

船舶

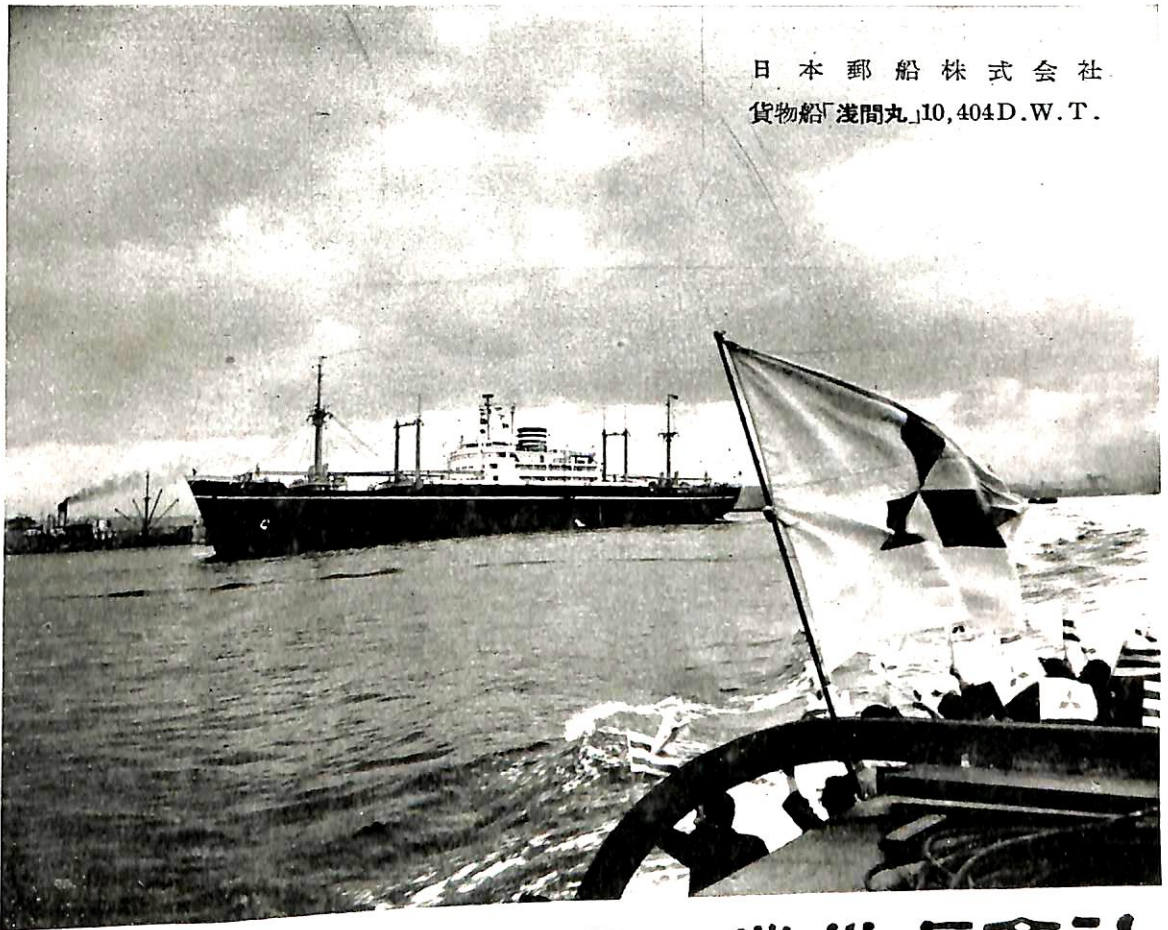
1

VOL.28

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和三十年一月二十日 郵政省告示第四〇六号

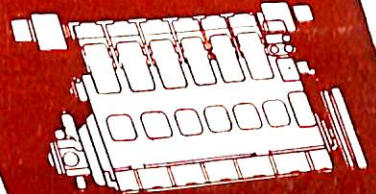
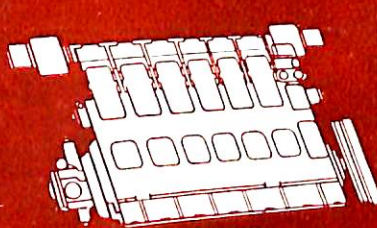
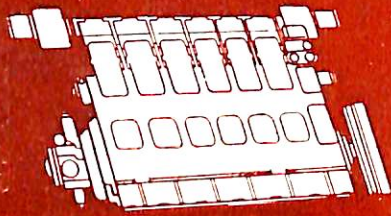
月七日 印刷
月十二日 發行

日本郵船株式会社
貨物船「淺間丸」10,404D.W.T.



 三菱日本重工業株式会社

天然社



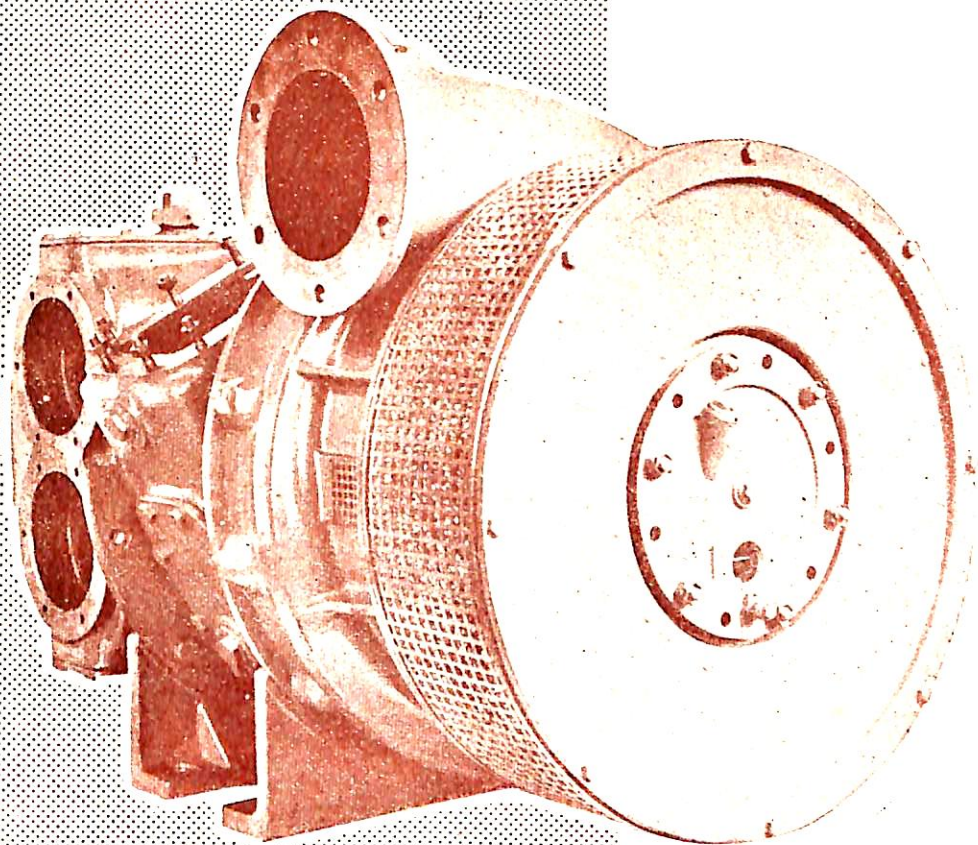
A 4-stroke diesel engine fitted with a Napier Turbo-Blower can develop as much power as two similar, but non-pressure charged, diesel engines. The same power in half the space—or twice the power in the same space: these are important considerations to many users of diesels (in ships, tugs, trawlers and in stationary roles). Standard blower types are available for 140-4000 b.h.p. diesels as single units; multiple installations are employed for higher powers.

Turbo-blowers

NAPIER

**BROWN
BOVERI**

TURBO-CHARGERS



69913-VI

- Power increases of 50-120% with Brown Boveri low- and high-pressure exhaust-gas turbo-chargers.
- Eight standard low- and high-pressure models for Diesel engines of 150-15000 B. H. P.
- Our new factory, with its modern manufacturing facilities, permits rapid delivery at competitive prices.
- Turbo-compressors constructed for over 40 years, turbo-chargers for more than 25 years. Take advantage of our long experience in these fields.

GET INTO TOUCH WITH US NOW

BROWN, BOVERI & CO., LTD., BADEN

日本総代理店 SWITZERLAND

UHAG

海外通商株式會社

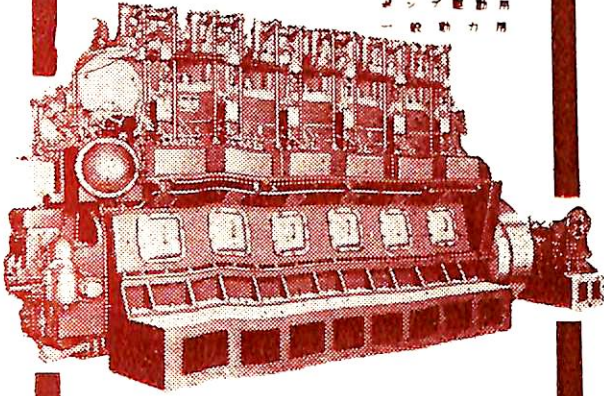
(旧ユーバーゼーハンデル株式会社)

東京都千代田区紀尾井町3番地 電話九段(33)代表9911~3
大阪市北区梅田町27産業会館ビル内 電話福島(45)3021~5, 4101~5
名古屋市中区広小路通 2-4 グリーンビル内 電話本局 2552

AKASAKA DIESEL

創業 50年
50 B.H.P. — 3,000 B.H.P.

船舶主機 船用
船舶主機 船用
船舶主機 船用
船舶主機 船用
船舶主機 船用
船舶主機 船用
船舶主機 船用
船舶主機 船用
船舶主機 船用
船舶主機 船用



株式会社 赤阪鉄工所

本社 東京都中央区銀座6の3 TEL 銀座(57)1414-6459
工場 静岡県焼津市中292の1 TEL 焼津1010~1014

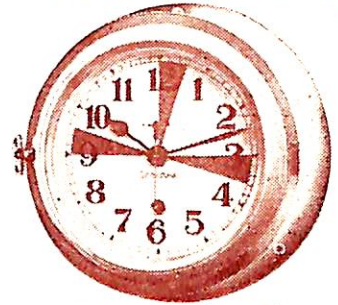
セイコーシャの船時計

一週間捲 — 中三針式

全 — 秒針付

毎日捲 — 全

貴銅クロム金
完全防水



株式会社

服部時計店

本社 東京都中央区銀座西四丁目
電話 舟橋(56)一代2111(4)、3196(3)
支店 大阪市東區博愛町四丁目
電話 節島2531~4



船用計器の総合メーカー

株式会社

東京計器製造所

米国スベリー社・キデイ社・ベンディクス社提携

スベリー ジャイロコンパス
マリンレーダー、ローラン
キデイ 火災探知並消火装置
ベンディクス デブスレコーダー
其の他各種

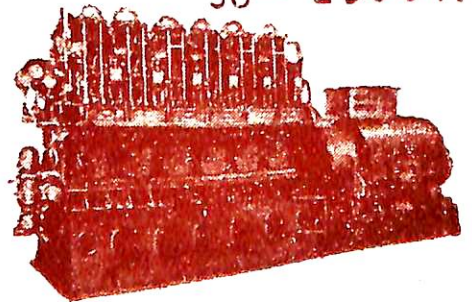
本社 東京都大田区東蒲田 4-31
TEL 蒲田(73)2211-9
神戸営業所 神戸市生田区明石町19同和ビル
TEL 元町(5)1891
出張所 大阪・門司・長崎・函館



船舶用
発電用
動力用

ディーゼル

50 ~ 1000 HP.



阪神内燃機工業株式会社

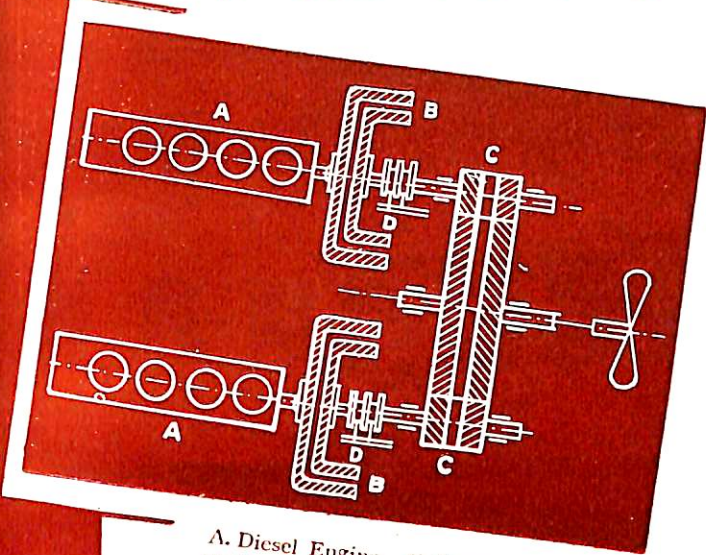
本社 神戸市長田区一番町三丁目一
東京支店 東京都千代田区丸の内丸ビル601号
下関出張所 下関市豊前田町第一ビル

ディーゼル船の

低速運転に...

VSカップリングを!

機械的クラッチの時代は去った



A. Diesel Engine C. Gear
 B. Slip-Coupling D. Springs

VSカップリングとは

Electro Magnetic Slip Coupling
 のことでディーゼルエンジンと
 プロペラをこれでカップルする
 ことが最近欧州造船界の常道と
 なつて来ました

例えば.....

客船では

BTH 4500HP 2台式

ASEA 3500HP 8台式

捕鯨船では

ASEA 160 HP 2台式

など大物の実例です

(The Engineer May 14, 1954)
 (Engineering March 19, 1954)
 " Sept. 5, 1952.)

参照

特長

1. エンジンから来る Torsional Oscillation を吸収することができる。
2. エンジンをプロペラから簡単に切り離すことができる。
 磨耗を伴わないクラッチである。
3. スピードコントロールが出来るのでデッドスローの運転を継続する
 ことができる (マダロ船には最適)
4. 急速なる出発ができる。(捕鯨船には最適)
5. Twin Engine 式とすると運転キヤなしで簡単に前後進ができる。
 始動用圧縮空気の大きな節約従つて圧縮機設備が小さくできる。
6. VSカップリングはフライホイールの代用にもなる。
7. 極めて簡単容易に遠方操作ができる。

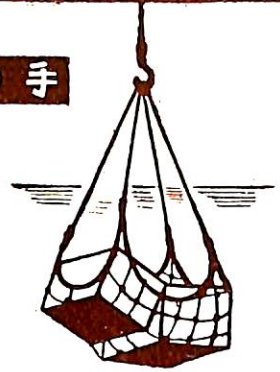
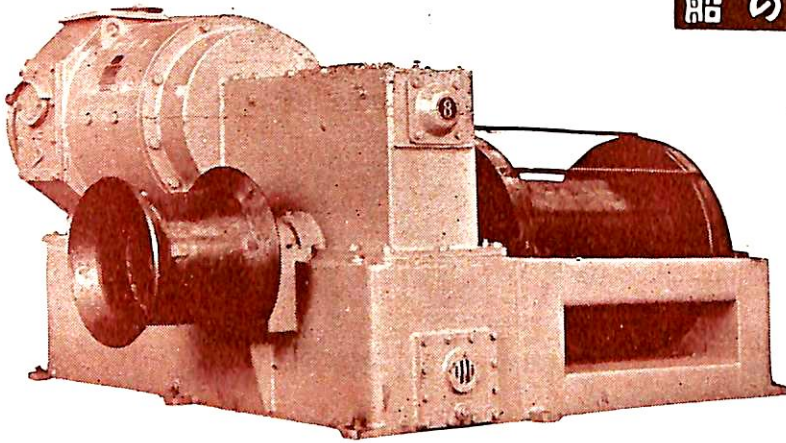
(文献贈呈)
 (乞誌名御記入)

株式会社

 **安川電機製作所**

本社工場 八幡市
 営業所 東京 大阪 名古屋
 札幌 福岡 高松 金沢

船の手



荷役日数短縮の新記録が
競出しております

堅牢で故障がない
保守が簡単である
消費電力が少ない

富士 交流 揚貨機



富士電機製造株式会社

ABC

◇東京機械株式会社製品
浦賀電動油圧舵取装置(型各種)

中村式浦賀操舵テレモーター
揚錨機, 揚貨機, 繫船機
各汽動及電動

◇北辰式安式二号転輪羅針儀
北辰式単復式自動操舵装置

同コースレコーダー同ログ

◇小野鉄工製品サイン
カーブギャーポンプ
(各種)

ウェヤース, ウオシ
ントン型

◇能美式 煙管式火災報知機
同 自動火災報知装置

同 炭酸瓦斯消火装置

◇御法川式 マリンストーカー
同 オイルバーナー
(ホワイトタイプ)

◇岡野バルブ製品 船用バルブ
(高圧, 高温)

ビクトリックジョイント

◇温研式 デシケーター
(船艙内乾燥装置)

浅野物産 株式会社

機械部

東京都中央区日本橋小舟町二丁目一番地
電話 茅場町(66) 0181(代) 7531(代)
大阪・名古屋・門司・仙台・札幌・横浜・神戸・高松・広島・熊本・長崎・釧路

船舶

第 28 卷 第 1 号

昭和 30 年 1 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

〔水槽特集〕

- 才 7 回国際船舶流体力学会議に出席して.....山縣 昌夫...(17)
- 船型試験によるアドミラルティー係数資料(1)——普通型貨物船——.....菅 四郎...(26)
- 欧洲の最近の試験水槽について.....谷 口 中...(32)
- 造波抵抗曲線の形状とその表現.....乾 崇夫...(42)
- 相似模型抵抗試験と比較則.....田 宮 真...(49)
- 可変ピッチ推進器の性能に関する模型単独試験.....土 田 陽...(56)
- 水槽試験資料 '8.

——フオイト・シュナイダー推進器装備船の抵抗試験——.....船舶編集室...(65)

- 徳川氏の「軍艦設計の追憶と平賀讓先生をしのぶの記(VOL.27-10)」を讀みて...永 村 清...(69)
- 舵の作用と操舵操置(1).....小野 暢三...(70)
- 海外文献の紹介 ——航空技術者からみた船用カスタービン——.....(75)
- 昭和29年下半年砂糖リンクによる輸出船一覧表(その一).....運輸省・船舶局...(80)
- 鋼船建造状況月報(29年11月).....船舶局造船課...(81)
- 特許解説.....大谷幸太郎...(83)

- 〔写真〕 ☆ 富士と淡路山丸 ☆ ブラジル海軍バロツ・ベレイラ号
 ☆ 海上保安庁700吨型設標船 ☆ 欧洲の最近の試験水槽

研野博士

T. S. トーションメーター


回転計及積算計

株式会社 倉本計器精工所

本工場 東京都大田区原町六
電話 蒲田(73)2033, 2623
柏工場 千葉県柏市柏・電話 柏 2

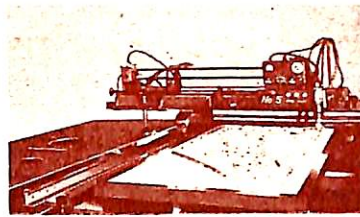
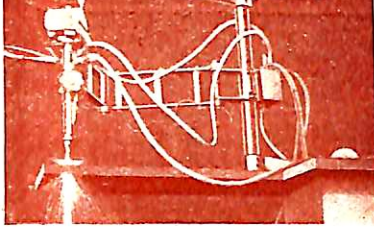
遠心力式、時計式、マグネット式
電気式、其他特殊型

積算計付可撓軸回転計

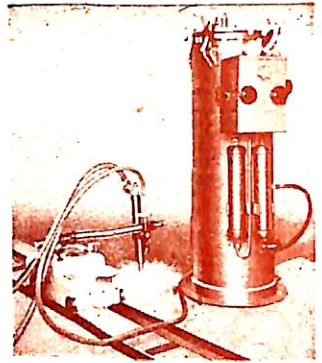


尖端を往く注目の新製品

棒丸型切断機



カマロ7"進呈



MK 高圧溶接機



ワイゼル軽自動切断機



MK 高圧切断器



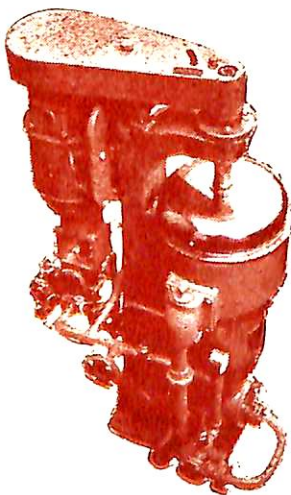
電子管トレーサーも
30年1月完成予定
乞御期待



小池酸素工業株式会社

本社 東京都墨田区太平町3の14 電話 本所 (63) 4181~5
大阪営業所 大阪市西区阿波座下通1の19 電話 新町 (53) 4010

バンカーオイルを常用するディーゼル船に.....



新型 シャープス油清浄機

処理能力 (L/日)

機械型式	タービン及	ディーゼル	バンカー "C" 重油	
	ディーゼル	油	Light Fuel oil	Heavy Fuel oil
油種	潤滑油			
No. 16-V	2000~2500	2500~3000	2000~2500	1500~2000

米國シャーププレス・コーポレーション日本総代理店

セントリフューガス・リミテッド日本総代理店

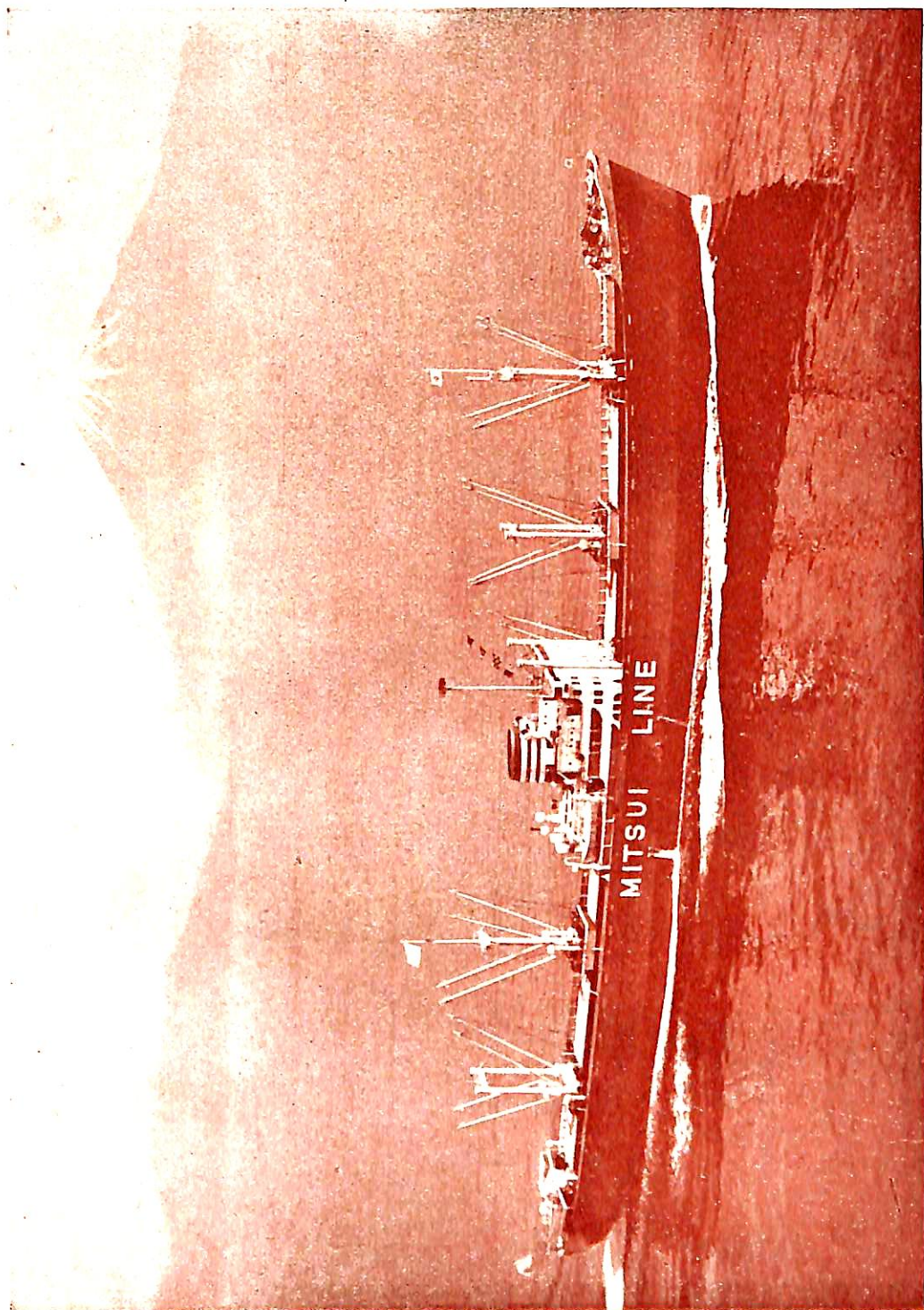
巴工業株式会社

本社 東京都中央区銀座1の6(皆川ビル内)

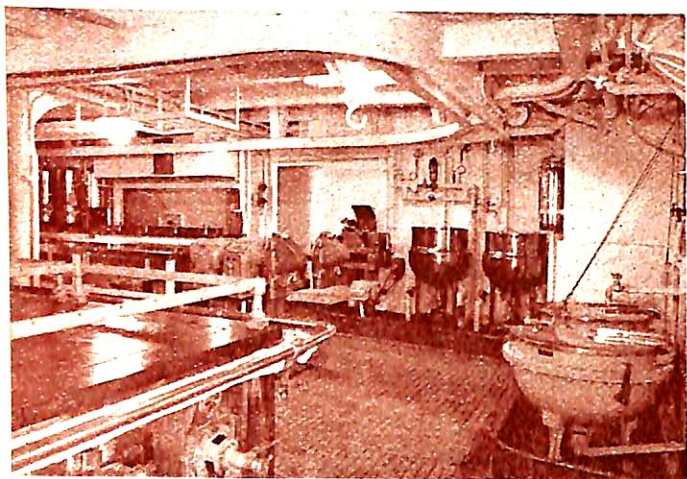
電話 京橋(56)8631(代表)、8632~5

神戸出張所 神戸市生田区京町79(日本ビル内) 電話 葦合(2)0288

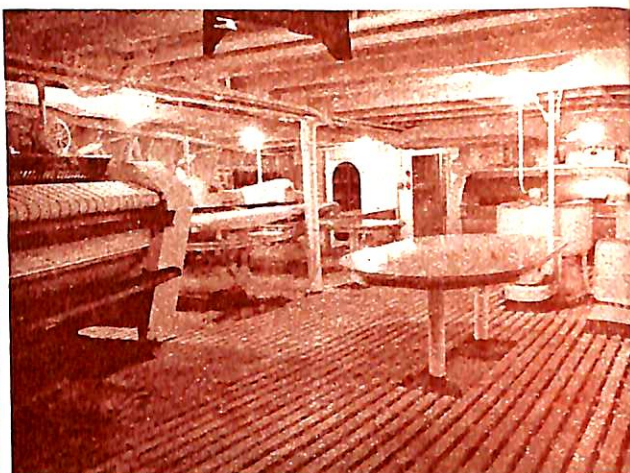
工場 東京都品川区北品川4の535 電話 大崎(49)4679・1372



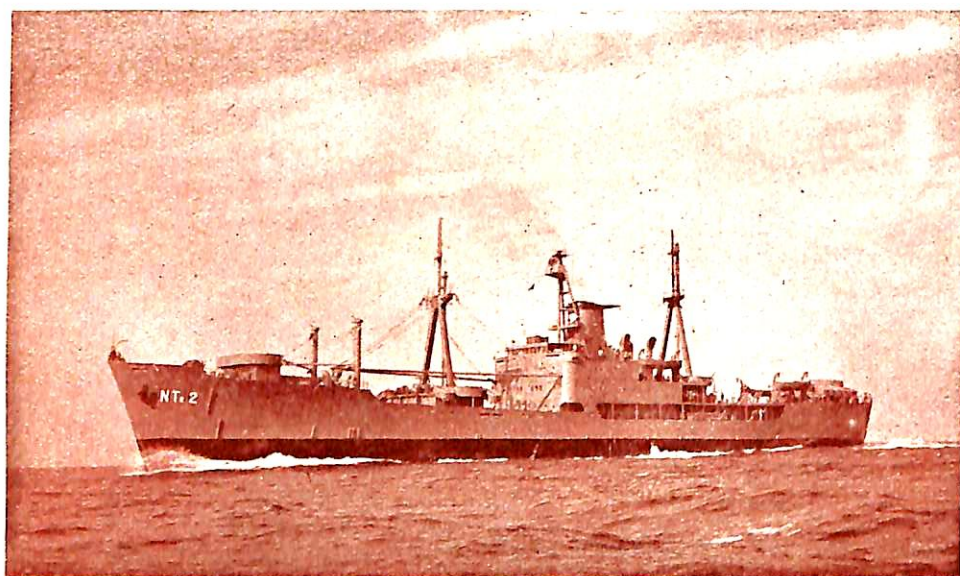
富士と淡路山丸



厨房室 2000名の食事を賄う大規模なもので近代的、高能率の設備を完備している。



洗濯室の一部 大力量の各種洗濯機器14台を装備している。

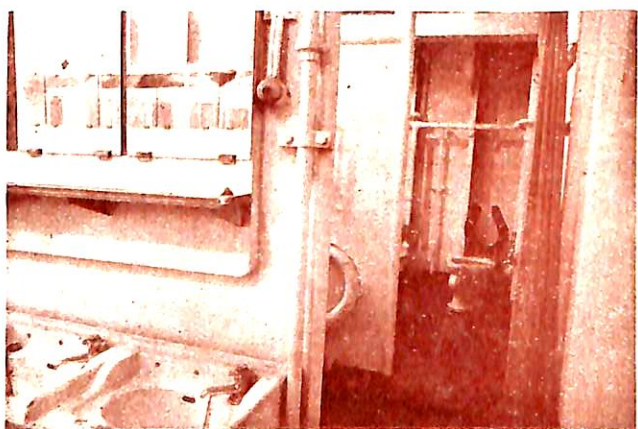


試運転航走中の パロソ・ペレイラ号

ブラジル海軍・軍



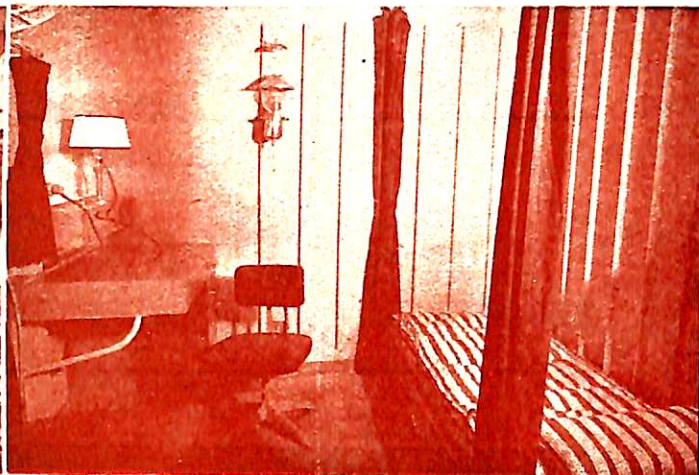
軍隊居住区



軍隊用使用所、洗面所区画を示す。本船内には軍隊用として13ヶ所に広大な便所、洗面所が設けてあり、船底に設けた自動汚水排出装置により船外に捨てる設備を完備している。



乗員室

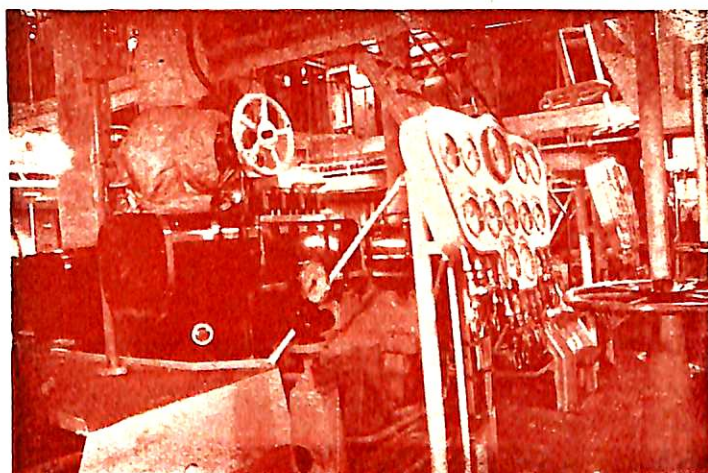


下士官室

貨物船 **バロソ・ペレイラ号**

石川島重工業株式会社建造

バロソ・ペレイラ号は昭和29年10月9日竣工したカストディ
テ・メロ号と同船で、同12月1日引渡しを完了した、本
国海軍特務艦として多くの特徴ある設備を有している。



機関室縦樑手附近を示す

8

つの

船舶塗料

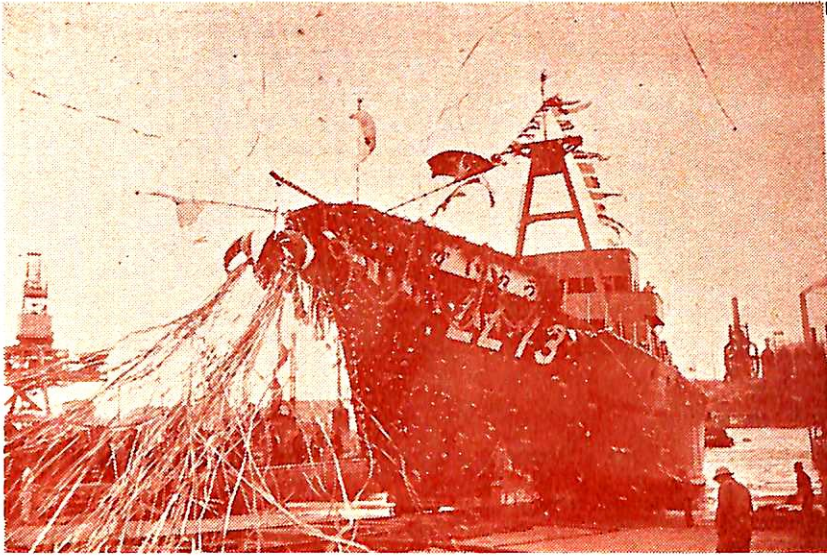
- ・ビニレックス (塩化ビニール樹脂塗料)
- ・LZプライマー (鉄面用下塗塗料)
- ・CRマリーンペイント (合成樹脂塗料)
- ・シアナミドヘルゴン (高度のき止め塗料)
- ・植印船舶用調合ペイント (船舶用特殊塗料)
- ・植印無水鉄船々底塗料 (鉄船々底塗料)
- ・タイカリット (防火塗料)
- ・ノンスリップ (滑止塗料)

大阪市大淀区浦江北4
東京都品川区南品川4



日本ペイント

700 噸 型 設 標 船



船 主	海上保安庁	造船所	名村造船所	
全 長	約 50.20m	ト リ ム (常備状態)		0
垂線間長	46.20m	総 噸 数		約 500噸
吃水線長 (常備状態)	48.00m	主 機 械		ディーゼル 280HP×2
最大幅 (被板外)	10.10m	速 力		最強 約 11節
深 さ	4.60m	進 水		航海 約 10節
吃 水 (常備状態)	2.45m	竣 工		29-12-13
排 水 量 (")	700噸			30-3-未予定



各種船舶の建造並修理
船用汽機汽罐の製作並修理

株 式 社 名 村 造 船 所

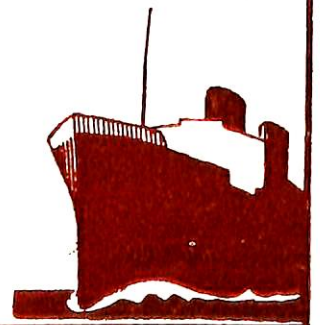
取締役社長 名 村 源

本社・工場 大阪市住吉区北加賀屋町4-5
電 話 住 吉 (67) 2 7 4 4 - 9

東京事務所 東京都中央区京橋1-2 商船ビル
電 話 東 京 2 8 局 (28) 4 8 7 7

神戸事務所 神戸市生田区海岸通5 商船ビル
電 話 元 町 (4) 0 1 8 9

大阪出張所 大阪市北区宗是町1 大ビル
電 話 土 佐 堀 (44) 1 2 8 6 • 5 6 8 9



三機の船舶用機材

厨房設備

(ギョレ グリル・ペーカリー・バー)
(喫茶・食品加工設備一式)

冷蔵設備

客船・貨物船・捕鯨船等何れにも適する様
設計製作施工いたします

洗濯設備



伝統を誇り

電縫鋼管



瓦 斯 管
空 氣 予 熱 管
ボイラーチューブ
ラジエーターチューブ
其他艦船用鋼管

三機工業

社長 山田熊男

支店 大阪・名古屋・福岡・札幌・広島

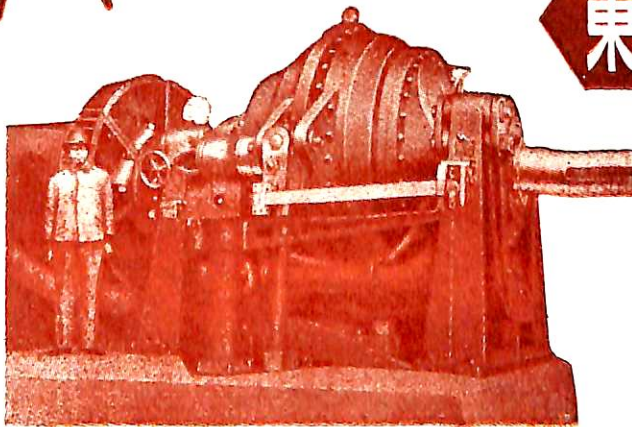
工場 川崎・鶴見・中津

本社 東京都千代田区有楽町(三信ビル)

電話 東京59局 (59) 代表5251~(10) 代表5251~(10) 代表5351~(10)

時代に先駆する

東京衡機の試験機



1. 試験機一般
 - A. 金属材料試験機
 - B. 東京衡機フルード式
馬力測定機
2. 衡器一般
3. 電機一般
4. 電気式歪計



株式会社 東京衡機製造所

営業所所在地 東京都品川区北品川4 516電話大崎(49)1883~5

出張所 大阪市南区八幡町6 電話南(75)6140

福岡市雁林町10 電話西(2)0418

本社 東京都中央区日本橋江戸橋1-13電話(27)2178~9

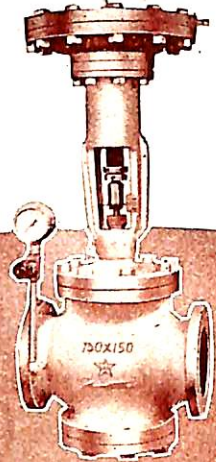
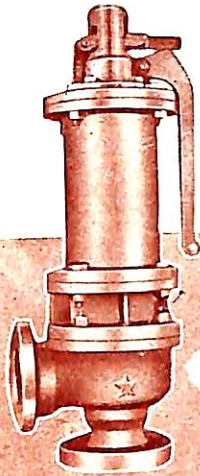
安全弁
MH-3型
勞働省認定7006
(特許申請中)

TRADE  MARK

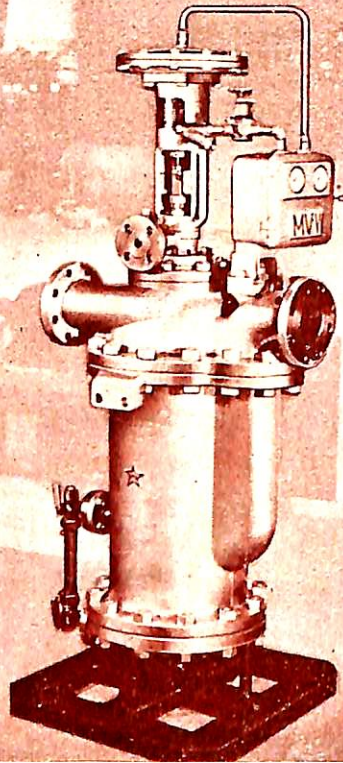
營業品目

減溫裝置
安全壓壓
高減壓
其ノ他機関用辨類

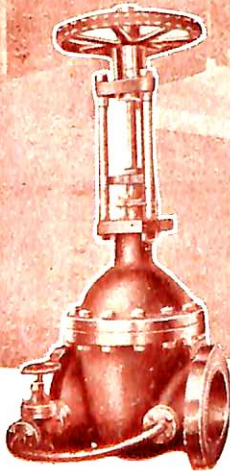
調整弁



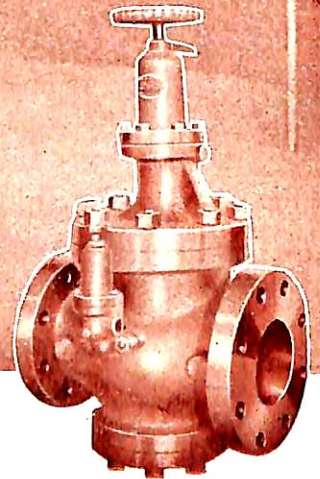
パラレルスライド弁



減圧弁
MRB-2型
(特許申請中)



自動噴射式
減溫裝置
陸船用
(特許申請中)



株式會社 所 作 製 中 前

本社工場 東京都大田区蒲田東六郷二ノ一
電話 蒲田 (73) 2 8 8 0・4 1 6 3



HOKUSHIN GYRO-PILOT

日本特許第192363号

(昭和26年9月27日)

PATENTS UNDER APPLICATION TO

U. S. A. (No. 224506)

GREAT BRITAIN (No. 11081)

Single unit & Two unit

製造品目

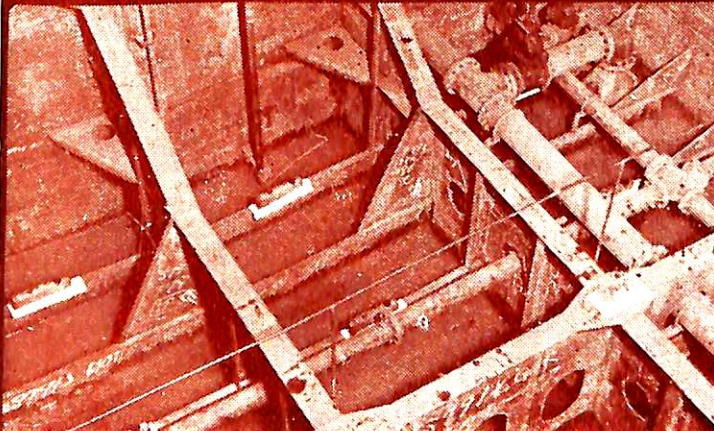
アンシェッツ ジャイロ コンパス
北辰式 ジャイロ パイロット
北辰圧力式 ログ
船用電気計器各種



株式会社 北辰電機製作所

本社 東京都中央区下九子町312 電話 蒲田 (03) 2241~4
支店 大阪市東区今橋4-1 三菱信託ビル 電話 北浜 (23) 2101~2
サービス 神戸市生田区栄町通2-45 万成商会内 電話 元町 (4) 1092
ステーション 内房55 電話 1~3097 電話 門司 2090

電気防蝕 CATHODIC PROTECTION



保護用マグネシウム陽極を取付けた光栄丸油槽底部

保護 Mg 陽極の取付で
水中部鉄面の腐蝕は停止
し、従来の錆も脱落しま
す。

(御報資料送呈)



日本防蝕工業株式会社

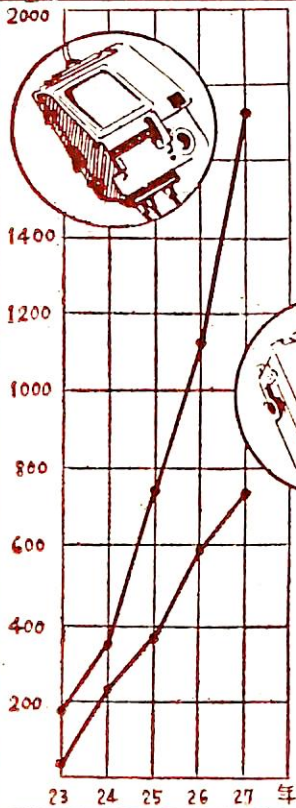
設計

東京都千代田区神田司町一丁目三番地

電話 神田 (25) 5279, 3239, 4970

施工

総代理店 三菱商事株式会社



音響測深機

魚群探知機

方位測定機

超短波無線電話機

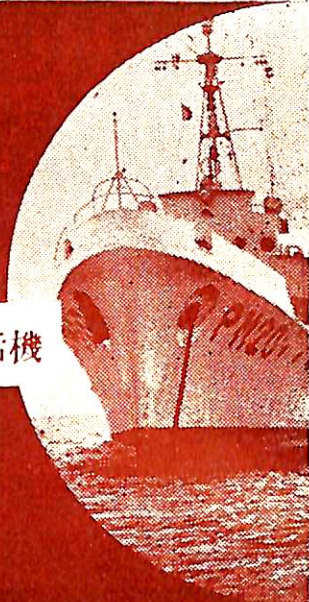
風向風速計

電氣水溫計

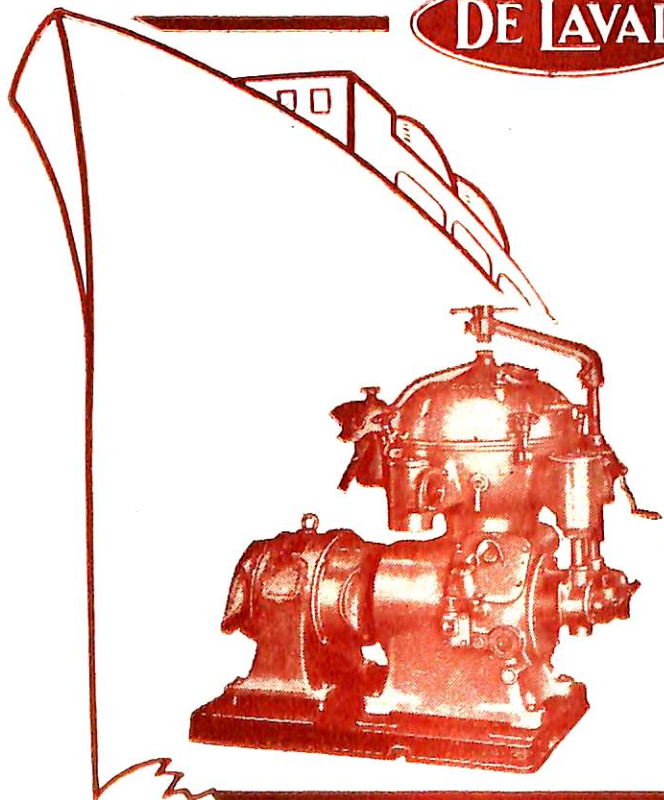
海上電機株式會社

本社・東京 袖田橋

(TEL 東京二九局 8181~5)



