

明治四十二年十一月刊行

(非賣品)

造船協會會報

附錄 第一號

造船協會會報附錄第一號

(明治四十二年十一月刊)

目次

螺旋推進器効率研究法ニ就テ

英國造船所職工同盟罷工顛末概況

往復動ノ機關ト「タービン」トヲ併用セル汽船「オタキ」號ノ成績

The Voyages and Trials of the "Laustania" and "Indomitable" Class.

The Whirling of Shafts.

Strikes in the Shipyard Trade.

○螺旋推進器効率研究法ニ就テ

アール、イー、フルード氏ノ螺旋推進器ニ關スル數種ノ論文ハ造船事業ニ關係アルモノ及ヒ同問題ノ研究者ヲ裨益スルコト少ナカラズト信シ之レヲ翻譯セリ、此論文ハ其一ニシテ一八八三年同氏カ英國ロンドン造船協會例會ニ於テ朗讀セルモノナリ原文ハ A Description of a method of investigation of screw propeller efficiency ト題シ同協會會報第二十四卷ニアリ、尙ホ今後機會ヲ得テ同氏ノ同問題ニ關スル他ノ二三ノ論文ヲ翻譯シ其記載ヲ請フ豫定ナリ

會員 八 代 準

一、此論文ノ主眼ハ模型實驗ニヨル螺旋推進器効率ニ關スル特別研究法ヲ講述スルニアリ。

二、此研究法ノ特別ナル點ハ問題ヲ二分シテ考へ、即チ第一ニ攪亂セラレサル水中ニ自働スル螺旋ノ効率ニ就テ論シ、第二ニ螺旋ヲ船舶ニ應用スルニ方リ、螺旋ト船殼間ノ相互作用ニヨリ其効率カ影響セラル、狀況ヲ論セントスルニアリ、吾人ハ此二ツノ作用ヲ全推進効率 (Propulsive Efficiency) ノ成分ナリト考フルヲ得ヘシ、而シテ此二作用ヲ明ニ區別センガタメニ前者ヲ「螺旋効率」(Propeller Efficiency)

cy)、後者ヲ「船殼効率」(Hull Efficiency)ト稱セントス。

三、此後者ハ模型螺旋ノ實驗的研究ノ主題トシテ以前ニ「トルケー」(Torque)ニ於テ研究セラレシ所ニシテ、尙ホ此攻究法カ今日ニアリテハ最モ容易ニ行ハレ而カモ満足ナル結果ヲ得ラル、事、就中此後者ガ種々複雑ナル條件ニ支配セラル、モノニシテ最モ實驗的研究ヲ必要トスル問題ナルコト、及ヒ螺旋効率研究ノ結果ヲ適切ニ應用シ得ルコトハ一ニ船殼効率ヨリ起ル修正ノ性質ニ關係ヲ有スルコト等ノ理由ニヨリ「船殼効率」ヲ此論文ノ主題トス。

四、然レトモ螺旋効率ノ或種ノ研究ハ船殼作用ヨリ起ル修正ノ研究ニ必要ナル豫備的研究タルヲ以テ此範圍ニ於テ前者ヲ此論文ニ於テ論セントス、吾人ガ此問題ニ關シ現時有スル智識ハ次ノ二ニ過ギザルベシ、即チ第一ニ普通ノ形狀ノ螺旋ニ共通セル是等ノ特性ノ作用ニ就テ稍正確ナル且完全ナル測定法(模型螺旋ニテノ)ヲ有スルコト、第二ニ現今迄ハ甚ダ曖昧ナリシ効率ニ影響ヲ及ボス螺旋設計ニ於ケル差異ノ性質ヲ一般ニ辨明シ得ルコト是ナリ。

五、余ハ此點ニ就キ、前述ノ説明ヨリ自然起リ來ル疑問ニ答フルコトヲ得、例ヘバ何故ニ此研究ヲ此ノ如ク二分シタルカ、又何故ニ設計セル模型螺旋ヲ其裝置セラルベキ船ノ模型後ニテ直接ニ實驗シ、以テ全推進効率ヲ一度ニ測定セザルカ等ノ疑問ハ起リ得ベシト考ヘラル、余モ亦此ノ如キ直接法ガ始メニ靜水ニ於ケル螺旋ノ

効率ヲ定メ次ニ船殻ノ影響ニ對スル修正ヲ爲スガ如キ迂遠ナル法
ヨリハ、全體トシテ勞力少ナク而カモ尙正確ナルモノナルコトヲ
斷言セン。

六、然ルニ余ガ特ニ此迂遠ナル法、又ハ解拆の法トモ稱シ得ベキ此法
ヲ採用セル所以ノモノハ、實驗ニ於ケル機械の困難アルガ故ニシテ
後刻判然スベシ、而シテ尙一般原理ニ基キ此解拆の法ヲ採用シタル
二ツノ重要ナル理由ヲ便宜上次ニ述ベントス。

七、第一ニ小形ニ造ラレタル船殻ト摩擦抵抗ハ兩ナガラ比較
的過大ナリト云フ理由ガ原因ニテ、前述ノ直接法ニテ定メラル、船
殻及螺旋ノ模型ノ全推進効率ト、ソレニ相當スル船舶及螺旋ノ推進
効率トノ間ニ何等カノ差異アルベシトハ考ヘ得ベキコトニシテ、且
吾人ハ何レカ二ツノ模型ノ全推進効率間ニ存スル關係ガ、實際是等
ノ模型ニ相當スル二ツノ船舶ノ推進効率間ノ關係ヲ代表スルヤ否ヤ
ヲ斷言シ得ザルベシ、然ルニ解拆の研究法ニアリテハ、模型螺旋實
驗ノ結果ヲ實際ノ船舶ニ應用スルニ必要ナル修正（抵抗ニ於ケル船
殻摩擦修正ト同等ナル）ヲ測定シ得ル唯一ノ機會ヲ有ス。

八、第二ニ前述ノ如キ困難ナシトスルモ、模型實驗ヲ利用スルニ非レ
バ吾人ハ新設計ノ螺旋ヲ裝置セル各船舶幾艘カノ作用如何ヲ豫想シ
得ルニ過ギザルベシ、然シ若モ吾人カ常時遭遇スル如ク、與ヘラレ
タル船舶ニハ如何ナル寸法ノ螺旋カ最適當ナルカ、又ハ推進効率ヲ

考ヘタル時ニ如何ナル形狀ノ船殻カ最好結果ナルカノ如キ問題ヲ先
ヅ決定セント欲スル時ニ、直接法ニヨリ種々異タル設計ノ螺旋及船
殻ヲ種々ニ組合セテ試驗シ、此ノ如キ問題ノ解決ヲ得ントスルハ殆
ンド不可能事ニ屬ス。支配條件ノ種類多數ナル時ハ結論ヲ順序ヲ立
テ、研究シ、以テ是等ヲ一定ノ法則トナシ、而シテ無數ニアル條件
組合セノ何レノ結果ヲモ只其中ノ幾ツカノ此ノ如キ組合セニ就テ實
驗ヲ爲シ其結果ヨリ全般ニ推論シ得ル點ハ解拆法ノ常ニ利得トスル
所ナリ。

九、單ニ全體ノ結果ヲ論ズルヨリ解拆的ニ研究スルノ利益ナルハ、恰
モ單ニ全收支ヲ錄セルモノニ比シ項目ヲ分チタル簿記法ガ利益アル
ガ如ク、又一定様式ノ構造ノ強サヲ表ハス代數的公式ガ、異リタ
ル設計及ビ寸法ノ實物ノ強サヲ表ニ示シタルモノヨリ利益アルガ如
シ、一般ニ此ノ如キ場合ニハ實用上必要ナル種々ノ教訓ヲ得ンガタ
メニ事實ヲ比較的複雑セル形式ニ記述スルノ必要ヲ生ズ。

十、前述ノ如ク推進効率ノ解拆的研究ノ第一歩ハ此全効率ヲ「螺旋
効率」及ビ「船殻効率」ノ二成分ニ分ツコトナリ、是等ノ成分ノ組
織ヲ研究スルニ用ヒラレタル實驗器ノ説明ヨリ記述スルガ便ナル
ベシ。

十一、實驗スベキ螺旋ハ長サ三呎六吋ノ車軸ノ前端ニ裝置セラレ、（第
十六版第一圖ヲ見ヨ）、其車軸受面（Bearing）ハ水面上ニアアル架構ヨ

リ肘下 (Bracketed down) セリ、而シテ其車軸ハ其後端ニ於ケル等角
 合齒輪嚙合 (Mitre gearing) ニヨリ垂直軸ニテ回轉セラル、垂直軸ノ上
 部軸受面ハ水上ナル架構上ニアリ、此水上ナル架構ハ前後ニハ微妙
 ナル平行運動ヲ爲シ上下左右ニハ動かザル装置ナリ、而シテ螺旋ノ
 前方推力ト水中ニ於ケル機械装置ノ抵抗トノ差ナル其前後動ハ、之
 レニヨリ生ズル螺旋形撥條ノ擴張ヲ、紙片ヲ卷ケル回轉スル圓筒上
 ニ自動的ニ記録セシメテ計ルヲ得ベシ、是等ノ機械全體ハ水面上ニ
 呎半ノ高サニ、試験水槽ノ全長ニ涉レル眞直ニシテ水平ナル軌道上
 ヲ走ル車臺上ニ装置セラル、螺旋ヲ回轉スル垂直軸ハ繩調帶 (Cord
 belt) ト、多溝滑車 (Poly grooved pulley) トヲ用ヒ、車臺ノ車輪ニヨ
 リ回轉セラル、故ニ、回轉速度ト前進速度トノ割合 (即、換言スレ
 バ一回轉毎ニ如何ナル前進ヲモ) ヲ、コレ等ノ滑車ヲ適當ニ働カシ
 テ如何様ニモ變シ、且正確ニ螺旋ニ與フルコトヲ得ベシ、尙車臺ニ
 ハンレヲ動カス機械 (Engine) ノ調節器ヲ以テ、所要ノ如何ナル直線
 速度ヲモ與フルヲ得ベシ、車軸ヲ回轉スル繩調帶ハ最後ニ一組ノ微
 妙ナル槓杆ト滑車トノ上ヲ通過シ、以テ調帶ノ二部分ニ於ケル張力
 ノ差 (之レガ即機構 [Mechanism] ニ加ヘラレシ回轉力率 [Turning mo-
 ment] ヲ表ス) ヲ、架構ノ前後動ト同様ニ同一ノ圓筒上ニ自動的ニ
 記録セシム。

十二、雙螺旋ノ採用セラル、場合ニハ、各螺旋ハ各自架構ヲ有シ、而

シテ適當ノ距離ニ於テ同一ノ平行運動機構上ニ裝置セラル、繩調帶
 (Driving belt) ハ二ツノ垂直軸上端ノ滑車輪 (Sheaves) ヲ順次ニ通過
 スルヲ以テ、此場合ニ於ケル圖表 (Diagram) ニハ、二ツノ螺旋ノ機
 構ヨリ生ジタル正味ノ前後力 (Net fore and aft force) ノ和、及其機
 構ニ加ヘラレタル二ツノ回轉力率ノ和ヲ記録スルコト、ナル。

十三、架構ガ水中ヲ通過スル時ノ抵抗及ビ機構支面ノ摩擦等ヲ、夫々
 記録セラレタル前後力及回轉力率ヨリ逐出シ、而シテ實際ノ推力及
 回轉力率ヲ見出スタメ種々ノ手段ヲ講ズト雖モ、此所ニハコレ等ヲ
 詳説スルノ餘白ヲ有セズ、勿論コレ等ノ逐出シ手段ニ於テ、微細ナ
 ル誤差ノ侵入スル餘地アリ得ベキモ、余ハ實推力ノ測定ハ就中甚ダ
 正確ニシテ最モ信ヲ置クニ足ルモノナリト信ズ、實回轉力率ノ測定
 ハ時ニ過剩ノ或ハ不足ノ稍多クノ誤差ヲ生ズル傾向アリト雖モ、其
 誤差ハ急激ニ變化スル性質ノモノナラザルヲ以テ、小時間内ニ行ハ
 レタル實驗ノ比較的的回轉力率ハ、絶對的回轉力率ヨリハ多ク信用ヲ
 置クニ足ルモノト考ヘラル。

十四、實驗ニ於テ、前述ノ機械ヲ裝置セル車臺ハ、形狀略同ジクシテ
 同一軌道上ヲ走ル模型船ノ抵抗實驗用ノ車臺ニ結合セラル、此車臺
 ノ下ニハ抵抗實驗ノタメ模型船ガ附ケラレタリ、二ツノ車臺ガ結合
 セラレタル場合モ、模型船ノ取除等ハ自由ナルヲ以テ、螺旋實驗ハ
 模型船ノ後ニ於テモ、攪亂セラレザル水中ニ於テモ、望ム所ニ從テ

便ス、螺旋ヲ車軸ヨリ除クコト、車臺ヲ取放ツコトモ自由ナルヲ以テ、模型船實驗ハ單獨ニモ、又螺旋ヲ其後ニ働カシメテモ行フヲ得ベシ。

十五、螺旋ヲ裝置セル機械ニテ推力、速度、回轉力率、毎秒時回轉數ヲ測ルヲ得ベシ、故ニ其前方ニ模型船ヲ附ケズニ螺旋ノ實驗ヲ行ヒテ螺旋効率其モノ、成分ヲ決定シ得ベシ、詳言スレバ此實驗ニテ一定ノ速度ニテ一定ノ推力ヲ持續シ、以テ一定量ノ要用ナル仕事ヲナスニ費サル、カヲ測定シ得ルナリ、模型船ノミノ抵抗ニ關スル實驗ニヨリ、其爲スベキ要用ナル仕事ヲ測定シ得ベシ、是等ノ記錄ヲ是等ニ相當スル模型船ト模型螺旋ヲ結合シテ行ヒタル實驗ノ記錄ニ比較シ、模型船ヲ模型螺旋ニ結合シタルガタメニ起ル影響ノ修正ヲ知ルヲ得ベシ、而シテ此修正ガ即チ船殼効率ヲ構成スルモノナリ。

十六、此修正ハ二ツノ部分ヨリナル、即チ螺旋ノ存在カ模型船ノ抵抗ニ及ボス影響、及ビ模型船ノ存在ガ螺旋効率ニ及ボス影響是ナリ、前者ハ螺旋ノ作用ニヨル模型船ノ抵抗「増加」(Augmentation)ト稱セラレ來リシモノニシテ、其影響ハ効率ニ必然的ニ損失ヲ及ボスモノナリ、而シテ此損失ノ量ハ模型船ノ後ニ螺旋ヲ附ケタル時ト、然ラザル時ト抵抗ヲ比較シテ直接ニ測定スルヲ得ベシ。

十七、第二ノ影響ハ次ノ事實ヨリ來ル、即チ模型船後ノ水中ニ於テハ螺旋ハ或特種ノ状態ニテ運動シツ、アリ、而シテ此運動ノタメニ、

模型船後ニ於テ、一定ノ速度ニテ一定ノ推力ヲ持續スルニ費ス働力ノ量ハ、攪亂セラレザル水中ニ於ケル場合ニ費ス働力ノ量ト異ル。

(其差異ハ通常ノ總テノ場合ニ於テハ小ナルモノナレドモ)此働力消費量ノ差異ハ勿論模型船ニ螺旋ヲ附ケタル時ト、然ラザル時トノ作用ノ記錄ヲ比較シテ知ルヲ得ベシ。尙詳細ニ追述スレバ、此比較ハ單ニ其量ヲ示スノミナラズ、働力消費量差異ノ原因ヲモ表ハス、其原因トハ船脚水(Wake water)ノ前進運動ニシテ、其中ニ螺旋ハ働クナリ、而シテ吾人ノ實驗ニヨレバ、此船脚水ノ運動ガ、複雑ニシテ變化ニ富ム程、此運動状態ノ螺旋上ニ及ボス正味ノ影響ハ、單ニ均齊ナル前進水流ニヨリ起ル影響ニ實用上甚ダ近似ス、此水流ノ前進速度及此水流ノ働力ニ及ボス變化ハ、前記ノ實驗法ニテ甚ダ簡單ニ、且信用シ得ル測定ヲナスヲ得ベシ。

十八、何故ニ此ノ如クナルカラ明ニスルタメニハ、吾人ハ攪亂セラレザル水中ニ於ケル螺旋ノ作用ニ溯リ、尙詳細ニ問題ヲ攻究セザルベカラズ。

十九、第一ニ、前述ノ實驗器ニヨリ、模型船ヲ前方ニ附ケズニ、與ヘラレタル螺旋ニ就キ一通ノ實驗ヲ、一定ノ直線速度ニテ、種々異リタル回轉速度、即チ殆ンド推力ヲ生ゼザル回轉數ヨリ(故ニ其回轉數ニテハ螺旋ハ殆ンド自然ニ回轉ス)其殆ンド二倍ニ至ル毎分時回轉數ニ於テノ實驗、換言スレバ、失脚(Slip)ナシヨリ、殆ンド五割

ノ失脚ニ至ル間ニ涉リテ、實驗ガ行ハル、モノト考ヘヨ、前述ノ實驗器ニテ毎分時回轉數、推力、回轉力率ガ測定セラル、ヲ以テ、其結果ヲ第十七版第二圖ニ示ス如キ圖表ニテ代表セシメ得ベシ、即チ其處ニテハ推力ト回轉力率トハ、毎分時回轉數ノ尺度ヲ横坐標トセル豎坐標ニテ表ハサレタリ。

二十、此ノ如クシテ吾人ハ、與ヘラレタル螺旋ガ、一定ノ前進速度ニテ、異ナル回轉數ヲ有スル時ノ推力ト回轉力率トノ曲線ヲ得ベシ、此種ノ曲線ハ殆ンド總テノ螺旋ニ共通ナル特性ヲ有ス、即チ推力、及回轉力率ノ曲線ハ、共ニ回轉數ガ増加スルニ從テ勿論登ル、而シテ是等ノ曲線ハ少シク上向ニ窪メリト雖モ、其基線(Base line)ニハ切線トハナラズシテ、ソレ等ノ曲線ヲ適當ニ延長スレバ、或ル角度ヲナシテ基線ト交叉スベシ、而シテ推力曲線ノ交叉點ノ方ガ、回轉力率曲線ノ交叉點ヨリ常ニ高回轉數ノ位置ニアリ。

二十一、効率ノ計算ニ就テハ、或ル一定ノ毎分時回轉數ニ於テ、螺旋ヲ一回轉セシムル毎ニ費消スル勢力(Energy)ヲ、^{フットポンス}呎封ニテ表ハシタルモノハ、回轉力率ヲ呎封ニテ表ハシタルモノヲ、^{2π}倍シタルモノニ等シ、推力ニヨリ螺旋ノ一回轉毎ニ出ス勢力ハ、推力ヲ封ニテ表ハシタルモノニ、毎回轉ノ直線前進距離ヲ呎ニテ表ハシタルモノヲ乘ジタルモノナリ、効率ハ出シタル勢力ト、消費シタル勢力ノ比、即チ前者ヲ後者ニテ除シタルモノナルヲ以テ、

効率 = $\frac{\text{推力} \times \text{毎回轉ノ前進距離}}{2\pi \times \text{回轉力率}}$
 尙便利ナル形ニ表ハセバ

効率 = $\frac{\text{回轉力率} \times \text{毎回轉ノ前進距離}}{2\pi}$
 二十二、果シテ然ラバ、回轉力率曲線ノ豎坐標全體ニ、^{2π}ナル因數ヲ乘ジテ、吾人ハ新曲線ヲ得ベシ、即チ圖表中ノ何レノ點ニ於ケル此新曲線ノ豎坐標ト、之レニ相當スル推力曲線豎坐標トノ比カ、其點ニ於ケル効率ヲ示ス如キ新曲線ヲ得ベシ。此曲線ハ並ニ第二圖ニ示サレタリ。

二十三、回轉力率 = $\frac{\text{回轉力}}{2\pi}$ ナル因數ヲ乘ズル事ハ單ニ絕對回轉力率、即チ一呎ノ單位半徑ニ於テ計ラレタル回轉力ヲ、毎回轉ノ直線前進距離ニ等シキ周ヲ有スル圓ノ半徑ニ於テ計リタル回轉力ニ變形スルニ外ナラズ、故ニ新曲線ハ此ノ如ク計リタル回轉力ヲ表ハス。便宜上吾人ハ此新曲線ヲ「回轉力率」ニ對シテ「回轉力」曲線(Turning force curve)ト稱セン。

二十四、然ラバ、推力ヲ回轉力(即回轉力率)ニ乘ジタルモノ(即回轉力)ニテ除シタルモノハ、効率ヲ示スガ故ニ、推力及回轉力ノ豎坐標ノ比ヲ圖表ノ各點ニ於テ計リ、以テ効率曲線ヲ書クヲ得ベシ。再第二圖ヲ見ヨ。

