流体力は、船が動揺せずに波浪中を進む時に作用するいわゆる波強制力と動揺のみによって誘起される流体力とにわけられ、前者の場合に生じる反射波を Diffraction wave、後者の場合に船体のつくる波を Radiation wave と呼んでいる。それぞれの場合に作用する流体力が、これらの波と密接な関係をもっていることはいうまでもない。まずこの Radiation wave と Diffraction wave の計測と解析が考えられ、次いで波浪中を拘束なして走る船のまわりの波の計測・解析が考えられるであろう。もちろん種々の具体的な研究課題に応じた波の計測方法や解析方法が考えられるであろうが、この記事では筆者の行なった研究をもとにして波紋の計測法及び解析法、解析結果の一例を示すことにする。次にこれらの解析結果の利用によって、船体運動理論の研究上どのような成果が期待できるか思いつくままに列挙してみる（まだ実行していないことなので、やや大風呂敷のうらみもあり、その点を割引いて読んでいただきたい）。

- (1) Radiation wave や Diffraction wave を計算し、それにもとづく流体力を計算する理論はいくつか知られているが、その適否を流体力の計測によるよりは、もっとはっきりと判定できる。
- (2) 船が進行速度を有する場合の船首揺や横揺に関連する流体力などのように流体の粘性が大きい影響をもつ現象に対して、波紋のレベルで理論と実験を比較すれば、粘性の影響を分離したことになって、それらの流体力に関する理論を正當に評価し、改良すべき点を明らかにできるであろう。
- (3) 波浪中の抵抗増加は、船より遠い場所での波動によって決定されるが、それに関連した研究に成果が期待できる。例えば肥大船における blunt な船首に起因する diffraction wave によって短波長域での抵抗増加が理論値より著しく大きいことが藤井と高橋¹⁾によって指摘されているが、それが本当かどうか、本当であるとすればどんな理論であればその diffraction wave を正し

く考慮したことになるかを明らかにできる。また計測した波のエネルギーから直接抵抗増加を計測できるので、抵抗増加におよぼす流体の粘性の影響を分離したり、また力の計測では波高が小さいと抵抗増加が波高の2乗に比例しなくなる結果が報告されているが、波から直接求められた値でもそうなるかどうかを明らかにできる。いずれにせよ抵抗増加の理論の精度や信頼性を向上させることが可能と考えられる。

(4) 理論があたえる船から遠く離れた場所における波動場の表示は、一般に船体近くのそれに比し著しく簡単である。例えば Ogilvie と Tuck²⁾ の slender body theory において、船体近くで Radiation wave は展開の2項目までとると表示が著しく複雑なのに、それに適合する船体から離れた点の波動は非常に簡単な表示となる。したがって船から離れた点での波動で理論と実験の比較を行えば、精度の良い理論値を用いてそれを行えることになる。

もし Radiation wave が波のレベルで理論と実験で良く合うことが確認できれば、あらゆる方向からやってくる入射波による波の強制力を Haskind の公式を利用して Radiation wave の知識だけで精度良く計算できることになる。

(5) 動揺する船のまわりの波動においては、当然種々の線型影響が存在すると考えられる。例えば、定常造波と非定常造波との相互干渉はないのか、Radiation と Diffraction wave との干渉はないのか、船首部に作用する流体力に関連して大振幅の波高や動揺ではどのような現象が起っているのかなどが、とくに船首近くの波紋の観測によって明らかになるのではないだろうか。もちろんこのような問題は、現在のところすぐ現実問題に関連をもつとはいえないが、学術的には非常に興味のある研究課題である。

動揺する船のまわりの波紋は時間的に変動し、その計測や解析は定常造波のそれに比べて一段と困難で、種々の解決すべき問題も多い。以下の節で説明する一つの方法も、最近普及したコンピュータによるデータの高速処理という道具なしでは考えられない。より直接的な写真による観測なども検討する必要がある。

2. 波紋の計測の方法の提案

我々の計測したい波紋は、その形が一定周期で時間的に変動する波紋である。すなわち船から見てある一定の地点の波高は正弦的に変動する。したがって船のまわりの波紋の分布を計測するということは、その変動の振幅

と船の動揺などに対する位相差の分布を計測することである。例えば水槽の曳航電車に固定した波高計で波を計測するとすれば、一回の模型船の航走で、移動する船に固定した座標系内のわずか1地点の波紋の振幅と位相が知られるにすぎない。それらの空間的な分布を知ろうとすれば、波高計を異った点に移しては実験を繰返すという方法にならざるを得ない。

静止水面を一定速度で進む船のつくる定常な波紋ならばいわば一枚のステール写真でそれを記録できるが、非定常な波紋ではいわばムービー映画の記録が必要となるのである。さらに計測される波紋中にふくまれる定常な部分を除くような作業も必要となってくる。とにかく上に述べたような計測方法は現実的な方法とはいえない。

(写真による方法は波紋の全体像を把握する方法として将来検討すべき方法である。定常造波の研究では写真あるいは立体写真によって波紋の理論波紋から位相ずれのような重要な発見がなされている。いずれにせよ非線型の影響をこのようなパターンとして把握することが、船体運動に関連しても将来重要となるかも知れない)。

波紋の時間的変動の性質を考慮して、波高計の数あるいは実験の繰返し回数をなるべく少なくして計測を行う方法として考案されたのが次の二つの方法である。いずれの方法も船の航跡に平行な線上の波紋の振幅、位相の分布を計測する方法であり、そこで得られたデータから波紋の全体的な性質を知るためには特別の解析方法が必要であるが、それは次節で述べることにする。

(1) Manifold 法

図1に示すように波高計M1を一つ水槽に固定し、模型船を動揺させながら軸の正方向に曳航したとする。曳航速度はVとする。一般に曳航電車すなわち模型船に固定した座標系内の1点(x, y)における波の高さは次式のように表わせるであろう。船の動揺は $l \cos \omega t$ であるとする。

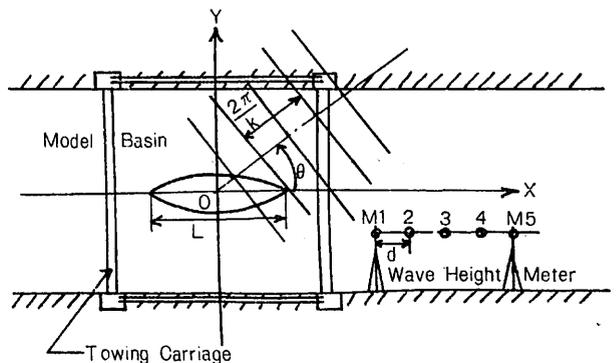


図1 波高計と模型船

$$\begin{aligned} \zeta(x, y, t) = & \zeta_0(x, y) \\ & + \zeta_c(x, y) \cos \omega t \\ & + \zeta_s(x, y) \sin \omega t \end{aligned} \quad (1)$$

ここで ζ_0 は波形の定常部分で船を動揺させずに曳航した時の波紋に相当する。したがって波高計 M1 で記録される波動は

$$\begin{aligned} \zeta_i(-Vt, y, t) = & \zeta_0(-Vt, y) \\ & + \zeta_c(-Vt, y) \cos(\omega t + \varepsilon_i) \\ & + \zeta_s(-Vt, y) \sin(\omega t + \varepsilon_i) \end{aligned} \quad (2)$$

ただし ε_i は模型船が波高計 M1 にさしかかった時の動揺の位相である。何回か実験と記録を繰返すと ε_i をいつも同一の値にすることはまず不可能である。したがって一定 ω , V の実験を数回繰返すと、その回数だけ ε_i の異ったデータ $\zeta_i(-Vt, y, t)$ ($i=1, 2, \dots$) が得られる。(2)式の右辺の表現を用いて ζ_0 , ζ_c , 及び ζ_s を最小 2 乗法などで得ることができる。 ζ_i は時間的に連続した記録として得られているので、任意の Vt すなわち任意の x での ζ_0 , ζ_c , ζ_s が求められるわけである。したがって例えば十分小さくとった Δt おきに、すなわち十分小さい $\Delta x = V \cdot \Delta t$ の間隔で最小 2 乗法が繰返される。コンピュータによって A-D 変換、最小 2 乗法の実行、得られた ζ_c , ζ_s の記録などが自動的に行われる必要があるわけである。

上の計測方法は、Radiation wave の計測で良い結果をあたえるであろうが、Diffraction wave など波浪中の船のまわりの波動場の計測では、水槽で作る入射波の再現性には当然問題があるので、繰返し計測の方法に多くは期待できない。そこで考案されたのが次の方法である。

(2) New Manifold 法

船の航跡に平行な線上に一定の間隔 d で数個の波高計をならべる (図 1 の M1, 2, …)。の波高計は水槽に固定であるので、模型船が最初に通過する波高計の記録は、

$$\begin{aligned} \zeta_1(-Vt, y, t) = & \zeta_0(-Vt, y) \\ & + \zeta_c(-Vt, y) \cos(\omega t + \varepsilon_1) \\ & + \zeta_s(-Vt, y) \sin(\omega t + \varepsilon_1) \end{aligned} \quad (3)$$

となる。ただし時間は模型船が M1 にさしかかった時点から測り、船の動揺は $l \cos(\omega t + \varepsilon_i)$ であるとする。 i 番目に通過する波高計の記録は、同様の時間の測り方をすれば、(2)式と同一となる。ただし、そこで

$$\varepsilon_i = \varepsilon_1 + \omega(i-1) \frac{d}{V} \quad (4)$$

である。一回の航走で前と同様に波高計の数だけ ε_i の異った記録が得られ、任意の x における $\zeta_0(x, y)$, ζ_c

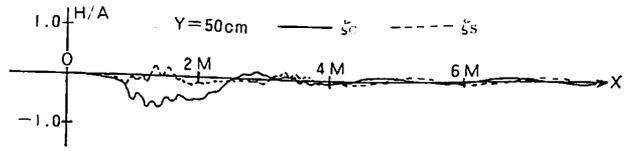


図 2 Radiation wave ($Fn=0.25$, $T=0.75$ sec)

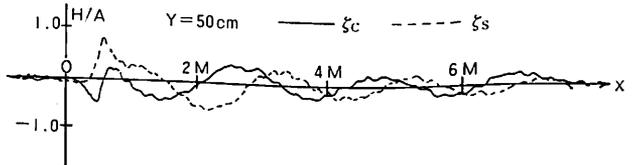


図 3 Diffraction wave ($Fn=0.15$, $T_w=1.14$ sec)

(x, y) , $\zeta_s(x, y)$ が得られる。この場合に(1)の方法とちがう点は、波高計の間隔を調整して、 ε_i を意識的に選ぶ (例えば $\pi/6$ ずつ変化するように) ことが出来て結果の精度をあげることが可能である。

以上、波紋の計測法について述べてきたが、他にも種々の技術的な問題があるが、ここでは省略する。ただ波紋の計測は水槽壁の反射のため、波が前方に進む場合 ($V\omega/g < 1/4$) には困難であることを付言したい。

以上の説明は Radiation wave の計測に関してであったがここで述べた計測法は Diffraction wave, さらに一般の波浪中を船が動揺しながら進む時の波の計測にも使用できることは言うまでもない。

図 2 と図 3 に New Manifold 法による計測結果の例を示す。いずれも船の航跡から 50cm 離れた線上の ζ_c ζ_s との分布を示している。横軸は船の F.P. を原点として後方に測った距離を示す。図 2 は、比較的やせた船 (長さ 1.5m) を $Fn=0.25$ の速度で曳航し、0.7 秒の周期で上下揺させた時の Radiation wave の計測結果で、縦軸は上下揺の振幅 (2cm) で無次元化してある。

図 3 はタンカー模型 (長さ 2m) の $Fn=0.15$ における Diffraction wave を示している。入射波は head sea で波の周期は 1.14 秒であり、縦軸は入射波の振幅で無次元化してある。この図では船の後方に行くにしたがい diffraction wave の振幅が、距離の平方根に逆比例して減少すること、船より前方の波がなく入射波の影響を計測結果からうまく取り除くことができていることなどがわかる。

3. 波紋の性質とその解析

波紋それ自身の観察からでも多くのことが判ると思わ

れるが、できればそれを解析して理論的研究に有用な物理的性質を抽出することが望ましい。また前節で述べたような計測法によるデータを用いて波紋全体の性質を知ることにも是非必要である。そのためには Radiation wave や Diffraction wave の予想される性質を知っておかなければならないし、それを利用して有用な量を抽出するための解析の方法を研究しておかなければならない。以下にその概略を説明しよう。なおここでは話題を Radiation wave に限ることにする。というのは、動揺の振動数を入射波との出会い振動数といい換えれば全ての説明が Diffraction wave にもそのまま適用できるからである。

図1のように一定速度Vでx方向に進行する船に固定した座標系から見る時、x軸とθの角度の方向に進む Radiation wave は船より遠方で波数k、及び動揺のそれに一致する振動数ωをもつものとする。

その波は静止座標で考えると進行速度

$$C = \frac{\omega}{k} + V \cos \theta \tag{5}$$

をもち、水深を無限大とすると、分散関係

$$\left(\frac{\omega}{k} + V \cos \theta\right)^2 = \frac{g}{k} \tag{6}$$

を満足しなければならない。したがって波数kは1つのθに対して一般に2つあって

$$k_{1,2}(\theta) = \frac{g}{V^2} \cdot \frac{1 - 2\Omega \cos \theta \pm \sqrt{1 - 4\Omega \cos \theta}}{2 \cos^2 \theta} \tag{7}$$

であたえられる。ただしΩ = Vω/gである。

船より遠方の波紋は、いろいろな方向に伝わる「素成波」の集合として表現されるが、その波は伝わる方向に特有な2種類の波長をもっていることになる。したがって素成波の振幅をfi(θ)とすれば、点(x, y)における波の高さζe^{iωt}は次のように表わされるはずである。

$$\zeta e^{i\omega t} = \sum_{i=1}^2 \int_{-\pi}^{\pi} f_i(\theta) \exp [i\omega t - ik_i(\theta)(x \cos \theta + y \sin \theta)] d\theta \tag{8}$$

実は少しややこしい表現であるが次式のように書いた方がもっと正しい。

$$\begin{aligned} \zeta e^{i\omega t} = & \left[\int_{-\pi/2}^{\Theta - \pi/2} - \int_{\pi/2}^{\Theta + \pi/2} \right] F_1(\theta) \\ & \times \exp [i\omega t - ik_1 R \cos(\theta - \Theta)] d\theta \\ & + \int_{\Theta - \pi/2}^{\Theta + \pi/2} F_2(\theta) \exp [i\omega t - ik_2 R \cos(\theta - \Theta)] d\theta \\ & + O(1/R) \end{aligned} \tag{9}$$

ただし、R = √(x² + y²)、Θ = tan⁻¹(y/x)である。なお(8)式及び(9)式において、4Ω > 1の時は(7)が実根をあたえないθの範囲|θ| < cos⁻¹(1/4Ω)を積分範囲から除く必要がある。

このように数式で表現される波は、船より遠方でどのような波紋の形状、即ち波の等位相曲線を示すであろうか。この問題の研究は花岡³)をはじめ幾人かの研究者によって行われているが、ここでは Becker¹) と Eggers⁵) にしたがって簡単に説明してみよう。

(7)式があたえる根k₁, k₂に相当するθ方向に進む波は、図4でcosθ > 0の場合はA, D点に対応し、cosθ < 0の時はB, E点に対応する。Vcosθは-VとVの間を変化するが、もしVがVc = g/4ωより大きいとθは|θ| < α₀ = cos⁻¹(Vc/V) = cos⁻¹(1/4Ω)の値をとらない。A, B, C及びDはそれぞれ次のような波を表わしている。

A波系：船から見て前方へ進む波。しかしこの波の群

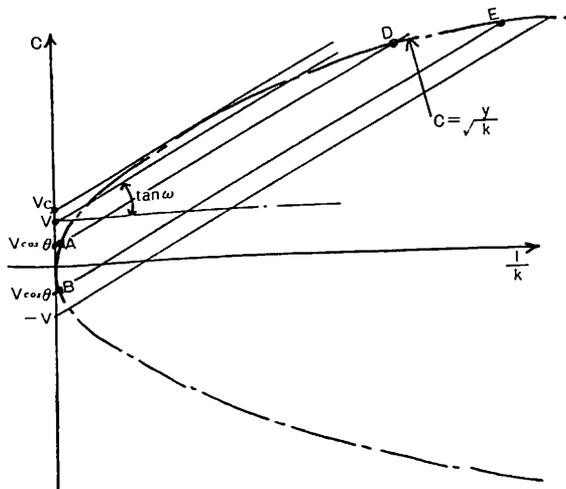
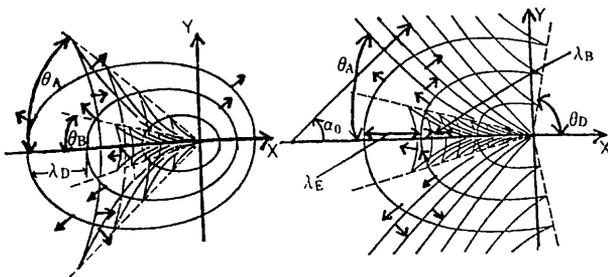


図4 各波系の波数



$$\begin{aligned} \lambda_B &= \frac{V^2}{g} \cdot \frac{4\pi}{1 + 2\Omega + \sqrt{1 + 4\Omega}} \\ \lambda_E &= \frac{V^2}{g} \cdot \frac{4\pi}{1 + 2\Omega - \sqrt{1 + 4\Omega}} \end{aligned}$$

図5 Wave Pattern (Becker)

速は $V \cos \theta$ より小さい (A点の $C = \sqrt{g/k}$ 曲線に対する接線がC軸とまじわる点がこの波の群速をあたえる, $U = C - (1/k) dC/d(1/k)$)。したがって波はいつも船の後方にある。

B波系: 船から見て後方に進む波。ただし静止坐標から見ると前方に進んでいる波。

D, E波系: 船から見て前方あるいは後方に進む波で, D波は群速も $V \cos \theta$ より大きいから船より前方にある。

さて(8)式で ζ の等位相曲線を求めるためには, 各方向に進む素成波の包絡線を求めれば良いから,

$$\left. \begin{aligned} 2n\pi &= k_i(x \cos \theta + y \sin \theta) \\ \frac{\partial}{\partial \theta} [k_i(x \cos \theta + y \sin \theta)] &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

を解けばよい。その解は θ をパラメータとして

$$\frac{y}{x} = \frac{U \cos \theta - C}{U \sin \theta} = -\tan \theta \mp \sqrt{1 - 4 \Omega \cos \theta} (\cot \theta + \tan \theta) \quad (11)$$

と表わされる。

ここでUはA, B, D, E各波の群速を示し, 最後の式で複号の負符号は $\cos \theta > 0$ ならばA波系を示し, $\cos \theta < 0$ ならばB波系を示す。正符号は $\cos \theta$ の正負でそれぞれD, E波系を示す。それぞれの波系の等位相曲線の図を Becker の論文から借用して示せば図5のとおりである。同図で左が $V < V_c$ の場合, 右が $V > V_c$ の場合である。波紋の開き角をそれぞれ図に示すように $\theta_A, \theta_B, \theta_D$ とする (なおA波系, B波系などという呼び方は筆者が勝手につけたもので Becker には責任がない) と, それぞれ $\Omega = V\omega/g$ によって変化する。例えば θ_B は $\Omega = 0$ で Kelvin 波の角度 $19^\circ 28'$ となるが Ω が大きくなるにしたがって減少する。また θ_A も $\Omega = 0$ で $19^\circ 28'$ となり, Ω の大きくなるにしたがい増大し $\Omega = 0.25$ で最大 $54^\circ 44'$ に達し (この時右の図のようにA波系は横波を失う), $\Omega > 0.25$ では $\theta_A = \frac{\pi}{2} - \alpha_0$ となる。 θ_D は $\Omega = 0.25$ で最小で $54^\circ 44'$ で, あとは Ω の大きくなるにしたがって増大する。

