

昭和五年七月十五日 發行
每月一回十五日 發行

昭和五年七月刊行

造船協會雜誌

第百號紀念

附錄別冊

造船關係主要文獻
表題類別目錄第一輯

添

附

造船協會

(非賣品)

造船協會雜誌

昭和五年七月刊行 第一百號 內容目次

寄 書	頁
天洋丸の經驗談	(1)
撮 要	
The Brouwer Compound Engine	(7)
鎖に就て	(8)
抄 録	
舵の新構造法	(9)
A Large Electric Trawling Winch	(12)
船用大馬力「ディーゼル」機關	(16)
Trials of a 2,750 B.H.P. Exhaust Turbo-charged Marine Oil Engine	(20)
「ディーゼル」機關接續錁上下螺釘の切損	(23)
伊太利嚮導逐驅艦の公試運轉に就て	(26)
交番應力 (Alternating stress) 及繰返し應力 (Pulsating stress) を受くる軟鋼及高張力合金鋼の相對的安全度(其の二)	(31)
軍艦機關の材料に就て	(38)
雜 録	
「ブレーメン」及「オイロツパ」の圖	(44)
特許拔萃 (船舶推進裝置、船舶用通氣窓、水中作業裝置、移動給炭機の改良、鋼板移動裝置用親子車、併列舵)	(44)
内外雜誌重要表題集	(52)
正員吉田剛君略歴	(56)
時 報	
船燈信號器救命具取締規則及關係法規の改正事項施行に就て	(57)
本協會の諸會合 (編輯委員會、試驗水槽成績表現法調査委員會)	(57)
總噸數百噸以上工事中、進水及竣工船舶每月合計調	(57)
昭和五年五月中總噸數百噸以上の工事中船舶調	(58)
昭和五年五月末現在登簿船調	(59)
最近本邦海上運賃及備船料	(60)
最近世界海上運賃	(60)
會員動靜	(61)



サル式測程儀

十有餘年來ログ界をリードしたる
サル式測程儀は、歐亞兩洲に於ける
最新優秀船上に於て絶對信賴すべき
成績を現はしました



日本總代理店

山武商會

東京市丸ノ内二丁目八重洲ビル三階

電話丸ノ内(23) 〇三九一、〇三九二
〇三九三、〇三九四

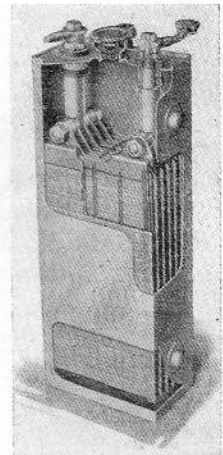
支店

出張所

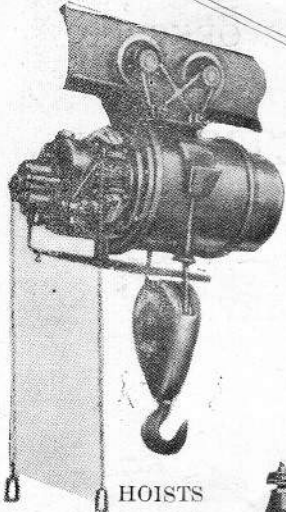
大阪市北區堂島濱通二丁目十四番地
名古屋市中區南大津町共濟ビル内
小倉市室町百三十番地
札幌市南一條西十三丁目藪ビル内

アルカリ蓄電池のバイオニアたるニツフ
エ蓄電池は、サルログ、無線電信、ライ
フボート、信號、豫備燈等弱電流の電源
として優秀船内の常備品となりました。

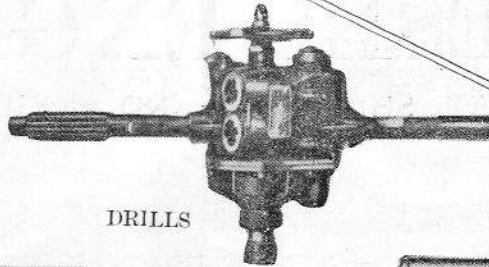
× × × × × × × × × ×



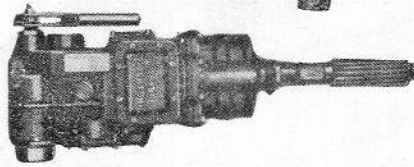
INGERSOLL-RAND COMPANY
 MAKES COMPLETE LINE OF
 MODERN PNEUMATIC TOOLS



HOISTS



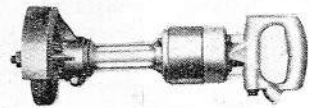
DRILLS



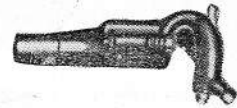
CLOSE QUARTER DRILLS



RIVETERS



GRINDERS



CHIPPERS

インガースールランド
 會社製

ニューマチツクツールは其の構造極めて堅牢にして且つ作業上に大なる能率を發揮せしむ。尙常に故障等に依る時間の浪費を省くが故に維持費の輕減を全からしむ。

Ingersoll-Rand

日本總代理店

米國貿易株式會社機械部

東京市丸之内三丁目二番地

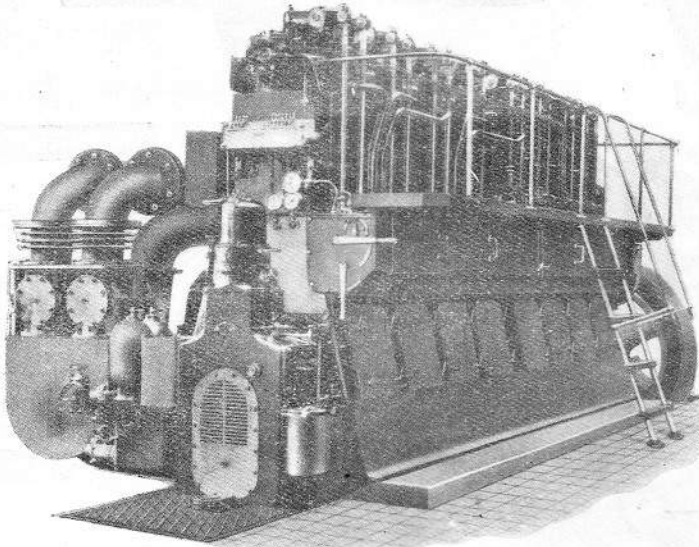
神戸市北町九十九番

SLM

SWISS LOCOMOTIVE & MACHINE WORKS
SWITZERLAND

AIR AND AIRLESS INJECTION DIESEL ENGINES

FOR SHIPS MAIN AND AUXILIARY.



SLM ビュツヒー-空氣過給裝置附船用四衝程式重油機關

無空氣噴射出力 1200 B. H. P.

(東京海埋立株式會社・ディーセル・エレクトリック・ドレヂャー武藏丸機關)

日本總代理店

日瑞貿易株式會社

大阪市	東京市	門司市
東區北濱四丁目二六	丸ノ内八重洲ビルデング	清瀧町大毎ビルデング
電話本局 { 自五〇七-番 至五〇七五番	電話丸ノ内 { 自三二五七番 至三二五九番	電話門司 二〇二-番

トシイペ本白



當社は東洋に於ける最古最大の塗料會社にして再度侍從御差遣の光榮を荷ひ最新の設備と大量生産により責任ある良品を廉價に販賣するを以つて天下に認めらる。

(型録御一報次第送呈)

創業明治十四年

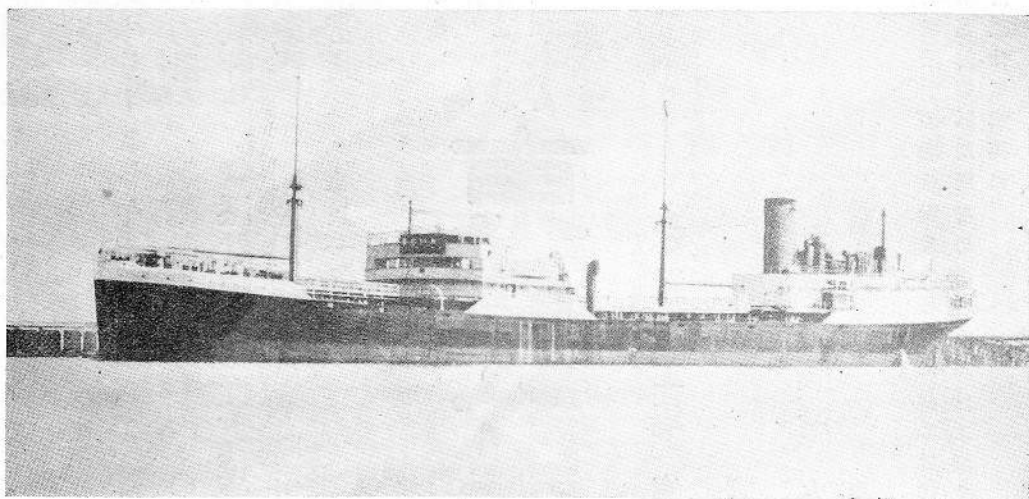
東洋最大之工場

大 阪 東 京

WERKSPOOR

SINGLE ACTING AND DOUBLE ACTING MARINE DIESEL ENGINES

WERKSPOOR FOUR-STROKE AND WERKSPOOR-SULZER TWO-STROKE MOTORS



M. S. "MEGARA," delivered Spring, 1929.

Recently the Anglo-Saxon Petroleum Company, Ltd., ordered eighteen more Tankers of 11,500 tons d. w., all to be fitted with twin-screw **WERKSPOOR** type supercharged engines similar to those in the "MEGARA," which is conclusive proof of the efficiency of the "MEGARA" engines.

REPRESENTATIVES AND AGENTS FOR JAPAN

F. W. HAMMOND & CO.,

T O K I O.

P. O. Box 23. Tokio Central Post Office.

營業品目

スペリー式ジヤイロコンパス。スペリー式探照燈。
 壓力計類。廻轉計類。動力計類。溫度計類。
 電氣計類。氣壓計類。磁性方位計類。通信器類。
 試験器類。測定器類。電氣時計類。特殊時計類。
 精密諸機械器具一式。



株式會社 東京計器製作所

本社及工場

東京市外蒲田町(京濱電鐵田村驛前)

電話大森 (三七七八、三七七九、三七八〇、
三七八一、三七八二、蒲田六七二)

大阪出張所

大阪市西區阿波堀通一丁目一〇
 電話 新町 長一〇七六、一五五四

追て今般
 營社儀昨年夏より新工場建築中の處此度竣工仕候に就ては從來の小石川區原町所在の本社
 事務所及工場並に府下南葛飾郡砂町所在の小名木川分工場も共に左記の通り東京府下蒲田
 町の新工場に移轉の上營業仕居候再白

METROPOLITAN Vickers

ELECTRICAL CO. LTD.

レシプロケーチング・エンジン船の改造・燃料節約！出力増加！

英國メトロポリタン・ヴィツカース電氣會社で最近エラー・マン・ラインの「シチー・オブ・ホンコン」號に裝置したレシプロ・エンジンの廢汽を利用したタービン電氣推進式は既に御承知のことと存じます。

レシプロ・エンジンの主機關とする同船は此の方式を採用して、出力に於ても増加し、特に燃料に於て約二十三パーセント以上の節約を得て好成绩で航海して居ります。

メトロポリタン・ヴィツカース電氣會社では引續きエラー・マンラインの「シチー・オブ・シンガポール」號及「シチー・オブ・マンダレー」號を始め續々同様の改造用諸機械の注文を引受けて居ります。

同方法はプロペラー・シャフトを回轉する場合廢汽タービンと主レシプロ・エンジンとを機械的に全然直結せず電氣的に結合したものであります。

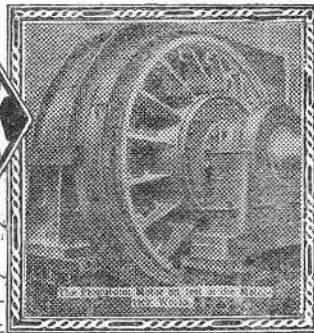
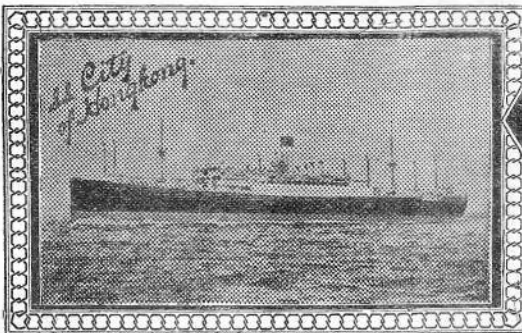
本邦にて現在使用されてゐる船舶にも、レシプロ・エンジンを使用の船舶は多數あります。是非一度御照會の上出力増加燃料節約に關し御研究を願ひます。

英國

メトロポリタン・ヴィツカース電氣會社總代店

株式會社高田商會

東京市麴町區丸の内八重洲ビル
大阪・名古屋・門司・小樽・倫敦・紐育





販賣店

印油特約

各種高級油直輸入

機械油、重油、石油、輕油、揮發油

グリース、カストル油、魚油

其他動植物油



輸入元 印油



日米礦油株式會社

創立明治參拾壹年

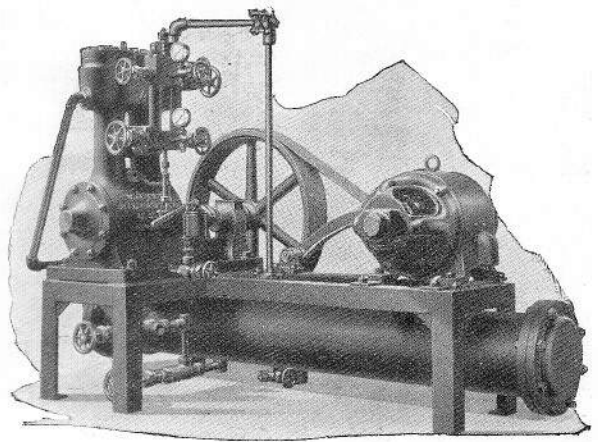
取締役社長 横溝榮次郎
専務取締役 庄九郎

- 本社
- 東京支店
- 横濱販賣店
- 若松販賣店
- 鹿兒島出張所
- 山川港出張所
- 名古屋販賣店
- 神戸販賣店
- 岸和田販賣店
- 和歌山出張所
- 小樽販賣店
- 釧路出張所
- 高雄販賣店
- 新潟製油工場
- 中川油脂工場
- 苧藻魚油工場

- 大阪市西區西道頓堀通六丁目
電話櫻川園 586, 587, 588
夜間 4111
- 東京市本所區松井町二丁目
電話本所 1161, 1162, 1163
1164, 4191
- 横濱市神奈川區青木町
電話長者町 3797
- 九州若松市本町九丁目
電話園 311
- 鹿兒島市住吉町
電話 282
- 鹿兒縣揖宿郡山川港
電話 29
- 名古屋市西區大船町三丁目
電話西園 853, 4277
- 神戸市海岸通四丁目
電話三宮園 5347
- 岸和田市本町
電話 550
- 和歌山市北桶屋町四丁目
電話 2996
- 小樽市南濱町四丁目
電話 2181
- 北海道釧路市苧足絲
電話 644
- 臺灣高雄湊町四丁目
電話 536
- 新潟市關屋大川前通
電話 542, 889
- 東京府下龜戶町九丁目
電話隅田 3112
- 神戸市兵庫苧藻通六丁目
電話兵庫 421

船舶用冷凍機

最小据付面積内に
最大効率を包容す
遠洋航海中絶對に
故障を起す虞無し



VILTER Self Contained Unit

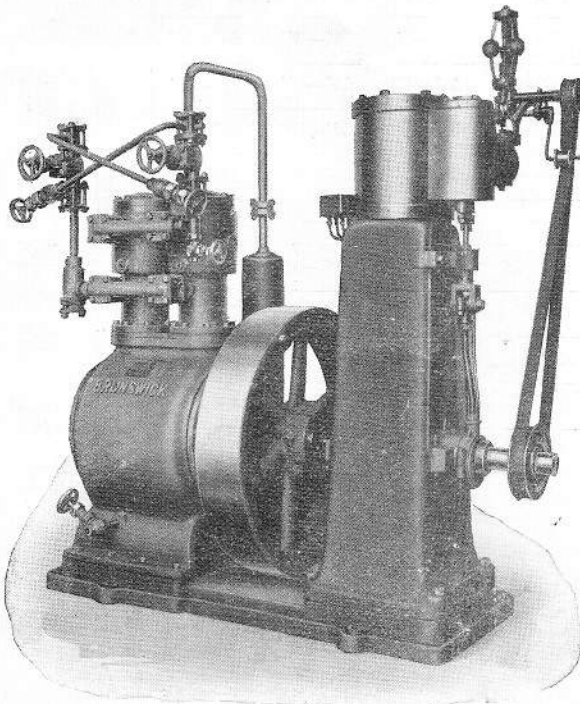
米國ヴィルター製造會社アンモニア壓縮機
米國ブランドズキツク・クローシエル會社
炭酸瓦斯及アンモニア壓縮機

總代理店

大倉商事株式會社

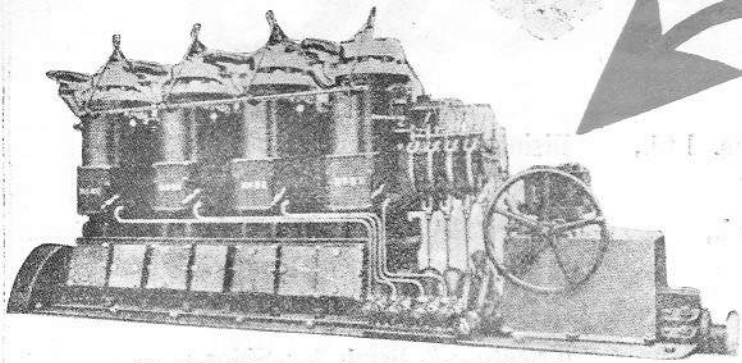
製氷冷藏機部

東京銀座



BRUNSWICK-KROESCHLI C-252

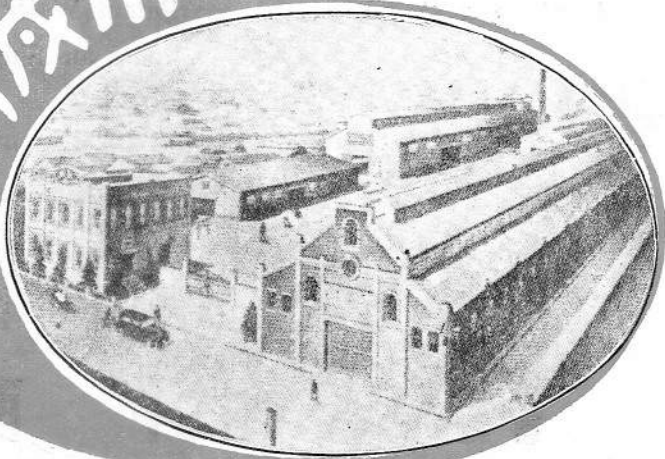
Ammonia Compressor, direct
connected to Center Crank
Piston Valve Steam Engine



神戶式
無注水重油發動機
專門製作

製 產 能 率 ・ 年 額 壹 萬 馬 力
製 品 ・ 六 馬 力 以 上 參 百 貳 拾 馬 力

神戶赤機



株式會社 神戶發動機製造所

本社及工場 神戶市兵庫須佐野通八丁目 電 凌 川 { 一〇三一番 (代表電話)
一〇三二番
一〇三四番 (長距離用)
分 工 場 神戶市兵庫東出町三丁目 電 兵 庫 〇〇二二番



Clayton Installations. Ltd.,	Disinfecting & Fumigating Machines.
Drysdale & Co., Ltd.,	Electrically Driven Pump for Steam & Motor Ships.
Hoskins & Sons, Ltd.,	"Neptune" Berth for Ships.
Pnewmercator Co., Inc.,	Tank Gauges, Distant Boiler Gauges, etc.
Shanks & Co., Ltd.,	Marine Sanitary appliances.
J. Stone & Co., Ltd.,	Patent Water Tight-Doors Pump for Ship use.
Thermotank Co., Ltd.,	"Punkah Louvre" Ventilating System.

日本總代理店

株式會社 米井商店

東京銀座二丁目

電話京橋 自 二一七一
至 二一七五

支店及出張所 { 大阪、神戸、門司、横濱、横須賀、吳、京城、
大連、グラスゴー、倫敦、アントワープ

Sulzer

ASAMA-MARU

PROPELLED BY

SULZER DIESEL ENGINES

ESTABLISHED

NEW RECORD

FOR

MERCHANT SHIPS

**BEATING ALL PREVIOUS
ATTEMPTS**

YOKOHAMA-HONOLULU

=SAN FRANCISCO

BY ABT. 4 HOURS

TOTAL 12 DAYS 4 HOURS 36 MIN.

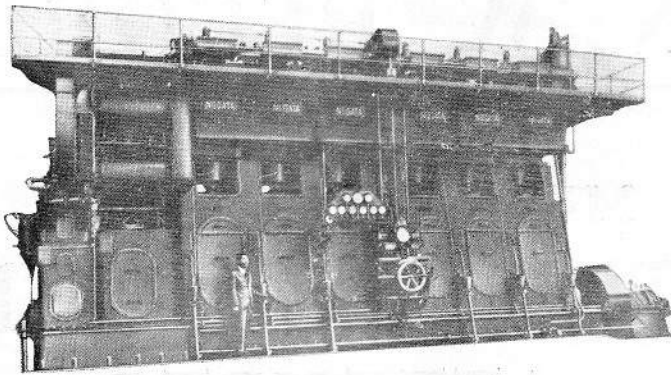
SULZER BROTHERS

Crescent Bldg.
Kyomachi

**ENGINEERING OFFICE,
KOBE**

Tel. San.
382.

ニイガタ ディーゼル機関



農林省水産局俊鶴丸主機

ニサイクル式千五百軸馬力ニイガタ・ノベル・ディーゼル機関

本邦産業界ニ使用セラルル國産 Diesel Engine ノ
過半数ハ弊社製品ナリ

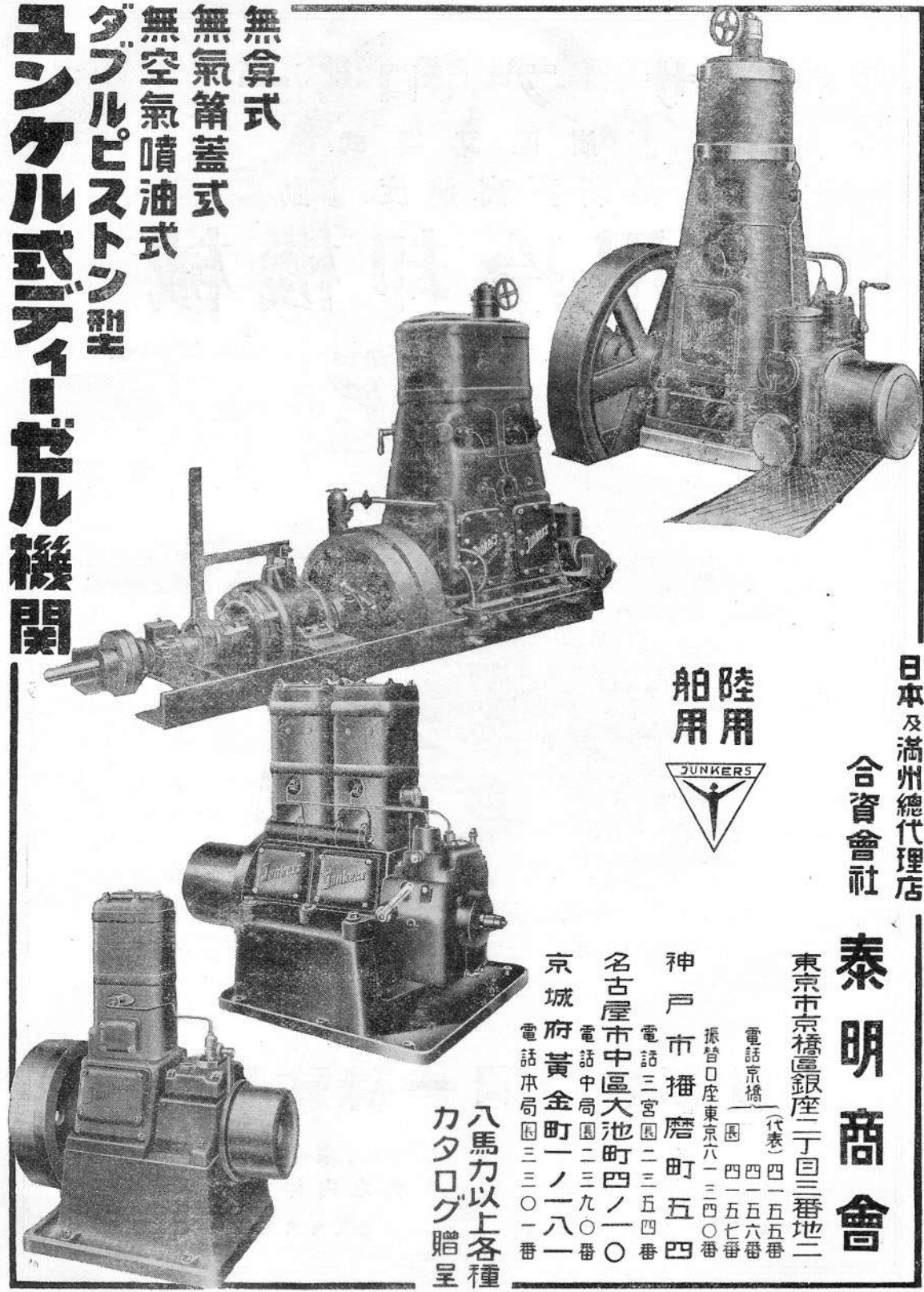
英國マール・ス・ディーゼル機関製作並ニ東洋一手販賣
瑞典國ノベル・ディーゼル機関製作

株式會社 **新潟鐵工所**

本社 東京市麹町區丸ノ内三ノ二 (三菱二十一番號館)
電話丸ノ内 1201~1205 電略(ニテ)

出張所 { 大阪市西區江戸堀北通一ノ十一
電話土佐堀 1708 電略(ニテ)
朝鮮京城府旭町一ノ二十

無弁式
無氣筒蓋式
無空氣噴油式
ダブルピストン型
ユンケル式ディーゼル機関



陸用
船用



日本及滿州總代理店

合資會社

泰明商會

東京市京橋區銀座二丁目三番地二

電話京橋 (代表) 四一五五番
四一五六番
四一五七番

振替口座東京六一三〇番

神戸市播磨町五四

電話三宮區二三五四番

名古屋市中區大池町四一〇

電話中局區二三九〇番
京城府黃金町一ノ一八一
電話本局區三三〇一

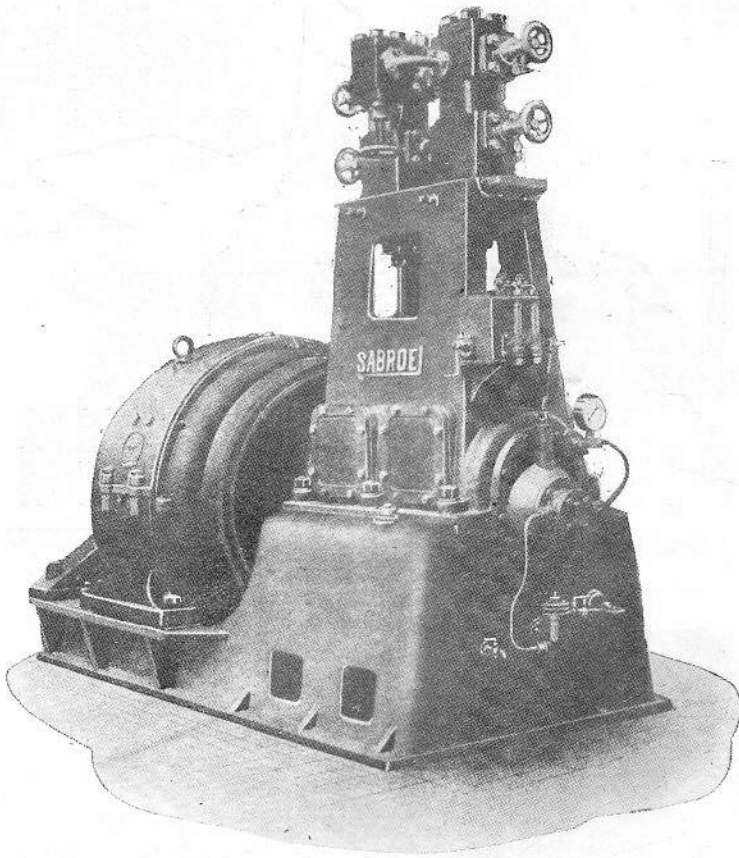
八馬力以上各種
カタログ贈呈

サ ブ ロ ー

炭 酸 瓦 斯 式

最 新 型 高 速 度 電 動

船 用 冷 却 機 械



日 本 サ ブ ロ ー 株 式 會 社

大 阪

北區梅田新道(大平ビル)

電 話 北 二 四 〇 〇 番

東 京

丸之内仲通八號館

電 話 長 丸 之 内 九 六 六 番

會 告

(一) 本協會雜纂第百號記念の附録發行

本協會雜纂は隨時の講演、寄稿等を掲載する許りでなく、主として外國諸雜誌の造船、造機、航空及海運に關する有益なる論文其他の記事を譯載して専ら會員全體へ新智識の普及を計つてゐましたが、號を重ねる事百回に達し、本月號には愈々第百號の名を冠する事となりました。依つて本號を記念する爲に、本協會試験水槽成績表現法調査委員會の調査に成れる造船關係主要文献表題類別目錄第一輯(獨逸)を印刷し、記念號附録として之を會員に頒布する事としました。同委員會では最初船舶推進抵抗に關する文献を調査する積りでありましたが、一層の努力を以て一般造船關係の文献を調査する事となり、先づ第一輯として此の獨逸文献調査が出来上つたのであります。追々英、米、佛、日等の文献調査も出来ませうが、獨逸文献調査は諸君の最も翹望せらるゝものゝ一である事を疑ひません。必ずや座右の好資料となりませう。

(二) 雜纂に營業廣告掲載

當協會雜纂に船舶、機關、工場機械、器具、材料、工業圖書、其他一般工業關係の營業廣告を掲載して居りますから奮つて御申込相成度、又會員外の御方にも御勧誘相成度

廣告料金は次の通りです

特等 一頁一回に付四十五圓より七十圓まで

並等 一頁一回に付三十圓より四十圓まで

但し六回以上掲載の分は一割引、一箇年以上掲載の分は二割引とす

「アート」紙及色紙使用、寫眞版、木版の挿入又は色刷の場合には之に要する實費を別に申受く

特等は年極め申込者に限る

下記廣告業者をして廣告に關する事を取扱はせてゐますから同社へ御申付を願ひます

東京第一通信社

東京市京橋區上柳原町八番地

電話京橋〔56〕0872番

振替東京三〇六九番

造 船 協 會 雜 纂

第 百 號

昭 和 五 年 七 月 刊 行

寄 書

天 洋 丸 の 經 驗 談

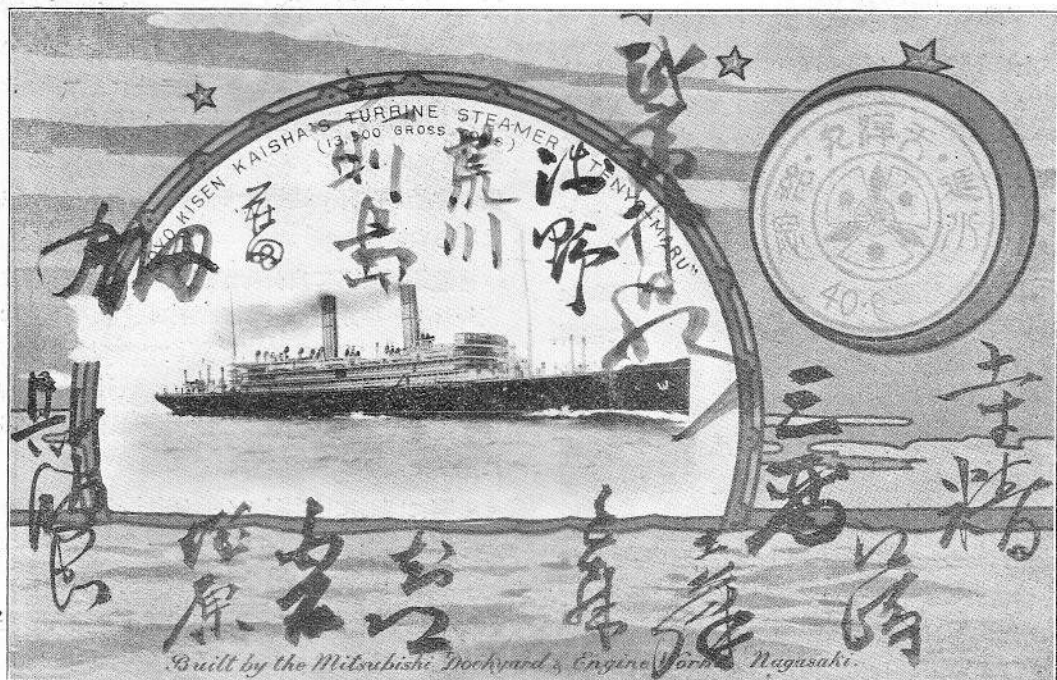
正 員 工 學 士 原 正 幹

(一) 造 船 に 關 する 事 項

頃 日 傳 へ ら れ る 所 に よ る と 、 太 平 洋 客 船 天 洋 丸

は 收 支 相 償 は め の で 繫 船 の 末 路 に 到 着 し た と や ら に 承 知 す る 。 1908 年 6 月 初 航 海 以 來 、 今 日 迄 22 年 の 運 航 を 續 け た 客 船 と し て は 先 づ 當 然 の 終 末 か と も 思 は れ る 。 新 造 計 畫 、 建 造 監 督 、 運 用 保 船 の 任 に 10 餘 年 を 奉 仕 し た 余 と し て 今 舊 友 の 訃 に 接 す る 感 が 深 い の で 此 文 を 綴 っ て 見 る 。 但 し 論 者 は 1917 年 以 來 本 船 に 關 する 公 務 を 辭 し 、 近 況 に 就 い

天 洋 丸 進 水 式 (1907 年 9 月 14 日) 列 席 諸 名 士 署 名 繪 葉 書



武富邦鼎(東宮武官海軍少將)
 荒川(長崎縣知事)
 莊田(平五郎氏 三菱管事)
 寺精(寺野精一博士)
 三晋(三好晋六郎博士)
 近藤(基樹氏 海軍造船總監)
 白石(元治郎氏 東洋汽船重役)
 斯波忠(忠三郎博士)

淺野(總一郎氏 東洋汽船社長)
 前島(密氏 東洋汽船重役)
 丸田(秀實氏 三菱造船所長)
 江崎(一郎氏 造船所副長)
 工藤(祐定氏 造船所副長)
 知道(加藤氏 立神工場支配人)
 塚原(周造氏 東洋汽船副社長)

以上15名の内故人となりし人10名

ては全然路傍の人であるから、其年代以後には論及を差控え、主として自分の關與した範圍内で船主及造船者に迷惑を與へぬ事を念頭に置き書いた積りである。

天洋丸龍骨据付	1905年 11月17日
進 水	1907年 9月14日
引 渡	1908年 4月22日
初 航 海	1908年 6月

本船主要寸法等に關しては既に周知の事である故略して置く。本協會に提出せられた論文で本船に關する者は寺野、斯波兩博士の分は會報第8號、寺野、山本兩博士の分は會報第14號、吉田學士の分は會報第37號に論述せられてある。

本船就航以來今日に至る迄の成績を概算して見ると、凡そ次の様になる。

今日迄航走哩數總計	約 1,655,000 海里
搭載せし貨物總量	760,000 噸
乘客總數(太平洋橫斷客)	87,000 人
貨物、乘客總收入	約 23,750,000 圓
船費總計(船價償却及保險料並に利子控除)	22,180,000 圓

以上は既述の如く 1918 年以後は假想計上した結果である。收入支出數字の示す如く船價償却等の「チャージ」を加算すれば本船は結局損失を以て終始し、僅かに政府獎勵金により利益を配當したのであつた。太平洋客船營業成績の斯くの如き有様は今日以後と雖恐らく變るまいと思ふ。

