

海軍技術中將 永村 清 監修

# 白 船 白 船

昭和20年(第18卷) 2~3月合併號



船：船  
時：評

## 快なる哉われ等造船者

榑 原 鉞 止

戦局は愈々決戦段階に突入した。今迄は單に序幕に過ぎない。『眞の戦』は今日からである。思ふに今次大東亞戦争はその精戦に於て餘りにも順調であつた。眞珠灣奇襲、香港の攻略、マライ半島破竹の南下、星港の奪取、南方諸島の戡定占領、斯くて『必勝不敗の態勢就れり』とし、官民鼓に口には『勝つて卵の緒を締めよ』と言ひ乍ら、そこに一抹の『氣の緩み』『氣の驕り』が無かつたであらうか。米國の物量、實驗科學力、工業力を過度評價し、米國々民性の正解を誤まり、多少とも『獨りヨカリ』の自己陶醉感に捉はれては居らなかつたか。括言すれば餘りこの戦を甘く見ては居なかつたであらうか。吾人の職域たる造船分野に於ても亦斯る傾向があり現在程の眞剣味があつたであらうか。『戦争は活機である』戦況は一日も停滯しない。日夜に變貌する戦局に應じ造船も亦變通自在、臨機應變以て或はその建造計畫に善處し、船舶の設計並に技術、工作に對處改善を必要とする。死兎の蹄を數ふるに似たるも今日に於て之を顧みるにこの兩者に於て遺憾の點が無かつたであらうか。前者は軍略

に役者は吾人の職域たる造船に關係してあるが、專見を以てすれば役者は多少世上に批判論議された問題があつたとしても先づ現業者關係者及び舉國造船所當事者従業員等の眞劍な努力に依つて一應の成功を見たと言ひ得ようが、前者に於ては戦局に克く敏活に追隨對處してその建造船の設計、性能に對し豈切妥當な考慮と處置とを要する、即ち船種、船大、速力、對敵安全性等は平時と異つた基盤から見て活眼を開き迅速に先を見透し現狀に即して立案企画して行かねばならない。之を吾國のみでなく敵米英に看ても、米の「アグリー・ダックリング」の粗製濫造の大量生産から一部の「ヴェクトリー・シップ」への轉換、英の航海速力15節(?)の「マーチャント・ウォー・シップ」型への一部移行があつた。吾國もこれ等敵側の對戦況計畫變更に先づて米潛艦對策等として之を實施するの要がなかつたであらうか。島嶼帝國にとつて戦争下船舶の喪失程恐ろしいものはない。勿論國策に依る船舶建造計畫を朝三暮四無定見に變更するのは徒らに混

(80頁へつづく)

### 目 次

快なる哉われ等造船者……………榑原鉞止……………53	白鹿丸より墨洋丸まで(日本造船外史・2)……………小野楊三……………74
ゲーゼル機翼架橋の鞭打振動に就て……………	甲板面に於ける艦裝船渠……………81
……………龜岡敏雄……………54	特許解説……………福田 進……………83
船舶の推進(7)……………山縣昌夫……………63	敵米海事委員會の船舶命名法……………62
木船建造講座(7)……………高木 淳……………70	ドイツのコンクリート輪送船……………69

昭和五年十月二十日 第三種郵便物認可  
昭和二十年二月十二日 印刷  
昭和二十年七月七日 印刷  
發行所 永村 清 監修

# ディーゼル機関架構の鞭打振動に就て

龜岡敏雄

凡そ機械がその運轉に際し、運動部分に速度なる感念を抱かしめる程度のものに於ては、多かれ少かれ必ず振動現象を伴ふものである。

外力の週期がその部品の固有振動の週期に比して非常に長い場合は、大體に於てその外力の大きさに比例した變形を起し、靜力學的計算にて十分その變形及び内力を計算することが出来るが、これが部品の固有振動の週期に近い場合は外力の大きさの他にその振動数にも關係し變形はその外力が靜かに加はつた場合に比して數倍乃至數十倍にも達することがある。これは所謂共鳴なる現象で部品に往復運動を多く使用するディーゼル機関に於ては實際に週期的に變化しながら加はる力、往復運動の爲めに起る慣性力等に依る週期的な力が各部分に加はる爲めに、部品はその外力に共鳴を起して異常の變形及び内力を誘起し、故障缺損の原因となる場合が往々にして起る。此所に述べんとするディーゼル機関架構鞭打振動とはディーゼル機関架構がクランク軸、接合棒、ピストン等の運動に依る不釣合力の爲めに上下又は左右に振動するものに對して便宜上名附けたもので、この振動について行つた計算の結果と實測とを比較して見る。

## 1. 架構鞭打振動の理論

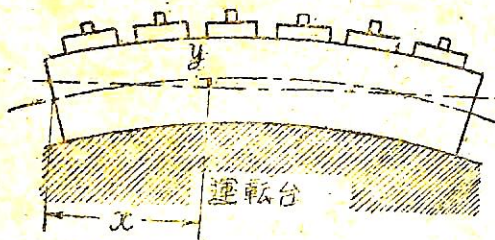
### (イ) 自由鞭打振動

ディーゼル機関の架構、臺板等を均質なる一様断面の梁と見做し、又機械臺の變形はその上加へられる荷重に比例すると假定して計算を行ふ。

第一の假定に基き先づ(1)式に定義される「機関の比重」 $\gamma$ なる量を導入する

$$\gamma A l = W \dots\dots\dots(1)$$

但し  $l$  = 機関の全長  
 $A$  = 機関の断面積



第 1 圖

$W$  = 機関の全重量

又第二の假定に依り機械臺の「基礎係數」 $k$ なる量を導入する。 $k$ は機械臺に單位の壓縮を生ずるに必要な機関の單位長さ當りの荷重である。

機関の一端より  $x$  なる距離にある其の變位を  $y$  とし、この位置にある微小部分に就き運動の方程式を作ると

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = ky + \frac{\gamma A}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \dots\dots\dots(2)$$

$$\frac{-M}{EI} = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \dots\dots\dots(3)$$

但し  $M = x$  點に於ける架構の曲げモーメント

$k$  = 基礎係數

$E$  = 梁の彈性係數 (架構を均一な梁と見做す)

$I$  = 梁の断面慣性モーメント

尚ほ機械臺の内振動に關與する部分の重量及び曲げに對する剛性は、それぞれ上記の  $\gamma$  及び  $W$  中に含めるものとする。

(2) (3) より

$$-EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = ky + \frac{\gamma A}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$$

即ち

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{gk}{\gamma A} y + \frac{EIg}{\gamma A} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \dots\dots\dots(4)$$

$$\frac{EIg}{\gamma A} \equiv \alpha_1^2, \quad \frac{gk}{\gamma A} \equiv \alpha_2^2 \dots\dots\dots(5)$$

とおくと

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \alpha_2^2 y + \alpha_1^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \dots\dots\dots(6)$$

この方程式を解く爲めに

$$y \equiv X(A \cos pt + B \sin pt) \dots\dots\dots(7)$$

とおき之をに代入する。但し  $X$  は  $x$  のみの函數とする。

$$-p^2 X + \alpha_2^2 X + \alpha_1^2 \frac{d^4 X}{dx^4} = 0$$

即ち

$$\frac{d^4 X}{dx^4} = \frac{p^2 - \alpha_2^2}{\alpha_1^2} X \dots\dots\dots(8)$$

(i)  $p^2 - \alpha_2^2 > 0$  の場合

此の時は

$$m = \sqrt{\frac{p^2 - \alpha_2^2}{\alpha_1^2}} \dots\dots\dots (9)$$

とおくと (8) 式は

$$\frac{d^4 X}{dx^4} = m^4 X$$

故に

$$X = C_1 \sin mx + C_2 \cos mx + C_3 \sinh mx + C_4 \cosh mx \dots\dots\dots (10)$$

上式の  $C_1, C_2, C_3, C_4$  は端条件に依り定められる。機関運転の場合はその両端は自由なる故

$$(X'')_{x=0} = 0, \quad (X''')_{x=0} = 0$$

(9) より

$$X' = m[C_1 \cos mx - C_2 \sin mx + C_3 \cosh mx + C_4 \sinh mx]$$

$$X'' = m^2[-C_1 \sin mx - C_2 \cos mx + C_3 \sinh mx + C_4 \cosh mx]$$

$$X''' = m^3[-C_1 \cos mx + C_2 \sin mx + C_3 \cosh mx + C_4 \sinh mx]$$

$$(X'')_{x=0} = 0 \quad \text{より} \quad C_2 + C_4 = 0$$

$$(X''')_{x=0} = 0 \quad \text{より} \quad -C_1 + C_3 = 0$$

即ち

$$C_1 = C_3, \quad C_2 = C_4 \dots\dots\dots (11)$$

$x=l$  に於ける条件より

$$\left. \begin{aligned} -C_1 \sin ml - C_2 \cos ml + C_1 \sinh ml + C_2 \cosh ml &= 0 \\ -C_1 \cos ml + C_2 \sin ml + C_1 \cosh ml + C_2 \sinh ml &= 0 \end{aligned} \right\}$$

即ち

$$\left. \begin{aligned} C_1(-\sin ml + \sinh ml) + C_2(-\cos ml + \cosh ml) &= 0 \\ C_1(-\cos ml + \cosh ml) + C_2(-\sin ml + \sinh ml) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

この聯立方程式に於て  $C_1, C_2$  が共に零ならざる条件として

$$\begin{vmatrix} -\sin ml + \sinh ml & -\cos ml + \cosh ml \\ -\cos ml + \cosh ml & \sin ml + \sinh ml \end{vmatrix} = 0$$

これより

$$\cos ml \cosh ml = 1 \dots\dots\dots (13)$$

を得る。

此所に得られた (13) 式は所謂週期方程式である。即ち (13) を解いて得られる  $m$  の値を (9) に代入すれば、固有円振動数  $p$  の値が定まる。又その  $m$  の値を (11) に代入すれば、 $C_1/C_2$  の値が定まり、この  $C_1/C_2$  を (11) と共に (10) に代入すれば主要振動に於ける振幅の分布が求められる。

式 (13) の根は下の値となる。

$$m_r l = 0, 4.730, 7.853, 10.996 \dots\dots$$

この  $ml$  のそれぞれに對する  $C_3/C_4$  の値は (12)

より

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{\sin m_r l + \sinh m_r l}{\cos m_r l - \cosh m_r l} \dots\dots\dots (14)$$

となり、基準函数は基礎係数  $k$  が零の場合と同一となる。換言すれば機関自由鞭打振動に於ける主要振動は機械臺のない場合、即ち機関を空間で運轉した場合と全く同一となる。

固有圓振動数は (9) より

$$m_r^4 = \frac{p^2 - \alpha_2^2}{\alpha_1^2}$$

なる故

$$p^2 = \alpha_2^2 + \alpha_1^2 m_r^4 \dots\dots\dots (15)$$

従つて第 1, 2, 3 …… 様式の振動に對する固有圓振動数は

$$\left. \begin{aligned} p_1^2 &= \alpha_2^2 + 501 \frac{\alpha_1^4}{l^4} \\ p_2^2 &= \alpha_2^2 + 3803 \frac{\alpha_1^4}{l^4} \\ p_3^2 &= \alpha_2^2 + 14620 \frac{\alpha_1^4}{l^4} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

上式中第 1 項は基礎の影響であるから振動様式の高次のものほど固有振動數に及ぼす基礎の影響は比較的僅少となること、又基礎の剛性が大きい場合即ち  $\alpha_2$  が非常に大きい場合は固有振動數は主として基礎係數に依り定まり、高次の振動様式に於ても振動數の増加は少いことを知る。

(ii)  $p^2 - \alpha_2^2 < 0$  の場合。

$$n = \sqrt{\frac{\alpha_2^2 - p^2}{4\alpha_1^2}}$$

とおくと

$$X = e^{nx}(C_1 \sin nx + C_2 \cos nx) + e^{-nx}(C_3 \sin nx + C_4 \cos nx) \dots\dots\dots (17)$$

を得る。これに前と同様に端条件を入れて計算すると

$$\sin nl = \pm \sinh nl$$

となり、これより  $n=0$  を得るが、これは  $p^2 - \alpha_2^2 < 0$  と相容れないから捨てる。即ち  $p^2 - \alpha_2^2 < 0$  なる場合は存在しないことを意見する。

(iii)  $p^2 - \alpha_2^2 = 0$  の場合。

$$\frac{d^4 X}{dx^4} = 0$$

故に

$$X = C_1 + C_2 x + C_3 x^2 + C_4 x^3$$

$x=0$  及び  $x=l$  に於て  $X''=0, X'''=0$  より

$$C_4 = 0, \quad C_3 = 0$$

従つて

$$X = C_1 + C_2 x$$

圓振動数は

$$p^2 = \alpha_2^2$$

これは機関が剛體として機械臺上で振動する場合である。

(ロ) 強制振動

前項の (i) の場合に就き強制振動を調査する。ディーゼル機関に於ては各軸受部分に瓦斯壓力、回轉部分の遠心力、往復部分の慣性力が作用し、これ等は合成されて軸受荷重となり、架構を振動させる週期力となる。架構鞭打振動の外力としては上記軸受荷重の縦成分となるが、これは1回轉又は2回轉を週期とするもの及びその高次のものに分析出来、それぞれそれ等に依る振動を重ねることに依り實際の振動を求めることが出来るから、計算は軸受部に  $F = F_0 \sin(\omega t - \phi)$  なる週期力が作用するとして行ふ。(1)

(7) 式の  $y = X(A \cos pt + B \sin pt)$  は各振動様式に就いて成立するから凡ての振動様式を考へると

$$y = y^{(1)} + y^{(2)} + y^{(3)} + \dots$$

但し

$$y^{(1)} = X^{(1)}(A_1 \cos p_1 t + B_1 \sin p_1 t)$$

$$y^{(2)} = X^{(2)}(A_2 \cos p_2 t + B_2 \sin p_2 t)$$

.....

一般に

$$y^{(r)} = X^{(r)}(A_r \cos p_r t + B_r \sin p_r t)$$

今

$$A_r \cos p_r t + B_r \sin p_r t \equiv q_r \dots \dots \dots (18)$$

とおくと

$$y^{(r)} = X^{(r)} q_r$$

振動する架構の運動エネルギーは(2)

$$T = \frac{\gamma A}{2g} \int_{x=0}^l y^2 dx = \frac{\gamma A}{2g} \sum_{r=1}^{\infty} q_r^2 \int_{x=0}^l X^{(r)2} dx$$

r 番目の振動のみ考へると

$$T_r = \left( \frac{\gamma A}{2g} \int_0^l X^{(r)2} dx \right) q_r^2 = \frac{\alpha_r}{2} q_r^2$$

ここに  $\alpha_r$  は主要慣性係数で

$$\alpha_r = \frac{\gamma A}{g} \int_0^l X^{(r)2} dx$$

基準函数としては梁の両端に於ける値を1とするのが普通でその場合には

[註] (1) この計算に於てはクランク軸は架構に比して撓み易く力は凡て軸受部分に加はるものと假定する。

(2) この外に前項(iii)に依るものがある、筈であるが之は一併除外する。

$$\int_0^l X^{(r)2} dx = \frac{l}{4}$$

従つて

$$a_r = \frac{\gamma A l}{4g} = \frac{W}{4g} \dots \dots \dots (19)$$

$x=c$  なる點に週期力  $F_c \sin(\omega t - \phi_c)$  が加はる場合に於ける r 様式の主要型振動の振幅  $A_r'$  は  $x=c$  に於ける基準函数を  $X_c^{(r)}$  とすると

$$A_r' = \frac{F_c X_c^{(r)}}{a_r p_r^2} \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{p_r}\right)^2} = \frac{F_c X_c^{(r)}}{a_r} \frac{1}{p_r^2 - \omega^2}$$

(15) より

$$p_r^2 = \alpha_2^2 + \alpha_1^2 m_r^4$$

なる故

$$\begin{aligned} A_r' &= \frac{F_c X_c^{(r)}}{a_r} \frac{1}{[\alpha_2^2 + m_r^4 \alpha_1^2 - \omega^2]} \\ &= \frac{4g F_c X_c^{(r)}}{W} \frac{1}{\alpha_2^2 + m_r^4 \alpha_1^2 - \omega^2} \dots \dots \dots (20) \end{aligned}$$

従つて任意の點 x の r 番目の振動様式に對する變位は

$$y_c^{(r)} = \frac{4g F_c X_c^{(r)}}{W} \frac{1}{\alpha_2^2 + m_r^4 \alpha_1^2 - \omega^2} X_x^{(r)} \sin(\omega t - \phi_c) \dots \dots (21)$$

外力の作用點 c は軸受の數だけ存在し、その各軸受に作用する外力の位相はそれぞれ異なるから  $c=1, 2, 3, \dots$  を軸受番號とし、その凡ての軸受荷重に依る振動を合算すると

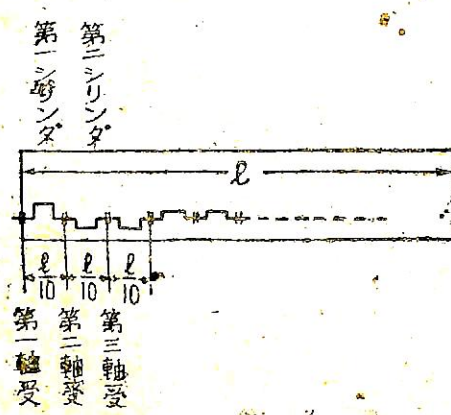
$$y_c^{(r)} = \frac{4g X_c^{(r)}}{W(\alpha_2^2 + m_r^4 \alpha_1^2 - \omega^2)} [F_1 X_1^{(r)} \sin(\omega t - \phi_1) + F_2 X_2^{(r)} \sin(\omega t - \phi_2) + \dots]$$

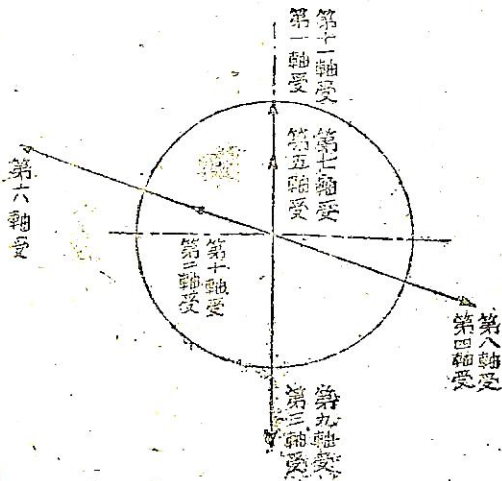
[ ] 内は一つの回轉ベクトルとなるから

$$[F_1 X_1^{(r)} \sin(\omega t - \phi_1) + F_2 X_2^{(r)} \sin(\omega t - \phi_2) + \dots] \equiv \Phi_r \sin(\omega t - \phi_r)$$

とすると

$$y_c^{(r)} = \frac{4g X_c^{(r)}}{W(\alpha_2^2 + m_r^4 \alpha_1^2 - \omega^2)} \Phi_r \sin(\omega t - \phi_r) \dots \dots \dots (22)$$





第 3 圖

以上は  $r$  番目の振動様式に對する變位であるが凡ての振動様式を考へに入れた  $x$  點の變位は (22) 式を  $r=1 \sim \infty$  に對し加へたものとなる。

即ち

$$y = \frac{4q}{W} \left[ \frac{X_x^{(1)}\phi_1}{\alpha_2^2 + m_1^4 \alpha_1^2 - \omega^2} \sin(\omega t - \phi_1) + \frac{X_x^{(2)}\phi_2}{\alpha_2^2 + m_2^4 \alpha_1^2 - \omega^2} \sin(\omega t - \phi_2) + \dots \right] \dots (23)$$

その場合も前と同様に [ ] の中  
は一つの回轉ベクトルとなる。

ヂーゼルと機關に於けるこの種振動の固有振動數は非常に高く低次の週期力に對しては  $p^2 - \omega^2 = p^2$  とすることが出来る。この場合は

$$y = \frac{4q}{W} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{X_x^{(r)}\phi_r}{\alpha_2^2 + m_r^4 \alpha_1^2} \sin(\omega t - \phi_r) = \frac{4q l^4}{W \alpha_1^2} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{X_x^{(r)}\phi_r}{\frac{k l^4}{EI} + m_r^4 l^4} \sin(\omega t - \phi_r) \dots (24)$$

$$= \frac{4 l^3}{EI} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{X_x^{(r)}\phi_r}{\frac{k l^3}{EI} + m_r^4 l^4} \sin(\omega t - \phi_r) \dots (25)$$