波紋の話はこれでおしまいにして(8)式あるいは(9)式にもどり, $\zeta(x, y)$ が計測されたとして, そこから何を求めれば良いかを考えて見ると $f_i(\theta)$ あるいは $F_i(\theta)$ を求めるのが都合が良さそうである。 $F_i(\theta)$ は複素数で素成波の振幅と位相を表わしており, 船が動揺しつつ進行する時に失うエネルギーは, この素成波の振幅の2乗を全ての θ 方向について合計したものに相等するから, $F_i(\theta)$ は船の波浪中の抵抗増加や減衰力に密接に結びついてい

る。

(8)式で $y = \text{一定}$ としてみると, $\zeta(x)$ は x 方向に種々の波長をもった波の集合で, それぞれの波の振幅が $f_i(\theta)$ である。したがって $\zeta(x)$ を x 方向にフーリエ変換すると $f_i(\theta)$ が求められることがわかる。(8)のかわりに(9)式の両辺をフーリエ変換すると次式が得られる。ただし, さしあたり縦揺や上下揺のことを考えて $F_i(\theta)$ は $\theta = 0$ に関して対称としている。もちろん反対称と考えて船首揺, 左右揺等の式も導くことができる。

$$\int_{-\infty}^{\infty} \zeta e^{ik_1 x \cos \theta} dx = \frac{2\pi \cdot \text{sgn}[\cos \theta]}{\sin \theta} \exp[-ik_1 y \sin \theta] \times \frac{\sqrt{1 - 4 \Omega \cos \theta}}{k_1} F_1(\theta) + 0(1/y) \quad (12)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \zeta e^{ik_2 x \cos \theta} dx = \frac{2\pi}{\sin \theta} \cdot \exp[\mp ik_2 y \sin \theta] \times \frac{\sqrt{1 - 4 \Omega \cos \theta}}{k_2} F_2(\theta) + 0(1/y) \quad (13)$$

両式で $\alpha_0 \leq \theta \leq \pi$ であることはいうまでもない。また(13)式で複号は正が $\alpha_0 \leq \theta < \pi/2$ の場合, 負が $\pi/2 \leq \theta \leq \pi$ の場合である。右辺の2項目を小さいとして無視すれば, 前節で述べた計測法によって求められた $\zeta = \zeta(x, y) - i \zeta_s(x, y)$ をフーリエ変換すると実測波形の振幅関数 $F_i(\theta)$ が得られるわけである。すでに述べたように我々の実験は $\Omega > 1/4$, すなわち図5の右図のように船の前方にほとんど波がない場合である。 $(\Omega < 1/4$ は, 実用上から見ても大して重要でない)。一方, 船の後方に関しては, ある一定の x 以後は水槽壁の反射波のために ζ の計測は不可能であり, フーリエ積分を $x \rightarrow -\infty$ まで行うことはできない。そこでなんらかの工夫が必要となるが, 図5の右図を見ると船のずっと後方 (y に比して $|x|$ の大きい所) では, ζ は次式で近似できることがわかる。

$$\zeta \sim A_1 \frac{e^{i2\pi/\lambda_E \cdot x}}{\sqrt{|x|}} + A_2 \frac{e^{i2\pi/\lambda_B \cdot x}}{\sqrt{|x|}} \quad (14)$$

したがってある x 以後の ζ の計測値として, それより以前のデータから求められた A_1 と A_2 を用いた(14)式を用いてフーリエ積分を実行することにする。これは Newman⁶⁾ が定常造波の解析に用いた方法に類似の方法である。

以上のように $y = \text{一定}$ の線上で計測された波高の解析によって波紋全体の特性を示し, さらに船体動揺の研究上重要な量と密接なつながりのある素成波の振幅関数 $F_i(\theta)$ が求められることがわかった。もちろん他の計測方法が考えられればそれにマッチした解析方法が考案されるであろうし, 今後他の方法を開発するのも面白い。

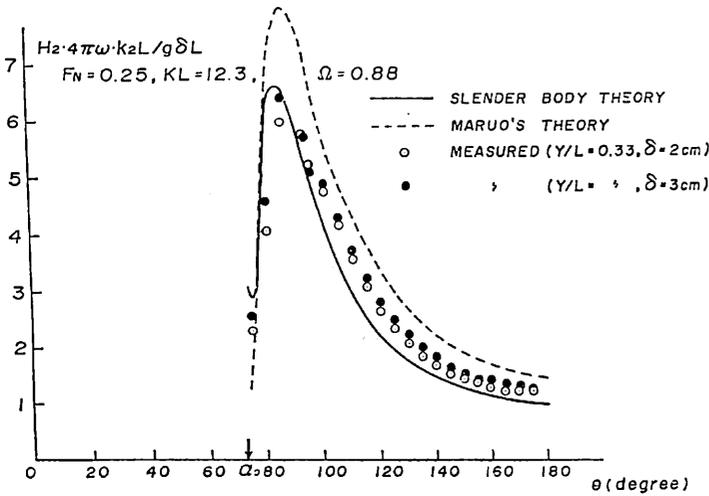


図6 Wave Amplitude Function $H_2(\theta)$ of Radiation wave(Heave)

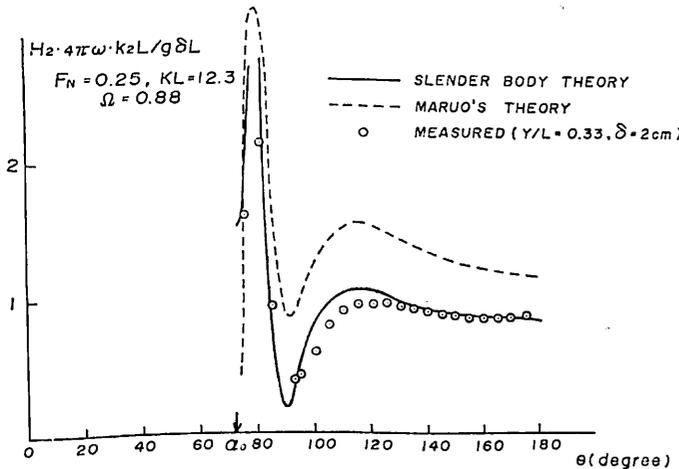


図7 Wave Amplitude Function $H_2(\theta)$ of Radiation wave(Pitch)

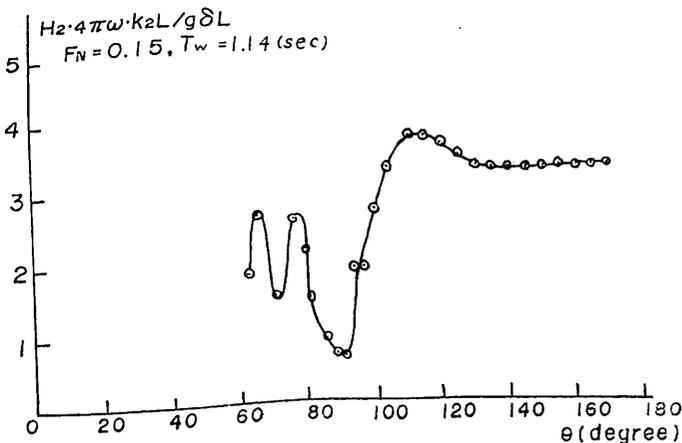


図8 Wave Amplitude Function $H_2(\theta)$ of Diffraction wave

次節では、波形解析を実行した結果と、現在用いられている理論による予測との比較について述べる。

4. 波形解析の結果の1例

図2や図3に示したような船の航跡から一定の距離にある線上の計測波高（計測した波高そのものではなく、時間変動の \cos 成分と \sin 成分であることに注意）を、前節の方法で解析し、各方向に進む素成波の振幅の分布として表現したものが図6～図8である。いずれも $F_2(\theta)$ と下のような関係にある $H_2(\theta)$ の無次元値が示されている。 $F_2(\theta)$ はE波系を構成する素成波の振幅である。

$$H_2(\theta) = \frac{\frac{g}{2\omega} F_2(\theta) \sqrt{1 - 4\Omega \cos \theta}}{[k_2(1 + k_2 L / KL \Omega \cos \theta)]}$$

ここで δ は上下揺の振幅であり、 $K = \omega^2/g$ である。一般に $F_1(\theta)$ は $F_2(\theta)$ にくらべてずっと小さく、したがって解析の精度も $F_2(\theta)$ にくらべるとやや悪いが、実用上の重要性が $F_2(\theta)$ 程ではないので示さなかった。

図6は図2の解析結果（実際には Manifold 法の結果を用いている）である。図7は図2と同一速度、同一周期の場合の強制縦揺によって作られる波を解析した結果である。両図には丸尾の方法⁷⁾ 及び Ogilvie-Tuck²⁾ の slender body theory による理論値が示されている。丸尾の方法は、ある一定の深さに船長方向に分布する吹き出しと二重吹き出しによって船から離れた場所における波動を表現するもので、その分布密度は船の水線幅の分布に比例するよう選ばれる。

一方、Ogilvie-Tuck の方法は、水線上で船長方向に分布する吹き出しで波動を表現する。その分布密度は、船の坐標 x における断面が単位振幅で上下揺し、流体運動がその断面をふくむ平面内だけで2次的に生じるとした時の遠方に伝わる波の振幅(位相をふくんだ複素数)に比例した密度を坐標 x でもつように選ばれる。いずれの理論も非常に良く素成波のスペクトル構造を推定することがわかる。特に Ogilvie-Tuck の slender body theory が良い結果をあたえている。この理論における波動の表示

は、簡単なものであるが、理論の仮定からいうと高次の項をふくむものであるからこの結果はもっともなことかも知れない。

さてこの2つの図からだけでも、次のような重要な結論が導かれる。もちろん、もっと多くの解析の積みかさねによって、この結論を確認する必要があることは言うまでもない。

(1) Head sea 中の波浪中の抵抗増加はやせた船型の場合、 $F_2(\theta)$ でほとんど決定される。つまり diffraction の効果は非常に小さく、また上下揺、縦揺以外の運動、すなわち前後揺は抵抗増加にほとんど影響をおよぼさないこともわかっている。

したがって上下揺や縦揺によって生じる遠方の波動を、上記の slenderbody theory で計算すれば、非常に精度の高い抵抗増加の値(運動そのものが、正しく推定されれば)はもちろんのこと、各方向に伝わる素成波が抵抗増加に寄与する割合(すなわち抵抗増加の“スペクトラム”)まで推定し得るであろう。

(2) Haskind-Newman の関係式によると、 X の方向からやってくる入射波中を進行する船が受ける上下方向の力は、船が逆方向に進行し上下揺する時、 $X+\pi$ 方向に伝わる波の振幅に比例する。したがって、上下揺時の種々の方向に進む素成波の振幅が両図のように理論で予測し得れば色々な方向からくる斜め波中を船が進行する時に作用する波強制力を精度良く Haskind-Newman の関係式で推定し得ることになる。

図8は図3に示したタンカー模型の Diffraction wave の解析結果である。図6などの Radiation wave のスペクトルと比べるとやや複雑な変化があることがわかる。

このように波形解析の結果からは種々の場面で、割合ははっきりした結論を導くことができそうであり、今後の解析結果が楽しみである。

5. むすび

船のまわりにできる非定常波の計測や解析はまだスタートしたばかりで、多くの結果を報告出来ないのは残念である。現在のところ最初の節で書いたような望みばかり高く、頭デッカチといわざるを得ない。今後の結果を期待したい。

筆者の研究室では、波浪中の造波抵抗値の直接測定もすでに実行し、この記事で述べた計測方法及び解析方法が、その場合にも完全に使用できることを確認している

が、時間の関係で結果をまとまった形で報告できなかった。次の機会にゆずりたい。

波浪中の抵抗増加は、一般に静水中の抵抗と同じオーダーの大きさである。例えば $L=175\text{m}$ の船(コンテナ船?)が16ノットでビューフォート・スケール7の波浪中を走る時の抵抗増加は静水中の抵抗とほぼ同じ大きさである⁸⁾。したがって波浪中の抵抗増加を10%減少せしめることは、静水中の抵抗を10%減少せしめることとほとんど同一の価値がある。もちろん抵抗増加は船体運動に強く依存し、また船型変化に対してそれほど敏感ではないから簡単にその減少をはかれるかどうか疑問もある。しかしこのような目的で波浪中の抵抗増加の研究をすすめるとすれば、従来とは異った観点から抵抗増加の理論の精度を検討する必要があるであろう。そのためには、波紋の解析が有効であると私は信じているのだが。

参考文献

- 1) 藤井齊, 高橋雄: 肥大船の波浪中抵抗増加推定法に関する実験的研究, 造船学会論文集, 137号 (1975)
- 2) Ogilvie, T.F. & Tuck, E.O: A Rational Strip Theory of Ship Motions, Part 1, Rept. No.013. Dept. of NA & ME, The University of Michigan (1969)
- 3) 花岡達郎: On the Velocity Potential in Michell's System & the Configuration of the Wave-ridges due to a Moving ship. 造船学会論文集, 第93号 (1953)
- 4) Becker, E.: Das Wellenbild einer unter der Oberfläche eines Stromes Schewerer Flüssigkeit pulsierenden Quelle, Z. Angewandte Mathematik & Mechanik, Bd 38 (1958)
- 5) Eggers, K.: Über das Wellenbild einer pulsierenden Störung in Translation, Schiff und Hafen, Heft 11 (1957)
- 6) Newman, J.N.: The Determination of Wave Resistance from Wave Measurements along a Parallel cut, International Seminar on Theoretical Wave Resistance, Ann Arbor, Michigan (1963)
- 7) 丸尾孟: Resistance in Waves, 60th Anniversary series of JSNAMZ, Vol. 8 (1963)
- 8) 新谷厚, 内藤林: 波浪中の馬力増加, 第2回耐航性シンポジウム, 日本造船学会 (1977)

スターリング機関開発上の問題点

塚原茂司
運輸省船舶技術研究所

1. まえがき

運輸大臣は運輸技術審議会に対し、その諮問第7号において「エネルギー資源をめぐる環境の変化に対応するための船舶技術開発の具体的な方策について」と題して答申を求めた(昭.49.9.20)。それに対して同審議会は、第1次答申を昭.49.11.25に、また第2次答申を昭.50.7.7に行なった。その第2次答申の「(ii)新型機関の開発」の中で具体的に「熱効率が高く、エネルギー多様化に対応でき、排気がより清浄であること等が十分期待できるスターリング機関に関し、5カ年程度で実用機関開発の前段階に相当する研究開発を実施すべきものである」としてスターリング機関の研究の勧告をした。

運輸省はこの答申を受けて、昭和51年度より学識経験者から成る「スターリング機関研究開発専門家会議」を設け、5年の目途をもって船用スターリング機関の基礎的な研究開発を行ない、将来の製品開発に際しての技術的問題点を明らかにすることを目的とした。ここにおいてはじめて、我国における本格的な船用スターリング機関の研究が開始されたのである。

一方、欧米においては、オランダのフィリップス社がスターリング機関の40年の研究経験を基に、実用化推進の中心的役割をはたしている。この基礎研究の積み重ねの上に作られた実験機関は、現在乗用車、バス、トラックその他の動力として利用を試みられ、それら応用面に関してはスウェーデンのユナイテッド・スターリング社、西ドイツのMAN社そしてアメリカのフォード社などが実施している。

アメリカ合衆国政府はエネルギーの節約のために、高速道路用自動車の原動機としてガスタービンとスターリング機関の研究をとりあげ、1980年代に利用できることを目標としてプロジェクトを作った。(従来の往復動機関の研究は遂行されるが、それは各エンジンメーカー独自の資本でまかなわれるべきとしている。)そのうちスターリング機関に関しては、プロジェクト事務局をNASAのLewis研究所に設置し、プロジェクトチームとしてフォード社ともう一つのチームを作り競争させている。

スウェーデンのユナイテッド・スターリング社は同国国立機関FFVとともに、排気、騒音等の利点を生かした市街地用の数kW発電機用動力として、来年中に合衆国でスターリング機関を発売する構えを見せており、販売や保守の体制も完了したとの情報もある²⁾。

以上のように、数カ国において精力的にスターリング機関の研究開発が行なわれ、また基礎的研究も含めると多数の国で研究が行なわれている。

しかし、伝熱、流動に関するデータは少なく、技術上の成果も含めてほとんどがノウ・ハウとなっている。

本稿ではその題として「スターリング機関開発上の問題点」としたが、一般的なスターリング機関に関する研究成果は前述したように少なく、また国内における研究も現在進行中のものが多いため、ここではスターリング機関の特徴や開発上の問題点、船用機関の概況等について述べることにしたい。

2. スターリング機関の特徴

スターリング機関の技術的特徴を述べる前に、この機関を理解する上で、その歴史的発展過程について簡単にふれてみたい。

この機関の起源は実に古く、1816年のイギリスにさかのぼる。作動流体として蒸気から空気に変えたいわゆる空気機関が、主に安全性の上から考案されていたが、その中の一つがスターリング機関で、発明者ロバート・スターリング(英)に因んでその名がつけられた。

本機関は、作動流体として空気を使用したため、安全で安価な機関とされ、再生器を使用するという新しいアイデアもあって経済的とされた。しかし加熱方法がいわゆる空鍋を熱するようなものであることから、加熱面にクラックが発生して1~2年で割れを誘発し、また熱効率、比出力も大きく発展しなかったことから、後年発明されたガソリンあるいはディーゼル機関の前には影うすくいつか消えてしまったのである。図1には改良型スターリング機関を示したが³⁾、すでにシリンダ内ガスの加圧と2シリンダ2サイクルの構想をとり入れ、1843年には、出力/回転数=45PS/30rpm、 $P_{min}/P_{max}=10/15\text{atm}$ 、

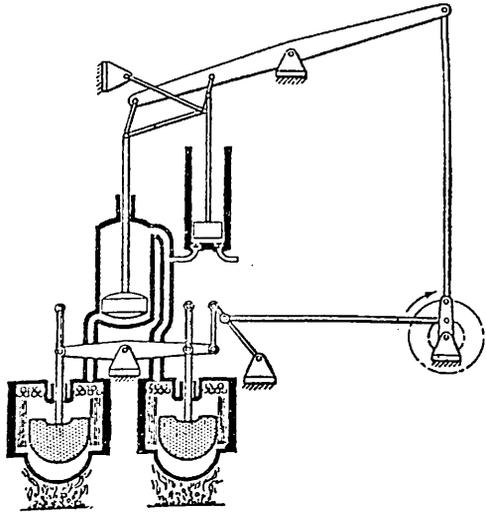


図1 改良型スターリング機関 (1843)

両シリンダ内空気温度 $T_c/T_E=40/300^{\circ}\text{C}$, ポア/ストローク $=407/1220\text{mm}$, 37PS 時の石炭消費率は $1.22\text{kg/PS}\cdot\text{hr}$ (正味熱効率 (推定) は約7.5%) の性能が示された。

1938年, フィリップス社は無線の携帯用動力源として空気機関の再開発にのりだしたが, その後, 作動流体として高圧のヘリウムガス或いは水素ガスを使用できるようになって回転数, 熱効率を上げ, 本来の排気の清浄性と低騒音性を生かして, 現在みられる機関に発展した。

2.1 スターリング機関の構造

スターリング機関は, 外燃式 (密閉型) 再生器付往復動機関であると定義できる。

外部燃焼方式 (外燃式) は蒸気機関にみられるように加熱管を通して外から熱が伝えられるものである。従って燃焼は連続的であり, 加熱終了後のガスは高温であることから, 熱効率向上のために, 大気放出前に空気予熱

