

昭和五年四月十五日 發行  
每月一回十五日 發行

昭和五年四月刊行

# 造船協會雜誌

第九十七號

造船協會

(非賣品)

# 造船協會雜誌

昭和五年四月刊行 第九十七號 內容目次

## 撮 要

	頁
「マイヤー」船型の實驗	( 1 )
佛國新造の浮標検査船	( 3 )
羊毛脂肪銹劑	( 3 )
船の足場の組立に就て	( 3 )
反轉式の Drum Controller	( 5 )
Conversion to Superheat	( 6 )
航空中に於ける航空機螺旋翼の或る截面上の壓力の分布状態並びに截面の速度に基く揚力係數の變化	( 7 )
新しき移動式の電弧熔接機	( 8 )
Thermostatic Metal	( 8 )

## 抄 録

曳行實驗を基礎とせる船舶抵抗概算法	( 8 )
北大西洋航海中に於ける 1 貨物船の強さ	( 14 )
船の幅及吃水と初期復原性との關係	( 19 )
巡洋艦に於ける兵裝と防禦との關係	( 20 )
“Viceroy of India” 號の汽罐	( 23 )
「ディーゼル」機關の減速裝置	( 25 )
4 翼推進器の系統的的研究	( 28 )
Joukowsky の推進器渦理論と其航空機用螺旋への應用	( 34 )
Langevin-Florisson 式超音波測深器 (其三)	( 46 )
船舶建造に對する電氣熔接の利用 (獨國に於ける近頃の發展)	( 57 )

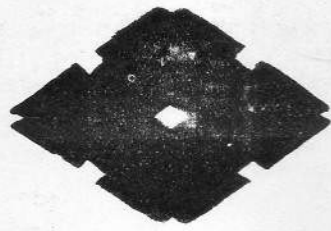
## 雜 錄

1929 年に於ける世界造船狀況	( 61 )
内外雜誌重要表題集	( 63 )

## 時 報

本協會の諸會合 (役員會、編輯委員會、昭和五年春季大會)	( 65 )
春季大會の概況	( 65 )
獎學褒賞贈呈	( 68 )
總噸數百噸以上工事中進水及竣工船舶每月合計調	( 69 )
最近本邦海上運賃及傭船料	( 69 )
昭和五年二月中總噸數百噸以上の工事中船舶調	( 70 )
總噸數一千噸以上の汽船々齡別調	( 71 )
最近世界海上運賃	( 72 )
會員動靜	( 72 )

# 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

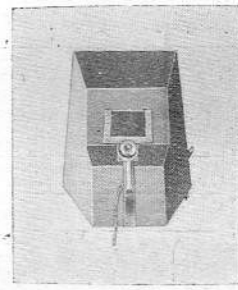
板 銅眞鍮、アルミニウム、其他各種合金板  
 管 銅眞鍮、アルミニウム、其他各種合金管  
 冷質引抜鋼管、加熱引抜鋼管、瓦斯管  
 銅眞鍮、アルミニウム、其他各種合金管  
 スチーム、タルピン翼材料、輕合金鑄物

大阪此花區島屋町五六

# 液体空気ニ電弧式三相交流“サンドウキツチ” 及ビ“コンパクトサンドウキツチ”電弧銲接機

弊社ハ此ノ外單相交流型、DC~DC 及ビ AC~DC 電動發電機型  
ベルト掛又ハ瓦斯倫エンチドリウン型ノモノモ販賣致シテ居リマス

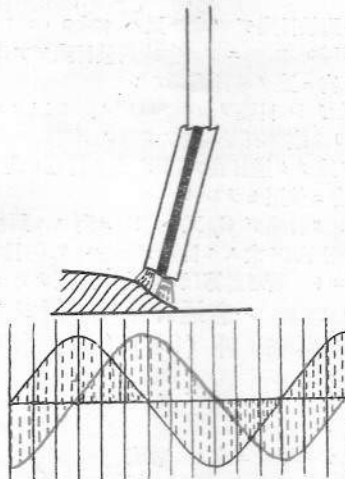
型  
録  
進  
呈



“サンドウキツチ”電弧銲接機(特許申請中)

開閉器付覆面器

- 一、三相交流電圧二二〇V周波數五〇—六〇の電源に直接々續して使用し得。
- 二、特許サンドウキツチ電極棒を用ひ二相の復電弧にて銲接を行ふ。
- 三、負荷の平衡完全なる故電動機と併用するも支障なし。
- 四、電弧安定にて銲接速度早く機能は直流發電機型と變りなし。
- 五、力率及效率優良なる上二次電壓低く(四〇V内外)電力並電力設備費五〇%以上を節約し得。
- 六、普通の電極棒を用ひ同時に二人の銲接手にて作業し得。
- 七、覆面器の鉋閉閉器にて電路の開閉を自由に爲し得る故無負荷電力の損失皆無にて電擊等の危険なし。
- 八、電流の調整、取扱使用法簡單にて廻轉部分なき爲め維持修繕費を要せず。
- 九、機構堅牢にて運搬移動に便なり。



“サンドウキツチ”式銲接ニ於ケル電弧ト電流波トノ關係

銲接ニ用ヒテ絶對的安心ノ出來ル被覆電極棒

フオールフレツクス No17	軟鋼
ル・シャテリエー	軟鋼、半硬鋼、硬鋼 滿'鋼、鑄鐵の各種
ア・エル・スペシャル	軟鋼、半硬鋼(各 800°C に於て鍛冶し得)
サンドウキツチ (特許)	軟鋼、半硬鋼、鑄鐵の各種

神戸市明石町三十八番地

## 液体空氣會社

電話三宮 (一八七九 三七六三) 市外専用(三宮)一三番  
電信受信略號エキタイ

支社

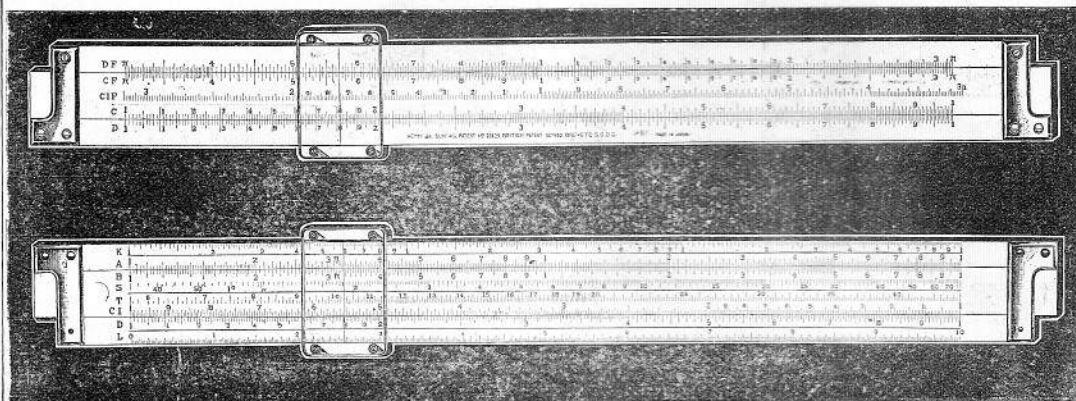
- 東京支社 菱館七二二八一五區二二町三四四五
- 二宮支社 三號六七四七
- 丸の内支社 一七四一
- 十の丸支社 一七四一
- 京橋支社 一七四一
- 長崎支社 長崎市松ケケ一
- 京都支社 京都市府龍山
- 名古屋支社 名古屋府龍山
- 小倉支社 小倉市御電
- 函館支社 函館市小五



# 逸見式計算尺の革命!!!

従來の「マンハイム」型計算尺は已に時代後れなり

No. 150 機械用 “UNIVERSAL” 10” 両面型計算尺 ¥10.00



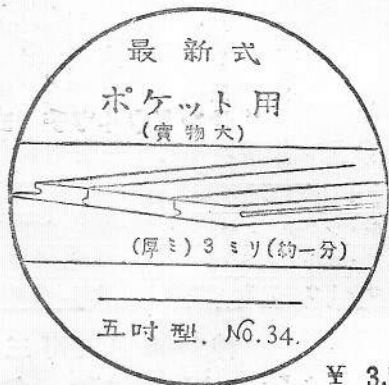
## 目盛の説明

- (K) 3 unit length ノ對數目盛デ cube 又ハ cube root ノ計算ニ使用ス、
- (A.B.C.D) 普通 manheim slide rule ニアル基本對數目盛デアル
- (CI) 上述 C 目盛ヲ逆方向ニ盛ツタ目盛デアル
- (DF,CF) 新シイ目盛デ C 及ビ D 目盛ヲ  $\pi = 3.1416$  ノ點デ二ツニ分割シテヨリ 1 迄ヲ左方ニ盛り之ニ連續シテ 1 ヨリ 迄ヲ右方ニ盛ツタモノデアル
- (CIF) (CF) 目盛ノ反數ヲ盛ツタ逆目盛デ (DF) 上ノ目盛ニ對シ連乘ヲナス場合又ハ (CF) 目盛ノ反數ヲ求ムル場合ニ使用セラレル
- (L) 平等ノ間隔ニ盛ラレタ目盛デ C) 又ハ (D) ニ對スル對數値ガ求メラレル
- (S&T) 三角函數ノ正弦及ビ正切ヲ求ムル目盛デ (S) ハ (A,B) 目盛ニ對シ、(T) ハ (C,D) 目盛ニ對シ目盛ラレテキルコトハ普通計算尺ノ場合ト同様デアル

機械用 “Universal” slide rule ハ普通計算尺ト同ジク乗除、比例、開平、開立、自乗、立方等ノ諸計算ガ出來ル外 (DF) (CF) (CIF) 等ノ新規目盛ノ附加ニヨリ次ノ如キ特色ヲ有シテキル

## 特色

- (1) 滑尺差し替への不便なし  
(C) (D) 尺ヲ以テ乘法ヲナス場合ニ求ムル數値ガ往々ニシテ尺外ニ出デソレガタメニ滑尺ノ基線ヲ合ハセカユル必要アリシモ、本計算尺デハ求ムル數値ノ殆ンド全部ガ (I F) 上ニ求メ得ラル、ヲ以テ此不便ナシ
- (2) 圓の計算に便利なること  
(DF) 及ビ (CF) 上ノ各目盛ハ夫々 (C) 又ハ (D) 尺上ノ各目盛ノカ倍ニアル、即チ (C) (D) 上ノ値ヲ圓ノ直徑トスレバ、(CF) 及ビ (DF) 上ノ値ハ圓周ヲ現ハス關係ニ立ツヲ以テ圓ニ關スル諸計算ニ使用シテ極メテ便利デアル



最新式  
ポケット用  
(實物大)

(厚ミ) 3 ミリ (約一分)

五吋型 No. 34.

¥ 3.50

説明書進呈

東京市川澁谷町猿樂

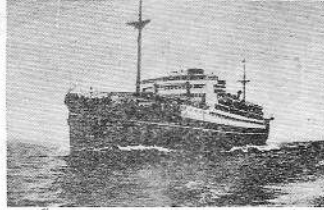
合資  
會社

逸見製作所

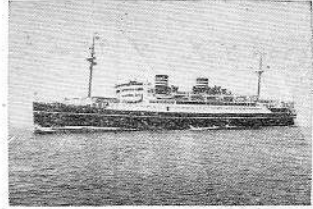
電話 青山 2844  
振替 東京 338'5

# タイコール印ディーゼル潤滑油の實績

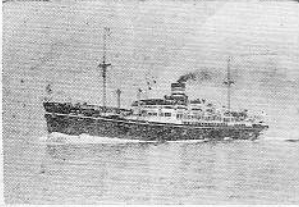
タイコール油使用の龍田丸



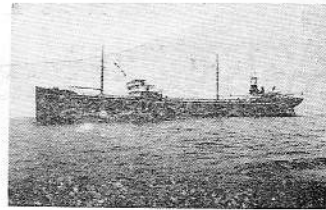
タイコール油使用の  
浅間丸



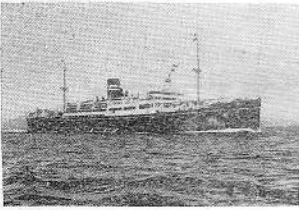
タイコール油使用の  
平洋丸



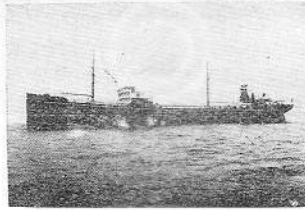
タイコール油使用の  
サンルイス丸



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。



三菱商事株式會社燃料部

米國タイトウォーター石油會社總代理店

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

# 大阪會社製鎖所

## 營業課目

- 艦船用錨鎖及附屬品
- 特種兵器・チェンロック
- 電氣鑄鋼製品
- エレベーター・コンベヤー類
- 製作販賣
- 鉄鋼電氣銲接器具
- エレクトロード
- 一手販賣
- 電氣銲接水壓鉄管
- 一般電氣銲接
- 製鐵工事請負

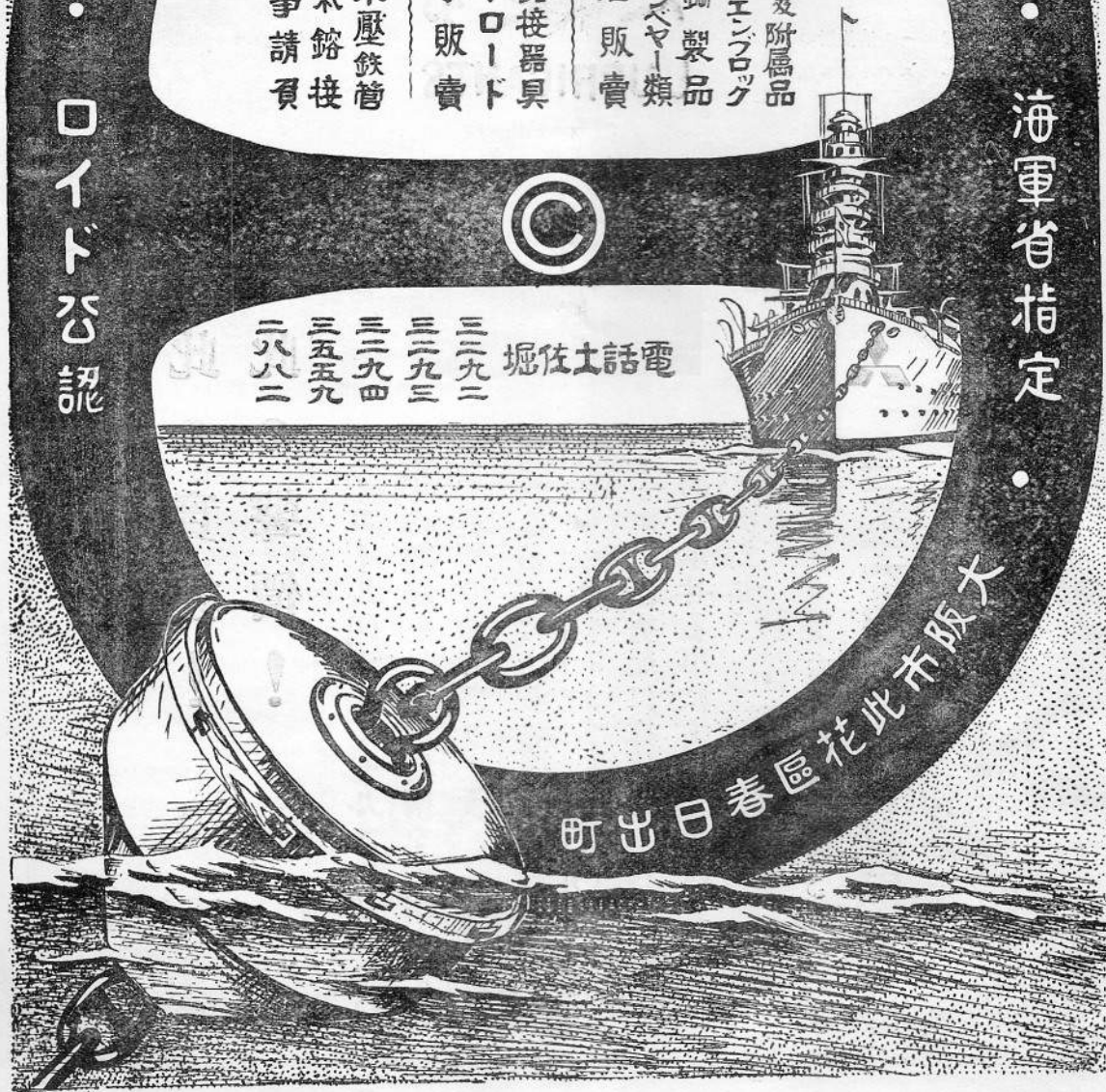
海軍省指定



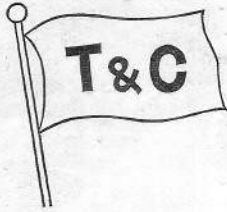
電話土佐堀  
 三三九二  
 三三九三  
 三三九四  
 三五五九  
 二八八二

認正ドイドロ

大阪市此花區春日町



標商錄登



# 高田船底塗料

高田船底塗料第一號

高田船底塗料第二號

高田水線塗料

高田木船用塗料

高田ホルドペイント

本邦最古の歴史を有し純國産品

にして品質優良價格低廉な

るを以て帝國海軍を初め

各官廳各船會社其他

の御採用を蒙り

居れり

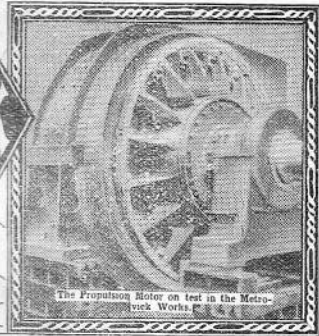
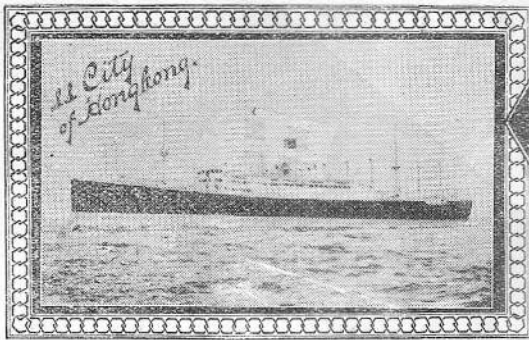
株式會社

## 高田船底塗料製造所

東京市外下大崎

大阪門小神吳舞函佐横長大横浦  
司 櫓 戶 鶴 館 保 須 崎 連 濱 賀





**レシプロケーチング・エンジン船の改造！燃料節約！出力増加！**英國メトロポリタン、ヴキツカース電氣會社で最近エラーマン、ラインの「シテイ、オブ、ホンコン」號に装置したレシプロ、エンジンの廢汽を利用したタービン電氣推進式は既に御承知の事と存じます。

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

メトロポリタン、ヴキツカース電氣會社では引き続きエラーマンラインの「シテイ、オブ、シンガポール」號、「シテイ、オブ、マンドレー」號を始め續々同様改造のための諸機械の注文を引き受けて居ります。

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

その爲め從來この種の方法で不足な諸種の點を解

決致しました。これはメトロポリタン、ヴキツカース電氣會社で始めて製作した新方法であります。

此の方法では廢汽タービンは主レシプロ、エンジンに近く適當なる場所に据付けられ、主機關よりの廢汽を得て、補助直流發電機を運轉致します。斯くして得たる電力をば、プロペラー、シャフトに直結されたる直流電動機に供給する譯であります。

直流電動機**の速度調整の簡易な事及び回轉方向變換の便利な事**が主レシプロ、エンジンと一緒にプロペラー、シャフトを回轉する場合に好結果を得る主なる理由であります。

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

**METROPOLITAN Vickers**  
ELECTRICAL CO. LTD.

英國メトロポリタンヴキツカース電氣會社總代理店

株式**高田商會**會社

本店・東京市麴町區丸の内二の六、八重洲ビル  
支店・大阪・名古屋・門司・小樽・倫敦・紐育

# SULZER

Engineering office, Kobe  
Tel. Sannomiya 382 L. D.

Crescent B'dg Kyomachi  
P. O. Box Kobe 361

Sulzer Brothers.

SULZER DIESEL ENGINES



PROPELLED BY  
SULZER ENGINES

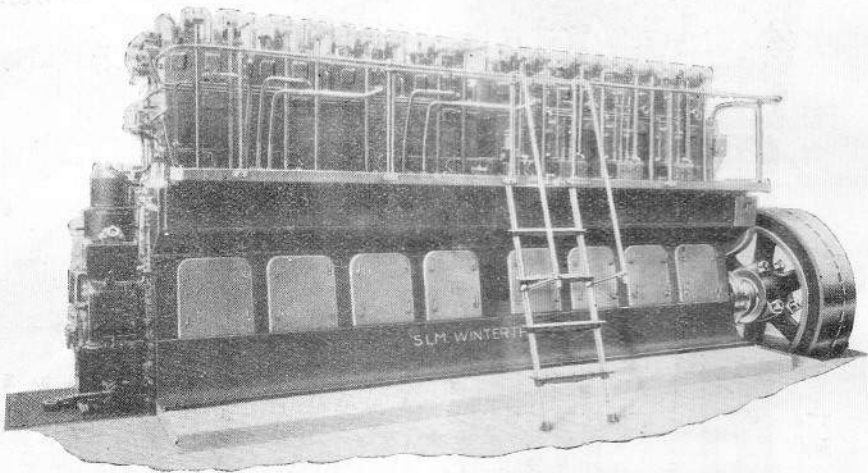
All over the world  
over 3,000,000 B.H.P.  
Sulzer Diesel Engines in  
service.

# SLM

SWISS LOCOMOTIVE & MACHINE WORKS  
SWITZERLAND

## AIR AND AIRLESS INJECTION DIESEL ENGINES

FOR SHIPS MAIN AND AUXILIARY.



SLM ビュツロー空氣過給裝置附船用四衝程式重油機關  
無空氣噴射直接可逆式、出力 1200 B. H. P.

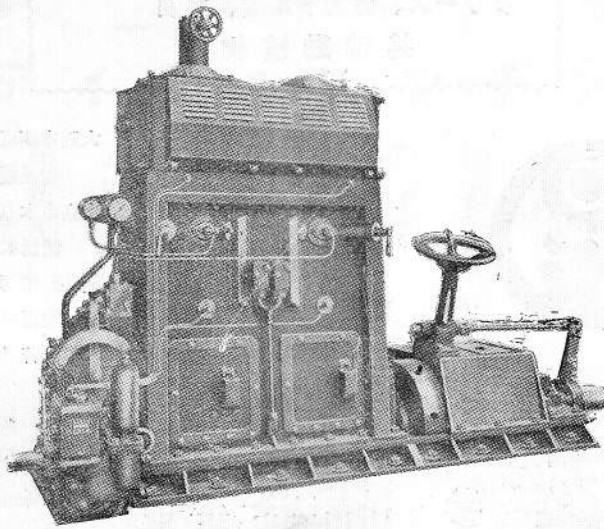
日本總代理店

### 日瑞貿易株式會社

大阪市	東京市	門司市
東區北濱四丁目二六	丸ノ内八重洲ビルデング	清瀨町大毎ビルデング
電話本局 { 自五〇七一番 至五〇七五番	電話丸ノ内 { 自三三五七番 至三三五九番	電話門司 二〇二一番

# NIPPATSU

## DOUBLE PISTON DIESEL ENGINE



神戸日發  
4.5 5.5 6.5 7.5

### 内燃機界ノ新異彩

#### 本機關ノ特長

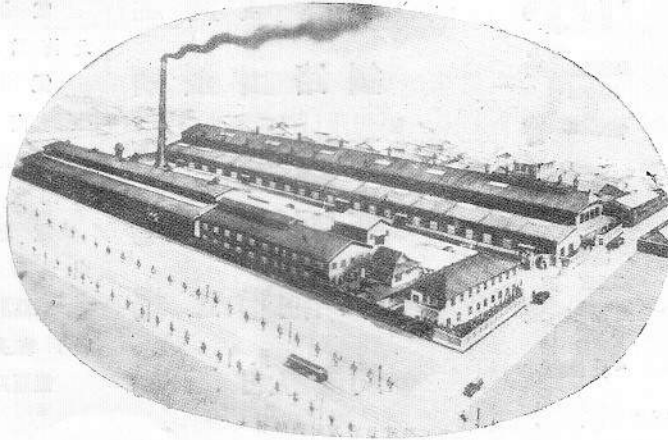
- (イ) 換氣作用完全ナルコト(從來ノニサイクルノ缺點ハ絶對的ニ除去セラル)
- (ロ) 熱効率尤モ優秀ナルコト(熱ノ漏洩面積ヲ極限シ得ルガタメナリ)
- (ハ) 同轉圓滑ナルコト(本式ノ特長ニシテ振動絶無)
- (ニ) 無空氣噴油ノ完全(本式ノ特長ニシテ燃料消費極少ナリ)
- (ホ) 機械油ノ經濟(從來ノニサイクルノ缺點ハ容易ニ解決セラル)
- (ヘ) シリンダーカバー及バルヴ不用(本構造ノ本領ナリ)
- (ト) 機關据付面積及重量ノ小ナル事(本構造ノ本領ナリ)



日本發動機株式會社

神戸市金平町二丁目三十五

發信電話(ニホ)又ハ(三)  
受信電話(カウヘシニツバツ)  
振替口座大阪五六四九八番



農林省  
遞信省  
認定工場



販賣店

印油特約

### 各種高級油直輸入

機械油、重油、石油、輕油、揮發油  
グリース、カストル油、魚油  
其他動植物油



輸入油



# 日米礦油株式會社

創立明治參拾壹年

取締役社長  
專務取締役

横溝榮次郎

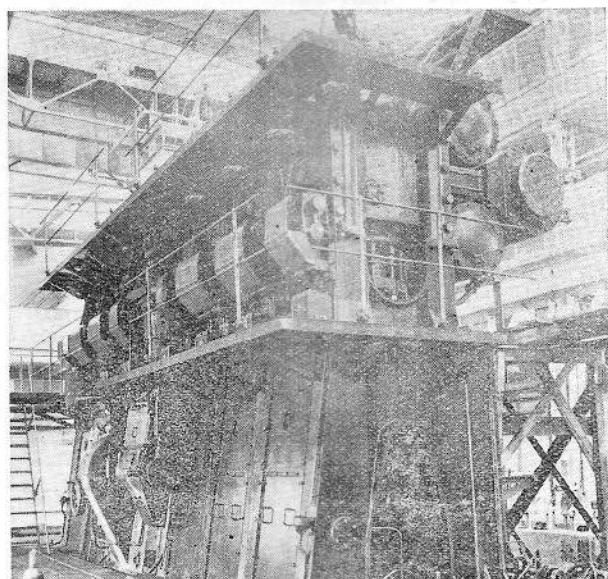
- 本社
- 東京支店
- 横濱販賣店
- 若松販賣店
- 鹿兒島出張所
- 山川港出張所
- 名古屋販賣店
- 神戸販賣店
- 岸和田販賣店
- 和歌山出張所
- 小樽販賣店
- 釧路出張所
- 高雄販賣店
- 新潟製油工場
- 中川油脂工場
- 苅藻魚油工場

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

# M ◆ A ◆ N

## デ イ ゼ ル エ ン ジ ン

小型快速艇  
用特種高速  
輕量型  
無空氣噴油  
型  
複働二衝程  
式世界最大  
單位型



昭和商船株式會社幸和丸 (浦賀船渠株式會社  
建造船載貨重量九千百噸)主機械三千二百馬力

日本總代理店

### イリス商會

東京丸ノ内壹丁目(帝國生命館内)

支店出張所所在地

大阪、小倉、大連

活版部  
 石版部  
 寫真銅版  
 コロタイプ  
 各種版種  
 印刷

活版部

三秀舍

東京市神田區美土代町

電話神田(局二五)

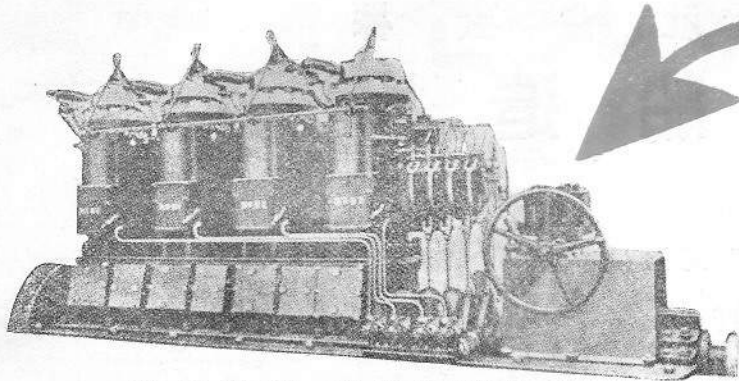
二八五九番  
二八六九番  
三五三〇番

石版部

方英社

東京市神田區美土代町

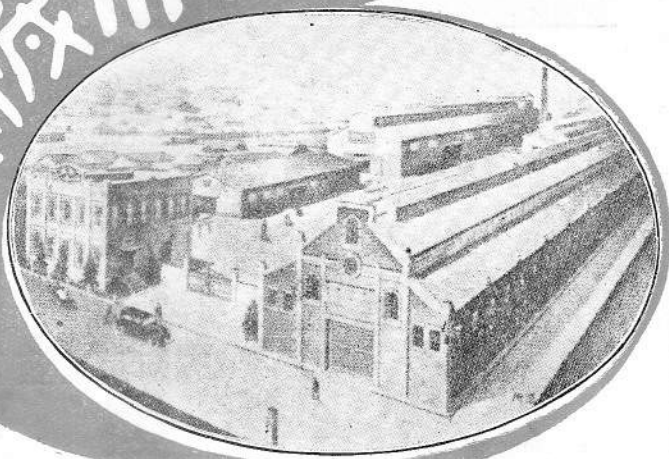
電話神田(局二五) 二八五四番



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



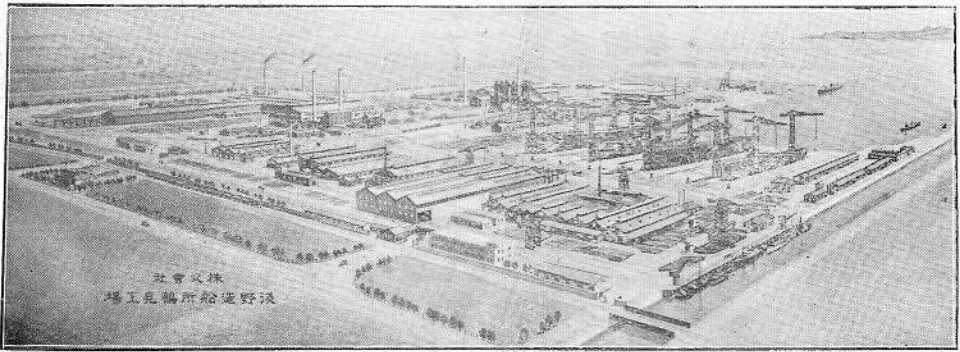
株式會社 神戶發動機製造所

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 (長短離用)  
分 工 場 神戸市兵庫東出町三丁目 電兵庫 〇〇二二番



# 株式會社 淺野造船所

海軍省・鐵道省 復興局指定工場



## 營業課目

船舶、汽機汽罐ノ建造並修理  
 船渠、曳船業  
 橋梁、鐵塔、油槽、鐵骨建築  
 其他諸般ノ鐵工業  
 鋼製客貨車、電車車體ノ製作  
 銑鐵、鋼塊、鋼鋸ノ製造販賣

## 生産能力

造船部	船臺八基	年産	貳拾萬噸
製鐵部	銑鐵	同	七萬噸
	鋼塊	同	七萬噸
	鋼鋸	同	拾萬噸
船渠部	乾船渠	壹號	六六七呎
	同	貳號	五〇四呎

## 營業所 本社

橫濱市鶴見區末廣町二ノ一  
 電話橫濱 (2) 四五三一・四五三三  
 本局 五〇八六

## 船渠部

橫濱市神奈川區橋本町二ノ一  
 電話橫濱 (2) 五三三六・五三三七  
 本局 五三三八・五三七七

## 東京出張所

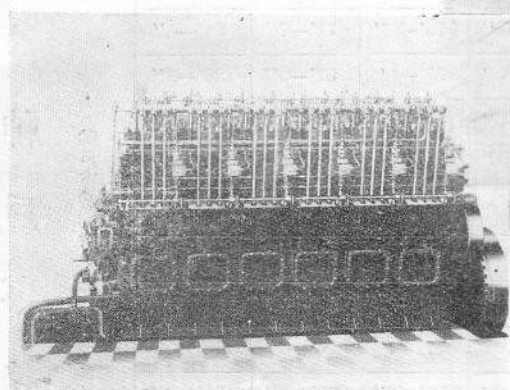
東京市麴町區丸ノ内一ノ二  
 電話丸ノ内 (23) 自 一一二六  
 至 一八六九

# ダイゼル機関

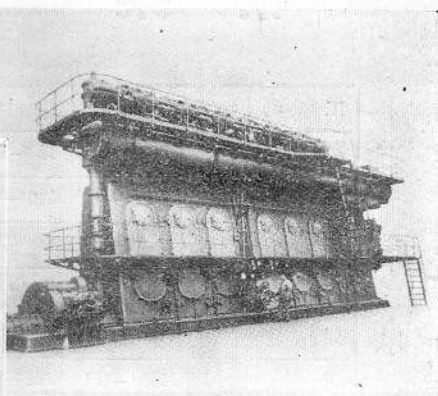
ズルツア空気噴油式 150—5,000 馬力

神鋼無気噴油式 15—2,000 馬力

シーガー炭酸式 製氷冷却機  
 神鋼アンモニヤ式



神鋼無気噴油式ダイゼル機関



ズルツア空気噴油式ダイゼル機関

## 株式會社 神戸製鋼所

神戸市脇之濱町

分工場	{	播磨造船工場	兵庫縣相生港
		門司伸銅工場	門司市小森江
		鳥羽電機工場	三重縣鳥羽港

海軍省指定工場

會社  
鐵工所

株式  
大阪鐵

大阪府此花區櫻島南之町



電話土佐堀園 (五七〇〇(2) 三〇〇〇(9))

鐵道省指定工場

鐵橋造車  
構梁船造機輛  
梁船

神戸事務所

神戸市播磨町十七 電話三ノ宮長一八七七(二) 一七七五(七) 一七(五) (專用)

工場	番號	總長	Sill 上ノ長	渠口 上ノ幅	渠口 下ノ幅	盤木上ノ深	盤木下ノ深
櫻島	1	684'-0''	658'-10''	75'-10''	71'-7''	21'-0''	21'-0''
築港	2	438'-0''	420'-0''	57'-0''	57'-0''	20'-3''	20'-3''
因島	3	316'-0''	338'-0''	40'-6''	43'-0''	17'-6''	17'-6''
同	4	462'-0''	459'-4''	59'-0''	55'-0''	20'-6''	20'-6''
同	5	154'-0''	148'-0''	32'-0''	28'-6''	18'-6''	18'-6''
同	6	421'-0''	414'-0''	57'-0''	51'-0''	20'-6''	20'-6''
同	7	300'-0''	291'-0''	42'-0''	38'-0''	16'-6''	16'-6''
彦島	8	223'-0''	218'-0''	37'-6''	29'-0''	15'-0''	15'-0''
同	9	204'-0''	287'-0''	55'-0''	50'-0''	20'-6''	20'-6''
笠戸島	10	484'-8''	481'-2''	74'-9''	70'-7''	21'-7''	21'-7''
同	11	319'-1''	310'-2''	54'-0''	50'-9''	17'-7''	17'-7''

東京事務所

東京市丸ノ内二丁目十二番地 電話九ノ内長(2) 八六六(2)

本社櫻島工場

大阪府此花區櫻島南之町 電話土佐堀園 (三〇〇〇(3) 五七〇〇(9))

築港工場

大阪府此花區船船町 電話櫻川 (長九〇〇(4) 四三三(2) 三〇〇(1))

因島工場

廣島縣御調郡土生町 電話土生長 (一〇(3) 五(3))

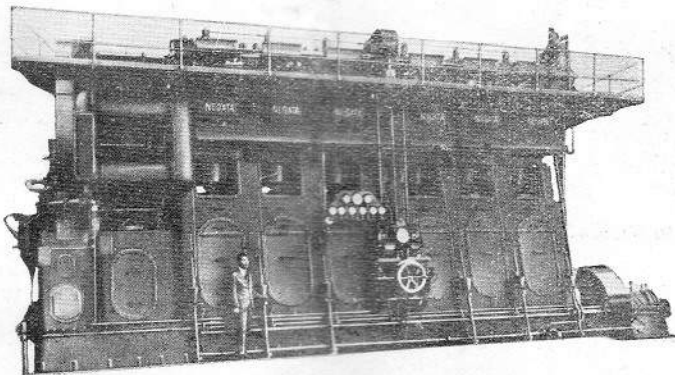
彦島工場

山口縣豐浦郡彦島町字江ノ浦 電話江ノ浦長 (二(4) 四(2))

笠戸島工場

山口縣都濃郡末武南村大字笠戸島 電話下松長 四七

# ニイガタ ディーゼル機関



農林省水産局俊鶴丸主機  
ニサイクル式千五百軸馬力ニイガタ・ノベル・ディーゼル機関

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

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

株式 新 潟 鐵 工 所  
會社

本 社 東京市麹町區丸ノ内三ノ二 (三菱二十一番號館)

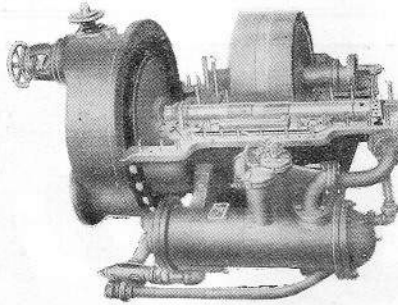
電話丸ノ内 1201~1205 電略(ニテ)

出張所 大阪市西區江戸堀北通一ノ十一

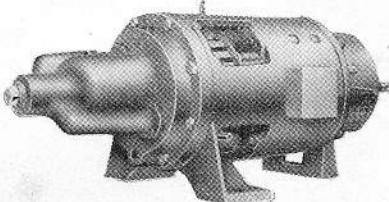
電話土佐堀 1708 電略(ニテ)

朝鮮京城府旭町一ノ二十

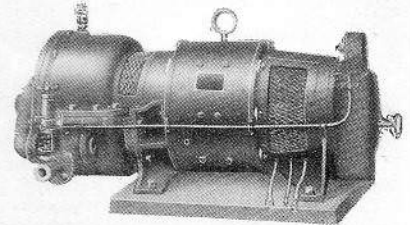
# Westinghouse Turbo-Generators



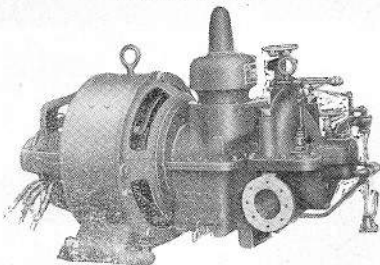
75 to 500 Kw.



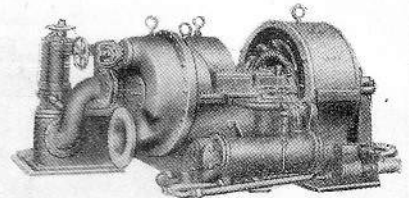
1 1/2 and 3 Kw.



5 to 15 Kw.



25 to 50 Kw.



150 Kw. d-c.

ウエスチングハウス  
タービン発電機  
各種

## Approximate Dimensions

K. W.	Length	Width	Height	Weight (lbs)
1 1/2	33"	14 1/2"	13"	270
3	36 1/2"	17"	15"	375
5	3'-9 3/4"	24 1/2"	20 1/4"	775
7 1/2	3'-9 3/4"	21 1/2"	20 1/4"	75
10	3'-9 3/4"	24 1/2"	20 1/4"	775
15	3'-9 3/4"	26 1/2"	20 1/4"	1,000
25	5'-1 1/8"	3'-4 3/8"	3'-6 1/4"	1,590
35	5'-6"	3'-5 1/4"	3'-8"	2,600
50	6'-2"	3'-7 3/8"	3'-10"	3,000
75	7'-10"	4'-7 3/8"	4'-7 3/8"	6,570
100	8'-4 3/8"	4'-7 3/8"	4'-8 3/8"	7,000
150	10'-3 1/2"	4'-9"	5'-1 3/8"	10,280
200	10'-6 1/2"	4'-9"	5'-1 3/8"	11,000

米國ウエスチングハウス社製品日本一手販賣

株式會社 菱美電機商會

東京市麹町區丸之内二丁目郵船ビルヂング七階

大阪事務所

大阪市西區土佐堀通一丁目 大同生命ビルヂング内

# Westinghouse

# 會 告

## 造船協會船用品規格統一調查會 標準制定圖別刷實費頒布

曩に本協會雜纂誌上にて4回に亘り發表せし船用品規格統一調查會に於て制定せられたる標準制定圖は同調査會に於て別刷に附したるものが若干あります。今回 1 枚に付實費金 10 錢づゝ(送料を要せず)を以て頒布します。

御希望の方は振替貯金口座東京第 13750 番造船協會宛代金送付御申込下さい。

申込要領——申込には次の様式で願ひます。

ZKS 船	船用品の品目	所要數 (枚)	計 (枚)

圖面の寸法と紙質——圖紙の寸法は縦 315 mm、横 254 mm で、縦 298 mm、横 202 mm の輪廓内に制定圖を印刷せるもの、紙質は模造紙、片面刷。

既刊品目は次の通りであります。

Hatch Cleat.....	2	種
Eye Plate .....	1	"
Ring Plate.....	1	"
Ring Bolts .....	1	"
Bollard .....	3	"
Mooring Pipe .....	6	"
Closed Fairleader .....	2	"
Fairleader .....	1	"
Swan-Neck Ventilator .....	2	"
Mushroom Ventilator .....	3	"

上記品目の詳細は「造船協會雜纂」で御承知下さい。其の掲載した號數は次の通りであります。

概要發表回数	雜纂番號	
1	59	(昭和 2 年 2 月號)
2	75	(同 3 年 6 " )
3	95	(同 5 年 2 " )
4	98	(同 5 年 3 " )

# 造 船 協 會 雜 纂

## 第 九 十 七 號

昭 和 五 年 四 月 刊 行

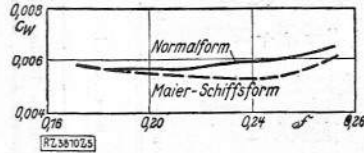
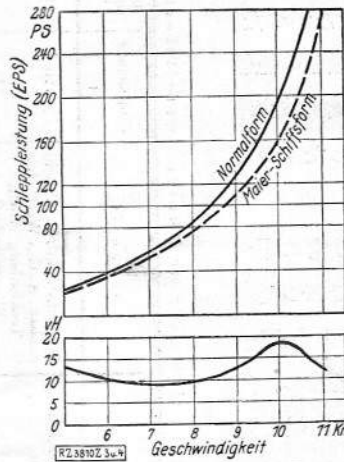
### 撮 要

#### 「マイヤー」船型の実験

“Versuche und Erfahrungen mit der Maier-Schiffsform.” Dipl.-Ing. Brühl.  
Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure.  
18. Jan. 1930. s. 73-77.

