

昭和四年十二月十五日 發行
每月一回十五日 發行

昭和四年十二月刊行

造船協會雜誌

第九十三號

造船協會

(非賣品)

造船協會雜纂

昭和四年十二月刊行

第九十三號

內容目次

撮 要 頁

新型艙口蓋板	(1)
“Vestris”の沈没原因	(2)
流水作用に依る金屬の腐蝕	(2)
新式高聲電話機	(3)

抄 録

船體の抵抗に關する理論及び計算	(4)
板及び板に類似の物體に沿ふた流れに就て	(9)
2次元に於て運動する筒體に働く流體力學的力	(13)
H. M. S. “Wolf”の實驗に關する新しき Dataに就て	(16)
船主の利益になる造船法(其二)	(20)
皿形鏡板の強力	(25)
汽船 West Alsek 號に於ける Todd 式微粉炭燃燒裝置	(30)
船用機關の設計に關する算式及近似値	(33)
複動無氣噴射式機關	(37)
M. A. N. 複動 2「サイクル」船用機關	(40)
New London Yard 製造の全熔接運貨船	(51)

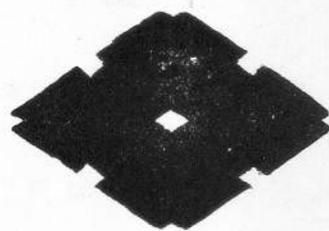
雜 録

世界造船狀況(千九百二十九年自七月至九月の三箇月間)	(53)
内外雜誌重要表題集	(55)
協同員下村耕次郎君略歴	(57)

時 報

海事資源調査規則	(57)
萬國工業會議第九部會概況	(57)
第三十三回通常總會	(57)
晚餐會	(60)
本協會の諸會合(船用品規格統一調査會、編輯委員會、役員會、試驗水槽成績表現法調査委員會、造船振興調査會)	(62)
總噸數百噸以上工事中進水及竣工船舶毎月合計調	(64)
昭和四年十月末現在登簿船調	(65)
最近本邦海上運賃及傭船科	(66)
最近世界海上運賃	(66)
昭和四年十月末總噸數百噸以上の工事中船舶調	(67)
會員動靜	(67)

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
 冷質引拔鋼管、加熱引拔鋼管、瓦斯管
 銅、眞鍮、アルミニウム、其他各種合金
 鋼、スチール、ムタルピン、翼材料、輕合金、鑄物

大阪此花區島屋町五六

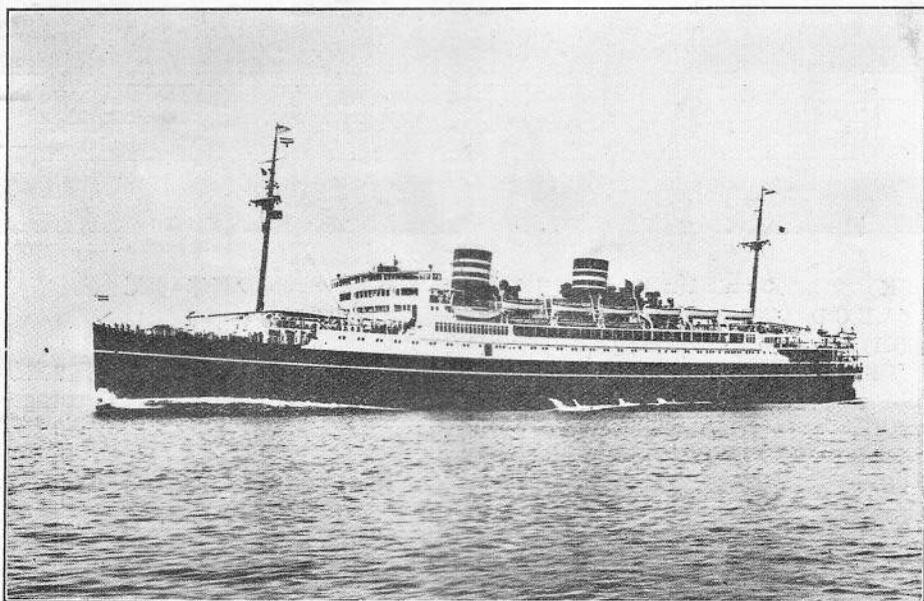


Engineering office, Kobe
Tel. Sannomiya 382 L. D.

Crescent Building, Kyom-
achi. P. O. Box Kobe 364

Sulzer Brothers.

**Two-CYCLE MARINE
DIESEL ENGINES**



Asamamaru, Newest and Fastest Passenger Boat
of the N. Y. K., is equipped with 4×4000 B.H.P.
Sulzer two Cycle Single acting Diesel Engines

OVER 3 MILLION HORSE-POWER DIESEL ENGINES

IN SERVICE OR UNDER CONSTRUCTION,

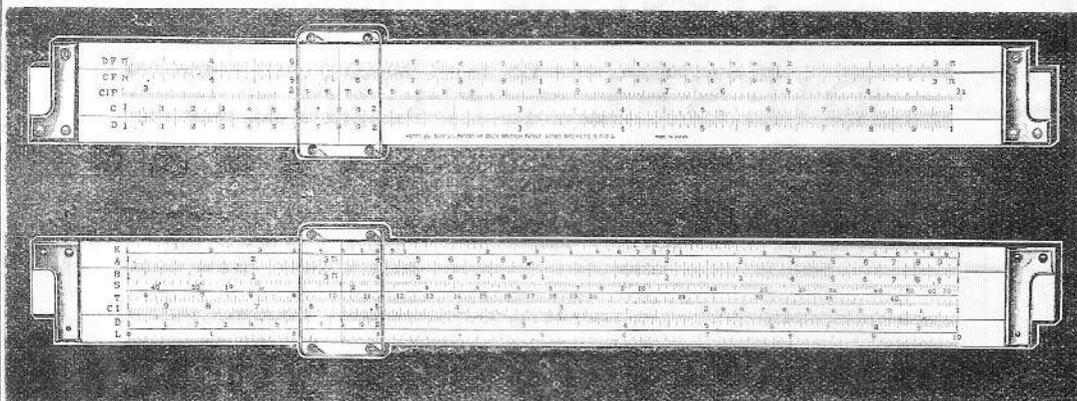
Sulzer have the longest experience of all
Diesel Engine manufactures in Both Two-
Cycle & Four-Cycle Diesel Engines



逸見式計算尺の革命!!!

従来の「マンハイム」型計算尺は已に時代後れなり

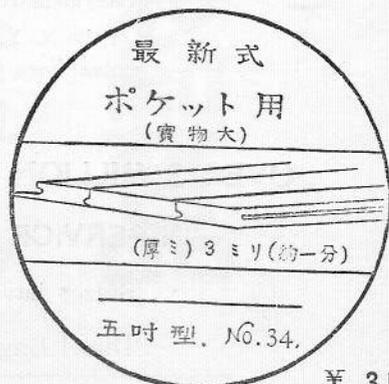
No. 150 機械用 “UNIVERSAL” 10” 両面型計算尺 ¥10.00



- 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 點デニツニ分割シ π ヨリ 1 迄ヲ左方ニ盛リ之ニ連続シテ 1 ヨリ π 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 基線ヲ合ハセカエル必要アリシモ、本計算尺デハ求ムル數値ノ殆ソド全部ガ(DF) 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 π 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

東京市外濠谷町猿樂

合資
會社

逸見製作所

電話 青山 2844
報替 東京 33815

CLECO

Pneumatic Tools.



米國クリブランド、

ニュー、マーチツク、

ツール會社製

クレコ、リベツター

クレコ、チツパー

クレコ、エアードリル

クレコ、エアードライインダー

フロアー、及ベンチ、ランマー

各型大小各種

本圖にクレコ、エアードリルの一種コーナー、ドリルを示しました、狹隘の個所にて自由に使用出来るツールであります、アンチ、ボール、ベヤリング装置あり、獨特の設計を有する優秀エアードリルであります、極めて経済的で殊に使い易く出来て居ります、各種大小あり

詳細御照會を乞ふ

東洋總代理店

株式會社 **アンドリウス商會**

(創立明治二十七年)

本社 東京市芝區芝公園五號地 (御成門筋)
支店 大阪市西區江戸堀南通三ノ十八
名古屋・小倉・札幌・京城・大連・紐育

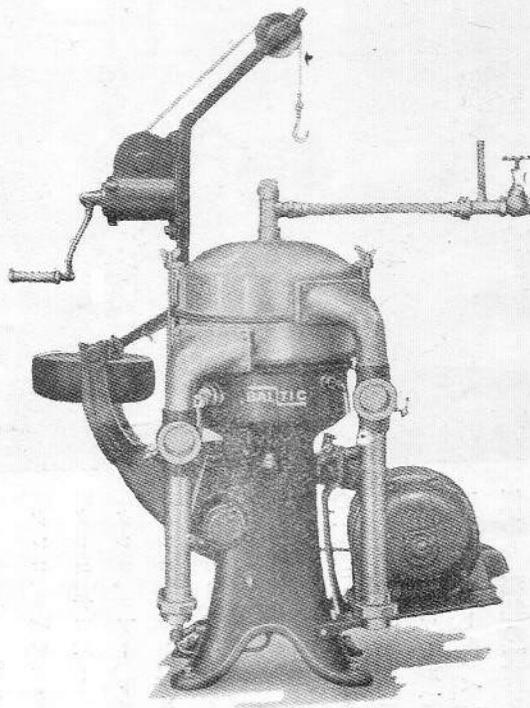
新 ナ ル

バルチック油清淨機

各海軍工廠及造船所より注文陸續来る

顧客ノ批評

浦賀造船所新造船(參百四十番船)用トシテ貴商會ヨリ購入ノ
 精製バルチック油清淨機ハ本年四月十一日當試驗工場ニ於テ數時間ニ亘リ
 依テ弊社ハ大満足ヲ以テ本機ノ檢收ヲ了シタリ
 大阪商船社某技師殿(歐洲滞在中)ノ言「バルチック油清淨機ハ最近
 ナス爲メ特種裝置ヲ具備ス予ハ本機ヲ日本ニ紹介シ之レヲ推奨スルモ
 ノナリ」
 横濱船渠株式會社某技師殿(歐洲滞在中)ノ言「バルチック油清淨機ハ
 實用上ノ成績優良ニシテ其掃除法ノ簡易ナル他ノ追従ヲ許サズ之レ衆
 人ノ等シク認ムル所ナリ」



方機ノ色

- 一、機構強靱、パウル主軸ニ球入軸承(完全ニ濕氣ヲ防ギ發錆ノ憂ナシ)ヲ用ヒ動力ハ他式ノ約半分ニテ足ル
- 二、船ノ動搖甚シキ荒天ニ際シ「ジャイロ」作用ニ歸因スル磨耗破損ニ堪ユルハ獨リ本機アルノミ
- 三、油ノ清淨能力強大ニシテ損失最小ナリ
- 四、分解掃除ニ至便ナル裝置ヲ有シ簡易迅速ニ清掃シ得
- 五、價格低廉

日本一手販賣

株式會社 **ガデリウス商會**

東京市麴町區内幸町一ノ三太平ビル

電話銀座 (67) 5520・5257

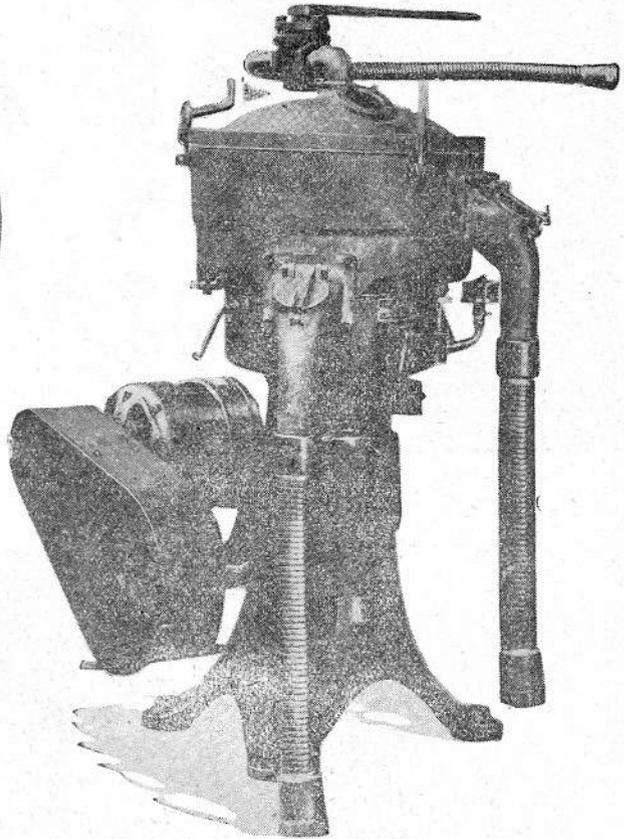
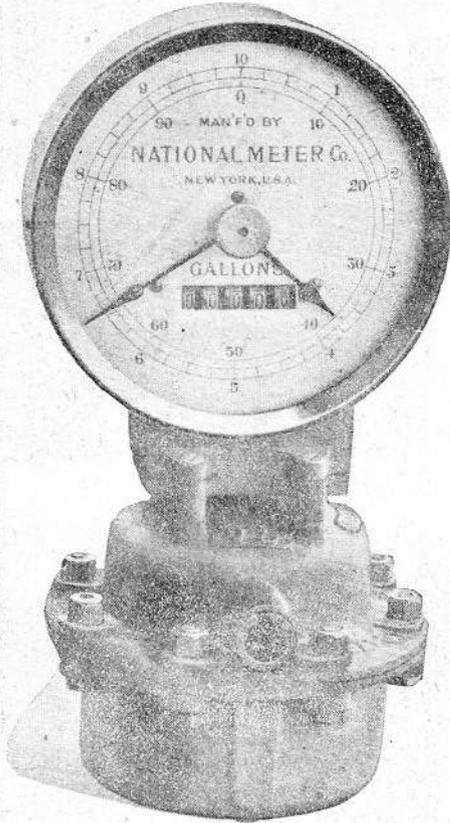
東京・神戸・大連

National Meter Company, New York.

De Laval Separator Company, New York.

「エムパイヤ」油量試験器

「デ、ラバル」油清浄器



5" Vertical Dial "Empire" Oil Meter.

De Laval Vapour-tight Fuel Oil Purifier.

◎デ、ラバル油清浄機は

燃 料 油
潤 滑 油
原 油
其 他 油 類
揮 發 油
ニ ス
ラ ツ カ
其 他 の 液 體
の 清 淨 用 と し て 最 も 理 想 的
で あ り ま す。

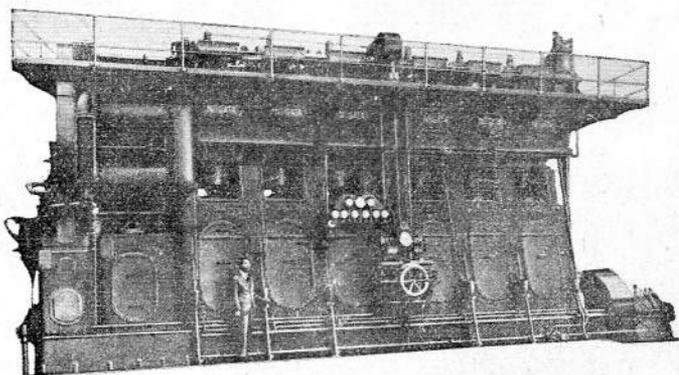
◎本器は油、ガソリン、原油
分溜物の計量器として、現
今市場に在るものの中で一
番正確なものです。
◎本器は長器の使用に堪へ、
而も特別の注意又は修繕を
要する事稀でありまして、
常に正確なる點が特徴であ
ります。
◎本器の構造は全く他の油計
量器と其形式を異にし、最
も巧妙なる振動式一ピスト
ン一の作用に依りて正確なる
計量を爲し得るものであり
ます。

日本總代理店

株式會社 長瀬商店機械部

本店 大阪市西區立賣堀南通一丁目七番地 支店 東京市日本橋區小舟町一丁目

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

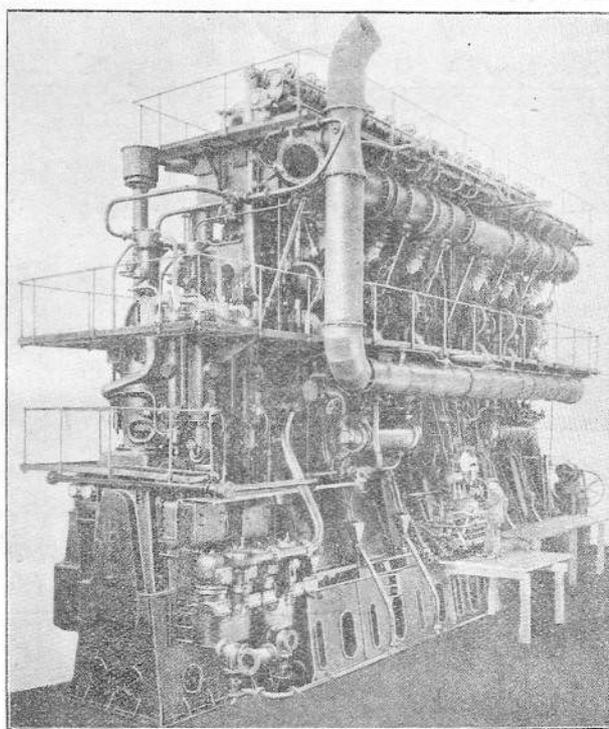
本社 東京市麴町區丸ノ内三ノ二 (三菱二十一番號館)
電話 丸ノ内 1201~1205 電略 (ニテ)

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

WERKSPOOR

MARINE DIESEL ENGINES

≡SINGLE ACTING AND DOUBLE ACTING≡



SIX-CYLINDER FOUR-CYCLE DOUBLE-ACTING
WERKSPOOR MARINE DIESEL ENGINE.

(MANUFACTURING RIGHT CAN BE NEGOTIATED)

REPRESENTATIVES AND AGENTS FOR JAPAN

F. W. HAMMOND & CO.,

T O K I O

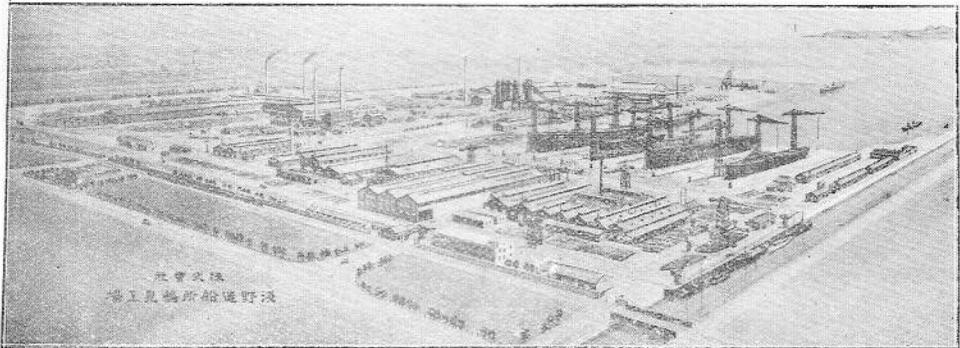
P. O. Box 23, Tokio Central Post Office.

株式會社 淺野造船所

復興局指定工場



海軍省・鐵道省



淺野造船所工場

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
		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・四五三二
 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) 五二三六・五二三七
 本局 五三三八・五三三七

東京出張所

東京市麴町區丸ノ内一ノ二
 電話丸ノ内 (23) 自一六八六
 至一六八九



ディーゼル潤滑油、燃料油
 タービン油ノ分離清淨
 同轉數毎分壹萬五千回
 遠心力重カノ壹萬三千二百倍
 構造堅牢機構簡單
 運轉操作簡潔作業費低廉

ニッポンの油

シャープレス・スペシャリティ會社

東洋總代理店

巽商事株式會社

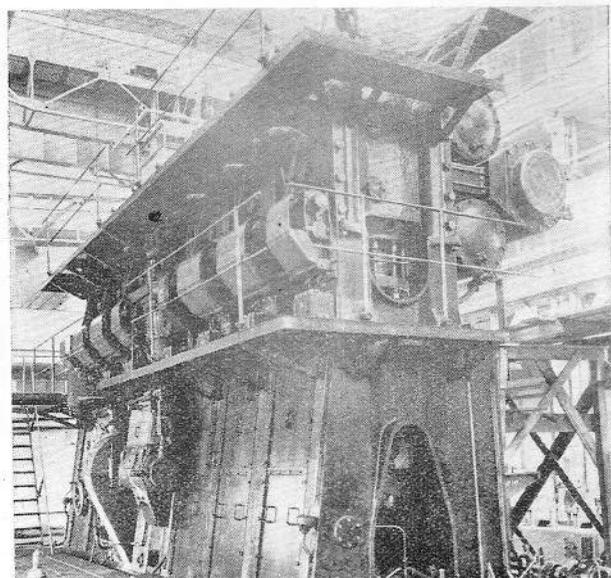
本社 東京丸ノ内海上ビルディング内〔電丸ノ内二六〇三、二六〇四〕
 出張所 大阪市西區梅本町小林ビルディング〔電、西、四三三二〕

型 錄 進 呈

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



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

日本總代理店

株式會社 米井商店

東京銀座二丁目

電話京橋 自 二二七一
至 二二七五

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

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



日米礦油株式會社

創立明治參拾壹年

取締役社長 庄 九 一
専務取締役 横溝 榮次 郎

本 社

東京支店

横濱販賣店

若松販賣店

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

荊藻魚油工場

大阪市西區西道頓堀通六丁目
電話樓川區 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

横濱市中區蓬萊町二丁目
電話長者町 3792

九州若松市本町九丁目
電話區 311

鹿兒島縣揖宿郡山川港
電話 2

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

和歌山市桶屋町四丁目
電話 2996

小樽市港町
電話 2181

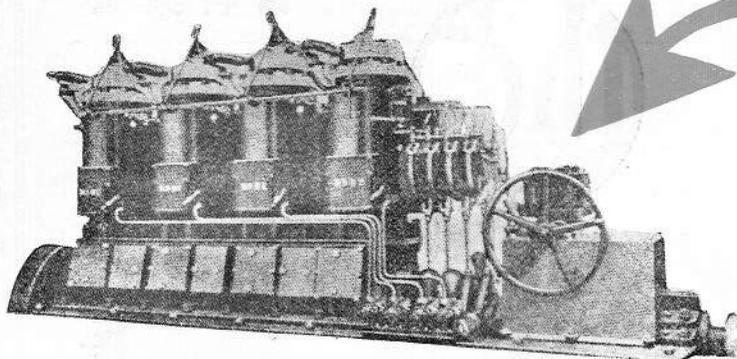
釧路市苧足絲
電話 644

臺灣高雄市湊町四丁目
電話 536

新潟市關屋大川前
電話 542, 889

東京府下總戸町九丁目
電話隅田 3112

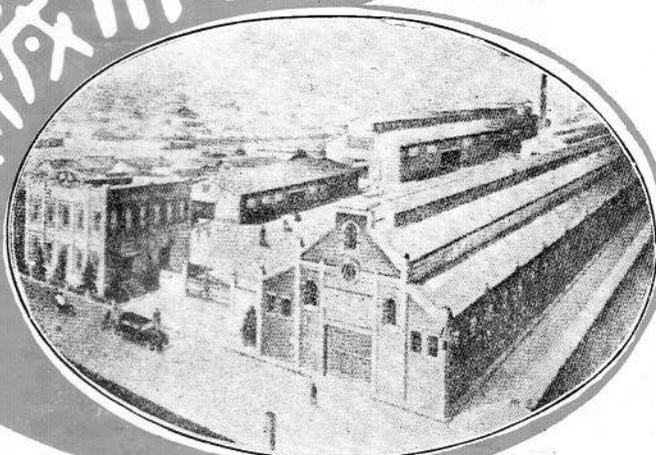
神戸市兵庫荊藻通六丁目
電話兵庫 421



神戶式
無注水重油發動機
專門製作

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

神戶赤機



株式會社 神戶發動機製造所

本社及工場 神戶市兵庫須佐野通八丁目 電 湊川 { 一〇三一番 (代表電話)
一〇三二番 (長 短 離 間 用)
一〇三四番 }
分 工 場 神戶市兵庫東出町三丁目 電兵庫 〇〇二二番

營業科目

各種船舶新造並修理
 陸用船用汽機汽罐
 各種鐵橋梁
 鐵骨建築
 發電用水壓鐵管
 送電用鐵塔
 各種タンク類
 諸鑄鋼品鍛造品
 其他一切鐵工諸品



浦賀船渠株式會社

本社

東京市麴町區丸ノ内一丁目六番地

浦賀工場

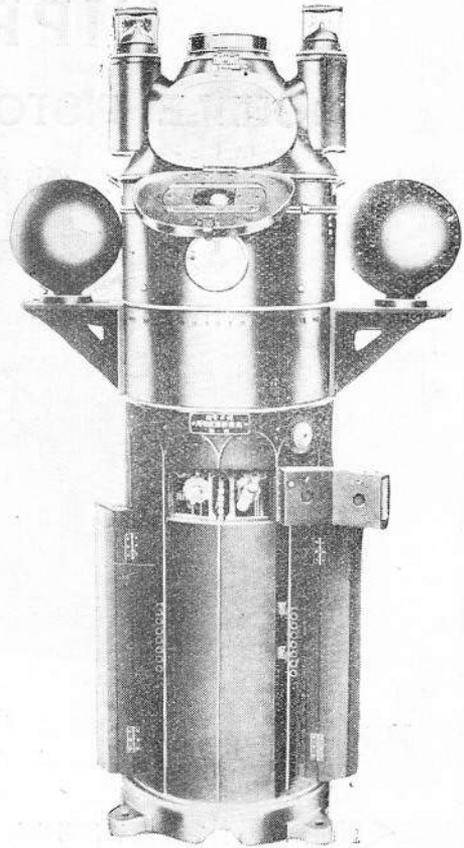
神奈川県三浦郡浦賀町谷戸

同分工場

神奈川県三浦郡浦賀町川間

横濱工場

横濱市大野町二番地



營業品目

スベリー式ジャイロコンパス。スベリー式探照燈。壓力計類。回轉計類。動力計類。溫度計類。電氣計類。磁性方位計類。通信器類。回轉儀型方位計類。試驗器類。測定器類。電氣時計類。特殊時計類。精密諸機械器具一式。



株式會社

東京計量製作所

本社及工場

東京市小石川區原町一〇

電話小石川

特一三三三〇

特二二三三三

分工場

東京府南葛飾郡砂町治兵衛新田

電話本所

一三五三三

一八七四

大阪出張所

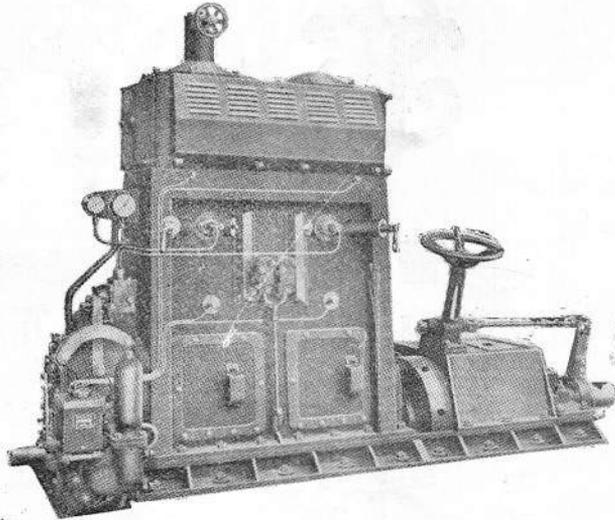
大阪市西區阿波堀通一ノ一〇

電話新町 圓一〇七六

一五五四

NIPPATSU

DOUBLE PISTON DIESEL ENGINE



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) 機關鋸付面積及重量ノ小ナル事(本構造ノ本領ナリ)

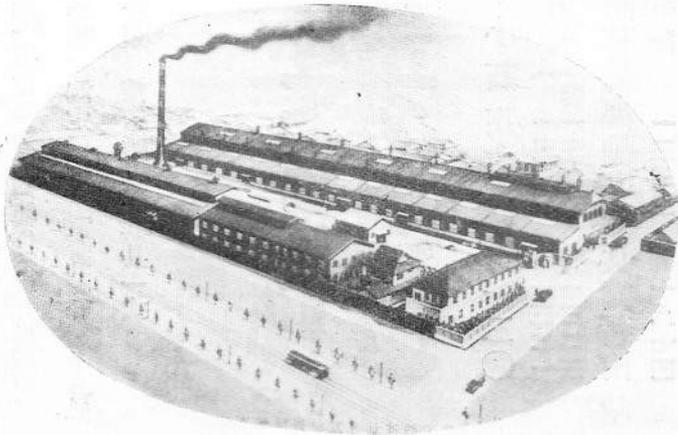
神戸日發
かうべにっはつ



日本發動機株式會社

神戸市金平町二丁目三十五

發信電略(ニホ)又ハ(ニ)
受信電略(カウベシニツバツ)
振替口座大阪五六四九八番



農林省
逓信省
認定工場

海軍省指定工場

株式會社 大阪鐵工所

鐵道省指定工場

大阪市此花區櫻島南之町



電話土佐堀區三五〇〇〇(9) 五七〇〇(5)

鐵橋造車 構梁造船機輛 船渠

工場番號	總長	Sill上ノサ長	渠口上ノ幅	渠口下ノ幅	盤木上ニ於ケル深サ
櫻島 1	69'-0''	67'-0''	75'-6''	71'-6''	21'-0''
築港 2	438'-0''	420'-0''	57'-0''	57'-0''	20'-3''
因島 3	346'-0''	338'-0''	46'-6''	43'-0''	17'-0''
同 4	459'-0''	446'-0''	56'-0''	55'-0''	20'-6''
同 5	154'-0''	148'-0''	32'-0''	28'-6''	18'-6''
同 6	421'-0''	414'-0''	57'-0''	51'-0''	20'-6''
同 7	300'-0''	291'-0''	42'-0''	38'-0''	16'-6''
彦島 8	223'-0''	218'-0''	37'-0''	29'-0''	15'-0''
同 9	291'-0''	287'-0''	55'-0''	50'-0''	20'-6''
笠戶島 10	484'-8''	481'-2''	74'-9''	70'-7''	21'-7''
同 11	319'-1''	310'-2''	54'-0''	50'-9''	17'-7''

神戸事務所

神戸市播磨町十七 電話三五〇〇 一七八七七(五)

東京事務所

東京市丸ノ内仲通十五番館 電話九ノ内(三)八六六(三)

櫻島本社工場

大阪市此花區櫻島南之町 電話土佐堀區三五〇〇〇(9) 五七〇〇(5)

築港工場

大阪市港區船町 電話櫻川區九三〇〇(四) 四三三(二)三〇六一

因島工場

廣島縣御調郡土生町 電話土生區一(7)

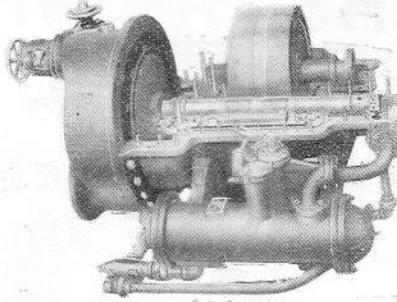
彦島工場

山口縣豐浦郡彦島町字江ノ浦 電話江ノ浦區二二四四

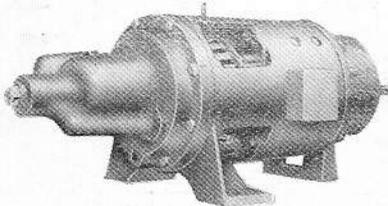
笠戶島工場

山口縣都濃郡末武南村大字笠戶島 電話下松區四七

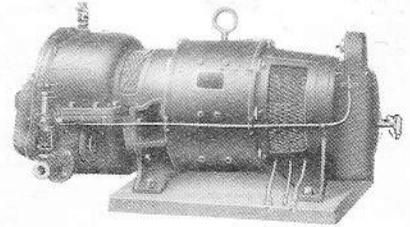
Westinghouse Turbo-Generators



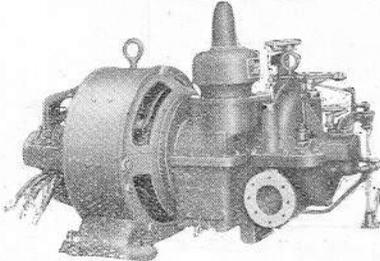
75 to 500 Kw.



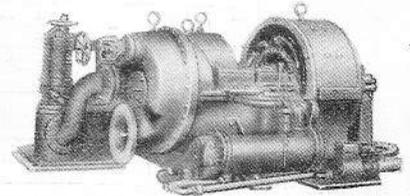
1 1/2 and 3 Kw.



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

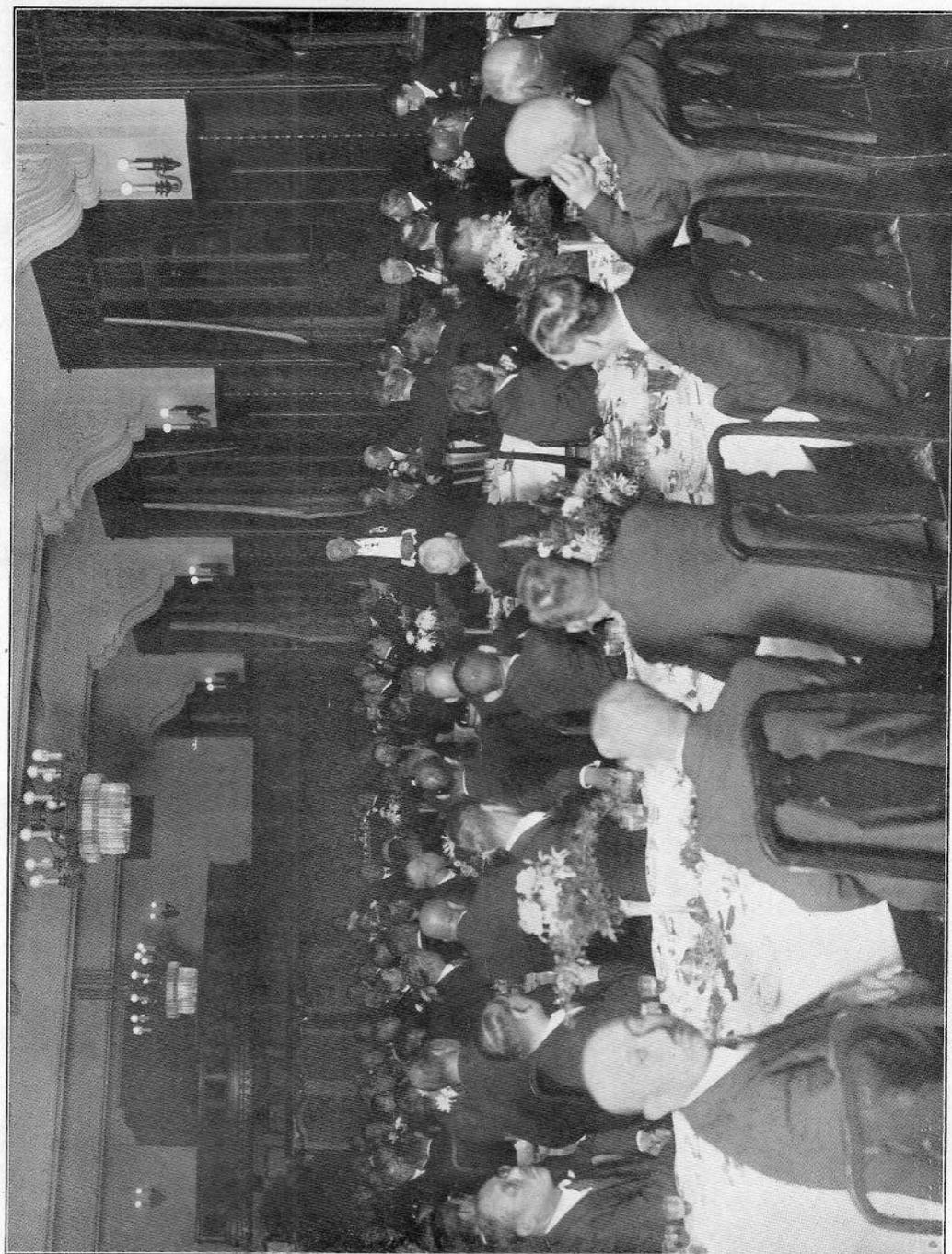
Approximate Dimensions

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 3/4"	775
10	3'-9 3/4"	24 1/2"	20 3/4"	775
15	3'-9 3/4"	26 1/2"	20 3/4"	1,000
25	5'-1 1/8"	3'-4 1/2"	3'-6 1/2"	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 3/4"	6,570
100	8'-4 1/8"	4'-7 3/8"	4'-8 1/2"	7,000
150	10'-3 1/2"	4'-9"	5'-1 3/8"	10,260
200	10'-6 1/2"	4'-9"	5'-1 3/8"	11,000

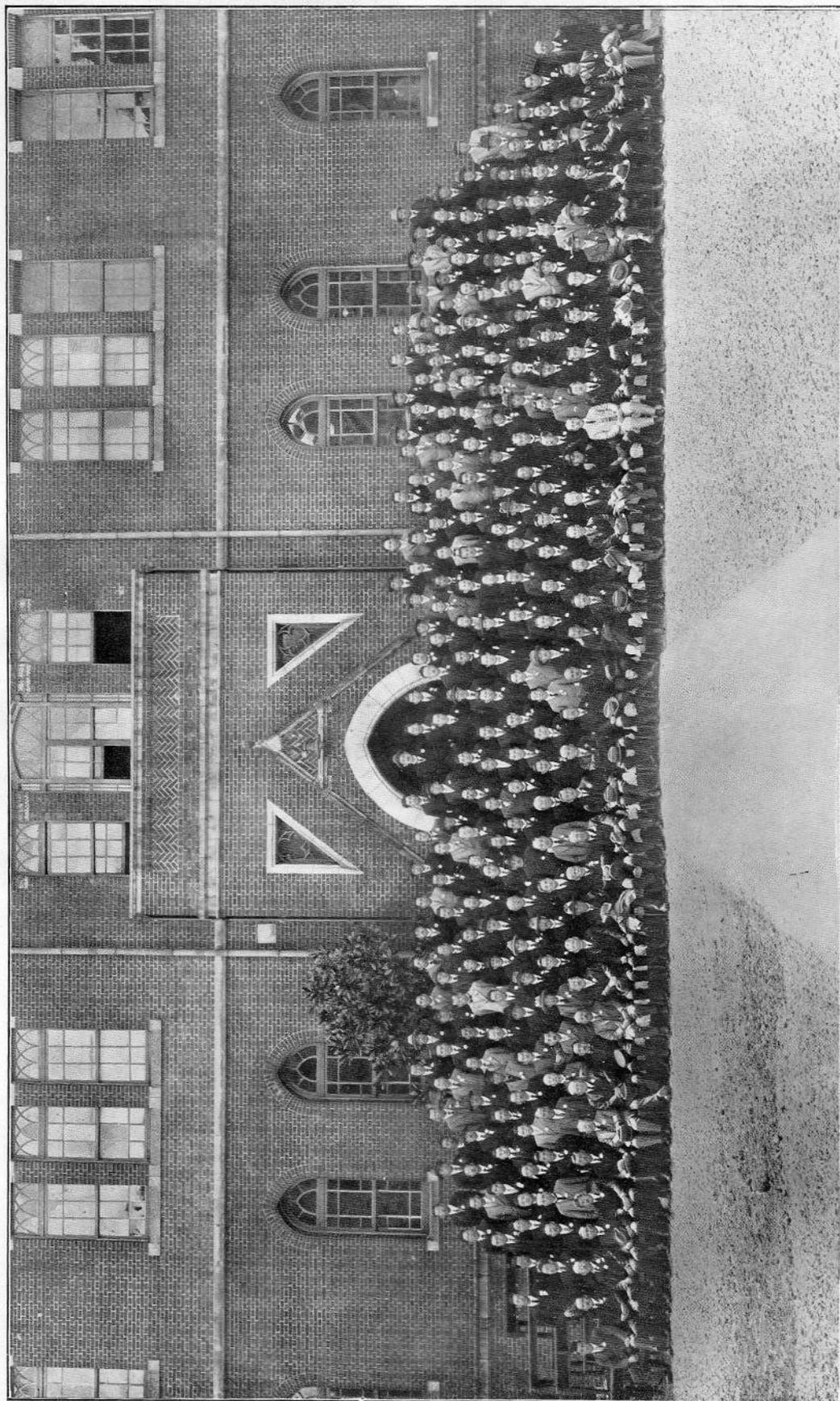
日本 ウエスチングハウス電気株式会社

東京丸之内郵船ビルディング

Westinghouse



萬國工業會議の爲め來朝せる造船造機關係の外國人を本協會が招待して開いた晚餐會
(昭和四年十一月五日學士會館に於て開催。起立して挨拶しつつあるは「スペリー」博士)



造船協會、九州造船會、九州機械工業會聯合大會々員
(昭和四年四月十二日長崎市三菱職工學校々庭に於て撮影)

會 告

(一) 昭和五年春季大會

我造船協會は昭和五年四月上旬東京に於て春季大會を開催し講演會及び見學を行います。本協會は此講演會に於て諸賢の蘊蓄を御發表あらんことを希望致します。就ては講演希望の方は成る可く早く其題目の御通知を願ひます。

(二) 講演前刷、會報竝に雜纂の寄稿者に御注意

講演の前刷

1. 講演會に於ける各講演は豫め前刷を作製し適宜に之を會員に配付し、會員が講演會に於て充分討論を爲し得るやう前刷に就て研究を爲すだけの期間がある様にします。
但し特別の場合にて前刷作製の期間を得難き時は例外と致します。
2. 前刷の原稿は講演會期日の六十日前に協會へ送付して下さい。
講演者の要求に應じ協會は前以て原稿用紙を送付致します。
3. 前刷原稿の冒頭には講演の概要を英文にて記せる Abstract を附記して下さい。
4. 原稿附圖は普通の寫眞が撮れる様な原圖を作つて下さい。青寫眞を送付せらるゝ事は成るべく避けて下さい。
原圖に「セクションペーパー」を用ふる時は薄青色線のものに限ります。
5. 前刷の版は其儘會報に利用しますから前刷完成後の訂正は可及的避けられたし。

會報竝に雜纂

1. 前刷無き講演の原稿は講演後一箇月以内に協會へ送つて下さい。
2. 前刷無き講演竝に雜纂へ論說其他を寄稿せらるゝ場合に、協會より原稿用紙を送付すること、各原稿の冒頭に Abstract を記すこと、原稿附圖は原圖たるべきこと、「セクションペーパー」は薄青色線のものに限ること等は前記前刷の場合に於けると同じです。

造 船 協 會 雜 纂

第 九 十 三 號

昭 和 四 年 十 二 月 刊 行

撮 要

新型 船口 蓋板

The Shipbuilder. July, 1929. pp. 605-606.

