

◎ 研究論文

內燃機關크랭크軸系 縱振動에 관한 研究

(第1報 : 크랭크軸의 縱剛性係數와 縱自由振動計算)

全孝重* · 金義珩**

The Axial Vibration of Internal Combustion Engine Crankshaft

(Part I. Calculation method of crankshaft axial stiffness and its natural frequencies)

Hiojung Jeon. Uekan Kim

Abstract

Lately, due to increasing engine output by high supercharging, heavy crankshaft and propeller mass, as well as long engine strokes attended with the reduced crankshaft axial stiffness, the critical crankshaft axial vibration has frequently appeared in maneuvering range of the engine.

Some investigators have developed calculating methods of natural frequencies and resonant amplitudes for crankshaft axial vibrations. But their reliabilities are uncertain as the estimated crankshaft axial stiffness are incorrect.

The calculating procedure of these natural frequencies is practically analogous to the classical calculation of torsional vibration frequencies, except for an important difference due to the relationship of the axial stiffness of a crank and the angle between the crank and other, especially the adjacent, cranks.

In this paper, 6 calculation formulae of crankshaft axial stiffness already published and a theoretically-developed one by authors are checked by comparing their calculating results with those measured values of one model crankshaft and three full-scale actual crankshafts.

Also, the calculating methods of the crankshaft axial free vibration are investigated and their computer programs are developed.

Finally, those developed computer programs are applied to calculating one model crankshaft and two full-scale actual crankshafts of ship's propulsion engines and their calculated results are compared with those measured values.

* 正會員, 韓國海洋大學 **正會員, 現代엔진(株)

1. 머 리 말

크랭크軸縱振動에 관한 最初의 研究報告는 1930年代 後半의 Dorey¹⁾의 것이 처음이며 그 以後로 數編의 論文이 보이기는하나 이 方面의 研究가 가장 活潑한 때는 1960年代 後半이다. 이는 1950年代의 大形디젤機關 過給成功에 따른 出力增大와 잇다른 大形디젤機關의 開發에 따라 크랭크軸系의 縱振動 共振點이 機關使用範圍內에 나타나게 되고 그로 因한 事故가 發生한 데 起因한다. 그러나 第1次 油類波動以後 大形디젤機關의 需要激減으로 이 方面에 관한 研究가 한때 小康狀態를 繼續하다가 最近에 이르러 또다시 大形디젤機關의 高過給에 의한 出力增大와 推進器直結 船用디젤機關의 低回轉에 따른 行程의 增大는 크랭크軸의 縱剛性を 낮게하고 한편으로는 크랭크軸質量 및 推進器質量이 커져서 過去에는 6시린더以上の 多시린더機關에서만 問題로 되든 크랭크軸系 縱振動이 시린더數가 적은 機關에서도 問題를 일으키게 됨에 따라 이 方面의 研究가 또다시 活潑하게 되었다.

크랭크軸系 縱振動問題는 그間的 研究結果로 自由振動과 強制振動을 어느程度 解析할 수 있는 段階까지 到達하기는 하였으나 비틀림振動에 比하여 아직도 問題點이 많다. 現在 究明의 對象이 되고있는 事項들로서는 크랭크軸縱剛性, 스톱트베어링剛性, 減衰力, 機關側 및 推進器側 起振力 등이 있으며 設計段階에서 좀더 正確한 縱振動을 解析하기 위해서는 앞으로의 研究에 期待하는 바가 크다.

本研究에서는 이런 問題들을 理論的 解析, 模型實驗, 實際軸의 實測等を 通하여 究明하고자 하며 本稿에서는 특히 크랭크軸의 縱剛性係數 計算式과 縱自由振動 計算에 必要한 事項 및 計算方法에 대하여 檢討하고자 한다.

2. 크랭크軸縱스프링定數의 計算式

크랭크軸系의 縱自由振動을 解析하는데 있어 가장 重要한 要素가 되는 크랭크스로우 縱스프링

定數에 대하여서는 지금까지 數個의 式이 發表되었으나 아직도 一般的으로 利用할 수 있는 式은 發表되고 있지않다. 이와같이 크랭크軸 縱스프링定數 計算式의 信賴性이 問題로 되는 理由는 비틀림스프링定數와는 달리 몇가지 다루기 困難한 要素를 包含하고 있기 때문이다. 이러한 要素中 가장 代表的인 것은 隣接크랭크스로우의 影響이다. 이 외에도 支持베어링의 剛性등이 있으나 그 影響의 程度가 別로 크지않는 것으로 보고있다.

本章에서는 지금까지 發表된 諸式을 整理하여 보이고 새로운 理論的 計算式을 提示하고자 한다. 다만, Poole의 式²⁾은 隣接크랭크스로우와의 接續角이 180°인 軸系에만 適用되기 때문에 除外하였다.

2.1 크랭크軸縱스프링定數의 計算式

지금까지 公表된 7個의 計算式中에서 6個를 利用하였으며 結果를 比較하기 쉽도록 하기위하여 같은 單位와 記號로 統一하여 提示하였다. 各式은 單位힘에 의한 變位를 주고있으므로 이것의 逆數가 스프링定數로 된다.

이들 式中에 導入된 隣接角이 하나일 경우에는 다음과 같이 다룬다.

① 크랭크스로우兩端에서 隣接스로우와 接續하는 接續角의 平均値를 取할 경우

② 크랭크스로우兩端의 各各의 隣接角度에 대하여 計算한 다음 그 結果를 平均하는 경우

①의 경우는 質點을 牙아널中心에 設定할 때 便利하며 ②의 경우는 비틀림振動의 경우처럼 크랭크핀 中心에 質點을 設定할 경우 便利하다. 縱振動의 特性으로 보아 크랭크핀中心에 質點을 設定할 경우도 生覺할 수 있으나 計算上의 困難때문에 實際로 그와같은 方法을 擇하는 경우는 없는 것 같다.

(1) Dorey의 式¹⁾

$$f_i = R^2 \left(p_1 k_1 \frac{l_p}{EJ_p} + k_2 \frac{R}{EJ_1} \right) \quad (1)$$

여기서 全組立크랭크의 경우 $p_1=1.65$, 半組立 크랭크의 경우 $p_1=1.625$

$$k_1 = 0.5 + \frac{\theta^0}{360}$$

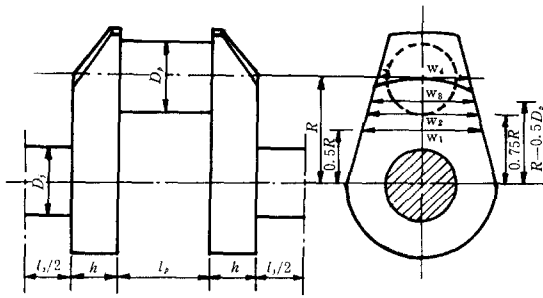


Fig. 1 Dimensions of a crank throw]

$$k_2 = 0.1667 + \frac{\theta^0}{360}$$

Dorey는 θ 로서 全軸系에 대한 平均角度를 利用하도록 하고 있으나 本論文에서는 各 크랭크에 대하여 個別的으로 適用하였다.

(2) Draminsky의 式³⁾

$$f_i = R^2 \left\{ \left(\frac{l_p}{EJ_p} + \frac{h}{3EJ_p} \right) (1 - \frac{k_3}{12}) + \frac{R}{EJ_3} \left(\frac{2}{3} - \frac{k_3}{2} \right) \right\} + \frac{4(l_j + l_p)}{\pi n d^2} + \frac{2R}{Gv_0 h} \quad (2)$$

여기서 $d = (D_p + D_i)/2$, $k_3 = 1 + \cos \theta$

(3) Anderson의 式⁴⁾

$$f_i = R^2 \left\{ p_2 k_4 \frac{l_p}{EJ_p} + \left(\lambda_A^2 k_4 - \frac{\lambda_A^3}{3} \right) \frac{R}{EJ_1} \right\} + \frac{4(l_p + l_j)}{\pi n d^2} + \frac{2(R-d)}{Gv_1 h} \quad (3)$$

여기서 全組立과 半組立 크랭크에 대하여 $p_2 = 1.1$, $k_4 = 0.75 - 0.25 \cos \theta$, $\lambda_A = 1 - \frac{0.28d}{R}$, $d = (D_i + D_p)/2$

