

昭和六年六月十五日 發行
每月一回十五日 發行

昭和六年六月刊行

造船協會雜誌

第百一十一號

造船協會

(非賣品)

造船協會雜誌

昭和六年六月刊行 第一百十一號 內容目次

撮要

頁

Simplex Balanced Rudder	(1)
船の舵計畫に對する新考察	(2)
Rotor Ventilator	(4)
新塗料溶媒——Dulux	(7)
熔接された艇船	(8)

抄録

横 Metacentre に就て——III	(9)
獨逸小巡洋艦 Königsberg 級 (未完)	(11)
水管式汽罐か Scotch 汽罐か	(16)
船用汽罐の Priming	(23)
Diesel 機關の Supercharging	(26)
船内 Diesel 機械臺の損傷と其の補強	(30)
復水器管の進歩	(33)
推進器の直徑及回轉數變更に依る推進効率の變化	(35)
Simplified Propeller Design	(39)
The Hotchkiss Internal-cone Propeller	(40)
電氣熔接々手の強度	(43)

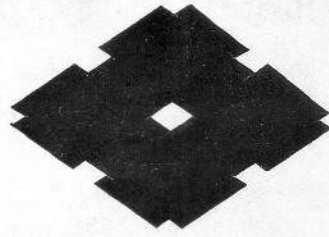
雜錄

内外雜誌重要表題集	(46)
---------------------	--------

時報

本協會の諸會合(編輯委員會、臨時見學、役員會)	(49)
昭和六年四月末現在登簿船調	(50)
總噸數百噸以上工事中、進水及竣工船舶每月合計調	(51)
昭和六年四月中總噸數百噸以上の工事中船舶調	(51)
昭和六年四月中總噸數百噸以上の進水船舶調	(51)
昭和六年四月中總噸數百噸以上の竣工船舶調	(52)
會員動靜	(52)

住友伸銅鋼管株式會社の代表製品



優秀なる コンデンサーチューブ
 定評ある ボイラーチューブ
 獨特なる チュラルミン

營業品目

構	管	板
銅眞鍮アルミニウムタルピン翼材料輕合金鑄物	銅眞鍮アルミニウム其他各種合金管 冷質引拔鋼管、加熱引拔鋼管、瓦斯管	銅眞鍮アルミニウム其他各種合金板

大阪此花區島屋町五六

タイコール印ディーゼル潤滑油の實績

タイコール油使用の龍田丸



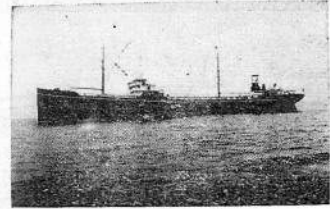
タイコール油使用の
淺間丸



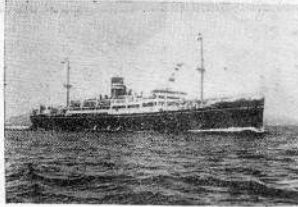
タイコール油使用の
平洋丸



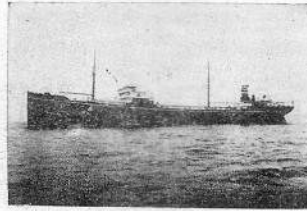
タイコール油使用の
サンルイス丸



タイコール油使用の
ブエノスアイレス丸



タイコール油使用の
小倉丸



此の品質！
此の實績！
此の聲價！

タイコール印ディーゼルエンジン油は多年の経験と最新の技術を應用して精製せる潤滑油であります。其の品質の優良なる事は上掲の日本郵船會社大阪商船會社小倉石油會社其他内外の大汽船會社の優秀船に採用せられ優良なる成績を示せる事により充分に立證されて居ります。

米國タイドウォーター石油會社總代理店

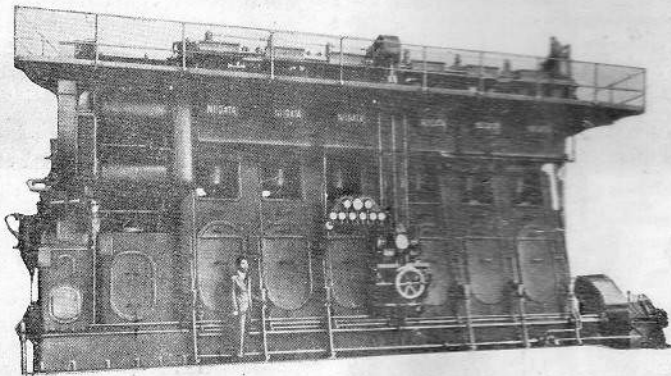
三菱商事株式會社燃料部

本店 東京丸の内

支店

小樽・横濱・名古屋・大阪・神戸・門司・長崎・京城・大連・高雄

ニイガタ ディーゼル機関



農林省水産局俊鷗丸主機

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

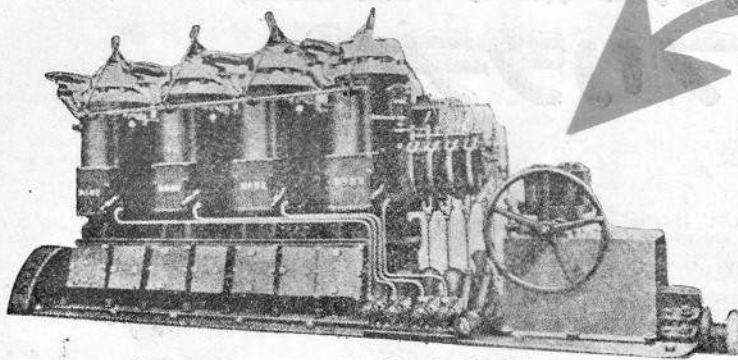
英國マリーヌ・ディーゼル機関製作並ニ東洋一手販賣

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四(有樂館三階)
電話丸ノ内 1201~1205 電略(ニテ)

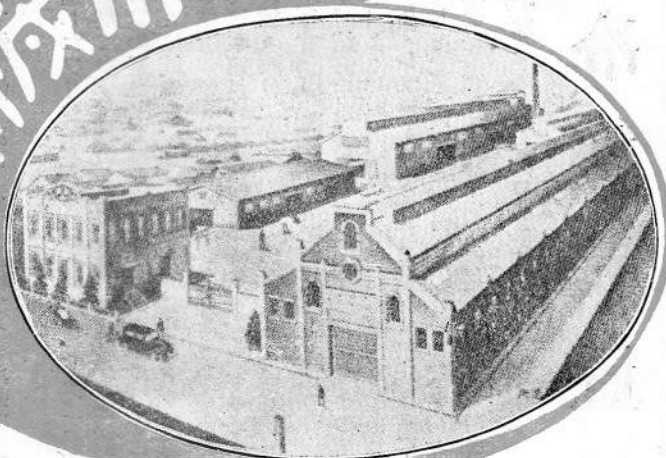
出張所 { 大阪市西區江戸堀北通一ノ十一
電話土佐堀 1708 電略(ニテ)
朝鮮京城府旭町一ノ二十



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	神戸市兵庫須佐野通八丁目	電湊川	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	神戸市兵庫東出町三丁目	電兵庫	〇〇二二番

FRIGIDAIRE

フリジデヤ



七海洋に覇を唱ふ

航海中に於ける完全なる冷却装置に對する

激しい需用を満すものはフリジデヤ!

航海中に用ふる冷却法の困難は、波動や機關の震動に依る冷却装置の故障に因るものであるが、それと言つて其の故障救助の爲めサーピスマンが海洋を巡羅する譯には行きません。従つて長期航海に於て必然氣候の激變、波浪の打撃を受くる汽船には、是等の障害に耐へ得るに充分な堅牢にして餘裕能力ある、眞に信頼すべき冷却装置を必要とします。

是等の條件に適したフリジデヤが、從來航海者によつて最も重寶がられた事は寧ろ當然と申すべく、大汽船會社は汽船に機械的冷却装置を設くるに當り勿論の事としてフリジデヤを擇びます。海に、船に關係あるあらゆる船人は航海用冷却法と言へばフリジデヤと思ふ位ひ其名を知られてゐます。

米國海軍に於ては乗組員の清涼飲料としてフリジデヤ冷却のソーダファウンテンを續々設け、富豪の美しいヨットには必ずフリジデヤ室内冷房機及び食品貯藏機を設けてあります。

斯くフリジデヤが航海中冷却の使命を完全に果す理由のものは、その製品の優秀堅牢、よく長期の困難障害に耐ふるからであります。且又フリジデヤ コムプレッサーは貴重なる船内の場所を塞ぐが如き事なくコジンマリとして、どこへでも容易に取付けられ、少しも邪魔にならず、而も充分に效力を發揮しますから、航海中に於ける冷却装置として最も理想的なるものであります。

航海用冷却装置

米國貿易株式會社・フリジデヤ部

東京市京橋區山下町二ノ五

代理店

所逸會所
津田代野
島森千野

大坂市東區博愛町二ノ四八

京都市河原町二條——福岡市西中洲
名古屋市市中區宮前町六丁目
仙台市台市板橋町中九

會 告

(一) 本年秋季講演會豫告

我造船協會は例年の通り来る十一月中旬に於て通常總會と共に秋季講演會を東京で開催する豫定にて、其期日及會場等は追て發表致しますが、本協會は此講演會に於て諸賢の蒞著を御發表あらん事を希望致します。就ては講演御希望の方は至急其題目を御通知下さい。尙ほ其の前刷を用意しますから原稿を九月末日迄に(其以前でも早い程結構です)御送付下さい。

(二) 講演の前刷、會報並に雜纂の寄稿者に御注意

講演の前刷

1. 講演會に於ける各講演は豫め前刷を作製して適當に之を會員に配付し、會員が講演會に於て充分討論を爲し得るやう前刷に就て調査研究を爲すだけの期間がある様に致します。但し特別の場合にて前刷作製の期間を得難き時は例外と致します。
2. 前刷の原稿は講演會期日の四十日以前迄に協會へ送附して下さい。
協會は前以て講演者の要求に應じ原稿用紙(25×10字詰)を送附致します。
3. 前刷原稿の冒頭には講演の概要を英文にて記せる Abstract を附記して下さい。
4. 原稿附圖は普通の寫眞が撮れる様な原圖を作つて下さい。青寫眞を送附せらるゝ事はお断りします。
原圖に「セクションペーパー」を用ふる時は薄青色線のものに限ります。
5. 前刷の版は其儘會報に利用しますから前刷完成後の訂正は可及的避けられたし。

會報並に雜纂

1. 前刷無き講演の原稿は講演後一箇月以内に協會へ送つて下さい。
2. 前刷無き講演並に雜纂へ論說其他を寄稿せらるゝ場合には協會所定の原稿用紙に依る事、(原稿用紙は御請求次第送ります)、各原稿の冒頭に英文の Abstract を記すこと、原稿附圖は原圖たるべきこと、「セクションペーパー」は薄青色線のものに限ること等は前記前刷の場合に於けると同じです。

(三) 委 員 更 迭

	(新)	(舊)
編 輯 委 員	武 正 敏 夫 君	大 瀬 進 君
船用品規格統一調査委員	吉 田 永 助 君	鷲 見 周 保 君

造 船 協 會 雜 纂

第 百 十 一 號

昭 和 六 年 六 月 刊 行

撮 要

Simplex Balanced Rudder

By Olav Ovregard. "Marine Engineering and Shipping Age." March, 1931. pp. 139-140.

双螺旋船に對しては、固定した導翼を持つ流線形舵は、艦部線形に適合して組立てた舵と比較して、恐らくは何等の進展を示さぬであらう。然し Simplex 舵は連続せる流線形断面を持ち、完全に釣合へるもので、双螺旋船に對しては或る有利な

點を有し、從て最近 2 年間に相當の数の客船及び貨物船に採用された。

其の利點とする所は次の如くである。

(1) 不釣合舵に比して舵の回轉力率は 75% 減少する。

(2) 小舵角を必要とする操縦に對する進歩で、之は制限された海上で操縦する事が一般に困難な双螺旋船に取つて甚だ重要である。

(3) 小舵角は抵抗を減少するから、夫れに相應して船の速度が増す。

新造双螺旋船では舵の回轉力率の減少に依り、操舵機能力は 50 ~ 75% 減少出来るから、船の建造費も減少する。

單螺旋船では舵は推進器の直後に在るから、上記の利益は一層顯著になる。附加的利益は舵柱、舵幹材、舵針の抵抗並びに舵柱と舵幹材との空間に依る壓力損失を除去する事である。

Simplex 舵を單螺旋船に採用する時の利益を挙げれば次の如くである。

(1) 舵の回轉力率は 89% 減少する。

(2) 操舵機能力は 75% 減少する。

(3) 重量は操舵機を一緒にして 59% 減少する。

(4) 製造費は 53% 減少する。

(5) 抵抗は約 12% 減少する。

(6) 後進の場合には Simplex 舵は其の全面が役立つが、不釣合舵では投射面積だけが有効であるに過ぎない。

Simplex 舵の舵柱は取除き可能で、艦骨材の踵部と弧部とに鋳接する。舵外板は此の舵幹材の周圍に作られ、2 箇の強力な支承で支持され、水平

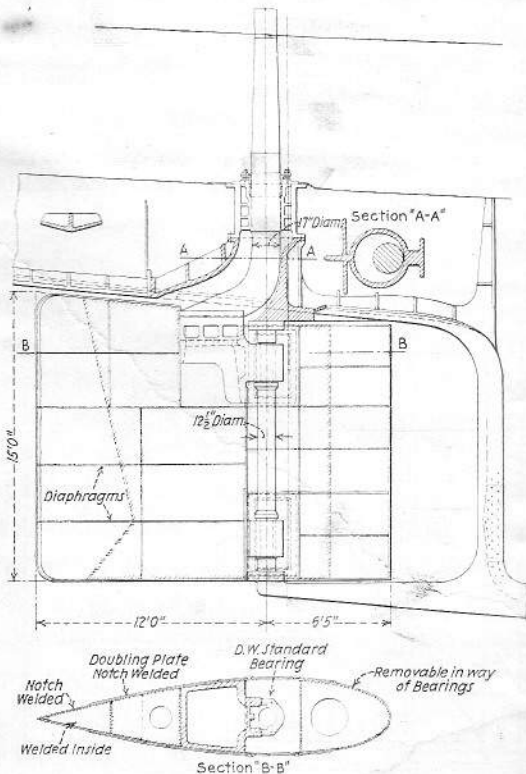


Fig. 1.—Simplex rudder for 20-knot twin-screw ship

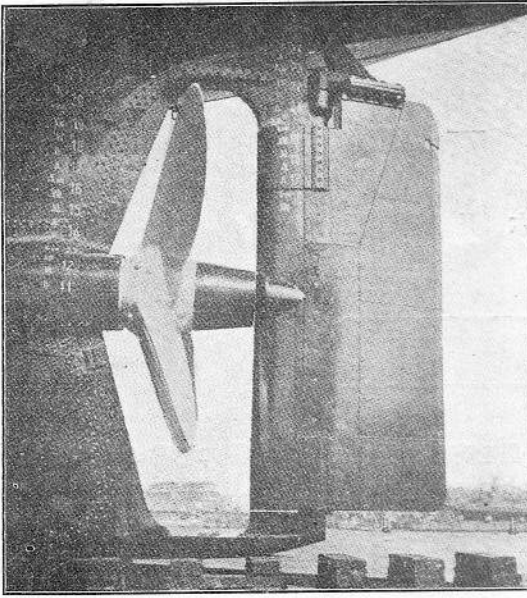


Fig. 2. Simplex Rudder on 10,200-ton Single-screw Ship

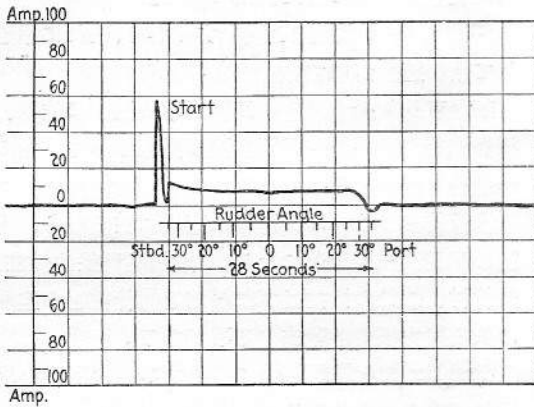


Fig. 3.—Operating test: Power required to operate Simplex rudder on 10200-ton ship at 14 knots, 12 amperes, or 2.75 horsepower, from hard-over to hard-over ahead, 18 amperes astern

隔板、垂直區劃板、二重板等の注意深い配置に依り、充分の強度を持たしてある。舵柱と踵部及び弧部との銲接は調査の結果、舵柱を靱骨材と共に鑄造又は鍛造した場合と同等の強度を持つ事が判明した。

Fig. 2 は 10,200 噸の單螺旋船に Simplex 舵を取付けた圖で、Fig. 3 は操舵發動機の出力を、前進速力約 14 節の時に右舷から左舷迄各最大舵角回轉した場合に對して圖示したもので、最大 12 ampere、即ち 2.75 馬力である。後進速力 9 節の

時は、此の回轉に要する出力は約 18 ampere である。若しも此の大きさの船が普通型の舵を備へれば、操舵機能力は 30~35 馬力を要するであらう。(H.K.)

船の舵計畫に對する新考察

Neuere Gesichtspunkte für den Entwurf von Schiffsrudern. von W. Kucharski. "Werft, Reederei, Hafen." 15. Dez. 1930. s. 509-512.

茲に述ぶるは W. Kucharski の Hamburg に於ける多年研究の成果なり。

(1) 船の舵としての主要件は 可及的大なる舵壓を生ぜしむるに在るを以て、此の目的に於て平板舵を使用するは好ましからず。是れ平板に於ては舵角の小なるに早くも渦を生じ、舵壓の發生を

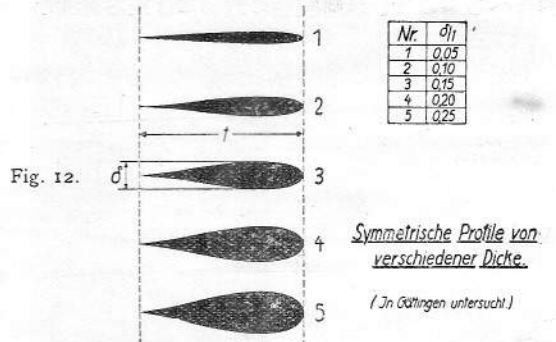


Fig. 12.

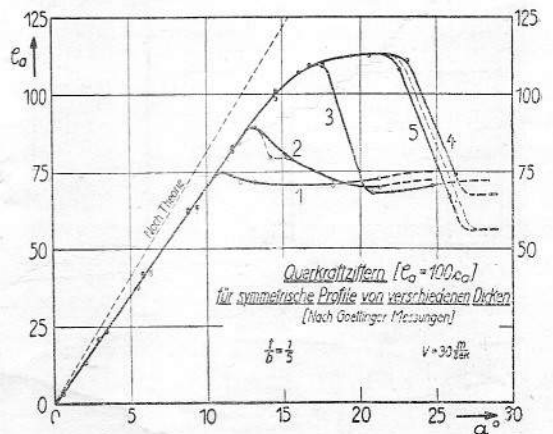


Fig. 13

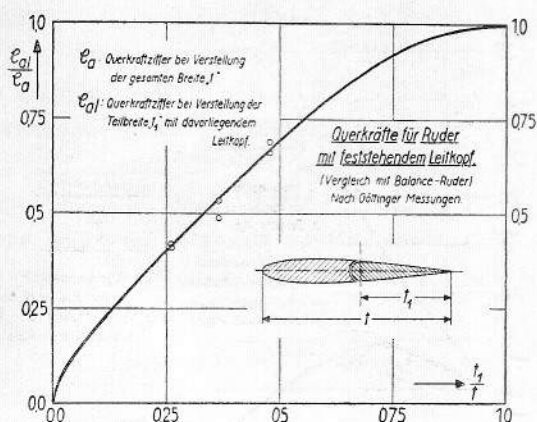


Fig. 14.

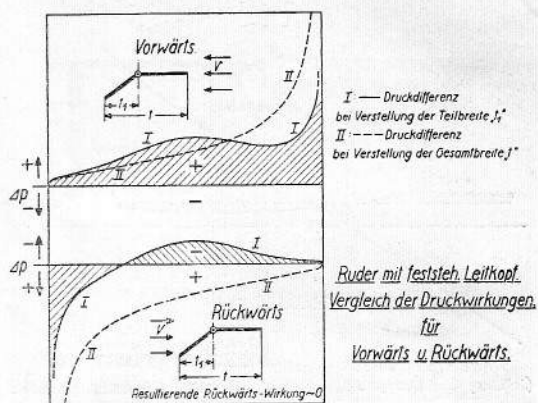


Fig. 15.

妨ぐるを以てなり。之に對し舵に適當の厚さを與ふるときは渦の發生を著しく防止し、平板舵に比し遙に大なる舵壓を發生せしむることを得。Fig. 12 と Fig. 13 は Göttinger の風洞によりて行ひたる實驗の結果にして、舵の厚さと流水方向の長さとの比を 0.05 より 0.25 迄に變化して實驗せるものなり。

Fig. 13 に示す曲線は Fig. 12 に示すが如き厚さを異にする 5 種の舵に就き舵角と舵壓との關係を示すものにして、No. 1 の如き平板舵に於ては舵壓の最大値は他の舵に比して遙に小にて、漸次舵の厚の増加するに従ひ舵壓は著しく増大するも或る極限值あるを知る。

(2) 舵の頭部に不動部分を有する場合に就きて實驗せる結果は Fig. 14 に示すが如くにして、不動部分を含みたる舵の全長を一定に保ち、可動部の長さを變化して或る一定の舵角に於ける舵壓を測定せるものなり。此處に p_{a1} は長さ t_1 なる可動部を有する場合の舵壓にして、 p_a は不動部分なき舵即ち長さ l なる通常の舵の舵壓を示すものなり。

Fig. 15 は Fig. 14 に示すが如き舵に於ける舵壓の分布

を示す一例にして t_1/t の比が 0.5~0.6 の場合なり。實際上は此の比の値は 0.3~0.4 を通例とす。圖に於て曲線 I は可動部のみを作用せしめたる場合、II は可動部の長さが t なる場合を示すものにして、基線と是等曲線との間に在る面積は舵の全壓力を示すものなり。

(3) 釣合舵に於て舵の厚さと舵軸の位置とは舵の振力率に影響すること大なり。Fig. 16 は Fig. 12 に示す No. 4 即ち $\delta/t=1/5$ なる厚さ

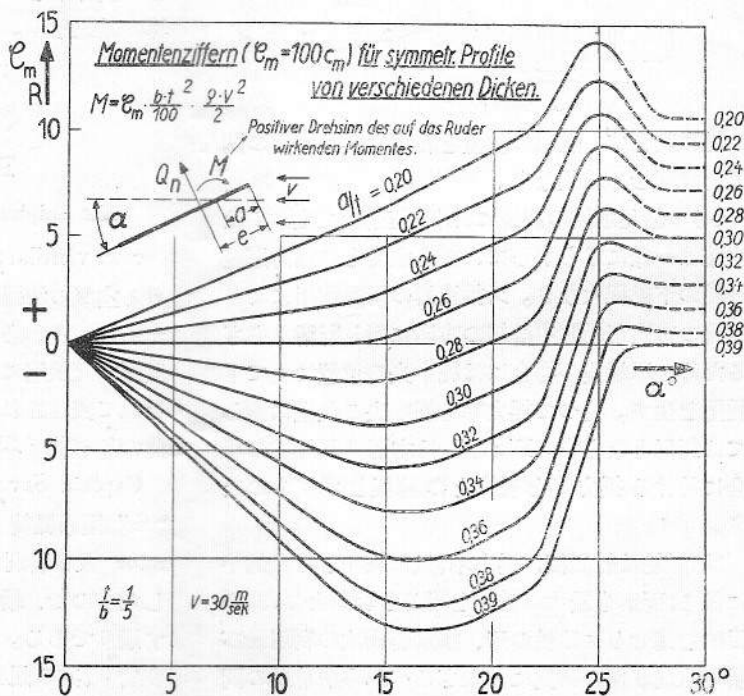


Fig. 16.

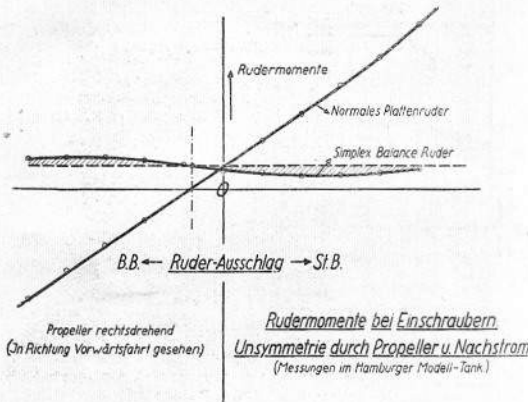


Fig. 17.

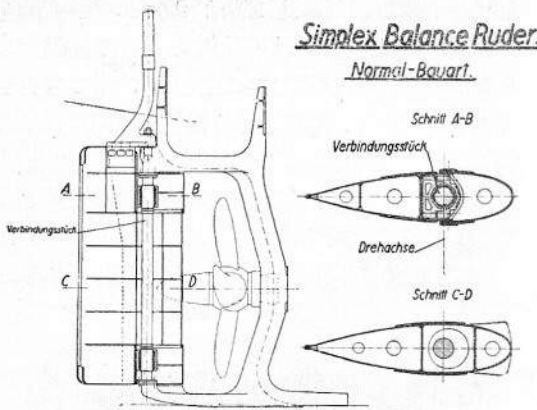


Fig. 18.

の舵に就きて、舵軸の位置と舵角と捩力率との關係を實驗せる結果なり。

(4) 船尾水流の影響により舵全面に亙りては水流は一様に當らずして、舵と水流との相對速度は舵の下部程大なり。又推進器の回轉作用により水流の方向が船體中心線の方向に對し對稱ならざるため、單螺旋の場合には舵中央の位置に於ても舵壓を生ず。従つて捩力率も舵中央の位置に對しては對稱とならず。Fig. 17 は右廻り單螺旋の場合に於ける捩力率と舵角との關係を示すものなり。

(5) 舵は舵面積、捩力率、並に舵角を可及的小に保ち、而かも最大の舵壓を得るを理想とし、此の目的を達せんには舵の形、推進器脚水の利用及び船尾水流狀態の研究に俟たざるべからず。此の問題の解決法として Deutch Werft に於ては Simplex Balanced Rudder を採用し良好なる成績を挙げつ

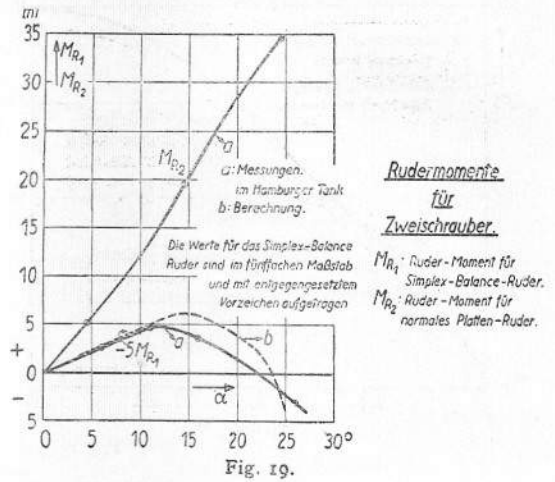


Fig. 19.

Rudermomente für Zweischrauber.

M_{R1} : Ruder-Moment für Simplex-Balance-Ruder.
 M_{R2} : Ruder-Moment für normales Platten-Ruder.

あり。此の舵の構造は Fig. 18 に示すが如し。此の種の舵の特徴とするところは特に厚さの大なる釣合舵なる點にして、之によりて舵の性能を良好ならしめたるものなり。Fig. 19 に示すはこれが成績の一例にして、双螺旋の場合に於ける此の種の舵と通常平板舵との捩力率の比較を示すものなり。圖に於て M_{R1} は Simplex Balanced Rudder の場合、 M_{R2} は通常平板舵の場合に於ける捩力率を示すものにして、點線にて示すは計算の結果なり。

(M.O.)

Rotor Ventilator

"The Shipbuilder," March 1931. pp. 199-200.

cowl ventilator の動作は、其の直接の附近に於ける空氣の流通の偏斜から生ずる壓力の差に關係がある。夫から得らるゝ通風の效果は、運動的の風壓或は風速に依る head に對する壓力の差の比を以て表はされ得る。而して或る新式の cowl は、此の比が約 0.35~0.40 である。

Captain Savonius 發明の、而して Rotor 或は "S" 型通風筒として知らるゝものは、Savonius rotor 及び特別の形狀の centrifugal fan を結合したもので、船舶用のものゝ装置は Fig. 1 に示す通りである。rotor は特別の形の "wings" より成り、其の組立てた後の平面圖は、略ぼ "S" 字形をして居る。全體が垂直軸の周りに旋廻し、旋廻の方向は風の方角とは無關係である。

rotor の下方に、之と直結して centrifugal fan がある。rotor ventilator は一種の動力で動かさるゝ通風筒で、風自身が其の原動力である。

Savonius ventilator は細心の注意の上試験的研究の結果考案されたもので、風洞内にて該博なる試験を施し、他の型式の通風筒と比較して実験の data を作つた。4 種の異つた型の cowls に就きて行はれた試験の結果は、Fig. 2 に示す通りで、

上向きの筒内の空気の速力

風速

の比は、

壓力差

運動の風壓

の比の函数で示したものである。

Savonius 式通風筒の優秀な事は、Fig. 2 にて明かに認めらる。普通の型 cowls の容量效率は、50% 附近であるのに、rotor ventilator の效率は、

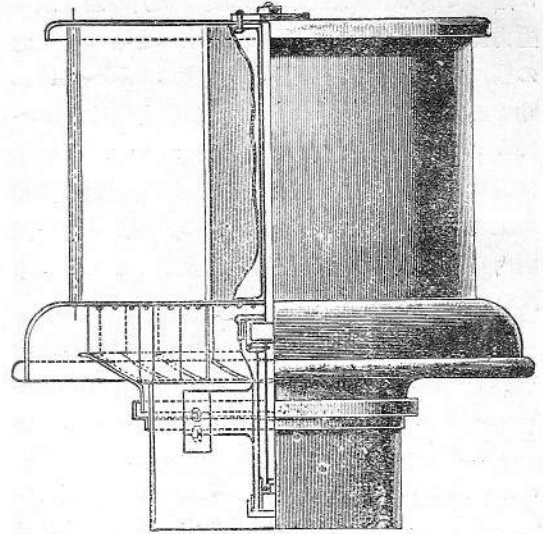


Fig. 1.—Rotor Ventilator, Marine Type.