鋼製船口蓋板は最近大分注意される様になつたが、茲に紹介する最新のものは濠洲海軍の P. E. Mc Neil 氏の考案による滑動型で、既に Lloyd's 船級協會の認可を得てゐる。

之は 2 年前濠洲航空母艦 Albatross 號の大船口の蓋板の設計に當つて考案されたもので、船梁や蓋板で甲板を邪魔する事もなく、又航行中でも碇泊中でも迅速に取扱ひが出来る。

Fig. 1. に示したものは、其の最も簡単な型で、普通の大きさの船口に適し、縦方向に動く蓋板の下面全周圍に Z 形材を取付け、蓋板は横方向の球山形材で補強する。船口縦縁材内面に適当な slide rail を蓋板の開く方向に稍々上向きに取付け、蓋板が船口を閉す時は其の支床となる。縦の Z 形材の内面には、内縁を下方に曲げた滑棒を附す。slide rail の傾斜は蓋板が船口を退く時に此の滑棒突縁が横縁材に觸れぬ爲めである。

船口から退けた蓋板は圖の様に、適當な臺に附けた rail で支へる。此爲めに蓋板の兩側に輾子

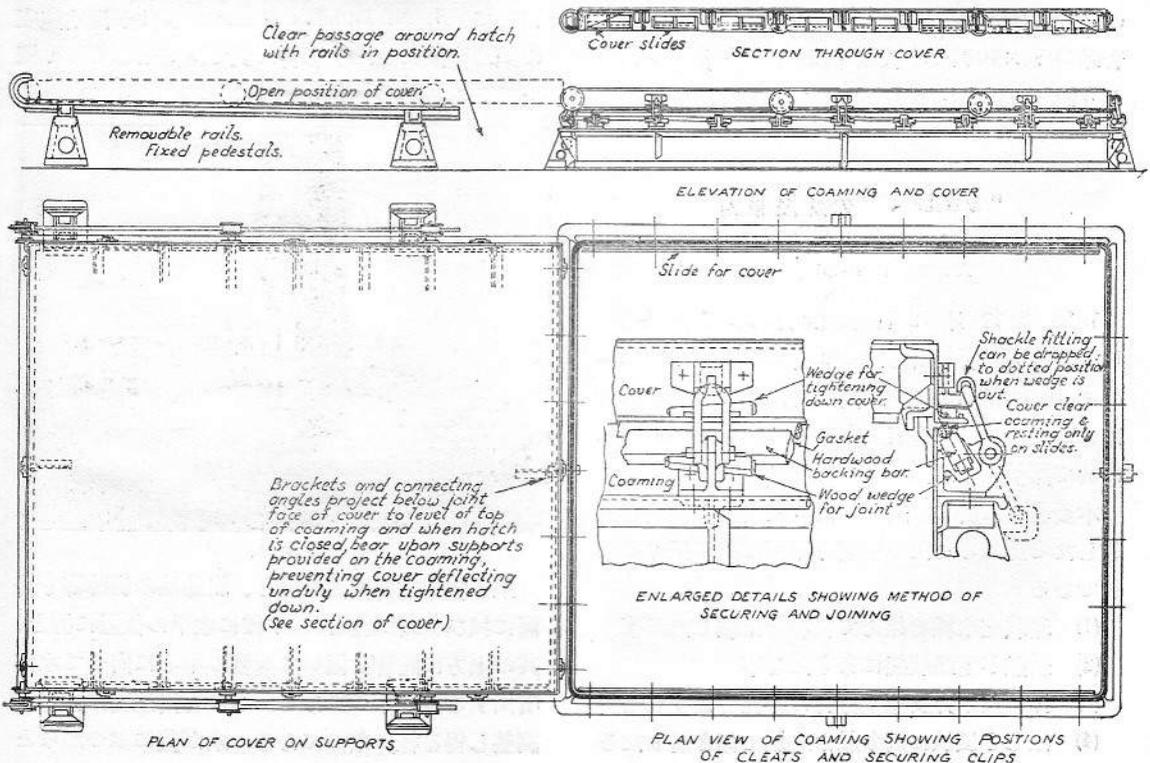


Fig. 1.—McNeil Steel Hatch Cover.

を附す。締付装置は擴大圖に示す如く、布張りの括索を縁材頂部周圍にまはし、之を縁材に等距離に附けた特種の止め金、上部を少しく溝形とした堅木背材及び楔で締める。此際蓋板の上るのを防ぐ爲めに止め金の或物例へば2個置きに連環及び角形止め金を附く。

甲板に相當の場所を要する爲め1個の艙口蓋板を取扱ひ得る場合は比較的少なく、爲めに Fig. 2 に示す形の小蓋板より成るものが作られた。之は

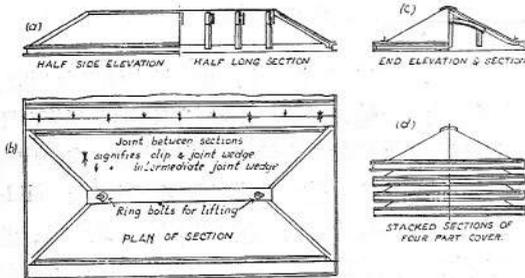


Fig. 2.—Hatch-cover Sections of Inverted Dish Form.
Views showing General Construction and Adaptability for Stacking.

厚さ .30 時の板を用ひ、約2呎或は3呎の間隔に置いた横材で補強する。頂部板及び小蓋板夫々を連結する金具の附ける縁板は約 3/8 吋とする。

小蓋板の数は利用し得る甲板の場所及び取扱ひの便宜に依るが、40呎×20呎の艙口に對しては、普通20呎×10呎の小蓋板4個又は20呎×8呎のを5個造る。(H. K.)

“Vestris” の沈没原因

Shipbuilding and Shipping Record.
August 1, 1929. p. 146

1928年11月12日米國沿岸に於て沈没し、112名の溺死者を出した Lamport & Holt Line の“Vestris”に對する英國商務院の査問委員会は、1929年4月22日より6月26日迄 London に於て開催せられた。

本委員會に於て、船舶の沈没及人命の損失を惹起したと認められたる主要な原因は次に掲ぐる事項である。

- (1) 満載吃水線を超えて貨物を搭載したる事
- (2) 船舶が重頭状態にありたる事
- (3) 豫備復原力及豫備浮力の不充分なりし事
- (4) 激しき風浪に因り船が右舷に傾き居りたる事

(5) 右舷の灰放射器、遮浪甲板上の烏帽子型艙口及上甲板の half door から海水の浸入したる事

(6) 右舷遮浪甲板下炭庫内艙口及横通路に於ける出入口が充分速に閉鎖せられざりし事、或は全然閉鎖せられざりし事

(7) 下方の石炭庫に浸入したる水は、石炭を充分潤し、船を傾斜せしめ且恐らくは呷筒の有效に動作する事を妨げたる事

(8) 排水孔は、船の或る傾斜角以上に於ては暴露甲板即ち上甲板上に海水を浸入させるものであるが、船が傾斜せる場合には是等排水孔の閉鎖或は栓止が行はれなかつた爲、上甲板上に海水の浸入する事を容易ならしめ、從て復原力の限度を低下せしめた事

(9) 總ての脚荷水艙に舷側吸管の設備なかりし事。(S. O.)

流水作用による金屬の腐蝕

“The Corrosion of Metal by Flowing Water”. Engineering, July 12, 1929. p. 59.

Institution of Civil Engineers の最近の談話會に於て、J. N. Dundas Heenan 少佐が流水速度の鋼の腐蝕に及ぼす影響に就て講演せるものゝ概要である。其の實驗裝置は Fig. 1 に示す。

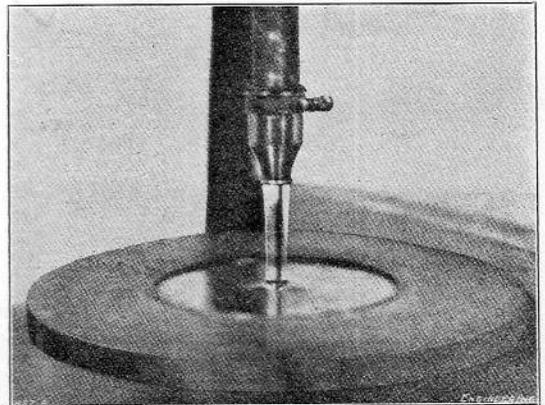


Fig. 1.

鋼製圓盤の表面を磨き、脂肪油の痕跡等も綺麗に拭ひ、これを圖に示す様に水平の位置に置き、其の上方に蛇管を置いて圓盤の中心に向つて水が噴出する様になつてゐる。水の射出速度は任意に調整し得る様になつてゐる。水が盤にぶつくとそれが放射狀に表面全體に擴がる。圖に見る如く

水は圓盤の半徑の約半分に等しい位の間は、ざつと uniform stream となつて流れる。中心から一定の距離(それは速度によつて異なるが)では、小さな圓形定波狀が生じ、それから先きは速度は著しく減じてくる。水の射出速度が増加するに従つて圓形定波の直徑は増大してくる。

實驗中圓形定波の直徑が4吋になる様に水の噴出速度を調節した。水の流れが一定状態に落ち着いてしまつた時、圓盤の表面上には定波の外側に小さな停止的氣泡が現れ、同時に波の内側には放射狀に動いてゐる小さな氣泡が認められた。そして此の氣泡は波の外側に於けるものゝ様に停止してはゐない。此の状態を數時間繼續する時は、板の面は波の外側が腐蝕し始めて酸化してくるに對し、内側は依然光澤を放つてゐる。

圓盤の表面に斯様な水の射出作用を170時間續けられたものを Fig. 2 に示す。此の板を見ると、

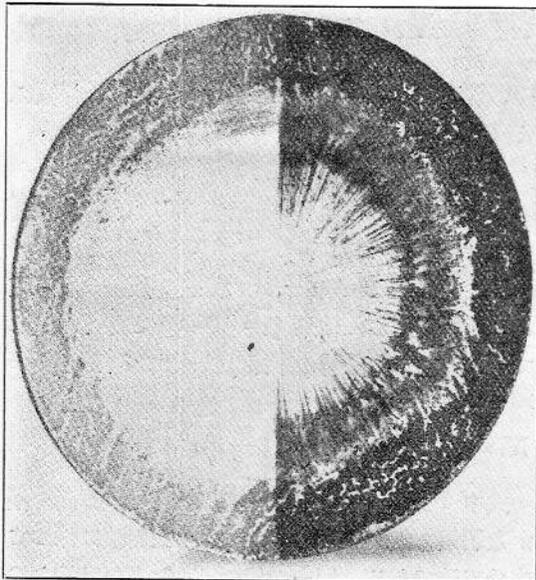


Fig. 2.

半分は酸化物の附着がなく、定波の外側と内側との流水作用の相異が明らかに認められる。

Heenan 少佐の説く處に據れば、水は射出孔から外側に向つて擾流となつて流れるが、ある限界速度に達すれば(それは波によつて示される)、擾流はなくなつて層流状態に變化してくる。擾流状態に於ては水の中の小さな酸素の氣泡はどんどん運び去られてしまつて表面に粘着しないが、層流になると表面に粘着して其處を腐蝕せしめるとの

ことである。

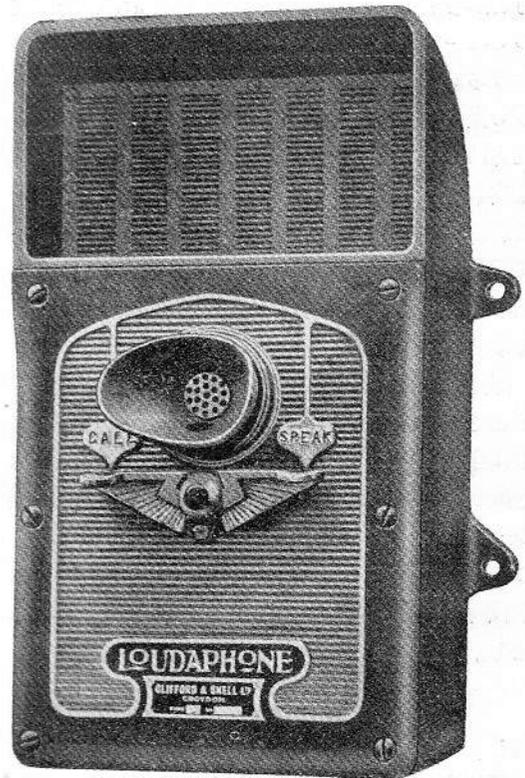
此の實驗は元來 Foster economiser の管の流水速度の影響を見るために行つたものであつて、若しも速度が其の限界週期以上で、擾流であれば酸素氣泡は持ち去られて腐蝕しないが、限界速度以下では層流となつて腐蝕するといふ結論を得たものである。(T. I.)

新式高聲電話機

The Shipbuilder. July, 1929. p. 610.

“Loudaphone” と云ふ名の船舶用新式電話機が、近頃 London の Messrs. Clifford & Snell, Ltd. から市場に出された。本機は周知の原理に基き考案されたものであるが、種々の新らしき特性を具備し、外觀の氣持好さは附圖に示す通りである。

機械は直立して置くか、吊下げるか、物に寄り



The “Loudaphone”.

掛からせるか又は縦に捻止めすることも出来て、5乃至220 volts の電流で働かせしめ得る。valve

が1つも使つてなく、且つ電鈴が廢止されてゐる。呼出しには調子の高い音樂的の音調が、speech current に使ふ同じ變壓器から出る遮斷器から發生せしめられる。此の高い調子は、最も騒々しい機械室内でも聽く事が出來て、呼出しに役立つのである。函の後面が喇叭の背面の如き形状をしてゐて、此の函の内には receiver unit と terminal

board とがきちんとして入れてある。全體が氷防になつてゐて、前面の鏡板の内側には double acting transmitter, transformer 及び rocking switch が密閉されてゐる。此の鏡板は内側に取付けてある pintles 及び gudgeons に依つて容易く着脱する事が出来る様になつてゐる。(H. U.)

抄 録

船體の抵抗に關する 理論及び計算

Zur Theorie und Berechnung des Schiffswiderstandes. Von H. Lorenz. Schiffbau. 17. Juli 1929. S. 328-331.

第1章 摩擦抵抗

瓦斯状若くは液状の媒介體の中を物體が運動する場合に受ける全抵抗は所謂表面摩擦力と此の物體に依つて排除される流體を運動させるに要する力とから成り立つて居る。水面を航行する船に在つては一般に水と空氣とから同一種類の抵抗力を受ける。但し空氣の密度は水の密度に比較して極めて僅かであるから(略 1: 800)、空氣に依る抵抗力は無視することが出来る。之に反して潜水艦は空氣中に於ける彈丸と同様水に依つて完全に圍まれ、従つて之は彈丸と同様殆ど廻轉體に作られて居る。水面船は大體殆ど平らな底と側壁を有つ函形に作られ、之に多少の細い船首部と船尾部とを取り付けてある。

摩擦抵抗は圍繞媒介體が運動體の表面に粘着すること、及び厚さが h の限界層が出来ることの爲めに主として起るものである。限界層の内部では速度が略直線的に變化し、壁に平行な方向の物體の速度が v の場合に平均速度は $v/2$ である。従つて板の運動方向に直角な幅が b である場合に單位時間に此の板に依つて加速される質量は次の如し。

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{v}{2} \cdot h \cdot b \dots \dots (1)$$

但し g は重力加速度、 γ は單位容積の重量である。進行速度 v に加速するに必要で且つ抵抗に等しい力は

$$W = v \cdot \frac{dm}{dt} = \frac{\gamma}{2g} \cdot h \cdot b \cdot v^2 \dots \dots (2)$$

である、此の式を壁の表面積 $F = b \cdot l$ で除せば、剪斷應力が求められる。即ち

$$\tau = \frac{W}{F} = \frac{h}{l} \cdot \frac{\gamma}{2g} v^2 = \zeta_1 \frac{\gamma}{2g} v^2 \dots \dots (3)$$

式中 $h:l = \zeta_1$ は壁面の粗糲度に對する尺度若くは壁面の凹凸の平均の値であると謂ふことが出来る。之に反して半径が r の管中に於いて平均流速が w の場合に壓力の低下は

$$-\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{4h}{l} \cdot \frac{\gamma}{2g} \frac{v^2}{r} = \lambda \frac{\gamma v^2}{2gr} \dots \dots (4)$$

で、壁面の粗糲度を前同様に定義すれば、係數 λ と ζ_1 との間には次の簡單な關係が存在する。¹⁾

$$\lambda = 4\zeta_1 \dots \dots (5)$$

鐵管に對して $\lambda = 0.008$ 乃至 0.01 であるから、同一材の壁面に對しては $\zeta_1 = 0.002$ 乃至 0.0025 となり、之は Kempf²⁾ が航行中の船體の試験板に就いて測定した結果 $\zeta_1 = 0.00225$ と好く一致して居る。従つて船體の摩擦抵抗は式(3)から次の如くなる。

$$W_1 = \zeta_1 \frac{\gamma v^2}{2g} F_1 = 0.00113 \frac{\gamma}{g} F_1 v^2 \dots \dots (3a)$$

式中 F_1 は運動方向に對する船首尾の壁面の僅かな斜傾を無視して船體の浸水全表面積に採つて充分正確である。同一の値の ζ_1 を含む同様な式が空氣抵抗に對しても成り立つ。但し此の場合には γ 及び F_1 の代りに空氣の單位容積の重量 γ' 及び空氣に接觸して居る表面積 F_1' を採れば宜い。

¹⁾ H. Lorenz, Hydraulische Widerstände, Schiffbau und Schifffahrt, 1928, Heft 7 及び Physikalische Zeitschrift 1925-1929 参照。

²⁾ G. Kempf, Neuere Erfahrungen im Schiffsversuchswesen, Jahrb. d. Schiffbautechn. Gesellschaft, 28, S. 126, 1927 及び "Reibungswiderstand an Flächen verschiedener Form", Proc. of the First Intern. Congress for Applied Mechanics, Delft, 1924.

第 2 章 排除抵抗³⁾

船が速度 v で其の長さの軸の方向に運動する場合に F_2 を最大浸水横截面積 (船體中央横截面積) とすれば、單位時間に

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\gamma}{g} F_2 v \dots\dots\dots (6)$$

の流體質量が排除されて兩側に押しやられ、之に依つて最初は摩擦以外に何等の損失は無いが、速度は $v+u$ に増加する。次に此の流體質量は物體の後方に歸流し、然も之は側分速度 u を有ち、渦状態の死水を形成して流れの横截面を擴張する。此の場合に流體は平均側速度 \bar{u} の運動値を失ひ、之に依つて

$$W_2 = \frac{dm}{dt} \cdot \bar{u} = \frac{\gamma}{g} F_2 \bar{u} \cdot v \dots\dots\dots (7)$$

なる排除抵抗が起る。一般に歸流々體素は軸からの距離に依つて變化する側分速度 u を有つて居るから、式 (7) の代りに次の式が成り立つ。

$$W_2 = \frac{\gamma}{g} v \int u dF \dots\dots\dots (7a)$$

此の式に依つて流れの横截面上の平均値 \bar{u} は決まる。然し乍ら此の式中の積分は $u=u(F)$ なる關係が判つて初めて解くことが出来る。此の函數を求める爲めに平らな底面を有つ船體の靜周流に於いて中心平面に對し ϑ の傾斜を有ち中心平面から y の距離に在る後部船體の側壁に於いて流體は $v \cdot \sin \vartheta$ なる側分速度を有つものと考へる。然し乍ら此の分速度は對稱の關係から軸に於いて角度 ϑ に無關係でなければならぬし、又前部船體から後部船體への移り變り、即ち最大距離 $y=y_0$ に於いて 0 となるべきである。之等の條件は次式に依つて満足される。

$$u = \frac{y}{y_0} \left(1 - \frac{y}{y_0}\right) v \cdot \sin \vartheta \dots\dots\dots (8)$$

然して吃水を h_0 とすれば

$$dF = h_0 dy \dots\dots\dots (9)$$

潜水艦若くは回轉體が其の軸方向に運動する場合を考へれば、式 (8) は次の如くなる。

$$u = \frac{r^2}{r_0^2} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2}\right) v \cdot \sin \vartheta \dots\dots\dots (8a)$$

但し r は軸からの距離である。式 (9) の代りに全部若くは半分だけが流體中に在る場合には

$$dF = \frac{2\pi r dr}{\pi r dr} \dots\dots\dots (9a)$$

若くは

後の場合及び底面が傾いて居る場合には前部船體に於いて流れが轉向し、之に依つて力學の上昇力が生じ、船首が浮き上る。之は滑走艇に於いて特に激しい。

船體は常に船尾に於いて尖つて居るから。船體中央から後方の全側壁面を近似的に次式の正弦線で表はすことが出来る。即ち

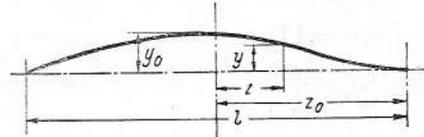


Abb. 1

$$\frac{y}{y_0} = \frac{1}{2} \{1 + \cos(\alpha z)\} \dots\dots\dots (10)$$

Abb. 1 が此の曲線を示すもので、 z_0 を後部船體の長さとし

$$\alpha z_0 = \pi \dots\dots\dots (11)$$

及び $\sin \vartheta \approx \tan \vartheta$ と置く。然らば

$$\left. \begin{aligned} 1 - \frac{y}{y_0} &= \frac{1}{2} \{1 - \cos(\alpha z)\} \\ \sin \vartheta \approx \tan \vartheta &= \frac{dy}{dz} = \frac{\alpha y_0}{2} \sin \alpha z \end{aligned} \right\} (10a)$$

となり、式 (8) に依り

$$\begin{aligned} \frac{u}{v} &= \frac{\alpha y_0}{8} (1 - \cos^2 \alpha z) \sin \alpha z \\ &= \frac{\alpha y_0}{8} \sin^3 \alpha z \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

之から吃水に無關係に

$$\bar{u} = \frac{1}{y_0} \int_0^{y_0} u dy = \frac{\alpha y_0}{16} v \int_0^\pi \sin^4(\alpha z) d(\alpha z)$$

若くは式 (11) に依り

$$\bar{u} = \frac{3\alpha y_0 v \pi}{8 \times 16} = \frac{3\pi^2}{8 \times 16} v \frac{y_0}{z_0}$$

³⁾ Lorenz, „Der Verdrängungswiderstand,“ z.f. Flugtechnik und Motorluftschiffahrt, 1929, s. 141 参照

となり、之を式 (7) に挿入すれば排除抵抗は次の如くなる。

$$W_2 = \zeta_2 \frac{\gamma}{g} v^2 F_2 = \frac{3\pi^2}{8 \times 16} \cdot \frac{\gamma}{g} \frac{y_0}{z_0} F_2 v^2$$

$$= 0.231 \frac{\gamma}{g} \frac{y_0}{z_0} F_2 v^2 \dots \dots \dots (13)$$

回轉體に對する式 (8a) に依れば 0.306 の係数が得られる。

實例⁴⁾ として古い型的高速汽船 („Fürst Bismark“) を考へてみる。此の船の主要寸法等は次の如し。

摩擦表面積 $F_1 = 3330 \text{ m}^2$

船體中央横截面積 $F_2 = 114 \text{ m}^2$

幅 $2y_0 = 17.5 \text{ m}$

長 $l = 2z_0 = 154 \text{ m}$

速度 $v = 10.6 \text{ m/sec}$

$v^2 = 112.4 \text{ m}^2/\text{sec}^2$

海水に對して $\gamma/g = 104$ と採れば、上記の式は次の如くなる。

$W_1 = 44030 \text{ kg}$

$W_2 = 34790 \text{ kg}$

従つて全抵抗は

$W = W_1 + W_2 = 79820 \text{ kg}$

依りて有效馬力は

$N_e = W \cdot v = 846100 \text{ mkg/sec}$

$= 11280 \text{ H.P.}$

機關の指示馬力は

$N_i = 15944 \text{ H.P.}$

で、之は機關と推進器の全效率 $\eta = 0.71$ に相當し、從來の經驗に好く合致する。

前記の様に排除抵抗の係数は充分正確に直接求められ、且つ抵抗の兩要素共速度の 2 乗に依つて變化することが判り、従つて上記の式中に經驗的の係數及び速度の指數を挿入する必要は無い。

第 3 章 船體が起す波

摩擦抵抗は船體の外板に剪斷應力を與へるが、之は水面に殆ど何等の影響を及ぼさぬ。之に反して排除抵抗は船首に於ける壓力の上昇及び船尾に

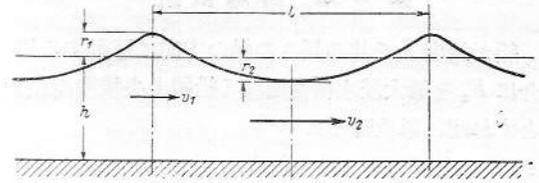


Abb. 2

於ける壓力の低下に依り水面が上昇若くは低下し、所謂船首波と船尾波とが起る。之等の波は深水に在つては船體に依つて不變的に曳行され、従つて此の速度と之に依つて連続的に起る波の速度とは同一で、排除抵抗の仕事は之に打ち勝つ全「エネルギー」を表はして居る。之に反して次に掲げる説明で直ぐ判る様に淺水に於ける波の速度 a は水の深さ h に依つて變化する。即ち前進水面波を有つ全質量に後向きに其の速度 a を與へれば、靜止位置に對して上昇高 r_1 及び低下高 r_2 を有つ力學的同一狀態 (Abb. 2) が得られる。此の上昇高 r_1 及び低下高 r_2 は速度 v_1 及び v_2 に對應し、且つ

$$\left. \begin{aligned} v_1^2 &= a^2 - 2gr_1 \\ v_2^2 &= a^2 + 2gr_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (14)$$

であり、他方連續條件から

$$(h + r_1)^2 v_1^2 = (h - r_2)^2 v_2^2 \dots \dots \dots (15)$$

でなければならぬ。之等の式から v_1^2 及び v_2^2 を除去すれば、小さい上昇及び低下 $r < h$ に對し

$$\left(1 + \frac{2r_1}{h}\right) \left(1 - \frac{2gr_1}{a^2}\right) = \left(1 - \frac{2r_2}{h}\right) \left(1 + \frac{2gr_2}{a^2}\right)$$

或ひは小さい分數の積を無視すれば

$$r_1 \left(\frac{1}{h} - \frac{g}{a^2}\right) = r_2 \left(\frac{g}{a^2} - \frac{1}{h}\right)$$

となる。此の關係は $r_1 : r_2$ の比に無關係であるから、括弧内は 0 でなければならぬ。従つて淺水に於ける波の速度に對し次の式が得られる。

$$a^2 = gh \dots \dots \dots (16)$$

水の深さ h は波の形で變化するから、波の山は波の谷より速に進行する。水平運動及び垂直壁から不定の深さ h に至る中間連結を無視すれば非常に深い水中に於ける波の運動は交通管の振動に依つて置き換へることが出来る。此の場合に同一相に於いて振動する水柱は波長 l だけ互に距つて居る。Abb. 3 に於いて水深 h より下方に在る水の

4) Bauer: Schiffsmaschinen und Kessel 1902. S. 310.

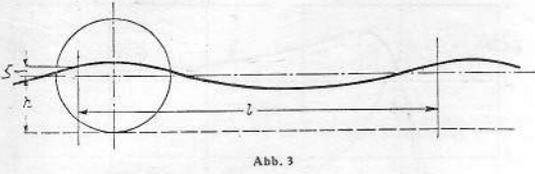


Abb. 3

質量を静止状態に在るものと考えれば、全運動は長さが h で横截面積が F の水柱の垂直運動になる。故に $\pm z$ の上昇若しくは低下に際して上昇力 $\gamma F z$ が存在し、之は質量 $\gamma F h/g$ に加速度

$-\frac{d^2 z}{dt^2}$ を與へ、之から振動方程式

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{g}{h} z = 0 \dots \dots (17)$$

が成り立つ。然して其の週期は

$$t_0 = 2\pi \sqrt{\frac{h}{g}} \dots \dots (17a)$$

で、之で波長 l を除せば波の速度

$$a = \frac{l}{t_0} = \frac{l}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{h}} \dots \dots (17b)$$

が求められ、且つ h から下方では流體は静止状態に在るのであるから之は式 (16) と一致せねばならぬ。然し乍ら之は $l = 2\pi h$ 即ち

$$a^2 = \frac{gl}{2\pi} \dots \dots (18)$$

の場合にのみ成り立つ。以上の研究に依り豫め未知の運動水の深さ h は非常に深い水深の水面波の形状を表はす「トロコイド」の各點を畫く圓の半径と一致することが判つた。式 (18) 即ち波長は深水に於いて船の速度と同一の波の速度の 2 乗と共に増加すると云ふ事柄の正確度は從來屢々吟味せられ、特に R. E. Froude が測定した航行船に於ける波の測定に依つて明瞭である。⁵⁾

第 4 章 浅水に於ける波の干涉

浅水に於いて波の速度 a が水深に依つて變化すると云ふ事柄は此の速度が船の速度と一致した場合に干涉が起り得ると云ふ事を示すもので、此の場合には排除抵抗が著しく増加するものと考えられる。實際に於いて之は船首の激しい上昇を伴つ

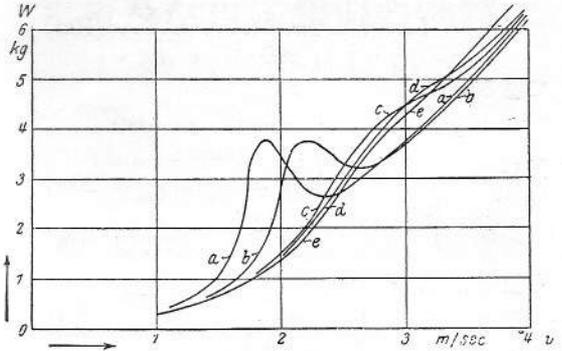


Abb. 4. Widerstand an Torpedobootsmodellen
Länge = 3,486 m, Breite = 0,304 m, Tiefgang = 0,106 m,
Verdrängung = 0,0653 cbm

Für Kurve	a	b	c	d	e
Kanaltiefe $h =$	0,355 m	0,540 m	1,066 m	1,416 m	3,200 m
$\sqrt{g \cdot h} =$	1,865 m/sec	2,300 m/sec	3,250 m/sec	3,730 m/sec	5,600 m/sec

て起り、所謂累進試運轉航走に際し Abb. 4 に示す様に抵抗曲線に瘤が現はれる。⁶⁾ 此の現象を計算する爲めには排除抵抗に對する式中には船の速度 v の 2 乗のみが遣入つて居り、他方側運動の「エネルギー」を無視して居る事に注意せねばならぬ。然して船が或る場所を通過することに依つて強制される水の制止振動と之を看做することが出来る。 ε を制止係數、 $\alpha = 2\pi/t_0$ を週期 t_0 の自由振動の固有振動とすれば側振幅 ξ は次の式から求められる。

$$\frac{d^2 \xi}{dt^2} + \varepsilon \frac{d\xi}{dt} + a^2 \xi = q \dots \dots (19)$$

式中 $\frac{d\xi}{dt} = u$ 即ち側速度である。波の長さとし

て船體の長さ $l = a \cdot t_0$ を採れば

$$q = \frac{v^2}{\rho} \sin(v_1; \rho) \\ = v^2 \left(M \cos 2\pi \frac{z}{l} + N \sin 2\pi \frac{z}{l} \right) \dots (20)$$

は彎曲半径 ρ を有つ船體に基く強制加速度を表はす。此の場合に船體の水線平面に於ける形状を後部船體に對して曩に假定したと同様に近似的に正弦的の形状であると假定する。然らば

⁶⁾ Prof. Schütte, Verhandl. d. internat. Schifffahrtkongresses zu Düsseldorf 1902 及び Paulus: Versuche zur Ermittlung des Einfluss der Wassertiefe auf die Geschwindigkeit der Torpedoboote. Z. d. V. D. I. 1904, S. 1870.

⁵⁾ D.W. Taylor: Resistance of Ships and Screw Propulsion, London 1893, S. 41.

$$l = a \cdot t_0 = 2\pi \cdot \frac{a}{\alpha} \dots \dots \dots (19a)$$

であるから

$$\left. \begin{aligned} z &= v \cdot t \\ \text{及び} \\ \frac{2\pi v}{l} &= \omega \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (20a)$$

を使用して、式 (20) の代りに

$$q = v^2(M \cos \omega t + N \sin \omega t) \dots \dots \dots (20b)$$

と書くことが出来、従つて強制加速度 q に等しい週期の強制振動

$$\xi = C \cos \omega t + D \sin \omega t \dots \dots \dots (21)$$

が得られる。式 (19) に挿入すれば係数

$$\left. \begin{aligned} C &= v^2 \frac{M(\alpha^2 - \omega^2) - N \varepsilon \omega}{(\alpha^2 - \omega^2)^2 + \varepsilon^2 \omega^2} \\ D &= v^2 \frac{N(\alpha^2 - \omega^2) + M \varepsilon \omega}{(\alpha^2 - \omega^2)^2 + \varepsilon^2 \omega^2} \end{aligned} \right\} \dots \dots (21a)$$

が求められ、猶ほ側速度は

$$u = \omega(D \cos \omega t - C \sin \omega t) \dots \dots \dots (22)$$

となる。此の 2 乗

$$u^2 = \omega^2 \left(\frac{C^2 + D^2}{2} + \frac{C^2 - D^2}{2} \cos 2\omega t - CD \sin \omega t \right) \dots \dots \dots (22a)$$

は平均値

$$\begin{aligned} \bar{u}^2 &= \omega^2 \frac{C^2 + D^2}{2} \\ &= \frac{\omega^2 v^4}{2} \frac{M^2 + N^2}{(\alpha^2 - \omega^2)^2 + \varepsilon^2 \omega^2} \dots \dots (22b) \end{aligned}$$

を有ち、之に對して式 (19a) 及び (20a) を使用し α 及び ω を a 及び v で置き換へ、且つ新しい係数 A 及び c を使用すれば

$$\left. \begin{aligned} \bar{u}^2 &= \frac{(M^2 + N^2) l^2}{\gamma \pi^2} \cdot \frac{v^6}{(a^2 - v^2)^2 + \frac{\varepsilon^2 l^2}{4\pi^2} v^4} \\ \bar{u}^2 &= \frac{A \cdot v^6}{(a^2 - v^2)^2 + c^2 v^2} \end{aligned} \right\} (22c)$$

となる。此の値は浅水に於いては排除抵抗に對する式 (13) 中の船の速度の 2 乗に附加さるべきも

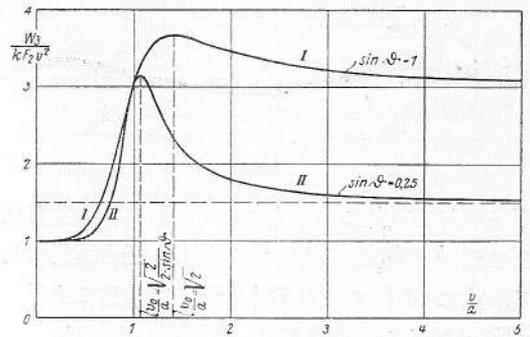


Abb. 5

ので、従つて $\zeta_2 \frac{\gamma}{g} = \kappa = 0.231 \times 104 = 24$ を使

用すれば

$$\begin{aligned} W_3 &= \kappa F_2 (v^2 + \bar{u}^2) \\ &= \kappa F_2 v^2 \left[1 + \frac{A \cdot v^4}{(a^2 - v^2)^2 + c^2 v^2} \right] (23) \end{aligned}$$

となり、一方摩擦抵抗には何等變化がない。Abb. 5 に示す様に式 (23) の括弧内の値即ち

$W_3 / \kappa F_2 v^2$ を v 軸上に曲線として表はせば、之は $v=0$ に於いて値 1 から始まり、 $v=\infty$ に於いて

$$\left(\frac{W_3}{\kappa F_2 v^2} \right)_{v=\infty} = 1 + A \dots \dots \dots (23a)$$

に對する漸近線となる。曲線は此の漸近線と

$$v_1 = \frac{a^2}{\sqrt{2a^2 - c^2}} \dots \dots \dots (23b)$$

なる點に於いて交り、

$$c^2 = 2a^2 \left(1 - \frac{a^2}{v_0^2} \right) \dots \dots \dots (23c)$$

からの v_0 を使用すれば、次に最高値

$$\left(\frac{W_3}{\kappa F_2 v^2} \right)_{\max} = 1 + \frac{A v_0^4}{v_0^4 - a^4} \dots \dots (23d)$$

に達する。之等の式に這入つて居る係数 A 及び c は曩に求めた ζ 若くは κ と反對に船首の形狀に依つて著しく變化するものである。例へば半球狀の船首に在つては速度が非常に大きい場合に水は各方向に均一に押しやられ、従つて排除された質量は 3 箇の同一分速度を有ち、依りて此の場合には $1 + A = 3$ 、即ち $A = 2$ となる。此の外最高値に對應する限界速度 v_0 は單に水道の深さ h に關係する流出速度であり得るから

$$\left. \begin{aligned} v_0^2 &= 2gh = 2a^2 \\ \text{従つて} & \\ c^2 &= a^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(24)$$

依りて鈍い前部船體に對しては漸近線截點 (23b) $v_1 = a$ を使用して

$$W_3 = \kappa F_2 v^2 \left[1 + \frac{2v^4}{v^4 - a^2 v^2 + a^4} \right] \quad (24a)$$

が得られる (Abb. 5 中の曲線 I 参照)

半尖角 ϑ を以つて尖らせられた船首に對して係數 A 及び c^2 は投射角に比較して小さくなり、 $A \sin \vartheta$ 及び $c^2 = a^2 \sin \vartheta$ となり、従つて此の場合には

$$W_3 = \kappa F_2 v^2 \left[1 + \frac{2v^4 \sin \vartheta}{(a^2 - v^2)^2 + a^2 v^2 \sin \vartheta} \right] \dots\dots\dots(25)$$

となる。然らば括弧内の値の曲線は漸近線

$$\left(\frac{W_3}{\kappa F_2 v^2} \right)_{v \rightarrow \infty} = 1 + 2 \sin \vartheta \dots\dots(25a)$$

を有ち、之は上昇に際し

$$v_1 = \frac{a}{\sqrt{2 - \sin \vartheta}} \dots\dots\dots(25b)$$

に於て切られ、

$$v_0^2 = \frac{2a^2}{2 - \sin \vartheta} \dots\dots\dots(25c)$$

に對し最高値

$$\left(\frac{W_3}{\kappa F_2 v^2} \right)_{\max} = 1 + \frac{8}{4 - \sin \vartheta} = \frac{12 - \sin \vartheta}{4 - \sin \vartheta} \dots\dots(25d)$$

又 $v = a$ に對し

$$\left(\frac{W_3}{\kappa F_2 v^2} \right)_{v=a} = 3$$

となる。

此の状態は任意の寸法で $\sin \vartheta = 0.25$ に對し示された Abb. 5 の曲線 II に依つて性質的に確證され、之に依つて同時に干渉現象を明瞭に觀ることが出来る。(M. Y.)

板及び板に類似の物體 に沿ふた流れに就て

„Ueber die Strömung an Platten und Plattenähnlichen Körpern“ G. Flügel. Schiffbau. 17. Juli 1929. s. 336

A. 板の幅と深さの比 $b/t = \infty$ の場合

1. 流れの方向に垂直に置かれた板。

此の場合には明かに流れは兩縁で週期的な渦が生ずる。其の渦は今迄の觀測によれば Kármán⁽¹⁾ の所謂渦線 (“Wirbelstraße”) の状態に配列される。此の渦線に對しては次の關係式が成立する。(Abb. I 参照)

$$h/a = 0.283 \dots\dots\dots(1)$$

$$w = \frac{Z}{a\sqrt{8}} \dots\dots\dots(2)$$

$$\begin{aligned} P_w &= 0.283 \rho \cdot c_0 \cdot Z \cdot \left[1 - \frac{0.145Z}{ac_0} \right] \dots\dots(3) \\ &= \sim 0.283 \rho \cdot c_0 \cdot Z \cdot \left[1 - \frac{0.145P_w}{0.283 \rho \cdot a \cdot c_0^2} \right] \\ &= \frac{\xi_w}{2} \cdot t \cdot \rho \cdot c_0^2 \end{aligned}$$

但し a, h, t は Abb. I に示す通り、

w は周囲の流體に相對的な渦の速力、

Z は渦の強さ、

ρ は密度、

c_0 は板と流體との關係速度、

P_w は單位吃水に對する抵抗、

ξ_w は抵抗係數。

$b/t = \infty$ では、 $\xi_w = 2.0, a/t = 5.5 \sim 6$

吾人は最近までは此の流れの状態を限界層現象からのみ説明し、計算出来るもので、理想的流體に於ては有名な Helmholtz の渦動法則に従つて渦が出来ることはあり得ないと思つてゐた。然し乍ら、次の様な考へから Helmholtz の法則の意義を害ふことなしに理想的流體に於ても渦の現象は

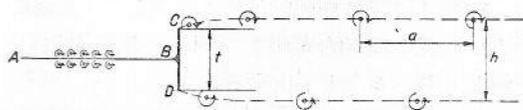


Abb. 1

(1) Kármán u. Rubach, Phys. Zeitschr. 1912, s. 49.

