

推進軸設計에 關한 各船級協會規則의 比較研究

金 極 天* 李 在 旭**

A Comparative Study of the Rules of Ship Classification Societies on the Propeller Shaft Design.

K. C. Kim, J. W. Lee

ABSTRACT

Since the screw propellers were adopted as ship propulsion devices, the replacement of propeller shaft due to damage has been a matter of great concern to marine engineers. Recently it has been known that the damage was mostly of fatigue failure due to the alternative stresses [1], [2]. To prevent such a failure, hence, it is suggested that careful attention should be paid to account of the alternative stresses on the design stage of the propeller shafts. In connection with this fact the Ship Classification Societies' Rules are regarded simply as guidance for preliminary determination of the shaft diameter.

In this paper, limiting the topic to the small and medium-sized motor ships, an evaluation of the Rules formulae to a theoretical calculation based on Soderberg's correlation [5] between the factor of safety and the resultant stresses obtained by application of the maximum shear theory is done. For this purpose eleven (11) ships built recently in Korea were taken as a species (refer to table 2. in text). In the end the following conclusions are made;

(1) In general the Rules formulae give considerably larger size of the propeller shaft diameter than that derived from theoretical calculation, that is, about 7% more in AB and BV Rules, and about 20% more in LR and KR-NK Rules.

(2) LR Rule gives the largest size of all, and AB Rule is mostly closed value to the theoretical.

(3) The formular of the AB Rule is considered to be of the simplest in utilization and of the reasonable.

記 號

C: 常 數
 EL: 疲勞限度(psi)
 ehp: 有効馬力
 H: 主機關의 最大連續 制動馬力
 k, K₁: 常 數
 D: 推進器軸(實軸)의 外徑(inch, mm)

FS: 安全係數
 I: 軸斷面の 2次 모우멘트(in⁴)
 k_s: 軸에 對한 應力集中係數
 k_r: 비틀에 對한 應力集中係數
 M_g: 推進軸支柱베어링에서의 重力으로 인한 휨 모우멘트(in-lbs)

M_{oc} : 偏心推力으로 인한 토크모멘트(in·lbs)

$M_p = M_g + M_{oc}$

P : 推進器 外徑(in., mm)

R : 軸의 最大連續每分回轉數

S_b : 토크으로 인한 壓縮應力(psi)

S_r : 定常合成應力(psi)

S_s : 定常剪斷應力(psi)

t : 推力減少係數

W_p : 推進器重量(lbs)

Y_p : 降伏點(psi)

L_p : 推進器重量의 모우멘트아암(in)

Q : 平均 토크

S : 軸馬力

S_c : 推力으로 인한 壓縮應力(psi)

S_{ra} : 變動合成應力(psi)

S_{sa} : 變動剪斷應力(psi)

V : 最大船速(knot)

Y : 常數

Z : 常數

1. 緒 言

船舶의 推進軸系는 陸上에서의 一般動力傳達軸系에 比하여 定常應力보다 推進器 및 主機關 (특히 往復動式 機關의 境遇)으로 부터의 起振力으로 인한 各種 變動附加應力을 더 크게 받게 된다. 이를 立證하는 例로서 1939~1945年에 걸쳐 建造된 Liberty Ship에서 나타난 推進器軸의 疲勞破壞現象을 들수 있다[1], [2]*.

推進器軸의 事故原因糾明에 關하여 많은 研究가 이루어져오고 있는데, 특히 Gatewood와 Dorey의 研究 [3], [4]에 依하면 推進器軸損傷의 60~80%가 應力集中이 이어나는 推進器軸의 Keyway 端, 後部軸라이너의 後端, 및 프로펠러 cone의 前端에서 龜裂이 發生하여 이로부터 破壞까지 이르킨다고 指摘하고 있다. 著者는 各船級協會規則이 內燃機關船의 推進器軸設計에 있어서 變動附加應力의 影響을 어느정도 고려하여 規定式을 設定하였는가를 밝히기 爲하여 最近 大韓造船公社에서 建造된 中小型船 11隻을 對象으로하여 이들 船舶의 推進器軸徑을 理論的으로 算定하고 이와 船級協會 規程에 依한 算定值와를 比較檢討하였다.

