

昭和七年十二月十五日 發行  
每月一回十五日 發行

昭和七年十二月刊行

# 造船協會雜誌

第百二十九號

造船協會

(非賣品)

# 造船協會雜誌

昭和七年十二月刊行 第二百二十九號 內容目次

## 撮要

- 米國潜水艦 Dolphin の進水 . . . . . ( 1 )  
Fliegel 式銅製艙口蓋板 . . . . . ( 2 )  
佛國新嚮導驅逐艦 Cassard . . . . . ( 3 )  
端艇鈎の一新設計 . . . . . ( 4 )  
目釘鉸鎖 (Pin Riveting) . . . . . ( 6 )  
船用推進器の實驗に於ける Reynolds 數の影響 . . . . . ( 7 )

## 抄録

- 模型船の推進器附近の伴流に就て . . . . . ( 10 )  
消防船 “John J. Harvey” 號 . . . . . ( 20 )  
船底汚損が船舶運用費に及ぼす影響 . . . . . ( 22 )  
Quadropod-engine を装置せる第一船 . . . . . ( 24 )  
排氣熱利用に依る燃料消費の減少 . . . . . ( 28 )  
Brown-Boveri 船用 Turbine の改良 . . . . . ( 30 )  
“切抜き” ある翼の理論 . . . . . ( 32 )  
可變翼試作飛行機 . . . . . ( 35 )  
特殊な航空機材料の強度試験 . . . . . ( 38 )  
不連続部及び表面状態の材料強度への影響 . . . . . ( 48 )  
銲接接手に及ぼす靱性の影響並に夫れが計測法 . . . . . ( 57 )

## 雜錄

- 内外雜誌重要表題集 . . . . . ( 62 )

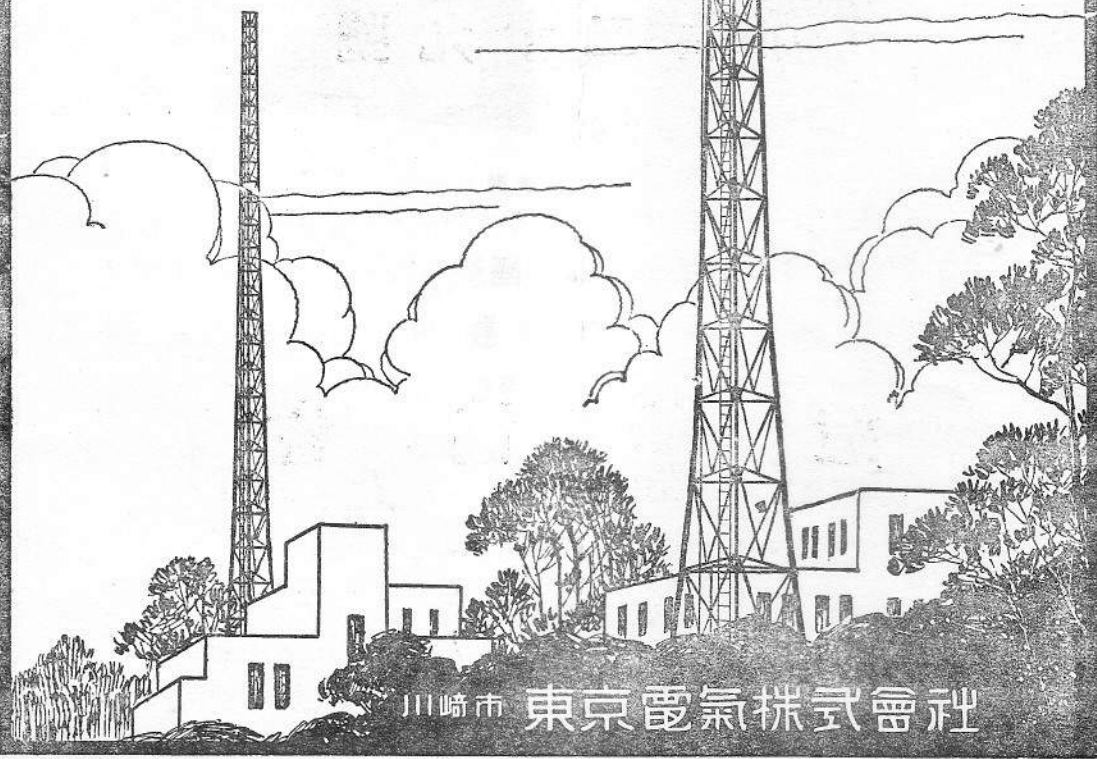
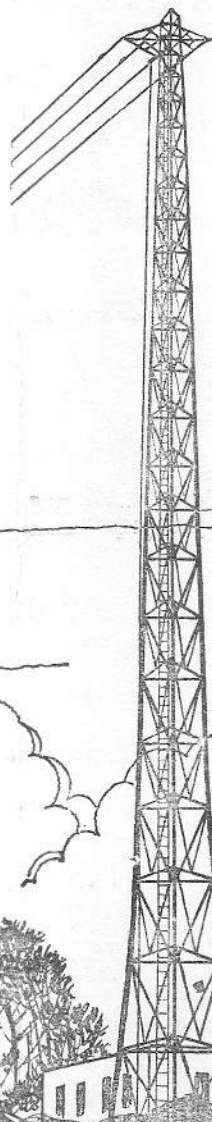
## 時報

- 本協會の諸會合 (内燃機船調查委員會船體部小委員會、編輯委員會、内燃機船調查委員會機關部小委員會、内燃機船調查委員會機關部小委員會、船用品規格統一調查委員會、内燃機船調查委員會船體部小委員會、役員會、臨時見學、内燃機船調查委員會機關部小委員會) . . . . . ( 66 )  
總噸數百噸以上工事中、起工、進水及竣工船舶每月合計調 . . . . . ( 71 )  
昭和七年十月中總噸數百噸以上の工事中船舶調 . . . . . ( 71 )  
昭和七年十月中總噸數百噸以上の龍骨据付未了船舶調 . . . . . ( 72 )  
昭和七年十月中總噸數百噸以上の龍骨を据付けたる船舶調 . . . . . ( 72 )  
昭和七年十月中總噸數百噸以上の進水船舶調 . . . . . ( 72 )  
昭和七年十月中總噸數百噸以上の竣工船舶調 . . . . . ( 73 )  
昭和七年十月中百馬力以上船舶用機關製造狀況調 . . . . . ( 73 )  
昭和七年八月末現在登簿船舶 . . . . . ( 74 )  
會員動靜 . . . . . ( 75 )

東京電氣の

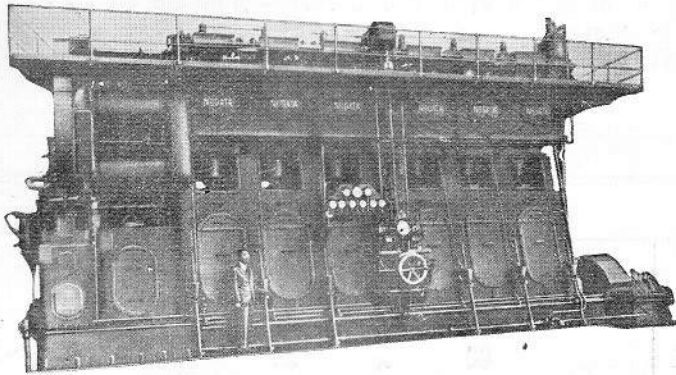
# 無線電信電話送信機

大洋横斷大無線局用  
陸上局用  
艦船用  
漁船用  
ラヂオ放送用  
飛行機用  
列車用  
搬送電波用  
其他長波長及短波長  
無線送受信機  
真空管應用裝置一式



川崎市 東京電氣株式会社

# ニイガタ ディーゼル機関



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

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

英國マーリース・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

株式會社 **新潟鐵工所**

本社 東京市麹町區丸ノ内三ノ四(有樂館三階)  
電話丸ノ内 1201~1205 電略(ニテ)

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

獨逸マンネスマン製管工場専賣品

# トルネシット

ガルバニツクアクション及  
海水による腐蝕を完全に防止す  
用 途

ディーゼルエンジンウオータージャケット

ディーゼルエンジンシリンダーカバー

プロペラーボズ

プロペラーシャフト

コンデンサー

オイルクーラーカバー

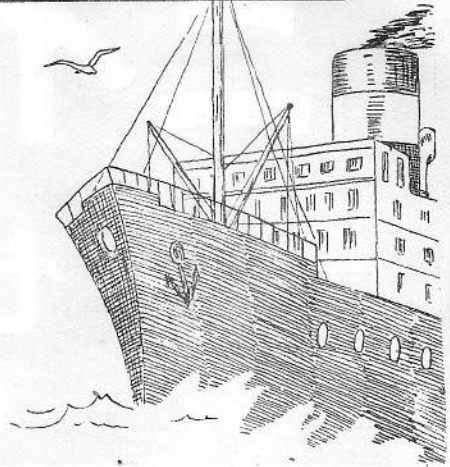
ラ ダ ー

スターンチューブ

バルブボックス

ストレナー

コールバンカー側板等



東京市京橋區實町二丁目六番地 集成ビルデンゲ

株式  
會社

## 集 成 社 塗 料 部

電 話 京 橋 (56) 41-71~3

印	各	コ	寫	石	活
刷	種	ロ	眞	版	版
	製	コ	銅		
	版	ロ	版		
		タイ			
		プ			

石  
版  
部

### 方 英 社

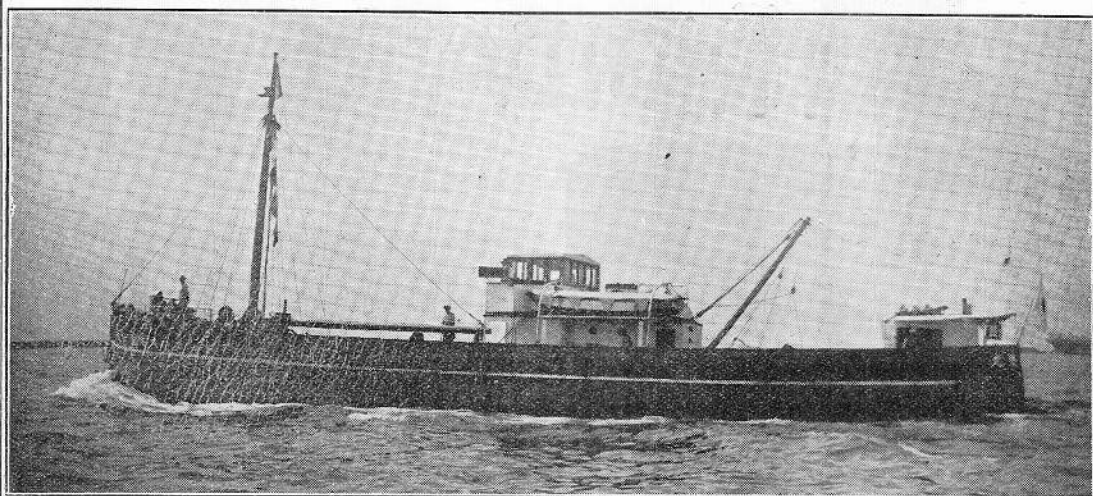
東京市神田區美土代町  
電話 神田一、三七〇番

活  
版  
部

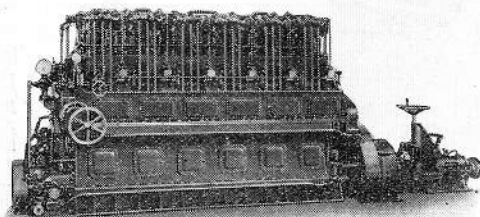
### 三 秀 舍

東京市神田區美土代町  
電話 神田  
三三  
五八八  
三六五  
〇九九  
番番番





ハンシン  
セミディーゼルエンジン  
20~200B.H.P.



エヤーレス  
ディーゼルエンジン  
90~550B.H.P.

客船.....貨物船.....漁船  
曳船.....救難船.....監視船.....渡船

弊社獨特ノ技術ハ廣ク其ノ真價ヲ認メラル  
目下多數ノディーゼルエンジンノ御注文ヲ受ケ製造中

(型録贈呈)

農林省 逓信省 認定工場

株式會社 **阪神鐵工所**

神戸市一番町

電話 (湊川) 自1531至1534





# 造船協會雜誌

## 第二百十九號

昭和七年十二月刊行

### 撮要

#### 米國潜水艦 Dolphin の進水

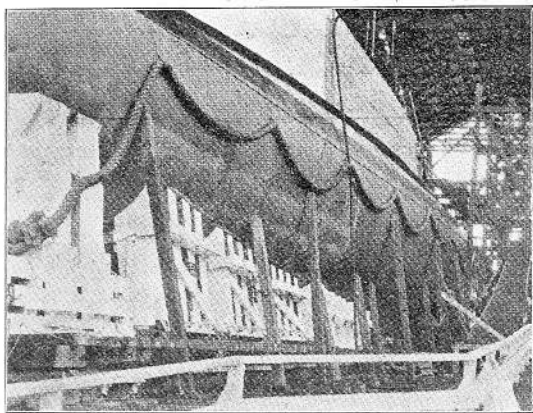
By Lieut. H. C. Seaton. "Marine Engineering & Shipping Age," Sept. 1932, pp. 395-396.

米國潜水艦 Dolphin は 1932 年 3 月 8 日米國 Portsmouth 軍港に於て進水した。本艦は 1916 年 8 月 29 日議會協賛米國艦隊潜水艦 9 隻中の第 7 隻目である。本艦の實際建造は 1929 年 3 月 2 日の議會にて決定した。最初の艦名は V 7 で、1930 年 2 月 1 日 Portsmouth 海軍工廠にて起工。建造期間 30 箇月の豫定で工事が進められた。主要目は次の通り。

全長 319 呎  $1\frac{1}{2}$  吋、幅 27 呎  $10\frac{3}{4}$  吋、常備状態の吃水 14 呎  $\frac{7}{8}$  吋、基準排水量 1540 噸、水中排水量 2215 噸、推進機關及び或種の補助機關は Bayonne, N. J. の Electro Dynamic Co. で製造した。

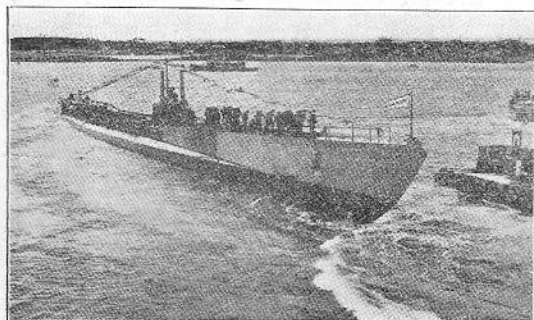
進水臺要目は以下記する通りである。

固定臺長さ 470 呎、幅  $27\frac{3}{4}$  吋、厚  $11\frac{1}{4}$  吋、臺傾斜 1 呎に付き  $\frac{3}{4}$  吋、camber 無し、艦龍骨の傾斜は 1 呎に付き  $\frac{11}{16}$  吋、滑動臺の全長 250 呎之を 6 分してあり、幅 26 吋、厚  $11\frac{1}{2}$  吋之を以て船體を支ふること 237 呎、滑動臺表面の



Snubbing Gear and Cradle.

1 平方呎當壓力を高め進水發動を確實ならしめる目的を以て、滑動臺 6 部分の中央 4 箇各舷に對して幅 15 吋厚さ  $\frac{7}{8}$  吋の Oregon pine 製 shoe を装着した。此結果實際有效なる滑動臺接觸面の幅は 26 吋でなく 15 吋になる譯である。最後端にある幅の廣い部分は前部 cradle と後部船體の over hang 部とを支へる目的に沿はしたものである。滑動臺前端に掛かる最大重量は計算上 230 噸である。左右 2 條の滑動臺の距離は其中心線に於て 11 呎、滑動臺の全面積は 772 平方呎、進水總重量は 1,473 噸、滑動臺上平均壓力每平方呎 1.91 噸、楔の總數 306 箇、各楔に掛かる壓力 4.74 噸、滑材としては基礎塗に Paragon launching stearine 厚さ  $\frac{1}{4}$  吋を、上塗としては Atlas launching grease 厚さ  $\frac{1}{8}$  吋を施した。此状態にて艦は支綱切斷と同時に發動し、進水中竝に進水後に於て進水臺上に grease から發煙若しくは發火の跡を認めなかつた。進水後の検査に依ると、進水臺上の launching grease は全長に亘り完全に残つて居り、stearine も固定臺の不平均の場所を除きては



The Dolphin clear of the Ways.

完全に密着して居た。滑動臺の最後の滑止装置として 11 吋×11 吋角の桟材製 dog shore を左右の滑動臺に各 1 箇設け、之が離脱装置として手働による機械的 trigger を各に装着した。100 噸水壓器を各滑動臺前端に設け、必要の場合之を以て押し出す用意がしてあつたが、使用せずして済んだ。

進水後艦の速力を減殺する装置として又兼ねて cradle を艦から引離す装置として 12 吋 manila 綱を滑動臺の前端に結付けて置いた。3 本の manila 繫止索 4 吋、6 吋、8 吋のものを各舷に設け之を  $1\frac{3}{8}$  吋鎖鎖に取付けてある。第 1 (4 吋) 綱は艦が 500 呎走つた時利く様にしてある。12 吋 hawser の一端は concrete 製沈錘に結付けてあること前述の通り。本艦の進水に當り各舷の 3 本の繫止索は離れ、最後に 12 吋綱が利き、之によつて滑動臺及び全部の cradle が艦體から引き離された。尙ほ減速装置として滑動臺後端に木製箱形を附着した。其艦に對する横斷的面積は 34.5 平方呎である。

龍骨盤木上にかゝつて居る艦の重量を進水臺上に移す方法は楔締方に依るもので、從來の方法と同様である。楔の勾配は 1 呎に付き  $7/8$  吋、4 人持重量 90 封度の ram で打込む。楔打込第 1 回は平均  $3\frac{3}{4}$  吋、第 2 回は平均 2 吋、第 3 回は平均  $1\frac{1}{2}$  吋、進水作業人員地上 89 名、艦上 34 名、作業順序は次の如くであつた。

作業種類	開始時刻	所要時間
1. 進水臺後部検査掃除、stearine, grease の補修	4:30 a.m.	
2. 進水臺塵除蔽除去、grease iron thum toggle 除去	7:30 a.m.	20 min.
3. 残れる龍骨盤木(木製)除去	8:00 a.m.	19 min.
4. 第 1 回楔締方 3 打	10:00 a.m.	$3\frac{1}{2}$ min.
5. 第 2 回 " " "	10:20 a.m.	$3\frac{1}{2}$ min.
6. 第 3 回 " " "	10:40 a.m.	4 min.
7. 舷側支柱取外し(各舷 29 本) 後部より前部に及ぼす	11:15 a.m.	31 min.
8. 龍骨砂盤木取外し(33)箇 後部より前部に及ぼす	11:16 a.m.	41 min.
9. 後部腹盤木取外し	12:09 p.m.	6 min.
10. 前部 " "	12:25 p.m.	6 min.
11. 中央部 " "	12:31 p.m.	5 min.
12. dog shore 落下	12:39 $\frac{1}{2}$ p.m.	
13. 進水 trigger 外し方	12:40 p.m.	

進水中 lift by stern の位置を知る装置として外殼に pointer を附し、固定臺内側に batten を張り此上に上記 pointer をして描かしめた。batten を張つた範圍は計算上の lift by stern を中心として 50 呎間とした。此装置による lift by stern の位置は艦滑走距離 372 呎であつた。計算上の lift by stern は潮高 7.75 呎の場合滑走距離 370 呎であつた。然るに實際の潮高は 8.35 呎であつたから、計算上は少しく早く lift by stern が起らねばならぬこととなる。以上の他進水記録は次に示す通りである。即ち

工事進捗歩合	船體部	83 %
"	機關部	83.5 %
艦重量		1,403 噸
cradle 重量		48 噸
滑動臺重量		22 噸
進水總重量		1,473 噸
滑動臺平均每平方呎壓力		1.91 噸
楔每本平均壓力		2.74 噸
計算 pivot 壓力		230 噸
固定臺後端に於ける水高		12 呎
進水時最大速力		20.67 呎/秒
摩擦係數		0.022
吃水前部		10 呎 $1\frac{1}{4}$ 吋
" 後部		14 呎 $\frac{5}{8}$ 吋
進水後排水量		1,405 噸

(A. K.)

## Fliegel 式鋼製艙口蓋板

Fliegel Steel Hatch Covers.

"Marine Engineering & Shipping Age," Sept. 1932, p. 402.

本鋼製艙口蓋板は Captain Hubert H. Fliegel の發明に係り、上下甲板用の別がある。此式の蓋板は旅客船、雜貨船及其他の船舶に採用する事が出来、其の船の上甲板或は暴露甲板の艙口の構造は此の蓋板に適合する様に構造される必要がある。此の蓋板は特別の強度を有し、且つ現在よりも著しく少人數で、より容易く且つより迅速に取扱ふ事が出来る。尙又 Fig. 1 に示す通り最小の場所に格納し得て、如何なる種類の貨物の取扱にも毫も支障を及ぼさない。

是等の暴露甲板艙口蓋板は蝶番式のものでなく、従つて容易に變形しない。蓋板は艙口から前

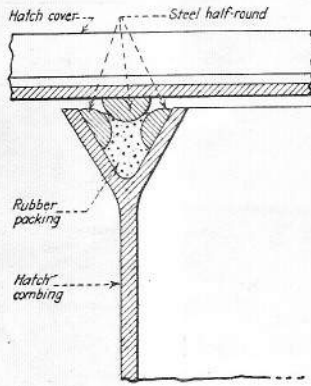
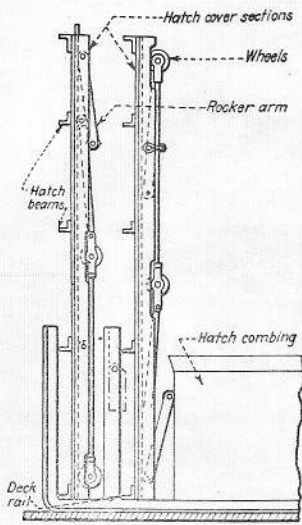
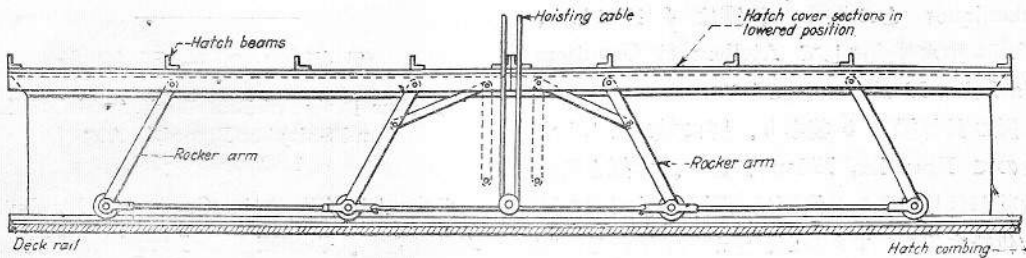


Fig. 1.—(Left) Hatch cover in stowed position. Fig. 2.—(Below) Weather deck hatch in closed position. Fig. 3.—(Above) Water-tight joint connection on combing



方又は後方に轉子で動かされ、而かも艙口の端に据付けられた揚貨機に觸れる事は無い。艙口の長さによつて取扱ひに容易な様に、蓋板は數枚に切られて居る。此の蓋板の一部は、船の横向きに分割され、甲板上か又は艙口縁材の外側の軌道上を前方又は後方に滑べらされ、近くの遮斷物の處で直立に格納され、而も此格納場所は僅に 1 ft. を要するのみである。Fliegel 鋼製艙口蓋板の揚げ卸しは Fig. 2 に示さるゝ通り、船の揚貨機と搖桿腕 (rocker arm) とで爲され、是等の腕は幾分の高さ丈け蓋板を持上げる様に造られ、特別の船の甲板上の遮斷物を越す様になつて居る。

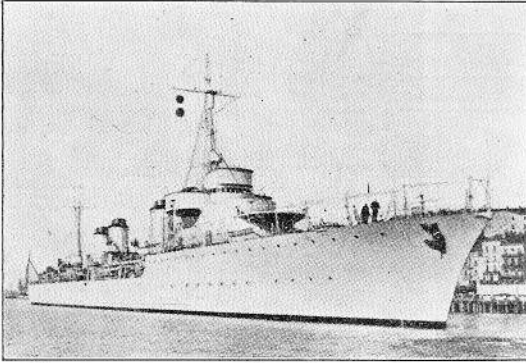
此の作業には只 2 人の人が従事するのみで、其の内の 1 人は揚貨機を動かし他の 1 人は此の装置を取扱ふのであるが、所要時間は僅かに數分間である。蓋板の各部の結合は特許水密装置で互に螺子締めとされ、蓋板は Fig. 3 に圖示さるゝ艙口縁材及蓋板の下縁に於ける接手で水密に保たれ、縁材に鉸鉸された曲線の下を握る螺子摺締で固着さるゝのである。

艙口は其の或部の蓋板が取除かれて居る間、他の部分は其の儘に残される事も出来、甲板と同様澤山の貨物を支へ、貨物の揚卸しに絶好の荷扱人の足場ともなる。船が碇泊中で、艙口を夜分丈け蓋をする場合には、蓋板は艙口の上を下される丈けで、水密の接手の上に置かれる必要はなく、單に滑り寄せる丈けで可い。航海中に海水が船の甲板を洗ふ様な時でも、此の鋼製艙口蓋板は波の爲めに外される事はない。(H. U.)

### 佛國新嚮導驅逐艦 Cassard

“Shipbuilding & Shipping Record,”  
Sept. 15, 1932, p. 251.

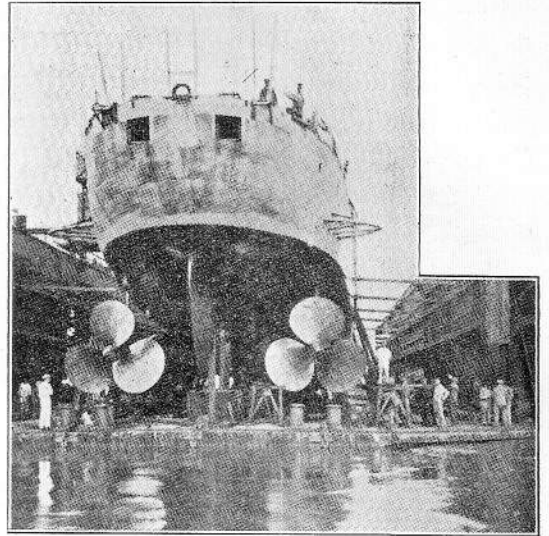
要目：全長 129.30 米、幅 11.87 米、深 11.70 米、基準排水量 2,480 噸、常備排水量 2,634、主機械馬力 70,000 S.H.P. 速力 42.787 節。速力試驗成績：最近本艦の公試運轉に於て平均速力 42.787 節、最高 43.32 節に達した。尙ほ 3 時間續航運轉に於ては 42.9 節を保持し、最高 43.4 節に達した。



船體は Ateliers et Chantiers de Bretagne 建造、機關は Rateau-Chantiers de Bretagne turbine 2 基にして、全軸馬力は上述の通り各 1 段減速齒車を経て推進器に結合せらる。

之が建造會社は Ateliers et Chantiers de Bretagne と Société Générale de Constructions Mécaniques との共同。汽罐は 4 基にして、Penhoët 型水管式にして Ateliers et Chantiers de la Seine Maritime 製である。

本艦の姉妹艦は 6 隻あり、將に竣工せんとするものに Epervier, Milan があり、本艦と同様の改善が爲してある。汽罐は高壓水管式で過熱蒸氣を供給するものであるが、之が爲め斯かる高效

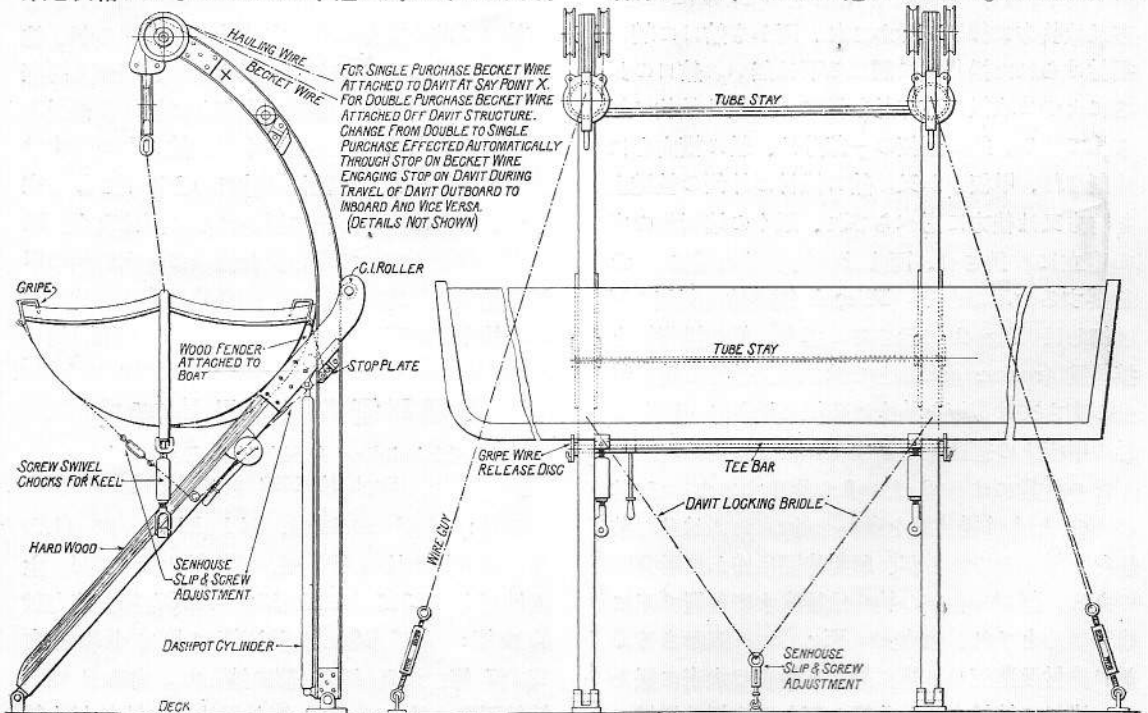


率を挙げ得るものと信ぜられる。(A. K.)

### 端艇鉤の一新設計

A New Design of Boat Davit. "Shipbuilding and Shipping Record," Aug. 4, 1932, pp. 107-109.

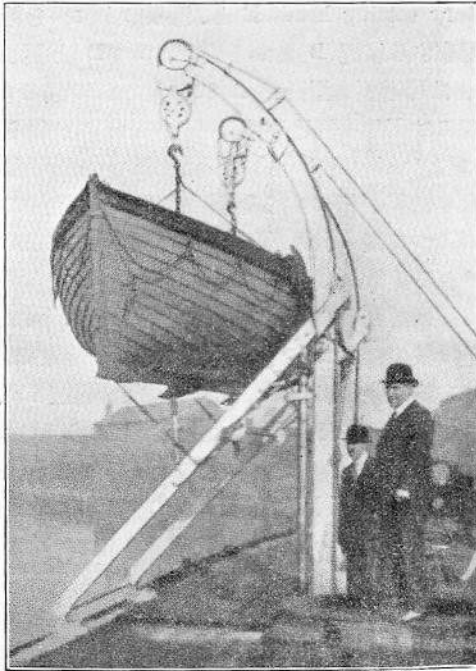
此處に記す端艇鉤は、Ocean gravity davit と名付けられ、Cardiff 港の Loveridge Limited か



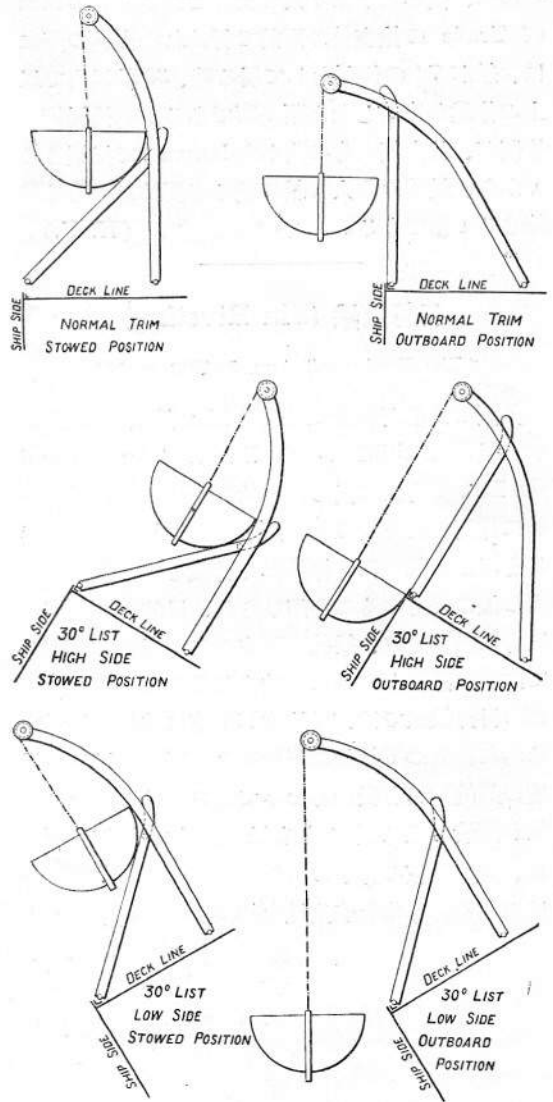
General arrangement drawings of the Ocean gravity boat davit showing the lifeboat in the stowed position

ら最近發賣されたもので、其の特徴は、傾斜した船の高い舷からでも亦低い舷からでも、容易に且つ満足に端艇を卸し得、又船の傾斜が 30° 又は夫以上の時でも、僅かに 1 人にて容易に作業し得ると云ふ事である。

本装置の主要部は、甲板上に轉軸で取附けられ、船の横向きに倒れる 1 對の曲つた梁の端艇鉤と、船側に轉軸で取附けられた之に對向する 1 對の支材とから成り、davit の上部を通ずる 1 條の導索と、1 個の捲揚機の胴とで、端艇の内から此の卸し方を操縦し得るのである。



捲揚機の胴が通常的位置で釋放されるれば、davit は端艇の重量の爲めに外方に倒れ、支材は轉子の爲めに直立の位置迄滑べる。卸さるべき端艇が傾斜船の低い舷の方に在る時は、davit は毫も倒される事なく、端艇は其の儘卸されるが、高い舷の方に在る時は、支材は舷側に平行となる迄起き上つて、端艇は之に沿ふて滑り卸る。此の場合は、支材が圖の様に甲板に對して約 45° の角度に置かれて居るから、船の傾斜が 30° 丈あつても、尙水平に對して 15° の傾斜があるから、充分高い舷の方へ滑る餘裕がある。船自身が安定でも亦多少激しく横揺をして居ても、各支材の頂上と davit の脚元との間に緩衝筒が入れてあるから、以上の動作は圓滑である。



Lifeboat in stowed and outboard positions

端艇は、平常其の舷縁に懸けられた握止器に連結された繫索で支材に緊縛されて居る。此の繫索は、支材を横に結ぶ 1 本の横軸の両端に取附けられた釋放圓盤に、調整螺及び滑鉤を以て導かれ、甲板から取扱ふに好都合の高さに釋放把手が附いて居る。繫索は圓盤の 2 個の突出物に引懸けられ、把手を廻せば、今迄緊かり引張られて居た繫索は外れる様になつて居る。又装置が外舷の位置に倒される時取除かれる連結物が、支材と davit の脚の間に取附けてある。

製造者の言ふ所に依れば、全くの素人でも全體の装置を取外し、卸した端艇が出發の用意の出來

る迄に、僅か人手は1人で充分であると。Board of Trade の検査員の面前で行はれた実験の際には、船が7°の傾斜をして居る時、30秒以内で以上の作業が完成したと謂ふ事である。尙捲揚機の管制が、救命艇自身の内から lanyard で操縦さるゝから、最後の1人も船に残る必要はない事は特筆さるゝ點である。(H. U.)

### 目釘鉸鉄 (Pin Riveting)

"The Engineer," Aug. 5, 1932, p. 142.

英國では未だ新式であると思ふ鉸鉄の1方法が、最近 Dukinfield の Daniel Adamson and Co. Ltd. で行はれ出した。此の新法では、従来一般に採用された所の豫め形成された鉸頭を持つ鉸身を用ふる代りに、棒鋼から剪截された鉸鋼の有りの儘の長さのものが用ひられ、目的物の両端が同様に潰ぶされ、鉸孔の両方の皿が填充され而して鉸及び鉸頭が同時に完成されるのである。此の式の目釘鉸鉄では、目的物が平等に其の全體が赤められ、従つて鋼板の降伏點より遙かに以下の低度の静的壓力を受けるのみである。此の特色は、鉸が壓潰さるゝ時よりも低き壓力で鋼板が壓され、且つ鋼板の分子の凝結が混亂さるゝ危険を避け得る故、非常な安全性を持つて居る。本鉸鉄機

では両方の頭部が同時に且つ平等に兩端に形成さるゝ故、絶対に緊かり鉸孔を填充する事が出来る外、次の如き利益があると謂はれる。即ち第1に鉸には酸化物が出来ないから鉸頭と鋼板とが確かに金屬接觸とされ、第2に鉸と鋼板との縁を填充する必要はなく、従つて製造費及び鋼板を破損する危険が減少され、第3に鉸材は舊式の方法の如く2回赤める必要はなく、1回赤めるだけで済むのである。

本装置の切斷面圖は Fig. 1 に示す通りで、備品は中心を合はす pin D の附着する回轉製頭部 (rotary setting head) E と、罐胴の上に鉸を精密に配布する装置 B とから成り、pin D と製頭部 E とは可動壓力滑動部 A に固定されて居る。B 装置には調整式螺込み被金 C が附屬し、鉸を鉸孔に嵌めた後は圖中左の切斷面圖の如き關係位置を取り、製頭部の中心を合はす pin は空虚の鉸孔の1つに嵌り、罐胴が側方に移動せぬ様堅く保持される。鉸鉄機の水壓力を働かせば、壓力滑動部は製頭部及中心を合はす pin と共に、調整式螺込み被金の縁 x が圓頭 F の縁に水平となる迄、矢の方向に突き出して、被金の發條は壓縮され鉸頭は押し潰ぶさる。圓頭の水壓力が緩めらるれば、被金は釋放發條に依つて其の平常の位置に戻され、斯くして兩鉸頭は同時に且つ平等に形成され

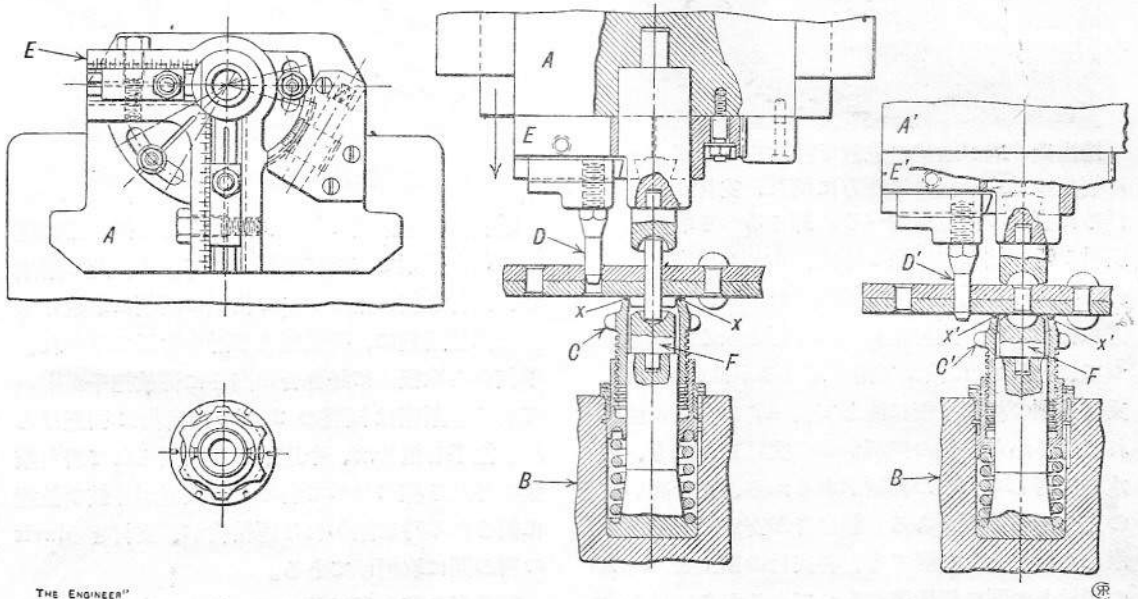


FIG. 1—DETAILS OF PIN RIVETING MECHANISM

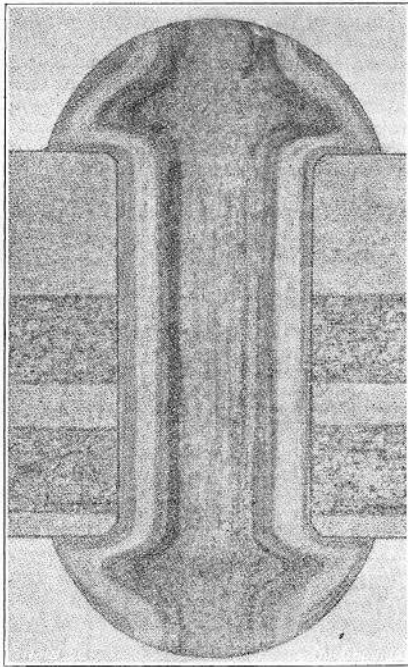


Fig. 2. Sulphur Impression of Pin Rivet Joint.

るのである。

Fig. 2 は此の方法で造られた目釘鉸接手の硫黄印畫で、其の銹解層を示すものである。之に依れば、鉸の壓力は軸に集中して居て、鉸頭は均齊である事が判かる。(H.U.)

### 船用推進器の實驗に於ける Reynolds 數の影響

Der Kennwerteeinfluss auf Schiffsschraubenversuche.  
Von F. Gutsche. „W.R.H.“ 15. Aug. 1932,  
S. 237-239.

