

# 舶用디이젤機關의 크랭크軸系 縱振動特性에 관한 研究

全孝重\* · 王之錫\* · 金義珩\*

Characteristics of Axial Vibration of Marine Diesel Engine Crankshafts

Jeon Hyojung, Wang Jeeseok, Kim Uekan

## Abstract

In former papers which were published already, authors had derived calculation formulae for the axial stiffness and the radial force conversion factor of crankshaft.

In this paper, crankthrow axial stiffnesses and radial force conversion factors of actual engines are calculated by these theoretical formulae and then their characteristics are investigated.

As the results, the axial stiffness and the radial force conversion factor of the latest super-long stroke engine are smaller than those of old-type engines. The influence of the former brings down the resonance speed of engine and the latter reduces the exciting force of axial vibration, but as the harmonic component of axial vibration force becomes rather strong, its effect of reducing is considerably canceled.

In conclusion, as the latest super-long stroke engine is seemed to be liable to axial vibration of crankshaft, it is recommend that, in the design stage of propulsion shaft, its axial vibration condition must be more carefully checked.

젤機關의 振動特性을 살펴보고저 한다.

## 1. 序 論

舶用디이젤機關의 推進軸系 縱振動에 關하여서는 이미 數回에 걸쳐 本誌에 研究結果를 發表한 바 있다.<sup>1), 2), 3), 4)\*\*</sup>

本 論文에서는 그 동안의 研究結果 中에서 크랭크軸系 縱振動스프링定數와 半徑力의 推力變換率의 計算式을 利用하여 現在 製作 中에 있는 實際機關에 대하여 이들 값을 計算하고 이들 結果와 實測值를 比較檢討함으로써 各種 舶用디이

## 2. 크랭크軸系 縱方向스프링定數

舶用디이젤機關 推進軸系의 縱振動 中에서 가장 흔히 發生하는 것은 零節縱振動과 零節縱·비틀림聯成振動에 의하여 發生하는 縱振動이다.

前者는 주로 크랭크軸 縱方向스프링定數와 스티스트베어링스프링定數에 의하여 決定되는 共振點이 機關使用回轉數 範圍에 나타나는 경우이고, 後者는 縱振動的 共振點과 비틀림振動的 共

\*正會員, 韓國海洋大學.

\*\*末尾의 參考文獻 番號임.

振點이 一致하거나 接近하여 聯成할 때 發生하는 振動으로서 크랭크軸 固有의 現象이다. 이러한 聯成振動에 대하여서는 이미 詳細히 다룬 적이 있으므로 本論에서는 言及하지 않는다.<sup>5),6)</sup>

스러스트베어링스프링定數는 理論的 計算法이 確立되지 못하고 있는데 實際로 利用하고 있는 값은 Sulzer 機關의 경우  $0.15 \times 10^7 \sim 0.27 \times 10^7 \text{kg/cm}$ 의 範圍이고, B&W 機關의 경우  $0.15 \times 10^7 \sim 0.13 \times 10^8 \text{kg/cm}$ 의 範圍를 取하고 있다. 이 중에서 낮은 값은 小形低出力機關에 대

한 것이며, 높은 값은 大形高出力機關에 대한 것이다. B&W 機關이 大形機關에 대하여 보다 높은 값을 取하고 있음을 알 수 있다.

크랭크軸스프링定數에 대하여서는 이미 發表한 바와 같이 여러가지 計算式이 提示되고 있으나 信賴할 만한 結果를 주지 못하고 있으며, 筆者들이 理論的으로 誘導한 計算式은 다음과 같고 이들은 比較的 妥當한 結果를 주고 있다.<sup>1)</sup>