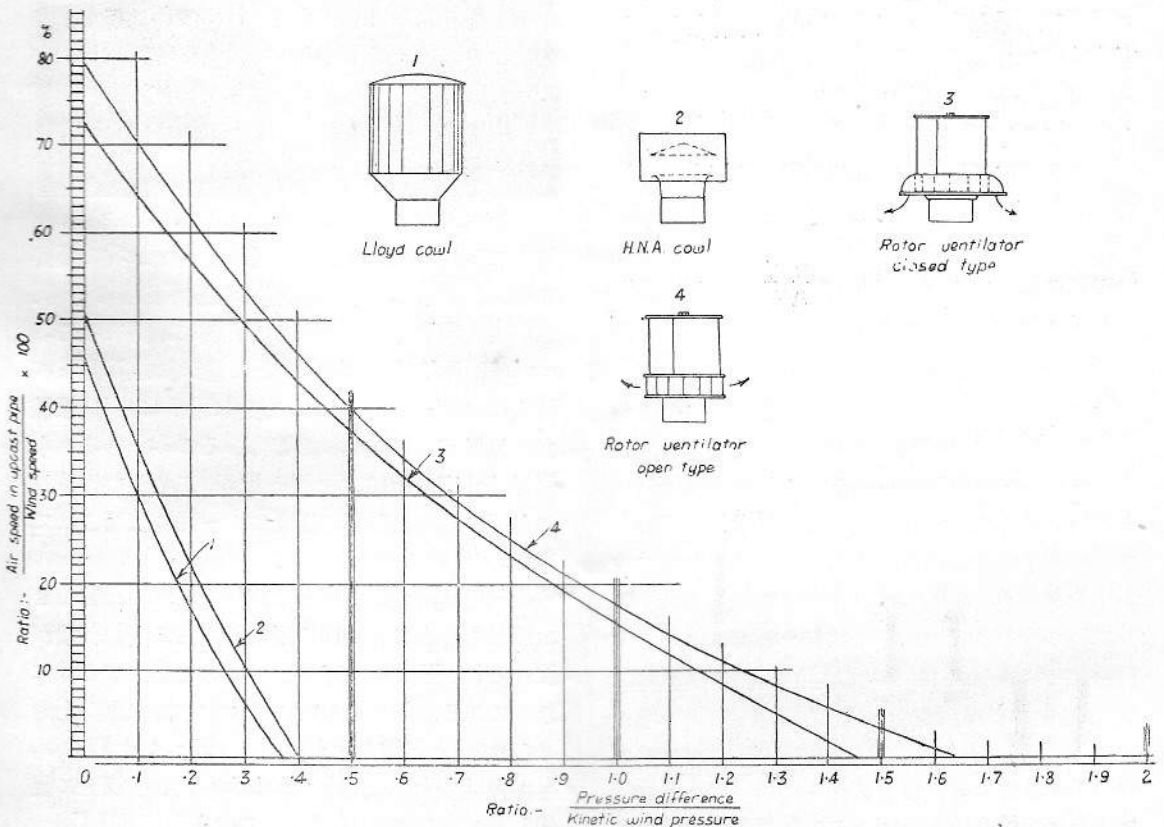


Fig. 2.—Results of Wind-tunnel Experiments.

平均約 75% である。而して最も高いものは 80% に達して居る。試験した型の間で吸引の差 (或は壓力差) の大なる事は、最も注意すべき事で、普通の型にては、此の差が運動の風壓の 0.35~0.40 の間であるのに、Savonius rotor の壓力差は、1.45~1.65 の間である。奇妙にも實際 rotor ventilator は、其の動作は風に關係がある爲めに、運動の風壓以上に壓力差を生ずる事が出来て、而かも之が風洞内の實驗中及び實際使用中に表示されたのは事實である。

cowl の近傍に邪魔物の有る事は、有形的に其の效率に影響を及ぼすものである。斯る邪魔物に依る風速の阻碍は靜的の壓力を起し、通風筒の役目を妨害するものである。多くの場合普通の cowl は此の爲めに失敗する。而して上向きの通風筒の代りに下向きの通風筒の作用をする事となる。此の點を説明する爲めに、更に風洞試験が行はれた。其の試験は、Fig. 2 に示す如き cowl を用ひて 3 ft. 平方の板の前で施行され、其の結果は Fig. 3 に圖表的に示されて居る。之に依れば、假令僅か 0.3 の運動の風壓にても、靜的壓力は普通型の cowl に對し、吸引の作用を打破するに充分なる事が證明された。然るに rotor ventilator は一定の動作を繼續し、且つ其の容量效率は約 50% に保たれる。

其の實用的發達に關しては、Savonius 通風筒は過去 2 年間に、次第に其の應用の範圍を擴

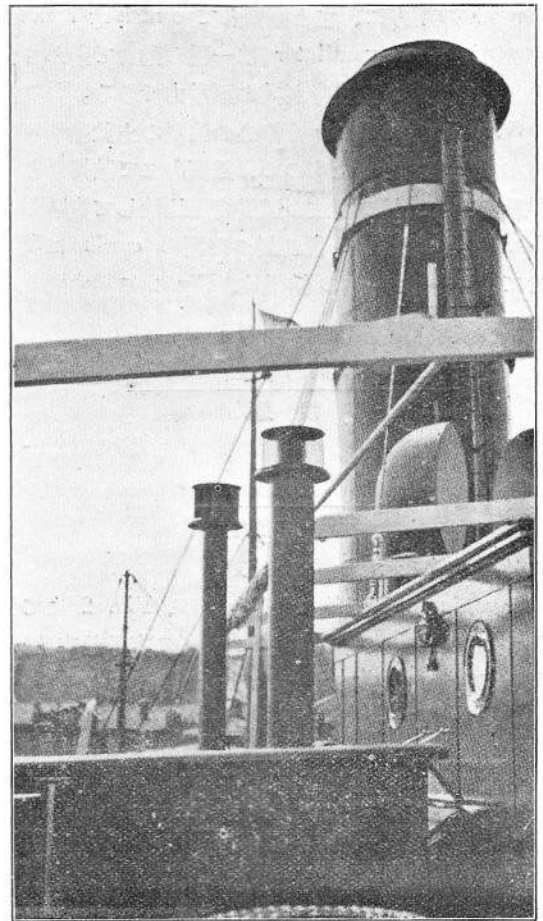


Fig. 4. Rotor Ventilators, S.S. "Ariadne."

張して來た。本通風筒は全く自給的で、其の動作に毫も外力を要せず、又特別の注意も必要でなく、且つ最も苛酷な條件の下でも絶體に水防である。cowl は ball bearings の上に置かれ、防塵及び防濕の casing で圍はれ、充分に滑かにされ、唯僅かの微風が其の動作に必要なのみである。本通風筒は廣く船舶、内火艇、燈臺、工場及び電車並に包圍された自動車の通風に、一般に使用されて來た。

船舶用は陸上用の型とは稍異り、fan は厳しき水煙をも防止さるゝ様に圍まれ、且つ閉鎖裝置が設けられ、強き疾風の場合には之を閉鎖する様になつて居る。靜止せる時には rotor は普通の上向きの cowl と同様の働きをする。Fig. 4 は Finnish Steamship Co. の社船 "Ariadne" の甲板上に裝備した 2 本の cowl を示すものである。(H.U.)

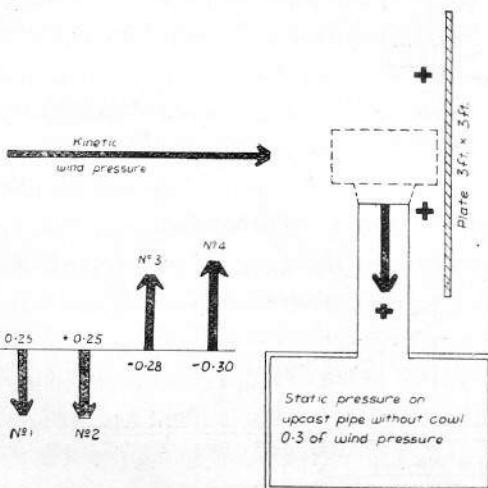
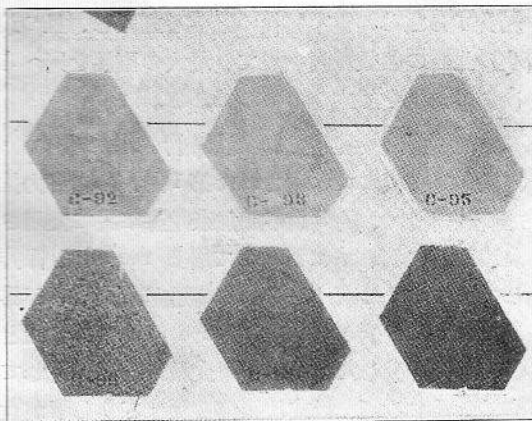


Fig. 3.—Effect of Static Pressure on Upcast Pipe with Cowls Nos. 1 to 4.

新塗料溶媒—Dulux

“Marine Engineering and Shipping Age.”
March, 1931. p. 141.

内外部塗粧用材料に使用する新らしき塗料溶媒、及び之を利用した塗料並に enamels の各種類が、最近 Delaware 州 Wilmington の E. I. du Pont de Nemours & Co., Inc. に依り發賣された。此の塗料溶媒は Dulux と呼ばれ、enamels 用溶媒としての Dulux gum、及び塗料用溶媒としての Dulux oil との2種に別れて居る。此の Dulux 溶媒は化學作用に依りて造らるゝもので、非常に精密なる化學的の管理を要し、且つ夫が出來上りたる後は、塗料製造に使用さるゝ普通の resins、gums 及び油が一般に有する性質とは全く異つたものである。此の物は特殊の化合物で、其の性質は之に使用する成分に關係があると共に、製造方法に非常な關係を有し、又製造中の管理にも關係のあるものである。



Different Thicknesses of Dulux Oil on Polished Metal are shown at Top while Underneath are Similar Thicknesses of Linseed Oil. All Panels were exposed 100 Days on a 45-degree Fence to compare the resistance of the Vehicles to Corrosion.

内外部の enamel 塗りする爲めの、是等の溶媒を用ひた Dulux 成品にては、Dulux gum が顔料と混合する爲めに使用される。此の物は護謨質のもので角に相當する強靱さに固まり、而して著しき永續性と弾力の保留性を持つと云はれ、Dulux 溶媒を形成する爲め特別の溶劑に溶解するものである。

内外部の paint 塗りする爲めの Dulux 成品に

ては、油狀の溶媒が使用され、enamel 塗り用の Dulux に用ひた gum の如き溶媒よりも一層柔軟であるが、夫よりも尙永續性の被膜を形成するものである。此の油は Dulux gum の如く合成的の成品で、現在の塗料業者が使用する普通の材料とは同種類のものではない。

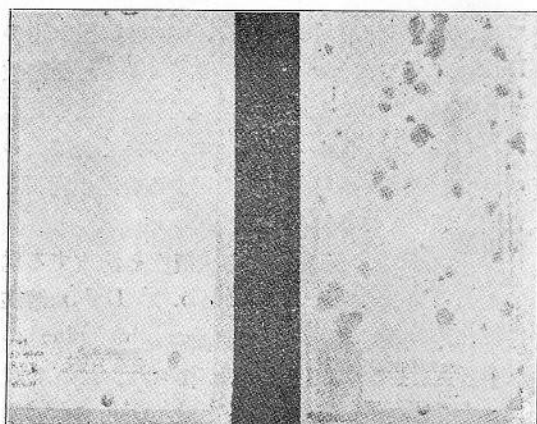
Dulux oil と亞麻仁油との永續性を決定する爲めに、普通の溶媒と du Pont Co. の Dulux 溶媒とで比較試験が行はれた。普通の white pine の下見板に、1枚には亞麻仁油が塗られ、他の1枚には煮亞麻仁油、又第3の板には Dulux oil が塗られて、南向きに 45° の角度に陳列棚に置かれた。du Pont Co. の記録に従へば、6箇月で亞麻仁油は最早木部を保護せざる程度に崩解され、而して板はひどく反つた。2年の終りに、Dulux を塗つた板は尙完全の状態であつた。他の幾多の比較試験が行はれたが、何れも Dulux 溶媒が優秀なる永續性を有する事が表示されたと云ふ事である。

更に内外部塗粧に對し Dulux 成品に使用した Dulux oil 溶媒を試験する爲めに、甚だしく白くなる或は褪色する傾向のある顔料の同量を、Dulux oil 溶媒と亞麻仁油溶媒との兩方に混合された。是等の成品にて塗られた板は、45° の角度で同様に暴露された垣に並べて露出された。du Pont の記録に依れば、亞麻仁油塗料は 18 箇月以内で木の肌迄白くなつたが、Dulux oil 成品は尙此の期の終りにも完全の状態に在つた事を示して居る。

同様の試験が甚だしく割れる傾向のある顔料で塗られた板で爲された。18 箇月の終りに亞麻仁油塗料は割れて木の肌まで割れたが、Dulux 塗料は尙木に對し完全な保護を爲して居た。

金屬を保護する爲め Dulux 成品の高き抵抗性ある事が、亞麻仁油成品との比較試験に依つて實證された。加之濕氣に對し Dulux の透徹性を決する試験も遂行された。

是等の試験から、純正の Dulux oil 及び顔料を混じた Dulux oil が、亞麻仁油の約3倍の不透徹性が有り、又亞麻仁油、chinawood oil 及び spar varnish の調合より成る普通の金屬保護の溶媒の約2倍の不透徹性の有る事が見出された。又瓦斯類、煙類、鹽水類、鹽氣を含んだ空氣及び他



On the Left is shown One Coat of Dulux White exposed 19 Months while on the Right is One Coat of White Baking Enamel exposed 7 Months.

の破壊性のある代表物の最も厳しき腐蝕作用に對する暴露竝に其の他の金屬暴露試験が行はれた。du Pont の報告に依れば、何れの場合にも Dulux 成品の試験成績は亞麻仁油塗料よりも遙かに優秀な抵抗力を有する事を示して居る。

内外塗粧に對する Dulux 仕上は、普通の有様にて 3~6 時間で塵が附かなくなり、而して 8~18 時間で其の上に上塗りし得る様に乾燥する。容易に噴霧状とする事が出来、而して従つて spraying に利用され得る。然し弛む事、途切れる事又は流れる事はなく、垂直の表面に附着するに充分な實質を有して居る。

船用方面には、Dulux は或程度迄、United Fruit Co., United States Lines, Inc., Export Steamship Corporation, Atlantic Refining Co. 及び其の他の如き米國の汽船會社で採用されて居る。Export Lines 註文の建造中船舶及び目下就役中の新船にも Dulux が塗粧された。(H. U.)

熔接された船

“The Journal of Commerce.”
Feb. 19, 1931. p. 2.

New York の United Dry Docks Inc. 社長 Mr. Joseph W. Powell は、同社が Kjestad 氏特許の船舶、船艙及び油槽の truss-welded and reverse channel systems の建造に關し、U.S.A. の大西洋沿岸に於ける一手製造權を獲得し、此の

2 systems の發明者 Mr. J. Kjestad は顧問技師として、United Dry Docks の truss weld division に加入したと聲明して居る。

此の最近の原理を取入れた船艙の或數が Truss Weld Barge Co. に依つて建造されてから、過去數年間に此の system は船舶建造に廣く應用される様になつた。reverse channel method は Mr. Kjestad の最近の發明で、現在使用中の channel 構造の他の式のものに代はるべきものとして期待されて居る。

船艙構造の truss weld method に於ては、縦、横竝に垂直に走る山形材構材の truss の内部構造物が組立てられ、總ての truss は各其の交叉點に於て、且又船艙の外殼に熔接されるものである。電氣熔接が全體に亘つて使用され、而して斯くして此の方法は總ての鉸接を省略し、又實際上龍骨、縦通材、梁及び加之肋骨の如き總ての丈夫なる内部の構材は省略されるものである。

此の方法は多くの經濟を體現し、而して鋼板を結合する爲めの電氣熔接の強度を立證し、且つ最小の全體の船艙重量を以て、最大の剛性を與へる内部の構造を組立つるものである。

建造された油槽船

此の式に従つて建造された第 1 船、即ち自力推進の油槽船は、約 3 箇年間加奈陀海に於て使用され、而して壞れずに運轉して居る record を保持して居る。此の事は全く其の構造が丈夫なるが爲めで、特に同船が St. Lawrence に於て碎氷船として屢々行動した事、及び衝突竝に擱坐に對して修繕を要する割れ目或は損傷を受けざりし事が數へ上げられたならば、尙一層夫れが頷かれるのであろう。

既に好結果の運轉に在る船艙中には、deck barges, oil-towing barges, derrick 及び pile driven barges 等が含まれて居る事は此の truss weld system が船の大なる範圍に採用され得る事を證するものである。他の成功した例としては、4,200 噸の coal barge を 1,500,000 gallons の容積の oil carrier に變更した事で、之は此の system が應用される船艙の大きさは、殆んど無制限である事を示すものである。

truss weld system は特に艙内に液體貨物を搭

載する船に利益で、且つ第1に應用されべきである。而して此の式の構造は又甲板に普通の強度以上の強度を賦與する故に、重き甲板積みの貨物を運ぶのに非常に適して居る。

reverse channel 式の構造は、channels が直接の熔接にて結合する様に配置したもので、熔接の爲めに一層大なる構造上の強度を獲るものである。此の計畫に従つて建造された船は、特に艙内に乾燥した貨物を搭載するに適して居る。truss weld system に對して聲明する、特別な利益の點の二三を列挙すれば次の通りである。

- (1) 鉄及び丈夫な内部構材を省略し得る故、費用に於て經濟なる事。
- (2) 構造材料の重量に於て10~25%の節約を

爲す事。

- (3) 非常に剛性に富み、行動中極度に shearing stress を省き得る事。
- (4) 船殻内部の清淨及び保存容易にして、塵芥又は錆の溜まる部分なき事。
- (5) 破損の場合修繕の經濟なる事。
- (6) 總ての seams は累接され、而して内外兩側より熔接され、且つ外板構造の最も丈夫な部分なる事が實驗上證明さる、故、船殻は永久に水密なる事。
- (7) 淺吃水にて比較的少量の貨物を搭載し得る爲め、曳航又は推進力を節約する事。

(H. U.)

抄 録

横 Metacentre に就て—III

By T. U. Taylor. "The Shipbuilder."

March 1931. pp. 183-184.

前述2編(造船協會雜誌96號及び103號)に於て、輕吃水から滿載吃水迄の間の横 metacentre 曲線に對する近似式は、任意の與へられたる船の線圖から導き得、又大いさ異なる相似船に適用し得る事を示し、尙ほ是等の式から KM の最小値及び夫れに相應する吃水が決定される事を説述した。

然し新計畫に當つては、方形係數を基礎船と多少相違させねばならぬのが普通である。前述の Table I 及び III に示した數値に依り方形係數の小變化は metacentre 曲線に左程影響せぬ事が判明するが、然し此の變化が曲線の如何なる方向に影響を及ぼすかを知る事は有益である。

方形係數の變化の影響を定量的に決定する爲めに、以下に略述する方法を提唱せんとする。本方法の基礎となる假定は次の如し。

- (1) 中央横断面係數は一定である。
- (2) 方形係數の變化は船首尾端部断面間距離の線形收縮又は擴張、及び中央平行部の量の増減に依るものとする。
- (3) 上記(2)項中には、断面の形は一定不變で、其の縦方向の位置を變化し、與へられたる方

形係數に適合する様に調整する意味を含む。

茲には方形係數の増加を考へるものとする。

端部断面距離の收縮は $\frac{1-p_1}{1-p}$ なる比で表はされる。但し p は基礎船の線形係數、 p_1 は新船の縦形係數である。 p と p_1 とは排水量の函數であるから、收縮されたる端部の排水容積 v は $p \times \frac{1-p_1}{1-p}$ で示され、新しい平行部の排水容積 v_p は $p_1 - \left(p \times \frac{1-p_1}{1-p} \right)$ 或は $\frac{p-p_1}{1-p}$ で示される。

新船の排水容積は2部分に分けて考へられる。即ち基礎船の靜水的性質を持つ收縮端部、及び新性能を導入する新平行部とである。是等2部分が新計畫の靜水的性質に及ぼす影響は夫々の排水量に正比例するであらう。

龍骨から横 metacentre 迄の高さを與へる式

$$KM = ad + \frac{cB^2}{d} + \frac{fB^2}{D}$$

に含まれる係數 a, c, f は收縮端部に適用されるであらう。而して新平行部に對して是等の新係數は次の様にして決定する。

新平行部の浮心と龍骨との距離は次式で示される。

$$KB = a_p d \quad \text{但し } d \text{ は吃水。}$$

今 a_1 を新船に對する a の新値とすれば、

$$a_1 = \frac{av + a_p v_p}{v + v_p}$$

新平行部の横 metacentre と其の浮心との距離は次式で示される。

$$BM = \frac{k_p B^2}{d} = \frac{.0833 B^2}{md}$$

但し m = 中央横断面係数。

新平行部に對する c_p 及び f_p の値は第 1 章に述べたる方法で $k_p (= \frac{.0833}{m})$ の近似法から求められる (Fig. 3 参照)。吃水が減少すると m も亦減少するから、 k_p は増加し、従て f_p は負數となる。

c_1 及び f_1 を夫々新船に對する c 及び f の値とすれば、

$$c_1 = \frac{cv + c_p v_p}{v + v_p}$$

$$f_1 = \frac{fv - f_p v_p}{v + v_p}$$

前述の Table I 及び III に示した船に對する恒數 $a_1 c_1$ 及び f_1 の値は、方形係數 $\cdot 04$ 増加に對して計算した。此の増加が横 meta-

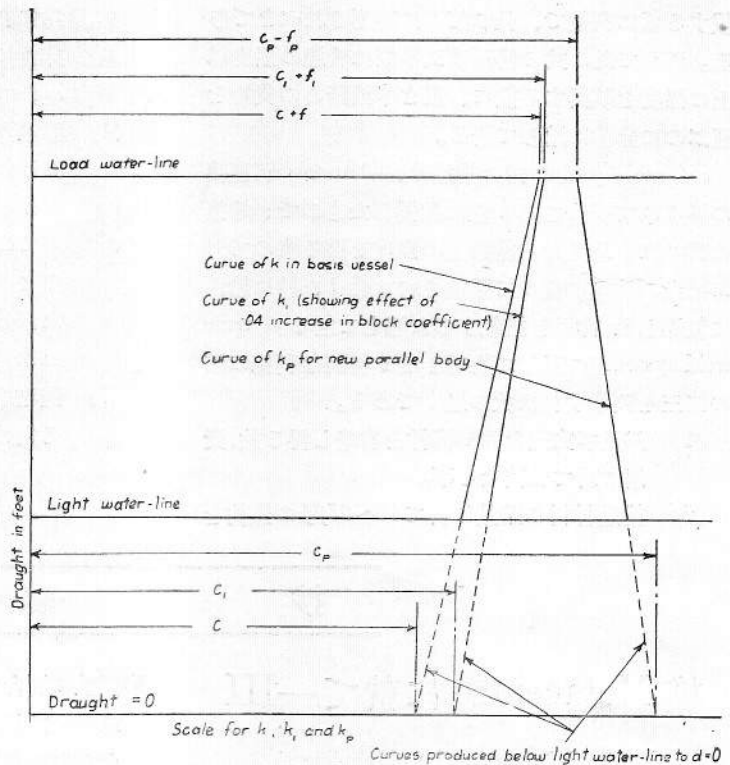


Fig. 3.

TABLE IV.

Vessel.	Block Coefficient.	$\frac{d}{B}$ ratio at which K M is a minimum.		Minimum Value of K M.	
		At stated Block Coefficient.	Block Coefficient Increased $\cdot 04$.	At stated Block Coefficient.	Block Coefficient Increased $\cdot 04$.
1 Fast mail steamship	$\cdot 50$	$\cdot 350B$	$\cdot 360B$	$\cdot 4275B$	$\cdot 4303B$
3 Cross-channel steamship	$\cdot 54$	$\cdot 359B$	$\cdot 370B$	$\cdot 4284B$	$\cdot 4290B$
6 Fast cargo steamship	$\cdot 60$	$\cdot 364B$	$\cdot 374B$	$\cdot 4341B$	$\cdot 4308B^$
7 Fast cargo steamship	$\cdot 62$	$\cdot 370B$	$\cdot 378B$	$\cdot 4145B$	$\cdot 4176B$
10 Cargo steamship	$\cdot 73$	$\cdot 372B$	$\cdot 379B$	$\cdot 4041B$	$\cdot 4053B$
12 Cargo steamship	$\cdot 76$	$\cdot 389B$	$\cdot 394B$	$\cdot 4016B$	$\cdot 4029B$

* In this instance k_p was less than k , and K M therefore shows a decrease.

B = Breadth of vessel in ft.

centre 最小の高さ及び其の時の吃水に及ぼす影響は Table IV に示した。

此の Table を見ると、方形係數の増加は横 metacentre の最小の高さ (普通滿載吃水線附近で起る) に對して極めて僅かしか影響しない事が知れる。

k_p が $k (= c + f \frac{d}{D}$ 第 1 章参照) より大なる時は、方形係數の増加は BM の値を増加する傾向がある。然し之は或範圍迄は浮心の位置が低下する爲めに相殺される。

稀な例ではあるが、 k_p が k より小なる時には、

方形係數の増加は BM を減少する事となる。又 KB の値が減るから、此の場合には KM が減少する傾向を有する。

Table V は代表的計算で、之は新船と基礎船と

TABLE V

	Basis Vessel.	New Vessel.
Block coefficient	$\cdot 69$	$\cdot 73$
Breadth	60ft. 0in.	60ft. 0in.
Load draught	27ft. 0in.	27ft. 0in.
K M	$a \frac{d}{D} + c \frac{B^2}{D} + f \frac{B^2}{D}$	$a_1 \frac{d}{D} + c_1 \frac{B^2}{D} + f_1 \frac{B^2}{D}$
	$a = \cdot 5300$	$a_1 = \cdot 5260$
	$c = \cdot 0730$	$c_1 = \cdot 0758$
	$f = \cdot 0000$	$f_1 = \cdot 0044$
K M at load draught, ft.	24.84	24.86
K M at half-load draught, ft.	27.43	27.84

の寸法が同一で、唯方形係数が・69 から・73 に増加した丈である。

要するに吃水が船幅の 35~40% の場合には、船の線圖が與へられた型で、方形係数を少しく増加しても、横 metacentre の垂直位置は餘り變化しない。然し線圖の型を變化すれば、例へば直線形水線から凹形水線に、或は U 型断面から外曲型に變へるなどは、一層甚だしい影響を與へる。

Table V の例では、輕吃水の時に方形係数を増加すれば、横 metacentre の位置が少しく上昇する事が判る。

方形係数の減少する場合は上述と逆の傾向を示すであらう。

以上の事より次の結論を得る。即ち最初の計畫に必要な正確さの範囲内に於て、横 metacentre の近似式は、基礎船の線圖と密接なる關係を持つ線圖を採用し得る新計畫に對して信頼して使用出来る。

基礎船の方形係数と相違せる時には、一般に上述の解析に依らねばならぬと云ふ譯ではない。唯本方法は metacentre の位置の變化に對する決定的値を與へると云ふ事よりも、寧ろ一般的傾向を示す解析を得ん爲めに案出されたのである。

(H. K.)

獨逸小巡洋艦 Königsberg 級

By W. Landahm. "Schiffbau".
1. Feb. 1931. s. 49-53.