船の抵抗を減じ、それによつて船の經濟的効果、速度等を高めんとする努力は近年新船型となつて現れてくるが、その中最も著しきものは「マイヤー」船型である。其名稱は今は故人となつた「ウーエーン」の技師 Maier から出たもので、氏は今から約 20 年前に抵抗の少い新船型を考案せんと企てた結果、今日言ふところの「マイヤー」船型を得たのであるが、當時は今日程問題にされなかつた。處が 1926 年に漢堡造船實驗所で比較試験をやつてから以來、世間の注意を惹く様になつたものである。「マイヤー」船型の特徴は水が船體に沿つて最短距離で通過するために總ての横斷面形が同一傾斜 45° 乃至 50° をなすことゝ、各横斷面形の半分のものゝ重心の位置を連結した線はなるべく直線に近きものとする點である。

又 Abb. 1 及 2 に見る如く筋の形が著しく異



$$c_{11} = \frac{W}{g/2 v^2 F^2} \text{ Widerstandbeiwert}$$

$$W \text{ Gesamtwiderstand in kg}$$

$$\rho \text{ Dichte der Flüssigkeit in } \frac{\text{kg s}^2}{\text{m}^3}$$

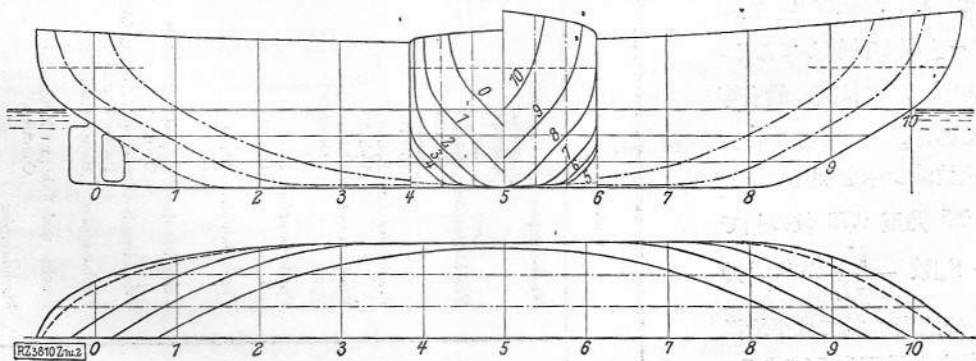
$$v \text{ Geschwindigkeit in m/s}$$

$$F \text{ benetzte Fläche in m}^2$$

$$\beta = \frac{v}{\sqrt{gL}} \text{ Froudesche Zahl}$$

$$g \text{ Erdbeschleunigung} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$L \text{ Schiffslänge in m}$$



つてゐて、普通の船では船は殆んど垂直に深く水線下に入つてゐるに反し、本船型は著しく傾斜してゐる。

本船型の模型試験は同一主要寸法、同一排水量の普通船型と同時に漢堡、伯林、「ウキーン」、「ダンバートン」及華盛頓等の水槽で行はれたが、常に「マイヤー」型の方が抵抗が少なかつた。Abb. 3, 4 及 5 は兩船型の漁船の有効馬力の比較、抵抗減少率及び抵抗係數等を示したものである。

斯様に模型に於ては常に「マイヤー」船型が良好であつたので、Weser 會社では全く同一寸法の自働艇 2 隻を建造し、内 1 隻は既に出來てゐる漁船と同一 lines のものを 1/4 の大きに作り、他の 1 隻は「マイヤー」型とした。この 2 隻には同一馬力の「モーター」を 2 臺積んであるが、同一馬力に對して「マイヤー」型の方が速度が高かつた。その後漁船客船貨物船等引續いて建造せられ、現在は 14 隻の「マイヤー」船が就航してゐる。Zahlentafel 1 には其の船名等が示してある。

その抵抗減少率を見るに、肥瘠係數 0.5 乃至 0.75 位の船で「フルード」數  $\frac{V}{\sqrt{gL}}$  が 0.15 乃至 0.35 の速度に於ては平均抵抗減少率は 8 乃至 12% である。肥瘠係數の大きな船で速度が遅

Zahlentafel 1. Schiffsbauten nach der Maier-Schiffsform

Nr.	Gattung und Name	Reederei	Bauwerft	Verdrängung t	Indizierte Maschinen- leistung PS	Zeit der Indienststellung	Fahrt
1 bis 3	Fischdampfer „Weissenfels“ „Glawitz“ „Eisenach“	„Nordsee“ Deutsche Hochseefischeri Bremen-Cuxhaven A.-G., Bremen	Deutsche Schiff- u. Maschinenbau A.-G., Werk Joh. C. Tecklenburg A.-G., Wesermünde-G.	je 720	je 650	Juni/Juli 1928	Nordsee Weißes Meer Island
4 bis 7	Frachtdampfer „Helios“ „Herkules“ „Hermes“ „Hestia“	Dampfschiffahrts-Gesellschaft „Neptun“, Bremen.	Deutsche Schiff- u. Maschinenbau A.-G., Werk A.-G. Weser, Bremen	je 4750	je 1170	April 1929 April 1929 Mai 1929 Juni 1929	Spanien Portugal Holland Skandinavien Ostsee
8 bis 9	Frachtdampfer „Bellona“	„	Schiffswerft Atlas-Werke, Bremen	je 2800	je 800	August 1929	Indien
10 bis 11	Frachtdampfer „Lichtenfels“ „Frettenfels“	Deutsche Dampfschiffahrts-Gesellschaft „Hansa“, Bremen.	Deutsche Schiff- u. Maschinenbau A.-G., Werk A.-G. „Weser“, Bremen	je 16800	je 5100	Juli 1929 August 1929	Westküste Mittelamerika, Ostasien
12 bis 13	Frachtdampfer „Isar“ „Donau“	Norddeutscher Lloyd, Bremen.	Deutsche Schiff- u. Maschinenbau A.-G., Werk Vulcan, Hamburg	je 19300	je 6500	April 1929 Juni 1929	Westküste Mittelamerika, Ostasien
14 bis 15	Frachtdampfer „Abana“ „Agira“	„	Deutsche Schiff- u. Maschinenbau A.-G., Werk A.-G. „Weser“, Bremen	je 5000	je 1400	Dezember 1929 Februar 1930	Marseille- Corsika Nizza-Corsika
16	Zweischrauben-Fahrgast-Motorschiff „Cyrnos“	Reederei Fraissinet, Marseille	„	3200	3200	Mai 1929	Marseille- Corsika
17	Zweischrauben-Fahrgast-Turbinenschiff „Le de Beauté“	„	„	3100	6500	März 1930	Nordsee, Island, Weißes Meer
18	Fischdampfer „Hans Wriedt“	„Nordsee“ Deutsche Hochseefischeri Bremen-Cuxhaven A.-G., Bremen	Frerichswerft A.-G., Einswarden i. Oldbg.	740	750	Januar 1930	Mittelamerika
19	Fracht- und Fahrgast-Motorschiff „Columbia“	Koninklijke Nederlandse Stoomboot Maatschappij, Amsterdam	P. Smit jr., Rotterdam	13800	6000	Herbst 1930	Nordsee, Island, Weißes Meer
20 bis 21	Fischdampfer	„Nordsee“ Deutsche Hochseefischeri Bremen-Cuxhaven A.-G., Bremen	Deutsche Schiff- u. Maschinenbau A.-G., Werk Frerichs, Einswarden	je 740	je 750	Sommer 1930	



い時は減少率は僅少である。如何となれば速度の低い時は全抵抗の大部分は摩擦抵抗であつて、斯様な低速肥大船では表面積がいくらか小さくならないし、又一方に於ては剩餘抵抗が極く僅かであるからである。

「マイヤー」船型の摩擦抵抗の減少は普通船型よりも浸水面積が少いの因る。この浸水面積の減少率は 2 乃至 7% であつて、その率は肥瘠係数と、間接には  $\frac{\text{長さ}}{\text{幅}}$  の比によるものである。尙又船體に沿ふて流るゝ水の通路が 5 乃至 13% 短縮されるので、兩者相俟つて摩擦抵抗の減少となる。

形状抵抗の少いことは Abb. 5 の抵抗係数  $C_w$  の曲線が比較的眞直になつてゐるのでも判るが、試験艇の試運転に於ても確めることが出来た。試運転の際に「マイヤー」船は普通船に比して船波が著しく小さかつた。既に出来上つた「マイヤー」船の試運転成績と模型曳航実験成績とを比較する一例として、兩船型の 19,000 噸の汽船の同一航路に於ける馬力、速度及び排水量等の平均値を取つて「アドミラルティ」恒数を計算して見ると、普通船型では 286、「マイヤー」型では 325 となつて、その差は 13% で模型試験の時の成績とよく一致してゐる。

實際の経験から見て「マイヤー」船の耐航性に對する利點を擧げて見ると、先づ船の panting が少い。次に甲板に波をかぶることが少く、進路が安定して操縦が容易である。又艀の panting motion も少く、従つて其のために推進器の効率を低下する様な事がない。(T. I.)

### 佛國新造の浮標検査船

Shipbuilding and Shipping Record.

Dec. 12, 1929. p. 705.

次頁に示す圖は葡萄牙政府の註文に依り Société des Chantier et Ateliers de Saint Nazaire-Penhöet の Grand Quevilly 工場に於て製造せられた双螺旋發動機船 Almiante Schultz の一般配置を示すものである。本船は浮標の維持及検査に使用せられるもので、其の主要寸法は次の通である。

垂線間長.....40.0 米 (131 呎)

型 幅..... 9.5 米 (31.2 呎)

型 深..... 4.0 米 (13.1 呎)

満載排水量.....540 噸

満載吃水.....2.85 米 (9.35 呎)

船體は 8 箇の水密區劃に分たれ、中央部には機關室を設け、其の前方に 2 箇、後方に 1 箇の船艙を設けて在る。第 1 及第 3 船艙には、特殊の設備があつて、挂燈浮標に供給する爲の壓縮瓦斯入壘 390 箇を搭載し、第 2 船艙には石油を搭載する。本船は船の中央部に 1 檣を有し之に 2 箇の derrick が設けられて居る。後部 derrick の揚貨力は 19 米 (62.3 呎) の半徑に於て 16 噸である。揚貨機、揚錨機及操舵装置は何れも電氣に依つて動かされる。

推進機關は La Société Generale de Constructions Mechaniques に依つて製造せられた 2 基の M.A.N. 型 6 箇 4 行程單動油壓注射式機關である。各機關は 230 r. p. m. に於て 175 B. H. P. を出だし、本船試運転の際には平均 11.06 節の速力が得られた。pump を含む補助機は總て電氣に依つて動かされる。(S. O.)

### 羊毛脂防銹劑

Shipbuilding & Shipping Record.

1930 年 1 月 1 日發行 2 頁

船上に於て機械殊に旋盤にかけられたる部分を取扱ふ場合、銹の生成を防止するは極めて困難なり。petroleum grease は防銹劑として幾多の推奨すべき點を有すれども、摩擦せらるゝと容易に剝落するの不利あり。又吸濕性を有せざる爲に、完全に乾燥し居らざる鋼面に塗る時は、鋼面との間に濕氣を保有して銹を生成す。

防銹劑としての羊毛脂の性質を研究せる結果、同脂は polished steel に對しては諸種 grease、「ワニス」、bitumen 等の何れよりも優秀なることを發見せり、

polished steel に羊毛脂を施して 18 箇月間曝露し置けるも銹の生成を見ざりき。

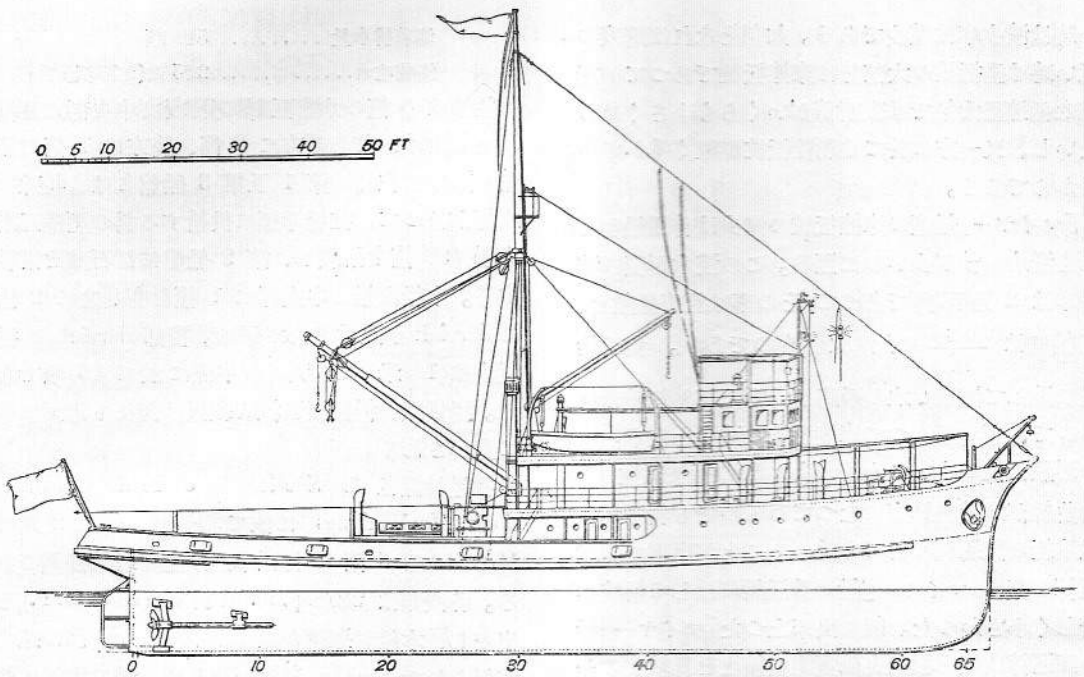
(Ts. K.)

### 船の足場の組立に就て

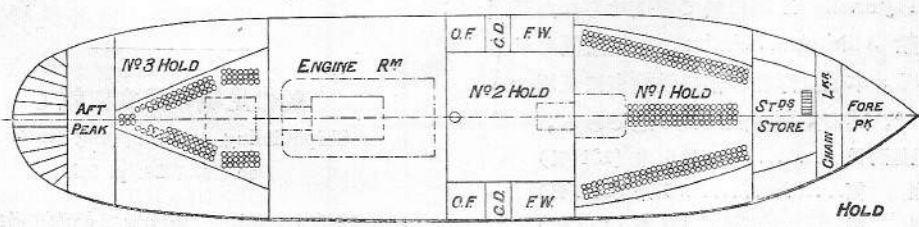
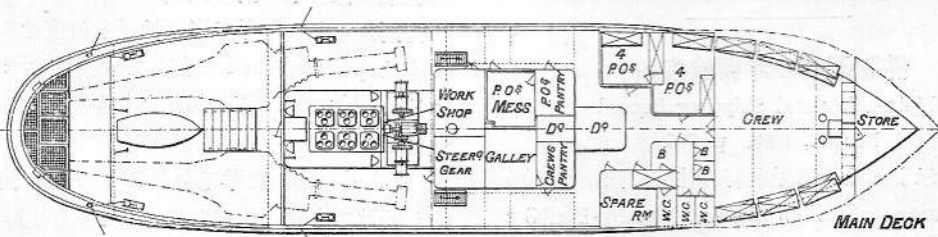
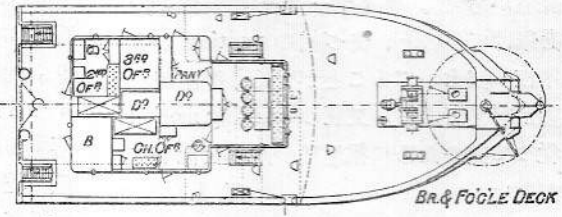
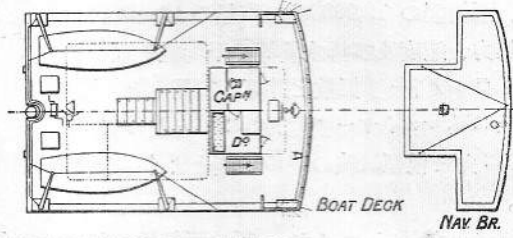
Shipbuilding and Shipping Record.

Dec. 26, 1929. p. 763.

船を建造する際に、周圍及び船内に作る足場は



General Arrangement of MS. "Almirante Schultz," built at St. Nazaire for the Portuguese Government.



重要な問題で、足場で働く人の安全の爲めに工場規則は時折種々の項目が追加される。然し之には足場の詳細な構造に就ては述べてない爲め、其設計及び取付方法は造船者が任意に行ひ得る。

J. A. Cromar 氏は足場の設計に關し、簡單で費用の少ない而かも安全な方法を若干述べてる。

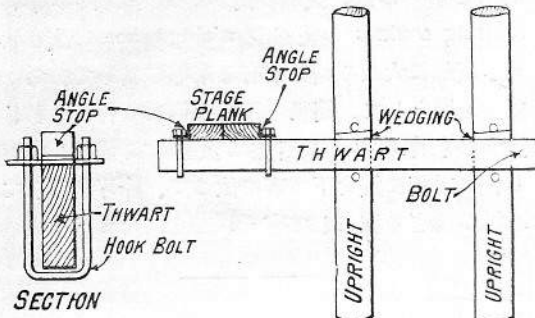


Fig. 1.—Staging Arrangement to Prevent Fore and Aft Slipping.

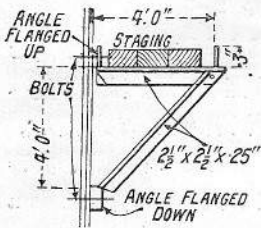


Fig. 2.—Bulkhead Staging Bracket.

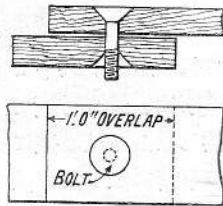


Fig. 3.—Countersunk Bolt and Plank Overlap.

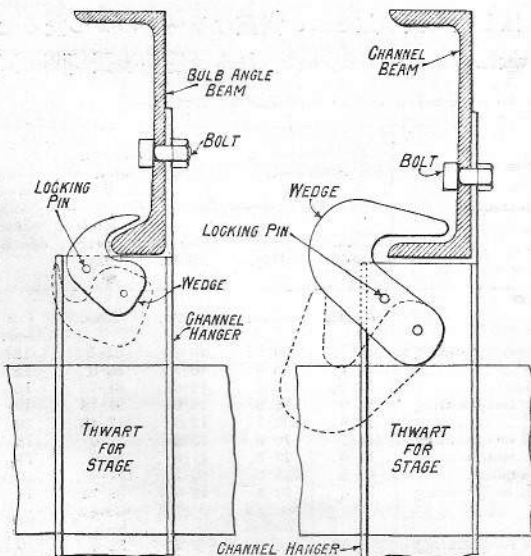


Fig. 4.—Two Forms of Hanging Stage with Hinged Wedge and Locking Pin.

横材の上で足場板の滑るのを防ぐには Fig. 1 に示す様に 2 箇の小山形材を各側に鈎螺釘で取付ける。此鈎螺釘と山形材とは任意の幅の足場板を取付け得る様に横材上を移動出来る。又横材の端には螺釘を付けて立材の滑るのを防ぐ。足場が縦方向に滑るのを防ぐ爲めに、各足場板の端に近く 1 箇の螺釘孔を設け、皿螺釘を以て板を累接する (Fig. 3)。

船の建造中は 船内に多くの吊足場を要する。Fig. 4 は球山形梁と、溝形梁とに連結された溝形吊材で、螺釘が切れた時の豫防として止め金を具へた蝶番楔を取付ける。吊材の 1 曲縁は梁に螺釘でつける。之は足場の吊材としては非常に安全な信頼し得べきものである。

隔壁や圍壁等で仕事する時の足場を支持するに必要な肘材を Fig. 2 に示す。此装置では頂部山形材の両端を 3 吋上方に曲げる爲め足場が肘材から滑り落ちる事がない。尙肘材の幅は少なくとも 4 呎を要する。(H. K.)

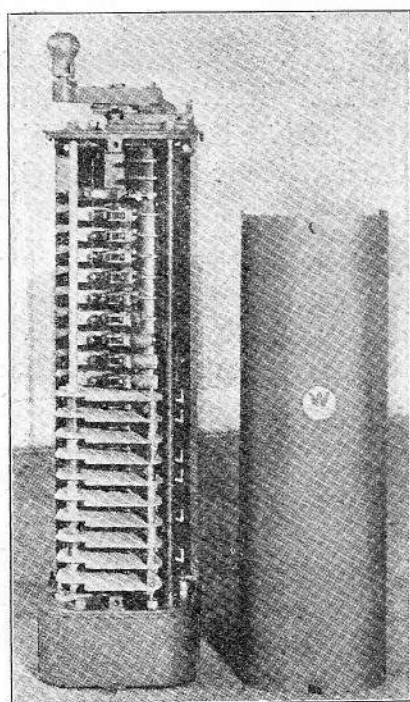
### 反轉式の Drum Controller.

Marine Engineering and Shipping Age.

Jan. 1930. p. 46.

Pennsylvania 州 East Pittsburgh の Westinghouse Electric and Manufacturing Co. から、反轉式の drum controller の新しき商品が發表された。此の controller は起重機、昇降機、bending rolls 及び之と類似の機械類を動作せしむる、烈しき使用に適する様計畫されたもので、數多の新しき特色と精巧さを具備してゐる。drum cylinder は rolled brass の supporting disk より成り、此の disk は其の 1 枚 1 枚の間に、brass と micarta の絶縁環を挟み、micarta で絶縁された鋼製軸に貫通され組合はされてゐる。contact segment は、bolt の頭部が燒け落ちぬ様、充分完全の方法を講じて、此の supporting disk に bolt で締め付けられてゐる。此の segment は、逆に取付けることも出来る様になつてゐて、使用上普通のものゝ 2 倍の壽命が有り、従つて必要な豫備品の數を減少し得る事となる。

觸手は compensating, self aligning type で、



Westinghouse Reversing Drum  
Controller for Heavy Service.

contact segment の上に直角に定位置を保つ様になつてゐる。觸手の磨耗に對して、補給し得る様調節する事が出来、同時に接合部の局部的の發熱は、terminal から觸手の末端に向く銅の分路に依つて防止されてゐる。

controller の上部には flexible roller bearing を用ひ、又下部には ball thrust bearing を用ひ

であるから、其の動作は容易である。operating head の型は色々で、種々裝備する個所に依つて、之に適應する様にしてある。

構造上には、出来る丈け鑄物の代りに鋼製のものを用ひ、小さき寸法で最大の強度を保たせる様にしてある。此の controller の配線が、非常に簡單であるのは、後部の覆ひが取外し得る事、rotating contact の後部の wiring space の廣き事及び底部に大なる開口が有る事等の爲めである。安全装置として、簡單な鑿が手柄に取付けられ、偶然の打撃の爲めに自然に發動せぬ様にして有り、又手柄に錠を下す事に依つて、許可なくして取扱ひ得ざる様にして有る。(H. U.)

### Conversion to Superheat.

Marine Engineer & Motorship Builder.

Jan. 1930. pp. 29-30.

船舶運航費を減少する爲めに種々の方法が講ぜられて居る。其中でも飽和蒸氣を過熱蒸氣に變へる事は、最も確實で最も廣く採用せられて居る。然しながら此改造に依つて得らるゝ利益は、其時の事情に依つて一様でなく、又是等に關する data を得る事は容易でない。North Eastern Marine Engineering Co. が嘗て改造したものの中から、種々の機關を有する多くの船舶の代表的成績を表はした次表の如きは、貴重なる材料の1つたるを失はぬ。表中の成績は孰れも改造前後長期間に亘

TABLE I.—TYPICAL RESULTS FROM VESSELS CONVERTED FROM SATURATED TO SUPERHEATED STEAM.

Ship Dimensions.	Tonnage, Gross Registered.	Dead- Weight.	Type of Machinery.	Performance on Saturated Steam.		Performance on Superheated Steam.		Saving Based on equal speeds.
				Average Speed.	Coal per Day.	Average Speed.	Coal per Day.	
380' 6" × 49' 1" × 28' 7"	4,063	7,200	Single-screw triple reciprocating	10.67	36.65	10.46	32.1	13
375' 10" × 50' 3" × 23' 7 1/2"	4,500	6,000	Ditto	10.4	33.0	10.5	30.0	12
443' × 52' 9" × 32'	6,594	8,050	Ditto	12.63	70.2	12.91	61.7	16
493' × 60' 4" × 28' 6"	10,050	11,600	Twin-screw triple reciprocating	12.9	103.6	13.04	91.79	17
563' 2" × 68' 4" × 31' 2"	14,500	16,300	Ditto	13.6	150.7	13.5	117.48	20
452' × 56' × 35' 3"	7,500	9,700	Single-screw triple reciprocating	13.1	76.6	13.39	67.0	18
485' 9" × 58' 4" × 30' 9"	9,029	12,400	Twin-screw triple reciprocating	11.6	77.7	11.6	55.0	29
520' × 67' 3" × 41' 9"	14,000	13,550	Triple-screw combination	15.8	155.1	15.26	127.9	10
480' × 62' 2" × 33'	8,407	12,175	Single-screw quad. reciprocating	10.4	50.3	10.007	38.75	14
363' × 51' × 26' 3"	4,323	7,400	Single-screw triple reciprocating	8.55	24.8	8.85	22.0	19
450' 9" × 57' 3" × 27'	6,147	9,547	Ditto	10.8	43.9	11.14	38.8	17

つて得られたもの平均である。

Table I 中の6隻は單螺3聯成汽機を有する重量噸6,000乃至9,700噸の普通の貨物船である。以上の6隻に就て速力を換算して見ると燃料消費の節約が約16%となる。又12,175噸の船舶は單螺4聯成汽機を有する獨逸の貨物船で、現在は英國の會社で動かされて居る。此船に於ては航路の都合上常用速力を低下した爲め、且つは過熱蒸氣使用に改造した爲め、4罐中3罐を使用すれば足りる事となり、而も燃料消費に於て14%の節約を見る事が出来たのである。又雙螺3聯成汽機を有

燃料消費係數  $\frac{D^{\frac{3}{2}} \times V^3}{\text{Tons of Coal per day}}$  を使用した所、過熱蒸氣使用に改造せし爲めに得た燃料の節約は約18%であつた。

以上の如き成績に刺戟せられて同一會社の汽船が22隻相次で改造せらるゝ事となつた。是等の中18隻は5,000 I.H.P. 1隻は6,500 I.H.P. 1隻は3,000 I.H.P. 他の2隻は2,000 I.H.P. であつて、孰れも汽壓は190乃至200封度で3聯成汽機を有して居る。(T.Z.K.)

TABLE III.—AVERAGE PERFORMANCES.—VESSELS CONVERTED TO SUPERHEAT.

Vessel.	Voyages.	Speed in Knots.	Average I.H.P.	Maximum I.H.P.	Average Coal per Day in Tons.	Admiralty Coefficient.	Coal Coefficient.	Saving.
						$D^{\frac{3}{2}} \times V^3$	$D^{\frac{3}{2}} \times V^3$	
						I.H.P.	Coal per Day.	Per cent.
443' × 52' 9" × 32'. 6,594 gross tons. Single-screw, triple-expansion reciprocating engines. 30½" × 50" × 83" by 60"	Average over 3 years on saturated steam. 9 voyages superheated	12-63	3,896	—	70-2	271	15,090	—
		12-91	4,112	4,760	61-7	272	17,912	16
493' × 60' 4" × 28' 6". 10,050 gross tons. Twin-screw, triple-expansion reciprocating engines. 24½" × 40" × 68" by 48"	Average over 3 years on saturated steam. 6 voyages superheated	12-90	4,800	—	103-6	272	12,560	—
		13-04	4,960	5,200	91-79	279	15,244	17½
563' 2" × 68' 4" × 31' 2". 14,500 gross tons. Twin-screw triple-expansion reciprocating engines 27" × 44" × 74" by 51"	Average over 3 years on saturated steam. 4 voyages superheated	13-6	6,320	—	150-7	294	12,400	—
		13-5	6,309	6,510	117-48	289	15,538	20
452' × 56' × 35' 3". 7,550 gross tons. Single-screw triple-expansion reciprocating engines 31" × 51½" × 86" by 60"	Average over 3 years on saturated steam. 3 voyages superheated	13-1	4,392	—	76-6	274	15,710	—
		13-39	4,744	—	67-0	271	19,200	18

する定期貨物船3隻に於ける燃料消費節約は平均22%に達し、前記單螺船6隻に比して其成績が更に良好である。而して是等の中燃料消費節約29%に達して居るものゝ如きは、恐らく飽和蒸氣を使用せし時には priming が甚しかつたのであらう。又他の1隻は3螺旅客船で、往復汽機1基と「タービン」機2基とを有して居る。此機關は元來効率高かりし爲か改造による節約は僅に10%であつた。

Table III には4隻の大型新式汽船に過熱蒸氣を採用せし時の結果を示す。是等の中2隻は單螺、他の2隻は雙螺で孰れも3聯成汽機を採用して居る。而して總ての場合に於て飽和蒸氣の成績は3ヶ年の平均であり、又過熱蒸氣の成績も改造後相當長期間の平均であるから、天候其他の條件を省略して考ふる事が出来る。従つて兩者の比較は極めて有意義のものである。本表にては比較に

### 航空中に於ける航空機螺旋翼の或る截面上の壓力の分布状態並びに截面の速度に基く揚力係數の變化

The Distribution of Pressure over a Section of an Airscrew Blade in Flight, and the Variation of Lift Coefficient with the Speed of the Section. By E. T. Jones. "Reports and Memoranda" No. 1256.

本文は種々の翼先端速度にて航空中の航空機螺旋翼の全表面上の壓力の分布状態を、翼に沿ふて不等距離に在る6箇の截面上の壓力を測定して研究した結果の報告である。

實驗の結果に據ると低速度に於いては壓力圖は典型的「エーロフォイル」の結果に酷似して居る。截面の速度が増加すると共に上面に働く壓力は更

に負となり下面に働く壓力は更に正となる。

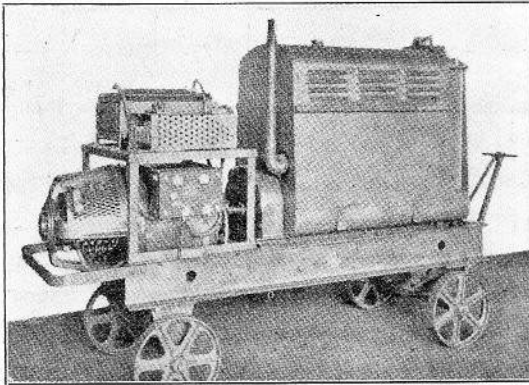
截面の揚力係数は最高速度（音響の速度の 0.74 倍）に至る迄截面の速度と共に 1 次的に増加する。翼截面の入射角が  $1^\circ$  の場合に、揚力係数は截面の速度が音響の速度の 0.415 倍から 0.700 倍に増加するに従つて 0.260 から 0.300 に増加する。(M.Y.)

### 新しき移動式の電流熔接機

Marine Engineering and Shipping

Age. Jan, 1930. pp. 40-41.

New York 州 Schenectady の General Electric Co. が発表した新らしき移動式の電弧熔接機は、6 cylinder gas engine で、従前同社の製品であつた 4 cylinder engine driven のものゝ改良型である。6 cylinder engine の利益な點は、發動の容易なる事、動作の確實なる事及び力量の大きな事である。



General Electric Portable Engine-generator Set with Buda Gasoline Engine.

新機械は Buda 型 HS-6 power unit で、工業用として特に製造されたものである。其の cylinder head は 4 cycle, L 型で、氣筒の直径 3 $\frac{1}{2}$  吋、stroke の長さ 4 $\frac{1}{2}$  吋、S. A. E. horsepower rating 27.3 及び 1 分間廻轉數 1,440 にての實際純馬力

は 39 である。機械は全部薄鐵板製の筐内に密閉され、gasoline 消費は、全力普通状態の荷重にて、通常の熔接工事に使用する場合は、1 時間平均 2.4「ガロン」である。

熔接用發電機は、ball-bearing, self-excited, single operator machine で、90「アムペア」乃至 375「アムペア」の範囲内にて、攝氏 50 度にて 1 時間 300「アムペア」の割合である。此の装置には current reducing resistor が附屬し、之に依つて、24「アムペア」に低減された熔接用の電流が得らるゝのである。

本機械は、大凡長さ 88 吋、幅 32 吋及び高さ 69 吋で、高さの内には running gear 18 吋を含んでゐる。running gear を除きたる正味重量は、約 3,300 封度で、荷造りした重量は 3,750 封度である。running gear の正味及び荷造りした重量は 180 封度で、天蓋は正味 140 封度、荷造りした重量は 185 封度である。(H. U.)

### Thermostatic Metal.

Shipbuilding & Shipping Record, 1930 年 1 月

1 日發行 3 頁所載

各種加熱及冷却装置の自動的管制には thermostat を使用す。即ち金屬片の膨脹、收縮を利用して繼電器を開閉せしめ、希望溫度に於て加熱又は冷却装置を發動せしむ。

此の膨脹收縮をなす金屬片として従來は單一材料を使用し居たるも、膨脹係數の著しく異なる 2 種の金屬を銲接したる thermostatic metal なるものを使用する方が、移動の程度遙に大にして従て感度も亦大なり。

或 thermostatic metal の膨脹係數小なる金屬は Invar steel にして、他は其 35 倍の膨脹係數を有する特殊眞鍮なり。(Ts. K.)

## 抄

## 録

### 曳行実験を基礎とせる 船舶抵抗概算法

“Eine Methode zur angenäherten Bestimmung

des Schiffswiderstandes auf Grund Schleppeversuchen.” Dipl.-Ing. H. Völker. “W. R. H.”

22. Jan. 1930. s. 35-39.

本論文は曾て A. L. Ayre が發表した方法

(Essential aspects of form and proportions as affecting merchantship resistance and a method of approximating E. H. P. "North East Coast Inst." December, 1927.) 及び之れを擴張した方法により、計畫當初に必要な抵抗の近似的計算法を述べ、その精度、他の方法に優つてゐる點を記載し、尙ほその計算の實例を示したものである。

I.

船の抵抗を計算する種々の公式は多くの場合、充分精確な値を與へないので、これは船の計畫に際しての一大缺陷であり、而も夫れは今日に到る迄未だ充されてゐない。「アドミラルティー」恒数のきも船が完全に相似なる場合にのみ好結果を與へるものである。今日では模型曳行實驗といふ方法があつて、決定した寸法を有する船の速度と推進力量との關係を見出すには最も良い方法であるが、第1次計畫に於て、船の大きさ、價格及び最も適當した割合等を迅速に定めるには簡単な方法とは言へない。

模型曳航實驗の成績を計畫に應用出来る様にする研究は無い事はない。然しその方法は迅速に計算するに不適當であつたり、その適用範囲が限られてゐたり、又は適用範囲が不明であつたりする。A. I. Ayre の論文はこの目的に叶ふものであつて、本論文の骨子をなすものである。Ayre の方法は非常に簡單ではあるが速度の範囲に制限があり、普通の商船に限られてゐる。斯様な場合には Ayre の方法によらなく共、澤山にある「アドミラルティー」恒数から容易に抵抗を計算することが出来る。

以下次の記號を用ひることとする。

- D... 排水量 (噸)
- $\Delta$ ... 排水量 (英噸)
- L... 水線の長さ (米)
- B... 外板の外側まで測つた幅 (米)
- T... 平板龍骨の下端までの吃水 (米)
- $L_f$ ... 長さ (呎)
- $v_m$ ... 速度 (米/秒)
- v ... 速度 (節)

Ayre の方法に従ふ時は船の大きさの摩擦抵抗、從つて全抵抗への影響は「アドミラルティー」恒数中の  $D^{2/3}$  の代りに  $D^{0.84}$  と置いて除外するこ

とが出来る。有効馬力 (E. H. P.) は相似船の相應速度に對しては  $C_2 = \frac{D^{0.84} v^3}{E.H.P.}$  とすれば同じ値となる。斯様にすれば  $C_2$  は單に船型と速度との函數であつて、「アドミラルティー」恒数の様に船の大きさの函數ではない。「アドミラルティー」恒数は大きな船では小さい船よりも大きい値になる。Ayre は模型曳行實驗を基礎として  $C_2$  曲線を作つた、彼は各  $v/\sqrt{L}$  に對し基準船を定め、それに対する  $C_2$  曲線を與へてゐる。Fig. 1 がそれである。

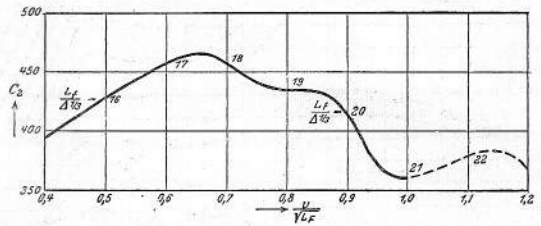


Fig. 1. Standard- $C_2$ -Werte nach Ayre.

この基準船の割合と異つた船に對しては Ayre は修正曲線を作つた。即ち  $L/D^3$ ,  $B/T$ , block coefficient  $\delta$ , 重心點の位置等が基準船と異つてゐる場合に、それ等に對する修正曲線が與へてある。この修正した  $C_2$  の値から上式により E. H. P. を定め、それを推進効率  $\eta_p$  で割つて軸馬力を求める。

II.

この方法はまだ長い經驗ではないが、計畫用計算に對しては、使用し得る結果を示してゐる。この方法を系統的模型試験の結果により其の範囲を擴張し、且つ同時に呎、英噸單位を米噸單位に換算して見た。尙ほ  $\delta$  及び  $B/T$  に對する修正曲線も少し變更した。船の長さとしては一般に水線長を取つた。從つて船型の差異 (例へば cruiser stern その他) による抵抗の變化も簡單に計算することが出来る。Fig. 2 は其の中央に擴張した  $C_2$  主曲線を示し、 $L/D^3$  の値 2.5 乃至 11 に對して  $v/\sqrt{L}$  を基線として書いたものである。 $v/\sqrt{L}=2$  までは主曲線は大概 Ayre の論文から取つた。この値は Taylor がその著 "Speed and Power of Ships." に發表してゐる成績から換算したものと一致してゐる。Taylor の排水量 1 噸當りの抵抗の値  $p$  (ポンド) を  $C_2$  の値に直すには次の様にすれば良い。

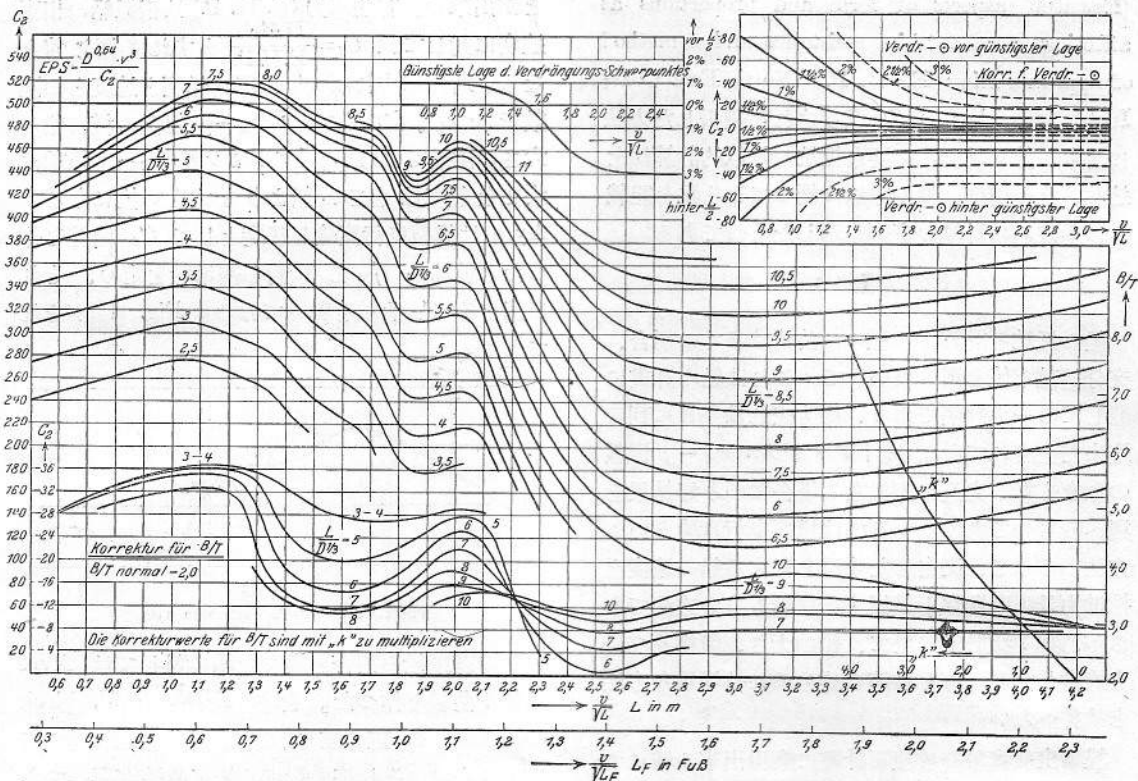


Fig. 2. C<sub>2</sub>-Hauptkurven und Korrekturen für B/T und Verdr.-○.

Fig. 3. Oben: Korrekturen für δ.

Taylor により、

$$E.H.P. = \frac{W \cdot v_m}{75} = \frac{(p_{Form} + p_{Friction}) \cdot \Delta \cdot v \cdot 0.5144}{75}$$

Ayre により、

$$E.H.P. = \frac{\Delta^{0.64} v^3}{C_2}$$

これを米蹠式に直すと次の様になる。

$$C_2 = 326.5 \frac{v^2}{(p_{Form} + p_{Friction}) D^{3.0}}$$

(長さ 400 呎の船に對し)

尚ほ米式に直せば

$$\frac{L}{D^{\frac{1}{3}}} = 0.30318 \frac{L_f}{\Delta^{\frac{1}{3}}}; \quad \frac{v}{\sqrt{L}} = 1.811 \frac{v}{\sqrt{L_f}}$$

B/T の標準値としては、即ち主曲線に對しては、Ayre は 2.0 を選んでゐる。そして B/T = 3.0 の場合には Fig. 2 の下方の“B/T 對する修正量曲線”中の一冊上へ書いた 1 本のみを示してゐる。Taylor 及び J. L. Kent (Model experiments on the effect of beam on the resistance of merchantship forms. “T. I. N. A.” 1919) の曳行實驗によればこの曲線は L/D<sup>1/3</sup> の値が約 4 までし

か適用しない。夫れよりも大きな値に對しては Kent, Taylor 等の得た成績により修正曲線を作製した。Ayre 及び Taylor の言ふ所によれば B/T が 2 と 3 との間及び 3 以上に對しては挿間法又は延長法により相當の精度で求めることが出来る。この曲線使用の經驗及び Kent の實驗によれば B/T が約 4 までは正しい。それ以上の時は C<sub>2</sub> の修正量は僅かであつて、その量は Fig. 2 中に示した補助曲線“K”から定められる。これは Kent が定めたものである。

今計算せんとする船の B/T に相當する“K”の値を補助曲線から求め、その K の値を“B/T 對する修正曲線”の示す値に乗じたものが所要の修正量であつて、これを主曲線の示す値から減ずる。主曲線に對する δ の標準値を Ayre は次の式で示してゐる。

$$\delta_{normal} = 1.08 - \frac{1}{2} \cdot \frac{v}{\sqrt{L_f}}$$

これを「メートル」法に直し、尚ほ長さを水線長に取る時は、



$$\delta_{normal} = 1.1 - 0.282 \frac{v}{\sqrt{L}}$$

然しこの式は  $\frac{v}{\sqrt{L}} = 2$  まで正しいのであつて、

$\frac{v}{\sqrt{L}} = 3.9$  になれば  $\delta_{normal}$  は零になる。

Telfer は別に  $\delta$  の標準値を與へてゐるが (The Marine Eng. and Nav. Arch., Nov. 1913)、その値は始めの間は Ayre の値と一致し、 $\frac{v}{\sqrt{L}} = 2$  以上では極限值 0.56 に漸次近づく。 $\frac{v}{\sqrt{L}} = 2$  以上の速度に對しては  $\delta = 0.536 = \text{Const.}$  と定めて置く。之れは上式に  $\frac{v}{\sqrt{L}} = 2$  と置いた時の値である。Ayre の與へた  $\delta$  に對する  $C_2$  修正曲線は Fig. 3 中に點線で示した。一定の  $\frac{v}{\sqrt{L}}$  の値に適

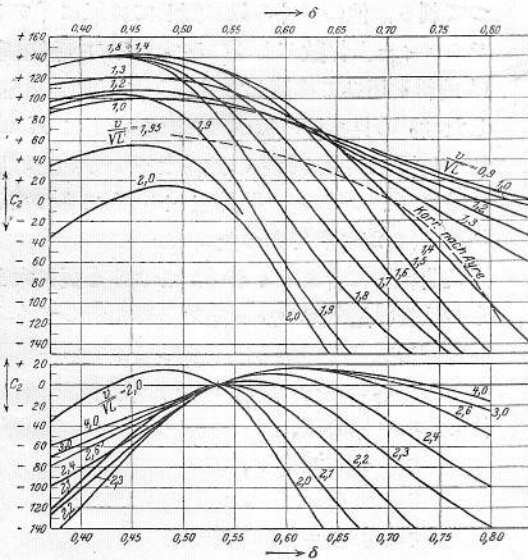


Fig. 3. Korrektur für  $\delta$ .

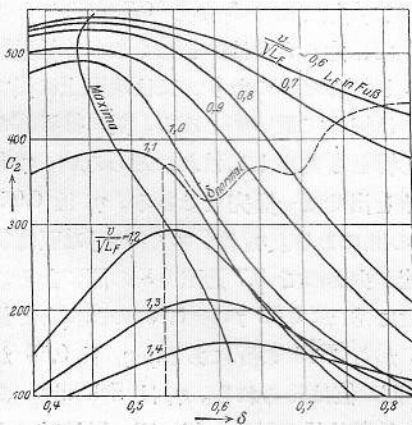


Fig. 4. Abhängigkeit der  $C_2$  Werte von  $\delta$ .

した修正曲線は下の Fig. 3 に示してある。これは Taylor から取つたものであつて、これを用ひれば前以て  $\delta_{normal}$  を計算せずして  $C_2$  修正量を直接讀み取ることが出来る。尚ほ  $C_2$  の  $\delta$  の値による影響は Fig. 4 の如くすれば明瞭に判る。

この兩曲線から、明かに最も適した  $\delta$  の値を知ることが出来る。 $v/\sqrt{L}$  の値で圖に示したものの中間のものは挿入法で求める。この曲線は  $\frac{L}{D}$  の平均値に對するものであつて、 $\frac{L}{D}$  の値によつて多少變化する。

抵抗計算には肥瘠係數  $\delta$  の代りに  $\varphi = \frac{\delta}{\beta}$  ( $\varphi = \text{prismatic coefficient}$ ,  $\beta = \text{midship coefficient}$ ) を用ひた方が良い様に思ふ。然かし Taylor の著書によると  $\beta$  が著しく變化しても抵抗には左程の影響を及ぼさない事になつてゐる。Taylor の研究を基礎として Fig. 5 に示す曲線を作つた。

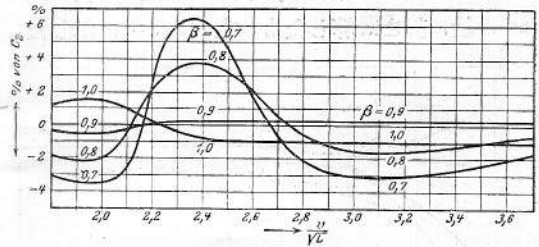


Fig. 5. Korrektur für  $\beta$ .

これは計畫の  $\beta$  の値が Taylor の standard  $\beta = 0.926$  から隔つてゐる場合に  $C_2$  を何% 修正してよいかを示すものであつて、これによつて計算の精度をいくらかでも高めることが出来る。 $\beta$  に對する正規の値は Johow-Foerster 第5版 48頁及び 194 頁に示してある。Ayre も亦そこから ( $\frac{v}{\sqrt{L}} = 2$  まで) 採つたのである。正規の即ち最

も適した重心點の位置から實際の位置が離れてゐるのに對する修正は Ayre が審かに調べてゐるので、それを用ひることにする。Fig. 2 の上方左に最も適當な重心點の位置を示し、右方にはその適當の位置から離れてゐる場合の修正曲線を示して置いた。何れも  $v/\sqrt{L}$  の函數である。

次に Taylor の模型曳行實驗成績を用ひて、 $C_2 = \frac{D^{0.64} \cdot v^3}{E.H.P.}$  中の  $D$  の冪數 0.64 の正しいことを証明して見ようと思ふ。

Ayre によれば、

$$E.H.P. = \frac{D^3 v^3}{C_2} = \frac{W v_m}{75};$$

$$W = 145.79 \frac{D^3 v^2}{C_2}.$$

Taylor によれば、

$$W = 0.44645 D \left( p_{\text{Form}} + \frac{c}{15.4} \lambda \cdot p_{\text{Friction}} \right)$$

但し  $C$  は浸水面積に対する係数、 $\lambda$  は船の長さによつて異なる摩擦係数を示す。この兩式を相等しと置けば、

$$D^3 = \frac{0.44645}{145.79} \frac{C_2 \left( p_{\text{Form}} + \frac{c}{15.4} \lambda p_{\text{Friction}} \right) D}{v^2}$$

$$= A$$

$$x = \frac{\log A}{\log D}.$$

この  $x$  の値を各速度に對して長さ 20 乃至 240 m の船に就き計算したものを Fig. 6 に示した。

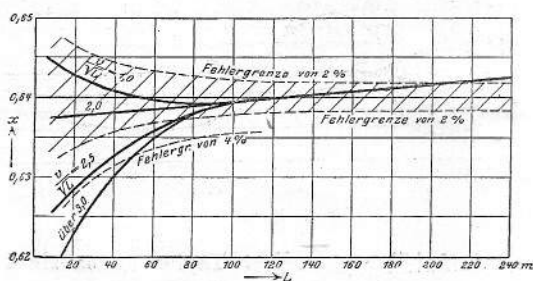


Fig. 6. Exponenten  $x$  in Abhängigkeit von der Länge.

