

第 79 回実海域推進性能研究会

(国研) 海上・港湾・航空技術研究所

海上技術安全研究所

辻本 勝

Oleksiy Bondarenko

福田 哲吾

北川 泰士

主機軸系慣性モーメントの簡易推定

1. はじめに

波浪中の主機・プロペラ負荷変動を検討する場合、(1)式の運動方程式を計算する必要があり、その入力として、主機軸系慣性モーメントの入力が必要となる。

$$2\pi I_s \frac{dn_e}{dt} = Q_e(n_e, h_p) - Q_p(n_p) \quad (1)$$

ここで、 I_s ：主機軸系慣性モーメント、 n_e ：主機回転数、 t ：時間、 Q_e ：主機トルク、 Q_p ：プロペラトルク、 h_p ：燃料投入量、 n_p ：プロペラ回転数である。

プロペラトルクはプロペラ単独試験より(2)式で求める。

$$Q_p = \rho n_p^2 D_p^5 K_Q \eta_R \quad (2)$$

ここで、 ρ ：流体密度、 D_p ：プロペラ直径、 K_Q ：プロペラ単独時のトルク係数、 η_R ：プロペラ効率比である。

2. 主機軸系慣性モーメント簡易推定

主機軸系慣性モーメントは、主機、プロペラ及び流体から受けるもの、軸の各慣性モーメントの合計にて(3)式の通り計算される。

$$I_s = k_{unc} (I_e + I_p + J_p + I_{sh}) \quad (3)$$

$$k_{unc} = 1.1 \sim 1.2 \quad (4)$$

ここで、 k_{unc} ：不確かさに伴う調整係数、 I_e ：主機慣性モーメント、 I_p ：プロペラ慣性モーメント、 J_p ：プロペラ付加慣性モーメント、 I_{sh} ：軸慣性モーメントである。

(1) 主機慣性モーメント

主機メーカーより入手するもしくはエンジン設計図より計算する。
これらができない場合は以下にて推定する。

(1-1) 簡易計算¹⁾

$$I_e = Z_c I_{cg} \quad (5)$$

ここで、 Z_c : シリンダ数, I_{cg} : 1 シリンダのクランク・ギア慣性モーメントであり、(6)式で計算する。

$$I_{cg} = \beta L_s^3 D_c^2 \quad (6)$$

$$\beta \approx 11.7 \left(\frac{d_{av}}{D_c} \right)^4 \quad (7)$$

ここで、 L_s : ピストン行程 (ストローク) , D_c : シリンダ内径, d_{av} : クランクシャフトの平均直径で (8)式で近似できる。

$$\frac{d_{av}}{D_c} \approx 0.6 \sim 0.9 \quad (8)$$

(2) プロペラ慣性モーメント

プロペラメーカーから入手するもしくはプロペラ設計図より計算する。
これらができない場合は以下にて推定する。

(2-1) 簡易式を使用²⁾

$$I_p \approx 2.75 \times 10^{-4} \rho_p D_p^5 a_E (a_E + 3) \quad (9)$$

ここで、 ρ_p : プロペラ材料密度 (ブロンズ : $\rho_p = 7.500 \times 10^3 (\text{kg/m}^3)$) , a_E : プロペラ展開面積比である。