本船建造の計畫は 1902 年頃から始まり、1905 年造船契約をした。其當時我造船界を刺戟した主要點は、我邦始めての客船である點、機關が「タービン」である點、重油燃料採用の點、船の長さが 400 呎臺から 550 呎に一躍した諸點であつた。造船史の頁中此船名なしには完結を許さぬのである。

造船契約の一部に船主は約 1,514,000 餘圓の材料を供給する事があつた。此材料は鋼材、「タービン」、及艤裝品等であつて、造船所が各品目毎に豫算を記入し、1 隻代價の内から其分を控除して請負船價とした。此造船所見積には市價變動の餘裕を加算してなかつた故、船主が實際購入計算に據り僅かに 4.3% の節約を見たに過ぎなかつた。(此結果は鋼材及艤裝品費のみの精算に據る者で船價から見れば 1.3% の節約に止まる)。若し造船所が 1 隻請負代價豫算に際し、諸材料費に幾何かの市

價變動危険を見込み夫を船價に加算したとすれば、此方法による節約は更らに多額に上つたに相違ない。尤も本船契約の該手續は船價節約の目的よりも寧ろ金融に便利を感じたからである。其の後年「コストプラス」造船契約に關し諸大家の論説が英國及本邦造船協會で論議せられた處を拜見するに、結局是等は船價節約よりも他に主たる目的が存在して居る事を認め、25 年前本船建造に際し自分が感じた點と合致した事を悦ぶ。

建造當時造船所職工平均日給約 70 錢、鋼板造船所渡 74 圓 40 錢、型鋼材 80 圓 50 錢であつた。而して英米 2 國で新造せられた貨客船では 16 節 12,000 噸の「コレヤ」丸型が總噸數 1 噸當り 176 弗、16 節 17,000 噸の「バルチック」が每噸 33½ 磅と稱する造船代價を支拂つて居た。是等と比較して更らに 1 割も安い船價で本船を建造するを得たのは一に造船獎勵法の恩恵であつた。

今日工賃が 3 倍にもなり鋼材も昂騰して居る現況で、造船代價も不廉であるは止むを得ずと考へられる。但し本年竣工した「エンプレス・オブ・ヂャパン」の 1 噸 615 圓、本年「ニューポート・ニユース」造船所と契約した「ダラー」社船 24,000 噸 21 節客船の 1 噸 312 弗の船價と比較して、更らに廉價の客船が本邦で建造せられ得るや否や、小生には判らぬ。

構造鋼材として自分等が購入供給した分量は鋼板 4941 噸、型鋼材 2133 噸、鋸材 435 噸であつた。恐らく「スクラップ」は 11 % 位であつたらう。而して是等材料を英國から購入し、造船所に供給するに要する運賃其他諸掛の總精算は原價の 14.8% に達した。

機關に關しては本船の分は英國「パーソン」會社から購入したが、「タービン」のみでは每軸馬力 1.7 磅であつた。又焚油設備は寺野博士の説により、「ラツソー・ロブキン」式とし米國より輸入した。斯くして本船の主要な部分は悉く外國から輸入せられたのであるが、今日は左様の陋態を見ずに造られる事と信ずる。但し實際は如何であるか小生には判らぬ。

序に 機關重量に關し 25 年前の本船と最近客船とを比較すると、さしたる進境を見出し兼ねる。

客船「タービン」機關重量比較

Name	Designed S.H.P.	Total Weight of Machinery Water in Boilers Ton	Weight per S.H.P. Ton	Boiler Type
Tenyo-Maru	18,500	2,430	0.13	Scotch
*Empress of Australia	20,000	2,850	0.143	Scotch
*Duches of Bedford	18,000	2,275	0.126	Water Tube

*数字は T.I.N.A. 1929 の Johnson 氏論文に據る

但し機關の航海成績に就ては近年格段の進歩をなして居る點は後段に述べる。

本船諸公室裝飾は我邦初めての企であつた故に造船史上劃期的であつた。即ち貨物船又は低級貨客船の夫れに比し華麗を極めた陸上裝飾の空氣が船用に進出して來たのである。而して川島甚兵衛又は高島屋の織物、小笠原島桑材、米國「バーツアイ」楓材、内地楢材等が裝飾用に用ゐられて居る。夫等諸公室の床面積合計は1等船客1人當26平方呎を占めて居る。然るに客船其後の傾向は益々公室を飾り立て益々其面積を増して行つた。即「モレクニヤ」では1等客1人當40平方呎、「イル、ド・フランス」では35平方呎であるやに計算せられる。此諸公室設備建造費に關して當時英國「アルダム・エンド・シートン」會社見積は 同社考案に對し 31,829 磅英國港灣渡しであつた(食堂、社交室、喫煙室總床面積 5,260 平方呎の設計)。然るに本邦に於ては遙かに低廉に仕上げて東洋趣味裝飾を編み出し、幾十萬人の眼を樂ましめたのである。本船は是等公室の大きさと華麗程度に於ては大西洋超客船に及ばぬけれども、又特種棄て難き趣を存して居る。將來に於ても此方面に於ける改善を企て、所謂超客船に對し外國產輸入を試みる陋習を根絶し度い者である。

(二) 海上成績に關する事項

Name	Gross Ton	Date of Build	S.H.P.	Turbine	Boiler			Fuel Oil Consump. per S.H.P. per Hour in lbs. For All Purposes
					Kind	Steam	Press lbs.	
Tenyo	13,400	1908	10,000	Direct	Scotch	Satur.	180	1.36
"	"	"	19,000	"	"	"	"	1.14
Empress of Canada	22,000	1922	20,000	D.R. Gear	"	"	215	1.13
"	"	1929 改造	26,000	"	W.T.	700°	375	0.7
Empress of Japan	26,000	1929	30,000	S. Gear	W.T.	700°	375	0.6

本船に採用された「パーソン・タービン」は何分同社創設後餘り年を経ざる時代の製品である爲、燃料消費等の海上成績で芳ばしからぬ結果を示した。例へば本船と同一大なる「コレヤ」丸「サイベリヤ」丸(4聯成「レシプロ」汽機)に比して燃料費3割5分を餘分に消費して居た。是等燃料消費量改良に關し、近年新造の「タービン」は高壓及加熱蒸氣を採用して來た故に、驚く可き節約を擧げて居る。例へば 1929 年英國造船協會で發表せられた「ジョンソン」氏論文の例と比較すると、下表の様である。

即ち毎馬力毎時 1.36 封度の重油消費(新造當時海上實績)が 0.6 封度になると云ふは驚嘆に値する改良であつて、「タービン」の存立命數延長に有力資料を與へる。

本船「タービン」成績に關しては、他の専門家から資料を公表せられて斯界の参考に供される日もあると思ふ。余は素人眼から看取した一二事實のみを此處に述べて見たい。

如何なる新造船でも燃料消費試運轉成績を直ちに海上消費量と見做す事は出来ぬ。船底汚損、航路状態波浪の影響、汽罐効率減退、海水温度變更、等々、幾多原因綜合の結果、更らに幾割かの餘裕を加へて始めて實際海上消費量となる。本船燃料海上消費量に關しては現在又は最近資料を公表するのは憚る可きであるけれども、遠く10年乃至15年以前の成績を記すのは別に迷惑を與へぬかも知れぬ。

新造直後機艙並に船底新鮮で航海を始めた海上成績と、引續き出渠後平均3ヶ月半を經過したる後の船底汚損及汽機汽罐状態に於ける成績とを比較すると、俄然として12%の燃料消費量を増加した事を認める。更らに6年の後に至ると「ブレー

ド・チップ・クリヤランス」増加が主因となつたのか船底は同じ3ヶ月半の汚損でも燃料は新造直後に比して27%を増して来たのである。此時高壓「タービン」に「レブレード」した改修工事の結果、其直前と比し約5%の改善を得たが、新造直後に比べると猶22%の燃料増加を脱する事が出来ぬ。更らに10年を経て(即ち新造後16年)消費量は27%増加に復して来た。

新造後17年で1925年高壓「タービン」取換工事を行つた詳細は本會々報第37號に吉田學士が報告せられて居る。此結果如何なる程度に改善されたか知らぬが、吉田學士の推算する如き節約は到底實現しなかつたと信じて居る。恐らく新造當時に比して12%増加位迄には改善されたかとも思はれるが、逐年更らに増加して来たに違ひない。

斯くの如き燃料消費量消長の歴史を辿る事も無益ではあるまいから之を下表に示して置く。

本船永年就役中、重油と石炭市價相互昂落が起り、其都度焚油から石炭燃焼に變更し、或は1罐室6罐と他罐室7罐とが各々燃料を異にした事もあり、或は「ミツキスド」焚火を行つた事もあり、時々燃料市價に應じて燃料總額費を節約する考案を實行した。是等の點は「ディーゼル」機關には求められぬ藝當である。

本船「スタビリチー」は海上で良好成績を示さなかつたので、「パーマメント・パラスト」736噸を積み、始めて安易で動搖の少ない船となつた。貨物約2,700噸を正甲板3等室及其以下に積み、「デープ・オイル・タンク」空虚となる状態に於てGMの値は5寸である。就航勾々此程度のGMを得ず餘り成功しなかつたのは關係者一同の深く恥づ

處であつたが、真相は今日迄傳はらぬを遺憾と思ひ、後世客船設計者の参考の爲め此處に告白して置くのである。餘事乍ら「エムプレス・オブ・オーストラリア」(舊名「チルピツツ」)は1,500噸の「パラスト」を積んで居ると聞いた時、同病相憐の情は斯様の事かと思つた。

本船及地洋丸、春洋丸甲板上客室は、A及B甲板上に取り、C甲板が「ストレンジス・デツキ」となつて居る。A及B甲板に過大「ストレス」を避ける目的で、其長さの半分位の處に「エキスパンション・ジョイント」を切つた。此良否に就ては英國造船協會で「フオスター・キング」氏等により一般に論議せられて居る。本船では此「ジョイント」附近にある「デツキハウス・ケーシング」の戸口の下兩角に屢々龜裂を來たし修理を繰返へした。他姉妹船でも同一箇所に同一弱點を示した。又其「ジョイント」附近の客室では少許の海波ある日はギシメと軌る響が喧しく不斷不快の音を乗客に與へる。構造強弱論よりも實際的に好ましからぬ事である。其「ジョイント」を支持する論者は此點に考慮を加へなければならぬと思ふ。又「ジョイント」を切る全長及其「ジョイント」の間隙をも若干考量すべきである。

本船ではA或はB甲板の全長305'であるが、前面より147'の處で「ジョイント」を切つて居る。即ち是等甲板を約半分に兩斷して居るのであるが、實を謂へば「ジョイント」を2つとし全長を3分した方が宜かつた。又本船「ジョイント」の間隙は造船臺上で $\frac{3}{4}$ "に切開かれたのであるが、之れは第2船第3船で順次 $1\frac{3}{4}$ "迄擴げられた如く、

本船標準状態 吃水 25呎乃至26呎

海上速力 15 $\frac{1}{2}$ 節

船底出渠後平均3ヶ月半

海上波浪普通(本航路は常に平穩なるを普通とす)

観測期間	平均吃水	海上平均速力(節)	燃料重油消費海上1日(噸)	出渠後月數(平均)	摘要
1908 6-1908 10	26'-3"	15.25	130	0.5	初航海
1908 6-1908 12	25'-7"	15.25	146	3.5	其後引續6ヶ月平均
1913 12-1914 5	27'-8"	14.4	165	3.7	此航海後直ちに高壓「タービン・レブレード」施工
1914 9-1915 5	27'-8"	14.5	158	—	上記施工直後の成績
1924 4-1924 9	25'-6"	15.25	165	3.3	此後幾何ならず1925年3月H.P.「タービン」を取換へたり

實際は更らに 2" 大にするを適當と考へる、

「エキスパンション・ジョイント」の伸縮開閉は船臺上から航海中まで時々「レコード」を取つて見た。而して浮泛状態に於ける伸縮量と C 甲板中央部の「ストレス」とを對比すると、船長波浪の上に乗つた場合最大 1.73" の伸縮合量をなす事を窺知し得るのである。尤も桑港航路で斯如き大浪はないのであるが、偶には 330' 位の波に出遇ふ事もある。下表に示す一例は春洋丸 C 甲板上「デツキハウス」戸口（「ジョイント」附近にある者）の下部兩角龜裂を見た瞬間の記録である。當時余は偶然にも乗船航海中であつたが、恐らく船長 $\frac{3}{5}$ 位の波長であると目測した。而して「ジョイント」は伸縮含量 $1\frac{3}{16}$ " を示し、之れを「ジョイント」伸縮と「ストレス」曲線に徴すれば $7.9\frac{1}{10}$ " の「テンション」を C 甲板に加へて居る事と察せられる。即ち此張力は戸口の角に於て急激増膨大量となつて顯はれ鋼板を破壊したのであつた。又他例は天洋丸同一箇所龜裂の場合で、其當時觀測をなし得なかつたけれども遭難 2 日後踏査した時、當時最大壓縮量 $\frac{3}{8}$ " であつたと思はれ、之れから推せば春洋丸と凡そ同様の者と推せられる。此 2 例の起つたのは春洋丸では初航海開始後 4 ケ年目、天洋丸では 2 ケ年 5 ヶ月目であつた。即ち此程度の大狂浪も 2 年半乃至 4 年の間には此航路で遭遇すると思はねばならぬ。更らに荒天の大西洋では 1924 年 12 月「マゼスチック」號が巨浪に遭ひ、又 1929 年秋「レビヤサン」號も同様の原因で、「ストレンジス」甲板（C 甲板）が左舷より右舷迄裂けた事實がある。2 船共に其局部は「エキスパンション・ジョイント」直後の線で大なる孔が存在した箇處であつた。

是等「エキスパンション・ジョイント」に関する記録により設計者は其改善案を直感せられる事と思ふ。

最後に本船貨物及乗客の營業振を述べて置き度いと思ふ。造船設計者に船の寸法のみを與へて其航路に適切な客船を造れと言ふのは真に困難する問題である。此處に示すのは 1910 乃至 1913 年即ち歐洲大戰前の記録であるから現在の營業ではない。併し乍ら一般の「ヒント」を得られると思ふので附記して置くのである。是等營業上の統計を考量する事は其航路に適切な設計を得るに必要な要件である。桑港航路輸出貨物は茶、生絲、陶器、莫座、「ガンニ」米、醬油等の如く才積重量混合で噸數を唱へる。けれども大體平均を取れば、此混合噸數（フレート噸數）に 0.5 乃至 0.7 を乗ずれば實際重量を得るのである。之に反し輸入貨物は製粉、棉、機械類、煙草の如き重量貨物が多く、實際重量は其 0.85 乃至 0.98 掛である。天洋丸型 1 航海平均積荷は 1910 年乃至 1913 年 4 ケ年間の平均で次の如くであつた。

香港より横濱及米國向貨物	3,920噸(フレート)
横濱より米國向	1,392 "
米國より東洋向	1,770 "
横濱より香港向	1,915 "

普通「ブロークン・ストエージ」30% 位で積載して居たが、1915 年の如き非常時（開戦後船腹不足）には 20% 乃至 25% 迄に減じ得た。

太平洋旅客過去 15 年間の移動を見ると、毎年増加率平均は 1% 乃至 2% で、極めて憐む可き交通状態である。従て就航客船を少し増加せば總べての船が乗客減退に敏感となる。斯様の有様は今昔同一である。天洋丸就航數年後 1910 年乃至 1913 年 4 ケ年平均 1 航海乗客は次の如くであつた。

航海	1 等船客	2 等船客	3 等船客
横濱桑港間往復平均	87人	50人	—
横濱香港間往復平均	79	30	—
旅客定員	261	73	742人

而して最も繁昌した時代（1915 年 C.P.R. 及 P.M.

遭難日	貨物 前部	貨物 後部	合計	二重底	甲板間 石炭庫	燃料庫	當時 排水量	吃 前部	吃 後部	水 平均	A 甲板「エキスパンション・ジョイント」伸縮
天洋丸 Nov. 17, 1910	噸	噸	噸	噸	噸	531噸 「チーア タンク」	噸	24'-10"	25'-8"	24'-9½"	? - $\frac{3}{8}$ "
春洋丸 SEPT. 2, 1911			2648	1845	260	3070 石炭庫	18860	26 - 8½"	29' - 8½"	28' - 2½"	+ $\frac{25}{32}$ " - $\frac{13}{32}$ "

社船引上後)は半ケ年の平均出帆毎に、

	船 客		
	1 等	2 等	3 等
東洋より桑港向	211 人	62 人	392 人
東洋より桑港向	242	83	694

即ち普通乗客率 1 等 33% 2 等 68% であつたが、
非常時代は 1 等 93% 2 等 100% を運送したので
ある。(大西洋超客船夏期乗客率 80%)

此頃新聞紙の傳へる所に據ると、本年六月中米
國より入港の春洋丸及淺間丸乗客数は次の如くで
あつた由、眞に盛者必衰の感に堪へぬ。

	1 等	2 等	3 等
春洋丸	8	28	84
淺間丸	95	60	496

(終)

(昭和五年七月二日第五十三回誕生日稿)

撮 要

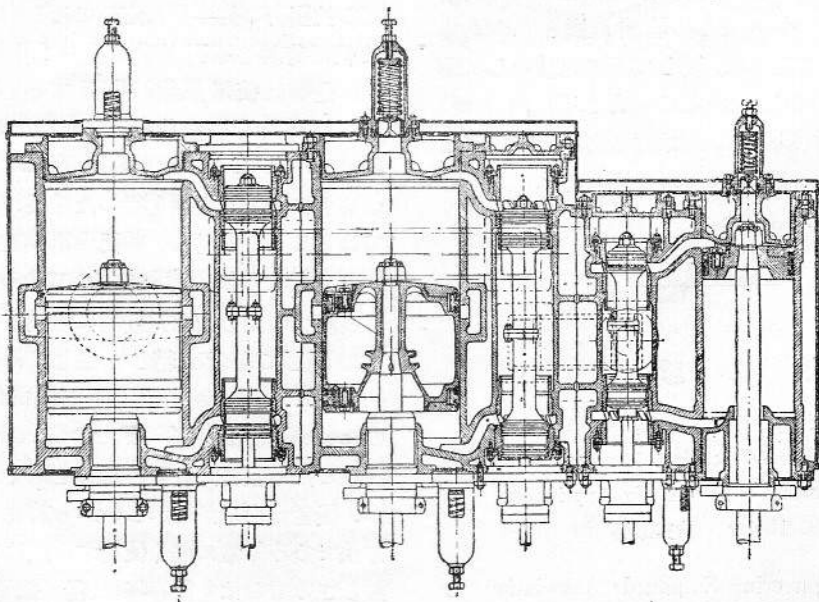
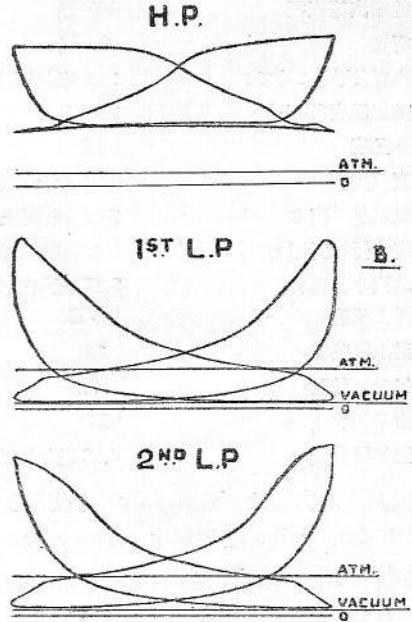
The Brouwer Compound Engine

Journal of Commerce, Feb. 20, 1930, p. 3.

Prof. Brouwer は普通の高圧汽笛1つと uniflow 型低圧汽笛2つとよりなる3つの曲拐を有する聯成機關を考案し、其の成績の良好なる事を發表して居る。圖は和蘭の汽船に裝置せらるゝ約500馬力の機關の汽笛切斷面を示す。高圧汽笛は從來のものと同なる故、汽笛に出入する蒸氣の溫度の差に基づく熱損失を遁れる事は出来ぬ。然しながら茲に出入する蒸氣は過熱蒸氣なる故、汽笛壁の溫度の變化は極めて少く、従つて此の汽笛に於ける熱效率は從來のものに比して高い。又低圧汽笛は uniflow 型なる故 initial condensation 少く、且つ進入蒸氣が過熱の状態にある事並に廢汽を殆ど復水器壓力まで膨脹せしめ得る事(指壓圖參照)等と相俟つて、低圧汽笛に於ける出入蒸氣の溫度の差が相當大なるに拘らず熱效率が高い。

3つの曲拐が互に120度をなす故、普通の3聯成汽機と同様補助弁を使用すれば、曲拐位置の如

INDICATOR DIAGRAMS.
H.P. 1 kg/cm² = 2.25 mm.
Scale of pressures: L.P. 1 kg/cm² = 7 mm.



何に拘らず直に所要の方向に回轉する事が出来る。高壓汽笛の斷汽點は 0.65、低壓汽笛の夫れは 0.5 である。而して其の最も經濟的なる斷汽點は高壓 0.35 低壓 0.2 乃至 0.25 の時である。

陸上に於ける試運轉の結果を示すと次の如くである。

高壓汽笛直徑	400 耗
低壓汽笛直徑	600 耗
衝程	600 耗
汽壓(汽機に於て)	11.2 疋/平方糎
蒸氣溫度(同上)	316°C
過熱度	0.68
廢汽真空	68.4 糎(水銀柱)
氣壓計の高さ	76.3 糎(同上)
復水器絕對壓力	0.104 疋/平方糎
收汽室内壓力	3.17 疋/平方糎
同上溫度	195°C
同上過熱度	0.35
毎分回轉數	117.2
指示馬力	366
蒸氣消費量	4.63 疋/指示馬力/時

約 1,300 馬力迄は piston valve を使用しそれ以上には drop valve を使用する。drop valve の使用と uni の擴大とは互に相俟つて機關の効率を高める。汽壓を 14 乃至 15 疋/平方糎とすれば蒸氣消費量は 4.25 疋となり、熱效率は 91% に昇るであらう。又汽壓が約 35 疋/平方糎になつても高壓と中壓とを tandem とし 3 聯成汽機とすれば曲拐は尙ほ 3 つで足りる。而して既に記載せし試験の結果より推測すると蒸氣の壓力を 35 疋/平方糎、其の溫度を 350°C とし、復水器の真空を 90% 或はそれ以上に保てば蒸氣消費量は恐らく 3.6 疋位で止まるであらう。(T. Z. K.)

鎖 に 就 て

Engineering, Feb. 21, 1930, p. 241 所載、
1929 年 Home Office 發行 Memorandum
on Chains and Other Lifting Appliances
中の G. S. Taylor 論文撮要

British Engineering Standards Association の
定めた鎖用鐵の標準は次表の通である。

	抗張力 噸/時 ²	伸長百分率 (10 時に 對する)	截面縮少 百分率
Common iron	24.25	21	28.5
Best best iron	23.50	25	45
Refined Yorkshire	22.50	28	52
Special grade iron	21.50	32	62

鎖は使用中 shock の爲め over-strain を受けるから ductility が重要な事項であつて良質の軟鎖は抗張力 25~32 噸/時²、10 時に對する伸長率 32、截面縮少率 60 に達するが一般に鍛造鎖には不適當とされてゐる。之は均等な完全な鍛造が困難なることに原因する。1909 年に Emile Lelong が Iron and Steel Institute にて發表した鎖鍛造機に依る製品は iron bar の 80% の強力を有し手工鍛造より 20~25% 強い。鎖製作業は反覆作業であるから機械に依るが適當と思はれる點から見て本機は餘り使用されてゐぬが注意すべきものである。Gartsherrie の工場で數年前から製作されるやうになつた繼目無鎖は高價だが強力大で信頼し得べく耐久性に富むが長は 90 呎以下に止まる。

鎖は使用中 over-strain を受けるため演繹的方法に依り使用荷重を決定する事は難かしく、經驗に依つてのみ安全荷重が定められる。海軍では使用荷重(噸)は $6d^2$ (d は鎖の徑を時にて示す)で牽引試験荷重の半分に等しとし、又牽引試験荷重は鎖の抗張力の約半分に定めてゐる。或る製鎖所では使用荷重を牽引試験荷重の $2/3$ に迄採つてゐる。是等は使用状態に關係するところが大である。1907 年に安全荷重を定めるため Illinois 大學で G. A. Goodenough 及 L. E. More は鎖環の強力に關する實驗を行つた結果、高應力が起つてゐることを發見し、前記海軍の數値の半分に近い $2.8 d^2$ なる使用荷重を定めてゐる。

高應力のため鎖は定期的に焼鈍する必要あり、之に關して著者は精しく論じてゐる。National Physical Laboratory の實驗に依れば 12,000° F での annealing 及 1,830° F での normalising は共に使用のため生じた表面の脆質を除くに効果があるが、後者は仕事が難かしいから前者の方が安全な方法である。常に酷く使用する鎖は 3 箇月毎に、然らざるものは 6 箇月毎に、稀に使用するものは 2 年乃至 3 年毎に焼鈍す方がよい。Dock Regula-

tions は $\frac{1}{2}$ 吋以下の鎖は 6 箇月毎に、他は 1 年毎に焼鈍すべきことを規定してゐる。不良鍛造が鎖の災厄の大部分の原因で磨耗に依る災厄は稀である。過熱鍛造は脆性の原因である。亜鉛鍍は強力

や伸張率に影響は無いが缺點をかくす恐あり、試験、検査後に之を施すべきである。(H.H.K.)

抄

録

舵の新構造法

Schiffbau. 16. April 1931. s. 180-184 に

掲ぐる H. Voigt 氏論文抄録

最近製造される舵の多數は、従前のものと異り眞直な舵軸を有して居る。従て舵頭と舵の本體とを銜接手に依て接合する事に廢止されつゝある。此の種の舵に在ては舵の「モーメント」は舵の本體に堅牢に銜接された壺金の圓錐形面に傳達される。壺金は舵軸に取附られた止母螺に依て支持され、舵軸に對しては楔栓に依て確實に止められて居る。

舵板は、其の面積の重心位置が略下部壺金の高に在る様設計される。依て舵板に對する壓力の分布が一様であるときは、壓力の合力は下部壺金を通して舵軸に傳はる。従て舵の下部は屈曲力のみを受け、上部は殆んど捩力のみを受けるものと看做す事が出来る。依て舵の各部の寸法を之に對し適當に定むれば可い。舵軸は眞直であるから堅牢且安價に作成せられる。2 箇の壺金は、形狀簡單且寸法も小さく、鑄造或は鍛造される。舵の其他の部分は板を銜接する事に依り容易に作られる。

此の新構造法の利益は次の如きものである。

- (1) 重量の輕き事及製作費の低廉なる事
- (2) 装置の簡單なる事
- (3) 外力に充分堪へ得る事、及び母螺に依り完全に船體に取附けられる事

尙此の構造法に於ては、舵軸の構造が簡單なる爲、舵軸承に對し充分な潤滑を施す事が出来る。潤滑剤は舵軸の上端に設けられた貯藏箱よりの中空舵軸内に設けられた銅製管を経て、下部舵軸承の中央凹部に達し、次で該凹部より出づる 4 箇の放射狀溝を通じて測面に傳はる。使用済の潤滑剤は、舵軸の軸承に對する壓力に依て軸承上部に設けられた金屬製環の下面を経て外部に流出する。

此の金屬製環は潤滑剤と絶縁された「ゴム」製環に依て舵軸承に押付けられ、舵軸の動作に伴ひ軸承の上を滑る。金屬製環と舵軸との間の遊隙は防脂された麻糸に依り填塞される故、「ゴム」製環は潤滑剤に觸れる事がない。尙「ゴム」製環は其の彈性に依り水密を保ち潤滑剤と海水とが置換する事を防ぐ。舵軸承に對する壓力は大きく且舵軸の回轉速度は小さいから、兩者の接面に海水に依る潤滑を期待する事は出来ない。従て従來の舵は摩擦に依り甚しい磨損を生ずるものである。又舵軸と軸承との間の遊隙が増大すると軸承は極て迅速に磨耗するものであるが、新構造法に在ては軸承に對する適當な潤滑に依て之を防止し得る。尙上部軸承に對しても、下部軸承に對すると同様の潤滑方法が採用される。

圖示の如き釣合舵は航行中波浪に依て押上げられ易い。之に依て生ずる軸向遊隙の増加は、舵軸承、舵軸及舵全體に對する破壊力の増加を伴ふものである。新構造法に於ては或る装置を爲す事に依り舵の上昇を任意の範圍例へば 1 乃至 2 耗に制限する事が出来る。圖示の装置は、船尾材踵部に當る舵の上に座金附「ツケル」鋼板を設け、之を 4 箇の螺釘に依て舵に取附けたものである。尙此の装置は、必要に應じ之を取外せば舵を約 50 耗揚げる事が出来るから實用上甚だ便利である。

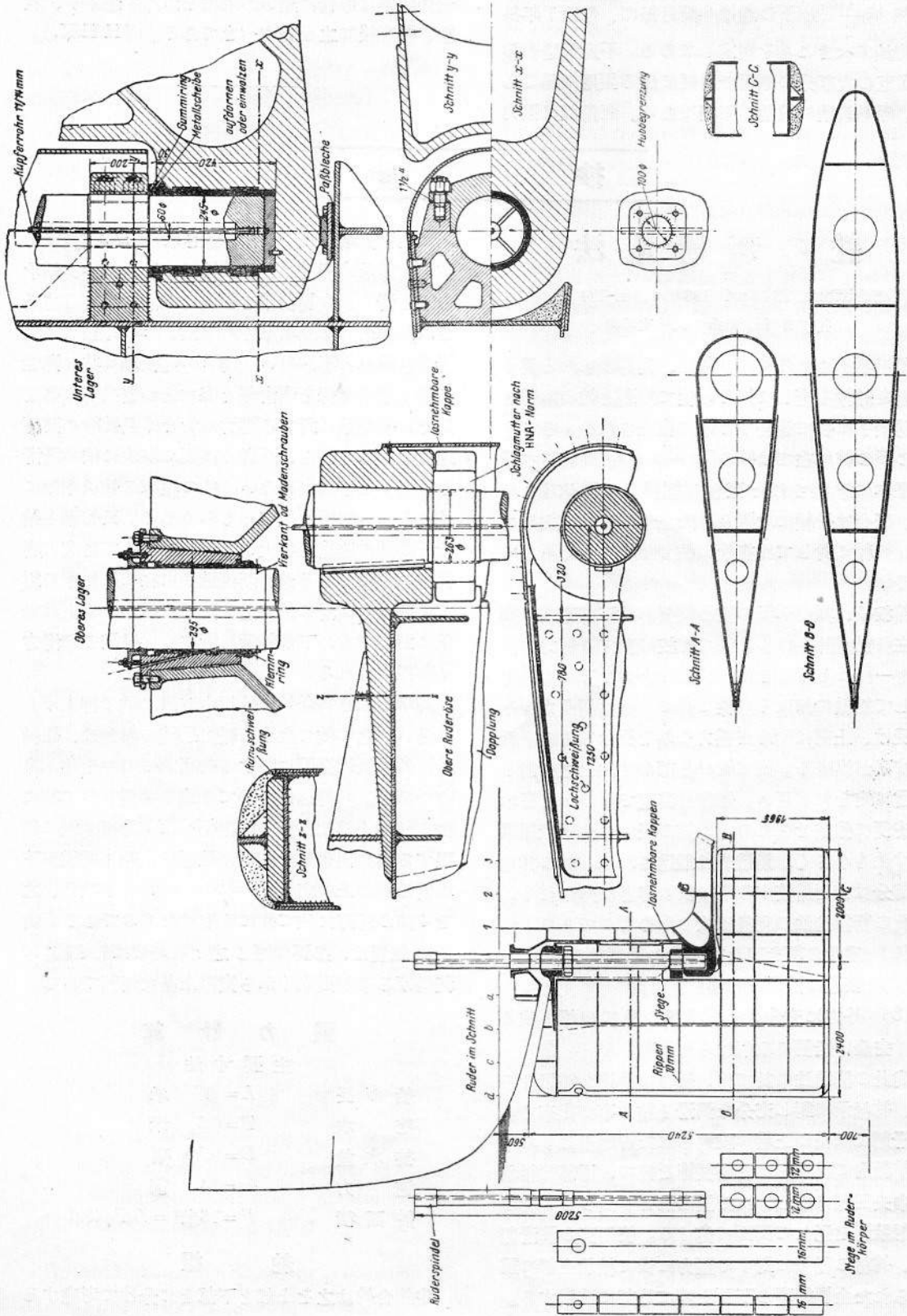
強 力 計 算

主 要 寸 法

船の長	$L=117$ 米
吃水	$T=6.5$ 米
排水量	$D=9,000$ 噸
速力	$v=14$ 節
舵面積	$F=16\text{米}^2 = L.T./48.6$

舵 板

半釣合舵は之を上部と下部とに分けて考慮する



Verdrängungs-Balanceruder (D. R. P. a.) mit gerader Spindel und geschichteten Lagern für ein Fracht- und Fahrgast-Motorschiff

事が必要である。

a) 船尾材踵部上方の幅狭き板

$$F = 2.4 \times 3.0 = 7.2 \text{ 米}^2$$

板の重心の回轉軸よりの距離 $r_a = 1.2$ 米

$$\text{板の縦邊と横邊との關係} = \frac{3.0}{2.4} = 1.25$$

b) 船尾材踵部下方の部分

$$F = 2.0 \times 4.4 = 8.8 \text{ 米}^2$$

板の重心の回轉軸よりの距離 $r_b = 0.2$ 米

$$\text{板の縦邊と横邊との關係} = 0.46$$

c) 舵板全體

$$F = 7.2 + 8.8 = 16 \text{ 米}^2$$

舵の最大壓力

a) Middendorf に依れば

$$R = 11F \cdot (1.2v)^2 \cdot \sin^2 45^\circ$$

$$= 11 \times 16 \times 370 \times 0.500$$

$$= 32.6 \text{ 噸}$$

b) Dr. Pophanken に依れば (波浪の衝擊を考慮に入れたる場合)

$$R = 21 F \cdot v^2$$

$$= 21 \times 16 \times 14^2$$

$$= 66.000 \text{ 噸}$$

c) Göttinger の研究報告に依れば、此の種の舵(第 459 型舵)の最大浮揚係数は

$$\zeta_{a, \max} = 1.202$$

舵の壓力は

$$R = \zeta_{a, \max} \cdot q \cdot F$$

此處に水壓 $q = \frac{\rho}{2} v^2 = 2710 \text{ 噸/米}^2$

$$R = 1.202 \times 2710 \times 16$$

$$= 52.300 \text{ 噸}$$

b) 及 c) の結果は良く一致して居る。依て兩者の中間の値 $R = 60$ 噸を採用して差支ないと考へられる。

舵の最大「モーメント」

舵の最大「モーメント」は、Joessel の公式に依て計算し得る。流線の破壊は、舵の上部に於ては 35 度、下部に於ては 45 度の舵角に於て生ずるものとする。

$$M_{\max.} = M_{a, 35^\circ} + M_{b, 45^\circ}$$

$$M_{a, 35^\circ} = R_a \cdot b(0.2 + 0.3 \sin \alpha)$$

舵に對する壓力が舵板上に一樣に分布するものとすれば、舵板の上部に於ける壓力は

$$R_a = 60 \times \frac{7.2}{16} = 27 \text{ 噸}$$

舵板の下部に於ける壓力は

$$R_b = 60 - 27 = 33 \text{ 噸}$$

此の値を代入すれば舵の最大「モーメント」 $M_{\max.} = 17.4$ 米・噸を得る。然し Joessel の公式は偏平な舵板に對するものであるから、此の種の舵に對しては $M_{\max.} = 20$ 米・噸を採用するが適當である。

舵軸の直徑

上部壺金の上部の舵軸は捩力のみを受くるに依り其の直徑は

a) 獨逸「ロイド」規程に依れば

$$D = 0.46 \sqrt[3]{F \cdot r \cdot v^2}$$

$$= 0.46 \sqrt[3]{16 \times 65.2 \times 196}$$

$$= 27.1 \text{ 吋}$$

b) 舵軸の内法直徑を 60 耗とし、應力 $k_a = 600$ 耗/吋² とし、前に定められた最大「モーメント」20 米・噸を用ふれば

$$W_a = \frac{M_a}{k_a} = 3330 \text{ 吋}^3$$

$$\text{又 } W_a = \frac{\pi}{60} (D^3 - d^3)$$

$$D = 25.7 \text{ 吋}$$

依て $D = 26$ 吋

次に屈曲應力を決定するに當り、舵軸は之を各軸承の位置に於て支へられ且 2 箇の壺金の位置に於て荷重を荷ふ梁と看做す事が出来る。但し舵柄弧等の重量に依る屈曲「モーメント」は之れを無視する事とする。荷重の中心は舵板面積の重心の高と一致するものと假定すれば、下部壺金に加はる荷重は

$$P_u = 75.77 \text{ 噸}$$

上部壺金に加はる荷重は

$$P_0 = -15.77 \text{ 噸}$$

船尾材踵部の軸承に加はる荷重は

$$B = 64.66 \text{ 噸}$$

上部軸承に加はる荷重は

$$A = -4.66 \text{ 噸}$$

是等の荷重に依る屈曲「モーメント」は

$$\text{下部壺金に於て } M_b = 20.67 \text{ 米、噸}$$

$$\text{上部壺金に於て } M_a = -2.98 \text{ 米、噸}$$

依て上部壺金に於ては屈曲「モーメント」を無視し得る。圖示の設計に於ては下部壺金の位置に於ける舵軸の外法直径は 250 耗、内法直径は 60 耗である。而して此の場合 $W_a = 1510 \text{ 噸}^3$ なるに依り屈曲應力 $\sigma_b = 1370 \text{ 耗/噸}^2$ である。

下部舵軸承

下部軸承に加はる荷重は

$$B = 64.66 \text{ 噸}$$

$$\text{展開面積} = 931 \text{ 噸}^2$$

$$\text{舵面壓力} = 694 \text{ 耗/噸}^2$$

圖示の設計に於ては軸承材として、攝氏 25 度に於ける壓縮應力 $k = 1365 \text{ 耗/噸}^2$ の白色合金が使用せられた。尙下部軸承と舵軸とを充分に接觸させる爲には、上部軸承部と同様に兩者を圓錐形と爲すべきである。

下部壺金

下部壺金は荷重 $P_a = 75.77 \text{ 噸}$ を舵軸に傳へる。

此壺金は、母螺に依て組立てられる故、舵軸と完全に接合し且母螺を弛める事に依り舵軸を容易く

引抜く事が出来る。此の母螺は、舵が海底に接觸する事に依り大なる應力を受ける爲、強靱な「ニツケル」鋼製のものを使用する。壺金は螺込板及銲接に依り、舵の堅骨及舵板に取附られる。

上部壺金

此の部分は、全捩「モーメント」を受ける。此の壺金の部分に於ける舵軸は、1:15 の圓錐である。楔の寸法は $60 \times 32 \times 380$ であつて、壺金の腕は舵の頂板上に堅牢に銲接される。(圖面参照)

上部舵軸承

此の部分は、普通單に 4.66 噸の力を受けるのみであるが、航行中最も波浪の衝擊を受け易い故、充分な寸法のものとするが必要である。軸承上部の填坐は潤滑劑が上方に傳はる事を防ぐ。

双螺旋を有する船に對しても、舵軸の位置、潤滑の方法及び舵の上昇に對する制限装置の設備位置が異なるのみで矢張り此の装置を採用し得る。

(S. O.)