$x = 0.64$  として起る誤差は 0 乃至精々 2% であるから、先づ正しいと見てよしい。只小さな高速の船に對しては 0.64 としては少し誤差が大きいので、これは Fig. 6 から讀んだ  $x$  の値を採つた方がよい。

### III.

この曲線は水平龍骨を持つ適當な lines を持つた船に適用出来るものである。然かし静かな深い而かも潮流のない海水 (比重 1.02) 中に於て適度の逆風のある時に期待せらるゝ試運轉速度を得るために作つたものである。單螺旋、plate rudder 「ビルヂ・キール」等の普通の附加物は顧慮してある。この曲線から得た有效馬力は各船型の普通の速度範圍に對しては正しい値を與へる。例へば非常に「ファイナ」な高速船 (巡洋艦、水雷艇の如

き) の低速に對しては、この曲線から求めた抵抗の値は小さ過ぎる。如何となれば排水量の割合に浸水面積が非常に大きいため摩擦抵抗が特に多くなるからである。河船の抵抗は本圖から求めたものよりも幾らか少いけれども共大した差はない。又船型が上に述べた適用範圍外なる時は、車軸、張出軸承、「ビルヂキール」、船の縦傾斜等に應じて  $C_2$  に修正を施さなければならぬ。特に良好なる船型に對しては  $C_2$  の値を増さなければならぬ。例へば「マイヤー」船型に於ては模型試験によると  $C_2$  の値は 7 乃至 17% 良好となつてゐる。本曲線の精度は  $C_2$  の修正値の小なる場合で、且つ  $\frac{L}{D^3}$  の値が中位の大さの時に最もよい。尙ほ精度に就ては Ayre が計算したものと及び本曲線の全般に亘つて散布してゐる 6 隻の曳行實驗成績によつて判る。他の多くの船に對しては單に「アドミラルティー」係数があるのみで、その推進效率を  $C_2$  曲線を用ひて換算して見ると、推進器關係に適した  $\eta_g$  の見掛けの値が得られる。更に Kent の行つた模型試験成績との比較をやつて見た。最大誤差は  $C_2$  の値の -5 乃至 +3% であつて、平均誤差は 2.1% であつた。

$C_2$  曲線中に含まるゝ不確かさよりも更に大きなものは全推進效率  $\eta_g$  を定める時に起つてくる。 $\eta_g$  は即ち次のものから成り立つてゐる。

$$\eta_g = \eta_n \cdot \eta_s \cdot \eta_p \cdot \eta_w = \eta_s \cdot \eta_p \cdot \eta_w.$$

但し、 $\eta_n$  = 伴流項、

$\eta_s$  = 推力減少項、

$\eta_p$  = 推進器效率、

$\eta_s = \eta_n \cdot \eta_s$  = 船殼效率、

$\eta_w$  = mechanical efficiency.

$\eta_g$  の値は實船では 0.5 から 0.7 の間にある。双螺旋船では之れよりは少し悪くなり、推進器が充分没入してゐなかつたり、又は水面上に出てゐる様な時は極めて低い値となる。更に推進器の回轉數の影響をも考慮しなければならぬ。 $\eta_g$  を分解して値を出せば一層完全である。 $\eta_w$  は 0.95 から 0.98 の間にある。 $\eta_s$  は「ファイナ」な双螺旋船では伴流が少いので 0.7 乃至 0.8 の間にある。然かし一般に  $\delta$  が 0.63 から 0.78 の間にある船では 0.93 から 1.15 の間にある。 $\eta_p$  は 0.58 から 0.7 位の間の値は得られる。 $\eta_p$  は Schaffran の行つた様な系統的模型試験を行へば一層精確に求め

られる。 $\eta_0$ の値は誘導装置及び流線形舵等によつて改良することが出来る。その割合は2乃至18%、平均6乃至9%であつて、その率は $v/\sqrt{L}$ が増すと共に減少する。

推進効率を細心に定める際にも、 $\eta_0$ に對して最大5%の不正確を見積らなければならない。この $\eta_0$ の精度並びに前に述べた $C_2$ の値の精度を考ふる時、所要の軸馬力又は指示馬力 $N_e = \frac{D^{0.61} v^3}{C_2 \eta_0}$ は前に説明した方法で計算したもの、91乃至107%位になる。従つて速度は2%以内の誤差で定めることが出来る。この精度で澤山である。如何となれば模型試験を行つた船の試運転に於ても、船の縦傾斜、波その他の現象により速度に1%位の増減は生ずるからである。従つて第1次計畫に於て機械装置の重量、價格等を見積るには此の方法は充分信頼し得るものと思ふ。

IV.

以上述べた方法は科學的に見て大した價值のあるものではないが、只問題の實際的解決法に對する1研究として、主として抵抗關係の判り易い圖面を示したに過ぎない。

この主曲線を見れば、計畫速度が特に大きな形狀抵抗を受ける様なことがないかどうかを一見して知ることが出来る。主曲線の彎曲してゐるのは形狀抵抗の大小を示すものである。この圖で見ると $\frac{v}{\sqrt{L}} = 2.2$ で曲線が非常に低くなつてゐるから、これは避けなければならない。この曲線の波形は $\sqrt{\varphi}$ の變化に比例して移動してゐる。

近似馬力推定に關し此の方法が更に他の方法に優つてゐる點はあらゆる船型に適用出来ること、抵抗に主として影響を及ぼす處の $v/\sqrt{L}$ ,  $L/D^{1/3}$ ,  $B/T$ ,  $\delta$ ,  $\eta_0$ 等の各項個々の影響を分けて理解し、従つて計畫に際して最も適當な船型を見出し得ることである。

最後に本方法の簡単なことは次の例によつて示すことが出来る。

計算法の例

- 「モーター」客船、
- 排水量 1,000 噸、
- 水線の長さ  $L=60.0$ m.
- 幅  $B=10.0$  m.
- 吃水  $T=2.8$  m.

$$\delta = \frac{1000}{60 \times 10 \times 2.8 \times 1.035} = 0.575$$

重心點は $\frac{L}{2}$ より後1%の處、

$$\frac{B}{T} = 3.57$$

$$\sqrt{L} = 7.77$$

$$D^{0.61} = 83.18 \quad \frac{L}{D^{1/3}} = 6.0$$

軸馬力 $2 \times 700$ の時に上記排水量にて得らるゝ速度を求む。

此の算出法は次に示す通りであつて、その結果はFig. 7に示した。即ち1,400 S.H.P.では約14.2節の速度が得られる。S.H.P.を得るに-9乃至+7%の誤差ありとすれば、速度ではFig. 7に示す如く14節から14.3節の間で變化することとなる。

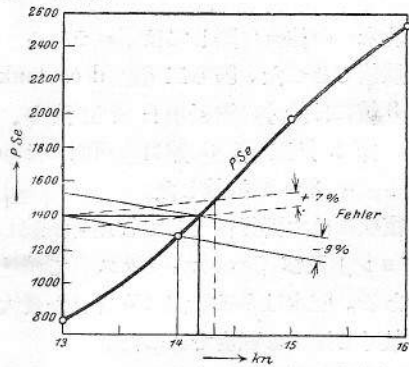


Fig. 7. Rechenbeispiel.

$v$ (節)	=	13	14	15	16
$v/\sqrt{L}$	=	1.68	1.81	1.94	2.07
$C_2$ (主曲線より)		410	353	345	335
$\frac{B}{T} = 3.0$ に対する修正		-15	-18	-23.6	-24.6
" $K'' = 1.57$ を乗じて		-24	-28	-37	-39
$\delta$ に対する修正		+65	+20	-28	-22
重心點に対する修正		-1	-5	-9	-11
合計修正量		+40	-13	-74	-77
徑管に対する修正				$C_2$ の値の -5%	
流線舵に対する増加				$C_2$ の値の +5%	
修正したる $C_2$		450	340	271	258
$\eta_0 = \eta_s \cdot \eta_p \cdot \eta_w$					
$= 0.9 \times 0.6 \times 0.97 =$				0.524	
S.H.P. = $\frac{D^{0.61} v^3}{C_2 \eta_0}$		780	1280	1980	2540

(T. I.)

# 北大西洋航海中に於ける 1 貨物船の強さ

By B.C. Laws, Dr. Sc. "Shipbuilding & Shipping Record." Dec. 26, 1929. pp. 764-766.

1929 年 1 月著者は「ロイド」船級協會の依頼により、船舶が航海中船體構成の各部が如何なる作用を受けるかを測定する目的を以て、北大西洋を横ぎり英國より北米加奈陀聖「ジョン」港への往復の 1 汽船に乗つた。

汽船は Cairns, Noble 會社所有のもので、會社の世話で此船に本航海中に於ける諸計測の装置を施した。本船は 1928 年 12 月 31 日英國蘇蘭「レイス」港出發、北米に到達引返し 1929 年 2 月 7 日獨國「ハンブルグ」に於て 1 航海を了へた。

英國から北米への往航に際しては「バラスト」を積載した状態であつた。即ち二重底 deep tank は満載、第 3 艙には餘分の燃料用石炭を積み、shelter deck 第 2 乃至第 3 艙口の兩側には砂利「バラスト」を 300 噸搭載した。

英國への復航には主要貨物として穀類を積載した。聖「ジョン」及び「ハリファックス」で積込んだものである。吃水は冬季航海に許された最大吃水に僅々數吋で達する程度であつた。

往航は至極平穩で所要日數も少かつたが、復航

は天候が悪かつたので相當時日を浪費し、平常の航海より 60 時間長くかゝつた。此遅延は無理をすれば取返しのつかぬことでは無かつたが、恐らく船體機關に非常な損害を蒙る危険が多かつたであらう。Fig. 1 は往航、Fig. 2 は復航の貨物配置を示す。次に本船の主要寸法を掲げよう。

船級	+100 A 1. Shelter Deck with Freeboard
主要寸法	425呎×55呎×37.3呎 (shelter deck迄) 29呎(上甲板迄)
輕貨排水量	4,150噸
載貨排水量	12,900噸
載貨平均吃水	25呎 6½ 吋
「ブロック」係數	輕貨の際 0.67 載貨の際 0.77
主機械	「ギヤードタービン」
推進器廻轉數	77
實馬力 (I.H.P.)	3,300
普通航海速力	11½ 節

調査に便するため、次の諸項につき出来るだけ數多の測定を行つた。

- (1) 天候、(2) 船の前後並に左右動搖、(3) Racking (甲板と二重底とが相對的に左右に動き、船の横斷面が方形より菱形になる歪方)、(4) 肋材の變形、(5) 船の縦方向の變形、

横動搖計測の趣意は之が「ラッキング」を起すに如何なる影響があるか、又船體の變形が「ラッキング」に影響せられたものであるか、或は横動搖

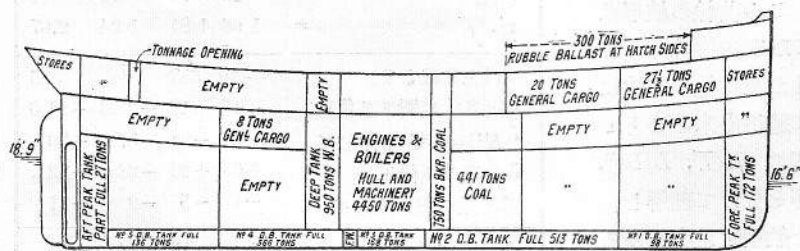


Fig. 1.—Arrangement of Ship in Ballast Condition on Outward Voyage.

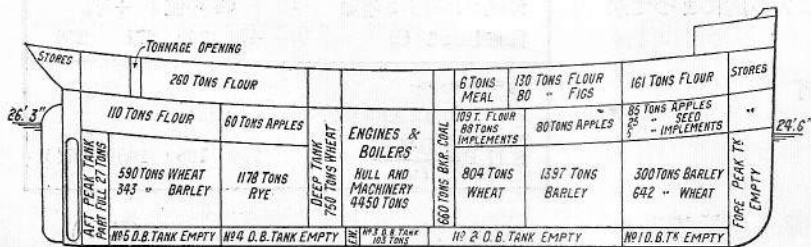


Fig. 2.—Arrangement of Ship in Loaded Condition on Homeward Voyage.

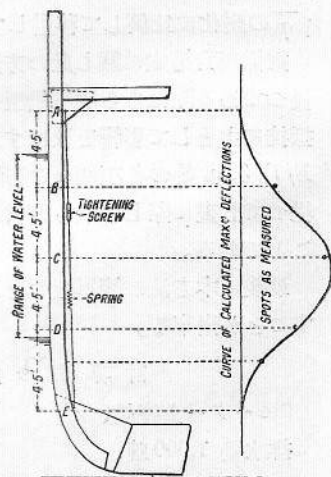


Fig. 3.—Deflexion of Frame at Centre of No. 1 Hold, Outward Voyage.

の結果として水圧の變化が起り、其爲めの結果であるかを決定するに充分な程度に行ふにあつた。

(1) 毎日の天候と日々の航走距離とは常に比較して行つた。航走距離は測程儀により船速は Cherub log の Mark II で讀んだ。

(2) 前後及び左右動搖の記録は海圖室に隣る船橋天井に備へた 2 つの刃の上に下げた 2 つの振子で計測した。詳細は Table I に記し Fig. 3 に圖示してある。(注意此圖示は Fig. 3 には明かならず、原文に就て見るを要す)。

(3), (4) 及び (5) 即ち racking, 肋材の變形及び船の縦方向の變形は直接計測によつた。(3), (4) は適當に針金を張つて測り、(5) は本著者考案の歪測定器によつて時々刻々の變形を測定した。

(3) Racking に就て——「ピアノ」線を用ひ、之を大抵は船の横斷面上に於て二重底の中點と最下甲板梁舷側端とを結んで展張した。此鐵線の間には緊縮用「スクリュー」と 100 封度「スプリング」とを入れた (100 封度「スプリング」とは 50 封度の張力で 1/2 吋延びる「スプリング」)。此 2 點を結合する鐵線の長さの變化を計測する目的を以て、「スプリング」兩端の距離の變化を精密に計測すると同時に、鐵線並に「スプリング」自体に起る張力を測定する。是等の計測から鐵線取付部の 2 點間の距離の變化が知れる。本計測に於て 2 點間の距離變化即ち racking は極めて少く、殆んど見逃して差支無き程度であつた。然し甲板數の少い船にあつては相當 racking が表はれるものと思はる。

(4) 肋材の變形に就て——肋材變形の測定は往航空船の際のみ行つた。No. 3 艙には石炭を搭載して居た爲め測定が出来なかつたが、其他の艙の肋材數ヶ所左右舷のものに就て行つた。方法は racking と同様で「ピアノ」線を梁と肋材との結合「ブラケット」と、肋材と二重底とを結ぶ肘板間に取付けた。此場合「ピアノ」線の中に締付け螺と「バネ」を入れることは前同様である。且つ此鐵線と肋材内側縁とを接近せしめた。船の運動のため「ピアノ」線が振動する様なことなく肋材變形の測定に充分役立つた。

肋材變形の原因は大凡次の如く分ち得る。

- (i) 波が船に相對的に過ぎる際、
- (ii) 船體が上下運動をなす際、

(iii) 前後動搖即ち之によりて前後の吃水の變化する場合、

(iv) 船の左右動搖のため、

是等の各項が全體の荷重に如何なる作用をもつかを各の場合につき見積つた。本項に關係ある詳細は次表の通りである。

場合	艙名	標準吃水		波の大きさ		動搖角*	
		前部 呎時	後部 呎時	呎	呎	前後 度	左右 度
a	No. 1	14-5	18-8	300×10	1½	-1½	
b	" 1	16-3	18-8	300×12	1¾	2¾	
c	" 2	16-4	18-9	300×10	1½	2½	
d	" 4	16-1	18-6	350×16	2½	3½	
e	" 5	16-1	18-6	350×16	2½	3½	

\* 計測時に於ける平均値。

肋材上下の方向の變形は racking の場合と同様の方法で計測した。其結果は上記 a, b, c, d, e の各場合に對して次の如く出た。

場 合	a	b	c	d	e
「ピアノ」線正味長(呎)	18	18	15	13.5	16
此長さに於ける最大の長さの變化(吋)	0.025	0.03	0.025	0.022	0.025

今「ピアノ」線の全長の長さの變化と全長との比を探り、之を各場合につき比較して見ると

a	b	c	d	e
1.00	1.20	1.20	1.17	1.12

となる。此變化は肋材の軸の方向の荷の變化を示すものであつて、之を分解すると、(a) 各艙上部の甲板上にある荷物より来る直接の荷重、(b) 肋材が彎曲する結果肋材の軸の方向に起る力(云ふまでも無く、船體全體が彎曲する場合には外板に屈撓が起る筈の所、肋材が之を補強して居るのである)となる。之は各別に見積ることの出来る性質のものである。

梁と肋材とを結合する肘板、二重底と肋材とを結ぶ肘板が、何れの程度肋材の兩端を固定する力があるかと云ふことは判然しない問題であるが、本測定の一目的は此點を明かにしたいと云ふにあつた。

本船の場合、肋材が甲板の肘板並に二重底側の肘板の位置で連続的である場合には、殆んど理想的固定状態にあることが判かつた。Table I を見ると計測した變形が上述と一致することが判かる。即ち兩端を固定した場合の計算の結果と航海中測定の結果とが非常によく接近して居る。若し上述の考方を變更して、肋材の實際の長さが變化

したり、或は両端と考へた點の位置が變更されるとか、又は是等が同時に起るとする場合は、實際計測の結果と是等新に考へた考方による計算の結果とは一致しないこととなる。

本解析の特徴ともいふべきは肋材の stiffness (硬さ) であつて、或一定の stiffness 以上を以て此種船舶の構造として適當と認めらるゝとした點である。即ち此一定の stiffness とは  $\frac{\delta}{L} = \frac{1}{2000}$  である。(一定の load に對して分母が之より大となると大丈夫であると考へらる)

Table I. 肋材の變形

場 合	a	b	c	d	e
肋材の場所に於ける 艙の深さ(呎)	22.0	22.0	19.1	17.5	18.6
肋材の實際の長さ(呎)	18.3	18.3	15.6	13.9	16.3
實測した變形 ( $\delta$ ) と測定點	時 B* 0.020	時 0.040	時 0.021	時 0.033	時 0.059
	C 0.050	0.083	0.050	0.061	0.112
	D 0.033	0.058	0.020	0.041	0.083
計算による變形 と其位置	B 0.019	0.050	0.029	0.032	0.064
	C 0.055	0.078	0.044	0.055	0.120
	D 0.037	0.049	0.023	0.039	0.091
肋材の硬さ $\frac{\delta}{L}$	$\frac{1}{4386}$	$\frac{1}{2645}$	$\frac{1}{3744}$	$\frac{1}{2734}$	$\frac{1}{1746}$
實測變形と計算變形との比	B に於て	0.908			
	C "	1.030			
	D "	0.982			
	平均	0.974			

\* 是等の諸點は Fig. 3 に示す諸點に相當す。

肋材の解析より一般的に歸納せらるゝ結論を掲ぐれば次の通りである。

(i) 計算を行ふ際の肋材の長さとしては、梁附肘板の上下兩端鉤の中間の點と二重底附肘板の二重底頂板以上の部分に於ける上下兩端鉤の中間點との間を取るとよい。(Fig. 3 参照)

(ii) 肘板は肋材を束縛するに大なる力あり。其有效か否かは肋材の變形に非常に影響する。従つて内應力量に關係大である。

(iii) 肋材の兩端に於ける内力は從來 想像せられて居た程大でない。

(iv) 内力の分布は、肋材の端が甲板或は二重底に於て連続的であるか切斷されて居るかによつて大いに其趣が異なる。肋材が連続の際は最大内力は肋骨の兩端に起り、不連続の際はその中間に表れる。

(v) 肋材の端から肘板の趾に至る間に於て、曲げの力率が或は集中的に大となり、或は不連続的

に變化し、最後の鉤附近にて最大に達する。

(vi) 肋材と肘板との結合鉤を成るべく肘板の趾まで擴げて打つこと、又肋材が不連続の場合は成るべく之を延長して鉤鉤すれば、外板及び鉤に無理を來さぬ利益があるが、此點に就き兩端鉤を接近して打つを利益とする。

(vii) 肋材に適當なる變形を起さしめ以て二次的の内力を生ぜしめないために、充分なる硬さ (stiffness) を肋材に與へることが必要である。

(5) 船體全體としての變形——歪測定器を以て船の任意の位置變形を連續的に測定した。歪測定器は測定位置の材料の如何なる曲率でも又歪でも發見し得る様に出來て居る。尙ほ歪測定より來る曲率への影響を除き得るものである。實測した内應力の一般的解析に入るに先ち Fig. 4 に示す曲線の性質を記して見よう。(i) 船體構成材料は外界狀況の變化に伴ひ絶間無く内力の變化を受けて居ることが明かに見られる。(ii) 内力の存在する狀況に於ける内力の週期を計算することが出来る。(iii) 或期間に於て歪の振幅が最大となる。此期間は船が波に遭遇する週期と一致するのが常である。(iv) 特別大きな波が圖上に表れて居る。即ち歪の振幅が大で又週期も延びて居るのであるが、恐らく之は二三系の波の同調の結果か、或は急激な天候の變化によるものであらう。本曲線は船體構成材料内力の絶對値でなく、平水に於ける内力と波浪中に於けるものとの差を示すものである。平水に於ける内力は普通一般に行はれる通りにして計算出来る。或任意の1點の平水中にある場合の内力を  $p$  とし、波浪中の内力を  $q$  とすれば、 $p \pm q$  を以て此點の最大、最小内力を表すことが出来る。Fig. 4 は歸航の際即ち満載の場合のもので、上記の方法で算出したものを示して居る。本圖に於て最大内力は歪曲線を使用し shelter deck の stringer plate につき elastic modulus  $Ea$  を總て 12,500 噸/平方吋として計算により出したものである。此場合次の諸項をも同時に考へて見た。即ち (i) 平水の場合の内力 " $p$ "、(ii) 波の通過する際の靜力學的の内力 " $q$ " (但し flush deck 船の如く不連続が無いとしたもの)、(iii) 波浪に影響されたる航海中の狀況に於ける内力 " $q$ "、此 (iii) の場合は之を 2 つに分けて flush 甲板の場合と船樓等があつて不連続な場合とに就きやつて見た。

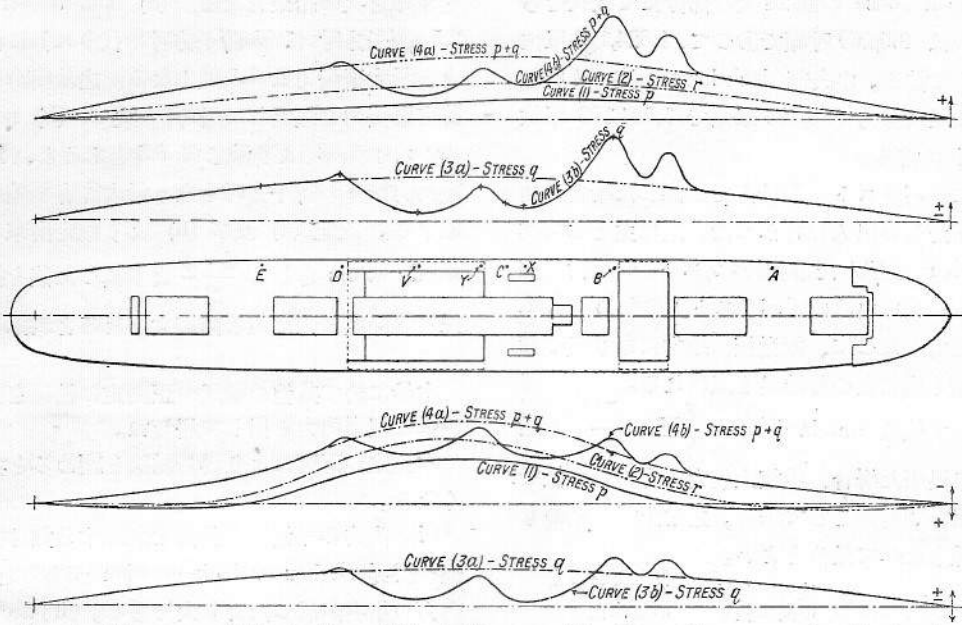


Fig. 4.—Diagrams of Fluctuation of Deck Stresses. The Upper Curves are for the Loaded Ship, and the Lower Curves for the Ship in Ballast Condition.

(iv) 波浪に影響された航海中の全内力 “ $p+q$ ”、此 (iv) も (iii) と同様 2 様にやつてある。

A 及び B 点の如く甲板上に構造物無き場所は不連続構造物の影響を蒙ることなく、内力は連続的に變化するものと考へ得、しかも flush 甲板船の場合のもの一致すると考へ得。かゝる諸点の内力を連ねた曲線を船の兩端にて内力零として之に結んだ曲線は、此船が flush deck 船であれば各点の内力の大きさを示すものである。之を normal curve と名づけることとする。比較のため上記 (ii) に相當する曲線を引いた。これは波浪並に載貨状態の同一なる場合に於ける計算による内力を表したものである。此曲線と上記 (iv) に對する曲線 “ $p+q$ ” との差は動的影響と見ることが出来る。

deck house 等主なる不連続のある部分に於ては甲板内力に變化あり、是等の点を結んだ曲線は上記の normal curve とは著しく隔離する。甲板構造に急激なる變化ある場所は豫想外に内力が大である。急激なる構造上の變化の起る場所を離れると内力曲線は下り且つ平滑になる。其量は deck house のある点では normal curve よりも低くなつて来る。之は deck house が此点の断面の抵抗を増す結果と考へることが出来る。

船體構造物變形に對する波浪の影響並に船體構造の不連続性が一般内力分布に及ぼす影響は次の如き比較を試みれば判かる。

先づ内力を使用して曲げ「モーメント」を出し其自乗を取り、之を船の1端より他端に向つて積分する。之を甲板上構造物のある部分のみにつき積分する。本船の場合 deck house としては中央 181 呎に擴り、後部垂線から 131 呎より始まり前部垂線から 110 呎に終る。計算の結果は次の通りである。

吸収せられたる勢力 $\times 2Ea$		
實船	Flush deck 船と 假定した場合 (即ち deck house を考へに入れざる 場合)	
	4b 曲線 吋噸單位	4a 曲線 吋噸單位
後部 131 呎間	A... 260,275	261,275
中央部 184 呎間	B... 1,441,907	1,524,103
前部 110 呎間	C... 169,987	169,986
	1,872,169	1,954,365

二者の差 82,196 吋噸即ち 4.2% の不同は實驗誤差として許し得る程度である。特に中央部を見ると B 点に於ては 5.4% の差であり、之も比較的小である。中央部に於て吸収せられたる勢力中

saloon deck house の間 24 呎の部分にて吸収せられたものは 465,269 噸であつて、1,524,103 單位の 30% に當る。中央部 deck house 長さ 64 呎間に於ては吸収勢力 238,803 單位で 1,524,103 單位の 16% に當る。

本船に「バラスト」を積んで航海した場合の曲線には甚だしい出入はなかつた。之は主として其 shelter deck に積んだ砂利「バラスト」の賜物の様に思へる。其理由は此「バラスト」のため G.M. の値が適當となつて、縦動揺が適當になり且つ横動揺が緩く楽になつた結果と思はれる。

次に示す値は standard wave ( $H = \frac{L}{20}$ ) が船に沿ひて出來た場合、甲板上最大内力の計算値であつて面白い對稱をして居る。之を上記の船のもの、曲線と比べて見るとよい。

	波の山が船の 中央に在り 噸/平方吋	波の谷が船の 中央に在り 噸/平方吋
満載状態	7.27	4.00
「バラスト」状態	3.60	7.65

前記曲線に示してある内力の變化に就ては一寸解説を要する。今 Fig. 4 に示してある満載状態の場合を見るに最大値は次の通りである。

	噸/平方吋
緊張力.....	5.83
壓縮力.....	3.77
内力上下の範圍.....	9.6
nominal stress *.....	1.03
實際内力が nominal stress } より隔離する量	4.8

\* nominal stress とは平水時に於ける内力である。

$\phi$  及び  $\theta$  にて、それぞれ實際の場合に許容し得る緊張内力、壓縮内力を表はすものとす。理想的或は經濟的の nominal stress は  $\frac{\phi - \theta}{2}$  とするがよい。そうすれば實際の stress が  $\phi$  も  $\theta$  も超えないですむ。此 nominal stress の値より離れた他の値をとるとする。例へば之より大きなものを探るか或は小なるものを探るとする。而して海上の様子の變化に依て船體に生ずる内力が同じ様に變化するものとすると  $\phi$  及び  $\theta$  の何れかが許容値より大となる結果を生ずる。例を以て説明すると——今若最大許容緊張及び壓縮内力としてそれぞれ 5.83 噸/平方吋、3.77 噸/平方吋を探るとする。且つ内力の變化が 4.8 噸/平方吋の範圍内にて起る

とすると次の結果となる。(a) nominal stress を 2.5 噸/平方吋 (1.03 噸/平方吋の代りに) に抑へると、最大緊張力は 7.3 噸となる。之は明かに最大許容緊張力を超過して居る。次に (b) nominal stress を 1.03 より減じて 0.5 とすると、最大壓縮内力が 4.3 噸/平方吋となり最大許容壓縮内力を過ぎる。上記 (a) 及び (b) より推定出来るのは steady stress として  $\frac{\phi - \theta}{2}$  より異つた値を探れば探る程過度の歪が起る傾が大となると云ふことである。

本船に於て其他の場所の歪測定の結果を見るに何處も超過内力を出して居らぬ。

本測定の研究により得る結論を纏めると次の如くなる。

(i) 内力の平滑なる傳播を邪魔する如き構造物例へば deck house, deck erection があるときは、内力の集中が思つたより大である。(ii) deck house が相當長き船の前後の方向に續いて居る場合は、其兩端を少し離れると deck house あるがために内力が減じて来る。即ち其構造の輕重に應じて house が歪量を負擔するからである。不連続點の間では内力は下り normal のものより下ることもある。是等の結果よりすると總體的な内力の分布に關して erection の影響につき再度考察する必要を痛感する。尙ほ短 deck house 附近の構造については今一段の考慮を要する様に思はれる。(iii) 甲板構成材料に起る横向内力は極めて少い。特に縦向變形に起因するものは省略して差支ない。但し横動揺より來るものは量は少いが之を測定し得る程度に達する。(iv) 左右舷對稱の位置と雖も測定した内力は必ずしも一致しないが其差は小である。(v) 實測内力値と計算内力値とは比較的に一致して居る。其異なる 1 つの理由は動的影響で之は一般の計算には考へに入れられないのが常である。尙 1 つの理由は内力分布が實際のものにあつては理論弾性力學的にならない爲である。内力分布の見地より離れて 1 つ考へねばならぬことは、普通出會つたり又追かけて來る波よりも一層長い周期にて來る波の異常なる勢力の効果と云ふことである。若し波が衝擊になつて打つかるとすると船體には永久歪を起す處がある。即ち其波の勢力は其衝擊の一部にて吸収されねばならぬから、其構成材料の力に應じて自然永久變形をせ



ざるを得ぬことがある。若し波の一撃が或一部分に來たとすると、其部分の構造が相當堅固にしてあれば部分的の變形は比較的少くて済むが、それから少し離れた所に材料の抵抗の弱い所があれば其處に影響が表はれて來るに相違ないのである。

(A.K.)

## 船の幅及吃水と初期復原性との關係

Shipbuilding and Shipping Record.  
Oct. 3, 1929 pp. 404-405 に掲ぐ  
る Prof. M. Gleijeses 論文抄録

船の設計に當り、船幅と吃水との割合を或る範圍内に定めぬときは、充分満足な初期復原性が得られぬ事は衆知の事實である。吃水と幅との比が船型に對し大に過ぐるときは、一般に metacentric height は過小となり、此の比が小に過ぐるときは一般に過大となる。吃水及船幅の變化に依り metacentric height の變化する有様に就き研究した結果を以下に記載する。此の研究に際し先づ必要な事は横の metacentric height は何に依て變化するかを確める事である。勿論本研究に當ては、船體の肥瘠及排水容積の分布の影響と、吃水と船幅及其の比の影響とを全然別箇に考へなければならぬ。依つて主要寸法よりも寧ろ船體の肥瘠及容積の分布が希望條件に適合する型の船を採り、その縦寸法を比  $\lambda$ 、横寸法を比  $\tau$ 、垂直寸法を比  $\nu$  に依て變化させる場合を考へる。 $\lambda$ 、 $\tau$  及  $\nu$  の値を變へる事に依り、同じ肥瘠係數及同じ容積分布を有する船體を無限に設計する事が出来る。少くとも本研究の關する限り、是等の船體は同型船體と看做す事が出来るから、 $\lambda$ 、 $\tau$  及  $\nu$  の變化即ち主要寸法のみ變化に因る metacentric height の變化の有様を研究するに充分適當なものである。

標準船體に於て、 $L_0$  を垂線間の長、 $l_0$  を鋼船に於ては肋骨外面間、木船に於ては外板外面の最大間幅、 $i_0$  を龍骨上面或は龍骨の溝の上縁から測つた平均吃水とし、標準船體から變化させた場合の寸法を夫々  $L$ 、 $l$  及  $i$  とすれば

$$L = \lambda \cdot L_0; \quad l = \tau \cdot l_0; \quad i = \nu \cdot i_0 \dots \dots \dots (1)$$

更に標準船體に於て浮心の高を  $Z_0$ 、浮心と meta-

centre との距離を  $r_0$  とし、變化させた場合のもを夫々  $Z$  及  $r$  とすれば

$$\left. \begin{aligned} Z &= \nu \cdot Z_0 \\ r &= \frac{\tau^2}{\nu} \cdot r_0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

依て變更船體の横 metacentric height は

$$Z_m = Z + r = \nu \cdot Z_0 + \frac{\tau^2}{\nu} r_0 \dots \dots \dots (3)$$

尙 (1) 式に依り

$$Z_m = \frac{Z_0}{i_0} \cdot i + \frac{r_0 i_0}{l_0^2} \cdot \frac{l^2}{i} \dots \dots \dots (4)$$

即ち  $Z_m$  を標準船體の定數及變更船體の主要寸法  $l$  及  $i$  に依つて表はす事が出来た。

$l$  及  $i$  の變化に因る  $Z_m$  の變化の様を研究するに當り、先づ  $L$ 、 $l$  及  $i$  は無制限に變化し得るものと考へる。任意の場合を採れば容易に結論に到達する事が出来る。

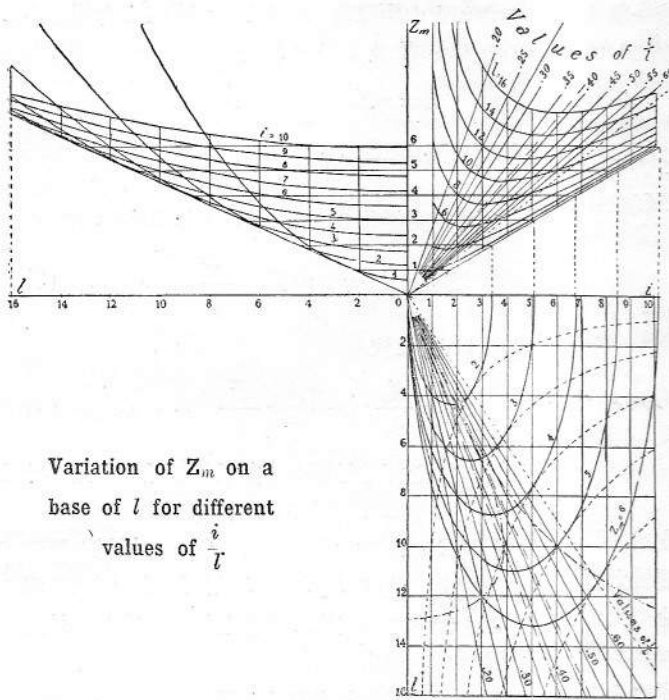
(4) 式は次の如く表はし得。

$$Z_m \cdot i = \frac{Z_0}{i_0} \cdot i^2 + \frac{r_0 \cdot i_0}{l_0^2} \cdot l^2 \dots \dots \dots (5)$$

上式は 3 箇の變數  $Z_m$ 、 $i$  及  $l$  に就ての 2 次同次式で、圖に示す如く原點に頂點を有する 2 次 cone の方程式である。第 2 項の係數は此の場合正である事を必要とするから、cone は true cone であり、又式中に  $l$  の 1 次項がないから  $Z_m$ 、 $i$  平面に付き對稱である。

船形の變化及吃水と船幅の比の變化し得る限度に關する調査を試みる事とする。目的の船に適合する様船形を變化させるに際し、方程式 (5) に於て  $l=0$  と置いて得られる方程式  $Z_m = \frac{Z_0}{i_0} i$  に依て定められる直線は、比較的僅少な傾斜の變化を爲すのみである。夫は船形の如何に關せず、浮心の高と吃水との比は常に一定の狭い限度内に在るが爲である。依つて cone の  $Z_m$ 、 $i$  平面に於て垂直と爲す角は僅少な變化を爲し、且つ其の水平楕圓の焦點軸は常に  $l$  軸と平行である。従つて圖中の種々な直線の一般的方向は、船形に依り僅少な變化を受けるのみである。

圖示の如く  $l$  が一定の時  $i$  の變化に依る  $Z_m$  の變化は比較的僅少で、雙曲線の最小縱座標の附近に在る。依つて幅  $l$  が一定の時  $Z_m$  の値は、該



Variation of  $Z_m$  on a base of  $l$  for different values of  $\frac{i}{l}$

幅に相當する雙曲線と  $\frac{i}{l}$  の極限値に相當する直線との交點の座標に依て示される値を超過する事は出来ない。雙曲線の最低點と該曲線の useful arc の低い方の端との間に於て  $i$  軸に平行に畫かれた直線は、曲線と 2 點に於て交はる。即ち  $i$  の 2 つの相異つた値に對し  $Z_m$  の値は同一である。同じ  $Z_m$  の價に對する 2 つの  $i$  の値の積は、 $Z_m$  を變化させるも一定である。吃水を一定として船の幅を變化させるときは  $Z_m$  の値は著しく異なる ( $il$  平面参照)。又  $\frac{i}{l}$  の値が一定の時、 $i$  及  $l$  の寸法を比例的に増大する事に依り  $Z_m$  を際限なく増大させる事が出来る。原點から出發して居る  $\frac{i}{l}$  の generating line の  $il$  平面上に於ける投影から、任意の大きさの船の  $Z_m$  の値に相當する橢圓を見出す事が出来る。

吃水の船の幅に對する比が普通の範圍内に於て變化する場合に於ける  $Z_m$  の變化の有様は、幅を一定とし吃水のみを變化する場合には、特に著しいものではないが、吃水を一定とし幅を變化する場合には、相當に著しい。吃水と幅との比を一定とし、吃水と幅とを變化する時は、 $Z_m$  の變化は極めて著しい。

如上の考へを船の設計に實際に應用するに際しては一般に  $Z_m$  の値は、單に初期の横復原性の見地から自由に變化させる事は出来ない。夫は船型及排水量が定められた場合に於ては船の長及積  $L \cdot i$  は或る限られた範圍内に於て變化し得るのみであり更に總ての型及大きさの船に於て、龍骨上面よりの船の重心の高さと型深との比は、寧ろ狭い範圍内に於て變化し、從て吃水と幅との比も制限された範圍内に止るからである。

計畫船に對する他の數多の條件、速力、運航能力、強力、重量の分布等に依て船の長の變化し得る範圍が限定されるならば、從て積  $L \cdot l \cdot i$  即ち積  $l \cdot i$  の變化の範圍も亦限定される。故に吃水と幅との比の選定範圍が、計畫船の重心の高さの影響を基として決定せられるならば、是等 2 寸法

の變化し得る範圍は、限定せられる。(S. O.)

## 巡洋艦に於ける兵装と防禦との關係

U.S. Naval Institute Proceedings, December 1929, pp. 1082. William Hovgaard 氏が伊國造船協會にてなせる講演の概要

各國の 1 萬噸巡洋艦相互間並に是等と獨逸裝甲艦 Ersatz-Preussen との比較盛んに行はれたるが、何れも不確實なる資料に依り、殊に防禦に關しては不明の點多く、而も夫等の比較は全體計畫を考慮せずして或要目のみに就いて行はれたり。此際兵装と防禦との間の關係を支配する原則に基き是等諸艦の比較を試みんとす。

### I. 備砲に對應する防禦

砲力を主兵とする軍艦にて、完全防禦を與ふる事は望み得ざるを以て、特殊狀況に直面する際に持つ危険には甘んずるを要するも、普通の交戦情況の下では飽くまで艦を存立せしめ得る防禦法を講ずるを要し、是が爲には防禦の計畫に當り、先づ其艦が戦ふべき敵艦の大砲口径及最も起り易き

交戦状況を假定するを要す。即ち軍艦は原則として自艦と同級同大若しくは同兵装を有する艦とは交戦する用意あるべきを以て、自己と同口径の大砲の攻撃を豫期し、且霧等にて特に近接交戦すべき特殊の状況には應じ得ざるも、普通起り得べきあらゆる状況に於ては充分なる防禦を要す。是れ自艦に搭載せる砲と匹敵せる防禦にして之を“對應”と稱す。

然るに條約巡洋艦に現はれたる各國の此艦型が、同大にして備砲も同口径を有し其の防禦は何れも稍不充分即ち對應防禦に達せざる特殊の場合あり。各艦共、同等に防禦に缺陷を有するを以て各艦共、同等に他艦の砲火に撃破さるべし。故に斯る艦相互の戦闘では互に敵の好運なる齊射により直ちに撃破さるゝを以て、先づ最大射程を以て砲戦を開始し、戦闘の初期に優秀なる技倆を以て敵を撃破することによつてのみ、自艦の撃破を免がれ得べしとて此種軍艦には大砲過多の傾向を生ずるなり。此の状態は一種の不安定平衡状態に在りと言ふべく、僅少の異同も直ちに此の平衡を破るに至る。Ersatz-Preussen の出現は防禦に於いてのみならず、兵装に於いても條約巡洋艦に比し著しく改良せられたるを以て、將にかゝる情勢をもたらさんとす。防禦不充分なる艦は同等及以下の口径の砲を有する艦に遭遇するも、常に撃破乃至致命傷を蒙り易けれ共、一方防禦過大も亦不同意なり。即ち條約巡洋艦の防禦は結局對應防禦の原則に據るの他なし。

要するに大砲を主兵とする軍艦は自己と同等の大砲を搭載する同大同型の軍艦と、普通の交戦状況に於いて戦闘を持続し得る様防禦せらるべきものなり。著者は 1904 年戦艦の研究に關聯して此の原則を發表し、翌 1905 年之れが巡洋艦への應用を論じ、巡洋戦艦に此の原則の必要を指摘せるが、當時は戦艦以外には一般の承認する所とならず、「ジャツトランド」海戦後の英國巡戰 Hood に至り始めて對應防禦が與へられたり。然るに條約巡洋艦に於いては再び此の原則は承認せられずして計畫せられたり。

## II. 條約巡洋艦

燃料及豫備給水を除く總べての軍需品を搭載したる状態にて排水量 1 萬噸、從つて常備約 12,000

噸又満載約 14,000 噸に達し、大砲の口径は 8 吋とす。各國共是に與ふるに 32~36 節の高速力と極く多數の兵装とを以てし、防禦は皆無に近きものもあれど、概して極く局部的の甲鐵を備ふるに止る。而して主任務たる偵察・驅逐隊掩護・通商保護及敵通商破壊に當りては、猛烈なる連続交戦は要求されざるものとして是認せらる。然り此型の軍艦が主力艦との交戦は通常避け得るも、同型艦若しくは輕巡洋艦或は武装商船との交戦は常に避くる能はざるや必せり。8 吋砲は條約の許す最大口径にして且此種的高速巡洋艦にて有効に使用し得る最大の大砲に屬すべし。各國共此の砲を 8 門乃至 10 門概ね無防禦にて搭載す。防禦は之に對して著しく薄弱にして、聞知せる限りに於いては舷側甲鐵及防禦甲板の何れか一方或は兩者を有し、その厚さは 1½~3 吋に過ぎず。思ふに高速と重兵装とに加ふるに、高速にて良好なる航洋性を得んがため大なる乾舷を必要とするを以て、防禦に用ひ得る重量は少なからざるを得ざるなり。

英の Suffork 級は比較的良好に防禦せられ、水中攻撃に對しては「バルヂ」を備へ、乾舷は前後を通じ非常に高けれ共、速力は僅かに 31.5 節に過ぎず。後の艦は多少速力は増加せらる。佛國は速力 34.5 節の Tourville を造りしが防禦は殆んど皆無に近く、Suffren 以後馬力を 12 萬より 9 萬に減じて速力を 32 節とし、節約せる重量を防禦の増加に用ひたり。米艦 Pensacola は速力 32½ 節、元來 8 吋砲 12 門を搭載せんと企てられしが、結局 10 門となり更に 9 門に減ぜらる。伊國の Trieste 級は 36 節の速力を以て稱讚を博し、日本の那智級は速力 33 節主砲 10 門を搭載す。條約巡洋艦より砲力が優る軍艦中 28 節を越ゆるは極めて僅少にして、商船には 28 節を越ゆるものは皆無なるを以て、是等の各艦は主任務の遂行上必要以上の速力を有すと言ふべく、8 吋砲の數亦過大なり。故に速力と主砲とを減じ、夫れに依り得たる重量を加へて防禦を改善すれば、現在より一層満足なる調和を有する軍艦となるべし。

## III. Ersatz-Preussen.

此軍艦は基準排水量 1 萬噸なれ共、主砲には 11 吋の口径を許さる。建造せられたる目的は「バル

チック、海に於ける任務と、大洋に於ける通商破壊を目的とするものと察せらる。狭き海面に行動する此の大きさの艦に取りては、11 吋の主砲は適當せるを以て第 1 の任務は明瞭なり。一方全速 26 節及 20 節にて 1 萬浬なる航績力は此艦が同時に長途の遠洋策戦の任務を目的とせられたる結果と言ふべし。E.P. の兵装は常備 12,000 噸、速力 26 節の輕構造航洋巡洋艦としては稍過大なり。即ち 11 吋砲の砲臺として E.P. は大洋では稍波浪を浴び且不安定にはあらずや。「バルチック」海の任務に

聯装なるため迅速装填發射装置は用ひられざりき。橋並に煙突は共に單一にして司令塔は孤立して配置せらる。通觀するに本計畫は調和を存して簡單化せられたる特徴を有し、自ら重量の節約を可能ならしむ。乾舷はかくの如き高速の航洋艦としては稍不足なり。

防禦に關しては信頼するに足る資料をも有せざれ共、E.P. と條約巡洋艦との重量區分の推定の比較が獨誌 (Werft Reederei Hafen, Jan. 22, 1929) に發表せられ、多少此の問題を明かにし、更に米

Fig. 1. ERSATZ-PREUSSEN

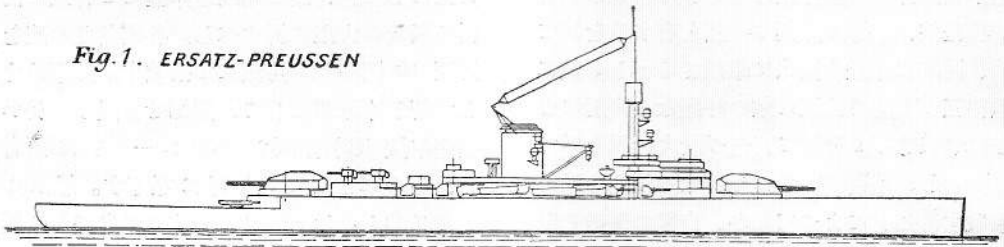
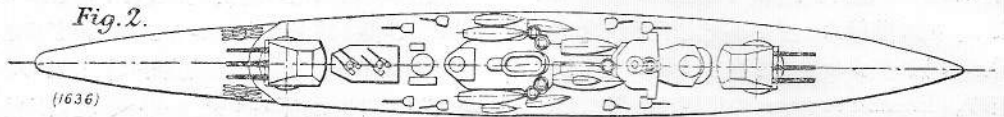


Fig. 2.