二十五、此効率曲線ノ著シキ特性ハ、殆ンド總テノ螺旋ニ共通ニシテ

リタル寸法ノ相似船 (Similar ship) ノ抵抗間ノ關係ヲ表ス比較法定律 (Law of comparison) ト同等ナリ、恰モ後者ガ或格段ナル相當速度 (Corresponding speed) 而カモ只ソレ等ノ速度ニ於テノミ、各己ノ抵抗間ニ一定ノ比ヲ保ツ如ク、前者ニ於テモ同様ニ、或格段ナル相當毎分時回轉數、而カモ只ソレ等ノ回轉數ニ於テノミ、與ヘラレタル螺旋カ各自ノ推力、及ビ回轉力間ニ一定ノ比ヲ保ツナリ、是等ノ相當毎分時回轉數ハ速度ニ比例シ、毎回轉前進距離、及失脚比ハ定數タリ、而シテ是等ノ相當回轉數ニ於テハ、推力及ビ回轉力率ハ速度ノ平方ニ比例シ、効率ハ定數タリ。

三十、與ヘラレタル螺旋ノ、異リタル速度ニ於ケル作用ヲ表セル種々ナル圖表ノ間ニ、前述ノ提言ガ如何ナル關係ヲ生ゼシムルヤヲ、出來得ル限り完全ニ圖說センガタメニ、第十八版第三圖ニ、四ツノ異リタル速度ニ於ケル、與ヘラレタル螺旋ノ推力、回轉力、及ビ効率曲線ノ一組ヲ示セリ、 $A_1 E_1$ 、 $A_2 E_2$ 等ハ種々ノ推力曲線、 $a_1 e_1$ 、 $a_2 e_2$ 等ハソレ等ニ相當スル回轉力曲線ナリ、而シテ aa_1 、 ee_1 、 aa_2 、 ee_2 等ハソレ等ニ相當スル効率曲線ヲ表ス、各種ノ四曲線ハ、互ニ異ル比例尺ニテ描出セラレザルベカラズ、即チ兩坐標軸ハ總テニ共通トシ、横坐標比例尺ハ速度ニ比例シ、推力、及ビ回轉力曲線ノ豎坐標比例尺ハ速度ノ平方ニ比例ス、而シテ効率曲線ノ豎坐標比例尺ハ一定ナルコト明カナルベシ。

三十一、若シモ或毎分時回轉數ニ相當スル任意ノ點 B_1 、 C_1 、 D_1 、 E_1 、ガ推力曲線 $A_1 E_1$ 上ニ取ラレ、並ニコレ等ノ點ニ相當スル b_1 、 c_1 、 d_1 、 e_1 等ノ點カ其相當回轉力曲線上ニ取ラレ、而シテ若シモ他ノ速度ニ於ケル推力及ビ回轉力曲線上ニ、回轉數ニ於テコレ等ノ點ニ相當スル點 (即チ詳言スレバ速度ニ對シ同ジ比ヲ有スル回轉數ヲ表ス點ニシテ、尙同ジ失脚比ヲ與フル點ナリ) B_2 、 C_2 、 D_2 、 E_2 及 b_2 、 c_2 、 d_2 、 e_2 ガ取ラレ、且同ジ失脚比ヲ示ス B_3 、 B_4 、 B_5 、 b_3 、 b_4 、 b_5 等ノ諸列點ガ曲線ニテ結合セラル、ナラバ、此曲線ハ回轉數零ナル點ヲ基點トセル (Origin) 拋物線 (Parabola) トナルベシ、並ニ若シモ是等諸點ニ相當スル bb_1 、 cc_1 、 dd_1 、 bb_2 、 cc_2 、 dd_2 、 ee_2 等ノ點ガ効率曲線上ニ取ラル、トキハ、コレ等ノ諸列點 bb_1 、 bb_2 、 bb_3 、 bb_4 等ハ水平直線上ニ落ツルヲ見ルベシ。

三十二、此圖表ニ示セル、與ヘラレタル螺旋ノ速度ニ就テノ作用ニ關シ一層完全ナル概念ヲ得ンガタメ速度ノ小區分ヲ考へ、ソレニ相當スル一族ノ多クノ推力曲線ヲ追加シテ全圖表ニ滿タシタリトセヨ、 B_1 、 B_2 、 B_3 、 B_4 、ニ相似ノ任意數ノ拋物線ガ同様ニ追加セラレ、而シテ其中ノ任意ノ一ツガ、前述ノ推力曲線ト逐次交叉スル點ハ、ソレニ相當スル毎分時回轉數ヲ示シ、且同一ノ毎回轉前進距離、同一ノ失脚比、及ビ同一ノ効率ヲ示スベシ、是等ノ拋物線ノ各ハ、ソレ等ガ任意ノ速度ニ於ケル推力曲線ニ交叉スル點ニ於テ、其速度ニ對スル

効率曲線ノ豎坐標ニ注目シテ定メラルベキソレ等ノ効率價ニヨリテ特性ヲ表ハサレタリ、而シテ回轉力ハ推力ヲ効率ニテ除シタルモノナルヲ以テ、推力曲線ト拋物線ニ加フルニ唯一ツノ効率曲線アレバ、回轉力曲線ナクシテ尙ヨク其圖表ヲ以テ任意ノ速度ニ於ケル螺旋ノ全作用ヲ十分ニ表ハスヲ得ベシ。

三十三、余ハ此處ニ同様ノ論及法ニヨリテ、大キサノ全ク異ル螺旋ノ作用間ノ關係ヲ表ハス理論的法則ヲ作り得ベキコトヲ示サントス、即チ相當スル回轉數、即チ同一ノ失脚比ニ於ケル回轉數ニ對シテハ効率ハ一定ニシテ、一定ノ速度ニ對シテハ推力、及回轉力ハ螺旋寸法ノ平方ニ比例スル事ナリ、而シ此處ニテハ吾人ハ直チニ異ル速度ニ於ケル同一ノ螺旋ニ關スル法則ニ就テノミ論ゼントス。

三十四、此ノ如ク攪亂セラレザル水中ニ於ケル螺旋作用ノ特性ニ關シ十分ナル觀念ヲ得タレバ、次ニ吾人ハ螺旋ノ作用スル範圍内ニテハ船脚水ヲ單ニ其總テノ部分ガ同速力ヲ有スル前進水流ナリト假定シテ模型船後ノ船脚水中ニ螺旋ガ働ク時ノ作用ヲ考ヘントス。

三十五、水上ニ於ケル模型船ノ速度ヲ V トシ、船脚水ニ關シテ模型船ノ速度ヲ V_1 トスレバ(故ニ船脚水ノ前進速度ハ $V_1 - V$ ナリ)、螺旋ハ恰カモ V_1 ナル速度ニテ攪亂セラレザル水中ニ働ケルト同等ナルハ明カナリ、若シモ上述ノ二ツノ場合ニ於テ、螺旋ガ同一回轉數ニテ働キツ、アルナラバ、推力並ニ回轉力率ハ同一ナルベシ、然レドモ毎

回轉前進距離ハ螺旋ガ模型船後ニアルトキハ、 V ガ V_1 ヨリ大ナル其割合ニ於テ増大スベク、從テ回轉力(効率ヲ計算スルタメニ測定セラレタル)ハ同ジ割合ニテ減少スベシ、推力ハ一定ナルヲ以テ、模型船後ニ於ケル螺旋ノ効率ハ V ガ V_1 ヨリ大ナル其割合ニ從テ靜水ニ於ケル場合ノ効率ヨリ大トナルベシ、即チ若シモ靜水ニ於ケル効率ヲ E トスレバ模型船後ニ於ケル螺旋ノ効率ハ $E \times \frac{V}{V_1}$ ナルベシ。

三十六、此結果ヲ換言スレバ、螺旋ト其作用スル水トノ關係ニハ變化ナク、螺旋ノ消費スル働力ハ何レノ場合ニ於テモ同一ナルナリ、然レドモ其爲シタル仕事ニ至リテハ模型船後ニアル場合ノ方、 V ガ V_1 ヨリ大ナル其割合ダケ大トナルナリ。

三十七、然ラバ船脚水ニヨリ効率ノ増加スル量ハ V ト V_1 トノ比ニ從ヒ且攪亂セラレザル水中ニ於テ速度 V_1 ナル螺旋ノ推力ハ、同一回轉數ニテハ速度 V ナル模型船後ニ於ケル推力ト同ジ。

サテ前條ニ論ジタル(二十八條三十一條及第三圖參照)靜水中ニ於ケル螺旋ノ作用ハ、與ヘラレタル螺旋ニアリテ、一定ノ回轉數ニ於ケル一定ノ推力ハ(實ハ第三圖ニ於ケル與ヘラレタル一定點ニ過ギズ)只一ツノ直線速度ニ適合シ、而シテ其他ニハ適合セザルコトヲ示ス、故ニ模型船ノ與ヘラレタル速度ガ V ニシテ、船脚水ノ速度ガ $(V_1 - V)$ ナル時ニ、模型船後ニ於テ、與ヘラレタル回轉數ニ於ケル推力ハ靜水中ニ於ケル螺旋ノ速度ガ V_1 ナルトキ同一回轉數ニ於ケル推力

ニ等シ、然ラバ吾人ハ又反對ニ次ノ如ク述ブルヲ得ベシ、即チ模型船ノ與ヘラレタル速度ハV、模型船後ニテ作用スル螺旋ノ推力、及回轉數ハ、靜水中ニ於ケル螺旋ノ速度ガVナルトキノ推力、及ビ回轉數ニ等シク、(A)ハ船脚水ノ速度ナラザルベカラズ。

三十八、故ニ、若シモ模型船ノ速度ガVニシテ、其後ニテ螺旋ガ或回轉數ニテ働キ或ル推力ヲ生ジタリトシ、而シテ靜水中ニテ速度Vノトキ同一回轉數ニテ同一推力ヲ得タリトセバ、船脚水ノ速度ハ(A)ナルベク、模型船後ノ螺旋効率ハ、靜水中ノ實驗ニ於ケル其効率ニ $\frac{A}{V}$ ヲ乘ジタルモノナラザルベカラズ、故ニ船脚水ノ速度、及之ニヨリ起レル効率増加ノ標準ハ、靜水中ニ於ケルト模型船後ニ於テ行ハレタル實驗ヨリ得タル推力曲線ヲ比較シテ定メ得ベシ、而シテ推力ト回轉數トノ關係ヲ保ツ此Vナル速度ヲ定ムルニ、實用上丁度其速度ニ於テ靜水中ニ螺旋ヲ試驗スルニ及バズ、(此ノ如キ實驗ハ反リテ試驗ノ進行ヲ阻害シ、但誤差侵入ノ機會ヲ生ゼシムベシ)如何トナレバ、與ヘラレタル螺旋ノ異リタル速度ニ於ケル作用間ノ關係ニ就テ、既ニ(二十八條乃至三十一條)詳説セル提案ニヨリ靜水中ニ於ケル如何ナル速度ニ於ケル推力曲線ヲモ、多少異リタル速度ニ於ケル同種ノ實驗ヨリ推知シ得ベキガ故ナリ。

三十九、サテ模型船後ト靜水中トニ於ケル實驗ヨリ得タル事實ヲ綜合スレバ、(第一)、模型船後ニ於テ速度Vニテ作用スル螺旋ノ推力ト

回轉數、(第二)、前ト同一ノ場合ニテ只靜水中ニテ速度Vニ於ケル螺旋ノ推力ト回轉數、(第三)、靜水中ニテ同シ速度Vニ於ケル回轉力率ニシテ通常効率曲線ヲ計算スルタメニ回轉力ノ形ニ表ハサレタリ、然ラバ吾人ハ船脚水ヲ均齊ナリト假定シ、模型船後ニ於ケル回轉力率ハ靜水中ニ於ケルモノト同一ニシテ、回轉力ハVカVヨリ小ナル割合ニ同シ比ニ小ナルベキコトヲ推論シ得、而シテ實驗ニヨリ次ノ事實ヲ知ル、即(第四)、模型船後ニ於ケル實回轉力率ヲ(第三)ト同様ノ方法ニテ回轉力ニ變ジ、而シテ之レガ(其比較法ノ如何ヲ論ズ)靜水中ニ於ケル實驗ヨリ計算シ得タル回轉力ニ一致スルコトハ、吾人ノ所謂船脚水ト稱スル水ノ攪亂ハ、結局單ニ均齊ナル前進水流ト同等ナリトノ假定ニテ十分ナルコトヲ示ス標準ナリ。サテ此比較ハ船脚水ノ性質、及ビ量ガ非常ニ異ル多種類ノ條件ニ就テ實驗セラレタリ、而シテ總テノ場合ニ於テ悉ク正確ニ一致セザリシト雖モ、其誤差タルヤ殆ンド觀測ノ誤差ノ範圍内ニアルガ如ク思ハル、程小ニシテ總テガ殆ンド一致セリ、此誤差ノ一般傾向ハ豫想ニ反シ、模型船後ノ船脚水ヲ一様ノ前進水流ト假定セルトキノ効率ノ増加ヨリハ其増加大ニシテ、且模型船後ニ於ケル實驗ニテ得タル回轉力ヨリ計算セル効率ガ靜水中ニ於ケル實驗ヨリ計算セルモノヨリ、實驗ニ附セラレタル總テノ條件ニ就テハ、常ニ零、乃至二「パーセント」モ大ナルヲ以テ、余ハ全ク此差異ノ變化ガ主トシテ記錄ノ不正確ニ

起因スト信ズ。

四十、故ニ將來ニ於テ此差異ノアルコトガ、船脚水ノ一般前進運動ノ影響ニ加フルニ、其動亂ガ螺旋効率ニ影響ヲ有スル事ヲ示ス教訓的ノ事實ナルコトノ判明スルトキナキヲ保セズト雖モ、余ハ現在ニ於テ他ノ重要ナル作用ガ研究セラレ終ル迄ハ、船脚水動亂ノ螺旋効率ニ及ボス影響ニハ論及セザランコトヲ切望スルナリ。

四十一、要之、各模型船及螺旋ニ就キ其船殼効率ヲ決定セントスル場合、即チ換言スレバ、推進効率ガ船殼ノ特性ニヨリ影響セラレ到底靜水中ニテノ實驗ノミニテハ決定シ得ザル場合ニ於テ、吾人ノ利用スル記錄ハ、(第一)、抵抗増大ニ對スル損失ヲ與フル、螺旋ヲ附ケタルトキト然ラザル時ノ模型船ノ抵抗、(第二)、船脚水ニ對スル利得ヲ與フル、模型船後ニ働ク時ト然ラザル時ノ螺旋ノ推力、ノ二ツナリ。模型船後ニ於ケル螺旋ノ回轉力記錄ハ全ク不必要ナレドモ、殆ンド總テノ實驗ニ於テ其記錄ヲモヅル所以ハ、船脚水利得(Wake speed)ノ計算ノ根本タル、前述ノ假定ガ適切ナリヤ否ヤヲ検査センガタメニシテ、他ニ何等ノ目的ヲ有セズ、前述ノ抵抗ト推力トノ記錄ヨリ、共ニ船殼効率ノ成分タル抵抗増加、及ビ船脚水ヲ計算シ得ベシ、而シテ尙、全推進効率ヲ定ムルニ他ニ如何ナル教訓ノ必要ヲ生ズルコトアルモ、コレ等ハ皆單ニ螺旋ノミノ實驗ヨリ得ラル、モノナリ。

四十二、故ニ推進効率全問題ニ關スル實驗的研究ハ自然二ツノ部分ニ分ル、即チ(第一)、船殼効率ヲ決定スルニ、螺旋推力ト模型船抵抗ノ實驗ヲナスコト、(第二)、螺旋効率ヲ定ムルニ、靜水中ニ於テ螺旋ノ推力、及回轉力ヲ實驗スルコト是ナリ。余ハ後刻コレ等ノ問題ノ組織ガ、如何ニ應用セラル、カ、又實用上必要ナル結論ガ、コレ等ノ組織ヨリ如何ニシテ得ラル、カラ示サント欲スレドモ、其以前ニ船殼効率ヲ決定スル抵抗、及推力ノ記錄ガ如何ナル形狀ニ表ハレ來ルカラ十分ニ説明スルノ寧ロ必要ナルラ感ズ。

四十三、第十九版第四圖ハ此ノ如キ實驗ノ一組ノ結果ヲ示ス代表的圖表ナリ、即チ或速度 V ニ於ケル或模型船、及螺旋ニ對スル抵抗増大、及船脚水ノ値ヲ定ムルニ必要ニシテ且完全ナル一組ノ圖表ナリ、此圖表中ニ三種ノ主要ナル實驗ヲ含メリ、即チ(第一)、螺旋ヲ附ケザル模型船ノ實驗、(第二)、模型船ニ螺旋ヲ附タルトキノ實驗、(第三)、螺旋ノミノ實驗是レナリ。

四十四、最後ノ二實驗、即チ螺旋ニ關スル實驗ハ、夫々異リタル毎分時回轉數ニテ連續實驗ヲ爲シ、之レヨリ得タル力ノ記錄ヲ回轉數ヲ基線トセル豎坐標トシテ記入シ、此ノ如キ點ヲ曲線ニテ結合ス、此ノ如クシテ吾人ハ三曲線ヲ得、即チ(第一)、模型船後ノ螺旋ノ推力曲線、(第二)、之レニ相當スル模型船ノ(増大シタル)抵抗曲線、(第三)、攪亂サレザル水中ニ於ケル螺旋ノ推力曲線、是レナリ、螺旋ヲ

附ケザル模型船ノ抵抗ヲ示ス曲線ハ圖表ヲ横切レル水平線トシテ表
ハル。

四十五、實驗ハ模型船ノ或格段ナル速度ニ於ケル抵抗増大及船脚水ヲ
測定スルヲ目的トセル故ニ、模型船ノ存スル實驗ハ其格段ナル速度
ニ於テナサレザルベカラザルハ勿論ナリ、然レドモ模型船ノ存セザ
ル螺旋ノミノ實驗ハ、コレ等ノ正確ナル速度ニ於テナスノ必要ナシ、
只便宜上速度 V_1 ニ、即模型船ノ速度ヨリ船脚水ノ速度ヲ減ジタル速
度ニ可及的近キ速度ニ於テ實驗スルヲ可トス、即チ實驗ニ必要トス
ル所ハ速度 V_1 ニ於ケル推力ヲ、異レル速度ニ於ケル一定ノ螺旋ノ推
力曲線間ノ關係ヲ示ス理論的法則ヨリ推論シ得ル程度ニ速度ガ V_1 ニ
十分近クアルコトナリ。

四十六、サテ吾人が今考ヘタル實驗ヲ行ヘルトキハ、既ニ一般ニ、變
化スル速度ニ於ケル螺旋ヲ附ケザル模型船ノ抵抗曲線、並ニ他ノ目
的ニ用ヒラル、ナルガ、 V_1 ニ十分近キ速度ニテ靜水中ニ於ケル螺旋
ノ推力曲線ガ既ニ確定セルヲ普通トス、此ノ如キ場合ニ於テハ、模
型船ニ螺旋ヲ附シタル實驗ニ比較センガタメノ螺旋ヲ附ケザル模型
船ノ實驗、及ビ模型船ヲ附セザル螺旋ノミノ實驗ハ省略スルヲ得ベ
シ、而シ吾人ノ考ヘツ、アル實驗ニ於テハ、模型船抵抗、及ビ螺旋
推力ノ絶對價ヲ論ズルニ非ズシテ、模型船及ビ螺旋ヲ結合セルトキ
ト分離セルトキノ、コレ等ノ價ノ間ニ起ル差異ヲ論ズルガ目的ナル

コトヲ記憶セザルベカラズ、故ニ模型船抵抗、及ビ螺旋推力曲線ニ
表ハル、如キ徐々ニ起ル小變化、又ハ屢起ル變化(余ハ主トシテ表
面抵抗ノ性質ノ變化ヨリ起ルモノト推察ス)アリトノ見地ヨリ、何
レノ場合ニ於テモ抵抗増加、及船脚水ノ測定ニ關スル總テノ實驗ハ、
互ニ短時間中ニ遂行セラレザルベカラズ。

四十七、サテ之等ノ實驗ノ結果タル各曲線ノ特性ヲ研究セン、第一ニ、
吾人ハ螺旋ノ推力曲線、及ビ模型船ノ之レニ對スル抵抗曲線ヨリナ
ル、螺旋ト模型船トヲ結合シタル實驗ノ結果ニ就キテ論ゼン、此所ニ
注意スベキハ推力ガ増加スレバ從テ抵抗増加モ増加スルコトナリ、
即チ抵抗増加ハ單ニ螺旋ガ其場所ニ附ケラレタルガタメニノミ起ル
ニ非ズシテ、生シタル推力ノ量ニ關係ヲ有スルヲ示ス、是レ抵抗増
加ノ原因ナル螺旋ノ前方ニ於テ起ル吸引作用(Duction)ガ、水ヲ後方
ニ射出シテ推力ヲ生ズルコトニ對スル主ナル反抗ナルガ故ニシテ、
吾人ハ抵抗増加ガ推力ノ函數ナルコト、及ビ之レガ生ジタル推力ヨ
リ除去スベキ主ナルモノナリト考フルヲ得ベシ、之レニヨリテ觀レ
バ固有ノ船殼抵抗ニ打ち勝ツタメニ使用セラル、推力ハ、實際ニ生
ジタル推力ヨリ少ナルベキ理ナリ、故ニ抵抗増加ト稱センヨリハ寧
ロ推力減少ト稱スルノ適當ナルヲ覺ユ、此ノ如キ理由ニヨリ「トルケ
ー」實驗所ニ於テ使用スル記號ニハ「推力減少」トアリテ「抵抗増加」
ヲ用ヒズ、故ニ余ハ今後此論文ニ於テモ「推力減少」ナル稱ヲ用ヒン