現れ得るものと言ふことが判る。Abb. 1 AB なる分岐流線に於て、二重の渦の面が1面は負で他面は正の回轉方向となつて、流體と共に無限のところから分岐點 B まで流れて來たと考へる。此の2面の誘導作用は外方に向つては zero であつて、恰も存在しない様である。分岐點 B に於ては流線は渦面の分離をなし、正の方向に回轉する渦面は C の方向に、負の方向に回轉する渦は D の方に動いてゆく。(二重渦面が無限の距離から流れて來ると言はずに、分岐點 B に無盡藏の正負兩様の渦が貯藏されてゐて、其處から正負が兩隅に分れてゆくと思へてもよい)。そして C 及び D なる角から、此の渦が週期的に分れて出てゆく。即ち新たに渦が出来るのではなくて、既に存在する渦線が分れて夫れが週期的に切れて出て行くと思へるのである。此の隅に於ける流速は、斯様な流れの状態に於ても、理想的流體でも常に有限の大きさであり得る。

斯様な考へ方をすれば、渦動法則を害ふことなくして、單に板の場合のみならず總ての分離現象や渦の生成を伴ふ場合に、理想的流體に於ては同様な流れが可能であることが判る。實際の流體に於ては單に Reynolds' number に關係するものであつて、夫れが種々の理論的にあり得る流動状態の中で最も安定なものである。

2. 形狀抵抗なしに、板が斜めに流れ中に置かれた場合。(Abb. 2 参照)

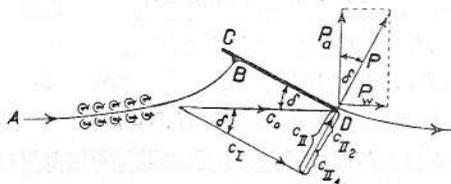


Abb. 2

經驗によれば、進行方向となす角度が充分小さい時には、板の後端 D には可成り滑らかな流れが出来、従つてこゝでは流速は有限の大きさであるが、前端 C では(理想的流體と假定して)無限に大きい。此の理想的流れは Abb. 3 に示す如く、分解して考へることが出来る。

- (1) 板に平行な流れ I. (其の流速 $c_I = c_0 \cos \delta$)
- (2) 板を横切つた方向の流れ II. (其の流速 $c_{II} = c_0 \sin \delta$) これは隅 C, D では無限に大

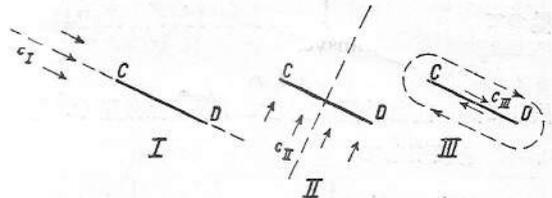


Abb. 3

きな速力となる。

- (3) 板のまわりを循環する流れ III. これは上に述べた transverse の流れ II の無限大の流速が後端 D に於て再び逆行してくる。(従つて c_{III} は c_I と共に滑らかに流れる)

流れ II 及び III に於て、流線の彎曲が壓力の分布、換言すれば速力の分布に及ぼす影響が現はれ、transverse stream II に於ては速力 c_{II} の起ることが判る。此の速力は後端 D に於て、循環流となつて再び上に上げられ、板の表面に沿ふては $c_{III} = c_{II}$ でなければならない。故に板のまわりの循環は次の値を有するであらう。

$$Z' = 2t \cdot c_{II} = 2t \cdot c_0 \sin \delta$$

實際に於ては流線の彎曲のために、循環はいくらか大きくなり、即ち次の様な値になる。

$$Z = m \cdot 2t \cdot c_0 \cdot \sin \delta \dots \dots \dots (4)$$

此の式に於て、m なる項は理想的流れに於ては $\pi/2$ なる値を有しなければならない。

然し乍ら實際には(前端に於て渦が生ずるため)いくらか小さくなり、約 1.35 なる値を有する。Kutta-Joukowski の法則により、これより流れの方向に直角に、次の式で示す様な大きさを有する力が生ずる。

$$P_a = \rho \cdot c_0 \cdot Z \dots \dots \dots (5)$$

$$= \zeta_a \cdot t \cdot \rho \cdot \frac{c_0^2}{2}$$

但し $\zeta_a = 4m \cdot \sin \delta$

飛行機翼の様な物體に於ては勿論流れの關係は此の板に類似の方法で解析することが出来る。

- 3. 板が流れに對して斜めに置かれ、形狀抵抗を伴ふ場合。

實際の流體に於ては、板の前端 C では理想的流れの如くに無限大の速力を有するものではないので、分離現象が現はれる。此の流れの状態も亦

理想的流體に起り得る流れ方である。先づ上に述べた分流 I と II とより成る総合的流れを考へて見る。但し今は transverse flow II は端に於て分離並びに渦作用が生ずるものとする。板には恰も單に transverse flow II のみが作用する如く transverse の方向の力が働く。然し乍ら此の流れに於ては先きの場合の様に簡単な superposition law を使用することは出来ない。如何となれば、平行流と横流とを重ね合す時は、渦の幾何學的配列が變つて来て、安定な渦の配列に對する條件に合はなくなる。其の結果新しい配列の渦が現れ、作用力が變つてくる。然し乍ら摩擦のない流體に於ては、板の作用力の標準となるものは只板のまわりの壓力分布のみである。従つて板に作用する力は（端に於て無限に大きな速力を以て流れてゐる場合以外は）必ず板に transversely に働く。若しも循環流があればそれに伴つて浮力を生ずるが其の量は Abb. 2 に於て、

$$F_a = P_w \cdot \cot \delta \quad \xi_w = \xi_a = \tan \delta$$

で示される。此の觀念に従つて吾人は transverse flow, e_{II} を 2 つの部分 e_{II_1} と e_{II_2} とに分けて考へなければならぬ。其中 e_{II_1} は端に於ける分離作用と結び付けられ、 e_{II_2} は 2 に於て説明した如く循環流の標準となるものである。総合的流れに於ては、單なる transverse flow e_{II} がある時の如く同一強さ Z なる渦が同一數 i だけ作られるといふ假定をすれば、(2) 式及 (3) 式に従つて次の關係式が成り立つ。

$$Z = \frac{\xi_w \cdot t \cdot c_0}{0.566[1 - 0.248 \xi_w \cdot t/a]} = \frac{\xi_w' \cdot t \cdot c_{II_1}}{0.566[1 - 0.248 \xi_w' \cdot t/a']} \dots \dots (6)$$

但し $\xi_w' = 2.0 \quad a'/t = 5.6 \sim 6$

$$i = \frac{c_0 - w}{a} = \frac{c_{II_1} - w'}{a'} = \frac{c_0}{a} \cdot \frac{\xi_w \cdot t \cdot c_0}{0.566 a^2 \sqrt{8[1 - 0.248 \xi_w \cdot t/a]}} = \frac{c_{II_1}}{a'} \cdot \frac{\xi_w' \cdot t \cdot c_{II_1}}{0.566 (a')^2 \sqrt{8[1 - 0.248 \xi_w' \cdot t/a']}} \dots \dots (7)$$

$$\text{但し } \xi_w = \xi_a \cdot \tan \delta = 2\pi \cdot \frac{c_{II} - c_{II_1}}{c_0} \cdot \tan \delta$$

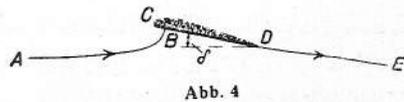
Z 及び i に對する 2 式に於て δ は與へられたる角度なるが故に、未知數は單に a 及び c_{II} の 2 つであつて、従つてこれを算出することが出来、それが判れば作用力も亦判つて来る。以上述べた説明は數量的としては未だ正しくない。これは單に形狀抵抗と浮力との間には直接の關係があつて、浮力が小さい程分離作用によつて起る形狀抵抗が大きいといふことを示す目的に過ぎない。此の問題の決定的説明は更に研究を進めて調べて見なければならぬ。

斯くして判つたところの形狀抵抗と循環流減少との間の關係は單に平面に對してのみならず、任意の切斷面を有する總ての板に似た物體に對しても適用されることは明かである。此の考察に於ては理想的流體と假定してゐるので、形狀抵抗は分離現象から起つてくるのであつて、表面摩擦から起るのではない。純粹の摩擦抵抗によつて profile のまわりの循環流は殆んど妨害されることはない。

4. 限界角度

板又は板に似た物體に於て、進行方向となす角度を非常に小さいところから漸次増加してゆく時は、必ず或る一定の限界角度 δ_k で流れの状態がすっかり變つて来て、初めは後端で殆んど滑らかに流れてゐたのが (Abb. 5 参照)、兩端で甚しく渦が出来る様になり (Abb. 6 参照)、突然抵抗が増加し浮力が減じてくる。

兩端に渦の生ずるのは上述 3 の現象の現れである。 $\delta < \delta_k$ では板に於ては只前端に渦が出来るとのみである。實際に於て小さな角度に於ける流れの状態で特に興味のあるのは理想的流體の流形である。極限の場合として Abb. 4 に於て板が DE



の方向に流線形に無限に延ばされたと考へる。然る時は C に於ける渦のみが現れて、鋭角で流水中に置かれた板の場合の様に渦の週期的の交互發生が現れないことは明かである。同じ様な流れの状態は $\delta < \delta_k$ の場合にも、又單なる板若くは板に

似た物體に於ても實際に起る。限界角度 δ_k を概算するために、簡単にして考へて見る。其の意味

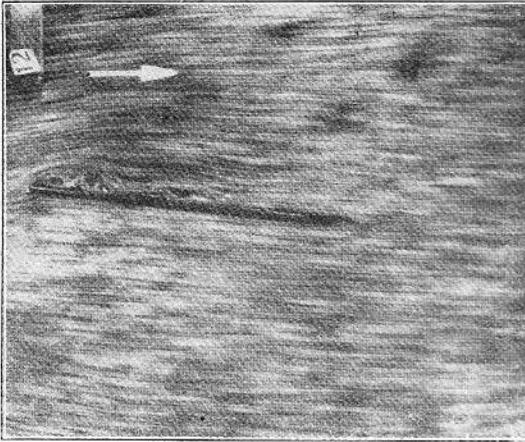


Abb. 5

に於て渦のために生ずる作用力をも dead eddy zone に於ける主流の摩擦と考へる。此の渦の zone は板の限界角度に於ては丁度後端 D までである。それが少し長くなる、即ち角度がいくらか大きくなる時は板の前部側面に流れてゐた流體は渦の zone に決定的に作用し始め、従つて可成り急に渦の zone が廣がり、且つ長くなつて、韻律的の渦の生成は兩端に於て起ることになる。

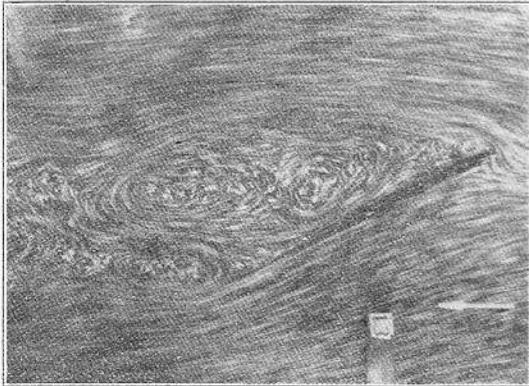


Abb. 6

主流と渦帯との間の摩擦係数は其の平均値として $\kappa=0.04$ と與へられてゐた。勢力消失 L_v に對しては限界角に於ては次の關係が成り立つ。

$$L_v = \frac{\kappa}{2} \cdot F \cdot \rho \cdot c_h^3$$

$$= P_w \cdot c_0 = \frac{\xi_w}{2} \cdot F \cdot \rho \cdot c_0^3 \dots \dots (8)$$

但し $\xi_w = \xi \cdot \sin \delta_k$

流體の平均速力 c_h 、即ち板の背面に沿ふての壓力低下量 Δp に對しては次の關係式が成り立つ。

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot [c_h^2 - c_0^2] = \varepsilon \cdot \zeta \cdot \rho / 2 \cdot c_0^2 \dots \dots (9)$$

但し $\varepsilon = \sim 0.6$

従つて (8) 式より、

$$\kappa(1 + \varepsilon \cdot \zeta)^{3/2} = \zeta \cdot \sin \delta_k \dots \dots (10)$$

δ が小さい時は $\zeta = \zeta_a$ としてよい。故に (4) 式及び (5) 式より、

$$\zeta = \zeta_a = 4m \cdot \sin \delta_k$$

$$m = \sim 1.35$$

此の式を用ゐて $\delta_k = \sim 6^\circ$ に對する値を計算して見ると、實驗とよく一致する。

B. 深さ幅の比 $t/b = \infty$ なる板

斯様な板に垂直に流れが當る場合には勿論 1 に述べたのと同様の流れ方になる。斜めに流るゝ時は流速 c_0 は Abb. 2 に示す如く 2 つの分速 c_{I1} と c_{II1} とに分解出来る。此の場合 transverse flow II に對して再び分離現象が起るならば、I と II との綜合によつて更に安定な渦が出来る。此の場合の板の作用力は單に transverse flow II の作用のみの様になる。

$$P = \zeta \cdot b \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_0^2$$

$$= \zeta_{90} \cdot b \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_{II}^2 \dots \dots (11)$$

但し $\zeta_{90} = 2.0$

$$\zeta = \zeta_{90} \cdot \sin^2 \delta \dots \dots (12)$$

此の關係式は實驗とよく一致する。

板の幅深さの比が有限の大きさであれば、新たに勝手に出来る渦の影響により流れの状態を調べることは困難になつてくる。然し乍ら根本的法則としては現象は今迄論じたものと同じ様でなければならぬ。幅深さの比 $b/t > 2$ に對しては作用力は翼の理論に基いて計算することが出来る。 $b/t < 1$ に於ては然し乍ら理論的には未だ明かでない。 b/t が約 1 の場合は舵とか或は帆などに對して實際的意義があるので、Danziger Hochschule の流體學會では次の様な點に關して研究を開始しなければならぬと考へてゐる。

1. 矩形板及びそれに類似の物體並びに其の他の輪廓を有するものに於ける作用力の計算の基礎を作ること。
2. 限界角度を出来るだけ大きくして且つ其の實際生ずる流れの状態の1つから他への轉化を出来るだけ緩かにする條件を定むること。(終) (I. I.)

2次元に於て運動する筒體に働く流體力學的力

The Hydrodynamic Forces on a Cylinder Moving in Two Dimensions. By H. Lamb. Aeronautical Research Committee. Reports and Memoranda No. 1218. (Ac. 377) February, 1929.

本問題は Mr. Glauert が其の最近の論文¹⁾に於いて人為的假定“bound vortices”を設けて研究して居る。著者も數年前之と同様な問題を研究したが²⁾、當時此の問題は壓力方程式の直接の計算に依つて取り扱ふことの出来るものと考へられた。

横截面中に固定された軸 Ox, Oy を採り、 (U, V) を原點(任意の)の速度、 Ω を角速度とする。然らば壓力は次式の如くなる。

$$\frac{p}{\rho} = \left(\frac{\partial\phi}{\partial t}\right) - \frac{1}{2}q^2 \dots\dots\dots(1)$$

式中の第1項は空間の一定點に於ける ϕ の變化の割合を表はし、 q は流體の速度を表はす。若し $\frac{\partial\phi}{\partial t}$ が移動軸に關係的に固定された1點に於ける變化の割合を表はすものとすれば

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial\phi}{\partial t}\right) &= \frac{\partial\phi}{\partial t} - (U - \Omega y)\frac{\partial\phi}{\partial x} - (V + \Omega x)\frac{\partial\phi}{\partial y} \\ &= \frac{\partial\phi}{\partial t} + (U - \Omega y)u + (V + \Omega x)v \end{aligned}$$

従つて

1) R. & M. 1215. The Accelerated Motion of a Cylindrical Body through a Fluid.

2) Quart. Journ. Math. vol. 19, p. 66 (1883).

$$\frac{p}{\rho} = \frac{\partial\phi}{\partial t} - \frac{1}{2}q^2 + (U - \Omega y)u + (V + \Omega x)v \dots\dots\dots(2)$$

筒體に作用する壓力は原點に於ける次の力 (X, Y) と偶力 N とになる。即ち

$$\left. \begin{aligned} X &= - \int p l ds \\ Y &= - \int p m ds \\ N &= - \int p (mx - ly) ds \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3)$$

式中の積分は横截面の周に沿うて採り、 (l, m) は表面から外方に引いた法線の方角を示すものである。

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial y} \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

であるから、

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \int q^2 l ds &= - \iint \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) dx dy \\ &= \int (lu + mv) u ds \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

或る外境界の周の線の積分は式(4)中に含まれる筈である。此の境界は原點に中心を有つ圓周であり得るが、此の境界が無限に遠くに隔る場合には積分は0となる。何故なれば大きい距離 r に於いては速度は $1/r$ の order のものであり、 ds は $r d\theta$ の order のものであるからである。

筒體の表面に於いては次の條件が成り立つ。
 $lu + mv = l(U - \Omega y) + m(V + \Omega x) \dots\dots(5)$

依りて

$$\left. \begin{aligned} \frac{X}{\rho} &= - \int \frac{\partial\phi}{\partial t} l ds + \int (mu - lv)(V + \Omega x) ds \\ &= - \int \frac{\partial\phi}{\partial t} l ds + \int (V + \Omega x) \frac{\partial\phi}{\partial s} ds \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(6)$$

同様に

$$\left. \begin{aligned} \frac{Y}{\rho} &= - \int \frac{\partial\phi}{\partial t} m ds + \int (lv - mu)(U - \Omega y) ds \\ &= - \int \frac{\partial\phi}{\partial t} m ds - \int (U - \Omega y) \frac{\partial\phi}{\partial s} ds \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

偶力 N に就いては(4)の證明と同様な證明に

依り

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} \int q^2 (mx - ly) ds \\ &= - \int \int \left\{ x \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right. \\ & \quad \left. - y \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right\} dx dy \\ &= \int (lu + mv)(xv - yu) ds \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

前同様此の場合にも無限に遠い境界の周囲の線積分を省略した。何故なれば其の極限に於いては $lu + mv$ は $1/h^2$ の order のものであるが $l/m = x/y$ と考へることが出来るからである。

然らば N に對する式は次の如くなる。

$$\begin{aligned} \frac{N}{\rho} &= - \int \frac{\partial \varphi}{\partial t} (mx - ly) ds \\ & \quad + \int (Ux - Vy)(lv - mu) ds \\ &= - \int \frac{\partial \varphi}{\partial t} (mx - ly) ds \\ & \quad + \int (Ux + Vy) \frac{\partial \varphi}{\partial s} ds \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

之等の結果は其の形が Mr. Glauert の形と非常に相異しては居るが、同氏の原點の特殊な選定に對し修正を施せば、其の結果と同一であることが判る。

今次の様に置く。

$$\varphi = U\varphi_1 + V\varphi_2 + \Omega\chi + \varphi_0 \dots\dots\dots (10)$$

式中 φ_0 は筒體が靜止状態に在る場合に殘る循環運動を表はす。函数 $\varphi_1, \varphi_2, \chi$ は單値で、之等が Laplace の方程式を満足せねばならぬ條件、其の空間微分値が無窮遠に於いて 0 となるべき條件、及び筒體の表面に於いて

$$- \frac{\partial \varphi}{\partial n} = l(U - \Omega y) + m(V + \Omega x) \dots (11)$$

従つて

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \varphi_1}{\partial n} &= -l \\ \frac{\partial \varphi_2}{\partial n} &= -m \\ \frac{\partial \chi}{\partial n} &= -(mx - ly) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

なる條件に依つて決まる。一方函数 φ_0 は cyclic constant K を有つ cyclic のもので、表面に於いて

$$\frac{\partial \varphi_0}{\partial n} = 0 \dots\dots\dots (13)$$

を満足せねばならぬ。之等の式を使用して X, Y, N の値を筒體の inertia-constants 及び circulation K の項で表はすことが出来る。

先づ横截面が兩座標軸に對して對稱である場合を考へる。然らば函数 φ_1 は O_x に對して對稱であり、 φ_2 は O_y に對して對稱であるが、 χ 及び φ_0 は非對稱である。従つて積分

$$\begin{aligned} & \int l\varphi_1 ds, \quad \int l\chi ds, \quad \int m\varphi_1 ds, \\ & \int m\chi ds, \quad \int (mx - ly)\varphi_1 ds, \\ & \int (mx - ly)\varphi_2 ds \end{aligned}$$

は總て 0 となる。故に (10) 及び (11) を circulation が無い場合の流體の energy の式、即ち

$$\frac{2T}{\rho} = - \int (\varphi - \varphi_0) \frac{\partial \varphi}{\partial n} ds \dots\dots\dots (14)$$

中に挿入すれば、

$$\frac{2T}{\rho} = AU^2 + BV^2 + R\Omega^2 \dots\dots\dots (15)$$

となる。但し

$$\left. \begin{aligned} A &= \int l\varphi_1 ds \\ B &= \int m\varphi_2 ds \\ R &= \int (mx - ly)\chi ds \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

斯様にして式 (6)、(7) 及び (9) の最初の項は

$$-A \frac{dU}{dt}, \quad -B \frac{dV}{dt}, \quad -R \frac{d\Omega}{dt}$$

となる。

猶ほ

$$\int \frac{\partial \varphi}{\partial s} ds = -K \dots\dots\dots (17)$$

$$\begin{aligned} \int x \frac{\partial (\varphi - \varphi_0)}{\partial s} ds &= \int (\varphi - \varphi_0) \frac{dx}{ds} ds \\ &= \int m(\varphi - \varphi_0) ds = BV \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

$$\int y \frac{\partial(\varphi - \varphi_0)}{\partial s} ds = - \int (\varphi - \varphi_0) \frac{dy}{ds}$$

$$= - \int l(\varphi - \varphi_0) ds = -AU \dots (19)$$

一方

$$\int x \frac{\partial \varphi_0}{\partial s} ds = 0, \quad \int y \frac{\partial \varphi_0}{\partial s} ds = 0 \dots (20)$$

何故なれば筒體が靜止状態に在る場合には對稱の關係から $\frac{\partial \varphi_0}{\partial s}$ の同一値が x の反對値、及び y の反對値と共に起るからである。

依りて結局

$$\left. \begin{aligned} \frac{X}{\rho} &= -A \frac{dU}{dt} + \Omega BV - KV \\ \frac{Y}{\rho} &= -B \frac{dV}{dt} - \Omega AU + KU \\ \frac{N}{\rho} &= -R \frac{d\Omega}{dt} - (A-B)UV \end{aligned} \right\} \dots (21)$$

横截面が楕圓の場合の各常數は

$$\left. \begin{aligned} A &= \pi b^2 & B &= \pi a^2 \\ R &= \frac{1}{8} \pi (a^2 - b^2)^2 \end{aligned} \right\} \dots (22)$$

横截面の形狀に關して何等制限の存在しない場合には、式(14)は次の如くなる。

$$\frac{\partial T}{\rho} = AU^2 + 2HUV + BV^2 + R\Omega^2 + 2\Omega(LU + MV) \dots (23)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} A &= \int l \varphi_1 ds \\ H &= \int l \varphi_2 ds = \int m \varphi_1 ds \\ B &= \int m \varphi_2 ds \\ R &= \int (mx - ly) \chi ds \\ L &= \int l \chi ds = \int (mx - ly) \varphi_1 ds \\ M &= \int m \chi ds = \int (mx - ly) \varphi_2 ds \end{aligned} \right\} (24)$$

式(6)、(7)及び(9)の最初の項は次の様な形になる。

$$- \frac{d}{dt} (AU + HV + L\Omega) = - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial U} \right)$$

$$- \frac{d}{dt} (HU + BV + M\Omega) = - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial V} \right)$$

$$- \frac{d}{dt} (R\Omega + LU + MV) = - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \Omega} \right)$$

又

$$\int x \frac{\partial(\varphi - \varphi_0)}{\partial s} ds = HU + BV + M\Omega = \frac{\partial T}{\partial V}$$

$$\int y \frac{\partial(\varphi - \varphi_0)}{\partial s} ds = - (AU + HV + L\Omega) = - \frac{\partial T}{\partial U}$$

依りて

$$\left. \begin{aligned} \int x \frac{\partial \varphi_0}{\partial s} ds &= \alpha \\ \int y \frac{\partial \varphi_0}{\partial s} ds &= \beta \end{aligned} \right\} \dots (25)$$

と置けば、力に對する式は次の如くなる。

$$\left. \begin{aligned} X &= - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial U} \right) + \Omega \frac{\partial T}{\partial V} - K\rho V + \rho \Omega \alpha \\ Y &= - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial V} \right) - \Omega \frac{\partial T}{\partial U} + K\rho V + \rho \Omega \beta \\ N &= - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \Omega} \right) + V \frac{\partial T}{\partial U} - U \frac{\partial T}{\partial V} + \rho(U\alpha + V\beta) \end{aligned} \right\} \dots (26)$$

前記の如く α, β の値は2重對稱の場合には0となるが、一般には0とならない。然し乍ら原點を適當に選定すれば常に之等を0とすることが出来る。(M. Y.)

H.M.S. "Wolf" の實驗に 關する新しき Data に就て

Fresh Data concerning H.M.S. "Wolf" By
G. H. Hoffmann.

The Shipbuilder, July, 1929. pp. 586-589.

近世船體強度計算に際し、 I/y の値に就き論議せらるゝに至りしは、蓋し十九世紀の初期に當り驅逐艦の構造研究の目的を以て英海軍によりて行はれたる軍艦 "Wolf" の實驗に其の由來を發するものと云ふべし。

本實驗に關しては既に John H. Biles¹⁾ の論文に詳述せられしところなるも、要は海洋中に於ける船體の受くる bending moment の研究にして、此の目的のために後部艙室内の船體部分に於ける或 1 箇所の切斷面に就き既知の bending moment による strain の變化を實驗的に測定し、これにより實際海洋航行中に歪測定器によりて同切斷面の strain を測定するときは、實際の bending moment を求むることを得べし。

當時此の重大なる實驗に對しては航行中の實驗よりも、檢定法に興味を注がれしところなり。本檢定法は Portsmouth の造船所の乾船渠に於て行はれ、船が波に乗りたる場合の標準 bending moment を與ふるが如く距離を定めたる 2 個の cradles によりて船體を支持せしめて、strain を測定せり。即ち船體を此の cradles の上に正しく位置するが如く入渠せしめ、排水して bending moment を漸次増加せしめたり。歪測定器は bending moment に應ずる歪を表はす曲線を求め得るが如く適當の間隔を置きて取付けられたり。又船體の deflection も計算によるものと比較せり。此實驗による結果の要點は、船體は理論による程強固なるものに非らざること、及實驗の結果と理論との相違は deflection よりも歪に於て著しきことなり。然れ共船體の強度としては戦時の激烈なる状態に於ても尙充分耐ゆるに足るものなるは勿論のことなり。而して若し船體が正確に理論通り構成し得るものならば、これにより重量を軽減し得ることとなるを以て、此の實驗による船體強度の

理論と一致せざる現象は多年造船界に問題とせられしところなり。船體の deflection に關しては Dr. Robb により既に其の一部は解決せられしところにして、同氏の "Notes on Deflections of Bulkheads and of Ships"²⁾ と題する論文に述べたるが如く船殼の如き thin-webbed girder に對しては shear の deflection に及ぼす影響は省略すること能はざる程度のものなり。此の事實は Dr. J. Lockwood Taylor の "Theory of Longitudinal Bending of Ships"³⁾ と題する論文により理論的に詳しく説明せられしところにして、其後上記二氏の説は更に獨逸の Schnadel⁴⁾ によりて之を確められたり。

こゝに於て従來の I/y を計算する方法が果して實際に船の longit. strength を求むるに適當なりや否やは甚だ疑問とせらるゝところとなり。今日と雖も尙最も相似なる船の實際上の結果によるに非らざれば longit. strength は決定し難き状態に在り。此の點に關し最初に研究を發表せるは元獨逸海軍造船官たりし Pietzker にして同氏は其の論文 "Festigkeit der Schiff"⁵⁾ に於て船の中央切斷面の材料は其の單位面積に就きては決して互に equivalent ならざるものなりとの論據に基ける研究を發表せり。此の説は今日に於ても、尙一般に適用せらるゝところなるも、實際上船の中央切斷面に含まれたる縦通材の有効率を如何に撰ぶべきかの標準を定むる點に於て困難を伴ふところなり。而して此の方面の研究に關し長らく "Wolf" の實驗の結果が利用せられざりしは、Biles の論文中に掲げられたる loads-curves, shearing forces-curves 並に bending moment-curves 等が實驗の結果を small scale にして畫かれたるために實際の現象が充分に表はれざりしがためなりき。然る

²⁾ T. I. N. A., 1921, Vol. LXIII., p. 210 及び The Shipbuilder, Vol. XXIV., No. 129, p. 325.

³⁾ Trans. N. E. C. I., 1924-25, Vol. XLI., p. 123. 及び The Shipbuilder, Vol. XXXII., No. 177, p. 272.

⁴⁾ Trans. Schiffbautechnische Gesellschaft, 1926, Vol. XXVII., p. 207.

⁵⁾ Berlin: E. S. Mittler and Sohn, 1909 及 1911.

¹⁾ T.I.N.A. 1905, Vol. XLVII., Part I, p. 80.

に今回 Sir William J. Berry より著者に "Wolf" の實驗に關する總ての data を提供せられ、これに依て同氏の論文 "The Effective I of H. M. S. Wolf"⁶⁾ に述べたるが如き觀測上の現象を説明するの資料を得たるを以て、此の實驗の解析に基く結論中の不確實なる點を説明することを得たり。尙詳細は上記論文並に著者の論文 "Analysis of Sir John Biles's Experiments on H. M. S. Wolf, in the Light of Pietzker's Theory"⁷⁾ を参照せらるべし。

今此の問題に關する最近の結論を總括すれば次の如し。

I. strain は neutral axis よりの距離に直接比例するものなりとの假定は依然之を適用し得ること。

II. strain より stress を求むる場合には次の關係を測定せざるべからず。

(a) 縦通材を構成する鉄は縦通材が途中にて切斷せる場合又は連續せる場合何れにても若し其の縦通材によりて鉄の buckling が防止せらるゝが如く構成せられたる場合には、其の鉄は tension 又は compression に對しては、其の厚さの 50 倍丈の幅を有效幅と考へ得ること。

(b) tension を受くる鉄は全部有效なりとす。

(c) compression を受くる鉄にして、水壓を受けず單に fixed ends の column に適用する Euler's formula によりて表はさるゝ resilient force $\left(= \frac{4\pi^2 EI}{l^2} \right)$ の範圍に於て strain を受くる限り、鉄は充分有效なりと考ふることを得。若し此の限度以上に strain を受くる場合には、此の resilient force は moment of elasticity として作用するものと考へらる。

(moment of elasticity = $\int p y dA$ = 切斷面に作用する stress による moment の代數的和)⁸⁾

(d) compression の外に更に水壓を受くる鉄に對しては、stress と strain の關係は Koch's formula によりて計算せらるゝものとす。即ち

$$p' = p + 2.44E \frac{f^2}{l^2}$$

但し p' = 鉄に現はれたる stress, 即 I 項によりて求めたる strain に材料の modulus of elasticity 13,650⁷⁾ を乘じたる値とす。

p = 鉄の受くる實際の compressive stress.

l = frame spacing.

f = compressive force と水壓との作用による鉄の deflection を示し、 $f = \frac{n}{n-1} f_0$ にて計算せる値にして、茲に f_0 は水壓のみ作用せる時の

deflection を示し、 $n = \frac{R}{p}$ にて表はされ、鉄の elemental strip の resilient force と、それに作用する actual push との比を示すものにして、buckling stress と actual stress との比と同様のものなり。

此の formula は、現はれたる strain の正しき function として actual stress を與ふるものに非らざるを以て、場合に應じ夫々 water head, frame space, 鉄の厚さに對し stress diagram に修正を施さざるべからず。

Euler's formula は肋材と甲板梁とに於ける鉄の取付具合によりて影響せらるゝことは特に注意すべきことにして、此の取付具合による假定は stringer 又は under-deck-girders を有せざる船體の場合には成立せざるところなり。これ船體に對しては兩端 hinged の struts に起る buckling を考へざるべからざるがためにして、此の場合 formula に含まれたる 4 なる coefficient は省略せざるべからず。

William Berry より提供せられたる data は次の諸項より成り、本文に於てこれ等に關する研究の結果を述べんとす。

- (1) H.M.S. "Wolf" の第 84 station に於ける切斷面の圖。
- (2) strain-indicators の取付位置を示す圖。
- (3) 第 84 station に於ける bending moment に關する記事。
- (4) sagging condition に於ける strain-indicators の讀みに關する記事。
- (5) logging condition に於ける strain-indi-

6) T.I.N.A., 1928, Vol. LXX., p. 152; 及び The Shipbuilder, Vol. XXXV., No. 213, p. 302.

7) T.I.N.A., 1925, Vol. LXVII., p. 41 及び The Shipbuilder, Vol. XXII., No. 177, p. 277.

8) T.I.N.A., 1925, Vol. LXVII., p. 50 及び The Shipbuilder, Vol. XXXII., No. 177, p. 277.

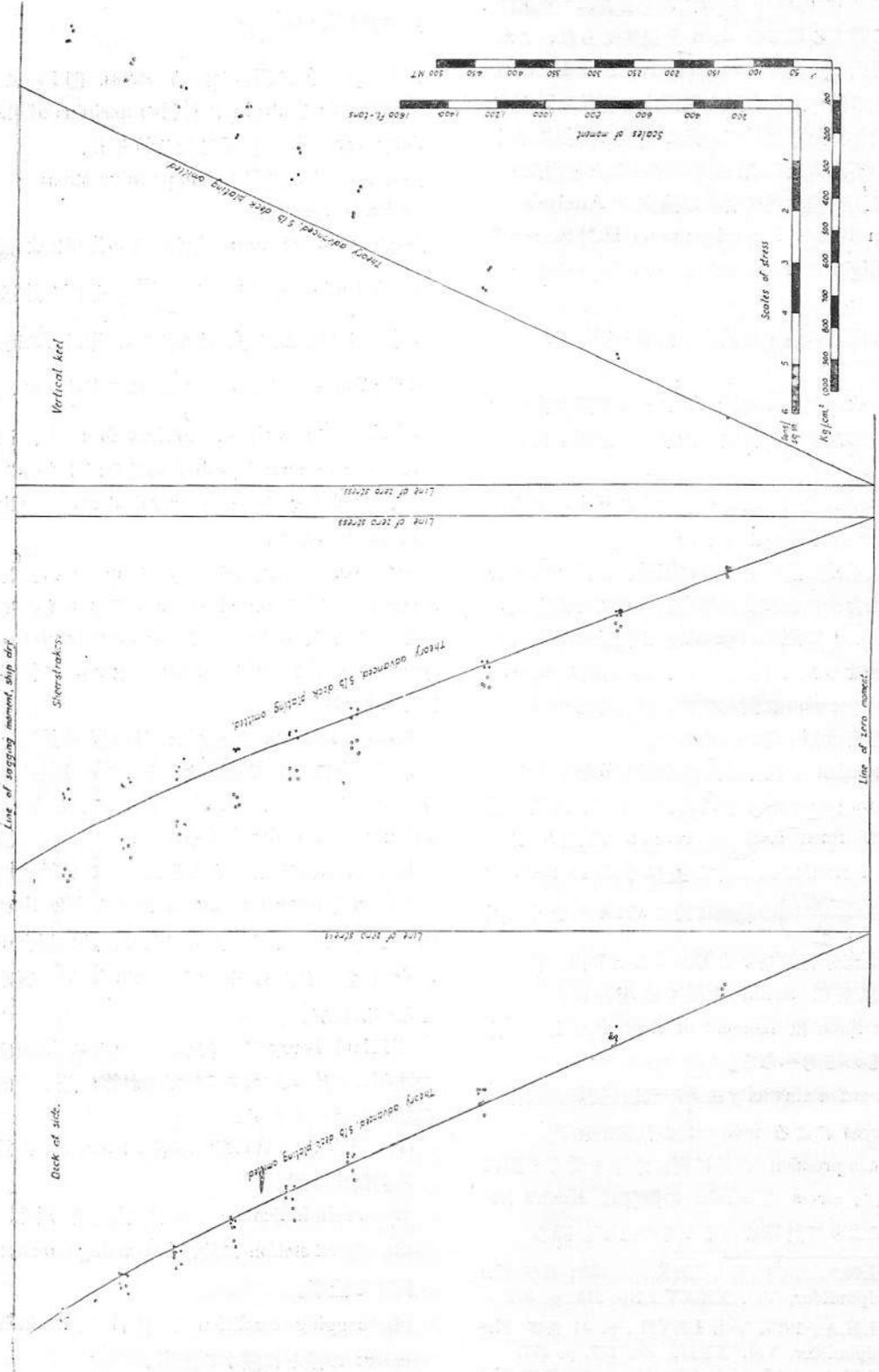


Fig. 1.—"Wolf" Results—Admiralty Data for Sagging.

cators の讀みに關する記事。

之等の data は strain-meter を取付けた "Wolf" の第 84 station に於ける bending moment との關係を研究する重要な資料にして、これに加ふるに Sir John Biles より試験當時 strain の記録に關する日記を貸與せられ更に研究の好資料を得たり。

茲に於て理論による結果と實驗の結果を比較研究せんがため、strain-indicators の取付位置總てに就き、Sir William によりて與へられたる中央切斷面に對する假定を使用して stress を計算し、bending moment の總ての範圍に就き、これを曲線にて表はし、これに對し實驗により測定せる strain を E-value を $13,650 \frac{1}{100}$ として stress に換算し、此の値を上記曲線上に記入せり。Fig. 1, Fig. 2 は斯くして求めたる結果にして前者は sagging condition, 後者は hogging condition に對するものなり。これ等に關し詳細は 1928 年の Sir William の論文を参照せられたし。

此の diagram を作成するに當り船側に於て測定せる strain は可なり不規則なるため、圖には單に sagging condition に於ては deck edge, shear-strake, vertical keel に於ける結果を示すのみにて、又 hogging condition に於ては上記の位置の外に甲板中央部に於ける結果を示すものなり。圖に見るが如く、sagging condition に於て deck edge の strain indicator による結果は

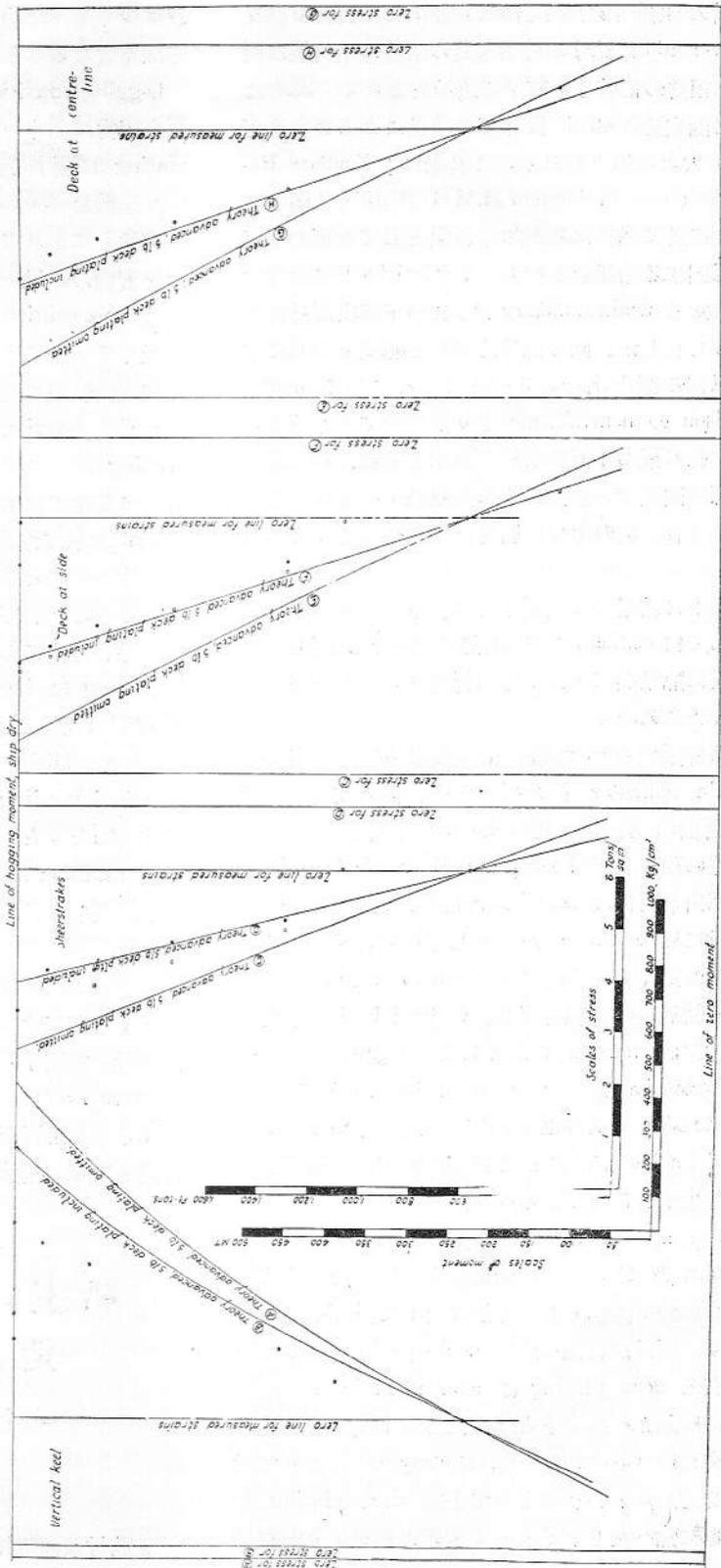


Fig. 2.—"Wolf" Results—Admiralty Data for Hogging.

相當の正確さを以て計算の結果と一致せり。又 sheer-strake に於ける結果も其の兩舷の平均値は同様に相當の正確さを有する曲線となれり。keel に於て測定せる strain は計算の結果によるよりも可なり大なる値となれり。これ先に "Further Research on the Problem of H.M.S. Wolf"⁹⁾ と題する論文に於て述べたるが如く、主として水壓の不同に歸因する結果なるべし。vertical keel に取付けられたる strain indicator は、其の下部山形材に取付けられしが、此の部分は隔壁と隔壁との間に在る單獨の梁と考へらるべきところにして、centre keelson の neutral axis より下に位する部分なれば、此の梁の下部は水壓に作用せられ、且つ其の一部は固定せられたるものと見做すべき隔壁にて支へられ、他の部分は肋材にて支へらるゝものなり。

以上の結果より判断するに、中央の梁の強度に關しては statically には相當に丈夫なるが如きも、一般に隔壁間にては上方に彎曲するものと考へらるゝところなり。

後部罐室の中央部に位する第 84 番肋材にも strain indicator を取付けしが、此の部分に於ける彎曲の方向は、其の hollow 下向きとなれり。斯くの如くして keel plate 及 vertical keel の下部山形材には compression かゝり、其の上部山形材には tension のかゝりし事を知れり。然るに水壓のかゝらざる時にはこれ等の strain は消滅して結局其の符號を變じ、vertical keel の下部山形材には tension のかゝることが認められたり。此の tension が sagging condition の場合に生ずる tension と合するを以て、これがために vertical keel の部分に於て計算と實際の結果とに差違を生ずることゝなるべし。

sagging condition に對する stress の曲線は Dr. Bruhn 及 Dr. Robb 兩氏が上に述べたる論文の討論に於て説明したる方法によりて計算せるものなり。兩氏は討論に於て deck-openings より内側に在る deck plating は moment of inertia の計算には加ふべからずと述べたるにも拘らず、其の本文には Committee on Destroyers によりて採用せられたる方法によりて上記 deck plating を計算に加へたり。然れども實際の結果より考察す

れば少くも sagging condition に對しては前者の方法至當なるべし。

hogging condition に於ける結果も亦計算の結果と相當によく一致せり。此の場合には上記 deck plating に關する假定に基ける方法と、deck plating 全體を moment of inertia の計算に加へたる方法とによりて、2 つの理論上の曲線を求めこれと實驗の結果とを比較せり。此の結果によれば hogging condition の如く deck plating が tension を受くる場合には後者の方法による結果がよりよく實驗の結果に近き値を與ふるものゝ如し。然れ共一般に hogging condition に對し I/y の計算に opening より内側の deck plating を加ふべきか否かに就きては未だ確言し得ざるところなり。

keel に於て測定せる strain の値が計算の結果と相違せることは水壓の影響による假定を裏書せるところなり。即ち水壓は何れの状態に於けるも常に同じ方向に作用するに反し longitudinal bending stress は hogging と sagging とによりて互に反對の方向に作用するものなるを以て、若し sagging condition に於ては水壓の影響により longitudinal bending による strain 以上に strain を増すものなりとの假定を認むるときは反對に hogging condition に在りて strain を減少せざるべからず。而して此の現象は實際上認めらるゝところなり。

要之、Sir William Berrys の "Wolf" の data に對する解析は 1928 年の論文の討論に於て述べたる説を證明するものとなれり。要するに compressive stress とは實際如何なるものなるかを研究するが最も肝要なることにして、これに關しては近き將來に解決せらるゝものと信ずるところなり。(M.O.)