は高速と大航績力とは不要にして、防禦の良好なるを以て最重要問題となす。此の相反する 2 目的に對して E.P. は制限の範圍にて極力妥協を行へるものなるべし。然れ共その出現するや特殊事情を將來し極めて有利なる立場に立つに至れり。

専門的に觀て E.P. は數箇の特徴を有す。條約巡洋艦を遙かに凌駕する巡航速力を以てする航績力を「ディーゼル」機關を用ひて可能ならしむ。此の機關が長時の航海に信頼を置き得、過度の振動を生ずることなく、且重量に於いて同馬力の最近の蒸氣機關に比し劣らざる故、正に船用機關界の大進歩と稱すべし。獨逸國防大臣 Gröner 將軍は公表して曰く、“計畫と構造法との改良により 550 噸の船殼重量を節約せり”と。是恐らく初期の獨艦との比較ならんも、聞く所によれば電氣銲接と特殊高級鋼及輕合金を廣範圍に亘り使用して得たるものなりといふ。甲鐵は極力船殼構造に取り入れ強力材として働く様構造せらる。大體配置は機關室兩端に主砲 1 砲塔宛を配し、其間に副砲を裝備す。此の配置は實に條約巡洋艦の大部分にも採用せられたる所なれ共、主砲が強大にして 3

國造船局の James L. Bates 氏が米誌に發表せるものあり (雜誌 89 號 3 頁)。獨誌は次の如く E.P. と英の Suffork との重量區分の比較を行へり。

	E.P.	Suffork.
船殼(甲鐵を除く)	3,700	4,400
甲鐵(船體及砲塔)	2,700	2,000
補機	480	400
齊備品(定備品を含む)	430	430
推進機關	1,150	1,930
兵裝及彈火藥(甲鐵を除く)	1,700	1,000
基準排水量	10,160	10,160
燃料	3,500	3,460
豫備給水	40	330
満載排水量	13,700	14,000

本表によれば獨艦は英巡に比し船體機關で 700<sup>T</sup> 及 780<sup>T</sup> を節約し、之を防禦及兵裝に各 700<sup>T</sup> 宛と補機に 80<sup>T</sup> を振り向けたり。本表の Suffork の甲鐵重量にして眞ならば極めて有効なる防禦法が講ぜられたるものと稱すべし。Bates 氏は獨艦では機關總重量で約 1,100<sup>T</sup> と船殼で約 350<sup>T</sup> を節約し、更に艦裝よりの 150<sup>T</sup> を加へて

結局代表的條約巡洋艦に比し約 1,600<sup>T</sup> の節約となす。之を彈火薬に 200<sup>T</sup> を與へ残りの 1,400<sup>T</sup> を條約巡洋艦に用ひられたる防禦重量に加へて、防禦計畫に使用せる重量と指摘す。Bates 氏は更に詳細に入つて防禦甲鐵の推定計畫を發表し、5~3 時の舷側甲帶と 1½~3 時の防禦甲板及び機關室と彈藥庫の兩舷に 1¾ 時の水雷防禦隔壁を有せしむ。甲鐵の或者は強力材の一部として船殻に組み込まれたりと思惟し且 2 段の防禦甲板を有すとすれば、甲鐵として單獨に使用せられたる重量は Bates 氏の配置にて約 2,700<sup>T</sup> となり、獨誌の見積りと丁度一致す。或は更に厚い甲鐵が實際には裝備せらるゝ事は、特に舷側甲鐵では有り得るけれど、その際は甲鐵の高さ低きか或は此の假定より狭き範圍に限られるべし。

假に之を事實とすれば、甲鐵に與へられたる重量は排水量の相當な割合に達するも、未だ對應防禦原則の見地を以てすれば充分ならず。即ち 11 吋徹甲彈は 1 萬碼直撃にて 8 吋の「クルツプ」甲鐵を貫通するを以て、ある撃角を許すも到底 E.P. の甲鐵は備砲に對應する能はず。尙又 8,000 碼にて 8 吋彈は 5~6 吋の「クルツプ」甲鐵を貫通するを以て、條約巡洋艦の防禦も亦その備砲に對して不釣合なり。E.P. と條約巡洋艦とを比ぶれば、前者は砲力で優れ後者は速力で勝る。而して防禦は共に夫々その備砲に對し缺陷を有す。此處に留意すべきは 11,400<sup>T</sup> 23 節の 8 吋巡洋艦 Scharnhorst (1906) は 6 吋の舷側甲鐵を有し、8,000<sup>T</sup> 22½ 節の Gustav V (1918) は砲力を E.P. と同じくし乍ら舷側には 8 吋の甲鐵を有せる事實なり。

譯者註

Gustav V (瑞典海防戰艦)の要目

$L \times B \times d = 376.6' \times 61' \times 22'$  (max.)

排水量 = 7,700<sup>T</sup> (常)

兵裝 4-45 口径 11 吋砲

8-50 口径 6 吋砲

2-18 吋水中發射管

甲鐵 舷側 6~8 吋

甲板 1¾ 吋

砲塔、司令塔 8 吋

機關 「ウェスティングハウス・タービン」22,000 軸

馬力 (2 軸)

速方 22½ 節

(「ジーン・ファイチンクシップ」に依る)

IV. 對應防禦を有する 1 萬噸巡洋艦

此に於いて 8 吋砲及對應防禦を有する 1 萬噸巡洋艦を計畫せば、果して幾何の速力を與へ得るや。防禦を有せざる 8 吋砲の多數よりは數少くとも防禦を有する方が戦闘を繼續せんとする目的に叶ふものなるを以て、砲數を 6 門に減少せしめ之を 3 聯裝砲塔 2 基に收めて前後に配置すれば、高角砲は其儘とするも主砲及彈藥を以て 275~550<sup>T</sup> の節が行はる。次に對應防禦を定むるために次の如き交戰條件を採用す。55 口径 8 吋砲に對し交戰距離を 8,000 碼と假定すれば、彈丸の舷側甲鐵への撃角は 25°、水平防禦への撃角は 10°~15° と考へらる。此の考へには艦の横動搖を加味せるものとす。8 吋砲彈の 8000 碼の直撃貫通力は「クルツプ」甲鐵約 6 吋と考へらるゝが故に、前述の撃角の條件にて 5 吋甲鐵を以て合理的防禦となす。故に舷側甲帶は機關室と彈藥庫は 5 吋、其兩端は 3 吋と定めらる。甲板防禦は平均 2 吋の厚さとし此の中には普通の鋼甲板の厚さは含まざるものとす。彈藥庫と舵取機械室の上では厚さを増加し且全體を 2 段の防禦甲板に分つ。砲塔は平均 4 吋の厚さに相當する甲鐵重量を以て、各部分の輕重に従つて厚さを變へて防禦す。斯くして得られたる防禦は E.P. に於て豫想せられたる所と全く一致す。唯水雷防禦隔壁は望み難し。是等防禦計畫は兵裝の縮小と機關馬力を 75,000 に減ずる事によつて、始めて制限内の排水量で實行し得るものなり。此の馬力で常備排水量にて 29 節の速力を豫期し得。此の見積りは明かに生硬なれ共、此折衷型は速力に於てあらゆる戰艦、大多數の現存巡戰及總べての航洋商船を凌駕す。之れが出現は現在の條約巡洋艦に取りても、輕巡洋艦及商船に取りても極めて恐るべき敵たるなり。 (A.K.)

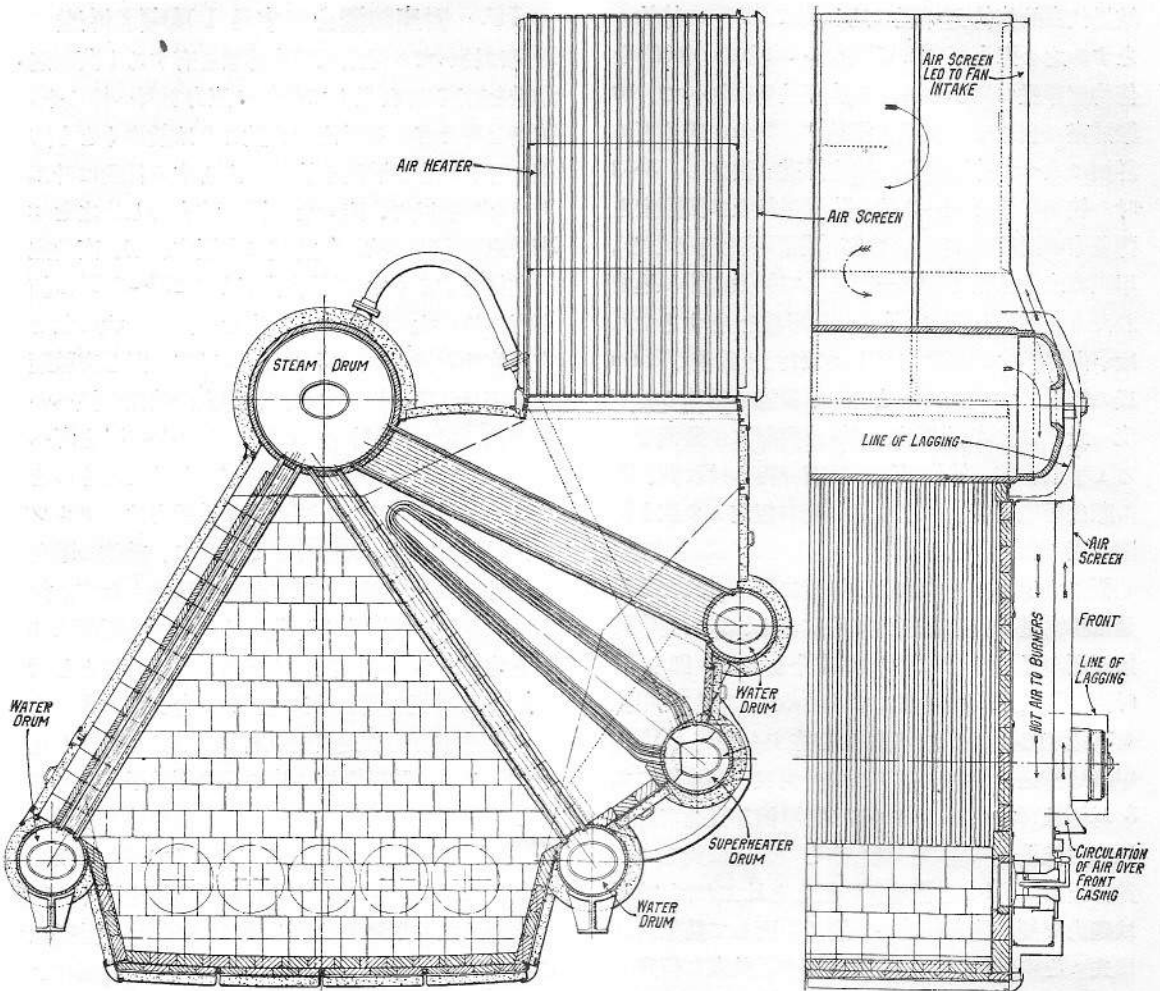
“Viceroy of India” 號の汽罐

Marine Engineer & Motorship Builder.

Jan. 1930. pp. 17-18.

本船の汽罐は次の如き仕様書により Yarrow & Co. で製造せられたものである。

汽罐の數 6、汽壓 375 封度、蒸氣溫度 700°F、給水溫度 300°F、蒸氣發生全量毎時 160,000 封度、



Arrangement of Yarrow Single-flow Water-tube Boiler as fitted in the "Viceroy of India."

6 罐中 4 罐を後部汽罐室に、残りの 2 罐を圓罐 2 罐と共に前部汽罐室に装置し、減速航海には後部 4 罐にて充分なる事等。

以上の目的に副ふ様、後部 4 罐は孰れも前部 2 罐よりも大きく造られた。即ち兩者を比較して見ると、受熱面積は夫々、5,700、4,800 平方呎、其過熱面積は夫々、1,820、1,550 平方呎、其空氣熱面積は夫々 5,700、5,000 平方呎である。

汽罐の構造は圖に依つて明なるが如く、3 つの水胴と、1 つの飽和蒸氣胴と、1 つの過熱蒸氣胴と是等の間を結び付ける多數の管とより成立つて居る。其構造上、火爐に曝さるゝ水管面積が大なる爲め、騰汽が容易で且つ steady である。又多くの放射熱が水管によつて吸収せらるゝ爲め、燃燒室の瓦斯溫度を、良質の耐火煉瓦で耐へ得る程

度に低下する事が出来る。而して又燃燒室の容積は大きく、其形狀は燃料を充分に燃燒せしむるに適して居る。

左側の水管巢は（圖に向つて）4 列の管を以て water screen を形作つて居る。其效果の充分なる事は、其管の後方にある室の溫度が餘り高くならぬ事に依つて知る事が出来る。

火爐に面する右側水管は 5 列あつて、過熱器の形が過大にならずして所要の過熱度を得らるゝ様に、過熱器に供給する瓦斯の溫度を適當に降下せしめて居る。

過熱器は Yarrow 型 U-tube より成立つて居る。管は殆ど垂直に取付けらるゝ故に支へられ易く、又管は傾斜して居る故に self-draining である。又汽胴と過熱器との間にある baffle plate は 5 列水

FIRST CONSUMPTION TRIAL.

Boiler pressure, lb. per sq. in. ....	373
Final temperature of steam, °F. ....	690
Net feed-water per hour, lb. ....	105,560
Feed temperature, °F. ....	279
Oil-fuel pressure, lb. per sq. in. ....	80
Temperature of oil at the burners, °F. ....	133
Air pressure at fans, in. ....	2.2
Air pressure at the furnaces, in. ....	0.3
Temperature of air at fan inlet, °F. ....	50
Temperature of air entering airheater, °F. ....	54
Temperature of air leaving airheater, °F. ....	276
Temperature of air at air distributors, °F. ....	316
Temperature of gases entering airheater, °F. ....	530
Temperature of gases leaving airheater, °F. ....	322
CO <sub>2</sub> , per cent. ....	14.5
Oil fuel per hour, lb. ....	7,200
Calorific value of oil fuel, B.Th.U. per lb. ....	18,700
Boiler efficiency, per cent. ....	86

SECOND CONSUMPTION TRIAL.

Boiler pressure, lb. per sq. in. ....	378
Final temperature of steam, °F. ....	693
Net feed-water per hour, lb. ....	148,420
Feed temperature, °F. ....	278
Oil-fuel pressure, lb. per sq. in. ....	77
Temperature of oil at the burners, °F. ....	143
Air pressure at fans, in. ....	2.05
Air pressure at the furnaces, in. ....	0.15
Temperature of air at fan inlet, °F. ....	66
Temperature of air entering airheater, °F. ....	72
Temperature of air leaving airheater, °F. ....	279
Temperature of air at air distributors, °F. ....	322
Temperature of gases entering airheater, °F. ....	527
Temperature of gases leaving airheater, °F. ....	332
CO <sub>2</sub> , per cent. ....	14.7
Oil fuel per hour, lb. ....	10,200
Calorific value of oil fuel, B.Th.U. per lb. ....	18,700
Boiler efficiency, per cent. ....	87

の表面が滑で腐蝕が少く、従つて修繕費を減少する事が出来る。

油噴燃器は各罐に5箇ある。燃油装置は總べて Clyde Oil Fuel System Co. から供給せられたものである。

6 罐中 2 罐には飽和蒸氣を補機に供給する装置を有して居る。但し之は一旦過熱されしものが更に汽胴内に設けられたる de-superheater に入つて飽和蒸氣に還元するのである。

大罐 1 箇の重量は 86 噸である。但し此中には汽罐附屬物、過熱器、空氣豫熱器等の全部及び罐水 7 噸が含まれて居る。又小罐 1 箇の重量は 80.75 噸で此中には 6.5 噸の罐水を含むで居る。

保登量の蒸氣をつくりし時の汽罐效率は 84% であつた。又大罐 4 並に大小 6 罐を使用せし時の成績は左表の如くであつた。(T.Z.K.)

## 「ディーゼル」機関の減速装置

The Motor Ship (E). Jan. 1930. pp. 417-418.

Vulcan gear は水力式 coupling と機械的 gearing とを結合したもので、Bauer 博士の專賣に係り Vulcan 造船所により發達を遂げたものである。

「ディーゼル」機関は原動機として種々の勝れた利益あるが、又 2 つの不利益ある事を忘れてはならない。第 1 に torque が不平均である事、即ち torque の變化が大なる爲めに軸の寸法を増さねばならぬ。第 2 に engine の寸法、重量共に大となり、且つ氣箱は熱應力に對して敏感である事である。

是等の缺點は機關を車軸に直結しない事により或程度まで之を防ぐ事が出来る。Vulcan gear を用ゆれば水力式 coupling が torque の變化を吸収して車軸に傳達せない故、軸は小さくて済む。而

管巢の外部にあつて、其の端で過熱器を支へて居る。過熱管は 4 群より成り、飽和蒸氣は胴の 1 端より入り、是等の群を series に通過し、胴の他端より主副塞汽弁を経て汽機に進む。

過熱器を通過せし瓦斯は、上部水管巢を経て Yarrow tubular type の空氣豫熱器に入る。空氣は此中を 3 巡して、圖の如く油噴燃器に進む。管の中には retarder が挿入してある。

汽罐圍は鋼板と 3 吋の保温劑と 1/4 吋の薄板鋼とより成立つて居る。各部の被が充分なる爲め、床板近傍に於ける汽罐室の溫度は、外氣のそれに比して餘り高くない。又圍の前面には air screen を附し、其出口を通風機の空氣入口に導ける爲め、罐室前面火夫の働く場所近傍には低溫度空氣の流が生ずる。

高壓の部分には、鋸接合或は螺釘接合を能ふ限り避けて居る。總べての drum は圓筒形の solid forge で、之に pressed-steel の鏡板が鋸接合せられて居る。而して其鋼の抗張力は 28 乃至 32 噸/平方吋である。

管は總べて solid cold-drawn steel である。之は hot-drawn tube よりも高價であるけれども、管

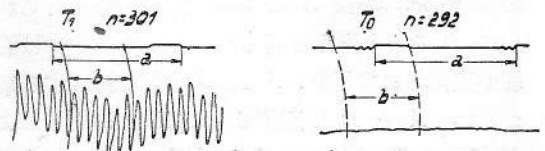


Fig. 1.—Torque fluctuations before and behind a Vulcan coupling.

して機械的 gearing は大型の場合には之を數箇の小型の高速機關に分ける事が出来る。小型とすれば cylinder の熱應力は左程敏感とはならぬ。

Vulcan gear に用ひらるゝ水力 coupling は Föttinger 博士の發明を基として作られたものである。Fig. 1 は Vulcan coupling が torque の變化を傳達する事の如何に妙ないかを示して居る。engine の方では torque の fluctuate する事大であつても、coupling を經て廻はされる軸には先づ torque の fluctuation がないと言ひ得る。従つて軸に連結されて居る pinion が gear wheel と噛合ふ場合に、齒の上を受ける stress が著しく減少される。加之任意の數の pinion を同時に1つの gear wheel に噛み合はさせる事が出来、而も engine と synchronize する場合に對して方法を講じて置く必要がない。

Fig. 2 は double Vulcan gear 即ち 2 臺の engine が 1 箇の propeller shaft を動かす場合を示す。A なる engine が Vulcan coupling B に

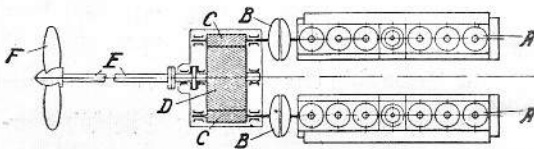


Fig. 2.—Arrangement of Diesel engines and Vulcan gear. A—Diesel engines, B—Vulcan clutches, C—Gear pinions, D—Gear wheels, E—Propeller shaft, F—Propeller.

より pinion C を動かし、C は gear wheel D と噛み合ひ E なる軸を動かす。

driving wheel が 1 箇の場合には single, 3 箇の場合には triple, 4 箇の場合には quadruple Vulcan gear の各種がある。double Vulcan gear は 6,500 h.p. までの engine に數臺使用されて居る。quadruple gear は目下 12,000 h.p. と 27,000 h.p. の engine 用のものが製造中である。

Fig. 3 は Vulcan coupling の横断面を示したものである。A と B なる cup 状の wheel が向ひ合ひ A は動かす方の wheel, B は動かされる方の wheel, C は A に bolt を以て固定せられ且つ B をとり圍んで居る。A と B の中には液體が充たされて居り、A と B と直接接觸する事がない。A と B の間隙は coupling の大きさにより 5mm より 15mm ( $1/4'' \sim 5/8''$ ) の間に變化する。A と B とは嚴格に中心線が一致せなければ

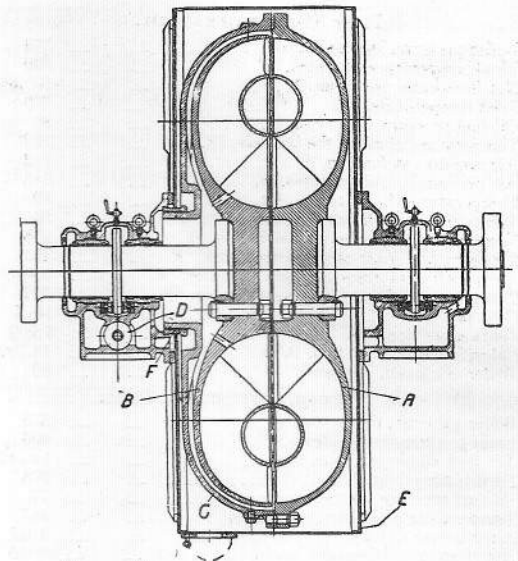


Fig. 3.—Section through a Vulcan coupling.

ならぬ必要はない。

此の coupling により如何にして engine の power を傳達するかと云ふに、engine の回轉により driving wheel A の中の液體は外方に流れる。B は未だ静止の状態にあるを以て、A の外方より B の外方に進入し來りたる液體は B の内方に來り、夫れより A の内方に進み外方に歸る。即ち液體は A と B との中で循環運動をなす。斯くの如くして driving wheel の vane より driven wheel の vane に進み driven wheel を廻轉せしめる。

load が driving wheel より driven wheel に傳はるのに若干の遅れがある。driving wheel 中の centrifugal force は driven wheel 中の centrifugal force よりも常に大である。之れにより液體の循環運動が持續され power を傳達する。load の傳達に遅れあるが爲めに driven wheel の回轉數は driving wheel の回轉數よりも尠ない。双方の回轉數の差は coupling の slip として失はれて居る譯である。或る與へられたる power を與へられたる回轉數を以て傳達する場合には、coupling の徑の大なる程 slip が小さく、又回轉數を多くする程 coupling の徑は小さくなる。slip が 1% 以下である様に coupling を設計する事は勿論出来る。然し普通の回轉數とする場合には coupling は 2.5% 乃至 3% の slip を有する様



に設計される。さもなければ coupling の径が餘りに大となるのである。

Vulcan coupling の傳導効率は (1-slip) に等しい。その理由は coupling は guide vane を有せず、driving wheel の torque reaction は driven wheel の torque reaction に等しいからである。driving wheel が與へる power は其の torque に angular velocity を乗じたものに等しく、又 driven wheel が吸収した power は driven wheel の torque に其の angular velocity を乗じたものに等しい。driven wheel の angular velocity は driving wheel の angular velocity よりも slip の大さ丈け小さい故、driven wheel に吸収された power と driving wheel が與へたる power との比は 1-slip:1 に等しい。例へば slip が 3% である場合には driving efficiency は  $\frac{1-0.03}{1} = 97\%$  である。

船の推進器は Vulcan coupling と同様、同じ hydraulic law に支配されて居る故、coupling の slip は推進器の總ての回轉數に對して一定である。是れ此の coupling が propeller を動かすに最も適する所以である。

Fig. 3 に於て C なる cover は液體が coupling から放出するのを防ぐものである。A と B との間の間隙を通つて液體が B と C との間の場合に入る。而して其の液體は centrifugal force の爲めに D の方に逃げる事が出来ない。C, B の回轉數の差は slip の範圍を超ゆる事がない。夫れ故 B と C との間に於ける液體の friction は極めて輕微である。

coupling 内に於て液體の friction があれば其の液體の溫度を高める。小型の高速 coupling では此の溫度上昇は一般に差支ない範圍内である。大型の coupling では圓周に小孔を穿ち之れより液體の小部分を絶えず tank に導き cooler を通し pump を以て再び coupling の中に送つてやる方法があるが、大抵の場合に cooler を通してやる必要はない。

Vulcan coupling を船舶操縦の目的に使用せんが爲めには、coupling の中の液體を迅速に空虛にせなければならぬ。空虛となすにはいくらか方法があるが、その船の engine が「ディーゼル」機關で

ある場合には coupling の圓周上に sliding ring を設けて置くのが普通の方法である。此の ring には孔が設けられ、ring が適當に動かさるゝ時は ring の孔が coupling の圓周上の孔と一致する。ring が液體を空虛にしない位置にある場合には、其の孔は coupling の孔と一致しない。従つて液體の逸出する事が出来ない。空虛とする場合には液體が centrifugal force により coupling より取り出される故、孔の數は必ずしも多く設くる必要なく大型の coupling の場合でも 2 秒か 3 秒で空虛とする事が出来る。

coupling に使用する液體は、どんな液體でも使

Profile diameter D in millimetres of Vulcan oil couplings with 2.8 per cent. slip for various outputs and revolutions.

Output per coupling in b.h.p.	Revolutions per Minute.					
	200	300	400	600	800	1,000
250	D 1,780	D 1,380	D 1,170	D 925	D 780	D 680
500	2,040	1,590	1,350	1,060	900	790
1,000	2,340	1,830	1,550	1,220	1,030	900
2,000	2,690	2,110	1,780	1,390	1,180	1,030
3,000	2,920	2,290	1,930	1,520	1,280	1,120
4,000	3,100	2,430	2,050	1,600	1,350	1,180
6,000	3,360	2,630	2,220	1,730	1,470	1,290
10,000	3,720	2,910	2,460	1,930	1,630	1,420

用する事が出来るが、一般には lubricating oil が用ひられて居る。夫れ故 bearing や gear wheel の潤滑に使用して居る油を用ひ得る。水も勿論用ひて差支ない。

上表は潤滑油を working fluid とし 2.8% の slip を有する Vulcan coupling の各出力に對して、回轉數が異なる場合に其の直徑の變化を示したものである。

Fig. 4 は engine の回轉數 225、propeller の回轉數 110、6,000 b.h.p. 機關に採用された非反轉式 double Vulcan gear を示す。此の gear は Hamburg Amerika 社の「ディーゼル」客船 St. Louis 號に 2 臺据付けられて居る。A は「ディー

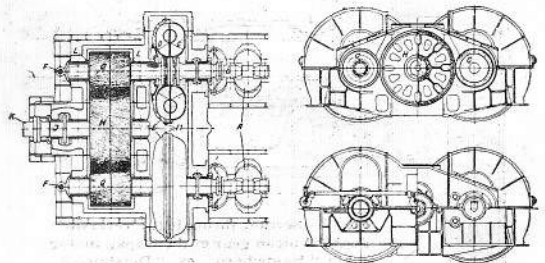


Fig. 4.—Section through a non-reversible double coupling.

「ゼル」機関最後部の cylinder を示す。機関は 6 cylinder double acting 2 cycle air injection reversible M.A.N. engine である。B は engine shaft, C は driving wheel, D は driven wheel, G は pinion, H は gear wheel, J は推力軸受、之は gear case の中に含まれて居る。M は coupling 中の液體を空虛にする爲めの emptying ring である。gear の直径は 2,750mm 即ち 108 $\frac{3}{8}$ " である。driving wheel 及 driven wheel は共に鑄鐵製である。

大馬力により推進せんとする場合に Vulcan gear を用ゆれば、危険に陥る心配が殆んどなくなる。St. Louis 號の output を 2 倍にし様とするには、double gear の代りに單に quadruple gear を用ひただけでよい、若し 4 shaft が採用され各軸が quadruple gear により動かさるゝか、又は 2 箇の quadruple gear を propeller shaft に對して tandem に配置したならば、St. Louis 號と同じ engine を以て 48,000 h.p. が得らる。

Fig. 5 は反轉式 double Vulcan gear を示す。之は Hamburg Amerika 社の Heidelberg 號 (9,370 ton dead weight) に据付けられて居る。此の反轉式 gear と非反轉式 gear との違いは Fig. 4 を見れば判る如く、非反轉式 gear は engine 毎に只 1 箇の Vulcan gear を有するが、反轉式 gear は 2 箇を有し 1 箇は前進用、1 箇は後退用である。Fig. 5 に於て右方の coupling は前進用、左方は後退用の coupling を示す。兩 coupling の間に pinion E があり gear wheel と嚙み合つて propeller shaft を廻らす様になつて居る。coupling に油を充たすには manoeuvring pump D により供給せらる。

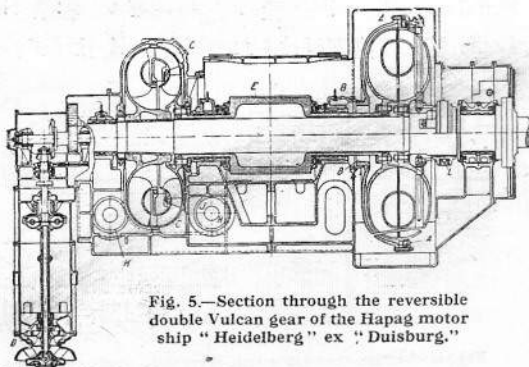


Fig. 5.—Section through the reversible double Vulcan gear of the Hapag motor ship "Heidelberg" ex "Duisburg."

圖で判る如く後退用の coupling は前進用の coupling と多少設計が異つて居る。即ち driven wheel 又は固定せる guide-vane channel C が設けられ、driving wheel から来る液體を driving wheel の回轉方向と反對の方向に guide する様になつて居る。

Heidelberg 號の反轉式 gear は engine の回轉數 215, propeller の回轉數 80 の時に 4,100 h.p. を傳達する。

船舶推進用として Vulcan gear の注文を受けたもの今日までに 170,000 h.p. に達し、41,000 h.p. は既に動いて居り、其の中 20,000 h.p. は反轉式のものである。(N. J.)

## 4 翼推進器の系統的的研究

"Model Results of a Four-bladed Propeller Series."

D. W. Taylor, Marine Engineering & Shipping Age.

January 1930, pp. 31-37.

本論文は華盛頓試驗水槽に於て、24 箇の 4 翼推進器模型に就き系統的的研究をなした報告であつて、1929 年 11 月 14 日紐育に於て開催せられた米國造船協會講演會で讀まれた論文の概要である。

本研究は主として低速若くは中速度の單螺旋商船に適用せらるべきもので、本實驗に使用した動力計は Eggert 大佐が最近完成した新式のものである。

模型は總て 4 翼で、直径 9 吋、翼の輪廓は橢圓形で、展開翼は常に車軸に切線をなす橢圓形である。轂の径は 1.8 吋で、その他の一般的寸法等は Table I に示してある。Fig. 1 は模型 847 番及び 850 番の 2 箇を示す。

翼の中心は静水中に 11 吋没せしめた。試験の成績は Fig. 2 乃至 7 に失脚比を基線として  $C_0$ ,  $C_T$  及び効率曲線として示した。是等の曲線は翼のみに關したものであつて、轂自身の直接の影響は省略してある。

推進器單獨試験をなす際に、或る場合には車臺は齊一速度で走り回轉數を變へて失脚を變化せしめ、或る時は回轉數を一定して車臺速度によつて

TABLE 1.—CHARACTERISTICS OF 24 MODEL PROPELLERS, ALL FOUR-BLADED, DIAMETER OF MODEL, 9 INCHES, AND DIAMETER OF HUB, 1.8 INCHES

Model basin No.	Pitch ratio	Mean width ratio	Blade thickness fraction	Total projected area	
				sq. in.	disk area
835	.6	.20	.04	24.80	.390
836	.6	.20	.05	24.80	.390
837	.6	.20	.06	24.80	.390
838	.6	.25	.04	31.00	.510
839	.6	.25	.05	31.00	.510
840	.6	.25	.06	31.00	.510
841	.75	.20	.04	23.76	.374
842	.75	.20	.05	23.76	.374
843	.75	.20	.06	23.76	.374
844	.75	.25	.04	29.92	.470
845	.75	.25	.05	29.92	.470
846	.75	.25	.06	29.92	.470
847	.90	.20	.04	22.56	.355
848	.90	.20	.05	22.56	.355
849	.90	.20	.06	22.56	.355
850	.90	.25	.04	28.80	.453
851	.90	.25	.05	28.80	.453
852	.90	.25	.06	28.80	.453
853	1.05	.20	.04	21.44	.337
854	1.05	.20	.05	21.44	.337
855	1.05	.20	.06	21.44	.337
856	1.05	.25	.04	27.68	.435
857	1.05	.25	.05	27.68	.435
858	1.05	.25	.06	27.68	.435

失脚を変更せしめた。この兩法の結果は一致する様である。この 24 箇の模型試験は回轉は略ぼ一定とした。試験成績を直ちに  $C_T$ ,  $C_Q$  係數に直す時、回轉數が少し位齊一を缺いても其の影響は極めて僅少である。附録 I に於て著者は模型試験の成績を回轉力率に對する  $C_Q$  係數、及び推力に對する  $C_T$  係數に直す基本公式を示して置いた。Fig. 2 乃至 7 の曲線に於ては失脚 100% といふ様な廣範圍までも示してあるが、この邊の失脚に於ては推力は、回轉する模型推進器によつて生ずる水流のために、時間が立つに従つて減じて來るからして幾らか不正確である。本成績を實際に應用するために直す方法は澤山ある。著者が今使用

せんとするものは曩に著者が本協會で發表したものを改良したものであつて、最近日本に於て開催せられた萬國工業會議に發表した方法を簡單にしたものである。

吾人は模型の平均幅を 2 種、翼の厚さを 3 種として合計 6 組に分類して取扱ふ事とし、各組共、螺距比の範圍は同一である。各組の成績は、與へられたる實際の場合に寸法、割合及び效率等を定めることが出来る様に、**ダイヤグラム**で示す必要がある。今記號として次のものを使用する。

- 馬力 ……  $P$  又は  $U$ .
- 毎分回轉數 ……  $N$ .
- 前進速度(節) ……  $V_A$ .
- 直徑 ……  $d$ .
- 螺距 ……  $p$ .
- 螺距比 ……  $a$ .

附録 I には  $P$ ,  $N$ ,  $V_A$  及び  $d$  並びに  $U$  で表した 4 つの無次元係數に關する公式を示し、Fig. 2 乃至 7 には無次元係數  $C_Q$  その他で表した曲線を示した。現在は只  $B_{P4}$  及び  $\delta$  のみが必要である。Fig 8 乃至 13 はこの 6 組の成績を  $B_{P4}$  を基線に、螺距比を縦軸に取つて效率及び  $\delta$  の曲線集として示したものである。著者は先づ第 1 に模型試験から得た Fig. 8 乃至 13 が實物推進器に應用出来ることを簡單に論じ、次にその精度に就て説明しようと思ふ。一度  $B_{P4}$  を定め

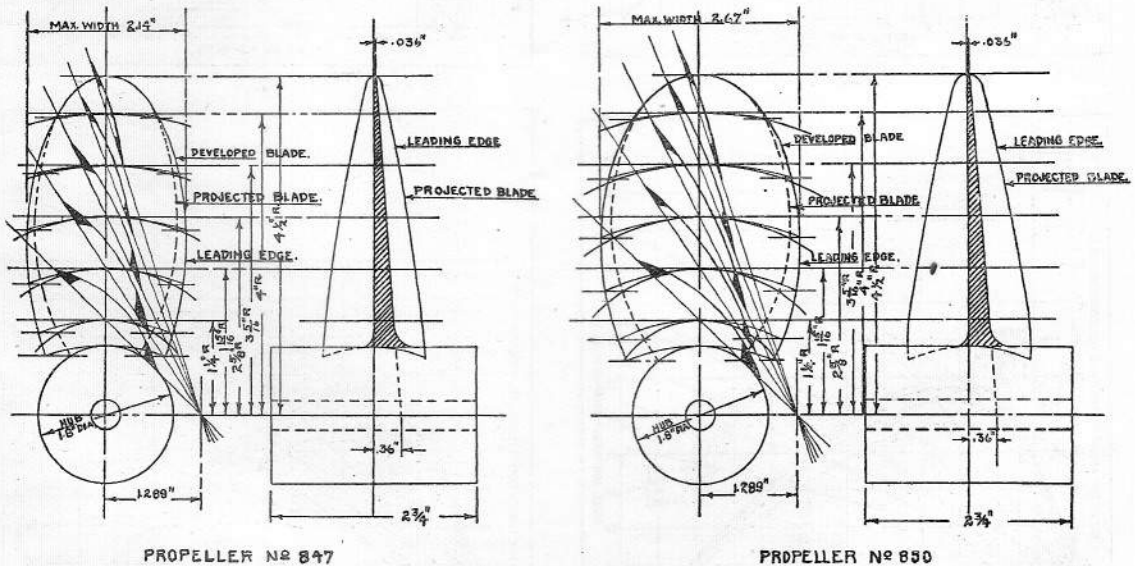


Fig. 1.—Two of the models tested

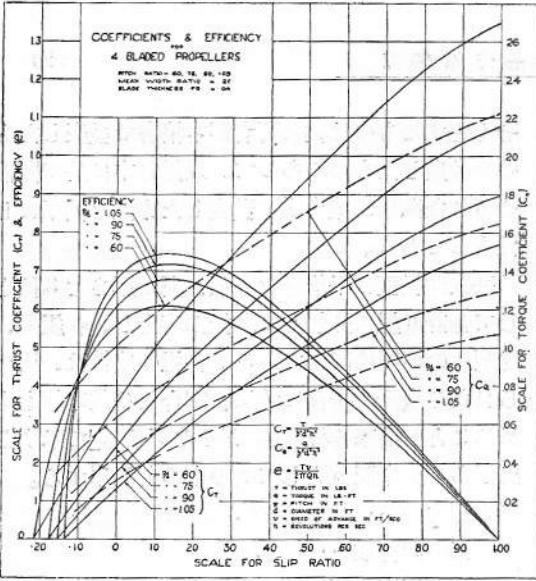


Fig. 2

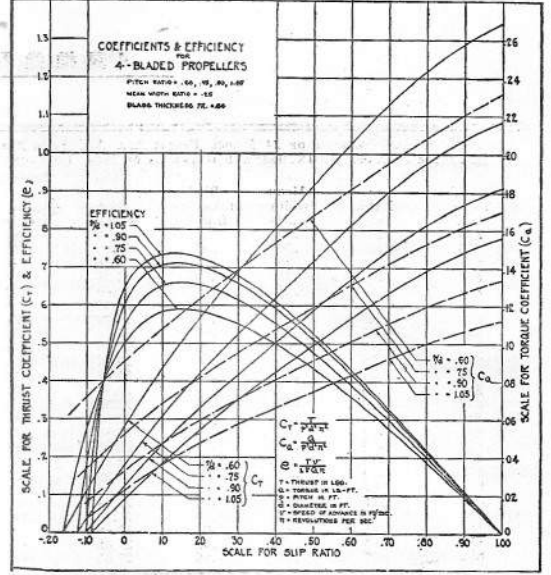


Fig. 5.