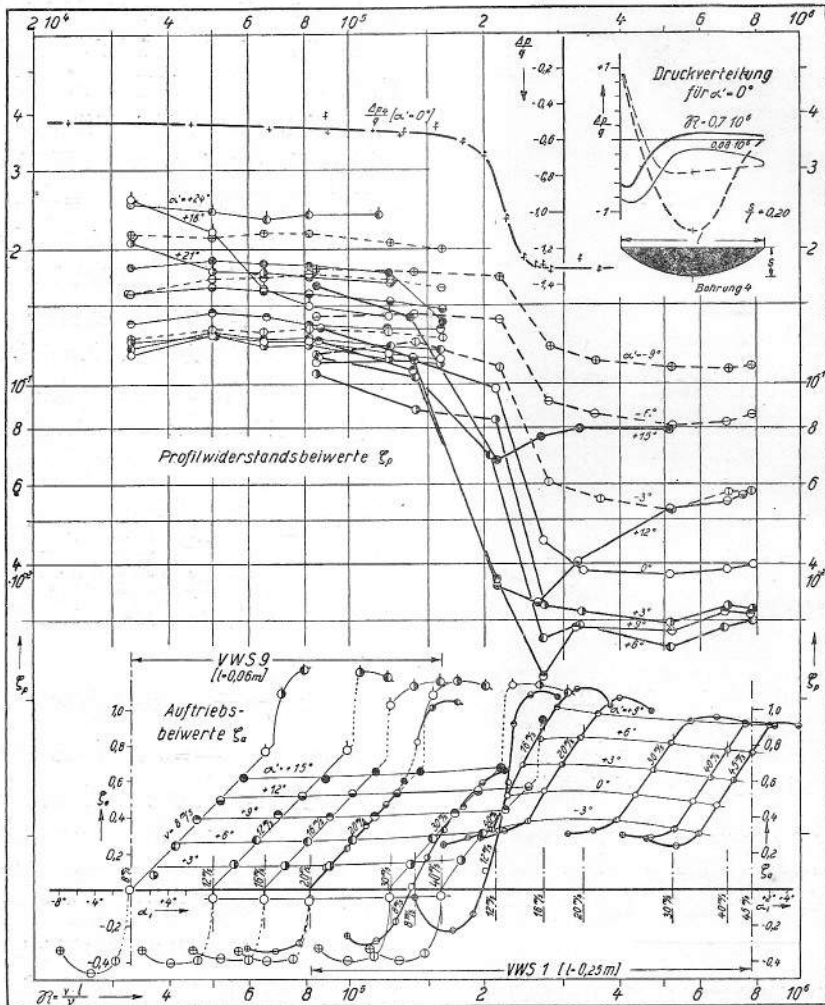
小さな模型推進器から、夫れに相似な實物に移る場合に、Reynolds 數が變化すれば其の推進器の特性が如何なる變化を受くるか、英語の所謂 scale effect に就て調べて見ようと思ふ。従來種々の大きさの推進器單獨實驗の結果は、一般に Reynolds 數  $\frac{nD^2}{\nu}$  ( $n$  は毎秒回轉數、 $D$  は直径、 $\nu$  は動粘度) を大きくする時、推力、回轉力率及び效率が一定の極限值に達する。其の値を見出すにあつた。此の値の變化する割合は、Reynolds 數の外に推進器の形態にも因るもので、船の後に取付けられた推進器には適用出來ない。効率の變化に就ては、斷面の抵抗係數が極く僅かに變化する事に

關する説明は附いてゐるが、推力係數及び力率係數の變化に關しては何も判かつてゐない。其の解決を、Horn 教授の提議に依つて最近の螺旋推進器の理論を用ひて實驗と相俟つて行ふ事を企て(實驗は翼の長さ  $l=250\text{mm}$ 、翼幅  $b=750\text{mm}$ 、翼厚比は圓弧形斷面のものは  $\delta=\frac{s}{l}=0.03\sim 0.20$  のもの6種、飛行翼型斷面のものは  $\delta=0.03$  と  $0.05$  の2種に就て行つた)、實驗は Föttinger 教授が自分の實驗室に持つてゐる風洞を用ひて行つた。

揚力、抗力及び力率は、 $\Re = \frac{vl}{\nu} = 30.0 \times 10^6 \sim 0.8 \times 10^6$  の範圍内で測定し、又直径  $0.7\text{mm}$  の Pitot 管を用ひて  $\Re = 0.08 \times 10^6 \sim 0.7 \times 10^6$  の範圍内の壓力分布を測定した。此の壓力測定は、空洞現象の研究に役立つべき基礎事項を調査する爲、翼厚比及び揚力係數に依つて壓力極少量がどれ位かを計算する爲に行つたものであるが、船用推進器に對して最も大切な  $\delta=0.02\sim 0.05$  の範圍では測定は全く失敗に終つた。

翼幅比  $\frac{l}{b} = \frac{1}{3}$  に對する翼の力は、推進器計畫に際して必要な  $\frac{l}{b} = 0$  の場合の Prandtl 教授の計算式を用ひて計算をも行ひ圖中に示して置いた。其の下の方には揚力係數  $\zeta_a$  と擊角  $\alpha_i$  との間の關係を示し、其の上には同一擊角  $\alpha' (-9^\circ \sim +15^\circ)$  に對する斷面抵抗係數  $\zeta_p$  を直線で結んで示す事にした。第1圖には其の例として、斯くして得た一番厚い圓弧形斷面 VWL1 ( $\delta = \frac{s}{l} = 0.2$ ) 及び VWS9 ( $\delta = 0.2$ ) に對する成績を示した。VWS9 は VWS 1 の模型 ( $l=60\text{mm}$ ,  $b=300\text{mm}$ ) であつて、之に依つて不明瞭であつた所の大きい方の翼の小さい Reynolds 數 ( $\Re = 0.08 \times 10^6 \sim 0.2 \times 10^6$ ) の成績が其の模型によつて確められた次第である。

$\Re = 0.14 \times 10^6 \sim 0.28 \times 10^6$  間の経過に於ては斷面形に依る曲線の性質が著しく變化し、其の量が甚しいので、同一揚力係數  $\zeta_a$  に對する擊角の變化  $\Delta\alpha_i$  は約  $11.5^\circ$  に達し、最小抵抗係數は  $\zeta_{p, \min} = 0.12$  から  $\zeta_{p, \min} = 0.03$  に落ちる。此の危險區域外では略ぼ不變なので、「危險 Reynolds 數以下」( $\Re < 0.1 \times 10^6$ ) 及び「危險 Reynolds 數以上」( $\Re > 0.3 \times 10^6$ ) なる語を用ひる事とする。危險範圍の位置竝に此の範圍内に於ける斷面形特性の變化の狀況は翼厚比に著しく關係するが、此の點に關しては本篇では述べない事にする。



第1圖 断面形 VWS 1 及 9 の Reynolds 數と揚力係數及断面抵抗係數との關係

Druckverteilung für  $\alpha' = 0$   
 $\alpha' = 0$  に対する壓力分布  
 Auftriebsbeiwerte 揚力係數

Profilwiderstandbeiwerte  
 断面抵抗係數

2 つの異つた大いさの断面形に就て、同一 Reynolds 數で風洞に於て壓力を測定し、且つ之を小さい断面に就て同一 Reynolds 數で測つて檢證實驗を行つて見た結果非常に良く一致した。尙ほ又水槽で試験した経過階梯の Reynolds 數の大いさは風洞での成績と完全に一致した。(Fig. 1 右上参照)

平均断面形翼素を  $l/b=0$  なる翼の代表的翼素と考へれば、其の測定壓力は Prandtl の公式で計算することも出来る。斯様な成績から次の様な

結果が出て来る。即ち楕圓形の揚力分布に對して導いた公式は、實驗を行つた所の異つた揚力分布を持つ翼の多くのものには適用出来ない。是等無限に廣い翼に對して計算した擊角並に就中断面抵抗は小さい過ぎる。無限に廣い翼 ( $l/b=0$ ) に對する特性は一般に次式で示す様な擊角を用ひて測定した壓力から決定される。

$$\alpha_0 = \alpha - \frac{57.3}{v} \int_{-b/2}^{+b/2} \frac{\partial \Gamma}{\partial z} \cdot \frac{dz}{4\pi z}$$

但し  $\alpha_0$  は平均断面に對する  $l/b=0$  の時の擊角、



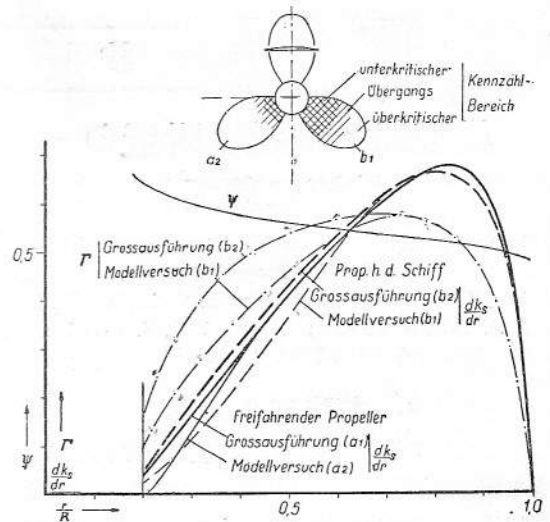
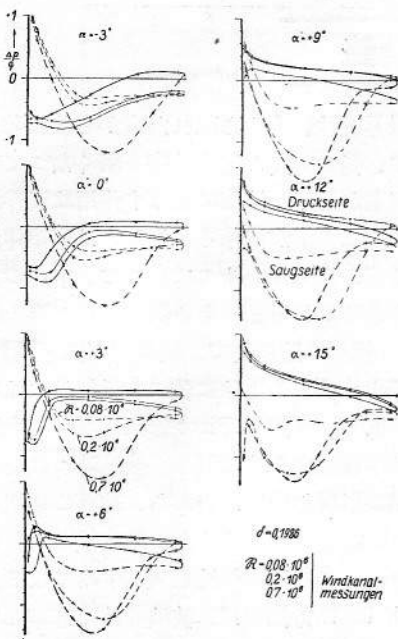


Fig. 3. Schub- und Zirkulationsverteilung einer freifahrenden und einer hinter dem Schiff arbeitenden Schraube.

第3圖 單獨及船後推進器の推力及 Circulation の分布

Kennzahlbereich 顯別値の範圍	Unterkritischer 危險(範圍)以下	Überkritischer 危險(範圍)以上
Übergangs 過渡(範圍)	Grossausführung 實物	Modellversuch 模型實驗
Prop. h. d. Schiff 船後に取附けた推進器	Freifahrender Propeller 單獨推進器	

以上示した結果を直径 150mm の模型推進器が種々の回轉數で回轉する場合に適用して實驗成績と非常に良く一致した。更に直径 170mm の模型推進器で實驗を行つた場合にも模型から實物に移る時の Reynolds 數の影響が非常に良く一致した。第3圖には直径 (r/R) に対する推力分布  $\frac{dk_s}{dr}$  を示した。同圖には Reynolds 數の影響を受くる翼の區域を hatching で區分して示した。其他本圖には伴流係數  $\psi$  及び翼の circulation  $\Gamma$  をも示した。(T. I.)

第2圖 斷面形 VWS 1 の3つの顯別値に於ける壓力分布

Druckseite 前進面      Saugseite 背面      Windkanalmessungen 風洞に於ける測定

$\alpha$  は  $\frac{l}{b} = \frac{1}{3}$  の時の擊角、 $\Gamma$  は circulation、 $z$  は座標である。抵抗係數は揚力係數  $\zeta_a$ 、及び翼厚比  $\delta = \frac{s}{l}$  に依つて圓弧形斷面及び飛行翼型斷面共に垂直抵抗  $\zeta_{wn} = \oint \frac{\Delta p}{q} d\left(\frac{\eta}{l}\right)$  と摩擦抵抗係數  $\zeta_{wr} = 2 \frac{q'}{q} \zeta_r$  の和として表はされる。但し  $\Delta p$  は攪亂されざる流れに於ける靜壓に対する壓力の變化、 $q = \frac{\rho}{2} v^2$  で攪亂されざる流れの岐點壓、 $q$  は斷面の周圍流の平均岐點壓、 $\eta$  は座標、 $\zeta_r$  は平面に対する摩擦係數を示す。従つて Reynolds 數の斷面抵抗並に揚抗比  $\varepsilon = \frac{\zeta_{p0}}{\zeta_{a0}}$  に及ぼす影響は、夫れに相當した摩擦係數  $\zeta_r = f(\Re)$  を選んで表はす事が出来る。揚力係數と擊角との關係は直線で示される。

## 抄

## 録

## 模型船の推進器附近の 伴流に就て

Untersuchungen über den Mitstrom von Schiffsmo-  
delen im Propellerbereich.

Von Dipl.-Ing. Erwin Strobusch. "Schiffbau," 15.  
Aug. 1932, S. 247-251; 1. Sept. 1932, S. 266-270;  
15. Sept. 1932, S. 284-287.

### I. 本論文の内容

模型実験に依つて求めた伴流値を實船若くは大きな模型に換算する時は如何なる相異を來すかを單螺旋の場合に就て説明したものである。研究の基礎として、先づ單螺旋船の推進器の位置の速度の解析を行つて見た。

### II. 伴流の概念

(1) 伴流とは航行する船に依つて其の船の周圍の水に與へられたる船の進行方向への運動を意味するものであつて、伴流率  $\psi = \frac{c_{\text{Mitstrom}}}{v}$  で表はされる。但し  $c_{\text{Mitstrom}}$  は船の進行方向の流體の絶對速度であり、 $v$  は船の速度である。其の發生は次の原因によるものである。

(a) 排水々流、即ち理想流體中で物體が運動する時、周圍の流體を押し分ける時に生ずる水流で、之から生ずる伴流を排水伴流と稱し、 $\psi_p$  で表はす。

(b) 船尾に波頂がある時は、水分子は或る軌道運動を爲してゐる。之を波浪伴流と名付け、 $\psi_w$  で表はす。

(c) 船の表面では、理想流に非ざる場合には、摩擦の爲に限界層を生じ、其の幅は船尾に近づくに従つて廣くなり、層内の水は前進運動を爲す。之を摩擦伴流と稱し、 $\psi_r$  で表はす。

(d) 限界層は艀では船體から離れて造渦抵抗の原因となる。之は形が肥大してゐて、而かも Reynolds 數が小さい時は大きな孤立した渦が艀の後に生ずるが、船に似た形状のもので、且つ普通の模型の大きい位で到達すべき Reynolds 數になると、一層強く渦を卷いた船尾流が生ずる。此の船尾流は、限界層に依つて其の外側を限定せら

れ、限界層は船體から離れた處からは著しく擴がつて、従つて其の速度分布も弱くなつて來る。此の現象が船尾の流速に及ぼす作用は渦伴流と云ふ語で表はす事が出来る。然し之は摩擦伴流と分離する事の出来ないものであつて、 $\psi_r$  の中へ一緒に含めるのが至當である。

(2) 模型実験に於て、艀の伴流を分解する事は、Helmbold の方法に依つて近似的には可能である。即ち、伴流を Pitot 管又は翼車式水流計で前進及び後進する時に測る。後進時には艀の水流は摩擦の影響を受けないから、純粹の排水伴流が得られ、前進時と後進時との測定値の差を取れば夫れが前進時の摩擦伴流を表はす事になる。此の Helmbold の方法では、波浪伴流を忘却してゐるが、之は波が撮影してあれば夫れから計算出来る。其の前進時と後進時との水平分速を夫々  $c_{we\text{前進}}$  及び  $c_{we\text{後進}}$  とし、且つ全伴流速度を夫々  $c_{p\text{前進}}$  及び  $c_{p\text{後進}}$  とすれば、摩擦伴流は次式で計算する事が出来る。

$$c_r = (c_{p\text{前進}} - c_{p\text{後進}}) - (c_{we\text{前進}} - c_{we\text{後進}}) \dots (1)$$

然し此の方法は次の様な理由で多少缺點がある。

(a) 伴流の個々の部分は單に重なつてゐるのではなくて、複雑な、互に干渉する様な状態にあると想像すべきである。

(b) 波の軌道速度は只近似的に得られるに過ぎない。従つて此の方法は非常に正確な値を與へるものではない。然し乍ら艀の伴流を形成する各項の程度は良く表はし得るので實用上は差支なく、次に述べる模型実験の解析に於ても此の方法を用ひた。

### III. 模型実験並に其の解析

(1) 伯林試験水槽で行つた實驗に於ては、相似の2箇の模型に於ける伴流に關して、寸度效果 (scale effect) を研究する事を目的としたのであつて、其の曳行速度は Froude の比較則の所謂相當速度を種々に取つて曳行して見た。大きい方の模型は長さ6m、小さい方は3mであつた。伴流の測定は各模型共2種の速力に就て行つた (第一表參

照)。小さい方の速度を定めた根拠は、Pitot 管の精度が充分である事と、今1つは小さい模型に於ても擾流が生ずる事を必要とした點にある。

第一表 伴流を測定せし速度

		高 速	低 速
$v$	$\frac{m}{sec}$	2.6	1.75
	大模型 小模型	1.8385	1.2374
$\delta = \frac{v}{\sqrt{gL}}$	兩模型	0.3389	0.2281
	大模型 小模型	$12 \times 10^6$ $4.2423 \times 10^6$	$8.077 \times 10^6$ $2.8555 \times 10^6$

Blasius の研究に依ると、板では層流から擾流へは  $Re = 2.5 \times 10^6$  で變るので、小さな模型に於ても  $Re = 2.855 \times 10^6$  になれば擾流状態となるに相違ない。

(2) 模型の形 (Abb. 1 及び第二表参照) は實在のものではない。従つて實船との間の寸法比は無

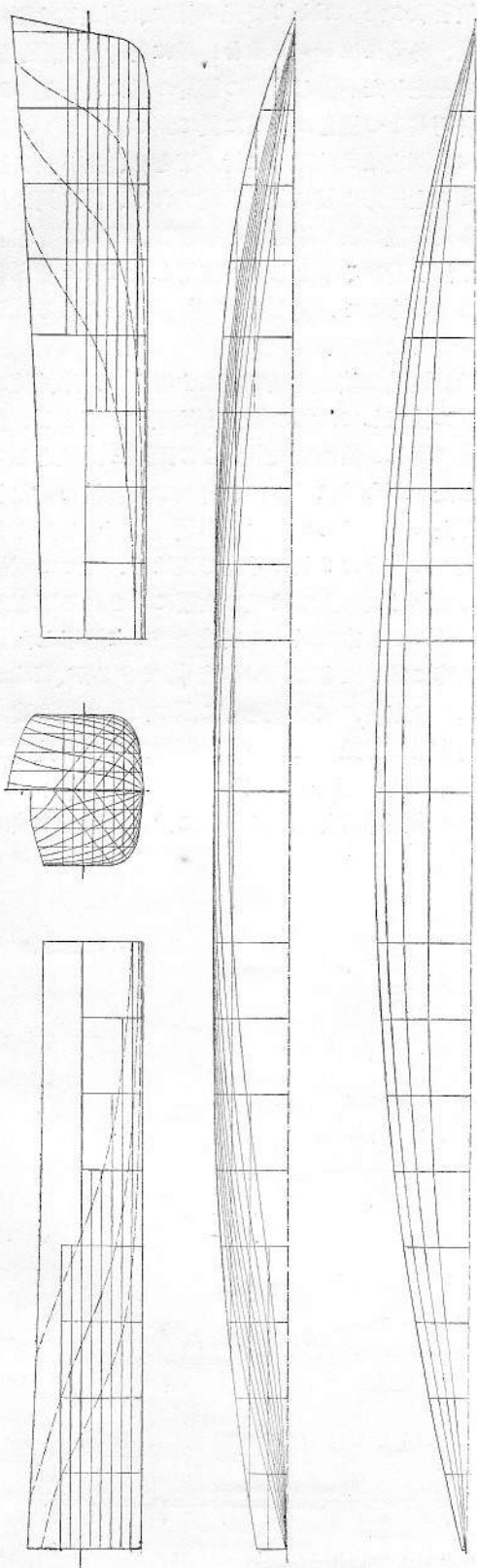
第二表 主要寸法表

項 目	單 位	大 模 型	小 模 型
CWL の長さ $L$	dm	60.0	30.0
CWL の幅 $B$	dm	6.0	3.0
吃 水 $T$	dm	2.4	1.2
排 水 量 $D$	dm <sup>3</sup>	495.3	61.9
浸水面積 $O$	dm <sup>2</sup>	443.8	110.9
$\alpha = .718, \beta = .896, \delta = 5.73, \varphi = \frac{\delta}{\beta} = .640$			

い。形状の選定に際しては限界層の船體から離れる事其他で複雑した問題が成る可く起らない様に、又水流も成る可く平板の場合に近くなる様に心掛けた。従つて水線は可なり瘠せて居り、船尾には平板の様な力材を取附けた。(抵抗曲線は Abb. 2 に示した)

(3) 伴流測定的位置は單螺旋船の推進器面とした。其の面は船尾材の後方へ吃水の  $1/3$  だけ (大模型では 40mm, 小模型では 20mm) 離れた垂直面である。測點は兩模型共全く相似であつて、出来るだけ限界層の幅全體に亘る様に配置した (Abb. 3 参照)。従つて其の幅は平板の相當位置に生ずべき Kármán の公式で計算した限界層の幅の約 2

Abb. 1. Lintemaris



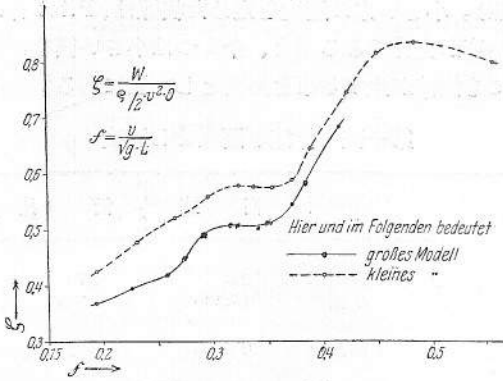


Abb. 2. Widerstandskurven

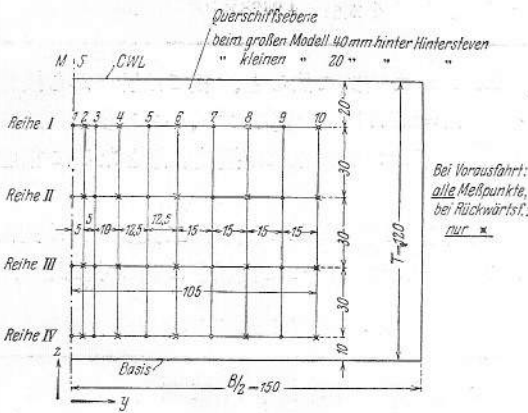
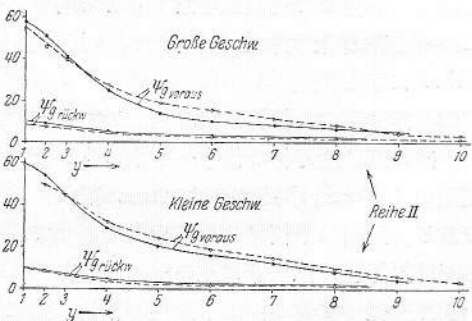
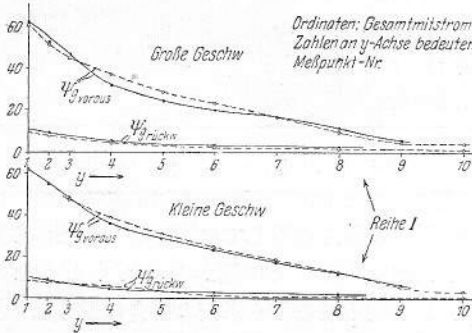


Abb. 3. Lage der Meßpunkte für Mitstrommessungen. Maßzahlen gelten für das kleine Modell; für das große Modell sind sie zu verdoppeln.)



倍位を取つた。Abb. 3で見る様に、測定は水平に4列、各列には9~10點を、外に行く程間隔を擴げて選定した。然し時間の節約の爲に、後進の時各列共1つ置きの測點に就て測つた。

(4) 測定は2點同時に行ふ事とし、第1列又は第2列を一方の舷に就て測定すれば、第3列又は第4列は他の舷で測定する事とし、Pitot管相互の干渉を避ける事とした。使用したPitot管は普通の型のもので、新しく研究作製されてゐる球形のものではない。

(5) 實驗成績を曲線で表はす場合に、摩擦流の生成に注意して、板の場合と比較する事とし、各深度に對し、船體中央部からの距離の函數として示した。Abb. 4に於ては、各列の全伴流の變化を示した。但し此の場合に、小模型に對する長さを大模型の場合の2倍の寸度で表はし、従つて兩模型の成績は圖面上では同じ位置に示される事となる。此の表し方は以後の成績圖總てに適用した。前進時に測つたものは全伴流 $\psi_y$ であるが、Helmholdの方法に依る後進時に測つた伴流値は波の影響も殆んど受けないので、測つたものは純粹の排水伴流 $\psi_0$ と云つて宜しい。

(6) 摩擦伴流を求める爲めには、前進時の波浪

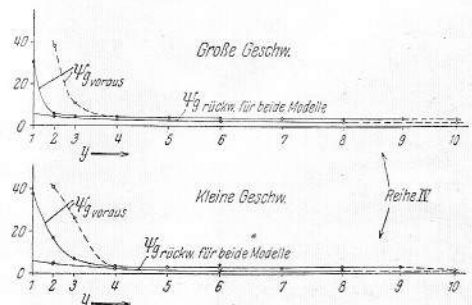
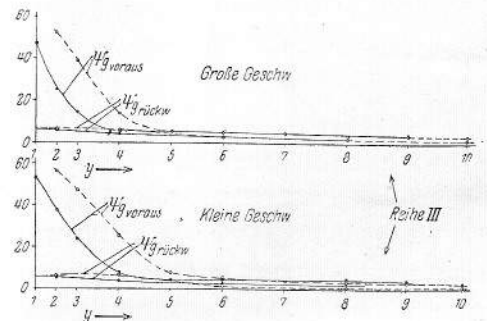


Abb. 4.  $\psi = f(y)$  bei Vorfahrt- und bei Rückwärtsfahrt nach Pitotrohrmessungen

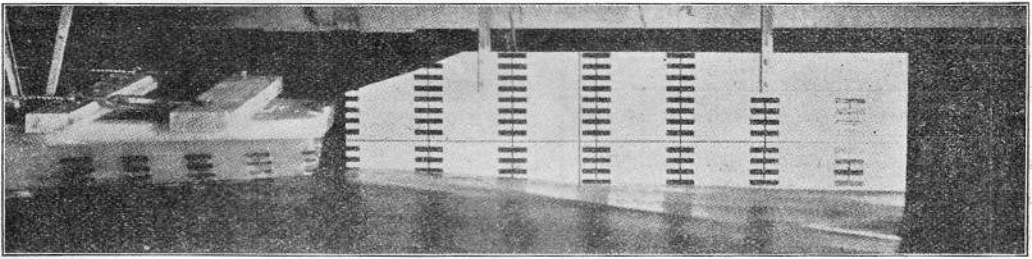


Abb. 5. Beispiel eines Wellenbildes.

伴流を Abb. 5 に示した様な方法で測つたものを trochoid 波と假定して之れから算出しなければならぬ。波の前進速度(船の前進速度  $v$  に等し)と波長との間には次の関係が成立する。 $\lambda = 2\pi \cdot \frac{v^2}{g}$ 。之れから前進運動及び軌道運動の周期が出て来る。即ち、 $\tau = \frac{\lambda}{v} = 2\pi \cdot \frac{v}{g}$ 。軌道運動の角速度は  $\omega = \frac{2\pi}{\tau} = \frac{g}{v}$  で、軌道運動速度は、 $c_{orb.} = r \cdot \omega = \frac{r \cdot g}{v}$  である。従つて波浪伴流係数は次の様になる。

$$\psi_{wob} = \frac{r \cdot g}{v^2} \dots \dots \dots (2)$$

軌道運動の半径(表面では波高  $h$  の  $\frac{1}{2}$  に等し)は深度  $z$  と共に次式に従て減少する。

$$r = \frac{1}{2} h e^{-2\pi \frac{z}{\lambda}} = \frac{1}{2} h e^{-\frac{2\pi z}{v^2}} \dots \dots \dots (3)$$

波形から測つた波高  $h$  を用ひて、各列の深さ  $z$

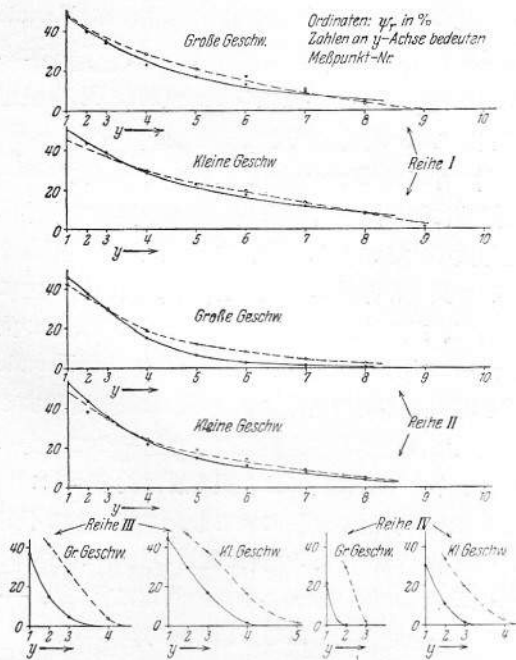


Abb. 6.  $\psi_r = f(y)$

に於ける波浪伴流を計算する事が出来る(第三表参照)。但し此の値は外殻が模型と相似なる面に對してのみ適用せられ、且つ横断面内に於ける傾斜に就ては次の如く假定する事が出来る。(a) 第一次波、即ち排水水流に因る水準面の高低は横の方向の傾斜が非常に小さいので、今考へてゐる位の範囲内では高さは不變として大なる誤差はない。

(b) 第二次波の中、横波は理論的には斜波と會する處までは高さは不變である。而して斜波は  $\psi = f(y)$  曲線で表はし得ると思ふ。従つて、

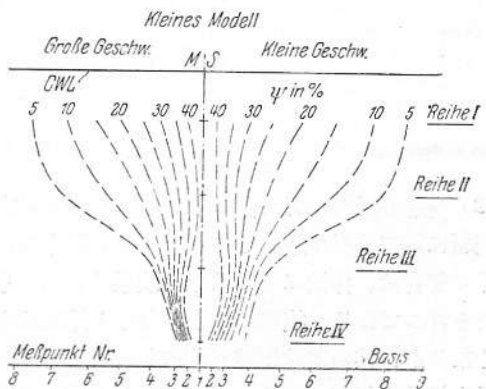
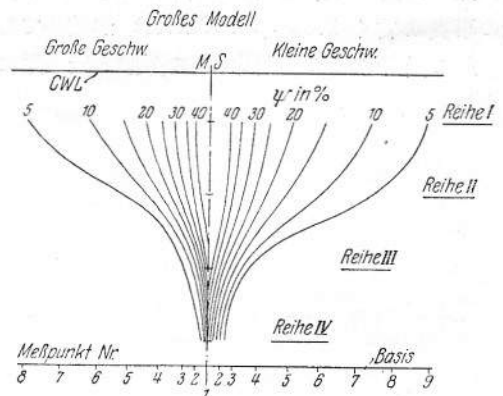


Abb. 7. Kurven  $\psi_r = \text{const}$  in der Meßebene

第三表 波浪伴流百分率  $\psi_{we}$

列	大 模 型		小 模 型	
	高 速	低 速	高 速	低 速
I	4.4	3.1	4.5	4.2
II	4.1	2.6	4.1	3.5
III	3.8	2.2	3.8	2.9
IV	3.6	1.8	3.5	2.4

$\psi_g - \psi_v - \psi_{we} = \psi_r$  として摩擦伴流が求め得られる。(Abb. 6, Abb. 7 参照)

IV. 実験成績の概要

(1) 先づ最初に示すべき事は、摩擦伴流も亦平板の周囲の限界層の中の水流から排水伴流と波浪伴流とを除去した残りのものとは異なる事である。此の場合には限界層の幅は Kármán の公式 (限界層の幅  $d = 0.37 R^{-\frac{1}{5}}$ ) で計算した値の約 2 倍ある。純粹の摩擦流も亦形状の影響を受けるものと思ふ。板の摩擦流と著しく相異なる點は、船に於ては深さに依つて伴流が急に低下する事である。此の事實は古く 1892 年に Calvert が確めてゐる。此の低下する理由は限界層の分離と云ふ點に存する。

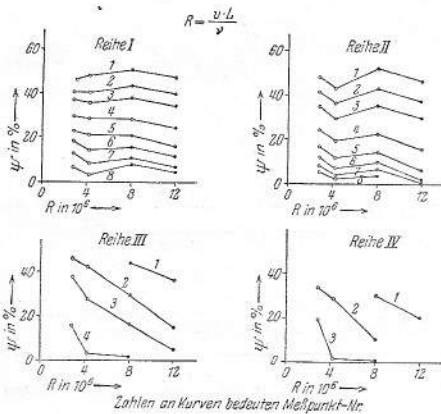


Abb. 8. Änderung von  $\psi_r$  mit der Reynolds'schen Zahl an geometrisch ähnlichen Punkten

(2) 模型で測定した伴流の値を實船に換算する問題に就ては從來屢論ぜられてゐる。現今では多くの著者は、伴流に於ては寸度効果は著しいものと言つてゐる。模型が大きくなると伴流は小さくなるが、其の差は摩擦伴流にあつて、波浪及び排水伴流は相似である。従つて若しも模型実験から實船へ換算する場合の伴流の相異を考へる時

は、伴流は個々の部分に分けなければならない。

(3) 今回の実験の結果で依れば、Baker の實驗結果と異り、速度が高くなるに従つて伴流は小さくなつた。

V.  $\psi_r = f(R)$  の關係

(1) 摩擦流に對して特に關係を有するものは Reynolds 數  $R = \frac{vL}{\nu}$  である。其處で幾何學的に相似の位置 (茲では同一測點) の摩擦伴流  $\psi_r$  を  $R$  の函數として置いて見る (Abb. 8 参照)。但し  $v$  は曳行速度、 $L$  は模型の長さである。各測點に對して 4 つの値がある。内 2 點は模型の大きさ、他の 2 點は速度を變へたものである。

(2) 此の場合に於ても船の周りの摩擦流が板の場合と明かに異つてゐる事實を見出し得る。即ち同一點の伴流係數は Reynolds 數と決定的關係が無く、小模型に對する 2 つの低い Reynolds 數と、大模型に對する 2 つの高い Reynolds 數との間には連續的な關係が無い。其の理由としては二通りの説明が出来る。

(a) 船の周りの波は各 Froude 數  $\mathfrak{F} = \frac{v}{\sqrt{gL}}$  に依つて定まるものである。各測點に波の或る位相がある爲に、水の動勢が異り、其爲に或る他の位置では  $\mathfrak{F}$  の値の變化に依つて限界層の分離が起る。従つて船尾の摩擦伴流の性質も亦 Froude 數に影響される譯である。斯くして、 $\mathfrak{F} = \text{const.}$  の時の  $\psi_r = f(R)$  の曲線のみが實船の  $R$  の値迄延長せらるべきものである。

(b) 小さい Reynolds 數に於ては (特に層流から擾流に變る附近)、限界層の分離、従つて摩擦伴流係數の大きさは著しく變化する (之は勿論壓力の分布が異なる結果波の生成が影響せられる)。之に反して、此の不安定の區域以上では渦の分離の位置が一定する。此の假定の下に解釋すれば Froude 數を考へる必要は無い。 $\psi_r = f(R)$  曲線を延長するに際しては先づ不安定區域の先き迄やつて差支へない。今の場合に於ては、限界層は約  $R = 6 \times 10^6$  であつたが、他の實驗に於ても此の値の處で不安定な現象が現れてゐる。尚ほ最近の見解に従へば、 $\frac{vB}{\nu}$  ( $B$  は船の幅) が渦の分離の問題に就ては  $\frac{vL}{\nu}$  よりも一層適合してゐる。船の横方向の擴がり (幅に依つて表される) による渦の分離現象は  $\frac{vB}{\nu}$

に結び付けられるからである。上に述べた不安定区域に相應した  $\frac{vB}{\nu}$  は今度の實驗では  $6 \times 10^5$  ( $\frac{L}{B}=10$ ) であつて、此値の處に— $5.5 \times 10^5$  と  $6.4 \times 10^5$  の間—Weitbrecht の發表した 3 つの全然異つた模型(1つは全没した回轉體、1つは V 字形断面を有する船、他の 1 つは U 字形断面を有する船)で測定した結果に於ても似た様な不安定現象が現れてゐる。處が其の  $\frac{VL}{\nu}$  の値は著しく異つてゐる。斯くて  $\frac{vB}{\nu}=6 \times 10^5$  を以て摩擦流の急變の起る値と云ふ事が出来る。

(3) 以上述べた様な諸問題が一層完全に解決せられる迄は、伴流を模型から實船に換算するに適合した公式を決める事は出来ない。

### VI. 摩擦水流の數學式

(1) 船型に對する摩擦水流の一般的法則を誘導する事は不可能であるとしても、伴流係數及び限界層の幅等最も大切なものに関しては、吾人の實驗成績から實驗的數學式を作つて見る事は必要である。

伴流係數  $\psi_r$  に關して von Kármán 及び Baker の言ふ處に據れば、壁に垂直なる限界層内の速度分布の公式としては、次の様な形が適當である。

$$v(1-\psi_r) = w = v \left( \frac{y}{d} \right)^n \dots \dots \dots (4)$$

但し  $w$  は相對速度、 $v$  は船速、 $y$  は壁からの距離、 $d$  は限界層の幅である。此の公式に於ては、函數は限界層の幅の範圍内で成立する。處が速度の外方への低下は非常に緩慢で、丁度水の靜止してゐる位置は中々正確には求められない。従つて伴流係數  $\psi_1$  (約 1~5%) 迄の限界層の幅  $d_1$  を取る事とする。即ち

$$w = (1-\psi_1) \cdot v \cdot \left( \frac{y}{d} \right)^n \dots \dots \dots (4a)$$

又は

$$\psi_r = 1 - \frac{w}{v} = 1 - (1-\psi_1) \cdot \left( \frac{y}{d_1} \right)^n \dots \dots \dots (5)$$

$\psi_r = f(y)$  曲線 (Abb. 6 参照) を基礎として (5) 式によつて 16 箇 (模型 2 箇、速力 2 種、測定列 4) の速度分布の各に就て指數  $n$  を計算し、之を第四表に示す。Abb. 9 には (4) 式によつて計算した速度分布曲線を示した。第四表に於て見る如く、15 の中 10 迄は指數は 0.18 となつてゐるが、之

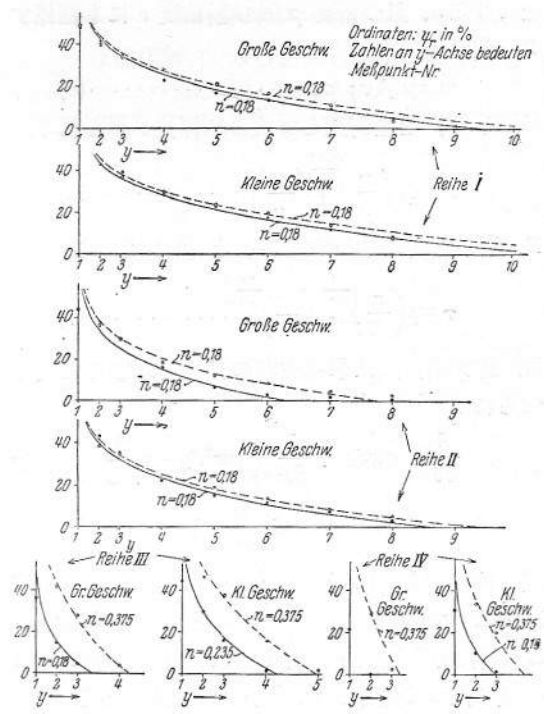


Abb. 9. Geschwindigkeitsprofile des Reibungsmittstromes nach der Gleichung  $\psi_r = 1 - \left( \frac{y}{d} \right)^n$

は普通の値で、Baker の得た値 0.18~0.20 と良く一致してゐるが、von Kármán の板に就て得た  $\frac{1}{7}$  よりは聊か大きい。

#### 第四表

$1 - \psi_r = \left( \frac{y}{d} \right)^n$  中の指數  $n$  の値

測定列	大 模 型		小 模 型	
	高 速	低 速	高 速	低 速
I	0.18	0.18	0.18	0.18
II	0.18	0.18	0.18	0.18
III	0.18	0.235	0.375	0.375
IV	—	0.18	0.375	0.375

(2) 限界層の幅  $d$  に關して、實驗値に適合する様な數學式を誘導する場合に、著者は von Kármán が板の場合に用ひた方法に従ふ事とし、只 Kármán が指數を  $1/7$  としたのに對し、著者は單に  $n$  と置いて計算を進める事とする。限界層の速度分布に對しては (4) 式が適合してゐる。但し  $w$  は流體の内部摩擦に關係し(之を剪應力  $\tau$  で表すこ

とくする)、且つ密度  $\rho$  及び動粘度  $\nu$  にも関係する。即ち

$$w = y^n f(\tau; \rho; \nu) \dots \dots \dots (6)$$

(4) と (6) とを対照して次の関係式が得られる。

$$w = B \cdot \left(\frac{\tau}{\rho}\right)^{\frac{n+1}{2}} \cdot \left(\frac{y}{\nu}\right)^n \dots \dots \dots (6a)$$

$B$  は無次元恒数である。(4) と (6a) とから

$$\tau = \rho \left(\frac{\nu}{B}\right)^{\frac{2}{n+1}} \cdot \left(\frac{\nu}{d}\right)^{\frac{2n}{n+1}} \dots \dots \dots (7)$$

(4) 及び (7) 式は撃衝法則の公式を求むるに使用せられる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_0^a \rho w dy + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^a \rho w^2 dy - \nu \frac{\partial}{\partial x} \int_0^a \rho w dy \\ = -d \frac{\partial p}{\partial x} - R \dots \dots \dots (8) \end{aligned}$$

流れは時間と共に變る事は無いから (8) 式左側第 1 項は零である。又  $d \frac{\partial p}{\partial x} = 0$  と置いて宜しい。 $R$  は單位浸水面積の摩擦力で、船の場合には  $z$  の値に依つて變るから、微分  $dz$  で表はさるべく、 $\tau$  の項で示される。(8) 式を積分すれば

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho \cdot \nu^2 \cdot d}{2n+1} \right) - \nu \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho \cdot \nu \cdot d}{n+1} \right) = -\tau$$

此の微分方程式を解けば

$$d = B^{\frac{-2}{3n+1}} \cdot \left( \frac{(3n+1)(2n+1)}{n} \right)^{\frac{n+1}{3n+1}} \cdot L \cdot \mathfrak{R}^{\frac{-2n}{3n+1}} \dots \dots \dots (9)$$

上式中の項  $B$  は (6a) 式中に係数として入れたものであるが、位置の影響の表し方を結び付けたものである。各測定列に於ては夫々状態が異つてゐるので皆其の表し方が異なる。1 つの測定列の總ての  $B$  の値は一定で、換言すれば模型の大きさや速力には無関係で、「位置係数」と言つた様な形のものであるが、第五表に示す如く、上の 2 列には略ぼ適用される様である。下層では多くの妨害にな

第五表

限界層厚を示す (9) 式の  $B$  係数の値

測定列	大 模 型		小 模 型	
	高 速	低 速	高 速	低 速
I	3.18	2.94	3.395	3.155
II	5.37	3.785	4.86	4.12
III	14.39	6.70	2.87	2.28
IV	—	19.50	5.53	4.56

る現象があつて、少し異つてゐる。(9) 式に於て  $n=0.18$  と置けば、

$$d \text{ prop. } L^{0.707} \cdot \nu^{-0.234}$$

此の結果は曩に Baker が發表した處と大異なる。Baker は限界層は長さに略ぼ比例し、速度には無関係だと言つてゐる。

(3) 係数  $B$  は Reynolds 數と関係があつて、 $\psi_r$  の値と同様の變化をする。此の不安定に對する説明として、V(2) に述べた 2 つの理由の中の最初のを根據として、實物迄延長する場合の平均係数を恒数として計算を行つた。更に摩擦伴流を模型から實船に換算する公式を作る場合に  $n = \text{const.}$  と云ふ假定をした。さうすれば (9) 式に従つて限界層の幅の比は、(模型には'を附す。 $\alpha$  は寸法比)

$$\frac{d}{d'} = \frac{L}{L'} \left( \frac{\mathfrak{R}}{\mathfrak{R}'} \right)^{\frac{-2n}{3n+1}} = \alpha^{\frac{1}{3n+1}} \dots \dots \dots (10)$$

但し模型實驗を行ふ場合に、Froude の法則に従つて、 $\frac{v}{v'} = \alpha^{\frac{1}{2}}$  とする。

模型の或點の摩擦伴流を實船の相似點の値に換算するには (4) 及び (10) を用ひて、

$$\frac{1 - \psi_r}{1 - \psi_r'} = \left( \frac{y}{y'} \right)^n \left( \frac{d'}{d} \right)^n = \alpha^{\frac{3n^2}{3n+1}} \dots \dots \dots (11)$$

此の公式の適用出来るのは模型及び實船の限界層内の點に限る。

若しも限界層内の總ての伴流係数が (11) 式を満足するならば、相似面上の平均値にも適用されなければならない。然し乍ら之に就ては注意を要する事がある。即ち其の面が攪亂されない範圍に突出してゐる様な場合には、此の公式から求めた平均伴流は實物に對しては小さ過ぎる。如何となれば此式に依れば、或る點の伴流値として負の  $\psi$  が出る事があり、其爲め平均値が非常に小さくなるのである。

### VII. 摩 擦 係 數

(1) 以下實驗成績の中から摩擦抵抗の比較計算を少しく行つて見よう。摩擦抵抗は撃衝法則に従つて、單位時間に伴流を與へられた質量に、摩擦に依つて生じた速力の大きさを乗じたものに等しい。毎秒質量は  $\rho dy dz v (1 - \psi_a)$  で、高められた速度は  $v \psi_r$  であるから、摩擦抵抗は次の様になる。



$$W_r = 2\rho v^2 \iint (1 - \psi_r) \psi_r dy dz \dots (12)$$

積分は  $y$  方向に全限界層に亘つて、又  $z$  方向に水面迄 (波頂をも考慮に入れる) 行ふ。

此の公式に依つて伴流曲線から圖的に得た摩擦抵抗  $W_r$  及び測定した全抵抗から Taylor の方法で計算した形状抵抗を差引いた値を對照して第六表に掲げた。此の兩者は非常に良く一致する。摩擦抵抗係數も同表に同時に示した。

(2) 摩擦係數  $\zeta_r$  と摩擦伴流  $\psi_{rmi}$  との關係に就て Horn は模型成績の換算に關し次の様な簡単な關係を述べてゐる。

第六表

摩擦抵抗、摩擦係數及摩擦伴流

		大 模 型		小 模 型	
		高 速	低 速	高 速	低 速
$W_g$	kg	7.790	2.700	1.106	0.427
$W_f$	kg	2.566	0.357	0.321	0.045
$W_g - W_f$	kg	5.224	23.34	0.758	0.382
$W_r$	kg	5.000	2.376	0.724	0.342
$\zeta_r$		0.00327	0.00343	0.00379	0.00395
$\psi_{rmi}$	%	14.76	15.22	17.12	17.38

$$\frac{\zeta_r}{\zeta_r'} = \frac{\psi_{rmi}}{\psi_{rmi}'} \dots (13)$$

従つて一般に、

$$\zeta_r \text{ prop. } \psi_{rmi} \dots (13a)$$

とも云へる。此の事實の正しい事は第六表の結果によつても證明せられる。

平均伴流率は撃衝法則に従つて次式の様な計算が求められる。

$$J = M_{sec} \cdot v \cdot \psi_{mi} = \int [dM_{sec} \cdot v \cdot \psi];$$

$$\rho \int [dF \cdot v \cdot (1 - \psi)] v \cdot \psi_{mi} = \rho \int [dF \cdot v \cdot (1 - \psi) \cdot v \cdot \psi];$$

$$\psi_{mi} = \frac{\int dF \cdot \psi \cdot (1 - \psi)}{\int dF \cdot (1 - \psi)} \dots (14)$$

限界層全體の平均摩擦伴流は次の通りである。

$$\psi_{mi} = \frac{\iint \psi_r \cdot (1 - \psi_r) dy dz}{\iint (1 - \psi_r) dy dz} \dots (14a)$$

此の結果は第六表に示してある。計算に際しては V (2) に述べた延長法を基礎とした。即ち先づ最初は 2 つの模型の相對速度に於ける  $\zeta_r$  及び  $\psi_r$  の比を求め、第 2 段には大きい模型の 2 速力に對して比較した。第七表には其の結果を示したが、