지금 單一 크랭크스로우의 軸方向 影響係數를  $f_a$ 라 하면

$$f_a = \frac{1}{EJ_j} \left[ \frac{(M_L - M_R)^2}{3l^2} \{a_1^3 + l^3 - (l - a_2)^3\} - \frac{M_L(M_L - M_R)}{l} \{a_1^2 + l^2 - (l - a_2)^2\} \right. \\ \left. + (a_1 + a_2)M_L^2 \right] + \frac{1}{EJ_a} \left[ \frac{R}{l^2} \{ (M_L - M_R)^2 (a_1^2 + a_2^2) - 2l(M_L - M_R)(M_L a_1 - M_R a_2) \right. \\ \left. + l^2(M_L^2 + M_R^2) \right] + \frac{R^2}{J} \{ (M_L - M_R)(a_1 - a_2) - l(M_L + M_R) \} + \frac{2}{3} R^3 \\ \left. + \frac{1}{EJ_p} \left[ \frac{(M_L - M_R)^2}{3l^2} \{ (a_1 + 2b)^3 - a_1^3 \} + \frac{M_L - M_R}{l} (R - M_L) \{ (a_1 + 2b)^2 - a_1^2 \} + 2b(R - M_L)^2 \right] \right] \quad (1)$$

만약  $a_1 = a_2 = a$ ,  $J_j = J_p = J$  이면

$$f_a = \frac{1}{EJ} \left[ \frac{l(M_L - M_R)^2}{3} - \frac{(M_L - M_R)}{l} \{ M_L l^2 - R(a + 2b)^2 + R a^2 \} + 2a M_L^2 \right. \\ \left. + 2b(R - M_L)^2 \right] + \frac{1}{EJ_a} \left[ \frac{R}{l^2} \{ 2a(M_L - M_R)^2 (a - l) + l^2(M_L^2 + M_R^2) \} \right. \\ \left. - R^2(M_L + M_R) + \frac{2}{3} R^3 \right] \quad (2)$$

다만, 윗式에서

$$M_L = M \left( \frac{1 + \cos \theta_L}{2} \right) \quad (3)$$

$$M_R = M \left( \frac{1 + \cos \theta_R}{2} \right) \quad (4)$$

$$M = \frac{\frac{R^2(l + a_1 - a_2)}{2J_a} + \frac{2Rb(a_1 + b)}{J_p}}{\frac{a_1^3 + 3a_2 l^2 - 3a_2^2 l + a_2^3}{3J_a l} + \frac{6a_1^2 b + 12a_1 b^2 + 8b^3}{3J_p l} + \frac{R(a_1^2 + l^2 - 2a_2 l + a_2^2)}{J_a l}} \quad (5)$$

만약,  $a_1 = a_2 = a$ ,  $J_j = J_p = J$  이면

$$M = \frac{\frac{R^2}{2J_a} + \frac{Rb}{J}}{\frac{l}{3J} + \frac{R(2a^2 + l^2 - 2al)}{J_a l^2}} \quad (6)$$

(1)~(6)式에서 各 記號의 뜻은 다음과 같다.

$J_j$ ,  $J_a$ ,  $J_p$ : 크랭크자아널, 아암, 핀의 軸芯線에 관한 斷面2次모멘트

$E$ ,  $G$ : 크랭크軸材料의 縱彈性係數와 橫斷性係數

$\theta_L$ ,  $\theta_R$ : 크랭크스로우의 左, 右 크랭크스로우

와의 接續角

나머지 記號는 크랭크스로우의 자아널, 아암, 핀의 中心線에 의하여 表示되는 單一 크랭크스로우線圖 Fig. 1에 表示되어 있다.

크랭크軸 先端스로우는 그 앞에 隣接 크랭크가 接續되어 있지 않으므로 先端側으로부터 받는

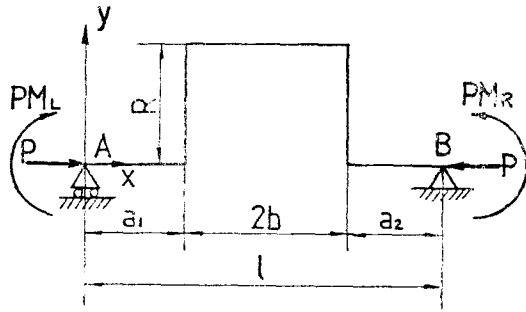


Fig. 1. Reduction of crank-throw and constraint moments by adjacent crank-throws.

拘束모멘트는 零이다. 따라서 左側이 先端側이라 하면  $M_L=0$ 이고, (3)式에 의하면  $\theta_L=180^\circ$  일 때  $M_L=0$ 이 되므로 앞쪽에 接續角  $180^\circ$ 인 크랭크가 接續되어 있다고 보면 된다.