1925 年 11 月 18 日 Schiffbau 誌上に大戦後に建造した獨逸最初の巡洋艦 Emden に關する報導が

あつた。本巡洋艦は獨國が政治的多難の時期に於て種々の困難に打勝ち建造したものであつて、今茲に説明せんとする Königsberg 級 3 隻即ち Königsberg, Karlsruhe 及び Köln の直接の先驅艦である。Königsberg 及び Köln は Wilhelmshaven 軍港にて建造し、Karlsruhe は Kiel 在 Deutsche Werke 造船所で建造した。

次表に載せた要目を一瞥すると、Königsberg 級は Emden に比し著しい進歩の跡が窺はれる。而も其排水量に於て兩者大なる相違は無い。Versaille 條約獨逸兵力制限條項に於て Emden の排水量より餘り多くなることを許して居らぬからであり、Emden にあつては此の許容最大排水量の全部を使用して居ないのであつて、之が次表に示されて居る。

艦の排水量を著しく増加すること無く其の行動力速力を増加し、且つ之に關聯して長さ、幅、深さ及び L:H の比を變更し、尙ほ此の上砲傾水雷の勢力を増加し尙ほ且つ航續力を増大する目的を以て、巡航用内火機械を裝備することが出来たとすれば、是等意義ある軍事上の威力の増大は只技術上の進歩に俟つ外は無いのであり、即ち Emden に比し船置構造上及び機械製作上に全く特別の進歩があつたのである。船置構造に於ては先づ同一重量を以て強度大なる材料を廣き範囲に涉り使用することに於て進歩が見られる。即ち特に輕金屬の利用である。之れは近年此の方面に於て顯著なる發達があつた爲めである。次に電氣熔接の應用も重量輕減に對し少からず貢獻した。即ち在來の銲接法に比し其の強度に於て又安全率に於て何等異なる所無く重量輕減が達せられるのである。機械製造に在つては第一重油燃燒罐の専用に進んだ事

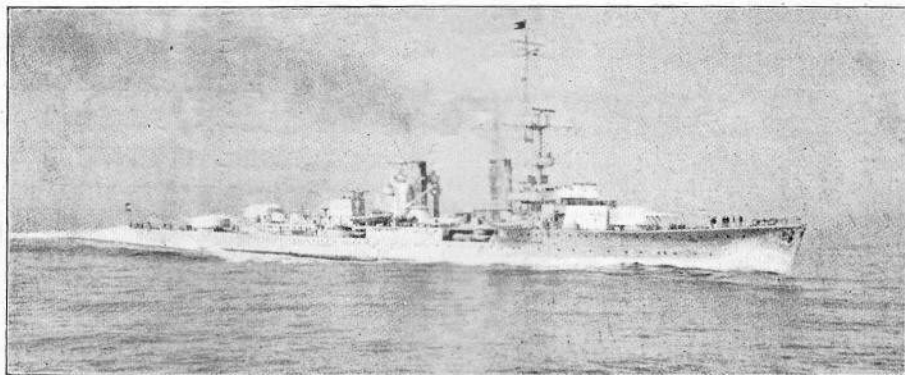


Abb. 1. Kleiner Kreuzer „Königsberg“

である。Emden の場合には石炭罐 4 箇と single ended の重油燃焼罐 6 箇を搭載して居た。尙ほ推進 turbine 装置は全體として軽く製造せられ、又之に附屬して内火式機械が据えられたが、之も非常に輕構造で廻轉高く且つ輕金屬を廣く用ゐてあ

此の形状は高速に於ける造渦抵抗を極力減少するために採用したものである。外國新聞には此の艦尾の形状より推測し、英國機雷敷設艦 Adventure に於ける如く、本艦型も此處に投下孔を有するものとし、随つて本艦型は機雷を搭載するものとし

艦名	“Emden”	“Königsberg” 級
基準排水量 噸 (燃料及水を含まず)	6,000 以下	6,000
垂線間長 (米) L	150.50	169.00
全長 (米)	155.50	174.00
最大幅 (米)	14.20	15.30
計畫吃水 (米)	5.30	5.30
深 (米) H	8.96	9.25
L : H	16.8	18.3
推進機關	蒸氣 turbine	蒸氣 turbine 又は diesel 機械
推進軸馬力	45,000	65,000 及 1,600
計畫速力 節	29	32
大砲兵裝	15 糎 2 聯裝 4 基 計 8 門、 8.8 糎 3 門	15 糎 3 聯 3 基 計 9 門、 8.8 糎 4 門、3.7 糎 8 門、機銃 4
水雷兵裝	發射管 2 聯裝 4 基 計 8 門	發射管 3 聯裝 4 基 計 12 門

る。之又機械構造の注目すべき發達を物語るものである。尙ほ Emden に比し本艦型に於ては石炭庫が無くなつた爲め、乗員 500 名に對する居住が改善せられた事は注目すべき事項である。

たものもあるが、Abb. 2 に見る如く之は間違であつて、全く速力に對する抵抗を少くせんとしたものに外ならぬ。艦型は極めて磨せたものを採り、之に上述艦首及艦尾の形状を併用してあるから、

艦名	Königsberg	Karlsruhe	Köln
建造所	Wilhelmshaven 海軍工廠	Deutsche Werke Kiel 造船所	Wilhelmshaven 海軍工廠
起工	12, 4, 1926	27, 7, 1926	7, 8, 1926
進水	26, 3, 1927	20, 8, 1927	23, 5, 1928
推進「タービン」製造所	Schichau Elbing	Germania Kiel 造船所	Blohm & Voss Hamburg 造船所
巡航「ディーゼル」機製造所	M.A.N. Augsburg	同 左	同 左
就役	17, 4, 1929	6, 11, 1929	15, 1, 1930

上表は Königsberg 級 3 隻に對するものであり、相當興味を引くものと思はれる。詳細に關しては後述しよう。

Abb. 1-3 は本艦型 3 隻の外観を示し、Abb. 1 は Königsberg の全力公試施行中、場所は Neukrüge 標柱間水深大なる位置である。Abb. 2 は Karlsruhe が建造所岸壁にて艦裝竣工直前であり、Abb. 3 は Köln で最初の海外巡航の首途の際に撮つた。本艦型 3 艦は外見上極小き部分の外差異は無い。即 3 艦共突出した艦首を有し、艦尾は鏡面状をなし、普通軍艦には見られぬ形をして居る。

高速に於て好都合になる如く期待出来るのであるが、事實 Abb. 1 に見る如く造波少く本艦型採用の根本的考慮の正當であつたことを證して居る。本艦型諸艦は煙突 2 本及び前檣あり、其の外形を造つて居る。前檣には砲火指揮所あり、又上下し得る中檣を有す。3 聯裝 15 糎砲塔 3 基を配列して居ることは本艦型の特徴である。船體は全部 longitudinal system により造つてある。兵裝配置は Abb. 4 を見ると判る。軍艦の設計に於ては只單に兵術上の要求に依つてのみ配置せらるるものでは無く、艦内區劃をも併せ考へ調和を採る必要

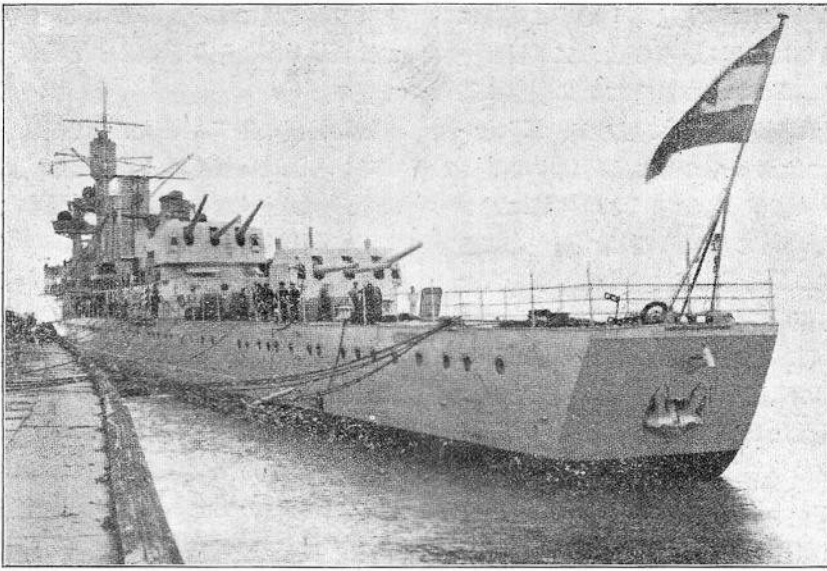


Abb. 2. Kleiner Kreuzer „Karlsruhe.“ Ansicht von hinten.

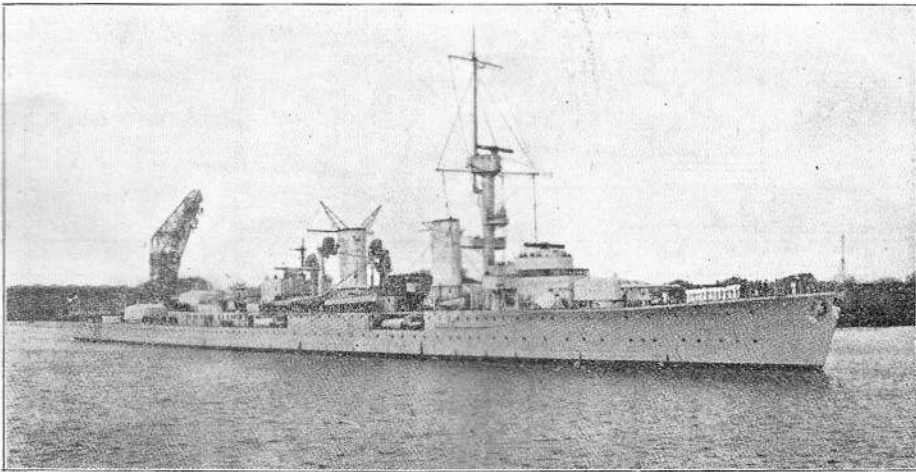


Abb. 3. Kleiner Kreuzer „Köln.“

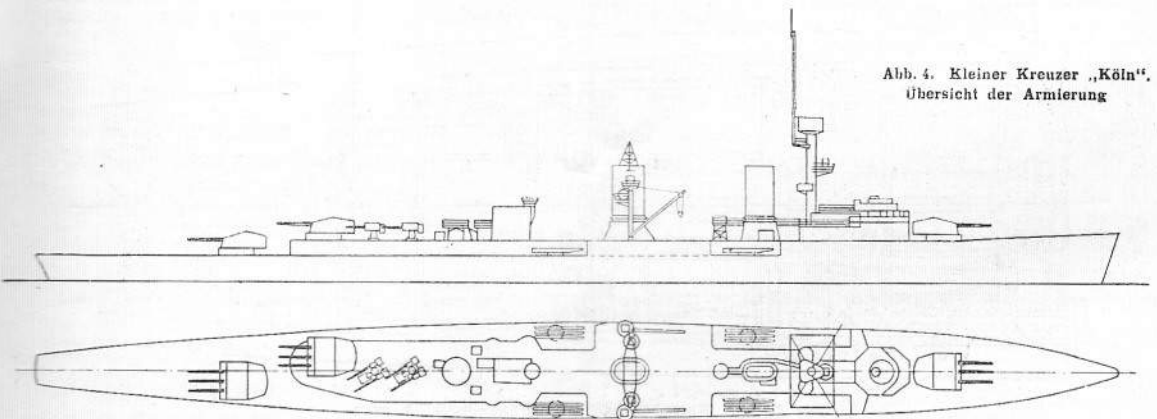


Abb. 4. Kleiner Kreuzer „Köln“.
Übersicht der Armierung

がある。即ち Abb. 4 に示す通り 1 砲塔は前部に他の 2 砲塔は後部に配置し、後部より二番目は一段高くしてある。Emden の場合には 2 聯装 4 基は船體中心線上に配置せられて居るが、Königsberg 級にあつては最後部のものは船體中心線より右舷へ、中央一段高くなれるものは左舷に寄つて居る。最前部の塔のみが中心線に配置してある。依つて後部の 2 砲塔は互に自由な射撃角度を得られる。中口径砲の配置は 3 艦各異つて居る。Abb. 4 は Köln のものを示してある。此の外 8.8 糎砲、他に 1 門の 6 糎「ポート」砲及機銃を有つて居る。水雷兵装は 50 糎發射管 12 門を 3 聯 4 基とし、之を兩舷に分ち裝備してある。Abb. 1 及 3 参照。防禦甲鐵及水線下防禦は先驅艦 Emden

と其の趣を異にする。即ち Königsberg 級にあつては水線甲鐵、甲板甲鐵より砲塔、司令塔に及んで居る。

機關裝置に於て蒸氣は重油燃燒罐 6 箇より供給する。各罐は前後兩端に焚口を有す。獨逸海軍型である。罐室 4 箇、焚場所 8、罐配置大體は Abb. 5 に示す。後部より數へ第 1 及第 2 罐室は各 2 箇、第 3 及第 4 は各 1 箇の罐を入れてある。後部 4 罐は後部煙突より、前部 2 罐は前部煙突から煙を導出す。是等 4 箇の罐室には所要の主給水唧筒、補助給水唧筒、給水加熱器、送風機、燃料油唧筒、燃料油加熱器を備ふ。罐蒸氣壓力は 17 疋/平方糎、2 罐は加熱面積各 1,250 平方米、他の 4 罐は各 1,010 平方米、合計 1 艦 6,540 平方米の加熱面積

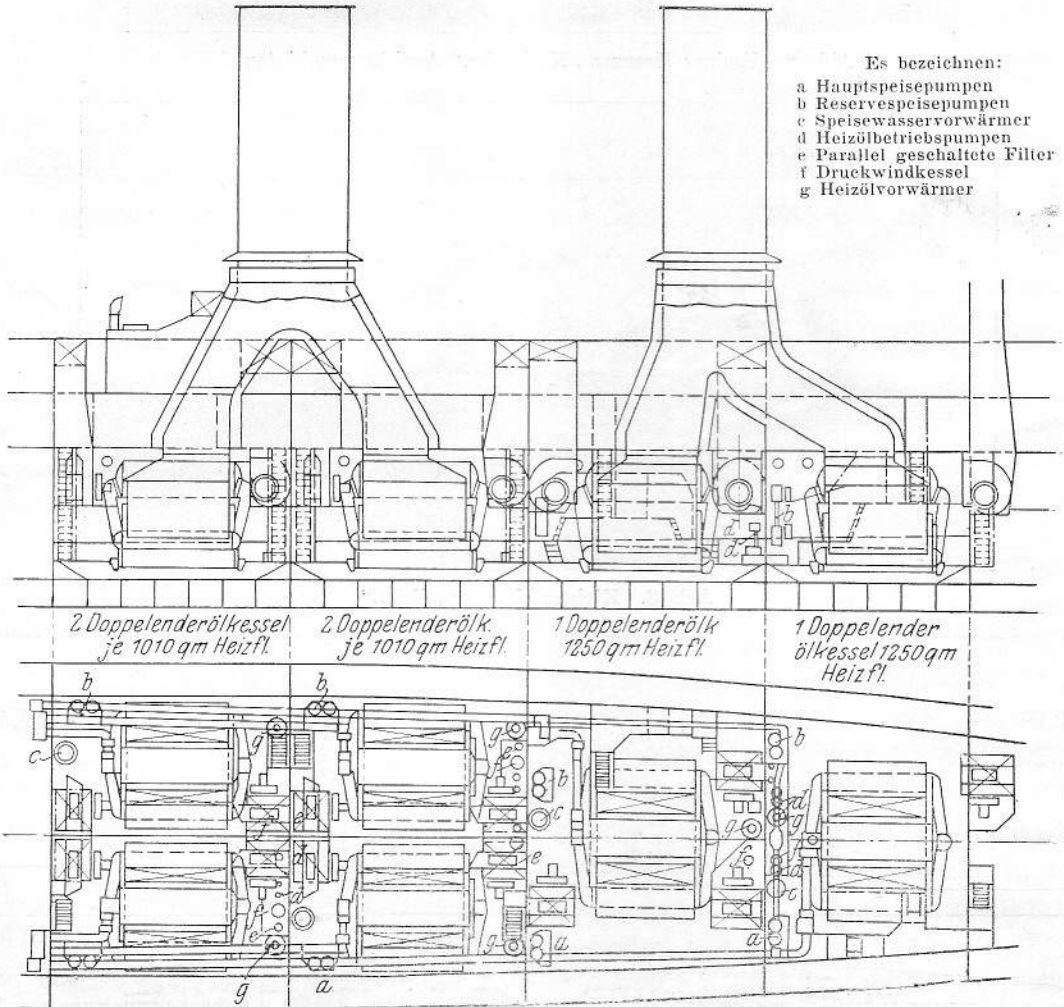


Abb. 5. Kesselanlage der „Königsberg“-Klasse

を有す。大型罐は遠心式燃料噴出器各 22 箇、小型罐は各 18 箇を有す。各罐室裝備諸機械下の如し。

- 1—主給水唧筒 (2 筒蒸氣往復式)
- 1—補助給水唧筒 (同上)
- 1—給水加熱器 加熱面積後罐室のもの 78 平方米
加熱面積前罐室のもの 48 平方米
- 4—turbo-fan 大型罐室用、2—turbo-fan 小型罐室用
- 2—重油燃焼用蒸氣唧筒 (2 筒往復式)
- 2—重油加熱器 (後部 2 罐室用)
- 1—重油加熱器 (前部 2 罐室用)

以上の外前後部に各 1 臺の燃料積込用 2 筒蒸氣往復式唧筒を裝備す。

主推進機械としては獨立 turbine 4 基あり。2 推進軸に齒車裝置により聯結す (各軸に turbine 2 基)。各推進軸には主 turbine 及び巡航用 turbine が装着せられ、各獨立にも亦同時に使用出来る (Abb. 6 参照)。機械室は 4 箇に分れ、中 2 箇は縱隔壁を以て仕切らる。前機室には主 turbine 2 基、後機室には巡航 turbine 2 基を裝備す。各 turbine は高壓 turbine 及低壓 turbine より成る。turbine 軸は齒車裝置で推進軸に聯結する。

Karlsruhe 推進用 turbine は Kiel Germania 造船所製であつて、高壓 turbine の中に巡航用の段落を入れてある。他の 2 隻は之と異なる。後進 turbine は低壓 turbine 管内にある。前述の如く turbine 裝置の製造所は本艦型 3 隻共異り、隨つて各

多少相違して居る。次に説明するものは Königsberg のもので (F. Schichau 製) ある。

Königsberg の主竝に巡航兩 turbine は drum 型で、各前進及後進 turbine に對し Curtis stage を有す。主 turbine は掛外し得る double claw coupling で推進軸に聯結す。主 turbine 付き掛外可能の coupling 及主推進軸受は中部機械室に、巡航用 turbine に對するものは後部機械室にある。turbine case は gear case に固着す。turbine 軸は前後に動き得る claw coupling で pinion に聯結す。故に例へば高壓 turbine を pinion に聯結して居る中間圓板を離すと、低壓 turbine のみを動かすことが出来る。此の場合高壓 turbine は廻軸しない。

高速に於ける推進軸廻轉數

最高速力	32 節	推進軸廻轉數	$n=370/\text{min.}$
強速力	31½ "	"	$n=350/\text{min.}$
連續強速	29 "	"	$n=310/\text{min.}$

Turbine 廻轉數

主 turbine (高壓)	$n=2600/\text{min.}$
主 " (低壓)	$n=2600/\text{min.}$
巡航 " (高壓)	$n=3400/\text{min.}$
巡航 " (低壓)	$n=3400/\text{min.}$

上記と比較のため他の同型艦の turbine 廻轉數を掲げる。

	Karlsruhe	Köln
主 turbine (高壓)	2450	2560
" " (低壓)	2450	2190
巡航 " (高壓)	2853	3580
" " (低壓)	2853	2190

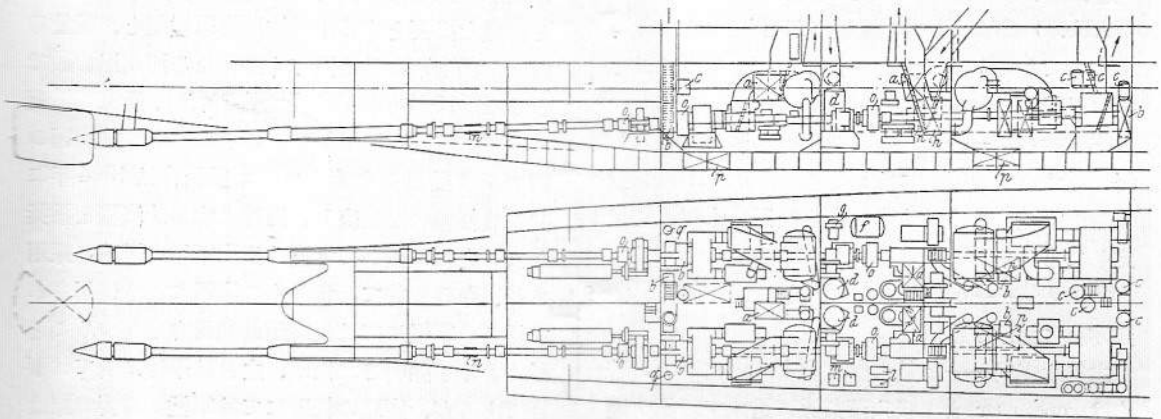


Abb. 6. Kleiner Kreuzer „Königsberg“. Anordnung der Hauptmaschinenanlage (vier selbständige Getriebeturbinensätze auf zwei Wellen) und der Hilfsmaschinen

- | | | |
|---|---|---|
| a Warmwasserkasten | f Hilfskondensator | m Dampf-Torpedoluftpumpen |
| b Schmierölpumpen | g Hilfskühlwasserpumpe | n Torsionsmesser |
| c Schmierölkühler | h Hilfsluftpumpe | o Ausrückbare Klauenkupplung |
| d Frischwasser-Erzeuger nebst Pumpen und Kühler | i Dampfzumppe | p Schmieröl-Sammeltank |
| e Frischwasser-Kondensator | k Zentral-Spülpumpe, elektr. | q Hochtank für die Vulkangetriebe der öl-motorischen Marschanlage |
| | l Zentral-Trink- und Waschwasserpumpen, elektr. | |

turbine の廻轉を落すには double helical teeth の 1 大車 2 小車を用ふ。

Turbine の段落 (Königsberg のもの)

Turbine	Stage
主前進高壓 turbine	1-2 row Curtis, 15-reaction blading. (guide & moving vane)
主前進低壓 turbine	double flow reaction 2×7.
主後進 turbine	1-2 row Curtis, 4-reaction blading.
巡航高壓 turbine	1-2 row Curtis, 30 reaction blading, 高速航行の際は此中 17 blading のみを用ふ。
巡航低壓 turbine	double flow reaction 2×7.
巡航後進 turbine	1-2 row Curtis, 4-reaction blading.

turbine 翼の材料は Patronen 眞鍮で、供給者は Ulm 在 Wieland 會社である。Abb. 7 (次號掲載) は Karlsruhe の主機械室を示す。

補助機械 主機械の作動に協力す。

機 名 稱	所在室名及數		
	前機室	中機室	後機室
復水器	2		2
循環水唧筒		2	
抽氣唧筒		2	2
加熱水槽		2	2
潤滑油唧筒	4		2
潤滑油冷却器	4		2
通風扇車	電動式のものをも有す		

Abb. 6 に補助機械の配置が示され、之に説明がつけてある。尙ほ是等補機の主要なものに就き次に記載す。

循環水唧筒——艦外或は主汚水管系より吸入し得、復水器或は艦外に放出し得。巡航 turbine 室及中部機械室に在るものは漲水管系にも働く様豫定してある。

抽氣唧筒——condenser の眞空室より吸入、加熱水槽に送水す。

主給水唧筒——加熱水槽より或は給水 tank 若くは condenser より吸入蒸氣罐に送水す。第 1 罐室にある唧筒は condenser へ送水することがあるが、之は單に condenser の水壓試験をなす爲めのものである。

豫備給水唧筒——加熱水槽、或は給水 tank 若くは condenser より吸入蒸氣罐に送水す。

蒸溜器用唧筒——舷外の海水を吸入し蒸溜器に送る。又海水中に放出し得る。

燃料積込唧筒——燃料油積込管又は燃料消費 tank 若しくは燃料庫より吸入し、之を海中に放出も出來、逆に燃料積込管に送り、若しくは燃料庫、燃料消費 tank に送ることを得。

燃料唧筒——燃料消費 tank より吸入、加熱器を通じ噴燃器に送油す。(未完) (A. K.)

水管式汽罐か Scotch 汽罐か

Water-tube and/or Scotch Boilers. By Harold E. Yarrow, C.B.E., and Summers Hunter, Junr.

"Transaction of Institute of Marine Engineers,"

Vol. XLIII, Part 2.

March 1931. pp. 57-82.

水管式汽罐

By Harold E. Yarrow, C.B.E.

水管式汽罐も Scotch 汽罐も共に商船用として分野を有することは疑ひを容れざることなれど、前者は後者の繩張りを段々に蠶食しつつある傾向である。

水管式汽罐を考ふるに當り、其の進歩の眞髓を掴まんとせば、相當歴史的考證を要する。其の濫觴は 1880~1890 年間であるから、堅實なる今日の發達に到るまでには約半世紀を費して居る。其の初期の應用は高速を得る爲め單位重量に對し高き汽釀を必要とする小型快速海軍艦艇と、重量の輕減が淺吃水の爲め同じく必要なる河川用船舶であつた。1900 年に到り英國海軍省は、全海軍艦艇に水管式汽罐の採用可能なるを洞察し、該問題の調査研究委員を任命した。本委員會は 1904 年に其の最終報告を發表し、同時に水管式汽罐を推奨した。之れに續いて本型は全海軍用に迅速に採用され、今日に於ては世界中の海軍に周く使用されて居る。軍艦にては長時間最高馬力を要すること稀であると聲明されたが、之れは平時に於ては事實であるが、實戰の經驗にては軍艦は必要の際は全力を永續的に保持し得ることを決定的に證せられた。然し何れにしても軍艦の全力状態は、商船に於ける全力状態と比較すれば、汽罐定率の約 3 倍を表して居る。

商船に於ては、水管式汽罐は既に大客船、渡峽

船、yacht、浅吃水船等に採用され、其の成功的應用は確實であつた。例へば揚子江上危険區域の幾哩も、殆んど20年間水管式汽罐を有する浅吃水船にて成功的に航行された。其の恐ろしき支那河川に於ける渦流、急流、激流は、絶體的信頼確實を必要とする。而かも罐水補給には多大の困難がある。

陸上 engineers は早くより水管式汽罐を承認し、今日に到るまで順當に發達して來た。陸上にては、相當馬力量を燃料より發生せしむべき處では普く使用されて居る。發電所技術家は實際作業として、既に壓力 3,200 lbs. per sq. in.、1 單位の蒸氣發生量 1 時間 1,000,000 lbs.、蒸氣溫度 1,000°F と云ふが如き程度を開拓しつつある。

陸上に於ける設計の改良及進歩を望見してより、商船用として水管式汽罐が眞摯に考慮されつつあるは驚くに足らない。寧ろ此認承は遲延的であつた。然れども今や C.P.S. の “Duchess” 級客船、C.N.R. の “Prince” 級客船、“Viceroy of India”、“Empress of Japan”、“Statendam” 等の指導的船舶は、高壓水管式汽罐に注意を集中したのである。“Bremen” 及び “Europa” は水管式汽罐を裝備し、新 Cunard 船、最近4隻の P. & O. 船、新伊太利客船等も亦同じく該式を備ふるであらう。貨物船に於ては C.P.S. の Beaver 級は石炭燃焼の水管式汽罐又は mechanical stokers を裝備して居る。“G. Harrison Smith” は油槽船級に於て水管式汽罐を裝備せる一例である。

高壓蒸氣の利點は普く實現されて居る。而かも之れは水管式汽罐に於てのみ可能なるを記憶せねばならぬ。最近數多の船舶に採用されたる 400 lbs. 及び 450 lbs. per sq. in. の壓力は、陸上用としては少しも高いものではない。而して是等の船舶の記録せる低消費量は、壓力の増加に従ひ更に一層改良さるゝであらう。最近に到るまでは、水管式汽罐は純粹なる罐水の供給不確實なる爲め handicap されて居たが、今日では壓力の如何に拘らず給水問題は解決されたから、斯かる不利は最早發生さるゝことが無い。適當なる合金製管は復水器の故障を皆無にせしめ、且つ給水の永續的純粹度を得せしむる方法が利用されて居る。此の點に關しては、Scotch boiler は水管式の有用なる

補助たるを證せられた。是れ小 Scotch 罐は低壓用及び復水器に入る前の或る中間段梯にて蒸氣を供給することにより、主系統の損失の補足用といふ兩點に使用され得るからである。

輓近の水管式汽罐の壓力を受ける部分は、高級仕上げの機械的生産物である。低壓力に對しては、鉸鉸繼目を有する構成汽胴が今尙用ひられて居る。此場合總ての繼手は鉸鉸前丁寧に削均されて居る。打物の drums は全部機械削り仕上げにて、兩端は鉸鉸され、中位の壓力には廣汎に使用されて居る。是等の端は完全に結着せしめ、水壓鉸鉸が用ゐられて居る。高壓力に對しては、drum の兩端は鍛鍊法で閉着されるから、全 drum は1箇の完全胴體となり、唯一の接手は manhole 扉の部分だけである。検査や掃除に對しては、水管や drum 内に到達する爲め、各 drum 端に於ける人孔扉を取外す丈けで出来るのである。故に極く少

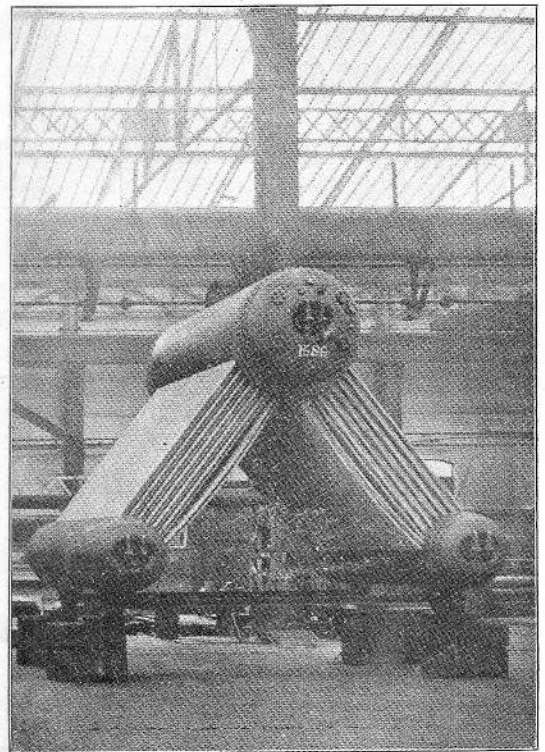


Fig. 1. Yarrow Three-drum Water-tube Boiler with Casing removed.