2. 船級協會規則

現行 各船級協會規則[8]에 依하면 推進器 軸徑의 最少要求值는 다음과 같다.

KR—NK :

$$D = 1.05 \left(97 \sqrt[3]{\frac{S(1+Y)}{R}} \right) + \frac{P}{Z} \quad (\text{mm}) \quad (1)$$

AB :

$$D = 1.05 \left(0.95 \sqrt[3]{\frac{KH}{R}} \right) + \frac{P}{Z} \quad (\text{inch}) \quad (2)$$

LR :

$$D = 1.14 \left(C \sqrt[3]{\frac{H}{R}} \right) + \frac{P}{Z} \quad (\text{inch}) \quad (3)$$

BV :

$$D = k \sqrt{\frac{H}{R}} + \frac{P}{Z} \quad (\text{mm}) \quad (4)$$

但 Z 는 軸라이너의 形態에 따라 決定되는 常數이며, AB의 K 는 航行區域에 따라 定해지는 常數이다. 한편 C , k 및 Y 의 값은 主機關의 型式, 실린더數 等에 따라 주어진 常數로서 單動機關의 境遇 실린더數 3, 4, 5 및 6에 대하여서는 Table 1과 같다.

* []안의 數字는 本文末尾에 紹介한 引用文獻의 番號임.

Table 1

실린더數	3	4	5	6
C: 2 行程機關	4.2	4.0	3.9	3.8
4 行程機關	4.3	4.3	4.15	4.05
k: 2 行程機關	110	135	100	99
4 行程機關	116	116	105	102
Y: 2 行程機關	0.15	0.15	0.15	0.05
4 行程機關	0.6	0.6	0.6	0.6

3. 理論式

一般的으로 推進軸에 作用하는 應力은 定常成分과 變動成分으로 構成되는데, 前者는 定常剪斷應力과 定常壓縮應力의 合成應力이고 後者는 變動剪斷應力과 變動彎應力의 合成應力으로서 이들 合成應力은 各己 Maximum-Shear Theory 의 適用으로 求할 수 있다. 한편 Soderberg[5]에 依하면 이 두 合成應力과 安全係數와의 關係는

$$\frac{S_r}{Y_P} + \frac{S_{ra}}{EL} = \frac{1}{FS} \tag{5}$$

로 주어짐으로 결국

$$\frac{\sqrt{S_c^2 + (2 S_s)^2}}{Y_P} + \frac{\sqrt{(k_b S_b)^2 + (2 k_t S_{sa})^2}}{EL} = \frac{1}{FS} \tag{6}$$

[6]에 依하면 船舶의 推進軸系에 있어서는 $k_b = 1$, $k_t = 2$ 및 $FS = 2$ 로 擇함이 適當하고 또 普通 軸材 2級 炭素鋼에 對하여서는 $Y_P = 30,000$ psi, $EL = 27,000$ psi 가 設計上의 基準値이므로 式(6)은 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다.

$$\frac{\sqrt{S_c^2 + 4 S_s^2}}{30,000} + \frac{\sqrt{S_b^2 + 16 S_{sa}^2}}{27,000} = \frac{1}{2} \tag{7}$$

式(7)에 根據한 設計條件을 圖式的으로 表示하면 Fig. 1과 같다.

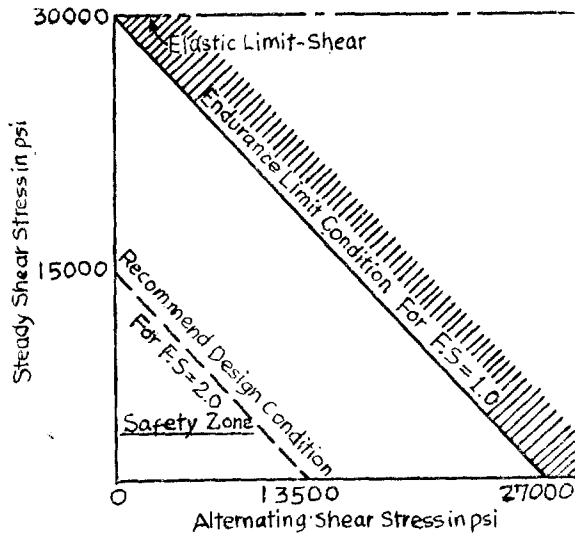


Fig. 1

式 (6) 또는 (7)의 S_s , S_c , S_b 및 S_{sa} 는 각기 다음과 같이 算定된다.

