

昭和七年十一月十五日 發行
每月一回十五日 發行

昭和七年十一月刊行

造船協會雜誌

第二百十八號

造船協會

(非賣品)

造船協會雜纂

昭和七年十一月刊行 第二百二十八號 內容目次

懸賞論文

船舶運航の經濟に就て (1)

撮要

平板の摩擦抵抗に對する溫度の影響⁽¹⁾ (9)

船の振動計算法に就て (9)

潜水母艦“Jules-Verne” (10)

銲接々手の正しき測定と譯書 (11)

抄録

抵抗のより少き船形に就て (12)

船の振動 (19)

長航用曳船には蒸氣機關か内燃機か (23)

四衝程機關の出力増加 (34)

空洞現象に就て (42)

調節自在の翼を有する空中及び水中推進器の實驗的研究の利用⁽¹⁾ (49)

地上滑走時に於ける飛行機の安定に就て (51)

DVL 滑走角操縱器 (W. Hübner 型) (56)

改良されたる Nomogram (59)

雜錄

銲接及び切斷用語 (銲接研究會選定) (62)

内外雜誌重要表題集 (67)

時報

本協會の諸會合 (編輯委員會、内燃機船調查委員會船體部小委員會、内燃機船
調查委員會機關部小委員會、總會、講演會、晚餐會及見學) (70)

第三十六回通常總會、講演會、晚餐會並に工場見學 (72)

總噸數百噸以上工事中、起工、進水及竣工船舶每月合計調 (76)

昭和七年九月中總噸數百噸以上の竣工船舶調 (77)

昭和七年九月中總噸數百噸以上の龍骨据付未了船舶調 (77)

昭和七年九月中總噸數百噸以上の龍骨を据付けたる船舶調 (77)

昭和七年九月中總噸數百噸以上の工事中 (龍骨を据付けたるもの)の船舶調 (78)

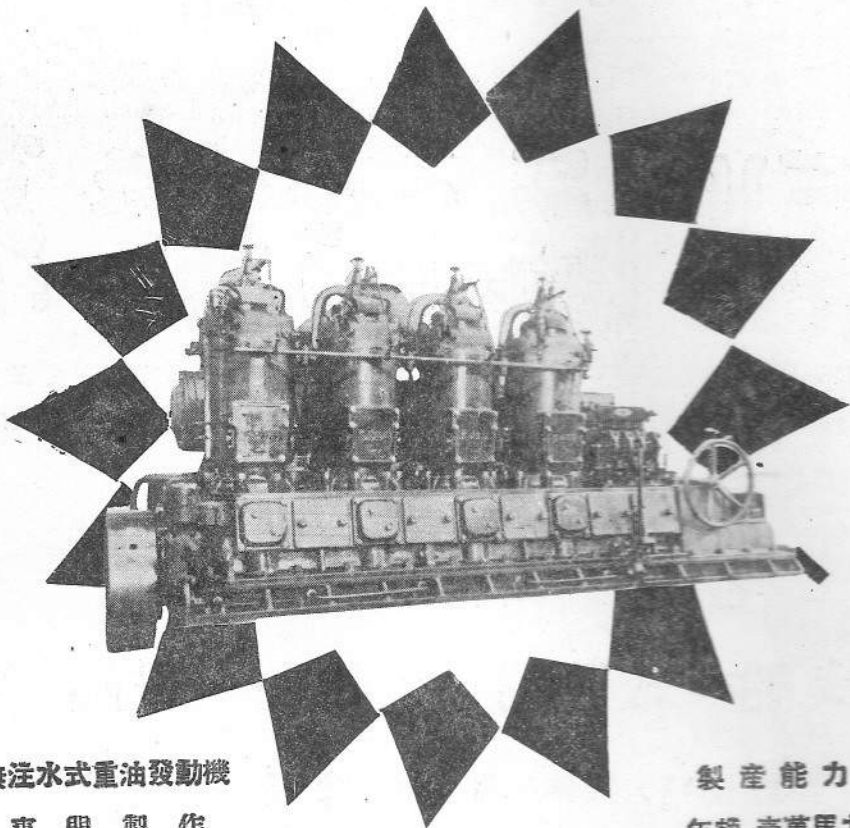
昭和七年九月中總噸數百噸以上の進水船舶調 (78)

昭和七年七月末現在登録船調 (79)

昭和七年九月中百馬力以上船舶用機關製造狀況調 (80)

會員動靜 (80)

神戸赤機械



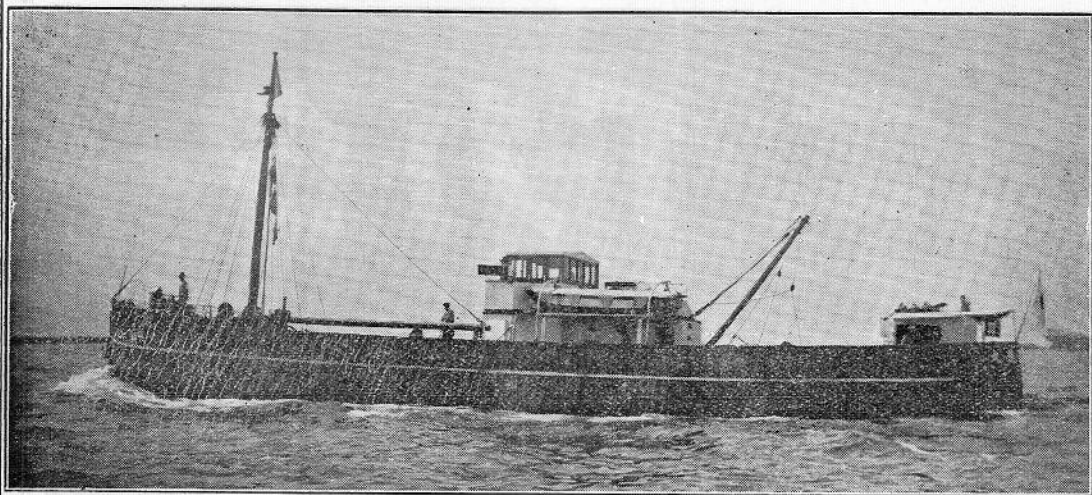
無注水式重油發動機
 専門製作

製産能力
 年額 壹萬馬力

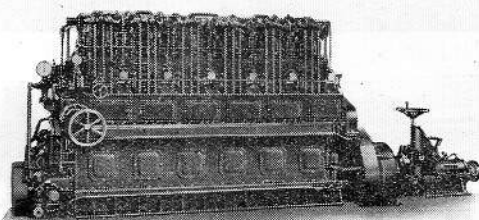


株式會社 神戸發動機製造所

本社及工場 神戸市兵庫須佐野通八丁目電湊 (5) 一〇三二番
 分工場 神戸市兵庫東出町三丁目電兵 (6) 一〇三三番
 二二番



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)

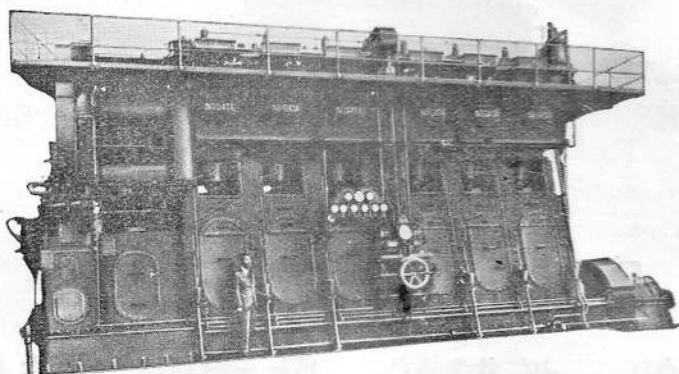
農林省 逓信省 認定工場

株式會社 **阪神鐵工所**

神戸市一番町

電話 (湊川) 自1531至1534

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 マーリス・ディーゼル機関製作並ニ東洋一手販賣
瑞典國 ノベル・ディーゼル機関製作

株式 新 潟 鐵 工 所
會社

本 社 東京市麴町區丸ノ内三ノ四(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

會 告

(一) 造船協會評議員の補缺選舉

本協會の在東京評議員一名缺員を生じたる處、去る十一月六日第三十六回通常總會に於て補缺選舉を行ひたる結果次の通りである。

評議員當選

栖原豊太郎君 (16票)

(二) 内燃機船調査委員會委員委嘱

今回評議員會の決議に基き今岡會長より次の通り委員を委嘱せられた。

内燃機船調査委員會委員

出淵巽君

(昭和七年十一月二十二日附委嘱)

(三) 當事務所内圖書閱覽室

- (1) 當閱覽室は會員の雜誌書籍(當分は雜誌が主です)閱覽に供する爲に設けました。
- (2) 當閱覽室使用時間は日曜、祭日、年末年始(十二月二十六日より一月五日迄)を除き次の通りです。
月曜は午前九時より午後七時まで(會議其の他の會合の爲め閱覽室使用の月曜日と八月中は午後五時まで)。
其の他の日は午前九時より午後五時まで。
- (3) 書籍及雜誌を室外へ持出すこと御斷り。
- (4) 雜誌、書籍閱覽に關する事務は専任編輯員が扱ひます。
- (5) 當閱覽室に備付の外國雜誌は次の通りです。

Engineering.

Shipbuilding & Shipping Record.

Shipbuilder.

The Motor Ship (British Edition).

Scientific American.

United States Naval Institute Proceedings.

Schiffbau.

Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure.

Rudder.

Zeitschrift für Flugtechnik

und Motorluftschiffahrt

The Engineer.

Marine Engineering & Shipping Age.

Marine Engineer & Motorship Builder.

Motorship (American Edition).

Journal of Commerce (Shipbuilders' Number).

Journal of American Society of Naval Engineers.

Werft, Reederei, Hafen.

Shipping World.

Bulletin Technique du Bureau Veritas.

Aircraft Engineering.

造船協會雜誌

第二百二十八號

昭和七年十一月刊行

第拾回懸賞論文選外佳作

船舶運航の經濟に就て

協同員 上村 義明

船舶機關士の立場より次の2項目に就て論ぜんとす。

- (一) 往復動機關に於ける外部潤滑油の理想的注油法及注油器
- (二) 石炭を燃料とする Scotch marine boiler の効率の維持
 - (イ) 火爐掃除器
 - (ロ) 燃焼室内の灰の除去装置
 - (ハ) 煙管の周圍に固着せる罐石の剝落

(一) 往復動機關に於ける外部潤滑油の注油法及注油器

外部潤滑油費は消耗品費の主位にあるから何人も此の節約に就て窺はざるはないが、安全なる運轉が潤滑に懸かる所大なるため容易に手を下すことが出来ないのである。夫れでも往年(約20年にもなるか)毛絲を用ひた所謂「滴らし」なる方法を至廢して、現在の「手差し」とし、消費量を一躍半減せしめたことは大英斷であつたと稱すべきである。

夫れ以來海上に於ける總ての往復動機關に於ては、此の手差しなる方法により、30分毎に經驗によりて得たる滴數を運動中の油箱に一々滴下し注油する方法が、動かすべからざる鐵則と成つてゐるのである。

然し此の經驗によりて得たる滴數なるものは

30分間注油を中斷するも發熱に至らないと云ふ經驗であつて、多分に潤滑本來の目的に添はないものがある。此處に考究の餘地があると云はねばならぬ。

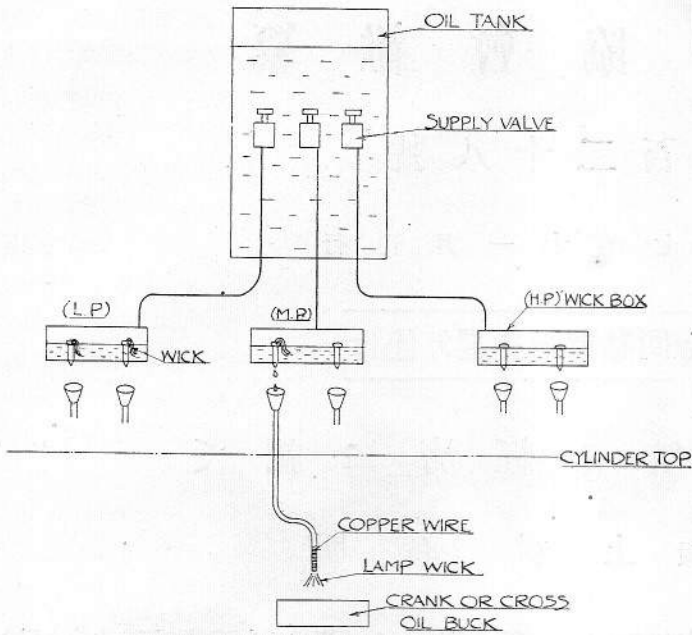
即ち斯かる注油法によれば、外部に溢す油が多く、又軸承内の潤滑油量に著しい厚薄を生ずるため消費を非常に多からしめ、而かも安全を期し且白錆の磨耗を充分減じ得られない。唯僅かに發熱を免れてゐると云ふに過ぎないのである。

之れを改良するには、先づ軸承發熱に至る油量の極限量を發見することである。

依つて最良状態にある1 crank 軸承を選び、注油の interval を毎5分時間とし、注油の滴數を漸減し試験したるに、5分間に1滴にても發熱せざることを確め得た(1滴とは1/8" 口徑の注油器にて約1上昇衝程の間、滴下することで、一般に之れを1つと呼んでゐる)。以上は極限量ではないが、實際の航海に従事してゐる以上、之れより更に減ずることは許されなかつたのである。

此の試験により更に2つの crank 軸承を取り、針弁を有する一種の固定注油器を造り、油の小滴が上下動する油箱に確實に落着く様 lamp wick を用ひて接觸により移油を行ひ、規則正しい注油を行はしめた。

此の結果大いに見るべきものがあるので、全般に之れを用ふることとし、建造以來20年間全く



第一圖

省みられなかつた滴らし油の装置を復活起用し、針弁の代りに舊來の毛絲を使用することとしたので、結局又滴らし油に立戻つたのであるが、舊來のもの異なる要點は「極少安全量の test」、「接觸移油」、「二重に毛絲を使用することにより補給を一層均整にすること」等である。

第一圖は其の概略である。二重毛絲は注油量の多いものには不適當であるから加減弁とした。此の成績は次に示す如くである。

航海1日の消費量（外部油全部）

手差し 4~2.5 gallons (guide を含まず)
改良滴らし 1~1.5 gallons (guide も生油を使用す)

試験船は

神戸 Seattle 間の貨客定期船、總噸數約 6,000 噸、雙螺旋、速力 12~13.5 節、主機回轉每分 70~80、實馬力 3,000~3,800、注油施設箇所——主機關の cross crank main bearing guide、補機は送風機全般。

以上の實績を以つて北太平洋冬期の荒天にも唯一回の手差しを行はず、既に3往復を閲した。其の結果消費の減少もさること乍ら、注油操作を全く省略し去つたこと（夏期の注油操作は勞苦そのものである）、發熱の機會を激減したること等で副産的に大いなるものあるを知つた。尙白鏢の磨耗

は大いに減少した。其の實例として2臺の送風機のうち1臺を手差しとしたるに、約40日の航海日數にて白鏢の磨耗による弛緩のため打音を發するに至るのであるが、改良法によるときは、消費油量1/3に於ても100日は打音を發するに至らなかつた。

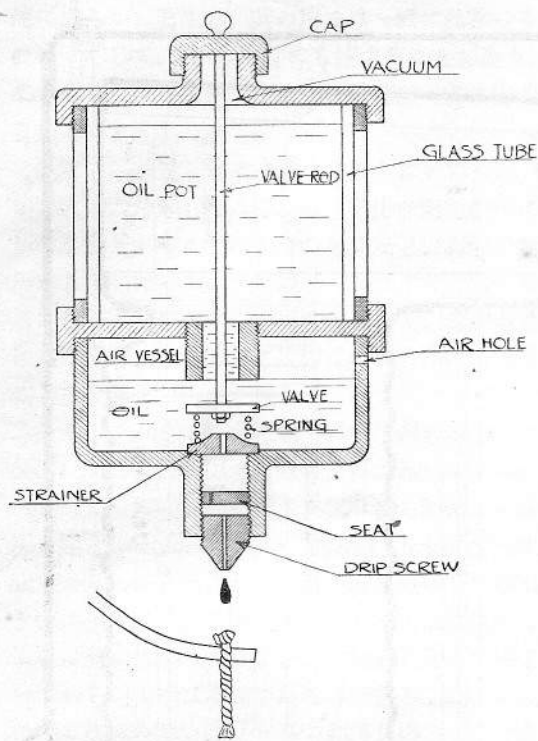
既往を省みて眞に驚くべき成績であるが、然し絶對安全と云ふことを確保してゐない。これは畢竟毛絲を使用する缺陷に基くものに歸せらるのである。然らば理想的潤滑法の具備すべき條件如何と云ふに、

- 一、作用絶對確實
- 二、油量の調整が任意且容易
- 三、個々の軸承につき消費が判別すること
- 四、構造簡單（作用の理解容易、價格低廉の爲め）

五、動作開始の迅速なること（管を有するものは出入港頻繁なる船には不可）

茲に於て今回第二圖に示す如き潤滑器を造り片舷機の cross crank に試用の結果は、全く信頼性に富み消費更らに3割を減じ得ることを確實にし得た。

此の器は何等運動部を有せず、全く重力のみを以つて油を滴下せしめるのであるが、其の構造上油量の多寡が重力に影響せぬため滴下は常に同一 pitch であり絶對に斷油の虞れない。今 cap を除くと spring は作用して valva を押上げ oil pot の底を閉めるから油を充滿する。cap を蓋すると弁が開き oil pot の油は air vessel に流下するが、oil pot の上部に眞空を生ずるため油の重さと釣り合つた所で油の流下は停止する。今之れを使用するため drip screw 換ぢ滴下を開始すると、air vessel の油の面が下がり空氣を吸ひ込み眞空を破壊するから、油は眞空破壊の程度即ち滴下の程度に應じて流下するのである。滴下は screw の換ぢ加減で任意に調節する。即ち screw と seat との穴は偏心的である。（尙此の弁を使用する代りに air hole に plug を用ふれば一層簡單である）



第二圖

大型内燃機に於ては外部にある注油箇所が多く、手差の繁忙には驚くべきものがある。第二圖の如きものを使用すれば労力の節約上大いに得る所があらう。

余は初め油の節約を行ふため油差人を極度に訓練したのであるが、畢竟人間の技倆、注意力を基としたる方法では安全を期し得られない事を知つた。況んや經濟をやと云はざるを得ない。

(二) 石炭を燃料とする Scotch Boiler の効率維持

船舶の燃料經濟を時代的に觀察すると、第1は汽罐各部の割合の決定に力を注いだ時代、第2は焚火法の改良時代、第3は劣等炭の使用時代で、今や此の第3の時代の進行中にあると云ふべきである。是等が完結すれば傳熱面の効率を維持することを得ると信ずる。何んとなれば之が機關取扱者の關する範圍内に残されたる最後のものであるからである。

楮商船に於て汽罐の水火側に互る掃除期間は一般に3~6箇月である。此の期間中航海中は勿論

のこと短期の碇泊中には觸火面の掃除を行ふことが出來ないのであつて、その間に失ふ損失は何船によらず見逃がされてゐるのである。現在航海中の掃除は soot blower を用ひて焰管、煙箱、空氣豫熱管等を吹掃することであつて、總て焰管以後の掃除に留まり、火爐と燃燒室とに就ては何等施さるゝものあるを聞かない。此の焰管以後の掃除により焚火が容易になることのある場合、其原因は傳熱の増加よりも通風の良くなる事であつて、云はば間接の原因に依るのであるから、直接の傳熱による利得に就て講ずる必要がある。

今直徑 14 呎、長さ 11.5 呎なる強壓通風を有する汽罐の觸火面積は

火 爐	164 平方呎
燃 燒 室	240 "
焰 管	1,902 "

にして 14,400 英熱位の石炭を用ひ、2) 倍の空氣を要するとき、各部の傳熱の割合は

火 爐	吸收熱量	6,000 英熱位
燃 燒 室	"	3,000 "
焰 管	"	3,000 "
煙突へ逃逃する熱量		2,400 "

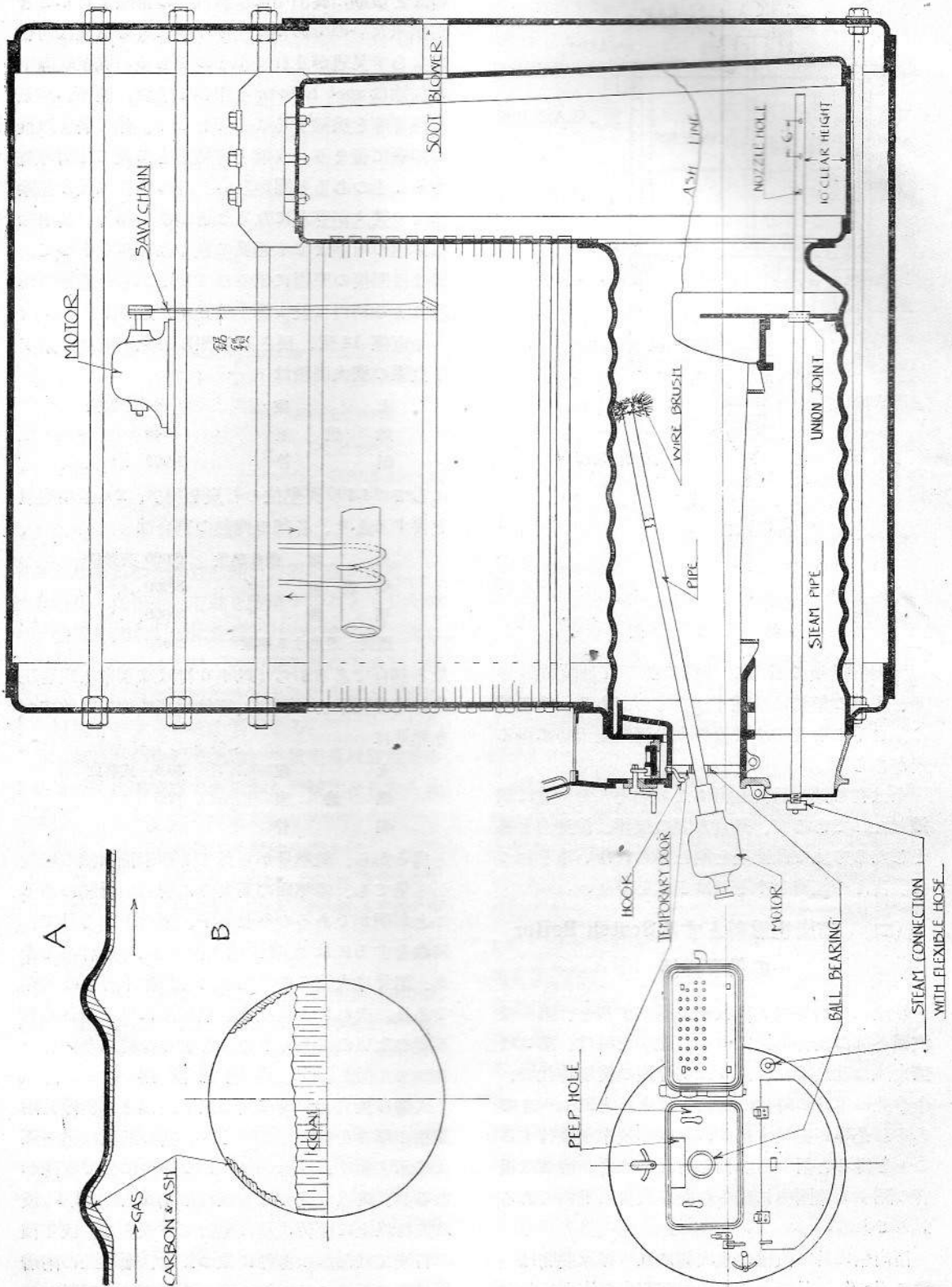
なる割合であるから(以上6行は森永泰士氏著現代船用機關學より引用)、單位面積に就て吸收すべき熱量は

火 爐	36.6 英熱位
燃 燒 室	12.5 "
焰 管	1.58 "

と爲るから、總熱量から見ても亦單位面積の熱量から見ても、傳熱面の重要さに著しい懸隔のあることが明かであるのみならず、構造上から見て、掃除をするには火爐が水火側とも最も容易であり、焰管は水側に於ては殆んど掃除不可能の状態である。夫れにも拘はらず焰管迄に就て省みられる所のないのは全く不思議とするの他はない。

(イ) 火 爐 掃 除 器

火爐は焚火と同時に其の面を汚損され、漸時附着物の厚さを増加して行くが、其の狀況は第三圖Aに示す如く、corrugationの溝内に於て厚薄があるが、焚火5晝夜にも互れば1/8"より1/4"或は夫れ以上にも焚火量に應じて成長する。或る種の石炭又は何かの條件に依つては、屢々此の附着物は第三圖Bに示す如く溝の凸部に於て瓦斯の氣



流に逆らつて發生し、其の厚さは一般に此種のもの
のは厚くして、往々 1 吋にも達することがあり、
必ずしも焚火量に依らず數噸を焚燒して既に附着
を見ることもある。

是等の附着物が何故に發生するかは詳にしない
が、火爐の冷却したる際、往々溝中の附着物内に
tar を發見することのあるのを見ると、石炭の乾
溜から生じたる tar が附着して炭化すると考へら
るのであるが、多くの場合煤はなく、灰を多量
に被つてゐるのである。故に此の部分の附着物は
炭化皮膜と灰である。

航海中之れを掃除する爲めに第三圖に示す如き
装置によつて目的を達した。之れは航海中 clean-
ing fire の直後、火勢の未だ騰らざる間に、火爐
扉を開き temporary door、電動機、brush 等を組
立てたるものを挿入して、電動機を驅動して爐面
を擦過するのであるが、僅かに擦過するのみにて
炭化皮膜は容易に飛散する。1 爐約 5 分にて刷毛
の擦過した箇所は清掃されるのである。此の炭化
皮膜は汽罐の熱い間は容易に剝落し得るものであ
るが、冷却後は堅く膠着して容易に剝落するもの
でなく、1 爐 1 人 3~4 時間を要するのである。
故に本器の使用は單に航海中に止まらず、入港後
汽罐の冷却し終らぬ間 (約 2 日間) は有効に使用
出来る。

temporary door は寒氣の侵入を防ぎ又 rod の
支點となる。窺き孔は上部から吹き下ろす豫熱空
氣の氣流に横切られるため、此處から這入る冷氣
は實際的には少ないものである。

電動機を用ひざる場合の方法として、蒸氣の噴
出力を用ふることとして、噴口を製作して試用し
た。航海中は前述の如く炭化物も非常に落ち易い
状態にあるので、更に之れを同一汽罐に就て 1
日、2 日、3 日と入港後汽罐が冷却し行く場合に
試みた結果は、膠着した炭化物に對しては却つて
brush よりも有効であつた。故に現在では前者を
航海中、後者を碇泊中に使用してゐる。噴口は口
徑 1/8" 2 箇にして互に 20° の角度を以つて溝を
1 回にて吹掃し得る様に造つた。

後者を航海中使用する場合、灼熱せる火爐に蒸
氣を吹きつけることの可否は當然論ぜらるゝ所と
ならうが、温度の點から見ると、200 lbs./sq" に
於ける水温 380°F、此の時清淨なる爐面の温度約

400°F で使用蒸氣 100 lbs./sq" 温度 338°F である
から、差は 42°F 附近である。侵入する空氣の温
度に比すれば遙かに安全なものと云ひ得る。但し
爐面の水側に罐石が附着してゐる場合は 1/8" の
罐石にて 700°F にも達すると云ふから、斯かる場
合温度は高くとも熱を奪ふ量の多い蒸氣を使用す
ることは考慮の餘地が存すると思ふ。勿論噴出量
を少くして熱を奪ふことの少ない噴孔によれば安
全である。(爐面の温度は Stromeier 氏の實驗に
よる)

今回神戸 Seattle 間 1 往復に互り毎 4 日目に
1 回全火爐に使用し常に爐面を清潔に保ち得た。
今後引き続き使用の豫定である。

(ロ) 燃燒室内の灰の除去装置

灰分 15% 位の石炭を火床 1 平呎に付き 30 lbs.
位焚燒するときは、約 10 日位にして燃燒室は火
橋線近く迄灰を以て埋められ、甚しき時は焚口よ
り堆積の灰を認める事さへある。此の程度の焚燒
率は強壓通風として普通である灰分の少ない石炭
或は焚燒率の少ない時でも、長途の航海に従事し
てゐる船では、此の爲に大いに悩まされるのである。

此の灰が火橋線を達すると其の容積は中央燃燒
室の容積の約 1/2 を占めることになるから燃燒容
積を失ふのみならず、傳熱面の損失となり、又温
度差により惹起する漏洩をも招くのである。

今回灰の堆積し易い中央火爐を選び、第三圖に
示す如き驅灰用の蒸氣管を敷設した。此の管は直
徑 1 吋の鐵管で、室内に於て 6 吋の間隔にて、直
徑 1/4" の孔 3 箇を穿ち、外端は直ちに蛇管に連
結する coupling とした。斯くして 100 lbs. の蒸
氣を通じて灰神樂を上げしめ、煙管を通じ煙突に
放出することにした。若し煙管中に滯留する場合は
後部に備付の soot blower を使用することとし、
之れを ash blower と名づけた。

今回毎 28 時間に 1 回 20 秒宛使用し (其都度
soot blower を使用す)、其度毎に煙箱を開いて堆
積物に就て他と比較し、時に灰を發見せんとした
るも不可能であつた。斯くして 14 晝夜の航海の
後各方面を檢査せるに、燃燒室には僅少の堆積な
し (他の燃燒室には火橋線迄の 2/3 の堆積があつ
た。焚燒率約 25 lbs.)。尙煙管にも灰の滯留は認
められなかつた。初め敷設に當つて煙管内の滯留

を危惧したのであるが、事實は豫期に反し全く好成績を収めた。之は恐らく灰自身は軽いものである上に、噴出する蒸氣の容積が増加するため、單に燃燒瓦斯の場合に於けるよりも、排出力を増加せるものと考へらるゝのである。唯後部より吹掃し得る soot blower の補助なくして、どの程度に焔管内の灰を吹掃し得るかは疑問であるが、今日どの船でも固定の blower を有せざるものは手働のものを有してゐるから、重い灰にして焔管内に滞留のものは、再び燃燒室に吹き戻せば效率は多少劣るが、堆積の大部分である軽い灰は驅除し得ることは先の成績に徴して考へ得る所である。

此の固定装置に對し更に手働のものを製作し試用したるに、其の長さ餘りに長き爲め取扱ひ不便であり、且火爐掃除器の場合の如き假扉を使用不可能なる爲め、冷氣の侵入は已むを得ない所である。又使用に當つては豫熱空氣を遮斷するため、瓦斯量に於て固定装置に比し 2/3 を減ずることゝなるから、灰の運搬力も減ぜらるゝ等實用價值に至つては固定装置に比すべくもない。固定装置も更に歩を進むれば soot blower と同様な敷設とし、且共通なる蒸氣管を使用すれば宜しい。

第三圖に示す敷設方法、其の寸法、傾斜等其後何等改變の必要を認めない。

本装置は全く有効であつた。將來必置の設備と爲ることを信ずる者である、

(ハ) 焔管の周圍に固着せる罐石の 剝落に就て

「罐石の附着は燃料消費の上に於て左程大なるものでない。1/8" の罐石が全罐を被ふ場合、之れを剝落して得るものは燃料に於て僅か 5% 以下である」とする見解から、斯くの如き勞多くして益少なきは寧ろ放擲すべきであるとする説があるが、5% 以下の數を以つて小とするも又大とするも要するに勞力の多寡による問題であつて、事實上罐石を剝落せぬことは寧ろ剝落が不可能であるに起因するのである。事實藥品を以てすべきか、機械的方法を以つてすべきか、夫れすら何等決定する所がない。藥品を以つてせよとする説一部に旺んなるにも拘はらず、boiler compound は何故漸時其使用を graphite に奪はれて行つたか、而して其の graphite 又重きを爲さず、今日では罐石剝落の爲めには何等用ふる所がないのである。機

械的方法としても同様な状態であつて、漸く先年郵船會社の歐洲船に於て試みられた一種の槌打法があるに過ぎないのである。罐石剝落の問題たるや然かく困難である。之れ一に附着場所が狹隘なると二つには固着力の強いためであるが、遂に藥品法と機械的方法とを併用することに依り、容易に剝落の目的を達し得るに到りたることを以下略述する。

余は最初機械的に剝落せんとして、直流電動機の高速度の擦過により罐石を磨滅し去らんとした。管の損傷を慮り先づ銅製の鎖を使用したるに鎖は忽ちにして磨耗し、罐石は徒らに光澤を増したるに過ぎなかつた。依つて次に鋼製としたるに、鎖の縁端が擦過する部分は罐石も稍磨耗するが、鎖の磨耗も甚しくして用をなさぬのである。故に更に硬い金鋸の破片を以つて造りたる link を處々に入れ、之れに鋸と同様の齒並みとして試用せるに、成績漸く見るべきものあるに至つたが、齒の壽命も決して永くはなかつた。要するに斯くの如き程度では實用の價值なきを認めざるを得ず、單に機械的方法は困難なることを悟るに到つたが、此の鎖の摺動たるや全周を完全に且迅速に擦過し得ることを確めた爲め、此の儘捨つべきを止め、更に鎖と稱するよりも鋸と稱すべきものの製作に取りかゝると同時に、罐石の軟化に一步を進めたのである。(最後の方法であつた金鋸の link を使用することは、やがては管を損傷するであらうと想像さるゝのであるが、第三圖に示す如く鎖は引かるゝに非らずして送り込まれるのであるから管に對する迫力に乏しい、従つて損傷を招くが如きことは有り得ない。つまり此の迫力の缺乏が罐石をも剝落し得ないことに爲るのもある。迫力を加へるため鎖を緊迫せしむるも一方法であるが、力のみでは到底鎖が満足にあり得ないことは前述の通りである。)

諸罐石を軟化するは専ら藥品に待つべきであるが、如何なる罐劑にても 1 罐に付き (水約 25 噸位の罐) 數十金を必要とし價に於て苛性曹達の比でないのみならず、罐劑の效能として罐石結成前にも有効又罐石結成後も有効と稱するに至つては、少くとも結成後の方に必要なる場合は有効ならざる分量をも使用する事と爲り、事實は非常に

高價と爲るのである。苛性曹達を少量宛長期間使用することは往年より行はれてゐる所であるが、「餘りに罐内を奇麗にし過ぎて管端より漏洩がある」「packing ring を侵蝕する」「狹隘なる箇所の罐石を完全に落し得る器具なきときは自然の剝落により爐頂に堆積の危険がある」等の説乃至經驗から、海上に於ては漸時用ひられざるに至つた。

惟ふに少量とは云へ之れを長期に互つて使用する間には、汽罐には必らず幾度か寒温の機會を與へ、従つて一種の填隙物の如く生成せる管端に於ける罐石にも克く侵潤して、填隙を破壊し漏洩を招くに非ざるか。然し斯くの如き漏洩は云はゞ健全なる漏洩で、對策は他に講ずべき筋合のものである。又漏洩が罐板等の腐蝕に起因するであらうか、之れは長期間に互り使用する場合には有り得ることであるが、短期間ならば斯かることの有り得べからざるは、其の容器を見ても容易に察し得る所である。又 piston packing ring が腐蝕することは他の罐劑を使用せる場合に於ても經驗することで、恐らく wet steam の結果である事は容易に想像し得る所である。

畢竟苛性曹達或は之れに類似の藥品を長期汽罐内に置くことは前述の如き結果を招くのであるが、之れに反し「多量を短時間」用ふることは何れの方面から見ても支障は有り得ないのである。今假りに使用せざる汽罐に之れを入れて後排水したりとするか、温度の變化は冷却一方なり、又 wet steam の來ることなし、腐蝕は低温短時間にしては進捗は極微である。斯かる見解に立つて苛性曹達を「多量短時法」に依つて使用することに決したのである。

尙二三の實驗を試み、遂に之れを實際の汽罐に移したる結果は、

汽罐内の水量 (苛性曹達送入前)	約 20 噸
壓力、溫度 (同上)	20 lbs./sq., 226°F
罐水の密度	5/16 oz.
罐石の厚さ (管圍にて)	1/4"~1/8"
苛性曹達量	40 lbs.
汽罐内の水量 (苛性曹達送入後)	約 23 噸
罐水の循環 Hydrokinetor	1 時間使用
放置時間	12 時間
壓力、溫度 (排水前)	0, 200°F
苛性曹達に對する水の重さ	1,290 倍

斯くて唧筒を以つて排水し内部の狀況を見たるに、罐石は著しく膨脹し厚きものは離反し極めて脆弱に爲つてゐたのである。然し附近に附着せる油分を検するに未だ其の粘着性を失はず、又火爐頂部にある罐石は何等苛性曹達の影響を受けたる跡なく、白色にして堅質である。之れは排水に際して生じたる新らしき罐石である。是等の現象は比較的濃厚であつた苛性曹達も短時間内には反應を起さない一證左とするに足ると思ふ。

既に罐石をして斯く軟化せしめたるを以つて、新たに製作せる鋸鎖を摺動せしめたるに、其の操作は有效且迅速にして、焰管 1 本約 5 分間にて清掃し得ることに爲つたのであるが、幾度か鎖の切斷に逢着したのである。此の切斷は總て link の rivet hole が大に過ぎて link に肉が少ないことと材質が硬きに失するためであるから改良は容易である。

第三圖は大體の arrange を描いたものである。電動機を斜めにおくと鎖をさばく必要がない。其後同一の鎖を用ひ全く手動を試みたるに、鎖の切斷なく且多人數が同時に行ひうるから必らずしも電動の必要はない。唯手を以つて往復動することは疲れるから、簡單なる齒車裝置を以つて同一方向に回轉せしめる計畫を立てた。斯かる経過であるから全くの完成を見るに至らなかつたが、兎に角 1 つの斷案に到達し得たのである。

此の汽罐は其後引續き使用せるも何等漏洩腐蝕を見ず、又漲水後 phenol phthalein (15%) を使用して驗水したるに何等 alkali 性反應を見なかつたのである。以上の好結果により最近更に他の 1 罐に

壓力	150 lbs./sq.
苛性曹達	100 lbs.
汽罐水量	約 25 噸
放置時間	24 時間

之れを解放検査の上前回と比較せるに、殆んど罐石に及ぼしたる相異を發見することが出来なかつた。即ち罐石の離反の程度も亦其の脆弱化も同一であつた。50 lbs. 以下の苛性曹達を投入することは未だ試みざる所であるが、量と放置時間の組合せに關しては、今後夫々の事情に應じて考慮する所と思はるのである。

従來の罐石剝落の最良方法なるものを探ると、

藥品と special cleaning に費す費用は前者に約 60 圓、後者約 120 圓にして合計 180 圓を要し、其の結果たるや甚だ不満足であるが故に、遂に實用の圏外に出づるの已むなきに至つたのである。而して苛性曹達は 50 lbs. 約 4 圓 50 錢、鋸鎖は link 1 箇 1 錢 5 厘にして、1 連の鎖は約 5 圓（鋸を 2 呎とす）、外に新らしき link の型代は 1 箇 6 圓を要するから、link 1 箇を 3 錢と見積るも、殆んど價格に於て比較にならぬのみならず、剝落の程度は全く満足なるものである。是等の結果は海上より完全に影をひそめた罐劑が又出現することであらうが、其の廉く良きものゝみが採用さるゝ事となり新生面を拓くであらう。又斯く罐石を確實に脆弱ならしむる事を約束されたる以上は、各種の器具も出現し來ることを信ずる。之れを要するに

- 一、藥品法と機械法の併用
- 二、藥品は多量短時間の趣意によること
- 三、藥品を投入せば汽罐を使用せざること

（多くの罐劑は苛性曹達を多量に含む）

を以て臨めば必らず解決するものと信じて疑はざる所である。藥品法と機械法の併用に關しては今日迄は概念として存在してゐたのであるが、明確なる事實として、今日は之れを提供し得ることを喜ぶ者である。

結 言

海上に於ては何故に潤滑器を使用せなかつたかは全く不思議とする外はないが、其の理由の 1 つ

として一般に器具を使用せぬ習慣によるものと考へらるゝのである。汽罐の掃除にしても brush や scraper の程度を出でないのである。然し近き將來に於て廻船率は一層向上する。即ち其の反面は碇泊日數の減少であつて、若し之れに對して何等策の講ずるものなく、碇泊日數にのみ依頼して、營業策を阻むが如きは許されないことに爲る。技術に携はるものが營業策の支持者であるか阻止者であるか、船舶を資本の一形態と見るとき、此の運用に關して大いなる分野を以てゐる認識を明かにせねば立ち行かないことに爲つた。即ち社外船と稱する船が新しい器具をより多く具へてゐる事は、此の一面を語つてゐるのである。之れ未だ粗笨に屬するもの乍ら、自己の實驗によるものを摘出した所以である。

施設日尙淺く且未完成の部分が多い爲めに今日數字的に發表することは早計に屬するが、從來航船十二三晝夜に及ぶと焚火困難に陥り cleaning fire の節、罐壓を維持することが不可能であつたが、今航は出港當時と何等變る事なく火夫の特別の努力も必要がなかつたことは、成功の一端を語るものと考へられるのである。

因に 4 罐のうち 1 罐の罐石を剝落せる事 (50 lbs. 苛性曹達投入の分) ash blower は手動用を毎 4 日目に使用し、火爐は 3 日目に一度掃除して太平洋を横斷せる次第である。

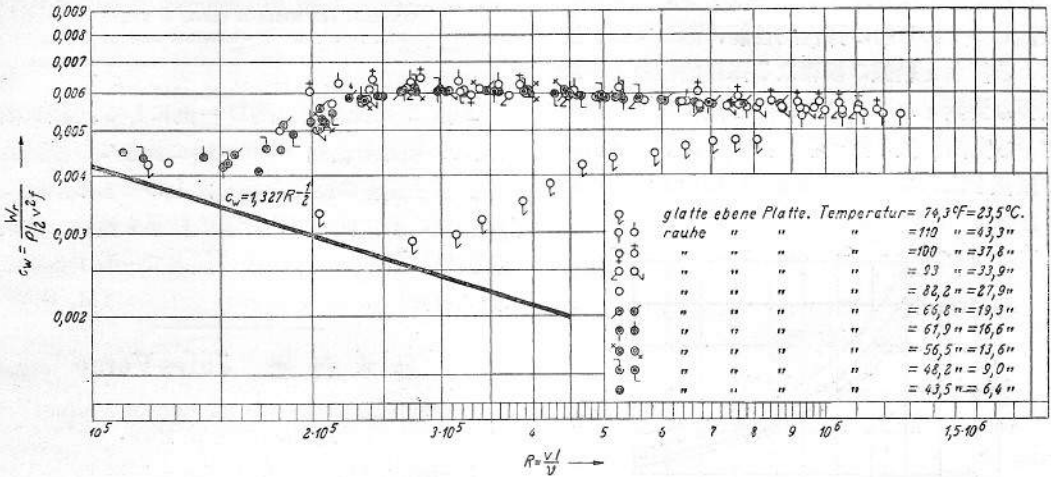
是等の計畫完成の暁には、數字的に發表し得るものあらうと信ずる。(以上)

撮 要

平板の摩擦抵抗に対する温度の影響⁽¹⁾

Von Karl E. Schönherr. Experimental Model Bassin, Navy Yard, Washington. "Werft Reederei Haf.n," 15. Juli 1932, S. 214.

摩擦抵抗に対する温度と速度の影響を Reynolds' number の函数として決定せんが爲めに、



Schönherr 氏は之を U. S. A. Washington 水槽に於て平板を用ひて実験を試みた。

該平板は 6°C~43°C 範囲内の 9 種の温度に於て、且つ 0.1 米/秒 より 1 米/秒 に互る範囲の速度にて曳行された。水槽内の高温度の水は水槽底部に在る steam pipe に依つた。熱の放散を最少ならしめる爲めに、実験は高温の部分は気温 35°C ~37°C の夏期を、低温の部分は気温と水温の略ぼ等しき冬期を選んだ。

従來の研究に徴するに、実験は造波の理由より 1 米/秒 の速度を超ゆるを不可とし、又平板が圓みある前端部を有してゐても一部は層流を一部は擾流を生ずるのである。今純粹の擾流を確實に得る爲めに垂直板の前部に漆を塗り砂を散布し之を粗面にした。此の實驗結果は圖に示す通りであ

る。

之に依つて見られる通りに、粗にされた板に就いて行つた實驗に依つて測定し得た點は、皆其の平均して得られる曲線に近く存在してゐる。Schönherr 氏は従つて摩擦抵抗に對して價値ある Reynolds 相似則が温度を變へる爲めに生ずる粘

性の變化ある際にも亦有效であることを實驗的に證明した。(S. K.)

船の振動計算法に就て

The Calculation and Measurement of Ship Vibration. By Dr. Ing. E. Schädlofsky (Schiffbautechnische Gesellschaft, Nov. 1931.) "Shipbuilder," April 1932, Annual International Number, pp. 244-245.

Diesel 船や其他特種船に振動が問題視せらるゝ折柄、船體振動の性能を研究するは急務とする點である。Schlick による有名なる算式は載荷状態に於ける或る船型には適用し得るも、他の船型又は船の ballast を積める状態等には不適當な場合がある。

一樣でない棒の free-free bar としての振動に就きては既に 20 年前に研究せられてゐて、殆んど完全に解かれてゐると云つてよいが、船の振動數を正確に求めることは未だ尙完全とは云ひ難い。之れは船體の彈性的性能が充分に研究せられ

(1) Auszug eines Referates, verlesen in der Konferenz über hydromechanische Probleme des Schiffsantriebs zu Hamburg, 18. Mai 1932

てゐない爲めと、船の浮んでゐる水の影響に關する研究が充分でない爲めである。

本論文は船體の振動に關し計算と實際とを如何に一致せしむべきかの計算の基礎を求むる爲め研究せられたものにして、中空梁の弾性理論を振動の解法に應用し、更に實驗によりて水に依る減振作用の影響に關する法則を決定せるものである。

解析の第一は質量と切斷面の慣性力率の一樣ならざる船殼の振動を解きたるものにして、此の方法は種々なる船型の場合にも適用することを得て、計算の結果は實驗とよく一致する。

振動しつゝある船の弾性的性能に關しては、剪斷による撓曲と船殼の複雑なる弾性的性質とが最も重要な要素となる。之れに關し簡單なる中空梁に對する剪斷に依る撓曲量と撓力率に依る撓曲量との關係を求めて見ると Fig. 1 に示すが如き結果となる。

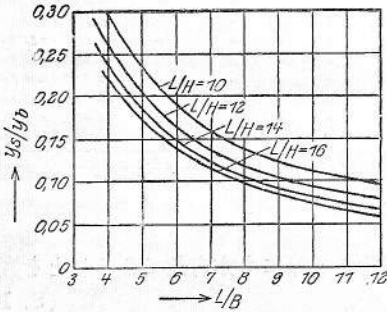


Fig. 1.—Influence of L/B and L/H on the Ratio of the Deflection due to Shear and that due to Bending Moment for Simple Box Girders. v_s = Deflection due to shear. v_b = Deflection due to bending moment.