船主の利益になる 造船法(其二)

Journal of Commerce, June 27, July
4, 11, 18, 1929.

船側肋骨

正肋材及副肋材から成る組立肋骨を使用するとき、造船者にとつては高い費用を要し、船主に

⁹⁾ Engineering, 13th and 27th August, 1926.

とつては衰耗し易いといふ不利を與へる。従て現在は球山形材或は溝形材が一般に使用される。

船級協會は肋骨の寸法を定めると同時に又同一效力の形材の代用を許容して居る。代用形材の使用が載貨量、重量及噸數に重大な影響を及ぼす事は肋骨心距の項に於て述べた通である。

船側外板と二重底外側肘板との注意すべき結合法として、溝形肋骨を肘板の位置に於て2分し、一部を肋骨と外板との固着に役立たしめ他の一部をして肘板の曲縁を形成せしめる方法がある。梁と梁枝との固着を之と同様の方法で行つた経験を有する船主は、肋骨と二重底外側肘板との場合にも亦之を應用する事に依て丈夫な固着の得られる事を認めるであらう。

主肋骨が中板上の洗場及び便所を貫通して居る例が數多ある。此の場合には「セメント」を塗布して水密を保つのであるが、常に漏洩が問題となる。水を使用する場所に採用し得る唯一の安全方法は、此の位置に於て肋骨を切斷し肘板に依て甲板に取付ける事である。造船者は自己の利益の爲又船主は搭載貨物の損害を防ぐ爲、此の方法を採用する事が必要である。

二重底縁板と肘板との取付部は從來面倒な問題であつて、二重底側短山形材の鉸鉄に生ずる漏洩及縁板に生ずる裂痕に依て常に悩まされて居る船主側監督は、之に對して充分な修繕を施す事が非常に困難である事を認知して居るであらう。之に對し最初は短山形材の増鉄或は裏側に山形材を添加する事が試みられたが、現在は控材 (gusset) の結合を一層強固ならしめる方法が採用されつゝある。此の方法は正當と認められるのみならず實際にも亦満足な結果を示して居る。

普通問題の起る場所は、主に短山形材の頂部であるから短山形材を二重とする方法は縁板下部に不必要な鉸鉄を増す事となるのみならず、修繕を必要とする場合にも亦極めて厄介となる。控材に於ける1箇の鉸鉄は少くとも二重底側短山形材の下部に近く設けられた鉸鉄2箇に相當する。

控山形材の寸法は普通其の截面積が控山形材と二重底上面或は二重底外側肘板と之を固着する鉸鉄の截面積に等しくなる様に定められて居る。此の方法は理論的には正當と稱し得ないが、實際上良い方法である。

控材として山形材を採用するが良いか或は板を採用するが良いかは甚だ議論の多い問題である。之に就ては下記の2點を記載するに止める。控材は山形材に比し剛性に於て劣り且漏洩を生じた場合取扱が厄介である。

控山形材を採用する場合には二重底外側肘板の曲縁は、之を控山形材の上部の高迄維持する必要がある。斯くすれば控山形材と肘板とを取付ける最初の鉸鉄を、二重底内底板と控山形材との固着鉸鉄に極めて近く設ける事が出来る。

船首防撓装置

船首隔壁の後方に於ける防撓方法には、特設肋骨に依る方法、船側肋骨の補強に依る方法及防撓梁に依る方法の3種の方法がある。特設肋骨に依る方法は、勿論強力及防撓力は充分であるが、載貨場所を妨げる事、高價なる事及重量の大なる事の爲、漸く廢れつゝある。

約7呎の間隔に船側縦通材を設け船側肋骨を防撓する方法は現在最も廣く採用されて居るが、此の場合に於ても船側縦通材の効率率は船首艙内の場合と同様に外板取付用短山形材の適否に依て左右される。

幅の廣い船側縦通材と防撓梁とを設けるときは、勿論最良の結果が得られるが、此の方法も亦明かに載貨場所を妨げるものである。

船首隔壁後方の防撓を目的とする前記の方法は何れも總ての點に於て完全とは考へられない。之に對する現在の傾向は、船の内部に餘計な材料を加へる事を成る可く避け外板の厚を増加する方針に向て居る。

panting に因り裂痕を生じた外板を新換する場合には、監督は從來のものより25%厚い板を使用する事を要求するが宜い。然かし一方に於て船側縦通材の外板取付用山形材は出來得る限り長いものを使用し其の鉸鉄孔をよく合致させ完全に鉸縮を行ふ事が必要である。普通行はれる方法は縦通材の短山形材を増設する事と鉸鉄の徑を増大する事とであるが、之は前記外板の増厚と相俟て有效な修理方法と認められる。外板の厚を25%増すときは panting に對する抵抗は約倍加するものである。但し外板の厚を増した場合鉸鉄の徑は。

適當に工事を施す爲必要な場合の外、之を増大する必要はない。

梁柱及特設梁下縦通材

今日の船舶に於ては障碍物の無い艙が必要とされて居る。甲板荷重の支持は一般に、特設梁柱、特設梁下縦通材、補強艙口縁材及特設艙口端梁に依て行はれる。

特設梁下縦通材は確に有利な構造である。又中心線隔壁は船の前後の方向に於ける最良の甲板防撓材である。

船の首尾に近い艙内に設けられる梁柱の下端は屢々二重底外側肘板の位置に落ちる事があるが、斯かる場合には肘板上に不恰な臺を設ける代りに、特設梁下縦通材を船側から cantilever に依て支持し梁柱を省略するが明かに有利である。

特設梁下縦通材は、第2の機能として壓縮屈曲に對し甲板を支へる故、之を切斷する事を避く可きである。特設梁下縦通材を梁に固著する爲使用され、兩邊に2箇の鉸鉸を有する短山形材は、適當に鉸縮する事が困難であるから、工事中特に注意を要する。

梁柱は形材で種々の形に組立てられるが、中空圓柱を採用すれば工事が完全に行はれるのみならず、肘板、縁等の無い爲、貨物を損傷する事を避け得る。

艙口の構造

艙口縁材の構造に關し「ロイド」規則は次の事項を規定して居る。「縁材と甲板とを接合する山形材の厚は縁材の厚に等しくし且其の邊の寸法は、甲板に木甲板を張る場合には木甲板の上面上1/2吋の高に達するものと爲すべし。端縁材と側縁材とを接合する山形材の厚は縁材の厚に等しからしむべし」と。

此の點に關する造船所の慣習は區々であつて、何れにも6"×6"の山形材を使用するもの、6"×6"の堅山形材、3½"×3½"の甲板山形材を使用するもの、3½"×3½"の堅山形材、6"×6"の甲板山形材を使用するもの、及船の首尾の艙口には總て3½"×3½"の山形材を使用し中央部艙口には總て6"×6"の山形材を使用するものがある。總ての山形材を6"×6"とし2列鉸縮と爲す

ときは強力な點に於て充分である事は明かであるが、此の必要は殆んど無い。端縁材と側縁材との接合は最も重要であるから、之に對しては、暴露甲板上的總ての艙口に就き6"×6"の山形材を使用し2列鉸縮と爲す事が必要である。然かし縁材を甲板に取付ける山形材は總て3½"×3½"で充分である。

端縁材及側縁材を防撓する水平球山形材を使用するときは、之を艙口隅に達せしめ隅山形材と鉸縮する事が常に必要である。水平球山形材は其の端部を斜に切り取る事が必要であつて、端縁材の球山形材と側縁材の球山形材とを艙口隅を廻る板片で連絡しても何等の効果はない。

艙口仕切梁を荷ふ山形材間の填材

艙口仕切梁を荷ふ山形材間の填材は1材で適當に作成する事が必要である。此の填材は2箇或は3箇の屑板片で作成される事が屢々あるが、之は錆を迅速に生じ艙口仕切梁に對する不均等な支へとなるであらう。

艙口仕切梁の頂部及底部の山形材の鉸鉸心距、殊に載炭口の蓋板を受ける山形材の鉸鉸心距は屢々大に過ぎる爲、鉸鉸の締直しが速に必要となるのみならず山形材の新換も亦必要となる。艙口仕切梁の頂部及底部山形材の鉸鉸心距は總て鉸鉸の徑の7倍以下とし、載炭口に於ては最大心距を鉸鉸の徑の6倍と爲す事が必要である。

普通の貨物船に於ては、艙口仕切梁の端部は取外し及取付の際擦れ等の破損を生じ易い。依て一層簡單且堅牢な艙口仕切梁を工夫する事が必要と認められる。

「セメント」及塗料

「セメント」は從來盛んに論議された問題であつて、世界大戰迄は殆んど總ての船は二重底内に「セメント」を塗布する古來の習慣に従て居たが、二重底内に燃料油を搭載するに至つて問題は複雑となり、現在の一般的意見は燃料油を搭載する部分には「セメント」を塗布せぬ事を可とする方向に向つて居る。

中形の貨物船に在ては、「セメント」を施す事に依て大略40噸の重量が増加する爲、大戰中に建造されたものは之を行はなかつた。「セメント」を塗

布しなかつた船に在ては、二重底燃料油艙内外板に點蝕を生じた場合、水艙内鉸頭が水の流動に依て磨滅した場合、及外板横縁部に残留した雜物が船の横搖に依て、外板に溝形磨損を生じた場合が多く、就中溝形磨損の爲外板の新換を必要とするに至つた場合が數多ある。之等の場合には、自然「セメント」が新に塗布されたのである。

彎曲部に「セメント」を施す事も亦普通行はれるが、之は普通の状態の下に於ては耐久の見地から見て最良の方法である。例外は時として第1載貨艙に生ずる。即ち此の位置に於ては panting に依て「セメント」と外板との間に隙を生じ易い。従て「セメント」と外板との間に迅速に錆を生じ外板は甚しく腐蝕する事がある。依て此の部分に「セメント」を施した場合には機會ある毎に「セメント」の槌打試験を行ひ不良な部分を發見修理する事が必要である。

塗料に關し「ロイド」規則は「船體外部の塗料は出來得る限り遅く之を施すべし」と規定して居る。船主は仕様書中に外板に對しては進水前2週間以前に塗料を施す事を禁止する旨記載する事が必要である。

船體内部の塗料は塗布の回数毎に色を變更する事が必要である。又艙内に於ける梁下縦通材、梁、肘板等に對し塗料を塗布するに際しては特別に注意深く監督する事が必要である。

隔壁防撓材

隔壁に就ては側部防撓材下部の固着が特に問題となる。多くの設計者は之に就て注意を拂て居らないと思はれる。

隔壁防撓材の最も有效な固着は、肘板に依て之を二重底内底板或は外板に取付ける事に依て得られる事に就ては何等異論がない。深水艙に於ては、防撓材を曲げ或は芥除箱、海水吸管を移動しても此の固着法を採用すべきであつて、他の固着法を採用するは不可である。深水艙隔壁防撓材を肘板に依て二重底外側肘板に取付ける方法が提案される事があるが之は決して賛成する事が出来ない。

場合に依ては船首尾隔壁防撓材が船側縦通材を貫通する場合隔壁防撓材の船の中心線側に於て、船側縦通材と隔壁とを取付ける爲、短山形材のみ

が設けられる事があるが、此の短山形材は2列鉸頭とし縦通材の外方迄延長し且其の端部を斜に削る事が必要である。

深水艙隔壁及外板を高の約中央に於て水平防撓材に依て防撓する事は、深水艙が脚荷水の搭載に使用される場合に於ては水平防撓材を設けぬ場合に比し遙に有利であるが、貨物を積載する場合に於ては明かに不利である。重量に於ては、水平防撓材を設ければ隔壁堅防撓材及肋骨の寸法を軽減し得る爲、何れも甲乙が無い。

石炭庫

石炭庫の形状は種々雑多であるが形状の複雑な事は、石炭均載上の不利を除くも尙衰耗の點に於て非常に不利である。即ち形状の簡單な炭庫が最も理想的なものである。甲板間の炭庫を有せぬ横置炭庫は之に最も近いものである。

圍壁に沿ふて炭庫を設置する必要のある場合には、圍壁と載炭口の相互の位置に就き特に注意を拂ふ事が肝要である。例へば載炭口を圍壁の傾斜部の上方に設けぬ事、石炭庫を貫通する灰棄筒を決して暴露載炭口の近くに導かぬ事に注意し、又梁、梁枝、梁下縦通材、甲板、艙口縁材及縁材周圍山形材の内交互に石炭及雨露に曝されるものは、修繕を容易に行ひ得る様之を設計し置く事等である。

近年製造された船は一般に副汽罐下の甲板を腐蝕に堪へ得る様充分の厚として居るが、圍壁も亦副汽罐に近く設けられた場合には速かに腐蝕するものである。依て狹隘で修繕が相當困難と認められる場合には圍壁の厚をも増す事が有利である。

操舵装置

操舵機關が船尾に設けられた場合に、齒車の下部に當る位置に支柱を有する斷切桁板を設ける造船所があるが、此の方法に依るときは甲板が薄い場合、機關からの油が下部に漏洩し貨物に損害を與へるから注意を要する。操舵機に對する適當な臺板の厚は、船の大きさに依り .50吋乃至 .75吋であつて、鉸頭は皿頭と爲す事が必要である。尙梁に梁柱を設ける事に依り斷切板を省略する事が出来る。

内張板

艙内に内張板を設くべきや否やは船の用途に依

て定まるものであつて、之に就ては各船主が夫々定見を有する事と認められる。依て此の問題に就ては多くを論ずる必要がない。船口直下のみ内張板を設けた船が多数あるが、二重底内底板は船口直下の部分のみならず、其の外方に前後の方向に夫々約7呎、左右の方向に夫々約3呎迄の部分も亦雨露の影響を蒙るものであるから、此の方法には賛成し難い。然かし内張を此の範圍迄延長すべきや否やは個々の場合に就き決定すべきである。

脚 荷 水 輪

空氣管及測深管を筒に入れる事は不可である。筒に入れられた管は破損する迄或は検査期間の満了する迄検査される事なく又木製筒は塵芥及蟲類を宿し、管の腐蝕を促進し且破損の生ずる前に発見し得べき潜在的缺陷を隠蔽する。

空氣管及測深管の挟子 (clip) の数が不充分である場合が多い。長が 25 呎乃至 30 呎の管で挟子を有しないものが往々発見される。假令之を有する場合でも多くは底部に近い位置に唯1筒を有するのみであるから、自然管の切断する事件が起る。尙滄水道及二重底内に於ける主吸管の挟子の數に就ても注意を要する。

船級協會は測深管の下部の測深棒を受ける部分に板片を設ける事を要求して居るが、大多數の船に於て此の板片の設置が不完全であると認められる。外板と同じ厚を有する1呎平方の板を「セメント」中に充分嵌込む事が必要である。

排水管の數を増す事は、入渠の際脚荷水輪から速に排水する爲及損傷を受けた際速に排水を行ふ爲め必要である。之に要する特別の費用は、入渠時間の減少等に依て間も無く償はれるであらう。

新造船の大多數のものは船脚縦通材を設けないが、支水隔壁に水平肘板を附し外板と固着する方法を採用するものが尙在る。此の方法を採用するときは肘板の先端部に當る外板に裂疵を生ずる事が多い。此の缺點の原因は肘板自身に在るから、肘板の使用を廢止するに如くはない。

其 の 他

平板龍骨を内側板とする事は、今尙沿岸船に於て行はれるが、此の方法は掃除困難の爲、外側張と爲す場合に比し腐蝕を起す事が遙に速である。

彎曲部龍骨の鉸鉸は入渠毎に修繕を要するものであるが、之は或る程度、彎曲部龍骨の連續を保持せんとする事に起因するものと認められる。外板の横縁部に於て彎曲部龍骨を斜に削り取り不連續とすれば、各龍骨端部の鉸鉸の受ける歪を緩和し従て此の鉸鉸の弛緩を防ぐ事が出来る。但し連續彎曲部龍骨と不連續彎曲部龍骨とのうち何れがより有效であるかの問題は、今後の研究に俟つ可きものである。

鉸鉸に錆を生ずる事の最も多い場所は、暴露圍壁の頂部及周圍山形材である。之は圍壁板が薄い爲、大きな心距に於ける鉸縮に依て板と山形材とを密着させる事が困難である爲と考へられる。此の部分に少許の増鉸を爲すときは、將來の面倒を防止する事が出来るであらう。

最も有效な排水口は、幅9吋以下で出來得る限り舷牆の下部に設けたものである。此の様な排水口を設ければ、損傷を受け易い rail や扉を省き得ると共に外觀も佳良である。

機械臺を構成する厚い二重底内底板の鉸孔は鑽孔すべき事を指定する船主があるが、此の考は結構である。然かし各位置に配置された板を鑽孔した後其の儘ま之を鉸縮するときは、普通の方法に依る場合より却て悪い結果を示すであらう。此の場合には鑽孔後板を再び取出し總ての油類及接面に附着せる鑽屑を除去する事が絶対に必要である。

揚貨機用管及其の他の蒸氣管は一般に船口縁材、甲板及甲板室から出來得る限り離れた位置に設置する事が必要であると主張されて居るが、實際に最も重要な點は、空氣が自由に流通し得る様充分な餘地を存する事である。通風の不良が原因を爲す腐蝕が多數発見せられる。

甲板上に邪魔の少ない船は外觀上優れて居るのみならず屢々有効な船である。通風筒を船口側縁の内方に設けるときは、損傷を受ける事少く且貨物の取扱に對しても障碍とならない。(S. O.)

皿形鏡板の強力

Engineering, July 5, 1929, pp. 1-4.

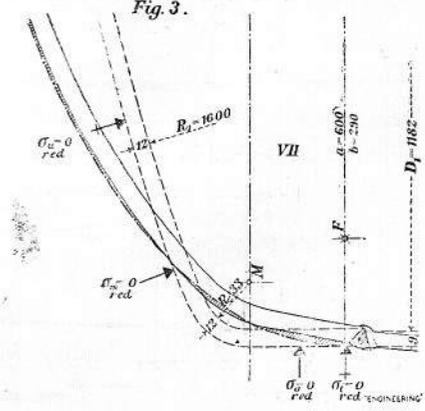
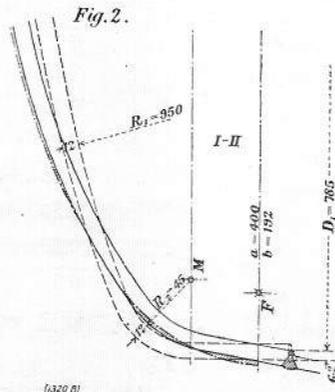
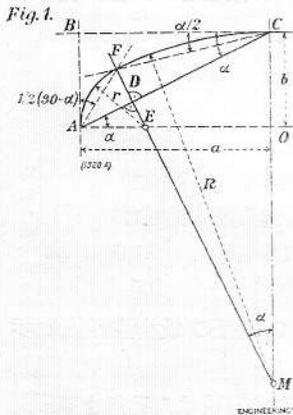
drums や或る場合には汽罐に於いて用ひられる皿形鏡板の寸法を定める満足な方法は未だ考へ出されてゐない。破壊試験に基く公式でさへも實際に於いては之等の鏡板は應力よりも疲労が最大なる所で破損する爲めに正確な結果を與へない。此の関係で斯かる鏡板が壓力の廣い變化を受ける fireless boilers に用ひられた場合に、動力所に於て用ひられた場合に比し非常に破損が多い。従來鏡板の厚を定めるには板の大部分は球殻の一部を成すと假定し、應力 $f = \frac{pR}{2t}$ で與へられるものとしてゐた。此所に p は内壓、 R は球殻の半径、 t は其の厚である。此の亂暴な假定に含まれる誤謬を償ふために大なる安全率を用ひてゐる。前記の如くして定められた應力 f は皿形鏡板の nominal の球應力として取扱ふに便利かも知れぬ。實際破損は前記球面の大圓に沿うて起らず鏡板の軸と同じ軸の環線に沿うて起り眞の危険な應力は drum との接合に於ける encastrement に基き起る屈曲應力である。然し前記公式の形は之を改良せむとする試みに於いて結果が實際と經驗とに更によく一致する様に種々の係数を持ち來り其の形を保つて來た。最近 Swiss Association of Steam Boiler Proprietors の技師長の E. Hoehn に依り根本的に之が改められた。彼は前記の假定に基く公式の不合理なることを明確にし、計算と經驗との更に進むだ一致は斯かる鏡板を ellipsoid の截面であると看做して得られることを主張してゐる。

一般に皿形鏡板は 3 中心を有する曲線で Fig. 1 に示す如きものである。時には形が meridional section に沿うては true ellipse のものもある。後者の形を Hoehn は最良であると主張してゐるが、3 中心を有する曲線即ち basket-handle 形を用ひるときには曲率半径の比を出来るだけ大にすることが肝要であると謂つてゐる。

flange の徑及深が與へられると elliptic profile は決定されるが同一の深と外徑を有する basket-handle curves は無數にある。Hoehn の推奨する形は Fig. 1 に示す方法で得られるものである。

本圖に於いて b は皿の深、 a は flange の半径である。是等は 橢圓形の場合には長短兩軸となる。矩形 $ABCO$ の對角線 AC を畫き $\angle BAC$ 及 $\angle BCA$ を 2 等分し F 點を定める。 F から AC に垂線を畫き延長し CO と M にて交はらせる。此の M 點を中心として皿形の頂部を畫く。 AO と FM の交點 E を中心とする F 及 A を過ぎる圓を畫き全形が出来上る。 a/b なる比を k で表はし Hoehn は r/R は此の場合 $\{\sqrt{(k^2+1)}-k\} / \{\sqrt{(k^2+1)}-1\}$ に等しく且之が極大の値であることを示してゐる。然し實際には皿形鏡板の設計は色々で r/R の比は非常に廣い變化を示してゐる。之が寸法を定める満足な法則を出すことを困難ならしめる。即ち徑と深は同一でも異なる形が破損及試験に關係するわけである。

皿形鏡板が壓力を受けると皿の深が増し皿の corner 即ち頂部と flange との境の部分が Fig. 2 及 3 の如く橢圓形に更に近くなる。Fig. 2 は弾性限界以内での變形を示し Fig. 3 は更に高壓力に依り永久變形を生じた所を示す。此部分では内外



共環状繊維は壓縮される。半徑を含む面で考へると此部分では外面は壓縮されるが内面は伸張される。多くの研究家が半徑及環状の方向の歪を測定した。之等の測定結果から相應する應力を出すのは次の式に依る。

$$Ee_1 = P - Q/m$$

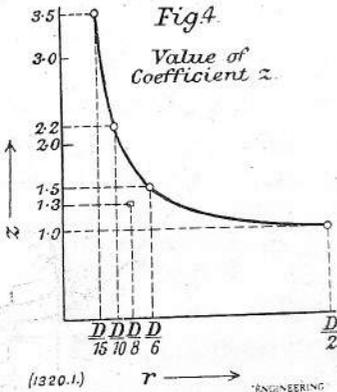
$$Ee_2 = Q - P/m$$

但し e_1 は半徑方向に於ける測定された歪、 e_2 は環状の歪、 P 及 Q は相應する應力、 $1/m$ は Poisson の比例数である。Hoehn の指摘する所に依れば半徑及環状方向の應力は其の sign が corner の内面では反對であるから此所に酷しい剪斷歪が meridians と 45° 傾いた方向に起るべきだが、之に歸せらるべき破損の例を見たことがないと謂つてゐる。實際に起る裂疵は環状方向であるから危険は半徑面に於ける應力にあることになる。之等の corners に於ける屈曲應力は周知の如く曲線棒が屈曲を受けるときは直線棒に於ける如く一方が壓縮で一方が伸張といふ具合にならずして非常に大となる。應力分布を示す曲線は双曲線狀で應力は直線棒の場合よりも内面では非常に大である。従て内面の應力を外面の測定結果から推定することは出来ない。外面の測定に依り簡単な公式を出さうと試みて居たのが大陸方面の技術者である。

Bach 及 Baumann の實驗に基く次の式は屢々獨逸に於いて用ひられた。

$$s = Rpx / (200 K) + 2$$

但し s は金屬の厚を耗にて表はし、 R は皿の頂部の半徑を耗にて表はし、 p は使用壓力を 珓/珓² で表はし、 x は安全率で普通 4 とする。 z は r と鏡板徑の比に關係する係数である。此の係数の値は Fig. 4 に示されてゐる。 K は板の抗張力で普



通 47 珓/珓² (29.9 噸/吋²) に採る。

此の法則の基礎となる實驗では彈性限界に達すると鏡板の外面に scaling off が起るものとしてゐる。試驗鏡板中 6 箇は橢圓形で他の 6 箇は basket handle 形であつた。總て直徑は約 128 種 (50 吋)、深は橢圓形のものでは 32 種 (12.5 吋)、basket handle 形のものでは 23 種 (9 吋) である。豫期せる如く深が斯く異つてゐるため橢圓形の方が他方に對し scaling が始まる前に於いて 3 乃至 4 倍の高壓力に堪へた。橢圓形截面の鏡板の截面が圓形であるとして計算すると nominal spherical stress は厚 1.5 種 (0.591 吋) に對する 1700 珓/種² (24,200 封度/吋²) から厚 2.47 種 (0.973 吋) に對する 2183 珓/種² (31,000 封度/吋²)迄の範圍を有する。之等の試験は總てが同形であるから比較研究に役立つ。他の形に對する nominal spherical stress は非常に少く、最高 11,420 封度/吋²で最低 6260 封度/吋²であつた。然し此の場合形の上では可なり差異があつた。之は曲率大半徑は總て約 51.5 吋であつたが、corner の半徑は 2.87 吋から 4.53 吋に亘る變化があるためである。

Siebel 及 Koerber が Dusseldorf で 1924 年に行つた實驗の結果は次の如き公式を與へた。

$$s = Dypx / (200 K) + c$$

但し s, K, p, x は既記と同じで D は flange 縁の外徑 (耗)、 y は 深と直徑の比に關する係数で次表に示すもの、且 c は人孔無き鏡板にては 2 耗、人孔を有する鏡板にては 3 耗と採る。安全率 x も亦人孔無き鏡板に對しては 3.5、手孔の如き小孔あるものに對しては 3.75、人孔を中央に有するものに對しては 4.25、孔が中央でなく偏してゐるものに對しては更に大に採るといふ様に變る。

h/D	y	r/D 最小値
0.18	2.8	0.065
0.19	2.3	0.072
0.20	2.0	0.08
0.22	1.6	0.10
0.24	1.4	0.115
0.25	1.3	0.125
0.5	0.55	0.5

最後の欄は corner の内徑の最小許容値を示す。

前記の法則の基となつた實驗は人孔無き皿形鏡

板 13 箇、人孔を有する同様のもの 19 箇に就いて行はれた。總て徑は約 130 糎 (50 吋)、厚は 2 乃至 3.55 糎 (0.787 乃至 1.37 吋) であつた。歪を外面に於いて測り普通の公式で之に相應する應力を推定した。人孔を有するときには其の周圍の應力は同形同厚で孔のない鏡板に於けるものゝ 3 乃至 4 倍である事が判つた。之に就いて該實驗者は人孔ある鏡板を普通の方法に依り寸法を定めると安全率は零となると注意してゐる。然し鏡板は破損する前に 2 倍の壓力に耐へ得た。Hoehn は人孔の周圍の是等の局部伸張に依り爆發は起らないと述べてゐる。其の面積は非常に狭く且應力は plastic flow に依り救済される。然し彼は人孔ある所では鏡板は其の附近では圓錐形とするがよく之が金屬が高壓力を受けたとき採る形であると謂

つてゐる。尙彼は歪を前記實驗で測つた長は寧ろ大で 2.76 吋であつたと述べてゐる。

彼自身の實驗に於いて彼は 20 糎の長にての歪を 1/1000 糎迄讀める器械で測り、非常に完全に 10 箇の皿形鏡板の外面に於ける應力の有様を圖示し得た。此の内で 2 箇は楕圓截面で他は basket-handle 形であつた。

應力分布の特性曲線は Figs. 5, 6, 7, 8 及 9 に示してある。之等の圖は ordinates に實際に測定した歪を採つてある。接合の形式は Figs. 6, 7 及 9 の場合に對するものを同圖に示してある。nominal の應力 σ_{red} が歪と共に示されてゐる。是等が測定した歪に Young の係数を乘じて出したものとすれば、歪の測定は皿形鏡板に就いてのみならず胴板の之に近い部分に就いても行はれたも

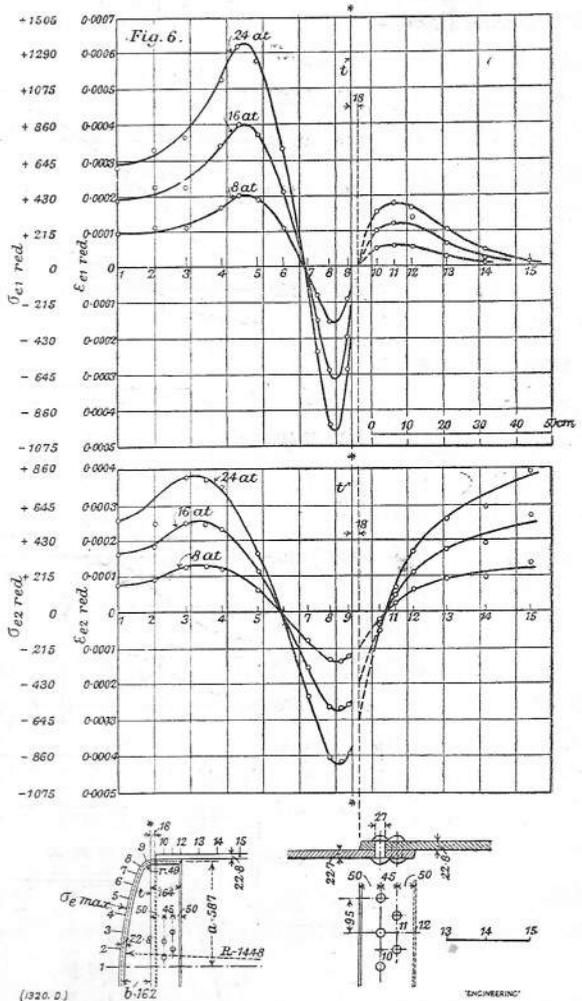
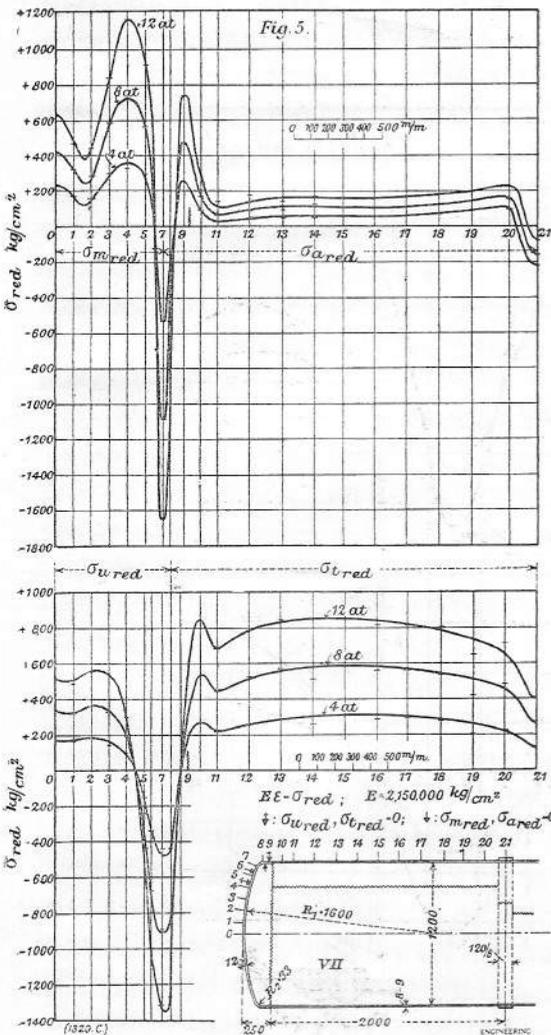


Fig. 7.

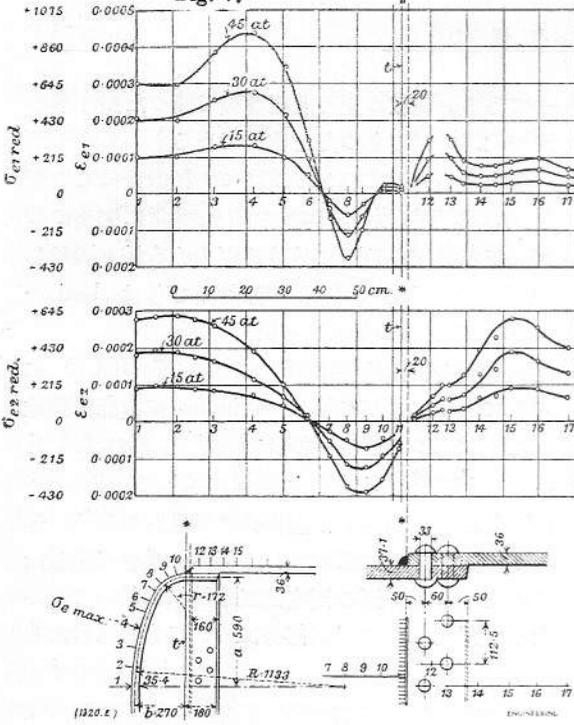


Fig. 8.

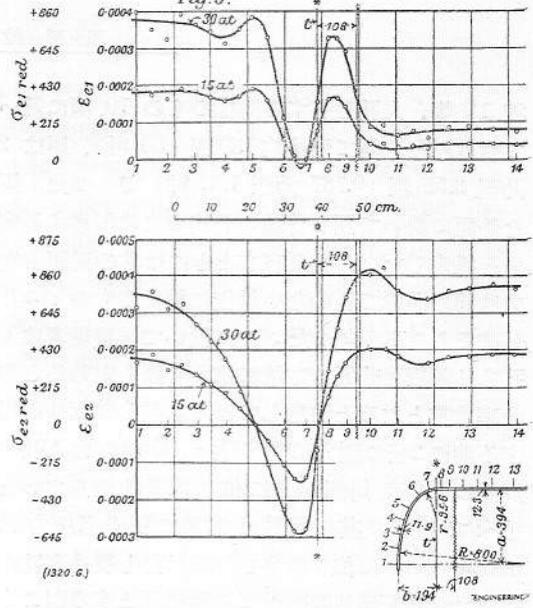
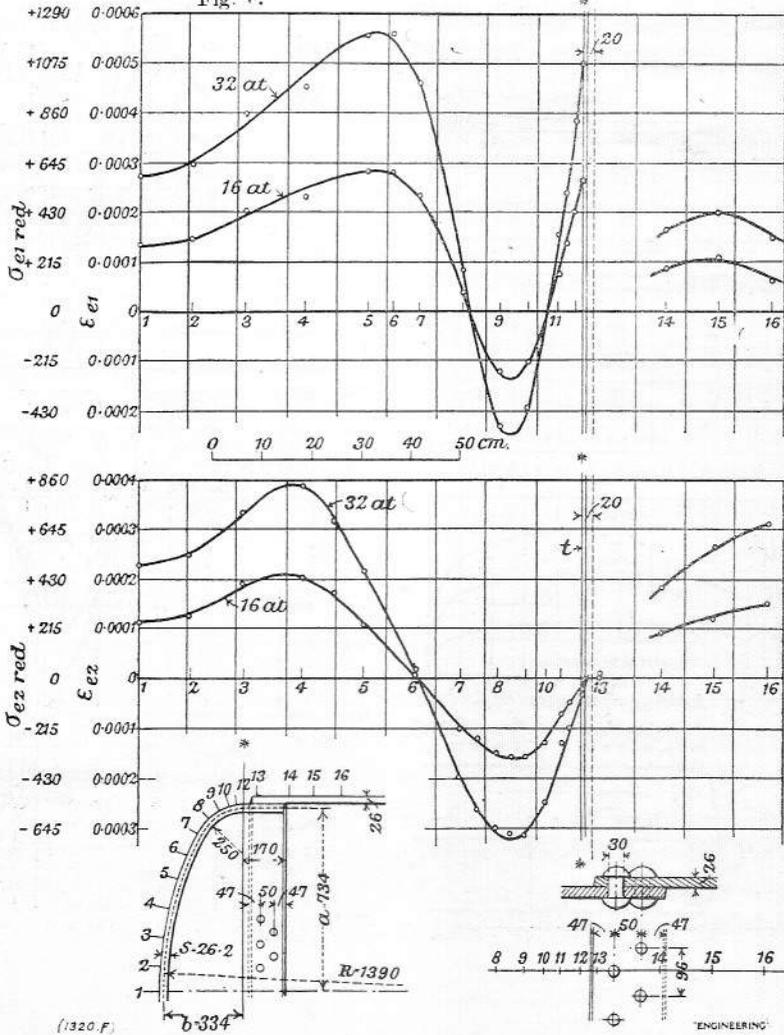


Fig. 9.

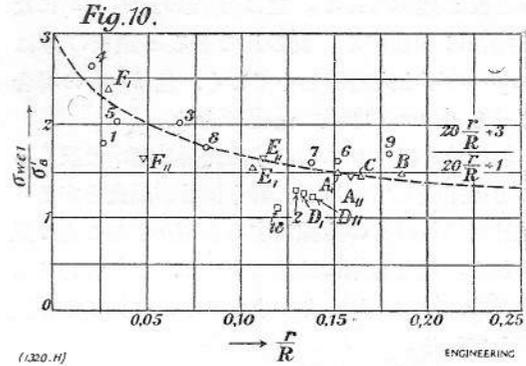


のと思はれる。各場合に曲線の上部は diametral section に於ける歪又は nominal の應力を表はし下部は之に相應する環方向歪又は nominal の環状應力を示す。之等の nominal の應力は相應する歪に Young の係数を乗じて得られ、是等から普通の式に依り眞の應力が推算される。

先づ drum の胴板は大なる歪を受け 接合部近くでは圓筒形胴板の強力の普通の式から出したものに比し著しく大であることに注意せねばならぬ。是等の観測は J. C. Spence の短汽罐に関する實驗と一致する。該實驗に就ては Engineering の 1891 年 4 月 17 日號の 468 頁に述べてある。

Spence は是等の汽罐の 胴板は壓力を受けると中央よりも端に近い方で一層脹れることを見出した。Hoehn の實驗も應力の同様な humps が皿形鏡板に迄も起ること示し、大なる應力は小なる corner の半徑と相關聯することを明かにしてゐる。然し小半徑から大半徑に移る有様が elliptic profile の皿形鏡板に於ける如く steady で uniform であときは應力は低いといふ考へから前記のことが推定される。尙彼は實際には皿形鏡板の厚は一般に diametral section に沿ひて變化し多くの場合に其の圖面と一致しないと述べてゐる。實驗した basket-handle 形のうち唯一のものが Hoehn が強力上最もよいと主張する最大値に半徑比が近い。

彼の實驗結果を補ふため Hoehn は實際に破損した 500 箇の場合の詳細な説明を手に入れたが是等を分析して前記の比又は板の厚に關して強力が變るといふ確定的の傾向を見出し得なかつた。従て皿形鏡板の寸法を定める式を新に作らうとするに當り彼は Dusseldorf にて得た結果を補ひとして彼自身の實驗結果を基とすることにした。Fig. 5 乃至 9 に代表的のものを掲げた曲線からして彼は次の様に結論してゐる。即ち皿形鏡板は一般に 2 箇の最大應力を受け、冠部附近の外面での伸張と corner に於ける壓縮とが之である。數學的彈性學の公式から歪曲線に依り彼は meridian に沿ふての眞の最大應力を出し、之を既に示した如き nominal spherical stress と比較してゐる。此の比を圖示してみると Fig. 10 に示す如く r/R の値に對し或る一定の關係があることを發見した。之に依り彼は平均曲線を引き眞の測定應力と nomi-



nal spherical stress の比の公式を次の如く示してゐる。

$$(20r/R + 3) / (20r/R + 1)$$

$r=0$ のときには此の公式は鏡板は球板としての場合の厚の 3 倍の厚なるべきを要求してゐる。 $r/R=1$ ならば鏡板は半球となり厚は球板としての厚より 10% 大なるべきを示す。Hoehn は此の allowance は半球鏡板が drum に接合されてゐるときには屈曲應力が起るから必要であると説明してゐる。従て彼は basket-handle 形の皿形鏡板の寸法を定める式として次式を提示してゐる。

$$s = (1.65 pak / Kz_1) (20r/R + 3) / (20r/R + 1)$$

k は鏡板の深と半徑の比で之が 2 より大なる場合の式が前式で半徑は平均層の半徑を採る。既記の如く r/R の値は最大 $\{\sqrt{k^2+1}-k\} / \{\sqrt{k^2+1}-1\}$ である。前式の s は板の厚を纏にて、 p は使用壓力を大氣壓にて表はしたものである。係數 z は人孔無ければ 1 に採り、然らざる場合には 1 より小に採るのであるが Hoehn は實際に此の値を示してゐない。

抗張力 K の値として彼は milder steel に對し 3,600 疋/糎² (22.8 噸/吋²)、harder st. el に對し 4,100 疋/糎² (26 噸/吋²) と採つてゐるが、非常に硬い鋼は皿形鏡板に用ふべきでないと附加してゐる。銅鏡板に對しては 100°C 以下の場合には K とし 2,200 疋/糎² (13.7 噸/吋²) と採つてゐる。此の溫度を超える場合には超過溫度 20°C 毎に 100 疋を減すべきである。鑄鐵物に對しては K を 4,000 疋/糎² (25.4 噸/吋²) と採つてゐる。鑄鐵に對しては 1,800 疋/糎² (11.4 噸/吋²) が適當である。

總てを考察して $a/b=k$ の最良の比は 2.5 であ

ると彼は述べてゐる。之は高/徑の比が 0.2 になる場合に相當する。此の比であると鏡板の厚は d_{nm} の厚と大略等しくてよく、且 $k=2$ の場合よりも d_{nm} の製作が容易である。

彼は是等の drums の寸法比例の標準を設くることを主張してゐるが、暫くは彼が最良とする寸法比例以外のものも採用する必要があることと思はれる。然し將來には彼は k が 3.5 より大なるもの又は r/R が 0.04 より小なるものは排する様提唱してゐる。

鏡板の断面が眞の楕圓ならば前式は

$$s = (1.55pak/Kz)(20/k^3 + 2.5)/(20/k^3 + 1)$$

となる。

此の公式は k の値が 4.0 なる迄成立するが Hoehn は 3.5 を超える場合には餘りよくないと稱してゐる。

basket-handle 形皿形鏡板に對する Hoehn の英式單位の公式は

$$t = (PDk/64,000)(20r/R + 3)/(20r/R + 1)$$

となる。 t は板の厚を吋にて、 P は壓力を封度/吋²にて、 D は鏡板直徑を吋にて表はす。前記の如く k は 2 乃至 3.5 なるべきである。勿論之は dishing の長徑と短徑の比を示す。前記公式は人孔の無い場合で Hoehn の示す soft steel の場合に成立つ。medium steel にては 14% 厚を減じててもよいと彼は謂つてゐる。(H. H. K.)

