宋 玉 中** 岩 切 博**

Estimation of Torque Used for Determining Pull-up Length of Keyless Propeller

By Song Yuzhong, Hiroshi Iwakiri

Preventing keyless propeller from slipping requires the estimation of torque transmitted from shaft to propeller, as accurate as possible, taking the major parameters of ship, such as main engine power or displacement into account. Experienced slip accidents show that it is necessary to consider the crash astern condition in estimation of torque used for determining pull-up length of keyless propeller. This paper describes how to estimate the increasing rate of the torque in crash astern condition compared with that in steady condition through theoretical analysis and measured data. As a result, the authors found out that the increasing rate of torque can be approximately represented as a function of propeller diameter.

1. はじめに

キーレスプロペラは従来のキー付きプロペラに比べ、キー溝の加工を省ける上、それによる応力集中も回避できる利点があるため、70年代初頭本会船級船に初めて採用されて以来順調に実績を積み重ねてきた。特に大型の船舶には8割近くがキーレスプロペラを装備するようになった。しかし、1990年前後、キーレスプロペラ特有のスリップ事故が3件ほど大型のばら積船を中心に発生し、その再発防止策が求められた。これらのスリップ事故の原因と思われる過大な伝達トルクは、近年船舶の単位排水量あたりの主機馬力の低下によってクラッシュアスターン時の主機の過負荷の割合が大きくなったことに起因する可能性が高いと言われている¹⁾。

キーレスプロペラの押込み要件は、伝達トルク等の外部荷重により決める押込み量の下限値と、プロペラボス内面の降伏条件により決定される押込み量の上限値からなる。外部荷重と押込み量の

下限値との関係を表わす基礎式はすでに1960年代後半に発表されている²⁾。現在日本海事協会の鋼船規則における押込み量の下限値の算定式も³⁾、それと形が異なるものの本質的には変わっていない。

伝達トルク等の外部荷重の推定には、振り振動やクラッシュアスターンのような動的過渡的な影響因子が多く常に精度の問題が付き纏う。

クラッシュアスターンのような過渡状況におけるプロペラと軸間の伝達トルクは、船の加速性能などの個船データと密接な関係にあると推察されていた。しかしながら、これまでに実際にこのような検討は行われていなかったのも、個々の船について、すべて合理的なトルクの推定ができたとは言いがたい。このような状況を踏まえ、本論文は軸系の瞬間的な振動トルクと船の主要パラメータとの関連付けを試み、更に一部の実測結果を用いて個々の船の実情にあったプロペラの押込量の計算に用いるトルクの推定について述べる。

2. 基本的な考え方

クラッシュアスターン時の中間軸の伝達トルク

*原稿受付 平成10年2月2日
 **財団法人日本海事協会(千代田区紀尾井町4-7)

の時間履歴の実測結果の一例を主機(直結であるためプロペラと同じ)の回転数と併せて図1に示す。

図1 クラッシュアスターンのプロペラ回転数及び中間軸トルクの時間履歴

図1から判るように、クラッシュアスターンの過程では、前進回転減速と後進回転増速時にそれぞれ1回振り振動共振回転を通過し大きな振り振動トルクが観測される。図1に示す例の振り振動共振回転数は53rpmである。ここで、プロペラ伝達トルクに影響を与える主要要素について考察するため軸系からプロペラのみを取り出し、プロペラに働くトルクを図2のようなモデルを用いて考える。

図2 後進回転増速時のプロペラの運動モデル

図2のモデルを式(1)で表す。

$$Q_e - Q_p = I \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

ここで、

Q_e : エンジン側からプロペラに伝達されるトルク (Nm)

Q_p : 流体力による負荷としてのプロペラのトルク (Nm)

I : 水中におけるプロペラの慣性モーメント (kgm^2)

ω : プロペラの角速度 (rad/s)

Q_e は図2に示すように、振り振動成分を含むので、回転数の変動に伴って大きさ及び周波数成分

構成が時々刻々変動する。一方、 Q_p は主にプロペラの回転数に依存するものと考えられるので回転数の増大につれ大きくなる。図1中のプロペラ回転数の時間履歴から判るように、プロペラの角速度の変動は比較的緩いので、 Q_p における高い周波数を有する変動は無視できよう。したがって、エンジンの負荷を考えるため、振り振動による比較的高い周波数成分を除去し、トレンド成分のみを考慮する運動方程式を式(2)で表わす。

$$\bar{Q}_e - \bar{Q}_p = I \frac{d\bar{\omega}}{dt} \quad (2)$$

ただし、 $\bar{Q}_e$ 、 $\bar{Q}_p$ 及び $\bar{\omega}$ はそれぞれ式(1)中のものから振動成分を除去したトレンド成分とする。