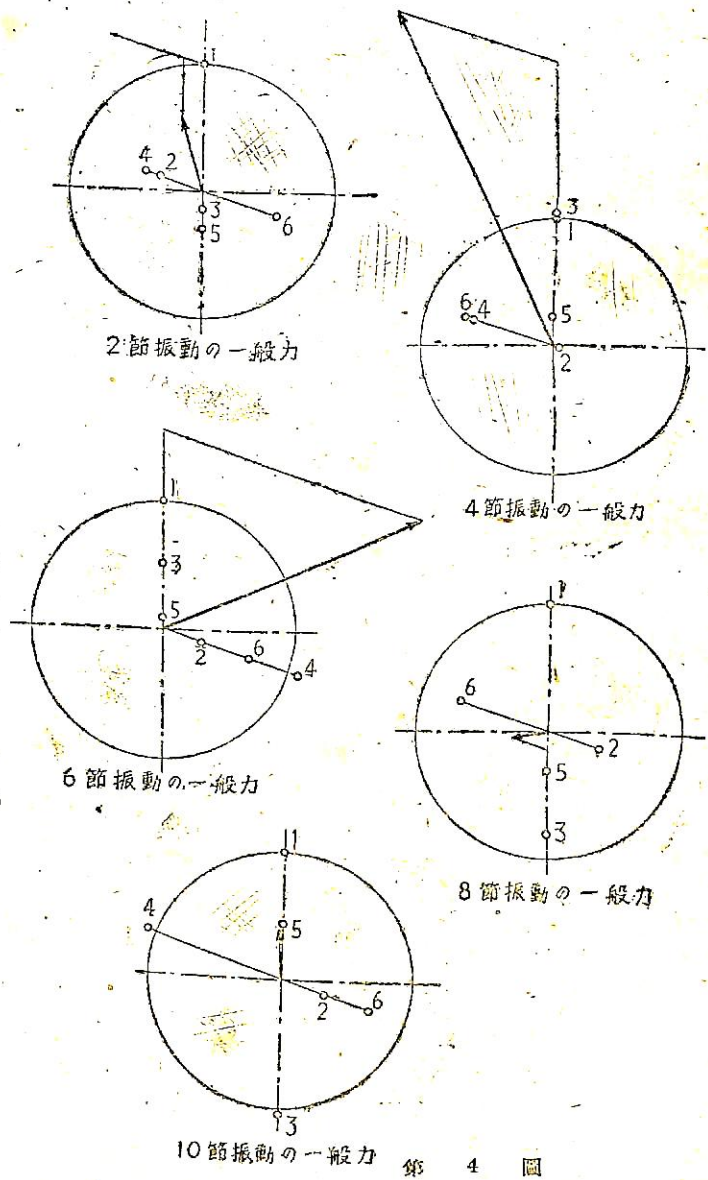
$$= \frac{4 l^3}{EI} \left[ \frac{X_x^{(1)}\phi_1}{\frac{k l^3}{EI} + 501} \sin(\omega t - \phi_1) + \frac{X_x^{(2)}\phi_2}{\frac{k l^3}{EI} + 3803} \sin(\omega t - \phi_2) \right] \dots (26)$$

$$+ \frac{X_x^{(3)}\phi_3}{\frac{k l^3}{EI} + 14620} \sin(\omega t - \phi_3) + \dots ] \dots (26)$$

運轉臺が撓み易い場合即ち  $\frac{\alpha_2^2}{\alpha_1^2} (= \frac{k}{EI})$  が小さい場合は上式の第 2 項以下は第 1 項に比し小さく、従つて第 2 項以下を省略出来るが、運轉臺が撓み難い場合は第 2 項以下も相等の大きさを有し振動時の變形は外力が靜的に作用した場合のものに近くなり、同時に各點の振動の位相も異なる値を取る。

### 2. 數値計算

一例として第 2 圖の如きクランク配置を有する 4 サイクル 10 筒機械の振動を上にて得た式に依り



第 4 圖

第1表 軸受部の基準函數

節數	軸受番号 ml	1 11	2 10	3 9	4 8	5 7	6
		0 1.0	0.1 0.9	0.2 0.8	0.3 0.7	0.4 0.6	0.5
2	4 730	1.0000	0.5370	0.0975	-0.2724	-0.5209	-0.6063
4	10 996	1.0000	-0.0503	-0.6425	-0.3969	0.3270	0.7092
6	17 279	1.0000	-0.4832	-0.3052	0.6753	0.1111	-0.7071
8	23 562	1.0000	-0.6597	0.5045	0.0004	-0.5000	0.7071
10	29 845	1.0000	-0.5468	0.6313	-0.6725	0.6984	-0.7071
12	36 128	1.0000	-0.2050	-0.1103	0.4156	-0.6300	0.7071
14	42 412	1.0000	0.2257	-0.6983	0.4156	0.3210	-0.7071
16	48 695	1.0000	0.5759	-0.3210	-0.6725	0.1106	0.7071
18	54 979	1.0000	0.7092	0.5000	0.0000	-0.5000	0.7071
20	61.261	1.0000	0.5732	0.6300	0.6725	0.6984	0.7071
22	67.544	1.0000	0.2191	-0.1106	-0.4156	-0.6300	-0.7071

計算して見る。各シンドの運動部重量は相等しくそれに依る不釣合力を計算の便宜上1筋分2(kg)とし、この不釣合力はそのシンドの兩側にある軸受に等分に作用するものと考へると各軸受に作用する外力(不釣合力)の値及び位相は第3圖の如くなる。今この機械のクランク軸は船側の5筋分と艙側の5筋分とが全く對稱であるとすると奇數節の主要振動にしては外力の一般力は零となる。従つて計算は偶數節の主要振動に對してのみ行へ

第2表 各振動様式にする一般力

節數	横成分	縦成分
2	-0.3162	1.1436
4	-2.5114	5.2994
6	3.9914	1.8280
8	-0.5682	-0.0660
10	-0.0820	0.8472
12	0.1752	1.5214
14	2.3588	3.8900
16	-4.0918	4.5052
18	0.5112	-0.4020
20	0.0510	0.8080
22	-0.1918	1.6416

ば足りる。軸受部分の規準函數を計算すると第1表の如くなり、これに依り外力の一般力は第4圖の如くベクトルの或は横及び縦成分に就いて代數的に求められこれを第2表に示す。

(イ) 架構中央附近の振動

架構中央附近の規準函數は第3表の如くなるから以上の基礎計算に得られた數値に依り、この内燃機關を種々の剛さの運轉臺上で運轉した場合の架構中央附近の振動を計算することが出来る。此所では振幅を表す數値として

$$10^4 \times y / \frac{4l^3}{EI}$$

即(26)式の[ ]内の値を第4表の如くにして求めた。

同様の方法に依り  $EI/kl^4$  を  $10^{-3}, 5 \times 10^{-4}, \dots$  等に就いて計算した結果を第5表に示す。と

$$10^4 \times y / \frac{4l^3}{EI}$$

第3表 架構中央附近の規準函數

節數	ml	C/l	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50
		0.42	0.44	0.46	0.48	0.50	
2	4.730	-0.5504	-0.5746	-0.5924	-0.6029	-0.6063	
4	10.996	0.4557	0.5628	0.6431	0.6927	0.7092	
6	17.279	-0.1327	-0.3600	-0.5448	-0.6654	-0.7071	
8	23.562	-0.2185	0.1106	0.4156	0.6300	0.7071	
10	29.845	0.4840	0.1543	-0.2603	-0.3975	-0.7071	
12	36.128	-0.6849	-0.3975	-0.0886	0.5304	0.7071	
14	42.412	0.6849	0.5848	0.0886	-0.4676	-0.7071	
16	48.695	-0.5155	-0.6901	-0.2603	0.3975	0.7071	
18	54.979	0.2185	0.6984	0.4156	-0.3210	-0.7071	
20	61.261	0.1325	-0.6086	-0.5443	0.2395	0.7071	
22	67.544	-0.4507	0.4334	0.6398	-0.1543	-0.7071	

第4表  $10^4 \times y / \frac{4l^3}{EI}$  の値

$\frac{Kl^3}{EI} = 10^4$

節 數	成分	一般力 ( $\frac{6l^2}{EI} + m^2 l^2$ ) $\times 10^4$	基準 函数 $Ar \times 10^4$	$x/l$				
				58 42	56 44	54 46	52 48	50
2	横	-3162	-3011	.1657	.1730	.1784	.1815	.1826
	縦	11436	10890	-5994	-.6257	-.6451	-.6586	-.6603
4	横	-25114	-10201	-.4649	-.5741	-.6560	-.7066	-.7235
	縦	52994	2462	21525	9808	1.2114	1.3843	1.4910
6	横	3.9914	4026	-.1327	-.3600	-.5448	-.6654	-.7071
	縦	-1.8280	9914	1844	-.0534	-.1449	-.2193	-.2847
8	横	-.5682	-.0179	.0039	-.0020	-.0074	-.0113	-.0127
	縦	-.0660	31821	-.0021	.0005	-.0002	-.0009	-.0013
10	横	-.0820	-.0010	.4840	.1543	-.2603	-.3975	-.7071
	縦	8472	80339	.0105	-.0051	.0016	-.0027	-.0042
12	横	-1752	.0010	-.0007	-.0004	.0001	.0005	.0007
	縦	15214	17136	.0089	-.0061	-.0035	.0008	.0047
14	横	2.3588	.0073	.0050	.0043	.0007	-.0034	-.0052
	縦	3.8900	32456	.0120	.0082	.0070	.0011	-.0056
16	横	-4.0918	-.0073	.0038	.0050	.0019	-.0029	-.0052
	縦	45052	56326	.0080	-.0041	-.0055	-.0021	.0032
18	横	.5112	.0096	.0001	.0004	.0002	-.0002	-.0004
	縦	-4020	91460	-.0004	-.0001	-.0003	-.0002	.0001
20	横	0510	.0000	—	—	—	—	—
	縦	8080	14094	.0006	.0001	-.0004	-.0003	.0001
22	横	-.1918	.0001	.0000	.0000	.0001	.0000	-.0001
	縦	1,6416	20824	.0003	-.0004	-.0003	-.0005	-.0001
合 計	横			-.3410	-.5389	-.7010	-.8099	-.8478
	縦			.3601	.5183	.6349	.7086	.7506

の値を  $K$  で表はすと實際の振幅は

$$y = 10^{-4} \cdot \frac{4l^3}{EI} \cdot \frac{F_0}{2} \times K$$

$$= 10^{-4} \cdot \frac{F_0}{W} \cdot \frac{2g^2 l^4}{\omega^2} \times K$$

に依り得られる。同一の内燃機関に於ては上式の右邊の  $K$  以外の値は一定であるから、この第5表

の値は同一機械を種々の剛さの異なる運轉臺上で運轉した場合に於ける振動の大小を示す數値となる。

この値を第5圖に圖示する。今第5, 6のクランクが同一方向を向いて居るから運轉臺が剛い場合はその影響を受けて架構中央部の振動の位相は第5, 6クランク回轉の位相に略々等しくなることがこの圖から分る。

第6圖はこれより求めた振幅の値を示したものである。第6圖より運轉臺を丈夫にした場合に必ずしも振幅が減少せず或る場合には却つて増大する場合もあることが分る。

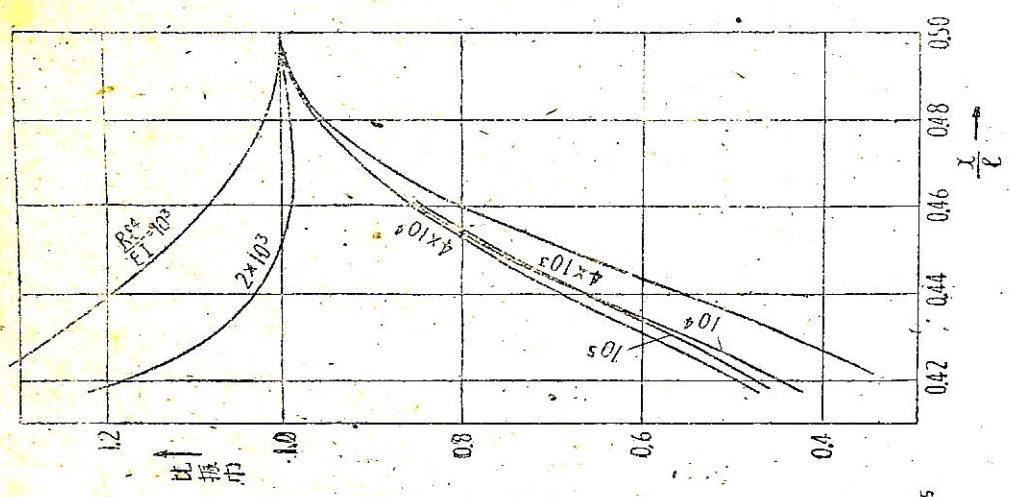
架構中央の振幅とその隣接部分の比較的の値を第7圖に示す。これより運轉の歪み易い場合は架構中央部は振幅小さく、運轉臺が歪み難い場合は架構中央部の振幅は極大となることが分る。

次に同一機械の架構の剛性を變化し同じ運轉臺上で運轉した場合に於ける振動

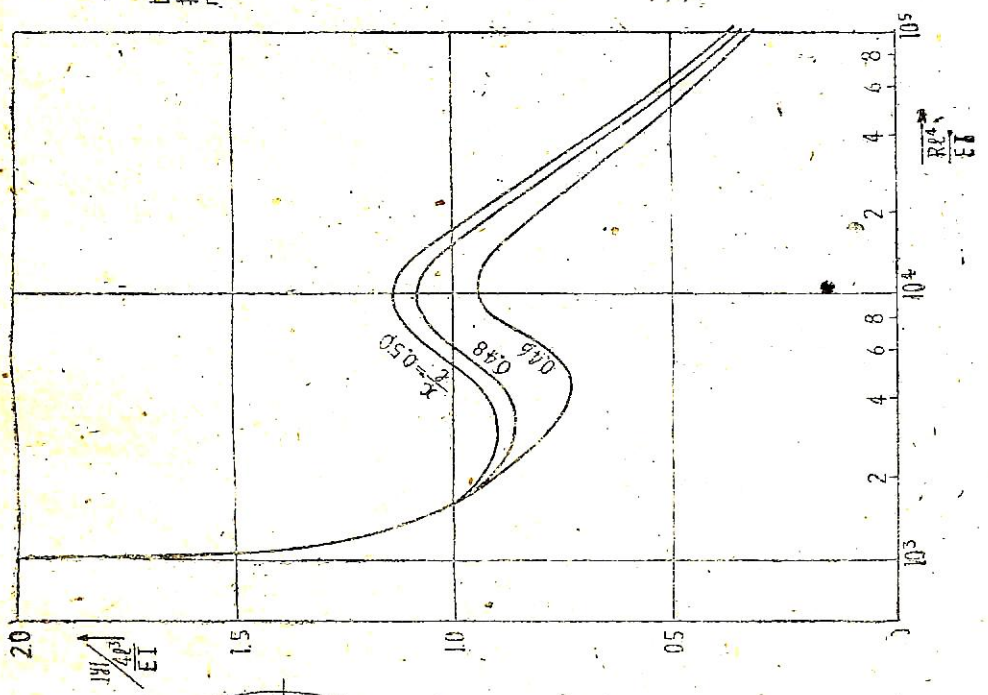
の模様 (25) 式を變化した次式

$$y = \frac{4}{kl} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{X_r(r) \phi_r}{1 + (m_r l)^2} \frac{EI}{kl^3} \sin(\omega t - \phi_r) \dots (27)$$

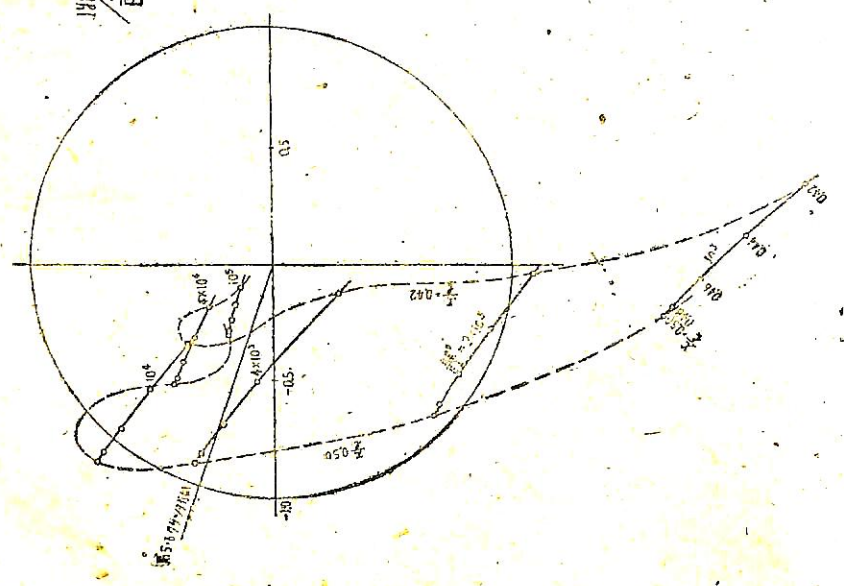
に依り求められる。これに依り得た値を  $y / \frac{4}{kl}$  を第6表及び第8圖に示す。この場合も  $y / \frac{4}{kl}$  は同



第 7 圖

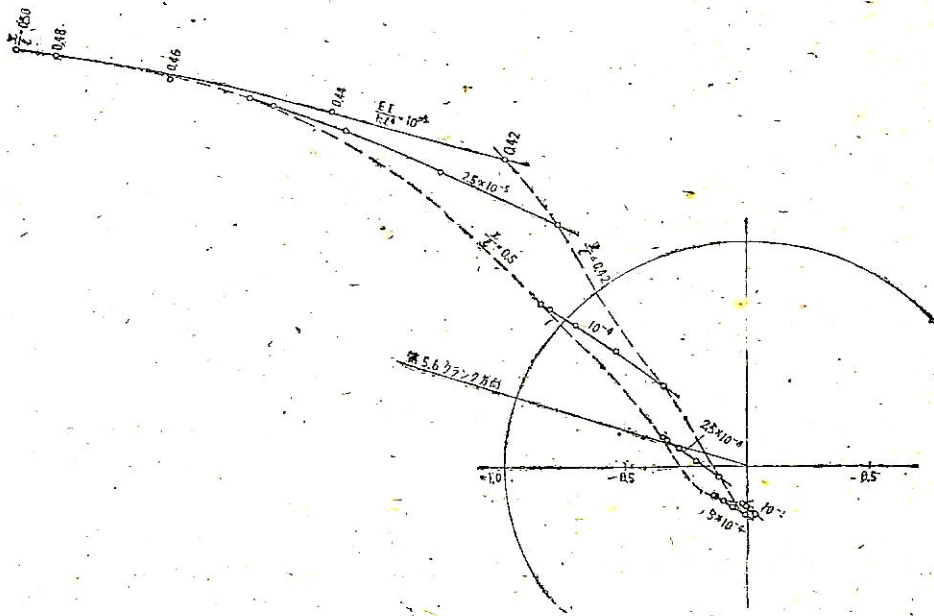


第 6 圖

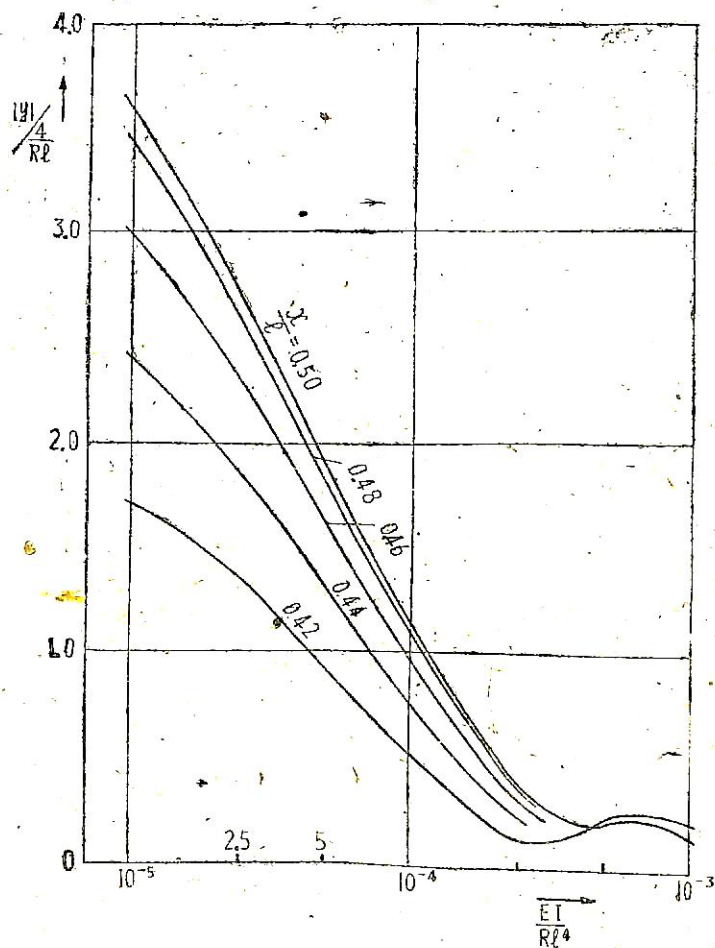


第 5 圖





第 8 圖



第 9 圖

—機械の架構を補強して曲げ剛さを増した場合等の振動を表すことになる。第9圖はこの場合の振幅の大きさを圖示したもので、架構の比較的の曲げ剛さ  $EI/kl^4$  が  $10^{-5} \sim 10^{-4}$  附近では架構の剛性を増すと振動は著しく小さくなるが、これが  $10^{-3}$  附近では振動には殆ど変化がないことが知れる。