汽船 West Alsek 號に於ける Todd 式 微粉炭燃焼装置

Marine Engineering & Shipping Age.
July, 1929. pp. 359-363.

米國船舶院と微粉炭燃焼装置

曩に汽船 Mercer 號に成功したる船舶院にては、微粉炭装置を更に舶用化する爲、汽船 West Alsek 號を改造して Todd 微粉炭燃焼装置を採用するに至つた。Todd 式を採用するに至つたのは、船舶院當局の意見として、同一装置を多くの船舶に採用するよりも、多くの異なる種類の装置を採

用して微粉炭装置の發達を促さむとせる折柄、Todd 式が從來の試験に好成績を擧げて居つたからである。又本装置を汽船 West Alsek 號に採用するに至つたのは、本船は機關、速力、其他に於て代表的遠洋貨物船であり、又船主が其運航費節約に最も苦心しつゝある代表的船舶である爲である。

本装置には米國其他に於て既に得たる經驗を考慮に入れて設計せるを以て、舶用微粉炭燃焼装置に一進歩を劃せるものなる事は云ふ迄もない事である。而して本装置には大量製産に便なる様、米國に於ける標準型に従つて造らるゝ事も亦注意すべき事である。

汽船 West Alsek 號の船體と機關

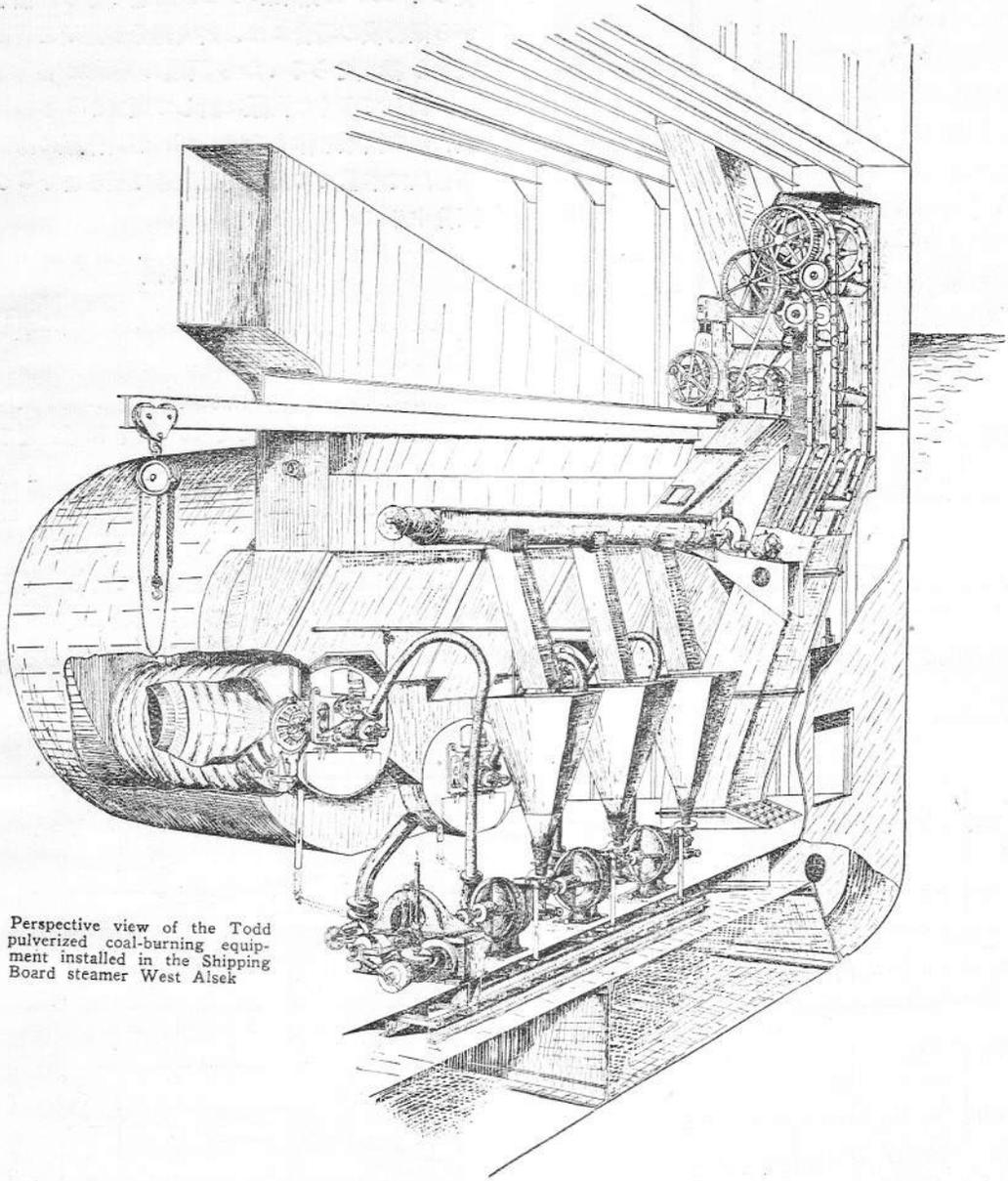
本船は 1918 年 Seattle の造船所にて造られたもので、其大要は次の通りである。

船體重要寸法	410'-5½" × 54' × 29'-9"
噸數	登録 5637. 重量 8800
主機關	三聯成汽機 1 基
其大さ	25" × 42" × 72" 48"
其指示馬力	2750.
汽罐	片面、圓罐 3 本

尙汽罐は本装置に關係あるを以て詳細に記載すれば、直徑 14'-9"、長さ 11'、汽壓 210 封度、各罐には 3 本の火爐を有し、火爐は直徑 43½"、長さ 7'-2½"、各罐の受熱面積は 2695 平方呎である。

微粉炭燃焼装置

汽罐室の左右兩舷に獨立したる Endless-chain elevator があつて石炭が炭庫より上部にある crusher に運ばれる。(第一圖参照)。crusher と elevator とは共に蒸氣機關にて動かされる。石炭は crusher にて約 ½ 吋大に破碎せられ、各罐の前方に横はる screw conveyor に流れ込む。conveyor は電動で其速力は自由に調節する事が出来る。石炭は screw conveyor より垂下する 9 本の下降管に分流して hopper に落下し、各火爐直屬の pulveriser に入る。hopper と pulveriser との途中には disc feeder があつて石炭を各 pulveriser に等分に配給する様調節する事が出来る。各罐に屬する 3 箇の pulveriser は共に Westinghouse turbine



Perspective view of the Todd pulverized coal-burning equipment installed in the Shipping Board steamer West Aisek

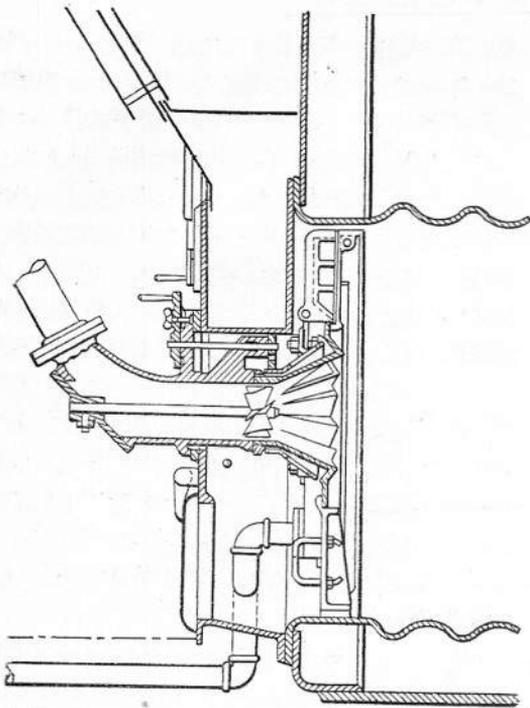
第一圖

によつて動かされる。pulveriser は 2 stage centrifugal type のものであつて微粉炭は fan に依つて flexible pipe を経て burner に送らる。微粉炭は primary air と共に diffuser に導かれて回轉運動をなし、Howden front より切線の方向に噴射する secondary air と合流するに及んで微粉炭と空氣との混淆が一層甚しくなる（第二圖参照）。尙此装置で注意すべき事は burner diaphragm が中空で air heater になつて居る事で

ある。空氣は Howden front より此 heater 内に入り、火爐によつて加熱せられたる後 pulveriser に送られ、石炭中に含まるゝ水分を除くの用をなすものである。

以上の如く本装置には各火爐に夫々直屬せる pulveriser を有するを以て汽船 Mercer 號に於けるが如く微粉炭分配問題に苦めらるゝ事がない。

本装置には點火瓣に騰汽用の爲め重油燃焼装置を有す。



Section through one of the Todd pulverized coal burners as installed on the West Aisek
第二圖

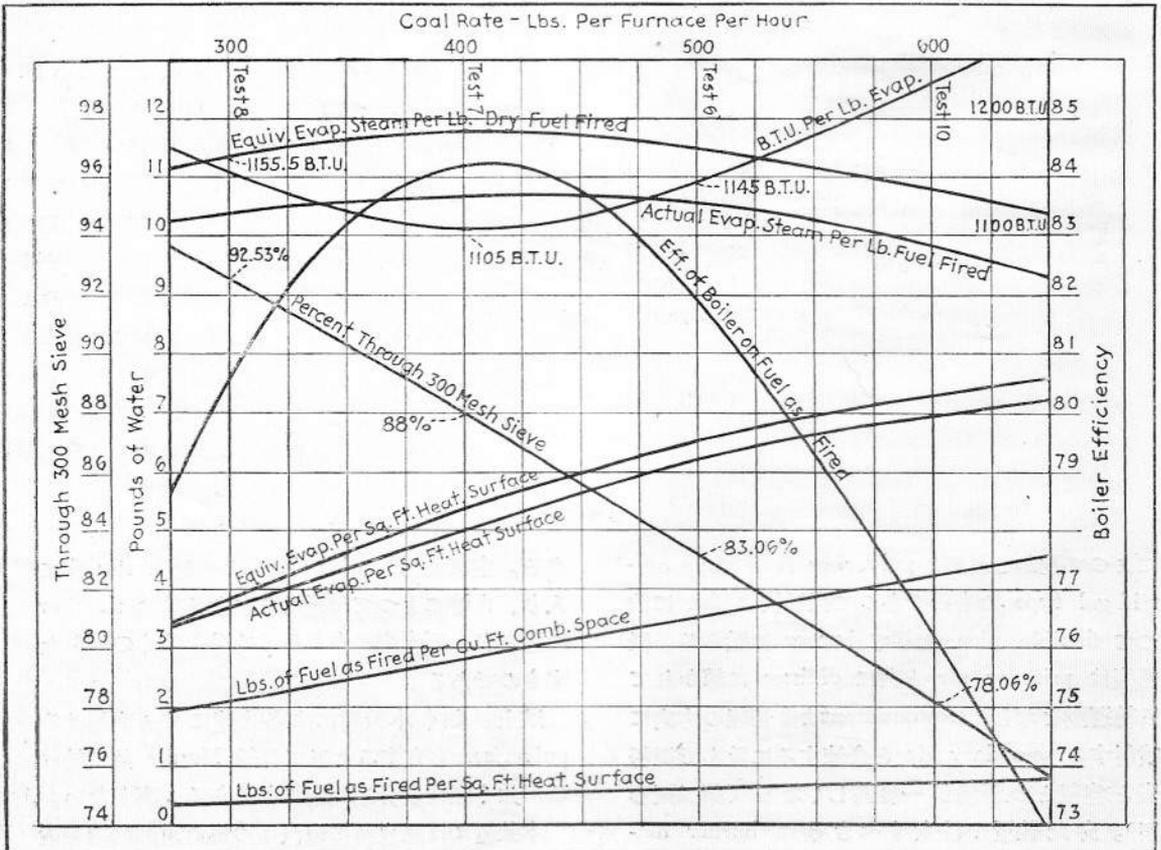
石炭は如何なる形にて燃燒するも ash を残す。従つて ash の始末が1つの問題である。然しながら微粉炭の場合には、其大部分が瓦斯と共に煙突から排出せらるゝから問題の解決は容易である。而して多くの汽罐に對して煙突が1本の時、孰れかの汽罐を休ませば、ash が其休罐に滞積するを以て本船にては煙突を上部に至るまで3つに區分する。

本装置の成績

陸上に於ける試験成績の一斑は第三圖に示した通りである。

普通の状態に於ては汽罐效率は、石炭手焚にて 62 乃至 66 %、重油にて 70 乃至 75 % なるに拘らず、本装置にては 84% といふが如き高率が得られた。換言すれば、普通石炭1封度の蒸發量は 8 封度なるに拘らず、本装置にては 10.7 封度と云ふが如き高い數字を示して居る。其上に燃燒室 1 立方呎内に於ける石炭燃燒率大にして、受熱面 1 平方呎に對する蒸發量も亦大である。

本装置にて以上の如き好成绩を得られし原因は



Todd unit pulverizer and burner tests on a three-furnace Scotch boiler of 2555 square feet heating surface operating with Howden forced draft

主として微粉能力の大なる爲めであつて、其事實は 300 mesh の篩を通過するもの、各火爐に於ける毎時燃焼率 300 封度の時 92.53 %、同じく 400 封度の時 88 % に達する事によつても窺はれる。

汽船試運轉に際し、燃焼の良好なる事は CO₂ の分量及び火焰の状態で明であり、又傳熱の良好なる事は、全力の時に於てすら、煙突瓦斯の温度が 450° F に保たれた事によつて窺はれる。

本船は去る 6 月中旬試運轉後、直に荷物積取に向ひ、續いて大西洋横斷の途に就いた。其實際成績に就ては追つて發表せらるゝであらう。

(T. Z. K.)

船用機關の設計に關する 算式及近似値

The Marine Engineer and Motorship Builder.
May, 1929. pp. 179-181.

本論文の目的は主として貨物船及油船に就て其の設計の場合に用ひらるゝ算式及近似値を一通り規定しようとするのであるが、限りある紙上に於て十分に論ずることは出来ないから、茲には只往復動蒸氣機關に就てのみ論ずることとする。

船用 筒形 汽 罐

普通の Scotch boiler の受熱面積 (H.S.) は推進動力及燃料油又は貨物油の加熱、煖房の如き附帶要件に由つて定まる。適當の推進動力を發生せしむるに必要な H.S. は次式に依て求むることが出来る。

$$H.S. = \frac{I.H.P.}{\sqrt[3]{P}} \times \left\{ \frac{1.7 \times I.H.P.}{1,000} + 13.3 \right\}$$

石炭を燃料とする汽罐にして自然通風なるとき

$$H.S. = \frac{I.H.P.}{\sqrt[3]{P}} \times \left\{ \frac{I.H.P.}{2,000} + 14.25 \right\}$$

但し P は汽罐の最大汽壓 (lbs./□" にて)

燃料油又は貨物油の加熱に必要な H.S. は後者の濃度及粘度の如何に由る。油は一般に船内に於て約 100° F に熱せられるのであるが、之が爲めに特に汽罐に對して必要とする power は燃料

油の 1,000 噸に對し 13 I.H.P. 貨物油の 1,000 噸に對し 40 I.H.P. と見れば大差ない。温帯地方を航海する船の煖房に關しては汽罐の設計上特に之を考慮する必要はないが、寒帯地方を航海する船に對しては寒氣の度に應じて之に對する特別の準備を爲さねばならぬ。操舵汽機の如き補機の運轉には多くの power を要しない。一般に 2 乃至 3% の餘裕を取れば充分であらう。汽罐は又港内荷役の場合に揚貨汽機や車地の運轉に用ひられる。揚貨汽機は其の全部が同時に同じ運轉状態に置かれるのでないから、之に要する power を正確に説明することは困難である。併しながら此目的に對して特に donkey boiler を設置する場合には其の H.S. は普通次の割合で定めればよい。

徑 5 吋の汽笛 2 箇を有する揚貨汽機 1 臺に付 50 乃至 60 平方呎。

徑 6 吋の汽笛 2 箇を有する揚貨汽機 1 臺に付 80 乃至 100 平方呎。

徑 7 吋の汽笛 2 箇を有する揚貨汽機 1 臺に付 100 乃至 120 平方呎。

徑 8 吋の汽笛 2 箇を有する揚貨汽機 1 臺に付 140 乃至 160 平方呎。

船用 筒形 汽罐に於ける石炭消費量は機關の power と汽機に供給する蒸氣の性質とに依て異なる。三聯成及四聯成汽機に飽和蒸氣を使用する場合には石炭消費量は 1 時間 1 實馬力に付夫々 1.6 lbs. 及 1.4 lbs. であるが、過熱蒸氣を使用する場合には condensational loss が少いから機關の效率が良くなつて石炭消費量は 1 時間 1 實馬力に付三聯成汽機に於て 1.4 lbs. 四聯成汽機に於て 1.15 lbs. となる。是等の數字は平常航海に於けるものであつて試運轉の場合に於けるものではない。油を燃料とする場合には消費量は一般に 1 時間 1 實馬力に付 1.1 lbs. と見て差支ない。

貨物油を加熱するのは入港前只 1 日か 2 日の間丈けであるが、一般に燃料油や貨物油を加熱するに要する燃料油消費量は僅少である。1 日に付燃料油の 1,000 噸に對して 350 lbs. 貨物油の 1,000 噸に對して 1,050 lbs. の餘裕を取れば充分であつて、貨物油の性質が特別の準備を要するものでない限り此の要求は充さるゝであらう。

H.S. の計算が出来たならば汽罐の大きさは容易に定むることが出来る。勿論汽罐の大きさは最大汽

壓と H.S. とに由るのであるが、H.S. は焰管の徑
 燃燒室の配置（獨立燃燒室又は共通燃燒室）の如
 き構造上の detail に左右されるから、汽罐の大き
 も亦間接に此の如き detail の影響を受ける。今汽
 罐の徑を d (呎)、長さ l (呎) とすれば次式か
 ら相當の近似値が得られる。

$$d^2l = \frac{\text{汽罐 1 箇の H.S.} \times C_1}{P+340}$$

但し P は前出のものと同じ。

C_1 は定數にして、

石炭を燃料とする片面汽罐にして自然通風な
 るとき 600.

石炭を燃料とする兩面汽罐にして強壓通風な
 るとき 448.

石炭又は油を燃料とする片面汽罐にして強壓
 通風なるとき 550.

汽罐の大きさは又次式から算出することも出来る

$$d^2l = \frac{\text{汽罐 1 箇に對する I.H.P.} \times C_2}{C_3}$$

但し C_2 及 C_3 は定數にして、

石炭を燃料とする片面汽罐にして自然通風な
 るとき $C_2=10,000$

石炭を燃料とする兩面汽罐にして強壓通風な
 るとき $C_2=7,000$

石炭又は油を燃料とする片面汽罐にして強壓
 通風なるとき $C_2=8,500$

C_3 は汽罐の最大汽壓に由るものであつて、

$P=160$ lbs./□" なるとき $C_3=2,720$

$P=180$ " " " =2,940

$P=200$ " " " =3,160

$P=220$ " " " =3,380

汽罐の重量は其の大きさと最大汽壓とに由る。今
 D 及 L を夫々汽罐の外面に於て測りたる徑及長
 (呎にて) とすれば、

$$\text{汽罐の重量(噸)} = \frac{P \times D^2}{C_4} \times \left\{ L + \frac{D}{4} \right\}$$

但し P は前出のものと同じ。

C_4 は定數にして、

片面汽罐なるとき 13,600

兩面汽罐 " 14,300

普通の貨物船及油船に於ける汽罐装置の重量
 は次式に依て見積ることが出来る。

汽罐及附屬品の重量 (但し罐水を除く)(噸)

$$= C_5 \times \text{Total H.S.} + C_6$$

C_5 及 C_6 は定數にして、

石炭を燃料とする自然通風の片面汽罐にして
 $P=180$ lbs./□" なるとき、

$$C_5 = .0177 \quad C_6 = 31$$

石炭を燃料とする強壓通風の片面汽罐にして
 $P=180$ lbs./□" なるとき、

$$C_5 = 0.3 \quad C_6 = -11$$

同上の汽罐にして $P=200$ lbs./□" なるとき、

$$C_5 = .0232 \quad C_6 = 36$$

同上の汽罐にして $P=220$ lbs./□" なるとき、

$$C_5 = .0232 \quad C_6 = 63$$

油を燃料とする強壓通風の片面汽罐にして
 $P=180$ lbs./□" なるとき、

$$C_5 = .02 \quad C_6 = 25$$

同上の汽罐にして $P=220$ lbs./□" なるとき、

$$C_5 = .0245 \quad C_6 = 38$$

汽罐の最大汽壓が前記の中間に在る場合には
 C_5 及 C_6 の値は挿用法に依て定むること。

罐水の重量は次の 2 式の何れに依ても算出され
 る。

(1) 汽罐 1 箇に於ける罐水の重量 (噸)

$$= \frac{d^2l}{\left\{ \frac{P}{4} + 55 \right\}}$$

但し d, l 及 P は前出のものと同じ。

(2) 汽罐 1 箇に於ける罐水の重量(噸) = 汽罐
 1 箇の H.S. $\div K$

但し K は定數にして、

$P=180$ lbs./□" なるとき 95

$P=220$ " " " 108

此の 2 式から同じ結果が得られるのであるから
 次の關係が成立つ。

$$\frac{d^2l}{\left\{ \frac{P}{4} + 55 \right\}} = \frac{\text{汽罐 1 箇の H.S.}}{K}$$

即ち

$$d^2l = \frac{\text{汽罐 1 箇の H.S.} \times (P+220)}{K'}$$

但し K' は定數にして、

$P=180$ lbs./□" なるとき 380

$P=220$ " " " 432

此の式からも亦汽罐の大きさが算出される。

燃油装置の重量は *H.S.* に由るのであつて、概算的に *H.S.* を 575 で除し之を定めることが出来る。強壓通風装置の重量は相當強力のもので 4 噸乃至 5 噸を超えない。

汽罐装置の總重量は又 *H.S.* の函數として表はし得る。即ち

$$\text{汽罐装置の總重量 (噸)} = C_7 \times H.S. + C_8$$

但し C_7 及 C_8 は定數にして、

石炭を燃料とする自然通風の片面汽罐にして $P=180 \text{ lbs./}\square''$ なるとき

$$C_7 = .0295 \quad C_8 = 25$$

石炭を燃料とする強壓通風の片面汽罐にして $P=180 \text{ lbs./}\square''$ なるとき

$$C_7 = .0375 \quad C_8 = 2$$

同上の汽罐にして $P=200 \text{ lbs./}\square''$ なるとき

$$C_7 = .0308 \quad C_8 = 50$$

同上の汽罐にして $P=220 \text{ lbs./}\square''$ なるとき

$$C_7 = .0308 \quad C_8 = 95$$

油を燃料とする強壓通風の片面汽罐にして $P=180 \text{ lbs./}\square''$ なるとき

$$C_7 = .035 \quad C_8 = 12$$

同上の汽罐にして $P=220 \text{ lbs./}\square''$ なるとき

$$C_7 = .035 \quad C_8 = 45$$

汽罐の最大汽壓が前記の中間に在る場合には C_7 及 C_8 の値は挿入法に依て定むること。

前記の算式に依て汽罐の大きさを定め、之に依て汽罐室の長を定めるのであるが、焚火室の長は焰管抽出作業を可能ならしむる様に定めなくてはならぬ。即ち火爐の長に由るのである。之れは汽罐を 1 列に配置する場合には 8 呎で充分であるが、片面汽罐を相對して設置する場合には 14 呎以上を要する。汽罐の後鏡板と支水隔壁との間隔は 2 呎 6 吋未滿であつてはならぬ。但し汽罐後部の隔壁が普通汽機室との間の仕切の様に單なる仕切隔壁である場合には其の間隔を 1 呎 6 吋迄減じても差支ない。汽罐室の底部が全部二重底である場合には内底板と汽罐との間に少くとも 1 呎 6 吋の間隙を設けねばならぬ。之れは寧ろ 2 呎 6 吋とする方が望ましい。汽罐の附近に罐水を貯蔵することは高熱の爲めに腐蝕を來すと云ふ理由で望ましくない。

煙筒の徑及高

煙筒の徑及高は 燃燒に要する空氣の壓力に由

る。燃燒空氣の壓力は火床の每平方呎に於て毎單位時間に燃燒する燃料の量に由るのであるから汽罐に於て發生する power の函數である。又燃燒空氣の壓力は 航海中に於ける周圍の溫度に由る。即ち大氣の溫度と焚火室の溫度との平均の差に由るのである。自然通風の汽罐に於て燃燒空氣の壓力を支配し、そして商業上の見地から機關の成績を決するものは煙筒の大き及其の火床上の高さである。強壓通風の汽罐に於ては煙筒の大きさは主として外觀上の問題である。慣例に依れば *I.H.P.* と煙筒の大きとの間に次の様な關係がある。

$$d_0 = \frac{I.H.P.}{C_9} + C_{10}$$

但し d_0 は煙筒の徑 (呎にて)。

C_9 及 C_{10} は定數にして、

自然通風なるとき

$$C_9 = 715 \quad C_{10} = 5.70$$

強壓通風なるとき

$$C_9 = 715 \quad C_{10} = 4.70$$

$$d_0^2 h = C_{11} \times I.H.P. + C_{12}$$

但し h は火床面より測りたる煙筒の高 (呎にて)。

C_{11} 及 C_{12} は定數にして、

自然通風なるとき

$$C_{11} = 2.5 \quad C_{12} = 150$$

Howden 式強壓通風なるとき

$$C_{11} = 2.5 \quad C_{12} = 950$$

I.H.P. は煙筒 1 箇なるときは總實馬力、煙筒 2 箇なるときは總實馬力の半分。

煙筒、煙路の重量は前述汽罐装置の總重量中に含まれて居る。

今次の要領に依り前述の算式を應用して汽罐の大き其他を算出して見よう。

船の種類 單螺旋貨物船。

汽罐の種類及數 石炭を燃料とする Howden 式強壓通風の片面汽罐 3 箇。

最大汽壓 180 lbs./}\square''

汽機の種類及數 飽和蒸氣を使用する三聯成汽機 1 箇。

實馬力 2,550

$$H.S. = \frac{2,550}{\sqrt[3]{180}} \times \left\{ \frac{2,550}{2,000} + 14.25 \right\}$$

$$=6,980 \text{ sq. ft.}$$

汽罐 1 箇の $H.S.=2,325 \text{ sq. ft.}$

$$d^2l = \frac{2,325 \times 550}{180 + 340} = 2,460$$

$$d^2l = \frac{850 \times 8,500}{2,940} = 2,460$$

$$d^2l = \frac{2,325 \times (180 + 220)}{380} = 2,450$$

此の平均を取れば

$$d^2l = 2,456 \text{ ft.}^3 \text{ per boiler.}$$

今 $l=11'-6''$ とすれば $d=14.6 \text{ ft}$ 即ち $14'-7''$

上記の要領に依る實際の汽罐に就て之を見るに $H.S.$ は $6,900 \text{ sq. ft.}$ 汽罐の徑及長は夫々 $14'-6''$ 及 $11'-6''$ であつた。

又煙筒の徑及其の火床上の高さを計算すれば、

$$d_0 = \frac{2,550}{715} + 4.7 = 8.27 \text{ ft.}$$

即ち $8'-3''$

$$h = \frac{215 \times 2,550 - 900}{(8.25)^2} = 80'-6''$$

汽 機

茲には單に普通の三聯成及四聯成汽機に就てのみ論ずることとする。

三聯成及四聯成汽機の $I.H.P.$ は一般に次式から求められる。

$$I.H.P. = \frac{0.7854 \times (D_{L.P.})^2 \times M.P. \times 2S \times N}{33,000}$$

上式に於て、汽機の回轉數(N)を既知數とすれば 3 つの未知數がある。即ち低壓汽筒の徑($D_{L.P.}$)、低壓汽筒に準したる平均壓力 ($M.P.$) 及行長 (S) である。汽機の回轉數は推進器の徑が適當に定められるならば容易に算出することが出来る。推進器の徑は船尾に於ける滿載吃水線と推進器の翹端との間に 2 呎の間隔を保たしめ、又其の底部の間隔を 6 吋とすることに依て定められる。故に汽機の回轉數は船の吃水の函數であつて其の關係は次式に依て表はされる。

$$\begin{aligned} r.p.m. &= \frac{1,800 \times \sqrt[3]{\text{推進器 1 箇に對する } I.H.P.}}{(\text{推進器の徑})^2} \\ &= \frac{1,800 \times \sqrt[3]{\text{推進器 1 箇に對する } I.H.P.}}{(\text{船尾吃水} - 2.5 \text{ 呎})^2} \end{aligned}$$

行長は中壓汽筒の徑より稍大きくするのが普通である。之を $D_{L.P.}$ の項で表はすと前記の $I.H.P.$ に關する算式は次の様になる。

$$I.H.P. = \frac{(D_{L.P.})^3 \times M.P. \times N}{38,000}$$

低壓汽筒の徑を算出するには先づ平均壓力を定めなくてはならぬが、其の平均値は經驗の上から次の様に求むることが出来る。

三聯成汽機にして汽罐の最大汽壓 180 lbs./sq. in. なるとき、 $M.P.=0.107 \times \text{毎分回轉數} + 29.0$
四聯成汽機にして汽罐の最大汽壓 220 lbs./sq. in. なるとき $M.P.=$ 約 38 乃至 39 lbs./sq. in.

低壓汽筒の徑が定まれば他の汽筒の徑は面積比(徑の自乗の比)に依て定められる。即ち其の面積比は三聯成汽機に在りては $1:2.68:72$ 、四聯成汽機に在りては $1:2:4.17:8.75$ である。汽筒の徑が算出されたならば行長は容易に定められる。即ち中壓汽筒の徑より 5 乃至 10% 大きくするのである。茲に注意せねばならぬことは行長は 36 吋、39 吋、42 吋、45 吋、48 吋と云ふ様に 3 の倍數にするのが普通である。故に若し行長が計算上此の如き寸法にならなかつたならば場合に依ては寧ろ汽筒の徑を少しく變へる方がよい。上記は汽機の回轉數が與へられたものとして述べたのであるが、例へば吃水の深い船の様に回轉數を假定することが困難な場合には piston speed の $1/2$ 即ち $S \times N$ を假定して計算する方が得策であらう。勿論之れは汽機の大きさ、型式其の他の條件に依て異なるのであるが、次式に依て其の近似値を求むることも出来る。

$$SN = \frac{160 \times I.H.P. \times V^2}{\Delta \times \sqrt{P}}$$

但し V は機關の推進動力に相當する船の速力(節にて)。

Δ は排水量 (噸にて)。

汽機室の長は汽機の正面圖を作成し其の前後に相當の間隔を與へて之を定むるのが普通である。汽筒蓋上に於て測りたる汽機の長は一般に低壓汽筒の 3.26 倍乃至 3.6 倍である。此の乘數中前者は 500 I.H.P. 迄の小形汽機の場合に、後者は $1,000 \text{ I.H.P.}$ 以上の大形汽機の場合に相當するのであつて $I.H.P.$ が是等の中間に在る場合には乘數は挿間法に依て定めねばならぬ、汽筒蓋から曲拐軸中心迄の高は普通行長の 4.5 倍である。汽機床板の幅も亦低壓汽筒の項で表はし得る。即ち

800 I.H.P. 乃至 2,500 I.H.P. のものに在りては夫々低壓汽筒徑の 2 倍乃至 1.75 倍である。時がなくて汽機正面圖の作成も出来ない様な場合には汽機室の長は汽筒の徑の和に次表に掲ぐる係數を乗じて之を求むることも出来る。次表の係數は機關が船の中央部に設置さるゝ場合に用ひらるゝのであつて、之が船尾に設置さるゝ場合には其の長を更に増さねばならぬ。

汽機及補機の重量は其の型式、馬力及船内に於ける位置に由るのであるが、普通の貨物船や油輪船の場合には次の様に之を導き得る。

$$2,000 \text{ 實馬力迄の三聯成汽機の重量} = \frac{I.H.P.}{21.25} + 2$$

低壓汽筒の徑 (時にて)	汽機室の最小長に對する係數			
	3 筒三聯成 汽機 1 箇	4 筒四聯成 汽機 1 箇	3 筒三聯成 汽機 2 箇	4 筒四聯成 汽機 2 箇
40	2.85	—	3.30	—
45	2.68	—	3.00	—
50	2.48	—	2.70	—
55	2.37	—	2.50	—
60	2.32	—	2.40	2.00
65	2.30	2.05	2.32	2.10
70	2.30	2.10	2.28	2.15
75	2.30	2.20	2.26	2.20
80	—	2.25	2.30	2.25
85	—	—	—	2.30

(Y. Y.)

複動無氣噴射式機關

英版 The Motor Ship, May, 1929

(pp. 81-83) 所載 F. Sass 氏論文より

2 「サイクル」無氣噴射式複動機關は今や一般に採用さるゝ時代となつた。大型のもの例へば徑 700mm. 行長 1200mm にもなると複動機關に無氣式噴射を行ふ事は相當困難が伴ひ必ずしも簡単に採用出来るものではない。次に述ぶる「モーター」船 Leverkusen 號の無氣噴射式機關は總ての點に於て極めて良好の成績を挙げた。本船の處女航海に於て機關は約 10,000,000 回轉をなし燃油唧筒に何等の故障なく 4500 lbs./sq" の壓力を以て噴射し噴射の状態も亦良好であつた。plunger は完全

に油密を保ち少しも磨耗の跡がない。燃油唧筒は總て締りが固く從て何れの瓣も一定の噴射壓力を保つた。燃油の「カム」及「ローラー」にも少しも磨滅の跡を見ない。而して油の噴霧作用と燃燒作用とは全航海の間極めて有效確實なる成績を挙げ、處女航海よりの歸航に於ては漢米社所有船中燃料消費量の最少と稱せらるゝものよりも更に 4 乃至 5% 方經濟であると發表する事が出来た。

然し Hesselman 式機關に於ても故障を全然起さなかつたとは言へぬ。假令夫れは無氣噴射作用には何等の影響を受けない程度のものであつたとは云へ、此の程度の故障は他の無氣噴射機關にも起してゐる。是等の故障は如何にして生ずるか又如何にして之を防止するかにつき述べる事は船用「ディーゼル」機關にたづさはる人にとり強ち興味のない問題ではあるまい。

故障の初期に於て防止する方法

piston rod に起る故障、piston rod gland に起る故障及び cylinder cover に起る故障の 3 種につき各防止方法を述べん。piston rod の最初の設計は Fig. 1 に示す如きものであつた。大型「ディーゼル」機關の piston は冷却せなければならぬ。之れが爲めに通常 piston rod に孔を明け夫れに管を挿入する。管は腐蝕を防ぐ爲めに最良の「ス

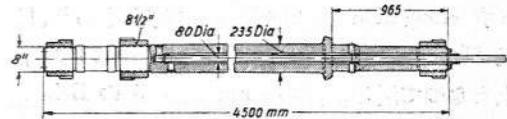


Fig. 1.—Original design of piston rod with transverse bores at top and bottom ends.

テンレス」鋼を以て作つてある。水は管の中を inlet とし管の外側の piston rod の孔との間の環状部を discharge とする。此の構造により piston rod の熱應力を縮少し好都合と考へらる。cooling water が piston rod に入る爲めと出る爲めに横孔が rod の下部即 cross head の上當りに出来て居り、「ステンレス」鋼の bush を嵌め込んで

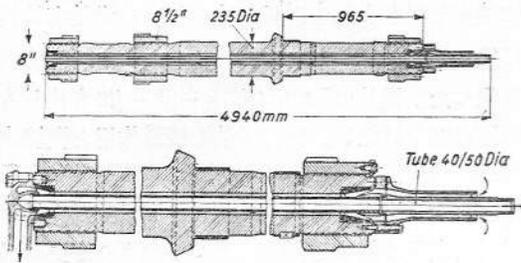


Fig. 2.—Piston rod without transverse bores.

cooling water による腐蝕を防いで居る。tension と compression と交互に受ける piston rod に横孔を設ける事は龜裂を誘發する原因となり、現に他の「モーター」船に於ては再三故障を生じて居り吾人の rod にも故障を生じた。そこで構造を變更して cooling water 出入用の横孔をなくする事を考へられた。Fig. 2 は此の目的に適ふ様設計されたものである。水は rod の下面に設けられた鑄鋼製の装置に來りそれから内側の管を通り piston に上昇し piston rod 頂面に設けられた bronze 製の鑄造物を通つて管と piston rod 孔との間の環狀部を通つて下方に discharge する。斯くの如き構造に改められた結果龜裂を生じ様とする傾向が餘程減少した。

Table 1 は A.E.G. 社で使用する piston rod の材料の特性を示したものである。表の示す如く是等材料の tensile stress は甚だ高いが、夫にも拘はらず elongation は 21% から 23% もあり、且つ又 Mesnager impact test は何れも 10 ft-lbs. □' 以上となつて居る。piston rod は 215 の Brinell 硬度を有し piston rod gland の packing ring は之より約 30 程 Brinell 硬度の小なる鑄鐵を以て

Table I.—Quality of Material for Piston Rods.

No. of Test Piece.	Tensile Test. Gauge Length = 5 × Diameter.				Mesnager Impact Test. Foot-lb. per square inch.
	Yield Point. Tons per square inch.	Tensile Strength. Tons per square inch.	Elongation. Per cent.	Reduction of Area. Per cent.	
883 L	37.4	49.3	23.0	62	10.63
884 L	37.2	49.3	21.3	61	10.63
822 L	36.9	48.5	21.7	62	10.65
827 L	37.1	49.0	22.7	62	10.5
824 L	37.2	49.2	22.3	61.5	10.4
815 L	37.0	48.8	22.8	61	10.65

作る事が出来る。夫れ故 packing ring と rod との摩擦により rod との方は磨り減らさるゝ事なく、packing ring の方が磨り減らさるゝ。

piston rod gland に就ては實驗用の單筒機關では何等不都合を示さなかつたが、實際の場合には可なり面倒に遭遇した。最初の設計は Fig. 3 に示す通り、packing ring *d* を 2 つに割つて其の上を helical spring *s* を以て押へ ring をして piston rod に密着せしめる。*d* は箱形 ring *k*, *k*₁ の中にあり *k*, *k*₁ の後部は piston ring *r* で間隙を塞いで居る。combustion chamber に最近い 2 つ丈は *k* なる fire ring を設け之は數片より成り互に鍍付してある。*k*, *k*₁ 全部の箱形 ring は強い flange *i* により銅製の packing *u* に押しつけられて居る。gland の潤滑をよくする爲めに油が *a* なる孔より環狀部 *b* に進み内側の環狀溝 *n* との間の數箇の radial bore を通つて内部に進む。處が M.S. Leverkusen 號の處女航海に於て、helical spring *s* は數週間にも亙る連續航海に於ては高熱の爲めに次第に燒鈍されて張りが弱くなり gland が tight ではなくなり永い使用には不適當である事が判つた。

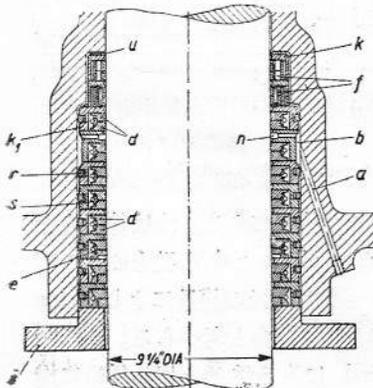


Fig. 3.—Original design of piston rod gland with springs.

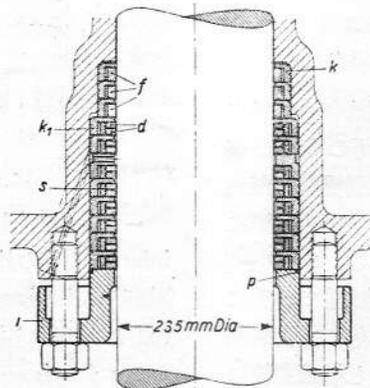


Fig. 4.—Piston rod gland without helical springs.

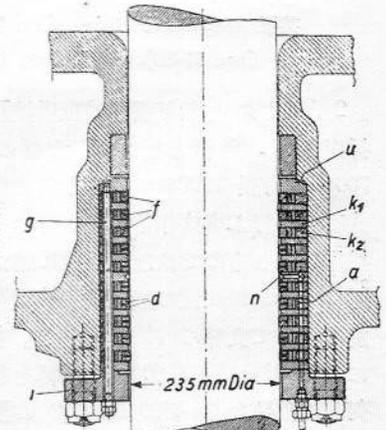


Fig. 5.—Improved design of gland.

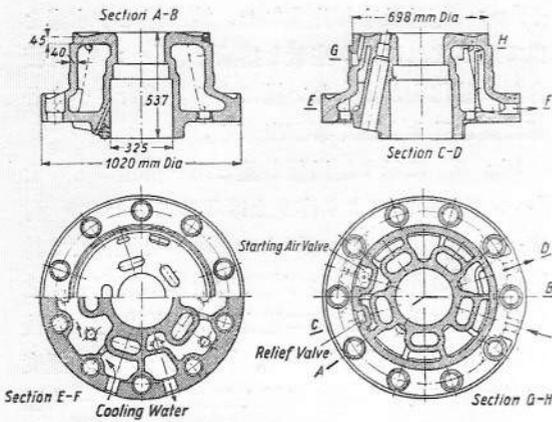


Fig. 6.—Cast-iron bottom cylinder cover. Original design.