(4) Guglielmotti의 式⁵⁾

$$f_i = R^2 \left(k_5 \frac{l_p}{EJ_p} + 0.6 \times \lambda c k_5 \frac{R}{EJ_4} \right) \quad (4)$$

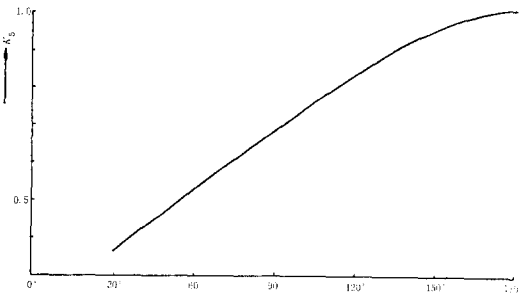


Fig. 2 Relationship between k_5 and θ

k_5 는 Fig. 2로부터 구하여지며 大略 $k_5 \approx \frac{2}{3} - \frac{1}{3} \cos \theta$ 이다. $\lambda_G = 1 - 0.44 \left(\frac{d}{R} \right)$, $d = (D_i + D_p)/2$

(5) Johnson의 式⁶⁾

$$f_i = R^2 \left(k_6 \frac{l_j}{EJ_j} + k_7 \frac{l_p}{EJ_p} + \frac{k_8 R}{EJ_1} \right) \quad (5)$$

여기서, $k_6 = \frac{1}{6} \cos \frac{\theta}{2}$, $k_7 = 1 - \frac{1}{6} \cos \frac{\theta}{2}$

$$k_8 = \frac{2}{3} - \frac{1}{6} \cos \frac{\theta}{2}$$

(6) B & W의 式

$$f_i = \frac{R^2 l_p}{EJ_j} (1 - 0.4k_9) + \frac{\lambda_B R^3}{2EJ_2} (1 - 0.8k_9) + \frac{\lambda_B^3 R^3}{6EJ_2} + \frac{R-d}{0.2 \times E v_2 h} + \frac{3l}{\pi E d^2} \quad (6)$$

여기서, $k_9 = \frac{1}{4} \left\{ \cos^2 \left(\frac{\theta_L}{2} \right) + \cos^2 \left(\frac{\theta_R}{2} \right) \right\}$, θ_L, θ_R 는 左, 右의 隣接角이며 크랭크先端은 $\theta = 180^\circ$, 中間케인驅動부와 스톱스트軸과의 連結部는 $\theta = 90^\circ$, $\lambda_B \approx 0.83$, $d = (D_i + D_p)/2$

k_9 의 값으로서 全體 크랭크軸에 대한 平均値를 取하도록 하고 있으나 本論文에서는 各 크랭크에 대하여 個別的으로 適用한다. 또한 이 式은 公表된 式이 아니며 現在 B & W機關의 크랭크軸系 縱振動計算에 利用하고 있는 것을 引用한 것으로서 Anderson의 式을 若干 修正補完한 內容으로 되어 있다.

2.2 크랭크軸縱스프링定數의 새로운 計算式

2.1에서 보인 縱스프링定數計算式은 어느 것이나 經驗値가 利用되고 있다. 따라서 特定 機關의 크랭크軸에 대하여서는 좋은 結果를 주더라도 機關이 달라지면 전혀 맞지않게 된다. 지금 Fig. 3과 같이 크랭크의 軸과 압의 中心線으로 基本치수를 表示하고 隣接크랭크軸에 의한 拘束모멘트를 左側 M_L , 右側 M_R 라한다. 이 拘束모멘트의 크기는 隣接크랭크와 接續角이 零일 때 最大이며 180° 일 때 零이 된다. 따라서 最大모멘트를 M , 隣接크랭크와의 左右接續角을 各各 θ_L, θ_R 라하면 M_L, M_R 는 다음 式과 같이 된다.

$$\left. \begin{aligned} M_L &= M \left(\frac{1 + \cos \theta_L}{2} \right) \\ M_R &= M \left(\frac{1 + \cos \theta_R}{2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

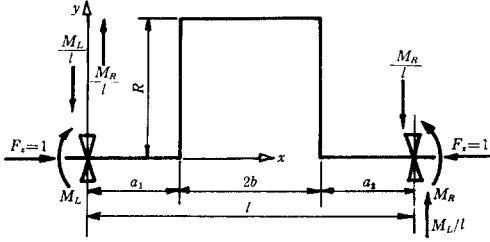


Fig. 3 Reduction of the crank throw

여기서 M 의 값은 B 점에 있어서 x 축에 대한 垂直直交軸둘레의 變形이 零이 되도록 固定하였을 경우의 抵抗모멘트와 같으므로 筆者가 이미 發表한 文獻⁷⁾으로부터 다음과 같이 求하여 진다.

$$M = \frac{\frac{2Rb(a_1+b)}{J_p} + \frac{R^2(a_1+b)}{J_2}}{\left[\frac{a_1^3+l^3-(a_1+2b)^3}{3J_j l} + \frac{(a_1+2b)^3-a_1^3}{3J_p l} + \frac{R\{a_1^2+(l-a_2)^2\}}{J_2 l} \right]}$$

만약, $a_1=a_2=a$, $J_j=J_p=J$ 이면 (7)

$$M = \frac{\frac{R}{2} \left(\frac{2b}{J} + \frac{R}{J_2} \right)}{\frac{l}{3J} + \frac{R\{a^2+(l-a)^2\}}{J_2 l^2}} \quad (7')$$

지금 左右에 크랭크스로우가 接續된 狀態에서 $F_x=1$ 로 兩端을 핀다고 보고 이 때의 變形量을 구한 다음 이것의 逆數를 구하면 스프링定數가 된다. 크랭크스로우가 接續된 狀態이므로 左右에서 M_L , M_R , $F_x(=1)$ 가 同時에 作用한다. 이러한 경우의 變形量은 Castigliano의 定理를 利用하면 比較의 쉽게 求할 수 있다. 지금 變形量을 f_i 라하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} f_i = & \frac{1}{EJ_j} \int_0^{a_1} \left(\frac{M_L}{l}x - \frac{M_R}{l}x - M_L \right)^2 dx \\ & + \frac{1}{EJ_2} \int_0^R \left(\frac{M_L}{l}a_1 - \frac{M_R}{l}a_1 - M_L + y \right)^2 dy \\ & + \frac{1}{EJ_p} \int_{a_1}^{a_1+2b} \left(\frac{M_L}{l}x - \frac{M_R}{l}x - M_L + R \right)^2 dx \\ & + \frac{1}{EJ_2} \int_0^R \left(\frac{M_L}{l}a_2 - \frac{M_R}{l}a_2 + M_R - y \right)^2 dy \\ & + \frac{1}{EJ_j} \int_{l-a_2}^l \left(\frac{M_L}{l}x - \frac{M_R}{l}x - M_L \right)^2 dx \end{aligned} \quad (8)$$

(8)式을 計算한 다음 整理하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} f_i = & \frac{1}{EJ_j} \left[\frac{1}{3l^2} (M_L - M_R)^2 \{ a_1^3 + l^3 - (l - a_2)^3 \} \right. \\ & - \frac{M_L}{l} (M_L - M_R) \{ a_1^2 + l^2 - (l - a_2)^2 \} \\ & + (a_1 + a_2) M_L^2 \left. \right] + \frac{1}{EJ_2} \left[\frac{R}{l^2} \{ (M_L - M_R)^2 \right. \\ & \times (a_1^2 + a_2^2) - 2l(M_L - M_R)(M_L a_1 + M_R a_2) \\ & + l^2(M_L^2 + M_R^2) \left. \right] + \frac{R^2}{l} \{ (M_L - M_R)(a_1 - a_2) \\ & - l(M_L + M_R) \} + \frac{2}{3} R^3 \left. \right] + \frac{1}{EJ_p} \\ & \times \left[-\frac{(M_L - M_R)^2}{3l^2} \{ (a_1 + 2b)^3 - a_1^3 \} \right. \\ & + \frac{(M_L - M_R)}{l} (R - M_L) \{ (a_1 + 2b)^2 - a_1^2 \} \\ & + 2b(R - M_L)^2 \left. \right] \quad (9) \\ & a_1 = a_2 = a, J_j = J_p = J \text{이면} \\ f_i = & \frac{1}{EJ} \left[\frac{l}{3} (M_L - M_R)^2 - \frac{(M_L - M_R)}{l} \right. \\ & \times \{ M_L l^2 - R(a + 2b)^2 + R a^2 \} + 2a M_L^2 \\ & + 2b(R - M_L)^2 \left. \right] + \frac{1}{EJ_j} \left[\frac{R}{l^2} \{ 2a(M_L \right. \\ & - M_R)^2 (a - l) + l^2(M_L^2 + M_R^2) \} - R^2(M_L \\ & + M_R) + \frac{2}{3} R^3 \left. \right] \quad (9') \end{aligned}$$

(7)~(9)式에서 크랭크암의 断面2次모멘트 J_2

에 대하여서는 $(R - \frac{d}{2})$ 인 곳의 값을 취한다. (Fig. 1 參照). 또한 隣接角度 θ_L , θ_R 에 대하여서는 크랭크先端의 경우 180° 로 取하고 캠軸驅動齒車나 체인設置部 및 스톱스트軸과의 連結部는 90° 로 取하여도 無妨하나 隣接 支아널 支持베어링 까지의 距離를 알 수 있을 경우는 다음과 같이 計算할 수 있다.