DE LAVAL



Aktiebolaget Separator
Stockholm, Sweden

燃料油清淨機

ディーゼル油用

バンカー油用

潤滑油清淨機

ディーゼル

タービン油用

其他 各種遠心分離機

瑞典セパレーター会社日本總代理店
長瀬産業株式會社機械部

大阪市西区立賣堀南通1丁目1番地

電話 新町(53)40-41・950・956

東京支店

東京都中央区日本橋小舟町2の3の12

電話 茅場町 970

整備工場

京都機械株式會社分離機工場

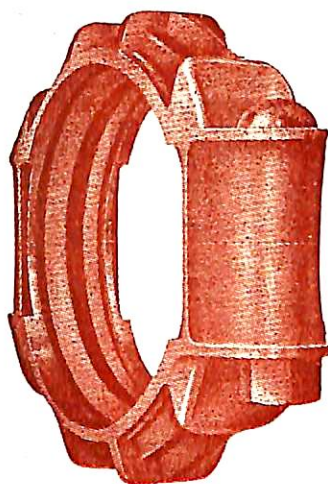
京都市下京区會祥院船戸町50



日本ヴィクトリック株式会社

VICTAULIC

LEAKTIGHT
PIPE



FLEXIBLE
JOINTS

販賣總代理

淺野物産株式会社
東京都中央区日本橋小舟町
二丁目 (小倉ビル)
電話茅場町(66)代表0188~10
代表7531~5

大阪支店 大阪市東区瓦町二丁目瓦町三和ビル
門司支店 門司市棧橋通一 郵船ビル
札幌支店 札幌市南一條西二丁目一八番地
支店 横濱・名古屋・神戸
出張所 廣島・高松・福岡・八幡
長崎・熊本・仙台・釧路



OVAL オール流量計

流体の粘度・温度・圧力に関係なく器差0.5%以内の正確計量可能

種類

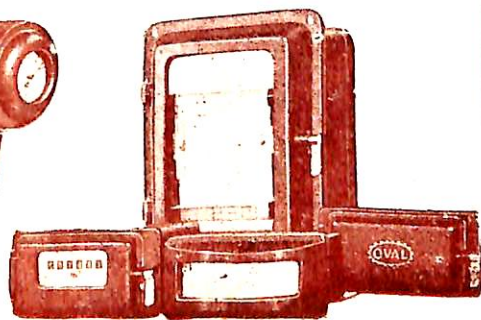
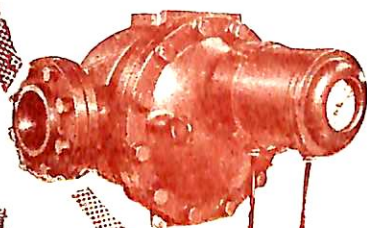
- 直読積算型
- 電気式遠隔積算型
- 瞬時流量指示型
- 指示記録積算型

新製品 自動定体積計量装置

オールニュー
ス御希望の向き
は本誌名御記入
の上御申込み下
さい

製作許容範囲

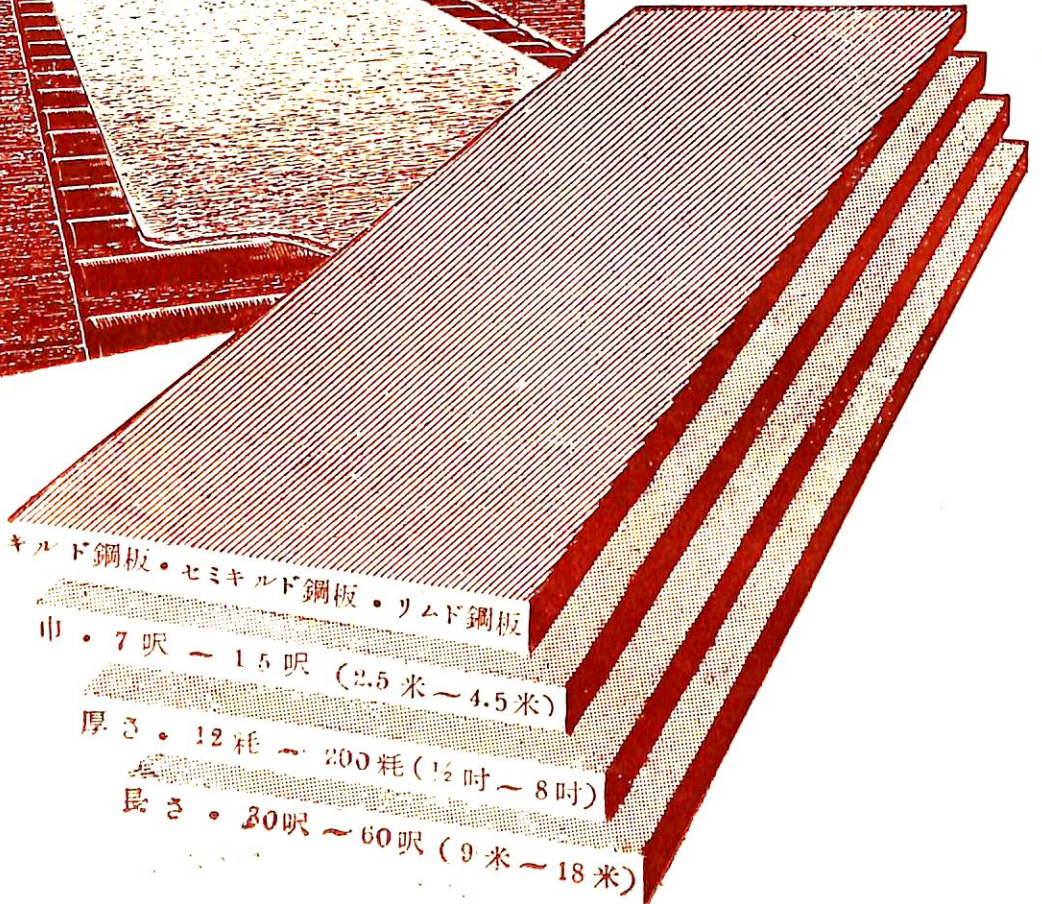
流量 0.5 l/h~500,000 l/h
温度 -50°C~+350°C
圧力 500 kg/cm² 迄
粘度 500 POISE 迄



OVAL オール機器工業株式会社

東京都新宿区上落合2~638 電話落合 09 代表 5491~5

日鋼の厚鋼板



キルド鋼板・セミキルド鋼板・ソムド鋼板
 巾・7呎～15呎 (2.5米～4.5米)
 厚さ・12耗～200耗 (1/2吋～8吋)
 長さ・30呎～60呎 (9米～18米)

厚み12耗以下6耗まで如何ような寸法にても御求めに応じます。

 **日本製鋼所**

東京都中央区京橋1の5・大正海上ビル
 支社 大阪市北区堂島中1の18
 営業所 福岡市天神町・札幌市南一条

第7回國際船舶流體力學會議に 出席して

山 縣 昌 夫

昨夏(1954年)スカンデナビアにおいて開催された第7回國際船舶流體力學會議に、日本學術會議と造船協會試験水槽委員会とを代表して出席する機会を得たので、ここにその概要を報告して、關係各位の参考に資したい。

沿 革

國際船舶流體力學會議 (International Conference on Ship Hydrodynamics) は前回まで國際船型試験所長會議 (International Conference of Ship Tank Superintendents) といわれ、各國の船型試験所關係者および船舶に關する流體力學的的研究に従事する學者の協力によつて、主として船舶に關する流體力學的諸問題を討議し、この分野における科學技術の發展を目的とする國際的學術會議である。

順序として、この會議が設立にいたる経過、過去における6回の會議の概要などを述べる必要があると思うが、設立の動機および戦前における第1回(1933年、ヘーグ)、第2回(1934年、ロンドン)、第3回(1935年、パリ)および第4回(1937年、ベルリン)の會議の様相については、すでに筆者が本誌に紹介したので(國際船型試験所長會議について、船舶、昭和21年5月)、ここでは戦後における第5および6回會議の概要だけを述べる。

筆者が昭和21年に本誌において「昨年今次大戦が樞軸國側の惨敗により終局をつけ、全世界に平和が訪れたので、國際船型試験所長會議も近い將來に再開されるものと期待され、やがてはわが國の船型試験所もこれに参加し、その代表を派遣するにいたるのではないかと豫想される」と述べた通り、翌々年の1948年に11年振りで第5回會議がロンドンにおいて開催された。しかしながら終戦後わずかに3年、當時の國際感情が反映してか、この會議は日獨伊など舊樞軸國をすべて除外し、従つてわが國もこれに代表を出席させることがなく、代表を派遣した國はわずかに7ヶ國にすぎなかつた。この會議の議事録は Dr. G. Hughes によつて "Proceedings of the Fifth International Conference of Ship Tank Superintendents" (H. M. Stationary Office, London) として編輯發行されているが、わが國には1部も來ていない。當時の雜誌その他によれば、この第5回會議は9月13~17日に開催され、その席上つぎの4議題が討議されている。

議題1—空洞水槽における推進器の比較試験 (Dr. R. W. L. Gawn 提案)

議題2—模型推進器試験に對する適當な Reynolds 數の選定 (Dr. J. F. Allan 提案)

議題3—模型試験における亂流作成法の採用 (Dr. K. S. M. Davidson 提案)

議題4—表面摩擦 (Dr. F. H. Todd 提案)

議題1については水中に溶解されている空氣の量が水の粘性、その他の物理的性質に及ぼす影響を正確に測定する方法の研究が必要であり、また空洞試験の結果を船型試験水槽における推進器單獨試験の結果と比較する場合に速度としてなにを使用すればよいかを研究すべきで、このために亂度の測定が必要であるとしている。これらの討議の結果、廣範にわたる推進器空洞現象比較共同試験を行うべきであるとの提案が採擇され、國際空洞現象委員會の設置が決議された。この委員會の議長は Dr. R. W. L. Gawn で、その任務は、(a) 詳細な比較空洞試験實施要領を立案すること、(b) 各空洞水槽における試験状態を完全に一致させること、(c) 試験結果を比較検討すること、(d) さらに行わなければならない適切な研究を勧告することなどである。

議題2は模型推進器の單獨試験における最小 Reynolds 數に關するもので、つぎの決議が採擇された。

- 1) 本會議はベルリン會議において採擇された最小 Reynolds 數を今直ちに改訂するよう勧告する現状にない。しかしこれらの數値が、人工的に亂流をつくらないうで行われた單獨試験に對しては、多くの型の推進器に對し低すぎるといふ事實は認める。
- 2) 模型推進器は高い精度をもつて製作されることが必要であり、またすべての公表にあつては測定誤差および表面仕上の程度を明かにすべきである。
- 3) Reports and Memoranda 第2301號所載の圓弧背面型翼截面についての實驗と同様の實驗が、他の型のものについても行われることが望ましい。
- 4) 推進器に對する Reynolds 數は、誘起速度を無視して、半徑の0.7の位置における翼幅と合速度とを使用して計算されるべきである。

この問題を調査するために國際推進器委員會が組織され、議長には Dr. J. F. Allan が選ばれ、現存の推進器寸法影響に關する資料を集めて検討するとともに、今後

行うべき適切な研究を勧告することになった。

議題3に對してはつぎの決議が採擇された。

- 1) 段が模型の周囲における亂流を確保するために採用されるべきである。
- 2) 亂流を確保する方法が現在においてはまだ標準化されるべきではない。
- 3) 現在においては、この問題に關する共同研究計畫を制定することは適切と認められず、各水槽はそれぞれの方法によつてこの問題の研究を續行すべきである。

この3)の決議に基いて本議題に對する國際委員會は設置されなかつた。なお第5回會議の議事録にはつぎの勧告が載せられてある。

- 1) 水の亂れの程度を測定する方法が必要である。これは船の抵抗および推進を含む、流體力學の數多の應用に必要なことである。
- 2) 模型および貨物の船體および推進器における摩擦帯の特性、特に種々の試験状態における層流の範圍を詳細に研究することが望ましい。

議題4に對してはつぎの決議および勧告が採擇された。

- 1) Froudeの係數をやめて、表面摩擦に關する近代的考え方に合致した代案を選ぶことには全員の意見が一致した。
- 2) 最小亂流抵抗線として、最終的にいかなる線を認めるかについては意見が一致するにいたらなかつた。
- 3) 1935年のパリにおける第3回會議においてはすべての發表に對しFroudeの係數を使用することに決定している。本會議においては意見が分かれたので、FroudeもしくはSchoenherrのいずれかの係數を使用して結果を公表することとし、できるならば一方から他方へ結果を換算しやすような方法を示すことを勧告する。
- 4) 粗度の測定およびこれが抵抗に及ぼす影響が非常に重要である。

Dr. F. H. Toddを議長とする國際表面摩擦委員會が設置され、その任務は、一般的に表面摩擦の問題を調査すること、特に模型および貨物の兩者に使用するべき最小亂流摩擦線を決めるために今後いかなる研究を行ふべきかを勧告すること、さらに粗度の測定の問題およびこれが抵抗に及ぼす影響を考究すること、および今後における適切な研究を勧告することなどである。

第6回會議はアメリカ試験水槽會議(American Towing Tank Conference)および造船造機協會(Socie-

ty of Naval Architects and Marine Engineers)の共同主催により1951年9月5~15日にわたつて開催され、6日および7日は船舶に關する流體力學的研究の講演會であり、10~15日が會議で、議題としては前回からの繼續の4議題に新に3議題が追加され、結局つぎの7議題が討議された。

議題1—模型推進器試験に對する Reynolds 數

議題2—表面摩擦

議題3—推進器の比較空洞現象試験

議題4—模型試験における亂流促進

議題5—自航要素に及ぼす寸法影響

議題6—船舶の航洋性能

議題7—抵抗および推進資料の表現

本會議の開催にあたり主催機關はソ連その他の共產圏國家を除きあらゆる關係國に参加を要請したので、出席代表は13ヶ國から68名の多數にのぼり、わが國からも代表が派遣され、この第6回會議によつて名實ともに會議が再開されたといえる。會議においては各議題の討議に先立つて、議題1, 2および3に對してはそれぞれ Dr. J. A. Allan, Dr. F. H. Todd および R. W. L. Gawn によつて國際委員會の報告および解説が、また議題4, 5, 6ならびに7に對してはそれぞれ Dr. K. S. M. Davidson, Prof. L. Troost および Dr. W. P. A. van Lammeren, Dr. G. Vedeler ならびに Sr. M. L. Acevedo によつて解説が行われ、これに基いて討論を重ね、結論を採擇している。

第6回會議の議事録はアメリカ造船造機協會から“Sixth International Conference of Ship Tank Superintendents, Washington, 10-15 September 1951”と題して公刊されており、しかも前述の各議題に對する國際委員會の報告および解説、重川代表の會議出席報告、ならびに會議の結論についてはすでに本誌において紹介済みなので(第6回國際船型研究所長會議議題について、船舶、昭和26年9月、10月および11月、重川涉、第6回國際船型研究所長會議報告、船舶、昭和27年2月、3月、4月、5月および7月、第6回國際船型研究所長會議結論案、船舶、昭和27年2月)、ここではすべて省略する。

第1表は參考として第1回からの會議の開催期日、開催地および出席代表を一括して表示したものである。

第7回會議の概要

第6回會議において第7回會議を1954年にスカンデナビアにおいて開催することが決定されたので、地元關係國は第7回會議の主催最高機關としてつぎの5名をも

第1表 國際船型試驗所長會議一覽表

回	開 催 年 月 日	開 催 地	出 席 代 表			
			國數	代表數	日 本 代 表 氏 名	
1	1933年7月13および14日	ヘーグ	9	23	中村小四郎 (海軍)	
2	1934年7月10~13日	ロンドン	11	31	平賀讓 (東京大學), 山縣昌夫 (船舶試験所), 飯河晶 (海軍)	
3	1935年10月2~4日	バリ	8	19	研野作一 (船舶試験所), 松山武秀 (海軍)	
4	1937年5月26~28日	ベルリン	10	29	西島亮二 (海軍), 牧野茂 (海軍)	
5	1948年9月13~17日	ロンドン	7			
6	1951年9月5~15日	ワシントン	13	68	重川涉 (運輸技術研究所)	
7	1954年8月18~31日	スカンデナビア	18	79	山縣昌夫 (東京大學), 谷口中 (三菱造船)	

備考 1. 第5回會議は日獨伊などの舊樞軸國を除外している。
 2. 第7回會議は國際船舶流體力學會議と改稱する。

つて Scandinavian Management Committee を組織してその準備および實施にあたることになった。

議長 Dr. H. F. Nordström (スウェーデン)
 Dr. C. W. Rohaska (デンマーク)
 Prof. J. J. Rahola (フィンランド)
 Dr. G. Vedeler (ノルウェー)

幹事 Dr. H. Edstrand (スウェーデン)

まずこの委員会は

1) 本會議の名稱が船型試験所長の私的會合であるかの印象を一般に與えやすく、従つてこの會議の開催にあたり廣く各方面からの財的援助を得にくいこと

2) 戦前における會合は主として船型試験所長およびその関係者をもつて構成されていたが、戦後、特に第6回會議には船舶に関する流體力學的研究に従事する一般學者も多數参加し、前述のように68代表が出席するにいたり、議題も試験水槽における模型試験に直接關連する問題ばかりに限定されることなく、廣く船舶に関する流體力學的問題を取扱うようになったこと

3) “ship tank” という言葉が國際的でなく、アメリカでは “model basin” とか、 “towing tank” といつてゐること

などの理由で、本會議の名稱を國際船舶流體力學會議 (International Conference on Ship Hydrodynamics) と改めた。但し委員会はこの名稱の變更によつて會議の性格がなんら變るものでないことを明かにしている。

委員会は會議の開催地としてオスロー、ゲーテボルグおよびコペンハーゲンを選定し、第6回會議におけると同様に、特定の議題について討議する純粹の會議のほか、船舶に関する流體力學的研究成果を發表する學術講演會を會議に附屬させ、Den Norske Ingeniørforenings Skipsgruppe および Det Norske Veritas の後

援によつてオスローにおいて2日間におつたつてこれを開催することとし、各國の關係者に論文の提出方を要請した。會議の議題としては第6回會議における7議題をそのまま採用し、これについての各別の討議がゲーテボルグにおいて5日間、またその一般のおよび最終的討議などがコペンハーゲンにおいて2日間におつたつて行われることを決定した。なお會議にはクリスティネナムにおける Karlstads Mekaniska Werkstad、マルモにおける Kockums Mekaniska Werkstad など各地における種々の見學、さては各地における多數の招宴を決定した。このような具體的計畫を立てて、委員会は一昨年 (1953年) 6月に各國の關係者に第7回會議に代表として出席するよう招請狀を發した。

第7回會議は第2表に示す日程によつて開催され、オーストリア、ベルギー、カナダ、デンマーク、フィンランド、フランス、ドイツ、イギリス、オランダ、印度、イタリー、日本、ユーゴスラビア、ノルウェー、スペイン、スウェーデン、トルコ、アメリカ合衆國の18ヶ國から79名の代表と40名を越えるその夫人らが出席して、空前の盛會裡に2週間におつたつて會議を終えたのであつた。なおオスローにおいて發表された論文は東京大學乾崇夫助教のものを含め、計6篇で、これらの著者名および表題を第3表に、またゲーテボルグおよびコペンハーゲンにおいて討議された議題を第2表中の備考欄に掲げてある。

オスロー、ゲーテボルグおよびコペンハーゲンにおいて會議開催のために組織された委員會を列挙すればつぎの通りである。

ノルウェー會議 (後援者 Olav 皇太子)

ノルウェー接待委員會 (議長 C. N. A. Aamundsen
 ほか13名をもつて構成)

第2表 第7回会議の日程表

(1954年8月18~31日)

場 所	日	午 前	午 後	備 考
オ ス ロ ー クリスティネハム ゲーテボルグ	18日(水)	登 録	同	左
	19日(木)	学 術 講 演 會	同	左
	20日(金)	学 術 講 演 會	Viking船, Kontiki筏, 極地探險船 Fram號等見學	
	21日(土)	Ka Me Ma 工場見學		
	22日(日)		會 議 開 會 式	
	23日(月)	議 題 2 および 4 討 議	同	左
	24日(火)	議 題 3 討 議	Statens Skeppsprovningensanstalt 見學	議 題 3 は 推 進 器 の 比 較 空 洞 現 象 試 験
	25日(水)	議 題 1 および 5 討 議	同	左
	26日(木)	議 題 6 討 議	Götaverkens AB, Eriksbergs AB 見學	議 題 6 は 航 洋 性 能
	27日(金)	議 題 7 討 議		議 題 7 は 抵 抗 および 推 進 資 料 の 表 現 法
マ ル モ コペンハーゲン	28日(土)	Kockums Mekaniska Werkstads AB 見學		
	29日(日)	Kronborg 城等見學	Frederiksborg 城等見學	
	30日(月)		一 般 討 議	
	31日(火)	最 終 討 議	Danmarks Tekniske Højskole 見學	

第3表 發 表 論 文

日 時	著 者	論 文 表 題
19日(木) 午前	G. Weinblum	Recent progress in theoretical studies on the behaviour of a ship in a seaway
〃 〃	V. G. Szebehely	On slamming
〃 午後	A. A. Townsend	On turbulent frictional resistance
20日(金) 午前	T. Inui	On Japanese progress in calculation of wave making resistance
〃 〃	E. Hogner	A complementary method for evaluating ship wave resistance
〃 〃	Th. Theodorsen	On propeller theory

ノルウェー組織委員会 (議長 C. N. A. Aamundsen
ほか3名をもつて構成)
ノルウェー技術および出版委員会 (Prof. J. K. Lunde
ほか2名をもつて構成)
ノルウェー夫人委員会 (Mrs. C. N. A. Aamundsen
ほか3名をもつて構成)
ゲーテボルグ會議 後援者 市長 Per Nyström)
ゲーテボルグ 接待委員会 (議長 Ernst Jungen
ほか13名をもつて構成)
ゲーテボルグ 夫人委員会 (Mrs. Erik Häggström
ほか8名をもつて構成)

デンマーク會議
デンマーク接待委員会 (議長 Axel 殿下ほか10名
をもつて構成)
デンマーク組織委員会 (議長 Prof. C. W. Prohaska
ほか3名をもつて構成)
デンマーク夫人委員会 (議長 Mrs. Ellen Dithmer
ほか3名をもつて構成)
また各地における會議開催場所はつぎの通りである。
オスロ
Den Norske Ingeniørforening (學術講演會場)
ゲーテボルグ

Börsen (開會式場)

Göteborgs Högskolas Studentkar (會議場)

コペンハーゲン

Dansk Ingeniørforening および Danmarks

Tekniske Højskole (いずれも會議場)

議事の概要

7箇の議題のうち、議題1(推進器の寸法影響)と5(自航要素の寸法影響)、議題2(表面摩擦)と4(亂流促進)とは互いに密接な関係があるので、本會議においては便宜上これらをそれぞれ1議題として取扱うこととした。これら議題を會議において能率的に討論することができるように、関係諸問題を調査研究する常置的準備機關としてすでに述べたような國際技術委員會が5箇(議題1および5、2および4、3、6ならびに7)に對する委員會の議長はそれぞれ Dr. J. F. Allan, Dr. F. H. Todd, Dr. R. W. L. Gawn, Dr. G. Vedeler ならびに Captain H. E. Saunders である)組織されている。これらの委員會は第6回會議以降、それぞれの任務である調査研究などを行い、要すれば各國の関係者の意見、あるいは研究成果などの提出を求め、これらをすべて總合して報告書を作成し、會議開催前に豫め各代表に送附し、代表は會議においてこれを中心として各議題について討論を重ね、これに基づいて委員會は決議および勧告の原案を用意し、これを會議において審議決定した。このような會議の運び方は第6回會議におけるものと全く同じである。

各議題に對する國際技術委員會議長の報告書はすでに本誌において紹介済み(第7回國際船舶流体力學會議の議題について、船舶、昭和29年7月、8月、9月および10月)であるから、ここではこれらに對する若干の主要な討論の概要と採擇された決議および勧告とを述べるにとどめる。

I. 議題2および4——表面摩擦および亂流促進

會議におけるこの議題に對する主要な討論は實に47を算し、極めて活潑な討論が展開されたが、その若干のものを發言順に従つて紹介する。

Dr. G. Hughes (N. P. L.) は2次元流に對する平面の摩擦抵抗を實驗的に求めるには、(a) 縦線影響、(b) 厚さ比影響、および(c) 平板が乾舷をもつ場合には表面波影響に對して、平板についての測定摩擦抵抗を修正する必要があるとし、1948年の第5回會議以後、N. P. L. の船舶研究部において多數の平板および吃水が非常に淺い多數のポンツーンについて大規模の實驗を行い、この修正法を研究した。その結果によると平板の摩擦抵抗係數は一般に rC_r の形で表わすことができる。但し C_r は

平板の長さ l と幅との比が0、すなわち縦線影響のない2次元流に對する基礎摩擦抵抗係數であり、また r は平板の長さ l と幅との比によつて變化し、Reynolds 數には無關係の係數である。模型試験の結果によると、船體に作用する粘性抵抗もこの形で表わすことができ、 r の値は極めて低い Froude 數において行われた模型の測定抵抗から求められ、特定の船型に對しては一定の値である。 $r=1+k$ において、多數の實驗の結果から k の値を $\nabla^{1/3}/L$ (但し ∇ は排水容積、 L は船體の長さ) の基準上に長さ l と吃水との比をパラメーターとして示している。なお幅の異なる4種のポンツーンの實驗結果から水槽境界干渉影響を求めている。

Prof. A. Robb は運動量理論によつて平板の層流および亂流摩擦抵抗を求めるとともに、いくつかの左右對稱の翼型の測定全抵抗から測定壓力抵抗を差し引いて摩擦抵抗を求め、これらを比較している。

Dr. F. H. Todd (Taylor 水槽) はまずこれまで發表された實驗結果を引用して Schoenherr 線の妥當性を強調し、つぎに最近 Taylor 水槽において行つた長さ12呎、20.76呎および29.46呎の驅逐艦の相似模型についての測定抵抗と翼型の試運轉成績の解析結果とを比較して、大型の2模型については Schoenherr 法と Hughes 法との優劣が認められなかつたが、小型模型の場合には前者が幾分好結果を與え、また粗度修正値は Schoenherr 法において +0.00066、Hughes 法において +0.0008 で、その差が著しくなかつたと報告している。

Dr. R. W. L. Gawn (ハスラー水槽) は委員會が摩擦抵抗算式の國際的統一に對する原案を早急に作成するよう要望するとともに、多數の軍艦の試運轉結果の解析によると粗度修正値が試運轉速度の範圍を通じ係數の形においてはほぼ一定であること、ハスラーにおける軍艦模型については人工的に亂流をつくる必要が依然認められないことなどを述べている。

筆者(東京大學)は平板の縦線および自由水面が層流域のひろがりに著しい影響を及ぼすために、平板の長さ l と吃水との比、すなわち縦横比の増加に伴つて遷移流に對する摩擦抵抗係數が増大することを指摘した。

Dr. E. Castagneto (ローマ水槽) は各水槽における比較試験を行うにあつては、層流影響を受けることが比較的少い細長い楕型の高速船の模型を選ぶべきこと、パラフィンおよび木製模型を水中にある期間沈めておくと、もともと表面の粗度が幾分違つていても粗度がほぼ一定となること、ローマ水槽で常用している木製模型の表面はパラフィン模型のものより幾分粗く、層流域が狭

いので、人工的に亂流をつくる必要のないことなどを報告している。

A. B. Murray (ホボーケン水槽) はホボーケン水槽における小型模型と Taylor 水槽における大型模型との幾組かの幾何學的相似船型について行つた抵抗試験の結果を比較して、Hughes 法より Schoenherr 法による方が換算結果がよく一致すると述べている。

Civ. H. B. Lindgren (ゲーテボルグ水槽) はゲーテボルグ水槽において 2 重模型を含む種々の船型模型について行つた摩擦抵抗に及ぼす形状の影響に関する實驗的研究を總合的に報告している。すなわち肥厚度および幅の変化による形状影響、 k の値は排水量長さ比 $\nabla^{1/3}/L$ の函數として表わすのがよいこと、2 重模型についての測定抵抗曲線は Schoenherr 線に従うことなどをあげている。

M. L. Acevedo (マドリッド水槽) は、極めて低い Froude 數において行われた水面模型、もしくは深く沈められた 2 重模型についての測定抵抗から k の値を求め、しかもこれが Reynolds 數によつて變化しないという Hughes の方法に對し Reynolds 數が低ければ層流影響に災いされる心配があり、また測定抵抗値に誤差が起りやすいという考えから、Reynolds 數に對する測定全抵抗係數曲線の傾斜と Reynolds 數に對する基礎摩擦抵抗係數曲線の傾斜との關係から k の値が Reynolds 數に無關係であるかどうかを判斷することができ、また k の値を求めることができるとしている。

Dr. J. F. Allan (N. P. L.) は、大多數のイギリス代表の意見として、從來の Froude の摩擦抵抗算式の代りに、Reynolds 數を基礎とする合理的ななんらかの摩擦抵抗算式を實際的に決定する時期が來ており、しかもこれは基礎的 3 次元亂流摩擦抵抗線に平均形状影響に對する標準 100 分率を加算した形のものが合理的であると主張している。

このほか種々の重要な發言があつたが、問題が問題であるだけにその内容は前回におけるものより著しい進歩を認めることができず、極言すれば第 1 回會議以來毎回ほぼ同様の議論を繰返しているとの感がないでもない。従つて採擇された決議および勸告も甚だ低調で、つぎのようなものである。

1) 本會議は、模型および實船の抵抗の適切な算定には 3 次元流の影響および種々の挿外法の他の原因を考慮すべきであるということに意見が一致する、できるかぎり多數の新しい資料を入手すべきであり、また 3 次元もしくは形状影響を決める最近の提案を參照して舊資料を再検討すべきである。

2) 多くの關係分野において最近完成され、また進展中の研究に鑑み、本會議は、恒久的の表面摩擦算式に對し現會議においてなんらかの結論に到達しようとすることは望ましくないと考える。

3) 本會議は、Reynolds 數に基礎をおき、かつ船舶設計の實用目的に對し適切な摩擦算式について的一致が熱望されているという意見である。この要求を充すために、表面摩擦委員會はあらゆる適切な資料を調査し、今回の會議までに採用を目途とする具體的な勸告をなすべきである。

4) 本會議は、今回の會議までの期間において、表面摩擦委員會の報告書に示された線に沿つて粗度、亂流促進および水槽境界影響の問題についても一般に研究を進めるべきであるという意見である。

II. 議題 3—推進器の比較空洞現象試験

會議におけるこの議題に對する主要な討論は 24 日、そのうち若干のものを發言順に従つて紹介する。

Prof. S. J. Palmer は各空洞水槽における試験結果が一致しないのに失望したと前提し、一般に常用されているキャピテーション數はガスの壓力と空洞の表面張力とを無視しているが、これらの影響は實物推進器では確かにわずかであるに反し、模型では必ずしも少くはなく、従つて模型試験においてこれらの影響をできるだけわずかにする必要があるといつている。ガス壓力の影響をなくすためには當然實驗開始前に空洞水槽水からガスを取除くのがよいが、これは超音波發振器を使用して容易に行うことができ、また表面張力の影響を少くするためには、現在この目的のために工業的に使用されている種々の化學藥品を空洞水槽において試みるべきであるとの意見を述べている。

A. Silverleaf (N. P. L.) は N. P. L. の空洞水槽が最近改造されたと報告し、また各水槽における試験結果の一致をはかるためには、水槽内における水速の測定法の標準化が必要であることを強調するとともに、回轉力率の測定、壁影響、キャピテーション數などについても言及している。

L. Mazarredo (マドリッド水槽) は實驗結果の不一致が測定裝置および方法の相異にも原因しているもので、比較試験研究を實施するに先立つてなにかよい檢定方法を定める必要があると主張し、さらに壁影響および水の性質についても意見を述べている。

討論の結果、採擇された決議および勸告はつぎの通りである。

1) 水槽壁の影響をもつと明確に知る必要がある。従つて委員會は協力試験の手配をすべきである。推進器の

單獨試験と空洞試験との結果がもつとよく一致するように特別の考慮が拂われるべきである。

2) 特別の注意が模型推進器構造および実験技術の精度に對し拂われるべきである。

3) 1箇の特定の推進器についての試験がすべての参加水槽において同一水速測定方法で行われるべきである。これらの試験は推進器の中心において大気壓で行われるべきである。

4) 水槽水の乱度の測定について考慮が拂われるべきである。

5) 委員会は、ガス含有量を考慮したキャピテーション数を含む種々のパラメーターに對してもいくつかの結果を置誌してみることを考慮すべきである。

6) 核および含有空気の影響を含め、水の適切な性質に對し考慮されるべきである。

7) ガス含有量が Winkler 法よりは Van Slyke 法もしくはこれに類似の方法によつて決められるべきであることを強く勧告する。

III. 議題1および5——推進器および自航要素についての寸法影響

會議におけるこの議題に對する主要な討論は35にのほり、そのうち若干のものを發言順に従つて紹介する。

Dr. J. F. Allan (N.P.L.) は國際委員會の報告をしてから、個人として討論にも加わっている。すなわち、1951年の第6回會議において推進器翼面における水流状態の観測の必要性が強調されたが、N.P.L. では翼の内部からインキを流してこれを測定すると同時に、推力および回轉力率をも測定しており、この方法によつて模型推進器翼にトリップ・ワイヤーを取附けた場合と取附けない場合、さらに推進器が船體模型に裝備された場合についても水流を測定して層流域および亂流域を判定し、結局、Reynolds 数が 10^5 ないし 10^6 の普通の模型推進器試験範圍では翼面に廣い層流域が存在し、トリップ・ワイヤーが亂流促進に對し有効であること、船體模型に裝備された試験では單獨試験より層流域がわずかではあるが、全部亂流にはなつておらず、従つてやはりなんらかの方法によつて亂流を促進する必要があることなどをあげている。

Prof. A. Robb は推進器の寸法影響に關連して相似法則について的一般論を述べている。

筆者(東京大學)は造船協會水槽委員會が本會議のために用意した白馬山丸についての試験報告書を紹介するとともに、やよい丸の實船および模型試験に言及し、さらに空氣吸込現象を伴う推進器の寸法影響についても述べた。

Dr. R. W. L. Gawn (ハスラー水槽) は國際委員會の報告書が自航試験の國際的標準化を提案しているが、これに賛意を表すると前置きして、ハスラー水槽における自航試験法を詳細に説明するとともに、ビクトリー船型の模型について實船および模型自航點において行つた實驗結果を比較検討している。

Dr. E. Castagneto (ローマ水槽) は故 Gen. G. Rota の提唱によつて1939年に、長さが112mで、4,900tの双螺旋船について各水槽において共同模型實驗を行つたが、大戰のために會議が開催されず、未發表となつてゐる資料によると、測定値の差がEHPにおいて $\pm 3\%$ 、またDHPにおいて $\pm 4.5\%$ となつていて、今回のビクトリー船型についての比較試験結果に比べて成績がよくないこと、また自航要素の寸法影響の實驗的研究は極めて高い實驗精度を要求するから、推力の測定、推進器單獨試験の實驗配置などに細心の注意を拂う必要があることを述べている。

Dr. Hans Edstrand (ゲーテボルグ水槽) は、第6回會議の勧告に従つてゲーテボルグのスウェーデン國立試験水槽は直径が150, 200, 250 および 300mm の幾組かの相似模型推進器について實驗を行つたが、これによるといわゆる最小 Reynolds が明かに認められたにもかかわらず、これ以上の Reynolds 數において行われた實驗結果を解析して求めた翼面に作用する摩擦抵抗係數は Schoenherr の亂流線より低くなつており、従つて層流と亂流との混流はこの最小値より高い Reynolds 數においては推進器の性能に餘り影響を及ぼさないのではないかといつている。

A. B. Murray (ホボーケン水槽) は、ホボーケン水槽が Taylor 水槽およびワーゲンゲン水槽の協力を得て行つた相似模型船についての自航試験、伴流測定試験および推進器單獨試験の結果の比較を報告しているが、これらはいずれも豫期通りの一般的傾向を示している。

Dr. F. H. Todd (Taylor 水槽) は國際委員會の報告書の内容を種々の角度から検討するとともに、自己の意見を開陳しているが、從來の粗度修正 0.0004 が大きすぎ、0.0001~0.00015 が適當であると述べていることは注目値する。

このほか種々の議論が展開されたが、表面摩擦に關する議題と同様、もつとも重要で基本的なものではあるが、解決が至難な問題なので、今回の會議においてもまだ決定的な結論が得られず、つぎのような決議および勧告でお茶をにごした感があつた。

1) 本會議は、最近における發達によつて、現在の實驗施設および解析方法が實船の推進器の設計および性能

推定に對し十分役立つものとする。

2) しかしながら本會議はわれわれの知識をさらに啓發するためつぎのことを勧告する。

- a) 各研究所はビクトリー船の比較試験の結果に徴してその実験技術を再検討すべきである。
- b) 各研究所は兩方法によつて自航試験を考慮すべきである。
微量の寸法影響の研究に對して必要な高精度を確保するために、実験技術とともに模型推進器構造の精度に對し特別の注意が拂われるべきである。
- c) 研究目的のために自航試験を行う場合には、推力荷重が、少くとも2種の前進速度に對し模型および實船自航の範圍にわたるべきである。
- d) 推進分力に及ぼす舵の影響についても注意が拂われるべきである。
- e) 推進器において亂流を確保するよう注意が拂われるべきである。

3) 本會議は、委員會に對し、推進器の寸法影響、伴流の寸法影響および推力減少の寸法影響に對する修正方法を、これらの問題についての研究を促進し、またこれらの問題の實用的解決に達する見地から、考慮するよう指示する。このような僅かな差を決定しようとする特別の研究はそれぞれ1研究所において行われるべきである。

4) 本會議は、本委員會の仕事が表面摩擦および比較推進器試験委員會の仕事と密接な關係のあることを認め、寸法影響についてこれらの委員會間の協議が次回の會議前に機會があれば行われることを期待する。

IV. 議題6—航洋性能

會議におけるこの議題に對する主要な討論は25で、そのうち若干のものを發言順に従つて紹介する。

筆者(東京大學)は、造船協會水槽委員會が本會議のために用意した單螺旋貨物船日聖丸の航洋性能についての研究を取纏めた報告書を紹介した。

Prof. S. J. Palmer は各試験水槽において行われた波浪中における抵抗測定結果が餘りよく一致していない原因を検討し、長さ5呎の模型では小さすぎることを、重力式模型曳引方法では出會週期が一様とならないこと、整齊曲線を引く場合に考慮が足りないことなどをあげている。

Dr V. G. Szebehely (Taylor 水槽) は Prof. Palmer と同様に、各試験水槽における測定抵抗が一致しない原因を探求し、結論として、比較試験を行うにあつては実験の詳細な實施方法を參加水槽に豫め指示すること、各水槽は実験技術の詳細を明かにするとともに、

原測定値をも提出すること、各水槽において同一の模型を使用する可能性があるかどうかを検討すること、差しあたり波長、波高および曳引力の廣い範圍に對して波浪中の実験を計畫せず、特定実験に限定せざるを得ないのが現状であること、固有縦揺週期の決定にあつては最高の注意を拂うべきであること、波浪の連続記録をとる必要があり、この結果を實驗値とともに提出することなどを主張している。

A. B. Murray (ホボーケン水槽) はホボーケン水槽における不規則波をつくる方法について詳細に説明している。

Dr. F. H. Todd (Taylor 水槽) は各試験水槽における測定抵抗の不一致に失望したと前提し、この原因の研究にすぐ着手すべきであり、まず各水槽において5呎模型について実験を行つて、その結果を比較する必要があるとしている。

Prof. M. A. Abkowitz は波浪中における比較実験の結果を表現する場合に、同調率に對するパラメーター σ/ζ は餘りにも敏感に過ぎること、模型の性能は單に同調率の單一な函数ではなく、模型の速度によつても變ると述べて、實驗結果の新表現法を提唱している。

Dr. J. F. Allan (N. P. L.) は造波機によつて造られた波の高さが水槽の全長にわたつて一定ではなく、最大波高に對し50%も變動しているため、模型試験にあつてこれを連続的に記録する必要があるといつている。

討論の結果、採擇された決議および勧告はつぎのようなものである。

1) 單一正規波中における模型の比較試験は、すべての水槽においてつぎの諸項について相似條件を確保して行われるべきである。

a) 水槽の横方向に起る波の測定を含め、波の作成および測定における精度。

b) 模型の速度、抵抗および諸動搖の測定の精度。

c) 定常状態を得るための十分な初期航走。

d) 相似波に對し波長のある範圍、できれば各水槽において同一の範圍にわたつて測定航走が行われるべきこと、少くとも完全な2運動週期が目標とされるべきである。

e) 縦揺および上下揺、さらに波と模型の運動との位相角に對しても連続記録がとられるべきこと。

f) 模型および亂流促進の幾何學的相似における精度

g) 各組の試験に對し一定抵抗、もしくは一定平均速度のいずれの試験を行うかの試験方法の單一化。

2) 海上における平均状態がこれらの比較試験に對し特に關係深いので、本會議において公表された比較にお

けるように、適当な波高が採用されるべきである。

3) 模型は比較試験において前後揺を自由に與えられるべきであるが、模型を曳引車に固定して、すなわち一定速度で、前後揺なしでの試験は、理論との比較のために、このような試験を希望する人々から非常に歓迎されるであろう。

4) つぎの段階は波浪中における自航試験であろう。

5) 壁影響および初期航走の長さの影響を研究するための理論的研究とともに、これに對する特別の試験が促進されるべきである。

V. 議題7—抵抗および推進資料の表現

會議におけるこの議題に對する主要な討論は19で、そのうち若干のものを發言順に従つて紹介する。

Dr. H. F. Nordström (ゲーテボルク水槽) は提案されている表現形式にメートル単位を追加するよう希望している。

Dr. E. Castagneto (ローマ水槽) は委員會が提案しているアメリカ造船機協會 RD, PD および SPD に全幅の賛意を表している。

Prof. S. J. Palmer は、模型試験結果を公表する場合の資料の最小限度を決めること、表現形式は船舶設計者がこの資料を使用しやすく、また他の模型試験結果と比較するのに便利なものでなければならぬこと、いくつかの船の長さに對する表面摩擦修正曲線が抵抗曲線に加えられるべきこと、實驗結果が圖か表かのいずれかで表わされ、その重複を避けることなどを勸告している。

討論の結果、つぎの決議および勸告が採擇された。

1) 本會議は、公刊物における抵抗および推進資料の表現法はできるだけ簡單であるべきであるということに一致する。

2) 表現形式は、實用的使用を容易にするための目盛などを附け加えた無次元のものであるべきである。

3) 模型の原寸法および模型試験の原資料が表の形式で含まれるべきであるということに一致する。

4) 採用したパラメーターの適合性に對し常に注意が拂われるべきである。

5) できるだけよく一致させるために、本會議は委員會に對しこれまでの會議の決議および勸告の再録を用意して配布するよう要望する。

これらの技術的議題のほか、コペンハーゲンにおける會議において議題として會議名の變更と次回會議の開催時期および場所の決定とが上程され、前者についてはアメリカ代表の提案により會議の名稱が再び變更されて國際試験水槽會議(International Towing Tank Conference) となり、また後者については第8回會議が

1957年にマドリッドにおいて開催されることが確定し、さらに第9回會議が1960年にパリにおいて開催されることが豫定された。

會議についての所見および感想

今回の會議に出席しての所見なり、感想なりをつぎに述べてみたい。

1) この會議は戦前にはドイツ、イギリス、オランダ、日本などがその主導権を握つていたといえるが、戦後は事情が一變し、ドイツ、日本の後退とアメリカの進出とが著しく、會議の運営は全くアメリカ、イギリス兩國の手に歸した感が深い。現に、今回の會議に出席した18ヶ國からの代表のうち、アメリカおよびイギリスの代表はその40%を占め、會議における發言にいたつては、會議語が英語である関係もあろうが、アメリカおよびイギリス代表の發言が實に2/3を上回つていた。従つてアメリカ、イギリス、特にアメリカの會議における影響力は、戦後におけるイギリス、ドイツなどの研究者の招聘によるその研究陣の強化と相俟つて、絶對的とさえいえる。例えば、國際的統一のために新たに採用すべき摩擦抵抗算式の原案としてアメリカ代表の主張するそのノートルダム大學教授 Schoenherr (ドイツ生れではあるが) の算式(1932年)が豁然有力となり、戦前アメリカ以外において廣く使用されていたドイツの Prandtl-Schlichting 算式(1929年)は、前者と結果においてほとんど差がなく、しかも使用に簡便であるにもかかわらず、全く無視されるようになってしまつた。また模型試験結果の表現形式にしても、戦前において會議が採擇したものを廢して、アメリカ造船機協會制定のものが原案となり、これが今後採擇決定される公算が極めて大きい。さらに會議名も、前述のように、アメリカは國際試験水槽會議と改稱する自案を通過させて、自國內のアメリカ試験水槽會議(American Towing Tank Conference)と語呂を合わせた。このように國際學術會議にも一般國力がそのまま反映することを痛感した。

2) 國際技術委員會のさらに活潑な活動を期待するとともに、會議間における各水槽その他の間の連絡を緊密化して、會期の餘りにも長期にわたることを避くべきではなからうか。

3) 會議において各議題に對するわが代表の發言を有力化し、會議に著しく貢獻する前提として、造船協會の試験水槽委員會は必要に應じ議題ごとの小委員會を設置し、國內の總力を結集して豫めこれを調査研究する必要がある。

(41頁へつづく)

船型試験によるアドミラルティ係数資料 (1)

— 普通型貨物船 — 菅 四 郎

運輸技術研究所改良

與えられた船型の所要推進馬力を推定する方法はいろいろあるが、如何なる方法によつたととしても、得られた結果を他の類似船の成績と比較してその結果の妥當なりや否やを一應検討することが望ましい。また新船の水槽試験が行われた場合には、その成績を他の類似船の成績と比較してその船型の良否を判定することが出来る。このような目的に對しては本誌に連載されている「水槽試験資料」の如き資料を多量集積整理しておけばよいわけであるが、各種の船型について充分な数の資料を集めるのは容易なことでない。

運輸技術研究所船舶推進部においては、同部の試験水槽で實施した從來の船型試験の資料から、船の長さおよび種類別等で適當なグループに分け、各グループ毎に速度長比を横軸としてアドミラルティ係数曲線を畫き、以上の目的に對し最も直接的で簡単な資料を作成している。このような資料は何ら手を加えない全く生な資料であるためにこれまでは殆んど發表されていないが、むしろ生であるがために利用價值があるとも考えられるので、ここにその一部を掲載して各位の御参考に供したいと思ふ。

今回は紙面の都合もあるので、長さ 60~140m の普通の貨物船に關する 5 種のグループを取上げてみた。グループの分け方についても種々の方法があるが、ここでは單に長さ別にしている。すなわち垂線間の長さ 60~70m, 80~90m, 100~110m, 120~130m, 130~140m の 5 グループで、各グループ毎に一應 10 隻の船型を選択した。艘の多いほど良いことは明らかであるが、ここでは紙面の混雑を避けるために多くを割愛した。船尾は殆んどすべてクルーザースターンである。

各グループに屬する船の主要寸法、肥指係數、主機および推進器要目等を第 1~5 表に、各船の計畫滿載狀態および輕貨狀態（搭載貨位までの狀態を含む）におけるアドミラルティ係数曲線を第 1~5 圖に示した。

これらの表および圖については特に説明を要する點もないようであるが、以下に簡単に必要事項を列記する。

1) 試験方法について

圖に示した成績はいずれも運輸技術研究所船舶推進部における模型船自航試験の結果から得られたもので、自航試験の際の摩擦修正量の算定に當つては實船の摩擦抵抗係數としてフルードの係數に修正係數 ϵ を乗じた値を