以上の経験により s なる helical spring に代るに Fig. 4 に示す s なる piston ring を以てした。Fig. 3 の r では ring の後部を密閉するに充分でない事が確められ、新設計では之をやめ耐熱性大なる鑄鐵性の piston ring に改めた。而して箱形 ring の後面を氣密にする爲めに p なる軟金屬（銅又は鉛）の ring を以てし flange i により最下の箱形 ring を押しつける。

k_1 なる ring は數箇の angular section に分れ、flange i により k_1, k_2 なる chamber ring 各箇にかかる壓力は均一ではなく、各 angular section により押壓の度合が異なり ring に屈曲作用を及ぼす。従つて packing ring d の全周側面は piston rod の全く側面上には横たはらないで幾分傾斜した位置をとるものと見える。斯して packing ring d と rod との間の surface pressure は總ての箇所で均一と云ふ譯には行かなくなる。畢竟此の設計を以てしても矢張り適當でない事が判つた。

是等の缺點は Fig. 5 に示す設計により取除く事が出来た。之れは M.S. Leverkusen 號、Duisburg 號、Kulmerland 號に用ひられて居る。此の gland は英國の engineer Davy Robertson 氏により設計され Göteborg 市に於て製造された。此の gland の改良された點は annular shape の箱形 ring が Fig. 5 の k_1, k_2 の 2 部に分たれた事である。斯くして各箱形 ring は充分の厚味を有する 2 つの鑄鐵製 ring より成り、其の形が甚だ簡單となり極めて正確に工作する事が出来、殊に grind にかけて精密に仕上げる事が出来る。夫れ故 d は piston rod の上にいつでも確實に cylind-

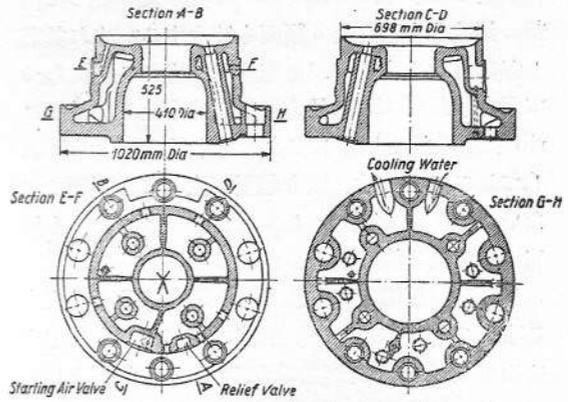


Fig. 7.—New design of cast-iron bottom cylinder cover.

rically に横たはり flange i により強く押壓されても傾斜した位置をとらない。ring と flange i とを一括するに 3 つの長い bolt g を以てする。 u なる packing は combustion chamber より来る火焰が達せない位置に設けてあり、 f は fire ring である。潤滑は a なる孔により前圖と同一の方法を以てなされる。 a は ring の下半と flange i とを貫いて設けられ、annular space n と連絡して居る。 n なる場所は潤滑油の炭化作用を防ぐ爲めに combustion chamber に餘り近くない位置に設けてある。

氣 筒 蓋

複動 2「サイクル」無氣噴射式機關の上部蓋は中心に 1 箇の燃油噴射瓣と之を少しく離れた所に 1 箇の relief valve がある丈で極めて簡單の構造である。夫れ故下部蓋 (Fig. 6) よりも熱應力に對して好都合である。下部蓋は piston rod のまわりに噴射瓣を配置する外、始動瓣と relief valve とを設ける關係上稍複雑な構造となる。Fig. 6 の鑄鐵製蓋は噴射瓣を設くべき 5 箇の鑄鐵管が楕圓形の斷面を有し、噴射瓣は 2 つの fuel nozzle を持つて居る故製作として甚だまづい。數箇の鑄鐵管を設ける事は蓋を強固にして熱による變形を受け容れる事出来なくなり、内部に於て龜裂を生ずる虞れがある。夫れ故設計を變更する事となり Fig. 7 に示す如き改良された型が設計された。此の設計では 4 箇の噴射瓣の入る管がある丈で斷面は丸形となつて居る。之れにより cooling water を管と蓋の内壁との間に行き互らせる事が出来る

様になつた。又 radial rib の数が減り従つて内部の鑄造が容易となり断面も縮少する。夫れ故若し熱により生ずる變形を充分受け容れる様になつて居なければ rib に龜裂を生じ易くなる。然るに rib は蓋を補強用としてではなく只水の guide として用ひてある故、假令龜裂が生じて問題ではない。餘りに rigid であり過ぎる Fig. 6 よりも撓屈性の大なる構造の方が優れて居る。

然し蓋が鑄鐵で作られて居る限りは龜裂を生ずる事あるを免がれない。氣笛の下部に生ずる龜裂は複動機關に於ては特に面倒である。如何となれば下部蓋は上部蓋よりも取外し一層困難であるからである。此の缺點を除く爲めに A. E. G. 社の「タービン」工場の支配人 K. Bassler 氏は努力の結果新方法を發見し目的を達する事が出来た。此の新方法と云ふのは蓋に wrought iron を用ひ、銅「ハンダ」付法を以て wrought iron の片を接合して蓋を作り上げるのである。

此の方法を以てせば接合さるべき片と片とが其の間に銅の薄層を挿入されたまゝ互に壓せられ温められて遂に銅が溶融して鋼部と銅合金を作る。此の方法が完全に行はるゝ時は出来た蓋が恰も 1 箇の solid piece で出来たのと同様強靱なものが得らるゝ。

銅「ハンダ」付法は兩部に強大なる接着力を生ぜしめるのみならず、接合部は原材料と同じ強さを有つて居る。「ハンダ」付施行中兩部が充分長時間高温度に保たれゝば銅の微粒子が全然見えなくなり該部に只黒い條を残すに至り、「ハンダ」付法による接合部とは認められぬ程の外観を呈する。此の事實を以てしても該部が大なる強力を有する象徴であると合點出来る。

「ハンダ」付法を行ひたる後該接合部の材質を改善せんとせば、熱處理法により該部に regeneration と quenching とを繰り返し行ふ事により分子は可なり改善せらるゝ。熱處理に充分の設備があれば、相當大型の複雑なる構造のものとも雖も完全に功を奏する事が出来る。

A. E. G. 社の「タービン」工場は「ハンダ」付の設備として電氣爐を有し、其の外部は鐵蔽を以て圍み内壁は耐火煉瓦で築かれて居る。抵抗により 1200°C まで温度を上昇する事が出来 pyrometer により温度を適當に調節する事が出来る。熱處理

や「ハンダ」付及冷却作業の間、爐は絶えず水素を以て洗ひ之れにより空氣を排除し、「ハンダ」付接合部に酸化物が出来な様にする。接合すべき各部は窺き孔より窺く事が出来る。

Fig. 7 に示す鑄鐵製の蓋と同一構造のものを「ハンダ」付法により作り上げるには、「ハンダ」付すべき 18 箇の wrought iron piece を組合せて特別の合金より成る「ハンダ」を充分に用意する。之を電氣爐に入れて次第に温度を高め約 9 時間の後に約 1200°C に達せしめる。「ハンダ」は此の温度に於て熔けて接合部の母體と親和し、恰も一物體を以て出来たものゝ如き完全なる蓋が出来上る。冷却は 48 時間餘をかけ徐々にやる。斯くの如くして出来た蓋は「ハンダ」付施行中に充分に焼入れが出来、爲に internal strain を受ける事が全然ない。此の點は鑄鐵製蓋の遠く及ばぬ所である。

蓋が最初より銅「ハンダ」付法による蓋として設計されて居たならば、「ハンダ」付に今少しく適當なる構造のものが設計されたであらう。茲に述べた蓋は第 1 の機關が既に就航した後に wrought iron 蓋を用ゆる様になつた爲めに、銅「ハンダ」付に適する獨特の設計とする事が出来なかつた。

stud 等を取りつけたまゝ German Lloyd 検査員の立會の下に cooling chamber に對して 425 lbs./□", combustion chamber に對して 1100 lbs./□" の水壓試験を行つた結果完全に水密を保つ事が出来た。1100 lbs./□" の時でさへ最大變形は 0.0055" を超えない。比重に於て wrought iron は cast iron より 8% 大であるが、蓋に出来上つた重量は wrought iron の方 7% 軽い。(N. I.)

M.A.N. 複動 2「サイクル」 船用機関

Shipbuilder. July, 1929. pp. 590-601.

(A) 發達の歴史

最近數年間に、「ディーゼル」機關の構造が著しく變化した。それは數年前識者間に、複動 2「サイクル」機關の成功は、たゞ時期の問題を残すのみであると唱へられた其時期が到来したからであ

る。而して蒸気機関並に大型瓦斯機関が単動より複動に移りしと同様に、「ディーゼル」機関も亦漸次複動に進むであらう。Fig. 1 は M.A.N. 複動 2「サイクル」「ディーゼル」機関の発達を示したものである。

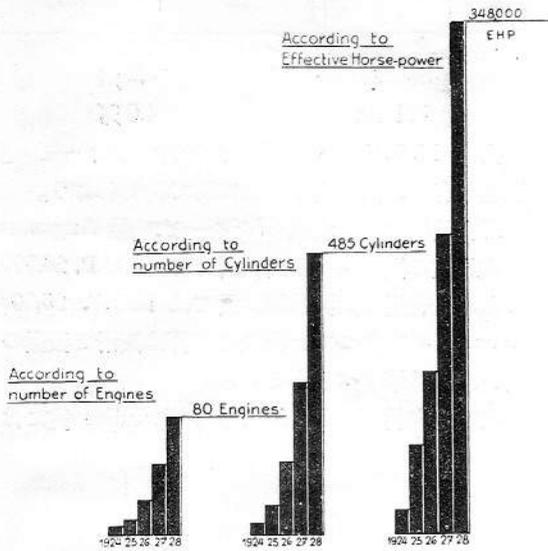


Fig. 1.—Development in the Construction of M.A.N. Double-acting Two-stroke Cycle Diesel Engines.

元來 2「サイクル」機関に於て scavenging を良好ならしむる爲には次の 2 つの條件を満足せしめねばならぬ。(1) 廢氣を氣管より完全に排出する事 (2) 少量の動力消費によつて、次の燃焼に必要な空気を十分に充填する事即ち是である。而して第 1 の條件に對しては opposed-piston 型或は valve-scavenge 型が良好である。然しながら前者は機構が複雑となり、價格の高くなる缺點を有し、後者は氣管蓋に傘を裝置し且つ之を動かす爲めの機構を必要とする缺點を有して居る。又第 2 の條件に對しては valve-scavenge 型が良好である。然しながら氣管蓋に scavenging valve を裝置する事は製作上困難なるのみならず、高速廻轉の機関にては傘の開量充分ならざる爲、scavenging air の壓力を高くする必要があり、従つて其爲に多くの動力を消費する缺點がある。例へば高速廻轉の機関に於て port scavenge の設計よろしければ、scavenging pump の爲に消費せらるゝ動力は、主機関指示馬力の約 6% なるに拘らず、valve scavenge の場合には 10 乃至 12% の動力を消費するであらう事によつても窺はれる。單動 2「サ

イクル」機関に於ても、以上の如く、上記の條件を十分に満足せしむるは困難である。況や複動機関の下部氣管の如く、中央に吸鏢棒を有するものに於てをやである。

2「サイクル」機関の出現當時に直面せし困難は heat stress の問題であつた。殊に valve-scavenge 型のものに於て甚しかつた。それ故に M.A.N に於ては既に 20 年前、複動 4「サイクル」機関の製作に着手し、1912 年迄に陸上に送りし此種機関の總 B.H.P. は 24,000 に達して居る。而して是等の機関は現在に於ても使用せられつゝある。然しながら此種の機関は構造が複雑となり、其形状が大となる缺點を有するを以て、將來船用機関として望み少きを慮つて之が製作を中止するに至つた。

次に單動 2「サイクル」機関の製作を始めたのは 1908 年で、直に複動 2「サイクル」の實驗を始め 1910 年には既に獨逸戰艦の中央軸の推進機関として 1,200 B.H.P. 複動 2「サイクル」機関の注文を引き受くるに至つた。此機関は valve scavenge 型、氣管直径は 850 耗、衝程は 1050 耗、廻轉は毎分 160 で 1917 年に完成し、5 日間の繼續試運轉に好成績を示し獨逸海軍に引渡された。

其後 valve-scavenge を廢する爲に port-scavenge に對する研究を重ね、遂に 1920 年に、現在採用しつゝある M.A.N. 式 port-scavenge の方法を案出するに至つたのである。此の port-scavenge の發明こそ實に今日の複動 2「サイクル」機関成功の基をなして居ると言つても差支ない。

scavenging の詳細は既に周知の事實であるから茲に説明することを略するも、其 scavenging の有效なる事は supercharge せずして 8 疋/平方糎の平均指示壓力を得らるゝ事に由つても明である。而して指示壓力 5.7 乃至 6 疋/平方糎なる普通の状態に於ては、燃焼の點に於て、磨滅の點に於て、heat stress の點に於て誠に良好なる結果を示して居る。又此 scavenging の方法は Hamburg Neuhoof Power Station に裝置せし 15,000 B.H.P. の如き大機関に適するのみならず、高速廻轉のものにも、亦極めて小型のものにも適して居る。又他の方法にては氣管 swept volume の 1.65 乃至 2 倍の scavenging air を要するに拘らず、最近數年間に製造せられたる M.A.N. 機関の scavenging

TABLE I.

Motorships.	I.H.P./B.H.P. of main engine.	Cylinder diameter and stroke, mm.	No. of cylinders.	Revs. per min.	Scavenging air pressure, mm. water col.	Power of blowers, H.P.
<i>San Francisco</i>	4,500/3,750	700/1,200	5	87	800	130
<i>Trave</i>	5,500/4,600	700/1,200	6	82	900	165
<i>Burgenland</i>	6,000/5,000	700/1,200	6	95	1,000	228
<i>Seattle</i>	6,400/5,400	700/1,200	7	85	1,000	204
<i>Palatia</i>	3,800/3,200	600/900	6	120	850	153

air の消費量は氣筒 swept volume の 1.35 倍である。

Table I には欄内の船舶が處女航海に於て、Turbo-blower を動かすに要したる動力及び scavenging air の壓力の平均値を示す。

又 scavenging に要したる動力を主機關指示馬力の百分比にて表せば次の通りになる。

San Francisco	2.9 %
Trave	3.0 %
Burgenland	3.8 %

Seattle	3.2 %
Palatia	4.0 %

次に M.A.N. 複動 2「サイクル」「ディーゼル」機關を有する代表的のものに就て説明しよう。

現在就航中の最大旅客「ディーゼル」船 Augustus 號は此種の機關 4 基を有し、其は B.H.P. 28,000 である。普通の航海状態に於ては B.H.P. 25,000 r.p.m. 119 であつて、機關の廻轉は圓滑で振動の無い事は特筆すべき事である。

次に旅客船 St. Louis 及び Milwaukee 號には

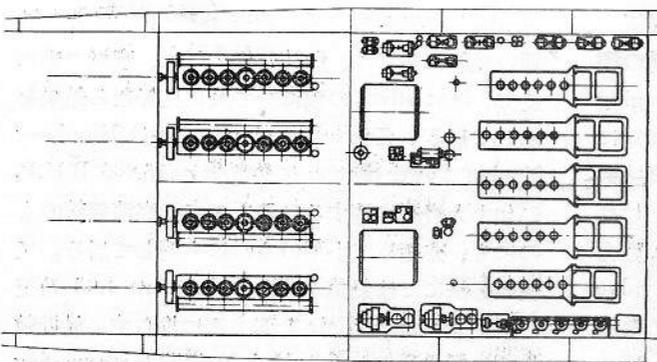
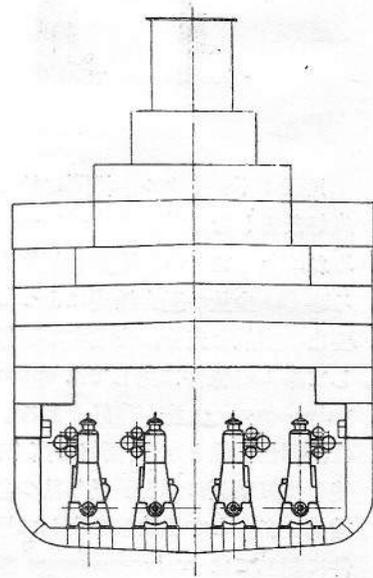
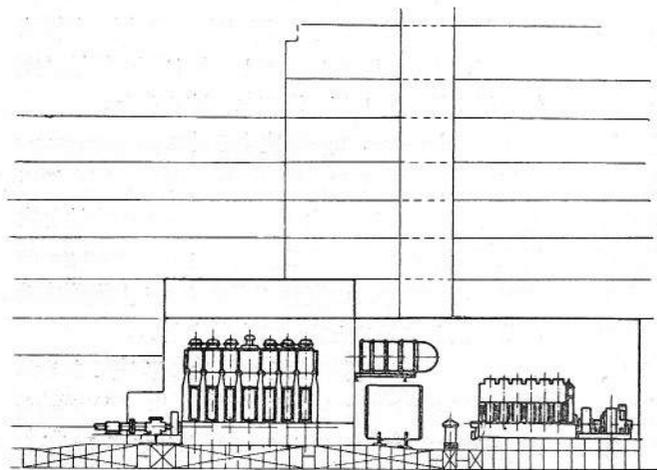


Fig. 4.—Machinery Installation of French Passenger Liner under Construction. Four M.A.N. Double-acting Two-stroke Cycle Diesel Engines. Total Output 18,000 B.H.P.

高速廻轉の此種機関を装置して居る。前者は既に就航中で、登録噸數 16,772、速力 16.5 浬、機関 4 基を有し、其總 B.H.P. 12,200. r.p.m. 225、主機軸と中間軸との間に Vulcan gear を装置し、2 基の機関を以て 1 箇の推進器を廻轉し、gear に依つて廻轉數を 110 迄落して居る。又姉妹船の Milwaukee 號は近く竣工する筈であつて、St. Louis 號の機関と異なる所は Vulcan gear を使用せず、單なる齒車装置を使用するのみである事である。此種の機関は高さ低きを以て甲板上に旅客に對する多くの施設をする事の出来る利益がある。

次に最近伊太利にて建造せられたる旅客船 Olbia 竝に Attilio Deffenu 號に装置せられたる機関装置も亦新しい試である。是等の船舶には

夫々 B.H.P. 1,500 の M.A.N. 機関 2 基を有し、各 1 基の機関は 3 氣筒より成り、scavenging pump 及び compressor は主機に依つて動かされる。之は其装置が 3 聯成往復汽機と全く同一で 3 氣筒が 1 つの unit を成して居る。運轉の成績は良好で振動が無い。

(B) 重量と容積

晩近機関馬力増加の問題が重要視せらる。現に 180,000 といふが如き大馬力のものが議せられて居る。是等の超大馬力の機関には複動 2「サイクル」機関が最も適當である。それは馬力に對する重量及び容積が小であるからである。而して減速装置を有する高速廻轉機関は低速廻轉をなす直結式機関に比して space を要せざるの利益がある。

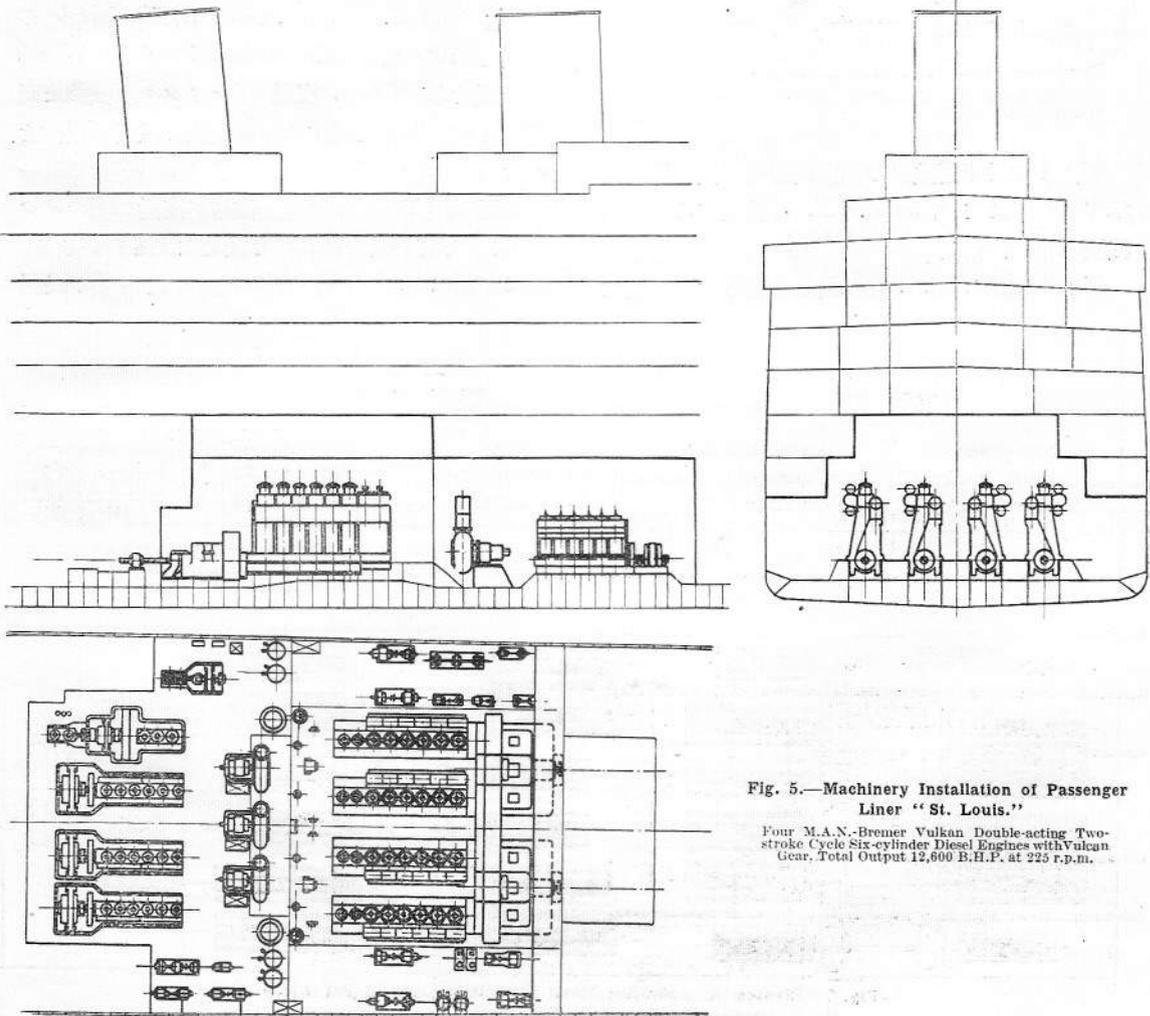


Fig. 5.—Machinery Installation of Passenger Liner "St. Louis."

Four M.A.N.-Bremer Vulkan Double-acting Two-stroke Cycle Six-cylinder Diesel Engines with Vulcan Gear. Total Output 12,600 B.H.P. at 225 r.p.m.

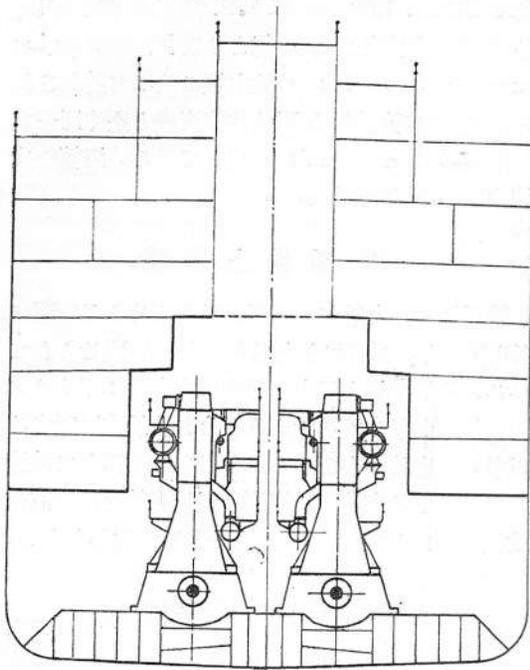


Fig. 6.—Section of Swedish Liner "Kungsholm."
Double-acting Four-stroke Cycle Directly-coupled Diesel Engines, Total Output 15,000 B.H.P.

Fig. 4 は目下建造中の佛國旅客船の機關裝置を示す。1 基にて 4,500 B.H.P. を發生する直結式機關 4 基を有す。

Fig. 5 は St. Louis 號の機關裝置を示す。之に

は Vulcan gear を有する高速力廻轉複動 2「サイクル」機關を有する事既に説明した通りである。

Fig. 6 は複動 4「サイクル」機關を有する Kungsholm 號の機關室橫斷面を示す。

是等の比較によつて、各機關に要する容積の大小を概略窺知する事が出来る。

又 Fig. 8 によつて、B.H.P. 100,000 に對する複動機關の 2「サイクル」と 4「サイクル」とに要する space を容易に比較する事が出来る。

2「サイクル」の場合には機關を side by side に列べる事が出来る爲め、機關室の space は 4「サイクル」に比して約 40% 減少する事が出来る。

Fig 7 は B.H.P. 120,000 に對する計畫を示す。此機關は r.p.m. 250, B.H.P. 7,500 の機關 16 基より成立つて居る。

Fig. 9 は B.H.P. 180,000 の Diesel-electric の計畫を示す。之は Markische Electricity Works に裝置せし M.A.N. 複動 2「サイクル」機關と同型のもの 16 臺を要する。此機關の重量は電機を除き 1 B.H.P. 當り 25 噸である。

最近單動 2「サイクル」機關が複動 2「サイクル」よりも有利なるかの如き説をなすものがある。故に今茲に B.H.P. 約 7,000, r.p.m. 約 100 の機關

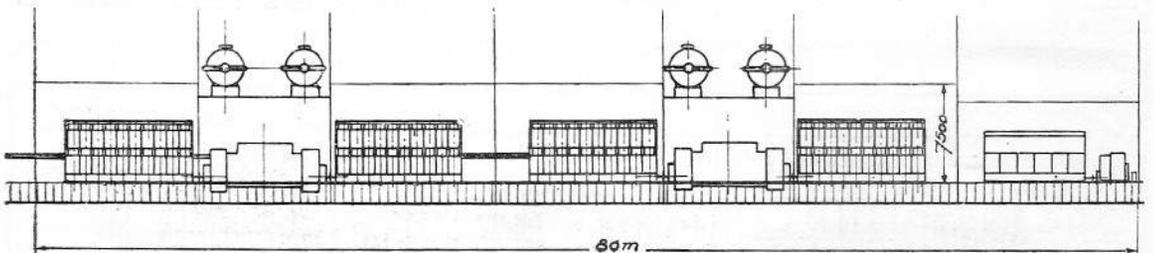


Fig. 7.—Project for a Marine Diesel Installation of 120,000 B.H.P.
M.A.N. Double-acting Two-stroke Cycle Engines with Vulcan Gear.

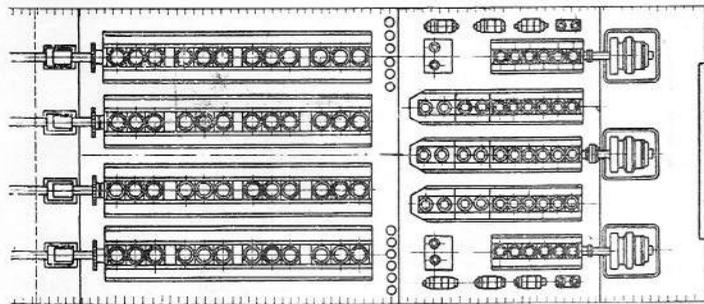
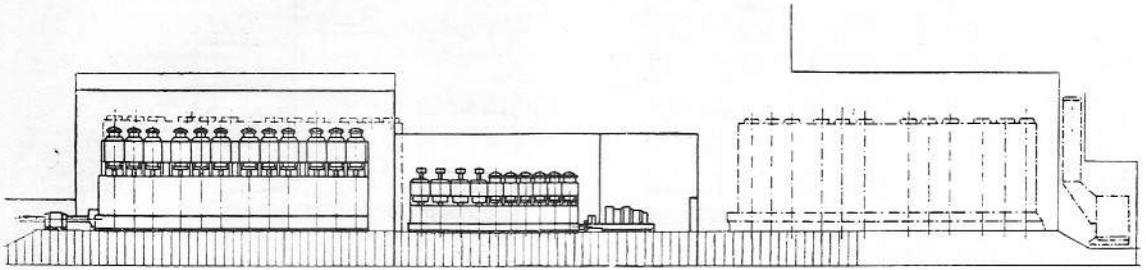


Fig. 8.—Project for a Marine Diesel Installation of 100,000 B.H.P.
Space Comparison of Double-acting Two-stroke, and Double-acting Four-stroke.
— Two-stroke
— Four-stroke.

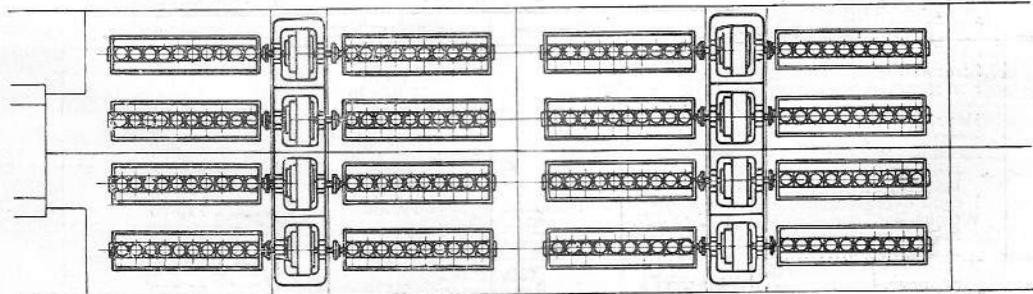
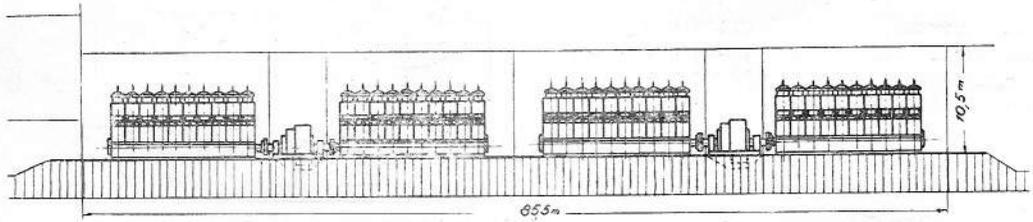
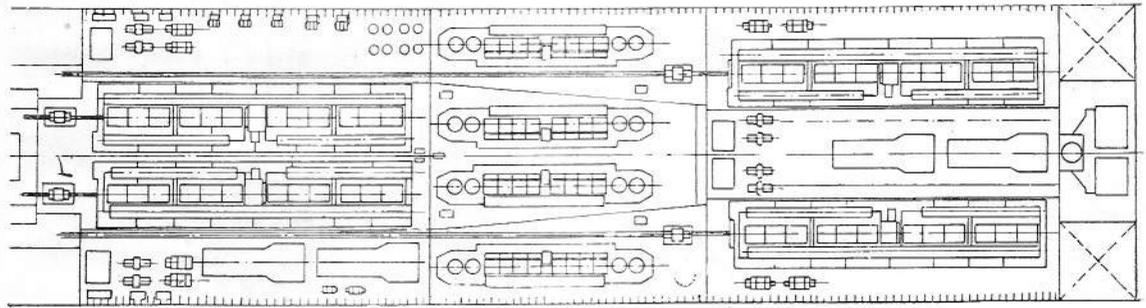
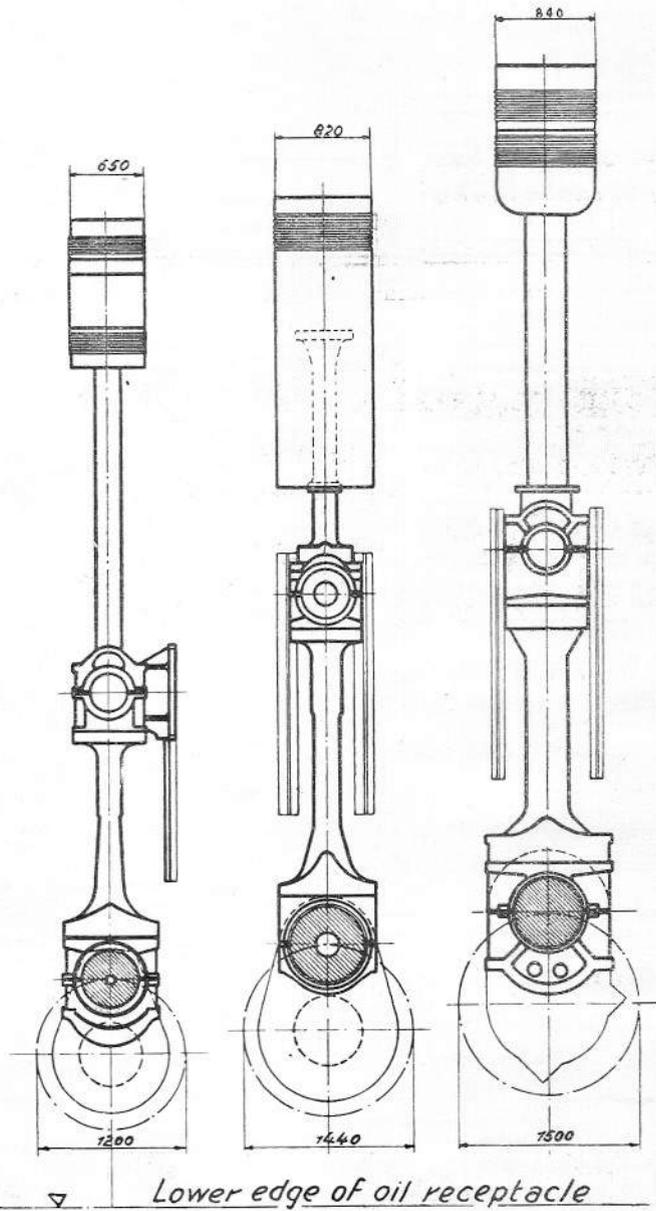


Fig. 9.—Project for a Marine Diesel-electric Installation of 180,000 B.H.P.
M.A.N. Double-acting Two-stroke Cycle Engines.



	Two-stroke Cycle.		Four-stroke Cycle.	
	Double-acting.	Single-acting.	Double-acting.	
Cylinder diameter in mm.	650	700	820	840
Stroke in mm.	1,200	1,200	1,440	1,500
Performance, E.H.P. cyl.	7,040 in 8 cyl.	7,040 in 7 cyl.	7,040 in 8 cyl.	7,000 in 8 cyl.
Revs. per minute	105	105	100	100
Mean piston speed m./sec.	4.2	4.2	4.8	5.0
Mean effective and mean indicated pressures, kg./cm. ²	4.95/5.9	4.95/5.9	5.2/6.34	5.12/6.56
Height overall, mm.	9,200	9,200	10,000	11,000
Weight, kg. per E.H.P., including compressor and blowers.	65	66	110	126 without blowers
Working-part weights per cylinder, kg.	6,500	7,470	9,430	12,960
Ratio	1	1.15	1.45	2.0

Fig. 10.—Comparison of the Characteristics of various Marine Diesel Engines.

に、2「サイクル」の複動と單動並に4「サイクル」の複動を採用する場合の比較を試みて其の實際の如何を知る事は興味深き事である。

7,000 B.H.P. を 8 氣筒に分配すれば 1 氣筒の B.H.P. は 875 となり、此程度の單動 2「サイクル」機関は既に建造せられて居る。又複動 4「サイクル」の機関としては Kungsholm 號の機関が是れに近い。

上記 3 種の機関の高さの比較は Fig. 10 によつて知る事を得べく、又其他の詳細に亘つては附屬の表によつて知る事が出来る。

表中第 1 欄には他の機関と同一氣筒數を有する複動 2「サイクル」機関を表はし、第 2 欄には既に多く建造せられたる複動 2「サイクル」機関を示す。表示の如く、複動 2「サイクル」機関は吸鑿速力低く、指示壓力低きに拘らず、機関の大きさに重量が小である。而して此機関の吸鑿速力を單動 2「サイクル」機関のそれよりも高くする事は可能である。現に旅客船の機関に吸鑿速力毎秒 5 米のものがあり、陸上機関には毎秒 6.45 米のものがある。又機関の荷重は指示壓力 5.9 疋/平方呎なる様に設計せられて居る。従つて他の指示壓力高きものに比して安全に運轉を繼續する事が出

来る。

空氣壓搾機及び blower を考慮に入れると、1 B.H.P. に對する機関の重量は複動 2「サイクル」にて 65 疋、單動 2「サイクル」にて 110 疋、複動 4「サイクル」にて 126 疋である。又各氣筒動作部の重量比は夫々 1:1.45:2.0 である。換言すれば複動 2「サイクル」機関の動作部に比して、單動 2「サイクル」機関のそれは 45% 重く、複動 4「サイクル」機関のそれは 100% 重い事となる。

又 heat stress をうける部分即ち吸鑿、氣筒蓋、填坐等の形が小となり、簡單となる事は heat stress が小なる事を示し、従つて安全に運轉する事が出来る事を示す。氣筒直徑の増加と共に heat stress の解決の困難なる事は既に周知の事實である。

Fig. 11 は 3 種の機関の大きさの比較を表はす。複動 2「サイクル」の重心點が單動 2「サイクル」のそれよりも 730 疋下方にあつて stability の良好なる事は特筆すべき事である。

(C) Dynamics: Turning Moment Diagram.

複動 2「サイクル」機関の 1 氣筒は單動 4「サイクル」機関の 4 氣筒、單動 2「サイクル」機関

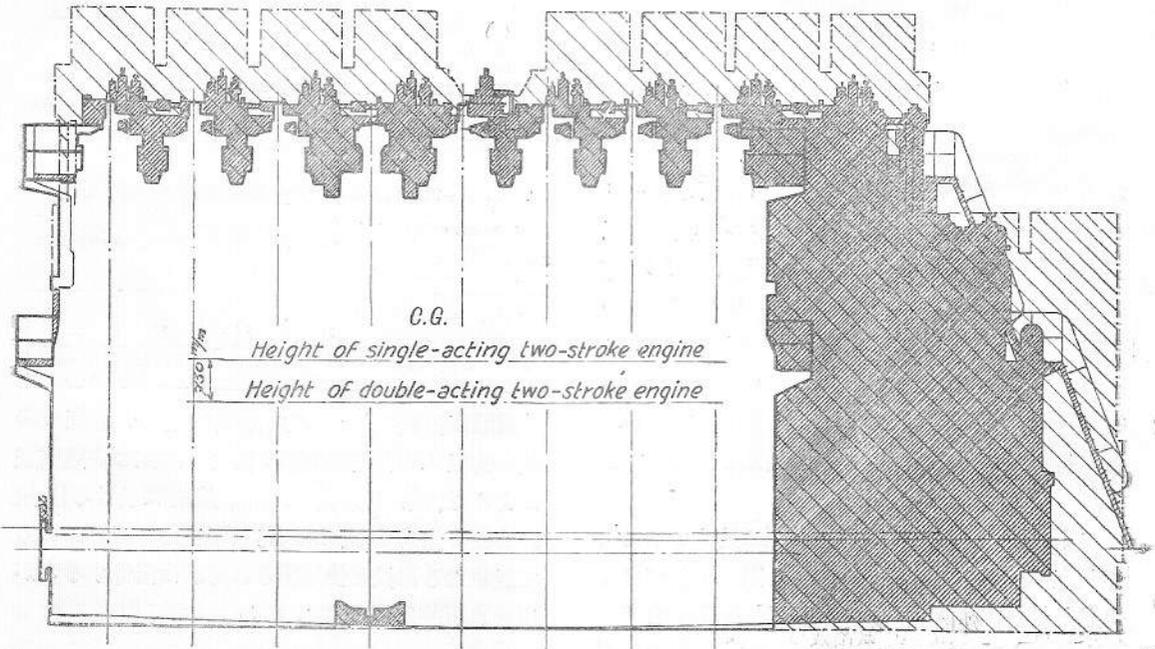


Fig. 11.—Comparison of Space required for various Marine Diesel Engines.

— Double-acting Two-stroke, 7,040 B.H.P. at 105 r.p.m.
 — Single-acting Two-stroke, 7,040 B.H.P. at 100 r.p.m.
 — Double-acting Four-stroke, 7,000 B.H.P. at 100 r.p.m.

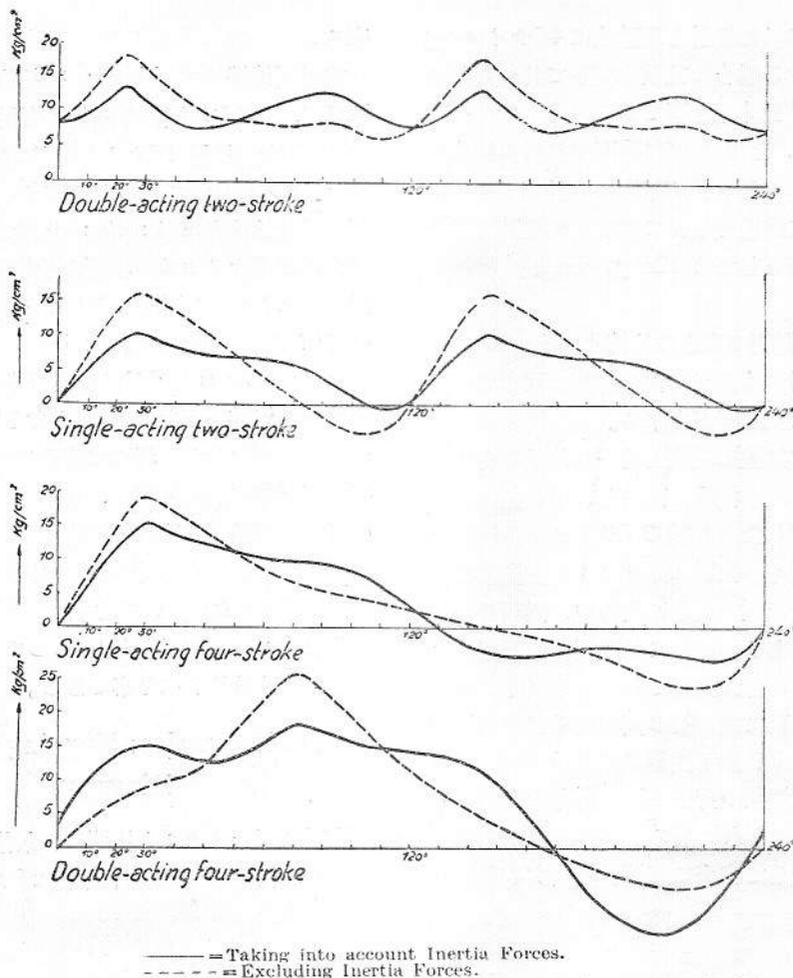


Fig. 12.—Turning Moment Diagrams of various Three-cylinder Engines.

— = Taking into account Inertia Forces.
 - - - = Excluding Inertia Forces.
 --- Crank Displacement = 120°.

の 2 気筒に相当するを以て、同一の扭れ「モーメント」を得る爲には複動 2「サイクル」機関は気筒の数が少なくて足りる。例へば複動 2「サイクル」は 5 気筒にて単動 2「サイクル」10 気筒と同一の扭れ「モーメント」を得る事が出来る。Fig. 12 は複動 2「サイクル」、単動 2「サイクル」、及び複動 4「サイクル」機関が夫々 3 気筒を有する場合の扭れ「モーメント」線圖を表はしたものである。

多くの複動 2「サイクル」機関に於ける細密なる調査の結果によれば、運轉中振動と認むべきもの殆ど無く、殊に 5 気筒及び 7 気筒を有するものにありては横の振動が極めて微小である。實際の例として、Seattle 號に於て調査せし結果を Table 2 に示す。

TABLE II.—DOUBLE-ACTING TWO-STROKE CYCLE SEVEN-CYLINDER MOTOR.
 700 mm. cylinder bore, 1,200 mm. stroke, speed 90 r.p.m.
 Vibrographic Measurement Values taken at No. 1. Upper Cylinder Cover.
 Horizontal bending moment across shaft axis.