なお、(9)式は ρ_p の単位は kg/m^3 , D_p の単位は m , I_p の単位は kgms^2 である。

(2-2) 実績図の使用³⁾

プロペラ直径を用い、図1により、プロペラ重量及びプロペラ慣性モーメント (I_{mp}) を求める。

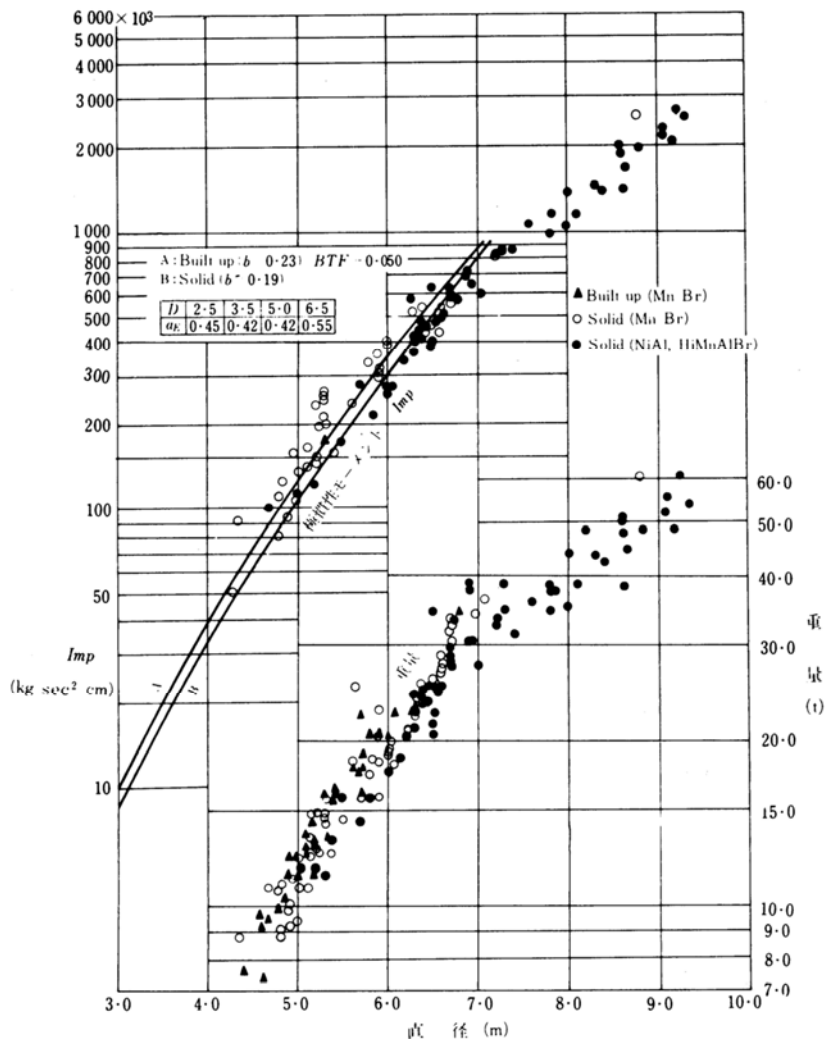


図1 プロペラ直径とプロペラ重量、プロペラ慣性モーメントの実績図³⁾

(2-3) 簡易式を使用³⁾

$$I_p \approx \left(\frac{k_t t_p}{1.115 - b} a_E + 8.35b^5 \right) D_p^5 \times 10 \quad (10)$$

$$k_t = \begin{cases} 1.375 & \text{翼厚が直線分布} \\ 0.707b + 1.056 & \text{翼厚がhollow分布} \end{cases} \quad (11)$$

ここで、 $t_p = \frac{t_c}{D_p}$: 翼厚比, t_c : 中心線翼厚, $b = \frac{d_H}{D_p}$: ボス比, d_H : ボス直径である。

なお、(10)式は D_p の単位は m, I_p の単位は kgms^2 である。

(2-4) 簡易式を使用³⁾

$$I_p \approx 0.02548M_p D_p^2 \quad (12)$$

ここで、 M_p ：プロペラ質量であり、プロペラ質量は図1を使うことができる。
なお、(12)式は D_p の単位はm、 I_p の単位はkgms²である。

(3) プロペラ付加慣性モーメント

(3-1) 簡易式を使用⁴⁾

$$J_p \approx 6.6D_p^5 Z_n \left(\frac{H_p}{D_p} - 0.4 \right) \left(\frac{a_E}{Z_n} + 0.04 \right) \left\{ 1 + 0.3 \left(1 - \frac{H_p}{D_p} \right) \right\} \quad (13)$$

ここで、 Z_n ：プロペラ翼数、 H_p ：プロペラピッチである。
なお、(13)式は D_p の単位はm、 J_p の単位はkgms²である。

(3-2) 簡易推定³⁾

これまでの実績から(14)式で簡易推定することができる。

$$J_p \approx 0.25I_p \sim 0.30I_p \quad (14)$$

なお、(14)式では過小評価であると言われている。

(4) 軸系慣性モーメント

軸系慣性モーメントは軸の部分に分けて(15)式にて計算する。

$$I_{sh} = \frac{\pi \rho_{sh}}{32} \sum_i l_i d_i^4 \quad (15)$$

ここで、 ρ_{sh} ：軸材料密度（鋼鉄： $\rho_{sh}=7.850 \times 10^3$ (kg/m³))、 l_i ：軸の*i*部分の長さ、 d_i ：軸の*i*部分の直径である。