S_s :

$$Q = \frac{33,000 S \times 12}{2 \pi R} = 63,025 \frac{S}{R}$$

$$\therefore S_s = \frac{Q \cdot D/2}{\pi D^4/32} = \left(5.1 \times \frac{1}{D^3}\right) \left(63,025 \frac{S}{R}\right) = 321,428 \frac{S}{D^3 R} \quad (a)$$

S_c :

$$T = \frac{33000(\text{ehp})}{6080 V/60} \cdot \frac{1}{1-t} = 326 \frac{(\text{ehp})}{V} \cdot \frac{1}{1-t}$$

$$\therefore S_c = \frac{T}{\pi D^2/4} = \frac{1,273 T}{D^2} = 414.998 \frac{(\text{ehp})}{D^2 V(1-t)} \quad (b)$$

S_b :

$M_g = W_p \cdot L_p$ 이고, [6]에 依하면 單螺旋船에서 $M_{oc} = 2 M_g$ 로 看做할 수 있으므로 $M_p = 3 M_g$ 이다.

$$\therefore S_b = \frac{M_p D/2}{\pi D^4/32} = 10.2 \frac{M_p}{D^3} = 30.6 \frac{W_p \cdot L_p}{D^3} \quad (c)$$

S_{sa} :

이는 推進軸系의 비틀振動解析에 依하여야만 具體的으로 決定될 수 있으며, 系의 構成如何에 따라 매우 變動이 甚한 값을 갖게 된다. 비틀振動에 對한 危險速度를 充分히 避한 軸系의 實測 例로서 T-2 Tanker의 境遇를 Fig. 2에 例示했다. 定常應力을 基準으로하여 $S_{sa} = K_1 S_s$ 로 看做하고 危險速度를 充分히 避했을 境遇라면 初期設計에서 $K_1 = 0.2$ 로 取할 것을 勸하고 있으므로 [6]

$$S_{sa} = 0.2 S_s. \quad (d)$$

이제 式 (a), (b), (c), (d)를 式[6]에 代入하면 D 에 關한 다음 方程式이 얻어 진다.

$$D^6 = A \cdot D^3 - B \cdot D^2 + C = 0 \quad (8)$$

단,

$$A = \frac{2(FS)}{(EL)} \left\{ (30.6 k_b W_p L_p)^2 + (642,000 k_t K_1 S/R)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (e)$$

