

# 船用舵取機の計画について

野 村 義 夫\*

Study on Steering Gear Design of ships

Yoshio NOMURA

## Abstract

Steering Gear Design is very important to large scale ships such as Oil Tankers, because rudder torque and it's stock diameter are vital to keep safety and reliability at cruising. Then, many engineers have shown the way how to calculate the torque and the diameter.

The paper discuss these calculations to get good design for practical use, considering the steering gears now used.

## 1. ま え が き

船の大形化に伴って舵取機の設計は極めて重要になってくる。特に舵に働らくトルクと、それに対応する舵軸径の決定は、航行の安全性や信頼性の見地からも充分検討しておかなければならない。これらについては、過去に多くの技術者によって算出法が求められてきた。

筆者は、これらを比較検討すると共に、舵取機の容量と重量との関係、およびコストについても検討を加え、また適正油圧の値をも考察し、実用設計の指針を与えようとしたものである。

## 2. 舵に働くトルク算出法の比較

SIMPLEX 形および MARINER 形の舵について、普通使われる赤崎, Beanfy-Joessel (BJ), Jossel (J) および日本海事協会 (NK) などの算式により、舵に働らくトルクを求め比較すると、Table 1 のようになる。ここで、舵角は  $35^\circ$  とし、船速は船体とスクリューの影響を考慮して、普通使われているように 1.15 倍して算出した。しかし、NK については Beanfy による舵圧の式を 2 倍した値を用いていることから、舵軸に付随す

る各種損失を考慮に入れていると見做されるので船速は正味の値を用いた。

Table 1 から、赤崎の値に対し NK の値は舵トルクが 1.1~1.4 倍大きい。これは、軸受その他の損失を更に約 10% 高く見積っていると見做せるだろう。しかし、Jossel による値が大きいのはあまり明確でない。米国では Jossel より導いた値の 70% が実用されているようである。

## 3. 舵頭部径の算出について

舵頭部径の算出結果を、NK 規格に対し ABS 規格 (米国) と LR 規格 (英国) とを比較すると、各規格間の相違はつぎのようになる。

ここで比較は、簡単のため矩形形状の舵とし、アスペクト比および軸位置などは通常の適用範囲にあるものとする。また比較の便のため、それぞれの式を NK の式と同じ形に揃え  $d = c\sqrt[3]{Ar_1V^2}$  とし、この  $c$  の値で比較した。この結果を Table 2 に示す。

また、記号は次の通りとする。

$d$  = 舵頭部径 (mm)

$A$  = 舵板面積 ( $m^2$ )

$V$  = 船速 (kt)

$r_1$  = 舵頭部径の中心線から  $A$  の重心までの距離

$e$  = 舵頭部径の中心線より前方にある舵の面積を

1993 年 9 月 27 日受理

\* 機械工学科

Table 1. Comparison of Rudder Torque calculated by various formulas.

Type of skip	Type of rudder	Rudder Torque (tonf-m)			
		AKAZAKI	BJ	J	NK
Tanker 118,000 DWT	SIMPLEX	183.1	133.3	254	201
Tanker 90,000 DWT	SIMPLEX	185.0	137.7	256	208
Cargo 5,900 DWT	MARINER	212.	160	301	242
Tanker 90,000 DWT	MARINER	141.4	106.5	202	161

A で割った値  
c=比較係数

Table 2 より NK 法に対し, ABS 法および LR 法は e の値の小さい所で d の値が 5~10% 小さい, すなわち, 各方式を d の添字で表わすとつぎのようになる。

$$d_{ABS} \doteq 0.95 d_{NK}$$

$$d_{LR} \doteq (0.90 \sim 0.95) d_{NK}$$

#### 4. 舵取機トルクと舵頭部径との関係

舵頭部に加わる最大トルク T は, 舵頭部の径を d, 使用材の剪断応力を  $\tau$  とすれば,

$$T = \frac{\pi\tau}{16} d^3$$

と表わされる。いま T を tonf-m, d を mm,  $\tau$  を kgf/mm<sup>2</sup> で表わすと, k を常数として, つぎのようになる。

$$T = k(d/100)^3 \quad (1)$$

ここで,  $k = \frac{\pi\tau}{16}$  である。いま NK の内規に従って  $\tau = 5.8 \text{ kgf/mm}^2$  とすると,  $k \doteq 1.14$  になる。舵頭部の材

料は通常 SF45 乃至 SF60 を用いるので, この場合は, 安全率  $\phi = \tau_{\max}/\tau \doteq 8$  となる。ここで,  $\tau_{\max}$  は材料の許容量最大剪断応力とする。