トス、サテ全効率ノ成分ナル推力減少因數ハ、除去スベキ推力(即
 推力ヨリ抵抗増大ヲ除去シタルモノ)ヲ全推力ニテ除シタルモノナ
 リ、尙通俗的ニ述ブレバ全推力ニ對スル賦合ナリ、從テ引去ラルベ
 キ推力ハ全推力ヨリ小ナリ、換言スレバ推力減少因數ノ値ハ一ヨリ
 小ナリ。

四十八、然レドモ抵抗増加、即推力減少ノ絕對價ハ推力ニ正確ニ比例
 セズシテ寧ロ二ツノ部分ヨリ成立スト見ル方實際ニ近カルベシ、即
 チ一ツノ部分ハ推力ニ比例シ、他ノ部分ハ定數ナルガ如シ、此定數
 ハ或少量ノ推力減少ニシテ推力ガ零ナルトキニモ存在シ、第四圖ニ
 ハ點線ニテ示サレタリ、此現象ハ明カニ次ノ事實ヨリ説明スルヲ得
 ベシ、即チ船脚水ノ前進速度ハ螺旋ノ作用スル橫截面全體ニ通ジテ
 均齊ナラズ、故ニ船脚水ノ平均速度ニ對シテ螺旋ノ失脚ガ零ナル如
 キ平均失脚ニ於テハ、螺旋ノ或部ニ於テハ正失脚(Positive slip)ヲ
 生ズベク、他ノ部ニ於テハ負失脚(Negative slip)ヲ生ズベシ、從テ
 或部ニ於テハ螺旋ハ推力ヲ生ジテ其前方ニ吸引(Suction)ヲ起スベ
 ク、他ノ部ニ於テハ之ト反對ニ水ヲ推却シテ其前部ニ壓力ヲ生ズベ
 シ、若シモコレ等ノ作用アル螺旋ノ前方ニ船殻ノ表面ガ同一ノ距離
 ニアルナラバ、船殻ノ作用ニヨリ起レルコレ等ノ反對力、及ビ補助
 力ガ互ニ平均スルモノト考ヘラル、ヲ以テ何等ノ影響ヲモ有セザレ
 ド、實際ハ船殻表面ニ最近ノ船脚水ガ最大前進速度ヲ有スベク、且

失脚ノ部分、即チ螺旋ノ前方ニ於テ減少セル壓力ヲ有スル部分ガ、
 負失脚ノ部分、即チ増加セル壓力ヲ有スル部分ヨリ船殻表面ニ接近
 セルヲ知ルガ故ニ、前者ノ抵抗増加ガ後者ノ之ヲ減少セントスル作
 用ヨリハ尙有功ナル作用ナラザルベカラズ。

四十九、サテ模型船ヲ附ケタルトキト然ラザルトキノ二ツノ螺旋推力
 曲線ニ就テ考ヘントス、コレ等ノ推力曲線ハ模型船ヲ附ケザル實際
 ノ速度Uガ、模型船ノ速度ヨリ船脚水ノ速度ヲ減ジタルV₁ナル速度
 ニ接近セルニ從テ稍一致スベシ、若シモ二曲線ガ一致スレバ $D \parallel V_1$
 ニシテ、効率ノ船脚水因數ハ $\frac{D}{V_1}$ ナルベシ、若シモ一致セザレバ、
 吾人ハ已知價Uヨリ計算ニヨリV₁ノ價ヲ定メザルベカラズ、而シテ
 之レハ異リタル速度ニ於ケル或螺旋ノ推力曲線間ノ比例關係ニ基礎
 ヲ有スル(二十七條乃至三十條參照)次ノ方法ニヨリ計算スルヲ得ベ
 シ。

五十、模型船後ノ螺旋推力曲線ニ於テ、(再ビ第四圖ヲ見ヨ)例ヘバ每
 分時回轉數R₁ニ對スル一點(即チ其豎坐標カ回轉數ノ平方ニ從テ變
 ズル如クス)Aヲ取レ、回轉數零ナル點ヲ基點トシ、Aヲ通シテ拋
 物線ヲ畫キ、之レヲ延長シテ、例ヘバ回轉數R₂ニ對スル模型船ヲ附
 セザル螺旋ノ推力曲線上ノ一點Bニ於テ其曲線ト交叉セシメヨ。
 五十一、然ラバ $V_1 \parallel D \frac{R_1}{R_2}$ ニシテ、從テ船脚水因數ハ $\frac{V_1 R_1}{D R_2}$ ナルベ
 シ。

五十二、是レ即チA點ニ對スル回轉數ノ時ノ船脚水因數(= $\frac{V^3 R}{D^3 P}$)ナ

リ、而シテ同様ノ法ニヨリ他ノ點C、E、G等ニ對スル回轉數ニ於ケル船脚水ノ價ハCD、EF、GH等ノ拋物線ヲ畫キテ見出スヲ得ベシ。

サテ船脚水ハ模型船ガ生ズルモノニシテ螺旋ガ生ズルモノナラズ、故ニ船脚水カ螺旋ノ異リタル回轉速度ニ對シテ異ルガ如キ理由ナキ

コトハ直チニ分明ナルベシ、故ニ吾人ハ模型船ヲ附ケタルトキト然ラザルトキトノ推力曲線ガ、全ク一致スルヤ否ヤヲ知ランコトヲ豫

期シ得ベシ、即チB點ニ對スル回轉數ガ、A點ニ對スル回轉數ニ於ケルガ如クD、F、H等ノ諸點ニ對スル回轉數ガC、E、G等ノ點

ニ對スル回轉數ニ各自同一比例ヲ有スルヤ否ヤヲ見出サンコトヲ豫期シ得ベシ、然ルニ事實ニ於テハ必ズシモ然ラザルヲ示ス、模型船

後ノ推力曲線ハ、試運轉ノ場合ニ於ケル如キ多種類ノ條件ノ元ニ於テハ、上記ノ結果ヨリハ少シク緩慢ナル形狀トナル、故ニ船脚水ハ推

力ノ増加スルト共ニ少シク減ズルコトヲ表シ、他ノ種類ノ條件(而シテ前述ノモノヨリ少ナキ)ニ於テハ此差異ハ反對ニシテ、船脚水ハ

推力カ増加スルト共ニ増加スルコトヲ示ス。

五十三、此ノ如キ結果トナル原因ハ、既ニ例證セル推力ノ變化ニ從テ

推力減少モ變化スル其原因ト同ジク、船脚水ガ均齊ナラザルコトニアルガ如シ、船脚水ノ均齊ナラザルハ、事實上螺旋ノ圓盤面積(Disc

area) 中ニ含まレタル船脚水ノ平均前進速度ガ、其圓盤面積周圍帶

地ノ其平均前進速度ト異ルガタメノ結果ナリ(一般ニハ前者ガ大ナ

ルモ、時トシテハ少ナルコトアリ)。サテ螺旋ガ失脚ヲ有シ、推力ヲ生ゼルトキハ、疑モナク水ノ供給上、螺旋ノ圓盤面積以外ヨリ、螺

旋ノ方向ニ向テ流線ノ輻合スルヲ要シ、而シテ此輻合ノ割合、及ビ輻合ノ影響ヲ受クベキ周圍ノ水ノ範圍ハ、失脚、又ハ推力ガ増加

スルニ從テ増加セザルベカラズ、故ニ明カニ螺旋ガ關係ヲ有スル船脚水ノ範圍ニハ、推力モ關係ヲ有スベク、從テ船脚水ノ平均有効速

度ノ價ハ、螺旋ノ圓盤面積中ニ含まレタル部分ノ速度ヨリ其周圍帶地ノ其速度ガ大、又ハ小ナルニ從テ、推力ガ増加スルト共ニ増加、

又ハ減少スベシ。

五十四、此ノ如クナルヲ以テ、吾人ハ前ニ(三十九條乃至四十一條參

照)示セル如ク、船脚水カ均齊ナリトノ假定ニテ實驗シテ得タル船脚水ノ効率ニ對スル影響ノ量ハ、船脚水ガ均齊ナラザルガ爲メニ決

シテ無効ナルモノニアラズトノ便利ナル假定ヲナシ得ベシト雖モ、吾人ハ此船脚水ノ均齊ナラザルコトガ、此ノ如クシテ測定セラレタ

ル推力減少、及ビ船脚水因數ノ價ニ、推力ノ變化ニ從テ案外ニモ認識シ得ベキ影響ヲ有スルヲ知ルナリ。

五十五、是等ノ價ガ圖表ニ於ケル種々ノ點ニ對シテ得ラル、ニ從ヒ、

ソレノ相當回轉數ニ適合スル如ク圖表中ニ記入シ、而シテ船脚水、及ビ推力減少ノ曲線ヲ得ルナリ。

五十六、第四圖ニハ其他ニ二ツノ力ノ曲線ヲ示ス、即チ模型船ヲ附ケタルトキト然ラザルトキノ螺旋ノ回轉力曲線ナリ、既ニ説明セル如ク此曲線ハ船殼効率ノ測定ニハ何等ノ關係スル所ナキヲ以テ、余ハ今迄是等ニ論及セザリシト雖モ、余ガ圖表ニ是等ノ曲線ヲ示シタル理由ハ前述セル如ク螺旋効率ニ及ボス船脚水ノ影響ガ、假定的ノ均齊船脚水ノ影響ト實質上異ル所ナシトノ假定ガ有効ナルヲ證センガ爲ニシテ、吾人ノ實驗ニ於テハ殆ンド常ニ之レヲ測定スルナリ。

此假定ノ意味ノ附加的説明トシテ、此實驗ノ應用セララル、方法ヲ説明スルノ要アリト考フ。

五十七、模型船ヲ附セザル實驗ノ速度 U ガ正確ニ V_1 ニ等シク、從テ二ツノ推力曲線ガ正確ニ一致スルモノト考ヘヨ、若シモ船脚水ガ均齊ナル時ハ、其影響ハ靜水中ノ螺旋ノ作用ノ記録ヨリ得ラル、効率ヲ、 $\frac{P}{\rho U^3}$ ニ乘ジタル量ニマテ増加セシムベシ、換言スレバ回轉力ヲ其因數ニテ除シタル量ニマテ減少スベシ、故ニ吾人ノ假定ニシテ正確ナランニハ、此ノ如キ範圍ニ於テ模型船ヲ附シタルトキト然ラザルトキトニ實際ニ取リタル記録ノ回轉力曲線ノ堅坐標ノ比ガ船脚水因數ニ正確ニ一致スベキ理ナリ、事實ニ於テハ推力ハ等シクシテ、模型船後ノ回轉力ハ模型船ナキトキノ回轉力ヨリハ模型船後ノ効率カ船脚水ノタメニ増加スル比ノ丁度反比ニテ小トナル。

五十八、而シ若シモ此圖表ニ於ケルガ如ク、二ツノ推力曲線ガ一致セザレハ——即チ若シモ U ナル速度ガ V_1 ニ等シカラザレバ、第一ニ、速度 U ニ於テ模型ヲ附セザルトキノ推力、及ビ回轉力ノ曲線ヨリ、模型後ニテ記録セラレタル推力ニ相當スル靜水中ニ於ケル V_1 ナル速度ノトキノ回轉力ヲ推定スベシ、即チ模型船後ノ推力曲線上ノ A 點ニ對スル回轉數ニ於テ、靜水中ニテ V_1 ナル速度ニ對スル効率ハ、速度 U ノ模型船ヲ附セザルトキノ推力曲線上ノ B 點ニ對スル効率ニ等シク且之等ノ點ニ相當スル回轉數、及ビ同一ノ失脚比ヲ示ス點ナリ、同様ニ C 、 E 、 G 等ノ點ニ對スル効率ハ D 、 F 、 H 等ノ點ニ對スルモノニ等シカルベシ、故ニ靜水中ニテ V_1 ナル速度ニ於ケル回轉力ハ、模型ヲ附セザル時ノ回轉力曲線ノ堅坐標 b 、 d 、 f 、 h ガ、推力 B 、 D 、 F 、 H 等ニ於ケルト同一ノ比ヲ各自推力 A 、 C 、 E 、 G ニ對シテ有スベシ、此ノ如クシテ吾人ハ模型船後ノ推力曲線ニ對スル靜水中ノ回轉力ヲ示ス a 、 c 、 e 、 g ナル新曲線ヲ畫キ a 、 c 、 e 、 g 等ノ堅坐標ヲ得、而シテ此堅坐標ガ模型船後ノ實際ノ回轉力曲線ノ堅坐標ニ對スル比ハ、前述セル如ク推力曲線ヨリ見出シタル船脚水因數ノ價ニ等シカルベシ、吾人ノ實驗中ノ實際ノ一結果ヲ示ス此圖表ニ於テハ恰カモコレ等ノモノガ正確ニ一致セルヲ示スナリ。

五十九、既ニ述べタルガ如ク、(三十九條乃至四十二條)此一致ハ常ニ正確ナルモノニアラズシテ模型船後ノ實際ノ回轉力ハ模型船ナキト

キノ實驗ヨリ推論セルモノヨリハ零乃至二「パーセント」程小ナルベシ、現時ニ於テ余ハ此差異ノ變動アルハ、必ズヤ螺旋ヲ働カス機構ノ摩擦ヲ逐ヒ出ス時ニ侵入スル誤差ニ原因アリト考フルナリ、而シテ

此事實ガ此曲線ノ考究ヲ終ル前ニ注目スベキ或他ノ一點ヲ暗示ス。

六十、今、吾人ノ考へ來リシ此ノ如キ各組ノ實驗ノ目的ガ、單ニ螺旋ト模型船トヲ夫々結合セル時ノ全推進効率ヲ決定セントスルニアルモノト假定シ、(吾人ハ後刻之レガ實驗ノ唯一ノ又最重要ナル目的ナラザルコトヲ知ルベシ)、吾人ハ此結果ヨリ全効率ヲ測定スルニ二法アルヲ見ル、此二法ハ第四圖ニ示セル場合ニ於テハ同一結果ヲ與フ、若シモ記錄ガ正確ナラバ、此二法ハ船脚水ニ關スル假定ガ正シキモノナリトノ範圍内ニ於テ實驗セラレタル故ニ、コレ等ノ法ノ一ツハ實際ニ記錄ヲ取りタル模型船後ノ螺旋効率ヨリ全効率ヲ計算スルコトニ基礎ヲ有シ、他ノ一法ハ模型船ナキトキノ螺旋効率ヲ推力曲線ヨリ得タル船脚水因数ニテ乘ジ、以テ全効率ヲ計算スルニ基礎ヲ有ス。

六十一、サテ殆ンド同時ニ行ハレタル各組ノ實驗ニ於テ、其機構ノ摩擦ヲ精密ニ逐ヒ出シ得ザルタメ、回轉力ノ測定ニ屢觸知シ得ベキ程ノ一般の誤差ヲ生ズルコトアルハ既ニ二十三條乃至十七條ニ述ベタル所ナリ、此種ノ誤差ハ前述ノ全効率ヲ測定スルニ二法ノ各何レノ場合ニ於テモ生ジ易シ、而シ就中第一法、即チ模型船後ニテ實際ニ記錄

セラレタル効率ニ測定ノ基礎ヲ有スル法ノ方ガ、船脚水ノ影響ニ關スル假定ノタメニ生ズル誤差ハ如何程小ナリト雖モ、逐ヒ出シ得ルヲ以テ、此方法ノ方ガ好結果ヲ得ベシ。

六十二、然レドモ一般ニ模型船ヲ附セザル螺旋實驗ハ、他ノ模型船後、又ハ同一模型船後ノ異リタル位置ニ附シ、又ハ異リタル速度ニ於テ行ヒタル螺旋實驗ノ結果ト比較センガタメ、種々異リタル場合ニ試驗サレタル同一ノ螺旋ノ(或ハソレニ近似ノ螺旋)實驗ノ數多アル中ノ一ツヲ利用シ得ルナリ。靜水中ニ於ケル此等種々ノ實驗ハ、一般ニ種々異リタル速度ニ於テ行ハルト雖モ、二十七條乃至三十條ニ述ベタル提案ヲ用ヒテ共通ノ速度ニ變形セシメ以テ比較スルヲ得ベシ此ノ如クシテ靜水中ニ於ケル螺旋効率ノ平均曲線ヲ得ベク、且此曲線ハ何レノ實驗ノ一組ヨリ得タル効率曲線ヨリモ良好ナルコト判明スベシ、(回轉力測定ニ侵入スル偶然的誤差アリトノ見地ヨリ)、此平均曲線ヨリ得タル靜水中ノ効率ニ船脚水、及び推力減少因数ヲ乘ジテ得タル全効率ハ、單ニ模型船後ニテノ實驗ヨリ得タル効率ニ推力減少因数ヲ乘ジテ得タル全効率ヨリハ信用ヲ置クニ足ルベシ。

六十三、即チ此ノ如ク變形シタル吾人ノ第二法ト稱セシ所ノモノハ、模型船後ニテ實際記錄シタル効率ヲ計算ノ基礎トナセル直接法ヨリ何レノ場合ニ於テモ全効率ノ測定ニ好結果ヲ與フ、故ニ余ハ種々ノ場合ニ於ケル模型船後ニテノ回轉力ノ測定ハ、單ニ効率ニ對スル船

脚水ノ影響ニ就テノ假定ガ一般ニ正確ナルコトノ證查トシテ必要ナルモノナリト考ヘテ差支ナシト思考ス、而シテコレ等ノ疑問ノ證查トシテ比較セラルベキニツノ記録ガ殆ンド同時ニ取ラル、ヲ以テ、機械的摩擦ノ逐出ガ不正確ナルタメ回轉力測定ニ際シ侵入スル誤差アリトスルモ、之レハ雙方ニ共通ニ侵入スルヲ以テ、此目的ニ向テ此回轉力曲線ヲ用ユルハ適當ナリト信ズ。

六十四、サテ吾人ハ余ノ講述セル種々ノ實驗ヨリ得ラルベキ實用上必要ナル結果ニ就テ考ントス。

六十五、今、吾人ハ螺旋効率ノ成分ガ、模型船後ニテノ實驗ヨリ得ラル、ニ非ズ、且單ニ實驗ノ際測定セラレタル模型船ヲ附セザル實驗ヨリ得ラル、ニモ非ズシテ、他ヨリ得タル効率ノ平均曲線ヨリ得ラルベキモノナルコトヲ示セリ、故ニ模型船ニ關スル實驗ハ單ニ船殼効率ニ關スル研究タルナリ、即チ効率ノ船脚水、及ビ推力減少因數ニ關シテノ考證タルナリ。

六十六、吾人ハ是等後者ガ第四圖ニ於ケル如ク異ル點ニ於テハ、一般ニ多少異ルヲ知ル。サテ模型船後ノ推力曲線ガ増大セル抵抗曲線ト交ル點ハ、模型船自身ガ推進セル時ノ如何ナル状態ヲ代表スルカラ考フルニ、回轉數ノ高キ價ニ對スル状態ハ模型船ガ風ニ逆ヒテ進航セル時、又ハ他ノ模型船ヲ曳引スルトキノ回轉數ニ相當シ、低キ回轉數ニ對スル状態ハ模型船ガ順風ニ航走セルトキノ回轉數ニ相當ス

就中、最初ニ述ベタル状態(即チ推力ガ増加セル抵抗ニ等シキ時ニシテ略シテ $T = R$ ノ状態ト云ハントス)カ最も重要ナル唯一ノ場合ナルベシ、而シテ實船ノ如何ナル状態ガ模型船ノ此状態ニ相當スルカラ考フル前ニ、吾人ハ模型船ノ抵抗ヨリ實船ノ抵抗ヲ計算スルニ模型船ト實船トノ抵抗間ニ比較法ヲ應用スルニ當リ、小縮尺ニ於ケル模型船ノ船殼摩擦抵抗ノ過大ナル影響ニ就テノ修正ヲ、模型船ノ抵抗ヨリ削除スベキコトヲ記憶セザルベカラズ、即チ模型船ニ於テノ $T = R$ ノ状態ハ、恰カモ船殼不清潔ニシテ抵抗増大セル實船ノ場合ニ相當ス、通常ノ状態ニ於ケル實船ニ比較スルニハ $T = AR$ ノ状態ヲ取ラズシテ、船殼摩擦ニ對スル修正ヲナシタル抵抗ニ等シキ推力(推力減少ヨリ導カレタル)ヲ生ゼル場合ヲ取ルハ、全々正確ナルモノニハ非ザレドモ、正シキ方向ニ第一歩ヲ進メタルモノト云フヲ得ベシ、何トナレバ船脚水ノ量ハ大ニ船殼摩擦ニ關係ヲ有スルヲ以テ、吾人ガ實船ノ推力ニ比較スベキ正確ナル模型ノ推力ヲ得タリトスルモ、尙模型船ノ過大船殼摩擦ニ起因スル過大船脚水ノ影響ハ逐出シ得ザルヲ以テナリ。