エンジン側からプロペラに伝達されるトルクのトレンド成分 $\bar{Q}_e$ (図2中の点線) をエンジン負荷と考える。そうすると式(2)から判るようにエンジンの負荷は、ある回転数でプロペラを回すためのトルク $\bar{Q}_p$ と、プロペラを増速させるためのトルク $I d\bar{\omega}/dt$ からなる。プロペラ回転速度が共振回転速度の近辺では、実測データから $\bar{Q}_p$ に比べ、 $I d\bar{\omega}/dt$ の方が著しく小さいことが判る。例えば図1に示す例では、後進回転共振点におけるエンジンの平均トルク 500kNm 前後に対し、プロペラ慣性モーメントと平均角加速度から算出したプロペラを増速させるためのトルクは約 40kNm 程度に過ぎない。このため、以下では、近似的に $\bar{Q}_p$ をエンジンの負荷として考えることにする。

さらに、起振力としてのエンジントルクの変動成分については、各次の起振ハーモニクス h_i が図示平均有効圧力を用いて近似的に式(3)で表わされると言われている。⁴⁾

$$h_i = a_i + b_i p_m \quad (3)$$

ただし、 p_m は図示平均圧力で、 a_i 、 b_i はそれぞれの次数のハーモニクスに対応する正の定数である。ここで、平均圧力が p_m から Δp だけ増大したとして h_i の増大の倍率について式(4)で考えよう。

$$\frac{h_i(p_m + \Delta p)}{h_i(p_m)} - \frac{p_m + \Delta p}{p_m} = -\frac{a_i \Delta p}{p_m(a_i + b_i p_m)} < 0 \quad (4)$$

すなわち、ハーモニクスの増加率は平均圧力の増加率より小さい。換言すれば、エンジン負荷の増加率をハーモニクスの増加率と見なせば、振動トルクの評価においては安全側にあると言えよう。したがって、以下ではハーモニクスの増加率はエ

エンジンの平均負荷の増率と同じと仮定する。
各トルクの関係を明確にするため前進、後進時の
トルクの意味を模式図3に示す。

図3 プロペラ前進及び後進回転時のトルクの
模式図

図3中の各記号の意味は次のとおりである。

- Q_{Tmax} : クラッシュアスターン時のピークトルク
- Q_{Smax} : 前進定常時のピークトルク
- Q_{Vs} : 前進定常時の振り振動トルクの振幅
- Q_{VT} : クラッシュアスターン時の振り振動トルクの振幅
- Q_{MCR} : MCR時の平均トルク
- $\bar{Q}_S$: 共振回転数における前進定常時の平均トルク
- $\bar{Q}_T$: 共振回転数におけるクラッシュアスターン時の平均トルク
- N_{MCR} : MCR時のプロペラ回転数
- N_c : 共振回転数

現在では前進定常時の振り振動共振点における平均トルクと振動トルクからなるピークトルク Q_{Smax} は、MCR時の平均トルク Q_{MCR} の1.7倍を下限値とし、振動解析により求めることとなっている⁵⁾。更にクラッシュアスターン時のピークトルクの前進時のものに対する増加率 (Q_{Tmax}/Q_{Smax}) は λ とし、一部の实船計測データから、傾向的に大型の肥大船ほど大きくなるとされ計測された最大値は1.6であった。以下この増加率について検討する。

3. トルク増加率の推定

改めてクラッシュアスターン時のトルク増加率 λ を図3中の記号を用いて式(5)で定義する。

$$\lambda = \frac{Q_{Tmax}}{Q_{Smax}} = \frac{\bar{Q}_T + Q_{VT}}{\bar{Q}_S + Q_{VS}} \quad (5)$$

$$= \frac{K_{QT} \rho D^5 n_c^2 + \frac{K_{QT}}{K_{QS}} Q_{VS}}{\bar{Q}_S + Q_{VS}} = \frac{K_{QT}}{K_{QS}}$$