A Large Electric Trawling Winch

The Shipbuilder, April, 1930, pp. 257-260.

Diesel engine にて推進する大形の trawler の

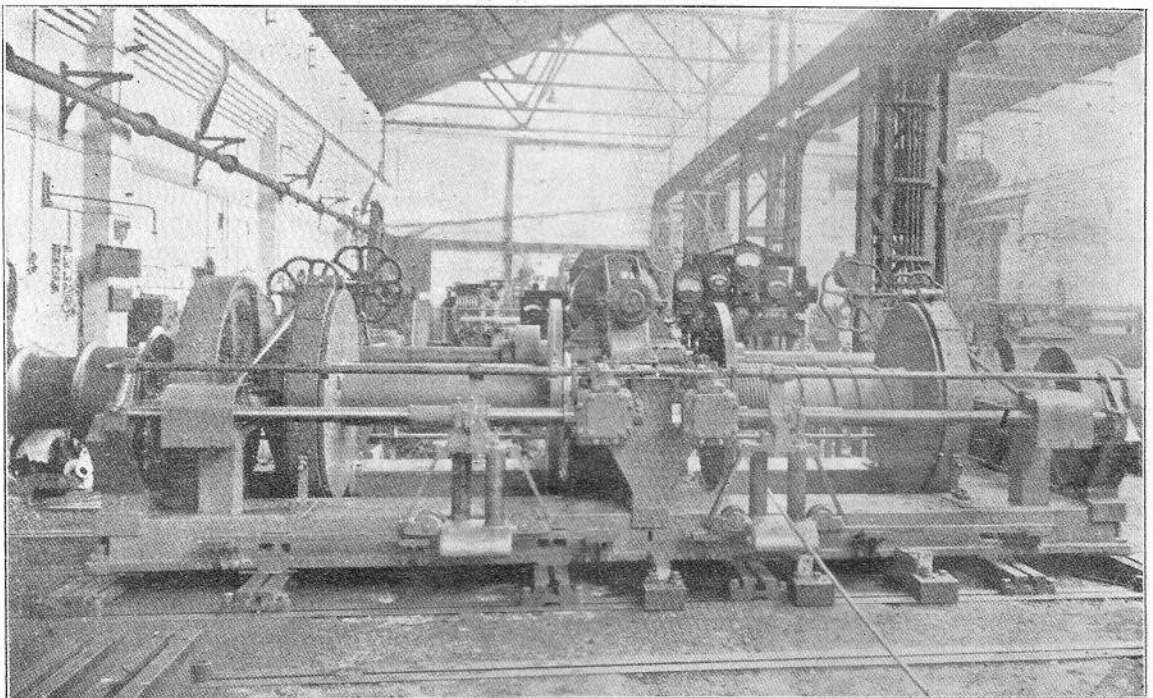


Fig. 1. Front View of the Electric Trawling Winch.

船上に装備する爲め、非常に大なる電動 trawling winch が Norwich の電気機械専門の Messrs Laurence, Scott & Electro-motors Ltd. 工場で製造された。

此の winch は Fig. 1 乃至 Fig. 5 に示す如く single worm and single spur reduction, double-barrel type で、特に深海曳網に避け難き労力を要する仕事に採用されべきものである。

電動機は 75 馬力で、通常の出力量にて速力 1 分間 100 呎、索引力 7 噸を以て 36 分間以上綱を捲き込み得るものである。電氣的供給組織は、winch が 10 噸の過重にて動けぬ様な割合になつてゐる。然し標準の Scott winch の場合に於けると同様に、機械的の試験は 100% 過重に對して施行されるものである。各綱捲筒の容量は直径 22

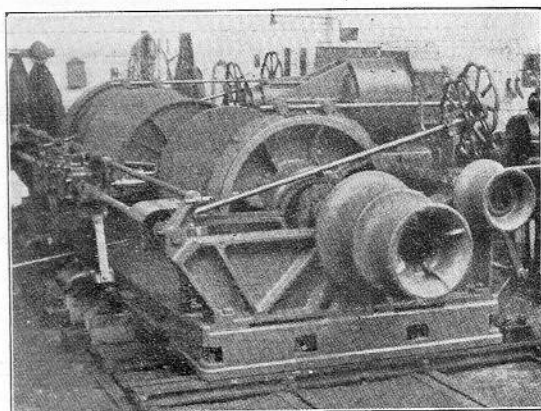


Fig. 2. End View of Winch.

耗の柔軟鋼線綱 600 尋である。各軸の両端には補助用として高速度綱捲器 1 箇と低速度綱捲器 1 箇宛が装備され、後者は 2 様の直径としてある。

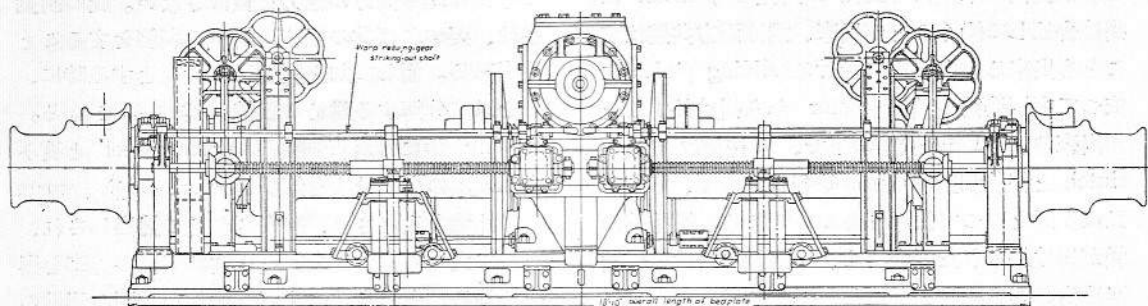


Fig. 3.—Front Elevation of the Trawling Winch

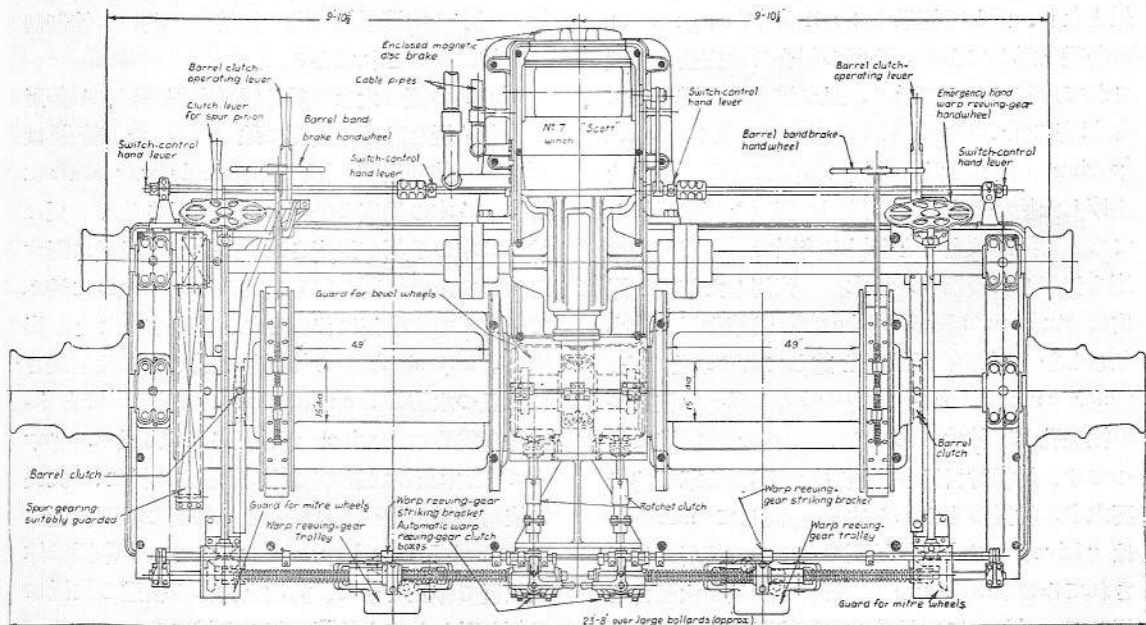


Fig. 4.—Plan of the Trawling Winch.

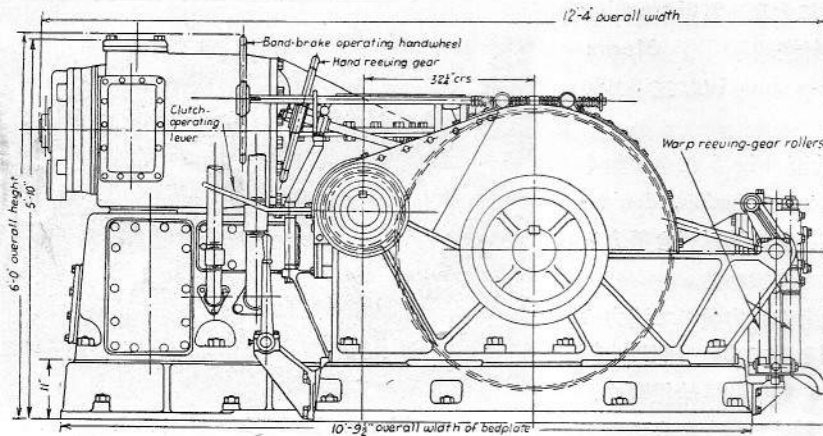


Fig. 5.—End Elevation of the Winch.

各網捲筒は別々に主軸に嵌め込むことが出来、而して銘々に螺子締め帯状制動器を備へてゐる。網捲筒は單獨にも又は1對宛でも motor に掛け合はして働くことが出来、或は兩方共遊ばすことも出来る。中間軸に於ける sliding pinion に依つて主網捲筒の軸は motor から掛け外すことが出来る。以上の状態の下で、網捲筒は自身の clutch と帯状制動器に依り管制されつゝ、單獨か又は1對となつて使用されるのである。網捲筒の軸が掛け外された場合でも、中間軸に於ける網捲筒は尙必要な場合には動作し得るのである。

motor は圍繞された worm gearing と共に1組となり、而して標準の Scott No. 7 cargo winch の基礎を爲してゐる。全體の組合せは完全に圍繞されて水防になつて居り、且つ波の中に浸されても無害に保つ事が出来る。motor 及び worm gearing に近寄る爲めの總ての開口には、機械仕上げした接着を有する鑄鐵製の強固な蓋が附屬してゐる。接着は金屬と金屬の接觸で、接着材料は毫も使用してゐない。又本機に使用した總ての澤山の studs, nuts 及び washers は發錆作用を最小ならしむる爲め亜鉛鍍金を施してある。その上、motor commutator へ近寄る爲めの扉へは板硝子の検査孔が取付けられてある。motor の製造に當つては、絶縁材料及び製造方法は英國海軍規格で要求する材質のものから成り、而して micanite は“Live” metal と接地間のあらゆる個所に使用されてゐる。armature は研磨され且つ水圧力を用ひて spider に取付けられた特別に大きな軸を持てゐる。armature の周囲には結束物は1個も

なく、且つ conductor は製造者の特別なる考案に依る木製楔の装置に依り据え付けられてゐる。是は過去10年間、此の會社の標準の施工法である series coils 及び interpoles は端に銅片を捲き付けてあつて、coils が實用上熱の爲めに焼けぬ様にしてある。motor の外端には、Ferodo の制動面を有する直徑の大なる electro-magnetic disc brake がある。此の式の制動器は緊張力のみを吸収する大なる利益を有し、而して軸には毫も側方の應力を負はさない。此の制動器は、要すれば其の強度に對する調節をすることが出来る。而して加之調整又は検査をする時に、手を以て分解する爲めの設備が爲されてゐる。gearing 中には鱗青銅製の worm wheel と噛み合ふ炭素の含有量少き鋼製の worm がある。worm の齒は焼き入れされ、研磨され且つ艶出しされ、而して大なる強度と永續性と共に高度の能率を與へる爲め、多年實驗の末考へられた特別の形狀のものである。此の集團の下部の空所は引き込み主線に對する接續函並に其の抵抗器と共に主管制器の設備に利用されてゐる。

winch の幅の大なる爲め(全幅24呎)、4箇所の管制位置を設ける必要に迫られた。管制は winch の後面全體の幅に亘る single way shaft に於ける4本の垂直の手柄に依つて爲さるゝ。更に他の2本の手柄が用意され、是れが取扱者に對する尙其の上の便利の爲め、此の way shaft に沿ひて何處にでも手輕に移動され、固着することが出来る。way shaft から管制軸を動かすには圍繞された且つ水防の rack and pinion に據るのである。安全の爲めに、winch が使用されぬ場合に way shaft を休止の位置に確實に閉鎖する様に、丈夫の旋回手柄が備へられてある。管制の特別装置即ち Ward-Leonard system に依つて、1舉動で休止位置で停止せず、前進全力から後進の位置に手柄を動かしても故障の起らぬ様になつてゐる。管制用の way shaft は一定の停止位置を有し、而

して取扱者の方へ段々に手柄を動かす時には、順次に 12 段に速力を早める事が出来る。停止位置から反対の方向への動作は 3 段に力を低下し得るのである。

winch は丈夫な鑄鐵製の床板上に載せられてゐる。然し此の床板は運搬に都合の好い様に 3 部に分かれた機械仕上した接着となし、充分 bolt を施し dowell が打ち込んである。船が曳網中は主軸に非常に大なる應力を及ぼすから、3 箇所の主軸受架臺は鑄鋼で造られ、床板に bolt で取付けられ且つ key を施してある。中間軸及び主軸は鍛鋼製で全體に亘り機械仕上げとなし、而して必要な部は研磨してある。main spur gearing 中に 1 箇の高張力の鍛鋼製 pinion がある。是れは水圧力で軸に取付けた鑄鋼製の車輪に嚙み合ふ機械削りの齒を持つてゐる。主網捲筒は鑄鐵製で、合金製の坐金が嵌めてある。兩端の防止物は鋼の構造物である。制動器の車輪は其の場所に入れられる丈の最大の直徑のもので、且つ sliding clutches は鑄鋼製である。

各網捲筒には堅い木の環節を内側に取付けた帯狀の制動器を裝備してある。是等の制動器は制動輪の上に横に通ずる 1 本の軸に於ける左右兩方向の螺子に依つて迅速に動作する。船内にて使用される、長い且つ太い綱を取扱ふ爲めには捲き付け装置が必要になつて来る。普通是等は人力で取扱ふが、1 條の綱を捲き付くるに半時間以上も要する如き場合には、此の仕事は非常に厄介のものとなる。故に、捲き揚げ作業を輕便にする考から、此の winch には自動的捲き付け装置なる特別な性能を具備して、各網捲筒に完全な而して獨立な装置 1 組宛が備へられてゐる。其動作は次の様である。——綱は winch の前側に於ける丈夫な軌道上を走る 2 箇の垂直の rollers の間を通つて、網捲筒の下側に出て来るのである。平面に於ける是等の網捲筒の配置は、joining eyes 或は shackles を通過せしめる爲めに左右に打ち違ひになし又は片寄る様になつてゐる。roller の臺は反轉装置筐 (reversing gear box) に依つて管制さるゝ螺子装置の爲に、自身の網捲筒の前方を彼方此方に進む様になつてゐる。反轉装置筐は主軸網捲筒の内端に於ける bevel gear から其の運動を傳へらるゝのである。移動する roller 臺から出てゐる撃ち金

(striker) は striking rod に於ける調整し得る小凹子を動かす。即ち其の rod は反轉装置筐内の clutches を管制し且つ網捲筒の端に於て綱が戻る様に精密に調整さるゝ事が出来る。

自動的の捲き付け装置を即時に取外し、winch の取扱者側の都合の好い位置に在る手輪から軸及び bevel gears に依つて螺子の切つてある軸に働く手動装置に替へる事も出来る。總ての露出してゐる spur gears 及び bevel gears は金屬製の覆に依つて破損並に乗組員に對する危険を防止してある。

motor を含む worm gear unit の全部は何れも自動注油装置になつてゐる。自動注油装置の無き殘餘の winch の部分に對しては、深き注意が拂はれ "Tecalemit" 式が使用されてゐる。而して些々たる箇所迄も點油器 (nipples) が總ての運動面又は旋回部に用意されてゐる。是等點油器の數は 41 箇で、且つ 2 本の強壓射油器 (high pressure gun) が、1 本は grease 用に 1 本は油用に用意されてゐる。

既述の如く、winch の管制は Ward-Leonard system に依つたものであるが、本式に比し特に speed-load の特徴を與ふる様に改造され、從て特別の發動装置が設備されてある。2 箇の全く類似の 80 k.w. の發電機は Messrs. Laurence, Scott

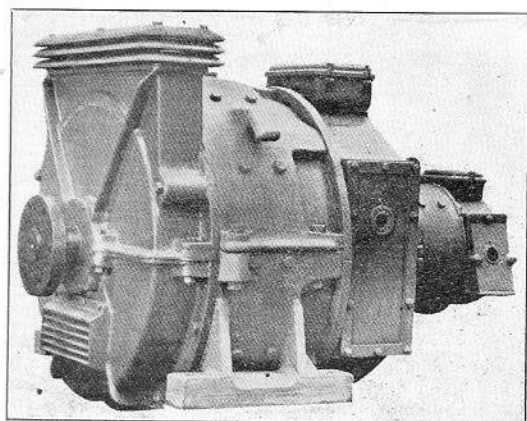


Fig. 6. One of the Generators.

and Electromotors, Ltd. にて造られたもので、Atlas Polar Diesel engines に依つて動かされてゐる。發電機中 1 臺は、一定時間中 trawling winch 専用に使せらるゝものである。他の 1 臺は船の switch-board に於ける change-over switches に依つて、平調の constant voltage の發電

機に轉用される事が出来、而して普通の點燈用及び power-load circuits に合併する事も出来る。Park Royal Engineering Co. Ltd. 製の switch board が裝備され、時として全體の電流が母線 (bus-bars) 内を流れても差支なき様、2 箇の 10 k. w. の發電機を處理し得る能力を持たせてある。

主發電機の何れでもが winch に配屬さるゝ時は、motor は winch に取付けられた管制装置と共に 1 箇の自制装置を形成する。發電機と motor とは電氣的に密接なる局部的の回線に結合され而して main current switching は不必要となる。發電機は種々の shunt and series field winding を具備し、而して excitation に対する電流は、其の機械の外部の端に取付けられた夫れと同一の軸の上に其の armature を有する 1 箇の小形の exciter から傳達さるゝのである。motor は稍普通の計畫より異なるもので、極徐行から全速への全體の速力管制及び其の反對が、發電機から供給された異なる電壓によつて得らるゝのである。是れは主管制器への種々の exciting circuit を聯合せしめ、變化せしめ又は反對にする事に依つて左様に爲し得るもので、其の爲めに捲揚げる側に非常な些細な段を付け、又力を要する場合には緩める爲めに適

に動かぬ状態迄次第に低下する事である。此の爲めに、此の装置は上手に設計した蒸氣 winch の如き働きを爲すもので、即ち蒸氣 winch にては荷重に對し速度は著しく變化し、而して汽罐の壓力によりて制限されて、最大の動かぬ torque は綱の安全緊張力以内にて得らるゝものである。

斯様に此の装置は自衛的であつて、過重のものを取扱ふ危険或は假令一時的でも綱に不當の緊張を與ふる危険は絶無である。

如何なる速度の時でも、turning moment は絶對的に不變である爲め、特に徐行の速力にては蒸氣 winch 以上に大なる利益があると云はれる。澤山の數の段落が設けらるゝ爲めと、field excitation による管制の性質上、段落から段落への滑かな加速度が亦確實に得らるゝのである。

winch に於ける力の實際の管制は、一端から他端迄通する丈夫な way shaft の爲めに非常に簡單で、此の shaft 上に在る澤山の手柄中のどれかが適當の角度まで動かされ、主管制器を動かす役をするのである。此の管制器は shunt current のみを取扱ふ丈けであるが、實際上には電車の管制器の如く構造され、而して型に入れて作つた micante で嚴重に絶縁されてゐる。之れは要領よく造られたもので、床板内の空所に設備され、夫れには大きな鑄鐵製の戸を開けて近付く事が出来る様になつてゐる。(H.U.)

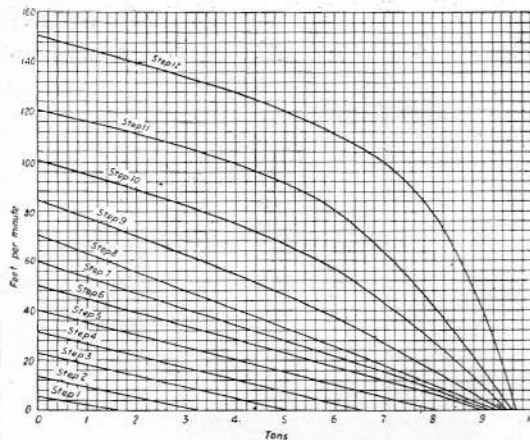


Fig. 7.—Speed Control Available.

當なる數の段を付け得るのである。利用されべき速度管制を示す曲線は Fig. 7 に示すものである。

發電機の特徴としては、主管制器のどの段落に於ても、荷重の増加するに従つて電壓が降下し、随つて motor の速度は非常に軽い荷重量から、普通の荷重量を経て、若し緊張力が豫定の量を超過する場合には、之によりて生ずる torque の爲め

船用大馬力「ディーゼル」機關

The Motor Ship (英版) 1930 年 3 月號
p. 504-506 より抄録

推進機關として大馬力の「ディーゼル」機關を考ふる場合に、4「サイクル」單動機關は數年前まで殆んど問題とさるゝ事がなかつた。當時大馬力とは先づ 6,000 b.h.p. 以上のものとの考であつた。

今日では双螺旋式として 8,600 b.h.p. 乃至 9,000 b.h.p. を發生する 4「サイクル」單動機關が既に据え付られ現に動いて居る時代となり、又 4 螺旋式として 22,000 b.h.p. を發生する「ディーゼル」船が將に建造されんとする情勢となつて來た。

4「サイクル」機關の製造家は 4「サイクル」型

に執着し過ぎる傾向があるが、船舶所有者は各種の機関の中、自船に最適する機関は何れの型種なりやを知らんと欲してゐる。夫故最大馬力機関を考ふる場合には是非共4「サイクル」単動機関をも問題中に入れて考へねばならぬ。今問題を 36,000 b.h.p. を發生する推進機関とし、之に4「サイクル」単動機関を採用する場合には、9,000 b.h.p. の機関4臺を以てするものとして一考してみよう。

此提案は A. Büchi 氏の最近の講演に於て發議せられた。彼は此の 36,000 b.h.p. の plant を2「サイクル」單動式と2「サイクル」複動式とに就き比較を試みたのみならず、super-charger を有する4「サイクル」複動式に就ても相互の比較を明瞭ならしめた。

4「サイクル」單動機関の場合には氣筒の數を10筒とし、徑 900 mm. 行長 1600 mm. 100 r.p.m. のものとする。2「サイクル」單動機関の場合には徑 900 mm. 行長 1500 mm. 88 r.p.m. piston speed 4.4 metre/sec. 即 870 ft./m. 平均實効壓力 68 lbs./ \square ' である。

super-charge した4「サイクル」機関の場合には、piston speed 5.32 m/sec. 即 1040 ft./m. である。而して平均實効壓力は 113 lbs./ \square ' 即全 cycle に對して 56.5 lbs./ \square ' である。

4「サイクル」複動機関の場合には平均實効壓力は 102 lbs./ \square '、piston speed は單動の場合と同様である。2「サイクル」複動機関の場合には piston speed 870 ft./m. 平均實効壓力 61 lbs./ \square ' である。

Büchi 氏は平均實効壓力に就て斯う云ふ事を言

Piston の速さと平均壓力

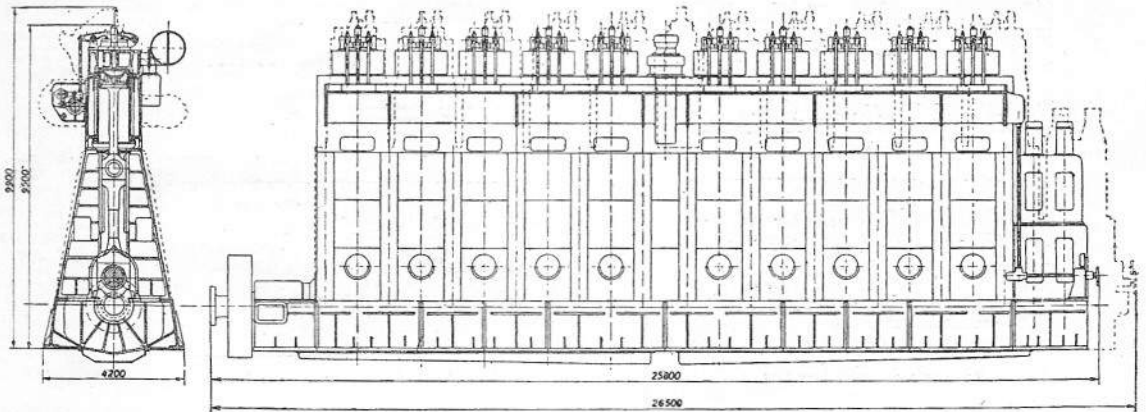


Fig. 1.—9,000 s.h.p. four-stroke single-acting pressure-charged engine.

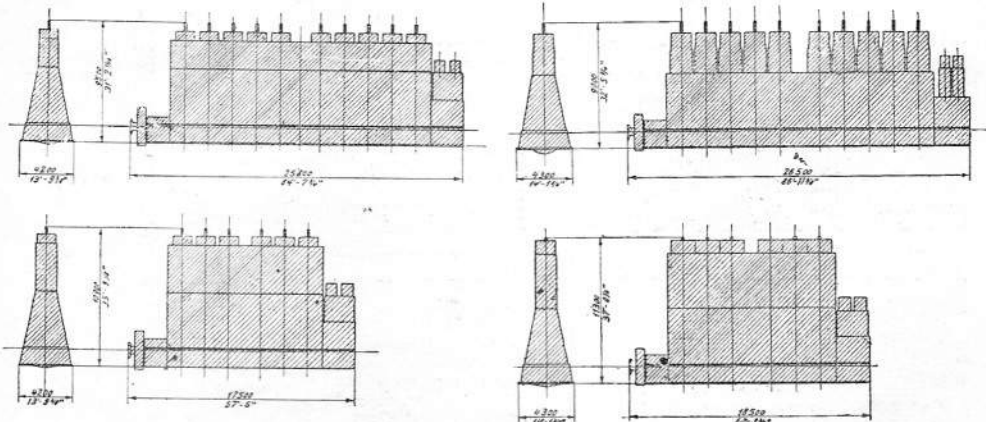


Fig. 3.—Comparison between sizes of various types of engine.

(Top, left) Four-stroke single-acting, pressure charged. (Top, right) Two-stroke single-acting. (Bottom, left) Four-stroke double-acting, pressure charged. (Bottom, right) Two-stroke double-acting.

つて居る。夫れは 4「サイクル」機関の exhaust stroke と inlet stroke との間は事實上壓力がない。夫れ故全「サイクル」より見たる平均實効壓力は indicator card に表はされたものゝ半分である。2「サイクル」機関では exhaust stroke と combustion stroke とは別々の行程がある譯ではなく全「サイクル」に亘つての平均壓力である。

機関の大きさ

Fig. 1 は上述の 9,000 b.h.p. super-charge 式單動機関を示したもので、之は點線で示す 2「サイクル」單動機関と同一馬力である。super-charge 式の單動機関は crosshead 型にして、氣筒と crank

chamber との間に gland を有す。各氣筒毎に 2 箇の inlet と exhaust valve とが取附いて居る。Fig. 3 は 4「サイクル」型と 2「サイクル」型との比較圖である。何れも單動と複動である。4「サイクル」型は super-charge 式である。此の圖によれば單動 2「サイクル」機関は floor space として 86 ft. 11 $\frac{3}{4}$ ins. の長さを要し、他の機関を採用した場合よりも最長を要し、高さは 32 ft. 5 $\frac{3}{4}$ ins. となつて居る、4「サイクル」單動機関は夫より幾分短かく且つ低い。而して super-charge 式 4「サイクル」複動機関は最短である。然し高さは單動よりも高い。此の場合 scavenging blower

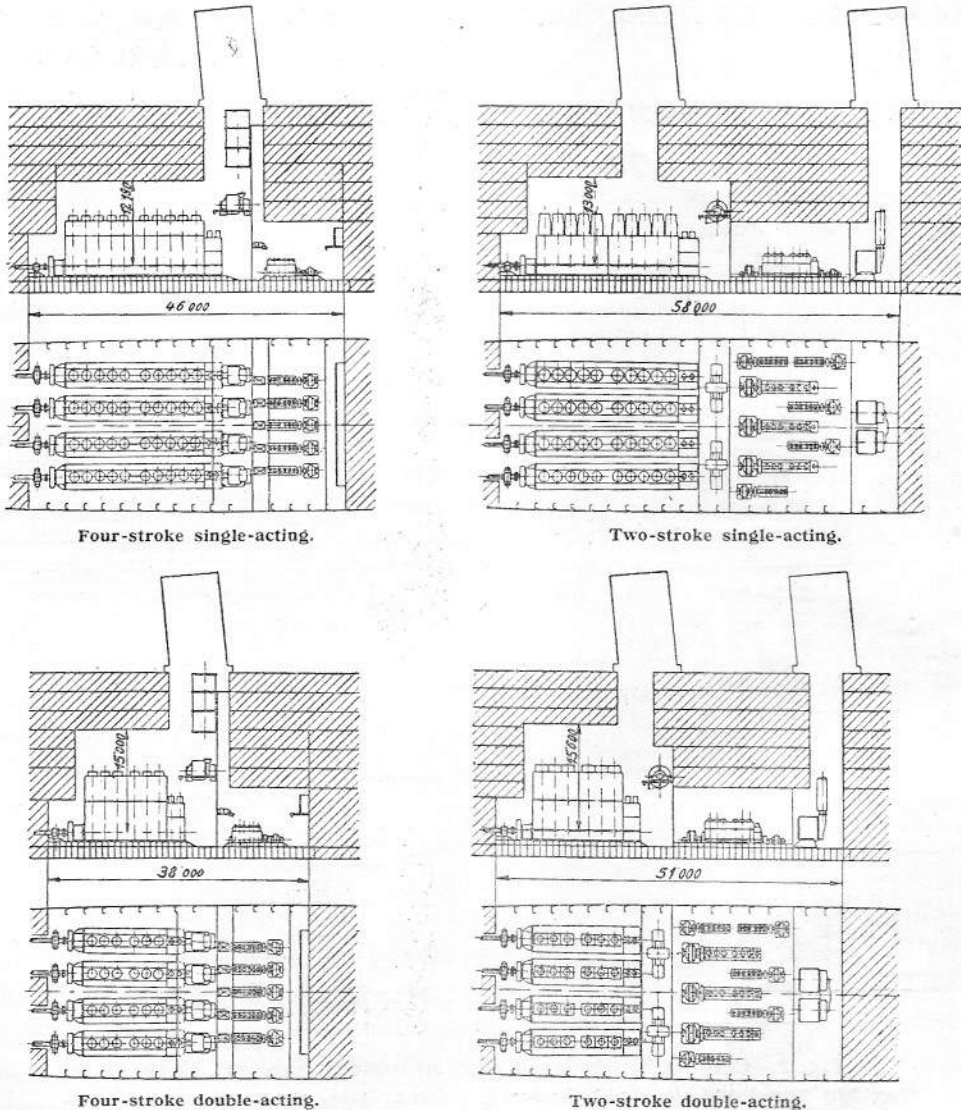


Fig. 2.—Comparisons between space occupied with machinery of various classes.

も supercharging blower も考へに入れてはない。機関室内に於ける諸機関全体の装置の大きさ及重量は、採用せる補助機の種類により關係する所大である。補助機関は主機関の種類により適應すべき種類が夫々異つて居るが、此の點に就き Büchi 氏は super-charge 式 4「サイクル」機関を採用する方得策であると言つて居る。

補助機関の馬力

scavenging blower を動かす爲めには、主機が 2「サイクル」單動である場合には 1,200 k.w. 2「サイクル」複動である場合には 1,300 k.w. だけ餘分の補助馬力が必要である。加之冷却唧筒に要する馬力は 2「サイクル」の場合には 250 k.w. 餘分でなければならぬと言はれて居る。尙 4「サイクル」機関の場合には exhaust gas boiler が取

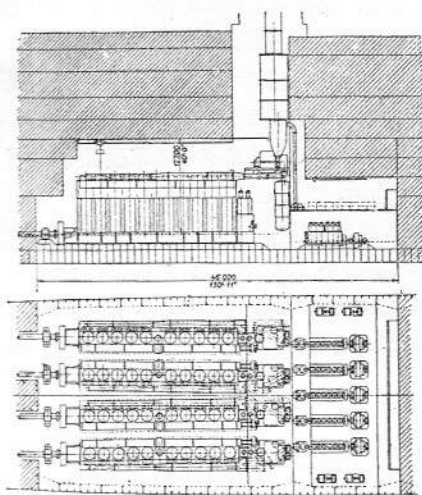


Fig. 4.

TABLE I.
Showing Comparisons between Four-stroke Pressure-charged Machinery and the Two-stroke Type.