—第5表及び第6表次頁掲出—

(神戸製鋼所技師)

### 急 告

都合により本社は下記に臨時  
移轉致しました

東京都世田谷區弦巻町1の136

追而 電話は移動申請中で  
あります

合資会社 天 然 社

第5表  $10^x \times y / \frac{47}{EI}$  の値

$\frac{EI}{47}$	成分	$x/l$				
		.42	.44	.46	.48	.50
$10^{-3}$	横	0.0380	.0155	-.0031	-.0156	-.0198
	縦	-2195	-1961	-1780	-1664	-1629
$5 \times 10^{-4}$	横	-.0084	-.0562	-.0953	-.1213	-.1305
	縦	-2175	-1816	-1551	-1379	-1326
$25 \times 10^{-4}$	横	-1094	-2012	-2756	-3252	-3424
	縦	-0496	0282	0859	1227	1336
$10^{-4}$	横	-3410	-.5389	-.7010	-.8099	-.8478
	縦	3601	5183	6349	7086	7306
$25 \times 10^{-5}$	横	-.7673	-1.2722	-1.6865	-1.9764	-2.0724
	縦	10839	13274	15033	16194	16471
$10^{-5}$	横	-.9990	-1.7390	-2.4007	-2.8743	-3.0439
	縦	1.3792	1.5902	1.7382	1.8490	1.8618

第6表  $y / \frac{4}{EI}$  の値

$\frac{EI}{4}$	成分	$x/2$				
		.42	.44	.46	.48	.50
$10^3$	横	3800	1550	-.0310	-.1560	-.1980
	縦	-2.195	-1.961	-1.780	-1.664	-1.629
$2 \times 10^3$	横	-.0420	-.2810	-.4765	-.6065	-.6525
	縦	-10875	-9080	-7755	-6895	-6630
$4 \times 10^3$	横	-.2735	-.5030	-.6890	8130	8560
	縦	-1240	0705	2148	3068	3340
$10^4$	横	-.3410	-.5389	-.7010	-.8099	-.8478
	縦	3601	5183	6349	7086	7306
$4 \times 10^4$	横	-.1918	-.3181	-.4216	-.4941	-.5181
	縦	.2710	.3319	3758	4049	4118
$10^5$	横	-.0999	-.1739	-.2401	-.2874	-.3044
	縦	1.3792	1.5902	1.7382	1.8490	1.862

## 敵米海軍委員会の船舶命名法

米國海軍委員会は EC-2 型船、即ちリバチー型船には、米國の歴史と發達に勝れた貢獻をした、死んだ米人の名をつけることにしてゐる。昨秋までには 1,300 人の名が船名としてつけられたさうである。最初のリバチー型船はパトリック・ヘンリーと命名された。

リバチー型船命名の提案は多くの方面から集められた。一般公衆からも集めたが、海軍委員会は他の方法もとつた。一例をいへば、各州の史學協會はその州の歴史中に有名な故人 25 人の名を示すことを求められ、また諸官廳の長官は政府のために盡した、物故した文官の名を出すやうに依頼された。

またリバチー型に命名する榮譽は國家のためになした善行に對する報償としても與へられた。即ち殆んどすべての州の國民學校児童が屑鐵収集で一等をとると自分の州を代表して、リバチー型船を命名する榮譽を與へられた。

海軍委員会の建造計畫の他の型の船も組織的に命名されてゐる。C-1 型、3,000 載貨噸の貨物船は岬の名をつけられ、ケーブ・ハッタラス、ケーブ・デシジョン等といふが、8,000 乃至 9,000 載貨噸 C-2 型船は、フライング・クラウドとかレッド・ジャケットとか、有名な米國の快速帆船の名をとつてゐる。C-3 型貨客船は、シー・バスとかシー・ハウンドとかシー・ウィッチとかのやうに、海といふ言葉を頭に冠つた名をつけられ、C-3 型船はその名にマリーンといふ言葉が入つてゐる。例へばマリーン・イーグルとかマリーン・パンサーなどいふ類である。

16,000 載貨噸の大型油槽船は、ゲチズバーグとかサン・ジュアンなどのやうな米國の戦争か古いスペインの米國大使の名をとつて、命名されてゐる。

沿岸航行油槽船はサクセット、ソールト・クラック等のやうな米國の油田、またパナマ型油槽船はコーネル、ダートマス、プリンストン等のやうな米國の大學の名をとつてゐる。

沿岸航行貨物船にはロドニー・バクスターとか、モーゼズ・ゲイとか、昔の快速帆船で名をあげた船長の名がとられてゐる。

尙曳船にまで命名法が定められてゐて、海軍委員会のために建造される航洋曳船は米國沿岸の燈臺の名即ちポイント・ロマ、ウッチ・ヒル等と命名され、港内曳船は米國の港の名即ちポート・ケント、ポート・ヘンリー等と命名されてゐる。

# 船 舶 の 推 進

—[7]—

山 縣 昌 夫

## III. 螺旋推進器の渦理論 (承前)

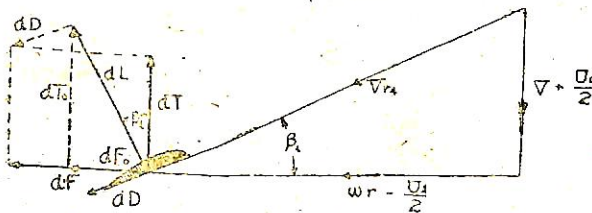
### 4. 摩擦を考慮した渦理論

これまでは翼の表面が理想的に滑かな螺旋推進器が完全流體中において作動してゐる場合を取扱つたのであるが、實際の流體中において作動する實際の推進器の作用に對しては、流體の粘性及び推進器翼などの表面の摩擦によつて翼が受ける抵抗を考慮しなければならない。

翼の截面が一様である推進器を考へ、これが完全流體中において作動すると假定しても翼端から自由渦が発生するために翼素の周圍における流體流は3次元となり、誘導抵抗を生ずるが、實際の場合には流體の粘性、翼の表面の粗度などによつてエネルギーの損失が起り、兩者を總括して翼型の抗力、あるひは翼型抵抗、形状抵抗などといつてゐる。現實の問題としてこの抵抗と誘導抵抗とを分離して別箇に測定することは不可能であるから、摩擦抵抗の影響を翼型の性能中に包含させて取扱ふのが普通である。

螺旋推進器の作用を理論的に論ずる場合に、前述の通り一應効力の等しい無限翼數の假想推進器によつて置換えるのが便宜なので、翼素の抗揚比は無限に長い翼、すなはち縦横比が無限大のものに對する  $\varepsilon_i$  を使用すべきで、式(107)と同様に次式をもつて定義する。

$$\varepsilon_i = \frac{dD}{dL} = \tan \gamma \quad \dots\dots\dots (152)$$



第 30 圖 翼素における速度及び力

半径  $r$  における翼素が発生する推力  $dT$  は第 30 圖からわかるやうに、翼素理論における式(84)及び(87)と同様

$$\begin{aligned} dT &= dL \cdot \cos \beta_i - dD \cdot \sin \beta_i \\ &= dL (\cos \beta_i - \varepsilon_i \cdot \sin \beta_i) \dots\dots\dots (153) \end{aligned}$$

であり、これに式(129)の  $dT_0$ 、すなはち摩擦抵抗を無視した場合の推力を挿入すれば次式が得られる。

$$dT = dT_0 (1 - \varepsilon_i \cdot \tan \beta_i) \dots\dots\dots (154)$$

翼素の回轉方向に作用する力  $dF$  も式(85)及び(88)と同様に

$$\begin{aligned} dF &= dL \cdot \sin \beta_i + dD \cdot \cos \beta_i \\ &= dL (\sin \beta_i + \varepsilon_i \cdot \cos \beta_i) \dots\dots\dots (155) \end{aligned}$$

であり、これに式(132)の  $dF_0$ 、または式(129)の  $dT_0$  を挿入すれば次のやうになる。

$$\begin{aligned} dF &= dF_0 (1 + \varepsilon_i \cdot \cot \beta_i) \\ &= dT_0 (\tan \beta_i + \varepsilon_i) \dots\dots\dots (156) \end{aligned}$$

従つて翼素の効率  $\eta_{pr}$  は

$$\begin{aligned} \eta_{pr} &= \frac{V \cdot dT}{\omega r \cdot dF} = \frac{V}{\omega r} \cdot \frac{1 - \varepsilon_i \cdot \tan \beta_i}{\tan \beta_i + \varepsilon_i} \\ &= \frac{V}{\omega r \cdot \tan \beta_i} \cdot \frac{1 - \varepsilon_i \cdot \tan \beta_i}{1 + \varepsilon_i \cdot \cot \beta_i} \dots\dots\dots (157) \end{aligned}$$

となり、これに式(128)の關係を挿入し、また式(89)を求めた場合と同様に取扱へば次式が得られる。

$$\eta_{pr} = \frac{V}{V + \frac{U_a}{2}} \cdot \frac{\omega r - \frac{U_i}{2}}{\omega r} \cdot \frac{\tan \beta_i}{\tan(\beta_i + \gamma)} \dots\dots\dots (158)$$

この式の右邊の第1因數は運動量理論に基づく式(50)で與へられる圓環素の軸効率  $\eta_{par}$  であり、第2因數は同じく運動量理論による式(64)及び(65)中にある圓環素の周効率  $\eta_{per}$  と同じもので、第1及び第2因數の積が誘導効率で式(65)の  $\eta_{pir}$  に等しく、また渦理論において摩擦抵抗を考慮しない場合の翼素の効率、すなはち式(135)と同一であり、第3因數は翼素理論における式(89)が示す翼素の効率と同じ性質のもので、これを翼素の翼効率もしくは優劣度といひ、 $\eta_{pbr}$  をもつて表せば、式(158)は次のやうに書換えられる。

$$\eta_{pr} = \eta_{par} \cdot \eta_{pir} \cdot \eta_{pbr} = \eta_{pir} \cdot \eta_{pbr} \dots\dots\dots (159)$$

$\eta_{pbr}$  は摩擦抵抗のために生ずるもので、翼素理論における式(89)を使用して計算した第20圖の横座標軸を  $\beta$  の代りに  $\beta_i$ 、縦座標軸を  $\eta_{pr}$  の代りに  $\eta_{pbr}$  と考へ、 $\varepsilon$  を  $\varepsilon_i$  と讀めば、この圖をそ

のまま  $\eta_{pbr}$  に對し適用することが出来、 $\eta_{pbr}$  の値が必ず 1 より小さいことがわかる。

無限に長い翼型に對する抗揚比  $\epsilon_i$  の値は第 26 圖にその實例を示してある通り、適當なエーロフ・フォイル型においては幾何學的入射角  $\alpha$  の相當廣い範圍に互つて 0.02 前後の極めて小さい數値となつてゐるが、これをそのまま推進器の設計にあつて採用することが出来るかどうかは甚だ疑問で、いかなる數値が最も適當であるかについては定説がなく、極言すれば理論による算定値と水槽における模型推進器の實驗結果との相異を、 $\epsilon_i$  の數値をしかるべく探つて一致させ、現在における理論の不完全性を補つてゐるのが實情であるときへ、従つて各試験水槽などにおいてはその採用してゐる理論に應じ、大體 0.02~0.06 の範圍内の値が使用されてゐる。例へば重光博士 (21) は同博士の理論的設計方法により設計した多數の推進器の船舶試験所における模型試験の結果に徴し 0.055 なる數字を得てをり、またケンブ (22) は 0.06、レルブス (23) は 0.025 を採用してゐる。推進器翼は各半徑においてその截面の形狀を異にしてゐるから、 $\epsilon_i$  の値は半徑ごとに變化するのであるが、第 26 圖からも知る通り  $\alpha$  の相當廣い範圍内においてエーロフ・フォイル型翼の厚さと幅との比、すなはち厚幅比  $t/b$  の相異によつて餘り變化してゐない。従つて適當に設計された推進器においては各翼素に對する  $\epsilon_i$  の値を一定と看做し、適當な平均値を採用しても著しい誤差を生ずることがなく、これによつて理論の實際への應用が非常に簡易化される。

推進器の推力  $T$  は式 (154) を使用し、式 (146) と同様にして

$$T = \int_0^{R'} (1 - \epsilon_i \cdot \tan \beta_i) dT_0 \dots \dots \dots (160)$$

となり、回轉力率  $Q$  は式 (156) を使用し、式 (147) と同様にして

$$Q = \int_0^{R'} r (\tan \beta_i + \epsilon_i) dT_0 \dots \dots \dots (161)$$

となる。従つて推進器の效率  $\eta_p$  は次式をもつて表はされる。

$$\eta_p = \frac{V \int_0^{R'} (1 - \epsilon_i \cdot \tan \beta_i) dT_0}{\omega \int_0^{R'} r (\tan \beta_i + \epsilon_i) dT_0} \dots \dots \dots (162)$$

式 (160)~(162) 中の積分の極限值  $R'$  はプラントルの理論による式 (145) を使用して求めるので

あるが、後段において述べるやうに、摩擦抵抗を考慮する場合にはこれが嚴密な意味において正當でなく、近似的取扱であることに注意しなければならぬ。

前述の通り  $\epsilon_i$  を常數と看做し、 $\eta_p$  の最大値について次のやうな近似計算を行ふ。

$$\eta_p = \frac{VT_0}{\omega \int_0^{R'} r \cdot \tan \beta_i \cdot dT_0} \cdot \frac{1 - \epsilon_i \int_0^{R'} \tan \beta_i \cdot dT_0}{T_0} \cdot \frac{1}{1 + \epsilon_i \int_0^{R'} r \cdot \tan \beta_i \cdot dT_0}$$

$$= \frac{\lambda}{\tan \beta_{iR}} \cdot \frac{1 - s \epsilon_i \cdot \tan \beta_{iR}}{1 + m \frac{\epsilon_i}{\tan \beta_{iR}}}$$

式中の  $s$  及び  $m$  は荷重度  $C_t$  及び  $\tan \beta_{iR}$  の函數であるが、便宜上これ等の値を  $C_t$  及び  $\tan \beta_{iR}$  が 0 となつた場合における極限值をもつて代用することとし、 $s=2$  及び  $m=2/3$  と採れば

$$\eta_p = \frac{\lambda}{\tan \beta_{iR}} \cdot \frac{1 - 2\epsilon_i \cdot \tan \beta_{iR}}{1 + \frac{2}{3} \frac{\epsilon_i}{\tan \beta_{iR}}} \dots \dots \dots (163)$$

となる。また他の近似計算によると

$$\eta_p = \frac{\lambda}{\tan \beta_{iR}} \left\{ 1 - \epsilon_i \left( \frac{2}{3} \frac{1}{\tan \beta_{iR}} + 2 \tan \beta_{iR} \right) + \frac{\epsilon_i^2}{2 \tan^2 \beta_{iR}} \right\} \dots \dots \dots (164)$$

となり、さらに  $\epsilon_i$  の 2 乗を含む項を無視すれば

$$\eta_p = \frac{\lambda}{\tan \beta_{iR}} \left\{ 1 - \epsilon_i \left( \frac{2}{3} \frac{1}{\tan \beta_{iR}} + 2 \tan \beta_{iR} \right) \right\} \dots \dots \dots (165)$$

となり、これは式 (163) の最後の因數の割算を行ひ、 $\epsilon_i$  の 2 乗以上を含む項を無視したものと全く同一である。これ等の近似式による算定結果はいづれも普通問題となる範圍内においては正確な値とよく一致する。例へば  $s=2$  及び  $\epsilon_i=0.025$  の場合に  $\tan \beta_{iR}=0.1 \sim 0.5$  及び  $C_t=0 \sim 2$  の範圍内における式 (163) による算定値は正確な値に對して誤差が僅かに  $-0.4 \sim -1.0\%$  程度である。但し  $\tan \beta_{iR}$  が極めて小さい場合には誤差が相當の値に達することがあるから、これ等の近似式の使用に際し特に注意が肝要である。この  $\eta_p$  の算定値は  $C_t$ ,  $\lambda$ ,  $\epsilon_i$  及び  $s$  の一定値に對する推進器の最大效率を近似的に與へてゐるが、ここで忘れてならないことは、プラントルが取扱つた有限翼數の推進器と同一效力の無限翼數の推進器はベツツ

の渦糸論にその基礎を置いてゐるから、摩擦抵抗を無視した場合に對するもので、摩擦抵抗を考慮する場合にはプラントルの理論をそのまま採用することが出来ないわけである。最良推進器に對して  $U/2$  が半径方向に一定でなければならぬといふ条件も摩擦抵抗を考慮すれば修正の必要が起る。従つて式 (163)~(165) によつて算定した推進器効率<sub>η</sub>は嚴密な意味においては摩擦抵抗を考慮した場合の最大効率を與へるものではなく、摩擦抵抗を無視した場合の最良推進器の効率<sub>η</sub>が摩擦抵抗を考慮したときいかに變化するかを示すものと解すべきである。しかしこのやうにして求めた推進器と摩擦抵抗を考慮しての最良推進器との差は普通の場合極めて僅かであると想像される。

推進器効率を表はす式 (163)~(165) において第1 因數は推進器の誘導効率で、運動量理論における式 (74) の  $\eta_{i1}$  に等しく、また渦理論において摩擦抵抗を考慮しない場合の最良推進器の効率、すなはち式 (138) と同一であり、第2 因數は推進器の翼効率  $\eta_{p0}$  である。従つてこれ等の式は次の一般式をもつて表はされる。

$$\eta_p = \eta_{i1} \cdot \eta_{p0} \dots\dots\dots (166)$$

推力  $T$  は式 (148) が與へる  $T_0$  を使用すれば次式のやうになる。

$$T = T_0(1 - 2\varepsilon_i \cdot \tan\beta_{iR}) \dots\dots\dots (167)$$

なほ以上の式における  $\tan\beta_{iR}$  は前述の通り式 (139) によつて求められる。

5. 遠心力を考慮した渦理論

推進器の後流は推進器より遙か後方において軸方向の誘導速度  $U_a$  をもつとともに、圓周方向にも誘導速度  $U_t$  をもつてゐるから、遠心力が起り、これに釣合ふ力の存在が必要である。これは後流内の壓力が半径の減少に伴つて低下すれば實現される。このやうな壓力の變化が推進器の性能に及ぼす影響をヘルムホルド (20) が取扱つて、從來の渦理論をさらに精密なものとした。

推進器流の横の擴りの縮小を無視して、これが無限翼數の假想推進器と同一直徑の圓柱であると假定し、推進器の遙か前方及び後方において、圓柱の軸に垂直な、2 平面を考へると、運動量理論により軸方向の誘導速度  $U_a$  のために

$$J = \int_0^{R'} \rho \left( V + \frac{U_a}{2} \right) U_a \cdot 2\pi r \cdot dr \dots\dots (168)$$

なる力が發生する。これは運動量理論における推力である。推進器より遙か前方の平面における壓

力を  $p_1$  とすれば、 $p_1$  の値は半径に無關係で、しかも推進器流の外部における壓力に等しく、推進器より遙か後方の平面における壓力を  $p_2$  とすれば、 $p_2$  の値は半径によつて變化する。この2 平面間の壓力差により次のやうな力が起る。

$$P = - \int_0^{R'} (p_1 - p_2) 2\pi r \cdot dr \dots\dots\dots (169)$$

従つて推進器の推力  $T_0$  は次式をもつて表はすことが出来る。

$$T_0 = J + P = \left\{ \int_0^{R'} \rho \left( V + \frac{U_a}{2} \right) U_a - \int_0^{R'} (p_1 - p_2) \right\} 2\pi r \cdot dr \dots\dots\dots (170)$$

$p_2$  が半径  $r$  によつて變化するのは前述の通り遠心力の存在を必要とするためであり、翼數を無限と考へてゐるから、式 (97) 及び (98) により次の關係式が成立つ。

$$- \frac{U_t \cdot dU_t}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp_2}{dr} = \frac{U_t^2}{r}$$

