

5・2 推進 (Propulsion)

所要馬力の計算は、前述の方法等による抵抗算定値に基づき、推進効率を用いる計算法と、類似船の実績馬力から直接推定する等の簡便法とがある。本節は前者に関するものであり、簡便法については (5・4) において述べる。

5・2-1 推進効率 (Propulsive Coefficient)

馬力算定の過程は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} DHP &= \frac{EHP}{\eta_P} = \frac{R \cdot v}{75} \frac{1}{\eta_H \cdot \eta_0 \cdot \eta_R} \\ SHP \text{ or } BHP &= \frac{DHP}{\eta_T} \end{aligned} \right\} \quad (5 \cdot 28)$$

ここに、 η_P を準推進効率 (quasi-propulsive coefficient)、 $\eta_P \cdot \eta_T$ を推進効率という。推進効率の各効率要素は、より正確には個々の自航水槽試験によって求められるが、以下これらの推定近似式を挙げておく。

5・2-2 船殻効率 (Hull Efficiency)

船殻効率は次式によって定義されるものである。

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w} \quad (5 \cdot 29)$$

ここに、 w は伴流率、 t は推力減少係数、

(1) 伴流率 (Wake Fraction)

船体が進行するとき、その表面に近い部分の水に、進行方向と同じ方向の速度成分を生じ、これを伴流 (wake) という。

伴流には、流体の粘性による粘性伴流と、船体周囲の水の流線運動によるポテンシャル伴流、及び、船体によって生ずる波の運動による波伴流とがあるが、これらの和が全体の伴流となる。推進性能上対象となるのは、プロペラ位置における伴流で、この大きさを v_w とするとき、伴流率 (w) は v_w/v ある

いは $(v-v_A)/v$ で表わされる。

模型試験から求められた伴流率 (w_M) は、Reynolds 数等の関係でそのまま実船値としては使えない。実船の伴流率 (w) の w_M からの換算は、“14th ITTC”の方法(次式(5.30)-(1))あるいは“造船技術センター”の図表(矢崎敦生, 造船学会誌 480 号)等を参考として行われる。式(5.30)-(2))は上記図表を近似化したものである。

$$\left. \begin{aligned} (1) \quad w &= (t+0.04) + \{w_M - (t+0.04)\} C_F / C_{FM} \\ \text{ここに, } C_{FM} &\text{は模型船の摩擦係数,} \\ t &\text{は推力減少係数} \\ (2) \quad \frac{1-w}{1-w_M} &\doteq 1 + 0.10 \cdot w_M^2 \cdot (L \cdot B / d_A)^{1/3} \\ d_A &\text{は船尾吃水,} \end{aligned} \right\} \quad (5.30)$$

また, 船体主要素を用いる近似式として以下に述べるものがある。

(a) Schoenherr 式(模型船)

単螺旋船に対し,

$$w = 0.10 + \frac{4.5(B/L)(C_b/C_w)C_p}{(7.0 - 6C_b/C_w)(2.8 - 1.8C_p)} + \frac{1}{2} \left[\frac{E}{d} - \frac{D_P}{B} - k'(\text{rake}) \right] \quad (5.31)$$

ここに, E : 推進器軸の基線上高さ, (m)

(rake): 推進器翼のレーキ角 (radian)

k' : 普通型船尾に対し 0.3, 船尾下部切り欠き型に対し, 0.5~0.6

双螺旋船に対し,

β をボッシングの水平に対する傾斜角 (deg.) とするとき,

ボッシング付外回り推進器の場合,

$$w = 2 \cdot C_b^5 \cdot (1 - C_b) + 0.2 \cdot \cos^2 \left(\frac{3\beta}{2} \right) - 0.02 \quad (5.32)$$

ボッシング付内回り推進器の場合,

$$w = 2 \cdot C_b^5 \cdot (1 - C_b) + 0.2 \cdot \cos^2 \left\{ \frac{3}{2}(90 - \beta) \right\} + 0.02 \quad (5.33)$$

ストラット支持の場合,

$$w = 2 \cdot C_b^5 \cdot (1 - C_b) + 0.04 \quad (5.34)$$

(b) Taylor 式(実船)

$$\left. \begin{aligned} \text{単螺旋船 } w &= 0.5 C_b - 0.05 \\ \text{双螺旋船 } w &= 0.55 C_b - 0.20 \end{aligned} \right\} \quad (5.35)$$

(c) Lammeren 式(模型船)

$$\left. \begin{aligned} \text{単螺旋船 } w &= \frac{3}{4} C_b - 0.24 \\ \text{双螺旋船 } w &= \frac{5}{6} C_b - 0.353 \end{aligned} \right\} \quad (5.36)$$

(d) 著者の式(実船)

w の値は単に C_b のみでなく, 少なくとも B/L を同時に考慮するのが妥当と考えられる。

ここでは単螺旋船に対し, 実船試運転の解析から求めた推定式は,

式(5.14)による r 値が, $r < 0.45$ の普通貨物船船型において, 満載状態に対し,

$$w \doteq 1.35 \frac{B}{L} (1 + 3.1 \cdot C_b^4) + (0.0005 \cdot L - 0.16) \quad (5.37)$$

ただし, $(0.0005 \cdot L - 0.16)$ の最小限度値を -0.09 とする。

バラスト状態の値 (w_B) は,

$$w_B \doteq 1.35 \frac{B}{L} (1 + 4.2 \cdot C_b^4) + (0.00045 \cdot L - 0.145) \quad (5.38)$$

ただし, 第2項の最小限度値を -0.07 とする。

また, 普通型船尾の肥大船型に対し,

$$\left. \begin{aligned} \text{満載状態 } w &\doteq 0.56 \cdot r^{0.6} \\ \text{通常バラスト状態の伴流率 } (w_B) &\text{は,} \\ w_B &\doteq 0.95 \cdot w^{0.8} \end{aligned} \right\} \quad (5.39)$$

(2) 推力減少係数 (Thrust Deduction Factor)

船の前進力は推進器の回転によって生ずる推力 (T) によって与えられる。

船尾推進器の作動状態では、船尾部分の水の後方への流速が増加し、これによってこの部分の流体圧力が低下し、結果として船体に前進方向と逆に働く力を生ずることになる。結局、船体全抵抗 (R) が ($T-R$) だけ増加した形となり、また推力側からみれば、有効推力は T から ($T-R$) だけ減少したこととなる。この推力減少分と推力との比 $t=(T-R)/T$ を推力減少係数という。

推力減少係数の値は、推進器と船体との関係位置、推進器荷重度、とくに船体後部の肥瘠度等によっても複雑に影響され、その的確な推定は相当困難である。しかし、Reynolds 数等による抵抗変化は推力減少に対して大きな影響はないため、水槽試験の値をそのまま実船に適用するのが普通である。

推力減少係数は伴流率と密接な関係があるため、伴流率の関数として表わされることが多い。

推力減少係数の近似式として次のごときものがある。

(a) Schoenherr 式

$$\left. \begin{array}{ll} \text{単螺旋船} & t=(0.5\sim 0.7)w \\ \text{双螺旋船} & \\ \text{ボッシング付} & t=0.25\cdot w+0.14 \\ \text{ストラット付} & t=0.70\cdot w+0.06 \end{array} \right\} \quad (5.40)$$

(b) 山県式

Weingart の図表を整理して求めたもので、

単螺旋船に対し、

$$t/w=1.63+1.5C_b-2.36\cdot C_b/C_w \quad (5.41)$$

双螺旋船に対し、

$$\left. \begin{array}{l} t/w=1.73+1.5C_b-2.36\cdot C_b/C_w \\ \text{瘠型高速船: } t\div w \end{array} \right\} \quad (5.42)$$

(c) 著者の式

式 (5.14) あるいは (5.15) の r 値を用い、単螺旋船の満載状態に対し、

$$\left. \begin{array}{l} t\div 0.77\cdot r-0.11, \quad r<0.36 \\ t\div 0.22\cdot r+0.09, \quad r>0.36 \end{array} \right\} \quad (5.43)$$

なお、バラスト状態での t 値は、満載状態での値より 10% 程度大となる。

以上の w, t 値より、船殻効率 (η_H) は式 (5.29) より求められるが、 η_H の値は、単螺旋の一般商船で 1.1~1.3、双螺旋船で 0.95~1.0 程度の値である。