Revs. per min.	40	54	64	78	89
Result ..	± 0.14 mm.	± 0.20 mm.	± 0.14 mm.	± 0.14 mm.	± 0.14 mm.

該船は複動 2「サイクル」機関を有し、直徑 700 耗、衝程 1,200 耗の気筒 7 筒より成立つ。此調査によると、第 1 気筒の上部気筒蓋に於ける横振れは僅に ± 2/10 耗である。此程度の振動は極めて鋭敏なる器械を使用するに非れば記録する事が出来ぬ程輕微のものである。

(D) 構造の詳細

Fig. 13 は 12,000 B.H.P. 無空氣、複動 2「サ

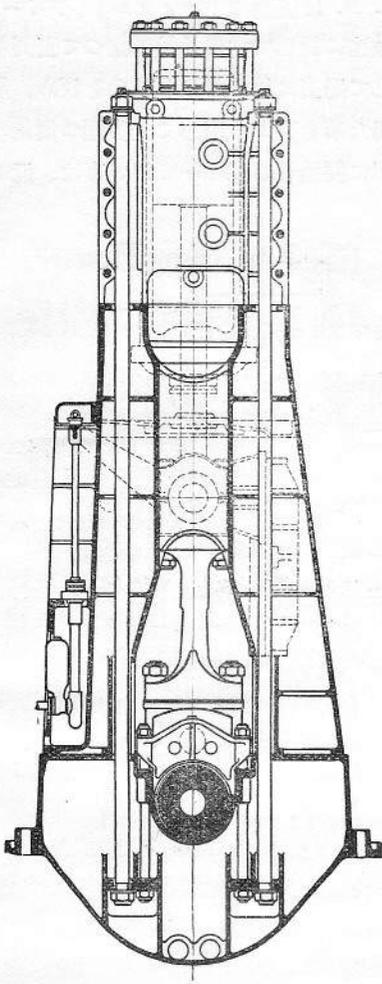


Fig. 13.—M.A.N. Double-acting Two-stroke Cycle Diesel Engine—
Transverse Section in way of Through-bolts.

「サイクル」機関の気筒間の截断面を示す。之によつて、臺板と気筒上部鏑との間にある through-bolt が気筒に及ぼすべき張力をうけとめて居る事が明に知れる。

Fig. 14 は直径 600 耗、衝程 900 耗の気筒の截断面を示す。此機関は compressorless なるを以て「カム」軸なく、又機械的に動かさるゝ弁が無い。気筒蓋と内筒との接合部は成る可く気筒の中心に近づけしめ、内筒を能ふ限り短くするに努めて居る。斯くすると燃焼室は気筒蓋に包まれて居る故に内筒の温度を低く保つ事が出来る。Fig. 15 に各部の温度を示す。これによると指示壓力 6.3 疋/平方吋の時内筒の最高温度は 130°C である。若し普通の如く気筒蓋を扁平のものとし内筒を長くすれば、其最高温度は約 25°C に達するであら

う。内筒の温度が低ければ、潤滑状態が良好なるのみならず内筒に scale 附着し難く、従つて掃除する事なくして長く使用する事が出来る。又必要あつて内筒を取外す場合には、内筒が短き故容易に取外す事が出来る。Figs. 16, 17 は下部気筒蓋即ち気筒底並に内筒を取外す方法を示す。

気筒底及び填坐を取外す事の困難が、複動機関の 1 つの缺點であるとは常に聞く所である。然しながら填坐を気筒底に別に取付け、之を曲拐室の中に下げらるゝ様にすれば、其取外しは簡單であり、気筒底を外す場合は、其部分を取換へる必要ある時のみであり、而かも此部分の大きさ及び重量が他の機関のそれよりも小なるを以て、各部を取外し易き點に於て複動式が必ずしも單動式よりも

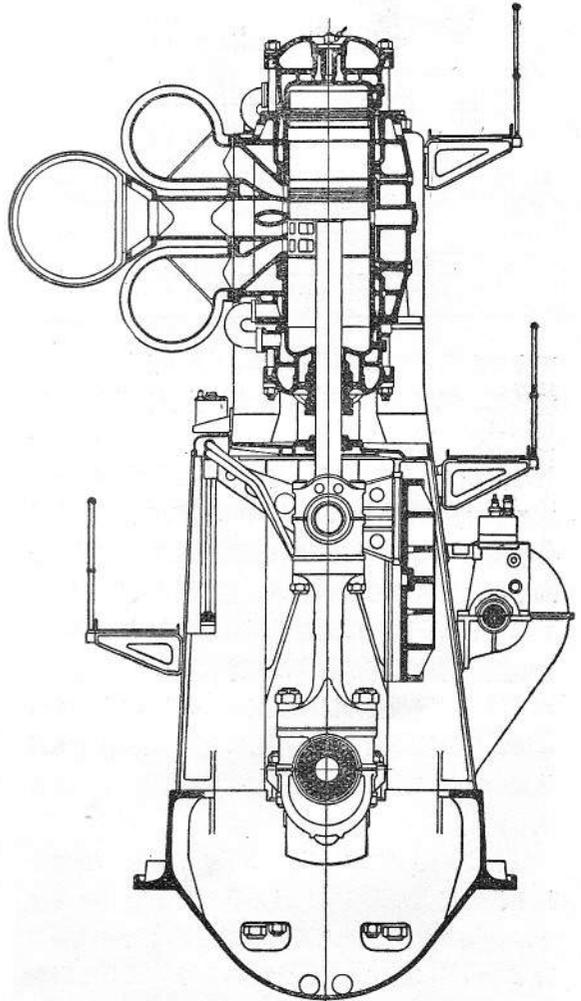


Fig. 14.—Transverse Section of M.A.N. Double-acting Two-stroke
Cycle Diesel Engine with Direct Fuel Injection (Compressorless).

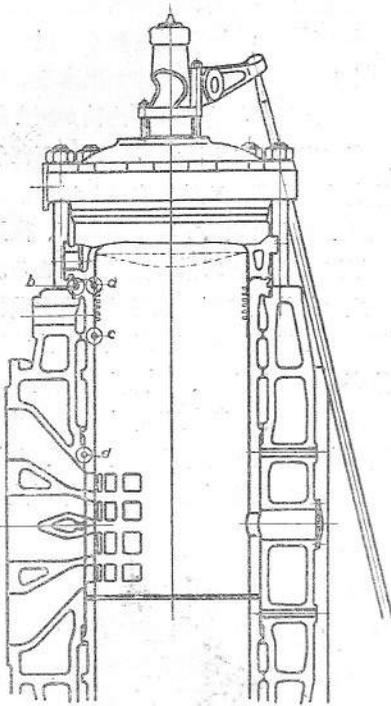


Fig. 15.—Temperatures (Celsius) at Liner of M.A.N. Double-acting Two-stroke Cycle Diesel Engine, 700 mm. bore and 1,200 mm. stroke, at 90 r.p.m.

Position of Measurement.	a	b	c	d
At $P_{m1} = 5.8 \text{ kg./cm}^2 \dots$	110°	50°	75°	50°
At $P_{m1} = 6.3 \text{ kg./cm}^2 \dots$	135°	54°	80°	53°

不良であると云ふ事は出来ぬ。「カム」軸は下方に横置し、気筒蓋及び吸鑄等の開放検査に便ならしめて居る。滑金は十字頭の一方の側にのみ装置せらる。此方が機関全體の大きさを小さくする事が出来る。冷却水用の trombone が筒柱の中に装置せらる。従來の實績によれば潤滑油は毫も循環冷却水中に混入する惧が無い。各燃料弁の開く時期を参照し同一瞬間に油を燃料弁に供給する爲め各々の燃料噴筒吸鑄が發火の順序に従つて調整せられて居る。機関發停操縱裝置は engine telegraph に連結し操縱の謬無きを期して居る。気筒及び氣筒蓋の冷却には海水を使用し、吸鑄の冷却には清水を使用する。

以上は、要するに、複動 2「サイクル」機関、就中、大馬力のものに於ける利點を説明したに過ぎぬ。然しながら以上列擧の諸利益は此種機関の將來の發展に資する所が大であらう。而して高速廻轉の機関としての複動機関の將來は單動機関よりも遙に恵まれて居る。

M. A. N. は複動 2「サイクル」「ディーゼル」機関の發達に對して常に前線に立つて奮闘を續けた。そして過去に於て幾多の成功を收め、幾多の經驗を得た事を喜ぶ。而して此機関の價値の大なる事が單に製造者の聲のみで無い事は、近く獨逸

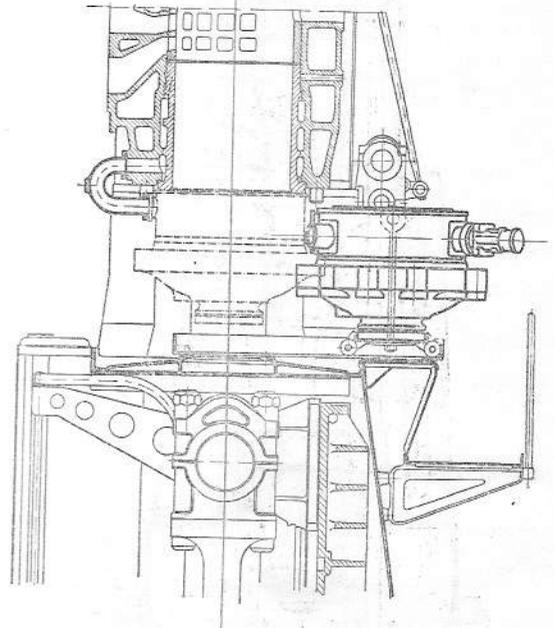


Fig. 16.—M.A.N. Double-acting Two-stroke Cycle Diesel Engine—Construction of Lower-cylinder Cover.

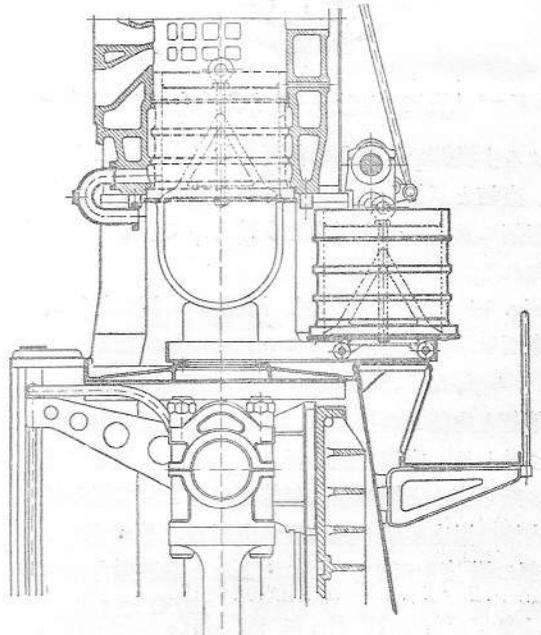


Fig. 17.—M.A.N. Double-acting Two-stroke Cycle Diesel Engine—Construction of Lower-cylinder Liner.

巡洋艦 Ersatz Preussen 號に 50,000 E. H. P. の此種機關を採用せむとする事實によつても裏書せられて居る。
(T. Z. K.)

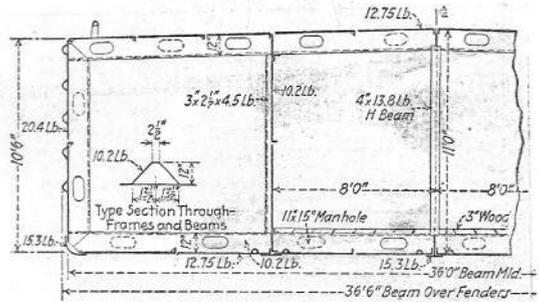
New London Yard 製造の全熔接運貨船

Marine Engineering and Shipping Age.
July, 1929. pp. 386-387

Electric Boat Company の副社長 L. Y. Spear は、同社の在 Groton の New London Ship & Engine Works が、全部熔接した船の建造を引受くる準備中であると聲明してゐる。此の珍らしき構造に對する最初の注文は、New York の Lee & Simmons の1,000 噸鋼甲板運貨船である。

最近 10 個年間の船舶建造に關係した人々は、electric arc welding の船内に於ける利用が、漸次増加しつゝあることに押されてゐるが、是迄は鉸鉸を全部廢止して造られた船は、眞に二、三隻のみである。又最初からの設計が、此の目的に適ふ様に充分計畫され、且つ計算されたのでなければ、斯かる構造を實現することは不可能である。

Lee & Simmons 運貨船に對する設計は、New York の consulting engineers Ewertz 及び Dalcher が考案したもので、此の構造の特許の要點は Mr. Ewertz が米國で受けた特許の内に含まれてゐる。電氣熔接船では、之を同様の強度を有する鉸鉸した船と比較すれば、材料の重量が 20 % 以上減少され得る。此の重量輕減は積載量を増加せしめる事に利用され得、又船が power driven であれば、排水量の輕減は船を動作するに要する力量に影響を及ぼし得るものである。材料の重量



Midship section

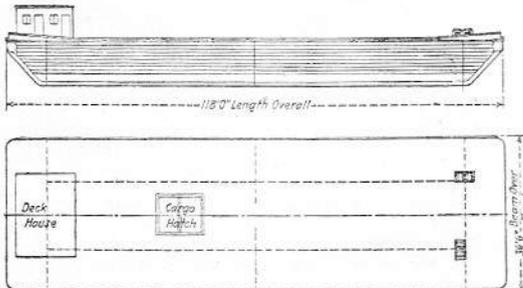
及び勞力の時間の減少に關しては、因襲的の鉸鉸構造と比較すれば、費用に於て實質的の節約を得る事が出来ると思はれる。

Lee & Simmons 運貨船の主要寸法は次の様である：—

全長	118呎
幅 (fender を含む)	36呎 6吋
深 (中央部にて)	11呎
甲板貨物搭載量	1,000噸
船内積荷容積	16,000立方呎

運貨船は 2 箇の水防縦隔壁、2 箇の兩端に近き水防横隔壁及び 中心線非水防横隔壁にて區劃さる。運貨船の後端には、居住用鋼製室と、要すれば機働揚貨機を装置する區劃とが建造されてゐる、積荷區劃を通じて船内の底部には、木の床が張つてある、而して甲板下の全區劃は充分通風の出来る様にしてある。

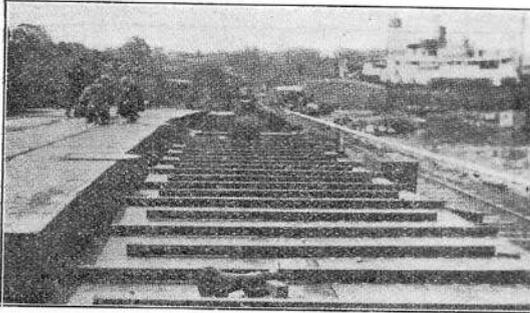
此の設計をする間には、多量生産に對する要求が絶えず明瞭に心掛けられてゐる。即ち海岸に空き地のない造船所或は進水臺の數の僅少な造船所では、任意の便利の場所で大きな部分に取纏め、之を進水臺に運んで組立てるのである。同じ厚さの總ての外板及び甲板の鋼は類似の大きさにしてあつて、全體の構造中で廣く交換の出来る様にな



Profile and deck plan of the welded barge



Stiffeners being Welded to Bulkhead. Bottom Plates with Frames and Side Keelson shown in the Background.



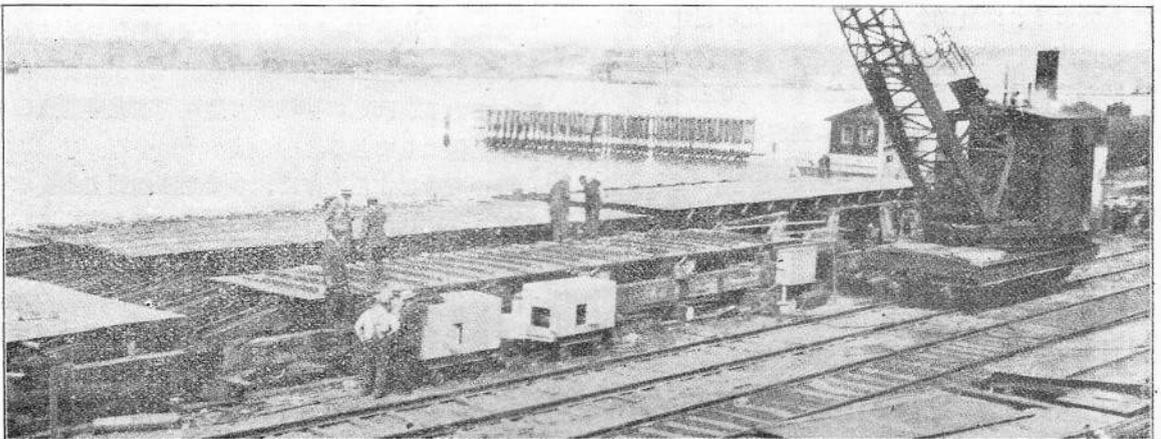
Detail View of Bulkhead with S stiffeners
Tack-welded to One Plate only.

つてゐる。製鐵所で flange される場合には、總て斯様な部分は直接運搬車で構造物に配給される様になつてゐる。

附圖に示す如く、各外板又は甲板は、1 方の縦縁が曲げられて、3 吋の flange が作られる。隣接の板の縦縁は、此の flange member に對して衝接され、而して之れに熔接される。従つて各縦通熔接は、3 吋 flange の爲めに接合部に大なる強度を與へ、補強せらるゝのである。横肋材は 12 吋の深さの flanged plates を以て、三角形に形成され、直角の斜邊が運貨船の外板に向けて置かれ

てゐる、而して之れに合間を置いて熔接される。是等の flanged plates は製鐵所で寸法通りに切断される故、造船所で要する手数は最小限に減少される。fenders は特別の形に造られ、其の構造は圖の如く填材して、外板の外部に熔接される。此の fenders は非常に丈夫な前後の向きの抗張材を形成し、且つ此の特別な形状の爲めに、隣りの運貨船との接觸を防止するのである。

總ての熔接は、非常に注意深き監督の下になされ、且つ American Welding Society に依り採用さるゝ檢定で、1 等の等級を付けられた職人に依つて施工され、又電氣熔接は全部 General Electric type の WD 300 ampere welding machine から供給された電力が使用される管で、運貨船の構造に用ふる總ての材料は American Bureau of Shipping の規格に合格する程度のものであると謂ふ事である。 (H. U.)



General View of Construction, showing Bottom Sections and Bulkhead laid out for Welding.

雜 錄

世界造船状況

(一九二九年自七月至九月の三箇月間)

最近發表の「ロイド」の造船統計に據れば一九二九年七月より九月に至る三箇月間に於ける世界船舶進水高は總計二百三十七隻七十一萬五千三百七十二噸にして之を細別すれば汽船百五十七隻三十九萬七千二百五十噸、機船六十九隻三十一萬八百四十五噸及帆船並「バージ」十一隻七千二百七十七噸なり。而して之を進水船舶の國籍別に就て看るに、最も多きは英本國の百二十一隻三十六萬九千四百四十五噸にして世界進水船舶の過半數を占め之に亞くものは和蘭の十五隻七萬四千六十四噸、獨逸の十七隻五萬八千六百四十四噸、北米合衆國の十五隻五萬六千五百一十一噸にして以下丁抹、瑞典、露國等の順序なり。

世界進水船舶數

國別	汽 船		機 船		帆船及バージ		計
	隻數	總噸數	隻數	總噸數	隻數	總噸數	
英本國	100	256,285	18	112,180	3	980	121 369,445
和 蘭	4	8,089	11	65,975	—	15	74,064
獨 逸	13	35,864	3	21,800	1	400	17 58,064
北米合衆國	5	46,300	5	4,176	5	5,675	15 56,151
丁 抹	2	3,041	7	35,327	—	9	38,368
瑞 典	—	—	7	29,250	—	7	29,250
露 國	2	6,472	2	11,000	—	4	17,472
佛蘭西	1	7,455	1	8,100	—	2	15,555
英屬領	8	13,123	3	994	—	11	14,117
日 本	—	—	6	13,060	—	6	13,060
伊太利	2	6,949	2	2,705	—	4	9,654
西班牙	—	—	2	5,910	—	2	5,910
諾 威	15	5,184	1	225	—	16	5,409
支 那	3	4,613	1	143	2	222	6 4,978
白耳義	1	2,275	—	—	—	1	2,275
ダンチヒ	1	1,600	—	—	—	1	1,600
計	157	397,250	69	310,845	11	7,277	237 715,372

次に建造中の船舶に就て看るに九月三十日現在に於ては汽船四百一十一隻百二十七萬五千九十九噸、

機船三百四隻百五十三萬千七百五十三噸、帆船及「バージ」二十六隻一萬五百六十七噸總計七百四十一隻二百八十一萬七千三百三十九噸なり。英本國に於ては三百四十一隻百四十四萬八千三百五十五噸を算し依然世界第一位を占め、獨逸は六十六隻二十三萬五千四百九十九噸にして第二位に在り。以下和蘭、日本、佛蘭西、露國、北米合衆國、瑞典、丁抹、伊太利、西班牙、英屬領、諾威、白耳義、支那、「ダンチヒ」、伯刺西爾の順序にして其の詳細を示せば次の如し。

世界建造中の船舶

國別	汽 船		機 船		帆船及バージ		計
	隻數	總噸數	隻數	總噸數	隻數	總噸數	
英本國	231	793,485	101	651,875	9	2,995	341 1,448,355
獨 逸	55	187,115	10	47,984	1	400	66 235,499
和 蘭	16	34,200	39	189,829	—	—	55 224,029
日 本	2	8,200	21	148,610	—	—	23 156,810
佛蘭西	9	61,645	10	74,131	—	—	19 135,776
露 國	8	23,504	29	88,569	—	—	37 112,073
北米合衆國	15	78,180	10	31,300	3	2,530	28 112,010
瑞 典	8	7,910	22	103,292	1	225	31 111,427
丁 抹	2	5,200	17	75,655	—	—	19 80,855
伊太利	12	8,020	22	61,600	2	214	36 69,834
西班牙	4	3,317	9	41,820	—	—	13 45,137
英屬領	19	27,683	7	2,690	6	3,600	32 33,973
諾 威	21	19,145	4	13,225	—	—	25 32,370
白耳義	7	11,140	—	—	2	300	7 11,440
支 那	2	4,600	3	1,173	2	333	7 6,076
ダンチヒ	1	1,550	—	—	—	—	1 1,550
伯刺西爾	1	125	—	—	—	—	1 125
計	411	1,275,019	304	1,531,753	26	10,567	741 2,817,339

備 考

北米合衆國二十八隻十一萬二千十噸の内譯は左の如し
 大西洋岸地方……汽船一一隻五八、一八〇噸、機船一〇隻三一、三〇〇噸、帆船及「バージ」三隻二五三〇噸

太平洋岸地方……汽船二隻四、〇〇〇噸

大湖沿岸地方……汽船二隻一六、〇〇〇噸

墨西哥灣沿岸地方……一隻モナシ

各船型別世界建造中の船舶（汽船及機船）隻數比較表

國 別	二千噸未満		二千噸以上 四千噸未満		四千噸以上 六千噸未満		六千噸以上 一萬噸未満		一萬噸以上 一萬五千噸未満		一萬五千噸以上 二萬噸未満		二萬噸以上		合計 汽船及機船
	汽船	機船	汽船	機船	汽船	機船	汽船	機船	汽船	機船	汽船	機船	汽船	機船	
	英 本 國	85	22	42	10	86	21	14	34	2	7	—	4	2	
獨 逸	29	3	11	1	1	—	13	6	—	—	—	1	—	—	65
和 蘭	9	23	4	—	3	—	—	6	—	6	—	4	—	—	55
露 國	—	14	8	3	—	10	—	2	—	—	—	—	—	—	37
伊 太 利	11	7	1	9	—	6	—	—	—	—	—	—	—	—	34
瑞 典	8	3	—	7	—	4	—	8	—	—	—	—	—	—	30
英 屬 領 威 諾 威	14	7	4	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	26
北 米 合 衆 國	20	1	1	1	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	25
日 本	6	7	3	—	—	—	3	3	2	—	—	—	1	—	25
丁 抹	—	5	1	2	1	4	—	3	—	5	—	2	—	—	23
佛 蘭 西	—	3	2	1	—	11	—	1	—	1	—	—	—	—	19
西 班 牙	3	4	1	—	1	—	—	2	4	1	—	—	1	2	19
白 耳 義	4	—	—	6	—	—	—	2	—	1	—	—	—	—	13
支 那	—	—	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5
伯 刺 西 爾 丹 特 希	1	3	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5
伯 刺 西 爾 丹 特 希	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1
伯 刺 西 爾 丹 特 希	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1
合 計	192	102	83	40	93	58	33	69	5	20	—	10	5	5	715

次に英本國に於て九月末現在建造中の各國船舶を檢するに、次表の如く英本國船は二百四十七隻百二一萬六千四百四十噸に達し勿論第一位を占め諸威船（十五隻七萬七千五百十五噸）、英屬領船（二十二隻六萬四千六百四十五噸）之に次ぐ。

英本國建造中の各國船舶

船舶國籍別	隻數	總噸數
英本國船	247	1,116,440
諸威船	15	77,515
英屬領船	22	64,645
和蘭船	5	32,240
瑞典船	4	29,985

佛 蘭 西 船	11	20,832
智 利 船	6	14,900
亞 爾 然 丁 船	7	12,550
ホ ン ヂ ュ ラ ス 船	2	11,300
ユ ー ゴ ス ロ 船	1	6,360
バ キ ヤ 船	3	5,770
西 班 牙 船	3	5,770
丁 抹 船	1	2,350
伯 刺 西 爾 船	2	690
葡 萄 牙 船	1	600
北 米 合 衆 國 船	1	600
ア イ ス ラ ン ド 船	1	358
其 他 の 船 舶	12	51,220
合 計	341	1,448,355

○會員名簿訂正

(頁)	(氏名)	(訂正欄)	(正)	(誤)
7	小田末治郎	氏名	小田末治郎	小田末治郎
38	" "	" "	" "	小田末次郎
117	深谷三郎	住所	横浜市神奈川區神奈川町鳥越一九一六	東京府下大森町五六六
152	渡邊武夫	"	東京市赤坂區青山北町六ノ四二	東京市赤坂區青山北町二ノ四二
98	外山正雄	"	横浜市神奈川區二本町二八五八	横浜市神奈川區子安町溝下一九五七
54	河手義種	"	兵庫縣武庫郡精道村打出字四ノ口一五	兵庫縣武庫郡精道村打出字打濱二五
46	岡本春滿	勤務先	株式會社川崎造船所造船企畫部	株式會社川崎造船所造船設計部
追加2	赤崎繁	住所	東京市麻布區山元町三五	東京市麻布區筈町一七六
129	三上英果	"	兵庫縣武庫郡住吉村九郎左衛門新田三五三	兵庫縣武庫郡住吉村九郎左衛門新田三五二
28	石原宏三	"	大阪市港區西田中町三ノ二六草野方	大阪市港區西田中町三ノ二六草野方
79	鈴木啓司	勤務先 又ハ職業	海軍造船大佐	海軍造船大佐、舞鶴要港部工作部
67	佐藤允	氏名	佐藤 允	佐藤 允
119	平岡八郎	住所	東京府下、馬込町谷中一〇五一	東京府下、馬込町谷中一、一一九

内外雜誌重要表題集

内地雜誌

雜誌名	表題
工業昭和十一年四月號	電弧銲接された鋼製格子柱に關する實驗室の試験、29-30 熱彈性、工學士近藤政一、45-47 高壓汽罐用離心唧筒裝置、47-50
同 同十二月上年號	断面矩形の管形體の壁の厚さに就て、R. W. Miller. 26-32 混凝土を併用せる木材杭に就て、37-40 廢氣機設計に就て、41-44
技術研究會昭和四年號	眞空式揚炭裝置に就て、海軍大佐有馬成甫、1-2 鋼の性質を簡単に識る方法、横機組、三好正直、3-5 瓣發條の計畫に就て、横廠造機部中澤重代、7-9
同 同九月上年號	鉛銲接法に就て、吳鋼、十八生、1-7 研磨砥石「カバー」の厚さ計算法、濱田生、9-16 通風に關する諸計算、21-28 「スコルスパイプ」彎曲機、29-31
同 同十月上年號	環の鍛鍊加工法、世安勇、1-6 航空船の話、岳草、7-23 「クラブ、ツェベリン」に就て、25-33
同 同十一月上年號	酸素「アセチレン」瓦斯銲接に就て、岩澤長吉、1-4 鑄物の質地研究(未完)、S. S. 生、17-29 推進器の負數失脚に就きて、31-34
鐵 昭和四年號	銲鑪の研究、平川良彦、738-765 鐵鋼の滲炭に及ぼす諸元素の影響に就て、高橋源助、766-803
同 同十月上年號	鑄鐵の黒鉛發生論に關する實驗、田中清治、843-850 鑄鋼製磁氣繼鐵の導磁性に就て、野上熊二、851-878 熔融金屬と熔融鹽との間の化學反應、飯高一郎、879-887

同 同十一月上年號	高温度に於ける鑄物砂の性質に關する實驗、三島徳七、949-962 白銲の黒鉛化に及ぼす種々の充填材料の影響に就て、澤村宏、962-968 マンガン鋼の變態點及顯微鏡組織、村上武次郎、三神正苗、969-996
土木學會 昭和四年號	楕圓函數による涙角鑄の研究、工學士久野重一郎、707-732
同 同十一月上年號	無限に長い帶狀板の應力、881-884
滿洲協會 昭和四年號	風車工學、(承前)南滿電氣會社小川久門、307-323
同 同十一月上年號	科學的管理法に關する經驗、滿鐵技術顧問佐堂卓雄、338-346
電氣製鋼 昭和四年號	工業用鐵材中に於ける窒素、理學博士加瀬勉、1-11 鐵鋼の腐蝕と其の原理の批判(其三)、理學博士遠藤彦造、12-21 キヌボラの送風の調整と其の一新方法に就て、松永陽之助、37-41
同 同十月上年號	金相學發達の歴史と「マンガン」合金の狀態圖、理學博士石原寅次郎、1-19 電氣爐製發動機鋼の研究、電氣製鋼研究會、20-33
同 同十一月上年號	金屬の受働態と最近の Evans の酸化被膜説及び其の腐蝕との關係(其一)、理學博士遠藤彦造、1-15 可鍛鑄鐵の發達(其一)、南波榮吉、16-21 酸化還元反應の指示藥及び其の應用に就て(其一)、染谷均一、22-30 金解禁問題と鐵鋼界の對策に關する研究、石井健一郎、31-39
同 同十二月上年號	金屬の受働態と最近の Evans の酸化被膜説及び其の腐蝕との關係(其二)、理學博士遠藤彦造、1-18 可鍛鑄鐵の發達(其二)、南波榮吉、19-26 酸化還元反應の指示藥及び其の應用に就て(其二)、染谷均一、27-40 電氣爐製滿鐵鋼に就て、大垣梅雄、41-43

外國雜誌

Name of Magazines.	Subjects. Authors. Pages.	
Marine Engineering and Shipping Age June, 1929	The Cruiser Pensacola Launched at New York. H. C. Fletcher. pp. 298-301 Waste Heat Recovery from Internal Combustion Engines. F. Johnstone Taylor. pp. 305-306 New Coast Guard Cutters. pp. 307-312 The Propulsion of Ships by Modern Steam Machinery. J. Johnson. pp. 325-332 Diesel vs. Steam-Comparative Costs. E. B. Pollister. pp. 332-334 Advantages of High-pressure Boilers. W. M. McFarland and T. B. Stillman. pp. 334-335	Propulsion of Motor Launches by Geared Engines. The Maier Ship Form. The Icelandic Fishery and Inspection Cruiser "AEGIR." The Brown-Boveri Hydraulic Cleaning Pistol. The Marine Application of Celluloid by the Picaroid Processes. Land-turbine Developments.
" " July, 1929	The Eratz Preussen. R. W. Morrell and F. W. Morrell. pp. 355-357 Efficient Combustion with Pulverized Coal. pp. 359-363 Welding in Ship Construction. J. W. Owens. pp. 383-385	The Marine Engineer and Motorship Builder June, 1929 Fifty Years of Steamship Machinery Installations. Andrew Laing. pp. 203-230 Half a Century's Progress in Speed Efficiency. F. C. Bowen, pp. 231-246 Reflections on Fifty Years' Development of Feed-water Heating. J. Andrews. pp. 253-254 The Contribution of Special Steels to Marine Engineering Progress. T. H. Burnham. pp. 263-264
The Shipbuilder Aug., 1929	Motorship Construction at Home and Abroad. pp. 629-630 Steamship Economy. pp. 630-631 The Story of Safety at Sea. Sir Westcott S. Abell. pp. 631-632 The Norddeutscher Lloyd Liner "Bremen." pp. 633-634 "T. & B." Sliding Hatch Beams. p. 635 The Twin-screw Motor Yacht "Vita." pp. 636-646 The World's Mercantile Tonnage in 1929. pp. 648-650 The Oil-carrying Motorship "Calgarolite." pp. 651-664 The Mercantile Tonnage and Propelling Machinery under Construction at 30th June, 1929. pp. 665-666 Current Topics:—pp. 667-669 The Safety of Life at Sea. Propulsion and Steering of Barges.	Board of Trade Examination Standards. pp. 277-278 Turbine Steamship "President Dal Piaz." pp. 282-286 Trials of a Doxford Oil Engine. pp. 288-290 " " July, 1929 Notes on the Lentz Standard Marine Engine as Fitted to Ships of the Koninklyke Paketvaart Maatschappij. W. J. Muller. pp. 291-293 Propelling Machinery of the "Manunda." pp. 296-299 The Thermal Economy of the "Staten-dam." W. M. Meyer. pp. 301-305 The Chalk Water-tube Boiler. pp. 306-307
" " Aug., 1929	The Condenser Problem. pp. 317-318 Krupp-engined Motor Tanker "Calgarolite." pp. 321-326 Experience with Motorship Auxiliaries. pp. 327-328 " " Aug., 1929 Oil Films in Bearings. pp. 329-330 "Milwaukee." New Hamburg Amerika Liner with Geared Double-acting	The Condenser Problem. pp. 317-318 Krupp-engined Motor Tanker "Calgarolite." pp. 321-326 Experience with Motorship Auxiliaries. pp. 327-328 " " Aug., 1929 Oil Films in Bearings. pp. 329-330 "Milwaukee." New Hamburg Amerika Liner with Geared Double-acting

Diesel Engines. pp. 331-335
 Ventilation of Motorship Engine
 Rooms. pp. 341-343

協同員下村耕次郎君略歴

本會協同員下村耕次郎君は、去る十一月十六日大阪市の大坂ビルデングに在る日本電力株式會社副社長室に於て執務中、突如狭心症を起して卒倒し、僅かに三十五分を經過した後は全く絶望の状態に陥り、溢瀉として長逝された。享年五十七。君は滋賀縣彦根の人で、滋賀縣立商業學校を卒

業し、明治二十六年大阪商船會社に入社したのを實業界に投じた最初のスタートとして、漸次敏腕を認められ、その後累進して大阪鐵工所の専務取締役役に選任さるゝに及び、益々實業界に確乎たる地位を占め、大正十五年の秋には日本電力會社の専務取締役役に就任するに至り、更に今春四月には同社の副社長となり、尙ほ下村汽船、東洋加工綿業、大阪機械工作所の各社長、阪堺電鐵、日本電解製鐵所、庄川水力電氣、大東塗料の各社取締役、大正製麻監査役等を兼任し、縦横の手腕を振り關西實業界に活躍して聲望を博しつゝ、あつた立志傳中の人なるに洵に惜しいことをした。

時 報

海事資源調査規則

本年四月一日法律として公布され、本年十二月一日施行さるゝこととなつた資源調査法（昭和四年四月十二日官報参照）に對し、更に資源調査令が勅令を以て公布され（昭和四年十一月二十日官報参照）是亦本年十二月一日より施行を見ることとなりたるに付、これに關聯して逓信大臣は逓信省令として海事資源調査規則を定め、（昭和四年十一月二十七日官報参照）同じく本年十二月一日より施行さるゝこととなつた。而して是等の法令實施の結果として、軍需調査令及び海事届出規則は廢止さるゝこととなつたのである。

萬國工業會議第九部會概況

昭和4年10月下旬より開催せられたる萬國工業會議の第九部會は造船及造機關係のものにて、提出論文總數34に上り之を著者の國籍別に分ければ次の如くである。

日 本	17
英 吉 利	6
亞米利加合衆國	7
ダンテツヒ自由市	1
佛 蘭 西	2
伊 太 利	1

34

右の内、外國人論文14及び日本人論文15合計29は萬國工業會議及び我造船協會が協力して前刷

を作成し、出席會員及び聽講者に配付することが出來た。此點は他部に比し成績極めて良好であつたのである。

部會の開會は前後5回に亘りたるが、開期中大抵の日の午後は招待、見學等の爲め會員中出席困難の者多かるべきを慮り、當初日程の作成に當り總て午前を選びたるは極めて適切な措置と言ふべく、其結果多數の會員は何等支障なく毎回出席することを得、座席は常に満員で、周圍に佇立の儘聽講するもの相當多數に達し、會衆は毎回150人乃至170人に達するの盛況を呈した。

第九部に於ける理事は次の三氏であつた。

湊 一 磨 君 氏 家 長 明 君
 Mr. K. L. Klingbiel.