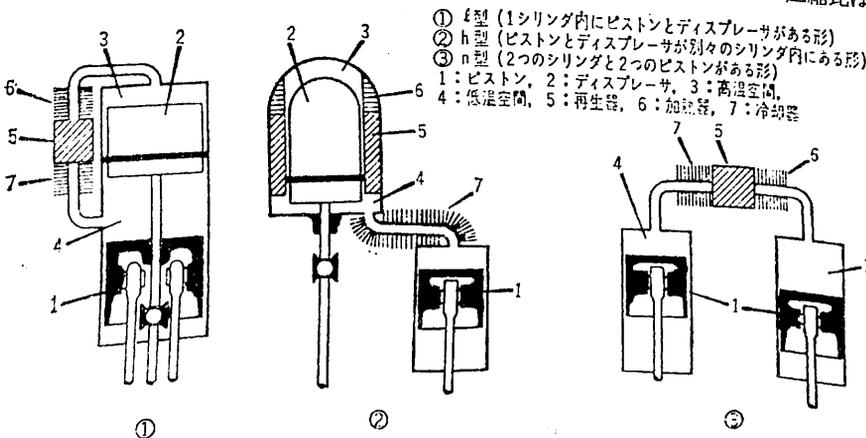


図3 作動空間周辺に関する基本的な構成

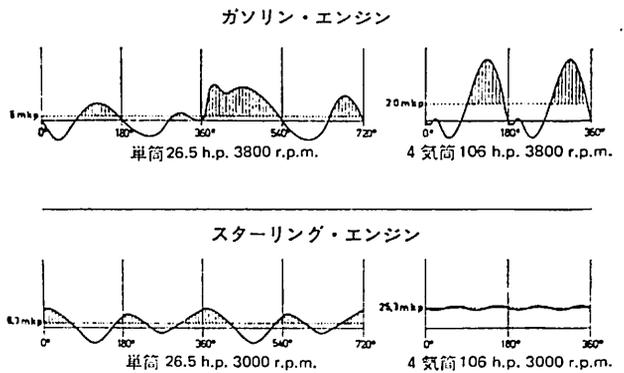


図2 各種エンジンのトルク変動

器によって燃焼用空気に熱交換される。

密閉型であるので作動流体として系内に入ったガスは外部と交換することがない。従って内燃機関のように膨張後のガスを大気放出して熱交換することはできず, ボイラの復水器のように壁を通して外部と熱交換しなければならない。そのため冷却器が大きくなる傾向がある。一方, 常に同じガスが高温部と低温部を往復することから, その通路の途中に蓄熱式再生器を置いて, ガスの流れが高温室→低温室では熱を貯え, 低温室→高温室ではその貯えた熱によりガス温度を上げる再生方式が可能で, この方式の採用により熱効率が高められるという特徴をもつ。

往復動運動は現在ではガソリンあるいはディーゼル機関に典型的にみられる。スターリング機関では加熱部, 再生器部, 冷却部にそれぞれ圧縮や膨張に関係しない容積 (死容積) が存在し, また外燃式ということからシリンダ内の圧力変動は内燃式にくらべるとゆるやかで回転軸に与えられるトルク変動は滑らかであり, トルク変動による振動を少なくすることができる (図2)。一方, 死容積が多いため圧縮比は小さく, 内燃式の10~18に対し

スターリング機関では2前後である。そのため内燃式程度の行程容積で同程度の平均有効圧力を得るためには, 作動ガスの平均圧力を高めなければならない。このことは前記密閉型と関連するが, 作動ガスが外部に洩れないようにする装置が必要となり, 摩擦の少ないシール方法が重要項目とされるゆえんである。

図3にスターリング機関

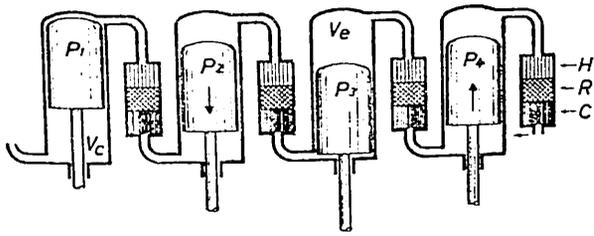


図4 ダブルアクティング4シリンダー・スターリングエンジンの原理図 右端のCは左端のシリンダの V_c に連絡する。ここでは、ピストンとディスプレイサが一体をなしている。1シリンダの膨脹スペースはH, R, Cを経て隣のシリンダ圧縮スペースに連絡している。H: ヒーター, R: 再生器, C: クーラー V_c : 圧縮室, V_e : 膨脹室

の基本的三形態を示した。①, ②はディスプレイサと呼ばれる単にガスを低温室・高温室に移動させるピストンと出力ピストンから成っている。現在これらディスプレイサ型は自動車用を対象とする場合には比容積が大きくなることから採用されておらず、③の2ピストン方法を4ユニット組み合わせたダブルアクティング方式(図4)⁵⁾が多く使われている。

図5⁵⁾にディスプレイサ型スターリング機関の構造を示した。同図のクランク機構はロンビック機構と言われクロスヘッドなしで両ピストン連接棒を直線運動に変える機構で、軸のシールができるようになった。

2・2 作動原理

前述したごとく、スターリング機関のシリンダ内ガスは壁を通して熱交換される。今理解し易いように図6の1シリンダ1ピストン機構を考える⁶⁾。

はじめにガスは冷やされながら圧縮する(a)。ピストンが上死点に達するとバーナによりガスは加熱され、高圧となってピストンを押し、外部に仕事をする(b)。ガスは膨張による温度低下を補いながらピストンを押し下げ(c)、不死点に達し次の圧縮に入って(d)1サイクルを形成する。

図6では、1シリンダのヘッドを交互に加熱冷却してピストンを上下させたが、実際にはエンジンが動く程速く加熱冷却をくり返すことはできない。そこで膨張する室と圧縮する室をわけ、両ピストンの動きをずらし(位相角という)、膨張と圧縮をそれぞれのシリンダで専門に行なわせたのが、実際の構造となっている。

3. スターリング機関の開発上の問題点

スターリング機関には、作動流体の選定、圧縮比、温

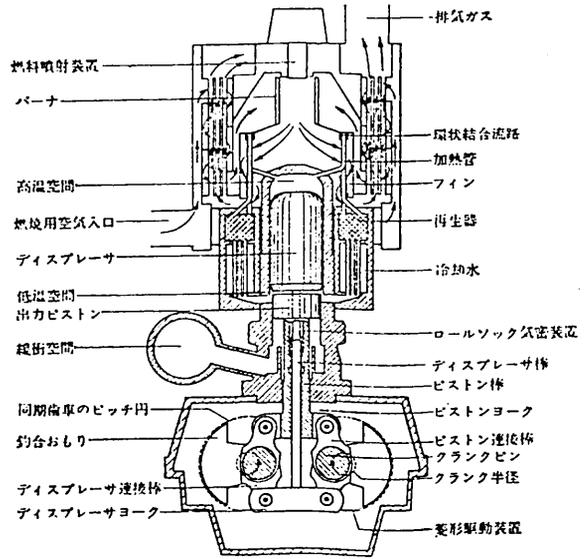


図5 スターリング機関の構造

度比、平均圧力比、各熱交換器の寸法や性能値等熱効率や出力/回転数に影響を与えるパラメータが多い。従って最適使用条件を決定するためのシミュレーションの開発が必要となる。

ハード面では、燃焼器、加熱器、空気予熱器、再生器、冷却器等熱交換器類、ピストンリング、シール等密封技術が従来の技術とやや異なる点があり、さらに機関の出力制御などにもこれまでの機関にはみられない領域がある。

以下、それらの問題について述べる。

3・1 シミュレーション

シミュレーションは、(i)定常状態における各室の圧力・温度を求めるサイクルシミュレーション、あるいはさらに広く焼燃、排気、冷却、機械摩擦、洩れを含めて

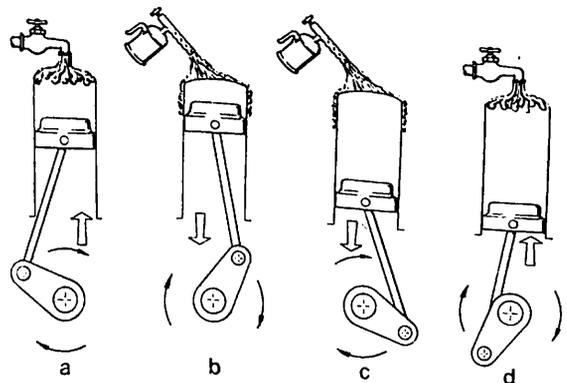


図6 シングル・スターリング・サイクル

船の科学

計算条件

作動流体：ヘリウム
 200PS/720rpm
 ボイラ効率 86.2%
 熱効率 45.0%
 機械効率 91.0%
 総合効率 35.3%

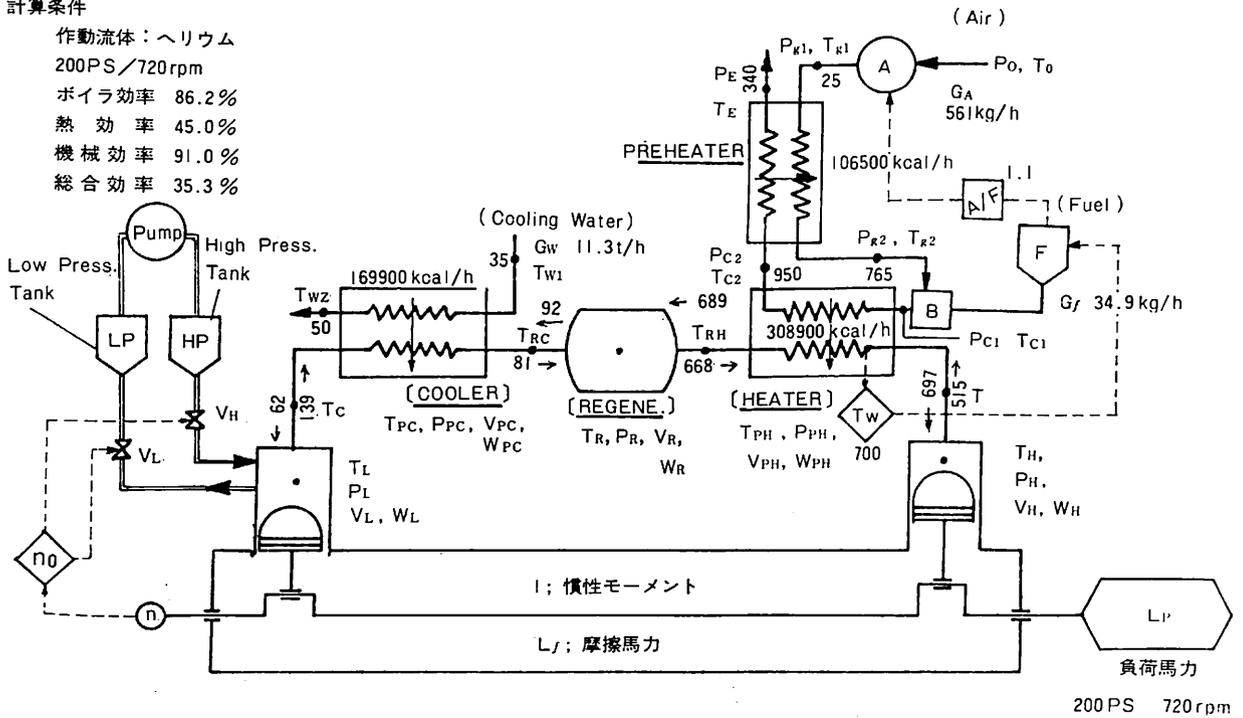


図7 スターリング機関構成要素略図

(数値はフィンケルシュタイン方式による計算値、無単位は°C、矢印は流れ方向を示す。)

	1	2	3	4	5
サイクルシミュレーション に関する要素	1-1 高温室	2-1 高温熱交換器	3-1 再生器	4-1 冷却器	5-1 低温室
上記要素に影響を与える要素	1-2 ピストン ピストンリング シリンダ 1-3 シール	2-2 燃焼器 2-3 燃料 ポンプ 2-4 空気 予熱器 2-6 空気 送風機 2-7 ヒートパイプの他 排気	2-5 空気 送風機	4-2 冷却水 ポンプ 4-3 放熱器	5-2 ピストン ピストンリング シリンダ 5-3 シール
取出し機構	出力 1-4 駆動機構		1-5 位相角		5-4 駆動機構
出力制御機構	1-6 (圧力増減) 1-7 (容積増減)	2-8 (燃料量制御) 2-9 (空燃比制御)	1-8 (位相角制御)		

図8 スターリング機関の構成要素

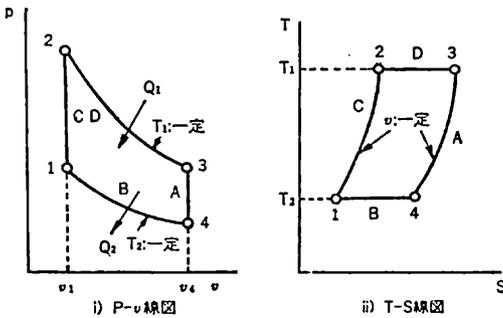


図9 スターリングサイクル線図

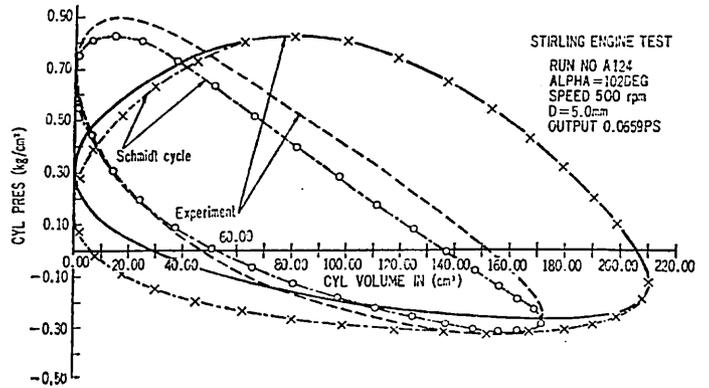


図10 シュミットサイクルと実験値との比較

熱効率まで求める性能シミュレーションと; (ii)起動, 停止時あるいは出力変動時の特性を求めるダイナミックシミュレーションに分けられる。

3・1・1 性能シミュレーション 性能(もしくはサイクル)シミュレーションは, 要求される機関の最適要素の決定, 機関各部の各出力における圧力, 温度等の状態値あるいは逆にある圧力・温度レベルにおける出力, 熱効率の決定などがその目的とされる。

図7にスターリング機関の構成要素を略図として示し, サイクルシミュレーションに関する要素とそれらに影響を与える要素を図8にブロック線図的に示した。

サイクルシミュレーションで各部の状態値を算出する方法には, 理想的状態については, (i)スターリングサイクル(図9)と, (ii)シュミットサイクル⁹⁾(図10, 等温変化, 流動抵抗なし, 各ピストンの動き正弦的)とがあり, いずれもその熱効率は再生器温度効率が100%の場合にはカルノーサイクルの熱効率に一致する。また, 各部の伝熱, 流動抵抗の効果を考慮したものとしてフィンケルシュタイン⁸⁾によるものがある。これは各要素を容積として近似し, 各要素ごとに状態方程式, 質量保存式, エネルギー保存則を適用し, 流動抵抗に関しては系を再生器中心で二分し, 準定常状態を仮定して求めた。結果は仮定した伝熱, 抵抗係数(定数)を使用することにより性能的にはある程度実験と合うが, p-v線図まで合うに至らない。伝熱, 抵抗係数を定数としたこと, 洩れを無視したこと, 作動ガスが往復するような系に運動方程式としてガス加速度の項を無視したこと, また各要素を容積として扱ったことなどが原因と考えられる¹⁰⁾。図7にフィンケルシュタイン方式を使って試算した各温度, 熱流束の値を示し, 図9にシュミットサイクルと実験値との比較も示した。

3・1・2 ダイナミックシミュレーション ダイナミックシミュレーションは, 機関の過渡状態(起動, 停止,

負荷整定時)における変動特性を求めるのに用いられる。

図11に, スターリング機関の一制御方式をフローシートで示した。ここでは負荷が変わった場合, 先ずヒータ壁温(燃焼温度)を調整し, 次いでガス圧力を調整する方式を採っている。エンジン動特性の計算にはサイクルシミュレーションが使用されるが, 複雑な計算では計算

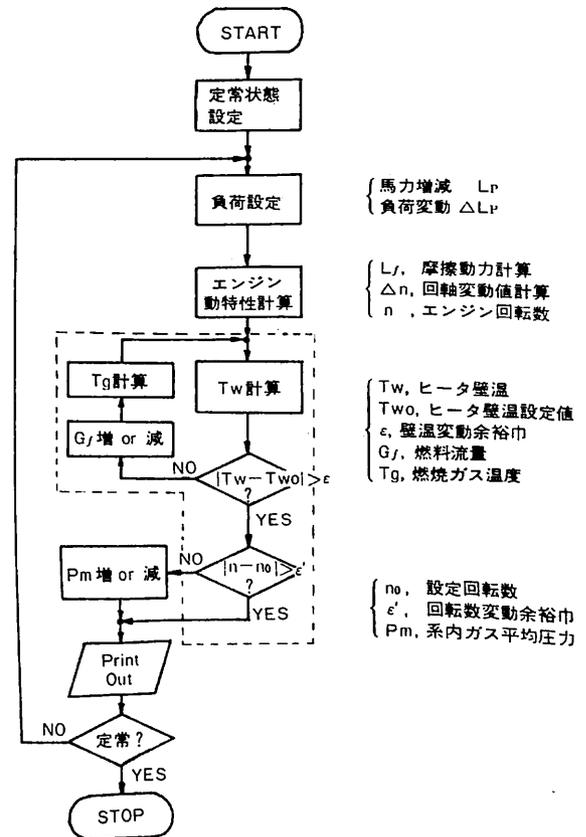


図11 スターリング機関の一制御方式

時間が長くなるため、全体を適当に粗く表現し得るサイクルシミュレーションの使用を考えねばならない。また制御機器の特性についてのデータの集積が必要となる。

3・2 各要素の開発

3・2・1 作動流体の選定 作動流体の選定に際しては次の条件を考慮しなければならない。

- (i) 熱交換特性のすぐれていること
- (ii) 粘性による抵抗の少ないこと
- (iii) 金属材料に対し安定であること
- (iv) 安全であること
- (v) 安価であること

現在作動流体としては主に窒素ガス(空気)、ヘリウムガス、水素ガスの三種類が使用可能である。窒素ガスは(iii), (iv), (v)の条件に対して非常にすぐれているが、(i)(ii)に対しては劣る。ヘリウムガスは窒素ガスにくらべると(v)で劣る他はすぐれており、水素ガスは(i), (ii)の条件に対してはもっともすぐれているが、特に(iv)で劣り、(iii)に対しても問題が残る。

作動流体の条件としては、機関性能の面からだけみると(i), (ii)が重視される。窒素の熱伝導率、分子量を各1とするヘリウムの熱伝導率は5.5、分子量は $1/7$ 、水素の熱伝導率は7.4、分子量は $1/11$ となり、作動流体は窒素、ヘリウム、水素の順に適している¹⁰⁾。

図12ではシミュレーションから求めた三流体の性能上の差を示し、図13¹²⁾では実験から得た傾向を示した。いずれにしても(i), (ii)の面からみると水素ガスの使用が最も望ましく、窒素ガスの使用はたとえ低回転域でも、熱効率という観点からすると悲観的である。

最近、欧米では水素ガスの安全性について確認試験をし、ほとんどが作動流体として水素ガスを採用している。日本では水素ガスの安全性については確認されておらず、ほとんどがヘリウムガスや窒素ガスを使用して実験している。

3・2・2 各熱交換器にみる問題点 熱交換器の設計には、周期的に圧力、温度そして流速が変動する条件下の伝熱特性、流動損失に関するデータが望まれるが、現状では使用し得るデータはほとんどない。変動する温度、流速の測定に困難さがあるためであろう。作動流体の選定と同様に、伝熱、流動損失の改善が主題で、特に流動損失の低減は図示仕事の増大のみでなく回転数の上昇を誘い、馬力上昇に与える効果は大きい。

(A) 加熱器¹⁰⁾：性能的には、伝熱量が大きく、流動損失、死容積の少ないことが要求される。加熱器の形状はいくつか考えられるが、機関寸法、パーナの種類、空気予熱器の種類などによって決められる。図14はフィリップス社の燃焼器の一例である¹³⁾。