採用している。この ϵ については山縣博士著「船型學（推進篇）」189 頁に詳述されているが、船の長さによつて相異し、滿載吃水線長さ 60m の場合 1.90, 80m の場合 1.091, 100m の場合 1.044, 120m の場合 1.025, 140m の場合 1.015 としている。

從來の多くの船の試運転成績を解析した結果によれば、以上の方法による自航試験の結果は、海上が平穏でかつ船底が塗られて汚損していない場合の實船（外板に對する溶接使用範圍が現在程度の船）の成績とほぼ一致するものと認められる。

2) 船體主要寸法について

船の長さ L_{pp} は垂線間の長さであり、幅および吃水は外板の平均厚さを加算した値で、排水量 Δ も外板および副部の排水量を含み、肥指係數等はこれらの値を使用して算定したものである。海水の比重は 1.025 としている。また浮力中心位置は中央横截面からの距離を L_{pp} の % で示したもので、中央から前を -、後を + で表示している。

3) 推進器要目について

推進器の要目として直径 D 、ピッチ比 H/D (0.7R に於ける)、ピッチ分布および翼數だけを示すことにした。ボス比および翼面積比等にも若干の差異があるはずであるが、本資料の目的からみて複雑に過ぎる恐れがあり、またいずれも類似の普通型貨物船なのでそれらには特に著しく異なるようなものもないと考え、記載を省略した。

4) 主機要目について

アドミラルティ係數を比較する場合、推進器の回轉數は推進効率等に直接影響するので回轉數の影響を無視することは出来ない。回轉數の大體の見當をつける意味で、計畫された主機の定格馬力とその場合の回轉數とを記載した。

5) 圖表中の記號について

V_s = 船の速度 (節)

L_{pp} = 船の垂線間の長さ (m)

Δ_s = 排水量 (噸)

DHP = 傳達馬力 (推進器位置における軸馬力)

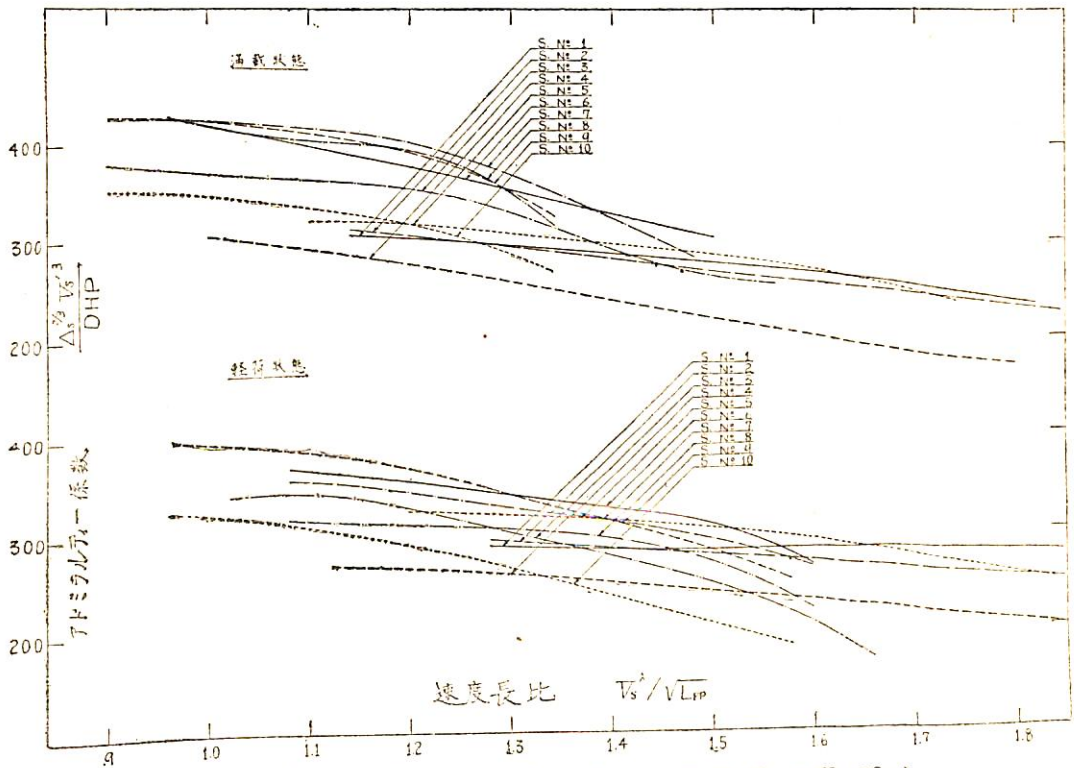
速度長比 = $V_s^3 / \sqrt{L_{pp}}$

アドミラルティ係數 = $\Delta_s^{2/3} V_s^3 / \text{DHP}$

第1表 要目表

S. No.		1	2	3	4	5	6	7	8	*9	10		
L_{pp}	(m)	60,000	60,000	61,000	62,000	67,000	67,000	68,000	68,070	68,280	68,580		
B	(m)	10,025	10,025	10,030	10,527	11,538	10,030	10,830	10,930	10,700	12,224		
満載状態	d	(m)	4,013	3,013	4,624	4,313	4,118	4,286	4,420	5,266	5,657	4,651	
	Δ_s	(KT)	1235	930	2125	1548	1795	2071	2318	3019	3160	3052	
	C_b		.500	.501	.727	.536	.549	.701	.694	.759	.745	.763	
	C_p		.566	.568	.746	.612	.589	.708	.706	.759	.754	.774	
	$C_{\text{中}}$.883	.883	.975	.876	.932	.990	.983	.991	.988	.986	
lcb	(%)	+1.00	+ .07	+ .34	- .91	+ .68	- .70	- .13	- .63	- .70	- .12		
主機械	常用 H.P.	S.H.P.	1600	1600	1000	1250	1600	900	850	1090	900	B.H.P.	1000
	R. P. M.		105	105	83	345	390	105	95	120	85		260
推進器	D	(m)	1,923	1,923	3,600	2,100	2,000	3,300	3,600	3,600	3,658	2,350	
	H/D		一定	一定	増	減	一定	一定	一定	一定	一定	増	
	翼数		.80	.80	1.310	.600	.660	1.115	1.040	.745	1.134	.630	
			4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	
	龍	流線	流線	流線	反動	流線	流線	流線	流線	通信省型	流線		
輕荷	トリスム	(m)	0	0	1,220	1,700	1,340	1,340	1,360	2,228	1,366	.700	
	Δ_s	(KT)	700	700	1100	970	1250	1051	1091	999	1439	1428	

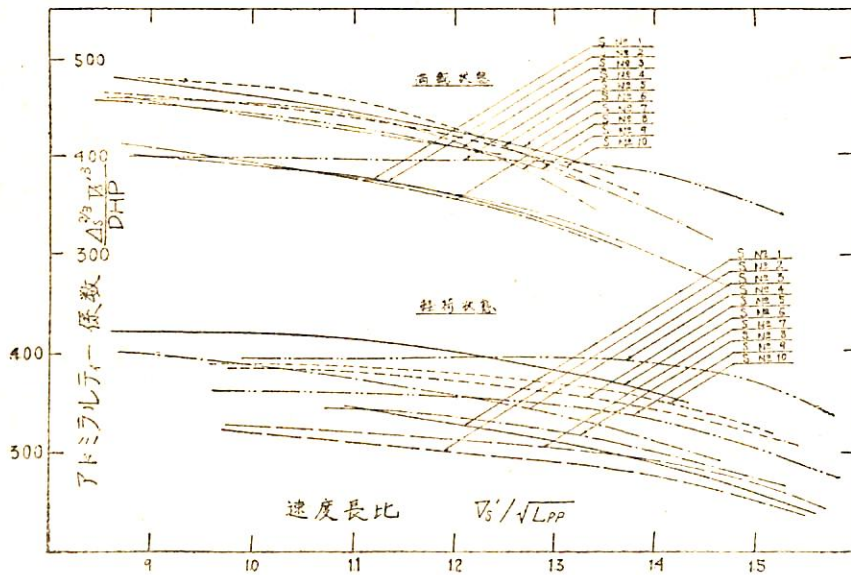
* 本船のみ普通型船尾



第1圖 貨物船のアドミラルティ係数 ($L_{pp}=60\sim 70m$)

第2表 要 目 表

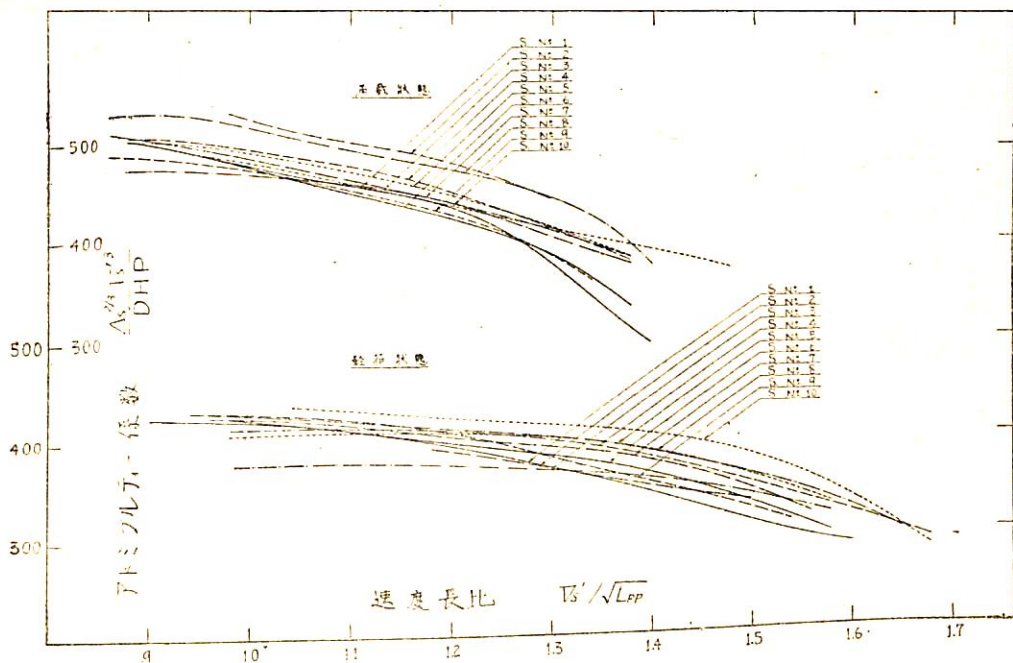
S. No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L _{pp} (m)	82,300	83,000	83,000	83,000	83,600	84,000	84,000	85,090	87,000	87,000
B (m)	12,230	12,230	13,040	12,830	12,200	12,240	12,600	13,140	13,040	13,040
満載状態										
d (m)	5,400	5,567	5,218	4,505	5,357	5,618	5,492	5,018	6,019	6,019
排水量 (KT)	4125	4164	4302	3279	4136	4274	4390	5280	5050	5050
C _b	.740	.718	.744	.665	.737	.723	.736	.766	.722	.722
C _p	.750	.732	.753	.680	.747	.731	.744	.722	.728	.728
C _マ	.987	.980	.987	.979	.986	.988	.989	.992	.991	.991
l _{cb} (%)	-.475	-.03	-.94	+.67	-.48	-.04	-.70	-.42	-.52	-1.14
主機 常 用 H.P.	I.H.P. 1450	B.H.P. 1690	I.H.P. 1600	S.H.P. 1600	I.H.P. 1450	I.H.P. 1000	B.H.P. 1100	I.H.P. 1500	S.H.P. 1200	S.H.P. 1200
機 械 R.P.M.	110	255	120	105	100	104	240	80	100	100
推 進 器 翼 數										
D (m)	3,860	2,666	3,650	4,000	4,250	3,800	2,550	4,340	4,200	4,200
H/D	(一定) .790	(増) .610	(一定) .800	(増) 1.020	(減) .791	(増) .845	(増) .620	(増) 1.060	(増) .810	(増) .840
舵	流線	流線	反動	流線	反動	流線	流線	流線	流線	流線
輕 荷 トリム (m)	3,000	1,660	1,660	2,420	2,950	2,520	2,597	3,540	1,740	1,740
荷 排水量 (KT)	1824	1793	2020	2119	2012	2029	1894	2082	2240	2240



第2圖 貨物船のアトミラルティ係数 (L_{pp}=80~90m)

第3表 要 目 表

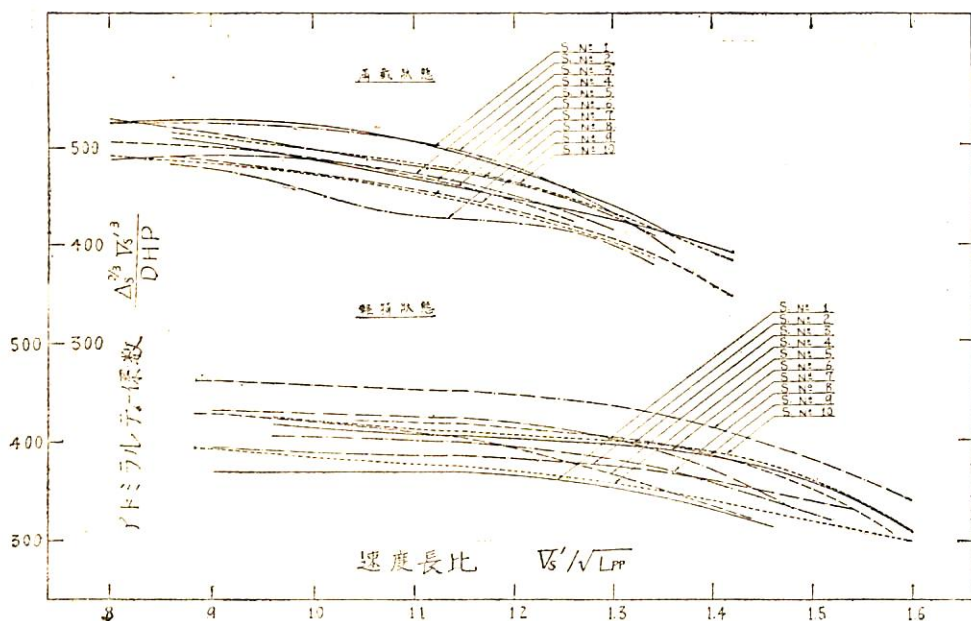
S. No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
L _p	(m)	100,580	102,100	104,000	104,000	105,000	105,000	106,000	109,730	110,000	109,730	
B	(m)	14,370	14,670	15,619	15,241	15,540	15,240	15,536	15,280	15,240	15,280	
満 載 状 態	d	(m)	6,199	6,649	6,809	7,006	6,820	6,122	7,158	7,184	7,300	7,237
	Δ _s	(K.T.)	6862	7557	8093	7925	8102	7423	8491	8913	9407	8620
	C _b		.746	.740	.714	.696	.710	.739	.702	.722	.751	.694
	C _p		.754	.748	.724	.707	.724	.747	.713	.732	.757	.706
	C _m		.989	.989	.986	.985	.981	.990	.935	.986	.992	.984
應	lcb	(%)	-.47	-.57	-.53	-1.12	-.12	-.75	-.36	-.53	-.30	-.19
主 機 械	常用 H.P.	I.H.P.	1950	2500	2400	2400	2400	1950	2700	2300	3000	3600
	R. P. M.		82	88	117	117	117	80	121	108	80	120
推 進 器	D	(m)	4,419	4,850	4,400	4,400	4,500	4,460	4,500	4,400	4,900	4,501
	H/D		増 1.131	減 .938	減 .780	増 .795	増 .767	増 1.100	減 .733	減 .829	一定 1.120	減 .850
	翼 數		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
舵		流線	選信省型	反動	流線	流線	流線	反動	反動	選信省型	反動	
輕 荷	トルム (m)		2,012	2,590	1,040	2,080	3,000	2,100	.500	2,744	2,200	2,194
	Δ _s (KT)		3151	3082	3000	3200	3165	3100	3591	3657	4062	4126



第3圖 貨物船のアドミラルティ係数 (L_{pp}=100~110m)

第4表 要 目 表

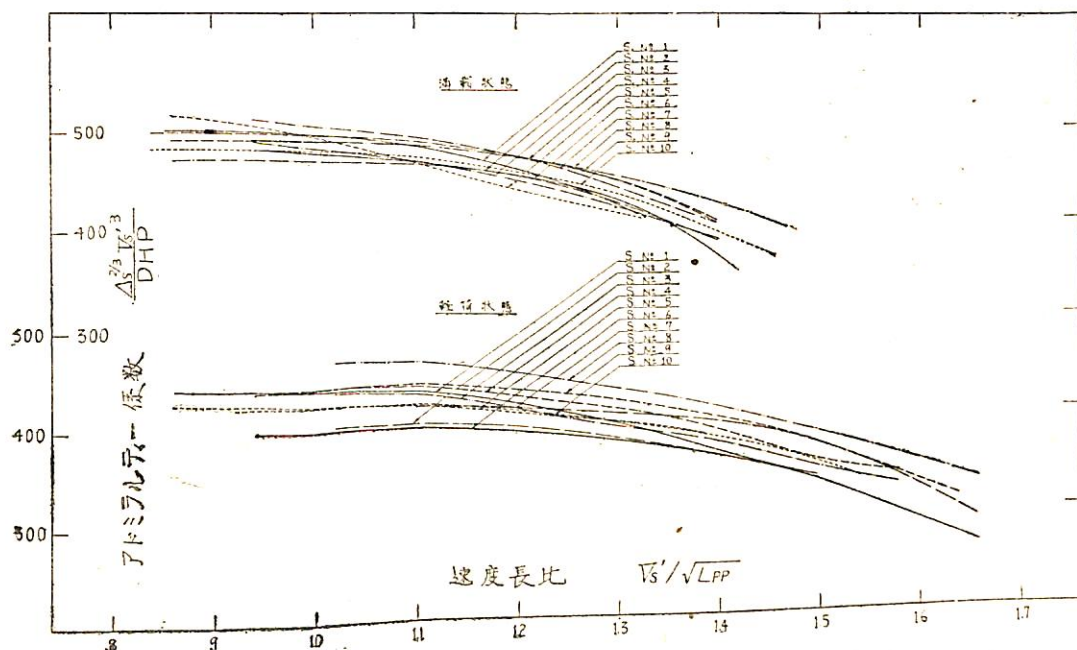
S.	No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10							
L _{pp}	(m)	122,000	122,000	122,000	127,000	128,000	128,000	128,000	128,000	128,000	128,000							
	B	(m)	17,544	17,442	17,642	17,848	18,042	18,138	17,548	17,642	17,846							
満 載 状 態	d	(m)	7,306	7,221	8,025	7,624	7,821	7,755	8,574	7,801	8,123	8,329						
	Δ _s	(KT)	11450	11428	12970	13108	13340	12929	14135	13435	13835	14071						
	C _b		.717	.726	.732	.740	.720	.701	.733	.744	.727	.732						
	C _p		.730	.733	.741	.753	.731	.711	.739	.752	.738	.738						
	C _M		.982	.990	.988	.982	.985	.986	.992	.990	.986	.992						
	lcb	(%)	- .35	- .59	-1.00	- .52	- .77	- .48	- .12	- .50	- .23	- .05						
主 機 械	常用 H.P.	S.H.P.	2800	3600	3000	3200	B.H.P.	4150	S.H.P.	4800	S.H.P.	4000	B.H.P.	4850	B.H.P.	4900	S.H.P.	3100
	R. P. M.		110	115	110	115	128	118	105	115	125	120						
推 進 器	D	(m)	4,750	4,900	4,850	4,850	4,800	5,210	5,200	5,150	4,900	4,501						
	H/D		減 .762	減 .760	減 .762	減 .678	減 .704	増 .745	減 .797	減 .761	減 .755	一定 .770						
	翼 數		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4						
舵			反 動	反 動	反 動	反 動	コントラ	流 線	反 動	反 動	反 動	遅信省型						
輕 荷	トリスム	(m)	3,500	2,440	2,440	2,660	2,560	2,560	3,180	2,560	2,560	2,560						
	Δ _s	(KT)	4500	5000	6450	5950	5000	5634	5919	6005	6056	6267						



第4圖 貨物船のアドミラルティ係數 (L_{pp}=120~130m)

第5表 要 目 表

S.	No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
L _{pp}	(m)	132,000	132,600	133,000	133,718	134,000	134,100	134,800	135,000	137,500	137,500	
B	(m)	18,048	18,346	18,932	18,843	18,045	18,337	18,334	19,262	19,046	19,046	
満 載 状 態	d	(m)	7.924	7.973	8.012	8.356	8.223	8.221	8.067	8.013	8.406	8.406
	A _s	(KT)	14259	14260	14324	15300	14486	14933	14817	14548	15947	15947
	C _b		.736	.716	.693	.709	.710	.720	.725	.681	.706	.707
	C _p		.744	.723	.702	.702	.717	.727	.733	.691	.713	.716
	C _M		.990	.990	.986	.984	.990	.990	.990	.986	.984	.988
應	l _{cb}	(%)	-.46	-.51	-.12	+.25	-.41	-.53	-.38	+.04	-.23	
主 機 械	常 用 H.P.	S.H.P.	3600	5800	6000	5600	3100	5000	6900	7000	6450	6450
	R. P. M.		110	103	105	125	120	120	110	105	115	115
推 進 器	D	(m)	5.100	5.450	5.500	5.100	4.726	5.400	5.400	5.700	5.500	5.500
	H/D		減 .692	減 .758	減 .800	減 .735	増 .676	減 .657	減 .819	減 .821	増 .786	増 .749
	翼 数		4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
	舵		反 動	反 動	反 動	反 動	流 線	反 動	反 動	反 動	流 線	流 線
輕 荷	トリス (m)		2,850	3,400	2,660	2,000	2,680	2,682	4,044	2,700	2,600	2,600
	A _s	(KT)	6450	6100	7307	7284	6634	7173	5700	5780	7714	7714



第5圖 貨物船のアドミラルティ係數 (L_{pp}=130~140m)

欧州の最近の試験水槽について(1)

谷 口 中

三菱造船株式会社
技術部 模型試験部長

昨夏、スカンデナビアで開催された第7回国際船舶流体力學會議に出席の機会に、欧州の重要な試験水槽を見學して來たので、最近のこれらの水槽の見聞について御報告申し上げ讀者諸兄の御参考に供し度いと思う。

見學した試験水槽の主要目やごく大きい特色は第1表に示す通りであるが、以下、見學した順序に、これら各水槽について詳説のこととしよう。

1) Stockholm 工科大学水槽 (第1圖)

古い(1921年完成)水槽で大きさも大したことなく、所屬人員は3名という普通の、大學の水槽である。丁度わが國の東大の水槽と九大の水槽との間位といえば、大きさも設備も大體御想像願えると思う。模型船はすべて木製であつたが、50種位のプラスチックモデルを試製していたのが目を引いた。石膏の外型に木の内型を入れて作つていたが、仕上りの表面は決してきれいではなく、未だ試製の域を脱してはいない。プロペラのモデルも最大直径は15種位で、變つた形状のものも見當らなかつた。水槽の割に造波機の容量が大きく、フラップのヒンデは水槽底にある。對面の消波装置は1枚の大きい斜板上に2'×2'×6'位の木のブロックをジグザグに打附たもので一寸面白いと思つた。丁度浮き燈臺が波から受ける力の試験中とのことで装置が出来ていたが、水はぬいてあつた。力の計測は風洞と同じようにピアノ線で吊り、これに傳わる力を電気抵抗線下計で計測していた。歪測定装置は仲々コンパクトな立派なものであつた。

曳引車の方は國際會議用の波浪中の試験を終つた後らしく、Gravity typeのダイナモーターが取付けたまま、他のダイナモーターは外してあつた。*抵抗動力計は普通のゲージ式、自航並びにプロペラ動力計は重錘とバネとを併用した直接讀取式の簡単なものであつた。トリムも直接讀取式である。Prof. E. Hogerの主宰する大學の水槽らしく、主として理論の驗證に使用するといつた使い方である。化學塗料を用いた境界層遷移の實驗の寫眞が、非常に明瞭に美しく取れているのは感心した。この水槽は土木の實驗室と同じ室にあり、すぐ隣りには港灣の模型水槽があつた。

2) Norway 國立試験水槽 (第2圖)

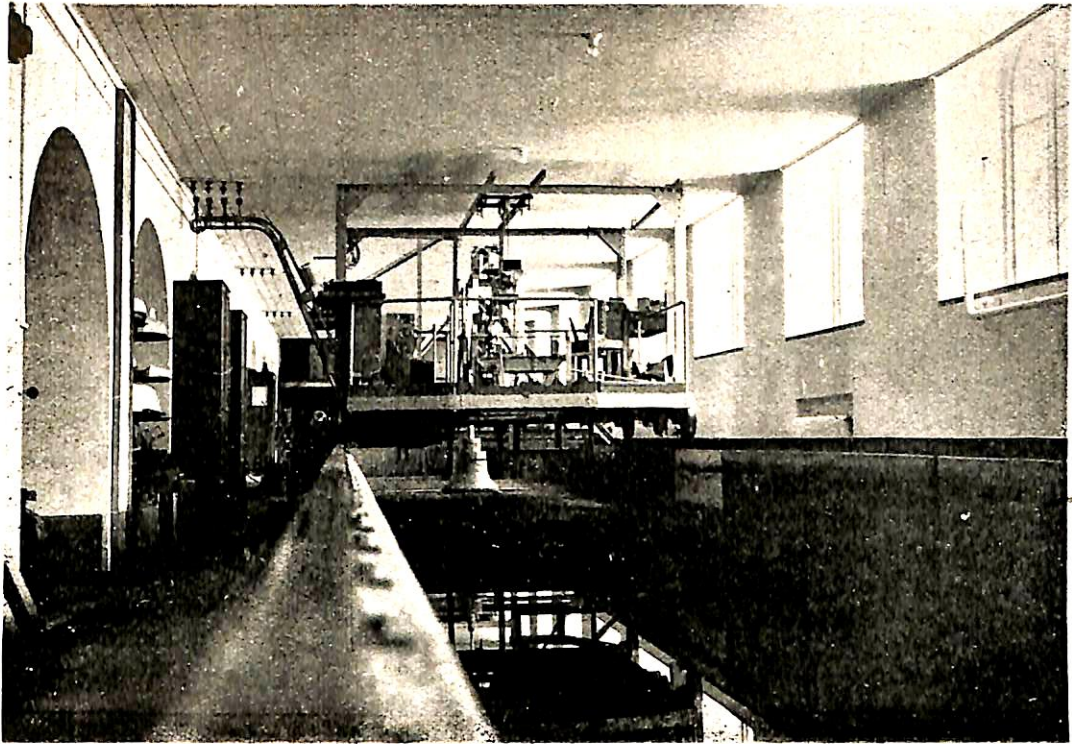
Trondheimの街の高い岩山の上にある明るい感じの

* 今後は國際試験水槽會議(I.T.T.C.)と改稱される。

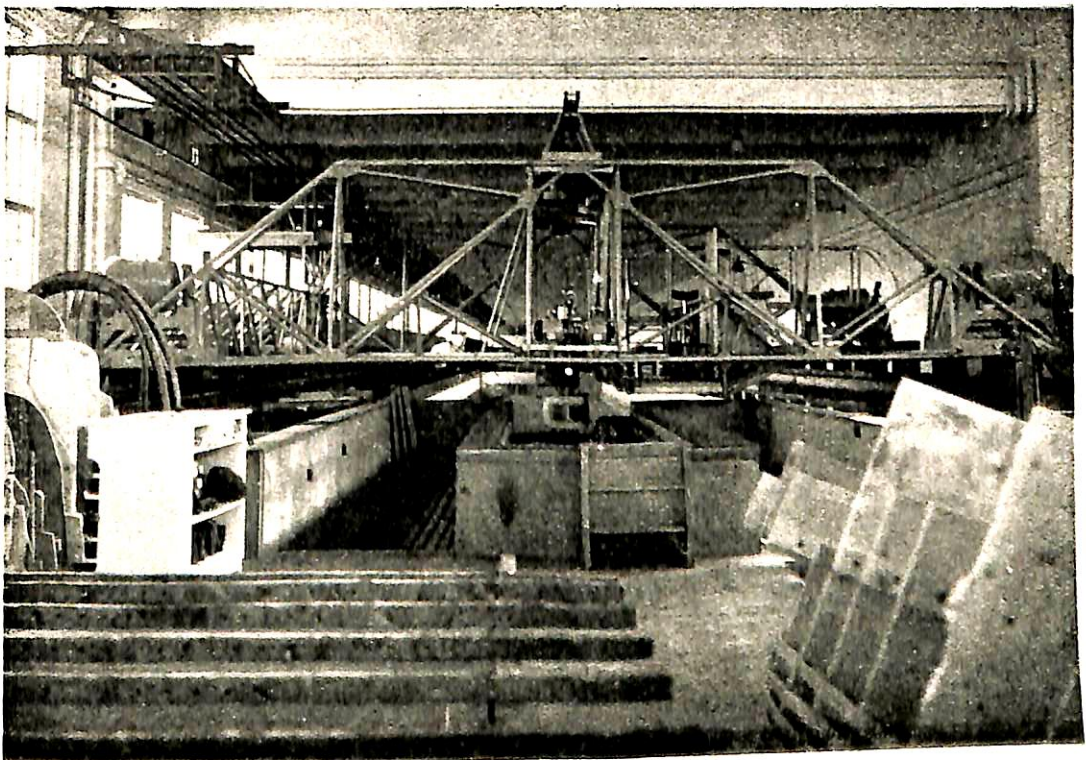
近代水槽で1939年秋の完成である。見學に行つた時は、丁度英國のWigley, ConnおよびMoor(Vickers水槽)氏等も來合せていて、所長のLunde教授およびVoll氏と一緒に案内して貰つた。大水槽そのものはDr. Geberの設計になる普通のものであるが、速度制御装置は最近完成裝備したばかりという非常に近代的なものである。制御は水槽端の地上運轉室から行われ、豫定の定速度からの外れは自動的に調整されることは勿論であるが、驚いたのは約2秒毎の平均速度が4桁の數字となつて、刻々と巾約4cmのテープにタイプされて流れるように出て來ることであつた。スタートより停止までのこの記録をみると、加速、定速、減速の様子が一目瞭然で、かつ定速部分の速度の値は直ちに數字で讀み取られて精算を必要としない。丁度見學した際は1.9m/s位の速度で走つたが變動はmm/sの桁で2~3の程度であつた。自動速度調整装置の機構は三菱長崎水槽と同様で速度變動も大體同じオーダーである。聞けば、ここまで完成するまでに、リークの問題、ハンテングの問題等に随分悩んだとのことで、われわれ長崎水槽の場合と同じ點に苦心しているのは興味深かつた。この大水槽には現在消波装置がなく、目下Lunde所長が30KWのものを設計中とのことであつた。模型船は常用6mでバラフィン製、色は青味を帯びていて、たたいた感じはわが國のより硬いようであつた。その鑄造槽は長いものが1ヶで、これを2つにして使用していたが、特に長い模型を作るときはこの形式が便利であると思つた。削成用の線圖は豫てより聞いていた通り、薄いSteel Plateに白に近い薄黃の塗料を塗つた上に書いていた。實際の模型船の1/2の縮尺で書いてあるようである。常用している自航試験ダイナモーターはゲージ式の電気接點部分を改良しただけのもので大したことなく、トリム記録計は鉛筆で畫かせるかなり原始的なものであつた。

大水槽の建物の半地下に小型の水槽があり、ここではフラップ式の造波装置があつて、近頃波浪中の試験を開始したとのことであつた。模型はモーターによるコードドライブ式で専ら波浪中の抵抗試験を行い、自航は未だ行われていない。正面の消波装置は頂角約150°位の鈍角三角形の頂點を僅かに水面へ出した形式のものであるが、みた所餘りよく消波しておらず、起された波も小型水槽の割にはきれいでないと思つた。

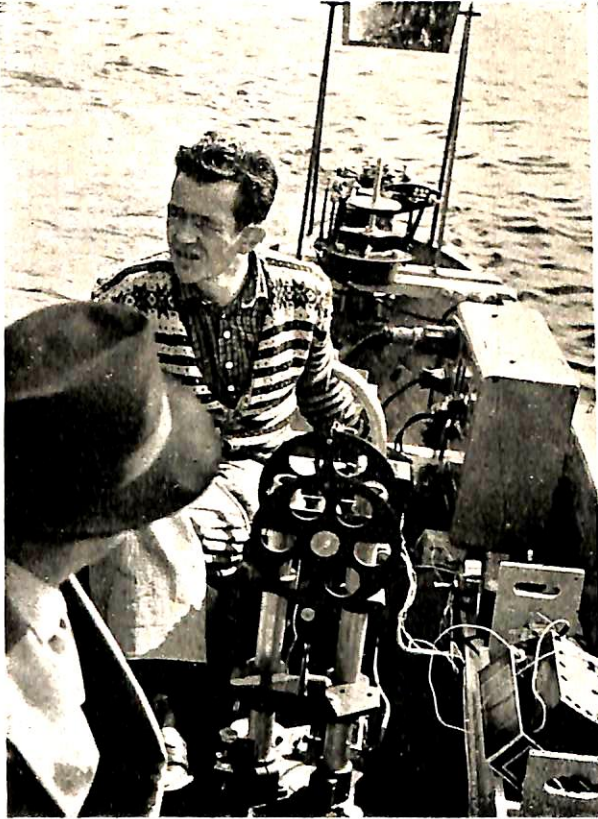
この水槽で速度制御装置の他に感心したのは、模型プロペラ製作や電気式計器に特に力を注いでいる點であ



第 1 図



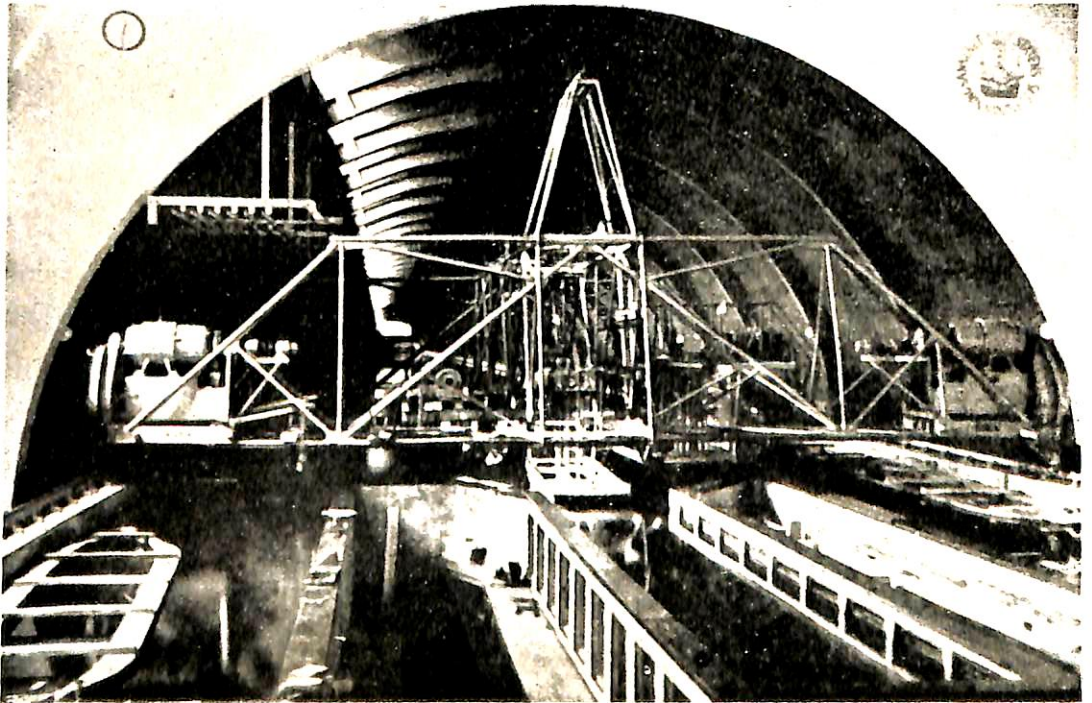
第 2 図



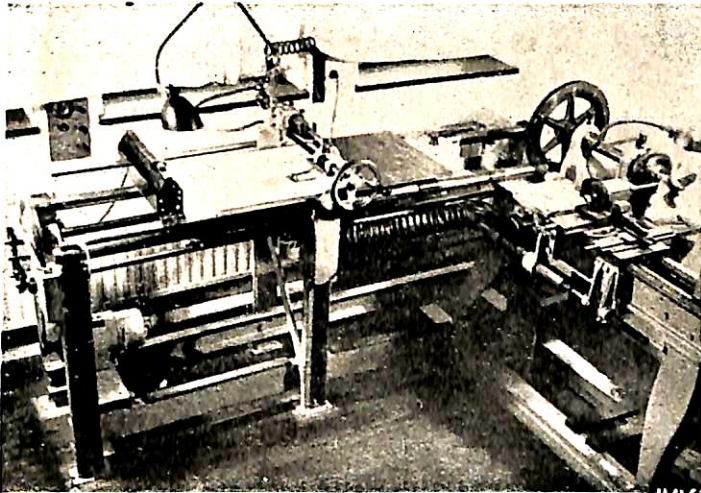
第 3 図



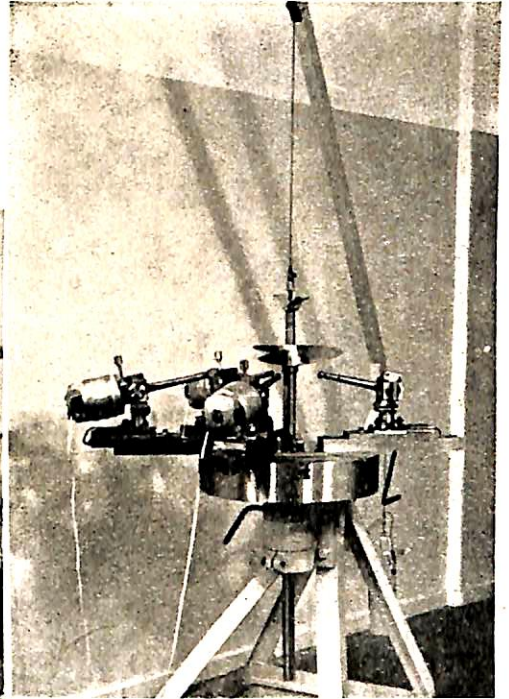
第 4 図



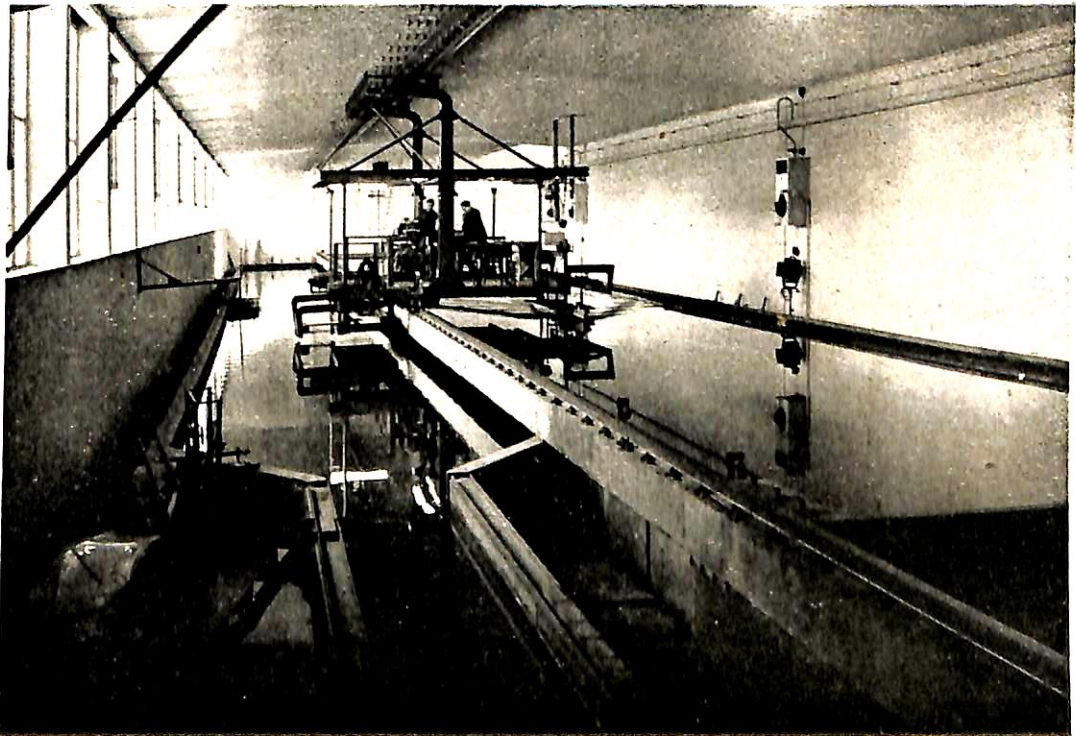
第 5 図



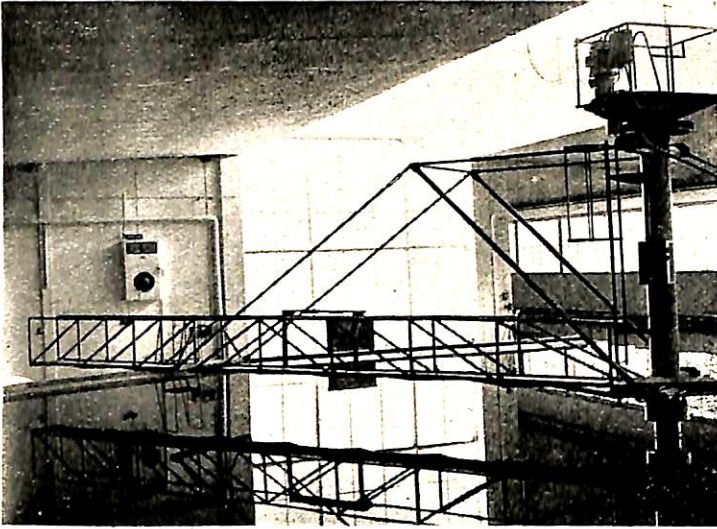
第 6 図



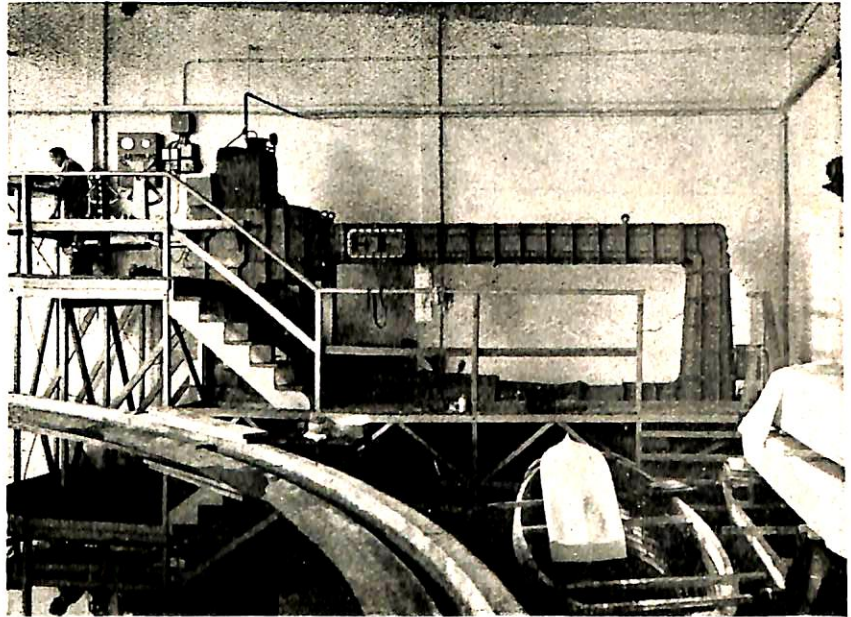
第 7 図



第 8 図



第 9 図



第 10 図



第 11 図

る。水槽室に隣接した工作室には優秀な工作機械とともに2種類の模型プロペラ切削機が活躍している。1ケはラヂアル方向にミーリングし、他は圓周方向に削る形式で後者は主としてプロペラのプロペラに使用されている。前者は特別に作圖された大型(半徑50cm位)の圖面をたどることにより正、脊兩面ともラヂアルに削るもので、勿論不均一ピッチ分布のプロペラも可能である。このようにして仕上げられた模型プロペラはまた2種類の翼型測定器で正確なプロフィールが計測される。その一つは三菱長崎水槽でピッチの計測を行つているのと同じプリンシプルで測定すべき半徑に等しい圓筒に記録紙をまき、プロペラと圓筒とを一體にして回轉させる。同時に軸方向に移動する觸針があつてこれがプロペラ表面にタッチするとこれと剛に連絡したマグネットが針を吸引して記録圓筒に巻いた記録紙にごく小さい穴を明ける。回轉と軸方向の移動とを適當にモーターで行わせると2~3mm間隔の小穴でその半徑斷面のプロフィールが計測される。後でこれを印置紙にあてて焼付けると黒い點でプロフィールが表わされるのである。この装置はしかし、常用はしてない様子で、常用しているのは、最も基本的な圓筒坐標的にプロペラ表面の各點の坐標を測る装置である。すなわち回轉角度と半徑の他に軸方向の距離が2つのダイヤルインデケータによつて測定される3×2×1m位の大きさの装置である。この他に模型プロペラの慣性モーメントを計測する振り振子もあつた。

電氣的な計測装置にはかなり力を入れており、後述する通りこのために専門の係を置いている。丁度變壓器型と壓電氣型との2種の電氣式微壓計を研究しており、これを用いて、自航模型で3翼並びに4翼のプロペラ附近の壓力變動を計測していた。

本水槽は Staff および Worker 全部で人員40名、試験能力は自航試験月3隻平均で、丁度三菱長崎水槽と同じ程度である。人員構成は所長Lunde教授の下に Voll, Morgenstjerne, Astrür および Christensen の4人の係長に相當する人達がいてそれぞれ、工作室並びに特殊試験、製圖室並びに通常の商用試験、プロペラ関係、および電氣測器の4部門を擔當し、各係の人員はそれぞれ18, 11, 7および3名ということであつた。

水槽の見學を終つて、Wigley, Conn, Moor氏等と一緒に所長室で晝食を御馳走になり、午後はWigley氏を除くわれわれの希望によつて、水槽から約20km離れた旋回試験池をみせて貰つた。Morgenstjerne氏の案内で、美しい初秋のTrondheim 郊外をドライブすること約20分で、きれいな湖水に達した。ここが試験池で、簡単な艇庫があり、昨秋作つたという9米の木製タ

ンカー模型が浮べられていた。艇には4.5HPのカソリンエンジンが船首にあつてこれで發電し、電氣推進式になつている。自航試験ダイナモメータおよび三分力の舵ダイナモメータが裝備されており、いずれもKempf博士の製作である。岸との連絡は小型無線電話により、方位は船體中央部に設けられた方位盤式暗箱によつて記録される。2人の計測者により、1人は方位を、1人は操縦と自航ダイナモメータとを擔當する。舵ダイナモメータの讀みは船尾に立てた反射鏡を経て操縦者によつて、コンタックスカメラで撮影される仕組みとなつている。池には勿論固定のブイその他の目標が設置されている。この試験によつて舵の研究を行なうとともに、自航模型船のScale effectや試験水槽のWall effectの研究をも併せ行うのだということであつた。私達4人も試乗させて貰つて航走したが、景色はよし、天気もよして仲々愉快であつた。第3圖は試乗航走中の寫眞で手前が自航ダイナモ、その先きの右側のが操縦盤、船尾にあるのが舵ダイナモでその上にあるのが前述の反射鏡である。第4圖は艇庫での紀念撮影で左よりDr. Conn, Mr. Moor山縣教授、1人置いてMr. Morgenstjerneである。

3 Sweden 国立試験水槽(第5圖)

この水槽は會議の一行事として見學した。工科大学の隣りにあつて、水槽の長い丸屋根が目立つ水槽である。1940年に完成した比較的新しい水槽で、前述のStockholm 工科大学の水槽の建設を主宰したDr. H. F. Nordströmが長をしている。(第5圖は説明書の寫眞を複製したもの)水槽は前述のNorway水槽と同じくGeber式でよく似ており、曳引車の自動速度制御装置もNorway水槽と協力して研究したとのことでよく似ている。但しNorway水槽のような速度のタイプ記録はない。速度變動度は0.1%以下と稱していた。航走時の振動も少く、約2m/s位で6mの模型船の自航試験をデモンストレイトしてみせてくれたが、約5cm位のクランプギャップで悠々と計測していた。一番驚いたのは自航試験を行うのに曳引車上には計測者1人がいるだけで、彼1人でプロペラの回轉を調節し、クランプをゆるめ而して自航ダイナモの記録を取つていたことである。これらすべての操縦ハンドルやスイッチが一ヶ所に集められて、容易にワンマンコントロール出来るよになつている點はわれわれも學ぶ必要があると思う。抵抗動力計はゲバ式で、トルムは日測式、自航ダイナモメータはゲバ式をそのまま使用していた。プロペラ試験船はKempf式動力計を用いていて容量は推力25kg、トルク120kgcmとのことであつた。なお附屬工作室では

第 1 表

見 學 し た 試

國 籍	水槽名稱または所屬 (所在地)	所 屬 人 員	普 通 水 槽							
			水 槽 の 要 目			曳 引 機 構 ・ パ ー ワ ー	車 ・ 最 大 速 力	模 型 船 の 長 さ	造 波 装 置	
			長 さ	幅	水 深					
Sweden	The Ship Testing Laboratory Royal Institute of Technology (Stockholm)	3 名	60m	3m	1.35m	鋼および 輕合金 9HP	—	2.5m	フラップ式 25HP	
Norway	The Norwegian Ship Model Establishment (Trondheim)	40	170	10.7	5.5	鋼パイプ 接 60KW	10m/s	6m	設計中(ブ ランヂャー 型 30KW	
			約40	約2.5	約1.5	コードドライブ式 ASR附モーター ドライブ	—	約1m	フラップ式 ?HP	
Sweden	The Test Tunnel for Ship Propellers Aktiebolaget Karistads Meckaniska Werkstad (Kristinehamn)	約20								
Sweden	The Swedish State Shipbuilding Experimental Tank (Göteborg)	40	260	10	5	鋼パイプ 接 104KW	14m/s	6m	製作中	
Germany	The Hamburg Tank (Hamburg)	約25	70	5	2.5	鋼製單軌 條 ?HP	(3m/s)	3~4m (木製)		
			70	2.5	—					
Germany	Der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau (Berlin)	40 (Schiffbau 28)	208	8	4	鋼アング ル製 30HP	—	約5m		
Holland	The Netherlands Ship Model Basin (Wageningen)	78	252	10.5	5.5	鋼アング ル製 80HP	8m/s	7m		
England	The Ship Division. National Physical Laboratory (Teddington)	?	No. 1 Tank 167	9.1	3.8	鋼アング ル製 ?HP	7	約6m	ブランヂャ ー式 ?	
			No. 2 Tank 207	6.1	2.7 (0.6)	D ^o	9	—		
France	Paris Tank 佛海軍・軍需省 (Paris)	170	160	10	4	鋼アング ル製 ?HP	?	6~7		
			3個の小型水槽ある由なるも要目不詳							あり
Italy	The Rome Tank (Rome)	約25	275	12.5	6.3	鋼アング ル製 144HP	12m/s	7m (木製)	フラップ式 ?	

