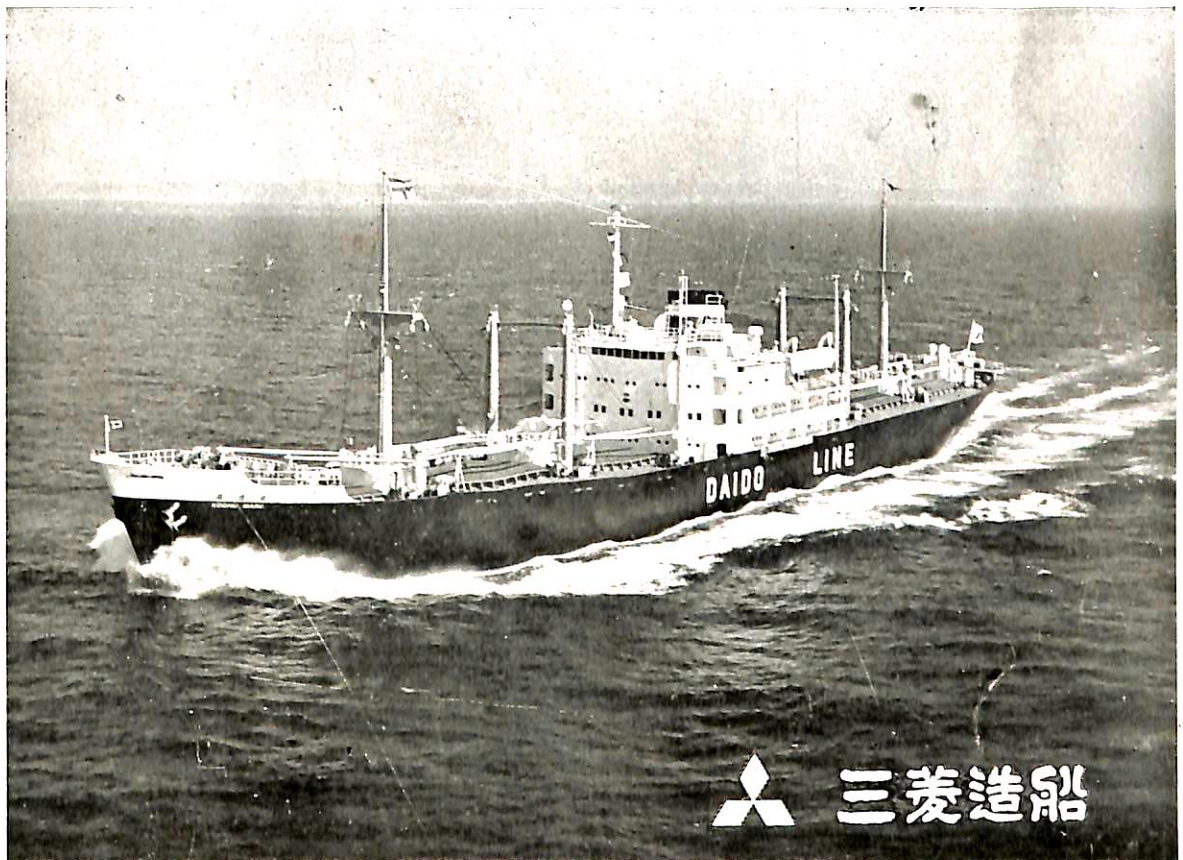


船舶

9

VOL.28

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和三十年九月七日 発行
昭和二十四年三月二十八日 運輸省特別承認
社第四〇六号



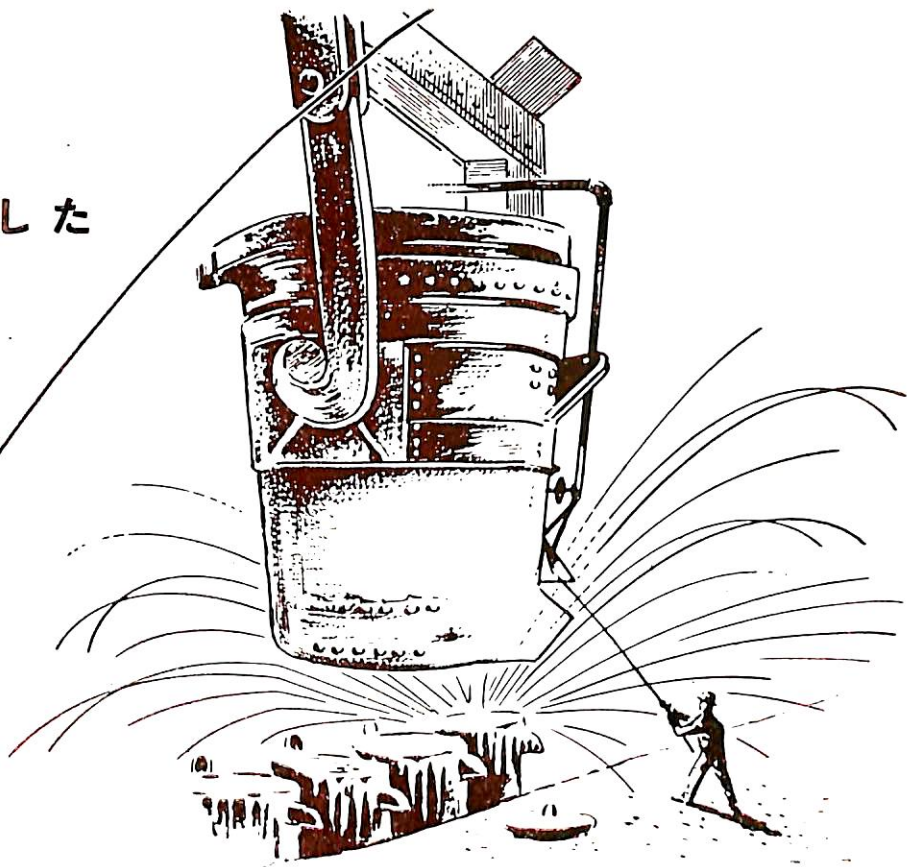
 三菱造船

大同海運株式会社 高忠丸 11,600總噸 速力19節
三菱長崎ディーゼル機関(6UEC75/150型 8,500BHP)搭載

天 然 社

用途に適した

特殊潤滑油の
使用により……



機械に巨大な生産力を與える……

ガーゴイル DTE マリンオイル No.3-No.5 は
ディーゼルエンジン用として特に製造された高級潤
滑油で高温度下に於ても有効な油膜を造り堆積物の
生成が著しく少いので、船舶用ディーゼルエンジン
に最適です。長期間故障のない運轉が出来るので経
費を節約し事業の利潤を向上させます。



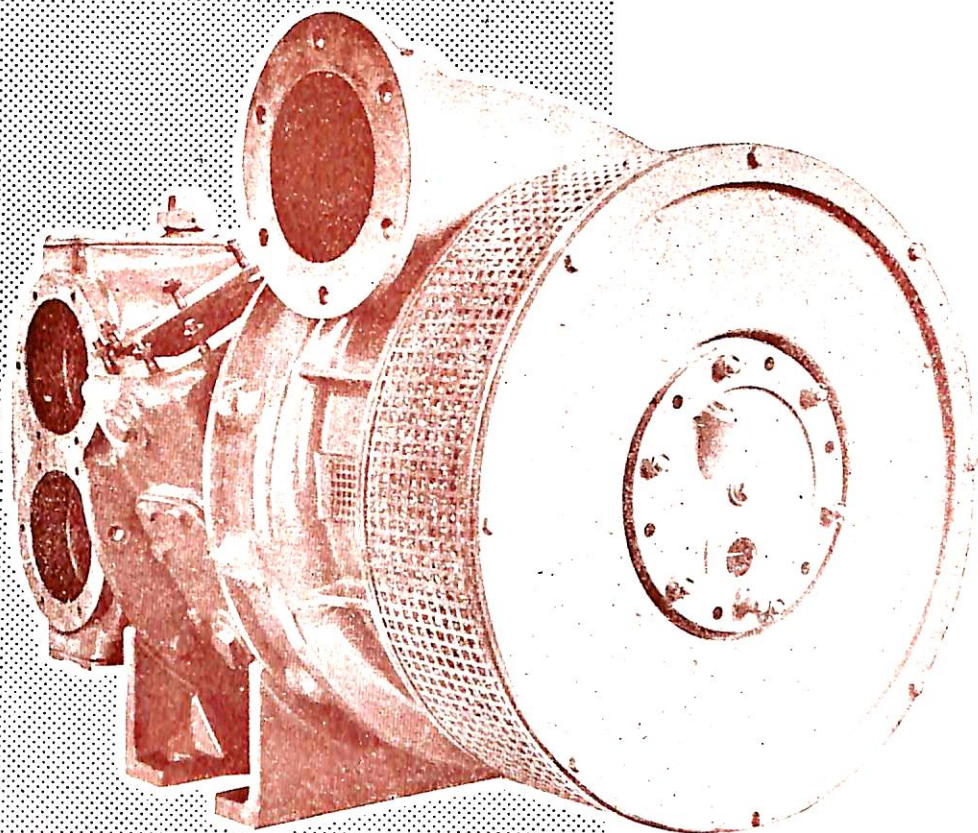
GARGOYLE
Lubrication

スタンダード・ヴァキューム石油会社

東京・横浜・大阪・名古屋・仙台・小樽・福岡

**BROWN
BOVERI**

TURBO-CHARGERS



69913-VI

- Power increases of 50 - 120 % with Brown Boveri low- and high-pressure exhaust-gas turbo-chargers.
- Eight standard low- and high-pressure models for Diesel engines of 150 15000 B. H. P.
- Our new factory, with its modern manufacturing facilities, permits rapid delivery at competitive prices.
- Turbo-compressors constructed for over 40 years, turbo-chargers for more than 25 years. Take advantage of our long experience in these fields.

GET INTO TOUCH WITH US NOW

BROWN, BOVERI & CO., LTD., BADEN

日本総代理店

SWITZERLAND

UHAG

海外通商株式會社

(旧ユーバーゼーハンデル株式会社)

東京都千代田区大手町1-3産業会館ビル8階 電話丸の内 23 0411-5

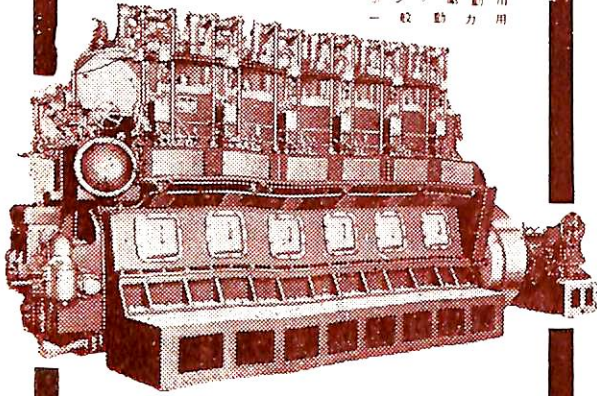
大阪市北区梅田町27 産業会館ビル内 電話福島 45 3021-5, 4101-5

名古屋市中央区広小路通2-4グリーンビル内 電話本局 2552

AKASAKA DIESEL

創業 50年
50 B.H.P. — 3,000 B.H.P.

船舶主機用
船舶主機用
船舶主機用
船舶主機用
船舶主機用
船舶主機用
船舶主機用
船舶主機用
船舶主機用
船舶主機用



株式会社 赤阪鉄工所

本社 東京都中央区銀座6-3 TEL 銀座(57)1414-6439
工場 静岡県焼津市中392の1 TEL 焼津1010~1014



船用計器の総合メーカー

株式会社

東京計器製造所

米国スベリー社・キディ社・ベンディクス社提携

スベリー ジャイロコンパス
マリンレーダー、ローラン
キディ 火災探知並消火装置
ベンディクス デブスレコーダー
其の他各種

本社 東京都大田区東蒲田 4-31

TEL 蒲田(73) 2211-9

神戸営業所 神戸市生田区明石町19同和ビル

TEL 元町(5) 1891

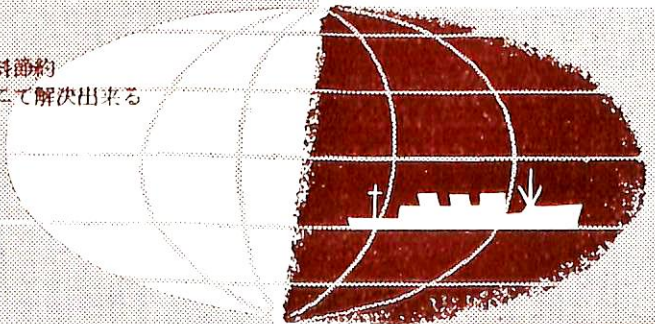
出張所 大阪・門司・長崎・南館

新製品

イビット

ボイラー熱交換器、化学装置等の酸洗に必須の
画期的理想腐蝕抑制剤

- (1) 腐蝕抑制性能優秀
- (2) 短時間で洗滌完了稼働率向上
- (3) 各部均一完全に除去熱効率向上、燃料節約
- (4) 曲管部或は煙管式のものも此の方法にて解決出来る



住友化学

本社 大阪市東区北浜 5-22 (住友ビル)
東京支社 東京都中央区京橋 1-1 (B.S.ビル)

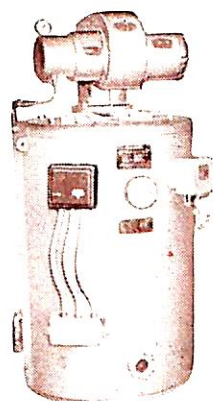
古い歴史と高性能を誇る

御法川の船用燃焼装置

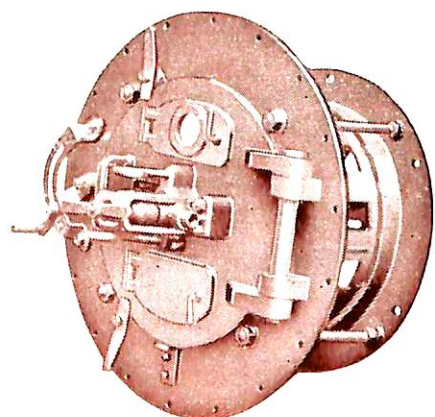
AUTOMATIC OIL BURNING WATER HEATER

御法川オートマチック、オイルバーニングウォーターヒーターは船用補助罐並に小型温水罐として誠に好適であります。既に米軍上陸舟艇用として10数隻の御採用を賜り好評を博し、又今度海上保安庁、甲及乙巡視艇として多数の御指名を受けて居ります。

本式は総てが、自動装置に働く堅型二回流焰管式オイルバーナー焚の温水罐で、人手を省き据付場所を広く採らず取扱も簡単であります。



MINORIKAWA PRESSURE JET OIL BURNER



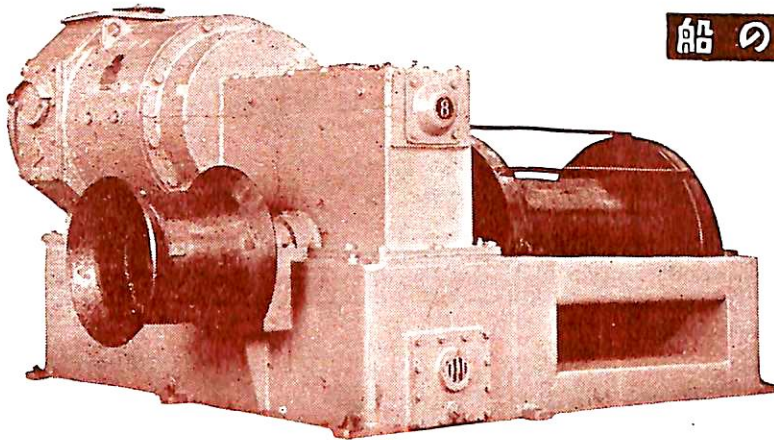
御法川圧力噴霧式重油燃焼装置は弊社が燃焼機メーカーとして海外一流品の長を採り短を捨て多年に渉り研究の結果独特に考案された優秀なプレッシャージェット、オイルバーナーでありまして船用及陸用として各種汽罐に使用せられ好評を博して居ります。

株式会社 御法川五揚

東京都文京区初音町四番地

電話(92) - 0241, 2206, 5121

総代理店 浅野物産株式会社



船の手



荷役日数短縮の新記録が
繰出しております

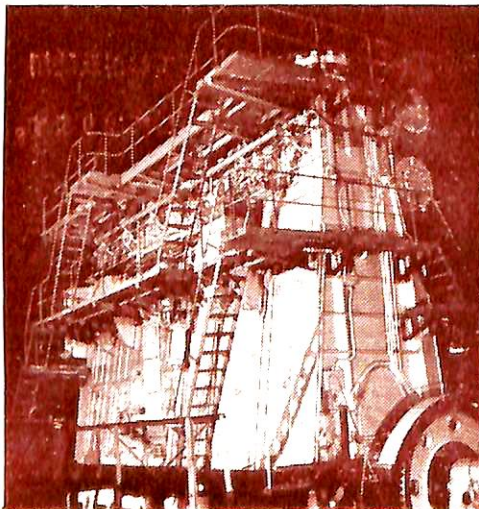
堅牢で故障がない
保守が簡単である
消費電力が少ない

富士 交流 揚貨機



富士電機製造株式会社

川崎 M·A·N 2サイクル KZ型
単働ターセル機関



100-130 r.p.m
2700~9500 HP

用途 船舶主機、補機
發電機
一般動力用



川崎重工業株式会社

本社 神戸市生田区東川崎町2丁目14番地
支店 東京都港区芝田村町1丁目1ノ1 (日比谷ビル7階)

船舶

第 28 卷 第 9 号

昭和 30 年 9 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

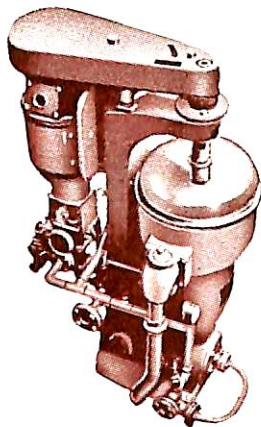
特集「船用高速ディーゼル機関」

- 船用高速ディーゼル機関の歴史並びに将来について……………花田 政明…(727)
- ダイムラーベンツ製 MB 820 Bb 1000HP 高速ディーゼル機関について……………能勢敬次郎…(735)
- 川崎 M.A.N. VV22/30 ディーゼル機関について……………川崎重工業株式会社…(739)
- 三菱 DL 4 M 型機関について……………鈴木 善壽…(744)
- η 線による欠陥の迅速発見法……………押田正・三輪博秀・西村幸男・中山典彦…(749)
- 船用ディーゼル機関軸系振れ振動の二・三の問題……………丸山 浩一…(752)
- ディーゼル船と VS カップリング……………林 茂 男…(758)
- プロペラ軸におけるエロージョンについて……………鬼頭 史城…(761)
- 木船の主機関を通路とする迷走電流の測定 (1) ……………山田 保郎…(766)
- 損傷時復原性基準 (3) ……………村山賢吾・浜田昌彦・布井良彌…(773)
- 昭和 30 年度計画 (才 11 次) 新造船建造希望申込一覽表……………運輸省船舶局造船課…(780)
- 水槽試験資料 56. —— 競走用モータ・ボートに関する抵抗試験 ——……………船舶編集室…(784)
- 鋼船建造状況月報 (7 月) ……………船舶局造船課…(787)
- 特許解説 ……………大谷幸太郎…(789)

〔写真〕 ☆ 穂高山丸 ☆ 日春丸 ☆ 青雲丸 ☆ 才七光照丸
☆ 敷設艦“つがる” ☆ ビードル号 ☆ レガスビイ号 ☆ 才十五興南丸

バンカーオイルを常用するディーゼル船に.....

新型 シャープレス油清浄機



処理能力 (L/H)

機械 型式 油種	タービン及 ディーゼル 潤滑油	ディーゼル 油	バンカー "C" 重油	
			Light Fuel oil	Heavy Fuel oil
No. 16-V	2000~2500	2500~3000	2000~2500	1500~2000

米国シャープレス・コーポレーション日本総代理店

セントリフューガス・リミテッド日本総代理店

巴工業株式会社

本社 東京都中央区銀座1の6(皆川ビル内)

電話京橋(56)8631(代表), 8632~5

神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル内) 電話冨合(2)0283

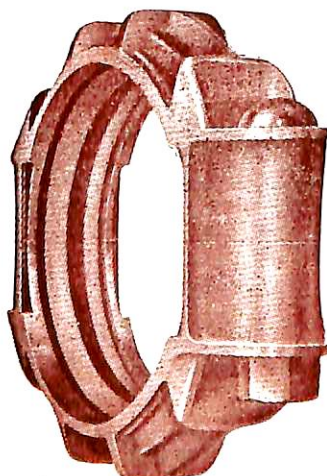
工場 東京都品川区北品川4の535 電話大崎(49)4679・1372



日本ヴィクトリック株式会社

VICTAULIC

LEAKTIGHT
PIPE



FLEXIBLE
JOINTS

販賣總代理

浅野物産株式会社

東京都中央区日本橋小舟町

二丁目 (小倉ビル)

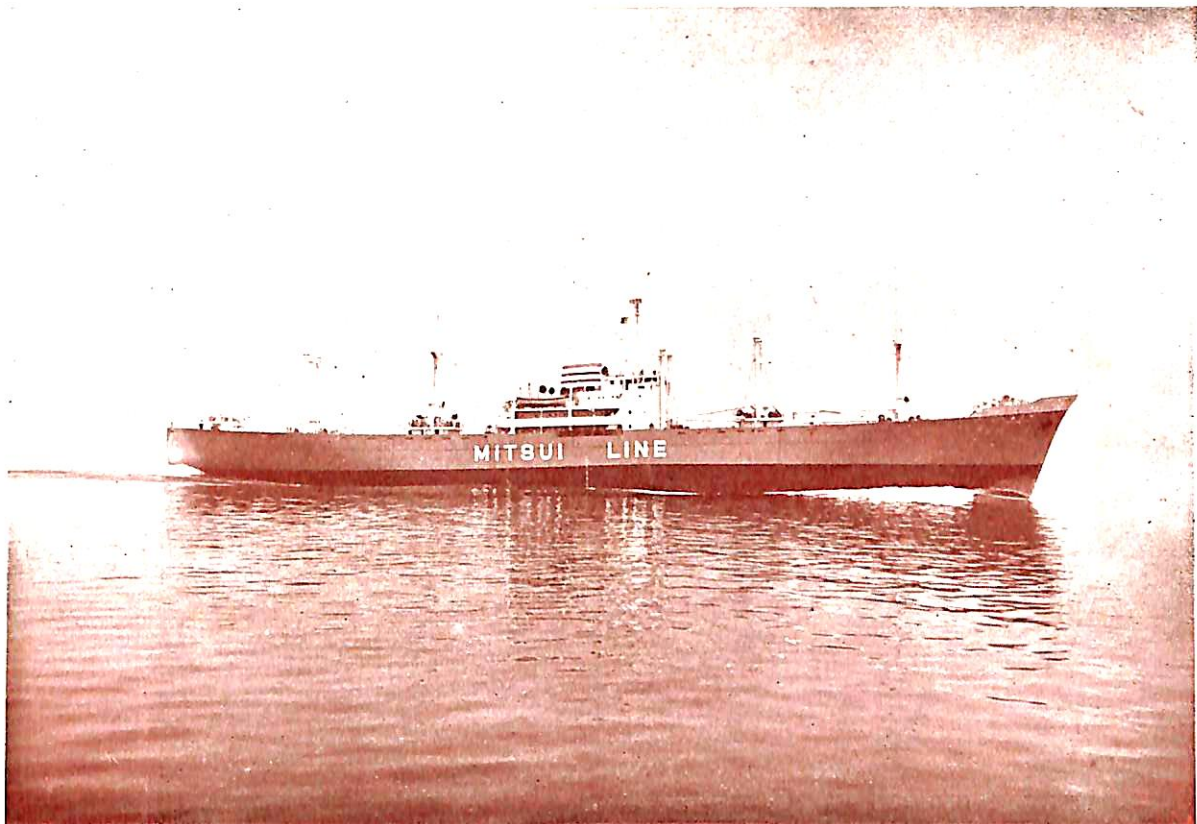
電話茅場町(66)代表0181~9

代表7531~5

大阪支店
門司支店
札幌支店
支店
出張所

大阪市東区瓦町二丁目瓦町三和ビル
門司市棧橋通一 郵船ビル
札幌市南一条西二丁目一八番地
横濱・名古屋・神戸
広島・高松・福岡・八幡
長崎・熊本・仙台・釧路

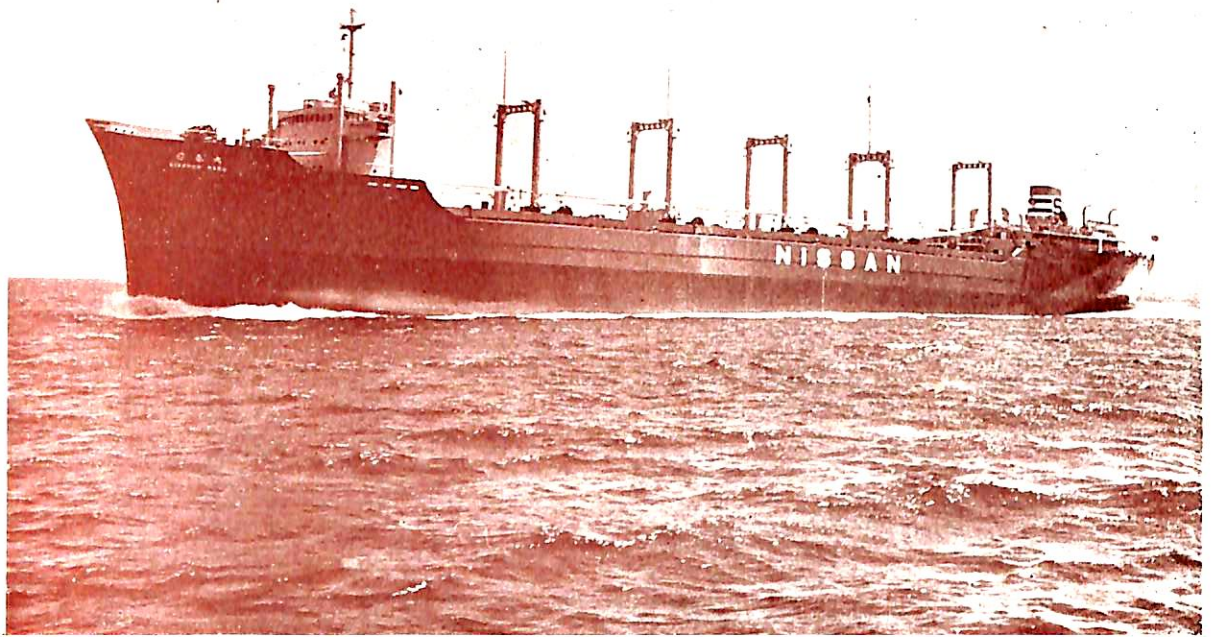
ABC



穂高山丸 (HODAKASAN MARU)

船 主 三井船舶株式会社
 造船所 三井造船・玉野造船所

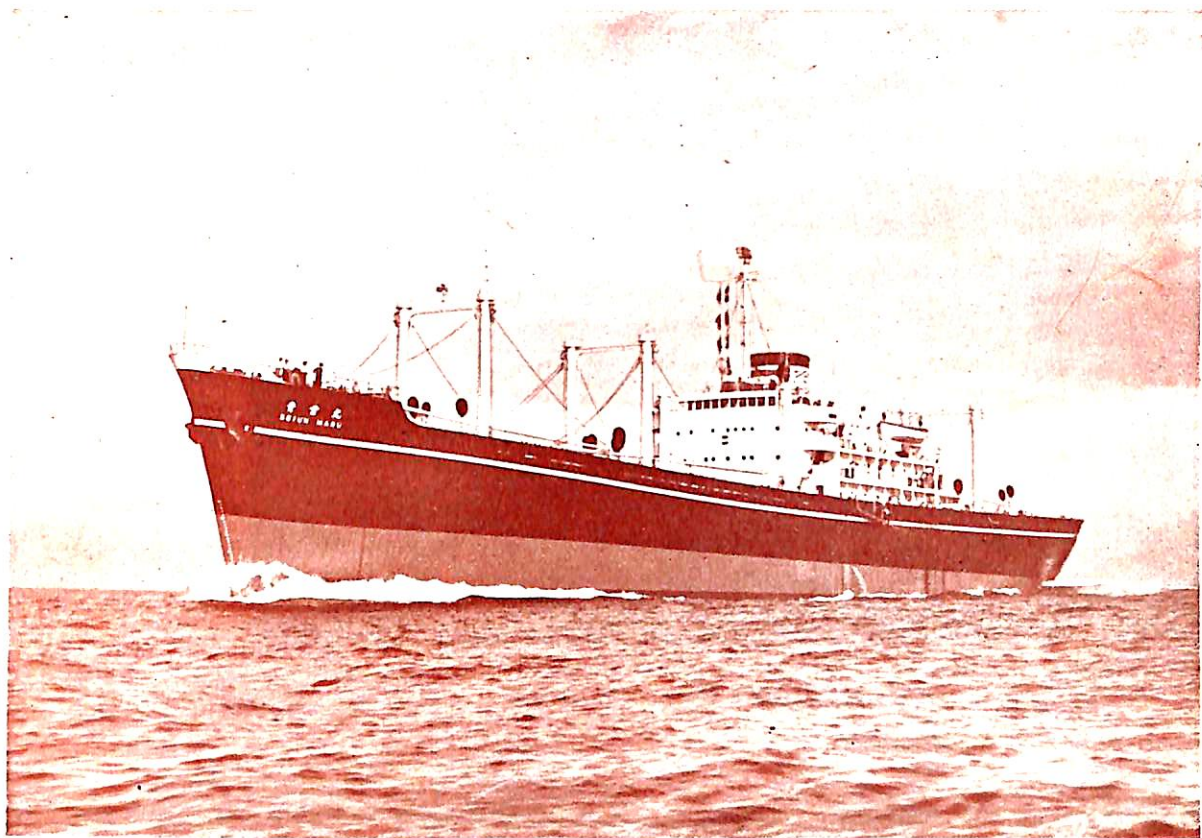
全	長	156.56m
長	(垂)	145.00m
幅	(型)	19.60m
深	(型)	12.50m
吃	水	8.335m
総	噸 数	7,218.16噸
載	貨 重 量	10,745噸
速	力 (試運転)	20.52節
主	機	三井B&W. DE 974VTBF -160 ディーゼル機関×1
出	力	11,250 BHP
船	級	NK, LR
起	工	29-11-6
進	水	30-4-21
竣	工	30-7-29



日 春 丸 (NISSHUN MARU)

船 主 日産汽船株式会社
 造 船 所 日本鋼管・清水造船所

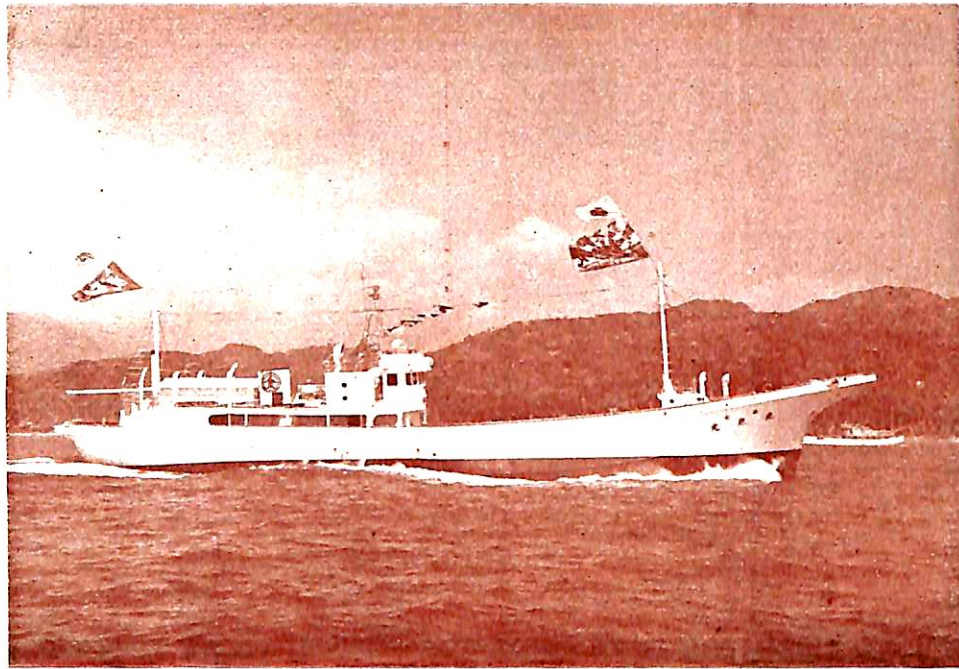
全	長	162.207m
長	(垂)	153.000m
幅	(型)	21.00m
深	(型)	11.50m
吃	水	8.255m
総	噸 數	9,998.74噸
載	貨 重 量	15,400.11噸
速	力 (最高)16.481節 (航海)13.0節	
主	機	日立B&W674-VTF -160チーゼル 機関
出	力	5,530 B.H.P.
船	級	NK, LR
起	工	29-11-22
進	水	30-5-20
竣	工	30-7-25



青 雲 丸 (SEIUN MARU)

船 主 岡 田 商 船
造 船 所 石 川 島 重 工 業

全	長	139.90m
長	(垂)	130.00m
幅	(型)	18.20m
深	(型)	11.60m
吃	水 (満載)	8.372m
総	噸 数	7,786.55噸
載	貨 重 量	10,948噸
速	力 (最高)	17.53節
主	機	ヂーゼル 機関 × 1
出	力	5,350 B.H.P.
船	級	NK, AB
起	工	29-11-9
進	水	30-3-26
竣	工	30-7-14



丸光七

(鯊魚遠洋漁船)

船主 大 沢 松 吉
 造船所 株式会社三保造船所

長 35.00m
 幅 6.80m
 深 3.55m
 総 噸 數 260.86噸
 主 機 4 サイクルゼーセル機関
 出力 550 B.H.P.
 冷凍設備 フレオン連接膨脹式
 4 MC-100型 30H.P. 1台

漁撈設備 ラインホーラー 4 号型 1台
 速 力 (最大) 11.33節
 定 員 乗組員 61名
 起 工 30-3-10
 進 水 30-5-18
 竣 工 30-6-4



つの

船舶塗料

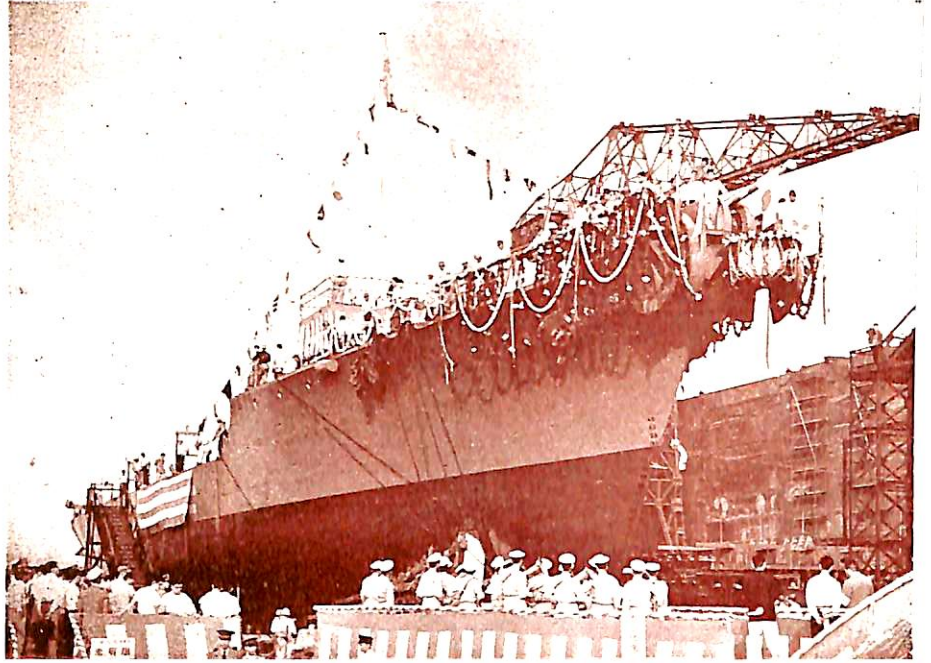
- ビニレックス (強化ビニール樹脂塗料)
- LZプライマー (鉄面用下塗料)
- CRマリーンペイント (ノンチョーキング型合成樹脂塗料)
- シアナミドヘルゴン (高度のさび止塗料)
- 槳印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- 槳印無水銀鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- タイカリット (防火塗料)
- ノンスリット (滑止塗料)

大阪市大淀区浦江北4
 東京都品川区南品川4



日本ペイント

“つ が る”
(敷 設 艦)



船 主 防 衛 庁 造 船 所 三菱日本重工・横浜造船所

長 (垂)	65.80m	速 力	約 16.0節
幅	10.40m	主 機	ズルザー型ディーゼル機関×2
深 (上甲板迄)	5.55.n	出 力	1,600 B.H.P.
吃 水 (常備状態)	約 3.37m	推 進 器	三菱横浜可変ピッチプロペラ×2
基 準 排 水 量	約 950噸	起 工	29-12-18
主 要 武 器		進 水	30-7-19
3 吋 單 裝 高 角 砲	1 門	竣 工	30-12-15 予定
20 耗 單 裝 機 銃	2 門		
爆 雷 投 射 機	4 門		
爆 雷 投 下 軌 条	1 条		
そ の 他	1 条		

研 野 博 士
T. S. トーションメーター

回 転 計 及 積 算 計

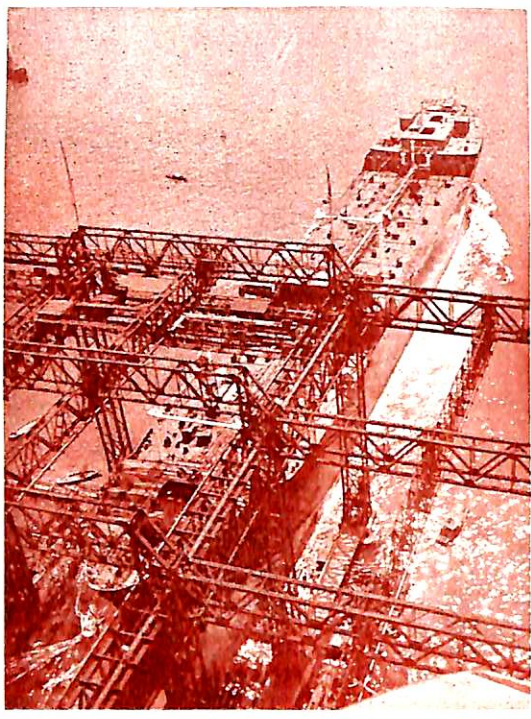
株 式 倉 本 計 器 精 工 所

本 工 場 京 京 都 大 田 区 厚 町 六
電 話 浦 田 (73) 2030, 2023
柏 工 場 千 葉 県 柏 町 柏 ・ 電 路 柏 2

遠心力式、時計式、マグネット式
電気式、其他特殊型

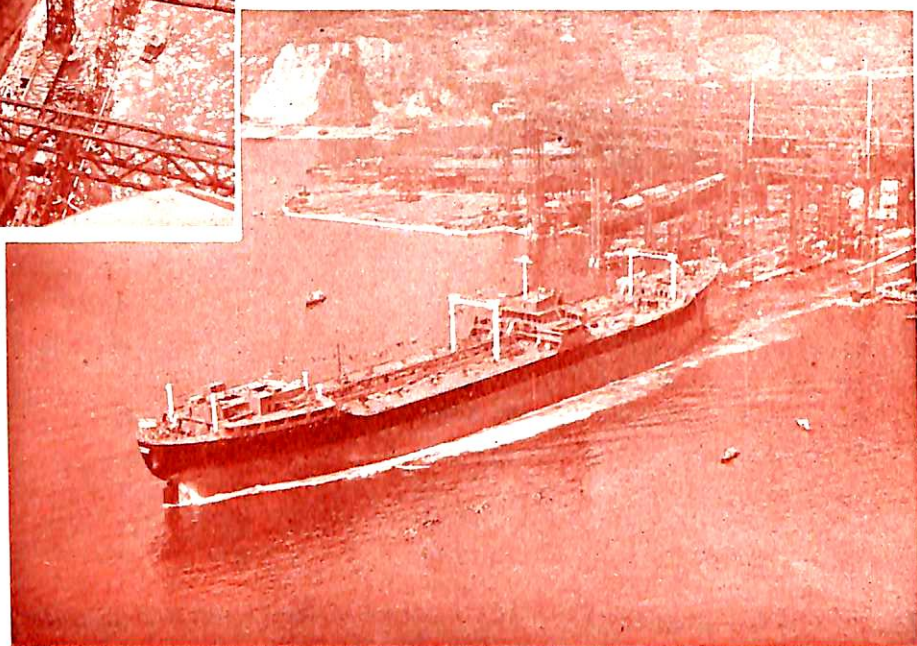
積算計付可撓軸回転計

45,000トン タンカー
ビードル号の進水



← 見事進水初潮をあげるビードル号

↓ 進水直後の巨体



船主 タイドウォーター アソシエーテッド オイル カンパニー

造船所 三菱造船・長崎造船所

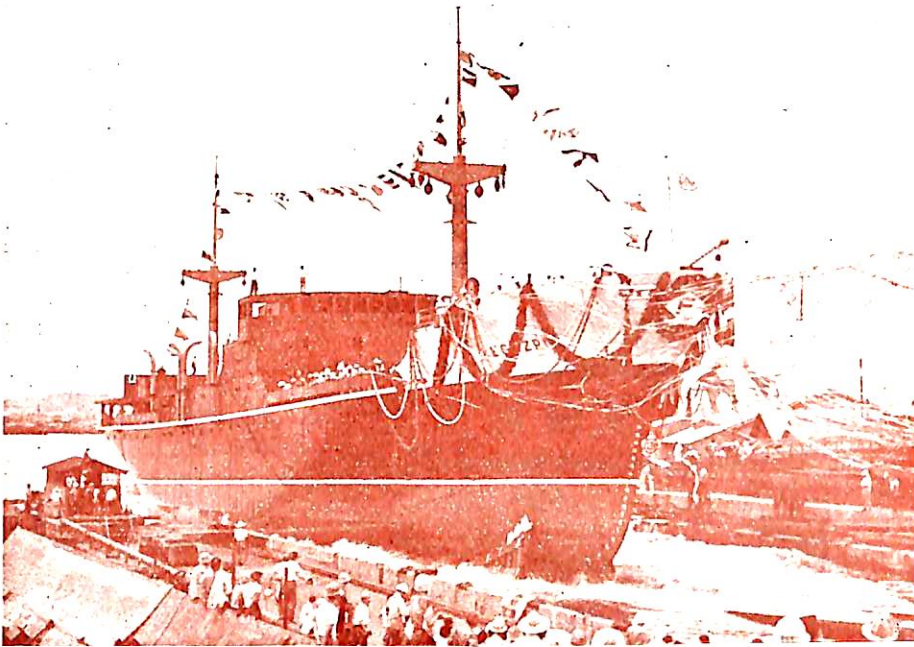
全長	長	738'-11"
幅	(垂)	698'-10"
深	(型)	100'-0"
吃水	(上甲板迄)	49'-10"
総噸数	水 (満載状態)	36'-6"
載貨重量		約 27,400噸
速力	(満載試運転)	約 45,000英噸
		16.5節

主機	復汽筒クロスコムバウンド 二段減速装置付 蒸汽タービン
出力 (最大)	17,600 S.H.P.
船級	A B
起工	29-12-1
進水	30-8-7
竣工	30-11-未予定



← レガスピイ号

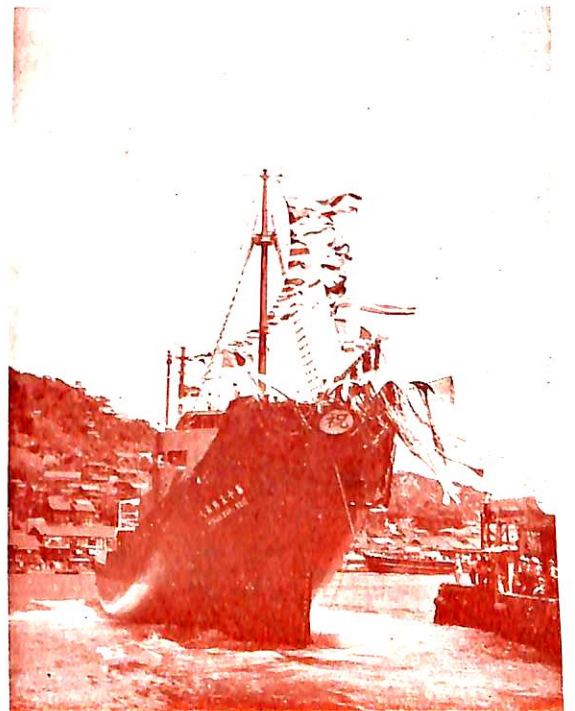
(貨客船)

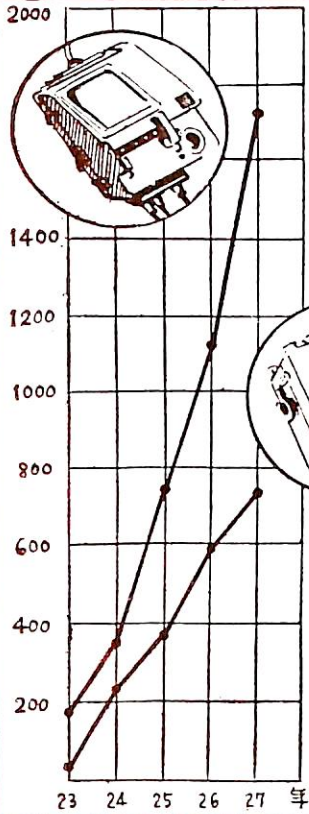


船主	フィリピン エバレット汽船会社		造船所	日立造船・桜島工場	
全長	長	87.90m	速力	(試運転最大)	15.50節
長	(垂)	80.00m	主機	日立B&Wチーゼル機関×1	
幅	(型)	12.50m	出力		2,870 B.H.P.
深	(型) 上甲板まで	5.50m	船級		A B
吃水	(計画満載)	5.00m	起工		29-12-15
総噸数		約 2,130噸	進水		30-8-11
載貨重量		約 1,950噸	竣工		30-10月上旬予定

大型高速捕鯨船“第十五興南丸” →

去る8月19日日立造船向島工場に進水した日本水産株式会社の第十五興南丸は、既に昨年冬南氷洋捕鯨に活躍し、輝かしい成果を収めた第10、第11興南丸(日本水産)と同型船で、本年10月竣工の予定。今冬の南氷洋捕鯨戦に大きな期待がかけられている。





音響測深機

魚群探知機

方位測定機

超短波無線電話機

風向風速計

電気水溫計

海上電機株式會社

本社・東京 神田橋

(TEL 東京二九局 8181~5)



西独ダイムラー・ベンツ社製

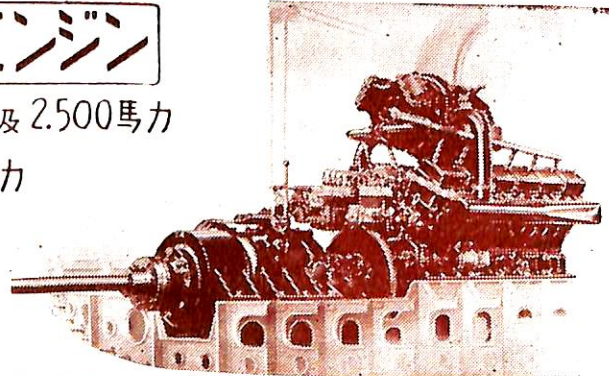
高速ディーゼル・エンジン

1,000馬力乃至30馬力各種及2,500馬力
軽量・強力 1.87 ~ 3.5 瓦/馬力

取扱簡易 確實

経済的

燃料消費 170 瓦/馬力/時間



日本總代理店

ウェスタン・トレーディング株式会社

(WESTERN TRADING CO. Ltd.)