上述の値より、 r に対して、 w, t 及び η_H の満載状態での概略値を (Fig. 5.7) に示してある。

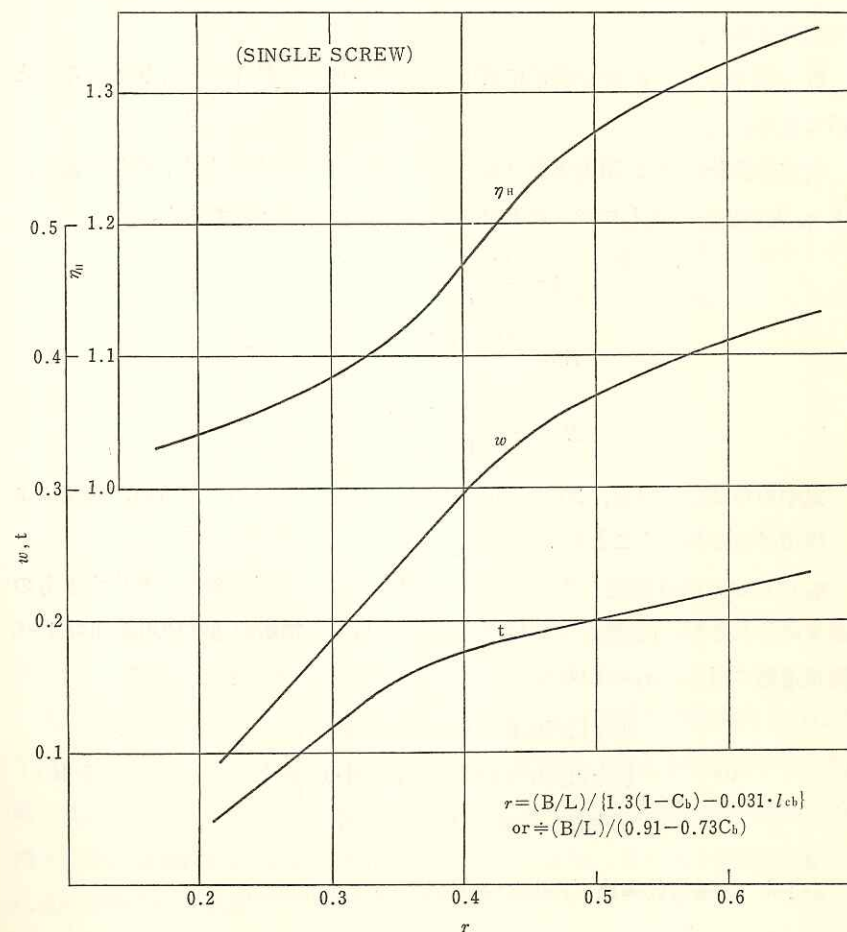


FIG. 5.7 w, t & η_H

5・2-3 推進器効率 (Propeller Efficiency)

推進器効率とは、普通、推進器が単独で流体中に置かれた場合の効率 (η_0) をいう。 η_0 は推進器の発生する推力馬力 (THP) と推進器への伝達馬力 (DHP) との比で、

$$\eta_0 = \frac{(THP)}{(DHP)} = \frac{T \cdot v_A}{2\pi \cdot n \cdot Q} \quad (5.44)$$

で表わされる。

η_0 は推進器の翼数等の型式に応じ、後述の推進器設計図表より求めることができる。

代表的設計図表は、出力係数 (B) とピッチ比との両軸に対し、直径係数 (δ) と η_0 とを表わしたもので、 B 及び δ の定義は次のごとくである。

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{N \cdot D_P}{V_A} \\ B_P &= \frac{N \cdot (DHP)^{1/2}}{V_A^{2.5}} \\ B_U &= \frac{N \cdot (THP)^{1/2}}{V_A^{2.5}} \end{aligned} \right\} \quad (5.45)$$

式中の単位は、普通、 RPM , m , $knots$, 及び PS で表わされるが、図表により使用単位の異なることがある。

η_0 の値は、設計図表より、決められた推進器に対し、与条件に対応するものが求められるが、設計点でのほぼ最良効率は、貨物船の通常使用範囲の 4~6 翼推進器に対し、 $a_E=0.60$ を基準として、次の近似式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \eta_0 &\doteq \{1/(0.97+0.14\sqrt{B_P})\} \cdot k \\ \text{or} \quad \eta_0 &\doteq \{1/(0.84+0.19\sqrt{B_U})\} \cdot k \\ k &\doteq \{1.11-0.11(a_E/0.60)\} \end{aligned} \right\} \quad (5.46)$$

5・2-4 推進器効率比 (Relative Rotative Efficiency)

船後の不均一流中におかれた推進器の効率 (η_R) は、均一流中の単独推進器

の効率 (η_0) と違った値となり、この相違は次の関係で定義される推進器効率比 (η_R) によって表わされる。

$$\eta_R = \eta_0 \cdot \eta_B \quad (5.47)$$

η_R の値は、推進器と船体及び舵等との流体力学的相互作用、あるいは、模型船自航試験と模型推進器単独試験とにおける実験条件の相違などにも影響され、一般算式は求め難いが、概略値として、

$$\left. \begin{aligned} \text{単螺旋船に対し, } \eta_R &= 0.98 \sim 1.03 \\ \text{or } C_b > 0.80 \text{ の肥大船 } &\doteq 0.88 + 0.02(L/B) \\ \text{双螺旋船に対し, } \eta_R &= 0.96 \sim 1.0 \end{aligned} \right\} \quad (5.48)$$

5・2-5 伝達効率 (Transmission Efficiency)

伝達効率 (η_T) は、推進器への伝達馬力 (DHP) と推進機関の出力との比で、推進器と機関出力の表示場所との間の軸系における摩擦損失に基づくものである。

η_T の概略値は、

直結ディーゼル船:

$$\left. \begin{aligned} \text{船尾機関} & 0.97 \\ \text{中央機関} & 0.95 \\ \text{タービン船:} & 0.98 \end{aligned} \right\} \quad (5.49)$$

ただし、油潤滑型船尾管の使用によって、上記値は更に若干改善されるとされている。

ディーゼル機関では制動馬力 (BHP) を、タービン機関では軸馬力 (SHP) を用いて機関出力を表わしている。ディーゼル機関では陸上運転において水制動機によって BHP を計測し、船体据付後の BHP は、燃料噴射量を表わす指標等の陸上運転資料に基づいて間接的に算出し、また、タービン機関の SHP は直接軸系の振れ角度から求めている。

軸系各部の個々の伝達効率は次のごとくである。

推力軸受	0.995	} (5.50)
中間軸受(1個につき)	0.997~0.998	
船尾管	0.99	
減速装置(中速ディーゼル)	0.97	
流体・電磁接手	0.975	

なお、以上の伝達効率、ほぼ連続最大回転数近辺での値で、軸系摩擦損失は実際には回転数のほぼ1.0~1.5乗に比例するとみられるゆえ、特に広い速度範囲の馬力推定の際にはこの点の考慮が必要である。

5.3 推進器計画 (Design of Propeller)

計画段階での推進器の設計は系統的設計図表によるのが最も便利である。

現在用いられている設計図表には次のごときものがある。

- Troost B 系列 (NECI 1937-8) “造船設計便覧”
- 船研 MAU 系列 “造船設計便覧” 及び造船学会論文集 129, 131 号
- Wageningen B 系列 (SNAME 1969)
- Gawn 3 翼図表 (TINA 1957)

設計図表はいずれを用いても結果にそれ程の差はないが、例えば、運転成績の解析より求めた伴流率を、逆に他種の図表にそのまま用いて推進器要目を決定するなどの図表の混用は避けたほうがよい。

推進器設計の主要条件項目は、伝達馬力あるいは推力馬力、推進器回転数及び前進速度、翼数及び展開面積比等であるが、これらが与えられれば対応する図表を用いて、式 (5.49) で定義される B_p 等から最良効率点を狙ってピッチ比 (H/D_p)、及び δ から直径 (D_p) を求めることができる。

5.3-1 推進器回転数 (Propeller Revolution)

推進器回転数は主機直結の場合は機関回転数そのままであり、特にディーゼル主機の場合については (2.4-2) において触れている。タービン主機等で減速装置のある場合はある範囲の選択が可能である。

推進器回転数はその効率と同時に、船体固有振動数との関連も考慮されねばならない。特に商船にあっては載貨状態の変動範囲に対して同調を避ける十分の注意を要し、場合によっては主機型式の変更も止むを得ないことがある。

なお、船体振動との関連については (9 船体振動) を参考とする。

5.3-2 推進器前進速度 (Advance Speed of Propeller)

推進器前進速度 (V_A) は、 $V_A = V(1-w)$ で、伴流率 (w) は就航状態でそれ程大きな変化はないが、船速 (V) は船底汚損あるいは海象状況による抵抗増加によって一定の常用出力では当然低下する。推進器計画においてはこの抵抗増加すなわち “sea margin” を見込んだ航海速力を用い、就航時の機関出力と回転数との関係が機関の計画点から著しく外れ、保守維持上不利をもたらすことのないよう注意を要する。