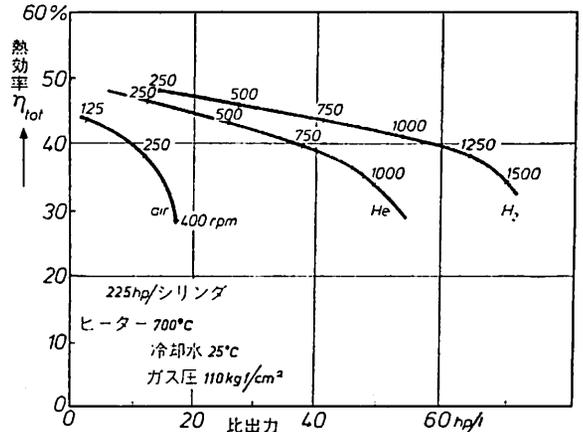


図12 作動流体と効率 η_{tot} と比出力との関係

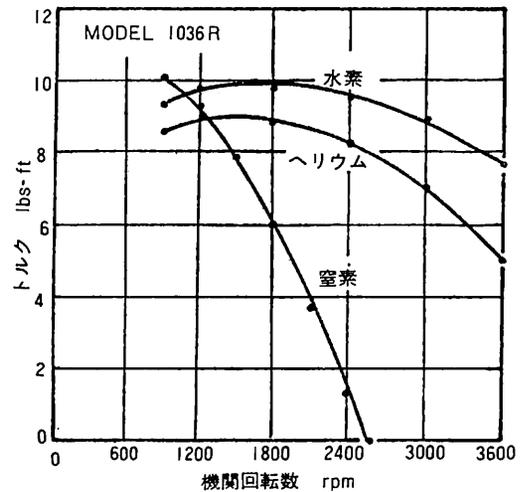


図13 作動流体の効果(実験値)

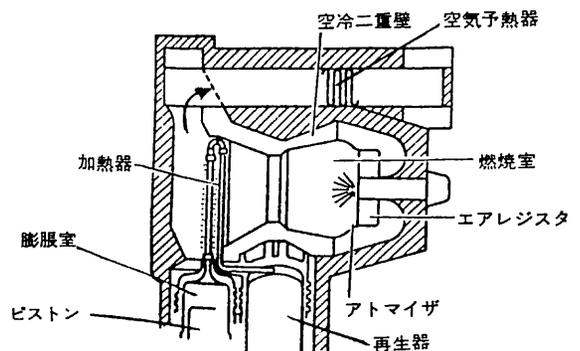


図14 フィリップス社1-98機関用燃焼器

加熱管材料に関する問題は、スターリング機関の性能、寿命、信頼性などの面で最も重要であろう。加熱管内部の作動ガスは、最高圧力150~200kg/cm²、温度700~720℃であり、ふく射をうける管外壁では850℃を上回る可能性もある。加熱管材料に要求される特性は、温度850~900℃までの高温強度、耐酸化性、燃焼ガス、灰付着に

対する耐食性、管加工性などである。外国ではニッケル、クロムを主成分とする合金が使われているようであるが、詳細は不明である。マルチメット、ハステロイX、インコイ800、インコネル600などが現時点で考えられる。加熱管は二重管方式が一般的であるが、ふく射面と対流面の受熱量割合、フィンの問題、局部的過熱の回避など検討されねばならない。

(B) 再生器¹⁰⁾：再生器に関しても、死容積、圧力損失を減らし、蓄熱、放熱特性を良くすることが問題となる。熱容量の高い材質で伝熱面積が広く空隙率が小さく、熱伝達率の高い形状を有していることが望ましい。フィリップス社、ユニテッド・スターリング社の例では、非常に細い金あみを軸方向に重ねて使用している。

(C) 冷却器¹⁰⁾：これも伝熱、流動性能の具備条件は加熱器、再生器と同様である。冷却器は温度レベルは低く、材料強度的には比較的楽であるが、管内のマッハ数が大きくなるため、通路の急拡大など流動損失に注意しなければならない。基本構造としては、管外側を冷却水、管内側を作動ガスとするシェル・アンド・チューブ方式が妥当と考えられる。

(D) 空気予熱器：空気予熱器は加熱後の排ガスのもつ熱エネルギーを燃焼用空気と与え、熱効率を高めようとするものである。このエネルギーを有効に燃焼用空気に移すためには、熱交換方式についても検討が必要である。これまでスターリング機関用として開発された対流型熱交換器では温度効率が75～85%、蓄熱式熱交換器では80～90%が得られている。空気予熱器入口ガス温度は900～1000℃と高温レベルであるので、高温熱交換器同様の材料が問題となる。ここにセラミックスの適用も考えられる。

3・2・3 シールにみる問題点

(A) ピストンリング：スターリング機関のピストンリングは、熱交換器類の内部伝熱面を油で汚染させないため、無潤滑の状態でシリンダ上を往復しなければならない。これまで使用されているピストンリングは、その形状はほとんど内燃機関用のものと同様で、材質としてはテフロンをベースにしたものが使われている。ピストンリングからのガス洩れは、特に低回転領域で性能に影響を与えるため、摩擦損失を最小にしながらシール性を良くするという条件が与えられる。どちらにしてもピストンリング材質、形状、寸法、本数の決定は図示出力の増大と機械効率上昇のための重要な課題である。

(B) 対外的シール：これは系外へのガス洩れを防止するためのもので、主に往復動部の洩れを防止するロッド部シールと、クランク室を加圧して回転軸でシールする回

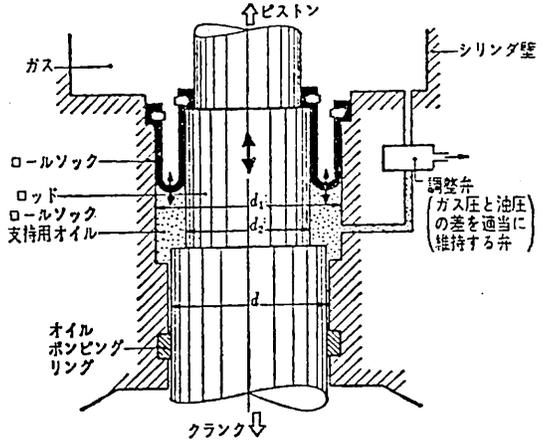


図15 ロールソックスシール

転部シールがある。後者は小型機関に適し、動力取出し機構として斜板を使用する場合などに適している。船舶技術研究所にある逆T字型実験機関ではこの回転部シール方式が採用され、洩れはヘリウム50kg/cm²に対し0.01 NI/min 以下である。

前者のロッド部シール方式は、加圧部が少なくなるため重量減が大きく期待されるが、技術的には非常に難しい。図15¹¹⁾はフィリップス社で開発したロールソックスシールで、図のようなゴムをシリンダとピストン棒に張りつけ、その裏側をシリンダ内平均圧を持つ油で支えている。シール性能や摩擦損失の点から優れているが、ロールソックス（ポリウレタン製）の製品ムラや取り付け

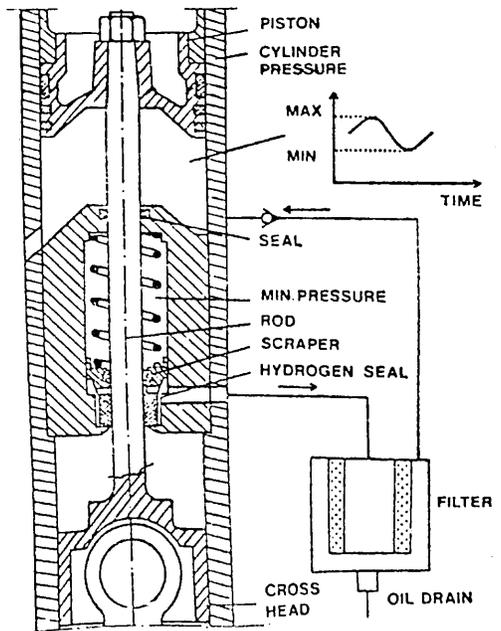


図16 ロッドシール (ユニテッド・スターリング社)

け状態などにより寿命がバラつきやすい。図16¹⁴⁾はユニテッド・スターリング社で開発されたスライディングシールで、比較的安定したシールと摩擦力が小さい特徴を有する。シリンダ内への油上りは問題ないと言うのが気になる所である。いずれにしても軸シールは機関中心に取りつけられるため、故障の際は修理に時間がかかる。

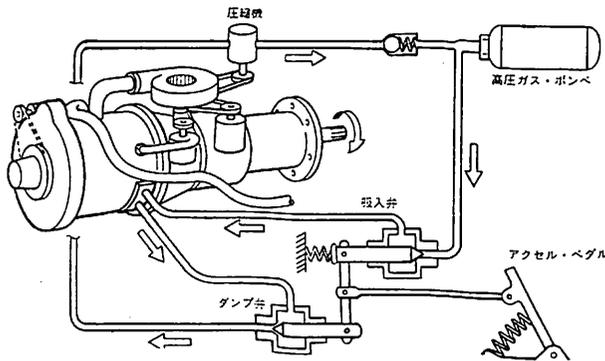


図17 出力コントロール・システム

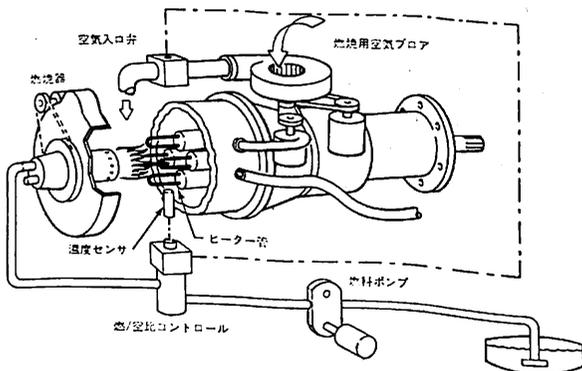


図18 燃料コントロール・システム

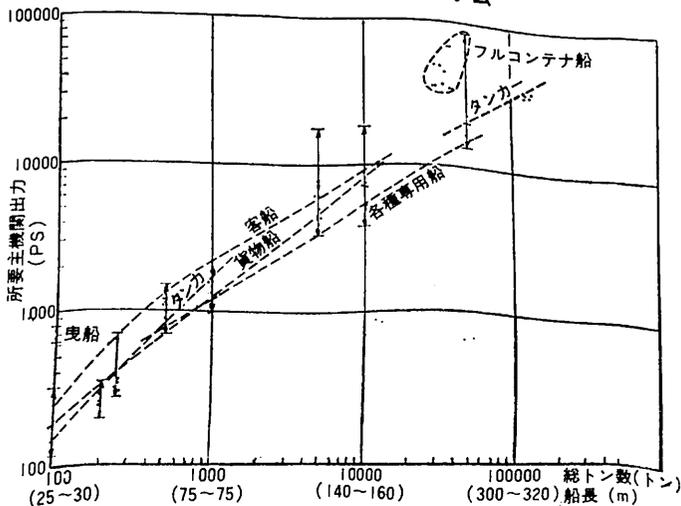


図19 総トン数と主機関馬力(ディーゼルのみ)

軸シールについては我国においてもこれまでヘリウム圧縮機などに使用している実績があるが、シール性のみ重点を置いてあるためそのままでは摩擦損失が多くて使用できない。新機構も取り入れた製品の開発が待たれるところである。

3・2・4 出力制御 出力の制御方法として、(i)作動ガスの平均圧力を増減させる方法、(ii)燃料の量を増減させて燃焼ガス温度を上下させる方法、(iii)系に死容積を附加して圧縮比を変える方法などが考えられる。そのうち(ii)の方法は、ヒータ管温度に上限があること、熱容量のためおくれが大きいこと、部分負荷で熱効率の低下をまねくことなどから、出力制御よりはむしろ壁温がある温度幅内に保つために(ii)の方法をとることが主となっている。(iii)は全体の容積が大きくなること、制御が複雑になることなどから一般的ではなく、(i)の方法が出力制御の本命と考えられる。図17⁶⁾はフィリップス社の出力制御概念図で、アクセルを踏み込むことにより吸入弁が開き、高压ガスがシリンダ内に供給されて出力は上昇し、アクセルをもどすとダンプ弁が開き、ガスはシリンダから圧縮機によりポンプへ戻され出力は減少する。図18⁶⁾は温度センサにより壁温変動を感知し、壁温の一定保持のため燃空比一定の条件で燃料と空気を制御する方法を示している。

ハード面では、水素あるいはヘリウムのような低分子量ガスに対して使用する弁の種類、弁の締切り性の問題、弁駆動方法、密封性、応答性それに低分子量ガスの

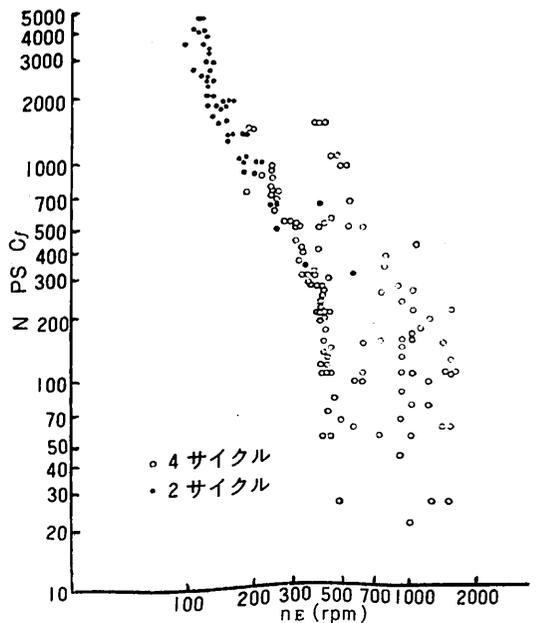


図20 船舶用ディーゼル機関の出力と回転数の分布

高圧圧縮機などについて検討しなければならない。

4. 船舶用スターリング機関の概要^{9), 14)}

まえがきでも述べたように、運輸省は省エネルギー、低公害そして燃料の多様化の時代のために船舶用スターリング機関の開発の可能性について検討を開始した。

開発の対象としては上述の条件を考えて、先ず内航船の主機が最も適している。図19は総トン数と主機関馬力の関係を船種ごとに示したものであるが、内航船としては1000トンクラスが隻数からみて典型的であるところから開発対象として1000～2000馬力が適当と考えられた。図20は船舶用ディーゼル機関の出力と回転数の分布を示したものである。シリンダ当りの出力としては150～250馬力程度と考えられ、そうすると回転数は400～1000rpmの範囲となる。船用機関の一般的条件、スターリング機関の性能、構造上の特性、スターリング機関開発研究上の調査などを行ない、開発目標機関の基本要目は最終的に表1のごとく定められた(図21に概略図を示す)。この機関はダブルアクティング型の直列4気筒でシリンダ当り200PS/720rpm、1基800PS/720rpmとなる。作動流体は当面ヘリウムガスを使用するが、安全性が確かめられれば水素が使用されるであろう。試算によれば、同程度のディーゼル機関と比較してその寸法は、長さ、据付幅はほぼ同じであるが、高さが約600mm高くなる。

船用スターリング機関に関しては日本造船研究協会において以下の研究項目が実施されている。

(i) 熱サイクル計算方式、(ii) 設計研究、(iii) 燃焼方式、(iv) 熱交換方式、(v) 制御システム、(vi) 実験機関による総合研究

上記の他にピストンリングとシール装置に関しては、日本ピストンリング社が担当している。

5. あとがき

本稿では、我国の船舶用スターリング機関登場の背景を先ず説明し、次いで外国の情況、スターリング機関の特徴、開発上の問題点そして最後に我国の船舶用スターリング機関の開発目標について概説した。スターリング機関の研究には新しい研究がいくつかあり、それらの成果は技術的波及効果として他の分野にも利用されることが期待される。本稿では特に開発上の問題点について筆者の知り得た範囲の情報と、これまでの船舶技術研究所における経験をもとに記した。一部専門的知識不足のため細部まで記述し得ない部分があったことをお詫びすると共に、本稿に対し御意見、御質問がいただけたら幸いです。終りに本文中ではたびたび、日本船用機器開

表1 開発目標機関の基本要目

出力	800PS
回転数	720rpm
気筒数及び配列	4気筒直列型
出力取出機構	クランク形式(複動)
燃料	重油
作動流体	ヘリウムまたは水素
密封方式	スライディングシール方式
総合効率	36～40%

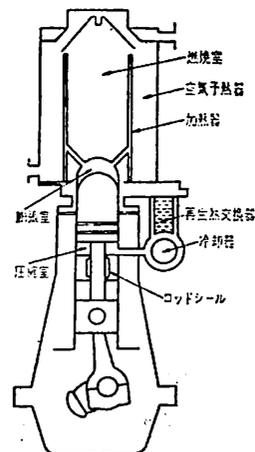


図21 開発目標機関概念図

発協会「スターリング機関の開発目標決定のための調査研究報告書」と日本造船研究協会「スターリング機関に関する研究報告書」から引用させていただいた。誌上をかりて御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 船の科学, 第31巻, 第6号, 57～ 船舶技術協会
- 2) 塚原, 船機誌, 第13巻, 第6号('78) 387～389
- 3) T. Finkelstein; The Engineer, Apr. 3, '59, 522～527
- 4) R. J. Meyer; Philips Tech. Review ('69)
- 5) " " " " Vol. 31, No. 516 ('70)
- 6) N. D. Postma; SAE Paper 730648 ('73)
- 7) G. Walker; Stirling Cycle Machine, Clarendon Press ('73)
- 8) T. Finkelstein; J. of Engng. for Industry (ASME) ('62)
- 9) 日本船用機器開発協会; スターリング機関の開発目標決定のための調査研究報告書, 昭52. 3. 15
- 10) 日本造船研究協会; 研究資料 No. 301, 昭53. 3
- 11) H. C. J. van Beukering 他; SAE Paper 730646 ('73)
- 12) G. Flynn Jr 他; SAE Trans. Vol. 68 ('60)
- 13) A. P. J. Michels; Proc. IECEC, Boston, 1010～1023 ('71)
- 14) Automotive Engineering, May 1978, 82—85
- 15) 塚原; 海技と受験, 33—41 (1977—6)
- 16) 一色, 塚原; 第2回新型原動機に関するシンポジウム, 自動車技術会 ('75)

浮き消波装置の開発

一 色 浩
日立造船株式会社研究所

まえがき

日立造船株式会社では目下、運輸省の科学技術試験研究補助金をいただき、愛媛県宇和島市において浮き消波装置の海上テストを実施している。そこで、当社で採用している方式（空気制御式）、これまでの開発の経過、開発が求められた社内外の事情などについて解説を試みたい。この開発は、今回の造船不況が直接の契機となったもので、不況下の造船技術の今後の動向をうかがう上で、本稿が一つの示唆となれば幸いである。

1. 浮き消波装置とは

海は無限の宝庫であり近年、多くの人の注意が海洋開発に向けられている。これまで交通路とか漁場として以外あまり利用されることの少なかった海洋を、人類の生存発展の場あるいは手段として大いに利用しようと言うことであろう。そのためには、海上に作業や居住のための基地を建設しなければならないが、その際、始終つきまとうのが「波をどうするか」と言う問題である。勿論これ以外にも種々問題があるが、波の問題は最も基本的な問題と言って良いであろう。この問題を正しく捉えておかないと、多大の労力と資材を投入して建設した海洋構造物を瞬にして無に帰してしまうかも知れない。あるいはこのような破滅的な被害でなくても、波による激しい動揺が作業を妨げたり、居住性を劣悪なものにする

かも知れない。このような場合に対処する方法としては

- (1) 波の中で揺れにくい構造物にする。
- (2) 構造物のまわりを消波装置で囲んで、波が直接構造物に作用しないようにする。

が考えられよう。石油掘削装置等に盛んに採用されている半潜水式構造は、(1)を具体化したものであろうし、港湾の防波堤などは(2)の考えに基づいていると言えよう。これらは共に有効な方法であり、対立的に捉えて二者択一すべきことがらではない。両方共に発展させて行く必要がある。

本論では(2)に関連して、当社で開発中の浮き消波装置（以下においては日立造船式と言うことで、HZ式浮き消波装置と呼ぶことにする。）について述べる。ご承知のとおり、Oil shock 以来の造船不況で我国の造船業は惨たんたる状況下であり、各社とも懸命に生き残り策を模索中である。当社も例外ではなく、脱造船の旗印の下に活路を開く戦略を展開中であるが、技術開発においても、従来とは異なる企画で取り組んでいる。目標としては、毎年全製品の一定のパーセンテージを新製品で賄うことが考えられている。仮にこれを20%とし、製品のlife cycleを5年とすると、ある製品が開発されて5年経過した時点では後続の新製品がすでに控えていると言うことである。これからは社内の創意総力を結集して技術開発・新製品開発に取り組まねばならない時代である