東京都港区麻布筋町五十八番地

電話 赤坂 (48) 8636-9

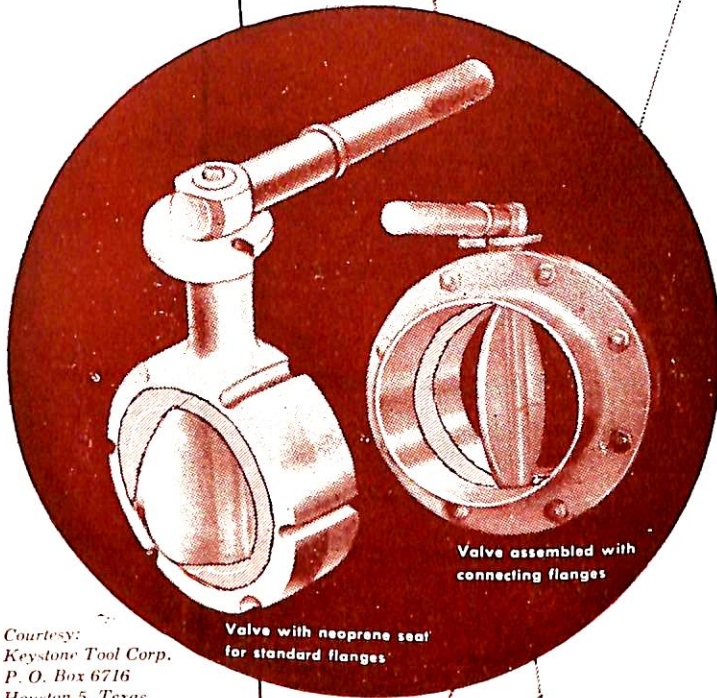
耐熱性が強い

耐化学薬品性が強い

耐圧性が強い

ネオプレンの特性を應用すれば優秀な

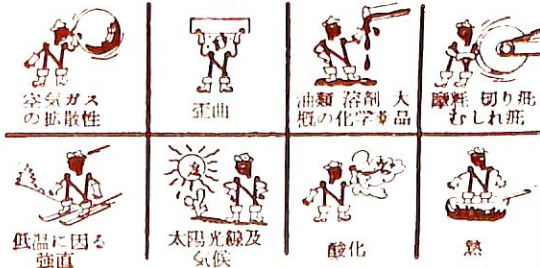
BUTTERFLY VALVE が出来ます



この新奇な Keystone butterfly valve は設計が簡単で低い壓力又は真空に對し完全に遮断します。弁の完全な閉鎖作用をする秘訣は特殊装置の金環の内側に確りと保持された強性ネオプレン座に因るものです。取附金具のフレンヂの面でこの金環を夾みボルトで締め付けられるようになって居り、ネオプレンの内貼りを害ふことなくして内部検査或は修理をするとき弁を容易に解体し得る。弁が閉められた時はバタフライ圓盤に對してネオプレン座は積極的に押壓して以て磨損分子(砂の如き)に因る傷跡をつけません。若し固形物の塊が封座と圓盤の間に挟まつたときはその部分の座が凹込んで閉鎖をつけます。これはネオプレンの壓縮歪の少ないことがこの大切な機能を全うするに必要な強性を与えますからです。ネオプレンが耐油、耐化学薬品性である故この弁は多方面に使はれます。且又強力で耐磨耗性であることが弁の長壽命を保証します。ネオプレンの内貼りの處に研磨性の汚泥がつく場合でも亦然り、上記はデュボンネオプレンの性能につき、その働きと効率に對し感謝すべき設計の一例であります。

Courtesy:
Keystone Tool Corp.
P. O. Box 6716
Houston 5, Texas

適當に配合された
ネオプレンは下記の
總てに耐抗性と
なります



化学を通し・・・より良き生活のため、より良き製品を



NEOPRENE

The rubber made by Du Pont since 1932

贈呈！ THE NEOPRENE NOTEBOOK

ネオプレンの新しい利用方法及び新製品の紹介記事を満載した小冊御希望の方は知りたいと思ふ事項を詳しく書いて下記え御申込み下さい。



デュボン日本總代理店

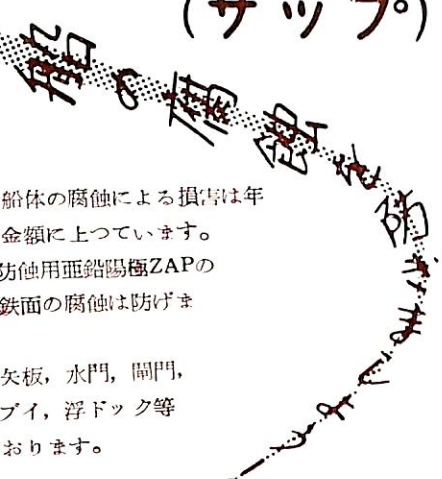
アメリカン・トレーディング・カンパニー
(ジャパン) リミテッド

東京都港区芝公園7の1SKFビル 電話(43)5141~7
大阪市南区安堂寺橋2の47 電話(26)6593~8

ZAP

Zinc Anode for Protection

防蝕用亜鉛陽極 (ザップ)



(説明書進呈)

大切な船体の腐蝕による損害は年々莫大な金額に上つていきます。高純度亜鉛防蝕用亜鉛陽極ZAPの取付で水中部鉄面の腐蝕は防げます。

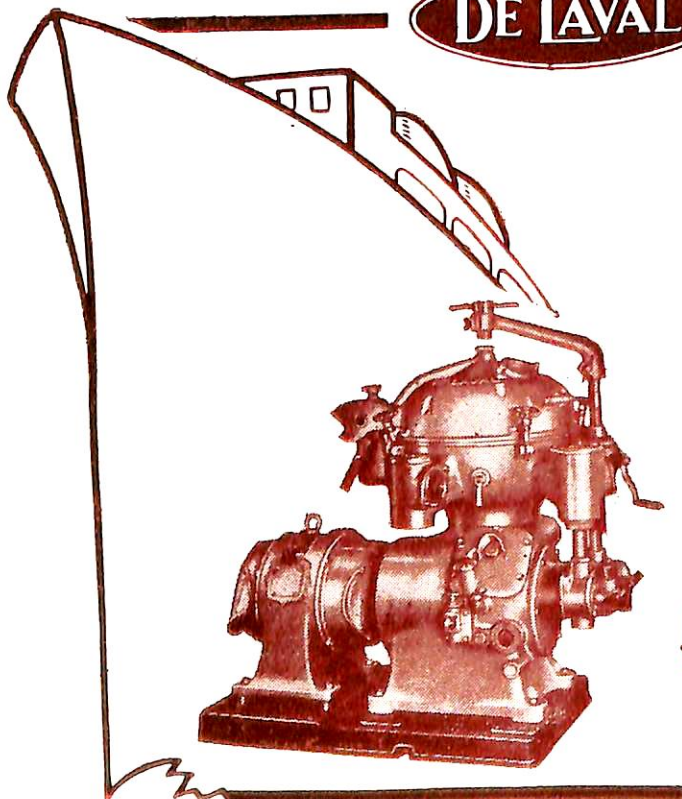
其他港湾施設(鋼矢板、水門、閘門、棧橋)浮標、繫留ブイ、浮ドック等に拡く使用されております。



三井金属鉱業株式会社

東京都中央区日本橋室町二ノ一 電話・日本橋 4101-9

DE LAVAL



Aktiebolaget Separator
Stockholm, Sweden

燃料油清浄機

ディーゼル油用
パンカー油用

潤滑油清浄機

ディーゼル
タービン油用

其他 各種遠心分離機

瑞典セパレーター会社日本總代理店
長瀬産業株式会社機械部

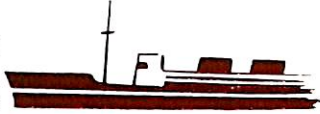
大阪市西区立賣堀南通1丁目1番地
電話 新町(53)40-41・950-956

東京支店 東京都中央区日本橋小舟町2ノ3の12
電話 茅場町 970

整備工場 京都機械株式会社分離機工場
京都市下京区吉祥院船戸町50

ABC

- ◇ 東京機械株式会社製品 浦賀電動油圧舵取装置 (型各種)
- ◇ 能美式 煙管式火災報知機
同 自動火災報知装置
同 炭酸瓦斯消火装置
- ◇ 北辰式 安式二号轉輪羅針儀
北辰式單復式自動操舵装置
同コースレコーダー&同ログ
- ◇ 小野鉄工製品
サインカーブギヤポンプ(各種)
ウエヤース、ウオシントン型
- ◇ 中村式 浦賀操舵テレモーター
全密閉型汽動揚貨機
揚錨機、揚貨機、緊船機、各汽動及電動
- ◇ 御法川式 マリンストーカー
同 オイルバーナー
(ホワイトタイプ)
- ◇ 岡野バルブ製品 船用バルブ
(高圧、高温)
ピクトリックジョイント
- ◇ 温研式 デシケーター
(船倉内乾燥装置)



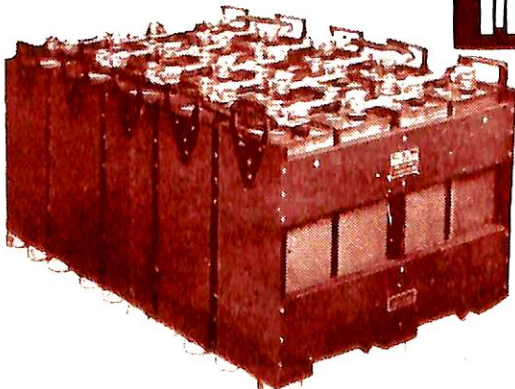
機械部 浅野物産株式会社

東京都中央区日本橋小舟町二丁目一番地
電話 茅場町(66) 0181(代) 7531(代)
大阪・名古屋・門司・仙台・札幌・横浜・神戸・高松・広島・熊本・長崎・釧路

鋼鉄製の蓄電池!!
落しても、破壊しない。
鉄鋼材を全く侵さぬ。
長日月放置しても劣化しない。



これが…………… GSアルカリ式 船舶用蓄電池

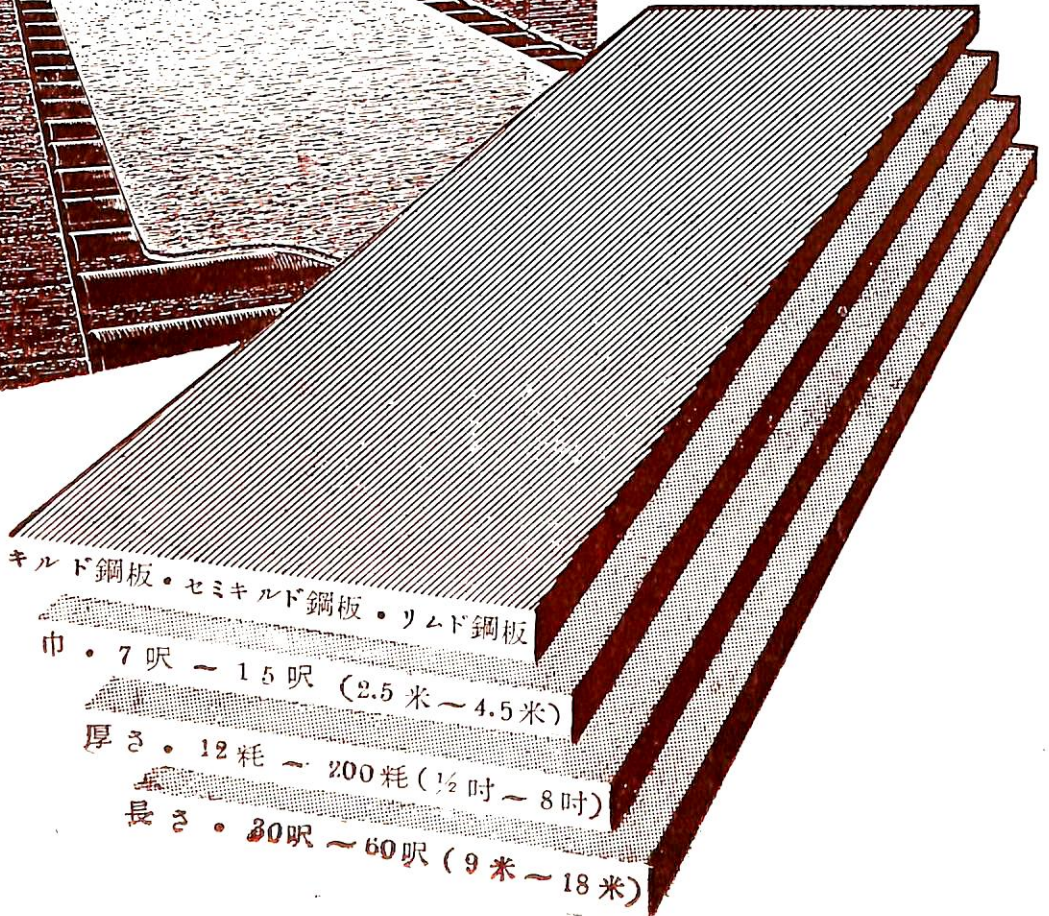


而も壽命は従来の蓄電池をはるかに超越した長大なものです。
又電氣的にも乱暴な取扱いに十分に耐え、従つて保守容易で、船舶用として理想的の蓄電池、此れがGSアルカリ式蓄電池です。

日本電池株式会社

本社 京都市下京区吉祥院西ノ庄猪之馬場町
支店営業所 東京・福岡・大阪・名古屋・札幌・仙台

日鋼の厚鋼板



厚み12耗以下6耗まで如何ような寸法にても御求めに応じます。

日本製鋼所

東京都中央区京橋1の5・大正海上ビル
 支社 大阪市北区堂島中1の18
 営業所 福岡市天神町・札幌市南一条

船用高速ディーゼル機関の歴史 並びに將來について

花 田 政 明

日本防陸工業株式会社
常務取締役

恐ろしく幅の広い問題を與えられて何か書けとの御話である。科學者は豫言せずとか云う、少しでも責任のある立場の方では豫言めいた事は書けないであろうし、さればとて全然將來の夢を論じない單なる過去の記述も興味のない話である。まあ枯木も山の賑いと他の方々の質のある記事の間に昔のことなら少しは知つてゐる餘り責任のない老人に勝手なことを書かせてみたいとの編集者の御意向と解して一應御引受けはしたものの、さて書くとなると高速ディーゼル機関とは何か？ その定義からして問題となる。ピストン速度10米/秒以上というような定義を假に設ければ過去には歴史らしいものはなくなる。これを7米/秒まで下げてみてもやや古い歴史は皆無となる。さればとてこれ以下のものを高速ディーゼルとは今日の常識では一寸滑稽な位である。回轉數で定義すれば小型のものなら皆高速ということになつて常識が許さない。まあ無難なのはその當時としては似たような出力の他のディーゼル機関に比べて比較的高いピストン速度を持つている船用機関ということになるであらう。

ところで船用機関というからにはプロペラがつきものであるが、このプロペラが厄介な奴で或る出力と船の速度が與えられると効率のよい回轉數が自然に決まつて來て、無言に回轉數を高かめても効率もガタ落ちになる。折角回轉數を増して出力を大きくする工夫をしてみても、その出力は徒らにプロペラ損失に喰われて仕舞うのである。

現在漁船機関は300回轉前後というのが常識であるが、これを倍以上に増速するとプロペラ効率は20%も低下して話にならない。大型商船のプロペラ回轉數がせいぜい毎分130止りなのもこんな處に原因がある。海運関係の人は保守的だから高速機関が好まれないのだ等と皮相の判断を下すことは大間違である。これが陸上の發電機関だと回轉數は交流のサイクルと關連があるので6) サイクルなら毎分回轉數は3,600, 1,200, 900, 720, 600といった數に限られるが高速な程發電機は小型安價となるので許す限り高回轉を覗うことになりその進歩も段階的に現れるので注目を引き易い。どうしても船用機関は高速化に對して不利な立場に置かれることになる。

プロペラ効率と回轉數の關係を理解するに都合のよいノモグラフがあるので古くのものであるが第1圖に掲げて置く。ハンブルグの試験水槽で行われたシフランの實績を基礎としたもので馬力と速度と回轉數が與えられ

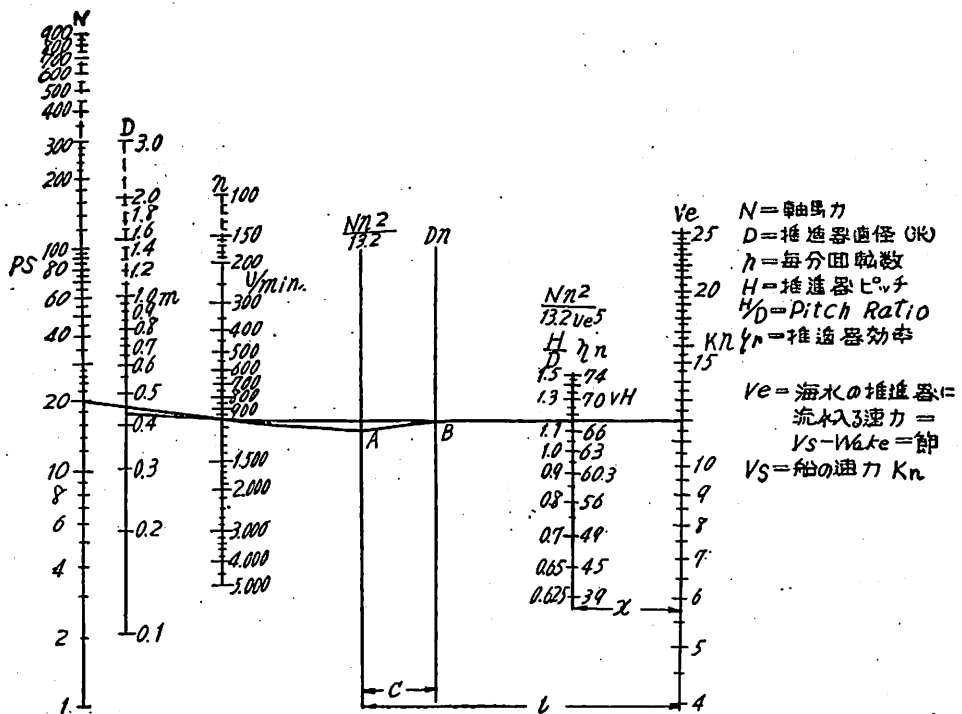
ば最高効率を示すプロペラの主要目と最高効率がすぐ求められるという極めて横着なもので實際家の設計には頼りないであろうがわれわれ素人が大まかな見當をつけるには持つてこいの圖表である。讀者が適當な假定を置いて圖表から回轉數と効率の關係を求めてみられるといかに効率が大きく影響されるか一目瞭然となつて驚ろかれることと考える。(圖の計算例で回轉數を3,000にすれば効率は56.5%となり $\frac{67.2}{56.5} = 1.19\%$ すなわち19%の損失増加となる。)

話が餘談に流れたが、こんな事情があるために、その當時としては比較的高速であつた船用機関となると自然その用途は限られたものになる。

第一に挙げられるのが潜水艦の主機械である。用途の關係上潜るに不便なボイラーを持つ蒸氣タービンは英國でK型りが1隻試作されただけである。(これも試験中沈没した) 極く初期にガソリン機関が用いられたのを除くと全部ディーゼル機関である。ガソリン機関には火災問題やガス中毒問題で随分乗員が惱まされた話を聞かされている。良くて悪くてもディーゼルでなければ困る艦種であり軍用であるから少しでも高速を高馬力という要求も強く、自然當時としては最尖端の機関が採用されたわけで古い時代の船用高速ディーゼルの歴史といえは潜水艦用ディーゼルの歴史に歸着することになる。中でも潜水艦を重視した獨逸と日本の發達の歴史を考えれば他は似たようなものとして省いてもよいであらう。

次に考えられるのが、魚雷艇驅逐艇等の機関である。第一次大戦にイタリーが試みて成功した魚雷艇や、獨逸の潜水艦に惱まされて考え出した驅逐艇としてモーターボート(Mosquito Fleet)を活用したのが元祖である。當初はガソリン機関であつたが、火災問題や航続力の點で次第にディーゼル化が計られた。極度に小型輕量を必要とするのでディーゼルで間に合わなくなると航空動機が流用される歴史を繰返している位で當然採用されるディーゼルは小型輕量高回轉のものとなる。確かに船用高速ディーゼル機関の代表的な1つの流れを示すものである。ただその出力は餘り大きなものでなかつたが、今日2,500馬力程度まで達している。今後もこの種の艦艇に對する要求が考えられ平時も監視救難艇等として必要であるから一連の系統として發展を續けることであらう。

この潜水艦と驅逐艇という矛と盾の兩用途の機関が金



第1圖 プロペラ主要寸法概算ノモグラフ

〔出所：1931-8-29 V.D.I. 1105頁 Nomogramm zur Bestimmung von Schiffschrauben〕

備考：獨乙 Schaffran の實驗した Series 中 $a_d = \frac{\text{展開面積}}{\text{デスク面積}} = 0.42$ 軸心に於ける翼中心の厚さ
推進器直径
= 0.03 に對して Max efficiency を出す場合の $H/D, \alpha, \delta, \eta_p$ の關係を出し之を實驗式に改め、實用単位を使用せる Nomogramm としたものである。

用例：(問) 1,000 r.p.m 20馬力の機械で速力 $V_s = 13$ 節(但し Wake factor 0.076 $V_e =$ 海水と推進器の relative speed = $13(1 - 0.076) = 12\text{kn}$) を出す場合の推進器寸法を求む

(解) $n = 1,000, N = 20$ を結び $\frac{Nn^2}{13.2}$ 線に A を得、之と $V_e = 12\text{kn}$ を結び $\frac{H}{D} = 1.16, \eta_p = 67.2\%$ を得、 D_n との交點 B と n を結び $D = 0.435\text{m}$ を得

故に求むる推進器

$D =$ 直径 = 0.435, $H = \text{Pitch} = 0.504, F_a = \text{developed area} = 0.0625\text{m}^2, N =$ 軸馬力 = 20, $n =$ 毎分回轉數 = 1,000, 船速 $V_s = 13$, Wake factor = 0.076, $\eta_p =$ 推進器効率 = 67.2%

(點線部は原表を引伸したものである)

に糸目をつけぬ軍用の特殊の立場から研究されディーゼルの發達に貢獻した功績は相當なもので他種機關にも成果は大きく影響を與えている。

ところが一般の商船用機關漁船用機關となると前述のプロペラの効率という大きな掣肘があるので様相が一變して来る。120回轉で6米/秒のピストン速度を出すためにはシリンダのストロークは1.5米というベラ棒な値になる。今日の大型商船用の大型ディーゼルはかくして必然の要求から生れたものである。

船用ディーゼルは一般に口徑に比べてストロークが長いことも一定のプロペラ回轉に對して出来るだけ速いピストン速度を採りたいという要求から生れたものであるが、それでも陸用に比べるとどうしても低く従つて機關は兎角鈍重な感じになるのである。これを解決する唯一の方法は適當な減速裝置を採用してプロペラの回轉より高いエンジンの回轉を採用することである。この意味からは減速裝置を持った船用ディーゼルの歴史すなわち船用高速ディーゼルの歴史と解することも出来る。

第1表 潜水艦用機関の實例

機械型式	シリンダ 径× スト ローク× 数	出力 (HP)	毎分 回転数	ピストン 速 米/秒	平均有効 圧力 kg/cm ²	備考
Sulzer Q32△	320×350×6	600	400	4.66	4.0	大正年間から昭和6年迄の日本海軍の潜水艦用として最も多く使用された。
Q15△	450×440×6	1300	340	4.95	4.12	
8Q54△	540×570×8	3000	300	5.70	4.30	
Fiat △	440×450×6	1300	360	5.4	3.8	大正年間に日本海軍で採用されたが数は少ない。
Schneider △	330×370×8	1100	400	4.9	4.6	
Vickers	14½"×15"×12	1200	380	4.83	5.8	同上18隻
MAN 3000HP	530×530×10	3000	330	6.72	6.20	第一次大戦中獨逸採用、その後日本でも採用
艦本1號(複働) △	470×490×10	6300	350	5.72	5.05	第二次大戦中の大型潜水艦
艦本2號(複働) △	470×530×10	7000	350	6.18	5.13	"
艦本21號	450×420×8	1500	450	6.30	5.62	第二次大戦中の中型潜水艦
G M △ *	152.4×165.1×16	2500	2500	13.7	9.3	戦後米國で完成(發電用)

△ 2サイクル機関 * クランク軸は垂直で下方に發電機を釣る

一應この3つの見方で船用ディーゼル機関發展の歴史を簡単に回顧してみよう。

潜水艦用ディーゼル機関

第1表は日本の代表的な潜水艦機関に2,3外國の例を附け加えた要目表である。

潜水艦(昔は潜水艇というた)は日露戦争當時始めて世に出たもので露國は日本がこれを使用しているという流言に大恐懼をなしたらしい。第一次大戦で獨逸の潜水艦戦法が英國を危機に追込んだことは有名な話である。これが黄金時代でその後は質的進歩はあつたが大局から見ると第二次大戦では主役を航空機に譲つて仕舞つた。しかもレーダー等の發達に邪魔されてさんざんな目に遇つている。いわば過去の艦種である。第一次大戦當時の獨逸の潜水艦機関は“Schnelllaufende Diesel Maschinen”という名著に盡されているが題目が示すように當時の高速ディーゼルの代表していたのである。

第1表の最後に記した米國のG.M.社機関³⁾は米國が多額の研究費を投じて第二次大戦後完成したものでこの種機関の最尖端を示すが、内容は電氣推進用の發電機である。潜水艦の潜航中は蓄電池による電氣推進が行われる。海上航行から潜航にまたはその逆に轉ずるには電氣推進が便利なので、今後はディーゼルも發電機としての發達をするに止まるのではなからうか。獨逸では海上航行と潜航の中間に、給排氣管だけを水上に出して船體

は全没状況で行動する工夫をした“スノーケル”(北獨の方言でみずつ鼻という意味の由)を發明して第二次大戦中レーダーによる被發見を極力避けたのであるが、機関としては、戦時急造を目的として餘り難しい機関は避けたようである。この場合にも發電機としてディーゼルを利用して悪い理由はないので將來の潜水艦用ディーゼルは船用というよりも發電機用ディーゼルとして發達するものと解して差支えないと思う。

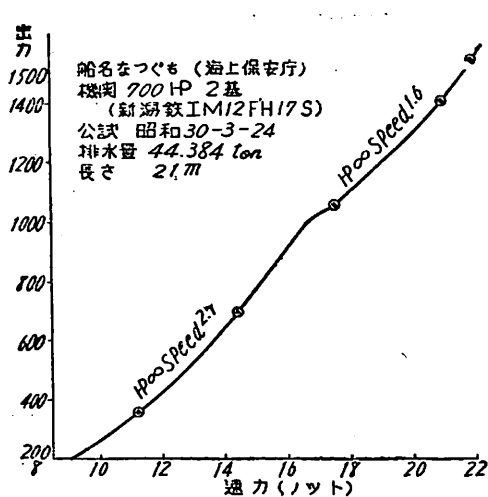
従つてその將來性について論ずることは一應弊外の問題としたい。

小型高速水上艇用機関

魚雷艇といい駆潜艇というても結局は小型の高速艇であつて最近の傾向は速力によつて水上に浮かされて水上を滑つて行く方式の小艇になつて來ている。船底の特殊の型狀によつて滑るものと水中翼を持ちこれによつて飛行機と同じ原理で艇を支える力を得るものがある。

艇が浮力を充分に持つまでは速力の3乗以上の率で所要馬力が増大するが充分に浮力がついて滑り始めると速力は馬力にほぼ比例して増大するのが特長である。従つて低速では割りに馬力を喰うが高速になると非常に所要馬力が少ない。第2圖はその1例を示す。

極度に輕量小型高回転機関を要求するので水上速力の記録を目指すもの等は皆ガソリン機関²⁾を採用しているが、實用的立場のものにはディーゼル機関も採用され



第2圖 高速水上艇の出力と速度の関係

ている。

その主なものを文献から拾い集めたのが第2表である。

現在 Daimler Benz, Napier Deltic 等 2,500 馬力級まで實現しており、わが國でも三菱日本の DC 型、新潟鐵工の M12FH17 型等最高出力はこれに比べて劣るが第一線の機関として充分實用化されている。但し今までは航空發動機の發達が著しいので従來の機関に間に合わなくなると航空發動機を一部改造して流用するような例が多かつた。今後この系統の機関は益々發展して行くものと考えられるが、最大の強敵はガスタービンである。

航空發動機がゼノエンジンに一部の用途を掠われつつあるように、用途によつてはガスタービンが使われるようになることもある。しかし商用飛行機には航空發動機が今日も主力を占めているように監視艇等の實用的な高速水上艇は高速ディーゼルのみに頼るものと考えて間違いないであろう。

減速装置を持つた商船用機関

これも相當古い歴史を持ちながら案外商船用ディーゼル界の主流をなす程の發展は示さずに今日におよんでいる。私は今から約 25 年前大西洋航路の St. Louis 號に便乗してフルカンギヤー付のディーゼルの運轉を見學したことがあるが、もつと發達してよい方式と思うのに存外發展を示していない。

第3表に今までの代表的なものを挙げてみたが、その末尾に記したように第二次大戦以來米國では上陸用舟艇等に G.M. の機関の 2 基または 4 基を逆轉機兼用の減速装置を介して 1 本の推進軸を駆動する方式を廣く採用し成功している。時代は古いが獨乙のポケット戦艦はこの方式で 5 萬 4 千馬力を出している。驚ろくべき實績である。

問題は優秀な信頼度の高い減速装置を得ることにあるので本論の範圍外にもなるようであるが、今までの處減速装置の信頼度はディーゼル機関に優るとも決して劣らないと考えている人が多いようである。では何故發展しないか？これは全く私見に過ぎないが、フルカンギヤーを採用した場合私の経験した古い調査の例であるが減速

第2表 高速水上艇用機関の實例

機械型式	シリンダー 径× スト ローク×數	出力 (HP)	回轉數 r.p.m.	ピストン 速 度 米/秒	平均有効 壓力 kg/cm ²	備 考
新 潟 鐵 工 所 51 號 甲 型	140×200×10	150 300	1300 1500	8.06 10.0	5.0 5.2	第2次大戦中に多數造られた
新 潟 鐵 工 所 M12FH17S	170×200×12	800	1500	10.0	8.8*	51號を大型にしたもので海上保安廳採用
三 菱 日 本 DC	150×200×20	2000	1600	10.7	8.0*	戦時中試作、戦後防衛廳採用
Napier Deltic 18	130×184×18	2500	2000	12.3	6.5	第2次大戦後の代表的高速ディーゼル
GM-16-278A	222×267×16	1700	750	6.7	6.2	
Benz MB518	185×250×20	2500	1630	13.6	10.3*	
MAN V8V	220×300×16	190	900	9.0	10.4*	
Maybach MD650	185×200×12	1200	1600	10.7	10.45*	

* は過給器付

第3表 減速装置を持つ船用ディーゼルの例

機 械 型 式	シリンダー 径× スト ローク×数	出 力	毎 分 回 轉 數	ピストン 速 度 米/秒	平均有効 圧力 kg/cm ²	備 考
MAN D Z 30/44	300×440× 8	3550	600	8.8	5.75	Bremse 主機
D Z 42/58	420×580× 9	7100	450	8.7	5.2	Deutsche-l-d 主機
GM 16-278 A	222×267× 16	1700	750	6.7	6.2	上陸用舟艇に米國海軍使用
艦本 11 號 10 型	450×600× 10	6800	356	7.12	4.7	大鯨, 千代田主機
Sun Doxford	21"×60"× 9	4500	180	4.6	3.7	Fair sea 戦時中米空母となつた商船
Bolnes Diesel	190×350× 8	400	430	5.0	5.27	4 サイクル
MAN 4 サイクル	400×600× 10	1900	275	5.5	9.1	高過給 4 サイクル

軍用以外の減速機付は最近の例は小馬力のものが多いようである
減速比も 2 前後が多い

比が 2:1 内外で、減速機と機関の合計重量はやつとトンになりこれ以下の減速比では機関を大きくして直結方式を採用する方が軽くなる。従つて減速装置を 1 基で十分な大馬力が得られぬために採用するといつた傾向があつたのではないかと考える。減速比が 10:1, 5:1 というように大きくなれば明らかに多数の高速ディーゼルの減速装置を介して 1 本のプロペラ軸に取付ける方が、製造価格でも重量の點でも直結の大型ディーゼルの採用するより有利になるはずである。

船用高速ディーゼル機関の将来

前述の歴史で多少觸れたように、潜水艦機関は今後恐らくは極度に軽重量の發電機用ディーゼルとして發達するであろう。

高速水上艇用としては現在の傾向をそのまま益々輕量小型高速高出力に進むであろうが、これは用途によつてはガソリン發動機やガスタービンに置き換えられるものもあろうし、小型の餘り高速を要求せぬ船にはバス用のディーゼルのまま使うものも多くなるであろう。またこれらの問題を論ずるには私よりも遙かに適任の方々がおられるからその方々に譲ることとしたい。

一番問題になるのが一般商船用、つまり従來蒸氣タービンや大型ディーゼル機関が使われている分野に高速ディーゼルが進出するであろうか否かということである。

單に興味本位で高速ディーゼルが採用されることは有り得ない。進出するにはそれだけの技術的と經濟的の理由がなければならぬ。機関が高速化すれば當然馬力當りの重量と容積は小さくなるし馬力當りの單價も低下するはずであるが、實際にはそう簡単に片付けられない問題

がいろいろとある。これを検討してみたい。

第一がプロペラ効率の問題であるがこれは適當な減速装置があれば片付く問題である。減速齒車自體は蒸氣タービンに附隨して既に充分な發達をとげその信頼度はむしろディーゼルより高い。洗滌接手や摩擦接手も長い歴史を持つフルカン接手¹⁾ シンクレヤ²⁾ やトウインデスク³⁾ 等のトルクコンバーター、米國の上陸用舟艇に使われている空氣タイヤ式⁴⁾ (Air flex) で摩擦接手等既に實用化されわが國に製造權の移されたものも多いのでこの組合せを適當にすれば技術的には振れ振動の問題も同時に解決出來て少しも不安はない。但し減速比が 2:1 前後では前述のように減速装置を含めた機関の重量や價格は必しも有利にならぬから減速比を 10:1~5:1 頃に高めることが必要となる。これはプロペラの回轉數を 120 とした時 1,200~600 の回轉數を要求することを意味する。むしろ高速ディーゼルとしては手頃な數値であるからプロペラ効率の問題は解決可能と斷じて差支ないであろう。

次にディーゼル自體は果して高速化が可能か？ これが根本的な問題であるが同じピストン速度なら遠心力は v^2/r (r は半徑) に比例するから大型の方が樂である。航空發動機では 10 米/秒以上が常識で 15 米/秒⁵⁾ までには實例もある。私が海軍航空技術廠で研究試作に當つた單筒の航空ディーゼルの實驗では 2 サイクルであるが 15 米/秒までは試みた經驗があり平均有効壓力も 10 kg/cm² を超している。ピストン速度 12 米/秒、平均有効壓力 9 kg/cm² はユニフローの 2 サイクルで餘り無理をしないで到達出来ることは確實である。詳しくは機械學會誌に協同研究者であつた伊藤公正君の發表⁶⁾ されたものを参照されたい。

今までは4サイクル機関で高速化を計ると給入弁で給気が放られ給入効率が著しく低下するので自然ピストン速度も制限を受けたが過給器の發達はその隘路を打破して呉れた。尤も2サイクル機関は昔から過給器付機関であつたと解することも出来る。航空發動機は4サイクル機関であるが大氣壓が地上の $\frac{1}{2}$ に過ぎない高空で1.3氣壓程度の過給(30%以上の過給率と解することも出来る)を実施して來た。排氣タービンを使えばこの場合の燃料消費率も決して地上に劣るものではない。ディーゼルの場合でも現在の技術で相當高度の排氣タービンの過給がなんら不安なく實施出來、燃費もむしろ下がることは實績が證明している。

以上で船用ディーゼルの高速化はピストン速度10~12米/秒までは技術的に可能なことは明らかとなつたがこれが實際問題として有利か否かは更に他の見地からも検討しなければならぬ。

1. 振動の問題 現在でもディーゼル船はタービン船に比べて振動が多い。これが高速化されたら大變なことになるのではないかと。これは尤もな疑問である。しかし高速化した方が實際は始末が楽になるのである。最近陸上發電機に防振臺板の採用されるものが多い、その理論も明確にされ高速の振動を防振の實施が楽なことは疑問の餘地がない。流體接手や airflex を使えば減速装置以下は船體に固定し高速のディーゼルだけを防振臺板に乗せて船體と縁を切ることは可能である。振動を嫌う客船では直結を避けて流體接手または Airflex を介した高速ディーゼルの採用し船體に振動の傳らぬ工夫するのが常識となるのもそう遠い將來のことではないであらう。

2 壽命の問題 機関が高速になれば各部の摩耗が烈しくなる。これは事實であるが部品が小型になるのでクランク軸に焼入れを施すとか、鉛錘系薄肉軸受を採用するとか、弁座にステライトを使用しシリンダライナーに窒化を施すまたはクローム鍍金を行うことなども、容易になるので實際問題としては餘り気にすることはないむしろよくなると考える。自動車でも5萬キロ10萬キロの壽命は常識で世界2周位は無事故運轉の域に達している。船も世界2周を終えて手入れする位なら文句は出ないであらう。

3 重量容積 機関が小型高速になれば重量は軽く容積は小さくなる。しかし抽象論では意味がないので具體的例を擧げてみよう。1軸13,500HPの貨物船用ディーゼルのピストン速度10米/秒、平均有効壓力9.5g/cm²のユニフロー2サイクル機関4基にフルカンギヤをつけて

て賄うものとする機関は12シリンダV型として。

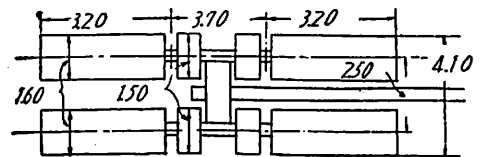
シリンダ直徑250mm, ストローク370mm, 毎分回轉數860, 發生軸馬力3590HP, フルカン接手の効率を95%として4基で13,500HP, スリップ3.4%として回轉數830, これを7.2:1に減速して主軸は115回轉となる。

推定重量機関 $14.5\text{ton} \times 4 = 53\text{ton}$.

フルカン接手(減速機とも) = 25ton

總計馬力當り重量 = 6.15kg

推定容積



これは5,000馬力程度の現在の大型ディーゼルと大差のない長さで、巾は僅かにやや広いが、高さはその4分の1程度に過ぎない。

従つて機関室の上方は他に利用出来る上に機関室の廣さも5,000馬力程度の船と同じで間に合うことになる。更に發電機も1,700馬力3基とすれば同一機関の6シリンダ型で間に合い機関重量は $8.00 \times 3 = 24.000\text{ton}$ に過ぎない。節約された容積と重量は有効な積荷として利用出来ることとなる。

4 保守補修の問題 大馬力の機関を4基も連動させるのは操縦が大變じやないかと。これも尤もな疑問であるが、現在國鐵ではディーゼーカー7~10輛の連結運轉をやつている。1人の運轉手が各車輛の床下にある7~10臺のディーゼルの自由自在に遠隔操縦しているのである。一室に置かれた4基のディーゼルの操作するどころの話ではない。この方法は結局機関の操作をブリッジですることも可能となるから今までよりも便利となる。操作の原理も實際も機関の大小には殆んど關係がないただし流體接手か air-flex 接手があるからやり得ることなのである。直結機関では逆つて實行が難かしい。

シリンダの數が多いから補修が大變だらう? なる程シリンダの數は多いが1個1個の扱は遙かに樂である、また4基の内1基を休ませても3/4の馬力は出せて航海には差支えない。工場の間を同乗させて航海中に1基宛修理する方法も可能で船の稼働率は從來よりも高く出来るであらう。勿論シリンダその他の部品が小さいから機関室の天井に大きな穴を開けないでも部品の出し入れは自由に出来るし豫備品の準備も遙かに簡單になる。しかも發電機まで共通部品で間に合う。

5 燃料問題 今でもバンカー重油を焚くことが問題

にされている位で、高速ディーゼルだから特に優秀な燃料や潤滑油を必要とする云うのでは愛されるディーゼルにはなれないが、豫燃焼室機関等の研究はこの点でも大きな希望を興える。現在までは高速ディーゼルは主として特殊用途を目標として研究されているためにこの方面の研究は殆んど手がついていないが今までのいろいろな研究成果を総合すればこの問題は充分可能であると断定し得ると思う。

燃料消費率も高速のためと、減速装置の効率だけ不利になる筈であるが、プロペラ効率による利益はないものとしても機関が小型であるから最高圧力を高くすることは容易なので実際問題としては殆んど同様に出来る、(航空技術廠の実績では 155gm/HP を出している)

6 価格の問題 高性能の機関となれば高価になるだらうと考えるのも当然であるが、馬力當りの価格は大馬力のもの程高価でバス用のディーゼル等は馬力當り1萬圓を遙かに切つている。小型高速となれば重量が軽くなり、シリンダー数が多いので多量生産方式も採り入れ易いから重量當りの単價は増大するが馬力當りの単價は相當大きく下がる筈である。問題は単一機種をどの程度生産することが可能かによつて決まるであらう。

7 造船所で造り得るか? 現在船用の大型ディーゼルは我が國ではすべてというてよい程造船所で造られているが、このような高速高負荷機関を造船所で造り得るだらうか、この点だけは筆者の私見は悲觀的である。精密な加工を必要とするので修繕工事のような荒い仕事の多い造船所には不向きである。出来ても割高とならう。M.A.N. Sulzer. Daimler Benz. Maybach 等海と離れた工場で一流の船用高速ディーゼルが造られている事は一考を要する。造船所は船体を組立てる所と考え、自動車の機関が特別な工場で作られるように高性能の船用ディーゼルもその専門工場で作られる可きものという割切つた考方が必要だと思ふ。さもないととても海外の一流メーカーと對抗して行く事は不可能である。機関の修理に對しても同様のことが云える。ラジオの修理や組立をやるアマチュアでも真空管まで自分で造つたり修理する人はない。これと同じ考え方を高速ディーゼルの修理にもしなければならぬ時代が來ているのではなからうか。

8 船用高速ディーゼルの様式は? 以上私の体験から排氣タービン付ユニフロー2サイクル単働を暗々の内に念頭に置いて記事を書いたことになつたが、用途や性能にも巾のあること故、必しもこの様式に限られるものと断定しないでもよいであらう。只ユニフロー2サイク

ルは G.M. を先達として、三菱長崎、民生ディーゼルの始め諸外國にも例が多いこと、次第に増加の傾向にあることは事實である。複働機械は案外熱的その他のトラブルが多く一時流行しなくなつたように見受けられる。私は複働にする爲の努力を高過給化高速化に拂う方が現在では賢明なように考えるものである。

なお申し落したが、機関が高力化高速化すれば當然扱う熱量の密度が高まるのでこれに伴う考慮は拂わねばならない。これはまだまだ解決可能な限度内にあつて、今まで我々が餘りに無關心であり今までの因習に拘つているためにいろいろの誤りを冒しているのを修正すれば間に合う問題と考えるものである。

結 論

限られた頁數で老人の放談をならべた次第で 實のない話になつたことを許して頂きたい。要するに筆者は船用高速ディーゼルの將來性は相當大きいと考える。この邊りで日本の關係各位も徒らに外國の跡を追わず独自の考方で合理的な方向を求めて邁進して頂かないと戦後の空白を埋めるところか、益々ギャップを大きくする結果を招來する恐がないとは云えない。

この放談が一つの刺戟となつて將來のある皆縁が情性を破つて考え直して日本の船用ディーゼル界はどうある可きか検討して頂ければあるいは結論は筆者と異なるものが出るとしてもそれが筆者の願である。これは研究者や設計者またはメーカーだけの問題でなく海運界全體が考えねばならぬ問題である。

引 用 文 献

- 1) (K 型潜水艦に關する記事)
大正八年頃造船協會誌 永村清氏講演
- 2) "Schnellaufende Diesel maschinen"
Jullius Springer, 發行著者 O. Föppl, Strombeck, Ebermann
- 3) M.T.Z. 1952 年 9 月號, 228 頁
- 4) Vulkan Gear: 新三菱重工が製造權を有す。
Sinclair Converter 振興機械會社 國鐵ディーゼーカー等に實用さる。
Twin Disc Converter 新潟コンバーター會社 國鐵ディーゼーカー等に實用さる
- 5) Airflex 米國では上陸用舟艇等に廣く使用さる。
ビクターオート社が最近製造權を導入す。
- 6) 航空發動機のピストン速度と過給壓力の例

名	稱	出力	シリンダ 径×スト ローク×回 轉數	ピスト ン速度
フランクリン	6V6	245	120 × 102 × 3.75	11.1
ライカミング	0434	240	124 × 93 × 3400	11.1
デベランドジブシ 70		355	120 × 151 × 3000	15.0
ライトサイクロン		1250	155 × 175 × 2500	16.3
F&W. ヲスプ E		1500	146 × 152 × 2630	14.2

7) Motor Ship 1954, 3月551頁に 8000 SHP
減速比 4.5:1 の例あり, 他は 2:1 前後のもの
ばかりのようである.