式 (169) 中の  $p_1 - p_2$  は半径  $r$  における兩平面間の壓力差であるが、壓力はいつれの方にも同一であるから、推進器より遙か後方の平面における半径方向を考へれば、 $r$  における壓力は  $p_2$ 、圓柱の外周面における壓力は  $p_1$  であり、この差が遠心力の合力と釣合つてゐるのである。従つて

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \int_0^{R'} \rho \frac{U_t^2}{r} dr \dots\dots\dots (171)$$

これによつて  $\Delta p$  を  $r$  の項で表はすことが出来る。すなはち

$$U_t = U \cdot \sin\beta_i \cdot \cos\beta_i = U \frac{\tan\beta_i}{1 + \tan^2\beta_i} = U \frac{\frac{R'}{r} \tan\beta_{iR'}}{1 + \left( \frac{R'}{r} \right)^2 \tan^2\beta_{iR'}} = U \frac{R' \cdot r \cdot \tan\beta_{iR'}}{r^2 + (R' \cdot \tan\beta_{iR'})^2} \dots\dots\dots (172)$$

これを式 (171) に挿入して積分すれば次のやうになる。

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho U^2 \left\{ - \frac{\tan^2\beta_{iR'}}{1 + \tan^2\beta_{iR'}} + \frac{(R' \cdot \tan\beta_{iR'})^2}{r^2 + (R' \cdot \tan\beta_{iR'})^2} \right\} = \frac{1}{2} \rho U^2 \cdot \tan^2\beta_{iR'} \left\{ - \frac{1}{1 + \tan^2\beta_{iR'}} + \frac{1}{\left( \frac{r}{R'} \right)^2 + \tan^2\beta_{iR'}} \right\} \dots\dots\dots (173)$$

従つて負壓によつて生ずる推力の變化  $P$  は式 (169) により次のやうになる。

$$\begin{aligned}
 P &= - \int_0^{R'} \Delta p \cdot 2\pi r \cdot dr \\
 &= \frac{1}{2} \rho \pi R'^2 U^2 \left\{ \frac{\tan^2 \beta_{iR'}}{1 + \tan^2 \beta_{iR'}} \right. \\
 &\quad \left. - \tan^2 \beta_{iR'} \cdot \ln \left( 1 + \frac{1}{\tan^2 \beta_{iR'}} \right) \right\} \\
 &= \frac{1}{2} \rho V^2 \pi R'^2 \delta^2 \left( \varphi - \frac{1}{1 + \tan^2 \beta_{iR'}} \right) \dots (174)
 \end{aligned}$$

但し  $\delta$  及び  $\varphi$  は各々式 (149) 及び (151) によつて與へられるものである。式 (174) を式 (170) に挿入すれば  $T_0$  を算定することが出来る。

クッタ・ジュコブスキーの法則によれば、一般に推進器の推力  $T_0$  は次式をもつて表はされる。

$$T_0 = \int_0^{R'} 2\rho r \left( \omega r - \frac{U_t}{2} \right) dr \dots (175)$$

但し

$$\tau = \frac{2\pi r}{z} U_t \dots (176)$$

この式はいかなる場合に對しても適用し得るものである。

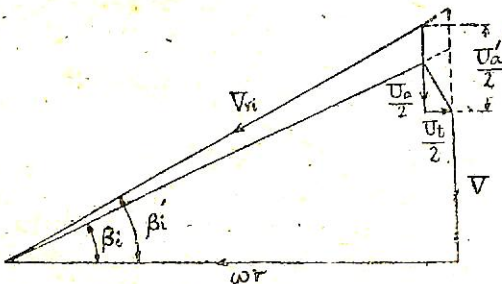
翼数が無限の推進器において摩擦抵抗及び遠心力を無視した場合には

$$\frac{U_t}{U_a} = \frac{V + \frac{U_a}{2}}{\omega r - \frac{U_t}{2}}$$

であるから、式 (168) は次のやうに變形される。

$$J = \int_0^{R'} \rho \left( \omega r - \frac{U_t}{2} \right) U_t \cdot 2\pi r \cdot dr = T_0 \dots (177)$$

すなはち式 (168) の  $J$  は式 (175) の  $T_0$  と一致する。しかるに遠心力を考慮すると推力  $T_0$  は式 (170) により  $J$  と  $P$  との和となるから、式 (175) が成立しないかのやうに考へられる。この原因はベッツの理論においては推進器圓を通過する流體の相對速度を  $V + U_a/2$  としてゐるが、遠心力を考慮すると壓力の低下に基いて、推進器圓を通過する速度が増加するためである。



第 31 圖 翼素における速度

第 31 圖に示す通り、推進器圓における流體の増加速度は誘導軸速度  $U_a/2$  に壓力の低下による速度の増加が加はつて  $U_a'/2$  となり、誘導螺距角  $\beta_i$  は  $\beta_i'$  に増加する。すなはち

$$\tan \beta_i' = \frac{V + \frac{U_a'}{2}}{\omega r - \frac{U_t}{2}} \dots (178)$$

この變化を近似的に求めるために半徑  $r$  における翼素に作用する推力  $dT_0$  を考へる。式 (170) に式 (178) の關係を挿入して微分すれば

$$dT_0 = \left\{ \rho \cdot \tan \beta_i' \left( \omega r - \frac{U_t}{2} \right) U_a - \Delta p \right\} 2\pi r \cdot dr \dots (179)$$

となり、またクッタ・ジュコブスキーの法則により

$$dT_0 = \rho \left( \omega r - \frac{U_t}{2} \right) U_t \cdot 2\pi r \cdot dr \dots (180)$$

であるから、この兩式を等しいと置いて  $\tan \beta_i'$  を求めると次のやうになる。

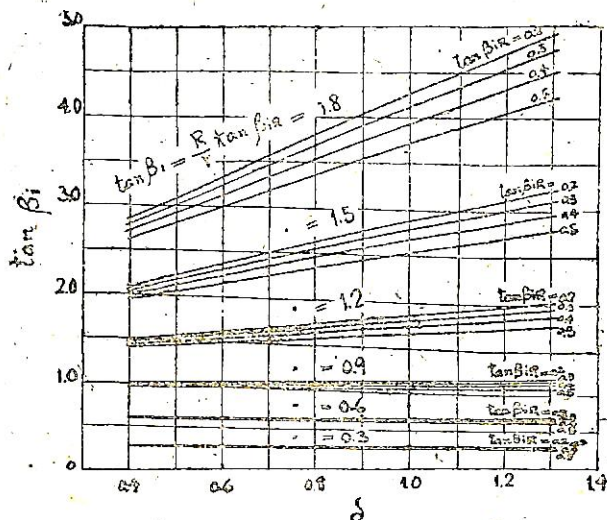
$$\begin{aligned}
 \tan \beta_i' &= \frac{U_t}{U_a} \left\{ 1 + \frac{\Delta p}{\rho \left( \omega r - \frac{U_t}{2} \right) U_t} \right\} \\
 &= \tan \beta_i \left\{ 1 + \frac{\Delta p}{\rho \left( \omega r - \frac{U_t}{2} \right) U_t} \right\} \dots (181)
 \end{aligned}$$

この式中の  $U_t$  及び  $\Delta p$  に各々式 (172) 及び (173) を代入し、さらに式 (149) の  $\delta$  を使用すれば、次のやうに變形される。

$$\tan \beta_i' = \tan \beta_i \left\{ 1 + \dots \right\}$$

$$\left. \frac{\delta}{2} \left\{ \frac{\left( \frac{R'}{r} \right)^2 \tan \beta_{iR'}}{1 + \left( \frac{R'}{r} \tan \beta_{iR'} \right)^2} - \frac{\tan^2 \beta_{iR'}}{1 + \tan^2 \beta_{iR'}} \right\} \right\} \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \frac{\delta}{1 + \left( \frac{R'}{r} \tan \beta_{iR'} \right)^2}} \left\{ \frac{1}{1 + \left( \frac{R'}{r} \tan \beta_{iR'} \right)^2} \right\} \dots (182)$$

この式により、遠心力の存在を考慮すると  $\beta_i$  がいかに變化するかを知ることが出来る。ルプス (23) は式 (182) の數値計算を行つて第 32 圖を發表してゐる。すなはち横座標軸に  $\delta$  を、縦座標軸に  $\tan \beta_i'$  を採り、 $\tan \beta_i$  を従つて一般には  $(R'/r) \tan \beta_{iR'}$  及び  $\tan \beta_{iR'}$  の種々の値に對する  $\tan \beta_i'$  を圖示してゐる。



第 32 圖  $\tan \beta_i$  と  $\tan \beta_i'$  との関係

$\beta_i$  が  $\beta_i'$  に増加したのは  $U_a/2$  が  $U_a'/2$  に増加したため、従つて第 31 圖に示す通り翼素への流體の流入速度もこれに應じて  $V_{ri}$  から  $V_{ri}'$  に増加する。この兩者の関係は次式をもつて表はすことが出来る。

$$\frac{V_{ri}'}{V_{ri}} = \frac{\cos^2 \beta_i}{\cos^2 \beta_i'} = \frac{1 + \tan^2 \beta_i'}{1 + \tan^2 \beta_i} \dots (183)$$

また  $\beta_i$  が  $\beta_i'$  に増加したために圓周方向に作用する力も當然増加する。すなはち式 (180) を使用すれば

$$dF_0 = \tan \beta_i' \cdot dT_0 \\ = \tan \beta_i' \cdot \rho \left( \omega r - \frac{U_t}{2} \right) U_t \cdot 2\pi r \cdot dr \dots (184)$$

従つて推進器の効率  $\eta_{p0}$  は式 (180)、(184) 及び (181) を使用して次式のやうになる。但しこの場合摩擦抵抗による効率の低下は考慮されてゐない。

$$\eta_{p0} = \frac{V \cdot T_0}{\omega \int_0^{R'} r \cdot dF_0} = \frac{V \cdot T_0}{\omega \int_0^{R'} r \cdot \tan \beta_i' \cdot dT_0} \\ = \frac{V \cdot T_0}{\omega \int_0^{R'} r \cdot \tan \beta_i \left[ 1 + \frac{\Delta p}{\rho \left( \omega r - \frac{U_t}{2} \right) U_t} \right] dT_0} \\ = \frac{V \cdot T_0}{\omega \int_0^{R'} r \cdot \tan \beta_i (dT_0 + 2\pi r \cdot \Delta p \cdot dr)}$$

しかるに  $r \cdot \tan \beta_i = R \cdot \tan \beta_{iR}$  及び  $\lambda = V/\omega R$  であり、また式 (169) の関係を使用すれば、上式は次のやうに變形される。

$$\eta_{p0} = \frac{\lambda}{\tan \beta_{iR}} \cdot \frac{T_0}{T_0 - P} \dots (185)$$

さらに式 (148) 及び (174) の各々が與へる  $T_0$  及び

$P$  の値をこの式に挿入して次式が得られる。

$$\eta_{p0} = \frac{\lambda}{\tan \beta_{iR}} \cdot \frac{-2\varphi + \delta \left( 2\varphi - \frac{1}{1 + \tan^2 \beta_{iR}'} \right)}{\varphi(2 + \delta)} \dots (186)$$

式 (165) 及び (166) により式 (186) の右邊の第 1 因數が誘導効率  $\eta_{pi}$  であることがわかり、従つて第 2 因數は遠心力に基く効率の低下を示すもので、これを  $\eta_{pc}$  とすれば次のやうになる。

$$\eta_{p0} = \eta_{pi} \cdot \eta_{pc} \dots (187)$$

摩擦抵抗を考慮した場合の推進器効率を  $\eta_p$  とすれば、式 (163) 及び (166) により次式が得られる。

$$\eta_p = \eta_{pi} \cdot \eta_{pb} \cdot \eta_{pc} = \frac{\lambda}{\tan \beta_{iR}} \cdot \frac{1 - 2\varepsilon_i \cdot \tan \beta_{iR}}{1 + \frac{2}{3} \frac{\varepsilon_i}{\tan \beta_{iR}}} \cdot \frac{2\varphi + \delta \left( 2\varphi - \frac{1}{1 + \tan^2 \beta_{iR}'} \right)}{\varphi(2 + \delta)} \dots (188)$$

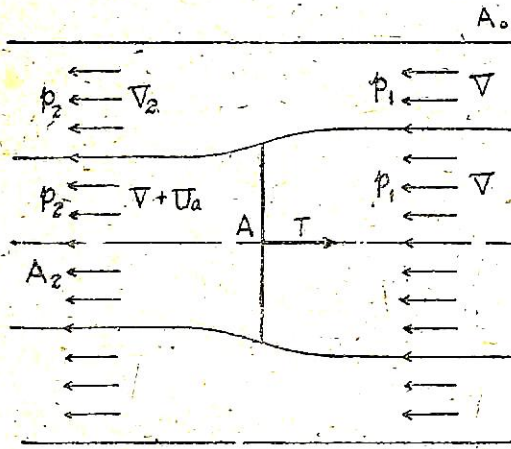
以上の計算においてはすべて推進器流の縮小を無視してゐるから、遠心力の影響が幾分少く見積られてゐる。

これ等の結果を實際に應用する方法については推進器の設計を取扱ふ場合に譲る。

#### IV. 推進器流の縮小

螺旋推進器の渦理論の發達によつて、從來の運動量理論及び翼素理論における欠陥の大部分、例へば翼數を無限と看做してゐること、摩擦抵抗、遠心力を無視してゐることなどが相當程度是正されるにいたつた。しかし渦理論といへども種々の假定を設け、近似計算を行つてゐる關係から、完全な理論であるとは認められず、推進器の翼數が多く、荷重が僅かで、高回轉であるほど、この理論の正確度が増加する。もつともその反面においてこのやうな推進器にあつては摩擦抵抗によるエネルギーの損失が大きくなるから、誘導速度に基く  $U$  の値が一定であるときに最良推進器が得られるといふ、摩擦抵抗を無視して導いたベッツの理論を基礎としてゐる渦理論によつては、嚴密な意味における最良推進器を求めることが出来ない。遠心力の影響についても同様なことがいへる。また間隙影響あるひは翼列影響とよばれてゐる翼と翼との流體力學的相互干渉も近似的に解決されるにいたつた。このやうにして推進器の理論は著しい進

展をとげなが、未解決の問題も決して少くはなく、そのうち比較的重要なものとしては推進器流の横の擴りの縮小を無視してゐるのをあげることが出来る。この問題を最も簡単な運動量理論により完全流體について吟味してみる。



第 33 圖 圓筒内における推進器の作用

第 33 圖が示す通り、全圓面積が  $A$  の假想圓盤推進器が、これと同心の截面積が  $A_0$  の圓筒内において作動し、推進器より遙か前方の截面においては流體の速度が  $V$ 、壓力が  $p_1$  であるとし、推進器より遙か後方の截面においては壓力が  $p_2$  となり、推進器後流の截面積が  $A_2$  であるとし、この内部における速度を  $V+U_a$ 、外部における速度を  $V_2$  とする。

$T$  を推力、 $\rho$  を密度とすれば、運動量理論により

$$\rho\{A_2(V+U_a)^2 + (A_0 - A_2)V_2^2 - A_0V^2\} = T + A_0(p_2 - p_1) \dots (189)$$

となり、連続の條件から

$$A_0V = A_2(V+U_a) + (A_0 - A_2)V_2 \dots (190)$$

なる關係が得られ、また圓筒外部の流體流に對してベルヌーイの法則を適用すれば

$$p_2 - p_1 = \rho \frac{V^2 - V_2^2}{2} \dots (191)$$

となる。この 3 式から  $V_2$  及び  $p_2 - p_1$  を消去して、簡單化すれば次式が得られる。

$$T = \rho A_2 U_a \left\{ \frac{V}{1 - \frac{A_2}{A_0}} + \frac{\left(1 - \frac{3}{2} \frac{A_2}{A_0}\right) U_a}{\left(1 - \frac{A_2}{A_0}\right)^2} \right\} \dots (192)$$

この式によれば推力  $T$  は  $\rho$ 、 $A_2$ 、 $U_a$  及び  $V$  の値が一定の場合に  $A_2/A_0$  の減少に伴つて減少

することがわかり、 $A_2/A_0$  の極限值 0、すなはち圓筒の截面積  $A_0$  が非常に大きくなつて無限大と看做すことが出来る場合には

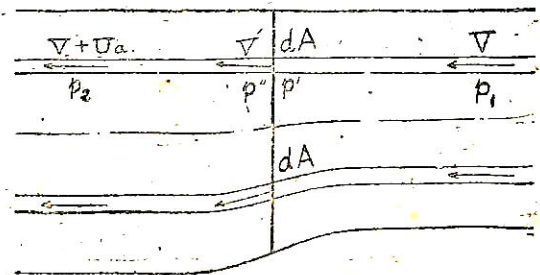
$$T = \rho A_2 U_a (V + U_a) \dots (193)$$

となる。この式において  $\rho A_2 (V + U_a)$  は推進器より遙か後方における推進器後流の截面を單位時間に通過する流體量であり、これは一般に推進器流の流量であるから、 $M$  をもつて表はせば、式 (193) は

$$T = M U_a \dots (194)$$

となり、運動量理論における式 (44) もしくは (52) と全く同じ意味を表はす式となる。従つて無限に擴つてゐる流體中において推進器が作動する場合には、推進器流の横の擴りの縮小を無視して差しつかへないことになる。

つきに推進器、従つて推進器流を全體として考へず、その圓環素について検討してみる。螺旋推進器の理論においてはすべて推進器流の縮小を無視してゐたから、推進器圓を通過する流體の速度の方向は常に推進器軸と平行であつたが、推進器の流の縮小を考慮に入れば、推進器軸に平行とはならず、第 34 圖からわかるやうに、推進器圓を



第 34 圖 推進器圓素の作用

通過する流體の速度  $V'$  は軸に對してある角度をもつことになる。推進器の任意の半徑における圓環素の面積を  $dA$ 、推進器の圓環素の直前及び直後における流體の壓力を各々  $p'$  及び  $p''$ 、前同様推進器より遙か前方及び後方における圓環素流の速度を各々  $V$  及び  $V+U_a$ 、また壓力を各々  $p_1$  及び  $p_2$  とする。

推進器より前方の圓環素流にベルヌーイの法則を適用すれば

$$p_1 - p' = \frac{\rho}{2} (V'^2 - V^2)$$

となり、後方の對應圓環素流に對しては

$$p'' - p_2 = \frac{\rho}{2} \{(V+U_a)^2 - V'^2\}$$



(17)

となる。流體が無限に擴つてゐるものと考へれば、 $p_1 = p_2$  であるから、前 2 式を加算すると

$$p'' - p' = \frac{\rho}{2} (2VU_a + U_a^2)$$

となり、この兩邊に  $dA$  を乗ずれば次式が得られる。

$$dT = \rho \cdot dA \left( V + \frac{U_a}{2} \right) U_a \dots \dots \dots (195)$$

これも式 (44) もしくは (52) と同じ形である。要するに最も單純な運動量理論によつて推進器の作用を取扱ふ場合には、推進器が單獨で無限に廣い流體中において作動してゐるならば推進器流の縮小を考慮せずともよい。しかしながら實際の船用推進器のやうに、船體の後部において作動してゐるものに對しては、水が無限に擴つてゐると看做することが出来ないから、推進器流の縮小を無視することにより相當の誤差が起るのはまぬかれ難い。

運動量理論においても推進器後流の回轉運動を考慮した場合には、式 (71) において推進器流の縮小を無視して慣性モーメントを算定してゐるから、その結果は正確であるとはいへず、また渦理論についても同様のことがいへる。(未完)

(船舶試験所長・工學博士)

### 参 考 文 献

- (21) 重光蔭, 推進器の設計に就て, 船舶試験所船型試験報告, 昭和 6 年 9 月.
- (22) G. Kempf, Neueste Erfahrungen über flachgehende Flussschlepper und Motorfahrzeuge mit Schraubenantrieb, Werft Reederei Hafen, 7, Juni 1930.
- (23) H. Lerbs, Kurventafeln zur Berechnung starkbelasteter Freifahrtschrauben nach der Tragflügeltheorie, Werft Reederei Hafen, 1, Februar 1933.