船の建造後の経年変化は、ショットブラスト施工するまで、年平均は約 20~30 μ の割で増すといわれている。いまこの増加分を、(25 μ /年) とすると、式 (5.11) による ΔC_{F3} の増加により、(Table 5.3 (2)) に示すタンカーの計算例で、新造 5 年後の抵抗増加は約 9%、速力で約 3% の減となり、この例で年平均約 0.1 *knots* の速力低下となる。また実際航海では入渠までの期間の船底付着物による影響もこれに加わり、両者の和が船底汚損の影響となる。

“sea margin” の値は、同一航路の類似船実績から推定するのが確かであるが、大型船で約 15%、小型船では海象影響の相対的増加を見込み更に若干大きくとる必要があろう。

推進器計画での船速は、新造時満載試運転の推定馬力曲線において、“sea margin” を 15% ととるとき、(常用馬力/1.15) に対応する速力となる。

満載状態で15%程度の“sea margin”を見込んで設計した推進器は、バラスト状態の試運転では、常用出力に対し、回転数は4~5%大となる。

5.3-3 推進器直径とピッチ比 (Propeller Diameter & Pitch Ratio)

上述の計画回転数 (N)、 V_A 及び DHP 又は THP から B_P あるいは B_U を求め、図表上の対応点から直径 (D_P) 及びピッチ比 (H/D_P) を決めることができるが、使用図表は次項の推進器翼数、展開面積比を考慮して選定し、場合により2種の図表から挿間して求める。

船研 MAU 設計図表から普通商船の範囲に対し、最良効率点での各要素間の関係を近似的に表わすと、

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &\doteq k_1 \sqrt{B_P} + k_2 \\ (H/D_P)_0 &\doteq k_3 / \delta_0 + k_4 \end{aligned} \right\} \quad (5.51)$$

ここに、 δ_0 及び $(H/D_P)_0$ は最良効率点での値で、式 (5.51) 中の各係数は (Table 5.2) に示してある。

TABLE 5.2

TYPE	Z	a_E	k_1	k_2	k_3	k_4
B-3	3	0.35	10.9	7.0	25.0	0.31
		0.50	10.8	7.0	26.2	0.31
AU-4	4	0.40	10.6	7.0	23.0	0.34
		0.55	10.4	7.0	25.2	0.34
AU-5	5	0.50	10.0	7.0	24.6	0.37
		0.65	9.8	7.0	25.8	0.37
AU-6	6	0.55	9.9	7.0	25.5	0.35
		0.70	9.7	7.0	26.2	0.35

また、 B_U を用いるときは、

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &\doteq 13.8 \sqrt{B_U} \quad (3, 4 \text{ 翼}) \\ &\doteq 12.8 \sqrt{B_U} \quad (5, 6 \text{ 翼}) \end{aligned} \right\} \quad (5.52)$$

なお、上記値に対応する推進器最良効率は既述の式 (5.46) で与えられる。

推進器直径の最良効率点から5%の変化は η_0 で約1%低下の影響がある。

ピッチ比に関し、展開面積比が、結果的に、使用図表と異なるときは挿間法により修正し、また、翼厚比あるいはボス比の違いに対する修正は参考図書 (6) 等に述べられている方法によって行われる。

推進器翼根部でピッチ比20%減の船研型通増ピッチ分布の場合、有効ピッチは一定ピッチ分布に較べ2%減少し、同様に通減分布の場合は2%大となる。通増あるいは通減等のピッチ分布は、採用する舵型式との総合効率を考慮して決められるが、普通流線型舵に対しては通増分布、反動舵に対しては通減分布が有利とされている。

5.3-4 推進器翼数 (Blade Number of Propeller)

普通商船の場合、小型船では3または4翼、中型船では4翼、大型船では4~6翼推進器が用いられる。

翼数が多くなる場合の影響は、

- (i) 最良効率直径は小さくなる。
- (ii) 推進器効率は低下するが、3~6翼の範囲でのその差は僅かである。
- (iii) 製造価格が上昇する。
- (iv) キャビテーション防止の点で、翼断面の厚さ・幅比が大となり不利であるが、翼面積の増大によって補うこともできる。
- (v) 船体振動に対しては、1翼当りの発生推力が小となり、変動起振力も小さくなるので一般的には有利である。

また、翼数は、これと推進器回転数とを乗じたいわゆる“blade frequency”の振動に関連するが、これは船体の高次振動帯域に入り、低次振動のごとき著しい同調点は現われにくい、比較的高加速度の振動を生ずる。特に船尾船橋の前後振動数はこの“blade frequency”と同調域にくることがあり、翼数選

定は実際問題としてこの観点から決められることが多い。これについては(9・5)において述べられている。

5・3-5 翼面積とキャビテーション (Blade Area & Cavitation)

推進器の翼面積は効率に対しては小なる程有利であるが、その下限値はキャビテーション発生防止の点から押えられる。キャビテーションの発生により、これがある程度以上となると、発生推力の低下、翼面の潰蝕あるいは起振力の増加等の不都合を生ずる。

キャビテーションに対する対策としては、実際には単に翼面積の確保のみでなく、とくに翼先端部に対する面積分布の増大、円弧型翼断面の採用等がある。

キャビテーションに関しては多くの理論的研究もあるが、ここでは計画時に利用し易い2, 3の検討法を挙げておく。

(1) Eggert の判定法 (Eggert's Criterion)

これは空洞試験水槽で行った試験の結果から、キャビテーションの発生によって推進器性能が低下し始める回転数の臨界値を推定するものである。

推進器軸心から(推進器半径×0.9)での翼断面において背面キャビテーションが発生する臨界回転数(N_c)は、

$$N_c = \frac{38.1}{D_F} \sqrt{\frac{H_d(1+4b_m)}{(\alpha+c)k}}, \quad (1/\text{min.}) \quad (5.53)$$

ここに、 H_d : 推進器軸心での全水頭

$$\doteq 10 + I, \quad (\text{m})$$

I : 推進器軸心の水面からの深度, (m)

b_m : 平均翼幅比 $= \pi \cdot a_E / 2Z(1 - \text{boss ratio})$

$$\alpha = \frac{(H/D_F)_{0.9}}{0.9} \frac{s}{2\pi k}$$

$$k = 1 + \left[\frac{(H/D_F)_{0.9}}{0.9\pi} \left(1 - \frac{s}{2} \right) \right]^2$$

$(H/D_F)_{0.9}$: (半径×0.9)でのピッチ比

s : 真失脚比, $= 1 - v_A/nH$

$c = [(\text{半径} \times 0.9) \text{での翼断面の厚} \cdot \text{幅比}] \cdot m$

$m = 1.0$ (円弧型断面の場合)

$= 0.75$ (エヤロフォイル型断面の場合)

また、 c の概略値としては、

ニッケルアルミブロンズ系翼に対し、

$$c \doteq (0.0072/b_m) \cdot m$$

マンガブロンズ系翼に対し、

$$c \doteq (0.0072/b_m + 0.004) \cdot m$$

(5.54)

比較的低速船の場合は一般に、キャビテーション条件は、バラスト状態で推進器深度が減少するため満載状態より苛酷となる。したがって、式(5.53)による N_c 値を、バラスト状態の航海速力に対して、常用回転数と同等となるよう、また満載状態を基準とする場合は、 N_c 値が常用回転数より15~20%大となるごとく b_m を選ぶ。なお、必要 b_m が決まれば、展開面積比(a_E)は、式(5.53)の記号説明項より、

$$a_E = \frac{1}{\pi} 2Z \cdot b_m (1 - \text{boss ratio}) \quad (5.55)$$

で求められる。“boss ratio”は一体型推進器の場合はほぼ0.18、組立型で0.25前後、可変ピッチ式では0.3程度の値となる。

(2) Burrill の判定法 (Burrill's Criterion)

この方法は、キャビテーション数(σ)と推力荷重係数(τ)とにより、必要翼面積を求めるもので、 σ に対し許容限界の τ 値(τ_c)が図表で与えられている。普通商船に対しては、次式で近似される τ_c 値が翼面積決定の概略の基準である。

$$\tau_c \doteq 0.28 \cdot \sigma^{0.6} \quad (5.56)$$

ここに、

$$\tau_c = T / \left(\frac{1}{2} \rho \cdot A_F \cdot v_c^2 \right)$$

T : 推進器推力 $= (DHP) \cdot \eta_0 \cdot \eta_R \cdot 75/v_A$, (kg)