8) 日本機械學會論文集
昭和 23 年 14 卷 46 號 (161~167) ディーゼル
發動機の性能に及ぼす空

氣渦動ならびにセテン價
の影響 (花田 伊藤)

昭和 27 年 18 卷 67 號 (1~4) 空氣渦動の利用
によるディーゼル發動機
の性能向上について (伊
藤)

9) 機械振動とその対策第 2 集 140-142)

日本機械學會 (昭和 29 年 5 月 5 日) 發行
ディーゼル發電裝置の防振裝置についての研究
(岡田 小林)

日本機械學會講演大會 (昭和 29 年 11 月)

10) ディーゼーカーは、千葉縣下、東北本線 (宇都
宮まで) 富士身延線等に 7~10 輛の連結運轉
が實施されている。

近 刊

天然社編 船舶の寫眞と要目 第 3 集 (1955 年版)

B5 判 函入上製 200 頁 寫眞アート紙 定價 500 圓 (〒 50 圓)

昭和 28 年發行「船舶の寫眞と要目」第 2 集 (1953 年版) 掲載以後の鋼船 500 噸
以上の竣工の船舶, 約 120 隻の全寫眞と要目。

掲載豫定船舶名 (順不同)

晴海丸 (日本海汽船) 高來丸 (大同海運) 安國丸 (日鐵汽船) CUSTODIO DE MELLO (ブラジル海軍)
BARROSO PEREIRA (〃) 青雲丸 (岡田商船) IONIAN CHALLENGER (リベリヤ) 協徳丸 (協立汽
船) IONIAN MES-ENGER (リベリヤ) WIPUNEN (フィンランド) ANDREAS V (リベリヤ) 日隆丸
(日産汽船) 日春丸 (〃) 青島丸 (内外海運) 光榮丸 (日東商船) 會津丸 (N.Y.K.) 淺間丸 (〃) さんら
もん丸 (三菱海運) 相模丸 (N.Y.K.) ばあじにあ丸 (三菱海運) BA CANADA (カナダ) 昌和丸 (日東商
船) 多聞丸 (八馬汽船) 建和丸 (日東商船) 日出丸 (栃木汽船) 第五長門丸 (日新タンカー) 興和丸 (平和
汽船) 天榮丸 (共榮タンカー) 第一赤貝丸 (上野運輸) 安土山丸 (日下部汽船) 乾山丸 (乾汽船) 松邦丸 (松
岡汽船) 海鷹丸 (水産大學) 第十一東西丸 (東西汽船) かいお5 (海上保安廳) 第十七眞盛丸 (原商船) 盛
豐丸 (協成汽船) DENIZLI (トルコ) 神幸丸 (神戸石油) 泰興丸 (商船運輸) 明泰丸 (明治海運) 昭川丸
(川崎汽船) ALLIANCE (パナマ) NELLY (パナマ) 瑞川丸 (川崎汽船) 秀邦丸 (飯野海運) 祥川丸 (川
崎汽船) 第二播洲丸 (大洋漁業) 建川丸 (川崎汽船) 日川丸 (川崎・日豊) CHRYSANTHYL (パナマ) 神
光丸 (神港商船) 昌福丸 (川崎重工) 洋邦丸 (飯野海運) ろんどん丸 (O.S.K.) 比叡春丸 (新日本汽船) す
えぞ丸 (O.S.K.) ぶらじる丸 (〃) 春景丸 (共正汽船) 徳洋丸 (森田汽船) ふいりびん丸 (O.S.K.) らぶ
らた丸 (O.S.K.) 高邦丸 (飯野海運) 旭榮丸 (日東商船) 大脇丸 (大脇石油) 伊勢丸 照國海運) 康島丸 (飯
野海運) 榮光丸 (日本水産) 壽洋丸 (森田汽船) 第二共榮丸 (共榮タンカー) HYDROUSSA (パナマ) 棒名
山丸 (三井船船) 籍根山丸 (〃) 寶永山丸 (〃) 明倫山丸 (明治海運) 羽黒山丸 (三井船船) 穂高山丸
(〃) 生駒丸 (明治海運) SEAHAWK (パナマ) プリマメルスク號 (デンマーク) 山春丸 (山下汽船) バ
ウマセブ (インドネシア) 山國丸 (山下汽船) 常島丸 (飯野海運) サウエガ (インドネシア) すまとら丸
(日本油槽船) 大安丸 (太平洋海運) 木曾春丸 (新日本汽船) カルテックスシアク號 (オランダ) 嚴島丸 (日本
水産) 宮島丸 (日本水産) 廣全丸 (廣海汽船) 第十興南丸 (日本水産) 第十一興南丸 (〃) まいら丸 (東
邦海運) るそん丸 (日東商船) あさか丸 (濱根汽船) 廣洋丸 (大洋漁業) 賢和丸 (太平洋海運) べるしあ丸
(日本油槽船) びくとりあ丸 (三菱海運) STANVAC SOUTH AFRICA (スタンダードパキニウム) STAN-
VAC JAPAN (〃) 安藝丸 (N.Y.K.) 高興丸 (大同海運) 熱田丸 (N.Y.K.) WORLDJUSTICE (リベリ
ヤ) WORLD JURY (〃) 第三雄洋丸 (森田汽船) 讃岐丸 (N.Y.K.) 高忠丸 (大同海運) 關東丸 (澤山汽船)
第二十一黒潮丸 (日魯漁業) 第五十六日寶丸 (島海海運) たまひめ丸 (濱根汽船) 東光丸 (水産廳) 鶴翠丸
(鶴見運輸) PHOENIX (ユニバースタンクシブ) ORE CHIEF (〃) COMMONWEALTH (ユニバース
タンクシブ) ORE TRANS PORT (〃) ORE TITAN (〃) 春日丸 (日の出汽船) 牧島丸 (内外海運) 長
島丸 (飯野海運) わかば丸 (太平洋汽船) 永邦丸 (邦洋水産) 吉澄丸 (大同・鶴見輸送)

ダイムラーベントツ製 MB820 Bb 1,000HP 高速ディーゼル機関に ついて

能勢敬次郎
船員重工株式会社

1. 緒言

歐米のディーゼル界においては夙に過給機による出力増大が實施せられ大いなる實績をあげており現在では高過給にまで進展してゐる（通常過給の場合は平均有効壓力 $P_e = 10\text{kg/cm}^2$ 前後であるが高過給では 15kg/cm^2 位に達し實用せられてゐる）

わが國においても最近1~2年間急速に進展し漁船に至るまで低速機関に過給機を裝備し相當の成果をあげ一般の認識を深めておりかつ輕量小型高出力を要望する特殊用途用主機としては高速ディーゼル機関の實用化に入りつつあり、かつ高過給にまで進展してゐる現状である。

この時にあたり、取扱容易、構造簡單で充分の信頼性と耐久性を備え戦後數百臺の生産實績を有しわが國においても充分製作し得るダイムラーベントツ製 MB 820 Bb 1000HP の概要を述べたいと思う。なおベントツ社では現在同じ機關で過給機の効率を高め MB 820 Db として 1350HP を出している。

2. 機關主要目

型式	4サイクルV型過給機付 ベントツ MB820 Bb
シリンダ數	12 (60°V)
シリンダ内徑	175mm
行程	205mm
毎分回轉數	1500
出力	1000 BHP
正味平均有効壓力	10.1kg/cm ²
平均ピストン速度	10.3m/s
燃焼型式	豫燃燒室
過給型式	排氣タービン過給機
起動方式	電氣起動 (15HP 起動電動機)
重量	255kg (乾燥)
馬力當り重量	2.55kg/BHP
燃料消費率	163gr/BHP/Hr
機關全長	2210mm
機關全幅	1300mm
機關全高	1950mm

3. 本機關の特徴

A 重量が軽く小型である

シリンダと一體であるクランク室を始め多くの部品は輕合金製で（重量比で約33%は輕合金を使用）かつ肉厚が薄いにかかわらず均一にして充分なる強度を有している優秀な鑄物であるために重量が軽く V型 12 シリンダであり長さ幅ともに少く小型である。機關重量は馬力當り 2.55kg であり特殊用の同じベントツ製 MB518 2510HP の如く構造上非常な無理をし工作も至難な機關の馬力當り 1.9kg にはおよばないが構造簡單にして工作も容易な機關としては最上のものであらうと思われる。

B 燃料消費率少く運轉に安定性がある

豫燃燒室の形狀並に吸入排氣系統の設計がベントツ社の多年の經驗と研究の結果非常に良くなされているために廣範圍に涉り燃料消費率少く燃焼は極めて良好であり排氣色も全負荷を通じて無色である。また運轉には極めて安定性がある。

C 振動は殆んど認められない

12 シリンダV型であり運動部分のバランスも良く、クランク室も充分剛性を持たしてあるので機關の彈性振動は殆んどない。かつクランク軸振り振動に對してはクランク軸船首端にはダイナミックダンパーを附し船尾端には特殊ゴムを裝備したフレキシブル軸接手を用い廣範圍の回轉の使用に適應するよう完璧を期している。

D 構造は極めて簡單である

高性能輕量小型高速機關であるにかかわらず構造は極めて簡單であり複雑化を避けている。すなわち冷却水循環はクランク室船尾端左右2箇所より入り各箇所水衣を廻り内部よりシリンダ蓋に通じ潤滑油管系はクランク室の中央カム軸受眞下鑄成の油孔より入り上部のカム軸受下部の主軸受へと注油されそれぞれ非常に簡素化されている。

吸排氣弁は4弁式であるが動弁機構も至極簡單に設計されている。全般的に多年の經驗と實績より思い切つた設計をやり輕量化と簡素化をはかつてゐる點が諸々にうかがわれる。詳細は主要部品の構造で述べる。

E 取扱いは容易である

清水豫熱裝置、潤滑油豫熱裝置、潤滑油電動ポンプを

有しているため起動に際しては寒冷時においても容易にかつ安全確實に起動する構造になつている。すなわち機関が適當に温まり油壓が規定の壓力に上昇しないと起動しないようになつているため未熟練による無理な起動が出来ないように細心の注意が拂われている。これは高速ディーゼル機関にとっては最重要なことであり機関の耐久性を増し信頼性を高めるゆえんであると思われる。油壓に對しては安全装置を裝備し異常に壓力が上昇した時には警報を發した規定壓力以下になつた場合には機関が自動的に停止する構造になつているので安心して運轉すること出来る。

また冷却水の温度自動調整装置を有し水温を常に適當に保ち高性能運轉を確保する構造になつている。

4. 構造の概要

本機関の構造は寫真にみられる通りシリンダは左右60°Vに配置せられその中央に1個の過給機を裝備し外觀上背が高くなり不格好のようであるが12本の排氣導管は短くうまくまとまり性能上も非常に有利である。吸入管は外部兩側に配管されておりこれにも細心の注意が拂われて合理的的設計がなされている。

燃料ポンプは左右兩側(船尾側)に裝備せられ一つには調速器を他には燃料供給ポンプを附屬せしめている。カム軸には燃料噴射時期自動調整装置があり、これにより回轉數の上昇とともに噴射時期を早め最高壓力の昇るのを防ぎ燃焼状態の改善と効率増加を計つている。

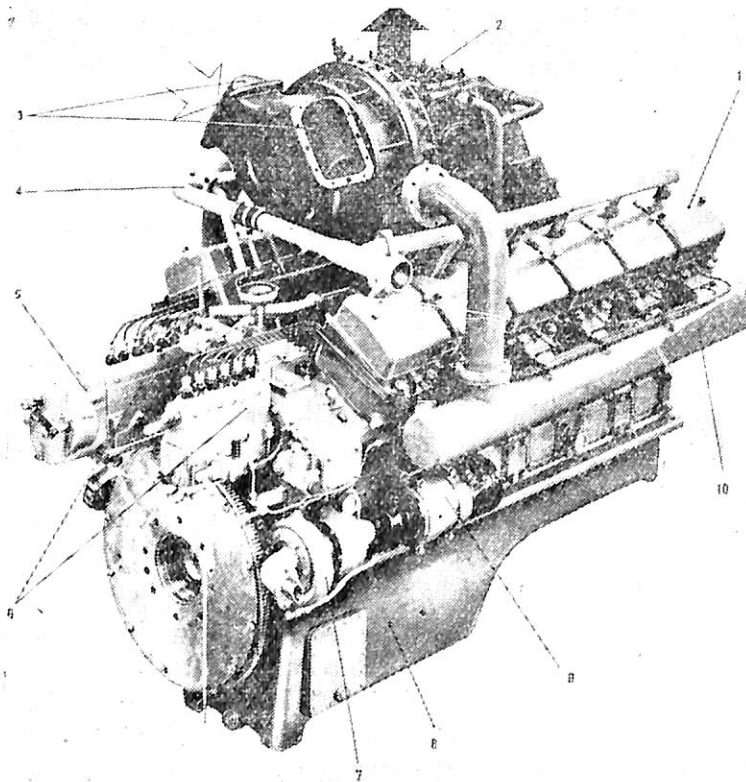
清水ポンプと充電用發電機は船尾側傳動齒車により駆動せられ、海水ポンプ並びに送水ポンプは船首側の左右兩側にVプーリーにより駆動せられる。

潤滑油ポンプは汲上送込の二重齒車ポンプで船尾側主軸受冠に取付けられている。

吸排氣弁衝棒、排氣管等は全部V型の内部におさめられておりかつ機関外側の配管が殆んどなく非常に簡潔な感じを機関全體に與えている。また機関本體は陸船共用で舶用の場合には可變軸接手を介して別個に逆轉機(回轉方向變換装置付の減速機を含む)を取付けられるため機関自體は左右兩舷にペラの回轉方向には關係なく全部同方向のため多量生産に適している。

クランク室(第3圖参照)はシリンダと一體の輕合金製で船尾側に齒車室が一體に形成せられ、機関取付用に鑄鋼製のレールがボルト締めされている。

シリンダライナーは特殊鑄鐵製の濕式でライナーとシ



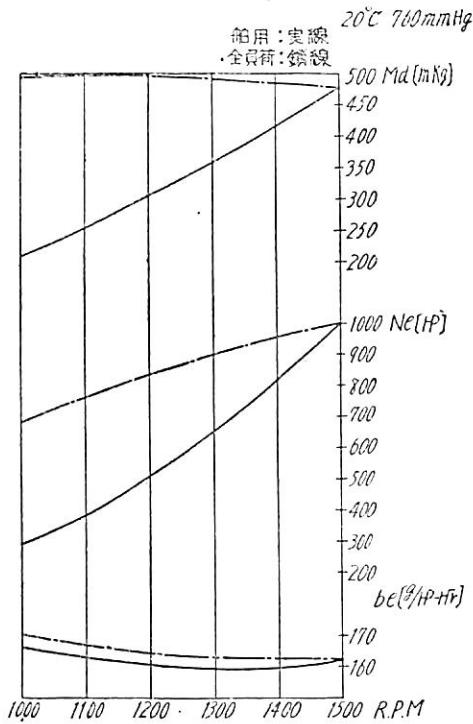
MB 820 - 12-CYLINDERS

- 1 Cylinder hood cover
- 2 Exhaust outlet from blower
- 3 Air inlet to blower
- 4 Cooling water discharge pipe
- 5 Mechanically operated governor
- 6 Injection pumps (left and right)
- 7 Cooling water pump
- 8 Crankcase
- 9 Generator
- 10 Pressure pipe (from blower to engine)

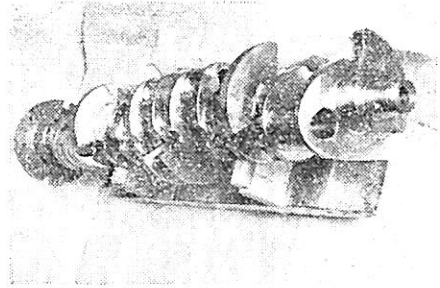
第 1 圖 機 關 外 觀 圖

MB 820 OBb

出力、回転力、燃料消費量の曲線



第2圖 性能曲線



第4圖 クランク軸

度 1/100mm 以下、圓筒度 2/10⁰mm 程度である。

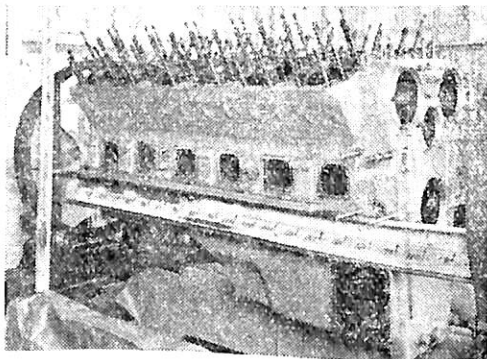
シリンダ蓋は(第6圖参照)特殊鑄鐵製でシリンダ毎に別體で冷却水はクランク室の水衣より8箇の小孔を通り、水の流れに對しては特に留意して全面に涉り一様に冷却するよう設計されている。

中央の豫燃燒室は別個に挿入する構造である。

クランク軸は(第4圖参照)特殊鋼製の一體型鍛造でクランク腕には適當なる釣合錘を別個に取付けてある。軸部は高周波による表面焼入が施してあり、その硬度はショアー 80 程度である。

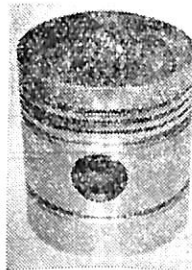
なお軸部外徑は研磨後超仕上げを施し、その表面粗度は 0.4μ 程度でこれにより相手メタルの摩擦は減少するとともに摩擦による動力損失の最小限に圖つている。

工作程度はジャーナル、ピン部とも真圓度は 3/1000mm 圓筒度は 5/1000mm 程度である。



第3圖 クランク室およびオイルパン

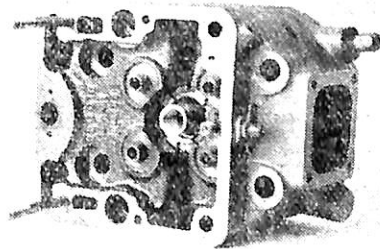
シリンダとの間は冷却水室を形成している。冷却水は清水ポンプを介してクランク室船尾側2箇所よりこの冷却水室に入り全箇に一様に順次上部へ循環しシリンダライナーの完全冷却をなし得る構造となつている。ライナー内面は精密中ぐり後ホーニングを行いその工作程度は真圓



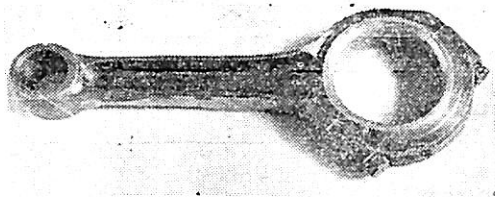
第5圖 ピストン

接合棒(第7圖参照)はI型断面特殊鋼製の型鍛造で並置式とし左右同じものを使用し小端部軸受は磷青銅製大端部軸受はケルメットで表面は錫メッキを施している。

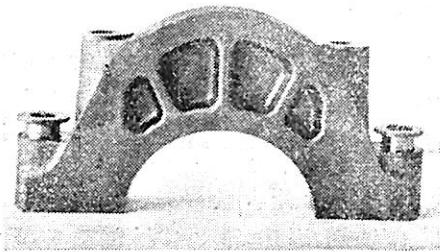
大端部締付ボルトは普通押ボルトで主軸受冠の寫眞(第8圖参照)にみられるように特殊鋼製



第6圖 シリンダ一蓋



第7圖 接合棒



第8圖 主軸受冠

のブッシュを挿入しボルトのリーマー代りとノックの役目をもなしている。

ピストン(第5圖参照)は輕合金製金型鍛造で構造を簡單強固にし熱の流れに對しては特に留意されている。

ピストンリングは3本の壓力リングと2本の油切リングで最上部1本のピストンリングはクロムメッキが施してある。

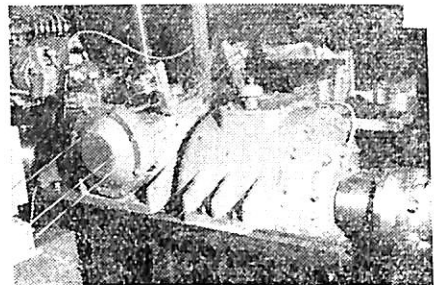
ピストンピンは特殊肌焼鋼製で、その焼入硬度はショア-80程度で表面仕上げは研磨後超仕上げを施してあり表面粗度は 0.3μ 程度である。なお工作程度は真圓度 $1/1000\text{mm}$ 圓筒度 $1.5/1000\text{mm}$ である。

カム軸は肌焼鋼製で2本つなぎとし、吸排氣カムは軸と一體で船尾側軸端には噴射時期調製装置を有している。

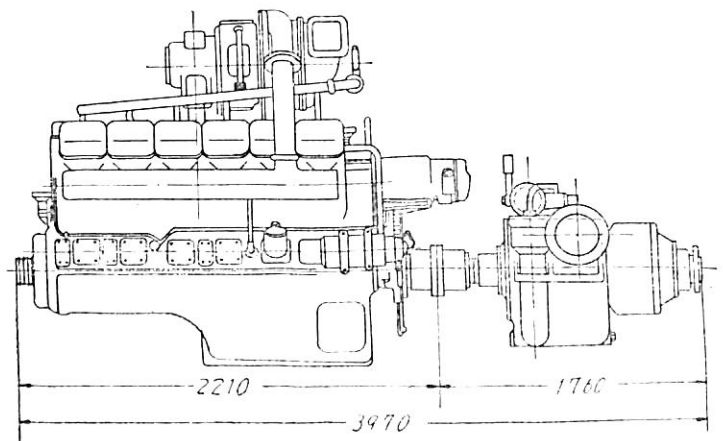
過給機はBBC製VTR250型で兩端軸受は球軸受である。逆轉機(減速装置付第9圖参照)は外形組立圖(第10圖参照)にみられるように機關とプロペラ軸との間に取付けられクラッチの構造は多板式逆轉機に附屬の油ポンプの油壓により嵌脱を行い、また逆轉機構は傘齒車式でブレーキバンドの開閉も同じ油壓で操作される。

減速機は遊星齒車式で減速比は $1.75:1$ である。またこの機構によりプロペラ軸の回轉方向は機關と同一方向と反對方向との2種になるよう設計されている。

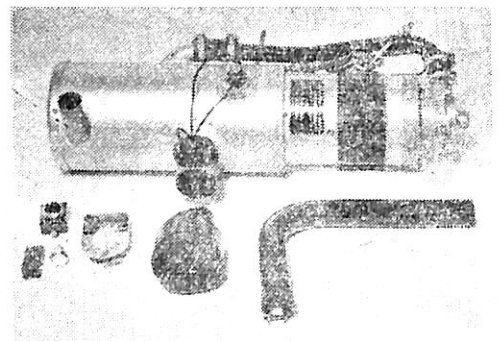
逆轉機および減速機の潤滑は機關と別個になされ、この潤滑油冷却器も別に有している。



第9圖 回轉機



第10圖 外形組立圖



第11圖 清水冷却装置

(743頁へつづく)

川崎 M.A.N. VV22/30 ディーゼル 機関について

川崎重工業株式会社

1. 緒言

最近の10数年間における高速ディーゼル機関の發達は誠に目覚ましきものがあり船舶用は勿論鐵道、自動車用等その用途は愈々擴大され需要は逐年増加しつつある現狀である。しかしてこれ等の用途に應じ又さまざまな使用條件に對應して、多種多様のいわゆる高速性能ディーゼル機関が生れている。しかしながらそれらの多くは或る特定の目的、用途、條件等のみ適合するものであつて、普遍的に使用されて常に高い性能を發揮し得る機関は誠に稀有であると申してよいであろう。

ここに紹介しようとするVV22/30型4サイクル高速ディーゼル機関は現在の世界の水準を抜く高速高性能ディーゼル機関であるが、既に現在まで多數製作され實用に供されている実績を有しており、極めて信頼性の高い、かつ高範圍の用途に供することの出来る點において誠に畫期的ディーゼル機関であるということが出来るのである。

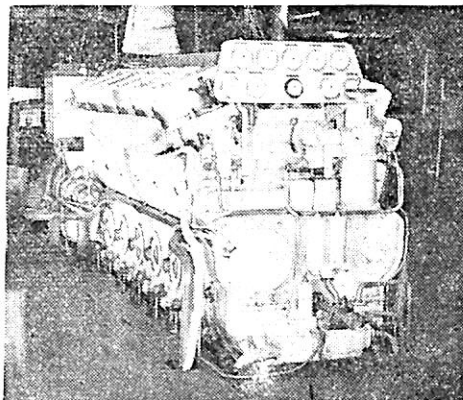
川崎重工業ではM.A.N.社との新しい技術提携に基づき昨年來本型式機関の製作を行つて來たのであるが、現在までに行つた數百時間におたる各種試験においてわれわれは本型式機関が極めて信頼性に富んだ機関であり船舶用は勿論、その他のあらゆる用途に適合する卓越した諸性能を有することを確認することが出来た。また現在防衛廳駆潜艇用主機関として數臺を製作中である。

以下に本機関についての概要を述べることにする。

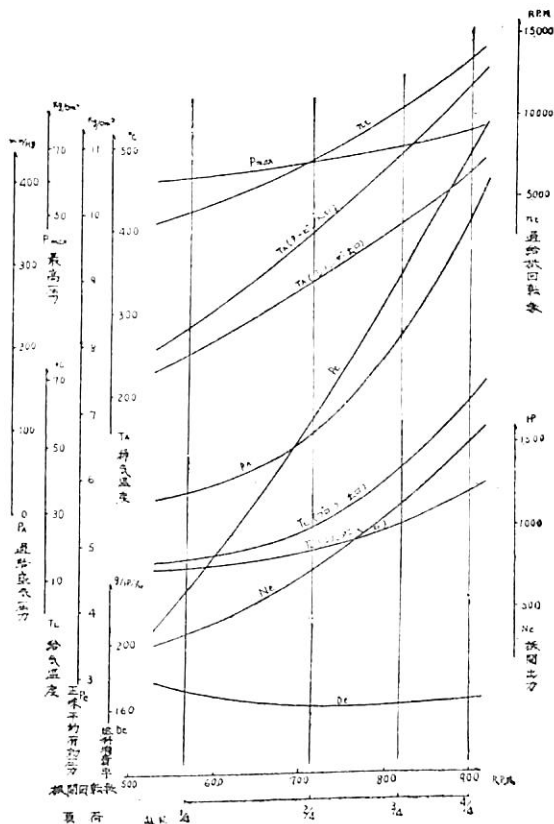
2. 主なる要目

型 式	川崎 M.A.N. VV22/30 型4サイクル單動トランクピ ストン
シリンダ數	6. 8. 12. 16.
シリンダ配列	45°V型
シリンダ直徑	220 mm
行程	300 mm
行程容積	11.4 litre/cylinder
毎分回轉數	900
出力	1500 HP.....12シリンダ 2000 BHP.....16シリンダ
正味平均有効壓力	11.0kg/cm ²
平均ピストン速度	9m/sec.

燃 燒 方 式 換燃燒室式
起 動 方 式 壓縮空氣



第1圖 川崎 MAN V6V 22/30 ディーゼル機関



第2圖 V6V 22/30 性能曲線

重 量	7.3Ton.....12シリンダ
	9.4Ton.....16シリンダ
燃 料 消 費 率	165gr/BHP/Hr
長 さ	3055 mm... ..12シリンダ
	3985 mm.....16シリンダ
高 さ	1550 mm
	1600 mm

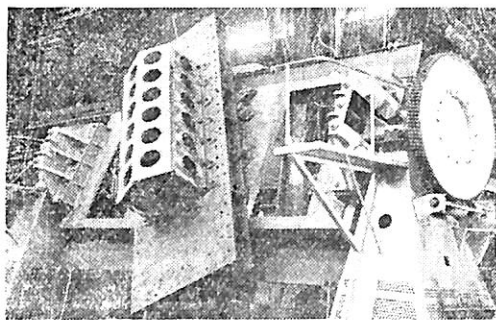
第1圖は當社工場内においての組立完成後の外観寫眞 (V6V22/30, 1500BHP) 第2圖は工場試験より得た性能曲線の一例であつてプロペラ法則による場合におけるものを示す。

3. 構 造

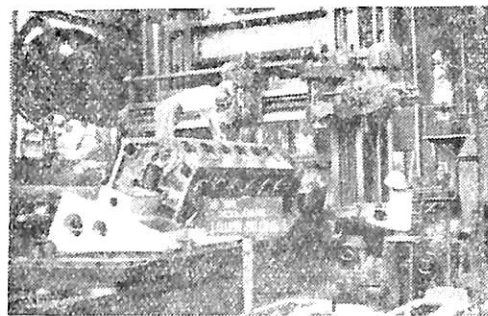
架構 は全溶接の一體構造で各シリンダ間にある鑄鋼製の隔壁とこれを軸方向につなぐ長手鋼板の溶接から成つている。架構の側面には大きな丸窓があり、架構の下側にはアルミ板製の油受を取り付ける。第3圖は溶接用ポジショナーに取り付けた所である。また第4圖は特殊の治具に取り付けた後プラノミラーにて機械加工を行っている所である。

シリンダ は鑄鐵製で1シリンダ毎に分割されており2列にV型に架構の上に配列される。

下側は架構に嵌入されており、上端面には頂板を置いて各シリンダを強固に結合している。第5圖は架構上に



第3圖 溶接用ポジショナーに取付けた架構



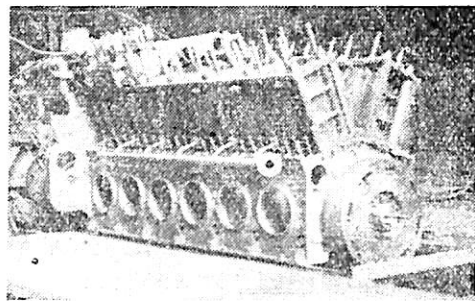
第4圖 機械加工中の架構

シリンダを取り付けた所を示したものである。またこの頂板はシリンダをはさんで締付ボルトによつて架構に締付けられているからシリンダ自體には爆發壓力による引張力が加わらない。

シリンダライナー は特殊鑄鐵製の濕式でライナーとシリンダとの間は冷却水室を形成している。ライナーはすべて精密中ぐりおよびホーニングを行つており、眞圓度眞直度ともにその單位は1/100mm以下で表面粗さも 1μ 以下である。

シリンダ蓋 は鑄鐵製で冷却水室の形成は特に留意した薄肉構造のものである。鑄造法の完璧を期するため貨物を數個に切斷した上内部を充分調査した。シリンダ蓋には各2個の給氣弁、排氣弁、各1個のボッシュ型燃料弁、起動弁、安全弁、指壓器弁が挿入されている。またシリンダ蓋の中央部は豫燃燒室を形成し主燃燒室との間には口金を嵌め込むよになつている。

クランク軸 は特殊鋼の一體構造で軸受部はそれぞれ表面硬化の上研磨されている。また内部を中空にするとともに各クランク腕には適當な釣合錘を有している。

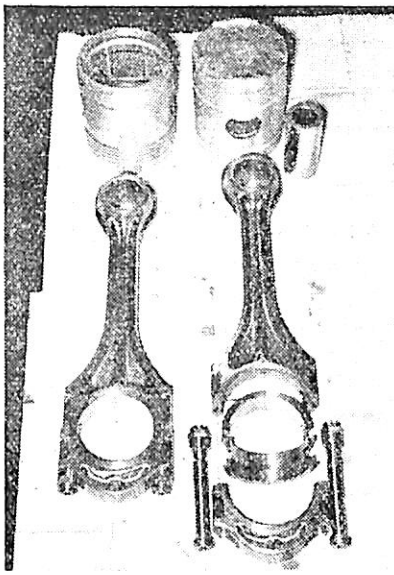


第5圖 川崎 MAN V6V22/30 ディーゼル機関

接合棒 はI型断面特殊鋼の型鑄造品で並置式とし左右列全く同じ寸法である。接合棒の上部・下部軸受裏金はいずれもケルメット合金であり、潤滑油膜の形成には特に留意された設計となつている。

ピストン は輕合金製で上部に4本のピストンリング、1本の油掻きリング、下部には2本の油掻きリングを有し、上部2本のピストンリングはクローム鍍金が施されている。ピストンは作動時における熱流れとシリンダライナーとの當りに特に意を用いその構造には特殊の工夫がなされている。第6圖は接合棒とピストンを示したものである。

カム軸 は肌撓鋼でクランク軸より中間齒車を経て驅動される。給排氣カムはそれぞれカム軸と一體になつており燃料カムは軸にキー止めされかつカム位置を自由に調整することが出来るよになつている。



第6圖 ピストンと接合棒

過給機 はいわゆる M.A.N. 型でタービン翼車とプロワー扇車との間に滑り軸受を有するもので外観的にも極めてコンパクトに出来ている。軸受が外側にあるものに比較して長さは短かく従つて重量も軽くなり、また分解結合も容易である。軸受は特殊の構造にするケルメットを用い極めて高い信頼性を有している。

振動緩和装置は必要あれば機関の前後部いずれの位置にも取付けることが出来る。本装置は多数の筒バネを用いた構造のもので使用回転全域にわたつて危険振動を回避することが出来る。

燃料 燃料油は機関前端にて直結されている燃料供給ポンプにより濾器を通つて各シリンダ毎にあるボッシュ型燃料ポンプに送られ、ここで加圧されてボッシュ型燃料弁に送られる。燃料弁は単孔スロットル型であるため数百時間の運転でも燃料弁のつまりようなことがない。

潤滑 機関各部の潤滑は機関前端に直結されている歯車ポンプにより強制潤滑される。シリンダライナーの滑り面はハネカケ注油である。従つて手差注油を行う箇所は全くない。また過給機の潤滑は機関の潤滑とは別個の循環系統によつている。

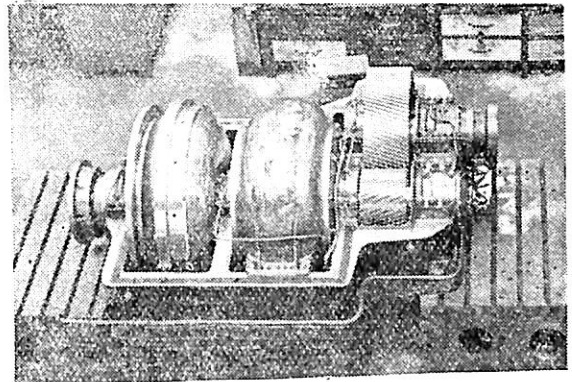
冷却 シリンダ、シリンダ蓋並びに過給機は水冷却され、冷却水は機関のクランク軸から歯車を介して駆動される遠心ポンプによつて循環せしめられる。船用機関として使用する場合には海水ポンプとして更にもう一つの遠心ポンプを取り付けることが出来る。

起動 本機関の起動には 30 気圧以下の壓縮空気をを用いる。起動弁空気分配弁は片側のカム軸端に装着され

この分配弁を経て壓縮空気が片側のシリンダ列にのみ供給される。従つて他の列のシリンダは壓縮空気がシリンダ内で膨張することの結果生ずる冷却作用を受けず従つて機関の着火は非常に早くなる。

減速逆轉機構 本機関は一般の高速ディーゼル機関と同様に逆轉は間接逆轉方式による。従つて船用として利用する場合には別個の減速並びに逆轉装置を必要とする。これ等の装置に對しては種々の型式が想定されるが、當社では本機関の試作と同時に前進用フルカン接手にトルクコンバーター並びに減速歯車を組合した減速逆轉装置を製作した。

第7圖は組立完成後上部覆を取り外した所である。このような減速逆轉機構においては減速歯車がフルカン接手とトルクコンバーターの間にあるのが普通に考えられる所であるが當社では重量並びに容積の軽減をはかるた



第7圖 減速逆轉装置

め前記のごとき機構とした。従つて設計上かなりの苦心が拂われたのであるが、その性能は前後進とも豫期以上の成果をあげることが出来た。本機関の如き高速高出力用の減速逆轉装置としてこのような流體接手を用いたものは恐らくわが國では最初のものであろう。本機構による時は注油量の加減によつて任意の微速が可能であり、また前後進の切替えも何等の不安なく自由かつ迅速に行うことが出来る特徴を有する。

4. 特 徴

1. 燃焼の完全なること

本機関は 4 サイクル機関であるため掃氣が完全に行われる長所を有し、そのため豫燃焼室を設けることが可能となる。(2 サイクル機関は掃氣効率が劣るため豫燃焼室を設けることが困難であるため開放室にせざるを得ない)従つて完全な燃焼を得ることが出来るとともにまた一方 11kg/cm^2 という高い平均有効壓力にかかわらず

燃焼最高圧力は $75\sim 80\text{kg/cm}^2$ 程度に過ぎない。第8圖は最高出力時におけるシリンダ内の圧力變化をファンボロインジケーターによつて記録したものの一例であるが、本圖によつてみるに、その壓力上昇率はクランク角 1° について最大 2.7kg/cm^2 に過ぎず緩慢なる壓力上昇を示している。従つて静肅な運轉を得ることが出来るのである。また一般に高速ディーゼル機關は燃料の性質に極めて敏感であり燃料の仕様によつて機關の調子が変わるものであるが、本機關は豫燃焼室付であるため鈍感である。當工場内の試験においても比重 0.83 から 0.9 までの各種燃料を使用したか、機關性能上になんらの差異を認めることが出来なかつた。

2. 燃料消費率の少ないこと

本機關の燃料消費率は第2圖からみられるように全力時 165gr/BHP/Hr で分力時においても全力時と大差のない良好なる消費曲線を得ている。この分力時の燃料消費率の低いことは4サイクル機關において初めて達せられる性質のものである。2サイクル機關では如何に全力時の消費量が良好であつても、低力時においては掃氣の不安定性のために完全燃焼を望むことは困難であつてその消費量は急激に増大するものである。この事實は低力において運轉されることの多い軍用艦艇においては重要な問題であつて、行動半徑と燃料積載量とが制約される時4サイクル機關が絶對的に有利となる一つの證明でもある。また軍用艦艇に限らず、鐵道車輛等についても同様である。

3. 燃焼室壁の熱負荷が低い

本機關は全力時において、その正味平均有効壓力は約 11kg/cm^2 、過給機入口における排氣ガス温度は 580°C を示すため、ピストンその他の燃焼ガスに直接觸れる部分の熱負荷が異状に高くなるのではないかということが懸念され易い。

從來無過給機關で平均有効壓力は $5\sim 6\text{kg/cm}^2$ 、過給機關で $7\sim 8\text{kg/cm}^2$ 程度であり、排氣ガス温度は過給せる場合においても、せいぜい 500°C 位までであり、一方2サイクル機關ではその排氣ガス温度は $300\sim 400^\circ\text{C}$ 程度であることを思うとそのような懸念の起ることも當然であろう。しかしながら見掛上の數値にかかわらず實際には熱負荷はごく僅かしか増加しないのである。すなわち熱負荷はシリンダ内における燃焼ガスの時間的溫度變化と燃焼ガスから燃焼室壁への熱傳導をもとにして計算比較することが出来るのであつて、本機關が高度に過給されているにもかかわらず無過給機關に比較して、その熱負荷の程度は大差なく、また同程度の容積同程度の出力の2サイクル機關よりはるかにその熱負荷の程度

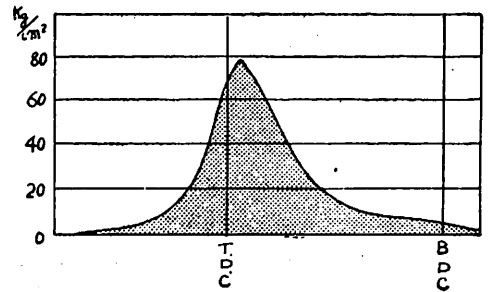
低いことを知ることが出来るのである。

また一方本機關のピストンは輕合金製であつて熱傳達率が高くかつその熱流れを充分に考慮せられて設計されているため無冷却なるにもかかわらずその頭部温度は極めて低く、 11kg/cm^2 の正味平均有効壓力においてもなおせいぜい 200°C 程度に過ぎないのであつて無過給の鑄鐵製ピストンでさえ $300\sim 400^\circ\text{C}$ 程度に達することからみても熱負荷に関して全く懸念することを要しないのである。

4 構造が簡單で取扱いの容易なこと

本機關は高速高出力機關であるがその構造は一般の過給並びに無過給機關と何等變る所はなく特殊構造の部品は全く使用されていない。また各運動部分における應力あるいは軸受部における條件等は普通のオーダの數値である。調整を必要とする部分はすべて接近し易い場所にあり、附着補機も取扱い易い單純な構造のもので機關の分解結合は極めて容易である。また各注油箇所はすべて強制注油式であり、可動部分はすべて覆によつて包まれており取扱い上の危険は全くない。燃料弁は單孔スロットル型であるため弁のつまるとはなく、われわれが現在まで行つた數百時間の運轉においても燃料弁の掃除を全く必要としなかつた。

本機關はまた容易に遠隔操縦を行なうことが出来る。従つて艦艇用は勿論漁獲その他を目的とする小型船舶用としても誠に好適である。



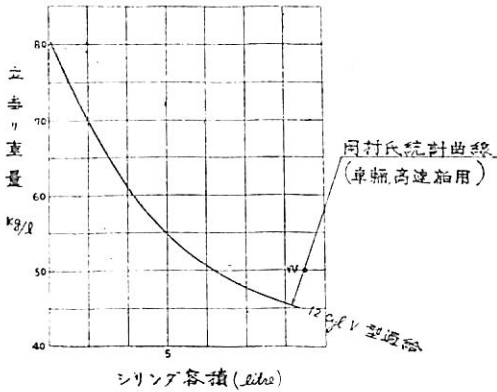
第 8 圖

5. 輕量にして機關の占める面積も小さいこと

本機關はV型でかつ溶接構造を採用しているため重量は極めて軽く馬力當り重量は 5kg 以下である。一方シリンダ容積當り重量は約 50kg/litre であつて本機關のシリンダ直徑からみてこの程度の容積當り重量が充分大であることは統計的にみても明らかである。すなわち第9圖は12シリンダV型過給機の容積當り重量を統計的にみたものであるが、一般に容積當り重量はシリンダ圍りにおける肉付きの程度を表わすと考えられ、これをもつて各種機關の頭丈さを判定することが出来るのであつて