## ドイツの新式コンクリート輸送船

ドイツの雑誌デア・フロントアルバイターの最近號にトット工作隊付報道員ハンス・ノイマンは新式コンクリート船に就て詳述してゐるが、彼はツアイスのプラネタリウムと新式コンクリート船との間に次の如き興味ある比較論を行つてゐる。「プラネタリウムの迫持式半球天井の構造は、鳥の卵の自然形にそつくりである。此の半球天井(穹窿)式建造は一名卵殻式建造とも云ふ。コンクリート船の船體は、これと同様の迫持式鐵筋コンクリートの卵殻式建造様式によるものである。これは龍骨を基礎にして上方へと組立て、行く普通の船舶の建造様式とは全く趣を異にする。即ちコンクリート船は造船臺上に逆さに据えつけられるのだ。コンクリート船の外側を形造るコンクリートには親指大の太さの鐵筋が骨組になつてゐる。尙これが型(幅板)の中に注ぎこまれて造られることは言ふまでもない。コンクリート船は足場が取除かれてからも、進水する時には逆さになつたまま進む。そして水中で始めて正常の位置に歸るのだ。その際船は直ぐには決して洗まない。それは船體に包まれてゐる空氣が浮き袋のやうな役目をし、船體を浮き上らせるからである。甲板の隙間は水を通さぬよう塞いである。逆さになつて進む船の位置を正常に直す方法は種々ある。龍骨に取りつけてある傾斜計で船の傾斜度を自由に讀むことが出来る。入つて來た水はポンプで汲み出してしまふ。斯くして船體は完成した譯である。重い鐵索の扶けを藉りて船の位置を正常に復することも出来る。此の場合には潜水夫がその鐵索を船に取りつける。

コンクリート船の長所は種々あるが、就中特記すべきは鐵を大いに節約し得ることである。次には建造に特殊

の造船技術を要せず、従つてコンクリート船建造に當る技師、職長、職工とも造船技術の知識がなくてもかまはぬことだ。更に又コンクリート船造船所の必要とする勞働力は、通常の造船所に比して遙に少なくすむ。

更にコンクリート船はこれを實際動かす場合にも在來の船舶に比して幾多の大なる長所を有してゐる。コンクリート船は第一、船底や甲板の壁に高價な塗料を塗る必要がない。その代りに電氣研磨機で鏡のやうに滑らかに磨き上げるのであるが、その結果、外板や鐵板に好んで密着する貝類、海藻類も此のコンクリート壁には非常に附着し難いのだ。

コンクリート船は同じ大きさの鐵の船に比べて若干吃水が深いが、これは實際上殆んど影響するところはない。それはコンクリート船を建造するに當つて、造船技師は他の材料を以て行く船舶建造に比して遙に自由に手腕が振へ、船の型を有利につくることも出来るからである。即ち船の速度を増進させるために流線形に船の型をする場合にも、コンクリート船にあつては非常に手易いのだ。

更に此の新型コンクリート船の安定性も耐久性も非常に優れてゐることが證明された。小さな破損は後からメンテナンスを行ふことに依つて容易に修理することが出来る。

最後にコンクリート式建造様式は船體の合理的配置に特に好都合である。就中油槽船としては理想的と云へる。それは油槽船の内壁が直接コンクリートで造られてゐるからである。

# 木 船 建 造 講 座 【第 7 講】

高 木 淳

## 第 4 章 木船の構造と固著 (前承)

### 第 5 節 外板と甲板

前節に述べた船體骨格の外面に張つて外殻をなすものに、外板と甲板とがある。外板は船に浮力を與へる以外に、船全體の縦強力となつてゐる。一枚一枚ではうすい板でも、骨格に固著されることにより、外板が一つの有機體となるが故に船にとつては重要な役割を有するものである。外板材としては杉の赤身を用ひる。材料はよく乾燥した、木目の通つた長材であることは勿論である。杉は輕く填絮水密も行はれ外板材としては最も適し、松は吃水線下に用ひるとよいが船を重くする。檜は最適材であるが高價であるため一般に用ひられぬ。樺は特に強力を要する箇所、機關臺下の外板に用ひられる。外板には舷側厚板、外部腰板、龍骨翼板の 3 種類の特別外板があつて、舷側厚板、龍骨翼板の如きはその幅、厚さを定めてある。一般の外板は板幅を餘り廣くせぬ方がよい、廣いと反りを生じ水密が完全に行はれぬ。板幅は 30 cm を超えてはならぬ、20 cm 位がよい、長さも 5.5 m 以上のものを用ひる。和船型の船は曲線が少ないので、板幅の廣いものを一枚板といつて賞用するが、曲線の多い西洋型の船では板幅の廣いのは施工上からよくない。幅のせまいものは材を得易し低廉である。萬一幅廣い板を用ひるときは反りと水密を保つために外板の縦縁に落し釘を打つ。

外板は上部に於いて舷側厚板を張り、下部に於いて龍骨翼板を張り、外部腰板のある船であればそれを張る。又彎曲部に稜線ある船であれば、外部彎曲部縦通材を取付ける。最後に一般の外板を張る。外板の割當をきめるには外板展開圖をかいて左舷、右舷そろふやうに張る。外板はその總幅で肋骨毎に異り、中央でふくれ船首尾でやせるから外板一枚一枚の幅を肋骨毎に變へて行かねばならぬ。外板を取付けるにも板のなりを見ねばならぬ。外板をつけ易くするため蒸箱で蒸すのであるが限度があるから經驗を要するのである。外板はそれぞれ船の中央で揃へる。船の肩の固めで舷側厚板の項で述べた舷側厚板と船鈔の固著釘は、船

體工事が相當進んでから行はれるから、舷側厚板直下の外板はこの固著が了らぬと取付けられぬ。この順序によらぬ工事はこの固著釘を打てぬ。これを打たずにそのままましてゐるのではよい船にならぬ。

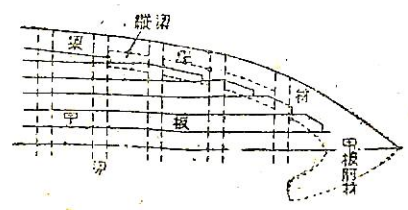
外板、外板腰板の肋骨固著釘は、板幅 20(22) cm 未滿では肋骨毎に 2 本、板幅 25(27) cm 未滿の時は肋骨毎に 3 本、板幅 25(27) cm 以上になれば肋骨毎に 4 本うち、肋骨 1 本置にこれらの固著釘のうちの 1 本は敲釘か螺釘か木釘かを用ひる。單材肋骨では肋骨毎に 4 本要するときでも、肋骨に釘孔がいくつもあくから肋骨を弱めることになり 3 本でも差支ないことになつてゐる。尚上記板幅の括弧内の數字は漁船の場合を示す。

甲板は材料として杉、松、檜、米松を用ひ、板は幅のせまいものがよい。幅が廣いと外板以上に反り易く縮み勝で水密が十分でなく、ホツギング、サツギングの際に水がたれて船内貨物をぬらすことになる。幅のせまいのは之の缺點なく、規程では 25 cm 以下ときめてある。長さも 5.5 m 以上ときめられ外板と同様であるが、船首尾では短いものも生じてくる。木甲板の接手は一般外板と同様銜接とし梁の上で行ひ、接手の兩側に打込釘 2 本打つ。接手の避距も外板と同じく定められてゐる。甲板の張り方はごく特殊の小艇にて甲板舷側線に平行に張る以外は凡て甲板中心線に平行に、



甲板端を鋭くすると完全に水密である

第 50 圖



第 51 圖

即ち船の長さの方向に真直に張るのである。順序として中心より舷側の方へ張つてゆく。その端末は梁壓材に切り込む、そのまま鋭い形でおさめたのでは水密に困難である(第 50 圖)。副梁壓材をもつ船では梁壓材に代りて収めることになる。舷側の甲板材でその端が甲板梁なきところで盡きるときには、豫め船首に於て梁と梁との間に舷側に沿ふて縦梁を渡して之に甲板端末を取附ける。最船首部では梁壓材と梁受板とのすきまに兩舷にわたる甲板肘板を取附け、これに甲板端末をあづける(第 51 圖)。

木船では、梁矢は施工上めんどうでない。梁は木取るのであり、甲板材は材なりに取附け易く、之を梁矢なしとしても工事簡易化にならず、木船では固著等の弱點からたれて梁矢をつけておいて後ではかると殆んどなくなつてゐることがあり、之を直線とすれば甲板積荷などの關係から凹むこともある。甲板が却つて水溜りとなる。それほどでないにしても兎も角梁矢が必要である。

### 第 6 節 甲板室、甲板口と舷牆

船樓については力の連続の重要性から規定されてゐるが、甲板室については全く定めがない。甲板室は上甲板を基としてつくられてゐるので船の首尾にも通ぜず、右左の兩舷側まで通じてをらぬ。従つて船體構造の一部と見られず、簡単に適當に取扱はれてゐるが、上甲板にあるので風浪にさらされるから相當堅牢につくらねばならぬ。遭難の際に、甲板室そのまま波にさらはれるとか、一部壊されて浸水して沈没せるものも多いので、船

體との取附を堅固にする必要がある。甲板室についての唯一の規定、少くとも甲板室の四隅には甲板室の頂部より梁下面迄貫通する螺著せしむべしとあるが、ごく小さい甲板室はこれで差支へないかも知れぬが、大きな甲板室になるとその中間にも 1~1.5 m の距離にこのタイボルトを入れねばならぬ。操舵室前面にて 4 隅のみタイボルトが入り中間なきため、時化にて破壊され入諸共に浪に流されたこともある。水面より遙か上にあるといつておろそかにできない。タイボルトの太さもその長さ、心距に應じて考へ普通 25 mm φ まで用ひてゐる。船が出来ると眼につかぬので手を抜かれ易いからここに述べた譯である。

甲板室と共に甲板口は弱點の一となる。端梁を渡しそれら端梁の間に船首尾方向に縦梁を渡し、船側よりそれに半梁をかける。これら梁の兩端は鳩尾形のほぞを蟻掛としてはめこむ。端梁、半梁は船側にて堅梁曲材で結び、更に水平に横梁曲材をあてて固著する。甲板口縁材は規程の縁材の高さの 1/3、實際の縁材の高さの 1/2、又は 7 cm の中大きなものを用ひる。縁材は端梁、縦梁に心距 45 cm 以内で敲釘固著を行ふ。機關室口も甲板口となり船の中央より船尾近くまで占め、大きな開口にてこの場所は機關の振動を受けるので十分補強せねばならぬ。開口の兩端には堅材の端梁を設け縦梁も堅材を用ひ、機關室口の長さが 3.5 m 以上(4.0 m)であればその中央に特設梁を設けるが實際これ以上の長さとなることは少い。端梁及び半梁の兩端は堅梁曲材 1 箇、横梁曲材 2 箇で船側へ固著する。機關室圍壁は風浪に耐へるため圍壁

項 目	材 質	70 噸 型			100 噸 型			150 噸 型			200 噸 型		
		厚さ	敲釘	打込釘	厚さ	敲釘	打込釘	厚さ	敲釘	打込釘	厚さ	敲釘	打込釘
龍 骨 翼 板	松又は杉	85	14	11	85	14	11	95	15	12	10	16	13
		85	14	11	85	14	11	95	15	12	10	16	13
舷 側 厚 板 (船 樓)	杉	85	14	11	85	14	11	85	15	12	90	16	13
		60	11	9	65	11	9	70	12	9	75	13	10
外 板	杉	55	13 木釘22	10	60	13 木釘22	10	65	14 木釘22	12	70	15 木釘25	13
		40	—	9 木釘19	45	—	9 木釘19	50	—	8	55	—	9
外 部 腰 板	杉	65	13	10 木釘25	70	13 木釘25	10	75	15 木釘28	12	85	16 木釘28	13
		40	—	8	40	—	8	45	—	8	50	—	9
内 張 板	松	40	—	8	40	—	8	45	—	8	50	—	9
		66	—	10	66	—	10	72	—	11	80	—	12
木 甲 板 (船 樓)	杉	50	—	8	50	—	8	55	—	9	60	—	9
		85	—	11	85	—	11	93	—	12	95	—	12
橋 孔 板	杉	85	—	11	85	—	11	93	—	12	95	—	12
舷 牆 板	杉	45	—	8	45	—	8	65	—	8	70	—	9

の内面に防撓材をあて、圍壁の上部から端梁、縦梁の下面に達するタイボルトを四隅及びその中間に取りつける。

甲板上に現はれるものに舷牆がある。肋骨を1本置に船鏝を貫いて甲板上に延ばし舷牆柱をつくり、その外側に舷牆板を張る。打込み釘で固著する。舷牆が高いと上端は手摺、下端は船鏝で固著するが更に防撓のために舷牆縦通材を取附ける。強力のために用ひるから敲釘は1本置に取附け他は打込み釘とする。甲板、外板、舷牆板と其の固著の例を前表に掲げる。

### 第7節 固著と填繋

木船は固著がわるいとどんな良材を用ひてもよい船にならぬ。接手と固著のうち接手は外から且つ後よりわかるが、固著はわからぬ事が多い。固著釘には銅、黄銅を用ひたこともあるが今日では鋼材、それも資材の関係から亜鉛鍍せぬものを用ひるのである。更に木釘を用ひる場所もある。

#### 敲釘 (キリンキ)

一端に頭をもち、固著すべき敷材を貫いてたたき込み、他端に同一金属の坐金をはめてその坐金に他端をたたきつぶして頭をつくり堅固に固著するのである。釘孔にたたき込む緊著と坐金入りの頭とで固著するから釘孔は敲釘の径より1.5mm 小く孔をあけよと規定されてゐる。頭にしてもやつと坐金にかかる程度にお茶を濁したのは固著にならぬ。柔材を固著するとき縮りわるく頭をたたいてゐる中にゆるんでくる。次にキリンキ打ちのコツをくわしく述べて見たい。

使用する敲釘の径より稍小なる錐を用ひて孔をあける。縦通材等の如く相當数のまとまつたものは最初1本うつて見て孔の大きさと打込む固さをしらべてから錐をきめ、錐もみにかかる。吃水線下の外板を抜く敲釘は特に注意を要する。機關蓋のあげ打ち、内龍骨の敲釘等は径も太く数も多いからあまり堅くすると打手が參つてつづかぬ。空氣鏈を用ひるから現在ではこの點多少樂になつたが、あまり堅いときは孔に油を通せば打易くなる。敲釘の先端は切放しでなく坐金が入り易いや敲いておくと、その先端の中心が低くなつて頭を敲き易い。細かい注意であるが、敲釘を製作するとき敲釘の先端を急冷せず、甘くしておくと打ちころの頭となる。敲釘の長さは面倒でも頭掘をしたあと、錐孔に寸取りを入れてその全長と等しいも

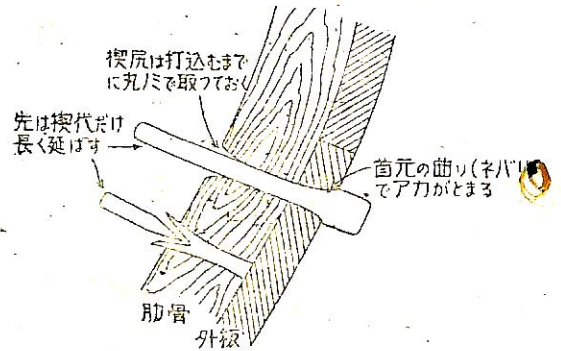
のをつくれれば、頭部の締代がさきの敲代になつて都合よい。外板甲板等水密を要する部分の敲釘は頭部にホーコンを巻く必要があるから、敲釘をうつ時に柔材の孔にはじめから大きな玄翁でうつと孔をそれて材を割ることがある。よく孔を見て打つことである。

#### 打込み釘 (タック)

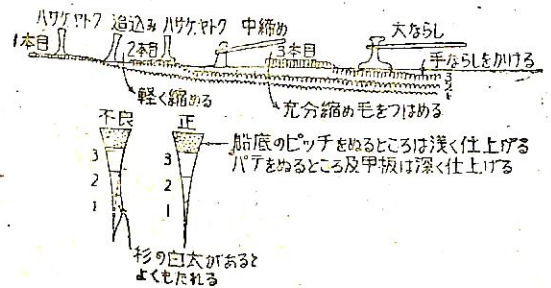
単に一材から他の材に打込んで固著するもので板を固著する打込み釘の長さは板の厚さの2.25倍とする。打込み釘の直径はその部分に用ひる敲釘の径より3mm 小なるものを用ふ。断面圓形のものを用ひるが、換れる部分では断面角形の釘を用ひる。角釘を用ひる時は圓釘の径の0.9でよい。

$$\frac{\pi}{4} D^2 = 0.785 D^2 = (0.9)^2 D^2 = 0.810 D^2$$

敲釘と同様に、吃水線下は錐の太さを適當に調べて、下の材が堅材のときには特に先孔をよくむ。打込み釘の先は必ず木目に直角に打たねばならぬ。木目通りに打つときは割釘といつて材を割ることが多い。又木口に近い時は錐孔を堅くすると1本の打込み釘でも割れることがある。底部外板に用ひる打込み釘は下から打ち上げるから施工し難く十分に見當をつけて上手に打たねば曲つたり、横にもたれたりし塗水(アカ)がくること多く、樑肋骨を用ひるときには一層注意を要する。



第 52 圖



第 53 圖

### 螺釘 (モール)

一端に頭あり他端はネヂが切つてあり、固著すべき敷材を貫いて敲き込み、その他端にナットをはめスパナで締めつける。敲釘よりよくしまるが、内部に凹凸を生じ邪魔となる。敲釘は頭を敲くに手数を要するが、螺釘はその點容易である。

敲釘をうつのと大差ないが、吃水線下を抜くもの以外は錐孔を釘の徑より小さくせぬことである。ネヂ山が埋つてナットをかけるに困る。といつて機關臺の取附ボルトはゆるくできぬ。鋼製梁曲材の固著に螺釘を用ひるが、今迄の敲釘を用ひたときと異り全くよい。全く内部より長い打込釘を打つた方がよいと思はれた位である。敲釘でも梁腕や咽喉部に用ひるものは内側より打つた方がよい考へられる。

### 木釘 (木ボルト)

木釘は肋骨組立の接合部、外板を肋骨に固著するとき用ひる。木釘は鋼材のものより單獨では弱いが、實際使用すると鋼鉄釘の如く腐蝕してやせたり、又は木と鋼の接合のため弛みを生ずることもなく都合がよい。鋼材節約の折には内部縦通材も1本置に敲釘を木釘で代用してもよい。外板等に用ひる木釘は木目通り充分乾燥した堅材を用ふ。樫、樟、楠、栗の中樫が多く用ひられる。堅材を選ぶのは打ち折れや海水の目越を防ぐためである。木釘は堅めの錐でもみ、木口を直角にして當りよい大玄翁又は木槌で一氣に首元まで打込む(第52圖)。木釘の先端は楔をとるため6cm程長くする。楔を打ちこむと支持力が大きくなる。首元では彎曲部ありて塗水をとめ先端では木釘孔を錐みする時楔尻を丸ノミで取つておくといふ。

固著に用ひるものに木換子があるが一般と異らず、和船に使ふ釘も種々あるが本項では省く。

### 填絮

外板や甲板は固著釘で張つた上に水密工事を行ふ。(アカドメ) 外板や甲板の縦横線にホーコンを打つて填絮(コーキング)する。填絮は第一に目遣ひを削りつつ次にホーコン面をとる。ホーコン面は豫め本削の時取つておくが、目遣ひを削るとき消えることが多い。(以下用語は「大工道具」の項参照)次に木の合口に油をぬり、口あけで合口をあけ最初のホーコン1本を縮めずに「ハサケ・ヤトク」で口元にのぞませて、追込を用ひて深く入れる。2本目のホーコンは第53圖の如く少々縮めて繊維(毛)をつばめて中締を用ひて

適當にしめ込む。3本目は合口の良否にあはせて十分念入に毛をつばめてから大ならしで締込み手ならしを使つて最後の仕上をする。普通、吃水線上の外板、甲板等は3本仕上であるが、吃水線下の外板その他重要なところは4本以上で仕上げ。4本用ひずとも精魂こめてやれば3本でも足り、十分水密を保てる。

現在ではホーコンも入手難となり手近に入る「マキハダ」を1~2本目迄使ふことが多い。修繕船の外板の合口を出して見ると上面のホーコンはグダグダに腐つてゐるが、マキハダはそのまま残つてゐることが多い。それで老練な船長になるとマキハダ使用を希望するものもある。マキハダを使ふときは充分にもみほぐして合口に入れてから入念に小搞をする。昔の修業をした老人がのみを打つには根氣よく槌を使ふ。この様に訓練されたものであらう、ホーコンを打つ場合もこの小搞きは重要なことで昔の人が打つた合口は石の様になつて光つて見える。かくなれば水密も完全といへる。近頃の請負仕事や内海筋の仕事を見習つて粗雑となり、計畫造船の叫ばれる頃から特に著しく、完全でなくても不完全でなければ一時を糊塗できればよいといふ考へ方を當局自身と與へて、填絮の如きも合口にホーコンをつめてただけばよいといふ教育丈けですませ、これに卒業したとして、一人前と考へる向がある。寒心の至りである。水密試験は行はれるとしても鋼船の如く完全に行はれぬ丈けに一層この填絮は完全に行はれねばならぬ。僅かの人工を惜んで船の壽命を縮めたり、修繕期を早めたりして餘分の手数をかけ乗組員の船に對する安心感を失はせるのは遺憾である。木船の生命は固著と水密にありといつても過言でない。ともすると悪いホーコン屋になると甲板の如き唯1本のホーコンを打つてすぐピツチなりパチなりでごまかしてしまふ。合口さへよければこれで一時は水密であるが、船が就航して波にもまれるとすぐ塗水が入る。最近建造された船が如何に修理を要しつあるか識者の知るところである。熟練工1人當りの工程は1日80尺であるが、現在は低下してゐるであらう。未熟練工を使つてこれ丈け要求すればつい上すべりの仕事となる。