水 槽 一 覧 表

そ の 他	空 洞 水 槽				そ の 他
	バ インペラー	ソ ダイナモ ーター	供 試 最大直徑	プロ ペ ラ	
運轉は曳引車上にて 行ふ。動力計は平凡 (電氣抵抗線歪計に よる力測定実施中)					古い感じの小型水槽
運轉地上、ASR附 速度變動度 0.2% 以下、6m自航模型月平均 3 隻					約 20Km 離れた池を巡回水槽として利用す (Kempf 式動力計) プロペラ削成機並びに 検査機に興味あるもの多し。弱電計測關係の 専門の係を持つ。自航試験動力計は Gebers 式を電氣接點部分を改良して使用中
	150HP (50-380 rpm)	40HP (50-350 rpm)	250m m	$v_{max} = 9m/s$ $\frac{\Delta v}{v} < 1\%$	同じ Hydraulic Laboratory に水車用の Cavitation tunnel 2ヶ Open の回流水槽 1ヶ あり
運轉地上 ASR 附 速度變動度 0.1% 以下と稱す。					動力計類は機械的の平凡なもの (Gebers 式 および Kempf 式) プロペラ削成機獨創的な ものあり
抵抗試験と波形測定 のみ月平均 10 隻	?	?	約 150	舵とともにプロ ペラの試験 可能、上流側 に動力計あり	直徑 25m の巡回水槽を普通水槽の端に接続 す、周速最高 8m/s 普通水槽はコードドライブ式も可能、動力計 類完成 大型試験水槽建設計画中
Shallow Water Tank.					
運轉は曳引車上 ASR 附速度變動度 0.1% 程度					動力計はすべて電磁式、曳引車上に 6 Com- ponents の計測装置を持つ。プロペラは 5 層 の木製 (1 翼のみ) 母型より微い削成す。
運轉地上、ASR 附 月平均 10 隻	300HP (1200rpm)	250HP (1600 300 0rpm)	500	500mm プロ ペラの空洞試 験年間約 40ヶ $v_{max} =$ 10.5m/s	900mm プロペラ Open Test Dynamometer 製作中、Steering Basin 計画中 一般に大型模型による試験設備に見るべきものあり
	?	?	約 150	Variable Speed Distribution 装置附	
運轉地上 ASR なし。模型船月當り製作能力 8 隻	?	?	300	Semi Open Jet Type	自航試験動力計は未だすべて機械式、プロペラ削成は一旦 Template を機械削りして行ふ。自航試験は非完全自航方式
曳引車上にて運轉、ASR 附					
自航動力計類は Gebers 式の古いまま、ASR なし、2 次電池使用	?	?	?	要目不詳	プロペラ削成機は立派な本格的なもの
運轉地上、ASR なし 側面消波装置をもつ					一般に舊式の水槽である

一寸變つた自航ダイナモを4臺製作中であつた。今度の會議までに間に合わせ、見せる積りであつたが間に合わなかつたとのことで、仲々こつた独自の設計であるが可逆電動機を使用する機械的のもので、私は餘り感心しなかつた。

ここでもプロペラは自らの設計になる削成機を使用して削つていた。古い旋盤を改造して、油壓で運動を伝える原理的には単純なものである。第6圖にこれを示す。この削成機よりもつと感心したのは第7圖に示す装置である。機構は寫眞をみれば直ちに理解される通り到つて簡単に仕上げられた一翼を原型として、残りの翼が容易に正確に仕上げられる。仲々頭のよい設計と感心した。この水槽ではプロペラについても随分研究しているらしく、最大直徑300mm位までのいろいろ面白い形状の多數のプロペラ模型がきれいに整頓されていた。翼表面の仕上げ程度はわが國と同様であつた。ピッチやプロフィールは坐標機で讀取つていた。

曳引車における模型船の照明にはパラボリックな表面の反射傘をつけた4組の螢光燈と前後に各2個のストロボランプとを使用していた。

パラフィン模型船のパラフィンの質は丁度三菱長崎水槽のによく似ている。削成時の水線間隔は非常に狭く底部は數耗、頂部は約15耗間隔で、更に中央平行部は別途に平面に削成していた。削成用の線圖はNorway水槽同様Steel plateを使用し、長さ約3m程度の大きさに書いていた。模型船の製作で一寸變つているのは中央平行部分の上面である。第5圖の寫眞の左手前の模型船から分る通り、モデルトップの中を外側へ非常に廣く(約20cm)張り出させ(この部分の上下方向の厚さ約5cm)、巾方向の變形に對する補強としている。頂面には數本のビームを用い、バルクヘッドや、三角形の補強材は使用していない。

水槽の水は實にきれいで5mの水底がはつきりみえた。現在ここも造波装置がなく、1935年の2月に完成の予定で、その建設費は25萬クローネ(約1,800萬圓)もかかるとNordström所長が私に話してくれた。いろいろの所が近代的に合理的に出来るのにかかわらず、ここも水槽側面には消波装置がなく、各航走の間に波の静まりを待つため相當の時間を空費していた。

この水槽の人員構成は2Tech. Dr., 7 B.Sc. graduates, 4 Engineers (draftsmen), 6 Office staff, 2 Foremen, 3 Carriage staff. および16人の工員の合計40名で、月平均4隻の槽型船の試験を消化している。

4) Hamburg 水槽 (第8, 9圖)

昔のHamburg水槽は破壊されて今なお英軍によつて軍需倉庫として使用されており新水槽はその南西約400mの所に新設されたものである。この水槽は所長Kempf博士の案内で、くまなくみせて貰つた。小さいけれども第8圖にみる通り仲々オリヂナリチーに満ちた水槽である。すなわち曳引車は1本レールで、天井にあるガイドレールによつて安定を保つている。水槽は寫眞にみる通り二つの水槽が接して左が淺水水槽、右が普通水槽で、一ケの曳引車が兩水槽ともに使用される。右側の普通水槽の向うの端には直徑25mの旋回試験水槽(第9圖)が切して設置されている。

曳引車は昨年(1954年)1月完成した由で、抵抗動力計は未だ裝備されていない。曳引車上にMGまで搭載したWard-Leonard式制御である。ドイツでは今なお試験水槽の最高速度は3m/sに制限を受けている由で、この曳引車も表面上はこの速度となつている。現在抵抗動力計がないため模型の重心を既知の重量で釣り上げて、航走時における釣り上げたピアノ線の傾きから、釣り上げ方の分力として抵抗を測つていて、Kempf博士も甚だブリミテীদেরと恥しそつたのは氣の毒な氣がした。こういう狀況であるので、船型の良非の判定には側面の波のプロフィールを相當に重要視しており、この種の寫眞をいろいろみせて貰つた。そのうちにこれはデモンストレーション用だということもあり、Kempf博士が一寸悪戯そつた顔をしてそれをみせてくれたのは面白かつた。曳引車が出来るまではロードドライブで試験していた由で、その装置は今でも使えるよになつている。なお水槽の兩側はすべて傾斜面となつて消波を目指していたが、造波實驗を行つぬ水槽は當然かくすべきであると思う。消波狀況は良好であつた。旋回試験水槽は未だ廻るだけで實用はしていない。廻してみせて貰つたが見事であつた。現在パラフィンの削成機を製作中で今までの所はすべて木製模型(3~4m)を使用している。曳引車が出来上つた昨年1月からわれわれの見學までの9ヶ月間に約100隻の模型船を試験しているのは全く感心した。

旋回水槽の隅の所に第10圖に示す空洞水槽がある。Kempf博士が小型だけれど、金のかかる大型の6割位までの研究が出来ると自慢しているものである。運轉してみせてくれた。變つているのは上流側プロペラ軸をぬき出していることと、非常に長い主流部を持つ點である。丁度寫眞にみる通りプロペラの後方に舵を置いて、プロペラから流出するTip Vorticesが、舵の一定點を

打つてここにエロージョンを起す點をデモンストレートしてみせてくれた。水になお少し泡が残っているが、こうした研究には充分役立つ、この程度の空洞水槽をわれわれも是非懲しいと思つた。この水槽でのプロペラ模型の作り方は半手仕上りである。すなわち豫じめ圖面から出された寸法表に従つて、特別の装置で正脊兩面より、ドリルで穴をあける。この場合正面側の穴の尖端は所定のピッチ面上の點に、脊面側の穴の尖端はこのピッチ面から測つた正しい脊面上の點となるように調整されている。各半徑毎に數個の穴をこのようにしてあけた後は、手仕上で、孔の痕跡が丁度消えるように兩面を仕上げるのである。孔あけ用の寸法表は女の人が計算していた。私はしかし、この仕上法には餘り感心出来ない。

水槽の一端を含んで、立派な數階建の事務所が完成せんとしており、ここの所長室で Heckscher 博士も一緒にお茶の御馳走になりながら、いろいろの話を聞いた。事務所の中には外國からこの水槽に留學する研究者のための部屋もあり、現在の水槽には立派すぎる事務所であるが、實は大水槽の建設が計畫中の由で、現在の水槽のすぐ隣りに、土地が準備されていることから考えると、遠大な計畫が着々實行されているのが分るようである。現在の人員は約 25 名位とみえた。

第 11 圖は左より山縣教授、Kempf 博士、Heckscher 博士 (Kempf 博士の次席) で當日空洞水槽の前で寫したものである。歸りは Kempf 博士自らの運轉で Hamburg の戦災跡をみせて貰つた。 (未完)

(25 頁よりつづく)

4) 第 8 回會議において造波抵抗に関する問題がなんらかの形で議題として取りあげられることが豫想されるが、わが國における造波抵抗の理論的研究の成果は質においても、また量においても世界の最高水準にあるので、わが國が率先してこれを提案するよう試験水槽委員會において研究することを勧告する。

5) 第 1 回の會議から現在まで、わが國においてこの國際會議にもつとも協力して來たのはかつての逓信省船舶試験所であり、その後身の運輸省運輸技術研究所であるが、他國においてすべての試験水槽があつてこれに協力している現状に鑑み、わが國においても最少くとも三菱造船會社の船型試験場のような大水槽は今後これに協力を惜しまないよう希望する。

6) 次々回 (1960 年) の第 9 回會議を東京において開催するよう多數の各國代表から繰返し要請されたが、國內においてこれに關し豫め下打合せをしてなかつたので固辭した。このために第 9 回會議の開催地が前述の通りパリに豫定されることになつたが、1963 年の第 10 回會議は東京で開催せざるを得ないであろうし、また自發的に開催すべきものと思ふ。

× × ×


"Suboid" ズポイド

(亞酸化鉛粉基調)

名実共に世界の水準を抜く
革命的防錆塗料

本社 大阪市此花区西野下之町 38 番地

支店 東京都中央区八重洲 3 丁目 5 の 1
(横町ビル)



大日本塗料株式会社

造波抵抗曲線の形状とその表現

乾 崇 夫

東京大学・工学部

船の造波抵抗を表わすのには、一般に、フルード数 $F = V/\sqrt{L}$ を基線にとり、縦軸に造波抵抗係数 $C_w = R_w / \frac{1}{2} \rho V^2 \nabla^{2/3}$ をとる、一種の無次元表示が用いられている。ここに R_w は、一般には、水槽試験によつて測定された模型船の全抵抗 (R_t) から、これと長さ (L) および浸水面積 (S) を等しくする '相等平板' の摩擦抵抗 (R_{r0}) を、計算によつて求め差引いた残りの抵抗、すなわち剰余抵抗 ($R_r = R_t - R_{r0}$) が代用されていることも周知の通りである。

模型船の抵抗値を知つて、これから實船の抵抗を推定しようとする、いわゆる相似則の問題については、全抵抗をただ機械的に摩擦抵抗 (R_r) と剰余抵抗 (R_r) とに分離してしまう、いままでのやりかた自體に既に反省しなければならぬ多くの問題点があることは、本誌田宮眞助教授の論稿にも指摘されている通りであるが、ここでは問題の範囲を極限して、もつぱら模型船の抵抗について考察を加えることにし、さらに渦抵抗はないものとして、全抵抗は摩擦抵抗 (R_r) と造波抵抗 (R_w) とからなり、摩擦抵抗 R_r の方は相等平板の摩擦抵抗 R_{r0} よりは一般にやや大きく、次式

$$R_r = (1 + K) R_{r0}, \dots\dots\dots (1)$$

によつて近似的に表わされるものとする、ここに K は、普通に、形状影響係数とよばれるものであつて、大體 $\nabla^{1/3}/L$ に比例した常數である。

さて、ここで、従来えられている水槽試験資料から、いわゆる造波抵抗係数曲線の形状を種々の船型についてしらべてみると、曲線の歸趨がはなはだしくまちまちであることに眼をみはらされる。

このような錯綜、あるいは紛糾が生ずる原因としては、もちろん造波現象なるものの本來の性質が然らしめている面も多いにちがいないが、その外に低速の側では (1) 式右邊の $K R_{r0} = R_r - R_{r0}$ が有力な原因になつていることも十分に想像できる。

以下、これらの問題を一括して、造波抵抗理論が、船の抵抗を正しく理解し把握する上に實際にどのように有効に援用されるものであるかということについて少しく述べて見たいと思う。

造波抵抗曲線を數式で表わすこと

上にも述べたように造波抵抗 (係數) 曲線は、これがある一つの船だけについてみても、それは速度によつて複雑に變化し、さらに船種船型を異にすれば、曲線の形状はますます多岐多様で、これをある一つの船型をもつて律し去るなどということは、とうていできそうにもない相談のように思われる。

しかし、もしも、すべての船型の造波抵抗係數曲線がある同一の函數によつて統一的に表現することができたとしたならば、その曲線の形状は、船型の形状要素とつながりのあるいくつかのパラメーターが與えられれば自然に定まつてくるわけであつて、造波抵抗に対する考えかたやその取扱いかたは、今のようにひとつひとつ圖表をもつて表現する方法に比較し非常に系統けたものとなりまた簡易化されてくる。

これだけでも、すでにひとつの進歩といえるであらうが、さらに上記函數が、たんなる empirical formula ではなくて、理論の側からも十分信頼するにたるだけの根據と支持とが與えられている場合には、従来もつぱら水槽實驗のみに依存してきたこの分野に對して、測定結果の検討や、上記 K の値の推定など、いろいろとその多彩な收獲が期待されてくるわけである。

さて、ではこのような函數が發見されたとして、その具備すべき条件はどうであらうか、従來の抵抗試験資料や、上來述べてきたいくつかの注意事項をもとにして列挙してみれば、それは凡そ次の如くなるであらう。

i) $\lim_{F \rightarrow 0} C_w = 0, \lim_{F \rightarrow \infty} C_w = 0$ すなわち C_w は F の兩極端で零になる。

(なお低速側では $F < 0.07$ になると造波抵抗の絶對値が非常に小さくなり現在の大型試験水槽・大型模型によるすぐれた計測精度をもつてしてもその正確な測定は非常に困難である。また模型が小さくなるほどこの困難は急速に増大されてくることに注意。)

ii) C_w 曲線は非振動型の基本項と振動型の干渉項とからなる。

iii) 基本項および干渉項 (の振幅) はともに前記 i) の条件を満足する。

iv) 基本項は $F \approx 0.5$ の近傍にただ一つの最大値をも

2) 具體的には $\lim_{F \rightarrow 0} C_w \sim \text{const. } F^3, \lim_{F \rightarrow \infty} C_w \sim \text{const.}$

$\frac{1}{F^3} \ln F$ であることが理論から示される。

1) C_w の分母にある $\nabla^{2/3}$ については、摩擦抵抗に對して用いられている S (浸水面積) ほどに重要な物理的意味はない、もつぱら實用上の理由による。

つはかはその前後とも単調な函数である。そして F の小さいところでは、はじめその増加はゆるやかであるが、 $F \approx 0.2$ のあたりからやや上昇率が高まる傾向がみられる。また、一般に、このあたりからようやく僅かながら徐々に干渉項の影響がみえはじめて曲線に小さな起伏が現われることが多い。($F < 0.18$ では干渉項はほとんどないようである。)

v) さらに F が 0.2 をこえると基本項の上昇勾配は次第に強まり、また干渉項もその振幅が次第に大きくなると同時にその周期がほぼ F^2 に比例して長くなり、兩々相俟つて曲線の形状にはつきりした起伏を生ずるようになる。

vi) $F = 0.30$ の直前では基本項が増大する傾向と干渉項が谷から山にさしかかる影響とが重なり合つて一般に曲線はここで一度強く腰を折り急カーブを描いて上向きとなり、曲線はその後で互いに全く變つた性質を示すような感を与える。

vii) $F = 0.30 \sim 0.32$ および $F = 0.33 \sim 0.37$ においてそれぞれかなりはつきりした山と谷とが現れる。iv) あるいは v) にのべた前項的な干渉現象は船型によつてほとんど全く見られない場合も多いが、ここにのべた一對の山と谷(理論的には高速の方から逆に算えてそれぞれ second hump, first hollow と呼ばれる)は必ず見られる。

viii) 前記 first hollow を過ぎると曲線は最後の非常に廣大な hump の領域に向つて上昇をはじめ。この first hump の位置はほぼ $F \approx 0.5$ で與えられこれは船型によつてあまり大きく變化することはないが、 C_w の最大値は船の幅 (B/L)、および吃水 (T/L) によつて著しく變化する。またこれ以上の高速領域では C_w は單調に、そして徐々に減少して零に極限して行く。

ix) 一般的にいつて、船型諸要素と C_w 曲線の特性との間には、低速で F が小さく、船の起す波の波長 (λ) が船の長さ (L) に比して非常に小さいときには船首(尾)の先端における微分的な形状特性——具體的には水線入角——だけで C_w 曲線の大勢がきまり³⁾、反對に高速になつて λ/L が大きくなると、もはや船型のこまかな特長は C_w の値の上に反映されず、もつばらその積分特性——具體的には船の排水量そのもの——だけがきいてくる、ということになる。従つて $F = 0.3 \sim 0.5$ の中速領域の取扱いもつとも面倒となる。

x) 上の結果、ならびに、普通の船の常用速度範囲が

3) このことについては末尾文献 5) を参照のこと。

4) λ/L と F との間には $\lambda/L = 2\pi F^2$ なる関係がある。

$F \approx 0.2$ を中心として $F = 0.1 \sim 0.3$ の間にくることが多いこと、を考えあわせて、われわれの求める函数の中に含まれるべきパラメーターとしては、船の形状の積分特性よりも微分特性の方に、より関連の深いものであるべきことが推論されてくる。またこれと関係のあることとして、たとえば造波抵抗係數 $C_w = R_w / \frac{1}{2} \rho V^2 \nabla^{2/3}$ の分母には $\nabla^{2/3}$ (∇ は積分特性である!) の代りに、微分特性のなかの最も重要な無次元パラメーターである後述の m_0 と船の長さ L との積 mL の自乗 $(mL)^2$ を用いれば、中速以上の領域での個々の曲線の相違はやはりそのまま残されるとしても、少くとも低速領域における C_w 曲線の一木化は容易に實現されうるものと信ぜられる。

さて上に掲げたいくつかの条件を具備し、しかもその形が出来るだけ簡單であるような、われわれの目的に都合のよい函数はないものであろうか?

この課題に對しては二つの對蹠的な攻め手が考えられる。ひとつは、逆解析的な方法で、はじめに種々函数の形を想定してみ、これを實例にあてはめて、その足らざるところを補いつつ次第に改良してゆくやりかた。いまひとつは、正攻法で、造波抵抗理論を主軸として理論式——一般にこれは非常に複雑な積分の形で與えられる——の表現の簡易化を圖る一方において、理論では全く考慮されていない水の粘性や、船自身がいつたん出來た波を一部くずしたり、こわしたりしてしまう影響などを取り入れた上でその形をきめて行く方法である。以下の各節では、主として筆者が最近求めた第 2 の方法による表現式と、これを貨物船、捕鯨船、驅逐艦各 1 隻に對して適用してみた結果とを述べて大方の御批判を仰ぐことにしたい。

HAVELOCK の 式

第 1 の方法に屬するものとしては、古くは低速領域に對して

$$R = A \cdot V^4, \text{ すなわち } C_w = A \cdot F^3, \dots\dots\dots (2)$$

または $R = A'V^4 + B'V^6,$

$$\text{すなわち } C_w = A \cdot F^3 + B \cdot F^4, \dots\dots\dots (3)$$

などのきわめて simple な形が提唱されたことはあるが、もつと精密な本格的な研究は意外なほど少く、わずかに Prof. HAVELOCK がその初期に發表した末尾文献

5) 實用の點からは排水量當りの抵抗の大小が常に一番問題とされるのであるが、摩擦抵抗が、 $\nabla^{2/3}$ でなく S を基盤にとつた C_{r0} の形で把握されているのであるから、造波抵抗においてもその表現の簡易化という見地から分母になにをとるべきかが再考されてよい時期だと思われる。

(1), (2) を算えるのみである。

すなわち HAVELOCK は採用すべき函数の基本形として、その類推を 2次元の水面航走衝撃力の例に求めて、進行方向 (x 軸) にある幅の分布をもつた次式

$$P_x = \frac{P}{\pi} \cdot \frac{b}{b^2 + x^2} \dots\dots\dots (4)$$

の如き衝撃力が水面を航走するさいに、その後方に生ずる自由波の振幅、

$$a = \frac{2P}{\rho V^2} \exp(-bg/V^2), \dots\dots\dots (5)$$

およびその造波抵抗、

$$R_w = \frac{1}{4} \rho g a^2, \dots\dots\dots (6)$$

の形を考え、船の 3次元の造波抵抗が transverse wave と diverging wave の兩波系からなり、さらに前者には船首波と船尾波との兩波系の間に干涉の現象があり、後者にはそれがないこと、また後者はその波頂線 (crest lines) が進行方向に對して $\theta = 19^\circ 23'$ ($\sin \theta = 1/3$), であることなどを考えて次のような形の式を提案した。

$$R_w = a \exp(-m/9F^2) + \beta(1 - r \cos(n/F^2)) \exp(-m/F^2), \dots\dots\dots (7)$$

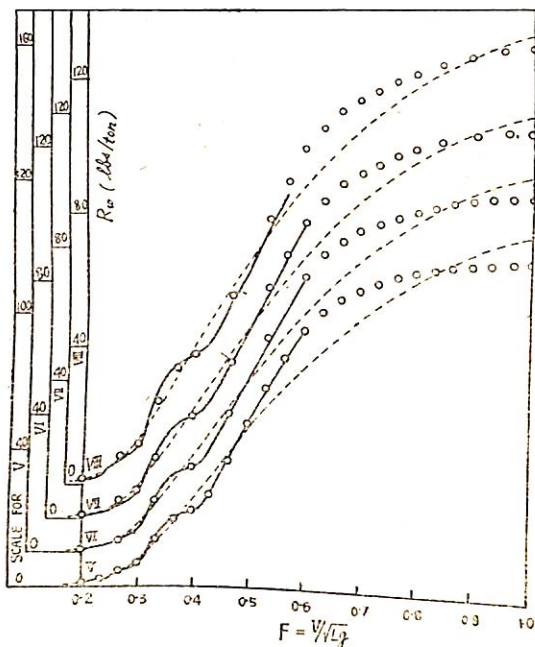
(7 式右邊の第 1 項が diverging wave による抵抗であるが、これは第 2 項の transverse wave の項だけでは低速で急に小さくなるために追加されたものである。高速ではこの項は第 2 項に比し非常に小さくなる。なおこの論文で HAVELOCK は W. FROUDE の意見を引用しつつ「…低速では造波抵抗曲線に hump, hollow が現れないところを見ると、このあたりの抵抗は大部分 diverging wave によるものと考えられる…」といっているが、これは明らかに誤りであつて、低速ではむしろ逆に transverse wave が主役を演じており、ただ船首波の波長が船の長さに對して非常に短かく、これが船尾に到達するまでには何回かの山と谷とを繰返す間に、船體の存在によつて transverse wave の主要な部分がほとんどこぼされてしまう結果によるものと考えるのが妥當のようである。

HAVELOCK は (7) 式を、當時利用出来た水槽試験資料のなかから — その大部分は FROUDE 父子と D. W. TAYLOR のもの — 約 20 隻について抵抗曲線の解析を行っている。

第 1 圖はその一例であつて、D. W. TAYLOR (4) が L と L を一定にして平行部の長さを種々變えた場合の試験の一部を解析してえたものである。

6) これについては十分に文献を渉獵したわけではない。他に御存知の方は御教示をえれば幸いである。

7) たとえば文献 (3)。



第 1 圖 HAVELOCK による造波抵抗曲線の解析例 (1911)

(點は計算、實線は實驗、破線は基本項を示す)

この式は高速、すなわち $F \rightarrow \infty$ において R_w は一定値

$$\lim_{F \rightarrow \infty} R_w = a + \beta(1 - r), \dots\dots\dots (8)$$

に極限するという缺點をもっているほかに、上記の如き物理現象に即しない内容を含んではいないが、適用の範圍を $F = 0.3$ から $F = 0.5$ にかけての領域だけに制限すれば、大體において R_w 曲線の一般的な傾向をよく表わすといつてよいようである。ただここで注意すべきことは造波抵抗曲線のこのような解析に當つては、 R_w そのものを取扱うよりも C_w の形に直したものを取扱つて、これについて比較を行うべきであつて、第 1 圖の如き比較では、低速側の比較の精度が著しく低下してくることに適當ではない。

MICHELL 積分の漸近展開

次に、第 2 の方法、すなわち嚴密な造波抵抗理論から出發して、できるだけ簡單で、かつ實際にもよくあうような函数の形を求めんことを考えてみよう。

われわれがその出發點において採用すべき最も適當な理論式は、當面の目的が主として $F \leq 0.3$ の低速側にあり、たとえかりにこれをこえてもたかだか $F \leq 0.4$ であることから、船體中心線を含む鉛直面内の、船と等價的な「相等吹出し分布」(equivalent source distribution)

がよいことが推論される。このときの造波抵抗は一般に次式で與えられる。

$$R_w = \frac{\rho K_0^2 V^2 L^2}{4\pi} \int_0^{\pi/2} (P^2 + Q^2) \sec^2 \theta d\theta, \dots\dots (9)$$

$$P + iQ = \int_{-1}^0 \int_{-1}^1 m(\xi, \zeta) \exp[K_0(\xi \sec^2 \theta + i\zeta \sec \theta)] d\xi d\zeta, \dots\dots (10)$$

$$K_0 = gL/V^2 = gL/2V^2 = 1/2F^2, \dots\dots (11)$$

ここに $m(\xi, \zeta)$ は吹出しの強さを $V \cdot m(\xi, \zeta)$ とした場合の吹出しの分布函數で、これを種々變化せしめることによつて、いろいろの船型がえられるわけである。また (ξ, ζ) は船の長さの $1/2(=L/2)$ を長さの單位にとつて測つた船首尾線 (x 軸) および鉛直線 (z 軸) 方向の座標であり、たとえば ζ の積分の下限 ($-t$) は $t = 2T/L$ である。いま船型を

$$y_0 = y_0(x, z), \dots\dots (12)$$

あるいは、

$$y_0 = b \cdot f(\xi, \zeta), (b = B/L), \dots\dots (12')$$

として表わすと、吹出しの分布函數 $m(\xi, \zeta)$ はこれと對應していなければならないが、船が3次元的な形状をもち、とくに中央部では B/T が3あるいはこれをこえることも珍しくなく、このような船型をいま考えている如き單純な鉛直面内分布で正しく代表することは嚴密には不可能であつて、船の中央部附近を正確に表すためにはもつと高次の分布を考えなければならない。ただ F が0.3または0.4以下では、さきに述べた如く船の形状の諸要素のうち、主として船首尾端の微分的特性が利いてくるということ、換言すれば、前半部船體については $F.P.$ から $9s.s.$ 、そして F 數の増加とともに漸次 $9s.s.$ 、 $8s.s.$ 、あたりまでの船體の形状が大切でこの部分をできるだけ忠實に再現するような吹出し分布であればよいことに思いを致せば、われわれ當面の目的に對しては、一應この程度の分布で十分ということになるであらう。

とくに B/L が0.05以下の極端に拵せた船型に對しては、上記 $m(\xi, \zeta)$ と $y_0(\xi, \zeta)$ との間には近似的に次式

$$m(\xi, \zeta) = -\frac{2\sigma y_0}{\partial \xi}, \dots\dots (13)$$

が成立し、これを(9)式に入れば、よく知られた MICHELL の積分式が導かれる。ただ一般には(13)式によつてえられる近似吹出し分布は普通の船の範圍 $B/L = 0.10 \sim 0.20$ ではすでにかかなり大きな誤差を含んでおり、とくに低速部の初期造波抵抗に對して決定的な影響をもつ兩端の値が常に過大に出るので、一般的な議論を行うには(9)式を使用すべきである。

さて、次にこの(9)式をもつと簡単な見易い形に變形

することを考えよう。このことは實用の見地からはとくに重要なことのように思われるが、從來餘り省みられなかつた問題の一つである。造波抵抗理論が今まで實用の面で餘り大きな貢獻を果さなかつた有力な原因のひとつがここにあるように思われる。從來は(9)式を數値積分によつて求めていたが、その結果は手數がかかるばかりでなく、えられた値が F について離散的な數値そのものである關係上、造波抵抗についてのもつと廣い一般の見解をうるのに不便であり、とくに低速ほど(10)式の P, Q に含まれる振動函數の波數 K_0 が大きいため計算の勞はかえつてふえるという不都合があつた。

いま簡單のために前後對稱でかつ吃水方向の吹出し分布が $z=0$ (水面) から $z=-T$ (船底) まで一樣であるような(ほぼU型肋骨線形狀に對應)船型を考える。このとき $P=0, Q \neq 0$ で、

$$R_w = \frac{\rho V^2 L^2}{\pi} \int_0^{\pi/2} M^2 Z^2 \cos^2 \theta d\theta, \dots\dots (14)$$

$$M = \int_0^1 m(\xi) \sin(K_0 \xi \sec \theta) d\xi, \dots\dots (15)$$

$$Z = 1 - \exp(-K_0 t \sec^2 \theta), \dots\dots (16)$$

となる。(16)式の Z は吃水比が $T/L = t/2$ であるときの船のつくる波の各素成波 ($\theta = 0^\circ \sim 90^\circ$) の振幅と、吃水が無限に深い假想2次元船型のその振幅との比を表わし、とくに F が小さく、従つて波長が短かく、

$$\lambda/T = 2\pi \cdot \frac{L}{T} \cdot F^2 < 2,$$

$$\text{あるいは、} K_0 t = \frac{T}{L} \cdot \frac{1}{F^2} > \pi,$$

となるような場合には $Z \approx 1$ となり、實際の吃水は有限であつても、その速度で出来る波については吃水が無限に深い場合と少しも變らないことになる。第1表には Z ($\theta=0$) および Z^2 ($\theta=0$) の數値を後に引用する3隻の T/L について示し參考に供した。

第 1 表

F	T/L=0.033		T/L=0.060		T/L=0.100	
	Z	Z ²	Z	Z ²	Z	Z ²
.10	.964	.929	1.000	1.000	1.000	1.000
.12	.899	.803	.985	.970	1.000	1.000
.14	.814	.663	.953	.909	.994	.988
.18	.640	.409	.844	.712	.955	.912
.22	.495	.245	.711	.505	.783	.763
.26	.386	.149	.587	.345	.775	.600
.30	.308	.095	.487	.237	.668	.446
.34	.247	.061	.405	.164	.577	.333
.38	.203	.041	.341	.116	.500	.250

造波抵抗曲線の形状に最も影響の大きいのは肋骨線形状よりも水線形状，すなわち $m(\xi, \zeta)$ の ξ 方向の分布型式であつて，具体的にその影響は (15) 式の M で與えられる．いま $m(\xi)$ の連続微分可能性と，これらが $\xi=0$ で零になることを假定すれば，

$$M = -\frac{\cos(K_0 \sec \theta)}{K_0 \sec \theta} \left[m_0 - \frac{m_2}{(K_0 \sec \theta)^2} + \frac{m_4}{(K_0 \sec \theta)^4} - \dots \right] + \frac{\sin(K_0 \sec \theta)}{(K \sec \theta)^2} \left[m_1 - \frac{m_3}{(K_0 \sec \theta)^2} + \frac{m_5}{(K_0 \sec \theta)^4} - \dots \right] \dots \dots \dots (17)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{ただし, } m_0 &= m(1), \\ m_1 &= m'(1), \\ m_2 &= m''(1), \\ &\dots \dots \dots \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (18)$$

つまりこれは F の小さい範囲 ($F \ll 1$) で使用するのに好都合な展開であつて，船の形状の微分特性たる $\partial \eta / \partial \xi$, $\partial^2 \eta / \partial \xi^2$, ... の先端における値にほぼ対応するところの m_0, m_1, m_2, \dots などが逐次その係数の中に入ってくる．これを (14) 式に入れて變形し，さらに

$$\left. \begin{aligned} \int_0^{\pi/2} Z^2 \cos^n \theta \cos(2K_0 \sec \theta) d\theta \\ \sim \left(\frac{\pi}{4K_0} \right)^{1/2} Z^2(\theta=0) \cos \left(2K_0 + \frac{\pi}{4} \right), \\ \int_0^{\pi/2} Z^2 \cos^n \theta \sin(2K_0 \sec \theta) d\theta \\ \sim \left(\frac{\pi}{4K_0} \right)^{1/2} Z^2(\theta=0) \sin \left(2K_0 + \frac{\pi}{4} \right), \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (19)$$

なる漸近展開⁹⁾を利用する．またこのさい次の函数，

$$u_n = \frac{1}{C_n} \int_0^{\pi/2} Z^2 \cos^n \theta d\theta, \\ C_n = \int_0^{\pi/2} \cos^n \theta d\theta = \frac{2 \cdot 4 \cdot 6 \dots (n-1)}{3 \cdot 5 \cdot 7 \dots n}, \\ (n: \text{奇数}) \dots \dots \dots (20)$$

を定義する¹⁰⁾．

これによつて最後の形は次のように求められる．

$$C_w = \frac{R_w}{\frac{1}{2} \rho V^2 L^2} \\ \sim \frac{4}{\pi} F^4 \{ m_0^2 C_0 u_1 + m_1^2 - 2m_0 m_2 \} C_0 u_2 \\ \times (\sqrt{2} F)^4 + (m_2^2 + 2m_0 m_1 - 2m_1 m_3) \\ \times C_0 u_1 (\sqrt{2} F)^6 + \dots \dots \dots$$

$$+ \frac{4}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} \right)^{1/2} Z^2(\theta=0) F^5 \{ m_0^2 - (m_1^2 + 2m_1 m_2) (\sqrt{2} F)^4 + (m_2^2 + 2m_0 m_1 + 2m_1 m_3) (\sqrt{2} F)^8 - \dots \} \cos \left(2K_0 + \frac{\pi}{4} \right) \\ - \frac{8}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} \right)^{1/2} Z^2(\theta=0) F^5 \{ m_0 m_1 (\sqrt{2} F)^2 - (m_0 m_1 + m_1 m_2) (\sqrt{2} F)^6 + (m_1 m_1 + m_2 m_3 + m_0 m_5) (\sqrt{2} F)^{10} - \dots \} \\ \times \sin \left(2K_0 + \frac{\pi}{4} \right), \dots \dots \dots (21)$$

粘性修正と波碎修正

上式は前後對稱の船型が理想流體中を航走する場合の造波抵抗係数を近似的に表すものであるが，數學的な意味におけるその近似度は非常によく，從來の數値積分による値と比較して $F=0.4$ においても僅か 2~3% の程度であつて，實用上漸近展開そのものによる誤差は問題にならない．ただし——これからさきの話は同時に造波抵抗理論そのものの限界をも示すことになるが——(22) 式はこのままでは，かりに前後非對稱の影響を加えても，まだ直接水槽試験の結果にこれをあてはめるには不十分である．すなわち，水の粘性によつて船尾の造波機構が理想流體のときに比して著しく減殺され，かつ變形されてくること(粘性修正)，のほか，さきにのべた船體自身の影響で船首波が船尾に到達する間に次第に崩されてゆくことの影響(波碎修正)などを適當な形で加えてやらねばならない．

前者に對しては，さきに筆者が提案した如き β や δ による修正法が考えられ¹¹⁾，また後者に對しては干渉項，すなわち (21) 式の第 2, 第 3 項に次の如き 1 より小さい修正係數

$$a \sim (n')^{-\lambda} L \sim a_0 \exp(-n/F^2), \dots \dots \dots (22)$$

を乗ずることによつて，ほぼその目的が達せられるように思われる．(a_0 は F 數に對しては一定であるが船型によつては大量 $a_0 = 1 - \text{const} \cdot B/L$ に従つてかわる常數 (7).)

上記修正係數 a は一種の波碎係數——ただしいまの場合には波と物體との相對位置は時間に對して不變である——と考へてよいであろうが，その重要な特長は (22) 式の $(n')^{-\lambda} L$ なる項によつて示される如く，船首から船尾に到る距離 L の間においてみられる波の山と谷のくりかえしの波數がますます急激にその影響が表われ

9) 適用限界は $2K_0 > 5$, すなわち $F = 1/\sqrt{2}K_0 < 0.447$
 10) u_n は Z と Z^2 の中間の性質を示し，たとえば u_3 はほぼ Z^3 で近似できる．

11) 造船協會論文集 93 號 (昭 28-4) $\cdot \beta$ は船尾波の波高の reduction factor ($\beta = 0.7 \sim 0.8$), δL はその起點が船尾端より後方にずれる有効距離 ($\delta \sim 0.05$).

て、これを F 数との関係に引き直せば、同じく (22) 式にある $\exp(-n/F^2)$ の如き形になることである。従つて低速になるほど a は 1 より小さく、とくに $F < 0.2$ ではこの影響によつて (21) 式は實際上第 1 項の基本項のみで十分である。

なお最後に (21) 式の展開は、當然のことながら、 F 数の小さいほど見かけの収斂が早く、実用上有効であつて、とくに $F < 0.2$ では

$$C_w \sim \frac{8}{3\pi} m_0^2 u_3^2 F^1, \dots\dots\dots (23)$$

さらにまた、

$F < 0.12$ の超低速領域では $u_3 \sim 1$ より、

$$C_w \sim \frac{8}{3\pi} m_0^2 F^1, \dots\dots\dots (24)$$

となり、このような超低速領域では R_w が V^0 に比例することが示される。

また、(15) 式の右邊を反対に $1/F$ の昇べき級数で展開すれば、その第 1 項の係数には船の積分特性たる

$$m_{(-1)} = \int_0^1 m(\xi) d\xi, \dots\dots\dots (25)$$

すなわち排水量に相當するものが現れてくることに注意しておく。このような展開は $F \gg 1$ の超高速領域においてのみ有効で、いまのおわれわれには利用價值は少ない。

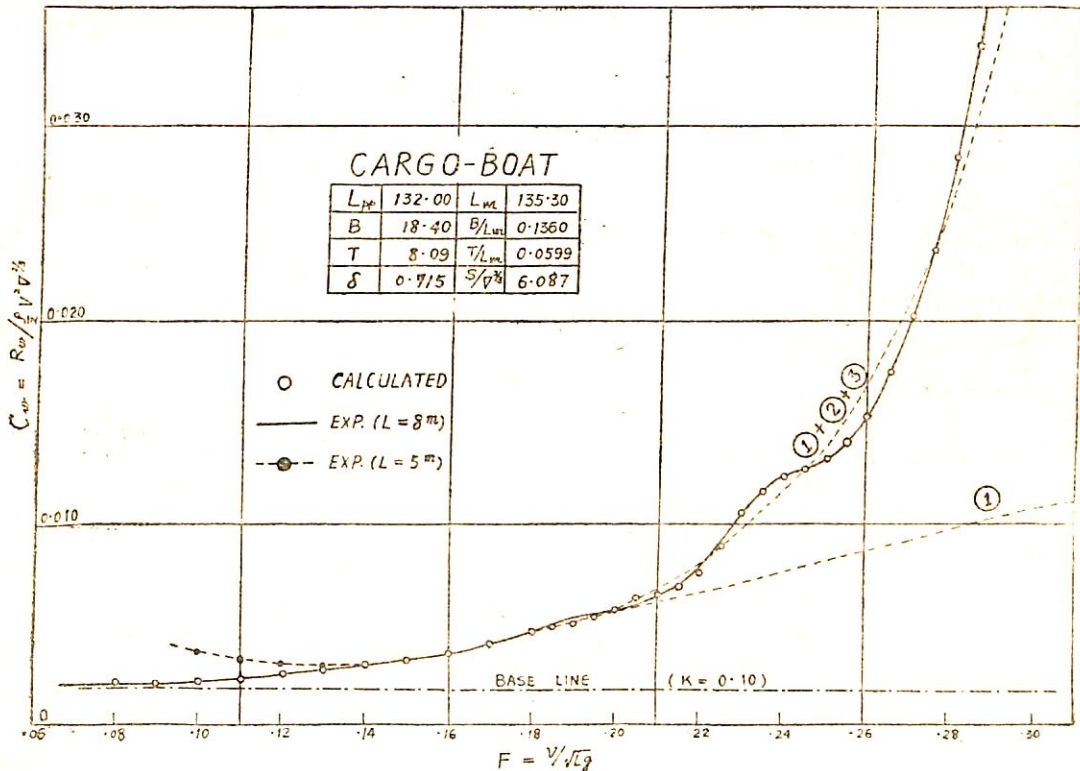
實驗曲線の解析例

前節に述べた數式による表示を實際に 3 種の船型について適用してみた結果が第 2 圖 (貨物船) および第 3 圖 (捕鯨船・驅逐艦) である——いずれも満載状態。前者は最近建造され、水槽試験も 5m ないし 8m の 3 種の相似模型について丁寧に行われたものであつて、圖には参考として $L = 8m$ の結果のほか、低速部に $L = 5m$ の結果を添えた(ただし高速では側壁影響の少ない $L = 5m$ をとつた)。

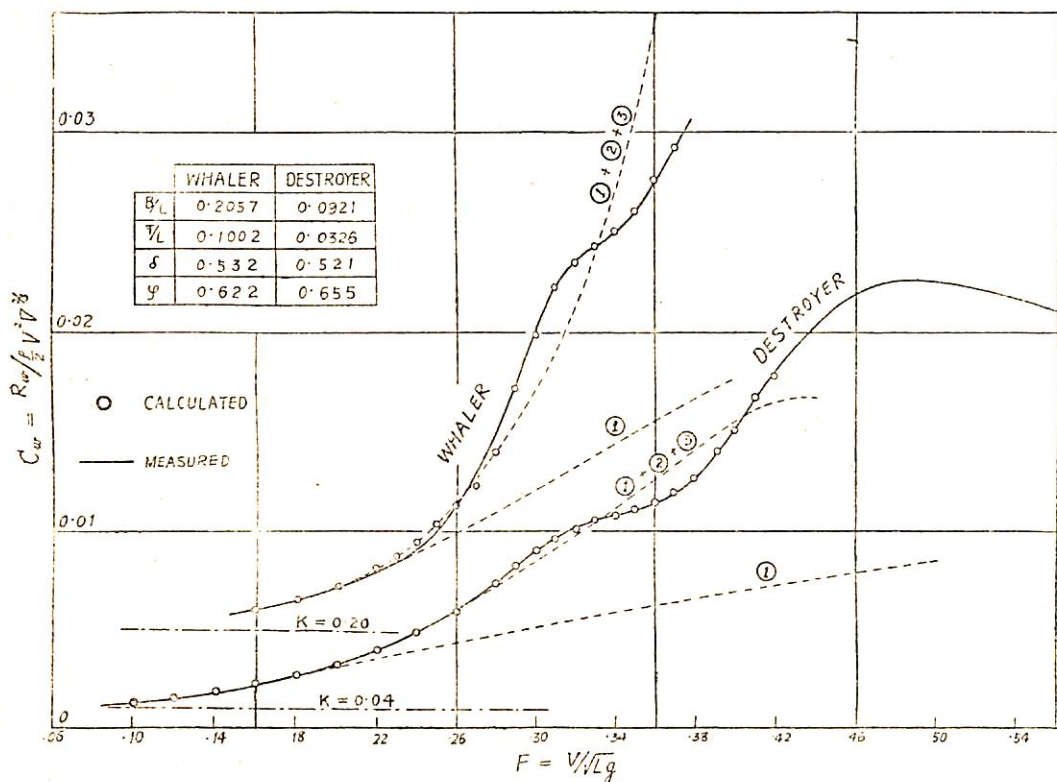
また後者は船型學 (抵抗篇) の圖表第 72 圖の F および同本文 p. 21, 第 22 圖の I である。(圖中の破線は基本項で、①あるいは①+②+③はその項數を示す。)

ここでとくに重要なことは (23) 式ないし (24) 式を考慮することによつて低速部 ($F < 0.2$) の實驗値からごく自然に摩擦抵抗における形状影響係數 K が求められてくることである。圖には鎖線をもつてその位置を示してあるが、これらの K の値は 0.04, 0.10, 0.20 となりほぼ常識的な値に近い。

以上 3 例を通じて全體として最もよい一致を示しているのは驅逐艦の場合であり、貨物船の例では $F = 0.19, 0.205$ で、また捕鯨船では $F = 0.20 \sim 0.26$ で若干の不一



第 2 圖



第 3 圖

致がみられる。このうち前者については実際には中央平行部があつて、(21)式では考慮されていない shoulder waves による影響が入っているものと想像され、また後者に對しては初期および航走時のトリムの變化の影響などが入っているものと考えられる。今後これらの點についてはさらに他の多くの實際解析を行うことによつて研究を進めて行きたいと考えている。

なお最後に LINDBLAD [6] の線圖が、通常の船首水線入角 $\alpha=20^\circ\sim 35^\circ$ に比して異常に尖鋭な $\alpha=7^\circ\sim 9^\circ$ を採用して好結果をえていることは、上に述べた諸式からも首肯できることがらであることを附記し、このあたりに、今日なお線圖改良の餘地がいくらかは残されているのではないかという疑問を残して結びとしたい。

(1954.11.30 脱稿)

文 献

- (1) HAVELOCK, T.H., The wave-making resistance of ships: a theoretical and practical analysis, Proc. Roy. Soc. 82, 276 (1909).
- (2) HAVELOCK, T.H., The wave-making resistance of ships: a study of certain series of model experiments, Proc. Roy. Soc. 84, 197 (1911).