Fig. 4에서 C 點의 支持베어링이 없고 C 點에서 y 軸方向으로 $Y=1$ 의 힘이 作用할 경우 y 方向的 變位 f_y 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} f_y = & \frac{1}{EJ_j} \int_0^{a_1} \left(-\frac{l'}{l}x \right)^2 dx + \frac{1}{EJ_2} \\ & \times \int_0^R \left(-\frac{l'}{l}a \right)^2 dy + \frac{1}{EJ_p} \int_{a_1}^{a_1+2b} \left(-\frac{l'}{l}x \right)^2 dx \\ & + \frac{1}{EJ_2} \int_0^R \left\{ -(a_1 + 2b) \frac{l'}{l} \right\}^2 dy + \frac{1}{EJ_j} \end{aligned}$$

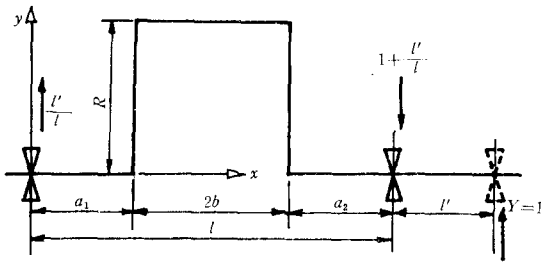


Fig. 4 Reduction of the crank throw attached with a shaft

$$\begin{aligned} & \times \int_{l-a_2}^l \left(-\frac{l'}{l}x\right) dx + \frac{1}{EJ_j} \int_1^{l+l'} \left\{ -\frac{l'}{l}x \right. \\ & \left. + \left(\frac{l+l'}{l}\right)(x-l) \right\}^2 dx \\ & = \frac{l'^2}{3EJ_j l^2} \{a_1^3 + l^3 - (l-a_2)^3\} + \frac{l'^3}{3EJ_j} \\ & + \frac{l'^2}{3EJ_p l^2} \{(a_1+2b)^3 - a_1^3\} \\ & + \frac{Rl'^2}{EJ_2 l^2} \{a_1^2 + (a_1+2b)^2\} \end{aligned} \quad (10)$$

다만, 隣接軸의 지름은 크랭크軸 자아널지름과 같다고 본다. 한편 $F_x=1$ 의 힘을 x 軸方向으로 A 點에 作用시키고 C 點에서 x 軸方向으로 支持할 경우 B 點의 角變位 Ψ_B 는

$$\Psi_B = \frac{2Rb(a_1+b)}{lEJ_2} + \frac{R^2(a_1+b)}{lEJ_2} \quad (11)$$

이때 C 點의 y 軸方向 變位 f'_y 는 $f'_y = l' \Psi_B$ 이다. 따라서 C 點을 베어링으로 支持한 狀態에서 $F_x=1$ 의 힘이 作用할 경우 C 點의 y 方向 作用力 Y 는 $Y = f'_y/f_y$ 이고 이 Y 에 의한 B 點둘레 反抗모멘트 M' 는 $M' = l'Y = l'(f'_y/f_y) = l'^2 \Psi_B/f_y$ 이다. 따라서 M' 는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} M' = & \frac{2Rb(a_1+b)}{lJ_p} + \frac{R^2(a_1+b)}{lJ_2} \\ & \left[\frac{1}{3J_j l^2} \{a_1^3 + l^3 - (a_1+2b)^3\} + \frac{l'}{3J_j} \right. \\ & \left. + \frac{1}{3J_p l^2} \{(a_1+2b)^3 - a_1^3\} + \frac{1}{J_2 l^2} \{a_1^2 \right. \\ & \left. + (a_1+2b)^2\} \right] \\ & a_1=a_2=a, J_j=J_p=J \text{이면} \end{aligned} \quad (12)$$

$$M' = \frac{\frac{R}{2} \left(\frac{2b}{J} + \frac{R}{J_2} \right)}{\frac{(l+l')}{3J} + \frac{1}{J_2 l^2} \{a^2 + (a+2b)^2\}} \quad (12')$$

위의 M' 가 크랭크스로우의 反抗모멘트이다. (12)式과 (7)式을 比較하여 보면 (12)式의 分母가 $l'/3EJ_j$ 만큼 크다. 따라서 $l=l'$ 일 경우의 M' 와 $\theta=90^\circ$ 에 대한 M 는 $M' > M$ 의 관계로 된다.

위의 f_i 는 크랭크핀과 자아널의 壓縮變位, 크랭크암의 剪斷變位가 包含되어 있지 않으므로 必要에 따라 다음 값을 加算할 必要가 있으나 그 값은 작다.

$$f_s = \frac{12(R-d)}{5Gch} + \frac{4(l_j+l_p)}{\pi E d^2} \quad (13)$$

한편 지금까지 各 크랭크스로우에 直接 接續하고 있는 隣接크랭크스로우의 反抗모멘트만을 考慮하였으나 實際로는 餘他의 크랭크스로우에 의한 反抗모멘트도 影響을 미친다고 생각하여야 할 것이다. 다만, 그 크기는 急激히 줄어 들며 작은 값이기 때문에 無視하더라도 큰 誤差는 생기지 않는다.⁸⁾

2.3 各計算式에 의한 計算値와 實測値와의 比較

從來의 式과 새로 誘導한 式의 信賴性을 確認하기 위하여 模型크랭크의 實測値 및 實際크랭크軸의 實測値와 各種 計算式에 의한 計算値를 比較하여 본다.

(1) 模型크랭크에 대한 實測

Fig. 5 (A)는 模型크랭크스로우를 보여주고 있으며 隣接크랭크스로우와의 接續角이 120° 인 3個의 크랭크스로우로 形成되어 있다. Table 1에 各部의 寸수를 보인다.

크랭크암과 자아널 및 핀은 끼워맞춤으로 結合한 다음 熔接으로 固定시켰으며 메인베어링의 크랭크支持部는 칼날模樣으로 加工하여 理想狀態에 接近시켰다. 變形計測은 $10^{-2}mm$ 의 精度를 갖는 다이알게이지와 2kg의 무게를 갖는 錘를 利用하여 行하였다. 또한 計測은 크랭크의 位置를 바꾸어 가면서 7回 計測한 값의 平均値이다.

(2) 實際크랭크軸에 대한 實測

이들 實測値는 文獻 (9)에서 引用한 것이다.