猶ほ各講演日に於ける座長の氏名を列記すれば次の通りである。

- 第1回 10月30日(水) 海軍造船中將工學博士平賀讓君(海軍造船中將工學博士近藤樹君缺席)
- 第2回 10月31日(木) Prof. P.A. Hillhouse, D. Sc.
- 第3回 11月1日(金) Mr. J. Foster King.
- 第4回 11月4日(月) Mr. E. A. Sperry, D. Sc.
- 第5回 11月5日(火) 海軍造船中將工學博士平賀讓君(Mr. J. Montegomerie, D. Sc. 缺席に付代理)

第三十三回通常總會

昭和四年十一月五日(火曜日)午後五時より、本

協會第三十三回通常總會を東京市神田區錦町三丁目學士會館に於て開催した。

定刻未廣會長開會を宣し、次いで越智主事起つて次の如く昭和三年十月一日より昭和四年九月末日に至る一箇年間の事務報告並に事業報告をした。

事務報告

會合、講演及見學 役員會を開いた度数は八回、編輯委員會は十二回、講演會は五回である。而して第一回講演會は昨年十一月東京に於て開催し、第二回は本年四月九州造船會及九州機械工業會と聯合して長崎市に於て開催した。其他の三回は機械學會と聯合して東京に於て開催したのである。見學の第一回は昨年十一月横濱船渠株式會社並に三井物産株式會社川崎埠頭を見學し、第二回は本年四月三菱造船株式會社長崎造船所、北九州の諸工場等及び三井物産株式會社造船部玉工場を見學した。

會員の異動 本期間に於ける新入會員は百二十四名(内團體員九名)、退會者二十四名、定款第二十四條に依る除名者二十一名、死亡者十五名である。其の死亡したる方々の氏名を列記すれば

名譽員 子爵 井上良馨君	正員 喜田哲朗君
正員 小山吉郎君	正員 島田容之助君
正員 富永敏磨君	正員 富山久米吉君
正員 福島篤平君	正員 宗雪貞太郎君
協同員 矢深久次郎君	協同員 山口半兵衛君
准員 石崎芳兵衛君	准員 櫻井岩一君
准員 築地俊助君	准員 土谷壯一君
准員 山縣淺吉君	

以上の諸君が死亡せられたことは本會が眞に哀悼に堪へない次第である。

右異動を通算して、昭和四年十月末日現在の會員數は、總計千九百十二名であつて、其内譯は正員八百十五名、協同員二百八十五名、准員七百十九名、團體員四十二名、特別員十名、名譽員九名、賛成員三十二名である。之を昨年の通常總會當時の會員數に比ぶれば六十二名の増加となる。本期間に於て新に入會せられたる團體員は

三級 株式會社東京計器製作所	代表者 和田嘉衛君
四級 株式會社新潟鐵工所	代表者 笹村吉郎君
〃 滿洲船渠株式會社	代表者 和田敬三君
〃 農林省水産試驗所	代表者 星野三郎君

- 〃 横須賀海軍工廠造船部
- 〃 横須賀海軍工廠機雷實驗部
- 〃 海軍潜水學校
- 〃 東京帝國大學工學部航空學教室
- 〃 大阪工業大學

地方委員及編輯委員の異動 地方委員(播磨地方)三上英果君轉勤の爲め辭任したるに付き、其後任として横尾龍君が就任した。又特許に關する記事其他を擔當の爲め家永文彦君が編輯委員を囑託せられた。

寄附金 船用品規格統一調査會の費途に充つる爲に、本期間内に次の通り寄附があつた。本會は之に對して深甚の謝意を表する。

金參千圓	二八會
金五百圓	正員 市岡昇君
金五百圓	株式會社石川島造船所
金五百圓	函館船渠株式會社

事業概要

本會に於て編輯委員會の外目下設置されて居る委員會は次の通りである。

1. 造船史編纂委員會
2. 造船術語選定委員會
3. 試驗水槽成績表現法調査委員會
4. 船用品規格統一調査委員會
5. 造船振興調査會

是より簡單に各委員會の経過を報告する。

造船史編纂委員會 以下松長委員長よりの報告である。昨昭和三年十月以來委員會を一回開いて原稿約八十枚を査定済とした。之を前年度迄の分と通算すれば約千五百枚に達する。尙ほ此會合に於て未提出の原稿の項目に關し夫々研究の結果造船と稍縁遠きものにして且つ材料蒐集にも亦困難を感ずる數項目は此際目次より削除した。又殘餘のものに對して各委員の意見を徴したるに、昭和五年二月中には原稿全部提出済となるべき見込が立つた。従つて其後之が整理を行ひ、同年五月頃本協會に報告を提出し得べき豫定である。本年度中に於て委員中根經三君は都合に依つて委員を辭退し、渡邊武夫君及板部成雄君が新に委員を囑託せられた。

造船術語選定委員會 本委員會は昨年度以來選定術語の再審査をして居つたが、本年度に入り右再審査も終了し選定術語は約六千四百字とな

つた。即ち本委員會の事業は大體完結したのであるが、右選定術語を印刷に附し公表する爲には適當に編輯する必要があるので、目下其編輯中である。尙ほ本年内の委員の異動はない。

試験水槽成績表現法調査委員會 本委員會は前年度に引続き船型試験成績の表現法、推進器試験成績の表現法抵抗及び推進に關する術語の譯語及記號の選定及び文獻分類目錄の調製に關する事項を各委員分擔の下に五回の會合を開催して其の結果を審議し、各事項の全部又は一部に就き具體案を定めた。本委員會は前記の決定案を近く本協會に選出する運びになつて居る。

船用品規格統一調査委員會 本委員會は昭和三年十月以來委員會を開催すること七回にして、此期間の事業の概要は次の通りである。

一、調査完了船用品

(イ) 麻索用「シンプル」——之は三菱長崎造船所、日本海軍及米國の資料を參考とし、三回の會合を経て二型三十六種の標準を決定した。

(ロ) 「シャツクル」——三菱長崎造船所、日本海軍、川崎造船所、大阪鐵工所、浦賀船渠會社、獨逸及米國等の資料を參考とし、四回の會合を経て D 型九十二種、「ハーブ」型九十二種を決定した。

(ハ) 通風筒——大阪鐵工所、三菱長崎造船所、川崎造船所、三井造船部、横濱船渠會社及び獨逸標準圖等を資料とし、三回の會合を経て丸型七種、楕圓型三種を制定した。

(ニ) 商工省規格統一調査會より諮問に係る Z 形鋼、平鋼、厚鋼板の寸法規格案、小ネジ、麻索、梯形ネジ、管「フランジ」等の諸規格に就き二回の委員會の議に付し、其決議に基いて意見を提出した。

二、目下調査中の船用品

菌形通風筒、鋼索用「シャツクル」、舷窓、「リッキング・スクルー」、「スタンション」、「カーゴ・フック」、蝶番等。

三、標準圖の作成

昨年及本年度に調査を終了したものは夫々原圖の調製に着手し居り、目下印刷中の標準圖は十四ある。

造船振興調査會 曩に本協會に設置せられ

た國產振興調査會は昭和三年十二月末を以て一先解散し、更に引続き内外國船舶建造費の差違に就き其原因を研究せんとする目的を以て本委員會を設置したのである。目下資料の蒐集中であつて未だ會合する時機に至つて居らない。委員の氏名を列記すれば

阿部 梧一君	淺井 虎之助君
今岡 純一郎君	牛丸 福作君
陰山 金四郎君	坂本 錦治君
斯波 孝四郎君	鹽田 泰介君
武田 良太郎君	土屋 藤丸君
永村 清君	濱田 彪君
藤島 範平君	淡 一磨君
山本 幸男君	

第八回懸賞論文 本懸賞論文は昭和四年九月末日を以て締切り、提出論文は全部で四篇あるが、目下夫々審査員に委嘱し審査中である。

諸學校首席卒業生へ賞品贈呈 造船造機等に關する學術技藝奨勵の一端として、大阪高等工業學校造船科及船用機關科並に海軍技手養成所外全國十四ヶ所の學校及講習所の首席卒業生へ例年の通り本協會より賞品を贈呈した。

名譽員の推薦

末廣會長は起つて「ヒルハウス」君並に近藤基樹君が本協會定款第九條に基き名譽員に推薦される旨を報告し、滿場拍手を以て祝意を表した。

會計報告

次に濱田主計は起つて、別表起載の前年度決算に關し、収入は先づ好成績と稱すべく、支出は頗る好結果にして、經常費の部に就て見るも豫算には春季大會の費用を見込まなかつたので實際經費は豫算より超過すべき筈であつたのに、印刷費其他の實費が豫算よりも遙かに少くて済み、結局支出總額は豫算より 3600 圓程も減して居り、豫算では繰越金を 2200 圓程喰込む見込であつたのが、却て 1400 圓程剩餘金を生じ、夫だけ繰越金が殖えた事になつて居ると述べた。

續いて今岡監事は起つて前一ヶ年間の決算に就て監査の結果正確である旨を述べた。

末廣會長は本決算に對する質問及意見の有無を問ひ、異議なかりしため可決された。

次いで濱田主計は別表記載の年次度豫算に對し

質問あらば答辯する旨を述べ、末廣會長は質問及意見の有無を問ひ、異議なかりしたため可決された。

自昭和三年十月 一ヶ年度間收支決算
至同 四年九月 經常費の部

收 入		出	
入 會 金	344.000	諸用紙及消耗品費	243.290
會 費	18,560.500	印刷費	12,723.940
利 子	2,462.850	郵便及發送費	1,652.480
雜 收 入	6,969.770	總會及講演會費	778.100
前期より繰越	9,624.380	原稿料	2,067.820
		會合費	521.450
		諸手數料	233.640
		報酬及手當	6,016.000
		工學會會費	200.000
		事務所借料	1,884.000
		阪神俱樂部補助	120.000
		萬國工業會議準備費	650.000
		雜 費	410.630
		後期へ繰越	11,060.180
	37,961.500		37,961.500

獎 學 資 金 の 部

收 入		支 出	
前期より繰越	1,881.010	術語選定委員會	300.000
本期收入	1,990.000	造船振興調査會	200.000
		論 文 費	1,000.000
		圖 書 及 雜 誌	400.000
		賞 品 及 賞 牌 費	210.000
		豫 備 費	1,761.010
	3,871.010		3,871.010

昭和四年九月末日各種保管金現在高

	證券額面	現金	合計
基本金	31,200.000	10,932.500	42,132.500
獎學資金元受	40,500.000	383.390	40,883.390
同 利 用		1,881.010	1,881.010
術語補助資金		320.380	320.380
造船史補助資金		1,842.080	1,842.080
廿五年記念寄附金		2,269.790	2,269.790
別途寄附金の殘		248.000	248.000
本會經常部殘高		11,060.180	11,060.180
	71,700.000	28,937.330	100,637.330

獎 學 資 金 の 部

收 入		支 出	
前期より繰越	653.605	術語選定委員會	230.000
本期收入	1,990.000	國產振興調査會	19.000
		論 文 費	75.000
		圖 書 及 雜 誌	268.095
		賞 品 及 賞 牌 費	170.500
		後 期 へ 繰 越	1,881.010
	2,643.605		2,643.605

獎學資金元受内譯

三好獎學資金	12,000.000	191.960	12,191.960
寺野獎學資金	18,000.000	112.430	18,112.430
岩永獎學資金	2,000.000	79.000	2,079.000
小島獎學資金	5,000.000		5,000.000
葦科獎學資金	2,000.000		2,000.000
野村獎學資金	1,500.000		1,500.000
	40,500.000	383.390	40,883.390

晚 餐 會

總會に引続き別室に於て晚餐會を開いた。當日の賓客は萬國工業會議の爲め來朝せる外國人中造船造機に關係ある人々にして、宴酬なる頃末廣會長が起つて歡迎の辭(別項記載)を述べ、之に對して來賓總代「スペリー」博士が起つて謝辭を述べ、次いで來賓諸君の5分間演説があつて、主客共に歡を盡して午後九時散會した。

來賓

- | | |
|-------------------|--------------------|
| Mr. H. H. Blache. | Mr. H. Jasper Cox. |
| Mr. J. Foo. | Mr. Ugo Guerrera. |
| Mr. G. P. Heney. | Mr. P.A.Hillhouse. |
| Mr. Foster King. | Mr. A.Lamouche. |

自昭和四年十月 一ヶ年間收支豫算
至同 五年九月 經常費の部

收 入		支 出	
入 會 金	150.000	諸用紙及消耗品費	300.000
會 費	19,000.000	印 刷 費	16,775.000
利 子	2,500.000	郵 便 及 發 送 費	1,200.000
雜 收 入	6,000.000	總會及講演會費	600.000
前期より繰越	11,060.180	原 稿 料	1,800.000
		會 合 費	600.000
		諸 手 數 料	250.000
		報 酬 及 手 當	6,016.000
		工 學 會 會 費	200.000
		事 務 所 借 料	1,884.000
		阪 神 俱 樂 部 補 助	120.000
		雜 費	400.000
		豫 備 費	8,565.180
	38,710.180		38,710.180

Mr. Otto Lienau. Mr. John Martin.
Mr. Augustin Normand. Mr. E. A. Sperry.

出席會員

今岡純一郎君	井上 要君	生島 莊三君
井口常雄君	井口春久君	板部成雄君
濱田 彪君	孕石元照君	波多野保二君
半間巖保君	北郷七次君	徳川武定君
越智誠二君	小野輝雄君	小野暢三君
小關三平君	岡本 誠君	岡本 泰君
小瀧常吉君	小方愛朔君	渡瀬正麿君
和田嘉衡君	片山峯太郎君	加藤成一君
川原五郎君	川村貞次郎君	河上邦彦君
陰山金四郎君	金尾忠義君	鴨井仁喜太君
横山要三君	田原得三君	高倉作太郎君
高島三郎君	武田毅介君	竹崎友吉君
田路坦君	曾我昌君	堤 正義君
常松四郎君	土屋藤丸君	長岡徳治君
村上義次君	上田篤次郎君	鶴飼宗平君
山本開藏君	山本幸男君	山本盛正君
山下市助君	山田眞吉君	眞野文二君
松長規一郎君	藤島範平君	藤田益三君
船越藤藏君	深見幸雄君	藤野 準君
近藤基樹君	近藤忠夫君	苔口良治君
江崎一郎君	淺岡瀟俊君	阿部政次郎君
阿部 梧一君	淺井虎之助君	淺倉銀四郎君
笹村吉郎君	坂本錦治君	佐々松賢君
齋藤實理君	齋藤省三君	木村齊雄君
菊植鐵三君	目良 恒君	湊 一磨君
鹽田泰介君	斯波孝四郎君	島谷敏郎君
重光 藤君	柴岡喜一郎君	白石保太郎君
島名宏政君	平賀 讓君	森澤徳太郎君
清田知本君	鈴木圭二君	須賀虎松君

御座います。尙其爲め本會員々の方々が多數御出席下さいましたことも世話人の一人として深く満足に存する次第であります。

海外よりの來賓の方々に申しあげます。我國の工業が兎も角も今日多少の進歩を來しましたのは、全く歐米諸先進國の御誘導の賜であります。殊に造船業は他の建築、土木、鑛業などは異り幕府の鎖國政策の爲め五十噸以上の船舶の建造を禁止せられた位ですから、七十年以前に海外との交通が開始せられた以前には斯業は全然存在してゐなかつたと申しても差支なき位な状態であつたのであります。

併し餘談ではありますが、私は毫も鎖國政策を非難する意志を持つて居るものでありません。其鎖國政策を取つた爲吾々の祖先は其間専ら藝術、文藝等の獨創的發達に努めまして、日光廟の建築も、歌舞伎や能樂も、歌麿等の浮世繪も本居宜長思想も總て其の間に生まれ發達したものでありまして、鎖國であつたことを悔ざるのみならず、寧ろ私共の祖先が三百年間の長きに涉つて一回の干戈をも動かすことなく、専ら平和的な藝術及形而上學の發達のみに努力したと云ふことは我々の大に誇とする所であります。我々を以て好戰國民なりと云ふは我々の歴史を知らざる無稽の批評であるに過ぎません。

扱て右申述べた様な次第でありますから、本邦の造船術は諸工業の内でも最も多く歐米諸國の御蔭を蒙て居るものでありまして、深く感謝の念を有して居る次第であります。就中 M. Vernier, M. Bertin, Prof. Purvis, Prof. Hillhouse 等の親しく手を執て造船術及其學問を御傳授下さつた方々の御厚恩は我々深く銘記いたして居るのであります。

斯く本邦の造船は全然歐米に範を採つたものでありますから十數年前迄は全く歐米の引寫しに過ぎなかつたのであります。つい近年に至て其學問に於ても技術に於ても稍獨創と見る可きものが漸く顯れて參つた様な感が致されます。尙御傳授下さつた方々の御骨折を徒勞ならしめざる様努力致してゐるのであります。併し何分にも未だ未熟の點が多いのでありますから、來賓諸君は此度御來朝の御序を以て諸所を御視察下され未だ足らざるの點に就て御垂教を賜はらば幸の至りで御座い

歡迎の辭

○會長(末廣恭二君) 一寸御挨拶を申述べます。今夕は第三十三回造船協會總會に伴ふ晚餐會を開會いたしまして、此機會を以て目下開催中の萬國工業會議へ御出席の爲め御來朝の造船業及造船學に關係ある方々の御出席を願ひました所、連日連夜各種の催しがあつて非常に御多忙の際であるに拘らず、特に本會の爲めに時間を割いて御出席下さいましたことは非常に感謝の至りに耐へぬ處で

ます。再び來賓各位の御來臨下さつたことを感謝いたします。尙田路君に御通譯を願ひました後で會員諸氏と共に杯を擧げて各位の御健康を祝したいと存じます。

同上英譯 (田路坦君述)

Your Excellencies and Gentlemen,

Dr. Suyehiro wishes to express his sincere thanks to those friends connected with the shipbuilding industries and naval architecture now in Japan for the World Engineering Congress for your presence here tonight. Knowing how busy you all are with the many receptions and entertainments going on day and night, it is very gratifying to the members of this institution to see so many of our friends present here, and particularly to him as a member of the council.

The present development of our industries owes much of its progress to Western pioneer countries, especially the shipbuilding industry, civil and mining engineering etc.

Under the closing policy of the Tokugawa Dynasty it was prohibited to build vessels of over 50 tons, and under such conditions the shipbuilding industry could hardly flourish, in fact it barely existed before the time of the opening of communication with foreign countries. In his opinion, he does not regret this closing policy, as we cannot forget that it was in consequence of this period of isolation in our history that our ancestors devoted so much of their energy towards the creation and development of fine art, literature etc. The construction of famous Nikko Temples, the creation of Kabuki, No-Gaku, famous Japanese pictures of such artists as Utamaru, the ideals of Motoori Nobunaga etc. all developed during this epoch. We are rather proud of the fact that during this isolation period our ancestors had not fought a single battle for over 300 years. If anybody call us a war-like nation, it will only show how they are ignorant in our history.

It is certainly true that our shipbuilding

and other industries owes much to Western countries, and in this direction we are grateful for the help received. Particularly on the shipbuilding we can never forget such personal instruction as we had from M. Vernier, M. Bertin, Prof. Purvis, Prof. Hillhouse and others.

Thus for many years our shipbuilding industry has followed Western example, and has been more or less an extension of Western industry. Recently, however, it must be acknowledged that there are many originalities in both theory, design and practice, and distinction is creeping into our work. By thus striving hard we feel that the patient labours of our old teachers will not have been in vain. At the same time we feel that there will be many pre-matured points and he hopes that our guests from abroad will kindly observe the results of our efforts and give us their valued criticism and advice.

The chairman thanks you all once more for your presence here tonight, and now wishes to toast to you with our members here.

本協會の諸會合

船用品規格統一調査會

昭和四年十一月二十九日(金曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於いて越智委員長司會の下に第二十七回委員會の會合をなし次の議題につき審議の午後九時散會。

- (1) 「ホラード」標準中麻索、綱索に關する表示に日本工業品規格によるものを追加せむとする件。
— 具體案作成の上再審議に附すること。
- (2) 菌型通風筒標準案。— 原案に多少の修正を施し「笠に硝子を有するもの1型3種」、「笠に硝子を有せざるもの2型8種」とすることに可決。

當日出席者(順序不同)

越智誠二君 川原五郎君 鷺見周保君
横山要三君 萩 興可君 山本 武君
土屋藤丸君 樋口 幹君 武田毅介君
板部成雄君

編 輯 委 員 會

昭和四年十二月十一日（水曜日）午後五時より本會事務所に於て開催、萩 與可君、板部成雄君、出淵 巽君、片山有樹君、加藤照彦君、野島休五君、大瀬 進君、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九十五號（昭和五年三月號）掲載豫定記事標題につき平賀編輯主任より各分擔を定め午後七時三十分散會。當日出席者次の通り。

平賀 讓君 萩 與可君 出淵 巽君
片山有樹君 加藤照彦君 大瀬 進君
岡本方行君 牛尾平之助君 横山 一君
鈴木増次郎君

役 員 會

昭和四年十二月十二日（木曜日）午後五時三十分より本會事務所に於いて開催次の諸件を審議午後九時散會。

- (一) 入會者承認の件。——團體員（第四級）株式會社大林組代表者社長大林義雄君、同（第四級）株式會社石川島飛行機製作所代表者吉原四郎君。正員市原健藏君外六名。
- (二) 東京商工會議所より海事に關する控訴事件につき鑑定人選定方照會の件。——第一候補者として渡邊行太郎君、第二候補者として陰山四郎君を推薦する事。
- (三) 名譽員推薦の件——現在の定款による名譽員の條項は待遇上不備の點あり他日定款改正の際修正を加ふること。
- (四) L'association Technique Maritime et Aéronautique と會報交換の件。——可決
- (五) 英國 The Insitute of Metal より同學會に於いて編纂せる Abstract（主として冶金に關する論文掲載）中へ本會の發表に係る論文梗概の掲載を承認の件——掲載を承認し且つ交換を條件として會報を寄贈すること。
- (六) 日本大學工學科より雜誌寄贈方申出の件。——團體會員として入會を勸誘すること。
- (七) 昭和五年四月米國機械學會創立五十年紀念會に際し本會より贈呈する祝賀狀に關する件。——祝賀狀は邦文を以て認め之れに英文

翻譯を添付すること、尙祝賀狀は會場に於て朗讀方ハ正員加茂正雄君に依頼すること。

- (八) 懸賞論文審査報告の件。——審査委員の提出に係る別紙審査報告書（別紙省略）に付各委員より詳細の説明あり協議の結果下記の2論文は當選圏内に入らざるも選外佳作として其の論文の著者へ賞金を贈呈すること。

(1) 白鉄の黒鉛化に對する鑄物の厚さの影響に就て。

(2) 實用上より見たる軟鋼の電弧溶接に就て。

上記2論文は造船協會雜纂に掲載して發表すること、尙落選の2論文は審査報告書を附して論文の受信代表者へ返付すること。

- (九) 會報掲載論文振賞の件。——審査委員より論文内容を説明ありたる後出席役員に於て投票を行ひ下記2論文の著者へ造船協會賞牌を贈呈することに決す。

(1) 造船に於ける管理法の改善に關する一考察。

(2) 傾斜せる船體の受くる剪應力に就て。

- (十) 賞牌贈呈に關する取扱方の件。——共同研究に係る1論文が當選したる場合は其の研究者の氏名を列記したる賞牌壹箇を贈呈すること。
- (十一) 試験水槽に關する文献目録調製の爲追加補助金支出の件。——可決。

- (十二) 帝國海事協會技術委員推選の件。本協會より選定せし帝國海事協會技術委員4名は任期滿了に付更に4名推薦方海事協會より照會の件。——從前の通り下記4君を推選すること。

川原五郎君 山本幸男君

坂本錦治君 島谷敏郎君

- (十三) 昭和五年春季講演會及工場見學の件。——昭和五年四月初旬東京に於て開催すること。
- (十四) 協同員佐藤 兎君より提出の研究報告書の件。——其研究報告書の取扱方は編輯主任に一任すること。
- (十五) 各委員慰勞會の件。——十二月二十三、二十四日頃學士會館にて開催すること。
- (十六) 日本工學會定款改正の件。——工學會臨時總會へ會長代理として越智智事出席せられたるも未だ決議の運びに至らず同會議の經過に就て報告ありたり。

當 日 出 席 者

會 長 末 廣 恭 二 君 主 事 越 智 誠 二 君
理 事 平 賀 讓 君 理 事 濱 田 彪 君

理事 藤島 範平君 監事 今岡 純一君
 監事 山本 幸男君 評議員 斯波 孝四郎君
 評議員 山本 開藏君 評議員 永村 清君
 評議員 山本 武藏君 評議員 島谷 敏郎君
 評議員 湊 一磨君 會務員 陰山 金四郎君

試験水槽成績表現法調査委員会

昭和四年十二月十三日(金曜日)午後五時卅分より本協會事務所に於いて第十八回の會合をなし、次の議案につき審議の午後八時散會。

審議事項。— 試験水槽成績表現法に關する第一回報告書提出の件を審議し可決の上直ちに造船協會に報告書を提出することに決定す。續いて文献目録の調製に關し打合せを行ふ。

當日出席者(順序不同)

常任委員 重光 蕪君 平賀 讓君
 川原 五部君 八代 準君
 山本 武藏君 出淵 巽君
 山縣 昌夫君

造船振興調査會

昭和四年十二月十四日(土曜日)午後五時卅分より本協會事務所に於いて藤島委員長司會の下に

第二回の會合をなし下記の如く諸般の報告竝に審議事項の打合せをなし午後九時散會。

藤島委員長より第一回委員會の經過を述べ次で日本郵船株式會社及び三菱造船株式會社より提供の調査資料に基き陰山、湊兩幹事の作成に係る原案に就て陰山幹事より説明あり。審議の結果内地造船費が外國造船費に比し高價なるは主として造船材料及裝製品等の割高なると、勞働能率低きとに基因するものゝ如くなるを以て、更に之が原因を探究する手段として目下建造中の歐洲航路及「シヤトル」航路船を目標に置き右兩航路船に關係ある諸方面より調査資料の提供を請ひ、先づ以て各船の建造用諸材料購入品の個々に就て内外購入費の比較研究をなすことを申合せたり。尙委員中に下記3君を追加委嘱することを議決す。

目良 恒君 越智 誠二君
 公 莊 惟 篤 君

當日出席者(順序不同)

委員長 藤島 範平君
 幹事 陰山 金四郎君 湊 一磨君
 委員 鹽田 泰介君 濱田 彪君 斯波 孝四郎君
 山本 幸男君 牛丸 福作君 永村 清君
 淺井 虎之助君

總噸數
百噸以上

工事中、進水及竣工船舶毎月合計調

月 別	工 事 中 船 舶		進 水 船 舶				竣 工 船 舶			
			合 計		累 計		合 計		累 計	
	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數	隻 數	總噸數
昭和四年一月	50	153,061	5	1,906	5	1,906	2	1,832	2	1,833
" 二月	49	159,705	4	9,076	9	10,982	9	9,774	11	11,606
" 三月	49	165,105	7	15,806	16	26,838	4	9,606	15	21,212
" 四月	49	176,455	13	22,173	29	49,011	6	6,033	21	27,245
" 五月	42	173,724	9	32,778	38	81,789	11	14,619	32	41,864
" 六月	36	181,345	7	16,770	45	98,559	10	10,842	42	52,706
" 七月	38	182,035	3	3,800	48	102,359	1	233	43	52,939
" 八月	34	177,530	6	11,470	54	113,829	10	22,804	53	75,743
" 九月	33	158,740	6	12,507	60	126,336	6	20,603	59	96,346
" 十月	35	172,637	8	12,332	68	138,668	6	10,734	65	107,080

昭和四年末現在 汽船 登簿船調

積	内 地	朝 鮮	臺 灣	關 東 州	合 計	帆						内 地	朝 鮮	臺 灣	關 東 州	合 計									
						噸	噸	噸	噸	噸	噸						噸	噸	噸	噸	噸	噸	噸	噸	噸
20噸以上	1,648	141	21	25	1,835	20噸以上	100噸	300噸	500噸	1,000噸	2,000噸	3,000噸	4,000噸	5,000噸	6,000噸	7,000噸	8,000噸	9,000噸	10,000噸	計	13,248	680	125	55	14,108
	68,854	5,801	790	1,143	76,588	100噸	416	12	8	14	17,434	262	146	136	78	132	45,268	51	22,482	計	588,774	21,378	6,985	2,244	619,381
	74,784	2,274	1,247	2,205	80,510	300噸	74,784	157	1	7	3,014	62,518	489,065	348,206	765,397	345,497	293,532	67,885	142,285	計	2,084	2	3	—	2,089
	143	6	1	7	157	500噸	143	2301	499	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	292,182	384	360	—	292,926
	56,704	2,301	499	3,014	62,518	1,000噸	56,704	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	12,369	3	—	—	13,352
	229	8	—	7	244	2,000噸	229	6,209	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	2	—	—	—	2
	173,436	6,209	—	5,531	185,176	3,000噸	173,436	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	1,193	—	—	—	1,193
	345,595	17,497	—	17,434	380,526	4,000噸	345,595	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	—	—	—	—	—
	478,617	13,107	—	39,098	530,822	5,000噸	478,617	13,107	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	4,941	—	—	—	4,941
	146	—	—	14	160	6,000噸	146	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	15,368	685	128	55	16,296
	489,065	—	—	50,659	539,724	7,000噸	489,065	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	899,459	22,745	7,345	2,244	931,793
	78	—	—	24	102	8,000噸	78	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	258	—	10	25	293
	348,206	—	—	108,390	456,596	9,000噸	348,206	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	64,666	—	2,399	6,284	73,349
	136	—	—	16	152	10,000噸	136	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	132	—	2	4	138
	765,397	—	—	87,190	852,587	1,000噸	765,397	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	45,268	—	759	1,474	47,501
	345,497	—	—	31,276	376,773	2,000噸	345,497	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	1	—	1	2	54
	40	—	—	2	42	3,000噸	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	13	—	2	874	23,772
	293,532	—	—	14,307	307,839	4,000噸	293,532	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	7,880	—	1,402	—	9,282
	67,885	—	—	1	68,885	5,000噸	67,885	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	—	—	—	—	—
	15	—	—	—	15	6,000噸	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	454	—	—	—	454
	142,285	—	—	—	142,285	7,000噸	142,285	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	140,296	—	15	31	153,904
	144,669	—	—	—	144,669	8,000噸	144,669	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	15,822	4,976	8,632	29,430	
	3,357	187	30	142	3,716	9,000噸	3,357	187	30	142	3,716	144,669	—	—	—	—	—	—	—	計	913,489	685	7,843	3,107	16,736
	3,794,526	47,189	2,536	368,477	4,212,728	10,000噸	3,794,526	47,189	2,536	368,477	4,212,728	—	—	—	—	—	—	—	—	計	15,822	143	7,843	3,107	16,736
	1,709	46	9	117	1,881	100噸以上	1,709	46	9	117	1,881	—	—	—	—	—	—	—	—	計	—	—	—	—	—
	3,725,672	41,388	1,746	367,334	4,136,140	1,000噸以上	3,725,672	41,388	1,746	367,334	4,136,140	—	—	—	—	—	—	—	—	計	—	—	—	—	—
	921	20	—	89	1,030	1,000噸以上	921	20	—	89	1,030	—	—	—	—	—	—	—	—	計	—	—	—	—	—
	3,420,748	30,604	—	356,584	3,807,936	總 計	3,420,748	30,604	—	356,584	3,807,936	—	—	—	—	—	—	—	—	計	19,179	872	173	228	20,452
	—	—	—	—	—	10石を1噸に換算し合計に算入す	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	計	4,708,015	69,934	10,379	371,584	5,159,912

最近本邦海上運賃及備船料

運賃	石炭 (單位噸)	9 月 中		10 月 中		
		円	円	円	円	
運賃	九州	横濱間	1.10-1.20		1.10	
		伊勢灣間	1.10-1.20		1.10	
		上海間	1.30-1.40		1.50	
		新嘉坡間	2.20-2.30		2.20	
	豆 粕 (單位擔)	大連	横濱間	.09-.10		.09-.10
			伊勢灣間	.09-.10		.09-.10
			神戸間	.07-.09		.07-.08
	小 麥 (單位噸)	北米 (太平洋岸) - 日本間		弗 3.50		弗 3.50
		木 材 (單位噸)	樺太-内地間百石	円 85.00-90.00		円 95.00-105.00
	北米-日本間千呎 B.M.)		樺太-内地間 (丸材)	弗 7.00		弗 7.25-7.50
鐵	(單位噸)					
	北米 (太平洋岸) - 日本間		弗 12.00		弗 12.00	
備船料	大 型		円 1.30		円 1.50	
	中 型		一區 1.50		1.80-2.00	
	小 型		二區 2.80		4.00 2.50-2.80	

最近世界海上運賃

(1) 英國方面 (1噸當)

發 港 地	到 達 地	貨 物	9 月 中	10 月 中
亞 歷 山 洲	英 本 國	棉 實	13.06 志片 志片	11.06-13.06 志片 志片
濠 洲	英 本 國	小 麥	30.00	30.00-30.06
ビ ル バ オ	カ デ イ フ	鐵 石	7.00	6.06-7.00
孟 買	英 本 國	雜 貨	21.00-22.03	21.06-22.06
ビ ル マ	"	米	—	—
ダ ニ ュ ー プ 河	"	穀 類	—	—
リ ヴ ア プ レ ート	"	"	16.06-18.00	13.00-15.00
北 米 大 西 洋 岸	"	"	—	—
メ キ シ コ 灣	歐 大 陸	"	× 3.00	× 2.06

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	9 月 中	10 月 中
カ デ イ フ	坡 西 土	石 炭	10.00-10.06 志片 志片	9.00-10.00 志片 志片
同	リ ヴ ア プ レ ート	"	16.00-17.06	16.00-18.00
同	セントヴィンセント	"	10.03	9.00-10.06

昭和四年十月末 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 模様	註文者又は所有者
横濱船渠會社	發	秩父丸	鋼	16,750	4. 5		艀裝中	日本郵船會社
"	"	氷川丸	"	11,000	4. 9		"	"
"	"	日枝丸	"	11,000		5. 1	内底板取付中	"
"	"	しどにい丸	"	5,300	4. 8		艀裝中	大阪商船會社
"	"	未定	"	5,300		4. 12	フレーム取付中	"
"	"	"	"	5,300		5. 2	外板加工中	"
"	"	"	"	8,630		5. 4	フレーム取付中	岸本汽船會社
手石造船所	帆	虎丸	木	150	4. 10		艀裝中	鈴木半五郎外三人
浦賀船渠會社	發	未定	鋼	7,500		未定	35%	山下汽船會社
"	汽	"	"	3,200		"	6%	製鐵所
原田造船所	發	一號大商丸	"	175	4. 10		艀裝中	大阪商船會社
"	"	未定	"	140		4. 1	2%	松尾八三郎
"	"	此花丸	"	150		5. 1	20%	攝陽商船會社
大阪鐵工所	"	平洋丸	"	9,500	4. 10		裝中	日本郵船會社
"	"	平安丸	"	1,100		未定	35%	"
遠藤鐵工所	汽	第十二清貞丸	"	170	4. 10		艀裝中	藤岡船舶部
川崎造船所	"	第三十六共同丸	"	1,500	4. 8		"	阿波共同汽船會社
"	發	白鷹丸	"	1,200	4. 8		"	水産講習所
"	帆	未定	"	2,250		4. 12	20%	文部省
"	"	"	"	2,250		5. 1	2%	"
播磨造船所	發	紀洋丸	"	127	4. 10		艀裝中	和歌山縣
"	汽	未定	"	5,000		未定	3%	朽木商事會社
"	"	"	"	1,100		"	60%	北日本汽船會社
三井玉工場	汽	第五雲洋丸	"	2,000	4. 10		艀裝中	山九運輸會社
"	"	未定	"	3,800		未定	十月龍骨据付	共立汽船會社
松浦造船所	發	"	"	120		"	肋骨組立中	北九州商船會社
脇本造船所	帆	吉徳丸	木	100		"	"	相澤吉藏
三菱長崎造船所	發	龍田丸	鋼	16,000	4. 4		艀裝中	日本郵船會社
"	"	リオデジャネイロ丸	"	9,500		4. 11	47%	大阪商船會社
"	"	未定	"	8,300		5. 3	6%	"
"	"	照國丸	"	11,800		4. 12	38%	日本郵船會社
"	"	靖國丸	"	11,800		5. 3	18%	"
大牟田造船所	帆	第三廣吉丸	木	140		4. 11	甲板工事中	松尾繁
堀常造	"	新寶丸	"	135	4. 9		艀裝中	岩野英吉

會員動靜

○入

會

内藤 憲正	員同	職名、勤務先	横濱市鶴見區株式會社淺野造船所 陸軍技師、陸軍運輸部	住 所	横濱市鶴見區鶴見町字佃野二一七八 廣島市大手町九丁目一九九
岩田 直榮	協同員	職名、勤務先	白馬山丸船長、三井物産株式會社船舶部	住 所	東京市外、澁谷町羽澤九八

工藤信吉	同	神戸高等商船学校教授	兵庫縣武庫郡本庄村深江六四三
脇村義太郎	同	經濟學士、東京帝國大學助教授、東京帝國大學經濟學部	東京市本郷區駒込富士前町四三
大沼行一	准員	工學士、鐵道局技手、札幌鐵道局船舶課	札幌鐵道局船舶課
重滿通彌	同	東京帝國大學工學部船舶工學科學生	東京府下大井町一四〇五、伊藤方
重川涉	同	同上	東京市本郷區本郷五ノ一九、瀧方
株式會社大林組 代表者取締役社長 大林義雄 團體員(第四級)			大阪市東區京橋三ノ七五

○名譽員推薦 (定款第九條により役員會の決議を以て)

正員 工學博士 近藤基樹君

Prof. P. A. Hillhouse, D. Sc.

○准員より正員に會員種格變更者

正員 井上恒六

正員 原田秀雄

○團體員代表者氏名變更

海軍技術研究所航空研究部

(新)

代表者 堀將之

(舊)

宮坂助治郎

○轉居、轉任

工藤祐定	神戸市龍池通七丁目二ノ一永井博方
氏家長明	住所、吳市、吳水交社
井上恒六	吳市東三津田町二三
飯河島	吳市今西通九丁目四
武富猪一	海軍技手養成所教官兼吳海軍工廠造船部々員
池上利有	海軍艦政本部造船監督官(海軍省構内監督官事務所)
久保田芳雄	東京府下高田町大原一五八二
千葉四郎	東京府下蒲田町御園一三八
八幡順之吉	横濱市中區本牧町北方町字泉二三〇、(電、本局〔2〕3610番)
蒲池俊平	大阪市港區西田中町二ノ二二中島方
平田松五郎	株式會社播磨造船所(自宅、兵庫縣赤穂郡那波社宅西八號)
井上達五郎	神戸市明石町三二、具島商業株式會社神戸支店
北島泰藏	自今通信宛、東京市外、高田町逕信省船舶試驗所内
松尾鶴松	東京市外澁谷町八幡通二ノ二四
伊津野勳	東京府下井荻町上井草一四五六
海上秀太郎	横濱市神奈川區青木町上臺一〇六金子方
田崎涼	東京市麴町區丸ノ内三ノ六、日清汽船株式會社船舶課
三上英果	勤務先、神戸市仲町三六(興銀ビル)株式會社播磨造船所神戸事務所

宮本吉太郎	三井物産株式會社船舶部退社、文部省囑託(地方商船學校實習用練習船建造現場監督トシテ神戸在勤)自宅、東京市外西巢鴨町宮仲二三八三
中山平七郎	西宮市外森員下前田一番地
森山茂	長崎市城山町一ノ八五
中島正雄	長崎市新中川町三三
林成昭	神奈川縣三浦郡逗子町新宿二二〇九
森下晋二	東京府下杉並町高圓寺五五五
荻野泰男	(住所稱呼變更)尼崎市西本町北通三丁目七五
深堀賢治	大阪市此花區恩貴島南之町一一七ノ三、一ノ瀬方
豐田忠夫	大阪鐵工所退社、新勤務先及住所、東京市麻布區飯倉五ノ三三、草場九十九特許事務所内
柿沼計雄	海軍機關中尉、第二水雷戰隊第十一驅逐隊驅逐艦深雪士官室
辻影雄	吳市西畑町一一三
鈴木恪司	東京市神田區南甲賀町一八、日實館方

(以下 54 頁に續く)



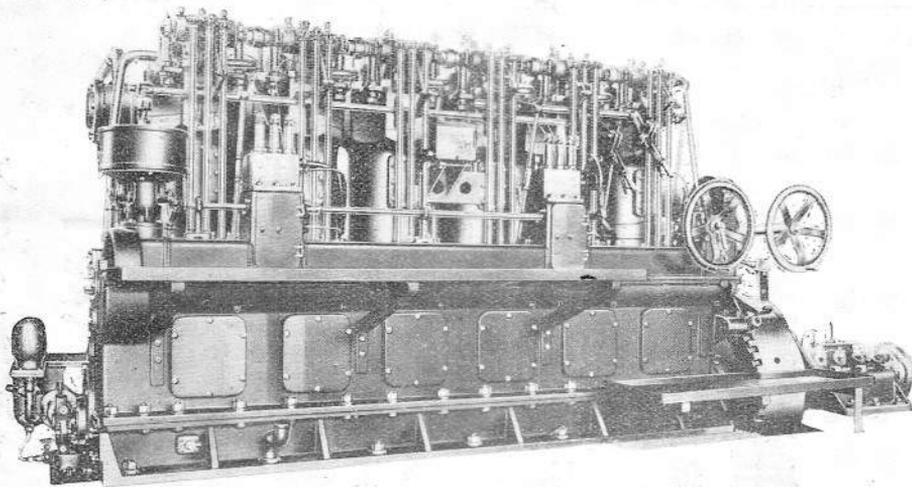
IKEGAI

製品要目

印	内	各	工
刷	燃	種	作
機	機	工	機
械	關	具	械

池貝式無氣直接噴油ディーゼル機関
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

Airles Solid Injection Diesel Engine



池貝鐵工所 株式會社

本社 三田區三田(四三)自一〇一八

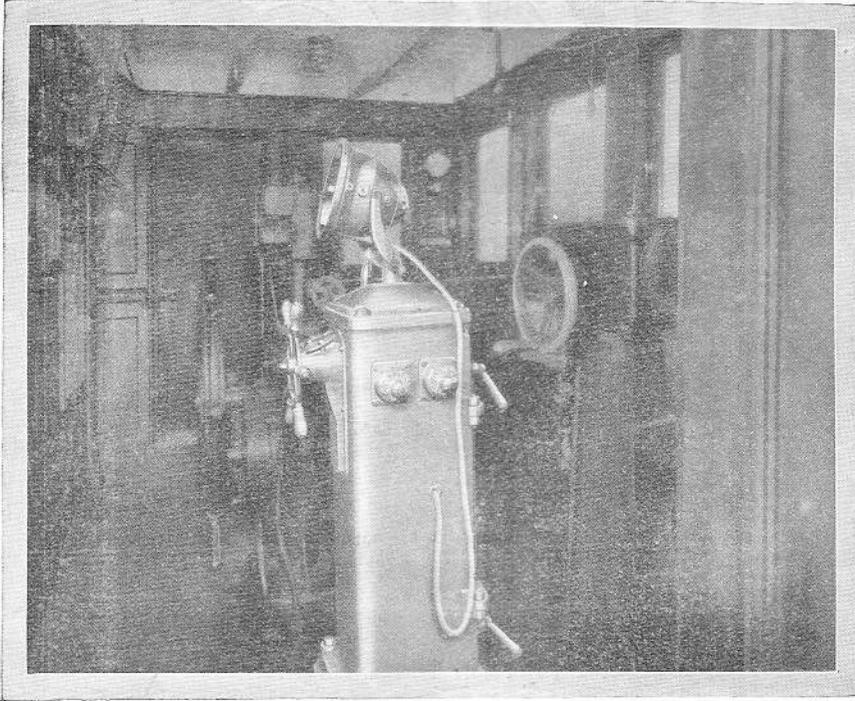
工機部 高輪(四四) 九〇一三

發動機部 高輪(四四) 〇七三三
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ラス號操舵室に於けるスペリー式自動操舵機を示す。

本自動操舵機では「手動による電氣的操舵」「自動操舵」又は「水壓テレモーター」何れの方法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

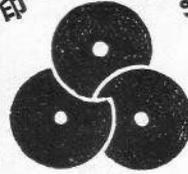
三井物産株式會社

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

印しほっ



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 二二八八
特長 三八八四

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 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

昭和四年十二月十三日印刷
昭和四年十二月十五日發行

編輯者
發行所
印刷者

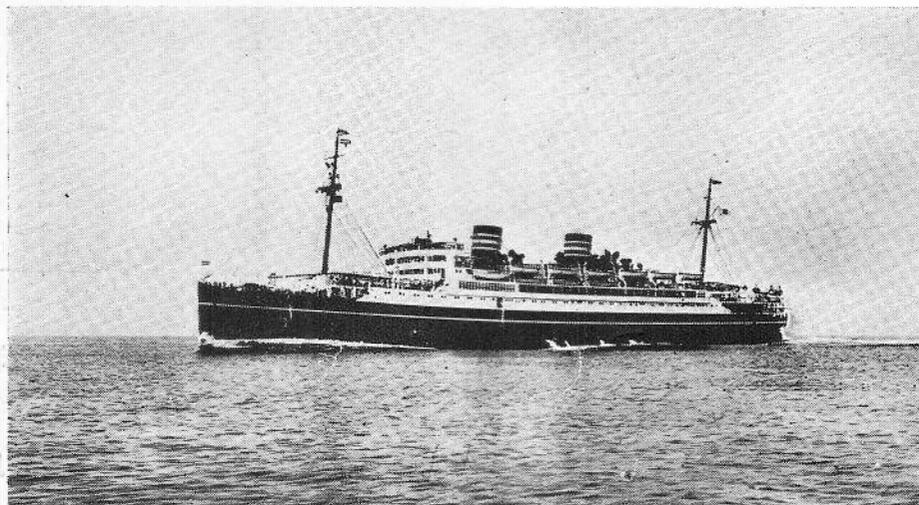
東京市下谷(谷中眞島町一番地)川尻政吾
東京市神田區美土代町二丁目一番地
東京市神田區美土代町二丁目一番地
三島連太郎
三秀舎

發行所 東京市麹町區丸ノ内三丁目八番地
(丸ノ内・仲・六號館三號) 電話九ノ内(三)一〇六九番
振替貯金口座東京一三七五〇番
廣告 東京市京橋區上柳原町八番地
取扱所 (電話京橋八三番) 振替東京三九番
東京第一通信社



三菱造船株式會社

東京市麴町區丸ノ内二丁目四番地
(電話九ノ内二〇七一、二〇七二)



長崎造船所建造 日本郵船桑港航路用 淺間丸 (一六、九二〇噸)

營業科目

- 船舶、艦艇ノ建造及修理
 - 火力發電所設備一式
 - 水力發電所設備一式
 - 各種汽罐
 - 各種唧筒類
 - ターボプロペラ、ロードローラー、
電車用電氣機、蒸氣機關車、電氣
機關車、エヤーブレイキ其ノ他各
種機械
 - 一般鐵構工事
 - 水タンク、油タンク、瓦斯タンク
 - 鋼板製管類(水道、下水、排水用
其ノ他)
 - 鋼製客貨車々體及鋼製電車々體
 - 耐火アークメタル製事務用机、書
類棚、椅子其ノ他家具類一式
 - 各種鑄物及打物
 - 特種合金 飯高メタル其ノ他
- 尙各種御計畫設計ニ關シテ
ハ夫々専門ノ技術者參上御
相談ニ應シ可申上候

工場

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

工場

長崎造船所
長崎市飽浦
長崎造船所
長崎島造船所
長崎島造船所
長崎島造船所
長崎島造船所

研究所

東京市本郷駒込