表1 HZ式浮き消波装置の開発の経過

試験研究題目	試験研究期間	成 果
空気式消波発電装置の研究	昭和50年9月 ～ 昭和51年3月	空気圧を介してタンク内の水柱の運動を制御する方式の消波・発電装置について実験および理論の両面から検討を行なった。その結果、簡単な構成で実現可能であることがわかった。
空気式消波方式の検討 —固定式消波の実験—	昭和51年4月 ～ 昭和52年3月	底なしタンクの上部に弁を設け、波が入射する際のタンク内水柱の運動にダンピングを与える空気式消波について二次元模型実験を行ない、固定式で良好な結果を得た。
浮遊式消波装置の開発 —空気式消波—	昭和52年4月 ～ 昭和53年3月	上記の消波装置を浮遊式にした場合の二次元模型実験を行なった。テンションログ方式も含め保留の検討を行ない、かなり長い波長の波を消すことに成功している。

と言っても過言ではない。5年でまちがいなく一つの新製品を生み出すことは、なかなか大変なことである。たとえば、表1にH Z式浮き消波装置の開発の経過を示すが、実験室内の研究だけで既に足掛け4年の歳月を費やしている。

本論で紹介するH Z式浮き消波装置の開発の背景には、このような一般情勢がある。造船不況と言うことが無ければ、造船研究者は船舶工学、あるいはそれに関連する分野の研究に没頭していることができたであろう。本例のように消波装置の開発などは造船研究者の取り組みやすいテーマであるが、現在の厳しい不況は、我々を新しい研究対象分野へ急速に引きずりこんでしまう性質を持っているのである。

ところで消波装置には大別して重力式と浮遊式がある。港湾の防波堤は、現在のところ、ほぼ例外なく重力式であるが、重力式の場合は、水深が大になると水深の自乗に比例して断面積が大になり、建設費用が増加する。図1に畑氏¹⁾による重力式と同氏のなぎさ式防波堤(浮遊式の一つ)との建設費用の比較を示す。①が重力式、②、③が浮遊式の計算結果であるが、この例では、水深が10mを超すと、浮遊式が有利になるようである。これは、重力式が波の作用が殆んど及ばない海底に近づく程、ぼう大な物資投入を必要とするのに反して、浮遊式は水面部分にのみ資材を投入するからである。波のエネルギーは水面付近に集中していることを考えると、水面部分に注目する浮遊式は合理的な方式と言えよう。ただし、浮遊式の場合には波との強い相互作用を避けることができないことになる。具体的に言えば、浮き消波装置の運動を停止または適当に制御することの難しさを意味するが、これは浮き消波装置の原理上の難しさの一つである。

このように水深が大になると、必然的に浮遊式を採用

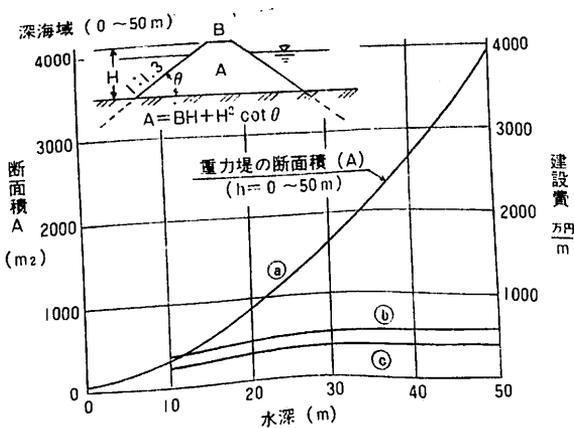


図1 重力式と浮遊式消波装置の比較 (1)による

しなければならなくなるが、現在までの所、浮遊式の完全な成功例は無いようである。既に100年以上の歴史を有し、毎年数篇の研究報告があり、現在までに少なくとも200篇近い研究報告があるとのことである。また大規模な実用例としては、第2次世界大戦のノルマンジー上陸作戦において、連合軍が大量のポンツーン型浮き消波装置を使用したことは有名である。しかし実用段階での成功と言うことからは程遠いようであり、浮き消波装置の将来に対しては、悲観的な見解を有する識者も少なくない。

先に浮き消波装置の合理性が、逆に原理上の難しさの一つになっている事情について述べたが、原理上の難しさとしてもう一つのことをあげられる。浮き消波装置が消波の対象とするのは風波であるが、風波は長いものは300m以上にもなる。沿岸漁業のように、岸近くのためあまり風波の発達しない所でも、場所によっては150m以上にもなる。単純にこのような波を消そうと思うならば、波長と同程度の大きさの装置を作れば良い。しかし、そんなことをしたら、とんでもなく巨大な構造物を作ることになってしまう。当然のこととして、できるかぎり小さな物が求められることになる。すなわち「小さな装置で大きな波を消そう」と言う訳であり、ここに浮き消波装置の原理上の難しさの一つがあることがわかる。

つぎに浮き消波装置の利用目的およびその効能について触れてみたい。表2にその利用目的を示す。この表からもわかるように、浮き消波装置の利用目的は、単に波から構造物を保護することだけでないことに注意すべきであろう。これは浮き消波装置の固有の利用目的でもあるので、文献¹⁾を引用して少し詳しく説明してみたい。図2は、鹿島沖で何らかの海上作業をする必要が生じたものとして、その際に浮き消波装置を仮設すると、どのように稼働率が改善されるかを示したものである。②線は鹿島沖の波高出現率、①線、③線はそれぞれ透過率 $\frac{1}{2}$

表2 浮き消波装置の利用目的

軍事的目的	上陸作戦の支援 海上基地の確保	ノルマンディー上陸作戦
平和目的	増養殖漁業の漁場整備	稼働日数を稼ぐ 安価であること
	海岸・港湾保護	消波ブロックにとっかわる
	海上作業の支援	稼働日数を稼ぐ 本四架橋
	長期の海上作業の環境保護	石油掘削、海上空港、 海底採鉱

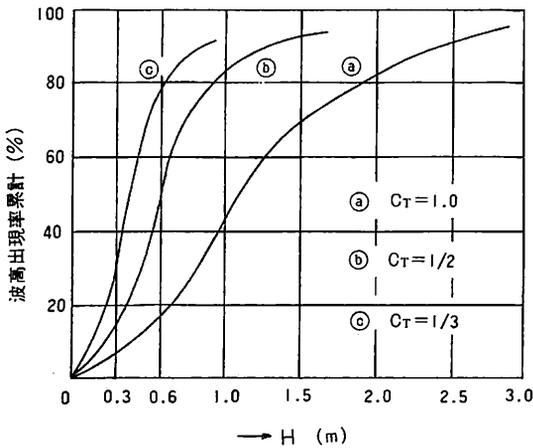


図2 鹿島沖の波高出現率と仮設消波堤の効果 (1)による

および1/3の消波装置を利用した場合の岸側の波高分布を表わす。原論文には、この図の作り方が述べられていないが、つぎのようにして作られたものと考えて大過ないであろう。すなわち、鹿島沖では年間を通じて波高が、たとえば X m, 周期が Y sec とすると、この波に対して透過率1/2 (あるいは1/3) の消波装置を設計することができよう。この消波装置を用いると、波高 X m 以下では横軸を1/2 (あるいは1/3) に縮めた曲線①線 (あるいは②線) を用いて、消波性能を推定することが考えられよう。一般に、消波装置は波長の短いものに対して良く効くので、この消波装置は少なくともこれだけの性能はまちがいになく発揮すると言って良い。

さて、海上作業可能な波高を60cm以下とすると、図2によれば、消波装置の無い場合の波高60cm以下の日数はわずかに17%であるのに対し、透過率1/2の消波装置を設置すると、それが50%に、透過率1/3の消波装置を使えばそれが80%に向上する。波高30cm以下の日数も7%→15%→30%に増加する。これによって稼働率の大幅な改善がはかれると共に、安全性と工事精度も大幅に改善されることが理解されよう。

漁業用の場合にも同じような使用法が可能である。以下の話は瀬戸内海のハマチ養殖に力を入れている漁協の幹部より聞いた話に基づいている。この漁協の有する養殖海面は、冬期の温度が低いのでハマチを越冬できない。このため毎年五月頃1年魚を仕入れて、年末に出荷すると言う生産方式を採用している。この間、ハマチは1kg弱のものが4kg位に成長する。なるべく大きく育てた方が有利であり、海象条件に左右されて投じ作業を休むと、魚の目方に響いて生産性の低下を招き、ひいては

市場における競争力を失ってしまう。そのためハマチ養殖の適性海面は、この面からも非常に限られてしまうことになる。このような所に安価な浮き消波装置が適用できたら、現存の適性海面の生産性向上ばかりでなく、新しい養殖漁場を開拓することが可能になり、その意義は大である。

このような目的を果す浮き消波装置を開発し、ユーザーに使用していただくためには、種々の条件を満たさねばならない。開発の当初より心懸けておくべきこととして、当然のことながら

- (1) 安価であること
- (2) 効果が確実であること
- (3) 安全な装置であること

などの事項を忘れてはならないであろう。安価なものを追求するあまり、効果を犠牲にしたり、安全を犠牲にするようなことがあってはならない。安くて良いものを作るためには、開発のために必要な技術を明確にしておく必要がある。浮き消波装置を可能にする固有基本技術としては

- (イ) 消波技術
- (ロ) 揺れない構造物または揺れが制御された浮遊構造物を作る技術

が考えられよう。(ロ)を取り上げるのは、以下の事情による。すなわち、水槽に固定した状態で消波性能の良いものを作っても、消波装置の運動を許してしまうと性能が大きく劣化してしまう。これは、消波装置の運動により、二次的な波が放出されるためである。これを逆手に取って、むしろ装置の運動をうまく利用して波を消そうと言う考え方がある。この場合でも、上下揺れ、左右揺れ、横揺れが所定の運動になるようにしなければならぬ。それが、揺れが制御された構造物と言う意味であるが、一般的に言って、揺れない構造物が可能であれば、それをもとにして飛躍的な発展が可能であろう。

いずれにしても、浮き消波装置は波の影響が強く作用する水表面に設けるものであるから、この問題は重要であるが、以下に述べるHZ式浮き消波装置の開発研究は、とりあえず(イ)に主眼をおいて行なわれたものである。

これらの固有基本技術の外に、係留、安全、防食・防汚、自然環境予測などの付随的基本技術についても十分に留意すべきことは言うまでもない。

2. HZ 式浮き消波装置の原理

当社で開発中の浮き消波装置を、仮にHZ式と呼ぶことについては、先に断つてあるが、まずその原理について

て述べよう。浮き消波装置には種々の形式がある。これらを大別すると

- (1) 波くずれを利用するもの（人工渚、多孔板、網）
- (2) 単純反射を利用するもの（垂直板、水平板、ポンツーン）
- (3) 波の干渉を利用するもの

に分類できるが、HZ式は、波の干渉を利用して、効率よく波を消すことをねらったものである。図3にその装置および原理を示す。装置は1個のセンタータンクと2個のウイングタンクよりなり、バルブ1、2の開度を調節することによって、タンク内水面の上下運動により誘起される空気の流れに、抵抗が与えられるようになっていく。ウイングタンクは連通管で結ばれているので、左右逆位相の運動をする。そのため、センタータンク内の水面を強制的に上下させてやると、左右対称な波が放射されるが、ウイングタンクの場合には、左右反対称の波が放射されるようになっている。さらに、センタータンクおよびウイングタンク内の水柱の運動には、それぞれ同調振動数が存在するが、この振動数が等しくなるようにしておく。

バルブ1、2を完全に開放して、空気の流れに抵抗が働かない状態にしておいて、この装置に波が入射して来たときの関係を図3の下部に示す。ただし、波の波長（振動数）は、タンク内の水柱の同調振動数に相当して

いるとする。図中、 ω は振動数、 $K (=2\pi/\lambda; \lambda=波長)$ は波数、 H_I は入射波の波振幅、 H_R 、 H_T は反射波および透過波の波振幅とする。また H_R^* 、 H_T^* は、バルブを閉じて水柱の運動を停めた状態における反射波および透過波の波振幅とする。

入射波の振動数とタンク内の水柱運動の振動数が等しいとしているので、バルブを完全に開放にすると、タンク内水柱は同調運動をする。このとき、センタータンク内の水柱の運動は波振幅 $-(H_R^*+H_T^*)$ の左右対称な波を、ウイングタンク内の水柱の運動は波振幅 $\mp(H_R^*-H_T^*)$ の左右反対称な波を放射することが理論的に知られている。

そのため、バルブを完全に開けると

$$H_R = H_R^* - (H_R^* + H_T^*) - (H_R^* - H_T^*) = -H_R^*$$

$$H_T = H_T^* - (H_R^* + H_T^*) + (H_R^* - H_T^*) = -H_T^*$$

となって、反射波および透過波の位相が逆転することになる。

バルブ1、2を全開するかわりに、半開にして、水柱運動の造波ダンピングと等しい大きさの外部ダンピングを新たに付加してみよう。このとき、センタータンク内水柱の運動が半減するので、これによる放射波の波高は $-(H_R^*+H_T^*)$ から $-\frac{1}{2}(H_R^*+H_T^*)$ になる。同様にして、ウイングタンク内水柱の運動も半減するので、これによる放射波の波高は $\mp(H_R^*-H_T^*)$ から $\mp\frac{1}{2}(H_R^*-H_T^*)$ となる。したがって、このときには

$$H_R = H_R^* - \frac{1}{2}(H_R^* + H_T^*) - \frac{1}{2}(H_R^* - H_T^*) = 0$$

$$H_T = H_T^* - \frac{1}{2}(H_R^* + H_T^*) + \frac{1}{2}(H_R^* - H_T^*) = 0$$

となり、反射波も透過波も存在しない完全消波状態になっていることがわかる。もし、これが実現できたとしたら、あたかも入射波が消波装置に吸い込まれて行くように見えるであろう。入射波のエネルギーは、バルブの抵抗として熱に変わってしまうのである。これがHZ式浮き消波装置の基本原理解である。バルブのかわりに、発電機と抵抗を入れると、これは波浪発電に外ならない。このように、消波と波浪発電は極めて密接な関係にあることが理解されよう。

以上の消波（発電）理論は、防衛大学の別所正利教授ら^{2)~5)}に見い出されたものである。ウイングタンクのバルブを全閉にし、センタータンクのバルブを全開にすると

$$H_R = H_R^* - (H_R^* + H_T^*) = -H_T^*$$

$$H_T = H_T^* - (H_R^* + H_T^*) = -H_R^*$$

と言う関係が成立する。この関係は、九州大学の田才福造教授⁶⁾ および三菱重工業株式会社の土岐直二氏⁷⁾ により見出されたものであるが、波干渉式の消波装置を理解

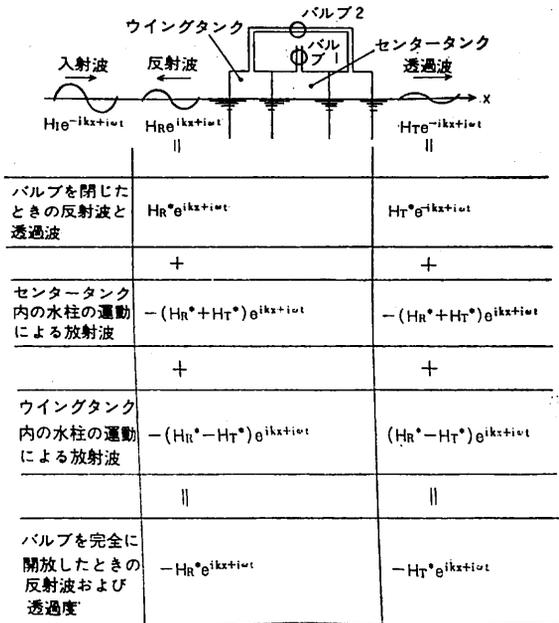


図3 HZ式浮き消波装置の原理説明図
(同調時、バルブ全開)

する上で重要な関係の一つである。

3. HZ 式浮き消波装置の水槽実験結果

つぎに、小型模型を用いて行なったHZ式浮き消波装置の実験結果について述べよう。使用した造波水槽は、全長25m、幅1m、深さ1.1mで、空気式造波装置を備えている。水深を0.7mに取って、長手方向のほぼ中央に模型を固定して実験した。

以下においては、 λ で波長を、 C_R で反射率を、 C_T で透過率を表わす。すなわち

$$C_R = |H_R/H_I|, \quad C_T = |H_T/H_I|$$

である。

図4にHZ式による C_R および C_T の実験結果を示す。結果を見ると、バルブを全閉あるいは全開にしたものよりも、適当に絞ったものの方が良い消波性能が得られることがわかる。HZ式がすぐれた消波性能を有することが理解されよう。波長の長い所で C_R が小さいので、反

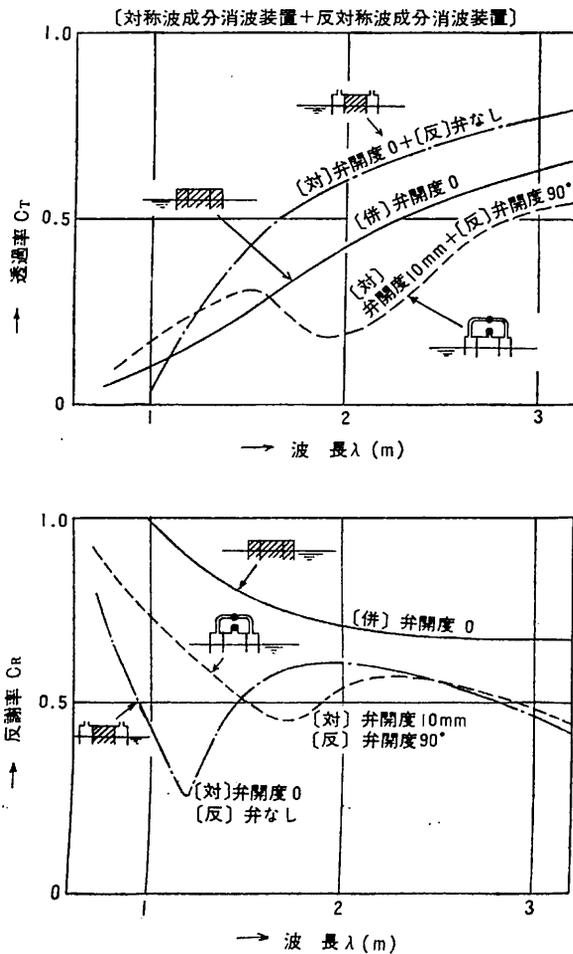


図4 HZ式消波装置の実験結果(固定)

射性能に関してもますますすぐれていると言えよう。前節で述べた完全消波状態の存在は、あくまでも摩擦の無い場合の理論的可能性であって、正確に実現することはできない。しかし、大きな指針としては、大いに尊重すべきであろう。

つぎに、装置の運動を許した場合の実験について見てみよう。図5に5種類の係留方式に対する透過率の実験結果を示す。①の水平固定の場合が最も消波性能が良いが、これは上に述べた固定の場合(図5の2点鎖線)にほぼ等しい消波性能である。他の②~⑤は①に較べて成績が悪いが、これは①が殆んど動けないようになっていなのに対して、②~⑤はかなり自由に動けるためであり、装置の運動による二次的な波が発生して、消波性能を劣化させるためである。先に浮き消波装置の固有基本技術として、消波技術そのものの外に、「揺れない構造物または揺れが制御された浮遊構造物を作る技術」を挙げたが、その理由はここにある。現時点では、実海面上で水平方向の動きを固定する①方式を実現することは難しい。これら5種の係留方式のうちでは、③方式が最も現実的のようであり、海上テストの係留方式もほぼこれに等しくなっている。

4. HZ 式浮き消波装置の海上テスト

「浮遊式消波装置(空気制御式)の開発研究」と題して、運輸省の科学技術試験研究補助金をいただき、愛媛県宇和島市戸島3番耕地地元海面において、現在海上テストが行なわれている。当海域における自然条件調査の結果、設計波としては、波浪推算法により求められた波高 $H_{1/3} = 2.5\text{m}$ 、周期 $T = 5.4$ 秒が採用された。設置水深は約30mであるから、波長 $\lambda = 45\text{m}$ である。図6に装置