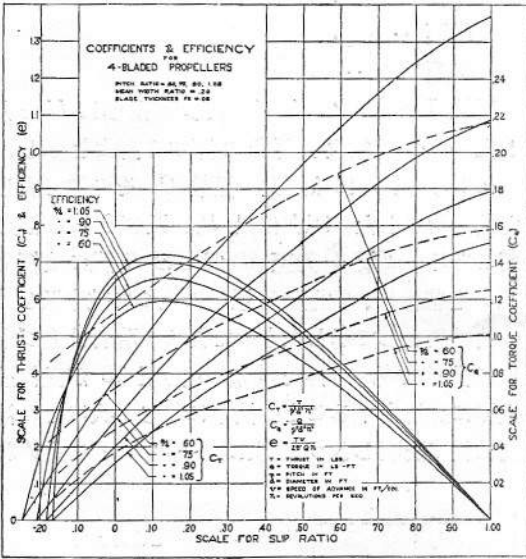


Fig. 3

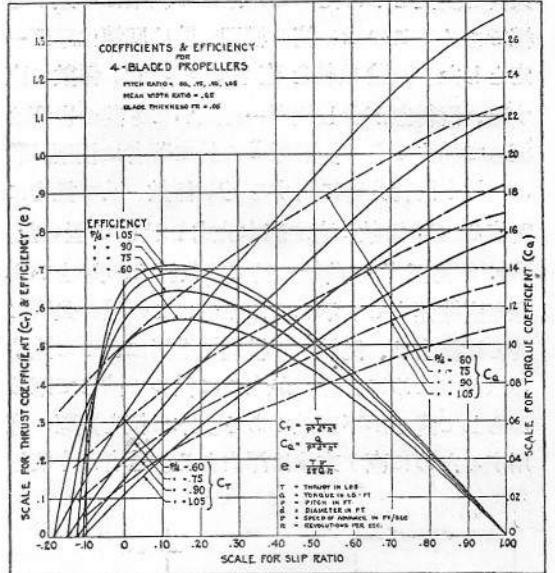


Fig. 6

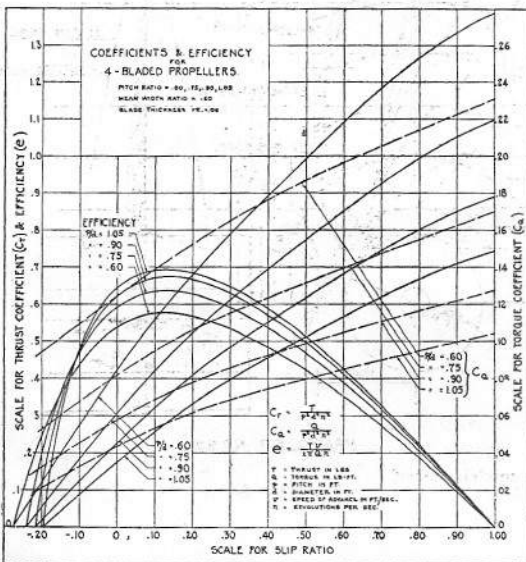


Fig. 4

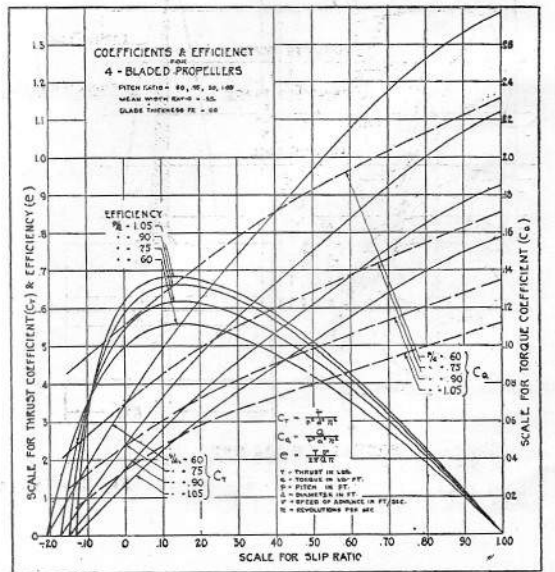


Fig. 7

ばその推進器の最大効率が決まる。吾人は効率を大して減ずることなく螺距比や直径（直径は  $\delta$  に比例する）を變へることは出来るが、然かし効率を増すことは出来ない。與へられたる  $B$  の値、即ち馬力、速度、及び回轉數の與へられたる組合せに對して、Fig. 8 乃至 13 の 6 組中の 1 つ又はその他を取ることによつて、効率及び寸法に差のあることを確めるのは一層興味深い。單螺旋商船では  $B$  の値が 15 以下なることは稀であり、又 30 を超すことも稀にはあるが、先づ 30 は大きい方である。故に Table 2 には  $B$  の値を 15, 20, 25 及び 30 として各組の最大効率及びそれに相當する螺距比並びに  $\delta$  の値（直径に比例す）を掲げた。Table 2 を見ると幅が與へられてゐる場合には

は本圖よりは下る。其の低下量は狭い翼程大きい。

計畫の初期には有效馬力  $E$  を推定しなければならぬ。吾人は之れを直ちに推進器に應用することは出来ない。然かし伴流係數  $w$  と推力減少係數  $t$  とを推定し得るならば、吾人は useful power  $U$  を計算することが出来る。扱て、

$$eP = U = E \frac{1-w}{1-t}$$

そこで吾々は次の様を書くことが出来る。

$$B_v = \frac{N\sqrt{U}}{V_A^{2.5}} = B_P \sqrt{e}$$

而して各  $B_P$  「ダイヤグラム」に對して  $B_v$  「ダイヤグラム」が作られる。Fig. 14 は平均幅比 = 0.25,  $B, T, F = 0.05$  に對する Fig. 11 に相當する  $B_{v1}$  を示すものである。

### 附 録 I

#### 係數及び公式

模型試験水槽で實行してゐる方法——米國試験水槽で行つた模型推進器試験の成績を誘導する際に、標準方法とも稱すべきものは Fig. 2 乃至 7 に示した様なもので、ざつと次の様である。

- $Q$  …… 回轉力率 (ポンド呎)、
- $T$  …… 推力 (ポンド)、
- $n$  …… 毎秒回轉數、
- $v$  …… 前進速度 (呎/秒)、
- $p$  …… 螺距 (呎)、
- $d$  …… 直径 (呎)、
- $e$  …… 推進器効率、
- $s$  …… 失脚比、

公式：—

$$C_Q = \frac{Q}{n^2 p^3 d^2}; \quad C_T = \frac{T}{n^2 p^2 d^2};$$

$$e = \frac{Tv}{2\pi Qn}; \quad s = \frac{pn-v}{pn}$$

如何なる場合でも翼が薄い程効率の良いことが判る。然かし其のための効率の増加は大した量ではない。翼幅の効率に及ぼす影響を考ふるに、厚さが一定ならば幅が狭い程効率は良い。然かしその差は僅少である。然し乍ら實際問題として幅が變わつて厚さが不變の翼を用ひることはない。翼の強さの問題から狭い翼程厚くする必要がある。 $\delta$  を考ふるに、之れは直径に比例するものであつて、最大効率に對しては薄い翼は直径がいくらか大きくなる。され共 Table 2 に示した最大効率に對する  $\delta$  の値は、大して効率を悪くすることなく變更し得ることを記憶しなければならぬ。如何となれば螺距比  $a$  は夫れに應じて變るからである。

Fig. 8 乃至 13 の成績が其のまま實物に應用し得るや否やを考ふるに、空洞現象が起れば應用出来ないが、然からざる時は精度 100% と迄は行かないが、實用上差支ない程度で本圖を實物に應用することが出来る。狭い翼では廣いものよりも空洞現象は早く起る。故に平均幅比は 0.25 に押へて置く方が安全である。又實物推進器では効率

一般的使用並計畫圖に對する係數——推進器を設計したり又は試運轉成績を解析する場合に、實際に使用する主なる量は 5 つである。第 1 は馬力であつて、推進器に傳へる馬力—軸馬力—を  $P$  で表はし、推進器によつて傳へられる馬力—useful power—を  $U$  で表はす。推進器を船から離れた “open”

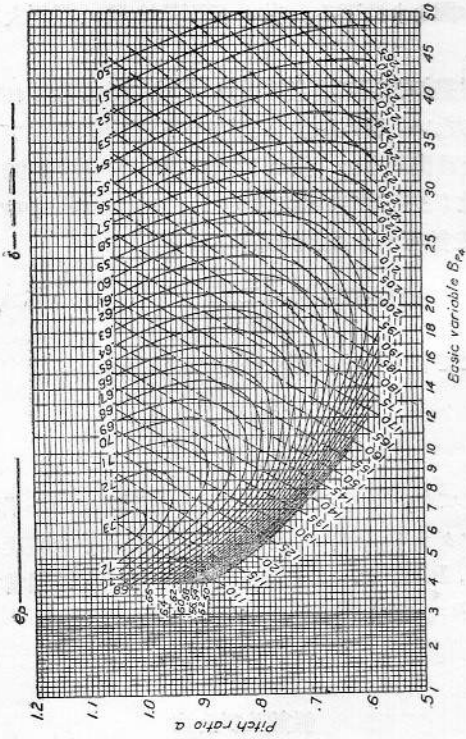


Fig. 9.—Blade thickness fraction 0.04. Mean width ratio 0.20

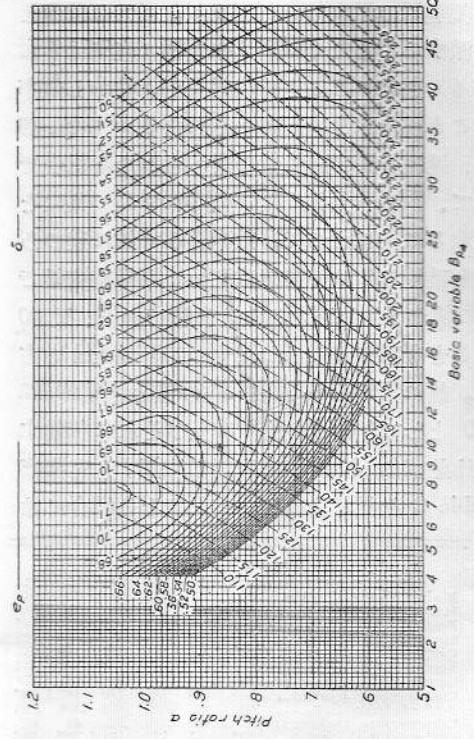


Fig. 11.—Blade thickness fraction 0.05. Mean width ratio 0.25

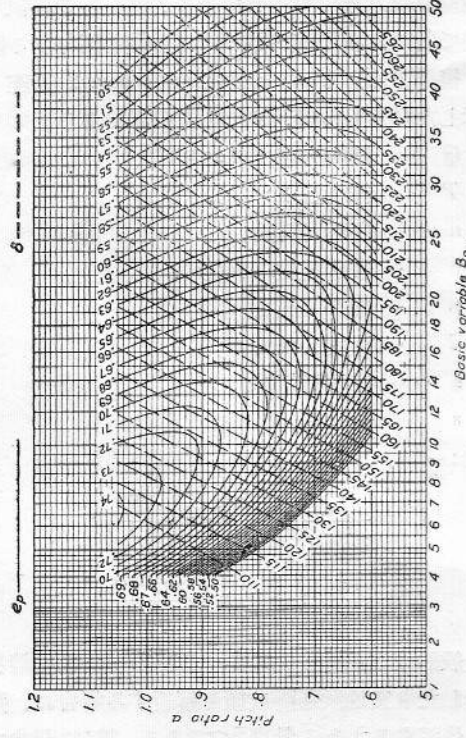


Fig. 8.—Blade thickness fraction 0.04. Mean width ratio 0.20

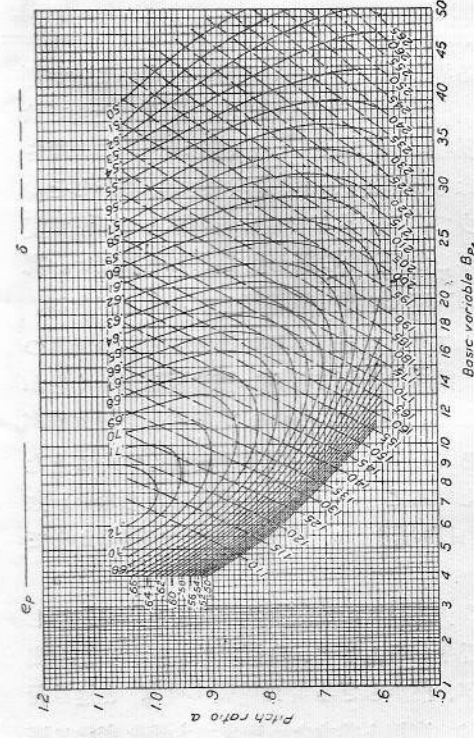


Fig. 10.—Blade thickness fraction 0.05. Mean width ratio 0.20

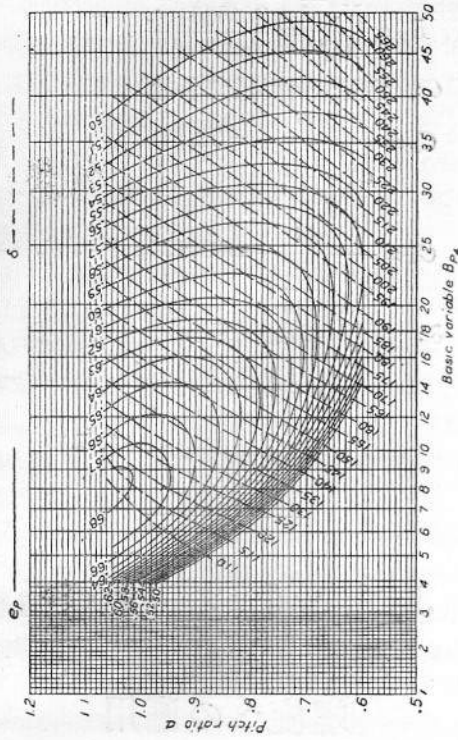


Fig. 13.—Blade thickness fraction 0.06. Mean width ratio 0.25

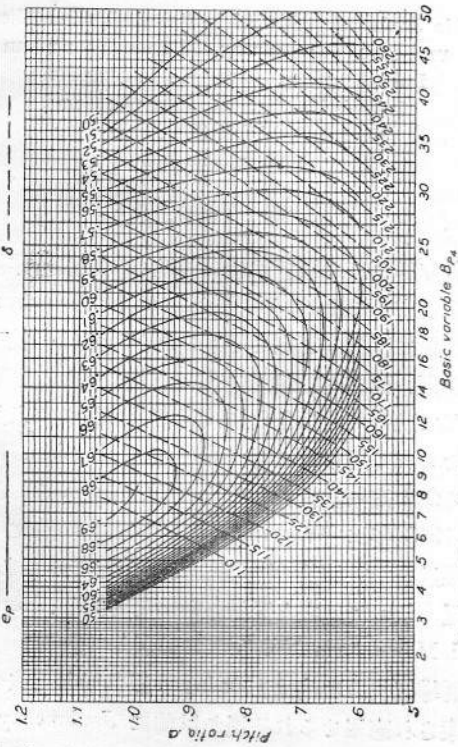


Fig. 12.—Blade thickness fraction 0.06. Mean width ratio 0.20

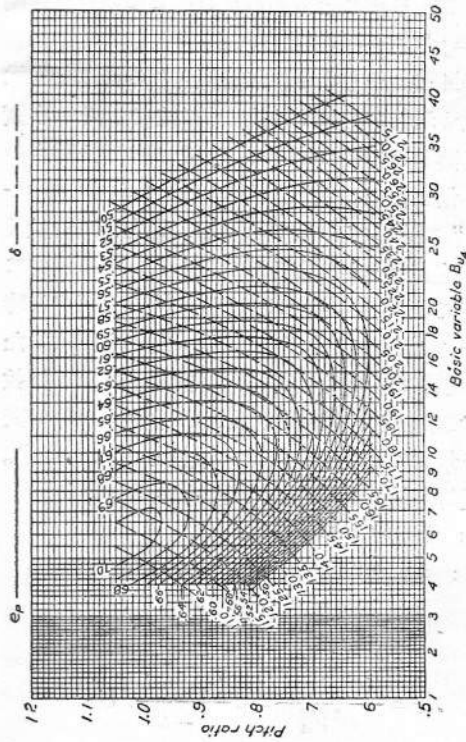


Fig. 14.—Blade thickness fraction 0.05. Mean width ratio 0.25

Figs. 8 to 13 inclusive

4 bladed Shipping Board models—P curves

P contours of propeller efficiency e<sub>p</sub>

P contours of  $\delta = \frac{N_d}{V_A}$  plotted upon pitch ratio a and

$$\text{basic variable } B_{P4} = \frac{V_A}{NP^{0.5}}$$

$$B_{P4} = \frac{V_A^{2.5}}{NP^{0.5}}$$

Fig. 14

4 bladed Shipping Board models—U curves

U contours of propeller efficiency e<sub>p</sub>

U contours of  $\delta = \frac{N_d}{V_A}$  plotted upon pitch ratio a and

$$\text{basic variable } B_{U4} = \frac{V_A}{NU^{0.5}}$$

$$B_{U4} = \frac{V_A^{2.5}}{NU^{0.5}}$$

の場合には  $U$  は推力と攪拌されざる水に對する前進速度で定まつてくる。船に取付けた推進器では左程簡単なものではなく、 $U$  と有効馬力 (E. H. P.)  $E$  とをよく區別しなければならない。伴流があるため推進器の前進速度  $V_A$  は船の速度  $V$  と異なる。又推進器は船の後部にある時は後向きの suction を船に働かせるため、全推力を曳引抵抗に打ち勝つために用ひることが出来ない。今  $w$  を伴流係數、 $t$  を推力減少係數とすれば、 $U$  と  $E$  との間には次の關係がある。

$$U = E \frac{1-w}{1-t}$$

第2の量は回轉數である。實物推進器に對しては R. P. N. を  $N$  で表はす。第3の量は速度である。之れは推進器が作動してゐる場所の水に相對的な推進器の前進速度(節)を用ひる。之れを  $V_A$  とする。船の速度を  $V$  とすれば  $V_A = V(1-w)$  なる關係がある。最後の量は大きさを表はすものである。之れは普通直徑(呎)を用ひ、 $d$  で表はす。第2の大きさを表はす量は螺距で、 $p$  で表はし、 $d$  の代りに用ひることもある。この2つの量は螺距比  $a = p/d$  で結びつけられる。

この4つの量を大きさに無關係となる様に無次元で表はす様な係數若くは式は澤山ある。その中實際に必要なのは4つであつて、その各は上記中の3つの量を含む。最も重要なのは“Basic coefficient”であつて  $B$  で表はし、馬力、回轉數及び前進速度を含んでゐるものである。その馬力に  $P$  を用ひる時は  $B_P$  で表はし、 $U$  を使用する時は  $B_U$  で表はす。尚ほ3翼か4翼かを表はすために  $B_{P3}$ ,  $B_{P4}$  等と書く。回轉數を含まない係數を  $A$  で表はし、速度を含まない係數を  $C$  で表はす。最後に馬力を含まない係數を  $\delta$  で表はす。即ち是等を總括して示せば次の様になる。

$a$ : 螺距比を示す。  $a = p/d$ .

$A$ : 毎分回轉數に無關係なる係數、

$$A_P = \frac{1000aP}{d^2 V_A^3} = a \frac{55.033}{(1-s)^3} \cdot C_Q,$$

$$A_U = \frac{1000aU}{d^2 V_A^3} = a \frac{8.7587}{(1-s)^2} \cdot C_T.$$

$B$ : Basic 又は main coefficient.

$$B_P = \frac{NV\overline{P}}{V_A^{2.5}} = \frac{23.772\sqrt{C_Q}}{a(1-s)^{2.5}},$$

$$B_U = \frac{NV\overline{U}}{V_A^{2.5}} = \frac{9.4835\sqrt{C_T}}{a(1-s)^2}.$$

$C$ : 速度に無關係なる係數

$$C_P = \frac{aP}{d^2 \left(\frac{pN}{1000}\right)^3} = 52.889a C_Q,$$

$$C_U = \frac{aU}{d^2 \left(\frac{pN}{1000}\right)^3} = 8.4175a(1-s)C_T,$$

$\delta$ : 馬力に無關係なる係數

$$\delta = \frac{dN}{V_A} = \frac{101\frac{1}{2}}{a(1-s)}.$$

(T. I.)

## Joukowsky の推進器渦理論と其の航空機用螺旋への應用

Die Joukowskysche Wirbeltheorie des Propellers und ihre Verwendung zur Berechnung von Luftschaublen. Von W. Alexandrow. Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt, 28. Dezember 1929. S. 633-642

### 第1章 理論の説明

近年露西亞の學者は螺旋推進器の理論に非常に興味を有つて居る。1910年に Jurjew と Sabinin とは螺旋推進器の理論を考案したが、之は一般機械的法則、而も衝動法則に基いたものである。不幸にして此の理論は今日迄該考案者に依つて未だ發表せられて居らぬ。唯 1910年に Moskau に於ける第1回航空大會の席上に於いて報告せられ、又 1913年に Wetschinkin 教授が其の論文「螺旋推進器の計算」<sup>1)</sup>中に記述して居るのみである。最近 Glauert は之と同様な理論を考案し、Reports and Memoranda No. 786 に發表して居る。

誘導抵抗の理論は Göttingen 派の學者に依つて考案され應用せられる迄か以前に Joukowsky と Tschaplygin とに依つて考案されて居る。然し乍

<sup>1)</sup> Nachrichten der Polytechnischen Gesellschaft. Moskau, 1913. Nr. 5.



ら理論的に期待された抵抗と張行との關係は Moskau 工業大學の風洞に於ける實驗に依り何等の確證を見出すことが出来なかつた (有限張行に對する Eiffel の資料と此の測定結果とを比較してみたが)。依りて此の研究を中止してしまつた。然し乍ら此の理論は螺旋推進器の特に複雑な場合の計算法の發達に役立つた。

1912 年に Joukowski 教授は螺旋推進器の渦理論を發表した。<sup>2)</sup> 其の後教授自身並びに其の學派の人々に依つて更に研究が續けられ、遂に此の理論に基いて航空機用螺旋が實際に設計されるに至つた。Joukowski の前記の論文に於いては航空機用螺旋と同様な種々の問題に就いて理論的に研究してある。

本文に於いては主として此の理論の推進器問題への實際的應用に就いて述べむとするのである。

Joukowski の螺旋推進器の渦理論は次の法則に其の根底を置いて居る。或る回轉し乍ら前進運動をする螺旋の周圍の速度の場は、推進器翼に結び附いて居る渦と螺旋の後方の推進器流中で自由に

運動して居る渦とに依つて決まる。此の渦の起る原因は螺旋の周圍の循環の存在である。速度の場を考へる場合に螺旋自身を無視して、渦のみが流體中に存在するものと假定することが出来る (Abb. 1)。渦が速度の場に及ぼす影響を研究するに 2 方法がある。即ち推進器翼の相對運動に對し實際に渦に依つて起される速度を求めると、或は又其の絶對及び相對運動中の渦を考へて、之から起る平均速度を算定するかである。第 1 の方法は非常に困難で、現今迄解かれて居らぬ。Jurjew 教授は相對運動中の推進器を研究し、實際の速度を求めむとした。此の場合に同氏は 2 箇の側渦束及び 1 箇の中央渦束から出發したが、之から求めた方程式の積分が非常に困難であつた。Joukowski 教授は渦理論に基いて螺旋の周圍の流體の運動を研究して、渦系に依つて起される平均速度を求めた。渦束は結び附いて居るものも自由のものも推進器の回轉に際し外界に對し種々の位置を採るから、此の作用を 1 並びの渦層と渦底との作用と考へることが出来る。(Abb. 2 参照)。此の場合に極めて短い時間に於いては流體の運動を不變運動と看做すことが出来る。

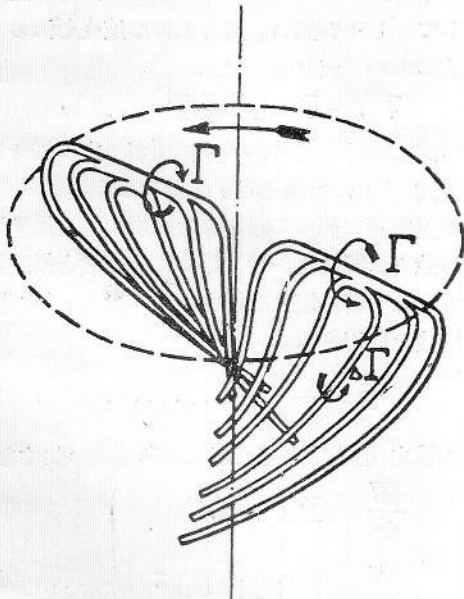


Abb. 1.

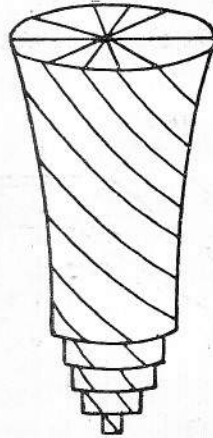


Abb. 2.

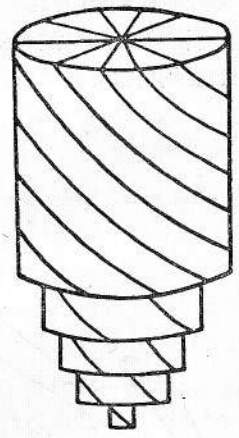


Abb. 3.

螺旋流中の速度は推進器の遙か後方に於いて其の全増加を來し、推進器平面に於いては此の増加の半分だけで算定すべきものである。従つて螺旋の後方に於いて流れは收縮する。以上の事柄は理想的推進器に對してのみ完全に當て嵌まる。然し乍ら實際に於いて螺旋流中には回轉運動も存在するから、螺旋流は遠心力の爲めに幾分擴がる。

換言すれば螺旋流は螺旋の後方に於いて稍細く

2) (russ.) Gesellschaft von Liebhabern der Naturwissenschaft, Anthropologie und Ethnographie 物理部年報 Bd. XVI-1 (1912), Bd. XVII-1 (1914), Bd. XVII-2 (1915) 並びに Berechnungs- und Prüfungsbureau の報告 Bd. 3-4, 1918 中の Joukowski の 4 論文参照のこと。

なり、前記の渦層の形は螺旋の遙か後方では圓筒になつてしまふ回轉體である。螺旋の後方に於ける流れの收縮は螺旋推進器の場合には比較的僅かで（此の最大收縮は推進器が前進せず回轉して居る場合に起る）螺旋流は直ぐ圓筒となるから、各渦束から成り立つて居る渦層の回轉表面を圓筒體の外面であると假定することが出来る（Abb. 3 参照）。之に依つて全現象の數學的解析が非常に容易くなる。

推進器翼に沿ふての循環の或分布状態が決まれば、圓筒形の渦層の強さ、従て平均速度の場が決まつて来る。Joukowsky は各圓筒形の渦層、渦底及び中心渦束の作用を研究し、之に依つて起る平均速度を求めた。推進器翼に沿ふての循環が一定の場合には推進器の半徑に等しい半徑を有つ圓筒形の層のみが存在し、之は推進器流中に一定軸方向速度を起す（之は全半徑に亘つて一定である）。

Wetschinkin 教授は Joukowsky の理論を應用して最も効率の良好な螺旋の問題を解いた。即ち同氏は或る與へられた推力の場合に、推進器の回轉に對し消費される仕事率が最小となるべき推進器翼に沿ふての最も好い循環分布状態の算定に必要な曲線を求めた。

渦理論に基く種々の式が簡單になる様に、次の如き無次元値を使用する。

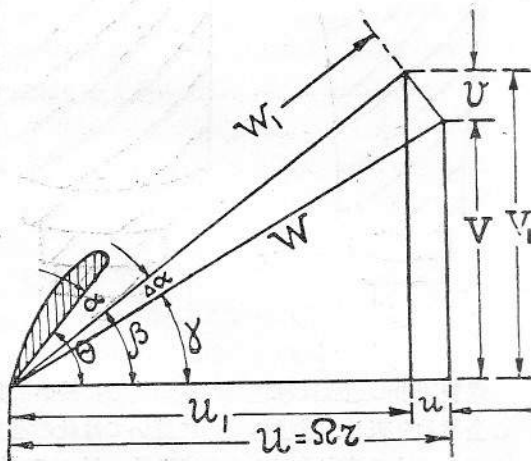


Abb. 4.

半徑  $\bar{r} = \frac{r}{R}$

螺旋流速度  $\bar{V} = \frac{V}{\Omega R}$

循環  $\bar{\Gamma} = \frac{i\Gamma}{4\pi\Omega R^2}$

翼幅  $\bar{b} = \frac{ib}{4\pi R}$

推進器推力  $\bar{S} = \frac{S}{\rho 2\pi\Omega^2 R^4}$

消費仕事率  $\bar{N} = \frac{N}{\rho 2\pi\Omega^3 R^5}$

( $i$  = 翼の數、 $R$  = 推進器の半徑、 $\Omega$  = 角速度) 渦理論の法則（附録 I 参照）に依り螺旋に依つて起る速度は次の如くなる。

周速度

$$\bar{U} = \frac{\bar{\Gamma}}{\bar{r}} \dots\dots\dots (1)$$

軸方向速度  $\bar{v}$  は次式から決まる。

$$\bar{v}(\bar{V} + \bar{v}) = \bar{\Gamma}\left(1 - \frac{1}{\bar{r}^2}\bar{\Gamma}\right) + 2 \int_{\bar{r}}^1 \frac{1}{\bar{r}^3} \bar{\Gamma}^2 d\bar{r} \dots\dots\dots (2)$$

最後の項は遠心力に對する修正を表はして居る。然し乍ら此の修正高は非常に小さいから、之を無視して差し支ひ無い。實用上には速度を決める式は次のもので充分間に合ふ。

$$\bar{v}(\bar{V} + \bar{v}) = \bar{\Gamma}(1 - \bar{\Gamma}) \dots\dots\dots (3)$$

此の式は推進器翼沿ふての循環が一定の場合に對する式 (2) の解法を示すものである。

推進器翼に依つて起される速度の場と推進器翼の形状との關係を決める爲めに、循環と推進器の性能、即ち翼の幅及び揚力係數  $C_a$  とを結び附ける次式を使用する。

$$\bar{\Gamma} = \frac{c_a}{2} \bar{b} \bar{W}_1 \dots\dots\dots (4)$$

素推力、消費仕事率並びに效率は次の如くなる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{S}}{d\bar{r}} &= 2\bar{\Gamma}(\bar{U}_1 - \varepsilon\bar{V}_1) \\ \frac{d\bar{N}}{d\bar{r}} &= 2\bar{\Gamma}(\bar{V}_1 + \varepsilon\bar{U}_1) \bar{r} \\ \eta_{\bar{r}} &= \frac{d\bar{S} \cdot \bar{V}}{d\bar{N}} = \frac{\bar{U}_1 - \varepsilon\bar{V}_1}{\bar{V}_1 + \varepsilon\bar{U}_1} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

式中  $\varepsilon = \frac{c_{w_p}}{c_a}$  又  $c_{w_p}$  は其の翼截面抵抗、即ち張行が無限大の場合に於ける此の翼截面の表面に働く抵抗である。

式(5)は螺旋推進器の作用を表はす普通の式でも置き換へることが出来る。<sup>3)</sup> 即ち

$$\left. \begin{aligned} \alpha' &= \frac{d\alpha}{dr} = \frac{d}{dr} \left( \frac{S}{\rho n^2 D^4} \right) = \frac{\pi^3}{2} \frac{dS}{dr} \\ \beta' &= \frac{d\beta}{dr} = \frac{d}{dr} \left( \frac{N}{\rho n^3 D^5} \right) = \frac{\pi^4}{2} \frac{dN}{dr} \\ \eta_{\bar{r}} &= \frac{\alpha'}{\beta'} \lambda \end{aligned} \right\} (5a)$$

但し  $\lambda$  は前進率 ( $\lambda = \frac{V}{nD}$ ) である。是等の式中

に  $\frac{d\bar{S}}{dr}$ ,  $\frac{d\bar{N}}{dr}$  及び  $\bar{r}$  に対する値 (最後のものは式(4)より求める) を挿入すれば、次の如くなる

$$\left. \begin{aligned} \alpha' &= \frac{\pi^3}{2} c_a \bar{b} \bar{W}_1^2 \cos \beta (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta) \\ \beta' &= \frac{\pi^4}{2} c_a \bar{b} \bar{W}_1^2 \sin \beta (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta) \end{aligned} \right\} (6)$$

然し乍ら

$$\bar{W}_1 = \bar{W} \cos \Delta\alpha = \frac{\bar{r} \cos \Delta\alpha}{\cos \gamma}$$

であるから、

$$\left. \begin{aligned} \alpha' &= \frac{\pi^3}{2} c_a \bar{b} \bar{r}^2 \frac{\cos^2 \Delta\alpha}{\cos^2 \gamma} \cos \beta (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta) \\ \beta' &= \frac{\pi^4}{2} c_a \bar{b} \bar{r}^2 \frac{\cos^2 \Delta\alpha}{\cos^2 \gamma} \sin \beta (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta) \\ \eta_{\bar{r}} &= \frac{\alpha'}{\beta'} \cdot \lambda = \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta}{1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta} \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \beta} \end{aligned} \right\} (6a)$$

理想的螺旋器の場合には

$\varepsilon = 0$  であるから

$$\left. \begin{aligned} \alpha'_i &= \frac{\pi^3}{2} c_a \bar{b} \bar{r}^2 \frac{\cos^2 \Delta\alpha}{\cos^2 \gamma} \cos \beta \\ \beta'_i &= \frac{\pi^4}{2} c_a \bar{b} \bar{r}^2 \frac{\cos^2 \Delta\alpha}{\cos^2 \gamma} \sin \beta = \pi \bar{r} \alpha'_i \operatorname{tg} \beta \\ \eta_{\bar{r}i} &= \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \beta} \end{aligned} \right\} (7)$$

従つて

<sup>3)</sup> 係数  $\alpha$  及び  $\beta$  は  $k_s$  及び  $k_d$  に依つて次如のく表はすことが出来る。

$$k_s = \frac{8}{\pi^3} \alpha, \quad k_d = \frac{8}{\pi^4} \beta$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha' &= \alpha'_i (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta) \\ \beta' &= \beta'_i (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta) \\ &= \pi \bar{r} \alpha'_i \operatorname{tg} \beta (1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta) = \frac{\lambda}{\bar{r} \eta_{\bar{r}}} \end{aligned} \right\} \dots (8)$$

$\eta_{\bar{r}} = \eta_{\bar{r}i} \cdot \eta_{\bar{r}pr}$   
式中

$$\eta_{\bar{r}pr} = \frac{1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta}{1 + \varepsilon \operatorname{ctg} \beta}$$

式(8)及び特種の圖表 (G. Kusmin が考案せるもの) を使用して推進器の計算を容易く行ふことが出来、而も或る運轉状態、換言すれば新しい前進率に対する現在の螺旋の換算、並びに新しい航空機用螺旋に対する計算を行ふことが出来る (附録 II 参照)。

推進器の計算は、螺旋の航空力學的性質と其強力とが密接な關係に在る様なものでなければならぬ。従つて航空機用螺旋の製作に際しては、強力の點を充分にする爲めに、推進器の力學的改善を或る程度逆様性にはせねばならぬ。故に此の兩計算を一緒に行ふ必要がある。

1918 年に Wetschinkin 教授は、翼断面の航空力學的性質及び其の強力を同時に考慮した計算方法を考案した。

航空機用螺旋の横断面の機械的抵抗率は次式で表はすことが出来る。

$$W = \left( \frac{b}{A} \right)^3$$

式中  $A$  は横断面の輪廓に依つて變化する係數であり、 $b$  は其の横断面の翼幅である。

抵抗率は次の不等式に相當せねばならぬ。

$$\frac{M_b}{k_b} \leq W$$

式中  $M_b$  は曲げの「モーメント」であり、 $k_b$  は其の材料の許容荷重である。従つて

$$\sqrt{\frac{M_b}{k_b}} \leq \frac{b}{A}$$

或ひは

$$Ac_a \leq bc_a \sqrt[3]{\frac{k_b}{M_b}} \dots (9)$$

此の不等式の條件に相當する翼断面を使用せねばならぬ。或る 1 系統の翼断面に對し  $c_a$  及び  $Ac_a$  の値を曲線を求めて置けば、航空力學的計算

と同時に式(9)を考慮することが出来る (Abb. 5 参照)。

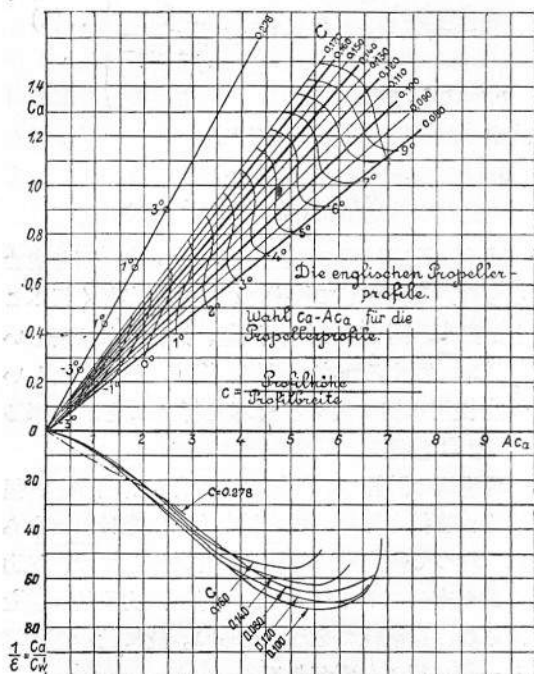


Abb. 5.

## 第 2 章 測定結果

渦理論の正否を吟味する爲めに従来屢々此の理論に基く算定結果と測定結果とが比較せられて居るが、好く両者は一致して居る。Moskau 航空研究所に於いて最近著者の指揮の下に此の點に關する實驗が行はれた。此の目的の爲めに Royal Aircraft Establishment 於いて試験し、其の結果を Reports and Memoranda No. 829 に發表してある 1 群の推進器に就いて渦理論に基いて計算を

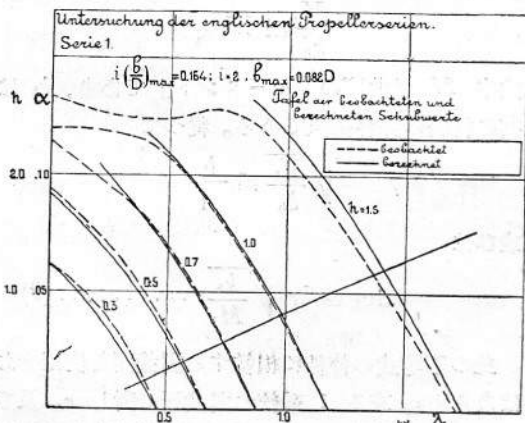


Abb. 6.

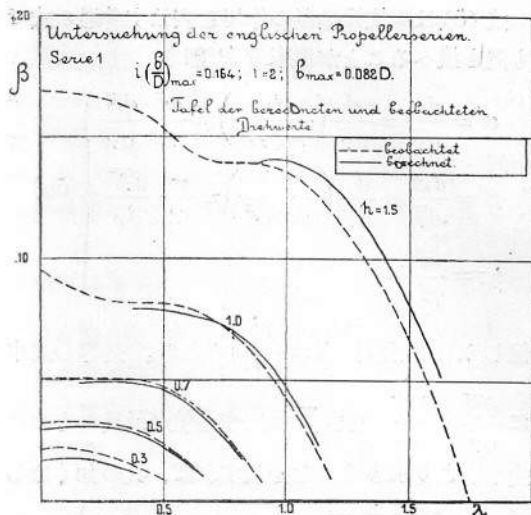


Abb. 7.

行つた。

此の計算結果 (Abb. 6 乃至 9 参照) に依ると渦理論と測定とは相對的螺距  $h=0.7$  乃至  $h=1.0$  (即ち實際に多く使用されるもの)の範囲内では好く一致して居る。螺距が大きい場合には理論的の曲線が測定曲線の上位に在り。螺距が小さい場合に

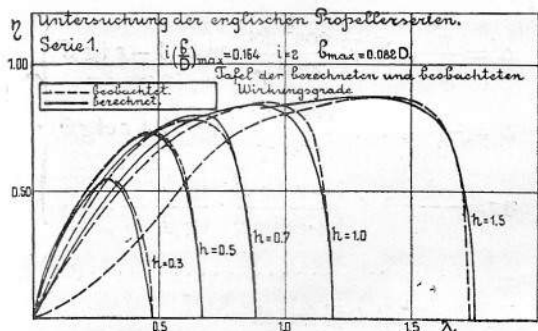


Abb. 8.

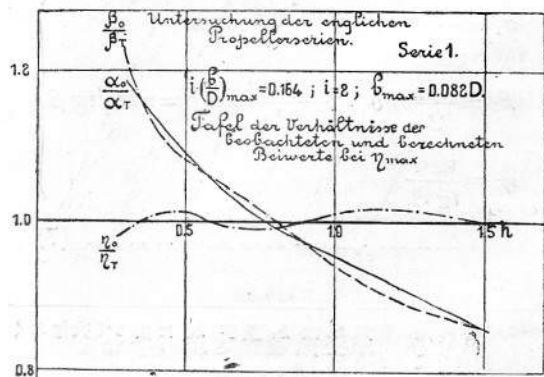


Abb. 9.

は正反對である。此の他入の値が小さい場合(即ち推進器の試験臺上に於ける試験に似て居る場合)には、算定値と測定値との間に著しい相異が存在することが判る。之は入射角が大きい場合には全現象を擾亂する螺旋流の離脱が起るものと考へられ、猶ほ斯様な場合には推進器の後方の圓筒形の流れの假定が最早成り立たなくなると考へられる。

螺距が大きい場合及び小さい場合に、算定結果と測定結果とが合致せぬ原因は、平均速度のみしか考慮せぬ此の理論の不備に起因するものである。

前記の英吉利の試験に對し、次の如き異論が存在する。即ち航空機用螺旋は、推進器の後方に装置されて居る電動器に依つて回轉される爲めに、電動器の直徑が比較的大きい場合には、電動器が推進器の仕事に影響を及ぼし得ると云ふことである。

Stanford 大學に於いて木製の模型に就いて行はれた試験も矢張り此の缺點から免れて居らぬ。此の算定結果と測定結果とは英吉利の測定と同様な相異を示して居る (Abb. 10 乃至 12 参照)。

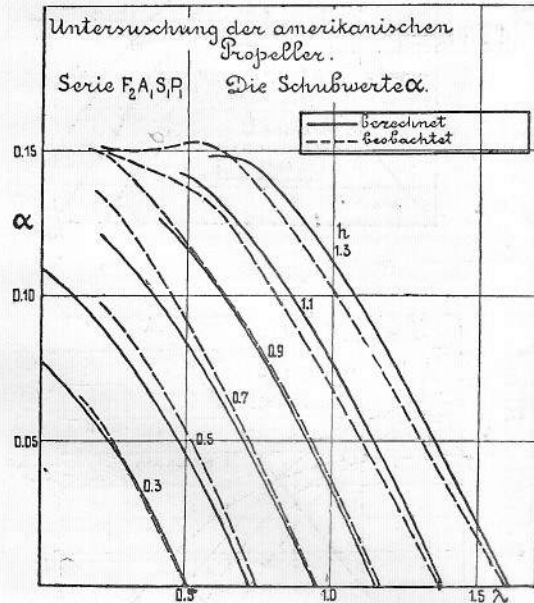


Abb. 10.

### 第3章 航空機體が螺旋推進器に及ぼす影響

推進器の理論は總べて推進器が單獨に在るもの

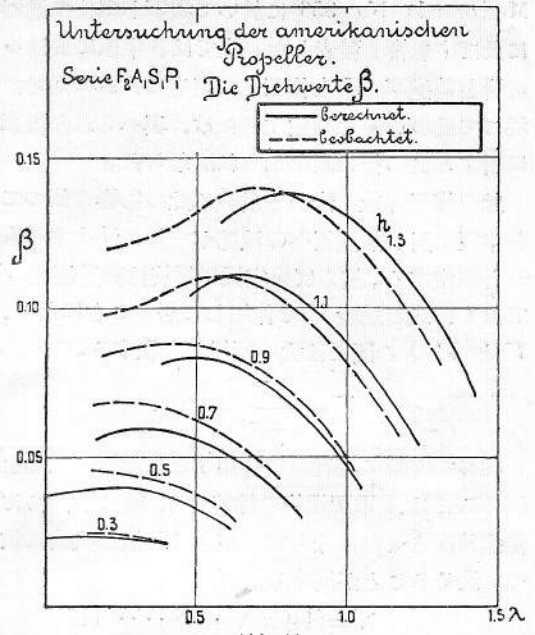


Abb. 11.

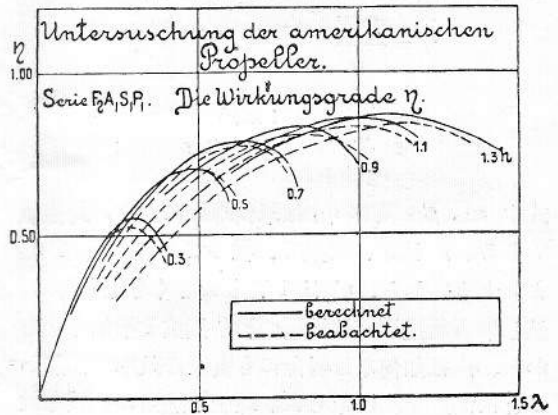


Abb. 12.

と考へて居る。即ち速度の場に影響を及ぼす物體を考慮して居らぬ。然し乍ら實際に於いて螺旋は機胴並びに發動機装置及び翼面の影響を受ける。英吉利に於ける研究 (Reports and Memorand., No. 344, 393, 401, 572, 591, 682, 830 参照) に依ると、此の影響は相當に著しいもので、従つて航空機用螺旋の計算に於ては此の狀況を考慮に入れる必要がある。

前記の研究に依ると、翼面、特に複葉機の場合に於いて翼面の影響は無視して差し支ひ無いが、機胴は牽引螺旋にも、推進螺旋にも著しい影響を及ぼす。

Lock, Bateman 及び Townend は Reports and

Memoranda No. 956 に於いて機胴が螺旋推進器に及ぼす影響を發表した。之では各半徑に於ける影響を前進率  $V$  を修正して考慮に入れて居る。従つて此の影響を算定するには、與へられた機胴に對する此の修正高を知らねばならぬ。

此の修正係数を決める爲めに此の影響に依つて各半徑に對し推進器への流速が一樣に減少するものと假定する。然らば航空機用螺旋は前進速度  $V$  で無く、或る速度  $V'$  で作用して居ることになり、 $V$  と  $V'$  との間には次の關係が存在する。

$$V' = \frac{V}{1 + \kappa}$$

従つて機胴に接近して作用する推進器の性能を決めるには、單獨螺旋の性能を  $\lambda$  軸に平行に  $\lambda'$  値迄移動させねばならぬ。但し  $\lambda'$  値は次式に依つて決めることが出来る。

$$\lambda' = (1 + \kappa)\lambda \dots \dots (19)$$

之に對して効率も同様に次の如く變化する。

$$\begin{aligned} \eta' &= \frac{SV'}{N} = \frac{\alpha_{is}}{\beta_{is}} \cdot \lambda' \\ &= \frac{\alpha_{is}}{\beta_{is}} \cdot \lambda(1 + \kappa) \\ &= \eta_{is}(1 + \kappa) \end{aligned}$$

式中  $\alpha_{is}$ ,  $\beta_{is}$  及び  $\eta_{is}$  は單獨螺旋に對する對應値である。 $\kappa$  は常に正數で、従つて  $\eta'$  は常に  $\eta_{is}$  より大きいから、 $\eta'$  は 1 より大きくもなり得る。然し乍ら推進器流は機胴の形状抵抗を増加させるから、 $\eta'$  は如何なる場合にも實際の効率では無いことに注意せねばならぬ。螺旋推進器の正確な効率を求めるには推進器の推力から推進器に依つて起さるれ附加抵抗を減ぜねばならぬ。

全機胴抵抗を  $W_R$  で、又推進器を有たぬ場合の抵抗を  $W_{R0}$  で表はせば、効率次は次の如くなる。

$$\begin{aligned} \eta_a &= \frac{[S - (W_R - W_{R0})] V}{N} \\ &= \frac{SV}{N} \left( 1 - \frac{W_R - W_{R0}}{S} \right) \dots (20) \end{aligned}$$

之が推進器に依つて起された實際の仕事率と、推進器を運轉すに使用された仕事率との比で、航空機に装置された螺旋推進器の効率である。

此の附加機胴抵抗は航空機用螺旋の空氣流理論、若くは測定結果から決めることが出来る。

$\kappa$  の値を求める爲めに英吉利及び亞米利加の試

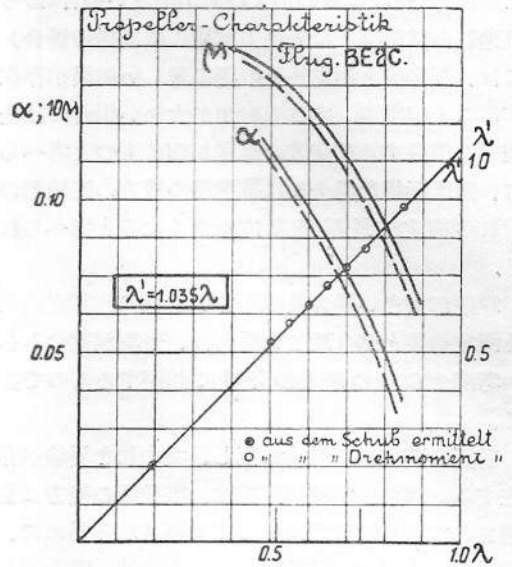


Abb. 13.

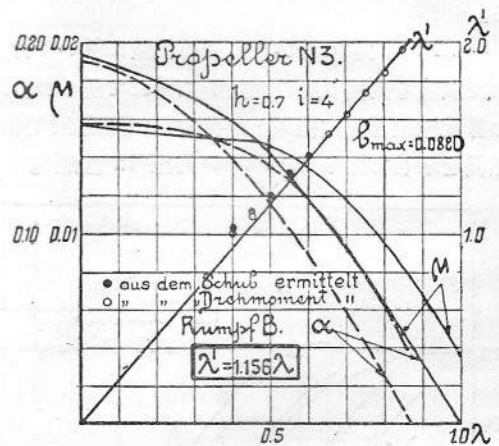


Abb. 14.

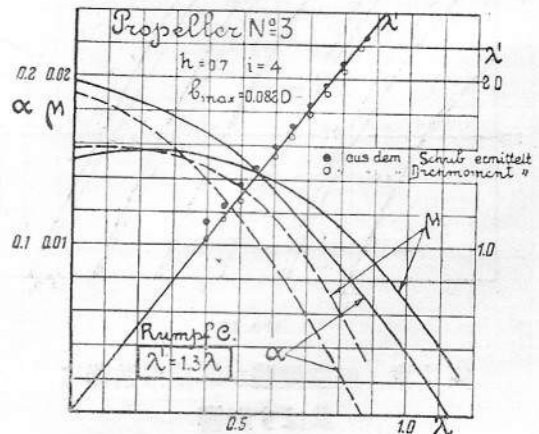


Abb. 15.