A_F : 推進器翼投影面積

$$\div A_E [1.067 - 0.229 \cdot (H/D_P)], \quad (\text{m}^2)$$

$$A_E: \text{展開面積} = \frac{\pi}{4} D_P^2 \cdot a_E, \quad (\text{m}^2)$$

v_c : 前進速度 (v_A) と推進器の $0.7R$ における周速度との合成速度

$$= [v_A^2 + (0.7 D_P \cdot \pi \cdot n)^2]^{1/2}, \quad (\text{m/s})$$

また,
$$\sigma = (p - e) / \left(\frac{1}{2} \rho \cdot v_c^2 \right)$$

p : 推進器軸心における圧力

$$\div 10,336 + 1,025 \cdot I, \quad (\text{kg/m}^2)$$

e : 水の蒸気圧 (kg/m^2)

$$= 174 \text{ (at } 15^\circ\text{C)}, 322 \text{ (at } 25^\circ\text{C)}$$

(3) 展開面積比の近似式 (Approximate Area Ratio)

前項 Burrill の方法を簡単化し, $T(t)$ を推力 1,000 kg 単位として, A_P の近似値は,

$$A_P \div 160 \cdot T(t) / (D_P \cdot N)^{0.8} \cdot (10 + I)^{0.6}, \quad (\text{m}^2) \quad (5.57)$$

で表わされる。

また, さらに次のごとき近似化を行う。

(i) 満載状態に対し,
$$T(t) \div 0.12 \frac{PS_{sco}}{V_s}$$

バラスト状態に対し,
$$T(t) \div 0.13 \frac{PS_{sco}}{V_s}$$

ここに, V_s は, 満載・バラスト状態それぞれに対応する航海速力をとる。

なお, 満載状態とバラスト状態における相対速力は (Fig. 5.10) から求められる。

(ii) 展開面積は投影面積の 10% 増とする。

(iii) I は, 実績を参考とし, D_P の関数として表現する。

上記に基づき, D_P が約 4m 以上に対する近似式は,

高速船の満載状態:

$$\left. \begin{aligned} a_E &\div 7.5 \frac{PS_{sco}}{V_s} / D_P^3 \cdot N^{0.8} \\ a_E &\div 8.6 \frac{PS_{sco}}{V_s} / D_P^3 \cdot N^{0.8} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{普通貨物船, 専用船のバラスト状態:} \end{array} \quad (5.58)$$

一般的に, a_E 値は, 満載時 $v_s/\sqrt{Lg}$ が 0.23 程度以上では満載状態で, 比較的大型低速船ではバラスト状態で決められる。ただし, 大型専用船の場合は式 (5.57) によるのがよい。

展開面積の決定は, 一般に, 上記諸式による計算値のうち大なる方をとるが, キャビテーション発生によって相当大きくなる “blade frequency” の “surface force” による起振力を減らす意味から, 特に振動が問題となり得ると予想される場合は, 計算値よりある程度大きくとる。

5.4 概算馬力推定法 (Estimation of Approximate Power)

5.4-1 アドミラルティ係数 (Admiralty Coefficient)

船の抵抗のうち, 摩擦抵抗は Sv^2 に, また剰余抵抗は, 比較的狭い速度範囲に対し, ほぼ $\Delta^{2/3}v^2$ に比例するものと考えられる。したがって, 船長及び船体形状についての類似船の実績があれば, 同一 Froude 数でのアドミラルティ係数 ($C_{ad} = \Delta^{2/3}V^3/PS$) から, 直接, 計画船の第一近似の所要馬力を推定することができる。

C_{ad} は, 一般に, 小型船ほど, また計画速力での Froude 数大なるほど小さくなる。また, L/B , C_b 及び推進器計画回転数等によっても, 無視できぬ程度に影響され, C_{ad} の精度ある表現は困難であるが, ごく初期段階での馬力推定の目安として, 満載状態の計画速力における概略値を (Fig. 5.8) に, また, 近似式等を以下に挙げておく。

a) 大型専用船

基準船型を, $L/B=6.0$, $C_b=0.82$, $V=15\sim15.5 \text{ knots}$, $N=120 \text{ RPM}$ とする。

アドミラルティ係数を,

$$C_{ad} = \{C_{ado} + \Delta(C_{ad})_{L/B} + \Delta(C_{ad})_{C_b}\} \cdot k_N$$

で表わすと, ここに C_{ado} は, 上記の基準船型に対する C_{ad} で,

$$C_{ado} \doteq 200 \cdot L^{0.16} \quad (5.59)$$

あるいは,

$L(m)$	200	250	300	350
C_{ado}	465	490	505	510

また, $\Delta(C_{ad})_{L/B}$, $\Delta(C_{ad})_{C_b}$ は, それぞれ, L/B , C_b が基準値と異なるとき

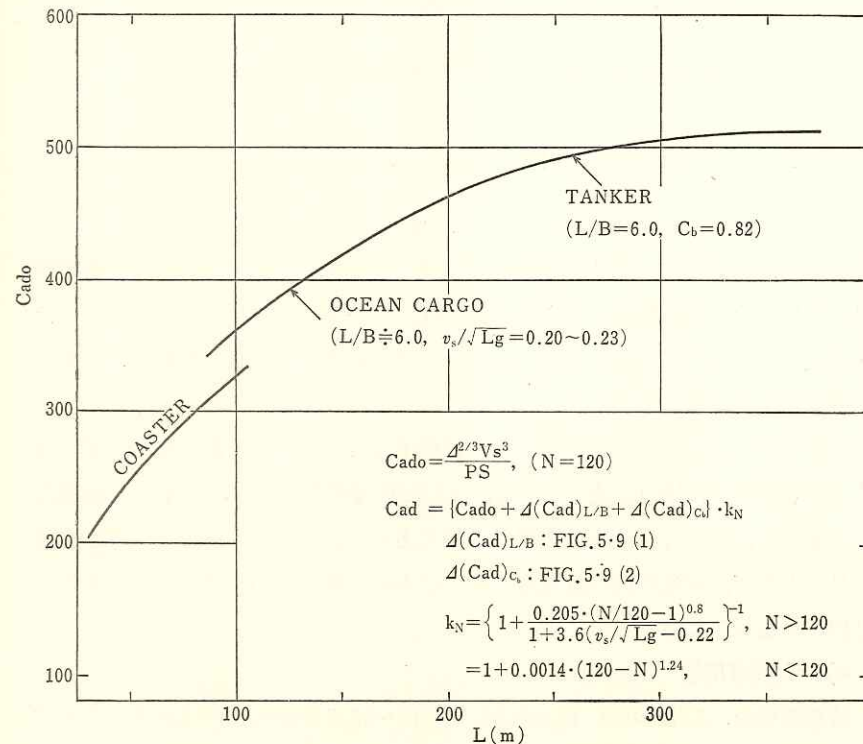


FIG. 5.8 ADMIRALTY COEFFT.

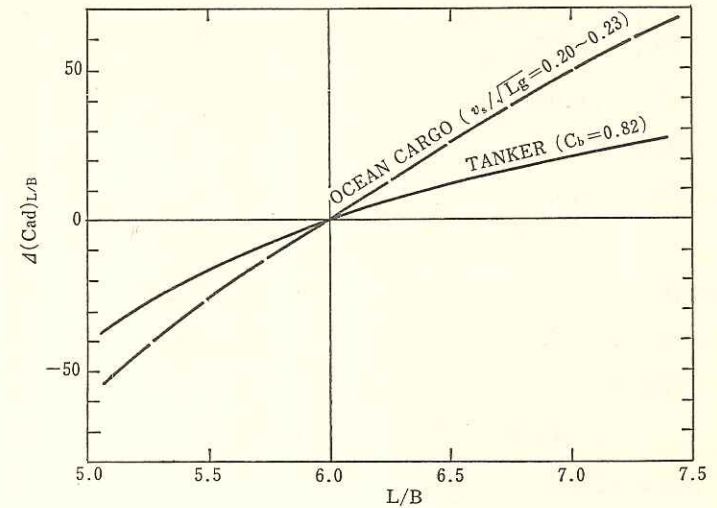


Fig. 5.9 (1) $\Delta(C_{ad})_{L/B}$

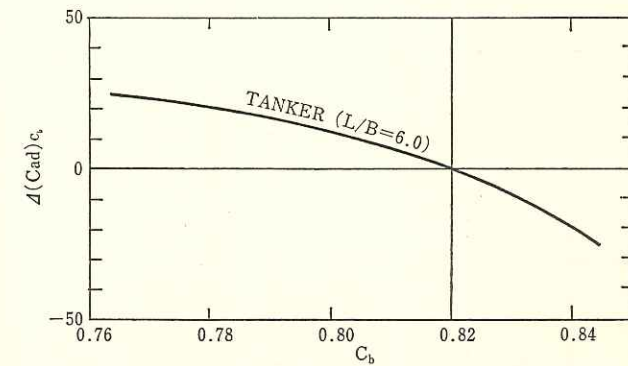


Fig. 5.9 (2) $\Delta(C_{ad})_{C_b}$

の近似的修正値で, (Fig. 5.9) による。

k_N は, 推進器回転数が 120 RPM と異なるときの修正係数で, 次の近似式で表わされ, 他の船型に対しても共通のものである。

$$k_N \div \left\{ 1 + \frac{0.205 \left(\frac{N}{120} - 1 \right)^{0.8}}{1 + 3.6(v_s/\sqrt{Lg} - 0.22)} \right\}^{-1}, N > 120$$

$$k_N \div 1 + 0.0014 \cdot (120 - N)^{1.24}, N < 120$$
(5.60)

b) 普通貨物船

$v_s/\sqrt{Lg} \div 0.20 \sim 0.23$, $L/B \div 6.0$ を基準とし,

$$C_{ad} \div \{57 \cdot L^{0.4} + \Delta(C_{ad})_{L/B}\} \cdot k_N \quad (5.61)$$