ホーコン打の機械化は當然考へらるべきであつて、合口なり使用材の都合によつて行はれてゐる手加減がうまく應ずればよいが難しいことだ。填

## ★日本造船外史(2)

## 白鹿丸より墨洋丸まで

小野 暢 三

前の歐州大戦の頃の話である。古い事ではあるが、現在の状態造船技術が発達して来る進歩の過程として、何かの参考資料となると考へ、敢て虫干しの記述を試みる事にする。

東洋汽船社は明治 42 年から南米西岸向太平洋横断の航路に定期客船を配する事になつた。之は政府の命令航路であるが、最初は油槽船をこの目的に改造した紀洋丸を配船し、その後大正元年から安洋丸が加はり、翌 2 年には、英國で建造された静洋丸を合せて 3 隻の汽船を以て定期を維持して居た。これに引續いて、同社では更に 2 隻の貨客船を新造してこの船隊を強化し、紀洋丸を引抜いて本来の計畫である原油輸送に振り向ける事を考慮して居た。大戦の影響は大正 4 年から吾國の海運造船界に強く波及して来て、新造船の船價は日毎に高く高くなるばかりであつた。當時の東洋汽船の社長淺野總一郎氏には、既に戦前から自己の傘下に一つの造船所を創立し、同社の別働隊とする事を計畫して居たのであるが、この年の秋から之を具體化する事に決意し、この南米航路の新船はこの新会社の最初の船として造らうと云ふ事に決意した。この造船所は色々の變遷を経て、今日の日本鋼管会社の鶴見造船所となつたのであるが、大正 5 年 4 月創立された時には株式会社横濱造船所と稱せられる事になつた。會社創立からその後の経過は本誌の讀者には餘り興味のない事と思はれるので爰に省略する。

造船所新設の具體的計畫は大正 5 年に入ると共に急速に進展して來たが、2 月になつて創立事務所内に設け部員數名を入れ、直ちに新船の設計に着手した。南米航路の貨客船と同時に桑港航路に貨物船數隻を配する計畫も進められたので、急速建造の必要から、この 2 種の船を同一寸法とする事とし、速力も、随つて推進機關も同じ設計とする事にし、この設計を横濱造船所の A 型船と呼稱した。

3 月末には早くも船體機關に對する所要鋼材の寸法表を完成して、A 型船 6 隻分に對する注文をアメリカ合衆國内の製鐵會社に出すことが出來た。鋼材注文に就いては、淺野氏が米國內に持つ個人的便宜の爲め諸事都合に進捗し、同年 7 月から 12 月に至る間に大部分が入手し得られた事は、新しい造船所としては大なる成功であつて、この後の工事に於て鋼材關係から来る手遣ひは少しも無く順滑に進捗する事が出來た。後に 6 隻の A 型船の中第一番船は桑港航路に、第二と第三船とが南米航路に充てられる事となり、他の 3 隻は造船所のストックポートとして建造する事になつた。別に淺野氏は浦賀船渠と交渉し、同型船 5 隻を建造せしむる事とし、その内 2

隻を東洋汽船、3 隻を淺野同族株式會社の注文といふ事にした。これはいづれも桑港航路用のものと同設計とする事になつた。

南米航路用船の北米航路船と異なる點は唯旅客定員のみであつて、前者には 1、2 等各 30 乃至 40 名と 3 等客 400 名乃至 500 名を取り得るやう考慮され、後者は特に客室の裝備をなさざるも、上部甲板間は短時日の間に移民旅客を收容するやう容易に改装し得る事とした。即ち暴露甲板には全面に木甲板を張り、手摺を客船に關する規程に従ふ外、厨室及び洗面所等の鋼構造物を豫め用意する等の用意が要求せられたのであつた。

歐州の戦局は日を追つて苛烈となり、船腹の動きは頻りに變化し、東洋汽船會社も米國からベルシア、コレア、サイベリアの 3 隻を購入して北米航路に配する如き臨時措置が講ぜられ、終にこの年の末に到つて、東洋汽船關係の 5 汽船はすべてを貨物船として完成し、(浦賀建造のものを含めて) 之を佛國に賣却する事となり、南米航路用船は建造を他日に期し、横濱造船所のストックポートと、淺野同族會社の注文船とも亦いづれも日英佛米の諸船主に賣却せられる事となつた。これ等の同型船 11 隻の内國內船主の持船となつたのは、淺野造船所(横濱造船所は 5 年 12 月斯く改稱した)の第一船白鹿丸と、浦賀船渠の同型の最後の船である明宇丸との 2 隻のみであつたが、この船型は當時各社の新造船中最も大型のものであつて、元來移民を考慮してあつた爲め、戰場へ陸兵と軍需品とを輸送するに最適のものであつたと謂はれて居り、聯合國の作戰の上に多大の貢獻を爲したのであつた。

以下にこの級の代表船として白鹿丸を探つてその概要を説明する。

船型は構造規程の上からは覆甲板船と稱するものであつた。船級はロイド 100A1、吾政府の第一級船である。この當時の鋼船構造規程は計畫吃水によつて調整される事無く、吃水は英國の B. O. T. 乾舷規則によつて定められるのであるが、乾舷規則に於ては船體強力の基準は古い構造規程(1885 年)であつて、重構船の場合には問題は無いが、覆甲板船型に於ては、この頃の構造は古い規程の基準を著しく超過して居る爲め、構造寸法を全部古い基準にあてはめて検討した上で、暴露甲板を重甲板或は輕甲板(Spar deck)と見做して、それぞれの乾舷表にあてはめて吃水を算出するといふ様な、甚だ不合理なるやり方を行つて居たのである。斯くしてこの船は輕甲板船としての乾舷を指定されて、吃水は 28 呎 5 $\frac{3}{4}$  吋となつた。明治年代には、構造上覆甲板船と遮浪甲板船

と僅かながら差異があつたが、この時の規程ではその差異がなく、此の種の平甲板船は量類開口なき遮浪甲板船とも呼ばれて居たので、この型の船も當時は Closed sheiter deck type とも謂はれて、多くの記録にその様に記されて居る。吃水に就てはこの名稱には關係がない。

主要寸法 445'-0" x 58'-0" x 32'-0" (深さ第二甲板迄)

第一敷 58+32=90

第二敷 445 x 第一敷=40050

甲板間高さ 覆甲板-第二甲板 8'-0"

第二甲板-第三甲板 10'-3"

肋骨心距 ビーク内 24' 最前艙内 27' 其他 36'

總噸數 8150.82

登録噸數 5036.71

完成年月 大正6年10月16日

重量噸數 11478 噸

載荷容積 5211.20 立方呎

石炭庫量(45 立方呎にて) 2016 噸

計畫航海速力 11 $\frac{1}{2}$  海里

この船は全通する3層の甲板を持ち、暴露甲板には木甲板を張つた、同型の船の内には覆甲板の木甲板はやめたものもある。2 橋と1 烟突がある。

全通二重底があつて、大部分は貨艙肋板と組立肋板とが交互に配置された構造であつた。

艙内は前部3個、後部2個の荷物艙に分れ、水密隔壁は7個であつて、最前部のもののみが覆甲板に達し、他は第二甲板で止まつて居る。覆甲板と第二甲板の間は前後各1區劃で廣いカーゴスペースである。この部分は原計畫では移民を容れる豫定であつた。

艙口は各艙1個づつで、いずれも幅は18呎、長さは第一が24呎9吋、第二が30呎、第三が21呎、第四が30呎、第五が27呎である。揚貨機は第二と第四艙口には各4臺、第一第三の兩口に各2臺、第五艙口には3臺、合計15臺が配置されて居る。第二艙口には25噸ヘビーデリックの設備がある。デリックの扛重力は各艙口各々5噸のもの2本づつあつて、第二と第四の艙口にはその外に各々2臺の3噸デリックがある。

船の中央部に甲板室が二つあつて、その間に横置石炭庫用の大なる艙口がある。白鹿丸では後年この艙口に對しデリックと揚貨機2組を増設した。航海船橋の下の甲板室は、甲板部七官の私室と豫備室食堂などがあり、3段の甲板となつて居て、最上の甲板即ち航海船橋に海圖室がある。機関室隔壁の兩側には機関部七官私室、司厨部員室、上級と下級との二つの調理室、その他の諸室があつて、その頂上は端艇甲板になつて居て、機械室天窗の後方に無線電信室と局長私室とがある。普通船員の居住は二つに分かれ、船首隔壁より前の甲板間に甲板部員、覆甲板後部の甲板室に機関部員を容れて居る。

機関室は船の中央部にある。推進機関は双螺旋三聯成

往復動汽機で、4個の圓筒型連で汽釀される(ハウデン式通風装置を備ふ)。

汽缸寸法 徑 x 長 14'-3" x 11'-6"

汽 壓 200 ポンド/平方吋

主機寸法 汽缸徑行程 22" x 36 $\frac{1}{2}$ " x 61" / 48"

コンデンサー 冷却面積 2 基合計 5400 平方呎

推進器材質、徑、螺距 マンガン青銅 16'-0" x 18'-0"

(4 翼取り外し型)

桑港航路及び南米西岸航路共、汽缸には石炭重油、混燒装置を採用する筈であつたが、普通貨物船としては石炭専燒に変更された。

機関室内の補助機は、貨物船として充分有力なもので遠航の場合を考慮して1日30噸容量の蒸化器を備付けてある。補機類及び甲板補機共すべて國産品のみを採用したことは、この時代として劃期的なものと言ふ事が出来る。10 K.W. 發電機 2 臺も機械室内に設置されて居る。照明と無線電信とだけに動力を供給する。

この船の前記吃水に對する滿載排水量は16133噸で、この排水量で11 $\frac{1}{2}$  哩の速力を得るには約3300 I.H.P. を要する見込みであり、回轉數は毎分68回轉と豫想せられた。造船獎勵法による海上試運轉は、平均吃水15'-3" (トリム後方へ5'-7")、排水量6943噸の状態で行はれ、主機實馬力合計5462、平均速力15.275 哩、回轉數左右敵平均92.1の結果を得た。

この型の船の自重は、船主の要求が重々であつた爲め色々選つた數字が出て居るが、白鹿丸の場合には

船體鋼構造(船首尾材舵推進器支肘を含む)	3104.3 噸
木部、艙裝品艙品	777.7 "
機關部(艙水及び冷却水等を含む)	744.4 "
合 計	4656.4 "

と計測されて居る。機關部重量が一見して多きに過ぎる様に見える。又この船には全通の木甲板があつた事と、セメント類の重量が同じ造船所の後年に出來た船より多かつた事が認められる。

白鹿丸の船主は長馬汽船株式会社であつて、この船は長くこの会社の最も有力な貨物船として多年吾國の海運に貢献した。この船の船骨据付は大正6年2月11日であつて、同年7月17日進水し、10月26日に完成引渡を了して居る。この船は造船工場の建設半途から工事に着手して居た様な状況であり、又機關部を担当した石川島造船所が自己工場から他人出張して初めて大型機關の試運轉迄完了せしめた事は吾邦にて空前の企圖であつた。この様な事情としてはこの船の建造に要した期間は甚だ短いと云ふべく、米國のホッグ島造船所の第一船が、大正7年2月12日に船骨据付を行つたものが、同年12月3日に引渡されて居るのに比較しても遙かに好成績であつた。

淺野造船所はこのA型の好成績に鑑み、更にストックポートとして3隻の同型船を建造する事を計畫した。こ

の當時、世界的に貨物の動きは専ら重量に重きを置く状態であつて、川崎造船所の如きは、遮浪甲板船ビルマ丸と同型のものの量噸開口を廢し、且つ若干船體強力を補つて、暴露甲板が重甲板なる場合の乾舷に相當する吃水をロイド協會より許容せられ、結局重量噸 1300 噸増加せるストックポート數十隻を建造し、内外船主に賃船して巨利を博して居る有様であつた。そこで造船所は、A型の移民輸送などのやうな考慮を一切やめて、容積重量共に大なる大型貨物船として計畫する事にし、之をC型と稱する事にした。この設計は大正6年4月頃から着手し、前の通り鋼材を米國に注文した。この年7月、米國政府は鐵鋼材の國外輸出を禁止したのであつたが、その後船鐵交換の協定が、第一次、第二次と成立し、第一次の輸入鋼材によつて、C型船の第一船、淺野造船の第十六番船が起工され、第二次輸入材の交換船として第十七及び第十八番船を米國政府に提供する事となつた。

C型船のA型船と相違するところは凡そ次の諸點である。

- 1、覆甲板の木甲板を全廢する。移民もしくは軍隊輸送等に必要とされて居た昇降口、調理室等の用意を廢止する。乗組員居住を貨物船としての程度に縮小する。
- 2、艙口の數を第四艙で1個増して6個とし、艙口の幅を20呎として、荷役能力を増加する。
- 3、中央部甲板室がA型で二つに分離して居たのを合せて1個とした。
- 4、船體構造に於いては、肋材、梁、横隔壁等をA型のそれよりも寸法を増加した。
- 5、吃水は30'-4" extreme となる計算であつて、これによつて排水量は17400噸となり、船體自重の變化を含めて、重量噸數で1500噸を増す豫定であつた。
- 6、A型船の機室裝備は、元來東洋汽船の特殊航路用の計畫であつた爲め、すべて命令航路の社船並に充分なものであつたが、C型ではこれを一般社外船の強度とする事にした。主機及び艙等の寸法は變更せず。

船の主要寸法は變化せず。線圖は全然更新した。船内の配置は勿論貨物船として再考したのである。この型は結局國內の船主の手に歸したものは第一船のみで、これは勝田汽船會社の海久丸、後に入馬汽船の多聞丸である。吾邦の油槽船を除外した貨物船の中で最大の重量噸を持つて居たものであつて、その後之以上の噸數の貨物船は作られて居ない。重量噸は13065噸である。

第二船と第三船は米國政府船舶院に引渡され、Eastern Merchant Eastern Trader と命名されたが、後にルッケンバック・ラインの所有に歸し、Robert Luckenbach 及び Horace Luckenbach と改名された。この2隻は始めは海久丸と全然同様の船とする筈であつたが、起工に先立つて歐州大戰は休戦となり、繼いで講和となつた爲め設計を變更する事となつた。變更の主要なる點は、燃料として重油のみを用ふる事とし、乗組員は

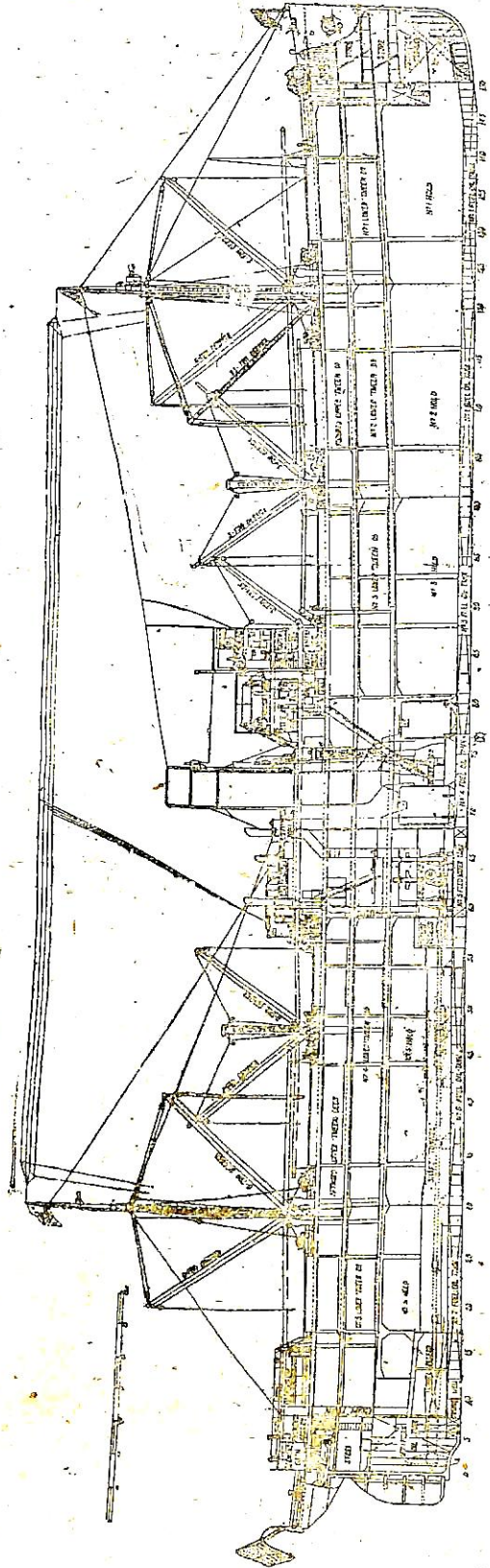


圖 池 樽 體 船 丸 久 樂



ルッケンバック・ラインの標準による事とし、猶荷役装置を増加する事であつた。機関部としては焚油装置一式、艀水機、工作機械等を米國に回航後に設備する事とし、重油移動ポンプと小型清水ポンプとを造船所に於て施工した。

海久丸は、大正7年11月起工、翌年4月進水し、6月竣工して居る。Eastern Merchantは大正8年4月起工、同年10月進水、Eastern Traderは同年5月起工、11月進水し、2隻共同年12月末完成して、翌9年2月桑港に於て引渡を了した。引渡當時に於ける重量噸數は各12995噸であつた。

Eastern Merchantの縦断面略圖を爰に掲げる。この船では横置石炭庫がなくなつた爲めに第三艀が擴大され、載貨容積が著しく大きくなつた。艀室兩舷の石炭庫は改造してセトリングタンクとし、其の上部第二第三甲板間の炭庫を豫備給水槽とした。更に其の上部第二甲板上のスペースを、貴重荷物庫、冷蔵庫、肉類調理所と倉庫とに充當した。第二甲板上は、A型では最前部に普通船員室があつたが、それを廢して倉庫とし、最後部に操舵機室を置き、その附近に若干の倉庫がある外、全部貨物のスペースとした。

覆甲板上後部の甲板室は下級船員の居住に充て、中央部の大なる甲板室は左舷を機関部士官、右舷を甲板部及び機関部の准員の居住区とし、機関室圍壁に接して病室、調理室と工作室とがある。この甲板室の頂上は端艇甲板で、4隻の救命艇を置き、後端に無線電信室、前部には甲板部士官の居住室を容れる甲板室があり、その上に海圖室があつて、海圖室の上が航海船橋になつて居る。艀口はすべて幅20呎であるが、長さは第一が24'9"、第二、第三が各30呎、第四が18呎、第五が30呎、第六が27呎であつて、第四と第五の艀口は共に第四艀口に歸して居る。揚貨機とデリックは、第二、第三、第五の各艀口に對し4組づつを配置し、他の艀口には各2組を配置して居る。別に第二艀口には25噸デリック1組がある。揚貨機はすべて7'×12'型で、操縦把手が各の艀口の方にあつて、操縦手が直接自分の位置から艀内を見下す事が出来る様になつて居る。發電機は10K.W. 1臺、25K.W. 1臺に増強された。

A型要目と相違する點のみを列挙すれば次の通りである

總噸數	8193.61
登録噸數	4983.09
重量噸數	12995噸
載貨容積	58,160立方呎
燃料油庫量	1768噸
航海速力	12海里

機関部要目には變化はないが、重油燃焼の爲汽缸量増加し速力を $\frac{1}{2}$  哩増加する事が出来た。A型及び海久丸のやうな石炭燃焼の場合は、主機の可能出力に對し總の總力が稍不足であるやうな非難があつたのであるが、

これは原設計が炭油混焼の計畫であつたものを其儘にしたからである。この兩船に於て重油専焼にした事は大成功であつた。

イースタン・マーチャントとイースタン・トレーダーとの吾國の検査法による試運轉速力は、それぞれ15.46哩及び16.15哩であつた。前者に對しては米國との契約に隨つて滿載状態での6時間連續試運轉を行つた。燃油装置はとりつけてないから石炭焚火で行つた。當時の載貨總重量は約11000噸であつて、平時航海状態に相當する出力約4130 I.H.P. で平均速力12.71哩の速力を得た。猶石炭消費量は1實馬力毎時1.682 封度であつて、この當時としては極めて優秀な成績であつた。