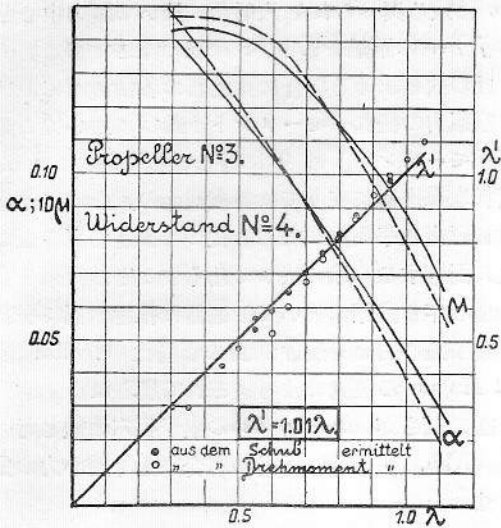


Abb. 16.

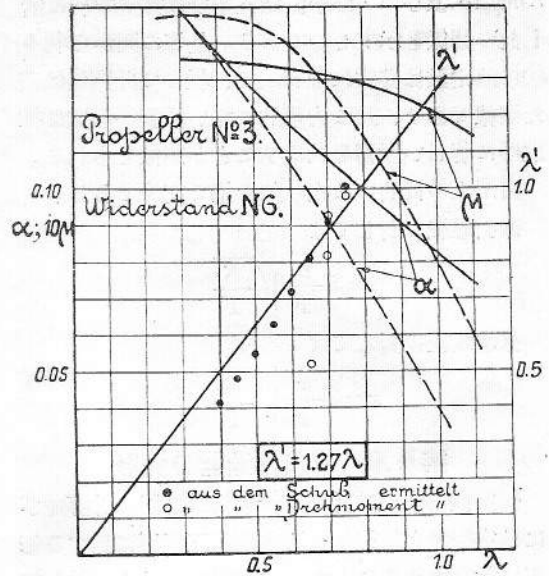


Abb. 17.

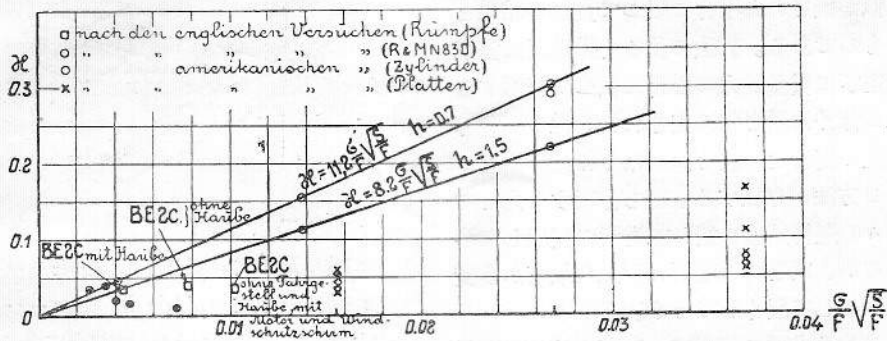


Abb. 18.

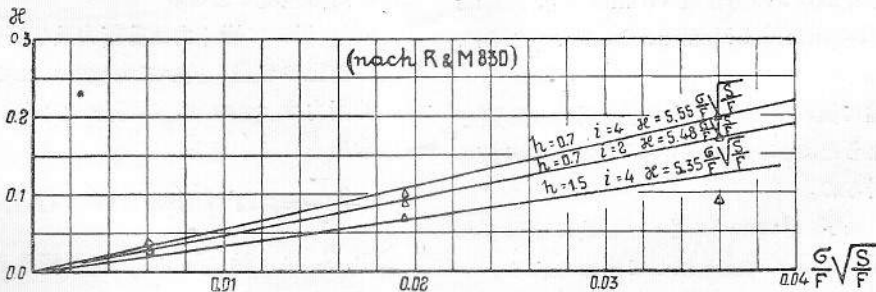


Abb. 19.

驗結果に就いて研究し、此の結果を Abb. 13 乃至 17 に載せて置いた。<sup>4)</sup> 各螺旋に對し  $\lambda'$  と  $\lambda$  の比が決まり、此の比は實際に於いて常に直線的であ

<sup>4)</sup> Abb. 13 乃至 14 に於いて  $\mu = \frac{M}{\rho n^2 D^4}$  て、 $M$  は回轉力率を表はして居る。

る。然し乍ら  $\kappa$  は機胴の形狀、並に機胴と推進器の相對的大さに依つて變化するから、係數  $\kappa$  と値  $\frac{\sigma}{F} \sqrt{\frac{S}{F}}$  との關係を曲線で表はさうと試みた。但し  $\sigma = \frac{c_w S}{1.28}$  は機胴の換算抵抗表面積で、 $S$  機胴の横截面積、 $F$  は螺旋の圓盤面積である。

Abb. 18 及び 19 は牽引螺旋並びに推進螺旋に對し此の關係を示すものである。是等の圖から判る様に測定點は非常に散布的で、從つて此關係は甚だ複雑であり、且つ力學的に好い機胴の形狀は推進器に著しい影響を及ぼすことが想像せられる。

實用上の目的には次の如き値で充分である。

牽引螺旋に對しては

$$\kappa = 5 \frac{\sigma}{F} \sqrt{\frac{S}{F}}$$

推進螺旋に對しては

$$\kappa = 3 \frac{\sigma}{F} \sqrt{\frac{S}{F}}$$

### 第 4 章 螺旋推進器の變形

航空機用螺旋の計算は、單獨推進器の計算並びに航空機體と螺旋推進器との相互影響に對する修正係數を求めることから成り立つて居る。然し乍ら此の計算は推進器の種々の運轉狀態に於いて幾何學的相似が擾されぬ場合に限つて實際の結果と一致するものである。經驗に依ると推進器は空氣力學的力並びに質量的力の影響に依つて變形するから前記の條件は殆ど常に充されぬ。從つて計算に際して此の變形を考慮せねばならぬ。

之には 2 方法が存在する。即ち作用する力を考慮して種々の運轉狀態に對し推進器の變形した形狀を求めるか、或ひは推進器の形狀を最初から變形せぬものにして置くかである。

第 1 の方法は非常に困難で、實際に於いて實行不可能である。第 2 の方法は Griffith 及び Hague が解いた (Reports and Memoranda. No. 452. 545. 455 参照)。

此の理論に依れば推進器翼は略對稱的の形狀でなければならぬが、此の場合に重要な事柄が考慮されて居らぬ。

Griffith 及び Hague に従へば靜的に變形された推進器翼の形狀は次式を以つて決められる。

$$j = \int_0^z \frac{1}{M_y} \left( \int_0^z c \frac{d^2 M}{dz^2} M_y dz \right) dz \dots (21)$$

式中  $M_y$  は曲げの「モーメント」を意味し、 $j$  は翼截面上に在つて式

$$j = \frac{\int_0^b t^3 y dy}{\int_0^b t^3 dy}$$

に依つて決められる或る特定點の座標である。

$e$  は或る與へられた入射角に於いて壓力中心點の  $j$  からの距離であり、 $t$  は翼の深さである。

此の式を求める場合に推進器の各横截面に於いて空氣力の「モーメント」並びに遠心力の曲げ「モーメント」は 0 に等しいと假定して居る。斯様な推進器に在りては各横截面の重心は推進器軸に垂直な平面内に在る。從つて推進器翼の歪は之に對應する形狀に依つてなくすることが出来る。

然し乍ら實際に於いて推進器は推進器翼に歪れを起す遠心力をも受け、此の影響は Griffith 及び Hague の理論では考慮されて居らぬ。

邊の長さが  $dx, dy, dz$  の素平行六面體を考へる (Abb. 20 参照)。此の場合に働く遠心力の分力は

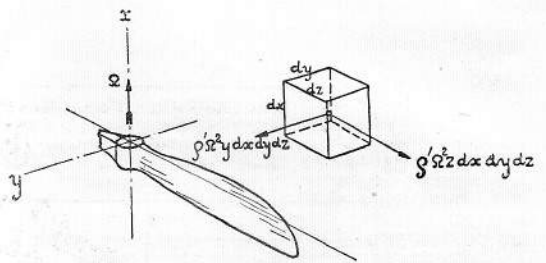


Abb. 20.

$x$  軸に沿ふて = 0

$y$  軸に沿ふて =  $\rho' \Omega^2 y dx dy dz \dots (a)$

$z$  軸に沿ふて =  $\rho' \Omega^2 z dx dy dz \dots (b)$

式中  $\rho'$  は推進器の材質の密度であり、 $\Omega$  は推進器の回轉速度である。

$y$  軸に沿ふて働く力は剪斷力及び回轉力を與へ、之は前記の理論に於いて考慮せられて居らぬ。

剪斷力は  $z = \text{const.}$  の場合に式 (a) を積分すれば求められる。即ち

$$\frac{dY}{dz} = \rho' \Omega^2 \int \int y dx dy = \rho' \Omega^2 S_x \dots (22)$$

式中  $S_x$  は  $x$  軸に關する推進器横截面の靜的「モーメント」である。

單位長さに働く歪れ「モーメント」は此の式と  $x$  とを掛け合せ、然る後に  $z = \text{const.}$  の場合に積分すれば求められる。

$$\begin{aligned} \text{即ち} \quad \frac{dM_z'}{dz} &= \rho' \Omega^2 \int \int xy dx dy \\ &= \rho' \Omega^2 J_{xy} \end{aligned}$$



式中  $J_{xy}$  は  $z$  軸に關する遠心慣性能率である。

實際に作用する「モーメント」は此の式を  $z$  に就いて其の横截面から推進器翼先端迄積分すれば求められる。即ち

$$M_z' = \rho' \Omega^2 \int_z^R J_{xy} dz = \Omega^2 A_{xy} \dots (23)$$

式中  $A_{xy}$  は  $z$  軸に關する推進器截面の遠心「モーメント」である。計算してみると此の「モーメント」は非常に大きな値で、空氣力學的力の「モーメント」より大きい。遠心力が推進器翼の變形に及ぼす影響を考慮すると、推進器翼の變形しない形狀を決める式は幾分變化する。

各横截面に於いて變形が起らない爲めには

$$(c+j) \frac{d^2 M_y}{dz^2} - \frac{d^2}{dz^2} (M_y j) - \rho' \Omega^2 J_{xy} = 0$$

或ひは之を積分してしまへば

$$j = \int_0^z \frac{1}{M_y^2} \left( \int_0^z \left[ c \frac{d^2 M_y}{dz^2} - \rho' \Omega^2 J_{xy} \right] M_y dz \right) dz \dots (24)$$

依りて變形しない推進器翼は Abb. 21 の様になる。

推進器を選定するには先づ推進器に作用する總

$$i=2 \quad h=0.8 \quad \ell_{max}=0.082D \quad D=2.9m \quad H=2.32m \\ n=1600 \text{ Umdr./Min.} \quad PS=383.$$

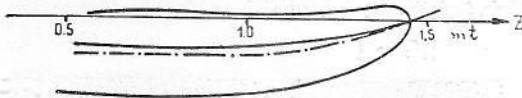


Abb. 21

べての現象を考慮せねばならぬ。此の問題に關しては Moskau 流體力學研究所に於いて現在広範い範圍に亘つて研究を行ひ、更に大型風洞に於ける推進器試験測定装置の設備が完成次第、風洞内の流れの研究と共に航空機胴を有つ推進器の作用を調査し、且つ推進器翼の變形に就いて研究する積りである。

### 附 録 I

推進器の翼に沿ふての循環が一定であると云ふ假定の下に圓筒形の渦面、渦圓及び中心渦束から成り立つて居る渦層に依つて起される平均速度を求めた。

圓筒形の渦層及び渦圓面の素部は  $\frac{d\theta}{4\pi} i\Gamma ds$  並びに  $\frac{d\theta}{4\pi} i\Gamma dr$  となる。式中  $d\theta$ 、 $ds$  及び  $dr$  は素轉向角、螺旋渦の單位長さ及び渦圓面の素半径を表はし、 $i$  は推進器の翼數である。

螺旋形の渦は總べて2種の渦系に分割する事が出来る。即ち第1系統は圓筒軸の方向に於ける推進運動のみを、第2系統は圓筒軸の周圍に於ける純回轉運動のみを有つて居るものである。此の渦

の素運動は  $\frac{i\Gamma}{4\pi} d\theta dz$  若くは  $\frac{d\theta}{4\pi} i\Gamma \text{ctg } \beta dz$  である。式中  $\beta$  は渦面の傾斜角を表はす。XOY 平面、即ち渦圓平面中に在る點 N は第1の渦系から或る一定の周速度を有つことになる。各直線渦は速度  $\frac{i\Gamma d\theta}{8\pi^2 \xi}$  を起す。但し  $\xi = Nm$  (Abb. 22 参照)。是等の合成速度は點 N の外位置に對し  $-\frac{i\Gamma}{4\pi r}$  に等しくなり、此の點の内位置に對し 0 となる。第2の渦系は軸方向並びに輻射方向速度を起す。先づ第1のもののみを求むるに、

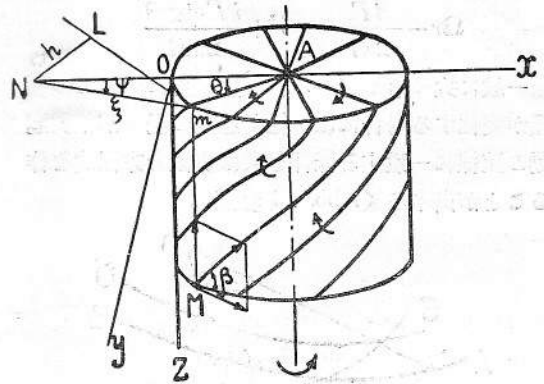


Abb. 22.

$$\begin{aligned} & \frac{i\Gamma}{8\pi^2} \text{ctg } \beta d\theta h \int_0^\infty \frac{dz}{(\xi^2 + z^2)^{3/2}} \\ &= \frac{i\Gamma}{8\pi^2} \text{ctg } \beta d\theta h \int_0^\infty \frac{dz}{z^3 \left( \frac{\xi^2}{z^2} + 1 \right)^{3/2}} \\ &= \frac{d\theta}{8\pi^2} i\Gamma \text{ctg } \beta \frac{h}{\xi^2} \\ &= \frac{i\Gamma \text{ctg } \beta}{8\pi^2} \cdot \frac{1}{R \cdot \xi} \cdot R d\theta \frac{h}{\xi} \end{aligned}$$

式中  $h = NL$  (Abb. 22) である。

然し乍ら  $R d\theta \frac{h}{\xi} = \xi d\psi$  であるから、微分軸左

向速度は  $\frac{i\Gamma \text{ctg} \beta}{8\pi^2 R} d\psi$  に等しくなり、点  $N$  の内位置に對する積分軸方向速度は

$$v = \frac{i\Gamma \text{ctg} \beta}{4\pi R}$$

である。

渦圓が其の平面内に在る点  $N$  に及ぼす影響は 0 である。中心渦束は点  $N$  に於いて周速度  $\frac{i\Gamma}{4\pi r}$  を起す。

斯くして推進器圓平面内に在る点  $N$  は  $V + \frac{i\Gamma \text{ctg} \beta}{4\pi R}$  の軸方向速度並びに  $\Omega r - \frac{i\Gamma}{4\pi r}$  の周速度を有つことになる。輻射方向速度は楕圓積分に依つて表はされる。然し乍ら此の速度は我々の研究には餘り重要で無いから、此の式を示さぬ。

推進器より遙か後方に在る點に對しては渦圓の影響は無くなつてしまふ。此の式の積分の範圍は  $-\infty$  乃至  $+\infty$  である。

此の場合に周方向速度及び軸方向速度の値は次の如くなる。(Abb. 4 参照)。

$$\Omega r - \frac{i\Gamma}{2\pi r} \quad V + \frac{i\Gamma \text{ctg} \beta}{2\pi R}$$

一般に次の事が謂へる。推進器翼に沿ふての循環が變化する場合には、絶對運動の渦線が相對運動の流線に一致する條件を表はす微分方程式を作ることが出来る (Abb. 23 参照)。

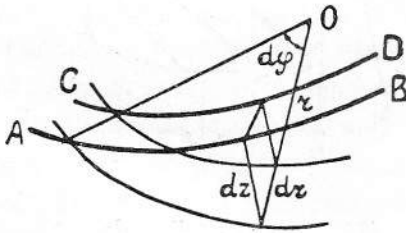


Abb. 23.

詳細な計算を省略して、實用に便利な最後の式だけを掲げる。

$$\frac{d}{dr} \left( \frac{i\Gamma}{2\pi r} r d\varphi \right) dr$$

$$- \frac{d}{dr} (V + 2v) dz dr = 0$$

或ひは

$$\frac{d}{dr} \left( \frac{i\Gamma}{2\pi} \right) - \frac{d(2r) dz}{dr d\varphi} = 0$$

然して

$$\frac{dz}{rd\varphi} = \frac{V + 2v}{\Omega r - \frac{i\Gamma}{2\pi r}}$$

であるから、前式は次の如くなる。

$$\left( \Omega - \frac{i\Gamma}{2\pi r^2} \right) \frac{d}{dr} \left( \frac{i\Gamma}{2\pi} \right) \\ = \frac{1}{2} \frac{d}{dr} (V + 2v)^2$$

之を積分すれば

$$v(V + v) = \Omega \frac{i\Gamma}{4\pi} - \frac{1}{r^2} \left( \frac{i\Gamma}{4\pi} \right)^2 \\ + 2 \int_r^R \frac{1}{r^3} \left( \frac{i\Gamma}{4\pi} \right)^2 dr$$

之に無次元値を挿入すれば

$$\bar{v}(\bar{V} + \bar{v}) \\ = \bar{\Gamma} \left( 1 - \frac{1}{\bar{r}^2} \bar{\Gamma} \right) + 2 \int_{\bar{r}}^1 \frac{1}{\bar{r}^3} \bar{\Gamma}^2 d\bar{r}$$

素推力及び所要仕事率は、次の如くにして求められる。

Joukowsky の法則に依れば環狀の流れに對し揚力の値は循環、密度並びに流入媒介體及び流出媒介物の平均速度の積に依つて求められ、其の方向は循環の回轉方向と反對に速度「ベクトル」を直角だけ回轉さして求められる。翼截面抵抗は實驗から求めることが出来る。

$$W = \varepsilon A$$

推進器翼截面の揚力及び抵抗を推進器軸並びに推進器圓の切線上に投影せしめる。揚力の此の兩分力は  $2\bar{\Gamma}\bar{U}_1 d\bar{r}$  並びに  $2\bar{\Gamma}\bar{V}_1 d\bar{r}$  である。前記の式を考慮して、次の關係が直ぐ求められる。

$$\frac{d\bar{S}}{d\bar{r}} = 2\bar{\Gamma}(\bar{U}_1 - \varepsilon \bar{V}_1)$$

$$\frac{d\bar{N}}{d\bar{r}} = 2\bar{\Gamma}(\bar{V}_1 + \varepsilon \bar{U}_1) \bar{r}$$

式中  $d\bar{N}$  は素所要仕事率である。

## 附録 II

推進器の圖解的計算

(圖表 Abb. 24 参照)

推進器の檢算は圖表を使用して、次の如く行ふことが出来る。

推進器に關する符號を次の如く決める。

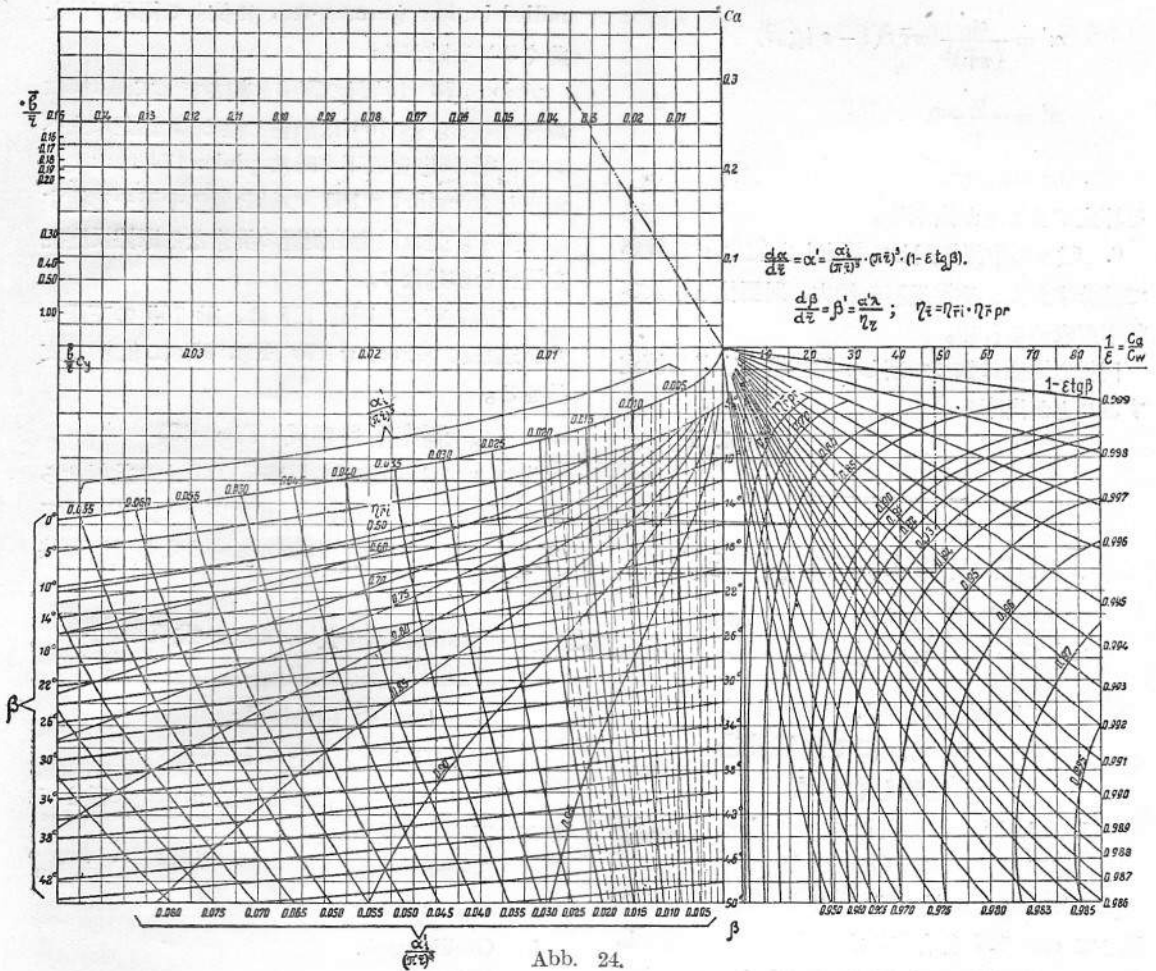


Abb. 24.

(a) 相對幅  $\frac{\bar{b}}{\bar{r}} = \frac{ib}{4\pi r}$

(b) 相對厚  $c = \frac{\delta}{b}$

(c) 推進器翼の螺距  $\theta = \arctg \frac{h}{\pi \bar{r}}$

猶ほ各半徑に對し次の値を算定する。

$$\gamma = \arctg \frac{\lambda}{\pi \bar{r}}$$

翼截面に就いて無限側比(純翼截面抵抗)に對する1對値  $c_a$  及び  $\alpha$  を決め、圖表に依りて  $\frac{\alpha'_i}{(\pi \bar{r})^3} \cdot \eta \bar{r}_i \cdot \eta \bar{r}_{pr}$  及び  $1 - \epsilon \operatorname{tg} \beta$  を求める。此の場合に次の様にする。

1. 原點から與へられた  $\frac{\bar{b}}{\bar{r}}$  の値を通る直線

を引く(圖表の左上4半分の場所に於いて)。

2. 角  $\beta$  を算定する。

$$\beta = \theta - \alpha$$

3. 圖表に於いて1に述べた直線上に  $c_a$  値を採り、左下4半分の圖に於いて  $\frac{\bar{b}}{\bar{r}} \cdot c_a$  ( $c_a$  を適當に採つて此の値を決める) 及び算定角  $\alpha$  に對し  $\frac{\alpha'_i}{(\pi \bar{r})^3}$  及び  $\eta \bar{r}_i$  の値を求める。翼截面の

形狀から  $\frac{1}{\epsilon} = \frac{c_a}{c_w}$  の比を決める。

4.  $\beta$  及び  $\frac{1}{\epsilon}$  の値から圖表の右下4半分の

圖に於いて  $\eta \bar{r}_{pr}$  及び  $1 - \epsilon \operatorname{tg} \beta$  を求める。

5. 斯様にして

$$\alpha' = \frac{\alpha_1'}{(\pi r)^3} (\pi r)^3 (1 - \varepsilon \operatorname{tg} \beta)$$

$$\beta' = \frac{\alpha'}{\eta_r} \lambda$$

$$\eta_r = \eta_{r1} \eta_{r2}$$

を算定することが出来る。

6. 種々の半径に對して算定した値を  $r$  に就いて積分すれば、全推進器の推力、所要仕事率及び效率が求められる。

同様な圖表に依つて新しい推進器も容易に算定することが出来る。

(M. Y.)

## Langevin-Florisson 式 超音波測深器 (375 米型)

(其 三)

(造船協會雜誌第九十六號の續き)

### 3. 一定間隔にて超音波を 發振せしむる事

(Phonic Motor に依りて control せらるゝ發振用 Automatic Contact Breaker).

phonic motor の軸 165 は 2:1 の減速齒輪を通じて cam 167 を有する水平軸 166 を廻轉せしむ。cam は廻轉に際して steel friction member 168 (earth より絶縁せらる) を spring 169 より上ぐ。其の爲に spring 170 が上り contact 171-172 を閉ぢ發振装置の coil 41 の 1 次線輪に給電す。此 contact は約  $\frac{1}{5}$  秒間閉ぢらる。其後 cam は friction member 168 を放免するが故に、spring 169 は某速度を以て落下し、contact 171 を screw 172 より急激に離す。之が爲毎秒 1 聯の超音波が發生せらる。wheels 173, 174 又は 167 を各軸上適當の位置に置く事に依り、目盛上光の spot の通路に於ける發振の位置を大體調整する事を得。其の正確なる調整は screw 175 に依りてなさる。175 は springs 及 screw 172 を有する部分 176 を軸 166 の周りに廻す。screw 177 (Fig. 40) は調整後 176 なる部分を固定するの用をなす。本切斷装置は半球形の nickel-plated brass cap に依りて保護せらる。pawl 178 を具備する

milled button も screw-cap に依りて衝擊 (軸を曲ぐる) を防がる。

pinion 173 は特別の調整を施さずして軸 165 に取付けらる。軸 166 は調整し得る 2 點間に支へらる。軸 166 を取下す時は pinion 174 の中央面が正しく cylinder 165 の軸を通るや否やを検するを要す。是れ該齒輪装置の異常なる摩擦及磨耗を避けむが爲なり。

螺旋溝を有する圓筒 127 は、軸 165 の下端にネヂ込まれ set screw 179 (Fig. 35) に依りて支持さる。

### 測定用目盛尺 (Fig. 48)

光の spot は半透明の目盛尺 117 上に放射せらる。此垂直目盛尺は、盤面上の「ツマミ」194 にて control さるゝ screw に依りて僅少なる垂直調整を施し得。

### 4. Langevin-Florisson 式 Ultra-Audible Sounding-Apparatus の Controls.

(集中せられたる controls)

analyser の 3 主要部たる下記 a, b, c に就きては既に説明を了せり。即ち

- a) Phonic motor, 螺旋溝圓筒、電燈、Emission circuit breaker.
- b) Oscillograph.
- c) 目盛尺。

analyser の光學装置の不變的調整を得る爲には、諸装置に屬する次の要素の關係位置を正確に固定するを要す。

螺旋溝圓筒。

Oscillograph 鏡の中心。

目盛尺面。

上記目的の爲め analyser を構成する各装置は steel angle に金屬板を張りて成れる光線の洩れざる管中に永久的に組立てらる。

參考圖次の如し。

Fig. 45——analyser 一般圖。

Fig. 46——analyser の側面圖(右側板を除く)。

Fig. 47——analyser に取付けられたる oscillograph の圖。

Fig. 48——analyser の前面圖(前扉を除く)。

以上寫眞圖に於ける見番號は analyser の一

般線圖 (Fig. 49) の番號と同一なり。

- 180.—phonic motor。4 箇の止螺子で依り上面板に固定せらる。
- 181.—emission circuit-breaker.
- 182.—universal joint の枠に裝備されたる oscillograph.
- 140.—螺旋溝圓筒を取巻く保護圓筒。
- 118.—oscillograph 用 sl.unt.

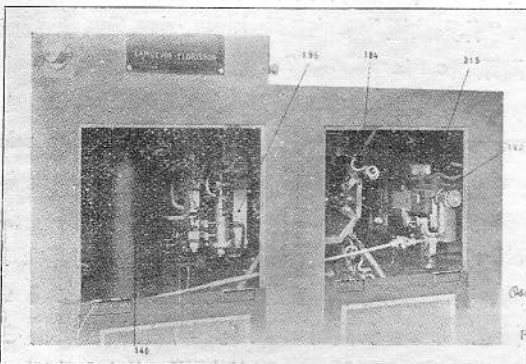
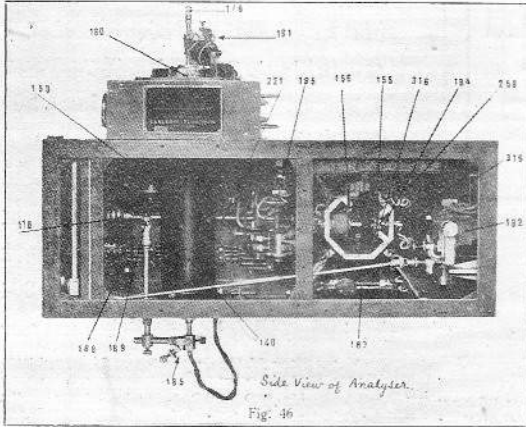
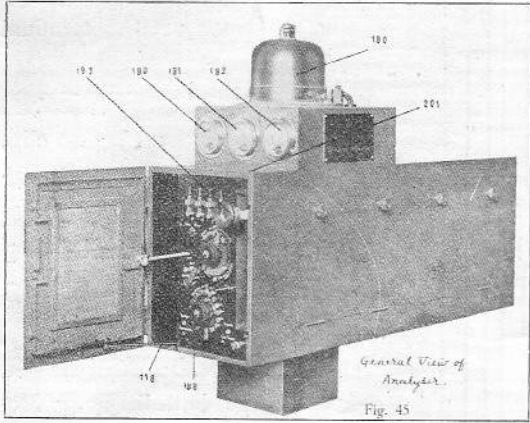


Fig. 47. Oscillograph in Analyser.

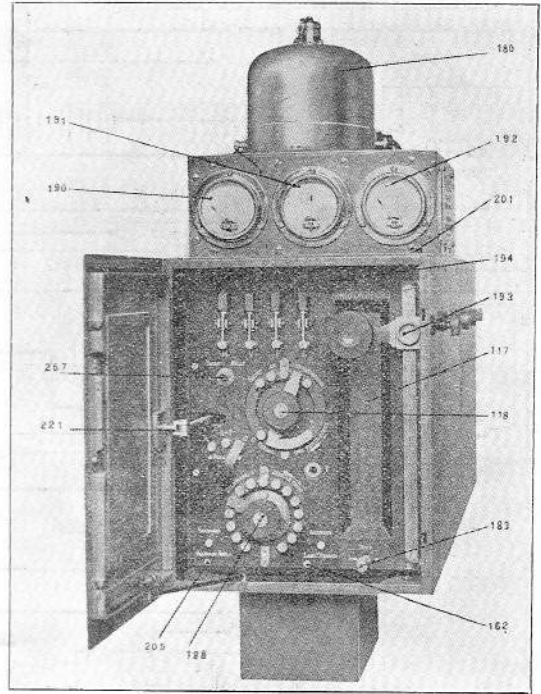
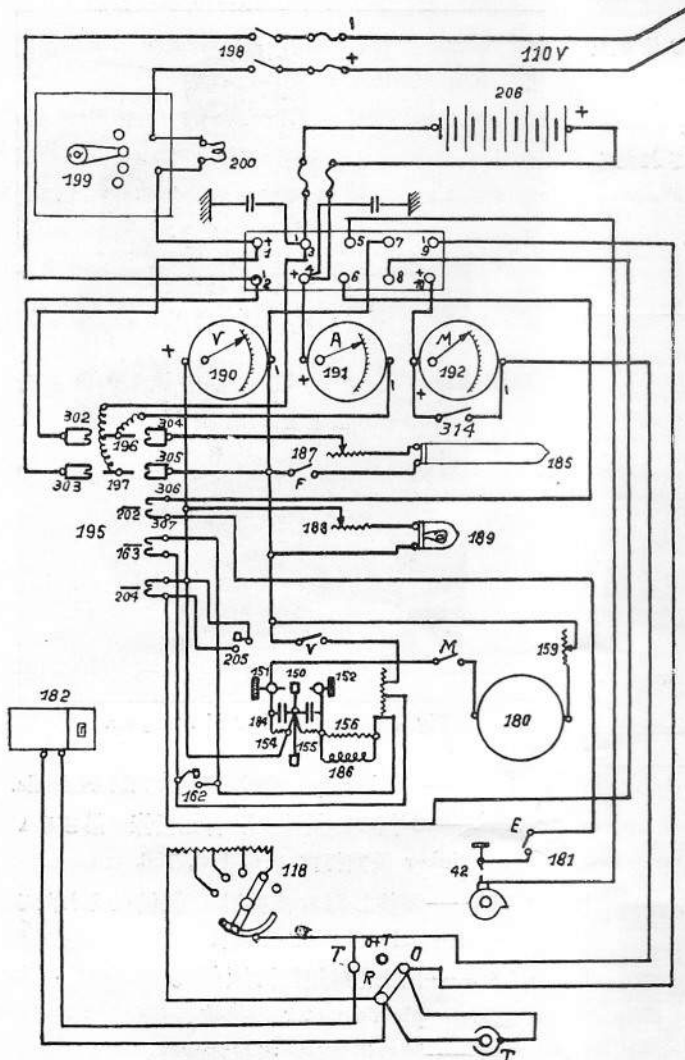


Fig. 48. Front View of Analyser.

- 315.—oscillograph 電線に對する 2 terminals.
  - 184.—8 箇の衝擊吸收用 青銅發條に吊さるゝ ticker 及其抵抗 156, 155, 156.
  - 185.—調整し得る支持器に裝備せられたる metallic filament lamp.
  - 187.—同上電球用抵抗加減器。
  - 159.—phonic motor の抵抗。
  - 188.—讀取用電球の抵抗加減器。
  - 189.—讀取用電球。
  - 190.—analyser 電池の volt meter.
  - 191.—同上電池の充電及放電用 ammeter.
  - 192.—受信回路中に入れられたる milliampere-meter にして、前面盤上の switch 257 に依り shunt さる。
  - 117.—目盛尺。
  - 193.—滑り棒に裝備せる讀取用擴大鏡。
  - 194.—目盛尺垂直調整器。
  - 195.—link 221 を通じ前扉の運動に依り control さるゝ automatic switch.
- 注意—軸 121 (Fig. 30 及 31) は垂直にして軸 122 は水平なり。  
軸 121 の廻轉の調整は目盛尺 117 (Fig. 48) の下



General Diagram of Analyser.

Fig. 49

に在る“spot”と附されたる「ツマミ」183 に依り行ふ事を得。

軸122の廻轉に依る調整は universal joint support の screw 124 に依り行ひ得。但し此の調整をなす回数は前者より少し。

oscillograph 鏡の廻轉軸 285 は垂直軸 121 と一致するを要す。

本測深器は下部船室に在る装置と船橋に在る装置と結合して初めて1航海用測深儀となる。従て本測深器の發動及び停止は瞬間的に行はれ、且つ是等の作動が出來得る限り自動的なるを要す。此目的の爲め analyser は次の如く測深器の數種の

control を集中す。

automatic commutator switch と稱せらるゝ装置(寫真圖及線圖上の195)は analyser 前扉の自動的開閉によりて管制せらる。本 automatic switch は測深器の發動及停止を一般的に管制す。automatic switch は次の如く配置せらる。(Fig. 50)。

2 箇の上方 knife blade 196 及 197 は analyser battery 206 の terminal に永久接続せらる。

前扉の閉ちたる位置(不作動位置)に於ては knife blades は2 箇の clips 302 及 303 に嵌入す。是等 clips は two-poles switch 198 及 3 段充電抵抗加減器 199 を經て、knife blades を船の直流回路に接続す (Fig. 49 参照)。

switch 198 を閉ち抵抗加減器の把手を“Charge lente”(緩)、“Moyenne”(中)、“Rapide”(急)の内何れかの1點に置けば、電池は測深器に使用せらるゝ電力に従ひ適當に充電せらる(充電中は pilot lamp 200 が點火せらる)。

測者が鈕 201 (Fig. 48) を押せば前扉は自動的に開く。之を“作動位置”と稱す。2 箇の knife blades は clips 302 及 303 を去り他の clips 304 及 305 に嵌入し、夫等は analyser の全回路に給電す。此の clip の轉換

は扉が半開の時即ち約 45° 廻轉せる時に起る。斯くて analyser の各回路は使用準備整ふ。

“作動位置”に在る時 knife edge 202 は發振回路の contact 306-307 を閉づ(安全裝置)。

他の2 箇の contacts 163 及 204 は spring と screw とに依り調整する事を得べく、又 automatic switch の軸に裝備しある cam に依り control せらる。是等 contacts は knife blades 196 及 197 が clips 304 及 305 に嵌合する程度に扉が開かれたる時、暫時閉ぢられ扉が運動を完了する時開かるゝ様に造らる。切斷器 162 (Fig. 44) と並列に裝備されある contact 163 の一時的閉鎖に依りて既述の

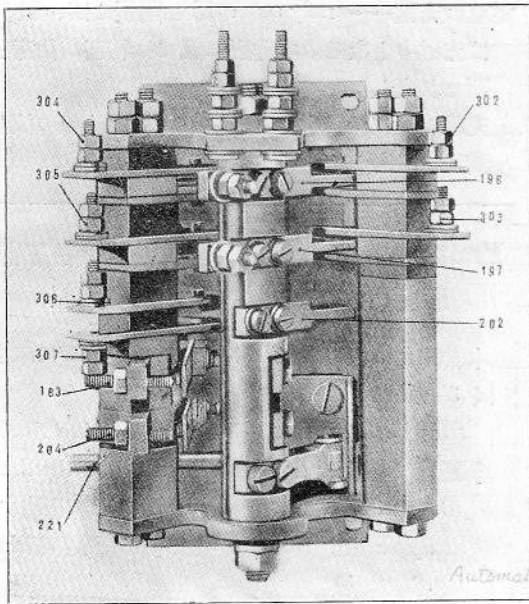


Fig. 50. Automatic Commutator Switch.

如く ticker は發動す。

切斷器 204 (切斷器 205 と並列に接続さる) の一時的閉鎖に依りて amplifier は點燈せらる。即ち amplifier の heating circuit は本 automatic switch に依り遠方より control せらるゝなり。(V. b. Amplifier の項参照)。

switch MVFE は普通の作動中、安全の爲に閉ぢらる。

扉を開けば電燈は點じ、ticker は發動し、phonic motor には周波數 40 の斷續電流が通す。

開扉後、本測深器を動作せしむる爲になすべき事は、phonic motor を手にて發動せしむる事のみなり。然る時 phonic motor は容易に同調して、毎秒 2 回轉の速度にて回轉するに到るべし。

而して今や測深の作動は、後述する如く行ひ得べし。

扉を閉鎖せば automatic switch は“不作動位置”に置かれ、次の作動が行はる。

contact 204 は一瞬間閉ぢらる。amplifier を加熱する爲の自働繼電器 (Fig. 20 の 278) は遠距離管制を受けて開扉せる時と反對方向に動く、従て amplifier は消さる。

contact 163 の一時的閉鎖が再び行はるれども、之は振動板の振動の振幅を一瞬間増大するに過ぎず。

knife edge 202 は發振回路の安全切斷器 306 及 307 を去る。従て此回路は本装置が“不作動位置”に在る時は必ず開かる。

knife blades 196 及 197 は“作動”用 clips 304 及 305 を去り、ticker 及 phonic motor を止め電燈 185 を消す。従て analyser 全體が作動を停止す。

最後に knife edges 196 及 197 は“充電”用 clips に嵌入し、電池が充電せらる。

### Analysar 目盛尺の最大目盛以上の深さを測る爲の説明

海底が平なるか又は緩やかな斜面なる場合には本測深器に依りて目盛尺上の最大深さより遙に大なる水深を測定し得べし。

目盛尺上の最大目盛より大なる水深を測るには、下記の事項を注意せば充分なり。

1.—光點は目盛尺底部に於て消滅すると同時に頂部に現はる (後述せる“使用法”を参照して細長き電球が正しく調整されあるやを検すべし)。

2.—emission tooth (發振に對する目盛上の光點の波形) より始まる光點の垂直通路 (目盛にある最大の水深迄は此通路にて讀む) は emission tooth なき第 2 の通路に續く (第 2 の經路に emission tooth なき理由:—phonic motor 従て螺旋溝は emission cam の 2 倍の速さにて回轉す。故に光點が目盛の始點に 2 度來れる度に 1 回發振をなす)。而して第 1 の經路中に echo tooth なかりし場合には、第 2 の經路は第 1 の經路の續きと見做して可なり。水深は echo tooth の始點に對する水深に、光點が第 1 の經路に於て消滅せる點の水深を加へたるものなり。而して前者は光點の現はれたる點より測るべく、目盛の零點より測るべからず。

Remark I.—本測深器の最大測深範圍は主として amplifier 及 oscillograph の感度に依り定まる。深さ大なる所を測る時には全真空管を適當に加熱して用ひ、oscillograph は shunt せず (即 oscillograph coupler を“o”位置に置く)。

Remark II.—amplifier の感度を大にする時は、emission tooth が上下に長くなりて極めて淺水の測深を妨害す。故に淺水の測深には増幅階段 (即真空管の數) を減じ感度を小にすべし。

次の表は analyser の前扉に貼付しある使用法の寫なり。

## 使用法

### A—發動

#### I. 扉上の釦を押せ。

扉は自動的に開く。

voltmeter は 12 乃至 14 volts を示す。

ammeter は 6 乃至 8 ampere を示す。

milliammeter は偏す。

ticker の振動が聞える。<sup>(1)</sup>

#### II. phonic motor を手にて廻轉せよ、然る時は測深器は作動す。

受話器に依り反響を聞き得。

“echo tooth” は目盛上に決定せらる。

echo tooth の始點に對する水深を讀め。

### B—停止

注意して analyser の扉を閉ぢよ。

註<sup>(1)</sup> ticker の振動が直ちに聞えざる時は、釦 “Secours Lancé Vibreur” を押せ。而も猶 ticker が發動せざる時は手にて發動せしむべし。此の兩場合には本測深器責任取扱者に報告すべし。ticker の contacts を清拭すべし。

**重要なる注意**—analyser の前扉は完全に開き置か又は完全に閉ぢ置かかの何れかとなすべし。然らざれば本装置は損傷を受くやも知れず。

**安全作動**—何等かの損傷又は不安ある時は前扉を完全に閉鎖せよ、斯くせば全回路が開く。次表は右側後方扉に記さるゝ説明なり。

Analysers の配電盤上の諸 Controls の普通位置

Reception: O上 (1)	(E)
Oscillograph の感度: Trav. 上 (2)	Switches (M) は閉ぢらる
Scale lighting lamp: O上 (3)	(V) (F)
(1) 回路中に受話器を挿入せる時は (O+T) 又は (T) 上に置け。	
(2) 深さ大なる時 (反響音微弱) のみ O 上に置く。普通は “Trav” 上。浅水の場合には他の位置。	
(3) 水深を讀む時に用ふ。	

電池の充電—analyser の扉を閉鎖せば、電池は充電中となる。本作動に就ては特別の注意を讀まれ度し。

充電の時間は、本器日々の平均使用時間に依り責任取扱者之を定むるものとす。

## Emitter 及 Receiver を取付けある下部船室と Analyser との間の結線

本結線は Fig. 51, Line No. 1, 2 及 3 に示す如く 3 線にて行ふ。

analyser と emitter との間の結線 (Line No. 1)

金屬管(L<sub>1</sub>)内の 2 心線は emitter の terminal 5 及 6 を analyser の相當 terminal に連結す。

analyser と receiver との間の結線 (Line No. 2 及 3)。

Line No. 2—金屬管内の 2 心線は 9 及 10 (L<sub>2</sub>) と印されたる receiver の output terminals を analyser の相當 terminals に連結す。

Line No. 3—金屬管内の 2 心線は 7 及 8 (L<sub>3</sub>) と印されたる receiver の terminals を analyser の相當 terminals に連結する。

Fig. 52 は航海用超音波測深器の一般結線圖なり。該圖には船橋と下部船室との電話線あり。之は本測深器調整及検査用として必要缺くべからざるものなり。

## Analysers の調整、保存手入及作動光學裝置

光點の移動する長さは螺旋溝の pitch 即 130 耗なり。

analyser は上記光點の目盛尺上の spot が距離 187.5 耗を動く様造らる。

目盛の 1 耗は水深 2 米を表すを以て、spot の動く全距離は水深 375 米を表す。

水中に於ける音響の速度は 1,500 米/秒なるを以て、spot 移動の全距離に相當する水深 375 米を音響が往復するには  $\frac{1}{2}$  秒を要す。即 phonic motor は  $\frac{1}{2}$  秒間に 1 廻轉するを要す。

螺旋溝の兩端は圓筒の同一の generatrix 上に位置す (Fig 35)。發光 filament を此 generatrix と oscillograph 鏡の中心を含む平面上にある如



く調整せば、該鏡の中心より 130 耗丈隔離せる 2 箇の光点を同時に認め得べし。

此の状態に於て oscillograph 鏡を其支持臺上にある螺子 123 及 124 (Fig. 30) に依りて適當に調整せば、該鏡は 187.5 耗丈隔離せる 2 箇の光の spot を同時に目盛上に投射すべし。

本状態は lamp filament を調整して實現せしむべし。

此の爲に lamp を其 socket 210 に一杯ネジ込み、支持器 211 を 2 箇の螺子 212 にて固定したる

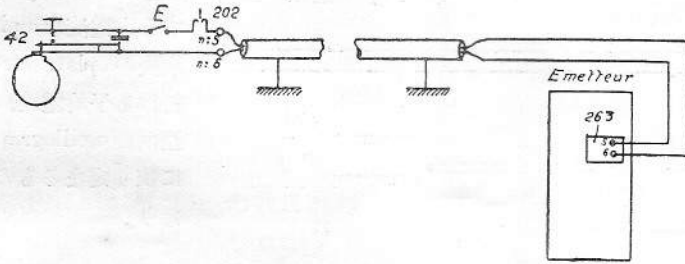
後、先づ螺子 213 を緩めて棒 214 が 215 の中にて上下及廻轉し得る様 lamp の高さを調整す。filament を保持する棒の反對側に在る lamp の generatrix が oscillograph に向き合ふ様、lamp を廻せ。螺旋溝圓筒の上端に觸るゝ迄 lamp を上げ、然る後該位置より 1 廻下げて螺子 213 にて固定す。lamp を點じたる後頭を analyser の下に置いて、螺子 216 及 217 を緩め、filament を該圓筒の軸上に持來し出來得る限り正確に中心に置く。螺子 216 は一杯締め 217 は少しく締む。phonic motor を手動又は他の

方法にて動かしたる後、眼を通常の讀取位置即ち目盛尺の前方に置き、oscillograph の調整螺 123 に依りて spot を目盛尺上に導く。spot の徑路の上部出發點を目盛の最左端に持來す。若し調整が正しく行はれ居らば spot の通路は目盛の兩端を結び付くる直線と一致すべきなり。(目盛尺の椽と平行)。

若し spot の通路が目盛尺の椽と平行ならざれば、之は lamp が鏡の中心と同一垂直面上に在らざるの證なるを以て、斯かる場合に於ては本條件が満さるゝ迄 lamp の調整を更に行ふべし。然る後 lamp 支持器の全螺子を堅く締め付く。

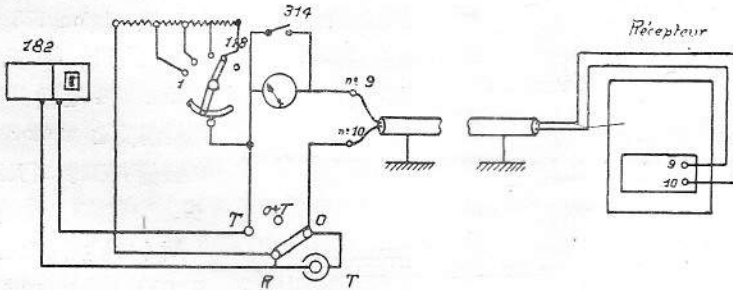
然る後 motor を停止し。hand starting knob 178 (Fig. 46) を廻す時、2 箇の spot が 187.5 耗離れて同時に見得るや否やを検す。之が見えざるは lamp 支持器の横の調整又は lamp の高さの調整

LIGNE No 1



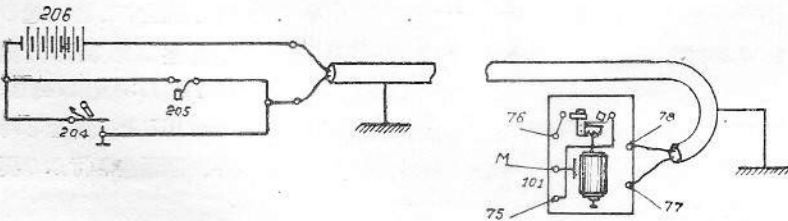
I. - Liaison emission.