	FOUR-STROKE ENGINES WITH PRESSURE CHARGING.		TWO-STROKE ENGINES.	
	Single-acting.	Double-acting.	Single-acting.	Double-acting.
Power of propelling motors b.h.p.	36,000	35,000	36,000	36,000
Total power of auxiliary engines b.h.p.	3,350	3,350	6,310	6,510
Power of auxiliary motors at sea b.h.p.	2,665	2,665	5,010	5,170
Power of auxiliary motors in port b.h.p.	2,515	2,515	2,605	2,605
No. of cylinders	4 by 10	4 by 6	4 by 10	4 by 6
Cylinder diameter mm.	900	865	900	860
Piston stroke mm.	1,600	1,600	1,500	1,500
R.P.M.	100	100	88	88
Mean effective pressure during firing period, kg. per sq. centimetre	8	7.2	4.8	4.4
Mean effective pressure over whole working period, kg. per sq. centimetre	4	3.6	4.8	4.4
Mean piston speed, metres per second	5.34	5.34	4.4	4.4
Total length of propelling engines, metres	75.8	17.5	26.5	18.5
Height of engines from centre of shaft, metres ..	8.2	9.6	6.6	10.0
Total space for machinery plant, cubic metres ..	14,200	12,500	17,350	15,000
Weight of propelling motors, including flywheel, bearings, and compressors tons	960	765	1,100	800
Total weight of main and auxiliary engines .. tons	1,080	945	1,497	1,210
Fuel consumption of propelling engines, gr. per b.h.p.-hour	175	170	185	180
Lubricating oil consumption of propelling engine..	1.7	1.7	2.5	2.5
Yearly fuel consumption, 230 days at sea, 70 days in harbour, for main and auxiliary engines .. tons	39,750	38,750	44,385	43,885
Lubricating oil consumption ditto tons	393	393	585	587
Boiler oil consumption tons	1,680	1,680	7,450	7,450
Total fuel and lubricating oil costs £	180,350	176,183	223,500	221,450

附けらるゝ故、各種の boiler pump は不用となる
 と言はれて居る。夫れ故結局に於て発電機の
 power を差引き全發生馬力は 4「サイクル」機
 關船の場合に 2,250 k.w. 2「サイクル」複動機
 關の場合に 4,350 k.w. 2「サイクル」單動機
 關の場合には 4,220 k.w. である。

以上の事項を基礎に置いて 4 種の方式の主機補
 機に對して必要なる space は Fig. 2 に示してあ
 る。此の圖により 4「サイクル」複動式にして
 super-charger を有するものは、長さ 38 m 即ち
 125 ft. を占め、4「サイクル」單動式の場合には
 46 m 即ち 150 ft. となる。然るに 2「サイク
 ル」式では單動式の場合に 58 m、複動式の場合
 に 51 m で済む。機關室の最下全通甲板までの高さ
 は 4「サイクル」單動式の場合が最少となる。

Fig. 4 は 4「サイクル」單動機關船につき詳細
 圖を示したものである。700 b.h.p. の發電機用機
 關 5 臺も亦 super-charge 式にして、其の exhaust
 が exhaust gas turbine を通過したる後 2 つの
 waste heat boiler を通る。

重 量

4「サイクル」單動機關の重量は 960 ton であ
 り、複動機關の場合には 765 ton、2「サイク
 ル」單動機關の場合には 1,100 ton、2「サイク
 ル」複動機關の場合には 800 ton となつて居る。
 然し若し補助機關を包含すれば重量は夫々 1,080
 ton, 945 ton, 1,97 ton 及 1,210 ton となる。

燃 料 消 費 量

主機關の燃料消費量は 4「サイクル」單動機關
 の場合には 175 gr 即 0.375 lb./b.h.p. 2「サイク
 ル」複動機關の場合には 180 gr 即ち 0.395 lb./b.h.p.
 である。然し 4「サイクル」機關を据付けた船では
 exhaust gas boiler の使用により毎日 24 ton 宛
 の節約が出来る。之を勘定に入ると時は 1 ケ年
 間に 240 日を航海し 70 日を碇泊するものとす
 れば 4「サイクル」單動機關の場合には 39,750 ton.
 4「サイクル」複動機關の場合には 38,750 ton. 2「サイ
 クル」單動機關の場合には 44,385 ton、2「サイ
 クル」複動機關の場合に 43,885 ton の消費とな
 る。

潤滑油の消費量は 4「サイクル」式は單複何れ
 も 393 ton、2「サイクル」式は單動の場合に 585
 ton、複動の場合に 587 ton である。

是等の事項を綜合して一ケ年の燃油並に潤滑油
 消費量は次の割合となる。

4「サイクル」單動式100
4「サイクル」複動式97-8
2「サイクル」單動式123-5
2「サイクル」複動式132

(N.I.)

Trials of a 2,750 B.H.P. Exhaust Turbo-charged Marine Oil Engine.

The Engineer, Feb. 28, 1930, pp. 248-250.

Blue Funnel 社の“Maron”號右舷機の試験
 が North-Eastern Marine Engineering Co. に於
 て、Prof. Hawkes の監督の下で嚴密に行はれた。
 試験の主なる目的は冷却水に依つて運び去らるゝ
 熱量より氣筒内筒、氣筒蓋及び吸鑄を通じて傳は
 る熱量を求むるにあつた。此機關の常用回轉數は
 毎分 138 で、機關の各部は此の速力に適する様
 調節せられてあつた。然しながら嘗て Marine
 Oil Engine Trial Committee に依つて試験せら
 れた此種機關との比較に便ならしむる爲め、特に
 毎分回轉數 115 の下で試験が行はれた。

機 關 の 概 要

機關は North-Eastern 社製 6 氣筒 4「サイク
 ル」單動機關に Büchi 式 exhaust turbo-charging
 を採用したものであつた。氣筒の直徑は 620 mm.
 衝程は 1,300 mm、馬力は Büchi system を使用

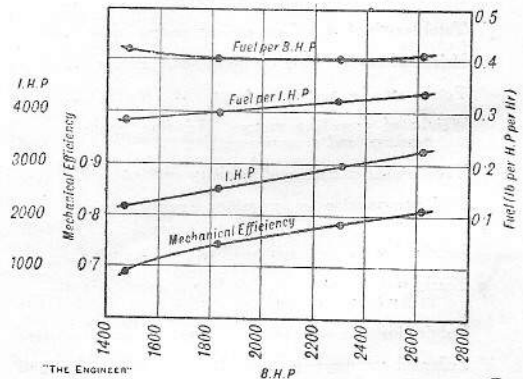


FIG. 2

して毎分 138 回転せし時 2,750 B.H.P. を發生す。
blower は Brown Boverie 社製で 2 stage を有し、
單列翼廢氣瓦斯「タービン」で動かされる。

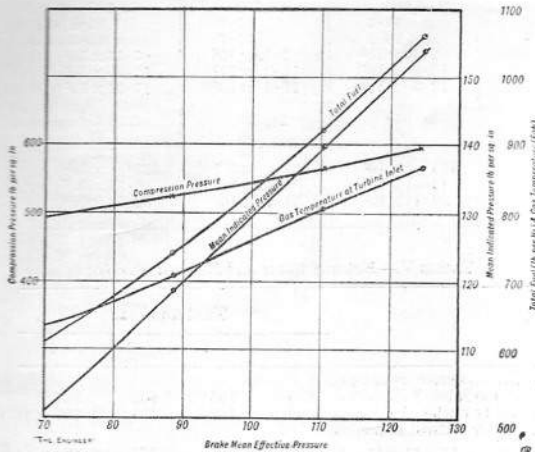


FIG. 3

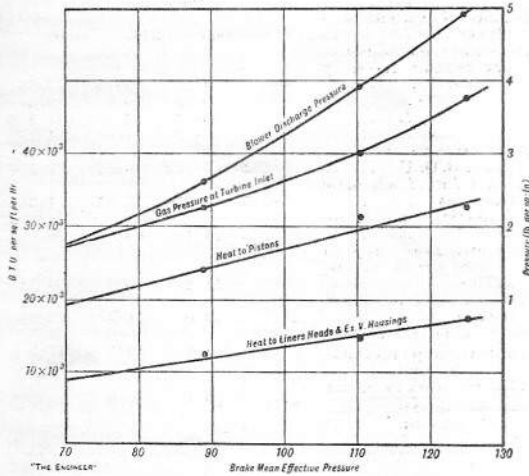


FIG. 4

試験の成績

試験は brake mean pressure 69.9, 88.2, 110.3, 125 封度/平方吋 の下で各々 1 時間宛行はれた。試験の結果は Table I 乃至 Table VII 及び Figs. 2, 3, 4 に示した通りである。

Fig. 2 は B.H.P. を I.H.P. 1 馬力當りの油消費量及び機械効率との關係を示す。Fig. 3 は brake mean を base として、油消費量、平均有效指示壓力、壓縮壓力、「タービン」入口に於ける廢氣溫度を示す。Fig. 4 は brake mean を base として、吸鑿を通じての熱の流れ、氣筒内筒、氣筒蓋、廢氣弁管等を通じての熱の流れ、blower より排出

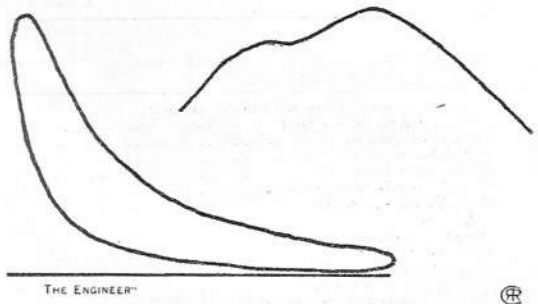


FIG. 5—A TYPICAL INDICATOR CARD

する空氣の壓力、タービン 入口に於ける廢氣瓦斯の壓力を示す。Fig. 5 は r.p.m. 115.6, brake mean 125 封度/平方吋、全 B.H.P. 2,620 の時の代表的指壓圖を示す。Table III は毎時毎平方呎を通じて流るゝ熱量を示す。氣筒内筒及び蓋を通じて流るゝ熱量は、冷却水に傳はりし熱量を、氣筒内筒と蓋との全表面積で除して求めたものである。内筒と氣筒蓋とは連続せる水套で圍まれて居る故に、兩者を通じて傳はる熱量を別々に求むる事は出来ぬ。又冷却水に傳はりし熱量の中には、廢氣弁管を通じて流るゝ熱量をも含む故、内筒及び氣筒蓋 1 平方呎を通じて流るゝ表示の熱量は實際のものよりも若干高い、吸鑿を通じて傳はる熱量は吸鑿を 1 つの平面であると見做し又冷却に使

TABLE I.—Powers and Fuel Consumptions.

	Trial number.			
	1	2	3	4
Duration, minutes	60	60	60	60
Brake load, lb.	3800	4800	6000	6800
B.M.E.P., lb. per sq. in.	69.9	88.2	110.3	125
Average r.p.m.	117.2	115.3	115.7	115.6
B.H.P.	1485	1843	2314	2620
I.H.P.	2145	2465	2935	3230
Mechanical efficiency, per cent.	69.2	74.8	78.8	81.1
Total fuel per hour, lb.	612	740.5	926.5	1066
Fuel per I.H.P. per hour, lb.	0.29	0.3	0.32	0.33
Fuel per B.H.P. per hour, lb.	0.412	0.401	0.4	0.407
Thermal efficiency on B.H.P. basis, taking H.C. value of fuel, per cent.	32.0	32.8	32.9	32.3

TABLE II.—Average Cylinder Pressures.

	Trial number.			
	1	2	3	4
B.M.E.P., lb. per sq. in.	69.9	88.2	110.3	125
M.I.P., lb. per sq. in.	101	118	140	154
Compression pressure, lb. per sq. in.	496	521	562	595
Maximum pressure, lb. per sq. in.	588	623	665	694

TABLE III.—Cooling Circuits.

	Trial number.			
	1	2	3	4
<i>Liners, heads and exhaust valve housings :</i>				
Cooling water, lb. per hour	75,200	86,000	86,100	98,000
Inlet temperature, ° F.	52	51.8	52.8	52.1
Outlet temperature, ° F.	78	80.2	85.7	86.5
B.Th.U. per hour, total	1.955 × 10 ⁶	2.44 × 10 ⁶	2.83 × 10 ⁶	3.37 × 10 ⁶
B.Th.U. per B.H.P. per hour	13.16 × 10 ²	13.2 × 10 ²	12.2 × 10 ²	12.86 × 10 ²
B.Th.U. per sq. ft. per hour	9.89 × 10 ³	12.3 × 10 ³	14.3 × 10 ³	17.05 × 10 ³
<i>Pistons :</i>				
Cooling oil, lb. per hour	17,580	20,650	24,050	23,280
Inlet temperature, ° F.	62	64	63	67
Outlet temperature, ° F.	116	120	126	132
B.Th.U. per hour, total	380 × 10 ³	463 × 10 ³	607 × 10 ³	623 × 10 ³
B.Th.U. per B.H.P. per hour	2.56 × 10 ²	3.51 × 10 ²	2.62 × 10 ²	2.38 × 10 ²
B.Th.U. per sq. ft. per hour	19.5 × 10 ³	23.8 × 10 ³	31.2 × 10 ³	32.0 × 10 ³

TABLE IV.—Turbo-blower and Blast Air Compressor.

	Trial number.			
	1	2	3	4
<i>Blower :</i>				
Air inlet temperature, ° F.	59	58	56	57
Air discharge temperature, ° F.	85	93	107	121
Barometer, lb. per sq. in.	14.45	14.48	14.48	14.48
Discharge pressure, lb. per sq. in. absolute	16.21	17.07	18.37	19.4
Capacity of blower, lb. per sec.	7.32	8.16	9.10	9.85
Blower air per lb. of fuel, lb.	43.0	39.6	35.325	33.225
Isothermal work per lb. of air, B.Th.U.	4.11	6.85	8.45	10.4
Adiabatic work per lb. of air, B.Th.U.	4.18	6.0	8.68	10.8
<i>Blast air compressor :</i>				
Air inlet temperature, ° F.	54.5	53.5	54.3	53.7
Air per second, lb.	0.457	0.5	0.51	0.51
Air per lb. of fuel, lb.	2.7	2.4	1.975	1.725
Blast pressure, lb. per sq. in.	900	950	1000	1000
Total blower and blast air passing through engine per lb. of fuel, lb.	45.7	42.0	37.3	34.95

用せし潤滑油の比熱を 0.4 乃至 0.412 と假定して求めたものである。Table V は各気筒廢氣の溫度を示す。

此溫度は實際の平均溫度を示すものでなく、單に溫度の比較を表はすものと見做す方が至當である。Table VI は燃料の higher calorific value を基とする熱平衡を示す。空氣壓搾機の外套及び冷却器を通過する冷却水の量が多く、従つて其の溫度の上昇が僅かなる爲め、壓搾機を通じて傳はる熱の計算には相當の誤差を生ずる懼あるを以て、之れを求める事を避けた。

結 論

supercharge するものと然からざるものとに於て、氣筒内筒蓋、吸鑊を通じて傳はる熱量が如何に異なるかを比較する爲に Table VII を作った。

TABLE V.—Exhaust Gases and Exhaust Turbine.

	Trial number.			
	1	2	3	4
<i>Thermometer readings :</i>				
Turbine inlet, ° F.	635	705	803	867
Turbine outlet, ° F.	590	662	738	803
Cylinder exhaust branches, ° F.	608	621	694	757
<i>Pressures :</i>				
Turbine inlet, lb. per sq. in.	16.16	16.7	17.49	18.21
Turbine outlet, lb. per sq. in.	Atmospheric			
R.P.M. of turbine and blower	2530	3000	3565	4000
<i>Percentage composition of dry exhaust gases, by volume, CO₂</i>				
	—	4.45	5.15	5.95
	—	0.75	0.6	0.6
	—	13.45	12.6	11.7
	—	81.35	81.65	81.75
<i>Mean specific heat of gases, B.Th.U.</i>				
	0.252	0.252	0.254	0.256
<i>Mean value of adiabatic exponent</i>				
	1.377	1.375	1.371	1.367
<i>Adiabatic temperature drop, ° F.</i>				
	33	44.4	63	79
<i>Adiabatic heat drop in turbine per lb. of gas, B.Th.U.</i>				
	8.3	11.2	16.0	20.23
<i>Exhaust gases per lb. of fuel, lb.</i>				
	46.7	43.0	38.3	35.95
<i>Isothermal work in blower</i>				
	45.6	48.1	48.7	47.5
<i>Adiabatic work in blower</i>				
	46.4	49.4	50.0	49.3

TABLE VI.—Heat Balance in Units of 100 B.Th.U. Per Minute.

	Trial number.			
	1	2	3	4
Heat in fuel, higher calorific value	1970 (100)	2385 (100)	2985 (100)	3435 (100)
Thermal equivalent of B.H.P.	630 (32.0)	783 (32.8)	981 (32.9)	1111 (32.3)
Heat to liners, heads and exhaust valve housings	326 (16.6)	407 (17.1)	472 (15.8)	562 (16.4)
Heat to pistons	63 (3.2)	77 (3.2)	101 (3.4)	104 (3.0)
Heat to compressor, exhaust gases, &c. (by difference)	951 (48.2)	1118 (46.9)	1431 (47.9)	1658 (48.3)

NOTE.—Numbers in brackets are percentages, to the nearest first place of decimals.

茲に示す“Sycamore”及び“Cape York”號の supercharge せざる 6 氣筒機關の成績は Marine Oil Engine Committee に依つて發表せられたる

TABLE VII.

Engine	"Maron"	"Sycamore"	"Cape York."
Trial number	3	5	10
Bore, in.	24.4	24.41	22.05
Stroke, in.	51.2	38.39	39.37
Compression ratio	12.28	13.01	14.39
Mean indicated pressure, lb./in. ²	140	94	108
Brake mean pressure, lb./in. ²	110.3	73.5	71.7
R.P.M.	115.7	118.8	125.1
Brake horse-power	2,314	1,188	1,018
Fuel per hour, lb.	926.5	537.3	427
<i>Heat to liners, heads, and exhaust valve housings:</i>			
B.Th.U. per sq. ft. per hour	14,300	15,600	14,100
B.Th.U. per B.H.P. per hour	1,220	1,994	1,910
B.Th.U. per lb. of fuel per hour	3,060	4,410	4,550
<i>Heat to pistons:</i>			
B.Th.U. per sq. ft. per hour	31,200	19,500	33,000
B.Th.U. per B.H.P. per hour	262	318	519
B.Th.U. per lb. of fuel per hour	655	703	1,236
<i>Heat to liners, heads, exhaust valve housings and pistons:</i>			
B.Th.U. per sq. ft. of area of liners, heads, and pistons, per hour	15,800	16,000	16,800

權威あるものである。表に示された所によると“Maron”號と“Cape York”號との機関に於ては、氣筒内筒、蓋、廢氣弁管並に吸銜を通じて傳はる毎時毎平方呎當りの熱量は殆ど同一である。又“Sycamore”號の機関に於ては“Maron”號に於けるよりも氣筒内筒、蓋、廢氣弁管を通じて傳はる熱量は稍々多く、吸銜を通じて傳はる熱量は相當少ない。然しながら外套冷却水に傳はる熱量の中には吸銜から内筒に傳はる熱量をも含むものであつて、其の量の多少は機関の設計に依つて異なるものである。故に是等の部分を通じて傳はる熱量の比較は、氣筒内筒、蓋、吸銜等を通じて傳はる熱量を瓦斯に曝さるゝ全面積で除したものであるのが至當である。此の意味で求めたものが最後に示す數字である。之れに依つて見ると冷却水に傳はる全熱量は supercharge する“Maron”號の方が普通の機関を有する“Sycamore”號及び“Cape York”號よりも尠ない。此の事實より推して冷却水に傳はる全熱量換言すれば高温瓦斯に曝さるゝ部分に起こる熱應力は、supercharge せし機関の方が平均有效壓力 brake mean で 50% 大なるに拘らず普通の機関と大差の無い事が知れる。因に“Maron”號機関の試験中は Prof. C. J. Hawkes の監督の下に極めて良好なる状態で運轉を續けて居つた。(T.Z.K.)

「ディーゼル」機関接續銲 上下螺釘の切損

The Marine Engineer and Motorship Builder.
March, 1930. pp. 107-108.

船用「ディーゼル」機関にありては crank pin brass の螺釘に故障を起す場合が屢々ある。其の原因は種々に説明されて居るが、今單動 4「サイクル」機関を採り piston と crank shaft とを接續して居る部分に如何なる stress が生じて居るかを考ふるに、

- suction stroke の初期に於ける cylinder 内の部分的眞空
- piston の頂部に於ける壓縮壓力と燃燒時の壓力
- 膨脹壓力と廢氣壓力
- 往復動部の inertia force

以上の中 (a) と (d) とより crosshead と crank pin とに tensile stress がかゝるが、(b)、(c) 及 (d) によりては piston と接續銲とに compression stress がかゝる。

(a) なる部分的眞空により又 (d) なる inertia force によりても共に crosshead bolt や crank pin bolt の抵抗力に影響を及す事、compressive force が piston や connecting rod 及上記諸 brass 類に影響すると同様である。接續銲上下の螺釘切損原因は總ての場合に於て suction stroke の時に生ずる inertia force と tensile stress とに歸着する。尤も是等の螺釘の寸法は永い間の stress に充分耐へ得る丈けの大さとなつて居る。然し何れにしても是等の tensile stress に對する抵抗力は或る期間の後には材料の疲勞により次第に減少し遂に切損するに至る。疲勞を回復する唯一の方法は或る期間使用したる後螺釘を焼鈍する事である。蒸氣機関にありては疲勞の爲めに bolt が切損したと云ふ例を聞かぬのは一應不思議とせなければならぬが、夫れは蒸氣機関の場合には荒天時空轉の場合に「ディーゼル」機関よりも好都合であるが爲めに外ならぬ。

螺釘に過大の tensile stress のかゝる今 1 つの

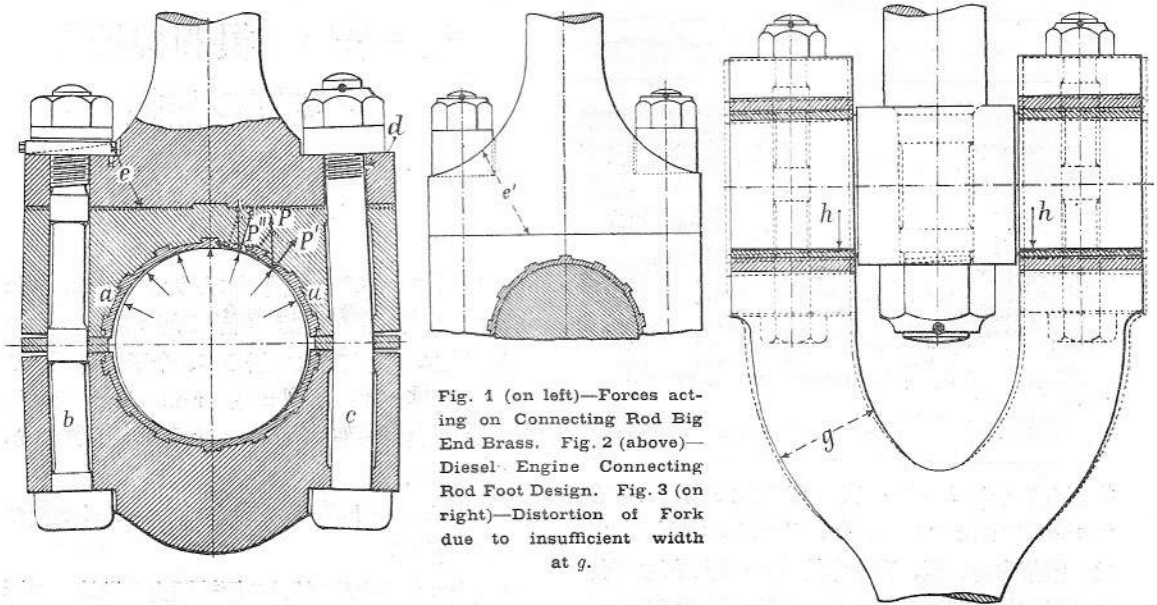


Fig. 1 (on left)—Forces acting on Connecting Rod Big End Brass. Fig. 2 (above)—Diesel Engine Connecting Rod Foot Design. Fig. 3 (on right)—Distortion of Fork due to insufficient width at *g*.

原因は nut を餘りに固く締め過ぎる事である。「ディーゼル」機関でも蒸氣機関の場合以上に固く締めなければならぬ必要はない。螺釘の斯の如き切損は又同時に他の原因即燃焼の初期に於ける maximum piston load が高かつたと云ふ事を表はして居る。

maximum piston load は、cylinder の大きが現今の程度では往々 200 ton にも高まる。此の大なる load が crosshead や crank pin bearing に傳はり、load を受けるべき bearing surface は、實際には全面積の約 70% しか働かなくなる。(Fig. 1, aa)

今 crank pin の top end brass に於て接続鏝に沿うて働く P なる力を垂線方向と切線方向とに分解して夫々 P' P'' とせば、 P' なる力は上部 brass を上方に屈曲せしめ様とする。其の結果是等の brass は側方向に偏倚せんとする作用を起し、従つて crank pin bolt b と c とに屈曲作用を生ぜしめる。此の屈曲作用は極めて小さい場合でもネジの下端部 d に於ける stress は甚だ強烈なものとして働くのである。而して其の stress は crank pin bolt が全長に亘り同じ徑に仕上げてある場合即ち e の如き構造である場合に最も悪い結果を招く。夫れ故螺釘の構造は b に示す如く幹部の徑をネジ底の徑よりも少しく小さく削つて置く事が必要である。

戦時中に建造された單動 4「サイクル」6 氣筒機関船が新造後 2 ケ年にして 8 本の crank pin bolt に故障を生じ、nut の下端より少しく内に入つたネジ底に裂疵を生じた例がある。此の螺釘も矢張り Fig. 1 の e に示す型であつた。此の故障の原因も材料の疲労にあると想像され、8 本中 2 本の螺釘より試験片が取られた。内 1 本の試験片は焼鈍され他は其の儘であつた。此 2 つの螺釘は切面に何れも結晶組織が少しも顯はれて居ないので、tensile strength は 2 本共 33 ton/σ" から出入はあるまいと思はれた。表面の磨いた部分は腐蝕法を行つた處硫黄がないとは思はれなかつた。本船より 3 年後に建造された姉妹船に同型同寸法の機関が据付けられたが、此の場合には上述の如き故障を決して起さなかつた。尤も此の場合には crank pin bolt が b の様に削つてあつた。

或る發電機用 6 氣筒「ディーゼル」機関の crank pin bolt に起つた故障の如きは、其の bolt の破損の爲めに engine の crank case に損害を及ぼしたと云ふ例もある。該船は就航後僅かに一二月しか経たない。従つて原因を材料の疲労とする譯には行かぬ。此の engine はよく知られた型で接続鏝下端部に於ける甲の高さ (Fig. 1, e) は寧ろ低く過ぎ、燃焼の初期に於ては爪先が上向に曲げられ様とするものと思ふ。Fig. 2, e' に示す構造は「ディーゼル」機関の最も普通の設計であるが、斯

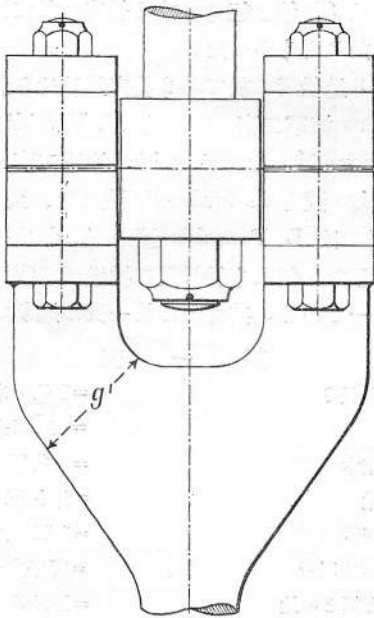


Fig. 4.—Stiff Forked End Construction, which makes for Reliability.

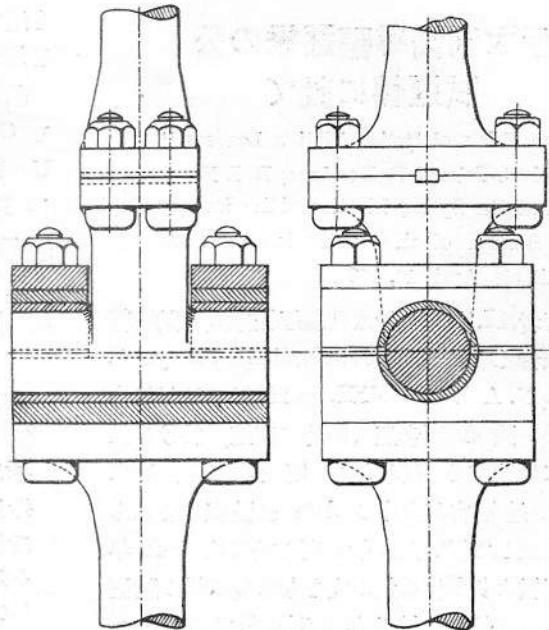


Fig. 5.—Latest Sulzer Crosshead and Small End Design for Two-stroke Cycle Single-acting Engines of High Power.

くの如き構造とする事により crank pin bolt に餘程確實性を増す事になる。

cross head に於ては下側の brass に龜裂を生ずる爲めに pin に無理を生じ、故障を起す場合が 4「サイクル」でも 2「サイクル」でも多少ある。此故障は white metal の材質は兎も角として maximum load が大なる事と Fig. 3 に示す如く接續鏝の fork end の構造に充分なる強みを持たせてない事に歸着する。fork が弱ければ其の上端が外方に屈曲し、燃焼中外側に開かんとし爲めに下側 brass の h に示せる部分に大なる load がかかり、且又 p's on より来る maximum load によりても大なる load が掛かる。夫れ故 cross head の構造は Fig. 4, g' に示す如くして fork end を丈夫なものとし、bearing にかゝる load が出来る丈均一である様にし、brass の全 bearing surface の磨耗が均一である様にして裂疵を生ずるのを未然に防ぐべきである。Fig. 5 に示す構造は Sulzer 社最近の設計に係る單動機關用のもので、前述の如き缺點が除かれてある。

cross head pin に僅少の傾斜を付け pin の外方に次第に径が大きくなる様にして置けば、fork end が開かんとする力の水平分力は tapered pin

の爲めに平衡して、fork end の開かんとする作用を防止する事が出来る。此の目的の爲めに cross head pin に施すべき taper の度合は數千分の一で充分である。

bolt 切損の原因に就ては以上の外にも考へて來なければならぬものがある。flywheel や發電機の armature の如き回轉體は、諸動作部に對し危険の原因となる。例へば「ディーゼル」機關により動かさるゝ發電機を停止せんとする場合に、電氣荷重を取り去り燃料の供給を斷つた後は、機關は空氣壓縮機として働き、flywheel や armature の inertia により廻はされんとする力に反對の働きをする様になる。「ディーゼル」機關により動かさるゝ發電機の場合には、機關に燃料の供給を斷ちたる後速度が減じ或る回轉數になつた時に急に烈しく振動する場合があるが、之は critical speed に達した爲めである。」 (N. I.)

伊太利嚮導驅逐艦の公試運轉に就て

“Sea Trials of Italian Flotilla Leaders”

Lieut.-Colonel F. Dondona, R. I. N.

Read at the Spring Meeting of the Seventy-first Session of the Institution of Naval Architects, April 10, 1930.

昨年著者は I. N. A. に伊太利驅逐艦數隻の試運轉成績を報告し(“Sea Trials of Italian Destroyers”, Trans. I. N. A. Vol. LXXI, p. 22 及び造船協會雜誌第 88 號 42 頁参照)、同時に高速に於ける推進に於て發生する諸現象に光明を與ふるために諸外國の造船官が多くの data を發表せられんことを希望して置いた。伊太利に於ては 1929 年中に驅逐艦よりも排水量の大きな數隻の船の試運轉を行つた。是等の船は伊太利に於ては “esploratorio” 即ち scouts として知られてゐるものであつて、英國に於て “Flotilla leaders” と呼ばれるものに相當するものである。

驅逐艦の公試運轉成績を以上述べた 6 隻の嚮導驅逐艦の試運轉成績と併せて結論を出して見るのは興味あることと思ふ。嚮導驅逐艦に於ては何れ

も速力は 39 節を超え、或る航走に於ては 40 節を超えたこともあつた。

船は 3 造船所に於て各 2 隻宛建造せられた。即ち Odero 海軍工廠に於ては U. Vivaldi 號と N. Usodimare 號とを、Ansaldo 海軍工廠に於ては J. Tarigo 號と L. Malocello 號とを、又 Tirreno 造船所では L. Pancaldo 號と A. da Nali 號とを建造した。何れも船殻及び推進器の幾何學的性質は同一である。其詳細は第一表の通りである。

第一表

水線の長さ	= 167.00 米
幅	= 10.22 米
平均吃水	= 3.447 米
排水量	= 1,850 噸
浸水面積	= 1,146 平方米
中央横斷面積	= 25 平方米
長さ と 幅 と の 比	= 10.469
吃水 と 幅 と の 比	= 0.337
長さ と 吃水 と の 比	= 31.998
方形肥瘠係數	= 0.504
柱形肥瘠係數	= 0.713
水線面積肥瘠係數	= 0.731
中央横斷面積肥瘠係數	= 0.708
推進器の螺距	= 4.00 米

Plate I.