Fig. 1 に於ける L は梁の長さ、 B は幅、 D は深さを示す。之れによりて知らるゝ通り、剪斷による撓曲量と撓力率による撓曲量との比は約 6% より 30% に變化することが知られる。若し此の梁に二重底を設くれば、此の比は約 30% だけ増加することゝなり、更に此の上に甲板を 1 つ設くれば約 62% だけ増加するも、之れに對し若し甲板を 2 つと二重底を設けて見ても、此の比は矢張り約 64% だけ増加する結果になる。

次に船體周圍の水の影響に關しては寸法を異にする矩形型梁によりて空中に於ける實驗と水中に於ける種々の吃水による實驗とを行へり。之れによれば吃水の影響は極く僅少にして長さとの比によりて影響せらるゝことの大なるを知つたが船の型をした模型によりて同様の實驗を行つて見

ると、此の場合には吃水と方形肥係數とが大なる影響を有つことが知られた。是等の點を考慮せる著者の計算法は實船による實驗の結果と極めて良く一致する。

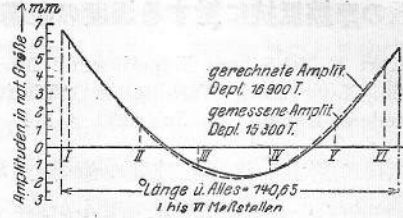


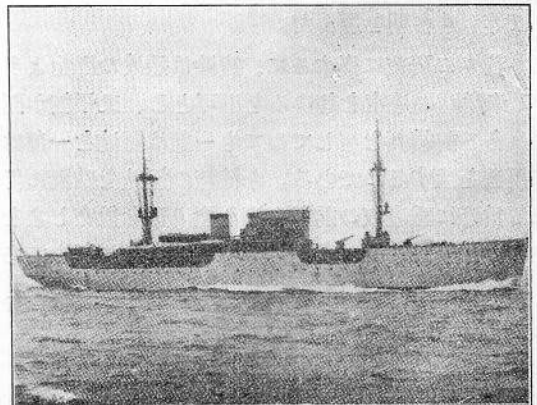
Fig. 2.—Tanker of 11,000 tons Deadweight—Comparison of the Calculated and Measured Curves of Vibration. Gerechnete Amplit., Depl. 16,900 T. = Calculated amplitude at 16,900 tons displacement. Gemessene Amplit., Depl. 15,300 T. = Measured amplitude at 15,300 tons displacement.

Fig. 2 は此の代表的の一例にして、載貨噸數 11,000 噸なる給油 motor 船に就きての振動曲線の計算と實驗の結果を示したものである。此の外 5 種類の船に就いての計算の結果も實驗の結果と振動數に於て 1.5% 以内の誤差で一致することが知られた。(M. O.)

潜水母艦 “Jules-Verne”

“Bulletin Technique du Bureau Veritas,”
Juillet 1932, p. 173.

Lorient 工廠に於て佛海軍潜水母艦 Jules-Verne が完成した。同艦は遠距離基地に於て行動する潜水艦に對して必要な物質（糧食、飲料水、機械用清水）を供給すると共に、他方修理工場としての設備を有して居る。即ち Diesel 機關の一般的修理用工具の外に更に重要な修理を爲すに必要な機械器具を搭載して居る。又潜水艦に取附けられて居る多數の機械等を調整する事が出来る様にしてある。



本艦は排水量 6,000 噸（長さ 115 米、幅 18 米、吃水 5.80 米）で、兵装は非常に僅かで 90 耗砲 4 門及 37 耗高角砲 4 門である。

推進機關は Sulzer の Diesel 4,000 馬力 2 基を有す。此の機關配置は佛海軍では小さい通報艦 Dumont-d'Urville 型以外には使用されて居らぬ。本艦の motor の馬力は非常に高められてある。之は Sulzer 型の 2 cycle の單動である。

其他各 765 kw の 4 つの電動機の group より成る電氣装置あり。之は 4 箇の Sulzer Diesel 機關に依つて作動される。此の他二次電池課電用の 3 箇群の survoltteurs-dévolteurs がある。契約速度は 16 節であるが、公試では之以上を出した。

乗員は士官及兵共で 233 人であるが、部屋の配置では潜水艦乗員の休養をさせる様に士官及兵 260 人に對する設備が出来て居る。

銲接接手の正しき測定と罫書

Richtiges Messen und Anreissen von Schweissnähten. "V. D. I.," 30. Juli 1932, S. 761.

現在迄に知られて居る測定器では、DIN 4100

に規定された接手の厚さ（喉厚） a を測らずに、實施上標準にならない $a + \Delta a$ (Abb. 3 参照) を測つてゐる。此誤差は隅肉銲接々手の兩邊が不等になればなる程大になる。Abb. 4 に示された不等邊隅肉銲接では、誤差は接手の厚さに對しては 52%、又計算の標準になる接手の横斷面積に對しては 62% にも達する。斯く誤れる測定を基礎とすると、工費を浪費するか、或は見積り過小の爲め接手の安全度が失はれる事になる。

Abb. 5 及び Abb. 6 に示された如く新器具は、等邊の場合でも不等邊の場合でも、直ちに接手の幅及び正しき厚さが測れる。正しき厚さ a は重銲接では、 v 尺又は h 尺の内最小の讀みを與へる方の Skala II (Abb. 5 参照) で讀み取られる。輕銲接の場合には對角線尺 d で測る。又此の器具に依れば V 型又は X 型衝合銲接の盛上りも測る事が出来る。

此器具の 1 變形なる Abb. 7 に示されたのは、罫書用として、銲接工が接手の幅及び厚さを間違つて銲接しない様に正しく罫書するのに用ひられる。

Abb. 3 (unten) Gleichschenklige Kehlnaht.
a Nahtdicke nach DIN 4100
Δ a Nahtwulst
b Anlageschenkel

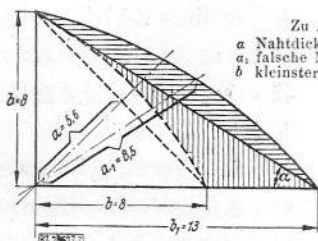
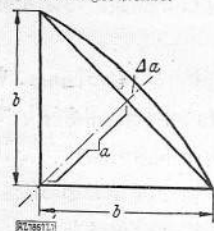


Abb. 4 Ungleichschenklige Vollkehlnaht.

Zu Abb. 4:

- a Nahtdicke nach DIN 4100
- a falsche Nahtdicke
- b kleinster, aber richtiger Anlageschenkel
- b größer, aber falscher Anlageschenkel
- a Winkel zwischen größtem Anlageschenkel und Hypotenuse
- schrattierte Fläche gleich totter Werkstoff (nicht wirksam)

Abb. 5 (links) Meßgerät für Schweißnähte, schematisch.
a Nahtdicke nach DIN 4100
b Anlageschenkel
v, h, d Meßstäbe
s Schild
t Klemmschraube
Skala I b (mm)
II $b/\sqrt{2} = a$ (mm)
III a (mm) für Hohlkehlnähte

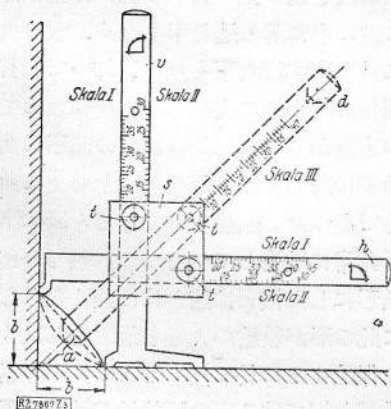
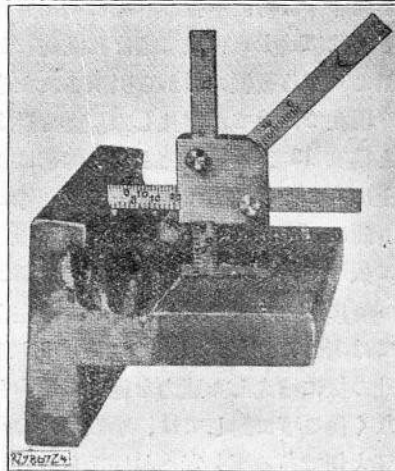
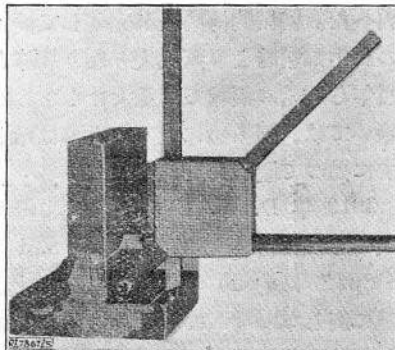


Abb. 6 (rechts) Meßgerät für Keil-, V- und X-Nähte.



以下圖面の註

Abb. 3 (下) 等邊隅内銲接接手

a DIN 4100 に依る厚さ。 d 盛り上り。

b 邊の長さ。

Abb. 5 (左) 銲接接手測定器

a DIN 4100 に依る厚さ。 b 邊の長さ。

r, h, d, 測定用物差。 s 橋板。 t 止め螺。

Skala (目盛) I b (mm)

" II $l/\sqrt{2}=a$ (mm)

" III a (mm) 輕銲接の場合。

Abb. 4 a DIN 4100 に依る厚さ。 a_1 誤つた厚さ。b 最小にしてH正しき邊の長さ。 l_1 長邊、而して誤れる邊の長さ。 α 長邊と斜邊のなす角度。

斜線を施せる部分は力の作用せぬ部分なり。

Abb. 6 (右) 隅内銲接、V型並びにX型銲合接手測定器。

Abb. 7 (右) 隅内銲接接手の罫書器具。

(M. Y.)

抄 録

抵抗のより少なき船形
に就て

par M. Yourkevitch.

"Bulletin Technique du Bureau Veritas,"

Juillet 1932, pp. 162-167.

現在に於ける總ての運輸機關の速度の増加の傾向が海運方面にも向けられ之が造船業にも反響を與へた。機械的構成法が完成して機械及び motor の馬力が舊時より漸次大となり故障も減少した。然乍ら造船の領域では重大ならざる機械的方面を除いては、即ち船に就ては近來は殆んど考へられず抛つて置かれた。

1910 年 D. W. Taylor に依て參考資料として與へられた古い "The Speed and Power of Ships" は約 20 年間船の形及び寸法を決定する爲に對しての唯一の有効なる指針であつた。然乍ら此著作は特に軍艦の計畫に利用されたが、而かも之は Taylor に依て選ばれた何れかと云へば商船より寧ろ戰艦の形から引出されたものである。

現在では總てが變化した。貨物船は motor ship と爲り 13 又は 14 節となり客船は 20 節又は以上になつた。速力 25 節と云ふ記録は 25 年ばかり前に Cunarder の Mauretania 及び Lusitania に依つて得られたが、此の記録は 1929 年に Bremen に破られ續いて Europa は現在まで商船としては考へられなかつた 28 節を出す様になつた。此の様に増大した速力を過度に馬力を増加する事なく得る事に對しては、船殻形状の問題の進歩が又大切である事を考へねばならぬ。船形の研究は

殆んど總ての國の試験水槽に於て行はれる。實艦に就て行ふ事は一般的でないので水槽の方法が殆んど船形の研究に於ける唯一の方法である。數年以來主として 1928 年來船の推進抵抗に關する世界各國の水槽の研究が行はれた。是等の研究の結果我々は此の問題に關する認識を深めて居り、殊に船の水中に於ける前進による複雑なる狀況の理論的の説明に於て然りである。各種要素の影響、摩擦に對する船體の性質、海上の船の様子等は微細に研究せられ又永きに互り論議せられた。然乍ら船の lines の形状とか吃水線面形状とかに就ては餘り注意が向けられなかつた様に考へられる。我々は此の問題の或る點に對して關係ある點を親しく考察して見よう。

吃水線形状が凸形のもの直線的のもの凹形のもの、各賛成者の間の議論は既に半世紀間も續いて居る。寸法の小さく短い幅廣い木造船時代では凸形の water line が總ての點で利益であつた。是等の遅い船は波を這ひ上り其の船首は非常に浮遊性を有して波の中に落ち込む事も無く、水の塊を甲板の上に持ち來す様な事も無く、却つて船首は波に依て胡桃の皮の様に支へられて居つたのであつた。他の方面からして、此の前部の凸形は曲線の方向の曲りに對して厚い板を無理をせず曲げるのに容易であつた。船體を鋼で造ると云ふ事が船體の形を非常に改良してしまつた。然し今迄の吃水線を凸形にした慣習は速かには無くならなかつた。殊に此の形が船艙の大きさを最大とし又大なる復原性を保證するに於て然りであつた。非常に細く長く船體を鋼で造る事の可能性が彼の水雷

艇の如く其の端に於て water plane を細くさす事が萬事利益が多く殊に高速に於て明かである。

此の時代に主として或る軍艦に S 形をせる凹形の water line を使用する事を企てた。此の様に於て良結果を得たのに刺戟せられ造船家は客船及び貨物船に對しても凹形の water line を用ふる様になつた。然乍ら此の結果と云ふものは意外のものであり、寧ろ張合ひの無いものであつた。或時は直線的の water line に對して改善せられた結果を得る場合もあるが、又或時は之と反對に抵抗は減少せず増加する場合もある。夫れ故少し速力の速い船では water line を斜めから直線として凹形の water line を抛棄し速力の餘り速くない客船又は貨物船では船艙の容積を考へて直線又は多少の丸味のある凸形状にした。結局凹形即ち S 形の water line はいつも抵抗の減少を保證する譯でなく、反つて船艙の容積を非常に減少させ、復原性を減少させ、建造費を高くする爲めに殆んど全く見棄てられる事になつた。

最近數年には船の前部の water line の下の方を膨らし又は球形に膨らます様な事に熱中した。然し此處でも同様な事が起つた。即ち球形は或る時は多少抵抗を減ずるが或る時は高速で抵抗を増加する様な事があつた。近年に於ける Bragg 教授の球形状の船首に對する深い研究 (Institution of Naval Architects and Marine Engineers 1931) は、Michigan 水槽に於ける模型實驗の貴重なる結果を示して居るが、同教授の『與へられた條件に對して最も適應する所の船形を選ぶ事は、是等の實驗に依ると全く容易でなく反つて問題は更に複雑となる』と云ふ言の如く、此の問題の實用上の解決を與ふるに至らない。然らばどうして斯んな不確實な便りが出来るのであらうか。私には球形の問題を夫れの所屬する船の load water line を考慮外に置いては取扱ふ事が不可能であると云ふ様に考へられる。そして又必要なる速さ及び船の長さに對して各場合につき調和させる事の必要な所の load water line の凹

みの中心の位置の選び方が勝手に少しも満足でないといふ事を驚くのである。

水槽に於ける艦型試驗及び海上に於ける實艦に對する觀察からして、船の進行によつて即ち直接の抵抗となる所の前方に作る divergent wave の恰好、高さ及 system の形は船の前部の water line の形状に非常に關係するものである事が判かる。係數 $\frac{V}{\sqrt{L}}$ が比較的小さいもの例へば 1 位の時は船首材の所には殆んど波は無い。水流は船の外側に沿つて取巻き波も渦流も起らぬ。之に反して速力が増加すると船の前部は所謂 water mass を前方に造つて押し進む (Fig. 1 の横線にて示せる面積 M)。水槽に於ける模型試驗での永い觀測に依つて是等の壓力中心 C は船の各側に於て船の速さが増すに従つて船の長さの中央の方に寄つて來る事が判かる。

之によると是等の波を造るに關與する船の前部の部分は各速さに應ずるもので、此の部分の大きさは速さと共に増大する。そして $\frac{V}{\sqrt{L}} = 3$ に於ては船の全長の半分に相當する。船首より壓力の中心迄の距離は米單位で

$$X = \left(\frac{V}{\sqrt{L}} - 1 \right) \times \frac{L}{4} \quad \text{となる。}$$

Fig. 2 に示す abscissa X で定められる C 點より前では、船の舷側に來る波の塊に依つて生ずる dynamical pressure は非常に大きなものである

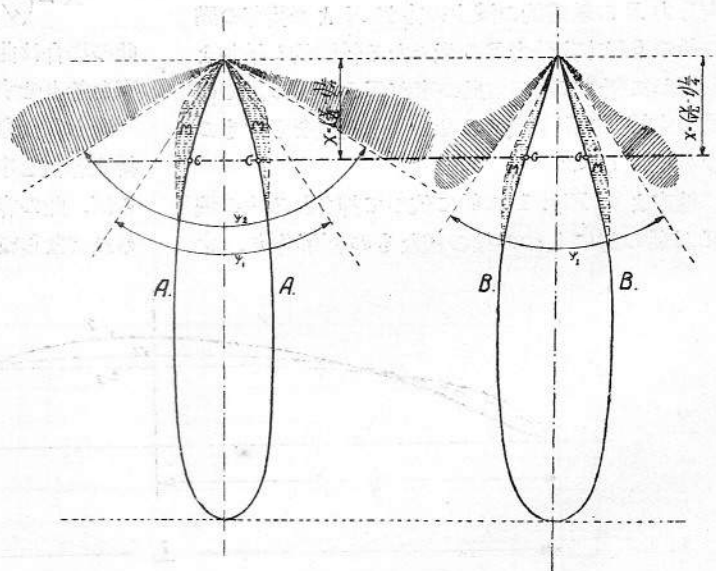


FIG. 1.

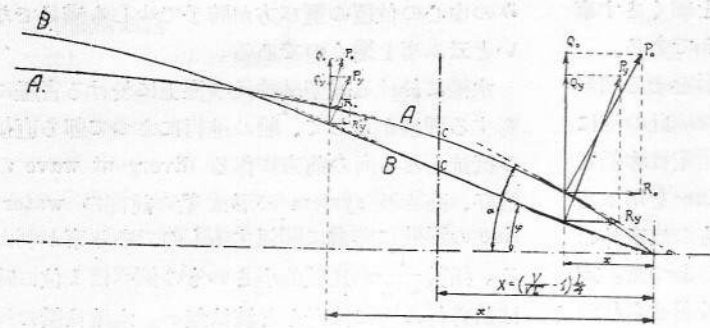


Fig. 2.

が、C 点より後方では非常に早く其の大きさを減ずる。Fig. 2 に於て A は普通に用ひられたる船體の形状の半分を示し B は次に云ふ所の方法に従ふ船形である。X より前方に在る x なる abscissa に相當する所の點では、そして船側の單位面積に對する normal pressure である所の合成壓力 P が兩曲線にて同じ大きさの時は（即ち此處で $P_0 = P_y$ となる）、此の壓力の船の進行の方向の分力は B 曲線の場合のものは A 曲線の夫れに比較して目立つて少ない $R_y < R_0$ （進行の方向に直角の分力は左右對稱であるので相殺する）

之と反對の事が X 点より後部の x' なる abscissa の所に起る。此處では $R_y' > R_0'$ 然乍ら之は實際上格別に大して重大な事ではない。何故ならば既に述べた様に dynamical pressure の絶対値は非常に小さい。夫れで X 点より前部の船の進行方向分力 R の總體的の減少の方が X より後部の點の船の進行方向分力 R の微々たる總體的の増加より遙かに優つて居る。此の事が X より前の點での船の尖端部の形を瘦せさせる事の利益を示すものである。 $\varphi < \alpha$ 。

他方より Fig. 1 の船に依つて押される水の塊 M は船の前に 1 つの栓の様なものを作り、之

が船の前方に起る所の divergent wave の形成に對して其擴がり、高さ、開きの角度 ψ 、此の角度は B 形の船では崩れないが普通の A 形では ψ_2 まで増大する様に變動を生ぜしめる。此の壓力の中心の來る斷面を内部の配置及び海上に於ける船の状態とを兩立し得る様に細長くし、夫れから後部の方に擴げて water line が船殼外面を

沿つて流れる様にする事が肝要である。

此の様にするると例へば長さ 144 米で速さ 19 節の船では次の様な係數になる。 $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1.6$
瘦せさせる中心の船首からの距離は次の式で與へられる。

$$X = \left(\frac{V}{\sqrt{L}} - 1 \right) \cdot \frac{L}{4} = \left(\frac{19}{12} - 1 \right) \frac{144}{4} = 21 \text{ 米}$$

之れは Fig. 3 に示す様である。

曲線 (2) の様に load water line を瘦せさせる事が必要である。普通の船形は曲線 (1) である。曲線 (2) では中央部に於て船の幅を擴げてある。

同じ船で若し速さが 30 節ならば $\frac{V}{\sqrt{L}} = 2.5$
夫れ故一番瘦せさせる所は後方に移つて殆んど船の中央部邊に來る。

$$X = \left(\frac{V}{\sqrt{L}} - 1 \right) \frac{L}{4} = (2.5 - 1) \frac{144}{4} = 54 \text{ 米}$$

此の場合曲線 (3) に示す如く前部を瘦せさせる事を餘りせずに船體を細くする必要がある。

若し如何なる理由からでも前部の所で取去つた排水容積を中央の幅を擴げて取る事が出来ないならば、此の容積を船體の前方の下部で膨まして取らねばならぬ。此の様にして bulb に到達するの

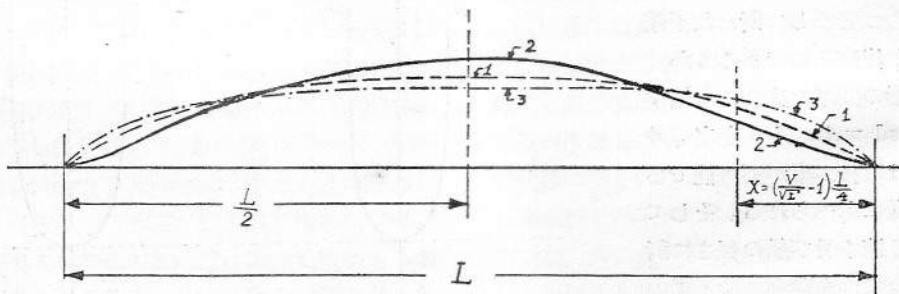


Fig. 3.

である。

我々の式に依つて定めた場所で water line を潰して置く場合と組合すれば此のbulbの影響は常に有効である。然し bulb を勝手にやると Bragg 教授の實驗した場合の様になる。

他の方面から考へると water line を潰して作った凹面部は前部に起る波の或る種のものを殺し、斯くして其の高さを減少させ十分に工夫した bulb の形は、或る長さに擴がつて此の波を凹部の方に持ち上げつゝ船の前部に惹起する所の水はけを容易くさせる道具として役立つ、抵抗の減少に貢献する。

斯くして古くから使用して居る式

$$HP = B^2 \left(\frac{V}{m} \right)^3$$

に反對に (茲で B^2 は midship section area を示す) 端を細くした埋め合せに midship section area を増大する事に依つて抵抗の比較的少ない商船を造る様にさせた。之はシャラン船の大きくした様のもので、底面は平で水線面は徳利の様な形をしたものである。

船の前部の形状の曲線の問題は非常に delicate

である。壓力の中心の附近の water line の凹部を形成する所のものに對しての一寸した修正が、船の進行する際の全抵抗に對して非常な割合の減少をさせる事が出来ると云ふ事を信ずる事は困難であらう。此の理由で 5,600 吨貨物船の前部の形状を此處に記す事は興味の多い事である。之は總ての寸法を同じに保ち只一寸前部の body plan の section の形を變へた丈で水槽實驗に於て 14.5 節 ($\frac{V}{\sqrt{L}} = 1.42$) で約抵抗の 13% を減じたのである。此の貨物船の body plan は Fig. 4 に示してある。巴里の Grenelle の海軍艦型試驗水槽で行つた結果の曲線は Fig. 5, Fig. 6 の通りである。

之と同じ様の考へて 6,000 吨の商船の例を記す (Fig. 8) 之に對して我々は前部の形を 2 通り作つた。此の第 2 のものは上記の式で定めた場所の吃水線の line の凹ませ方を更に多くした。此の第 2 の形は第 1 の形に比べて 5% の抵抗の減少があり、而かも第 1 のものは普通の形に比して 9% 良好なのであつた。我々は更に此の改良された船型の結果を用ひ此處で使つた寸法のものに相似に 50,000 吨までのものを計算した。(Fig. 7)

大型の高速客船に對しては此の様なものには、

CARGO RAPIDE de 5600 tonnes

Vertical Avant.

Echelle 1:50

--- Formes ordinaires.
 ——— Formes Y.

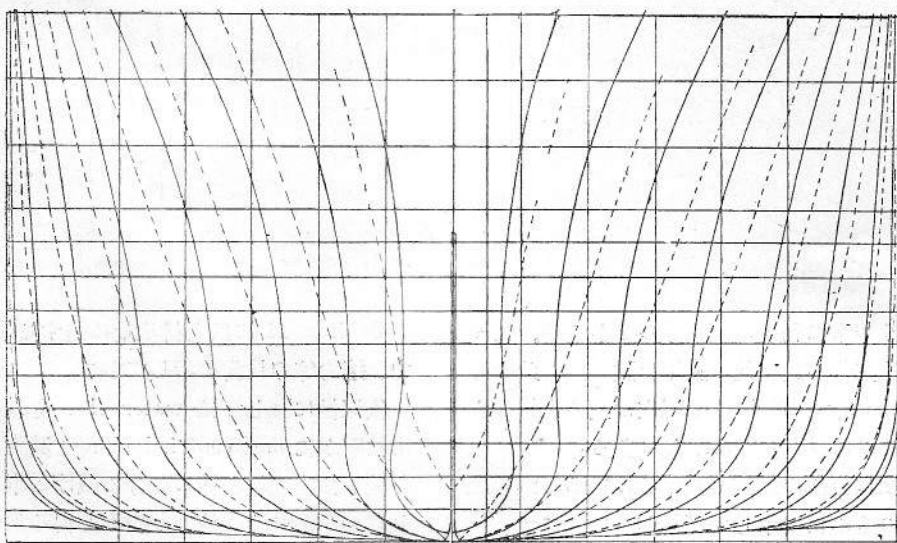


Fig. 4.

VITESSE en nœuds	RESISTANCE de frottement — Premier et deuxième essais	RESISTANCE TOTALE	
		Premier essai	deuxième essai
10	0,97	1,38	1,35
11	1,16	1,71	1,64
12	1,36	2,15	1,97
13	1,58	2,66	2,35
14	1,80	3,23	2,79
15	2,05	3,81	3,32
16	2,31	4,65	4,25
17	2,58	6,43	6,27
18	2,86	8,52	8,05
19	3,15	10	9,40

CARACTÈRES HISTORIQUES	PREMIER ESSAI	DEUXIÈME ESSAI
Δ	97 ^m	97 ^m
l	16	16
p	5,95	5,95
d	0	0
Δ	5,486 ^{m³} ,65	5,505 ^{m³}
Σ	1,910 ^{m²} ,68	1,927 ^{m²}
B^2	90 ^{m²} ,94	91 ^{m²}
λ	4 ^m ,85	4 ^m ,85
$\frac{V}{B^2 \cdot L}$	0,620	0,623

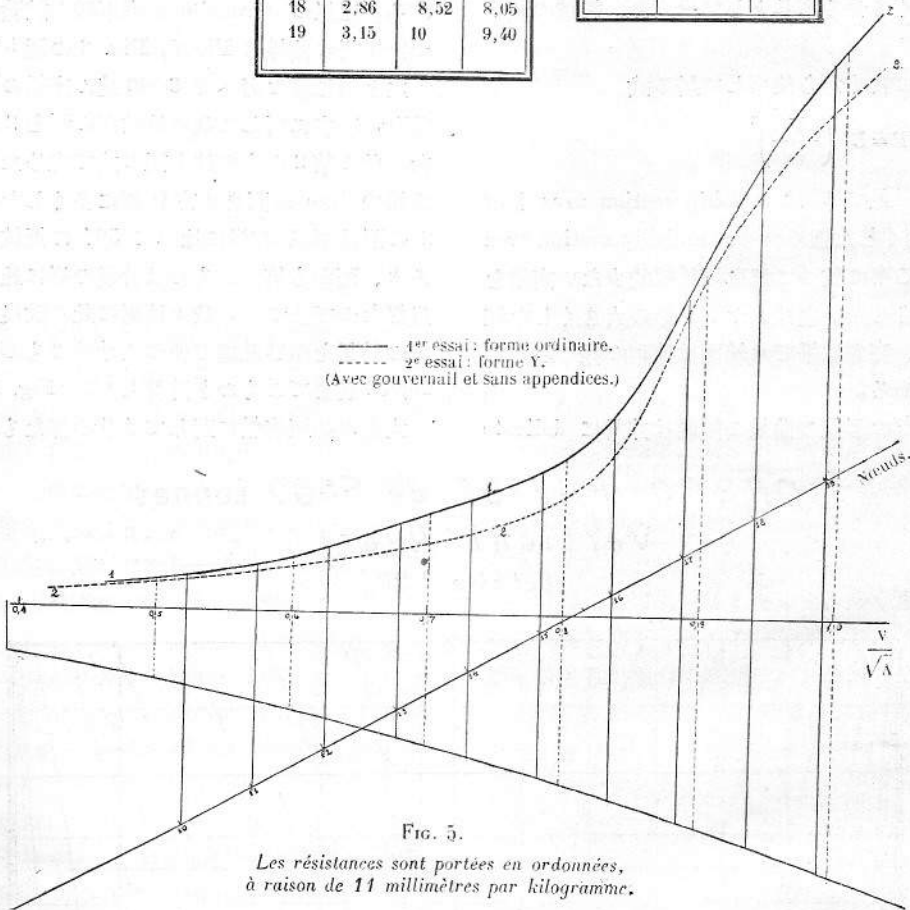


FIG. 5.
Les résistances sont portées en ordonnées, à raison de 11 millimètres par kilogramme.

此の形式は非常に利益のあるものであるが、我々は更に寸法工合の良い他の艦型を試みた。此のもの、Admiralty coefficientを現在の或る客船のものに比べたのは Fig. 9 に示してある。

此の方法は直接の抵抗を減するのであるから比較的高速のものに使用して利益が多い殊に $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1.2$ から $\frac{V}{\sqrt{L}} = 2 \sim 2.2$ 位の所が良い。

Tableau II には各排水量に対する船の長さ、馬力、速力等の見當を示してある。

復原性に関しては water line を端で細くする事は明かに metacentric height を減ずる。然し此の減少は吃水線を他の部分で擴げる事に依つて容易に補ひがつく。他方此の形を得る爲めに常に必要な大きな幅は普通型の船では屢々採用出来な

い。夫れは普通の商船では metacentric height は必要以上に大きく、そして旅客に不愉快な週期の早い動揺を生ぜしめる。之に反して端を細くした形ではいつも metacentric height を動揺を和げるに必要な大きさのものにさせる。

端の所を細らして容積を中央部に集中する事は縦の radius of gyration を減ずる。そして夫により pitching の週期に影響を生ずる。然し実際には pitching の週期は動揺の週期に比して数倍の差があるから数秒の減少は感附く程度ではない、大きな船で就中船の長

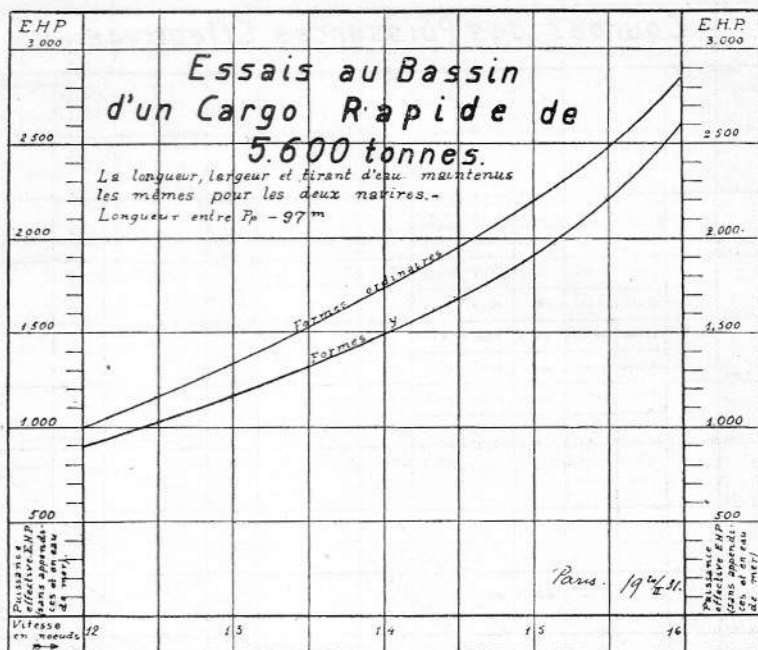


FIG. 6.

TABLEAU I.

Paquebot de 6.125 tonnes: Essai au bassin de Grenelle du 10 juillet 1931. — Formes Y...

Longueur : $L = 120^m,40$. Largeur : $l = 17^m,07$. Profondeur de carène : $p = 5^m,40$. Volume de la carène : $V = 5968$ mètres cubes. Déplacement (carène nue) en eau salée : $D = 6125$ tonnes.					Surface mouillée : $S = 2200$ mètres carrés. Surface du M. C. : $B^2 = 89^m^2,70$. Coefficient cylindrique : $\frac{V}{L \cdot B^2} = 0,552$. Coefficient parallélép. : $\frac{V}{L \cdot l \cdot p} = 0,539$. Coefficient de frottement : $f_0 = 0,1415$.		
V_0	r_t	r_f	r_r	v_0	$R_{f_0} = \frac{r_f \cdot D \cdot v_0}{75}$	$R_{r_0} = \frac{r_r \cdot D \cdot v_0}{75}$	$R_{t_0} = R_{f_0} + R_{r_0}$
noeuds	kil./tonne	kil./tonne	kil./tonne	mètre/seconde	E. H. P.	E. H. P.	E. H. P.
10	1,20	1,04	0,16	5,144	436	67	503
11	1,45	1,23	0,22	5,659	567	102	669
12	1,75	1,45	0,30	6,173	730	151	881
13	2,10	1,68	0,42	6,688	916	229	1.145
14	2,50	1,92	0,58	7,202	1.130	340	1.470
15	2,92	2,18	0,74	7,717	1.375	466	1.841
16	3,35	2,45	0,90	8,231	1.650	605	2.255
17	3,82	2,74	1,08	8,746	1.960	773	2.733
18	4,32	3,04	1,28	9,260	2.300	970	3.270
19	4,91	3,35	1,56	9,774	2.678	1.247	3.925
20	5,64	3,66	1,98	10,289	3,076	1.664	4.740
21	6,55	4,02	2,53	10,803	3.540	2.230	5.770
22	7,90	4,37	3,53	11,318	4.050	3.270	7.320
23	9,67	4,74	4,93	11,832	4.580	4.760	9.340
24	13	5,13	7,87	12,347	5.190	7.950	13.140

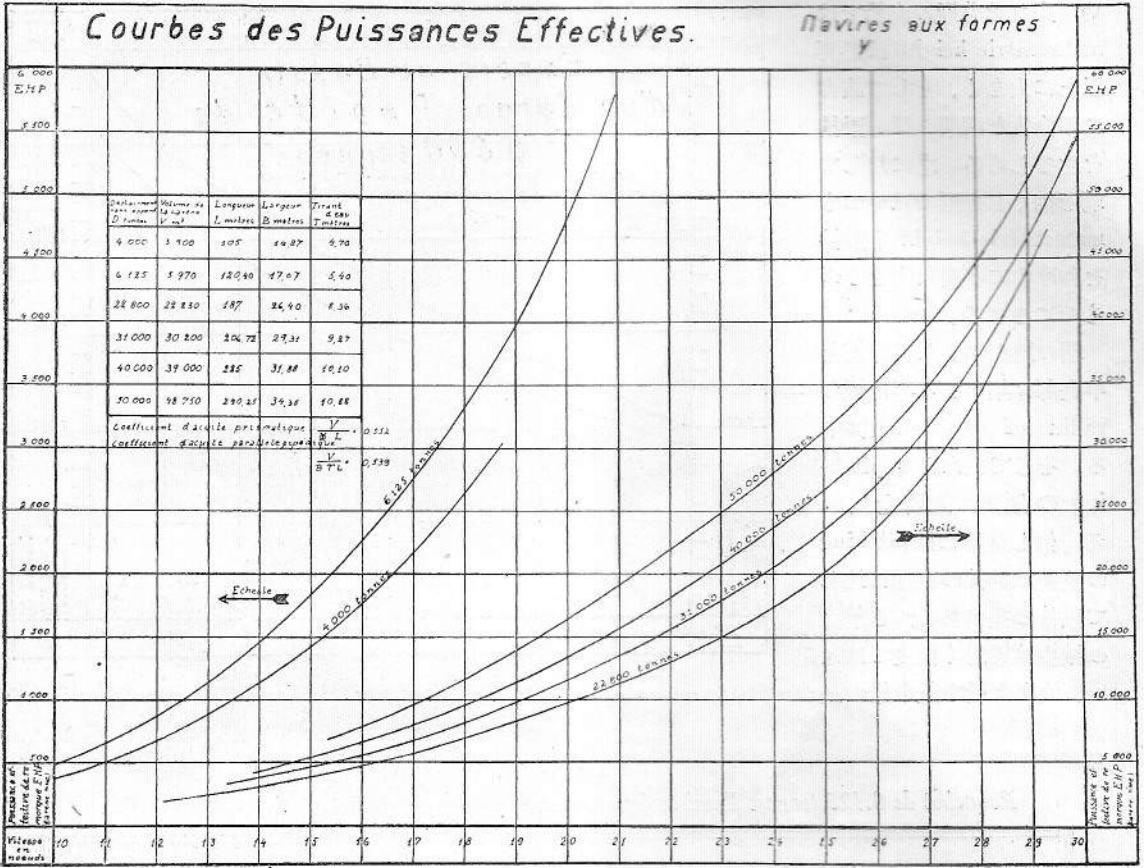


Fig. 7.

TABLEAU II.
Navires aux formes Y...

LONGUEUR L		\sqrt{L}		VITESSE V EN NEUDES						DÉPLACEMENT D TONNES	POUR LE RAPPORT $\frac{V}{\sqrt{L}}$ 1,0 (OU 0,88)				$\frac{D}{L^3}$ MESURES anglaises
MÈTRES	PIEDS	MÈTRES	PIEDS	MESURES métriques $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,2$	MESURES anglaises $\frac{V}{\sqrt{L}} = 0,66$	MESURES métriques $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,6$	MESURES anglaises $\frac{V}{\sqrt{L}} = 0,88$	MESURES métriques $\frac{V}{\sqrt{L}} = 2$	MESURES anglaises $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,1$		S. H. P. puissance sur arbres	$\frac{D}{D^2}$	V^2	$\frac{D}{D^2} \cdot V^2$ E. H. P.	
40	131	6,32	11,44	7,56	10,10	12,64	300	300	44,8	1.030,3	308	133,5			
60	197	7,75	14,03	9,28	12,40	15,50	900	1.000	93,2	1.906,9	355	118,0			
80	262,5	8,94	16,19	10,73	14,30	17,88	1.800	2.000	148	2.924,2	432	99,5			
100	328	10,00	18,11	12,00	16,00	20,00	3.400	4.000	226	4.086,0	462	96,5			
120	394	10,95	19,85	13,13	17,50	21,90	5.700	7.000	319	5.359,4	489	92,5			
140	450	11,83	21,42	14,20	18,95	23,66	9.000	11.200	433	6.805,0	525	91,0			
160	525	12,65	22,91	15,18	20,25	25,30	13.200	17.750	559	8.304,0	525	91,2			
180	590	13,42	24,29	16,10	21,48	26,84	18.400	25.750	697	9.910,5	538	89,6			
200	665	14,14	25,61	16,95	22,62	28,28	24.200	34.400	837	11.574,0	562	88,5			
220	722	14,83	26,87	17,80	23,75	29,66	30.300	44.000	972	13.397,0	590	80,5			
240	790	15,49	28,11	18,58	24,80	30,98	37.400	55.200	1.118	15.253,0	616	76,0			
260	854	16,12	29,21	19,33	25,80	32,24	45.400	70.000	1.272	17.173,0	622	73,0			
280	920	16,73	30,33	20,05	26,77	33,46	54.800	88.500	1.440	19.183,0	622	70,5			
300	990	17,32	31,46	20,80	27,70	34,64	70.000	110.000	1.700	21.254,0	655	72,4			

N. B. — Les chiffres de ce tableau sont donnés purement à titre d'exemple; ils ne sont nullement limitatifs.

と同じ又は夫れに近い波に出遭ふ事の無い様な船では pitching に對して resonance を考へる必要は無い。充分に考慮計畫された船首で上部甲板に

對して適當な外曲を持たしておけば、波を甲板に打ち上げさせずに分けさせてしまふ事が出来る。中央の幅の大きくなる爲めの重量の増加は部分

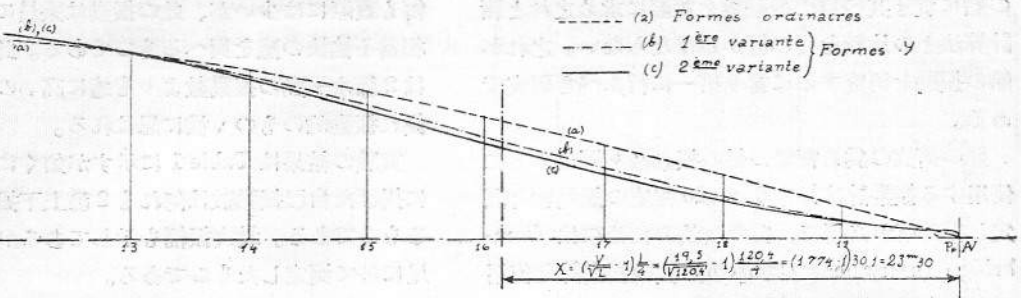


Fig. 8.

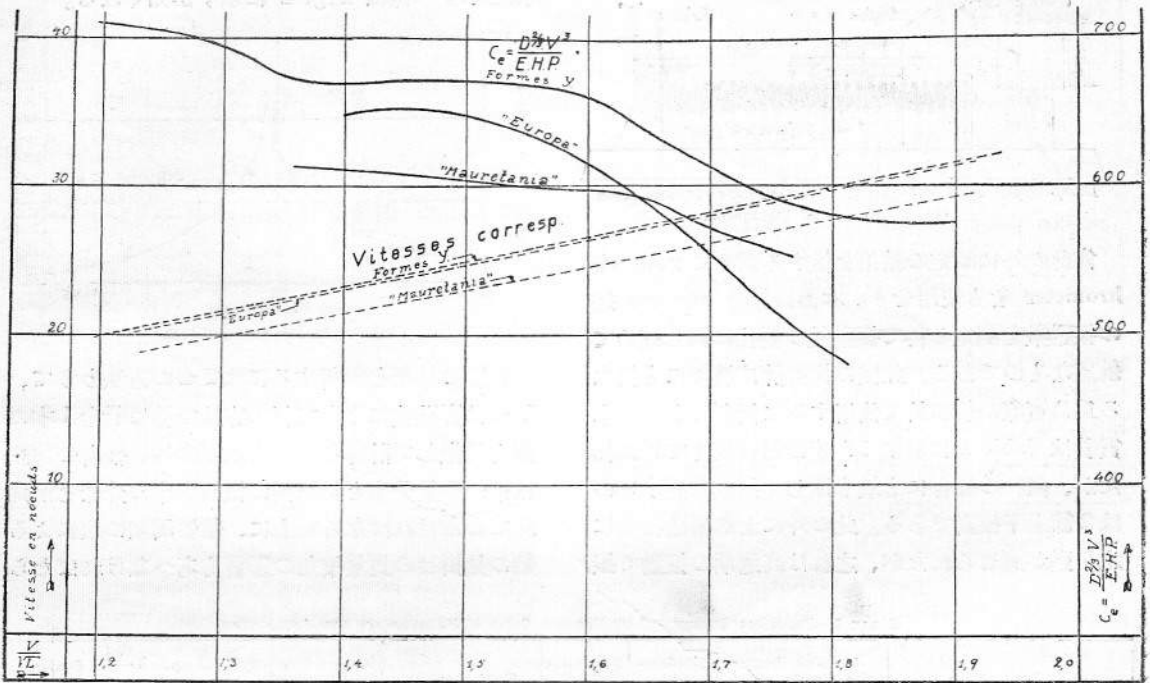


Fig. 9. Paquebots transatlantiques. — Coefficients de l'Amirauté. — Tous les navires ramenés à 50.000 tonnes.

的には端の細くなるための甲板面積の減少、及び推進抵抗の減少に依る燃料の減少に依つて補はれる。

此の前部の形状は船に對して長過ぎ又從つて細長くする様な長さを採用するに適する様になる。前部に起る波の system は長く引き延ばされ、之が後部の波の system とうまく干涉する様になり、結局船は自分の造る波に依り良い状態に置かれる様になる。

此の研究の目的は、水槽に於ける幾多の實驗を基として僅かの改良ではあるが然しいつも確實で容易く船型に應用せられる實際上の方法を示したものである。(S. R.)

船の振動

Some Measurements of Ship Vibration.
By F. H. Todd. (North-East Coast
Institution of Engineers and Shipbuilder,
November 1931.) "Shipbuilder", April
1932, Annual International
Number, pp. 242-244.