第七表

摩擦係數  $\zeta_r$  及び之に對應する摩擦伴流係數  $\psi_{rmi}$  の比較

延 長 法				
V (2a)			V (2b)	
	高 速	低 速		大模型
$\zeta_r$ (大模型)	0.863	0.868	$\zeta_r$ (高 速)	0.953
$\zeta_r$ (小模型)			$\zeta_r$ (低 速)	
$\psi_{rmi}$ (大模型)	0.862	0.876	$\psi_{rmi}$ (高 速)	0.970
$\psi_{rmi}$ (小模型)			$\psi_{rmi}$ (低 速)	

(13a) に示した事の間違ひない事も之で判かる。

(3) 上に求めた摩擦係數を Reynolds 數の函數として方程式を作れば次の様になる。

$$\zeta_r = 0.02529R^{-\frac{1}{5}} \dots (15)$$

第八表

計算した  $\zeta_r$  と公式 (15) から求めた  $\zeta_r$  との比較

	大 模 型		小 模 型	
	高 速	低 速	高 速	低 速
計算した $\zeta_r$	0.00327	0.00343	0.00379	0.00395
公式による $\zeta_r$	0.003285	0.00345	0.003745	0.00393

第八表に示す如く此公式から計算した値と摩擦限界層の速度分布状態から計算した  $\zeta_r$  の値とは良く一致する。之を摩擦係數に關する他の多くの公式と比較するに、Gebbers の與へた  $\zeta_r = 0.02069R^{-\frac{1}{5}}$  及び Blasius の與へた  $\zeta_r = 0.02469R^{-0.139}$  に最も近い。前に述べた Lerb の最近に示した公式による時は、第八表に示したものよりも何れも約 0.00025 だけ低い。

### VIII. 推進器圓盤内の伴流

(1) 以上述べた研究は主として推進器附近の伴流現象に關するものであるから、次に單螺旋の場合の推進器圓盤内の伴流の分布並に平均値を求めて見ようと思ふ。推進器圓盤は上は第 1 測定列、下は第 4 測定列を切線とし、其の直径は吃水の 3/4 に等しい。其の測定列並に摩擦限界層との關係位置は Abb. 10 に示した。摩擦伴流の寸度效果を示す爲、寸度效果に無關係な排水並に波浪伴流

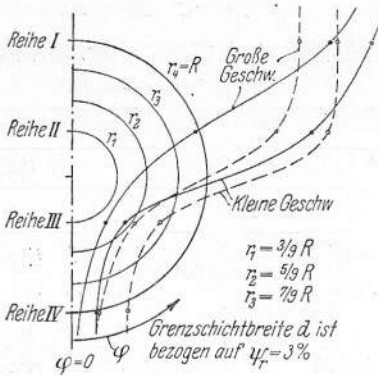


Abb. 10. Propellerkreis und Grenzschichtbreiten

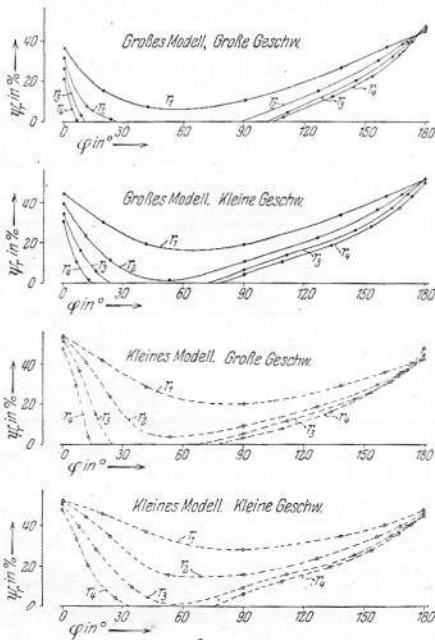


Abb. 11. Änderung des Reibungsmittstromes im Propellerkreis mit dem Drehwinkel:  $\psi_f = f(\varphi)$

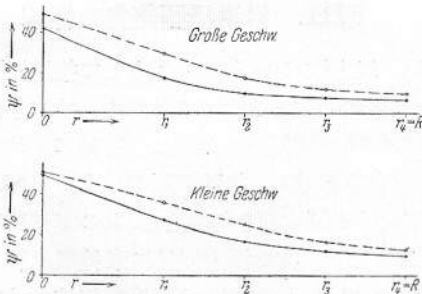


Abb. 12. Mittelwerte des Reibungsmittstromes über Kreislinien des Propellerkreises in Abhängigkeit vom Radius

の大きさを考慮に入れなくて、純粹の摩擦伴流  $\psi_r$  の計算のみを行ふ事とする。Abb. 6, 7, 10 の曲線から、摩擦伴流の回転角度に因る變化、 $\psi_r = f(\varphi)$  が最大半径  $R$  及び夫れより小さい各半径  $r_1, r_2, r_3$  に就て求められる。(Abb. 11 参照)

各回転角度に互る  $\psi_r$  の平均値は、(14) 式から次の式によつて求められる。

$$\psi_{rmi} = \frac{\int_0^\pi \psi_r (1 - \psi_r) d\varphi}{\int_0^\pi (1 - \psi_r) d\varphi} \dots \dots (14b)$$

半径の函数として示せば Abb. 12 が得られる。最後に、推進器圓盤上の摩擦伴流の全平均は (14) 式に従つて計算出来る。即ち

$$\psi_{rmi} = \frac{\int_0^R r \psi_{rmi}(r) (1 - \psi_{rmi}(r)) dr}{\int_0^R r (1 - \psi_{rmi}(r)) dr} \dots (14c)$$

其の結果は第九表に示した。

第九表 推進器圓盤内の摩擦伴流平均値

大 模 型		小 模 型	
高 速	低 速	高 速	低 速
9.865 %	15.64 %	16.02 %	21.44 %

(2) 上に述べた値及び曲線に就て一般的結果を述べれば次の通りである。

(a) 單螺旋の場合の圓盤内の摩擦伴流は、其の平均値及び各對應した點の値は實物では遙かに小さいものになる。其の差は寸度に無關係の伴流に依つて幾分は補はれるが、夫れでも全伴流に於ても寸度効果は相當にあつて、計畫の際は此の點も充分考慮しなくてはならない。

(b) 半径  $R$  なる推進器に於て、 $r$  なる半径を有つた圓周上の摩擦伴流の平均値(従つて全伴流の平均値)は、 $r$  が大きくなる程小さくなるが、此の點を考慮しなければならない事は伴流推進器に依つても明かに證明される處である。

(c) 個々の圓周の内部では、伴流の大きさは著しく變動する。従つて各翼素への流入方向も變動する譯である。此爲めに其の周圍の水は亂されて空洞現象の發生の原因ともなる。之を防ぐには、飛行機翼型推進器を用ひた方が良い。

(3) 模型實驗に基いて推進器を製作する場合に、伴流の變化を知る必要があるならば、VI(3)及

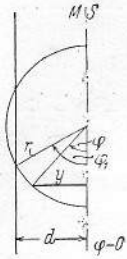


Abb. 13. Propellerradius und Grenzschichtbreite

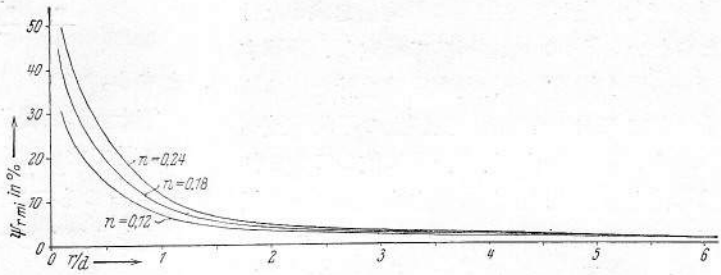


Abb. 14. Mittelwerte des Reibungsmittstromes über Kreislinien r in Abhängigkeit von  $\frac{r}{d}$

第十表 圓周上の伴流平均値を實船の場合に換算する實例

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{20} \quad (L=120 \text{ m})$$

項	計 算 法	高 速 度					低 速 度					
		$r_1$	$r_2$	$r_w = 0.7 R$	$r_3$	$r_4 = R$	$r_1$	$r_2$	$r_w = 0.7 R$	$r_3$	$r_4 = R$	
$\psi_{g'}'$ 前進	計算にて。(翼車式流速計にて求むるも可)	%	27.49	17.53	14.88	13.80	11.81	34.00	21.80	18.32	16.66	14.47
$\psi_{g'}'$ 後進	同上	%	6.70	5.375	4.695	4.535	4.115	6.34	5.13	4.41	4.16	3.47
$\psi_{we}'$ 前進	波形より計算	%	3.95	3.95	3.95	3.95	3.95	2.40	2.40	2.40	2.40	2.40
$\psi_{we}'$ 後進	同上	%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\psi_r'$	$= \psi_{g'}'$ 前進 $- \psi_{g'}'$ 後進 $- (\psi_{we}'$ 前進 $- \psi_{we}'$ 後進)	%	16.84	8.205	6.235	5.315	3.745	25.26	14.27	11.51	10.10	8.60
$n$	速度分布曲線より求むるか、然らざれば推定する。		0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18	0.18
$\frac{r'}{d'}$	$\psi_{rmi} = f\left(\frac{r'}{d'}\right)$ 曲線より		0.600	1.056	1.305	1.500	2.060	0.335	0.700	0.836	0.920	1.025
$\frac{3n}{\alpha^{3n+1}}$			2.8589	2.8589	2.8589	2.8589	2.8589	2.8589	2.8589	2.8589	2.6589	2.8589
$r/d$	$= \frac{r'}{d'} \cdot \alpha^{\frac{3n}{3n+1}}$		1.715	3.018	3.733	4.288	5.890	0.958	2.001	2.390	2.630	2.932
$\psi_r$	$\psi_{rmi} = f\left(\frac{r}{d}\right)$ より	%	4.60	2.45	2.00	1.82	1.35	9.50	3.95	3.15	2.85	2.50
$\psi_{g'}'$ 前進	$= \psi_r + \psi_{g'}'$ 後進 $+ \psi_{we}'$ 前進 $- \psi_{we}'$ 後進	%	15.25	11.775	10.645	10.305	9.415	18.24	11.48	9.96	9.41	8.37
模型に於ける推進器圓盤面全體の平均値 $\psi_{gmi}$	%				16.88					20.53		
實船に於ける推進器圓盤面全體の平均値 $\psi_{gmi}$	%				11.36					11.95		
$\psi_{gmi}/\psi_{rmi}$					0.673					0.582		
半徑 $r_w = 0.7 R$ に對する $\psi_w/\psi_{g'}$					0.715					0.544		

VIII (1) に述べた所に従つて、Pitot 管を用ひて各點の値を測定して各半径の平均値を求めなければならぬ。Pitot 管を用ひて測定し、計算するのでは時間が掛るので、翼車式流速計を用ひる事がある。之に依る時は狭い圓環上の平均伴流が求められる。即ち (14b) なる公式に依つて示された摩擦伴流を求むるには此の測定法で宜しい。但し今考へてゐる面の中では、(4) 式の指數  $n$  は不變で、且つ限界層の幅に依つて變らぬと假定してゐる。然らば (14b) 式には、

$$1 - \psi_r = \left(\frac{y}{d}\right)^n = \left(\frac{r}{d}\right)^n \cdot \sin^n \varphi \dots \dots (4b)$$

と置く事が出来る (Abb. 13 参照)。是等の數學公式では、積分は VI(3) で述べた速度分布の公式の性質に従つて限界層の外迄延長してはならない。従つて積分限界は  $\varphi_1 = \arcsin \frac{d}{r}$  となる。 $\varphi > \varphi_1$  では  $1 - \psi = 1$  でなくてはならないので、分母の積分値は  $\left(\frac{1}{4} \text{周だけ計算すれば}\right) \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1\right) \cdot 1$  となる。之を代入して式を變化すれば、(14b) の關係から次の式が得られる。

$$\psi_{r_{mi}(r)} = \left(\frac{r}{d}\right)^n \times \frac{\int_0^{\varphi_1} \sin^n \varphi \, d\varphi - \left(\frac{r}{d}\right)^n \int_0^{\varphi_1} \sin^{2n} \varphi \, d\varphi}{\frac{\pi}{2} - \varphi_1 + \left(\frac{r}{d}\right)^n \int_0^{\varphi_1} \sin^n \varphi \, d\varphi} \dots \dots (16)$$

$r \leq d$  に対しては  $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$ 。公式 (16) から得らる可き函数、 $\psi_{r_{mi}(r)} = f\left(\frac{r}{d}\right)$  は種々の指數値に對して計算が出来、之を Abb. 14 に示した。若しも  $\psi_{r_{mi}(r)}$  及び半径  $r'$  が知れてゐるならば、之から限界層の幅  $d'$  が得られる。 $r = r' \alpha$ 、 $d = d' \alpha^{\frac{1}{3n+1}}$  であるから、同一圖から實物の  $\frac{r}{d}$  に對する  $\psi$  の値が

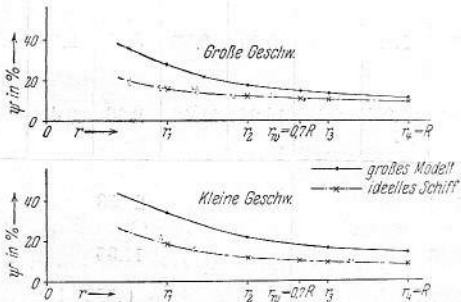


Abb. 15. Mittelwerte des Gesamtmitstromes über Kreislinien des Propellerkreises in Abhängigkeit vom Radius:  $\psi_m$  voraus  $mi(r) = f(r)$ .

求められる。計算を簡單にする爲に、

$$\frac{r}{d} = \frac{r'}{d'} \cdot \alpha^{\frac{3n}{3n+1}} \dots \dots (17)$$

とする。

第十表には實物への換算法を示した。之は大模型に就て求めたものを、長さ 120 m の船、即ち  $\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{20}$  のものに換算したものである。又 Abb. 15 は之を曲線として表したものである。(T.I.)

## 消防船 “John J. Harvey” 號

A New Twin-screw Fire-fighter for New York City.

“The Shipbuilder,” Sept. 1932, pp. 445-446.

“John J. Harvey” 號は極最近 New York 市に消防船として就役した最近式のもので同地 Henry J. Gielow Inc. に依り設計され、Brooklyn の Todd Dry Dock に於て建造されたものである。此船は消防用として最新の知識を應用したもので、既往米國內のものとは餘程變つて居り、恐らく世界申稀に見る有力なものであらう。其の主要項目は次の通りである。

長	130'-0"
幅	28'-0"
型深	12'-9"
吃水	8'-6"
排水量	436 噸

本船は浅い入江等にも使用出来る様に浅吃水船として、且又橋下をも自由に航行し得る様低く設計されてゐる。Fig. 1 が其の外観を示したもので、American Bureau of Shipping に屬し、特徴として碎氷の場合をも考慮して船の外板が特に厚くしてある。

船内の大部分は艀部の防熱大燃料油槽と艀部の燃料油槽 2 個と共に推進並に唧筒用諸機械に依り占められてゐて、船員室は小型賄室と共に艀部に設けられてゐる。

士官室は甲板上にあり、其の後部は熱水用の汽罐室と 4 箇の泡發生器を備ふる Foamite room、更に後部は機關室となつてゐる。又水先案内人室は前方士官室上部に設けられてゐる。

主機關に就ては此の種の船では一般に Diesel-

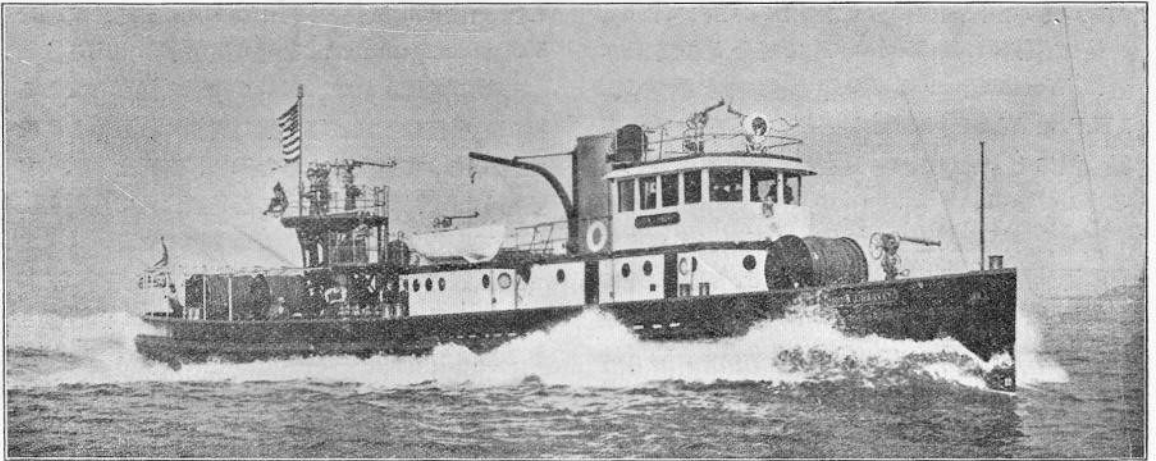


Fig. 1. The New York Fireboat “John J. Harvey.”

electricのものが最も適してゐると見られてゐて、此の場合でも electric と internal combustion と併用した機関が採用されてゐる。

推進及唧筒用主機は 5 箇の Sterling Viking II, 8 気筒發動機から成り、各々毎分 1,150 回轉で 548 H.P. を出し得る。此の中 2 箇は船體中央部の前に、残る 3 箇は後部に相並んでゐる。Fig. 2 は後部のものを示してゐる。

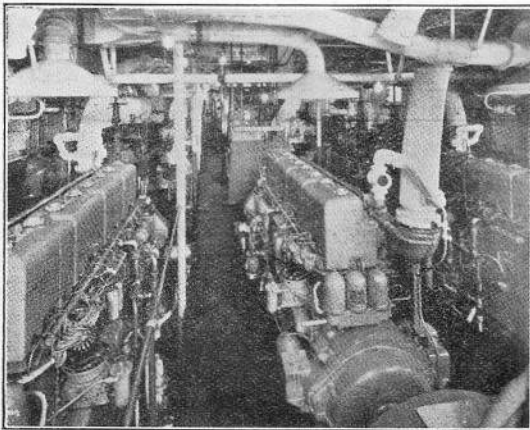


Fig. 2. Engine Room, looking forward.

前部の主機は毎分 1,150 回轉で 250 volt, 340 kw 容量の分捲直流發電機を運轉させ、更に電動的に働く magnetic clutch を通じて強力な 2 段速心唧筒に接続する事も出来る。

後部左右兩舷の機關は前記同様の發電機及唧筒と共に設置されてゐて、中央の機關丈が 340 kw の二聯成分捲發電機（發電子に於て 170 kw）を運轉させてゐる。尙凡ての場合 125 volts 29 kw

の複捲勵磁發電機に依り勵磁されてゐる。

後部發動機の後部に配置されてゐる推進用電動機 2 基は 625 volts, 毎分 425 回轉を以て 1,065 H.P. を出し得る。是等電動機は 6 呎、4 呎 4 吋大の Columbia 型推進器に直結されてゐる。Fig. 3 は此の電動機を示したものである。

此の消防船が愈々活動する場合には、主機の中の 4 基が唧筒に、第 5 番目のものが推進器用電動機に働き、船を一定の位置に固定さす。

主配電盤は後部に配置され、補助配電盤は前部 2 基發動機の間であり、操縦臺は中央部唧筒の間に取り付けられてゐる。

前部主機關の右舷側には 2 箇の Winton 式發電機があつて、各々密蔽式 Westinghouse 製船用直流發電機より成り、撓接手を通じて手始働の Winton 式 6 気筒發電機に連結されてゐる。更に

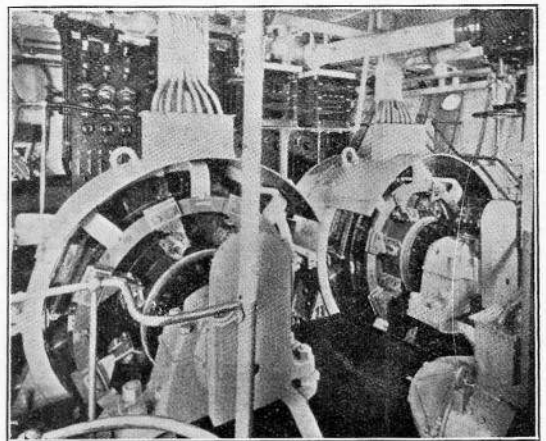


Fig. 3. Main Propelling Motors.

同様のものが左舷側にあり、陸用に供されてゐる。後部右舷側には 250 lbs./ $\square$  で毎分 5 立方呎容量の Worthington 堅型冷却式壓縮機があつて、1 H.P. の Westinghouse 製密蔽、自動通風式船用電動機により動かされ、且之は自動的に發停し得るものである。

機關室内補助設備としては、空氣槽、渦捲唧筒附潤滑油槽、小出油槽、及海水槽で、又此の外に 100 lbs./ $\square$  で毎分 100 gallons 容量の回轉塗水唧筒と 2 箇の Thomas 電動唧筒があり、前者は 110 volts、出力 10 H.P. の直流發電機により運轉されてゐる。

前部には 1/4 H.P. 直流電動機に依り運轉される Decatur 式清水装置と、別に海水用唧筒とが配置されてゐる。

又 Hydroil 潤滑油清淨装置があつて、2 箇の唧筒と芥除箱から成つてゐる。此の中 1 箇の唧筒は crank case の汚油を引き、他の 1 つは清淨油を同油槽に送るもので、共に  $\frac{1}{2}$  H.P. 發動機により運轉されてゐる。

後部油槽は 3,500 gallons 入で、特に Aqua 式に依り防圍され、油の使用と共に底部から水が注入され、常に free surface が出来ない様に装置されてゐる爲め、阻板は不必要である。更に  $\text{CO}_2$  式防火装置があり、必要の場合には周圍は水で充たす事も出来る。前部 2 箇の油槽は各々 1,500 gallons 入で、前記同様設備されてゐる。

唧筒は 4 箇の Lecourtenary 式 12 吋 2 段強力渦捲唧筒より成り、各々別箇に導口を有し、各導口は吃水線下各舷に 2 箇宛取附けられ、32 箇の注水口に 150 lbs./ $\square$  毎分 16,000 gallons の割合で送水する事が出来るし、又交互には 300 lbs./ $\square$  で 8,000 gallons 送水する事も出来る。

甲板上には 2 箇及 6 箇の小 gun と、24 箇の hose 取附口を有する傘寄が設備されてゐる。防火設備としては次の通りである。

毎分 3,000 gallons 容量の monitor 噴子	2 箇
" 2,000 " " "	6 "
丸形取附臺上の 3 $\frac{1}{2}$ 吋 hose 口	24 "
3 $\frac{1}{2}$ 吋 hose 1250 呎捲用絡車	2 "
2 $\frac{1}{2}$ 吋 " 1500 呎 "	1 "
1 $\frac{1}{2}$ 吋 " 500 呎 "	1 "
Foamite 發生器は 100 lbs./ $\square$ 壓力で徑 1 $\frac{1}{4}$ 吋	

の噴子附 150 呎長の 2 $\frac{1}{2}$  吋 hose を通じて毎分 500 gallons の foam を送り出す事が出来る。

一般の設備として、本船は作業に従事してゐる間でも甲板室竝に舷牆手摺の周りに取附けられた水管に依つて完全に水幕を作り、自己をも防火する事が出来、船體材料竝に器具類は凡て金屬を使用してゐる。

通風装置としては可逆式 fan の外に毎分 2,000 立方呎容量の air-conditioning system が設置され、煙と有毒瓦斯とを處理する。

罐は蒸氣加熱用熱水を得る爲めで、更に之は甲板上の氷を取除く爲めにも用ひられる。

操舵機は電動 Sperry 式で、8 H.P. の電動機に依り運轉され且又手働としても働く。

更に長さ 14 呎の金屬製救命艇と埠頭用として補助唧筒船が設備されてゐて、後者には Universal Flexifour motor 及渦捲唧筒が取附けられ、唧筒は 40 呎 head に對し毎分 2,025 回轉で毎分 75 gallons の容量を有する。

試運轉時本船は 15.7 節、即ち 1 時間 18 哩出す事が出来た。

(T.K.)

## 船底汚損が船舶運用費に及ぼす影響

Effect of Fouling on Cost of Ship Operation.  
"Marine Engineering and Shipping Age,"  
Sept. 1932, pp. 385-387.

船の浸水面にふじつぼ、海草及び其他の海中生物の集積する事は、一定の速力で船を運行せしめる爲めには、其の汚損の程度の増加するに従つて次第に其の機械の力量を増大し、従つて船の運用費を増額する事が必要となるのは、一般に認められる所である。此の汚損の状況は從來十分に周知されて居るが、汚損の増加に依る力量の實際的の増加、竝に汚損の爲めの運用費に及ぼす影響に關しては、極僅かしか特別の報告はない。

此の問題に關して幾分なりとも光明を與へんとする見地と、又此の發見が概略のものである事の事實を、充分正しく知らしめんが爲め、米國造船家の國立會議で利用出来る報告に就き研究をした。其の要項は次の通りである。

本報告の根據となる報告を探究すれば、其の内には二三の個人所有の運用船に對する資料、米國海軍の戰艦 Tennessee 及び驅逐艦 Putnam の或る充分注意して研究された成績及び 11 隻の船舶院の船の運用の要領が含まれて居る。

船舶院の船舶と個人所有の船舶との資料は、北大西洋及び Gulf 港から西印度、南亞米利加の西海岸、同東海岸、佛蘭西及英國の歐洲海岸迄、並に太平洋海岸から東洋迄の多數の航海から得たものである。

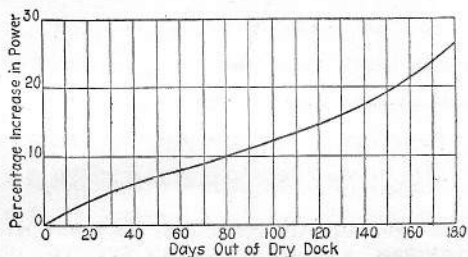
此の報告は出渠後 6 箇月に亘る期間に限られ、各航海の研究は最後の出渠から航海の半途迄の時期に基いたもので、潮及び大洋の海流の影響を除去する爲め、一方の方向の船の運用に就てのみ研究したものである。

此の研究に於て國立會議は、利用出来る資料は各異る排水量及び異なる速力での運用に基いたものである事實に直面した故、一定の速力の下で且つ平等の排水量での運用に對する成績を求めると、最も實用向きの修正を爲す必要があつた。是等の修正を爲す爲め、會議は此の問題を充分に報告して呉れた人々と相談して、合理的に正確な修正を行つた。

商船に就て爲された研究は、低速力の船に對するもので、其の成績は高速力の船に對するものとは全く相違して居ると云ふ事が明かにされた。

利用出来る報告に依つて、上記の船舶の各に就き、出渠後の日數に對する力量の増加を、百分率で示す曲線が引かれた。是等の曲線は、出渠後 6 箇月の期間内では多少類似の結果を示して居つて、其の期間中に増加する馬力の合成曲線を畫いても差支ない程である。此の合成曲線は下圖の通りである。

此の曲線中に含まれた報告から、出渠後 4, 5



Average percentage increase in power required to overcome resistance due to fouling

Days Out Of Dry Dock	Dry Docking Period		
	Four Months (120 Days)	Five Months (150 Days)	Six Months (180 Days)
0 Days	0	0	0
10 Days	1.9	1.9	1.9
20 Days	3.5	3.5	3.5
30 Days	4.9	4.9	4.9
40 Days	6.0	6.0	6.0
50 Days	7.0	7.0	7.0
60 Days	8.0	8.0	8.0
70 Days	9.0	9.0	9.0
80 Days	10.0	10.0	10.0
90 Days	11.0	11.0	11.0
100 Days	12.1	12.1	12.1
110 Days	13.3	13.3	13.3
120 Days	14.6	14.6	14.6
130 Days	16.0	16.0	16.0
140 Days	17.5	17.5	17.5
150 Days	19.0	19.0	19.0
160 Days	21.2	21.2	21.2
170 Days	23.6	23.6	23.6
180 Days	26.0	26.0	26.0
Total	101.3	153.8	224.6
Average percentage increase in power	7.8 percent	9.6 percent	11.8 percent

及 6 箇月の期間中に、汚損の爲め増加した抵抗に打勝つに必要な力量の増加の平均の百分率を示したものは上表である。

本表に依れば、若し或る船が 4 箇月毎に入渠するものとすれば、常に清浄な船底の時の運用に要する力量より 7.8% の増加となり、5 箇月毎に入渠すれば 9.6% の増加、6 箇月毎なれば 11.8% の増加となる事が判かる。換言すれば、若し船が 6 箇月の間隔で入渠せしめられるれば、何時も出渠の時と同様の一定の速力を保たす爲めには、4 箇月の間隔で入渠せしめられる時よりも 4% だけ、平均に馬力を増大する必要があるのである。

勿論、運用費の實際の影響は此の外に入渠費、入渠中の時間の損失に關係し、個々の船舶業に關する他の分子も亦考へねばならぬ。

報告が利用出来る所の 5 箇年間の個人經營の油燃焼船の代表的例として、次の數字を得た。

出渠後の實馬力 約 3,200  
 毎時間毎實馬力の燃料消費高 1.35 lbs.

4 箇月毎の入渠の場合

15 回の入渠料 (毎回 \$ 2,800) = \$ 42,000  
 船底清浄の時に比し増加する燃料費 = \$ 23,400

5 箇月毎の入渠の場合

12 回の入渠料 (毎回 \$ 2,800) = \$ 33,600  
 船底清浄の時に比し増加する燃料費 = \$ 23,100

6 箇月毎の入渠の場合

10 回の入渠料 (毎回 \$ 2,800) = \$ 28,000  
 船底清浄の時に比し増加する燃料費 = \$ 35,700

本船に對しては、5 箇月より僅か以上の間隔で入渠せしめるのが、最も經濟的の運用となる様に思へる。

勿論、同様な貿易線に於ける他の船舶に就ての実際の成績は、入渠料及び其の燃料經濟に非常に關係がある事は諒解されねばならぬ。

此の報告は本報告中に含まれて居る船舶よりも、船舶院の爲めに運用される他の貨物船に對して利用出来るもので、而かも本問題は將來尙深く且つより充分な研究の價値あるもの、1つである事は明かである。

此の報告は、紐育の米國造船家國立會議の事務所の參考綴から取つた所の詳細の資料から作られたるものである事を茲に附記して置く。(H.U.)

## Quadropod-engine を装置せる第一船

First Quadropod-engined Ship. "The Marine Engineer and Motorship Builder,"

Aug. 1932, pp. 271-273.

今回 West Hartlepool の William Gray & Co. Ltd. に於て建造せる The West Hartlepool Steam Navigation Co. Ltd. 所有の單螺旋汽船 Kepwickhall 號は The Central Marine Engine Works に於て發明された Quadropod-engine を装置せる第一船である。

本船は區劃式二重底を備へ、深溝形肋骨を有するものであつて、7 箇の水密隔壁を有し又艙口の部分を除き鋼製中心線隔壁を備ふ。艙艇艙は脚荷水艙に適する。7'×12' の揚貨機を備ふる 12 本の derrick を有し、其中の 1 本は 25-ton derrick である。又艙には直動揚鐵機を備へ、艙には汽用及手用操舵装置を備ふ。本船は Lloyd 協會の最高船級を條件として建造された遮浪甲板船にして、其の主要寸法は次の通りである。

全長	421'-9"
幅	54'-9"
上甲板迄の型深	27'-7"
遮浪甲板迄の型深	36'-1"

罐は使用壓力 260 lbs./sq 〇 の圓罐 3 箇を備へ、蒸氣の過熱溫度は 180° F である。罐の通風には Howden 式強壓通風装置を採用し、C M E W 式空氣豫熱装置を備ふ。給水は一旦排汽加熱器を通過し更に高壓表面式加熱器を経て罐に送られる。是等の給水加熱器は機械室に於ける補機と同様に The Central Marine Engine Works の製造に係る C M E W 式のものである。

汽機は汽筒徑 20"×28 $\frac{1}{2}$ "×41 $\frac{1}{2}$ "×61"。行程 48" であつて、其の計畫出力は 77 r.p.m. に於て 2,400 L.H.P. である。Quadropod-engine の普通の四聯成汽機と異なる主なる點は配汽の方法と瓣

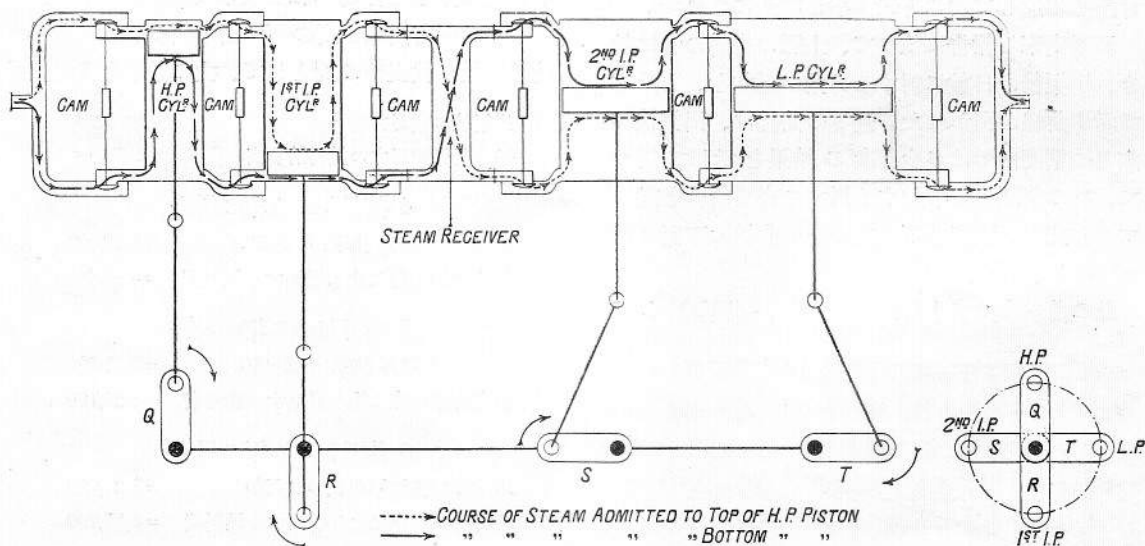
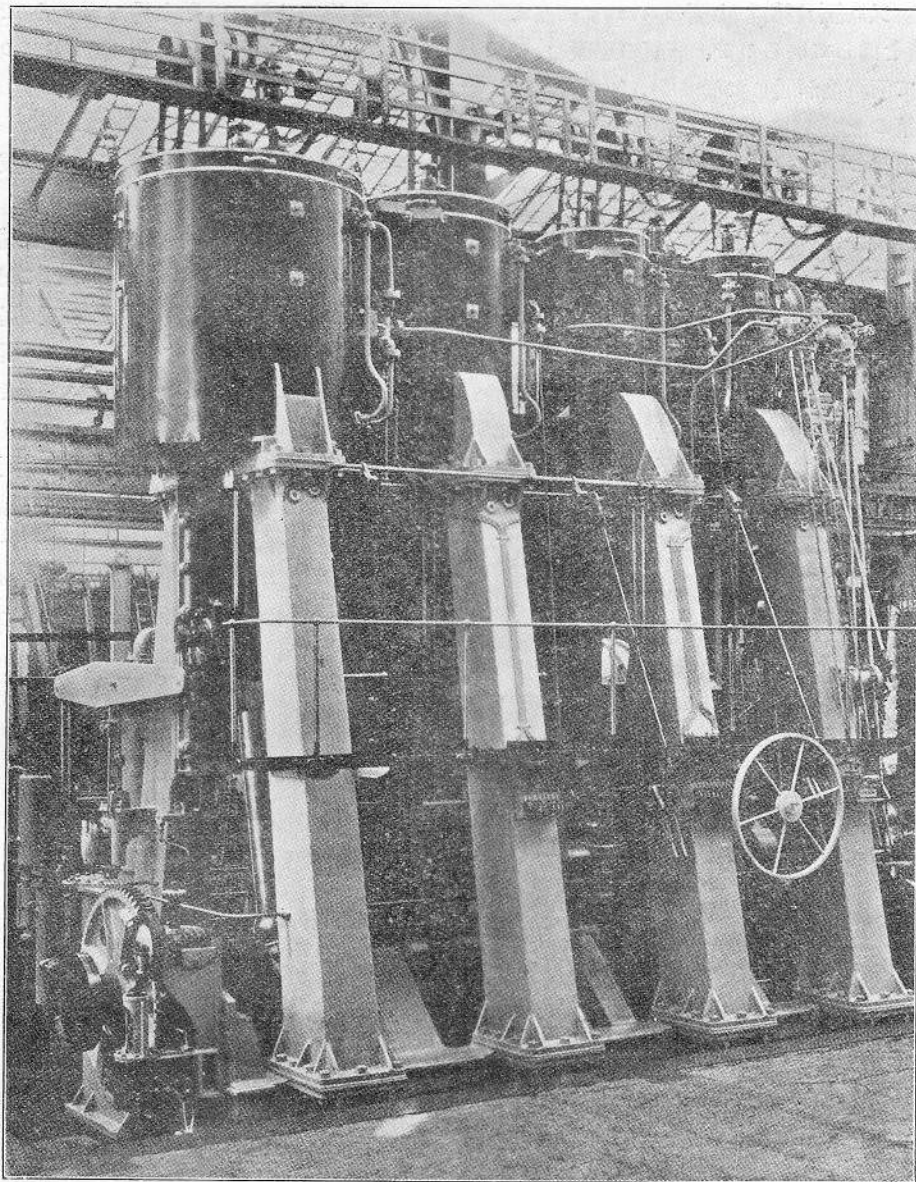


Diagram showing distribution of steam in cylinders of the Quadropod engine, designed and built by the Central Marine Engine Works, West Hartlepool





The Quadropod Engine, designed and built by the Central Marine Engine Works, West Hartlepool, for the West Hartlepool Steam Navigation Company's Steamship "Kewickhall."

第 2 圖

であつて、瓣は在來の滑瓣の代りに cam に依る跳瓣 (drop valve) を使用するものである。此の汽機に於ては、4 筒の汽笛が 2 組に分れ、其の第 1 の組は高壓及第 1 中壓汽笛、第 2 の組は第 2 中壓及低壓汽笛より成り、そして其の 2 組の汽笛の間にのみ收汽室を存するのである。汽機に於ける蒸氣の進路は第 1 圖に示す。即ち蒸氣は、高

壓汽笛の跳瓣が開くと、同汽笛の一端に入り、斷汽點で其の瓣が閉ぢると、其の後は膨脹して行程の末端近くに至り排出瓣が開いて排出するのであるが、高壓汽笛と第 1 中壓汽笛との間には收汽室がなく、高壓汽笛の排出瓣は第 1 中壓汽笛の入口瓣としても働くやうに装置されてあるので、此の瓣が開くと、蒸氣は高壓汽笛より直接第 1 中壓

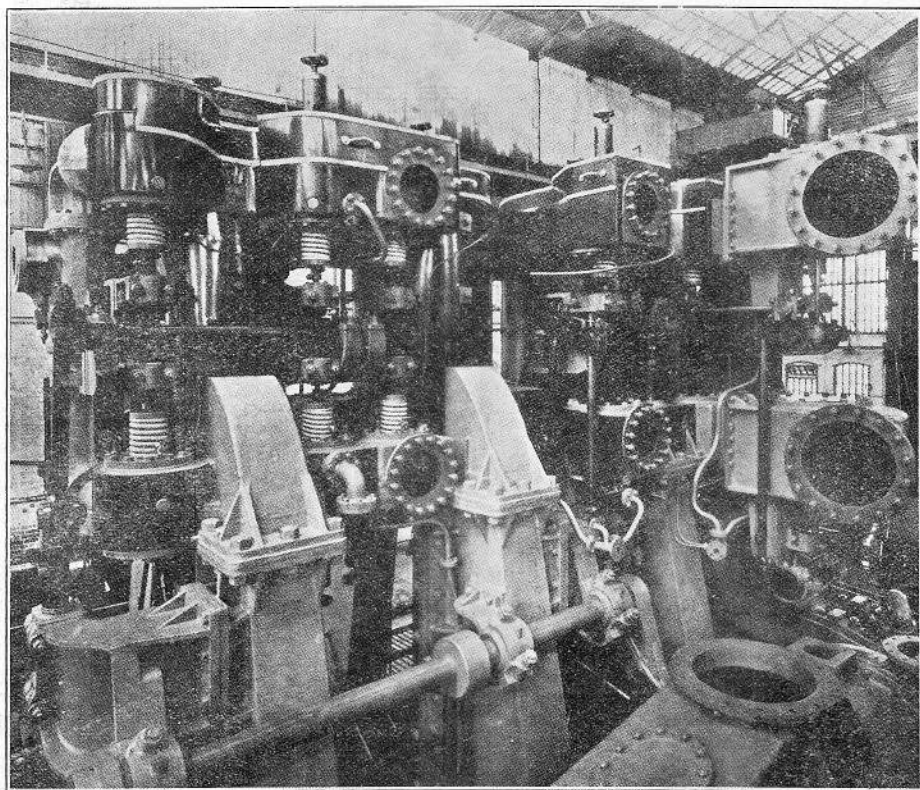
汽笛に入る。又高壓及第 1 中壓の crank は互に  $180^\circ$  の角度を爲して居るので、蒸氣の膨脹は、此の瓣が開いて兩汽笛が通じて居る間、即ち高壓排出瓣が同汽笛の壓縮點に於て閉ぢるまで繼續する。此の排出瓣の閉ぢる點が第 1 中壓汽笛の斷汽點となるのであつて、其後蒸氣は同汽笛内に於て更に膨脹を續け、行程の末端近くに至り排出瓣が開き、收汽室に排出する。此の動作は第 2 の組の第 2 中壓及抵壓汽笛内に於ても同様に行はれる。此の場合に於ては蒸氣は收汽室より第 2 中壓汽笛に入り、低壓汽笛より復水器へ排出する。前記各組の 2 箇の crank は他の組のものに對して  $90^\circ$  の角度を爲す。即ち此の汽機の 4 箇の crank は  $90^\circ$  の角度を爲す。

此の汽機は在來の四聯成汽機に比して種々の特長を有するが、其の二三を擧ぐれば次の様なものがある。

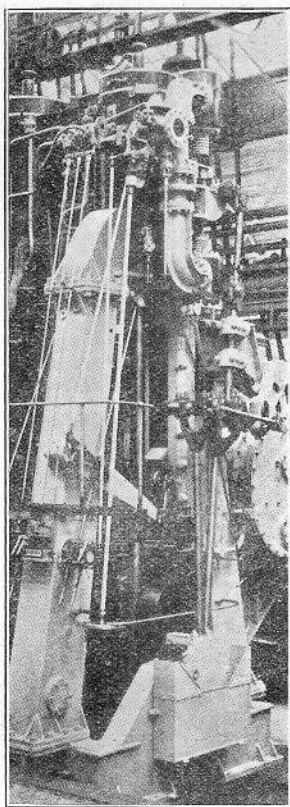
(1) 收汽室は只 1 箇を備ふるのみであるから、之に依る熱の損失が少い。(2) 在來の汽機に於けるよりも均等の回轉力率が得られる。(3) 跳瓣は普通の四聯成汽機に要するものより 4 箇少い、従つて之に要する力が省けるので汽機の機械的效率が増す。

4 箇の汽笛は crank 軸の上方に、前端より高壓、第 1 中壓、第 2 中壓及低壓の順に配置せらる。跳瓣は總て汽笛の背部に裝置されて居るので汽機の長さが短縮され、従つて重量や場所が節約される。礎版には 8 箇の白合金を裝置せる大なる軸承を備へ、crank 軸は組立式のもの 2 本より成り、前後兩端の crank に釣合錘を取附けてある。空氣唧筒及淫水唧筒は普通の汽機の様に低壓十字頭より唧筒挺に依て運轉される。

跳瓣は此の汽機に於て最も興味あるものゝ一つである。此の瓣は搖軸 (rocking shaft) に裝置せ



Back View of the Quadropod Engine, showing Poppet-valve Gear. The Valves are operated by Semi-rotary Cams, These in turn being actuated by Two Sets of Eccentric Gear of Ordinary Stephenson Type.



Forward End of the New Quadruple-expansion Engine, showing Controls.