ここに、

K_{QT} , K_{QS} : それぞれ後進、前進回転の共振点におけるプロペラのトルク係数(図4参照)

ρ : 海水の密度 (kg/m^3)

D : プロペラ直径 (m)

n_c : 共振時の毎秒回転数 (rps)

他の記号は図3のものと同じである。

式(5)から判るようにトルク増加率は前進及び後進回転時の振り振動共振点におけるプロペラトルク係数の比で近似できる。プロペラのトルク係数を模式図4で示す。

図4 プロペラのトルク係数

図4中の J はプロペラ前進係数で、 $J = v/Dn$, v はプロペラ前進速度 (m/s) で式(8)の船体速度と同じ、 n は毎秒のプロペラの回転数である。

図4から判るようにプロペラ後進回転の場合では、回転数が n_c より小さい領域では K_Q と J はほぼ線形関係にあると考えられる。一方、定常前進時の場合では、プロペラの回転速度が徐々に上がっていくので、共振回転 n_c においてもそれに応じた船速になると思われる。このため、定常前進時の共振点における前進係数 J の変動が小さく K_Q の変動も無視できる程度と想像される。したがって K_{QS} を定数と見なして式(5)から式(6)が得られる。

$$\lambda = \frac{K_{QT}}{K_{QS}} \propto K_{QT} \propto |J_T| \quad (6)$$

つまりトルク増加率は、近似的に後進回転時の振り振動共振点におけるプロペラの前進係数の絶対値に比例すると見なせる。

J_T について検討するために、クラッシュアスターン時の船速、プロペラ回転数及び軸トルクの時間履歴を模式図5に示す。

図5 クラッシュアスターン時の船速、プロペラ回転数及びプロペラ伝達トルクの時間履歴の模式図

図5から判るように、プロペラ後進回転時の軸系のねじり振動の共振点を前進回転時のものと同じと仮定すれば、後進回転共振点における船速 V_{CT} (knot)が推定でき、かつ船は前進状態にあるため、伴流の影響を無視すれば前進係数を式(7)で近似できる。

$$J_T = 0.514 \frac{V_{CT}}{Dn_C} \quad (7)$$

ここで、

V_{CT} : プロペラの後進回転共振点における船速 (Knot)

3.1 後進回転時の船体の運動方程式

式(7)を検討するために後進回転時の船体運動について検討してみる。具体的には、図5に示しているように、後進発令してからエンジンが逆転し始まるまでの期間(t_1)及びエンジンが逆転し始まってから共振点に到達するまでの期間(t_2)に分けて考える。期間 t_1 はご周知のようにいわゆるプロペラの遊転期間であり、この期間ではプロペラの回転速度が船速に応じ徐々に減少していきエンジンが逆転できる回転数まで続く。この間における船速の低下が V_{CT} を支配することは、 t_1 が t_2 よりずっと大きいこ

とから推察できる。

3.1.1 プロペラ遊転期間中の船体運動

この間の船体運動を式(8)で近似的に表わす。

$$M \frac{dv}{dt} = -C_r v^2 \quad (8)$$

ここで、

M : 満載時の船舶の総質量 (ton)

v : 船体速度 (m/s)

C_r : 抵抗係数 (kNs^2/m^2)

計画最大船速で定常航行時の抵抗とスラストの平衡を考えれば C_r は式(9)で表わせる。

$$C_r = \frac{T}{v(0)^2} = 7.345 \frac{H}{V_s^3} \quad (9)$$

$v(0)$: クラッシュアスターン発令時の船速 (m/s), 計画最大船速とする。

H : 主機馬力 (kW)

V_s : 計画最大船速 (knot)

T : 計画最大船速時のスラスト (kN)

更に次のような船の加速性能を表わす加速係数 k を導入する。

$$K_r = \frac{2\sqrt{TC_r}}{M} = \frac{2T}{Mv(0)} = 7.557 \frac{H}{MV_s^2} \quad (10)$$