実際の船の舵取機について, 計画最大トルク T と舵頭部径 d との関係を示すと, Fig. 1, および Fig. 2 のようになる。図中の曲線は k をパラメーターとして画いた (1) 式を示す。

これらの図から, 実船の舵取機については  $k = 0.9 \sim 1.6$  であることが認められる。

また, ABS および LR で得られる d の値は NK から得られる値より小さいことを考慮すると, 同一安全率とする舵取機の最大トルクの値も NK より約 15% 低い値をとって計画されているものと見做される。

次に,  $T_M$  を実船での舵取機トルクとし,  $T_a$  を赤崎の式より求めた計画トルクとし, その相違を  $T_M = k_1 T_a$  とした時の  $k_1$  の値で表わすと, Table 3 のようになった。ここで,  $k_1$  はその平均値および標準偏差で示した。データ数が少ないので若干問題はあるが,  $k_1$  の値は船や舵取機の形式で大きく異なる。MARINER 舵の値は比較的小さく, COSTA BULB 舵の値は比較的大きいことが認められる。

Table 2. Comparison of Rudder stock diameters calculated by various formulas.

	Value of C						
	NK	ABS	AKS/NK	LR V=11 kt	LR/NK V=11 kt	LR V=20 kt	LR/NK V=20 kt
e=0	22.6	21.7	0.96	21.7	0.96	20.3	0.90
0.1	22.0	20.9	0.95	21.0	0.96	19.7	0.90
0.2	20.88	20.0	0.96	19.9	0.96	18.6	0.90
0.3	19.7	19.7	1.00	18.8	0.96	17.6	0.89
0.4	18.0	19.2	1.06	16.9	0.94	15.8	0.88

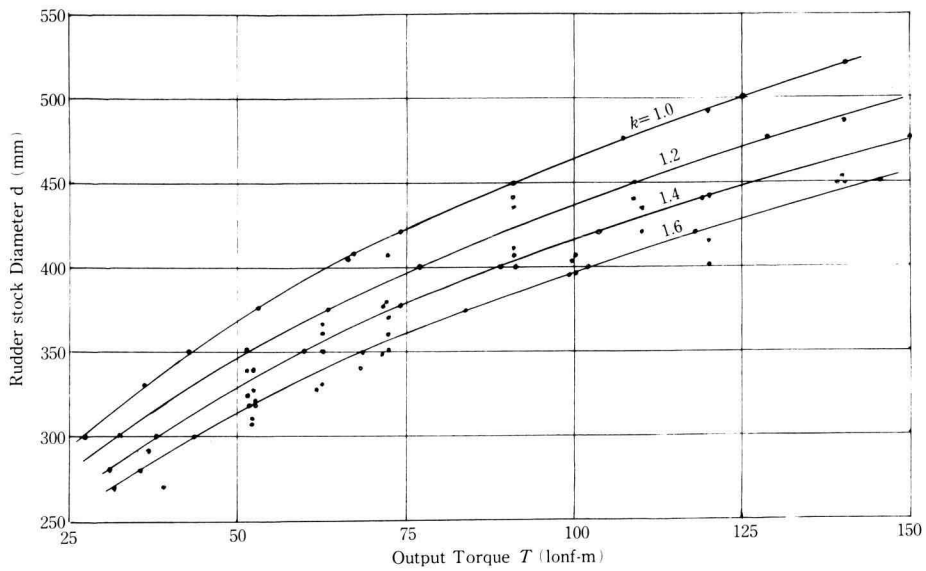


Fig. 1. Relations between output torque and rudder stock diameter for practical steering gears