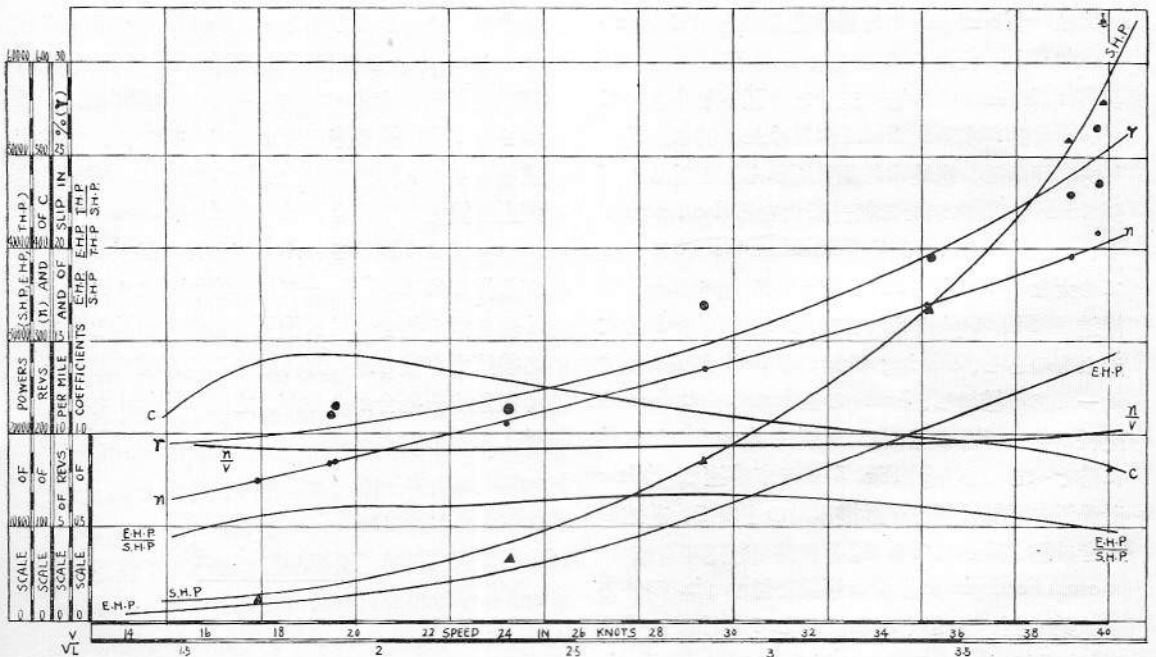


FIG. 1 - VIVALDI

Plate I の 続

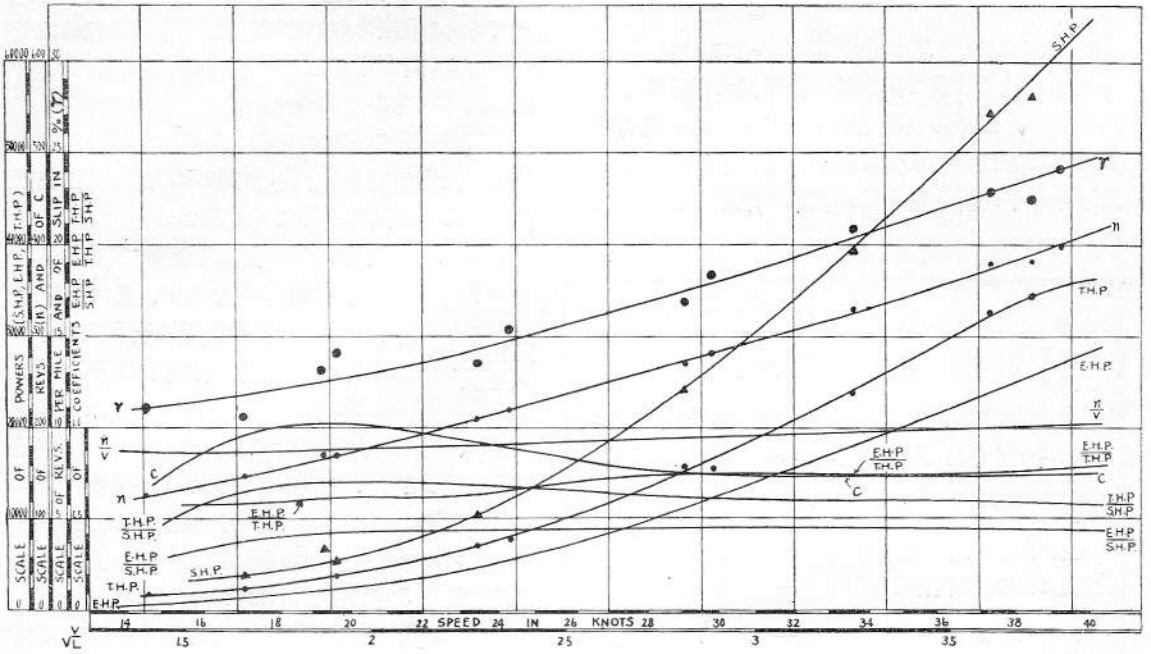


FIG. 2 - TARIGO

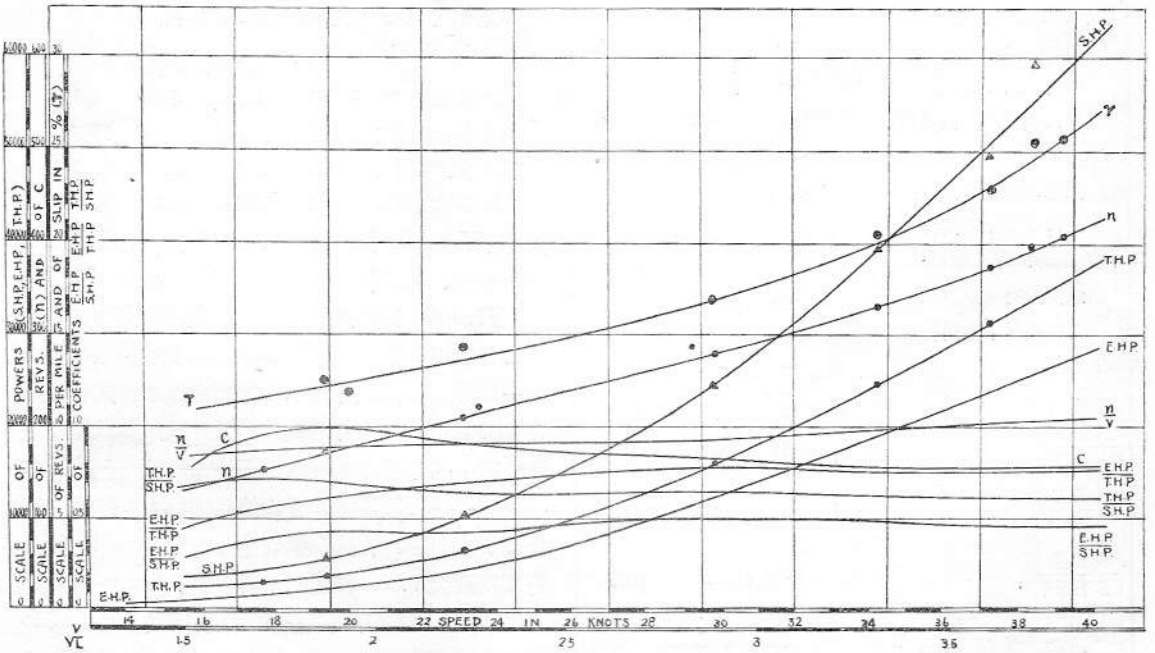


FIG. 3 - PANCAIDO

推進器の直徑 = 3.400 米
 螺距比 = 1.176
 投影面積 = 5.75 平方米
 圓盤面積比 = 0.632
 蔽の近くに於ける翼の厚さ = 125.00 耗

表中の數字は總て排水量 1,850 噸に相當するものであり、比較の基礎を簡單にするために馬力等に關しても此の排水量に對するものを採つた。試運轉中の平均排水量も此の標準排水量と 2% 以上

第 二 表

	Vivaldi	Tarigo	Pancaldo
$\frac{E.H.P.}{S.H.P.}$ max.	0.675	0.46	0.500
之に相當する速力(節)	28.4	30&33	30
之に相當する回轉數 n	260	282&318	279
$\frac{E.H.P.}{T.H.P.}$ max.	—	0.742	0.775
之に相當する速力(節)	—	33.4	30.4
之に相當する回轉數 n	—	285	283
$\frac{T.H.P.}{S.H.P.}$ max.	—	0.705	0.710
之に相當する速力(節)	—	20.5	17.8
之に相當する回轉數 n	—	179	153
C_E min.	319	319	319
曳航限界速力(節)	33	33	33
C_r min.	—	235	245.5
推力に對する限界速力(節)	—	34	34
之に相當する回轉數	—	330	330
C min.	<165	145	153
推進に對する限界速力	> 40	34	36.3
之に相當する回轉數	>400	330	360
最高速力に關する data			
最高速力(節)	39.7	39.18	39.17
之に相當する回轉數	400	398	405
C_r	—	255	255
C	168.5	149	155
$\frac{E.H.P.}{S.H.P.}$	0.500	0.442	0.46
$\frac{E.H.P.}{T.H.P.}$	—	0.756	0.753
$\frac{T.H.P.}{S.H.P.}$	—	0.580	0.605
$\alpha = \frac{V}{\sqrt{L}}$ for $\frac{E.H.P.}{S.H.P.}$ max.	2.6	2.91&3.2	2.91
$\alpha = \frac{V}{\sqrt{L}}$ for V max.	3.84	3.59	3.79

相異なることはなかつた。

試運轉の成績は Plate I 及 II の曲線に示してある。夫に附した記號等は總て驅逐艦の場合と同一である(附録参照)。只異なるのは今度のは排水量 1,850 噸に對するものであり、以前のものは 1,200 噸に對するものであつた。

第二表は此の曲線から採つた最も重要な數字を列記したものである。是等の數字に對して二三附記することは興味あることと思ふ。

Vivaldi 型に對する C 曲線を見るに、これは最高速力の直前に於て最小とならず、更に低下せんとする傾向を示してゐるが、更に全推進効率 $\frac{E.H.P.}{S.H.P.}$ を示す曲線の有様も亦普通と異つてゐる。此の曲線は 28 節附近で 0.675 といふ最高値に達し、更に速力が増せば急に下る。そして普通の値に近づきつゝはあるが、夫れよりも更に急に低下する傾向がある。馬力の比較檢證のため「トーションメーター」で各種の速力に於て記録させたが、此の 3 隻の中 Vivaldi 號のものが一番少なかつた。其の差異は高速になる程少い。兎に角此の船に於ては、「トーションメーター」恒數を定める時か又は其の記録を読む時に、誤差ではなくとも何か異狀があつた事は推量して宜しい。實際其の成績を見ると次の様なことが判る。

	Vivaldi	Tarigo	Pancaldo
18 節に於ける S.H.P.	3,100	4,400	4,500
26 節に於ける S.H.P.	10,850	16,000	15,350
34 節に於ける S.H.P.	29,500	40,800	38,500
40 節に於ける S.H.P.	58,400	62,200	61,700

更に Vivaldi 號に關しては推力計が作動しなかつたので、其の讀みが取つてない。従つて遺憾乍ら Vivaldi 號の成績は推進現象の研究中に加へることは出来ない。他の 2 組の船の成績は事實上齊一であつて、極く僅かの差はあるが、夫れは讀みに普通遣入つてくる誤差か又は試運轉狀態の差異に歸すべきものと思ふ。 $\frac{E.H.P.}{S.H.P.}$ 、 $\frac{E.H.P.}{T.H.P.}$ 及び $\frac{T.H.P.}{S.H.P.}$ 等の諸係数の最大値は何れも驅逐艦の場合よりも小さい。全推進効率も亦 Pancaldo 號に於ては最大 0.500 に達してゐるが、Sauro 號に於ては 0.570 であつた。曳航係數も亦低く、Pancaldo 號では 0.775 であつて、Turbine 號では 0.890 であつた。一方 $\frac{T.H.P.}{S.H.P.}$ の値は推進器の効率を考へてよいものであるが、此の値は良好であつて、

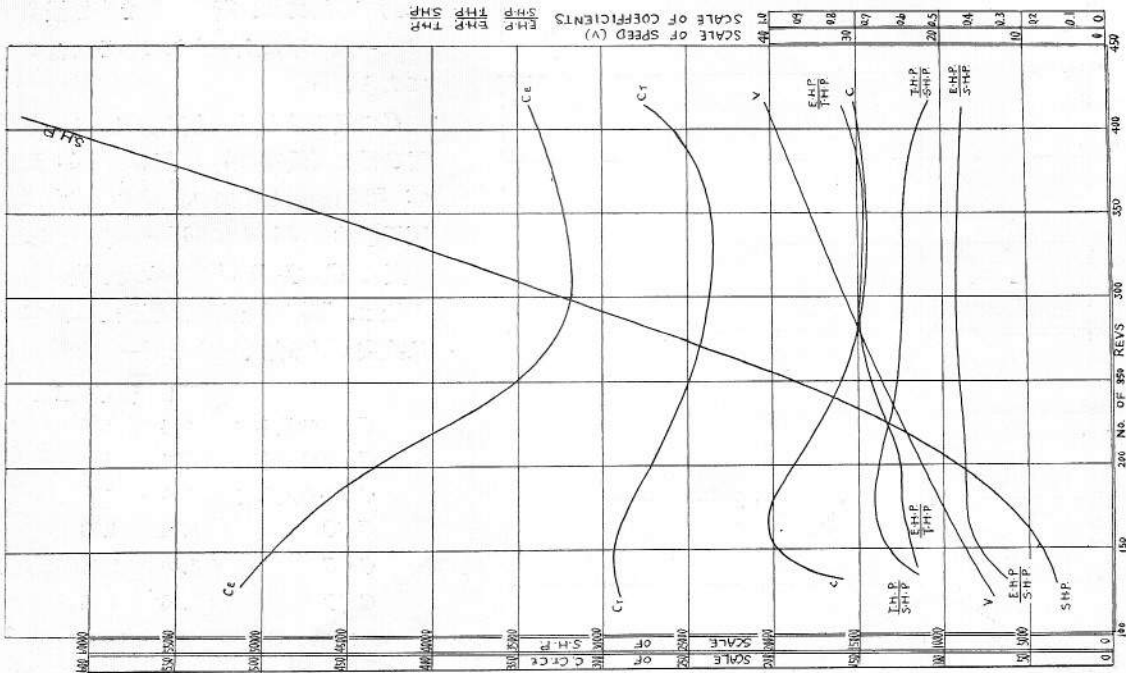


FIG. 2A. — TARIGO.

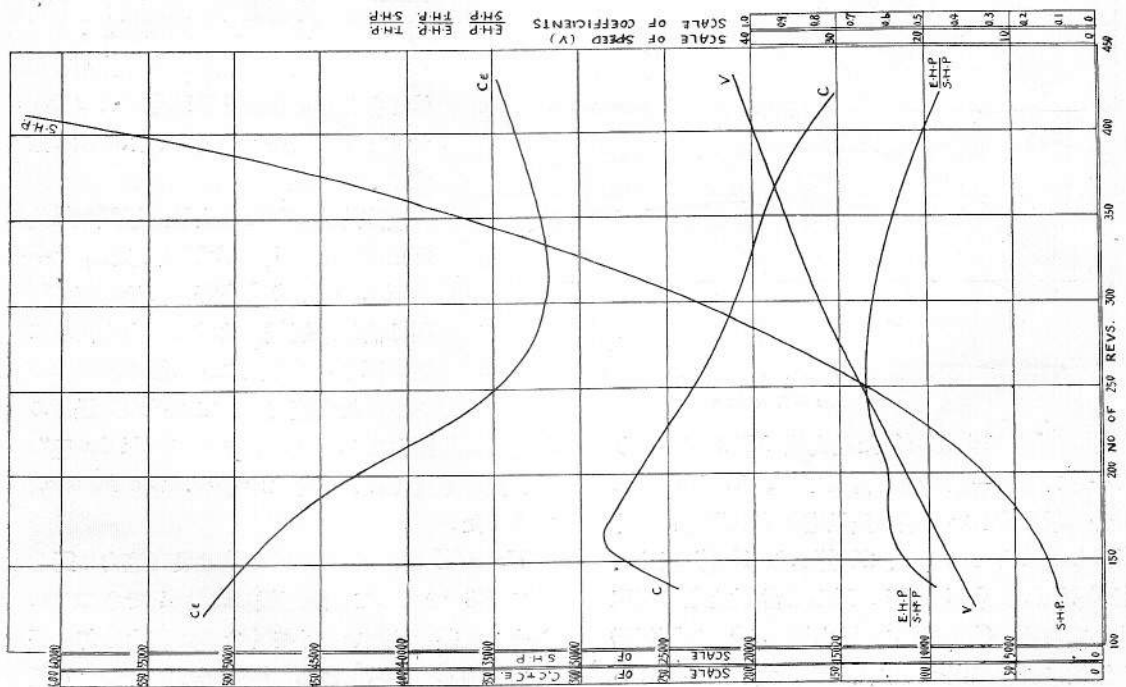


FIG. 1A. — VIVALDI

Plate II の 續

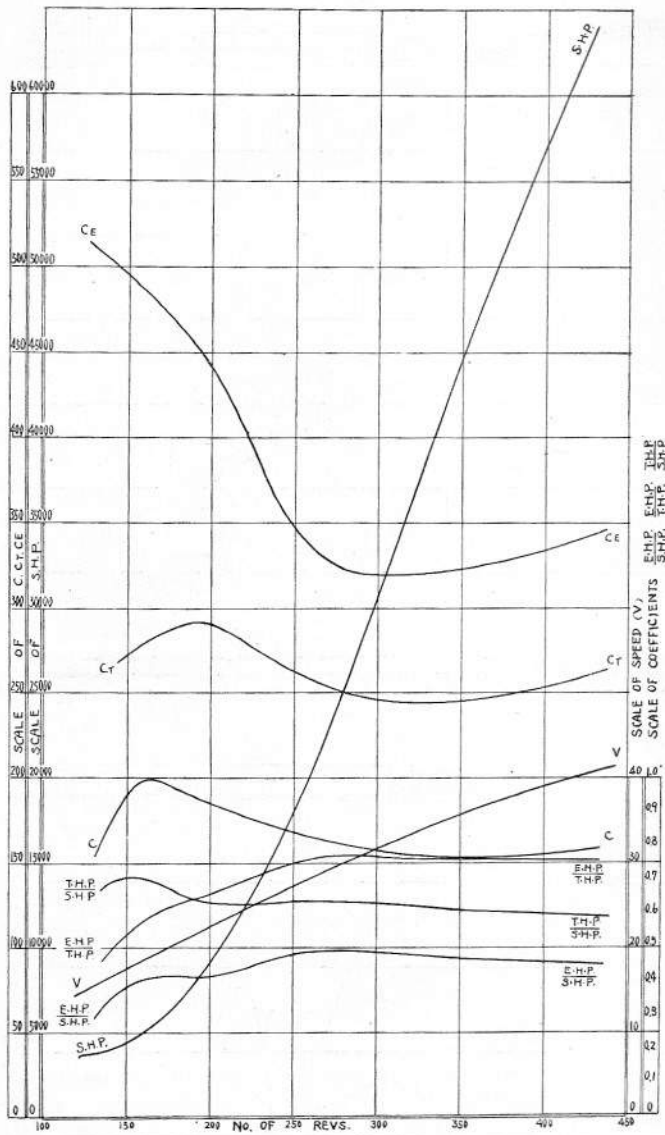


FIG. 3.4 - PANCALDO

Minin 號の 18 節で得た最大値 0.710 がやはり同一速力で同一最高値を得てゐる。Tarigo 號の場合に最も著しい現象は全推進效率が規則正しく出てゐることであつて、21 節から 40 節に至る迄 0.44 から 0.46 の間に殆んど常數となつて現はれてゐる。 C_E に対する最小値 (319) は駆逐艦の船殻によつて與へられたものと大した差はない (最大 312)。 C_T の最小値に對しても同じことが言ひ得る (駆逐艦の約 230 に對して 235 及び 246)。此の C_T の最小値は嚮導駆逐艦に於ては約 34 節で現れ、駆逐艦に於ては 33 節で現はれた。即ち

此の C_E 及び C_T の最小値並びに夫れに對する速力は、斯くの如き高速艦型では一般に事實上一定してゐると言つてよらしい。

C の最小値を見ても同じ様なことが言ひ得る (最高 143 に對して 146 及び 152.5)。而して夫れに對する速力は兩艦型共に 34 及び 36 節の間である。

更に C_E , C_T 及 C の平均最小値の間の比は、駆逐艦と嚮導駆逐艦とに於ては次表に見る如く殆んど同一である。

	駆逐艦	嚮導駆逐艦
C_E 平均最小値	304	319
C_T 平均最小値	226	240
C 平均最小値	134	149
C_E/C_T	1.34	1.33
C_T/C	1.69	1.61
C_E/C	2.26	2.14

此の結果を見ると、此の兩艦型に於ては各限界曳航速力、推力速力及び推進速力に對する C_E , C_T 及び C の値の間には事實上常數比の關係があり、且つ又曳引抵抗が附加物の攪拌作用の影響や推進に關係ある諸現象によつて増加する率が同一であるといふ結論に達する。

最高速力に於ては嚮導駆逐艦の推進器效率 (約 0.6) は駆逐艦の夫れ (0.47 乃至 0.56) よりも良好である。其の原因は嚮導駆逐艦では其の馬力の割合に翼の厚さを減じたことに因るものであらう。最高速力に於ては此の兩艦種の

推進器の比壓力は 1.15 疋/平方疋 (16.34 lbs./ \square') で、圓周速度は 71 乃至 72 m/sec. (235 ft./sec.) であつた。

$V = a\sqrt{L}$ なる式中の a の値は最高速力に對しては 3.8 であつて、駆逐艦の時 4 であつたから大した差ではない。小さくなつた理由は勿論長さが増加したからである。駆逐艦の場合には a は計畫の値よりも 8% 良好であつたに對し、嚮導駆逐艦では僅かに 3% しか良くなつてゐないことが判る。

今度の嚮導駆逐艦では 2 組だけが各速力に對す

る推力を記録することが出来たので、T.H.P. 曲線は其の2組に對してのみ畫いた。其の中の1組は高速力に於ける記録がないので、曲線はS.H.P. と同じ傾向になる様に拵へて見た。完全に記録出来た方の曲線を見ると、昨年の論文中に驅逐艦に就て記載したのと同様に、高速に於て曲線の傾斜が小さくなつて水平になる傾向を生じてくる。T.H.P./S.H.P. の値を低下し、E.H.P./T.H.P. の係数を高めるといふ此の性質は空洞現象を生ずる傾向が一層著しくなつて、其のために推進器效率が低下することを意味する。G. Rabbeno 大佐が伊太利に於ける夏季大會に於て讀んだ“The Separation of Dissolved Air caused by Propeller Action”なる論文中に推進器の攪亂作用によつて水中に泡を生じ、其ために推進器が作動する界圍氣の密度を減ずると言つてゐる。此の説明によつて T.H.P. 曲線が低下することは判る。しかし乍ら著者は前の論文の結論中に於ても、簡單ではあるが尤もらしい假定として引照した様に、水中に泡が生じて水の密度が低下すれば、推進器に働く壓力が低下し、艀から艀に向ふ逆伴流が生ずることを指摘して置きたい。

附 録

以下前論文及び本論文の曲線中に記載した記號並びに略語の説明を附加して置く。

毎分回轉數 = n

$$\text{失脚率} = \frac{60np - 1.852V}{60np}$$

$$1 \text{ 節に對する毎分回轉數} = \frac{n}{V}$$

「トーションメーター」に記録した馬力 = S.H.P.

推力計で記録した推力から計算した馬力 = T.H.P.

裸殼の水槽試驗曲線から出した曳航馬力 = E.H.P.

$$\text{曳航係數} = \frac{\text{E.H.P.}}{\text{T.H.P.}}$$

$$\text{推進效率} = \frac{\text{T.H.P.}}{\text{S.H.P.}}$$

$$\text{全推進效率} = \frac{\text{E.H.P.}}{\text{S.H.P.}}$$

$$\text{「アドミラルティー」係數 } C = \frac{D^{2/3}V^3}{\text{S.H.P.}}$$

水槽試驗曲線から出した曳行馬力に對する「アドミラ

$$\text{ルティー」係數 } C_E = \frac{D^{2/3}V^3}{\text{E.H.P.}}$$

推力計で讀んだ推力から出した馬力に對する「アドミ

$$\text{ラルティー」係數 } C_T = \frac{D^{2/3}V^3}{\text{T.H.P.}}$$

(T. I.)

交番應力 (Alternating Stress) 及繰返し應力 (Pulsating Stress) を受くる軟鋼及高張力合金鋼の相對的安全度 (其の二)

Engineer. Feb. 28, 1930, pp. 233-239. March 7, 1930, pp. 262-263. March 14, 1930, pp. 304-305 に掲ぐる B. P. Haigh 氏論文抄録

應力「サイクル」の種類

相等しき伸張力及壓縮力が交替的に使用中の材料に作用する事は甚だ稀である。依て大さ相異なる伸張應力及壓縮應力が交替的に作用する場合、或は伸張應力若くは壓縮應力のみの繰返し應力の作用する場合に就き研究を爲す事が必要である。斯の如き「サイクル」は屢々非常に異つた影響を與ふるものである。夫れにも拘はらず疲勞試驗が應力「サイクル」として對稱的「サイクル」を使用する事に統一されむとする傾向に在る事は不都合である。應力の非對稱的「サイクル」の影響と材料の種類との關係を研究する爲、先づ應力の「サイクル」が2つの分力即ち不變應力 s と交番應力 a とより成るものとする。此の分力は場合に依ては夫々相異なる原因に依て生ずるものである。例へば自動車の車臺に就き考へれば不變應力は車臺及貨物の重量に依て生じ、交番應力は振動及路面に對する衝擊に依て生ずるものである。然し各應力の生ずる原因の如何に關せず一般に「サイクル」は、分力 s 及 a に依て形成されるものと考へられる。Haigh 試驗機に於ては、2つの分力が夫々發條と磁石とに依て加へらるゝ事、既記の通りである。

Fig. 7 は不變應力 $s=5$ と交番應力 $a=7$ とよ

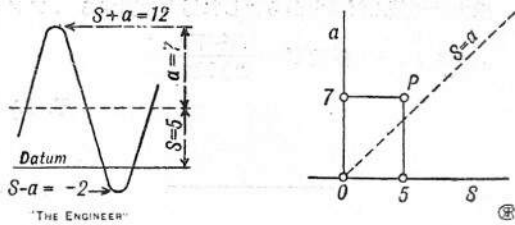


FIG. 7

り成る應力「サイクル」を示す。右側圖は、斯の如き應力「サイクル」を表はす最も簡單なる圖として現在一般に使用せらるゝものである。Pなる點が原點を過る 45° 線の上方に在るときは、應力「サイクル」は必ず交替的であり、下方に在るときは應力「サイクル」は伸長若くは壓縮のみの繰返しである。

Fig. 8 は疲労限度と非弾性限度とを表はすものである。此の圖に依て材料の安全度は、各曲線の位置のみならず 2 曲線の相對的位置如何に依る事が明瞭となる。弾性限度を示す直線は、簡單なる抗張試験に依て定められた屈點 y を過る 45° 直線即ち $(s+a)=y$ に依て表はされる。

疲労限度曲線を索むる爲には、相異なる應力「サイクル」の下に數多の試験を行ふ事が必要である。即ち s の各 1 つの値に對する疲労限度を索むる爲、 a を種々に變じ各 6 回宛の試験を行なはなければならない。斯の如くして得た結果より Fig. 8 右側圖の如き曲線が數多得られる。是等の曲線を適當に組合す事に依り左側圖を作成する事が出来る。全く安全なる區域は、縦軸及横軸と弾性限度及疲労限度を示す 2 線の一部に依て圍まるゝ部

分である。應力「サイクル」を示す點が圖中斜線を施したる区域内に在る場合には、疲労の危険は甚だ大である。

Fig. 8 は試験結果の最も明瞭なる表現方法である。然し或る場合には、疲労曲線の近似的公式として次の如き式を使用し得るであらう。

$$a_s = a_0 \left\{ 1 - k_1 \left(\frac{s}{u} \right) - k_2 \left(\frac{s}{u} \right)^2 \right\}$$

- a_s = 應力 s が作用する場合の疲労限度
- a_0 = 應力 $s=0$ のときの普通の疲労限度
- u = 最大抗張力
- k_1 及 k_2 は材料に関する係數

Fig. 9 は British Association の任命した委員會の爲、軟鋼の材料に就き行はれた試験結果である。此の場合

	$u=25.2$	$y=21.0$	$a_0=13.0$	噸/平方吋		
s	+12.80	+9.87	+4.95	-5.21	-9.35	-12.20
a_s	8.75	10.75	12.25	11.75	10.75	9.75

であつて、尙圖は $k_1=0$ $k_2=1$ なる事を明瞭に表はして居る。即ち此の材料は、Gerber 氏が Bauschinger 氏の實驗結果を解析して得たる前掲の近似公式に略適合するものである。Fig. 10 は、壓延せられた「ネーバル」眞鍮に就ての試験結果より得られたものである。此の場合

	$u=28.7$	$y=14.5$	$a_0=12.0$	噸/平方吋	
s	+7.72	+6.23	+4.00	-3.26	-6.00
a_s	8.75	9.60	10.50	13.70	14.50

s の値の符號の正なるは伸張應力を示し、負なるは壓縮應力を示す。此の金屬に於ても他の多くの金屬と同様に壓縮應力は疲労限度を減少し、伸張

應力は之を増大する傾向が現はれる。圖は此の材料が略 $k_1=1$ $k_2=0$ に適合する事を表はして居る。此の 2 例は、係數 k_1 及 k_2 の影響を示すものとして甚だ興味あるものである。係數 k_2 は不變應力 s と最大抗張力との比が相當大なる場合に影響を與へるもので、實用上左して重大視する要なきものであるが、係數 k_1 は s の小なる時も尙影響を與へる實用上甚だ重要なもので

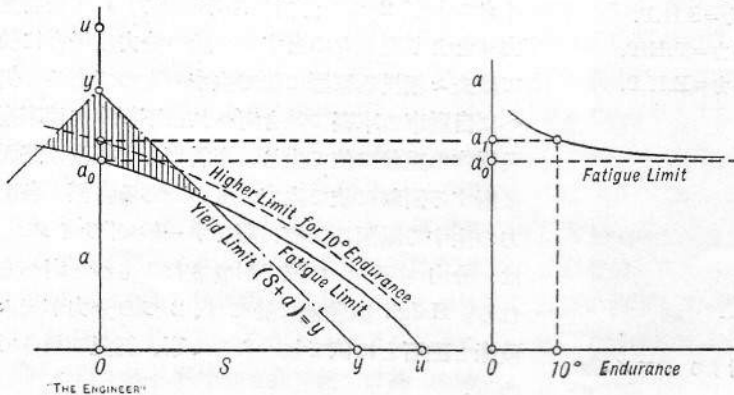
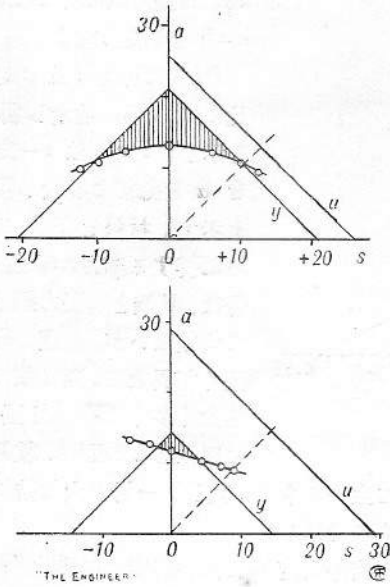


FIG. 8



FIGS. 9 AND 10

ある。

係数 k_1 は不変應力が伸張の時疲労限度を減少し、圧縮の時之れを増大する作用を示すものである。前記「ネーバル」真鍮は此の作用を示す好例であるが、普通の鋼珠に徹底的熱処理を施した鋼に於ても亦同じ作用が発見せられる。

実用上経験せらるゝ奇らしき現象が屢々此の作用に依て説明せらるゝ事がある。例へば軸を輪鞍に取附くるに當り楔或は角栓の締め方不充分なときは、軸の楔溝の位置に於ける截面の急激な變

化に依り此の部分に應力の集中が起り、之が疲労に基く破面を生ずる原因となるものである。然し楔を十分に打込むときは軸の楔溝以外の部分に破面を生ずる。Fig. 11 は後の場合を示す一例である。此の曲軸軸に於ては疲労に基く破面が截面の周圍に現はれて居るが、楔が充分打込まれて居たが爲、最大壓縮應力を生じて居たと認めらるゝ楔溝の部分及之と反対側の部分には破面が生じなかつた。斯の如き楔を軸の總ての側に設くる事の可否に就ては従來多くの意見が發表された。前記の研究に依れば、 k_1 の値大なる金屬に於て楔を充分に打込む事は、疲労強度を増加せしむると考へられる。

極端に相異なる性質を有する鋼の比較

相異なる種類の鋼を比較するには、前掲の如き安全區域及非安全區域を示す曲線圖を畫くが便利である。Fig. 12 は代表的軟鋼と最大抗張力が此の軟鋼の2倍に相當する代表的合金鋼の比較圖である。但し種々の數字は、説明を明瞭ならしむる便宜上實際の試験結果の代り適當なる round number を使用した。左側圖は最大抗張力毎平方吋 30 噸、屈點毎平方吋 21 噸の軟鋼を示す。尙普通の疲労限度を $a_0 = \pm 18$ 噸/平方吋 即ち最大抗張力の 60% とし、且疲労曲線を $k_1 = 0, k_2 = 1$ に相當する拋物線として畫いた。

此の軟鋼に於ては疲労の現はれる事は極めて稀である。疲労現象は、 s が極めて小さく且 s と a との合力を示す點が圖中斜線を施されたる区域内に在る場合にのみ生ずる。その他の場合に於ては反覆應力に依り材料に破面を生ずる遙か前に屈讓を生ずる。

實驗室試験に於ては應力 s が零の場合に就き試験を行ふが普通であるが、之が爲軟鋼の疲労に対する危険は誇張され勝である。依て軟鋼の使用に經驗を有する造船技師及他の一般技術家の多くは『軟鋼の疲労は試験室以外にて経験せらるゝ事殆んど無きものなるに依り、船體、橋梁等の設計に際しては靜的應力或は屈讓強度のみを考慮に入れば充分である。稀有なる疲労の可能性に就き不當な勞力を費す必要はない』と主張して居る。此の態度は、後段に説明する如く必ずしも常に正當とは認められない。

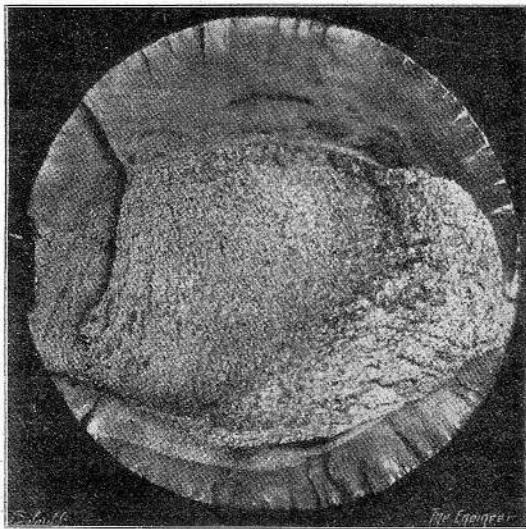


Fig. 11.