第 4 圖

る cam に依つて作用さるゝ兩坐式のものであつて、其の数は全部で 12 箇ある。高壓弁と第 1 中壓弁とは crank 軸から接續棒を経て揺動を取る共通の揺軸に依つて作用される（此の接續棒は普通の link 装置に依つて作用さるゝ押棒に取附いて居る）。第 2 中壓及低壓の組に於ては、第 2 中壓の下方の弁と低壓排出弁とは夫々獨立の揺軸を有し、第 2 中壓の上方の弁に働く揺軸は第 2 の link 装置に依り作用せられ、又之より棒と crank とを経て他の揺軸に運動を傳へる様になつて居る。

cam は各汽筒の各端に對して獨立に装置せられ、各其の角度を任意に變じ得る様に揺軸に取附いてあるので、弁の調子を各單獨に調節する事が出来る。更に又各汽筒の斷汽點は、普通の方法に依り動弁装置を link up して、同時に變ずる事が出来る。

各 cam 轉子は、長方形の鋼製唧子片に固着せる栓に装置せらる。其の唧子片は調整し得る黃銅製銜金を備へ一體となつて上下運動を爲すのであつて、之に依て cam に依る横推力を吸収して其の運動を瓣棒に傳へるのである。此の唧子片の末端に圓形の孔があつて、其中に發條と磨燒入を施したる滑動 cap とを備へ、其の cap が瓣棒の末端に取附いて居る袋 nut に當る様になつて居る。又瓣の復坐を安全ならしむる爲め此の cap の鉤と唧子片の末端との間に間隙を設けてある。

兩坐式跳瓣は特殊の抗熱鑄鐵製であつて、各其の瓣坐を構成する同質の金棒の中に收容されて居る。此の金棒は瓣箱に螺釘締で取附いてあつて、瓣、瓣棒及發條と共に一體として取出すことが出来る様になつて居る。此の金棒は瓣箱中に於て自由に膨脹する事が出来るのであつて、其の周圍には蒸氣の漏洩を防ぐ爲め溝を穿ち之に衛帶環を施してある。瓣棒は不銹鋼製であつて、上記の金棒に確固に取附いてある頑丈な鑄鐵製の嵌管中で往復運動を爲す。此の嵌管は其の長さが長く且つ瓣棒と精巧に適合せしめてあつて、衛帶押を備へない。瓣の復坐用として大なる發條を備ふ。發條の壓縮の度は瓣棒の螺旋部に於て働き發條帽を経て發條に作用する 1 箇の母螺に依て調節することが出来る。又發條を其の中心線上に保持する方法も講ぜられて居る。瓣棒の間隙を調節する爲め其の末端に tappet 用の袋 nut を備ふ。

瓣の全部並に高壓及第 1 中壓 piston には注油装置を備へ、注油器は汽機の前面に於ける機械柱に取附いてある。

配汽法の改良に伴ふ本汽機の特長に就ては既に之を述べたが、更に跳瓣採用の結果は汽機の効程を高め蒸氣の消費を減ずる。即ち跳瓣は高溫度過熱蒸氣の使用に適し、又事實上瓣の漏洩に因る蒸氣の損失を除く。實際の結果に依れば、跳瓣を動かすに要する力は滑瓣に要するものより遙に少い、従つて跳瓣は汽機の機械的効率を増すことになる。

本機の一般装置は第 2 圖、第 3 圖及第 4 圖に之を示す。

(Y.Y.)

## 排氣熱利用に依る燃料消費の減少

蒸氣補機を有する Diesel tanker に於ける  
驚異的成績

“Motorship” (A), Sept. 1932, pp. 349-350.

最近建造せられる Diesel 機關の 1 馬力當り燃料消費量は、2 cycle でも 4 cycle でも、大した相違は無い、2,700 B.H.P. に對して燃料消費量の相違は、1 日 0.5 噸以上に達する事は無からう。而かも運航費の節約は當面の大問題である。補機の燃料消費に注目せられるのは眞に當然である。

本文は電動補機と汽動補機との得失を論ずるのが目的でなく、殆ど同一の Diesel tanker に於て、逐次補機に加へられた改良に依つて、如何に燃料消費量が減少せられたかを明示するのが目的である。

茲に論ぜむとする多くの Diesel tanker の実績は Table I に示す通りである。是等の數字は、毎

る自然通風、重油専焼の圓罐が 2 本装置せらる。汽壓は 110 封度。

本船 329 日間に亘る成績を調べて見ると、航海遅數 64,836、平均速力 10.63 節、平均 I.H.P. 3,037、主機 1 日燃料消費量平均 9.77 噸、補機 1 日燃料消費量平均 4.61 噸である。

補機燃料消費量が比較的多い爲め、直立型排氣汽罐を装置し、主機の排氣熱を利用する様に改造せられた。特に排氣汽罐を増設したのは、従来の汽罐が機關室の最下部に装置せられ排氣を導くに不適當であつたからである。此の排氣汽罐に依つて全部の蒸氣を造る事は出来ぬが、之れに依つて補機 1 日の燃料消費量を 1.5 噸だけ減少する事が出来た。

第 2. B 船——重量噸數 12,820 のものが 2 隻、A 船に續いて建造せられた。主機竝に補機は A 船と殆ど同様である。異なる所は、補機燃料消費量を減少する爲めに汽罐を高所に装置して、之れに主機の排氣が導かれた事である。汽罐は A 船に装置せられたのと同様の圓罐が 2 本装置せられ

TABLE I.—ANALYSIS OF PERFORMANCE OF VESSELS

Vessel.	Dead-weight, Tons.	Total Time, Days.	Steaming Time, Days.	Hrs.	Mins.	Total Distance Steamed.	Average Speed, Knots.	Revolutions per Minute.	I.H.P. Developed	Engine Cons. Tons per 24 Hours.	Boiler Cons. Tons per 24 Hours.	Total Cons. per 24 Hours.	Knots per Ton, all Parts.	Remarks
A	10,900	329	253	23	40	64,836	10.63	102.89	3,037	9.77	4.61	14.38	17.75	—
B	12,820	320	254	2	0	61,051	10.01	103.2	3,496	10.75	2.32	13.07	18.38	—
C1	13,000	244	226	1	43	55,009	10.14	105.3	3,500	11.56	1.87	13.43	18.1	Before fitting main engine-driven lubricating oil and circulating water pumps.
C1	13,000	205	174	10	54	44,273	10.57	105.5	3,590	11.59	0.42	12.01	21.12	After fitting main engine-driven lubricating oil and circulating water pumps.
C2	13,000	85	71	16	22	18,099	10.5	104.5	3,225	10.55	1.15	11.70	21.54	Before fitting main engine-driven lubricating oil and circulating water pumps.
C2	13,000	186	226	18	59	56,702	10.91	107.0	3,680	11.80	nil	11.80	21.17	After fitting main engine-driven lubricating oil and circulating water pumps.
D	13,000	225	174	23	5	44,147	10.51	107.2	3,670	11.17	nil	11.17	22.58	—
E	13,000	355.8	293	1	6.4	74,649.6	10.56	106.4	3,488.4	11.56	nil	11.56	21.50	—
F	16,770	499	416	6	8	111,654	11.18	109.6	4,850	15.31	nil	15.31	17.52	—
G1	9,300	184	144	22	56	37,470	10.77	99.05	2,850	9.19	nil	9.19	28.2	—
G2	9,300	134	104	4	29	26,458.5	10.58	97.53	2,639.4	8.603	nil	8.603	29.5	—
H	10,400	306	151	17	44	40,865	11.22	101.7	3,987	12.55	4.66	17.21	15.65	—
J	10,000	309	178	4	59	43,371	10.14	98.3	2,709	8.88	3.90	12.78	19.0	—

航海の成績から其の儘摘録したものである。是等の tanker は世界の各地を航海する故、航海中に諸種の天候に遭遇したものと見做す事が出来る。

第 1. A 船——本船は重量噸數 10,900 の雙螺旋船。主機は 2,900 B.H.P. 4 cycle 單動 Diesel 機關。補機は全部汽動。航海中使用する補機は 10 kw 發電機、180 噸/時 循環唧筒、60 噸/時 潤滑油唧筒、Weir 式給水唧筒、2 汽笛操舵機等各々 1 臺。此の外。雜用唧筒、冷凍機、電動淨油機等が時々使用せられるのみならず、蒸氣は厨房竝に暖房用に使用せらる。是等に必要なる蒸氣を造る爲に、直徑 11 呎 3 吋、長さ 10 呎 6 吋、火爐 2 本を有す

た。汽罐の下方にある排氣管の各端には大きい弁があつて、之れに依つて排氣は、汽罐の火爐に或は消音器に導かれる。而して 1 本の火爐に排氣を通じ、他の 1 本の火爐に重油を燃焼せし場合、煙管竝に煙路に於ける排氣壓力の不等に依つて不都合を招く事の無き様、各汽罐の煙突は全長に亘つて各火爐毎に區切せられた。汽罐には強壓通風が採用せられた。

本船に於ては主機の排氣のみでは全部の蒸氣を造る事が出来ぬ。1 本の火爐は常に重油を燃焼する必要があつた。而して最初の航海に於て、排氣を最も有効に利用する方法を見出す爲めに次の如

き實驗が爲された。(1) 1本の汽罐の2つの火爐に主機の排氣を使用し、他の1本の汽罐の2つの火爐に重油を専焼する方法。(2) 1本の汽罐の2つの火爐及び他の1本の汽罐の1つの火爐に主機排氣を利用し、残りの1つの火爐に重油を燃焼する方法。(3) 1本の汽罐の1つの火爐に主機排氣全部を使用し、1つの火爐に重油を燃焼し、他の1本の汽罐を休ます方法。是等3方法の中、最後の方法が最も經濟的であり、且つ之れに伴ふ何等の不都合が無かつた爲め、航海中は一般に此の方法が採用せられた。

B級船に於ける320日間に亘る成績を調べると、平均 I.H.P. 3,496、平均速力 10.01 節、主機 1 日燃料消費量 10.75 噸、補機 1 日燃料消費量 2.32 噸であつた。之れを A 船に比較すると、補機燃料 1 日の節約量は 2.29 噸であつた。而して之れは全く排氣熱利用に依る賜物である。

第 3. C 船——B 級船に續いて重量噸數 13,000 のもの 2 隻建造せられた。之れには 3 つの火爐を有する直徑 13 呎 6 吋、長さ 11 呎 9 吋の圓罐が 1 本装置せられ、此の汽罐の兩翼火爐には主機排氣を使用し、中央火爐には重油を燃焼する事にした。而して 2 つの火爐を有する他の 1 本の汽罐には重油を燃焼し、油槽の加熱、揚荷其他必要の時にのみ使用する事とせられた。發電機を 25 kw とし、操舵機を電動とした。其他の補機は A, B 船と同一であるが、汽壓は 100 から 140 封度に高められた。

而して C 級船中、C1 には電動水壓式操舵機が使用せられた。全力公試運轉に際しては、主機排氣のみに依つて必要なる蒸氣が造られたが、普通の航海状態に於ては中央火爐に少量の重油を燃焼する必要があつた。

又 C2 船には、全電動操舵機を採用した。處女航海に於ては、海水温度が 83°F 以上になると、殊に冷凍機を使用すると、中央火爐に重油を燃焼する必要が生じた。

同一航海状態に於て、全電動操舵機を有する C2 船の方が、電動水壓式操舵機を有する C1 船に比して補機 1 日燃料消費 0.72 噸少い事は興味ある事である。

第 4. D 船——補機の燃料消費量を節約する爲めに、D 船に於ては汽壓を 160 封度に高め、

C2 船と同一の全電動操舵機を採用し、更に循環唧筒並に潤滑油唧筒を主機に依つて作動する事とした。此の計畫は非常な成功であつた。主機排氣のみに依つて充分の蒸氣が造られ、普通の状態に於ては、排氣を時々消音器に通ぜしめる必要があつた。本船は就航後 2 箇年以上を經過する。普通の状態に於ては、補機に對して特別の燃料を要する事なく、速力 10.51 節に於ける 1 日の全燃料消費量は 11.17 噸であつた。D 船の好成績に促されて、C1 並に C2 船に於ても、循環唧筒並に潤滑油唧筒を主機に依つて作動する事に變更された。

第 5. E, F, G 船——其後同一噸數、同一機關を有する 9 隻の E 級船が建造せられた。是等の成績は殆ど同一である故、之れを一括して表示する事とした。

次に F 船は重量噸 16,700、其の主機は上掲の諸船に装置せられるものと同一型式ではあるが氣笛數は 6 から 8 に増された。補機も亦同様のものが装置せられた。本船に於ては汽壓を維持する事は極めて容易であつて、主機排氣の多量が常に直接、消音器を通じて排出せられた。

次に重量噸 9,300 の G 級單螺船 2 隻が建造せられた。本船の主機は 4 cycle ではあるが、従來と異つた型式のもので 6 笛、3,150 I.H.P. である。補機は従來のものと同様である。其の成績は表中 G1, G2 に示す通りであつて、普通の状態に於て排氣の量は汽壓を維持して尙ほ餘りあつた。

6 氣笛機關を有する雙螺船の多くの航海に於ける結果に依ると、r.p.m. 105 の時に最も經濟的であつた。而して此の回轉數のもとに於ける排氣の温度は航海地域に依つて異なるが、主機出口に於て 780°~820°F、火爐入口に於ては之れよりも約 40°F 低下する。次に参考として普通航海状態に於ける代表的 data を示す。

I.H.P. 3,564、平均 r.p.m. 106.7、平均圖示壓力 91.7 封度、排氣弁、火爐入口、煙突に於ける排氣平均温度は夫々 795°, 750°, 470°F、排氣管内平均氣壓 0.46 封度/平方吋。消音器に通ずる時の排氣管内の氣壓 0.73 封度/平方吋。

約 6 年前、初めて排氣熱の利用が問題に上つた時、排氣が汽罐の火爐並に煙管に有害ならざるかを疑はれたが、之れは一片の杞憂であつて未だ何等の異状が認められぬ。

表中、最後の H, J は排氣熱を利用せざる汽動補汽を有する Diesel 船の成績を示したものであつて、之れは單に補機の經濟的作動に依つて如何に燃料消費量が節約せられるかを對照する爲めに示したものである。(T.Z.K.)

## Brown-Boveri 船用 Turbine の改良

“The Shipbuilder,” June 1932, pp. 327-330.

元來軍艦の turbine は compact で、重量の軽い事が必要である。殊に最近の如く、一方條約に依つて噸數が制限せられ、他方益々高速ならむ事が欲求せらるゝ時に於ては切に其の必要を感じる。

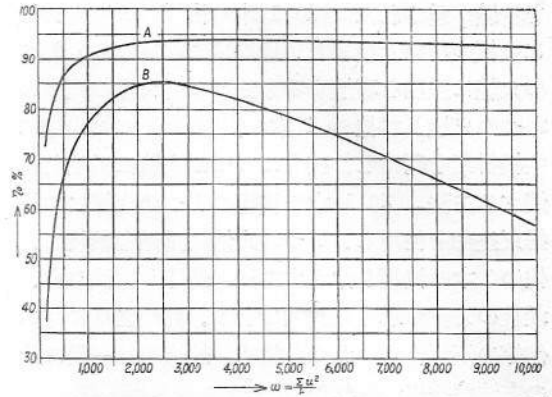
然し重量の減少を、蒸氣消費量の増加殊に巡航速力に於ける蒸氣消費量の増加に依つて獲得してはならぬ。何となれば、蒸氣消費量の増加は、一定量の燃料に對して航海距離の短縮となり、又一定の航海距離に對して燃料消費量の増加となり、其の結果機關重量の輕減に依つて得た所のものを無にする虞があるからである。

但し全速に於ては、效率は決して第一義的のものでなく、寧ろ全力を能ふ限り重量の軽い機關から發生せしめる事が必要である。

船舶推進用としては、reaction turbine が impulse turbine よりも傳統的に優つて居る。殊に軍艦の如く速力變化の範圍の廣いものに於て然りである。之れは全く效率曲線の形に依るものであつて、反動翼效率は衝動翼效率よりも高いのみならず速力變化の廣範圍に亘つて效率の低下する事が少ないからである(第 1 圖參照)。Brown-Boveri 船用 turbine は、所謂組合 turbine であつて、反動翼を主體とし、高壓側に 1 つ或は夫れ以上の衝動車を有つて居る。

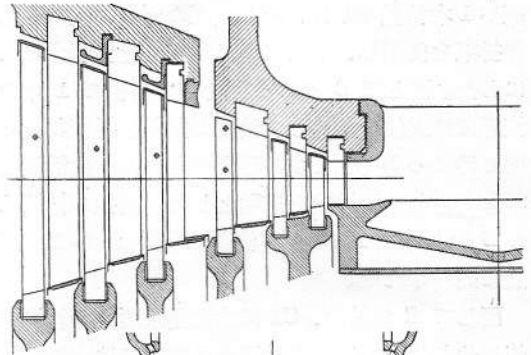
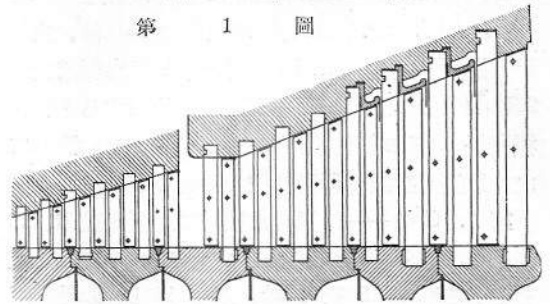
而して最近の著しい改良は、(a) 熔接 rotor を使用し、(b) turbine 内に於ける水分分離装置を設備し、(c) 油壓操縱装置を適用し、(d) Velox 汽罐を採用する事である。

(a) 機關重量の節減は翼速度の増加に依つて達せられる。然るに反動 turbine の翼速度は



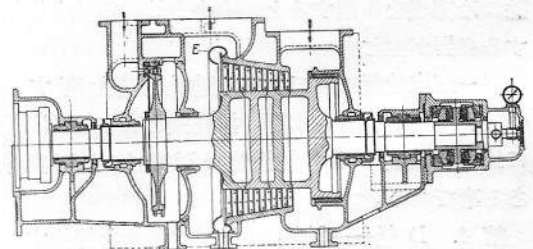
Comparison of the Inherent Blading Efficiency of a Reaction Turbine (A) and an Impulse Turbine (B).

第 1 圖



Section through Brown-Boveri Turbines, showing the Method of Water Separation.

第 2 圖



第 3 圖

drum の構造に依つて制限せられ、普通の drum では翼速度を約 328 呎/秒 以上にすることは出来ぬ。此の速度の制限は、高圧竝に中壓 turbine に對しては、大した影響は無いが、drum の大なる而かも長い翼を有する低壓 turbine に對しては影響する所が大きい。此爲めに低壓 turbine の速度は、高、中壓 turbine の夫れよりも低くせられる。従つて効率を高くする爲めには段落を増加するを要し、其の結果低壓 turbine が大きくなる。

然るに此度 Brown-Boveri 社に於ては、新式の銑接 rotor を採用して上記の缺點から逃れる事となつた。此の rotor の構造は從來のものと同じ第 3 圖に示すが如く、幾つかの solid disc を外周に於て銑接して rotor drum を形作る。此の構造に依ると rotor の中央部に孔なく、高速度回轉を許す事が出来る故、段落数を減少する事が出来、従つて turbine が短くなり、軽くなるのみならず、rotor が rigid で臨界速度より遙に以下で回轉せしめ得る等種々の利益がある。

(b) 高圧、高温の蒸氣は船用機關にも使用せられるが、此の場合には蒸氣の膨脹に伴れて比較的早く水分が増加する。而して水分が増加すると turbine の効率が低下するのみならず翼を侵蝕する。此の水分の除去には中間過熱法 (intermediate superheating) と機械的分離法 (mechanical separation) との 2 つの方法があるが、前者は装置が複雑となり、重量、容積が増加し船用には適せぬ故、専ら後者に依らねばならぬ。而して之には Brown-Boveri 社の方法を採用すれば簡単に其の目的を達する事が出来る。即ち遠心力に依つて跳ね飛ばされた水分を、第 2 圖の如き形の溝の中に集め、此處から復水器に導けば可い。

又 Brown-Boveri 社に於ては、高圧竝に中壓 turbine の排汽端に於て遠心力に依つて投げ出された水分を多く含む蒸氣を給水加熱に使用し、一

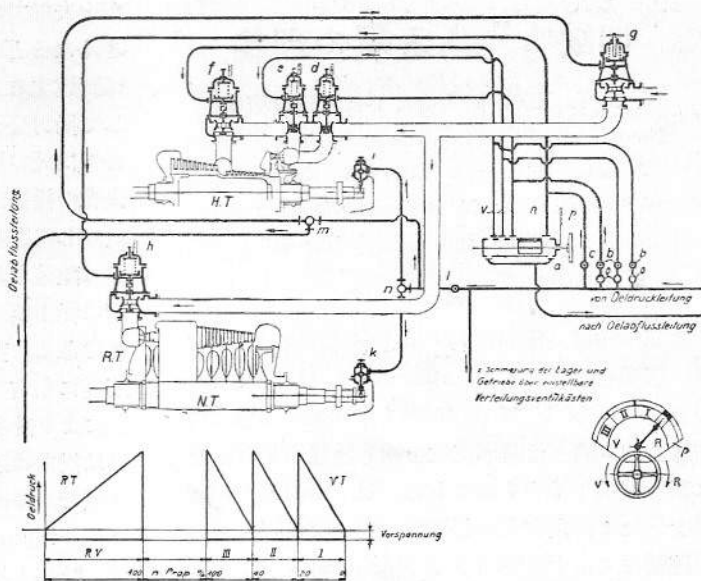


Diagram showing the Oil-controlled Manoeuvring Mechanism.

Oeldruck = Oil pressure.  
 Vorspannung = Initial pressure.  
 von Oeldruckleitung = Pressure-oil inlet pipe.  
 nach Oelabfuhrleitung = Oil-outlet pipe.  
 Oelabfuhrleitung = Oil-outlet pipe.  
 z Schmierung der Lager und Getriebe über einstellbare Verteilungsventilkästen = Lubrication of the bearings and gears through adjustable distribution valve boxes.  
 a = Manoeuvring control.  
 b = Oil-regulating valve—ahead.  
 c = Oil-regulating valve—astern.  
 d = Cruising throttle valve I.  
 e = Cruising throttle valve II.  
 f = Main valve III.

g = Main shut-off and emergency valve.  
 h = Astern valve.  
 i = High-pressure trip gear.  
 k = Low-pressure trip gear.  
 l = Oil-regulating valve for emergency valve.  
 m = Trip gear for emergency valve from main-control station.  
 n = Three-way cock.  
 o = Cock (lead-sealed in open position).  
 p = Manoeuvring indicator.  
 I' = Ahead.  
 R = Astern.  
 I' T' = Ahead turbine.  
 R T' = Astern turbine.  
 H T' = High-pressure turbine.  
 N T' = Low-pressure turbine.

第 4 圖

方に於ては補機の排汽を turbine 主機の適當なる段落に導き入れる事を勧める。

(c) Brown-Boveri 船用 turbine の新しい 1 つの試みは、油壓に依つて操縦装置を動かす事である。從來前、後進用操縦弁、噴口弁、中間弁等は總べて人手に依つて開閉せられたが、これでは操縦に時間を要するのみならず非常に手数が掛かる。最近の Brown-Boveri 船用殊に軍艦用 turbine に於ては第 4 圖に示す如き油壓装置に依つて操縦に要する總べての弁が開閉せられる。此方法は、陸上に於ては既に 25 年以上も實行せられて居る方法であつて其の動作は完全である。

(d) 最後に Brown-Boveri Velox 汽罐の發明は船用機關界に於ける 1 つの革命である。本汽罐に就ては既に造船協會雜誌 126 號に記載せられし故茲には説明を省く。 (T.Z.K.)

## “切欠き”ある翼の理論

W. G. L. XXI 回大會に於ける講演概要  
 Theorie von Flügel'n mit Ausschnitten. Von  
 J. Lotz, Göttingen. (Aus dem Kaiser-  
 Wilhelm-Institute für Strömungsfo. schung)  
 „Z. F. M.“ 23. Juli 1932, S. 410~413.

### 序

主翼の前縁及後縁の切り欠きが揚力殊に抗力に悪い影響を及ぼす事は Ackeret 及 H. Muttray の實驗結果 (Z. F. M. 誌 1929) も示す如くであつて前縁の切り欠きは誘導抵抗を増し後縁の切り欠きは断面抵抗を増すものである。H. Muttray の實驗を見れば、左右翼を繋ぐ中央翼の断面形及傾角を適當に工夫する事によつて揚力の低減並に抗力の増大を小さく保ち得ることが判かる。本研究の目的は、主翼及中間翼の極線圖を基礎として、切り欠きによる揚力の減少量及抗力の増加量を推算せんとするものである。

### 理論——揚力及誘導抵抗の算出

有限 span 翼の理論より周知の如く、有限翼の誘導抵抗は誘導下向氣流速度が span に沿ふて一定の時最小である。然し經驗によれば、此の條件が満足されぬ時と雖も揚力殊に誘導抵抗は最良の條件が満足された場合に比較して大差はないのであつて、従つて揚力係數及抗力係數を一次近似的に與へるを目的とする場合には、有限翼理論に於て屢々用ひられる如く、上の理想的な場合から出發して論を進めて差支へない。

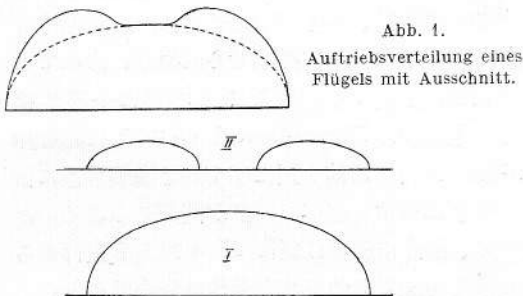


Abb. 2. Aufteilung der Auftriebsverteilung.

大變小さい迎角の場合には、中央翼は外方の翼の上向氣流の中にある爲に、翼弦は小さいに拘はらず相當の揚力を出すから、翼幅に沿ふ揚力分布

が中央部でガタ落ちをすることはない。迎角が大きくなると共に2つの影響が最早相殺し得ない點に到達する。中央翼は俄に離流 (abreissung) を起して揚力分布は Abb. 1 に示す様な形になる。今吾々は此の揚力を2つに分けて考へ、離流した中央翼の揚力を最大値とする  $I$  と左右2部分から成立した翼の揚力  $II$  とに分割する (Abb. 2 参照)。離流を起した部分と起さぬ部分とは別々の法則に従ふ爲に、此の様に2分することが是非共必要である。離流を起さぬ部分では揚力は垂直氣流速度に左右されるもので、有限翼理論の普通の方法により計算する事が出来る。離流を起した部分では揚力は迎角従つて氣流速力には殆んど全く無關係で近似的に一定と置いて可い。Munk の Verschiebungssatze (Diss. Göttingen, 1919) に従へば、計算上揚力部分  $II$  は主氣流の方向に後方へ移動させてもよく、其爲に全體の誘導抵抗は變化を受けない。 $I$  の部分の揚力分布は最良條件を満す如く楕圓分布と假定すれば、従つて誘導抵抗も判かり又誘導下向氣流速度も知られる。 $II$  の部分は  $I$  の部分の一定下向氣流の中に在る事となる。斯くて  $II$  の部分即ち中央に抜取り (Lücke) のある翼が平行氣流の中に在る場合に、其の誘導抵抗が最小となる様な揚力分布を計算する事は困難ではない。Flachsbart 氏は最近抜取りある翼の揚力分布を種々の抜取り距離に對して計算したが、氏の好意により氏の未發表の結果を爰に引用するのである。抜取りある翼 (Abb. 3 参照) の揚力は次式にて與へられる。

$$A = 2\rho V w \cdot 2l^2 \int_0^l \xi d\xi,$$

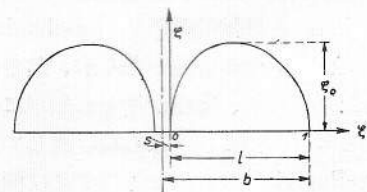


Abb. 3. Bezeichnungen.

爰に  $V$  = 氣流速度、 $w$  = 下向氣流速度 (共に無限遠點にて)。Flachsbart は種々の抜取り距離  $2s$  に對して積分  $F = 2 \int_0^l \xi d\xi$  を與へてゐるが、此の計算を利用するには多少變形が必要である。Flachs-



ばたは下向気流速度を一定として抜取り距離を種々に變へたのであるが、吾々の問題に必要なのは種々の抜取り距離に於て、元の無限 span 翼の揚力係数  $c_{l\infty}$  が一定であることである。

翼幅  $2b$ , 最大翼弦  $t_0$  なる振りの無い楕圓形翼の揚力は、揚力傾斜  $dc_a/d\alpha' = c$  (平板の時理論的に  $c=2\pi$  である) なる時、抜取りのない場合は

$$A = \frac{\rho}{2} V^2 \frac{\pi}{2} b t_0 c_{l\infty} \frac{1}{1 + \frac{c}{4} \frac{t_0}{2b}} \dots\dots (1)$$

である。

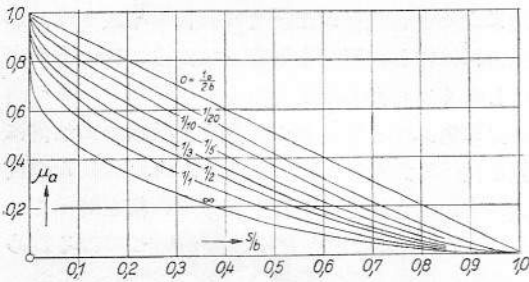


Abb. 4. Auftriebsverhältnis  $\mu_a$  abhängig vom Verhältnis Lückenbreite/Spannweite mit  $c = 5.16$ .

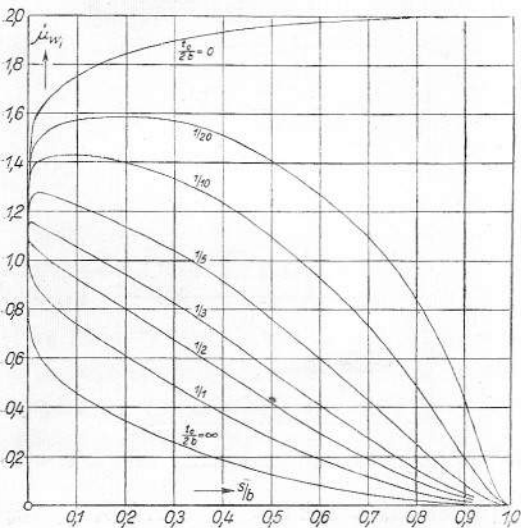


Abb. 5. Verhältnis der induzierten Widerstände  $\mu_{wi}$  abhängig vom Verhältnis Lückenbreite/Spannweite mit  $c = 5.16$ .

2s の抜取りのある場合は

$$A_L = \rho V^2 c_{l\infty} F b^2 \left(1 - \frac{s}{b}\right)^2 \frac{t_0}{2l \zeta_0} \frac{1}{1 + \frac{c}{4} \frac{t_0}{2l} \frac{1}{\zeta_0}} \dots\dots (2)$$

爰に  $\zeta_0 = \zeta$  の最大値 (Abb. 3 参照)。

揚力の減少を示す揚力比は

$$\mu \left(\frac{s}{b}\right) = \frac{A_L}{A} = \frac{2}{\pi} F \frac{1-s/b}{\zeta_0} \frac{1 + \frac{c}{4} \frac{t_0}{2b}}{1 + \frac{c}{4} \frac{t_0}{2l} \frac{1}{\zeta_0}} \dots\dots (3)$$

で與へられ、誘導抵抗比は

$$\mu_{wi} \left(\frac{s}{b}\right) = \frac{W_{wi}}{W} = \frac{A_L w_{wi}}{A w} = \frac{2}{\pi} F \frac{1}{(\zeta_0)^2} \left(1 + \frac{c}{4} \frac{t_0}{2b}\right)^2 \dots\dots (4)$$

Abb. 4 及 Abb. 5 は種々の aspect 比  $t_0/2b$  に對し  $\mu_a \left(\frac{s}{b}\right)$  及  $\mu_{wi} \left(\frac{s}{b}\right)$  を畫いたもので、 $c$  は Ackeret が實驗に供した翼型のものを用ひ  $c = 5.16$  とした。

仍つて切欠きのある翼の揚力—抗力係数は  $\mu_a$  及  $\mu_{wi}$  の曲線を用ひて計算する事が出来る。元の儘の翼の揚力係数を  $c_{a1}$ , 離流した状態に於ける中央翼のものを  $c_{a1}$  とすれば、切欠きのある翼の揚力係数は

$$c_a = c_{a1} + (c_{a1} - c_{a1}) \mu_a \left(\frac{s}{b}\right) = c_{a1} + \Delta c_a \mu_a \dots\dots (5)$$

誘導抵抗係数は 3 部分から成る。即ち I のもの、誘導抵抗

$$c_{wi1} = \frac{c_{a1}^2}{\pi} \frac{t_0}{2b},$$

及 II のもの、

$$c_{wi2} = \frac{\Delta c_a^2}{\pi} \frac{t_0}{2b} \mu_{wi} \left(\frac{s}{b}\right)$$

竝に I による下向気流の爲に II に起る抵抗

$$c_{wi3} = \frac{c_{a1}}{\pi} \frac{t_0}{2b} \Delta c_a \mu_a \left(\frac{s}{b}\right)$$

の 3 部分である。

### 實驗との比較——中央翼断面抵抗の推定

之を實際に應用するに當つては、尙中央翼の断面抵抗の増大量を決定する事の困難がある。之は誘導抵抗係数と同程度の大きさであるが、實驗の data 不足の爲め極大體の推定しか出来ない。故に今の實驗結果と比較する爲には次の様に行ふのが適當と思はれる：—先づ切欠きのある翼に對して中央翼の断面抵抗を除いた外の(外方の翼の断面抵抗は充分正確に知ることが出来るから)揚力係数及抗力係数を計算する。次に上の數値を  $c_a \sim c_w$  極線圖に書いて抵抗の差を決定すると、之れ

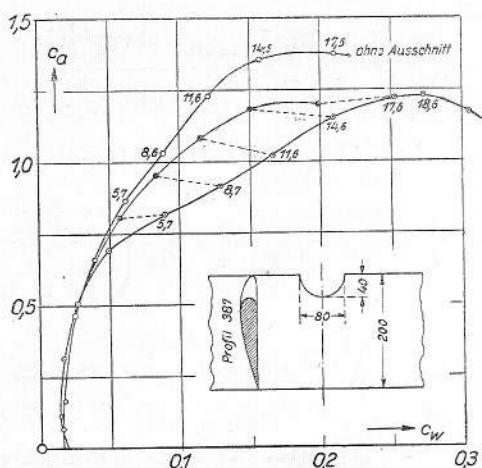


Abb. 6. Flügel mit kleinem halbkreisförmigem Ausschnitt. (Messung I von Ackeret.)

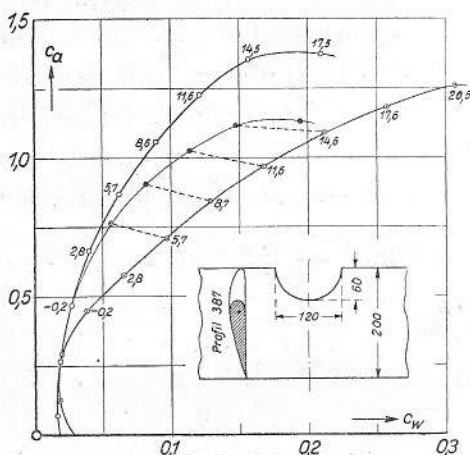


Abb. 7. Flügel mit größerem halbkreisförmigem Ausschnitt. (Messung II von Ackeret.)

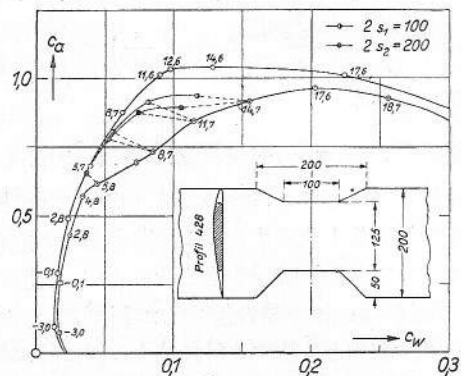


Abb. 8. Flügel mit vorderem und hinterem Ausschnitt. (Muttraysche Messung.)

に中央翼面積/翼面積比を考慮すれば。中央翼の断面抵抗が與へられる。此の方法を Ackeret の實驗 2つと Muttray の實驗 1つに就て行つた。此

の 3つは共に中央翼は特別の断面形を有つたものではない。此の結果は Abb. 6,7,8 に示す。

中央翼の離流時の殆んど一定の揚力係数として  $c_{a1} \approx 0.7$  を取る。之れは安定な離流に相當するもので、普通の翼では迎角  $30^\circ \sim 50^\circ$  の處で起るものである (Abb. 9 参照)。  $c_{a1} \approx 0.7$  を  $c_{a1} \approx 0.65$  位に變じても結果には大した影響がない事が判かつた。中央翼の弦長は小さいから、(5) 式の中の  $c_{a1}$  を  $c_{a1} = \frac{t_m}{t} c_a$  とする。爰に  $t_m$  = 中央翼の平均弦長、 $t$  = 測定に用ひた普通の矩形翼の弦長。Muttray の實驗 (Abb. 8) を調べる時には  $c_{a1}$  の計算には前縁の切欠きだけを考慮した。Ackeret の古い實驗によると、後縁の切欠きは抵抗を増大させるが揚力には左した影響を及ぼさぬから、此の方は考慮しなくて可からう。

更に考ふべき事は此の切欠きを抜取りで如何に置き代へるか云ふ事である。Abb. 6 及 7 の實驗のものは切欠きの直径を抜取りの幅と考へた。Abb. 8 のものは中央翼の弦長が變つてゐる爲め中央翼全體が離流を起すとは考へられぬから、 $2s_1=100, 2s_2=200$  の 2 通りの抜取りに就て計算した。

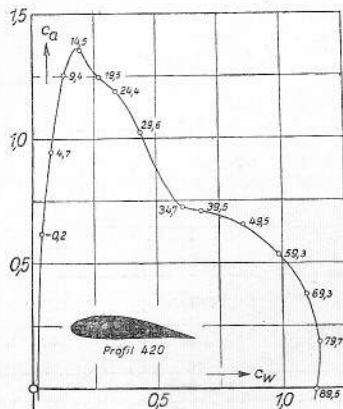


Abb. 9. Polare eines Normalflügels bei Anstellwinkeln bis zu  $90^\circ$ .

理論及實測値の差として計算した結果、断面抵抗は Abb. 10 の如くであつて、種々の中央翼に就て迎角に對する變化の様態を示す。各曲線の  $\alpha = 8.6^\circ$  及  $11.6^\circ$  に對應する中央の 2 點は左右端の 2 點よりも重視する必要がある。  $\alpha = 5.7^\circ$  の左端の點は中央翼全體が其幅だけ果して離流してゐるか否か不明なる爲め、又  $\alpha = 14.6^\circ$  の右端の點は普通の翼も離流を起さうな附近である爲め、兩點共に不確實である。此値は一般的に見て揚力係數

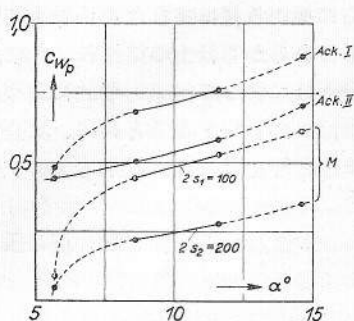


Abb. 10. Profilwiderstand der verschiedenen Flügelbrücken.

$\bar{c}_a$  に對應する抵抗係数よりも小さい。之れは恐らく中央翼の周りの氣流が夫れに近接した部分の氣流の影響を受ける爲であらう。此の影響を推算する實驗の data は未だ存在しないので仕方がない。然し全體として理論と實驗の比較から出した中央翼の断面抵抗の見當は大體豫期した事と一致してゐると云へやう。

### 總 括

切欠きのある翼の揚力係数並に中央翼の断面抵抗を除いた抗力係数を計算上から出した、計算で出した揚力係数は實驗結果と良く一致した。中央翼の断面抵抗は理論と實測との差として求めたのであるが、其の結果は豫期した所と一致するものであつた。

本研究は Prof. Dr. Betz の激勵に負ふ所大であつて著者は爰に謝意を表する次第である。

#### 譯者附言

最近岡本哲史氏が本協會講演會(昭和7年11月6日)にて發表した“On the Lift of the Aerofoil of Various Plan Forms”と題する論文の §4. に於て、氏は本抄録と同じ問題の揚力に就て論じてゐる。J. Lotz 氏が抵抗を常に考慮し又揚力分布に適當なる假定を行つて論旨を進めてゐる點に對し、譯者は敬意を表したいと思ふ。

(M. K.)

## 可變翼試作飛行機

Ein Versuchsflugzeug mit veränderlicher Tragfläche. Von W. Schmeidler u. G. Neumann, Breslau. „Z.F.M.“ 14. Sept. 1932, S. 505-507.

Technische Hochschule Breslau では 1928 年以來主翼面積可變なる飛行機に就て研究を進めてゐるが、以下

に報告するものは Jaeschke 氏の試作機による經驗を基礎とした新試作機に関する事である。爰に、獨國交通大臣、Prussia 文部商務大臣其他より與へられたる御援助に對し謝意を表したいと思ふ。

### I. 飛行中主翼面積を變化せしむるの要點

飛行中主翼面積を變化する目的は、面積を縮小して水平飛行速度の増大を圖り面積を擴大して離着陸速度を減少せしめ、斯くて飛行機の世界範圍を廣くするにある。速度範圍を續げるには翼面積一定で馬力を増加して最大速度を大とすれば可いのであるが、翼面積を變へることは發動機とは獨立して同じ目的を達する爲めの新方法を設計者へ提供する譯である。構造巧みにして夫れが爲めの重量増加を少なく保てたならば發動機馬力の節約従つて燃料の節約を招來する事が出來やう。此の點は非常に大切な點であつて、主翼可變の考へは決して新しきものでなく(大戰前より考慮されてゐた)、主として技術上の困難並に從來の飛行機の型と異なる新工案は總て變態と考へる思想に禍ひされて、其の實現が遅れたのであらう。

翼面積變更の實察方法としては種々の方法があるが、大別して 2 つとする事が出来る。其の 1 は翼幅を變化する Makhonie 式の方法で翼断面形は變化せず、操縱舵面に及ぼす影響も少なくて可いが、構造上相當の重量増加を來す缺點がある。其の 2 は翼弦長を變化させる方法で、同時に断面型の變化を伴はせるものである。断面型變化を反り(Wölbung)の増加する方向にして置けば離着陸時の  $C_{amax}$  を增大して面積増加の効果を二重に齎らす利點がある。唯此の際翼断面變化は従つて操縱舵面(主として尾翼)に及ぼす作用を變化し縱安定を亂す心配があるが、爰に記述する如く設計に留意すれば翼面積變化に關らず事實上縱 moment を平衡させることが出来る。

次に翼弦長變化も前向、後向或は兩方と種々の方法がある。然し空氣力の大部が前縁附近に掛かることを思へば前向に擴がる構造では變化面積に掛かる力が大き過ぎる心配がある。大體の見當として弦長を元の 50% 増大する場合、前向に擴がる構造では變化面積に掛かる力は後向に擴がるものに比して約 5 倍となる。又前縁の氣流を變化する事の悪影響も考へれば、どうしても後向に

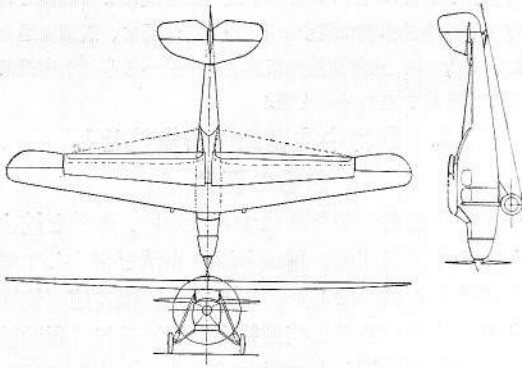


Abb. 1.

Spannweite	11,40 m
Länge über Alles	6,20 m
Höhe	2,10 m
Flächeninhalt normal	12,75 m <sup>2</sup>
Flächenbelastung	36,8 kg/m <sup>2</sup>
Flächeninhalt maximal	15,25 m <sup>2</sup>
Flächenbelastung bei max. Fläche	30,8 kg/m <sup>2</sup>
Motor BMW X	45 PS
Leistungsbelastung	10,45 kg/PS
Fluggewicht	470 kg
Rüstgewicht	355 kg
Zuladung	115 kg
Personenzahl	1

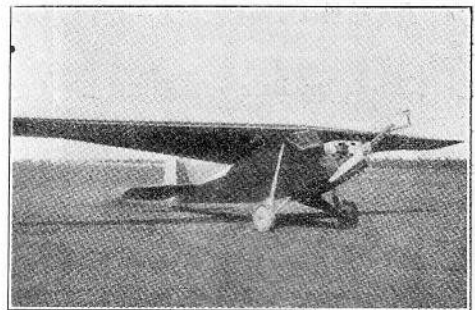
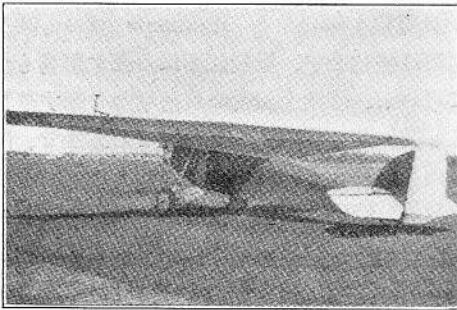
擴がる翼である事を要する。更に考慮すべき點は可動部分の設置及滑動装置の簡便と云ふことである。之れに適つたものは可動翼の1端を蝶番にして他端を滑動させる方法である。左翼、右翼の兩可動翼を蝶番を外方に置き滑動溝を胴體近くに置く

て外後方に擴がる様にすれば可い。揚力分布は大體橢圓形であるから、上の構造によれば比較的僅少な可變面積によつて空氣力學的に効果が擧がり同時に斷面型が良好となると共に、翼全體の外形も橢圓に近づき従つて抵抗増加も少くすることが出來やう。

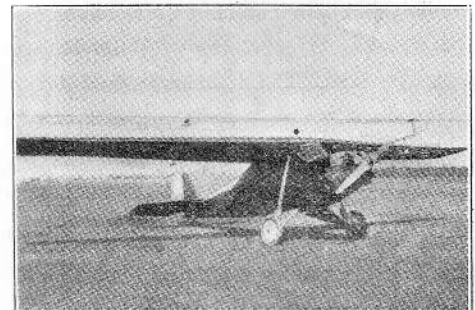
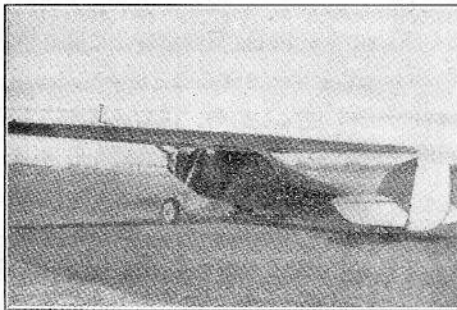
大體以上の見地から下記の試作機は設計製作されたものである。

## II. 試作機の構造

試作機の構造は Abb. 1 及 2 に見る如く第 1 號機 (Z.F.M. 誌 1931) と異り單葉片持高翼機で可動翼は支柱を有せず、第 1 機の經驗により此型を採用するに至つたものである。第 1 機に就ては期待が裏切られた點も多かつたが、大體の結果から見て、可動翼に掛かる力は大凡豫期した程度のもので飛行中に之れを手動で操作すること困難ならず、全般的に所期の問題を解決し得たのであつた。然し第 1 機に於ては動翼全開の時の斷面の反りは餘りに大きくて手動にては全開に迄することは出來なかつたが(之れでも速度の減少は充分達せられた)、此の原因は動翼の滑動方法



Die Versuchsmaschine mit vergrößerter Fläche.