六十七、即チ船ガ清潔ナル船底ヲ有シ自身推進シツ、アル状態ヲ、模型ヲ以テ完全ニ代表セシメ得ズト雖モ、吾人ガ模型實驗ニヨリ船ノ推進効率ヲ測定センガタメノ唯一ノ方法ハ、船殼摩擦抵抗ノ變化ガ船脚水ノ量ニ及ボス影響ニ就テノ法則、及ビ若シモ此ノ如キ影響ノ

アルアラバ、此船脚水ノ變化ガ如何ナル程度迄推力減少ニ影響スル
カヲ發見セントシテ、摸型船ヲ用ヒテ船脚水、及ビ推力減少ニ關ス
ル順序アル實驗ヲ行フニアルベシ。

六十八、近來「トルケー」實驗所ニ於テ摸型船及ビ螺旋ニ關シテ行ハ
レタル實驗ノ大部分ハ、此事ヲ研究センガタメニシテ、其實驗ニ關
スル我海軍ヘノ報告書ハ目下準備中ナリ。

六十九、小縮尺ニ於ケル螺旋ハ同ジク比較的過大ナル皮殼摩擦ヲ有ス
ル故ニ、摸型螺旋ノ實驗ヨリ得タル螺旋効率ノ成分ノ測定ヲ、全形
大ノ螺旋ニ直接ニ、且正確ニ應用スル前ニ、略同様ナル修正ヲ要ス
ルナリ、然レドモコレ等ノ修正ノ順序ガ完全ニ決定セラレタルモノ
ト假定シ、即目下是等ノ條件ナクトモ摸型實驗ニヨリ得タル或ル螺
旋、及ビ摸型船ノ効率ガ是等ニ相當スル全形大ノ螺旋、及船ノ眞ラ
シキ効率ヲ示スニ十分價值アルモノト假定シテ、吾人ガ此論文ニ講
述セル研究ノ順序ヲ如何ニ利用セバ最モ有利ニ實用上必要ナル結果
ヲ得ラルベキカヲ考察セント欲ス。

七十、摸型實驗ニテナサルル仕事ハ概テ此ノ如シ、今或特種ノ條件ヲ
満足スル船ノ設計ヲ要スル時ニ、之レニ最モヨク適合スル設計ヲ見
出サンガタメ、之レニ對スル多クノ設計中ニ撰ビ取ルベキ者ノ摸型
ニ就テ實驗ヲ行フナリ、現今迄ニ此ノ如キ實驗ニヨリ得タル教示ハ、
實用上此ノ如キ設計ノ比較的抵抗ヲ決定スルニ止マリタレドモ、吾

人ハ今ヤ螺旋實驗ノ助ニヨリ、比較的ノ全推進効率ヲ決定シ得ル迄
ニ教示ヲ擴張セントス、而シテ種々ノ設計ノ全推進効率ハ、其各ニ
裝備セラレタル螺旋ノ設計ニ大ナル關係ヲ有シ、然モコレガ設計ノ
初期、即チ摸型試驗ノ最モ必要ヲ感ズル時期ニアリテ一般ニ不定ナ
ル點ナリ、假リニ今此事ガ定メラル、モノトスルモ、螺旋設計ノ多
クノ主要ナル點ハ、一般ニ後刻再考スル時ニ於テ決定セラル、モノ
ナリ、然ラバ摸型試驗ニ於テハ明カニ或格段ナル螺旋ノ場合ヲ決定
スルニ非ズシテ、各ノ設計ニ最モ適切ナル螺旋ヲ附シタル新設計ノ
推進効率ヲ決定シ、且如何ナル螺旋ノ設計ガ最モ適切ナルカヲ決定
シ得ルモノタラザルベカラズ。

七十一、吾人ハ此目的ニカナヘル各設計ヲ、摸型ニテ最モ小數實驗シ、
前述ノ如キ教訓ヲ得ントスルナリ。此論文ニ於テ講述セル攻究法、
及ビ或一般ノ準備研究ノ助ニヨリテ、余ハ殆んど總テノ通常ノ場
合ニ於テハ或速度ニ對シ、各ノ摸型ニ就テ一組ノ實驗ヲナシ、實用
上ノ目的ニハ十分ナル所要ノ教訓ヲ得ルニ難カラズト考フ、而シテ
此ノ如キ一組ノ結果ハ第四圖ニ示サレタリ。

七十二、是等ノ實驗ガ此目的ニ對シ十分ナルハ、先ヅ螺旋効率其モノ
ニ關スル問題ノ完全ナル一般ノ攻究ニヨリ、新實驗ヲナサズニ計算
ニヨリテ如何ナル設計、寸法、比例ノ螺旋ガ、一定ノ直線前進速度
ニ於テ水中ヲ進ミ、一定ノ推力ヲ持續セル時ニ、其螺旋効率ガ幾何

ナルヤヲ前知シ得ルコト、即チ換言スレバ、吾人ガ一定ノ直線速度ニ於テ極大効率ヲ有シ、一定ノ推力ヲ持續スル螺旋ノ設計、比例等ヲ定メ得ルコトヲ知ラバ分明ナルベシ、如此研究ハ恐ラク困難ナル企圖ナルガ如ク見ユレドモ、明カニ其最初ノ準備ノ時期ニ於テ、螺旋ノ形狀等ニ關スル詳細ナル攻究ヲ省略シテ考フルトキハ、左程驚クニハ足ラザルモノナリ。螺旋ノ螺旋距ト其直徑トノ比、其數、其幅等ガ主トシテ螺旋効率ニ關係ヲ有スル設計上ノ特點ニシテ、實用上ハ螺旋ノ數ハ、二ヨリ少ク四ヨリ多キ場合ヲ論ズルニ及バズ、且螺旋距ト螺旋ノ比較的幅ノ變化スル實用上ノ範圍ガ大ナラザルコトニ考ヘ至レバ、實用上ノ目的ニ十分ナル問題ノ攻究ヲナシ盡スニ試驗セザルベカラザル種々ノ模型螺旋ノ數ハ甚シク多カラザルベシ、此ノ如キ攻究ニ對スル論究ノ餘地ハ、既ニ大部分靜水中ニテ附隨的ニナサレタル種々ノ模型螺旋實驗ニヨリ開拓セラレ來レリ。

七十三、前述ノ目的ニ向テ、只一ノ速度ニ於テ一組ノ實驗ヲ行ヘバ十分ナルコトハ、(a)、船殼効率ガ速度ノ變化ニヨリ如何ナル影響ヲ受クルカ、(b)、船殼効率ガ次ノ如キ設計ノ變化、即チ或船殼設計ニ於テ螺旋ノ裝置シ得ベキ位置ノ變化ニヨリ、如何ナル影響ヲ受クルカノ點ニ就キ、船殼効率ニ關スル或一般的方法ヲ、此實驗ニヨリ前知シ得ルコトヲ見レバ分明ナルベシ。既ニ參考トセシ實驗ニ關シテ、我海軍ヘノ報告トシテ準備中ノモノハ主トシテ此等ノ點ニ就テ論ゼ

ラル、モノナリ、此攻究ヨリ導キ得ル一般の結論ハ、現在ノ目的ニ對シテハ次ノ如ク述ブルヲ得ベシ。

七十四、

(一)、速度ノ變化ニ對スル船殼効率成分ノ變化ハ一般ニ小ニシテ、船ノ航走常用速度ニ近似セル或速度ニ於ケル模型實驗ヲ行ハバ、殆ンド總テノ場合ニ於テ實用上ノ目的ニハ十分ナル程、其特性(即チ小ナルコト)ハ規則正シ。

(二)、螺旋數及螺旋比ノ變化ハ、實用上船殼効率成分ノ價ニ影響セズ。
(三)、之ニ反シ螺旋直徑ノ變化、又ハ其船殼ニ關シテノ位置ノ變化ハ、船殼効率ニ影響ス、而シテ其有様ハ或法則ヲ以テ満足ニ代表シ得ザル所ノモノナリ。

故ニ船殼ノ新設計ニ於テ眞ラシキ推進効率ヲ決定スル方法ハ次ノ如クナルベシ。

七十五、螺旋ノ直徑、及ビ位置ガ周圍ノ事情ニヨリ定マレルモノト考ヘ、其位置ニ螺旋(如何ナル螺旋ニテモ)丁度其直徑ヲ有スル近似ノモノナレバ可ナリ)ヲ裝置セル模型ニ就テ只一組ノ實驗ヲ行ヒ、而シテ此ノ如キ新設計ノ船殼形狀、及ビ螺旋ノ直徑、位置等ニ對シ船脚水、及ビ推力減少因數(其相乗ガ船殼効率ナリ)ヲ決定スレバ可ナリ、次ニ螺旋効率ニ關スル前ニ得タル智識ノ補助ニヨリ、船ノ設計速度ヨリ船脚水速度ヲ減ジタル直線速度ニ於テ、極大効率ヲ有シ、

所要ノ推力ヲ生ズベキ螺旋ノ設計ヲ撰定スレバ可ナリ、是レ螺旋ノ最モ適當ナル設計ナルベク、其靜水中ニ於テコレ等ノ條件ヲ満足スルトキノ螺旋効率ト、船脚水、及ビ推力減少因數トノ相乘ガ全効率トナルナリ。

七十六、螺旋ノ直徑、及位置ニ關シテハ何レモ大ナル變化ノ餘地アルコトヲ考ヘ得ルモ、(少クトモ現時ニ於テハ)明カニ螺旋ノ直徑、及ビ位置ノ各ガ變化スル條件ヲ含メル模型、及ビ螺旋ノ種々ナル實驗ヲナシテ、此缺ヲ補フヲ得ズト考ヘラル、而シテ實用上是等ノ特點ニ大變化ヲ來ス如キ設計ヲナス場合ハ多カラザルガ如シ。(丁)

FIG. 1.

SHOWING ARRANGEMENT OF SCREW AND MODEL FOR EXPERIMENT
SCALE $\frac{1}{8}$ " FULL SIZE.

NB. THE PRINCIPAL LEVERS AND OTHER MOVING PARTS OF THE MECHANISM ARE
SHOWN BY SKELETON LINES. THE ARRANGEMENT OF FRAMING ETC. AS SHOWN,
IS ALSO IN A GREAT MEASURE FIGURATIVE, TO SIMPLIFY THE REPRESENTATION.

Plate XVI.

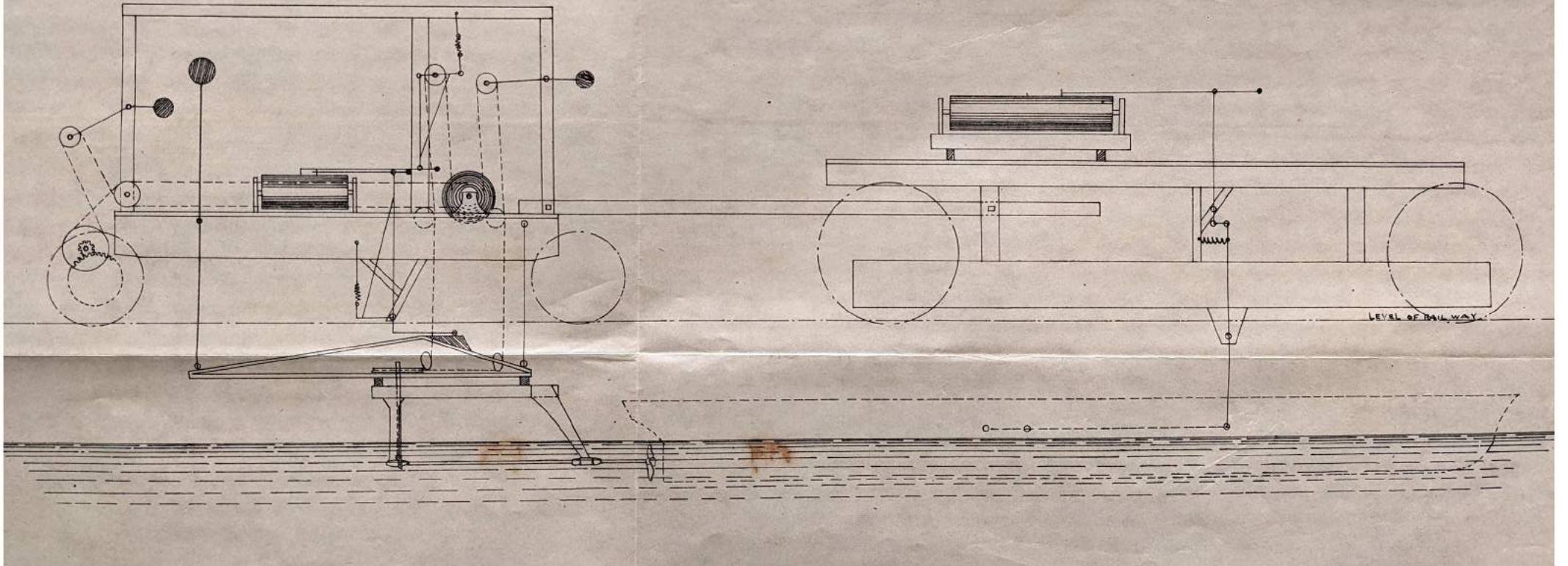


FIG. 2.

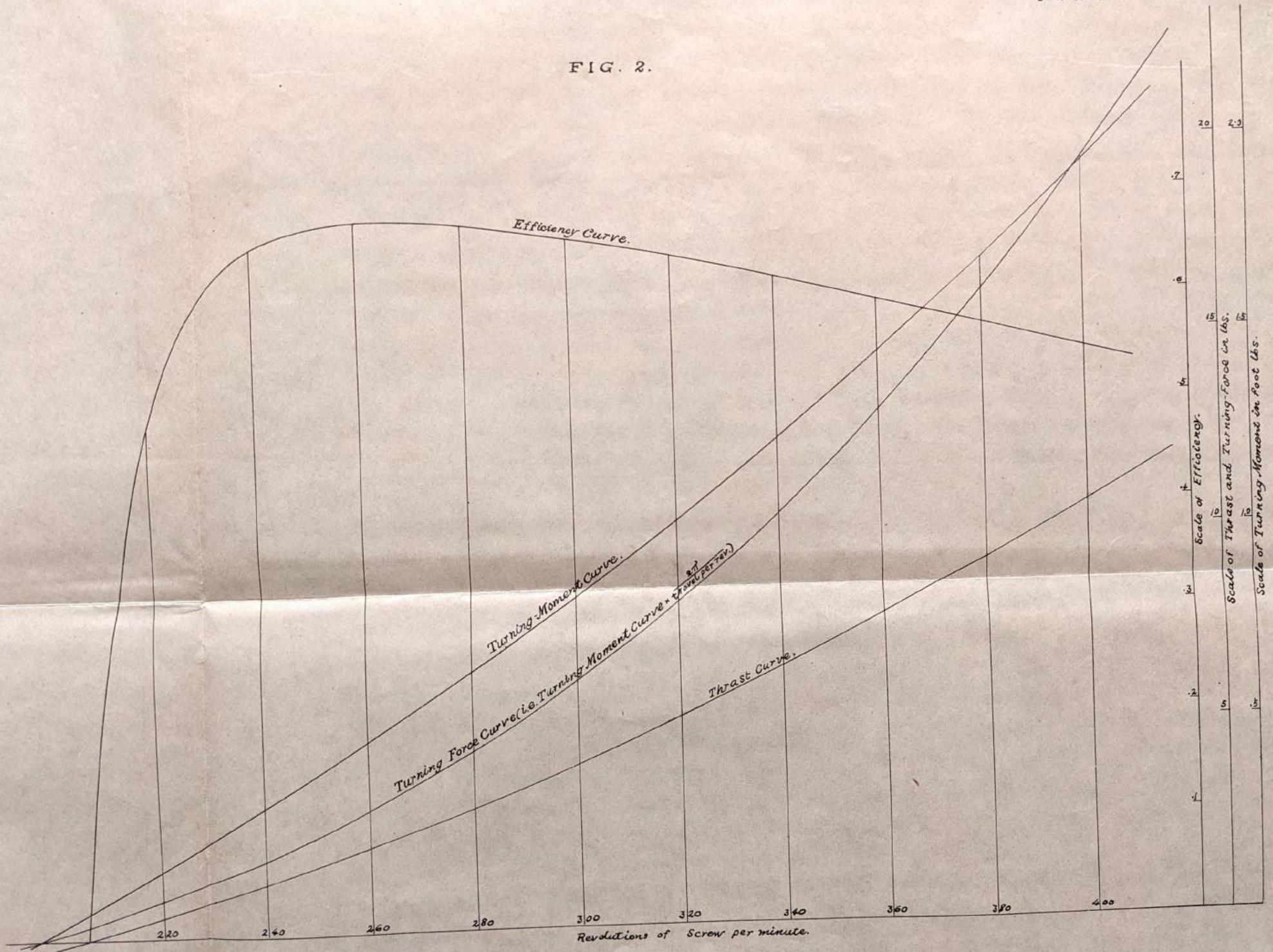


FIG 3.