末端크랭크스로우 뒤에는 캠軸驅動用 齒車나

$$M' = \frac{\frac{R^2(l+a_1-a_2)}{2J_a} + \frac{2Rb(a_1+b)}{J_p}}{\frac{l'l}{3J_j} + \frac{a_1^3+3a_2l^2-3a_2^2l+a_2^3}{3J_j l} + \frac{6a_1^2b+12a_1b^2+8b^3}{3J_p l} + \frac{R(a_1^2+l^2-2a_2l+a_2^2)}{J_a l}} \quad (7)$$

만약  $a_1=a_2=a$ ,  $J_j=J_p=J$ 이면

$$M' = \frac{\left(\frac{R^2}{2J_a} + \frac{Rb}{J}\right)}{\frac{l+l'}{3J} + \frac{R(2a^2+l^2-2al)}{J_a l^2}} \quad (8)$$

지금까지 提示한 크랭크軸 影響係數  $f_a$ 에는 크랭크자아넬의 壓縮力 및 크랭크아암의 剪斷力에 의한 變位는 包含시키지 않았으며 各部의 압 힘에 의한 變位만을 考慮하였으므로 必要에 따라 이들에 의한 變位는 다음 式으로 計算하여 合算하던 된다.

$$f_x = \frac{12(R-D)}{5Gwh} + \frac{4(l_j+l_p)}{\pi E d^2} \quad (9)$$

다만,  $l_j, l_p$ 는 각각 자아넬과 핀의 길이,  $h, w$ 는 크랭크아암의 두께와 幅,  $R$ 는 크랭크스로우의 길이,  $D$ 는 자아넬과 핀의 平均지름이고  $G$ 는 크랭크軸材料의 橫斷性 係數이다.

따라서 크랭크스로우의 스프링定數  $k_a$ 는 다음과 같다.

$$k_a = \frac{1}{f_a+f_x} \quad (10)$$

### 3. 半徑力의 推力變換率

半徑力의 推力變換率에 關하여서도 이미 研究

체인設置部 및 스러스트軸이 連結되어 있는데 이軸으로부터 받는 拘束모멘트  $M'$ 는 Fig. 2를 參考하여 다음과 같이 求하여진다.

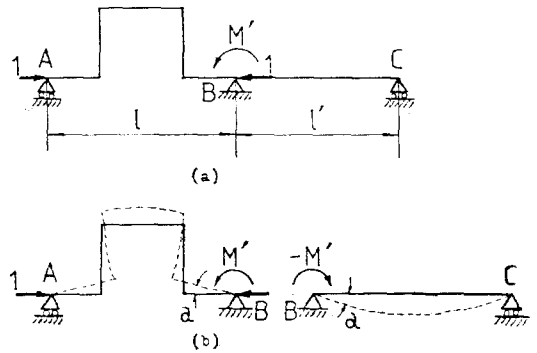


Fig. 2. Constraint moment of last crank-throw connected with a simple shaft.

結果를 發表한 바 있으나, 그 後 一部 誤謬가 發見되었으므로 本論文에서 再整理하여 보이던 다음과 같다.<sup>4)</sup>

單一 크랭크스로우의 一端에 推力  $P_a$ 를 크랭크軸心方向으로 加하고 그 時의 軸心方向變位를  $\delta_{xx}$ , 單一 크랭크스로우의 크랭크핀中央에 半徑力  $P_r$ 를 加하여 그 時의 軸心方向變位를  $\delta_{xy}$ 라 하면 각각의 影響係數  $f_a, f_r$ 는  $f_a=\delta_{xx}/P_a, f_r=\delta_{xy}/P_r$ 로 되므로 半徑力의 推力變換率은  $f_r/f_a$ 로 된다.

Fig. 3에서 兩端單純支持 單一 크랭크스로우의

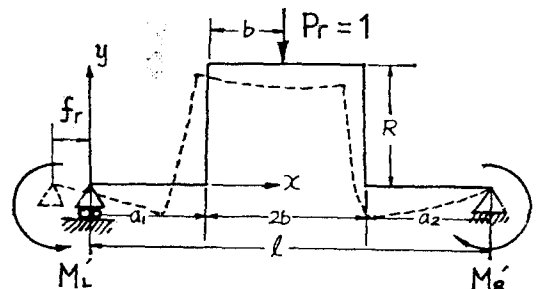


Fig. 3. Axial displacement by unit radial force.