Die Versuchsmaschine mit kleiner Fläche.

Abb. 2.

及複葉構造にあることを知つたのである。翼断面の反りを適当にし又支柱を除くことなど最良の方法は、各々場合により設計家の技術に委ねばならない。

動翼操作装置は 2 箇の齒車を動翼の側に取り付けた齒棒に嚙合せて動かすのであるが、此の場合は全行程を飛行中に左した困難もなく操作する事が出来た。動翼を後へ擴げ出す時は空氣力も後方へ働いてくれるから殆んど力は要らぬ。收縮する時は反對に多少の抵抗を感じる。操作は少しづつ、階段的に面積が變る様にして急激に多量になることを避け、急激な循環或は揚力變化による内力の起らぬ様にした。然し可動部の設計には加速度や減速度に依つて加はる餘計な空氣力に備へる爲め充分の安全係數を取つて置いた。

動翼を有效ならしめる爲め廣い面積を取られたので補助翼の充分の餘地なくして之が設計には少からず困難を感じた。有效な隙間を置くか適當な形を與へる事に依つて償ふと努めたが、特に經驗上補助翼の作用を助けると云はれてゐる方法に依つて主翼の前縁に可なりの後退角を與へる事にした。結果は動翼を擴げて最小速度で飛んでゐる時も補助翼の作用は充分であつた。

機體の data は次の如し。

全備重量=470 kg、裝備重量=355 kg、單座、  
發動機=BMW-X 45/50 PS、翼幅=11.40m、  
通常翼面積=12.75m<sup>2</sup>、動翼全開時翼面積=15.25m<sup>2</sup>、  
翼面積増加量=19.6%、尾翼は普通で水平安定板は飛行中調節不能。

動翼及操作装置の重さは約 25 kg、尙遺憾な事は之に裝備した BMW-X 發動機が 2 kg/PS と云ふ重いものであることである。

### III. 試作機の性能並に飛行性

通常状態では主翼断面形は Gö. 387 で、丁度其の上面後縁部は圓弧狀であるから動翼は半径 6.30 m の圓弧で作つてゐる。此の場合の主翼極線圖及馬力~速度線圖は普通の様にして畫ける (Abb. 3 及 4 参照)。動翼を擴大した時の極線圖は次の様にして畫いた:— 先づ断面型は翼の各點で徐々に變化してゐるので平均の翼型模型を造り、Gö. 427 と名付けて Göttingen の風洞で實測した。實際の翼の空氣力學的性質を求めるには、先づ Gö. 387 及 724 の兩断面に對し断面抵

抗係數及迎角を aspect 比 1:∞ のものに換算し、次に擴大した翼の平均断面型の弦が外側の元の断面の弦に對し 3° 違つてゐる事を考慮して、直線の内挿法或は外挿法により任意の點の断面の揚力係數及断面抵抗係數を近似的に算出し、最後

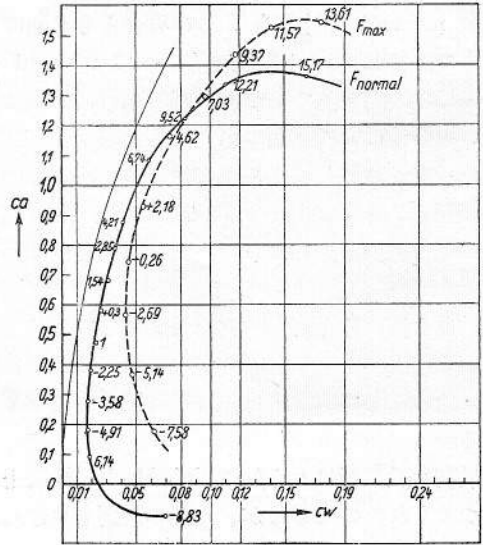


Abb. 3 Die Polare des Flügels  
— im verkleinerten  
--- im vergrößerten Zustande.

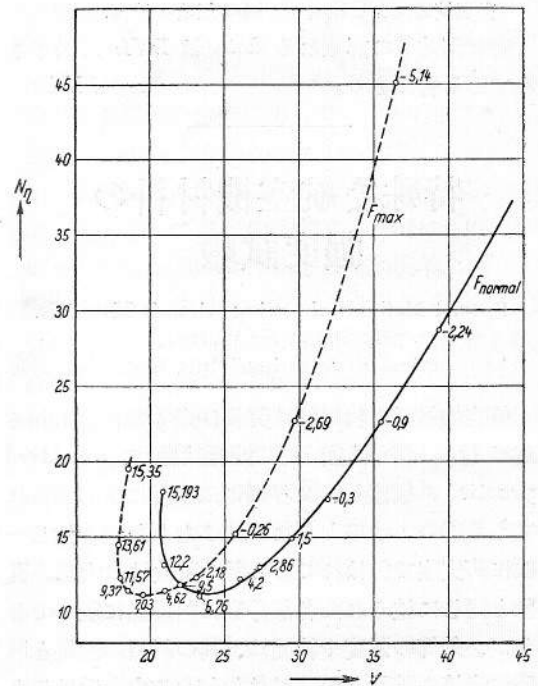


Abb. 4. Leistungs-Geschwindigkeitsdiagramm  
— im verkleinerten  
--- im vergrößerten Zustande der Fläche.

に揚力及断面抵抗を全翼に亘り積分するの順序を用いた。所要の aspect 比への換算は揚力の楕圓分布を假定して行つた。此の極線圖及び之より計算した馬力～速度曲線は Abb. 3 及 4 に見る如く普通翼の場合と併せ示す。

縦 moment の計算も 2 つの場合とも普通のやり方で計算した。主翼洗流も考へて moment の平衡は殆んど完全であつた。實際飛行の結果は 2 つの場合並に其の中間の場合にも此事は確かめられた。翼面積變化による重心位置變化は數分の 1 cm 程度で殆んど移動なしと云へるし、又直線飛行の飛行姿勢も夫れにより殆んど變化を見なかつた。

動翼を擴げると第 1 次の效果として緩速度に落着く途上昇を來し、收縮すると同様に低下を來す。之からしても操縦操作は用心深くする必要がある。

最初の試飛行は人も知る W. Hirth 操縦士が行つてくれたのであるが、性能の概要を擧げれば次の如くである。

速度範圍： 最大速度=140 km/hr.

着陸速度=60 km/hr.

動翼擴大による離着陸距離の短縮=40%.

尙實測結果の詳細なる data は DVL に保存されてゐる筈である。 (M.K.)

## 特殊な航空機材料の 強度試験

Special Methods of testing Aircraft Materials.

By David M. Warner.

"Aeronautical Engineering," July-September, 1932.

航空機材料の物理的性質及び夫等の特性を知る爲に行ふ所の強度及び性能試験は、standard practice に順應し、又各國の工學會に認容せられてゐる所の方法によらなければならない。然し一般に研究室で行はれてゐる所の試験は、大部分實物と同じに造られた各部分又は附屬品に就てであるが、是等の強度や特性は、其の材料の性質と同時に夫等の設計とか、又は如何なる力を受けるとかに依つて大いに異なるものである。極く簡単な試験を行ふには、只萬能試験機 (universal standard

testing machine) に、其の時々に一寸した装置を施すことに依つて十分に目的を達することが出来るが、然し高温試験とか、combined loading の試験とか、又は疲勞試験等の試験には、夫々の目的に應じて特殊な装置を用ひるとか、又は特殊な試験機械を新しく造るとかしなければならぬ。

是等の諸試験に於ては、比較的短時間に、實際に役立つ所の結果 (empirical data) を得ることが出来る様な工合に試験条件をしなければならぬ。勿論斯う云ふ様にして得たと同じ結果を practice の方からも得る事は出来るが、之には非常に時間がかゝるし、又不時の accidental factors の爲めに、應々不確の結果しか得られないことがある。

夫故に上述の様な特殊な試験を必要とする譯である。

### 治具 (Jigs) による特殊試験

近來瓦斯銲接及び電弧銲接が、機體構造の管の joint とか、landing gears 等に用ひられる様になつてから、職人の技倆を常に高い水準に保つて置く必要から、是等の joints の種々の型を造つて、夫れを常に試験して見る必要が起つて來た。先づ機體から joint を切取るのであるが、此の joint に接續してゐる部分を長く切り取り、夫れを testing machine にかける事の出来る様にする。次に此の joint は試験しようとする member に直接荷重が懸る様な工合に夫々特殊な装置によつて取付けなければならない。joint の efficiency は常に其の

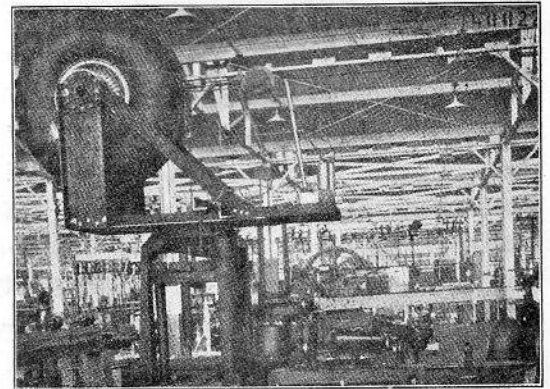


Fig. 1. Brake Test Set-up on Universal Testing Machine for Friction and Proof Loading Tests.

member の original full strength に對する percentage として表はす。此様に夫々に特殊な装置を必要とする試験に於ては、其の結果の信用程度は、實驗者の經驗とか、判斷によつて左右される事が多い。

riveted joint も亦同じ方法によつて試験されるが、此場合は、rivet の大きさ、數及び位置等が、夫等の材料に就いての性質と同時に報告されねばならない。又銲接の場合は銲接の性質、外見等が報告されなければならぬ。

fittings や機體の各部分、夫等に掛かる荷重の方向とか、又は如何に support されてゐるかとか云ふ様な、種々の實際の場合を考慮して試験を行はなければならない。fittings は普通、機體に取付けてある状態と同じ状態の下で試験する爲に、夫々の型に取付け夫れを試験機械に掛けて、試験しようと思ふ部分に直接に荷重が掛かる様に工夫しなければならない。各々の lug とか、其他の部分に就ても、夫々に應じた型を造り、之に試験部分を取付けて行はなければならぬ。cantilever axle は試験機の base beam の上で、regular lug によつて支へられてゐる様にし、萬能試験機の中央部にある wheel bearing に垂直に荷重が掛かる様にする。deflection は spindle に接觸し、其の軸に平行に突出てゐる arm に依つて見ることが出来る。

支柱類に就いては一般に只壓縮試験のみを行ふが、時によると壓縮と同時に屈曲試験をも行はなければならぬ。其様な場合には、試験部分を適當な型に取付けて、夫れを試験機に掛け、壓縮及び屈曲が同時に働く時の結果を求める。壓縮荷重と屈曲荷重が各々獨立してゐて差支へない場合には、屈曲荷重の方は dynamometer に依るのが普通である。壓縮荷重と屈曲荷重とが、或る割合を保つことを必要とする様な場合には、支柱の一端を lever で支持し、之が又壓縮荷重の幾分かを屈曲荷重に轉換する様にし、荷重は cable and pulley に依つて掛けるのが都合が好い。而して何れの場合でも支柱の deflection は dial indicator に依つて測定する。

種々の設計による wing beam の試験は、屈曲と同時に捩れ (combined bending and torsion) の試験を行ふ。先づ Fig. 2 の様に、Olsen

50,000-lb. testing machine に聯結して、棒を造る。此の棒には兩端に wing beam を支持する装置と、中央部に捩れを與へる装置が取付けてある。此の捩れを與へる装置は引張り試験に聯結されて、夫れに依つて捩れを與へる様になつてゐる。wing beam は兩端に於て支持装置に取付けられてゐるが、之には又小車の上に乘つてゐる

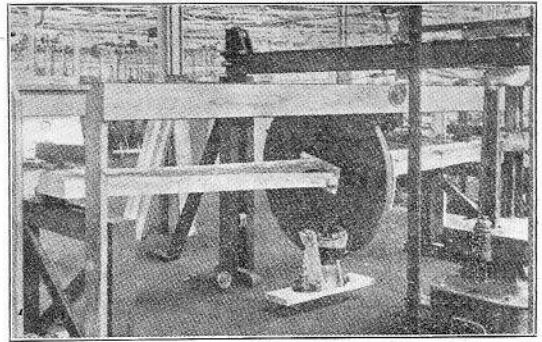


Fig. 2. Rig for testing Beams in Combined Torsion and Bending assembled with Universal Testing Machine.  
(R.L. Hankinson)

knife edge が取付けてあつて、捩れに抵抗し、長さの方向に自由に滑る様になつてゐる。捩れ力率 (torque moment) は、wing beam が其の中心を貫いてゐる大きい disc に依つて與へられる様にしてある。即ち此の disc の上部及び下部から引張り索を反對の方向に出して、beam を廻す力率を起してゐる。此の索は數個の小車 (pulley) に依つて試験機に聯結してある。屈曲荷重は、disc の下部に造つてある同心狭溝 (concentric slot) に乗つてゐる ball bearing に支へられる様にし、deformation は beam の長さを數箇に等分し、各分點にて Wisler dial indicator にて測定する。此様にして得た結果は非常に良いものであつた。

airplane wheel は tire をつけた儘で試験しなければならぬ。半徑方向の直接荷重に對しては、wheel を、Olsen 100,000-lb. machine に載せた箱に土を盛り、此上に立て、おく。荷重は spindle shaft の一端から、試験機の power head の下の cross bar に下してある一對の sling に依つて掛ける。半徑方向の變形は上下左右共に特殊な extensometer で測定する。wheel への side-load に對する試験は、先づ之に適應する装置を造り、其の装置の上方向の軸に wheel を水平

に取付け、之を試験機に掛けて試験する。

brake は水平軸の周りに、wheel が自由に廻軸出来る様に取付け、之を廻して大型の万能試験機によつて試験する。brake は hand lever に取付けてある spring dynamometer にて掛け、wheel に與へる torque は tire の外周から試験機の power head に通じてゐる帶索 (strap) に依つて掛ける様にする。brake の friction moment は試験機から読み取り、夫れに対応する hand force は dynamometer に依つて測ることが出来る。此の方法は、勿論實際の場合 (service conditions) とは違つてゐるが、然し種々な brake を比較する目的には充分に役立つことが出来る。

### 特別の方法と装置

wing ribs は spar の所で支へられた beam として試験をする。荷重は弦の全長へ一面に懸ける、其の rib の大きさや形に合ふ様に特別の機械を造つた。其の機械は rib を装置する frame を支へて居る臺と、適當な割合に荷重を加へる挺子仕掛と力量計及び荷重を掛ける手動捻子から出来て居る。

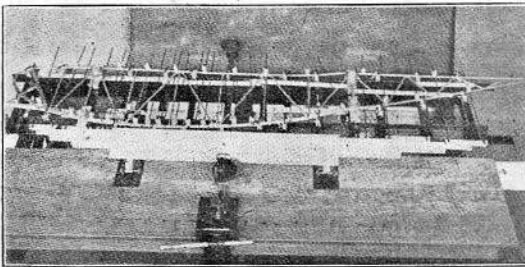


Fig. 3. Wing Rib Testing Machine for Deformation and Maximum Strength Tests.  
(Sedam, Fuller, and Hankinson)

rib は spar に取付けた block で支へられて居り、中心の孔で 2 箇の anchor post に取付け、迎角が加減出来る様になつて居る。荷重は小骨の外周に掛ける lug を有ち、牽釦の方法で其の弦に沿ふて掛ける。此の牽釦は荷重表に従つて荷重を分布する組合せ挺子に連なつて居る、Wislner dial は撓を記録するに都合の好い點に据付けてある。

管は飛行機の構造物で重要なものであり、1 箇の弱い管が在ると惨事を起すかも知れないから、破壊しない曲げ試験を各個の管に就き常規の検査を行ふ様工夫した。其の装置は管を beam の如

く支へる V 形の knife-edge と、夫れを取付けてある長い base を支へて居る stand と、力量計を有ち中央に荷重を掛ける装置とから出来て居る。

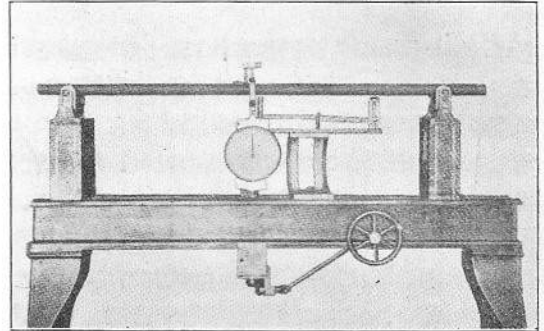


Fig. 4. Tube Pending Machine for Inspection Tests for Minimum Yield Point.  
(R. R. Moore)

管は一定の span の上に beam の様に置き、其の材料の品質に對し定められた最小の降伏限界の stress と deflection を起す様に中央に荷重を掛ける。異つた大きさの断面のものに對して必要な荷重は管類の種々の等級に應じて豫め計算した表から得られる。此の試験は材料の實際の強さは與へないけれど、低い降伏點や小さい弾性係数の管を除くのに役に立つ。

wire で造つた tension-member の多くは振動を受けるから ductility は重要なものである。今迄の引張試験に於ける伸張率の測定は満足な試験ではないので、繰返し曲げ試験を行ふ様になつた。wire の一端を或る半径の丸味を付けた顎の vise に固定し破壊するまで他端を前後に 180° 曲げる。此様にすれば wire は 90° の曲げには耐へ得られる。丸い顎を持った小さい vise に取付けて手で試験した時に曲げの回数は wire の太さと共に増加するけれども、其の結果は異つた實驗者に依つて 50% も違ふ値を得た。特に太い wire に於て著しい。此の違を除く爲に繰返し曲げ試験機を造つた。

此の機械は wire の標準の大きさに合ふ様な半径の顎を有つた vise と wire を 180° 前後に曲げる四分圓の挺子装置と其の四分圓を動かす crank と小齒車から出来て居る。

wire が vise に取付けられると挺子装置に附けた 2 箇の 4 吋 roller の 1 箇が wire を 1 箇の



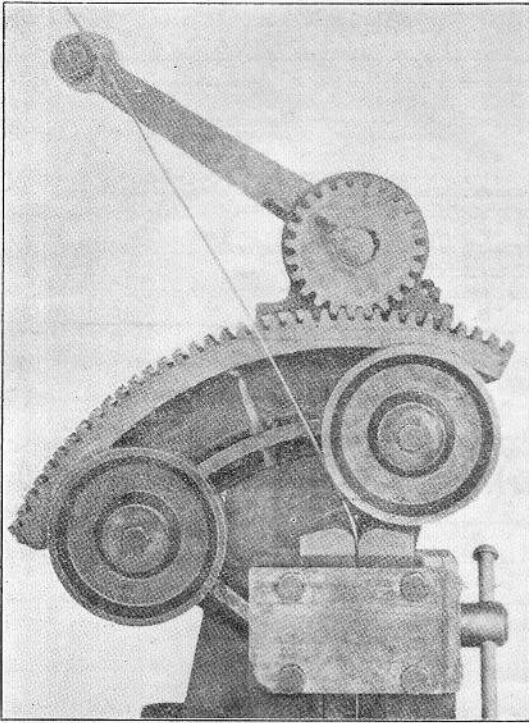


Fig. 5. Reverse Bending Machine for testing Wire, especially Streamline Wire. (D. M. Warner)

adapter の上に押し曲げ、次に全く同じ様に他の roller で前と反対方向に曲げて遂に破壊する。jaw adapter は大きさの異つた wire を自動的に中心に置き、2 箇の roller 間の隙を加減して凡ての operator に対して一定の条件にする。此の試験を手で行つた時に流線形 wire に対する陸軍の要求は No. 1 size の wire に対しては 7 回曲げ、No. 8 に対しては 13 回曲げる。然し此の機械は wire の大きさに關せず同質のものなら凡て同じ回数が得られるので、陸軍の規格は凡ての大きさに對して 9 回曲げる様に云はれて居る。流線形 wire は其の厚さの 3 倍の半徑に曲げ、丸い wire は  $3/16''$  の半徑に曲げるのが普通である。

流線形 wire の破壊の原因を定める爲に、其の wire を特別の機械にかけ破壊するまで或る張力で振動させ疲労試験を行つた。

其の機械は 2 箇の大きな引張装置から出来て居て、必要な張力に於て 3 箇の wire が各々取附けられ、其の引張装置は 12 箇の電磁石で wire を振動させる様になつて居る。引張に於て各 wire は獨立に加減が出来、個々の試験を行ふと同様に

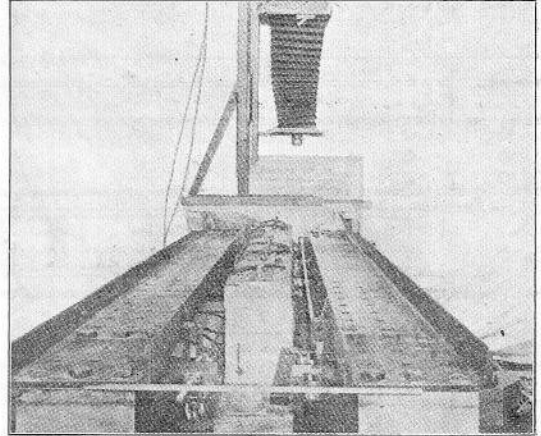


Fig. 6. Fatigue Machine for Vibrating Streamline Wire under Tension, with Camera Set-up for Measurement. (D. M. Warner)

両端の磁石で彼方此方に振動さす。

其の wire の破壊は振動を受ける端の fitting の抵抗に依り生ずる繰返しの曲げに依り疲労して起るのであるから、knife-edge の支へを特別に造つた。夫れは自由に振動して破壊を防ぐものである。其處で check test を No. 5 wire の 4 箇に就て行つた。其中の 3 箇は一方を今迄の端に集め他の端を新しい fitting に爲し、残りの 1 箇は両端共新しい knife-edge の fitting にした。試験は全く同じ条件にし、支へ得る最大の振幅即ち knife-edge の端に於て  $4^{\circ} \sim 4.5^{\circ}$  の角度まで振動させた所が、初めの 3 箇の wire は各  $5\frac{1}{2}$ ,  $2\frac{1}{2}$  及  $6\frac{1}{2}$  時間の後に破壊したが、残りの両端を knife-edge にしたものは 2 箇月も破壊しなかつた。試験は 500~600 lbs. の荷重で行ひ、之は其の wire の強さの約 10% 位のものである。

上の寫眞は Fig. 6 に示した如き sliding frame に取附けた寫眞機で振動して居る wire の全長を寫したもので、上の結果の data は全體の wire の様子を示した Fig. 8 の曲線から得たのである。之れは破壊を起す場所の damping も含まれて居る。

wire を取附けた端の様子は Fig. 9 に比較してある。

steel wire の control cable は引張強さの 10% 以上の荷重で  $90^{\circ}$  或は夫れより小なる角で pulley や guide を通して前後に動かし、小部分を摩擦により損傷し、二、三の wire が壞れたとき夫等を

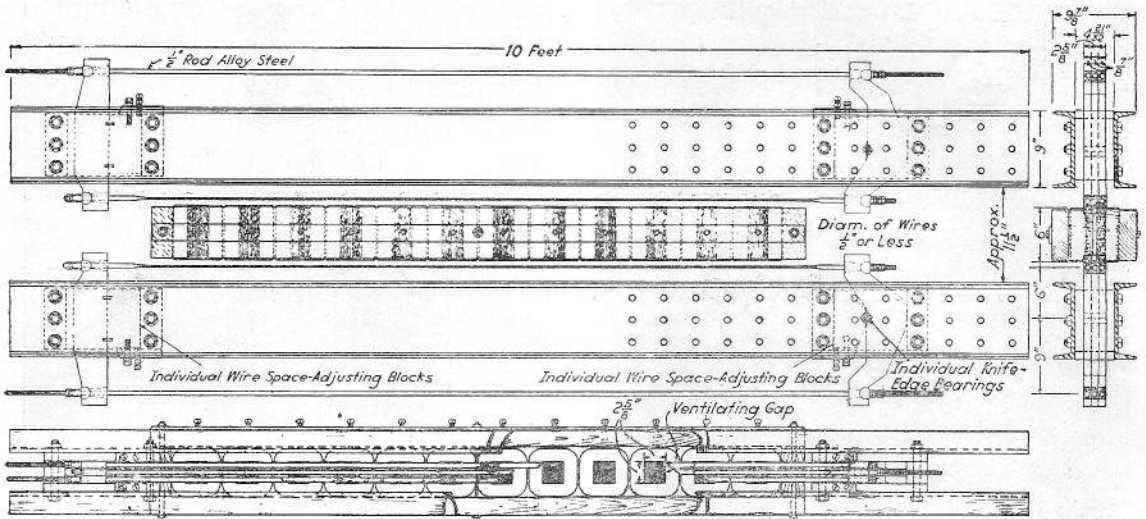


FIG. 7 DIAGRAM OF FATIGUE TESTING MACHINE FOR VIBRATING STREAMLINE WIRE UNDER TENSION

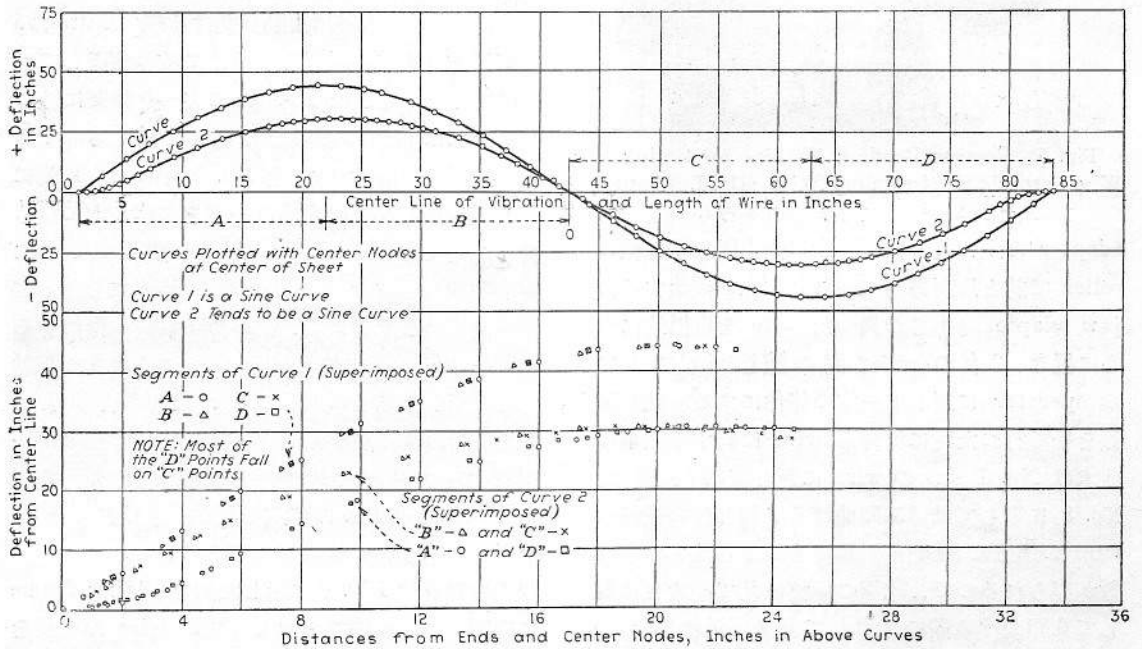


FIG. 8 CURVES DEVELOPED BY STREAMLINE WIRES VIBRATED UNDER TENSION

(Showing behavior with both plain and knife-edge terminals. Curve 1, streamline wire with knife-edge terminal fittings, curve 2, same wire with plain round trunnion strap-end fittings. Data from photographs of vibrating wire.)

取代へた、其の破壊の原因、使用中に於ける磨耗の重要さ及諸種の材料、構造、製作等の cable に対する特長を定める爲に耐久試験が必要である、其の試験は cable を標準の滑車上に引張つて、cable と滑車との關係を研究するに在り。従つて疲労試験機械は cable と滑車の兩方を試験する様に造つた。此の機械は次の如き形を有つた steel

の frame から出来て居る。

- (a) cable 引張用の中央に設置した drum。
- (b) cable を通す標準の control pulley の 1 組。
- (c) 荷重を懸ける滑車の 1 組。
- (d) 必要な角度に drum を振動する crank と連絡を有つた動力装置。

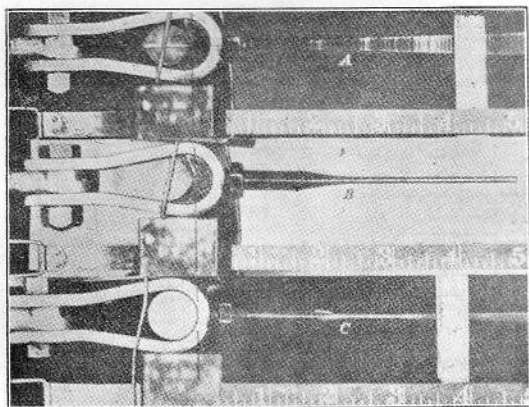


FIG. 9 BEHAVIOR OF STREAMLINE WIRES WITH PLAIN AND KNIFE-EDGE TERMINALS

(Showing both lateral and longitudinal vibrations under identical conditions of test. A, No. 5 streamline wire vibrating at 60 v.p.s. under tension of 500 to 600 lb. No failures after test run of two months. B, No. 5 streamline wire with knife-edge fitting. Mounted in fatigue machine for combined tension and vibration test. C, No. 5 streamline wire vibrating at 60 v.p.s. under tension of 500 to 600 lb. Failures in threaded section at trunnion after 3 to 6 hours' test run.)

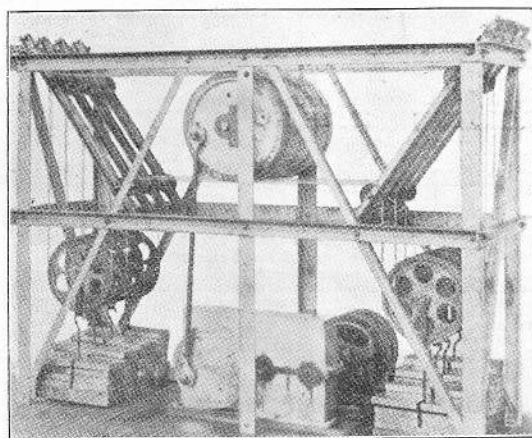


Fig. 10. Cable and Pulley Fatigue Machine for testing Control Cables, Pulleys, and Anti-friction Pulley Bearings. (D. W. Warner)

此の機械は一端に4箇他端に4箇の即ち8箇の cable を試験する能力と16箇の滑車を有し、其の滑車は cable を適当に set して異つた太さのものに對しても加減が出来る様に上下に各對に装置してある。cable は兩端を環にし標準の長さに造り drum の後に引懸けて第1の試験滑車の上部を水平に通し、90° 曲げて荷重を懸ける滑車の下を通し、再び90° 曲げ、第2の試験滑車の上を通して drum の後の hook に歸つて来る様にする。drum は crank から直接に其の cable を動かす時に避け得ない急變の荷重を除き、其の cable に懸つて居る荷重の半分を張力(夫れには滑車と

pan の重さも含んで居る)で2箇の試験滑車を通して前後に動かす。其の drum は任意の cable にも利用出来るのであり、試験中に於ける crankshaft の回轉數は之を記録し各 cable を滑車の上に置いて適當な部分の獨立した疲労試験が出来る。此疲労の結果を決めるに摩耗した断面の最後の強さで定め、上の條件と試験の繰返し數とを一緒に記録し、初めの引張り強さは損傷しない部分で決めた。cable を機械から外して約30吋引張り試験を行ふ様に摩耗した個所の端から數吋だけ離れた點を solder bath に入れ、破損した所の wire の散亂を防ぎ、V-grip に取付けて引張り試験を爲すに都合好くした。曲線は cable の數組につき繰返しを適當な間隔にして耐久試験を行つて得た結果から作つたものである。是等の曲線は Air Corps Specification 10, 296 の preformed cable を試験したものであり、之は同じく Air Corps Specification 48-23 に依る standard cable より遙に優良である。然し最も優秀なものは stainless wire で造つた cable である。preformed cable や standard cable は同じ様に見えるが、後者は元の引張り強さは大であるが前者の方が優秀であると云ふ事は、耐久試験を行つて初めて知つたのである。

此の2種の cable の主なる相違は Fig. 12 に示す如く、構造に依るものである。

材料に對する普通の試験と組合せたものゝ強さ

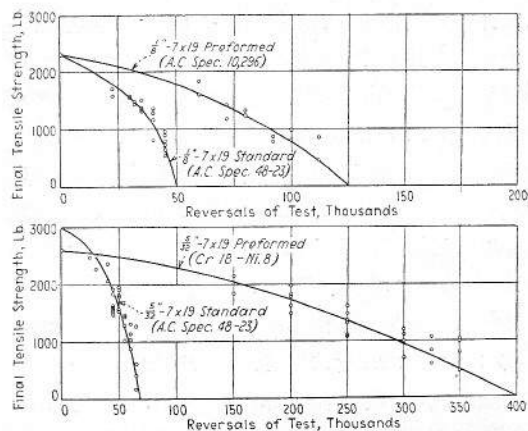


FIG. 11 ENDURANCE CURVES ON STANDARD VERSUS PREFORMED 7 X 19 STEEL WIRE EXTRA-FLEXIBLE CONTROL CABLE TESTED IN WARNER CABLE AND PULLEY MACHINE

(Conditions: Pulleys, hardened steel, ball bearing. Pulley-cable diameter ratio, 11. Cable tension, 30 lb. Rate of test, 120 reversals per minute. Cable travel per reversal, 13 1/2 in. Tested dry. The 1/8-in. cable tested over 1 3/4-in. pulley; the 1/2-in. cable tested over 1 1/4-in. pulley.)

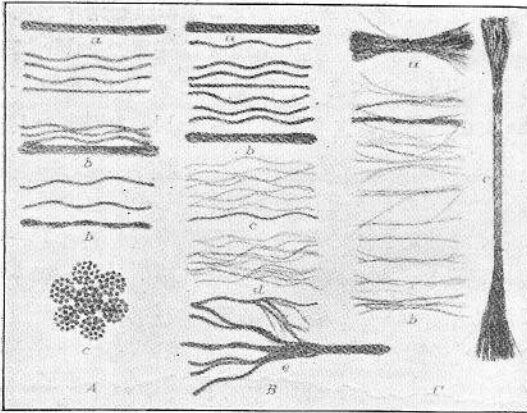


FIG. 12 CONSTRUCTION OF STANDARD VERSUS PREFORMED  $\frac{5}{32}$ -IN.  $7 \times 19$  EXTRA-FLEXIBLE AIRCRAFT CONTROL CABLE

(A, behavior of Tru-Lay cable cut without binding or soldering; a, original, as cut; b, reassembled; c, Tru-Lay section, magnified. B, behavior of preformed Enduro cable cut without binding; a, original, as cut; b, reassembled; c, core, outer strand; d, outer wires, outer strand; e, reverse twist in center strand. C, standard cable cut without binding or soldering; a, original, as cut; b, cannot reassemble; c, standard cable sweat-soldered for test.)

を加へて次の様な要素を決めるのに、control pulley に就き疲労試験を行ふ必要がある。

- cable に対して pulley の實用上最小の直径の比、
- sheave の最も好ましき形、
- cable の損傷に抵抗する sheave の能力、
- cable に対して sheave の影響、
- 異つた形に対する関係的特長や bearing の製作、

control cable や pulley はお互に同時に試験されるから、同じ疲労試験が両方の耐久試験を行ふに用ひられて居る。其の data は試験の目的に應じて採るのである。cable と pulley の直径に就き實用上の比を定めるのに数組の試験を行つた。

標準の  $\frac{5}{32}$  in.  $7 \times 19$  steel-wire の cable (Air Corps Specification 10,228-A) を其の cable dia. の 9~21 倍の間の dia. を有つた眞鍮製の pulley で試験した。其の specimen は 1 分間 92 回の割合にて反轉し、51 lbs. の張力で  $90^\circ$  曲げて pulley を通して試験する。其の機械は全く規則的な間隔で止められるが、各 cable の破損した wire は其の specimen を取外さないで破損の割合の測定の如く成るべく正確に算へた。pulley の各 dia. と諸種の cable に就ての平均値は Fig. 13 に試験の反轉に相應する平均を圖示してあり、異つた大きさの pulley に就き破損した cable の割合を示して居る。

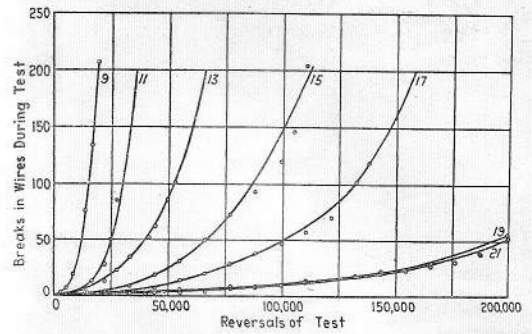


FIG. 13 FATIGUE RESULTS ON STANDARD AIRCRAFT CONTROL CABLE (Extra-flexible  $\frac{5}{32}$ -in.  $7 \times 19$  control cable tested over brass pulleys with pulley-diameter to cable-diameter ratios of 9, 11, 13, 15, 17, 19, and 21; to determine least practicable ratio. Rate of test, 72 reversals per minute. Cable travel per reversal, 7 in. Cable tension, 51 lb. Averages of 72 tests.)

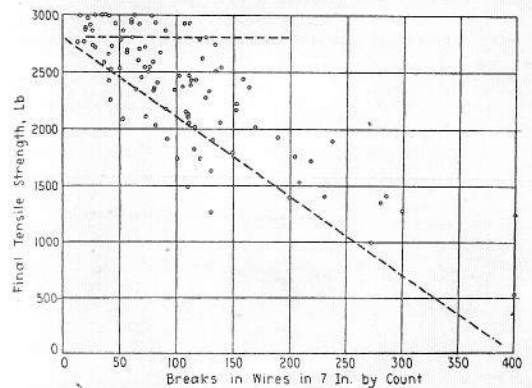


FIG. 14 FATIGUE RESULTS ON STANDARD CONTROL CABLE; BROKEN WIRES IN 7 IN. VERSUS FINAL TENSILE STRENGTH

(Tests on 72  $\frac{1}{2}$ -in.  $7 \times 19$  steel-wire extra-flexible control cables, A. C. specification 10281-A. Brass pulleys. Pulley-cable ratios, 12, 15, 17, 19, and 21. Rate of test, 92 reversals per minute. Cable travel per reversal, 7 in. Cable tension, 51 lb. Angle,  $90^\circ$ .)

結局引張り強さの結果は Fig. 14 に破損した wire の各を全部計算して示してある。假令へ其の curve は試験の異つた條件で異つても又良き preformed cable で特に異つても恐らくは種々の直径の比の間の関係は實用上同じであるであらう。一定の條件に於ける耐久試験は異つた形の摩擦の無い bearing に据ゑた control pulley や夫等の関係的特長を決定する製作に就て行ふのである。現在では其の様に準備した AN-201-4 の滑車は或る cable を 500 lbs. の張力で耐久試験をして満足する様に定められて居る。

### 高温度の試験

航空發動機は高温で働く故に、piston や夫れに類似の部分に用ふる材料は、其の材料の適否や諸種の特長や処理を定める爲に高温まで硬さ及び引張りの試験を行ふ必要がある。其試験を爲すに試験片は必要な温度に加熱せられ充分一定の温

度を保つてから試験をした。電気で加熱する oil-bath furnace は機械的の循環器、加熱装置、特別な伸張器及び Brinell の装置を有して居る。此の furnace は oil を入れる圓筒形鋼板の tank と熱絶縁の asbestos を満した jacket から出来て居る。引張試験には爐は下側の shackle に取付け、

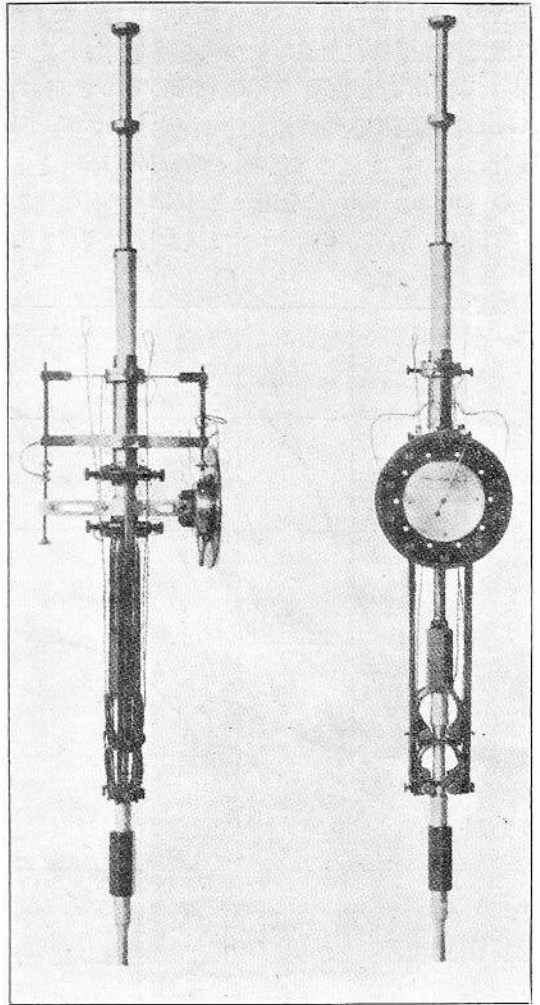


Fig. 16. Extensometer and Specimen Assembly for Tension Tests at Elevated Temperatures. (D.M. Warner)

試験片が引張られたとき上側の shackle には無関係の様にしてある、oil は其の爐の一方に取付けてある電気装置で加減され、循環を行つて一樣な温度を保たしめ、熱せられた oil は加熱装置の周圍を昇り反対側を下つて来る。試験片は一定温度の真中に置く。

tank は時々 oil を加へて overflow pipe まで満して置く。bath の温度は 2 度目盛の寒暖計で見ると。豫備實驗で試験片の端と 1/2 吋、標點間の中央と、標點から 1/2 吋の所の表面に thermo couple を付けて次の事を知つた。aluminium alloy は 300°~500°F に於て 15~8 分の後に寒暖計に現はれた爐の温度の 3° 以内に来る。此の

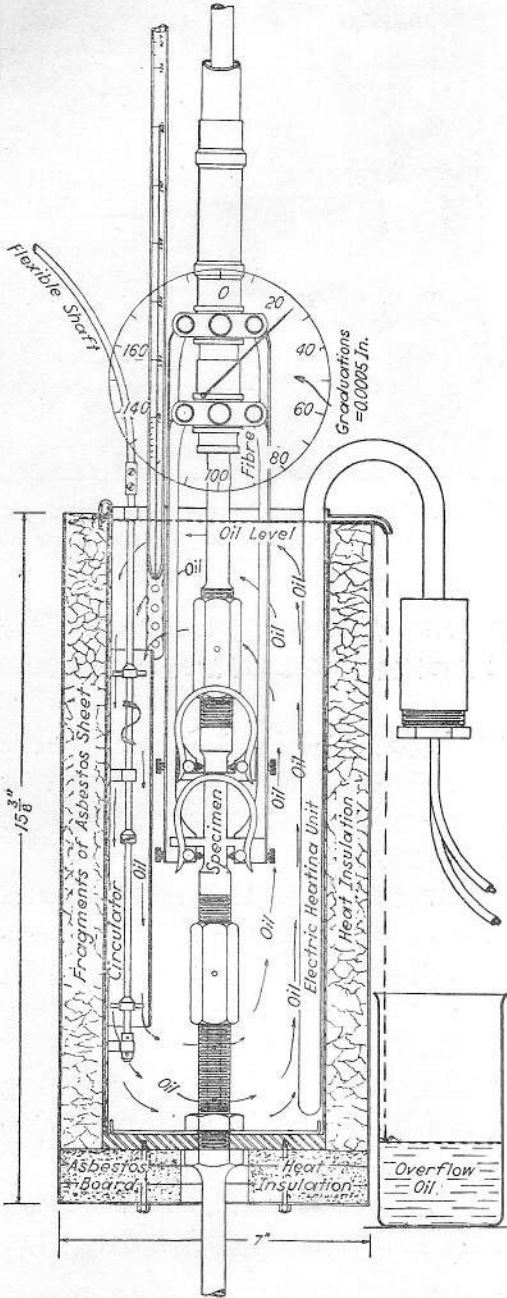


FIG. 15 DIAGRAM OF FURNACE AND EXTENSOMETER SET-UP FOR TENSION TESTS AT ELEVATED TEMPERATURES (D. M. WARNER) (Showing positions of heating unit, oil circulator, thermometer, and specimen.)