船體の振動には船全體が1本の梁として振動する場合と船の局部的振動との2種類あるが、茲に述ぶるは前者の振動の中、主として上下振動に關する研究である。此研究の目的は船の計畫初期に於て船體の自己振動數を知り機械の回轉との共鳴現象を避けんが爲めである。これには可及的多く

の船に就き其の自己振動数を實際に求め之れと諸計算法との比較を行ひ置かねばならない。之れが船の振動を研究するに當り第一に行ふべき研究である。

此の研究の爲め實際の船の振動数を測定するに使用する振動計は毎分 60~120 程度の振動数を測定し得る事が必要で、此の目的のためには Cambridge Instrument Company 製の振動計を使用せり。本器の構造の要領は Fig. 1 に示すが如し。

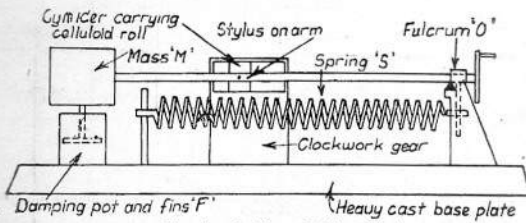


Fig. 1.—Outline of Vibrograph.

尙此の外に測定の結果を検する爲めに reed vibrometer をも使用せり。本器は毎分 80~450 迄の振動数を測定し得て振動数の變化に對し極めて敏感なものである。此種の振動計は携帯にも便なる爲め實際の船に於て使用するに便利である。本實驗は Table 1 に示す 17 隻の船に就きて行はれたが、何れの場合にも最も激しく振動を感ずるのは 2 節上下振動である。此の外に上部構造物等に水平動が感ぜられたが、之れは高週期の振動で振

幅も實際には少いが、此の振動は乗員に取りては相當不愉快の感を與へるものである。此の振動数は 2 節水平動の振動数よりも遙に高いので、多分振れ振動的のもの、様に思はれる。

實驗の結果は Table 1 に示すが如くにして、茲に掲げた自己振動数は何れも 2 節上下振動に對するものである。最大振幅も示してあるが之れは船尾に於て測定したものである。

船の自己振動数附近に於ける振幅と振動数の關係を示す一例は Fig. 2 に示すが如くなる。

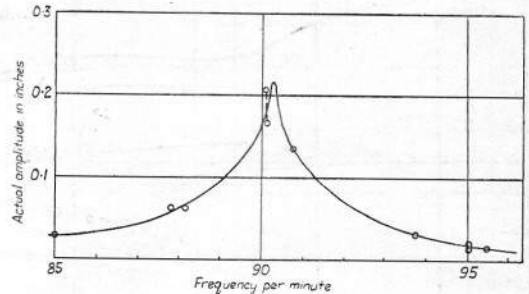


Fig. 2.—Records on Vessel "M."

實驗の結果を解析するには 2 つの方法ありて、1 つは實驗式によりて行ふ方法で他は船を 1 本の梁と見做して計算を行ふ方法である。後者の方法は梁の重量分布と切斷面の慣性力率の分布とが知られておなければならぬ上に、船體周圍の水による船の見掛けの質量増加の影響も考へなければなら

TABLE I.—PRINCIPAL DIMENSIONS OF VESSELS, CRITICAL FREQUENCIES AND AMPLITUDES.

Ship.	Type.	Moulded dimensions (length, beam and depth).	Displacement on trial.	Percentage of load displacement.	Type of engine.	Critical frequency for vertical, 2-nodal vibration.	Amplitude in inches at aft end.	Position of nodes from ends.
A	S.S. Cargo	425 × 55.5 × 31.75	7,940	60	Diesel, 6-cylinder	100 (?)	—	
B & C	S.S. Tanker.	440 × 59 × 32.75	15,190	100	"	78—79	—	
D	T.S. Tanker.	305 × 50 × 23.75	4,377	100	Steam, triple-exp.	105—106	1.0—1.1	.320A .315F
E	S.S. Tanker.	380 × 50 × 27.5	9,430	100	"	No vibration recorded up to 65 revs./min.		
F	S.S. Cargo	423.5 × 55.7 × 31.3	6,590	50	"	81—82	.06—0.07* 1.07—1.10†	
G	S.S. Cargo.	325 × 49 × 23.5	3,835	57	Diesel, 4-cylinder	109	0.14	.243A .233F
H	T.S. Tanker.	305 × 51 × 23.08	4,180	100	Steam, triple-exp.	104—105	—	
K	S.S. Tanker.	305 × 50 × 23.75	4,377	100	"	105—106	1.0—1.1	
K	S.S. Tanker.	305 × 50 × 23.75	1,877	43	"	115	0.625	
L	T.S. Cargo.	481 × 64 × 42.87	10,070	59	Diesel, 6-cylinder	100	0.10—0.16	
M & Q	T.S. Tanker.	325 × 55 × 23.75	5,180	100	Steam, triple-exp.	90—91	0.05**	
N	T.S. Cargo.	495 × 61.5 × 40.5	13,000	66	Steam, S.R. geared turbine	78.5	0.2 0.03	
O	S.S. Tanker.	395 × 54.75 × 32.0	11,475	100	Diesel, 6-cylinder	98.5	0.062	
P	S.S. Tanker.	423 × 55 × 32.71	12,832	100	Steam, triple-exp.	80	0.10	
R	S.S. Cargo.				"	No vibration recorded.		
S	S.S. Tanker.	440 × 56.75 × 33.92	14,635	100	Diesel, 4-cylinder	80	0.25—0.30 0.17**	
T	S.S. Tanker	350 × 46.75 × 28.25	6,400	78		112		
T	S.S. Tanker.	350 × 46.75 × 28.25	8,200	100		112		
U	S.S. Tanker.	460 × 60 × 36.17.	15,700	100		72—76		

*Engine uncoupled from shafting.

†Engine coupled to shafting.

**Measured amidships.

ないので、計畫の初期に於て自己振動数の概算値を求めるには 實驗的算式に依る方法が便利である。

一様な分布の重量を有する梁の振動数は次の式で與へられる。

$$n = \frac{p^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EIg}{w}} \dots\dots\dots(1)$$

茲に

- n = 毎秒の振動數
- E = 材料の彈性率
- I = 梁切斷面の慣性力率
- g = 重力に依る加速度
- w = 單位長さ當り梁の重量
- l = 梁の長さ
- p = 振動の狀況及梁支持狀況による係數

船の場合には上式は次の如く書換へることが出来る。

$$N = \phi \sqrt{\frac{I}{\Delta L^3}} \dots\dots\dots(2)$$

茲に

- N = 船の毎分の振動數
- I = 船體中央部切斷面の慣性力率 (呎² × 吋²)
- Δ = 排水量 (噸)
- L = 船の長さ (呎)
- ϕ = 實驗によりて定まる係數

此の式は Schlick によりて與へられたものにして、 ϕ は船の重量分布と切斷面の慣性力率の分布、船の見掛けの質量増加及船體の彈性率 E によりて支配せらるゝ値である。此の式によりて相似船の實驗の結果があれば計畫中の船の振動数を知ることが出来る。尙此の ϕ の値は各船型によりて異なるものである。

Table II は實驗の結果による 2 節上下振動に關する ϕ の値を示すものである。

貨物船 L , N 及 G は何れも互に比較すべき積荷状態のものにして、 A は半分の積荷状態、 E は輕荷状態にして吃水の非常に淺い状態の場合である。此の E の状態は振動に對して影響の著しい状態にして、此の場合と同一の機械回轉數でも吃水が深くなると振動の無くなる事が認められた。

Schlick の算式は船の自己振動数を概算的に求

TABLE II — VALUES OF ϕ AND β IN APPROXIMATE FORMULÆ.

Large Tankers			
Vessel	Per cent. load dispt	ϕ	β
$B \& C$	100	129,600	62,100
O	100	132,200	61,800
P	100	115,900	56,800
S	100	129,000	60,000
T	78	121,200	57,300
T	100	137,200	64,600
Small Tankers			
$D \& K$	100	98,000	45,200
K (light)	43	70,700	32,550
H	100	104,500	45,200
$M \& Q$	100	98,200	44,500
Cargo Ships.			
A	60	106,700	58,600
F	50	74,500	44,200
G	59	114,850	49,500
L	59	113,100	47,200
N	66	113,700	48,750

$$N = \phi \sqrt{\frac{I}{\Delta L^3}} = \beta \sqrt{\frac{BD^3}{\Delta L^3}}$$

- Where N = frequency per min.,
- I = moment of inertia of midship section (in² ft²),
- Δ = displacement in tons,
- L = length in feet,
- B = breadth moulded,
- D = depth moulded to uppermost continuous deck (to trunk top in small tankers).

めるに便利であるが、船の中央部に於ける切斷面の慣性力率を求めなければならぬ。此の慣性力率は次の如く表はすことが出来る。

$$I = C_1 \Delta D^2 = C_2 BD^3 \dots\dots\dots(3)$$

- 茲に A = 切斷面積 (吋²)
- B = 船の幅 (呎)
- D = 船の強力甲板迄の深さ (呎)

此の C_1 及 C_2 の値は Fig. 3 に示す通りにして $\frac{L}{D}$ を基線として表はして見ると殆んど定數となる。

其處で測定せし振動數と $\sqrt{\frac{BD^3}{\Delta L^3}}$ なる値とによりて ϕ を求むることにより船の主要寸法を知ることにより其の自己振動数を求むる算式が得られる。即ち

$$N = \beta \sqrt{\frac{BD^3}{\Delta L^3}} \dots\dots\dots(4)$$

とせば β は大體次の如き値を取る。

大型給油船の場合	62,500
小型 " "	45,200
通常の積荷状態に於ける貨物船	48,350

是等の β を使用することに依りて求めた結果は P 型船以外は其の誤差僅に 3% 以内である。

$I = 5AD^2 = C_2 BD^3$
 where I = moment of inertia of \square section in inches² feet² units,
 A = area of longitudinal material included in I , in sq. inches,
 D = depth of ship, moulded,
 B = breadth of ship, moulded

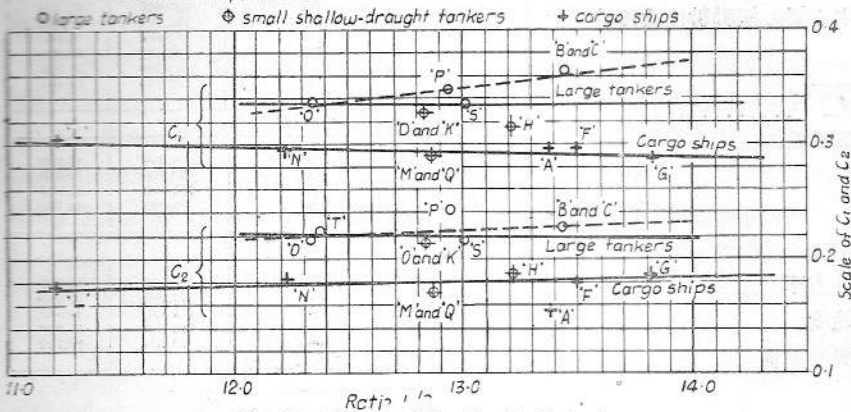


Fig. 3.—Curves of Inertia Coefficients.

船の振動数は此の算式に依るよりも遙に低いが、これは船殻の構造が異なる結果と考へられる。

此の β なる係数は計畫初期に於ける計算用としては極めて有用のものであると信ずる。

此場合船の振動数を計算によりて求むるには J. L. Taylor の方法を使用せり。此の場合の E の値は $11,500 T/\square$ と假定し、剪断力に對する修正も J. L. Taylor の近似法に依りて行つた。見掛けの質量増加の影響は計算には考慮せず。此の計算の結果は Table III に示すが如くにして、本表の第 3 及第 4 欄に示すは夫々實際及計算の結果による振動数にして、此の實際と計算との差は船の周圍にある水に依る見掛けの質量増加の影響と見做すべきものである。

此の見掛けの質量増加量は實驗の結果より計算に依りて求め、virtual inertia factor として Ta-

TABLE III.—VIRTUAL INERTIA FACTORS

Type	Ship	Observed critical frequency	Calculated critical frequency (neglecting mass of entrained water and $E = 11,500$ tons sq. in.)	Virtual inertia factor	Per cent of load dispt.
Large Tankers	B & C	78-79	120	2.34	100
	O	98-5	121	1.51	100
	P	80	107	1.79	100
	S	80	93	1.35	100
	T	112	138	1.53	78
	T	112	124	1.22	100
Small Tankers	D & K	105-6	114	1.86	100
	K	115	198	2.96	43
	H	104-5	124	1.40	100
	M & Q	90-91	130	2.06	100
Cargo Ships	F	81-82	142	3.03	50
	G	109	141	1.23	57
	L	100	125	1.56	59

ble III に示してある。例へば之れが 1.5 とあるは見掛けの重量増加が排水量の 50% なる意味である。此の virtual inertia factor は表に見るが如く極めて變化が多く、積荷の多い給油船では之れが 1.2 より 2.3 に及び、又實驗せし船全體より見れば 1.2 より 3.03 に變化せる事が知られる。

K 型船の結果は興味ある點にして、之れの載荷及輕荷状態に於ける inertia factor は夫々 1.86 及 2.96 にして、此場合の見掛けの排水量増加は排水量が 4,377 噸及 1,877 噸に對し夫々 3,770 噸及 3,680 噸となり、何れも殆んど同じ量となる。此の船が長さの割合に幅廣きことより見れば、此の見掛けの質量増加は船底の平坦部分の面積に主として關係し、排水量には關係なきものと考へられる。

計算と實驗に依る振動数は他の方法によりて關係付けることが出来る。即ち EI なる積は梁の振動数を與ふる計算式の分子に含まるゝ値にして、此の積を適當に減少せしむれば見掛けの質量増加による影響と同じ結果を生ぜしむる事が出来る。 E と I とは常に互に分離する事の出来ない關係にあるので、是等を別々に離して其の影響を考へる事は困難である。計算に使用せし I の値は船の縦通材の全切斷面積に對する値なるも、實際には全切斷面積を取るの是多きに過ぐるこゝなり、又銲接構造物に對する E の値も材料其物の E の値よりも少き筈にして、計算と實驗とによる船の撓曲量の比較によれば、 E の値は $10,000 T/\square$ 以下に取るが適當の様である。

排水量の變化による振動数の變化は K 及 T 型船の結果によりて知らるゝ通りにして、T 型船に就きては 22% なる排水量の變化に對し振動数は變化なく、又 K 型船に於ては排水量が 4,377 噸よ

り 1,877 噸に變化するも 振動數は僅に 106 より 115 に増加するのみである。此の變化は計算の結果及實驗式による結果よりも遙に少い。斯く排水量の異なる變化に對し振動數變化の僅かなることは各状態に於て見掛けの質量増加は約一定なることに基因するものと考へられる。若し然りとすれば排水量の任意の變化に伴ふ振動數の變化は或る任意の状態に於ける振動數さへ知ることを得ば、他の状態に對する振動數は之れによりて計算することが出来ることとなる。即ち例へば或る載荷状態に於ける振動數を知らば、之れと此の状態に對する計算の結果とより此場合に於ける見掛けの質量増加を求むることが出来るので、他の状態に對しては計算の結果を上る載荷状態に對して求めた其儘の見掛けの質量増加によりて修正を加ふることにより、其の場合の振動數が得らるゝ事となる。然しながら斯く斷定し得るや否に就きては尙更に種々の船に就き種々の状態に於ての實驗に依りて確めなければならない。

本實驗に於て測定せる最大振幅は Table I に示す通りにして、最大の動きは 1 吋に及び 0.2 吋迄の振幅は相當に多い事が知られた。N 型船での 0.03 吋なる振幅は普通の人には感ぜられぬ程度なるも、0.05 吋以上の振幅となると一般に感ぜられる様になる。

或る機械の回轉數を超しては急激に振幅の大となるが如き回轉數の範圍は、實驗の結果による振幅對振動數の曲線によりて知ることが出来る。振幅を最大振幅の 10~20% 程度に止めるに要する回轉數の範圍を最大振幅に對する振動數を中心として求めて見ると、Table IV に示すが如くなる。

即ち振幅を最大振幅の 10% に迄減少せしむるには回轉數は平均 12% だけ減少せしめねばならぬ事となる。又 4~8% に迄減少するには回轉數は 20% 減少せしめねばならない事となる。

TABLE IV — RANGE OF AMPLITUDE.

Critical frequency.	Percentage change in revolutions for amplitude to fall to.			
	10% of maximum value.		20% of maximum value	
	Down.	Up.	Down.	Up.
80	1.0	5.0	0.5	1.2
80	—	—	7.5	8.7
81—2	15.0	11.1	3.7	7.4
90—1	7.0	4.5	3.6	3.2
98.5	9.6	3.2	4.5	2.0
103	12.2	—	6.6	—
109	12.0	—	4.6	2.7

要するに最大振幅を生ずる振動數は本實驗の範圍に於ては毎分 100 前後なるを以て回轉數との共鳴現象を避くるための機械の回轉數は毎分 80 以下又は 120 以上となすを必要とすることが知られる。
(M. O.)

長航用曳船には蒸氣機關か内燃機か

Steam or Motor Tugs for Long Voyages.
By Ir. A. Roorda. "The Shipbuilder,"
Aug. 1932, pp. 403-410.

蒸氣機關と内燃機との競争では、燃料庫の容量の大なる事が必要である場合には、後者の方優越である事は一般に認めらるゝ處である。然し長距離の航海用曳船は、假令燃料庫の容量が最も重大な肝要事であるとしても、此の概論からは除外される。

曳船に蒸氣機關を用ふるか、又は内燃機を用ふるかを決定する際には、信頼の程度、購入費及び作業に對する燃料消費高を考慮する事は、重要な事柄である。尙其他に燃料の値段、乗組員の數及給料、敏活性及び航海用曳船が使用さるゝ作業に最も適當なる事等も考へねばならない。近頃の船用内燃機の信頼の程度は、蒸氣機關と同様と考へても大丈夫である。

購入費の問題は之を一般に取扱ふ譯には行かない。同時に燃料の値段も、購入の場所及び時期等の如き變動する分子がある爲め、技術上の比較には無關係である。乗組員の數は幾分蒸氣曳船の方が多いが、内燃機曳船の機關部員には高き給料を支拂ふ故、全般から見て兩者同一と考へて宜からう。

燃料消費高は、(1) 機關の設計及び型式、(2) 所要馬力に關係がある。(1) は機關の製造者が種々の荷重に對する毎馬力の消費高に關し、充分な報告を提供する位置に在る故、此處では考へる必要はない。

敏活性に就ては、内燃機は冷えた儘で、何時でも直ちに發動せしめ得る故、蒸氣裝置以上に決定的の利益がある。尙此の他に内燃機曳船は、休航中には毫も燃料を消費せぬと云ふ第二の利益をも併有して居る。

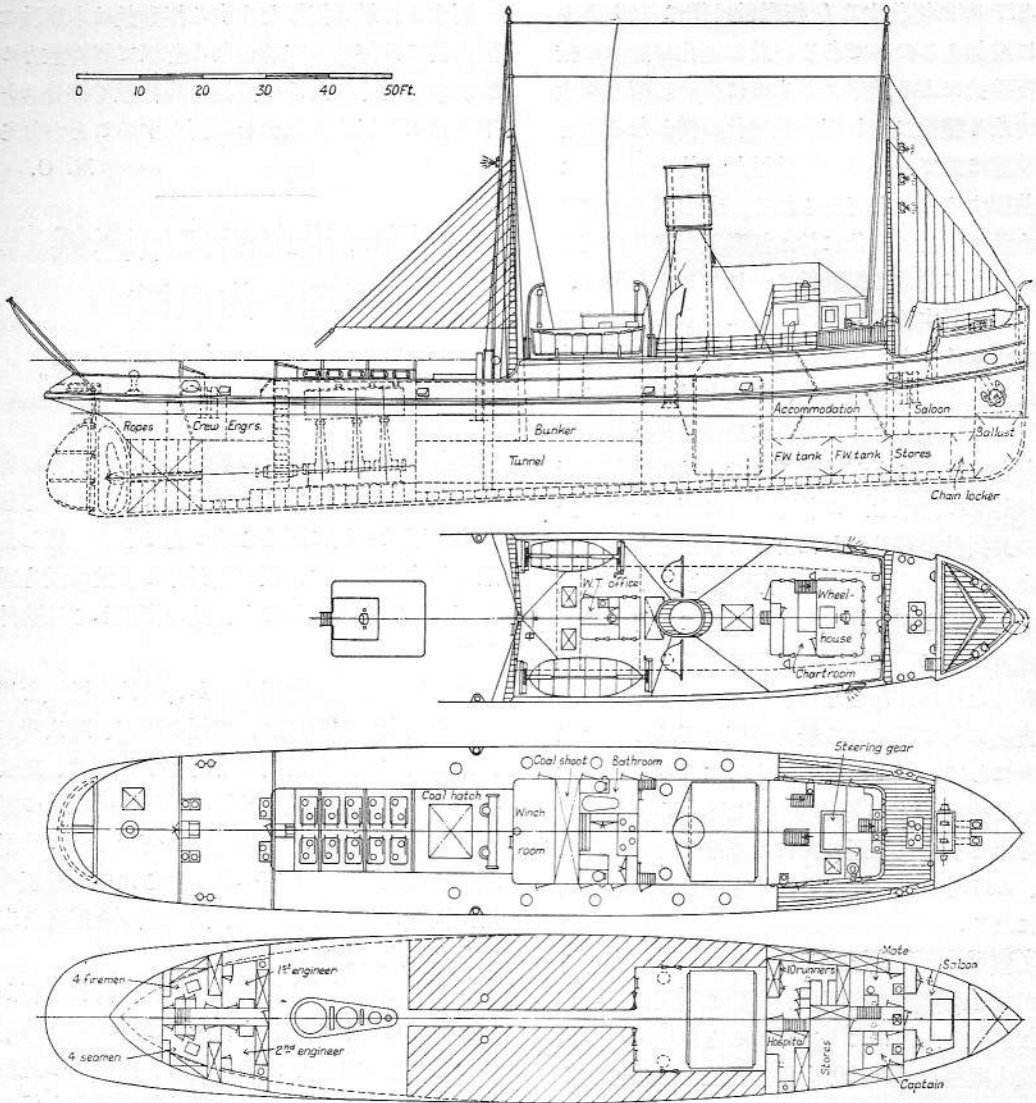


Fig. 1.—Sea-going Single-screw Steam Tug of 850 I.H.P.

技術的の比較の範囲以外の上記の考慮を除外すれば、或る與へられた要求に最も適合する曳船を設計する責任のある造船家は、残餘の2箇の分子を決定すれば足りるのである。即ち作業の或る分量を爲すに要する馬力、及び航海用曳船として使用する爲めに、何の機關が一般的に適合するかを比較すれば宜いのである。

中位の大きさの曳船の設計に取掛る前に、著者は蒸氣曳船と内燃機曳船との間で、公平な比較を爲し得るに充分である程度迄、計算を進めて行く事とする。

比較の根據とする爲め、今 I. H. P. 850、石炭

TABLE I.—PARTICULARS OF SEA-GOING TUGS.

Type of Tug.	Single-screw Steam.	Single-screw Motor.	Twin-screw Motor.
Length B.P.	148ft. 0in.	138ft. 0in.	160ft. 0in.
Breadth moulded	26ft. 7in.	23ft. 0in.	26ft. 7in.
Depth at side.....	15ft. 0in.	13ft. 3¼in.	16ft. 3in.
Mean draught loaded without keel	13ft. 1in.	11ft. 3in.	13ft. 10in.
Maximum draught aft loaded	16ft. 5in.	14ft. 4in.	16ft. 0in.
Type of engine installation.....	Triple-expansion	Diesel motor	2 Diesel motors
Engine power.....	850 I.H.P.	750 B.H.P.	2 x 835 B.H.P.
Normal r.p.m.	110	145	240
Estimated hull weight, tons	337	240	397
Estimated engine weight, tons.....	180	135	230
Fuel weight with bunkers full	300	96	216
Fresh water and stores.....	86	40	60
Displacement loaded, tons.....	903	511	903
Mean displacement (fuel and stores half consumed).....	710	443	770

庫容量 300 噸で、約 500 時間航海し得るに充分な水と貯蔵品を、此の割合で搭載し得る航海用單螺旋蒸氣曳船を設計する事とすれば、此の船の要目及び一般配置圖は Table I の第 1 行及び Fig. 1 で示す通りである。

蒸氣曳船

機械の回轉數は 1 分間 110、通常の蒸氣吸入は 55%、最大蒸氣吸入は 63% とした。通常速力及び通常蒸氣吸入で I. H. P. は 850、推進器に傳達さるゝ S. H. P. は軸系を含んで機械效率を全荷重で 83.5% と取れば、7.0 となる。平均曳航速力は

TABLE II.—PROPELLERS FOR STEAM TUG OF 850 I.H.P. AT 110 R.P.M.

Number of propeller.....	1	2	3
Projected area of blades50	.50	.50
Disc area			
Diameter.....	11ft. 9in.	10ft. 6in.	9ft. 9in.
Pitch.....	9ft. 5in.	10ft. 6in.	11ft. 9in.
Pitch ratio.....	.80	1.00	1.20
Diameter.....			

8 節とし、是等の状態で、適當なる推進器を模型推進器の試験成績から求めた。Table II に示したる第 1 及び第 2 の推進器は、8 節で同様な推進器效率を表はして居る。第 3 推進器は此の速力では稍低度の效率を示すが、計算上 55% 及び 69% の蒸氣吸入で、3~12 節の曳航速力を出す事が明瞭である。機械の回轉率率は 1 分間の回轉數 110 に對して計算されたもので、且つ總ての速力で一定のものとした。即ち發生力量は直接 1 分間の回轉數に正比例するものとした。

Fig. 2 は 3 種の推進器に對する 1 分間回轉數、軸馬力、推力馬力及び推進器效率を示すものである。豫期された通り通常吸入及び最大吸入の場合共、螺距比の小なる第 1 推進器は低速力の時が最良の結果を表はし、螺距比の大なる第 3 推進器は高速力の時が最良の結果を表はして居る。第 2 推進器は總ての速力で丁度兩者の平均の結果である。Fig. 2 から蒸氣吸入の變更は、直接推進器の選定に影響を及ぼさぬ事が明白であ

る。即ち效率曲線の形狀及び關係位置は同様である。總ての速力で、増加された蒸氣吸入に對する推進器效率は、通常吸入の場合よりも小である。曳船に於ては吸入を變更する事の可否は、間接的には推進器の選定に非常に影響を及ぼすもので、之を説明する爲めには、曳船に於て通常以上に蒸氣吸入を高める事の效果に就き、考慮する必要がある。

蒸氣機關は、蒸氣氣管へ通ずる間の時間を種々に變更する事に依つて、種々の荷重に適應せしめる事が出来る。周知の如く之には Stephenson 動弁装置を用ふる。之は曳航には特に必要の事で、此の場合に力量は、曳航速度に適する様に廣い範圍内で、變化せしめられねばならぬからである。曳船用の大方の機械では、回轉力率は中壓及低壓管へ高壓の蒸氣を一時的に通ずる事の出来る方法に

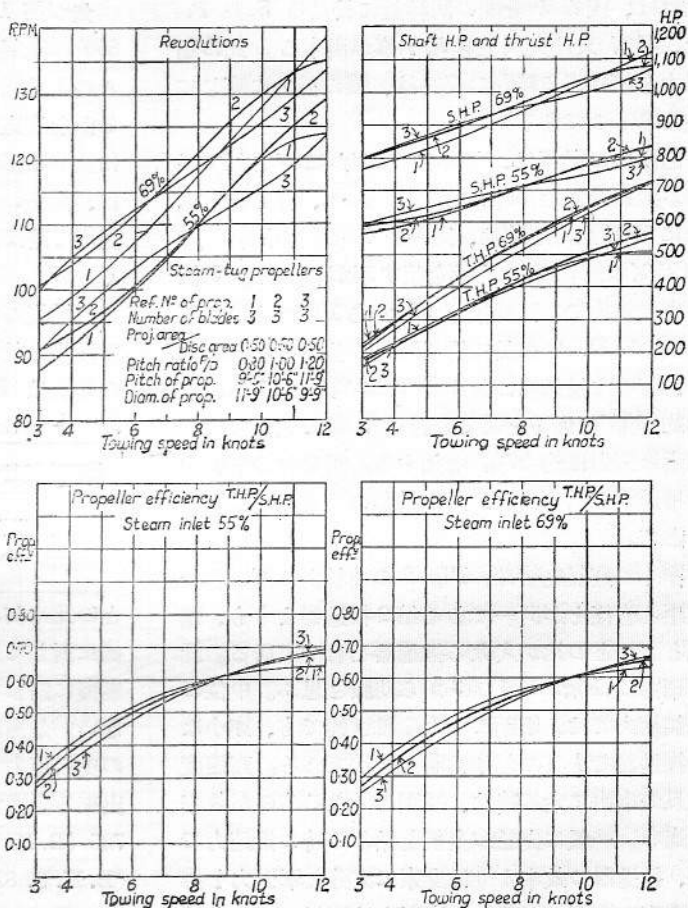


Fig. 2.—Choice of Propeller for Steam Tug.

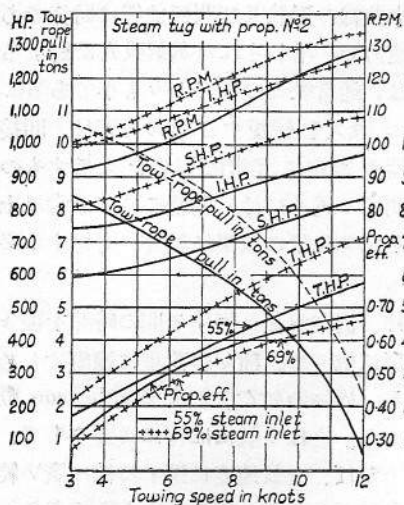


Fig. 3.—Effect of altering Steam Inlet.

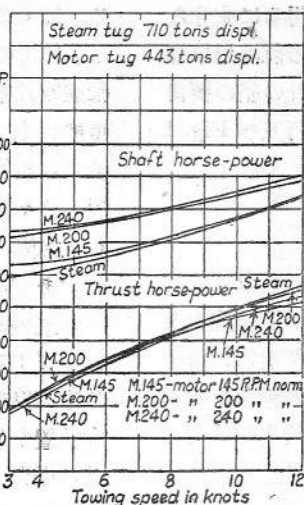


Fig. 4.—H.P. of Steam and Motor Tugs (Towing).

依つて、尙一層増大する事が出来る。此の方法に依れば、或る 1 分間の回転數に於ける S. H. P. を、50% 又は夫以上も増す事が出来る。此の超出力を續け得る時間の長さは、罐の能力に應じて定まるものである。

超出力の効果は、Fig. 3 に明かに示されて居る。蒸氣吸入を 55% から 69% へ、即ち通常以上に 25% 高める時は、同一の 1 分間の回転數で約 25% 丈け餘分の力量を出す事が出来る。3 節の曳航速度で、回転數が 92 から 101 へ上げらるれば、S. H. P. に於て約 35% の全體の増加となり、而して推進器の效率は 0.29 から 0.27 へ、即ち約 8% の低下となる。結局 3 節の速度では、曳索牽引力は約 27% 増加する。重量物の牽引力を増進する爲めには、此の増加の重要な事は明白である。

多くの蒸氣曳船は、Fig. 2 の曲線から選ばれた螺距と直徑とが同一である第 2 推進器よりも、螺距と直徑との比が大なる推進器を有つて居る。此の理由は Fig. 2 及び 3 から明瞭と思ふ。中位の曳航速度では、螺距の大なる推進器でも、亦小なる推進器でも其の效率は略ぼ同様である。高速度で且つ自由に走る時は、螺距の大なるものが效率は高い。一般に曳船が曳航を始める時の低速度では、推進器の效率よりは曳索に充分な牽引力を持たす事が重要で、此の大牽引力は蒸氣の吸入を増加する事に依つて求められるものである。

通常 I. H. P. 850 の曳船は、速度 3 節では其の全力量の 87%、即ち I. H. P. 740 丈けが使用されるのみである。然し超出力の方法に依れば其の通常力量以上 17%、即ち I. H. P. 990 を利用する事が出来る。

内燃機曳船

内燃機では、1 分間の回転數 145、200 及び 240 の 3 種に就て考へて見る事とした。最初は近頃大型 trawler 及び曳船に裝備さるゝ様な大型 Diesel 機関で、或る救難用曳船に据付けられた 1 分間回転數 240 の高速

のものに就いて記載する。

先づ第 1 歩として 1 分間回転數 110、I. H. P. 850 の蒸氣曳船と同様の作業を爲す爲めには、種々の 1 分間回転數に對して幾何の力量が必要であるかを決定すべきである。最初は船の寸法の爲めに生ずる影響は考慮に入れない爲めに、此處では、同様の作業と云ふ意味は『或る曳航速度の範囲内で略ぼ同様の推力馬力を出す事』と定めて置く。

内燃機の爲めに選ばれた推進器は、8 節の速度で最良の效率を表はすものである。是等の推進器の要目は Table III に示す通りで、螺距と直徑

TABLE III.—PROPELLERS FOR MOTOR TUG.

Normal r. p. m.	145	200	240
Projected area of blades25	.25	.25
Disc area			
Diameter	10ft. 10in.	8ft. 0in.	8ft. 0 1/2in.
Pitch	5ft. 0in.	5ft. 5in.	4ft. 10in.
Pitch ratio60	.60	.60
Diameter			

との比は何れも 0.60 のものである。低速の内燃機に對しては幾分此の割合は大とし、又高速の内燃機に對しては幾分小にしても、結論には影響はない。是等の推進器を用ふれば、内燃機は 8 節の曳航速度で、通常回転數で通常力量を出す事が出来る。通常力量は 1 分間回転數 145 で S. H. P. 725 (B. H. P. 750)、回転數 200 で S. H. P. 800 (B. H. P. 825) 及び回転數 240 で S. H. P. 810 (B. H. P. 835) である。是等の内燃機は 8 節では精密に同様の推力馬力を發生しないが、總ての

速力に対する平均は、實用上同一で、最大の差でも僅かに約 3% に過ぎない。

單螺旋の蒸氣曳船と内燃機曳船との比較

Fig. 4 に掲げた蒸氣機関と 3 箇の内燃機とに對する推力馬力の曲線は、非常に相接近したものである。仕事を計測する尺度に推力馬力を取れば、蒸氣機関と内燃機とを比較するには、相等しき作業を基礎としても恐らく差支はあるまい。此の作業を爲すに要する S. H. P. は、高速内燃機では最高で、蒸氣機関では最低で、此の値は前述の通常力量に相當する 8 節のものである。

Fig. 5 は、種々の曳航速力に於ける 1 分間の回轉數及び通常回轉數の百分率で示したる回轉數を示すものである。若し回轉力率を總ての速力で一定に保つ様にすれば、同上の曲線は、通常の

S. H. P. の百分率で示したる S. H. P. を表はすものである。此の百分率は、高速内燃機に對しては低速力の時が最高で、蒸氣機関に對しては高速力の時が最高である。選ばれた推進器を裝備したる内燃機は、低速力の時が最良の推力を發生する事は之れに依つても明かで、曳船用の大部分の内燃機は超出力裝置を備へて居らないから、尙更に此の傾向の著しき事は重要な事である。汽働船に對する平均の推進器效率は、總ての 3 種の内燃機よりも著しく高率である故、Fig. 5 の推進器效率曲線から、此の推力の大なる事は推進器效率の良好なる結果でない事が推定され得る。回轉數 145 で回轉する内燃機は、低速力では推進器效率は高いが、他の速力では、其の推進器の螺距が小である爲め、效率に犠牲を拂ふ事は事實である。高速内燃機に對しては、低速力では良好の推進力效率を得る事は全く可能であるが、回轉數が増せば

増す程、平均の效率は低下する事は、此の事實から證明され得るのである。

Fig. 5 には又他の曲線、即ち毎 S. H. P. に就いての有用な推力を kilogrammes で表はした曲線が掲げてある。有用な推力と云ふのは曳索の牽引力及び船の抵抗に打勝つ爲めに利用さるゝ推進器の推力の事である。實際、之は效率曲線の形を變へたもので、低速力に於ける曳船の曳航能力を比較する場合に、往々行はれる様に、船の抵抗を除去した時の曳航效率を示すものである。

是等の曲線の最低速力は 3 節である。曳航速力としては、之れは主に曳船が曳航を始める時の最低の速力である。發動時の速力は零で、此の場合及び非常に低速力の時の推進器の推力は、發動の時の時間を節約する爲めに重要なものである。多くの場合の曳船の曳航試験は、動力計に緊着された鋼索で船を曳く時の牽引力試験で、斯様な試験に於ける牽引力效率の 1

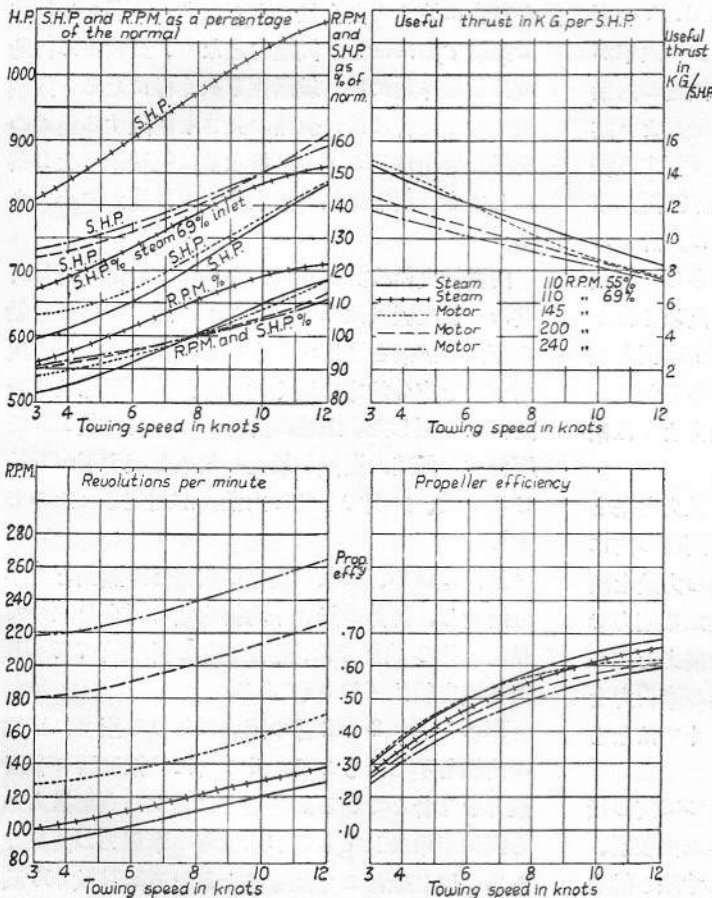


Fig. 5.—Revolutions, S.H.P., Propeller Efficiency and Useful Thrust of Steam and Motor Tugs (Towing).

TABLE IV.—STEAM AND MOTOR TUGS PULLING OR PUSHING, WITHOUT SPEED.

Engine.	Steam Inlet.	Normal R.P.M.	Pitch Diam.	R.P.M.	S.H.P.	B.H.P.	I.H.P.	Pull, Tons.	Pulling Efficiency—		
									Pull S.H.P.	Pull B.H.P.	Pull I.H.P.
Steam engine.....	55%	110	.80	77	496		652	10.65	21.5		16.3
"	55%	110	1.00	82	531		682	9.90	18.6		14.5
"	55%	110	1.20	82	531		682	9.15	17.2		13.4
Steam engine.....	69%	110	.80	86	695		880	13.20	19		15
"	69%	110	1.00	92	742		925	12.35	16.6		13.4
"	69%	110	1.20	92	742		925	11.40	15.4		12.4
Slow-running motor.....	—	145	.60	119	587	620	855	11.20	19.1	18	13.1
Medium type	—	200	.60	169	672	702	950	10.85	16.1	15.4	11.4
Fast-running	—	240	.60	206	690	724	1,000	10.25	14.8	14.2	10.3

尺度としては、毎 I. H. P. 或は B. H. P. の牽引力が使用されて居る。

Table IV は、比較中の 4 箇の機關に対する速力のない時の牽引力を計算した値である。内燃機は、其の推進器の螺距比が小である爲め、非常に満足な牽引力を出して居る。超出力の効果は此の表で能く表はされて、蒸氣曳船が出した牽引力は内燃機の牽引力以下であるのに、毎 S. H. P. の牽引力は反つて大である。之は蒸氣に對する效率が良好なる事を示すものである。唯最も低速の内燃機のみは、選ばれた推進器を有つ蒸氣機關より其效率の値は大である。故に普通吾人が實行する様に、蒸氣曳船に螺距比の大なる推進器を選ぶ事は、特に非常に低速力で行動する目的に設計さるゝ曳船には、推奨出来ない事は明白である。螺距比の大なる推進器を有ち、69% まで高められた蒸氣吸入を爲す蒸氣曳船の曳索に及ぼす牽引力或は押す力は、牽引效率が決定的に小であるから、超出力装置の無い最低速内燃機の牽引力よりは稍勝るのみである。

是れ迄吾人は、推力馬力及び有用の推力を基として比較をして來た故、船の大いさは問題の内に入れなかつた。扱て推力は確かに曳船の力量を測る 1 つの尺度には相違ないが、異りたる速力では、曳索に及ぼす牽引力が眞に曳航の能力を定めるものである。有用推力から此の曳索の牽引力を求むるには、船自身の抵抗を除去しなくてはならない。

蒸氣曳船の寸法は既知のもので、従つて其の抵抗は計算上求むる事が出来る。次に内燃機装置、油燃料及び貯藏品を搭載するに充分な寸法と排水量の内燃機曳船を設計する事とする。

絶対に公平な比較をする爲めには、蒸氣曳船と

内燃機曳船との航海距離は同一であるものとせねばならない。然し如何なる船主でも、燃料庫の容量の小なる事及び其の重量の小なる爲めに得る利益を、充分具備しない様な内燃機曳船は註文せぬものであるから、此處でも此の内燃機曳船は航路の 2 倍のものを計畫して見た。

500~600 時間の長航用蒸氣曳船は、其の力量の割合に餘り大きく且つ重くなり、狹隘なる航路で操縦するには餘り低速力となり、又救難の目的或は救助作業には、敏活性を缺く様になる。内燃機曳船の場合には、航路の長さを制限する爲めの斯様な理由は起らず、又排水量は航路距離を 2 倍にしても、蒸氣曳船の排水量よりは遙かに小である。

内燃機曳船設計の要目は Table I の第 2 行に、其の一般配置圖は Fig. 6 に示す通りである。船の型式は蒸氣を使用するものと同様であるが、曳索繫柱を充分前方に置く爲めに、其の配置は止むを得ず變更した。上述の計算から、回轉數 145 で運轉する低速内燃機が最良の效果を表す事が期待さるゝ故、此處でも此の内燃機が選定されたのである。

比較の爲め、以上の曳船は燃料と貯藏品とを半分消費し、脚荷の無い平均排水量の場合を取つて見た。此の状態では、蒸氣曳船は排水量 710 噸、内燃機曳船は 443 噸である。

Fig. 7 は、3~12 節の速力に於ける兩者の抵抗の曲線を示したもので、此の内には推進器の有用推力をも含んで居る。各速力に對する有用推力から抵抗を除去したものが、曳索の牽引力の曲線である。同じ船體の寸法を基としたる回轉數 200 及び 240 で航走する内燃機の曲線も亦掲げてある。是等に對しては、機關の重量が小であるから、排

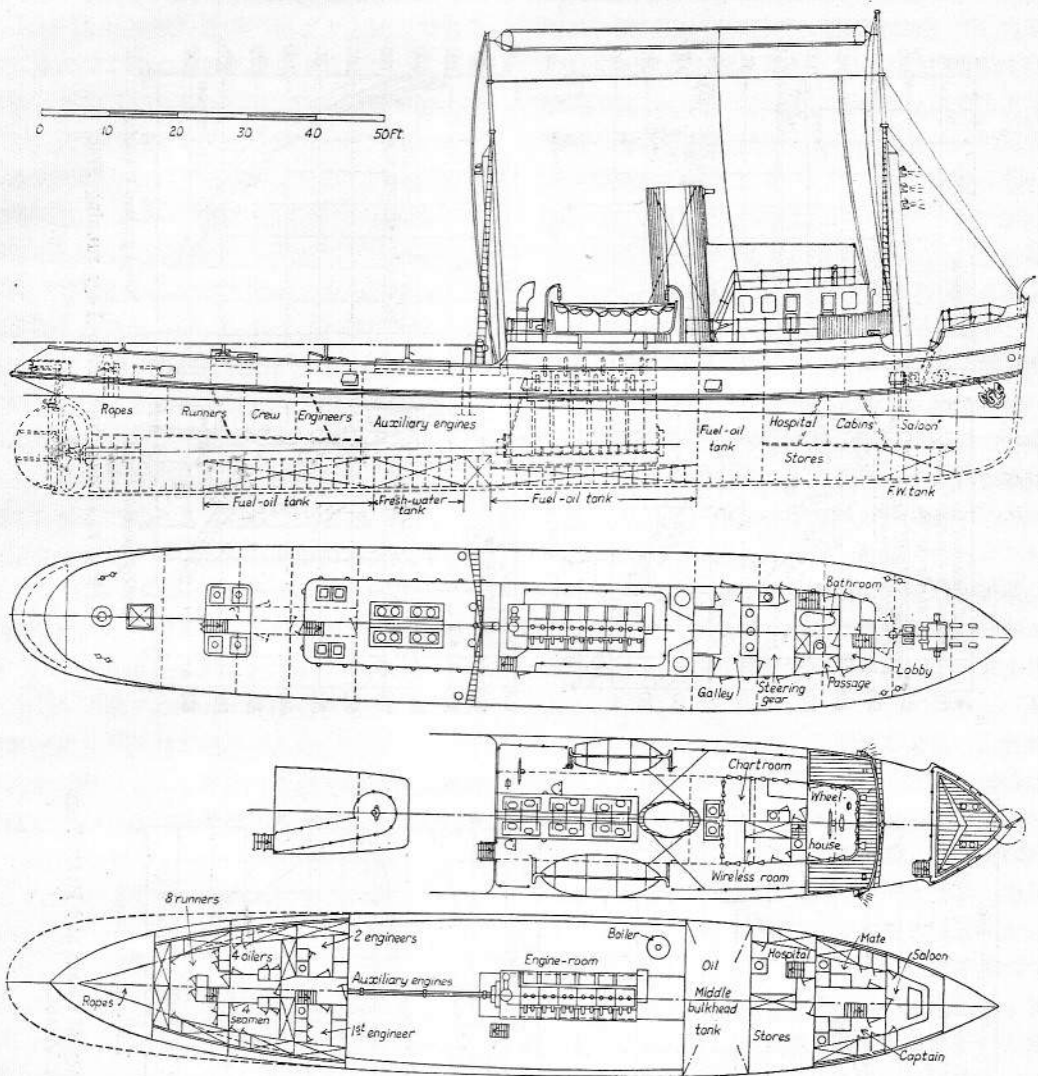


Fig. 6.—Sea-going Single-screw Motor Tug of 750 B.H.P.