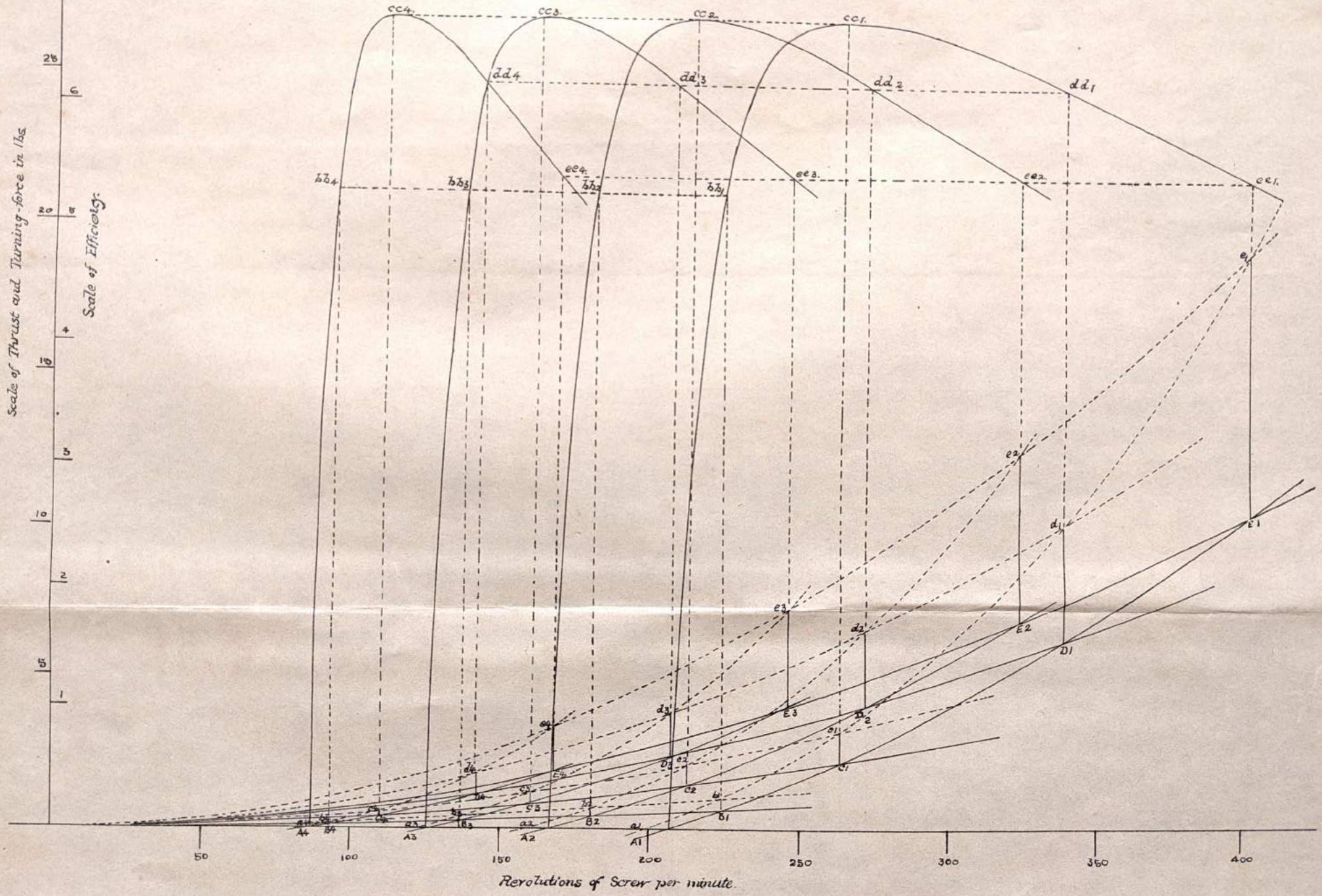


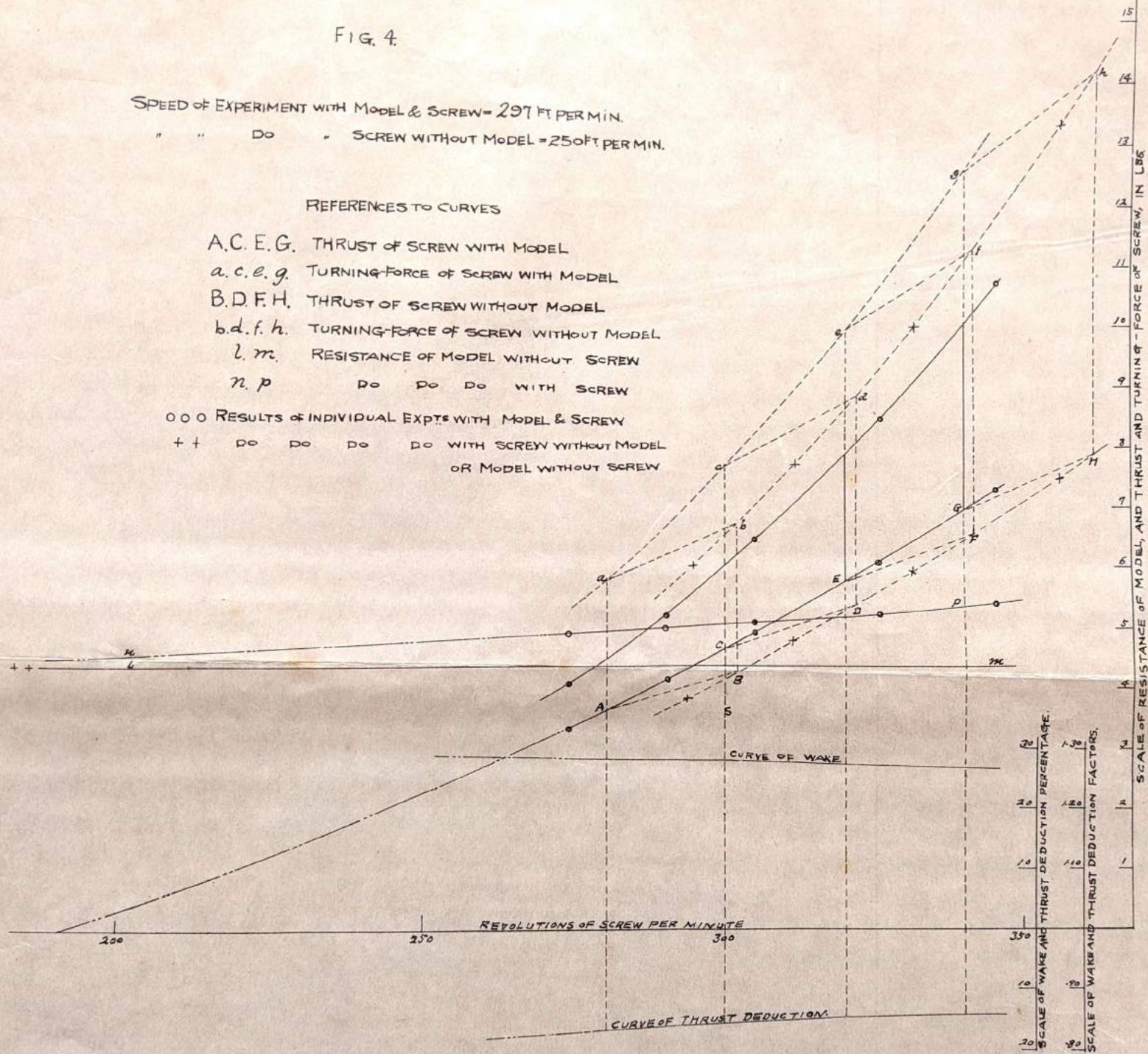
FIG. 4

SPEED OF EXPERIMENT WITH MODEL & SCREW = 297 FT PER MIN.
 " " DO " SCREW WITHOUT MODEL = 250 FT PER MIN.

REFERENCES TO CURVES

- A.C.E.G. THRUST OF SCREW WITH MODEL
- a.c.e.g. TURNING-FORCE OF SCREW WITH MODEL
- B.D.F.H. THRUST OF SCREW WITHOUT MODEL
- b.d.f.h. TURNING-FORCE OF SCREW WITHOUT MODEL
- l.m. RESISTANCE OF MODEL WITHOUT SCREW
- n.p. DO DO DO WITH SCREW

- o o o RESULTS OF INDIVIDUAL EXPTS WITH MODEL & SCREW
- + + DO DO DO DO WITH SCREW WITHOUT MODEL OR MODEL WITHOUT SCREW



○明治四十一年英國造船所職工同盟罷工

顛末概況

抑英國諸造船職工間ニハ明治四十年中ニ在リテ已ニ諸種ノ不滿蟠マリ居リシガ四十一年早々造船業者傭主組合ヨリ造船職工連合組合ニ通告書ヲ送り斯業ノ衰頹ニ因リ同年一月廿二日ヨリ定雇職工ノ賃錢ヲ一週一志六片(七十五錢)請負職工賃錢ヲ百分ノ五減給スベキコトヲ告知セリ。

其後交渉ノ結果一月二十二日ヨリハ減給ヲ一志トシ三月以降ニ於テ更ニ六片ヲ減ズルコトニ改メタレドモ請負賃錢ノ減額ヲ百分ノ二半トセントスル職工組合ヨリノ要求ニハ應ゼザリキ。

汽罐製造業職工團體ノ會頭「カミング」氏ハ時ノ大勢ニ鑑ミ尙當分順潮ニ向フノ見込ナク減給ノ己ムヲ得ザルヲ察シ終ニ造船業者組合ノ減額告知ニ同意セリ。

造船業ニ關聯スル二十四種ノ職工組合ノ内直接ノ關係ヲ有スル十三組合ニ前述ノ減給案ニ「一週ノ給料二十四志以下ノモノニハ適用セズ」トノ條件ヲ付シタルモノヲ原案トシ各組合員ノ投票ヲ求メタルニ其内七組合(組合員ノ殆ト全部請負法ニ因ルモノ)ハ原案ニ同意シタレドモ殘六組合ノ組合員三四千人ハ役員ノ勸告ニ從ハズ終ニ原案ヲ否決セリ、此組合ハ木工、木具工、木材器械工、造船工、穿孔工等ニシテ「タイ

ン」「ニウカツスル」地方)、「チース」(「ミッドルスバラ」地方)、「ハートルブル」各造船所職工總人員三萬三千人ノ内ヨリ見レバ少數ナレドモ同盟罷工ノ進行ト共ニ之ニ關聯シテ他ノ職ニ在ルモノモ共ニ業ヲ罷メザル可カラザルモノ多數ヲ生ジ一般ノ上ニ尠カラザル影響ヲ及ボスニ至レリ。

當時東北海岸ノ諸造船所ニ在リテ造船臺ノ半バ全ク空虚ニシテ事業ナク新注文ハ皆無トナリ偶々新注文ノ開合セアルモ罷業者ノ爲メ之ニ應ズルコト能ハズ終ニ他ノ地方ニ奪ヒ去ラル、ニ至リ該地方ハ特ニ悲境ニ陷レリ。

此ノ如キ狀態ニシテ無限ニ繼續スルニ於テハ斯業ノ頹敗ヲ來スベク事頗ル重大ナルニ因リ國家的ノ仲裁機關ヲ設クルノ必要起レリ爰ニ於テ造船業者組合ニ於テハ二月一日ニ一般通告ヲ發シ若シ二週間内ニ罷業ヲ止メザルニ於テハ職工連合組合員全部ニ出業ヲ禁ズ可キ旨ヲ以テセリ此時ニ當リ造船業ト直接關聯セル器械職ノモノ亦中央機關ニ反抗シ器械業者傭主組合ヨリ發セル同様ノ賃錢減額通知ニ反對セリ器械職工連合組合ノ役員ハ左ノ提案ヲ出シ各員ノ投票同意ヲ求メタリ

- (一) 同意ヲ表スルニ於テハ直ニ復業スルコト
- (二) 「イースター」期節(四月始頃)迄ハ在來ノ給ニ因リ若シ減額スルトキハ其以後ニ於テスルコト
- (三) 減額問題ハ各方ヨリ選出ノ委員會合シテ審議ノ上決定スルコト

然ルニ右ノ提案ハ連合組合員總會ニ於テ六百六十三票ノ多數ヲ以テ否決ノ運命ニ陥リ器械職工連合組合會頭「バーンス」氏ハ辭表ヲ出シ終ニ其職ヲ去ルニ至レリ。

又造船職工組合ニ於テハ總會ヲ開キ左ノ三案ニ因リ投票ヲ募レリ

- (一) 無條件ニテ造船業者傭主組合ノ提案ニ從フコト
- (二) 最良ノ條件ヲ得ル爲メ役員本部ニ委任スルコト
- (三) 上二件ニ同意セザルコト

即チ同盟罷工ヲ繼續スルコト

右ノ内第二案ヲ最良トシ之ニ因ル可キ旨連合組合本部ヨリ有力ナル勸告アリシニ係ラズ組合員ハ大多數ヲ以テ第三案ヲ可決シ罷工ヲ續行スルニ決セリ、「ボード、オブ、トレード」(工務省ノ如キモノ)ノ長官「ウィンストン、チャーチル」氏ハ前長官ニ引繼ギ調停ノ勞ヲ取りシモ其効果ナク五月初旬ニ至リ傭主組合ハ終ニ斷然職工組合員ノ出業ヲ停止スルニ至レリ爰ニ於テ全國ニ互リ再應投票ヲ募リ其結果復業ヲ否トスルモノ二萬二千百十票ニ對シ可トスルモノ二萬四千四百四十五票即チ二千〇三十五票ノ多數ヲ以テ傭主ノ提案ニ應ズルコトニ決セリ、其結果傭主ハ直チニ出業停止ノ通告ヲ撤回シ次ノ月曜日ヲ以テ各造船所、船渠、修理工場等ハ從前ノ通り再ビ事業ヲ開始スルニ至レリ。

以上ノ結果ヲ案ズルニ結局全然傭主組合ノ提案ニ服從スルコト、ナリ全ク職工組合ノ敗ニ歸セリ。

前述投票ノ一條件トシテ將來ニ於ケル賃錢其他ニ關スル問題ニ對シ傭主及ビ被傭人ノ兩方ニ公平ナル仲裁機關ヲ設クル爲復業後二週間以内彼我ノ總代委員ヲ會合スルコトニ決セシヲ以テ傭主連合組合及職工連合組合ヨリ各總代ノ委員ヲ選出シ「エヂンバラ」ニ於テ會議ヲ開クコト、ナリ造船業者傭主組合會頭「ジョージ、ジョーンズ」氏ハ傭主側ノ議長トナリ製罐職工組合會頭「カミング」氏被傭人側ノ議長ト爲リ審議ヲ凝セリ會議ノ結果ハ若シ傭主及被傭人間ニ紛議ヲ生ゼシ時ハ兩者ヨリ代理人ヲ出シ審議セシメ尙調停ニ至ラザレバ更ニ仲裁委員ヲ設ケ其決議ヲ以テ最終ノ判決トシ兩者共之ニ服從スベキコトヲ議定セリ然シテ前述ノ審議確定セザル間ハ同盟罷工又ハ出業停止ヲ行ハザルコト、シ爰ニ局ヲ結ブニ至レリ。

器械業者ニ於テモ引繼ギ「ボード、オブ、トレード」長官「チャーチル」氏ノ調停ニ因リ再應一般投票ヲ募ルコト、ナリ左ノ諸案ヲ原案トシ九月二十一日迄ニ投票セシムルコト、ナレリ

- (一) 賃錢減額ヲ承諾スルコト及ビ以後六ヶ月間ハ再賃錢ヲ變更セザルコト
- (二) 復業後一ヶ月以内ニ傭主側及ビ被傭人側ヨリ代理委員ヲ選出シ種々ノ問題ヲ考究審議セシムルコト

投票ノ結果三千七百五十九票ニ對スル四千六百〇九票即チ八百七十票ノ多數ヲ以テ原案ヲ可決シ復業ニ決シ爰ニ全局終結スルニ至レリ

此間七ヶ月ニ互リ職工團體中一部ノ者ノ我意ニ因ル不滿ヨリシテ數萬人ノ業ヲ失フモノヲ生ジ爲メニ婦女子ノ飢渴ニ瀕スルモノ多數ヲ出スニ至リ全國ノ工業ニモ尠カラザル影響ヲ及ボシタルハ最モ遺憾トスル所ナリ大規模ノ職工組合ニ屬スルモノハ罷業中全ク生計ニ困シムコトヲ免レシト雖モ小規模ノ組合員及ビ一般勞働者ハ爲メニ全ク活路ヲ失ヒ慈善者ノ補助ニ因リ僅ニ露命ヲ繋ギタルモノ其數ヲ知ラズ。

殊ニ一般不振ノ時期ニ際シ一部組合員ノ不滿ヨリ自己ノ選出セル役員ノ勸告ヲモ無視シ結局一ノ得ル所ナクシテ五百萬圓ニ近キ勞銀ノ損失ヲ來シ諸組合ノ資金ニモ二十四萬八千圓ノ缺陷ヲ生ゼシハ國家ノ爲メ遺憾極リナシト曰フ可シ

然レドモ罷業ノ規模大ナリシ爲メ永久的ニ調停ノ機關設立ノ法案立テシハ亦以テ聊カ慰ムニ足ルモノアランカ。(丁)

○往復動の機關とターピンとを併用せる

汽船オタキ號の成績 (ページス、ウヰク) (レー雜誌より譯載)

オタキ號は往復機關とターピンとを併用せる最初の商船にしてニュージーランド汽船會社の註文により蘇國デニー會社に於て建造し去る十一月引渡を了り英國より濠洲を往復し先般歸著せり。

該船はオライ及びオバワの同社所有の汽船と殆んど同型なれども(オライ及びオバワは往復動機關を備へ亦デニー會社にて製造したるものにて已に一九〇六年に初航に就けるものなり)相違せる點を列舉すれば左の如し

一、オタキ號は三本の中間軸(バーソンス、ターピンを中央に設置したるにより)の爲めにトンネルの場處を大に爲したるため貨艙の容量を減じたるにより之を補ふ爲め長さに於て四呎六吋を増加せり

二、オタキ號に於ては螺旋軸三本を要したるにより他の二船に比して船尾の形狀を變更せし事

此等三艘の船に於ける汽罐の設備は殆ど同一にして、ハウデン式通風装置を有する五個の片側焚き圓罐を備へ罐は各三個の火爐を有し全體の火床面積三〇五平方呎受熱面積一三、五〇〇平方呎なりとす。

オタキ號船體は長さ四六四呎六吋幅六〇呎深三四呎にして載貨量は二

七呎六吋の喫水に於て九九〇〇噸なり。

其の螺旋軸は三個にして兩翼の二個は普通の三聯成往復動機關により、中間軸はターピンによりて廻轉せらるゝこと第一、第二及び第三圖に示すが如し、而して普通前進する場合に於て兩舷の往復動機關より出づる廢汽は共にターピンに入りて中間軸の廻轉を起す、然れども變更弁チェンジバルブによりて往復動機關の廢汽はターピンに入らずして直ちに冷汽器に通じ得るの装置あり、此等の變更弁は往復動機關のウエー、シャフトに連結せるギヤによりて作用せられ、從て往復動機關逆廻轉の動作は其等の機關及びターピン間の連結を保つ、故に船の逆進する際にはターピンは自動的にその廻轉を中止することを得べく、而して又其の變更弁を動かすべきギヤは、船の進行を止めずしてターピンの廻轉を中止し全く普通の雙螺旋軸船となし、或は一個の往復動の機關及びターピン併用によりて船の進行を繼續し得べき様装置せらるゝなり、其の装置は第四圖及び第五圖に示すが如し。

冷汽器は二個ありてターピンの使用せられざる時に於ては往復動機關は各自の冷汽器に排汽し、ターピンの廢汽は此二個の冷汽器に入りて冷却せられ、而してターピンより各の冷汽器に通ずる廢汽通路に各々閉塞弁シャットオフバルブありて、二個の冷汽器の中、何れか、或は唧筒、或は他の連絡の個所に於て故障を生ずる時に當りては其の適當の閉塞弁を閉じ、凡ての廢汽を故障なき一方の冷汽器に導き、何れの機關をも其の運轉

の中止を要せずして其等故障の個所を修繕し得べき便利あり、其の閉塞弁は第六圖及び第七圖に示すが如し。

オタキ號の往復動機關汽笛の直徑は高中低壓汽笛各々二四吋二分の一、二九吋及び五八吋にして、その衝程三九吋なり、オライ及びオバワの主機汽笛の直徑は二四吋二分の一、四一吋四分の一、及び六九吋にして、その衝程は四呎なり、オタキ號に於ける往復動機關の高低兩壓汽笛の比は一と五、六後者の姉妹船にありては一と七、九三の比なりとす。

オタキ號のターピンはバーソンス低壓ターピンにしてローター、ドラムの直徑七呎六吋、ブレードの長さは最初の膨脹段階に於て四吋四分の三より最終の膨脹段階に於て一二吋一六分の一に至れり、ターピンドラムの兩端は全く密閉せられダミーを通過して漏洩する蒸氣は一ツの外管によりて冷汽器に導くの装置あり、この目的はドラムの内面に於ける凝汽に歸因する蒸氣の損失を減じ、且つその内面の腐蝕を防止するにあり。

ターピン軸のバックギングは金屬のランタアン、リングを以て二部分に分かれたる軟質バックギングにして、そのランタアン、リングの周圍にウォーター、シーリングの装置あり、(第八圖及び第九圖参照)

ターピン軸受のルブリケーションはサイト、フノード、システムにして、整滑油は往復動機關の空氣唧筒の横挺によりて働かせらる、油唧

筒より軸受に供給せらる。

冷汽器は何れもコントラ、フロア、コンデンサー、コンパニーの設計に係はり全冷却面積六〇〇平方呎にして、其の概略の形状は第十、第十一及び第十二圖に示すが如し。

空氣唧筒は單働にして通常のバックケット型、其の直徑二六吋、衝程一九吋二分の一、兩舷往復動主機によりて動作せらるゝことは普通のものと同ならず、送水唧筒の吸水管及び排水管は何れも一六吋にして、インペラーの直徑は四八吋なり。

給水唧筒はウードソン氏バタントの型にして、表面給水加熱器は補助機關の廢汽によりて加熱す、その一般装置は第十三圖に示すが如し。

オタキ號の計畫速度はその最大載貨量の貨物を搭載したる時に於て十二哩なるも契約上載貨量五〇〇噸に於て試運轉速度十四哩なることを規定せり。

第一表及び第二表はオタキ號試運轉の結果を示したるものなり。

オライはスケルモリー沖に於ける試運轉に於て十四、六哩の平均速度を得たるに係はらず、オタキ號はオライと全く同一の條件に於て優に十五哩以上の平均速度を得、且つ每一時間の全消費水量もオライに比し六%少なかりき、然るに十四、六哩の速度に於けるオタキ號の每一時間の全消費水量はオライに比し實に十七%少なかりき。(茲に記載したる全消費水量は主機及び補助機關に使用したるものを通算したる

ものにして以下之れに倣ふ)

オタキ號の全消費水量は其の試運轉中直接に水槽を以て量りたるものにして、給水唧筒の衝程回数も亦詳細に調査せられたり、而して其の衝程回数より算出せられたる消費水量は水槽を以て直接に量りたる水量より高速力に於て常に三%多かりき、オライの消費水量は水槽によりて直接に量りたるものにあらずして、給水唧筒の衝程回数より算出せられたるを以て該二船の消費水量を比較せんと欲せば各自の給水唧筒の衝程回数より算出したる給水量を以て比較するか、或は又オタキ號の水槽計量法によりて得たる結果を以て消費水量を比較せんとせばオライの所謂算出計量法によれる結果に相當の訂正を施さるべからず、而して水槽計量法は算出計量法に比し概して正確なるを以て該二船の消費水量は前者の方法によりたるものとす。

以上の方法によりて得たるオライの全消費水量は速力十四、六浬に於て每一時間八三〇〇封度即ち一實馬力に付き每一時間一六、五封度なり、元來斯の如き消費水量は主として一定の少距離の間を進行中に於て行ふ觀測に基くものなるを以て多少の誤差はある程度までは當然許すべきものなり、オタキ號に於ける全消費水量と速度の干係は凡そ第十四圖の曲線を以て示すを得べく、故に既に記載せる該二船の全消費水量の比較に用ゐたるオタキ號の全消費水量は、更に此の曲線より取りたるものなり、