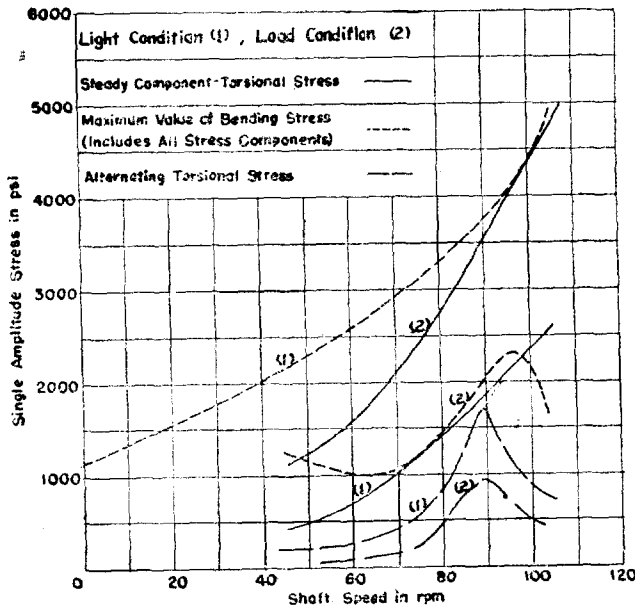


Fig. 2

Table 2

Ship Name	Function	GT	Block Coef. (Cb)	Speed (Knot)	Thrust (kg)	Main Engine			Propeller			Dia of prop. shaft (mm)					Remark	
						型式 Type	BHP	RPM	Dia (mm)	Weight (kg)	Momentarm (mm)	A/B	L/R	K/R N.K	B/V	Theor.		actually installed.
東和 Dong Hwa	Fishing	145	0.68	10.5	3577.5	4cycle	380	375	1630	372.4	550	118.1	137.0	135.1	121.8	114.5	150	
高麗 Korea	"	215	0.71	12.0	4314.6	"	600	380	1630	368.2	505	135.1	153.7	154.1	135.2	124.2	150	
金泉 Kum Chun	Oil Tanker	150	0.69	9.0	1549.9	2cycle	150	450	1200	115.0	649	82.8	96.9	85.5	88.3	82.6	105	
油母	"	500	0.725	10.0	3364.3	4cycle	380	375	1650	386.5	527	118.2	137.0	135.1	122.0	114.3	150	
友洋	Cargo	500	0.678	9.6	3669.4	"	520	390	1600	352.4	444	127.9	145.4	146.3	128.3	117.4	150	
新洋	"	1600	0.72	14.0	12783.3	"	1600	275	2500	1369.9	670	207.3	236.0	237.9	208.5	129.8	245	
南星	"	2600	0.724	12.0	19878.5	2cycle	2500	250	3000	2760.2	730	248.3	267.1	251.5	246.3	245.1	246	
青龍	Cargo, Pass	360	0.508	14.2	3576.2	4cycle	800	315	1940	640.5	703	157.7	179.4	180.8	158.6	148.6	170	
伽倻	Pass	500	0.520	15.0	4876.2	"	1300	315	2150	907.2	717	186.1	209.6	212.6	185.1	170.7	210	
白鯨	Fish. Training	380	0.61	13.0	6080.0	"	850	365	1680	407.8	557	150.0	172.3	173.7	152.0	139.5	170	
蒼明	Utility	300	0.515	13.0	5156.5	"	730	320	1680	396.4	550	156.1	171.1	172.5	151.1	137.3	170	

$$B = \left[\frac{326(\text{ehp})(FS)}{V(1-l)(Y_P)} \right]^2 \quad (f)$$

$$C = \frac{A^2}{4} - \left[\frac{642,000 S(FS)}{R(Y_P)} \right]^2 \quad (g)$$

4. 實船에 對한 適用

比較檢討의 資料船은 Table 2 에 表示된 11 隻으로서 모두 單螺旋디젤機關船이다. 船級協會規則適用에 있어서 推進軸라이너는 連續一本體가 아니므로 $Z = 100$ 로 取했으며, AB의 K 値는 64 를 取했다. KR-NK 規則 適用에 있어서는 플라이휠의 重量 및 外徑과 平衡錘의 重量 및 回轉半徑等の 函數로 表示된 Y 의 算定이 難하여 該 規則이 要求하는 最大值를 使用하였고, S 算定에는 軸系傳達係數 0.98 이 使用되었다. 其외의 常數나 係數等은 規則이 定하는바 그 대로의 값이 使用되었다.

理論式 適用에 있어서 W_p 値로서는 프로펠러 날개, Hub, Hub 下의 軸무게 및 附屬된 보울트 및 너트 等の 合計重量을 取하였으며, L_p 値는 프로펠러 Hub 의 中央點으로 부터 推進軸支柱베어링 後端으로 부터 同베어링 全長의 1/4 點까지의 거리이다. 推力減少係數는 方形肥瘠係數別로 [7]에 주어진 값을 使用하였다.

理論式 및 各船級協會規則을 適用하여 算定된 軸徑은 Table 2 와 같다. 同表에는 計算에 必要한 主要項目과 實船의 現用軸徑도 參考로 아울러 表示하였다.