VV機関がその重量の割合に構造的に充分な堅牢さを有していることが分る。

また機関の占める床面積は12シリンダで約4.5m²、16シリンダで約6m²であつて馬力當り30cm²に過ぎない。



第9圖 機関重量 kg/litre

5. 結 言

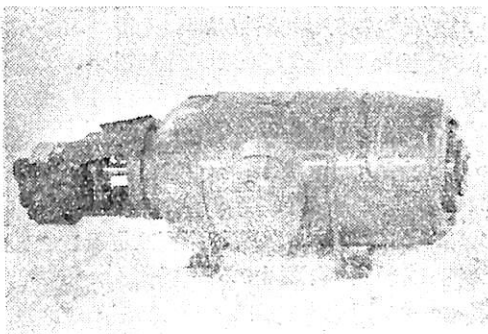
高速高出力機関を論ずる場合常に問題となるのは2サ

イクルで行くべきか、4サイクルで行くべきかということである。結論としてわれわれは絶對的に4サイクルであるべきとの確信に變りはない。兩サイクルの比較については既に川崎技報第2號において詳細に論じた如く構造、大きさ、燃料消費率、熱負荷、回轉數、耐久性等あらゆる點において4サイクルの方がより優れた性能を發揮することには間違ひはない。勿論現在の技術段階はなお發展途上にあるのであつて、出力性能の向上のために兩サイクルとも今後あらゆる努力が續けられるであらう。しかしながらかつては高船用、艦艇用等に多數の2サイクル機関を製造し、2サイクルにおいては世界の指導的立場にあつたM.A.N.社が現在は高速高出力機関に對しては2サイクルの研究を全く放棄し、専ら4サイクル機関の研究に全力を注いでおり、近く16kg/cm²程度の平均有効壓力をもつて出力數千馬力の4サイクルV型高過給ディーゼル機関を完成せんとしているのであるが、一方2サイクル機関が主として熱負荷の點から現在以上の出力性能の向上が極めて困難視されている狀況をみる時兩サイクルの今後の發展の動向を暗示しているといえよう。

(738頁よりつづく)

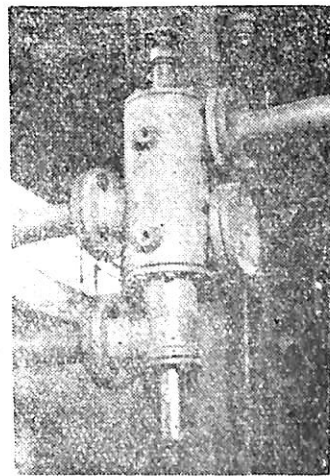
5. 附屬裝置概要

- 燃料預備濾器 オートクリン式
- 燃料第一第二濾器 切换型オートクリン式およびフエルト
- 潤滑油第一第二濾器 切换型オートクリン式および濾紙
- バッテリー 24V 500AH



第12圖 電動潤滑油ポンプ

冷却 豫熱器 (第11圖) 24V 80W



第13圖 清水温度自動調整裝置

- 電動潤滑油ポンプ 24V 930W (第12圖)
- 起動電動機 24V 15HP
- 充電用發電機 24V 1000W
- 清水自動温度調整裝置 サーマスタット式 (第13圖)

(以上)

三菱 DL4M 型機関について

鈴木善壽

三菱日本重工業株式会社
川崎製作所

1 機関の生い立ち

昭和27年末、タイ國水上警察の21米巡視艇用主機関として、500馬力機関の要求があつた。當社では當時防衛廳重自動車ならびに土木工事用重車輛に使用する爲の直列6氣筒のDH1型200馬力機関の試作を完了し、更にこれにルーツ過給機を裝備し出力上昇をはかつたDH2型250馬力機関の試験をも完了していたので、これら機関を基礎としてV型12氣筒、ルーツ過給機付機関の製作を開始した。本機関は本體が高速小型であるため、これに裝備する逆轉減速機、冷却器。その他補機類の改良に研究を重ね、操作容易なように配置され、かつ上記DH型機関と部品の共通性を大にし、部品の補給が便利なよう考慮されている。同機関は引續き各種巡視艇用として船用に使用されているばかりでなく、鐵道車輛用及び發電用としても多數製作されている。

上記機関設計の當初より、ルーツ過給と併行して、更に性能の高い排氣タービン過給が計劃されていたが、この種高速機関に適した小型輕量の排氣タービン過給機が當時國産は勿論、諸外國よりも容易に入手出来ず、實現をはばまれていた。當社橫濱造船所との共同研究の結果、所期に近い排氣タービン過給機を得、29年10月遂にタービン過給機付DL4M型600馬力機関の完成をみた。同機関は約2箇月にわたる性能研究運轉および耐久速減運轉を實施し、最大出力も650馬力~2000毎分回轉以上を出し得て、DL2M型機関に比し更に諸性能を一新している。

2. 主要諸元

型式	4サイクル 水冷 6)度 V型 ディーゼル機関
燃焼室型式	予燃焼室
シリンダ改	12
シリンダ徑	135 耗
行程	160 耗
總排氣量	37.5 立
壓縮比	15:1
機関回轉方向	船尾よりみて左廻り
プロペラ軸回轉方向	船尾よりみて右廻り
出力 最大	625 馬力—2000 毎分回轉
連続最大	550 馬力—1850 毎分回轉
寸法 全長	2,480 耗
全巾	1,210 耗

全高	1,525 耗
重量	2,750 耗 (乾燥 清水及び潤滑油 冷却器を含まず)
使用燃料油	輕油 (セタン價 42 以上)
使用潤滑油	鐵物性油 (ヘビーデューティ級, SAE 40 番)
燃料噴射ポンプ	三菱型 プランジヤ徑 10 耗
燃料供給ポンプ	グロータ型
燃料噴射ノズル	スロツトル型 孔徑 1 耗 噴射開き角 4 度
燃料濾器	一次 オートクリーン式 二次 濾紙式
調速機	三菱 GMH 型 オールスピード・機械式
潤滑油ポンプ	齒車式
潤滑油濾器	メタルエッジ, 綿紙錘併用式
過給機	三菱 STA 型 排氣タービン過給機 1 箇
給氣冷却器	フィン付水管型 2 箇
清水ポンプ	捲卷式 回路にサーモスタツト付)
海水ポンプ	齒車式
始動電動機	24 ボルト—25 馬力
充電發電機	24 ボルト—1 キロワット
潤滑油冷却器	小判型エレメント
清水冷却器	扁平管型エレメント

3. 本機の特徴および構造

本機的主要特徴を列挙すれば次の通りである。

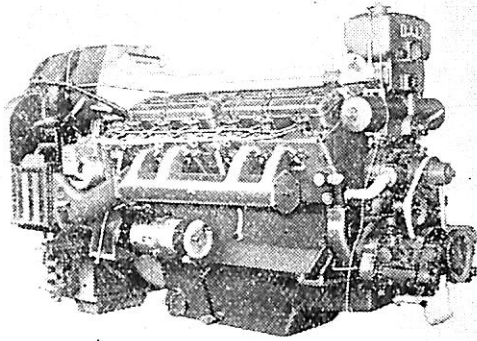
1. 輕量小型である。
2. 燃焼良好且つ安定性がある。
3. 剛性大、釣合良好で且つ振動が少い。
4. 始動が容易である。
5. 廣範圍な調速性能。
6. 小型な逆轉減速機。
7. 小型な過給装置。

以下ほぼこの順序に従い構造機能を概説してみよう。

第1圖は本機関の外観圖である。

1. 機関概観

重量容積を切りつめるため V 型配列とし、更にはずみ車室、調時齒車室、吸氣管系統、オイルパン等には可及的に耐性輕合金を採用し、排氣管は不銹鋼板の熔接構造としている。シリンダブロックはクランク室と一体



第1圖 DL4M 型機関外観圖

に鑄造され、いわゆる濕式ライナーを採用している。シリンダ・ヘッドは鑄鐵製で、3シリンダ分一体に鑄造され、左列の2筒はDH型機関と共通品である。

機関前面の調時齒車室蓋に大部分の補機を取付けている。すなわち下部の右に海水ポンプ、左に潤滑油ポンプをつけて齒車で駆動し、中央上部に清水ポンプを取付け、Vベルトでクランク軸より動力をとり、高速回転せしめている。齒車室直上に横置大容量の潤滑油濾器があり、クランク軸前端には振振動防止用のビスカス・ダンパを、またその延長部にはビルジ・ポンプ駆動用のプーリを取付けてある。

機関左側には發電機が取付き、齒車室の裏側より駆動され、右側には後部のはずみ車室に始動電動機がインローにより取付けられる。

カム軸はV型クランク室の上部中央に一本あり、ローラを介して、クランク室内のタペット・ロ・カ・アーム、プッシュロッドを、またシリンダヘッド上のロ・カ・アームを揺動させ、左右兩氣筒列の吸排氣弁を作動する。燃料噴射ポンプは機関後部のはずみ車室上面に、クランク軸に直角方向に2筒配置され、その内右側ポンプには調速機が一体に取付けられ、左側ポンプ軸端には回転計の接手が取付けられる。これらポンプはカム軸後端より、はずみ車室上面中央の駆動齒車箱内の傘齒車を経て駆動される。また駆動齒車箱には燃料供給ポンプおよび燃料噴射時期調整装置が取付けられている。

はずみ車室後面のフランジに一体小型の逆轉減速機が直接取付けられ、その上に強靱な支臺を介して排氣タービン過給機が固定され、クランク室V型の中央上方に出た排氣集合管と接続される。支臺の左右に給氣冷却器が取付けられ、接続管により過給機出口と吸氣管とに連絡される。

DL機関のルーツ過給を排氣タービン過給に変更することにより100馬力余の出力増加が得られたが、このた

めの寸法増加は別表の通り、DL2M型機関に比べ全長で35耗のびるだけで、全幅、全高は変わらない。又重量増加も1.0耗で、馬力當り重量は625馬力—2000毎分回転として4.4耗に減少している。本機は高出力のため、清水および潤滑油の冷却器は一應本體と切り離してあるが、いずれも70耗の輕量であるから、これを含めても馬力當り重量は4.6耗である。これはV型配置であること、および排氣タービン過給であることと好條件が重なつたためである。

DL2M および DL4M 型機関諸元比較表

型式	諸元最大出力 (15分) PS/rpm	全長 mm	全幅 mm	全高 mm	重量 kg	馬力當り 重量 kg/PS
DL2M	500/2000	2,445	1,210	1,525	2,600	5.2
DL4M	625/2000	2,480	1,210	1,525	2,750	4.4

2. 燃料系統および燃焼室

燃料はタンクから一次濾器を経て、ゲロータ式ポンプにより吸い込まれ、左右各1筒の二次濾器を通過して6筒一体の當會社製燃料噴射ポンプに押込まれる。この噴射ポンプによつて加壓された燃料は予燃焼室上部に取付けられた節量噴射弁によつて完全に霧化されて、予燃焼室内に噴射される。一次濾器はいわゆるオートクリーン式のストレーナで、油を0.1耗(150メッシュ)程度に純化し、二次濾器は濾器本体に4箇宛の提灯型の濾紙エレメントを有し、極めて小さい抵抗にも拘らず、燃料中の不純物を數ミクロン程度まで濾過する。

予燃焼室の形状寸法はピストン頂部の凹面形状と相俟つて燃焼を良好にし、條件變化に對して鈍感であり、かつ安定性がある。従つて取扱上甚だ便利である。また燃焼壓力が低く、高温部の冷却には意を用いているので、燃焼關係部品の故障率は他の方式に比べて少い。本機は無過給機関に比べて、排氣の冷却の爲弁重なりを大きくし、従つて壓縮比を下げている。ただしカム形はルーツ過給のDH2型およびDL2型と同じものを使用している。

高温排氣に耐えるため、ソジウム入りの排氣弁を使用し、弁傘および弁座部の熱をバルブ・ガイド部へ傳えているので、弁表面は長時間運轉後も極めて綺麗である。

3. 機関の剛性、釣合、および振振動

機関の高速化に耐えるため、特にクランク室およびクランク軸の剛性を増している。

クランク軸はニッケル・クロム鋼を使用しその熱處理には特に留意し、軸受部は、Tocco-Processによる撓入を施している。又本機関は全長を短かくし、シリンダ・

ヘッドを共通にするため、DH型機関と気筒間隔を揃えているが、その代りにクランク軸のピンおよび主軸の徑をDH型機関より大きくして剛性を増している。

主軸後は7箇使用し、中央および後部の幅を広くしている。軸受金にはケルメットを使用し、なじみを良くするため表面に鉛・錫メッキを施している。クランク軸のスラストは中央主軸受の前後面端にあるスラスト受金によつて受けられる。

本機関は4サイクル12気筒であるため機関の平衡は良好で、理論的には回轉及び往復重量の慣性力および慣性偶力共完全に平衡している。

更に各筒毎の回轉重量の不釣合を減じ、主軸受荷重を軽減するために、クランクピンには肉抜孔をあけ、またクランク腕全部に鉛合重錘を附加している。

ピストンは3本の壓縮リングと2本の油掻リングを有するが、第1壓縮リングにはクロムメッキを施し、また上部油掻リングには特殊強靱な材質を使用した上クロムメッキを施し、リング自體の折損を防ぎシリンダ・ライナ間の磨耗を軽減している。

連桿はブレード型とフォーク型とが一組をなしたいわゆる抱合型として軸受面積を増している。それ等の大端部は45度の傾斜をもつて切られ、その切口はセレーションにして、締付ボルトの剪斷應力を軽減すると共に左右方向の位置ぎめをしている。ブレード型連桿大端部の内徑には硬質クロムメッキを施し、連桿軸受外周と軸受面を形成する。この軸受金はフォーク型連桿大端にノックピンで位置ぎめされ、4本の締付ボルトにより大端部と一體に固定されて剛性をもたされ、内面はクランクピンの間に軸受面を形成する。外側の推動部軸受金には、強靱に耐える爲銀メッキを使用し、内側は主軸受金と同様ケルメットを張っている。これら軸受のなじみを良くするために内外面とも鉛・インジウムメッキを行つている。

ピストンにはY合金を使用し、連桿はニッケル・クロム鋼のI型断面として往復運動部重量の軽減をはかり、クランクピン部連桿軸受の荷重を減じている。

クランク軸系の振振動に對しては、クランク軸前部にDH型の2倍の容量のビスカス・ダンパを使用している。當社では從來摩擦ダンパおよびゴムダンパを使用してきたが、比較試験の結果によれば、ビスカス・ダンパが他の二者よりずつと効果があることが確認された。これは環狀體の慣性質量と、これを包圍し、これと約0.5耗の隙を確保しているケースとの間の隙間にシリコン油を密封した構造で、クランク軸とともに振動するケースとこれとはシリコン油腔を介してつながれている環狀體

との間の相對運動により、シリコン内部に剪斷應力が生じ、これにより振動エネルギーの吸収が行われ、クランク軸振振動の振幅を減じ、従つて振動による應力を安全域まで下げる作用をしている。

4. 始動装置

機関の始動には始動電動機を使用し、蓄電池は機関運轉中發電機により充電される。予燃焼室使用のための始動困難を補うため、始動予熱管および減壓装置を備えており、25馬力の小型電動機により攝氏零下15度においても瞬時始動が可能である。始動電動機はソレノイド式で、電磁開閉器の作用により、機関の状態に即應したビニオン・ギヤの出し入れを行うが、更に、一度目の始動に失敗した場合、約30秒経つて機関が完全に停止するまでは始動ボタンを押しても電動機が作用しないような安全装置が附加してある。

5. 調速機

當社製のオールスピード機械式で、使用範囲のあらゆる回轉速度で全負荷、無負荷間の速度變換率を約8%に抑えるとともに、平滑な連続運轉を可能にしている。この調速機は右側ポンプに一體に組付けられており、兩噴射ポンプの燃料噴射量を同時に加減するようになつている。調速作用が機関回轉の全範圍に亘つて行われるため、何時クラッチを切つても機関回轉數が最高回轉近くまで急上昇するよな心配がなく、船を埠頭につける時等、クラッチの切換の多い場合にも安心して操作が出来る。

6. 逆轉減速機

逆轉減速機は油壓作動方式をとつているため、ごく僅少の力で、短時間に、かつ各作動部分に局部的な無理を生ずることなく、確實に前進、中立、および後進の切換えが出来、このままリンク装置を介して操舵室レバーへつなぐことが出来る。

機関の回轉は前後進共標準1.52:1の減速比でプロペラ軸に伝えられる。

主要部分は前進クラッチ、後進クラッチ、減速齒車および逆轉機箱から成り、この他に前進および後進クラッチのピストンを作動せしめるとともに軸受部および摩擦板等の潤滑を行う油を循環させる油壓ポンプ、その油を冷却するための潤滑油冷却器、および壓力油を前後進あるいは中立に切換えるコントロール・バルブが附屬している。

前進用および後進用クラッチはそれぞれ2枚および1枚の摩擦板を有するが、各摩擦板の両面には油中においても十分な摩擦係数を有し、かつ變質しない特殊ライニングが張られている。

前後進用ピストンはいずれも油圧がきられた際にはベネ力により戻るようになっている。又前進用2枚の摩擦板は油圧がなくなつてピストンが戻された際、摩擦板相互も適当な間隔に開くよう、その間にベネが入れられている。

逆転は遊星歯車により行われ、各ピニオン・ギヤにはニードル・ローラ軸受が使用され、摩擦を減じている。これらの理由により、中立時、すなわち前後進摩擦板が滑り、遊星歯車が自轉並びに公轉をしている際にも、相對摩擦による抵抗が少いので、プロペラ軸のいわゆる“つれ廻い”を完全に防止することが出来る。

本機關は小型高速艇に2臺ないし3臺搭載されるが、偶々1臺が故障して運轉不能となり、クラッチが切られた場合には、クラッチ以後の歯車類は逆にプロペラにより駆動されることとなる。かような場合にも運動部が安全に潤滑されるよう、潤滑油ポンプはプロペラ軸によつても駆動されるようになっている。

7. 排氣タービン過給

本機關の生い立ちは前述の通りルーツ過給方式であつたが、これに僅少の改造を行うことにより排氣タービン過給方式とした。主たる変更部は、過給機および排氣管で、その他取付の関係から吸氣管およびその導管が變り、新たに給氣冷却器が追加される。

a 排氣タービン過給機

各一段の軸流タービンおよび遠心送風機より成り、タービン翼および過給機扇車の中間に2箇の特殊平軸受を配置しているので、外側に軸受をもつ型より全長がつまり、軽量であり、全重量は145斤である。前方に排氣タービン、後方に送風機が配置され、排氣は排氣管を介して最短距離でタービンに接続される。排氣はノズルを経てタービン翼を駆動した後一箇所に會し、上方出口より接続管を経て船外にのこされる。過給機後部に大容量の消音器が取付けられ、これによりこの種過給機に特有の金屬的騒音を吸収している。消音器を経て吸入された空氣は扇車により加壓され、兩側の出口より給氣冷却器へ導かれる。

本構造では過給機故障の際にも簡単に後方より回轉部を取外して無過給状態の運轉に移行することが出来る。

b 排氣管

排出時の衝撃エネルギーの一部をも利用する目的で排氣集合管径は小さく選び、又各筒排氣相互の干渉を避けるため、排氣管は120度宛相を異にする3箇分宛をまとめて、都合4本の集合管として排氣タービンに導いている。この排氣はタービンに這入つた後も4分されたままノズルまで導かれる。左右氣筒別各々の上下2本の集合

管は相互に固定されて1本の水套内に収められ、狭い機關室内の温度上昇を防止するとともに、作業員の安全を確保している。また水套冷却をしているため、排氣管の熱膨張は僅少となり、タービンとの接続部に膨脹接手を挿入する必要がない。

c 給氣冷却器

多管式で管内部を海水、外部をこれと直角に給氣が通り、管の外面には薄い銅のリボンを螺旋状に密に捲いたいわゆるエロフィン型である。これにより冷却面積を増し、空氣と壁との間の熱傳達を良好にしている。また水管は圓形断面で厚みも1耗あるので給氣の振動に對する耐久性も充分ある。重量は1箇約30斤に収まつている。給氣はこの冷却器により最高出力時には約攝氏30度冷却され、従つて1割近くの出力上昇が可能になつている。

8. 清水系統

機關は清水ポンプにより循環される清水によつて冷却される。冷却水はポンプの左右の吐出口から出てそれぞれクランク室の左右兩氣筒列用主水通路に入るが、この通路には多くのノズルが裝入されていて、冷たい水が直接シリンダに觸れぬよう適當に冷却水を分配する。シリンダを冷却した水はシリンダ・ヘッドに入るが、上記と同様入口にノズルが裝入してあり、まず排氣弁座部を集中的に冷却している。ヘッドを出た水は冷却水集合管を通つて膨脹タンクに入る。此處にはサーモスタットがあつて、冷却水が約攝氏75度より低い時には直接ポンプに、また温度が高い時には清水冷却器を通してポンプに水を返すようにしている。

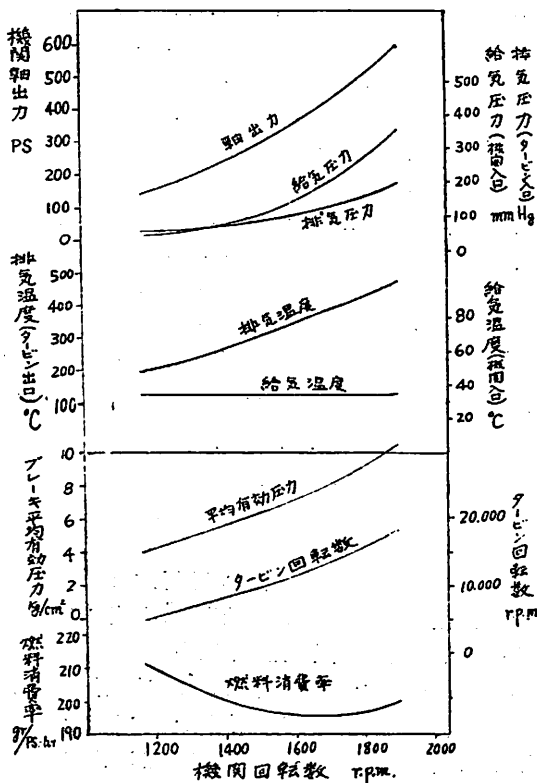
一方過給機軸受部を冷却し高温排氣と熱的に遮斷するため、左右主水通路後方より一部の水を引き、これを再び機關左右集合管の後端に返している。

この冷却系統はいわゆるクローズド・システムで、膨脹タンク上部に壓力弁と真空弁とがあり、系統中の壓力を大氣壓より高く保つて水の沸騰點を高めている。系統内壓が約1.5氣壓を越えると壓力弁が開いて減壓し、また機關の停止により冷却水が冷えて約0.8氣壓になると真空弁が開いて大氣を吸収する。

冷却水は清水冷却器で冷却されるが、この冷却器は箱型で、清水の通る扁平チューブの外周を海水によつて冷却する極めて小型高性能のものである。

9. 潤滑油系統

機關は齒車ポンプにより強制潤滑される。オイルパンより濾網を経てポンプで吸上げられた油は大容量な調壓弁を経て濾器に送られ、切換コックを経て冷却器を通つた後、クランク室の主油通路に入り、ここから各軸受



第2図 DL4M 型機関性能曲線

部、運動部へ分配される。

濾器はいわゆるバイパス型で、大部分の滑油は内外二重になつたノッチ・ワイヤを捲いたストレーナ枠により濾過され、冷却器へ向うが、一部の滑油は綿紙製のフィルタ枠によつて濾過され、調時歯車上に排出され、これを潤滑してオイルパンの中に溜る。機関始動直後、油が冷い間は切換コックにより冷却器を通さず油を暖める。クランク軸々受を潤滑した油は更に連桿の油孔を通つて上昇し、ピストンピン・プッシュを潤滑する。ピストンはクランク室内飛沫により冷却する。

過給機軸受部用にはクランク室主油通路より一部をとり、200メッシュのオートクリーン弁式小型濾器及び調時弁を経て給油され、排油はオイルパンに返される。

潤滑油冷却器は箱型で、小判形をした12板の翼より成るエレメントを4組使用しており、滑油は冷却翼中を、海水はその外周を通る。

逆轉減速機は機関本體とは別個に潤滑装置を持ち、小型の冷却器により冷却される。

10. 海水系統

海水は海水ポンプにより供給される。このポンプは外部に別に調時歯車を有し、内部の歯車は相互に接觸した

いようにしてある。主たる経路は、ポンプ—潤滑油冷却器—給氣冷却器—清水冷却器—排氣管であり、一部は潤滑油冷却器を出た後逆轉減速機へ送られる。更に逆轉々機を出た一部は、排氣管水套のタービン接続部近くに下方より送り込まれ、洗れの淀みをなくして電蝕を防いでいる。排氣管並びに冷却器には防蝕のため亜鉛棒を装入してある。

4. 機関性能

いわゆるプロペラ負荷曲線（三乗曲線）に沿つた機関性能の一例が第2圖である。これは連続最大出力550馬力—1,850毎分回轉（2時間）を全負荷とし、10%過負荷を605馬力—1,900毎分回轉（30分）とした曲線で、船の仕様によつては別に625馬力—2,000毎分回轉を頂點としたプロペラ負荷曲線上で使用してもよい譯である。

5. 結 び

以上當社製 DL4M 型機関の概要を説明して來たが、なお排氣タービン過給機は機関前面調時歯車室上部に裝備することも可能である。また船用としては上述の主機の他に發電用またはポンプ駆動用補機として、更に陸用としては機関車用、定置用、あるいは重車輛用として將來多方面への進出が期待される。

天然社・船舶運航關係圖書

- 依田啓二著 A 5 230頁 38圓
新海上衝突豫防法概要
- 浅井・上坂共著 A 5 290頁 480圓
地 文 航 法
- 浅井・豊田共著 A 5 280頁 450圓
天 文 航 法
- 福永彦又著 A 5 240頁 400圓
海 圖 の 見 方
- 鮫島直人著 A 5 25頁 450圓
船 位 誤 差 論
- 宇田道隆著 A 5 300頁 500圓
海 洋 氣 象 學
- 小林恒治著 A 5 260頁 420圓
實 用 航 海 術
- 小野寺道敏著 A 5 340頁 500圓
氣 象 と 海 難
- 渡邊加藤一著 A 5 200頁 280圓
荒 天 航 泊 法
- 依田啓二著 A 5 40頁 450圓
船 舶 運 用 學

γ線による缺陷の迅速発見法

押田 正・三輪博秀
西村幸男・中山典彦
神戸工業株式会社

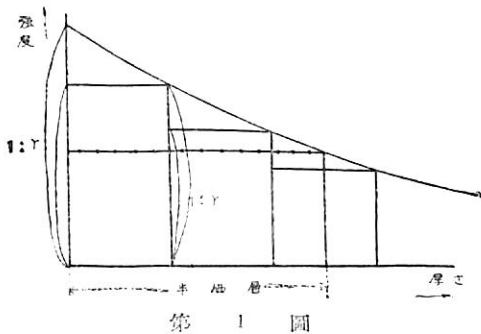
ガンマ線は厚い鉄板をも容易に透過し、鉄板の厚さや、途中にある鉄材中の缺陷に對して貴重な知識を興えてくれる。従來はこれはフィルムを利用する寫真法によつていたため、撮影現像等に長時間を要していた。

われわれは、これと異なり、ガンマ線とガイガー計數管、シンチレーション計數管、電離箱等を用いて短時間に缺陷を發見する新しい方法を考案し、造船技術への應用を試みてみた。

1.1 ガンマ線の透過の利用

原子量では各種のアイソトープがいとも簡単に製造される。中でも Co^{60} は、通常の金属コバルトと同じ性質をもっているが、僅かに重く、そのため不安定で自らは高速の電子を放出し、崩壊して行く。その時に有用な2種のガンマ線を放出する。このガンマ線はそれぞれ133萬エレクトロンボルト、と117萬エレクトロンボルト、のX線に相當する非常に強い透過力を有している。

ガンマ線が物質を透過する時は吸収をうける。その有様は一定の厚み毎の入射前と透過後の強度の比が一定になるということによって特徴づけられる。したがつて、厚さが増加するにつれて透過強度は弱くなる。丁度最初の半分になる厚さを半價層といい、物質によつてきまつた値をとる。鐵ではこの値が約16mmになる。

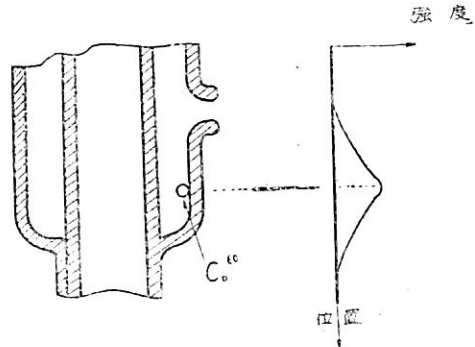


この有様を圖に示すと第1圖のようになる。これから判明するように、透過前後の強度比を読みとれば、その途中にある鉄板等の厚みを知ることが出来る。

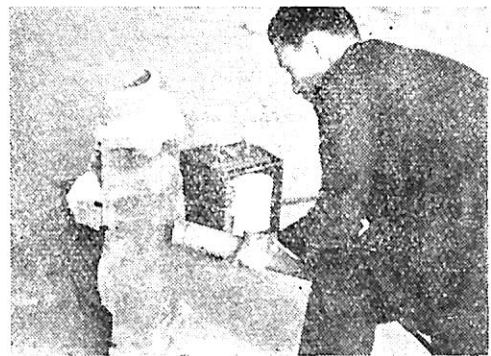
1.2 透過線の利用

この透過性を利用すると、鉄板の厚みが判明する。通常の方法で測定できない部分の厚み測定に活躍を期待出来る。

第2圖は内燃機關の斷面圖で水冷用の外套を有してい

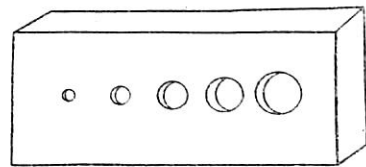


第 2 圖



第3圖 シンチレーション計數管を用いて測定中の情況

る。これは鑄造により製作するが、シリンダの内厚・外套の内厚については、従來測定の方法がなかつたものである。この場合、コバルト60の小粒を冷却水の出入口より挿入し、シリンダを横倒して重力を利用するか、または水を注入し、浮子をコバルトにつけて置き、シリンダを傾ける、等によつて例えば外套にコバルトを接さしめて置く。外部からはその正確な所在が判らない故、その近くをガイガー管で走査する。しかる時は同圖の右に示した如き強度分布を示す。この最大値を読みとればその最大値を示す點における肉厚を知ることが出来る。この操作は非常に簡単に一分以内に終了することが出来る。第3圖はその實施情況で、被験サンプルは阪神内燃

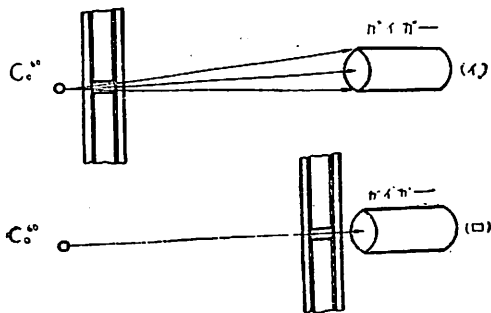


第 4 圖

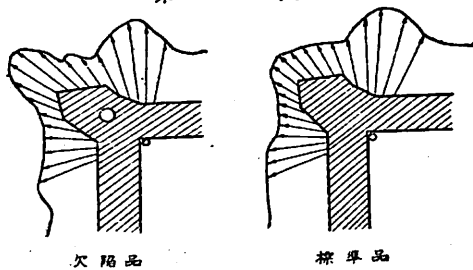
機株式会社の御協力によるものである。

同様にして内部欠陥を検出することも可能で、試みに第4圖の如き各種直徑(10m/mφ, 8m/mφ, 6m/mφ, 5m/mφ, 4m/mφ, 3m/mφ, 2m/mφ, 1m/mφ)の穴を有する5m/m, 10m/m, 15m/m, 23m/m, の厚さの鉄板を種々厚さの鉄板でサンドイッチにして、その内部の穴をガイガー管とコバルト60で検出してみた。

第5圖の(ロ)の如く、ガンマ線で寫眞をとる場合のように、鉄板とガイガー管を近付けるよりも、(イ)の如くコバルトと鉄板を近付ける方が小さな欠陥を發見することが出来る。これは一種のピンホールレンズで擴大したような作用を持つからである。この場合2mmφ位の欠陥を検出することが出来る。



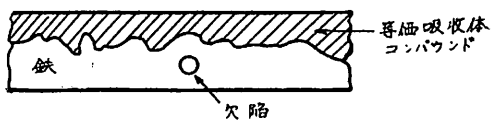
第 5 圖



第 6 圖

複雑な構造を有する場合は、通常寫眞法では困難であるが、この時は、ガイガー管を例えば第6圖の表面に密着して移動させ、標準品の場合の強度分布と比較することによつて欠陥の存在を知ることが出来る。

なお溶接部等の如く、表面が凹凸が多く、内部欠陥によるのか、表面の凹凸によるのか不明な場合は、等價吸収體を表面につけて平面にすると、微小な欠陥を發見す



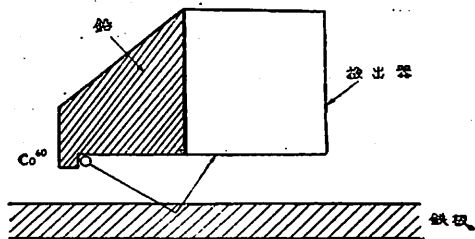
第 7 圖

ることが出来る。等價吸収體としては、酸化鉛の粉末を不乾性油、または樹脂等で練つたコンパウンド状のものが最適である。第7圖参照。

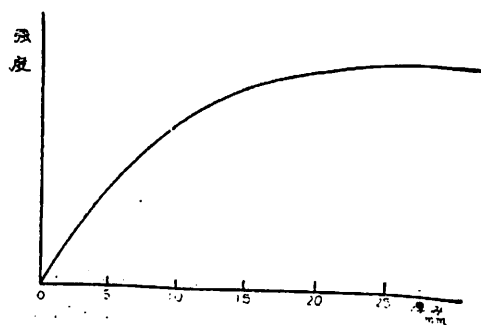
23 ガンマ線の背面散亂

ガンマ線は、また、物質に當つてその構成原子の電子群によつて散亂をうける。これは例の故仁科博士を有名ならしめた現象で、コンプトン散亂といわれ、クライン-仁科によつて研究されている。散亂の強さは、物質の種類と、散亂角度によつて決定される。また物質中の電子數に比例するので物質が厚くなればなる程散亂強度は強くなる。適當な角度、例えば90°附近等を用いると、鉄板等の片側からその厚みを測定することが出来るわけである。

散亂強度は厚みに比例して増大するが、ある程度厚くなると奥深くガンマ線が入るにも、また、そこで散亂された二次線が表面に出てくるためにも、途中で吸収をうけるので、増加の程度が鈍ぶり、遂にはいくら厚くしても散亂線強度は飽和して増加せぬようになってくる。第8圖のような配置では鉄板の場合第9圖の如き特性を示す。大約25m/mまでは十分測定可能である。



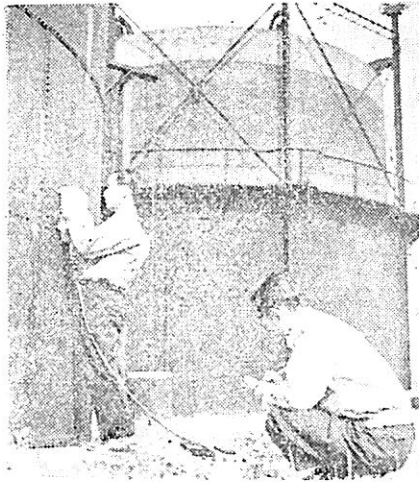
第 8 圖



第 9 圖

24 背面散亂線の利用

上記の性質を利用して、コバルト60と検出器として電離函を用いて、背面散亂厚み計を試作し、利用してみた。第10圖にその實用試験中の情況を示しておいた。圖中向う側で両手でもつて鉄板に押しつけているものがそ

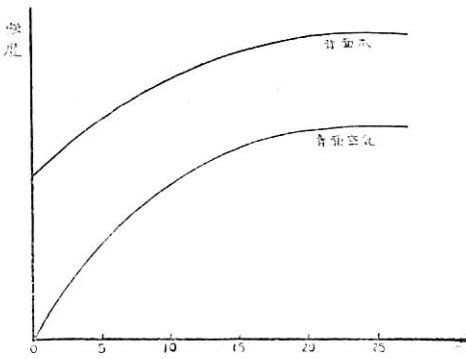


第 10 圖

の測定部である。

これは片側のみから簡単に測定出来るので非常に便利である。

たとえば、修繕船の外板の腐蝕度を船内から、または船外から、いずれかの一方側のみで、非破壊的に測定できるわけである。従来、数千箇所におたつてドリルで穴をあけ、厚さを検査し、良い所は再び磨接で塞ぎ、不良箇所は取り換えていたのが、1箇所30秒程度で測定が終了し、しかもドリリングの必要がないのでその効果は莫大なものになる。



第 11 圖

船内からしらべる場合、水線下の部分では水による反射が加わるので、その打消し、および感度切換を行う。第11圖に、鉄板の背後が空気の場合の測定器の調整情況のまま、背後が水の場合を測定した時の鉄板厚みと指示の關係を示しておいた。すなわち鉄板の0m/mの場合が水による散乱を示しているわけである。

25 放射線法の特長

以上、放射線の應用の數例について説明したが、この

他、種々の例が考えられる。しかし上述のような内容については従来でも全く方法がなかつたわけではないが、不完全であつたり、不便であつたりしたものである。例えば缺陷の發見については寫眞法が最もよいが、寫眞法は廣い面積におたつて知識を得られるけれども、露出、現像等の時間が長く、かつ處理が面倒であり、かつ缺陷部の對應が直接的でない。現場で簡単な検査で缺陷を知り、手直しを行い更にその結果を検査する……等といった場合には放射線検出器による法が有利なものとなる。缺陷が廣範な面積の中のどこにあるかわからない時は、検出器の検出面積が小であるから全範圍の走査には時間を要することとなる。これを早めるには検出面積を大にすればよいが、そうすると分解能が悪くなり、最小検出可能缺陷が大きくなる。第6圖、または第7圖の如く、複雑な形状の場合には、ガイガー管またはシンチレーション計數管による方法が有利である。

厚みの測定となると、電磁法、または超音波法が考えられるが、電磁法は、厚さに制限があり、かつ材質にも割を限を受ける不便がある、また、形状の複雑なものには適しない。超音波法は、接觸面を仕上げる必要があり、かつ、反射面が完全な平面に近くないと測定不能であるという缺點がある。放射線を用いると、このような缺點を逃れて、容易に、簡単に、精度よく測定出来る。第2圖や第6圖の場合でも肉厚の測定が出来、また第8圖の如く一方側のみからの肉厚の測定が出来る。

26 結 語

以上のような得失を十分理解して、放射線法の特長を十分生かした利用法が、今後どしどし廣まることを念願するものである。

本研究の遂行に當つては、運輸省より研究助成金をいただき、關係各位より種々の御激勵を賜つたことを、誌上をかりて御禮申し上げる次第である。なお本研究の内容の内主要なる點については昭和30年4月の應用物理學會において、3部に分けて報告されていることを附記する。

新海上衝突豫防法概要

東京水産大學教授 依田啓二著
A5上製兩入 230頁 價 380圓 (送50圓)

條文を英和左右對照掲出。
更に卷末に新舊條文を併掲する。

發行所 天 然 社

船用ディーゼル機関軸系振れ振動の二、三の問題

丸山 浩一
池貝重工株式会社第二技術部

まえがき

ディーゼル機関を船用主機として使用する場合、軸系の振れ振動の振巾からその附加應力がある程度の確かさをもつて事前に推定するという事は、減衰が非常に複雑な形で働いているためになかなか難しいことではあるが、それにもかかわらずこれが極めて重要な問題であることは周知の通りである。ここでは、この問題についてこれまでわかっている事柄を纏めて、船用ディーゼル機関軸系の振れ振動の特徴とか、どのような基礎からその振幅を推定したらよいかということについて述べて見たいと思う。

1. 限界速度における振巾

限界速度における振巾は、そのときに働く減衰がわかるとエネルギーの平衡から求めることが出来るが、船用機関軸系が陸上用機関軸と大きく違っている點はプロペラの減衰が働くということである。

減衰作用については既にいろいろの文献に記載されているが、次にこれを取纏めて述べて見よう。

(1) プロペラ減衰

普通の排水量型船型のプロペラ特性として、その吸叫馬力は回転数のほぼ三乗に比例し、従つてプロペラトルクは回転数のほぼ自乗に比例するという事はよく知られていることである。すなわち、プロペラトルクを T 、プロペラの回転の平均の角速度を ω とすると

$$T = K \cdot \omega^2 \quad (K: \text{常数})$$

という形で表わされる。

振れ振動が出ているときも、ある瞬間における角速度と抵抗トルクとの間に上の関係が成り立つものと假定すると、単位速度當りの復元トルク、すなわち減衰係数は

$$C = \frac{dT}{d\omega} = 2K\omega = 2 \frac{T}{\omega}$$

として表わされるが、ここでトルク T のかわりに馬力 N を用いると $N = T\omega/7500$ (T kg·cm, ω rad/sec) なる関係から

$$C = \frac{dT}{d\omega} = 15000 \frac{N}{\omega^2} \text{ kg·cm/rad·sec} \quad \dots\dots(1)$$

となる。

しかし實際は、振れ振動が出ていて角速度が変化しているときでも船の速度は一定であると考えてよい、このような船速一定の場合の $dT/d\omega$ が、(1) 式で表わされ

る定常状態のものどどうい関係にあるかということが問題で、これまでわかっていることは定常状態のそれよりも大きく、1.5倍から2倍位になつているということである^{1) 2) 3) 4)}。そうすると振れ振動に対する減衰トルクとして

$$C = (1.5 \sim 2) 15000 \frac{N}{\omega^2} \quad \dots\dots(2)$$

となり、これがプロペラ減衰の基礎式として古くから使われているものである。

減衰係数がわかると1サイクルについてプロペラ減衰によつて消費されるエネルギーはプロペラにおける振巾を θ_p rad とすると

$$W_p = \pi \cdot c \cdot \omega_c \cdot \theta_p^2$$

で表わされるから、これに(2)式と軸系の自由振動の角速度 $\omega_c = i\omega$ (ω は限界速度を對稱として考え、 i を次數とする) なる関係を入れると

$$W_p = (1.5 \sim 2) 47100 \frac{i^2 N \theta_p^2}{\omega} \text{ kg cm} \quad \dots\dots(3)$$

となる。あるいは ω の代わりに自然振動数 f c/mn を使うと、 $\omega = \pi \cdot f/30$ rad/sec なる関係から

$$W_p = (1.5 \sim 2) 450000 \frac{i^2 N \theta_p^2}{f} \text{ kg cm} \quad \dots\dots(4)$$

ともなる。クランク軸端に単位振巾 rad を假定した場合の normal elastic curve のプロペラにおける振巾を a_p rad とすると、その場合のプロペラ減衰のエネルギーは

$$w_p = (1.5 \sim 2) 450000 \frac{i^2 N a_p^2}{f} \text{ kg cm/rad} \quad \dots\dots(5)$$

従つて、クランク軸端の振巾 θ_1 rad に対しては

$$W_p = w_p \cdot \theta_1^2 \text{ kg cm} \quad \dots\dots(6)$$

と表わせる。

(5) 式において係数を、平均をとつて 1.75 とすると

$$w_p = 8.63 \cdot 10^5 \frac{i^2 N a_p^2}{f} \text{ kg cm/rad} \quad \dots\dots(7)$$

となる。

(2) ヒステリシス減衰

次に軸系のヒステリシス減衰に對しては、非常に古い式であるが Lewis の式^{5) 6)} が使われている。すなわち、クランク軸端で単位振巾 rad を假定した場合の全ヒステリシス損失エネルギーは

$$w_h = \frac{\pi}{2} \times 10^{-9} \Sigma (d^2 l r^2) \text{ kg cm/rad} \dots\dots\dots (8)$$

で與えられる。ここに $r \text{ kg/cm}^2$ はそれぞれ軸径 $d \text{ cm}$ 、長さ $l \text{ cm}$ なる軸の區分における軸の剪断應力であつてクランク軸端で 1 rad の振れに對するものである。

それで、クランク軸端の振巾 $\theta_1 \text{ rad}$ に對しては

$$W_h = w_h \cdot \theta_1^2 \text{ kg cm} \dots\dots\dots (9)$$

で與えられる。

(3) その他の減衰

上記以外の減衰は、主として軸受部分の摩擦損失によつて消費されるもので、これを粘性摩擦と考へその減衰比を r とすると、クランク軸端單位振巾當りの摩擦損失エネルギーは

$$w_r = r \pi \omega_c^2 \Sigma (J a^2) \text{ kg cm/rad} \dots\dots\dots (10)$$

で與えられる。ここに $\Sigma (J a^2)$ は、振動系の摩擦減衰が働くと考えられる部分の慣性能率をクランク軸端におきかえたいわゆる有効慣性能率であつて、各慣性能率とその點の振巾の自乗との積の代數和で表わされるものである。クランク軸端の振巾が $\theta_1 \text{ rad}$ の場合には

$$W_r = w_r \theta_1^2 \text{ kg cm} \dots\dots\dots (11)$$

となる。

この r の値がどの位であるかを求めることは難かしいが、例えば Hausen⁸⁾ は船用軸系に對して $0.01 - 0.03$ と與えている。

(4) 限界速度における振巾

限界速度において機關トルクの注入するエネルギーを $W_i \text{ kgcm}$ とすると、減衰エネルギーとの平衡から

$$W_i = W_p + W_h + W_r$$

という關係が成り立つ。そして、クランク軸端單位振巾當りの H_i なるハーモニックトルクのエネルギーは

$$w_i = \pi \cdot H_i \Sigma \bar{a} \quad (\Sigma \bar{a}: \text{振巾のベクトル和}) \dots\dots\dots (12)$$

で表わせるから、結局

$$W_i = w_i \theta_1 \dots\dots\dots (13)$$

で與えられる。従つて

$$w_i \theta_1 = (w_p + w_r) \theta_1^2 + w_h \theta_1^2$$

すなわち、

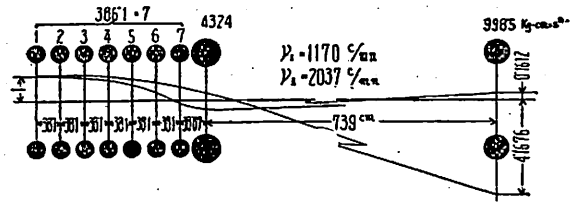
$$w_i = (w_p + w_r) \theta_1 + w_h \theta_1^2 \dots\dots\dots (14)$$

となる。

(14) 式を θ_1 について解けば、限界速度におけるクランク軸の振巾が求められるわけである。

2. 解析例

第1圖は7シリンダディーゼル機關の船用軸系(等價振動系)を示したもので、計算による自然振動數は一節



第1圖 船用7シリンダディーゼル機關軸系の例

$f_{I1} = 1170$ 、二節 $f_{II} = 2037 \text{ c/mm}$ となつてゐる。いま、この軸系の一節3.5次および二節7次主限界速度について(14)式によつて振巾を求めて見ると次のようになる。

一節3.5次:

$$w_i = \pi \times 37100 \times 5.82 = 0.678 \times 10^6 \text{ kg cm/rad}$$

$$w_p = 8.63 \times 10^5 \frac{3.5^2 \times 635 \times 4.1696^2}{1170} = 100 \times 10^6 \text{ kg cm rad}$$

$$w_r = 0.015 \times \pi \times 122.5^2 \times 1930.5 = 1.364 \times 10^7 \text{ kgcm/rad}$$

$$w_h = \frac{\pi}{2} \times 10^{-9} \times 1.6023 \times 10^{16} = 2.515 \times 10^6 \text{ kgcm/r d}$$

これを(14)式に入れて θ_1 について解くと

$$\theta_1 = 0.0064 \text{ rad} = 0.367 \text{ deg}$$

二節7次:

$$w_i = \pi \times 5840 \times 3.78 = 0.694 \times 10^5 \text{ kg cm/rad}$$

$$w_p = 8.63 \times 10^5 \frac{7^2 \times 460 \times 0.1612^2}{2037} = 2.33 \times 10^5 \text{ kg cm/rad}$$

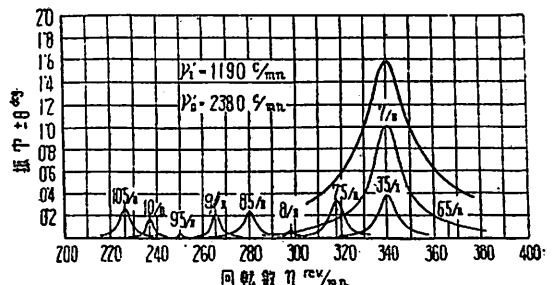
$$w_r = 0.015 \times \pi \times 213.3^2 \times 1194 = 25.55 \cdot 10^6 \text{ kg cm/rad}$$

$$w_h = \frac{\pi}{2} \times 10^{-9} \times 3.8345 \times 10^{15} = 60.2 \times 10^5 \text{ kg cm/rad}$$

(14) 式から

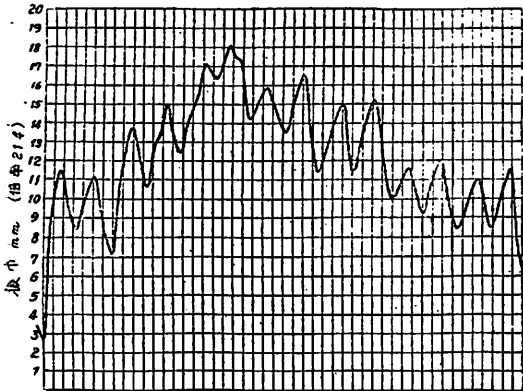
$$\theta_1 = 0.0155 \text{ rad} = 0.883 \text{ deg}$$

上の計算においては、機關のハーモニックトルクは Lewis 表から求め、粘性摩擦減衰比として $r = 0.015$ を採つたものである。

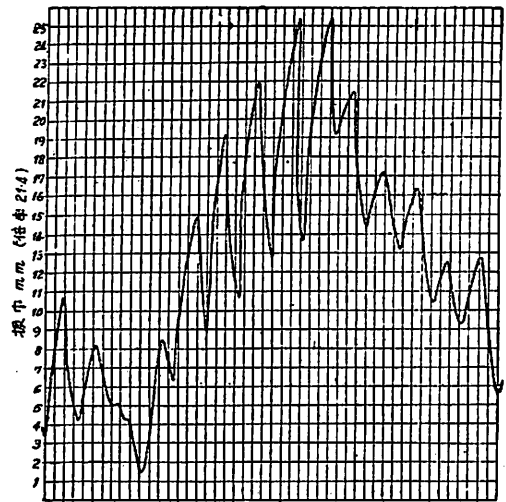


第2圖 振幅線圖(太線は實測、細線は計算振幅を示す)

第2圖の振巾線圖の大線は海上運轉の實測値であつて、振動數は一節約1190、二節約2380 c/mm で計算値よりやや高く出ているようである（これはプロベラ慣性能率の推定の誤差からと思う）。340 rpm で丁度一節3.5次と二節7次とが重なつて出ているが、この回轉數における振動記録のうち、比較的小さく出ているものと、大きく出ているものとを第3圖(a)、(b)に示す（解析を容易ならしめるため擴大したもので示す）。それ



第3圖(a) 343rpm における振動波形
3.5次 ± 0.23 deg. 7次 ± 0.56 deg.