オタキ號の試運轉中使用せざりし補助機關は送水用主機關二個、補助冷汽器の空氣唧筒及び送水唧筒、一個の主給水唧筒、一個の送風機、發電機、操舵機關等にしてクライドに於ける試運轉に於ては蒸發器は使用せられざりき、加之補助機關の廢汽を給水の加熱に利用せざりしを以て全消費水量に多少の損失あるを免れず、又其の試運轉時間極めて短か、りしを以て石炭の消費量の正確なる調査は得る能はざりき。

昨年十一月二十一、二十二兩日、少量の貨物を搭載し、全馬力の殆ど半ばを以て行はれたるクライド、リバーブル間の航海に於て十四時間の航海記録を得、石炭の消費量及び給水唧筒衝程の全回数より消費水量等測定せられたり、此の試験中に於ても蒸發器は使用せられざりき、既に第二表に示すが如く、此の航海に於て得られたる石炭消費量は、先づ一時間一馬力に付き一、三八七封度にして、馬力の増加と共に石炭消費量の減少するは豫想し得らるべきなり。

以上の航海に於て使用したる石炭は蘇國產のものにして、其の成分は次に示す各別二種の分拆表に示すが如し。

	第一	第二
炭 素.....	67.15%	66.48%
瓦斯タール其他.....	24.02	24.28
硫 黄.....	8.4	—
灰.....	6.13	7.50

	汽走二回 の平均	汽走二回 の平均	汽走二回 の平均	汽走二回 の平均	
全馬力(往復動機關の圖示馬力に中間軸の車軸馬力を加へたるもの).....	6,857	5,348	4,704	3,282	
速 力(ノット).....	15.02	14.278	13.829	12.518	
廻轉數(一分間の) {	左 舷 機.....	103	96.2	93.1	84.6
	右 舷 機.....	103.5	97.9	93.5	83.4
	タービン.....	224.5	209.7	197.2	172.1
每一時間の全消費水量(水槽計量法により調製したる曲線より取りたるもの), 磅.....	82,000	67,300	60,200	44,600	
每一時間の全消費水量(給水唧筒の衝程回数より算出したるもの曲線による), 磅.....	84,700	69,300	62,300	48,200	
全消費水量, 一時間一馬力に付き(水槽による), 磅.....	11.95	12.6	12.8	13.6	
全消費水量, 一時間一馬力に付き(給水唧筒の衝程回数による), 磅.....	12.35	12.95	13.25	11.7	
高壓汽笛レシーバーに於ける平均絶対汽壓(馬力指示圖による), 磅.....	193	178	166	135	
タービン インレットに於ける絶対汽壓(水銀柱の高さによる), 磅.....	9.5	7.62	6.76	5.0	
タービンの廢汽部に於ける真空度(水銀柱の高さによる), 吋.....	28.1	28.2	28.4	28.5	
冷汽器の真空度(ゲージによる), 吋.....	28.2	28.4	28.3	28.5	
氣壓計, 吋.....	30.06	30.06	30.06	30.06	
海水の溫度, 華氏.....	56	56	56	56	
冷汽器循環水排出部に於ける溫度, 華氏.....	70	67	70	70	
ホット ウェルに於ける給水の溫度, 華氏.....	72	70	73	74	
喫 水 {	船 首.....	18'10"
	船 尾.....	21'4"
	平 均.....	20'1"
排水量, 噸.....	11,716	
全消費水量, 一時間一圖示馬力に付き(但し「オライ」號の圖示馬力を以て算出したるものとす)					
水槽によりたるもの, 磅.....	13.66	13.7	13.8	14.07	
給水唧筒の衝程回数より算出したるもの, 磅.....	14.12	14.1	14.3	15.2	

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	
全馬力(往復動機關の圖示馬力に中間軸の車軸馬力を加へたるもの).....	6,857	7,054	6,030	5,420	4,100	3,460	
速 力(ノット).....	15.02	15.09	14.71	14.25	13.35	11.7	
廻轉數(一分間の) {	左舷機.....	103	104.9	99.7	96.7	90.1	82.9
	右舷機.....	103.5	104.5	101.1	97.5	89.6	83.5
	タービン.....	224.5	228	214	203.1	179.0	169.4
每一時間の全消費水量(水槽による, 曲線より取りたるもの), 磅.....	82,000	83,900	75,200	66,700	
每一時間の全消費水量(唧筒の衝程回数による, 曲線よりとりたるもの), 磅.....	84,700	86,700	77,600	68,700	56,400	49,800 *	
全消費水量, 一時間一馬力に付き(水槽による), 磅.....	11.95	11.9	12.47	12.3	
全消費水量, 一時間一馬力に付き(唧筒の衝程回数による), 磅.....	12.35	12.3	12.87	12.67	13.75	14.4 *	
石炭消費量, 一時間に付, 磅.....	4800	
石炭消費量, 一時間一馬力に付, 磅.....	1,387	
高壓汽笛レシーバーに於ける平均絶対汽壓(馬力指示圖による), 磅.....	193	196	189	195	175	
タービン インレットに於ける絶対汽壓(水銀柱の高さによる), 磅.....	9.5	9.8	8.5	7.5	5.75	5.2	
タービンの廢汽部に於ける真空度(水銀柱の高さによる), 吋.....	28.1	28.0	28.1	28.2	(ゲージニヨル).....	(ゲージニヨル).....	
冷汽器の真空度(ゲージによる), 吋.....	28.2	28.2	28.35	28.4	28.75	28.1	
氣壓計, 吋.....	30.06	30.0	30.0	30.1	30.2	
海水の溫度, 華氏.....	56	56	56	56	56	55	
冷汽器循環水排出部に於ける溫度, 華氏.....	70	74	70	70	70	65	
ホット ウェルに於ける給水の溫度, 華氏.....	72	74	73	73	73	70	
喫 水 {	船 首.....	18'10"	18'10"	22'6"
	船 尾.....	21'4"	21'3"	23'10"
	平 均.....	20'1"	20'0½"	23'2"
排水量, 噸.....	11,716	11,690	13,710	
全消費水量, 一時間一圖示馬力に付き(但し「オライ」號の圖示馬力を以て算出したるものとす)							
水槽によりたるもの, 磅.....	13.66	13.8	13.65	13.7	
給水唧筒の衝程回数より算出したるもの, 磅.....	14.12	14.25	14.1	14.1	14.54	

(1) は全速力汽走二回の平均、(一九〇八年十月三十一日)
 (2) は同上、(一九〇八年十一月二日)
 (3) は汽走二回の平均、(一九〇八年十一月二日)
 (4) は一時間の連続汽走、(一九〇八年十一月二日)
 (5) は二時間の連続汽走、(一九〇八年十一月五日)
 (6) はクライド、リパール間の航海十四時間、此の行中 * 印を附したるは
 曲線によらざるもの、(一九〇八年十一月二十二日)

注 意

水..... 1.86 / 100 1.74 / 100

含有熱量(からりーニチ) 7470 7564

石炭一封度ノ蒸發力

(華氏212°及ソレ以上ヨリ蒸發スルニキ水ノ量封度ニテ) 13.91 14.07

往復動の機關及び蒸氣タービン各別の二船に於ける一馬力の石炭及び水の消費量の正確なる比較は甚だ困難にして、恰も圖示馬力と車軸馬力との間に於ける區別の困難なるが如し、往復動機關の車軸馬力は未だ明かならず、其故に現今使用せられつゝある圖示馬力に對する車軸馬力の比は未だ正確なるものにあらず、加之推進器の効力如何の影響によりても往復動機關及びタービン兩者の比較は單に車軸馬力のみ依り能はざるは明瞭なる事實なりとす、然れども計畫上其の最も正確なる比較は一正味馬力の消費水量を以て比較するにあり、故に全く同一の汽罐の設備を有せる姉妹船を以て同一速力に於ける每一漚、或は每一時間の石炭消費量の比較は此等兩系の最良なる比較法となすべしなり。

第十五圖はオタキ號オライ及びオバワの圖示馬力と速力の關係を示したる曲線なり。

オタキ號の試運轉に於てタービン軸の發生する馬力の全馬力に對す

る割合は常に船の速力によりて變化すべきものなる事を發見せられたり、即ち其の全速力に於て其の割合は殆ど全馬力の三分の一にして、低速力に於ては其の割合は極めて僅少なり。

十四、六漚の速力に於てオライの圖示馬力は五三五〇にしてオタキ號は五八八〇なり、此等二船の推進係數はオライは六〇%オタキは五七%にして全速力に於けるオタキ號の推進係數は五四%に下れり、此の十四、六漚の速力に於て正味馬力はオライ三三二〇、オタキ三三五〇なりき。

今オタキ號及びオライ兩船の十四、六漚の速力に於ける試運轉の結果を綜合せんに

- (一) 全消費水量及速度上の比較は既に記載したるが如し、
- (二) 一時間一正味馬力に付き消費水量オタキ號は二一、九一封度オライは二七封度なるを以て、此の點に於て前者は後者に比し二〇%を利せり、

(三) 第一、第二表に示すが如く一時間一圖示馬力に付き消費水量オタキ號は一三、七封度、オライは一六、五封度なるを以て此の點に於ては前者は後者に比し一七%を利せり、

更に此等の比較を綜合したるものを第三表となす、

第 三 表

正味馬力	圖示馬力	推進係數	消 費 水 量	
			每一時間ノ全量	一時間ノ正味馬力ニツキ
オタキ 3350	5880	57%	73,300	21.9
オライ 3210	5360	60%	88,300	27.5
オタキ 號ノ利率(百分比ニテ)			17	20
				13.7
				16.5
				17

注意、前表に於ける消費水量の比較中每一時間の全量及一時間一圖示馬力上に於けるオタキ號の利率は共に同數となりたるは此等の比較に於て正味馬力の差を算入せざりしによるものとす、

之れを要するにオタキ號の汽罐はオライの汽罐に比し小なるものとなし得べきのみならず、速度の點に於てもオタキ號の優秀なるを見る、第四表はオタキ號の全速力試運転中に得られたる馬力指示圖より求めたる各汽笛中の最大汽壓及溫度變化の範圍を示したるものなり、

第 四 表

絕對汽壓 (磅ニテ)	往 復 動 機 關			タービン	
	高壓汽笛 最大汽壓 (馬力圖ヨリ)	中壓汽笛 最大汽壓 (馬力圖ヨリ)	低壓汽笛 最大汽壓 (馬力圖ヨリ)	低壓汽笛 最大汽壓 (馬力圖ヨリ)	廢汽汽壓 (水銀柱)
196	91.5	36	11.5	9.8	1.0
飽和蒸氣ト考へ タル時ノ溫度 (華氏)	380	321	261	200	192
溫度變化 ノ範圍	59	60	61	8(F降)	90
蒸氣一磅ノ有スル 理論上ノ利用 熱量(B.T.U)	200				
					120

前表によれば往復動機關の低壓汽笛に於ける溫度變化の範圍は殆ど高、中壓汽笛のものに等しく、且つタービンに於て利用せられたる理論上の熱量は全利用熱量の三分の一以上なるを見るなり。

次に該船の實地運行上に於ける成績を見るに、リバープール、テネリフ間の航海に於ける石炭消費量は全く同一状態、同一速度に於ける姉妹船オライ、オバワの平均消費量より常に一、二%少なく、又リバープール、ニュージールランド間の往復航海に於ける平均速力は一、〇九浬なり尤も此速力は該船の航海速力或は經濟速力にあらざるも其所有主の條件に最も適當したるものにして此の速力に於てタービンの最大汽壓は殆ど四、五封度なり、又此往復航海に於ける石炭の消費量は同一状態、同一速力に於ける姉妹船オライ、オバワの消費量に比して八%を利せり、此の利率を全航海の石炭量に換算すれば實に五〇〇噸の利益となるを以て、今該船が全航海に必要な石炭を搭載して英國を解纜せんとする時に當りてオライ、オバワの載貨量より、尙ほ二五〇噸の貨物を搭載し得べき理なり、故に將來經濟上より此の種の船舶の發達を見るは明白なるべし。

又オタキ號のテネリフ、ニュージールランド間一六六九浬の航海に於て其汽機の運轉を止めたる事なく、此の距離はマリン、タービン發達以來最も長距離の航海なりしも、其のタービンは何等の故障なく完全にその實を擧げたり。

該船の冷汽器は熱帶洋上に於ても、尙ほ高度の眞空を維持すべき目的を以て計畫せられたるものにして、次の第五表は種々の温度の海水に於て觀測せられたる其結果成績を記載したるものなり、

第 五 表

汽 壓 計 (吋)	30.02	30.05	30.09	30.00	30.09	29.85	29.65
眞 空 度 (吋)	28 $\frac{1}{2}$	28 $\frac{1}{2}$	28 $\frac{3}{4}$	29	29	29	29
ホットウエールニ於テアル給水ノ温度 (華氏)	103	98	94	85	83	74	71
海水ノ温度 (華氏)	84	80	76	68	63	56	53
冷汽器循環水排出部ノ温度 (華氏)	98	94	91	82	80	68	69

此等の結果記録の際に於ける往復動機關及送水唧筒の回轉數は一分時間各八一及一五〇にして、馬力は全馬力の半ばなりしに係はらず、其の結果既に好良なるを認め得べし。

給水加熱器の温度は八乃至一一封度の補助機關の廢汽によりて加熱せられ華氏二一〇度乃至二一五度に至れり。

タービン船に於ては其の汽機の計畫と共に最も困難なる問題の一つは其推進器の計畫にあるは言を俟たず、タービンのみを以て云へば其廻轉數の多きを可とし、推進器の効力よりせば其の廻轉數の少なきを

可とするは吾人の一般に熟知する所なり、故にタービン船に於てはタービン及び推進器兩者の廻轉數間に相互の適當なる調和を必要とす、オタキ號の如き往復動機關とタービンの併用船にありては此等の困難は最も大にして各螺旋軸に於ける、馬力の配布は中間軸及び兩翼軸の廻轉數の差より來る影響と伴なはざるべからず、而して又タービンによりて得られたる馬力の増加は推進器の設計及び裝置の如何によりて全く損失せらるゝ事あるべし、今相異なる船體の模型を以て行はれたる二種の水槽實驗の新しき結果を茲に附記せんに、一つは全馬力に比し甚だ少なき割合の馬力を中間軸に與へて好き結果を得、他の一つは中間軸の馬力は全馬力に比し可なり多き割合なりしが其の結果亦良好なりきと云ふ、オタキ號の推進器につきても數回の水槽試驗行はれたり也。

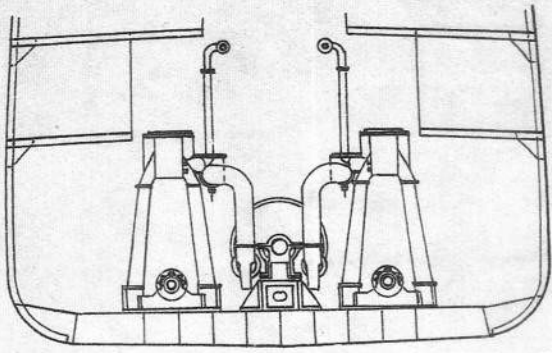
オタキ號の機關室はオライ、オバワの姉妹船と同一の大きさにして只オタキ號の汽機の全重量は姉妹船のものに比し三〇噸多かりき、されど前述の如くオタキ號の汽罐は他の姉妹船の汽罐より減少せられ得るを以て結局此の種の船にありて往復動機關及びタービン併用の設備に要すべき全重量は往復動機關のみの設備に要すべき全重量より超過することなきなり、而して此等三軸船の後軸道シャフト、トンネルによりて失はれたる貨艙容量は石炭搭載量トナの減少によりて得られたる貨艙容量を以て相償はるのみならず、反て後者の容量によりて其貨物の搭載量は増加せらるべ

きなり、故に將來此種の船の計畫に於て決して其船體の長さを増加せしむるの必要を認めざるなり、然どもオタキ號に於ては其注文者の希望により石炭容量及び汽罐に何等の變更を施さざりしを以て已むを得ず船體の長さの増加を見るに至れり。

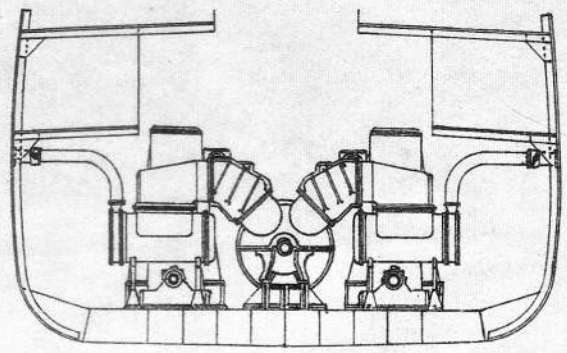
次に操船上に關してもオタキ號に於て何等の困難、故障なく、只逆進するの際其の全馬力を使用し能はずと雖も實際上必要なる逆進馬力を具備せり。

最後に往復動機關の廢汽をタービン中に導くを以て機關より來る油、又は他の物質がタービンのブレードに附著し故障を起さざるや否やの問題は未だ明かならざるもオタキ號に於ては掃除口の設備を有せる大なる一つのポケットをタービンのスチーム、インレットの下端に設け、試運轉後其のポケットを検したるに何等附著物を見る能はざりき、數回航海の後タービン内部の検査を行ひたるにポケット中には少量の沈澱物あり、其他極めて僅少の附著物ある第一膨脹段階の最低部に於ける數個のブレードを除くの外何等の故障を認むる能はざりき。

之れを要するに以上はオタキ號の試運轉の結果にして多少の齟齬或は不備の點ありと雖も其の成績は大體に於て往復動機關とタービンとの併用船が如何に經濟上に他の船用機關を具備せる船舶に凌駕するかを示すに足らんか。(了)

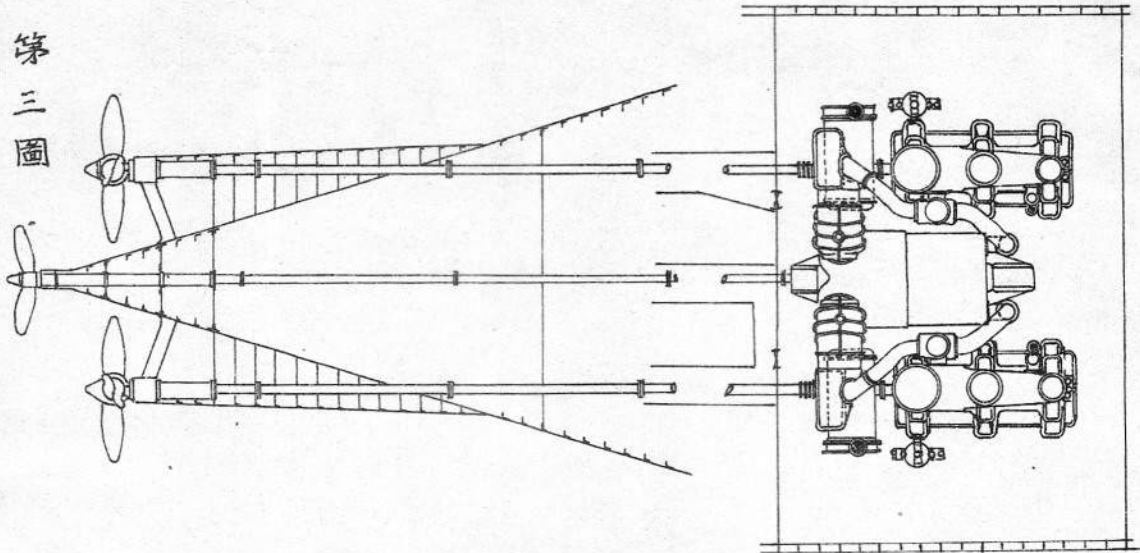


第二圖



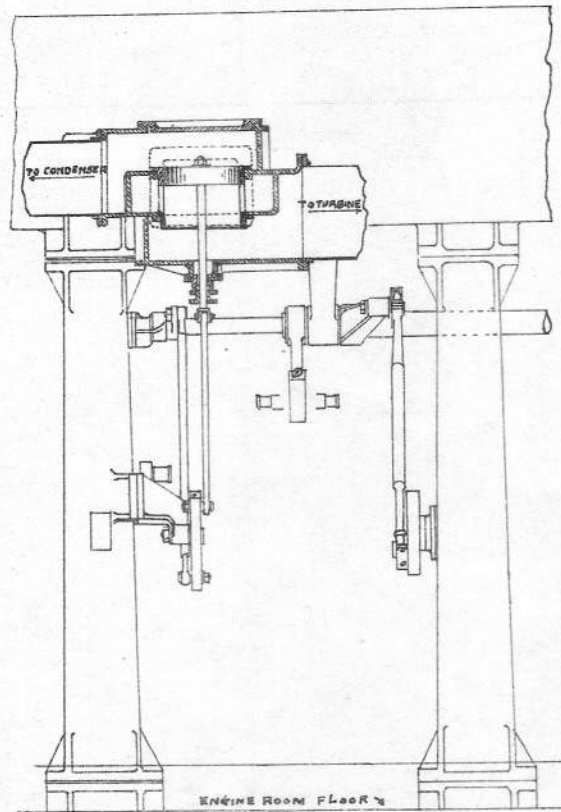
第一圖

第三圖



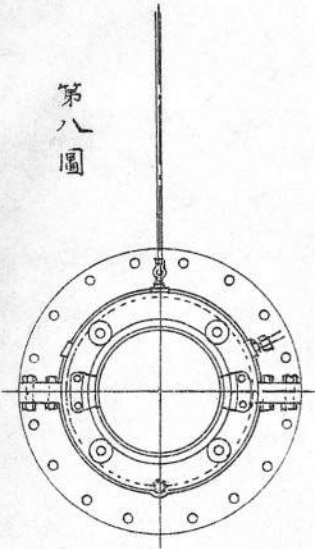
GENERAL ARRANGEMENT OF MACHINERY.