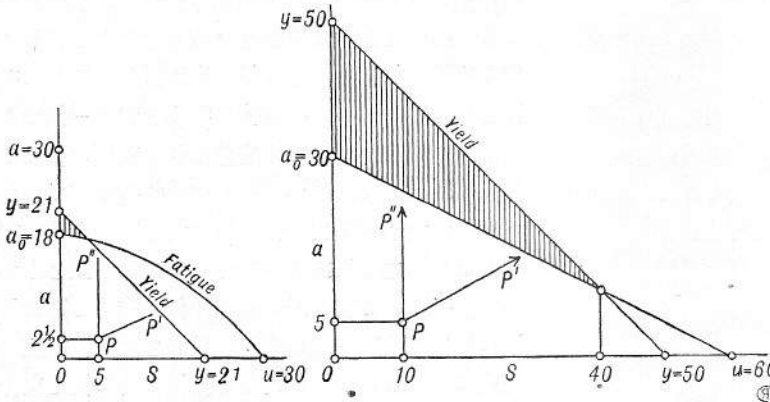


FIG. 12

Fig. 12 右側圖は高張力鋼の共通なる性質を示すものである。此の鋼は、最大抗張力毎平方吋 60 噸、屈點毎平方吋 50 噸、普通疲勞限度 $a_0 = \pm 30$ 噸/平方吋 即ち最大抗張力の 50% と假定された。尙疲勞曲線は、 $k_1=1, k_2=0$ に相當する直線として畫かれた。

疲勞に對する危險區域は圖中斜線を施した部分で軟鋼に比し廣大である。又安全區域は屈點直線よりも疲勞線に接する部分が長い。此の鋼は應力 s が毎平方吋 0 乃至 40 噸のとき豫め屈讓を爲す事無く疲勞を現はす。尙疲勞限度を示す線が彈性限度を示す線の遙か下方に在る部分が非常に長い爲、彈性限度以下の充分大なる交番應力を作用せしむる事に依り短時間の間に材料を疲勞させる事が出来る。故に斯かる鋼の疲勞は、古き機械のみならず新らしき機械の試運轉の際に於ける危險原因となる事がある。

左右兩圖を比較すれば、高張力鋼は軟鋼に比し同一使用應力に對しては一層安全なる事、及び疲勞及非彈性屈讓の危險は略同様なる事が判る。高張力鋼の安全面積は軟鋼に比し縦横共に大である故、高張力鋼は破面を生ずる事なく軟鋼の堪へ得る力以上の力にも堪へ得る。然し是等の鋼に對し同一の安全率を採用するは不適當である。

其の理由を説明する爲 Fig. 12 中に安全率 4 に相當する點を設ける。

$$\begin{aligned} \text{即ち最大應力} &= (s+a) = u \div 4 \\ &= 7\frac{1}{2} \text{ 噸/平方吋} \dots \text{軟鋼} \\ &= 15 \text{ 噸} \dots \text{高張力鋼} \end{aligned}$$

應力 s と a を 2:1 即ち軟鋼に於ては $s=5, a=$

$2\frac{1}{2}$ 、高張力鋼に於ては $s=10, a=5$ と假定する。

PP' は應力 s 及 a を同じ比にて如何に増大し得るかを示し、 PP'' は s 一定のとき a を如何に増大し得るかを示す。材料を fail せしむるに要する應力の増加の割合は、軟鋼と高張力鋼とに於て大差ないが、破壊の有様は全く異なる。圖に依て明なる如く多くの場合高張力鋼に現はるゝ破面は、軟鋼の屈讓に依て生ずるものに比し、一層重大な結果を惹起するものである。

普通の疲勞限度 a_0 、彈性限度 y 、係數 k_1 及 k_2 等は軟鋼及高張力鋼の化學的成分或は製造法に依り廣い範圍に亘て變化する。依て鋼製造業者が其の製品に就き疲勞及屈點の比較圖面を發表すれば、技術者には非常な便利となるであらう。

集中應力に對する安全率

使用應力の計算に用ひられる公式には、主要なる寸法が含まれるが、比較的重要な特徴例へば隅肉の半徑等は無視されて居る。

複雑なる形狀或は半徑の小なる隅肉の部分に實際に生ずる應力は、公式に依て計算したものとは遙に異なる。斯かる不合理及他の原因不明瞭なる作用に對し、經驗に基いた適當なる安全率が普通採用されて居る。

集中應力の影響は實驗的及數學的に研究せられた。例へば小圓孔を有する平板が一様な伸張荷重を受くる場合、孔縁に於ける應力の最大値は、板が理想的彈性を有するものと假定すれば、板の一樣なる應力の 3 倍である事が證明せられた。

彈性に富む高張力鋼板及靱性に富む軟鋼板に小圓孔を穿ちたる場合の影響を考慮せんが爲 Fig.13 が作成せられた。圖中 P 點は $s=10, a=5$ に相當する點である。彈性に富む高張力鋼に小圓孔を鉋揉する時は、孔縁に於ける集中應力の最大値は Q 點即ち $s'=30, a'=15$ に相當する點に依て示さるゝであらう。 Q 點は疲勞曲線上に在るに依り、安全率として $\frac{u}{s+a} = \frac{60}{10+5} = 4$ が使用せら

第二表

(單位每平方吋噸)

	高張力鋼 (弾性に富む)	軟鋼 (靱性に富む)
最大抗張力	60	30
抗張屈讓強力	50	21
普通疲勞強力 (±)	30	18
孔無き場合板を切斷するに要する應力	30+15 (破面)	14+7 (屈讓)
孔有る場合板を切斷するに要する應力	10+5 (破面)	12+6 (破面)

が、此の兩者に鑽孔を穿つときは前者は後者に比し 20% 弱い事となる。

相異なる鋼の繰返し應力に對する疲勞強力を比較せんとする場合には、前號掲載の Fig. 3 中に示す如き試験片を用ふれば最も信頼し得る結果が得らるゝであらう。此の試験片は、扁平なる棒の中央に小圓孔を鉋揉したものである。之に依て得らるゝ結果は、普通の圓筒形試験片に依て得らるゝものに比し屢々非常に異なる事があるが、實際の經驗とは非常に好く一致するものである。

相異なる材料に就ての代表的曲線圖

Fig. 9 及 Fig. 10, Fig. 14 乃至 Fig. 17 は數

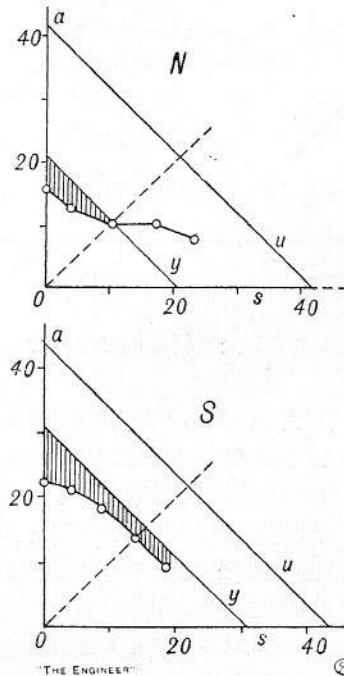


FIG. 14

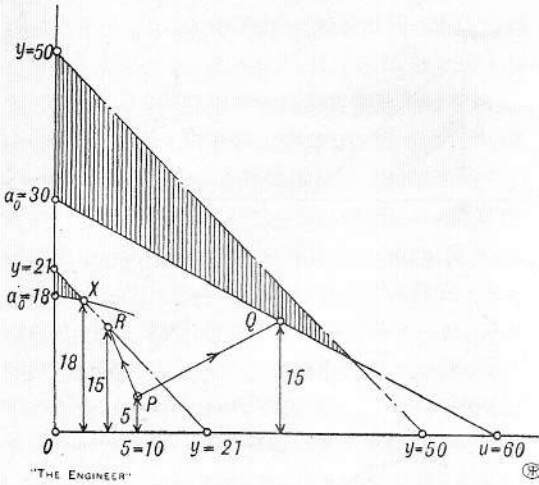


FIG. 13

るゝも尙ほ板は破面を生ずるであらう。

次に軟鋼製の板が高張力鋼製の板の場合と同様に荷重を加へらるゝ場合を考へる。此の場合軟鋼板は、孔に遠い部分の應力が P 點に依て示さるる値に達する前、既に孔縁に非弾性歪を生じ始める。丁度非弾性歪を生ずる時は、 s' 及 a' の和が屈點每平方吋 21 噸に達する時、即ち孔に遠い部分の應力が P 點に依て示さるゝ値の 21/45 に達する時である。板が非弾性歪を生じ始めると共に應力の分布は變化し始める。此の變化は孔に遠い部分に於ける應力が $s=10, a=5$ の値に達する迄繼續する。此の場合孔縁に於ける應力は、 $a'=3a$ 及 $s'=y-3a$ となる。依て $a=5$ の時は孔縁に於て $a'=15, s'=21-15=6$ となる。圖の R 點は之に相當する點を示すものである。R 點は屈點を示す直線上に在るも疲勞曲線よりは尙相當下方にある。依て此の鋼に反覆荷重に依る破面を生ぜしむるには更に荷重を増加し得る。圖の X 點は此の限度を示すもので、 $s=12, a=6$ 即ち $s'=3, a'=18$ に相當する。此の軟鋼板に孔の無き場合、普通の非弾性歪に依て切斷する時の應力は $s=14, a=7$ である。依て軟鋼に於ては孔に依る強力の減少は著しきものではない。

第二表は以上述べたる 2 種の鋼に就ての比較表である。

即ち此の高張力鋼は軟鋼に比し、最大抗張力に於て 100%、抗張屈讓強力に於て 138%、普通の交番應力試験に依る疲勞強力に於て 66% 大である

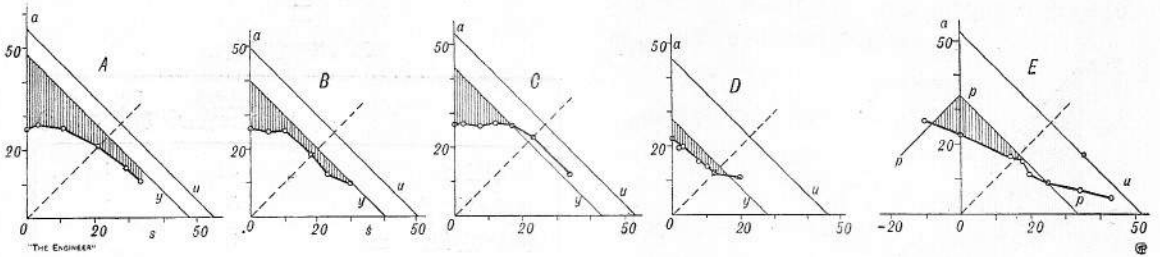


FIG. 15

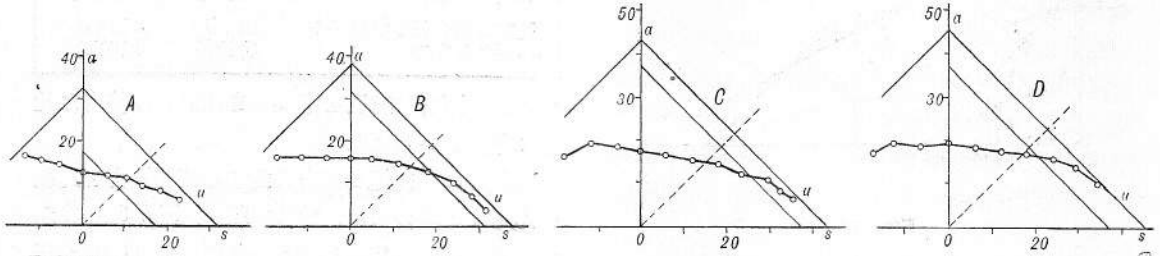


FIG. 16

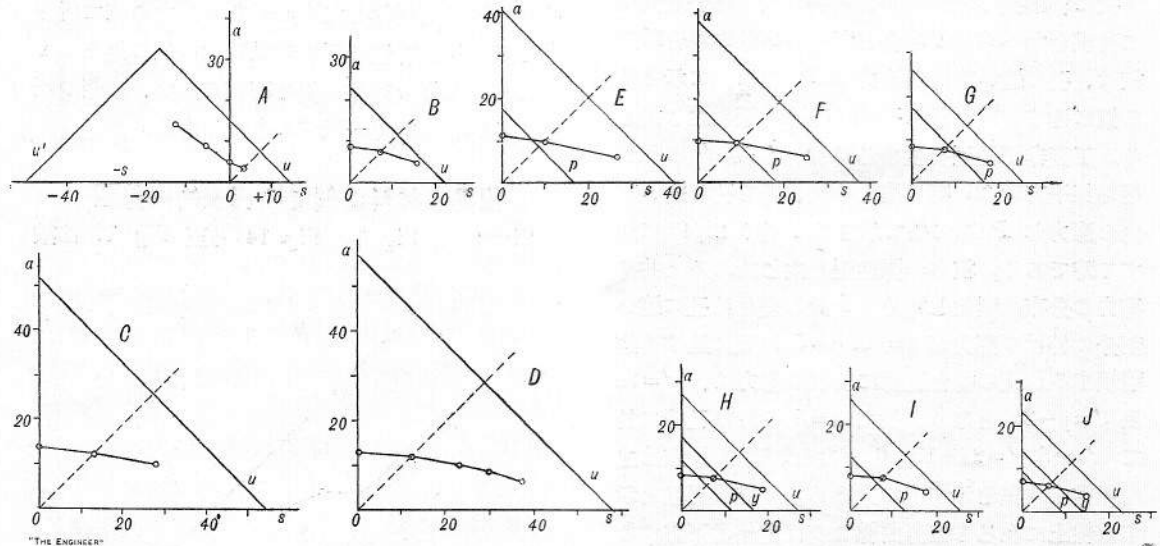


FIG. 17

多くの研究者の発表した資料に依て作成せられたものである。

Fig. 9 に掲げたものは、0.13% の炭素を含有する軟鋼である。此の鋼の特徴は、 a_0/u の小なる事及非安全面積の非常に大なる事である。此の軟鋼は疲労を現はす範囲が極めて廣い極端なるもので普通の良質軟鋼は Fig. 12 に示さるゝ性質に近き性質を有するものである。

Fig. 10 の「ネーバル」真鍮も試験の際得られたる材料中普通疲労限度 a_0 が屈点下なる事が発見せられた唯一の例外的のものである。

Fig. 14 は Moore 及 Jasper 兩氏の行ひたる試験結果を示す。N 圖は 0.49% の炭素を含む鋼に熱処理を加へ之を常態化した後行ひたる試験結果を示し、S 圖は同じ鋼に熱処理を加へ之を「ソルバイト」構造とした後行ひたる試験結果を示す、S 圖は N 圖に比し疲労限度、屈点及最大抗張力に於て優れて居る。然し前者の安全区域の下部は大部分疲労限度の曲線に依て劃されて居る。故に「ソルバイト」構造の鋼は常態化された鋼に比し實用上疲労の危険多きものと推察される。

Fig. 15 の A, B, C 及 D は 3.41% の「マツ

ケル」、0.18%の「クローム」、0.41%の炭素を含む鋼に就き Moor 及 Jasper 兩氏の行つた試験結果を示すものである。尙 A, B, 及 C は、夫々相異なる焼鈍、再熱、浸冷を行ひたる後再熱せられた。殊に C は、極めて複雑な熱處理の結果、 a_0 , y 及 u の値は B と大差なきに拘はらず疲労に對する抵抗力を非常に増加する事が出来た。B 及 C を比較する事に依り、廣く使用さるゝ a_0 , y 及 u は、疲労の相對的可能性を知るに充分なる目安とならぬ事が判る。D は華氏 1445 度に熱せられ、1 時間此の溫度に保たれたる後爐中に於て冷却されたものである。圖示の如く浸冷及焼戻の省略に依り、疲労曲線の一般的性質は甚しき變化を示さないが、疲労に對する抵抗力は之に依り著しく減少する。

E は F. C. Lea 教授及 H. P. Budgen 氏が「ニツケル、クローム」鋼に就き行つた試験の結果を示す。分析結果に依れば此の鋼は、3.6%の「ニツケル」、0.6%の「クローム」、0.3%の炭素を含有して居た。試験は交番荷重及不變荷重の組合せに依て行はれた。尙荷重は、材料に著しき非弾性歪を生ぜしむるに充分な大きさ迄の範圍に亘つて撰定された。斯くして得られたる疲労限度の曲線は、試験中材料に非弾性歪を生じたと認めらるゝ點に於て不連続となる。此の現象は他の圖例へば Fig. 14 N にも見受けらるゝが、Lea 教授は疲労限度の曲線が弾性限度の線に接近する位置に於て多くの試験を行つたが爲、明瞭に非弾性歪の影響を示す事が出来た。但し本圖に於ては屈讓を示す線の代りに、抗張試験に依て求められた比例限

第 三 表

圖 面 番 號	材 料	最大抗張力 u 噸/平方吋	抗張屈點 y 噸/平方吋	普通疲労 限度 A_0 噸/平方吋	係 數	
					k_1	k_2
9	軟鋼	25.2	21.0	13.0	0	1
10	「ネーバル」眞鍮	28.7	14.5	12.0	1	0
14 N	0.49% C 常態化鋼	40.9	21.05	14.7	1	0
14 S	〃 〃 「ソルバイト」鋼	43.3	31.2	21.5	0.16	2.5
15 A	3.5% 「ニツケル」鋼	55.0	48.5*	26.8	0	1.47
15 B	〃	49.8	40.6*	26.8	0	2.26
15 C	〃	52.5	42.1*	26.8	—	—
15 D	〃	45.3	28.9*	22.0	1.37	0
15 E	3.6% 「ニツケル」鋼	51.3	34.7*	23.0	1	0
16 A	0.29% C 焼鈍鋼	32.3	17.4†	13.0	0.57	0
16 B	引拔鋼 (11% 截面減少)	38.3	32.2†	15.6	0.05	{0.75 (抗張) 0 (壓縮)}
16 C	〃 (23% 〃)	43.6	38.0†	18.0	0.1	0.75
16 D	〃 (35% 〃)	46.3	37.5†	19.0	0	0.795
17 A	鑄鐵	14.1	—	4.5	1.6	0.6
17 B	良質鐵	22.8	—	8.6	0	1
17 C	軸用鋼	52.0	—	14.0	0	1
17 D	焼戻せられぬ發條	57.5	—	13.4	0	1
17 E	軸用鋼	49.0	17.6*	10.5	0	1
17 F	軌條鋼	39.0	19.0*	9.7	0	1
17 G	罐用鋼	26.6	17.6*	8.6	0	1
17 H	「ベツセマー」鋼	28.6	17.4	8.5	0	1
17 I	棒鐵	26.6	11.8*	7.8	0	1
17 J	鍊鐵	22.8	14.5	7.1	0	1

* 比例限度或は弾性限度

† 保證應力

度を示す線が引かれて居る。疲労曲線の不連続は丁度疲労曲線と此の比例限度を示す線との接點に於て現はれて居る。

Fig. 16 は、常温加工の影響を研究する爲、.29%の炭素、.52%の満俺、.10%の珪素を含む鋼に就き R. M. Brown 博士の行つた試験結果である。

焼鈍せられたる徑 0.6 吋の鋼棒を石鹼に依て潤滑せられた丸き型臺を通し 1 分間 33 吋の速度で引抜かれた。A は焼鈍を施されたもの、B, C 及 D は 1 回の引抜に依り截面積を夫々 11%、23% 及 35% 減少せられたものに就ての試験結果である。

圖中 45° の角を爲す直線は、0.1% の恆久歪を生ずるに要する抗張應力即ち保證應力及別に抗張試験に依て索められたる最大抗張力を示す。圖示の如く常温加工は常に疲労限度を増加するものであるが、増加の割合は保證應力或は最大抗張力に比し僅少である。

Fig. 17 A は最大高張力每平方吋 13.8 噸、最大壓縮力每平方吋 49.5 噸の鑄鐵に就き Moore, Lyon 及 Inglis 氏の行つた試験結果である。此の鑄鐵は 2.76% の黒鉛狀炭素及満俺と結合せる 0.68% の炭素を含有し、顯微鏡的構造は層狀「パーライト」と「グラフアイト」である。本材料の疲労曲線は傾斜著しく、不變應力が壓縮應力として働く場合疲労に對し大なる抵抗力を有する事を示して居る。

Fig. 17 B, C, 及 D は Wöhler の行ひたる試験結果を示し、E, F, G, H, I 及 J は Bauschinger 氏の行ひたる試験結果を示す。是等の試験結果を解析する事に依り Greber 氏は、不變應力と交番應力の組合せ應力の影響を示す $k_1=0$ なる拋物線公式を發表した。

第三表は前記の材料に就き試験の結果得られたる資料並に曲線に適合する k_1 及 k_2 の近似値を示すものである。(S. O.)

軍艦機關の材料に就て

Engineering. April 11, 1930. pp. 473-476.

Engineer-Captain J. Hope Harrison. R. N.

I. N. A. にて發表せし paper の抄録

耐火煉瓦

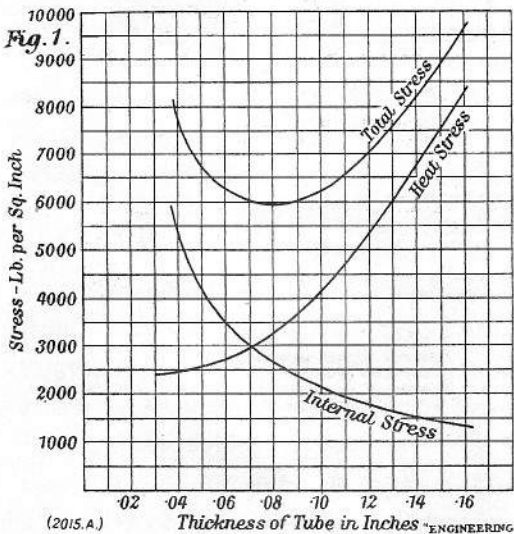
過去 10 年前から英海軍で使用せらるゝ汽罐は殆ど水管罐に限られて居る。而して是等の水管罐は殆ど總て重油を燃料として使用して居る。是等の汽罐で最多く新換を要する部分は煉瓦装置である。而して煉瓦装置の重量は汽罐全重量の $\frac{1}{6}$ 乃至 $\frac{1}{8}$ を占めて居る。煉瓦装置の損傷は重大なる結果を伴はないのが普通であつて、定期的に行はるる汽罐掃除の時に修繕すれば充分である。勿論大きな損傷が航海中に起れば速力を緩めねばならぬ事はあるけれども、煉瓦及び其接合劑は温度 3,000°F 以下で熔解するものであつてはならぬ。嘗ては接合劑で困難を感じたけれども、今日では煉瓦の粉末と良質の粘土とを 1:1 の割合に混和したものが好成績を擧げて居る。今 1 罐に要する煉瓦及び粘土の毎年の支拂を 1 罐に要する煉瓦装置の價格で割つて見ると、平均 3 ヶ年毎に全部を新換する割合となる。重量が軽くて耐火力の強い煉瓦を造り出す事は、蓋し刻下の急務である。

管

煉瓦に次で故障の多いのは汽罐管である。1919 年以來衰耗の状態を知る爲に一部分の管を縦に切つたものが 2,100 罐の多きに及んで居る。新換するに至つた水管の損傷の重なるものを % で表はすと、(1) 内部腐蝕によるもの 90%、(2) 外部腐蝕によるもの 9%、(3) 水管の彎曲並に (4) 水管或は管板の裂罅によるものは少量である。今茲に水管の材料となる鋼の具備すべき必要な條件を擧げて見ると、(1) 製造工程中及び管板への取付並に管擴等に際して受ける大なる應力に堪へる事。(2) 燃焼瓦斯並に罐水に曝されて腐蝕しない事。(3) 大なる熱應力に堪へる事。(4) 管の仕上がりが良好で裂罅其他の疵の無い事等である。従來海軍では“blown or wild”鋼塊から管を造つて居つた。然しながら最近數年間は所謂“non-segregated”鋼から造つて居る。之れは多年工業的に不可能とさ

れて居つたけれども、今日では wild 鋼塊からと同様に立派な管を造る事が出来る。此の管の採用は未だ日が浅いので充分に比較する事は出来ぬけれども、含有物の少ない鋼から造られた管は内部腐蝕が少ないといふ事は多くの例證によつて明にされて居る。而して wild 鋼塊中にある blow hole を完全に熔接し得るや否やは疑問であるが、假令それが可能であるとしても blow hole の存在する様な鋼は含有物の爲めに急激なる腐蝕を生じ易い。管の材料から採つた sulphur print の示す所によると、wild 鋼に於ける含有物の分布状態は極めて不平均である。今其の 1 例を擧げて見ると、炭素含有量の平均の値が 0.10 乃至 0.15% なるに拘らず、其の表面に於ては僅に 0.05% に過ぎぬものがある。

海軍で使用する小管型汽罐の水管の厚さは 0.116 乃至 0.156 吋で、現在では最大のものでも 0.128 吋が普通である。厚さに並に直径の大きな管は火爐に接近した部分に使用せらるゝものである。管の厚さは壓力應力と熱應力とを計算し、其の上に經驗を加味して定められるものである。厚さ 0.05 吋、直径 1.75 吋の管が汽壓 250 封度/平方吋の下で、受熱面積 1 平方呎より 1 秒間に 30 英熱位の熱量を傳へる場合には、管の受ける全應力は 3.1 噸/平方吋である。Fig. 1 は上記の條件の



下にある時、管の厚さと、管の受ける全應力との關係を示したものである。之れによると應力の最も少いのは管の厚さが約 0.08 吋の時である。過去の經驗によると、汽罐一生の間即ち約 20 年の間

には管を 1 回新換する必要がある。

次に管端の expanding に就て一言したい。管擴の使用は 2, 3 回轉で止めたい。過大な管擴の害に就ては茲に強調する迄もないが、之れは管に管の材質を痛めるのみならず腐蝕を起し易い。内部腐蝕が roller の當つた部分に限られて居る例も尠くない。又管擴が其度を過ぎると管板を脆くし、管板の孔の周圍に裂罅を生ぜしめる。又彎曲管の中には過度に管擴されたのによるものゝ存在する事も想像せらる。

次に過熱管に就て見ると、Rodney 號と Nelson 號とで 1927 年以來使用して居る過熱器管が尙ほ良好の状態である。此管の材料は 0.1 乃至 0.15% の炭素を有する普通の鋼であつて普通の汽罐水管と同様である。現在の所では過熱管が普通的水管よりも生命が短いとは考へられぬ。米國では最近數年來炭素含有量少なく而して微量の銅を含むものが腐蝕に對する抵抗が大であると云つて一般に使用せられて居る。當國でも試験的に陸上の汽罐に一部分此の管を使用する外、他にも試験中の事もあるが、未だ是等の結果に就て意見を述べる迄に至らない。然しながら一般の意見によると、現在使用せらるゝもの以上に腐蝕に對する抵抗が大なりとは思はれぬ。

耐 熱 鋼

高温度の下で (1,000°F 以上) 應力に堪へ得る材料が過熱管を支へる部分に使用せられて居る。而して Table I に掲げてある材料は嚴密な試験の結

TABLE I.—Heat-Resisting Alloys.

	Carbon.	Manganese.	Chromium.	Nickel.
(1) Cronite ..	0.6-0.7	1.0	14.0	60.0
(2) ERA ..	0.2-0.3	3.0	16.0	6.5
(3) Wiggins metal	—	—	20.0	80.0

果満足な状態にある事が證明せられて居る。是等のものには彎曲、燒損、腐蝕等の跡が無い。

新しい材料で、其のものゝ高温度の下に於ける状態が未知の場合には、試験の爲めに海軍に見本が提供せられる。而して或る温度の下に於ける材料の limiting creep stress を知る必要のある場合には National Physical Laboratory の協力を仰いで居る。此の試験の擔當者 Mr. H. J. Tapsell の意見によると、或る 1 つの温度に於ける creep

stress の値を満足に求める爲めには、4、5ヶ月を要するとの事である。Dr. W. H. Hatfield は嘗て次の如きを發表して居る。或る stress 以下では creep の割合が 0.000001/毎時/毎時を超過しないといふ様な data を有して居れば、安全率を適當に採る事に依つて立派に設計する事が出来るであらうといふ意見を聞いた事があると。creep stress を決定すべき時間及び方法に關しては人々の意見が決定的であるとは考へられぬ。然しながら設計者の立場よりすると尠くとも其の大體の値を出来るだけ早く知り度いものである。若し limiting creep stress が 0.25噸/平方吋以内の値迄求める事が出来れば其の値は實用に充分である。従來から設計者は材料を yield point の近くまで stress する様な事は無い。

復水器

1920年に發表された G. B. Allen 氏の "Service Experience with Condenser" と題する paper の

中に次の様な一節がある。製造中有らゆる注意を拂ひ、使用中如何なる方法を講じても、復水器管の腐蝕を通れる事は出来ぬ。而して腐蝕より全く免れむとすれば否尠くとも或る期間の保證を得様と思へば普通の眞鍮以外の材料を使用するの外は無からうと。而して其後多くの研究が行はれ、故障の原因も一層深く究められては居るが、復水器管の故障は尙ほ依然として現實の問題であつて過去の事として葬り去る事を許さぬ。1918年以後海軍に於ける復水器管の故障は毎年平均 50 件に達する。Fig. 2 乃至 Fig. 7 は海軍で使用する復水器の普通の型を示し、Table II には 1918 年以後に於ける故障數を示す。復水器の故障は外國、就中、西印度、支那、亞弗利加に碇泊する軍艦に多い。此の事實に依つて先づ海水の溫度が故障に大なる關係のある事が知れる。又復水器の設計が故障に重大なる關係のある事も明である。Fig. 6 E 型が最も良好の様である。因に 1 馬力當りの冷却面積は總べての場合を通じて同一である。故障は

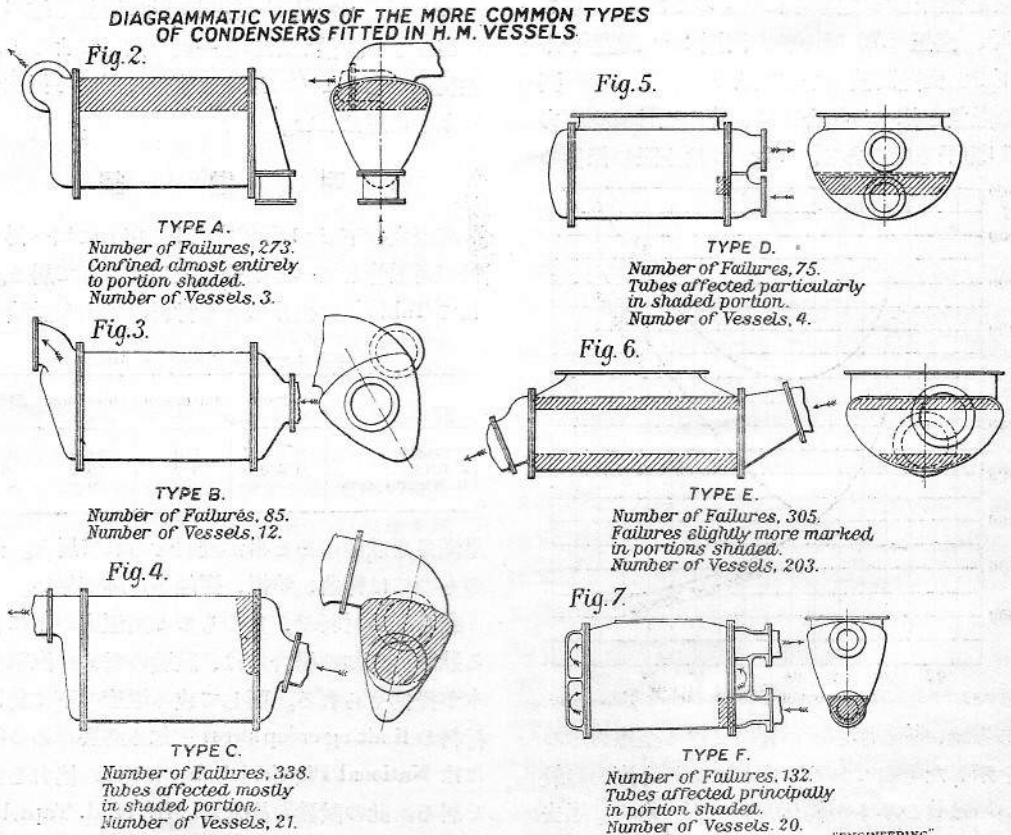


TABLE II.—Failures Reported in Condensers.

Year	Number of Failures Reported.	Year	Number of Failures Reported.	Year.	Number of Failures Reported.
1918	51	1922	72	1926	45
1919	53	1923	39	1927	45
1920	48	1924	37	1928	60
1921	43	1925	38	1929	48

管の總べての部分に起るが、其の中でも多くは圖中の斜線の部分に起つた。A 型に故障の多かつたのは其の製造が戦争當時で材料が低級なりしのみならず、今日程嚴重なる検査を受けなかつたからである。1926-27 年中に於ける故障は管總數 2,892,400 中 157 であつて、之れを分類すると次の如くである。

原因	百分比
冷却水入口に於ける腐蝕	29.4
局部點蝕	19.8
閉塞	3.2
蒸氣衝擊作用	10.8
外部損傷	2.5
管端壓潰	2.5
裂罅	6.4
全體腐蝕	19.7
不明	5.7
	100.

英本國に在る軍艦から報告された故障は僅に 12 件に過ぎぬ。故障の率は假令低くとも、60,000 本の管の中で僅に 1 本が故障を起しても一時軍艦の運航を不能ならしむるに至るかも知れぬ。報告中に表はれた故障の管は總べて Admiralty brass で作られたもので、其の成分は銅 70% 錫最小 1% 他は亜鉛である。

現に管の材料として諸種の合金が使用せられると共に、一方に於ては管の内面に防蝕劑を塗付けたものが使用せられて居る。然しながら是等のものに就ては相當の期間を経なければ其成績を云々する事は出来ぬ。而して現在の所では銅 70%、nickel 或は monel 30% より成る合金を採用する事に決定して居る。従來他の合金では Admiralty brass の様に立派に仕上げる事は不可能であつたけれども、今日では copper-nickel の管を眞鍮同様に立派に仕上げる事が出来る。

従來から今日まで試用せられた材料を列挙して

見ると、Stainless steel, Staybrite steel, Monel, Aluminium brass, Melloid, Chromium coated (brass 管の上に 0.0005 乃至 0.001 時の Chromium を塗る) Corronil, Synthetic monel, Copper-nickel, 80-20, Copper-nickel, 70-30, Brass, Admiralty mixture, Silveroid 等である。以上の中今日迄何等腐蝕の跡を止め無いのは Aluminium brass, 70-30 Copper-nickel, Silveroid である。又是等の管の中 Admiralty brass を除けば 5 ケ年以上使用せられたものはなく、又 Admiralty brass の中にも 12 ケ年以上に達するも尙ほ故障の跡を認めぬものゝ存在する事に注意せねばならぬ。Chromium を塗付けた眞鍮管は僅に 1 ケ年間使用したに過ぎぬ。然しながら最早所々剝落して居るのを認める。又 Aluminium brass は其の使用未だ短く、又各種の艦船に使用せられた譯でないから總べての状態の下に良好であると斷定する事は出来ぬ。solid packing は linen gromet より成績良好である。

復水器戸は従來青銅で造られた。然しながら其後管の腐蝕を防止する爲めに鑄鐵に換へられ、近頃は更に戸と水室とが鑄鋼と軟鋼とで造られる。鑄鋼戸は相當の厚さに成る故強力に對しても充分な餘裕を有つて居る。重量を輕減し、然かも充分なる強力を有せしむる爲めには戸を罐板で造るが宜い。然しながら此種の戸は腐蝕が甚しく且つ其の厚さが 3/8 乃至 7/16 吋であるから、戸の内面を適當なもので保護せねばならぬ。護膜が最初此の目的に使はれたが剝落し易き故、再び護膜を塗つて其上之れを硬化する事とした。諸種の方法に依る rubbering door が現に多くの艦船に試用せられて居る。

Turbine.

非鐵合金の impulse 翼は甚しく侵蝕せられる。25 乃至 30 噸/平方時の yield point を有する特殊鋼には侵蝕の跡を認める事は出来ぬ。然しながら後者にも翼並に shroud に關する故障は有つた。而して鋼製翼の損傷は嚴密な試験の結果材料の缺陷に基くものと見做されて居る。翼には疵の痕跡が発見せられないけれども、最初から疵のあるものが植ゑつけらるゝ事を懼れて、不良の材料を使用しない様に検査が行はれる。現在海軍では

magnetic の如き特殊の検査を行ふ事を要求せぬ。然しながら若し鋼製翼が盛に使用せられ、現在使用せらるゝものが標準となる様になると嚴重なる試験が行はるゝであらうと云ふ事が想像せらる。現在 impulse blading の殆ど全部は combined type である。海軍では従來翼と shroud とに同一の材料を使用する事を要求して居つたが、翼を鋳付する時に shrouding strip の孔の周圍に裂罅の生ずる事が屢々あるので、最近 shroud には翼と同質で炭素含有量の少ない鋼を使用する事を許して居る。

鋼製翼の損傷は shrouding support の充分ならざる爲め不絶振動を受けるからであると考へられた。報告中には膨脹を許す爲め shroud の切つてある所から翼の損傷を起して居るものがあつた。それで翼の全周を連続支持すると同時に shroud に膨脹を許し得る様種々の考案が試みられた。激しき振動を受くる爲め或は shrouding 鋳付工作の不良なる爲めに、shroud の弛緩した例が相當に報告せられて居る。然しながら斯くの如き場合の修理は簡單で單に鋳付を再びすれば済む。之れに依つて翼が痛むものとは認められぬ。

侵蝕されぬ程柔からず而かも振動に堪へ得る強さを有する材料を得る爲めに多くの合金が試験せられた。現に海軍では turbine の或段落に使用する翼は A. T. V. 或は其他の承認を得た材料に依つて造る事を要求して居る。最近 turbine 翼の材料として使用せらるゝものは Table III に示した通りである。

TABLE III.—Materials for Turbine Blades.

Nature of Material.	Stage in which Used.
Monel	High-pressure and astern.
Hadfield's A.T.V.	High-pressure and astern.
Firth's F.G.	High-pressure, low-pressure and astern.
Firth's F.M.	High-pressure, cruising and astern.
Firth's Stainless	Astern.
Phosphor-bronze	In all stages.
Brass	All reaction.