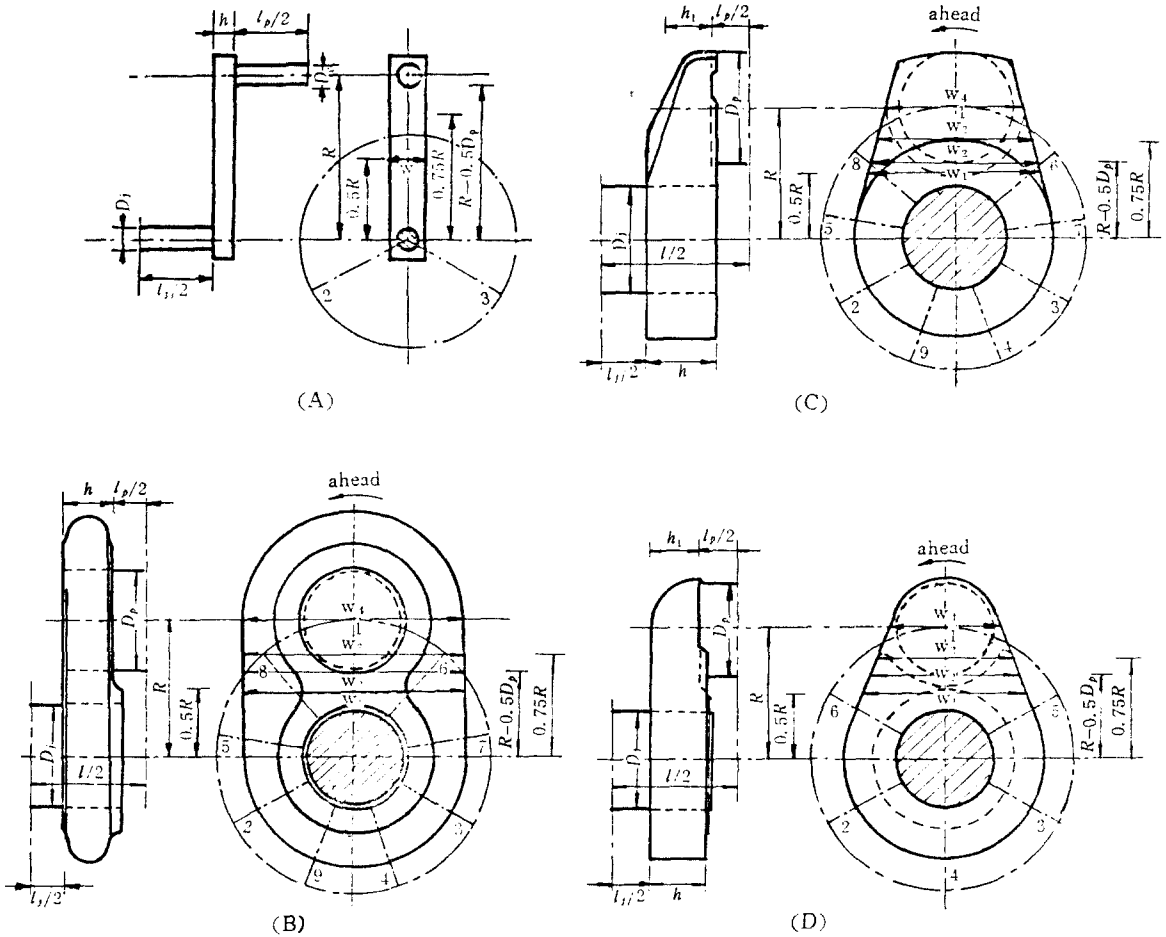


Fig. 5 Dimensions of A, B, C and D crankshaft

Fig. 5(B), Fig. 5(C), Fig. 5(D)와 Table 1에 實測한 軸의 形狀과 寸수를 보였다. B軸은 工場에서 往復部分을 分解한 다음 油壓작크에 의하여 軸의 前後端에서 3段階로 8톤까지 負荷를 加하였으며 負荷의 크기는 스트레인게이지식 다이나모미터로 計測하였다. 變位는 $10^{-3}mm$ 의 精度를 갖는 다이알게이지와 Hottinger式 變位핀을 併用하여 計測하였다.

또한 모든 計測은 크랭크의 位置를 세번 바꾸어서 計測한 平均값이다.

C軸도 B軸과 마찬가지로 工場에서 往復部分을 分解除去한 다음 負荷指示器가 있는 油壓작크를 利用하여 計測한 값이다. 軸方向負荷는 스톱스트베어링에 의하여 支持되며 變位는 0~28

톤을 3段階로 加하면서 計測되었다. 負荷를 減하면서 轉경우는 일단 最大負荷에서 1톤을 더 增加한 다음 負荷를 減少하면서 計測하였고 크랭크位置는 처음 位置에서 120° , 240° 로 바꾸어서 計測하였다.

D軸은 工場内에서 외팔보지렛대와 油壓작크를 利用하여 計測하였으며 0~15톤까지 4段階로 負荷를 變動시키면서 計測하였다. 荷重은 스톱스트베어링으로 支持하였으며 計測은 크랭크位置를 120° 씩 바꾸면서 4회 行하였다.

(3) 模型크랭크와 實際軸의 計算値 및 實測値 本研究에서 誘導된 式과 B&W의 式에 있어서는 크랭크스로우兩端의 隣接角을 分離해서 計算하였으며 其他의 式에 있어서는 이들 兩端

Table 1. Dimensions of measured crankshafts

Items	Symbol	Unit	Crank A (Model)	Crank B	Crank C	Crank D
Length of crank journal	l_j	cm	9.00	37.00	50.00	40.50
Length of crank pin	l_p	cm	9.00	37.00	42.60	40.50
Length of crank throw	R	cm	10.00	80.00	77.50	77.50
Thickness of crank arm	h	cm	1.00	29.00	40.50	29.50
Width of crank arm at 0.5R	w_1	cm	1.60	99.90	100.00	93.00
at R- $D_p/2$	w_2	cm	1.60	99.90	95.00	83.40
at 0.75R	w_3	cm	1.60	99.90	89.00	75.70
at R	w^4	cm	1.60	99.90	77.50	60.70
Dia. of journal	D_j	cm	1.00	59.00	62.00	55.00
Dia. of crank pin	D_p	cm	0.90	59.00	62.00	55.00
1/2 length of journal	a	cm	5.00	33.00	45.25	35.00
Length of crank pin	2b	cm	10.00	66.00	83.10	70.00
Length between cylinders	l	cm	20.00	132.00	173.60	140.00
No. of crank throw	n		3	9	9	6
Built-up method			welding	full built	semi-built	semi-built

Table 2. Total elasticities of the crankshaft

Crankshaft	Meas. (cm/kg)	Calculated by the formulae (cm/kg)						
		Author	B&W	Dorey	Draminsky	Anderson	Guglielmotti	Johnson
A	3.36×10^{-1}	3.30	3.00	5.97	3.53	4.37	3.78	4.46
B	4.82×10^{-6}	5.36	6.16	7.47	6.02	5.74	3.73	7.94
C	3.51×10^{-6}	3.83	3.96	3.77	3.72	2.96	3.81	3.70
D	4.07×10^{-6}	4.26	5.11	4.72	5.53	3.75	3.60	4.62

Table 3. Measured and calculated elasticities of the cranks of crankshaft A

Crank throw No.	Θ	Θ_{av}	Meas. ($\times 10^{-2}$ cm/kg)	Calculated by the formulae ($\times 10^{-2}$ cm/kg)						
				Author	B&W	Dorey	Draminsky	Anderson	Guglielmotti	Johnson
1	180°	150°	1.189	1.354	1.028	2.191	1.553	1.634	1.467	1.534
	120°									
2	120°	120°	1.061	1.047	0.999	1.981	1.548	1.470	1.280	1.501
	120°									
3	105°	105°	1.111	0.894	0.970	1.876	1.456	1.357	1.157	1.485
	90°									

Table 4. Measured and calculated elasticities of the cranks of crankshaft B

Crank throw No.	Θ	Θ_{av}	Meas. ($\times 10^{-6}$ cm/kg)	Calculated by the formulae ($\times 10^{-6}$ cm/kg)						
				Author	B&W	Dorey	Draminsky	Anderson	Guglielmotti	Johnson
1	180°	150°	0.692	0.907	0.807	0.987	1.015	0.763	0.493	0.938
	120°									
2	120°	120°	0.627	0.686	0.776	0.860	0.788	0.675	0.431	0.889
	120°									
3	40°	80°	0.505	0.463	0.568	0.693	0.370	0.513	0.327	0.836
	40°									
4	120°	40°	0.440	0.463	0.568	0.693	0.370	0.513	0.327	0.836
	120°									
5	120°	120°	0.600	0.686	0.776	0.860	0.788	0.675	0.431	0.889
	120°									
6	40°	80°	0.385	0.463	0.568	0.693	0.370	0.513	0.327	0.836
	40°									
7	120°	80°	0.490	0.463	0.568	0.693	0.370	0.513	0.327	0.836
	120°									
8	120°	120°	0.550	0.686	0.776	0.860	0.788	0.675	0.431	0.889
	120°									
9	120°	105°	0.533	0.540	0.748	0.798	0.659	0.616	0.509	0.868
	90°									