この場合の概略 $\Delta(C_{ad})_{L/B}$ も (Fig.5.9) 中にある。ただし, $v_s/\sqrt{Lg}$ に対する C_b の値は, ほぼ, $C_b = 1.34 - 3.0(v_s/\sqrt{Lg})$ 近辺の値とする。

c) 小型船

$$C_{ad} \div 52 \cdot L^{0.4} \cdot k_N, (v_s/\sqrt{Lg} \div 0.22) \quad (5.62)$$

d) 大型コンテナ船

$$\left. \begin{aligned} C_{ad} &\div 500 \text{ (1軸船)} \\ &\div 460 \text{ (2, 3軸船)} \end{aligned} \right\} (v_s/\sqrt{Lg} \div 0.27) \quad (5.63)$$

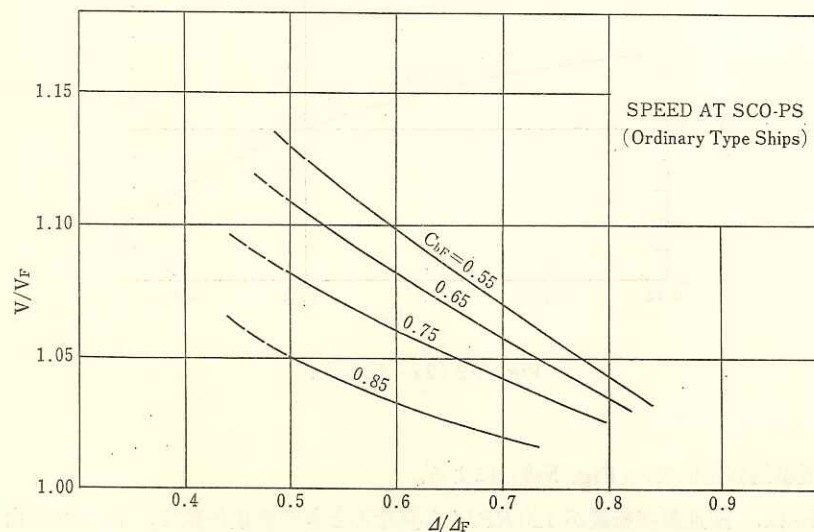


FIG. 5.10 $V/V_F \sim \Delta/\Delta_F$

5.4-2 バラスト状態の近似速力 (Approximate Speed at Ballast Condition)

満載状態での速力 (V_F) に対するバラスト状態等任意排水量での速力 (V) の比: (V/V_F) の概略値は, SCO-PS 付近において, 任意排水量 (Δ) の満載排水量 (Δ_F) に対する比: (Δ/Δ_F) より, 満載時方形係数 (C_{bF}) に対し, (Fig. 5.10) から推定される。

5.5 船体線図計画 (Lines Plan)

船体抵抗をより減少せしめるための理論的研究は, とくに近年積極的に展開され, 船体線図あるいは球状船首の設計に関する具体的指針についても多くの論文・報告書が発表されているが, これらは詳細設計の分野に属することでもあり, ここでの記述は省くこととする。

船体線図によって排水量曲線 (hydrostatic curves), クロスカーブ (cross curve), 復原力曲線 (stability curve) 等の船舶算法関係の資料が用意され, また容積, 吨数関係の詳細計算が行われる。

船体線図は, 横断面形状を表わす正面線図 (body plan), 水平断面を表わす半幅平面図 (half breadth plan) 及び側面図 (profile or bow & buttock lines) からなる。

船体線図に関する主要係数値は (Fig. 5.5) に C_b に対して示されている。

線図作製についての過程, 参考数値は次のごとくである。

1) プリズマ曲線 (Prismatic Curve)

計画満載吃水線における水線下面積分布を船の長さ方向に対して表わすもので, この曲線の面積の原矩形面積に対する比が C_p 値であり, 面積重心位置の $\bar{x}$ からの距離の L に対する%が l_{co} である。

l_{co} の推進性能上良好な結果を与える位置は, (Fig. 5.5) 中に示されているが, l_{co} 値は満載時のトリムも考慮して決定される。プリズマ曲線の適当な中央平行部長さの目安も (Fig. 5.5) 中にある。

この曲線の形状は、個々の設計条件における造波抵抗理論に基づいても検討されるが、類似船実績あるいは代表的な系統的模型実験船型も参考となる。

2) 計画満載吃水線の水線形状 (Water Line)

この面積係数はほぼ (Fig. 5.5) 中の C_w 値に合う。この水線船首部の船体中心線となす角度 (entrance angle: $\frac{1}{2}\alpha_E$) の概略値は、

球状船首の $C_{pf} > 0.7$ に対し、

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{2}\alpha_E &\doteq 80 \cdot C_{pf}^{5.4} / \{(L/B)/7.5\}^{0.40} \\ C_{pf} < 0.7 \text{ に対し,} \\ \frac{1}{2}\alpha_E &\doteq 22 \cdot C_{pf}^{1.7} / \{(L/B)/7.5\}^{0.40} \end{aligned} \right\} \quad (5.64)$$

ここに、 C_{pf} は船体前半部の C_p 値で、

$$C_{pf} \doteq C_p \pm 0.025 \cdot L_{cb}^{0.90} \quad (5.65)$$

式中、±の符号は、 L_{cb} が、(−) のとき (+), (+) のとき (−) とする。

また船尾端角は、渦抵抗減少の見地からはなるべく小さい方が有利であるが、肥瘠度との関連もあり、水線全体として無理のない形状とする。

3) 正面線図 (Body Plan)

正面線図はいわゆるフレームラインを表わすが、まず各ステーションで、2) で与えられた対応する満載吃水線での幅を押え、1) による断面積を持つ形状とする。

フレームラインの形状は、同じ肥瘠度であっても U 型、V 型あるいは中間型等相当の自由度があり、船型の大小、就航航路等考慮して選択されるが、一般的傾向としては、大 C_b の場合 U 型、小 C_b の場合 V 型となる。特に船首船底部は荒天時の波浪衝撃を考慮し、基線に対する角度をできるだけ大とし、また船尾部形状は、振動軽減上からも、伴流分布ができるだけ均一となるよう、U 型傾向とするのが有利である。

4) 球状船首 (Bulbous Bow)

バルブの形状は、母船体との造波干渉を考慮し、造波抵抗理論あるいは実績

も参考として計画されるが、 a_B ($F.P.$ における球状船首の横断面積と船体図の水線下横断面積との比) の実績値は、ほぼ、

$$a_B \doteq 0.040 + 0.07 \cdot r_E \quad (5.66)$$

で表わされる。ここに、 r_E は船体前半部の肥大度を表わす係数で、

$$r_E = (B/L) / \{1.3(1 - C_b) + 0.031 \cdot L_{cb}\} \quad (5.67)$$

また、バルブの $F.P.$ から前方の突出量は、バルブの側面形状にもよるが、普通、 L の $(3.1 - 1.3 \cdot r_E) \%$ 程度で、特に吃水変化の大きい場合は、バラスト状態において最大膨出部が船首吃水付近とならぬよう配慮する。

5) 船尾形状 (Stern Form)

推進器近傍の船体との間隙は、船体振動軽減のため十分にとる必要があるが、この基準値は (9.6) に示されている。ただし、過度の翼端間隙は、無理な後部水線角となることがあるため注意を要する。

5.6 保証速力と試運転 (Guaranteed Speed & Trial)

速力は通常、載貨重量あるいは主機燃料消費量とともに保証項目であり、海上速力試験によって確認される。

速力保証値は、タンカー等試運転時に満載状態を比較的容易に作り得る場合は満載状態での値とするが、普通貨物船及びバルクキャリア等では予め規定したバラスト状態での値あるいは本船の模型水槽試験成績等を参考として換算した満載状態の値とし、普通、主機の MCO または SCO 馬力に対応する速力とする。

速力試験は主機出力 $1/4 \sim 4/4$ の間の各分力相当の馬力を目標として行われるが、対応する主機回転数の設定には若干の誤差は避けられないため、試運転結果から速力～馬力曲線を作り、これによって規定馬力に対応する速力を求める。