報告の試験は爐の中に 30 分間入れて置いた。爐の温度は整温器の加減に依つて必要な所で一定に保ち、試験片は標點間 2 吋の標準のものを用ひ、strain は特別に造つた伸張計で測定した。其の伸張計は bath を通つて居る extension bar と上部の pulling bolt に取附けた telescope の装置から出來て居て、C-spring で試験片に安置され

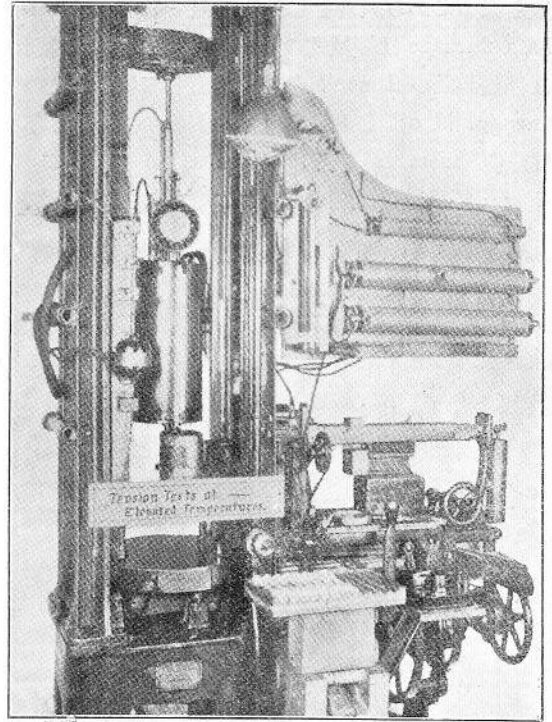


Fig. 19. Furnace and Extensometer Set-up, in Universal Testing Machine for Tension Tests at Elevated Temperatures. (D.M. Warner)

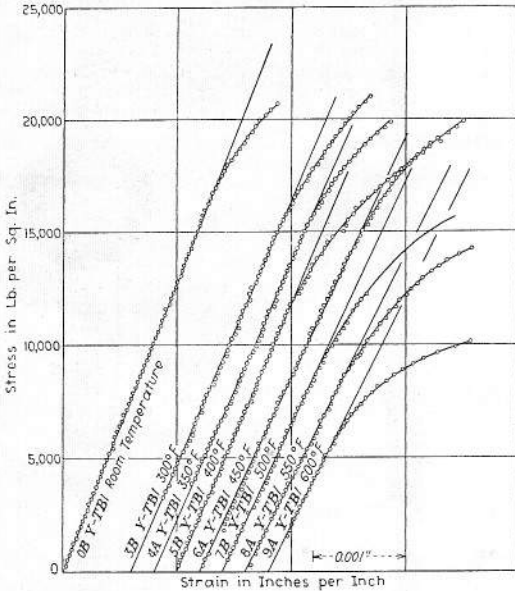


FIG. 17 STRESS-STRAIN CURVES FROM TENSILE TESTS ON A PISTON ALLOY AT ELEVATED TEMPERATURES

(Y-alloy: composition: 4 Cu, 2 Ni, 1.5 Mg, remainder Al. Heat treatment, none. Specimens, A. S. T.B1. Skin on as cast. Threaded. Size, 1/2 in. diameter by 2 in. gage length.)

Temperature, deg. Fahr.	Average Test Results Proportional limit	Ultimate strength	Modulus of elasticity
Room	14,460	26,620	10,554,000
300	15,700	26,940	9,332,000
350	13,140	27,570	9,342,000
400	9,310	25,200	9,485,000
450	12,040	26,680	8,018,000
500	12,250	22,090	7,819,000
550	7,490	19,940	8,084,000
600	5,300	15,080	8,011,000

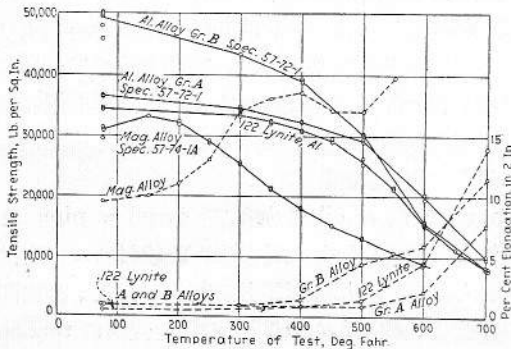


FIG. 18 TENSION AND ELONGATION RESULTS ON FOUR PISTON ALLOYS AT ELEVATED TEMPERATURES

(Tensile results on cast alloys. Specimens, A. C. T.B1; gage, 1/2 in. by 2 in.; cast in size. Tested in oil bath after 30 min. at temperature. Olsen 20,000-lb. machine used.)

試験片の破損前に取外す 此の indicator は 5 吋 dial 上の目盛が 0.00025 吋まで読めるものである。

引張り試験から proportional limit, ultimate strength, percent elongation 及 modulus of elasticity 等が室温 ~700°F 間の適当な温度に於て測定せられる。

Fig. 17 に示したのは Air Corps Specification 57-72-1 の aluminium alloy に就て得た stress-strain の曲線である。張力と伸びの結果は是等及び Fig. 18 に示した他の 3 つの alloy から得たのである。

是等の結果は使用中の材料の温度に相當する事を示すのに充分である。此の試験は Olsen 20,000 lbs. 萬能試験機で行つた。

全部の結果を比較する爲に、oil bath を取去つて試験片を同様に取付け室温に於ける試験を行つた。

高温に於ける Brinell test は上に述べた爐で行つた。然し pulling bolt の代りに anvil post

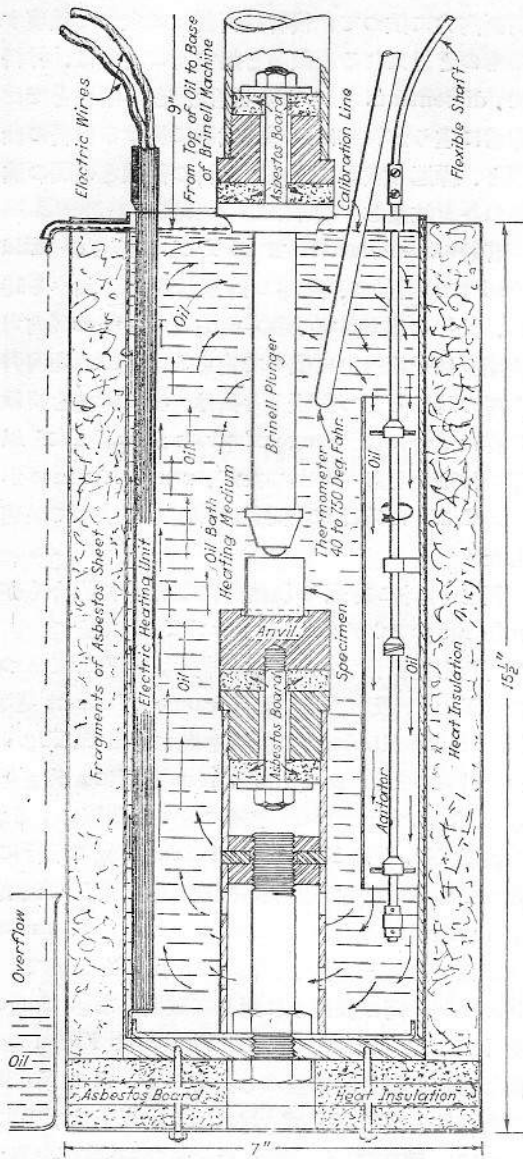


FIG. 20 DIAGRAM FOR FURNACE AND BRINELL SET-UP FOR HARDNESS TEST AT ELEVATED TEMPERATURES (D. M. WARNER)

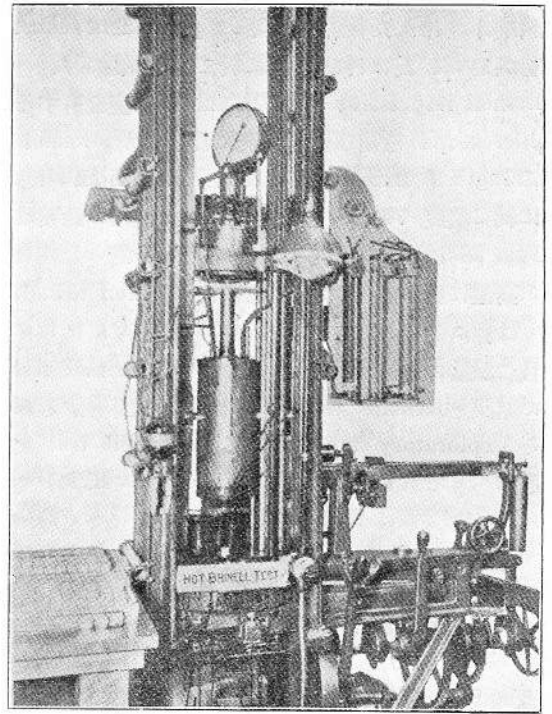


Fig. 21. Furnace and Brinell Set-up in Universal Testing Machine for Hardness Tests at Elevated Temperatures. (D.M. Warner)

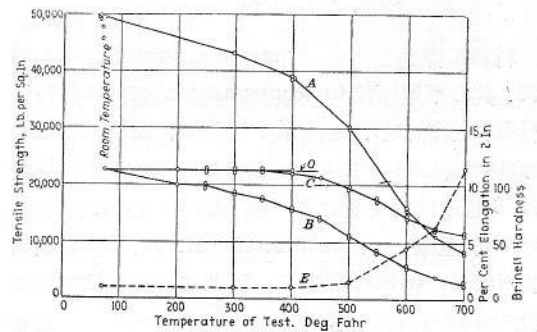


FIG. 22 TENSILE AND BRINELL RESULTS ON A REPRESENTATIVE PISTON ALLOY AT ELEVATED TEMPERATURES

(Aluminum alloy, grade B, A. C. specification 57-72-1. A, tensile strength over temperature range; B, Brinell hardness over temperature range; C, final Brinell hardness at room temperature; D, original Brinell hardness at room temperature; E, per cent elongation in 2 in. at elevated temperatures. Composition: Cu, 3.0; Ni, 0.5; Fe, 1.5; Si, 0.5; Mg, 0.5; Al, difference. Note on C: After finishing the Brinell tests at elevated temperatures, the same specimens were again tested at room temperature to determine the permanent effects of the 30-minute heating. The results are shown in curve C. Thus each specimen was tested first at room temperature, then at elevated temperature, then again at room temperature. Different specimens were used at each station.)

を用ひ Fig. 20 に示す様に試験片は bath の中央に置いた。

此の場合爐は上記 Olsen 萬能試験機の weighing table の上に確りと取付け、Brinell 試験機は大體の位置が加減出来る様にして movable head に全部据ゑた。絶縁した長い plunger を用ひ ball は試験中、止められて居る試験片まで oil 中を下げ、試験片を取替へる時之を上げる。plunger の上の asbestos baffle plate は cylinder 内の oil が爐からの熱氣に依りて温められるのを防ぐ。試

験荷重は通常の如く Brinell の荷重條件で Brinell 装置に依つて懸けた。是等の試験は直径 1 吋高さ 1 吋の試験片に就いて行つた。先づ試験片の一端を全部常温に於て試験し(但し oil を除き試験片は全く同様に置く)、次に他端を必要な範圍内に於ける適當な間の温度で各々を試験した。

試験片が冷えた後熱した事の permanent effect を測定する爲に再び常温に於て全部試験した。Brinell impression は 0.01 mm の目盛を有する microscope を用ひ常温に於て測定した。tensile strength と Brinell hardness の aluminium alloy に就て温度 700°F まで行つて得た結果の比較は Fig. 22 に示してある。

高温に於ける Brinell test は tension test よりは経済的である。夫れは試験片が容易に造られ且つ試験の條件が最も簡単である。Brinell test の結果と tensile strength とは實際上對應するから exploratory work としては Brinell test を選ぶべきである。(K.T.)

## 不連続部及び表面状態の 材料強度への影響

The Strength of Materials as affected by Discontinuities and Surface Conditions. By Professor F.C. Lea, O.B.E., D. Sc. "Engineering,"  
Aug. 26, 1932, pp. 256-258 and  
Sept. 2, 1932, pp. 280-281.

材料に繰返し内力 (repeated stress) を加へた時に、其の不連続性 (discontinuity) が如何に材料の性状に影響するかを論議する前に、簡単に内力及び繰返し内力に就いて述べて見る。一般に材料は 3 様の内力を受ける。即ち引張り内力 (tensile stress)、壓縮内力 (compressive stress) 及び剪断内力 (shear stress) である。而して一般には材料は此の 3 種の内力を別々でなく同時に受ける。是等の内力を受ける場合には、材料は、或る範囲内では Hooke の法則に従ふ事は明かである。而して材料内の或る面内で直角内力が最大値を取れば、他の或る面内では剪断内力が最大値を取る。然らば材料の破壊は是等の内力の中何れの内力によつて起されるかと云ふと、之れは非常に難かしい問題で一概に決定する事は出来ない。即ち最大剪断内力に依る場合、最大主要内力に依る場合及び最大歪に依る場合等種々ある。例へば軟鋼棒の如き ductile なものを握れば、軸に直角な平面にて切れ、cast iron や hard steel の様な脆いものは軸と或る角度をなす平面にて切れる。之れは前者は

剪断内力によつて、後者は引張りに依つて破壊するものと思はれる。破壊を起す所の内力は、材料に discontinuity のある場合と、無い場合とでは非常に違ふが、今は只靜的試験に於ける材料の性状と、繰返し試験に於ける材料の性状との間の違ひのみを注意して置く。

普通の tensile test で 30 T/□ の強さの mild steel に、引張り、壓縮の繰返し内力を加へる時は、試片を破壊する所の range of stress (内力範囲) は平均内力によつて定まる。此の平均内力が零の時即ち先づ引張りを掛け、次に壓縮を掛ける様な場合には、range of stress が ±15 T/□ 以下では破壊を起さなかつたが、range of stress が ±20 T/□ の時は有限回数繰返しに依つて破壊した。

同じ材料に繰返し屈曲内力を加へた場合も亦 safe range of stress は約 ±15 T/□ であつた。又繰返し剪断内力の場合には約 ±10 T/□ であつた。Fig. 1 及び Fig. 2 は range of stress と、No. of repetitions との關係を表すもので、Fig. 1 は試片に加へた range of stress を縦に、破壊を起す No. of repetitions を横に取つた曲線である。

曲線 No. 1 は No. of repetitions の軸に平行になつてゐる。試片が無限の繰返し數に對して破壊を起さぬ様な range を limiting range of stress と云ふ。然し一般の場合には比較する目的で、10,000,000 回の繰返しに對して破壊しない range を limiting stress と云ふ。Fig. 2 は Fig. 1 と同じ事柄を對數的に表はしたもので、其の No. 1 の曲線は、或る No. of repetitions 以上は水平になつて、明確に fatigue range (安全疲勞限界) を示してゐる。然し後に説明する様に或る種の discontinuity を有つ試片に於ては、此の fatigue range が明確に判からない。

一般に mean stress に依つて、fatigue range も亦變化して来る。Fig. 3 は alloy steel 及び 0.14% carbon steel に對する此の現象を示してゐる。

## 不連続性の影響

材料に不連続部のある場合は、其の部分に内力が集中する。例へば硝子棒へ鏝で、疵をつけて、之れに力を加へると棒は此の所で切れる。若しも



疵が無い時は、勿論剪断内力に依つて軸に約 45°の平面で切れる。機械とか構造物には、形態或は内部構造の不連続部分があつて、之れが繰返し内力を受けることが往々ある。例へば shaft の太さも、種々の理由で一定でない事がある。斯くすれば其處には不連続が起る譯である。又 dowel hole, key bed, 又は screw thread 等が shaft に附けられる。斯くして此處には内力の集中が起る。此の様に種々の部分に不連続部分があつて、其爲めに繰返し内力を受ける時は、其處で破壊を起すことが往々ある。

無限大となつてしまふ。然し幸な事には實用的な材料は殆んど總て或る程度 plastic (可塑的) であるから、内力が或る値以上になると材料の flow が起る。斯くして前の例の様な場合には plastic yielding に依つて内力は有限な値を取る様になる。此の様な不連続部分を有つものが繰返し内力を受ける時は、夫れの無い時よりは非常に低い range of stress に依つて比較的容易に不連続部の近所で破壊を起す。

形態の不連続性とは、又別個に内部構造の不連続性と云ふべき事も亦考へられる。普通用ひられる材料は一般に結晶の集合であるから、結晶壁の所に不連続がある。夫れ故に此の内部構造の不連続性も亦形態の不連続性と同様な影響を強度の上 に及ぼすかどうかを研究しなければならぬ。今

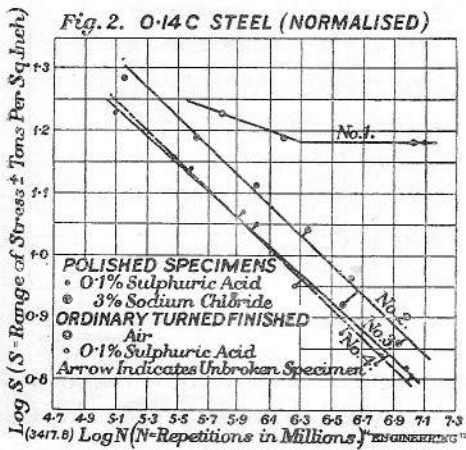
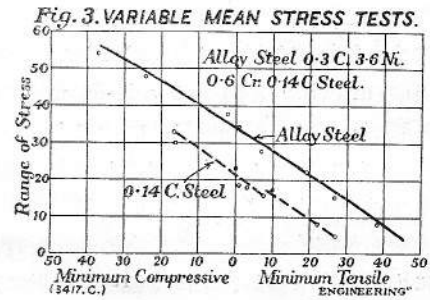
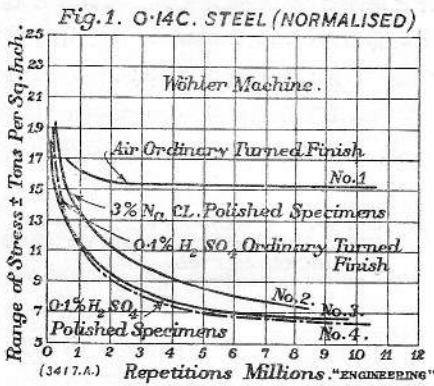
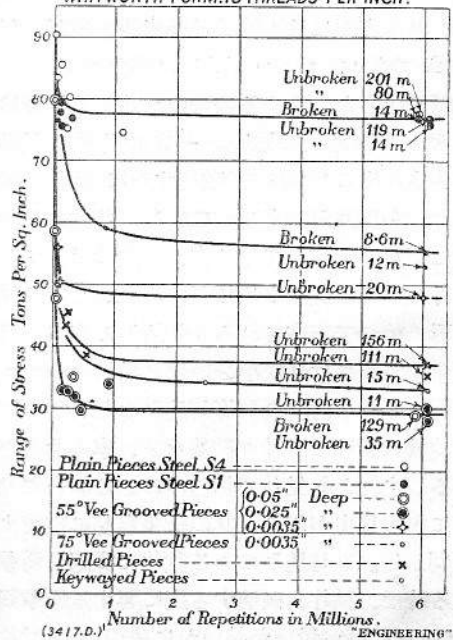


Fig. 4. REPEATED BENDING TESTS. HARD STEEL SPECIMENS. PLAIN AND WITH GROOVE OF WHITWORTH FORM. 16 THREADS PER INCH.



此の様な不連続部分の或る種のもの、例へば shaft に小さな穴が開けられたり、溝が掘られたりした様な場合には、其の部分に於ける内力の増加を計算する事は理論的にも出来る。然し實際の場合には内力増加を、相當の確實さを以て推定する事は出来ない。若しも溝が完全に直角な場合には、溝の底の曲度半径は無窮小である。従つて材料が完全に弾性的であるとすれば、其處の内力は

mild steel の一片を取り、之れに急激な不連続性は無いものと考へる。其時は、或る range of stress で繰返し数  $10^7$  回で破壊し、夫れ以下の range of stress では何等の破壊も起さなかつたとすれば、之れが此の材料の safe range of stress である。此の場合破壊の状態を調べて見ると、破壊が結晶壁から始まつた龜裂から起つたか、又は結晶内から始まつた龜裂から起つたかと云ふことは、何等 safe range of stress に影響を及ぼさない。従つて結晶壁に於ける不連続は safe range of stress に影響しないことが判かる。

只形態の不連続に依つてのみ safe range of stress は小さくされる。然し材料内に不純物があつたり、小さな blow hole などがある場合には、是等のものゝ形態の不連続性と 同様な作用をする。若しも材料の表面に於て、結晶壁に酸化が起る様な方法で熱処理された場合は、丁度仕上げた表面に小さな傷跡を附けたと同様になる。又金屬を針金の drawing と同様に cold-drawn すれば結晶は歪められ、結晶壁には非常に小さな龜裂が入る。従つて此處に内力の集中が起り、繰返し内力を受けた場合には、非常に低い内力で破壊する。又表面が何等かの方法にて腐蝕された時は、表面に小穴が出来るか、又は腐蝕が結晶壁に迄も達し、内力の集中を來す。要するに金屬材料を熱処理したり cold-drawn したり又は腐蝕した場合には、其の表面には不連続性が出来、其爲に材料の safe fatigue range は著しく低下する。

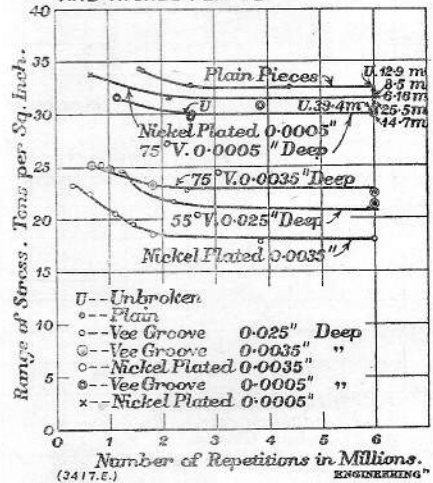
材料に小さな溝のある場合の屈曲又は衝撃に依る破壊を少し調べて見る。一般に此種の試験機は、一定の型の試験片を破壊するに要する吸收 energy が判る様に造られてゐる。此種の試片は一般に切込みを有つてゐるが、一定の材料で一定の条件の下では破壊するに要する energy は切込みの形に依つて左右される。切込みの底に於ける曲度半径が小さければ小さいほど吸收 energy は少ない。又同じ材料の何等切込みのない試片を衝撃試験機に掛けても仲々破壊せず、寧ろ曲るだけである。之れより見れば切込みのある場合には、其處に内力集中が起り、其の結果容易に破壊する事が判かる。又切込みのある試片に繰返し衝撃を與へる時は、試片が破壊する迄に要する衝撃回数は、切込みの底が鋭いか鈍いかに依つて、又試片の

大きさに依つて左右される。小さい試片は、夫れに相似の大きいよりは容易に曲つてしまう。

### 可塑性と不連続性

硝子の如き材料は殆んど plasticity (可塑性) を有つてゐないが、mild steel 及び其他の材料は弾性限界以上の内力を受けた時には、破壊する以前に plastic deformation をする。夫故に、一定の形の不連続部分のある場合には、之れの影響は、繰返し内力を受ける場合も、又静的内力を受ける場合も、plastic materials に於ける方が、non-plastic materials に比べて非常に小さい。之れは硝子棒と銅棒との試験結果を比べて見ると直ぐに判かる。即ち plastic materials は、不連続部に内力の集中の起つた場合には、其の部分に plastic deformation をする爲めに、non-plastic materials に比べて、實際に受ける所の内力は非常に小さい。

Fig. 5. REPEATED BENDING TESTS 0.14 % C. STEEL SPECIMENS, PLAIN, VEE GROOVED AND NICKEL PLATED.



實驗の説明をする前に、實際に不連続部があつた爲めに、繰返し内力に依つて破壊した例を少し説明して見る。汽車の車軸から車輪を取外して見た所、深さ1吋 長さ約2吋の龜裂が車輪の内側から起り、車輪の内部にまで及んでゐるのを發見した。其處で龜裂の入つた車軸の直径を丁寧に測定して見た所、龜裂のあつた近邊の直径は他の部分に比べて、千分の數吋大きいことが判かつた。之れは此の部分がつかりと締付けられた爲めと思はれる。此の場合車軸は切れはしなかつたが、龜裂が相當深く入つてゐた。

此の實例に就いて調べて見ると、破壊の起つた所の内力は計算に依れば危険な程大きくはない。然るに破壊が實際起つた處を見れば、此の部分の急激な不連続性の爲めに、内力集中の結果が斯くなつたものと思はれる。又幾本かの管に繰返し内力を加へて試験して見た。管は collet に保持される様にした。collet から相當に隔つた管の部分の内力を計算して見た所 12 T/ロ で、collet の入口に於ける管の内力は 7 T/ロ であつた。然るに破壊は collet の入口の管の部分に起つた。之れより見れば、此の部分の急激な不連続性の爲に内力集中が起り、夫れが他の部分の内力の約 1.7 倍になつた結果だと思はれる。

更に1つの例としては、銅の合金の一片を collet で保持して、或る目的から永い間かゝつて試験して見た。collet の内では試片の内力は計算上 8 T/ロ、他の部分では 12.24 T/ロ であつた。然るに破壊は collet の所に起つた。之れより見れば、collet の影響で内力が集中し、計算に依るものよりも約 50% 大きい内力が起つた事になる。此の試片は種々に range of stress を變へて行つて見たが、何れの場合も破壊を起す前に 602,000,000 回の繰返しに耐へた。

### Groove (溝) の影響に関する實驗

著者の實驗室に於ては、數年間掛かつて此の事に關する種々の實驗を行つたが、此處では其の中ち代表的なものを二、三引用する事にする。

Table I 及び II は、或る種の steel の靜的試験の結果を表はしてゐる。Table I の No. 5 と Table II の No. 4 とを比較して見ると、破壊の起つた時の groove のない試片の最大内力は 34.7 T/ロ で、Table II の No. 4 に示してある thread の底に於ける net area に來る内力は前の場合より大きく 44.9 T/ロ である。又 Table II の No. 3 に於ては、破壊は 75° の groove の底に起らなかつた事を示してゐる。

Table II の No. 3 の試片の groove の深さは僅に 0.0035 吋、No. 4 の夫れは 0.025 吋である。以上の結果より見る時は、靜的内力殊に純粹の引張り内力を受ける場合は、groove とか、thread は必ずしも試片を弱めるとは斷定する事は出來ない。此の理由は、Table I の諸結果を吟味する事

TABLE I.—Tensile Tests. Plain Pieces.

No. of Test.	Material.	Elastic Limit. Tons per sq. in.	Maximum Stress. Tons per sq. in.	Reduction of Area, per cent.	Elongation, per cent.	Modulus of Elasticity. Tons per sq. in.
1	0.86 per cent. C steel, S4 ..	36.0	—	29.6	7.5	12,500
2	0.84 per cent. C Steel, S1 ..	45.0	80.8	32.8	13.0	13,300
3	0.09 per cent. C Steel, normalised CM ..	—	28.4	62.0	42.0	12,300
4	0.14 per cent. C Steel, normalised ..	18.5	28.9	—	—	12,300
5	0.14 per cent. C Steel, oil-quenched ..	17.2	34.7	73.0	25.0	12,200

Note.—Tests 1, 2, and 5. Ewing extensometer, 2 in. gauge-length. Test 4. Cambridge extensometer, 100 mm. gauge-length.

TABLE II.—Tensile Tests. Grooved Pieces.

Material and Mark.	Form of Groove.	Depth of Groove. In.	Maximum Stress. Tons per sq. in.	Remarks.
0.84 per cent. C Steel, S1	75 deg. Vee	0.0035	84.2	—
0.84 per cent. C Steel, S1	* 16 t.p.i.W.	0.025	88.3	At bottom of groove.
0.14 per cent. C Steel, 14, oil-quenched	75 deg. Vee	0.0035	35.6	Broke away from groove.
0.14 per cent. C Steel, 14, oil-quenched	* 16 t.p.i.W.	0.025	44.9	At bottom of groove.

\* One groove similar to 16 threads per inch, Whitworth.

に依つて知ることが出来る。即ち何等 groove の無い試片に於ては破壊を起す前に甚しい材料の plastic flow が起る。例へば No. 5 では elongation 25%、破壊の時の reduction of area (斷面收縮)は 73% である。Table II No. 4 の groove を有つ試片では、非常に短い groove 中に於ける plastic flow は非常に少ない。Table III は groove の底に於ける靜的内力の、groove のない section の夫れに比較し此の増し高を表はしてゐる。

TABLE III.—Percentage Increase of Stress in Grooved Specimens.

Material.	Form of Groove.	Percentage Increase of Stress.
Hard Steel, S1 ..	16 t.p.i.W.	9.3
..	75 deg. Vee	4.3
Mild Steel, 0.14 ..	16 t.p.i.W.	29.3
..	75 deg. Vee	2.5

同様な試片に對する、繰返し内力の影響は、靜的内力の夫れとは全々違つてゐる。Professor C.E. Inglis は穴のあいた鉄を引張つた場合には、

穴の周圍に於ける内力は平均内力の 3 倍である事を確めた。軸に垂直な小穴を有つ圓い試片が繰返し屈曲を承ける場合は、其の内力の條件は丁度小穴を有つ平板の夫れと同様である。又 Inglis に依れば、鋸の兩邊に對象的に切込みを造つた場合、其の底に於ける内力の強さは、鋸の平均内力の  $1+2\sqrt{\frac{d}{p}}$  倍である。此處で  $p$  は切込みの底の半徑を、 $d$  は切込の深さを夫々表はしてゐる。

Griffiths は石鹼幕を用ひて實驗的に、torsion を受ける試片の表面内力と剪斷内力の比を數種の groove 及び  $d/p$  の値に對して求めた。夫れが Table IV に示されてある。

TABLE IV.

Angle of V.	Ratio of Maximum Stress at Bottom of Groove to the Surface Stress in an Unscratched Shaft. Values of $d/p$ .				
	$\frac{1}{2}$ .	1.	3.	5.	9.
0	1.85	2.01	2.66	3.23	5.54
60	1.84	2.00	2.54	3.06	3.99
90	1.81	1.95	2.40	2.64	3.12
120	1.66	1.75	1.95	2.06	2.13

不連続性の繰返し内力の safe range に及ぼす影響を研究する爲めに、次の 4 種類の試験機を用ひた。(1) The rotating cantilever machine——荷重の方向を一定とし、突出梁即ち試片を廻轉させて、繰返し屈曲を掛ける試験機。(2) 試験片の全長に對し、屈曲力率が一定になる様に造つた試験機。(3) The Haigh machine——試片は繰返し引張り、又は繰返し壓縮又は引張りと壓縮を受ける様になつてゐる。(4) 繰返し剪斷内力の試交互に驗機。

steel の組成及び熱處理は Table V に示してある。小孔は徑 3/64 吋で、試片に drill した。keyway は幅 0.13 吋、深さ 0.05 吋で、0.35 吋の直徑を有つ試片に縦の方向に切込んだ。groove は 75° 及び 55° で、深さは Fig. 4 に示してある。

TABLE V.—Composition of Steels.

Marks.	C.	Si.	Mn.	S.	P.
S4	0.86	0.26	0.28	0.021	0.010
S1	0.84	0.20	0.30	0.035	0.023
0.14	0.14	0.19	0.63	0.04	0.045
CM	0.09	—	—	—	—

繰返し内力に於ける不連続性の影響は、不連続

性の無い試片 (plain specimen) と比較して、Figs. 4, 5 に示してある。之れで見ると、試片に groove, 小孔又は key-way を附けた時は、何れの場合でも、繰返し内力の safe range が非常に小さくなる事が判かる。V 型 groove 及び小孔の影響の甚だしい事は確であるが、殊に hard steel に於ては夫れが甚だしい。Fig. 5 で見ると、mild steel に於ては groove の深さが大きい役割を有つてゐる。即ち groove の深さが 5/10,000 吋の時は、30,000,000 回以上の繰返し内力の range は plain specimen の夫れに比らべて約 2.5 T/□ 位しか小さくならぬが、深さ 0.0035 吋の場合には約 9 T/□ も小さくなつてゐる。Fig. 5 には又 nickel 鍍金の試片に依る結果も表はしてある。此の場合は nickel 鍍金の厚さは 0.0035 吋であつたが、繰返し内力の range は、plain specimen の夫れに比較して、12 T/□ も小さくなつた。此の事柄は非常に面白いし、又實際上重要な事である。(“The Penetration of Hydrogen into Metal Cathodes and its Effect upon the Tensile Properties of Metals and their Resistance to Repeated Stresses; with a Note on the Effect of Non-electrolytic Baths and Nickel Plating on these Properties,” F.C. Lea, Proc. Roy. Soc., A., 1929, vol. cxxiii, page 171. “The Effect of Surface Conditions and Electrodeposited Metals on the Resistance of Materials to Repeated Stresses,” R.H.D. Barklie and H.J. Davies, Proc. Inst. Mech. Eng., May, 1930, No. 3, page 731.)

Table VI に於ては試験の結果を總て集め、同時に理論的の集中内力と實際の集中内力とを比較して置いた。之で見ると、實際の内力集中——之れは非常に重要である——は、理論に依る夫れに比較して非常に小さく、0.14C の mild steel に於ては、其の差は hard steels S<sub>1</sub> 及び S<sub>2</sub> に比べて非常に大きい。勿論之れは豫期した様に、mild steel は 0.86C steel に比較して非常に plastic である爲である。然し Table I から判かる様に總ての steel は皆相當の plasticity を有つてゐる爲に、完全に elastic であつた場合の stressよりは其の値が小さい。然し一方硝子の様な脆い材料では、ほんの一寸した不連続があつても、殆んど理

論通りの内力集中が起るものと思はれる。

nickel 鍍金の問題を此處では詳細に説明する事は出来ぬが、然し前掲の参考論文で判かる様に、nickel が steel の表面に鍍金された時は、nickel 内に約 12~18 T/□ 位の内力が出来、之れが safe range of repetition stress に對して、丁度試片に機械的に加へられた内力と同じ影響を及ぼす。斯くして nickel 鍍金は、鋭い groove と殆んど同様の影響がある事を注意するのは面白い事である。若し鋭い groove が非常に浅く造られた時には、Fig. 5 に示されてある様に、其の影響は更に深い groove に比べて小さく、丁度 nickel 鍍金に依る夫れと殆んど同じである。nickel 鍍金のある場合、nickel 内に最初に起つた龜裂が其の下 steel の龜裂にまで發展して行く事を、Barklie & Davies は非常に天才的な方法に依つて発見した。鍍金した試片を、赤血鹽を鹽酸で酸性にし、之れを gelatine 溶液に溶解したもので覆ふ。之れを Wöhler の試験機に掛け約 10 時間で破壊を起す様な荷重を掛けると、約 60 分で青線が表はれる。nickel 内の高い内力の爲に餘りに早く破壊する事を示す所の此の實驗に依つて Barklie は nickel 及び其の他の金屬を無内力の状態 (stressless condition) で沈澱させる方法を考へた。此の方法に依つて無内力の状態で鍍金した試片を試験して見ると、其の range of repetition stress は鍍金しない試片の夫れと同じである。

### 鋼の熱處理に依る表面状態の影響

種々必要な性質を得る爲めには、鋼は熱處理をされなければならぬ。此の熱處理の後には機械で仕上げる事も、磨く事も仲々困難なものである。例へば spiral spring は一般に quench し又 tem-

per するが此様にした後では、機械仕上する事も亦磨く事も殆んど出来ない。plate spring は熱處理の後に磨かれるが、經濟的には殆んど引き合はない。

著者の研究に依れば、spiral spring に對する safe range of repetition stress は夫れが磨かれた場合の同じ材料から豫期されるものよりは非常に低くかつた。spiral spring は先づ第 1 に捩れ内力を受けるものである。實驗は渦巻き型の鋼と或る特別な試験機に適合する型の鋼との 2 種の形に對して、safe range of repetition stress に就いて行つた。

之れに用ひた實驗装置は他の所で説明して置いた ("The Failure of Some Steel Wares under Repeated Torsional Stresses at Various Mean Stresses," F. C. Lea and F. Heywood, Proc. Inst. Mech, Eng., April 1927, No. 1, page 403) Fig. 6 は實驗結果を示す。之れ以上の細やかな點まで此處で述べる事は出来ない。然し次の事は、判然と斷言する事が出来る。一般に black surface と呼ばれる表面を有つ材料の range of repetition stress は、同じ材料の磨上げた試片から豫期し得る夫れの 30~70% 位しかない。The National Physical Laboratory に於ても plate spring に對して、同様な實驗をしたが、之れに依つても亦著者の spiral spring に對して得た結論を確かめることが出来る。

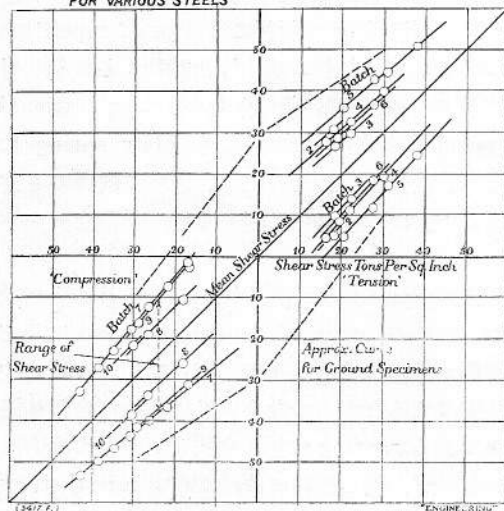
以上の quenching 及び tempering 後の表面状態が、材料の range of repetition stress に及ぼす影響が非常に大きいと云ふ事は實用的、經濟的に重要である許かりでなく、又理論的にも興味深い事である。spring に働く内力は、非常に高いに違ひないが、然し實驗に依れば高い initial stress

TABLE VI. TESTS OF DRILLED AND GROOVED SPECIMENS.

Material.	Form of Groove.	$d/p$	Safe Range. Tons per sq. in.	Actual Concentration.	Theoretical Concentration of Elastic Material.
Hard Steel, S1 and S4 .. ..	Plain .. ..	—	38.5	—	—
	Drilled perpendicular to axis .. ..	—	18.5	2.07	3
	55 deg. V. grooved, 0.050-in. .. ..	6.4	14.5	2.65	5.96
	55 deg. V. grooved, 0.025-in. .. ..	5.2	14.5	2.65	4.30
	55 deg. V. grooved, 0.0035-in. .. ..	0.45	24	1.60	2.55
	75 deg. V. grooved, 0.0035-in. .. ..	5.83	16.5	2.33	5.14
Mild Steel, 0.14 per cent. C. .. ..	Keywayed .. ..	—	28.5	1.35	—
	Plain .. ..	—	16.25	—	—
	55 deg. grooved, 0.025-in. .. ..	3.2	10.75	1.52	4.30
	75 deg. V. grooved, 0.0035-in. .. ..	5.83	11.5	1.41	5.14
	75 deg. V. grooved, 0.0035-in. .. ..	0.83	15	1.08	2.86

がある爲に、其の range of repetition stress は普通の方法で仕上げた試片に就いて行つた結果に比べて非常に低い。Fig. 6 に於ては black spring より得た振り内力の range 及び引張り強さが1平方吋當り 80~90 噸の steel から豫期されるべき内力の range を表はしてゐる。何れの場合に於ても black spring から得た實驗結果は、仕上げた試片より得た夫れの 70% 以下である。此の實驗結果の差異は當然 black spring の表面の状態と、熱處理による影響とに依つて説明されなければならぬ。製作課程に於ては、是等の材料は大氣中にあつて酸化され、又表面の炭素の幾分かは逃げてしまふ。然し之れだけでは完全な説明にはならぬ。此の他に熱處理及び物理的處理に依つて、結晶壁に異常を起し、其の爲めに内力の集中があり、龜裂が發展して行くと考へねばならぬ。多く行つた中の或實驗に於ては、最初の龜裂は quenching に依つて起されたのがあつた。

Fig. 6. CURVES SHOWING THE RELATION BETWEEN THE APPROXIMATE SAFE OF STRESS AND MEAN STRESS FOR VARIOUS STEELS



### 常溫加工の表面状態への影響

steel を常溫加工 (cold working) した場合の表面状態は、丁度 quenching 及び tempering の後の夫れと殆んど同じである事は注意すべき事柄である。従つて、cold-drawn (常溫引拔) した針金の spring とか wire rope の range of repetition stress は元の steel の強さから豫期したものよりは非常に低いものである。夫故に wire rope は spring と同様高い静的内力には耐へることは出

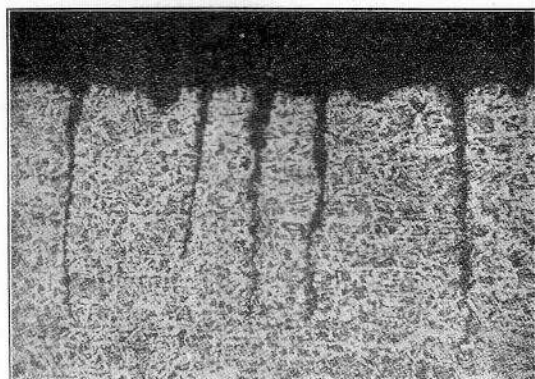
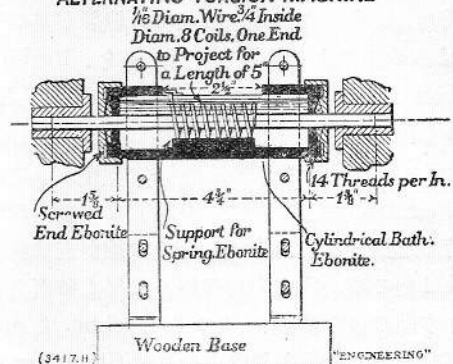


Fig. 7

Fig. 8. ELECTROLYTIC BATH FOR ALTERNATING TORSION MACHINE



来るが、比較的低い繰返し内力で破壊してしまふ。wire rope の破壊は、殆んど總ての場合に於て、計算に依る内力より大きい内力を出す様な表面状態の爲めであると考へるのが至當と思ふ。

常溫引拔き材料への繰返し内力の影響に関する實驗は、凡て上述の見解を確實なものとした。本論文の最初に於て collet の内力集中への影響及び此の爲の繰返し内力に依る破壊を説明して置いた。夫故此の事からも判かる様に、wire の繰返し内力試験は非常に困難なものである。此の困難に打勝つ爲めに、先づ wire の両端に、低溫度で銻ける合金を、特殊な型に cast し、之れを collet に把持させて繰返し内力試験を行つた。此の場合の破壊は collet から離れた所に起つた。夫故に collet の影響を完全に防ぐ事が出来た譯である。

### 腐蝕の繰返し内力に依る破壊への影響

腐蝕が起り得る様な状態の下で、材料が内力を受ける場合には、材料の表面状態は、夫れが受ける繰返し内力の safe range に對して非常に重大

な影響を及ぼす。僅かの二、三の例を考察しただけでも、腐蝕に依る表面の凹凸は其材料が繰返し内力を受ける場合には、非常に重大な影響を及ぼす事が判かる。Figs. 1, 2 は斯かる状態の 0.14% C steel への影響を示してゐる。siphon から液體が 1 滴づつ、一定の時間をおいて、廻轉試片と接觸してゐる Selvyt の上に落ちる様になつてゐる。Fig. 1 から判かる様に range of repetition stress は、鹽及び弱酸溶液の爲に  $\pm 16$  から  $\pm 7$  に低められる。此の實驗結果を圖に表はして見ると、良く仕上げたなりの試片に依る曲線と、腐蝕された試片に依る曲線との差異は Fig. 2 の如く明かである。仕上げたなりの試片に対しては、fatigue limit が判然と判かる、即ち No. 1 の曲線は number of repetition の軸に漸次平行になる。然し No. 3 及 4 の曲線に於ては、fatigue limit が有るか無いか判からない。即ち如何に小さな内力に依つてでも、充分に時間さへあれば破壊する様な傾向を示してゐる。

腐蝕の影響は又逆に、其の材料の受ける内力に依つて左右され、又 range of repetition stress は曲線が示す様に腐蝕に依つて非常に大きい影響を受けると云ふ事は注意すべき事である。即ち此の 2 つは相互的に影響し合つてゐる。

Fig. 9. STANTON MACHINE. ARRANGEMENT USED FOR TESTS IN ACID

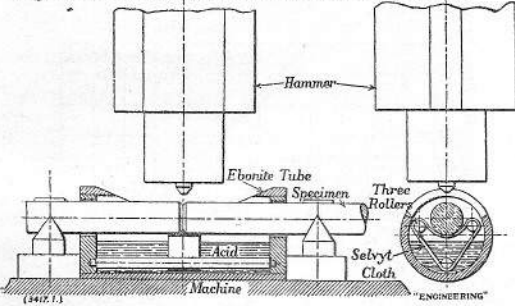


Fig. 10. IMPACT TESTS. ALLOY STEEL.

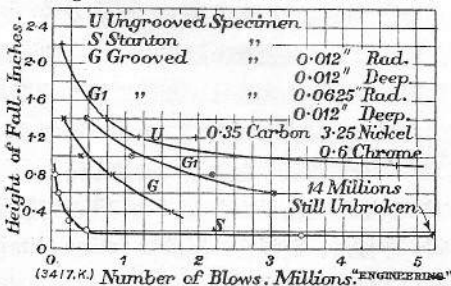
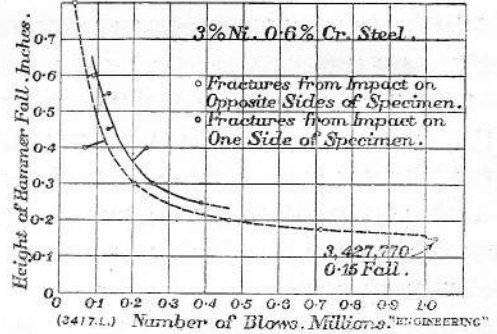


Fig. 11. EFFECT OF REPEATED IMPACT ON ONE SIDE OF SPECIMEN.