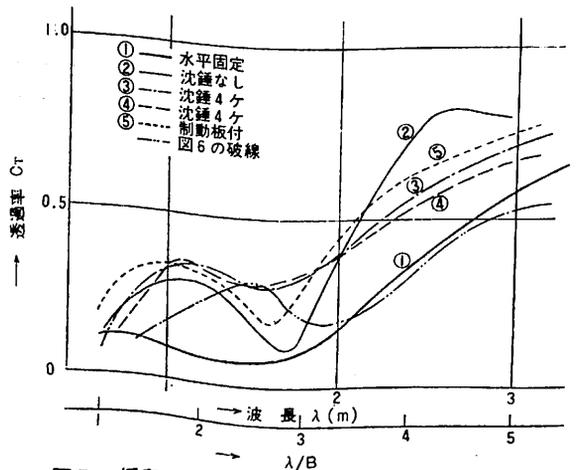


図5 係留された状態でのHZ式浮き消波装置の消波特性

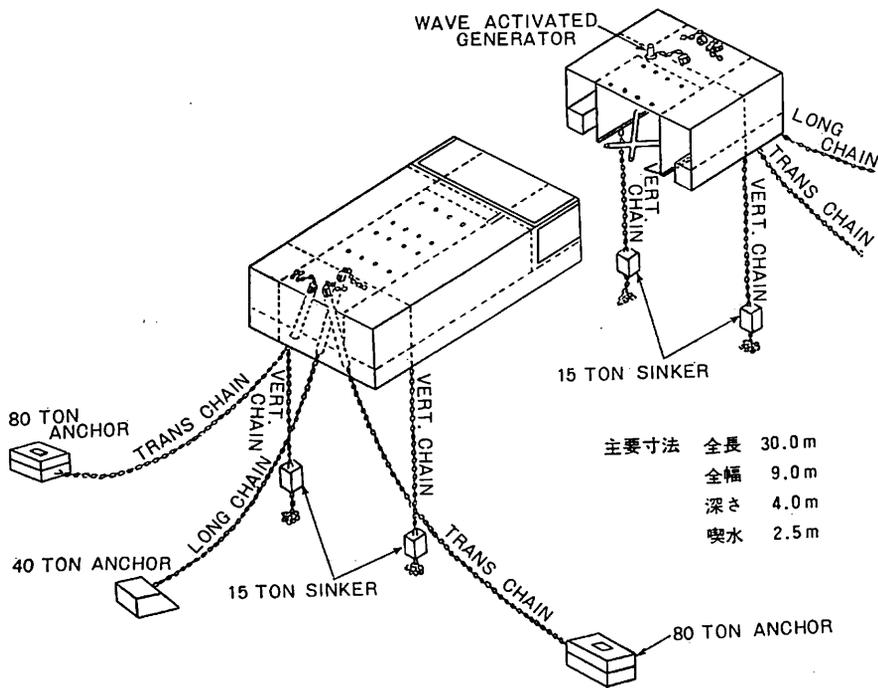


図6 海上テストに用いられるHZ式浮き消波装置

の概略図を示す。装置の大きさは、長さが30m、幅が9m、喫水が2.5mである。昨年11月より今年2月半ばまで計測実験が行われるが、今回の海上テストは

- (1) 消波性能の確認
- (2) 作業性、安全性、耐久性の検討
- (3) 実用性の評価

を目的としている。

また、消波装置の一部にコンクリートと鋼の複合構造（ハイブリッド構造と称する）を用いており、その経時変化の観測、強度テスト、耐久テストも今回の海上テストの大きな目標となっている。

あとがき

Oil shock に始まる造船不況の影響を受けて、造船各社は現在、懸命に構造転換の推進に努めている。造船会社に勤務されている方々にとっては、これはなまなましい現実であり、日夜苦勞の絶えないことであろう。また、造船業をとりまく環境の変化は、研究・教育および関連産業に従事される方々にも大きな影響を及ぼしつつある。大げさな言い方で気がひけるが、危機を乗り切る強い気概と高度の合理的精神を発揮したいものである。

おわりにあたり、貴重な実験データを提供して下さい

た日立造船株式会社技術研究所の根角幸明氏をはじめとする関係各位に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) 畑敏男, “消波堤に関する一研究”, 海洋工学研究所
- 2) 別所正利, “波力利用と消波方法”, 特許出願 昭和48年 65398号
- 3) 別所正利, “浮遊式消波装置の feasibility study”, 日本造船学会試験水槽委員会第2部会資料 (1973/2)
- 4) 別所正利, “逆時間ポテンシャルについて”, 関西造船協会誌 第159号 (1975/12)
- 5) 加藤直三, 工藤君明, 杉田松次, 元良誠三, “消波装置の基礎的研究”, 日本造船学会論文集 第136号 (1974/12)
- 6) 田才福造, “規測波中の二次元物体に働く漂流力について”, 関西造船協会誌 第152号 (1974/3)
- 7) 土岐直二, “横波中で二次元体に同調揺れる時の反射波と透過波”, 日本造船学会試験水槽委員会第2部会資料 (1973/2)

続・フルード遍歴(7)

吉岡 勲

ウエストミンスター・スクール再訪

ウィリアム・フルードの少年時代を形成したこのパブリック・スクールをもう一度見たくて、佐世保重工ロンドン事務所の篤君に旧知のキーリー先生との連絡を頼んでおいて旅に出た。夏休みで田舎の家に戻っているが、8月4日にはロンドンへ出ることになっているから、当日10時に学校の方へおいで下さい、再会を楽しみにしていますという返事を受取った。

その日は約束の時刻より15分ほどおくれてウエストミンスター大学裏のディーンズ・ヤードに着いた。この前に来たのは三年前1974年の夏であったが、その時の記憶がうすれていて学校はディーンズ・ヤードに面しているとはばかり思ったので、うろうろと見廻したがそれらしいものがない。この国ではどこへ行っても表札がないからこういう時にまことに不便である。建物の壁にあけた大きな穴のような門をくぐった奥のリトル・ディーンズ・ヤードにあることにやっと気がついた。門番の老人にきくと、さっきまでそこで待って居られたがと言いながらそのへんを探してくれたが見当らないので、階上の応接室へ案内してくれた。窓から下の中庭を眺めていると間もなく黒いスーツの大柄なキーリー先生が、こちらを仰ぎ手を振りながらやって来た。部屋に入って再会の挨拶をすると直ぐに先生の仕事部屋へ案内された。両壁面の書棚の間にはさまった隙間に大きなテーブルと脇掛椅子を並べた部屋で、テーブルには沢山の書籍が乱雑に並べて積重ねてある。この前に来て以来大変世話になっていたの、おみやげに鎌倉彫の丸盆を持参した。椿の枝に花が一輪ついていてそれをやや、派手に色付けしたもので、簡単に説明して進呈したところ、大変に喜び合掌してお礼を述べられた。

用件は前もって知らせてあったので、何かフルードの資料がないかと捜したらこんな物が見つかりましたと先生の方から言い出された。それは Westminster School Rowing Leaguer と表紙に書いた古いノートで、フルードがポート部にいた記録である。彼の名前がこのノートに初めて載ったのはこの学校に入って3年後16歳の1826年6月で、その月の10日にテムズ河をリッチモン

ド橋から国会議事堂のそばまで3時間43分かかって漕ぎ下った記事で、彼はその時舵手であった。距離は記録されていないが15~16kmくらいであろう。舟はカッターでそれを4時間近く漕ぎ続けるのは激しい運動であったにちがいない。翌1827年3月17日に新しい8人漕ぎのカッター・リヴァイアザンが進水して、フルードは初漕ぎのクルーに編成され整調を漕いだ。それから10日ばかり後に行なわれた毎年恒例の復活祭の競漕には病気で出場できなかった。そしてその夏7月11、12日の競漕に出場した記録で終わっている。対校競技があった記録はないが、学校には4隻のカッターがあって、生徒の訓練に使われていた。その翌年にフルードはここを去ってオックスフォードに入学した。そしてそこでも彼は兄が心配するほどボートに熱中したのであった。

ついでフルードたち若者の精神生活を培った当時の蔵書を見せてもらうことにしたが、その前にこれを見て下さいとウエストミンスター・スクールに関する、4冊の書物のあちらこちらをひろげて説明して下さった。こういう学校の起源は14世紀に遡り、俗僧の教育程度を高める目的で、オックスブリッジのあるカレッジの予備校として僧院が創立した。16世紀の宗教改革の波に押されて僧院が没落した時王家、貴族、高僧達がこれらの施設を自分らの子弟教育のために使用するようになると共に、次々と新しい学校を興した。それでパブリック・スクール教育の本質は精神と肉体の鍛錬にあり、乏しい生活条件の中で訓練して厳しい人生の試練に堪え得る心とからだの素地を叩き上げることにあった。鍛錬のためには個人競技よりは団体競技を奨励して、所属する団体に対する責任感と忠誠心とを養成することに努めたのである。

ウエストミンスター・スクールでは、今は公共広場となっているディーンズ・ヤードを昔は運動場として使っていたが、フットボールがやれるほどに広くないのでボートに力をいれた。テムズ河に近いのでこの方の便利はあったのである。

やがて図書室へ案内してもらった。小さい教室ほどの部屋で長い2つの壁面が書棚で、そこいっばいに古い書籍ばかりが集めてある。1600年、1700年代の本が沢山あ

り、1542年の数学の本と日本のことを書いた本をわざわざ見せて下さったのに、その場でノートしなかったのが不覚である。

フルードと宗教上の交渉が深かったニューマンの活動の中心であったエジパストン・オラトリーがどこにあるかをキーリー先生にきいたら、パーミンガムのハグリー・ロードに在るとのこと。ここはカソリックに改宗して聖職に入りたいと考えたR. E. フルードが逃げこんだ所である。私の関心はそのことよりは、フルード家の人々との間に交された手紙がそこに保存されているのではないかと思うからである。そのことを話したら先生は、ロンドンにもオラトリーがあります。ヴィクトリヤ・アルバート博物館のすぐ隣のプロンプトン・オラトリーです。そこにもニューマン書簡の大きな収集があります。お訪ねなさるなら図書館長に紹介しますよ、ということなので、お願いしたら電話してあげましょうと先生の居室までつれて行かれた。一度リトル・ディーンズ・ヤードから出て外の通りから入るようになった部屋で、学校の寄宿舎にしている建物の地階にある一室、先生はここに起居している気配である。家具や書籍などが散らかしてあってやもめ暮しの男の部屋らしい。電話はすぐに通じて、いつ何時に行きますかということなので、明日10時に訪ねましょうと約束してもらった。今日はあなたのお好きなだけ何時までいてもよいですよと言われたが、そういう訳にもいかないので1時少し前に厚くお礼を言って帰って来た。午後は Admiralty Library を探すことにしていた。

プロンプトン・オラトリー

サウスケンジントンの博物館地域の東のはずれ、オラトリーのあるプロンプトン・ロードに1977年8月5日約東の時刻に着いた。ずいぶん大きな伽藍で Church of the London Oratory of St. Philip Neri というのがこのカソリック教会の名である。ニューマンは1878年に枢機卿に補せられたが、イギリスのカソリックに対する彼の貢献に報いてこの教会が1880年代に建てられた。彼は1890年に死んだ。礼拝堂の入口の左に図書館の扉があるが、当分休館するという札が下がっている。扉を引いても動かない。礼拝堂に出入する数人の人はいるが来意を取次いでもらえそうな人は見つからぬ。誰かをつかまえるようにもまるで手がかりがないという感じである。こういういら立たしさはこの前にも後にも、教会を訪ねる度に味わわされた。町の中の教会であれば大い正面扉は鍵がかかっているが、田舎だとどこでも嚴重に戸締りしてあっておまけに石造りであるから、まるで磐のよ

うに頑固に入ること拒んでいる。そして牧師の家は決して教会のそばにはない。これが日本の寺院であれば庫裏というのがあってそこには大い人の気配がある。もっとも私は信仰の対象として教会を訪ねたことはないから、苦情を言える筋合は些かもないのだがつい愚痴をこぼしたくなる。図書館の脇の潜戸を入ると中庭になっていて廊下に入るらしい石段の上にも扉があるがこれも開かないし、叩いても応答はない。10分余りもこんな風にうろうろしたと思つたころ、石段の上の扉が開いて年若い小柄で女のような神父が声をかけてくれた。それが館長さんであった。

用件はもう伝えられていたので、挨拶がすむとすぐ二階の書庫へ案内された。イギリスの古いビルにまだ沢山残っている金属製の格子戸のついた狭い足ののろいエレベーターに乗せられた。そこは大きな部屋の中央が下の階から吹抜きになっており、四周の壁に沿って回廊がめぐり壁面が全部書棚である。夥しい数の古い典籍がぎっしりつまっている。こういうのを見るとその業綴の厚さに呆れると共に、これだからイギリスはこわいと思う。どれを取出してご覧になってもよろしいと言って下さった。更に隣の特殊書籍室につれて行き鍵のかかった戸棚を開けて、ここにニューマン関係の書簡が分類してあります。自由に見て下さいと言って検出方法を教えてから鍵を残したまま、立ち去った。ファイルは30冊ばかりある。ここで1時間余りあれこれと探したが、フルードに関係する物は遂に見つからなかった。やはりパーミンガムまで行かねばならないのかと思つたがそれはやめた。手紙はほとんど全部ハーパーの著書に収録されている、この際はそれではまんしようと考えた。

商船基本設計の一考察

渡瀬正磨 著

優れた船舶の設計をするための基本を、永年の経験によって得た“特に注意しておく方がよい”と認識した諸問題について考察し多くの資料によってその真髓を明かした基本設計の好参考書である。

B5判 180頁 上製本 定価900円(〒200円)

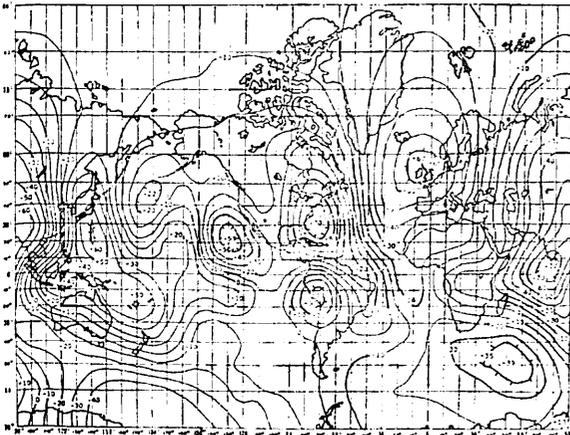
船舶電子航法ノート(28)

木村 小一
(電子航法研究所)

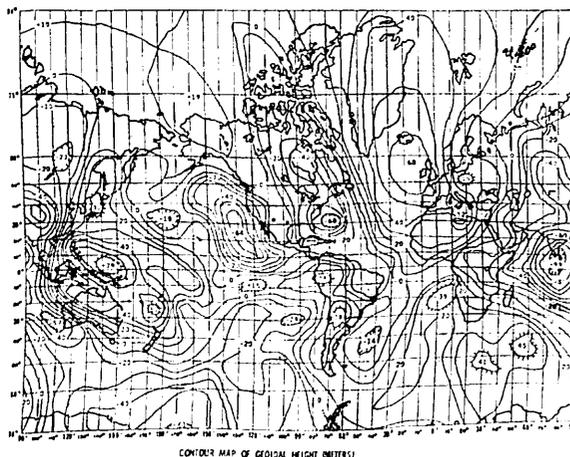
4・6・16 NNSS のシステム改良

NNSSは1965年の運用開始以来、10年余りの間一度もその電波を中断することなく連続して運用されているという、航法システムとしては画期的な成果をあげているが、更にまたいろいろなシステム改良も続けられている。このシステム改良にはつぎのようないくつかの面がある。

(1) 測位精度の向上



(a) 1966年ごろのもの



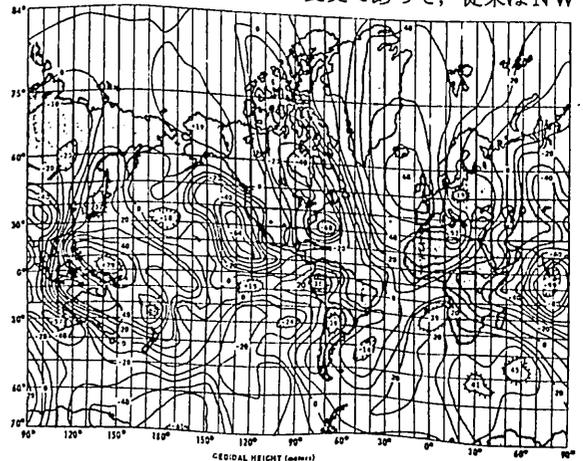
(b) 1967年の改訂

- (2) システム運用経費の節減
- (3) 新型の衛星の開発

最後の新衛星の開発はもちろん(1)と(2)を目的としているが、全く新しいシステムの開発の足がかりをも与える目的も併せ有しているとも見られる。

Johns Hopkins 大学の担当者たちは、1973年から75年にかけて、衛星の軌道決定とその予測のための種々のパラメータの検討という地道な研究に取り組んでいた。その一つは極運動効果の除去である。極運動というのは、地球の回転軸が1年周期と14カ月周期の2つの振動の合成運動によって変化することにより、北極と南極の位置が10m余り変化をする運動である。これが非常に精度の高い測位をするときには5~10mの範囲で影響があるとされてきた。研究の結果、1973年にはこの極運動による誤差を除くために、衛星から送信されてくる短命語のデータの内容の変更が行なわれ、利用者はその測位計算のプログラムに何等の変更を加えることなく、また、全く無意識のうちにこの誤差の大部分を取除くことが可能となり、この運動による誤差は1~5mまで減小することができたとされている。

1975年にもいくつかの改良が行なわれた。その一つはNNSSの準拠する測地系の変更であって、従来はNW



(c) 1975年の改訂

第4・62図 NNSS の空中線高設定に使用されるジオイド図の変遷

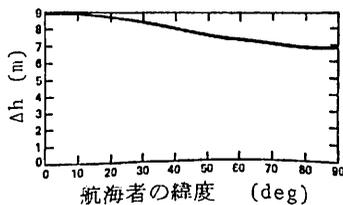
L-8Dと呼ばれる測地系(地球の長半径 $a=6378.145\text{km}$, 偏平率 $1/f=298.25$)であったものから米国防総省の統一測地系である WGS-72 ($a=6378.135\text{km}$, $1/f=298.26$)に変更になった。また、地球の重力モデルも AP L-4.5 ($a=6378.137\text{km}$, $1/f=298.25$) から WGS-72 に変更され、ジオイドの図が若干変更された。この新しいジオイド図が前に示した第1・9図である。なお、その掲載がかなり前であるので、ジオイド図の変遷として第4・62図(a)(b)(c)を掲げ、(c)図にそれを再掲しておく。(a)図は1966年ごろのもの、(b)は1967年に発表されたもの、(c)は1975年改訂のものであって、(b)と(c)の間には大きな変更はない。更に、受信機における測位計算時の定数も従来の $a=6378.148\text{km}$, $1/f=298.23$ から $a=6378.135$, $1/f=298.26$ に改めるよう勧告されている。もし、古い受信機で、古い方の数字がプログラム中に入っているときは、ジオイド高の値を第4・63図の値だけ引き算することにより測位精度が改善されることが推しよされている。

この測地系と重力場モデルの変更に伴ってGM(万有引力の常数 \times 地球の質量)という常数を $398601.5\pm 0.6\text{km}^3/\text{sec}^2$ から $368600.8\pm 0.41\text{km}^3/\text{sec}^2$ に変更(このGMは(4・1)式に示すように衛星の周期に関係する)され、更に追跡局の位置の座標も改められている。

軌道計算と軌道予測の計算には、いくつかのモデルが仮定されて使われているが、そのモデルを改良することによって軌道予測の精度が向上され、長期間の予測が可能となる。こうして長期間の軌道予測が行なわれれば、結果的にシステムの運用経費が安価になる。1975年の改良で改められたものには太陽の輻射圧の効果、太陽および月による地球潮汐の効果などがあり、これらのモデルを改めることによって衛星の摂動がより良く予測できるようになったとされている。