크랭크 핀에 半徑方向으로 單位の 힘이 作用할 때의 軸方向變位를  $f_1$ , 크랭크스로우 右端에 單位모멘트가 作用할 때의 軸方向變位를  $f_2$ 라 하면 이들 값은 다음과 같다.

$$f_1 = \frac{R^2}{2EJ_a l} [(a_2+b)a_1 + (a_1+b)a_2] + \frac{R}{EJ_\rho l} \left[ (a_2+b) \left( a_1 b + \frac{b^2}{2} \right) + (a_1+b) \left( a_2 b + \frac{b^2}{2} \right) \right] \quad (11)$$

$$f_2 = \frac{R^2}{2EJ_a l} (a_1+l-a_2) + \frac{R}{EJ_\rho l} (2a_1 b + 2b^2) \quad (12)$$

따라서 接點의 原理에 의하여 Fig. 3의 影響係數  $f_r$ 는 다음과 같다.

$$f_r = f_1 - M_R' f_2 - M_L' f_2' \quad (13)$$

여기서  $f_2'$ 는  $f_2$ 에서  $a_1$ 과  $a_2$ 를 바꾸어 놓은 것으로서 다음과 같다.

$$f_2' = \frac{R^2}{2EJ_a l} (a_2+l-a_1) + \frac{R}{EJ_\rho l} (2a_2 b + 2b^2) \quad (14)$$

$M_L'$ ,  $M_R'$ 는 크랭크스로우 左, 右端에서의 拘束모멘트로서 左, 右端의 隣接角을 각각  $\theta_L$ ,  $\theta_R$ 라 하면 다음과 같이 求하여진다.

(1) 크랭크軸의 先端크랭크스로우의 경우

(船首側  $M_L'$ , 船尾側  $M_R'$ )

$$M_L' = 0 \quad (15)$$

$$M_R' = \frac{\psi_1}{\psi_2 + \cos^2 \theta_R \psi_2' + \sin^2 \theta_R \psi_3'} \quad (16)$$

(2) 크랭크軸의 中間部分 크랭크스로우의 경우

우

$$M_L' = \frac{\psi_1' (\psi_2 + \cos^2 \theta_R \psi_2' + \sin^2 \theta_R \psi_3') - \psi_1 \phi_2}{(\psi_2'^2 + \cos^2 \theta_L \psi_2 + \sin^2 \theta_L \psi_3) (\psi_2 + \cos^2 \theta_R \psi_2' + \sin^2 \theta_R \psi_3') - \phi_2^2} \quad (17)$$

$$M_R' = \frac{\psi_1 (\psi_2' + \cos^2 \theta_L \psi_2 + \sin^2 \theta_L \psi_3) - \psi_1' \phi_2}{(\psi_2' + \cos^2 \theta_L \psi_2 + \sin^2 \theta_L \psi_3) (\psi_2 + \cos^2 \theta_R \psi_2' + \sin^2 \theta_R \psi_3') - \phi_2^2} \quad (18)$$

(3) 크랭크軸의 末端크랭크스로우의 경우

(船首側  $M_L'$ , 船尾側  $M_R'$ )

$$M_L' = \frac{\psi_1' \left( \psi_2 + \frac{l'}{3EJ_j} \right) - \psi_1 \phi_2}{(\psi_2' + \cos^2 \theta_L \psi_2 + \sin^2 \theta_L \psi_3) \left( \psi_2 + \frac{l'}{3EJ_j} \right) - \phi_2^2} \quad (19)$$

$$M_R' = \frac{\psi_1 (\psi_2' + \cos^2 \theta_L \psi_2 + \sin^2 \theta_L \psi_3) - \psi_1' \phi_2}{(\psi_2' + \cos^2 \theta_L \psi_2 + \sin^2 \theta_L \psi_3) \left( \psi_2 + \frac{l'}{3EJ_j} \right) - \phi_2^2} \quad (20)$$

위의 (16)~(20)式에서  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_3$ ,  $\phi_2$ ,  $\psi_1'$ ,  $\psi_2'$ ,  $\psi_3'$ 의 값은 다음과 같다.