數の検査用扉を要する丈けであるが、高壓に對しては特に螺締接手の數を最少限度とすることが肝要である。何れの場合にても水管の集群は縦方向

に自由に膨脹し得る様配置され、各 water drum は管と共に、其の縦方向に充分移動出来る様に爲つて居る。

火爐は、瓦斯が管に達する前に燃焼の完成を得せしむる爲、大にして且つ充分なる高さが取つてある。汽罐受熱面の大部分は、直接放射熱に晒されるので、熱を迅速に吸収する。夫れ故に高き爐熱度及び之れに伴ふ能率は、耐火煉瓦内張りを傷害すること無くして、保持され得る。火列管は一番酷烈なる仕事をするので、殆んど直立に且つ良く溢水されて居る。尙火爐内部より容易に到達す

ることが出来る。

蒸氣過熱器はU型管より成り、鍛鍊 drum 内に嵌込擴張され、蒸氣温度の變化を最少限にする爲め、水管群の中間に置かる。全過熱器管は急傾斜を爲し、大なる主汽胴は貯藏用蒸氣集受器の作用をなす。Yarrow 式船用汽罐には2型式が使用されて居る。即ち1つは複流式(“double flow”)で瓦斯は飽和蒸氣 drum の兩側を通過するもので、他の1つは單流式(“single flow”)で drum の片側だけを通過するものである。前者にては汽罐上の煙路の接手に damper が取附けられ、此の

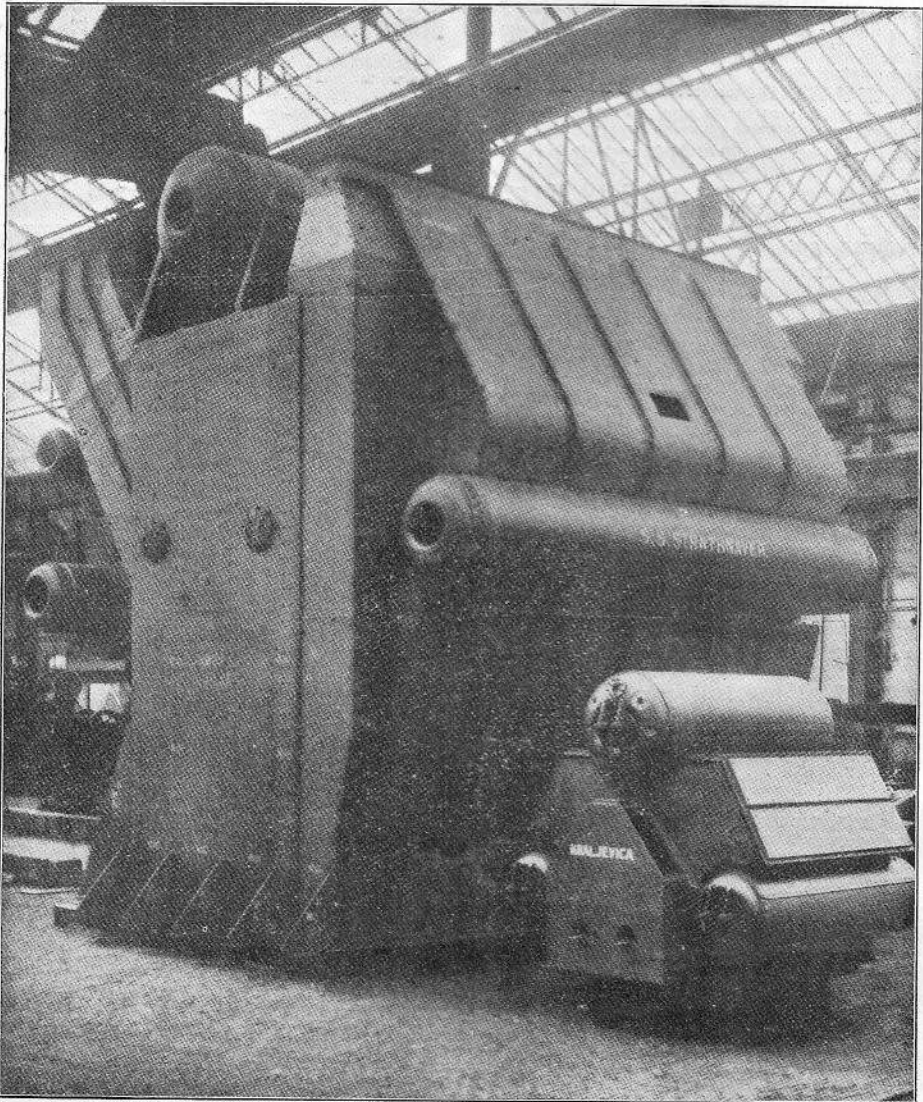


Fig. 2. Contrast in Present-day Sizes. One of the Yarrow Side-fired Boilers for the "Strathnaver" alongside a Boiler for a Small Compound-engined Vessel.

damper の調整は過熱器を通過する瓦斯の割合を變化せしめ、最終蒸氣温度の正確なる管制を行ふことが出来る。汽罐 casings は二重に爲つて居て、燃燒器又は火架に達する燃燒用空気の通路を形成する様配置され、且つ外側 air casing は良く防熱材を施してあるから、各罐は有効に熱の絶縁をされて居る。

空氣加熱器は普通管型式で、最も頑丈に且つ容易に掃除が出来る。逃出瓦斯は管を通過し、空氣は之れを横斷して通過する。即ち contraflow の原理により配置されて居る。

寫眞の1つは P. & O. 客船 "Strathnaver" の汽罐を示す。之れは常用汽釀量 1 時間約 70,000 lbs.、吹出壓力 425 lbs. per sq. in. で蒸氣温度 725°F である。寫眞は製作中に撮つたもので、此の罐の空氣加熱器は funnel uptakes の内に装置されて居る。

水管式汽罐は機械的焚炭法には特に適して居る。之は何れの蒸氣發生所でも能率保持に必要である。又該式汽罐は廣範圍に強制が出来る。例へば最近巡洋艦の汽罐は汽釀面積 1 平方呎に付き 18 lbs. の蒸氣發生率であるが、驅逐艦では發生量 24 lbs. per sq. ft. が得られて居る。能率に關しては、一般商船では屢々面積 1 平方呎に付き 5~6 lbs. 間の rating であるが、受壓部分は普通海軍用のものと同様である。故に商船では大なる餘裕が低 rating に與へられて居ることを諒知するであろう。機械的焚炭機は容易に應用が出来る。且つ手焚法は大部分の船では廢止される様に思はる。石炭庫には高き含熱量の比較的良炭を積込む事が希望さる。而して海上にて使用する普通の質のものでも mechanical stokers の方が手焚式より優良な結果を與ふるであろう。粉末炭燃料は近時著しく發達し、數多の實驗が船用目的の見地から施行されたし且尙種々研究されつゝある。然し其結果は、粉末炭を圓罐に使用するには相當困難があることを示して居る様であるが、水管式汽罐では大なる燃燒容積があるので、問題は左程困難とは爲らぬ。且つ火爐を圍んで水壁を作ることとも出来るから都合が好い。此の方面に於ける發達は着目すべきであろう。

水管式汽罐の操作には少しも困難はない。且つ最近では低水準報知機、給水調整器等の新式附屬

器は、stokehold の任務を更に一層簡單にする。維持費は實際に於て低廉である。作動成績の詳細は種々の工業雜誌に澤山載つて居る。又數多の装置で總能率 87~88% を得て居る。特に "Viceroy of India" や "Empress of Japan" に留意するを要す。

結論をする前に、水管式汽罐の特性を下の如く總括するのが妥當であるだろう：—

1. 水管式汽罐は、如何なる壓力にも適應し、且つ容易に高過熱温度に配備することが出来る故、高壓蒸氣の全利益を機關装置に利用することが出来る。
2. 如何なる大きさにも製作され得る。而して設計は伸縮自在であるから、使用容積は罐數を出来るだけ少くして、最良の利益を得る様利用されることが出来る。
3. 小容積を占め、且つ一定の蒸氣發生量に對し重量輕減が出来る。
4. 燃燒室の形狀優良にして、如何なる所要容量にも適合する様製作することが出来る。
5. 高き總括的能率を與ふ。
6. 蒸氣發生迅速にして、高度の強制に耐へ得る。
7. 操作簡單にして、内外部共容易に掃除が出来る。
8. 罐水の循環は積極的に、管の各 bank にて自由である。且つ熱の通過量が多ければ多い程循環が良く爲る。
9. 部分的に船積が出来、且船内にて組立が出来る。

水管式汽罐が負荷の増減に容易に對應することが出来ると云ふ事實は、熱量貯藏用として多量の罐水保持の必要が無くなる。

水管式汽罐の應用範圍は無制限である。挿入の寫眞には、200 lbs. per sq. in. の壓力で 1 時間飽和蒸氣量 3,000 lbs. を要する 2 聯成機關裝備の 1 小船用汽罐を、"Strathnaver" 用 70,000 lbs. 蒸氣發生量の汽罐の傍に置きたるを示す。此の兩方とも 1930 年の設計である。

Scotch 汽罐

By Summers Hunter, Junr.

船用方面特に石炭焚の船にては豫期された程大

なる一般的進歩は無かつたが、機關裝置の確實性や耐久性の主要素に影響を及ぼさずして一層多大の利益を Scotch boilers から疑ひも無く得ることが出来るといふ事を證する多くの場合があると云ふ人がある。經濟的提案として何物かを現在利用して改良を遂ぐる時は、資本價格も維持費も決して増加しないのである。

現時に於て如何なる提案を考ふる時も、吾人は先づ生産及維持の兩點に於て從來より頗る宏大なる範圍にて科學と協力を要することを記憶せねばならぬ。之れは一層適切な材料を供給する事に於て、冶金家及化學者が與へたる成功的援助に見るも明である。

汽罐裝置の合成部分を取扱ふ前に、現在裝備の新式化により得られたる實際的結果は、無興味のものではないだろう。之れは英船に關するもので其の記録は改造前と改造後の數次の同様な航海の平均を取つたもので、普通の實用基準に直したものである。

(1) 1927年にC.P.S.の“Empress of Australia”は新Scotch boiler 裝置と推進機關とを取付け、現在にては總括的燃料消費量 1日 150 噸即ち 1 S.H.P. 當り 0.70 lb. にて 19.5 knots を出して居る。而して以前には 1日 205 噸で 16.5 knots であつた。此の結果は汽罐裝置の各合成部分に可能的最高能率を組合せる事に依つてのみ得られたのである。即ち汽罐自身に於て、火爐配置、蒸氣過熱器、空氣加熱器及び給水加熱器に於てである。新汽罐は 220 lbs. 及び 630°F にて蒸氣を供給する。故により高き壓力及溫度の蒸氣にて更に一層の經濟が得られたのである。

(2) Scotch boiler 裝置を新式化し、turbines 及び必要に應じ補機を新調することに依り、數多の中型客船が 10 罐の代りに 8 罐の Scotch boilers を操作して、其の服役を維持することが出来た。而して燃料油消費量は總括的 1日 140 噸より 100 噸に遞減された。

(3) 12,000 噸 d.w. の貨物船が、220 lbs. で 1日 48 tons の石炭を焚く 4 箇の Scotch boilers を使用して 10 knots の速力を保持して居たが、3 罐を改良することにより第 4 罐を取外すことが出来、1日僅に 38 噸の燃料で從來の速力を維持するこ

とが出来た。

(4) 8,000 tons d. w. の貨物船に於て、190 lbs. で 3 聯成機關を使用し、石炭 70 噸にて 12.6 knots を出して居たが、蒸氣裝備を近代化して、同質の石炭 61.7 噸で 12.9 knots を出す事が出来たのみならず、冷凍目的に加設したる機械にも蒸氣の供給が出来た。

(5) 8,400 tons d. w. の貨物船に於て、180 lbs. で 3 聯成機關を使用し、石炭 25.5 tons で 7 $\frac{1}{2}$ knots を出して居たが、汽罐設備の變更により、同質石炭 26 $\frac{1}{2}$ tons で 9 $\frac{1}{2}$ knots を得せしめた。

(6) 8,200 tons d. w. の定期貨物船に於て、180 lbs. で double reduction gear turbine を有し、蒸氣溫度を 520°F より 600°F に高める事により、毎日石炭消費量を 6% 減することが出来た。

(7) 16,000 tons d. w. の定期貨客船に於て、190 lbs. w. p. で、1日 151 tons の石炭で 13.6 knots を出して居たが、汽罐裝置の近代化を行ひ、1日 117 tons で 13.5 knots で航海續行が出来た。之れは丁度 20% の節減に當る。

前記の節約は、今や Scotch boiler 裝置と協同使用し得らるゝ 1 箇又は數箇の附隨器類を採用することにより得られたもので、之れは後文に記述する。

Scotch boiler の設計及び構造に何かの變更を考慮する際は、何處に種々に損失が起るかを熟考するが宜い。實際起る主なる損失は、funnel 瓦斯内に浪費されたる熱量に因ることは承認さるゝであろう。之れに續いて、普通實際に起る最大損失は、外部への熱の放射に依るものである。故に能率の増加を企畫せんには、此の主要なる 2 點に爲され得る改良の見地から考究せられねばならぬ。

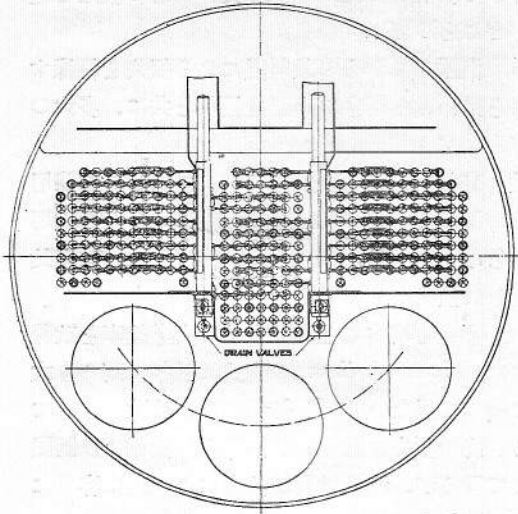
(a) 自然送風を必要とする特種の理由あるに非ずんば、空氣加熱及び強壓又は誘導送風が一般に併用さるゝ。空氣加熱は一般に單一又は複合流加熱器により燃焼瓦斯の有する熱量を吸収する事により得らるゝ。400°F までの空氣は得らるゝが通例は 200°~300°F である。種々の要素が、密閉 ash pits を有する爐面に於ける強壓送風の量を管制するが、普通の火爐にては水柱 $\frac{1}{2}$ 吋から 1 吋迄である。著者は、Scotch boiler 裝置を更に一層發達せしむるには、誘導通風の或る形式を併せて作用

せしむる必要があるだろうと考ふ。

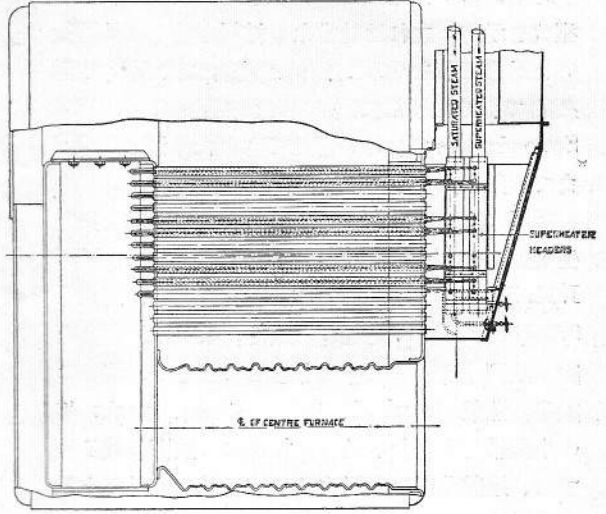
(b) 蒸氣過熱は恐らく蒸氣推進装置の能率を増す爲め使用さるべき最も重要な項目である。これは飽和蒸氣を有する高壓力にては、膨脹の後段にて蒸氣の濕度が増加する故、更に一層重要な

つた。過熱されたる高壓力は推進機關に適當なる變更を施し、秩序的に利用さるゝ時は、非常に優秀なる結果を與へる。然し斯かる變更を行はざれば過熱は往々失敗に終つた。

過熱の度合は、過熱器要部の位置及び配布に依

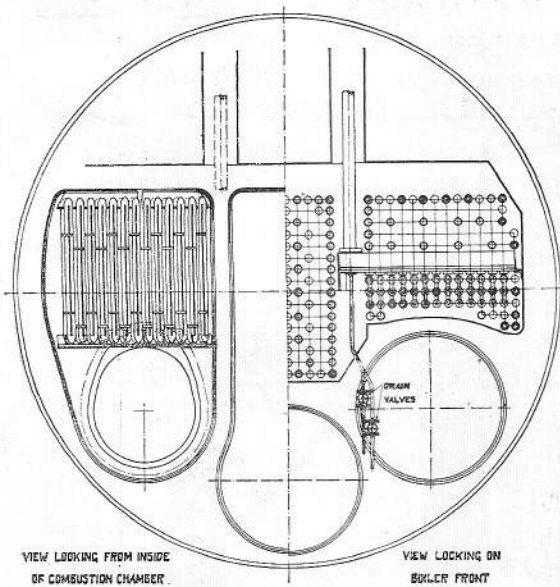


END VIEW ON FRONT OF BOILER



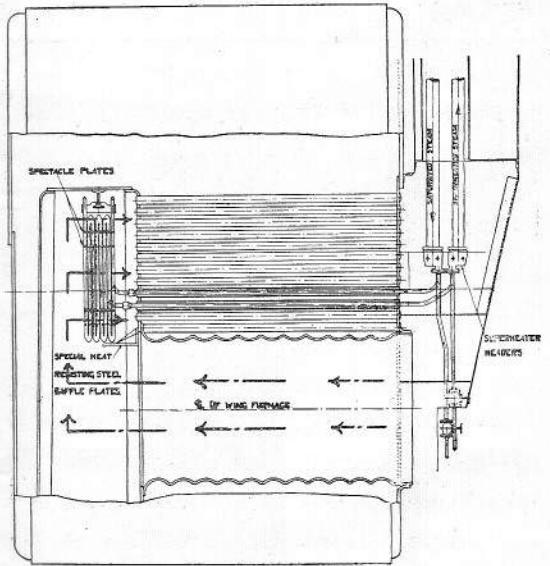
SECTION THRO' CENTRE FURNACE

Fig. 3. Modern North-Eastern Smoke-Tube Superheater with Extended Elements.

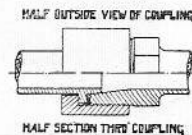
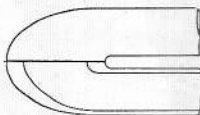


VIEW LOOKING FROM INSIDE OF COMBUSTION CHAMBER

VIEW LOOKING ON BOILER FRONT



SECTION THRO' WING FURNACE



HALF OUTSIDE VIEW OF COUPLING

HALF SECTION THRO' COUPLING

Fig. 4. Combustion Chamber Superheater of the latest North-Eastern Scotch Boiler Type.

る。挿圖は此の方面に於ける近來の發達を示す。Fig. 3 は要部が燃焼室内に突出して居るのを示す。而して過熱蒸氣は 625°F まである。此の型のもは往復機關でも turbine 機關でも、又重油専焼でも石炭専焼でも、共に非常に満足に作働する。Fig. 4 は過熱器の燃焼室内に裝備されたる型式を示す。之れは適當なる材料と他の設計特徴とを結合せしむれば、重油燃焼船には確實で耐久であるを證して居る。此の型式では、従來 Scotch boilers では不可能とせられたる溫度 700°F まで蒸氣を加熱することが出来る。

1908 年には Scotch boilers よりの過熱蒸氣を使用する遠洋船路船は 160 隻を超え約 108,000 I. H. P. であつたが、現在では 4,456 隻、馬力は 9,160,000 I. H. P. を超ゆ。是等の數字は、佛國を除く歐洲建造船の全部を包含して居るが、現在の數字は蒸氣 trawl 船、曳船、碎氷船、yacht 等の小型船をも含む。是等の推進には歐洲の或る國では、過熱蒸氣を使用するのが標準 practice と爲つて居る。

(e) Scotch boilers に於ける給水加熱は一層大なる注意を受けた。而して最近數年間により高き溫度に達した。近時の汽罐裝置にては、種々の型

式を加熱器を用ひ給水を 300°F まで加熱するのは普通である。之れには通例補機排汽系又は生蒸氣により受熱する。生蒸氣は主蒸氣系から供給さるか又は主推進器の中間部分から取らるゝ。又 funnel gases を利用して給水を加熱する種々の方法もある。著者は此の方法は更に一層の發達を迫るべきことと考ふ。

(d) 汽罐自身からの放射熱による損失を絶縁することは、他の部分の高溫度絶縁と共に、多大の注意を要する。

種々有效な絶縁材料があるが、之れを最初使用する時適當に防護すれば其の保存には殆んど費用は掛らない。然し此の方面の節約は他の問題と比較すれば輕少なものである。

(e) 壓力を増すこと自身丈で汽罐能率を改善しない。Scotch boilers の型式は近年に到るも大して變つて居ない。然し細部に於ては改良されて居る。使用壓力は設計及び製作上の困難より制限されて居るが、汽罐材料の改良により更に容易になるであらう。

(f) 給水濾過は現今では種々の濾過器により有効に取扱ふ事が出来る。重力式のもの、内部潤滑が少しでよい過熱蒸氣往復機關と一緒に使用さ

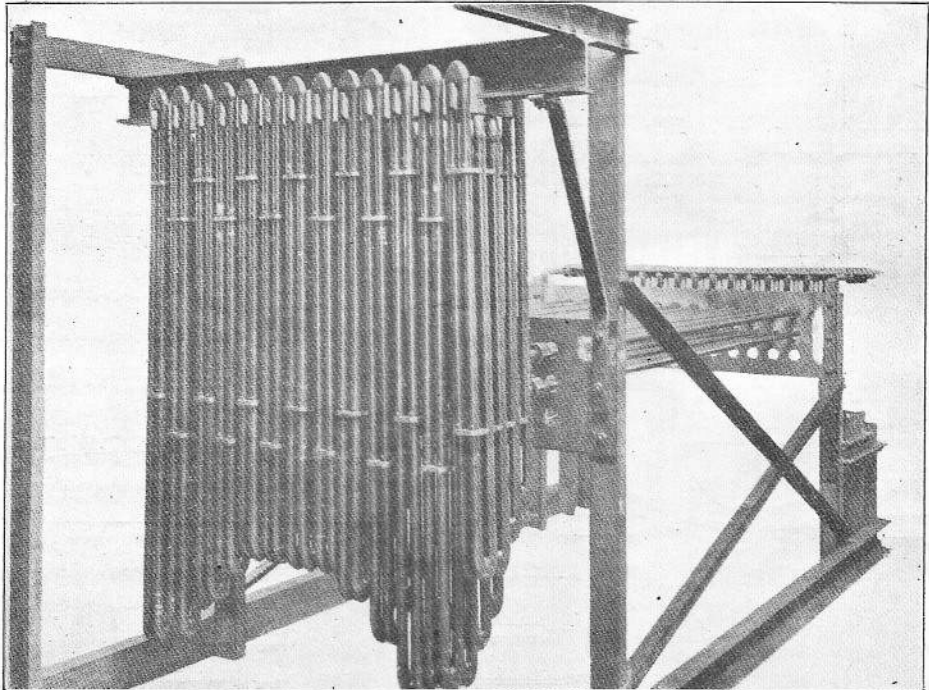


Fig. 5. Scotch Boiler Combustion Chamber-type Superheater Elements in Shops.

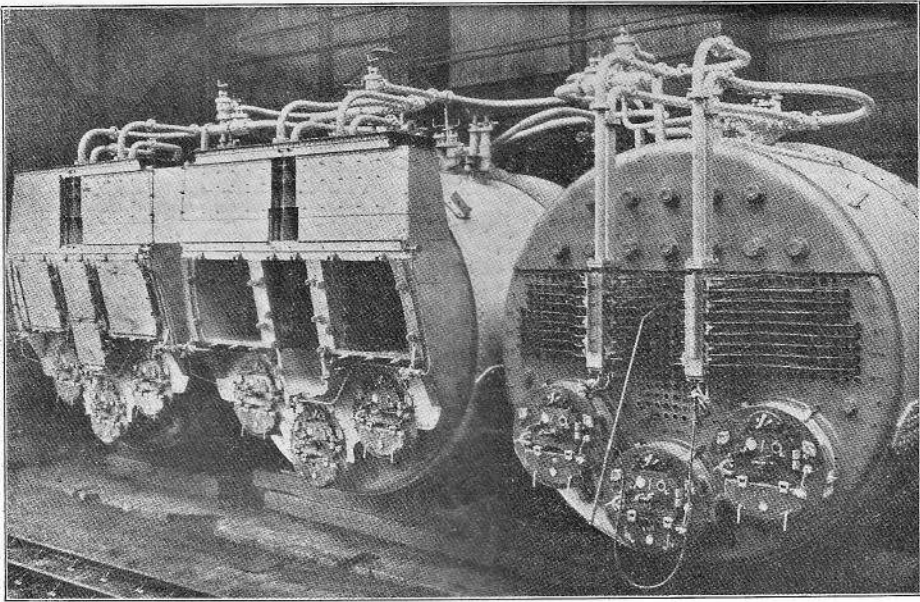


Fig. 6. Modern Oil-fired Scotch Boiler Installation with Air Heaters, Superheaters, &c.

るゝ時は工合のよいものである。此の種の濾過器の設計では何時でも容易に給水状態を検査し得る様に爲つて居る。又或る型式のものでは濾過用材料が塞まると溢水するから番人に確實に事實を知らせる。過熱往復機關に必要な特種の潤滑油の分量は、1日 1,000 I. H. P. に付き 1~1.5 pints と取る事が出来る。

Scotch boilers 用罐水の純粋度は他の型式の様に非常に重要なものではない。Scotch boilers を使用する時は、給水供給及管制は頗る簡単に取扱はる。同様に此の型式の罐は大分量の罐水及蒸氣の貯藏となる利益がある。

上記各點は、商船の多くの級に Scotch boiler が絶えず使用さるゝ所以と思考さる。

(g) 容積の問題は、送風機、循環器、蒸氣乾燥器等の如き使用能率維持装置以上に重要性ありと考ふべき事でない。火床棧や爐附屬品に對しては現今では酷烈な使用状態でも耐久的で有效なる材料が使用さるゝ。

新式方法を採用すれば、Scotch boiler は貨物船や世界商船の大部分を占める小型及比較的低速なる客船の服務に關し尙利益を示す事に就て著者は如上充分説明したと信ずる。(Y. T.)

船用汽罐の Priming

“Journal of Commerce.” Feb. 19, 1931. p. 3.]