第3圖(b) 343 rpm における振動波形
3.5次 ± 0.52 deg. 7次 ± 1.10 deg.

ぞれの波形を解析して平均をとると、3.5次が ± 0.35 deg, 7次が ± 0.85 deg で、この場合は計算値と割合によく合つているようである。

第1表はこの振巾の計算値から各減衰エネルギーの割

第1表 減衰エネルギーの割合

振動様式		一 節	二 節
自然振動數	ν c/mm	1170	2037
次 數	i	3.5	7
限界速度	n rpm	324	291
振 幅	θ rad (deg)	6.76×10^{-3} (0.387)	13.8×10^{-3} (0.792)
馬 力	N HP	635	460
平均圖示有効圧力	P_i kg/cm ²	5.95	4.81
クランク接線力、ハーモニックス(シリンダ面積當り)	C_i kg/cm ²	1.40	0.22
ハーモニクトルク	$H_i = C_i \frac{\pi}{4} D^2 r$ kg cm	37100	5840
ベクトル和	$\Sigma \bar{a}_i$	5.92	3.78
ハーモニクトルク	$w_i = \pi H_i \Sigma \bar{a}_i$ kg cm/rad	67800	69400
のエネルギー	$W_i = w_i \theta$ kg cm	4340	1075
プロベラ	$w_p = 8.63 \times 10^5 \times i^2 N a_p^2 / \nu$ kg cm/rad	100×10^6	2.33×10^6
減衰エネルギー	$W_p = w_p \theta^2$ kg cm	4100	55
ヒステリシス	$W_h = \frac{\pi}{2} \times 10^{-9} \Sigma (d^2 l \tau^{2.3})$ kg cm/rad	25.15×10^6	6.02×10^6
減衰エネルギー	$W_p = w_r \theta^{2.3}$	210	412
摩擦減衰	$w_r = r \pi \omega^2 \Sigma (J a^2)$ kg cm/rad	$1,364 \times 10^6$	$2,555 \times 10^6$
エネルギー	$W_r = w_r \theta^2$ kg cm	55.9	613
全減衰エネルギー	$\Sigma W (= W_i)$ kg cm	4366	1081

プロペラー減衰の割合	$W_p / \Sigma W$ %	94.0	5.2
ヒステリシス減衰の割合	$W_h / \Sigma W$ %	4.8	38.1
摩擦減衰の割合	$W_r / \Sigma W$ %	1.2	56.7
全減衰比	$r_{ges} = W_i / \pi \omega_c^2 \theta \Sigma (Ja^2)$	0.1122	0.0170

第2表 限界速度における振幅計算表

(a) 一節振動

i	n rpm	N HP	P_i kg/cm ²	H_i kg cm	$\Sigma \bar{a}$	W_i kgcm/rad	W_p kgcm/rad	$\theta = \frac{W_i}{W_p}$ rad	θ deg
3	390	1,108	9.2	59,600	0.65	195,500	12.83×10^7	1.524×10^{-3}	0.0873
3.5	324	635	5.95	37,100	5.82	67,800	10.02	6.76	0.387
4	292	466	4.84	29,100	0.65	59,400	9.6	0.619	0.03545
4.5	267	328	3.83	21,200	0.065	4,335	8.54	0.0508	0.00291
5	234	239	3.12	15,900	0.47	23,400	7.7	0.304	0.0174
5.5	218	180	2.56	10,600	0.47	15,650	7	0.2235	0.0128
6	195	138	2.15	8,750	0.065	1,790	6.4	0.023	0.0016
6.5	180	107	1.81	6,900	0.65	14,100	5.83	0.242	0.01385
7	167	87	1.58	5,300	5.82	96,700	5.48	1.765	0.101

(b) 二節振動

i	n rpm	N HP	P_i kg/cm ²	H_i kg cm	$\Sigma \bar{a}$	W_i kgcm/rad	W_h kgcm/rad	$\theta = \frac{1.3 \sqrt{W_i}}{\sqrt{3W_h}}$ rad	θ deg
5	407	1,260	9.34	15,900	1.27	63,400		12.9×10^{-3}	0.74
5.5	370	944	7.75	10,600	1.27	42,250		9.45	0.541
6	359	725	6.5	9,300	0.16	4,680		1.74	0.0996
6.5	324	634	6.05	7,160	1.45	3,270		1.32	0.0756
7	291	460	4.81	5,840	3.7815	69,400		13.8	0.792
7.5	272	375	4.19	4,780	1.45	21,750		5.56	0.318
8	255	309	3.68	3,980	0.16	2,000		0.902	0.0516
8.5	240	258	3.27	3,450	1.27	13,750		3.985	0.228
9	226	215	2.9	3,180	1.27	12,680		3.76	0.215
9.5	214	183	2.6	2,650	0.16	1,335		0.661	0.03785
10	204	159	2.37	1,860	1.45	8,480		2.755	0.158
10.5	194	136	2.13	1,330	3.7815	15,800		4.47	0.256

合を求めて示したもので、一節振動ではプロペラー減衰が主であつて約95%を占めているに對し、二節振動ではプロペラー減衰は約5%と非常に小さく粘性摩擦とヒステリシス減衰とであることがわかる。

このことはつまり、振巾を推定する場合、一節振動に對してはプロペラー減衰だけを考慮してよいということである。一方、二節振動に對しては適當な粘性摩擦減衰比を假定して全減衰を粘性摩擦の形で求めるか、ヒステリシス減衰に適當な倍數 λ を乗じて全減衰をヒステリシ

ス減衰の形で求めることによつて大略の見當をつけ得ることを示すものである。

第2表はこのようにして求めた計算振巾であつて、二節振動に對しては全減衰をヒステリシス減衰の3倍($\lambda=3$)として求めて見たものである。

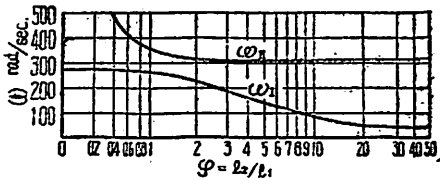
なお、全減衰を粘性摩擦と假定して振巾を求める場合には、全減衰比を r_{ges} とすると

$$\theta = \frac{1}{r_{ges}} \frac{W_i}{\pi \omega_c^2 \Sigma (Ja^2)} = \frac{1}{r_{ges}} \frac{H_i \Sigma \bar{a}}{\omega_c^2 \Sigma (Ja^2)} \dots (15)$$

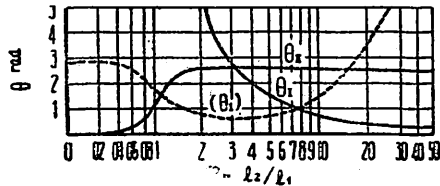
で與えられ、 $H_1 \Sigma a / \omega_c^2 \mathcal{E}(Ja^2)$ を平衡振巾と名付けていることはよく知られている。第1表の最後に示す通りこの r_{res} の値は一節振動で 0.1122, 二節振動で 0.01725 と出ている。

3. 船用軸系の特徴

船用軸系の特徴は aft engine の場合以外かなり長いプロペラー軸系が結合されることであつて、上に示した例も船用として大體普通の配置長さの場合である。問題は、上に示した計算例があらゆる軸系に対しても適用し得るかどうかということであつて、軸系の長さによつて振動特性がどのように影響されるかを簡単のためクランク、はずみ車およびプロペラーの三質量系として考えて求めて見ると第4、5圖のようになる。



第4圖 軸系の長さとの関係



第5圖 軸系の長さとの関係

第4圖は、クランク軸の長さ l_1 とプロペラー軸の長さ l_2 との比 $\phi = l_2/l_1$ によつて自然振動数がどのように変わるかを示したもので、プロペラー軸系を長くすると一節振動数はどんどん低下して行くが、二節振動数は変化なく一定で機關單獨軸系の振動数(一節)に等しくなる。このことは特に船用軸系に限定せずあらゆる傳動軸系(例えば發電用)にもいえることなのである⁹⁾。普通の船用軸系では二節振動数が機關單獨の軸系の振動数と殆んど變らぬのが普通なのである。

第5圖は $\phi = l_2/l_1$ による共振時の振巾の變化を示したもので、一節振動に對してはプロペラー減衰だけで求めたものであり、二節振動はヒステリシス減衰の形 ($\lambda = 3$ として) で求めたものであつて、二節振動はほぼ機關單獨の軸系と等しく一定となるが、一節振動の方は大きく變化する。一節振動をプロペラー減衰だけで計算して比較的よく實相を説明し得るのは ϕ の値がほぼ 5 以上のところであつて、 l_2 が短くなると計算振巾は非常に大き

くなつて合わなくなるので、 l_2 の短い aft engine はこの點で考慮する必要がある。圖中に點線で示したのは二節振動同様に一節振動をヒステリシス減衰で求めたものであつて、これは發電用軸系等に適用される變化である。船用軸系で l_2 の短い場合の一節振動の振巾は、この實線と點線との中間で變化するものと考えてよい。

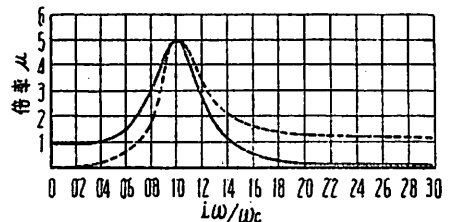
實際には、ある1つのディーゼル機關に對していろいろのプロペラー軸系が結合される。従つてそのディーゼル機關に對して第4および5圖のような軸の長さの比 l_2/l_1 に對する ω, θ の變化を示す特性曲線をつくつておくと、危険振動を事前に概略見當をつけるのに便利である(特に振動数 ω については三質量系としてではなく正確に求めておけばなおよい)。この場合プロペラーの慣性能率はいろいろに變ることが考えられるので便宜上例えば機關の全シリンダ慣性能率に等しいもので考えておけばよい。そして $J_3 = \eta J_1$ なるプロペラーを結合する場合には

$$\phi_r = \left(\frac{l_2}{l_1} \right)_r = \frac{k}{J_1 \omega^2} \left(1 - \frac{1}{\eta} \right) + \phi \dots \dots (16)$$

をもつて推定すればよい¹⁰⁾。

4. 共振曲線

振れ振動系の振巾が強制トルクの周期によつてどのように變化するかということについては第6圖の共振曲線



第6圖 共振曲線

實線は強制トルク一定としたもの、點線は強制トルクを回転数の自乗で變化すると假定したものである。

(實線) が一般に引用されている。この曲線は、例えば一自由度の振動系に粘性摩擦減衰を假定して求めたもので、これを式で表わすと

$$\theta = \frac{H_1}{J_1 \omega_c^2} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{(i\omega)^2}{\omega_c^2} \right)^2 + r^2 \frac{(i\omega)^2}{\omega_c^2}}} \dots \dots (17)$$

で與えられる。ここに $H_1 / J_1 \omega_c^2$ は強制トルクが靜的に働いた場合の振れ角で平衡振巾ともいわれ、多シリンダクランク軸系に對してもこの考えを擴張して H_1 のかわりに $H_1 \Sigma a$ および J_1 のかわりに $\mathcal{E}(Ja^2)$ として

$$\theta_0 = \text{平衡振幅} = \frac{H \Sigma a}{\omega_c^2 \Sigma (J a^2)}$$

$$\mu = \text{倍率} = \frac{1}{\sqrt{\left\{1 - \frac{(i\omega)^2}{\omega_c^2}\right\}^2 + r^2 \frac{(i\omega)^2}{\omega_c^2}}}$$

として $\theta = \omega \theta_0$

という形で求めることはよく知られている。

さて、上に述べたことはハーモニックトルクが一定であることを前提としたものであるが、実際にはハーモニックトルクは回転数とともに變つてゆく、すなわち船用機関では平均トルクは回転数のほぼ自乗に比例して變化し、一方ハーモニックトルクは平均トルクに左右されるからである。それである限界速度におけるハーモニックトルクを H_1 とすると、任意の回転数におけるその次数のハーモニックトルクは

$$H = H_1 \left(\frac{i\omega}{\omega_c} \right)^q$$

という形で表わされる。従つて例えば (17) 式は

$$\theta = \frac{H_1 \left(\frac{i\omega}{\omega_c} \right)^q}{J_1 \omega_c^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{i\omega}{\omega_c} \right)^2\right\}^2 + \left(r \frac{i\omega}{\omega_c} \right)^2}}$$

という形になる。

いま、ハーモニックトルクが平均トルクに比例して變化すると假定すると (6次まではこれに近い)、船用特性では $q=2$ ということになる。第6圖の點線は $q=2$ とした場合の共振曲線を示したものである。

5. 結 言

以上、ディーゼル機関を船用主機として使用する場合の振れ振動の基礎的な問題について二三述べて見たが、これは筆者が主として取扱つている中型機関以下の視野をもつて論じたものであることをお断わりしておきたい。また、文中に計算推定値が實際と合うという表現を簡単に用いたが、これは起り得る現象を割合によく説明し得るという意味であつて、數值的に言えば相當の巾をもつていることを諒解して載きたい。何となれば複雑な内容から起る現象を簡単な消略した一般式で解く場合、その結果が數值的に合うこと自體無理なのであつて、もし偶然一致するようなことがあれば、それは本當の偶然か、または特定の場合にしかいわれないことであることは理解して載けることと思う。

(註):-

- 1) Den Hartog: Mechanical Vibration (邦譯; 谷口: 機械振動論 頁 255)

2) F. M. Lewis: Torsional Vibration in Diesel Engine. Marine Engineering and Shipping Age, June 1926.

3) W. K. Wilson: Practical Solution of Torsional Vibration Problems. (ここでは一筋振動に對し 1.75 という係数を與えている)

4) J. F. Shanon: Engine Damping Factors in Torsional Oscillation and the Effect of Vibration Form, Jl. Rog. Tech. Coll. Gragrow, Jan. 1933. (ここでは 1.8 という係数を與えている)

5) 前出 (2)

6) 隈部一雄: 内燃機関, 頁 313

7) 簡単な一自由度の振動系については $C=rJ\omega_c$ なる表わし方をしていることはよく知られている。一方、 $C_c=2J\omega_c$ を限界減衰係數 (critical damping factor) と名付け、減衰係數 C がこの C_c より大きくなるとはや振動ではなく、平衡状態で消滅する現象となる。すなわち減衰比とは上の二つの式から $r=2C/C_c$ として與えられ C_c と C との割合を示すものである。多質量振動系についても J のかわりに $\Sigma(Ja^2)/\Sigma a^2$ で置きかえて取扱われる。

8) S. Hansen: Détermination de Frequences propres et Amplitude des Vibrations de Torsion de Systemes Pamifies, Premier Congiés International de Moteurs a Combustion Interne, Mai 1951.

9) 筆者: 發電機軸の振れ剛さが振動特性におよぼす影響, 日本機械學會, 第 585 回講演會 (29-6-26)

10) 同上 (9)

近 刊 案 内

航海計器 (第1卷)

波多野浩著

A 5 判 上製 380 頁 換價 600 圓

(内容) 第一編 航海計器概説
第二編 推測航海計器 前編

第 2 卷 (第 3 編, 第 4 編)……31 年 3 月刊

第 3 卷 (第 5 編, 第 6 編)……31 年 9 月刊

東京都文京區 天然社 振替
向岡彌生町 3 東京 79562 番

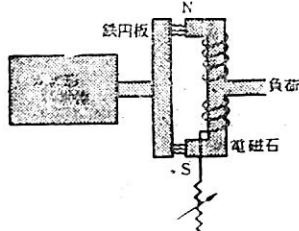
ディーゼル船とVSカップリング

林 茂 男
安川電機製作所

船の機関にディーゼルエンジンが盛に用いられていることは周知の通りである。このディーゼルエンジンとプロペラとをどのように連結するか、その方法については、船の用途、大きさに應じて各種工夫されているが、ここに電氣的なVSカップリングを御紹介し大方の御批判を得たい次第である。

原理及び構造

VSカップリングとは電磁石と、これにより鉄製圓盤内に渦流を発生させて電磁的結合を得るもので、第1圖はその原理を示す。



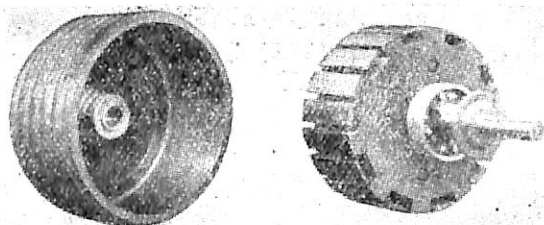
第1圖 原理圖

假に鐵製の圓盤をカゴ形電動機で回轉させ、それに軸のついた電磁石を相對しておくとき磁力線を圓盤が切るので圓盤の中に渦流が発生し、その渦流と磁力線との間にトルクを生じ磁石は圓盤と同一方向に回轉を始める。實際にはこの構造を第2圖の如くし、先の圓盤はドラムに代り、電磁石は多極のスパイダー型におきかえられる。このスパイダーは真中に1個の圓筒コイルがあり、それに直流を流すとその表面にN極S極を形成する。さてこの直流勵磁をしなければドラムとスパイダーは空隙を經ている事でもあり電磁力は發生せず原動機のトルク傳達は行われたい。すなわち、直流勵磁の入切でVSカップリングはクラッチとして作用する事になり、更に直流勵磁を興えてドラムとスパイダーを電磁的に結合した場合でも原動機側ドラムについて廻るスパイダーの回轉數は勵磁電流の大きさにより變化するので、これは單なるカップリングではなく結合度を變えうるカップ

リング…バリスリフ・カップリングと云う事が出来る。VSなる名稱もこれより生れたもので、安川電機の商品名である。カゴ形電動機と組合してVSモーターと稱し可變速電動機としてあらゆる産業界に廣く實用されている。第2圖は小容量の例であるが、容量により自らその構造形狀が種々あるが原理上から推察出来るように、構造は極めて簡單であり構成要素も1個の圓筒型コイルと鐵のブロックから成立っているので絶縁線の保守も極めて樂である。このような原理、構造より、ディーゼル船に利用した場合如何なる利點を有するかその特長について順を追つて述べてみよう。

特 徴

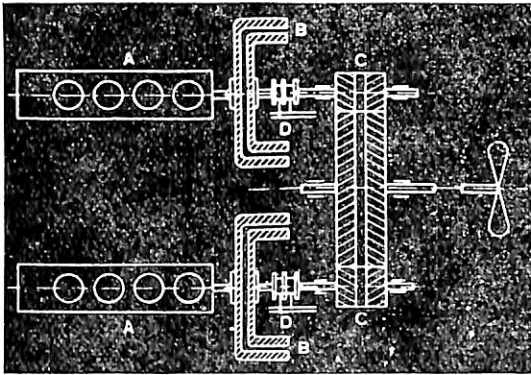
- 1 構造のところでわかるように、一般の機械的カップリングと異り機械的接觸部分がないため、磨耗については全然心配がなく保守が樂である。
- 2 機械的接觸部分がないということは、ドラム状のカップリングの両者が空隙を距つているからで、この事は更に原動機（エンジンのクランクシフト）中心と負荷側（プロペラシャフト）中心との間に角度的に僅少の狂があつても、このギャップで調整されるので据付誤差により起因する故障から免れ得る。
- 3 更にこの空隙はディーゼル船で特に問題となる、振動をこの部分で中斷する効果を合せ得る。
- 4 カップリングの勵磁電流を減ずると滑りが大きくなるのでディーゼルエンジンが出せないデッドスローも簡単に得られる。但しこの場合、エンジン自體の速度を最低まで下げた上VSカップリングの滑りを利用する方が得策である。
- 5 このVSカップリングの入切は勵磁電流の入切操作で行うので遠方操作が極めて簡單に行われ、船の操縦は甚だ輕妙に實施出来る。このことは入切を頻繁に行わねばならないマゴロ船等では特に有効である。
- 6 傳達回轉數を滑りによつて變化出来る特性は、プロペラの回轉數をエンジン回轉數に關係なくとりうるので、プロペラ効率を最高にもつて行ける。このことはエンジンが次第に高速化しつつある現在、誠に適切な裝置であり、高速エンジンとの組合せは一段とその特長を發揮する。
- 7 異常負荷の場合、例えばプロペラに異常外力がかかつたような場合、このショックをエンジンに傳えることなく滑を生じて逃げるのでエンジンに無理がか



ドラム スパイダ
第2圖 ドラムとスパイダの分解

からない。これは減速機構を使用している船などでは起動時のショックを歯車に伝えたいという役割も果たして呉れるということになる。

- 8 2臺のエンジンで1本のプロペラを廻す方式では第3圖の如く、VS カップリングを組合せ“ゴーアヘッド”“ゴーアスターン”の操作をエンジンの回転方向を変へることなく手軽に速方操作で實施出来る。すなわちかかる操作を必要とする出入港の際 予め片方のエンジンを逆轉させておくと、2つのVSカップリングのどちらかを選択結合することによつて目的を達する。この操作は極めて簡單であるばかりでなく、エンジンをその都度始動させるに要する時間と始動空気を極度に節約出来る譯である。
- 9 ディーゼルエンジンはフライホイールを必要とする



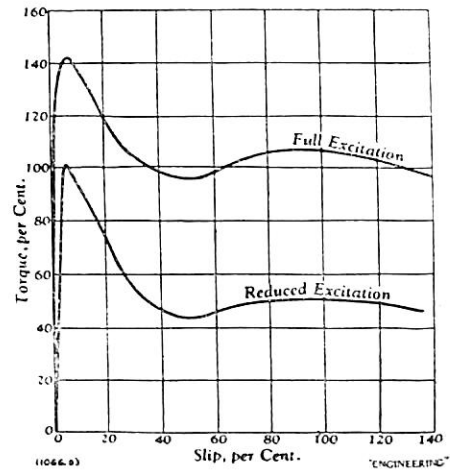
第3圖 (a) A. Diesel Engine
B. Slip-Coupling
C. Gear
D. Sliprings

がVS カップリングはその構造より兼用が可能でスペースの點特に問題とはならない。

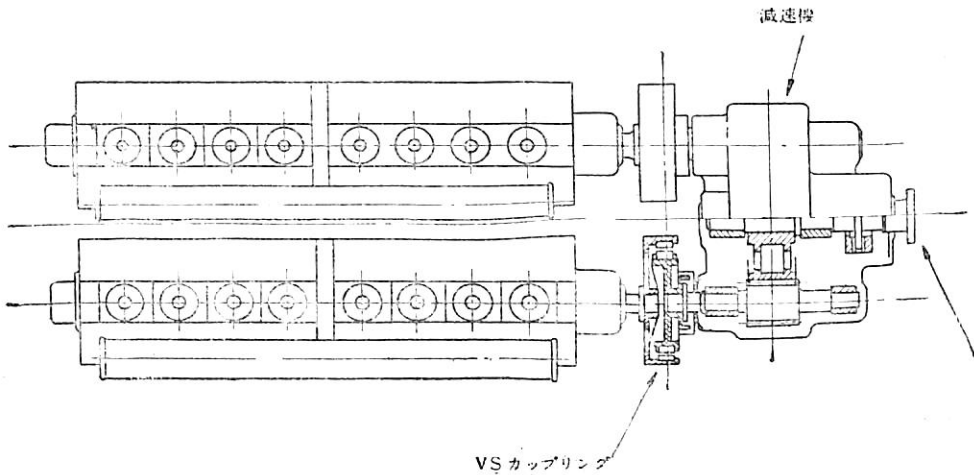
以上述べた事項については船の種類により適用されない事項もあるが、振り振動の中断とデットスローの問題だけは使用して充分價值のあるものである。

特性上の考察

第4圖はVS カップリングのスリップ〜トルク特性の代表例であるが、全勵磁をしてもスリップなしにすることは出来ない。しかしこのスリップの大きさは容量によつて異なるが、1000HP級では大約1%以下に押へることが出来るので問題にはならないであらう。所でスリップすることはそれだけ渦流による熱損失ということになり、一般にVS カップリングの大きさは熱容量を別にす



第 4 圖



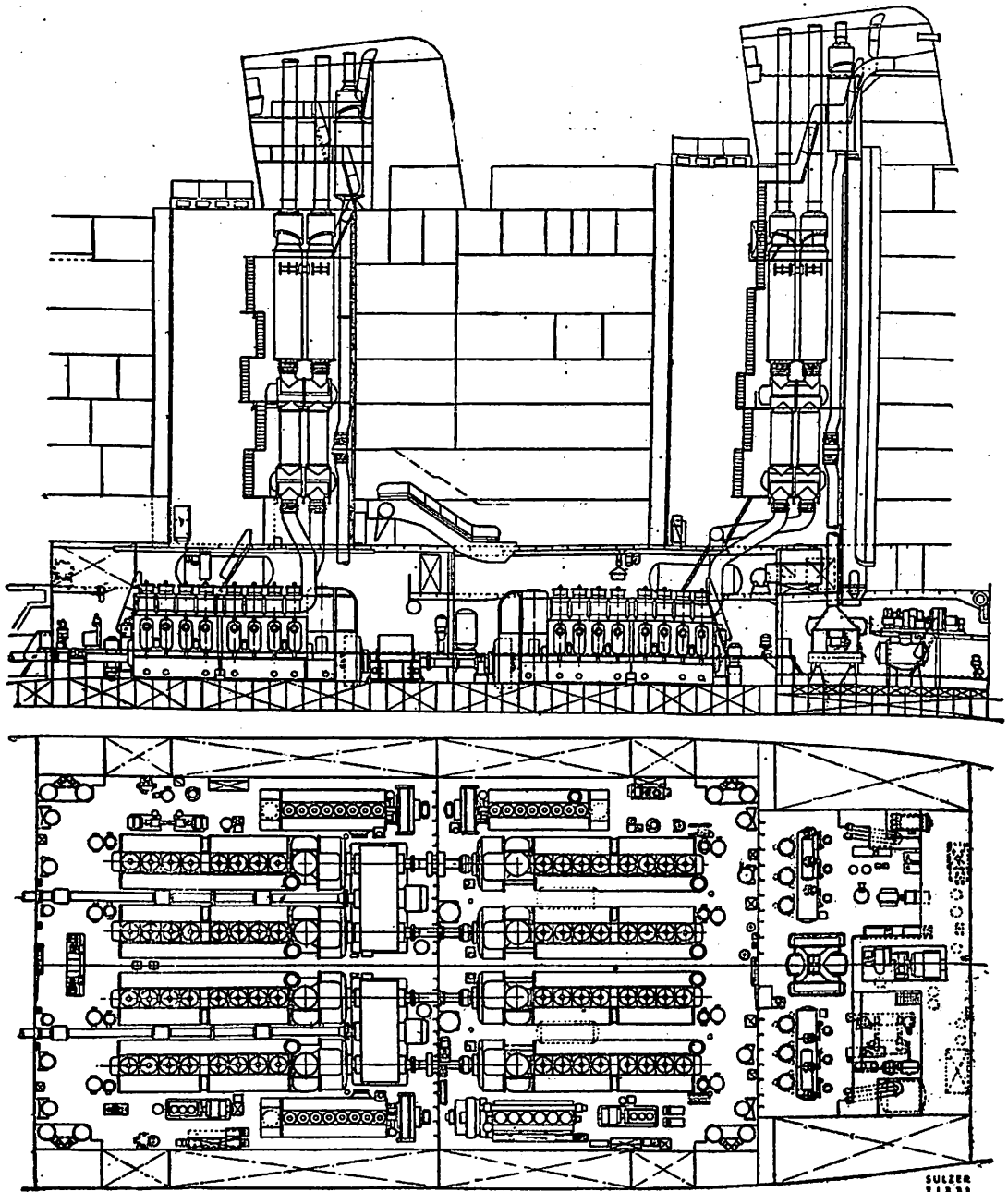
第 3 圖 (b)

れば、回転力 (kg-m) に表示することが合理的であり、HP で表わされる V S カップリング出力は原動機の回転数によつて變つてくることになる。

補助機械への應用

以上は主機エンジンのカップリングについて考えたが、速度制御が可能なること、異常負荷對し逃げるショックアブソーバーの特性なること等を有効に利用し船舶

各種補助機械に應用範圍は極めて廣くなる。例えばマグロ船では船内電燈配電の發電機と冷凍機を1つのエンジンで廻しているが V S カップリングを取付けることにより任意に一方を停止することが出来る。更に速度制御の特性を利用して冷凍機の回転數と無關係に發電機回転數を一定にすることが出来る。あるいはエンジンの回転を簡単に變更出来るためにベルト運轉を行つていたとこ
(765頁へつづく)



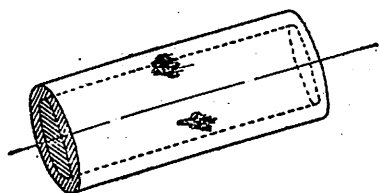
第 5 圖

プロペラ軸におけるエロージョンについて

鬼頭史城
慶應義塾大学 教授

1. 緒言

一昨年あたりから、漁船用プロペラのプロペラ軸におけるスリーブ（いわゆるプラス巻き）に関しキャピテーションによるエロージョンらしい潰食状態のおきたものを2,3見る機会を得た。その状況は第1圖に示すごとく表面の數個所にプロペラ面のエロージョンと似た潰食がおきているものであった。當初は、そのできる個所が餘



第1圖 プロペラ軸におこつた潰食の例

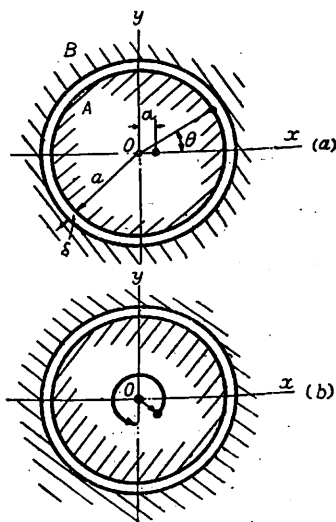
りにもプロペラ中心から遠いので“之はプロペラの作用とは関係ないものだろう”と思つていた。ところがこの潰食が3翼プロペラでは圓周上の3個所に、4翼のもので4個所に、できる傾向のあることを聞かされたので、どうしてもその原因をプロペラの作用に歸せざるを得なくなつた。そこで何故プロペラがこんな遠くの處までエロージョンを起させるかを多少理論的に考えてみることにした。たまたま水車のランナーに対しても、現象は異なるが同じ水力學的問題に歸着するある現象の理論的考究をする必要がおこつたので、併せて考えることにした。その理論はすでに昭和30年4月8日の日本機械學會總會講演會で“同心または離心圓筒面に挟まれた流體の振動について”と題して發表したし、その水車に対する應用は、醫業社技術彙報（1955, 1號）に“圓環狀のすき間に生ずる振動的水壓力の略算式”と題して發表しておいた。これらの論文では船用のプロペラのことについては何もふれていないので、數式や圖表は重複するけれども、ここに船用プロペラを對象とする實用的記事を書いて、船の設計や運轉に従事される方々の参考としたいと思うのである。なお外國の商船にもこのエロージョンがおこつたそうであり、その記事が下記の雑誌にも出ている。ただしその原因がプロペラに対する水の流れが件流分布の影響によつて異なるのがその原因と思われるというだけで理論的な説明は付けてないようである。（T. W. Bunyan, Investigations of Ship's Hull &

Machinery Defects. T.I.N.A., Vol. 96, No. 2, April 1954.)

2. 圓環狀のすき間に生ずる振動的水壓力の略算式

第2圖(a)に示すごとくA Bなる同心圓筒面によつて挟まれた圓環狀のすき間に流體が存在するものとする。圓筒面AまたはBが振動したときに、このすき間に存在する流體にはどんな水壓力の變動がおこるかという問題を考える。前記のごとく、その理論はすでに學會論文として發表してある。ここではこの計算の結果を用いて、實際上すぐ使えるような略算公式を示したいと思うのである。

さて、このような問題を解析的に解くとしても、できるだけ簡単な場合に限定しないと餘り複雑化して實用と縁遠いものとなるので、下記のような假定の下に計算を行つた。



第2圖 同心圓筒の場合

イ) 流體の粘性は無視する。但し振動問題であるので壓縮性は考へに入れた。

ロ) 物體Aの振動の振幅 α は微小であるとする。

ハ) 二次元的問題に限定する。すなわち第2圖(a)の紙面に垂直方向には、無限に兩圓筒面が續いているものとする。

プロペラ軸のすき間の場合にはハ)の條件はほぼ成り立つが、イ)の粘性を無視することは可なりの誤差を

まねくことが豫想される。それ故この場合に對する理論的計算の結果が實際とよく一致することは望めたいのであつて、概數を得られるというだけのものである。

上記のごとき假定の下に、第2圖(a)において、外部圓筒面 B は静止しており、内部圓筒面 A は x 軸の方向にだけ微小振幅 α で (1個の剛體としての) 振動をしているものとする。そして下記のごとき記號を用いる。

P_1, P_2 = 振動によつて流體的に生ずる振動的な水壓力の振幅, kg/cm²

ω = 物體振動の角周波數 = $2\pi f$ rad./sec.

f = 振動數 sec.

ρ = 流體の密度 kgsec²/cm⁴.

a = 圓筒體 A の半径 cm.

δ = すき間幅 cm.

c = 流體内における壓縮波 (音波) の傳わり速度 cm/sec

Ω = すき間に存在する流體の回轉角速度 rad./sec.