水量は幾分小とすべきである。

443 噸の内燃機曳船の曳索の牽引力は、總ての速力で 710 噸の蒸氣曳船のものよりは、内燃機の 3 種の型式の間では其の差は大でない。毎 S. H. P. の曳索の牽引力或は眞の曳航效率は、低速内燃機が優秀である事を示して居る。低速力では抵抗は左して重要ではないから、此の場合は蒸氣曳船の方が最も良好である。内燃機曳船の結果の良い譯は、全く排水量の小なる爲めである事は、同じ排水量のものゝ曲線と、異つた排水量のものゝ曲線とを比較して見れば判かる (Fig. 7 参照)。内燃機曳船の利益は船の寸法の影響が關係せ

ぬ時は消滅するものである。

航海用曳船は往々曳航物なしで長距離を歸航せねばならぬから、内燃機と蒸氣機關との比較には、此の條件をも考慮に入れねば不完全である。

排水量は此の場合にも、貯藏品が半減された場合を取つた。機關の回轉力率は今度は一樣でなく、或る速力に於ける推進には、或る回轉數で發生さるゝ推進器の一定の推力が必要である。推進器は之に相當する S. H. P. を要するのみであるから、此の S. H. P. から回轉數を計算する事が出来る。

回轉數及び回轉力率共、其の通常の値の百分率

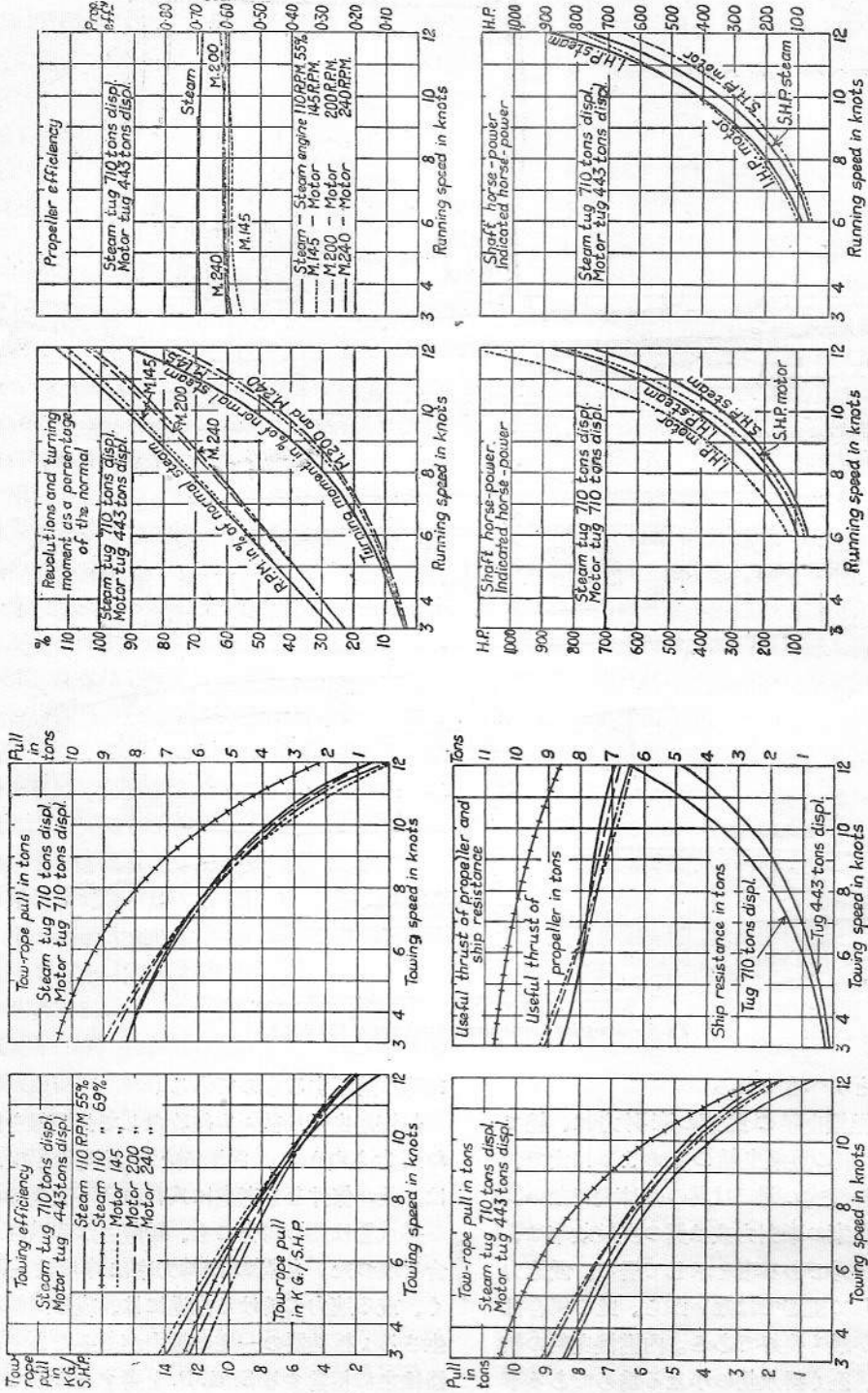


Fig. 8.—Steam and Motor Tugs running Free.

Fig. 7.—Two-ropes Pull and Towing Efficiency of Steam and Motor Tugs Influence of Size of Vessel.

で Fig. 8 に掲げて置いた。蒸氣曳船は S. H. P. 及び I. H. P. 共機械の通常力量よりも稍大であるから、之に 12 節の速力を出さす爲めには、通常回轉數より約 13% 多い回轉速力で通常回轉力率の 93% を要する。一方内燃機曳船は、12 節で僅か通常回轉力率の 76~80% を要し、回轉數は通常回轉數の 103~110%、即ち通常力量の約 78~88% である。内燃機曳船の速力は自由航走の場合は、若し此の範圍迄内燃機の速力を増加する事が可能であるならば、容易く 12 節以上にも爲す事が出来よう。蒸氣曳船に対する推進器效率は總ての速力で高くはあるが、内燃機曳船の速力は同一の S. H. P. では、蒸氣曳船の速力よりも高速である。排水量の小なる事は推進器の効率に於ける缺點を補ふて餘りあるものである。

機關の効率を計算に入れる必要のある場合は、曳船は I. H. P. を基礎として比較されねばならない。此の比較は回轉數 145 の内燃機と蒸氣機關とに就て、Fig. 8 に於て爲されて居る。内燃機曳船の S. H. P. は總ての速力で最低であるが、I. H. P. は蒸氣機關も内燃機も同様である。

排水量が同一である時は内燃機曳船の利益は再び消滅し、力量曲線は蒸氣機關の曲線と比較して總ての速力に對して著しく高い値を示して居る (Fig. 8 参照)。機關の效率は Fig. 9 に示す通りである。

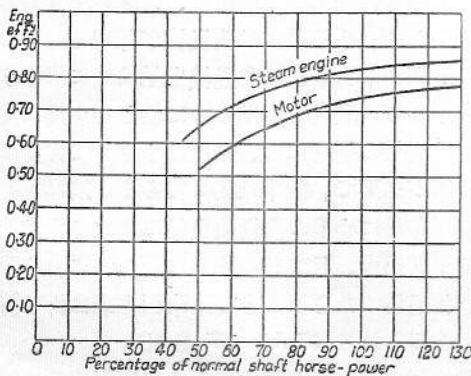


Fig. 9.—Engine Efficiency.

航海用曳船を設計する時に第 1 に考へねばならぬもの、1 つは、曳索繫柱の位置を決定する事である。経験上から定めらるゝ普通の位置は、舵柱から測つて前後部の垂線間の長さの約 43% の所である。此の位置は曳航して居る船に對して操舵

及び操縦を容易ならしむるものである。蒸氣曳船では、機械室は曳索繫柱の後部に在つて、曳索は機械室天窗の上部を導かれる。内燃機曳船では、機關の高さが高い爲めに、曳索繫柱の前方に主内燃機を置く様に餘儀なくされる。此の爲に單螺旋内燃機曳船の力量は B. H. P. で約 900~1,000 に制限され、且つ夫れ以上の高い力量を有たす爲には双螺旋装置を採用する様にされる。然るに蒸氣曳船ならば單螺旋でも I. H. P. 約 1,500 を發生せしめる事が出来る。

内燃機の重心は高いが、燃料の重心は蒸氣曳船の場合よりも低い所に置かれる故、蒸氣機關か内燃機かを決するに當つては、復原力に就て考慮を拂ふ必要はない。燃料庫の満載の時と空虚の時との吃水の差は、内燃機曳船の方が蒸氣曳船よりも小である。之は前者の利益と見られる。

内燃機曳船に於ける補機及び煖房の問題は、他の内燃機船に於けると同様である。電氣補機の現在の發達より見れば、之は全く新調費の事丈けである。

機關の操縦性は非常に重要な事である。此の點に關しては蒸氣機關は略ぼ完全に近い。回轉は 0 から最大迄の間に調整する事が出来る。又此の機關は絶対に信頼して何回でも發動、反轉及び停止せしめる事が出来る。内燃機では大體其の指示通りになるが、いつでも確實であるとは云へない。内燃機曳船の操縦回轉数は空氣室の容量に依つて制限され、總ての起り得べき状態に曳船に適する様にする爲めには、空氣室を非常に大きくしなければならない。又回轉數も或る限界以下迄減少する事は出来なくて、1 分間回轉數 150 の通常速力を有つ内燃機に對しては、其の最低回轉數は約 30 である。此の 1 分間回轉數 30 の内燃機曳船丈の速力は約 2.5 節で、之れで充分低速であるとしても、尚ほ各の場合に應じて決定されねばならない。

他の重要な考慮を要する事は後退力である。此の點に關しては著者の経験した範圍内では最大の推進器が最も利益である。

計算上から見て大に曳索の牽引力及び曳航效率に影響する曳船の排水量は、數字では表はす事の出来ない非常な影響があるものである。荒海で曳航中は、或瞬間に曳船に當つた波は、次の瞬間に

は被曳航物に當る。此の爲めに船は進行を妨げらるゝ傾向が生ずる。曳船の運動量は通過する波の妨害する力を減少する。斯様な状態では、排水量の大なる曳船は小なる曳船よりも其速力を保つに好都合である。比較された蒸氣と内燃機の曳船では、前者の排水量は後者よりも60%大である。此の効果は或る程度迄、好天氣の場合に考へらるゝ排水量の小なる爲めの利益を消滅させる事となる。

油を大量に貯藏する事は何等の困難を伴なはない。船員の居仕區の下部に二重底及び油槽を設ければ(要すれば前後部に)、居住區の甲板下に尙充分の餘積がある。蒸氣曳船の航程よりも、數倍の航程の容量を油庫に有たす事が出来る。

機械室に於ける機械臺及び一般の構造は、内燃機曳船の方が丈夫に造らねばならず、且つ油庫の構造には費用が多く掛る。然し燃料庫の寸法は小であるから、之は一部分相殺される。同一の寸法の内燃機曳船の船體は蒸氣曳船の船體よりは多少費用が少なくて済む。

内燃機曳船の豫備品の數は蒸氣曳船より多くなる。而して機關裝置の價格が考へらるゝ場合には、此の餘分の費用も忘れてはならない。

結 論

計算と圖表から、曳船に裝備さるゝ動力の經濟的利用を決定する分子は、回轉數、排水量及び超出力の可能性である事となる。是等の影響は、別々に考へれば、次の様な事である。

回轉數が多ければ多い程平均の推進器效率は低くなる。

排水量が小なれば小なる程曳航效率は高くなり、且つ自由に航走する速力は速くなる。

超出力の可能性が大なれば大なる程、曳船は變化する状態により良く適應する事が出来る。加之、低速力に於ける超出力は、高速力に於て良好な效率を表はす推進器を選ぶ事が出来る。

航海用の蒸氣曳船と内燃機曳船とを比較する場合には吾人は排水量は異なるも力量が略ぼ同等の場合を取る。圖表に従へば、比較的高い機關の速力の時に、曳索の牽引力、曳航效率及び自由に航走する時の速力は、内燃機曳船の方が蒸氣曳船よりも決定的に好結果を示して居る。内燃機曳船は蒸氣

曳船の航程の2倍の航程の時でも、より以上の好成績を示して、前者の優秀な事を益々裏書きする。幾何の程度迄此の結論が荒天の爲めに動かさるゝかは、遠洋曳航に經驗ある人が一番よく知つて居る。内燃機に超出力裝置が裝備されていない場合は、低速力では蒸氣曳船が恐らく優秀で、特に航路が逆風及び向ひ波で妨げらるゝ様な荒天の場合には尙更である。斯かる状態では、曳船の抵抗は第2の問題となつて、荒海中を曳航するには、蒸氣曳船の排水量の大なる事が利益となるものである。

港内用の内燃機曳船と蒸氣曳船との比較では、燃料庫が小であるから、力量及び排水量も略ぼ同等で、回轉數の異なる場合を取る。此の場合は曳索の牽引力、曳航效率及び自由に航走する時の速力は、回轉數の少ない蒸氣曳船の方が大である。同時に超出力及び操縦性の能力は比較的良くないとしても、少くとも内燃機曳船の夫等と同様である。故に即時の出動準備及び繫船中の燃料消費高の節約が重大視される時以外は、港内用として内燃機曳船を以て蒸氣曳船に代へる理由は見當らない。

夫れにも拘らず、内燃機曳船が港内用として推奨さるゝ或る特別の場合がある。之は小力量の場合には内燃機は往々蒸氣裝置より輕量で且つ廉價である爲で、同時に反轉裝置を取附ければ簡単な非反轉機を採用する事が出来、又運轉を便利ならしむるから、小形船には内燃機が採用されるのである。斯かる力量には内燃機曳船は大に推擧すべき所がある。港内で岸壁の方に船を押す爲に使用される曳船の場合には、船體は小さくて力量の大なる事が必要で、效率は第2である。双螺旋裝置ならば非常に小形の内燃機曳船に大なる力量を與へる事が出来、且つ此の役目に合ふ様に特に設計した推進器でならば高き曳索牽引力或は押し付ける力が得られる(Table IV 参照)。

推進器の大いさが吃水の爲めに制限さるゝ場合には、小なる推進器の直徑が低速力の蒸氣機關よりは、高速力の内燃機に適し、且つ效率は内燃機曳船の方が蒸氣曳船よりも勝る事がある。

燃料庫の容量が中位の沿岸用曳船、例せば全速力で約200時間も走り得る曳船は、航海用と港内用との中位に来る。夫故に結論は極端の場合の様

に明白ではない。然し之に關して記述する價值のある點が1つある。航海用の蒸氣曳船の航程に等しい航程に對する燃料庫容量を有つ所の、例令ば B.H.P. 500~600 の沿岸用内燃機曳船を設計する事は可能である。斯かる曳船は非常な遠洋の曳航には小形過ぎるが、輕量な曳航物を以てする長い航海には感心する程適して居る。此の目的の爲めには、其の他には航海用蒸氣曳船が必要とされる。之は力量の大なる爲めではなく、唯燃料庫の容量の大なる爲めからである。是等の航路に對しては小形内燃機曳船が大形蒸氣曳船よりも經濟的である。

救難及び救助の目的には、災害を受けた船の救助に行動する爲め、急速の出勤準備及び高速力

が、行動半径の大なる事と共に必要であるから、内燃機曳船の方が好まれる。超出力装置を取付ければ、内燃機曳船は大なる牽引作業にも蒸氣曳船に劣るとは思はれない。

此の問題の技術的の狀態が上述した條項に從つて造船家から報告を受けた以上は、比較された設計の提供を請求し且つ各の比較的所得量を計算する事は、將來の船主となる人の意向次第である。此の計算には最初に省略した總ての點即ち新調費、1馬力當りの燃料消費量、燃料の値段、賃錢、修繕費等も考慮しなければならない。其の結果は場所と時期の異なるに從つて相違する。信頼のみの考察と蒸氣の有利であると云ふ漠然たる感じが、之を決定する分子であると思つて居た時代は既に

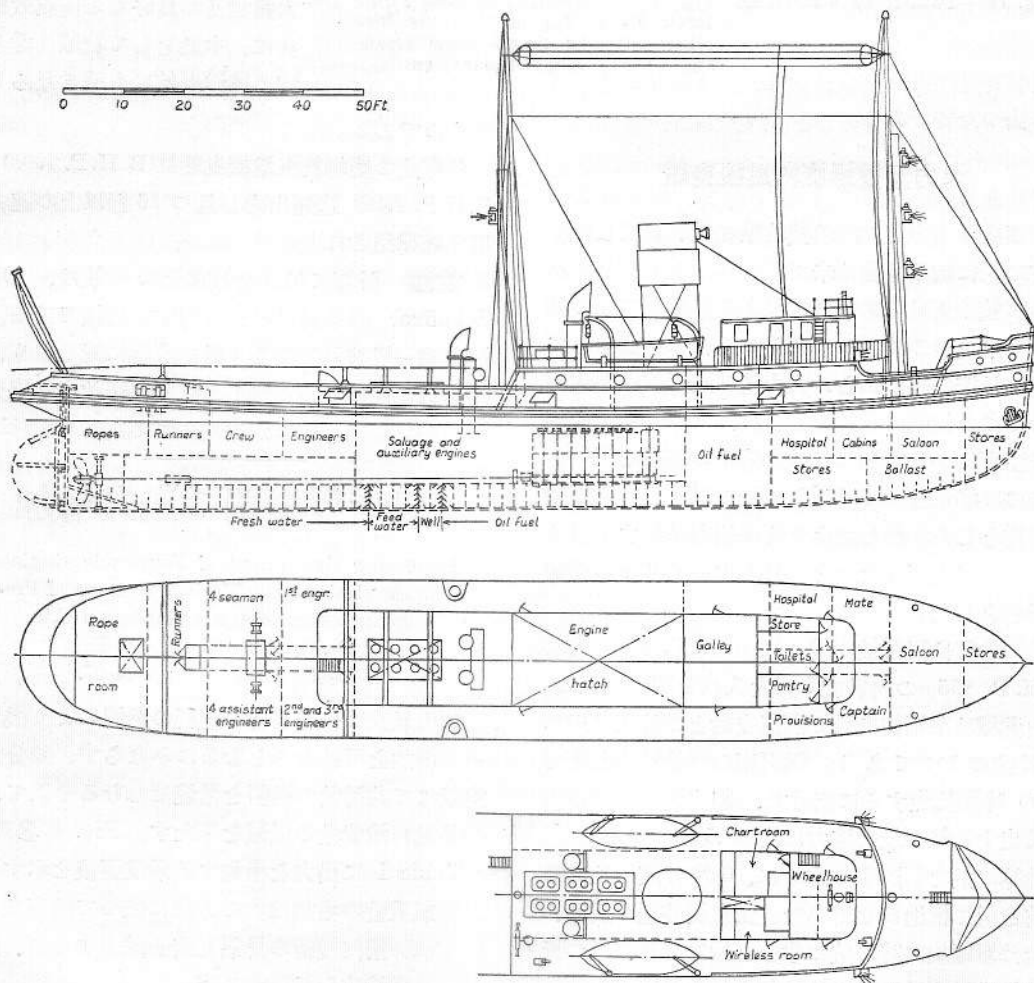


Fig. 10.—Sea-going Twin-screw Motor Tug of 1,670 B.H.P.

船の曲線で、Fig. 12 は通常及び最大蒸気吸入での蒸気曳船と比較したる曳索牽引力及び曳航効率を示すものである。内燃機曳船の平均の曳航効率は、略ぼ蒸気曳船に対するものと同様である。実際上是等の曲線は内燃機推進器の螺距が幾分大とされるならば合致しそうである。曳索牽引力は最低速力で約 18 噸に達し、且つ 12 節の高い曳航速力で、7 節の蒸気曳船の牽引力に等しい。大なる排水量、曳索牽引力及び燃料庫容量は、總ての速力に於ける自由での高速力航走及び良好なる曳航効率と共に、本船をして救難作業と同様に遠洋曳航にも適當ならしめ

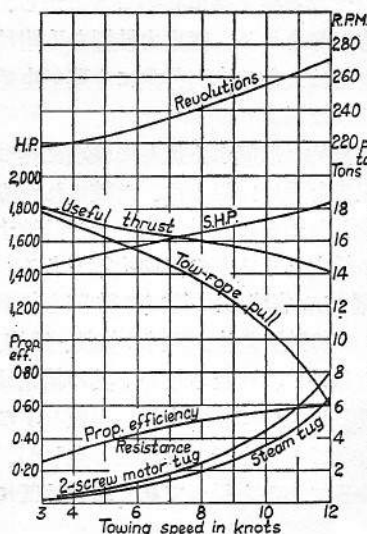


Fig. 11.—Twin-screw Motor Tug.

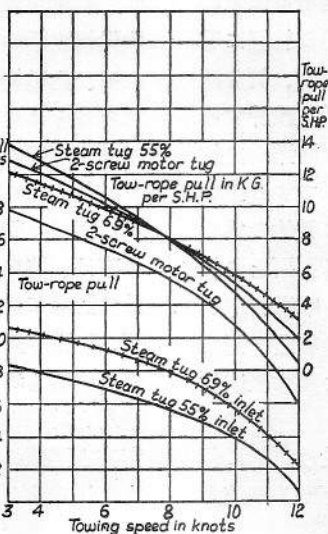


Fig. 12.—Comparison between Twin-screw Motor Tug of 770 tons Displacement and Single-screw Steam Tug of 710 tons Displacement.

過ぎ去つた昔である。

大力量雙螺旋内燃機曳船

近頃或る大力量の内燃機救難曳船が就役した。是等の船に依る経験は未だ短時日しか経過せぬが其の成績は満足である様に見える。而して此の競争は蒸気曳船の持主には非常に痛烈に感じられて居る。是等の理由から、大力量の雙螺旋内燃機曳船の1つの概略の設計が爲された (Table I 第3行及び Fig. 10 参照)。比較の爲めの基礎を與へる爲めに、排水量は I. H. P. 850 の單螺旋蒸気曳船と同様とした。然し之よりも高速力に適する爲めに、より以上長さを大とし且つ尙一層 fine の船體の形狀とした。

此の船體は回轉數 240 で、S. H. P. 810 (或は B. H. P. 835) の内燃機 2 臺を入れる事が出来る。其内燃機は單螺旋曳船で蒸気曳船との比較に用いた型式の1つである。燃料庫の容量は全力量で 1,000 時間航走するに充分で、超出力なしに自由で航走する時の最大速力は約 14.5 節である。

計算の數を制限する爲めに、0.60 の速力比である前と同じ推進器を用いた。雙螺旋装置の爲め、伴流は單螺旋の時の値の半分と推定され、且つ抵抗は推進器支柱の爲めに増加された。

Fig. 11 は曳航速力 3~12 節の範圍での此の曳

るものである。

此型式の雙螺旋内燃機曳船は B. H. P. 1,800 で、B. H. P. 2,400 迄超出力し且つ 16 節以上の速力を出す様建造された。

注意 計算に用いた推進器の成績は、Dr. Schaffran の 3 翼推進器に對する成績である。曳船に尙一層普通である 4 翼推進器に對しても、此の結論は同様であるべく、唯推進器効率は幾分高くあるかも知れぬ事が豫期される。(H. U.)

四衝程機関の出力増加

Increasing the Output of Four-cycle Engines.
An Analysis of the Various Systems of Pre-compression of the Combustion Air.
By Dr. Oppitz. "The Motor Ship"
(英版) April 1932, pp. 24-27.

超大氣式は一層多量の燃料の燃焼により機關出力の増加を可能ならしむるのみならず、餘分量の空氣にて共同量の燃料を燃焼せしむるを以て、其結果燃料消費量の低減を來たす。(Fig. 1 参照)

Table I に出力を増加する最重要値を示す。空氣重量の増加は次の方法に依つて出来る。

- (1) 筒内残留の排氣瓦斯を減少する事、即ち燃焼室を掃除する事、
- (2) cycle の中隨時大氣壓以上の空氣を以て

- 筒を充滿する事、
- (3) charge を冷却する事、
- (4) 空氣餘量を少なくして(即ち rich mixture で) 普通機関と同様に満足なる燃焼を起さしむる事。

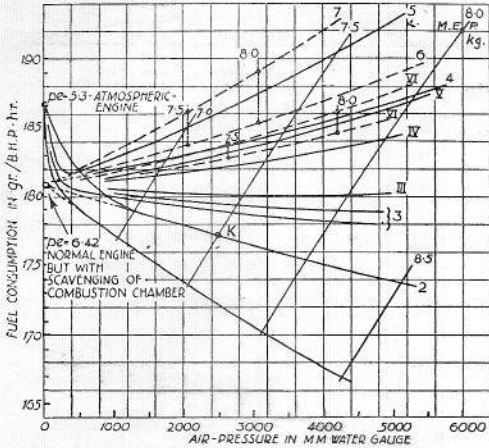


Fig. 1.—Fuel consumption with various systems.

(1) 燃焼室内の排氣瓦斯を減少せしむる事は、排氣管内の壓力が平均背壓より小なる時は、該管内の振動により目的を達し得る。此場合には筒内瓦斯の超膨脹、従つて排氣瓦斯重量の減少が起る。

筒内を掃除すれば、又大熱量の charge を有し、而して同量の燃料で更に馬力の増加が得らる。掃除用空氣の突入は全筒で最も熱く且最も高く應力を受けた部分の冷却結果を伴ふ。故に斯かる機関の排氣弁は高い平均壓力なるにも拘らず普通の機関より長命であつて面倒が少ない。

筒掃除は別々の掃除弁又は掃除空氣或は排氣瓦斯用の内筒孔に依り入口及び排氣弁を同時に開きて遂行さる。該内筒孔は唧子及び弁で管制さる。

上記掃除式に於ては、掃除期に對する周期時間を一部分決定さる。此期間は吸入行程、排氣行程の内に含まれ略ぼ下部若しくは上部死點に位する。

總ての種類の種類掃除式及び掃除期に含まるべき時間が使用されてゐる。

(2) 新空氣又は可燃混合物を以て筒内を充たす事は四衝程 cycle の種々な時間で行はれ得る。

- (a) 全吸入行程間大氣壓以上の壓力を有する空氣で筒内を充滿せしむる。
- (b) 筒は吸入行程の主なる部分の間普通方法で充滿され、行程の底部に於てのみ壓力吸入を行ふ。之れは“topping-up” system と呼稱さる。
- (c) 新空氣は壓縮又は膨脹行程の任意時間に筒内に吹入れらる。

超給氣 (pressure-charging) 及び topping-up 式は筒掃除と組合す事を得る。超給氣式にては掃除する爲め給氣と排氣間に重合を生ずる様に cams を裝置せねばならぬ。送風機又は唧筒は筒を充たし且つ燃焼室を掃除するに必要なだけの全空氣量を造らなければならぬ。

超給氣式機関では trunk-piston engines の有する曲柄管内の氣壓以上の空氣が全 cycle 間に存在する。故に又吸氣及び排氣行程間に於ても然りとする。燃料消費量は超給氣 trunk-piston 機関の場合には大氣壓で作動する機関より少ない。

References for Figs. 1-3.

- Curve No. 1 - 7. = Pressure-charging system.
- “ “ III-VII. = Topping-up system.

Driving methods of pre-compressor:—

- 1. Steam drive with exhaust gas boiler.
- 2. Exhaust-gas-turbine drive.

III and 3. Pre-compression supplied below the main working piston.

IV and 4. } Mechanical drive by { main engine,
VI and 6. } { auxiliary engine.

V and 5. } Electrical drive, current produced by { main engine,
VII and 7. } { auxiliary engine.

— — — — — } Fuel consumption, when the power is supplied by { main engine,
— — — — — } { auxiliary engine.

— — — — — } Mean effective pressure of super-atmospheric engine, when power is supplied by { main engine,
— — — — — } { auxiliary engine.

Table I.

Name of Ship.	Engine Design Number of Cylinders. Diameter Stroke in mm.	Pressure Charging System.	Normal Output with Pre-compression.			Trial Results.						
			N_e	P_e	n	N_c	P_c	n	Max. Press. During Firing.	Air Pressure	Fuel per B.H.P. per Hour.	Exhaust Temperature.
			b.h.p.	lb. per sq. in.	revs.	b.h.p.	lb. per sq. in.	revs.	lb. per sq. in.	ins. water-gauge.	lb.	°F
Agamemnon	B. and W. solid-injection 740 8 × 1,500	Exhaust-turbo-charged (Rateau)	4,300	—	—	5,000	122.5	96	—	118	0.403	977
Polyphemus	Scott-H. and W. blast-air 620 6 × 1,300	Exhaust-turbo-charged (B.B. Büchi)	2,760	109.8	137	3,020	117	139	745	181	0.418	976
---	M.A.N. solid-injection 450 6 × 420	Exhaust-turbo-charged (B.B. Büchi)	—	—	—	1,750	113.3	495	—	170	0.386	1,058
Megara	Werkspoor blast-air 670 6 × 1,200	Pressure-charging air supply below the main working piston	2,000	87.2	116	—	119.3	—	567	140.5	—	590 (at valves) 770 (in manifold)
Deucalion	B. and W. 740 10 × 1,500	Topping-up system with chain-driven rotary blower	6,000	103.6	115	—	—	—	—	—	—	—
Venus	B. and W. solid-injection 630 10 × 1,150	Topping-up system with chain-driven rotary blower	4,400	101.8	155	—	—	—	—	—	—	—

topping-up system は變換弁を要する。此弁は吸入行程の主なる部分の間開口せる吸入弁を通じ、筧を大氣岐管と連結し、又行程底部に於ける有壓空氣の岐管、及び行程頂部で掃除さるゝ燃燒室を筧と連結する。空氣壓搾機（送風機又は唧筒）は超給氣の時より大約掃除された筧容積丈け少ない空氣を造る。故に之は一層小さく且輕くなる。

若し其運轉を含めて送風機又は唧筒に於ける空氣製造能率が主唧筒の吸入行程から餘り高くないとすれば、topping-up system は又全裝置に對しより優良なる燃料消費量と與ふ。此燃料消費量の能率上の差は Fig. 1 に示さる。

topping-up system に豫め壓搾した空氣を筧内に充填する最も簡單な方法は吸入弁に依る事である。然し Sulzer 式二衝程機關に於ける如く別の孔口を使用する事も出来る。

topping-up system で作動する Diesel engines

用の多孔唧子弁を有する特別の吸入弁は Burmeister & Wain により發達されたものである。單被金を有し且つ吸入若しくは排氣弁を有せない高速 Brotherhood-Ricardo 四衝式機關は周知のものである。

壓縮行程中餘分の空氣を加へる事は普通使用されなかつたもので、又長期間吹込氣壓の増加する事がないものである。之れに反し貧弱な燃燒混合物を使用する瓦斯機關にては、膨脹行程間に餘分の空氣又は混合物を加へる事は普通である。

(3) charge の冷却即ち壓縮が始まる時溫度を機關作動常態の溫度より低くする事は使用されて居ない。大した實際的重要性は無いが、排氣瓦斯の熱を冷却機作動に利用して此機により charge を冷却せんとする提案は非常に面白い事である。

(4) 燃燒室内の空氣に劇しい運動を起さず、案は少量の餘剩空氣にて完全燃燒を起さしむるを目

的としてゐる。空氣の運動は最簡單なる方法としては掃除氣流で得らる。此目的には、掃除空氣孔を内筒に切線的に配置するか又は吸入弁に screen を備へれば可い。

空氣の起成及び豫前壓搾機の驅動 (Producing Air and Driving the Pre-compressor)

豫前壓搾空氣及び燃燒室掃除用空氣は下記に依り起成せしむる事が出来る。

- (A) (a) 空氣管寄 (air manifolds) 内にての振動 (oscillations),
 - (b) 排氣管内にての振動,
- (B) 主機械で壓搾機を運轉する事によりて、而して
 - (1) 汽動送風機に依り、(但し此蒸氣は排氣熱で醸成さる)
 - (2) 排氣瓦斯 turbine の運轉に依り、
 - (3) 主作動唧子下に、豫前壓縮供給に依り、
 - (4) 機械的運轉 (gear 又は chain) に依り、
 - (5) 電氣的運轉に依り (但し電流は主機械で運轉する交流發電機にて起成さる)
- (C) 別個の補助機關で壓搾機を運轉する事に依り、
 - (6) 機械的運轉法を以て、竝に
 - (7) 電氣的運轉法を以て。

燃 料 消 費 量

超空氣式又は topping-up 式を使用する時 B 及び C 運轉法による装置の燃料消費量は Fig. 1 で圖示されてゐる。K 點は試驗結果 (Table V) から取られ、他の曲線の計算の基底を爲す。補機に對しては 0.44 lbs./B. H. P./hr. の燃料消費量と置かれ、汽動の時には蒸氣消費量を 26.5 lbs./B. H. P./hr. と取つてある。後者の場合には運轉上必要な蒸氣に對してのみ排氣熱が使用され、他の systems にては排氣熱を利用せぬ事になつてゐる。是等の曲線上の各點は標準點である。是等の曲線は増加空氣壓又は出力を有する一機械の曲線を混交してはならぬ。Table II では、色々の種類の運轉方式にて筒に超給氣又は topping-up 法を使用する時の燃料消費量及び必要空氣壓力を示してゐる。此時平均有效壓力は 107 lbs./sq. を出すものとしてある。

Fig. 1 及び Table II に於ける最も重要なる結果は、空氣が主作動唧子下で供給さるゝ時は、topping-up system より超給氣式を機關に使用する方が可い事を示して居る次第である。空氣が機械的又は電氣的運轉の送風機で起成さるゝ時には之と反對の事が起る。實際に例を挙げれば、Werkspoor では主唧子下の空氣供給で超給氣を使用してゐる。Burmeister & Wain 及び Krupp では主機直接驅動の回轉式送風機又は唧筒を有する topping-up system を採用してゐる。

運轉系式 2, 3 及び IV を有する機械の燃料消費量に於て 4.3% と云ふ小差異は、一系若しくは他系が選定さるゝ前に實際的見地と全装置の配列とを考慮する事が又非常に必要なる事を示して

Table II.—Fuel Consumption with Various Driving Systems and a Mean Effective Pressure $p_e = 107$ lb. per sq. in.

System in Use.		Pressure Charging.		Topping Up.		
Drive of Pre-compressor.	No.	Fuel Consumption, lb. per B.H.P. hr.	Air Pressure, ins. Water Gauge.	Fuel Consumption, lb. per B.H.P. hr.	Air Pressure, ins. Water Gauge.	
Main engine	Steam-drive	1 —	0.383	80.7	—	—
	Exhaust-gas turbine	2 —	0.391	100	—	—
	Below the main piston	3 III	0.395	106	0.397	112
	Mechanical	4 IV	0.407	135.3	0.403	124
	Electrical.. .. .	5 V	0.42	165.8	0.406	132
Auxil. engine	Mechanical	6 VI	0.405	80.7	0.403	104.2
	Electrical.. .. .	7 VII	0.41	80.7	0.405	104.2

る。

排気熱を排気罐に使用する時全装置の燃料消費量曲線を比較する事は非常に面白いものである (Fig. 2 参照)。蒸気運轉は壓搾機を作動せしむるに最も經濟的方法ではない事が知らる。水計

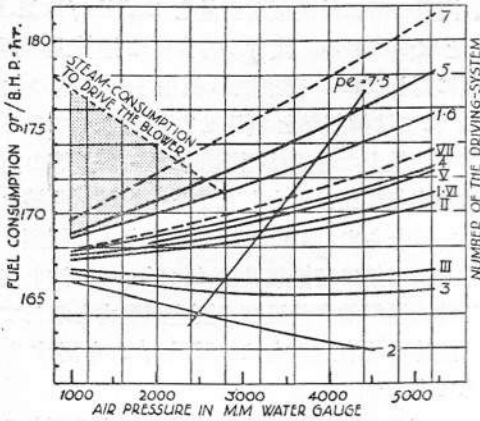


Fig. 2.—Fuel consumption with exhaust heat utilization.

2,800 mm 以上の空氣壓力に於ては、超給氣を機關に行ふ時汽動送風機に必要な蒸氣を排気熱で起成する事は不可能である。他方に於て topping-up system では排気熱が約 5,800 mm 水計の空氣壓力に到るまでの所要蒸氣を起成せしむる事が可能である。

exhaust-turbo-charging system では、turbine

のみが 30°~40°C を利用するから、排気罐は turbine の後部に取附けらる。exhaust-gas-turbo-charging と排気罐を備へたる最初の装置は M.V. “Llangibby Castle” に於けるものである。主軀子下に給氣を使用する式 (Werkspoor) 及

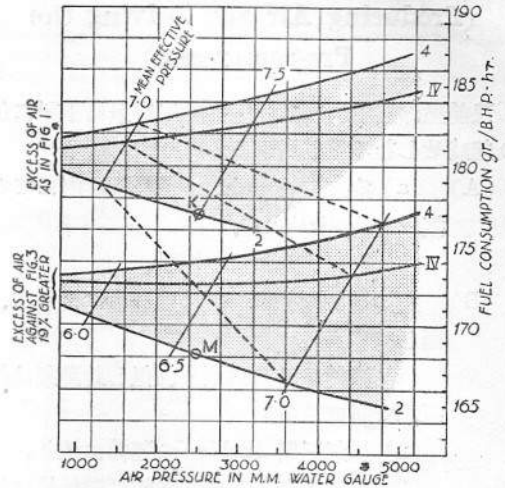


Fig. 3.—Fuel consumption at varying excess of air.

び鎖で驅動する回轉式送風機を使用する topping-up 式 (Burmeister & Wain) は又其最初のものに排気罐を取附けてゐる。之れは M.V. “Megara” 及び M.V. “Venus” の場合である。

排気熱を使用する時と、之れを利用せずして平

Table III.—Influence of Excess of Air. Mean Effective Pressure $p_e = 99.5$ lb. per sq. in.

Excess of Air.	No.	As in Fig. 3.		19% Greater.	
		Fuel Consumption, lb. per B.H.P. hr.	Air Pressure, ins. Water Gauge.	Fuel Consumption, lb. per B.H.P. hr.	Air Pressure, ins. Water Gauge.
Drive of Precompressor.					
Pressure charging: Exh.-gas-turbine	2	0.394	51.2	0.367	142
“ “ : Mechanical drive	4	0.403	69.0	0.389	189
Topping-up system	IV	0.40	63.5	3.383	174

Table IV.—Influence of Excess of Air: Air Pressure $p_2 = 100$ ins. Water Gauge.

Excess of Air.	No.	As in Fig. 3.		19% Greater.	
		Fuel Consumption, lb. per B.H.P. hr.	Mean Eff. Pressure, lb. per sq. in.	Fuel Consumption, lb. per B.H.P. hr.	Mean Eff. Pressure, lb. per sq. in.
Drive of Precompressor.					
Pressure charging: Exh.-gas-turbine	2	0.391	107	0.371	94.2
“ “ : Mechanical drive	4	0.405	101	0.384	91.0
Topping-up system	IV	0.401	103.6	0.38	91.5

均有效壓力 107 lbs/□ の時とは、2 及び 5 運轉法 (Fig. 2 より) に於て 7~9.3% (Fig. 1) の差異を生ずる。

今一つの面白い點は、超給氣及び topping-up system により出力を増加する時燃焼用餘剩空氣が燃料消費量に及ぼす影響である。1 指示馬力當りの燃料消費量が餘剩空氣の増加に伴ひ減少する事は能く知られて居る。Table V の試験 M に於ける空氣の餘剩は同一機關が K 試験に於ける時より 19% 大である。點火時中の最大壓力は兩機關とも殆んど等しい。M 點からは他の曲線 2, 4 及び IV に對する計算が Fig. 3 に於ける様爲されてゐる。

Table V.—Exhaust-gas - pressure - charged Engines with Differing Excess of Air.

	M.A.N.: 6 cyl., 450 mm. dia., 420 mm. stroke.	Krupp: 6 cyl., 390 mm. dia., 420 mm. stroke.
Trial number in Figs. 1 and 3 ..	M.	K.
B.h.p.	1,250	1 215
R.p.m.	425	486
M.e.p., lb. per sq. in. ..	94.3	107
Air-pressure, ins. water g. ..	97.5	100
Back - pressure in exhaust, lb. per sq. in.	—	81.3
Fuel per b.h.p. per hour, lb. ..	0.37	0.391
Exhaust-temperature, °F ..	860	937
Combustion-air in the cylinder, cubic ft. per hour ..	192000	164600
Fuel per i.h.p. per hour, lb. ..	0.325	0.346
Combustion air in cylinder, lb. per cubic ft.	0.0242	0.0288

Table III に於ては、平均有動壓力 107 lbs./□ を出し blower を使用する運轉方式に於ける燃料消費量及び所要空氣壓を示してゐる。他方 Table IV には、空氣壓力が水計 2,500 mm の時如何なる平均有效壓力を生じ得るか及び餘剩空氣が Fig. 1 に相當し且つ Fig. 3 に於ける如く 19% 大なる時如何なる燃料消費量に爲るかを示してゐる。

超大氣機關を相互に比較する際或は普通機關と比較する時には、平均壓力、排氣溫度及び燃料消費量以外に、空氣壓及び燃焼中の最大壓力を知る事が絶對的必要である。同様に Table V にある機關も相互に比較する事が出来る。此表は exhaust-pressure-charging の Brown Boveri-Büchi 式を以て試験された同様機關の種々な値を示す。

點火時中殆んど同じ最大壓力で作動する機關の燃焼に對し餘剩空氣は 19% の差異がある。燃料消費量は 19% の餘剩空氣の機關では 0.325 lb. 他の場合では 0.346 lb./I. H. P./hr. である。平均有效壓力は 100 ins. 水計の同一給氣壓では約 107 lbs./□ 及び 94.3 lbs./□ である。

空氣及び排氣管内に於ける振動 (Oscillations in the Air and Exhaust Pipes)

空氣管内の振動により燃焼室を掃除し或は箆を topping-up する事は多く使用されて居らなかつた。管の critical length は箆の數及び機關の回轉數に依る事は缺くべからざるものである。

排氣管の振動は他の場合である。Atkinson 式燃焼室掃除法は 4 箆二衝式機關の topping-up と同様に周知のものである。Fig. 4 は 4 箆二衝式機關の一箆の弱發條指壓圖で全箆が作動しつゝある時底部に於けるものである。而して此箆が點火されて居ない時頂部に於ては其排氣孔は、他の箆の排氣孔が閉ぢて居る時開いて居る。排氣を行ひつゝある箆の波頂に依り、壓縮が始まる時他の箆

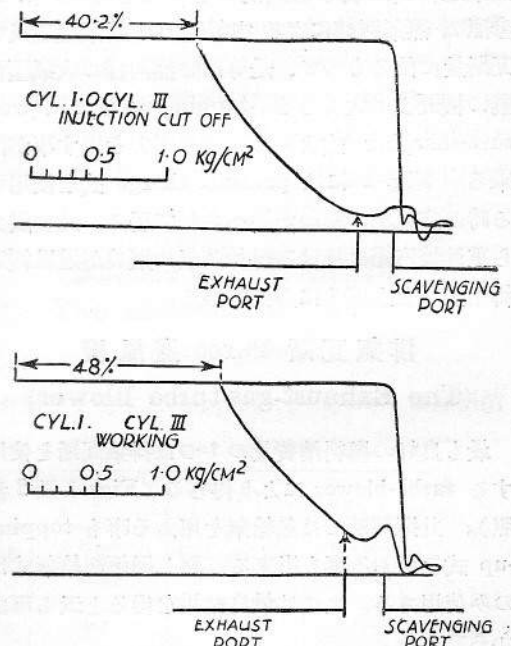


Fig. 4. — Weak spring diagrams of a four-cylinder two-stroke engine with top-up by oscillations in the exhaust pipes.