嘗て phosphor bronze, manganese copper, brass 等で造られた翼は仕上げられた翼から試験片を造つて抗張力を試験する必要があつた。然しながら之れは困難である爲め、現在は翼を作る材料を試験する事となつた。合金に使用せらるゝ銅は電氣

銅、亜鉛は 99.75% の純粹さを有つ居る事を要する。blade の最後の drawing に起る損傷を少くする爲めに hardness test を行ふ事が望ましい。而して此の最後の drawing は過度に失してはならぬ。然らざれば、翼端の硬度が大となつて遂に裂罅を生ずるからである。又眞鍮翼は承認せられたる温度の下で生ずる必要がある。

impulse turbine では 3 $\frac{1}{2}$ % の nickel 鋼の噴口翼が不成績であると報告せられて居る。此の vane は使用中に侵蝕せらるゝのみならず製作に際して vane を鑄込むのに困難を感じる。stainless 鋼の噴口蒸氣弁も未だ充分とは云ひ難い。又弁足及び弁縁が固着し易く衛帶抑の處で腐蝕し易い。弁と弁坐には異つた金属を使用する事が望ましい。噴口翼に使用する材料を挙げると Firth の F. M., Hadfield の諸種の A. T. V., Firth の Staybrite, Nickel 鋼、後退 turbine に使用せらるゝ銅及び砲金等である。

重油機関

重油機関に使用する材料に就て云ふと、(1) 鑄物には鑄鋼、(2) 吸鑄には“Y”合金、(3) 吸鑄環には鑄鐵(B. E. S. A. 規格)、(4) 弁には“Quickstep”或は E. R. A. 鋼、(5) 内筒には鋼、(6) 水衣には Staybrite 或は軟鋼、(7) 曲拐軸には鋼を使用する。第(1)、第(2)の材料に就ては後に譲り第(3)と第(5)に就ての経験を述べると、第(3)の甚しい磨滅を避ける爲めには、(a) 吸鑄環と溝底との間隙、(b) 環溝の側面間隙、(c) 環を溝に挿入する仕事の精確さ、(d) 内筒の仕上げ等に注意せねばならぬ。次に弁に就て一言すると、上掲の材料で造られた弁は或る馬力迄は弁を冷却する必要の無い事が發見せられた。1,500時間使用の實績によると、E. R. A. 或は“Quickstep”製の冷却装置を有しない弁は、冷却装置を有する普通の弁と同一の成績を示して居る。而して上掲2種の鋼の間には優劣を認め難い。次に水衣に就て一言すると、Staybrite 製のものは故障を起す故軟鋼製に取替へられた。現在では鋼板を熔接して水衣を造る。水衣に對しては未だ適當な材料が見當らぬ。冷却水に接觸する部分の腐蝕が甚しい爲め屢新換する必要がある。曲拐軸には抗張力 28 乃至 32 噸の軟鋼を使用する。總べての曲拐は初か

ら正しい角度をなす様に鍛へ後から摺つてはならぬ。

鋼 鑄 物

鋼鑄物の不良の原因を確める爲めに種々の研究が積まれて居る。最近海軍で鋼鑄物を不良として棄却する理由を擧げると、(1) blow hole、(2) 鏽或は截面積の變化する部分に起る draw, pull, tear, hot tear、(3) 壓力試験の下に表はれる有孔質、(4) 收縮に伴ふ裂罅、(5) 砂の含有、(6) scabbing、(7) 物理的試験に不合格等の爲めであつて、其の中でも blow hole, draw, pull, tear 及び有孔質による棄却が主なるものである。X 光線を利用すると鑄物を破壊せねば確める事の出来ぬ故障を發見する事が出来る。海軍では鋼鑄物の收縮其他の故障を熔接によつて修理する時には豫め承認をうける事を要する。力をうける鑄物は、立派な接合面を造る時と、熔接によつて強力を失ふ虞の無い所のみ熔接する事が許されて居る。然しながら X 光線の利用は、此の様な表面上の欠陥を補ふ事の價値に就て疑を懐かしむるに至つた。蓋し此の様な欠陥は寧ろ内部深く潜在する事が屢々であるからである。X 光線の試験は未だ満足な域に達しない。然しながら現に Woolwich 工場で行はれて居る結果から推測すると、近き將來に於ては此光線の利用が益々盛になるであらう。

鋼 火 造

特殊鋼の數が年を逐うて増加する。turbine 翼としての stainless 鋼、汽罐及び弁としての耐熱鋼に就ては既に説明した通りである。特殊鋼の中には抗張力 70 噸/平方吋に達するものがある。molybdenum, tungsten 等の少量を加へると非常に優良な鋼が得られる。然しながら多量に造る事の困難と、其の試験成績の結果が一定せざる爲め一般には使用せられるに至らぬ。現在では high tensile alloy steel が其の分子が均齊ならざる爲め、重量の増加するに拘らず、低炭素鋼が再び一般に使用せられて居る。抗張力 34 乃至 38 噸の鋼を推進軸に使用すると、從來使用した 28 乃至 32 噸のものに比して平均 7 乃至 10% の重量を輕減する事が出来る。重油機關の内筋に使用せら

る鋼には 0.7 乃至 0.75% の炭素と 0.4 乃至 0.8 % の manganese を含むで居る。特種の火造物には sulphur print が必要とせられる。Izod test が要求せられる。又 Brinell hardness が限定せらるゝ事も屢々である。材料に對して疑のある時には Macro-print 及び顯微鏡寫眞が撮られる。重要な火造物の時には鋼塊から仕事の工程に就て承認を得ねばならぬ。之れは適當の時期に上下の部分を廢棄し、且つ火造後の截面積と鋼塊の夫れとの比が適當な値を有する様徐々に均一に火造りせむが爲めである。

鐵 鑄 物

鑄鐵に對する海軍の仕様書は最近改正せられて一般の様式に接近した。改正の結果高級鑄鐵に對しては高抗張力が必要とせられる。又最近の B. E. S. A. の仕様書に従つて試験片が試験せられる。最近船渠に於ける經驗によると修繕に使用する鑄鐵の中に少量の nickel を含むものは成績が良好である。

Aluminium.

10 年以前の軍艦には輕合金が殆ど使用せられなかつたが、今日の巡洋艦には相當使用せられる。此の合金を使用し始めた爲めに重量を相當に輕減する事が出来た。強力の充分ならざるものは手輪其他の小さい附屬物に使用せられる。其の箇々のものに就ては大した事はないが、之れが積り積ると全體としては相當の影響がある。10 乃至 13% の silicon を含む aluminium 合金は唧筒等に使用せられて成績良好である。而して aluminium 合金の中で目立つものは重油機關の吸鏢に使用せらるゝ“Y”合金である。其の成分は從來のものと殆ど異つた所はないが、其の treatment に大なる改良が加へられた結果、最大抗張力 18 噸/平方吋、伸長率 2% (2 吋にて) の規格を満足せしむるものが市場に表はれて居る。最近には稀に抗張力 22 噸、伸長率 12% に達するものすらある。然しながら aluminium 合金は海水と接觸すると急に腐蝕すると云ふ缺點がある爲め、船舶に於ける用途は制限せらる。特種の處理を加へたものを除くと、“Y”合金及び silicon-aluminium 合金は他のものに比して腐蝕に對する抵抗が強い。

螺釘其他

高壓部に使用せらるゝ鋼螺釘の損傷した例は非常に多い。試に外觀完全な使用中の螺釘を引抜いて試験して見ると其の Izod value が僅かに $1\frac{1}{2}$ 呎封度のもがある。而して螺釘の製作材料が規定の試験を通過しなかつたと云ふ例證は無いが、使用中に侵されたと云ふ事は認めらる。故に螺釘は周期的に一部分を引抜いて試験する様に命令が發せらるゝに至つた。壓力の高い重要な部分に使用せらるゝ螺釘の材料に對しては尙一層注意せねばならぬ。重油機關の螺釘其他の重要な部分には $3\frac{1}{2}\%$ の nickel 鋼を使用する事に規定せられて居る。“Hitensile”として知られて居る heat-treated bolt は直徑 5/8 吋までの大きさのものに使用せられて居る。此の材料の將來は期待せられて居る。螺釘及び母螺に對しては B. E. S. A. の標準を採用し様として居る。海水に接觸する部分に使用す

る非鐵螺釘には 1% より少くない錫と 1% より多くない鐵とを含み、其の材料は壓延或は火造されたものでなければならぬ。

3 乃至 4% の silicon を含む copper-silicon 合金 P. M. G. が Admiralty gunmetal の代用として表はれた。最近 copper-silicon 合金の研究が積まれ、上記の合金で立派な鑄物か出來、其の 400°F に於ける強力は gunmetal よりも高い事が知られた。又此の材料で壓延或は火造されたものは高い抗張力と yield point とを有する事が知られた。實驗の範圍内に於ては流體壓力を受け或は海水に接觸する總べての部分に、gunmetal の代りに P. M. G. が使用せらるゝに至るか否かは保證の限りでない。然しながら若し夫れに對する要求が辨へらるゝならば、此の合金の使用は延いて價格及び重量の輕減を招來するであらう (T. Z. K.)

雜

錄

「ブレーメン」及「オイロツパ」の圖

1928年に建造された北獨「ロイド」社の優秀旅客船「ブレーメン」及「オイロツパ」は總噸數 46,000 噸、速力 27~28 節を有してゐるが、今其中央横斷面圖、船首材及舵の詳細圖を 45-47 頁に掲げる事とした。

特許拔萃

船舶推進裝置

特許第八五六七四號

特許權者(大阪) 高岸常一

本發明は 2 衝程又は 4 衝程内燃機關の氣筒數筒を並列し、是等の氣筒に於ける壓縮氣を之に共通連絡せる一燃燒室に集めて着火爆發し、其爆發瓦斯の一部を作動唧子に受けて各氣筒に於ける唧子及各瓣機構を作動する必要動力となし、他の大部分の爆發瓦斯を直接水中に噴射して推進力となしたる事を特徴とする船舶推進裝置にして、爆發瓦

斯の有する勢力を最有效に推進力に變ぜしめ得る事を目的とせるものにして、圖面に就て述ぶるに、(a) (b) は並列して設けたる壓縮氣筒及動力氣筒にして、是等兩氣筒内の唧子 (a') (b') は連杆 (c) (c) により共通の曲柄軸 (d) に結合せられ、氣筒 (b) は燃燒室 (e) に通じ、吸氣瓣 (g) を有し、氣筒 (a) には吸氣瓣 (g) と燃燒室 (e) に通ずる通路に送込瓣 (i) を設け、唧子 (a') の往復動に依て該氣筒 (a) に吸入せる氣體を燃燒室 (e) 内に壓入し、室 (e) 内に於ける爆發瓦斯の壓力を其唧子 (a') に受けぬ様に前記瓣 (i) は不還瓣を構成するものとす。室 (e) は機械的に定時に開かるゝ瓣 (j) により船體 (k) の後方に向つて海水中に開口する通路 (m) に通ず。管 (o) は給油管にして曲柄軸より動力を得て運轉する給油唧筒に連結され、室 (e) に開口する端に燃料瓣 (p) を設く。而して上記瓣 (g) (i) (p) は普通内燃機關と同一である。即ち之に依れば、唧子 (a') (b') の後退衝程に於て吸氣瓣 (g) を開口し、各氣筒 (a) (b) に空氣を吸入し、次に唧子 (a') (b') の進出衝程に於て吸氣瓣 (g) は閉塞せられ、同時に送込瓣 (i) は開口して空氣を燃燒室 (e) 内に壓縮す。

Probetafel I: Hauptspant eines Vierschraubenschneildampfers.

Hauptmaterialstärken der „Bremen“ (Deschimag):

Schwesterschiff „Europa“, Blohm & Voß

Schiffsabmessungen: **Leitzahlen:**
 Länge zwischen den Loten . . . 270,70 m (B + H) L = 12.831,18 L : H (H-Deck), 16,508
 Breite, größte, auf Spanten . . . 31,00 m B + H = 47,4 L : H A-Deck . . . 11,186
 Seitenhöhe bis Hauptdeck . . . 16,40 m
 „ „ A-Deck . . . 24,20 m

Klasse:
 Germ. Lloyd $\frac{1}{4}$ 100 A E mit
 Freibord

I. Spantenerfungen.

D-Deck = Hauptdeck

E-Deck = Schottendeck

Spant 0-20 je 600 mm

„ 20-33 „ 750 mm

„ 33-249 „ 900 mm

„ 249-907 „ 700 mm

„ 907-932 „ 540 mm

„ 932-VP = 450 mm

Balkenbucht

Sportdeck bei A-Deck 250 mm

E-Deck bis J-Deck ohne Bucht

B-Deck bis D-Deck a. d. E. teilweise normale Bucht 250 mm

II. Außenhaut.

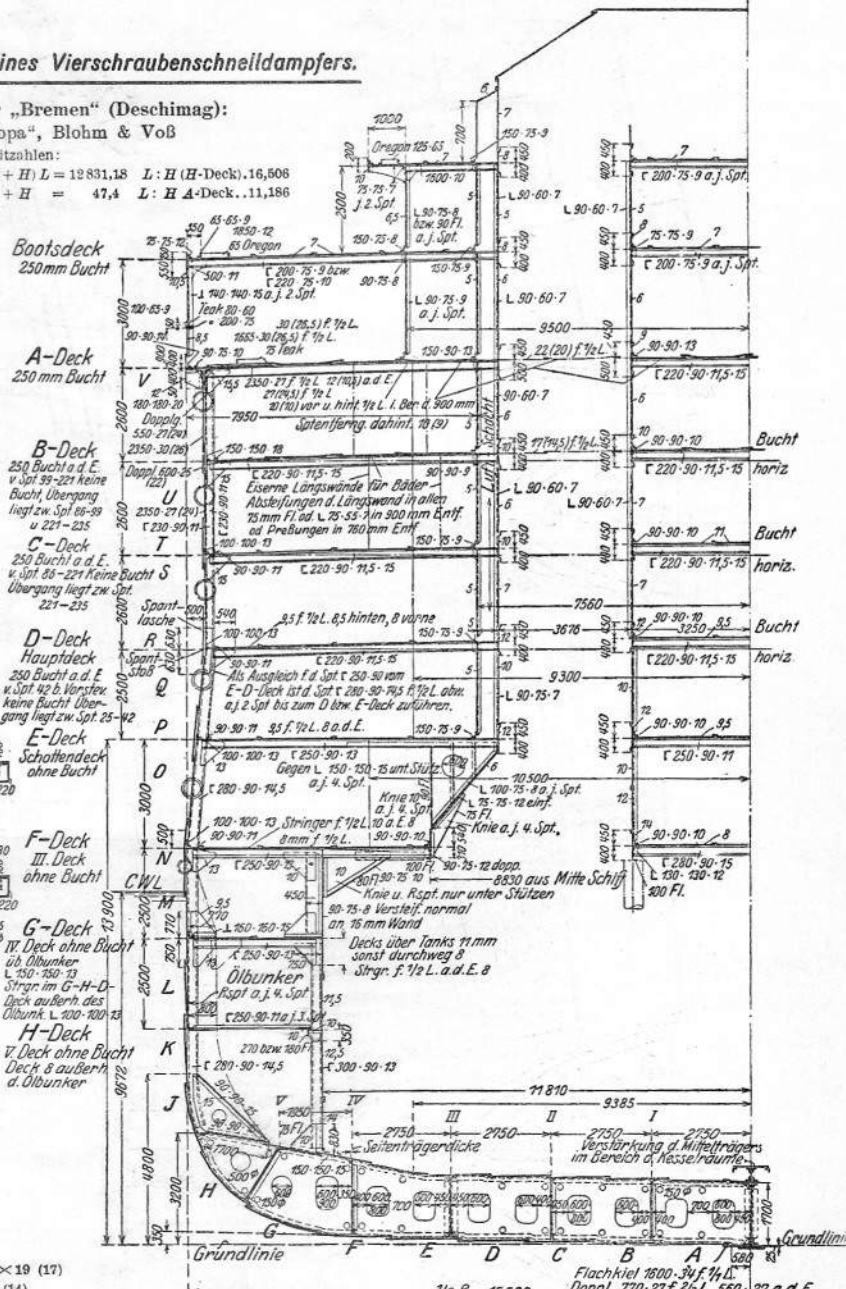
- Gang A-F 28 (28) mm f. 1/2 L.
- „ A-C 18 (16,5) mm hint. 1/2 L.
- „ G-H 28 (28,5) mm f. 1/2 L.
- „ I 26 (23,5) mm f. 1/2 L.
- „ K-L 26 (28) mm f. 1/2 L.
- „ M-N 26 (22,5) mm f. 1/2 L.
- „ O-T 25 (22) mm f. 1/2 L.
- „ U 27 (24) mm f. 1/2 L.
- „ V 30 (26) mm f. 1/2 L.

(und Dopplung)
 Die Klammerzahlen bei II und III gelten für Stahlmaterial mit erhöhter Festigkeit von $\frac{12}{160}$ kg/mm² und 20% Dehnung, wie es bei diesen Bauteilen verwendet wurde.
 Die Vernietung der Außenhaut und des Doppelbodens wurde nach den Materialstärken für normales Material berechnet.

III. Doppelboden.

Materialstärken für 1/2 L.

Mittelträger	1700x28,5	
„ unten	160x20 (d)	
„ oben	130x19 (d)	
„ vertkl.	160x17	
Mittelplatte	1600x19 (17)	
Seitenplatten	16 (14)	
Randplatte	1600x20 (19)	
„ a. A.	150x20	
Seitenträger	15	
„ Verbindungs	90x15	
w. d. „	15 (13,5)	
„ vertkl.	160x17	
Kimmstützplatten	15	Bodenwan. oben 100x15,5
„ a. Ok.	90x15	w. d. „ 17,5
Bodenwan. a. j. Spt.	15,5	w. d. „ unten 110x17,5
„ unten	110x15,5	w. d. „ oben 100x17,5



IV. Ausrüstung.

Leitzahl: 0,75 x B x H + 0,5 Inhalt der Aufbauten = 135.331 cm.
 3 Buganker stocklos 45.000 kg.
 1 Stromanker Troitmans Pat. 1.800 kg.
 600 lfd. m Stegkette 100 mm Glieddurchmesser.
 1 Stahltrasse 260 m von 229 mm Umfang 222-drängig.
 1 „ 260 m „ 165 mm „ 222- „
 2 Maniltrossen je 260 m von 603 mm Umfang.
 (Vor- und Hintersteven der „Bremen“ und der „Europa“ in bes. Abschnitt.)

圖 一 第

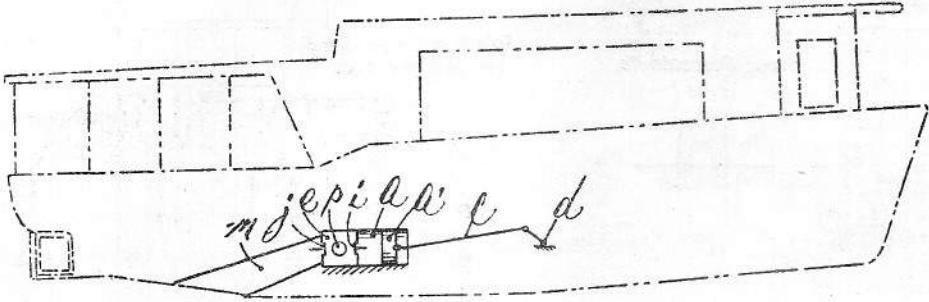
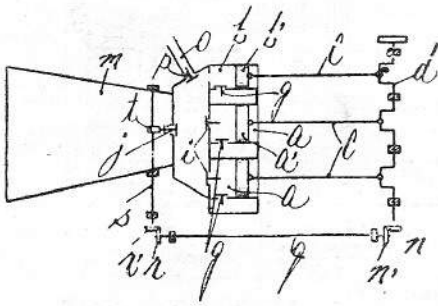


圖 二 第



唧子 (a') (b') の後退衝の前に於て、送込弁 (i) は塞閉せられて給油弁 (p) を開口し、給油管 (o) より燃料油を噴入す。斯くて燃焼室内の壓縮瓦斯が爆發するに至るや、爆發弁 (i) を開口して高壓瓦斯を通路 (m) に噴出して推進力を發生し、唧子 (b') のみは爆發瓦斯の壓力を受けて曲柄軸を廻轉し、各機構の所要動力を得て此の操作を反復せしむる事となる。

船舶用通氣窓

特許第八五八七四號

特許權者 (米國) 「サムディツクマン」

本發明は通氣採光兩用の舷窓にして、其主眼とする點は、波浪の衝擊或は船體の動搖に依りて、舷窓が水表面を出没する時に起る壓迫或は吸引の作用を利用して、通氣作用を遂行せしむべく成したるものにして、即ち舷窓に波浪が衝擊し或は船體の動搖に依り舷窓が沈下し、舷窓内に海水が壓入せらるゝ時、豫め舷窓の部分に滯溜せる新鮮なる

空氣を船體内に壓入し、更に波浪の後退或は船體の復原に依りて再び舷窓が水表面上に露出する時、浸入水の流出と共に船體内の廢空氣を船外に吸出し、而かも尙海水の船舶内部に流入する事を阻止し、且つ採光に支障なからしめたるものなり。

第三圖は通氣窓の縦斷面圖、第四圖は第三圖 (4)-(4) 線の斷面圖、第五圖は窓硝子取付枠の頂部平面圖を示す。即ち船側の 2 壁 (5) (6) 間に外枠 (9) を固着し、之に 3 箇の隔離せる硝子 (10) (11) 及 (12) を取り付け、頂部に夫々開口 (13) を設く。硝子 (11) は枠 (9) の内部を前後 2 室に分割し、尙枠 (9) に對し水密に嵌合せられ、海水の船内に流入する事を阻止す。通氣窓の上部の壁間には逆 U 字管 (14) を垂直に配置し、其の端部 (15) を硝子 (11) の兩側の室に連通せしむ。又外側の硝子 (12)、内側硝子 (10) は夫々 (17) 或は (18) (19) の如き開口部分を有し、連通管 (14) は吃水線より高く上方に突出するものとす。

本發明は上記構造を有するに依り、波浪が舷窓に激突し或は船體の動搖により舷窓が水面以下に没する時は、外側窓硝子の開口部分を通して海水が浸入し、管 (14) の外脚中に上昇し、從つて舷窓外部室並に其の上部 U 字管中に滯溜せる或は海水と共に壓入せられたる比較的新鮮なる空氣は、管 (14) の内脚を通して流入し、更に窓の内側室より内側硝子の開口部分を経て船内に導入せらる。又波浪が舷窓より後退する時或は動搖に依り沈下したる舷窓が再び水面上に浮上する時は、一旦外脚 (14) 内に浸入したる海水は再び外側室を経て船外に流出するを以て、其の際船内の不潔空氣は吸引せられて海水と共に船外に排出せらる。斯くて本發明は弁其他の開閉手段に依らずして、

圖 五 第

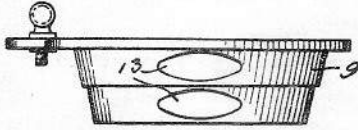
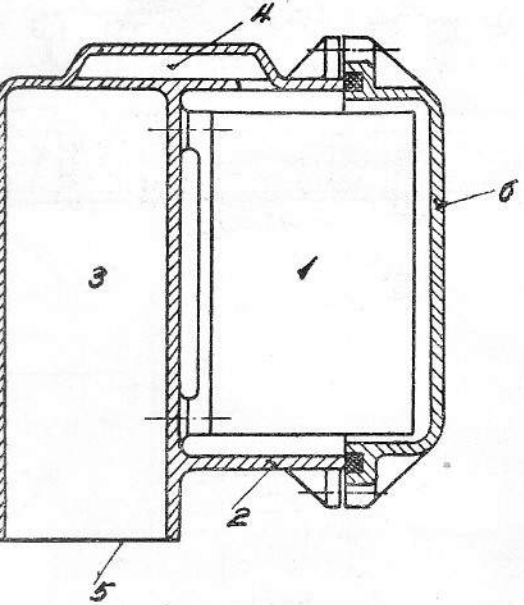
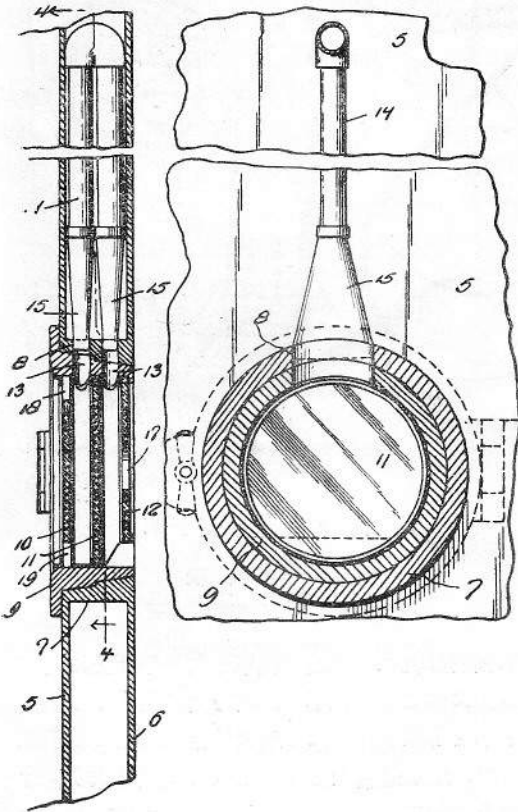


圖 三 第

圖 四 第



圖面に就て詳説すればは(1)適宜の電氣的装置を表はし、(2)は其の格納函、(3)は作業用其他に使用する空隙、(4)は上記空隙部と格納函とを上方に於て連絡する連通部、(5)は開口部、(6)は電氣装置の取り付け或は取り出しに適する蓋を示す。

今本機を使用するに當り、潜水鐘等の如く之を水中に沈下する時、水は開口部より流入して機内と機外との壓力が平衡を保つ迄流入するも、連通部(4)は機の最上部に在るを以て、電氣装置室は完全に水に對して絶縁せらるゝ事となる。

海水が船内に流入する事を阻止して通氣作用のみを遂行し、且つ窓部は硝子より成るを以て採光の目的も遺憾なく達し得らる。尙又本發明の舷窓は海水の作用を受けざるも自然通風を成し得る事、一般の通氣窓と同様である。

水中作業装置

特許第八五九六八號

特許權者(獨逸)「シーメンス・シユツケルト・ウエルケ・アクチエン・ゲゼルシャフト」

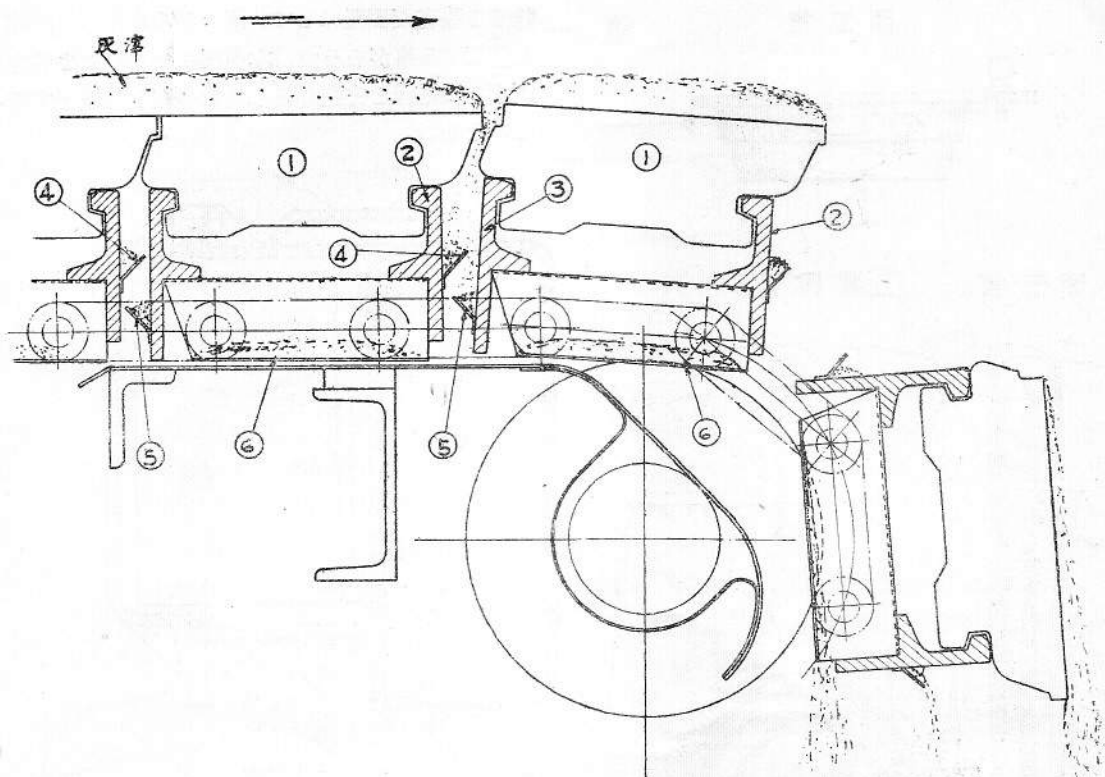
潜水鐘其他各種の水中工事或は水中作業機に於て、電氣的の装置を使用する場合に、之を水と絶

移動給炭機の改良

特許第八五八八三號

特許權者(東京)三菱造船株式會社

本發明は移動給炭機に於て火床棧支受梁の背部及火床棧下部に灰受けを設け、之に依て火床面より落下漏洩する粉炭及灰滓を受け止めて、之を「アツシユピット」に運搬する様に成したるものにして、従來の移動給炭機に在りては、火床が平面を移動しつゝある間は火床棧列間は一固定の間隙を保つと雖、後部軸附近に至れば火床棧列間の間隙は漸次大となり、從て火床棧列の端部に堆積せる灰



滓は其の間隙より落下し爲めに通風を障害し、又は汽罐室を不潔ならしめ、或は「トラベリングチェーン」の減磨を早からしむる等種々の缺點を誘起するも、本發明は是等の缺點を除去すべく成したるものなり。

圖面に於て(2)及(3)は火床棧支受梁にして其の背部に灰受(4)及(5)を互に段違ひに向ひ合せて設け、火床棧より落下する灰滓を之に受け止むる如くなし、即ち火床棧(1)が進行して後部軸附近に到れば、火床棧間の間隙は漸次擴大せられ、灰滓は其の間隙より落下する故に、灰受(4)及(5)は灰滓が給炭部内に落下するの憂なき程度に互に重合する様に對向せしめ、之を火床面上に堆積せる灰滓と共に「アツシユビット」に搬送す。(6)は火床棧(1)の下部に設けたる灰受けにして、火床の進行中火床棧列の間隙より落下せる粉炭及灰滓を受け止め、之を「アツシユビット」に搬送するものにして、必要に應じて火床棧(2)の下部を切り取るものとす。斯くて前述の目的は達成せらる。

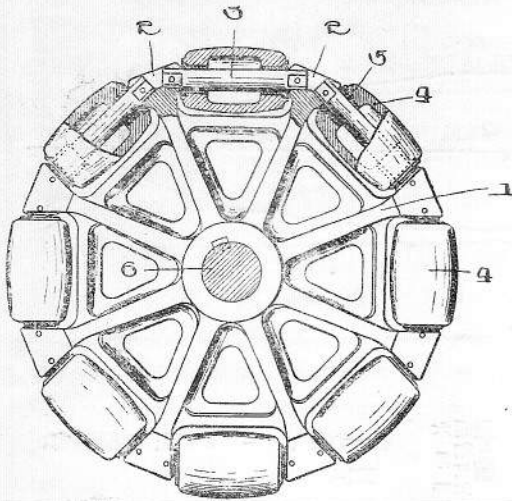
鋼板移動装置用親子車

特許第八六〇四二號

特許權者(兵庫)川崎造船所

本發明は親車と周圍に親車と同一平面上に於て周方向に軸を有し親車と直角方向に廻轉する數箇の子車とを取り付けたる鋼板移動装置用の親子車にして、之を適當なる間隔を以て主軸に取り付け其の上加工すべき鋼板を載置し、之に剪斷或は穿孔を爲す時、鋼板の移動を容易ならしめたる事を特徴とす。圖面に就て其の構造を述べれば(1)は親車、(2)は軸承、(3)は軸、(4)は子車、(5)は套管、(6)は主軸にして、今主軸(6)に適數の親子車を配置し、加工すべき鋼板を其上に載置し主軸(6)を廻轉せば、子車(4)は親車(1)と一體に廻轉して鋼板を任意の方向に送給し得べく、又子車(4)は親車(1)と直角方向に自由に回轉し得るを以て、必要に應じて主軸(6)の方向にも自由に移動する事を得。又是等の組合せ運動に依り鋼板を斜方向にも移動せしめ得べく、此際鋼板の移動は頗る輕快にして、鋼板を剪斷し又は穿孔

圖 一 第



する爲め之を加工位置に輸送し、又は加工済の鋼板を他に移送する操作を容易ならしむるものである。又主軸(6)に依り親車(1)を駆動する代りに、主軸(6)を固定し、其の上に親車を遊架し、鋼板を機械力或は人力により移動し得る事も亦明である。

併 列 舵

特許第八六一二六號

特許權者(横濱)横濱船渠株式會社

本發明は船舶尾部兩舷に於て夫々2箇又は2箇以上の舵を併列し、各舵を夫々其の舵心材を中心として旋回せしむる時、左舷又は右舷に交互に彎曲舵面を形成する様に構成したる特殊の舵にして其の要點は操舵機用馬力及操舵時間を著しく節約し得ると共に、操舵能率を一層良好ならしめたる事である。

即ち圖面に於ける符號(1)(2)(3)、(1')(2')(3')は兩側に併列せる平衡舵にして、舵心材(4)の周圍を旋回する様に構成し、舵心材(4)は腕杆(6)、連杆(5)に依つて左右關聯的に駆動せらる。即ち右舷の舵を轉回せしむべく操作する時は、右舷の各平衡舵は、點線に示す如く一齊に回動して一の連続せる彎曲舵面を形成し、左舷の舵も亦船の轉回運動を補助する如き位置に轉向するものとす。斯の如く本發明は小型の區分舵を以て舵

圖 三 第

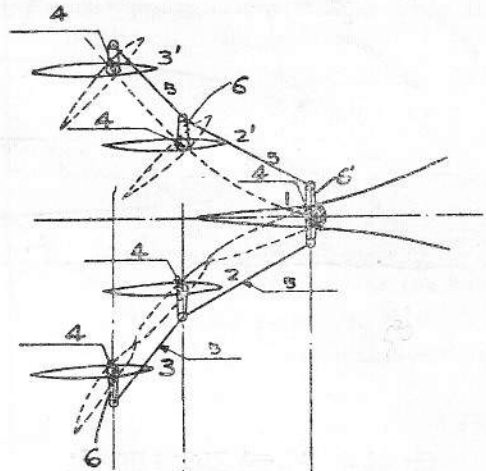
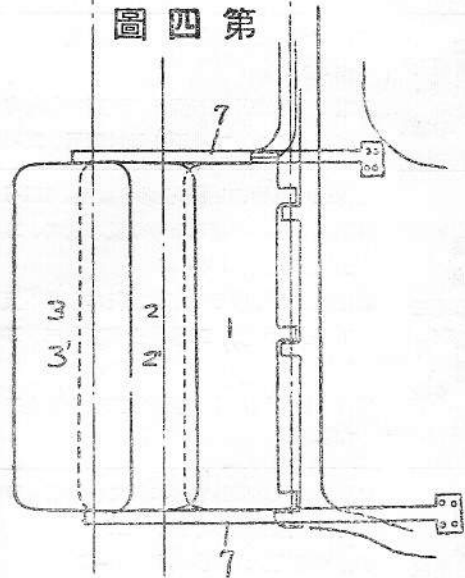
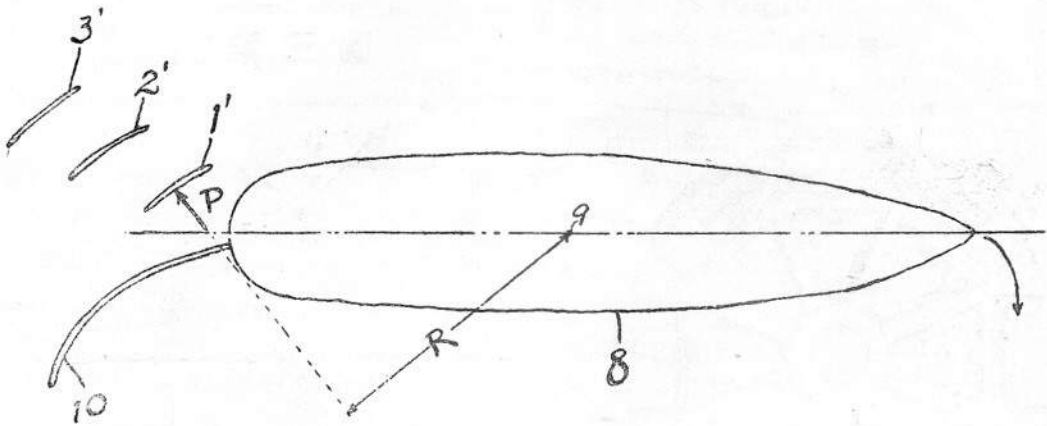


圖 四 第



面を隨時に形成するものなるを以て、各舵が受くる迫力は比較的小にして、簡單なる構造にて足り、小型舵の運動なるを以て操舵時間を短縮し、舵面は操舵中水流に沿ひたる方向に彎曲せらるゝを以て、操舵能率を著しく増進せしめ、従て船體の旋回半径を小ならしむる事等の特徴を有するものである。



内外雜誌重要表題集

内地雜誌

雜誌名	表題、著者、頁
工業 昭七 和五 誌年 誌號	電氣銲接に依て構築された大きな「トラス」 25-27 將來の自動車及飛行機用の機關は如何なる てあらうか、工學博士竹村勸悉、28-29
機 械 學 昭三 和五 會誌 誌號	廻轉球の彈性、工學博士砂谷智導、111-130 開き翼とその實用上の價値に就て、理學 士野田哲夫、131-137 鐵道軌條と外輪との相互磨耗に關する實驗、 工學士荒木宏、工學博士齋藤省三、138- 159 機關車給水溫め器に就て、工學士徳永晋作、 160-18)
商 船 學 校 昭三 和五 友會 誌年 誌號	國際海上人命安全會議に就て、逓信省管船 局船舶課長山本幸男、3-28 航海術短見、大里多磨夫、53-68 六分儀中心差測定器 (The "Hezzanith" Centring Error Detector) 小室鉦、69- 71
同 同 上 年 號	隆洋丸の假舵、關谷健哉、31-40 航海術の批判 (上)、高須賢一、53-65
同 同 上 年 號	航海術の批判 (下)、高須賢一、40-47