$$\psi_1 = \frac{1}{3EJ_j l^2} [(a_2+b)a_1^2 + (a_1+b) \left( \frac{2}{3} l - a_2 \right) a_2^2] + \frac{R}{EJ_a l^2} [2a_1^2 a_2 + a_1^2 b + 3a_1 a_2 b + 2a_2 b^2] + \frac{b}{EJ_\rho l^2} \left[ (a_2+b) \left( a_1^2 + a_1 b + \frac{b^2}{3} \right) + (a_1+b) \left( \frac{a_1 b}{2} + a_1 a_2 + \frac{3a_2 b}{2} + \frac{2b^2}{3} \right) \right]$$

$$\psi_2 = \frac{a_1^3 + 3a_2 l^2 - 3a_2^2 l + a_2^3}{3EJ_j l^2} + \frac{6a_1^2 b + 12a_1 b^2 + 8b^3}{3EJ_\rho l^2} + \frac{R(a_1^2 + l^2 - 2a_2 l + a_2^2)}{EJ_a l^2}$$

$$\psi_3 = \frac{a_1^3 + 3a_2 l^2 - 3a_2^2 l + a_2^3}{3EJ_j l^2} + \frac{2R^3}{3EJ_a l^2} + \frac{R(2a_1^2 + 4a_1 b + 4b^2)}{G \cdot kwh^3 l^2} + \frac{6a_1^2 b + 12a_1 b^2 + 8b^3}{3EJ_\rho l^2} + \frac{2bR^2}{GJ_\rho l^2}$$

$$\phi_2 = \frac{1}{EJ_j l^2} \left[ a_1^2 \left( \frac{l}{2} - \frac{a_1}{3} \right) + a_2^2 \left( \frac{l}{2} - \frac{a_2}{3} \right) \right] + \frac{R}{EJ_a l^2} [a_1(l-a_1) + a_2(l-a_2)]$$

$$+ \frac{1}{EJ_\rho l^2} \left[ 2a_1 a_2 b + 2a_1 b^2 + 2a_2 b^2 + \frac{4}{3} b^3 \right]$$

$\psi_1', \psi_2', \psi_3'$ 는  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$ 에서  $a_1$ 과  $a_2$ 를 바꾸어 놓은 것이다.

또한 위 식에서  $J_a'$ 는 크랭크암의  $x$ 축에 관한 斷面 2次모멘트,  $J_{pp}$ 는 크랭크핀의 極斷面 2次모멘트,  $k$ 는 四角柱가 軸芯둘레로 비틀릴 때의 토오크와 비틀림角의 關係를 나타내는 값으로서  $w/h$ 의 比에 따라 달라지는 값이다. 餘他的 記號는 앞 章에서 引用한 것과 같은 意味를 갖는다.

(11)~(22)式으로부터  $f_r$ 이 求하여지면 앞 章에서 求한  $f_a$ 를 利用하여 推力變換率  $f_r/f_a$ 를 求

할 수 있다.

#### 4. 實際機關의 크랭크軸스프링 定數와 推力變換率

現在 製作되고 있는 船用디젤機關 中에서 크랭크軸의 主要치수가 入手된 몇 機關의 크랭크軸스프링定數와 推力變換率의 計算結果를 보이면 다음 Table 1.과 같다. 또한 Table 2.는 入手된 推進軸系 크랭크軸先端 縱振動振幅의 實測值를 整理한 것이다.

Table 1. Calculated results of axial stiffnesses and radial force conversion factors of crankshaft