内の空気圧力が増加する事を知る事が出来る。斯かる機關の波形圖は“*The Motor Ship*”誌 1930年 5月號 80頁に出て居る。管内に於ける靜壓波の變動による掃除影響を説明する最簡單な機關は4 第四衝式機關である。是等の靜壓波は排氣瓦斯を以て管を周期的に充滿する事により起成さる。機關の排氣管を分割する事により又は他の方法で排氣の超膨脹を企畫し又は管を topping-up する掃除法を提案する人達は皆其提案を4 第機關で説明して居る。實際排氣管内の是等の振動は、靜壓波で説明せんとするには不幸にして想像程簡單な形式ではない。一例を挙げれば上述記事に示された線圖を以ても知る事が出来る。故に排氣管を分割する事は各管に對し無故障の掃除期間を示すものでもなければ將又保證するものでもない。

汽 動 送 風 機 (The Steam-driven Blower)

豫前壓搾機を運轉するには排氣熱罐醸成の蒸氣を使用する。壓搾機運轉に必要な蒸氣が他の目的に使用されざる時は、即ち洗濯場、炊事場、燃料油加熱又は thermotanks 等に用ゐざる場合には蒸氣運轉式は最も經濟的なものである (Fig. 1 参照)。蒸氣運轉による 空氣壓力は 排氣溫度及び瓦斯量に依るもので、是等は必然同様の大氣壓作動の機關より大である。topping-up 式では pressure-charging 式より高い空氣壓力を出す事が出来る。Fig. 2 には pressure-charge 式を使用する時の空氣壓の極限が與へられて居る。此極限から重油焚汽罐に於ける附加蒸氣の醸成が送風機運轉用蒸氣を上げるに必要である。

排 氣 瓦 斯 Turbo 送 風 機 (The Exhaust-gas-turbo Blower)

最も良好の燃料消費量の1つは排氣瓦斯を使用する turbo-blower により得らる (Figs. 1 及 2 参照)。此運轉法では超給氣を用ふる事も topping-up 式を用ふる事も出来る。然し通例超給氣式にのみ使用さる。之れは最良結果を得ると云ふ理由からである。

排氣 turbine 運轉送風機の能率は次の公式で與へらる。

$$N_g = \frac{G_A \times cp_A \times \Delta_{adA}^t}{G_E \times cp_E \times \Delta_{adE}^t}$$

茲で A 及び E は空氣及び排氣瓦斯に關し、 G は turbine 内又は送風機内で壓搾された作動媒體の重量を示す。 cp は比熱、而して Δ_{ad}^t は溫度の adiabatic drop である。

排氣内に於て一定背壓又は超給氣中變る壓力の平均値に對しては、超給氣壓が排氣の背壓に等しき時には Fig. 5 が必要な能率 N_g を與ふ。之れは次の値から得らる。

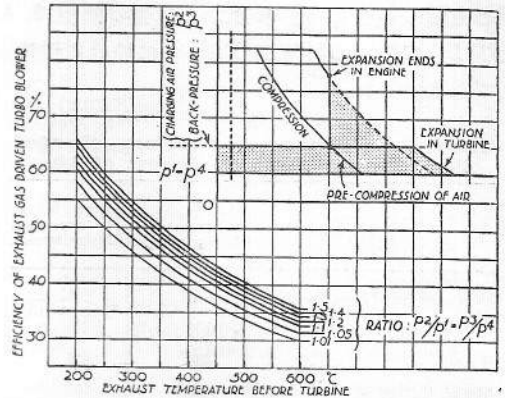


Fig. 5.—Efficiency of exhaust turbo-charging blowers when the charging air-pressure is equal to the back-pressure in the exhaust.

$$cp_A = 0.241 \text{ B. T. U./lbs. } ^\circ\text{F}$$

$$cp_E = 0.265 \text{ B. T. U./lbs. } ^\circ\text{F}$$

$$G_E = 1.03 \times G_A$$

若し任意 排氣溫度に對する 能率及び 壓縮比が Fig. 5 に與へらるゝものより高いならば、超給氣壓は排氣の背壓より高い。而して掃除に對する壓力低下が存在する。若し能率が低い場合には、背壓は超給氣壓より高い。能率を變化せしめないで排氣行程間に背壓より高い空氣壓を得る事は明かに不可能である。此能率は出来るだけ良好にされたものである。

排氣瓦斯 turbine は非常に良い消音器であつて、別個の消音装置を要さない。斯かる turbine を船に裝備する事は、多過ぎ且つ大き過ぎる排氣管寄を要求されない場合には、非常に簡單な事である。現存船舶に本補助裝備をする事は本運轉法に廣範圍の働きを開くものである。

exhaust-pressure-charging system の他の利點は機關と何等機械的結合がない事と、夫れにより

機械的應力及び固定接手に基因する他の困難が運轉中起らないと云ふ事である。

不都合なものは、冷却されない排氣管の熱である。防熱された管は機關が停止したる場合には蓄熱器の様なもので、密閉された機關室又は運轉時の潜水艦に於ては有害なるものである。排氣瓦斯 turbine にては翼車及び翼の材料の選定に特別の注意を要する。而して之れは本運轉法に於て最も微妙な點であると言はれ得る。

**主唧子下の豫前壓縮
(Pre-compression below the
Main Piston)**

冷却された筈及び唧子頭を有する唧子唧筒(piston-pump)の最も良好な能率は(主唧子を使用する下部の作動は斯かる唧筒の影響がある)非常に良好なる燃料消費量を與ふ。之れは排氣瓦斯運轉の場合より少し許り高い(Figs. 1 及び 2 参照)。此式は、點火が唧子を通し油を有する底部に達する時は爆發を起す危険がある事を留意するを要す。Werkspoor は特別構造をすれば此危険を回避する事が出來ると考へて居る。trunk-piston engines では、長い piston skirt を有して居るから此危険は少ない。

主作動唧子下の給氣が今まで使用されなかつたのは勿論著明の事實である。就中小型 trunk-piston 及び補助機關では出力増加を目的とせず大量の餘剩空氣で作動せしむる爲めである。其理由としては強壓潤滑装置の使用が稍困難と云ふ事に過ぎない。

**豫前壓縮機の機械的運轉
(Mechanical Drive of Pre-compressor)**

冷却されざる gear-driven blower は最悪なる

燃料消費量を與ふ。而して斯かる場合の運轉法には topping-up system を用ふる方遙かに良い。最低極限は、Krupp の二衝式機關の掃除唧筒運轉法に於けるが如く、cross-head 上の肘杆で直接驅動さるゝ冷却された唧筒により與へらる。此場合に於ける燃料消費量は第3の運轉法より少し許り高い。而して超給氣式が満足的に應用され得る。是等兩方の極限の間には(曲線 4 及び 3 参照)種々の型式の壓搾機を有する機關で直接驅動さるゝ pre-compressors の他の驅動法の全部が位して居る。燃料消費量の見地から超給氣式又は topping-up 式の選定は 2 つの極限曲線 4 及び 3 の位置により決定さる。各場合に於て topping-up system はより小なる即ちより軽い壓搾機及び gear と連結さる。噴氣壓搾機の如く機關の端に取付けられた piston-pumps は機關の長さを増す而して機關が偶數の筈を有する際には其平衡を混亂せしむる。

非常に良好な配置は鎖動回轉式送風機を有する Burmeister & Wain 式装置である。之れでは topping-up system を使用し出力増加の爲め燃焼室の掃除と自然的に組合せられてゐる。

別個の補助機關に依る壓搾機の機械的驅動法は又超給氣に依るより topping-up system を使用する事により一層良好なる燃料消費量を與ふ。別個機關による送風機の此驅動法は、船用としては Brown-Boveri blowers を有する M. V. "Stelvio" 及び M. V. "Teresa" で初めて用ゐられただけである。

**豫前壓縮機の電氣的運轉法
(The Electrical Drive of the
Pre-compressor)**

此装置を有する topping-up system は燃料消

Table VI.—Electrical Drive of Pre-compressor. M.E.P. lb. per sq. in. = 107.

System for Increasing Output.		Pressure Charging.		Topping Up.	
Current Produced by	No.	Fuel per B.H.P. per hour lb.	Air Pressure, ins. Water Gauge.	Fuel per B.H.P. per hour lb.	Air Pressure, ins. Water Gauge.
Main engine	5	0.418	167	—	—
	V	—	—	0.405	132
Auxiliary engine	7	0.41	80.8	—	—
	VII	—	—	0.404	106

費量の見地から一層経済的なものである (Fig. 1, Curves 7, VII 及び 5, V 等参照)。別箇の補助機で電流を起す事は主機關に依り發電機を運転するより一層利益である。之れは平均有効壓力 107 lbs./sq に対し Table V より知る事が出来る。

摘 要

機關の出力を増す最も有效なる方法は決定的に燃燒室掃除にある。之れに關聯して低燃料消費量及び管内の最も熱應力を受ける部分の救助が得らる。掃除は各系式に於て出力を増加する爲め使用する。

topping-up 装置は pressure-charging system と比較して其駆動を含め一層小にして且つ軽い壓搾機を與ふ。然し吸入岐管に別の變換弁を必要とする。

pre-compressor の種々の駆動系式間の燃料消費量の差異は駆動系式のみを選定を左右する程大ではない。

總ての四衝式 Diesel 機關が燃燒室の掃除を以て作動する時が来る事は最も有り得べき事である。(Y. T.)

〔譯者註〕 本著者は獨逸人と見え其英文は眞に奇妙なるのみならず頗る曖昧な處が多い。從て本譯文も亦不明瞭な所もあると思ふが諒とせられ度し。

空洞現象に就て

Cavitation. By G. S. Baker. "The Engineer."
Aug. 19, 1932, pp. 187-188, and Aug.
26, 1932, pp. 212-213.

嚴密に言へば空洞現象なる語は推進器に於ける空洞の發生にのみ適用さるべきものである。然し乍ら此の語は從來は種々の現象に用ひられてゐる。例へば一定速度以上で異常な割合で馬力を吸收する場合とか、急激に失脚率が多くなつて效率が低下する場合、又は推進器翼の侵蝕等をも此の語で表してゐる。然れ共一定速度以上では空洞現象以外の種々の原因に依つて船の成績は低下する事がある。馬力が著しく増加するのは船殻の抵抗の大なるに因る。斯様な時には造波が大きくなり、◎曲線が高まる。之が成績の悪くなる唯一の

原因である時は、翼の侵蝕などは生じない。

伴流が變化し過ぎて船の成績は悪くなる。伴流速度の横の變化が大きく且つ急激であれば、全推進器に對して満足すべき平均失脚を有せしむる事は可能であるが、翼の或る部分は或る位置では失脚率が少く、他の部分は他の位置で失脚率が高くなり、從つて推力及び效率は夫等の位置で低下する。伴流の變化に關する大體の觀念は效率の公式

$$\eta = \frac{1-a_r}{1+a_t} \left[\frac{\tan \varphi_2}{\tan(\varphi_2 + \beta)} \right]$$

の括弧の中の項だけを考へて判かる事と思ふ。此の括弧の中は翼の作動に依つて定まるもので、 φ_2 は翼の前進角度、 $\tan \beta$ は其の失脚角に於ける翼断面の $\frac{\text{抗力}}{\text{揚力}}$ の比で、伴流率に依つて變るものである。

著者は今春の英國造船協會で讀んだ論文の中の推進器 B に於ける、翼の根の處と半径の 0.83 の處との断面に就て實驗を行つた。其の結果の概要を示せば次の通りである。

失脚率の低い場合の水流の異常 之は翼の或る部分に於て生ずる。即ち

(1) 平均失脚率 20% の推進器に於て、若しも伴流率が其の平均値の 75% 以下に低下した場合。

(2) 平均失脚率 30% の推進器に於て、0.5~0.6 なる平均失脚率を有つ場合に、若しも翼又は翼端に於ける伴流が 0.25 以下に低下した場合、0.4 以下の平均伴流率に於ては起らない様である。

失脚率過大なる場合の水流の異常 之は次の様な場合に翼端に於て起る。

(1) 0.3 なる平均伴流の時、或る場所の伴流率が 0.5 を超過する場合。

(2) 0.6 なる平均伴流率の場合に、或る場所の伴流率が 0.8 を超過する場合、然るに翼根に於ては次の様な時に起る。

(3) 平均伴流率 0.3 で失脚率 30% の時、若しも或る場所の伴流率が 0.55 以上に昇つた場合、平均伴流率 0.3 で失脚率 40% の時伴流率が 0.35 以上に昇つた場合、平均伴流率 0.4 の時若しも伴流が 0.5 以上に昇つた場合。

低速に於ては概して完全な成績が得られるが、速力が高くなつて艀に造波される様になれば伴流の分布は變つて、此種の水流異常が生じて來

る。此時は失脚は著しく上つて、翼面の單位面積に對する推力が低くして水流の異常を呈する。縁の鋭い断面形に於て、失脚率低くして水流が破壊すれば翼表面に侵蝕を起す事は明かである。

2 箇若くは夫れ以上の推進器を有する場合に限り、20%以下の失脚で作動する。而して此際には翼は船殻並に艀管膨出から出来るだけ多く離して、最も悪い伴流の變化を避ける事が必要である。失脚の高い場合に於ても間隙の多い事は必要で、且同時に小角度に於て揚力の異常を避ける爲には、翼の根に於ける断面の camber ratio を小さくする事も必要條件である。船殻の形状は勿論伴流分布に影響を及ぼすが、之には今は觸れない事とする。

空洞現象自身は次の諸項の中の何れかに依つて

起る。

- (1) 水面から推進器へ空氣を吸ひ込む時、
 - (2) 吸ひ込まれた空氣が推進器の前面に於て水と分離する場合、
 - (3) 翼の或る部分に於ける部分的負壓力が蒸氣壓に近付き、其の結果蒸氣を生ずる場合、
 - (4) 任意の點の壓力が低下して、水の靜水高及び大氣壓に等しくなる場合、
- (3) 及び (4) に於ては水流は翼から離れて、翼と流水との間に低壓の部分を残す。而して氣泡又は水蒸氣が翼面を離れて流れ去る。空洞の端は其の位置が非常に不安定で、空洞から水の側への壓力の變化が非常に大きくなる。此の空洞の後に於いて流水の衝擊が變化する爲に侵蝕を生ずる。若しも空氣が水面から推進器の處へ入れれば之と同じ

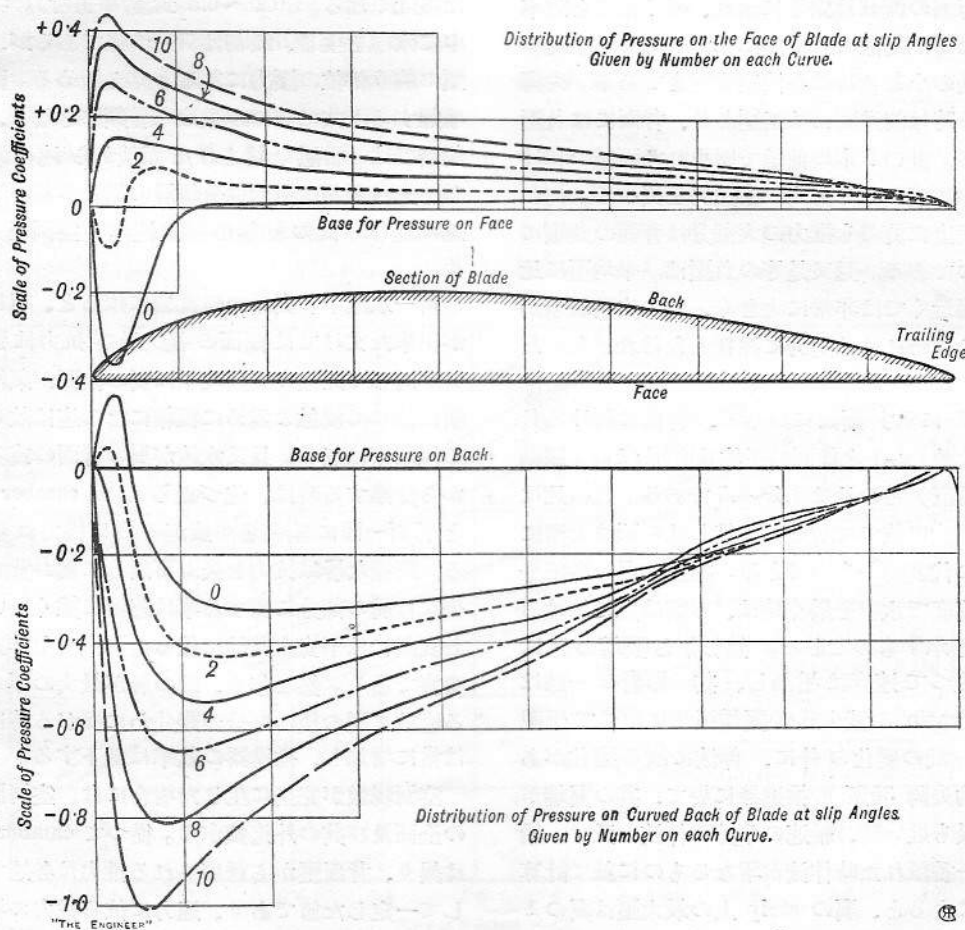


FIG. 1.—Pressure Distribution over Propeller Blade Section at Small Angles of Slip. The Total Pressure is the Sum of the Positive Pressure on the Face and the Suction or Negative Pressure on the Back.

様な現象が起る。入る空気の量が多い時は空気が翼に附着し、流れを歪めるが、翼が下方へ動く時徐々に拭き去られる。

各推進翼が水中を進行する時は、翼の断面形、失脚角及び速度に応じて一定の壓力分布が生ずる。其の分布曲線の大體の性質は何れの翼も同一である。其の代表的のものを Fig. 1 に示した。之は飛行機翼型断面を有する翼の種々の失脚角に對するものである。本曲線の縦軸には絶対壓力常數、即ち其の断面の速度に等しき靜壓の項を表した。封度、呎、毎秒呎なる單位を用ふれば、海水中の壓力は (ordinate $\times 1.99 v^2$) に等しい。但し本成績は小失脚角に於ける結果のみを示した。失脚の大きい場合には、(良い断面形では約 16° 、其他の場合には 10°) 背面の負壓常數は如何なる断面を用ひても同一で約 0.33 である。此の最後の状態では背面の流れは完全に破れ、斯うなると效率は悪くなるが侵蝕は極く僅かしか起らない。従つて失脚角の小なる時のみ注意すべきである。失脚角正なる時は前進面には正壓あり、背面には負壓を生ずる。此の 2本の曲線で囲まれた面積の和は翼の進路に直角なる方向の全壓力を與へる。何れの作動角度に於ても推力の大部分は背面の負壓に因るものである。且又是等の負壓は、平均壓に比して前縁近くでは非常に大きく、且つ空洞現象が起りさうな時には此壓力に注意しなければならない。

Fig. 1 に示す断面に對して、背面に於ける負壓の最大量 (p_m) と断面の平均垂直壓 (k_z) (運動方向に垂直) との比は 1.4~1.5 である。此の比は断面の型式に依つて變るが、然し此の圖は大體に於て其の代表的のものである。推進器翼の各部分が同一速度で水中を動く時は、本圖は翼に於ける全變化を示すものである。然し乍ら翼端の方に行くに従つて速度は増加し、其の影響の一部は camber ratio の減少及び翼端損失に依つて平衡される。此の變化の外に、伴流に依る變化がある。平均失脚 30% の推進器に於て、其の翼端が船殻に最も近い時、船速の半分の伴流を受け、船殻から一番離れた時伴流が零なるものに就て計算した處によると、翼の strip 上の最大壓は翼の 1 回轉中の平均値を約 78% 超過し、又 1 回轉中の 45% 以上は半徑の 0.6~0.9 に至る面積上の壓

力は全翼に對する平均壓を 33% だけ超過する事が判つた。従つて此の場合に負壓の最大量 (p_m) と全推進器の平均壓との比は 1 回轉中の約 45% に互つて $1.4 \times 1.33 = 1.86$ である。設計者の目的とする處は、此の比を保つ爲、伴流状態の變化を除去し、且つ背面に於ける高い負壓を有しない様な翼断面を用ひるにある。

總て推進器計算に於ては次の假定を爲してゐる。

(1) 推進器は齊一な密度の流體中で作動する。

(2) 水分子は翼に生じた負壓に等しき水頭を失ひ得るに充分な勢力を有つてゐる。役立つべき水頭は全靜水頭であつて、水中に惹起された最大速度 (即ち夫れに相當した負壓) は之れ以下に保たなければならない。然し此の状態に達する一寸前に、壓力は普通の溫度で水蒸氣を生ずるに充分な程低くなる。(0.25~0.5 封度/平方呎)。次で水中に水泡を生じ、最初は只一つ宛であるが、蒸氣壓の約 6 倍位の壓力になると見え始める。荷重が増加すると共に此の現象は一層頻繁となり、次の段階では一番悪く冒された面積から流れが分離し、夫れと共に氣泡は分離層の端及び其の下に急速に進む。此の状態が所謂純粹の空洞現象である。

齊一水流中の翼断面の實驗に依ると、單に氣泡が出來た丈けでは断面の揚力及び抗力は變らない。而して此種の空洞現象は翼の表面が氣泡の壓壞に依つて侵蝕の爲めに粗雜になる迄は效率の變る様な事は無い。且又水流が翼の背面の或る部分から分離する時は、先づ新しい camber ratio と背面一體に空洞層が擴がる爲に揚力は増加する。斯様な層は抗力を失ふ事無しに翼の背面の中央又は前の部分に生ずる事は想像に難くない。然し實際には不安定其他に依る造渦損失を伴ふ事は事實である。然し乍ら、此の層が最大の厚さになる直前に翼の後の部分の幾分かには擴がる時は抗力は常に増加し、推進器の效率は低下する。

空洞現象が完全に生じた場合には、空洞層は翼の全面及び其の外迄擴がる。従つて camber ratio は異り、背面壓から誘導される推力は各速力に對して一定した値であり、速力に依る推力の増加は前進面の正壓に依つて定まる。推力、回轉力率及び效率は總て著しく低下するが、速力が充分高く

て不安定な此の層を翼から離して曳いて行く時は侵蝕は左程甚しくはない。此の状態は推進器が船殻で蔽はれた競漕用自働艇に起ると言はれるものである。若しも此種の船に於て推進器が艀横翼材の後に置かれるならば空気は推進器の處へ入り、背面の壓力は蒸氣壓とはならないで大氣壓となり、推力は全然前進面から出て来る。

實用上の目的に對しては蒸氣壓は零として差支へなく、空洞現象が翼の背面に生ずる條件は次の式で示される。

$$p_a = \frac{v_m^2 - v_t^2}{2\rho}$$

但し v_m は翼の任意の點に於ける誘引速度、 v_t は此の點の絶対速度、 p_a は全壓頭である。 $v_m = \alpha v_t$, $\frac{v_t^2}{2\rho} = q = v_t$ に相當した靜壓と置けば

$$p_a = q D, \text{ 但し } D = \alpha^2 - 1 \dots (1)$$

此の式は完全な水流破壊に對する條件を與へる。Ackeret は急泡が部分的に出来る時と背面の全體に出来る時との間には非常な壓力の範圍がある事を實驗的に證明した。此の壓力の状態は翼断面が異れば變るものである。Ackeret が5箇の異つた翼に就て得た處の、種々の角度で翼を通る亂れない水の速度と空洞氣泡が出來始める壓力との間の關係を示す結果を Fig. 2 に示した。本圖は

公式 (1) の D を基線として、各位相の空洞現象が起る時の揚力係數を示したものである。断面 C, D, E は普通の圓形背面を有するもので、空洞は理論通り各速力共先づ鋭い前縁に生じ、實際の孤立した氣泡の生成 (commencement) は飛行機翼形断面を有する A, B 2 箇の圓みを有つた前縁の場合の様に確定的のものではなかつた。飛行機翼型断面では氣泡は前縁から弦の約 $1/4$ の處に氣泡を生じ、速力又は D の値に依つて後の方に擴がつた。然し乍ら前縁の近くの翼の背面の或る部分は完全な水流の亂れが起つても空洞は生じなかつた。

同圖上に他の 2 曲線を示した。即ち揚力係數と最大負壓との關係を示すものである。Horn の曲線は翼の背面の負壓の分布は略ぼ三角形とし (Fig. 1 の下の部分参照)、且つ翼の背面と表面との壓力の比を一定と假定したものである。最大負壓を全外壓に等しと置けば、次の簡単な關係が得られる。

$$k_L = \frac{1}{1.3} D$$

三角形的分布の大體に於て正しい事は Fig. 1 を見れば判る。然し乍ら詳細計畫に對しては此の假定は聊か大膽で、夫れよりも一層近い近似法は

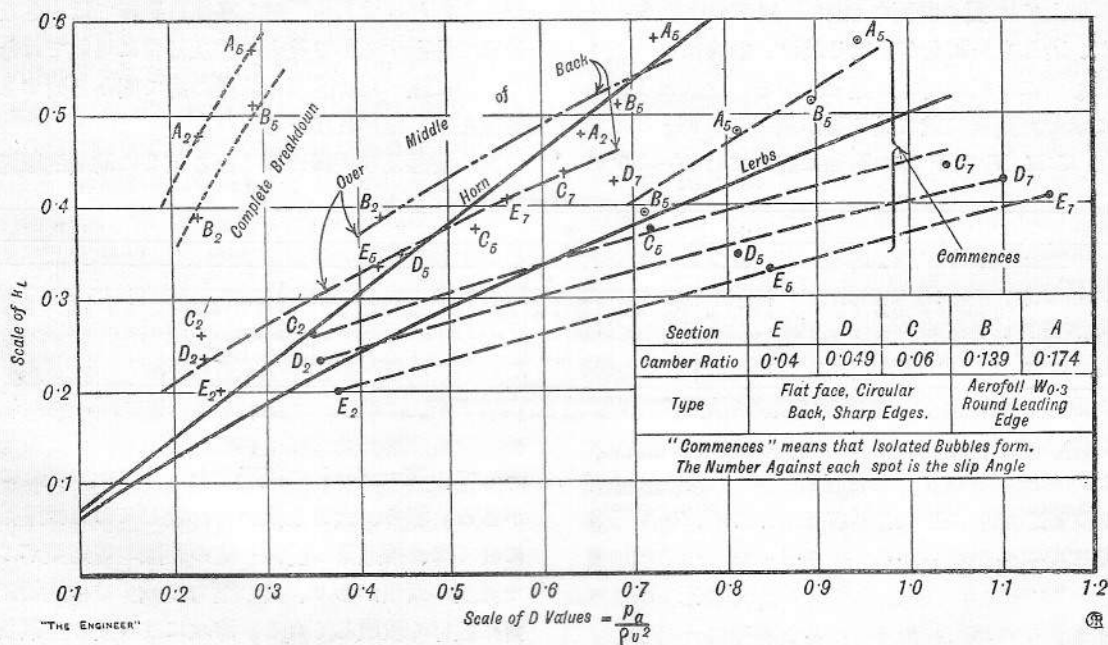


FIG. 2—Relation Between Lift Coefficient k_L for Cavitation and the Total Superincumbent Pressure (p_a).

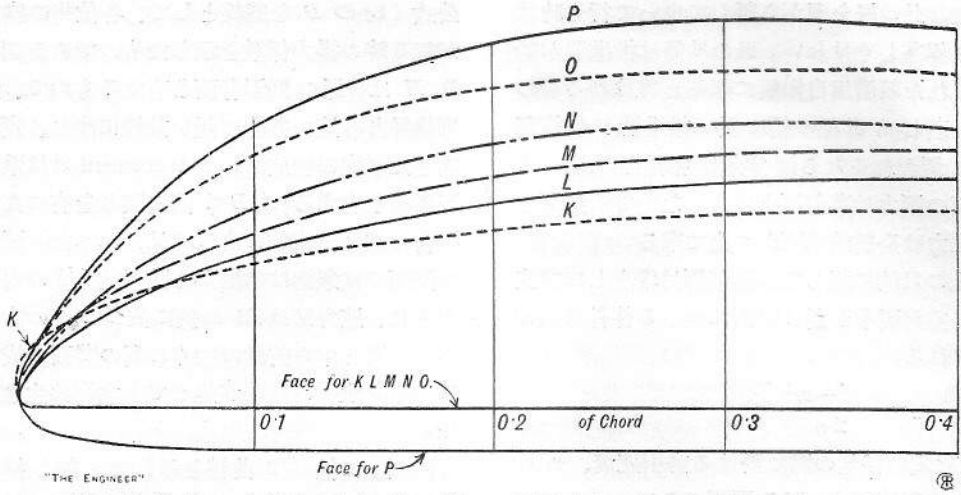


FIG. 3—Sections of Blades at Leading Edge and Maximum Negative Pressure on Back.

Lerbs が示してゐる。彼は、如何なる翼断面にも同一揚力係数を與へる様な厚さを有つた圓形背面のものを代入する事が出来、圓形背面を有する断面及び舊の断面の最大負壓は同一であると假定した。圓形背面の壓力の變化は速力の項で計算出来、空洞現象に對する極限の條件は次の様になる。

$$k_L = \frac{\pi}{6} [\sqrt{3D+1} - 1]$$

但し D は前の定義通りである。

以上では翼の背面の流れの破れだけを考へたが、若しも失脚角が小なる時は、前縁に極く近く前進面に比較的高い負壓を生ずる。之れは Fig. 1 に示した断面に就て見る事が出来る。Fig. 3 に示す K, M, N, O, P 等の断面に對しては $0^\circ \sim 2.0^\circ$ の

間の角度に於ける前進面の負壓常数は Table II に示す様な値となる。

是等の負壓は其の性質は非常に瘦せてゐるが、其の強さは Table I に示した背面の負壓と匹敵する。其の失脚角の範圍は camber ratio と共に増加するが、断面形 O から P に移る様に前縁の處で前進面の圓みを大きくして減ずる事が出来る。夫れを最も良く除去するには、船の伴流の中での回轉の何れの部分に於ても、薄い断面形ならば 0.16 、厚い断面形ならば 0.18 以上の揚力係数で作動せしむれば宜しい。然し高速自働艇では小さな失脚で作動するので後者の方法は常に可能ではなく、前に述べた前進面の前縁の處で圓みを附する方法を用ひなければならない。

翼の侵蝕及び失脚の多くなる第 2 の助成的原因

TABLE I.—Summary of Results with Blades of Fig. 3.

Section	K						L						M						N						O						P					
	0.09						0.10						0.11						0.125						0.145						0.157					
Camber ratio ..	0.09						0.10						0.11						0.125						0.145						0.157					
Slip angle	0	2	4	6	0	2	4	6	0	2	4	6	0	2	4	6	0	2	4	6	0	2	4	6	0	2	4	6	0	2	4	6				
k_L	0.147	0.22	0.29	0.36	0.17	0.25	0.32	0.40	0.17	0.25	0.32	0.40	0.17	0.24	0.32	0.40	0.17	0.24	0.32	0.40	0.20	0.28	0.35	0.43	0.23	0.32	0.41	0.47	0.23	0.32	0.41	0.47				
P_m	0.30	0.37	0.50	0.50	0.30	0.32	0.41	0.54	0.65	0.56	0.45	0.55	0.70	0.44	0.54	0.64	0.87	0.57	0.70	0.79	0.95	0.70	0.79	0.95	0.70	0.91	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92					
T_m	2.05	1.68	2.04	2.46	1.85	1.64	1.68	1.62	2.1	1.80	1.71	1.75	2.53	2.25	2.00	2.15	2.85	2.50	2.26	2.21	3.08	2.50	2.24	2.11	2.11	2.11	2.11	2.11	2.11	2.11	2.11					
k_L	13.1	18.2	19.5	18.2	13.1	17.3	18.5	17.3	12.1	16.6	18.0	17.0	11.3	15.1	16.6	16.3	10.6	14.1	15.2	14.9	14.5	16.0	15.2	13.9	13.9	13.9	13.9	13.9	13.9	13.9	13.9					

P_m is the maximum negative pressure at any point on the back of the section.
 k_L is the mean value of the pressure (total of back plus face) over the whole section, normal to direction of motion.

TABLE II.—Negative Pressures on the Driving Face Sections, Fig. 3.

Section.	Slip angle.	Max. negative press. constant.
K	0	0.37
M	0	0.37
N	0	0.42
O	0	0.42
P	0	0.26
	2	0.42
	2	0.05

として、Mumford の提議したものに次の様なものがある。即ち、大きな推力で作動してゐる推進器に於ては、推進器の前面一定の距離の處迄擴がつた減壓の面積があり、其の壓力の減少は推進器圓盤に近づく程激しくなる。海水には多量の空氣及び瓦斯が含有せられ、之が壓力の減じた處に來る

と分離し、其の現象が丁度翼の前で起る。攪亂されない海水を観察するに、氣泡は壓力が每平方呎6封度に減ぜられると分離する。之を限界壓とし、誘引速度を航跡流に與へた速度の1/3とし、且又航跡流速で測つた失脚を25%と假定すれば、翼の速度は毎秒100呎となる。誘引速度の分數を一層小さく假定すれば一層高い速度が得られる。此の作用は翼の部分的低壓に依る空洞現象と同一である。

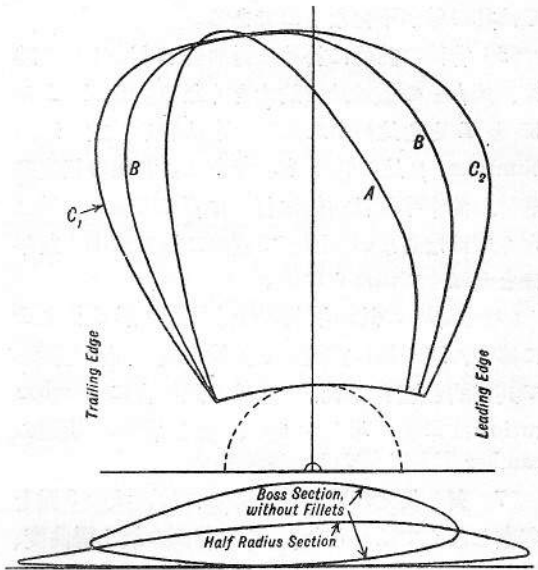
第3の原因は、水流が推進器の前面に於て何等かの原因に依つて影響せられて生ずる事である。若しも艀管膨出部の後端が一般の流れを横切る様に位する時は、可なり廣く水流を前後方向に對して一定角度に向けさせる。而して翼が此の水流中を通過する時は失脚は急激に變化したり常態に復したりする。斯様な方法で負失脚及び前進面の侵蝕が生ずる事がある。此の特殊の侵蝕の形態は常に擴がるに幾らかの時間を要し、且つ推進器の中心よりの各距離に於て發見される。

同様に、細い渦線又は緩やかな水が推進器を通る路が部分的に fairness を缺く爲に振動的空洞現象を生ずる。總ての翼の同一半徑の處に侵蝕線のあるのは此の結果である。艀管膨出部の端は幾らか傾斜せしめ、此の端を捻る事は高速に對しては避けなければならない。張出軸承の後端は推進器の前縁と少くも二三呎の間隔を保持せしめ、且つ出來得るならば blunt な端にして8呎位離して置きたい。Eggert は此の張出軸承の腕の1つが水面に非常に近くて空氣を吸ひ込む様な事があれば、速力は著しく低下すると言つてゐる。空氣が軸承腕の後から推進器に流れ込む時は、驅逐艦の最高速度では速力低下量は1~2節に達する事がある。此の何れかの原因に依つて出來た空洞現象は殆んど常に推進器の振動を伴ふ。

次に述べる記事は以上記載した一般的理論及び觀念を實地問題に導くに役立つと思ふ。流れの方向に關する難かしい問題を解くには模型實驗が必要である。荷重の大きい推進器に於ては、翼端間隙を大きく取らなければならない事は既に判つてゐる。故に主として考慮すべきは、推進器の計畫である。

(1) 揚力係數の値には制限があるので、推力を大きくするには翼の面積を大きくするか、若くは

其の速度を高めなければならない。此の兩者は其の幅を翼端迄ずつと擴げる事に依つて達せられる。Fig. 4のBなる輪廓は3翼推進器に對するものであつて、展開翼形として非常に良いものである。面積の小さくして良いものであつたらAの形とすれば宜しい。若しも更に面積を大きくする



A is for Four Blades of Moderate Thrust Loading, B for Three Blades near Cavitation Loading, Larger Area with B Leading C₁ Trailing Edge. Still Larger Area, with C₂ Leading C₁ Trailing.

"THE ENGINEER"

FIG. 4—Developed Outlines for High-Speed Screws and Typical Blade Sections.

必要があるならば、C₁~C₂の形として要求に應じ漸次擴げられる。4翼推進器の實驗に依ると、荷重の大なる場合には此の點は3翼の様に満足させる事は出來ない。

(2) 翼端の近くでは、自由縁の效果に依つて壓力は下り、大きな k_L 係數を用ひる事が出来る。斯くて半徑の1/12以内では實際の壓力係數は無限に長い翼の同一断面、同一角度に於ける値の約60%となる。

(3) 翼の最大負壓は前縁に近い處の断面の形に大いに影響せられるが、全壓力係數は全断面形に依つて決まる。總て断面形の選定は此の點を心に置いてやらなくてはならない。且又前縁は總ての翼が同一に出來上る様に、金屬の型板を用ひて造る必要がある。

(4) 揚力係數を大きくするには、擊角を大きくするか、又は同一角度に於ける翼厚を増せば宜し

い。其の何れの方法を用ひても壓力の分布は大體同一である。Table I の N 及び O なる断面を比較すれば、厚さの影響が判る。斯様な變化が p_m/k_L に及ぼす影響を知り得る様な實驗成績は非常に必要である。

理想的な形は、此の比が低くて角度の小範囲内では其の値が不變なものである。

(5) 背面の前縁に於ける彎曲度が blunt なる時は、 p_m/k_L の値は比較的大きくなる。Table I の K と L とを比較すれば此の事は判る。茲で云ふ bluntness は比較的のものである。背面の任意の部分の曲率半径は前縁に行くに従つて徐々に減じなくてはならない。而して實際の縁では小さな半径としなくてはならない。

(6) p_m/k_L の比の増加の幾分は断面形 O から P に移つた時の様に前進面を前縁の處で圓みを附して其目的を達する事が出来る。此場合に camber ratio は非常に増加するが、然し背面の實際の camber は極く僅かしか變らない。

(7) 翼の根元の断面を決めるには、次の3點を考慮しなくてはならない。(a) 背面の最小彎曲度、(b) 翼の背面の運動方向の傾斜は後縁に於て 15° 以下に保つ事、(c) 隣りの翼との間の water gap は其の重なり合ひを最小限度に止むること。

(8) 翼端に近い断面は最小抗力となる様な形にしておくてはならない。薄い断面では前進面を後縁の處で圓めても役に立たない。

(9) 圓形背面を有する断面は、適當な飛行機翼形のものよりも低い壓力で空洞を生ずる。

空洞推力の極限值 空洞現象を防止するには必要な翼面積を大體推定するには、毎平方吋當りの平均推力を知れば宜しい。實際の壓力の大きさは一樣ではない。又空洞現象に關係のある壓力は翼面に垂直なものであつて、推力の様に前方のものではない。然し乍ら是等垂直壓と前後方向の分力との間の關係は實用上の範囲内では螺距比に依つて大して變る事は無い。且つ此の關係の影響は、定められた平均推力中に含まれる。Lerbs の最近の研究によると、極限推力の値は螺距比が約 1 迄増加すると共に増大する。1 になると變化は小さくて、1 を超えると低下する。次に示す數字は断面形の良好な、表面の滑らかな末廣型又は半末廣型何れかの推進器に對するものである。

回轉數の高い turbine で運轉する推進器に於て、翼端間隙 2.0 呎、船の長さ 600 呎、翼端沈下度 3~4 呎、若くは巡洋艦型艦尾で良く蔽はれてゐるものでは、平均推力 13.2 lbs./ロ 迄は宜しい、10 呎沈下すれば 14.5 lbs. 迄上る。此の 2 つの場合に於ては、車軸の後端には A 型軸承が附いてゐるものと假定する。

翼端間隙が小さい時は、何れの速力に於ても部分的振動があり、若しも空洞が生ずれば振動は船體にも推進器にも共に生ずる。其の爲外板の鋸の弛むことがある。

3 螺旋船で、中央の推進器では實驗に依ると推力は展開面積毎平方吋に付き 10 lbs. を超えてはならない。又其の背面の断面形は圓形とする。

Barnaby は平衡の良く取れた 4 軸往復動機關及び雙螺旋で回轉數の高いものでは、極限壓は次式で示され得ることを發見した。

$$\begin{aligned} & \text{射影面積毎平方吋に對する推力} \\ & = (10.85 + \frac{3}{8}h) \text{ lbs.} \end{aligned}$$

但し h は翼端の深度(呎)を示す。此の式から求めた値は、上に述べたものよりも非常に小さい。然し上式は Daring 號での試験の結果であつて、此艦では翼端の深度は僅かに 1 呎で、翼端間隙は僅かに 10 吋であつた。若しも此種の機關で、商船の様に回轉數が少い時は、約 50% の車軸の回轉率の變化があり、間隙が充分あつても上述の極限は超えない。

内燃機關船では、瞬間的回轉率の變化が大きく、4 筋機關では約 $\pm 7.5\%$ である。記録した推力に依ると、斯様な船では $\pm 25\%$ の變化があるので、翼面積は此の變化の最大推力に適合する様に定めなければならない。雙螺旋では推力は 7.5 lbs./ロ として宜しい。1 軸に對し 8 筋である場合には、此の數字は 8.5 lbs. 迄高めて宜しい。中央の推進器に於ては、推進器の前縁と艀材の後端との間の間隙が少くも艀材と外板との幅の 2 倍無かつたならば、推力の極限がどれ位あつても翼の侵蝕を生ずる。

以上は何れも最小面積を示すものであつて、理想的の面積ではない。雙螺旋では、船殼に近く 6.0 lbs. の平均推力とすれば、1 回轉中の或る部分では 13.0 lbs. の最大壓が生ずる事を記憶しなく

てはならない。

(T. I.)

調節自在の翼を有する 空中及び水中推進器の 實驗的研究の利用⁽¹⁾

Von Melitta Schiller, Deutsche Versuchsanstalt für Luftfahrt, Berlin-Adlershof. "Werft Reederei Hafen," 15. Juli 1932, S. 215-216.

航空機の製作は理論上の困難に打勝ち得た結果、飛行其のもの、問題を解くことは最早扱はれずして、速度、滯空力、航続距離、高度及び經濟等に就いて最善の成績を得ることを取扱ふ時期に至つた。

此の時期即ち現在に於ては或る特定の運轉状態に於てのみ其の最善を發揮する發動機及び調節不能の推進器は吾人を満足させるに充分でない。胴體自身に於ては飛行中に着陸装置を内部に引入れ、更に翼面を變更したりして變化を與へてゐる。

然し目下の研究は全然推進器に關係してゐる。而して推進器の仕事は推力を生ずることである。推力の大きさは速度と回轉數の外に、推進器の構造上の大きさ、即ち直径、幅、切斷面及び螺距に依つて決まる。或る1箇の推進器が夫々の運轉状態に於て最善の能率を發揮するためには、理想の場合としては上述の是等の大きさは適當の變更を受くべきである。然し之は實際問題としては不可能事であつて従つて我々は次に個々の大きさを變化すれば、其の推進器が夫々の條件に適合し得るか否かを研究する必要がある。先づ第一に我々は最も簡単に變化し得、

又推進器に對して最も大なる影響を有するものを採る。然し空中推進器が受ける高度の遠心内力ある際に於ては、回轉中に直径及び幅を變化することは恐ろしく困難なことである。翼斷面の變化は上述の變化から自ら生ずる場合のみ考慮の餘地がある。

従つて後に残るは只運轉中に螺距を變化すれば推進器の特性に如何なる影響を及ぼすかを研究する事である。

調節自在の翼を有する推進器に就いては數々の研究の報告がある。斯かる研究の結果は已に1919年に Reissner 氏に依つて作られた表現様式に含まれてゐる。是に依れば實用上重要な直径、推力、速度及び回轉數等を直接に讀み取り得るのである。

縦坐標に推力常数 $\sigma = S \frac{D}{2\pi M}$ を取り横坐標に速度常数 $\varphi = v \sqrt{\frac{\rho D^3}{1000M}}$ を選んでゐる。更に

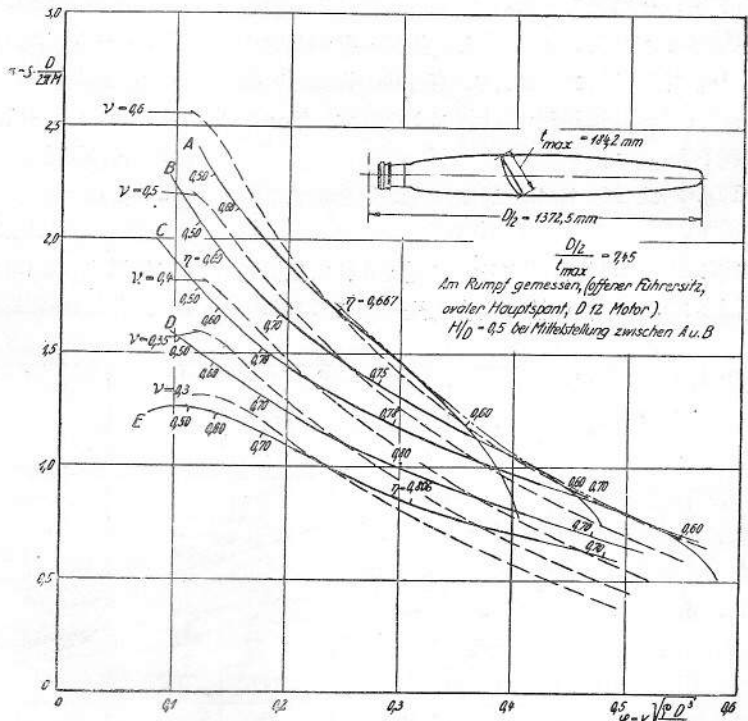


Fig. 1. NACA-Rep. 350. Bei 0,8 R ist A = 9° 16', B = 13° 10', C = 17° 6', D = 21° 10', E = 25° 10'. Normaleinstellung in der Mitte zwischen A und B.

横坐標上に等回轉常數曲線を示す $v = n \sqrt{\frac{\rho D^3}{1000M}}$ が載つてゐる。但し

(1) Auszug eines Referates, gehalten in der Konferenz über hydromechanische Probleme des Schiffsantriebs zu Hamburg, 18. Mai 1932.

- S = thrust in kg.
- M = twisting moment in mkg.
- D = diameter in meter.
- v = velocity in m/sec.
- n = number of revolutions per sec.
- ρ = density in $\frac{\text{kg sec}^2}{\text{m}^4}$.