なお、(15)式は ρ_{sh} の単位はkg/m³、 l_i の単位はm、 d_i の単位はm、 I_{sh} の単位はkgms²である。

3. 主機軸系ねじり振動の例⁵⁾

軸系慣性モーメントの値は主機メーカーが作成する主機軸系ねじり振動計算書にあるが、通常運転範囲から共振点を避けるために慣性モーメントを調整する。図2は主機軸系ねじり振動のバードレンジの調整（共振点を下げる）を行うため、Tuning Wheelを設置し、慣性モーメントを意図的に増加させる。これは船によって異なり、非常に大きな値となる場合もある（ I_p の半分程度）。

振動推定が困難なことの他、プロペラ付加慣性モーメントの推定精度が低いことも理由にある。

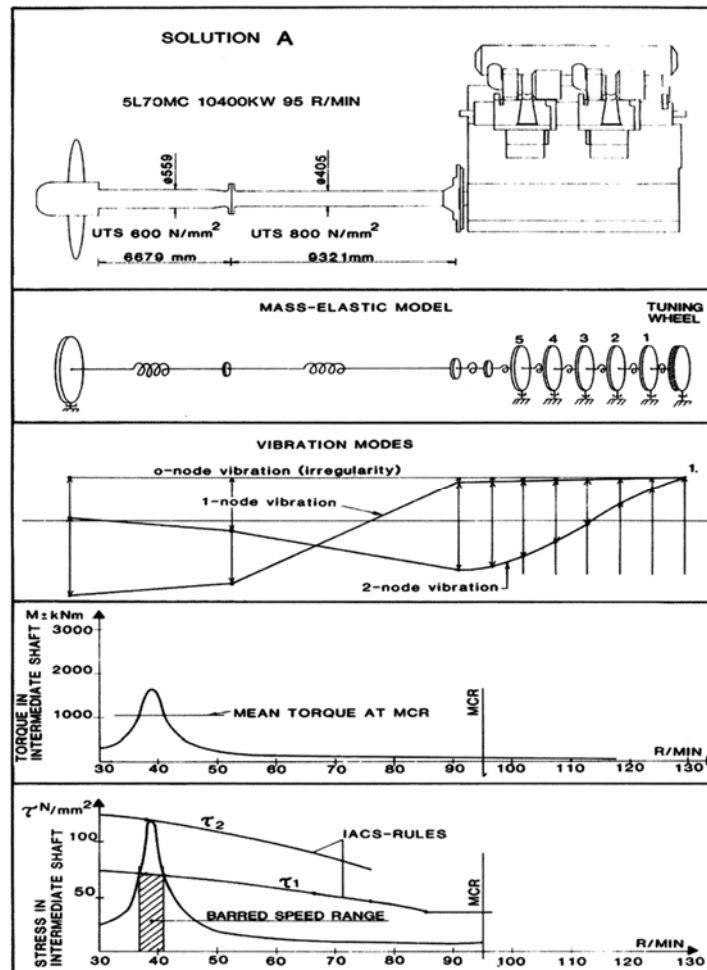


図2 主機軸系ねじり振動の例⁵⁾

参考文献

- 1) Efremov L. V. : Approximate equations for the estimation moment of inertia of Diesel engine shaft, Sudostroenie, 1967.
- 2) Diesel Engines -reference book, under edition of Vansheidt V. A. L., Mashinostroenie, 1977.
- 3) 関西造船協会編：造船設計便覧（第4版），海文堂, 1983.
- 4) Terskih V. P. : Torsional vibration of propulsion plant shaft line, Analysis and calculation methods, Sudostroenie, 1969.
- 5) Handbuch Schiffsbetriebstechnik, Betrieb - Überwachung - Instandhaltung, Seehafen Verlag, 2006.