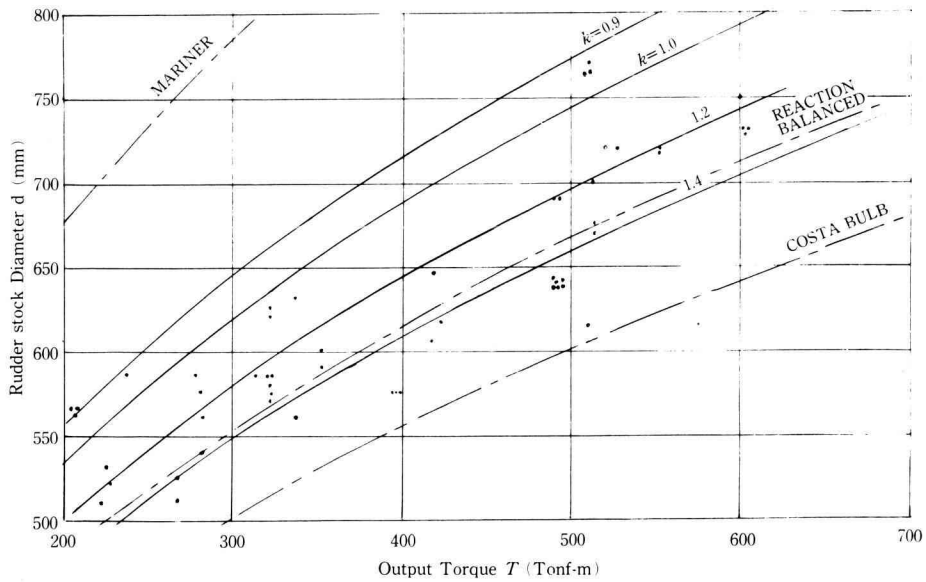


Fig. 2. Relations between output torque and rudder stock diameter for practical steering gears

### 5. 舵取機のトルクと重量との関係

現用のフォーク形およびスィーベル形舵取機について、トルクと重量の関係を調べた結果 Fig. 3 のようになることがわかった。ここでスィーベル形については

矢印で適用範囲を示した。この適用範囲のうちトルクの上限の値について、トルク  $T$  (tonf-m) と重量  $W$  (tonf) との関係をみると、次の一次式で表わされる。

Table 3. Comparison planning rudder torque to practical ship's rudder torque

Type of Rudder	Value of $k_1$		number of data
	mean	standard deviation	
MARINER	0.474	0.138	18
REACTION BALANCED	1.26	0.216	48
COSTA CULB	1.67	0.192	9

$$W = 0.071 T \quad (2)$$

ここで、舵取機は使用圧力  $p = 200 \text{ kgf/cm}^2$  のものとした。

なお、舵取機のコスト  $C$  もまた、ほぼその重量  $W$  に比例し通常次式で表わされる。

$$C = A + BW \quad (3)$$

ここで、 $A$  および  $B$  は定数である。

そこで、(2)、(3) 両式から、 $C$  は  $T$  に対しても比例関係にある。

## 6. 舵取機の重量に及ぼす油圧の影響

必要トルクを決めて舵取機を設計する場合、その駆動油圧を高くすれば、ラムの直径は小さくてすみ軽量化するが、他方シリンダは耐圧強度上肉厚となり重量はふえる。

そこでスィーベル形舵取機を例として、使用油圧を変えた場合の重量変化を調べてみることにした。

この場合、舵取機の主要部のみに着目し、舵柄、ラム、シリンダおよびラムガイドを取りあげ、他は無視した。また使用油圧は  $200 \text{ kgf/cm}^2$  を基準とし、他の圧力の場合の重量の増減で比較することとした。

トルク  $T$  は次式で表わされる。

$$T = \frac{\pi D^2}{4} \times \frac{PR\eta}{\cos^2 \theta} \times 2 \times 10^{-5} \quad (\text{kgf-m}) \quad (3)$$

ここで

$D$  = ラムの直径 (cm)     $p$  = 油圧 ( $\text{kgf/cm}^2$ )

$R$  = 舵柄半径 (cm)     $\eta$  = 機構効率 (= 0.85)

$\theta$  = 舵柄角度 (=  $35^\circ$ )

である。そこで  $T = 600 \text{ kgf-m}$ 、として考察すると、 $p = 300 \text{ kgf/cm}^2$  の場合には  $DR^2 = 1.005 \times 10^5$  である。また経験から得た関係式  $D = R/3.4$  を考慮すると、 $R = 105 \text{ cm}$ 、 $D = 30.9$  となる。また同様の計算によって、 $p = 200 \text{ kgf/cm}^2$  の場合には、 $R = 120 \text{ cm}$ 、 $D = 35.5 \text{ cm}$  となる。

(i) 舵柄の重量、舵柄の腕の長さ  $R_m$  は従来の経験から、 $R_m = 1.37R$  と知られているので、 $p = 200 \text{ kgf/cm}^2$  のとき、 $R_m = 164 \text{ cm}$ 。  $p = 300 \text{ kgf/cm}^2$  のとき、 $R_m = 144 \text{ cm}$  となる。したがって腕の太さは変わらないと仮定すると、 $p = 200 \text{ kgf/cm}^2$  に対する  $p = 300 \text{ kgf/cm}^2$  の時の舵柄の重量の減少分  $\Delta W_A$  は、次のようになる。