- (3) LAMB, H., Hydrodynamics. Cambridge press, 6th ed. 404 (1932).
- (4) TAYLOR, D. W., The effect of parallel middle body upon resistance, TSNAME 18 171 (1909).
- (5) EMERSON, A., The effect of shape of bow on ship resistance (Part III), TINA 83, 40 (1941).
- (6) LINDBLAD, A. F., Experiments with models of cargo liners, TINA 83, 174 (1946).
- (7) EMERSON, A., The application of waveresistance calculations to shiphull design, TINA 96, 268 (1954).

「船舶」の購讀

「船舶」は買切制ですから前もつて書店に豫約購讀を御申込みおき下さい。なお、直接弊社へ前金
 1年 1,500圓 (送料共)
 半年 800圓 (")
 お拂込みによる月極購讀の場合は、増頁その他の特價の場合にも差額は頂戴いたしません。

相似模型抵抗試験と比較則

田 宮 眞

東京大学・生産技術研究所

緒 言

W. Froude の比較則について、摩擦抵抗の考察から再検討を行い、造船協会論文集 94 號に結果を發表したが、若干新しい資料もえられたので、再びここに報告し、御批判を仰ぎたい。

1. Froude の比較則

Froude が“Greyhound”號の實船並びに模型實驗を行つたとき、兩者の抵抗値をむすびつける法則として提出した。いわゆる“Froude の抵抗比較則”は、數式化すると次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} C_d &= C_r + C_w = C_r + C_w + C_e \\ C_r &= \text{func.} (R) \\ C_w &= \text{func.} (F) \\ C_e &= A \cdot \text{const.} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

但し C_r 等は抵抗を $\rho S V^2 / 2$ (記號は後表にまとめて記す) で割つた無次元値で、 $R = \frac{VL}{\nu}$, $F = V / \sqrt{gL}$ である。 C_e は造浪抵抗係數で、船形によつてきまる定數と考える。 C_r が R (レイノルズ數) のみの函數であるという表現は、Froude はしていないし、彼の摩擦抵抗算式も實驗式の域を出ていないが、平板の抵抗値にその長さを重要な因子として導入したことは卓見である。なお當然のことながら C_e には表面粗度の影響も考えねばならないが、暫く粗度影響は C_e の項に含ませておく。

(1) 式の妥當性を検討するには Froude の行つたような實船抵抗試験を行うのが、一番直接的であるが、非常に大規模な實驗になるから、現在までこのような試験は平賀の“夕立”の實驗と、最近行われた“Lucy Ashton”の實驗以外には殆どないといつてよい程度である。その上前二者にあつては、船底の粗度について適確な判断が困難であるので、供試船に對しては實用的な驗證になるけれども、最近のような表面平滑な船ほどの程度あるかは必ずしも断定ができない。事實現在船體の摩擦抵抗については、實船の流體力學的粗度と、その摩擦抵抗に及ぼす影響如何という問題が最大の關心事であつて、“Lucy Ashton”の實驗は、更にこれについて問題を投げかけている。

このような粗度の影響を minimize し、しかも比較的容易に (1) 式の驗證を行うには、種々大きさの異なる相似模型船を使用して抵抗試験を行い、同一 F 數において C_r が等しいか否かを調べるのが適當である。もつともこ

の場合、試験水槽で實驗可能な模型船の大きさは、現在の所せいぜい 10m 以下であつて、實船の R 數とくらべると、大約 1/10 以下の R 數の範圍しかえられないから、かなり大膽な外挿を取てしなければ、實船の範圍まで (1) 式が成立つか否かはわからない。これについては前記實船實驗や 推力の計測、 $R = 10^9$ 程度の平板抵抗實驗を行うことによつてその當否を決定する以外にはないが、和蘭において、實船と模型船との中間にあたる船の實驗が行われたり、Taylor 水槽で高速曳航試験が計畫されているので、近い將來には大きな展開があるであろう。差當り本稿においては模型船の範圍で (1) 式の成否を検討する。

相似模型船の抵抗試験は (1) 式の検討のためばかりでなく、小型の模型でえられた抵抗試験結果の信頼度の検討のためにもかなり多く行われている。ところが、このような試験に必ず随伴する流體力學的な現象による擾亂と、結果の表示法の不満とのために、從來えられた結論は全部が正しいとは信じられない。まず實驗に伴つておこる擾亂の現象としては境界層の遷移ならびに剥離と、制限水路の影響が大きい問題である。なるべく R 數の範圍をひろげるために模型船の最大、最小寸法の開きを大きくしようとしても、最小寸法は (測定機器の精度は別としても) 境界層が大部分亂流である必要から下限がきめられ、最大寸法は、その水槽において制限水路影響が大きくならぬ限界で上限がおさえられる。このことは古くから知られていた事實であるが、特に層流境界層の影響については、ごく最近そのひろがりや、意外に大きいことが直接證明され、亂流促進 (Turbulence stimulation) がやかましく叫ばれるようになった有様で、戦前のデータの多くはあまり信用出来ない。たとえば Fig. 1 は白馬山丸の抵抗試験に際し、Trip Wire をつけた場合と、つけない場合を示したもので、横軸に C_r 、縦軸に同一 F における C_e をとつてある。T.W. なしの時右下りの傾向にある曲線が、T.W. をつけると右上りになつてゐる。恐らく小模型では層流域の存在によつて C_r が計算式の値よりも小さく従つて C_e が見掛上實際より小さく現れたものと考えられる。

次に結果の表現法の問題であるが、從來多く行われたのは、 F を横軸に、 C_r を縦軸にとつて、 $C_r \sim F$ 曲線を重ねてかく方法 (Fig. 2) である。 C_r は (1) 式を正しいとすれば F のみの函數であるから、模型寸法に無關係に

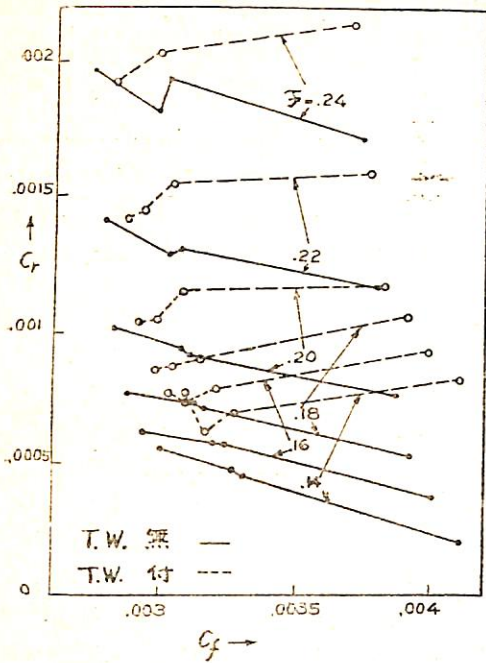


Fig. 1. Trip Wire の影響

$C_r \sim F$ 曲線はただ1本の曲線になるはずである。Fig. 2 は大體このことを示しているが、かりにRの差に応じて C_r に差があるとしても R 数が大になるとともにその差が小さくなることは C_r と R との関係を知れば直ちにわかることで、そのような僅の差異をこの圖から見出すことは甚だ困難である。このことは、その後提唱せられた

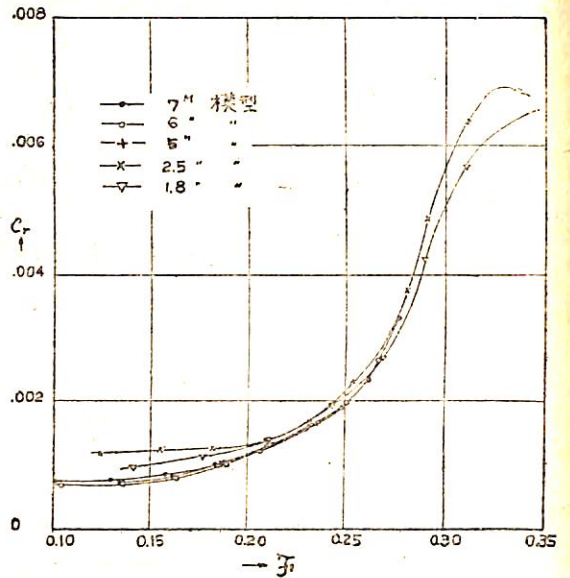


Fig. 2. $C_r \sim F$ 曲線

$C_t \sim R$ 表示においても同様にいえることである。 $C_t \sim R$ 表示は (Fig. 3) C_t を直接Rに対して plot するもので、(1) が成立てば各模型に對する C_t 曲線上の、 $F = \text{const.}$ の點をつないだ場合、 $F = F_1$ の contour と $F = F_2$ の contour とは、その縦軸方向の距離が R に無關係に一定となる。この表示の利點は、 C_t をそのまま用いるため、 C_r を算出するための C_r の計算式を顧慮する必要がないことであつて、逆に $F = \text{const.}$ なる曲線の

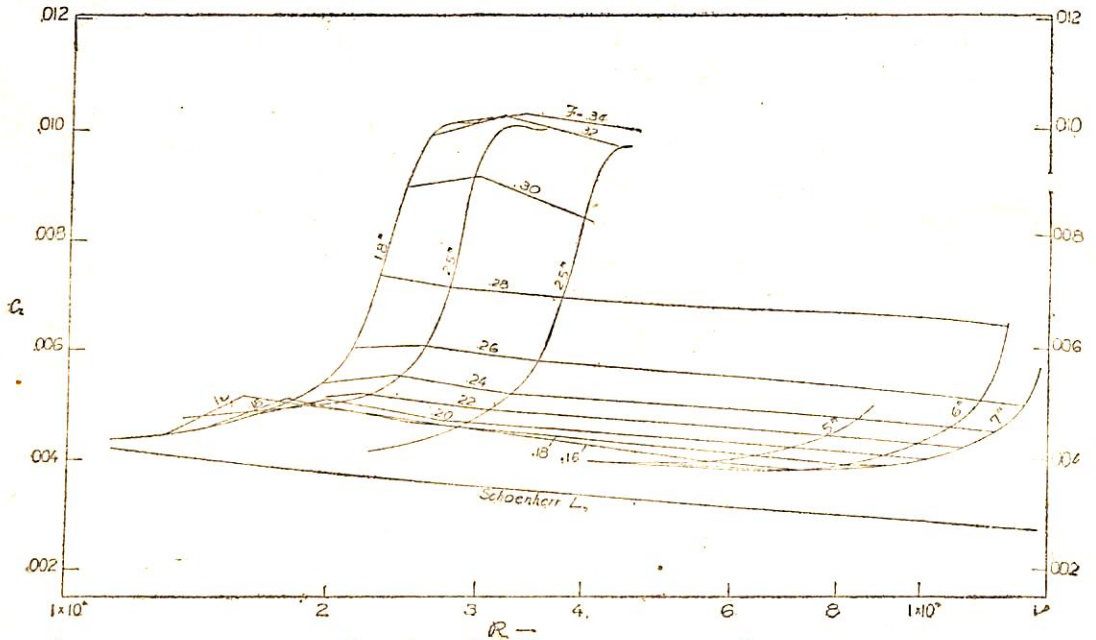


Fig. 3. $C_t \sim R$ 曲線

性質から C_r の計算式の當否をある程度検討することが出来る。しかし Fig. 3 でもわかるように、 $F = \text{const.}$ 曲線を決定的にひくことは困難であり、また曲線間に (1) の関係が正しく成立していないことも大體見ることが出来る。

(1) 式をはつきり驗證するのに一番適當と考えられるのは、Fig. 1 に示したような方法である。

これによれば、 F のみの函数である C_r は、 C_r に無關係に一定であるから、 $C_r (F = \text{const.})$ をつらねると、横軸に平行な直線がえられるはずである。形のわからない曲線とちがって、この直線を引くことにはなんらあいまいさがない。もつとも C_r の計算に如何なる式を使うかによつて、 $C_r \sim C_r$ の對應が變つてくるのが難點であるが、 R 數に對する C_r の變化の仕方さえかわらなければ、結果には影響がない、現在の所最も廣く信用され、實用されている Schoenherr の式は、最近の境界層理論による計算りとも甚だよく一致し、また N.P.L. の Provisional line のとも、模型の R 數の範圍で傾向的にはほぼ一致するので、本文においてはすべて C_r の計算にこれを使用した。

この方法で最近までにえられた相似模型船抵抗試験のうち、層流影響の比較的小さいと考えられるもの數例を Figs. 4~11 に示した。

これらから次の性質が看取せられる。

- 1) $F = \text{const.}$ の點は、ほぼ一直線の上にある。
- 2) この直線は低速では大體右上市りの傾向にあり、 $F = 0.25$ 近邊では水平に近く、それ以上の高速では逆に左上市りの傾向をもつ。
- 3) Full な船は Fine な船より、右上市りの傾向が大きい。

従つて、廣い F 數の範圍を平均してしまえば、 C_r の一定ということはおくあらい近似でいえるけれども、實際には C_r と C_r との間になんらかの關係が存在すると考える方が眞に近いと考えられる。

實際面から考えると、もしこの直線的傾向が、實船の範圍まで適用されると考えると従來の方法では、小型模型ほど低速で抵抗を大きくみつり、高速で逆に小さくみつるようになる。また模型から推定した抵抗と實船抵抗の差で粗度影響を推定すると、低速では粗度影響を過小に、高速では過大に見積ることになる、低速部では粗度影響の推定値に及ぼす影響を別にすれば、抵抗または有効馬力の絶対値には比較的小さい。しかも安全測の誤を犯すにすぎないが、高速では問題は severe になつてくる。たまたま従來の商船の F 數が 0.25 をこえることがまれであつたことは、これを幸と考えるべきか、不幸

と観すべきか、筆者は迷わざるをえない。

2. 抵抗比較則の再検討

Figs. 4~11 の示す所を信ずると、われわれは (1) 式を今少し根本的に考察し直さなければならぬ。すなわち C_r , C_f は互いに獨立でなく、若干の相互干渉を及ぼすものとみて式を組立てる必要がおこる。そこで (1) の代りに

$$C_t = C_r + C_{rw} + C_w + C_{wf} + C_o \dots\dots\dots (2)$$

とあらわし、 C_r , C_w はそれぞれ R , F のみの函数、 C_{rw} は C_r に對する F の影響、 C_{wf} は C_w に對する R の影響を示す項とともに R , F の函数、 C_o は船形のみ函数と假定する。但し (1) 式においては C_r として船體と同じ長さ、表面積の平板の抵抗を採用したが、(2) 式では船形の影響をも考慮した値を示している。今平板の C_r を C_{r0} として

$$C_r = (1+K)C_{r0} \dots\dots\dots (3)$$

$$C_{rw} = K_w \cdot C_r \dots\dots\dots (4)$$

とあらわすと、 K は一般に R と船形の函数で、“形状影響係數”と著者はよんでいる。 K_w は主として F の函数であるが、 K に比して値は小さい。そこで (2) 式の右邊第 1, 2 項の和は

$$C_r + C_{rw} = (1+K)C_{r0}(1+K_w) \doteq (1+K+K_w)C_{r0}$$

となるが、 $K+K_w$ を近似的に形状のみの函数とみなして、改めて K とかけば (2) 式は

$$C_t = (1+K)C_{r0} + C_w + C_{wf} + C_o \dots\dots\dots (5)$$

となる。低速においては C_w は C_{r0} に比して小さく、従つて C_{wf} も殆ど無視出来る程度と考えられる。(5) をかき直して

$$C_t - C_{r0} = (C_w + C_o) + KC_{r0} + C_{wf} \doteq C_{r0} \dots\dots (6)$$

とあらわすと、 C_{r0} は従來の“剩餘抵抗係數”に他ならない。そうしても $K \doteq 0$, $C_{wf} \doteq 0$ であれば (6) は (1) と一致する。(1) が成立しないなら、(6) 式で、 K , C_{wf} を考慮することによつて Figs. 4~11 の説明がつかないものであろうか。

(6) 式は C_{r0} が 3 つの項からなることを示す。

すなわち F のみの函数、 KC_{r0} , C_{wf} の和である。

まず低速の場合には、 C_{wf} を無視すると、

$$C_{r0} = (C_w + C_o) + KC_{r0} \dots\dots\dots (7)$$

K は形状のみできまるから $C_{r0} \sim C_{r0}$ の圖表をつくれ (Figs. 4~11) C_{r0} は $F = \text{const.}$ において定數 ($C_w + C_o$) と C_{r0} に比例する項との和になる。

つまり、 $C_{r0} \sim C_{r0}$ 圖表で、 $F = \text{const.}$ の點は、傾きが一定な平行直線上にくることになり、その一定の傾きは K に等しい、 K は一般に正の値をもつと考えられるから、

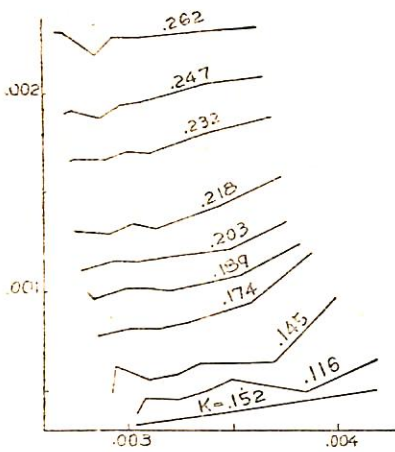


Fig. 4 S.B.1 C - .707

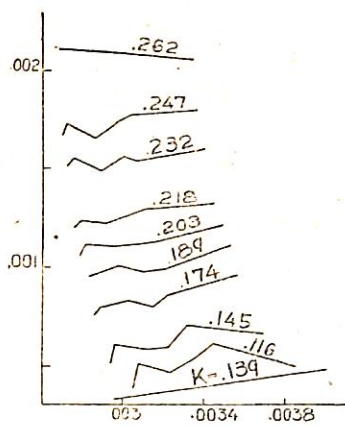


Fig. 5 S.B.2 C_p - .695

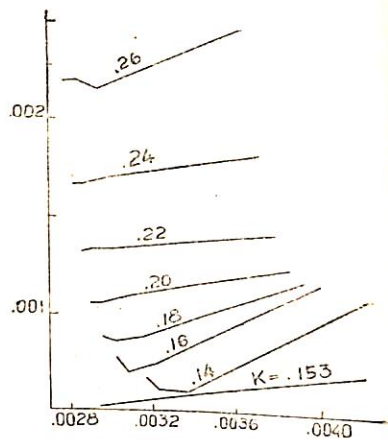


Fig. 6 H. C_p - .709

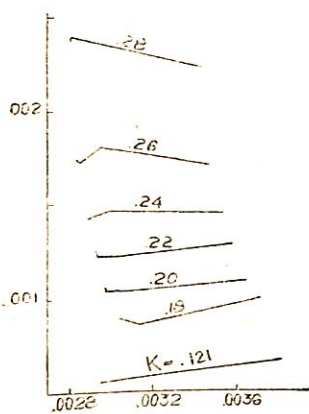


Fig. 7 H.3 C_p - .705

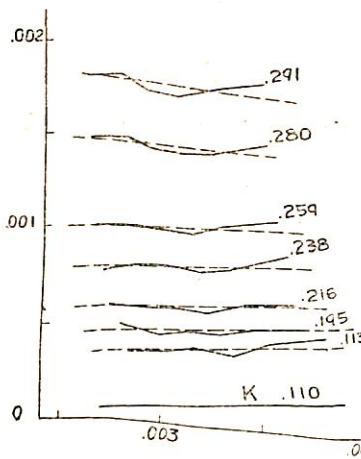


Fig. 8 L.A. C_p - .700

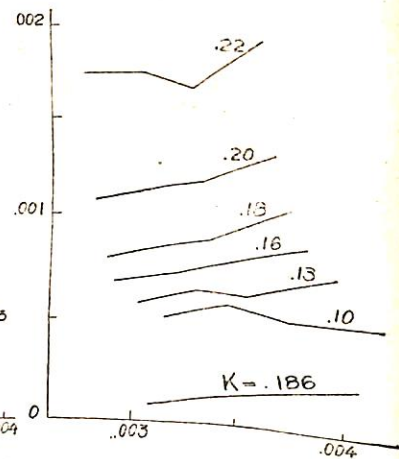


Fig. 9 B1 C_p - .757

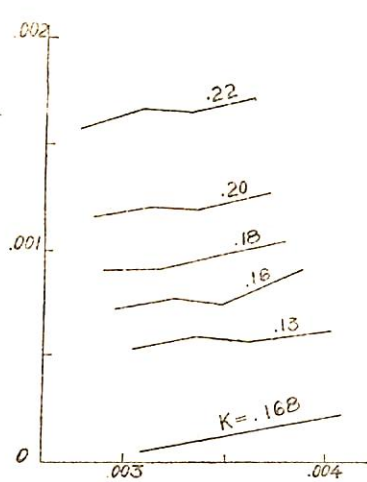


Fig. 10 B2 C_p - .742

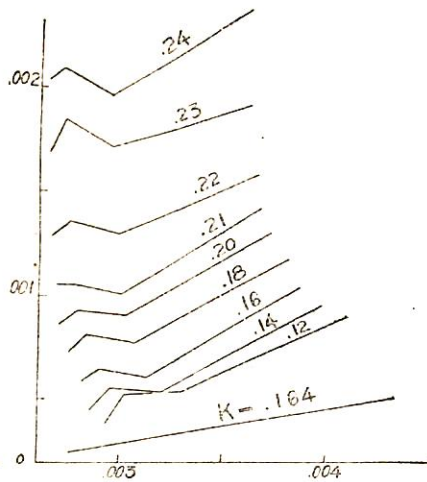


Fig. 11 C1 C_p - .725

Figs.4~11 の低速における右よりの傾向はおそらく (7) 式の成立つことを意味するもので、逆にこの右よりの直線の傾から“形状影響係数”Kの近似値が定められる。

次に高速になつてくると C_{wf} はもはや無視出来ない order となり、恐らく C_{fw} も若干の影響をもつに到るであろう。残念ながら C_{wf} については一般的な見通しが現在のところ困難であつて、僅に乾³⁾が実験的に一、二の理論船型に對し、また Havelock⁴⁾が平板に對して粘性影響を求めたにすぎない。概念的に考えると、Fを一定としたとき、Rが減少すると、船尾附近の境界層は厚さをまし、見掛上船尾の流線勾配を減少し、従つて造波抵抗は減少する。R→∞のときの造波抵抗が C_w と考えられるから結局實際の $C_w + C_{wf}$ は Rが減少し C_{r0} がまずと減少することになり、この性質は $C_0 \sim C_{r0}$ 表示において $K C_{r0}$ と逆の結果を來す。たとえば Havelock の計算結果を利用すると

$$\frac{\partial C_{wf}}{\partial C_{r0}} = -20 C_w$$

となり、F=0.25 において C_w が 0.001 ないし 0.003 であることを考えると、これはほぼ K に近い値になる。すなわち F=0.25 附近では $K C_{r0}$ と C_{wf} との影響は打消しあつて C_{r0} (F=0.25) が水平線上に並ぶことになる。これをこえると C_{wf} の影響が大きくなつて直線は多く左よりになるものと思われる。もつとも乾のあたえた結果でもわかるが、 $\partial C_{wf} / \partial C_{r0}$ はやはり波状に変化するもので、いつも $K C_{r0}$ を打消す方向にばかりではなく、互に強めあつて右よりを大きく示すことも可能である。圖の中に高速で右よりを示すものが必ずしもその例であるとはいえないが、またこのようなものが、上述の説明の反證的例外ともいえないと思われる。

以上のように考えてくると、抵抗比較則の問題はかなり複雑な様相を呈するが、普通商船のようにせいぜい F=0.25 をこえないものにあつては、近似的に (7) 式が成立つと考へて取扱い、實船のデータから粗度影響を見出すのが合理的と思われる。

なお (7) 式における K を今少しく一般的にして、船形と F との函数と考へれば、 $C_{r0} \sim C_{r0}$ 表示を形の上から説明することは可能であり、また乾の方法でえられる $\partial C_{wf} / \partial C_{r0}$ の式にあらわれる偏微係数を、R に無関係とみなしても同様の結果がえられる。

3. “Lucy Ashton” の實驗結果

本節では (6) 式を使用し、K は著者の計算⁵⁾ から得た値をそのまま適用し、 C_{wf} は乾の表示を借用して比較則を計算可能な形にして“Lucy Ashton”の實船實驗⁶⁾

との比較を試みた。

まず K としては同船の L, B, T, C_p より 0.11 がえられる。次に C_{wf} は次のようにかける。

$$C_{wf} = M \alpha C_w \dots\dots\dots (8)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{ここに } M &= \left(2 - \frac{n}{2}\right) \tau - 1 \\ n &= \frac{F}{C_w} \cdot \frac{dC_w}{dF} \\ \tau &= \delta/a \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

δ は乾の記號をそのまま使い、 α は乾の β と $\alpha + \beta = 1$ なるなる關係にある。(8) (6) から

$$\partial C_{r0} / \partial C_{r0} = K + M C_w \cdot \frac{\partial \alpha}{\partial C_{r0}}$$

但し τ は R によらないとし、その數値を乾の例に從つて 0.200 とした。n, C_w 等は近似的に C_{r0} の曲線から求められる。 $\partial \alpha / \partial C_{r0}$ については豫定困難であるが、乾の實驗で $\alpha = 0.25$ であることからこれが $0.05 \sim 0.15 \times 10^3$ の範圍にあるとし、暫定的に 0.11×10^3 とつてみる。かくして $\partial C_{r0} / C_{r0}$ がえられると、 $C_0 \sim C_{r0}$ の圖において、なるべく實測點を忠實に通すようにかつ上にえた傾斜にあわせて直線を引き、實船の R に相當する點の C_{r0} を知れば、平滑實船の C_{r0} が定まる。實船實驗からえられる C_{r0}' との差が粗度によるものであると考へ、次表に粗

“Lucy Ashton” の解析

F	$\partial C_{r0} / \partial C_{r0}$	$\frac{C_k \times 10^3}{F, S. A. P.}$	S. S. R. O.
.173	.09	.06	.23
.194	.07	.08	.26
.216	.05	.12	.28
.237	.03	.14	.34
.259	0	.16	.33
.280	-.08	.09	.32
.291	-.13	.14	.41
.302	-.09	.12	.32
.313	-.05	.08	.22
.324	-.02	.02	—

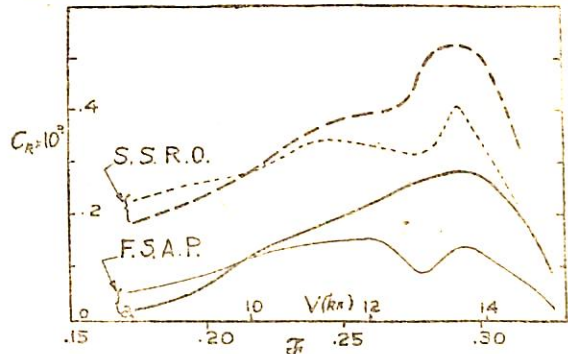


Fig. 12. C_R (太線 Conn による)

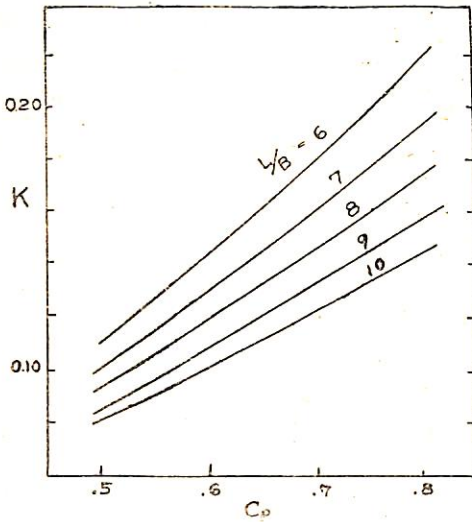


Fig. 13. K の 圖 表

度影響 $C_k \equiv C_{r0} - C_{f0}$ と、 $\partial C_{r0} / \partial C_{f0}$ とを示す。また C_k を Faired seam, aluminium paint の場合と、Sharp seam, red oxide paint の場合をそれぞれ通常の方法とあわせて Fig. 12 に示す。

なおこの $\partial C_{r0} / \partial C_{f0}$ を Fig. 8 に點線に入れておいた。これは實驗點とよく一致している。また C_k は F によつて相當大幅にかわるが通常の方法によるよりは若干 flat になっている。

$\frac{\partial^2}{\partial C_{f0}^2}$ をいろいろに假定して C_k の一定になるような操作は可能であるが、あまり意味がないからここでは述べない。

4. 形状影響係數

(7) 式が成立つ範圍では K を知ることが必須になる。筆者はかねて計算によつて K を算出し造船協會に發表したが、その後計算を行つた系列については、船體上の平均流速と、K との間にはほぼ比例關係の存在を知つた。この比例常數は、船形のえらび方で多小かわると思われるが、筆者の場合

$$K = 1.04(\bar{u}/V) - 1 \dots\dots\dots(10)$$

であらわされる。但し V は前進速度である。u は簡単に求められる。これから L/B と C_w (二次元流で考えている) あるいは C_p との關係を求めると、Fig. 13 がえられる。これからよんだ K に等しい傾きの直線を Fig. 4~11 に記しておいた。

形状の影響を考慮した C_r の計算は最近かなり行われているが、船形に應用した例は極めて少い。Lap & Troost のがあつた式は

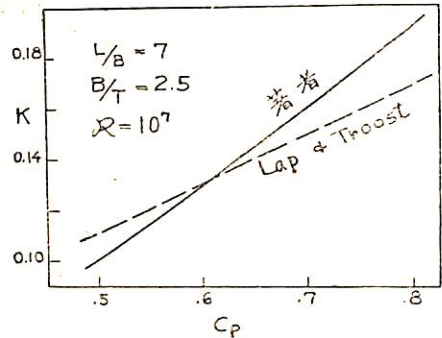


Fig. 14. Lap & Troost の K

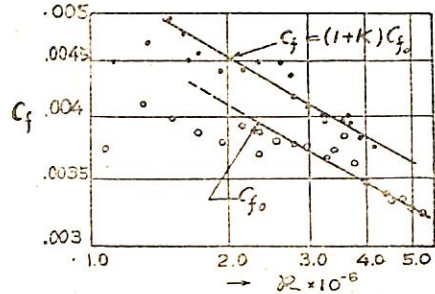


Fig. 15. 平板の波浪伴流中試験結果

$C_r = 0.133(\log R + 0.724 - \log A)^{-2.2} \dots\dots\dots(11)$ で近似され、log A が形状の影響を示す。平板では $\log A = 2.08$ であり、一般に B/T, C_p , C_v の函数である。(11) によると K は船形と R との函数になり、R が大きくなると K は小さくなる。

R = 10^7 について L/B = 7.0, B/T = 2.5 として (11) 式のあたえる K と (10) 式の K とを併記すると Fig. 14 の如く、(11) 式の方が小さい値を示すが、傾向的には似ている。(10) 式は元來二次元流れについてえられた値であるから (11) とは異なるはずである。但し、(6) から (7) を導くとき K の中に C_{rw} を含むことと、若干の粗度影響も見掛上この K に寄與しうることを考えると、(10) の K が Figs. 4~11 の結果によく合うことも不思議ではない。

なお最近著者の行つた波浪伴流中の平板の抵抗試験の結果を Fig. 15 に示したが、高速においては (10) 式の K を使用した値は、きわめてよく實測値に合つている。

結 語

Troost は I.S.P. の創巻號において "Lucy Ashton" の解析を行い、低速においては Lap & Troost の C_r を使つた結果が甚だよく實驗結果を説明することを示し、また高速に到ると R のますとともに C_{r0} の増加す

る“fan-like”な現象を見出して、これを亂流剝離と結びつけている。筆者も全く同感であるが、實は剝離は媒介であつて、これに伴う造波抵抗の變化が C_{r0} 増加の主因であると考え、亂流剝離の條件については現在もまだ確たる理論はなく、Buri や Gruschwitz の假説を一應の目安としているが、われわれの必要とするのは、R 數にもとづく剝離位置の變動如何であつて、これについては前記の兩説はなんら寄與する所がない。われわれとしては船體のようなごく細長い形状の表面上におこる亂流剝離の位置を實驗的に明確に知る方法を早く見出したいと痛感する。

平滑曲面に對する比較則の確立がなくては、粗度影響の研究も實船に對して極めて無力なものになり終るものであり、特に高速において、 $\partial C_{r0}/\partial C_{r0} < 0$ の場合は直接有効馬力の推定に重大な影響をおよぼすことになる。なお水槽における抵抗試験も、正しい比較則が見出されれば再び大水槽のそれと同等の價値をもちうる可能性がえられ、實際面での利益も少くないことを信ずる。

記 號 表 () 内は次元を示す

A	: Lap & Troost の式における形状影響の項	(O)
B	: 船 の 幅	(L)
C_p	: 柱 形 係 數	(O)
C_v	\equiv (排水容積)/ L^3	(O)
C_w	: 水線面積係數	(O)
K	$= (C_r - C_{r0})/C_{r0}$: 形状影響係數	(O)
K_w	$= C_{rw}/C_r$	(O)
L	: 船 の 長 さ	(L)
M	$= \left(2 - \frac{n}{2}\right)\tau - 1$	(O)
R	: 水 抵 抗	(MLT ⁻²)
R_f	: 摩 擦 抵 抗	(MLT ⁻²)
R_r	: 剩 餘 抵 抗	(MLT ⁻²)
R_w	: 造 波 抵 抗	(MLT ⁻²)
R_n	: 造 渦 抵 抗	(MLT ⁻²)
S	: 浸 水 面 積	(L ²)
T	: 吃 水	(L)
V	: 船の前進速力	(LT ⁻¹)
$C_n = R_n / \frac{\rho}{2} SV^2$: 造渦抵抗係數	(O)
$C_f = R_f / \frac{\rho}{2} SV^2$: 船體の摩擦抵抗係數	(O)
C_{r0}	: 平板の摩擦抵抗係數	(O)
C_{rw}	: C_r に對する F の影響を示す項	(O)
C_k	: 粗度影響 (または抵抗) 係數	(O)

$C_r = R_r / \frac{\rho}{2} SV^2$: 剩餘抵抗係數	(O)
$C_{r0} = C_r - C_{r0}$: 剩餘抵抗係數	(O)
C_{r0}'	: 實船抵抗試験または實船試運轉から推定した C_{r0} の値	(O)
$C_t = R / \frac{\rho}{2} SV^2$: 全抵抗係數	(O)
$C_w = R_w / \frac{\rho}{2} SV^2$: 造波抵抗係數	(O)
C_{wf}	: C_w に對する R の影響を示す項	(O)
g	= 9.80m/s ² 重力加速度	(LT ⁻²)
n	$= \frac{F}{C_w} \cdot \frac{dC_w}{dF}$	(O)
\bar{u}	: 船體上の平均流速	(LT ⁻¹)
F	$= V/\sqrt{gL}$ フルード數	(O)
R	$= VL/\nu$ レイノルツ數	(O)
a	: 船尾波の減衰量を示す	(O)
$\beta = 1 - a$: 同上. 乾の記號	(O)
δ	: 船尾波の起點のずれを示す乾の記號	(O)
ρ	: 水 の 密 度	(ML ⁻³)
ν	: 水の動粘性係數	(L ² T ⁻¹)
$\tau = \delta/a$		(O)

文 献

- 1) Landweber, L., "Reibungswiderstand," Jahrb. d. S.T.G. 1952.
- 2) Hughes, G. "Frictional Resistance of Smooth Surfaces in Turbulent Flow-New Data and a Survey of Existing Data," T.I.N.A., 1952.
- 3) Inui, T., "A New Theory of Wave-Making Resistance, Based on the Exact Conditions of the Surface of Ships." (Part III). 造船協會論文集第93號.
- 4) Haselock, T. H., "Calculations Illustrating the Effect of Boundary Layer on Wave Resistance," T.I.N.A., 1948.
- 5) 著者, "摩擦抵抗に関する一二の問題" 造船協會 昭和25年秋季講演會
- 6) Conn, J. F. C., H. Lackenby and W. P. Walker, "B.S.R.A. Resistance Experiments on the "Lucy Ashton," Part II, T.I.N.A., 1953.
- 7) Lap, A.J.W. and L. Troost, "Frictional Drag of Ship Forms," Bulletin of the S.N.A.M.E., Vol. VIII, No. 2.
- 8) 著者, "波浪伴流中における平板の抵抗試験," 造船協會論文集第96號 (近刊)

可變ピッチ推進器の性能に関する 模型單獨試験

土 田 陽
運輸技術研究所
船舶推進部長

本邦でも可變ピッチ推進器が漸く實用期に入ってきた。本誌昭和28年および29年の各1月號に掲載された米原氏の可變ピッチ推進器に関する論文中に述べられた如く、三菱日本重工横濱造船所の曳船緑丸を最初として、その後川崎市の曳船鹽濱丸、福島縣漁業練習船福島丸等に裝備されており、最近では三井造船で建造された日本水産の大型トロール船生駒丸に同社製エッシュワッス式の可變ピッチ推進器が裝備された。今後ガスタービンが實用される時期になれば更に可變ピッチ推進器に対する需用は高かまるであろう。

筆者は數年前から可變ピッチ推進器の性能に関する研究として模型推進器の翼の取り付け角を廣範圍に変化した場合の單獨試験を實施してきた。これらの中四翼推進器については昭和26年の、三翼推進器については28年の運輸技術研究所講演會でその結果を發表した。しかし都合で未だ印刷するにいたつていないので、ここにその一部を紹介して可變ピッチ推進器の性能計算に對する御参考に供したいと思う。

- 1 可變ピッチ推進器の翼角を變化した場合の半徑方向のピッチ分布の變化
推進器翼をある角度だけ回轉した時のピッチ比は簡單

に次式で計算出来る。任意の半徑 r におけるピッチ角 α は、

$$\tan \alpha = H_0 / 2r = p_0 / \pi m$$

但し H_0 = 最初のピッチ

$$p_0 = \text{最初のピッチ比} = H_0 / 2R$$

$$m = r / R, R = \text{推進器半徑}$$

角 θ だけ回轉した時のピッチ角は $(\alpha + \theta)$ であるからその時のピッチ H_θ は

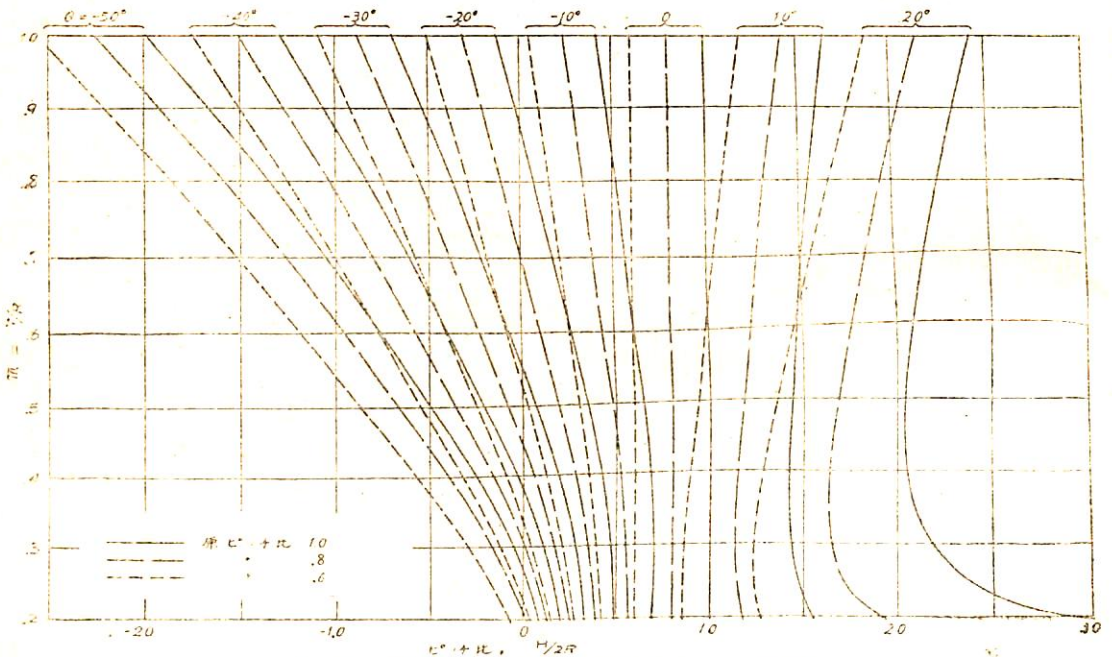
$$H_\theta = 2\pi r \tan(\alpha + \theta)$$

従つて新しいピッチ比 p_θ は

$$p_\theta = H_\theta / 2R = \pi m \tan(\alpha + \theta)$$

p_0, m, θ を與えて p_θ を計算した結果を第1圖に示す。圖はピッチ比を横軸に、 m を縦軸にとつて $p_0 = 0.6, 0.8$ および 1.0 (いずれも一定ピッチ) の3つの場合につき θ を $+20^\circ$ から -50° まで 10° 間隔で7種變化した際のピッチ比の變化を示したものである。

圖に見る如くピッチを小とする方向へ翼を回轉した場合は各半徑ともピッチは減少するが、翼根部では減少が比較的少く、翼端部程大きく遞減ピッチの形を示し、回轉角が大なる程翼根と翼端とのピッチの差が著しくなる。従つて翼根部ではピッチが $\alpha + \theta$ の直でも翼端部で



第1圖 翼を回轉した場合の半徑方向のピッチの變化

はーとなる範囲があり、全體としてのピッチの正負は翼根と翼端のピッチの相殺関係から決定されることとなる。ピッチを大とする方向に翼を回轉した場合は變化の狀況はやや複雑で翼根と翼端で、増加が大でその中間で増加が少ないという形になる。しかし普通に實用される $+10^\circ$ 前後までは翼根での増加はそれ程著しくはなく、殊にボス比が大きい場合には單純な遷層ピッチの形と見て差支えない。かかるピッチ分布の變化が推進器性能に大きな影響を及ぼすことは容易に想像出来る。

なお翼角を變化した場合半徑方向のみならず圓周方向のピッチ分布も變化するが、これは翼幅が特に大きくなければそれ程著しくない。

II 模型推進器

ここに述べる四翼および三翼推進器の試験結果はいずれも直徑0.2米の模型推進器によるもので、模型の要目は第1表に 形状は第2圖(四翼)および第3圖(三翼)に示す通りである。模型は翼を回轉出来るように、翼とボスを別々に製作した組立型のものである。表に見る如く最初に試験を行つた四翼推進器のボス比は0.30であるが、實際の可變ピッチ推進器のボスはこれより大きいので、次の三翼推進器ではボス比0.352を採用した。翼輪廓等は運研A₁-40型およびB₃-35型推進器を母型として決定した。すなわち母型の翼輪廓は鳥帽子型の反りを有するものであるが、これを左右對稱の形状として前記のボス比の點で翼を切り落とした形を新しい翼輪廓とし、また後向き傾斜角も0とし、翼厚、翼斷面形状等は母型と全く同一にとつたものである。

翼は圖の如く4本のビスでボスに固着する。翼のピッチ角を變更する方法としては、實物の如きピッチ變更機構を小さい模型のボス内におさめることは困難であるから、ボス側にビス穴を何箇所か設ける方法を探つた。例え

ば四翼推進器の場合は第2圖に示したボスIおよびIIに見る如く、 22.5° 間隔に5箇所ずつのビス穴を明けた。ビス穴AからBに移せば -22.5° 更にCに移せば -45° の角變化を與えることが出来る。このようなボスをビス穴の位置を若干ずつ變えて(圖に示す外 β を 17.5° 20° 22.5° 25° および 32.5° とした)合計7箇所製作した。これらのボスとビス穴の位置の組合せで 2.5° おきに21種の角變化が可能である。

三翼推進器の場合も同じ方法で翼を回轉したが、この場合はボスのビス穴は 20° 間隔で6箇所設けたので、1箇のボスで4種の角度が可能となり、第3圖に示した $\beta=20^\circ$ の外 $\beta=15^\circ$ 、 10° および 5° 、合計4箇のボスを使用して、 5° おきに20種の角變化を可能ならした。

なお餘談であるが、上の方法ではボス製作に相當の手續を要するから、その後の試験においては翼のフランジのビス穴を橢圓形にしてボスのビス穴を變えないでも 20° 位の角變化ができるようにした。このようにしても翼の固定は片側2本ずつのビスで充分で、試験中にピッチが變るようなことはなかつた。この方法によればボス1箇で前と同程度の角變化が可能であるから模型製作の手續を大いに軽減出来る。