第四圖

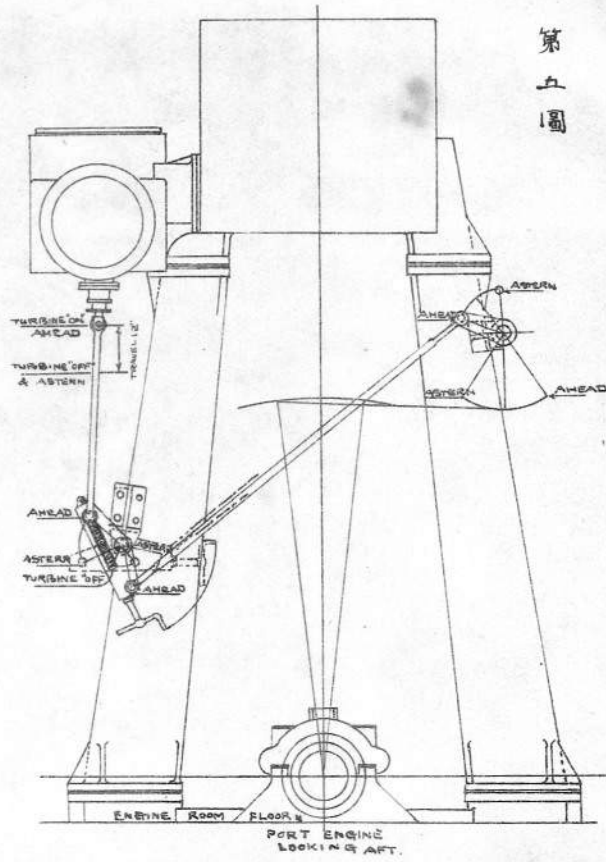


ENGINE ROOM FLOOR

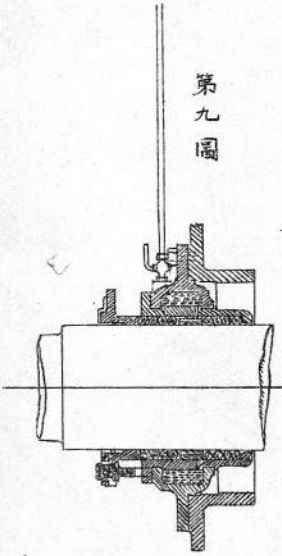
第八圖



第五圖

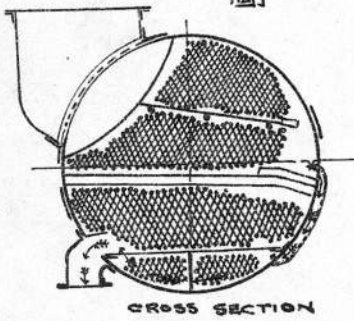


第九圖

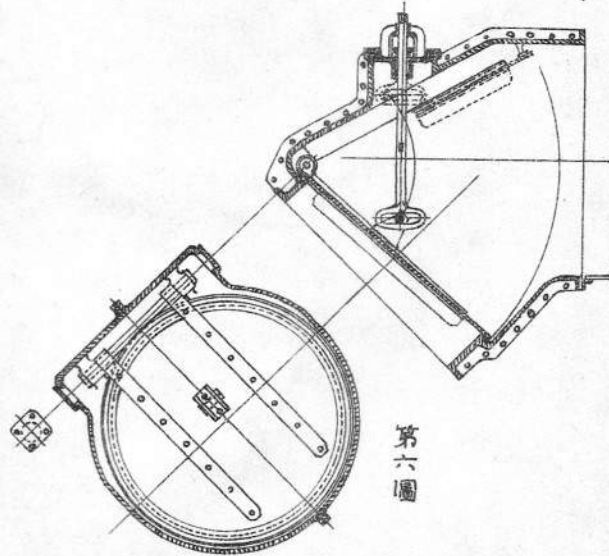


SHUT-OFF VALVE IN TURBINE EDUCTION PIPES.

第十圖

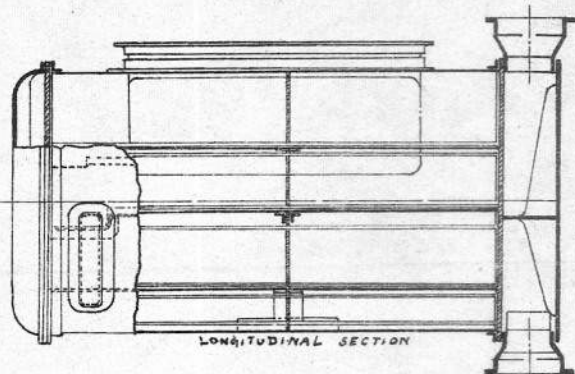


第七圖

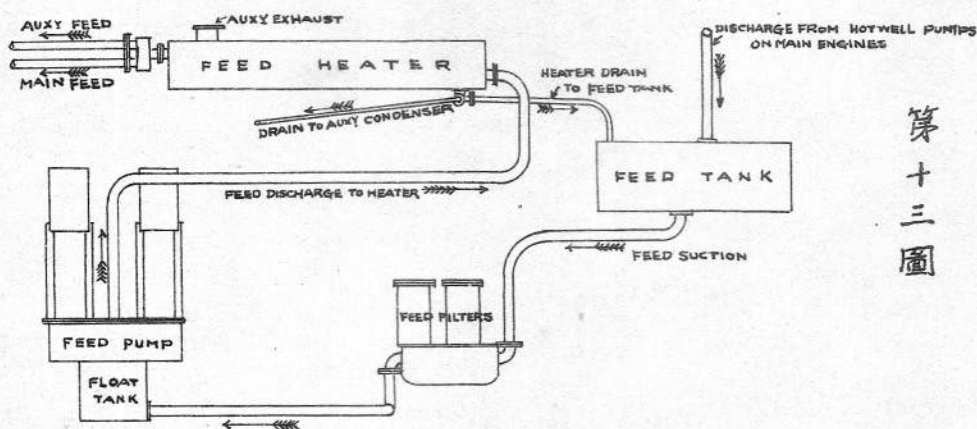
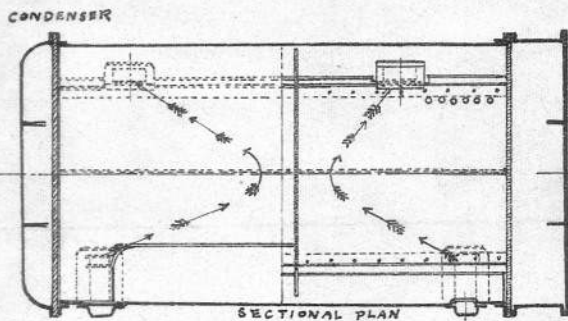


第六圖

第十三圖

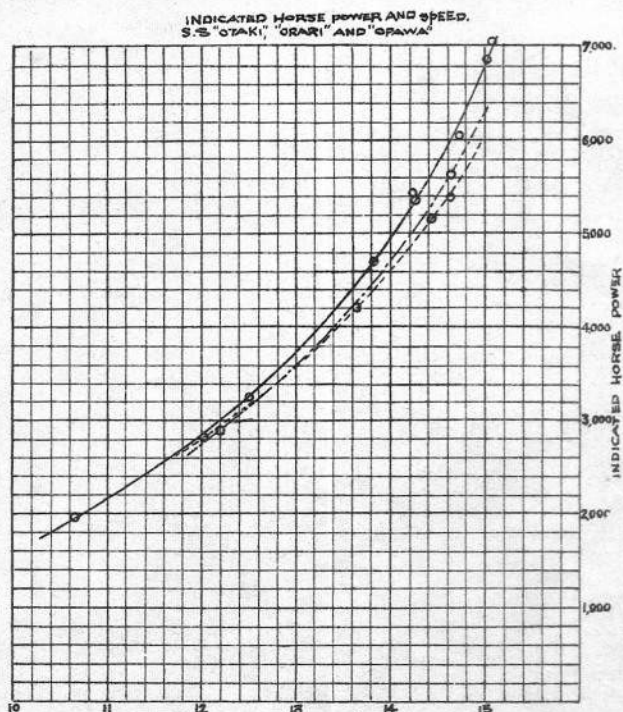


第十一圖



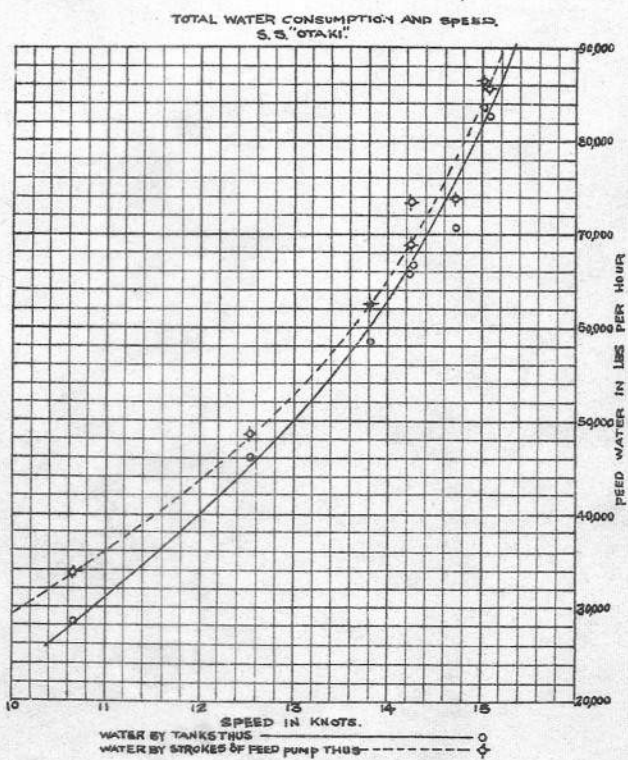
第十三圖

ARRANGEMENT OF FEED HEATER.



第十五圖

"OTAKI" "ORARI" "ORAWA"
NOTE—THE I.H.P. OF "OTAKI" HAS BEEN TAKEN AS THE SUM OF I.H.P. FOR WINDSHAFTS, AND S.H.P. FOR CENTRE SHAFT.



第十四圖

WATER BY TANKS THUS ————
WATER BY STROKES OF FEED PUMP THUS ————

THE VOYAGES AND TRIALS OF
THE "LUSITANIA," AND
"INDOMITABLE" CLASS.

(By AN M.I.N.A.)

The year 1908 has been notable for a number of important trials. The scientific Naval Architect usually prefers data from either a measured mile trial or a trial on a known distance. The former eliminates the effect of tide, and preferably six runs are made up and down the mile and the mean of means gives as near the true mean speed as is possible to obtain. For such speed trials there can only be one standard, viz., with the highest possible efficiency. If the ship or machinery is inefficient in some particular item, as, for instance, if the bottom is somewhat foul, there can be no accurate knowledge of scientific value of the performance, as the influence of the various factors cannot be readily estimated. Thus the data of speed and power obtained from measured mile runs give the designer the information he wants with everything at the very best, and these data, analysed and tabulated, are of the highest value for estimating purposes in future cases.

For the "Lusitania" and "Mauretania" long distance courses were run, together with runs on the measured mile, and the data obtained provided the material for constructing the series of curves reproduced here taken from Mr. Bell's paper before the I. N. A., for the past year. We now have to use shaft horse-power instead of indicated horse power, and the propulsive co-efficient is the ratio of the effective (or tow-rope) horse-power to the former. The shaft horse power went up to 76,000, and the speed to 25.62 knots, the mean slip of the propellers at that speed being 17.2 per cent., the displacement 37,080 tons, and the draught 32 feet 9 inches. The propulsive coefficient is only about 47 per cent. and such a low co-efficient is accounted for by the inefficiency of the propellers. It is here that the turbine stands to lose, for it is certain that with the slower running reciprocating machinery a higher

efficiency would result, although the ratio then is effective horse power ÷ indicated horse power. Indeed, Dr. Caird, in a recent number of Cassier's Magazine, states his belief that better results would have been obtained in these ships with reciprocating machinery. He goes into the matter in some detail, and gives alternative figures for the ship he would propose. Dr. Caird stands high in the engineering profession, and his remarks carry great weight. The comparison is as follows:—

	Lusitania.	As proposed.
Speed, knots	25	25
Revolutions	186	80
Slip per cent.	15.5	9.5
(1) Effective horse-power ...	31,700	—
Indicated horse-power	—	58,700
(2) Shaft horse-power	65,500	52,830
Propulsive efficiency per cent., i. e. (1) divided by (2)	48.4	60

Three sets of quadruple-expansion engines of the following dimensions would be sufficient to develop the required power:—Cylindore, 51 in, 73 in, 103 in., two of 103 in, stroke 6 ft., boiler pressure, 215 lbs. The propellers would be 25 ft. diameter, 200 square feet surface, on three blades, pitch 35 ft. The coal consumption at 1.35 lbs, per i. h. p. per hour would be 850 tons per day, or 250 less than as at present. Two of the double-ended boilers could be dispensed with. The power passed through each shaft is less than that in the Kaiser Wilhelm II.

The following tables gives Mr. Bell's figures for the results of the various runs of the Lusitania:—

Shaft horse-power	13,400	20,500	33,000	48,000	68,850
Speed in knots	15.77	18.0	21.0	23.0	25.4
Total consumption of Auxiliaries in lbs. per hour	93,500	100,900	122,700	127,500	149,700
Two Consumption of Turbines in lbs. per hour	284,500	353,600	493,300	668,300	870,500
Steam consumption of Auxiliaries in lbs. per hour	6.97	4.92	3.41	2.65	2.17
Steam consumption of Turbines in lbs. per H.P. hour	21.23	17.24	14.91	13.92	12.77
Total steam consumption in lbs. per. H.P. hour	28.2	22.16	18.32	16.57	14.04
Temperature of feed water	200°	200°	200°	200°	200°
Coal consumption in lbs. per H.P.					

hour	2.76	3.17	1.8	1.62	1.4
Estimated coal consumption in tons on a voyage of 3,100 nautical miles, allowing 20 tons for galleys, &c.	3,270	3,440	3,930	4,700	5,490

The following give figures based on the actual records across the Atlantic:—

		Per shaft H.P. hour.
Main turbine	851,500 lbs. =	13.1 lbs.
Auxiliary machinery.	114,000 lbs. =	1.75 lbs.
Evaporating plant and heating	32,500 lbs. =	.5 lbs.
	998,000 lbs. =	15.35 lbs.

Average amount of coal burnt per hour for all purposes = 43½ tons.

Water evaporated per lb. of coal = 10.2 from a feed temperature of 196°.

Water evaporated per lb. of coal = 10.9 from and at 212°.

Coal for all purposes per shaft horse-power per hour = 1.5 lbs.

Coal per square foot of grate per hour = 24.1 lbs.

Taking a mean displacement of 36,000 tons, this represents at 24 knots a consumption of almost exactly 11 lbs. of coal per 100 nautical miles per ton of displacement.

The writer had hoped to present an analysis of the running of these ships across the Atlantic during the year 1908, but it has been found impossible to obtain figures dealing with the matter.

The Cunard Company have, however, stated that all their expectations had been realised in regard to speed, and indeed, as much has been officially stated in Parliament. The Mauretania, on one of the voyages, lost one of the propellers; she was, however, kept in her service working three propellers until November. These runs, thus apparently crippled, were watched with intense interest. With one screw idle there will be a sensible turning moment on the ship, and to keep a straight course this would have to be counteracted by an angle of helm that must of itself be an appreciable drag on the ship. The pressure on the rudder varies as the square of the speed, and at the high speed of the vessel this pressure, resolved among the length, would be considerable, even for a small angle of helms. In spite of this, the speed of the ship was not greatly reduced, but, of course, the turbines in action would take all the steam that would under ordinary circum-

stances have passed through the four turbines. The ship is now being fitted with a new port bracket and a new propeller. The two sternmost propellers are to be four bladed, the idea being that thus they can do more effective work in the water disturbed by the forward propellers. The pitch is to be altered in all cases, and it is hoped that a better speed will be the result—indeed, a knot extra is stated to be hoped for.

The Lusitania has made the passage from Daunt's Rock to Sandy Hook in 4 days 20 hours 8 minutes, the average speed being 24.88 knots, as against 24.86 knots for the Mauretania with three turbines and screws at work. On the return voyage the Mauretania, in the same partially crippled condition, averaged 24.1 knots as against 23.56 knots on the previous eastward trip of the Lusitania. In this connection the following quotation from an article in the Times by The Sir W.H. White will be read with interest:

Brief reference may be made to the behaviour of the new vessels in heavy seas. They have been thoroughly tested during the winter 1907-8, and the verdict of those who have witnessed their performances is most favourable. The writer has had an opportunity of making personal observations, which confirm this verdict, and his study of the subject for or 30 years enable him to speak with some authority. For rolling motions, the period for a single swing-port to starboard, or vice versa is 11 seconds when the ships are fully laden. As the coal is burnt out, the motion become somewhat slower. It is always slow and gentle as compared with nearly all preceding ships, and this fact tends to much greater average steadiness. The greatest angles of rolling in vessels having these long period of oscillation occur when the vessels are running away from the sea and the line of wave advance is considerably abaft the beam. In these conditions there may be approximate synchronism between the periods of the waves and the ships and rolling motion may accumulate. So far as observations go no very heavy rolling has occurred, and the motion when it is maximum is always so slow as to be less trying than the correspond-

ing motion in a quicker vessel. The period for pitching is about one-third of that for rolling, and is relatively long; so that in this respect the vessel are exceptionally well situated, as might be anticipated from their great length. They make light of weather that would be seriously felt by most of their predecessors, and it is a singular experience to sit in one of the public rooms on the upper most deck, high above water, and to look out on a raging Atlantic sea through which the steam ship is ploughing her way rapidly and steadily. It is only when an ordinary vessel is met or overtaken, that the real character of the sea becomes apparent and passenger in the larger vessel realises fully the advantages obtained by increase in size.

The practical man sometimes fights shy of measured mile and trial trip results, and prefers to know what the ship will do on actual service under ordinary every-day conditions. This desire is quite natural, as the ship does her work and earns her money on her proper service. We have seen above some results of the *Lusitania* on her run across the Atlantic, although the information is not so recent as could be desired. For the Indomitable class, the great cruiser battleships, there have been notable trials during the year 1908. These cruisers—Indomitable (Fairfield), Inflexible (Brown), Invincible (Elswick) have each run their official trials, and the Indomitable had a long distance run across the Atlantic, which created extraordinary interest as the Prince of Wales was on board, and at one time helped in the stoking.

These three ships are the battleship cruisers about which there has been such secrecy, and it has been somewhat difficult to obtain reliable particulars of the trials, and most absurd statements have been published as to their performances. The following are the particulars of the design,—Length, 530 ft.; breadth, $78\frac{1}{2}$ ft.; draught, 26 ft.; displacement, 17,250; and with 41,000 h. p. a speed of 25 knots was promised. The ship carries eight 12-in. guns in pairs, and although not protected on battleship lines it is a formidable

vessel. The armour protection is 7 in. to the ship, barbettes and gun shields. The above dimensions lead to a block co-efficient of 0.56, and as the section is fairly full, there being a flat bottom for docking purposes, the entrance and run are extraordinarily fine. The ratio of the designed speed to the square root of the length is nearly 1.1, and to the speed actually obtained 1.15, so that the speed was high for the ship, and indeed, higher than that of the Cunarders in relation to the length. 25.62 knots in this ship gives a speed length of 0.93. The writer had the opportunity of inspecting the *Inflexible* in the dry dock at Govan, and was struck by the razor like appearance of the lines forward, and the long clean run aft; and he wondered what Admiral Fitzgerald would think the form from the point of view of hollow versus straight lines. The machinery of these three ships was, of course, on Parson's turbine principle, one of them having Babcock boilers and two Yarrow boilers. There were four propellers on the four shafts. It has been a striking feature of turbine ships since the time of the *Amethyst* that the promised power has been very largely exceeded.