流體の回轉角速度 Ω を考えたのは、例えば A の回轉によつて流體が回轉運動をしていることをも考えに入れるためである。

振動によつて、ある角位置 θ のところに生ずる水壓力 p (kg/cm²) は

$$p = P_1 \sin(\theta + \omega t) + P_2 \sin(-\theta + \omega t)$$

によつて與えられる。但し

$$P_1 = -\frac{\omega \alpha a^2 \rho m (\omega + \Omega)}{2\delta [-k^2 a^2 (\omega + \Omega)^2 + m]}$$

$$P_2 = -\frac{\omega \alpha a^2 \rho m' (\omega - \Omega)}{2\delta [-k'^2 a^2 (\omega - \Omega)^2 + m']}$$

$$m = (\omega + \Omega)^2 - (2\Omega)^2$$

$$m' = (\omega - \Omega)^2 - (2\Omega)^2$$

$$k = \sqrt{m}/c, \quad k' = \sqrt{m'}/c$$

まず壓縮性の影響をみるために、比較的音速 c のおそい空氣の場合をとつてみよう。すなわち流體が空氣であるとし $c = 330$ m/sec. とする。次ぎに半径 a を 1m, 振動數 $f = 20$ /sec., 従つて角周波數 $\omega = 2\pi f = 126$ rad./sec., 水の回轉は回轉數にして 10/sec. (600 min), 従つて $\Omega = 2\pi \times 10 = 63$, と假定しよう。この場合には

$$m = (126 + 63)^2 - (126)^2 = 19900$$

$$m' = (63)^2 - (126)^2 = -11900$$

であるから、従つて

$$k^2 a^2 (\omega + \Omega)^2 = \frac{m a^2}{c^2} (\omega + \Omega)^2 = 6530$$

$$k'^2 a^2 (\omega - \Omega)^2 = \frac{m' a^2}{c^2} (\omega - \Omega)^2 = -433$$

となるから、 P_1, P_2 の式において

$$\lambda_1 = \frac{m}{-k^2 a^2 (\omega + \Omega)^2 + m} = \frac{19900}{-6530 + 19900} = 1.49$$

$$\lambda_2 = \frac{m'}{-k'^2 a^2 (\omega - \Omega)^2 + m'} = \frac{-11900}{+433 - 11900} = 1.04$$

である。もし流體が不可壓縮性のものであれば $c = \infty$ であるから $k = 0, k' = 0$ であり、上の λ_1, λ_2 の値はいずれも 1 となる。上でこれらの値が 1 と食いちがつているだけ空氣の壓縮性が影響していることを示すものである。

上では説明のために空氣の場合を考えたのであるが、空氣の場合には密度 ρ が小さいから、 P_1, P_2 が大した値とはならない。之に反して、水の場合には ρ が大きくて P_1, P_2 が實用上考慮すべき程度の大きな値になり得。ところが水の場合には壓力波の傳わり速度 c は約 1460 m/sec. であるから、 c 以外には上と全く同じ數値の場合として

$$k^2 a^2 (\omega + \Omega)^2 = \frac{m a^2}{c^2} (\omega + \Omega)^2 = 330$$

$$k'^2 a^2 (\omega - \Omega)^2 = \frac{m' a^2}{c^2} (\omega - \Omega)^2 = -22$$

となり、上記の λ_1, λ_2 の値は殆んど 1 になる。これを要するに流體が水である場合には實用上差支ない程度の略近値として

$$P_1 = -\frac{\omega}{2} \left(\frac{\alpha}{\delta} \right) a^2 \rho (\omega + \Omega)$$

$$P_2 = -\frac{\omega}{2} \left(\frac{\alpha}{\delta} \right) a^2 \rho (\omega - \Omega)$$

と見たしてもよい。そして任意の瞬間 (t), 任意の角位置 θ における水壓力 p の値は

$$p = -\frac{1}{2} \left(\frac{\alpha}{\delta} \right) \omega^2 a^2 \rho \left[\left(1 + \frac{\Omega}{\omega} \right) \sin(\theta + \omega t) + \left(1 - \frac{\Omega}{\omega} \right) \sin(-\theta + \omega t) \right]$$

すなわち

$$p = -\left(\frac{\alpha}{\delta} \right) \omega^2 a^2 \rho \left[\cos \theta \sin \omega t + \left(\frac{\Omega}{\omega} \right) \sin \theta \cos \omega t \right]$$

によつて與えられることとなるのである。今假りに $\Omega/\omega < 1$ の場合だけを考えるたれば、最大の壓力變動は $\theta = 0$ の角位置においておこり、そこにおいて

$$p = -\left(\frac{\alpha}{\delta} \right) \omega^2 a^2 \rho \sin \omega t$$

である。

以上によつて實用公式が得られたのであつて、第2圖(a)に示す内圓筒 A が α なる微小振幅で x 軸の方向に振動しているときの水壓力の振幅は實用上

$$p_m = \left(\frac{\alpha}{\delta}\right) \omega^2 a^2 \rho$$

よつて與えられることになる。 $\rho = \tau/g$ とおき (τ は水の比重), かつこの水壓振幅値を水柱で表わせば

$$h_m = \left(\frac{\alpha}{\delta}\right) \frac{\omega^2 a^2}{g} \quad (\text{水柱, m})$$

となる。例えば $a=1\text{m}$, $\delta=3\text{mm}$ であるとき $\omega=10 \times 2\pi=60\text{rad/sec}$, $\alpha=0.2/\text{mm}$ の微小振動をしているとすれば

$$h_m = \left(\frac{0.20}{3}\right) \times \frac{60^2}{9.8} = 24 \quad (\text{m, 水柱})$$

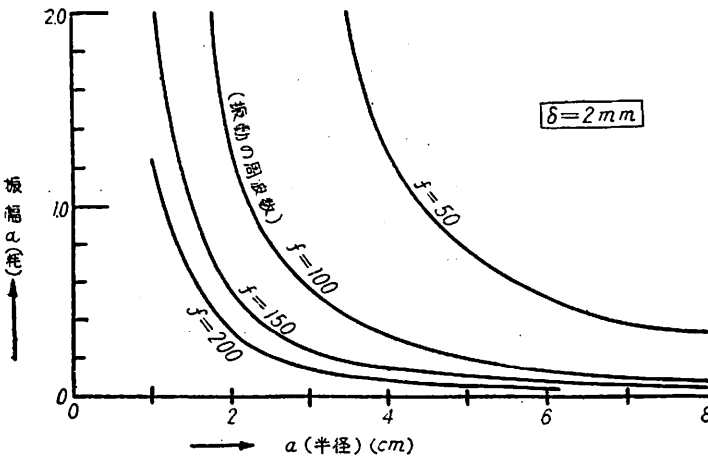
すなわち水柱 24m となる。もしこのような水圧力があれば (それは正にも負にもなるから) キャビテーション発生のおそれがあることになるのである。

いまこの h_m が 1kg/cm^2 (水柱 10m) 以上にればキャビテーション発生のおそれがあるものと假定し、振動の周波数 f/sec . が與えられたとき、許し得る振幅 α

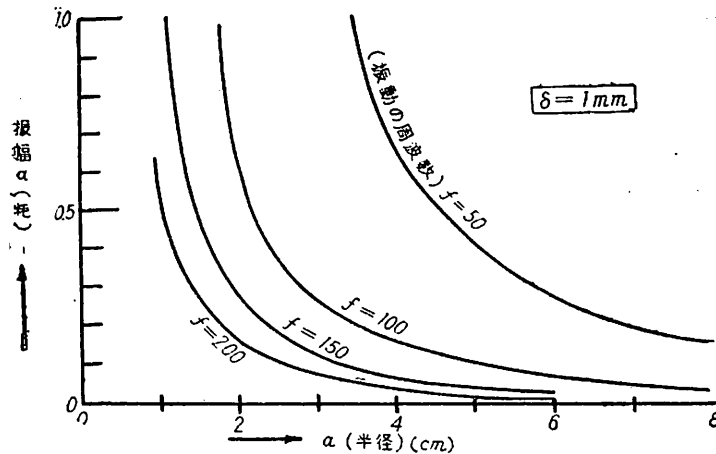
の値を計算し、これを圖表に示せば第3圖のごとくである。圖によつて分るように周波数が大きくなると微小振幅の場合にすでにキャビテーション発生のおそれがある。

なお上では第2圖 (a) すなわち物體 A が x 軸の方向に振動する場合について述べたのであるが、その他に第2圖 (b) に示すとき回轉的振動 (いわゆるみそすり振動) 等の場合もおこり得る。しかしその場合にはこれを x 軸方向および y 軸方向の振動の合成と考えればよいから結論に變りはない。

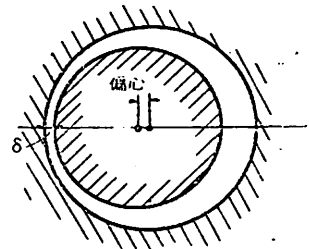
次に第4圖に示すごとく、内外圓筒がお互いに偏心して取り付けられているときはどうかとの問題を生ずる。この場合に對し、壓縮できない流體に對して著者が試みた計算によれば、少なくとも實用上の範圍内では下のようないえ。すなわちすき間の最小値 δ を上記の δ ととり、そして偏心のない場合に對して計算を行えば、



第3圖 (a) キャビテーション発生に對する振動数の限界値



第3圖 (b)



第4圖 偏心圓筒の場合

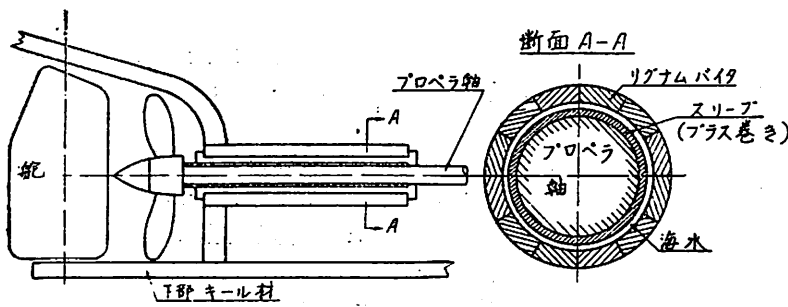
最大振幅 (水壓を水柱で表わしたもの) の略近値が得られる。

3. 上の計算結果のプロペラ軸への應用

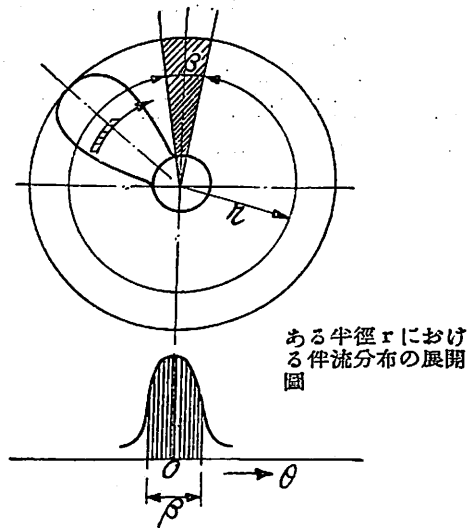
第5圖は漁船のプロペラ附近を示す略圖である。漁船においては伴流分布はよくないし、ことにプロペラ翼端における上部または下部のすき間が可なり小さい。そのためにプロペラ翼が1回轉中に不均一な流れを受け、一回轉中に翼の出す推力およびトルクははげしく變化する。ことにある狭い部分だけ伴流の大なるところがあると第6圖のようになる。すなわち全圓周中角 β° の部分だけが特に伴流が大きいとしてみる。プロペラの回轉數 (r.p.m) を N とすれば、時間にして

$$T = \frac{60}{N} \times \frac{\beta}{3.60} \quad \text{sec.}$$

の間で推力、トルクが急變化をする。例えば $N=360$, $\beta=6^\circ$ と假定すれば



第5図 漁船におけるプロペラ附近の略圖



ある半径 r における伴流分布の展開圖

第6図 角 beta の部分に伴流の急変化がある場合

$$T = \frac{60}{360} \times \frac{6}{360} = \frac{1}{360} \text{ sec.}$$

すなわち僅か360分の1秒間だけで力が激変する。これは翼に衝撃力が加わることを意味する。前節の計算は“持続的振動”に對するものであり、今のような衝撃的な力の作用した場合には、もちろんそのまま當てはまらないのであるが、定常的振動と衝撃的力による振動との間にはある関連性がある。(これは力學的、數學的に説明できるが、本文ではそこまでは觸れないことにする。)とにかく、このような場合には2Tを周期fとする振動がおこるものと考えられる。(もちろん實用的の意味においてである)上の數字例では180分の1秒の周期の振動がおこることになる。すなわちf=180サイクル/秒の振動に相當する。もし船體および軸管、軸受が十分な強度をもつていなければ、(よしんば相當の強度があつても)プロペラ軸はこのサイクルすなわち振動數で振動するであろう。

さて前節の公式(1)を見ると、内部圓筒(すなわち)

軸)の振動によつて發生する振動的な水壓力の振幅値は、角周波數 ω ($\omega = 2\pi f$)の2乗に比例する値をもつている。すなわちたとい振幅は小であつても、狭い領域内の水が高い振動數をもつて振動すると、發生する振動的な水壓力の振幅が大となる。たとえばここに半径6cmのプロペラ軸があるとしよう。圓環状すき間の厚さ δ は2mmであるとすれば、第3圖により、50サイクルの振動に對して

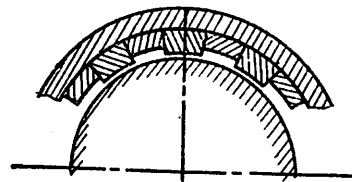
は振幅約0.5mm以下の振動であればキャビテーション發生のおそれはないが、200サイクルの振動では振幅0.05mm以下でなくてはならない。換言すれば後者の場合に0.05mm以上の振幅で振動すればキャビテーションが發生する。

もちろんこのような理論上の計算が、そのまま實際にあてはまるとはわれわれも考えていないのであるが、凡そのことはこれで分ると思われる。伴流分布が與えられ、それにより翼の出す振動的力を計算し、更にプロペラ軸の振幅を求めることは、必ずしも不可能ではないが木造漁船のような場合には正確な資料が得られないため今のところ行つていない。

このような考えによれば、翼が伴流の急變する箇所を通る度毎に軸受内の水が急變化することになるから、3翼のものは軸断面の圓周をほぼ3等分したところに、また4翼のものでは同じく4等分したところに、それぞれ3箇所または4箇所ずつエロージョンが發生することも説明し得るのである。但しその場合に各々の翼に作用する力の方向は各々翼の中心線とある角をなす筈であるから、エロージョン發生の角位置は翼の中心線とは一致しないであろう。

4. エロージョンの防止對策

上のような考え方によれば、エロージョンの發生を防止するためには α および ω を低下させねばならない。 α を下げるためには構造強度を増大することと、伴流分布をよくすることが考えられる。 ω を下げるためには伴



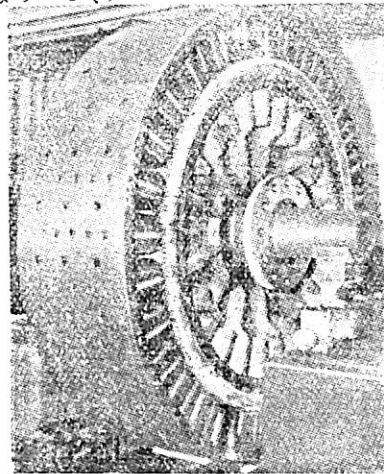
第7圖 下駄ばきの場合

流分布の急峻な變化をさげねばならない。漁船のある場合においてはプロペラの翼端と下部ケール材とのすき間が殆んどゼロの場合があつたので、このような極端な場合に對してはすき間をもつと擴げてもらうこととした。その結果は良好であるとの報告は聞いているのであるが、漁船のごときものには影響するファクターが多いので、1,2の結果だけでは何とも言えない。將來もつと數多くの防止對策の結果を見て更に判断したいと思つている。

軸受リグナムバイタを第7圖のごとく（俗に言う下駄ばき）の構造にした方がよいとの意見も出たが、今のところ、少くとも理論上その方がよいとの結論は未だ出ていない。

普通の商船に對しての對策はどうかとの問題がおこるのであるが、前記のごとく公表された資料が少ないので、具體的なことはここではいえない。舊日本海軍のプロペラ軸にこのような事故のなかつたのは、軍用艦艇には單軸のものはまれである。雙軸または4軸の場合には伴流の値の大小はとにかくとして、その分布に急峻なところがないので、前記の ω （すなわち f ）ちが小となり、併せて構造強度も大であるため、この種の潰食を防ぎ得ていたものと解釋される。（終）

(760頁よりつづく)



第 6 圖

ろは V S カップリングで直結させることにより貴重な艀内スペースを節約出来る等。更にブレーキの特性を併用して、ラインホーラー、ウインチ、ウインドラスにもその應用は期してまつべきものがある。

使 用 例

第5圖はスウェーデン ASEA 製のカップリングを用いたもので 3500HP を8臺使用しているもので、第6圖は英國 BTH 製のもので 4500HP 2臺式のものである。

新 刊 案 内

地 文 航 法

浅井榮資・上坂太郎 共著

A5判 上製 290頁 定價489圓(〒50圓)

(著者序文より)

航海事業はいつの日にも危険事業であり、船乗りの目を失つた人々が、軽々しく機械に頼りすぎて、多くの海難を起しています。(中略)航海の本質につながる船乗りの目を養い、誠實な人間精神の高揚を圖りながら技術の根底をなす科學性をつちかう必要がありましょう。

内 容

序 説 Navigation	第6章 船位の測定
第1章 地 球	第7章 船位の誤差
第2章 海 圖	第8章 沿岸航海
第3章 航路標式	第9章 船位計算法
第4章 水路書誌	問 題
第5章 船位の推測と推定	

東京都文京區 天然社 振替 東京79562番
向岡彌生町3

既 刊

天 文 航 法

浅井榮資・豊田清治 共著

A5版 上製 280頁 預價 450圓(送50圓)

【内 容】

第I章 天文航法の概要	第II章 地球と天球
第III章 時および曆	第IV章 天測船位測定原理
第V章 高度、方位角の觀測法	第VI章 太陽の測天
第VII章 恒星の天測	第VIII章 月および惑星の天測
第IX章 測定條件の吟味と應用計算	第X章 天測船位の軌跡と測定船位の誤差

その他附録 22頁、位置記入用圖等折込 3葉

東京都文京區 天然社 振替 東京79562番
向岡彌生町3

木船の主機関を通路とする迷走電流の測定 (1)

山田保郎

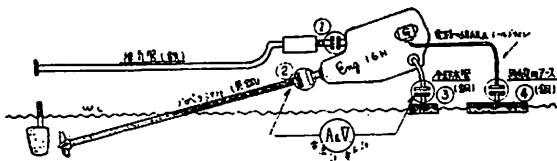
第六管区海上保安本部
船舶技術課

まえがき

木船々底には用途や目的によつて、種々の金属が使われるが、實際にこれらの船底金属は電氣的にはどのような價を示すであろうか。海上保安廳所属の木船について二、三の計測を試みた。

1. 木船々底金属間に發生する電位差と電流の測定

12m 型港内艇「わかたけ」について計測すると(第1



第1圖 船底部金属間の電位差と電流
實測船…12m型「わかたけ」

第1表

番號	測定個所	極性	電位差	電流	備考
1	①排気管と ②推進軸	推進軸 プラス	450mV	7mA	
2	③冷却水管と ②推進軸	推進軸 プラス	70mV	mA 27~28	
3	④無線用アース 板と②推進軸	アース板 プラス	50mV	30mA	
4	③冷却水管と ②アース板	測定困難	—	—	

圖)(第1表)のような價を示した。

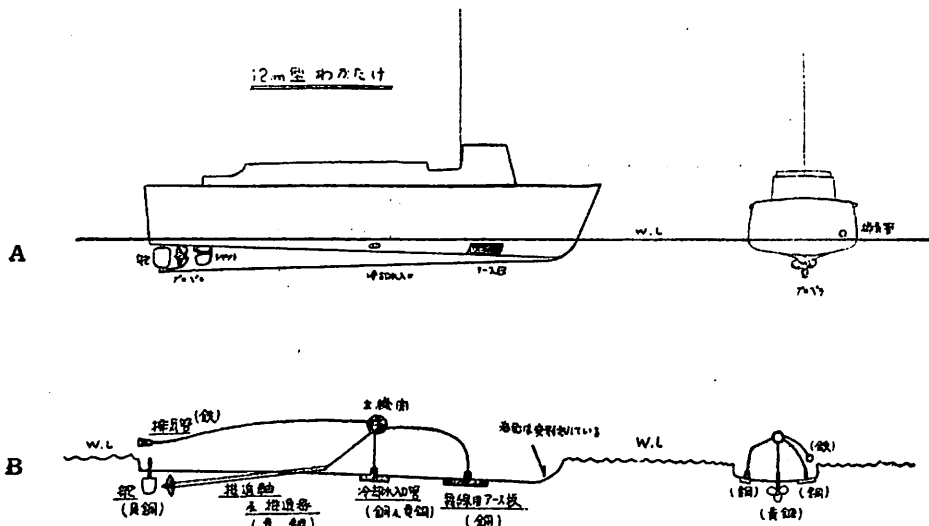
(A) 木船々底金属の海中における位置および回路の構成

「わかたけ」の場合、船底の金属は(第2圖)「A」のように配置されているが、この金属を取り巻いている海水の形態は(第2圖)「B」のようになっている。次に電氣的には海水という特殊な電解液の表面附近にそれぞれ固有の電位を發生する各種金属が並べられ、それらは主に主機関という極めて電氣を通し易い導管によつて結ばれていることになる。このような「タイプ」の木船では、その主機関の構造と、船底面に配置された金属の種類により、電氣回路的には大體(第4圖)のように置き替えることが出来るであろう。

(B) 推進軸を流れる電流および迷走電流の選路(第3圖A参照)

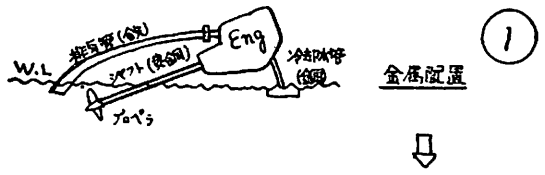
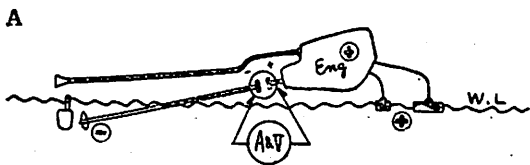
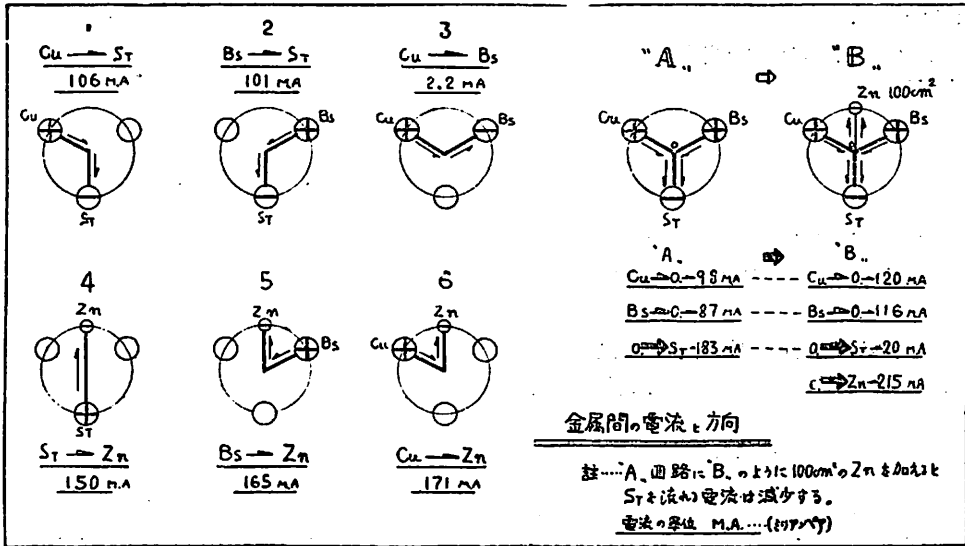
主機関本體と推進軸間の電位差と電流は(第2表)の價を示し、この船の碇泊中の主たる迷走電流の通路は(第3圖)「B」のようになっている。第2表の推進軸を流れる電流は微細なものであるが一定の量で常に流れていることに一考を要する。

この推進軸を流れる電流は通例のプロペラ・シャフトとプロペラ間に發生する局部的なものとは別のもので、船底面に配置された他の金属の影響によつては明らかである。

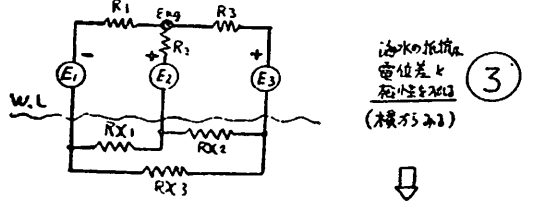
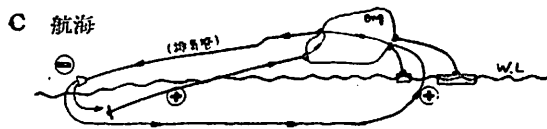
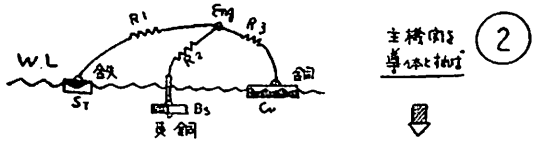
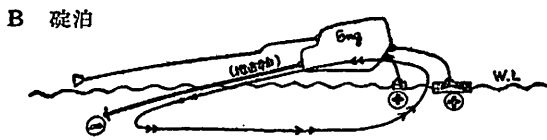


第2圖

第 2 表



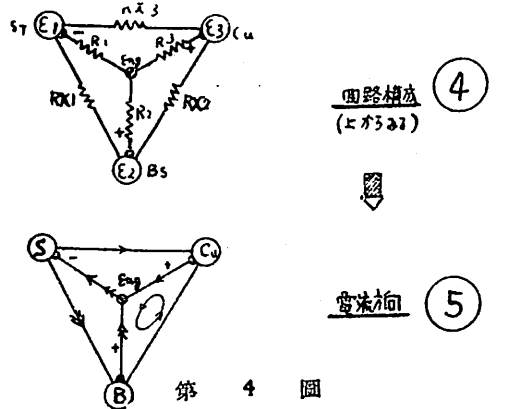
番 号	極 性	V M.V	A M.A	備 考
主機関 プラス	推進軸 マイナス	50	30~34	消極は推進軸である



第3圖 推進軸を流れる電流

次に第4圖の回路構成と測定値よりみて、この船の航海中の迷走電流の通路は(第3圖)“C”となり、その多くは排気管(鐵)に集中するであろう。すなわち機関の運轉により冷却海水は排気ガスとともに船尾の海面近くに放出される結果、その際の海水の流れによつて第4圖の R1 が減少してくるからである。

次に實際問題として、この船のプロペラブレードが2年足らずで磨けていること、排気管の出口附近が(寫

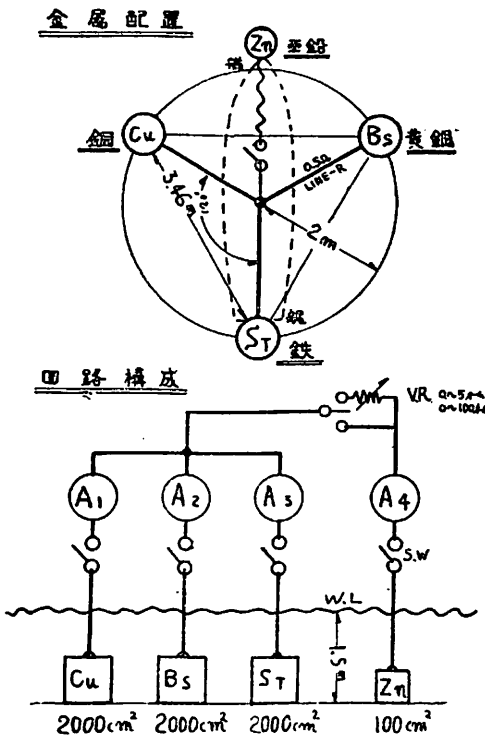


眞3参照) 獨特の形に腐蝕していることは、それを物語っているようである。

プロペラ腐蝕の問題はプロペラ自身の材質的な面、特に脱亜鉛等が併せて考えられるが、いずれにしても迷走電流というあまり有難くない恩恵に浴しているであろうことは測定値からも想像される。

(C) 実験用電極による測定

船底に使われる金属材量を、一般的な名稱で別けると、銅、黄銅、鐵、等であるが、実際には材質的にも電位的にもかなり複雑である。そこで一般市販の銅板、黄銅板、鋼板と呼ばれているものを実験用電極とし、木船々底の金属配置に似た状態として、計測した結果は(第5



第5図

図) および第2表ないし第6表となつた。

第5図はこの実験に使つた金属の配置と回路の構成であるが、三種類の金属を正三角形に配置し、距離的な相對關係を等しくし、同時に星形に結んだ各電線の内部抵抗(電流計を含む)を等しくしてある。

このような回路構成であると、各金属の發生電位が同じであれば、電流はいずれの方向にも流れないはずであるが、各々の電位の違ひによつて(第2表)“A”のように電流が流れる。

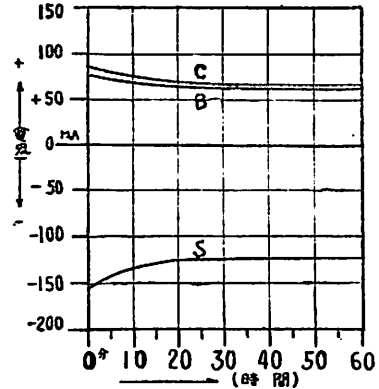
第2表は各金属間の電流とその方向、並にこのような

回路構成に對して保護亜鉛をつけた時、実際に電流がどのように變化するかをみたものである。

第2表の“A”では電流は鐵に向ひ集中している。

(第3表)は第2表の“A”のとき1時間内における變化をみたものである。

第3表 時間による電流の變化

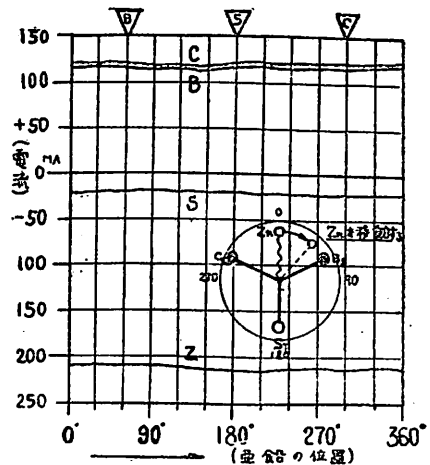


第2表の“B”は鐵の20分の1の面積に當る100cm²の亜鉛を“A”の回路に新に加えたとき、他の金属を流れる電流がどのように變化するかをみたものである。

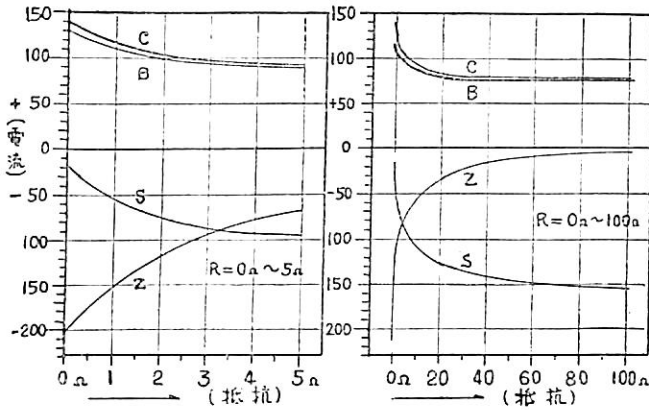
これによると亜鉛極の出現により、銅と黄銅の電流は増加し、同時に鐵を流れる電流は非常に少なくなつてゐる。

すなわち5%の面積の亜鉛によつて鐵を流れる電流が90%も減つたことになる。このような回路構成の時、嚴密には鐵を流れる電流がプラス、マイナス、零となつたときこの鐵は迷走電流から保護されたことになり、またこの鐵を流れる電流がマイナスからプラスに轉極を示した時、それは鐵に對する保護亜鉛の無用な消耗を意味す

第4表 Znの位置による電流の變化



第5表 Z_{ii} 回路の抵抗と電流の變化



ることになるであろう。

(第4表)は第2表“B”のとき亜鉛極を、三角形の中心から圓を畫いて一周させたとき各極の電流の變化をみたものであるが、各電流とも大體フラットで殆んど變化していない。

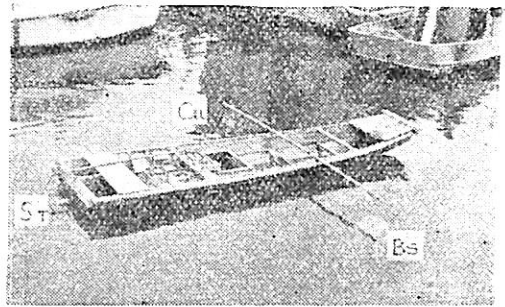
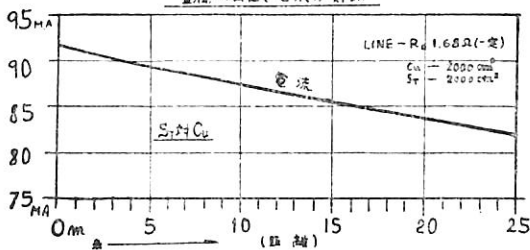
(第5表)は第2表の“B”のとき亜鉛の回路にのみ抵抗を挿入したときの電流の變化である。すなわち亜鉛回路の抵抗の増加とともに亜鉛に流れる電流は減つて行くが、同時に鐵を流れる電流がマイナス方向に増加して行く。この表は抵抗値の僅かな増減が迷走電流にどのように影響するかを示している。

(第6表)は銅、鐵、二者間で、その距離を 0.1m から 25m まで變えた時の電流の變化である。この實驗では兩者の距離を 25m 離しても電流値は僅かに 10% しか減つていない。これは海水の内部抵抗が「みかけ」の距離に較べて小さいものであることを示している。従つて船底ではプロペラ・シャフト(鐵)と冷却水管(銅)の距離を假に 20m 離してあつたとしても、主機關という完全な導體で結ばれている時は、迷走電流の阻止には殆んど効かないことを示している。

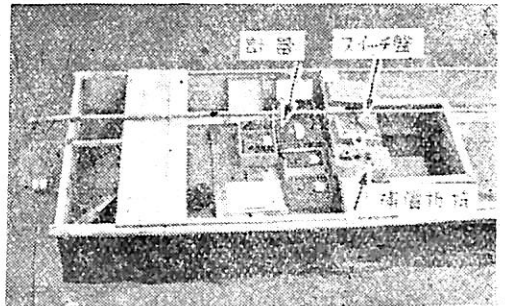
なおこれらの測定値は極めて定性的なもので、實際には海中における時間の経過、電流の通過による金屬表面

第 6 表

金屬の距離、電流の關係

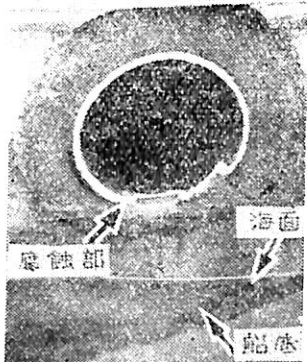


寫眞1. 測定に使用した舟



寫眞2. 測定に使用した計器類

わかたけの排氣管(鐵)

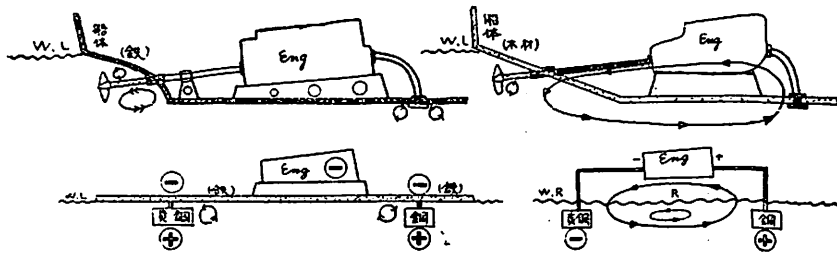


寫眞3. 12m型「わかたけ」の排氣管出口(腐蝕狀況)

の化學的な變化、また生きものである海水の状態の變化等によつて、この價は勿論變つて来る。

従つてこれらの價はごく概念的な推定に役立つ程度のものであることを申上げて置く。

註 この實驗は(寫眞1, 2)のような河舟を使い、宇品港の満潮時に短時間で行つたものであるが、特にこの時と舟を選んだのは潮流および船底の深さによる海中の變化、並びに木船自身の金屬の影響を測定値に與えないためである。海水という化學的にも電氣的にも極めて不安定な液體上で實驗する場合は萬事「スピーディー」にやらないと、1分後には全然替つた測定結果が出ること



鋼船の局部電流

1. 船体を通路として局部的な回路となる
2. 主機関は船体と同電位になる
3. 消極は主に船体(鐵)となる

木船の局部電流

1. 主に機関を通路とした回路となる
2. 機関は上位金属の影響により下位金属に對しては電位をもつ
3. 消極は機関に附屬した下位金属となる

第6圖 鋼船と木船の船底部局部電流回路の相違點

がある。

例えば附近を他の船に通られると、海中の状態を「カクラン」されて、マイナスの鐵が一躍プラスに飛びあがるようなこともあつて、少くとも5分間は計測不能となる。

またこんな時この舟の「スタビリティ」が効いて来ると、全く別の問題が出て、ともすれば海中の温度を測る機会に恵まれ勝ちとなつたが……このような危険から主に救つて呉れたのは、スイッチ盤であつた。

すなわち盤を固定して、スイッチを操作するだけで、すべてはことが足りたからである。

3. 鋼船と木船の迷走電流回路の相違

鋼船では船底部の金属は船體(鐵)によつて結ばれ、迷路電流は主として船體を通路としているが、木船では船體が半導體の木材の關係で、主に主機関を通路としている。(第6圖参照)

また回路構成は前者が船體という廣い鐵面下で局部的ないしは部分的となるに對して、後者は推進軸を幹とした枝狀の回路となつてゐる。参考までに海上保安廳の代表的な木船について略圖を示すと(第7圖)のようになる。

3. 主機関は亜鉛に對してどのような價を示すか

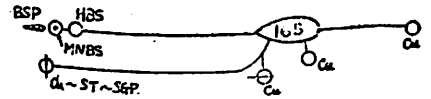
(A) 主機関本體の各部について

(第8圖)参照。この計測では機関各部の電位差と電流値には、特に大きな差は認められなかつたが、電流値に大差がないことは機関各部が、例えば、排氣管やタンク類に至るまで電氣的に結ばれてゐることを示し、これらが完全な導體として迷走電流の通路を形成してゐることになる。

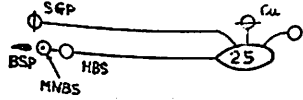
(B) 主機関の各金属パーツについて(第9圖)(第7表)参照

船底部の各金属と亜鉛間の價をみたものである。これは7cm×7cmの小さな亜鉛に對して、実際に船底のどのパーツが最も亜鉛を電解させる力があるかをみたものであるが、総合的には約0.4(アンペア)(400(ミリアンペア))の電流が流れる。この電流の大きさは、一般家庭用の40ワット電球

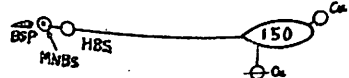
12m型木船



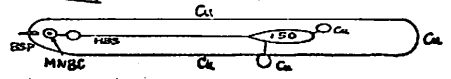
12m型鋼船



17m型明星



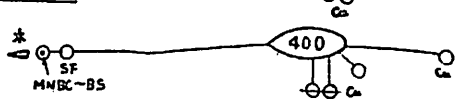
17m型はやせ(船体木製)



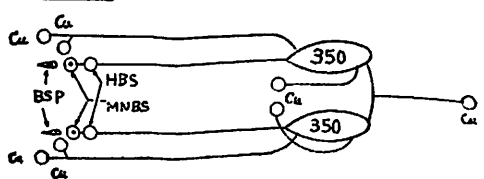
15m型たかせ



聖特聖(木)

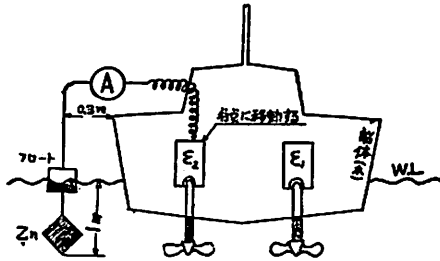
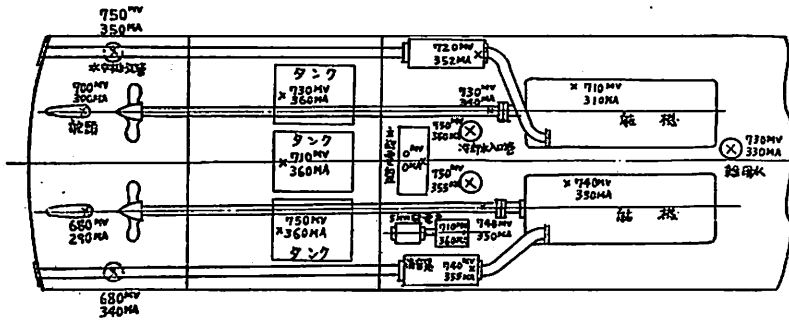


23m型うぶき



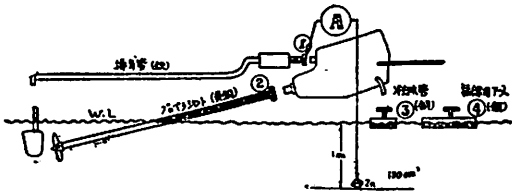
備考 Cu 銅, BSP 黄銅鋳物, HBS 高力黄銅, MNBS マンガン青銅, MNBS マンガン黄銅, ST 鋼管, SGP ガス管, SF 銀鋼, 木 木製。内は機関の馬力を示す, ○印は船底にあるもの, φ印は水線より上にあるものを示す

第7圖 船底金属配置略圖



測定方法
第 8 圖

実験船 23m 型はなづき
 供試亜鉛表面積 約 100cm²
 " 純度 98%
 ×印は測定個所を示す
 単位 ミリボルト
 ミリアンペア



第9圖 船底部金属と亜鉛間の電位差と電流
 実験船…12m 型「わかたけ」

第 7 表

番號	測定個所	極性	電位差	電流	備考
1	1. 2. 3. 4. 全部を結んだものと Zn	主機關 プラス	780mV	405mA	
2	① と Zn	排気管 プラス	40	8	
3	② と Zn	推進軸 プラス	750	200	
4	③ と Zn	冷却水管 プラス	750	310	
5	④ と Zn	アース板 プラス	780	390	

内を流れている電流とほぼ同一である。勿論船底に発生する電圧は1(ボルト)以下の小さなものであるから、仕事をさせれば僅かなものである……。しかしこの小さな電流に方向と時間を與えると、船底を潜つて録でもな

いことをやるようである。

註 船底に発生せる電位差と電流値は通常の精密級程度の計器によつて計つた場合は、電圧の單位は1(ボルト)以下、電流は1(アンペア)以内の小さな値を示すが、このような低電弱電の世界では、回路のごく僅かな抵抗値の相違が迷走電流の方向や値に大きく効いて來る。このことは特に測定に使う電流計や電線の内部抵抗にも注意を要する。

(C) 各種木船の全機關について

一定の大きさの亜鉛 100cm² を對象とした時、どの型の木船が最も高い値を示すか、逆に最も亜鉛を電解させる木船はどの型かを比較するために行つたものである(第8表参照)。この表には特に鋼船を入れたが、この場合は船體(鐵)が對照となるであろう。

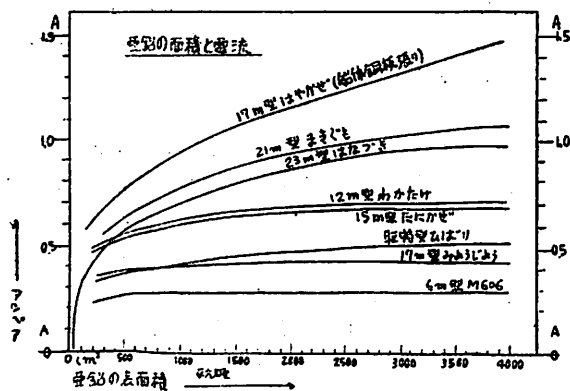
この測定は海の状態(季節、天候、潮流、海面の狀況、場所)等により若干の測定誤差が出るので、出来るだけ同一の條件に近い状態で測定したもののみを集めてある。

この表によると同じ木船でも顯特型(舊海軍飄潜特務艇の略)と23米(舊海上保安廳建造の23m型港内艇の略)とでは、その電壓比、電流比ともに約1:2となる。もし假に電流量と亜鉛の電解(腐蝕)速度が比例するものとする、後者は前者の2倍の亜鉛を腐蝕させることになる。

第8表 主機関の亜鉛に関する電位差、電流測定表

番 號	船 名	船 体	機 關 H.P.	電 位 差 (ミリボルト)	電 流 (ミリアンペア)	極 性		測 定 年 月 日	場 所	備 考
						機 關	亜 鉛			
1	設標船はくと	鋼	40	380	515	+	-	28. 9. 11	宇品	
2	AR B はまちどり	〃	40J×2	410	320	+	-	28. 9. 30	〃	
3	〃 むらちどり	〃	400×2	400	330	+	-	28. 9. 11	〃	
4	〃 いわちどり	〃	260×2	390	235	+	-	28. 9. 11	〃	
5	〃 さよちどり	〃	260×2	380	320	+	-	29. 10. 8	〃	
6	港内艇ありあけ	〃	225×2	410	332	+	-	28. 9. 11	〃	
7	駆特ひばり	木	400	450	195	+	-	28. 8. 29	〃	
8	〃 しらたか	〃	400	430	230	+	-	28. 10. 5	〃	
9	〃 かささぎ	〃	400	420	220	+	-	28. 10. 9	〃	
10	23m型うらづき	〃	350×2	700	400	+	-	28. 8. 25	〃	
11	〃 ちよなみ	〃	〃	720	390	+	-	28. 8. 31	〃	
12	〃 はなづき	〃	〃	710	390	+	-	28. 9. 8	〃	
13	21m型まきぐも	〃	700×2	800	490	+	-	29. 10. 8	〃	
14	15m型たにかぜ	〃	165×2	750	460	+	-	28. 9. 11	〃	
15	12m型わかたけ	〃	165	730	412	+	-	28. 9. 8	〃	
16	〃 ふたば	〃	〃	760	410	+	-	28. 9. 8	〃	
17	舊海軍17m型明星	〃	150	400	200	+	-	29. 10. 11	〃	
18	〃 やしま	〃	60×2	710	390	+	-	28. 9. 11	〃	
19	測量艇 HS 21	〃	25	500	130	+	-	28. 9. 11	〃	
20	6m型 M 606	〃	15	700	200	+	-	28. 9. 11	〃	

第 9 表



(D) 各種木船の主機関に対して亜鉛の面積を變化させたとき

主機関と結ばれた海中の亜鉛の面積を次第に大きくしていった時の電流の變化をみたものである。(第9表参照)

この表によると、亜鉛の面積が 100cm²~200cm² の

間は電流のカーブが急昇を示し、その後は面積の割に電流は増加しない。これは勿論計器や電線、海水や金属の抵抗、その他が効いているものと思われるが、船型により大體飽和點を示すものと、そうでないものがある。例えば17米型(舊海軍艦載艇)「はやかぜ」のようにいくら亜鉛をつぎ込んでも底が知れないような船がある反面、同型の「明星」のように200cm²の亜鉛で既に飽和點を示すものがある。

この相違は前者が船底に銅板を張り巡らしていることによつて起るものと考えられる。

また第9表は船底に使用された上位金属(銅や黄銅を指す)の大きさや活性といつたものを示しているものであろう。(未完)

損傷時復原性基範 (3)

(STANDARDS FOR STABILITY OF SHIPS IN DAMAGED CONDITION)

— by Vito L. Russo, and James B. Robertson —

(新三菱重工神戸造船所・商船設計課 村山賢吾, 濱田昌彦, 布井良彌 共譯)

計算法

規則 7(b) は計算が船の寸法割合、計量の特性および被損傷區畫の配置および形状を考慮に入れて行われるべきことを要求している。この規則の意圖は全く明かでありそれ故に各場合の個々の因子に對して適當な考慮を拂うという直接方法の計算を規定し經驗的な公式による方法を排しているのである。會議により要求される損傷に堪えるに必要な非損傷時安定性能を計算するために考え出された種々の方法はいろいろの出版物中において特に論文 (1) (2) (3) にて述べられて來た。それ故次に述べる説明に對するものを除きここでそれらを論議することは提案しない。次に述べる説明は計算の二三の状態を明かにするに適當であり價值があるように思われる。一般にこれらの方法はすべて二つの部類に分けうる。すなわち浮力喪失法と重量附加法である。二つの部類の中では各方法は單に最終吃水、トリム、および GM の値の近似の度合が異なるのみである。附録 1 および 2 は同じ船の同じ損傷に對する損傷時復原性計算の例である。附録 1 は

浮力喪失法に基いており附録 2 は重量附加法に基く計算の過程を示す。計算の二つの形式に従い同じ例を並行して解くことはふくまれる過程の直接の比較を可能にする。附録 1 および 2 に略述された計算は普通の形態および配置の船にて考えねばならないあらゆる實際上の損傷の形式に對して適當であり特に附録 1 の計算は一そう一般的である。附録 1 における形式は論文 (1) からおこつて來た。論文 (1) にて推奨された近似を簡單化することは多くの形式の船の數多くの設計をふくむ長い時間の間中、一層正確な計算をもつて検討されてきた。これらの近似は沈下およびトリムにより到達した慣性の直接計算がトリム總計から 5' を超えるすべての場合において必要と考えられることを除き満足しうるものなることがわかつて來た。最終トリムが 5' 以下のときは水線面慣性の變化は單に附録に與えられた公式を用いることにより行われる沈下による變化のみを計算すればよい。場合によつては最終水線面が損傷區畫についていけば一つの浸水率の境界面を横切るであろう。附録 3 は最初の水面および