III 試験方法

試験は從來運研船舶推進部で行つてきた單獨試験と全く同一の方法で行われたから、ごく簡単にその概略を述べると、單獨試験用に製作した木製模型船内に Gebers 式自航試験用動力計を搭載し、推進器軸を模型船の船首から前方約1.5米までさし出し、その先へ模型推進器を裝備し毎秒7の一定回轉數で推進器を回轉せしめながら前進速度を種々に變えて、その際の推力およびトルクを動力計により計測した。推進器軸の深度は約0.20米で、測定結果に對しては通常の場合と同様 idle thrust およ

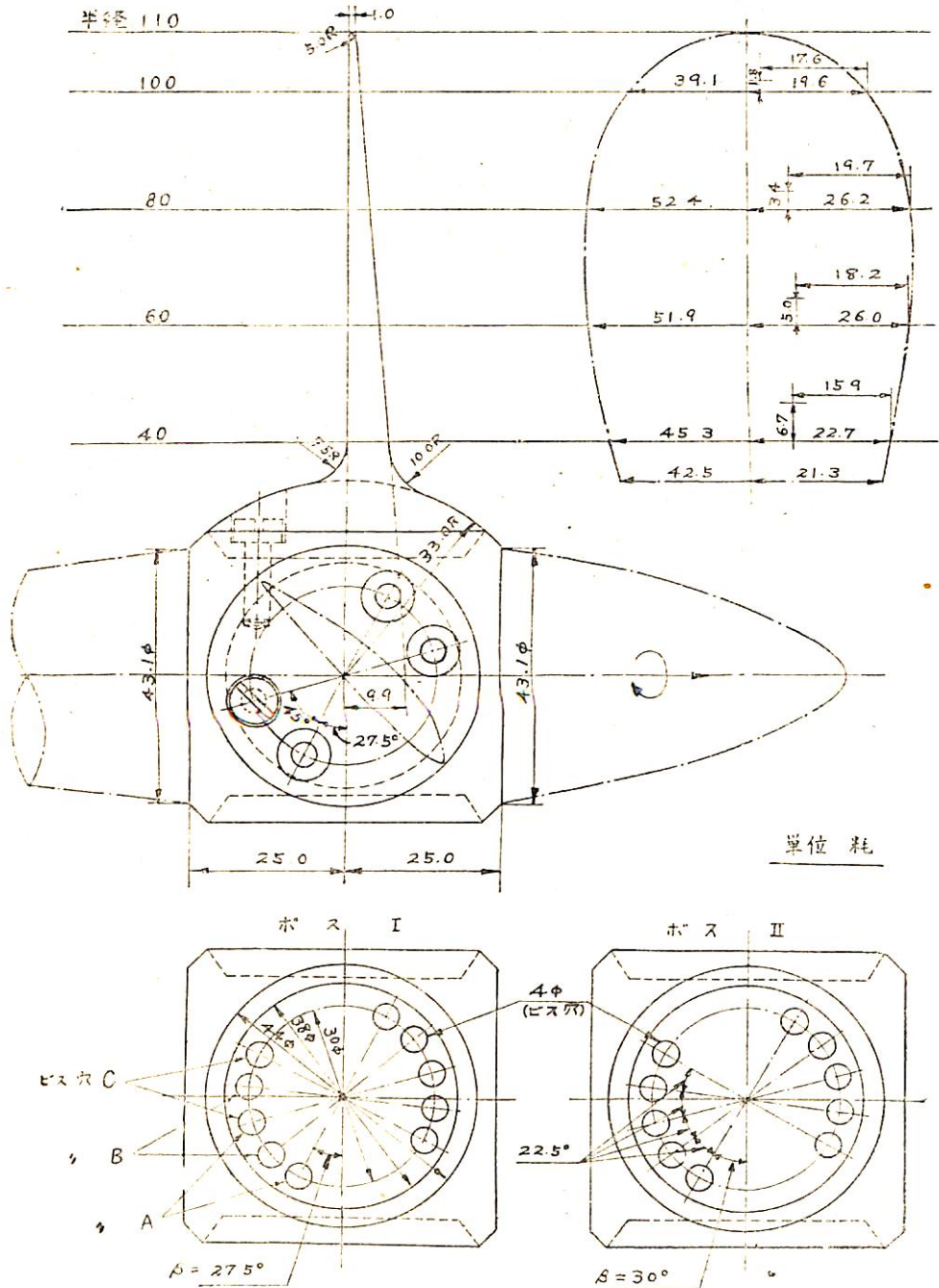
第1表 要 目 表

	四 翼 推 進 器			三 翼 推 進 器			(参 考)	
推進器番號	919	920	921	940	941	942	A ₁ -40 型	B ₃ -35 型
ボ ス 比		0.300			0.352		0.250	0.200
ピッチ比(一定)	0.600	0.800	1.000	0.600	0.800	1.000		
展開面積比		0.577			0.235		0.400	0.350
最大翼幅比		0.242			0.263		0.242	0.263
翼厚比		0.045			0.050		0.045	0.050
傾斜角		0			0		$10^\circ 18'$	$10^\circ 18'$
翼數		4			3		4	3
翼斷面形状		エーロフオイル			同 左		同	左

び idle torque に対する修正を行った。

ピッチを順次小としてゆく推力が正の範囲が漸次小となり遂に前進速度0でも推力が負となってくる。この範囲は例えば船が前進中に翼のピッチ角を後進側へ調整し

た場合に起る状態で、推進器は船の惰力のためなお前進方向へ進みながら後進方向の推力を発生している状態である。この状態に対しても若干の範囲の試験を行った。完全に後進の状態に対する試験は推進器の取り付けを



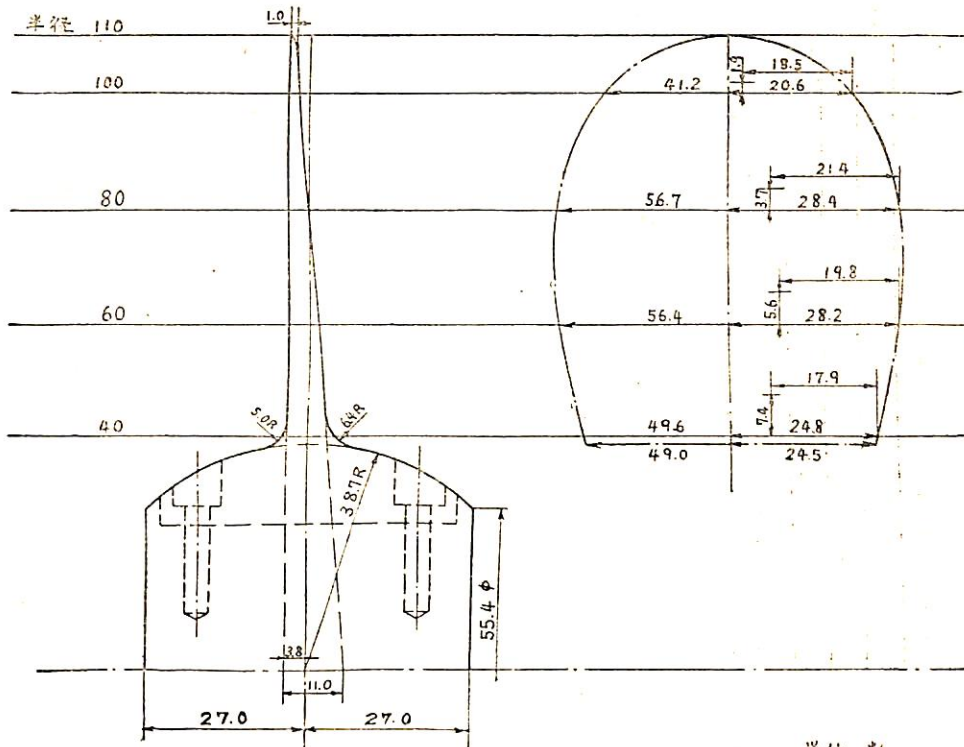
(ホス III ~ VII 省略)

第2圖 四翼模型推進器

反対向きとして軸の回轉方向を逆にすれば可能で、これによりピッチが負の場合の試験も實施した。この場合も進行方向が後進側で前進方向の推力を發生している範圍の試験を行つている。

IV 試驗結果

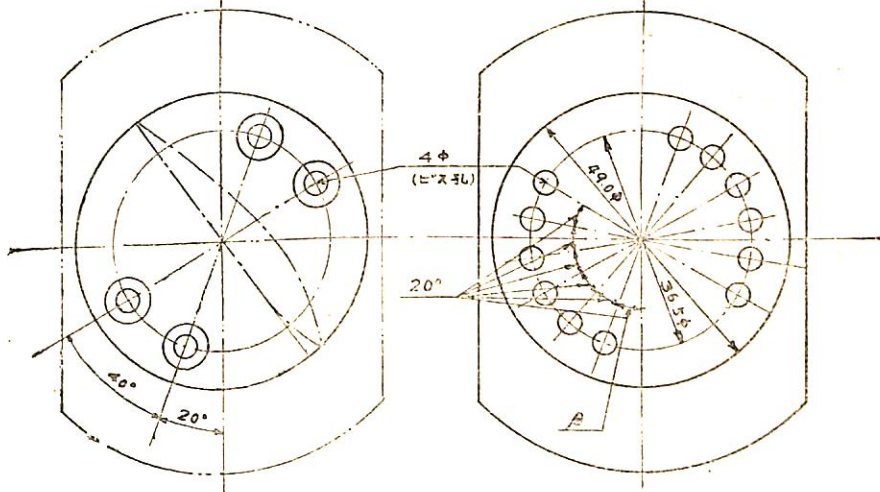
現在使用されている可變ピッチ推進器は三翼の場合が多いから、四翼推進器については原ピッチ比が0.8の場合の結果のみを示すこととし、三翼については試験を行



單位 純

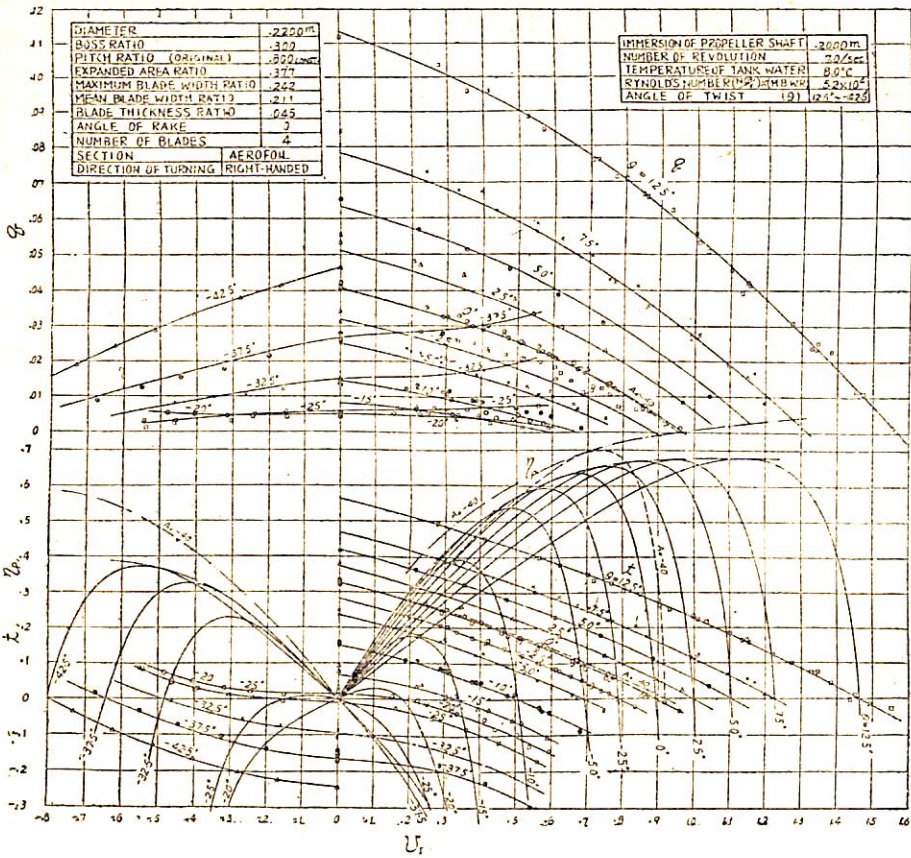
ボ ス I

(ボスII ~ IV 省略)



第3圖 三翼模型推進器

MODEL PROPELLER NO. 920



第4圖 四翼可變ピッチ推進器の性能曲線 (H/D = 0.80)

つた原ピッチ比 0.6, 0.8 および 1.0 の 3 種を掲げる。試験結果は第 4~7 圖に示す通りである。

圖は一般に使用される無次元表現法によつたもので、圖中の記號は

- 前進常數 $v_1 = V_1 / ND$
- 推力常數 $t = T / \rho N^2 D^4$
- トルク常數 $q = Q / \rho N^2 D^5$
- 推進器効率 $\eta_D = tv_1 / 2\pi q$

- 但し V_1 = 前進速度 (米/秒)
- N = 毎秒回轉數
- D = 直径 (米)
- T = 推力 (疋)
- Q = トルク (疋-米)
- ρ = 水の密度 (疋-秒²/米³)

また圖中の線に附記した角度は翼の取り付け角の變化を示すもので、0°が基準の一定ピッチの場合である。

前進常數 v_1 の + は船の前進方向、- は後進方向に對照し、推力常數 t の +、- も同じく前進方向、後進方向

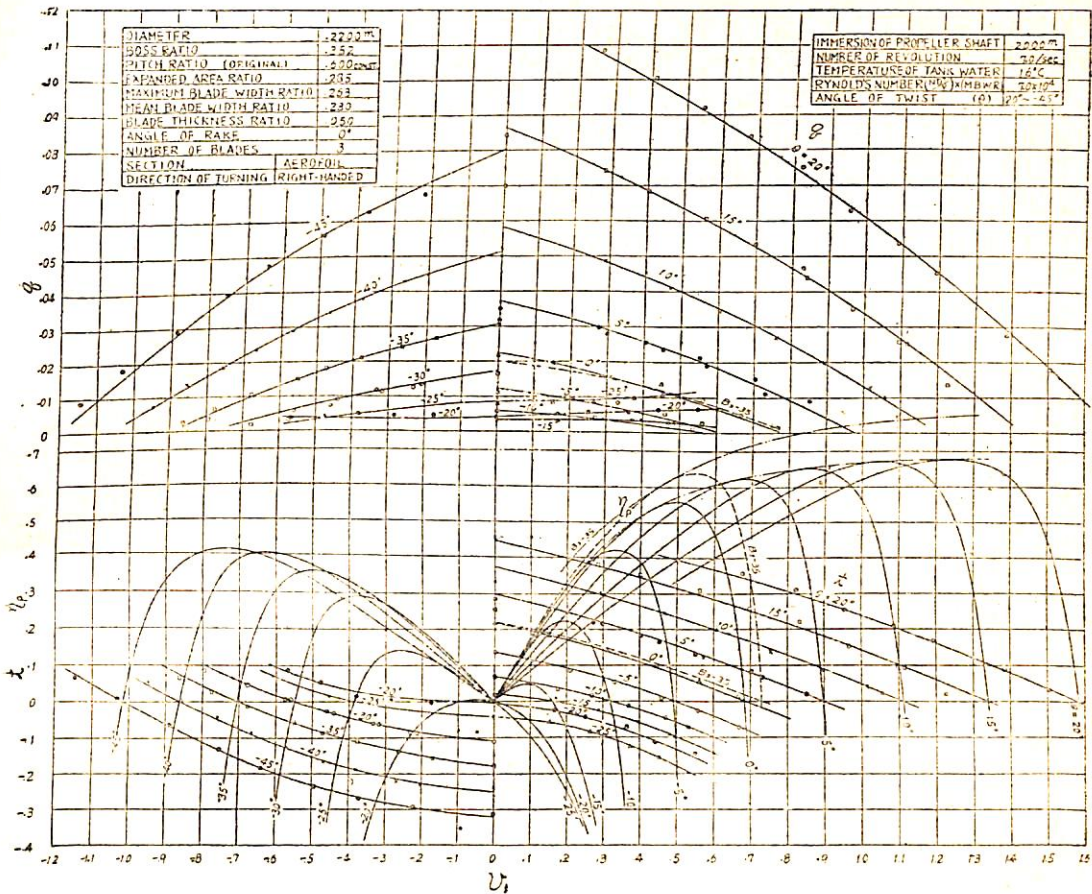
を意味する。トルク常數 q の - は推進器が水流によつて逆に回轉させられ場合を示すもので、前進あるいは後進でも v_1 が大きい場合に見られるが、その外は q は當然常に + である。有効ピッチがほぼ 0 となる -20° ~ -30° 前後における q は特異な傾向を示している。

V 試験結果に對する考察

試験結果について最も興味ある點は固定ピッチ推進器の場合との比較であると考えられるので、以下主としてそれを中心に考察を進める。

a) ボス比の相異による推進器性能の變化 四翼、三翼推進器の兩者とも翼形狀は各々その母型とした A₁-40 型、B₃-35 型と翼の反りおよび傾斜角を 0 とした點が相異なるだけで、反りおよび傾斜角のこの程度の變化は推進器性能には殆んど影響を及ぼさないと認められるから、ピッチが規準の一定ピッチの場合 (角變化 0) の試験結果と、A₁-40 型あるいは B₃-35 型の試験結果とを比較すればボス比の影響 (翼輪廓をそのままとしボスを大としただけ翼を切り取つているから面積は減少してい

MODEL PROPELLER NO 940



第5圖 三翼可變ピッチ推進器の性能曲線 (H/D = 0.60)

る)を見ることが出来る。

これを比較するために第4~7圖中に角變化0°の線に對應して A₁-40 型あるいは B₃-35 型の對應するピッチ比の場合の曲線を點線で記入しておいた。四翼の場合(第4圖)では母型がボス比0.25(展開面積比0.40)であるから、ボス比で見れば0.25と0.30の差が現われているわけで、これに對應する η₀の差は普通に使用されるスリップの範圍では約2%程度である。この程度の差はボス比の影響として一般に認められる値であろう。三翼(第5~7圖)の場合は母型がボス比0.20(展開面積比0.35)であるから、0.20と0.352の差が現われているわけで、これに對應する η₀の差は四翼の場合に比しかなり大きい。従つてボス比0.30を越えた場合のボス比の増大による η₀の低下は、ボス比0.30以下の場合より相當顯著なものがあると見おぼならない。η₀の低下は兩者とも主として推力常數の低下に基くもので、トルク常數はこの割には低下せずスリップの大きな範圍ではむしろ増

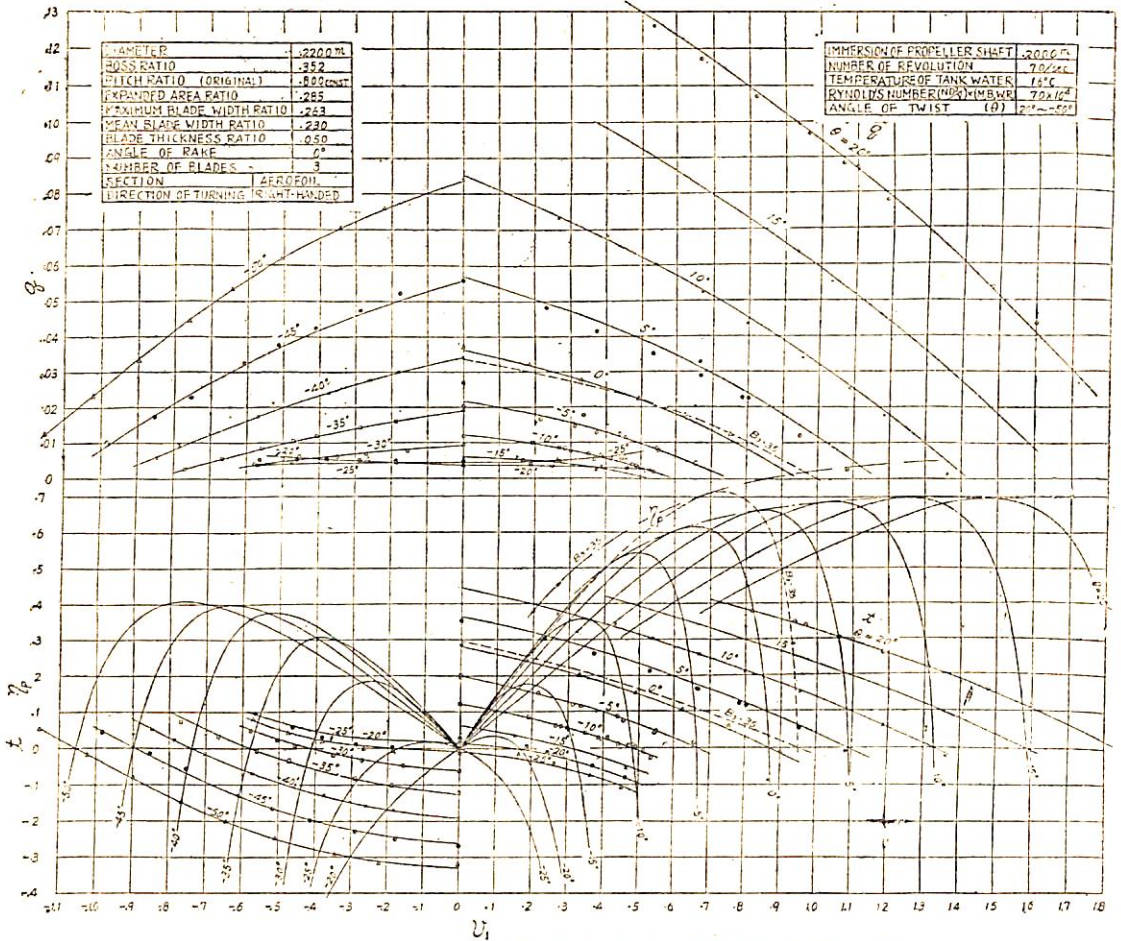
加していることが見られる。この傾向はその後實施した他の模型による試験でも同様なことが示されている。また推力常數が低下するため推力が0となるいわゆる有効ピッチが小となり従つて最高効率の値は更に大きな低下を示している。

この點から見れば可變ピッチ推進器の今後の發展には、ボス比をせめて0.30以下に小とすることが出来るような機構改善の研究が大いに望ましいといふべきであろう。

b) ピッチ角を變化した場合の推進器効率の變化

規準のピッチからピッチ角を變化してピッチを種々に變更すれば、丁度固定ピッチ推進器でピッチを變化した系統的試験と同様な試験結果が得られ、種々のピッチ角に對應する η₀の envelope を圖に示す如く引くことが出来る。これにならべて A₁-40 型および B₃-35 型推進器の系統的試験で得られた同様な η₀の envelope を各圖中に記入した。兩方の envelope を比較すれば可變ピッチ推

MODEL PROPELLER NO. 941



第6圖 三翼可變ピッチ推進器の性能曲線 (H/D=0.80)

進器のピッチ角を變化した場合の η_p の變化の様子を概略察知することが出来る。これによればピッチを大とする場合には、實用される範圍では、ピッチ角を大としたため効率の低下はそう大きくはない。これに反しピッチを小にした場合には効率低下の%は著しく大となる。

これはピッチを大の方へ變更すれば半径方向のピッチ分布がほぼ直線的な遞増ピッチとなるに反し、ピッチを小とすれば著しい遞減型となり、ある場合には翼根で+の推力、翼端で-の推力となる如き狀況となる點から當然考えられることである。

この點からいへば、可變ピッチ推進器の設計に當つては基準となるべきピッチはなるべく小に選定し、主機の定格出力はピッチ角を大とした状態で吸收せしめる如く計畫する方が有利と認められる。

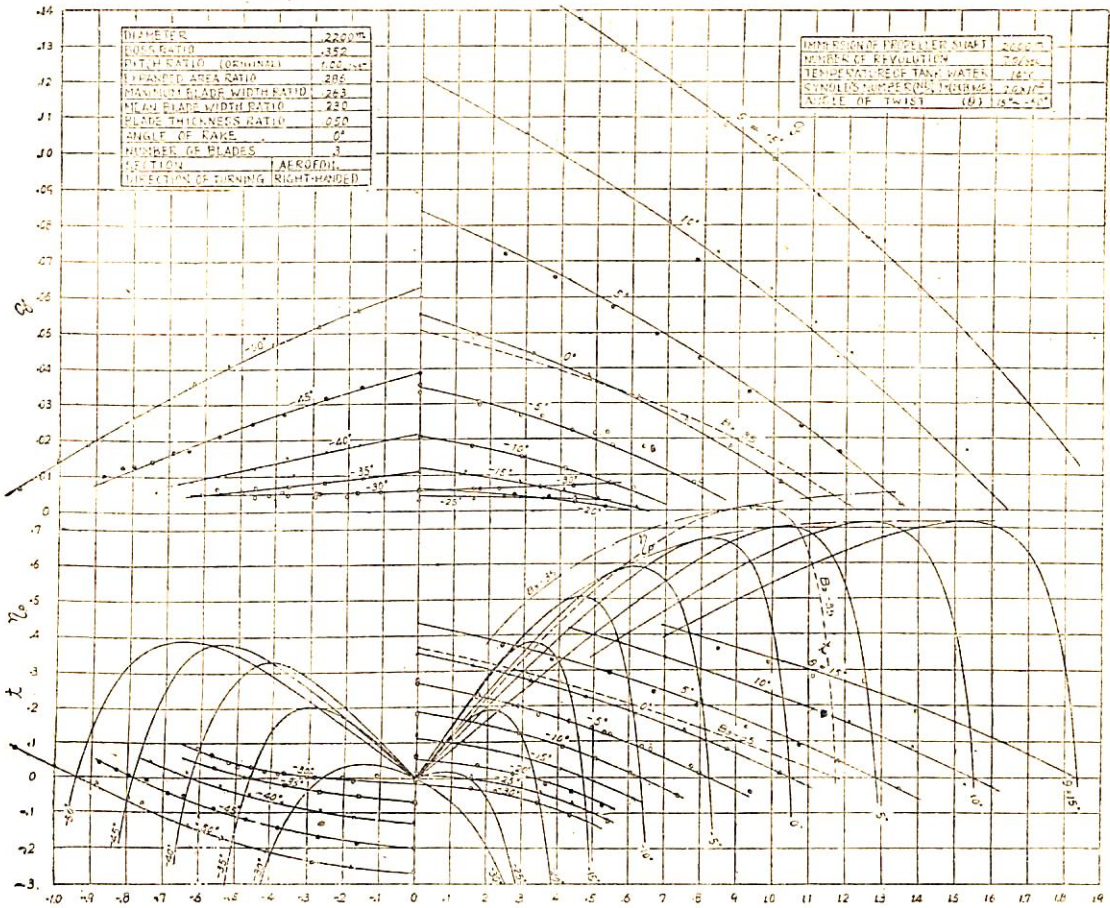
c) 後進時の性能 A-40 型については後進時の單獨試験が實施してあるから (本誌昭和 25 年 4 月號に筆者の報告がある) これにより第 4 圖に前節に述べたと

同様の 2 本の envelope を記入しておいた。固定ピッチ推進器を後進方向に回轉すれば前縁と後縁が逆になるため、エーロfoil型断面の推進器では翼型が極めて異狀となる。これに反し可變ピッチ推進器でピッチを負にした状態ではピッチ面と背面が逆になるだけで翼型としては異狀の程度が少いと考えられる。従つて後進の場合には可變ピッチ推進器の効率が良好であろうと想像されるが、實際は圖の如くこの場合も効率は低い。前節で述べた如きピッチ分布の異狀がこの原因と考えられる。

d) 計算圖表 第 4~7 圖の無次元表現圖もそのまま計算圖表として使用出来るが、一例として第 8 圖の如き圖表を作成して見た。これは第 6 圖の成績に基づいて作成した原ピッチ比 0.8 の三翼推進器に對するもので、圖中の記號は次の通りである。

- T = 推力 (施)
- P = 傳達馬力
- N = (毎分回轉數)/100

MODEL PROPELLER NO 942



第7圖 可變ピッチ推進器の性能曲線 (H/D=1.00)

D = 直径 (米)
 V_a = 前進速度 (節)

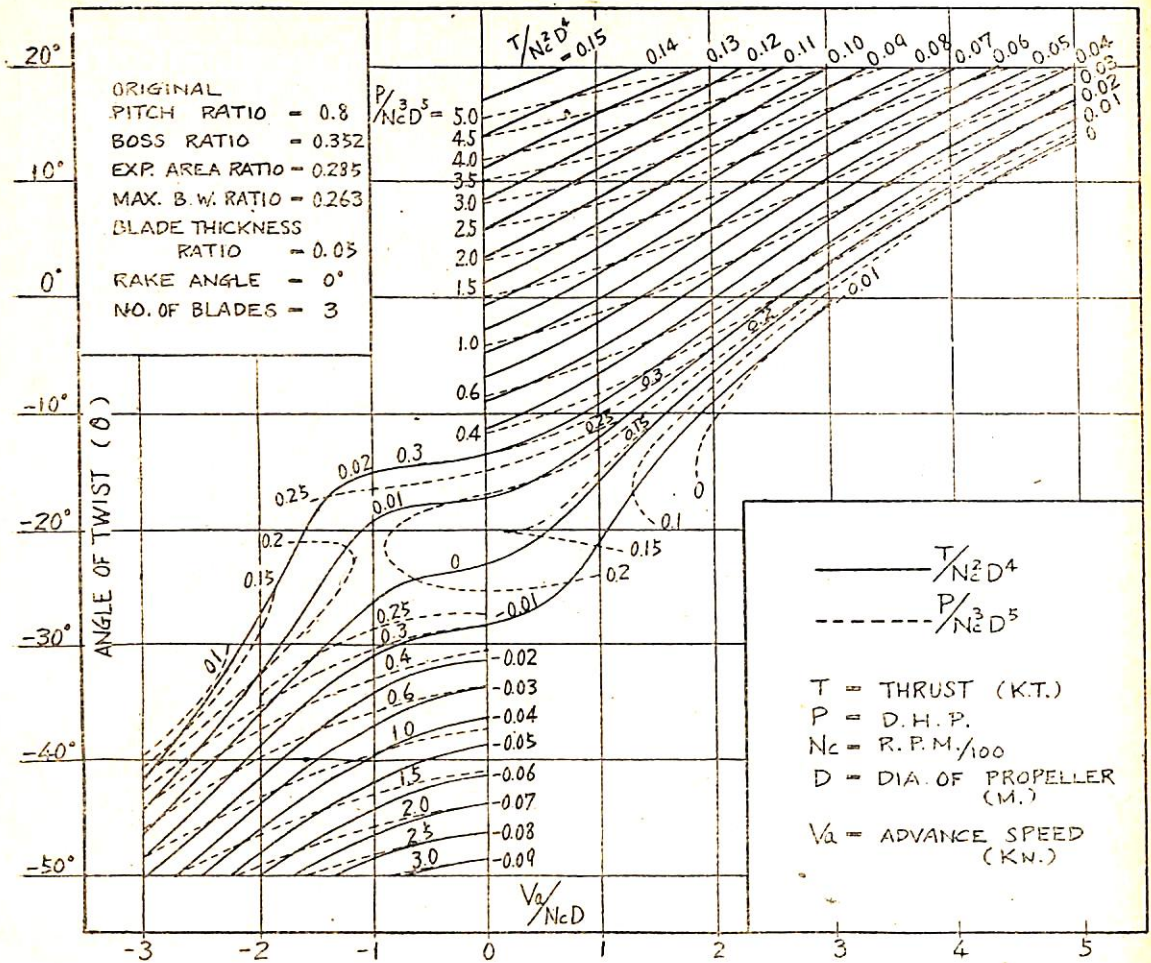
横軸には前進常数を實用單位で表した $V_a / N_c D$ を、縦軸にピッチ角の變化を探つて、 $P / N_c^3 D^5$ と $T / N_c^3 D^5$ の contour curve を描いてある。本圖により例えば推進器の回轉數と直径を與えれば種々の前進速度において一定の傳達馬力を吸收する如きピッチ角の調整量およびその際の推力が求められ、あるいはまたある前進速度において必要な推力を發生するピッチ角およびその際の所要傳達馬力が簡単に計算出来る。圖表の形としてはなおこの外いろいろ考えられるであらう。

第8圖を利用して次の如き條件で發生し得る推力を計算し、これを固定ピッチ推進器の場合と比較して見た。

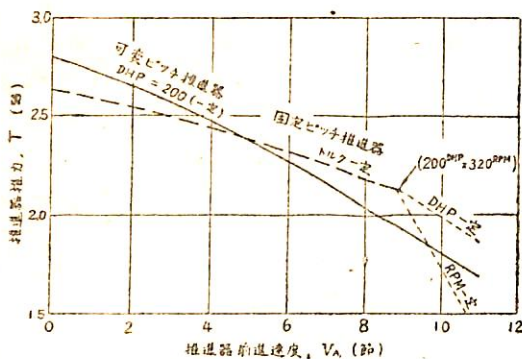
傳達馬力 $P = 200$ 直径 $D = 1.50$ 米
 回轉數 $N_c = 320/100 = 3.2$

推進器の要目は第8圖に示す通りで、これと比較する固定ピッチ推進器は直径、ピッチを同一とした B₃-35 型のものとする。結果は第9圖に示す。實線は可變ピッチ推

進器の場合で各速度毎にピッチ角は變つてゐる。點線は固定ピッチ推進器の場合で、200馬力、毎分320回轉に對應するトルクをトルクの最高限と見て、トルク一定という假定で計算したものである。この場合はピッチ固定であるから回轉數が、從つて傳達馬力が速度毎に變つてゐる。前進速度約5節以上では固定ピッチ推進器の方がボスが少いさいために推進器効率がよいから、推力は固定ピッチ推進器の方が大である。5節以下では可變ピッチ推進器が常に一定馬力を吸收し得るに反し、固定ピッチ推進器では吸收馬力が漸次小となつてゆくから、發生推力は前者が大となる。この點は可變ピッチ推進器が曳船等に特に有効に利用される主な理由の一つである。この計算では約8.8節の點で固定ピッチ推進器の吸收馬力が200に達する。これから高速の部は實際問題としてあまり重要ではないかもしれないが、一應回轉數を毎分320一定におさえた場合と、傳達馬力を200H.P.一定におさえた場合の計算値も記入した。なおこの結果は推進器單獨の状態で計算したもので、船體に裝備されてゐる現



第8圖 可變ピッチ推進器用計算圖表



第9圖 可變ピッチ推進器と固定ピッチ推進器との推力比較

合はボス比の差による推進器効率の差は若干小となる傾向にあることは想像出来る。

V 結 び

以上により 可變ピッチ推進器の 單獨性能を明かにした。固定ピッチ推進器との比較において効率の低下をい

ささか強調し過ぎた傾向があるが、勿論これで可變ピッチ推進器が固定ピッチ推進器に劣ると判定するものではない船體に裝備された場合はここに述べた推進器單獨の場合の差が若干小となることも考えられ、また積極的に推進器周囲の船體形狀を適當に設計することによりこの低下をある程度軽減することも考えられるし、一方可變ピッチ推進器には操作の容易とか主機逆轉機構の不要とかの大きな利點があり、兩推進器の優劣の判定は、使用目的も考慮した総合的な考察のもとに下さるべきものである。しかしピッチ變更機構の改善によりボスを小ならしめることが可能であれば、これは大いに望ましいことで、特にガス・タービンの如く可變ピッチ推進器の裝備を必然とするものもありとすれば、なおさらかかる研究が望まれる次第である。

なお可變ピッチ推進器を船に裝備した場合に對應する模型船自航試験も既に一部實施済みであるが、これはまた改めて次の機会に御報告したいと思う。

フォイト・シュナイダー推進器装備船の抵抗試験

最近本邦でフォイト・シュナイダー推進器を装備した船が2隻建造された。一は三井造船で造られた國鐵の宮島渡船みやじま丸であり、一は石川島重工建造の東京都の曳船あかつき丸である。兩船ともシュナイダー推進器装備のために特異な船型を有している。特殊船に関する資料として今回は兩船について行われた抵抗試験の結果を掲げる。

M. S. 82 はみやじま丸に對應する3.5米模型船、M. S. 83 はあかつき丸に對應する3.0米模型船で、兩船の主要寸法は實船の場合に換算して第1表に、正面線圖および船首尾形狀を第1, 2圖に示す。みやじま丸は船尾にシュナイダー推進器1基(350BHP×600RPM)を、あかつき丸は船體中央部よりやや前方にシュナイダー推進器2基(各450BHP×600RPM)を装備するものである。船型としては特にM. S. 83がほぼ完全な直線型に近い變つた形で、推進器が船體中央より前方にある點とともに注目すべき設計であろう。この線圖はフォイト社から提供されたものと聞いている。この型式の曳船については本誌昭和29年1月號「海外文献の紹介」中の“A Radical Departure In The Conventional Tugboat Design, And A New Use For The Cycloidal Propulsion”に概略の記述があるから参照されたい。

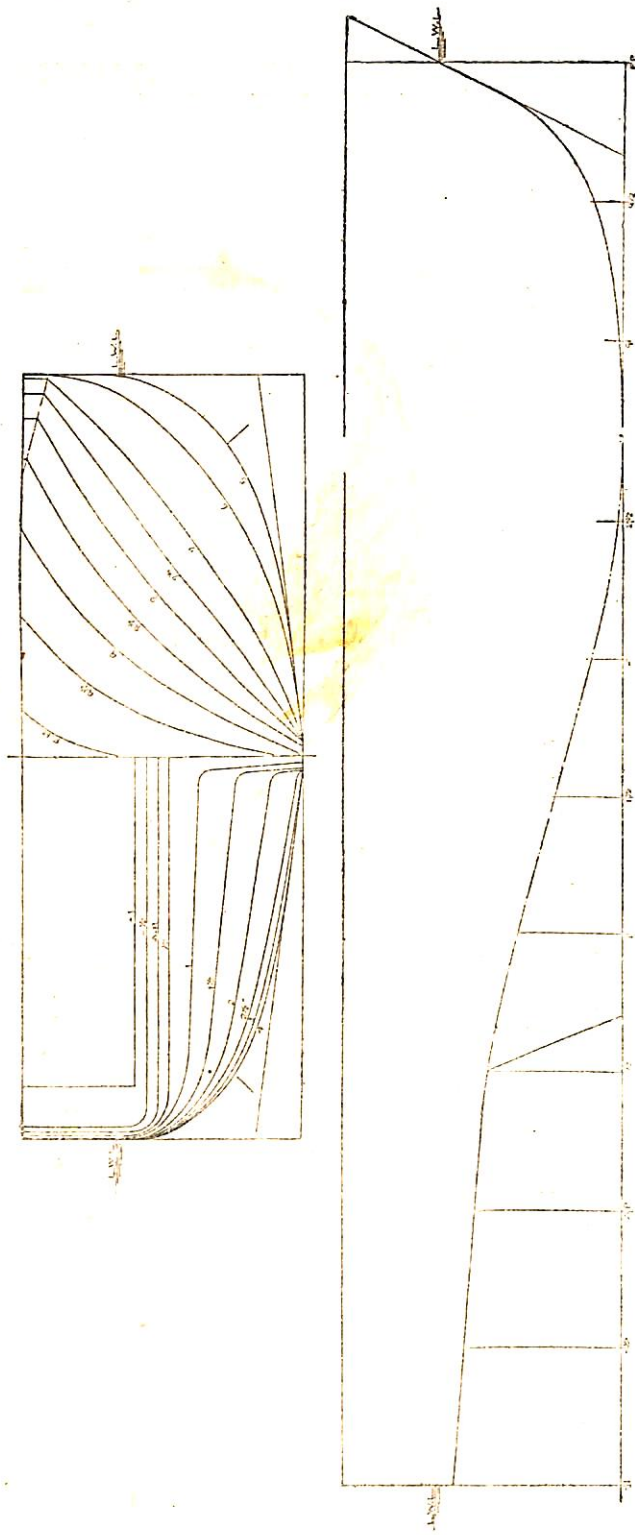
試験はM. S. 82については満載および試運轉の2状態において各々3種の縦傾斜状態で(内 even keel については裸殼およびビルヂ・キールつきの兩状態に對し)、M. S. 83については満載、ノルマルおよび輕貨の3状態(内ノルマル状態については縦傾斜状態2種)でSkeg plateのみを附して實施された。結果は第3, 4圖に示す。

M. S. 82 についてはビルヂ・キールによる抵抗増加

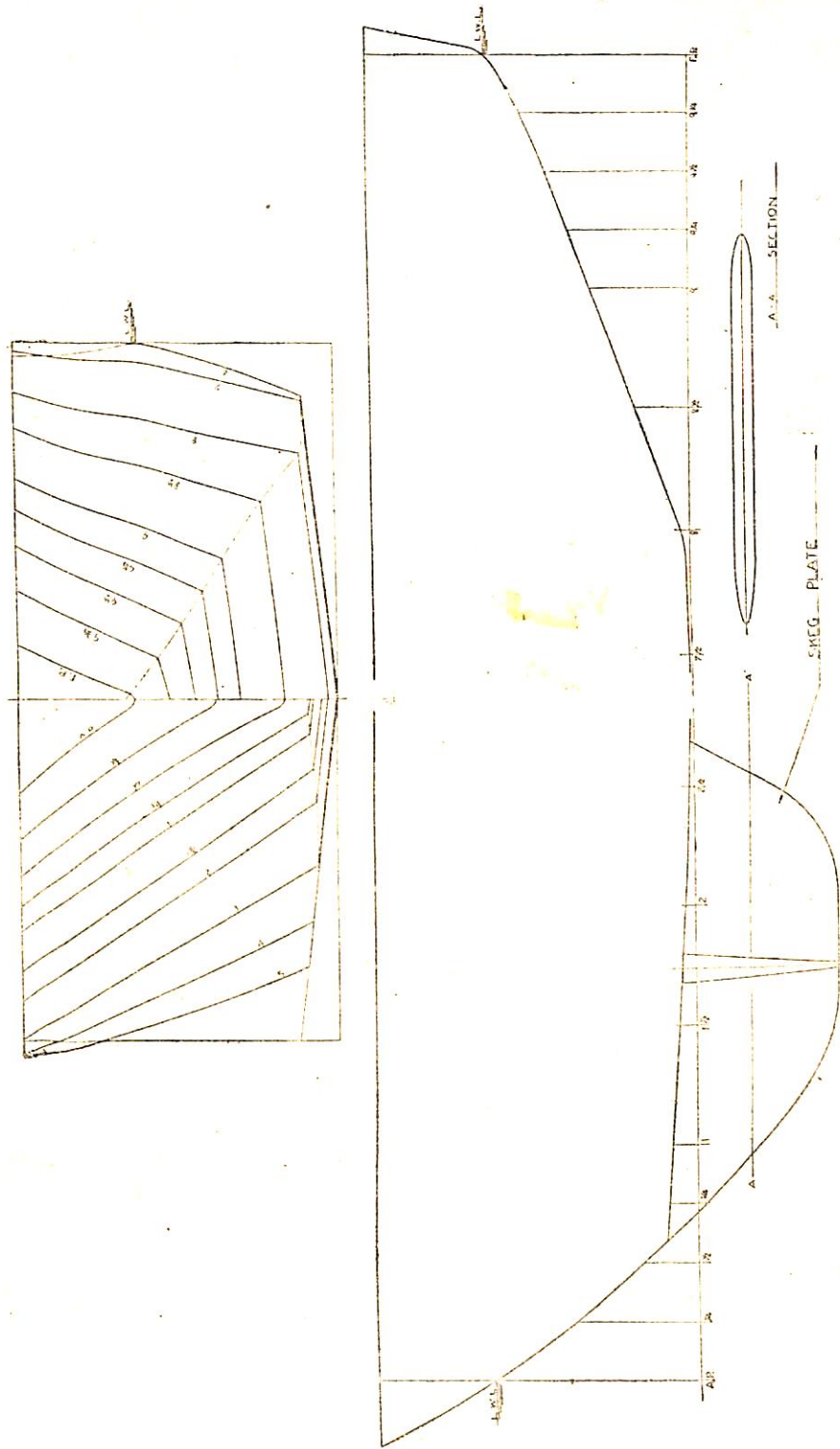
第 1 表

M.S. No.		82	83
長 (LBP)		30.00 米	23.30 米
幅 (B) 外板を含む		8.314 米	6.714 米
満 載 状 態	吃 水 (d)	2.007 米	1.907 米
	吃水線の長さ (LWL)	33.007 米	23.30 米
	排水量 (Δ_s)	269.00 噸	164.10 噸
	Cb	.524	.534
	Cp	.684	.656
備 考	C \bar{m}	.766	.814
	lcb (L.B.P. の % に て, \bar{m} より)	+8.30	-1.85
平均外板の厚さ \bar{m}_s		7 耗 .14676	7 耗 .14940
備 考			幅, 吃水および吃水線の長さ, 排水量, 諸係数は Normal Cond. における値

は割合小さかつたが、船尾トリムを大とする場合の抵抗増加が目立っている。船尾の幅が著しく大きい點がこの原因であろう。M. S. 83には實船ではシュナイダー推進器のまわりにかかなり大きな保護板が取り付けられているが(前記文献参照)試験の際には取り付けられなかつた。兩船とも普通型の船型に比し抵抗はかなり大きい。しかしこの點はその使用目的も併せ考慮して、例えばM. S. 82については渡船としての安定性、M. S. 83については曳船としての要求速度、安定性や構造の簡易化等の點も考えて検討すべきであろう。