地上局関係では、従来計算センタで使用されていた計算機を更新する計画が進められている。

NNSSの衛星を新しいものに改良する計画はTIP



第4・63図 空中線高の補正図

古い計算プログラム ($a=6378.144\text{km}$, $1/f=298.23$) を使用しているときにはこの Δh の値を空中線高から引き算する。

(Transit Improvement Program) と呼ばれる。衛星軌道予測の際に計算モデル化が困難な項目に地球周辺における残留大気による衛星の減速がある。これはそのような大気が高度1000km付近でどのような分布をしているかまたそれがどう変化するかといった資料が得にくいことがその原因である。TIPではこの効果を衛星上の機器によって除くことが考えられた。DISCOS(じょう乱補償システム, Disturbance Compensation System) と呼ばれるのがその装置であって、これは衛星が加減速されたことのセンサと加速用の小型の推進装置とから構成されている。センサは原理的には中空の球の中に小さな球を入れたようなものであるといわれる。衛星上は無重力状態であるため、この中空の球の中心に小球を保持しておくことができる。外側の球は衛星に固定してあるので、もし衛星が残留空気の抵抗を受けて減速すると中の小球は前の方に進む、そこで、この球が常に中空の中心にあるように衛星の速度を小型のロケットで制御をしてやれば、衛星は空気抵抗による減速を補償できることになる。このDISCOSの実験をするために1972年にTRIAD-1という衛星が打上げられた。この衛星ではこのDISCOSで3軸方向の速度制御をして、少なくとも1週間の軌道予測が十分な精度で行なえることが確認できたと報告をされている。

運用型の衛星では、システムの簡単化のためにDISCOSは衛星の進行方向のみの単軸の速度補償をするよう設計されたが、その結果、より精密な3軸姿勢制御が必要であった。推進用にはイオンエンジンが使用された。これはテフロン(フロン)の表面で放電を行なうことによって、テフロンイオンが放射され、その反動によって推力を得ようとするもので、電力さえあれば燃料はほとんど無限に得られ、推力の制御は放電の回数によって行なわれるからである。

こうして、軌道の安定度が増加することにより、衛星上に記憶されている軌道情報の入れかえは1週間程度にまで伸ばすことができ、そのためには衛星上の記憶容量の追加などの処置が必要となる。TIP用の新衛星(TIPS: Transit Improvement Program Satellite)ではこの目的などのために衛星上に汎用の新鋭の電子計算機を搭載している。そして、この計算機は地上からプログラム可能で、アクセス時間 $4.8\mu\text{s}$ の16ビット32k語のメモリを備えており、10日分(正副2つのメモリに5日分ずつ)の軌道データの記憶とその放送および衛星上の時計の制御に使用されている。このTIPSではその内容は明らかにされていない現在5mあるまるめ誤差を除く追加の軌道データも送信しているが、これは現在のNNSS受信

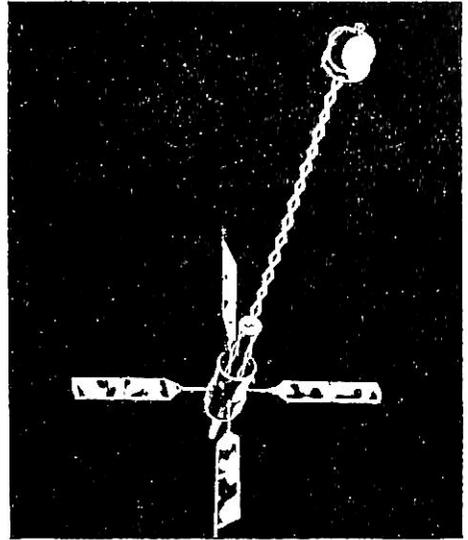
機の動作に影響を与えず、かつ受信できない形で位相変調をされている由である。

計算機のもう一つの機能である時計の制御は、計算機のプログラムによって発振器の出力周波数を精密制御をする IPS (Incrementally Programmable Synthesizer, プログラムにより精密制御のできる周波数合成器という意味) であって、計算機からの出力周波数を f_{out} , 発振器からの周波数を f_{osc} とすると

$$f_{out} = f_{osc} [1 - (1/B) \{1 + (1/A)\}] \quad (4 \cdot 88)$$

といった計算を行なって、計算機の出力周波数を制御する。ここで A は精制御、B は粗制御の係数で B は A の 1 万倍の感度をもっており、この A と B は地上からの指令によって決定される。この計算機で制御される時計の出力は地上のセシウムビーム発振器による原子時計と 1 日 1 回程度比較され、時計の変動が地上の計算機で解析されて、時計誤差が 0 になるような最適制御をする A と B の値が決定され、発振周波数は 1×10^{-12} 程度まで制御される。この目的はのちに 4・9 節で述べる予定の新しい航行衛星システムである GPS の予備実験を兼ねており、この目的の送信も現在の 2 つの送信周波数にのせて、普通の NNSS 受信機に影響をしない形の変調で送信されている。

TIPS は第 4・64 図に示す形状の衛星で、その受信電力が従来の衛星の倍になるよう配慮され、400MHz 帯は右旋円偏波、150MHz 帯は左旋円偏波（現在は両波とも左旋円偏波）で送信されている。第 4・19 表に示してあり TIPS はその第 1 号 TIP-2 が 1975 年に打ち上げられたが、太陽電池のパネルが開かず失敗、ついで、TIP-3 が 1976 年 9 月に打ち上げられた。この衛星はその後 NNSS 30460 として 1977 年 6～8 月に電波を出していた衛星と見られているが、わが国での受信結果では緯度方向の測位誤差が他の衛星に比して数倍（標準偏差で 180 m 程度）あり、その後電波を停止している。米海軍は 5 個の新しい TIPS（重量 809kg, 4 枚の太陽電池パネルと蓄電池で 80～105W の電力が使用できる）を発注しており、1979 年夏には打上げ可能とされている。



第 4・64 図 Transit Improvement Program Satellite (TIPS)

なお、在来型の衛星も未だ 1 ダース程度が地上に保管されているといわれているが、第 4・19 表にあるごとく、そのうちの 1 個と思われる衛星が 1977 年 10 月に TRANSAT の名で打上げられている。これは在来の衛星に GPS の実験装置（受信装置など）をのせる改良が施されたものといわれ、NNSS 30110 としてごく短期間軌道要素などが受信されたのがそれと思われるが、その後電波を出していない。というようなことで、NNSS のシステムが今後どのような道をたどるのかは明らかでないが、かなりのシステム改良が行なわれているので、今後もなお当分は運用が続けられることが期待される。

4・6・17 NNSS の長所と短所

最後にまとめとして、NNSS の長所と短所について整理をしておく。まず、長所としては第 1 に現在利用可能な唯一の全世界的システムであって、他のシステムと比べても高精度である。受信装置はほぼ完全に自動化されており、測位結果は緯度と経度で表示され、測位には図や表の助けをかりる必要はない。なお、NNSS で得られる位置データの緯度と経度は前述したように WGS

第 4・19 表 NNSS の改良型衛星

衛星名称	打上げ年月日	登録番号	重量	軌道要素			衛星の目的
				遠地点	近地点	傾斜角	
TRIAD-01-1X	1672. 9. 2	1972. 69-A	kg	838	743	deg 90.1	DISCOSシステムを積んだ航行衛星
TIP-2	1975. 10. 12	1975. 99-A	—	703	360	90.7	打上げ失敗
TIP-3	1976. 9. 1	1976-89A	—	787 (831)	341 (575)	90.3 (90.3)	NNSS 30460として一時運用軌道は()内に変更
TRANSAT	1977. 10. 28	1977-106A	—	1,109	1,064	89.9	NNSS 30110改良型衛星, 未運用

-72 という測地系によるデータであり、各地で使用されている測地系との間に数百m以内の差がある場合があるので、測地系による緯度と経度の変換をする必要がある(わが国の近海の場合は1・9節で述べたように測地系変換図、海図6019号が刊行されている)。測位はその都度独立して行われるのでレーンスリップのような現象はなく、受信機を連続作動させる必要もない。(受信機を再起動させたときは推測位置が必要)電離層による電波伝搬の影響は若干受けるが、その補正方法もほぼ満足する程度に確立されている。受信機付属の計算機を利用して色々な航法計算ができ、また他の航法システムと組合わせた総合航法システムの構成品となることができる。

一方、欠点としては、受信機が比較的高価(数百万円以上)であり、希望するときに何時でも測位できるとは限らない。とくに衛星の軌道配置が悪いと半日ぐらい測位のできないことも生ずる。測位には十数分の連続測定が必要であるので、その間の船の移動データが測位計算の際に必要となる。もし、この移動データに誤差があると測位誤差の原因となる。

ここであげた2つの欠点をなくす新しい衛星航法システムが検討され、開発努力が行なわれている。この新システムについては、節を改めて紹介する。

参考文献(衛星航法全般とNNS Sに関するもの)

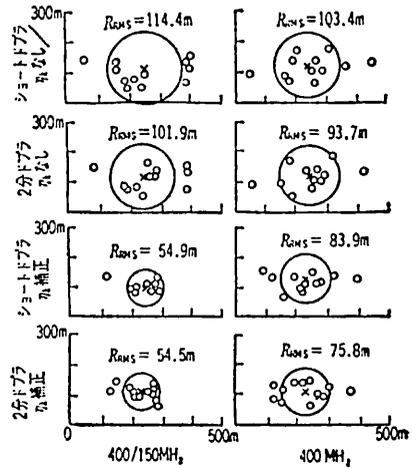
- (4・1) 木村小一：衛星航法，海文堂出版(1977)(1978年に再版，巻末にNNS Sの文献45編をあげてある)
(他に衛星航法をとりあげた著書としては，既出の(2・3)，(2・4)，(2・10)，(2・31)，(2・32)，(2・50)などがある。このうち(2・10)の「Sonnenberg: Radar and Electronic Navigation」は1978年に改訂版としての第5版が出た。この新版ではオメガ，衛星航法および総合航法システムの章が追加され，記述中にはドブラ・ソナーも加わり，総ページ数も312ページから376ページと60ページ余りふえている。)
- (4・2) M. Kayton & W. R. Ried (editor): Avionics Navigation Systems, John Wiley (1969)
(名前通り航空航法の著書であるが，衛星航法に1章をさき，その他船舶航法に参考となる記述もある。)
- (4・3) 田中磯一編：電子航海計器の解説，成山堂書店(1978)(最近著で双曲線航法など広く電子航法一般を扱っている。)
- (4・4) 木村・西・田中・奈須・西野・藤田・伊藤：Navy Navigation Satellite Systemの利用の研究，電子航法研究所報告(1973)(巻末に1972年頃までのNNS Sに関する文献のほとんどである92文献がリストアップされている。以下に掲げた文献は(4・1)と(4・4)記載のものその他から本文執筆の参考にしたものを中心に掲げる。)
- (4・5) W. H. Guier & G. C. Weiffenbach: A Satellite Doppler Navigation System, Proc. of I. R. E. p. 507 April (1960)
- (4・6) M. A. Schreiber & T. Wyatt Evolution and Testing of a Navigational Satellite, Elec. Eng. p. 1033 Dec. (1960)
- (4・7) R. B. Kershner & R. R. Newton: The Transit System, Jour. of Inst. of Navigation, Vol. 15, No. 2 p. 129 (1962)
- (4・8) M. A. Schreiber: Development of a Navigation Satellite System, Signal p. 31, Dec. (1962)
- (4・9) E. Ehrlich: Navigation by Satellite, TRW Space Log, Summer (1967)
- (4・10) N. Lawhead: Position Location Systems Technology, p. 1 IEEE PLANS (1976)
- (4・11) J. B. Moffett: Program Requirements for Two-Minute Integrated Doppler Satellite Navigation Solution AD 731663 (1971)
- (4・12) 木村小一：船の速度誤差などがNNS S測位計算に及ぼす影響，日本航海学会誌 No. 46 (1971)
- (4・13) 西野朝生，木村小一：星光丸における船位決定システムの評価について，日本航海学会論文集，No. 47 (1972)
- (4・14) 木村小一，奈須英臣：電波伝搬上の屈折効果がNNS S測位に及ぼす影響，日本航海学会論文集，No. 49 (1973)
- (4・15) 木村小一，奈須英臣，庄司和民：NNS Sの測位精度について，日本航海学会誌「航海」，No. 42 (1974)
- (4・16) 奈須英臣，木村小一：電離層屈折によるNNS S測位誤差の1計算法，日本航海学会論文集，No. 52 (1974)
- (4・17) 奈須英臣，木村小一：400MHz 1波NNS S受信測位精度改善の一方法，日本航海学会論文集，No. 59 (1978)
- (4・18) 木村小一，奈須英臣，内野孝雄，山崎浩：NNS Sを利用した高精度3次元測位について，日本航海学会論文集，No. 55 (1976)
- (4・19) G. N. Brower & J. G. Morgan: Theoretical and Practical Comparison between Two-Minute Doppler and Short Doppler Satellite Position Fix Accuracy, NAVIGATION, vol. 19, No. 2 (1972)

- (4・20) T. A. Stansell Jr.; The Navy Navigation Satellite System-Description and Status, NAVIGATION, Vol.15, No.3 (1968)
- (4・21) T. A. Stansell Jr.; Using the Navy Navigation Satellite System, NAVIGATION, Vol.17 No.2 (1970)
- (4・22) T. A. Stansell Jr.; Transit, the Navy Navigation Satellite System, NAVIGATION, vol. 18, No.1 (1971)
- (4・23) T. A. Stansell Jr.; The Many Faces of Transit, NAVIGATION, vol. 25, No. 1 (1978)
- (4・24) V. L. Piscane (他); Recent Improvements in the Navy Navigation Satellite System, NAVIGATION, vol.20, No.3 (1973)
- (4・25) K. D. McDonald; A Survey of Satellite Based Systems for Navigation, Position Surveillance Traffic Control and Collision Avoidance, NAVIGATION vol. 20, No.4 (1973)
- (4・26) Staff of the Space Analysis and Computation Group; Planned Improvements in the Transit System, NAVIGATION, vol. 22, No.4 (1975)
- (4・27) 米沢弓雄: 船位決定のための NNS の現状と将来, 造船技術, '78.7 (1978) この論文あとに各社の受信機が紹介されている。
- (4・28) 木村小一: 人工衛星による航法, 信学誌, vol.51, No.7 (1968)
- (4・29) 木村小一: 船舶におけるエレクトロニクス, 信学誌 vol.57, No. 4 (1974)
- (4・30) 木村小一: オメガ航法と衛星航法, 信学誌, vol.56, No.10 (1973)
- (4・31) 木村小一: 衛星航法システムの現状, 計測と制御, vol. 17, No. 10 (1978)

(追補) (第26回の最後のあとにもう少し, 測位データの例を追加する予定でしたが, 抜けましたので補足します。)

4・6・13 固定地点での測位結果の例 (つづき)

4・6・8 節でショート・ドブラ・プログラムを紹介しており, そこでも述べてあるように, このプログラムを使うと一般的には測位精度が向上するとされている。第4・追1 図は, 2周波受信のショート・ドブラ方式の測定値12例を併せて8種類の方法で再測位計算をした例を示している。この図の計算の方法はつぎの組合わせて行なっている。



第4・追1 図 同じ測位データによるショート・ドブラと2分間ドブラなどの比較

- (1) ショート・ドブラ方式と2分間ドブラ方式(ショート・ドブラの測定値を5個分加算)
- (2) 2周波による電離層補正ずみと400MHz 1波による無補正。
- (3) 衛星が軌道面から横にずれる補正項(4・45)式の η_k を加味したときと $\eta_k=0$ で処理したとき,

図中の円は測位誤差の放射状方向のバラツキを示す R_{RMS} 円で数値は R_{RMS} でその円の半径を示してある。この例ではすべての場合にショート・ドブラの方が逆に測位誤差が大きくなるという結果となっているが, これは一つの結果であって, ショート・ドブラは測位精度が逆に悪くなることもありうるということの例を示したものである。この図でもう一つ重要なことは2周波受信の結果では η_k を算入することの効果がいかに大きいことであって, この η_k の算入は精密測位の際には欠くことのできないものと思われる。

ショート・ドブラの効果をしらべた別の論文では88回の測位の機会に対して, 第4・追1 表のような測位結果が得られている。これを見ると, ショート・ドブラは測位できる機会が大きく増加するとともに測位精度も平均して20~30%は増加するといえそうである。

4・6・追1 移動する船舶での測位結果

NNS Sは測位精度が非常に良好なために, 移動する船舶上でその船位測定をしたときに, それがどの程度の精度で測位ができているかを比較する他の船位測定手段であってNNS Sよりも高精度のものを得にくいので, 従来から余り航走中の船舶での測位精度を示したものは少ない。その少ない例としては, 沿岸航行中にレーダによる船位測定との比較をした一二例があるにすぎない。こ

第4・追1表 ショート・ドブラと2分間ドブラの比較

衛星軌道	ショート・ドブラ	2分間ドブラ
衛星最大仰角12.5°~75°の全軌道(非対称軌道も含む)	測位誤差の標準偏差 68m	同 左 90m
衛星最大仰角12.5°~75°の対称軌道のみ	同 上 63m	同 左 84m
衛星最大仰角12.5°~75°で対称軌道、2分間ドブラが5回以上とれたもの	同 上 52m	同 左 62m
衛星の最大仰角の如何をとわず全軌道	測位成功回数 85 (96.5%)	同 右 74 (84%)

(注) この受信点は南西部に高い建築物があって、仰角40°以下の部分がブロックされ、ドブラが左右対称にとれない衛星軌道(非対称軌道)があるのでこの表のような分類になっている。

ここでは、古いデータであるが、アメリカの航空宇宙局(NASA)の委託によって、沿岸測地局のPioneer号が1965年に太平洋地域で測定をした結果(2周波受信)で、この当時は運用衛星は2個であった。膨大な報告であるが、それらをまとめると第4・追2表のようになる。

第4・追2表 航行中の測位精度の実測例(Pioneer号, 1965)

航海No.	直達区間		NNSS 測位点	バラツキ程度(RMS)		
	区間数	航程計		航路方向	左右女方向	半径方向
1	7	1335.9	46	0.45	0.45	0.66
2	9	1427.4	55	0.36	0.63	0.74
3	10	1801.4	76	0.36	0.55	0.66
4	14	1959.3	90	0.35	0.49	0.63
5	11	1830.9	82	0.32	0.55	0.64
6	2	565.4	17	0.49	0.75	0.91
7	8	1125.1	62	0.56	0.42	0.74
8	9	1553.0	61	0.35	0.51	0.51
計(平均)	70	11598.6	479	0.41	0.52	0.68

第4・追3表 星光丸の直進航路でのNNSS測位点のバラツキ(単位 n.m)

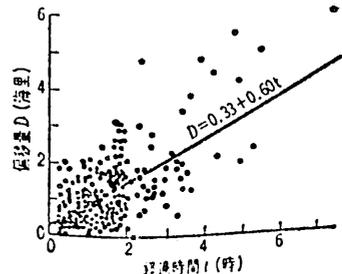
月/日	場所	受信回数	測位回数	比較可能回数	測位誤差平均値(n.m.)	主な比較手段(回数)
5/18~21	太平洋評価海域	19	17	14	0.22	レーダ(3) レーダと目視(2) 目視(1) ショラン(8)
6/2~7	サンフランシスコ~コデアク	67	52	42	0.45	主としてロランAによる比較
6/8~11	コデアク~アダック	38	27	27	0.38	レーダ(1) レーダと目視またはレーダと推測航法(DR)(6) 3点両角法(6) その他
6/12~13	アダック~アッツ	13	11	11	0.42	レーダ(5) レーダと目視(2) 3点両角法(2) DR(1) 目視(1)
6/14~20	アッツ~ミッドウエイ	71	58	34	0.27	ロランA(4) スムージング(4) 天測(LOP1本)(1)
6/21~24	ミッドウエイ~ジョンストン	26	25	23	0.49	ロランC(1) ロランAまたはロランAとCの組み合わせ(2)
6/25~26	ジョンストン~ホノルル	14	12	9	0.42	ロランAおよびロランC(9)
7/1~6	ホノルル~サンフランシスコ	55	41	39	0.39	スムージングプロット(4) ロランA(9) 天測, その他(5)
計		303	243	198	0.38	