LIGNE No 2



II. - Liaison réception.

LIGNE No 3



III. - Liaison commande ampli.

Fig. 51

に缺陷あるなり。然る時は spot の上下運動が 187.5 耗となる迄上記 2 調整を順次行ふ（螺子 212 及 213）。茲に於て、lamp の整調は完了せるを以て全螺子を締付け、底部保護管を取付く。

**重要なる注意** straight-filament の電球の硝子球は清拭し置くべし。光の spot が運動中、中絶し或は暗くなるは、電球上又は螺旋溝中に不透明體の存在せる證なるべし。故に此の障碍は、電球を拭ふか或は螺旋溝に 0.2 耗の金屬細棒を通して除去すべし。

**光の spot の徑路を目盛に沿ひて調整すること。**

上下の調整——spot の通路の長さは 187.5 耗なるを以て、之は目盛の窓の略中央（上下方向の）に置くを要す。即ち其上端を窓の上端より約 5 耗下方に在らしむべし。本調整は oscillograph 下部の螺子 124 にて行ふものにして、該螺子は光線の通路全體を移動す。本調整後此螺子を lock nut にて固定す。

横の調整——spot の通路たる直線の最良位置（amplifier 點燈中）は、該直線を目盛線の端の左方少くとも 1 耗の距離に持來す事に依りて得らる。

本調整は amplifier 點燈中に行ふべし。何となれば spot 通路の左右の位置は、oscillograph を通ずる定電流（amplifier の最後の plate circuit に於ける平均電流）及該回路内の oscillograph shunt に依り定まるものなればなり。

**Spot の通路上に發振位置を定むること。**

概略の調整は、cam 167 及 pinion 173 を軸 165 に（Fig. 40 及 41）、pinion 174 を軸 166 に、螺旋溝筒を motor の軸に裝備する時に行はれあり。

斯くて發振をなさしむる電路切斷は、spot が其出發點より 5 乃至 10 耗進める時、即ち目盛窓の上端より 10 乃至 15 耗下方を通過する時に起る。本調整は螺旋溝圓筒、pinion 173 及 174、或は cam 167 を分解せる時の外、再調整を行ふの要なし。

**重要なる注意**——反響時間間隙  $t$  より算出する水深は、projector と海底

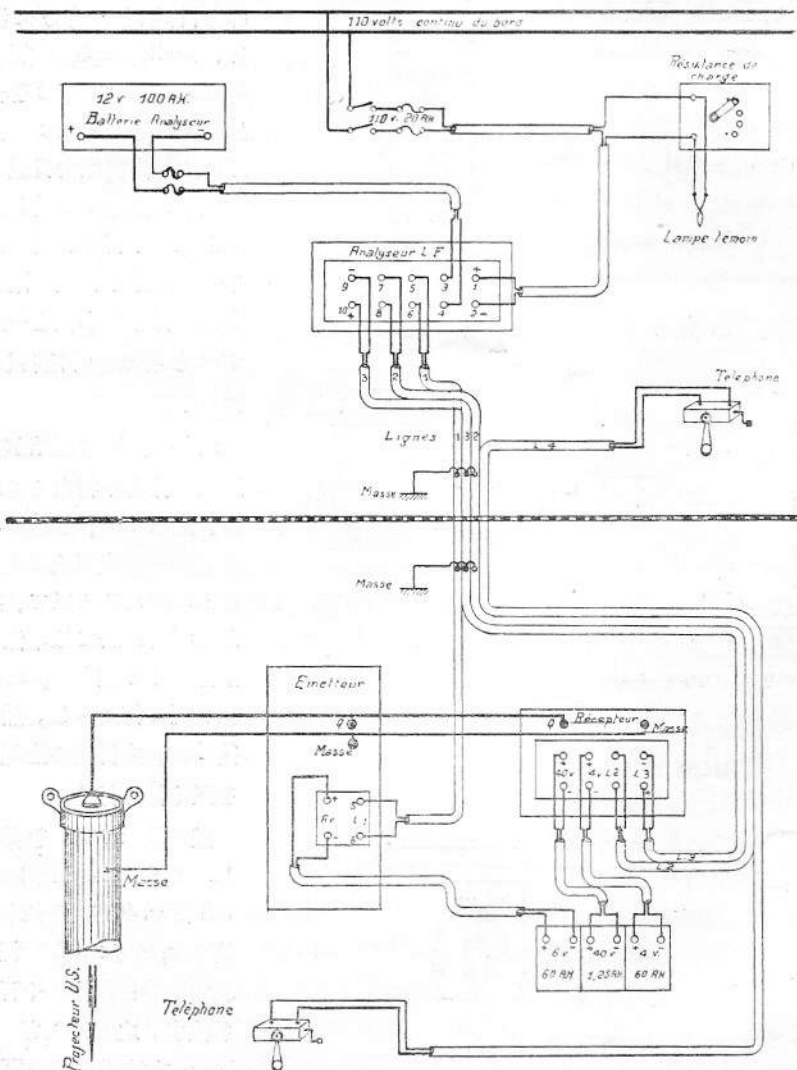


Fig. 52

との間の距離なり。故に眞の水深を得るには、水面より projector の發振面迄の深さ（即ち吃水）を加へざるべからず。而して之は、發振齒形 (signal tooth) の始點を projector の吃水に等しき目盛上に置くことに依り、自働的に行はる。

此調整は phonic motor の螺子 175 (Fig. 40) に依りて行ふ。即ち螺子 177 を緩めたる後、螺子 175 に依り構材 176 の軸 166 に對する傾斜を適當に變化せしむれば可なり。然る後、螺子 177 を締付く。

本調整は亦目盛尺の上下調整用「ツマミ」194 及 oscillograph 下底の螺子 124 に依りても行ふ事を得 (Fig. 30 及 31)。然れども「ツマミ」194 に依る調整は、普通状態に於て作動中 projector の吃水が少しく變化したる場合の如く、極く微量の變化を與ふる時の外、行はざるを可とす。

### Phonic Motor の速力調整

既述の如く motor shaft は  $\frac{1}{2}$  秒に 1 回轉し、減速にて作動する軸 166 は 1 秒に 1 回轉す。故に發振用電鍵の音も 1 秒に 1 回聞えざるべからず。従て 8 耗の平均振幅に對して電鍵が毎秒 1 回の音を發する様振動鈹が調整され居らば、該鈹の正確なる振動數を知るの要なし。但し振動鈹全體の重心を上ぐれば振動數は増加し、下降せば減少す。

motor の速度を正確に毎秒 1 回ならしむるには次の如くせば可なり。即 ticker control nuts 145 (Fig. 42) を全體として僅宛移動せしめ、其の度毎に螺子を締付け、該 nuts の各位置に對して軸 166 の速力を測定す。此の速力測定は發振電鍵の音を聞きつゝ、よく調整されたる普通の時計の秒針を見て行ひ得。

上記調整を終へたる後、電鍵の音を 5 分間（取扱者が  $\frac{1}{2}$  秒迄推定し得る場合）、又は 10 分間（1 秒迄推定し得る場合）數ふる事に依り、motor の速力の精度を  $\frac{1}{600}$  迄検査する事を得。

phonic motor の速力調整は、ticker の振動鈹を取外せるか又は取換へたる場合の外、調整し直す必要なし。

（500 米型超音波測深器に於ては、motor の速力は毎秒 1.5 回轉にして、cam は毎秒  $\frac{3}{4}$  回轉、従て  $\frac{3}{4}$  秒毎に電鍵の音が聞ゆ。

### 抵抗 159 (Fig. 44) の役目 (Phonic Motor)

此抵抗は motor の stator に直列に入れあるものにして、stator 内の斷續電流の値を調節す。本抵抗過大なる時は power 不足の爲 motor の發動困難なるべく、過小なる時は motor の power 過大にして手にて發動せしむる事難く、且つ電流過大なる爲 ticker contacts 150 及 152 の著しき磨損を惹起す。本装置組立の際、抵抗 159 は電流が motor を發動せしめ得る最小値となる様調整せらる。而して此調整を加減する必要は殆どなし。

### Phonic Motor の保存手入

本機は全く密閉せられ甚だ堅固なり。保存手入として必要なる事は、毎月 1 回四、五滴の純良「アセリン」油を nut 210 (Fig. 40) の中央より軸に施すことのみなり。pinion 173, 174 及 cam 167 の摩擦面には充分注油し、總ての鋼鐵部は防銹の爲「グリース」を塗りおくべし。

phonic motor は決して分解すべからず。

**最重要注意事項**—analyser を移動する時には必ず螺旋溝圓筒 127 を phonic motor の軸 165 より取外すべし。motor は analyser 中固有位置に残し置くべし。

螺旋溝圓筒を motor shaft 上に取付けたる儘移動する時は、該筒が比較的重く且つ motor shaft に懸吊されある爲、衝撃を受けたる際慣性により曲る虞あり。

### Phonic Motor の “Emission Circuit Breaker” (Fig. 40 及 41) の調整及保存手入

spring 169 が平衡状態に在る時（即ち摩擦片 168 が cam の最小部分に觸れ居る時）tungsten contacts 171 と 172 との間隙が約 0.5 耗となる様な位置に螺子 172 を固定せよ。

摩擦片 168 が cam 167 に接觸し居りて cam が廻轉する時は、次の作動が順次に行はる。

spring 169 と 170 とは  $\frac{1}{2}$  耗の stroke を以て上方に屈曲す。contact 171 は螺子 172 と接觸するに到り、spring 170 の上昇は停止す。

spring 169 は摩擦片 168 が最上位置に達する迄更に上昇を續く。spring 169 の此運動中、

spring 170 の端の孔を通ずるT字形片の底部は spring 170 と接觸すべからず。

cam の端が摩擦片の尖端の下に動き来る。spring 169 は下降し、其の stroke の初期に於て某速度を得たる後、突然 spring 170 を contact 172 より引き離し、發振を生ず。

上記2箇の tungsten contacts は時々清拭せざるべからず。

注意——焼入されたる摩擦片163は、夫れを裝備せる spring 169 と絶縁せらる。若しその絶縁不良なる時は、ticker に於ける spark に依りて生ずる寄生的波形を感受するを以て、それを知り得べし。

### Gueriotot Ticker の保存手入及調整

screw 151 及 152 を少しく緩めたる後、極めて微細なる金剛砂布を薄き金属細片に張りたるものを以て、時々 tungsten contacts 150, 151 及 152 を清拭せざるべからず。

螺子 151, 152 及振動板 142 は、analyser を永く使用せる後、接觸面を平滑にする必要を發見したる場合の外、取外すべからず。

上記の場合には、本装置は螺子 146 及 147 に依りて分解する事を得。

振動板を取付けたる時は、其都度調整を施すか或は少くとも phonic motor の速力を檢すべし。何となれば振動板 142 の振動数が變ぜるやも知れざるを以てなり。

又 nuts 146 及 147 は毎度極めて固く締め付くべし。

螺子 151 及 152 を再び取付くる時は、次の如く夫等を調整するを要す。即ち振動板の停止位置に於て、螺子 152 の tungsten 尖端をして振動板の接觸片 150 と良好なる接觸をなさしむ。是れ既記の如く (Gueriotot Ticker の項) ticker の自動的發動に資する爲なり。

### Oscillograph の保存手入

本器は通例其の調整不良となることなし (VI. (a) 参照)。箱の孔より如何なるものをも入るべからず。

oscillograph 鏡が曇りたる時は、少量の純粹「エーテル」又は 90%「アルコール」を浸した清淨なる木綿片を以て、極めて靜かに且壓力を加へざる様拭ふを可とす。「エーテル」又は「アルコール」は決

して鏡の背面に流さぬ様にすべし。

注意——發振及反響の tooth は光の通路の左方に生ぜしめらる。若し oscillograph を換へたる後 tooth が反對側に生ずる時は、oscillograph の結線を逆になすべし。

### Automatic Switch の調整及保存手入

switch の knife blades 及 clips は清淨に保つべし。

contacts 163 及 204 に對する螺子は、開扉中(作動状態) spring と螺子との tungsten contact が約 0.5 耗れる、如き位置に固定せよ。斯くせば扉が作動せらるゝ時、該電路は適當に閉ぢられ、次いで是等 contacts は開かる。

是等 contacts は何れも開扉中閉鎖の儘とならざる様注意すべし。然らざれば ticker 及 amplifier 點燈用繼電器に損傷を惹起すべし。

### Analyser 中の各種抵抗加減器及 Switches

總ての電氣接觸部、switch の knife 及 clip は清淨なる状態に保つべし。

### Analyser 主要部の通常電流

straight filament lamp.....4.5 amp. at 12 V.

讀取用電球.....0.5 amp. (最大)

ticker (8 耗の通常振幅に對して)

..... 1 amp.

phonic motor ..... 4 amp.

ammeter 上に於て是等諸種の電流和が讀取らる(放電中左方に 8 乃至 10 amp. の偏向を示す)。

上記各部に於ける電流を別々に測定せむと欲せば、他の部分を切斷する爲め配電盤中央に在る 4 箇の switch M, V, F, E を用ふべし。

重要な注意——analyser の前扉を開ける時、ticker は振動せざるべからず。

ticker に何等かの仕事をなさむとする時は、閉扉中なると開扉中なるとを問はず、必ず switch M, V, E, F を開くべし。

analyser 中にて何等かの仕事をなす間は、其前扉を完全に閉ぢ、2 極 switch 198 (船の 110 volt 線と接續する爲の switch) を開き置くを可とす。何となれば、之に依りて analyser battery 及船の 110 volt circuit の accidental short circuit を防止し

得なければなり。

**Analysér 用蓄電池**

電瓶内液體の上面を見よ。蒸溜水を加へて液面を標準位置迄上昇せしむべし。

原則として電池に附けある使用法に従ふべし。

電池の各部間の結合は清淨に保ち少しく grease を施すべし。

emitter 及 receiver 用電池に對しても同様の注意を拂ふべし。

**Analysér より觀測せる本測深器の作動**

正規作動中目盛尺上の現象の外觀

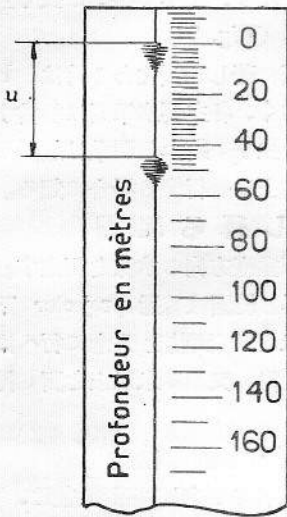


Fig. 53

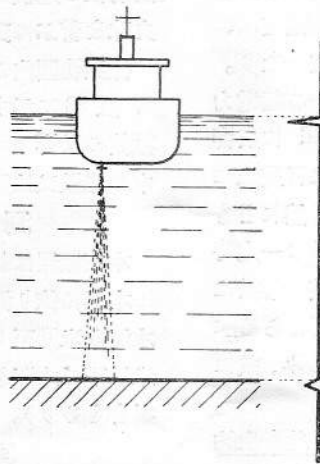


Fig. 55

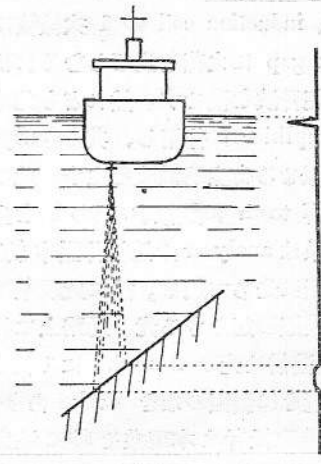


Fig. 56

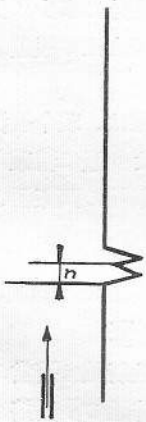


Fig. 54

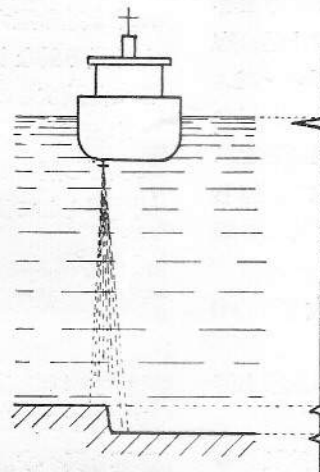


Fig. 57

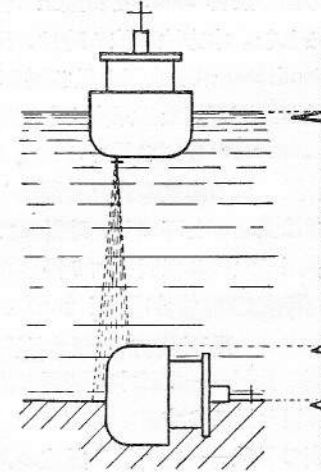


Fig. 58

觀測者の眼の位置——光線通路の方向に光の最大量を擴散する擴散用衝立を用ふ、故に光點の全通路を檢査する爲には、眼は目盛に沿ひて順次動かさざるべからず。照準器(或は見出器)は眼の左右の位置を定むるの用をなす。

極めて淺水の場合に於ては眼を動かさずして發振と反響に對する tooth を認め得。

發振 tooth の始點の位置は時々檢査せざるべからず。而して之は既記の如く projector の吃水に等しき目盛上なるを要す。

普通作動状態に於ては、眼は反響 tooth に對す

る目盛を觀測するのみにて可なり。Fig. 37 は此状態を示す。

oscillograph shunt は通常“Travail”に置く。水深大なる時は“0”に置いて oscillograph を鋭敏ならしむ。此の時の状態は Fig. 53 に示さる。

注意——發振 tooth の長は約3耗にして水深6米に該當する故に本器にて測り得べき projector 以下の最小水深は6米なりと思惟さるべし。されど oscillograph を極度に shunt せば、反響 tooth が發振 tooth の途中に表はれて M 字の如き形をなし (Fig. 54)、5米以内の水深を示し得べし。

**重要な注意** phonic motor の contact を閉づる時、induction coil の 1 次線輪に入る電流は、spark gap に火花を生ぜしむるには不充分なり。従て超音波を發せず。然れども此時生ずる起電力は amplifier に作用し、其の output end に反響に類似せる寄生的電流を生ず。此の爲に目盛上には反響 tooth に類似する tooth を生ず。然れども此現象は analyser の連続作動中約1/5秒の一定時丈發振に先ちて起る。故に此現象は目盛の零點に於て發振の起らざる光の通路上に於て認めらるべし。(發信は光の 2 stroke に1回あるのみ、故に1回置きに發振のなき stroke あり)。

本器取扱者は本現象を特に注意し、此寄生的 tooth を以て眞の反響 tooth と思ふべからず。

### 反響 tooth の探索法

水深未知の時は、反響は先づ受話器にて聞きて探すべし。發振と反響の調子を聞き分け得れば、上記方法は反響 tooth を目盛上に發見する事を容易ならしむ。本方法に依る時は、測者は上述の寄生的 tooth 200 米を水深と思ひ誤る事なかるべし。

船舶が測深不能なる深海より淺海に向て航行する時 analyser を用ひ得ざる以前より受話器を以て超音波に依る海底の發見を開始し得べし。即ち觀測者は受話器を耳にし、時計にて反響時間を測り、水深の大體の程度を知り得。

### 海底の性質が反響 tooth の大き 及形狀に及ぼす影響

海底の性質——之は本測深器の機能に實際上何等の影響を及ぼさず。

海底の形狀——超音波は數度の角度に擴散するを以て、某面積の海底を探索す、其面積は水深に依りて定まる。

本装置の oscillograph は極めて精密にして、海底の變化に依りて差異ある反射超音波の形狀を analyse す。是れ本装置を analyser と稱する所以なり。

海底の形狀に依り次の状態起るべし。

海底が平坦且つ水平なる時は、反射波の形狀及持續時間は發振波の夫と等しかるべし。此場合に於ては Fig. 55 に示す如く、反響 tooth は形狀及底邊の長さが發信 tooth と等し。

海底が平坦にして水平に對し大傾斜をなす時は、海底の異なる水準面より順次反射をなす爲、反射波の連続は長くなり、反響 tooth は長く且つ丸味を帶ぶに到る。(Fig. 56)

探索範囲内の海底に著しき變化ある時は、Fig. 57 及 58 に示すが如く、各主要水準面に相當する數箇の反響 tooth を生ず。斯かる現象は船舶が海中の絶壁又は難破船上を航行する場合に起る。

### 測深し得る範圍

本測深器は船底下垂直方向の水深を測定す。

本器に依り測り得る範圍は普通 projector 下の水深5米乃至500米なり(調整を入念に行へば5米以下の水深を測り得。又500米以上を測り得る場合もあり)。

### 測り得る水深の精度

本測深器に依りて得る水深の相對誤差は、1%以内なり。讀取りたる水深に加ふべき絶體誤差は1米を超えざるべし。

上記相對誤差なるものゝ生ずるは、超音波が海水中を進む速力が其温度及鹽分の多少に依りて少しく異なる爲なり。されど實際上は本誤差を表に依りて加減するの要なし。

本測深器に依りて得る水深は、現今航海用として使用し居る水壓式測深器より遙に精確なり。又測量用として使用され居る銅線の測深器よりも精確なり。

### 船舶の運動が本測深器の作動に 及ぼす影響

projector を出づる超音波放射線は適當の擴散角度を有するが故に、船舶の普通の横動搖は何等の影響を與へず。

20°位以上の大横搖中船體が片舷へ甚しく傾斜せる時には、深さに依り反響を受けざることある

べし。されど船舶の横揺週期は約 10 秒又は夫以上なるに、本測深器は毎秒 1 回の發振をなすを以て、船體が略垂直なる時に發せられたる超音波の反響は必ず projector に歸り來り、航海用として充分正確なる水深を知り得べし。

### 海面の狀況が本器の作動に及ぼす影響

水中に氣泡ある時、水と空氣との境界面は彈性波を通過せしめず。従て彈性波たる超音波の進路中に氣泡存在する時は、其勢力が擴散し、復歸し來る勢力は減少す。

而して荒天の場合には、若干の空氣が船底に吸ひ込まれ幾分感度悪くなるべし(吃水小なる程著し)。されど實際上大した困難を感じず。(完)

(Ts. K.)

## 船舶建造に對する電氣熔接の利用

(獨國に於ける近頃の發展)

The Shipbuilder. Jan. 1930. pp. 70-73

最近數年間に、船舶建造に電氣熔接を利用して著しく成功した記録が、獨逸國に於て爲された。同國に於ける最も著名な造船會社の 1 なる Kiel の Deutsche Werke が、此の發展に非常に興味を持つた。

電氣熔接の最初の利用は、同社の自家用高速内火艇の建造であつた。本艇は、100 純馬力の發動機で推進さるゝ長さ 16 米、幅 3.16 米 (52 呎×10 呎 3 吋) のものである。熔接された butts は、

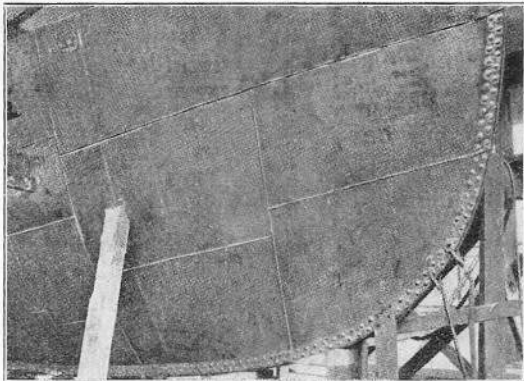


Fig. 1 Welded Seams at Bow of Motor Launch.

左程困難なく整へられ、隣接の材料の強度以上の強さを保たせ得る事は判明してゐたが、縦の熔接した seams の状態に就きては、本艇計畫の時期には未だ報告が得られなかつた。故に本艇の船體中央部附近には、縦の熔接した seams を採用する事は思ひ止まつて、艇の兩端丈に此の熔接を制限する事に決定されたのである。船首部に於ける是等の seams を示す寫眞は Fig. 1 である。

船殼は 4 耗 (0.16 吋) 鋼板を以て建造され、butts は全部補強の laps 無しに熔接せられた。甲板と外板及び外板と龍骨との結合には鉸鉄を用ゐた。完成後、此の小艇は最も嚴格な試験を施行された。即ち起重機を以て水面上船首を 10 呎、船尾を 13 呎の高さに吊揚げ、此の位置から放たれて水面に落下された。Fig. 2 の寫眞は、其の釋放直後の艇を寫したものである。其の結果は全く無被害であつた。此の艇は、2 年以上を經過した今日、尙現に使用中で、完全無缺である。機械臺も亦熔接



Fig. 2. Strength Test of Welded Motor Launch.

されたもので、熔接の爲めの故障は、未だ一度も起らぬのは面白い事である。

此の小艇の建造以來重要なる發達が遂げられた。1928 年—1929 年に、獨逸海軍用の自力推進大形運油船 2 隻の建造は、非常に重大なる 1 階段で有つた。此等の寸法は 43 米×8.2 米×4.85 米 (141 呎×26.9 呎×15.9 呎) で、4.25 米 (13.8 呎) の吃水にて、比重 0.9 の油燃料 600 噸を搭載する様に計畫された。概略一般配置圖は Fig. 3. に示す通りで、同圖中上圖は外板擴張圖である。同船には 1 分間廻轉數 375 で、純馬力 75 を出す小形 compressorless two stroke cycle Diesel engine を裝備し、速力 4.15 節を出すに足るものである。

同機は、reversing gear に依つて、推進軸に接続されてゐる。機械の前端に、30 KW の発電機が連結され、之より揚錨機、揚貨機及び點燈用の電流を供給してゐる。唧筒は、毎平方吋 43 封度の水頭の下で、1 時間 155 噸の排出能力を持つてゐる。内火艇と同様の構造上の計畫が、是等の運油船にも採用された。即ち縦通の seams は船體中央部には配置せず、又 gunwale と甲板との接合には鉸鎖を用ひた。是等の接合は Fig. 4. に示す通りである。全體の積荷を移動するに便利ならし

むる爲め、龍骨が種々の形になつてゐる事は、圖示の通りである。seams の配置は、Fig. 3 の外板擴張圖及び平面圖から推知さるゝ通りである。

組立てる以前に、大なる構造物の 1 部を造る事が可能である爲め、種々の便利が得られた。例へば、長さ 66 呎の縦通隔壁は、總ての stiffeners と共に、組立てる前に、熔接工場内で完成されたもので、横隔壁は 2 枚に造られ、縦通隔壁が現場に組立てられてから後に、之に熔接された。

外板は、軽い tack weld で現場に取付けられ、

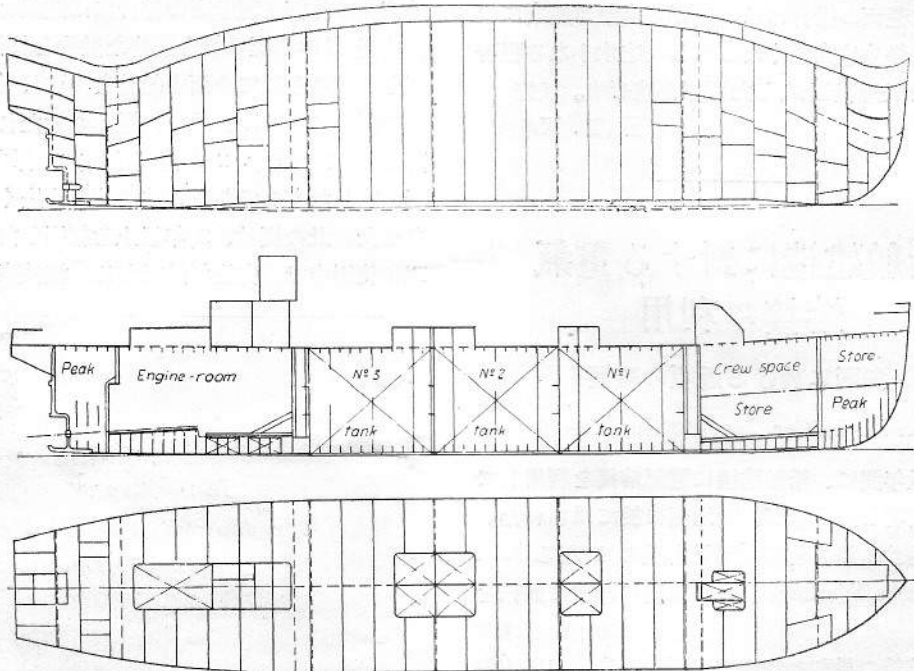


Fig. 3.—Outline Arrangement and Shell Expansion of Oil Barge.

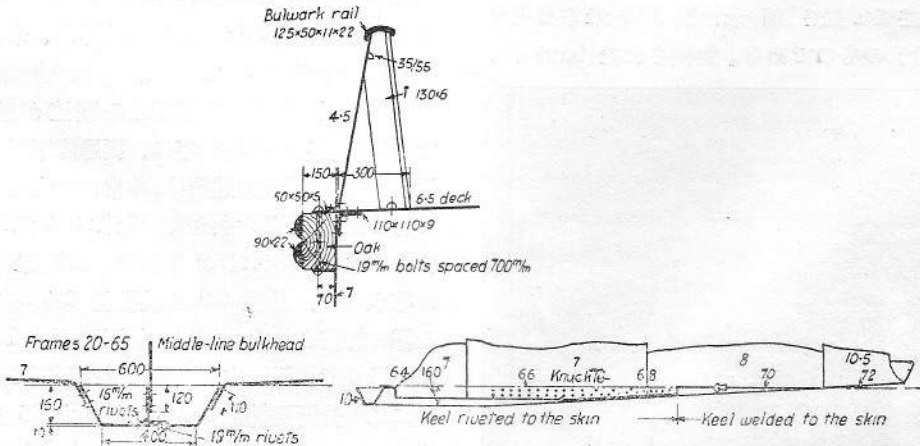


Fig. 4.—Riveted Connections.



實際の熔接は、略ぼ船の長の中央より始められた、熔接を行ふ際には、往々皺が寄るもので、本船の場合に、發生した此の皺は、軽い tack weld の破壊に依つて發見され得た。

肋骨及び隔壁の stiffeners は普通の形鋼から造

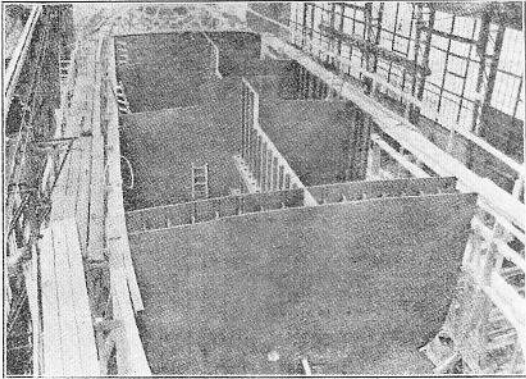


Fig. 5 Oil Barge under Construction.

られたが總ての girders は plate girder であつた。横の seams は肋骨又は隔壁の個所に配置して、特別に補強された。建造中の運油船の1隻の寫眞は Fig. 5 に示すものである。

概して、構造上の計畫は、Germanischer Lloyd が斯様な小艇に對して規定してゐる寸法に準據した。然し上述の規定は、鉸接した構造物に適用するもので有るから、鉸孔のない爲めに、外板の厚

さを8耗から7耗に減する事が出来た。尙同様の減少が、其の他の構造上の項目の上にも爲された。

第1船の完成後計測の結果、豫期以上重量の輕き事が判明した。就役後、接合部は充分 tight なる事が證明され、従つて第2船には、船の兩端に近き燃料油庫の端の隔壁を移動する様に決定された。此の変更は、縦の熔接した seam の或物を、油庫の範圍内に移動する事となつたが、tightness は完全に保たれ得た。其の結果として、油の搭載量は、620 噸より 727 噸に増加された。

鉸接結合に關しては、最初は屢々失敗を招きて總ての caulking を仕直した。之は、隣接の seam の熔接が全部完成せざる内に、1 部分鉸接された爲めで、熔接した後の熱が、鉸接と caulking とを混亂せしめるからである。此の経験から、斯る組合はせの構造物では、鉸接が施行せらるゝ以前に、熔接が完成せらるべきであると云ふ結論に達した。

熔接作業の技術に關しては、裸の熔接棒（使用前に石灰の溶液中に浸された）が使用された。被覆熔接棒は、高價（裸棒の價格の約5倍）なる事以外に、熔接の各層を scale で覆ひ、其の scale は次の熔接の層を適用する前に、非常に注意して除去せねばならぬ不便が有る。裸の熔接棒に對す

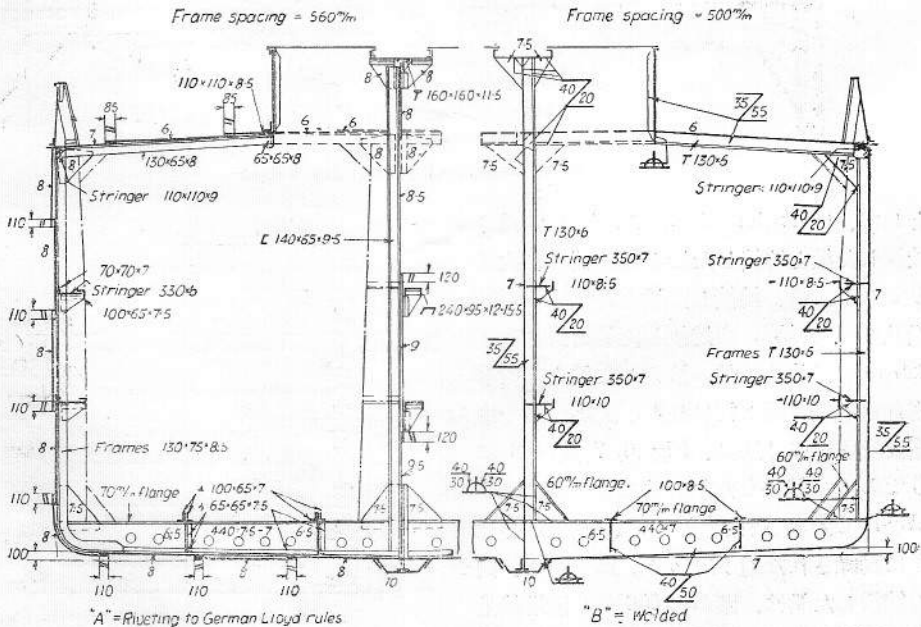


Fig. 6.—Midship Section, Riveted and Welded.

る他の利益は、時間の著しき節約である。此の建造に要した日数は約4ヶ月で、18人或は19人の熔接手が、交番に作業に使用された。

就役後、此の2隻の船は、運油船として鉸接した船よりも、遙かに適當である事が證明された。漏洩は少しもなく、油の損失はなく且つ油庫から瓦斯の逸出す事もなかつた。夫故に、同じ寸法の第3船の計畫に當つては、cofferdams を廢し、従つて油の搭載量を775噸迄増加し、加之乾舷は僅かながら減少せしめ得た。

造物の重量は、64噸の節減を示してゐる。又同一の deadweight 能力を保持しむる爲めには、鉸接した船は3.1米(10呎2吋)の長さを増し、且つ重量は熔接した船の重量より、82.5噸大ならしむる事を要する結果となる。費用の比較も亦計算された。夫に依れば、熔接した鋼板の1噸當りの費用は、鉸接した鋼板の1噸當りの費用より、約29% 高價である。然れども、deadweight 1噸當りの費用に就きて見れば、熔接した構造の方が約11% 利益となると云ふ事である。勿論上述の數字は、是

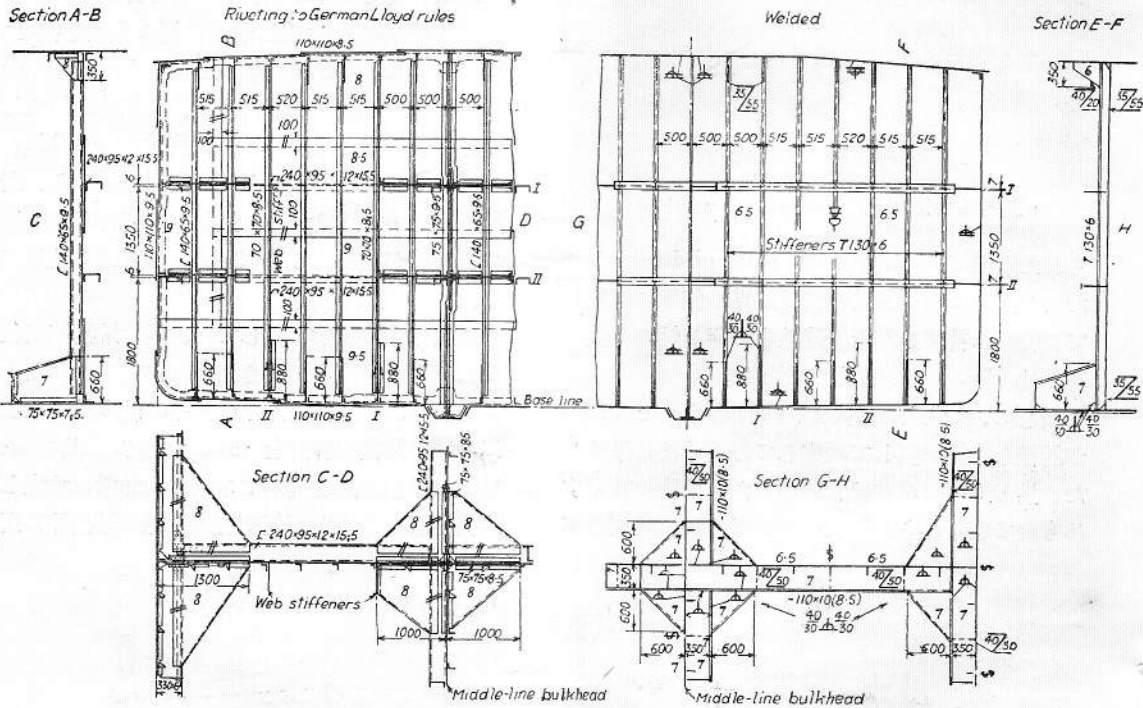


Fig. 7.—Bulkhead, Riveted and Welded.

結論として、Deutsche Werke A. G. にて爲された、鉸接した船と熔接した船との比較は、次に記す通りである。(1) 熔接した船と同一寸法の鉸接した船及び(2) 第1の熔接した船と同じ吃水にて、620噸を搭載する他の鉸接した船とに對して、嚴密な重量の計算が行はれた。夫等の船の中央横切断面及隔壁の寸法は、Fig. 6, 7 及び 8 に示す通りである。鉸接した船の寸法は Germanischer Lloyd で要求されたもので、重量計算は Table I に摘録された通りである。以上から、同一寸法の鉸接した船は、僅かに556噸の油搭載量を有するに過ぎざる事が明かで、熔接した船の構

No	Mark	Type of welding	Diagrammatic sketch of weld
I		Full throat welding, zigzag, interrupted	
II		Full throat welding regularly interrupted	
III		V-butt weld, reinforced on both sides	
IV		V-butt weld, reinforced; web welded with 2 continuous light throat welds	
V		Full continuous throat weld on one side	
VI		Full continuous throat welds on both sides	
VII		Full continuous throat weld outside with light continuous " " inside	

Fig. 8.—Key to Welding Scheme in Figs. 6 and 7.

TABLE I.—WEIGHT ESTIMATES (KG.).

Structural Parts.	Principal Dimensions 40·60m.×8·20m.×4·85m.				Principal Dimensions 43·70m.×8·20m.×4·85m.	
	Welded (I.).		Riveted (II.).		Riveted (III.).	
	Plates.	Bars.	Plates.	Bars.	Plates.	Bars.
Frames and floors.....	13,170	6,575	14,600	16,345	17,000	19,000
Stringers .....	7,730	2,470	7,885	8,265	9,200	9,600
Shell .....	42,880	5,395	50,890	4,900	55,510	5,200
Transverse bulkheads.....	18,210	3,580	26,335	14,640	26,335	14,640
Longitudinal bulkheads.....	6,650	2,040	11,370	4,660	11,370	4,660
Foundations.....	2,835	245	2,180	1,940	2,180	1,940
Heavy parts.....	1,420	—	1,495	390	1,495	390
Decks, hatchways and girders .....	16,575	7,850	18,975	10,615	22,000	12,795
Superstructures.....	3,630	585	3,610	1,195	3,610	1,195
Deck supports.....	—	780	—	1,080	—	1,080
Rivet heads.....	—	515	—	7,150	—	7,800
Electrodes.....	—	1,345	—	—	—	—
	113,100	31,380	137,340	71,180	148,700	78,360
	144,480 total = 70% of II. = 63·3% of III.		208,520 total		227,000 total	

等の特別な場合にのみ適用されべきもので、他の船舶に対しては差違を生ずる事は、謂ふ迄もな  
い事で有る。(H.U.)