推進器設計は満載計画速力において、普通 15% 程度の “sea margin” を見込んで、ほぼ主機常用回転数となるように行われる。したがって、完成時試運転においては、実際の主機回転数は、出力値に対応する主機の規定回転数よ

り、満載状態試運転で約3%、バラスト状態試運転では約4~5%大となり、特にバラスト状態においては主機の許容最大回転数の制約から過負荷出力を出すことは困難なことが多い。普通、10%の過負荷出力は主機単独の陸上試験によって確認される。いずれにしても、保証速力を試運転時の最大速力とすることは結果として重めの推進器を選ぶこととなり勝ちであり、就航後、主機過負荷の傾向となり易く、航海速力維持あるいは主機保守の点からも好ましくない。

保証速力は原則として、海上静穏、無風状態におけるものであり、風あるいは潮流影響等は一応修正できるが、実際問題として波浪影響の修正は困難なため、船型の大きさにもよるが、速力試験は風力階級3以下の状態で行われる。

実際の試運転速力は、同型船の同一状態においても、海水温度差による摩擦抵抗の相違、馬力その他の計測誤差等によって、速力の2%程度の違いはあり得るものであり、速力保証値を決めるに当っては、類似船実績あるいは水槽試験成績の有無によっても異なるが、前節までの平均的諸要素値を用いた推定値に対し、2.5~3%程度の余裕を見込むべきであろう。

5.7 推進性能改善方策 (Improvement of Propulsive Performance)

経済環境の変動、特に燃料費の相対的高騰等による運航採算への影響から、推進性能の改善は船舶設計上今後ますます重要な問題である。推進性能の改善に対してはこれまでも多大な努力がなされてきているが、以上の記述中に触れている項目も含め主な改善方策を挙げる。

a) 主要目とくに L/B , C 。選定の検討—直接には所要馬力に関連し、その選定には建造船価のみならず運航採算に重点をおいた検討が必要である。(13・2-4 参照)。

b) プリズマ曲線、船体線図の造波抵抗理論等に基づく検討。

c) 球状船首、船尾形状の改良による造波抵抗あるいは形状係数の改善。

d) 船底汚損による摩擦抵抗増加の抑制—SPC (self polishing copolymer) 塗料等効果的の船底塗料の採用。

e) 低回転推進器の採用—特に大型専用船の場合、バラスト状態の推進器没水深度からは一般的に推進器直径にはまだ若干の余裕があり、低回転主機あるいは減速機の装備によって推進器効率の改善を図り得る。ただし、低回転主機の場合は少数シリンダ機となる傾向にあるため、振動対策上、2次の不平衡モーメントには注意を要する。

f) 反動舵あるいは新型式舵の採用—推力増加あるいは推力減少率の低減により2~3%程度の効率改善の見込みがある。

g) ノズル推進器、ダクト推進器の装備—特に重荷重度推進器装備船における推力増加あるいは整流効果による推進効率の改善。

h) 新型式推進器の開発—翼形状の改良あるいは特殊推進器による効率改善。

以上のほか、総合採算性から、機関関係については、燃料消費率の低減、極低質油使用等の改善対策が期待される。

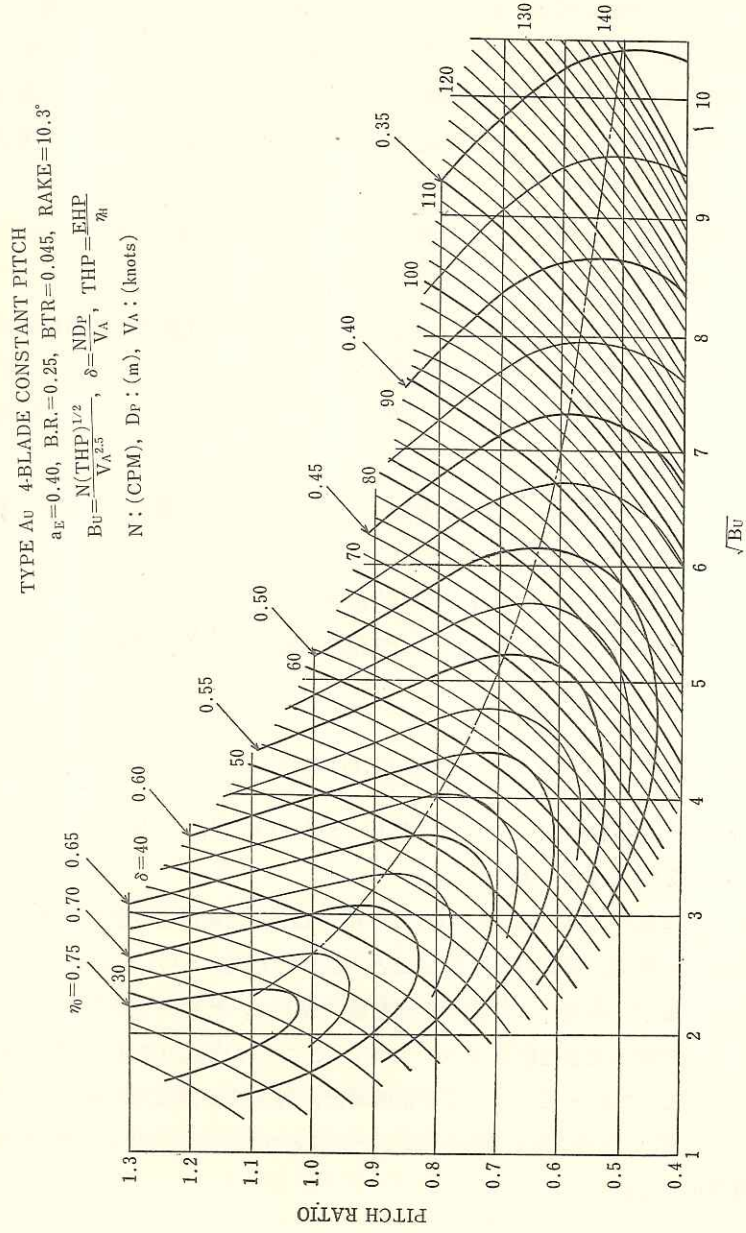
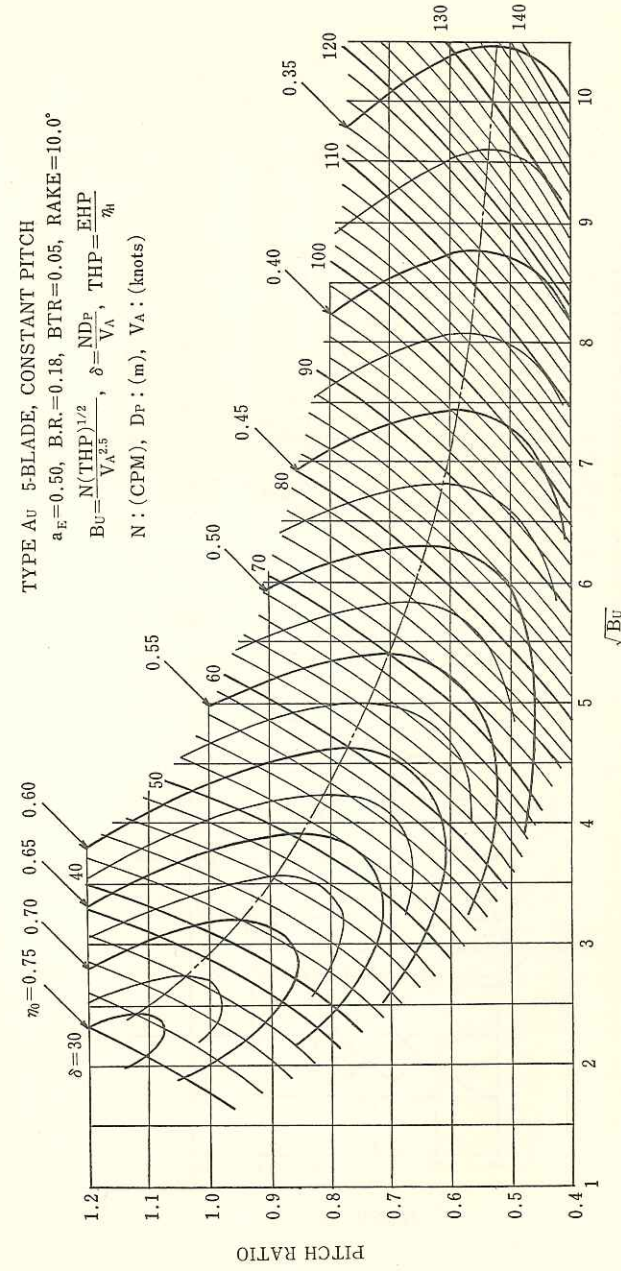
なお、本章に関する理論的研究の集約的参考として、日本造船学会の“抵抗推進に関するシンポジウム 1968”，“船型設計のための抵抗推進理論シンポジウム 1979”等の資料がある。