Priming と罐水の高さ 今日に於ては、甚しい priming を起す様な事は無い。然し蒸氣が、罐水から鹽類を過熱器或は汽機に伴ふ程度の水分を含む事は有り勝の事である。廣義に解して、後者の現象をも、priming の中に含めるのが至當である。姉妹船の成績に優劣があつて其の原因の不明なる場合が屢々ある。而して論者の見る所によると、成績の優良なる船は、他の船よりも、よりよく乾燥せる蒸氣を作るからである事が多い。果して然りとすれば、priming に就て論ずるも亦徒爾であるまい。

priming の現象を物理的に考へると、其の原因は次の如くである。

蒸氣發生面の不充分なる事、水準の高い事、即ち汽積の小なる事、循環の不充分なる事、蒸騰率の大なる事、汽壓に對して容積の小なる事、

圓罐は一般に、火爐のある部分と、燃燒室竝に管のある部分と、汽積との3つの部分に、大略等分せらる。汽積は、之れで充分である。

然し乍ら、此の汽積は罐水の高さに依つて狭められる。第1に水面計は安全の爲に、水面計に水の表はれぬ時でも、燃燒室上には尙ほ 3~4 吋、

時としては、5 吋の高さの水がある様に取付けられる。之れは當直機關士の不熟練、不注意に依る故障を避けむが爲めである。然しながら實際に於ては、水面計に燃焼室頂部の位置を明確に示す装置を附し、夫れ以下の水準をも表はし得る様にした方が安全である。

第 2 に水面計の下部は、大きな長い銅管に依て、汽罐の底部に接続して居る事を忘れてはならぬ。此の管の水は冷却せられ収縮する爲めに、當直の終りには、水面計の水高が、罐内の實際の水準よりも、9~10 吋低く表はれる。此の様子が水面計に表はるゝまでに、燃焼室頂上には既に相當の水があり、更に水面計接続管内に於ける水の冷却に依つて水面が低く表はれる爲めに、罐内の實際の汽積は非常に減少する。

加之、海水を補給水として使用せし時の遺習として、多くの機關士は、機會のある毎に、汽罐に清水を餘分に満たし勝である。又試運轉に際しては、故障の突發を惧れて、總べての汽罐に、水面計の 3/4 或は夫れ以上の高さ迄充水するのが常である。然るに何ぞ計らむ、實際に於ては priming を甚しからしめ、罐水を急に失ふに過ぎぬ。而して priming に依つて罐水表面の scum が機關に伴はれ、其の爲めに吸罌、彈環、衛帶、或は turbine 翼に、如何なる結果を招來するかは想像に難くない。

最近主汽罐の取扱に對しては、非常に注意せらるゝ様になつたが、副汽罐に對しては、今尚ほ機會のある毎に、水面計一杯に充水せらる。其の結果、揚貨機竝に其の汽管が水分の爲めに腦まされる。

嘗て新造船が東洋からの歸航に、高壓汽管吸罌彈環が甚しく破損し、新らしい彈環を Gravesend 迄送つて、漸く河を遡らせた事があつた。此の高壓汽管吸罌には、4 本の Ramsbottom 彈環を装置してあつたが、航海に就くに當つては、次の航海に試験する爲めに、2 組の特種彈環、及び 1 組の Ramsbottom 豫備彈環を備へて居つたのに、尚ほ上記の様な不始末を演じたのである。而して碇泊後汽管を開放しても、其處には原因と認むべき何物をも發見しなかつた。處で此船の汽罐の水準は、燃焼室上に 5 吋の水がある時に、漸く水面計

に水が表はるゝ様になつて居つた。而して航海中には、罐水を水面計水高 5 吋に保つて居つた故、水面計接続管内の水の凝縮を考へると、罐内の水準が非常に高くなり、汽積が著しく減少せられて居つた事が想像出来る。其の結果始終 priming を起し、高壓吸罌彈環は常に汽管底に溜つた水を打つた爲め、上記の如き故障が起つたのであらう。其の後水面計を下げ、之れと汽罐との接続管を短くし、之れを熱の不良導體で包み、1 時間毎に水面計を吹かす事に依つて、彈環の故障を全く逃れる事が出来た。

Priming と油 priming の化學的原因に就て嘗て Dr. Splittberger は、石灰、曹達等を汽罐内に入れると、罐内に一種の鹽類が出来て、其の爲めに濕蒸氣が出来る。殊に汽罐が force される時に於て然りであると發表して居る。

priming は一般に foaming を伴ひ易い。之れは給水中に於ける油の爲であらう。鹽化 calcium、鹽化 natrium 等の存在は priming の原因になるが、油が存在すれば上記の鹽分と結び付いて石鹼を作り、foaming の原因となる事は明である。單に alkali 性の強い事は、食鹽の濃度の高い時よりも priming を起し難い。然しながら油があると石鹼をつくり、priming を起し易い。

次に軍艦の汽罐の priming に就て一瞥する。1 1/2 吋管を有する水管罐に對する海軍士官の經驗によると、『濃度程 priming に敏感のものは無い。復水器管に漏洩が起り、罐水の濃度が 1.0 になると priming が起り始める。然しながら此の程度では、罐水の水準を下げ塞汽弁の開きを減少すれば、尚ほ使用する事が出来る。所が、濃度が約 1.5 に達すると、最早、高速補機に使用し得る程度の乾燥蒸氣を得る事は出来ぬ』。

又汽罐製造者の言によると『水管罐に海水を補給水として使用しても、甚しい priming を起さずに、蒸氣の高發生率を持續する事が出来る。嘗て Penzance—Buenos Aires 間に於て、復水器が漏り、罐水を 1 gallon 當り 500 grains 以下の濃度に保つ爲め、連續的に罐水を blow off しながら航海を續けたが、汽罐には何等の異狀が無かつた。此の時の蒸氣發生率は、受熱面積 1 平方呎當り約 6 封度であつた』。

要之、一般に海水のみでは容易に priming を起さぬが、油が少しでもあれば priming を起し、且つ之れを防止する事は困難である。

復水器の洗淨 油の影響が、果して上記の如くであるならば、復水器の洗淨を等閑に附する事は出来ぬ、復水器の洗淨には、普通復水器に清水を充滿し、之れに曹達を入れて、相當の時間之を熱し、最後に之れを bilge に流出する。此の方法では管の間に残つた石鹼状の粕を完全に除く事が出来ぬ。勿論煮沸後、更に清水を加へて油分を含む水を溢出せしむると一層綺麗になるが、機關室は不潔になつて困まる。

復水器の洗淨には、Trichlorethylene が非常に有効である。約 5 gallon の容器に此の薬品を入れ、容器内にある管に蒸氣を通じて熱すると、約 186°F で氣化する。此瓦斯を空虚の復水器底に通ずると、瓦斯が復水器管に接觸して液化し、油分を溶解して再び下の容器に落下する。此の薬品は油よりも早く氣化するから、再び氣化して復水器に入る。此の様な事を繰返へして居る中に、復水器管が加熱せられ、遂には復水器内に灰色の霧が立ち昇り、器内の油は太陽に曝された雪の如く解ける。冷却面積 1 萬~2 萬平方呎を有する復水器では、之れを 1 時間も続けた後、容器内の管に蒸氣の供給を絶ち、冷却水を循環せしむると、瓦斯は急に液化して油と共に容器に歸り復水器は綺麗になる。

最近の復水器では、上記の様な洗淨法を必要とする程、汚れる事は無い様に思はれる。然しながら往復動補機の廢汽が主復水器に入るものにあつては、相當の油が伴入せらる。又此の洗淨法は、廢汽 turbine 及び過熱蒸氣を使用する往復汽機の復水器に適用出来る。

復水器管の現状 鹽が priming の原因であり、鹽が復水器管の故障に依つて罐内に伴はるゝ以上、復水器管の現状に論及するのは當然である。軍艦及び最近の高級商船には、銅 70、nickel 30 の合金を使用する。此の合金は有効であるが價格が高い。管の防蝕方法中、最も簡單にして有效なる事は、管の表面に自己防護の scale を生ぜしめる事である。而して之れが爲めには、銅 76%、亜鉛 22%、aluminium 2% の合金を使用すべきである。論者の知る範圍内に於ては、此の合金の不

結果に終つた事實を聞かぬ。cupro-nickel 管は良好であるが高價なる故、殊に最近の如き不況時に於ては、他の安價なる合金に依つて、同一或は夫れ以上の効果を挙げむとするのは當然である。勿論此合金の眞價を知るには、尙ほ數年の時日を要するであらうが、金屬協會腐蝕委員の試験に徴するも、其前途は有望である。又同委員の試験に依ると、70:29:1 の合金に 0.02% の砒素を加へると、亜鉛の溶解を防止し得るとの事である。故に aluminium の外に、若干砒素を加へる事も賢明なる方法である。aluminium を入れた管に於ても、屢々 dezincification の進行する事がある。復水器水室の入口に、2 吋心距に、直徑 1 吋の孔を穿てる板を装置し、且つ水室に大きな空氣管を装置すると、水の流を steady にし、空氣を驅除し、空氣の泡沫を小ならしむる上に於て有効であると認められる。次表は現在、aluminium を含む眞鍮管と取換へし復水器管過去の故障である。

船名	建造後の年數	取換へし故障管の全數	故障管 1 ケ年 平均	aluminium 眞鍮管と取換後の年數	aluminium 眞鍮管の故障
Adrastus	6	3,132	522	2	nil
Troilus	7½	1,520	203	2	"
Elpenor	11½	227	20	1½	"
Hector	4½	705	148	1½	"
Antenor	3½	92	25	1	"
Rhexenor	6½	208	31	1	"

此の paper は、priming に關する多くの智識を知らむが爲めに投じた一石である。論者は同一構造の機關が、同一の罐水を使用し、同一の石炭を使用し、同一の状態で動きながら、其の成績に優劣の生ずる原因に就て、説明を與ふる何等の文献に接せぬ。過去 17 年間、此の問題の爲めに惱まされた。今此の paper を通じて、多年の問題が解決せらるゝならば實に幸である。(T.Z.K.)

Diesel 機関の Supercharging

By G. J. Lugt.

“The Motor Ship” (英版) March 1931, pp. 562-563.

Diesel 機関に supercharge するのは A. Büchi 氏により初めて実用的なものとなつた。diesel 機関の速度は漸次増加する傾向がある。従つて機関の出力を増すに supercharging 法によるのは極めて好都合とせらるゝに至つた。

現存機関の改装

現存機関を改装して supercharging 式とするには機関に種々の変更を加へなければならぬ。従つてどんな船にでも直ちに改装が出来るものとは限らぬ。Büchi 式に改装するには現在の exhaust manifold を廢却して特別の manifold を取りつけねばならぬ不便がある。夫れ故 turbo-blower に依らず、而も turbo-blower に依ると同一効果を得る方法即ち前以て壓縮された空気を以て supercharge する方法に就て考へらるゝ様になつた。supercharge する機関即ち super-atmospheric engine を區別すれば、

- (1) turbo-blower により supercharge する機関。
- (2) 直接に supercharge する機関。

(1) は exhaust gas turbine により動かさるゝ、回轉式 blower を据附けた機関である。(2) は補助機関より power を取つて、電氣的に回轉式 blower を動かす様になつたものである。

熱的條件

壓縮行程及燃焼行程は (1) と (2) との間の熱的條件に先づ差がないと言へるが、排氣行程には少しく差がある。即ち turbo-supercharging の場合には exhaust gas の溫度が少しく高く、従つて排氣部には餘計の熱を radiate するものと考へらる。然し (1) に於ても (2) に於ても熱効率には大差なく、又燃料消費の點に於ても著しき差はない。

super-atmospheric engine では exhaust stroke の終に於て壓縮空気で scavenging を行はしめる。其の爲めに inlet valve と exhaust valve との overlap を atmospheric engine よりも大きくす

る。つまり inlet valve は早く開き exhaust valve は遅く塞まる。receiver から來る空気が、inlet に於ける壓力が exhaust manifold の壓力よりも大なる場合には inlet より exhaust manifold の方へ流れる。之は直接式の supercharged engine にありては殆んど總ての場合先づ、そうであるが turbo-supercharged engine の場合には必ずしもそうでなく、inlet より exhaust へ空気の方向を保たせるに特に注意を要する。exhaust valve の閉閉により exhaust manifold の中に壓力の高低を起し、scavenge 作用は exhaust manifold に於ける最低壓力の間しか起らなくなる。多筒式機関にありては壓力の高低は極めて短かい間隔に起る故、exhaust pipe を4氣筒位宛 2群又は 3群とし、180° 以上の間隔を以て1箇の manifold に排氣させる必要がある。これには cylinder に必要以上の空気を入れる必要がある。従つて blower 又は壓縮機の容量は cylinder に入れなければならぬ空気の量以上可なり大なる容量のものでなければならぬ。

壓縮空氣の送入

cylinder の中に壓縮空気を送入する他の方法として、suction は atmospheric engine と同様其の儘にし、suction stroke の終りに壓縮空気を送つて壓力を高める。此の餘分の空気が勿論小さい壓縮機で得られるが、cylinder の中で壓縮作用の始まる前に必要の壓力であらしめる爲めには、豫め高壓に壓縮されたものでなければならぬ。然し cylinder に壓縮空気を送入する爲めには power を要し、結局利益なしと考へらるゝ。

Werkspoor 式 Supercharging 法

第 3 の方法は Werkspoor 式 supercharging 法である。Büchi 式 supercharging を油槽船 Mirza 號の一部完成した engine に取付けようかと云ふ議が持ち上つた時に、之と全く同一型の 1 對の engine が他の油槽船 Megara 號に据付けられる爲め、engine maker より造船所に發送された。是等の engine を Büchi 式に改装する事は相當經費を要する故、今少しく經濟的にして而も Büchi 式と同一の効果を得る他の方法がないであらうかと云ふ事が所有者に問題となり、Werkspoor 式はどうかと云ふ事になつた。而して本式を採用しても引渡期日を延ばさずに済むと云ふ事

であつた。本式は cylinder の底部を閉鎖して suction と delivery の両弁を設けて壓縮機として使用する方法である。此の principle は 2 cycle 式には従来用ひられて居るが、4 cycle 式に用ひたのは新規の事柄である。2 cycle 式に於て cylinder の下側を換氣用壓縮機として使用する場合には、壓縮空氣の量がいつも不充分であるが、本式に於ては充分の空氣が得らるゝ。

Mirza 號の機関の陸上運轉に於て最初に Büchi 式に就いて試験を行ひ、次に turbo-blower を取り去つて Megara 號の cylinder の下部蓋と弁を取りつけて試験を行つた。兩試験の何れの場合にも同一馬力を發生し mean indicated pressure 約 125 lbs./sq. in. であり、機械的効率の差は Büchi 式の方が僅かに 1% 良好であつた。然し此の差は兩者の撰定上には極めて小さい數と云ふべきである。

其の後同一の supercharging 装置を有する機関が Colombia 號に發送された。Werkspoor 社と Werkspoor 式の製造權を有する工場とで、supercharger 附 6-cylinder engine 34 臺と同一 type の 8-cylinder engine 1 臺の注文を引き受け、Royal Dutch Shell Group 社注文の油槽船に据付け様として居る。

Werkspoor 式 supercharging engine の最も特長とする處は、cylinder の下底より piston を取り出す方法の簡易なる事である。silumin と稱せらるゝ alminium 合金で作られた 2 つの半圓狀の蓋丈けを取り去る丈けで、他の弁類、pipe 類は取外す必要がない。此の蓋は 1 人の力を以つて容易に取外し取付が出来る。一方の側には蝶番附蓋に硝子窓を設けた hand hole がある。蝶番附蓋は piston の締め付け bolt を檢視する事が出来る。硝子窓は機關の動作中覗いて、piston や stuffing box からの漏洩を容易に發見する事が出来る。半圓狀の蓋には cylinder の lubrication oil を受ける樋があつて、上部 cylinder に至る空氣と油が混合しない様になつて居る。樋に溜まつた汚油は compression pressure で吹きやられる故、上部 cylinder に油が紛れ込む事は殆んどない。若し atmospheric engine の mean pressure 95 lbs./sq. in. が普通であるとするならば、其の時の load に於ける空氣の重量と燃油の重量との割合は計算出来る。volu-

metric efficiency は 1 より小さく、suction stroke の終りに於ける空氣の溫度は大氣の溫度よりも高い。従つて空氣の正確なる重量は stroke-volume から計算したものよりも勿論軽い。上記 95 lbs./sq. in. よりも高い mean pressure に對する必要の空氣の重量は、上述の割合を constant として計算出来る。Fig. 1 に於て實線は燃焼に必要な空氣の

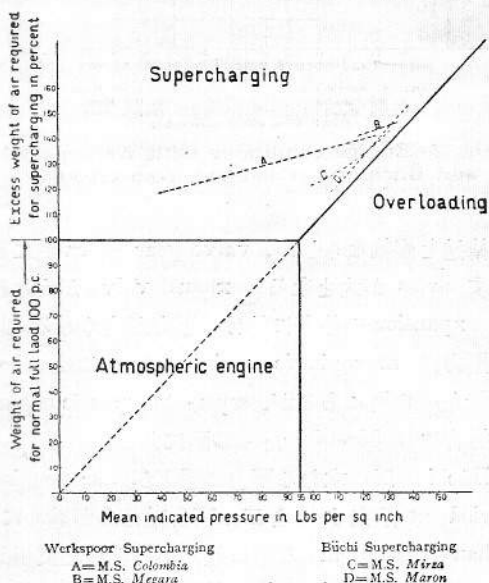


Fig. 1—Weight of combustion air required when supercharging.

重量が mean pressure の function として如何様に増加するかを示したものである。他の線は實際の船に就いて取つた重量を示したものである。

turbo supercharged engine の scavenging air が若し過剰であれば exhaust gas の溫度は下降し従つて exhaust gas が turbine に與へるべき heat energy が減少する。夫れ故回轉數が減じ空氣の量も減少する。且つ blower の出口に於ける空氣の壓力が低くなり、cylinder の燃焼に影響して mean pressure が低くなる。結局 exhaust gas の溫度が低くなる事になる。夫れ故 best condition を得る爲めには實驗的に確めねばならぬ。若し scavenging が inlet valve と exhaust valve とが開いて居る間に起るならば壓力の遞下を來す。瓣は出来る丈け resistance の小なる事が大切である故、atmospheric engine の場合よりも徑を相當大きくせなければならぬが、之は cylinder head

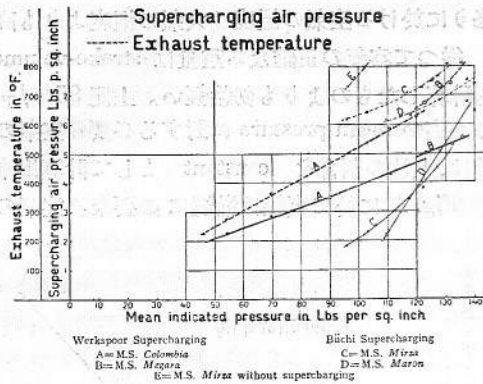


Fig. 2—Engine conditions with Werkspoor and Büchi supercharging respectively.

の構造を複雑ならしめ、valve gear や cam に及ぼす stress が大となる。exhaust valve が大なれば expansion の終りに於ける圧力が高くなる。此の圧力は atmospheric engine の場合には 35~45^{lbs./sq.} の間にあるが、super-atmospheric engine の場合には 55~65^{lbs./sq.} の間にある。

Büchi 氏は求むる圧力の遞下が scavenging period に存在すると云ふ事を確めんが爲めに、exhaust manifold の中に起る圧力の波を使用した。然し多筋機関にありて是等の波は間隔が餘りに短かく、低い圧力の間は scavenge 作用が起り得ない。それで Büchi 氏は各 manifold を 3 cylinder 又は 4 cylinder の exhaust を集め、壓力の波が少なくとも 180° の間隔に起る様にした。直接 supercharge する機関にありてはもつと簡單となり、全體の空氣の容積及燃燒の爲めの空氣と scavenging の爲めの空氣の割合は設計者により自由に撰び得る。exhaust は大氣壓に等しき故——exhaust manifold は適當に設計してあるとして——瓣の面積が幾分小さくとも、scavenging を充分なし得るだけの壓力遞下が常に得らるゝ。

直接式 supercharging の利益とする點は exhaust valve 筐に壓力の掛かる事なく、exhaust gas の漏洩する事がない。従つて漏洩防止の手段を講ずる必要がない。壓縮機を用ひて cylinder に送入する空氣の壓力を高めてやる方式にありては、inlet valve が最初の開きの間に大氣を cylinder の中に入れ、次の開きの間に supercharged

air を cylinder の中に送る關係上構造は寧ろ複雑となる。

然し turbo-charging は或る點に於ては直接式の supercharging に勝つて居る。即ち瞬間的の overload に對して適當なる supercharging pressure を自動的に加減する事が出来る。此の點は turbo-charged engine が特に陸上用として適する所以である。殊に突發的に高い load が起る場合に都合がよい。船用機關の場合には起りそうな最大 load に適應する様、supercharged engine の空氣壓を試運轉の際に豫め調整して置く事が出来る。回轉數が減れば壓力も減るが、turbo-blower の時程急速には減らない。blower の discharge pressure は load と回轉數とに比例するが、直接に動かさるゝ pump の discharge pressure は回轉數だけに比例する。此の場合には空氣の供給も消費も共に回轉數に比例する故、壓力は engine の變化する回轉數に於て一定であると言へる。然し回轉數が減り inlet main に於ける空氣の壓力が下り、scavenging air の relative volume が増加する。

supercharging engine の piston により消失せらるゝ熱は、總ての場合に於て atmospheric engine よりも大であり、且つ i.h.p. に略比例する事が陸上運轉の結果判つた。冷却用液體へ熱の傳導する割合は油冷の方が水冷よりも小さい。夫れ故油冷式 piston は水冷式 piston よりも高溫度に洒らされて居る譯である。夫れ故油冷式 piston の場合には特に注意が肝要である。無空氣式噴射法による supercharging engine に油冷を採用する場合には尙一層の注意を拂はねばならぬ。此の點より

TABLE I

	WERKSPoor				BUCHI		KATEAG
	M.S. MEGARA 6-cylinder 670 mm. Bore 1900 mm. Stroke	M.S. COLOMBIA 8-cylinder 760 mm. Bore 1400 mm. Stroke	M.S. MIRZA 6-cylinder 670 mm. Bore 1900 mm. Stroke	M.S. MIRZA 8-cylinder 670 mm. Bore 1900 mm. Stroke	M.S. MARON 6-cylinder 670 mm. Bore 1900 mm. Stroke	M.S. MARON 8-cylinder 760 mm. Bore 1400 mm. Stroke	M.S. AGAMENNON 6-cylinder 670 mm. Bore 1900 mm. Stroke Mechanical Injection
	A	B	C	D	E	F	G
M.I.P., lb. per sq. inch	125	125	125	125	125	125	125
R.P.M.	118	118	120	120	118	115	110
I.H.P.	2,840	2,840	6,100	6,100	2,840	2,610	5,500
S.H.P.	2,070	2,130	4,610	4,720	2,120	1,900	4,550
Mechanical efficiency, per cent.	73	75	75	76.7	74.5	70.2	82(7)
Supercharging air pressure, lb. per sq. inch	6.1	5.6	4.9	3.8	4.0	3.0	?

考ふれば假令油冷式の方が簡單で何となく、よさそうに見えても、水冷式の方が、より一層安全と言へる。

Table I は種々の試験の成績を示す。何れも 125^{lbs.}/sq. の mean indicated pressure を基礎としたものである。機械的効率の増加を勘定に入れて output の増加が 40% となつて居る。

上表に示せる数字を見るに Megara 號と Mirza 號の機関は改装されたものである故、表中の super-atmospheric working の他の機関と直接に比較するには不適當である。然し前述の如く實驗に供せられた機関は兩者同一型のものにして、1 つは Werkspoor 式 (A 行) を、他は Büchi 式 (E 行) を取付け全然同一の condition の下で試験を行つたものであれば、其の成績は興味を感じる。long stroke の機関は同じ馬力の場合に short stroke engine よりも一般に機械的効率が大であると云ふ點がある爲め、機関の型式が異つた場合には兩者の比較も亦異つて来る。

直接式 supercharged engine が turbo-charged engine よりも高い supercharging air pressure で働いた場合の成績を B, D 行に示してある。此の場合の cylinder の平均壓力を turbo-supercharged engine の平均壓力程度に縮小して行つた成績になつて居る。G 行は無空氣噴射法による機関の

に大體を示されて居る。此の場合の熱傳導は氣筒、氣筒蓋及吸鑄を冷却したる循環水(又は油)の全熱量を夫等の部分の總面積で割つて計算したものである。此の計算方法が正しいか否かに就ては勿論疑問である。

航海費用

Megara 號は Werkspoor 式 supercharging system を取付けた第 1 船であるが、爾來 2 箇年間就航して居る。磨耗の點では atmospheric engine と大差ない。即ち最近 7 箇月間に前後 2 回の入渠の間に cylinder の磨耗が liner の頂部で測り 1,000 時間毎に 3/1000' の割合を僅かに超ゆる程度であつた。然し此の期間 supercharging としての全部の利益を取得したのではなく、mean indicated pressure は僅かに約 105^{lbs.}/sq. であつた。之は燃料が船主の都合により 15 ton の消費量に制限されて居つたが爲めである。此の場合の消費量は此の load に於て 1 時間 1 s.h.p. に付き約 0.42 lb. と記録されて居る。此の數字は冷却水唧筒や油唧筒が總て main engine より直接動かされて居る場合の消費量である事を考へねばならぬ。exhaust gas により充分の steam が得られ、之を以て steering gear や steam dynamo や heating 等に利用された。前述の如く本船が第 1 年間に擧げた成績は、owner をして同一の機関を有する油槽船 18 隻を註文せしむるに至つた。

處女航海を漸く終つた計りの motor 船 Columbia 號の成績を云々するのは早過ぎるかも知れないが、處女航海の成績は極めて良好と報告されて居る。

Werkspoor 式に對しては從來汚れた cylinder lubrication oil が頂部氣筒に至る空氣の通路を塞いでしまうと云ふ不評があつたが、Megara 號及び Columbia 號の成績は之を完全に打ち消したと報告された。

Werkspoor 式を取付けた爲めの重量の増加は、機關全體の重量の約 4% である。値段は turbo-supercharging system の値段の約 50% で済む。但後者の價額中には foundation, extra piping 及び turbo-blower の附屬品を含んだものである。

(N.I.)

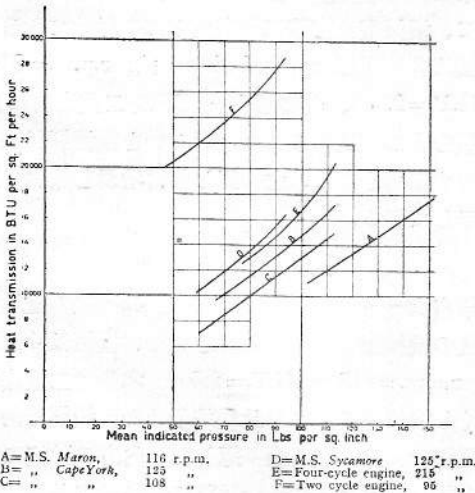


Fig. 3.—Heat transmission curves for various engines.

成績にして、機械的効率の高いのは空氣壓縮機の無い爲と言へる。若し壓縮機に吸収される energy が supercharged engine の i.h.p. の 5% とするならば、機械的効率は括弧内の數字に減る。

單位面積に何程の熱量が傳達するかには、充分の data がないが、各種の機関に就て Fig. 3

船内 Diesel 機械臺の損傷 と其の補強

By Dr. J. Montgomerie. "Shipbuilding & Shipping Record." Mar. 5, 1931. pp. 301-302.

内火機械の出現に次ぎ其の使用の急速なる増加につれ、造船設計家に種々の新問題を課することゝなつた。即ち首題に關する事項の如きは、單に造船家の注意を惹くのみならず、造機家にも注目に値するものと思はれる。以下述ぶる所は diesel 機械臺の形狀竝に其の構造に關するものである。

第一例——Fig. 1 に示すは長さ 355 呎の單螺旋機船 2 隻の機械臺を示す。機械は 4 衝單働式内火式機械である。發動筒 6、廻轉數毎分 115、軸馬力 2,200。本船機械臺に於て最初起つた故障は、臺の頂板と横向肘板との結合山形材の銚が緩んだにある。其の後度々繰り返し起り、圖に示す如き補強を行つた。即ち前後に續く gusset plate を附し始めて固持せらるゝに至つた。損傷は主として機械の後端に集中して起り、中 1 隻のものは建造後 6 年で別圖に示す如く全く臺を再製した。頂板の幅を以前より廣くし、横向肘板の脚を擴げ、且つ此の肋板間に intercostal girder を入れて補強した。

第二例——Fig. 2 は長さ 370 呎重油船の機械臺、機械は 4 衝單働 6 發動筒、r.p.m.=90、B.H.P.=1850。故障の様子は第一例同様であつた。肘板の銚が緩んだのであるが、圖に示す如く肘板の外方に山形材を副へて補強し、且つ所々の肘板を大きくし、尚ほ前後に通ずる鐵板を以て肘板と頂板とを結合した。之により損傷を免るゝことが出来た。

第三例——Fig. 3 は長さ 400 呎貨物船なる姉妹船 2 隻の機械臺である。機械は 4 衝單働 6 發動筒 r.p.m.=90、B.H.P.=1850。本船の場合は狀況を詳細に取調べる事が出来たので非常に有益であつた。本船は航海中機械が船體に對して揺れて居るのを發見した。特に機械の前部は後部に對して横向に相對的に運動して居るのを見た。多くの銚着部が緩んだ。遂に是等銚着部を相當増大する必要を感ずるに至つた。此の方法に依る補強を施した理由は、主として機械を取出すことを避ける爲めであつた。主なる損傷は bracket を頂板に取付

けた點にあつた。依つて此の部分に機械臺全長に亘り厚さ $3/4$ 吋の鋼板を附加した。斯くして完全に故障を防止し得た。

箱型機械臺

第四例——Fig. 4 に示せる機械臺は少し變つて居る。數隻の同型船に取付けたものであり、是等は何れも同様の仕事に従事した。船は普通の貨物船で長さ 400 呎、機械は 4 衝式單働、r.p.m.=95、B.H.P. 不詳。此の構造とした爲め故障は頂板直下のみに限られた。他は總て丈夫であつた。本型式の臺を採用したのは機械製造者の發案に依つたもので、其の理由とする所は、肋板を廣くして機械臺の根を張る普通の考によらず、機械臺の下の二重底の girder へ機械臺を取付けた方が、縱令幅を狭くしても臺を強固にすることが出来ると考へたのに由る。結果は此の考は臺の基礎に關する限り正當であることを證明したが、頂板の部分に於ては機械が全力を出すと頂板が水平に動いた。此の運動は機械の前部、後部及び中部に於て最も著しかつた。之が補強として頂板直下の構造物に電氣熔接を應用して完全に損傷を防止し得た。

第五例——Fig. 5 参照。單螺貨物船の場合であつて、機械臺は直接二重底内板に取付けてある。機械は 2 衝單働 opposed piston 式、r.p.m.=87、B.H.P.=2,900、此の場合機械下の二重底内に銚の緩むものが度々あつた。斯の如き機械据付法を採用する場合には、之に對し相當増銚を施す必要を示して居る。

双螺機船の場合

第六例——Fig. 6 に示す長さ 425 呎の重油船數隻の機械臺である。双螺を有し、機械は 4 衝單働、r.p.m.=115、B.H.P.=2,500。本船は二重底を高くし機械臺の高さを比較的lowめた。損傷は何れも同様で、且つ度々繰り返した。内方の肘板に補強を施し、尚ほ之に此の肘板の端に於て前後に通ずる tie plate を附した。同時に頂板の銚數を増した。後機械を取外し、機械臺の幅を増して再建し、銚銚數をも増した。他の姉妹船に同様に施行し好結果を得た。

第七例——Fig. 7 は長さ 425 呎商船 4 隻の例を示し、本船の機械は 4 衝複働 6 發動筒、r.p.m.=125、B.H.P.=2,800。此の場合興味ある事は機械

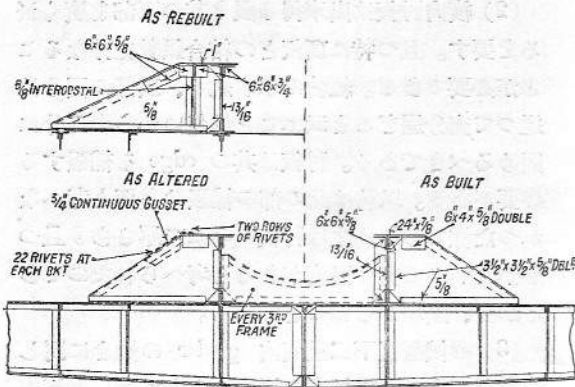


FIG. 1.