Engine type	$k_a$ ( $\times 10^7$ kg/cm)	$f_r/f_a$	Engine type	$k_a$ ( $\times 10^7$ kg/cm)	$f_r/f_a$
6RND68M	0.3352231	0.377	4RLB90	0.2916456	0.228
7RND68M	0.3330902	0.373	6RLB90	0.3999964	0.318
			7RLB90	0.3967589	0.314
5RND76M	0.2793978	0.341	4RTA58	0.0951000	0.152
6RND76M	0.2874851	0.373	5RTA58	0.1337741	0.192
7RND76M	0.2782482	0.340	6RTA58	0.1339192	0.217
9RND76M	0.2526718	0.371	7RTA58	0.1330499	0.215
6RND90M	0.4964229	0.392	8RTA58	0.1282278	0.210
7RND90	0.4240434	0.386	9RTA58	0.1420777	0.233
4RLA56	0.1360245	0.231	4RTA76	0.1325678	0.155
5RLA56	0.1858713	0.322	6RTA76	0.1864212	0.222
6RLA56	0.1859459	0.328			
7RLA56	0.1845514	0.319	6L55GF	0.1325111	0.203
8RLA56	0.1789601	0.311			
4RLA66	0.1672434	0.232	5L67GFCA	0.1925558	0.229
5RLA66	0.2282221	0.322	7L67GFCA	0.1928981	0.219
6RLA66	0.2279763	0.306			
7RLA66	0.2266613	0.319	5L80GFCA	0.2475403	0.231
8RLA66	0.2192875	0.310	7L80GFCA	0.2447744	0.228
4RLA90	0.2324789	0.232			
			5L67GB	0.2273192	0.221
4RLB56	0.2023938	0.205	6L67GB	0.2217792	0.209
5RLB56	0.2780424	0.304			
6RLB56	0.2769162	0.303	6L80GB	0.2805409	0.219
7RLB56	0.2832511	0.302			
8RLB56	0.2661187	0.293	5L90GB	0.3431490	0.238
			8L90GB	0.3346074	0.244
5RLB76	0.3187229	0.320			
6RLB76	0.3179089	0.320	6L60MC	0.1485432	0.179
7RLB76	0.3161007	0.315			

#### (1) 크랭크軸 縱方向스프링定數의 特性

同一 汽缸徑을 갖는 同一機種에 있어서는 4기린더의 경우 大體로 작은 스프링定數를 가지나 5기린더 이상의 경우에는 汽缸數의 多寡에 關係없이 비슷한 平均스프링定數를 갖는다. 그러나 같은 條件이라던 多氣筒이 될수록 마지막 스톱에 걸리는 振動慣性力이 크게 될 것이므로

로 그만큼 振動應力이 크게 되어 危險하게 될 것이다.

汽缸徑이 다른 同一機種間에서는 大口徑이 될수록 縱方向 스프링定數가 增加하고 있으며, 이는 그만큼 크랭크軸지름이 크게 될 것이므로 당연한 結果이다. 그러나 振動質量도 증가하고 있으므로 共振點에는 큰 變化가 없을 것으

Table 2. Measured results of axial vibrations

Engine type	Axial Amp. of coupled torsional-axial Vib. (mm)	Axial Vib. Amp. (mm)	Engine type	Axial Amp. of coupled torsional-axial Vib. (mm)	Axial Vib. Amp. (mm)
5L67GFCA	0.44	—	6L80GFCA	0.56	0.38
"	0.27	—	"	0.80	0.40
"	0.45	—	"	0.90	0.25
6L67GFCA	0.90	—	5L67GBE	0.65	0.76
7L67GFCA	0.16	0.86	5L90GBE	—	0.26
"	0.16	0.20	6L90GBE	—	0.25
"	0.15	0.55	6RND68M	1.40	0.70
"	0.35	0.50	9RND76M	1.13	0.90
5L80GFCA	0.17	0.25	6RLB76	0.06	0.10

로 생각된다.

同一會社の 機種間에 있어서는 確實한 傾向은 찾아 볼 수 없으나 最近에 開發된 超長行程의 機關은 크랭크軸 縱方向스프링定數가 크게 낮아지고 있으며, 이는 行程이 길게 되는데 起因한 것이고 앞으로 實船에서의 軸系 縱振動共振點이 機關使用回轉數 範圍에 나타날 可能性이 많아졌다. 다만, 一部 機關에서는 常用回轉數가 낮아졌으므로 이러한 機關에 있어서는 相對的인 關係는 큰 變化가 없을 것으로 豫想된다.

他會社 機關과의 比較에 있어서는 同一 시린더口徑, 同一出力의 比較가 不可能하고 특히 零節縱振動은 推力베어링 스프링定數의 影響이 크기 때문에 여기서는 言及하지 않겠다.

(2) 크랭크軸 推力變換率의 特性

同一시린더 口徑을 갖는 同一機種에 있어서 4시린더機關은 推力變換率이 작으며 5시린더機關 이상은 變換率의 크기가 비슷하다.

시린더口徑이 다른 同一機種間에 있어서는 비슷한 값을 가지며 거의 差를 볼 수 없다.