$$\Delta W_A = \frac{\pi D^2 \rho}{4} \times (164 - 144) = 360 \text{ kgf}$$

ここで、 $\rho$  は材料の比重で  $\rho = 7.8 \text{ grf/cm}^3$  とした。 $p$

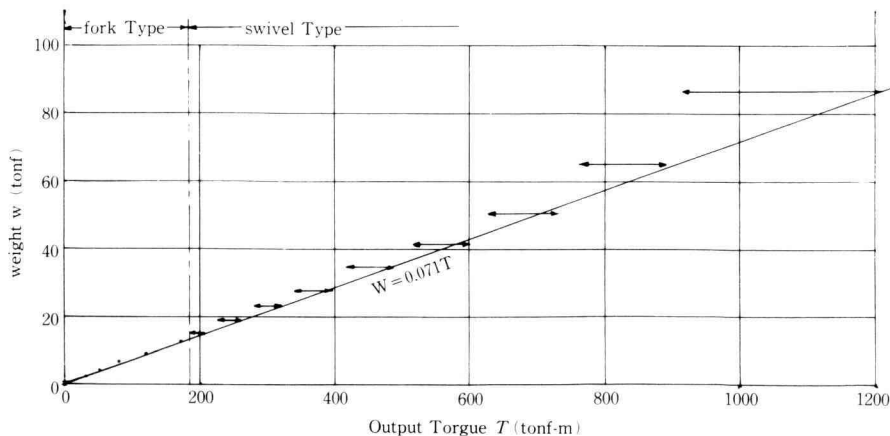


Fig. 3. Relations between weight and output torque for practical steering gears

の異なる場合については  $\Delta W_A$  を求めた結果は Table 4 に示す。

(ii) ラムの重量, ラムの長さ  $l_R$  の経験式は, つぎの通りである。

$$l_R = 1.7(2R \tan 37^\circ + 2.7D + 17.1) \quad (4)$$

したがって, ラムの重量  $W_R$  は  $W_R = 2 \times \frac{\pi}{4} D^2 \rho l_R$  として求められる。

$p = 200 \text{ kgf/cm}^2$  のとき, ラムの重量は,  $R = 120 \text{ cm}$ ,  $D = 35.5 \text{ cm}$  を代入して  $7,720 \text{ kgf}$  となる。また  $p = 300 \text{ kgf/cm}^2$  のときは  $5,130 \text{ kgf}$  と求められ,  $2,590 \text{ kgf}$  の減少となる。

$p$  のいろいろの値に対するラムの重量の変化分  $\Delta W_R$  を示すと Table 5 のようになる。

(iii) シリンダの重量, シリンダの長さ(内側)  $l_C$  は経験により, 次式のように表わされている。

$$l_C = 2R \tan 37^\circ + 0.7D + 8.5 \quad (5)$$

いま, シリンダを厚肉円筒と見做し,  $\sigma_t$  を材料の引張り強さとし, 内径を  $\bar{r}_1$ , 外径を  $\bar{r}_2$  とし, その比を  $k_2$

$= \bar{r}_2 / \bar{r}_1$  とすると,

$$\sigma_t = (k_2^2 + 1)p / (k_2^2 - 1) \quad (6)$$

である。

また, シリンダ重量  $W_C$  は次式で表わされる。

$$W_C = \rho l_C \pi (\bar{r}_2^2 - \bar{r}_1^2) + \pi \bar{r}_2^2 \rho (\bar{r}_2 - \bar{r}_1) \times 2 \quad (7)$$

他方, ラム径  $D$  と  $\bar{r}_1$  との関係は経験的に,  $\bar{r}_1 = D / 2 + 1.5$  と知られているので, 舵取機に含まれる4個のシリンダの全重量  $W_{Ct} = 4W_C$  である。 $\sigma_t = 970 \text{ kgf/cm}^2$  で  $p = 200 \text{ kgf/cm}^2$  の時を求めると,  $\bar{r}_1 = 19.25 \text{ cm}$ ,  $\bar{r}_2 = 23.7 \text{ cm}$  だから,  $W_{Ct|p=200} = 4,250 \text{ kgf}$ , つぎに対応する実用の舵取機の重量を調べてみると,  $6,550 \text{ kgf}$  であった。したがって, その差  $W_{CA} = 6,550 - 4,250 = 2,030 \text{ kgf}$  はシリンダ取付部(脚, 受台, その他付属部)の重量である。この  $W_{CA}$  は  $\frac{\pi}{4} D^2 p$  に比例すると考えられるので,  $p = 300 \text{ kgf/cm}^2$  のときは,  $W_{Ct|p=300} = 5,440 \text{ kgf}$  に  $W_{CA|p=300} = 2,030 \times 30.9^2 \times 300 / (35.5^2 \times 200) = 2,300 \text{ kgf}$  を加えた値となるだろう。ゆえに全体の重量は  $7,740 \text{ kgf}$  となる。そこで  $p = 250 \sim 500 \text{ kgf/cm}^2$  の場合を算出し, 舵取機の総重量の変化分  $\Delta W_t$  を示すと Table 6 のようになる。この表より  $p = 300 \text{ kgf/cm}^2$  の付近で舵取機の重量が最小になることがわかる。この事は  $T = 395$ ,  $T = 490$  の場合についてもほぼ同じ結果であることは同様な計算により求めた結果を図示した Fig. 4 から推察される。