である。多くの場合 σ は S に、 φ は v に、 ν は n に直接に正比例する。Fig. 1 より好例を取り得るのであるが、是等の場合に其の曲線は、夫々の速度に於て推力と回転數に對する翼の調節の影響と、扭りの調節自在の推進器の適用に依つて得る利益を明示してゐる。

調節自在の推進器に就いては、船舶に就いても同様な研究が行はれたことは明白であつて、若干の研究が存在する。船舶に就いて調節自在の推進器を利用する際に主として次の場合が考へられる。牽引物の存不存の場合ある曳船、全力及び巡行速度に於ける軍艦、徐行中に於ける及び滑走状態に於ける滑走艇、静水及び荒海に於ける一般船舶等。斯かる際には夫々著しい抵抗の差が存在する。殊に逆行進に際しては調節自在の推進器の應用は發動機の逆回転を避け得べきを以て、遙かに有利である。

Fig. 2 は Mc Entee 氏の研究結果を示すものである。

其の経過は目的に適する様に變更された坐標尺度以外には空中推進器の場合と全く同じである。

水中推進器は比較的幅が廣きため、Fig. 2 の曲線は一般に規則的である。尙此の曲線より調節自在の推進器の使用は事情に依つては如何に大きな推力が得られ、如何に仕事の上の節約が得られるかを知り得るのである。

或る實際上の特殊の場合に此の曲線を利用するために、1 つの任意に取つた例に就いて簡単に説明を與へる事とする。今毎分 97 回転に於ける馬力が 370 の蒸氣機關を有ち、其の推進器の直徑が 3.05 米なる漁船が曳引物(網)の無き時は 10 浬、曳網状態の際は 4 浬の速度で走るを要する。其の平均の伴流は 20% である。普通の推進器を用ひると曳網の際は模型試験の結果、其の回転數は 35% 減少し汽笛の cut off は 55% から 75% に増加せしめねばならぬ。捩れ力率は回転數に比例して減少するが、此の場合は仕事は大體一定である。斯かる data から $\varphi = .044$, $\nu = .09$, $\sigma = .6$ として約 5000 kg. の推力を得る。然るに調節自在の推進器を使用すれば回転數は一定として扱つて、 $\sigma = 1.1$ で同じ cut off にて得らるべき推力は 6000 kg. 以上である。故に推力に於て 20% 以上の利益を得、換言すれば汽笛の cut off を 20% 減少し得る事となる。此の際與へた角度の變化は 6° に過ぎない。

斯かる例は明に扭れの調節自在の推進器を船舶に應用する事に依つて得る利益を示すものであつて、此の利益は現存する工作上の困難に打勝つが

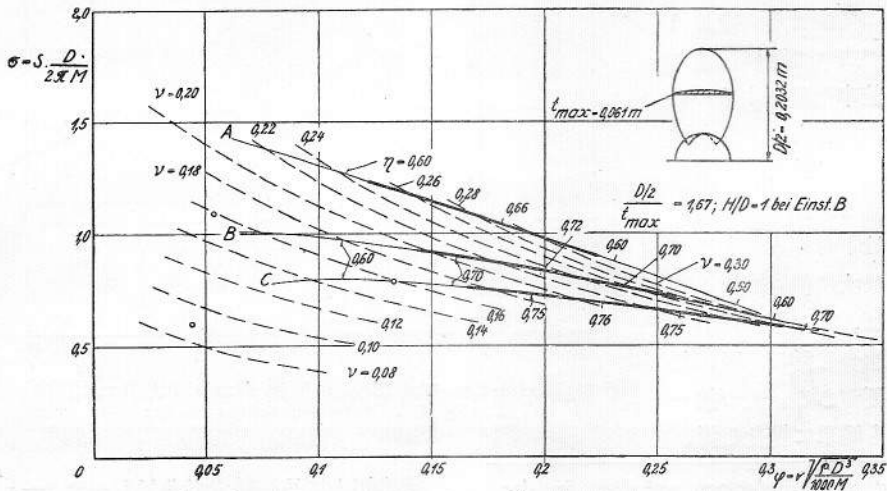


Fig. 2. Versuch 595: Bei 0,7 R ist A = 18° 43', B = 24° 30', C = 29° 50'. Normaleinstellung bei B. McEntee, Transact. Soc. Nav. Arch. & M. Engrs. 1927

爲めの努力を償ふに充分であらう。(S. K.)

地上滑走時に於ける 飛行機の安定に就て

Über die Stabilität des Flugzeugs beim Rollen.
Von E. Anderlik, Budapest.
"Z. F. M." 28. Mai 1932, S. 280~233.

序 飛行機の離陸滑走の時間は比較的短いものであるが、飛行機の運航上最も重要なものの一つであるから、降着装置の寸法が、飛行機が水平姿勢を以て滑走してゐる時の安定に如何なる影響を有するものであるかは、実際上の見地から甚だ重要なものである。

既知の如く、飛行機の安定理論の問題は、夫々3つ或は6つの自由度を有つた平面或は空間自由運動と關聯してゐる。此の問題は一般に非常に込み入つてゐて、實際家に直接役立つ様な結果を得ることは難かしい。夫れで、例へば飛行機設計の際に動的安定 (dynamical stability) を調べても調べなくても、大した影響が無いと云ふ有様である。

地上滑走時に於ける安定問題は稍と簡單であつて、降着装置の寸法を決める上に實際に役立つ數的結果を與へることが出来る。各々の降着装置の配置に就て、不安定即ち逆立ちを起す處の限界地面抵抗係數を決める事が出来るのである。此の研究は又車輪 brake を使用するときにも役に立つ筈である。

假定 安定を調べて行くに就いては若干の假定をしなければならぬ。飛行機は平坦な水平な地面を一様な速度を以て滑走してゐるとする。此の運動の安定を調べるには、元の定常運動が disturbance を受けたとき、運動の時間的経過を調べれば可い。速度 u の大いさは、飛行機の重量が一部は翼の揚力に依り一

部は地面の反力に依り支へられてゐる如くに假定する。尙1つの假定は、飛行機が前部車輪のみで接地してゐて、機體軸は地面に平行な姿勢にあるとする事である。

飛行機は、滑走中は一定の昇降舵角及絞り弁開度で規定されて、2つの自由度を有つた強制運動をする。安定問題を完全に取扱ふ爲には、離陸或は着陸滑走時に於ける加速或は減速運動を調べねばならぬのは云ふ迄もないのであるが、數學的に困難な爲に、此の一般の場合を完全に調べることは出来ない。然し問題を簡單にしても、實際に役立つ様な結果を導出することが出来る。斯うした理由で、降着装置の緩衝運動も無視することとする。

尙一層重要な問題は、着陸の際車輪及尾部が接地してゐる時の飛行機の安定である。此の研究は brake の設計に重要なことで、慣性力も含めて飛行機に働く力の相對的平衡の問題に歸するのであるが、爰では言及しない事にする。

平衡式 飛行機が定常速度 u を以て滑走してゐる時は次の平衡式が成立する。(Abb. 1 参照)

$$S - R - \frac{\rho}{2} F \cdot u^2 \cdot c_w = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$G - N - \frac{\rho}{2} F \cdot u^2 \cdot c_a = 0 \dots\dots\dots (2)$$

$$- \frac{\rho}{2} F \cdot u^2 \cdot l \cdot c_m + N \cdot a' - R \cdot b' = 0 \dots\dots (3)$$

爰に S = 推力、 G = 飛行機重量、 N = 車輪支持力、 R = 摩擦抵抗、 ρ = 空氣比重量、 c_a, c_w, c_m = 空氣力學的係數、 F = 翼面積、 l = 重心 O と昇降舵軸間の距離。

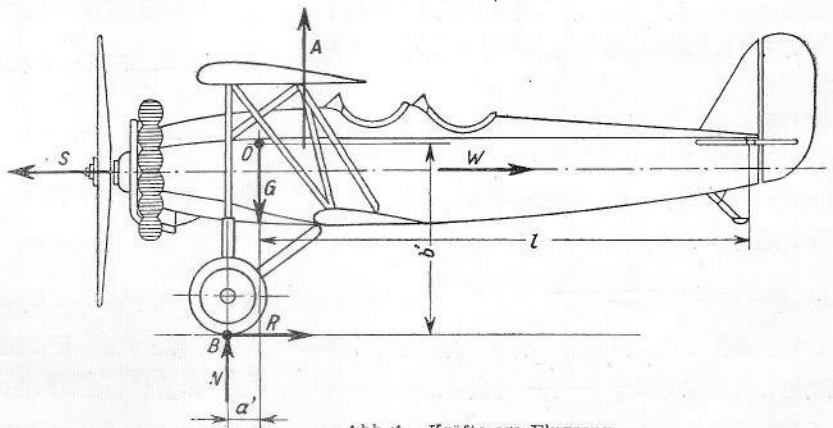


Abb. 1. Kräfte am Flugzeug.

a' 及 b' は車輪接地點 B の前後上丁の座標位置、但し座標原點は重心 O と一致せしめて取る。

摩擦抵抗は、 f を摩擦係数とすれば

$$R = f \cdot N$$

平衡式 (1)~(3) に出て来る記號は、 x 方向は運動方向に、 y 方向は下向きに夫々正と取つてゐる。 c_m は頭重のとき正に取つてゐるから、(3) 式では符號が負になつてゐる。

Disturbance を受けた時の運動式及安定判断の基本式

滑走中の飛行機の disturbed motion は平面運動と考へ、或 1 點の速度並びに其の點の周り、結局、重心を通り運動面に垂直な軸の周りの角速度を與へる事により規定される。云ふ迄もなく、速度は着眼する點により變化するが、角速度は變化しない。

車輪の回轉を無視するときは、接地點 B の速度は水平である。飛行機の運動は B 點の水平速度及び此の點の周りの角速度にて表はすことが出来る。此時の飛行機の安定を Bryan が初めて試みた method of small oscillations で吟味しよう。

飛行機が元の水平姿勢から小さな角 $\Delta\theta$ (disturbance を受けぬ時は $\Delta\theta=0$) だけ外れたとすれば、角速度は $\omega = \frac{d\Delta\theta}{dt}$ である。其時重心の速度の水平及垂直の成分 u_s 及 v_s は、 u 及 $\Delta\theta$ に關係して

$$\left. \begin{aligned} u_s &= u - b' \frac{d\Delta\theta}{dt} \\ v_s &= a' \frac{d\Delta\theta}{dt} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

で表はされる。($\Delta\theta$ は、飛行機が正方向に回轉する時即ち飛行機の頭部が持上げられる時に正とす)

飛行機の水平滑走運動が disturb されると云ふのは、接地點 B の水平速度が Δu だけ、傾斜角が $\Delta\theta$ だけ變化することを意味するとする。然る時は、迎角も $\Delta\alpha$ 即ち

$$\Delta\alpha = \Delta\theta + \frac{a'}{u} \cdot \frac{d\Delta\theta}{dt} \dots\dots\dots (5)$$

だけ變化を受ける。但し飛行機の回轉に起因する迎角變化は近似的に $\frac{a'}{u} \cdot \frac{d\Delta\theta}{dt}$ と置いた。

飛行機の運動基本式は、前記の座標系を用ひて

$$m \frac{du_s}{dt} = S - (R + \Delta R) - W + A \cdot \frac{a'}{u} \cdot \frac{d\Delta\theta}{dt} \dots (6)$$

$$m \frac{dv_s}{dt} = G - (N + \Delta N) - \Delta - W \cdot \frac{a'}{u} \cdot \frac{d\Delta\theta}{dt} \dots (7)$$

$$J \frac{d^2\Delta\theta}{dt^2} = M - n' V \cdot \frac{d\Delta\theta}{dt} + (N + \Delta N)(a' + b'\Delta\theta) - (R + \Delta R)(b' - a'\Delta\theta) \dots\dots (8)$$

爰に

m = 飛行機の質量、 J = 慣性モーメント、 ΔN , ΔR = 夫々 disturbed motion に起因する車輪の支持力及摩擦力の變化、 M = 空氣力の重心の周りの moment、 V = 回轉を考へた合成速度、 n' = 尾翼の減衰係數 (damping coefficient)。

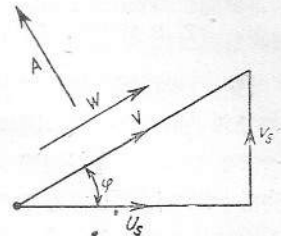


Abb. 2. Geschwindigkeitskomponenten.

上式で注意すべき事は、揚力及抗力が水平と夫々 $\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)$ 及 φ なる角度をしてゐる爲、夫れが水平及垂直方向の成分を有つてゐる事である、爰に $\varphi = \arctg \frac{v_s}{u_s}$ で、 $\cos\varphi = 1$ 及び $\sin\varphi = \frac{a'}{u} \cdot \frac{d\Delta\theta}{dt}$ と置いた (Abb. 2 参照)。又 moment の式 (8) では、 $\Delta\theta$ なる回轉により a' 及 b' が $a' + b'\Delta\theta$, $b' - a'\Delta\theta$ となるものと考へた。更に上式の V , A , W , M は次の式で表はされる。

$$\left. \begin{aligned} V^2 &= u_s^2 + v_s^2 = u^2 - 2ub' \frac{d\Delta\theta}{dt} + (a'^2 + b'^2) \left(\frac{d\Delta\theta}{dt}\right)^2 \\ A &= \frac{\rho}{2} F V^2 c_a (\alpha + \Delta\alpha) \\ W &= \frac{\rho}{2} F V^2 c_w (\alpha + \Delta\alpha) \\ M &= \frac{\rho}{2} F V^2 c_m (\alpha + \Delta\alpha) \cdot l \end{aligned} \right\} \dots\dots (9)$$

爰に α = 平衡時の迎角。

係數 $c_a(\alpha + \Delta\alpha)$ etc. は $c_a + \frac{dc_a}{d\alpha} \cdot \Delta\alpha$ etc. と置くことが出来る。簡單の爲に $\frac{dc_a}{d\alpha}$ etc. は \dot{c}_a etc. と書く事とする。更に注意すべきことは、 Δu , $\Delta\theta$, $\frac{d\Delta\theta}{dt}$ の値が小さいから夫等の 2 乗及積以上を零と置いて可いことである。此事及び平衡式 (1),

(2)、(3) を考慮して、運動式 (6)、(7)、(8) を變形すると

$$m \frac{d^2 \Delta u}{dt^2} + \Delta u \cdot \rho F u \cdot c_w + f \cdot \Delta N - b' m \cdot \frac{d^2 \Delta \theta}{dt^2} + \frac{d \Delta \theta}{dt} \cdot \rho F \cdot u \cdot \left[-\frac{a' c_a}{2} + \frac{a' \dot{c}_w}{2} - b' c_w \right] + \Delta \theta \cdot \frac{\rho}{2} F \cdot u^2 \cdot \dot{c}_w = 0 \dots \dots \dots (10)$$

$$\Delta u \cdot \rho F \cdot u \cdot c_a + \Delta N + a' m \frac{d^2 \Delta \theta}{dt^2} + \frac{d \Delta \theta}{dt} \cdot \rho F \cdot u \cdot \left[\frac{a' \dot{c}_a}{2} + \frac{a' c_w}{2} - b' c_a \right] + \Delta \theta \cdot \frac{\rho}{2} F u^2 \cdot \dot{c}_a = 0 \dots \dots \dots (11)$$

$$\Delta u \cdot \rho F \cdot u \cdot l \cdot c_m + \Delta N (f \cdot b' - a') + J \frac{d^2 \Delta \theta}{dt^2} + \frac{d \Delta \theta}{dt} \cdot \rho F \cdot u \cdot l \cdot \left[\frac{a' \dot{c}_m}{2} - b' c_m + n' \right] + \Delta \theta \left[\frac{\rho}{2} F \cdot u^2 \cdot l \cdot \dot{c}_m - N (a' f + b') \right] = 0 \dots \dots (12)$$

此式にて $\Delta R = f \cdot \Delta N$ である。此の場合の飛行機の強制運動は自由度 2 つを有つてゐる事は明らかであるが、未知の ΔN なる車輪支持力が入つてゐるから、方程式 3 つが必要な譯である。既知の如く Δu , ΔN , $\Delta \theta$ の解は $K \cdot e^{\lambda t}$ なる形に置く事が出来る。K 及 λ は常數である。λ を決めるものは次の代數式である。

$$\begin{vmatrix} m\lambda + \rho F u \cdot c_w & f & -\lambda^2 \cdot b' m + \lambda \rho F u \left[-\frac{a' c_a}{2} + \frac{a' \dot{c}_w}{2} - b' c_w \right] + \frac{\rho}{2} F u^2 \dot{c}_w \\ \rho F u \cdot c_a & J & +\lambda^2 a' m + \lambda \rho F u \left[\frac{a' \dot{c}_a}{2} + \frac{a' c_w}{2} - b' c_a \right] + \frac{\rho}{2} F u^2 \dot{c}_a \\ \rho F u \cdot l \cdot c_m & (f b' - a') & \lambda^2 J + \lambda \rho F u \cdot l \left[\frac{a' \dot{c}_m}{2} - b' c_m + n' \right] + \frac{\rho}{2} F u^2 l \dot{c}_m - N (a' f + b') \end{vmatrix} = 0 \dots \dots (13)$$

λ の代りに $\eta = \frac{m}{\frac{\rho}{2} F u} \cdot \lambda$ を用ひる事とすると、(13) 式は少し變形の後

$$\begin{vmatrix} \eta + 2c_w & f & \eta a (\dot{c}_w - c_a) + \dot{c}_w C \\ 2c_a & 1 & \eta^2 a + \eta a (\dot{c}_a + c_w) + \dot{c}_a C \\ 2c_m & f b - a & \eta^2 D + \eta [a \dot{c}_m + 2n] + \left[\dot{c}_m - \frac{N}{\rho F u^2} [a f + b] \right] C \end{vmatrix} = 0 \dots \dots \dots (14)$$

爰に $a = \frac{a'}{l}$, $b = \frac{b'}{l}$, $n = \frac{n'}{l}$, $C = \frac{2m}{\rho F \cdot l}$, $D = \frac{J}{m l^2}$ 、 c_m 及 $\frac{N}{\rho F u^2}$ の大いさは平衡式 (2) 及 (3) より與へられる。non-dimensional number $g_0 = \frac{G}{\rho F u^2}$ を使ふと

$$\left. \begin{aligned} c_m &= (a - f \cdot b)(g_0 - c_a) \\ \frac{N}{\rho F u^2} g_0 - c_a & \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (15)$$

是等の値を行列式 (14) に入れれば (14) は次の形になる。

$$\varphi_0 \eta^3 + \varphi_1 \eta^2 + \varphi_2 \eta + \varphi_3 = 0 \dots \dots (16)$$

爰に $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ なる係數は次の如くである。

$$\left. \begin{aligned} \varphi_0 &= a^2 - a b \cdot f + D \\ \varphi_1 &= a^2 [f \cdot 2(g_0 - c_a) + \dot{c}_a + 3c_w] \\ &\quad - a b [f^2 \cdot 2(g_0 - c_a) + f \cdot (\dot{c}_a + 3c_w)] \\ &\quad + a \cdot \dot{c}_m + 2n + D(2c_w - 2c f) \\ \varphi_2 &= a^2 [f(2c_w g_0 - 2c_w c_a + 2\dot{c}_a g_0 - 2\dot{c}_a c_a) \\ &\quad + 2c_w^2 + 2\dot{c}_a c_w + 2g_0(c_a - \dot{c}_w)] \\ &\quad - a b [2f^2(g_0 - c_a)(\dot{c}_a + c_w) \\ &\quad + f(2c_a^2 + 2\dot{c}_a c_w) + 2g_0(c_a - \dot{c}_w)] \\ &\quad + a [2\dot{c}_m c_w - 2f \cdot \dot{c}_m c_a] + 4c_w n - 4f \cdot c_a n \\ &\quad + C \left\{ a [\dot{c}_a - f g_0 + f c_a] + b [c_a - g_0 - \dot{c}_w] \right. \\ &\quad \left. + \dot{c}_m \right\} \\ \varphi_3 &= 2c \left\{ a \left[-f^2 c_a (g_0 - c_a) + f(g_0 - c_a) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. (\dot{c}_a - c_w) + \dot{c}_a c_w - \dot{c}_w g_0 \right] - b \left[f^2 \dot{c}_a (g_0 - c_a) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + f [\dot{c}_a c_w - \dot{c}_w g_0 + c_a (g_0 - c_a)] \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + c_w (g_0 - c_a) \right] + \dot{c}_m (c_a f + c_w) \right\} \end{aligned} \right\} (17)$$

(17) 式は安定判断の基礎式である。

安定の條件 安定の條件は次の不等式即ち

$$\left. \begin{aligned} \varphi_0 > 0, \varphi_1 > 0, \varphi_2 > 0, \varphi_3 > 0, \\ \varphi_1 \varphi_2 - \varphi_0 \varphi_3 > 0 \end{aligned} \right\} \dots (18)$$

を満足する事であるが、此の安定判断の意味を要約すれば次の如くである。 $\varphi_3 = 0$ なる限界は disturbed motion の非周期部分 (aperiodic part) が

減衰 (damping) から増幅 (amplifying) に移る境界で、 $\varphi_3 > 0$ なる條件は靜安定 (statical stability) を示すと云つて可い。(16) 式の根が real の時は $\eta = 0$ が減衰から増幅に移る境界を示す。 $\varphi_1 \varphi_2 - \varphi_0 \varphi_3 = 0$ の條件は η が pure imaginary なると同じ事で、disturbed motion の周期部分 (periodic part) が減衰も増幅もしない定常振動を意味するのである。

本論文安定研究の主目的は、滑走中の飛行機の安定が降着装置の寸法に依つて如何に左右されるかを調べるにある。空氣力學的係數竝に C 及 D なる常數は飛行機の一般性質に依つて決まり、降着装置の配置を與へる a, b 及 地上摩擦係數 f が残る。

故に安定の條件は a, b 及 f の函數として表される。此函數は 2 方面に利用する事が出来る。

第 1 は a, b の與へられた飛行機に就て摩擦係數を變數と考へる方法で、安定の條件から摩擦係數を數值的に決めれば、此係數に相當する地面狀況に於て飛行機は滑走時不安定となるのである。此値を限界摩擦抵抗係數と名付けよう。故に限界摩擦係數を以て、種々の飛行機或は種々の降着装置を比較する事が出来る。

第 2 は a, b 及 f の間の關係を全般的に調べる方法で、降着装置の寸法が滑走中の飛行機の安定に及ぼす影響の要點を明らかにする事が出来る。

上記の構造上の寸法 a, b 及摩擦係數の外に、2 つの parameter \dot{e}_m 及 g_0 の意味も考慮せねばならぬ。 \dot{e}_m は飛行中の飛行機の靜的安定度を意味し、 g_0 は滑走中の飛行機を代表するものである。

靜的安定 (Statical Stability) 飛行機の滑走時に於ける靜的安定の條件は (17) 及 (18) 式により

$$\begin{aligned} \frac{\varphi_3}{2C} = & a \{-f^2 c_a (g_0 - c_a) + f (g_0 - c_a) (\dot{e}_a - c_w) \\ & + \dot{e}_a c_w - \dot{e}_w g_0\} - b \{f^2 \dot{e}_a (g_0 - c_a) + f [\dot{e}_a c_w \\ & - \dot{e}_w g_0 + c_a (g_0 - c_a)] + c_w (g_0 - c_a)\} \\ & + \dot{e}_m (caf + c_w) \geq 0 \dots \dots \dots (19) \end{aligned}$$

此條件を見るに a, b, f 及 \dot{e}_m は大きい働きをしてゐることが判る。 $a > 0$ 即ち重心が降着装置の後方にあればある程靜的安定度は増大する。 b が大きい時即ち降着装置が高過ぎると靜的安定度は

低下する。又普通云ふ意味で (飛行中) 靜的安定度が大きい程即ち $\dot{e}_m > 0$ である程、滑走中の靜的安定度も増大する。

a なる値は唯或程度迄正の方向に大きくして可いので、そうでなければ、離陸滑走の際昇降舵を引いても望み通り飛行機の尾部が揚がらぬ場合が起る。 b なる値は propeller の方から限度が決まる。

摩擦抵抗の不安定作用は著しいものであつて、簡単な考察により他の方面から説明出来る。迎角が大きくなれば従つて揚力が大きくなつて車輪支持力竝に摩擦抵抗は減少する。摩擦抵抗の減少は尻重の moment を意味し、飛行機の間轉 ($\delta\theta$) の方向と同方向の moment である。

此問題を具體的な實例にて調べてみよう。計算結果の一部は Abb. 3~6 に示す。飛行機の data は次の如し。

$$G = 1,500 \text{ kg}, J = 300 \text{ kgm}^2/\text{s}^2, F = 22 \text{ m}^2, l = 4.9 \text{ m}.$$

$$C = \frac{2m}{\rho F l} = 22.6, D = \frac{J}{m l^2} = 0.08,$$

$$c_a = 0.43, \dot{e}_a = 3.9, c_w = 0.06, \dot{e}_w = 0.200,$$

$$\dot{e}_m = 0.128, n = 1.09.$$

Abb. 3 には函數 $\varphi_3 = 0$ を $a-b$ 面に f を parameter として圖示する。 $g_0 = 0.63$ と假定してゐる。之れに依つて、抵抗の影響を明らかに知る事が出来、實際の降着装置配置に對して Abb. 3 より限界摩擦抵抗係數を求める事が出来る。摩擦係數が小さければ車輪を重心より後に置いても可いが、摩擦が大きくなれば此の様な配置はいけない。 $b = 0.326$ なる時車輪の前後位置と限界摩擦係數との關係を圖示すれば Abb. 4 の如くなる。 a が大きくなれば限界摩擦も増加する事が明らかに判る。滑走速度の影響を見る爲に、 $g_0 = 0.50$ 即ち前のより大きな速度の場合に就て $\frac{\varphi_3}{2C} = 0$ を書いて見た。夫れは Abb. 5 で、 a, b が一定の時は、 $g_0 = 0.50$ の方が $g_0 = 0.63$ (Abb. 3) の時より限界摩擦係數が大きいことが判る。靜的安定度は速度と共に増加するものである。

最後に係數 \dot{e}_m 即ち飛行時の靜的安定度の影響を調べて見よう。比較の爲に中立 (indifferent) の飛行機を考へると、此の場合は前と異り $\dot{e}_m = 0$ である。Abb. 6 より判る如く、種々の摩擦係數に對

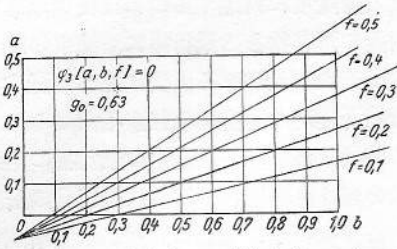


Abb. 3. Funktion $\varphi_3 = 0$; Reibungszahl f als Parameter; $g_0 = 0,63$.

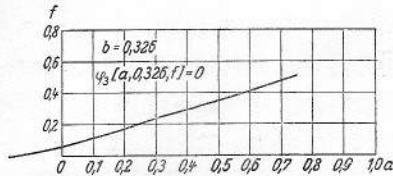


Abb. 4. Einfluß der Vorlage des Fahrgestells.

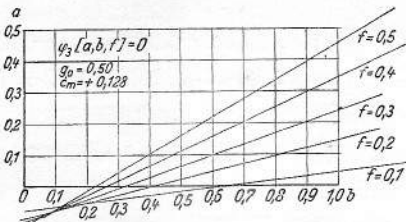


Abb. 5. Funktion $\varphi_3 = 0$; Reibungszahl f als Parameter; $g_0 = 0,50$.

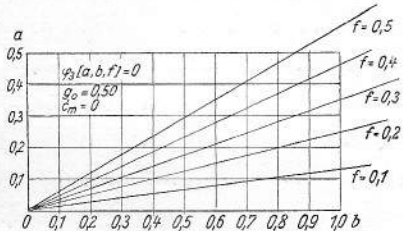


Abb. 6. Indifferentes Flugzeug, $c_m = 0$. Die Geraden schneiden sich im Koordinatenursprung, sind also im Vergleich zum stabilen Flugzeug parallel verschoben.

應する直線は $a=b=0$ なる点を通り、其の直線は安定な飛行機に比べて左方へ平行にづれてゐる。 a, b の一定値に對して夫れに應する限界摩擦係数は小さくなり、結局夫れが爲に滑走時の安定度は低下する事となる。

動的安定 (Dynamical Stability) 運動方程式の周期を有つた解を考へると、周期部分が減衰項 (damping factor) を有つて居れば安定性が存在するのである。減衰から増幅に移る境界は特性方程式 (characteristic equation) (16) の根が pure imaginary になる場合であつて、其の條件は

$$\varphi_1\varphi_2 - \varphi_0\varphi_3 = 0 \dots\dots\dots(20)$$

である。

茲に近似法に依つて此の條件の大體を論じ、構造上の意味を調べよう。

φ_2 なる函数は各項の大小を考へて簡單化する事が出来る。 C の掛つた項は他の項に比して非常に大きく、例へば、 a, b, f は實際上 $0 \sim 0.5$ の間を變化するから之を各々 0.3 と置いて見ると、 C の掛つた項は大體 19.5 となり他の項は -0.202 となる。故に此の小項を無視しても其の相對的な誤差は 10^{-2} 程度のものである。近似計算には

$$\frac{\varphi_2}{C} \sim a[\dot{c}_a - f(g_0 - c_a)] + b[c_a - g_0 - \dot{c}_a f] + \dot{c}_m \quad (21)$$

と置いて差支へない。更に $\frac{\varphi_1\varphi_2}{C}$ 及 $\frac{\varphi_0\varphi_3}{C}$ の大小を考へる時は、一層又簡單になる。 a, b, f は $0 \sim 0.5$ の間を變化するが、數値計算をして見ると、上記の範圍に於て $\frac{\varphi_1\varphi_2}{C}$ は $2 \sim 3$ の程度であり、 $\frac{\varphi_0\varphi_3}{C}$ は $0.01 \sim 0.06$ の程度である。又 φ_1 は實際の場合常に正である事を注意すれば、安定條件 (動的安定) の零點即ち $\varphi_1\varphi_2 - \varphi_0\varphi_3 = 0$ に就いて全般を論ずる場合には、此の條件の代りに

$$\frac{\varphi_2}{C} \geq 0 \dots\dots\dots(22)$$

なる簡單な式を調べれば可く、(22) 式は實用上の範圍で (20) 式の代理を勤める事となる。

此の意見は各項の値の大小の考察から肯定されるもので、前記の數値とは一層異つた數値を取扱ふ場合には、此の近似法の精度を吟味し直す必要がある。結局、動的安定から不安定へ移る限界條件は

$$\varphi_2 = 0$$

で示される。此の條件は靜的安定を討論した時と同様に圖示する事が出来る。摩擦係数を parameter と考へて $0 < f < 0.5$ の値を探る。parameter の各々の値に對し a, b の 1 次式が對應する。此直線を圖示すれば Abb. 7 の如くなり。限界摩擦

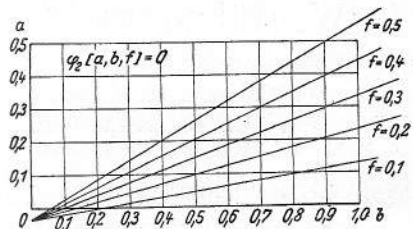


Abb. 7. Abhängigkeit des kritischen Reibungsbeiwertes von den Fahrgestellabmessungen.

係数と降着装置の寸法との間の関係が明らかに判る。

摩擦係数が大きくなると共に、安定を望むならば、 a なる値は大きくならねばならぬ。即ち車輪は重心より前方へ行かねばならない。又 \dot{c}_m 即ち飛行中の静的安定度の影響も前の所で述べたのと同様である。

N. B. 終りに c_m に就て二、三注意を述べる。 \dot{c}_m の意味は、簡単に飛行中の静的安定の尺度と考へ、moment 曲線の微分係数と解釋し、爰の例題に於ても普通の安定計算の數値を用ひてゐる。此の方法は近似的なものと考ふべきであつて、飛行機が地表面近くを飛んでゐる事情から、其の精度は再吟味せらるべきである。此の事情を計算に載せるには、飛行機或は主翼及水平尾翼の Prandtl の渦 (Prandtl's vortex) を地面を鏡面として投影して (spiegeln)、moment 及洗流 (downwash) の訂正をしなければならない。

此の計算は水平尾翼の所がうまく行かない。propeller 後流の影響で水平尾翼に及ぼす二重作用は著しい。氣流速度は増加し、主翼の水平尾翼に及ぼす誘起作用 (induction) は propeller 後流で限られた不連続面の爲に影響を蒙る。又 propeller 後流は radial motion を含んでゐるので事情を正確に計算する事は更に困難になる。

前述の計算に於て \dot{c}_m に正しい數値を入れようとすれば、上の影響を嚴格に計量せねばならぬであらう。

斯う云ふ精細な點は別として、此の論文に於て安定理論の應用により降着装置配置竝に地面狀況の相關作用を大略數値的に研究出來た事と思ふ。

(M. K.)

DVL 滑空角操縦器 (W. Hübner 型)

Das DVL-Gleitwinkelsteuer (Bauart W. Hübner)

Von W. Hübner u. W. Pleines.

獨逸航空研究所 (飛行部) 報告第 283 號

"Z. F. M." 12. Aug. 1932, S. 455~459.

飛行機が空氣力學的に改良され特に主翼の縦横比が大となつた結果、實用迎角の範圍で滑空角が減少して來た。之れは發動機が故障を起した時、

適當なる着陸地に到達するには便利な事であるが、周圍に障害物ある飛行場に着陸する時など急滑空の出來ぬ不便がある。爰に述べる滑空角操縦器は着陸滑空時の滑空角を任意増大せしめる事の出來る装置である。不使用中は飛行機の空氣力學的性能を害さない様、使用中は飛行機の安定性操縦性を害さない様、又此の器械が重量増加を來すことなく、何の飛行機にも取附けられる様考へが拂つてある。

本器の説明 飛行機の滑空角は $\tan^{-1} \frac{c_w}{c_a}$ で與へられるから、 c_w を増す装置を考へれば可い。夫れには 2 方法ある。第 1 は有害抵抗を増す方法で、必要な時に抵抗面を押出すか又は出し出す様にすれば可い。然し、之れが爲の抵抗係數増加は迎角如何に拘はらず略ぼ一定であり、一方全抵抗係數は迎角と共に大いに増加するから、結局抵抗増加の百分率は小さくて大きな迎角にては大して滑空角を左右するには至らない。第 2 の方法は主翼の誘出抵抗を増す方法である。翼幅方向の循環分布を最小抵抗の橢圓形とは異なる様にすれば、誘出抵抗は迎角と共に増大するから、大きな迎角に於ても有効に滑空角を大きくする事が出来る。

翼幅方向の循環分布を變化するには翼の上面の氣流を亂せば可いのであるが、其の位置は飛行機の安定性操縦性を害さない様、尾翼位置と補助翼位置の中間が適當である。氣流を亂すには翼の弦方向に隙間を入れても可いが現存の飛行機に應用困難である。簡便な方法は小型の舵翼を押出ししか回轉かに依り翼上面へ突き立てる方法で、飛行機の横安定の事も考へて適當なのは Abb. 4 の如き装置である。之れは小舵翼が主翼上面に垂直な軸の周りに回轉し得るもので、全開時には舵翼は氣流方向に約 90° を爲す。此の装置は方向の安定にも役立つであらうと思はれる。又飛行中の取扱ひの點から考へて、滑空角變化は開閉式 (Schaltwerk) でなく操縦式 (Steuerung) にして、他の操舵と同様に感で以て滑空角調整が出来る様にせねばならぬが、上の装置ならば小舵翼の開き角に比例した moment が生じ、回轉軸の位置をずらせて操縦力の balance が加減出來、又手放しにすれば小舵翼は自動的に最小抵抗の位置に戻る様に出来る。

尙、2 つの小舵翼の舵角は同方向にも反對方向にも取れるのであるが、之れは滑空角調整の外に

飛行機の横通りの操縦にも用ひられるし、又左右を獨立して操舵すれば普通の左右及方向操縦を助力或は代理する事も出来よう。

上述の要領により DVL で滑空角操縦器を試作し、飛行機 BFW-M 23b に取付けて試験した。器は對稱翼型、軸は垂直、duralumin 矩形板製、操舵 moment は小なれば舵軸は小舵翼前縁にあつて balance せず。Abb. 1 及 Abb. 2 を参照。

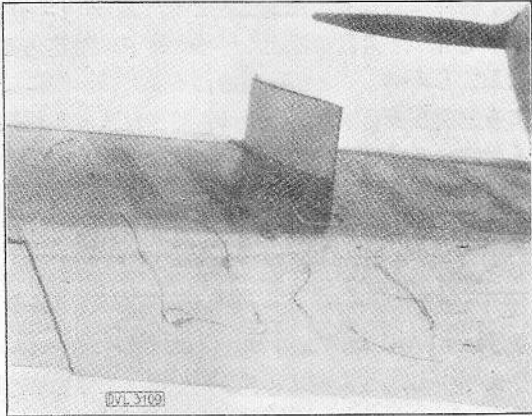


Abb. 1. Ausführungsform und Anordnung eines Ruders zum DVL-Gleitwinkelsteuer an einem Flugzeug vom Muster BFW-M 23b.

Gleitwinkel-Ruder (Ausführung b₁) in Nullstellung; Größenabmessungen: Höhe 0,45 m, Tiefe 0,14 m. Die beim Ausschlagen größtmögliche Widerstandsfläche beträgt für beider Ruder insgesamt 0,12 m², (Gesamt-Flügelfläche 14,2 m²). Rechtsseitig ist ein festes Leitblech (Ausführung b₂) angeordnet. Ferner ist im Ruder frei verschiebbar ein Zwischenblech eingesetzt, das den freien Zwischenraum zwischen Ruderunterkante und Flügeloberseite abdeckt.

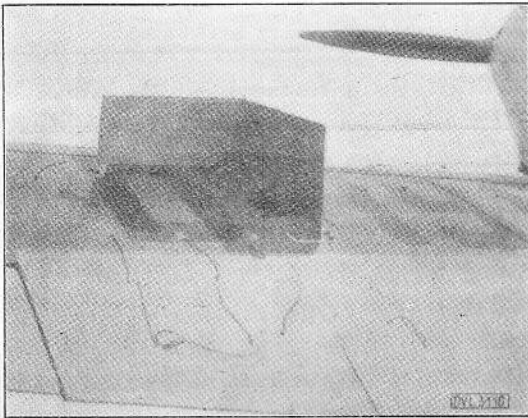


Abb. 2. Ausführungsform und Anordnung eines Ruders zum DVL-Gleitwinkelsteuer an einem Flugzeug vom Muster BFW-M 23b. Ruder (Ausführung b₁) 80° ausgeschlagen, rechtsseitig liegt das feste Leitblech (Ausführung b₂).

實驗用飛行機及小舵翼配置其他は Abb. 3 参照。操縦装置及操縦系統は Abb. 4 を参照。四角な板の舵面は下縁が曲つた翼上面に合はないので蝶番の周りに自由に上下運動の出来る添へ板があり、其の下縁に護謨を附して翼上面との隙間を除く様

にした。

翼上面に羊毛絲を配置して氣流狀況を實驗した結果、舵角零の時は氣流は舵翼の爲に始んど亂さ

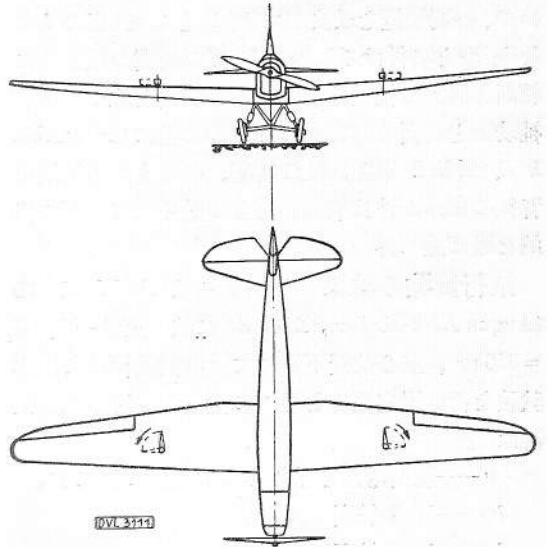


Abb. 3. Ansicht des Flugzeuges vom Muster BFW-M 23b, ausgerüstet mit Ruderflächen zur willkürlichen Änderung des Gleitwinkels.

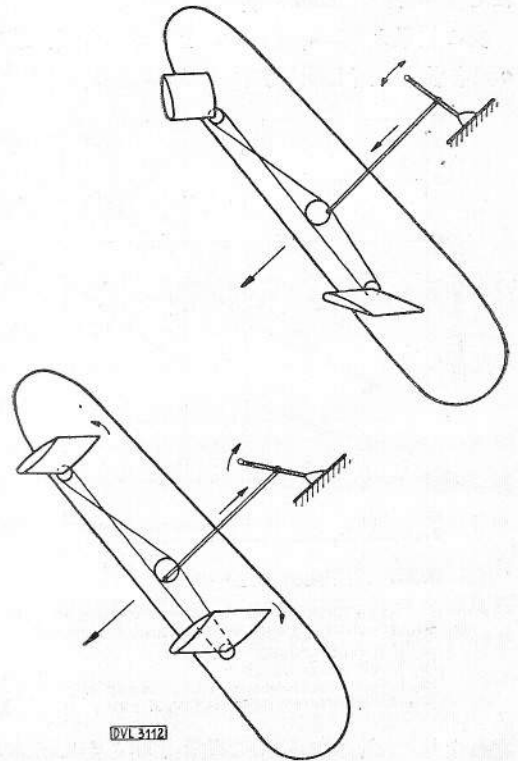


Abb. 4. Anordnung und Steuerung der Ruderflächen.

れる事なく、飛行機の性能を害する心配の無いことを知った。舵角全開の時も氣流の亂さるゝ事は豫想外に小範圍にて、舵翼弦長 (40cm) の幅にも及ばず、循環變化の効果も不足勝ちな事が判つたので、舵翼装置を改良して b_2 型とした (元のを b_1 型と名付ける)。即ち b_1 型の舵翼の胴體側に舵面と同形の補助面を固着し、舵角を取つた時、補助面と舵翼の間に止流圏を作る様にした。Abb. 1 及 Abb. 2 参照。此の結果、少くも此の装置の背後の部分だけは氣流が完全に亂されて豫期の目的を略ぼ達し得た。

飛行實驗の結果 飛行實驗は BFW-M 23b (Argus As-8-Motor), Abb. 3, に依り重量一定 ($G = 620\text{kg}$)、重心位置不變にて發動機緩轉にて滑空試験を行ひ滑空速度を種々に變へた。滑空角操縦器は

- a —舵角零即ち手放しにて氣流の儘にす。
- b_1 — b_1 型舵翼、全開。
- b_2 — b_2 型舵翼、全開。

高度 800~500m の範圍を滑空し、速度は岐點壓にて知り、高度の變化を Askania 高度自記器にて畫かせた (Abb. 5 省略)。

其の結果より下降速度 v_s を計算し各飛行速度 v 及各装置に對し圖示すれば Abb. 6 の如くなる。

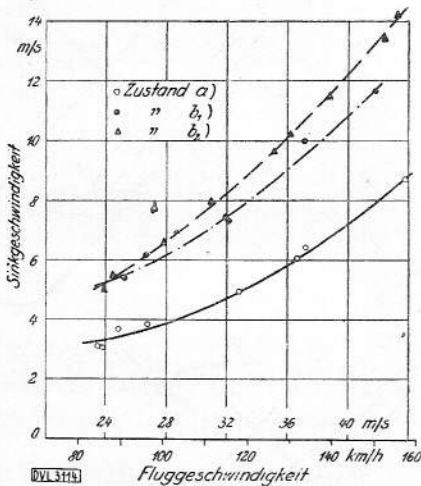


Abb. 6. Abhängigkeit der Sinkgeschwindigkeit von der Fluggeschwindigkeit bei Stellung der Ruder:
 a } in Nullstellung
 b_1 } voll ausgeschlagen
 b_2 } voll ausgeschlagen (Anordnung b_2).
 (Gleitfluggeschwindigkeiten BFW-M 23b.)

之れを見れば、此の器械の効果は明らかに認められ、或速度例へば 90km/hr に就て見れば下降速

度は元のものに比し b_1 の時は 50%、 b_2 の時は 60% を増加し、飛行速度の大なると共に改良型 b_2 の効果は著しく現れる (Zahlentafel 1 省略)。

滑空角 φ の平均値は、Zahlentafel 2 の如く速度 90 km/hr に於ては b_1 の時は 61%、 b_2 の時は 65% の増加を示す。 b_2 型は有らゆる速度にて b_1 型に優るが、 b_1 型は小速度 ($v \sim 90\text{km/hr}$) にて b_2 型は $v \sim 120\text{km/hr}$ 附近にて最も効果的である。何れにしても、舵翼位置を本實驗 (Abb. 3) よりももつと主翼前縁近くへ移せば更に滑空角を増加せしめ得ることが豫想される。又 b_1 型に於ても舵翼弦長を深くすれば b_2 型と同程度の効果も得られるであらう。

Zahlentafel 2. Änderung des Gleitwinkels.

Gleitfluggeschwindigkeit v km/h	Gleitwinkel φ (Grad) bei Zustand des Flugzeuges			Vergrößerung des Gleitwinkels in vH bei	
	a normal	Ruderanordnung		b_1	b_2
		b_1	b_2		
90,0	7,7°	12,5°	12,8°	~61	~65
120,0	8,7°	13,5°	15,4°	~54	~76
150,0	10,8°	16,0°	18,2°	~50	~70

滑空角操縦器を全開にした場合最大揚力係数の減少を豫期したが、實驗の範圍では此の減少は比較的僅かであつた。

100m の高度から滑空着陸する場合の滑空距離を計算すれば Zahlentafel 3 の如くで、 b_1 型では 35%、 b_2 型では 40% 程度の短縮がある。

Zahlentafel 3. Verkürzung der Schwebestrecke.

Gleitfluggeschwindigkeit v km/h	Schwebestrecke (m) beim Gleitflug aus 100 m Höhe bei Zustand			Schwebestreckenverkürzung in vH bei	
	a	b_1	b_2	b_1	b_2
90,0	735	475	440	35	40
120,0	650	420	370	35	43
150,0	525	345	300	34	43

全着陸距離に就て此の装置の効果を調べて見た 1 例は Abb. 8 の如くである (Abb. 7 は省略)。飛行機は 100m の高度より一定の着陸速度 90 km/hr を以て滑空に移り、滑空角操縦器の型の異なるに應じて夫々の滑空角及下降速度を以て地面に近づく。接地後の地上滑走距離は實測結果より 200m 一定と推定した。Abb. 8 にて一定高度より着陸する時の着陸距離の全貌を知る事が出来るが、短縮距離は結局滑空距離の差に外ならない。

操縦操作上に就て云ふと、大略次の様である。操縦装置を手放しにすると舵翼は常に自働的に零の位置即ち氣流方向に戻る。操縦に要する力も實用として差支へない程度で、着陸の際に必要な時

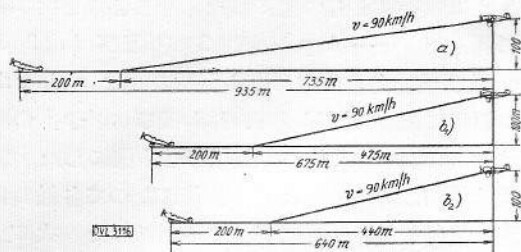


Abb. 8. Vergleichende zeichnerische Darstellung über den Einfluß des DVL-Gleitwinkelsteuers auf Verkürzung der Schwabestrecke beim Anschweben aus einer bestimmten Höhe und mit gleicher Gleitfluggeschwindigkeit ($v = 90 \text{ km/h}$).