同一會社の 機種間에 있어서는 最近에 開發된 機關일수록 推力變換率이 크게 줄어들고 있으며 이 點만을 생각한다면 縱振動起振力은 大幅的으로 減少할 것으로 豫想되나 機關의 最高爆發壓力과 平均有效壓力도 增加하고 있으므로 그 減少效果는 相殺될 것으로 展望된다.

서로 다른 會社の 機種間 比較는 縱方向스프

링定數와 마찬가지로 比較할 수 있는 基準設定이 困難하므로 省略한다.

(3) 軸系 縱方向振動 實測值의 檢討

Table 2.의 實測值는 計測된 값 중에서 가장 큰 값을 간주려서 整理한 것으로서 大部分이 MAN-B&W 機關에 관한 것이며, 그 數도 많지 않기 때문에 系統的인 特性의 比較檢討는 困難하다.

그러나, 實測 結果를 볼 때 同一 機關일 경우 設置하는 船舶이 달라도 類似한 振動特性을 가지며, 특히 注目을 끄는 것은 縱·비틀림聯成振動으로 因한 縱振動이 意外로 強하게 發生하는 경우가 많은 事實이다. 推進軸系 크랭크端의 縱振動 制限值를 ±0.5mm로 본다면 聯成振動으로 因한 縱振動이 이러한 限界值를 넘는 경우가 많을 것으로 推定된다. 實際에 있어서는 機關의 連續使用를 制限함으로써 이 問題를 解決하고 있으나 設計段階에서 이러한 狀況을 豫測하는 것이 비틀림振動이나 縱振動을 單獨으로 다루어서는 不可能하고 聯成振動을 鑄으므로써 비로소 可能하다.

實測值의 例가 많지 않기 때문에 스프링定數와 推力變換率의 相互 또는 單獨의 影響을 檢討할 수 없었다.

## 5. 結 論

本 論文에서는 그 동안 發表한 바 있는 크랭크軸系縱方向 스프링定數計算式과 推力變換率計算式을 利用하여 實際機關의 크랭크軸系 縱方向 스프링定數와 推力變換率을 計算하여 比較 檢討 하였고 入手된 實測值도 比較하여 보았다.

一般的인 傾向으로서 새로운 機關일수록 스프링定數는 낮아지고 있으며 推力變換率도 줄어들고 있다. 前者는 共振點을 낮추는 影響을 미치며, 機關의 使用回轉數 範圍內에서 推進軸系 縱振動이 發生할 可能性을 높이고 있는 反面 後者는 縱振動起振力을 弱화시키는 效果를 갖는다. 다만, 새로운 機關의 縱振動起振力 調和成分은 增大하고 있으므로 起振力의 弱化는 그렇게 크지 않을 것이다.

結局 이와 같은 特性들을 綜合하여 볼 때, 앞으로의 船用主機 主機種인 超長行程機關이 過去의 機種보다 軸系縱振動에 보다 더 銳敏할 것으로 생각되기 때문에 앞으로 建造되는 船舶의 推進軸系 設計에 있어서는 이 點에 關하여 慎重을 期할 必要가 있을 것이다.

## 參 考 文 獻

- 1) 全孝重·金義玦, 內燃機關크랭크軸系 縱振動에 關한 研究(第1報), 韓國船用機關學會誌, 第5卷 第1號 1981/4.
- 2) 金永柱·高長權·金義玦·全孝重, 內燃機關크랭크軸系 縱振動에 關한 研究.
- 3) 金義玦·全孝重, 船用 디젤機關軸系的 縱自由振動計算에 關한 研究, 韓國海洋大學船舶工學研究所 論文集, 第1輯, 1982/4.
- 4) 金永柱·全孝重, 船用디젤機關크랭크軸系的 縱振動起振力에 關한 研究, 韓國海洋大學大學院 論文集, 第4輯, 1982/4.
- 5) 全孝重·津田公一, 船用往復內燃機關軸系縱ねじり連成自由振動의 理論的解析에 關する 研究, 日本船用機關學會誌, 第4卷, 第7號, 1969/7.
- 6) 全孝重, 船用往復內燃機關軸系縱ねじり連成強制振動의 理論的解析에 關する 研究, 日本船用機關學會誌 第5卷, 第3號, 1970/3.