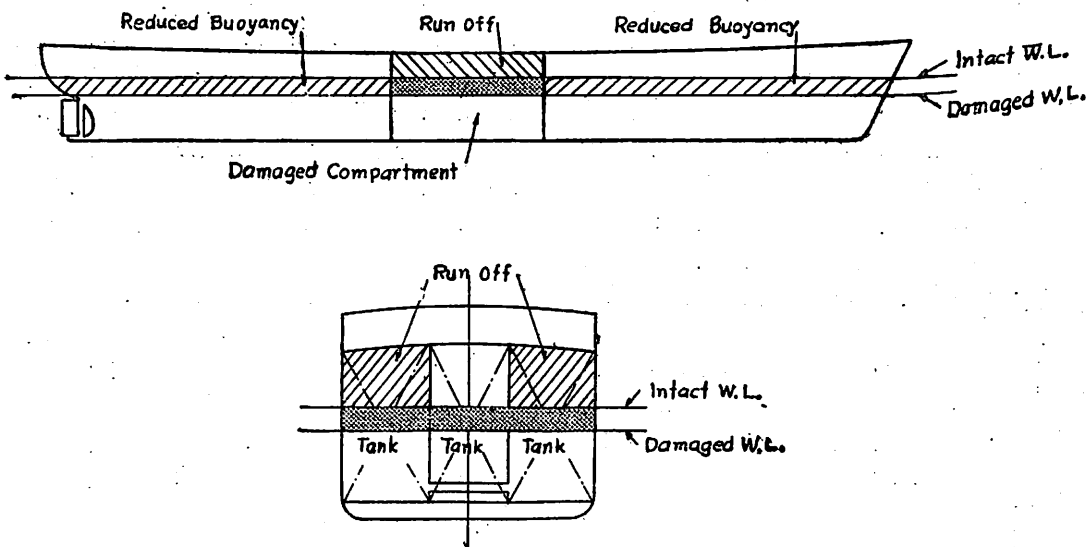


Fig. 28

び平行沈下後の水面が損傷区畫中の貨物艙を通り船が許された横傾斜角だけ傾いたとき、その水面の一部が客席を通るような場合を圖的に示している。明らかにより高き非損傷時の安定性を要求されるような非對稱の喪失浮力の状態がおこるのであろう。そのような場合に浸水率の違いを考慮することなく計算を完成し平行沈下量、トリム、要求される GM を決定し、しかる後より高い浸水率の楔形に對する浸水の影響を先に求めた要求される GM に加えるのが適當である。この楔形の平行沈下およびトリムに對する影響は無視されるものと考えられる。このような場合における追加して要求される GM の算出法は附録 3 に與えられる。この種のある例、特に最終的な浸水区畫の形狀が不規則な場合には附録 2 に示された直接附加重量法を用いる方が手取り早いようである。時には喪失浮力が負となり損傷した船は吃水が深くなるかわりに浮上することがある。最初の吃水線より上方にまでつづいてる水油艙をもつ水油艙区畫に損傷を受けその水油艙が滿載されている場合には負の喪失浮力を生じらるであらう。Fig. 28 を参照すれば損傷区畫が外海に向つて開いているときには液體は流出し船は浮上するであらうことは明かである。船の浮上する量はこのような水油艙の非損傷時吃水より上方に入つている液體の重さおよび船が浮いている水の密度に對するこの液體の密度によるであらう。もし水とこの液體の間に密度の差がなければ損傷のための液體流出による吃水の變化量は最初の吃水線より上部にあつた流出液體重量と船の完全な部分の浮力の減少量との間の關係により求める。

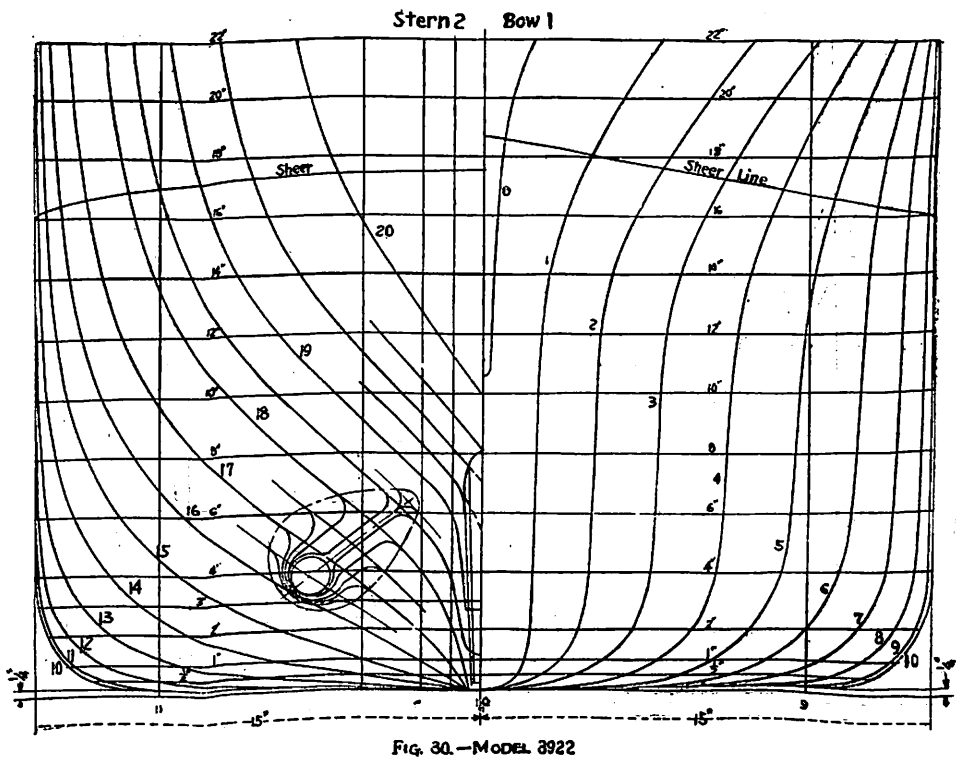
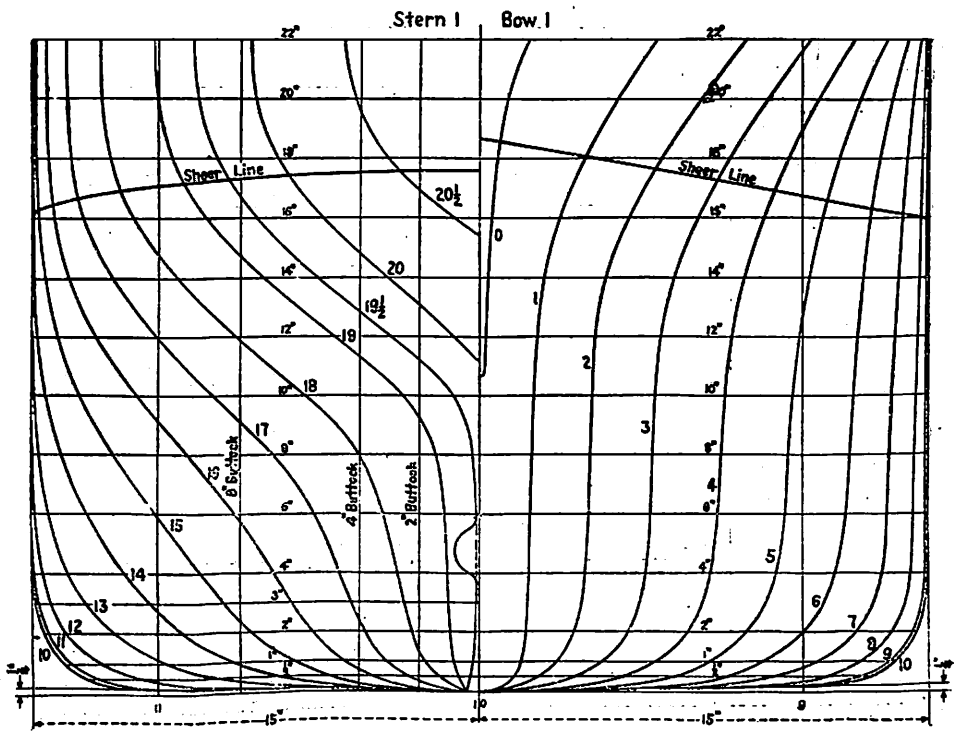
損傷區域に關しては非損傷時および損傷時の水線間の流出液體重量と浮力の減少量とは同じでありお互に釣合ふ。この場合浮力喪失方式において非損傷時の水線上の流出液體重量に負號を附し 100% の T.P. Inch 喪失を用いて計算を進めればよい。もしタンク内の液體が船の浮んでいる水より軽い場合にはタンクに關しては損傷は軽い液體をすべて流出せしめ液體の一部を海水と入れかわらせるであらう。流出重量および液體の置換による吃水の變化はタンク内の軽い密度の液體の全重量を負の喪失浮力とし非損傷時の水線までのタンク内の海水の重量を正の喪失浮力として浮力喪失法式により求める。これら 2 つの量の代數和は負の喪失浮力を與えるかもしれぬ。損傷時に液體流出を伴ふようなより一般的な上述のもの變形の損傷は高い翼水油艙があつてそれが滿載され Cross Connect されないようなときその翼水油艙が損傷を受けた場合におこる。この状態がタンク間の貨物艙をふくむ浸水と組合された場合における 1 例が必要な計算とともに附録 4 に與えられている。參考論文 (1) は

静復原力曲線の 1 つの經驗式を與えている。

$$GZ = GM \sin \theta + K \frac{BM}{100} \dots \dots \dots (2)$$

これは普通型船にて舷側線が没水するかまたは 30° 傾斜するまでの範圍内では十分正確であると考えられる。この式は一般には横傾斜が許容される損傷の場合の最終的に要求せられる GM を決定するために横傾斜を制限するために用いられる。參考論文 (1) および (3) は横傾斜を制限するために最終的に要求せられる GM の決定方法の算出過程を詳細に延べている。この過程は附録 1 および 2 に示された方法にも含まれている。式 (2) における形狀による復原挺 $K \frac{BM}{100}$ は既知の BM の値および種々の横傾斜角に對して論文 (1) にて與えられた K 係數を基として算出される。もし船のクロスカーブが使用しうるときには、この船に對する K の値は次の如き方法で計算しうる。與えられた排水重 (および吃水, KM, BM) に對して $KG = KM$ と假定する。この基礎の上にて考へた假定により任意の角度において形狀による復原挺の値を與える復原挺曲線を描きうる。この復原挺と $K \frac{BM}{100}$ を等置すれば種々の吃水において任意の傾斜角に對する K の値を算出しうる。復原挺の計算は普通中位の角度においては非常に正確ではなくこれらの値はトリムの影響を反影しないという事實によつて多少悪くなる。トリムを含める計算を行うとすればそれは全く手の込んだものとなるであらう。論文 (1) で與えられる K 係數と關聯する近似の配合をしらべるためにいろいろな模型船とその種々のトリム状態に對するこれらの係數の實驗的決定が Taylor Model Basin にて Coast Guard のために行われて來た。このために用いられた模型は特に船型の一つの範圍にまたがることを意圖して L.W.L. の上下にわたり瘠型 U から肥型 V まで用いられた。これらの模型の船型に關する適當な資料は第 1 表に表示されている。全模型船に對して $C_{\square} = 0.967$ としてタンパルホームなき舷側の垂直な中央横截面を有することに注意すべきである。これらの模型の船型は 29 圖より 34 圖までに示されている。實驗過程は次の通り。

1. 各模型は 4 つの異なる吃水に對してまた各吃水において 4 つの異なるトリムに對して實驗された。
2. 各模型に對して各初期吃水およびトリムにおいて初期 GM が決定された。各模型の正面線圖は模型寸法表に對してチェックされ幾何學的性質は修正された正面線圖により求められた。
3. 各初期状態から各模型はおこりうる最も廣い傾斜範圍にわたつて傾けられた。傾斜は舷側が没水するまで



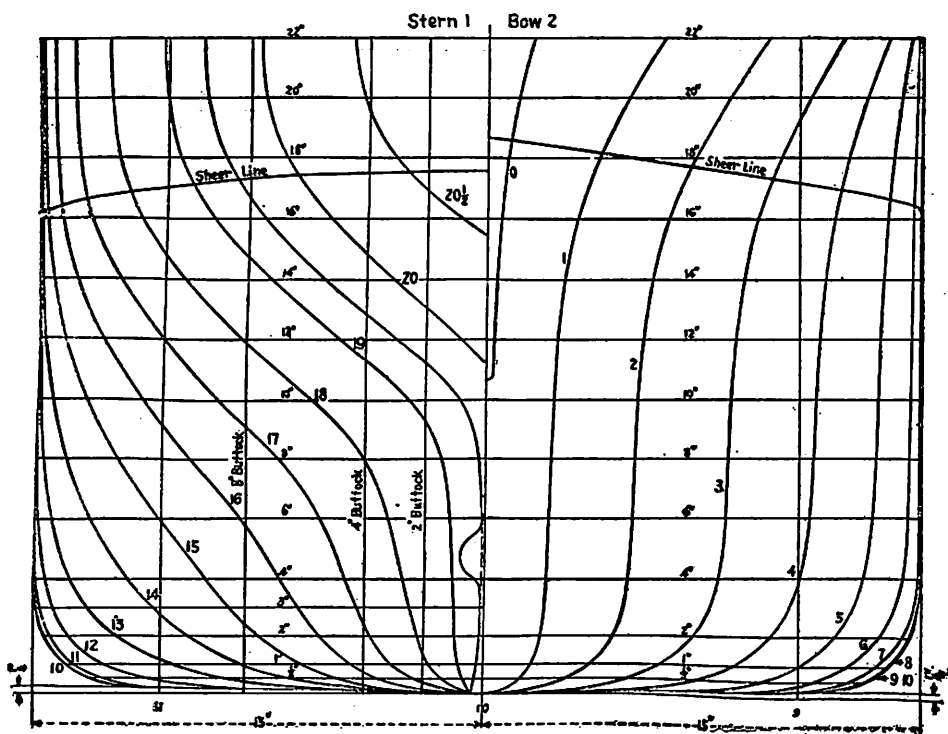


FIG. 31.—MODEL 3923

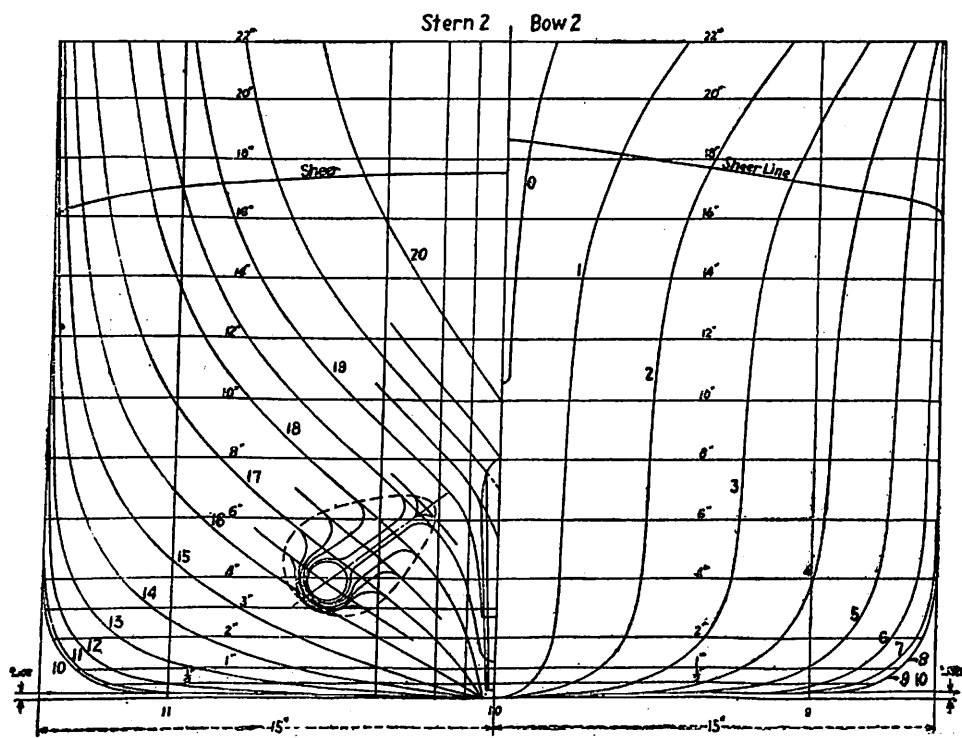


FIG. 32.—MODEL 3924

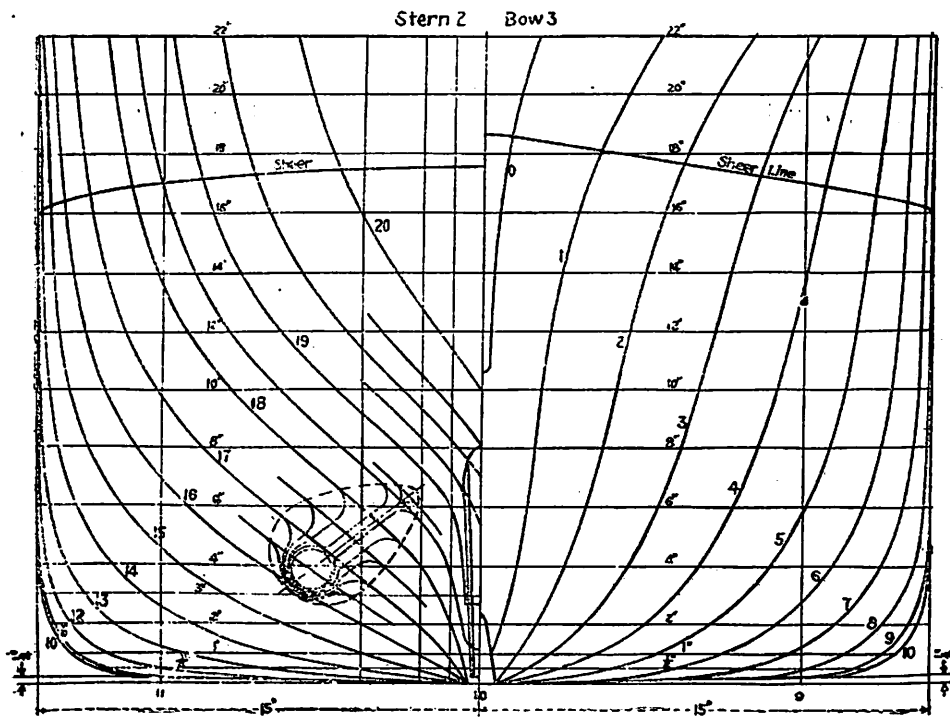


FIG. 33.—MODEL 3925

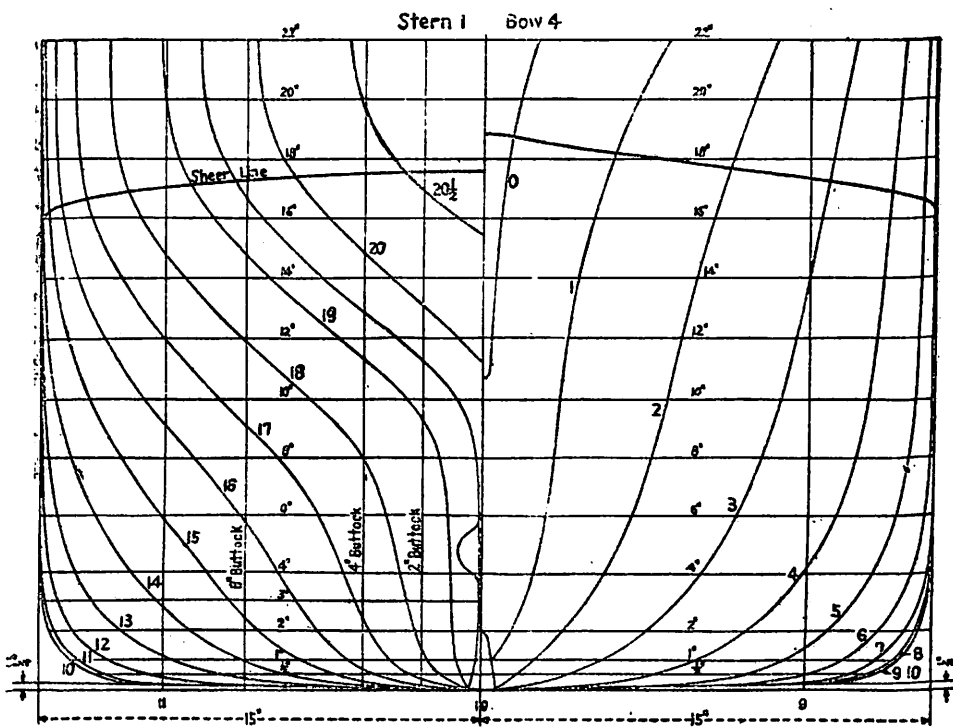


FIG. 34.—MODEL 3926

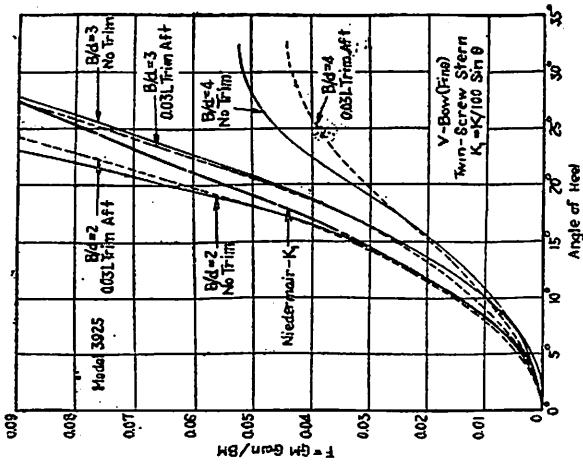


FIG. 36

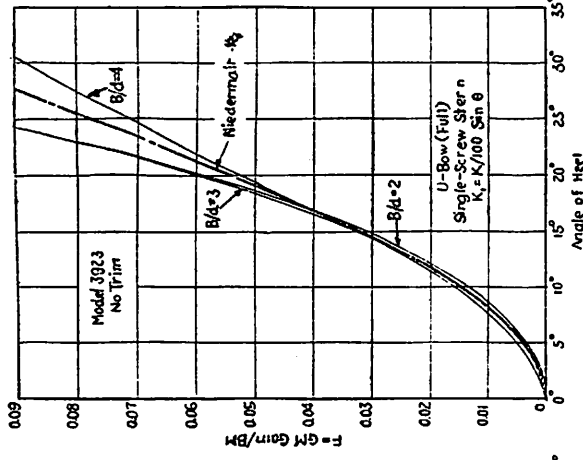


FIG. 37

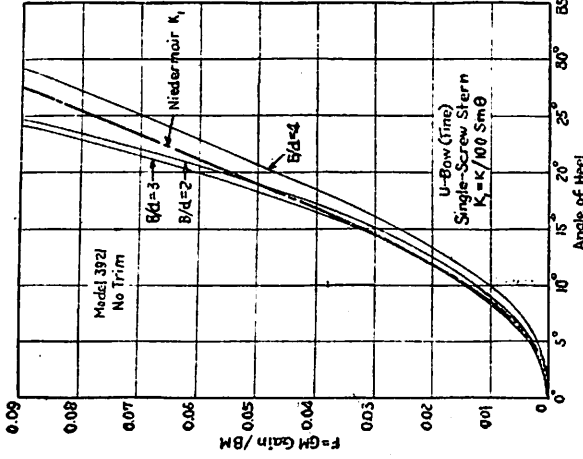


FIG. 35

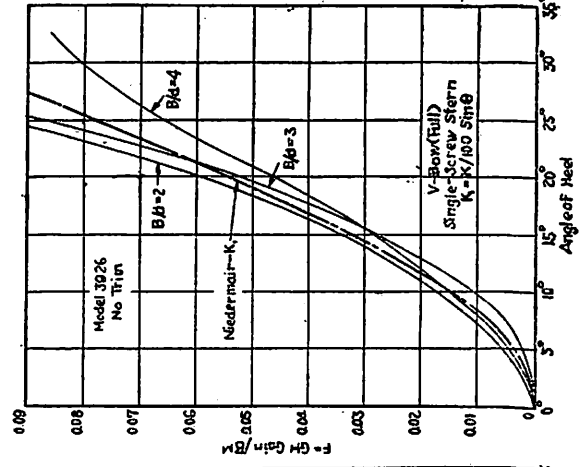


FIG. 40

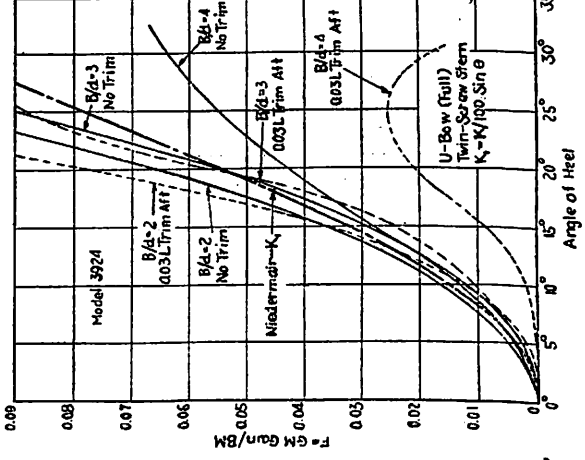


FIG. 38

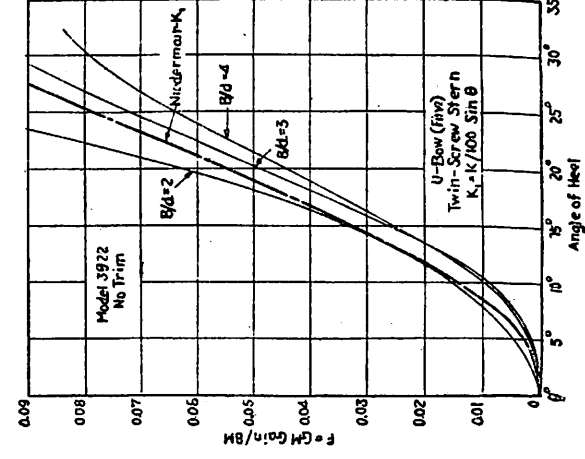


FIG. 39

行われたけれどもここに掲載する資料は舷側が没水しないような傾斜に對するものである。

4. 各傾斜段階において模型に働かせた傾斜力率Mおよびそれによる傾斜角θの2つの係数が計測せられた。各状態に對して

模型の排水量 Δ

初期 GM
傾斜力率 M
傾斜角 θ

型狀による GM を計算することが出来る。

$$GM \text{ Gain} = \frac{M}{\Delta \sin \theta} - GM \text{ Initial}$$

5. 實驗資料から 横に點を置くことにより各模型に對してトリムなしの状態で3つの B/d の比に對する GM Gain, BM の比は計算され 35 圖より 40 圖までに圖示されている。船型の兩極端のものに對する 38, 9 圖は 0.03L 船尾トリムの影響をも示す。これらの圖表は考えられた範圍の船型では、15° 傾斜以内で普通の B/d の場合には船型による傾斜により得ることが出来る GM に入り込むトリムの影響は必ずしも重大ではないことを示す。

6. 係數Kを變形した $K/100 \sin \theta$ なる係數の曲線が各圖中に示されている。比較してみると條約で許容された 15° 傾斜以内では論文 (1) に與えられた K 係數は船

型による傾斜により得ることが出来る GM を決定するために用いられることがわかる。實驗結果に對する (15° における) 誤差の限界は一般に傾斜角 3° より小さいということに注意すべきである。この誤差の限界は多分中位の傾斜角における復原曲線の普通の計算における精度から來る誤差より小さいであろう。それ故こういう状態の下における K 係數の使用は普通船型の船に對する直接計算より望ましいように思われる。C_W, タンブルホーム等の變化を含む他の船型を用いさらに實驗を進めることが考えられており結果がよければ後日報告されるであろう。

第1表 Stability Model Summary
Model Data: Length, 216 inches; beam, 30 inches
C_W (at 10-inch draft), 0.967.

Model	Bow		Stern		Cp	PMB
	No.	Type	No.	Screws		
3921	1	Fine U	1	1	0.633	None
3922	1	Fine U	2	2	0.615	None
3923	2	Full U	1	1	0.655	7%
3924	2	Full U	2	2	0.665	7%
3925	3	Fine U	2	2	0.612	None
3926	4	Full V	1	1	0.652	7%

天然社・新刊

船用品便覽

監修 運輸技術研究所船舶機裝部 編集 天然社
B5.8ポ二段組 220頁 クロス装函入 定價 500圓 千50

法定備品, JIS 制定品をはじめ、重要な船用品を廣範圍に網羅して、各部門別に懇切な解説と技術的データを収録し、あわせて主要業者の製品の特徴を個別に掲げる。すべて權威ある監修者の嚴密なる監修によつて編集せる本書は、題名のごとく名實ともにわが國唯一の船用品の便覽であり、ひろくメーカー、需要者および関連業界の必携の書である。

- 内 容
- 1 總説——船用品の定義、船用品關係法規、船用品の検査試験、船用品 JIS と船用品試験規定、船用品の變遷
 - 2 救命器具——種類、浮力材料、救命艇、救命艇用備品、救命筏・救命浮器・簡易浮器、救命浮環、救命胴衣・救命筏、救命索發射器
 - 3 消防設備および器具——概説、消火器、消火設備、火災警報裝置、消防器具、防熱材、耐火材
 - 4 船燈および信號燈——概説、海上衝突預防法、船燈の設備、船燈の性能および構造、燈窓ガラスおよび燈罩、船燈用電球、隔板、外7項目
 - 5 信號器具——概説、信號器具に對する設備要求、避難信號の種類、號鐘およびドラム、汽笛および氣角外9項目
 - 6 艙口覆布、艙口覆板、艙口、覆蓋

- 7 舷窓類——舷窓、角窓、旋回窓、防風窓
- 8 錨、鎖、索
- 9 艙裝金物——索具類に關する艙裝金物、醫留設備に關する艙裝金物、居住設備に關する艙裝金物
- 10 船用塗料——一般塗料、船底塗料、特殊塗料、色の表示方向
- 11 船用計器——總説、羅針儀、自動操舵裝置、測定儀、測深儀、外10項目
- 12 通信機器——船内通信および信號設備、船内電話、無電池式電話、レーダー、ローラン受信機、外6項目
- 13 照明配線器具類——耐振電球、電球用ソケット、燈具、ベル・ブザー外8項目
- 14 附表、運輸省型式承認一覽表、船舶用 JIS 制定一覽表、外名簿等

東京都文京區向ヶ岡園生町三 天然社 振替東京 79562 番

昭和30年度計畫(第11次)新造船建造希望申込一覽表

30.8.5. 運輸省 船舶局 造船課

造船所	船主	用途	船級	船型	G. T.	D. W.	主機			速力(節)			工事期間						
							型式	噸數	馬力	燃料	公試	滿載	最大	進水	竣工				
函館	東洋汽船	貨	NK	三島橋(長船橋)型	7,000	10,500	D	三井 B&W 652V TBF 115	150 有	214	4,900 重油	16.25	14.40	85	31 31	4.7末	7末	10.0	
																			船首樓付平甲板型
石川島	協立汽船	貨	NK	船尾機關 遮浪甲板型	7,700	13,700	D	三井 B&W 662V TBF 115	150	185	4,900	16.50	14.40	13.30	84.6	30 31	3. 5.	8.0	
																			船尾機關 遮浪甲板型
鶴見	日産汽船	貨	NK	ワエルデッキ 船尾機關	9,900	15,200	D	日立 B&W 674V TBF 160	115	185	4,900	16.25	14.25	13.25	84.6	30 31	3. 5.	5.0	
																			船尾機關 船首樓付平甲板型
管	浦洋汽船	貨	NK	ワエルデッキ 船尾機關	9,900	15,200	D	日立 B&W 674V TBF 160	115 ナシ	330	5,530	15.75	14.25	13.00	85	31 31	2.末	6.末	8.0
三菱日本	三菱海運	貨	NK	平甲板型	8,300	11,600	D	横濱 MAN K7Z 78/140C	128 ナシ	256.06	4,950	16.25	14.60	13.50	85	30 31	1.末	5.末	7.8
横濱	日本郵船	貨	NK	長船尾樓型	9,400	11,100	D	横濱 MAN K9Z 70/120LA	118 有	419.1	8,500	15.80	14.75	12.上	3. 5.	7.下	8.0		
																		長船尾樓型	120
浦賀	東海運	貨	NK	船首樓付平甲板型	7,550	11,030	D	浦賀 SULUZER 7SD 72	128 ナシ	335	5,000	16.50	16.25	13.10	12.中	3. 5.	7.5		
																		船首樓付平甲板型	128
名古屋	山下汽船	貨	NK	平甲板型	7,700	11,150	D	浦賀 SULUZER 7SD 72	128	335	5,000	16.50	16.25	13.10	12.上	3. 5.	7.5		
																		平甲板型	128
日立	八島汽船	貨	NK	船首樓付平甲板型	7,600	11,150	D	浦賀 SULUZER 8SD 72	128	400	6,000	17.25	15.25	14.25	11.上	3. 5.	7.5		
																		船首樓付平甲板型	135 有
櫻島	山下汽船	貨	NK	平甲板型	8,750	12,550	D	日立 B&W 562V TBF 140	115	265	6,250	17.00	15.50	14.40	84.8	30 31	2.末	5.末	8.5
日	興運汽船	貨	NK	平甲板型	7,700	11,150	D	浦賀 SULUZER 7SD 72	128	335	5,000	16.50	16.25	13.10	12.上	3. 5.	7.5		
																		平甲板型	128
島	山下汽船	貨	NK	船首樓付平甲板型	7,700	11,150	D	浦賀 SULUZER 7SD 72	128	335	5,000	16.50	16.25	13.10	12.上	3. 5.	7.5		
																		船首樓付平甲板型	128
日	正汽船	貨	NK	平甲板型	7,700	11,150	D	浦賀 SULUZER 7SD 72	128	335	5,000	16.50	16.25	13.10	12.上	3. 5.	7.5		
																		平甲板型	128

造船所	船主	用途	船級	船型	G. T.	D. W.	主 機				速 力 (節)			工 事 期 間									
							類 型	式 樣	迴 轉 數	過 給 機	機 關 重 量	馬 力	燃 料	公 試	連 續 最 大	滿 載 航 海	馬 力 比	起 工	進 水	竣 工	工 期 (月)		
日 立	甲南汽船	貨	NK	船首樓付平甲板型	7,600	11,150	D	日立 B&W 562V TBF 140	140	135	有	210(鎊)	4,500	重油	15.75	14.25	13.10	85	30	31	31	9.0	
	大洋海運	"	"	"	"	"	"	同上 652V TBF 140	140	135	"	255(鎊)	5,400	"	16.50	15.00	14.00	"	30	31	31	8.0	
	森田汽船	油	"	三 島 型	21,000	33,500	T	日立製作所 同上 662V TBF 140	140	—	—	141	15,000	"	17.00	17.00	15.85	90	30	31	31	11.0	
	新日本汽船	貨	"	船首樓付平甲板型	8,750	12,550	D	日立 B&W 574V TBF 160	160	115	有	265	6,250	"	17.00	15.50	14.40	84.8	30	31	31	8.0	
島 立	"	"	NK	"	6,650	9,350	"	同上 662V TBF 140	140	135	"	255(鎊)	5,400	"	16.75	15.25	14.20	85	30	31	31	8.0	
	日本油槽	油	NK	三 島 型	21,000	33,550	"	同上 1074V TBF 160	160	115	"	475	12,500	"	15.75	15.75	14.40	84.8	30	31	31	11.0	
	船	"	NK	"	13,120	20,750	"	同上 774V TBF 160	160	115	"	363	8,750	"	15.90	15.90	14.80	85	30	31	31	11.0	
	日本興業	貨	NK	"	4,950	7,450	"	同上 750VF 90	90	200	ナシ	144(鎊)	2,870	"	13.75	13.00	12.10	"	30	31	31	9.0	
名 村	明治海運	"	NK	船首樓付平甲板型	7,600	11,150	"	同上 562V TBF 140	140	135	有	210(鎊)	4,500	"	14.75	14.25	13.10	"	"	"	"	8.0	
	中央汽船	"	NK	尾樓甲板型	8,600	12,410	"	三井 B&W 662V TBF 115	115	144	"	193	4,700	"	15.50	14.20	13.10	"	30	31	31	9.5	
	廣海汽船	"	NK	船首樓付長船尾樓甲板型	4,950	7,353	"	川崎 MAN G7Z 52/90	90	170	ナシ	120	3,300	"	15.30	13.70	12.70	"	30	31	31	7.5	
	佐野安	"	"	平 甲 板 型	7,750	11,350	"	浦賀 SULUZER 7SD 72	72	125	ナシ	335	4,900	"	16.20	14.50	13.40	"	30	31	31	9.0	
大 阪	日下部汽船	貨	NK	遮浪甲板型	6,500	10,550	"	三井 B&W 662V TBF 115	115	14	有	196	4,700	"	16.25	14.30	13.20	"	30	31	31	6.0	
	船	LR	船尾機關	6,950	10,500	"	浦賀 SULUZER 6SD 72	72	150	ナシ	281	4,600	"	16.00	14.50	13.50	"	30	31	31	9.5		
	旭海運	"	NK	船首樓付平甲板型	7,900	11,003	"	同上 7SD 72	72	128	"	335	5,000	"	16.00	14.25	13.25	"	30	31	31	8.0	
	飯野海運	"	"	"	"	"	同上 6SD 72	72	128	"	335	4,990	"	15.90	14.10	13.25	"	30	31	31	10.0		
川 崎	川崎汽船	①	"	平 甲 板 型	8,150	10,953	"	川崎 MAN K6V 45/66mHA	66	250	有	76×2 =152 (1×560) (SHIP)	2,800	"	16.80	15.10	14.10	"	30	30	31	3.末	7.0
	"	②	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	3.末	8.0
	"	③	"	"	8,110	11,000	"	川崎 MAN K5Z 70/120A	120	128	"	220	4,300	"	15.70	14.20	13.10	"	30	31	31	6.末	7.0
	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	3.上	6.末

造船所	船主	用途	船殼	船型	G. T.	D. W.	主		機		速力 (節)			工事期間			工期 (月)		
							類	型式仕様	總轉數	總重	馬力	燃料	公試	連續最大	滿載	馬力比		起工	進水
川崎	日之出汽船	貨	NK	四甲板型船尾機關	8,400	11,500	D	川崎 MAN K5Z 70/120A	130 有	220	4,400	重油	15.50	14.00	13.00	85	30 11.上	31 5.末	7.0
					8,100	10,930	"	同上 K5Z 70/120A	128 "	220	4,300	"	15.70	14.20	13.10	"	30 12.下	31 7.末	7.0
新三菱	澤山汽船	貨	NK	船首樓付平甲板型	6,490	9,360	"	三菱製船 K5SD 72	130 ナシ	242	3,750	"	15.75	13.25	12.25	"	31 1.中	31 6.中	5.0
					8,720	11,500	"	同上 9R SD 76	117 "	570.8	8,500	"	19.30	17.50	16.20	"	30 9.中	31 3.末	6.5
					9,180	11,600	"	同上 10R SD 76	117 "	610.8	9,500	"	19.50	17.70	16.40	"	30 11.初	31 4.末	6.0
播磨	三光汽船	貨	NK	"	7,200	10,600	"	播磨 SULUZER 7SD 72	125 ナシ	335	4,900	"	16.75	14.90	13.80	"	30 9.下	31 6.末	9.0
					8,400	11,000	"	同上 横濱 MAN K6Z 70/120C	128 有	240	6,000	"	17.00	15.10	14.00	"	30 9.中	31 6.下	9.5
三井	松岡汽船	貨	NK	長船首樓付平甲板型	7,600	10,500	D	三井 B&W 652V TBF 115	150 有	175	4,900	"	16.00	14.30	13.30	85	30 11.上	31 5.末	7.0
					7,850	11,000	"	同上 762V TBF 115	150 "	215	5,750	"	16.50	14.80	13.80	"	"	"	"
三井	板谷商船	貨	NK	"	7,600	10,500	"	同上 652V TBF 115	150 "	175	4,900	"	16.00	14.30	13.30	"	"	"	"
					7,200 (9,500)	10,600 (10,930)	"	同上 97+V TBF 160	115 "	450	11,250	"	20.50	18.50	17.25	"	30 10.上	31 4.末	"
吳造船	平洋海運	貨	NK	船首樓付平甲板型	7,550	11,300	"	三菱長崎 6UEC 65/125	125 "	200	5,100	"	16.25	14.50	13.50	"	30 9.下	31 4.末	7.0
					7,900	12,000	"	同上 7UEC 65/125	130 "	230	6,000	"	17.50	15.75	14.50	"	30 9.下	31 6.中	8.5
長崎	東邦海運	貨	NK	"	7,550	11,300	"	同上 6UEC 65/125	125 "	200	5,100	"	16.25	14.50	13.50	"	31 1.10	31 7.15	6.0
					9,200	11,600	"	同上 6UEC 75/150	122 "	390	8,500	"	19.00	17.30	16.10	"	30 9.下	31 6.中	8.5
三菱	日本海汽船	貨	NK	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
					"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"

造船所	船主	用途	船級	船型	G. T.	D. W.	主 機				速 力 (節)			工 事 期 間				
							廻轉過給機	機器重量	馬力	燃料	公試	最大	満載	海	起工	進水	竣工	工期 (月)
			類	型式	仕 樣	數	有	噸	噸	噸	噸	噸	噸	噸	噸	噸	噸	
三菱	中野汽船	貨	NK	平甲板型	7,550	11,300	三菱長崎 6UEC 65/125	125	200	5,100	16.25	14.50	13.50	85	31	31	31	6.3
	日本郵船	船	NK	"	9,250	11,000	"	120	545	12,000	20.25	19.00	17.80	15	30	31	31	8.0
	"	"	"	"	8,400	11,000	"	130	230	6,000	16.75	15.10	14.00	"	30	31	31	10.0
長崎	日東商船	油	NK	三島型	20,300	52,850	9UEC 75/125	123	567.5	12,000	—	16.00	14.75	"	30	31	31	11.0
	第一商船	貨	NK	"	6,783	9,920	川南 6KK 74/125	135	—	4,500	16.60	14.60	13.40	"	30	31	31	7.0

項 目	隻 數	G. T.	D. W.	契約船價 (千圓)	財政資金要求額 (千圓)	¥/G. T. (千圓)	¥/D. W. (千圓)
貨物船	58	451,845	639,250	48,299,000	38,610,880	106,892	75,555
油槽船	7	122,120	194,420	9,613,000	7,650,400	78,717	49,444
合 計	65	573,965	833,670	57,912,000	46,301,280	100,898	69,466

項 目	船 級						船 型						
	NK のみ	NK, LR	NK, AB	三島型	平甲板型	遮浪甲板型	船尾機關 ウエルデッキ	長船尾型					
貨物船	34	254,995	18	148,050	6	48,800	4	359,170	5	35,800	4	33,150	—
油槽船	2	42,000	3	46,500	2	33,620	6	109,120	—	—	—	—	1
合 計	36	296,995	21	194,550	8	82,420	10	132,845	45	359,170	5	35,800	4

項 目	主 機						速 力 (節)					
	デーゼル	タービン	16 以上	15 以上	14 以上	14 未滿	定 期	不 定 期				
貨物船	58	451,845	—	93,570	15	123,350	32	234,925	17	141,020	41	310,815
油槽船	5	80,620	2	41,500	2	67,420	—	—	—	—	(7)	(122,120)
合 計	63	532,465	2	41,500	2	190,770	32	234,925	17	141,020	41	310,825

(M. S. 93×M.P. 81, M. S. 94×M. S. 82)

— 競走用モーター・ボートに関する抵抗試験 (乗員の体重の差による抵抗変化、艇底にフラップを付した場合の影響) —

本誌6月號(第23卷,第6號)水槽試験資料53に競走用モーター・ボートの重心位置が抵抗におよぼす影響に関する資料を掲載したが、今回はこれに引続き実施された2種の試験結果を紹介する。M.S. 90は資料53中にも述べたごとく、現行モーター・ボート・レースに使用されているB級ヘドロプレーンに對應する木製模型艇で、全長59.7cm、實艇に對する縮率は1/4.47である。主要寸法及び形狀を第1表および第1圖に再掲する。

1) 乗員の體重の差による抵抗変化 前回の試験では、乗員の體重を48.4kgと假定して、全備重量132.8kg(實艇の場合、模型では1.48kg)の數字が決定されたが、乗員の體重が更に大きい場合を考慮して、乗員の體重が58.4kgの場合および68.4kgの場合の2種が追加された。重心位置は前回の資料中で述べた後方(選手

が體を伏せて出来るだけ重心を後方に移した状態で、トップ・スピードで航走中の姿勢に對應する位置)の状態で比較された。3種の状態に對する模型艇の排水量はそれぞれ1.48kg, 1.59kg および1.70kgで、測定された模型艇の抵抗値は第2圖に示す。排水量の増加による抵抗増加は殆んど全速度範囲に亘つて明かに表われている。