5.8 馬力計算例 (Sample Calculation of Power)

馬力計算例を、貨物船については (Table 5.3 (1)) に、タンカーについては (Table 5.3 (2)) に挙げておく。

なお、この過程の計算では、 η_0 の計算等に対し B_r 図表がより便利であるので、代表的な船研 B_r 図表から換算した B_r 図表を (Fig. 5.11) に示す。

また、計算表中、各速力に対応する回転数 (N) は、比較的小範囲の馬力計算においては精度に大きな影響はないため、ここでは近似的に $(EHP)^{1/3}$ に比例するものとして扱っている。より正確には、対応推進器設計図表から、 N を消去した (K_T/J^2) を用い、所定のピッチ比に対する η_0 、及び J から N を求める方法がある。

FIG. 5-11-1 B_U CHARTFIG. 5-11-2 B_U CHART

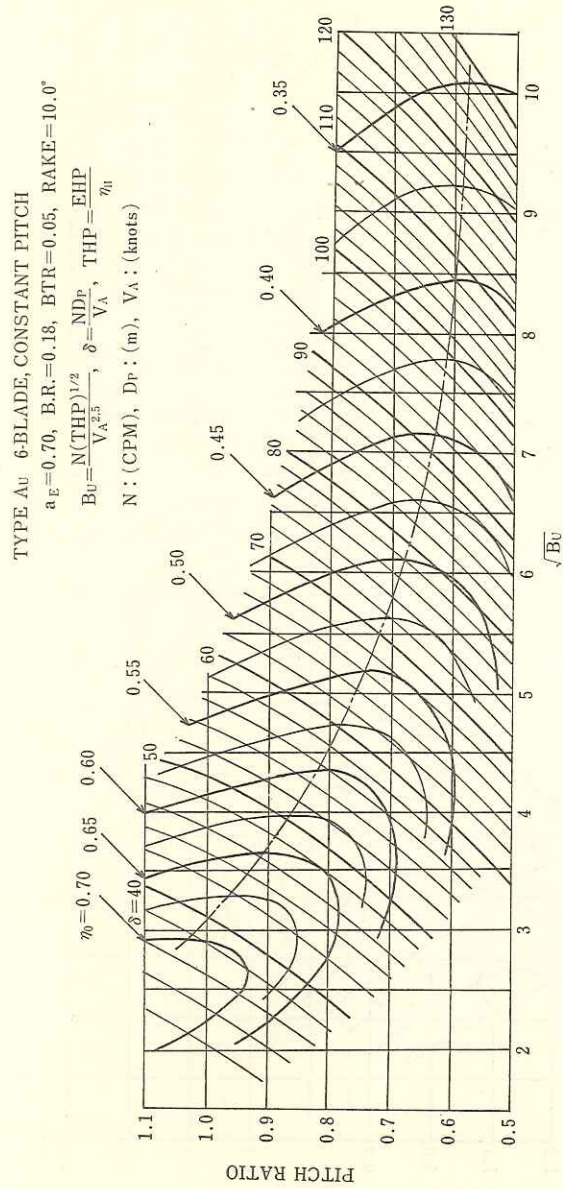
FIG. 5-11-3 B_U CHART

TABLE 5-3-(1) POWER ESTIMATION

SHIP: Cargo, Aft-Engine, $DW=14,700t$				
$L \times B \times D - d_F = 138.00 \times 22.00 \times 12.35 - 9.06$ (m)				
DESIGNED SEA SPEED (V_S) = 16.0 knots, $C_b = 0.715$, $\Delta = 20,150t$,				
$\nabla = 19,660 m^3$, $\nabla^{2/3} = 728.4$, $B/L = 0.159$, $B/d = 2.428$				
$S = 1.053 \cdot L \cdot B \left(1.22 \frac{d}{B} + 0.46 \right) (C_b + 0.765) = 4,554 m^2$				
I) RESISTANCE CALCULATION				
(2 dimensions method by Yamagata's Chart)				
$V(knots)$	15	16	17	
$v(m/s)$	7.725	8.240	8.755	$= V \times 0.515$
$R_n \times 10^{-6}$	898	958	1,018	$= v \cdot L / 1.187$
C_F	0.001550	0.001538	0.001526	$= 0.463 \cdot (\log_{10} R_n)^{-2.6}$
ΔC_{F2}	0.000050	0.000050	0.000050	from (FIG. 5-1)
$R_F(t)$	22.72	25.66	28.74	$= (C_F + \Delta C_{F2}) \frac{1}{2} \rho S v^2 / 10^3$
				($\rho = 104.51$)
$v / \sqrt{Lg}$	0.210	0.224	0.238	$(\sqrt{Lg} = \sqrt{138.0 \times 9.8} = 36.77)$
r_{R0}'	0.00585	0.00733	0.00785	from (FIG. 5-3-1)
$(\Delta r_R')_{B/L}$	0.00147	0.00147	0.00147	from (FIG. 5-3-2)
$(\Delta r_R')_{B/d}$	0.00039	0.00041	0.00043	from (FIG. 5-3-3)
r_R'	0.00771	0.00921	0.00975	$= r_{R0}' + (\Delta r_R')_{B/L} + (\Delta r_R')_{B/d}$
$R_R(t)$	17.51	23.80	28.45	$= r_R' \frac{1}{2} \rho \nabla^{2/3} v^2 / 10^3$
$R(t)$	40.23	49.46	57.19	$= R_F + R_R$
EHP	4,144	5,434	6,676	$= R \cdot v \times 10^3 / 75$
	2340 1804	2819 2615	3355 3321	
EHP_s (at $V = 16.0$ knots) = 5,434 PS				

MAIN ENGINE: Diesel, $SCO\ RPM(N_{SCO})=140$

$$r = \left(\frac{B}{L}\right) / (0.91 - 0.73 C_b) = 0.410$$

from (FIG. 5·7), $w=0.306$, $t=0.180$

$$\eta_H = (1-t)/(1-w) = 1.182, \quad \eta_R = 1.02, \quad \eta_T = 0.97$$

PROPELLER APROXT. DIMENSIONS: 4-Blade

$$EHP_S \text{ (at } V=16.0 \text{ knots, from (I))} = 5,434 \text{ PS,}$$

$$THP_S \text{ (at } V=16.0 \text{ knots)} = EHP_S / \eta_H = 4,597 \text{ PS,}$$

$$V_{AS} = V_S(1-w) = 11.10 \text{ knots, } V_{AS}^{2.5} = 410.5$$

$$(\sqrt{B_U})_S, \text{ (including 15\% sea margin)} = (N_S \sqrt{THP_S \times 1.15 / V_{AS}^{2.5}})^{1/2} = 4.98$$

$$\text{from (5·52), } \delta_S = 13.8(\sqrt{B_U})_S = 68.7, \quad D_P = \delta_S \cdot V_{AS} / N_S = 5.45 \text{ m}$$

$$\text{from (5·51), } (H/D_P) = 23.0 / \delta_S + 0.34 = 0.675$$

II) POWER CALCULATION

$V(\text{knots})$	15	16	17	
$V_A^{2.5}$	359.8	422.8	492.0	
EHP	4,144	5,434	6,676	from (I)
$\sqrt{THP}$	59.21	67.80	75.15	$= \sqrt{EHP / \eta_H}$
N	122.1	133.6	143.1	$\div N_S (EHP / EHP_S \times 1.15)^{1/3}$
$\sqrt{B_U}$	4.48	4.63	4.68	$= (N \sqrt{THP} / V_A^{2.5})^{1/2}$
η_0	0.592	0.586	0.583	from (FIG. 5·11-1)
$\eta_P \cdot \eta_T$	0.692	0.685	0.682	$= \eta_0 \cdot \eta_H \cdot \eta_R \cdot \eta_T$
BHP	5,988	7,933	9,789	$= EHP / \eta_P \cdot \eta_T$

$$SCO\ BHP \text{ (at } V_S=16.0 \text{ knots)} = 7,933 \times 1.15 \div 9,100 \text{ PS}$$

TABLE 5-3-(2) POWER ESTIMATION

SHIP: Tanker, $DW=78,000 \text{ t}$

$$L \times B \times D - d = 220.50 \times 35.00 \times 19.22 - 14.40 \text{ (m)}$$