鐵 昭六 と和 鋼五 年 誌號	インゴット、ケースの研究、西津麗吉、 631-654
土 木 學 會 昭四 和五 誌年 誌號	變斷面柱材の強弱試驗報告、工學博士田中 豐、135-138
東 航 空 研 究 所 大 學 報 昭二 和五 年 誌號	金屬膜の電氣的性質に關する豫備的實驗、 田中信、25-60 定常雜採み飛行に就いて、深津了藏、61-77 An Empirical Formula for the Moment of Inertia of the Aeroplane about its Transverse Axis. Taitiro Ogawa and Sigetake Suzuki. 78-85
同 同 三 月 上 年 號	高速内燃機閥用指壓計に陰極線オシロク ラフを使用す、小幡重一、宗友參雄、 87-88 二衝程式機關の充填作用の數量的研究、富 塚清、柴田浩、89-107 飛行機の最大飛行速度の推算圖表、橋本賢 輔、足立英三郎、108-137 二液の境界面に起る定常波動に就て、梅津 藤市郎、139-148 翼桁に傳はる衝撃に就いて、妹澤克惟、 149-155 任意の衝撃に依て翼の自由振動が誘起され る可能度に就いて、妹澤克惟、156-161 固體粘性が抗壓材の振動に及ぼす影響、妹 澤克惟、162-166
電 氣 製 鋼 昭六 和五 誌年 誌號	耐蝕鋼及び耐熱鋼の最近の發達、相坂竹松、 岡好仁、1-13 鑄鋼品の湯口に就て、與倉虎雄、23-29

郵船機關士協會報 昭和五年號	M.A.N. ディーゼル機關に就て、土屋藤丸、11-23
	内燃機船の吃水と速力を知り其燃料消費の算出法、林成昭、26-31 船舶特殊装置の效果、鶴飼善太郎、61-67
日本冷凍協會誌 昭和五年號	炭酸瓦斯壓縮機の試験方法、梶村教之、15-17 二酸化炭素に依る肉類及魚類保存、28-35

外國雜誌

Names of Magazines.	Subjects. Authors. Pages.
The Ship-builder Mar. 1930	Transatlantic Shipping and State Assistance. 167
	The Japanese Motor Liners "Asama Maru," "Tatsuta Maru" and "Chichibu Maru." 169-186
	The World's Mercantile Shipbuilding in 1929. 187-190
	Current Topics:— 192-197
	The Isherwood Systems of Ship Construction.
	The M. A. N. Double-acting, Two-stroke Cycle Diesel Engine.
	Chains and other Lifting Appliances.
	The Kelvinator Automatic Electric Refrigerator.
	"Technische Mechanik und Thermodynamik."
	The Powdered-fuel Steamship "Swift-pool."
	The Cahill Davit.
	A Competition for Small Marine Oil Engines.
	Index to British Standard Specifications and Reports.
	The Oil Engines of the Motorship "Maron." 198-204
	Fires in Steamship-bunker and Cargo Coal. 205
	Geared Diesel Machinery. 221-222 "One Hundred Per Cent." American Shipping. 222-223

	High-pressure versus High-temperature Steam. 223-224
	Rationalisation in Shipbuilding. 224-225
	The Re-engined Atlantic Liner "Hamburg." 225-227
	The Navy Estimates for 1930. 228-230
	The Oil-tank Motorship "Phasianella." 230
	The Portuguese Steamship "Carvalho Araujo." 231-234
	Current Topics:— 235-240
	The Research Fund of the William Froude Experiment Tank.
	Additional Experiment-tank Facilities.
	The New 15,000-ton Floating Dock for Newcastle, N.S.W.
	The Work of the British Corporation. Diesel-engined Trawler.
	A New Baltic Timber-carrying Steamship.
Apr. 1930	The First M. A. N. Marine Double-acting, Airless-injection Heavy-oil Engine.
	The Berkefeld Water-softener.
	Marine Refrigeration in Japan.
	An Invention for the Sterilisation of Water.
	An Explosion-proof Electric-lamp Fitting.
	A New Lubricating-oil Sweetener. 241-242
	The Oil-carrying Motorship "Anglo-Swede." 243-251
	The Twin-screw Motor Yacht "Kiloran." 252-253
	A Great German Shipbuilder. 254
	Haslam Refrigerating Machines. 255-256
	A Large Electric Trawling Winch. 257-260
	Thermal Efficiency in Steamship Practice. 260
	The Deutsche Werft Steering Gear. 261-263
	The "Buenos Aires Maru" and "Rio

de Janeiro Maru." 263-265
 Warship-building at Barrow-in-Fur-
 ness. 266
 The Norddeutscher Lloyd Liner "Eu-
 ropa." 267-271

Design and Construction of Warships:—
 After-war Development of the Ships
 of the Imperial Japanese Navy.
 Yuzuru Hiraga. 288-290
 The Relation between Armament
 and Protection in the 10,000 ton
 Cruisers and the "Ersatz-Preussen."
 William Hovgaard. 290-294
 Trial-trip Data of the U.S.S. "Sara-
 toga." J. T. Alexander. 294-298
 Sea Trials of Flotilla Leaders. F.
 Dondona. 298-300

Design and Construction of Merchant
 Ships:—
 Atlantic Ships. Sir John H. Biles.
 301-303
 Atlantic Liners. E. de Vito. 303-310
 Ship Design and Arrangements from
 the Passenger's Point of View. A.
 T. Wall and Ashby Tabb. 311-313
 Modern Tanker Practice. H. Bar-
 ringer. 313-315
 Great Lakes Bulk Freighters. William
 Bennett. 315-319
 The Colliers "Berwindglen" and
 "Berwindvale." J. E. Burkhardt.
 319-324
 Comparison of Operating Costs of
 the Engine Departments of U.S.
 Shipping Board Diesel and Steam
 Cargo Vessels. R. D. Gatewood.
 324-329
 Developments in Diesel-engine Ship-
 building in Japan. Hyo Hamada.
 329-331
 Some Data relating to Performance
 of Modern Ships in Service. William
 Hinchcliffe. 332-336
 Watertight Subdivision, Freeboard and
 Seaworthiness:—

Freeboard and Seaworthiness. R.
 Erbach. 337
 Direct Flooding Calculations. Sir
 Westcott S. Abell. 338-340
 Safety of Life at Sea (1929 Confer-
 ence) Sir Westcott S. Abell and
 A. J. Daniel. 340-343
 Strength of Ships:—
 Ship Experiments and Theories. J.
 Foster King. 344-351
 The Torsional Stress in the Hull of
 Ships. Tuneso Inokuty. 351-352
 The Inertia of the Water surrounding
 a Vibrating Ship. Frank M. Lewis.
 352-354
 The Behaviour of a Cargo Vessel
 during a Winter North Atlantic
 Voyage. Bernard C. Laws. 354-357
 Notes on the Behaviour of the Pas-
 senger Vessels during a Voyage to
 and from Australia. Bernard C.
 Laws. 357-361
 Stress Distributions in Notched Beam
 and their Application. E. G. Coker
 and G. P. Coleman. 361-362
 Vibration of Ships. J. Lockwood
 Taylor. 362-364
 Stability and Rolling:—
 Breadth Draught and Initial Stability
 of Ships. M. Gleijeses. 365-367
 Experimental Investigation of the
 Oscillation of Ships. Kyoji Suye-
 hiro. 367
 The Stability of a Vessel with a List.
 F. H. Alexander. 367-369
 Ship Resistance and Propulsion:—
 The Separation of Dissolved Air
 caused by Propeller Action. Gior-
 gis Rabbens. 370-371
 Pressure Distribution over the Sur-
 face of a Ship and its Effect on
 Resistance. Seinen Yokota, Takezo
 Yamamoto, Atsumu Shigemitsu.
 371-375
 Propeller Design Developments. D. W.
 Taylor. 376-382

(Annual
 Interna-
 tional
 Number.)
 Apr. 1930

Model Results of a Four-bladed Propeller Series. D. W. Taylor. 382-388

Frictional Resistance of Ship Models. W. P. Roop. 388-390

Model and Full-size Test of a Single-screw Merchant Vessel. R.R. Adams. 391-393

Ship Wake and the Frictional Belt. G. S. Baker. 393-396

Experiments on the Resistance and Form of Towed Barges. G.S. Baker and Miss E.M. Keary. 397-398

Ship Wave Resistance-some further Comparisons of Mathematical Theory and Experiment Result. W.C.S. Wigley. 399-401

The Oertz Rudder. R. Mays. 402-404

Application of the Michell Theory to some Problems in Wave-making Resistance. G. Weinblum. 404-405

The Form Design of Fast Vessels. G. Kempf. 405-407

Marine Steam Engines:—

High-pressure Steam on board Ship. Graeber. 408-411

The Development of Marine Engines in the Imperial Japanese Navy. Fukusaku Ushimaru. 411-414

Recent Developments of the Marine Steam Reciprocating Engine. G.R. Hutchinson. 414-418

High-pressure Steam for Marine Work. Stanley S. Cook. 418-419

Recent Results obtained in Service with the High-pressure Steam Installation of the Holland-America Liner "Statendam." W. M. Meyer. 420-423

Marine Boilers and Pulverised Coal-firing:—

The Design and Performance of the Boilers of the "Viceroy of India." A. L. Mellor. 424

Water-tube Boilers for Merchant Ships. W. M. Whyman. 424-429

Pulverised Coal-firing on boardship. W. Kosh. 429-431

Marine Oil Engines:—

The Compounding and Supercharging of Diesel Engines. M. Gautier. 432-433

The Large Diesel Engine, with special Reference to Ship Propulsion. Heinrich Becker. 433-439

Development and Performance of the Richardsons—Westgarth Oil Engines. W.S. Burn. 439-446

The Opposed-piston Oil Engine. J. Harbottle. 446-448

The High-speed Diesel Engine. H. R. Ricardo. 448-453

Causes and Prevention of Vibration in Motor-ships. Robert Sulzer. 453-455

Transmission Systems:—

The Transmission of Power by Means of Hydraulic Transformers. H. Föttinger. 456

New Developments in the Application of Electrical Machinery to Ship Propulsion. E. M. Johnson and G. W. Higgs-Walker. 456-460

The Performance of two Vessels with Electric-transmission Gear. W. J. Belsey. 461-464.

Miscellaneous Papers:—

Critical Vibration in Shafting. M. Doucet. 465-466.

Some Materials used for Naval Engineering Purposes. J. Hope Harrison. 466-469

The Insulation of Heated and Cooled Surfaces. J. S. F. Gard and R. S. Robinson. 470-471

Ships' Electric Deck Auxiliaries. A. Read. 471-475

The Final State of a Gas Discharged from a Reservoir into a Space under Constant Pressure. F. Modugno. 475-476.

Motorship-Construction at Home and Abroad. 479-480

New York Pier Problem. 480-481

	Paddle-wheel Tugs. R. W. Miller. 482-486
	The Mercantile Tonnage and Propelling Machinery under Construction at 31st. March, 1930. 488-489
	Armour and the Washington Cruiser. G. H. Hoffmann. 490-493
	The Single-screw Passenger Motorship "Bornholm." 493-497
	The Twin-screw Motor Liner "Tuscan Star." 498-505
	The Propelling Machinery of the "City of Barcelona." 506-512
"	Current Topics:—512-513
May, 1930	The British Destroyers of the "Acasta" Class.
	Projected Great Ships for the United States Lines.
	The Re-engined Atlantic Liner "New York."
	The French Quadruple-screw Motor Liner "Lafayette."
	The Increasing Use of Martinel Steel.
	The Increase of Motorship in the Norwegian Marine.
	A Japanese Express Service on the Pacific.
	A New Passenger Service between Japan and Europe.
	Mac Gregor Patent Steel Hatch Cover.
	The "John Van Oldenbarnevelt." 42-46
	The Operation of the M.S. "Amerika." 47-51
	The First Blue Star Motor Liner. 51-59
	The Transatlantic Liner "Lafayette." 63-67
The Motor Ship (British Edition) May, 1930	The World's Motor Shipbuilding. 74-75
	Causes and Prevention of Vibration in Motor Ships. Robert Sulzer. 76-78
	Oscillations in Exhaust Pipes. Dr. Opitz. 80
	Some Materials used for Naval Engineering Purposes. J.H. Harrison. 1

Journal of Commerce Apr. 17, 1930	Electric Transmission Gear. W. J. Belsay. 4-6
	Service Results with High-pressure Steam. W.M. Meyer. 3-4
"	Behaviour of Two Passenger Vessels. B.C. Laws. 1-3
Apr. 24,	The Stability of a Vessel with a List. F.H. Alexander. 3
"	Cause and Prevention of Vibration in Motorships. Robert Sulzer. 4
	Marine Refrigeration. 5
"	Steam Propulsion. 1-2
May 1,	Sea Trials of Flotilla Leaders. F. Don-dona. 3
"	Marine Electricity. A.C. Hardy 4-5
"	Mechanical Stoking at Sea. J.S. Gander. 1-2
May 8,	Ship Wave Resistance. W.C.S. Wigley. 3
"	Power Generation. Irving E. Moulthrop. 4
	Modern Turbine Troubles. 5
"	Wooden Ships and Structures. (Pre-Norman Conquest Beams.) 1
May 15,	Newest Ellerman Liner. 3
"	Powdered Coal's Progress. 3

正員吉田剛君略歴

本會正員吉田剛君は、本年六月二十六日面疔を發し、七月一日岡山醫科大學病院に入り、手術を受けたるも其の效なく、遂に同月四日午後六時長逝された。享年四十八歳。

君は京都府下、福知山の人で、明治三十九年七月大阪高等工業學校造船科卒業、直に川崎造船所に入り、同四十五年朝鮮郵船會社に轉じ、大正十三年廣島縣尾道港の向島船渠株式會社技師に就任昭和三年二月技師長に昇任、前職中前記の通り、遽かに逝去さるゝに至つたので甚だ痛惜に堪へぬ次第である。

時 報

船燈信號器救命具取締規則及關係法規の改正事項施行に就て

昨昭和四年六月八日逕信省令第二十三號の規定に依り難き事由ある船舶に付ては、本令施行後一年內仍同令施行前の例に依ることを得、本令は昭和五年六月八日より之を施行すと、本年六月二日省令第二十二號を以て公布された。尙昨年同時に公布された省令第二十四號に就ても、同日省令第二十三號を以て同様公布された。

本協會の諸會合

編輯委員會

昭和五年六月十八日(水曜日)午後五時より本會事務所に於て開催、萩與可君、板部成雄君、出淵 巽君、片山有樹君、加藤瀨彦君、加藤 弘君、菊植鐵三君、小室 鉦君、大瀨 進君、岡本方行君、龍 三郎君、牛尾平之助君、横山要三君の各委員より提出の雜纂第101號(昭和五年八月號)掲載豫定記事標題につき平賀編輯主任より各分擔を定め午後七時廿分散會。當日出席者次の通り。

- 平賀 讓君 板部成雄君 加藤 弘君
 菊植 鐵三君 小室 鉦君 岡本方行君
 龍 三郎君 牛尾平之助君 横山 一君
 鈴木増次郎君

試験水槽成績表現法調査委員會

昭和五年七月八日(火曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於いて第十九回の會合をなし、次の諸件につき審議の上午後八時散會。

審議事項。

- (一) 委員長近藤基樹君薨去につき本會合に於て委員長を平賀讓君に依頼することを申合せ、同君の承諾を得たり。
- (二) 常任委員は重光族君久しく擔當せられしが今回委員長交代を機とし、出淵巽君に依頼することを申合せ、同君之を承諾、直ちに事務の引繼を了せり。
- (三) 山縣委員より第二回報告案を整理提出せられたるを以て、第一回報告と同様多數會員の批判を得ることを希望する意味に於て本報告を會員に公表せられむ事を望む旨を明かにし直ちに報告手續をなすことに決す。
- (四) 本委員會調査事項第三「動力計及水槽計測の基礎的比較」に關し、目下長崎三菱造船所に於て製造中の海軍水槽用標準模型船及び三菱水槽用標準模型船を逕信省、海軍及び三菱の三試験水槽に於て曳行し、其成績を本委員會に提出せらるゝ事の承諾を得る様各水槽當事者に交渉すること。
- (五) 尙ほ標準模型推進器比較試験準備の爲前記三水槽推進器動力計「シャフト」の推進器「ボツス」嵌合部詳細圖面を常任委員宛送付せらるゝ様依頼すること。
- (六) 前掲(四)及び(五)に關する實驗方案は常任委員に於て製作の上次回會合に提出議するすること。

當日出席者 (順序不同)

- 常任委員 重光 族君 平賀 讓君 川原五郎君
 八代 準君 山本武藏君 山縣昌夫君
 出淵 巽君

總噸數
百噸以上

工事中、進水及竣工船舶毎月合計調

月 別	工事中船舶		進 水 船 舶				竣 工 船 舶			
			合 計		累 計		合 計		累 計	
	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數
昭和五年 一月	36	200,991	4	5,700	4	5,700	2	292	2	292
二月	37	239,854	6	35,533	10	41,233	2	429	4	714
三月	30	164,531	3	647	13	41,877	10	58,910	14	59,624
四月	31	161,611	10	36,489	23	78,366	5	14,410	19	74,034
五月	31	128,946	7	16,925	30	95,291	6	23,823	25	103,857

昭和五年五月中 總噸數百噸以上の工事中船舶調

造船所	船種	船名	船質	計畫總噸數	進水年月	進水豫定年月	船舶工事進捗の模様	注文者又は所有者
横濱船渠會社	發	日枝丸	鋼	11,000	5. 2		艤裝中	日本郵船會社
"	"	關東丸	"	8,630	5. 4		"	岸本汽船會社
"	"	關西丸	"	8,630		5. 8	外板取付中	"
"	"	帝洋丸	"	9,000		5. 11	船底板取付中	日本タンカー會社
淺野造船所	"	未定	"	5,800		未定	20%	東洋汽船會社
金指造船所	"	"	"	250		未定	外板取付中	須田回漕店
浦賀船渠會社	"	北星丸	"	7,500		未定	70%	山下汽船會社
松本造船所	帆	第五號丸	木	100		5. 6	艤裝中	小久保康次郎
大阪鐵工所	發	平安丸	鋼	11,000	5. 4		艤裝中	日本郵船社會
"	"	第三沖ノ丸	"	871	5. 4		"	沖ノ山炭鐵會社
名村造船所	汽	未定	"	820		5. 6	50%	名村源之助
土井造船所	帆	第五明光丸	木	120	5. 5		艤裝中	中西徳之進
川崎造船所	汽	未定	鋼	2,500		5. 6	50%	鐵道省
"	發	良洋丸	"	5,800		5. 9	10%	東洋汽船會社
三菱神戸造船所	汽	長春丸	"	3,975	5. 5		艤裝中	大連汽船會社
"	"	未定	"	240		5. 8	10%	門司營繕管財局
播磨造船所	"	第百國際丸	"	220	5. 5		艤裝中	國際工船漁業會社
三井玉工場	"	康寧丸	"	2,400	5. 4		"	山科禮藏
"	"	空知丸	"	3,800	5. 5		"	共立汽船會社
三菱彦島造船所	發	未定	"	350	5. 5		"	共同漁業會社
"	"	"	"	350		未定	35%	"
朽木造船所	"	"	"	110		5. 6	80%	日本漁網會社
三菱長崎造船所	"	畿内丸	"	8,300	5. 4		艤裝中	大阪商船會社
"	"	東海丸	"	8,300	5. 5		"	"
"	"	山陽丸	"	8,300		5. 7	52%	"
"	"	北陸丸	"	8,300		5. 7	40%	"
"	"	靖國丸	"	11,800	5. 2		艤裝中	日本郵船會社
鈴田鐵工所	汽	第一長運丸	"	120		5. 6	80%	長崎合同運送會社
"	"	第二長運丸	"	120		5. 6	80%	"
榊甚次郎	帆	金生丸	木	110		5. 6	60%	青木生壽
松元虎熊	"	第八竹島丸	"	130	5. 5		艤裝中	北元岩太郎

最近本邦海上運賃及備船料

		五 月 中		六 月 中 旬	
		円	円	円	円
運 賃	石 炭 (單位噸)				
	九州	1.15	1.10	1.00-1.10	1.00-1.15
	(橫濱間)	1.30-2.10	2.00-2.10	1.20-2.10	1.90-2.00
	(伊勢海間)	2.60	2.60	2.30-2.60	2.30-2.60
	(神戶間)				
	豆 粕 (單位擔)				
	大連	.09-.10	.08-.10	.08-.09	.08-.09
	(橫濱間)	.07-.08	.07-.08	.07-.08	.07-.08
	(伊勢海間)				
	(神戶間)				
備 船 料	小 麥 (單位噸)				
	北米 (太平洋岸) - 日本間	2.50	2.50	2.50	2.50
	木 材 (單位千呎B.M.)				
	(樺太-内地間)	103.00-107.00	103.00-107.00	75.00-100.00	75.00-100.00
	(丸材)	7.00-7.75	7.00-7.75	6.25-7.00	6.25-7.00
鐵 (單位噸)					
北米 (太平洋岸) - 日本間	—	—	—	—	
紐育 - 日本間	—	—	—	—	
大 型	1.50	1.50	1.10-1.30	1.10-1.30	
中 型	2.30-2.50	2.30-2.50	1.80-2.00	1.80-2.00	
小 型	一區 3.00-3.50 二區 2.00-3.00	一區 3.00-3.50 二區 2.00-3.00	3.00-2.00	3.00-2.00	

最近世界海上運賃

(1) 英國方面 (1噸當)

發 航 地	到 達 地	貨 物	昭和5年5月中	昭和5年6月中
亞 歷 山 洲	英 本 國	棉 質	志片 志片 10.0-10.9	志片 志片 —
濠 洲	英 本 國	小 麥	24.0-25.0	25.0-26.3
比 爾 巴 拿 馬	歐 大 陸	鑛 石	5.3	5.4½
孟 買	英 本 國	雜 貨	13.0-15.0	14.0-17.0
比 爾 馬	歐 大 陸	米	—	—
加 爾 各 答	歐 大 陸	穀 類	—	—
里 瓦 普 雷 特	歐 大 陸	—	10.0-14.6	11.0-11.9
北 米 大 西 洋 岸	歐 大 陸	—	× 1.7½-2.3	× 1.7½
美 國 西 岸	歐 大 陸	—	× 2.00	2.0

備考 ×印は標準な480封度とす

(2) 英國發 (1噸當)

發 航 地	到 達 地	貨 物	昭和5年3月中	昭和5年4月中
加 爾 各 答	坡 西 土	石 炭	志片 志片 7.6-8.0	志片 志片 8.0
同	里 瓦 普 雷 特	—	13.6-17.6	16.0-17.6
同	セ ン ト ヴ ァ イ ン セ ン ト	—	7.3-8.6	8.6

會 員 動 靜

○入 會

	職名、勤務先	住 所
平田 兵作 正員	横濱船渠株式會社造船工作課取付工場修理係	横濱市中區西戸部町一本松八七〇
山口 亨 協同員	船長、大阪商船株式會社	神戸市海岸通五番地商船ビルディング四〇五號
川崎 吉三郎 同	株式會社新潟鐵工所蒲田工場試運轉部技師	東京府下、大井町三九七六
高 戸 三 六 准員	工學士、三井物産株式會社造船部造機工作課技術員	岡山縣兒島郡日比町玉、三井物産株式會社造船部内
平田 英 三 同	東京帝國大學工學部船舶工學科學生	東京府下、杉並町田端七〇二齋藤方
守屋 公 平 同	同 上	東京市外、大崎町上大崎二三二
小口 武 夫 同	同 上	
南 義 夫 同	同 上	東京府下、杉並町高圓寺五六五、加藤方
川崎 周 三 郎 同	同 上	東京府下、入新井町新井宿一〇三四江頭方
有馬 正 雄 同	同 上	東京市小石川區高田豐川町三七
稻葉 知 治 同	横須賀海軍工廠造船部製圖工場	横須賀市中里町二三〇
武藤 千 同	東京市深川區越中島農林省水産試験場漁船係員	千葉縣船橋町九日市一一七二
磯前 四 郎 同	大阪工業大學造船學科學生	大阪市北區東野田町九丁目大阪工業大學造船學科内

○轉居、轉任

研野 作 一	東京府下、世田ヶ谷町代田二六	東京府下、杉並町 田端一一九 (省線阿佐ヶ谷驛又ハ 西武電車阿佐ヶ谷停留場下車南)
大澤 保 次 郎	鐵道省運輸局船舶課 (住所、東京市外、高田町雜司ヶ谷四七一)	東京市外、戸塚町字諏訪一七四
綿 島 彌 平	乘船、神戸市 海岸通り日本郵船株式會社神戸支店氣付島取丸	函館市湯ノ川通一八 (通稱函館市美杉町) 電話 314 番
溝口 三 雄	海軍省艦政本部第三部 (住所、東京府下、大井町五四一八、久保方)	神戸市 株式會社川崎造船所内海軍監督官事務所
千葉 四 郎	東京市 小石川區白山御殿町一一八	同 上
金子 吉 之 助	横濱市 神奈川區九番町二六一	福岡縣戶畑市中原七一
飯 島 英 夫	東京市外、高田町 逕信省管船局船舶試驗室、(住所、東京府下、碑委町委二二三九)	函館市富岡町一〇
志 賀 泰 山	東京市外、大崎町ヶ谷三四九 (電、高輪[44] 3968 番)	舞鶴要港部工作部造船課製圖室、(住所、京都府中舞鶴町北通一丁目吉村方)
鷗 高 重 清	東京府下、大井町山中四二三八	横濱市中區中村町唐澤二五
中村 正 清	神戸市東須磨稻葉町四ノ六	轉船、神戸市海岸通り日本郵船株式會社神戸支店氣付筑後丸
大河 原 雄 吉	函館市、札幌逕信局海事部	吳市西二河通六丁目一一ノ一六 正井方
長 岡 篤 次 郎	東京市 本郷區駒込西片町十番地いノ三〇號 (電小石川[83] 6448 番)	廣島市吉島町四一六 中國塗料株式會社内
鈴木 郁 太郎	東京市外、大崎町上大崎五〇八長尾方	東京府下、大井町庚塚四九二六 (英和幼稚園前)
株式會社東京計器製作所	東京府下、蒲田町大字蒲田新宿 (電大森局 3778 番、蒲田局 671 番)	京都市 室町通鞍馬口上ル小山中溝町一六ノ一
吉見 洋 七 郎	東京市 豊町區丸ノ内一ノ六東京海上ビル新館内帝國海事協會	
		村上 勝 助
		竹内 正 三
		和田 閔 三 郎
		小野 寺 恕
		池 上 利 有
		今 井 直 城
		櫻 井 徹
		大 村 繁 一
		佃 慶 三 郎
		三 橋 成 一
		小 出 一 夫
		鈴 川 巖
		團 智 彦
		山 田 昂

水野嘉勝	吳市下山手町五三、小野光三郎方	中俣淺吉	下關市唐戸町日本海事検定協會出張所
田丸信俊	神戸市西須磨中稻荷町一八		
小林晋八	事務所移轉、東京市麴町區丸ノ内 二ノ一八、昭和ビルディング一階 (電、丸ノ内〔23〕4844番)		

○死亡會員

正員	吉田剛君	昭和五年七月四日死去
准員	工學士 林輝茂君	昭和五年六月廿五日死去

本會は此の訃音に接し謹みて哀悼の意を表す

Brown Brothers & Co., Ltd., England.

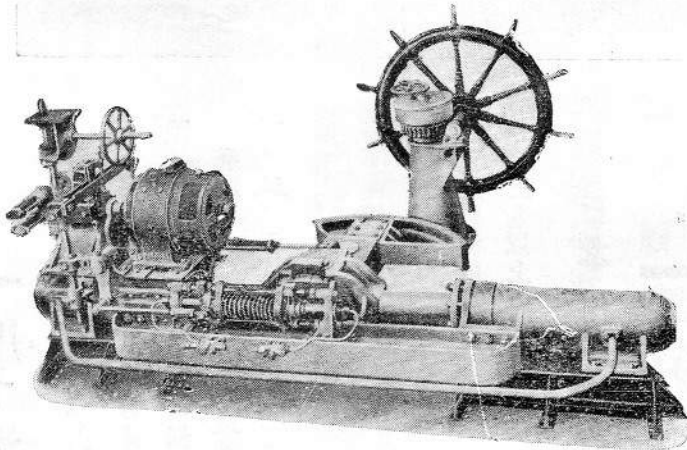
“WILLIAM JANNEY”

ELECTRIC HYDRAULIC STEERING GEAR

本機は従來の電動スティアリングギア-に、ウヰリアム・ジャーニー式ポンプを併用し、特殊なる技術と最新式設備とにより、斯界の高評を賜はる。

特 徴

1. 構造簡單にして耐久力あり、且つ最高能率を見るは他に其の比を見ず。
2. 維持費及運轉費の少なる事。
3. 操舵容易にして安全装置完備せるは他の追隨を許さざる處なり。
4. 危急の場合に對する設備完備せる爲めパワースティアリングよりハンド、スティアリングに容易に代へる事を得。



本機は下記優秀船に御採用の榮を賜はる

{ 淺間丸 | 照國丸 | Empress of Japan | 岸本汽船御註文横濱船渠
{ 龍田丸 | 靖國丸 | Empress of Britain | 建造中の關東丸及關西丸

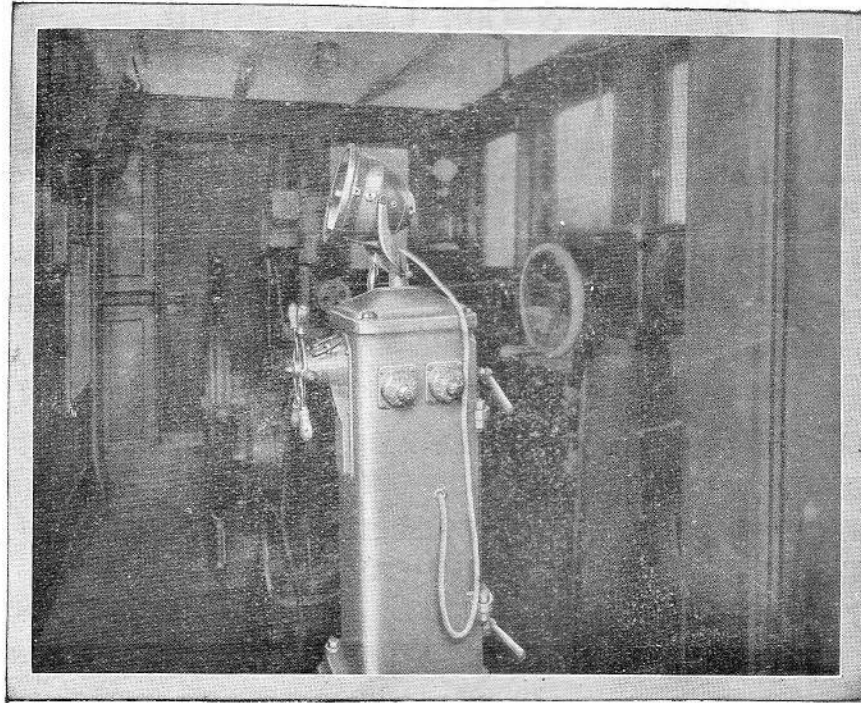
英國ブラウン、ブラザーズ會社

一手販賣店

三菱商事株式會社機械部

東京・丸ノ内

左圖は米國デーゼル船コウラジラス號操舵室に於けるスペリー式自動操舵機を示す。
 本自動操舵機では「手働による電氣的操舵」「自動操舵」又は「水壓テレモータ」何れの方式によつても操舵し得らるゝものである。



九度の操舵角を

一度で済ますには

西諺に「綻の最初に直ぐ一針縫はゞ後九針の手間を省く」と云ふ事があるがスペリー式自動操舵機の機能程此諺を具體的に立證してゐるものは無い。

進路のふれを起した最初なら操舵角は僅々一二度ですむ、が、うつちやつとけば遂に十度或は夫れ以上の更正を要する。大角度の操舵は船足を遅くし動力の消費を増し結局不經濟となる。

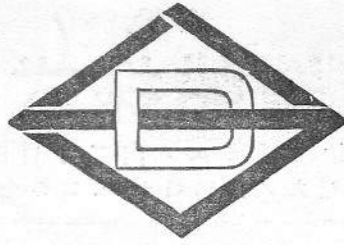
然るに我スペリー式自動操舵機は推進と補助機關の動力とを最經濟的ならしめる、のみならず適當に之れを利用すれば三人以上の人手を省く事が出来る。

日本一手販賣代理店

三井物産株式會社

機 械 部

東京市日本橋本町二丁目一番地



營業科目

船渠及曳船、船舶、汽機、汽罐、機械、器具、
ディーゼル機關ノ新造修理、鐵塔、鐵橋梁、
建物鐵骨製作其他一般鐵工業、
倉庫、私設保稅倉庫、私設假置場、倉庫賃貸、

橫濱船渠株式會社

本社

橫濱市中區長住町三番地

倉庫部

電話(代表番號)本局一四三一番
橫濱市中區綠町四番地

大阪出張所

電話本局五七五番四二八五番
大阪市北區宗是町一、大阪ビルディング五階

電話土佐堀四三九三番

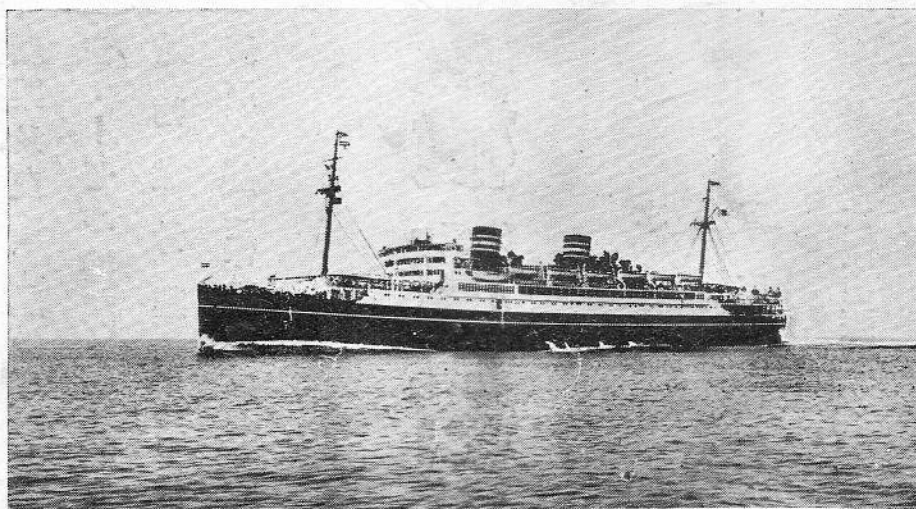
昭和五年七月十三日印刷
昭和五年七月十五日發行

編輯兼 東京市下谷中眞島町一番地 川尻政吾
發行所 東京市神田區美土代町二丁目一番地 島連太郎
印刷所 東京市神田區美土代町二丁目一番地 三秀舎



三菱造船株式會社

東京市麴町區丸ノ内二丁目四番地
(電話丸ノ内二〇七一、二〇七二)



長崎造船所建造 日本郵船桑港航路用 淺間丸 (一六、九二〇噸)

營業科目

- 船舶、艦艇ノ建造及修理
- 火力發電所設備一式
- 水力發電所設備一式
- 各種汽罐
- 各種唧筒類
- ターボプロペラ、ロードローラー、電車用電氣機、蒸氣機關車、電氣機關車、エヤーブレイキ其ノ他各種機械
- 一般鐵構工事
- 水タンク、油タンク、瓦斯タンク
- 鋼板製管類 (水道、下水、排水用其ノ他)
- 鋼製客貨車々體及鋼製電車々體
- 耐火アイトメタル製事務用机、書類棚、椅子其ノ他家具類一式
- 各種鑄物及打物
- 特種合金 飯高メタル其ノ他

尙各種御計畫設計ニ關シテハ夫々専門ノ技術者參上御相談ニ應シ可申上候

工場

長崎造船所
長崎市飽浦ノ
島造船所
下關市外彦島

工場

神戶造船所
神戶市兵庫和田崎町
長崎兵器製作所
長崎市長崎里町

研究所

東京市本郷駒込

發行所 (麴町區丸ノ内三丁目八番地) 電話九ノ内三三〇六九番
振替貯金口座東京一三七五〇番
東京第一通信社