式(8)の方程式の一般解に $v(0)=V_s$ の初期条件を代入すると、プロペラ遊転期間中の任意の時刻 t における船速はノット単位で式(11)で表わせる。

$$V(t) = \frac{V_s}{1+kt/2} \quad (11)$$

3.1.2 プロペラ後進回転開始から共振回転までの期間

プロペラが後進回転し始まってからは、回転数の上昇に伴って制動力として働く逆スラストも徐々に大きくなっていく。しかし、正確にこの間の逆スラストを考えようとすると、船体の運動方程式が複雑になり簡単な解析解が見出せなくなる。実測結果から考察すると、この期間はプロペラ遊転期間に比べ非常に短いので、近似的に最大計画船速時のスラストを代入して式(12)で表わす。

$$M \frac{dv}{dt} = -(T + C_r v^2) \quad (12)$$

(12)式の一般解に初期条件 $v(0)=V(t_1)$ を代入すると、式(12)の解は式(13)となる。

$$V(t) = V(t_1) \tan \left[\frac{k}{2} \left(\frac{\pi}{2k} - t \right) \right] \quad (13)$$

3.2 後進回転共振時における船速 式(11)及び(13)から判るようにクラッシュアスターンの船速の変化は、時間の外に主に加速係数 k に依存する。プロペラ後進回転時のねじり振動共振点における船速 V_{CT} は式(14)で表わせる。

$$V_{CT} = \frac{V_s}{1+kt_1/2} \tan \left[\frac{k}{2} \left(\frac{\pi}{2k} - t_2 \right) \right] \quad (t_2 < \pi/2k) \quad (14)$$

4. 諸係数とプロペラ直径との関係

式(14)を用いて V_{CT} とプロペラ直径との関係を検討するために加速係数 k 、計画最大船速 V_s 及び時間間隔 t_1 並びに t_2 について検討する。加速係数 k 及び最大計画船速 V_s とプロペラ直径 D との関係は本会船級船から300隻程度のデータを用いて調査した。その結果を図6、7に示す。また、プロペラ遊転時間 t_1 は直接本会船級船のデータベースから得られないが後進試験の結果から近似的に主機停止時間を数十隻調査して、プロペラ直径とは相関無く10数秒から数百秒の間にあるがサンプル平均値は98.92秒であった。最後に間隔 t_2 は、エンジンがMCR時の発生するトルクをすべてプロペラの回転加速に使うとして、その時のプロペラの角加速度 ϵ を公称角加速度と考え、この公称角加速度をもって平均振り振動共振回転数まで到達するに必要とする時間とする。振り振動共振点对MCR時の回転速度の比はプロペラの直径とは無関係に大体0.3から0.7の範囲に分布しそのサンプルの平均値は0.55程度である。定格出力時のプロペラ回転数及び公称角加速度とプロペラ直径 D との関係を図8及び図9に示す。

図6 加速係数とプロペラ直径との関係

図7 計画最大船速とプロペラ直径との関係

図8 定格時のプロペラ回転数とプロペラ直径との関係

図9 プロペラ公称角加速度とプロペラ直径との関係

一方、式(14)と式(7)を式(6)に代入するとトルク増加率 λ に関する式(15)のような比例式が得られる。

$$\lambda \propto |J_T| = -0.514 \frac{V_s}{1+kt_1/2} \tan \left[\frac{k}{2} \left(\frac{\pi}{2k} - t_2 \right) \right] D n_c \quad (15)$$

ここに、

t_1 : 後進発令からエンジン逆転開始まで(近似的にプロペラ静止まで)の経過時間、ここでは、98.92秒とする。

t_2 : プロペラが逆転開始からねじり振動共振回転数までの経過時間で、式(16)による、

$$t_2 = 0.0576 \frac{N_{MCR}}{\varepsilon} \quad (16)$$

さらに図6, 図7, 図8及び図9から得られる k , V_s , N_{MCR} 及び ε とプロペラ直径 D との回帰関係を式(15)及び(16)に代入すればクラッシュアスターンの時のトルク増加率 λ とプロペラ D の傾向的關係は式(17)で表わされる、

$$\lambda \propto |J_T|$$

$$\frac{11.189D^{0.185}}{1 + \frac{0.152D^{-1.706}}{2} \cdot 98.92} \tan \left[\frac{0.152D^{-1.706}}{2} \left(\frac{\pi}{0.304D^{-1.706}} - 0.067D^{0.651} \right) \right]$$