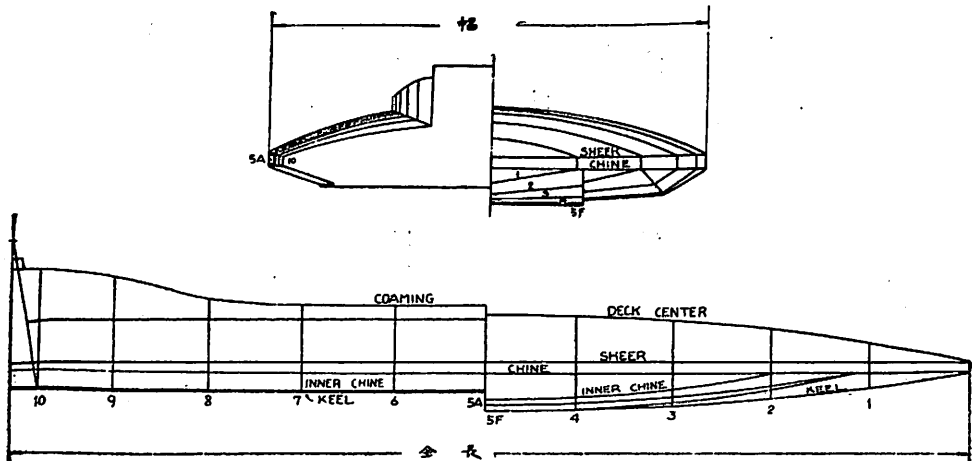
2) 艇底にフラップを付した場合の影響 滑走艇の抵抗は滑走中の艇の姿勢と密接な關係があり、またかかる高速艇では艇の姿勢は艇底に航空機翼のフラップの如き簡単な傾斜板を付けることにより容易に變化せしめ得る。このような傾斜板を假りにフラップと名づけたが、M.S. 90にこのフラップを付した場合の効果についての試験が實施された。

フラップの取付け位置としては、艇の後端と中央ステップの位置との2種が考えられるが、豫備試験の結果艇後端に附することが最も有効なことが確認されたので、この位置についてフラップの形狀を變化した場合の抵抗變化が調査された。フラップの取付け位置および寸法は第3圖に示す。艇の後端には船外機を取り付けるための切り欠きがあるから、フラップは左右2個(圖のNo. 1, No. 2)に分割された。F-1ないしF-3は巾 b_1 を一定(約15mm)

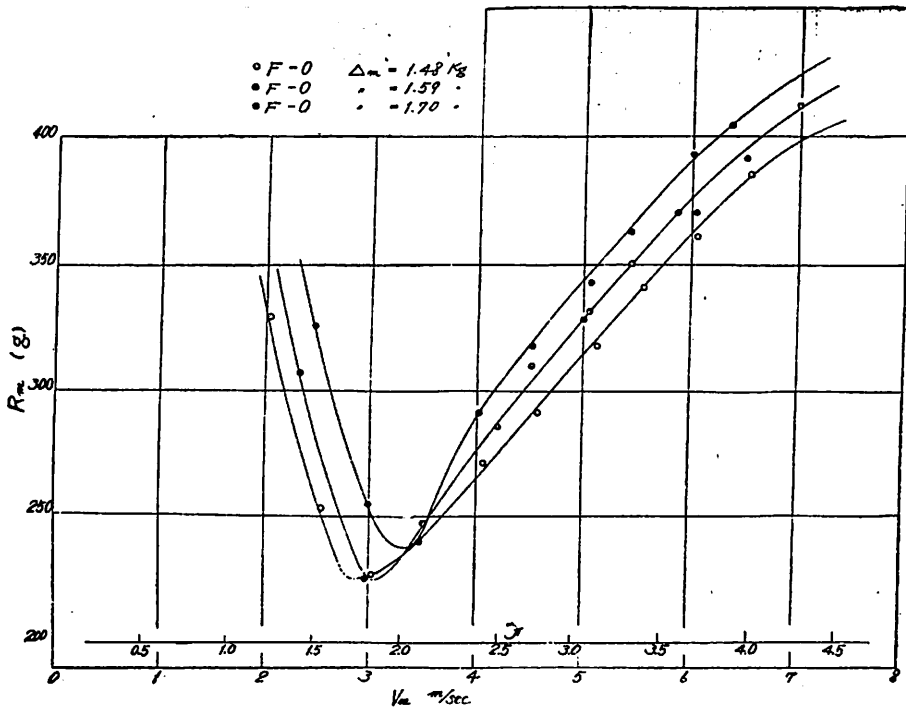
第 1 表

全 長 (L)	267 cm (59.7 cm)
幅 (B)	122 cm (27.3 cm)
排 水 量 (d)	132.8 kg (1.48 kg)

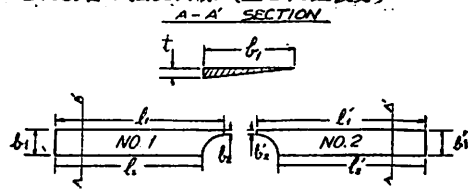
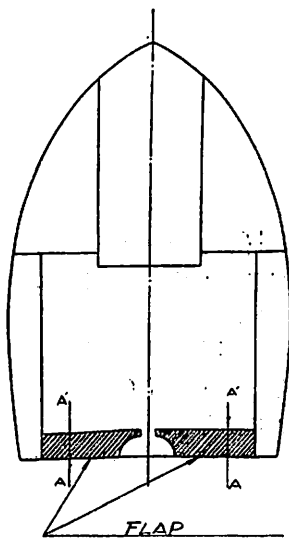
備考: () 内數字は模型船に對するものを示す。
排水量は機關および乗員の重量を含む



第1圖 M.S. 90 正面線圖および側面圖



第2図 排水量を變化した場合の抵抗曲線 (重心位置後方)



		F-1	F-2	F-3	F-4	F-5
NO1	l_1	96.3	96.3	96.5	90.4	96.5
	l_2	23.8	25.0	25.0	22.0	25.1
	b_1	16.2	15.1	15.2	11.3	22.5
	b_2	3.4	3.7	3.5	0	10.5
	t	1.0	1.5	1.9	1.5	1.5
NO2	l_1	96.3	96.4	96.5	90.3	96.5
	l_2	23.9	25.0	25.5	22.0	25.0
	b_1	15.2	16.2	16.1	11.3	22.5
	b_2	3.5	3.7	3.5	0	10.7
	t	1.0	1.5	1.9	1.5	1.5

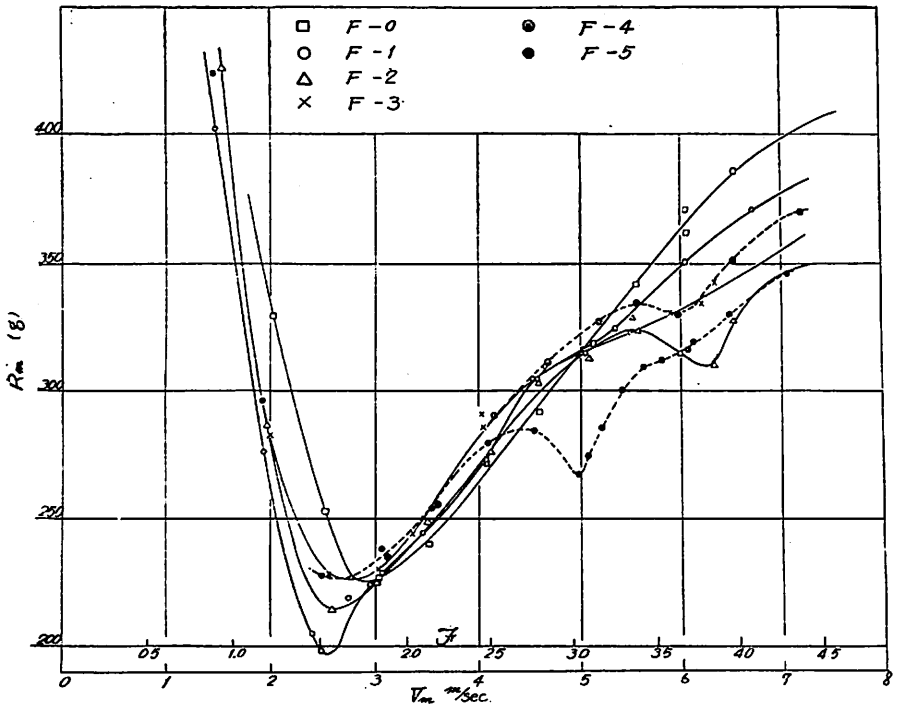
UNIT: mm

第3図 フラップの位置および寸法

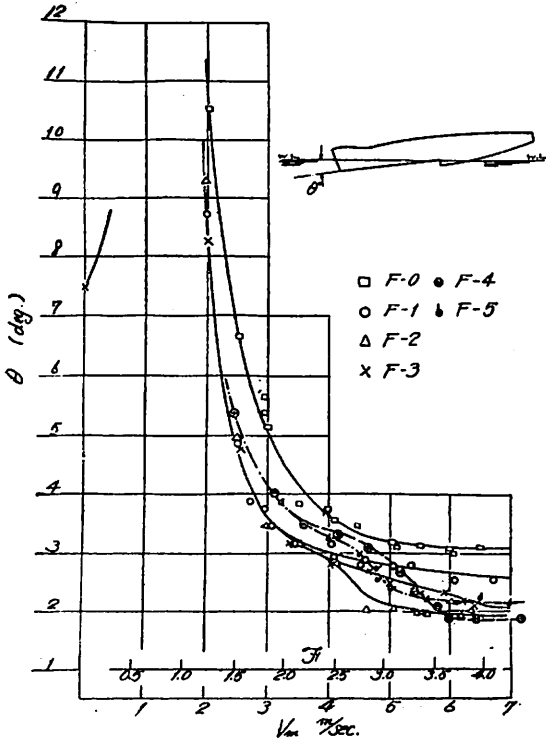
として後端の厚さ t を變化した場合、F-4 および F-5 は t を一定 (1.5 mm) として b_1 を變化した場合である。なお取り付けられたフラップの實測寸法は計量値より若干相異しておつたので、第3圖中には No. 1, No. 2 の兩者についての實測値を記入しておいた。

試験結果は第4圖 (模型艇の抵抗) および第5圖 (航行中の艇のトリム角) に示す。圖中の F-0 はフラップ

なしの場合で、重心位置は (1) の場合と同様すべて後方の状態である。圖に見る如く高速の部分ではフラップの効果が見事に表われており、またフラップの形状により抵抗曲線に大きな谷を生ずる等興味ある現象が見られる。なお航行中の艇のトリム角はフラップ付きの場合が常に小である。



第4圖 フラップを附した場合の抵抗曲線



第5圖 フラップを附した場合のトリム角曲線 (重心位置後方)

「船舶」の購読

「船舶」は買切制ですから前もつて書店に予約購読を御申込みおき下さい。なお、直接弊社へ前金

1年 1,500 圓 (送料共)

半年 800 圓 (")

お拂込みによる 月極購読の場合は、増頁その他の特價の場合にも差額は頂戴いたしません。

船舶合本

第26巻

昭和28年分 (12冊)
價1,800 圓 (送80 圓)

第27巻

昭和29年分 (12冊)
價2,000 圓 (送80 圓)
クロス装 上製

鋼船建造狀況月報(30年7月)

運輸省船舶局造船課

(イ) 起工船

(昭和30年7月中に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	總屯數	主	機	用途	起工年月日
名村造船	295	日本郵船	船	4,400	D	3,300	貨	30.7.11
佐野安船渠	125	大洋海運	産業	1,595	〃	1,200	〃	30.7.24
金指造船		寶幸水産	産	380	〃	650	漁(鯖)	30.7.8
浦賀船渠	680	トルコ	向	13,500	T	9,000	〃(油)	30.7.12
三菱,長崎	1458	パナマ	向	21,000	〃	15,000	輸(〃)	30.7.21
〃廣島	123	リベリヤ	向	7,800	〃	6,400	〃(貨)	30.7.7
〃〃	124	〃	〃	〃	〃	〃	〃(〃)	30.7.23
日立,櫻島	3755	パナマ	向	7,200	D	6,250	〃(〃)	30.7.20
鋼管,鶴見	717	リベリヤ	向	11,300	T	12,000	〃(鑽石)	30.7.6
日立,向島	3760	ソ連	向	330	D	500	〃(漁)	30.7.12
〃	3756	〃	〃	190	R	500	〃(曳)	30.7.12
〃	3757	〃	〃	〃	〃	〃	〃(〃)	〃
名村造船	289~293	パキスタン	向	250×5隻	—	—	〃(舩)	30.7.15
N. B. C. 吳	—	リベリヤ	向	300	—	—	〃(舩)	30.7.20

他21隻(100トン未満)1,369總噸

合計 39隻 78,664總屯

(ロ) 進水船(一般船舶)

(昭和30年7月末迄に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	總屯數	船主	主	機	用途	進水年月日
來島船渠	—	第一伊勢丸	440	堀江海運	D	450	貨	30.7.5
名村造船	281	第十二大源丸	990	名村汽船	〃	550	〃	〃
佐野安船渠	123	成豊丸	1,595	協成汽造	〃	1,300	〃	30.7.24
瀬戸田造船	66	第三島田丸	410	島田海運	〃	320	〃	30.7.21
福崎船渠	51	第二新榮丸	120	原敦一	H	200	〃	30.7.15
三菱,廣島	122	あき丸	370	阿波國共同	D	550	客(貨客)	30.7.24
〃下關	503	高千穂丸	1080	照國海運	〃	2,100	〃(〃)	30.7.8
佐野安船渠	124	おれんじ丸	105	播淡連絡汽船	〃	310	〃(〃)	30.7.30
浦賀船渠	686	空知丸	6,000	國有鐵道	〃	2,800×2	鐵連	30.7.4
新三菱	866	檜山丸	〃	〃	〃	〃	〃	30.7.8
林兼造船	853	第十六關丸	650	大洋漁業	〃	3,000	漁(捕鯨)	30.7.20
日立,向島	3772	第十二興南丸	740	日本水産	〃	3,230	〃(〃)	30.7.8
鋼管,清水	118	白髭丸	260	山口一	〃	550	〃(鯖)	30.7.30
大阪造船	115	第十二信寶丸	350	山喜遠洋漁業	〃	700	〃(〃)	30.7.26
金指造船	205	第七清勝丸	380	用宗遠洋漁業	〃	650	〃(〃)	30.7.5
〃	208	第八清勝丸	380	〃	〃	650	漁(鯖)	〃
深堀造船	27	第十七惠美須丸	85	岩切水産	〃	270	〃(底曳)	3.7.11
〃	28	第十八〃	〃	〃	〃	〃	〃(〃)	〃
石川島重工	739	—	645	運輸省四港建	〃	400×2	〃(浚)	30.7.12
關西造船	6	—	120	ニッケル,エンドライオンズ(株)	—	—	〃(舩)	30.7.8
渡邊製鋼	131	—	130	若松築港	—	—	〃(浚)	30.7.4

函館ドック	225	—	120	北海道開発局	—	—	〃 (土運)	30. 7. 21
〃	226	—	〃	〃	—	—	〃 (〃)	30. 7. 20
日立櫻島	3751	バルバクリスト	7,000	パナマ向	D	6,250	輸 (貨)	30. 7. 9
川崎重工	939	ウエスト・ブリーズ	3,600	香港向	〃	2,400	〃 (〃)	30. 7. 22
鋼管鶴見	714	ロコスV	21,500	リベリヤ向	T	17,500	〃 (油)	30. 7. 4
N. B. C. 吳	35	シンクレア ベトロローア	32,000	〃	〃	12,500	〃 (油兼鑽石)	30. 7. 30
名村造船	284~5	—	250×2隻	パキスタン向	—	—	〃 (艀)	30. 7. 6
〃	286~7	—	〃	〃	—	—	〃 (〃)	30. 7. 7
〃	288	—	250	〃	—	—	〃 (〃)	30. 7. 23
大阪造船	104~6	—	22×8隻	タイ向	D	各 200	〃 (曳)	30. 7. 16
〃	107~8	—	14×2隻	〃	〃	〃 100	〃 (〃)	〃
〃	109~13	—	14×5隻	〃	〃	〃 〃	〃 (〃)	30. 7. 7
石川島重工	734~9	—	180	米國海軍	D	165×3	(上陸用舟艇)	30. 6. 5
檜崎造船	214	—	80	留萌開發建設部	—	—	雜 (艀)	30. 5. 30
〃	10	—	100	栗林商會	—	—	〃 (〃)	30. 4. 27
〃	111	—	〃	〃	—	—	〃 (〃)	〃
〃	112	—	〃	〃	—	—	〃 (〃)	〃

他2隻 (50噸未滿) 32總噸

合計 49隻 87,481總噸

進水 (警備船)

造船所	船番	船名	排水屯	注文者	主機	種類	進水年月日
三菱日本重工	800	つがる	1,000	防衛廳	D	1,600×2 補給工作	30. 7. 19
浦賀船渠	671	えりも	600	〃	〃	1,250×2 大型掃海	30. 7. 12

合計 2隻 1,600排水屯

(ハ) 竣工船

(昭和30年7月末迄に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	總屯數	船主	主機	用途	竣工年月日
日立, 因島	3748	木曾丸	8,000	新日本汽船	D	7,500 貨	30. 7. 6
川崎重工	940	日川丸	8,150	川崎汽船日豊海運	〃	5,490 〃	30. 7. 20
三井船舶	593	穂高山丸	7,200	三井船舶	〃	11,250 〃	30. 7. 29
三菱長崎	1,446	關東丸	8,320	澤山汽船	〃	5,250 〃	30. 7. 23
〃 廣島	120	あさか丸	7,750	濱根汽船	〃	〃 〃	30. 7. 20
鋼管清水	〃	日春丸	9,900	日産汽船	〃	5,530 〃	30. 7. 25
石川島重工	737	青雲丸	7,900	岡田商船	〃	6,000 〃	30. 7. 14
尾道造船	31	光晴丸	765	田淵海運	〃	600 〃	30. 7. 25
鋼管清水	123	第三新勢丸	340	山口新八	〃	650 漁 (艀)	30. 7. 30
金指造船	207	第二防長丸	345	山口縣漁業公社	—	〃 (〃)	30. 7. 14
渡邊製鋼	130	—	120	北海道開發局	—	— 雜 (波)	30. 7. 16
〃	131	—	130	若松築港	—	— 〃 (〃)	30. 7. 29
關西造船	6	—	120	ニッケル・エント ライオンズ(株)	—	— 〃 (艀)	30. 7. 8
石川島重工	734~9	—	180	米國海軍	D	165×3 輸上陸用舟艇	30. 6. 28
檜崎造船	110~112	—	100×3隻	栗林商會	—	— 雜 (艀)	30. 5. 5

他9隻 (100噸未滿) 215總噸

合計 26隻 59,735總噸

特許解説 大谷幸太郎

特許願

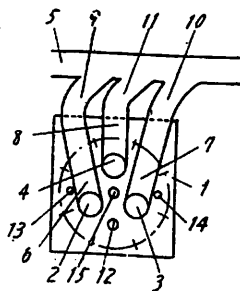
二衝程内燃機関の排気弁装置 (昭和30年特許出願
 公告第4,055号, 発明者・清水葉平, 出願人・三菱造
 船株式会社)

従来気筒の軸心方向に気筒内の排気掃除を行う形式の
 二衝程内燃機関においては排気弁装置として気筒蓋に1
 個, 2個又は4個の排気弁を備えたものである。そして
 排気弁1個の場合はこれを気筒の中心に配置するので燃
 料噴射弁を気筒の中心に置くことができず, 気筒内の燃
 焼に對して不適當であるばかりでなく弁面積を大きくす
 るために弁が大きくなり作動上および取扱上困難を伴う
 缺點があつた。また排気弁2個の場合は燃料噴射弁を気
 筒の中心に配置することはできるが2個の排気弁と中央
 の燃料噴射弁とを結ぶ線上に気筒蓋の脆弱點が生ずるた
 め充分な排気弁の面積が得られない缺點があり, 排気弁
 4個の場合は排気弁の面積を充分大きくとることでは可
 能が排気管に近い排気弁は他の排気弁の排気が通過す
 るため高温に曝され熱應力を増すばかりでなく気筒上に通
 常設けられる起動弁, 安全弁, 指壓弁等の諸弁の配置が
 極めて困難となる缺點があつた。

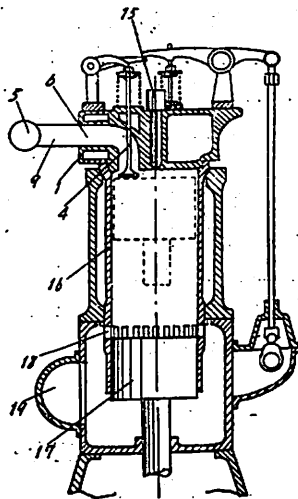
本發明は以上のような缺點をなくし好適な弁配置を得
 ようとするもので, この種の内燃機関において気筒蓋上
 に気筒中心に對し気筒蓋の排気出口から遠い方に2個,
 近い方に1個の排気弁を配置したものである。

図面において1は気筒, 2, 3, 4は気筒蓋の中心から
 ほぼ等距離の位置に設けられた3個の排気弁, 5は各気筒か
 らの排気を集める共通排気管, 6, 7, 8は排気弁2, 3, 4
 からの排気を共通排気管5に排出するため気筒蓋内に穿
 設された排気通路で9, 10, 11はそれぞれ前記排気通路
 の排気出口管, 12は
 起動弁, 13は安全
 弁, 14は指壓器弁,
 15は燃料噴射弁で
 ある。

本發明においては
 上述のように排気弁
 を配置することによ
 り各弁とも熱應力上
 問題のない設計を行



第1圖



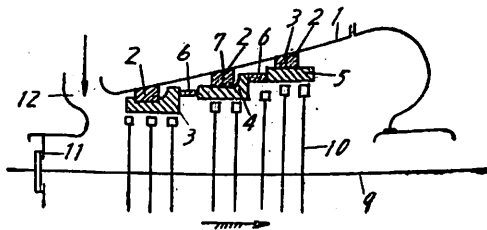
第2圖

うことができるとともに, 各排気通路は圓滑で流通抵抗
 を極めて少なくすることができるから掃除効率を向上し,
 また排気エネルギーの利用率を高めることができる。更
 に本發明においては起動弁, 安全弁, 指壓器弁等を各排
 気弁の中間空所に無理なく配置することができる利點が
 ある。

高壓高温用蒸気タービン (昭和30年特許出願公告
 第4,351号, 発明者・郡司五郎, 加藤正敏 出願人・
 株式会社日立製作所)

従来の蒸気タービンの車室と車軸とは材質を異にし車
 室は外氣に接しているために熱膨脹率が異りその結果運
 轉中に動翼と静翼の接觸を起す虞れがある。

本發明はこのような事故をなくしようとするもので,
 車室本體内に熱膨脹により軸方向に撓動することができ
 る分割内部車室を設けこの内部車室と車軸との熱による
 軸方向の伸びをほぼ均しくすることによつて静翼と動翼
 との相對的位置を常に安全な範圍に在るようにしたもの
 である。

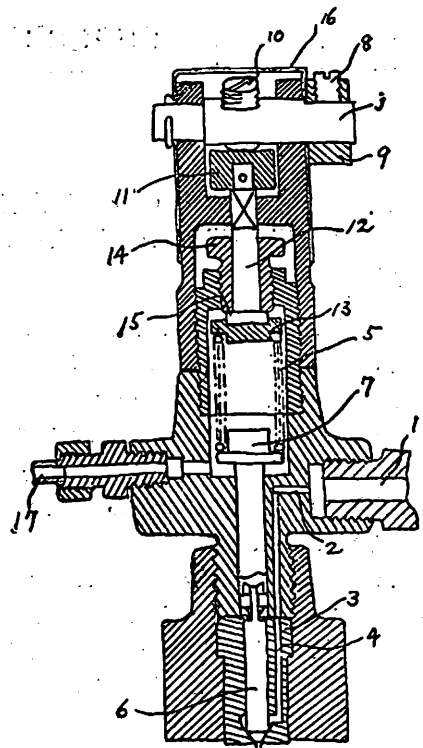


図面について説明すると車室本体1の内部に隔壁2を突設しこの隔壁2によりそれぞれ外周を気密に支持されかつ軸方向に分割された分割内部車室3, 4, 5を取付ける。そしてこれ等内部車室相互間を間隔子6により連結し推力軸受11に近い内部車室3を隔壁2に固定し他の内部車室4, 5を隔壁2にそれぞれ軸方向の気密滑動を行うことができるように支持させる。このような構造において間隔子6の熱膨張率を適宜に選定すれば熱膨張による車軸9と内部車室4, 5との軸方向伸びをほぼ均等にすることができ、これにより静翼と動翼とが互に接觸しないようにすることができる。

ディーゼル機関における燃料噴射圧調整装置 (昭和30年特許出願公告第4,353号, 発明者・三輪國男, 出願人・新三菱重工業株式会社)

ディーゼル機関における燃料噴射ポンプのプランチャの容積効率はプランチャの毎分送出回数, すなわち機関回転数の低下とともに減少し噴射圧力の増加とともに減少することが判明している。すなわち機関回転数が小さい程壓縮空気のピストンに作用する時間が長くなるから壓縮空気の洩れる量が多くなり, また壓縮熱の逸散が多量になりプランチャの容積効率の減少と相俟つて益々燃焼条件を悪くし着火時期が遅れるものである。このような着火条件の悪化に對處し壓縮熱の散逸に應じて燃料を細粒化して着火し易くすることが考えられる。ウォルツェンの實驗によれば噴射室の壓力が一定の場合霧化された油粒の平均直径は噴射壓力にほぼ反比例すると考えられるから燃料を着火し易い状態にするためには燃料送出壓力を高めることが必要である。

本發明は上述の目的を達成するためになされたもので燃料噴射圧調整用螺子の外にこれと別個に作動する噴射圧調整撥條の加壓機構を備え, 燃料噴射壓力を機関回転数の低下に伴つて増加させるようにしたもので機関回転数の低下に伴う燃焼条件の悪化を防止し機関を常に圓滑



に運轉しようとするものである。

図面において入口1より流入する燃料は通路2, 4に充滿し機関運轉の進行に伴つて漸次高壓にたり調整撥條5の力に打勝つて針弁6を受壓杆7とともに押揚げ燃料はシリンダ内に噴射される。常時運轉時の噴射壓は調整用螺子14により押杆12の基部15を介し調節されるのであるが, 本發明においては前記調整用螺子14の外に調整用螺子10を設けたもので, この螺子10は軸jに固定され軸jのハンドル9を適宜の手段で回轉することにより回轉せしめられてタペット11を下方に押し押杆12により撥條受13を押下げて撥條5の取付荷重を増し噴射壓を高めるのである。

船 舶 第28卷 第9號

昭和30年9月12日發行
定価 150圓 (送8圓)

發行所 天 然 社

東京都文京區向岡彌生町3
電 話 小石川(92) 2284
振 替 東京 76562

發行人 田 岡 健 一
印刷人 研 修 舎

購 讀 料

1 冊 150圓 (送8圓)
半年 (前金豫約) 800圓
1 年 (") 1,500圓

半年および1年の直接前金豫約購讀の方にかぎり特別號等特價の場合も差額を頂戴いたしません

天然社・海 事 工 學 圖 書

依田啓二著 A5 上製 230 頁 380 圓 (送 50 圓)

新海上衝突豫防法概要

浅井・上坂共著 A5 上製 290 頁 480 圓 (送 50 圓)

地 文 航 法

天然社編 B5 上製 8 冊 2 段組 200 頁 480 圓 (送 50 圓)

船 用 品 便 覽

造船協會鋼船工作法研究委員會編

A5 判アート 220 頁 (折込 11 枚) 450 圓 (送 50 圓)

船 の 熔 接 工 作 法

福水彦又著 A5 上製 240 頁 400 圓 (送 50 圓)

海 圖 の 見 方

船舶局鑑修 A5 上製 320 頁 560 圓 (送 50 圓)

船 舶 年 鑑 (昭和 30 年版)

浅井・豊田共著 A5 上製 280 頁 450 圓 (送 50 圓)

天 文 航 法

鯨島直人著 A5 箱入 250 頁 450 圓 (送 50 圓)

船 位 誤 差 論

守田道隆著 A5 上製 300 頁 500 圓 (送 50 圓)

海 洋 氣 象 學

和達・高山・福井監修 A5 450 頁 1200 圓 (送 50 圓)

氣 象 辭 典

中谷勝紀著 A5 箱入 230 頁 500 圓 (送 50 圓)

船 用 チ ー ゼ ル 機 關 の 解 説

上野喜一郎著 A5 箱入 630 頁 850 圓 (送 50 圓)

船 舶 安 全 法 規

天然社編 B5 上製 220 頁 450 圓 (送 50 圓)

船 舶 の 寫 眞 と 要 目 第 2 集 (1953 年版)

天然社編 B5 普及版 300 頁 300 圓 (送 50 圓)

船 舶 の 寫 眞 と 要 目 (1951 年版)

上田篤次郎著 A5 上製 (折込 7 枚) 500 圓 (送 50 圓)

船 用 電 氣 設 備

造船協會電氣熔接研究委員會編

A5 判總アート 200 頁 360 圓 (送 40 圓)

船 の 熔 接 設 計 要 覽

小林恒治著 A5 上製 260 頁 420 圓 (送 50 圓)

實 用 航 海 術

小野寺道敏著 A5 上製 340 頁 500 圓 (送 50 圓)

氣 象 と 海 難

山縣昌夫著

船 型 學 (推 進 篇) B5 上製 350 頁

850 圓 (送 50 圓)

船 型 學 (抵 抗 篇) B5 上製圖表別冊

700 圓 (送 50 圓)

上野喜一郎著 A5 上製 280 頁 380 圓 (送 50 圓)

船 の 歴 史 (第 一 卷) 古 代 中 世 篇

上野喜一郎著 A5 上製 300 頁 420 圓 (送 50 圓)

船 の 歴 史 (第 2 卷) 近 代 篇

米國造船造機學會編 米原令敏譯 各 B5 上製

船 用 機 關 工 學 (第 1 分 冊) 650 圓 (送 50 圓)

" (第 2 分 冊) 520 圓 (送 50 圓)

" (第 3 分 冊) 700 圓 (送 50 圓)

" (第 4 分 冊) 800 圓 (送 50 圓)

" (第 5 分 冊) 900 圓 (送 50 圓)

船舶局資材課監修 B5 上製 400 頁 650 圓 (送 50 圓)

船 舶 の 資 材

茂在寅男著 B6 上製 210 頁 280 圓 (送 40 圓)

解 説 「レ ー ダ ー」

橋本・森共著 A5 上製 200 頁 300 圓 (送 40 圓)

船 舶 積 荷

小野暢三著 A5 上製 170 頁 250 圓 (送 40 圓)

船 用 聯 動 汽 機

矢崎信之著 B6 上製 300 頁 250 圓 (送 40 圓)

船 用 機 關 史 話

朝永研一郎著 A5 上製 210 頁 250 圓 (送 40 圓)

船 用 機 關 入 門

渡邊加藤一著 A5 上製 200 頁 280 圓 (送 40 圓)

荒 天 航 泊 法

小谷・南・飯田共著 A5 上製 340 頁 450 圓 (送 50 圓)

機 關 士 必 携

依田啓二著 A5 上製 400 頁 450 圓 (送 50 圓)

船 舶 運 用 學

小谷信市著 A5 上製 300 頁 350 圓 (送 50 圓)

船 用 補 機

小野暢三著 B5 上製折込圖 4 葉 400 圓 (送 50 圓)

貨 物 船 の 設 計

高木 淳著 A5 上製 240 頁 300 圓 (送 50 圓)

初 等 船 舶 算 法

中谷勝紀著 A5 上製 320 頁 350 圓 (送 50 圓)

船 用 チ ー ゼ ル 機 關

中谷勝紀著 A5 上製 200 頁 250 圓 (送 40 圓)

船 用 燒 玉 機 關

關川武著 B6 上製 140 頁 130 圓 (送 40 圓)

艀 裝 と 船 用 品

JRC 船舶用無線装置

伝統の技術により
更期的新型機完成!

営業品目

船舶用送・受信機 JRCレーダー
オートアラーム受信機 ロラン受信機
救命用無線機 方向探知機
超短波無線装置 船内指令装置
各種無線装置取付工事・修理一切

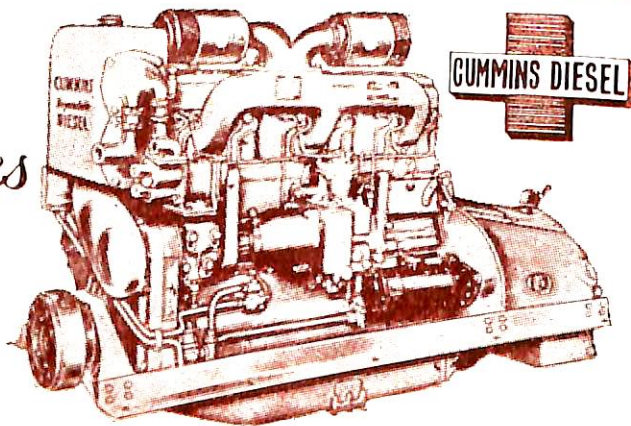


日本無線株式会社

本社 東京・三鷹・上連雀 930

営業所 東京・渋谷・千駄ヶ谷4-693
大阪支社 大阪・北・堂島中1-22

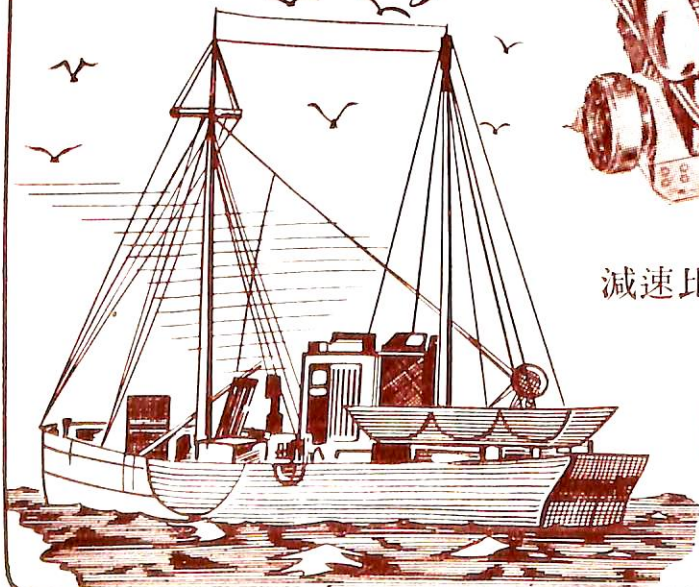
Cummins
diesel engines



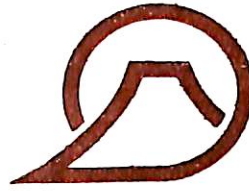
減速比各種 高速型 60~600馬力
中速型 250~300馬力

カミンズ日本總代理店
日米自動車株式会社

本店 東京都中央区京橋2丁目5ノ1番地
京橋(56) 3078, 3267
6035, 7093
支店 大阪市北区曾根崎新地2丁目24番地
福島(45) 1534, 2971



斯界の
最高峯



富士印

特チーゼル油

昭和石油

本社 東京・丸ノ内・東京ビル

三機の船舶用機材

厨房設備

(ギョレ グリル・ペーカリー・バー)
(喫茶・食品加工設備一式)

冷蔵設備

客船・貨物船・捕鯨船等何れにも適する様
設計製作施工いたします

洗濯設備



伝統を誇る
電縫鋼管



瓦 斯 管
空 氣 予 熱 管
ボイラーチューブ
ラジエーターチューブ
其他 艦船用鋼管

三機工業

社長 山田熊男

支店 大阪・名古屋・福岡・札幌・広島
工場 川崎・鶴見・中津

本社 東京都千代田区有楽町(三信ビル)

電話 東京59局 (59) 代表5251-(10) 代表5251-(10) 代表5351-(10)



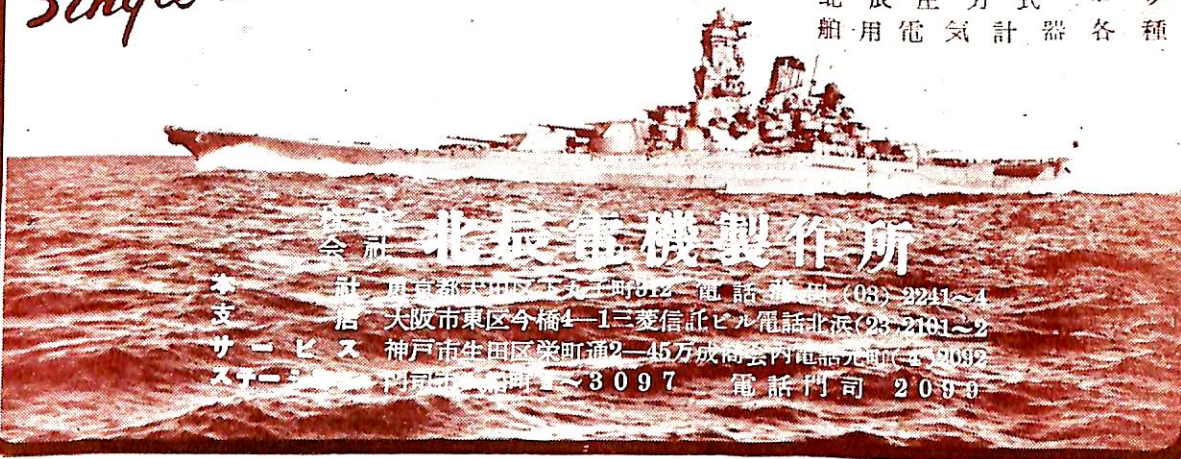
HOKUSHIN GYRO-PILOT

日本特許第192363号
(昭和26年9月27日)
PATENTS UNDER APPLICATION TO
U. S. A. (No. 224506)
GREAT BRITAIN (No. 11081)

Single unit & Two unit

製造品目

アンショツ ジャイロ コンパス
北辰式 ジャイロ パイロット
北辰圧力式 ジャイロ
船用電気計器各種

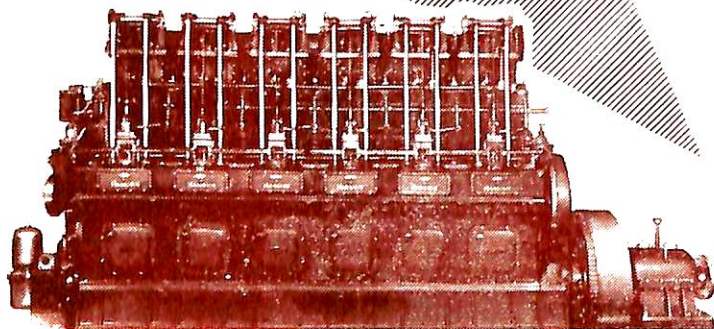


北長電機製作所

本社 東京都中央区下丸町512 電話 蒲田 (03) 2241~4
支店 大阪市東区今橋4-1 三菱信託ビル 電話 北浜 (06) 2401~2
サービス 神戸市生田区栄町通2-45 万成商会内 電話 元町 (078) 2032
ステーション 神戸市 船場 電話 3097 電話 門司 2090

ハンシン ディーゼル

船舶用
動力用
発電用



JIS メーカー-30 HP-1300HP



阪神内燃機工業株式会社

本店 神戸市長田区一番町三丁目一番地
東京支店 東京都千代田区丸の内丸ビル六〇一室
下関出張所 下関市豊前田町才一ビル

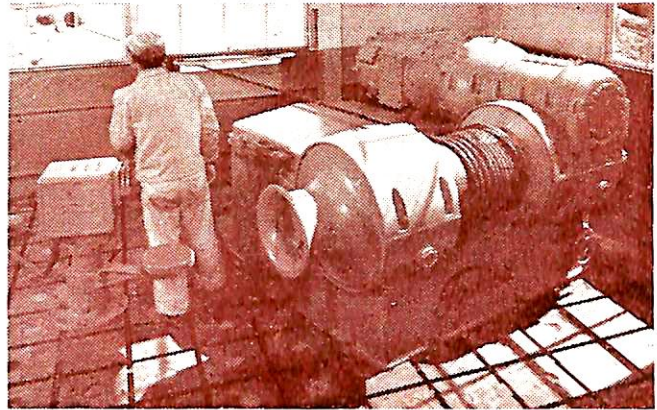
最高水準を行く



船舶関係主要製品

発電機, シリコン変圧器,
アンプリダイン式増幅発電機,
磁気増幅器, 電動ウインチ,
補機用電動機, 推進用電動機,
電動揚錨機, 電動緊船機,
配電盤, 制御装置その他

3t 交流電動ウインチ



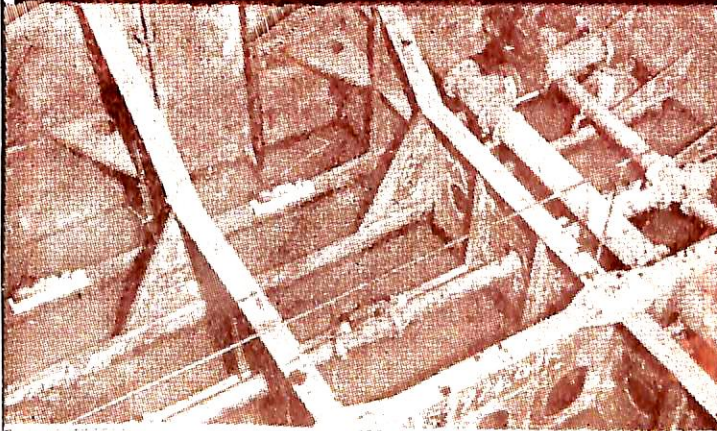
東芝の船舶用電気機器

東京芝浦電気株式会社



東京, 大阪, 福岡, 名古屋, 広島, 富山, 仙台, 札幌, 高松, 小倉, 金沢

電気防蝕 CATHODIC PROTECTION



保護 Mg 陽極の取付で
水中部鉄面の腐蝕は停止
し, 従来の錆も脱落しま
す。

(御報資料送呈)

保護用マグネシウム陽極を取付けた光栄丸油槽底部



日本防蝕工業株式会社

設計

東京都千代田区神田司町一丁目三番地

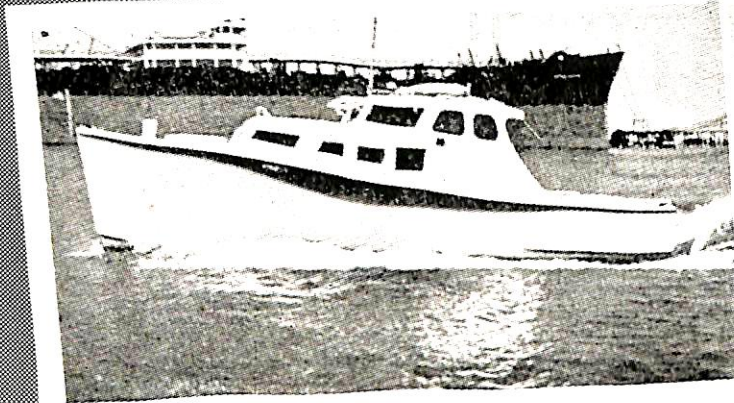
施工

電話神田 (25) 5279・3239・4970

総代理店 三菱商事株式会社



General Motors Diesel



54HP-893HP 各種

ゼネラルモータース コーポレーション

ディーゼルエンジン日本總代理店

富永物産株式会社

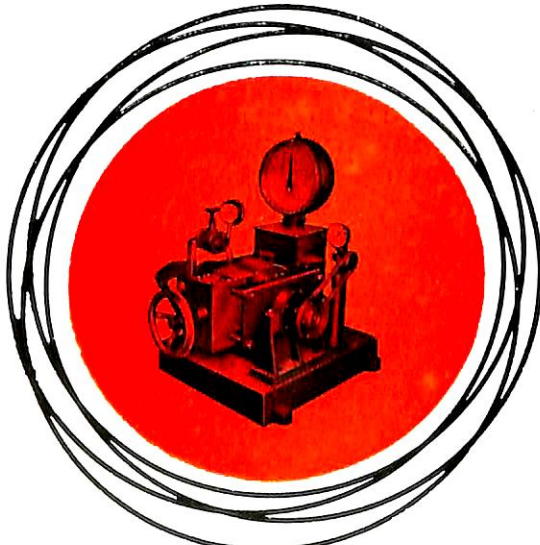
東京 中央区日本橋本町3丁目9番地 (24)2983-6, 0436-9
 大阪 北区絹笠町50堂ビル内 (35)3847-8

船 船 才 二 十 八 卷 才 九 号
 昭和五十年三月二十日 第三種郵便物認可
 昭和三十年九月十二日 印刷(十二月発行) 毎月一回

編集発行 東京都文京区向ヶ岡潤生町三
 兼印刷人 田 岡 健 一
 印刷所 東京都千代田区神田金沢町八
 昌平印刷株式会社

カールセンク型低回転高トルク用

動力計



特 長

本機はディーゼルエンジン・ガソリンエンジン・モーター又はスチームタービンの出力を測定するものでウォーターブレーキ及フリクションブレーキの各長所を具えた低回転高トルクに最も適した斬新的な動力吸収装置であります。
 又トルクコンバーターを御使用の際は本機はその特長を最大に発揮致します。

本号定価 一五〇円
 地方定価 一五五円

發行所 天

東京都文京区向ヶ岡潤生町三

振替・東京七九五六二番
 然 電話小名川四三三八四番
 社

株式 東京衡機製造所

東京都品川区北品川4の516・TEL大崎(49)1883-5, 5941, 3431
 大阪市南区八幡町6・TEL南(75)6140