Table 5. Measured and calculated elasticities of the cranks of crankshaft C

Crank throw No.	Θ	Θ_{av}	Meas. ($\times 10^{-6}$ cm/kg)	Calculated by the formulae ($\times 10^{-6}$ cm/kg)						
				Author	B&W	Dorey	Draminsky	Anderson	Guglielmotti	Johnson
1	180°	150°	0.493	0.622	0.515	0.484	0.543	0.380	0.508	0.419
	120°									
2	120°	120°	0.432	0.483	0.493	0.428	0.454	0.338	0.440	0.404
	120°									
3	40°	80°	0.348	0.343	0.369	0.353	0.292	0.270	0.338	0.387
	40°									
4	120°	80°	0.292	0.343	0.369	0.353	0.292	0.270	0.338	0.387
	120°									
5	120°	120°	0.383	0.483	0.493	0.428	0.454	0.338	0.444	0.404
	120°									
6	40°	80°	0.369	0.343	0.369	0.353	0.292	0.270	0.338	0.387
	40°									
7	120°	80°	0.351	0.343	0.369	0.353	0.292	0.270	0.338	0.387
	120°									
8	120°	120°	0.423	0.483	0.493	0.428	0.454	0.338	0.444	0.404
	120°									
9	120°	105°	0.415	0.391	0.488	0.400	0.407	0.309	0.278	0.397
	90°									

Table 6. Measured and calculated elasticities of the cranks of crankshaft D

Crank throw No.	Θ	Θ_{av}	Meas. ($\times 10^{-6}$ cm/kg)	Calculated by the formulae ($\times 10^{-6}$ cm/kg)						
				Author	B&W	Dorey	Draminsky	Anderson	Guglielmotti	Johnson
1	180°	150°	0.882	1.018	0.902	0.879	1.188	0.698	0.680	0.789
	120°									
2	120°	120°	0.735	0.775	0.870	0.773	0.938	0.622	0.594	0.755
	120°									
3	60°	90°	0.608	0.539	0.805	0.668	0.597	0.519	0.485	0.726
	60°									
4	120°	90°	0.588	0.539	0.805	0.668	0.597	0.519	0.485	0.726
	120°									
5	120°	120°	0.690	0.775	0.870	0.773	0.938	0.622	0.594	0.755
	120°									
6	90°	105°	0.571	0.616	0.853	0.843	0.806	0.659	0.725	0.888
	90°									

隣接角의 平均値를 利用하였다. 또한 模型크랭크A에 있어서는 No. 3 크랭크스로우와 다음 支持點까지의 치수가 주어졌기 때문에 接續된 單純 支持軸의 反抗모멘트를 考慮하여 (10)式으로 變形을 計算하였다. B, C, D軸은 마지막 크랭크스로우의 다음 支持點까지의 치수가 不明하였기 때문에 $\theta=90^\circ$ 로 하여 計算하였다.

Table 2는 全體 크랭크變形的 實測値와 計算値를 比較한 것이다.

Table 3~Table 5는 各 크랭크軸의 크랭크變形的 實測値와 計算値를 보여주고 있다.

또한 Table 7은 各 計算式에 의한 計算結果의

實測値에 대한 百分率을 보여주고 있다.

Fig. 6(A), (B), (C), (D)는 이들을 그림으로 表示한 것이다.

위의 結果를 檢討하여 보면 筆者의 式을 除外하고는 너무나 誤差가 커서 實際로 使用하기에는 問題點이 있음을 알수 있다. 또한 實測値에 있어서도 隣接크랭크스로우에 의한 影響이 明白하게 나타나고 있으며 Johnson과 Dorey의 式은 그 影響이 너무 적게 Draminsky의 式은 너무 크게 反映하고 있다. 한편 筆者의 式은 이 問題에 있어서도 相當히 正確하게 나타내고 있다. 다만 隣接크랭크스로우의 影響이 한쪽에만 미치

Table 7. Relationship between calculation and measurement values of crankshafts in percentage

Crankshaft	Author	B&W	Dorey	Draminsky	Anderson	Guglielmotti	Johnson
A	98	89	178	105	130	113	133
B	111	128	155	125	119	77	165
C	109	113	107	106	84	109	105
D	105	126	116	183	92	88	114

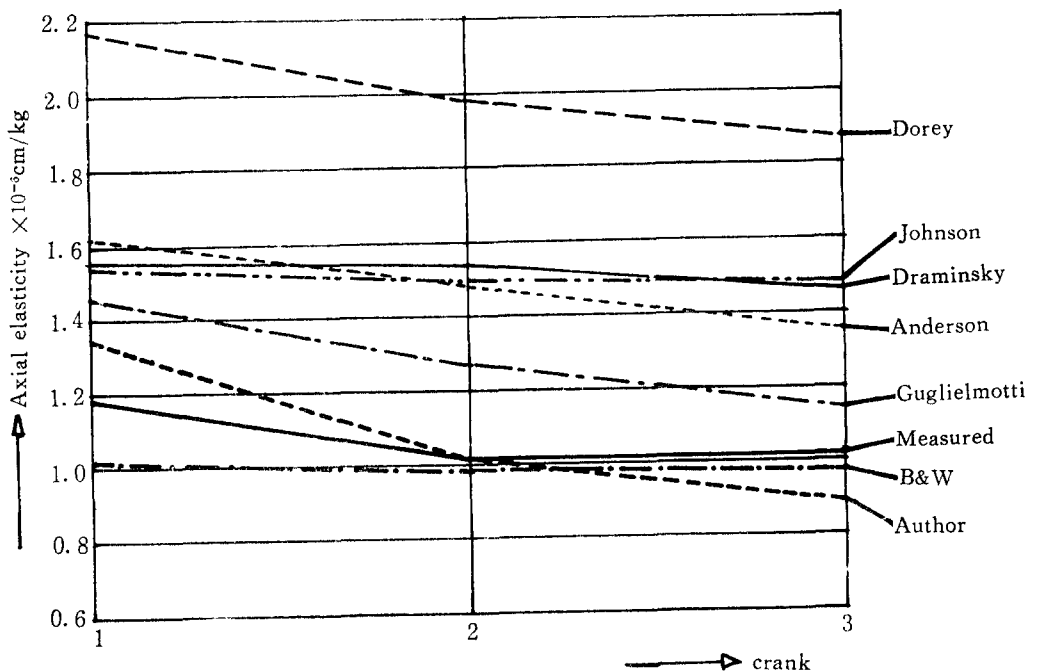


Fig. 6. (A) Crankshaft A (model crank): Results of measurement and calculation.

는 先端크랭크스로우에 있어 實測値와 計算値의 差가 큰데 이는 베어링의 幅을 無視하고 베어링 中央點에서 베어링間隔없이 支持하고 있는 것으로 看做하고 있는데 起因한 것으로 생각된다.

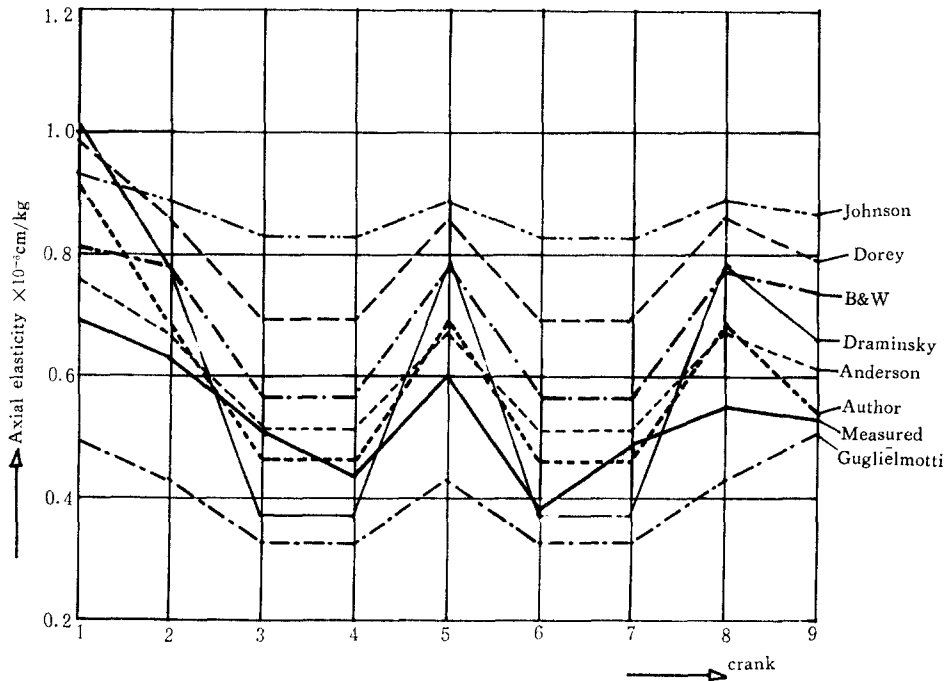


Fig. 6(B) Crankshaft B: Results of measurement and calculation.