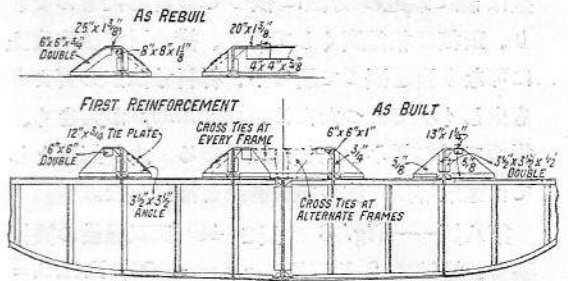


FIG. 6.

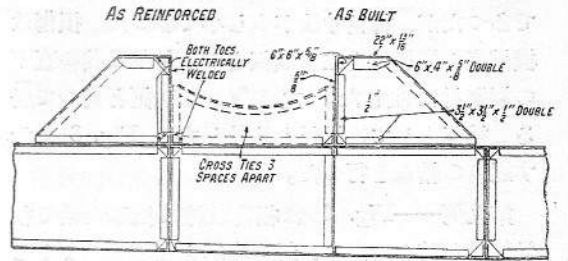


FIG. 7.

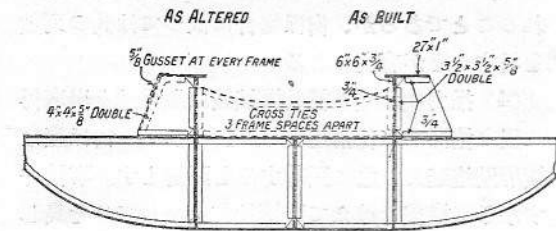


FIG. 2.

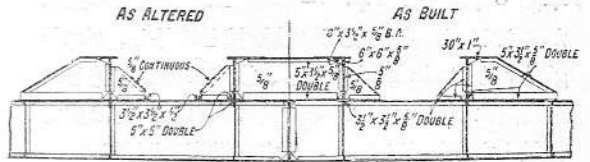


FIG. 8.

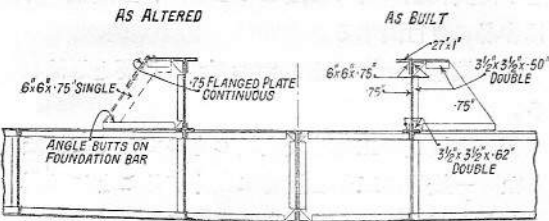


FIG. 3.

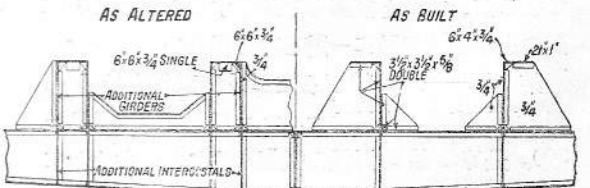


FIG. 9.

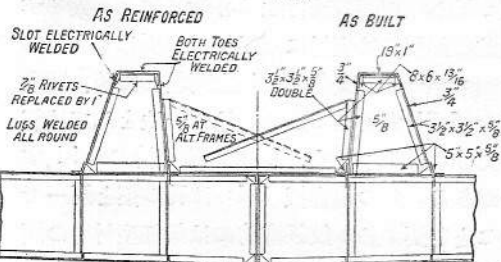


FIG. 4.

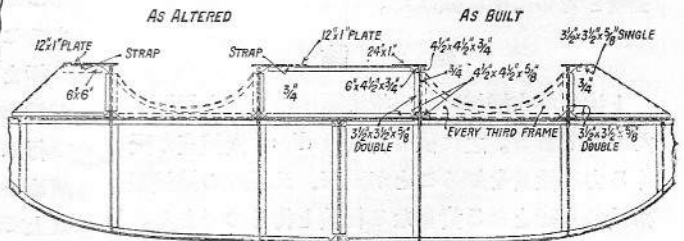


FIG. 10.

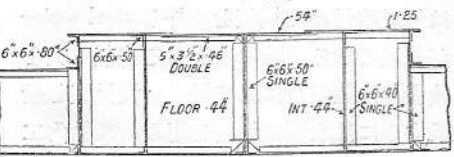


FIG. 5.

Detailed Drawings of the various forms of Main Engine Seatings on Motorships discussed in Dr. J. Montgomerie's Paper, showing the Modifications made to overcome the Defects which developed in the Original Design.

臺は總て最近の方法に依つて設計したものであり、頂板は相當廣くしてあり、横向肘板は内底上に可なり脚を張つて居るが、材料寸法が必要よりも少しく小であつたため、flexibility が大きく、従つて鉄の緩みを生じた點である。之が對策としては電氣熔接に依つて鉄着部を補強した。

第八例——Fig. 8 は長さ 440 呎双螺船の機械臺で、機械は 2 衝單働、r.p.m.=100、B.H.P.=4,000。第七例と同様機械臺の一般的計畫は良好であつたが、材料寸法が少し小であつた。損傷は機械臺の縦通材と二重底板との取付部及其の直下の縦通材に生じた。之は今までの例と異つて居る。補強としては機械を取外し之に Fig. 8 に示す通りの結合を行つた。

第九例——Fig. 9 は相當以前に出來た船で相當経験を積んで居り、最も参考となるものゝ 1 つである。船の長さ 450 呎の双螺船で、機械は 4 衝單働 8 發動筒、r.p.m.=120。工作は非常に宜しかつたが 10 年間使用の後機械を取外し、single girder を twin girder とし、横向に補強を施し二重底内に intercostal を縦向に入れた。尙ほ推力軸承と主機械臺とを一體とする様臺を延長した。其の結果最近最良の臺よりも一層丈夫になつたのであるが、右圖と左圖とを比較すると最近 15 年間の進歩發達の跡に一驚を禁じ得ない。

第十例——Fig. 10 は長さ 460 呎双螺商船 3~4 隻の機械臺で、機械は r.p.m.=110 で、B.H.P.=300。是等の船に同様の損傷を生じた。主として一般的に鉄の緩みを生じたものである。臺は機械を取外さず補強した。即ち肘板を大にし且つ頂板を繼ぎ足して横に擴げた。

結 論

上述は内火機械に依る推進發達の特性を展開したものである。之に依り吾人は diesel 機械臺の受くる力の性質を知ることが出來、又最近の機械臺構造の基礎となる貴重なる經驗を得るのである。之に基き將來機械臺の構造に對し、次の如き法則を樹立することは妥當である様に思はれる。

(1) 機械臺頂板は出來得る限り廣くする必要あり。其の幅は機械取付 bolt を取付けるに十分な幅を以て満足すべきでない。頂板の結合鉄數を充分に得ることを容易にするためである。

(2) 横向肘板は出來得る限り其の下部を廣く張るを要す。且つ特に頂板との結合鉄數充分なることが必要である。經驗の示す通り、頂部の固めは過つて充分過ぎると云ふことは無いから十二分に固めるべきである。肘板は其の edge を補強する必要がある。以前は此の部の補強は必要と考へなかつた様である。之は肘板のみにて厚さあり且つ形がよいので充分強度があると考へられたのであるから、無理からぬことである。

(3) 機械臺直下二重底内 girder の働きに對し注意を要する。機械臺の縦向 girder と二重底内の girder とは一垂直面内に置くことは普通行はれることであるが、尙ほ場合に依つては其の列數を増すことが有利である。

(4) 推力軸承臺と補助機械臺は主構造と出來得る限り協同する様構造する必要がある。尙ほ臺は横隔壁迄延長し之に固着するを至當とす。事情許すならば横壁を越えて連続性を保たしむるを良しとす。貨物船に於ては困難であるが、重油船にては容易に實行出来る。

(5) 縦通 girder 間の cross tie は不要と思はれる。

(6) 機械臺の工作は最上級のもので無くてはならぬ。一般的に工作を極度に良くすることには異論があるが、機械臺の場合には誰にも異論の無いことと思ふ。實際の施行法は各地方により異なるが共通點は鋼板又は型材には鉄徑より少しく小なる孔を punch し、臺各部を組立調整した後、要求の孔を drill する點である。他の一法としては假止に充分な孔を punch し、其の他は總て drill するのがある。此の場合假 bolt は孔の徑と同一であることを要する。鉸鉄直前には鋼板型材等の間に挿まる鐵屑、錐屑を完全に取除くを要する。之が爲めには一度取付けた鋼板を取外し steel feeler で行ふのが普通である。時には表面を空氣で吹き清める。後者は大陸で行はれて居る。機械臺を船臺上で鉸鉄するには水壓鉸鉄器を用ゐ、又船内工作の場合は出來得れば移動水壓鉸鉄器を使用すべきである。

(A. K.)

復水器管の進歩

伯林 Schiffbautechnische Gesellschaft にて發表
せしもの、要旨 “Shipbuilder.” March 1931.
pp. 194-195.

復水器管の腐蝕は、表面復水器發現以來の問題であるが、今日も尙ほ、未解決の問題である。

英國腐蝕研究委員會は、研究當初に、銅 70%、亜鉛 29%、錫 1% よりなる Admiralty 合金が、船用に適する事を發表した。此の合金の特徴は高温度の海水に對して、耐蝕性が大なる事である。其後、管製造方法の缺陷が、腐蝕に大なる影響のある事が明にせられた。Fig. 1 は其の適例であつて、管引抜中に於ける傷に基く腐蝕を示す。是等の缺陷は、製作器具を出来るだけ綺麗にする事、scale を落す爲めに生まし作業の度毎に etching を行ふ事、加工を高温の下にて長く行ひ、常溫に於ける引抜度數を少くする事等に依つて避ける事が出来る。又管の製造方法は別として、水室に於ける空氣の驅除、冷却水溫度の調節、碇泊中復水器に對する注意等も亦防蝕に對して必要な事である。

獨逸腐蝕委員會の報告に依ると、上記の様な方法を採れば、往復汽機に於ける復水器の腐蝕は、相當減少する事が出来たが、turbine 船に於ける腐蝕は依然として多い。夫れは turbine 機が高度の眞空を要する爲め、循環水の速度が普通の早さ、即ち 2½~4 呎/秒の 2 倍、或は夫れ以上に昇り、水中に含まるゝ空氣が、細く分離して渦流状態になるからである。

是等の故障から逃れる爲め、合金に夾雜物を含まざる様にする事、管の表面に coating を施す事等が行はれたが、一般的には成功しなかつた。錫鍍の如きも、却つて失敗を招くに終つた事もある。Fig. 2 は泥水を使用した場合の腐蝕を示す。之れを見ると、水中の固體の爲めに錫鍍が剥げ（圖中の黒線）、其の線に沿ふて錫と眞鍮との間に電氣作用が起り、腐蝕を大ならしめた事が判かる。經驗に依ると如何なる coating も機械的作用に耐へぬから、信頼する事は出来ぬ。

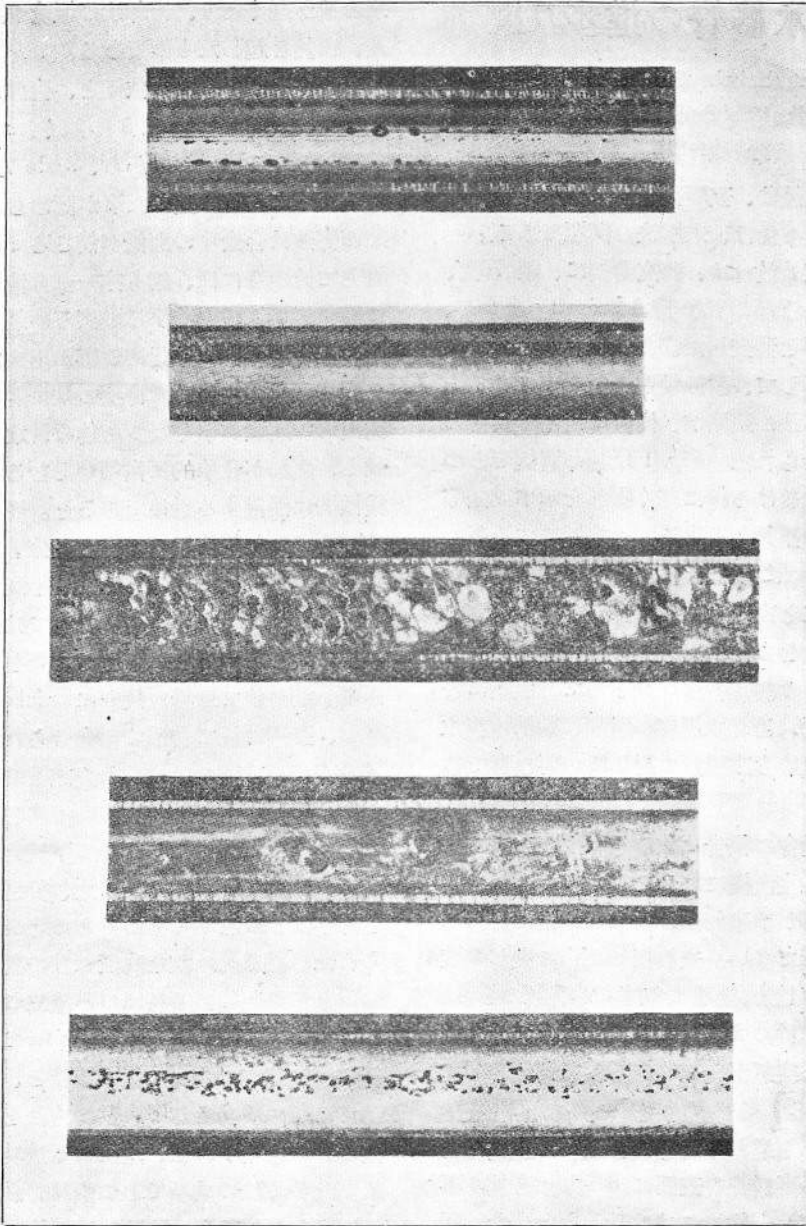
溫度の不當に高い事も亦腐蝕の原因に數へらる。之れは Fig. 3 に依つて窺はれる。此の管は碇泊中ふち壺が附着して水の通路を狭めし爲め、

水の流が遅くなり、冷却水の溫度が高くなつた爲め、腐蝕を起したものである。

英獨に於ける調査に依ると、腐蝕の状態が最近數年間に於て、Figs. 4, 5 の如く、scale の附着する窪みのある單一の穴から、scale なく、edge の鋭い小さい點蝕に變つた事が認められて居る。従來の腐蝕は合金中の亜鉛が侵さるゝのであつた、而して此の時には、銅も亦一部分溶解するが、夫は直に再び沈澱附着する。然るに最近の腐蝕には此の様な deposit を認める事が出来ぬ。之れを、英國腐蝕研究委員會では次の様に説明して居る。循環水の速度が早くなつた爲め、水中の空氣が分離し、之れが化學的に腐蝕せしむるのみならず、機械的に浸蝕する爲めであると。而して眞鍮の成分の中で、化學作用の旺盛なる分子即ち亜鉛が、問題を起す根源である事は、最早疑も無い所である。故に turbine 復水器に對しては、化學作用に抵抗の大なる金屬を以て造つた管を使用すべきである。茲に於て亜鉛の代りに nickel を入れた合金が、英國に於て初めて紹介せられた。最初此の種の管は、或ものは成功し、或ものは不成功であつた。然しながら其の後此の不成功は、製造法の缺陷、及び材料中に含まるゝ不純物に基くものである事が發見せられた。要之、製造に充分の注意を拂へば、成功するものであると云ふ事が明にせられた。然し此の様な高價の管の製造業は、需要の大なる豫想のある時にのみ成立つものである。

Eberswalde の Hirsch Kupfer 工場に於ては、既に admiralty 合金の復水器管を、高温の下に製造する事に成功せる故、其の方法を nickel、銅合金の管に適用すれば、之れにも成功する事が出来る。此の方法の成功であつ事は、最近まで admiralty 合金の管を、常溫の下で引抜きつゝあつた英國の大工場が、高温の下で行ふ様に變つた事に依つても裏書せられて居る。

管の引抜作用は、nickel、銅合金も亦眞鍮と同様に行ふ事が出来る。然しながら、鑄造及び生ましの方法は自ら其の趣を異にする。夫れは熔融點が 450°F も高いからである。又生まし作業を繰返へす中に、nickel 銅管に scale が出来る。此の scale は單に硫酸で洗つたのみでは除く事が出来ぬ。特別の洗淨法に依るか、否らざれば酸化を防ぐ爲めに、空氣に觸れずに生まさねばならぬ。



Figs. 1 to 5.

Note. Fig. 1 is at the top.

次に nickel、銅合金の成分の割合に就て一言せむに、nickel 含有量 10%、15% のものは良好であるが、四圍の状況の悪い場合には 20% のものに及ばない。今日では 20% のものが重用せられて居る。尙ほ 30% のものも多少使用せられ、40% のものさへ要求せられて居る。然しながら、nickel 含有量の多い程、純粹な合金を得る事難く、而し

て又最も純粹なる合金が耐蝕性最大なりとも云ひ得ない。

最後に復水器の設計の如何が、腐蝕に關係ある事も亦疑の無い所である。嘗て Mr. J. Johnson が英國造船協會の席上に於て、防蝕の爲めに、循環水の空氣逃出弁、stream line 狀の水室、水速度の制限等を擧げて居るが即ち是れである。然し是

等の外に、更に循環水の流を單一方向に制限し (single flow)、復水器を傾斜せしめて循環水の出口を入口よりも高くする事を附け加へ度い。若し循環水中に於ける空氣の渦流を避ける事が出来れば管の生命を非常に延ばし得る事は疑も無い事である。

若し夫れ nickel 銅管の生命に至つては、的確に豫想する事は出来ぬ。夫れは此の管が使用せられてから、日が尙ほ淺い爲めである。(T.Z.K.)

推進器の直徑及回轉數變更に依る推進効率の變化

Variation of Efficiency of Propulsion with Variation of Propeller Diameter and Revolutions.

By D. W. Taylor.

"Shipbuilding and Shipping Record."

March 12, 1931. pp. 334-337.

以下述ぶる所の實驗は、總て華盛頓水槽で行はれたものであつて、Table I に記載した様な主要寸法を有する排水量 9,600 噸、長さ 400 呎の船の 20 呎模型に就いて行つたものである。Fig. 1 には其の線圖及船尾の形狀を示して置いた。實驗は總て單螺旋とし、14 節の速力に對し毎分回轉數を 60, 80, 100 及 120 の 4 種類選んだ。推進器は何れ

も相似形で、其の平均翼幅比は 0.25、翼厚係數は 0.05 である。其の展開翼形は軸に接する橢圓形即ち Froude 形である。言ふ迄もなく實船の推進器に於ては翼厚係數は皆變るのであるが、0.05 として行つた結果との開きは實驗誤差以内だらうと思ふ。上記各回轉數に對し 3 箇の 4 翼推進器を計畫し合計 12 箇の推進器を製作した。

船殼效率に關しては、實驗の主目的が之れを求め且つ其の變化を考究するのにあつたのであるが、推進器を計畫するに用ひた値は一定とした。即ち伴流率 $w=0.253$ 、推力減少率 $t=0.196$ 、從つて船殼效率 $=1.076$ であつた。

基本速力 14 節に對する各回轉數に對して設計した 3 箇の推進器の中 1 箇は、船殼效率を上様の様にした時に推進器單獨試驗で最大推進器效率を與へる様なものを選んだ。之れを中型推進器と稱する。次の 1 箇は大型推進器と稱し、直徑を更に増し螺距を小さくしたものであつて、從つて單獨試驗では其の效率は前者に比し約 1% 低下する。第 3 のものは小型であつて、直徑を小さくして螺距を大きくしたもので、中型に比し效率は同じく 1% だけ悪いと思はれるものを選んだ。以上 12 箇の推進器の寸法は Table II に示してある。

Fig. 1 には推進器の前後位置を示し、80 回轉の、中型推進器 No. 1010 は實線で示され、60 回轉に對する最大推進器 No. 1006 と 120 回轉に對する最小推進器 No. 1017 とが同時に記入してある。模型船は Table II に示した 12 箇の各推進器を附して自動推進實驗を行つた。最後の附録に現在米

TABLE I—400-FT. SHIP. 20-FT. MODEL.

	Ship.	Model.
	Ft.	Ft.
Length on l.w.l.	400	20
Beam extreme on l.w.l.	56.5	2.825
Mean draught	22.6	1.130
Trim	Even keel.	
Block coefficient	0.658	0.658
Longitudinal coefficient	0.671	0.671
Midship-section coefficient	0.98	0.98

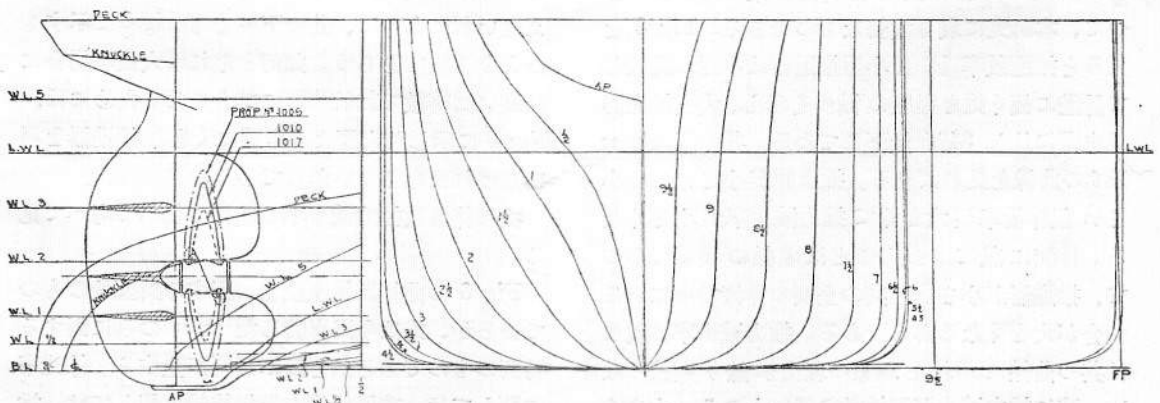


Fig. 1.—Body Plan and Stern Arrangement of the Model of the 400-ft. Ship with which the Experiments were made.

TABLE II.—TWELVE PROPELLERS FOR 400-FT. SHIP.

Speed for all	14 knots.											
	60			80			100			120		
R.P.M.	60			80			100			120		
Type	Large.	Med.	Small.	Large.	Med.	Small.	Large.	Med.	Small.	Large.	Med.	Small.
Model Basin No. ..	1006	1007	1008	1009	1010	1011	1012	1013	1014	1015	1016	1017
	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.	Ft. in.
Diameter	22 7	21 3	20 0	19 0	18 0	17 0	16 9	15 11	15 2	15 3	14 6	13 9
Pitch (uniform) ..	20 5	21 4	22 2	16 2	17 1	18 0	13 6	14 5	15 4	11 7	12 7	13 4
Projected area, sq. ft. ..	175.1	151.3	130.7	125.1	109.6	95.4	98.9	86.9	76.9	83.0	73.2	63.7
Projected area, ratio ..	0.438	0.426	0.414	0.444	0.432	0.420	0.449	0.437	0.426	0.454	0.442	0.430
Pitch ratio	0.905	1.005	1.105	0.854	0.952	1.055	0.806	0.905	1.010	0.761	0.864	0.970

All propellers uniform pitch, ogival blade sections, hub diameter 3 ft. 4 in.
Mean-width ratio = 0.25. Blade thickness fraction = 0.05.

國水槽で行つてゐる方法に従つて軸馬力の計算法の概要が記載してある。然しあらゆる水槽が之れと同一係数を用ひてゐる譯ではなく、又米國水槽も以前には今此處に書いたのと同一係数を用ひてはゐなかつた。原文には 12 の自働推進實驗の成績が 12 の圖面で示されてゐるが、其中 60 回轉と 120 回轉に對する分だけを第 2 圖から第 7 圖迄に示して置いた。軸馬力曲線と、毎分回轉數曲線とは實驗して得た値が點で記入してある。此の毎分計畫回轉數は一定船殼係数を基として求めたものであるが、此の船殼係数は一定でないことが判つたが、然かし計畫回轉數との差は大して大きくはない。是等の曲線に共通な點は 15 節と 16 節との間で回轉數曲線が急に上向きとなり、失脚が増し、推進效率が下つて來ることである。模型船の推定有效馬力曲線を見ると、略ぼ同一速力で急に上り始め、線圖の斯様な速力に不適當なことを示してゐる。

Fig. 8 は 15 節に對する成績を集めたものであつて、本研究に最も大切なものである。Fig. 8 を見ると推進效率 (e) は小型推進器は中型に比較して計畫に極く近き程度の減少を示し、大型推進器は中型に比し 34% 低下してゐる。其の原因は w 及 t の曲線を見れば判る。推進器が小さければ小さい程伴流率が大きくて推力減少率が小さくなる。伴流に就ては此のことは當然の現象であつて、推進器が小さい程其の全圓の伴流の中にある割合が大きくなるからである。推力減少率に就ては其の曲線に現れた現象の理由が餘り明瞭でない。特に推力減少が回轉數の低いところで大きくなる理由は不明である。然し乍ら推力減少の變化

は實驗の範圍内では伴流の變化よりも遙かに小さい事だけは確かである。

効率曲線を見ると小型推進器で回轉數の高いものが表面上利益の様に見えるが、然し或る程度以上に回轉數を増す時は推進器の大小如何を問はず其の效率は必然的に低下することが判る。Fig. 8 はあらゆる場合を含むものではなく、之れは單に無風、平穩で船底清淨な時のみを論じてゐる。120 回轉では小形推進器は中形と殆んど同一効率を示してゐるけれど、實地技術者は Fig. 1 の小形推進器 (Model 1,017) を見て之れを採用することを好まぬであらう。夫れが又正當なのである。Table III は 15 節に於ける 60 及び 120 回轉の 2 組の推進器の眞失脚を比較したものである。斯様に高い眞失脚では風、荒海及び船底汚損等による附加抵抗に打ち勝たねばならない場合に、120 回轉に對する推進器は 60 回轉に對する推進器よりも損失が多い。就航状態では大概の場合 Fig. 8 の如き 15 節の効率曲線は其の最高値は回轉數 80 を超えない所にあつて、其の下り方も Fig. 8 に示すものよりも急であらう。如何となれば大概の場合には高い回轉數で就航状態に適合させるためには、Fig. 8 に示した大型よりも更に大きな推進器を用ひなければならぬからである。

次に伴流及推力減少率の變化に就いて考へて見る。

Fig. 8 の曲線は模型全體に對する典型的のものであるか、或は今回實驗した lines のみに對する特別のものであるかと云ふ疑問が生ずる。伴流率に關しては、普通船型の單螺旋船に對しては、推進器の直徑を減すると共に伴流率の増加すること

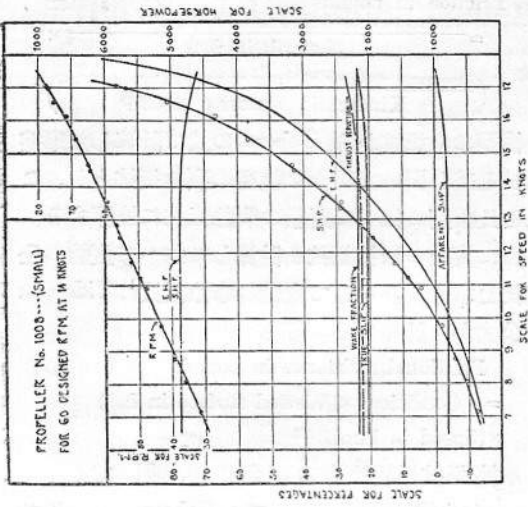


Fig. 2.

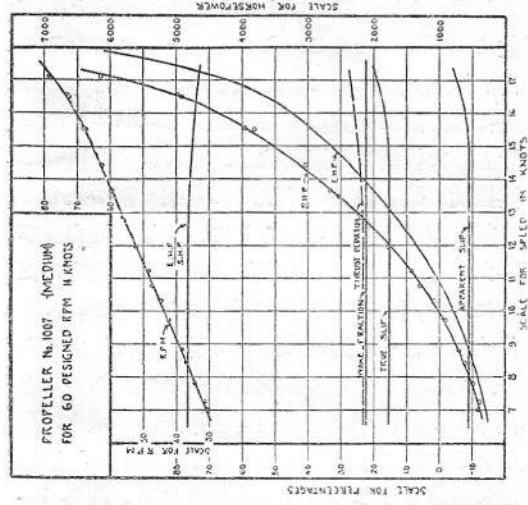


Fig. 3.

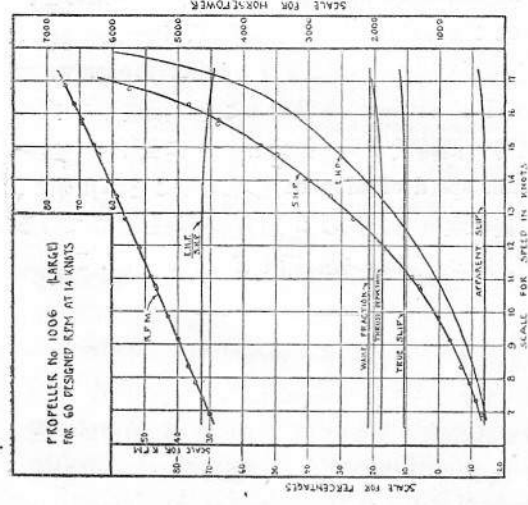


Fig. 4.