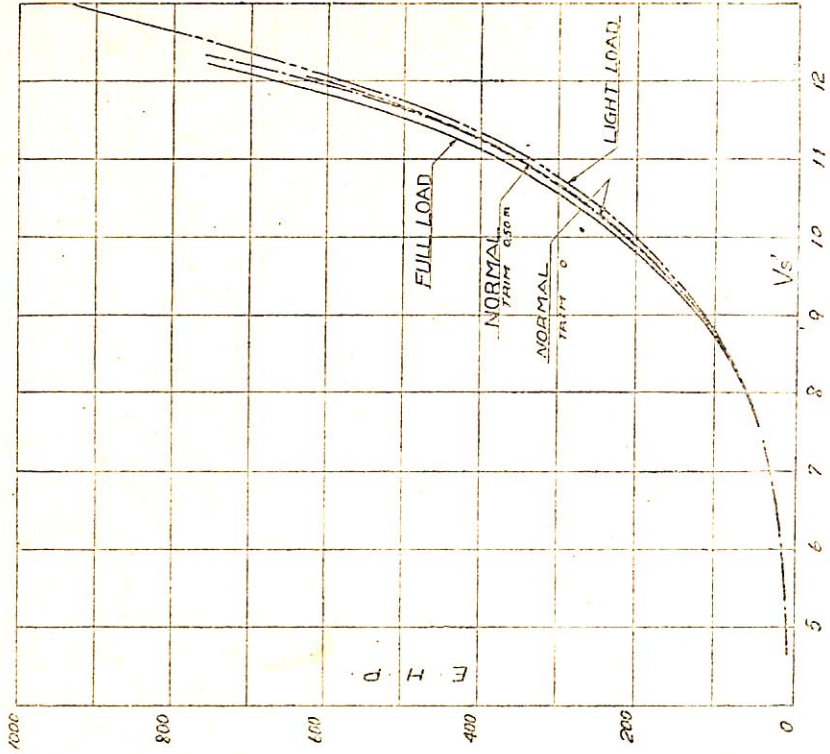


第1圖 M.S. 82 正 面 線 圖 船 首 尾 形 狀 圖



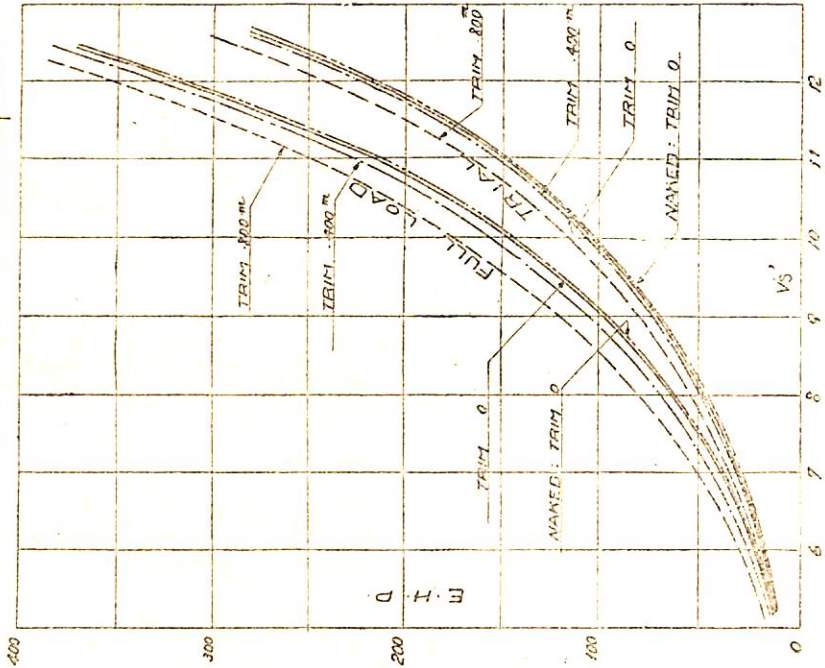
第2圖 M.S. 83 正 前 線 圖 形 船 首 尾 形 狀 圖

CONDITION	DRAFT		DISPLT. (m ³)	TRIM ^(m) BY THE STEAM	MARK	REMARKS
	A.C.	F.F.				
FULL LOAD	2.089	1.805	1805	0		WITH SKEG PLATE
NORMAL	1.897	1.621	1621	0		
LIGHT LOAD	1.692	1.366	1366	0.50		



第4圖 M.S. 83. E.H.P. 曲 線 圖

CONDITION	DRAFT		DISPLT. (m ³)	TRIM ^(m) BY THE STEAM	MARK	REMARKS
	A.C.	F.F.				
FULL LOAD	2.007	1.824	1824	0		WITH BILGE KEEL
NORMAL	1.827	1.635	1635	0		NAKED
	1.652	1.402	1402	0.800		WITH BILGE KEEL
	1.457	1.207	1207	0		NAKED



第3圖 M.S. 82. E.H.P. 曲 線 圖

徳川氏の「軍艦設計の追憶と平賀讓先生をしのぶの記(船舶 Vol. 27-10)」を読み

永 村 清

徳川武定氏は海軍に奉職中の大部分を平賀氏の下に勤務されたので本記事は實情を忠實に記述され平賀氏の功績のみならず、その性行をも能く明らかにされました。私は平賀氏より3年後れて海軍に入り、最後は平賀氏と同年同月同日に現役を離れましたが、在職中は常に平賀氏の設計された艦艇を工廠にあつて建造仕上げに従事したものです。ただ最後の3年間は私は艦政本部第三部長の職にあり、平賀氏は已に技後研究所長でした。徳川氏の文中4の始めに「平賀氏が大佐から少將時代まで艦政本部第四部の基本設計主任を擔當し云々」とありますが私どもの在職中は造船の部門は第三部でした。その後造兵部門が第一部、第二部、第三部の三部に分れて造船部門は第四部となりました。これは訂正を要しないようすが艦政本部の歴史として見れば、また徳川氏の貴重なる文書として見れば、訂正していただくことが必要であると思います。

7に記してある二大不祥事件の發生以前、昭和7年12月5日に驅逐艦早蕨が臺灣海峡編隊航行中顛覆沈没した事件がありました。その當時海軍協會の理事會席上伊藤乙次郎(元海軍艦政本部長海軍中將)さんから「近頃の軍艦は兵器が次第に多くなり重くなつて重心が上り復原性を悪くしたのではないか」との質問がありまして、私は「その傾向は確にあると思います、しかし技術者氣質とでもいいますか、用兵家の要求はなるべく充分に取入れたくなると思ふ」と答へましたが、鹽田泰介(工博元三隻長崎造船所長)さんは「正にその通りだ」と私の所見を裏書されました。この頃驅逐艦の竣工公試運轉の際、航走中の横傾斜およびその復原の狀況など度々問題になりましたが、この位ならばまず安全であろうといつて徹底的に進んで研

究されなかつたのではないかと當時を回想して残念に思ふ。友鶴事件後の臨時艦艇性能調査委員會の委員長加藤寛治大將が浦賀船渠に入渠中の驅逐艦を見學に來られましたとき、同所の顧問でありました私は「造船官として實に責任を感じます」と申しましたが、加藤大將は「責任は獨り造船官のみが負うべきでない。海軍全體が負わねばならないよ」と申されました。このことは二大不祥事にも、大風沈没にも、大和武藏の最後にも通ずると思ひます。

平賀氏の歐米視察に出かけられた以後の計畫主任は藤本喜久雄造船大佐です。私が第三部長であつたときの主任も同氏です。この人の名は徳川氏の文中には明記してありません。また先年出版されました福井静夫氏(元造船少佐)著の「造船技術の全貌」中にも明記してありません。多分故人を傷けまいとの御思遣りと思ひますが私は差支えないかと思ひます。藤本氏にも大なる功績も多いと信じます。特に加賀、赤城二航空母艦の設計は殆んど前例もない新設計でしたから、その設計上の苦辛は非常であつたろうと思ひます。その一證としては、かねて酒豪でありめつたに醉態を見せなかつた藤本氏が、赤城が竣工して呉から横須賀に初回航のときかなりの荒天を無事航過して入港した夜、水交社にての慰勞會の席では全く酔いつぶれました。これは心配に對する安堵が如何に大きかつたかを現わした結果と思ひます。

藤本氏對平賀氏のことは多くを記す必要はないと思ひますが、私はこのことにつき次の思出があります。藤本氏は田路坦(造船大佐)鈴木格司(造船中將)の二氏と級友で藤本氏が上席でした。平賀の後——英國グリニッチに學ばれたのは磯崎清吉氏(造船中將)河合定二氏(造船大佐工学博士)に續いて、その次に

部内では藤本氏を豫想していましたが、平賀氏の意見で次席の田路氏が選ばれました。その當時平賀氏に會つたとき私は「藤本氏をどうされる積りか」と問いましたが、答は「同人の將來も確かに見てやるよ」ということでした。そして田路氏の後に藤本氏が選ばれ、私はロンドンで同氏を迎え田路氏を交え三人歡談しました。

昭和3年35,000噸主力艦の計畫の際、私は前第三部長鈴木圭二氏病氣退職の後を承けて第三部長に就任しましたが右主力艦の詮議最中でありまして着任後幾日もたたないのに技術會議が開かれ、藤本大佐は艦政本部案としてその計畫艦につき説明し、平賀氏はまたその設計艦を説明されました。全議員は各それについて意見を述べましたが、兩案いずれとも決定せず、そのまま保留となりました。私の在任中には再登議はなくその後如何に取扱われたか私は知りませんが、平賀氏は豫備となつてからも技術顧問として艦政本部に勤められましたので大和武藏がこのときの案を基として生れたことは當然と思ひます。ただ前記技術會議の當時何故に平賀氏はその案を示して前以て藤本氏と話合われなかつたかと今でも私は不審に思つています。これは確かに平賀氏が兎角の批評を受けられる一面であつたかと思ひます。私の想像ではこの二人は俗にいうウマが合なかつたと思ひます。これが少しでも一面の眞理であつたとすれば人物の出來不出来は恐ろしいものです。徳川氏が最後に人物養成に言及していられるのは實にその通りであると確信します。

なお私は上記技術會議の問題の兩主力艦について、當時ロンドン軍縮會議の頃で多忙ではありましたが、進んで調査することをしなかつたかと今になつてわれながら不思議に思つています。 妄言 多罪

舵の作用と操舵装置 (1)

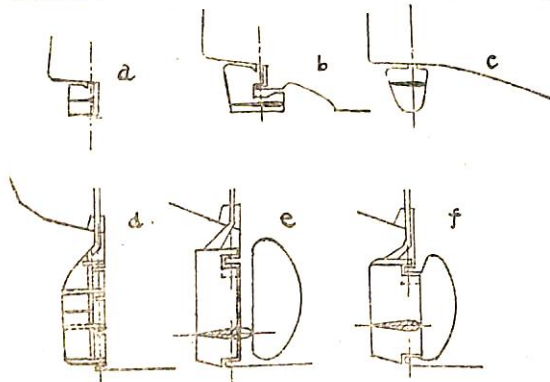
小野 暢 三

(東海造船工業會技術懇談會における講和の要領、昭和28年10月—29年3月)

船についてのいろいろの現象は物理學的に説明されるが機械工學の諸問題とちがつて數量的に説明し得ないものが多い。いずれも從來の經驗を組織化してそれで間に合せているのである。舵の作用の如きもその一つであつて舵というものが幾世紀前に發明されたかわからないがその作用の科學的説明は今日に到つてもなお不充分である。それは發明當時の原始人の理解していた所に僅かに數歩前進したに過ぎない感がある。

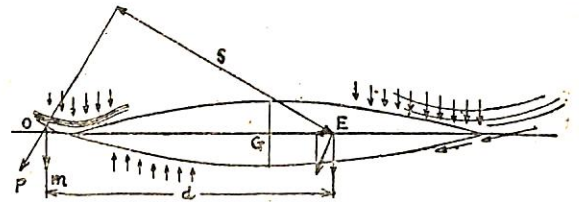
和船の櫂と櫓、ゴンドラの櫓 カヌーのパドルなどは船の推進と針路の變換と針路の安定と三つの作用を兼ねている。船體が大きくなつて多數の櫓を兩舷に並べて漕ぐようになってから推進作用は櫓の専門となり他の二つの作用に對して舵というものが考案されたと考えられる。帆船が發達して大洋の航海ができるようになってから横帆の外に多數の縦帆が備えられるようになってから針路の變換は帆の配置の變換によつて行ふことが舵によるよりも遙かに迅速であり有効であることが知られてきた。そうすると舵はもつぱら針路安定の作用に使われる結果となつて帆船全盛時代の舵は今日から見れば甚だ小さい面積のものとなつていた。蒸氣船の發明以來舵に關する考え方は櫓走時代に逆戻りしたわけで今日の商船の舵が帆船時代よりも大きくなつたことは當然のことである。

舵は渡峽船の補助舵のように船首にあるものを除いてすべて船の中心線の後尾にある。商船に普通採用されている舵の形は双螺旋の船では第1圖の a (通常型)、b (半平衡型)、c (全平衡型) の3種があり單螺旋の船では d (通常型)、e (Oertz 型)、f (平衡型) の3種であるが捕



第 1 圖

鯨船では少數ながら單螺旋で c と同様の平衡型がありまた少數の双螺旋旅客船で e の Oertz 型を採用した例もある。構造の上からは單板型と複板型との2種で單板型は鋼板あるいはまれに全鑄鋼製の平板に補強骨を配置したものであるがこれは最近の新造船には姿を消し今は中空複板舵で水平断面を流線型としたものに限られている。ここでは構造の問題については全然觸れないでまず操舵の場合には船體と舵とに働く水の作用を考えることとする。この作用は瞬間的には船が水に對して前進すると考える代りに船が停止して水が均一の速さで船の中心線方向に流れている所で舵が一方に動かされたと考えられる。第2圖はこれを平面圖形に現したものである。(舟艇協會編「船の本」から轉載)



第 2 圖

圖のように舵が左方へ動かされるとそれまで船の中心線に對して左右對稱的に分布していた水の壓力はその平均を破られ、船首は直ちに左舷に廻り始め水流の方向は圖のように變化し船體に對する側面水壓は舵面と船尾の部分とで著しく増加する。船體の他の部分でも一般に左舷で増加して右舷で減少することになるがその合力は船尾に近い點で左から右へ向う力と考へ得られる。またその合力の一大部分を占めるのは舵の面に垂直に働く壓力であるから舵の面積の中心に圖示の方向に働くと考えても宜しい。(後の説明でこれが實際とは違ふことがわかるが近似的にはこう考へて宜しい。) 船の回頭運動は中心線方向の前進運動と中心線上のある一點を堅軸とする水平方向の回轉運動との合成運動と考へるべきで圖上の E 點をこの點とするとこの回轉運動は $P \times s$ なる力率によつて起つたといひ得る。(圖上 o は舵面積の中心、s は P なる力に對する E 點からの挺長さである。) P なる力の大きさは舵角によつて變化しどこかに最大値があるはずである。また s は舵角 0° の時に最大で舵角 90° で最小となるから力率 P_s は舵角 0° から 90° までの途中に最大であるべきある角度があるはずである。最初に書い

たように船の他の物理的現象と同じくこの力率最大の場合の角度を求める実際的方法はないのである、E 点の位置も同様である。

舵が一方の舷に向つてとられ船が旋回を始めた時 E 点 (Pivoting centre) は最初は船首端にあるが急速に後方に移動し船の course が一定半径の圓周の上に乗つた時にはある位置で止まる。この位置は吃水線以下の船の縦断面の形に關連して船によつて異なり同じ船でも吃水とトリムとによつて異なる。船首尾の横断面の形もまた大いに關係があるように思われる。

Scow 型の帆艇の如きは centre board の前縁の少しく後方に位置しているように思われる。同じような形の競走用モーターボートには走行の時の水線の前端に近く固定の fin をつけているのが多い。これによつて s の距離を大きくし旋回力率を大きくすることができる。同時に針路安定の役もしている。駟逐艇において多く見られるように船尾で底線を切り上げかつ船尾の横断面がカドの丸い兩型のものであるなら E 點は餘程前の方にあるはずである。筒氷船あるいはマイヤ型の船形では通常型の商船よりも E 點は後方にあることが想像される。

この點の直上に航海船橋があれば操舵員の感じが最も宜しい。同じ船でトリムを變化した場合前方トリムの時は後方トリムの時より E 點の位置は前方にある。

底線を船の端で切り上げることは前後いずれでも旋回圓の徑を小さくする効果がある。前方の切り上げは E0 の距離を縮めることとなるが後方の切り上げはこれを増大する。しかし前述のように船の旋回には船尾 deadwood の部分に對する横の水壓の影響が大きいからこの部分の船體を切り上げる時にはその影響を補足するために舵面積を大きくしなければならない。またモーターボートで経験した所によればこのような船尾の形では追波を受けて航走する時に針路の安定が困難になる。

旋回圓徑の大小は軍艦では非常に重大であるけれども商船ではそれほど重要ではない。キッカーボートのような特殊の作業をする船は例外であるが一般にはそれよりも旋回の初めの小角度の回頭が敏速であることが最も大切である。英語で quick to answer helm という語に相當する。これは主として旋回力率の大きいことによつて達成される。針路安定の性能も同様にこの力率の大きいことを必要としているが旋回圓徑も小さくしようとすると安定性をいくらか犠牲にしなければならないことになる。

旋回力率に對して deadwood 部の横方向の水壓の影響が不明ではあるが舵の設計に當つてはこれの有無あるいはその影響の大小を考慮に入れて舵の外形を考慮する

のが従來のやり方である。

舵の面積を定めるには結果のよかつた現在船の舵面積 A が船の長さ L と最大吃水 d との積 Ld の何分の 1 になつてゐるかを採つてその比例に倣うのを例とする。L × d / A の比の實施例は甚だ區々であるが舵の外形の種類によつて各々一定の範圍があるように思われる。(以下この比を r と呼ぶ。) r の値は商船では大略次のようなものである。

Rudder types	Value of r
a	75~90
b	55~75
c	50~65
d	60~80
e	60~70
f	60~70

e 型では固定先導盤の面積を含んでの計算である。いずれも近海および遠洋の船で小型の船を含まない。太平洋航路の快速客船では a 型でこの値が 100 を超えている船もあつた。

Lovett の古い著述に旋回圓徑 (Diam. of turning circle) の近似値として

$$\text{Dia} = \frac{L^2 \times d}{10 \times A}$$

という式を與えている。これを書き直すと $\text{Dia} = 0.1 Lr$ となる。この式は主として a あるいは d の型の舵について適用されると思われるが、r の値が旋回圓徑についてこれほどに大きく影響するとは今まで経験した試験の結果から見て首肯し難い所である。最近の新造船の多くは速力公試の際に輕吃水で旋回圓徑の測定をやつてゐるがこれが何の役にたつてゐるか甚だ疑問である。不要な行事ならやめた方が宜しい。上掲の式は船速には無關係のものであるがこのことだけは普通の商船では大體正しいと考えて差支えないようである。

舵の大きさと形はこのように過去の結果のよい船に倣つて定めるとして實際問題として次に起つてくることは船の回頭に對して如何なる舵角において旋回力率が最大であるかまたその角度まで舵を動かすための力量 (Power) を如何に定めるべきかということである。そのためにはまず舵に働く水の壓力の合力の大きさとその着力点が知らなければならない。

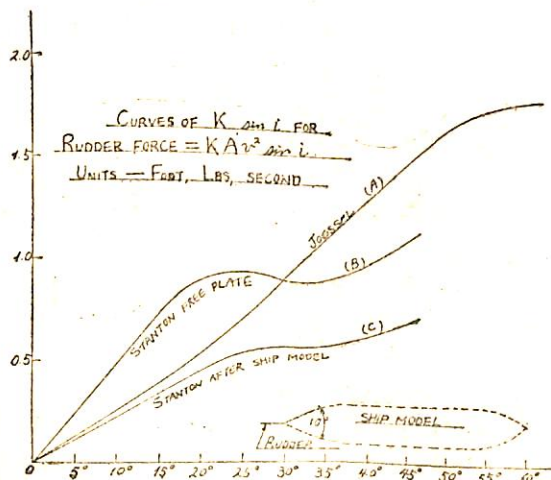
舵は長い間單板舵の形式に限られそれが多くは a および d の通常型であつて従來の研究者は矩形の薄板を均等を速さの水流の中に立て流れの方向に對しての板の角度を種々變化させその面に直角方向の力とその着力点

の位置とを計測して得た數値をそのまま舵に應用していた。これらの研究の結果は次のような形の式で見られる。 P_n を舵面に直角なる壓力とする。

$$P_n = KAv^2 \sin i \dots\dots\dots (I)$$

この式の右邊の A は矩形板の面積、 v は水流の速さ、 i は水流の方向と板との間の水平角度、英單位 lbs, ft, second, にて: K はある乘數、 K の値は Froude の古い研究では 1.7 としているが從來多くの人に採用されていた Joëssel の説によれば $K=1.47$ for $i=0^\circ \sim 15^\circ$; $=2.13$ for $i=50^\circ$; 1.574 for $i=90^\circ$. K はかなりひどく變化する乘數であるから $K \sin i$ をまとめて乘數とする方が計算に便利である。この値は第 3 圖の曲線 A にまとめてある。Joëssel の實驗は幅 40cm, 高さ 30cm の板の上縁の深度を 20cm として行つた實驗であつて大さの比例が高船の舵とはかなり違つたものであつてこれを舵に應用すればあまりに safe side に過ぎるであらう。第 3 圖の曲線 B は英國人 Stauton が高さか幅の 2 倍である矩形板で得たもので曲線 C は同形の板を Angle of run が上下方向に均等に 10° である船體模型の後方に置いて計測して得たものであるという。この B あるいは C 曲線による數値が英國で今でも多く用いられている。この外 Baker 氏も模型試験から得た K の値を與えているがこれによると P_n は更に小さくなる。

旋回力率が最大である舵角は古くから 35° 附近であると信ぜられていた。現行ロイド規程では片舷最大角から他舷最大角まで轉舵の時間を 30 秒以内とすることを操舵機力量の基準としている。舵に作用する流速を船速の 1.1 (双螺旋で 1.15) 倍としこれを V ノットとし、曲線 C の 35° における値を適用すると V ノット 35° における P_n (lbs.) は



第 3 圖

$$P_n = 1.84 AV^2 \dots\dots\dots (II_a)$$

次に A を平方メートル單位をとり P_n を Kg 單位に換算すれば

$$P_n = 8.96 AV^2 \dots\dots\dots (II_m)$$

この P_n の値は主として舵針にかかる截斷力の計算のみに必要であるわけであつて舵針の規程寸法の計算はこのような理屈から出ているものと思われる。轉舵力量を計算するにはこの水の壓力が舵幹——舵針の中心線に對する力率を知る必要がある。舵幹の寸法もまたこの力率から計算されるべきで規程類による寸法の計算法もこの趣旨から出ていると思われる。それに対しては壓力の中心點 (centre of effort) の位置を知らねばならぬ。Joëssel の實驗的に得た式は

$$X_1 = f(0.195 + 0.305 \sin i) \dots\dots\dots (III)$$

f は平板の幅 (水流の方向にて)、 X_1 は矩形板の leading edge から壓力の中心點までの距離。この式は單板舵に應用して高さ/幅の比の普通の範圍において差支えないようである。實用の單板舵は leading edge に Main piece があつてそこに水の亂流を生じているから實際はこれよりやや大きい距離にあるであらう。同時に P_n の値がその影響で矩形板のそれより小さくなつてはいるはずであるから $P_n X_1$ の値は大差ないといひ得るであらう。然すれば所要の力率 M は

$$M = P_n (X_1 + s) \dots\dots\dots (IV)$$

但し s は舵針中心と leading edge との間の距離。

最大舵角を 35° とし舵角 0 から 35° まで M の値が不變でかつ片舷操舵の所要時間を 15 秒とおさえると正味の操舵機力量 H_n は Kg, metre, sec 單位を使つて

$$H_n = \frac{M \times 35 \times 2 \pi}{15 \times 360 \times 75} = 0.00054 M \dots\dots\dots (V)$$

となる。

M_1 を ton-metre 單位による力率とし、かつ操舵機から舵針に到る間の機械的損失を考慮に入れた全効率は 68% とすると操舵機力量は

$$H = 0.8 Mt \dots\dots\dots (V')$$

となる。船頭直結油壓式操舵機等に對してはこの算式が適當であらう。Tleler head screw 型あるいは Worm wheel と齒車とを合せて減速する電動操舵機ではその綜合効率は 0.54 と考え

$$H = Mt \dots\dots\dots (V'')$$

とするが適當であらう。多くの設計者は特に小型船でこれら各種類の操舵機を採用する時更に 20% ~ 30% 増力している現状であるが大型船ではこれも「無駄」のひとつであらう。

以上は通常型の單板舵あるいは舊式の複板舵について

従来採用されていた計算法を記述したのであるが後述の流線形複板舵についても多くの設計者はなおこの方式によっている。しかしこれら舊式の舵が一般に使われていた頃の操舵機はすべて汽動のものであつて専門のメーカーは汽筒の piston displacement あるいは直徑の自乗×行程の容積を M の値の函數として標準型式の寸法を定めていた。機械と装置とがメーカーによつていろいろあるから共通的の函數の表現はできない。操舵汽機ではその回轉力率が重要であつて力率は汽壓が一定である時 piston displacement に比例するのであるからこのやり方は合理的である。馬力は實船では計測し得られない。下記は賀浦 steam tiller 型舵頭直結複筒汽機の直徑および行程の表である。汽動操舵機の中でこの型式が Mt に對して piston displacement が最も小さい。

Mt (メートル・トン)	汽筒直徑/行程 (英單位インチ)
40~30	8½"/12"
30~25	8" /12"
25~20	7½"/12"
20~15	7½"/10"
17~10	7½"/ 8"
12~ 7	7½"/ 6"
8~ 5	6½"/ 6"
6~ 3	6" / 5"
3以下	4½"/4½"

注—6½"×6"型と4½"×4½"型とは製作例がないけれど他の型はいずれも多數作られた。戦時の工事簡易化型の多數は成績不良であつたが戦後新造のものは再び優良な成績を擧げている。

操舵機が電動になるとここに始めて H なる力量が問題になる。英國の Lovett の著書の中にある等式は舵角 0 から最大角度までの平均力率を基準とする趣旨で (I) 式の記號を使つてこれを Ft-lbs. 單位でまた t を 0 から最大舵角までの所要時間 (秒にて) とすれば

$$H_n = \frac{KAv^2 \text{ vers } i \times x_1}{550 \times t} \dots\dots\dots (VI)$$

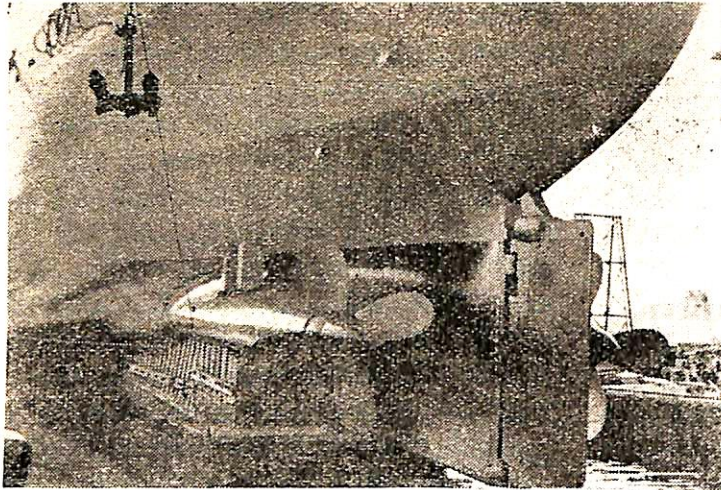
この式で計算すると最大舵角 35° で (V) 式による値の約半分の結果が得られる。この式では K の値が最大角度の時のそれで不変であるとの假定を含んでおりまた舵の動きが 0 から最大舵角まで續いてその間の力量が均等であるという假定も入つているから實際に應用するには過小であると考えられる。

實際には舵針と舵頭周圍の摩擦または舵の重量および艀方向の reaction に對する支持位置における摩擦が舵

の形式の相違によつていろいろ異なつておりまた操舵機内部の摩擦損失が機械の設計如何によつてちがう故にそれに共通的の算式を與えることは困難である。前記の (V') および (V'') の式は大體の基準として差支えない。

大正末期の頃から航空機のための流體力學の研究が非常に發達しその成果は追々に船舶にも應用されるようになった。タービン翼、螺旋推進器翼、舵などがその主なるものであつた。しかし舵は航空機の水平および堅方向舵と流體力學的に類似の作用をするものであるから船の舵が航空機のそれに影響されてその形がいわゆる流線形に變化したことは當然のことであつた。今日では小型の船を除いて單板舵を新造船に採用するのは皆無であるという有様である。また單螺旋汽船の舵の推進器背後の流に對する反動推力の效果もよく研究され如何なる水平斷面が推進と操舵との兩方の效果に對して有効であるかも判明して來た。

この種の舵の先驅をなしたものはドイツ國の Oertz 型でありその後同國で Simplex 型平衡舵という型式が考案された。(第 1 圖 e および f の 1 種) これらの舵の水平斷面の形は同國ゲッティンゲン研究所の研究の成果を利用したものであつた。これらの形特に幅と厚さとの比例は操舵効果と推進効率増進効果が單板舵に比較して最も有効であるように決定されたものである。英國の設計者はこれに同調せず流線型化した舵柱と舊型の複板舵を採用し舵柱と舵體との間の隙をなくしたものに固執する人が多いようである。わが國では昭和年代初期からこれらドイツ國の特許型式に權利使用料を支拂つてその輸入設計で作られたものが少からずあつた。昭和 7 年の頃筆者が考案した f 型中空平衡舵の實用新案權を昭和 13 年に公開して平時標準船に採用せしめて以來單螺旋汽船およびモーター船に普及採用されている。近年設計のものは舵の前縁に推進器中心の上下において反對方向のひねりを與えて推進効率増進の效果を増大している。この新案は構造の簡易ということを要旨としたもので形的には Simplex 型と大差ないものである。ドイツ國では e および f 兩型とも僅かながら双螺旋の船に採用されたがわが國では e 型が數設置いつくしま (3 螺旋に) 採用されて好成绩を得た以外單螺旋の船に限られていた。わが國の近代的双螺旋船の舵は大部分が b の半平衡型であつたが比較的新しいモーター船横濱丸と姉妹船ニューヨーク丸とでは a の通常型が採用された。この兩船の舵はここに掲げた寫眞で了解されるように舵全體が後部承線の延長されたような形になつており推進効果が當然良好であるとともに比較的小い面積で充分の操舵作用と針路安定の效果を得ている。(Ld/A=84.8)



横 濱 丸 船 尾

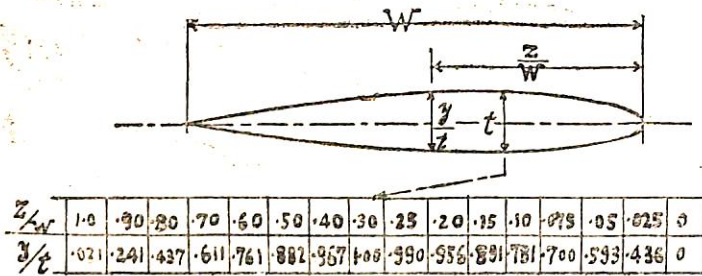
流線形断面の舵に関する研究は航空機に對して行われた翼面に關する流體力學的研究の成果から導かれたものであるが航空機翼あるいはその方向舵はその作動面に對する入射角が甚だ小さいのに對し船の舵は比較的大きい角度において作動するという相違點がある。これに對し既にいろいろな研究報告が發表されている。研究はいずれも均一な流れに垂直に立てられた矩形板に對するもの

であつて大體において e, f 兩型に應用し得られる。第 4 圖 B はそのような翼形板の平面圖でその作動面と背面とに圖示のように正負の壓力が働きその合力が板に横壓を生ずるとともに流體の粘性のために流れの方向に反對する抵抗を生じる。合力を流れに直角な方向と流れの方向とに分解し前者の分力を揚力 (Lift) 後者を抗力 (drag) という。船の場合に必要なものは前者だけで後者をできるだけ小さくしたい。Drag は流體の粘性の外に板表面の滑かさによつて異なる。第 3 圖で P は着力點, F は合力の大きさと方向とする。v₀ は流速と方向を示す。F_d は抗力, F_l を揚力とする。F_n は板の中心線に直角の方向における F の分力, F_t は同じくそれに平行の分力とする。われらに必要な揚力は次の式で表現される。C_L を Lift coef. という。

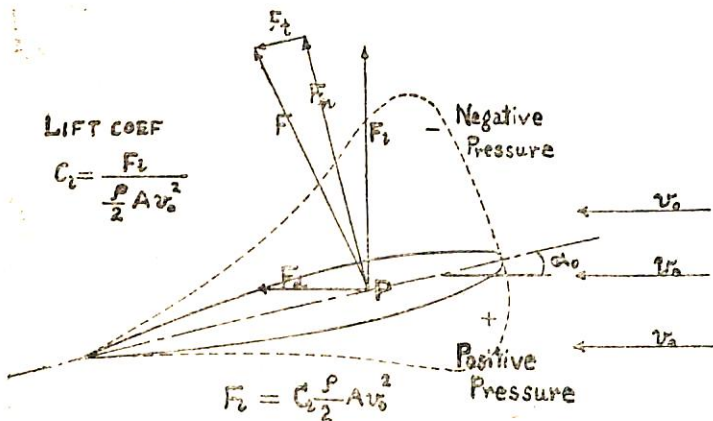
$$F_L = C_L \frac{\rho}{2} A v_0^2 \dots\dots\dots (VII)$$

ρ は流體の密度, A は外形の投影面積, v₀ は流速。この C_L は第 3 圖の曲線と同様の性質のものである。第 5 圖は米國の "The principle of Naval Architecture"

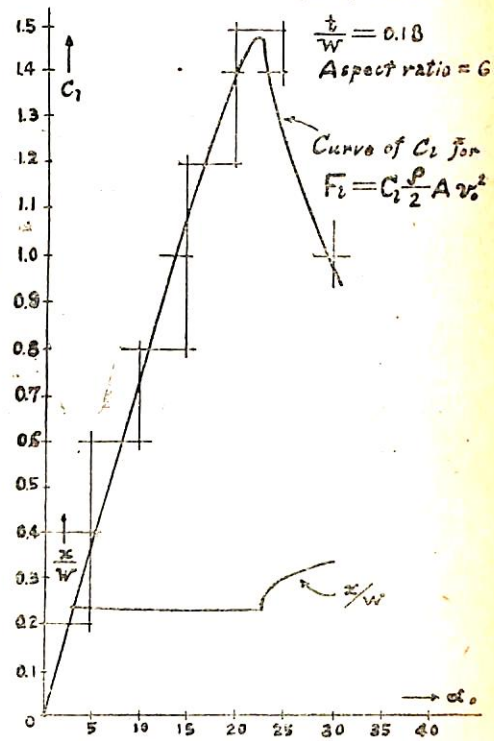
(79 頁へつづく)



第 4 圖 A



第 4 圖 B



第 5 圖

海外文献の紹介

“航空技術者から見た船用ガスタービン”

A. Holmes Fletcher; P.I.M.E., 1952.

航空機用ガスタービンの非常な進歩に伴い、船用、陸用のそれも航空機用設計技術を採用することを著者は推奨している。代表的な航空用ガスタービンの特徴を述べ定置型の設計に比し著しく軽量の多燃焼室式1ないし2段タービンを採用すべきことを結論している。

緒 論

ガスタービンは1791年に既に発明されたといわれているが、過去10年間に非常な進歩を示し、遂に航空機用として實用化された。航空機用としては空気力学的損失、熱応力とクリープ、機械的信頼性等の問題が重要な意味を持つてくる。他方従来製作されて来た陸、船用ガスタービンは既存の蒸気タービン設計が基礎となつている。この両者は重量寸法の差以外でも基本的に明らかな相違がある。筆者は将来船用、航空用ガスタービンの設計の間には現在より更に密接な関連が存在すべきものと信じており、本論文で最近の航空機用ガスタービン技術を調査し、その原理を廣範囲に取入れた船用タービンの構想を導き出そうとするものである。

最近の航空機用機関の設計

ジェット機関——現用の標準的ジェット機関である“Nene”を初期のWhittle機関と比較して見ると、発展に二つの大きな傾向がある。すなわち燃焼容積を増大させようとして燃焼室の数を増加し、これを對稱的に配置するようになった。他の一つは空力的損失をなくするため、空気通路の方向變換を極力少なくするようにしていることである。機體に對する保持方法をDerwent V機関について見ると、壓縮機兩側の耳軸が前端で自重と推力を支え横方向膨脹を受けているが、その他は縦横方向の膨脹を自由にさせている。機関の内部部品についても同様の考慮が拂われている。

高温にさらされるノズル室およびタービンケーシング等は普通その間を冷却空気が流れる。二重張構造に作られる。Escher WyssとRuston陸上タービンはこの二重構造を採用しているが、間の空間に絶縁材料を入れている。こうすれば外側をFerrite材にすることができ、高温で絶縁物が崩れる危険がある。航空用タービ

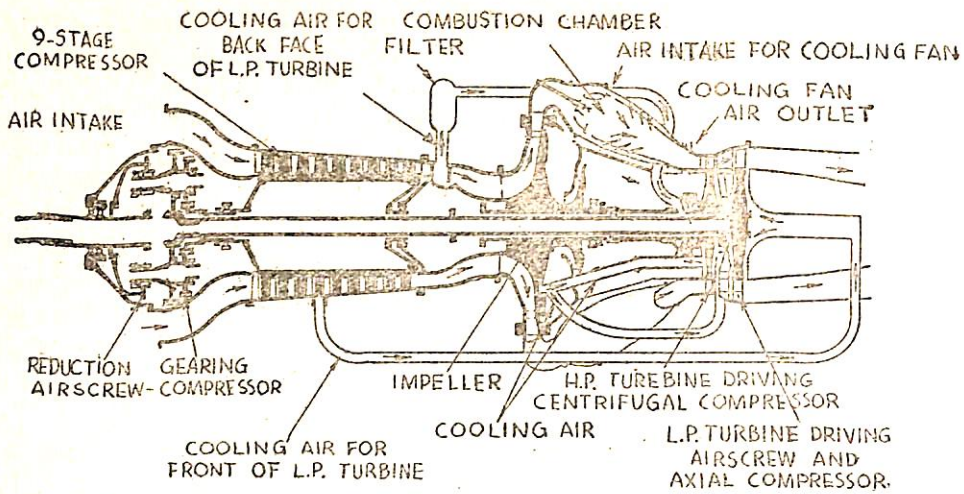
ンの設計ではフランジ接手は極力減らし特にタービンケーシングの長手方向の接手は使用しない。使用材料は極力薄くして重量軽減と温度差による応力を減ずるようにしている。このような特徴によつてジェット機関は緩機の必要がない。起動ボタンを押して數秒後に離陸のためのスロットル全開が可能である。

Derwent Vの壓縮機のインペラーは兩側で1分間に0,000Cu.ft.の空気を燃焼器に送り込む。壓縮比4、これを駆動するタービンは1段で7400HPを出す。タービンディスクは主軸駆動の小型ファンからの空気でその前面を冷却される。タービン入口温度は830°Cである。タービンを1段にしているのは単に軽いばかりでなくノズル中の壓力降下を大きくし、ブレードの温度を多段の場合よりも下げることができ、かつ壓縮機性能とよくマッチさせることができるという利點がある。

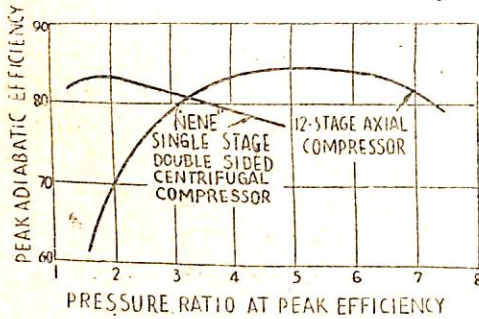
ターボプロップの機関——ジェット機関にタービンを附加し、膨脹ガスがジェットノズルに達する前にこのタービンに作動し壓縮機と同じくプロペラを回転させるもので、Dart機関の代表的のもの一つである。この場合壓縮機は2段の遠心式である。この機関の進歩の目標は1,500時間の壽命の保證である。この單純な機関は最大回転數約40%以下では出力がでないのをこれを直接船に取付けても、固定ピッチプロペラは使用できず、可變型を使用すれば小ピッチ高速回転で役達が得られるが、これではプロペラの効率が悪く、結局低速巡航時は非常に不經濟になる。電氣推進が一つの解決方法ではあるがこれは電氣的損失、重量制御方式の複雑性から敬遠されている。

出力タービン段を壓縮機タービンシステムから機體的に分ければもつと弾力性のある機関が得られる。こうすれば壓縮機およびそのタービンはガス發生機であり、これはジェット機関を用いる。Neneをこのように變えた場合、約6000HPの出力となるが、燃料消費率は全力で約0.88h/bP-hrと、非常に高くなるので、普通の船用としては適當せず、ジェット機関が既に大量生産されている國の輕量高速の沿岸用等の用途には魅力的であろう。

單純ガスタービンは熱交換器の附加によつて熱効率は良くなるが、出力低減時の燃料消費の急激な増加は、複雑なサイクルを採用せねば避けることはできない。タービンと壓縮機のいろいろな結合方式はMallinson & Lewisにより論じられているが、筆者は出力タービンを推奨する。適當な逆轉變置例えば可變ピッチプロペラが使用される時壓縮機連轉型は後述するような望ましくない結果をもたらすからであるからである。複合ガスタービンのもたらす配管の複雑化と管内流速低下の必然性

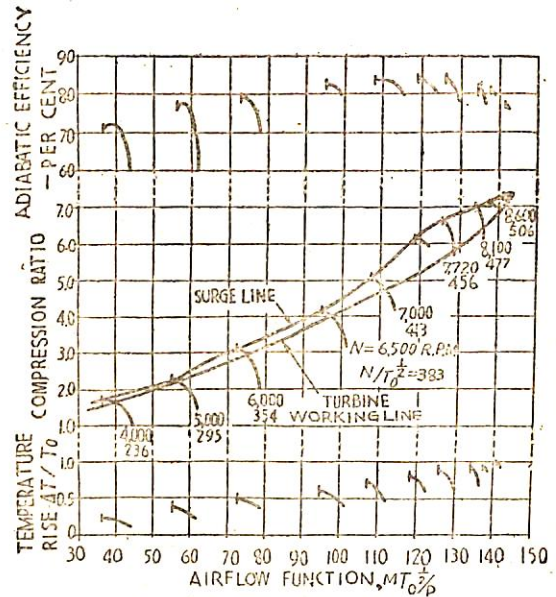


第 1 圖

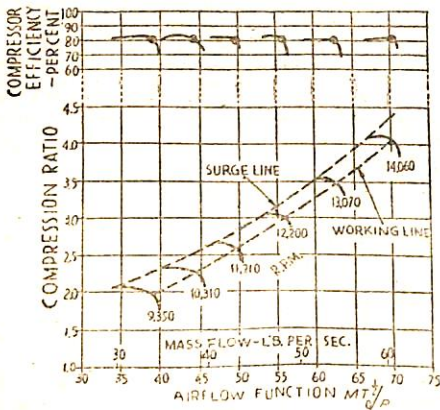


第 2 圖

とは航空機技術を基とする1段または2段のタービン採用を困難にするがこれは第1圖に示す Rolls-Royce "Clyde" 機関のように配置することによつて解決される。低圧タービンの軸を高圧タービンローターと軸の中を通してあり二つのタービンは接近し多段単軸のようにしてあり、ダクトロスは殆どない。



第 4 圖



第 3 圖

壓縮機——航空機では壓縮機を軸流型にするか遠心型にするかが今なお論争されているが、初期の軸流萬能にもかわらず現在は遠心型の方が多いは研究に値する。兩者の効率の比較を第2圖に示す。軸流型の例は壓縮比6に設計されたもので、これを更に低壓縮比に取れば表中の遠心型の曲線の範囲において更に良好な効率が得られるであろうが、遠心型は3以下の低壓縮比で使用される限り他の點で有利となつてくる。すなわち低壓縮比でも効率が落ちないので部分負荷特性が良くなり始動が容易である。また機構が簡單で強度が保ち易く製作が容易であり、従つて實驗的段階における改良研究がしや

ずい、反対に軸流型は翼が多数でデリケートであり製作が高價につく。更に吸入空気中の不純物の遠心型壓縮機内部汚損による効率低下は軸流型のそれに比べて非常に輕微であり、鹽氣の多い海上では有利である。第3圖、第4圖に遠心型と軸流型の壓縮機動作特性を示す。

④ 第3圖は“Derwent V”の壓縮機のものであるが、サージ線と作動線がよく合ひ、廣範圍に高効率を保つてゐる。これに比し、第4圖は兩線の間が狭く、サージ線に波があるので、作動線を右に寄せる必要があり、また効率を廣範圍に保持し得ないことが判る。

遠心型のこのような廣い域にわたるフレキシビリティは負荷の變化の多い陸航交通機關用原動機に適するとともに、複合タービン用として魅力的である。

燃焼装置——航空用の燃焼室は蒸溜燃料では優れた性能を示す。ガスタービンが一般の用途に適合するためには殘留油燃料で運轉する必要があり、それには次のような困難がある。

- 1) 高精度による霧化と管閉塞の問題
- 2) 焰が長くなりカーボンを形成し易くなること。
- 3) 灰分中のいろいろな成分による燃焼室とタービンの汚損と冶金學的問題
- 3) については筆者もある種の抑制劑の添加以外の解決策は提示していない。

要 約——船用ガスタービンの製作に當り、航空技術の長所を取入れるため以下のような諸點に留意すべきである。

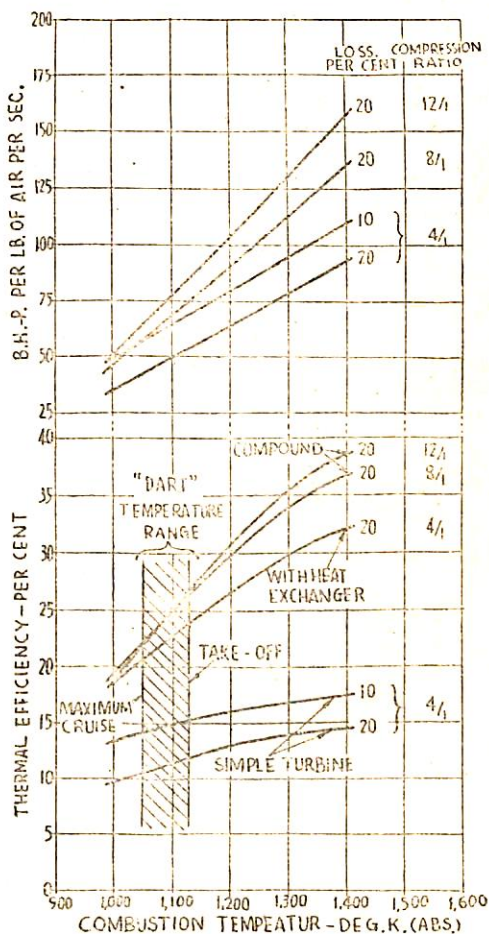
- 1) 壓縮比が3附近で要求性能が得られる場合はバランスをとり易く充分な強度の得られる遠心型を使用すべきこと。
- 2) タービン段數はバランス、ブレード温度の低下、重量輕減の目的から1段あるいは2段が望ましい。
- 3) 高速タービン排氣の取扱が困難な時は、Clyde 機關のような高壓軸及出力軸同心の方法を採用すべきこと
- 4) 空氣、流路は出来るだけ簡単に直線にすべき事
- 5) 多燃焼室の使用による對稱の設計で温度壓力の偏りを防ぐべきこと。
- 6) 出力タービンは切りはなすべきこと。
- 7) 熱膨脹を自由に逃がし、使用材料を最少にするために詳細設計において重複支持を避くべきこと。タービンケーシングは縦方向に連結すべきでなく、フランジ接手は極力減らすべきこと。

船用タービンの設計

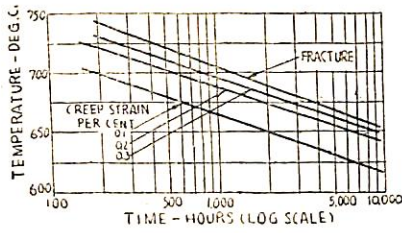
船用ガスタービンは部分負荷の經濟性の考慮から複合サイクルが好ましくこれは艦艇に特に重要であつて全力あるいはその附近がその全生涯の大部分を使用される商

船では餘り價値がないかも知れぬ。しかし複合サイクルで可能な高壓縮比でも第5圖に見られるように全力での利益がある。この表は各種サイクルについて燃焼温度に對する全負荷効率とし比出力を示している。また、遠心型壓縮機の斷熱効率78% 膨脹効率82% 熱交換器と中間冷却器効率を80%、壓力損失は1曲線の10%の外全部全壓力の20%と假定している。各部のダクト損失を考へれば20%は甘いかも知れぬ。