雑 録

1929 年に於ける世界造船状況

1929 年中世界に於ける總噸數 100 噸以上の船舶進水高は汽船 634 隻、1,504,303 噸、「モーター」船 347 隻 1,269,888 噸、帆船及「バージ」31 隻 19,019 噸、合計 1,012 隻 2,793,210 噸にして之を前年の 869 隻 2,699,239 噸に比すれば 143 隻 93,971 噸の増加なり。然れ共之れを戦前に於ける最高記録たる 1913 年の 1,750 隻 3,332,882 噸

に比すれば尙 738 隻 539,672 噸の遜色あり。而して此の中英本國の進水高は 489 隻 1,522,623 噸にして世界全進水船舶 噸數の 5 割 4 分 5 厘を占め、依然世界第一の造船國たるの地位を保持し、次は獨逸の 85 隻 249,077 噸にして以下和蘭、日本、米國、丁抹、瑞典、佛蘭西、伊太利等の順序なり。今 1929 年に於ける世界船舶進水高を國籍別及積量別に示し、尙最近 3 ケ年間に於る造船高をも示せば次の如し。

(1) 1929 年中に於ける世界船舶進水高各國別表

船種別 國別	汽 船		「モーター」船		帆船及「バージ」		合 計	
	隻 數	總 噸 數	隻 數	總 噸 數	隻 數	總 噸 數	隻 數	總 噸 數
英 本 國	403	1,055,889	77	464,188	9	2,546	489	1,522,623
獨 逸	57	155,988	18	93,089	—	—	85	249,077
和 蘭	29	55,425	48	131,092	—	—	77	186,517
日 本	10	29,784	30	134,673	—	—	40	164,457
米 國	17	76,019	31	36,452	15	13,592	63	126,063
丁 抹	10	16,847	24	94,649	—	—	34	111,496
瑞 典	4	2,756	25	104,490	—	—	29	107,246
佛 蘭 西	7	16,429	6	62,928	3	2,250	16	81,607

伊 太 利	12	16,050	30	55,447	—	—	32	71,497
諾 威	43	23,626	8	15,973	—	—	51	39,634
西 班 牙	—	—	8	37,023	—	—	8	37,023
露 西 亞	7	10,994	9	22,620	—	—	16	33,614
英 屬 領	20	24,065	26	8,445	4	631	50	33,141
ダ ン テ ッ ヒ	4	5,013	1	5,978	—	—	5	10,991
支 那	6	7,043	3	2,193	—	—	9	9,236
白 耳 義	3	8,088	1	273	—	—	4	8,361
其 他	2	287	2	370	—	—	4	657
合 計	634	1,594,303	347	1,269,888	31	19,019	1,012	2,793,210

(2) 1929 年中に於ける世界進水船舶(汽船及機船)隻數積量別表

國 別	積量別						合 計
	100噸—1,000噸	1,000噸—6,000噸	6,000噸—10,000噸	10,000噸—20,000噸	20,000噸以上		
英 本 國	181	245	36	16	2	480	
獨 逸	41	25	17	2	—	85	
和 蘭	53	13	6	5	—	77	
諾 威	39	11	1	—	—	51	
米 國	26	15	6	—	1	43	
英 屬 領	40	5	1	—	—	46	
日 本	14	16	6	4	—	40	
丁 抹 利	8	24	1	1	—	34	
伊 太 利	14	16	2	—	—	32	
瑞 典	4	18	7	—	—	29	
露 西 亞	3	12	1	—	—	16	
佛 蘭 西	5	2	4	1	1	13	
支 那	6	3	—	—	—	9	
西 班 牙	1	4	2	1	—	8	
ダ ン テ ッ ヒ	2	3	—	—	—	5	
白 耳 義	1	3	—	—	—	4	
其 他	4	—	—	—	—	4	
合 計	442	415	90	30	4	931	

(3) 最近 3 ヶ年間に於ける世界進水船舶各國別表

國 別	年 別	1927 年		1928 年		1929 年	
		隻 數	總 噸 數	隻 數	總 噸 數	隻 數	總 噸 數
英 本 國		371	1,225,873	420	1,445,920	489	1,522,623
獨 逸		105	239,622	81	376,416	85	249,077
和 蘭		63	119,790	74	166,754	77	186,517
日 本		19	42,359	37	103,663	40	164,457
米 國		66	179,218	63	91,357	63	126,063
丁 抹 利		20	72,033	31	138,712	34	111,496
瑞 典		18	67,361	20	106,912	29	107,246

佛	蘭	西	22	44,535	20	81,416	16	81,607
伊	太	利	25	101,076	29	58,640	32	71,497
諾		威	12	5,363	12	10,401	51	39,604
西	班	牙	5	22,899	7	11,851	8	37,023
露	西	亞	—	—	10	24,714	16	33,614
英	屬	領	29	30,250	48	23,693	50	33,141
タ	ン	チ	ツ	—	6	39,597	5	10,991
支		那	—	—	2	767	9	9,236
白	耳	義	8	4,693	3	16,243	4	8,361
伯	刺	西	—	—	1	770	—	—
鳥	爾	圭	—	—	1	700	—	—
其	の	他	34	80,802	4	712	4	657
合		計	802	2,285,679	869	2,699,239	1,012	2,793,210

内外雑誌重要表題集  
内地雑誌

雑誌名	表題、著者、頁
工業昭和五年號 四月號	エンカース G-38 飛行機、223-228
技術研究会昭和二年號 四月號	電気溶接に就て、海軍技師大久保隆次、1-9 外板の展開法二三並其の比較、横廠造船部 吉田精一、11-19 鐵の話、横廠機圖大串達之助、2-31
同上昭和五年號 一月號	熱及其の保温材(石綿)に就て、舞鶴工作 部造機課堀家茂太郎、11-20 「つるまきばれ」の計算に関する圖表、松 葉菊延 23-36
機械學會昭和五年號 一月號	彈性的に結合せられたる二つの圓板の廻轉 鈎合(其1)、井口春久、長岡順吉、1-35 飛行機の安定と鈎合、三木鐵夫、36-46 高温度に於ける鋼の匍匐に就て、清水篤磨 47-70
同上昭和五年號 二月號	鋼材の静屈曲と打撃屈曲との比較、元森 信夫、71-76 二三の熱傳導問題の電気槽實驗による解に 就て、拔山四郎、吉方謙一郎、77-87 彈性的に結合せられたる二つの圓板の廻轉 鈎合(其2)、井口春久、長岡順吉、88-97 英國に於ける埠頭操貨設備、野口尙一、98- 109

鐵鋼昭和五年號 五月號	本邦に於ける金屬材料研究の最近の發達 (其1)、本多光太郎、133-150 モリブデン鋼に於ける變態點の降下に就て、 村上武次郎、武井 武、166-189
同上昭和五年號 三月號	本邦に於ける金屬材料研究の最近の發達 (其2)、本多光太郎、241-269 日本に於ける鋁鐵製造の現状及進歩、鶴瀨 新五、270-296 内燃機關用鑄鐵製ヒストンリングの材質に 就いて、渡邊一郎、310-317
航空研究所彙報昭和五年號 一月號	ブランドル教授の講演、1-23
電氣製鋼昭和五年號 三月號	鋼の窒化に關する最近の諸研究(其二)、佐 藤知雄、4-24 發條用特殊鋼に就て(其二)、深田辨三、25 -32 可鍛鑄鐵の發達(其五)、南波榮吉、33-40
海運昭和五年號 三月號	憂慮すべき船腹の過剩と之が調節策、岡崎 幸壽、76-88 米國に於ける造船材料の統制、國松久彌、 89-100
同上昭和五年號 四月號	昭和四年中に於ける海難、中山隆之助、70- 87 記録的活況時代を現出せんとする本年度本 邦造船界、岡崎幸壽、88-101 1929年に於ける「モーター」船の發達、A. C. ハーディー、102-109

## 外國雜誌

Names of Magazines.	Subjects. Authors. Pages.
Shipbuilding Shipping Record Dec. 12, 1929	Marine Engineering Progress. pp. 701-702
	The New Italian Liners. p. 703
	French-built buoyage Survey Vessel. p. 705
" " Dec. 19, 1929	Twin-screw Supercharged Motorship "Agamemnon." pp. 707-709.
	A. E. G. Automatic Push-button Cut-out. p. 712.
	The "Empress of Japan." p. 729
" " Dec. 26, 1929	British Ports and the Unemployment Problem. pp. 731-732
	Union-Castle Line Motorship "Llangibby Castle." p. 732
	Ship Wake and the Frictional Belt. pp. 754-755
" " Jan. 2, 1930	Diesel-electric Propulsion. pp. 755-756
	Economical Speeds from the Financial Aspect. By "N. E. C." pp. 757-758
	The Modern Whaling Industry. pp. 759-762
" " Jan. 9, 1930	Shipbuilding Staging. By James A. Cromar. p. 763
	The Behaviour of a Cargo Vessel during a Winter North Atlantic Voyage. By B. C. Laws. pp. 764-766.
	"Missing." pp. 8-9
" " Jan. 2, 1930	Temporary Repairs to the "British Chemist." p. 11
	Single-screw Cargo Steamship "Anglo-Saxon." pp. 12-16
	Twin-screw Newsprint-carrying Steamer "Markland." pp. 16
" " Jan. 9, 1930	Hamburg- New York Express Cargo Service. p. 40.
	Storm Damage to the "Laristan." p. 43
	300-hour Marine Petrol Engine Endurance Test. p. 44
" " Jan. 9, 1930	A New System of Ship Construction. p. 47-48

The Ship- builder Jan. 1930	Technical Progress in Shipbuilding during 1929. pp. 1-6
	Technical Progress in Marine Engineering during 1929. pp. 7-11
	British Shipbuilding Wages in 1929. pp. 13-14
	The Cross-channel Steamships "Vienna," "Prague" and "Amsterdam." pp. 17-29
	The Twin-screw Motorship "Agamemnon" pp. 29-35
	The French Passenger Liner "Campana." pp. 36-47
	New Passenger Steamships for Canada. p. 47
	The Dearth of Certificated Marine Engineers. p. 48
	The Orient Twin-screw Liner "Orontes." pp. 49-69
	The Application of Electric Welding to Ship Construction. pp. 70-73.
	The Sulzer-engined Motorships of 1929. pp. 73-75
	Progress with the A. E. G. Oil Engine. pp. 75-76
	Current Topics:— pp. 77-86
	Armstrong-Whitworth Oil-tank Ships.
	An Interesting Bucket Hopper Dredger.
	Ship-repairing Facilities at Baltimore.
	The Morganite System of Electric Heating.
	The Union-Castle Liner "Llangibby Castle."
	The Buchi System of Turbo-charging.
	The 1929 Output of the Deutsche Werft A. G.
	M. A. N. Engines Completed and under Construction in 1929.
	The Worthington Double-acting Oil Engine.
	A Worthington 360-B. H. P. Oil Engine.

Motorship-building at Kiel in 1929. "Polor" Diesel Engine Constructed in 1929. British Standard Specification for Solid and Sprit Taper Pins.
The Motor Ship "Amerika" pp. 433- 442 The Shipbuilding Position in Russia. pp. 443-445

The Motor Ship (British Edition) Feb. 1930	The World's Motor Shipbuilding. pp. 454-455
	A 4,100 I. H. P. Airless-injection Engine. pp. 458-459
	A Composite Exhaust Gas Boiler. p. 459
	Marine Oil Engine Design. pp. 461-462
	Diesel or Turbine Propulsion for 150,000 B. H. P. Liner? p. 462

## 時 報

### 本協會の諸會合

#### 役 員 會

昭和五年三月五日（水曜日）午後五時より本協會事務所にて開催、次の諸件を審議午後八時三十分散會。

- (一)入會者承認の件。
- (二)海軍機關學會より雜誌交換につき照會の件。
- (三)資源局長官より照會の件。
- (四)近藤男爵祝賀資金募集の件。
- (五)春季大會次第書の件。

#### 當日出席者

會長末廣恭二君	理事越智誠二君
理事平賀讓君	理事藤島範平君
監事山本幸男君	評議員河上邦彦君
評議員斯波孝四郎君	評議員永村清君
評議員目良恒君	會務委員陰山金四郎君

#### 編輯委員會

昭和五年三月十七日（月曜日）午後五時より本協會事務所にて開催、板部成雄君、出淵巽君、片山有樹君、菊植鐵三君、岡本方行君、牛尾平之助君、山縣昌夫君、横山要三君の各委員より提出の雜纂第九十八號（昭和五年五月號）掲載豫定記事標題につき平賀編輯主任病氣欠席のため同君代理として横山一君より各分擔を定め午後七時散會す。

#### 當日出席者

出淵巽君 片山有樹君 菊植鐵三君

横山要三君 横山一君 金井寛三君  
鈴木増次郎君

### 昭和五年春季大會

昭和五年四月十二日及び十三日の兩日に亙り春季大會を開催せり（詳細は別項春季大會の概況記事参照）。

### 春季大會の概況

昭和五年四月十二、十三兩日に亙つて我造船協會は春季大會を東京方面に於て開催し、次記の日程を以て工場見學、臨時總會及び講演會を開いた所、之に参加するもの百六十餘名に達し頗る盛會であつた。

四月十二日（土曜）

#### 工場見學

- 一、逓信省船舶試驗所船舶試驗室（午前九時集合）
- 二、株式會社荏原製作所（午前十時半集合）
- 三、合資會社明治ゴム製造所（午後一時集合）

四月十三日（日曜）

臨時總會（午前十時神田區一ツ橋通學士會館に於て開會）

講演會（臨時總會終了後引續き開催）

晚餐會（午後六時學士會館二階食堂に於て開宴）

### 逓信省「タンク」の見學

四月十二日は朝來生憎の雨天なりしに拘らず定刻前より見學者が續々と詰掛け、越智所長、重光試驗室主任等の案内を受け、試験水槽（鐵筋混

凝土製、水面長139.15 m、幅10 m、深6.3 m)、電気曳引車臺(奥國「マシーネン、ウンド、ワゴンバウ、フアブリク」會社製、速度每秒0.25~8 m、總重量11 T.)、抵抗動力計(奥國「オートー、エー、ガンゼル」社製、測定し得る最大抵抗50 kg)、自航模型船用推進器動力計(製造所前と同じ、測定し得る最大推力6 kg、同回轉力率0.2 m kgのもの4臺)、大型推進器動力計(製造所前と同じ、測定し得る最大推力20 kg、同回轉力率1 m kg)、摸型船削成機(奥國「フルカン」製作所製、削成し得る模型船の最大長7.5 m、同幅1.15 m)等の諸設備の外各種の試験装置及び其實驗成績等を見學した。

### 荏原製作所の見學

同工場は省線大崎驛下車、三ツ木、百反方面出口を左へ、省線に沿ふて行くこと數町にして右側に在る。同工場の起原を尋ねるに、明治三十八年故井口在屋先生渦卷「ポンプ」及「タービン、ポンプ」に關する學理を研究し、之を世界に發表して此種「ポンプ」の設計基準を定むると共に其實驗的製作を開始した。大正元年のくち式機械事務所を創設し、井口博士主幹、工學士畠山一清氏所長となり、のくち式「ポンプ」の設計製作に従事した。大正九年株式會社荏原製作所が事業を繼承し井口博士は顧問、畠山一清氏は専務取締役となつた。製品は渦卷「ポンプ」、「タービン、ポンプ」、軸流「ポンプ」、「ボアホール、ポンプ」、真空暖房「ポンプ」、水力「タービン」、送排風機、「ターボ、ブローア」、冷凍機等である。見學の順序は第一工場、第二工場、試験室、木型工場であつて、休憩室に於て茶菓の饗應を受けた。

此時本協會の藤島理事は起つて『今日は貴社の最も得意として居らるゝ大小各種の「ポンプ」に就いて詳しく説明をして頂き誠に有難く存じます。來會者は造船關係の者もあれ共機械關係の者も大勢あり、見學の結果裨益する所少くなかつたのであります。且つ唯今は御鄭重なる御馳走迄頂戴して甚だ恐縮に存じます』云々と謝辭を述べた。

### 明治ゴム製造所見學

荏原製作所の見學を了つて舊來た道を引返し、大崎驛手前の踏切を右へ、行くこと十町餘にして

明治ゴム製造所に着いた。見學に先ち來會者一同は同社より晝餐の饗應を受けた。

工場長田路胤夫氏は起つて『當社は三十年前の創立に係り、當時我國に於ける「ゴム」製造事業は甚だ幼稚にして、殆んど製品の全部を外國よりの輸入に俟つ状態であつた。前社長米井源治郎氏は國產奨励の見地より此事業を創めたのであつて、英國より技師を招聘し同時に新式の機械を購出し、製造を開始したのであるが、最初十年間の苦辛は容易なものでもなく、米井氏は日夜努力を續け、私も本社に入つてから二十九年になります辛酸を嘗めて参りました。幸に各位の御指導と御援助とを受けて今日に至つたのであります。當社の製品は主として艦船用の品物を製造するのであつて、他のものも多少は造つて居りますが、主に船用品を造つて居るのであるから、今日造船協會の御方が御見學に來られたのは本社の最も光榮とする所であります。製造の工程に關しては唯今技師長から御説明申上げますが、本社の製品は工業用品のみであつて夫以外の製品は殆んど無く、「ブローカー」の手を経ず直接工場へ納めます。販賣は總て米井商店が一手に取扱つて居ります。元來「ゴム」製品は時を経るに従つて品質が低下するから、大量生産をして「ストック」を有つと云ふことは不可であります。夫故に製品は總て御註文を頂いてから製造に着手して居ります。之は品質維持の上から止を得ざる事であります。一體「ゴム」製品の加工は簡單に見えるけれど共其形を造るのは甚だ容易であるが、其用途に適した良品を造ると云ふ事が困難なのであります。』云々と述べられ、次いで技師長田中豊氏は製品加工に關して詳細に説明せられた。

末廣會長は起つて『一同に代つて御挨拶を申し上げます。此度御工場の見學を御願したる所、快く御承諾下され、且又御鄭重なる御饗應をして下さつて忝く存じます。殊に拜見すると工場の一部を形付けて招待の場所を拵へて御待遇を受けた様に見受けませんが、誠に恐縮致して居ります。唯今は本社創立以來の御苦辛談を拜聽して眞に興味深く感じました。此機會に一寸一個人として所感を申述べます。實は數日前長崎へ参りまして、龍田丸及「リオ、デ、ジャネロ」丸の二隻を見學致しましたが、前者は外國人の御客を吸收する關係上外國品を澤



山使用して居りますけれども、後者は主に邦人の御客が目當ですから、出來得る限り内地製品を使用し、今日主唱せられて居る國產獎勵の御趣意に叶つて居る譯でありまして、「ブラオン、ポベリー」社製の「ダーボ、ブローア」を除く外は悉く國產品を使用して居ります。然るに唯一つ食堂に敷いてある「ラバー、マツト」丈は外國製であるとの話であります。是れは内地品が劣つて居る爲めであるか又は其他の理由であるかは知りませんが、製造者と使用者と協力して研究すべき問題であらうと思ひます。一寸最近感じた所を述べて御挨拶に代へます。』云々と述べた。

夫れより參會者は十人宛の組に分れて、粗造原料より各種製品に至る迄の加工作業を順次巡覽し、研究室の見學を以て終了を告げた。製品の主なるものを挙げれば、「サクシヨン、ホース」、「デリベリー、ホース」(重油用、石油採掘用等)、「ニューマチツク、ホース」、「ゴム、マツト」、「ゴム、タイル」、「ゴム、ベルト」、「タイヤ」及「チューブ」、「エボナイト」等である。

### 臨時總會

四月十三日午前十時開會。末廣會長は『例年春季は講演會及び工場見學のみを行ふのが例で、總會は開かないのであるが、昨年春及び一昨年秋の講演會で讀まれた論文中、優秀にして授賞の價値ありと役員會に於て認められた論文に對し、賞牌授與を昨年秋季に行ふべきであつたのが、實際は萬國工業會議があつて混雜して居る際であつたから、賞牌授與は舉行せられず、今回之を舉行する爲めに臨時總會を開催したのであります。』云々と述べ、下記の講演者へ賞牌が授與せられた。

傾斜せる船體の受くる剪應力に就て

正員 工學博士 井口 常雄君

准員 工學士 太田 友彌君

造船に於ける管理法の改善に關する一考察

正員 工學士 畑 敏男君

(畑君外國出張中に付正員横山一君代つて賞牌を受けた)

### 講演會

臨時總會終了後講演會を開き次の講演が行はれた。

米國に於ける電氣熔接

正員 工學士 矢ヶ崎 正經君

「プロペラー」翼相互干涉の理論

正員 工學士 河田 三治君

造船設計と其主腦者に就て

正員 工學士 田路 坦君

淺間丸及龍田丸機關部計畫及成績に就て

正員 工學士 稻垣 長止 耶君

正員 工學士 鈴木 彌太 耶君

貨物船の後半部形狀と抵抗との關係

正員 工學博士 重 光 藤君

減搖水槽の設計に就て

正員 工學博士 渡邊 惠 弘君

油輪船瓦斯爆發の危險防止に關する研究

理化學研究所々員 工學士 辻 二 耶君

同 梶 田 善君

代讀者東京帝國大學教授 工學博士 眞 島 正 市君

龍田丸の進水に就て

准員 工學士 有馬 孝君

船殼工事の電弧熔接應用に就て

正員 工學士 藁谷 英彦君

田路坦君の講演は同君が病氣缺席の爲め横山一君が代讀した。猶ほ各講演毎に「ディスカッション」を行つたが、其詳細は會報に掲載の事とする。

### 晚餐會

講演會が了つてから別室に於て宴を開き、「デザート・コース」に入つて末廣會長は起つて、『今夕は昨日見學を御願した荏原製作所及び明治ゴム製造所の御方、並に本日御講演をして下さつた諸君を御招待申上げた所、講演者二名を除くの外は全部御出席下さいました事は、世話方を致して居る私共に取つて大に光榮を感じる次第であります。唯至つて粗末な御待遇を申上げるので此點は甚だ恐縮に堪へません。荏原製作所及び明治ゴム製造所は世間一般に不景氣をかこちつゝある際にも拘らず、なかなか盛大にやつて居らるゝのを拜見致しまして慶賀に堪へざる所でございます。今後益御發展の上、特に造船方面へ進出せられて、吾々と密接の關係を結ばれんことを切望致します。次に講演者諸君に御禮を申し上げますが、本日の講演には實地、學理並に發明の各方面に關する御研究を發表して下さいまして、會員全般を裨益する事多大なるは誠に感謝に堪へざる所であります。願ふに今回の軍縮會議の結果、我國は軍備の縮少を強ひられ、恰も大阪の役に外濠は既に埋められた様な危機に置かれてあるのであります。夫れで我國の軍艦は數に於て劣つて居る所を質に於て補

ふ様にしなければなりません。真に一以て十に當る丈の優良なものを造り上げる様に努める必要があります。一方商船建造の方を顧みると造船所の仕事は先づ今年一杯位を支へる程度で、來年からは閑になると云ふ心細い状態であります。吾人は優秀商船を澤山に造り萬一の場合には補助巡洋艦の任務にも服する様にし、猶又優秀の船を安價に造り上げる事に成功し、自國の船は必ず國內で造つて所謂國產獎勵の趣旨に叶ふ様にする計りでなく、他國からも注文が來る様にしなければなりません。斯う云ふ情勢を招致する様に努力するのは我造船協會々員の責務であるから、一致協力して此目的を達する様に御盡力あらんことを切望致します』云々と述べた。

荏原製作所の山岸靖一氏は起つて『昨日は雨天にも拘らず多數御來臨を辱うし、當工場としては何等の設備もなく何等の御待遇も致さざるに、會長代理の御方から御鄭重なる御言葉を賜り、又今夕は御丁寧なる御招待を蒙り且又唯今は會長より御懇切なる御挨拶を賜つて忝く存じます。私共の工場は故井口博士の考案に成れる「ポンプ」を創作し其後各種の「ポンプ」等を製造して居りますが、近來特に船舶關係の「ポンプ」及「ファン」等を製作供給する様に相成りました。就きましては今後益々御指導と御援助とを蒙りたいと思ひます。畠山は是非今夕出席致しまして御禮を申し上げるべき處、突然郷里に急用が生じまして出席致す事が出来ませんので、私が代理に出ました次第で、是亦併て御詫を申し上げます』云々と述べられた。

明治ゴム製造所技師長田中豊氏は起つて、昨日多數の會員が御見學の爲め來場された事並に今夕招待を受けた事に對し謝辭を述べ、次いで『由來「ゴム」は造船の方と密接の關係があり、水密「パッキング」、「ゴム、ホース」、「ゴム、マツト」等が供給されて居りますが、今後一層皆さんの御指導を頂いて優良品を安價に供給致し度いと思ひます。』云々と述べられた。

講演者の代表として工學博士重光蔭君は起つて『學生の會合を除いては、私が年長者として挨拶に立つた事は殆んど無いのですが、今夕御集りになつた講演者の御顔觸れを見ますと、成る程私が老人株で我ながら年寄つた事をつくづく感ずる次第であります。私は造船協會に於て講演するの光

榮を與へて下さつた上に、今晚は又御馳走を頂戴して誠に相濟まぬ次第と存じます。唯今會長より望外の讃辭を頂きましたが之は決して當らないのであります。然し私が研究を續けて居りますのは決して道樂半分でやつて居るのではなくて、日本の船舶工業の進歩を計るが爲めであります。唯今も會長から御話があつた様に、今後日本の軍艦は質の改良を以て進まなければならず、商船も亦素質を良くして外國に劣らないものを造らなければならぬので、私共も將來此目的を達する爲に努力致したいと思ひます。又至らない所は御遠慮なく御叱りを願ひます』云々と述べた。

宴終つて別室に於て出席者何れも歡談に時に移し、午後九時散會した。

## 獎學褒賞贈呈

本協會保管の獎學資金中より、造船造機の學術技藝に關係ある各學校等の首席卒業生へ毎年賞品を贈呈してゐたが、昭和五年推薦に基づき該賞品を贈呈したのは次の通りである。

工學院造船科(東京)

函館商工學校船用機關科

廣島縣木の江造船工手學校造船科

浦賀實業補習學校造船科、造機科

薩南工業學校造船科

神戸三菱職工學校造船科、造機科

長崎 " " "

播磨造船所徒弟教習所造船科

廣島縣御調郡町立實業補習學校

大湊工業學校造船科、造機科

舞鶴要港部職工教習所造船科、造機科

佐世保海軍工廠職工教習所造船科

横須賀 " " 造船科、造機科、造兵科

吳 " " 造船科

海軍技手養成所造船科、造機科

大阪工業大學專門部造船科、船用機關科

此外、東京帝國大學工學部船舶工學科卒業論文提出者中最も優秀と認められたる下記二君に對し、本協會所定の金牌を贈呈した。

船舶動搖に關する模型實驗の「スケール、エフェクト」

工學士 小澤久之丞君

同 清田丁未君

總噸數  
百噸以上

### 工事中、進水及竣工船舶每月合計調

月 別	工 事 中 船 舶		進 水 船 舶				竣 工 船 舶			
			合 計		累 計		合 計		累 計	
	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數
昭和五年一月	36	200,991	4	5,700	4	5,700	2	292	2	292
二月	37	209,854	6	35,530	10	41,230	2	422	4	714

### 最近本邦海上運賃及備船料

	石 炭 (單位噸)	二 月 中		三 月 下 旬		
		円	円	円	円	
運 賃	九州 { 橫濱間、伊勢灣間、上海港間、新嘉坡間	.75- .80	.75-1.00	.75-1.00	.75-1.00	
		.70- .80	.70- .95	.70- .95	.70- .95	
		.90-1.00	.90-1.10	.90-1.10	.90-1.10	
		1.90	1.90	1.90	1.90	
	大豆 (單位擔)	2.60	2.60	2.60	2.60	
	大 連 { 橫濱間、伊勢灣間、神戶間	.065- .08	.065- .07	.065- .07	.065- .07	
		.06 .07	.06	.06	.06	
	小 麥 (單位噸)	北米 (太平洋岸) - 日本間	2.75	2.75	2.75	2.75
		木 材 (單位噸) { 樺太-內地間百石、北米-日本間千呎B.M.、樺太-內地間(丸材)	95.00-105.00	90.00-100.00	90.00-100.00	90.00-100.00
	鐵 (單位噸)	北米 (太平洋岸) - 日本間	6.00- 6.25	6.25	6.25	6.25
紐 育 - 日 本 間		12.00	—	—	—	
備 船 料	大 型	1.30	1.30-1.60	1.30-1.60	1.30-1.60	
	中 型	1.00-1.50	1.00-2.00	1.00-2.00	1.00-2.00	
	小 型	一區 2.80 二區 2.20-2.00	2.80-3.80 2.20	2.80-3.80 2.20	2.80-3.80 2.20	

昭和五年  
二月中 總噸數百噸以上の工事中船舶調

造船所	船種	船名	船質	計畫總噸數	進水年月	進水豫定年月	船舶工事進捗の様	注文者又は所有者
古山造船所	發	和光丸	木	130		5. 3	75%	若井由太郎
横濱船渠會社	"	秩父丸	鋼	16,750	4. 5		藏裝中	日本郵船會社
"	"	氷川丸	"	11,000	4. 9		"	"
"	"	日枝丸	"	11,000	5. 2		"	"
"	"	めるぼる丸	"	5,300	4. 12		"	大阪商船會社
"	"	ぶりすべい丸	"	5,300	5. 2		"	"
"	"	未定	"	8,630		5. 4	外板取付中	岸本汽船會社
"	"	"	"	8,630		5. 8	船底板取付中	"
浦賀船渠會社	"	"	"	7,500		未定	60%	山下汽船會社
"	汽	宗像丸	"	3,200	5. 1		藏裝中	商工省
原田造船所	發	此花丸	"	179	5. 1		"	攝陽商船會社
大阪鐵工所	"	平洋丸	"	9,500	4. 10		"	日本郵船會社
"	"	平安丸	"	11,000		5. 4	50%	"
"	帆	高雄丸	"	180	5. 2		藏裝中	臺灣高雄州
"	發	未定	"	800		5. 4	30%	沖ノ山炭礦會社
川崎造船所	帆	日本丸	"	2,250	5. 1		藏裝中	文部省
"	"	海王丸	"	2,250	5. 2		"	"
"	汽	未定	"	2,500		5. 6	50%	鐵道省
三菱神戸造船所	"	長春丸	"	3,975		5. 5	40%	大連汽船會社
"	發	徳山丸	"	260		5. 4	75%	昭和汽船會社
播磨造船所	汽	未定	"	220		未定	20%	國際工船漁業會社
"	"	日出丸	"	5,000	5. 2		藏裝中	朽木商事會社
"	"	未定	"	250		未定	60%	内務省
"	"	"	"	500		"	25%	飯野商事會社
"	"	"	"	330		"	20%	住友別子鑛山會社
三井玉工場	汽	"	"	2,400		"	50%	山科禮藏
"	"	"	"	3,800		"	70%	共立汽船會社
"	"	"	"	3,800		"	30%	"
松浦造船所	發	"	"	120		"	85%	北九州商船會社
三菱長崎造船所	"	龍田丸	"	16,800	4. 4		藏裝中	日本郵船會社
"	"	りおてじや丸	"	9,500	4. 11		"	大阪商船會社
"	"	れいろ丸	"	8,300		5. 3	60%	"
"	"	未定	"	8,300		5. 5	28%	"
"	"	"	"	8,300		5. 7	16%	"
"	"	"	"	8,300		5. 9	8%	"
"	"	照國丸	"	11,800	4. 12		藏裝中	日本郵船會社
"	"	靖國丸	"	11,800	5. 2		"	"

總噸數一千噸以上の汽船 船齡別 調 (植民地ヲ含ム)

(昭和四年十二月末現在)

船齡 積量	5年未満		5年以上 10年未満		10年以上 15年未満		15年以上 20年未満		20年以上 25年未満		25年以上 30年未満		30年以上 35年未満		35年以上 40年未満		40年以上		計 總噸數	
	船數	總噸數	船數	總噸數	船數	總噸數	船數	總噸數	船數	總噸數	船數	總噸數	船數	總噸數	船數	總噸數	船數	總噸數		
1,000噸以上	24	39,867	35	52,633	116	155,481	10	13,322	19	29,785	20	29,397	10	15,453	9	14,871	20	31,317	363	382,096
2,000 "	24	58,131	34	81,083	56	129,568	8	19,984	11	26,800	28	70,483	18	45,956	19	48,868	20	49,263	218	530,136
3,000 "	11	36,522	26	89,085	52	170,302	14	45,047	15	50,533	14	51,935	14	50,049	10	32,685	4	13,591	160	539,719
4,000 "	7	31,474	14	59,925	30	134,761	6	29,257	23	103,661	14	63,324	5	21,899	2	8,117	1	4,678	102	456,406
5,000 "	10	55,967	37	207,030	63	356,508	10	55,229	5	27,880	11	60,918	16	89,324	1	5,163	—	—	153	858,024
6,000 "	4	25,980	21	138,495	16	106,617	4	25,717	2	12,412	5	31,306	6	36,244	—	—	—	—	58	376,771
7,000 "	8	58,370	14	100,135	13	96,252	2	14,128	4	31,791	1	7,163	—	—	—	—	—	—	42	307,839
8,000 "	1	8,673	2	17,231	3	24,514	1	8,511	2	17,186	—	—	—	—	—	—	—	—	9	76,115
9,000 "	1	9,625	3	28,653	5	47,382	5	47,544	1	9,049	—	—	—	—	—	—	—	—	15	142,253
10,000 "	1	16,946	4	41,633	—	—	4	49,090	1	13,401	2	23,599	—	—	—	—	—	—	12	144,669
合計	91	341,555	190	815,873	354	1,221,385	64	307,829	83	321,898	95	333,095	69	258,835	41	109,709	45	98,849	1,032	3,814,028

## 最近世界海上運賃

(1) 英國方面 (1噸當)

發	港	地	到	達	地	貨	物	昭和5年1月中	昭和5年2月下旬
亞	歷	山	英	本	國	棉	實	志片 志片 10.03-12.00	志片 志片 10.00-11.00
濠		洲	英	本	國	小	麥	21.03-27.06	20.00-21.03
比	ル	バ	カ	ー	デ	鑛	石	5.09- 6.00	5.06- 5.09
孟		オ	英	本	國	雜	貨	15.06-17.06	—
比	ル	マ	歐	大	陸	米		—	—
ダ	ニ	ユ				穀	類	—	—
リ	ヴ	ア						12.00-16.00	11.06-12.00
北	米	大						× 1.10½	× 1.10½-2.00
メ	キ	シ						× 2.06- 2.09	—

備考 ×印は標準を480封度とす

(2) 英國發 (1噸當)

發	港	地	到	達	地	貨	物	昭和5年1月中	昭和5年2月下旬
カ	ー	デ	坡	西	土	石	炭	志片 志片 8.00- 8.06	志片 志片 7.06- 7.07½
同			リ	ヴ	ア			14.03-14.06	16.06-17.06
同			セ	ン	ト			—	7.06

## 會 員 動 靜

○入

會

	職名、勤務先	住 所
高橋信治郎	正員 木津川船渠株式會社造機部技師	大阪市西成區南吉田町九二
植村謙三	協同員 一等機關士、三菱商事株式會社船舶部	東京府下、蒲田町北蒲田一四〇
村田實	准員 工學士、技士、日本郵船株式會社長崎支店	長崎市南山手町二一、香月方
池田喜重郎	同 三等運轉士、日本郵船株式會社	千葉縣山武郡白里村北今泉一三一〇
瀬川義雄	同 九州帝國大學工學部造船學科學生	福岡市馬田寺中町高山キヌ方
吉増一馬	同 上	福岡市東公園車庫横中村エツ方
辻村祐吉	同 株式會社播磨造船所技師	兵庫縣、赤穂郡相生町篠谷
岩淺昂	同 東京帝國大學工學部船舶工學科學生	東京市外、高田町鶴山一四九三新倉儀太郎方
株式會社藤永田造船廠	代表者取締役社長池田岩三郎 團體員 (第三級)	大阪市住吉區柴谷町四四
橫須賀海軍工廠造船部	代表者橫須賀海軍工廠造船部長 團體員 (第四級)	

○團體員代表者名義變更

(新)

(舊)

大阪工業大學造船學科教室

大阪工業大學代表者學長 堤 正 義

○會員改名

(新) 高 見 和 平

(舊) 高 見 復 三 郎

○會員名簿訂正

頁	(氏名)	(訂正欄)	(正)	(誤)
125	松 岡 太 郎	勤務先又ハ職業	逕信局技師	逕信局技手

○准員より正員に會員種格變更者

正 員 野 島 休 五

片 山 有 樹 東京市外、澁谷町南平臺四〇ノ九

○准員より協同員に會員種格變更者

協 同 員 原 田 三 郎

西 村 康 世 愛知縣南設樂郡鳳來寺村門谷

竹 下 爲 志 東京市 小石川區 小日向臺町三ノ一

○轉居、轉任

阿 部 梧 一 東京府下、東調布町田園都市第二五五號(電、田園調布 154 番)

工 藤 祐 定 東京市本郷區駒込曙町一二

津 野 政 楠 諸通信宛、神戸市海岸通り三井物産株式會社船舶部氣付

新 庄 雪 戸畑市淺生町一九八一

服 部 佐 重 郎 東京市 麴町區丸ノ内一ノ八國際汽船株式會社船舶課(住所、東京府下、大井町山中四二三九)

石 川 悟 朗 神戸市播磨町一七、帝國海事協會神戸出張所

菅 谷 敬 三 尾道市外向島、向島船渠株式會社

大 森 元 春 横濱市神奈川區青木町 澤渡谷一七一七

永 田 壽 太 神戸市上中島町二丁目一〇九

武 藤 英 二 兵庫縣 武庫郡御影町 但馬口一二七三ノ一

佐 藤 進 太 郎 東京市麻布區北新門前町二

三 田 一 也 東京市 麻布區 富士見町四三四幸吉方

吉 川 善 勝 東京市本郷區臺町二〇 藤岡雄平方

近 藤 誠 造 東京市麻布區新堀町一一 田村虎吉方

伊 藤 朋 來 東京府下、入新井町新井宿山王二六一九

正 木 宣 恒 長崎市本興善町三三

深 堀 賢 治 麴町區霞ヶ關海軍省 艦政本部 第三部 艦裝班

岩 田 金 吾 長崎市岩瀬道町三菱社宅

芳 井 一 夫 佐世保海軍工廠 總務部々員 兼造船部 検査官

畑 敏 男 歸朝ノ命ス

藁 谷 英 彦 海軍艦政本部 造船監督官、獨國へ出張ノ命ス

梶 原 正 夫 舞鶴要港部々員

株式會社播磨造船所代表者 松 尾 忠 二 郎 諸通信宛、神戸市仲町三六興銀ビル三階内株式會社 播磨造船所 神戸事務所

矢 野 正 典 神戸市中山手通 七丁目一九ノ一六

平 野 安 東京市京橋區月島通五ノ五

生 野 熊 一 逕信局技師 東京逕信局 海事部横濱出張所

岡 本 誠 關東廳海務局技師

伊 藤 邦 彦 長崎市桶屋町六二

三 島 忠 雄 横濱市鶴見區安善町一ノ四

關 根 仁 東京府下、荏原町小山一六九

宮 廻 惣 太 郎 神戸市原田字王子免四八六ノ一

井 關 貢 東京市小石川區小日向臺町三ノ五〇

高 木 榮 雄 兵庫縣西宮市川西町四〇

八 幡 順 之 吉 東京事務所移轉、東京市 麴町區 内幸町一ノ五愛國通信 社特設業務調査所内、内外海事鑑定社(電、銀座 [57] 3591 番)

上 田 琢 磨 東京市赤坂區氷町川一四

佐 脇 憲 神戸市仲町 興銀ビルディング内株式會社播磨造船所神戸事務所(住所 神戸市五毛四七)

市 野 金 一 浦賀船渠株式會社 内海軍監督官事務所

岩 田 直 榮 東京府下、碑倉町碑文谷八九八

津 村 均 株式會社藤永田造船所

巖 谷 英 一 吳市西二河通八ノ七小島方

菅 野 米 二 長崎市上筑後町四八

菅 四 郎 東京市神田區東龍閑町六

時 津 三 郎 東京府下、蒲田町北蒲田五〇四

張 耀 當分歸國ニ付諸通信宛、横濱市中區山下町一三四番ノ四張耀

清 水 秀 夫 神戸市東須磨磯馴町六ノ六六

大 野 聿 二 東京府下、碑倉町碑文谷一八二八

前 田 雅 二 東京市麴町區 丸ノ内 三菱商事株式會社機械部(住所、東京市外、大崎町上大崎中丸四二六)







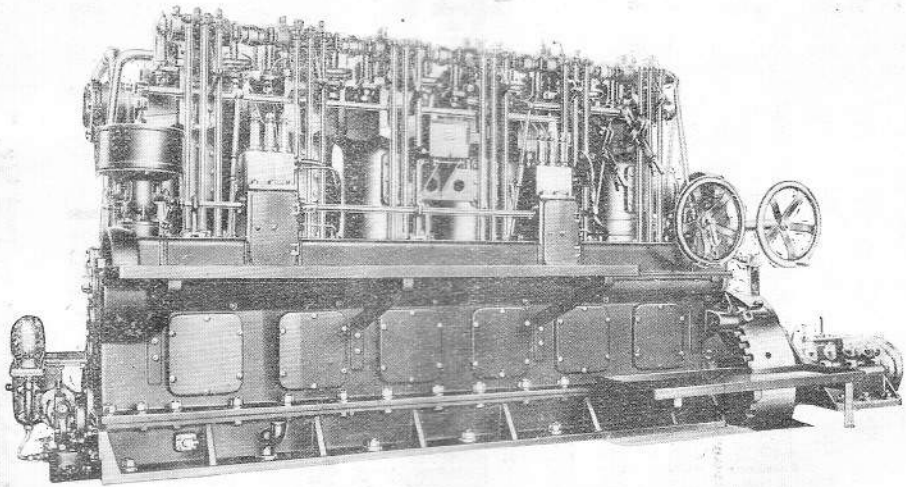
# IKEGAI

池貝式無氣直接噴油ディゼル機関  
最近迄供給馬力數壹萬五千馬力  
此種機關國産品の絶對數を占む

## 製品要目

印	内	各	工
刷	燃	種	作
機	機	工	機
械	關	具	械

Airless Solid Injection Diesel Engine



## 池貝鐵工所 株式會社

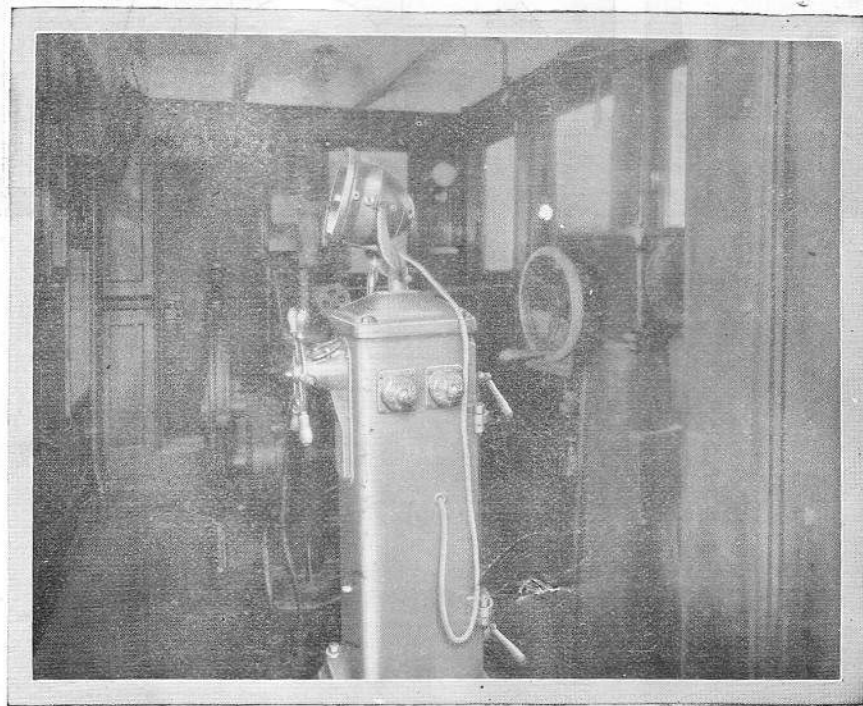
本社 三田區(五)自一〇一八〇

工機部 高輪(四)一〇九

發動機部 高輪(四)三三〇  
一七三三 九〇六五

東京市芝區三田四國町 電話

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



## 九度の操舵角を

一度で済ますには

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

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

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

日本一手販賣代理店

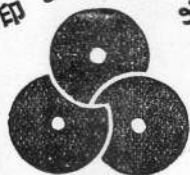
三井物産株式會社

機 械 部

東京市日本橋本町二丁目一番地

# 國產特殊鋼の權威

印しほつ



## 日本特殊鋼合資會社

代表社員 工學博士 渡邊三郎

本社及工場 東京府下大森町六四七五番地 電話 高輪特長 二六〇八 大森 六一二

營業所 東京市芝區三島町一〇番地 電話 芝芝 二二八二 特長 三三八四 芝 二二八二

名古屋出張所 名古屋市中區南大津町一丁目八番地 電話 中中 二二七〇 中 二二七一

### 製品主目

航空機用鋼 自動車用鋼 兵器用鋼  
 一般構造用鋼 普通工具用鋼 特殊工具用鋼  
 高速度工具用鋼 高級工具 型打火造品  
 永久磁石 高級發條 鑄鋼品

### 發明品

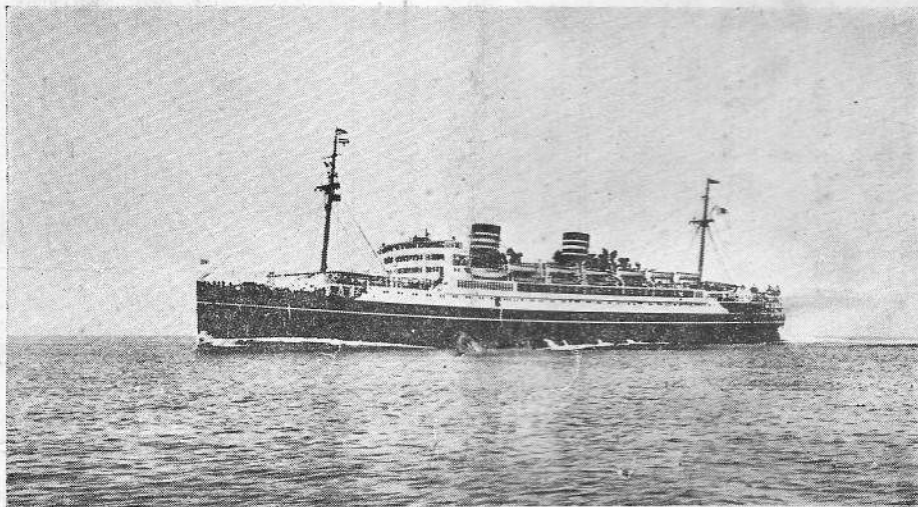
日英特許 目硬性磁石鋼 日本特許ゲージ用鋼  
 日本特許 タービン翼用耐蝕性合金鋼 日本特許耐蝕鋼  
 日本特許 マンガン、クローム合金鋼 日本特許不感磁氣鋼

昭和五年四月十三日印刷  
昭和五年四月十五日發行



# 三菱造船株式會社

東京市麴町區丸ノ内二丁目四番地  
(電話丸ノ内二〇七一、二〇七二)



長崎造船所建造 日本郵船桑港航路用 淺間丸 (一六、九二〇噸)

## 營業科目

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

尚各種御計畫設計ニ關シテ  
ハ夫々専門ノ技術者參上御  
相談ニ應シ可申上候

**工場**  
神戶造船所  
神戶市兵庫和田崎町  
長崎兵器製作所  
長崎市茂里町

**研究所**  
東京市本郷駒込

編輯兼 發行所 東京市下谷、谷中眞島町一丁目一番地 川尻政吾  
印刷者 東京市神田區美土代町二丁目一番地 島連太郎  
印刷所 東京市神田區美土代町二丁目一番地 三秀舎

發行所 東京市麴町區丸ノ内三丁目八番地 (丸ノ内) 仲六號館三號) 電話丸ノ内(三)一〇六九番  
振替貯金口座東京一三七五〇番  
廣告 東京市京橋區上柳原町八番地 電話丸ノ内(三)一〇六九番  
取扱所 (電話京橋八三番) 振替東京(三〇六番) 東京第一通信社