腐蝕に依る影響は、又材料の結晶及び結晶壁を透入する腐蝕剤に依つて大いに左右される。是等の腐蝕剤に依つて造られた不連続性の爲に内力の集中が起り、眞實の内力は試験機の荷重に依る見掛けの内力の數倍になつてゐる。Fig. 7 の顯微鏡寫眞は蒸溜水の 0.32C steel への透入を示してゐる。尤も此の場合には 113,248,000 回の繰返し内力でも破壊はしなかつた。然し乍ら勿論更に繰返し數を増せば切れる事は明かである。

### 試片を陰極として試験する事

内力は特殊な繰返し振れ試験機に依つて掛けた (Proc. Inst. Mech. Eng., December, 1928, No. 4, page 865)。試片は空氣中、及び種々な溶液中で試験された (Fig. 8)。尙其上に、試片を陰極として各種の密度の電流を通した液體中に試片を浸して試験した。

試片の材料は、0.14C steel 及び 其他數種の steel であつた。空氣中に於けるものでは、0.14C steel は range of stress は  $10^7$  回の繰返しに對して  $\pm 9$  T/ロ、苛性曹達の溶液中では試片を陰極としたが、此場合の range of stress は空中に於けるより幾分大きかつた。酸性溶液中に於て陰極として試験した場合には、 $2 \times 10^6$  回の繰返しに對する range は非常に低く、 $\pm 6$  T/ロに過ぎなかつた。同じ酸性溶液中に於て電流なしで行つた場合は、 $2 \times 10^5$  回の繰返しに對し range は  $\pm 6$  T/ロより更に低く、腐蝕は電流のある場合よりも著しかつた。又  $10^7$  回の繰返しに對しては、range は多分空氣中及び苛性曹達中に於ける 1/3 以下と推察せられる。酸性溶液中に於ての結果を對數曲線に表はして見ると、此場合は fatigue

limit は存在しない様に思はれる。NaOH 中の陰極は腐蝕から守られてゐる爲に fatigue limit は下らない。然し乍ら疲労破壊の様子は、空气中に於ける夫れとは全く違がつてゐる。水素は mild steel の試片に作用して此場合には試片は丁度硬い脆い steel か、又は mild steel に小孔をあけた時と丁度同様な破壊の仕方をする。試片が陰極として働く場合は、水素が試片中に浸透して、引張で破壊した時には、夫れが酸性溶液中であらうと、alkali 性溶液中であらうと、断面収縮は殆んど起らず、脆い材料と同様な壊れ方をする。然し若し引張り試験をする以前に小時間電流を切ると、此時に ductile な壊れ方をする。Izod 衝撃試験機を用ひ衝撃試験を行ふ場合に試片を陰極としても、水素の存在は何等の影響も及ぼさない。此の事柄から次の事が判かる。衝撃に依る破壊は、水素が存在する場合の引張り内力に依る破壊と同種類であつて、結晶壁に起つた破壊の爲めに破壊するか、又は水素が結晶格子を歪がめ、夫れが剪断滑りなしに破壊に導き、而して又衝撃に於ては滑りは起り得ないと考へられる。

### 静的及び動的衝撃試験

試片に於ける不連続性が衝撃試験の energy に大きな影響を有つ事は、既に判かつてゐる。又衝撃試験に於ては、試片を破壊するに要する energy を求め、之れに依つて材料の brittleness (脆性) を比較する。従つて各種の材料の試験結果を比較するためには、試片及切込みの標準型を定めて置く必要がある。此の目的で一般に 45° の V 型切込みが用ひられ、深さは 2mm 切込み底の半径は 0.2 mm である。標準型試片は 1 cm × 1 cm の断面を有つ事になつてゐる。圓形試片又は小型試片も使用することが出来るが、此の様に其の形が違つた場合の試験結果を比較して、夫れで材料の brittleness を云々する事は出来ない。切込を有つ試片の衝撃試験に依つて材料の非常に重要な性質を知る事が出来るが、之れを直接他の試験結果と關係付けることは非常に困難な事である。此の試験は又機械部分に切込みの様な鋭い不連続性のある場合には、如何なる衝撃に對しても危険であることを教へてゐる。

腐蝕状態及び然らざる状態に於いて、種々の材

料に就いて繰返し衝撃の影響を試験して見た。Fig. 9 は此實驗に用ひた装置を示してゐる。腐蝕状態に於ける試片は、溶液中に浸された Selvyt cloth と接觸させて置く。試験機は Stanton 試験機を用ひ hammer の落下は自由に調節する事が出来る。試片は圓形断面を有ち、兩端は自由に保持され、切込の近くに衝撃を受ける様にした。試片は 2 回の衝撃の間に 180° 回轉し、試片の 2 の反対側は、代る々々引張りと壓縮を受ける。標準型試片は直径 1/2 吋、兩支點間距離は 4 吋である。切込みの深さは 0.079 吋、角は 45°、切込み底の半径は 0.0079 吋であつた。破壊を起すまでの衝撃回数を、衝撃の高さに對して曲線に表はした。落下槌の重量は約 5.5 lbs で、之れが 1 吋落下の energy は 5.5 in-lb である。

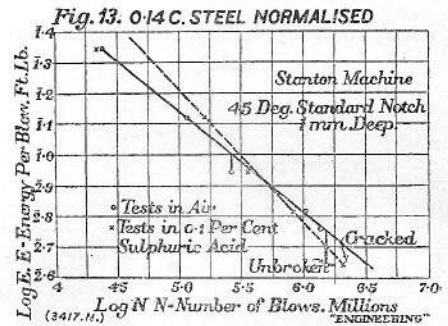
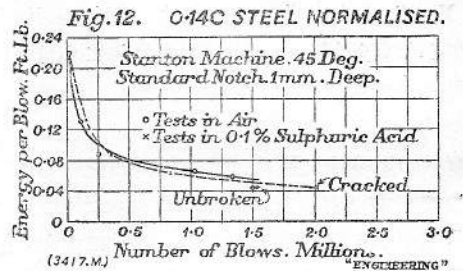


Fig. 10 は alloy steel (3 per cent. Ni, 0.6 per cent. Cr) の試験結果である。切込みは破壊を起すに必要な energy に對し著しい影響を有つ事が判る。Fig. 11 に依れば、試片の一方の側だけに繰返し衝撃を加へた場合は、兩側に代々々る夫れを加へた場合とは非常に異つてゐる。Figs. 12, 13 は 0.14C steel の試片を普通の状態と腐蝕状態との兩方で試験した結果である。Fig. 13 の對數曲線から判かる様に、此場合の試験は fatigue limit の存在を知る爲めには未だ不充分であつた。



試片が腐蝕作用を受けた場合の結果は破線で表はされてゐる。比較的早期に破壊を起す様な場合は腐蝕劑に依つて餘り影響されないが、是等の試片に對する曲線は、普通状態のものに比らべて、衝擊回數の軸に平行になる度合が小さい。落下の高さが大きく、早く破壊を起す様な場合には、腐蝕劑の作用が少く、試験結果にまで影響を及ぼすに至らない。然し時が経過するに従つて其の差異が目立つて來るが、普通の繰返し内力状態に於ける腐蝕劑の影響に比べると小さい。此の事から腐蝕劑は切込み底の内力集中に對して、餘り大いした影響がないことが判る。即ち丁度水素が吸収された場合と同じである。(K. T.)

## 銲接接手に及ぼす靱性の影響並に夫れが計測法

By D. Rosenthal. "Journal of the American Welding Society," May 1932. pp. 5-9.

### 1. 緒言

銲接接手は母材よりも靱性に於て劣ると云ふ事は從來論ぜられて居る事である。銲接手は構造物の中で最も弱い部分であるので又最も伸び易い。然し銲接接手は銲接手と同様若くは以上の強度を持たせる様にする事は容易である。斯かる場合には銲接構造物に起る大なる變形は母材の部に與へられるので、此の點よりして安全の方から必要な事は母材が或一定の値以上の靱性を有する事である。

實際の場合には銲接接手の靱性は更に強大なる役目を存して居る。即ち之で應力が大なるのを防ぐので此の爲めに母材も銲接部も靱性を充分有せねばならぬ。

### 2. 過大の應力が掛つた時の靱性の影響

構造物に過大の應力が掛かる理由は形の不連続、氣孔及不純物の影響等である。若し此の時金屬が靱性を有するならば應力は yield point で止まり、其の斷面の各點に於て狀況が同様になる迄應力は増大せぬ。

靱性を有する場合には此爲めに一層整一の應力

の配分となり、過大の應力が掛かつた斷面上に於ては計算で出る以上の強度を有する事になる。實驗の結果に依ると此の抵抗は母材の抗張力以上の場合すらあつた。此事は構造用鋼材の場合の問題であるが、然し銲着金屬の場合も靱性が充分ならば同様である。

Fig. 1 に示す如き切込みを附した抗張試験片を銲接接手から削り出した。棒は2種類で、第1の場合は極めて薄く被覆した棒 D で銲接したが靱性は小であつた。第2の場合には厚く被覆した棒 M を用ひ靱性大なる銲接を得た。Fig. 1 より見るに抗張力は切込みの影響が大となるに伴れ、即ち  $R/h$  が小になるに伴れ何れの場合でも大となる。(茲に  $R$  は曲率半徑、 $h$  は切込みの深さ)

然し抵抗の増大は厚被覆棒 M の場合よりも薄被覆棒 D の場合の方が小である。下方の曲線 A

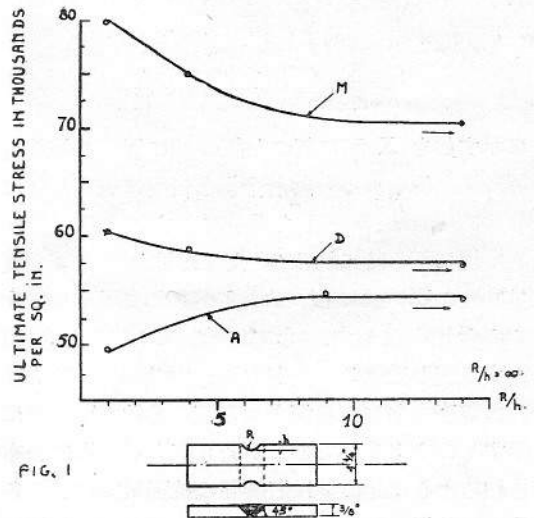


Fig. 1—Effect of Notch on the Resistance of Fusion Welded Specimens:  
M—Heavy Coated Electrode  
D—Light Coated Electrode  
A—Bare-Wire

は J. W. Owens 氏が行つた裸棒の實驗の結果である。此曲線を見るに強度の増大は見えず却て  $R/h$  が減少するに伴れ抗張力は減少して居る。此點よりして斯くの如き銲着金屬は過大の應力を受けるに充分な靱性を有しない事が判る。

### 3. 實際に於ける過大の應力

銲接部に起る過大の應力は上記實驗に示される如き大なるものがあるかと云ふに、抑々銲接接手が過大な應力を受けるのに次の2つの場合がある。

(a) 溶接作業後の縮み

(b) 實用中の荷重

以上の2つを逐次説明するに次の如し。

### (a) 溶接作業後の縮みによる過大の應力

縮む場合の影響に關して調べて見るために Fig. 2

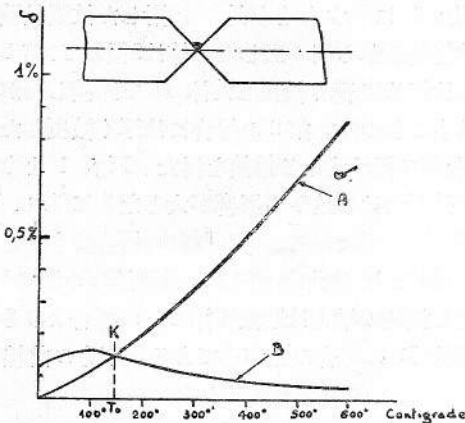


Fig. 2—Variation of Thermal Contraction and Elastic Strain with Temperature:  
A—Thermal Contraction Curve  
B—Elastic Strain Curve

に示す如き X 型に削つた鉄の間に置いた溶着金属の薄い層を取る。溶着金属が自由に縮める様になつて居れば、例へば A 曲線に示す如く 600°C から室温に下る時に約 1% 長さが縮む。溶着金属は 2 枚の厚い鉄にしつかり支へられて居るので大きな変化は生ぜず、従つて冷える時に 1% に相當する歪を受ける。之が内部應力の源である。然し内部應力を生ずる源となる歪の量は A 曲線に示すものよりも小である。若し應力が一様に分布されるならば此の量は短時間の抗張試験に於て各温度で計算された最大の弾性歪と與へられる筈である。之は普通の軟質鋼の場合には B 曲線で示されるものである。温度が下るに伴れ弾性歪の量が上り内應力は大になる。

安全の方から云つて最も工合の悪い場合は A 曲線と B 曲線との交りの温度 T<sub>0</sub> の附近に起る。普通の軟質鋼の場合 100°~200°C の間で弾性歪と延びとの比が最大となる。更に同時に歪が層に加へられるならば、即ち若しも第 2 の層が反対側の溝の中に置かれる時充分注意しないと、内部應力は弾性限を超えて上り破断力に達する事がある。

破壊の虞れは若しも溶着金属中に肉眼的（鑛滓の混入、氣孔等）及顯微鏡的（酸化物、窒化物等）

の異物が大なる程甚しく脆いものである。金属の内部に於ける斯くの如き細き不連続は應力を高めると云ふ事は衆知の事實であるから茲には事新らしく述べぬ。單に顯微鏡的不純物がある時にも冷却して間に斯かる事が起ると云ふ事は著者の指示により Sorbonne の Mathieu 氏が X 光線廻折法で研究した所である。斯くの如くして求めた圖は高き靱性を有してゐる溶着金属は冷却中内應力を受けぬ事を示して居る。我々の實驗に於ては溶接試験片は Charpy の切込試験片と同様の方法で製作された。粗大な結晶の上部の層を取除き、試験面を磨き Massachusetts Institute of Technology の J. T. Norton 教授の勧告により硝酸で深く腐蝕した。此方法の詳細は米國溶接學會 1930 年 9 月の大會で Norton 教授に依つて發表されて居るので茲には省略する。茲に再び述べる要のある事は X 光線圖の意味であつて、之に 2 種類あつて一は同心圓で原子の配列及粒子の大きさに關係あるもので、他は放射線で其の有無は内應力の有無を示すものである。著しき放射線は裸棒の溶接に於て見られる Fig. 3 B の如きものである。此の顯微鏡寫眞は Fig. 4 にある。此放射線は 850°C に短時間熱して焼鈍しても完全には除き得ぬ事 Fig. 5 に示すが如し。

被覆棒 E で溶接したものは放射線は小であるが、被覆の防護は完全でなく Figs. 6, 7 に示す如くである。短時間 850°C に焼鈍すると充分放射線を除き得る様である。厚被覆棒 M で溶接されたものには放射線は出ず、肉眼的にも顯微鏡的にも何等缺點はない。Figs. 9, 10 に示す通りである。

### (b) 荷重を加へられた時の過大の應力

荷重を加へられた時には、形状の不連続による過大の應力が隅肉の溶底に起る事が多い。之は Goettingen の Mesmer 博士の貴重な實驗に依つて證明された。博士の實驗に於ては、隅肉溶接を應力の働く方向と直角に置いた重接手の試験片を celluloid から切り出し、隅肉の喉と脚に於ける應力圖を Cooker 教授の彼の有名な photoelasticity の方法で見分けたのである。此の圖は Fig. 11 に示す通りで、底に起る過大の應力の爲めに隅肉の喉は非常に不均な應力の配分を受けるのである。

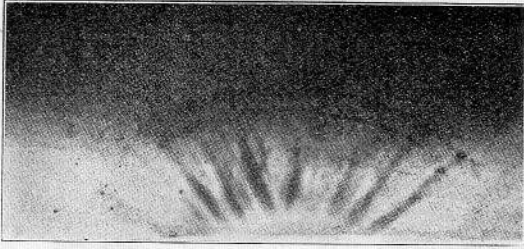


Fig. 3. X-ray Diffraction Diagram of the Bare-wire Deposit B, as received. Pronounced Radial Striations.

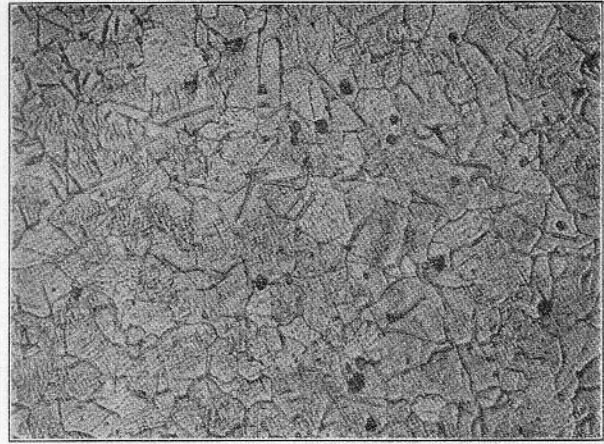


Fig. 7. Microphotograph of the Deposit E. Magnification 500.

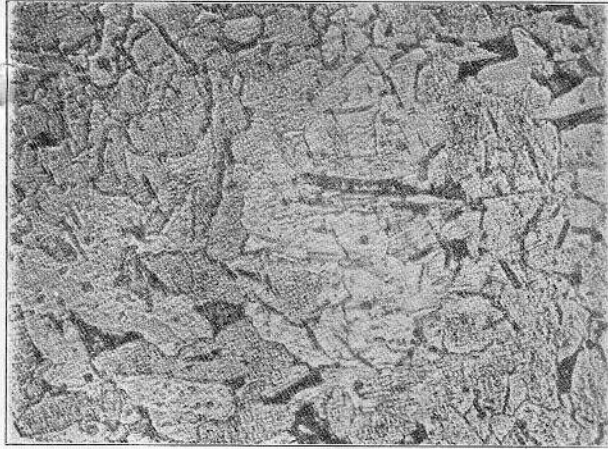


Fig. 4. Microphotograph of the Deposit B. Magnification 500.

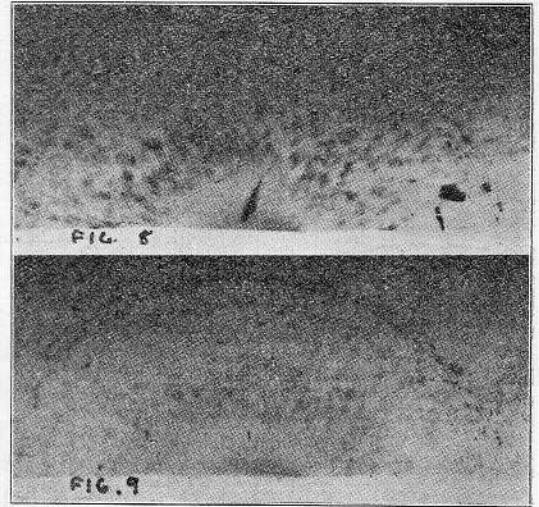


Fig. 8. X-ray Diffraction Diagram of the Deposit E, annealed. No Asterism.

Fig. 9. X-ray Diffraction Diagram of the Deposit M, as received. No Asterism.

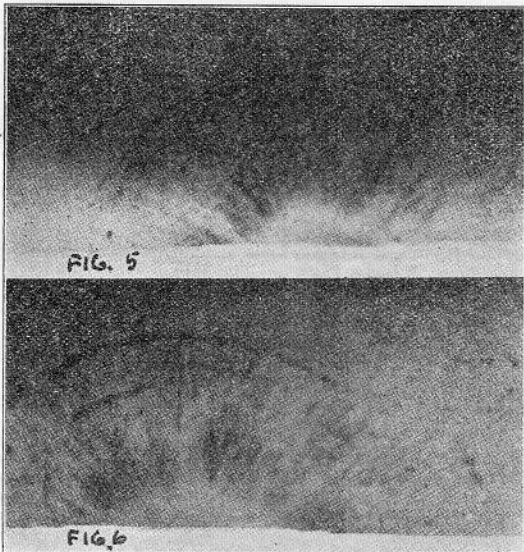


Fig. 5. X-ray Diffraction Diagram of the Deposit B, annealed. Asterism.

Fig. 6. X-ray Diffraction Diagram of the Deposit E, as delivered. Radial Striations less pronounced than in the Deposit B.

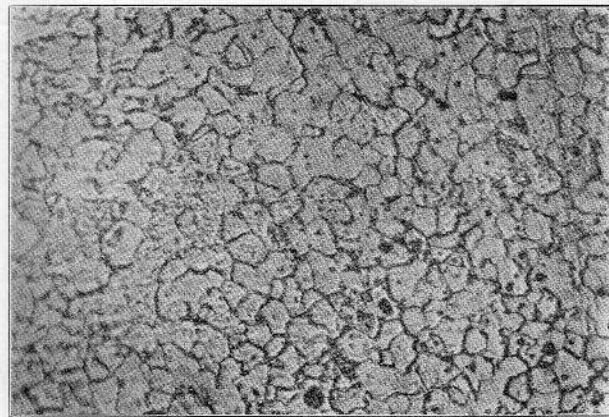


Fig. 10. Microphotograph of the Deposit M. Magnification 500.

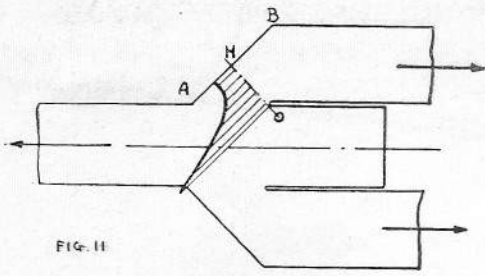


FIG. 11

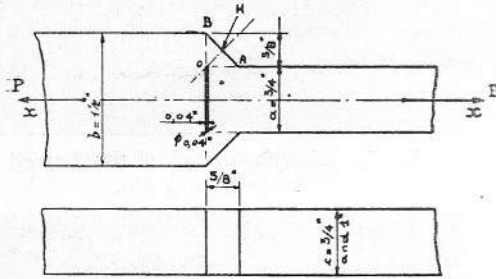


FIG. 12

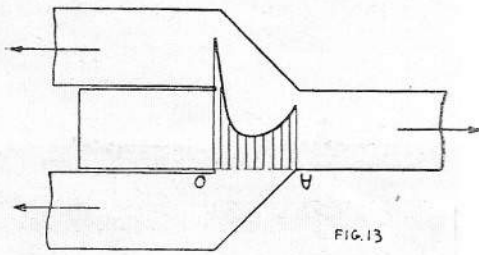


FIG. 13

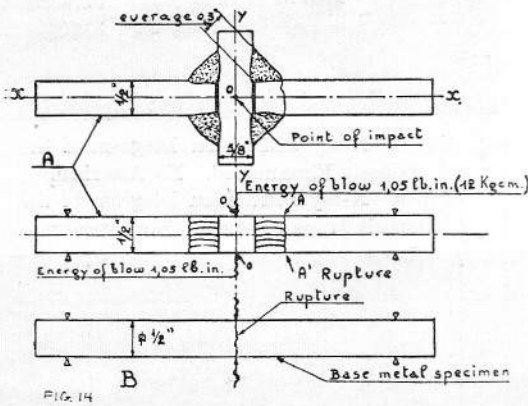


FIG. 14

Fig. 11—Stress-Repartition in the Throat of Fillet

Fig. 12—Tee-Type Specimen of Boiler Steel Plate. Indicated Dimensions Are Approximate

Fig. 13—Stress Repartition in the Leg of Fillet

Fig. 14—Welded and Unwelded Specimens for Repeated Shock Test

T型接手の試験片に就いて Haas 氏の實驗結果に依ると、此の事は裸棒で銲接した場合にも起る様である。此の試験片の形状は銲接部試験標準委員會の定めたもので、Journal of the American Welding Society 誌 1931 年 11 月號に載せてあ

る通りである。實驗の結果によれば如何なる場合でも破壊は隅肉の喉に起り應力は銲接接手の場合の 75% に過ぎなかつた。此抗力の減少は銲接部の靱性なきに依るもので、此事は著者の實驗に於ても示されて居る。

是等實驗の爲め試験片は Fig. 12 に示す如き形状に罐用の鋼板から切り出されたもので横に繼いだ隅肉の接手を代表するものである。之は上記の T 型接手よりも製作に樂であつた。

試験機の關係上試験片の幅は 10 吋以上にする事が出来なかつた。然し之は應力には殆んど又は全く關係がない。即ち第 1 に 1 吋の試験片でも 3/4 吋の試験片でも同じ結果が得られた。第 2 に破壊後の幅の變化は 5% 以下であつた。試験片は總べて引張つた時に喉 OA で切れた。喉に於ける應力は平均 55,200 封度/平方吋で、直接引張つた時には平均 56,500 封度/平方吋である (Table 1 参照)。此の 2 つの數字の差は 2.5% 以下である。従つて抗力の減少は靱性ある金屬の場合には生じないのである。

(c) 結論 Haas 氏の實驗と比較して是等の實驗から次の如き結論が出る。

(1) Mesmer 博士の實驗で豫期された過大の應力は實際銲接接手に生ずる。

(2) 過大の應力は靱性ある金屬を使用する事により防止し得られる。

(d) 接手の附近の過大の應力 更に接手附近の過大の應力は Mesmer 博士の隅肉の脚に於て計測した photoelasticity の圖で示される。(Fig. 13)

Table 1.—Resistance of Tee-Type Specimens Made from Boiler Plate (see Fig. 12)

I. Mechanical properties of the plate							
No.	Area in Mm.	Yield Point	Ultimate Point Stress	Elongation on	Contraction	Ultimate Stress in the Throat	
						Metric	oH
		Kg./Mm. <sup>2</sup>	Kg./Mm. <sup>2</sup>	%		Tons	Kg./Mm.
1	15 × 25	..	40.2	220 m./m.	20.4	38	38
2	19.8 × 25	..	24.9	39.6	250	26	39
3	19.8 × 19.9	..	39.0	..	..	..	..

\* Cross to lamination.  
\*\* Along the lamination.

II. Tee-type specimens							
No.	a	b	c	oH	P	Ultimate Stress in the Throat	
						Metric	oH
	M./M	M./M	M./M	M./M	Tons	Kg./Mm.	Remarks
1	20	38	20	6.0	9.1	38	Rupture through the throat oA
2	20.3	38	25.2	6.4	12.6	39	
3	20.3	38	24.8	6.25	12.1	39	

此點に於ては又喰ひ込みが起り勝ちであるから尙危険である。静力學的の實驗は過大の應力を見出すには適當ではない。良く計畫された接手に於て一般に破壊は接手以外に生ずる。之は疲労試験の結果ではない。繰返し應力の下に於ける接手の破壊は最近獨逸の Schaechterle 博士に依つて發表された。

接手の弱點は銲着金屬の容積を増加しても除けられぬが、弱點は機械的操作に依つて回復される。即ち銲着金屬が充分な靱性があるなら銲打に依つて回復される。此事は著者の行つた基礎實驗で判かつた。Thum 教授の研究に依れば切込の頂上が引張られて残存壓縮應力が生ずると云ふ事である。荷重を加へた時切込のある試験片に生ずる高い張力に依る壓縮應力及疲労値は増加する。

著者の實驗に於ては残存壓縮應力は棒 M で銲接した T 型接手試験片 (Fig. 14) の AA' 接手を銲打して生ぜしめた。是等試験片は Amsler の試験

機で繰返し衝撃試験を受けた。破壊は總べて Fig. 15 に於ける如く 接手に生じた。銲打した銲接試験片は母材と同様の回数、繰返し衝撃に耐へたが、銲打しないものは約半分位の回数しか保たなかつた。

(e) 結論 是等實驗は疲労試験に於てすら靱性の或る量は銲接接手に有益なる事を示して居る。但し其量は今の所判然と判からぬ。然し隅肉

Table 2.—Results of Repeated Shocks (see Fig. 14)

Specimens	Impact of 12 Kg. Cm. Amsler Machine	
	No.	Number of Blows Before Rupture
Welded, Unhammered Junction	4	63,960
	6	89,030
	7	60,278
Welded, Hammered Junction	2	140,698
	3	125,714
	8	157,492
	7	115,728
Unwelded Base Metal	4	155,556
	6	134,606
	7	115,728

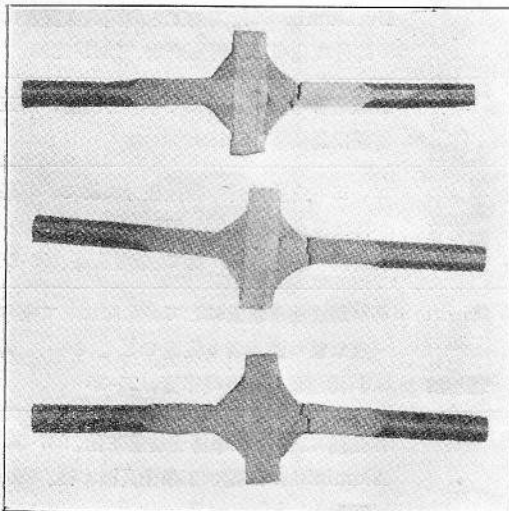


Fig. 15. Welded Specimens Fractured.

Fig. 16—Actual Figures for Impact Tests Made with Charpy Notch 5 M./m. Deep and Mesnager Notch 2 M./m. Deep

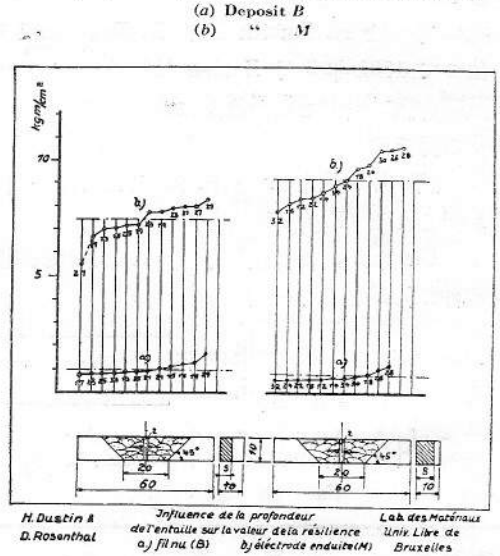


FIG. 16

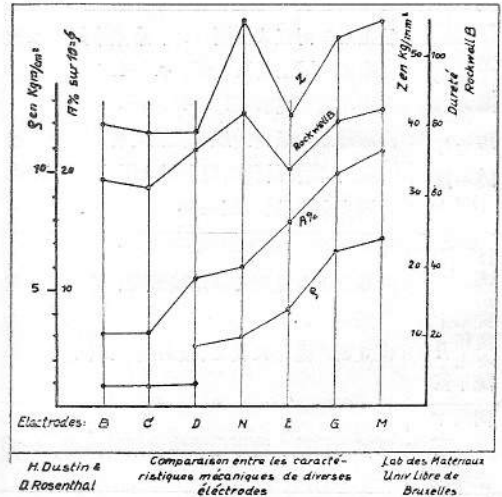


FIG. 17

Fig. 17—Mechanical Properties of Deposits Made with Different Kinds of Electrodes:

Z—Ultimate Stress in Kg./mm.<sup>2</sup> Rockwell B—Hardness  
A—Elongation in %  
P—Charpy Notch Figure: in Kg./c.<sup>2</sup>

の應力の複雑な状況から考へて、母材及溶着金属に於て出来るだけ其量が大きである事を要する事が明かである。同様の見地は一般に瑞西を含む西歐諸國にも一般に持たれて居る。是等の國々は張力に対する最少値を決めると同様の重要程度で靱性の最少値を決める事を考へて居る。

#### 4. 靱性の計測法

溶接部の局部的應力の影響を測らねばならぬので、切込を附けた衝撃試験が最も適當して居る様である。

此の考へは H. Dustin 氏及 D. Rosenthal 氏に依つて 1931 年 9 月 Zurich に行はれた國際材料試験會議で發表された論文に現はれて居る。此論文の要旨は

- (1) 試験片が注意して製作されるならば一定の値か得られる (Fig. 16)
- (2) Charpy 式の切込衝撃試験の結果は抗張試験の伸の結果と良く一致する (Fig. 17)

と云ふにある。

未だ著者は切込衝撃試験と屈曲試験との間に關係ありと云ふ論を支持する組織的の實驗は行つてゐないが、屈曲試験の結果に依ると例外はあるが外側面の伸の計測が溶着金属のみに限られるならば確かに充分な關係があると信じて居る。

#### 5. 結 論

上記實驗より下記一般の結論が導かれる。

- (a) 溶接接手に於て縮む際には實用の際荷重を掛けた時と同様過大の應力が起る。
- (b) 過大の應力を避けるには母材と溶着金属とは共に靱性を有せねばならぬ。而して安全の方から云へば靱性が大きである程良い譯である。
- (c) 切込を附した衝撃試験は溶接部の過大の應力の影響を計測するには最も適當である。

(A.K.)

## 雜 錄

### 内外雜誌重要表題集

#### 内地雜誌

雜誌名	表題、著者、頁
工 業 和 二 雜 七 月 誌 年 號	航空用二衝程式機關 (1)、東京帝國大學教授工學博士富塚 清、473-476 金属の粘性變形 (1)、481-483 高級鑄鐵の原料銑鐵 (製鐵業者に對する希望)、岡島鑄物研究所長米國 D. S. A. M. 岡島奈良藏、484-486
技 術 研 究 會 和 七 月 誌 年 號	計算上より見たる諸溶接強度、舞工船 電 弧生、1-23 直立面の溶接に就て、技研船 田梅、23-33
同 十 一 月 上 年 號	電弧溶接法、海軍造船少佐粟谷英彦、1-20
造 俱 船 協 會 和 一 月 神 報 年 號	航空 Diesel 機關に就て、神戸三菱造船所 工學博士大井上 博、1-23 “Merits of Turbo-Charging of Diesel Engines.” Alfred J. Buechi. 1-37

鐵 昭 十 和 一 七 月 鋼 年 號	炭素並に滿俺の壓延鋼材に及ぼす材質的影響、城正 俊、1189-1205 航空機用鋼管及鋼板材としての不銹鋼に就て、絹川武良司、1206-1232 強靱なる鋼鑄物に就て、James A. Rabbit, 藤原唯義、1233-1240 Duralumin の冷間加工と機械的性質並に時效硬化現象、渡瀬常吉、1241-1253
同 第 十 八 冊 上 號 號	製鐵業參考資料、昭和七年六月調査、商工省鐵山局編纂、1-119
電 昭 十 氣 製 七 月 鋼 年 號	二、三の金属材料の腐蝕疲勞に就て、理學博士遠藤彦造、555-577 炭素鋼の磨耗抵抗に就て、金友濤聲、599-604
海 昭 十 和 二 七 月 運 年 號	再び助成法を祖上にして (如何にして來年度以後の適用者を促進せしむるか)、神戸海運集會所岡崎幸壽、25-35
	輕金属に就て、工學博士後藤正治、937-939 Aluminium 工業、工學士高橋本枝、940-955

日 本 昭 十 和 七 年 七 月 業 會 誌 ( 輕 金 屬 誌 )	Aluminium の製造、(昭和七年四月六日 工學會大會に於ける講演、理學博士鈴木 庸生、963-972
	鑄造用 Aluminium 合金、工學博士山口 珪次、973-983
	鑄造 Aluminium 合金、工學博士大谷文 太郎、984-993
	鍛錬用 Aluminium 合金、工學士堀口貞 雄、994-1016
	鍛錬用 Aluminium 合金に就て、工學士古 田俊之助、1017-1026
	Aluminium の熔解、工學博士後藤正治、 1049-1052
	Magnesium 工業、工學博士子爵大河内正 敏、1053-1062
	Magnesium 合金の一般、工學博士石田四 郎、1063-1070
	航空機構造材料としての Magnesium 合 金に就て、古知幸次郎、1071-1074
	Magnesium 輕合金の酸素 Acetylene 銲 接劑に就て、工學士黒田三郎、1075-1083
Magnesium の熔解、工學博士後藤正治、 1084-1086	

外國雜誌

Name of Magazines.	Subjects. Authors. Pages.
Engineering Oct. 14, 1932	Crane Safe-load Indicator. 460 The Theory of Drying. J. Frith and F. Buckingham. 460-463 Toughened Glass. 463
" Oct. 21,	The Motor-boat Section of The Olympia Exhibiton. 483-486 Spectroscopic Estimation of Nickel, Manganese and Chromium in Steels. F. Twyman and A. Harvey. 487-488
"	Light-weight High-pressure Gas Cylinders. F. S. Marsh. 489-491
"	Mould Materials for Non-ferrous Strip Ingot Casting. G. L. Bailey. 491-492
"	The Design of Heat Exchangers. B.M. Thornton. 500-501
"	Boiler Explosion Inquiries. 513

" Oct. 28,	An Automatic Carbon-arc Welder. 519 Elasticity and Hysteresis of Rocks and Artificial Stone. J. Gilchrist and R. H. Evans. 519-522
"	The Properties of Commercial Varieties of Copper at High Temperatures. T. G. Bamford. 523-524
Marine Engineering & Shipping Age Oct. 1932	Seatrains New York Design and Construction of Two High-speed Vessels for Carrying Loaded Freight Cars. 416-429 Quadruple-screw Motorship "Neptunia." 430-431 Arc-welded Naval Auxiliary Vessel. H. N. Wallin, and H. A. Schade. 436-439 Stresses in Pipes due to Thermal Expansion. R.H. Tingey. 442-443
The Motor Ship (British Edition) July 1932	Sulzer High-powered Diesel Engines. 118-120 The "Georgic." (The Largest British Motorship. The White Star Line's 27,700-ton Transatlantic Liner.) 121-137 Test Results of Double-acting Two-stroke Warship Engines. 142-143 Supercharged Engines in Service. (Performance of the M.S. "Meonia." 151-152
" Aug. 1932	Cylinder Wear in Diesel Engines. G. D. Boerlage, and B. J. J. Gravesteyn. 171-173 The Largest Oil Engine. (22,000 b.h.p. Double-acting Two-stroke B. and W. Motor.) 179
" Sept. 1932	The "Neptunia." 204-208
" Oct. 1932	Vulcan-gearred Fijenoord- M.A.N. Engines in Service. 253-254 The Newbury Diesel Engine. (A New Airless-injection Design.) 255-257 An Oil-engine-driven Stern Wheeler. 260-261
"	France's 75,000-ton Liner. 362-364 Double-compound Engines in Con-

The Marine Engineer & Motorship Builder	junction with Exhaust Turbines. W. A. Christianson. 366-368	" Oct. 26, "	Choice of Propelling Machinery. 389-390
	Superior Accommodation on Tankers. 370-372		History of Ship's Anchors. 391-392
	An Interesting Motorship Launch. 373		Manchester Liners, Ltd. 396-398
Nov. 1932	Marine Engine Developments. 374	Schiffbau	Der Umbau des Halbsalon-Raddampfers „Helvetia“ der Dampfschiffahrtsgesellschaft des Vierwaldstätter Sees in Luzern. Ludwig Göbel. 295-300
	The World's Largest Hollow Forging. 375		Die Leistungssteigerung von Viertakt-Verbrennungskraftmaschinen durch Vorverdichten der Verbrennungsluft. A. Oppitz. 300-303
Journal of Commerce	A Large Plano-miller. 376-377	1. Okt. 1932	Der moderne Nobel-Dieselmotor als Schiffsmaschine. Einar Lundborg. 313-316
	Thornycroft High-speed Diesel Engines. 378-379	15. Okt. "	Bekämpfung der Notlage der Binnenschiffahrt. Wilhelm Teubert. 316-317
Oct. 13, 1932	High-speed Diesel Engines. 6	W.R.H.	Das Steuern der Seeflugzeuge auf dem Wasser. H. Croseck 283-286
Oct. 20, "	Motor Tank Barge. 1-3		Versuche mit Gleitflächen. W. Sottorf. 286-290
Oct. 20, "	U. S. Warship Construction. 3	1. Okt. 1932	Einiges über Hafenbau und-betrieb in Nordamerika. W. Sieveking. 290-292
Oct. 27, "	New Destroyers for Greek Navy. 2	15. Okt. "	Der Wert der Pfahlprobe und die Wahl günstigster Schraubenpropeller. Völker. 292-293
	Ships and Their Machinery. R. J. Walker. 3		Schwimmender Greifbagger „Dörverden.“ Foss. 299-301
Oct. 27, "	Steam at High Pressure. (The Uckermark's Benson Boiler.) 7-8	15. Okt. "	Beitrag zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit älterer Schraubenschiffe in der Binnenschiffahrt. Wilhelm Eggert. 301-303
	Exhaust Turbine Economy. 8		Der Schnelldampfer „Rex.“ G. Dittmer. 303-306
The Shipping World and Ocean Traveller	The Future of Shipping Policy. 313	V. D. I.	Deutsche Flugzeugmuster für Sport und Reise. Wilhelm Pleines. 949-957
	British Tonnage At-sea and Laid-up. 314		1. Okt. 1932
	Ocean Towage. 318	8. Okt. "	Das Dehnungslinienverfahren. Otto Dietrich und Ernst Lehr. 973-982
	Electric Arc Welding. J. Foster King. 321		Geräuschmessungen an Kraftfahrzeugen. Erwin Meyer und Walter Willms. 983-987
Oct. 5, 1932	Cutting with the Oxygen Torch. Leslie J. Hancock. 322		
Oct. 12, "	Welding in the Shipyards. 323		
	Acetylene Welding. 324		
Oct. 19, "	International Insurance Union. 325		
	The Shipbuilding Paralysis. 339		
Oct. 12, "	The Problem of Port Costs. 341-342		
	New Type of Cargo Carrier. 342-343		
Oct. 19, "	Coal or Oil for Ships? Bernard Acworth. 365		
	High Speed Marine Diesel Engines. 366		
Oct. 19, "	Troubles of Shipping. Robertson F. Gibb. 369		
	Foreign Cargo Fleet. 387		



	Dampferzeuger mit Turbine. Heinrich Vorkauf. 988-990
15. Okt.	Der Stand der Forschung auf dem Gebiete der Wärmenübertragung. E. Schmidt. 1025-1032 Druckfeuerung von Dampfkesseln in Verbindung mit Gasturbinen. W. G. Noack. 1033-1039
Bulletin Technique Du Bureau Veritas	Le pétrolier à moteur "Henry-Desprez." 177-178 Consommation de combustible des Auxiliaires à vapeur sur les pétroliers à moteur et économie obtenue par l'emploi des gaz d'échappement 179-181 La propulsion électrique des bâtiments spéciaux. 181-185 Dispositions susceptibles d'améliorer la rigidité des coques et de réduire les vibrations. 186-188 Aout 1932 La tenue à la mer de diverses formes de carènes. 188-190 Chambre syndicale des constructeurs de navires et de machines marines. 191-192 Distillation de l'eau de mer pour l'alimentation des chaudières à haute pression. 194-195
Sept. 1932	Le développement du moteur Diesel dans la marine marchande. 197-198 La Combustion dans les moteurs à huile lourde. 199-203 Note sur l'usure des cylindres. 204-205 Moteurs Diesel légers type Sulzer. 206-207 Note sur les matériaux de construction des moteurs diesel marins. 208-210 Possibilités limites des moteurs Diesel à quatre temps. 210-213. Les moteurs du croiseur allemand "Bremse." 214-215
	La flotte française de chalutiers. 217-219 Chalutiers récemment mis en service

Oct. 1932	en france et à l'étranger. 220-228 Les chalutiers de grande Pêche à propulsion électrique. 229 La pêche frigorifique et les chalutiers congélateurs. 230-233 La congélation du poisson (réalisations récentes). 234
Aircraft Engineering	Float Construction and Repair. 247-249 The Europa Rundflug. W. R. Schulz. 250-252 Biplane and Monoplane Compared. 253-254 Oct. 1932 Oil Quenching of Steel. E. C. J. Marsh, and E. Mills. 255-258 Carrying Machinery by Air. Charles A. Banks. 261-263
Z. F. M.	Zur theoretischen Behandlung der gegenseitigen Beeinflussung. C. Wieselsberger. 533-535 Ventilsteuerung mit Ölgestänge. W. Stieber. 536-539 Elektrische Triebwerksausrüstung für Luftfahrzeuge. W. Brintzinger und B. Bruckmann. 541-549
14. Okt.	Betrachtungen über den Europa-Rundflug. R. Poss. 561-563 Die Flugzeugmuster des 3. Internationalen Rundfluges 1932. W. Pleines. 563-577 Die Motoren des Europa-Rundfluges 1932. O. Kurtz. 577-581 Der technische Wettbewerb des dritten Internationalen Rundfluges 1932. Leander. 582-588
28. Okt.	Über eine einfache Möglichkeit zur Auftriebserhöhung von Tragflügeln. E. Gruschwitz und O. Schrenk. 597-601 Über einen trägheitslosen Flugzeugkompass. W. Ende, und M.H. Gloeckner. 603-609
	Wing Construction. H. J. Stieger. 790-827

Journal of Royal Aeronautical Society Oct. 1932	Aero Engine Accessories. W. L. Taylor. 828-860
	An Engineer's Conception of Matter and its Application to Materials of Construction. E. W. Stedman. 861-882
	The Steiger Mano-Spar. 5-6 Comments on the High-speed Planes

Aviation Engineering Oct. 1932	at the National Air Races. 7-8
	The Cyclone R-1820-F. 9-12
	Fleetster Model 17-A. 13-15
	Recent Developments in Pioneer Aircraft Instruments. G. Tate. 16-17
	Tests for Welding. 18-19
	Design of Wing Panels for Incidence and Dihedral. M. Schwam 20-21