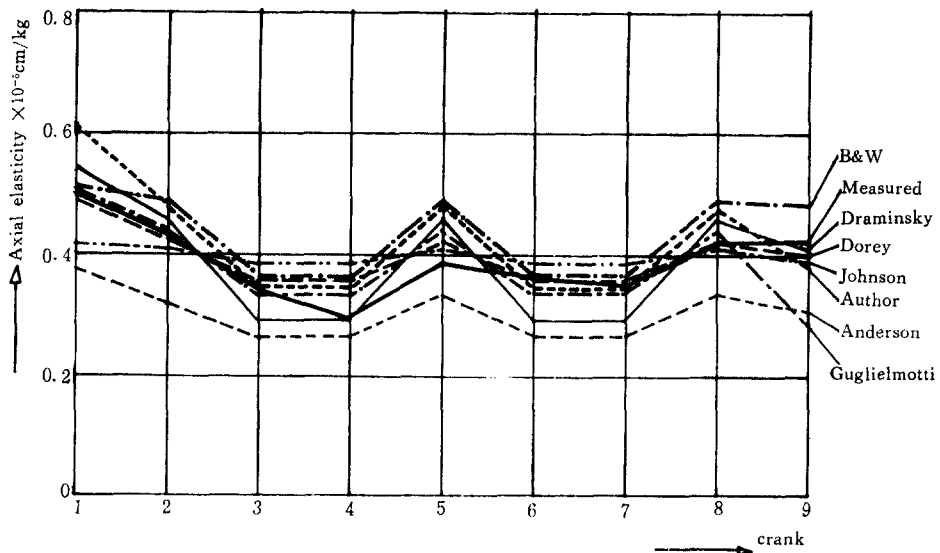


Fig. 6(C) Crankshaft C: Results of measurement and calculation.

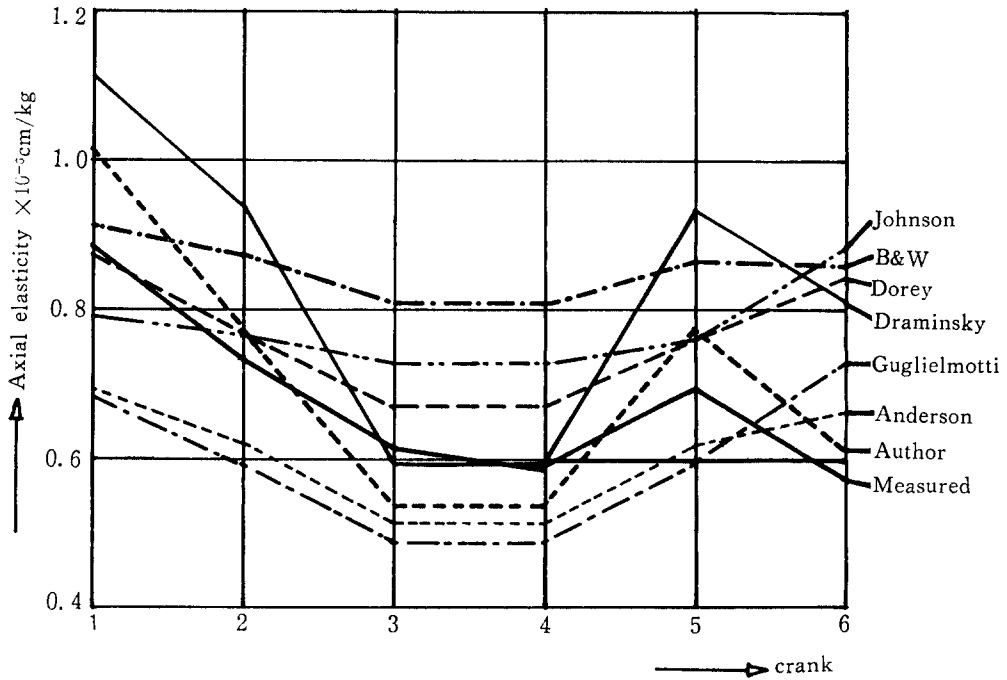


Fig. 6(D) Crankshaft D: Results of measurement and calculation

3. 크랭크軸縱自由振動의 計算

3.1 스프링定數와 振動質量

(1) 軸系의 스프링定數

크랭크軸系 縱自由振動計算을 위해서는 크랭크軸, 스톨스트軸, 中間軸 및 推進器軸의 스프링定數外에 스톨스트베어링의 스프링定數가 必要하다. 이들中 크랭크軸의 스프링定數에 關係는 앞서 2-2에서 提示한 方法으로 計算할 수 있다. 스톨스트軸, 中間軸 및 推進器軸과 같은 單純丸棒의 縱스프링定數는 다음 式으로 計算된다.

$$f_i = \frac{4 \sum \frac{l_i}{d_i^2}}{\pi E} \quad (14)$$

여기서 l_i , d_i 는 各質點間의 軸의 길이와 지름이며 f_i 는 單位荷重에 의한 總變位量이므로 스프링定數는 이 f_i 의 逆數로 計算된다.

(2) 스톨스트베어링의 스프링定數

크랭크軸系의 縱振動特性이 비틀림振動特性과

根本적으로 다른 點은 이 스톨스트베어링에 起因한다. 特히 船用內燃機關크랭크軸系는 스톨스트베어링에 의하여 推進器의 推力이 船體에 傳達되기 때문에 스톨스트베어링을 支持點으로 하여 前後方向으로 發生하는 振動이 가장 낮은 次數의 振動이 된다. 또한 機關의 爆發力뿐만 아니라 推進器의 推力變動이 縱振動의 原因이 되기도 한다.

스톨스트베어링의 스프링定數에 關係는 그동안 相當히 많은 研究가 行하여져 왔으나 아직 理論적으로 納得할 만한 數式等은 提示되지 않고 있다. ^{21), 22)}

一部에서는 有限要素法에 의한 方法이 有力하다고 主張하고 있으나 아직 普遍化되지 못하고 있으며 특히 스톨스트베어링이 機關과 一體로 製作되는 경우는 問題가 있다. ²³⁾ 現段階에서 가장 믿을 수 있는 方法은 機關과 一體로 되어있는 경우 試運轉臺에서 얻은 振動記錄을 利用하여 스톨스트베어링의 스프링定數를 推算하는 方

法이다. 振動記錄으로부터 스프링定數를 推算하는 方法에 대하여서는 이미 筆者가 發表한 바있다.⁷⁾ 같은 機種中 시린더直徑이 同一한 機關은 스톨스트베어링構造가 同一하므로 船舶의 種類나 시린더數에 關係없이 같은 스톨스트스프링定數를 利用할 수 있을 것이다.

스톨스트베어링이 別個로 船體에 設置되는 경우에는 油壓작크로 實測한다. 이 경우는 同一스톨스트베어링이라도 船體에 固定하는 方法이나 基礎의 構造에 따라 달라지므로 船型이 달라지면 그때마다 實測할 必要가 있다.

機關製作會社들은 스톨스트베어링의 스프링定數를 計算할 수 있는 數式이나 圖表, 또는 具體的인 數值等을 提示하고 있으나 實測值와 比較하여 볼때 아직도 信賴性이 不足하다.

지금까지 提示된 스톨스트베어링의 스프링定數는 시린더直徑 50~90cm 範圍內에서 大體로 $0.2 \times 10^7 \sim 0.4 \times 10^7 \text{kg/cm}$ 의 넓은 分布를 보이고 있다. ^{13), 14), 15), 16)}

(3) 軸系의 振動質量

振動質量의 計算은 通常 크랭크자아널 中心에 兩側 크랭크스로우切半의 質量을 集中시키며 이 경우 往復質量은 無視한다. 一部 論文에서^{10), 11), 12)} 往復質量이 크랭크軸 縱振動에 影響을 미칠수 있는 可能性에 대하여 言及하고 있으나 아직 具體的인 實驗이나 研究調査는 없다. 筆者의 見解로써는 往復質量의 影響은 微少하며 確認되지 않고있을 분더러 이것을 考慮하는 것이 實際로 매우 困難하기 때문에 本 研究에서는 이 影響을 無視하였다. 餘他 丸棒部의 振動質量은 任意點에 質量을 集中한다.