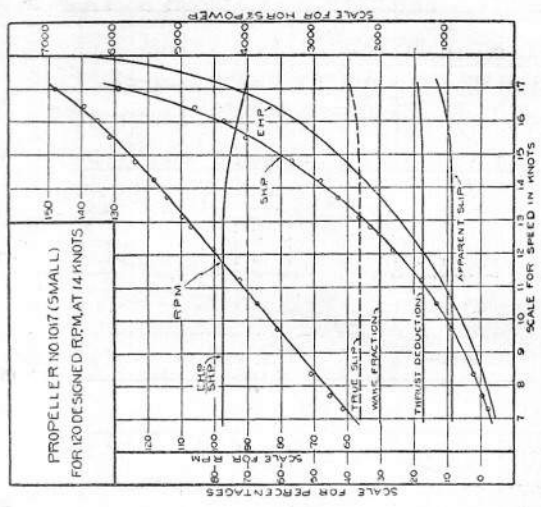


Fig. 5.

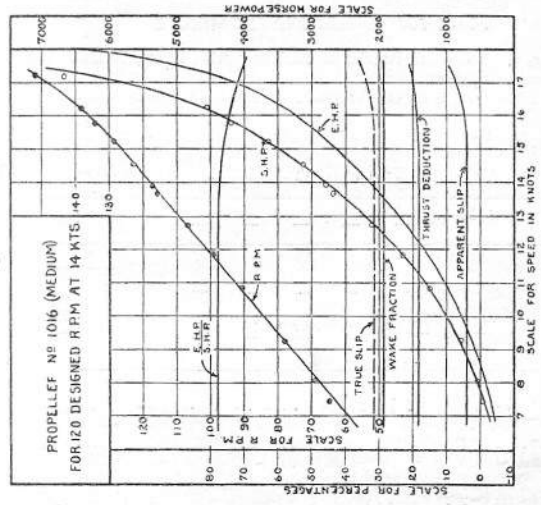


Fig. 6.

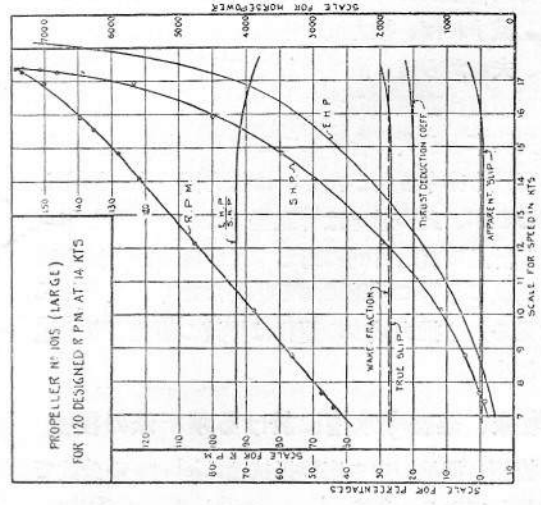


Fig. 7.

Fig. 2 to 7.—Results of Self-Propulsion Tests. Actual Trial Spots are shown on the S.H.P. and r.p.m. Curves.

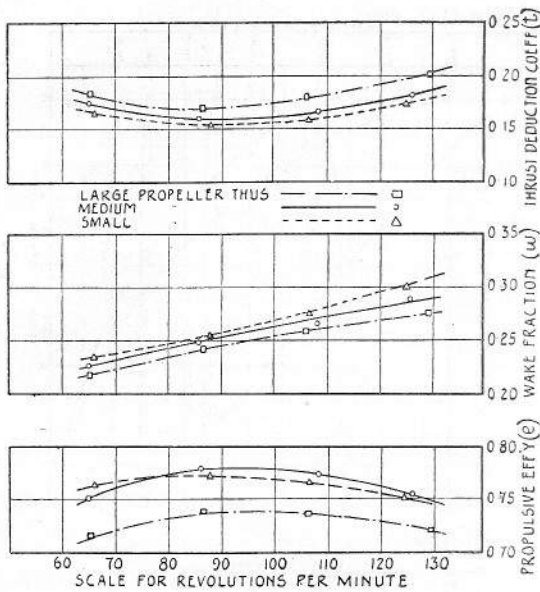


Fig. 8.—Estimated Results at 15 Knots with Large, Medium and Small Propellers. The Variation in Thrust Deduction is much less than the Variation of Wake Fraction.

TABLE III.—TRUE SLIPS.

Basic r.p.m.	60	120
	Slip Percentages.	
Large propeller	11	26
Medium propeller	15	31
Small propeller	21	37

は一般的のことである。推力減少率に就ては餘り明瞭でない。3つの型に就て考ふるに、大型推進器は常に其の推力減少率が最大であるが、然し若しも回轉數別に考へて見ると、回轉數を増して直径を減すれば、推力減少率は初めの中は低下するが、夫れから後は漸次増加して来る。之れに影響する項目は直径のみではないらしい。多分回轉數と失脚率とが共に含まれてゐるものと思ふ。船尾の形狀も亦今度用ひたものは推力減少率に影響してゐるが、此の船尾は普通型ではない。然し乍ら幸ひ計畫の實際目的に對しては伴流及推力減少率を前以て非常に精確に知る必要はなく、又 Fig. 8 に見る如く推力減少の變化は伴流の變化よりも遙かに少い。

附録、華盛頓水槽に於ける解析法の梗概

模型の抵抗の中の摩擦抵抗は Gebers の公式で計算してゐる。即ち

$$\text{Friction in pounds} = \frac{0.013205 (\text{wetted surface in sq. ft.}) (\text{speed in knots})^{1.875}}{(\text{Length in ft.})^2} \times \left(\frac{\text{Kinematic viscosity of water at temperature F of test}}{\text{Kinematic Viscosity at } 50^\circ\text{F}} \right)^{1/8}$$

模型の全抵抗から Gebers の式で計算した摩擦抵抗を差し引いた残りを模型の剩餘抵抗とし、これを比較則に依つて實船の剩餘抵抗に換算する。之れに實船の摩擦抵抗を計算して加へて實船の全抵抗を求める。そして實船の摩擦抵抗は Tideman の公式から計算する。即ち

$$\text{Frictional resistance in pounds} = a \text{ Coefficient} \times (\text{Wetted surface in ft.}^2) \times (\text{Speed in knots})^{1.83}$$

摩擦抵抗係数は今の場合は 0.0091 である。Eggert 大佐は實船に對しても Gebers の式を用ひた方が可いと云ふ意見であるが、さうすると抵抗係数は .013205 であるから大分大きい値になる。

自働推進實驗に於ては、或る速力で曳行する際に曳行動力計には其の速力に對する Gebers の式で計算した模型の摩擦抵抗と、相當速力の實船の摩擦抵抗を船と模型の寸法比の 3 乗で割つたものとの差を荷重せしめるからして、實船の推力及び回轉力率を得るには、模型推進器で求めたものに直ちに比較則を應用すれば可いことになる。

推力減少は一定速度に對して計算した推力から同一速力に對する船の抵抗を差し引いて求めることが出来る。伴流率は船の速度と推進器の水との關係速度との差で求められるものであるが、推進器の前進速度は 2 つの方法で求められる。即ち behind test の時の回轉數、回轉力率及び推力と、open test の時の成績とがあれば、同一回轉數で、同一回轉力率を出すに要する推進器の open-water speed of advance を決めることが出来る。或は又同一回轉數で同一推力を出すに要する open-water speed of advance を求めることが出来る、華盛頓水槽では此の 2 速力の平均を用ひてゐるが、此の 2 速度の差は殆んどない。(T. I.)

Simplified Propeller Design

"The Shipbuilder." March 1931. pp. 182-183.

實驗結果から得た standard series に依つて行ふ所の推進器の計畫は常に求むべき寸法の1つを推定せねばならず、そして此の推定寸法と云ふものは常に最大効率を正しく與へるものでないのであるから、通例 trial and error の方法であり。如何なる場合も各種の異つた値で試験するだけである。普通の範囲内では例へば pitch ratio が 0.8 ~ 1.2 と云ふ範囲内では非常な單純化が出来る。直ちに條件に依つて認められる最大効率を與へる所の pitch 及び直径を得る様なことが可能である。

表示方法は詳細の點では異なるが、如何なる standard series の主要材料も或る與へられた pitch ratio 及び disc-area ratio に對して slip の値の範囲内での吸收力量(發生力量)係數曲線と効率曲線とを含んで居る。今先づ注意を單に1つの disc-area ratio に限ると、此の disc-area ratio は或る特別なる裝備の型には既知量として考へられるものであるが、或る單純化と云ふことが、Froude が $x-y$ 表示法でやつた様な解析的の形で pitch ratio に依る發生力量の變化を示すことに依つて出来る。是れでは總べての pitch ratio に適應せる所の發生力量係數の單一なる曲線と、通例の効率の series の曲線を其の儘にして置く。然し乍ら不都合なことには2つの變數は設計の仕事に對して適當ではない。何故ならば双方とも不明量の pitch ratio と直径とを含んで居るからである。然し乍ら一寸考慮する事に依つて、各 pitch ratio と云ふものは唯1組の條件にのみ適合することが判かる。計畫者は單に各効率の曲線上の1點のみを考へれば可い。そして是等の群の推進器に關しては pitch ratio 及び working slip-ratio と云ふものは此の2つの間に非常に單純な相互關係の有る様に變り、發生力量は勿論非常に簡単に表される。

普通設計に際しての既知量は推力 T 、推馬力 H 、回轉 N 及 speed of advance V である。定むべき因子は直径 D 及 pitch P である。Froude の常數は $x = NP/V$ 及び $y = C_1 HP/D^3 V^3 (21+p)$ で、此處で C_1 は常數及び $p = P/D$ である。普通の

slip ratio の範囲内の $s = 0.25 \sim 0.40$ では關係式は非常に $(y/x^4)(21+p) = C_2$ に近くなる。 p は特別の slip ratio に對して適當なる値を與へられる。即ち $(1-1.013/x)$ 。縱令へ $(21+p)$ 夫れ自身が常數に近くとも之は別に大したことはない。實際の値と云ふものは

$x = 1.37$	1.46	1.62
$y = 0.0015$	0.002	0.003
$p = 1.2$	1.02	0.82
$C_2 = 0.00946$	0.00964	0.00967

x 及 y の値を代入すれば之れは

$$HV/P^3 D^3 N^4 = C_3 \dots\dots (i)$$

$$\text{そして } TV^2/P^3 D^3 N^4 = C_4 \dots\dots (ii)$$

$$\text{又 } T(1-s)^2/pD^4 N^2 = C_5 \dots\dots (iii)$$

之れは $V = NP(1-s) \div 1.013$ を代入したものである。

此の最後の關係式は次の知られて居る近似式と比較する事が出来る。

$$T/spD^4 N^2 = C_6 \dots\dots (iiia)$$

之は實用上には $s(1-s)^2$ が考へて居る範囲内で一定であるから等値である。

今 s 及び p の相關聯せる値(最大効率を與へる)は既に記述してあるが、之は直ちに次の如きものであることが判る。

$s = 0.38$	0.31	0.26
$p = 0.8$	1.0	1.2
$sp = 0.304$	0.31	0.312

sp の値は實用上に一定と見て宜しいので、結局

$$T/N^2 D^4 = C_7 \dots\dots (iv)$$

之は非常に簡單なる關係式で、常數が定まれば直径を推力及び回轉數のみから定めることが出来る。此の程度の近似式では speed of advance は中に入つて來ない。

Froude の 1908 の series にのみ特別の關係を以て論議されて居るが、之と同時に之は更に他の standard series にも適用出来る。(iv) 式の常數の値は推進器の型式と disc area ratio に依るものである。

$x-y$ の値に戻つて (iv) 式の常數の値を求めると、次の事が判かる。

$$p(21+p)y/x^2 = H/VBN^2 D^4 = C_8$$

B は Froude の blade factor である。各値は次

の如くなる。

$p = 0.8$	1.0	1.2
$x = 1.635$	1.47	1.37
$y = 0.0031$	0.00205	0.00149
$C_s = 0.02025$	0.0209	0.0210

常数の平均値は 0.0208 である。 D は常数の 4 乗根に従つて變化するものであるから、此の平均値を常数の値と推定しても、之による誤差は總ての pitch ratio に對して 1% 以下であるであらう。

普通使用されて居る單位 (V は節、 T は呎) を用ふれば

$$H/V = T/326$$

であるから、

$$T/BN^2D^4 = 0.0208 \times 326 = 6.78 \quad (\text{iv a})$$

blade factor が 0.12 に對しては推進器は 4 つの楕圓形翼の 0.45 の disc area ratio を充用する。

$$T/N^2D^4 = 0.814 \dots \dots \dots (\text{iv b})$$

$$\text{又は } D = 1.05(T/N^2)^{\frac{1}{4}} \dots \dots \dots (\text{v})$$

更らに一般的に

$$D = 1.05(0.12T/BN^2)^{\frac{1}{4}} \dots \dots (\text{v a})$$

D は呎、 T は呎で N は 1 分間の回轉數である。

pitch ratio を定めるのに近似的的關係式として既に記した $sp = \text{const.} (0.31)$ を用ふると、

$$s = 1 - 1.013V/NpD = 0.31p$$

$$p = 0.31 + 1.013V/ND \dots \dots \dots (\text{v i})$$

V 及び N は知られて居り、 D は既に定められてある。

(v) 式及び (vi) 式を一緒にすると、

$$p = 0.31 + 0.965V(TN^2)^{\frac{1}{4}} \dots \dots (\text{vi a})$$

此の式は pitch ratio を最初の量の項で與へる。

$B = 0.12$ に對しては更に一般的に

$$p = 0.31 + 0.965V(0.12TN^2/B)^{\frac{1}{4}} \dots (\text{vi b})$$

標準の値が 0.45 から異なる場合は、一寸した修正が disc area ratio に依る効率の變化に關して行はれるべきであるが、然し之は大して重要のものではない。

此處に擧げた型式の推進器に關する實際の効率に關しては、此値は $(0.98 - s)$ に非常に近いものである。同じ disc area ratio を有する 3 翼の推進器では、此の値は $(0.99 - s)$ である。面積の修正は大體 disc area ratio が 1.2 の pitch ratio に對して 0.1 の變化があり、pitch ratio が 0.8

に對して 0.015 であるものに就ては大約 0.005 であり、面積の増加は効率を減ずる事になり、又此の逆が成立つ。

一例として 8 節の speed of advance で 105 回轉で 56,000 呎の推力を與へる様に要求された推進器を採ると、(v) 式は次の様である。

$$D = 1.05(56,000/1.05^2)^{\frac{1}{4}} = 15.75 \text{ 呎}$$

(vi) 式から

$$p = 0.31 + (1.013 \times 8)(1.05 \times 15.75) = 0.80$$

$$P = 0.80 \times 15.75 = 12.6 \text{ 呎}$$

これは Froude に依つて face pitch の 1.02 倍として與へられた effective pitch の解析である。此のものは夫れ故 12.35 呎である。故に結局の寸法は 15.75 呎 \times 12.35 呎の 4 翼の disc area ratio 0.45 のものである。slip は上述の如く 0.38 で効率は $(0.98 - 0.38) = 0.60$ である。

上述せる適用は單に pitch ratio 0.8 から 1.2 迄の範圍に就て行はれたが、若しも如何なる場合の optimum pitch ratio でも、是等の値外であれば直ぐ表示されることは記憶すべきである。そして若しも其の背離の量が際立つて居るならば、普通の設計法が使用されるのである。場合に依つて何等かの理由で pitch 又は直径の何れかを制限する必要な場合には、(i) 式の $P \times D = \text{const.}$ であるのが眞に近い事を示す。そして pitch 及び直径は得られた optimum の値から此の關係式によつて少許の効率の損失で修正出来る。此の方法が同時に又回轉の變化による寸法及び効率への影響を與へる。

(S. R.)

The Hotchkiss Internal-cone Propeller

"The Shipbuilder." March 1931. pp. 180-182.

1927 年に案出せられたる internal-cone 推進器は、現在では 12 箇國 4 政府に使用せられて居る。螺旋推進船 Archimedes が Gravesend から Portsmouth 迄宣傳航海を行つて以來 91 年の歳月の間數限りない所の internal 及び hydraulic の良い型式を作らうとする努力が盡された。之れは螺旋推進器と云ふものは贅物であり又破損勝ちであ

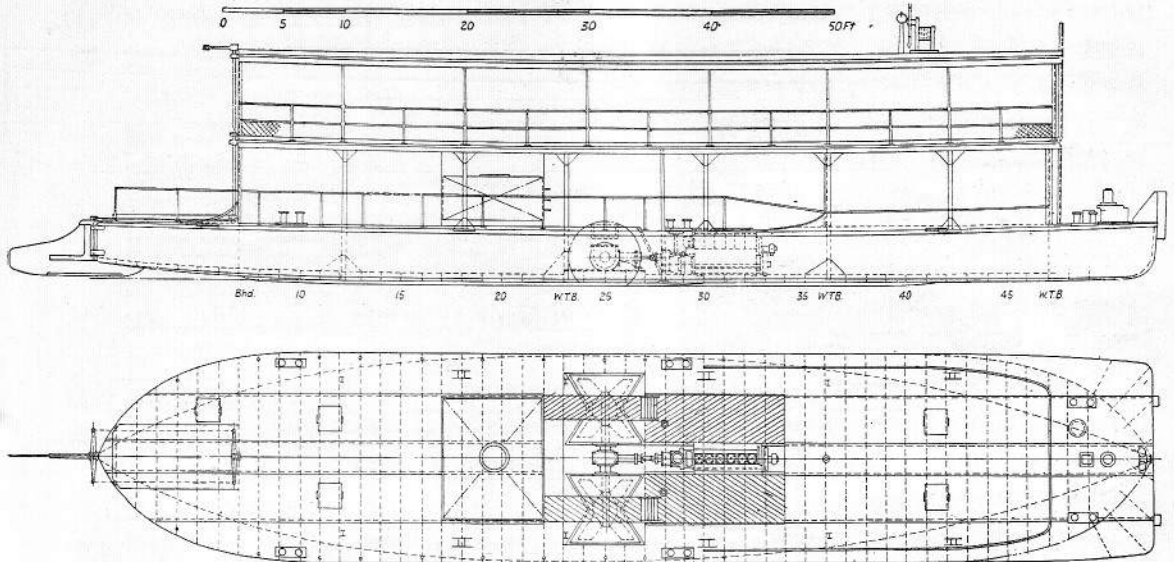


Fig. 1.—Shallow-draught Vessel, 86ft. long, with Hotchkiss Internal-cone Propellers.

り、装備の困難、吃水に對する特別なる要求、振動及船體の stream-line action との干涉などを起し易いものであるからである。一方 internal-cone 推進器は先づ第 1 に浅吃水船の推進用に使用される事になつた。例へば、Board of Trade の旅客用 launch、Drainage Board eroding vessels、Government towing launches 及び 60 呎までの遊覽船等である。理想的のものとしては電氣推進船への適用である。

Sudan 政府の依頼に依つて提供せられたる浅吃水艇の計畫は Fig. 1 に示す如きものである。同政府は既に此の型の推進法に依る 2 隻の launch を有して居る。船體の形は tunnel screw 又は stern-wheel の推進のものに比して良好である。此の船の主要目は次の如きものである。

長さ	86 呎 6 吋
幅 (moulded)	17 " 6 "
深 (")	4 " 3 "
24 吋全吃水に於ける排水量	56 噸

此の船には Gleniffer diesel 機關の 90/120 馬力のもの及び 4 箇の 72 吋の徑のある Hotchkiss 複式 internal-cone 推進器を裝備することゝなるであらう。100 馬力に對して 1 噸の靜的推力に依つて速力は約 1 時間 9 哩であらう。後進速力は 1 時間 7.5~8 哩で、旋回圈は 180 呎であり、燃料搭載量は 10 噸である。Fig. 2 は此の船より幾

分小さな (6) 呎長さ) の船に取附けられた推進器であつて、此の力量は 40 馬力である。

大型の新式船では機關力量を推進器に傳へる爲めには 1600 呎ばかりの軸が使用せらる。之れは此のものに附隨する軸承、基臺、tunnel 等を入れると、非常に多額な重量になり又費用になる。船尾管の周りの困難なる肋骨構造及び外板構造、A 型の bracket 等々、夫れから推軸承、是等のものが比較的簡單なる推進器の必要なる隨伴物であるが、之が全體を複雑なる装置にしてしまふ。夫れ故に是等のものは推進器に對して經濟的に部分品であり一部を形成するものでありと考へるべきものである。

Fig. 3 は螺旋の代りに internal-cone 推進器を取附けた大型船の大略圖である。其の船の主要寸法は次の如きものである。

長さ	648 呎
幅	66 "
深	40 "

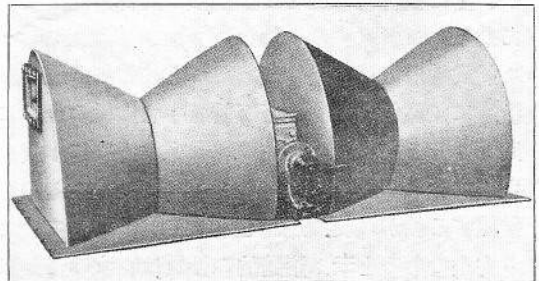


Fig. 2. 40 H.P. Double Internal-cone Propellers.

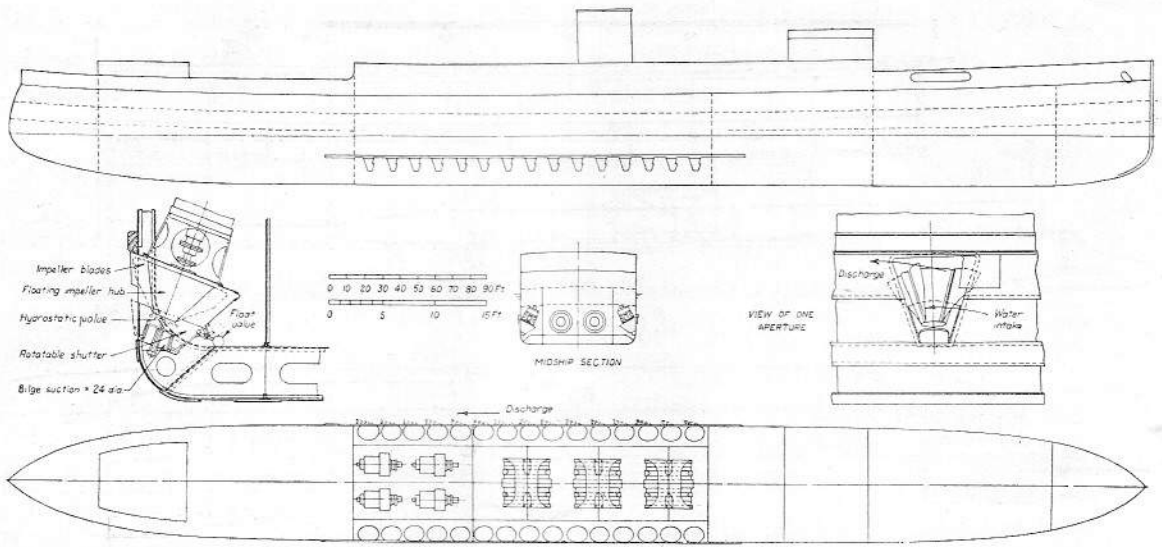


Fig. 3.—Proposed Scheme of Cone-electric Propulsion for 648-ft. Vessel.

此の船は 25 節の速力に計畫せられてあつて、各 cone は其の最大直径 12 呎にして長さ 8 呎ある。cone の数は 30 箇で、各々獨立の電動機に依つて作動せられる様になつて居り、總計で 32,000 S. H. P. 有り、各舷に 15 箇づゝ裝備せられる。30 の cone は其の發生力量が 69 呎の直径の同型の cone と等しい。巨轉と推力とが 1 つの cone に依るものは、其の cone の前後又は線上に他の cone を置いても干渉せられない。各單位は 1 つの cone 推進器から成立つて居り impeller は電動機から吊下げられてあり、此の電動機には ball bearing が使用されてある。之れに依つて側方の推力は起らず水壓から來る推力は圓錐狀の圍壁面に働く。管制としては船橋から、巨轉に依る轉舵及び前後運動に依る速力管制をすることの出来る輪に依つて成される。輪の前後運動は通例の電動機の管制に依つて前進及後進の速力を管制する。輪を右舷に廻すと右舷側の電動機の電流を斷つが、更に極限まで廻せば電動機の巨轉方向が反對になる。

舵及舵取機械を全く廢めること。管制が舵取裝置系に無關係であり、略ぼ船體中心の軸の周りに巨轉させる力は、合理的の舵取方法と共に本式の主張する點である。戰時に際して此の式のものゝを裝備する船が螺旋推進器を附せる船に比べて、より安全であると云ふ附隨的の性質は、水の音が無いと云ふ事である。此の水音は螺旋推進器に取つ

ては、敵潜水艦の水中聽音機に對して近接の警戒を與へ易いものである。

多分此の推進器を使用する最も重要なる理由は、非常の際に bilge を空にするに推進力量の大部分又は全體を使用出來ると云ふことである。船體内の水は其の推進效力の大部分を發揮させつゝ、且つ pump out させられる。夫れで此の型の推進器を裝備して居る船は主機械が作動せる間は實際上沈まぬものと考へられる。bilge の吸出は内徑 24 吋の管と同等のもので、之は Fig. 3 の cone の有る圖に示されて居る。bilge 排出裝置は自動的のものである。船體内の水の水準の二重底上のものは float を持ち上げて巨轉する shutter をゆるめる。此の shutter が海水との連絡を斷つて居るのである。pumping load が無くなると電動機の巨轉が漸次増加して、船の喫水から來る水壓に對し充分排出する丈の遠心力を與へる。水壓瓣が開いて而して bilge の排水が行はれる。若し cone が船内に入らうとする水に打勝つと、船内の水準が減じ float が沈下して shutter を closed の位置から弛りて廻し open の位置に戻す。仰筒の排水作業が行はれて居る間も相當に大なる推進力は尙ほ得られ、船の行動力は有效である。

主張せらるゝ利點は次の如きものである。

- (1) 高い推進効率。
- (2) 良好なる操縦力。
- (3) 舵なき所の巨轉及操縦。

- (4) 推進機械の全力量に依る自動的 bilge 排出。
- (5) 振動及び racing の皆無。
- (6) 損害に對する信頼及び自由。
- (7) 機械的優秀及摩耗のなきこと。
- (8) 水音の無いこと。
- (9) 獨樂の運動に依り横運動に對する排出水流の抵抗に依る横動搖の防止。
- (10) 防火、冷却其の他の目的に壓力水を供給すること。
- (11) 小部分の統一。
- (12) 機械の一部分を以て速力の遞減を行ひ、此の際螺旋推進器の如く drag を生ぜざること。

明かに電氣推進は一般的に小船舶には使用されて居らぬ。併し乍ら略述せる理想的配置は internal-cone 推進器に關して行はれて居らぬ。然し此の事實にも拘らず此の船は螺旋推進船と競争出來、一般的有用さと効率の記録に對しては更に望むべき事は無い。

internal-cone 推進器の適當なる寸法のもの、1 馬力に對する推力は、良好なる充分に水に浸つて居る螺旋推進器に期待されるものより増加することが出来る。そして夫れ故に推進効率に關しては、上述せる形式のものは一番良好なる螺旋推進裝備の推進効率より良いであらうと思はれる。

此の形式の證明に於ける理論的主張は次の如く摘記さる。

- (1) 此のものに作用する水量は幅の狭い船の船尾に附けた螺旋推進器に作用するものより大であることが出来る。
- (2) 船尾に於て stream-line の干渉が無い。
- (3) 唧筒の如く internal-cone 推進器の効率は螺旋推進器を同様に唧筒と考へれば、之より高い。

現在の cone 推進器の應用に際しては、便利な裝備法に依つて cone の寸法を制限するため（機械的簡單さのため 2 箇のみが使用せられる）、之れに對應する螺旋推進器のものに比べて非常に小さい discharge area になつて居る。全體の効率が螺旋推進器の夫れと等しい様な場合には、internal-cone 推進器は其の高い唧筒効率のため良好となる。

小さい裝備機械には便宜のため bevel gearing を使用するのが好ましいことは留意すべきである。此の損失は又同じく全結果に於て高い効率を示す如く良好である。現在小船舶に使用されて居る 1 つの複 cone の代りに比較的小なる 30 箇の單位で置き換へることは、discharge の断面に關しての條件を反對にして internal-cone 推進器に有利なる様になる。終局の適用は機會のあり次第成立するが、internal-cone 推進器は漸次に終局の適用に向つて進んで居る。そして淺吃水船の推進に對して都合よく受入れられて居る。此の型式に依つて得られる淺吃水船の使用上の特に利益のものは厄介物から免れること、綱や塵からの纏れの無いこと、良き可逆性能及推力の中央に來ること、及び bilge の排出の性質である。總て是等の利益は 100 呎の長さの船までの推進を cover する所の統一せる單位の中に保證せらるゝものである。

(S. R.)

電氣熔接々手の強度

The Strength of Arc-welded Joints.

By F. R. Freeman.

"Engineering," Feb. 1, 1931. pp. 192.