## 時 報

### 本 協 會 の 諸 會 合

#### 内 燃 機 船 船 體 部 小 委 員 會 調 査 委 員 會

昭和七年十一月十五日(火曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て山本主事、平賀委員長、小野幹事列席の上浅川主査司會の下に第七回の會合をなし次記の通り諸般の報告、議事、申合せ事項を語り午後九時散會す。

#### 事 務 報 告

- (一) 内燃機船の故障中機部事項に對し國際汽船株式會社服部佐重郎氏より回答あり。  
 (二) 振動調査に關する照會に對し三菱造船株式會社長崎造船所より回答ありたるが本文寫に一切の關係書類を添へ常松委員に廻付したり。  
 (三) 本日次の書類を受領せり。

〔イ〕 小野(暢三)委員より葛城丸船體振動に關する調査圖表。

〔ロ〕 和辻委員より「錨鎖事故統計表」及び「荒天航海に於ける推進器回轉數の減少に就て」なる調査。

〔ハ〕 阿部委員より「船船底の損傷に關する寫眞及青寫眞七葉」、「side girder or floor に孔を明けたる場合の photo-elastic picture 及び計算」及び實驗報告三冊。anchor cable の材料としての mild steel の材質仕様に就て意見、文献等。

#### 議 事

- (一) 事項別調査進行の程度。—— 調査主任の報告要領及特別研究の報告要領次の如し。

##### 1. 船首底部の損傷

strength 關係に就て井口委員より前回船體部小委員會に於ける委員よりの希望に基き肋板に於ける壓縮が eccentric に働くものとして又肋板が縦桁板間に於

て撓曲を受くるものとして尙又 torsion, shearing をも考慮して種々研究をなしたる道程を説明あり、數字としても大體穩當なる結果を得たるにより理論的方面の研究は最後に到達したる方法にて進めたしと申出あり異議なく決す。

平賀委員長より上記の研究をして實際的の價値を有せしむる爲め模型實驗を行ひて hammering の際の dynamical head と statical head との割合の概略値を見出す方法を講じたしとの發議あり、模型の型態、實驗の方法等につき協議したるが具體的の實行方法に就ては井口、吉識の兩君の考究を煩す事に決す。

##### 6. 舵 効

八代委員より turning に關し半載吃水にて trim を種々に變へたる場合の實驗をなし全部を完了したき考へなりと申出あり。

##### 4. 一列釘固著縦縁の油密と振動との關係。

一列釘固著縦縁の油密と振動との關係に關する小野(暢三)委員調書の件に關し同委員より油密と振動との直接關係に付ては何共申し兼ねる旨前置あり討議に移り。

〔イ〕 平賀委員長より British Corporation 及帝國海事協會鋼船規則に於て船底内張板ある場合には鉸釘心距は釘徑の 4.5 倍、之なき場合には 4 倍と規定せるは漏油検査なる見地よりすれば矛盾ならずや又同趣旨に依り内張板ある場合には二列釘固著、之なき場合には一列釘固著とする方が適當ならずやとの説。

〔ロ〕 渡瀬委員より積荷の種類に依り漏油の臭氣を厭ふ場合には縦縁を二列釘固著と爲すが可なりとの説。等出でたるが意見交換の上更に小委員會として提出すべき報告書の起草を小野(暢三)委員に依囑する事に決す。次に本件に關聯し村田義鑑君は陸上油槽工事に就き次の経験を語られたり。

油密工事に於て最も大切なるは鉄の品質にして次に重要なるは鉄の長、徑、point (及び頭) の形狀なり、

皿取鉸は成績悪しく丸形の方良好なり、鉸の長さは眞鍮板にて造りたる gauge を用ひ鉸の厚さに應じ寸法を定め焼きながら一々精査して之に合格せるもののみを用ふ、鉸の厚さは 17mm より 6mm 迄、鉸徑は 16~22mm、鉸は 3.5 倍、縦縁は皆一列固著なりしが好成績を収め得たり。

### 申合せ事項

(一) 船體部小委員會の第八回の會合を來る十二月六日(火曜日)に開會する事。

當日出席者次の通り。

主 事	山 本 武 藏君	委員長	平 賀 讓君
主 査	淺 川 彰 三君	幹 事	小 野 輝 雄君
委 員	阿 部 政 次郎君		井 口 常 雄君
	小 野 暢 三君		渡 瀬 正 磨君
	<small>常松四郎君代理</small> 村 田 義 鑑君		八 代 準 君
	湊 一 磨君	外に	吉 識 雅 夫君

### 編輯委員會

昭和七年十一月十六日(火曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て開催、出淵 巽君、片山有樹君、加藤 熙彦君、加藤 弘君、菊植鐵三君、小室 鉦君、近藤政市君、宮川久雄君、岡本方行君、武正敏男君、寺澤一雄君、牛尾平之助君、横山要三君、吉識雅夫君の各委員より提出の雜纂第 130 號(昭和八年一月號)掲載豫定記事標題に就き重光編輯主任より各分擔を定め午後七時四十分散會す。

當日出席者次の通り。

重 光 族君	出 淵 巽君	片 山 有 樹君
加 藤 熙 彦君	田 路 坦君	武 正 敏 男君
牛 尾 平 之 助君	横 山 要 三君	吉 識 雅 夫君
横 山 一 君	衣 非 圭 藏君	鈴 木 増 次郎君

### 内 燃 機 船 機 關 部 小 委 員 會 調 査 委 員 會

昭和七年十一月十七日(木曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て山本主事、平賀委員長、小野幹事列席の上牛丸主査司會の下に第七回の會合をなし小野幹事より諸般の報告の後次記の通り議事竝に申合せ事項を諮り午後九時散會す。

### 配 布 書 類

(一) 菅野委員調書。「故障及損傷分類表」1 通。

### 議 事

(一) 飯田委員より 22 艘分の件名 A 表原稿及複寫原紙を差出され本件に關し次の通り決定す。

〔イ〕 表番號に就ては船名を alphabet 順に整理し(逕信省編纂英文船名録を利用す)之に船の大小を問はず通番號を附する事即ち表番號關係に於ては B 表の記入を先になすこと。

〔ロ〕 B 表に於て決定したる表番號を A 表に記入すること。

〔ハ〕 一覽表には大體本年中に龍骨を据附け船名、件名等略々決定したる内燃機船を包含掲記すること。

(二) 菅野委員調書。「故障及損傷分類表」に就て Piston 栓及 Piston 棒に關する分を考査し次の通り決定す。

〔イ〕 徑及行長の寸法は強て mm に換算せず現在關係書類に記載せる寸法を其儘記入すること。(件名一覽表完成後再調を要すべし。)

〔ロ〕 術語は原則として造船協會選定のものを用ふること。

〔ハ〕 附屬圖面は急速に複寫の上配付すること。

### 申合せ事項

(一) 機關部小委員會の第八回の會合を來る十一月二十九日(火曜日)に開會すること。

(二) 次回の會合に於ては Piston 栓及 Piston 棒の故障對策に對する各自の意見書を差出すこと。

當日出席者次の通り。

主 事	山 本 武 藏君	委員長	平 賀 讓君
主 査	牛 丸 福 作君	幹 事	小 野 輝 雄君
委 員	飯 田 嘉 六君		服 部 佐 重 郎君
	小 方 愛 朔君		横 山 孝 三君
	氏 家 長 明君		島 谷 敏 郎君
	菅 野 禎 吉君		

### 内 燃 機 船 機 關 部 小 委 員 會 調 査 委 員 會

昭和七年十一月二十九日(火曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て平賀委員長、小野幹事列席の上牛丸主査司會の下に第八回の會合をなし次記の通り諸般の報告、議事、申合せ事項を諮り午後九時散會す。

### 事 務 報 告

(一) 發動機船要目一覽表 22 艘分の複寫出來上りたるを以て關係方面に増補及訂正の依頼手續中なり。

(二) 飯田委員より本日更に 42 艘分の一覽表原稿を差出されたり。

## 議 事

(一) Piston 栓及 Piston 棒の故障対策の件。— 前回の本小委員会の申合せに基き意見書を差出されたるは小方委員のみにて同委員は一件毎に見解を述べられたり。

同意見書を基礎として討議したる後小委員会としての意見は總括的に記述することに決す。改案は小方委員更に起草の筈なり。

## 申合せ事項

(一) 機關部小委員会の第九回の會合を來る十二月十二日(月曜日)に開會すること。

當日出席者次の通り。

委員長	平賀 讓君	主査	牛丸 福作君
幹事	小野 輝雄君		
委員	飯田 嘉六君	服部	佐重郎君
	小方 愛朔君	土屋	藤丸君
	氏家 長明君	坂本	錦治君
	島谷 敏郎君	菅野	禎吉君

## 船用品規格統一調査委員會

昭和七年十二月二日(金曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て越智委員長司會の下に第四十五回委員會を開催、次の諸議案を諮り午後九時散會す。

## 議 事

(一) 日本標準規格案に關する協議。

〔イ〕 割 pin、〔ロ〕 高壓用 flange、〔ハ〕 rimer、〔ニ〕 渦卷簡筒試験方法の四規格案に付議に商工省より意見提出方照會ありたる處重ねて改正案の送附越あり審議の結果後案全部異議なしと決議す。

(二) 議に決定せる本協會船用品規格中に商工省にて制定せる bolt 又は制定近き「割 pin」の規格を採用し改定するの要あるもの等に付協議す。

(三) coal scuttle 標準制定に關する協議。— 三井玉造船所提出の原案に付協議し本品の型式、材料、徑、構造、寸法、裝置等詳細に亘り一應決定す。

三井玉造船所の原案の編成周到なるに加へ詳細なる要領書の提出ありたるに依り充分討議を盡し得たる次第にて同造船所の努力に對し深く感謝の意を表する次第なり。

當日出席者次の通り。

越智 誠二君	横山 孝三君	横山 要三君
陰山 金四郎君	鹽山 策一君	吉田 永助君
川原 五郎君	渡瀬 正廣君	樋口 幹君
萩 興可君	武田 毅介君	加藤 滌彦君

内燃機船 船體部小委員會  
調査委員會

昭和七年十二月六日(火曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て今岡會長、山本主事、平賀委員長、小野幹事列席の上浅川主査司會の下に第八回の會合をなし次記の通り諸般の報告、議事、申合せ事項を諮り午後九時散會す。

## 事務報告

(一) 三井物産株式会社造船部北郷七次君より内燃機船及内燃機の振動に關する件に就き照會に對し回答あり。

(二) 湊 委員調書「大形鎖鎖の實例」及「鍛接鎖の製造に使用する製鎖材料に關する件」を配付す。

(三) 平賀委員長より海軍技術研究所々員出淵 巽君を委員(船體部に)推薦したる旨及び新堀委員より多忙の爲め委員を辭退したき旨申出あり遺憾ながら承認するの已むなき旨報告ありたり。

## 議 事

(一) 事項別調査進行の程度。— 調査主任の報告要領及び特別研究の報告要領次の如し尙下記以外の未済事項は夫々調査進行中なり。

## 1. 船首底部の損傷

strength 關係に就て井口委員より hammering の際の衝撃倍數の大體の見當を付くるための實驗の準備として鈹の落下試験を行ひたり其の成績に依れば船體模型の落下試験は有望なりと考へらるとの報告ありたり。

## 9. 甲板室兩端に於ける構造補強等に就き。

資料不充分に付提供方を主なる造船所に依頼する事に決す。

## 10. 鎖鎖の損傷

湊委員より首題の同委員調書に就き説明ありたり。

(二) 新調査事項。— 新たに次の事項の調査をなす事とし直ちに資料の蒐集に着手する事に決す。

## 12. 船首樓の損傷。

## 13. 船首樓突出部(counter)の損傷。

## 14. 船尾骨材の損傷。

15. 舵の stuffing box の損傷及舵頭材の支持方法。次の事項は追て考慮する事とす。

## 16. 油焚船に於ける火災。

## 申合せ事項

(一) 船體部小委員会の第九回の會合を昭和八年一月九日(月曜日)に開會すること。

當日出席者次の通り。

會長 今岡 純一郎君 主事 山本 武藏君

委員長 平 賀 讓君 主 査 淺 川 彰 三君  
 幹 事 小 野 輝 雄君  
 委 員 非 口 常 雄君 岩 井 祐 文君  
 出 淵 巽君 渡 瀬 正 磨君  
 常 松 四 郎君 八 代 準君  
淺井虎之助君代理  
 横 山 涉君

役 員 會

昭和七年十二月八日(木曜日)午後五時三十分より本協會事務所に於て評議員會を開催次の諸件外一件を諮り午後九時散會す。

(1) 入退會者承認の件。——入會者正員永江 晋君外十三名、退會者正員大橋一耶君外六名。

(2) 地方委員推薦の件。——次記の通り委嘱する事。

横須賀地方委員 池田 耐一君

横濱 地方委員 常松 四郎君

(3) 特別員推薦の件。——前回の評議員會にて決議せし通り特別員は新規に推薦せざること。

(4) 航空方面の記事擔當の爲め編輯委員増員の件。——本件は編輯主任に一任すること。

(5) 評議員辭退申出の件。——山本開藏君は前會長として隨時評議員會に出席し決議にも加はる事を得る次第に付今回は同君の意思通りに取計ふこと。

(6) 船舶改善協會、三菱經濟研究所及ワット社より本協會雜誌寄贈方申出の件。——團體員として入會を勧誘すること。

(7) 帝國海事協會より照會の件。——本協會選出の帝國海事協會技術委員四名任期滿了につき此際更めて四名推薦方に關し次の諸君を推薦する事に決す。

坂本 錦治君 川原 五郎君 小野 暢三君  
 土屋 藤丸君

(8) Kempf 博士に講演を依頼する件。——明年一月下旬機械學會と聯合して開催すること尙其交渉は重光理事に一任すること。

(9) 日本工學會より照會の件。

(一) 工業教育調査會委員として本協會より一名推薦方依頼の件。——會長及主事に人選を一任すること。(平賀監事を同委員に推薦し同君の承諾を得たり。)

(二) 工率及壓力の單位に關し商工省の諮問に關する件。

[イ] 『馬力』は 75 kilogramme metre per second として存續を希望す。

[ロ] 工率なる名稱は之れを改むる事に賛成なれど差當り適當なる名稱の對策なし。

(三) 古市理事長壽齡祝賀會準備委員一名推薦方依

頼越の件。——山本主事を煩はず事に決す。

(10) 工學會用語委員會に關する件。——工學會用語委員會に於て審議済の用語を査定する爲め本協會に用語査定委員會を設置し差當り委員五名とし次の諸君に委嘱する事に決す。

島谷 敏耶君 山本 幸男君 瀧山 敏夫君  
 横山 一君 野村 將三君

(11) 商工省工業品規格統一調査會より照會の件。——割 pin 規格案外三件に對する改正案諮問事項は本協會船用品規格統一調査會委員長の報告通り回答すること。

(12) 春季大會次第書の件。——明年四月神戸に於て開催すべき大會の次第書は阪神倶楽部の立案通りにて異議なきに付具體的次第書の作成のため準備進捗を依頼すること。

(13) 會報第 48 號及び第 49 號掲載の論文中擬案の件。

(14) 各委員慰勞會の件。——來る十二月二十日(火曜日)午後五時より丸の内會館に於て開催すること。

當日出席者次の通り。

會長	今岡 純一君	
理事	山本 武藏君	斯波 孝四郎君
	重光 茂君	
監事	藤島 範平君	平賀 讓君
評議員	越智 誠二君	山本 幸男君
	湊 一磨君	非口 常雄君
	八代 準君	牛丸 福作君
	島谷 敏耶君	

新造船臨時見學

昭和七年十二月十日(土曜日)正午より午後三時迄本協會は横濱船渠株式會社の案内により同社に於て建造中の鐵道省註文に係はる稚内、大泊連絡砕氷客貨汽船宗谷丸を見學し又觀覽後參加會員は同船内に於て茶菓の饗應を受けたり。

尙此見學は案内の通知に接したる日時と見學の日時との間に餘日少なき爲め京濱及其附近在住の會員にのみ案内の通知をなせり、因に同船の要目は次の通りなり。

宗 谷 丸 要 目

(1) 船體重要寸法。

全 長	100.432 m
幅	14.173 "
深	9.174 "
滿 載 吃 水	6.629 "

(2) 噸 數。

總 噸 數	3,593.00 噸
-------	------------

排水量 5,910.00 噸

## (3) 機關。

主機械 三聯成冷汽機 2 臺

主汽罐 圓筒型  $\left\{ \begin{array}{l} \text{直徑 } 15'-6'' \\ \text{長 } 12'-0'' \end{array} \right\}$  4 箇

實馬力 5,850 馬力

Turbo 發電機 90 kw 2 臺

## (4) 速力。

全力 17 浬

## (5) 旅客設備。

一等 6 室 18 人

二等 寢室 32 "

同座數 70 "

三等 3 室 670 "

## (6) 公室。

一等二等食堂。 一等二等社交室。

一等二等階段室。 三等喫煙室。

何れも優秀美麗なる近代風の裝飾を施す。

## (7) 碎氷設備。

特種形狀の船首船尾及舵を有し船體強力は頗る堅牢なり、加之前後 trimming tank 及 heeling tank を有し強力なる trimming pump に依り碎氷能力を強大ならしめたり。

## (8) 特種艙裝品。

客室防熱裝置、Thermo-tank、冷溫 runnig water、Draught-gauge、Tank-gauge、無線電信及無線電話、高聲電話、方向探知機、音響測深機、Helm-indicator、電動揚鐵及揚貨機、Capstan、Boat-winch、S.A.L. 式船底測程器、電氣 Alarm-siren、電氣測程器、電氣時計、探照燈、Emergency-dynamo 設備、電氣蓄音器。

## (9) 起工。

昭和六年十二月十五日

## (10) 進水。

昭和七年六月二十三日

## (11) 竣工。

昭和七年十二月五日

### 内燃機船 機關部小委員會 調査委員會

昭和七年十二月十二日（月曜日）午後五時三十分より本協會事務所に於て山本主事、平賀委員長、小野幹事列席の上牛丸主査司會の下に第九回の會合をなし次記の通り諸般の報告、議事、申合せ事項を諮り午後九時散會す。

## 事務報告

(一) 逓信省に於ける發動機船要目調査は一段落を告げたるを以て囑託を解きたり、要目表の増訂了りたる場合更に囑託する筈なり。

(二) 氏家委員調査故障及損傷分數表「推進機關（發電機關をも含む）」及び小方委員調査「Piston 栓及 Piston 棒の故障に對する意見書」を配布す。

(三) 飯田委員より發動機船要目表複寫原紙（A）表 18 艘分及び（B）表 1 通（2 枚）を差出され之にて本件調査は一先づ完了せり。

## 議事

(一) 菅野委員調査「故障及損傷分類表」に就て十字頭の項の研究を進めたり。

(二) Piston 栓及 Piston 棒の故障對策の件（第二回）。——前回の本小委員會の申合せに基き小方委員より意見書提出ありたるを以て之を基礎として討議したる後次の如く決す。

〔イ〕 形式は小方委員の第二案に依り「故障に對する考察」と題し各區分の次に記述すること。

〔ロ〕 各區分の細別は大體次の例に倣ふこと。

Piston 栓。

1. Piston 栓の腐蝕。
2. " " の裂疵。
3. " " 裏金白合金の裂疵。

Piston 棒。

1. Diagonal 接續棒を有する機械に特有なる故障。
2. 單動式機械 Piston 棒の故障。
3. 複動式機械 Piston 棒の故障。

〔ハ〕 考察中には成るべく改良及修理方法を明示すること。

## 申合せ事項

(一) 機關部小委員會の第十回の會合を來る昭和八年一月十三日（金曜日）に開會すること。

當日出席者次の通り

主事	山本 武藏君	委員長	平賀 讓君
主査	牛丸 福作君	幹事	小野 輝雄君
委員	飯田 嘉六君	副委員長	高橋 武秀君
	小方 愛朔君		横山 孝三君
	土屋 藤丸君		氏家 長明君
	坂本 錦治君		菅野 禎吉君

總噸數百噸以上 工事中、起工、進水及竣工船舶每月合計調

月 別	工 事 中 船		起 工 船 船				進 水 船 船				竣 工 船 船			
			合 計		累 計		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	隻數	總噸數
昭和7年1月	29	54,720	5	2,360	5	2,360	2	2,750	2	2,750	5	1,225	5	1,225
2月	37	58,201	6	3,125	11	5,485	6	4,440	8	7,190	—	—	5	〃
3月	34	45,947	3	410	14	5,895	10	6,582	18	13,772	8	12,980	13	14,205
4月	26	47,020	4	6,940	18	12,835	6	7,255	24	21,007	12	6,058	25	20,263
5月	25	47,437	6	3,260	24	16,095	6	7,188	30	28,195	7	2,867	32	23,130
6月	24	53,134	2	6,400	26	22,495	5	4,050	35	32,245	3	972	35	24,102
7月	27	61,505	7	8,841	33	31,336	7	10,059	42	42,304	4	514	39	24,616
8月	23	41,756	3	460	36	31,796	5	2,450	47	44,754	6	12,848	45	37,464
9月	19	40,942	1	150	37	31,946	7	9,626	54	54,340	5	932	50	38,396
10月	21	39,506	10	2,616	47	34,562	4	571	58	54,911	8	3,309	58	41,705

昭和七年十月中 總噸數百噸以上の工事中船舶調

所在地	造船所	船種	船名	船質	計畫總噸數	進水年月	進水豫定年月	工事進捗の模様	註文者又は所有者
宮城縣石巻 横濱 浦賀 三重縣大湊	石巻運輸造船所	帆	未定	鋼	175		8. 1	10%	石巻運輸造船會社
	横濱船渠會社	汽	宗谷丸	〃	3,560	7. 6		艤裝中	鐵道省
	浦賀船渠會社	〃	未定	〃	2,500		未定	52%	仕入船
	吉川造船所	帆	第貳幸得丸	木	140		7. 11	85%工事1時停頓	池田市松
	名村造船所	汽	未定	鋼	820		未定	60%工事中止	仕入船
	大阪鐵工所	發	〃	〃	430		7. 12		共同漁業會社
	〃	〃	〃	〃	430		8. 1		〃
	〃	〃	〃	〃	430		8. 2		〃
	〃	〃	〃	〃	430		8. 3		〃
	淺野造船所	〃	第一繁久丸	〃	140		8. 4	30%	青木繁吉
兵庫縣相生 愛媛縣八幡濱 山口縣彦島 大牟田市 長崎	樋口造船鐵工所	〃	第六大成丸	〃	150	7. 10		艤裝中	大濱佐太郎
	藤本造船所	〃	二號吉廣丸	木	150		7. 12	50%	清水芳彦
	播磨造船所	〃	未定	鋼	6,000		8. 7	20%	國際汽船會社
	島本造船所	〃	伊豫丸	木	101	7. 10		艤裝中	菊地兼松
	三菱彦島造船所	〃	第三高速丸	鋼	180	7. 10		艤裝中	高速運輸會社
	大牟田造船所	〃	第17號海上丸	木	140	7. 10		艤裝中	森田末吉
	〃	〃	第15號永徳丸	〃	150		7. 11	50%	大田嘉正
	〃	〃	第八勢榮丸	〃	180		7. 11	甲板取附中	角田豐吉
	三菱長崎造船所	〃	南海丸	鋼	8,400	7. 7		艤裝中	大阪商船會社
	〃	〃	北海丸	〃	8,400	7. 9		艤裝中	〃
〃	〃	廣盛丸	〃	6,600		8. 1	63%	廣海商會社	
計 21 隻 39,506 噸				汽 船	3 隻	6,880 噸			
				發 動 機 船	16 隻	32,311 噸			
				帆 船	2 隻	315 噸			

## 昭和七年十月中 總噸數百噸以上の龍骨据付未了船舶調

所在地	造船所	船種	船名	船質	計畫總噸數	注文者又は所有者
大阪	名村造船所	發	未定	銅	150	宇和島運輸會社
	三菱神戸造船所	"	"	"	930	東京灣汽船會社
神戸	"	"	"	"	110	群山土木出張所
	兵庫縣相生	播磨造船所	"	"	180	藤村商船會社
山口縣彦島	三菱彦島造船所	"	"	"	100	野母商船會社
	"	"	"	"	430	大阪鐵工所
	"	"	海幸丸	"	120	山形縣莊内遠洋漁業會社
長崎	"	"	未定	"	130	臺灣總督府稅關
	三菱長崎造船所	汽	"	"	6,000	大阪商船會社
計 9 隻 8,150 噸		{ 汽發帆	船機	1 隻 8 隻 なし	6,000 噸 2,150 噸	

## 昭和七年十月中 總噸數百噸以上の龍骨を据付けたる船舶調

所在地	造船所	船種	船名	船質	計畫總噸數	注文者又は所有者
宮城縣石巻町	石巻運輸造船會社	帆	未定	銅	175	石巻運輸造船會社
	大阪鐵工所	發	"	"	430	共同漁業會社
	"	"	"	"	430	"
	"	"	"	"	430	"
	"	"	"	"	430	"
大阪	淺野造船所	"	第一繁久丸	"	140	青木繁吉
	樋口造船鐵工所	"	第六大成丸	"	150	大濱佐太郎
	藤本造船所	"	二號吉廣丸	木	150	清水芳彦
愛媛縣八幡濱町	島本造船所	"	伊豫丸	"	101	菊地兼吉
大牟田市	大牟田造船所	"	第八勢榮丸	"	180	角田豊吉
計 10 隻 2,616 噸		{ 汽發帆	船機	なし 9 隻 1 隻	2,441 噸 175 噸	

## 昭和七年十月中 總噸數百噸以上の進水船舶調

所在地	造船所	船質	船名	船種	總噸數	所有者
大阪	樋口造船鐵工所	銅	第六大成丸	發	150	大濱佐太郎
愛媛縣八幡濱町	島本造船所	木	伊豫丸	"	101	菊地兼松
山口縣彦島	三菱彦島造船所	銅	第三高速丸	"	180	高速運輸會社
福岡縣大牟田市	大牟田造船所	木	第十七號海上丸	"	140	森田末吉
計 4 隻 571 噸		{ 汽發帆	船機	なし 4 隻 なし	571 噸	



## 昭和七年十月中 總噸數百噸以上の竣工船舶調

所在地	造船所	船質	船名	船種	總噸數	所有者
浦賀	浦賀船渠會社	鋼	アインオーキヤンスカヤ	汽	934	ソビエト聯邦政府
	〃	〃	ウスリースカヤ	〃	648	〃
	〃	〃	アムールスカヤ	〃	648	〃
大阪	名村造船所	〃	長水丸	發	156	九州商船會社
	三菱神戸造船所	〃	第一扇海丸	〃	197	根岸兼次郎外2人
神戸	〃	〃	竹千代丸	汽	170	名古屋港務所
	福岡縣若松市	〃	第八米丸	發	321	藤村商船會社
長崎	枋木造船所	〃	三島丸	汽	235	三菱鑛業會社
	三菱長崎造船所	〃	〃	〃	〃	〃
計 8隻		3,309噸	(汽發動機船)	5隻 3隻 なし	2,635噸 674噸	

## 昭和七年十月中 百馬力以上船舶用機關製造狀況調

	計畫馬力	竣 工		製 造 中		合 計	
		箇 數	計畫馬力	箇 數	計畫馬力	箇 數	計畫馬力
往復働汽機	100—1,000	6	1,280	4	890	10	2,170
	1,000—3,000	—	—	3	6,500	3	6,500
	3,000—7,000	—	—	—	—	—	—
	7,000以上	—	—	—	—	—	—
	小計	6	1,280	7	7,390	13	8,670
「タービン」汽機	100—1,000	—	—	—	—	—	—
	1,000—3,000	—	—	—	—	—	—
	3,000—7,000	—	—	2	7,000	2	7,000
	7,000以上	—	—	—	—	—	—
	小計	—	—	2	7,000	2	7,000
筒形汽罐 直立汽罐 水管汽罐 燒玉式發動機		2	—	5	—	7	—
		—	—	—	—	—	—
		—	—	3	—	3	—
		7	810	28	3,680	35	4,490
「ディーゼル」式發動機	100—1,000	5	1,040	34	10,763	39	11,803
	1,000—3,000	—	—	—	—	—	—
	3,000—7,000	—	—	3	10,800	3	10,800
	7,000以上	—	—	1	7,600	1	7,600
	小計	5	1,040	38	29,163	43	30,203
合 計		20	3,130	83	47,233	103	50,363

昭和七年現在發簿船調

積 量	内 地	朝 鮮	臺 灣	關 東 州	合 計	帆		船		船 種	積 量	内 地	朝 鮮	臺 灣	關 東 州	合 計
						隻 頭	隻 頭	隻 頭	隻 頭							
20噸以上 100噸	1,691 71,944	162 6,750	20 803	23 1,109	1,896 89,606	隻 頭	13,198 590,721	746 23,754	186 8,167	102 4,191	14,232 626,833	隻 頭	20 803	23 1,109	1,896 89,606	
100 "	406 72,953	13 2,338	9 1,554	13 1,749	440 78,534	隻 頭	1,882 264,523	5 817	4 558	—	1,891 265,903	隻 頭	—	—	—	
300 "	132 52,069	6 2,321	1 418	6 2,532	145 57,330	隻 頭	22 8,355	3 983	—	—	25 9,338	隻 頭	—	—	—	
500 "	206 155,888	6 4,463	2 1,233	5 3,822	219 165,469	隻 頭	3 1,717	—	—	—	3 1,717	隻 頭	—	—	—	
1,000 "	213 305,906	13 16,364	—	11 15,940	237 338,210	隻 頭	—	—	—	—	—	隻 頭	—	—	—	
2,000 "	182 442,676	7 16,110	—	13 33,701	202 492,457	隻 頭	4 9,507	—	—	—	4 9,507	隻 頭	—	—	—	
3,000 "	138 462,186	1 3,204	—	17 69,233	156 525,673	隻 頭	15,109 874,828	754 25,554	190 8,725	102 4,191	16,155 913,298	隻 頭	—	—	—	
4,000 "	80 356,651	—	—	21 94,523	101 451,174	隻 石	171 43,368	—	5 1,294	25 6,284	201 50,946	隻 石	—	—	—	
5,000 "	140 789,172	—	—	13 70,825	153 859,997	隻 石	107 36,844	—	1 398	4 1,474	112 38,716	隻 石	—	—	—	
6,000 "	53 345,723	1 6,020	—	4 25,069	58 376,803	隻 石	39 17,096	—	—	2 874	41 17,970	隻 石	—	—	—	
7,000 "	40 293,890	—	—	2 14,307	42 308,107	隻 石	13 7,920	—	—	—	13 7,920	隻 石	—	—	—	
8,000 "	15 126,817	—	—	1 8,230	16 135,047	隻 石	—	—	—	—	—	隻 石	—	—	—	
9,000 "	18 171,501	—	—	—	18 171,501	隻 石	—	—	—	—	—	隻 石	—	—	—	
10,000 "	19 237,949	—	—	—	19 237,947	隻 石	330 105,228	—	6 1,692	31 8,632	367 115,552	隻 石	—	—	—	
計	3,333 3,885,233	209 57,563	32 4,063	128 332,131	3,702 4,278,995	計	計	計	計	計	計	計	計	計	計	
100噸以上	1,642 3,813,289	47 50,813	12 3,265	105 331,022	1,806 4,198,339	合 計	15,439 885,251	754 25,554	196 8,894	133 5,054	16,522 924,853	合 計	15,439 885,251	754 25,554	133 5,054	
1,000噸以上	898 3,532,379	23 41,698	—	82 322,869	1,002 3,896,946	總 計	18,772 4,770,584	963 83,117	228 12,962	261 337,685	20,224 5,203,848	總 計	18,772 4,770,584	963 83,117	261 337,685	

10石を1噸に換算し合計に算入す

會 員 動 靜

○入 會

	職 名 及 勤 務 先	住 所
花 輪 誠 一	准 員 工學士、海軍航空廠科學部	神奈川縣田浦町浦郷四〇〇七
山 下 敷 一	同 海軍航空廠科學部飛行機課	神奈川縣久良岐郡金澤八景瀬戸
石 川 久 能	同 東京帝國大學航空研究所飛行機部	横濱市中區中村町字西谷四六一
石 野 一 雄	同 東京帝國大學工學部船舶工學科學生	東京市本郷區蓬萊町一八、平出方
長 石 義 雄	同 同上	東京市本郷區森川町一二一、太平館内
溝 口 正 夫	同 理學士、海軍航空廠科學部風洞課	神奈川縣三浦郡田浦町浦郷一一六〇
片 山 孝	同 株式會社播磨造船所設計係	兵庫縣赤穂郡相生町敷谷播磨造船所實習生寄宿舍
福 田 秀 雄	同 大阪工業大學造船學科學生	大阪市北區澤上江町六丁目五〇、鳥取富二方

○准員より正員に會員種格變更者

正 員 吉 識 雅 夫

○會員改姓

樋 口 良 八 郎 (舊姓) 廣 田 良 八 郎

○轉居、轉任

赤 崎 繁	長崎市片淵町一丁目二八	富 田 一 郎	海軍工機學校(住所、神奈川縣鎌倉町由比ヶ濱一〇五)
宮 川 成 之 助	名古屋市南區大江町三菱航空機株式會社内陸軍航空本部検査部名古屋検査班	奥 井 謙 三	函館市汐見町三番地
滋 野 豊	東京市淀橋區西大久保三丁目一〇	藤 田 辰 三	東京府北多摩郡砧村喜多見成城六三二
寺 島 四 郎	神戸市川崎造船所造船設計部	中 筋 藤 一	佐世保市松川町八七
高 木 佐 喜 雄	東京市大森區馬込町東三丁目八一九	義 田 侖 吉	神戸市林田區和田宮通五丁目三菱社宅
中 村 公 一	神戸市林田區和田宮通五丁目二九	長 谷 川 清 一	福岡市南藥院古濱町四三八
岩 崎 正 英	神奈川縣浦賀町大津字原一三四六	岡 崎 義 夫	横濱市中區御所山町三七、柳田方
長 畑 順 一 郎	神奈川縣鎌倉町佐助八二九	安 田 忠 吉	青森縣大湊町海軍水交社社宅二號
朝 永 研 一 郎	横須賀市中里町二一二	新 庄 實 氏	西宮市宮西町五番地
波 多 野 榮 一	昭和八年二月一日より入營中諸通信先、神戸市湊西區入江通三丁目三	工 東 信 吉	兵庫縣武庫郡魚崎町横屋字内田二番地
渡 邊 武 夫	岡山縣兒島郡日比町玉三井物産株式會社造船部内海軍監督官事務所	小 川 延	神戸市湊區氷室町二丁目四六
青 木 正 雄	海軍造船監督官、神戸市兵庫區東出町海軍監督官事務所(住所、兵庫縣武庫郡精造村大字打出字野田一八)	大 倉 堯 信	東京市牛込區南町二四
中 西 松 右 衛 門	横濱市保土谷區神戸上町九二四	谷 巖	神戸市灘區加原通五丁目一八〇ノ一
前 田 雅 二	東京市荏原區中延町九七五(電話、荏原 3041 番)	樋 口 良 八 郎 (舊姓廣田)	福岡市地行西町四一
三 上 豊 夷	兵庫縣明石郡垂水町鹽屋	玉 崎 坦	横須賀市汐入町四一四
平 田 英 三	東京市杉並區西田町七〇二、齋藤方	井 上 雅 男	佐世保海軍工廠造兵部飛行機工場(住所、佐世保市萬德町一七八、本田治男方)
		遠 入 藤 九 郎	東京市蒲田區女塚町一六二

○會員名簿訂正

(頁)	(氏名)	(訂正欄)	(正)	(誤)
3	重光 簇	氏名	重光 簇	重光 簇
〃	〃 同上	住所	東京市世田谷區北澤二丁目一番地	東京市世田谷區北澤一丁目一
6	龍 三 郎	同	東京市杉並區阿佐ヶ谷六丁目二三八	東京市杉並區阿佐ヶ谷三丁目二三八
7	久留間 貞吉	同	東京市杉並區高圓寺四丁目五五〇	東京市杉並區高圓寺五五〇
3	淺井 虎之助	同	東京市世田谷區下馬町一丁目三二〇	東京市世田谷區下馬三二〇
5	阿 野 從 理	同	東京市世田谷區新町一丁目九五	東京市世田谷區新町九五
11	石 原 勳	同	東京市杉並區上井草町一四四四	東京市杉並區上井草一四四四
16	岩 田 直 榮	同	東京市目黒區中根町一九八二	東京市目黒區衾旭ヶ丘一九八二
33	加 來 勇	勤務先又は職業	神戸市川崎造船所造船設計部	川崎造船所設計部
〃	〃 同上	住所	神戸市湊西區上澤通七丁目三一ノ六	神戸市上澤通七丁目三一ノ六
35	勝 谷 善 作	同	東京市大森區市野倉町二九三	東京市大森區池上市野倉二九三
36	刈 谷 秀 雄	勤務先又は職業	横濱船渠株式會社常務取締役	横濱船渠株式會社繕修部長
43	久留間 貞吉	住所	東京市杉並區高圓寺四丁目五五〇	東京市杉並區高圓寺五五〇
57	重 光 簇	氏名	重 光 簇	重 光 簇
58	島 谷 敏 郎	住所	東京市澁谷區代々木富ヶ谷町一三八九	東京市澁谷區代々木富ヶ谷一三八九
68	副 島 四 郎	同	東京市大森區市野倉町三六七	東京市大森區池上市ノ倉八六七
75	竹 内 正 三	同	東京市澁橋區諏訪町一七四	東京市澁橋區諏訪町一七三
76	武 田 良 太 郎	同	東京市澁谷區代々木富ヶ谷町一四五九	東京市澁谷區代々木富ヶ谷町一七八八
89	中 村 宗 四 郎	同	東京市豊島區西菓嶋二丁目一九四七	東京市豊島區菓嶋町二丁目一九四七
101	平 澤 次 郎	學位稱號等	工 學 士	記 入 漏
103	福 井 又 助	住所	東京市澁谷區幡ヶ谷本町一丁目一〇	東京市澁谷區代々幡町幡ヶ谷一〇
108	本 間 源 兵 衛	同	東京市世田谷區玉川田園調布二丁目七二八	東京市世田谷區玉川田園調布七二七
109	眞 野 文 二	氏 名	眞 野 文 二	眞 野 文 一
116	水 馬 守 人	學位稱號等	工 學 士	記 入 漏
〃	〃 同上	住所	横須賀市中里町一二八、平田方 東京市本郷區駒込林町二二三、 山本定男方	横須賀市深田十一、淺羽方 東京市本郷區駒込林町一一二、 山本定男方
130	山 本 芳 男	同	東京市世田谷區大原町一〇八五	東京市世田谷區代田町一〇八五
134	吉 田 忠 雄	同	東京市澁谷區原宿二丁目一七〇ノ一〇號	東京市澁谷區原宿一七〇ノ一〇號
136	龍 三 郎	同	東京市杉並區阿佐ヶ谷六丁目二三八	東京市杉並區阿佐ヶ谷二三八
137	渡 邊 隆 吉	同	東京市大森區市野倉町二二八	東京市大森區池上市野倉二二八

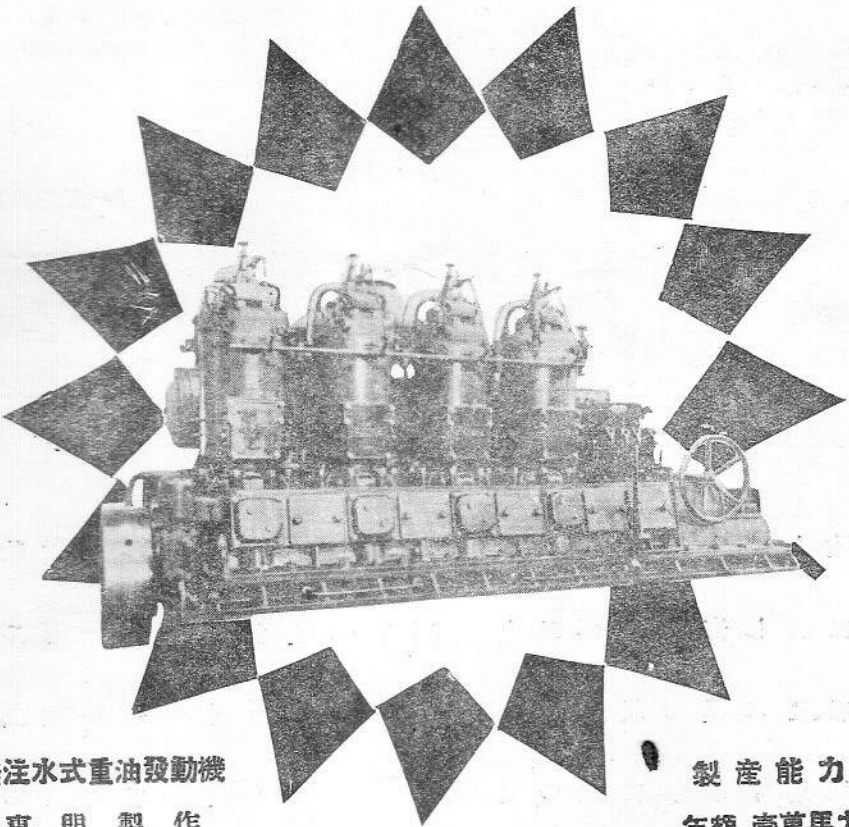
○死 亡 會 員

正 員	工學博士工學士	進 經 太君	昭和七年十二月二十四日
正 員	工 學 士	清 田 知 本君	昭和八年 一 月 一 日
協同員	法 學 士	内 田 嘉 吉君	同 年 一 月 三 日
准 員		眞 鍋 德 應君	昭和七年 十 月 二十一日妙義丸

乗船中遭難沈没行方不明

本會は此の訃音に接し謹みて哀悼の意を表す

# 神戸赤機械



無注水式重油發動機  
 専門製作

製産能力  
 年額 壹萬馬力



株式會社 神戸發動機製造所

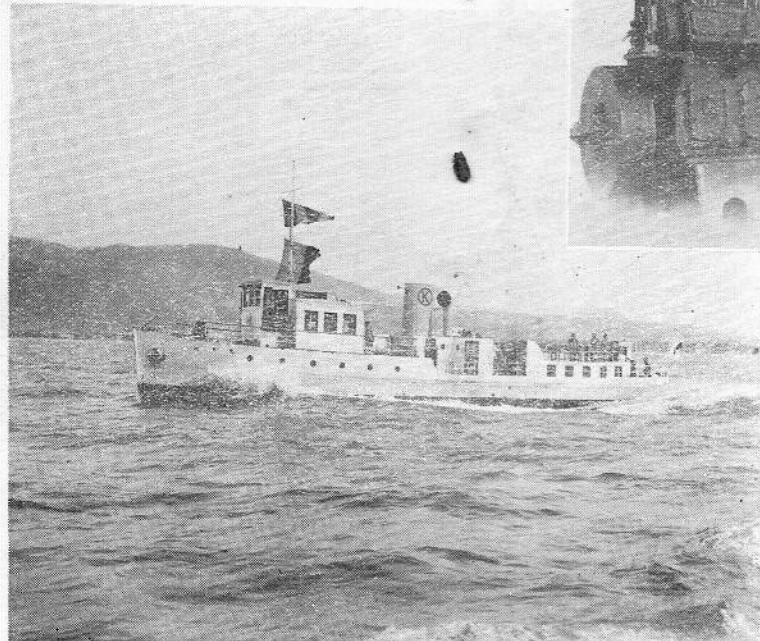
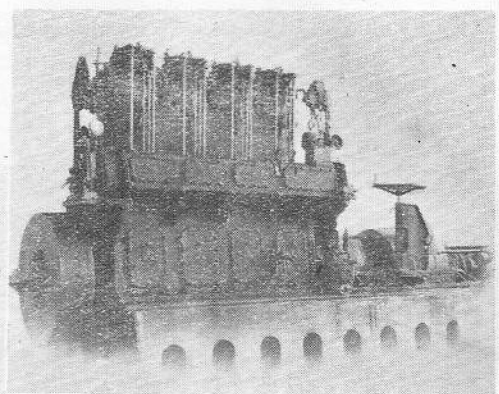
本社及工場 神戸市兵庫須佐野通八丁目電湊 (5) 一〇三一番  
 分工場 神戸市兵庫東出町三丁目電兵 (6) 一〇三二番  
 二〇三四番  
 二二番

昭和七年十二月十三日印刷  
昭和七年十二月十五日發行

編輯者 東京市神田區千駄木町七二番地 川尻政吾  
發行者 東京市神田區美土代町二丁目一番地 三島連太郎  
印刷所 東京市神田區美土代町二丁目一番地 三島連太郎 舎

發行所 東京市麹町區丸の内三丁目八番地 (丸の内) 六號館二號  
電話 丸の内(三)一〇六九番  
振替貯金口座東京(三七五〇番)  
取扱所 東京市京橋區小田原町二ノ二 (電話京橋八七番) 振替東京(三六九番)  
東京第一通信社

# 海上のバス



明光バス會社小型デ  
イゼル客船「速鳥」  
と其主機三菱ビツカ  
ースディーゼル機關

陸上のトラックに比すべき小型ディーゼル貨物船  
に對し海上のバスとも稱すべき小型ディーゼル客  
船、この種の船は其の主機としてディーゼル機關を  
採用する事に依つて最高の能率を發揮するもので  
ある事は今更贅言を要せぬ所である

## 三菱造船株式會社神戸造船所

神戸市湊西區和田崎町三丁目  
(電話兵庫 40-52)