DESIGNED SEA SPEED (V_S) = 15.5 knots

$$C_b = 0.810, \quad \Delta = 92,270 \text{ t}, \quad F = 90,020 \text{ m}^3, \quad F^{2/3} = 2,008$$

$$L/B = 6.30, \quad B/d = 2.43, \quad F^{1/3}/L = 0.203,$$

$$S = 1.053 \cdot L \cdot B \left(1.22 \frac{d}{B} + 0.46 \right) (C_b + 0.765) = 12,310 \text{ m}^2$$

$$r = \left(\frac{B}{L}\right) / (0.91 - 0.73 C_b) = 0.498, \quad K = (F^{1/3}/L)(0.5 C_b + 2 \cdot r^{1.3}/C_b) = 0.285$$

I) RESISTANCE CALCULATION

(3 dimensions method by r_W -Chart)

$V(\text{knots})$	14	15	16	
$v(\text{m/s})$	7.210	7.725	8.240	$= V \times 0.515$
$R_n \times 10^{-6}$	1,339	1,435	1,531	$= v \cdot L / 1.187$
C_F	0.001475	0.001462	0.001450	$= 0.463 \cdot (\log_{10} R_n)^{-2.6}$
ΔC_{F3}	0.00023	0.00023	0.00023	from (FIG. 5·1)
$C_F(1+K) + \Delta C_{F3}$	0.002125	0.002100	0.002093	
$R_F(t)$	71.06	80.97	91.42	$= \{C_F(1+K) + \Delta C_{F3}\} \frac{1}{2} \rho S v^2 / 10^3$
				($\rho = 104.51$)
$v/\sqrt{Lg}$	0.155	0.166	0.177	
r_W	0.00035	0.00060	0.00100	from (FIG. 5·4)
$R_W(t)$	3.82	7.52	14.25	$= r_W \rho F^{2/3} v^2 / 10^3$
$R(t)$	74.88	88.49	105.67	$= R_F + R_W$
EHP	7,200	9,110	11,610	$= R \cdot v \times 10^3 / 75$

$$EHP_S \text{ (at } V_S=15.5 \text{ knots)} = 10,350 \text{ PS}$$

MAIN ENGINE: Diesel, SCO RPM (N_{SCO})=110

$r=0.498$, from (Fig. 5・7), $w=0.370$, $t=0.200$

$\eta_H=(1-t)/(1-w)=1.270$, $\eta_R=1.02$, $\eta_T=0.97$

PROPELLER APROXT. DIMENSIONS: 5-Blade

EHP_s (at $V=15.5$ knots, from (I))=10,350

THP_s (at $V=15.5$ knots)= $EHP_s/\eta_H=8,150$

$V_{AS}=V_s(1-w)=9.765$ knots, $V_{AS}^{2.5}=298.0$

$(\sqrt{B_U})_s$, (including 15% sea margin)= $(N_s\sqrt{THP_s}\times 1.15/V_{AS}^{2.5})^{1/2}=5.98$

from (5・52), $\delta_s=12.8(\sqrt{B_U})_s=76.5$, $D_P=\delta_s V_{AS}/N_s=6.79$ m

from (5・51), $(H/D_P)=24.6/\delta_s+0.37=0.692$

II) POWER CALCULATION

$V(\text{knots})$	14	15	16	
$V_A^{2.5}$	231.0	274.5	322.6	
EHP	7,150	9,110	11,610	from(I)
$\sqrt{THP}$	75.0	84.7	95.6	$=\sqrt{EHP/\eta_H}$
N	92.8	100.6	109.1	$\div N_s(EHP/EHP_s \times 1.15)^{1/3}$
$\sqrt{B_U}$	5.49	5.57	5.69	$=(N\sqrt{THP}/V_A^{2.5})^{1/2}$
η_0	0.545	0.539	0.534	from (FIG. 5・11-2)
$\eta_P \cdot \eta_T$	0.685	0.677	0.671	$=\eta_0 \cdot \eta_H \cdot \eta_R \cdot \eta_T$
BHP	10,438	13,456	17,303	

BHP at 15.5 knots=15,200 PS

SCO BHP (at $V_s=15.5$ knots)=15,200 $\times 1.15 \div 17,500$ PS

5・9 推進器主要目計算例 (Sample Calculation of Propeller Dimentions)

推進器の詳細設計に当っては、船級協会規程等による強度計算を必要とするが、ここでは基本設計の段階での推進器主要目決定の計算例 (Table 5・4) を挙げておく。

TBALE 5・4 PROPELLER DIMENSIONS

SHIP: Cargo, Aft-Engine,
$L \times B \times D - d_P = 138.00 \times 22.00 \times 12.35 - 9.06$ (m), $C_b=0.715$, $\Delta=20,150$ t
MAIN ENGINE: Diesel, SCO 9,100 BHP $\times 140$ RPM
DESIGNED SEA SPEED (V_s)=16.0 knots, $v_s/\sqrt{Lg}=0.224$,
$w=0.306$ from (FIG. 5・7)
$V_A=V_s(1-w)=11.10$ knots
(I) PROPELLER DIMENSIONS
$DHP=(SCO-BHP) \cdot \eta_T=9,100 \times 0.97=8,827$
$\sqrt{B_P}=(N\sqrt{DHP}/V_A^{2.5})^{1/2}=(140\sqrt{8,827}/11.10^{2.5})^{1/2}=5.66$
NO.OF BLADE (Z)=4, BOSS RATIO=0.18,
MATERIAL: M_n-B_r
from (AU4-55) CHART, $H/D_P=0.73$, $\delta=D_P \cdot N/V_A=65.0$
then, $D_P=5.22$ m, $H=3.81$ m
(II) EXPANDED AREA RATIO by CAVITATION CHECK
BALLAST CONDITION:
MEAN DRAFT=3.94 m, AFT DRAFT=5.48 m, $C_b=0.646$, $I=2.61$ m
BALLAST SEA SPEED (V)=18.0 knots
$w=1.35(B/L)(1+4.2 \cdot C_b^4)-0.070=0.303$, from (5・38)
$v_A=V(1-w) \times 0.515=6.46$ m/s
(1) BY EGGERT'S FORMULA
$s=1-v_A/(N/60) \cdot H=0.273$

$$k=1+\left[\frac{(H/D_F)^{0.9}}{0.9\pi}\left(1-\frac{s}{2}\right)\right]^2=1.050$$

$$\alpha=\frac{(H/D_F)^{0.9}}{0.9\cdot 2\pi}\cdot\frac{s}{k}=0.0336, H_d=10+I=12.6\text{ m}$$

b_m	0.24	0.26	0.28	0.30
$c\div(0.0072/b_m)+0.004$	0.0340	0.0317	0.0297	0.0280
$(\alpha+c)\cdot k$	0.0710	0.0686	0.0665	0.0647
$(1+4b_m)$	1.960	2.040	2.120	2.200
$N_c=\frac{38.1}{D_F}\left[\frac{H_d(1+4b_m)}{(\alpha+c)k}\right]^{1/2}$	136.1	141.4	146.2	151.2

from the above table,

b_m corresponding to N_c ($=SCO-RPM140$) $\div 0.260$

then, $a_E=\frac{1}{\pi}\cdot 2Zb_m$ (1-boss ratio)

$$=\frac{1}{\pi}\times 2\times 4\times 0.260\times (1-0.18)=0.543$$

(2) BY BURRILL'S METHOD

$$T=DHP\cdot\eta_0\cdot\eta_R\times 75/v_A=8,827\times 0.615\times 1.02\times 75/6.46=64,290\text{ kg}$$

$$v_c=\{v_A^2+(0.7\cdot D_F\cdot\pi\cdot N/60)^2\}^{1/2}=27.55\text{ m/s}$$

$$p-e=10,000+1,025\cdot I=12,675\text{ kg/m}^2$$

$$\sigma=(p-e)\bigg/\frac{1}{2}\rho\cdot v_c^2=0.319$$

$$\tau_c=0.28\cdot\sigma^{0.6}=0.141, \text{ from (5.56)}$$

$$A_F=T\bigg/\frac{1}{2}\rho\cdot v_c^2\cdot\tau_c=11.50\text{ m}^2$$

$$A_E=A_F/[1.067-0.229(H/D_F)]=12.78\text{ m}^2$$

$$a_E=A_E\bigg/\frac{1}{4}\pi\cdot D_F^2=0.597$$

(3) BY APPROXIMATE FORMULA

by (5.57)

$$A_F=160\cdot T(\ell)/(D_F\cdot N)^{0.8}\cdot(10+I)^{0.6}$$

$$=160\times 64.3/(5.22\times 140)^{0.8}\times 12.6^{0.6}=11.57\text{ m}^2$$

$$A_E=A_F\times 1.11=12.84\text{ m}^2, a_E=0.600$$

by (5.58)

$$a_E=8.6\frac{PS_{SCO}}{V_S}\bigg/D_F^3\cdot N^{0.8}$$

$$=8.6\frac{9,100}{18.0}\bigg/5.22^3\times 140^{0.8}=0.587$$