5. 檢討 및 結論

Table 2 에서 보는바와 같이 推進器軸設計에 關한 各船級協會規則 全部가 理論式에 依하여 算出한 값보다 큰 값을 주고 있으므로 中小型 디젤機關船의 推進器軸設計에 있어서는 變動應力에 關한 影響이 Rule 에 反映되어 있는 量이면 充分할 것으로 認定되며 따라서 理論式을 使用하지 않고 單純히 船級協會規則에만 依하여 設計하여도 安心이 된다.

船級協會規則中 LR 및 KR-NK 規則이 제일 큰 값을 주고 있는데 後者의 境遇는 計算에 있어 係數 Y 의 最大值를 使用하고 動力傳達係數를 0.98 로 計算하였으므로 이들의 影響을 勘案한다면 LR 가 제일 큰 값을 준다고 믿어진다. AB 와 BV 規則은 다른 規則에 比하여 比較的 작은 값을 주고 있기는 하나 제일 簡便한 計算式이며 또 理論式에 가장 가까운 값을 注目할만 하다.

理論式 計算에서는 該當係數 使用에 있어서 되도록 安全한 값을 주는 方向으로 計算을 進行하였음에도 各規則보다 작은 값으로 나왔고 特히 2 行程機關을 가진 Kum Chun 號와 南星號의 境遇에는 AB 와 BV 規則으로부터 算定된 값에 매우 近似하다. 이들 두 船舶의 推進器軸 軸徑은 推進軸支柱베어링 에서 받는 M_p 의 影響에 依한 S_b 가 6,000 psi 未滿이어야하는 條件에 拘束되어 求하여졌다.

이는 推進器部 重量 및 偏心推力에 依한 合成힘모멘트의 影響이 過大하기 때문인데 이를 減少시킬 수 있어 他境遇와 같이 $S_b = 5,000$ psi 程度로 抑制할 수 있는 系構成이라면 理論値보다 5~8% 작은 軸을 使用해도 된다. 以上과 같이 實船에 各船級協會規則과 理論式을 適用하여 比較檢討한 結果를 要約하면 다음과 같다.

(1) 中小型 디젤機關船의 推進器軸 軸徑에 關한 各船級協會規則은 理論値보다 큰 값을 주고 있다. 即 AB 및 BV 規則은 理論値보다 約 7% LR 및 KR-NK 規則은 理論値보다 約 20% 더 큰 값을 준다.

(2) LR 規則이 最大值, AB 規則이 最少値를 주고 있다.

(3) KR-NK 規則은 推進軸 軸徑 計算上 復雜한 因子들을 內包하고 있으므로 中小型船의 推進軸 軸徑에 關

한 限 AB 規則을 使用함이 簡便하고도 安全하다.

參 考 文 獻

- [1] N.H. Jasper & L.A. Rupp.; An Experimental & Theoretical Investigation of Propeller Shaft Failures. Trans. SNAME, Vol 60, 1952.
- [2] N.E. Lehr & E.L. Parker; Consideration in the Design of Marine Propulsion Shaft Systems. Trans. SNAME, Vol 96, 1961.
- [3] A.R. Gatewood; Some Notes on Propeller Shaft Failure. Trans. SNAME, Vol 58, 1950.
- [4] S.F. Dorey; Presidential Address at the General Meeting of Institution of Mechanical Engineers. MENA, Oct. 1950.
- [5] C.R. Soderberg; Factor of Safety & Working Stress. Trans. ASME, Vol 55, 1933.
- [6] Bureau of Ships, U.S. Navy; Propulsion Shafting. DDS 4301, Department of the U.S. Navy, 1960.
- [7] Rossel & Chapman (Editor); Principle of Naval Architecture, Vol II, SNAME, 1965.
- [8] 韓國船級協會(KR): 鋼船規則
日本海事協會(NK): 鋼船規則
American Bureau of Shipping (AB); Rules for Building and Classing Steel Vessels.
Lloyd's Register of Shipping (LR); Rules and Regulation for the Construction and Classification of Steel Ships.
Bureau Veritas (BV); Rules for Building and Classing Steel Vessels.