(4) 推進器의 附加水質量

推進器의 質量은 附加水의 影響을 考慮할 必要가 있는데 縱振動의 경우에는 一般的으로 空氣中 質量의 50~60%를 加算하는 것이 慣例로 되어 있다. 最近에 이르러 同一치수와 形狀을 갖는 推進器라도 그의 材料에 따라 이들의 값에 差異가 생기는 點을 들어 一定比率를 附加水效果로서 加算하는 것은 不合理하다고 보고 理論的으로 附加水質量效果를 計算하는 方法이 提示되고 있다.

이들中 縱振動에 대하여서는 Schwanecke¹⁷⁾, Schuster¹⁸⁾, Thomsen¹⁹⁾, Burill-Robson²⁰⁾等에 의하여 計算式과 計算方法이 發表되고 있다. 이들 가운데서 Schwanecke의 式과 Schuster의 式은 推進器의 重要치수로부터 計算할 수 있으며 Thomsen과 Burill-Robson의 方法은 推進器의 詳細圖가 必要하다.

Schwanecke의 式 :

$$0.2812 \times (\pi \rho / z) D^3 (A_E / A_0)^2 \quad (15)$$

Schuster의 式 :

$$\frac{\rho \pi^3 D^3}{32} \left\{ \frac{1 - (P/D)^2 / 4}{1 - b_0} \left(\frac{A_E}{A_0} \right)^2 \frac{1}{z} \right\} \quad (16)$$

여기서,

ρ : 물의 密度(海水의 경우, $0.10451 \times 10^{-5} \text{ kg sec}^2 \text{cm}^{-4}$)

z : 推進器날개數

A_E / A_0 : 推進器의 展開面積比

D : 推進器直徑(cm)

P : 推進器핏치(cm)

b_0 : 推進器의 보스比

Thomsen의 方法과 Burill-Robson의 方法은 內容이 꼭 같으며 修正係數가 若干 틀릴 뿐이다. Schwanecke의 式이나 Schuster의 式으로부터 얻은 값은 一般的으로 若干 큰 값이 되기때문에 Thomsen이나 Burill-Robson의 修正係數로 修正할 것을 勸奨하고 있다.

Thomsen의 修正係數式은 다음과 같다.

Thomsen의 修正係數式 :

$$K_T = \frac{1}{1.05 + \frac{9.6}{z^2} (A_E / A_0)^2} \quad (17)$$

다음에 Schwanecke의 式과 Schuster의 式을 檢討하여 보기 위하여 重要치수가 알려져있는 數個의 推進器에 대하여 縱振動 附加水質量을 計算하여 보면 다음과 같다.

計算結果를 檢討하여 보면 一般的인 傾向으로서 展開面積比가 0.6以上이거나 Ni·Al·Br같은 가벼운 材質인 경우는 空氣中 質量의 70%程度, 展開面積比가 0.5內外이면 60%程度, 展開面積比가 0.45內外이면 50%程度를 加算하면 될 것같다.

Table 8. Principal dimensions of propellers

Items	A ship	B ship	C ship	D ship	E ship	F ship
Diameter(mm)	5,150	5,800	5,900	3,150	5,200	6,600
Pitch(mm)	3,510	4,669.5	3,900	2,320	3,685	4,610
Pitch ratio	0.6816	0.8050	0.7087	0.7365	0.7087	0.7683
Disc area(m ²)	20.8308	26.4210	27.3200	7.7931	21.2372	28.2744
Developed area(m ²)	13.7483	12.3680	15.4080	5.0655	11.6805	16.2861
Dev. area ratio	0.6599	0.4670	0.5629	0.6499	0.5500	0.5670
Boss ratio	0.1748	0.2410	0.1745	0.1778	0.1769	0.1847
Max. width ratio	0.3814	0.2930	0.3169	0.3769	0.3099	0.3270
Blade Thick. ratio	0.0690	0.0490	0.0533	0.0571	0.0615	0.0517
No. of blade	4	4	4	4	4	4
Material	Mn·Br	Mn·Br	Mn·Br	Mn·Br	Mn·Br	Ni·Al·Br
Turning direction	Right	Right	Right	Right	Right	Right
Propeller weight(kg)	14,710	17,080	18,966	3,100	12,850	16,593
Bonnet weight(kg)	250	200	300	82	319	125
Mass moment of inertia (kg. cm. sec ²)	190,040	259,087	314,202	15,700	152,800	250,714
Type	solid	build-up	solid	solid	solid	solid

Table 9. Added mass calculated by Schwanecke's and Schuster's formula

Name of ship	A	B	C	D	E	F	
Weight in air (kg)	14,710	17,293	18,966	3,100	12,850	16,593	
Mass in air (kg. sec ² . cm ⁻¹)	15.01020	17.64575	19.35347	3.16327	13.11224	16.93163	
60% of mass(kg. sec ² . cm ⁻¹)	9.00612	10.58745	11.61208	1.89796	7.86734	10.15898	
By Schwanecke's formula	Added mass	13.72906	9.397732	15.07382	3.04711	9.81744	16.02813
	Percentage to mass	92	53	78	96	75	95
	Revised mass	10.46982	7.95847	12.14859	2.33777	7.97196	12.23716
	Percentage to mass	70	45	63	74	61	72
By Schuster's formula	Added mass	16.12860	11.36883	17.51329	3.51170	11.43952	19.21757
	Percentage to mass	108	64	90	111	87	114
	Revised mass	12.29983	9.62769	14.11466	2.69421	9.28912	14.67223
	Percentage to mass	82	55	73	85	71	87
Revised factor by Thomsen K _T	0.76261	0.84685	0.80594	0.76721	0.81202	0.76348	

3.2 크랭크軸縱自由振動的 計算方法과 計算例

(1) 自由振動的 計算方法

① Holzer表에 의하는 方法: 縱自由振動은 비틀림振動的 경우와 마찬가지로 Holzer表에 의하여 計算하는 것이 可能하다. 그러나 計算順序는 약간 다르다. 먼저 크랭크軸先端에서부터 計算을 始作한다. 스톨스트베어링分岐點의 比振幅을 x_T 라하고 스톨스트베어링 스프링常數를 k_T 라 하면 스톨스트베어링反力은 $k_T \cdot x_T$ 가 되고 따라서 크랭크軸先端부터 스톨스트베어링까지의 慣性力을 $k_T \cdot x_T$ 에서 減한 것이 아직 計算이 進行되지 않은 곳으로부터 받는 慣性力이다. 따라서 이 값을 基礎로하여 Holzer表의 作成을 繼續하고 末端(推進器)의 慣性力이 零이 될 때까지 固有角振動數를 假定하여 計算을 反復한다.

② 固有值計算에 의하는 方法: 質量매트릭스와 剛性매트릭스를 求한다음 이로부터 固有值를

計算하고 固有值로부터 固有角振動數를 구한다. 또한 이때의 固有벡터가 比振幅이 된다.

縱振動的의 경우 質量매트릭스는 正方對角매트릭스로, 剛性매트릭스는 對角線上에 3列로 配置되는 正方밴드매트릭스로 된다. 이 경우 스톨스트베어링의 스프링定數는 連結되어 있는 質點의 主對角스프링定數項에 合算한다.

一般的으로 分岐를 갖는 振動系(蒸汽터어빈軸系等)는 같은 要領으로 다룰 수 있다.

固有值의 計算方法에는 여러가지있으나 本研究에서는 야고비法(Jacobi rotation method)을 利用하였다. 自由振動뿐만 아니라 強制振動的의 計算도 必要할 경우는 Holzer表에 의하는 方法보다 이 方法이 有利하다.

(2) 自由振動的의 計算例

위의 두가지 計算方法에 대한 電算프로그램을 開發하고 이들을 3個의 軸系에 대하여 適用한 結果를 다음에 보인다.