O型船3隻の主機は大坂の久保田鐵工所で製作され、艀は淺野造船所で造られ、機関部機装はすべて淺野造船所造機部の手で施行せられたのである。

イースタン・マーチャントの滿載試運轉に於けるアドミラルティ係數は實馬力にて302であり、又燃料係數(排水量)<sup>3</sup>×速力<sup>3</sup>÷(1日分石炭消費量)が16635である事は、機関部と共に船形推進器等の設計も亦優良であつた事を示して居る。因みにイースタン・トレーダーがその滿載時の航海に速力約11.5哩に於て、燃料係數26450となつた報告を得て居るが、これは前掲の數字に較べて、石炭と重油との熱量比及び雜効率の増大の豫想を考慮するとほぼ匹敵したものとなつて居る。

イースタン・マーチャントの無荷排水量は4405噸であるが、搭載重量の計測總計は4416.6噸であつて、内譯は次の通りである。

船體鋼材(船首尾材舵推進器支肘を含む)	3022.8噸
木部機裝品及び備品(甲板部補機を含む)	640.3噸
推進機關(艀水及び冷却水を含む)	753.5噸

海久丸ではこの合計が4377.3噸となつて居り、この程度の大さの船で斯くの如く軽く出来上つた船はこの以後に於ても未だ現れない。しかも船體の強力に於ても、機装に於ても何等間然するところなく、筆者が昭和17年長崎で見た海久丸の状態は完成後二十數年の船とは思へぬ程に良好なものであつた。船體鋼材部の重量がA型に比して少くなつた事は、強力を増す爲めに鋼材の配置替をする時に、細心の注意を拂つて強力上有効な断面の型鋼を採擇した事と、山形鋼の代りに飯のフランジを多く用ひた爲である。A型に於ては型鋼断面の形を僅かに22種に制限して早急の引渡を期したのであるが、O型に於ては28種に増加した。それでも吾國內の他の建造船が40餘種類の型鋼を使用して居るに比べては遙かに種類の數が少かつたのである。

昭和年代に入つてから、このO型と似上つた平甲板船に内燃機關を入れた高速貨物船が吾邦で多數建造されたが、船の自重はこのO型の如く軽く出来たものはなかつた様である。

前歐州大戰後の大正8、9年の頃、吾が造船業界は新

船の建造で發盛を極めて居たが、この間東洋汽船會社は10隻の貨物船から成る1船隊を完成し、經いて先に計畫した南米西岸航路用船の充實を實現する事になつた。この度は船數を3隻とし、1隻は之を長崎の三菱造船所に注文し、他の2隻を淺野造船所をして建造せしむる事となつた。前者は主要寸法、乗客數等同所建造の現有船安洋丸と同等とし、すべての設備を近代的に改良したものである。後者は淺野造船所が先に計畫した設計を基とし、その後造船所がA型及びC型によつて得た經驗によつて計畫を再出發する事となつたが、主要寸法は前の儘を踏襲する事となつた。この2隻が銀洋丸と墨洋丸とである。この船の建造の時は、恰も財界盛衰の轉換期に際會した爲め、着工は相當遅延した。則ち銀洋丸は大正9年10月起工、10年5月下旬進水、同年8月中旬完成引渡を了した。然して墨洋丸は、銀洋丸完成後、即ち大正10年9月起工したが、翌年5月、淺野造船所は整理の爲め一時工場閉鎖を斷行し、船殼工事約8割完成の状態を中止し、大正13年春に到つて漸く工事を再開して、13年5月中旬これを進水せしめた。この間大震災に遭つて、船體が全體として位置低下し、進水作業を著しく困難ならしめたが同年10月中旬漸く完成引渡を了した。

船體機關共大正5年計畫のものとは次の諸點に於て相違して居る。

- 1、覆甲板上に船首樓を設けた。
- 2、横隔壁はすべて覆甲板迄延長し、區劃配置は國際海上安全會議の決定に基く英國商務院の浸水區劃規程に準據して配置せられてある。甲板間の水密隔壁には全然水密扉を設けて居らない。車軸隧道入口の水密扉は上甲板の位置から開閉される。銀洋丸ではこの扉は電力で操作されるが、墨洋丸では手動装置とした。
- 3、區劃計算の高載吃水を27呎10吋とした(28/0.8' extreme)。これに對する所要重量噸は11000噸である。
- 4、線圖は吃水線下はC型と同様であるが、上部では覆甲板の面積を擴大する様に改良せられた。
- 5、主機は双螺旋2段減速タービン機とする。
- 6、艦には廢熱利用の蒸氣加熱器を設備する。
- 7、燃料は重油を主とするが、石炭庫も設備し混燒をも可能ならしめる。

以上の要求を満足させる爲め一般配置は舊計畫とは變つたものとなつた。機械室後部は深水槽になつて居て、これは清水を容れる。艦室の兩側は石炭庫であるが、その前方の深槽は豫備燃料油庫で、一部を區劃してセトリングタンクにしてある。貨物艙は、前部に3艙後部に2艙ある事は舊計畫と同様である。

第二甲板と第三甲板との間ほこれ亦貨物艙であるが、機室の後の深水槽の上部は冷蔵庫になつて居る。

覆甲板と第二甲板との間のスペースは、一番艙の上部に機關部普通船員室と倉庫などがある。二番の區劃は支

那人3等客室で、一部が婦人室になつて居る。3番には艙物室、郵便室、司厨部員と給仕の居室がある。次の區劃では豫備燃料庫の上部が積置石炭庫となつて居り、その後方、機關室圍壁の兩側と後方とが2等客室で、食堂、階段室などがあり、この階段室から冷蔵庫へ通じて居る。第三番艙と第四番艙の上部は日本人3等客室で、その内の後部に婦人室の一區劃があり、司厨部員と給仕の居室とがある。墨洋丸では第三區劃内に酒保が設けられた。この甲板間の最後部は操舵機室倉庫などに充てられて居る。

覆甲板は全長に直つて木甲板を張つてある。船首樓内は甲板部普通船員居室、支那風厨室、倉庫などがある。前櫓と後櫓の下は甲板室になつて居て、3等客の出入口と洗面所となつて居る。中央の長大なる甲板室は最前部が1等食堂と階段室となつて居り、右舷では階段室から後方へ通路があり、通路に面して事務長室、船醫室と1等客室とがあり、この通路は端艇甲板後部の喫煙室へ通じて居る。階段室直後及び左舷寄りには配膳室と洋風厨室、洗場などになつて居る。それより後方には左舷に士官食堂と事務部及び機關部の士官私室があり、右舷に2等階段室、貨物事務室などが配置され、この甲板室の最後部に2等喫煙室がある。第五艙口の後方にも大なる甲板室があつて、日本人婦人客出入口、和風厨室、病室、治療室、洗濯機室、給仕室や倉庫への出入口等がある。

端艇甲板は中央と後部との甲板室の頂上であつて、後甲板には4隻の救命艇があり、中央甲板上には6隻の救命船と2隻の小艇とがある。中央甲板上にはその前部の甲板室に1等客室があり、階段の周圍は廣間になつて居る。縦室圍壁の後方に無線電信室があり、この甲板の後端は1等喫煙室になつて居る。

端艇甲板の上は下層船橋甲板があつて、その甲板室は甲板部士官の居室で、その頂上が航海船橋であつて、海圖室が隣接して居る。

貨物艙口は5個あり、幅はどれも20呎で、長さ第一艙口が20呎3吋、第二が30呎、第三は覆甲板で21呎それ以下では24呎、第四は30呎、第五は27呎である。デリックと揚貨機は第一、第三、第五の各艙口に2組づつあり、第二と第四の艙口には各四組が配せられて居る。ヘビー・デリックはないが、第二艙口と第四艙口に對しては10噸デリックがある。また第一艙口以外の艙口に對し、上部甲板間西舷1個づつの取貨門が設けられてある。この船の航路する南米西岸航路の歸航時には、チリ磁石や銅鑛石のやうな重量荷物が多いため、荷役能力は特に充分強力にする必要がある。

この船の操舵機はブラウソ・スティーム・ティラー型である。この型の機械は昭和年代に入つてから浦賀船渠が非常に多數製造して居るが、之を國內で始めて製作したのは東京瓦斯電氣工業會社であつて、この兩船用のがそれである。その設計は米國の製作者から得たものであ

る。浦賀のものはこの兩船に使つた設計を參考として近代的改良を加へたものである。

この機械は航海船橋からテレモーターを以て制御されるが、これは淺野造船所の自家製であつて、吾邦の航海客船に國産テレモーターを使つた始祖であると思はれる。これ以前に小川式テレモーターが世に出て居た筈であるが、餘り重要でない船に採用された丈と想像される。銀洋丸の場合には、機關室の噸數を總噸數の 13% 以上となす爲めに國産の大きさを必要以上にしたのであるが、完成時の總噸數が豫想より稍多くなつて、この割合を保つ事が無理であることが發見されたので、墨洋丸にはこの國産の大きさを縮小したので、それにつれて 2 等客室の配置が樂になつた。猶墨洋丸では同時に船艇甲板の甲板室を増大し、1 等客室室と喫煙室とが銀洋丸のそれよりも廣くゆつたりした氣持になる事が出来た。

旅客定員は 1 等が兩船共 40 人、2 等は銀洋丸 38 人、墨洋丸 42 人、3 等は銀洋丸で 416 人、墨洋丸では酒保室を設けた爲めに減じて 380 人となつた。乗組員合計人數はそれぞれ 138 人と 122 人となつて居る。

船體關係の要目は次の通りである。

主要寸法、415' x 58' x 40' - 1/2" (覆甲板迄の深さ)

甲板間高、肋骨心距等は A 型及び C 型と同じ。

總噸數、8600.2 噸 銀洋丸

8603.55 噸 墨洋丸

純噸數、6255.3 噸 銀洋丸

6269.3 噸 墨洋丸

重量噸數、約 11200 噸 (吃水 28' - 0.81' にて)

載貨客積、約 470730 立方呎 (3 等客室を算入せず、

(ベール)

石炭庫量(4) 立方呎にて、783.5 噸

燃料油庫量、二重底、1049.7 噸

その他、429.5 噸

養糞水槽量、373.3 噸

滯水庫量、381.6 噸

冷蔵庫容積、約 4000 立方呎

計畫航海速度、12 海里

機關部に於ては總本體の設計と噸とは A 型等と同様であるが、煙函内に Foster 式餘熱過熱器が裝備されて居る。これによつて蒸氣溫度を飽和状態より華氏 60 度位上昇せしめる事が出来る。主機は米國のミドウェスト造機会社の製作に係るマーソンス式蒸氣タービンであつて、各船共高壓と低壓との 2 箇が 2 段減速齒車に結合して双螺旋を回轉する様になつて居る。前進タービンは反動型で、後進タービンは衝動型である。常用汽壓は 180 ポンド/平方吋であつて、減速比は約 30 分の 1 である。螺旋軸に於ける回轉數毎分 95 に於て、最大 6000 軸馬力を發生する計畫のものである。この船の試運轉状態では之に近い出力を必要とするのであるが、平時の航海では出力約 70% に止まるのであるから、平時は稍低い効

率に於て使用される有様である。復水器却却面積は各舷約 3000 平方呎であつて、これは淺野造船所が製作した。推力軸承は米國製キングスバリー單鏢型である。

機關室のスペースは煙室に於て A 型に較べて 3 呎だけ長くなつて居るが、機械室は同一である。

燃油裝置は、銀洋丸は T. K. K. 式を船主から供給され、墨洋丸の分は米國で船主が購入したものを供給されて取り付けた。他の補機類はすべて内地の製作ばかりである。製氷機は前記の大正 5 年計畫の時に英國から輸入したホール式のものを用いた。發電機は 25 K.W. 及び 10 K.W. 力量のもの各 1 臺であつた。推進器は直徑 15' - 9" 節 18' - 1 1/2" 4 枚翼外向回轉である。

この兩船の特異の點の一つは、船尾の中型機が無幹式のもので、ホース・パイプが左舷側にあつてそれに格納されるやう配置されて居ることである。これは、南米西岸に於て浪に平行して舷を繋ぎ、荷役を行ふ必要の爲めで、鉗鎖を船尾にある汽動キャブスタンで捲く。

兩船の試運轉は航路補助法の定めるところの半載状態で施行された。その成績は次の通りである。

	銀洋丸	墨洋丸
平均吃水	19' - 1 1/32"	19' - 9 7/16"
排水量	10510 噸	10905 噸
回轉數毎分平均	91.79	91.385
軸馬力	5172.0	5087.0
速力浬	14.74	14.55

主機、補機並びに煙共、運轉狀況は良好であつた。銀洋丸は燃料を混攪の状態、又墨洋丸では重油専燒の状態で施行された。馬力當の燃料消費量の數字は、この試運轉で得たものは兩船共稍確を缺き良好とは謂ひ難い。

銀洋丸建造中搭載重量の集計は次の通りである。

船體鋼材(船首尾材能推進器支肘を含む) 3181.3 噸

木部鑿裝品及び備品(甲板部補機を含む) 894.1

排水機關(細水及び冷却水を含む) 769.1

この合計は 4844.5 噸となる。前掲の A 型及び C 型の數字と比較して見ると、重量の差異は主として旅客設備の影響と見る事が出来る。この級の完成重量が同程度の乗客を持つ他の汽船に較べて之亦著しく小さい事は注意せられるべきである。

兩船共後年日本郵船會社の手に渡り、銀洋丸は他の航路に配して石炭専燒に變更されたと聞いて居る。墨洋丸は昭和 9 年の頃南米から歸航の途次、積荷の中の銅鑛石から火を發し船體大破して遂に沈没してしまつた。浸水區劃配置の爲めか、沈没に時間がかかり、又救命艇の容量が充分であつた爲め、火災による 1 名の死者の外全員沈着に避難し、附近を通過した米國船に救助された。

本文は、寸法の同一な船でも設計によつて性能の上に大なるバリエーを興へ得る事を物語つて居る。又研究に時を許すならば、大なる代價無くして著しく設計を改善し得られる事を明かにして居る。(此項終)

(表紙の 1 よりつづく)

亂を來たすがさりとてこの急テンポの戦局の變轉を外に一年間依然として既定計畫に固着するものも亦如何なものか。『戦勝は船勝』とさへ言はれてゐる。前線への補給、銃後軍需工業原料、資材、國民生活必需品の將來は四面環海のわが帝國に取つては一にも船二にも三にも船である。『船無くて何の已れが戦さ哉』である。達人は既往を稽へて將來に善處するに遺憾がない、帝國肇國以來の最大國難、この存亡の關頭に立つては舉國民は軍、官、民の區別なく共に更始一新、舊來の繩張り、面子、自己一個の名利を放擲して虚心坦懐、何物にも拘束されない明鏡止水の大乗の立場に戻り、船舶の設計、建造計畫兩面に於て互に舊套の埒を脱却し相倚り相信じ相扶けて各方面の智識經驗を双手を擴げて迎へ入れ、廣く求め遍く容れ以て野に遺賢無からしめぬばならぬと思ふ。再言する『眞の戦ひは今日之からである』、吾人造船者は一層相依互助、軍官民の決死的總努力を切望して止まない。現戦局下主なる就航可能航路、船種、船質(鋼、木、木鐵交造、鐵筋コンクリート、合板船等あらゆる船をこの際並行的に急造しあらゆる手を打つて適船の船腹増強に資すべきである)も亦開戦在來と大にその趣を異して來た。従つて設計、技術工作も漸時不如意になりつくある資材に對し大死一番の創意工夫をなし、『窮すれば通ず』的の急造造船に邁進せねばならない。優良航空機の特急増産、同用燃料の獲得確保が戦局好轉の唯一の根源であることは謬らぬ處であらうし、而して航空機用資材、原料及びその勞力を培ひ養ふ食糧の確保に如何に船舶が必要であるかは今更ら贅する要を見ない。今や主として沿岸運輸と鮮、滿、支諸物資の移入を處理する優秀計畫の中型小型の船舶が主役であり、大型鋼船の若干建造も亦將來に備ふる意味で考慮すべきであらう。

爰に最も考ふべき重大事はこれ等新造以外に船舶の修理問題である。漸時又は急速に逼迫するであらう處の造船用資材の窮乏を考ふる時、既に建造竣工済で船體、機關共に嚴たる存在を示す現存船の修理活用が輸送力増強上新造に比し時間的にも資材的にも如何に有利なるかは敢へて云ふ道もあるまい。殊に木船の修理活用はその遊休量から見て最も効果的と思ふ。これに對し種々の困難は技術的に修繕處置に於てあるであらうが、銘記せよ『今は我國未曾有の戦時』である。『國家存亡の岐路に直面せる今日』である。平時の不可能を今日は決死の覺悟を以て研究工夫して可能化せねば到底この戦には勝てぬのである。戦の物量(單に量のみではあるまい質も良いものもある)に對し吾は少量の良質を以て對抗するより外ない。幸ひ吾國人的資源は敵に比べて豊富である、安全にして使い易い對現戦局適切船——中小型船特に小型木船の新造及び修理就中修理——に向ひ吾人造船技術者、指導者は渾身の智識と『不惜身命』的の眼目邁進努力を傾注する要を痛感する。斯くてこれ等船舶の巧みな活用に

依り航空機、兵器、彈丸、燃料等は増産確保され、且つ又國民生活は保障され各所に散在する前線への補給の可能性も考へ得るのである。『必勝の信念』は徒らに湧くものではない。『必勝の手段を盡し』てこそその必勝の信念である。即ち吾人造船者の現下向ふべき唯一の途は上述の沿岸、韓滿支航船の優良中小型船舶の超急整備獲得に在ると確信する。今之が實現のため筆者構想の二、三を舉げて見ると、

(1)廣く國內のエキスパートを集合し衆智を集め就航状態、各種の缺點等を検討し技術の交流創意の交換を爲し急速に設計及び工作面に改善を施す。

(2)船舶運営者側、新造修理者側を廣く集め、軍、官、民が肚を割り面子を棄てて協議しその決議は遅滞なく即時實行する

(3)新造、修理共にその完成を阻害遅延せしめつゝある資材、半成品、機裝製品、副資材等の円滑な入手を實現する一元的綜合斡旋機構を新設する。之は現存の造船會社とかその他現存適當機關の改革強化に依る方が或は早道かも知れないが、これまたこれら現存機構が舊套を脱し繩張とか面子とか自らに捉はれてゐる處がありとすれば之を蟬脱することが第一且つ絶對必要條件である。

(4)全國的に新造修理現状の不斷恒常的一元綜合鳥瞰的の査察機關の設置とその業務の徹底及び之が即時對處實行等である。が、畢竟これら諸項も要するに之に關係し之を處理する人とその熱意如何に在る、換言すれば事は些々たる機構の末に非ずして之を運用する人に在るのである。そして斯る人への筆者の要望 自己一個の榮達名利を脱却せる眞の愛國の士即ち眞の日本人であること。(2)と云ふ事は軍、官、民共眞に忠誠一途の人でなければならぬ。(3)権力、金力、情實に依り物資の變態的偏在獲得(特に衣食等生活必需品)を招致し已れに厚く部下、下層に薄くして恬然たる如き人が上記機構を運用して居ては下部末端——會社で云へば一般社員、工具等——に眞に心奥から盛り昂る勞働意欲が沸き騰り眞の船舶増産、修理の促進は望めないことを斷言する。『國家の爲めには働くが會社の爲めには働かぬ』と工具の或る者が洩したとの新聞記事は深く省察すべき言である。之を要するに『乏しきを憂へず等しからざるを憂ふ』先他後已の『八紘爲宇』の根本的理解把握とその實行、『萬人同福』の一大眞理の實現、更に云へば『眞の日本人』たる事が筆者の要望する『人』である。吾人造船者は此の點に眼醒め率先垂範、以て使用可能にして且つ使役に便利な優秀船舶の大量獲得確保(危險除去)を實現し、此の危局を突破し以て戦局好轉、戦勝一路に邁進して吾人の職域完遂を成就し上は 上御一人の宸襟を安んじ奉り、『神州不滅』の實を擧げ國家を泰山の安きに置く——これこそ未曾有の皇國安危の秋に生れ合はせた吾人造船者の願つても叶はぬ絶大の幸福であり、生き甲斐ある一生であると思ふものである。(東京帝國大學教授)

## 甲板面に於ける艦装船渠

“A Fitting-out Dock at Deck Level” Shipbuilding and Shipping Record

造船工場として最新の進歩を取入れた設計と、組立造船法の最大の利用とが、米國加州ソーサリトに高速建設案にもとづいて建設された6區劃造船工場マリンスツプの特性をなしてゐる。同工場の建造は1942年3月に始まり、敷地準備のため多くの工事が行はれなければならなかつたにも拘はらず、最初のEC-2型船は僅かに182日後に進水された。鐵道の整理が第一に必要であつて、續いて1,000,000立方碼の土と岩石を開鑿し、約29,000本の杭を打込まなければならなかつた。