Zustand a } Ruder in Nullstellung.
 " b₁ } " 90° ausgeschlagen.
 " b₂ } " 90° ausgeschlagen (geänderte Anordnung b₂).
 (Vgl. Zahlentafel 3.)

間舵翼を引いてゐるのには別に苦痛を感じない。勿論、操縦系統の改良と舵翼の balance を施せば操舵に要する力は僅かとならう。

操舵と共に加はる下降速度は強く感覺されるのであるが、舵翼を急激に全開としても其時生ずる飛行方向變化の加速度は決して不快なものではない。舵翼を全開にとると昇降舵が元通りならば飛行機は大きな岐點壓に移る。前後 moment 平衡の變化及攪亂に起因する Lastigkeit の變化も全く忍び得る範圍である。

舵翼を手放しにすれば作用は直ちに止むから、着陸滑空の際は地上數 m の處で舵を放して飛行機を普通通り引起せる譯である。

尙、直線飛行にても曲線飛行にても飛行性には何等悪い影響はなく、此の装置付きで飛行機を飛ばした操縦士諸氏の感覺的な判断は異口同音に本測定結果を裏書するものであつた。

此の實驗により、本装置或は之れに似た装置を各種の飛行機に付け、随意に滑空角を増加して着陸を簡便ならしむる事は左程困難でない事が判つたのである。(M. K.)

改良されたる Nomogram

Developed Nomogram. By T. H. Blakeley, B. Sc. "Engineering,"
 Aug. 12, 1932, pp. 175-176.

近來 nomogram は計算の簡單化の爲に益々多く用ひられる様になつて來た。猶一層の有用性を増す目的を以て、著者は次の様な modification を行つて見た。元來 3 箇の變數を含む式、例へば orifice meter を通る瓦斯の流れに對する $Q = \text{const.}$

st. $a\sqrt{h}$ の如き式に nomogram を應用する事は簡單でもあり、又夫れに依る結果は正確である。以下説明する所の方法に依れば、3 箇以上の變數を含む場合にも、3 箇の變數を含む場合と同様、簡単に又正確に nomogram を使用する事が出来る。

新らしい nomogram を作る方法を簡単に説明する助けとする爲めに、在來の 3 箇の變數に對する夫れに就いて少し述べて見る。

$Q = \text{const. } a\sqrt{h}$ なる式に對する nomogram は夫々 a 及び h に對する平行な 2 つの對數尺を有つてゐる。又 Q の對數尺は他の 1 つの平行軸の上に作られる。此軸は前の 2 つの軸の中間に作られるが、此軸の位置及び其の上の目盛は前の 2 軸の位置及び目盛から決定されなければならない。又常數項が Q -軸の位置に關係する。斯くして作られたる nomogram を用ひて計算するには、 h 及び a の 2 軸の上の與へられたる目盛に合せて straight-edge を置き、之れが Q の軸を切る點の目盛を讀めば可い。

以上の原理を擴張して、3 箇以上の變數を含む式に對する nomogram を作ることが出来るが、此の缺點は straight-edge を二度も三度も setting しなければならない事である。即ち straight-edge の各 setting に於て必ず幾らかの error が入つて來る。夫れを二度、三度と行はねばならぬから、error が蓄積して大きくなるし、又結果を check する爲めにも幾度も straight-edge の setting を必要とするから非常に手間が取れる。是等の缺點を避ける爲めに、3 箇以上の變數を含む函数を nomogram の原理と slide-rule を併用して處理するのが次に述べる方法である。

圖表 (chart) は堅強な厚紙で造り、變數の數に應じて數箇の slide-rule を有つてゐる。普通の場合、此の slide-rule は 1 箇か 2 箇で充分である。是等の slide-rule は平行であり、又常に平行にのみ移動するやうに注意して造らなければならない。普通此の動く方の rule は celluloid に目盛をしたものが便利だと思ふ。

先づ次の式を例に取つて、此の方法を説明することにする。即ち Unwin の管中に於ける瓦斯の高壓分布に對する公式を例に取つて見る。

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{Q^2 \phi S L}{33,130 d^5}$$

茲で

p_1 及び p_2 = 管の始端及び末端に於ける絶対
 壓力で、單位は lbs./sq (大氣
 壓は一定とし、常に 14.7 lbs./sq
 とする)

Q = 1 時間に瓦斯の流れる量で、單
 位は立方呎。

d = 管の直徑、單位は吋。

L = 管の長さ、單位は呎。

S = 瓦斯の空氣に對する密度。

ϕ = 摩擦係數。

此の方法に依つて nomogram を作製するた
 めに、變數を 3 箇の群に分け、各群は 1 箇から 3

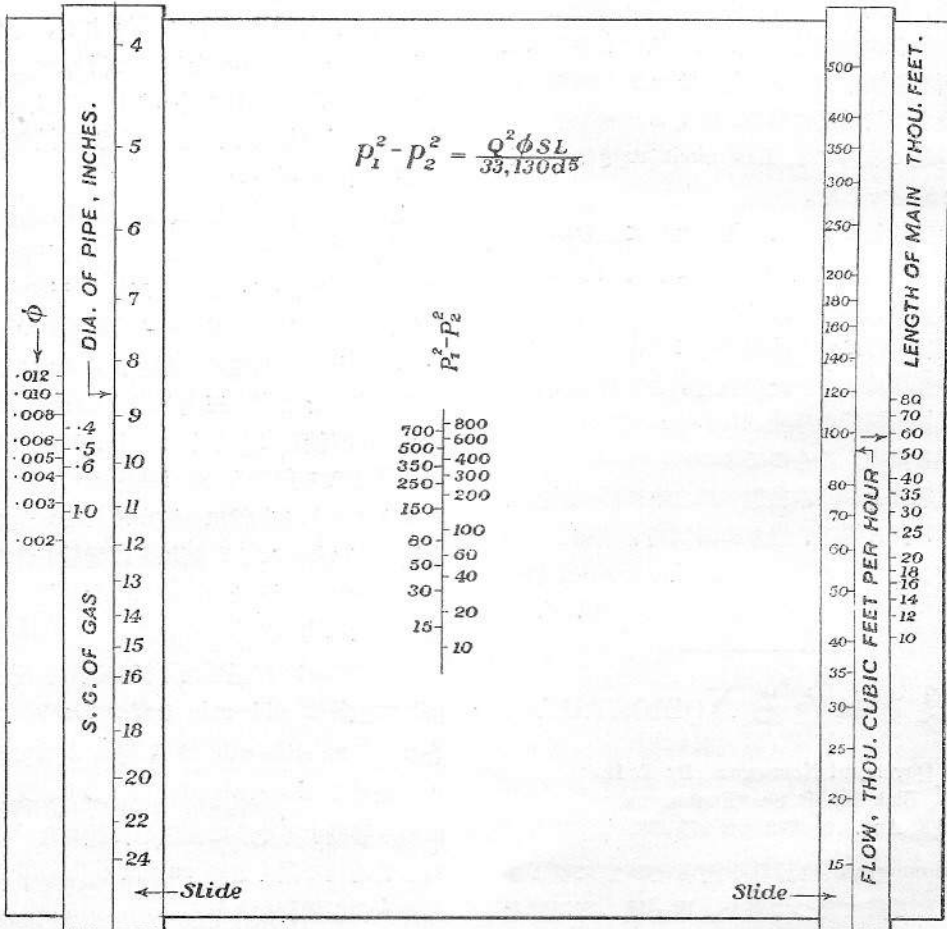
箇までの變數を有つ様にした。即ち各群を次の
 様に選んだ。——(1) $p_1^2 - p_2^2$, (2) Q 及び L , (3) d ,
 ϕ 及び S , 各群の内にある變數の間は、slide-rule
 の原理に依つて關係づけ、 Q , d 及び $p_1^2 - p_2^2$ の間
 は nomogram に依つて關係づける様にした。常
 數は最初は考へに入れずに、後になつて各軸の目
 盛の位置を定める時に考慮する事にした。次に此
 の方法に依つて nomogram を作るに必要な計算
 を簡単に記して見ると、

圖表の大きさは大體 7 吋 (18cm) 平方。

外側の 2 軸 (slide rule の上にある) の距離
 は 14cm。

Q の數値の範圍は 15,000 cub. ft. ~ 500,000 cub.
 ft.

d の數値の範圍は 4 ~ 24 吋。



各軸の上の目盛の長さは夫々1-10か、又は10-100の間に採つた。 d -群の目盛は次の様である。

$\log d$ の目盛は 20 cm を以て1とする。

$\log S$ 及び $\log \phi$ の目盛は 4 cm を以て1とする。

従つて $\log d^5$ の目盛は $20 \div 5$ cm を以て1とした。即ち d -尺の1 cm の長さは $d=1/4=0.25$ に當たる譯である。

又 Q -群に對しては

$\log Q$ の目盛は 10 cm を以て1とする。

・ $\log L$ の目盛は 5 cm を以て1とする。

従つて $\log Q^2$ の目盛は $10 \div 2$ cm を1とした。

即ち Q -尺度 1 cm の長さは $Q=1/5=0.20$ である。

ある矢の位置である。此の矢の位置を定めるのに常數を考慮する譯である。slide rule を圖の様な位置に置いて、straight-edge を $d=10$ 吋及び $p_1^2-p_2^2=200$ の所に合せると、之れは Q -尺度と 64,000 の所で交ることが判かる。此の場合 d -尺度は $\phi=0.0055$ と $S=0.5$ とが一致してゐる位置にある。是等の値を Unwin の公式に代入すれば L の之れに對應する値は 58,820 呎となるべきである。夫れ故に Q -尺度上の矢が丁度 L -尺度上の 58,820 を指す様にすれば、夫れで常數項も亦考慮に入れられた事になり、nomogram は出來上る譯である。

先づ第1に、此の nomogram は次の様な問題を解く爲に便利である。『比重 0.45 の瓦斯を直徑 8 吋、長さ 30,000 呎の管を通して、毎時 80,000 立方呎づゝ、唧筒を以て送る場合に、管の末端の壓

L.	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000	25,000
Log L	4.000	4.080	4.146	4.205	4.256	4.301	4.398
Log L - log 10,000	0.000	0.080	0.146	0.205	0.256	0.301	0.398
$5 \times (\log L - \log 10,000)$, cm.	0.000	0.40	0.73	1.02	1.28	1.50	1.99

L scale. 5 cm. per unit of log L.

$p_1^2-p_2^2$ の軸の位置及び目盛は前の 2 群の目盛及び位置が定まれば自然に次の様にして決まつて來る。即ち

$$d\text{-軸からの距離} = 14 \times \frac{0.20}{0.25+0.20} = 6.22 \text{ cm.}$$

$$\begin{aligned} (p_1^2-p_2^2)\text{-尺度上の 1cm の値} &= d\text{-尺度の 1cm の値} \\ &\quad + Q\text{-尺度の 1cm の値} \\ &= 0.25+0.20=0.45 \text{ unit per cm.} \\ &\text{or } 2.222 \text{ cm per unit.} \end{aligned}$$

斯くして各軸上に目盛を施せば可い。此の爲めの各目盛を作る方法を前掲の表が示してゐる。即ち表の最後の列の讀みに應じて目盛を付け而して此の目盛には、夫々例へば L の各の値を記入して置けば都合が可い。

總ての軸の上に目盛を施したものが前掲の圖表であるが、只一つ d の目盛は他のものと反對に下の方に向つて目盛に記しを付けなければならぬ。之れは d が最初の 函數に於て分母の中に出て來るからである。目盛が凡ての軸に施されてしまつた後に只一つ残つてゐるものは Q -尺度上に

力 terminal pressure) が water gauge で 10 吋の時は、管の入口の壓力を何の位にすれば可いか』

此の場合の ϕ の値は 0.0052 とする。

先づ d -尺度上の $S=0.45$ を $\phi=0.0052$ に合せる。 Q -尺度上の矢が $L=30,000$ 呎を指す様にする。斯くして straight-edge を $d=8$ 吋及び $Q=80,000$ の所に合せると、此の straight edge と $(p_1^2-p_2^2)$ -尺度との交點より $p_1^2-p_2^2=410$ が求められる。此の結果から p_1 の値は次の様な計算に依つて求められる。

p_2 は water gauge で 10 吋であるから、gauge pressure は 0.35 lb./ \square 、故に絶對壓力は 15.05 lbs./ \square になる。従つて $p_1^2=410+(15.05)^2$
此の式から、 p_1 の絶對壓力 = 25.2 lbs./ \square
又 gauge pressure = 10.5 lbs./ \square

又 terminal pressure が 10 inch water gauge の問題を幾つか取扱はねばならぬ様な場合には、 $(p_1^2-p_2^2)$ の軸目盛の代りに p_1^2 の目盛を作つて置けば、前の様な計算を省くことが出來て都合が好い。

nomogram は此の様に、他の總ての變數の値が判つてゐる場合に、残りの1つの値を求める爲めに用ひられる。上の例題の様な場合に、即ち前と同じ p_1 及び p_2 の値で、10 吋の直徑の管を用ひて、毎時 100,000 立方呎を如何程速くまで送ることが出来るかを知りたいとする。此の場合には、前と同様に S と ϕ を合はせる。straight-edge は $d=10$ 吋、 $p_1^2-p_2^2=410$ の所に合はせ、 Q -尺度は其の目盛が 100,000 の所で straight-edge と交はる所まで動かす。此時 Q -尺度上の矢の指す L の値が求めるものであつて、58,000 呎である。丁度空氣の高壓輸送が此の特殊な場合であるが、此の場合には $S=1$ である。

此種の nomogram を用ひて都合の好い場合は次の様な場合である。

(1) 管を水が流れる場合：
$$h = \frac{4flv^2}{2gd}$$

(2) 直流 armature 内に誘導される electro

motive force：
$$E = \frac{\phi ZN}{60} \times \frac{p}{a} \times 10^{-8}$$

(3) $x = \frac{W}{E^2} \cdot \frac{\rho l}{a} \times 100$

x は輸電線中の power loss の percentage, E

及び W は watts 及び voltage である。

(4) Hysteresis loss = $\eta \cdot v \cdot f \cdot B_{\max}^{1.6} \cdot 10^{-7}$ watts

此の様な函数には、nomogram を用ふるのが最も好都合である。

以上數箇の例題に就いて、此種の slide rule 及び矢を用ひた nomogram を作製して見ると、之れの都合の好い事が最も能く判かる。尙又此の nomogram は 9 箇の變數を含む函数にまで用ひることが出来るから、實用上充分と思はれる。此の nomogram の數ある長所の中で次の諸點が最も注意されるべきである。

(1) 同數の變數を有つ場合には、普通の nomogram を作るよりは、之れを作る方が簡單であるし、又使用法も容易である。

(2) 普通の nomogram より error が少ない。

(3) 計算が終つた時に check するのが簡單である。

(4) 此の nomogram は原理を知らなくとも、機械的に使用することが出来、従つて算術的間違を避けることが出来る。(K. T.)

雜 錄

銲接及び切斷用語

(Welding and Cutting

Nomenclature)

(銲接研究會選定)

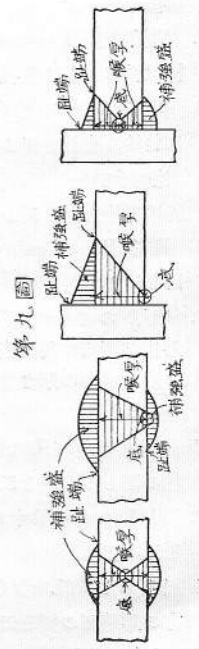
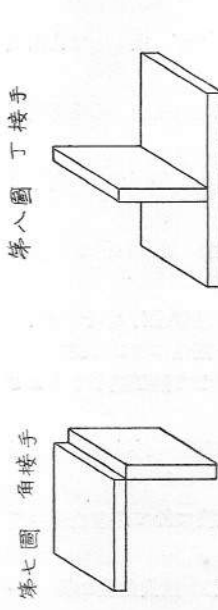
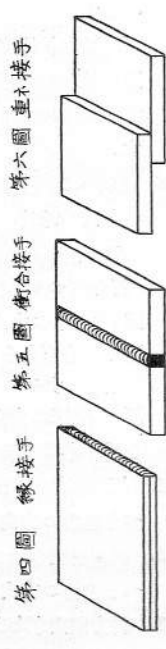
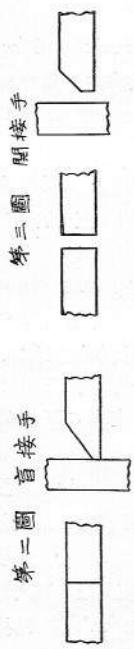
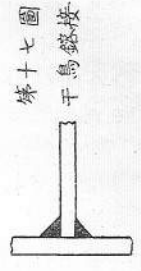
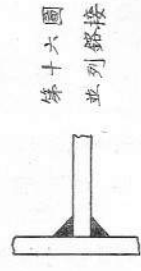
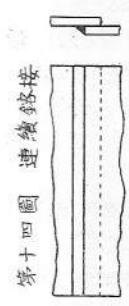
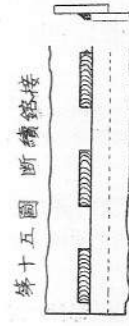
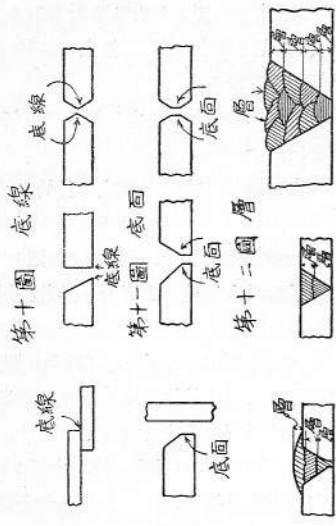
銲接研究會は海軍、内務、鐵道、遞信の各省及び早稻田大學等の如き官廳及び學校等に在りて電氣銲接の研究並に指導に従事せる人の外、浦賀、淺野及び石川島等の各造船所其他に於て建築、橋梁及び特殊鋼等の工事の爲め、實際に電氣銲接の監督の任に當れる専門技術家に依つて組織せられたる研究機關であるが、電氣銲接の用語を統一する事は斯業に従事する者に對し最も便利且つ必要なを認め豫て審議中なりし處、先づ一般用語が次の通り決定を見たるを以て、之を普及して廣く

使用せしめんが爲め、各學會其他に對して會誌等に之が掲載方を依頼して居り、本協會にも同様の依頼が來りたるに付き、之を掲載する事とした。

A. 一般用語 (General Terms)

1. 銲接 (Weld) 金屬の部分的融合に依る接合を云ふ。
2. 銲接法 (Welding process) 銲接を行ふ方法を云ふ。
3. 鍛接 (Forge welding) 半銲融狀態に於て金屬に鈍打を加へて爲す銲接を云ふ。本銲接には鍛冶、機銲及び roll 銲接等を含むものとす。
4. 壓接 (Pressure welding) 銲融に近き狀態に於て金屬に機械的壓力を加へて爲す銲接を云ふ。本銲接には抵抗及び加壓 thermit 銲接等を含むものとす。
5. 融接 (Fusion welding) 銲融狀態に於て金屬に機械的壓力又は鈍打を加へずして爲す銲接を云ふ。本銲接には瓦斯、電弧及び thermit 銲接等を含むものとす。

- 6 母材(Base metal) 銲接又は切斷せらるゝ金屬を云ふ。
- 7 銲接接手(Welded joint) 銲接に依り結合せる接手を云ふ。
- 8 混用接手(Composite joint) (第一圖) 銲接と他の結合法とを併用せる接手を云ふ。
- 9 盲(めくら)接手(Closed joint) (第二圖) 小口と小口又は小口と面とを豫め接觸して銲接せる接手を云ふ。
- 10 開(ひらき)接手(Open joint) (第三圖) 小口と小口又は小口と面との間に豫め間隙を附して銲接せる接手を云ふ。
- 11 縁(へり)接手(Edge joint) (第四圖) 母材の面と面とを合せ、其縁を銲接せる接手を云ふ。
- 12 衝合(つきあはせ)接手(Butt joint) (第五圖) 母材の小口と小口とを衝合せて銲接せる接手を云ふ。
- 13 重(かさね)接手(Lap joint) (第六圖) 母材を重ね合せて一方の母材の小口と他方の母材の面とを銲接せる接手を云ふ。
- 14 角(かど)接手(Corner joint) (第七圖) 母材が角形を形成する如く銲接せる接手を云ふ。
- 15 丁接手(Tee joint) (第八圖) 母材が丁形を形成する如く銲接せる接手を云ふ。
- 16 手銲接(Manual welding) 主として手にて行ふ銲接を云ふ。
- 17 機械接手(Automatic welding) 主として自動機械に依りて行ふ銲接を云ふ。
- 18 底(そこ)(Root) (第九圖、第十三圖) 銲接部断面に於ける底部を云ふ。
- 19 底縁(ていせん)(Root edge) (第十圖) 底部に於ける接合線を云ふ。
- 20 底面(Root face) (第十一圖) 底部に於ける接合面を云ふ。
- 21 喉厚(のどあつ)(Throat) (第九圖、第十三圖) 銲接部断面に於て底を通ずる直線に沿ひて測りたる銲接の最小の厚さを云ふ。而して補強盛りを含まざるものとす。
- 22 趾端(Toe) (第九圖、第十三圖) 銲接の表面と母材の面との交線を云ふ。
- 23 層(Layer) (第十二圖) 融接に於て銲着金屬の層を云ふ。
- 24 脚(あし)(Leg) (第十三圖) 隅肉銲接に於て一方の銲着面の幅を云ふ。
- 25 銲接線(Weld line) bead 隅肉及衝合銲接の延長方向を表はす線を云ふ。
- 26 連続銲接(Continuous weld) (第十四圖) 銲接線に於て銲接部の連続せるものを云ふ。
- 27 断續銲接(Intermittent weld) (第十五圖) 銲接線に於て銲接部の断續せるものを云ふ。
- 28 並列銲接(Chain intermittent weld) (第十六圖) 断續銲接の並列に置かれたるものを云ふ。
- 29 千鳥銲接(Zigzag intermittent weld) (第十七圖) 断續銲接の千鳥型に置かれたるものを云ふ。
- 30 假着け(Tack weld) (第十八圖) 組立の目的のみ使用する断續銲接を云ふ。
- 31 耐力銲接(Strength weld) 應力を傳ふる事を目的とする銲接を云ふ。
- 32 填隙銲接(Caulk weld) 接手の漏止を目的とする銲接を云ふ。
- 33 補強盛(Reinforcement) (第九圖、第十三圖) 補強の目的にて標準形以上に盛り上げた銲着金屬を云ふ。
- 34 下向(したむき)銲接(Flat welding) (第十九圖) 上方より下向になりて爲す銲接を云ふ。但し此場合銲接線は水平と45°以下の角度を爲すものとす。
- 35 堅(たて)銲接(Vertical weld) (第二十圖) 側方より上下方向に爲す銲接を云ふ。但し此場合銲接線は鉛直と45°以下の角度を爲すものとす。
- 36 上向(うはむき)銲接(Overhead welding) (第二十一圖) 下方より上向になりて爲す銲接を云ふ。但し此場合銲接線は水平と45°以下の角度を爲すものとす。
- 37 横(よこ)銲接(Horizontal welding) (第二十二圖) 側方より左右方向に爲す銲接を云ふ。但し此場合銲接線は鉛直と45°以下の角度を爲すものとす。
- 38 縁(へり)銲接(Edge weld) (第二十三圖) 喉厚の方向が母材の小口と直角若くは略直角を爲す銲接を云ふ。
- 39 衝合(つきあはせ)銲接(Butt weld) (第二十四圖) 喉厚の方向が少くとも一方の母材の面に直角若くは略直角を爲す銲接を云ふ。
- 40 隅肉(すみにく)銲接(Fillet weld) (第二十五圖) 喉厚の方向が母材の面と45°若くは略45°の角を爲す銲接を云ふ。
- 41 側面隅肉(Lateral fillet) 銲接線の方向が傳達すべき應力の方向に平行なる隅肉銲接を云ふ。
- 42 前面隅肉(Frontal fillet) 銲接線の方向が傳達すべき應力の方向に直角なる隅肉銲接を云ふ。
- 43 斜方隅肉(Oblique fillet) 銲接線の方向が傳達すべき應力の方向に角度を有する隅肉銲接を云ふ。
- 44 銲加材(Filler metal) 銲接部に銲加する金屬を云ふ。(銲接棒、電極棒、thermit 混合参照の事)
- 45 銲接金屬(Weld metal) 銲接部を形成する金屬を



云ふ。(銲接金屬部、銲着金屬部、融合部参照の事)

46. 銲着金屬(Deposited metal) 銲加材の銲着せるものを云ふ。
47. 銲接金屬部(Weld metal zone) (第二十六圖) 加熱に依りて一旦半銲融狀態となりたる銲接部分を云ふ。
48. 融合部(Fusion zone) (第二十六圖) 母材が銲融して銲着金屬と融合せる部分を云ふ。
49. 銲着金屬部(Deposited metal zone) (第二十六圖) 銲接金屬部に於て銲着金屬のみより成る部分を云ふ。
50. 變質部(Affected zone) (第二十六圖) 銲接熱の爲に金屬組織の變化を生じたる母材の部分を云ふ。
51. 原質部(Unaffected zone) (第二十六圖) 銲接熱の爲めに金屬組織に變化を生ぜざる母材の部分を云ふ。
52. 銲込(とけこみ) (Penetration) 銲接前の母材の面より測れる融合部の深さを云ふ。
53. 壺(Crater) 電弧又は瓦斯焰の作用に依り bead の終端に生ずる凹所を云ふ。
54. 氣泡(Gas pocket) 銲融金屬凝固の際放出すべき瓦斯の殘留によりて生ずる銲接部内の空所を云ふ。
55. 銲滓(Slag) 銲接部に殘留する非金屬物質を云ふ。
56. 中性焰(Neutral flame) (第二十七圖) 完全燃燒の爲す銲接焰を云ふ。
57. 炭火焰(Carbonizing flame) (第二十八圖) 遊離炭素を有する銲接焰を云ふ。
58. 酸化焰(Oxidizing flame) 中性焰よりも酸素量大なる銲接焰を云ふ。
59. 焰心(Cone) (第二十七圖、第二十九圖) 銲接焰中にて口金の直前に生じ圓錐形にして焰中最高温なる部分を云ふ。
60. 逆火(Back fire, or flash back) 焰が口金又は瓦斯混合室或は acetylene 通路に逆行する事を云ふ。
61. 「テルミット」反應(Thermit reaction) 酸化鐵と aluminium とに依り過熱銲融せる鐵と酸化 aluminium を生ずる發熱自導の反應を云ふ。
62. 銲接の大き(Weld size) 銲接部斷面の計畫寸法を云ふ。隅内銲接の大きは脚の長さ、衝合銲接の大きは喉厚にて示すものとす。
63. 銲接の長さ(Weld length) 中斷せざる銲

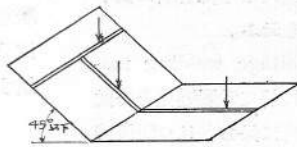
接部の長さを云ふ。但し壺の長さを除くを例とす。

64. 銲接の心距 (Weld spacing) (第十六圖、第十七圖) 斷續銲接の心々距離を云ふ。
65. 母材試験片(Base metal test specimen) 母材のみより成る試験片を云ふ。
66. 銲加材試験片(Filler metal test specimen) 銲加材のみより成る試験片を云ふ。
67. 銲接部試験片(Weld metal test specimen) 母材と銲接部との合成試験片を云ふ。但し破斷は必ず銲接部に起る如く形成せられたるものとす。
68. 銲接接手試験片(Welded joint test specimen) 銲接接手の強さを試験する目的の試験片を云ふ。
69. 銲着金屬試験片(Deposited metal test specimen) 銲着金屬のみより成る試験片を云ふ。
70. 瓦斯切斷 (Gas cutting) 瓦斯焰を用ひて行ふ金屬の切斷を云ふ。

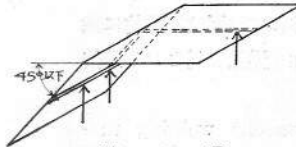
第十八圖 假着付



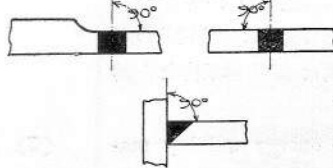
第十九圖 下向銲接



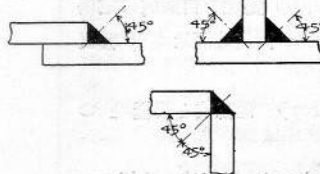
第二十一圖 上向銲接



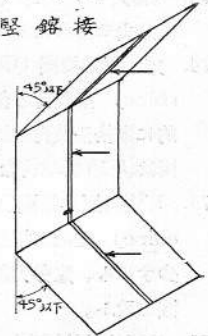
第二十四圖 衝合銲接



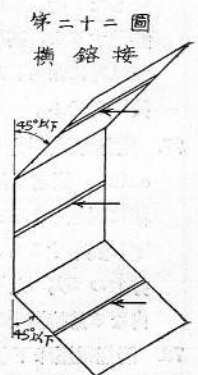
第二十五圖 隅内銲接



第二十圖 豎銲接

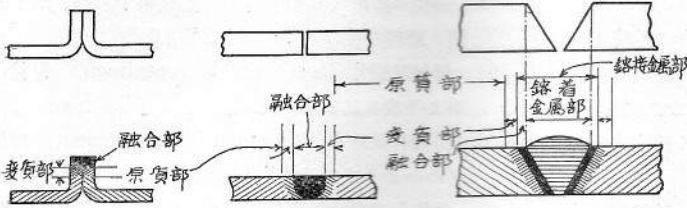


第二十三圖 縁銲接



第二十二圖 横銲接

第二十六圖



第二十七圖 中性焰



第二十八圖 炭化焰



第二十九圖 酸化焰



71. 炭素電弧切斷(Carbon arc cutting) 炭素電弧を用ひて行ふ金属の切斷を云ふ。
72. 金属電弧切斷(Metal arc cutting) 金属電弧を用ひて行ふ金属の切斷を云ふ。
73. 切溝(きりみぞ) (Kerf) 瓦斯又は電弧切斷に依りて除去せられたる金属の間隙を云ふ。
74. 定電圧溶接機 (Constant voltage welding machine) 全負荷と無負荷の間に於て電圧變化を自動的に定格全負荷電壓の5%以内に保ち、且つ回復時間は3/10秒以内なる溶接機を云ふ。
75. 可變電圧溶接機(Variable voltage welding machine) 電流が増加するに伴れて電壓は自動的に減少するも、定勢力溶接機の如き變化を爲さざる溶接機を云ふ。
76. 定電流溶接機(Constant current welding machine) 規定電弧電壓に於て定格電流を出す様に調整したる時、電弧電壓が其の規定値の10%以下に變動するも、其の電流變化を自動的に定格電流の5%以内に保ち、且つ回復時間は3/10秒以内なる溶接機を云ふ。
77. 定勢力溶接機 (Constant energy welding machine) 規定電弧電壓に於て定格勢力(出力)を出す様に調整したる時、電弧電壓が其の規定値の10%以下に變動するも、勢力(出力)變化を自動的に定格勢力の5%以内に保ち、且つ回復時間は3/10秒以内なる溶接機を云ふ。
78. 陽極電壓降下(Anode drop) 電弧流と陽極との間の電壓降下を云ふ。
79. 陰極電壓降下(Cathode drop) 電弧流と陰極との

間の電壓降下を云ふ。

80. 電弧流電壓(Arc stream voltage) 電弧の両電極間の電壓を云ふ。
81. 開路電壓(Open circuit voltage) 溶接電流の流れざる時の兩電極間の電壓を云ふ。
82. 電弧電壓(Arc voltage) 電弧流電壓、陰極電壓降下、陽極電壓降下の總和を云ふ。
83. 溶接電弧電壓(Welding arc voltage) 電極棒保持器と電弧に近い母材との間の電壓を云ひ。之は電弧流電壓、陰極電壓降下、陽極電壓降下、電極中に於ける電壓降下の總和を云ふ。
84. 回復時間(Time of recovery) 自動的に調整せらるゝ溶接回路に於て或る一定の變化を加へたる後、最終

値との差が其の5%以内に達する迄の時間を云ふ。

溶接機の回復時間は次の如くして測定す。

全負荷電流を流して規定全負荷端子電壓になるが如き抵抗を挿入す。次に此の抵抗の値の半分を短絡し、定常状態になるを保ちて急に此の短絡を除去す。然る時は電流及び電壓と是等の最初値との差が最初値の5%以内に達するに要する時間を測定す。

Index

	Number
(A) Affected zone	50
Anode drop	78
Arc stream voltage	80
Arc voltage	82
Automatic welding	17
(B) Back fire	60
Base metal	6
Base metal test specimen	65
Butt joint	12
Butt weld	39
(C) Carbon arc cutting	71
Carbonizing flame	57
Cathode drop	79
Caulk weld	32
Chain intermittent weld	28
Closed joint	9
Composite joint	8
Cone	59
Constant current welding machine	74

Constant energy welding machine	77	Tee joint	15
Constant voltage welding machine	74	Thermit reaction	61
Continuons weld	26	Throat	21
Corner joint	14	Time of recovery	84
Crater	53	Toe	22
(D) Deposited metal	46	(U) Unaffected zone	51
Deposited metal test specimen	69	(V) Variable voltage welding machine	75
Deposited metal zone	49	Vertical welding	35
(E) Edge joint	11	(W) Weld	1
Edge weld	38	Weld length	63
(F) Filler metal	44	Weld line	25
Filler metal test specimen	65	Weld metal	45
Fillet weld	40	Weld metal test specimen	67
Flash back	60	Weld metal zone	47
Flat welding	34	Weld size	62
Forge welding	3	Weld spacing	64
Frontal fillet	42	Welded joint	7
Fusion welding	5	Welded joint test specimen	63
Fusion zone	48	Welding	1
(G) Gas cutting	70	Welding arc voltage	83
Gas pocket	54	Welding process	2
(H) Horizontal welding	37	(Z) Zigzag intermittent weld	29
(I) Intermittent weld	27		
(K) Kerf	73		
(L) Lap joint	13		
Lateral fillet	41		
Layer	23		
Leg	24		
(M) Manual welding	16		
Metal arc cutting	71		
(N) Neutral flame	56		
(O) Oblique fillet	43		
Open circuit voltage	81		
Open joint	10		
Overhead welding	36		
Oxidizing flame	58		
(P) Penetration	52		
Pressure welding	4		
(R) Reinforcement	33		
Root	18		
Root edge	19		
Root face	20		
(S) Slag	55		
Strength weld	31		
(T) Tack weld	30		

内外雜誌重要表題集

内地雜誌

雜誌名	表題、著者、頁
工業昭和十一年七月號 雜報	傳熱係數に關する一考察、淺野セメント株式會社技師工學士宇平光太郎、427-431 小型蒸汽タービン、東京石川島造船所技師土光敏夫、432-435
郵船機關士協會昭和十一年七月號 報	高速度直流機整流子に就て、新井哲夫、228-231 電氣的炭酸瓦斯メーターに就て、山田敬次、231-238 電氣の諸試験に就て、多田孝四郎、239-252 T丸主機の隔心器摩耗に就て、伏野清藏、253-260 内燃機曲軸損傷に關する調査、274-285 軸系危險速度に關する調査、285-293

鐵 昭十 和七 月 年號	電氣爐銑鐵製造の理論的研究、向山幹夫、 1062-1098 特殊鋼の分離抗張力と疲勞による耐久力に 就て (1)、高瀬孝次、1099-1130
電 昭十 氣和 製一 鋼七 年號	鐵の腐蝕に關する colloid 説と最近の Fri- end 氏の説明、理學博士遠藤彦造、527- 543 高温度用特殊耐火材料、佐藤知雄、544-550
銲 接 協 昭十 會和 七 誌月 年號	特種電氣銲接法 (一)、工學博士岡本 起、 445-453 對稱形前面隅肉銲接抗張試驗體の一例に於 ける銲接部の應力狀態に就て、淺野新一 454-464 銲接電弧に就て (一)、工學士岡田 實、 465-488 特殊鋼の銲接に就て(輯)、工學士森永卓一 491-498
海 昭十 和一 七月 年號	海運時局匡救策に對する吾人の要望、經濟 學博士寺島成信、12-17 助成法を總つての業界種々相、神戸海運集 會所岡崎幸壽、53-63

外國雜誌

Name of Magazines.	Subjects. Authors. Pages.
Engi- neering	Estimation of the Weight of Geared Compound Turbines for Twin-screw Destroyers. Richard Gardner. 201 Small Centrifugal Fans and Their Ap- plication to Suction Cleaners. N. F. T. Saunders. 204-206 Some Defects in Scientific Instruction. 217-218 Red Lead and Red Oxide. H. N. Bassett. 225-226
Aug. 19, 1932	
"	Pressure Measurement in Ballistic Re- search. C. M. Balfour. 231-232 The Pomp-Enders Short-Time Creep Test 232-234 The Motor Liner "Neptunia." 243-244 The Strength of Materials as Affected by Discontinuities and Surface Con- ditions. F. C. Lea. 256-258
Aug. 26, "	

"	The Electric Propulsion of Ships. Cha- rles C. Garrard. 268-272
Sept. 2, "	The Turbo-electric Liner "Queen of Bermuda." 279
"	The Michel High-speed Oil Engine and its Performance. S. J. Davies. 290-293 The Call to the Engineer and Scientist. Miles Walker. 294-296
Sept. 9, "	An Engineer's Review of the Soviet Enterprise. A. P. M. Fleming. 308-310 French and British Cleavage Tests of Timber. E. G. Coker, and Ruth Levi. 311-313 The Suppression of Noise. C. W. C. Kaye. 314-316
"	The Thames Passenger Service and the Waterbus. 320-323
Sept. 16, "	Corrosion-Fatigue of Metals. 323-324 Nickel-Chromium-Silicon Cast. Irons. 345-346
"	Iron and Steel Institute and Institute of Metals Joint Autumn Meeting. 349-352
Sept. 23, "	Shipping Policy. 363-364 Cracking and Fracture in Rotary Ben- ding Tests. F. Bacon. 372-376
"	The Fatigue Resistance of Unmachined Forged Steels. G. A. Hankins, and M. L. Becker. 402-404
Sept. 30, "	
"	The Italian Liners "Conte Di Savoia" and "Rex." 426-428
Oct. 7, "	The Open-Air Corrosion of Copper. W. H. J. Vernon. 431-432
Journal of the Ameri- can So- ciety of Naval Engineers Aug. 1932	Waves. Wm. H. Crew. 298-316 Ship Trial Analysis to Obtain Pro- peller Design Factors. H. F. D. Davis. 332-352
Marine Engi- neering & Shipping	United States Coast Guard Patrol Boats. 382-386 Effect of Fouling on Cost of Ship Oper- ation. 386-387 Federal Shipbuilding Company Welded

Age Sept. 1932	Barges. Gordon G. Holbrook. 399-401 Fliegel Steel Hatch Covers. Arthur M. Tode. 402
The Marine Engineer and Motorship Builder Sept. 1932	Performance of the White Machinery. 299 The "Manhattan." 302 Canadian Ice-breaking Ferry. 304-307 Turbine-driven French Cargo Ships. 309-311 A Machinery Reconstruction. 312-314 Italian-built Russian Trawlers. 314 Furnace Repairs and Renewals. 316-319
" Oct. 1932	The Human Side of Rationalisation. C. W. Craven. 333-334 The "Agnes Seed" Boiler Explosion. 335-339 Quadruple-screw Motorship "Neptunia." 341-343 German-built Tanker "Franz Klasen." 345-346 The Vickers Oscillation Damper. 347-348
Motorship (American Edition) Sept. 1932	Japanese Motorship Performance. Y. Taji. 339-345 Reduction of Fuel Consumption by the Use of Exhaust Gases. W. H. Dilworth. 349-352 Notes on Piping and Machinery Arrangement Bilge and Ballast Piping. R. D. Watson. 353-355
Journal of Commerce Aug. 25, 1932	Steels for Shipbuilding. William Bennet. 3
" Sept. 1,	Boiler Safety Valve. 1-2
" Sept. 8,	Boiler Safety Valve. 1-2 Can Wood be rendered Fireproof? J. H. Narbeth. 3
" Sept. 15,	Pumps for Marine Service. I. W. Jackman, O. H. Dorer and H. M. Chase. 3
Schiffbau 1. Sept. 1932	Der Einflusse von Längsspannungen auf Vibrationen von Schiffsverbänden. Otto Holm. 263-265

"	Die Leistungssteigerung von Viertakt-Verbrennungskraftmaschinen durch Vorverdichten der Verbrennungsluft. A. Oppitz. 279-282
" 15. Sept.	Die Abwrackung der Subventionsschiffe. Grundt. 282-233
"	Untersuchungen über den Mitstrom von Schiffsmotoren im Propellerbereich. Erwin Strobusch. 284-287 Doppelschrauben-Motortankschiff „Franz Klasen.“ 287-291
W. R. H. 1. Sept. 1932	Profilmessungen bei Kavitation. Otto Walchner. 251-252 Kraftmessungen an Widerstandskörpern und Flügelprofilen im Wasserstrom bei Kavitation. Egon Martyrer. 252-253 Kavitationsversuche mit systematisch veränderten Propellermodellen. H. Lerbs. 253-255 Die Ausdehnung des Kavitationsgebietes. Fritz Weinig. 255 Praktische Erfahrungen mit Propeller, die bei Kavitation arbeiten. Wilhelm Schmidt. 256-257 Korrosion bei Kavitation in einem Diffusor. H. Schröter. 257 Zollkreuzer. A. Pyszka. 257-259
" 15. Sept.	Ungleichförmigkeitseinflüsse bei Schiffsschrauben. F. Horn. 267-271 Bemerkungen zum Problem der Wechselwirkung zwischen Schiffsschraube und Schiffskörper. H. B. Helmbold. 271 Einige Versuche zur Erzielung achsensymmetrischer Zuströmung zur Schiffsschraube. E. Hogner. 272 Zwei Versuche zur Feststellung des Einflusses der Gleichförmigkeit des Nachstroms auf die Propulsion. H. Schmierschalski. 272-273 Neue Hafenanlagen in Triest. E. Foerster. 273-278
"	Stahlbau. Harry Gottfeldt. 901-907

V. D. I. 17. Sept. 1932	Neuartige Doppelwippkrane im Hamburger Hafen. O. Wundram. 908-910
" 24. Sept. "	Gestaltung geschweisster Körper. Joh. Braunfisch. 931-934
Aircraft Engi- neering Sept. 1932	The Focke-Wulf Wind-tunnel. Heinrich Focke. 219-220 Aero-engine Development. R. V. Cautley and H. S. Mazet. 221-225 Mr. Mollison's Puss Moth. 226 Torsional Instability in Struts. A. G. Pugsley. 229-230 The Breda 32 Commercial Monoplane. 231-232
Z. F. M. 27. Aug. 1932	Der Wettbewerb um den „Schneider-Pokal.“ Alfred Richard Weyl. 477-483 Raketen mit Strahlapparat. L. Kort. 483-486 Der Windkanal im Flugtechnischen Institut der TH Braunschweig. S. Hoerner. 486-487 Prüfung von Flugzeug-Bespannstoffen. Karl Schraivogel. 489-494
	Ein Versuchsflugzeug mit Veränderlicher Tragfläche. Werner Schmeidler

" 14. Sept. "	und Gerhard Neumann. 505-508 Akustisches Nahortungsverfahren für Georg Foges. 508-510 Zur Berechnung auf Knickbiegung beanspruchter Flugzeugholme. Alfred Teichmann. 511-519 Prüfung von Flugzeug-Bespannstoffen. Karl Schraivogel. 519-522
Journal of Royal Aero- nautical Society Sept. 1932	Mechanical Test of Aircraft Structural Components. I. J. Gerard. 673-703 Catapults and Catapulting of Aeroplanes. S. Salmon. 704-732 Some Problems connected with High-speed Compression-ignition Engine Development. C. B. Dicksee. 733-787
Aviation Engi- neering Sept. 1932	Eliminating the Ice Hazard a Study on Ice Formation on Airplans. C. H. Biddlecombe. 7-9 The A. W. XV Transport Plane. 9-11 Parachute Performance. Floyd Smith. 17-19 Increasing Airline Business. M. H. Froelich. 21-23 Autogiro Flight Instruction. Guy. Miller. 24-25

時

報

本協會の諸會合

編輯委員會

昭和七年十月十八日(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 照彦君、菊植鐵三君、小室 鉦君、近藤政市君、久留間貞吉君、岡本方行君、田路 坦君、寺澤一雄君、牛尾平之助君、横山要三君の各委員より提出の雜纂第129號(昭和七年十二月號)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三十分散會す。

當日出席者次の通り。

重光 族君 片山 有樹君 加藤 照彦君
菊植 鐵三君 小室 鉦君 近藤 政市君

久留間 貞吉君 田路 坦君 寺澤 一雄君
牛尾 平之助君 横山 要三君 横山 一君
衣非 圭藏君 鈴木 増次郎君

内燃機船 船體部小委員會
調査委員會

昭和七年十月二十五日(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六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八時四十五分散會す。

事務報告

(一) D. S. 第五十七號船體部小委員會第五回報告中(議事)の(一)の10. 錨鎖の損傷の項〔ハ〕に錯誤あり。H. つ餘り重要ならざるに付削除す。

當日の配付書類は淺井委員の「荒天航海に於ける推進器回轉數の減少」調書一通及圖面四枚 (D. S. 第五十七號報告書中議事の二参照)とす。

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尙八代委員擔當の分は大體實驗を了り取纏中なり。次記以外の未結了事項の調査は着々進行中なり。