鋼材の電氣熔接は今や廣く一般工業界に普及せられ、修理並に建造兩方面に盛に應用されつゝあり。而して電氣熔接に依る接手の強度は、鋼材の材質と熔接部分の材質との彈性並に其の他物理的性質に依りて影響せらるゝこと大なるを以て、或る種の鋼材と熔接棒とに依りて構成せられたる接手に就きての強度試験成績は、必ずしも他の異なる材質に依る接手の強度を決定する上に於て之を直ちに適用すること能はず。茲に於て是等の影響を研究する目的を以て 1930 年に英國の Messrs. Dorman, Long and Co. に於て能力 1,250 噸の大型試験機* に依りて、實物大の電氣熔接々手の強度試験を施行し、熔接部の形と長さ、被熔接材の幅と厚との關係並に熔接棒の種類の影響等を研究せり。以下之れが成績を述べんとす。

實驗に使用せし被熔接材及び熔接棒の種類次の如し。

被熔接材：—

* "Engineering" Vol. CXXII, 1926, p. 134 参照。

British Standard Specification No. 15 による open hearth steel にして、破断力 28~33T/□", C=0.2, Mn=0.5, P=0.04, S=0.03 なるものなり。

熔接棒：—

- (1) Quasi-Arc mild-steel (C=0.11, Mn=0.5, P=0.034)
- (2) Quasi-Arc uranium (C=0.11, Mn=0.13, P=0.046)

以上の中 熔接棒は主として Quasi-Arc mild steel を使用せり。

實際上熔接に依る接手は次の 3 種に分類することを得。

- (1) 縦方向の熔接、即ち熔接部分が主に縦方向に沿ひて shear を受くる場合。
- (2) 横方向の熔接、即ち熔接部分が tension 又は 横方向に沿ひて shear を受くる場合。
- (3) 突合接手の熔接、即ち熔接部分が純然たる tension 又は compression を受くる場合。

是等の接手に就きて行ひたる 実験の結果により、次の如き結論を得たり。

(1) 縦方向に熔接せる接手の場合 (Longitudinal Fillet)

接手の長さ 1" 當りの破断力は 熔接の深さが 1/2" 迄は其の深さに比例することが知られ、次の如き結果となる。

熔接部の深さ	熔接の長さ 1" 當りの破断力
1/4"	3.2 T.
3/8"	4.8 "
1/2"	6.4 "

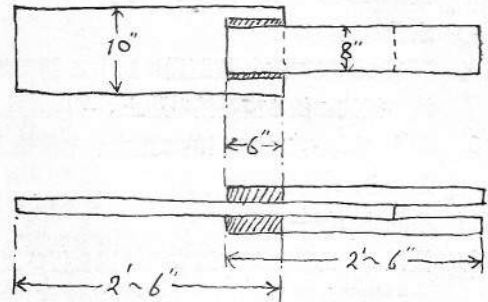
熔接部が大きくなると其の深さに比例して許容し得べき荷重を減少せしむべきものなるも、幾何の量丈減少すべきかを決定するに足る 実験を行ふこと能はざりき。

然れ共以上 実験結果に依る 數値は 試験片なる 接手と同じ寸法の割合を以て造られたる 接手には適用することを得、尙 熔接部の深さよりも被熔接材の厚さ大なる場合に對しては上記 數値は 高き安全率を有するものなり。

又 熔接部の長さが長くなるに 従ひ 1" 當りの強

Fig. 1.

試験片



度は幾分減少する傾向あるも、此の減少率は極く僅にして上記強度を示す數値には影響なき程度なり。

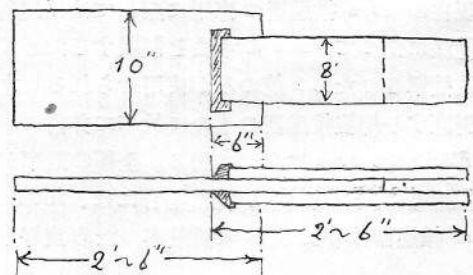
尙 tension の場合と compression の場合とは強度は略相等し。

(2) 横方向に熔接せる接手の場合 (Transverse Fillet)

此の場合の 実験成績は 縦方向に 熔接せる場合に比し 確實性に 乏しきも、結論としては此の種の 熔接を使用する場合には、熔接の 兩端に 熔接部分の長さの約 1/10 丈の長さの 縦方向 熔接を 併用するか、然らずんば 横方向 接手の強度の計算には 熔接部の 兩端に於て 熔接部分の長さの 1/10 丈は 計算に加へざるを 至當とす。次表は此種の 接手に於ける tension に對する 破断力を示すものなり。

Fig 2

試験片



熔接部の深さ	熔接の長さ 1' 當りの破断力
1/4"	5.4 T.
3/8"	8.0 "
1/2"	10.7 "

熔接部分に対する使用荷重

熔接部の深さ	縦方向熔接		横方向熔接	
	inch	T/inch	inch	T/inch
3/16	0.75	1.20	1.20	1.60
1/4	1.00	1.60	1.60	2.00
5/16	1.25	2.00	2.00	2.40
3/8	1.50	2.40	2.40	2.80
7/16	1.75	2.80	2.80	3.20
1/2	2.00	3.20	3.20	

又 tension の場合と compression の場合とは強度は略相等し。

(3) 突合接手を熔接せる場合
(Butt Weld)

突合接手の熔接の強度に就きては更に研究を積まば之を高め得る見込あるも、現在の所次に示す強度以上は期待し難し。

熔接棒の種類	被熔接材の厚	破断力
Mild steel electrode	5/8" 以下	16 T/σ"
Uranium electrode	"	20 "

本実験の結果は被熔接材の厚さ 5/8" 以上の場合に対する適當なる資料を求むるには未だ不充分なるも、被熔接材の厚さが 5/8" 以上になるとも両面に熔接さへ施さば、厚さ 1" 迄は上記と同様の強度を保ち得るものと思考す。

一實用上として突合接手の熔接部の兩端を熔接によりて被ふか、或は他の適當なる方法に依りて兩端の部分に補強し置くことは、大に望ましきことなり。

Fig. 3

試 験 片

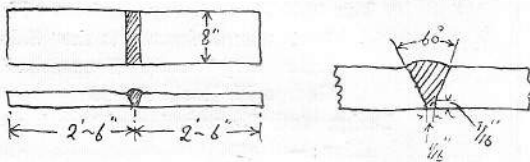


Fig. 4



必ず復列熔接を使用せざるべからず。此の場合兩熔接部間の距離は熔接の深さの 12 倍以上なるを要す。(vi) 長さ 1/2' 以下の熔接は強度の計算に加ふべからず。(vii) 突合接手の熔接には一般に補強を要す。然らざれば計畫強度としては tension 及 compression に対しては 6.5 T/σ", shear に對しては 4.5 T/σ" を採らざるべからず。(M. O.)

以上述べたる所は本実験の概要なるが、之を要するに大型構造物に電氣熔接を應用するに至りしは比較的日尙淺きを以て、之が強度計算には工作法の影響を考慮して安全率を高く見込むことは止むを得ざる所にして、此の際安全率は約 3/4 と見て使用荷重を決定するを適當とす。

tension 及 compression を受くる熔接部の使用荷重次の如し。

雜 錄

內外雜誌重要表題集

內地雜誌

外國雜誌

雜誌名	表題、著者、頁
鐵	統計的に見たる鹽基性平爐作業、帆足有志夫、449-456
と昭五 和月 鋼六 年號	艦船用D鋼板の製造に就いて、前田元三、464-484 熔融状態に於ける鑄造用輕合金、銅合金及び鑄鐵の粘性に就て、齋藤大吉、松川達夫、502-532
電氣學會誌	熔融電氣製鍊爐設計の基礎に關する研究、三菱製鐵株式會社向山幹夫、343-356
電氣	鐵管材質の腐蝕に關する文献の検討(其一)、理學博士遠藤彦造、257-269
製鋼	鋼の焼入の研究(其二)、M. O. 生、270-280 高周波電氣製鍊爐、相坂竹松、281-287 用途別に觀たる鐵鋼材料(其五)、竹内保資、288-291 Rockwell 硬度數と Brinell 硬度數との關係、小出登雄吉、292-295
日協冷凍會誌	冷凍設備に於ける不凝縮瓦斯、農林技師栗屋良馬、42-50
海運	高速巨船の將來如何、神戸海運集會所取締役會長川村貞次郎、1-15 船用微粉炭焚機に就て(其二)、三井物產株式會社マニラ支店池田卓一、54-56
内外工業時報	鐵-「ニツケル」-「クローム」系合金、302-306 「スタツプ」齒輪齒型、307-313 超硬質工具材の發達史、314-319 ヘツセルマン式火花着火石油發動機、325-328

Name of Magazines.	Subjects. Authors. Pages.
The Engineer Apr. 3, 1931	Axial Vibration of Rotating Steam Turbine Disc Wheels. R.H. Collingham. 370-371 The Quadruple-screw Motor Liner "Reina del Pacifico." 379-382
" Apr. 10, "	Axial Vibration of Rotating Steam Turbine Disc Wheels. R.H. Collingham. 402-404 The Present Position of the Diesel Engine for Marine Purposes. H. H. Blache. 411.-412
" Apr. 17, "	Modern Examples of Air Heaters. W. H. Howden. 429
" Apr. 24, "	Post-war Land Turbine Development. C. D. Gibb. 464-466
" May 1. "	The Effect of Use on the Properties of Motor Oils. S. Livingston Smith and E. Glaister. 476-478 Post-war Land Turbine Development. C. D. Gibb. 481-484 7,600 B. H. P. Double-acting Two-stroke Marine Oil Engine. 484-486
	Design and Construction of Warships:— The 10,000-ton Treaty Cruisers with Particular Reference to the "Salt Lake City" and "Pensacola." George H. Rock. 278-280 Design and Construction of Merchant Ships:— The Whaling Factory Ship "Vikingen," with Some Notes on Whaling. Chr Fred Christensen. 281-287 The Interior Decoration of the Passenger Liner. Harry B. Etter. 288-289 Ship Design from the Operator's Point of View with Particular Reference to Cargo-handling and Stowage. William B. Ferguson, Carl E. Petersen and Harry E. Stocker. 289-292

The Ship-builder
(Annual International No.)
Apr. 1931

- Seaworthiness of Collier Types. L.C. Burrill. 292-297
- Watertight Subdivision and Freeboard:—
- Load Line Regulations, with Special Reference to the International Load Line Convention, 1930. David Arnott. 298-303
- Freeboard and Tonnage Measurement. Nils G. Nilsson. 304-305
- Measurement and Freeboard of Cargo Ships. R. Erbach. 305
- The Establishment of an International Load Line. Charles J. O. Sanders. 305-307
- International Load Line. J. Foster King. 307-310
- Strength of Ships:—
- The S. S. "Leviathan"—Damage, Repairs and Strength Analysis. J. Lyell Wilson. 311-316
- Natural Frequencies of Hull Vibration. W.P. Roop. 316-317
- Uses of Aluminium in Shipbuilding. Paul V. Faragher. 317-319
- Notes on Motor-engine Seatings. J. Montgomerie. 319-321
- Electric Welding in the Construction of Sea-going Vessels. G. Wahl. 321-326
- A New Theory of the Distribution of Shearing Stresses in Riveted and Welded Connections, and its Application to Discontinuities in the Structure of a Ship. William Hovgaard. 327-329
- Beam-frame Connections. E. F. Spanner. 329-331
- Rudders and Steering:—
- Trial-trip Performances of Three Similar Ships, with Special Reference to Rudder Effect. W. H. Woolnough and A.M. Robb. 332-333
- Recent Aspects of the Problem of Rudder Design. W. Kucharski. 333-336

- Manoeuvring of Ships. Part IV.—Unbalanced Rudders behind Twin Screw Ships—Effect of Varying Fulness of Form. G. H. Bottomley. 336-339
- Resistance and Propulsion:—
- Recent Results in the Propulsion of Ships, and Developments in the Technique of Model Experiments. G. Kempf. 340-341
- A Note on the Direct Measurement of the Virtual Mass of Ship Models. T. Abell. 341-342
- Model Experiments on the Wind Resistance of Ships. G. Hughes. 342-348
- The Variable-pressure Water Tunnel of the U. S. Experimental Model Basin. Harold E. Saunders. 348-350
- Results of Experiments upon Bulbous Bows. Edward M. Bragg. 350-357
- Thrust Measurements on the S. S. "Clairton." R. R. Adams. 357-360
- Test of Model Propellers of Various Blade Sections. D. W. Taylor. 360-365
- Test Results of a Series of Fifteen Models. James Lee Ackerson. 365-368
- Ship-wave Resistance—An Examination and Comparison of the Speeds of Maximum and Minimum Resistance in Practice and in Theory. W. C. S. Wigley. 368-375
- Variation of Efficiency of Propulsion with Variation of Propeller Diameter and Revolutions. D. W. Taylor. 375-379
- Design of the Stern of a Single-screw Ship. G. S. Baker. 379-382
- The Efficiency and Steering Effect of Inward and Outward-turning Screws. G. S. Baker. 382-384
- The Mairform of Hull Construction. Marley F. Hay. 384-388

<p>Further Model Experiments on the Resistance of Mercantile Ship Form-Coaster Vessels. F. H. Todd. 388-394</p> <p>Wake and Wake Propellers. G. Kempf. 394</p>	
<p>Marine Steam Engines : -</p> <p>Light High-pressure Steam Turbines for Ships. Rud. Wagner. 395-401</p> <p>Modern Geared Turbines. C. R. Waller. 402-407</p>	<p>Motor Yachts. J. R. Barnett. 446-448</p> <p>The Present Position of the Diesel Engine for Marine Purposes. H. H. Blache. 448-453</p> <p>The Recent Application of Professor Rateau's Ideas for the Supercharging of Internal-combustion Engines. R. Anxionnaz. 454-457</p> <p>The Turbo-compressor as Supercharger. James Holmes. 457-462</p> <p>Some Factors influencing the Sizes of Crankshafts for Double-acting Diesel Engines. S. F. Dorey. 462-467</p>
<p>Marine Boilers : -</p> <p>The Löffler Boiler in Stationary and Marine Installations. Fritz Engert. 408-409</p> <p>Priming in Marine Boilers. Sterry B. Freeman. 409-410</p> <p>Corrosion with Reference to Boilers. T. Millican. 410-411</p> <p>Water-tube and/or Scotch Boilers. Harold E. Yarrow and Summers Hunter. 411-416</p> <p>Water-tube Boilers in Some Recent Merchant Ships, with Service Results. Harold E. Yarrow. 416-420</p> <p>Some Modern Examples of Air Heaters. W. H. Howden. 420-422</p> <p>Tubes for High-pressure Water-tube Boilers. S. F. Dorey. 422-423</p> <p>Refractories for Boiler Furnaces. W. J. Rees. 428-429</p>	<p>Miscellaneous Papers : -</p> <p>Some Notes on Electrical Propulsion for Small Vessels. W. H. Woolnough. 468-469</p> <p>X-Rays in Engineering Practice. V. E. Pullin. 469-472</p>
<p>Marine Oil Engines : -</p> <p>The Diesel Engine in Commercial Use. Fr. Sass. 430</p> <p>The Design and Manufacture of Marine Auxiliary Oil Engines. Oswald Wans. 430-434</p> <p>Waste-heat Recovery from Internal-combustion Engines, with Particular Reference to Marine Oil Engines. Major W. Gregson. 434-436</p> <p>The Development of the Multi-cylinder Horizontal Oil Engine. A. Cyril. 436-442</p> <p>Supercharging, with Special Reference to Werkspoor Engines. G. J. Lugt. 442-446</p>	<p>The Sulzer Double-acting Engine. 46-49</p> <p>The Motor Liner "Victoria." 50-53</p> <p>The World's Motor Shipbuilding. 56-57</p> <p>From Turbine Steamer to Motor Ship. 62-64</p> <p>Pressure-charged Paxman Engines. 64-65</p> <p>The Machinery of the M. Y. "Alva." 66-69</p> <p>The First Motor Battleship. 71</p> <p>The Petter Two-stroke Marine Engine. 72-73</p> <p>The Re-engined Liner "P. C. Hooft." 74-78</p> <p>A Fiat-engined Tanker. 79-80</p>
	<p>The Motor Ship (British Edition) May 1931</p>
	<p>Journal of Commerce Apr. 9, 1931</p> <p>" Apr. 16, 1931</p> <p>" Apr. 23, 1931</p>

時 報

本協會の諸會合

編輯委員會

昭和六年五月十一日(月曜日)午後五時より本協會事務所に於て開催、板部成雄君、出淵巽君、片山有樹君、加藤弘君、菊植鐵三君、小室鉦君、岡本方行君、田路坦君、牛尾平之助君の各委員より提出の雜纂第112號(昭和六年七月號)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二十分散會。當日出席者次の通り。

平賀讓君 板部成雄君 出淵巽君
加藤弘君 菊植鐵三君 岡本方行君
田路坦君 横山一君 鈴木増次郎君

臨時見學

見學場所、東京帝國大學航空研究所(東京府下、目黒町駒場)

見學日時、昭和六年五月十四日(木曜日)午後二時より四時迄

東京帝國大學航空研究所は今般復興事業竣成につき設備竝に研究の狀況等を本協會々員の觀覽に供する旨同所長より案内に接したるため臨時見學を催せり。

役員會

昭和六年五月十四日(木曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て開催次の諸件を諮り午後九時二十分散會。

- (1) 入退會者承認の件。—正員河合俊太郎君外十二名
- (2) 編輯委員移動の件。—編輯委員大瀨進君轉任につき後任として武正敏夫君を推薦すること。
- (3) 會費滯納者除名の件。
- (4) 雜誌交換竝に寄贈申出の件

- (5) 船用品統一調査會標準圖承認及懸賞論文審査報告の件。
- (6) 定款及細則改正に關する主務官廳に對する認可申請の經過報告の件
- (7) 日本工學會より照會の件。

一、工學大會の開催——昭和七年四月初旬頃東京に於て工學大會を開催する豫定につき之れが準備の爲め委員會を設置することに決定したり依て本協會より委員二名選出ありたき旨照會あり。

二、用語統一調査——各學會、資源審議會、工業品規格統一調査會其他官廳關係に於て選定又は調査せし術語は必ずしも一致せざることあり是等を統一するは用語普及上必要と認め用語統一調査會を設置することに決定せしにつき本協會より委員二名選出ありたき旨照會ありたり。

以上二件に對する委員は會長及主事の指名に一任すること。

- (8) 應用力學に關する聯合大會開催の件。——昭和六年十月三十一日、十一月一日、十一月三日の三日間に亘り東京に於て造船協會、機械學會、火兵學會、建築學會及土木學會が聯合して應用力學に關する大會を開催せんとする企畫にて本協會も右大會に参加する様機械學會より交渉ありたり。協議の結果本件に關する交渉は主事に一任することに決す。(詳細の事項は前號造船協會雜纂第百十號會告欄記事參照)。當日出席者次の通り。

會長	末廣恭二君		
理事	越智誠二君	濱田彪君	
監事	今岡純一郎君	山本幸男君	
評議員	永村清君	河上邦彦君	
	湊一磨君		
會務委員	陰山金四郎君		

登簿船調

昭和六年四月末現在

積量	内地	朝鮮	臺灣	關東州	合計	汽船						合計
						噸	噸	噸	噸	噸	噸	
20噸以上 100噸	隻 1,680 雙 70,331	149 6,380	19 735	25 1,221	1,873 78,667	20噸以上 100噸	隻 13,355 雙 593,795	689 21,709	209 9,438	103 4,110	14,356 629,052	
100 "	隻 480 雙 73,742	13 2,419	8 1,244	15 2,367	444 79,772	100 "	隻 1,956 雙 276,219	1 248	3 438	—	1,960 276,905	
300 "	隻 140 雙 55,123	6 2,316	—	6 2,583	152 60,021	300 "	隻 23 雙 10,700	3 983	—	—	31 11,683	
500 "	隻 212 雙 160,496	8 6,209	2 1,293	7 5,531	229 173,529	500 "	隻 1 雙 602	—	—	—	1 602	
1,000 "	隻 222 雙 320,349	12 15,355	—	12 17,436	246 353,140	1,000 "	—	—	—	—	—	
2,000 "	隻 192 雙 463,529	7 15,302	—	14 36,601	213 518,432	2,000 "	隻 4 雙 9,507	—	—	—	4 9,507	
3,000 "	隻 143 雙 478,466	—	—	13 47,259	156 525,725	計	隻 15,344 雙 890,823	693 22,940	212 9,876	103 4,110	16,352 927,749	
4,000 "	隻 80 雙 356,518	—	—	23 103,487	103 460,005	200石以上 300石	隻 182 雙 46,129	—	7 1,796	25 6,284	214 54,209	
5,000 "	隻 138 雙 770,942	—	—	16 87,186	154 864,128	300 "	隻 115 雙 39,606	—	1 398	4 1,474	120 41,478	
6,000 "	隻 52 雙 339,751	1 6,020	—	4 25,060	57 370,831	400 "	隻 43 雙 18,932	—	—	2 874	45 19,806	
7,000 "	隻 41 雙 300,954	—	—	2 14,307	43 315,261	500 "	隻 13 雙 7,920	—	—	—	13 7,920	
8,000 "	隻 15 雙 126,813	—	—	1 8,230	16 135,043	1,000 "	—	—	—	—	—	
9,000 "	隻 17 雙 161,926	—	—	—	17 161,926	計	隻 353 雙 112,587	—	8 2,194	31 8,632	392 123,413	
10,000 "	隻 237 雙 237,887	—	—	—	237,887	合計	隻 15,697 雙 902,082	693 22,940	220 10,095	134 4,973	16,744 940,090	
計	隻 3,859 雙 3,925,827	196 54,001	29 3,272	138 351,267	3,722 4,334,367	10石を1噸に換算し合計に算入す	—	—	—	—	—	
100噸以上	隻 1,679 雙 3,855,496	47 47,621	10 2,537	113 350,046	1,849 4,255,700	總	隻 19,056 雙 4,827,909	889 76,941	249 13,367	272 356,240	20,466 5,274,457	
1,000噸以上	隻 919 雙 3,566,135	20 36,677	—	85 339,566	1,024 3,942,378	計	—	—	—	—	—	

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6年1月	23	78,725	2	16,568	2	16,568	4	12,124	4	12,124
" 2月	19	62,445	4	635	6	17,203	4	14,605	8	26,729
" 3月	14	59,870	4	7,818	10	25,021	7	8,154	15	34,883
" 4月	17	63,319	2	9,150	12	34,171	2	4,556	17	39,439

昭和六年 總噸數百噸以上の工事中船舶調
四 月 中

造 船 所	船種	船 名	船質	計畫總噸數	進水年月	進水豫定年月	船舶工事中進捗の模様	注文者又は所有者
横濱船渠會社	發	帝 洋 丸	鋼	9,849	6. 1		艤裝中	日本タンカー會社
浦賀船渠會社	"	葛 城 丸	"	5,950		6. 5	54%	國際汽船會社
新潟鐵工所	"	未 定	"	500		未定	15%	新 潟 縣
吉川造船所	帆	"	木	150		6. 7	肋骨組立中	小久保隣之助
名村造船所	汽	"	鋼	820		未定	60% (工事中止)	名 村 源 之 助
川崎造船所	發	霧 島 丸	"	5,950	6. 4		艤裝中	國際汽船會社
播磨造船所	"	富 士 山 丸	鋼	9,300		6. 5	70%	飯野商事會社
三井玉工場	"	未 定	"	4,350		未定	15%	三井船舶部
"	"	"	"	3,300		"	95% 船殼工事	大連汽船會社
"	"	"	"	3,300		"	80%	"
岸本造船所	帆	長 春 丸	木	140		6. 6	肋骨組立中	山口 孫 太 郎
大牟田造船所	"	第十二永徳丸	"	100		6. 6	肋骨組立中	六 田 正 惠
三菱長崎造船所	發	未 定	鋼	6,600		6. 9	40%	廣海商事會社
"	"	河 南 丸	"	3,200	6. 3		艤裝中	大連汽船會社
"	"	河 北 丸	"	3,200	6. 4		"	"
"	"	未 定	"	410		6. 6	25%	臺灣總督府
"	"	"	"	6,200		6. 12	10%	大阪商船會社
計 17 隻 63,319 噸				汽 船	1 隻	820 噸		
				發 動 機 船	13 隻	62,109 噸		
				帆 船	3 隻	390 噸		

昭和六年 總噸數百噸以上の進水船舶調
四 月 中

造 船 所	船 質	船 名	船 種	總 噸 數	所 有 者
川 崎 造 船 所	鋼	霧 島 丸	發	5,950	國際汽船會社
三 菱 長 崎 造 船 所	"	河 北 丸	"	3,200	大連汽船會社
計 2 隻 9,150 噸				汽 船	なし
				發 動 機 船	2 隻 9,150 噸
				帆 船	なし

三月分進水船舶表中三菱長崎造船所建造船舶河北丸は河南丸の誤なり。

昭和六年
四 月 中 總噸數百噸以上の竣工船舶調

造 船 所	船 質	船 名	船 種	總 噸 數	所 有 者
三井玉工場 宇和島造船組合	銅 木	那岐山丸 第五神力丸	發 帆	4,410 146	三井船舶部 勝村福市
	計 2 隻	4,556 噸	汽 船 なし 發 動 機 船 1 隻 帆 船 1 隻	4,410 噸 146 噸	

會 員 動 靜

○轉居、轉任

丸山直次 東京府下、武蔵野町吉祥寺四〇〇
 養原巖 西宮市常盤町八
 原田尚彦 大阪市此花區櫻島町、株式会社大
 阪鐵工所造船設計課
 北林榮助 大牟田市三川町三里磯
 深町敏男 廣島縣安佐郡祇園町田中内
 鈴木宇太郎 長崎市上西山町一三七
 塚本忠道 東京府下、入新井町新井宿六五六
 濱田惣吉 勤務先、横濱高等工業學校（住所は
 従前の通り）

廣田英彦 横濱市中區本牧町池田二三二〇
 三村哲夫 長崎市出來大工町六七（三菱社宅）
 大森繁太郎 神戸市長田町八丁目七三
 高杉基衛 山口縣豐浦郡長府町一七八二ノ三
 滋賀不二夫 長崎市中川町五八
 上田篤次郎 東京市小石川區水道端一丁目七二
 小田勝治 歸朝、勤務先、吳海軍工廠造船部
 海軍造船監督官（大阪駐在）、大阪
 市住吉區柴谷町藤永田造船所内海
 軍監督官室

○會員改名

(新) 南波伸尚 (舊) 南波榮吉

○死亡會員

贊 成 員 山 田 賜 朔 君 昭 和 六 年 六 月 六 日
 准 員 眞 壁 信 一 次 君 同 年 六 月 十 七 日

本會は此訃音に接し謹みて哀悼の意を表す

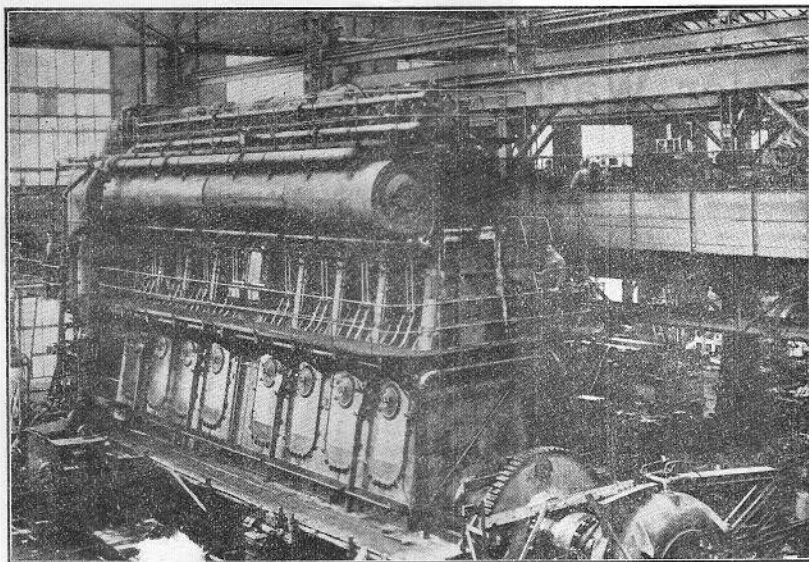
Sulzer

THE LATEST TYPE

DOUBLE-ACTING TWO-CYCLE

MARINE DIESEL ENGINE

With Air and Airless Fuel Injection



1,000 BHP per Cylinder

- With Double-row Scavenging-
- Patented Cooling System-
- Closed Engine Frame.

FOR PARTICULARS APPLY TO

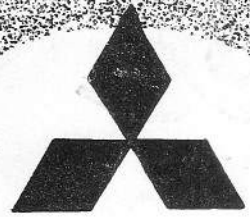
Sulzer Brothers Engineering Office

72 Kyo-machi,
Kobe.

Kaijo Building,
Tokyo.

昭和六年六月十三日印刷
昭和六年六月十五日發行

編輯兼
發行者
印刷者
印刷所
東京市
谷區谷中眞島町一番地
東京市
神田區美土代町二丁目一番地
東京市
神田區美土代町二丁目一番地
川
尻
政
吾
連
太
郎
秀
舍



Vulcan Gear &
Hydraulic Coupling.
Bauer Wach
Exhaust Turbine.



Licensee
Mitsubishi Shipbuilding &
Engineering Co. Ltd
Tokyo

發行所
東京市
麴町區丸ノ内三丁目八番地
(丸ノ内)六號館三號
電話九ノ内(三)一〇六九番
振替貯金口座東京一三七五〇番
東京第一通信社
廣
取
扱
所
告
東京市
京橋區上柳原町八番地
(電話京橋三番, 振替東京三番)