これ等の杭は全部實際上潤面摩擦によつて充分な持力を出すに足る程長いものでなければならなかつた。建設案のもう一つの事項は、必要な出入水路と回頭に要する水面の設備をするために3,300,000立方碼の浚渫工事を行ふことであつた。

この新造船工場の設計には、組立造船法に関するこれまでの経験を悉く利用することができた。その結果は下記諸項の設備に顯著に現はされてゐる。即ち(1)多くの造船工場が組立造船その他の作業のために有するより遙かに廣い空地の設備、(2)艦装船渠と相對する構内の一端に於ける大倉庫の設備、(3)艦装品および材料の運搬を敏速ならしめる廣い道路の設備および(4)廻轉式高架起重機の必要を除く平面より高くなつた艦装船渠の設備等である。これ等の特性の利點は100萬より少ない勞働時間の消費を以つて最初のEC-2型船が建造された事實によつて或る程度まで立證されてゐる。

屋上の窓を北方から採光するやうに修正した鋸齒狀の屋内に、225呎×430呎の第2接合場即ち組立工場(sub-assembly or prefabrication building)が幅70呎および80呎のつ六の區劃(bays)をなして設備されてゐる。これ等の區劃のうち五つには起重機の下に約40呎のゆとりがとつてあつて、残りの一つの高い區劃には約50呎のゆとりが取つてある。そしてここでは、下向きの熔接の量を増大するために、比較的大きな部分品が轉倒されるのである。

この工場で有効に發達した組立造船組織は、艙口と甲板部とを40噸の單一の部分品に完全に接合することである。この接合方法は上甲板および

第2甲板何れにも用ひられる。從來使用されてゐた方法に對するこの改善によつて、各甲板に於ける五つの艙口を合計すると、上甲板組立にあつては、從來必要とされてゐたよりも約10日少い熔接時間で完成することができる。第2甲板にあつては、約5日節約される。實際上兩甲板の接合に於ける唯一の差違は、第2甲板の方は治具を要しないことであつて、各部分が單に平面に排列されるだけである。

### 高平面作業場

この造船工場の設計に於ける重要な特性は、艦装船渠に於ける作業場の平面が高くされてゐることである。艦装される船の甲板と同一の平面(平均低水位より約81呎上)にある作業場は、船渠から船まで普通に昇降する距離を約20呎だけ減じたのである。またこの設備によつて、普通使用される大型で厄介な廻轉式高架起重機の代りに載貨量20噸の護謨輪即ち無軌道の起重機を使用することができる。この種の起重機は高架式に比べて小型であり、輕量で、工事の邪魔にならないために、2臺または3臺が1隻の船の仕事に従事することもでき、また最も必要な個所で手傳ふやうに一方から他方へと、高くなつた作業場を迅速に移動することもできる。これは融通性と迅速性とを與へ、起重機の使用を必要とする一切のものの受渡し時間を大いに短縮する。

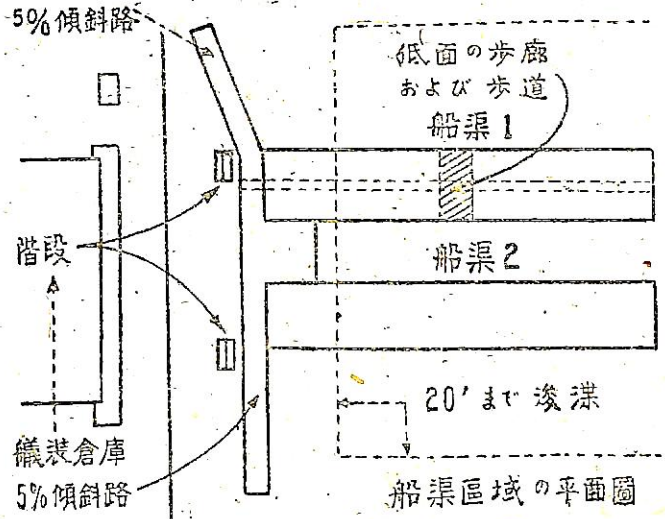
この高平面の作業場には、工場の平面から5%の傾斜路によつて上ることができ、この傾斜路を艦装が進行するに隨つて部分品および材料が運搬される。この作業場の目的は、高い作業場の平面に於て、工員に艦装に必要なあらゆるものを給すること、および工員が出勤すると艦装作業場に上つて、退出するまでそこを去らないことである。工員が道具や材料をとり船を離れなければならぬ時、普通のやうに船渠の平面まで20呎下る必要がない。艦装に従事する工員が船渠の作業場から船の甲板へ往き來する量は大了なものなので、高平面作業場は、材料の取扱ひを速くするばかりでなく、勞働時間を甚だしく節減することが明らかになつた。

同様に、高くなつた作業場の平面に、酸素、ア

セチリン、電気、壓搾空気、および水等の出口を設備して置くと、これ等諸種の配給施設関係でも相當の節約ができる。接続がそれだけ密接になるので低い平面にある艀装作業場で必要であつた接続を要する接続線の量を大いに節減することができる。艀装臺の兩側に於ける作業場の面積は幅 73 呎、長さ 464 呎である。この面積は縦に、各々異なる用途を目的とする地帯に分かれてゐる。無軌道起重機は多く 16 個の車輪を有し、運轉のためには 16 呎×24 呎の空地を要する。これ等の起重機は臂材の全長で 2 噸から、臂材の半径 20 呎で 15 噸に到る載貨量の 395 呎の臂材をもつてゐる。

高平面作業場の下、即ち工場と同一平面に於ける艀装船渠の空地もまた有利に用ひられてゐる。全工員が交代の際出入する陸地側の端には、各工員が作業中置いて行かうとする物を仕舞つて置く 500 個の戸棚が設備されてゐる。また中央歩道が工場と同一平面に於て、船渠上に設けられ、双繫柱に側面を向け、また船の機関室に通ずる工場と同一平面の舷門と相對して充分な廣さの作業場をもつてゐる。この舷門は、通常その大きさ約 5 呎×7 呎で、建造が進行してゐる間船の外板、便宜の個所に開かれるのである。この口は進水のため假りに熔接され、其の後艀装期間中機関室への便宜の出入口として再び開かれる。船が船渠を出るに先立つて鋼板がこの口に熔接される。

船が舷に擦れることを防ぐために船と船渠との間に浮かして置く通常の丸太の防舷材の幅は、この船渠に於ては、荒波の經驗を経て後 3 呎まで増された。艀装中によく船がやることが、相當大きななり波が入つて來ると、船が高く軽く浮き上がるので、揺れて船の舷側が高平面の船渠に打ち當り勝ちである。幅 3 呎の浮かんでゐる防舷材の列で、この困難は取除かれた。エンジニアリング・ニューズ・レコード誌によると、高平面作業場はそのために特別な構造物が必要となるが、もし船渠に起重機を設備する經費をも計算に入れると、高平面式だからと言つてそれだけ經費が嵩む譯ではないといはれてゐる。普通艀装に使用される高架起重機はその重量(約 60 噸)のためにそれだけ強力な基礎工事を要し、それだけ經費が嵩むところへ、起重機そのものに要する餘分の經費を加へると、高平面式の場合のより高い上部構造



高平面作業場の設備及び組立を示す艀装船渠の略圖

物とより輕量の起重機の經費を充分に相殺する。單一の高架起重機が船渠の中心に留まり、船渠の兩側に於ける船の作業を助けなければならない普通の船渠の場合には、その船渠の幅員は 60 呎である。ところが、高平面艀装船渠の場合には、小型の起重機が船の舷側まで近づくことができるので、この幅員の制限を受けない。これが爲め高平面船渠では、13 呎だけ幅員が増され、随つて貯蔵の餘地も増し混雜をも減するのである。

(73 頁よりつづく)

架工の養成は適齡検査までに行はねばならぬ、

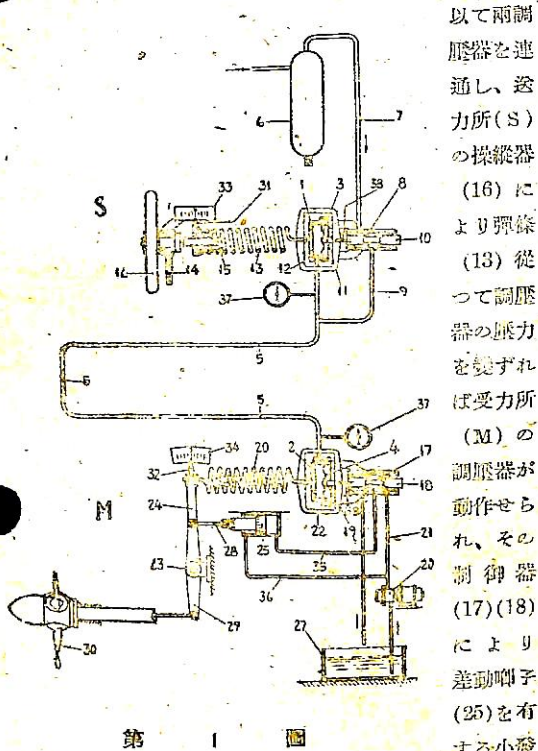
80 歳以上になると手が動かさず上達もおそい。養成工として 17~18 歳のものに教育すると實地に 2~3 隻やると役に立つ。最近の打ち方では最大吃水まで漲水すると彎曲部、底部で涙をこぼが之は水壓のために合口がおしひろげられるため、反對に進水すれば合口が縮附けられて案外塗水が入らぬ。注意せねばならぬのは釘から傳はる塗水は進水しても止らぬといふことで、進水前に手當しておかねばならぬ。填架の命数は船の構造著固、填架の良否にもよるが、5 年が普通であり 15 年といふ記録もある。入念に仕事をした延繩漁船であつたが、その初航海に著しい船尾トリムで神奈川縣三崎港から遙々ミッドウェイ諸島沖まで 2500 哩走り、歸りに満船してかへると塗水が入るといふので、調べて見ると往路に於いて船尾トリム大なるため船首を浪にたたかれてホーコンがはみ出したのである。それからミッドウェイ出漁は船尾トリムを適當とするやうに注意を拂はれてからこの故障は生じなかつた。(未完) (西島技師)

# ● 特 許 解 説 ●

技 術 院 官 福 田 進

## ◇動力傳達装置 特許第 165484 號 特許権者 (瑞 典 國) ジョン・エロヴ・エングレツン

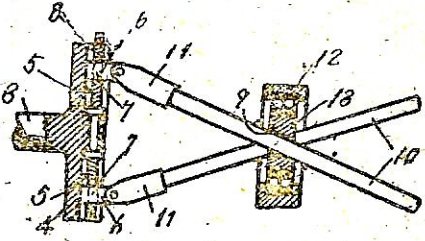
従来船用推進器の可調翼或ひは舵を遠距離より操縦するには、剛性杆か可撓杆を用ひ或ひは電氣的に傳達して行ふのであるが、これ等の傳達機構はその構造及び配置複雑なるのみならず廣地域を航走する船舶にありては温度の變化により連結部に狂ひを生じ、殊に所要の操縦を完遂したる後長くその整定位置を保有せしむることは極めて困難である。本發明は遠距離にある送力所即ち操縦所(S)と受力所(M)とにそれぞれ膜板(3)(4)を有する壓力面(1)(2)よりなる調壓器とこれに關聯する彈條(13)(20)と弁(8)(17)及び唧子(10)(18)よりなる制御



とを設備し、動作壓力流體を流通せしむる長管(5)を以て兩調壓器を連通し、送力所(S)の操縦器(16)により彈條(13)従つて調壓器の壓力を變ずれば受力所(M)の調壓器が動作せられ、その制御器(17)(18)により差動唧子(25)を有する小發

## ◇オールによる漕艇装置 特許第 165661 號 特許

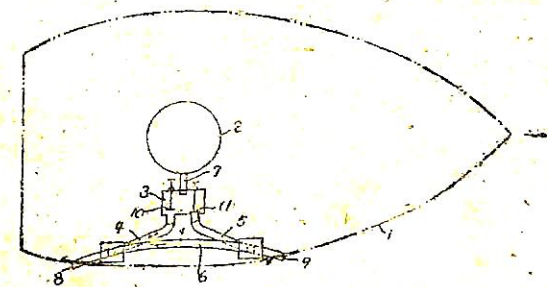
権者 横 山 勝一  
従來のスクリーにて推進する舟艇では湖水等に於



て藻類の繁茂する場合、これがスクリーに纏繞して往々にして逆行を不能ならしむることがあるので、本發明はその缺點をなくする爲め原動機によりオールの漕艇を可能ならしむると共に漕力を容易に加減調節し得るやうにしたもので、艇軸に對し直角に軸架したる水平軸(9)の兩端に圓盤(4)を固定し、(X)狀に交差せしめたる2個のオール(10)(10)の根端(11)(11)を圓盤(4)の中心に對し對稱的に間隔を調節すべくせる調節子(6)(6)に連繫し、オール(10)(10)の交叉部を軸受(12)内の回転子(13)により緩持せしめてオールを交叉した儘回轉せしむるのである。従つて水平軸(9)を適宜原動機により回轉する時は左右のX狀に交叉したオールは交叉部を支點として垂直に旋回するので下向きのオールは水中を交互に運動するから艇體は前進する。尚オールの水中に没する深度は圓盤(4)の螺杆(8)を旋回して調節する。(第2圖参照)

## ◇船舶發動機の消音装置 特許第 166030 號 特許権者 岩崎昌辰

本發明は船體(1)内に装置された發動機(2)の附近に適當容積の氣槽(3)を設け、氣槽(3)に發動機の排氣管(7)を



連通せしめ、船體(1)の一端(8)(9)がその船艙に開口して船船の前進及び後進に際して海水が管内を自然的に流通し得べくせる導水管(6)を設け、氣槽(3)と導水管(6)とを前進用排氣管(4)及び後進用排氣管(5)を以て連通せしめ、兩排氣管(4)(5)に各別に適宜の開閉弁(10)(11)を設けたもので、先づ氣槽(3)に於て排氣の爆音を一次的に消音せしめ、次いで排氣が導水管(6)内の水流と接觸する時に急冷作用と水流による搬出作用とにより

二次的に消音されて、發動機の出力に悪影響を及ぼさずして比較的有効に消音の目的を達するのである。(第3圖参照)

◆船底塗料の製造法 特許第 164400 號 特許権者 滿洲農産化學工業株式會社

大豆粕の如き粗蛋白質を鐵酸にて加水分解する際に副生するヒューマス物質は微生物に對し頗る安定にして例へばこれを土中に埋むるも微生物により殆んど分解作用を受けず肥效作用なく、又これは微粉狀のものでオイル、ワニス等に能くコロイド狀に溶解し美麗なるセピア色を呈するのである。本發明は斯る利用價值なきヒューマス物質の特性を利用し、これに亞酸化銅、水銀、砒素劑を加へ、更にオイル、ワニス等を練合せしめたもので、防蟲、防腐力大なる船底塗料が得られる。

◆木竹材を耐火耐濕防蟲防腐性とならしむる方法 特許第 164652 號 特許権者 梅林時雄

原特許第 153063 號の方法にて處理せる木材は高度の耐火耐濕性を保有すれども防腐防蟲性は完全でなく貝介類の寄生防止の點に於て缺くところがある。本發明はこの缺陷を除すべく改良せるもので、木竹材をアルカリ液にて處理しその含有樹脂を鹼化せしめたる後、硫酸を混和せる明礬溶液に硫酸銅及び(又は)亞硫酸を添加せる溶液或ひは硫酸と硫酸銅及(又は)亞硫酸とを添加したる明礬の溶液を浸透せしめ、然る後アンモニヤを含有する蒸氣を壓入し加壓下に於て冷却せしめたる後、更に人造樹脂の溶液を以て處理する方法である。本方法にて處理せる木材にて木船を製造すれば木造船の缺陷たる焼夷彈に對する抵抗は無論のこと、船蝕蟲類の喰害並びに貝介の寄生をも防止し耐火耐濕の理想的木造船が得られる。

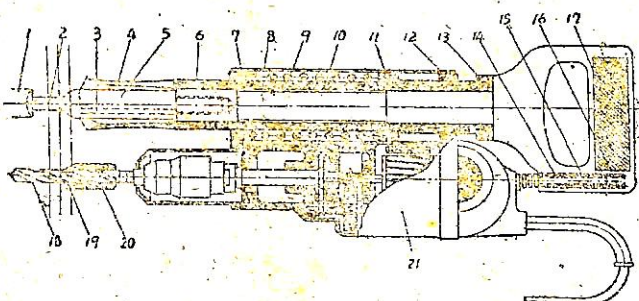
◆蔓性植物より造船用繩狀防水充填材料を製造する方法 特許第 165418 號 特許権者 脇本正治

本發明は原特許第 162259 號の發明を基礎とし船舶床面及び側部等を構成する木板間隙に充填すべき所謂マキ

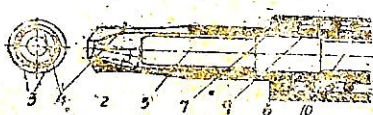
ハダ、ホーコンの材料を製出するもので、山野に自生する山藤、紫藤等の蔓性植物を資料とし、これを扁平に壓拉きて表層部を構成せる纖維層部の纖維を壓展分解し、これを蕊部より分離せしむると同時に非纖維層部分たる表皮を破碎し、次いで木灰液汁と共に煮沸して樹脂分を溶去し、外皮を除き纖維のみよりなれる殘存帯條を撻解して短纖維となし、次いでこれに青松葉の煮出液汁を吸收せしめ防水性を附與し、通常方法により適當の太きの繩に撻製する方法である。本方法によれば充填材料として従來使用せらるる綿に代位し、且つ纖維自體に防水性を附與して充墳の際特に防水劑の附加を必要とせざるものが得られる。

◆鉸鉸作業に於ける穿孔給鉸及當盤一貫操作装置 特許第 165936 號 特許権者 谷 武壽

本發明は船舶その他の鉸鉸作業に於て穿孔、皿孔成形、給鉸、鉸鉸當盤等の諸操作を鉸鉸作業現場に於て一人一貫的に施工し得る如くせんとするもので、先端に割溝(1)とこれより大きくして鉸(2)を投入する給鉸口となしたる割溝(4)とを施せる鞞筒(6)に把手(17)を固着せる當盤(10)を摺動し且つ鞞筒割溝部(3)(4)を押擴突出し得る如く挿入し、これ等に隣接せしめ更に鞞筒外側に於て摺動し得る如くなししたる摺動帶(7)(12)を備へたる電動鑽孔機(21)を並設し、且つ當盤把手(17)の進退操作により電路開閉裝置(14)(15)(16)の電路開閉をなす如くなししたるものである。即ち鉸鉸線上の第一穿孔點に鉸先(18)を當て把手(17)を以て押壓し穿孔並に皿取をなししたる上鉸先を第二穿孔點に移動し、且つ當盤先端に第5圖に示せる如く頂部割溝(4)より給鉸し再び把手(17)を押壓し鉸孔をなしつつ鞞頭を第一穿孔に鉸(2)を挿入せしめ、裏面對手鉸鉸者と呼應鉸鉸槌(1)により第一鉸鉸をなし、順次以上の操作を反覆穿孔乃至鉸鉸作業を一貫的に進捗せしむるのである。即ち前面の鉸鉸者と相呼應し穿孔より鉸鉸に至る作業を一舉に遂行することにより二重三重板に於ける鉸孔の食ひ違ひを絶無ならしむると共に鉸鉸作業能率の向上増産を期するものである。(第4圖乃至第5圖参照)



第 4 圖



第 5 圖

◆編輯室 印刷部面に於ける不可避の事情により發行が極度に遅延しより多量の御迷惑をおかけしてある。當分の間正規の發行日に出して行くことは困難かと思ふが、可及的速かに常態に復したいと努力中である。

決戦措置として本號から 32 頁建とし、表紙を廢し製本をやめた。一時凌ぎの減頁では斷じてない。この困難な時期を闘ひ抜かんが爲の戰闘體形といふべく、戦時雜誌編輯者として我々は簡素にしてしかも充分強力なる雜誌機能の發揮を期してある。(土)

昭和二十年三月二十七日發行(毎月一回)

定 價 七 十 五 錢  
刷 所 泉 印 刷 人 能 勢 行 藏  
東 京 都 牛 込 區 東 町 四 丁目 一 番 二 號  
大 日 本 印 刷 株 式 會 社

西 八 丁 目 二 番 四 號 天 然 電 氣 會 社  
自 公 番 號 三 三 〇 一 四 七 番  
振 替 東 京 七 九 五 六 二 電 話 京 橋 八 二 七