1. 船首底部の損傷

lines 關係に就て湊委員より嘗て N. Y. K. の歐洲航路船を北米航路に轉用せられたる事あるに依り是等の船の検査報告書を調べたるが損傷は生ぜざりし様なりとの報告あり。今迄集りたる資料に依れば損傷は長さ 400 呎~450 呎の船に生ずる事多き様に認められ、又先日八代委員映寫の水槽試験の實況を見るに pitching は船の長さとの割合に重大關係を有するが如く考へらるゝに依り太平洋に於ける波の長さを稍正確に測りたる資料を得たしとの希望申出ありたり。以上に關聯し八代委員より船底が波に叩かるゝ時の壓力を實測したしと考へ目下實行方法を研究中なりとの報告ありたり。

strength 關係に就て井口委員より船底外板は水壓を受くる長方形板として或は又同時に壓縮を受くるものとして尙又周圍の取附條件を種々變更して其の強さを研究し居り、肋板は壓縮を受くるものとして強さを研究し居れるが共に未だ充分と考ふる結論に達せずとの報告あり、以上に關し平賀委員長及他委員より意見及質問出で尙肋板に於ける壓縮が eccentric に働くものとして尙又肋板が縱桁板間に於て撓曲を受くるものとして研究ありたしとの希望ありたり。

10. 錨鎖の損傷

[イ] 常松委員より之迄の調査に依れば一應は common link よりも shackle の方損傷少なき様なるが兩者の數より判ずれば shackle の損傷は割合に多き事を首肯し得べし故に shackle の損傷を減少する爲めには hawse pipe の形狀を研究する必要あるべく又全體論としては鎖の材料、操鎖の方法、揚錨機の種類に應ずる取扱方等に就ても綜合的研究をなす必要あるべしとの意見申出あり。以上の中船舶操縦上より考究を要する事項は再調を 新堀委員に委嘱する事に決す。

[ロ] 湊委員より製鎖材料に就て英國は鐵に基礎を置けるも我國の實情は鐵よりも鋼を多く使用せざるを得ざる狀況なり故に將來我國に於ては鋼に基礎を置きて進む方得策ならずやとの意見申出あり。以上に付鋼を基礎として進み製鎖用鋼の規格を制定するを可とす

可しとの賛成説、徑が或る大き以上のものには鐵を使用し之より小なる徑のものには鋼を使用する事とすべしとの折衷説及現在の實況より考ふれば鋼を使用する事は危険なりとの反對説ありたるが尙充分研究を重ねる事に決す。我國製鎖界の實況としては徑約 2 $\frac{1}{2}$ " 以上の鎖には鐵を使用し之より小なる鎖には鋼を使用せるものゝ如し又多くの製鎖業者は鐵と鋼との區別に無關心なるものゝ如しとの説に付ては大體異議なきものの如し。

(二) 船體部 小委員會第二回 會合報告書、議事 (一)、(雜纂第 123 號 64 頁參照) に掲げある小方、服部兩委員より申出の事項に關する件に就き八代委員より次の報告あり。

1. 「荒天時船體に及ぼす抵抗増加」は實驗を了り取纏め中なり。尙八代委員は各種の水槽實驗を示す曲線圖を作成せられたるが 150 枚に達するを以て全部一揃は本委員會に提出し其内主なるものゝみを各委員に調書と共に配付すべき旨申出られたり。
2. 「設計船體に於て大體三、四の載貨狀態に於ける船體の振動を迅速に計算し通知し得る方法なきや」。——本件は曩に當該方法なしとの事に決したるも平賀委員長より大體の標準を示すことにしたしとの提議ありたるに付種々取調べ別紙(略)に示す計算式を考へたり。
3. 淺井委員調書 7. 燃料油庫及脚荷水槽の配置に對する常松委員の意見書。——調書を一層具體的に進めたい希望を以て提案せられたるものにして淺井委員の研究を待つ事に決す。
4. 内燃機航海成績圖表 (D. S. 第五十七號船體部小委員會第五回會合報告書議事 (二) 參照)。——波瀬委員より二艘分を提出せられたり。
5. 油密縦線の銜心距。——平賀委員長より海軍にては二列銜固著の場合に cold riveting を爲し好成績を擧げつゝあり商船に於て實行しては如何、研究を望むとの注意あり。

申 合 せ 事 項

- (一) 船體部小委員會の第七回の會合を來る十一月十五日(火曜日)に開會する事。
- (二) 上記小委員會に於ては小野(暢三)委員調書 4. 一列釘固著縦線の油密と振動との關係に付研究すること。

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	淺 川 彰 三 君	幹 事	小 野 輝 雄 君
委 員	井 口 常 雄 君		岩 井 祐 文 君

渡瀬 正 磨君
 常松 四 郎君
藤本喜久雄君代理
 江崎 岩 吉君
 淺井 虎之助君
 新堀 重太郎君

小野鶴三君代理
 蒲田 利喜藏君
 八 代 準君
 阿 部 政次郎君
 湊 一 磨君
井口多良君調査援助者
 吉 誠 雅 夫君

坂本 錦 治君

菅野 禎 吉君

總會、講演會、晚餐會及見學

昭和七年十一月五日、六日兩日に互り次の通り
 總會、講演會、晚餐會及び見學を開催せり。

(詳細は別項記事参照)

内 燃 機 船 機 關 部 小 委 員 會 調 査 委 員 會

昭和七年十月三十一日(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六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八時散會す。

配 付 書 類

(一) 氏家委員調書。——〔イ〕推進器尖端と船體との距離。〔ロ〕臺板据付螺釘配置。(以上青寫眞各一枚)

議 事

(一) 調書説明の件。——前記配付書類(一)、〔ロ〕の調書に就き氏家委員に代り牛丸主査の説明あり、尙氏家委員より問合せありたる turbine 艦に於ける調書〔イ〕の事項調査の件は後日必要生じたる節報告を乞ふ事に決す。

(二) 逕信省検査報告書より内燃機故障摘録の件。——飯田委員より前回報告後の分の調書三十一枚及之を纏めたる事項別一覽表十二枚提出あり、調書は小野幹事に於て保管し一覽表は氏家、土屋、菅野の三委員に回覽既集の分に附加する事に決す。

(三) 内燃機船件名一覽表の件。——飯田委員より五十艘分の原稿提示あり、殘部及索引も不日調査完了する筈なる旨報告ありたり、意見交換の末次記の通に決す。
 〔イ〕原稿は先づ若干枚複製の上關係造船所に送り正誤方を依頼すること。

〔ロ〕正誤了りたる時は差當り五十部を複製調製すること。

(四) 内燃機最低回轉數の件。——首題の件に關し調査主任小方委員より一應調査の結果を diagram に作り報告あり。

申 合 せ 事 項

(一) 機關部小委員會の第七回の會合を來る十一月十七日(木曜日)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		小 方 愛 朗君
	横 山 孝 三君		土 屋 藤 丸君

第三十六回通常總會、講演會、晚餐會並に工場見學

我造船協會は昭和七年十一月五日及六日の兩日に互つて工場見學、總會、講演會並に晚餐會を舉行したる處、次の日程通り好結果を以て運ばれ、参加者は百餘名に達した。

十一月五日(土曜日)

工場見學

- 一、東京工業試験所(午前九時三十分集合)
- 二、東京地方專賣局業平分工場(午後二時三十分集合)

十一月六日(日曜日)

第三十六回通常總會(午前十時東京市神田區錦町三丁目十三番地學士會館に於て開催)

講演會(總會終了後同所に於て開催)

晚餐會(午後六時同所食堂に於て開催)

東京工業試験所の見學

當所は東京市澁谷區幡ヶ谷本町一丁目に在り、主として化學工業の進歩發達を圖る爲に設立せられたる機關にして、其の官制の發布せられしは明治三十三年であつて、目下商工省の管轄に屬して居る。同三十五年五月深川區越中島に建築したる本館の一部落成したるを以て、農商務省内の假事務室より之に移轉し、爾來各試験場等の建築が續いて竣工し、同三十六年八月一日より一般の依頼に應じ分析及び試験を實行した。然るに創立以來數回の水害を蒙り、殊に大正六年九月三十日夜の暴風雨大海嘯の際は非常なる損害を受け、移轉の已むべからざるに至つた。依つて大正八年敷地を現在の場所に選定して工事を起し、同十二年十二月本館が竣工したるを以て此處に移轉した。

當所の第一部乃至第五部(本館所在地)は

敷 地 9,500坪

本館(鐵筋コンクリート三階造)建坪 716 坪餘、
延坪 1,773 坪、附屬建物 39 棟、建坪 2,678 坪、
延坪 2,936 坪

第六部(目黒町所在)は

敷地 6,367 坪
建物 50 棟、建坪 1,603 坪、延坪 1,926 坪

現時當所の業務は次の六部に分掌せられて居る、

第一部 — 一般化學分析に關する事。

第二部 — 油脂、鑛油、蠟、蛋白質、糖類、纖維素及び以上の各製品、工業藥品、非金屬元素、塗料、顔料、糊料、漆器等に關する事。

第三部 — cement、耐火物原料(坩堝、煉瓦、瓦、土管、内張材料、其他建築材料)、ゼーゲル温度計等に關する事。

第四部 — tar 及其製品、染料製造及び其應用に關する事。

第五部 — 鐵材其他諸材料及 cement、煉瓦等の強弱試験、電氣化學製品及び電氣鍍金に關する事。

第六部 — 空中窒素 固定工業 其他高壓化學に關する事。

當所は上記事項の試験研究を行ひ其成績を發表すると共に、一般當業者其他の依頼に應じ分析試験又は鑑定等を行つて居る外、尙ほ當業者、研究家等で發明、研究、考案若くは製品の適否等に就き試験を爲さんと欲するも設備なき爲に其意を果さざる者に對して、長期に亙る試験の場合には開放研究室を短期若くは簡單なる試験の場合には開放研究室以外の設備をも一定の使用料を徴して使用せしむる事になつて居る。

見學に先だち小寺所長は當所の事業に就て詳細なる説明を與へられ、見學者は數組に分れて巡覽し正午を過ぎて散會した。

東京地方專賣局業平分工場の見學

本工場の所在地は本所區横川橋一丁目三ノ一と同區平川橋一丁目二ノ三及び四ノ五とに跨つて居る。

敷地 15,914 坪

建物(鐵筋コンクリート建、一部は鐵筋コンクリート建)建坪 3,568 坪、延坪 8,897 坪

起工 昭和五年一月

竣工 " 七年五月

建築工事費 1,800,000 圓

製造現況

兩切紙卷煙草(曉) 20本入、12 錢

製造數量 年産額 12 億本

職工員數 男工 96 人、女工 291 人、合計 387 人

製造豫定

兩切紙卷煙草 年産額 20 億本

口付 " " 2 "

職工員數 約 1,300 人

見學に先だち當所員より製産事業に關する説明あり。次いで原料の貯藏作業、米國の例に倣ひたる新製品曉の原料葉の焙燻作業、香料の噴加作業、紙卷切斷作業、函入作業、包装作業等を見學し、猶ほ従業員浴場、幼童の保育場等を見學し、散會したのは午後五時であつた。

第三十六回通常總會

十一月六日午前十時學士會館大集會室に於て第三十六回通常總會を開いた。先づ今岡會長が開會の辭を述べ、次いで山本(武蔵)主事より事務報告及び事業概要の報告があつて、引續き斯波(孝四郎)主計より前年度(自昭和六年十月一日至昭和七年九月末日)收支決算の報告があり、藤島監事は本決算の正確なる旨を述べ、更に主計は本年度(自昭和七年十月一日至昭和八年九月末日)收支豫算に就いて説明し、前記決算及び豫算は滿場異議なく之を可決した。

次に在東京評議員一名の補缺選舉に移り、其結果は本號會告欄に掲載の通り栖原豊太郎君が當選した。

以上に關する詳細の記事は來春發行の會報第五十一號に掲載の事とする。

講演會

總會終了後、引續き講演會に移り次の講演が行はれ、各講演の終りには discussion を行つたが、其詳細の記事は會報第五十一號に譲る。

貨客船の船型に關する系統的模型實驗(第一報)

正員 工學士 山 縣 昌 夫 君

愛知時計電機株式会社試験水槽に就て

正員 工學士 三 木 鐵 夫君

鋼船の底部構造に就て

正員 工學士 小 野 輝 雄君

軸系の振振動に就て

海軍造機少佐 工學士 廣 澤 眞 吾君

On the Lift of the Aerofoils of Various Plan Forms.

航空研究所々員 工學士 岡 本 哲 史君

低温に於ける木材の強度に就て

正員 濱 村 尊 義君

晩 餐 會

講演會が終つてから別室に於て晚餐會を開いたが、出席者は次の通りである。

來 賓

Mr. G. Kempf. 濱 村 尊 義君 小 野 輝 雄君

山 縣 昌 夫君 三 木 鐵 夫君

出席會員

井 口 常 雄君 橋 本 賢 輔君 濱 田 彪君

孕 石 元 照君 星 野 三 郎君 越 智 誠 二君

大 野 聿 二君 陰 山 金 四 郎君 川 原 五 郎君

片 山 峯 太 郎君 川 尻 政 吾君 加 藤 成 一君

横 山 要 三君 横 山 孝 三君 横 山 一 君

田 中 幹 君 田 路 坦 君 田 原 得 三君

永 村 清 君 永 江 晋 君 氏 家 長 明君

野 中 季 雄君 久 保 綱 彦君 山 本 武 藏君

八 代 準 君 松 山 武 秀君 藤 島 範 平君

船 越 藤 藏君 小 瀧 常 吉君 衣 非 圭 藏君

阿 部 梧 一君 齋 藤 眞 君 坂 本 錦 治君

佐 藤 兌 君 湊 一 磨君 斯 波 孝 四 郎君

島 谷 敏 郎君 鹽 田 泰 介君 島 本 克 己君

平 賀 讓 君 鈴 木 増 次 郎君 (イロハ順)

宴酣なる頃、會長代理藤島範平君は起つて『今岡會長は差支へがあつて缺席されましたので、役員中の年長者だからと云ふ理由で此處に座らせられました。今日は造船協會の第三十六回總會に引續いて講演會が催され、何の支障も無く進行致しまして慶賀に堪へません。昨日は東京工業試験所、東京地方專賣局業平分工場を見學致しましたが何れも當局者の丁寧なる御案内を蒙り會員一同満足に存じて居ります。今晚御招待を申上げました處生憎御缺席せられたのは遺憾に堪へません。此

席から協會と致しましての深甚の謝意を表します。本日の講演は六つあつて何れも獨創的研究の結果の御發表で、會員を裨益する所多大なるを疑ひません。今回の講演は近來のものとは異つて數が少く時間に餘裕があつたので、discussionに可なりの時間が振向けられ従來と異つた狀況でありました。先程會長の言はれた如く多年沈澱した造船界は芽を出し、逓信省所管の船質改善事業も實現し、猶ほ軍事上の仕事も起らんとして居り、協會としても喜ばしい事であります。就ては會員諸君は此好況を何卒善用して頂きたいと思ひます。過去三十年間の中にも數回好景氣がありましたが永續しませんでした。先年も船舶年齢の關係上新造船があつたので、全般ではないが一部の造船所は新造船に従事し、他の造船所も間接に好況を呈しましたが、此現象は一時的で永續しませんでした。之れは一般的に不況時代の爲め止むを得なかつたと思ひます。兎に角船質改善に依る此度の二十萬噸の新造船及海軍の補充計畫等が行はるゝは結構な事で、之を善用して堅實なる發達を持続さるゝ事を祈ります。例へば造船業合理化の如きも一例ですが、兎に角永久の發達を遂げられる様に致したい。最後に一言致しますが今夕 Dr. Kempf が臨席せられた事です。同氏は Hamburg Experimental Tank の主任で世界的に有名な人であります。今回海軍航空廠で experimental tank を造るので來朝されました。experimental tank は船舶のみならず水上飛行機等にも有用なものとなりました。今晚同氏を御招待して御臨席を得ましたのは欣喜に堪へません』云々と述べられた。

小野輝雄君は起つて『講演者中の年長者の故を以て御挨拶致しますが、本日は私共の講演を御清聴を煩しまして且又御討論をして頂き有難く存じます。實は昨年論文を出しましたが、昨年は講演會の前々日位迄校正に掛りました。然るに本年

は早く刷物が出来る様に御手配をして下さいまして、前刷は早目に方々へ出さるゝ事が出来たと存じまして、御高配の段を厚く感謝致します。猶ほ只今會長代理から御鄭重なる御言葉を賜り且つ御馳走を頂戴致しまして忝く存じます』云々と述べられた。

Dr. Kempf が起つて獨逸語で、一場の挨拶を述べられた。

次に八代 準君が起つて、『座長から只今の Dr. Kempf の御言葉を翻譯して、皆様に御傳へする様にとの御勧めであります、聞き違ひがあつては恐縮であります、次の様な意味の御話がありました。——自分 (Dr. Kempf) は少年の時から、東洋に關する話を聞いて居つて、一度は東洋に来て見たいと思ふて居たのが、此度實現したので誠に愉快に思ひます。日本は以前には西洋から機械文明を輸入しましたが、今日では西洋が東洋から學ぶべき事が多い様に思ひます。殊に精神的の事柄に就ては、學ばねばならぬ事があると思ひます。今晚は御招待に預つて、多數の造船界其他の名士に逢ふ機会を與へられましたのは感謝に堪へません。——以上の様な御言葉でありました。

序ながら私から此機會に於て申述べて見度いと思ひますのは、私は 1925 年の Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt e. V. の大會に招待を受けまして、Hamburg に參り Dr. Kempf に御目に掛つて知り合ひとなりましたのでありますが、此會合は Hamburg 試験水槽の出資保管に關係のある獨逸の船會社・造船所・大學・聯邦等の人々が同地に於て例年大會を催すのでありまして、其獨逸造船協會に對する關係は、恰も我國の造船協會と造船協會阪神倶楽部の様な工合ではないかと思ひます。

此會合に主として世話をして居られたのが Dr. E. Foerster と Dr. G. Kempf でありました。前者は英國で云へば Biles 先生の様な人でありまして、獨逸の造船界及商船界に活躍して居られ、Dr. Kempf は Hamburg 試験水槽の Director で

あり、其途の權威者であられる事は皆様御承知の通りであります。大會は二日間でありましたが、各日に講演と見學とが半々に交へてありまして、一日中講演許かり又は見學許かりすると中々疲労しますが、此様に講演を聞いたり外に出て見學したりすると、中々工合が良い様であります。講演の種類に依つては見學工場の中で行はれることもあります。講演と見學場所との交通連絡は、乗合自動車が用意してありまして、都合好く敏活に行はれました。私の參會しました時は、大戰により英國に沒收され獨逸が之れを買戻して南米航路に使つて居りました新造高速度客船“Cap Polonio”の見學がありまして、此船の saloon で二つ許かり講演がありました後、晝食の御馳走が出ましたが、音楽あり年代付の酒ありで善美を極めたものでありました。勿論大會の晚餐會は又別に一層正式のものがありません。此 Cap Polonio は二萬數千噸の船で antirolling tank を備へて居り、saloon 等は tween deck 打貫きの高い天井に大理石張りの壁柱で、實に立派な船であります。

我造船協會の講演及見學も、種々の御都合もありませうが、此様に組合せられると工合が良いかと思ひます。晚餐會の善美を盡すのは眞似られませんかも知れませんが、今日此質素な晚餐會に進んで御出で下さつた Dr. Kempf に御禮を申す次第であります』云々と述べられた。

藤島會長代理は更に曰く『外にどなたかありませんか、……一例を申せば造船協會及び見學の日取の如きであります。現在は日曜を講演日とし土曜或は月曜を見學日として居りますが、以前は土曜或は月曜を講演日とし日曜を見學日としたのであります。然るに近來日曜は工場が休みとなつたから見學が出来ず現在の如く講演日とするに至つたのであります。近來講演の數が多くなり二日間位に跨がらせる必要に迫られて居ります。尤も今回は特別で講演の數が少く一日で間に合ひましたが……東京附近在住で勤務を持つて居る人は日曜の講演を望んで居られるかも知れないが、地

方から出て來らるゝ人は講演が日曜でない事を望まらるゝかも知れない。之に就て御意見を御遠慮なく御述べを願ひます』云々

野中季雄君は起つて『講演會は日曜でない方が私共に取つて都合が好いのです。東京、横濱乃至浦賀の人は講演會を日曜にした方が都合が好いかも知れないが、少し遠い處から來る人は、どうせ數日間を費すのだから講演に限らず見學でも土曜、日曜以外に催されて少しも迷惑でない。久し振りで東京へ出て來て土曜殊に日曜は友人と交遊すべき日なのに之を潰されるのは遺憾です』云々と述べられた。

次に永江 晋君は起つて『私は航空に従事して居る者で最近造船協會へ入會致しました。今日も航空に關する講演がありました。昔から空を飛ぶ鳥と海を走る船とは深い關係を持つて居る様に考へられました。今日飛行機は propeller を有して居り船も亦 propeller を有して居りますから此點で密接の關係があります。近來飛行艇は大に價値が認められ、殊に日本の海に於ては大きな飛行艇の必要が認められて居ります。先般佛國の Bureau Veritas は改名して aeronautic の意味の名を附加へて、飛行機に關する規則等の研究を

行ふ事となりました。就きましては造船協會もさう云ふ様に進展せられてはどうかと思ひます』云々と述べられた。

阿部梧一君は起つて『只今座長が Dr. Kempf を御紹介せられたので同氏を歓迎する意味で一言申述べます。私は横濱船渠會社に五年許かり勤めて最近退いたのですが、秩父丸、氷川丸等の lines は英國へ依頼したけれ共、當時 Hamburg Tank が up-to-date で殊に propeller の研究が優れて居ると云ふ事を聞いて居ました。然し私が歐洲に居る時は Dr. Kempf に會ふ機會がありませんでした。然るに其次に造つた岸本汽船の關東丸、關西丸竝に tanker の帝洋丸等は Hamburg Tank に依頼して Dr. Kempf の知識及經驗の御蔭を蒙つたのであります。是等の船は好成績を収めて現在でも豫定以上の成績を擧げて居ります。詳細に關する事は常松四郎君及村田義鑑君が能く知つて居らるゝから、若し今晚出席して居らるれば定めし面白い話も出た事と思ひます』云々と述べられた。

歡談に時を移し、散會を告げたのは午後九時であつた。

總噸數百噸以上 工事中、起工、進水及竣工船舶毎月合計調

月 別	工事中の船舶		起 工 船 舶				進 水 船 舶				竣 工 船 舶			
			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	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	0	0	5	1,225
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

昭和七年九月中 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
大阪 廣島縣木之江	名村造船所	鋼	長山丸	發	156	九州商船會社
	松浦造船鐵工所	〃	美津丸	〃	164	榎奥妙平外二人
山口縣彦島	三菱彦島造船所	〃	第一春海丸	〃	117	武久商事會社
	〃	〃	太西丸	〃	228	朝鮮汽船會社
	〃	〃	太東丸	〃	267	〃
計 5 隻 932 噸		{ 汽發帆	船機船	なし 5 隻 なし	932 噸	

昭和七年九月中 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	註文者又は所有者
大阪	大阪鐵工所	發	未定	鋼	430	共同漁業會社
	〃	〃	〃	〃	430	〃
	〃	〃	〃	〃	430	〃
	〃	〃	〃	〃	430	〃
神戸	三菱神戸造船所	〃	〃	〃	930	東京灣汽船會社
	〃	〃	〃	〃	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	野母商船株式會社
	〃	〃	〃	〃	430	大阪鐵工所
計 9 隻 3,470 噸		{ 汽發帆	船機船	なし 9 隻 なし	3,470 噸	

昭和七年九月中 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	註文者又は所有者
福岡縣大牟田市	大牟田造船所	發	第十五號永徳丸	木	150	大田嘉正
計 1 隻 150 噸		{ 汽發帆	船機船	なし 1 隻 なし	150 噸	

昭和七年九月中 總噸數百噸以上の工事中 (龍骨を据付けたるもの) の船舶調

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	注文者又は所有者
横濱 浦賀	横濱船渠會社	汽	宗谷丸	鋼	3,560	7. 6		艤裝中	鐵道省 仕入船 ソビエツト聯 邦政府(三菱 商事仲介)
	浦賀船渠會社	〃	未定	〃	2,500		未定	52%	
	〃	〃	〃	〃	900	7. 7		艤裝中	
	〃	〃	〃	〃	900	7. 8		艤裝中	
三重縣大湊	吉川造船所	帆	第貳幸得丸	木	140		7. 11	85%工事一時停頓	池田市松 仕入船
	名村造船所	汽	未定	鋼	820		未定	60%工事中止	
大 阪	〃	發	長水丸	〃	140	7. 9		艤裝中	九州商船會社 根市兼次郎 名古屋港務所
	三菱神戸造船所	〃	第一扇海丸	〃	197	7. 9		艤裝中	
神 戶	〃	汽	竹千代丸	〃	160	7. 9		艤裝中	名古屋港務所
	〃	發	〃	〃	6,300		8. 7	15%	
兵庫縣相生	播磨造船所	發	〃	〃	6,300		8. 7	15%	國際汽船會社
山口縣彦島	三菱彦島造船所	〃	第三高速丸	〃	180		未定	50%	高速運輸會社
福岡縣若松市	朽木造船所	〃	第八米丸	〃	320	7. 9		艤裝中	藤村米太郎
福岡縣大牟田 市	大牟田造船所	〃	第17號海上丸	木	140		7. 10	甲板室取付中	森田米吉 大田嘉正
		〃	第15號永徳丸	〃	150		7. 11	外板取付中	
	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	
長 崎	〃	〃	未定	〃	6,600		7. 11	45%	廣海商事會社 三菱鑛業會社 高島鑛業所
	〃	汽	三島丸	〃	235	7. 9		艤裝中	
計 19 隻 40,942 噸					汽 船 8 隻 9,975 噸				
					發 動 機 船 10 隻 30,827 噸				
					帆 船 1 隻 140 噸				

昭和七年九月中 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	名村造船所	鋼	長水丸	發	140	九州商船會社
	三菱神戸造船所	〃	第一扇海丸	〃	197	根市兼次郎外二人
神 戶	〃	〃	竹千代丸	〃	170	名古屋港務所
	松浦造船鐵工所	〃	美津丸	〃	164	榎奥妙平外二人
廣島縣木之江	松浦造船鐵工所	〃	美津丸	〃	164	榎奥妙平外二人
福岡縣若松市	朽木造船所	〃	第八米丸	〃	320	藤村商船會社
長 崎	三菱長崎造船所	〃	北海丸	〃	8,400	大阪商船會社
	〃	〃	三島丸	汽	235	廣海商事會社
計 7 隻 9,626 噸					汽 船 1 隻 235 噸	
					發 動 機 船 6 隻 9,391 噸	
					帆 船 なし	

備考 松浦造船鐵工所注文者長錦四方一船名陸奥丸は注文者榎奥妙平外二人船名美津丸と變更せり

昭和七年七月末現在 登録船調

種 量	内 地	朝 鮮	臺 灣	關 東 州	合 計	船 種 積 量	内 地	朝 鮮	臺 灣	關 東 州	合 計	船 種 積 量	内 地	朝 鮮	臺 灣	關 東 州	合 計
汽 船	20噸以上 100噸	1,692	161	20	24	20噸以上 100噸	13,229	744	190	103	14,266	雙 噸	592,271	23,675	8,391	4,229	638,548
	100 " 300 "	406	13	10	13	100 " 300 "	1,893	5	4	—	1,902	雙 噸	266,107	817	558	267,482	
	300 " 500 "	132	6	1	6	300 " 500 "	22	3	—	—	25	雙 噸	8,355	983	—	9,338	
	500 " 1,000 "	205	6	2	5	500 " 1,000 "	3	—	—	—	3	雙 噸	1,717	—	—	1,717	
	1,000 " 2,000 "	155,178	4,466	1,293	3,822	1,000 " 2,000 "	—	—	—	—	—	雙 噸	—	—	—	—	
	2,000 " 3,000 "	214	13	—	11	2,000 " 3,000 "	4	—	—	—	4	雙 噸	9,507	—	—	9,507	
	3,000 " 4,000 "	307,566	16,364	—	13	計	—	—	—	—	—	雙 噸	15,151	752	194	16,200	
	4,000 " 5,000 "	447,628	16,110	—	17	200石以上 300石	877,957	25,457	8,949	4,229	103	雙 噸	877,957	25,457	8,949	916,592	
	5,000 " 6,000 "	138	1	—	17	石	174	—	5	1,294	25	雙 石	174	—	1,294	204	
	6,000 " 7,000 "	361,257	—	—	21	船	44,107	—	—	398	4	雙 石	44,107	—	398	51,685	
7,000 " 8,000 "	140	—	—	13	計	109	—	—	1	4	雙 石	109	—	1	114		
8,000 " 9,000 "	789,172	—	—	70,825	船	37,526	—	—	—	1,474	雙 石	37,526	—	—	39,398		
9,000 " 10,000 "	346,328	6,020	—	25,060	計	40	—	—	—	2	雙 石	40	—	—	42		
計	293,800	—	—	14,307	船	17,591	—	—	—	874	雙 石	17,591	—	—	18,465		
10,000 "	126,817	—	—	8,230	計	7,920	—	—	—	—	雙 石	7,920	—	—	13		
10,000 "	171,501	—	—	—	合 計	—	—	—	—	—	雙 石	—	—	—	7,920		
10,000 "	237,947	—	—	—	合 計	—	—	—	—	—	雙 石	—	—	—	—		
10,000 "	3,337	208	33	130	合 計	386	—	6	1,692	31	雙 石	386	—	6	373		
10,000 "	3,896,023	57,543	4,263	332,279	合 計	107,144	—	—	—	8,632	雙 石	107,144	—	—	117,468		
100噸以上	1,645	47	13	106	合 計	15,487	—	—	—	134	雙 噸	15,487	—	—	16,573		
1,000噸以上	3,544,202	41,698	—	331,129	合 計	888,671	—	—	—	5,092	雙 噸	888,671	—	—	928,338		
內	902	22	—	82	合 計	—	—	—	—	—	雙 噸	—	—	—	—		
1,000噸以上	3,544,202	41,698	—	322,869	合 計	—	—	—	—	—	雙 噸	—	—	—	—		
1,000噸以上	3,544,202	41,698	—	322,869	合 計	—	—	—	—	—	雙 噸	—	—	—	—		
1,000噸以上	3,544,202	41,698	—	322,869	合 計	—	—	—	—	—	雙 噸	—	—	—	—		

10石を1噸に換算し合計に算入す

總 計 雙 噸 18,824 960 233 20,281
 雙 噸 4,784,694 83,000 13,381 5,218,446

昭和七年
九月 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	—	—	9	2,070	9	2,070
	1,000—3,000	—	—	3	6,500	3	6,500
	3,000—7,000	—	—	—	—	—	—
	7,000 以上	—	—	—	—	—	—
	小 計	—	—	12	8,570	12	8,570
「タービン」汽 機	100—1,000	—	—	—	—	—	—
	1,000—3,000	—	—	—	—	—	—
	3,000—7,000	—	—	—	—	—	—
	7,000 以上	—	—	—	—	—	—
	小 計	—	—	—	—	—	—
箆 形 汽 缸		—	—	7	—	7	—
直 立 汽 缸		—	—	—	—	—	—
水 管 汽 缸		—	—	2	—	2	—
燒 玉 式 發 動 機		13	1,775	26	3,350	39	5,125
「ディーゼル」式發動機	100—1,000	7	1,245	29	9,258	36	10,503
	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	7	1,245	33	27,658	40	28,903
合 計		20	3,020	80	39,578	100	42,598

會 員 動 靜

〇 入 會

姓名	職名及勤務先	住 所
長 妻 英 二	協同員 三菱造船株式會社長崎造船所船渠課技師	長崎市岩瀬道町一三三
萱 間 馨	同 二等運轉士、三井物産株式會社船舶部	東京市中野區榮町通一丁目一八
横 田 豊 次	同 二等機關士、日本郵船株式會社	東京市麹町區下六番町一七
牧 田 巖	同 機關士、日本郵船株式會社	東京市世田谷區玉川奥澤町三丁目九二一
上 山 貞 男	同 機關長、國際汽船株式會社	兵庫縣明石市太寺三三六九
長 澤 清	准員 遞信局技手、熊本遞信局海事部	門司市熊本遞信局海事部
狩 野 忠 男	同 東京帝國大學工學部船舶工學科學生	東京市澁橋區下落合三丁目六六六、宇田川方
永 井 幸 彦	同 上	東京市芝區愛宕町一丁目四

坪田俊一	准員	東京帝國大學工學部船舶工學科學生	東京市小石川區竹早町一一八精義塾
長川谷健二	同	同 上	東京市本郷區根津西須賀町六、村瀬方
埴田清勝	同	同 上	東京市龍野川區上中里町二〇、片桐康一方
永留一耶	同	大阪工業大學造船學科學生	神戸市千鳥町三丁目一
飯野雄二	同	同 上	兵庫縣川邊郡長尾村中筋
川畑爲之	同	海軍技手、海軍航空廠科學部	神奈川縣金澤町洲崎、山口代藏方

○團體員入會

橫濱高等工業學校造船工學科 代表者教授 川原五耶 團體員(第四級) 橫濱市中區大岡町

○轉居、轉任

田島義好	廣島縣御調郡糸崎町廣島逓信局海事部	清田丁未	逓信技手、逓信省管船局船舶試驗所船舶試驗室
高橋菊夫	東京市中野區西町三四	濱村尊義	神奈川縣田浦町海軍航空廠科學部(住所、橫濱市鶴見區豐岡三八六)
齋藤外與次	兵庫縣明石郡垂水町西垂水九七七	原田尙彦	東京市赤坂區青山高樹町一二ノ一五
深瀬治	大阪市外、箕面公園樓通六番戶	安田千代次	神戸市湊區湊川町八丁目一三〇
大瀬進	東京市澁橋區西落合一丁目二四(電話大塚〔86〕3720番)	山本幹之助	佐世保海軍工廠長(住所、佐世保鎮守府官舎甲二號)
山下正雄	工學士、逓信省管船局船舶試驗所大阪支所(住所、大阪市港區石田椿町四ノ一ノ一、市川方)	中尾金房	吳海軍艦船部長
荻原止夫	大阪市港區音羽町三丁目九	松村積德	第五驅逐隊機關長
齋信佐吉	尼崎市難波南通七丁目四七六	池田耐一	橫須賀海軍工廠造船部長
田中安雄	神戸市海岸通、三井物產株式會社船舶部鞍馬山丸	岩崎正英	橫須賀海軍工廠總務部員兼造船部検査官海軍工機學校教官春日教官
空井英三	海軍技師、海軍艦政本部附兼造船監督官(橫濱船渠株式會社駐在)	朝永研一耶	橫須賀海軍工廠造船部員
原田進一耶	吳海軍工廠造船部	小山健二	東京市杉並區荻窪四丁目四三
富田範耶	佐世保海軍工廠造船部(住所、佐世保市谷郷町一四八)	初田鈞	神戸市林田區蓮宮通四ノ四六
鷹津冬彰	神戸市林田區和田宮通八丁目一二(三菱社宅)	佐藤武雄	播磨造船所駐在海軍監督官(住所兵庫縣赤穂郡相生町播磨造船所鉸谷社宅第十五號)
宮津禮二	神戸市林田區片山町一丁目九六	岩崎誠一	長崎市鳴瀧町九四
廣田守道	神奈川縣茅ヶ崎東海岸	上村勇次郎	福岡市住吉字過上田一五八三ノ八
綿島彌平	神戸市海岸通り、日本郵船株式會社神戸支店室蘭丸	三谷要	神戸市林田區寺池町三ノ二
岡清隆	東京市中野區沼袋南三丁目二六一	永井勝四郎	神戸市須磨區衣掛町三丁目六八
矢部馬城生	大分縣宇佐郡西馬城村字上矢部	小島琇一	神戸市林田區本庄町三丁目四五、加藤方
寺島四耶	海軍艦政本部第三部へ出張中假寓東京市大森區馬込町東四丁目一九二	小早川藤一耶	橫濱市神奈川區松ヶ丘三ノ一
新堀重太郎	大阪商船株式會社神戸支店(住所兵庫縣武庫郡魚崎町橫屋字宮西四五六)	水馬守人	橫須賀海軍工廠造船部(住所、橫須賀市中里町一二八平房方)
小室銀	東京市杉並區大宮前六丁目三七七	福永說二	三菱航空機株式會社名古屋製作所機體設計課(住所、名古屋市南區御劔町三丁目四五)
茅根伊豫二郎	門司市上本町四丁目	村上外雄	橫須賀海軍工廠造船部(住所、橫須賀市深田町一一淺羽町一耶方)
金森次耶	東京光學機械株式會社(住所、東京府北多摩郡砧村喜多見成城八二四電話、砧局121番)	川井芳一	東京市大森區石川町一〇五
山田勝二	京都府中舞鶴町下七丁目下志萬方	澁谷秋雄	逓通信先、東京市豐島區目白一丁目逓信省船舶試驗所船舶試驗室內
服部潔	東京市豐島區池袋三丁目一三七二	渡瀬正磨	東京市澁橋區柏木四丁目六八三(電話四谷〔3〕2036番)
上田琢磨	松江市南田町一二六	大木直正	東京市澁谷區原宿三丁目三二八
橋本改二	大阪逓信局海事部(住所、兵庫縣武庫郡芦屋毛賀金八七五)		

○轉居、轉任(續き)

吉田國太郎 上海廣東路九號、海明公司(Marine & Cargo Surveyor)住所、上海寶榮安路百四十號金谷壽太郎方
 武富猪一 神奈川縣浦賀町大津海軍用地第十九號

竹下安朝 兵庫縣武庫郡魚崎町横屋四七一ノ六
 中村清之助 横須賀市沙入町四四九ノ一
 若林雄吉 横濱市中區本牧町原一一九五
 宮川久雄 東京市中野區新井藥師町五〇六

○團體員代表者變更

三菱造船株式會社

代表者 常務取締役 斯波孝四郎

(舊)

代表者 濱田 彪

○東京市域擴張に伴ふ住所稱呼改稱

磯崎清吉 東京市大森區新井宿六丁目四五二
 倉西正嗣 東京市杉並區阿佐ヶ谷六丁目九九
 池田三代吉 東京市澁橋區西大久保二丁目二三五
 井澤一榮 東京市蒲田區小林町二九〇
 黒木逸雄 東京市目黒區中目黒三丁目九五〇
 本儀正 東京市豊島區目白三丁目三五七〇
 宮城清武 東京市澁谷區代官山町同潤會アパートメント三二ノ三〇〇
 赤尾源市 東京市品川區大井金子町六五七〇
 (舊名赤尾嘉笑)
 近藤政市 東京市杉並區堀ノ内一丁目一三九清和塾(電話、中野局 3485 番)
 中尾金房 東京市世田谷區新町二丁目三八八
 小野奈良治 東京市澁谷區代々木四原町九五八
 酒井弘治 東京市世田谷區下馬町二丁目一一二〇
 橋口保孝 東京市目黒區平町一四五(電話、荏原局 4138 番)
 川崎周三郎 東京市中野區東郷町一三、田端方
 志波久光 東京市中野區沼袋北二丁目七六三
 中西久 東京市荏原區中延町一〇七三
 高木淳 東京市中野區本町通六丁目一三、小畑方
 草深林吾 東京市大森區新井宿六丁目六四九
 竹内正三 東京市澁橋區諏訪町一七四

武田毅介 東京市杉並區阿佐ヶ谷六丁目二二二
 田村信太郎 東京市大森區新井宿五丁目五六六
 塚本忠道 東京市大森區新井宿六丁目六五六
 藤田辰三 東京市大森區大 丁目六五四
 佐藤 兌 東京市世田谷區玉川奥澤三丁目九六五
 柴田清三郎 東京市杉並區和泉町二八二
 有吉金太 東京市目黒區中目黒三丁目一一六四
 大澤保次郎 東京市大森區久ヶ原町三一五
 草村政次 東京市江戸川區小松川一丁目一〇一
 村上義次 東京市澁橋區下落合一丁目五四九
 水谷叔彦 東京市荏原區中延町一一三一一ノ一
 久保田芳雄 東京市豊島區雑司ヶ谷四丁目五九九
 吉野喜代松 東京市大森區新井宿五丁目二二
 荅口良治 東京市澁橋區戸塚町一丁目四六二
 服部佐重郎 東京市中野區江古田一丁目二一五〇
 鬼平廣二 東京市品川區下大崎二丁目一九
 石崎隣之助 東京市澁谷區千駄ヶ谷三丁目四九六

○前號(昭和七年十月刊行第 127 號)會員動靜欄 72 頁掲載中住所訂正

(正)

高部乾吉 東京府北多摩郡砧村喜多見成城六三三

(誤)

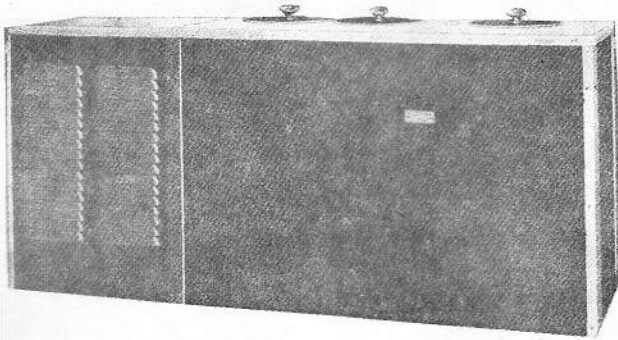
東京府北多摩郡砧村喜多見成城六六三

○死亡會員

協同員	種子田 右八郎君	昭和七年十一月二十日死去
正員	工學士 松本 孝二君	昭和七年十一月二十一日死去
協同員	小松原 定吉君	昭和七年十二月五日死去

本會は此訃音に接し謹みて哀悼の意を表す

FRIGIDAIRE



フリジデヤ

アイスクリーム貯藏器

- ◎ 二〇コーク缶貯藏用穴數二個以上拾數種
- ◎ 壓縮機用モーター 1/4 馬力以上
- ◎ 體裁優美、經費僅少、取付簡單にして廣き場所を要せず
- ◎ 常に所定の冷度を保ち必要に應じ自働スイッチにより運轉

本器の眞價は左記の機械と共に全世界二百廿有餘萬の愛用者により立證せらる

○家庭用電氣冷蔵庫

大小數種、他器の絶對追隨を許さざる多數の特長を有す

○營業用冷却裝置

大小十數種、機構の漸新性能の卓越せるは玄人間に好評あり

○飲用水冷却器

事務所、工場、學校、病院、娯樂室等に適當なる新型數種

○製水器

製造迅速にして經濟的なる本器は他品に其比を見ず

○湿度調節器

室内の湿度に變化を興へず最小型にても一時間約一封度の水を空氣中より浮游物と共に排出す、レントゲン室其他除濕を要する一切の場所にて巨額の元費を省く唯一の器械なり

○冷房器

病院、事務所、俱樂部室、工場、食堂、家庭病室等にて室内の熱氣を適當に冷却、清淨、除濕す(冬期に於ては暖房裝置を兼ねたる器械あり)

取附場所、使用目的等により各適當なる型數種あり

代理店

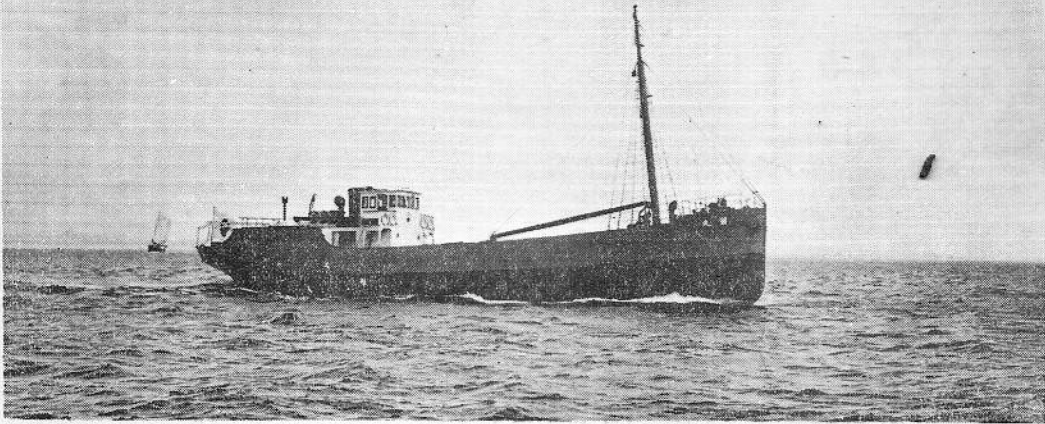
東京市板橋區板橋町三ノ一八五	千野製作所
名古屋市中區門前町	森田文逸
仙台市區區前條	代商會所
京都市河原町二	島津製作所
福岡市四	島津製作所

米國貿易株式會社フリジデヤ部

東京市京橋區銀座西五丁目二番地
 大阪市東區博愛町二丁目六十三番地
 神戸市北町九十九番地
 横濱市山下町二百五十五番地

電話銀座	{ 一七八五番
	{ 一七八六番
電話船橋	{ 四四五八番
	{ 四八八八番
電話三ノ宮	{ 四八八八番
	{ 四八八八番
電話本局	{ 一七三二番
	{ 一七三二番

海上のトラック



陸上のトラックに相對すべき海上のトラック・此小型
 デイゼル貨物船は經濟的で能率が頗る良いので最
 近各方面から注目の的となつてゐるが一方彦島造船
 所は斯種船舶建造の先覺者、經驗者として斯界に重き
 を爲し續々各方面より斯種船舶の注文を受けてゐる

三菱造船株式會社

彦 島 造 船 所

下 關 市 外 彦 島 町

昭和七年十一月十三日印刷
 昭和七年十一月十五日發行

編輯兼 發行所 東京市本區千駄木町七二番地 川尻政吾
 印刷者 東京市神田區美土代町二丁目一番地 島連太郎
 印刷所 東京市神田區美土代町二丁目一番地 三秀會

發行所 東京市本區千駄木町七二番地 川尻政吾
 (丸ノ内・仲見附) 號館二號
 電話 丸ノ内(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、振替東京三九番)
 振替東京(三九番)
 東京第一通信社