Table 4. Relations between  $p$  and  $\Delta W_A$

$p \text{ kgf/cm}^2$	200	250	300	350	400	450	500
Rm cm	164	153	144	137	131	126	122
$\Delta W_R \text{ kgf}$	0	-190	-360	-490	-590	-680	-750

Table 5. Relations between  $p$  and  $\Delta W_R$

$p \text{ kgf/cm}^2$	200	250	300	350	400	450	500
$\Delta W_R \text{ kgf}$	0	-1520	-2590	-3280	-3810	-4250	-4570

Table 6. Relations between  $p$  and  $\Delta W_t$

		oil pressure $p \text{ (kgf/cm}^2\text{)}$						
		200	250	300	350	400	450	500
Weight difference (kgf)	Rudder axle	0	-190	-360	-490	-590	-680	-750
	ram	0	-1520	-2590	-3280	-3810	-4250	-2570
	cylinder	0	+620	+1190	+1900	+2680	+3500	+5210
	Total $\Delta W_t$	0	-1090	-1760	-1870	-1720	-1430	-110

## 7. 結果および結論

船用舵取機において, 舵に働くトルクや舵頭部径の算出法については, 国内国外に数多くある, それらの

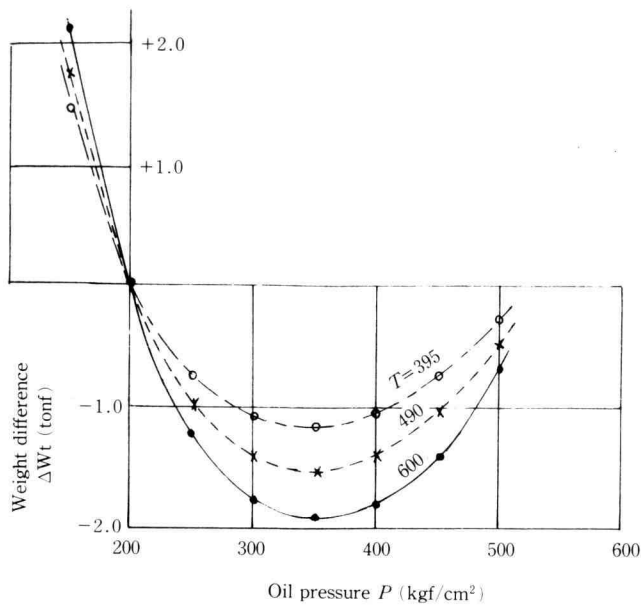


Fig. 4. Relations between oil pressure and weight difference of steering gears

相互関係を日本海事協会の規格を中心に検討し、さらに実用されている値と対応しつつ、舵取機計画の際の指針を得た。

また、舵取機の重量が大きくなるとそのコストも上昇するので、必要トルクを決めた際重量を最小にする使用油圧の値を求め、その値はほぼ  $350 \text{ kgf/cm}^2$  付近にあることが確かめられた。

これらの検討には、幾つかの仮定と我が国の造船所の経験式をも加味したが、今後更に検討を進め、舵取機設計の基礎を確立する必要があると考えられる。なお、筆者の浅学非才による思い違いや誤のある事を恐れるものである。大方の御批判をいただければ幸いである。

最後に本文をまとめるにあたり御協力いただいた川崎重工業株式会社の関係技術者に深く感謝する。

## 8. 文 献

- 1) 「船舶工学便覧」コロナ社.
- 2) 「船体構造関係内規」日本海事協会, 昭 44.
- 3) 「船級登録および構造検査等に関する規則」日本海事協会, 昭 46.
- 4) "Principles of Naval Architecture" Vol. 2. 日本海事協会編.
- 5) "KAWASAKI Type Electro-Hydraulic Steering Gear-calculation of Rudder Torque" 川崎重工業(株)編.
- 6) 赤崎, 「船の転心と旋回性について」造船協会論文集, 第 115 号.
- 7) 小山, 「外洋航行中の最適自動操舵系に関する研究」, 造船協会論文集, 第 122 号.