このうち、太平洋評価海域というのは、測量用の電子機器などの測位精度等を評価する海域で、基準となる高精度測位手段が別に備えられているので最も信頼のおけるデータのように思われる。その他の海域での比較手段はNNSSと同程度(ロランC, レーダ, 3点両角法)あるいはそれ以下の精度の船位測定との比較であることに注意しなければならない。測位の成功率が余り良くないのは、衛星の低軌道通過のほか、受信機が初期のものであったため、故障、雑音妨害、操作ミスなどが若干あったとされている。

第2の例は、超自動化船「星光丸」(138,000 DWT)に搭載したわが国でのNNSS受信機の第1号(2周波受信)での測位データを解析した結果(第4・追3表)である。この船の日本一中近東の航海において、オートパイロットを用いて直進航路をとった場所があるとの考えにより、そのようなところを全NNSS測位点の解析によってしらべた結果、数次の航海において長短はあるが合計で70区間が得られ、その航程は全航程の航海によってもちがうが20~30%に及び、そのほとんどが南支那海とインド洋であったとされている。これらの測位データを仮に船が定速、定針路(この値は測位点の回帰直線を引くことで求めてある)で航行したとしたときの航路からの偏差を求めて、それを表に示してある。このようにして、すべてがRMSで1 n.m.以下という値が得られたので、NNSS測位間隔に対するその偏移量を第4・追2図にプロットして、この回帰直線を求めた結果はつぎのとおりであった。

$$D = 0.33 - 0.60t \quad (4 \cdot \text{追} 1)$$

ここで、Dは偏移量(n.m), tはNNSSの測位間隔の経過時間(h)である。これからt=0でD=0.33 n.m.が得られ、これは、船の蛇行、潮流の影響なども加えたNNSSの測位誤差を示唆するものと考えられている。



第4・追2図 NNSS測位用の経過時間(t)とその直線コースからの偏移量(D)

技術短信

三菱C形舵取機第1号機完成

海上保安庁1000t型巡視船“しれとこ”に搭載

三菱重工業は、昨年、中小形船用に適した軽量・コンパクトな三菱C形舵取機（複動ピストン式クレビス形）を開発したが、この程その初号機が完成し海上保安庁向け巡視船“しれとこ”（写真25頁参照）に搭載された。

特長

(1) 経済的な価格

操縦装置のポンプユニットおよびパワーユニットが不要となり、操縦装置が安く購入できる他、艤装が簡単で、艤装費用が低減できる。

(2) 容易な保守点検

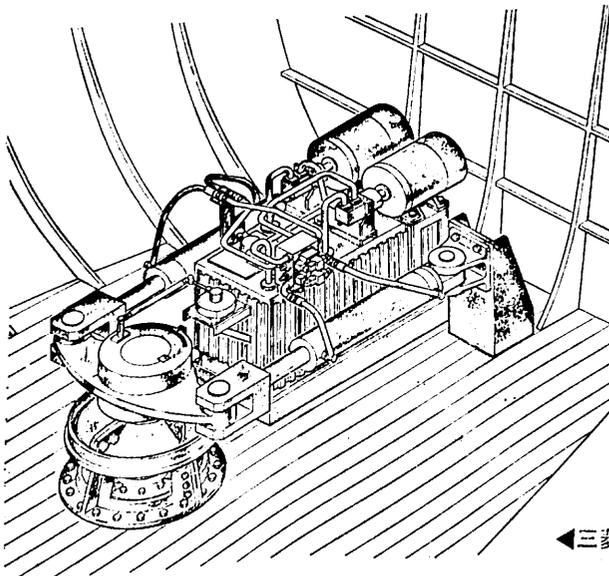
構成部品が少なく、構造が簡単のため保守点検が容易である。特に油圧ポンプはカートリッジタイプなので解放点検・部品交換が乗組員の手で簡単にできる。

(3) 迅速な操舵性

電磁切替弁の on-off 制御なので、小舵角操舵時の応答性が良い。

(4) 自由な配置

電磁切替弁による直接制御方式を採用しているため、パワーユニット制御レバなどが不要となり、舵取機の自由な配置が可能である。又、ポンプ・モータ等の油圧ユニットは油タンク上部にコンパクトに配置されている。



◀三菱C形舵取機

主要目

形 式	C-10	C-15	C-25	C-35	C-50		
トルク(計画油圧)	t	10	15	25	36	51	
転舵角度/速度	度/秒	65/28					
舵柄半径	mm	510	580	580	670	750	
計画圧力	kg/cm ²	110	120	140			
安全弁力	kg/cm ²	115	125	145			
モ ー タ	出力	kW	5.5	7.5	11(7.5)	15(11)	22(11)
	回転数	rpm	1,800				
過負荷	名/秒	100/60					
ポン プ	形式×台数	T5 C-008×2	T5 C-010×2	T5 C-014×2	T5 C-017×2	T5 D-028×2	
		(T5 C-008×2)	(T5 C-010×2)	(T5 C-014×2)	(T5 C-017×2)	(T5 C-014×2)	
		() 並列運転					

(5) やさしい艤装

小形・軽量でそのうえシリンダ支持部に球面軸受を採用しているため、シリンダの芯出し作業が簡単で据付が容易である。また、万一据付台が変化した場合でもシリンダに悪影響を及ぼさない。

海外技術短信

ケミカルタンカー用レベル・センサー

John Davis & Son (Derby) Ltd. は、このほど、ケミカルタンカーの過重を防止できる空圧式レベル・センサーを開発した。この装置は、同社が「Pneumatic Two Level Alarm System」という商品名で発売したもので、国連の規格にもとづいて積荷を自動的に停止できる機能を持ち、現行ならびに将来のIMCOに適合することを特長としている。この装置は、丈夫な耐水構造の主制御装置、タンカーのハッチに取り付ける液位計、タンカーの内部に取り付ける検出装置などで構成されている。

使用に際しては、タンカーの液位が検出装置の下端に達するとクラクションが3秒間鳴動し、液位計が回転してタンカーがほぼ満杯になったことを知らせる。この時点から積荷は手動に切り換えてタンカーに供給する。

この装置は 57~114psi の圧縮空気で作動し、故障時の予備として2次の圧縮空気も用いられる。なお、圧縮空気の供給が停止するとバルブが自動的に閉じる構造になっている。

(資料提供：英国大使館)

製品紹介

海図情報とレーダ情報重畳表示の新・狭海域航路
監視装置「チャートレーダ SACOA CR-7」開発

住友重機械工業株式会社及び日本アビオトロニクス株式会社は、今後海図情報とレーダ情報を重畳表示する新型の狭海域航路監視装置「チャートレーダ SACOA CR-7」を共同開発した。

1. 開発の経緯

住友重機械及び日本アビオトロニクスは、昭和48年に他船の自動捕捉及び自動追尾機能を有する衝突予防装置「SACOA-I」を開発、超自動化船香取丸（住重・浦賀造船所建造）に搭載、その後更に改良を加えた衝突予防装置「SACOA-II」を開発した。本装置は、海図とレーダを重畳させ、狭海域航行船の衝突、座礁を未然に防止するために、航路の確認及び行合船、同行船等の監視を目的とし「SACOA-II」のシリーズ製品として開発したものである。（特許出願中）

2. 装置の特色

本装置は、海図とレーダビデオを重畳表示すると同時に、海図を自船の動きに応じて自動的に追従させている。従来海図情報とレーダ情報を海図室と操舵室に別々に分けていたものが同時に監視することが可能となり、海図上における自船の位置及び出合船と自船との相対位置が一目瞭然に判り、避行操船に関し迅速かつ正確な判断が行えるようになった。特に狭海域、沿岸航行時及び省人化船の操舵室の One-man watch 等に威力を発揮するものと期待されている。

(1) 装置の概要

構成は、表示部及び制御部より成る。表示部は、220mm×220mmの表示面に512×512ラインで262,144ドット表示する蓄積形、高解像度のプラズマディスプレイパネルを使用している。これに海図情報を1/4に縮尺した白黒反転乾板を緑色のフィルターを透過して光学的に原図大に拡大して投影する。海図乾板は、ジャイロの方位信号とログの船速信号によりX-Y方向に自船の動きに合わせて自動的に駆動される。レーダ情報は、レーダビデオをプラズマディスプレイパネルに橙色にドット表示し海図情報と重畳させる。レーダビデオは、クラッタ除去を行ったデジタルビデオを表示し、レーダアンテナの3回転毎にデータを更新し、プラズマディスプレイの映像も

それによって書きかえられる。

(2) 主要なる特徴

- (a) 海図情報は緑色、レーダ情報は橙色と2色で重畳されるので両情報に明確に区別され非常に見易い。
- (b) 海図は、原寸大に拡大投影されるので海図と全く同等な情報が得られる。
- (c) 海図乾板に予め航路を記入しておけば、それがディスプレイ上に投影されるので航路と自船の関係位置が一目瞭然となり操船が容易となる。
- (d) レーダビデオは、プラズマディスプレイにドット表示されるので、静止した見易い情報が得られる。又ディライト形であるのでフードがなく複数の人員が同時に見ることができる。
- (e) レーダビデオは、スキャナー3回転毎に書きかえられるので、その際に他船の映像が動き、その針路を容易に見分けることができる。
- (f) レーダビデオは、ビデオ処理部でクラッター処理されているので、鮮明で見易い映像が得られる。
- (g) コントロール上の操作端が少く、操作が簡単であるので、熟練を要することなく直ぐに使用できる。

(3) 機能の拡張

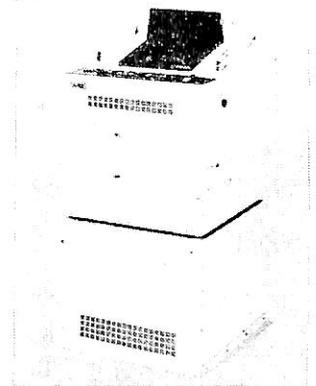
基本仕様下記に拡張機能がオプションとしてある。

オプションA（狭海域航路監視の機能拡張）

- (a) 電子カーソル
任意の2点間のレンジ及びアジマスを表示する。
- (b) 自船の速度及び針路の数字表示
- (c) 海図尺度の選択ディジスイッチの設置
- (d) トルモーション表示
- (e) 測深データ表示

オプションB（衝突予防の機能拡張）

- (a) 他船をシンボル化してヘッディング表示
- (b) 自船並びに他船の速度及び針路表示
- (c) DCPA及びTCPAの数字表示
- (d) 衝突の危険船の判定及び表示
認定された Min. DCPA 及び Min. TCPA になった場合危険船の表示及び可聴警報を発する。



昭和53年度(11月分)新造船許可集計

運輸省船舶局造船課

区 分		4 月～11 月 分 累 計				11 月 分			
		隻数	G T	D W	契 約 船 価	隻数	G T	D W	契 約 船 価
国内船	貨物船	54	545,410	664,566	千円 176,559,000	8	60,640	79,900	千円 22,514,000
	油槽船	24	368,308	572,600		3	9,380	16,450	
	貨客船	5	37,340	17,370		2	25,000	12,600	
	小計	83	951,058	1,254,536		13	95,020	108,950	
輸出船	貨物船	62	960,190	1,146,899	千円 235,445,393	12	283,800	252,270	千円 81,818,431
	油槽船	10	349,400	618,520		3	54,200	105,270	
	貨客船	—	—	—		—	—	—	
	その他	—	—	—		—	—	—	
小計	72	1,309,590	1,765,419	15	338,000	357,540			
合 計		155	2,260,648	3,019,955	千円 412,004,393	28	433,020	466,490	千円 104,332,431

■編 集 後 記■

□年も変わり1979年を迎える。昨年末内閣も変わり、日本中が新しい気分で希望に満ちた年になることを祈る。年号の読み方が“人は苦しみに泣く”では困るので“人の苦しみは無く”となって欲しいものだ。大平新内閣が国民のための政治を行なって名前通り鼓腹撃壤太平の世の中を出現させることを期待したいものである。

□本新年号は、本誌30周年記念特集号として「明日の造船技術のための基礎研究特集」を行なった。構造不況の代表産業といわれる造船産業が、過剰設備の削減を行なって適量設備として再出発をするとき、設備・雇用の合理化に加えて、技術力の優秀さを以て国際競争に対処しなければならない。そのための技術向上に参考情報として大いに役立つものと期待すると共に、ご多忙の中を現在研究中の内容を発表していただいた執筆者各位に深く感謝の意を表する次第である。

□昨年一年間を振り返って見るといろいろなことがあった。造船界に関係する主な事項を拾って見ると、円高、石油洋上備蓄、特定不況産業安定臨時措置法の成立、こ

れに基づく特定船舶製造業安定事業協会法の成立、佐世保重工業救済、原子力船“むつ”の佐世保重工業修理決定、波止浜造船を始めとするいくつかの中小造船所の倒産等、造船界の不況を反映する事柄が多い。

□世界の船腹は、油槽船、撤積船を中心にまだ過剰気味のようなのだ。しかし海運は、需給関係の動きにより市況のよい船種と市況の悪い船種が出るはずだから、今年市況の悪い船種から市況のよい船種への改造、IMCOで定められたタンカーの二重底採用、SBT採用のための改造工事が増えてくることは期待される。それと同時にこの関係で世界のタンカーの傾向が変わり、大型タンカーから中型タンカーへの移行が起り、大型タンカー受注は少なくなるだろうが、中型タンカーの受注が増えてくるのではなかろうか。中型タンカーに移行すれば過剰の解消と共に受注数は増えると思われるから、造船安定操業の見通しは必ずしも暗くないと考えられる。

□とに角、今年造船界にとって、延いては当社にとって最も厳しい年になりそうだ。お互に頑張って行きましょう。

☆予約購読案内 書店での入手が困難な場合もありますので、本誌確保ご希望の方は直接協会宛お申込み下さい。バックナンバーも備えてあります。

予 約 金 { 6カ月分 4,800円(送料共)
1カ月分 9,000円 }

運輸省船舶局監修
造船海運総合技術雑誌

船の科学

禁転載 第32巻 第1号(No.363)

発行所 株式会社 船舶技術協会

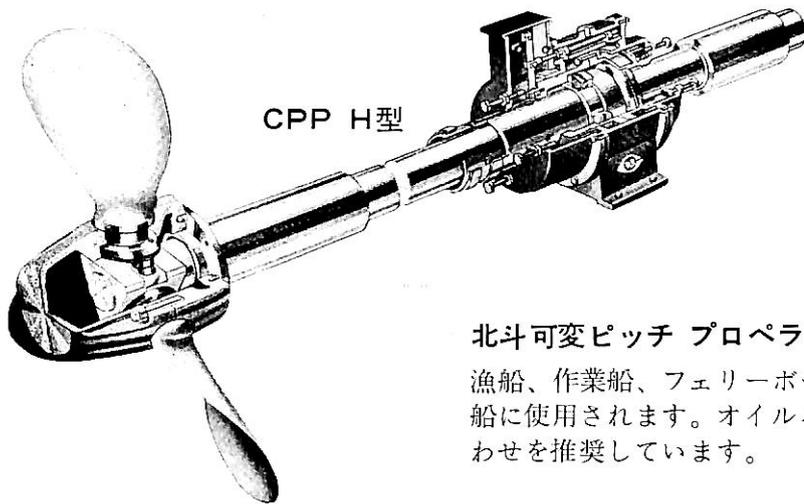
〒104 東京都中央区新川1の23の17(マリニビル)
振替口座 東京 3-70438 電話03(552)8798

昭和54年1月5日印刷 {昭和23年12月3日}
昭和54年1月10日発行 {第三種郵便物認可}

特価 880円(〒45円)

発行人 船橋敬三
編集委員長 田宮真
印刷所 大洋印刷産業株式会社

北斗 信頼できる船尾装置の代名詞



CPP H型

北斗可変ピッチ プロペラ

漁船、作業船、フェリーボートなどあらゆる種類の船に使用されます。オイルバス式船尾管との組み合わせを推奨しています。

北斗モノブロック プロペラ

ステンレス、マンガンブロンズ、ニッケルアルミブロンズなどの材料を使い、標準プロペラも多数取りそろえています。



ステンレス プロペラ

あなたの船の船尾装置は北斗製品におまかせ下さい。

中越フウケシヤ株式会社

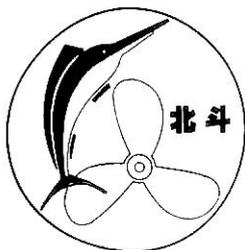
本社 東京都千代田区紀尾井町3番地(剛堂会館ビル4階) 〒102 TEL.(03)230-2211(代表) TELEX 232-4593
 富山工場 富山市向新庄1000 〒930 TEL.(0764)32-3150(代表) TELEX 5152-329
 神戸支店 神戸市生田区下山手5丁目39(興栄ビル) 〒650 TEL.(078)341-0361(代表) TELEX 5623-068
 製造駐在員 宮城県塩釜市新浜町1-43-17(株)鈴木ノズル精器製作所内 〒985 TEL.(02236)4-4155(代)

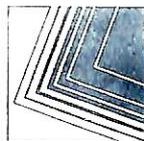
CW Singapore Office

CHUWAC ENGINEERING PTE. LTD.

Unit 105, 1st Floor Soon Wing Industrial Bldg., Off-Kallang Pudding Road, Singapore 13 Tel: 885077 882185

Telex: RS24661(CHUWACS) Cable Address: CHUWAC SINGAPORE





信頼に應える
共石の高級潤滑油



共石マリン
Sシリーズ：ストレート油



共石マリン
Pシリーズ：クロスヘッド型機関用 プレミアムタイプ システム油



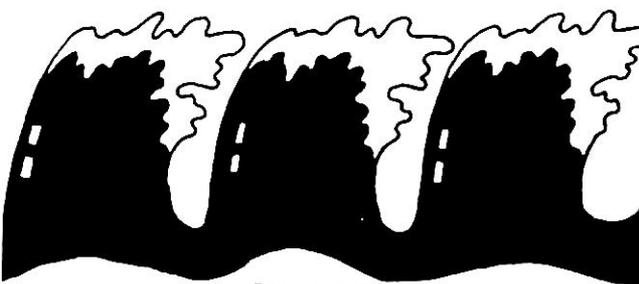
共石マリン
PDシリーズ：クロスヘッド型機関用 HDタイプ システム油



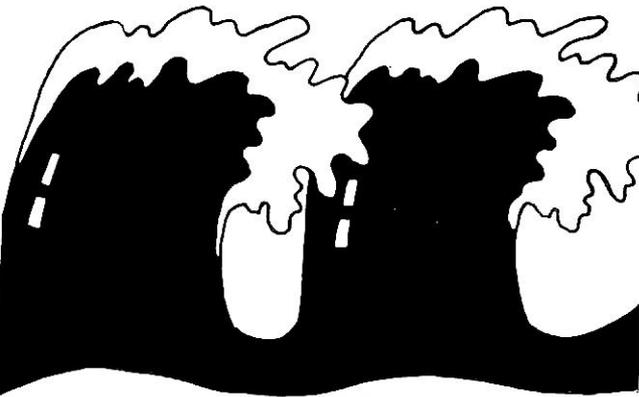
共石マリン
Dシリーズ：トランクピストン型機関用 シリンダー・システム兼用油



共石マリン
400シリーズ：中型ディーゼル機関用 中アルカリタイプ シリンダー油



共石マリン
700シリーズ：クロスヘッド型機関用 高アルカリタイプ シリンダー油



共石マリン
900シリーズ：クロスヘッド型機関用 超高アルカリタイプ シリンダー油

かお
**海の貌いろいろ、
オイルさまざま。**

大波、小波——海の表情は千変万化。そのなかを安全に航海するために、エンジン油はピッタリしたものを選びたいものです。千変万化する海で鍛えあげられた、共石の船用エンジン油は、ワイド・バリエーション。エンジンのタイプや使用燃料にあわせて、最適のエンジン油がお選びいただけます。しかも、その選定から効果的な使用方法まで、きめこまかいテクニカル・サービスを実施しています。ワイド・バリエーション、ワイド・サービスが魅力の共石の船用エンジン油で、安全航海の第一歩を確かなものにしてください。

高性能・高品質・高信頼性

共石マリン

共同石油

本社/100東京都千代田区永田町2-11-2(星洲ビル) TEL(580)3711(船支店/札幌・仙台・東京・関東・横浜・名古屋・大阪・広島・高松・福岡・沖縄