壓縮比4の機關の曲線について見ると壓力損失の10%と20%ではかなりの差が認められる。従つて、實際の設計に當り最も抵抗の少ない流路を見出さねばならない。そして壓力損失を最小にするためにダクト系統の模型について空氣流動實驗が必要であらう。また船用として全熱効率30%を目標に取れば、壓縮比4で80%熱交換器を備えた單純タービンは1300°K (1,880°F) で驅動されねばならぬが、全壓縮比8の複合サイクルでは100°低い温度で、目標の効率が得られる。また比出力は前者の



第 5 圖



第 6 圖

78bhp/lb/s. に対して 90bhp/lb/s が得られる。壓縮比 12 の場合を考慮すると 8 の場合に比し燃焼温度が 1200°K で 1% の効率改善ではあるが、100bhp/lb/s の比出力が得られる。壓縮比 8 の機関の分力性能は優れている。各壓縮機の性能が維持されてもこの壓縮比 12 の機関の効率改善は僅かであり、かつ高圧によるボルト結合の困難性の問題が生ずることから、壓縮比 8 の複合機関が選定された。但し運轉温度の 1200°K は第 5 圖に示した航空機用 Dart 機関の温度範囲よりも高い。第 6 圖で判るようにブレード材料の耐久限度は 50°C 下げることにより 10 倍にもなるから Dart が約 1100°K で 1000 時間の使用に耐えるならば 10000 時間使用するタービンはブレードを 150°C だけ冷却せねばならぬ。この時間は商船において年平均 200 日海上にあるとして 2 年を表わすが、タービンは小型で扱い易いから 2 年毎に修理したものと交換してもなんら支障はないであろう。

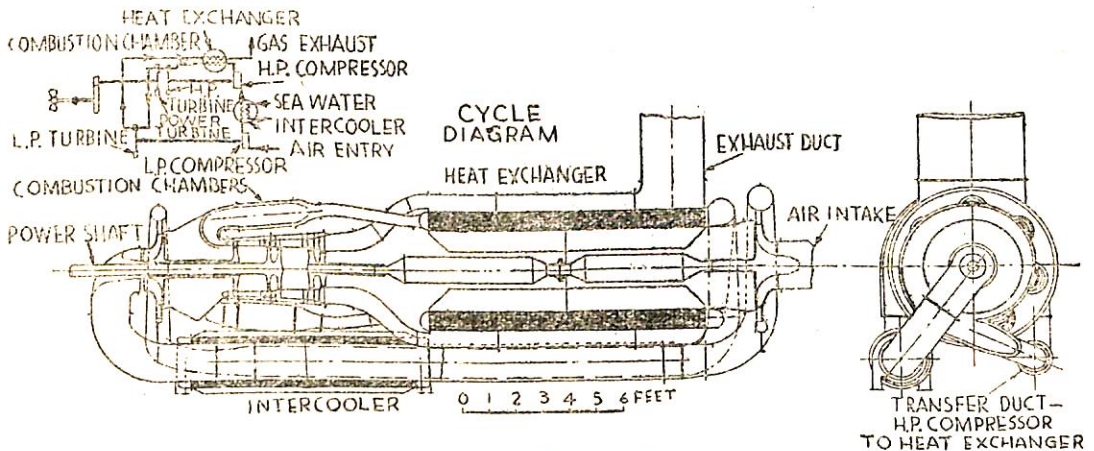
ブレード冷却には水冷と空冷がある。水冷は明らかに効果的ではあるが構造の複雑と蒸留水の準備が必要なこと並びに水路閉塞による致命的な危険があることなどから、比較的簡便な空冷が採られている。それはブレードに孔をあけて冷却空気を通すのであるが、この冷却空気量は壓縮機の空気流量の 3% に當り、これによる損失は

2.5% と見込まれるが、このことは計算に當り膨脹効率を僅か 82% に取つたことの大きな原因の一つである。

タービン設計— 出力タービンを別個に持つ複合型と決まれば、Mallinson & Lewis の提案により 2SC/IP/IE 型が最も好適であろう。すなわち高低圧タービンの間に出力タービンを置いたストレートコンパウンド式で、タービン間の再熱は複雑性を持つている。高速の排気ガスの損失を減ずるための直列タービンを採用した。

Clyde 機関を頭に書き先に提示された熱交換器（ここでは省略）を想起すれば、第 7 圖に示すタービンに到達するに左程困難ではなからう。この機関は 4000 s.h.p. 燃料消費率 0.47 lb/bhp/h. で全電量は 6~10 t と見込まれる。高圧壓縮機は最後部にあり、これと高圧タービンのローターおよび軸中を出力軸が通り、低圧タービン軸は熱交換器の中心を貫き前面の低圧壓縮機を帶動している。7 個の燃焼室がタービンケーシングの周縁にあり、この出口管は 180° 方向を變えているが、ここでは流れの加速性から損失は少ない。タービンを通る膨脹ガスはディフェューザおよび熱交換器の入口コーンにより速度が落ちるまでその方向を變えていない。この設計が航空技術を忠實に踏襲するとすれば約 15hp の小型モータで始動できるであろうがこの始動の操作は始動ボタンを押して 30 秒で自動制御により完了する。全力の時の燃料の流量約 250 gal/h から無負荷の時約 3~4 gal/h のひろい範囲にわたり、均一な分布と良好な雾化を可能ならしめるバーナーについて若干の問題が生ずるであろう。

動力傳達— 第 7 圖の機関は全力で約 6000rpm. となり、プロペラ軸には逆轉装置および普通の船用減速齒車を介して連結される。後進用として普通の蒸氣タービンの如く別に後進タービンを設けることはガス流を介して切換える配管と使用しない時に後進タービン軸から切離す



第 7 圖

クラッチを必要とし、これがなければ前進の時に後進タービンを回轉することになり損失が大きくなる。いずれにしても著しく複雑なものになることは避けられない。電氣的の傳達は前述の通り有利ではない。直結および逆轉用の流體接手は要求を満たすものではあるが前進、後進の兩方に損失が多い。もつと良い方法は機械的方法で epicyclic または他の齒車装置の使用であるが、この場合回轉方向切換はブレーキあるいはクラッチで行われる。但し前進全力から後進全力への緊急操作の時にブレーキまたはクラッチライニングに起る發熱を考慮せねばならぬ。これに對しては航空界で既に確立している可變ピッチプロペラが有効であつて、現在數工場で船用の大型のものが製作されている。ただかなりの速度で前進中にピッチを逆にした場合、プロペラの水車作用がタービントルクに打撈ちタービンが短時間逆轉させられることがある。勿論普通の運轉ではこのようなことは殆んど起らぬであらう。無負荷状態ではスロットルが閉じ速度が落ち、各部の効率が下りバーナーの窒化も悪くなる。遂には温度が上昇しスロットルの再開に對し感じ難くなり加速の時に過熱の危険を伴う。故に最低回轉速度はこの點より充分上にとらねばならない。結局これは出力タービンから常に多少のトルクが得られてあり、また固定ピッチに直結した場合極度の低速運轉は無理であることを意味している。ここにおいて再び可變ピッチプロペラの利點があげられる。二つの批判が可變ピッチプロペラに向けられている。第一はその効率が固定ピッチプロペラ

(74頁よりつづく)

という書物に引用されている所の E. N. Jacob 氏の研究報告 (1933 年) 中にある圖から抜率引用したものである。これは清水中で高さ/幅の比が 6 であり厚さ/幅の比が 0.18 である翼形板で平滑な塗料面を持つものに對し水の流れに對する角度 α に對し C_L の値 (英單位) の變化を示す曲線およびその着力點の前端からの距離 (x) の變化を示している。第 2 圖の平板に關する實驗から得た $K \sin \theta$ の曲線とこの C_L 曲線とが甚だちがつた様相のものであり X/W の曲線が III の式と類似の點のないことも氣付かれるであらう。この實驗の板の水平断面は第 4 圖 A のようなものであつた。最大厚さ t は附表で見られるように前端から $0.3 W$ の位置にある。 $t/W = 0.18$ は現行の平衡舵に最も普通の割であるが Aspect ratio = 6.0 は舵にはあり得ざる値である。一般的傾向として高さ/幅の比が小さい時 C_L の値は同一の A に對して小さくなり X/W は大きくなる。第 5 圖の曲線二つとも 25° の邊で不規則な變化を見せていることはその邊の前度で背面前端に近く亂流の發生が著しくなるためすなわち空洞現象と失速によるものと推察される。そのことは次のドイツ國における研究結果と類似したものである。(未完)

よりも 15% 以上も低いことである。これに對し筆者はそれが同じ用途に設計された二つのプロペラの直接比較であるかどうか、また試験されたこの可變ピッチプロペラの型は最適の設計であるかどうかを疑問に思う。第二に、タービンが始動し、船が動き出す前または機関完全停止でなくて單なる停止の指令があつた時は、可變ピッチプロペラがゼロピッチで逆轉し、水中のロープがこれに引かかる危険があるというのである。勿論これに對する答は、こんな場合クラッチを用いて、タービンを切離す。そしてタービンは逆轉状態であるから、切離した時急回轉を起す危険はない。しかし安全のためにクラッチとスロットルを連動式にしておくのがよいであらう。實際、可變ピッチプロペラでは、ピッチ制御、クラッチ制御と機關スロットルが一つのレバーに結合されている。そしてガスタービンが補機と直接關連がない場合、完全な遠隔操縱が可能となるであらう。

結 語

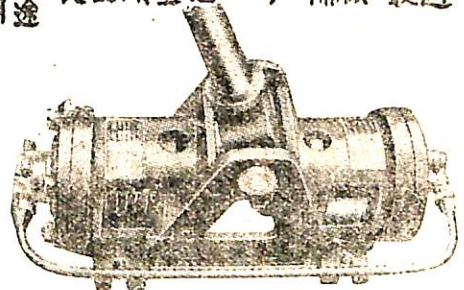
この論文は設計の検討を目的としたもので、この線に沿つたタービン船の出現を筆者は期待しており、同時に進歩に應じた新しい構想を考えている。(U. & Y.)

陸船用手動空気圧縮機

压力・30kg/cm² 零售特許366723
 容量・464cm³行程 出願番号 393049 7633
 用途・ガゼル機開始動力用其の他

燒玉機開始動用補機

压力・10kg/cm²
 容量・930cm³行程
 其他用途 食堂用重油バーナー補機=最適



壽産業機械株式會社

本社・工場 埼玉縣川口市本町 2-57
 第二工場 埼玉縣川口市並木町 1-2611
 電話 川口 3400番

昭和29年下半年砂糖リンククによる輸出船一覽表(その一)

運輸省船舶局

許可年月日	許可番號	造船所	船級	國籍	用途	總トン數	噸載貨重量 トン	主(長さ×幅×深さ)	主機馬力	主メ	機カ	航海 速力	工事期間
昭和29年 11月20日	輸出建許第 29-16號	三菱日本重工	A B	米	國	29,000	39,000	m m m 213.00×28.20×15.22	T 19,000×1	石川島	島	17.0	約10ヶ月
"	"-17號	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	" 8ヶ月
"	"-18號	日本鋼管(鶴見)	L R	パナマ	貨物船	6,100	11,000	442.00×62.00×39.00	D 5,530×1	三井	非井	14.5	" 9ヶ月
"	"-19號	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	" 7ヶ月
"	"-20號	"	"	"	鐵石 運搬船	11,300	31,400	625.00×87.00×46.60'	T 12,000×1	石川島	島	15.5	" 8ヶ月
"	"-21號	浦賀船渠	L R	トルコ	油槽船	13,500	21,000	m m m 168.00×21.00×12.30	T 9,000×1	浦賀	賀	15.0	" 12ヶ月
"	"-22號	"	A B	"	貨物船	3,150	5,500	m m m 112.00×16.20×8.30	T 4,500×1	川崎	崎	14.5	" 10ヶ月
"	"-23號	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	" 8ヶ月
"	"-24號	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	" 8ヶ月
"	"-25號	日立造船(櫻島)	L R	パナマ	貨物船	7,200	11,500	m m m 145.00×19.40×12.45	D 6,250×1	日立B&W 日立櫻島	B&W 島	14.75	" 12ヶ月
"	"-26號	"	A B	"	貨客船	1,550	2,000	m m m 80.00×12.50×5.50	D 2,870×1	日立B&W 750VF90	B&W	13.75	" 6ヶ月
"	"-27號	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	" 6ヶ月
"	"-28號	"	"	"	"	1,050	1,200	m m m 70.00×10.80×7.35	D 975×2	日立B&W 828VF50	B&W	13.5	" 6ヶ月
"	"-31號	播磨造船	A B L R	米	國	24,200	38,750	m m m 200.00×28.20×14.50	T 19,250×1	石川島	島	16.5	" 11ヶ月
"	"-32號	"	"	"	鐵石 運搬船	"	38,450	"	"	"	"	"	" 11ヶ月
"	"-33號	三井造船	L R	デンマーク	油槽船	12,700	18,600	m m m 160.63×21.90×12.04	D 8,250×1	三井B&W 774VTBF160	B&W	14.25	" 9ヶ月
"	"-34號	"	"	パナマ	"	13,100	19,750	m m m 167.00×21.50×12.20	D 8,750×1	"	"	14.75	" 11ヶ月
"	"-35號	"	"	リベリア	改積 貨物船	8,200	12,500	m m m 134.00×18.90×11.05	D 3,600×1	三井B&W 562VTBF165	B&W	11.5	" 8ヶ月
"	"-36號	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	" 8ヶ月
"	"-37號	新三菱神戸	A B	パナマ	油	20,900	32,000	630'×87'×45.6'	T 15,000×1	三井	菱	17	" 8ヶ月
合 計						221,300 GT	221,300 GT	358,150 DW					

鋼船建造狀況月報 (29年11月)

運輸省船舶局造船課

(イ) 起工船

(29年11月中に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	主	總トン數	主	機關	用途	起工年月日
石川島重工	737	岡田商船	船	7,900	D	6,000	貨	29. 11. 9
日立・因島	3748	新日本汽船	船	8,000	〃	7,500	〃	29. 11. 1
〃	3747	太平洋海運	船	6,550	〃	4,600	〃	29. 11. 15
川崎重工	933	川崎汽船	船	8,150	〃	5,490	〃	29. 11. 11
〃	940	川崎・日豊共有	〃	〃	〃	〃	〃	29. 11. 18
三菱日本・横濱	801	日本郵船	船	9,350	〃	12,000	〃	29. 11. 6
〃	802	三菱海運	船	7,650	〃	4,700	〃	29. 11. 8
三井玉野	592	三井船	船	7,200	〃	11,250	〃	29. 11. 6
〃	593	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃
〃	599	明治海運	船	7,450	〃	6,250	〃	29. 11. 25
三菱・長崎	1443	日本郵船	船	9,250	〃	12,000	〃	29. 11. 8
〃	1445	大同海運	船	〃	〃	8,500	〃	29. 11. 17
〃	1446	澤山汽船	船	8,320	〃	5,250	〃	29. 11. 18
三菱・廣島	120	濱根汽船	船	7,750	〃	〃	〃	29. 11. 17
名古屋造船	120	共榮タンカー	一	7,700	〃	6,800	〃	〃
新三菱・神戸	861	大阪商船	船	9,300	〃	9,500	〃	29. 11. 6
〃	862	〃	〃	8,800	〃	8,500	〃	29. 11. 13
浦賀(浦)	673	日東商船	船	6,600	〃	4,300	〃	29. 11. 6
銅管・清水	120	日産汽船	船	9,900	〃	5,530	〃	29. 11. 22
日立・因島	3750	日本水産	産	5,700	〃	3,280	漁(冷運)	29. 11. 6
三菱・廣島	121	大南洋漁業	業	7,400	〃	5,000	〃(〃)	29. 11. 11
林兼造船	847	南方漁業	業	345	〃	650	〃(マグロ)	29. 11. 17
金指造船	186	白羽漁協	組	320	〃	〃	〃(〃)	29. 11. 11
大阪造船	96	釜石漁業	業	195	〃	400	〃(〃)	29. 1. 25
〃	100	山中久作	作	350	〃	650	〃(〃)	29. 11. 15
深堀造船	16	福寶水産	産	100	〃	310	〃(底曳)	29. 11. 6
〃	17	〃	〃	〃	〃	〃	〃(〃)	〃
白杵鐵工	不明	井筒健二郎	二	85	〃	270	〃(〃)	29. 11. 10
〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃(〃)	〃
大阪造船	101	運輸省・三港	建	50	〃	220	曳	29. 11. 17
〃	97	海上保安廳	廳	55	〃	160	雜(燈臺見廻)	29. 11. 12
銅管・清水	109	〃	〃	60	〃	150	〃(測量)	29. 11. 26
新潟造船	80	日東硫曹	曹	40	一	一	〃(運搬)	29. 11. 25
渡邊製鋼	125	建設	省	95	一	一	〃(浚)	29. 11. 5
〃	126	〃	〃	230	一	一	〃	29. 11. 17
N. B. C. 吳	41	リベリヤ	向	17,000	T	9,430	輸(油)	29. 11. 6
新潟鐵工	235	近藤三	向	350	D	700	漁(マグロ)	29. 10. 11
函館ドック	219	釧路開發建設	部	45	一	一	雜(起重機)	29. 10. 11
三保造船	194	光洋漁業	業	320	D	650	漁(マグロ)	29. 9. 29
伊萬里灣重工	229~231	E. P. S	S	各200	一	一	輸(舂)	29. 8. 20

起工船合計

42 隻

187,995 總噸

(口) 造 水 船

(29年11月中に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	總噸數	船主	主機関	用途	竣工年月日
三菱・下關	498	彦山丸	140	九州商船	D 350	貨客	29.11.25
〃	499	瓊山丸	〃	〃	〃	〃	〃
佐野安船渠	119	縣丸	160	九州郵船	〃 310	〃	29.11.11
金指造船	191	第七共和丸	230	加藤文吉	〃 570	漁(マグロ)	29.11.25
〃	195	弁天丸 (第六清壽丸)	80	内浦村漁協組 (清壽漁業)	〃 250	〃(〃)	29.11.13
三保造船	196	第一遠洋丸	350	燒津遠漁協組	〃 650	〃(〃)	29.11.18
鋼管清水	107	第二六寶幸丸	550	寶幸水産	〃 850	〃(〃)	29.11.11
三菱・長崎	1451	第八山田丸	99	山田漁業部	〃 300	〃(底曳)	29.11.10
〃	1452	第十一〃	〃	〃	〃	〃(〃)	〃
深堀造船	15	第一漁連丸	68	高知縣漁協連	〃 200	〃(〃)	29.11.5
〃	16, 17	第六十一, 第六十二福寶丸	各100	福寶水産	〃 310	〃(〃)	29.11.25
日立・因島	3742	—	200	北海道廳	— —	雜(浚)	29.11.2
吳造船	4	—	100	防衛廳	D 75	〃(水船)	29.11.5
〃	5	—	〃	〃	〃	〃(〃)	29.11.12
〃	6	—	〃	〃	〃	〃(〃)	29.11.19
〃	7	—	〃	〃	〃	〃(〃)	29.11.26
〃	9	—	50	〃	〃 100	〃(運貨)	29.11.10
〃	10	—	〃	〃	〃	〃(〃)	29.11.15
〃	11	—	〃	〃	〃	〃(〃)	29.11.20
伊萬里灣重工	279~231	—	各200	E. P. S.	— —	輪(舩)	29.9.27
造水船合計			23	隻	3,465 總噸		

(ハ) 竣 工 船

(29年11月中に報告のあつたもの)

造船所	船番	船名	總噸數	船主	主機関	用途	竣工年月日
川崎重工	935	昌福丸	1,470	川崎重工	D 1,100	貨	29.11.24
金川造船	38	第五松利丸	350	松尾汽船	〃 300	〃	19.27.11
浦賀(浦)	668	金山丸	380	東海運	〃 375	〃(石灰石運搬)	29.11.4
金指造船	193	第二清壽丸	650	清壽漁業	〃 850	漁(マグロ)	29.11.20
〃	192	富士浦丸	450	内浦灣遠漁協組	〃 750	〃(〃)	29.11.2
〃	195	弁天丸 (第六清壽丸)	80	内浦村漁協組 (清壽漁業)	〃 250	〃(〃)	29.11.25
三保造船	191	第十二住吉丸	570	住吉漁業	〃 400	〃(〃)	29.11.11
〃	193	靜浦丸	450	内浦灣遠漁協組	〃 650	〃(〃)	29.11.22
三菱・長崎	1451	第八山田丸	99	山田漁業部	〃 300	〃(底曳)	29.11.27
〃	1452	第十一山田丸	99	〃	〃	〃(〃)	〃
藤永田造船	34	松丸	130	大阪市	〃 210	雜(自動車送)	29.11.10
吳造船	9~11	—	各50	防衛廳	〃 100	〃(運貨)	29.11.30
鋼管・清水	111~116	—	各150	鋼管鑛業	— —	〃(舩)	29.11.30
渡邊製鋼	123	—	130	建設省	— —	〃(浚)	29.11.24
三菱・長崎	1440	WORLD-JUSTICE	21,000	リベリヤ向	T 15,000	輪(油)	29.11.30
伊萬里灣重工	229	—	200	E. P. S.	— —	〃(舩)	29.10.18
〃	230	—	〃	〃	— —	〃(〃)	〃
〃	231	—	〃	〃	— —	〃(〃)	〃
太平工業	1	第三十六辰巳丸	160	辰巳商會	H 200	貨	29.9.15
竣工船合計			26	隻	27,668 總噸		

特許解説 大谷幸太郎

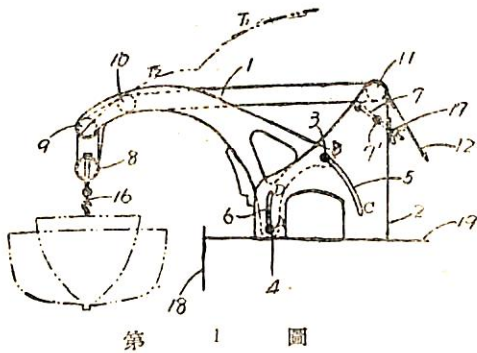
特許第 6,339 号

救命艇揚卸装置 (昭和 29 年特許出願公告第 6,339 号, 發明者・宇野永七, 出願人・函館ドック株式會社)

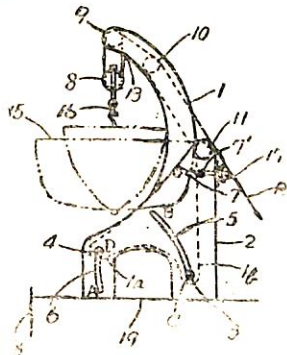
本發明は従来の救命艇揚卸装置におけるようなリンク機構を使用することなく簡単な構造とし更に母船に航行速度のある場合においてもダビットが充分横強度に耐え安全な揚卸を行うことが出来るようにしたものである。

圖面に示すようにダビット 1 は下方に 3 角形に開く兩脚 1a, 1b を有し, 該部にはそれぞれピン 3, 4 が取付けられている。架臺 2 には誘導孔 5, 6 が設けられ前記のピンをこれら誘導孔にそれぞれ嵌めて架臺に對しダビットが自由に傾動出来るようにしてある。そして誘導孔 5 は誘導孔 6 の下端の點 A を中心とする圓弧狀に, また誘導孔 6 は誘導孔 5 の下端の點 C を中心とする圓弧狀にそれぞれ形成されている。

救命艇の格納位置では第 1 圖に示すようにダビット 1 の脚 1a のピン 4 は誘導孔 6 の上端の點 D にあり脚 1b のピン 3 は誘導孔 5 の下端の點 C にあるが, 艇端の降下時にロープ 12 を弛めればダビット 1 はピン 3 を中心にして回動しピン 4 が A 點に達すると, 今度はピン 4 を中心



第 1 圖



第 2 圖

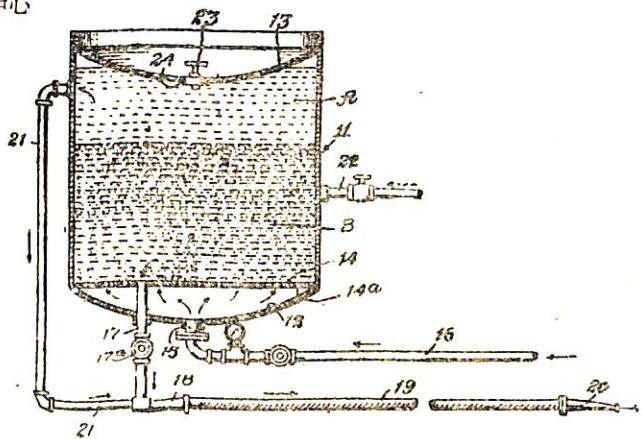
にして回動し第 3 圖に示したようにピン 3 が點 B に至つて停止しダビット 1 は端艇降下位置に達するのである。端艇を格納する場合は以上と逆に作動することは勿論である。

砂洗装置 (昭和 29 年特許出願公告第 6,946 号, 發明者・ラルフ, ロジャー, バーク 出願人・マリープラスト, コーポレーション—アメリカ)

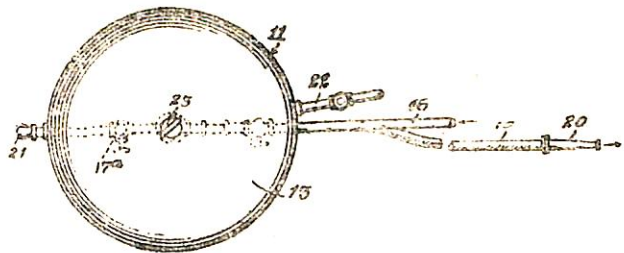
本發明は船體外面の海水生成物や附着物等を取除くために該面に對し洗滌化した砂と水とを發射する装置に關するものである。

従来の砂洗装置には壓力水がタンクを経てノズルに通過する際砂を運ぶものや高壓空氣により水と砂とがタンクの底部から押出され流動空氣に誘導され混合してノズルから發射するものなどがあるが, これらのものはタンク内の溜れた砂によつて通過出口や發射ノズルが詰る傾向があつた。そのため砂の散布は震動と衝撃を伴い不均一となり繼續した清淨効果を擧げることが出来なかつた。

本發明は砂を含んだ壓力水の流れを均一にするよう意圖したもので以下圖面について説明する。11 は密閉タンクで下向きに球面狀をなす底部 12, 頂部 13 を備えてい



第 1 圖



第 2 圖

る。14は底部12の直上に取付けられた穿孔板で多数の穿孔14aが穿設されている。15は底部12の中央に開孔する壓力水の入口で入口管16に連結され、17は穿孔板14から底部12を通り下方に延びる發射管でその中途に流量調節バルブ17aを有しベンチュリー管18に連結されている。導管18は發射ノズル20を備えたゴムホース19に連結されている。一方タンクの側面にはその頂部附近に出口管21が取付けられ、これはタンクに沿つて下降し導管13に連結されている。なお頂部13にはタンク内に砂を挿入するための孔24が形成され常時は栓23で閉ざされている。

本装置の作用について述べると孔24からタンク内に砂を挿入すれば砂は穿孔板14上に溜る。穿孔14aを通る砂は微量でありこの砂は入口15からの流水により再び運び上げられるものである。壓力下の流水は供給管16より砂の層内に上るがこの流水は穿孔板14から均一に砂内に擴散され區域Bに示すように砂の層を15~20%擴げ砂の層を流體化し連続的運動の出来る状態にする。この流體化した砂および水は管17を経て誘管18に至りゴムホース19、發射ノズル20を経て發射される。區域Aにある淨水は溢水管21から外に流れ管17から来る流體化された砂および水と合體する、

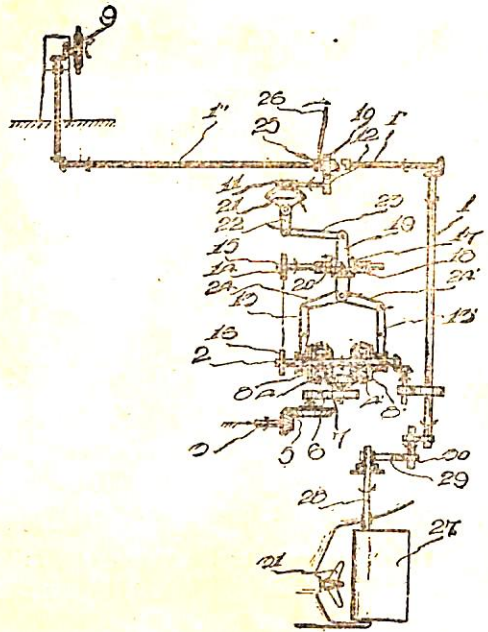
なお本發明では壓力水に代えて高壓空氣を用いることも可能でありこの場合の作用は水の場合と同様である。

動力操舵装置 (昭和29年特許出願公告第7,417號、
出願人・發明者 杉村一夫)

従來の中間軸に直接裝備した動力操舵装置においては特殊軸受や軸接手を必要とするばかりでなく、この軸接手や中間軸に故障を生じた場合には操舵が不能となつて重大な故障を惹起する虞れがあつた

本發明はこのような缺點を除去し動力操舵装置を中間軸と別個に設けるようにしたもので特殊部品を必要とせず緊急時にも容易に操舵を行うことが出来るものである。

以下圖面について説明すると1,1',1''は操舵用中間軸で操舵輪9により作動され、軸1,1'の間にはクラッチ25が設けられている。10は軸1の端部に設けられた齒車でこれより齒車12ウォーム11、ウォーム齒車21や適宜のリンク機構を経て作動杆19を操作することが出来るようになってゐる。この作動杆19はその中間部においてナット20に摺着され、その下端は連杆24,24'を介してクラッチレバー13,13'に連結されている。そしてこれらのクラッチレバーはその中間部を摺支されその下端で軸2上



動力操舵装置

これら受動圓錐の内方には動圓錐4,4'が軸2上に遊嵌され、これら動圓錐は傘齒車7から適宜の齒車群を介して動力軸3に連結されている。また軸2は前記ナット20に螺合する螺子部18を備えた軸15および軸1にそれぞれ適宜連結されている。

いまクラッチの操作杆26を圖示の方向に倒しクラッチ25を外して齒車10を齒車12に啮合わせ、豫め原動機を駆動して動圓錐4,4'をそれぞれ反對方向に回轉させておく。しかる後に操舵輪9を例えば右側に回轉すれば軸1''から齒車群、リンク機構を経て作動杆19がその摺着點を中心にして回轉し、従つてクラッチレバー13,13'の下端が左側に移動せしめられる。そうすると受動圓錐8'は左方に移動して動圓錐4'に係合しその結果動力を中間軸1に傳達せしめて舵27を操作することが出来る。この際軸2の回轉は同時に軸15に傳達されその螺子部18と螺合したナット17を左方に移動するから前記作動杆19を移動させ前とは逆にレバー13,13'を移動させるから動圓錐4と受動圓錐8'との係合が外れて舵27への動力傳達は停止する。従つて操舵を繼續しようとするには絶えず操舵輪9を同一の方向に回轉すればよい。操舵輪9を反對方向に回轉すれば前記の操作が反對に行われることはいうまでもない。

なお緊急時にはクラッチ25を操作して操舵輪9から中間軸1',1,1'を経て舵27を直接操作することが出来る。

天然社・海軍圖書

福永彦又著 A5 上製 240頁 400圓(送50圓)
海圖の見方
船船年鑑 (昭和30年版)
浅井・豊田共著 A5 上製 280頁 450圓(送50圓)

天文航法

鮫島直人著 A5 箱入 250頁 450圓(送50圓)
船位誤差論
宇田道隆著 A5 上製 300頁 500圓(送50圓)
海洋氣象學
和達・崑山・福井監修 A5 450頁 1200圓(送50圓)
氣象辭典
中谷勝紀著 A5 函入 230頁 500圓(送50圓)

船用ターゼル機關の解説

上野喜一郎著 A5 箱入 63頁 850圓(送50圓)

船舶安全法規

天然社編 B5 上製 220頁 450圓(送40圓)

船舶の寫眞と要目 第2集 (1953年版)

天然社編 B5 普及版 300頁 300圓(送40圓)

船舶の寫眞と要目 (1951年版)

上田篤次郎著 A5 上製(折込7枚) 500圓(送40圓)

船用電気設備

造船協會電気熔接研究委員會編
A5 判 總アートの 200頁 360圓(送40圓)

船の熔接設計要覽

小林恒治著 A5 上製 260頁 420圓(送40圓)

實用航海術

小野寺道敏著 A5 上製 340頁 500圓(送40圓)

氣象と海難

山縣昌夫著

船型學(推進篇) B5 上製 350頁 850圓(送50圓)

船型學(抵抗篇) B5 上製 圖表別冊 700圓(送50圓)

上野喜一郎著 A5 上製 280頁 380圓(送30圓)

船の歴史(第一卷)古代中世篇

上野喜一郎著 A5 上製 300頁 420圓(送50圓)

船の歴史(第2卷)近代篇

米國造船造機學會編 米原令敏譯 各 B5 上製

船用機關工學 (第1分冊) 650圓(送50圓)

" (第2分冊) 520圓(送50圓)

" (第3分冊) 700圓(送50圓)

" (第4分冊) 800圓(送50圓)

船用機關工學 (第5分冊) 900圓(送50圓)

船舶局資材課監修 B5 上製 400頁 650圓(送50圓)

船舶の資材

茂在寅男著 B6 上製 210頁 280圓(送25圓)

解説「レーダー」

橋本・森共著 A5 上製 200頁 300圓(送30圓)

船舶積荷

依田啓二著 A5 上製 200頁 280圓(送25圓)

海上衝突豫防規則提要

小野暢三著 A5 上製 170頁 250圓(送25圓)

船用聯動汽機

春日・杉浦・雨宮監修 A5 判 500頁 800圓(送50圓)

水産辭典

矢崎信之著 B6 上製 300頁 250圓(送25圓)

船用機關史話

天然社編 B5 判 180頁 280圓(送25圓)

船用品の解説と紹介

朝永研一郎著 A5 上製 210頁 250圓(送25圓)

船用機關入門

渡邊加藤一著 A5 上製 200頁 280圓(送25圓)

荒天航泊法

小名・南・飯田共著 A5 上製 340頁 450圓(送40圓)

機關士必携

依田啓二著 A5 上製 400頁 450圓(送40圓)

船舶運用學

小谷信市著 A5 上製 300頁 350圓(送40圓)

船用補機

小野暢三著 B5 上製 折込圖4葉 400圓(送40圓)

貨物船の設計

高木淳著 A5 上製 240頁 300圓(送40圓)

初等船舶算法

中谷勝紀著 A5 上製 320頁 350圓(送40圓)

船用ターゼル機關

中谷勝紀著 A5 上製 200頁 250圓(送25圓)

船用燒玉機關

神戸高等商船學校航海學部編

A5 上製 180頁 180圓(送25圓)

航海士必携

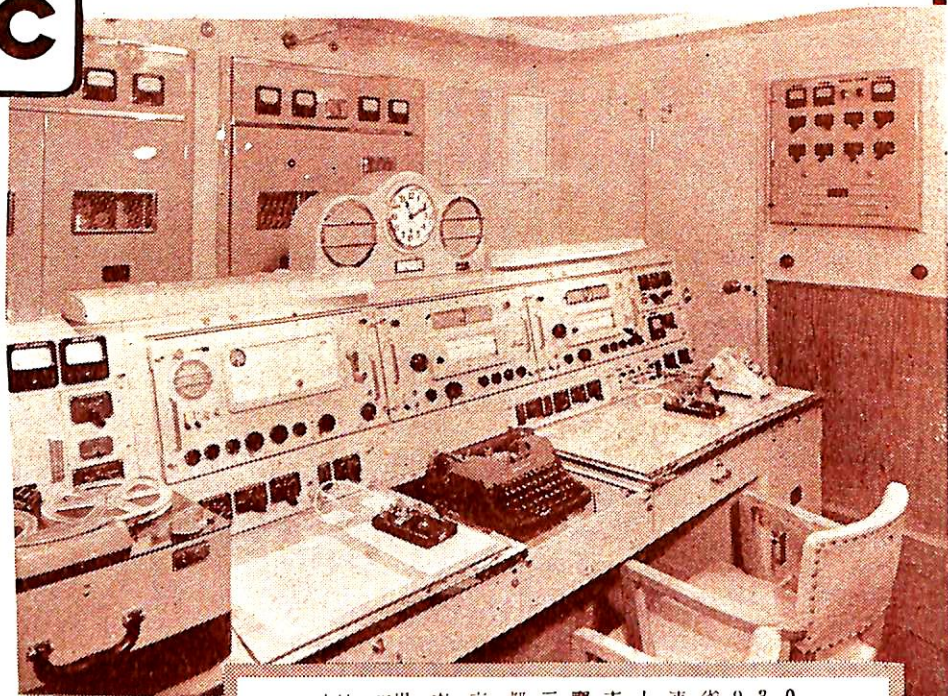
關川武著 B6 上製 140頁 130圓(送25圓)

艦裝と船用品

実績が示す無線機の雄!

JRC 船舶用無線装置

JRC



顧客の御愛顧
に報いるべく
研究を続けて
おられます...

営業品目

船舶用無線装置
大型・小型レーダー
ロラン受信機
救命艇用無線装置
緊急自動受信機
方向探知機
船内指令装置
魚群探知機
自動電鍵装置
超短波無線装置
無線用測定器各種
送受信真空管
放射能測定装

本社・工場 東京都三鷹市上連雀930
電話・武蔵野 3611-3619
東京営業所 東京都渋谷区千駄ヶ谷4-693
電話・澁橋(37) 0111(5), 0431, 0432
水産無線部 東京都渋谷区千駄ヶ谷5-998
電話・澁橋(37) 3454
大阪支社 大阪市北区堂島中1-22
電話・福島(45) 0665, 0666
札幌出張所 札幌市北一条西4-2 札商ビル
電話・(2)局 6161~6165
横浜出張所 横浜市神奈川区松本町47
電話・神奈川 0872
神戸出張所 神戸市生田区海岸通 商船ビル
電話・元町 1026
福岡出張所 福岡市東中州1-41-1
電話・西(2) 4754
長崎出張所 長崎市元船町1-3
電話・長崎 0361
尾道駐在所 尾道市西御所町2-2
電話・尾道 1909

本社・工場 東京・三鷹・上連雀930

東京営業所
東京・渋谷・千駄ヶ谷4-693

日本無線株式会社

大阪支社
大阪・北・堂島中1-22

賀

正

PARROT
ENGINE OIL



懸賞付!

特売!!

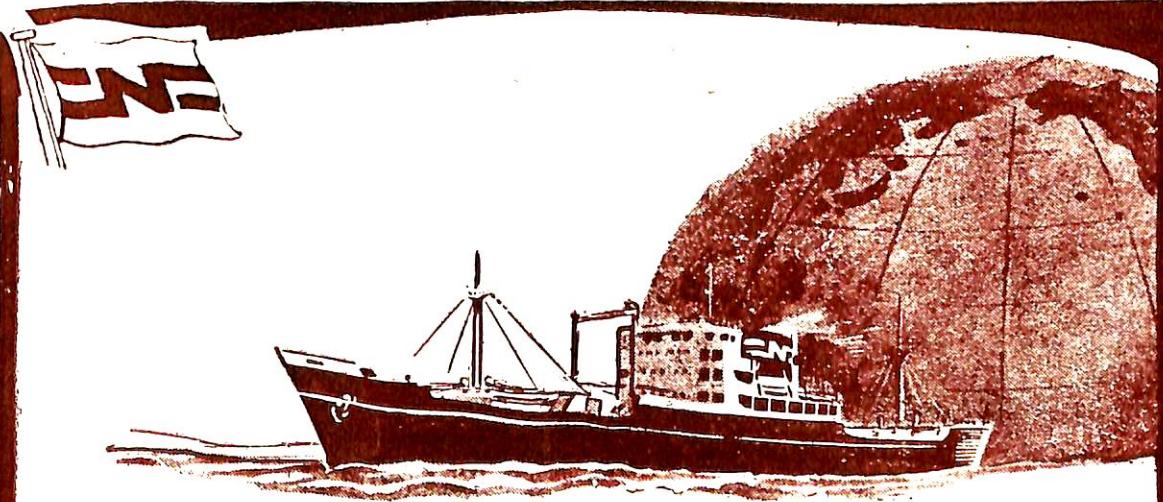
パロット

エンジンオイル

期間

29.12.1~30.2.28

昭和石油



日鐵汽船

社長 渡 辺 一 良
副社長 太 田 民 治

本社 東京丸の内(丸ビル)電話和田倉(20) 0271~7
支店 八幡・大阪 出張所 室蘭・神戸・広畑



東洋一の生産を誇る

營業種目

主要製品 鉄鐵、鋼塊及び半製品、鋼材
副製品 硫安、タール製品、鋳滓製品

資本金 四拾八億圓

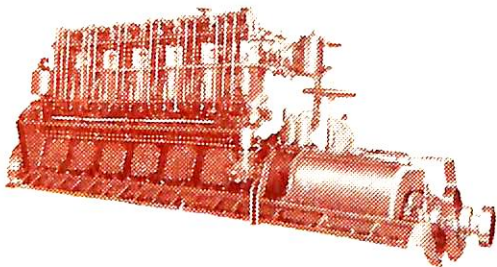
八幡製鐵株式會社

社長 渡邊義介

本社 東京都千代田区丸の内一ノ一(鉄鋼ビル)
電話和田倉(20)(代表)1141, 1151, 1161
工場 八幡製鐵所(福岡縣八幡市)
大阪事務所 大阪市西区靱南通り1ノ10



カネガフチ デイゼル



船舶用 120~850HP
動力用 25~850HP
自家発電用

鐘淵デイゼル工業株式会社

東京都墨田区横田町2丁目
電話 東京(64) 代表 5391~3番



三菱 船舶用電気機雷

品質
堅固



電機	揚船	機	各種	免電	機
動機	操舵	操機	各種	電機	動機
電機	送風	機	船舶	用無	線機
船舶	用冷	凍機	直流	電氣	扇機
船舶	用厨	房器	電機	揚船	艇機
変	圧	器	配	電	盤

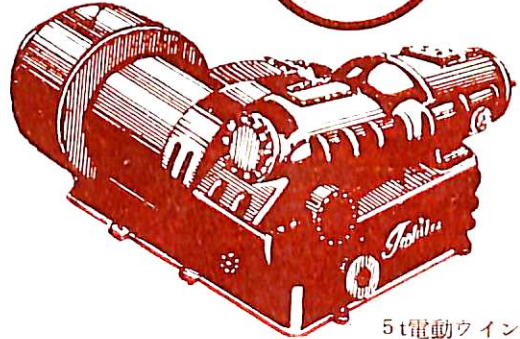
東京ビル・大阪堂島北町
名古屋新小路道・福岡三差ビル
札幌南一線・仙台東一番丁
富山安住町・廣島袋町

三菱電機株式会社

東芝の船舶用電気機器

主要製品

発電機、シリコン変圧器
 アンブリダイン式増幅発電機
 磁気増幅器、電動ウインチ
 補機用電動機、推進用電動機
 電動揚錨機、電動繫船機
 配電盤、制御装置その他



5t電動ウインチ

Toshiba

東京芝浦電気株式会社

アルレックス

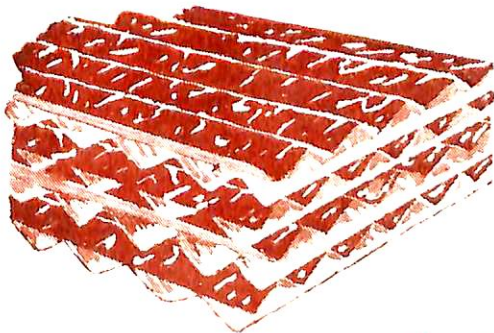
八大特長

軽量・不燃性
 無臭・使用の簡便
 非吸水・熱傳導係數不變
 非吸濕・壽命半永久

低温熱絶縁体

特殊調合により製作した樹脂極薄板を適切な寸法に
 コルゲートし、縦横交互に重ね合わせた理想的低温
 絶縁材であります。従つて絶縁材としての一般の用
 途はもちろん特につぎの用途にはその特長を百分登
 揮します。

船舶の冷凍艙・冷蔵コンテナー及容器・冷蔵倉庫の
 天井及扉・鉄道冷蔵貨車・冷蔵自動車・鉄道客車・
 電車バス等の断熱防音用



2'×2'×2'-枚の重量250g、1立方米約12Kg、攝氏80度～100度
 で軟化、180度で熔解しますが、燃焼することはありません。

製造販売元

太洋産業株式会社

本社 大阪市北区梅ヶ枝町一八 電話 堀川 (35) 0084. 6364番
 工場 大阪市都島区内代町一の一三 電話 城東 (33) 1569番

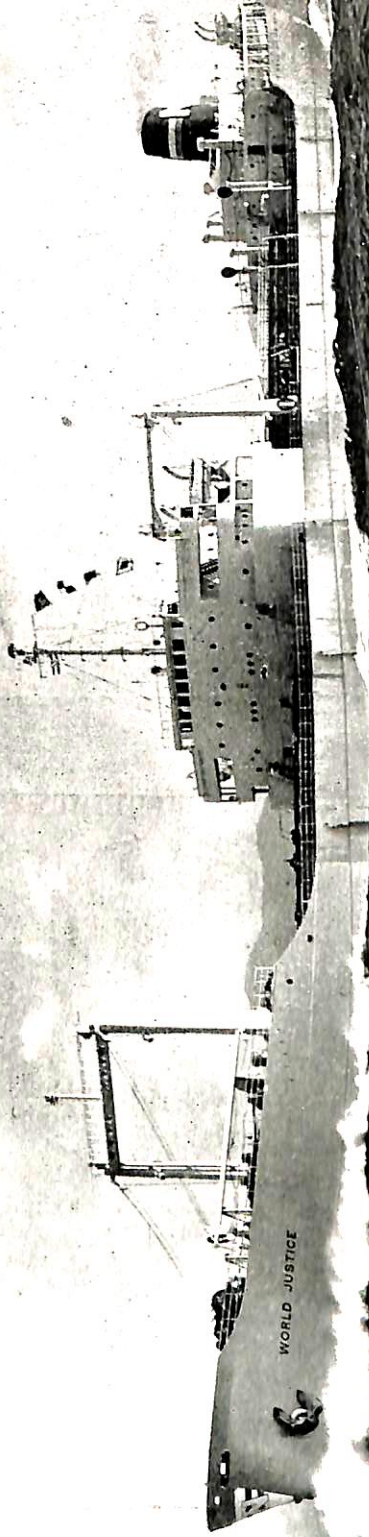
S/T WORLD JUSTICE

32,000 DWT Super Tanker

Built by Messrs Mitsubishi Nagasaki,

She and her Sister S/T "World Jury" have

3 COFFIN TURBO FEED PUMPS Type "CG"



COFFIN TURBO PUMPS

SALES AND SERVICE
AGENT

E. J. GRIFFITH & Co., INC.

TOKYO

日協産業株式会社

東京・大阪・長崎

船 第二十八卷 第一号
昭和三十年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和三十年一月十二日 印刷(十二月發行) 每月一回

編集発行 東京都文京区向ヶ岡彌生町三
兼印刷人 田岡健一
印刷所 東京都千代田区神田金沢町八
昌平印刷株式会社

本号定価 一五〇円
地方定価 一五五円
發行所 天
然社
東京都文京区向ヶ岡彌生町三
振替・東京七九五六二番
電話小石川〇二二八四番