$$= 0.514 \frac{6.688D^{-0.033}}{6.688D^{-0.033}} \quad (17)$$

式(17)の計算結果を図10に示す、

図10 | J_T | 対 D 曲線

図10から判るようにクラッシュアスターンの時のトルク増加率はプロペラ径の変化につれ傾向的に変化し、式(18)のような対数関数で近似できる、

$$\lambda = a \ln D + b \quad (18)$$

ただし、式(18)はあくまでトルク増加率の傾向を表わすものであって、定量的に係数 a , b を推定するには、実測データを用いることにした、

5. 実測結果を考慮したトルク増加率の推定

実測データを図11にプロットし、その上部データを含めるように、式(18)中の係数 a , b を決め、式(19)を用いてトルク増加率を表わす、

$$\lambda = 0.44 \ln D + 0.578 \quad (19)$$

図11 実測データに基づいたトルク増加

6. おわりに

クラッシュアスターンの時のプロペラの作動領域に着目し、後進回転時の捩り振動共振点におけるプロペラの回転速度及び船速を併せて考慮することによってクラッシュアスターンの時のトルク増加率を船の主機馬力、総質量等の主要パラメータと関連付けることができた。さらに、船の主要パラメータとプロペラ直径との回帰関係及び一部の实測結果を利用しキーレスプロペラの押込量の計算に用いるトルクをプロペラ直径に関連付けて表わすことにより、実用上の便宜を図ることができた。これによりプロペラボスの合理的設計が期待できる、

謝 辞

本論文の主な内容は本会技術委員会機関専門委員会において審議していただいたもので、ここで同委員会委員長である葉山眞治東京大学名誉教授及び委員各位に対し深い謝意を表します、

参 考 文 献

- 1) Michio TAKAGI and Senichi SASAKI, PROCEEDINGS OF ISME YOKOHAMA' 95, Vol. II (1995-7), 43.
- 2) 久米, 日本海事協会誌, 第119号(昭44-9), 100.
- 3) 日本海事協会, 鋼船規則D編 機関(平9-3), 34.
- 4) Lloyd's Register of Shipping, Rules and Regulations for the Classification of Ships, Section 10, Part 5, Chapter 8 (1993).
- 5) 日本海事協会, 鋼船規則説明会資料(平6-9)

質 疑 応 答

質問者 船舶技術研究所 高井元宏

〔質問〕

キーレスプロペラ設計の際に用いるトルクの算定として、Croch Astern時に生じるねじり振動トルクを検討していますが、小型船で良く荒天時に生じる、レーシング時にプロペラトルクが非常に上昇すると考えられますが、検討する必要はありませんでしょうか。

〔回答〕

ご指摘有難うございます。レーシング時のプロペラトルクは感覚的には上昇するものと考えられますが、実測データは把握しておりません。ただし、アスターン時のスラストがプロペラを抜こうとするように働くことと、実際に経験したスリップ事故もクラッシュアスターン時にのみ発生したものと推定されていることから、スリップ防止を条件とするプロペラ押込量の下限値を算出するに当たっては、クラッシュアスターン時の最大トルクを考慮すれば良いのではないかと考えております。

質問者 ナカシマプロペラ(株)東京支店 大内一之

〔質問〕

トルク増加を最終的には(19)式で規定していますが、これにはピッチのファクターが入っていません。ピッチのファクターは考えなくて良いのでしょうか？

〔回答〕

ご指摘有難うございます。(19)式では、ピッチの影響について陽には考慮しておりません。しかしながら、トルク増加率とプロペラ直径との関係を示す(18)式を導く過程では、図6で示す k vs. D の関係のような数多くの回帰式が用いられています。もし回帰式ではなく、サンプルデータをそのまま用いれば図10の $|J_T|$ vs. D は次のようになるでしょう。

すなわち、回帰曲線が変わらなくても船毎には回帰曲線に対しバラツキがあります。

一方ピッチ比が違うと図4で示した K_Q vs. J 関係も一本線ではなく下図のような複数の線からなります。

上図から判るように(6)式の $\lambda \propto |J_T|$ の関係も上述した k vs. D 関係と同じように一種の回帰関係です。

したがって、(18)式までの推論すべてが回帰関係ベースの傾向的なものであって、仮に個船ごとの特徴、例えば、ご指摘のピッチ比などの影響を推論の過程に入れてもバラツキが大きくなるだけで回帰関係が変わらないと推定されます。最終的にこのようなバラツキをカバーするため、図11で示す λ 対 D 曲線を実測データのもっとも外側の計測点を通るようにしました。