In the *Amethyst* the sister ship with reciprocating machinery obtained about 10,000 i. h. p., whereas in the turbine ship something like 14,000 i.h.p. was obtained with a similar set of boiler—an increase of 40 per cent. A similar thing happened in the case of the *Dreadnought*, as the writer drew attention to at the time of the trials. The specified equivalent indicated horse-power was 23,000, and 27,500 shaft horse-power was obtained. Allowing only 6 per cent. for the friction of a set of reciprocating machinery, this would correspond to $27,500 \times (100 \div 94) = 29,300$, or an excess over the promise of 27 per cent.

The following are believed to be results of the trial of the ship of the Indomitable class, but they must be taken with some reserve, as considerable secrecy has been maintained in connection with these trials. The maximum speed are somewhat less than has been credited to the ships in some quarters, but even so they are well over the design and form a standard which it will be difficult to excel in

the future :—

	Indomitable.	Inflexible.	Invincible.
30-hour trial...	8,500 S.H.P.	9,130 S.H.P.	9,300 S.H.P.
	16.5 knots.	16.6 knots.	16.3 knots.
30-hour trial...	31,000 S.H.P.	33,000 S.H.P.	34,100 S.H.P.
	23.7 knots.	24.3 knots.	23.7 knots.
8-hour trial ...	43,800 S.H.P.	43,500 S.H.P.	45,000 S.H.P.
	26.1 knots.	26.4 knots.	25.6 knots.

It is not known whether the propellers were the same in each case, but probably there are slight differences to test the effect of varying the pitch ratio and area. It is observed that the maximum s.h.p. is 45,000, the specified equivalent i.h.p. was 41,000, and allowing 6 per cent. for the friction of reciprocating machinery this would mean a shaft horse power of 38,500. If this had been indicated by the torsion meters the contractors in each case would have satisfied the contract requirements. As a matter of fact it is seen that this was exceeded by no less than 17 per cent., confirming what has been already said as to the considerable excess power given by the turbine over what the inventor or the Admiralty engineers expected. Assuming that the curve of shaft horse-power on base of speed is as on the diagram on p. 23, 38,500 s.h.p. would correspond to $25\frac{1}{4}$ knots, so that as a ship design there was only $\frac{1}{2}$ knots to spare, and the 1.6 knot over and above the design obtained in the best case was due to the great excess of the power obtained over that specified.

In Official Regulations the authorised natural draught power is regarded as the unit, and only when great urgency is necessary can four-fifths the power be used for 30 hours. This is termed "with all dispatch." When the period of steaming exceeds 30 hours three-fifths the unit is allowed. In the above case, therefore, 23,000 h.p. would be the limit for a run across the Atlantic, corresponding to about 22 knots. The Regulations, however, were originally drawn up to apply to reciprocating machinery, and seems

from the experience of the Indomitable that the above limits can be materially exceeded with safety in the turbine machinery. This ship was deputed to carry the Prince of Wales to Canada in the summer of last year, and on the voyage home there was successful attempt to break the long-distance record for warship steaming.

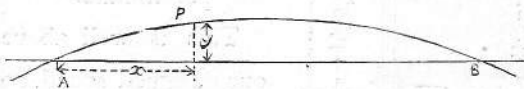
The above regulations as to the power for long distance steaming were entirely neglected, instructions evidently having been given to get across at the best possible speed. From Belleisle to Lands End a mean speed of 24.8 knots was obtained, and the average for three days in the Atlantic was 25.13 knots. This latter speed requires a shaft horse-power of about 38,000, or practically that originally the unit designed only for an eight-hour run. The ship started with the full stowage of coal, about 3,000 tons, and thus deep was prejudiced for speed, but as the bunkers emptied the reverse would be the case, and she probably finished with a small quantity of coal on board. The machinery is stated to have run without requiring any adjustment, and with the minimum of attention; and no difficulty was experienced at any time in maintaining the steam supply by the Babcock and Wilcox boilers. This trial may be regarded as a triumph of this form of water-tube boilers, which, with the Yarrow boiler, divide the new ship of the Navy between them nowadays, and also for the Parsons turbine. One naturally compares such a run with the service runs of the Lusitania and Mauretania. The distance for the latter ships is greater 2,900 miles against 1,700, but there is every reason to believe that the cruiser, so far as endurance of machinery was concerned, could have steamed the longer distance if she had stowage for as much coal, 6,000 tons, as the Cunarders.

(International Marine Engineering,
Jan. 1909)

THE WHIRLING OF SHAFTS.

It is quite possible for a shaft designed to transmit a given twisting moment to be entirely satisfactory when running at a comparatively low speed, and yet to suffer serious damage when it is run at a high speed, transmitting little or no twisting moment. Any slight initial bending of the shaft increases markedly as the speed increases until when a certain critical speed is reached the shaft breaks. This critical speed may be termed the "whirling" speed. In ordinary shop shafting whirling speeds are never or rarely reached. The introduction of the steam turbine has, however, been accompanied by such high shaft speeds that it becomes imperative to consider whirling in designing the shafting. Even if the shaft is perfectly true and balanced, an initial deflection, however slight, is quite sufficient to set up whirling, and if we run the shaft in the neighborhood of the whirling speed serious damage is invariably the consequence. It is the purpose of the article to give an account of the several formulæ from whirling speed can be ascertained. Consider a shaft with bearings at A and B (Fig. 1) rotating at an angular speed ω . Suppose the line A B denotes the initial

Fig. 1.



position of the shaft, and the curved line A P B the disturbed position when running at speed ω . Let the co-ordinates of any point P in the shaft be x, y , referred to the end bearing A as origin. If δ denotes the weight per running foot of the shaft, then the disturbing force on the shaft at P is $\frac{\delta}{g} \omega^2 y$, where g is the acceleration due to gravity.

When equilibrium is reached the disturbing force is equal to the controlling force (the elastic force tending to restore the shaft to its original shape). The shaft is then under flexure, as though it were loaded with a load distributed as and equal in magnitude

to the controlling force. If, therefore, M denotes the bending Moment the section of the shaft at P, we have (since the second differentiation of the bending moment curve gives the load curve) that

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = \text{Controlling force} = \frac{\delta}{g} \omega^2 y.$$

Also in any loaded beam

$$M = EI \frac{d^2 y}{dx^2}$$

Where E = coefficient elasticity of the material and I = moment of inertia of the beam, whence it follows that

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = EI \frac{d^4 y}{dx^4} = \frac{\delta}{g} \omega^2 y$$

or
$$\frac{d^4 y}{dx^4} = \frac{\delta}{gEI} \omega^2 y = m^4 y;$$

where
$$m = \sqrt[4]{\frac{\delta \omega^2}{gEI}}$$

The solution of this differential equation is given by $y = A \cos h m x + B \sinh m x + C \cos m x + D \sin m x$ (a).

To obtain the constants A.B.C.D. we must apply the terminal conditions.

Case 1. Suppose the shaft to be not contained at the bearings, that is, the bending moment at each end of the shaft at the bearings is zero. We have then that, when $x=0, y=0$

and
$$M = EI \frac{d^2 y}{dx^2} = 0,$$

and when $x=l$ (l being the length of the shaft between the bearings) then $y=0$, and

$$M = EI \frac{d^2 y}{dx^2} = 0$$

If then follows that

$$\frac{\delta}{g} \times \frac{\omega^2}{EI} l^4 = l^4 \dots\dots\dots (\beta)$$

If N = Revolutions of shaft per minute corresponding to whirling.

ω = weight per cubic foot of the material (and pounds for steel).

d_1 and d_2 = internal and external diameters in inches.

E = 29×10^6 pounds.

l = span in feet.

Then (β) reduces to
$$N = \frac{33,000 \sqrt{d_1^2 + d_2^2}}{l^2}$$

Case 2. Suppose the shaft be fixed in

direction at one end, but free at the other. The constants A, B, C, D. in the equation (a) then vary, and the formula for the whirling speed then becomes

$$N = \frac{51,000\sqrt{d_1^2 + d_2^2}}{l^2}$$

Case 3. If the shaft be fixed in direction at each end, *e. g.*, a shaft in very long and very rigid bearings we get

$$N = \frac{75,000\sqrt{d_1^2 + d_2^2}}{l^2}$$

It is seen that the whirling speed of a shaft under different conditions of constraint at the bearings is represented by

$$N = \frac{k\sqrt{d_1^2 + d_2^2}}{l^2}$$

where K has a value ranging from 33,000 to 75,000.

If $d_1 = 0$ we get a solid shaft, and then

$$N = \frac{kd}{l^2}$$

where d = diameter of the solid shaft, that is, in the case of a solid shaft the whirling speed varies directly as the diameter and inversely as the square of the length of the shaft between the bearings.

Whirling cannot be prevented if we approach the whirling speed we must so design our shafting, either the alteration in the diameter or in the span that the maximum speed at which the shaft is to run, is well below the whirling speed.

It is seen that the assumptions on which our formula are based do not include the effect of the thrust of the screw nor that of the overhanging propeller in propeller shafting. The general effect of these is to reduce the whirling speed.

An example of the application of the formula let us consider the shafting shown in Fig. 2.

The designed revolutions were 1,300, the span from the middle of the stern tube to the center of the bearing at the shaft bracket at A was 19.6 feet, the diameter of the shaft (solid) was $3\frac{5}{8}$ inches.

Using the formula

$$N = \frac{51,000\sqrt{d_1^2 + d_2^2}}{l^2}$$

$$d = 0, d_2 = 3\frac{5}{8} \text{ inches, } l = 19.6.$$

Hence, $N = 480$ revolutions per minute. This would never do, as we should have to pass through this speed to reach our speed of 1,300 revolutions per minute. The obvious way out of the difficulty is to place another support between the stern tube and extreme bracket A. This can be done by placing the bracket B at 10 feet from the center of the stern tube, thus dividing the original span into two spans of 9.6 feet and 10 feet, respectively. Taking the larger span, 10 feet, as giving the worst case, we have the whirling speed corresponding to this span as given by the formula.

$$N = \frac{51,000\sqrt{d_1^2 + d_2^2}}{l^2}$$

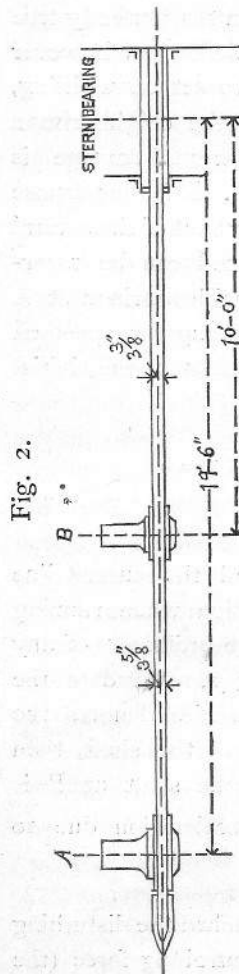
where $d_1 = 0, d = 3\frac{5}{8}$
and l now equal
10.

The whirling speed is now

$$\frac{51,000 \times (3\frac{5}{8})}{100} =$$

1,850 revolutions per minute.

This is well above our designed speed, so that the introduction of the additional shaft bracket B at about midway between the stern tube and the extreme bracket A keeps our designed speed well below the dangerous whirling speed. G. R.



(International Marine Engineering, Jan. 1909)

STRIKES IN THE SHIPYARD TRADE.

The year 1908 inherited from its predecessor much of the spirit of unrest, which developed into a plague of insubordination. Early in the year the Federated Shipbuilding Employers gave notice to the shipyard Trade Unions that in view of the severe depression in the shipbuilding industry they would require from January 22 a wage reduction of ls. 6d. per week off time workers, and 5 per cent, off piece workers. The proposal was subsequently modified so that the reduction to take effect on Jan. 22 should be ls. with the additional reduction of 6d. per week to take effect on and after first full pay in March; but the Federation declined to accede to the demand that the reduction on piece work should be no more than $2\frac{1}{2}$ per cent.

Mr. Cummings, the General Secretary, and the Executive Council of the Boiler Makers Society, were able to read the signs of the times, to see that the receding tide had not yet reached low water-mark, and that, indeed, we were in for a year, and possibly two years, of slack trade; and, therefore, they came to terms with the Federated Employers.

To be sure, there were difficulties in the way of the ratification of those terms; but, without entering into full details (which have been given in these columns as the events transpired), it sufficeth to say that no part of the blame for the rebellious year can be attributed to the Boiler Makers Society. There were twenty-four Trade Unions associated with the shipbuilding industry. Thirteen of these were required to ballot on the proposal we have stated, with the qualification that no reduction of wages should take place where there was only 24s. per week and under earned. Of these thirteen Unions, seven, embracing societies whose members almost exclusively employed in piece work, accepted the reduction; the other six societies, representing between three and four thousand men, flouted the counsel of their officers and rejected the proposal. These were the Associated Carpenters and Joiners, the Joint

Union of Carpenters and Joiners, the Furnishing Trades, the Woodworking Machinists, the Associated Shipwrights, and on the Tyne, the Drillers and Hole Workers section of the 'Associated Shipwrights' Society. Although their numbers were relatively insignificant compared with the total of 33,000 employed in the shipyards on the Tyne, Tees, and the Hartlepoons (for Sunderland was unaffected in the dispute at that time, having its own local conciliation board); yet as the strike was prolonged, the number of men whose services had to be dispensed with in consequence went on increasing week by week. It is unnecessary to dwell upon the facts of the depression.

At the very time when these organisations rejected the terms proposed by the Employers and recommended by their leaders, over one half, or 52 per cent of the available shipbuilding berths of the North-East Coast, were vacant; while orders were no longer given out, inquiries were few and far between, and even those pending were driven away from the North-East Coast by the stubbornness of a small number of men, whose action none the less affected the entire trade. Following upon this conduct the Federated Employers determined to put an end to the possibility of the caprice of the few nominating the national majority as well as their officers and Executive Council, while doing serious and lasting injury to the shipbuilding trade. They decided, to quote the language of Mr. George Jones of West Hartlepool, President of the Employers' Federation, that "these sectional strikes must cease. No business on earth could support them and succeed, and if, as might well happen, the shipbuilding trades be completely federated, there will be a strong possibility of a central Conciliation Board being formed to deal with all such disputes as it was found impossible to settle locally. Then," continued Mr. Jones, "if this Conciliation Board were unable to effect a settlement, there might be some kind of Arbitration Court to which, as a last resort, appeal could be made." Acting in this spirit, and in no way inspired by anger and vindictiveness, the Employers, on Saturday, February 1, issued what are known as lock-out notices, to take effect in two weeks'

time from the date thereof. About the same time, as if to render the situation still more complex and serious, in addition to the wood-working societies we have enumerated, the Amalgamated Society of Engineers, or rather such members of that Society as are engaged in shipbuilding work on the North-East Coast, together with the Steam Engine Makers' Society, and the United Machine Workers' Association, were also in revolt against their central authorities, and had laid down their tools as a protest against an similar wage reduction sought to be imposed upon them by the Engineering Employers' Federation. The Engineers were recommended by their office-bearers and Council to vote upon and accept the following terms:—(1) That work be resumed forthwith in the event of acceptance; (2) That the rate of wages hitherto paid should be continued up to Easter, and that a reduction, if any, shall take effect only as from Easter; (3) that the question of reduction, and the Employers' proposal to reduce by 1s. per week, shall be submitted to a referee to whom each side shall state its case in the light of facts representing trade and wages on the Coast and elsewhere.

GOOD OFFICES OF THE BOARD OF TRADE.

But the scheme which we have recited agreed upon by representatives of the Employers and employed in conference with Mr. Lloyd George then at the Board of Trade, was rejected by a majority of 663 votes, and the strike was continued. Following upon the repudiation of the advice of Mr. G. N. Barnes, M. P., the General Secretary of the Amalgamated Society of Engineers, that excellent and capable officer tendered his resignation to the Society, which, we regret to say, was ultimately accepted. This was a serious loss to the cause of sanity and peace in industrial arrangement. Meanwhile a ballot was also taken by the Shipwrights' and other wood-working Societies on the following alternatives:—(1) For agreeing to the Shipbuilding Employers' Federation propositions; (2) Or for empowering the Central Committee to secure the best terms possible; (3) Or against both the above

propositions, which meant, of course, the continuation of the strike. And, notwithstanding the fact that a circular was issued from the headquarters of the Society, recommending the adoption of the second proposition, the result of the vote was an overwhelming majority in favour of the third proposition, or a continuation of the strike. Mr. Lloyd George was followed in the Presidency of the Board of Trade by Mr. Winston Churchill, who continued the endeavours of the Department to accommodate the difficulties on the North-East Coast, but without avail; and the lockout notices, now on a national scale, were at length put in the first days of May. The question was once more submitted to the national vote of the Societies concerned. Members who were removed from the scene of conflict and from the influence of bitterness and recrimination were really better qualified to give sound judgement than the local men; and the result of the ballot was:—For resuming work, 24,145; against resuming work, 22,110; a majority for settlement of 2,035. Following upon this result the lockout notices were withdrawn, and the shipyards, graving docks, and repairing establishments were opened on the following Monday at the usual hour.

ADOPTION OF CONCILIATION MACHINERY.

Thus it was that the men were finally obliged to return to their work at a reduction of 1s. 6d. per week; and inasmuch as the ballot did not declare for peace until the end of May, the terms were practically what the Employers had insisted upon, for the first reduction of a 1s. was to take place on January 22, and the second reduction of 6d. making 1s. 6d. per week, was to be made on and after the first pay day in March. The Edinburgh Conference between the Federated Employers and the shipyard Trade Unions was held in accordance with the terms of the last ballot which provided "that within two weeks after the resumption of work a joint conference should be held between the shipbuilding Employers' Federation and the representatives of the various branches of the shipbuilding trades with a view to setting up permanent machinery fair to both employers and employed to deal with all future questions that may arise in the

shipbuilding trade." At this meeting Mr. George Jones, of West Hartlepool, President of the Employers' Federation, was chairman for the Employers; and Mr D. C. Cummings, General secretary of the Boiler Makers' Society, presided over the Trade Union delegates. Subsequent to that meeting there have been other conferences, and although the publication of the terms in detail has not taken place at the time of writing this report, we are in a position to say that machinery has been agreed upon to deal with all questions in dispute by a committee composed of representatives of the employers and of the employed, and in the event of failure of that council to give satisfaction, then such an open question is to be referred to another Final Court of Arbitration. Pending these negotiations and attempts at conciliation and satisfactory settlement of all disputes, there is to be neither strike nor lockout. Work is to be continued precisely as if no friction had taken place, and that in its turn must be dealt with by the committees created for that purpose.

SETTLEMENT OF THE ENGINEERS' STRIKE: TERMS.

Finally, somewhat late and tardily, and after several ballots had been taken, the Engineering Societies on the North-East Coast, under the guidance and persuasion of Mr. Winston Churchill, President of the Board of Trade, agreed to take another vote of the members upon the the question in dispute. The votes were returnable at the headquarters of the Amalgamated Society of Engineers in London not later than Monday, September 21. The following propositions were submitted for decision by the ballot:—(1) To return to work at the reduction, no further alteration in wages to take place for six months from the resumption of work; (2) That after the resumption of work the men's representatives shall attend a conference with representatives of the Employers for the purpose of considering in what respect the present procedure for dealing with wages' questions shall be amended in order to avoid

stoppages of work, the first meeting to take place within one month after the resumption of work. The original question was one of wages and earnings, but the Engineering Employers' Federation and the office bearers of the Trade Unions had come to the conclusion that the plague of insubordination, the waywardness of sections of Trade Unions in the shipyards, whose conduct resulted in throwing tens of thousands of people out of employment and doing irreparable harm to a great national industry, must come to end; and after a most unnecessary struggle—attended, we regret to say, by much abuse of Trade Union leaders, excellent men in every way, by members of their own Societies—after hardships endured by innocent men who were punished in a cause which they did not espouse, and upon the adoption or rejection of which they had absolutely no influence, and the suffering and privation of thousands of women and children for a period of seven months, the men voted in the affirmative to the proposition we have named, the figures being:—In favour of settlement, 4,609; against settlement, 3,739: majority in favour of settlement, 870—a poor majority it must be admitted, but it served its purpose, and it carried the arbitration clause. The members of large Unions with considerable money standing to their credit were, at all events, removed from actual want; but labourers and the poorer Unions had no source of supply to turn to and nothing but charity to depend upon for the bare necessities of life. When we look back over these struggles and their consequences, we are obliged to recognise the fact that the wayward men of the various societies came out at a period of depression, while the market was still falling, and that they repudiated the advice of their own duly elected and much respected leaders, thus leading to a loss in wages of about half-a-million sterling, and a depletion of the funds of the Unions involved of something like £248,000. But, perhaps, perhaps, the Court of Arbitration, which has been the outcome of this conflict, may prove to be more than equivalent to the great less.

(The Shipping World and Herald of Commerce:—Jan. 6th, 1909).

明治四十二年十一月一日印刷

明治四十二年十一月五日發行

東京市京橋區山城町十五番地

工學會內

造船協會

發行所

編輯兼發行者

印刷者

印刷所

沖野定賢

東京府豐多摩郡澁谷町
大字下澁谷二二九

中村彌助

東京市芝區新錢座町十番地

近藤商店

東京市芝區新錢座町十番地