① 計算한 軸系의 明細

要 目	M	N	S
用 途	模型크랭크用	貨物船用	貨物船用
主機型式	—	2사이클單動크로스헤드	2사이클單動크로스헤드
시린더數—直徑×行程(mm)	3—0×10	8—720×1250	9—740×1600
出力×回轉數(PS×RPM)	—	6100×137	8000×110.5
制動平均有效壓力(kg/cm ²)	—	5.98	6.50
着火順序	1—2—3	1—8—3—4—7—2—5—6	1—8—3—6—5—4—7—2—9
크랭크軸 型式	鍛鋼 熔接組立	鍛鋼 半組立×2	鑄鍛鋼 全組立×2
推進器 直徑×翼數(mm)	140φ×3翼	5100φ×4翼	5800φ×4翼
推力베어링	블베어링·스프링支持	機關本體接續固定	機關本體接續固定
平 衡 錘	各 스톨우	없 음	No. 1, 4, 5, 8 스톨우

② 計算한 軸系의 要目

M軸의 크랭크치수는 Fig. 5(A)에, N軸과 S軸의 크랭크치수는 Fig. 7에 表示하였다.

1. M 軸 치 수(mm)

기 호	질점거리	크랭크 핀길이	자아널 길이	스로우	자아널 외경	자아널 내경	크랭크핀 외경	크랭크핀 내경	암 폭	암두께
No. 1~No. 2 No. 3~No. 4	200	100	50	100	10	—	9	—	16	10
No. 4~No. 5	460	—	—	—	10	—	—	—	—	—

2. N 軸 치 수(mm)

No. 1~No. 2 No. 4~No. 5	1350	600	375	625	490	0	490	0	830	295
No. 5~No. 6	550	—	—	—	490	0	—	0	—	—
No. 6~No. 7 No. 9~No. 10	1350	600	375	625	490	0	490	0	830	295
No. 10~No. 11	1655	—	—	—	490	—	—	—	—	—
No. 11~No. 12 No. 16~No. 17	7650	—	—	—	395	—	—	—	—	—
No. 17~No. 18	7540	—	—	—	470	—	—	—	—	—

3. S 軸 치 수(mm)

No. 1~No. 2 No. 5~No. 6	1320	660	330	800	550	220	550	220	91	27
No. 6~No. 7	1480	—	—	—	550	220	—	—	—	—
No. 7~No. 8 No. 10~No. 11	1320	660	330	800	550	220	550	220	91	27
No. 11~No. 12	395 1965	—	—	—	550 500	220 0	—	—	—	—
No. 12~No. 13	780 4820	—	—	—	500 435	—	—	—	—	—
No. 13~No. 14 No. 17~No. 18	9000	—	—	—	435	—	—	—	—	—
No. 18~No. 19	7460	—	—	—	500	—	—	—	—	—

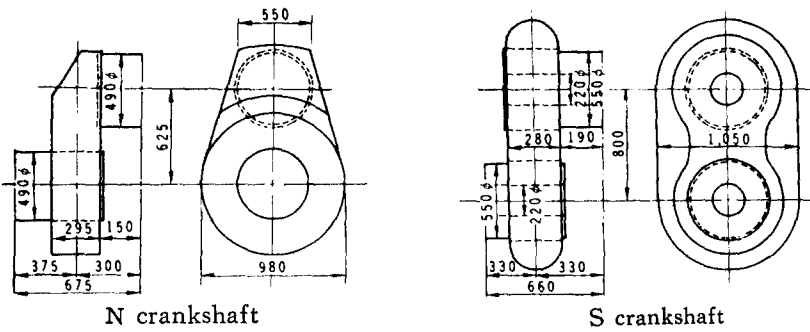


Fig. 7 Dimensions of N and S crankshaft

③ 計算한 軸系의 質量과 스프링定數

1. M軸

質點番號	質量(kg·sec ² ·cm ⁻¹)	스프링定數(kg/cm)	質點番號	質量(kg·sec ² ·cm ⁻¹)	스프링定數(kg/cm)
1	0.05484×10 ⁻²	0.73877×10 ²	4	0.33382×10 ⁻²	52.35989×10 ²
2	0.10279	0.95480		(스리스트베어링 스프링定數)	(2.35300)
3	0.10279	1.11799	5	0.03496	

2. N 軸

質點番號	質量(kg·sec ² ·cm ⁻¹)	스프링定數(kg/cm)
1	0.40347×10 ¹	0.12809×10 ⁷
2	0.58867	0.14747
3	0.58867	0.23001
4	0.58867	0.23257
5	0.37291	7.20015
6	0.37291	0.22950
7	0.58867	0.23257
8	0.58867	0.14747
9	0.58867	0.19832
10	0.16378	2.13875
11	1.11696	0.34265
	(스리스트베어링 스프링定數)	(0.90000)
12	0.79653	0.34265
13	0.79653	0.34265
14	0.79653	0.34265
15	0.79653	0.34265
16	0.79653	0.34265
17	0.89806	0.50814
18	2.20408	

3. S 軸

1	0.51695×10 ¹	0.10961×10 ⁷
2	1.10102	0.11362
3	0.87245	0.08377
4	0.87245	0.15825
5	1.32959	0.12527
6	0.58622	2.83174
7	0.58622	0.15421
8	0.87245	0.11362
9	0.87245	0.16905
10	1.10102	1.98129
11	0.70577	1.98193
12	0.75976	0.60341

質點番號	質量(kg·sec ² ·cm ⁻¹)	스프링定數(kg/cm)
	(스리스트베어링 스프링定數)	(0.17500)
13	0.96972×10 ¹	0.34677×10 ⁷
14	1.14040	0.34677
15	1.14040	0.34677
16	1.14040	0.34677
17	1.14040	0.34677
18	1.20556	0.60527
19	0.34587	

④ 各軸系의 計算과 實測에 의한 縱自由振動數

1. M軸(스리스트베어링 스프링定數 = 0.2353×10³kg/cm)

모우드	實測值(CPM)	計算值(CPM)	計算值/實測值(%)	備考
0 節	1248	1315	1.02	
1 節	2622	2686	1.02	
2 節	—	4119	—	實測值 없음

2. N軸(스리스트베어링 스프링定數 = 0.9000×10⁷kg/cm)

0 節	985	983	1.00	
1 節	1064	1052	0.99	
2 節	—	3186	—	實測值 없음

3. S軸(스리스트베어링 스프링定數 = 0.1750×10⁷kg/cm)

0 節	513	515	1.00	
1 節	765	781	1.02	
2 節	—	1596	—	實測值 없음

M軸은 模型軸으로서 크랭크軸端에 스트레인 게이지를 附着한 磷青銅板을 接觸시키고 手製 電磁石을 利用하여 發振시켜서 共振點을 오시로그 래프에 記錄시켰다. 따라서 模型推進器의 質量은 空氣中の 값만을 취하여 計算하였다.

實際軸에 대한 計測은 文献(24)에 紹介되어 있으며 크랭크軸에 스트레인게이지를 附着시켜 FM테라미터에 의하여 應力을 計測하고 이로부터 共振點을 推定하였다.

0節이각함은 스프링베어링을 支點으로하여 前後方向으로 振動하는 振動型이며 軸系內에 節이 없기 때문에 이와같이 規定하였다.

計算結果와 實測結果를 對比시켜 보면 大體의 으로 計算値가 實測値보다 큰 값을 주는 경향이 있으나 그 誤差範圍는 비틀림振動과 같은 程度로써 滿足스러운 結果이다.

4. 結 論

지금까지 크랭크軸 縱方向스프링定數와 縱自由振動의 計算方法에 關하여 살펴 보았다. 그 結果를 要約하면 다음과 같다.

① 지금까지 公表된 7個의 크랭크軸 縱方向스프링定數 計算式中 適用이 困難한 個를 除外하고 6個의 式을 利用하여 模型軸, 實際軸의 縱스프링定數를 計算하고 實測値와 比較하여 본 結果 어느 것이나 信賴할 만한 結果를 주지 못하였다.

② 本 研究에서 유도한 새로운 스프링定數計算式은 實測値와 大體로 一致된 값을 주며 이미 公表된 式보다 훨씬 安定되고 信賴할 수 있는 값을 주고 있다.

③ 크랭크軸 비틀림振動計算에 利用하고 있는 Holzer表나 固有値計算方法으로 크랭크軸縱方向自由振動數 및 比振幅을 計算할 수 있다.

④ Holzer表에 의하는 方法과 固有値計算方法에 의하여 크랭크軸 縱自由振動을 計算하는 電算프로그램을 開發하고 本 研究에서 유도한 스프링定數를 利用하여 模型軸 및 實際軸의 自由振動을 計算하여 實測値와 比較한 結果 크랭크軸 비틀림振動計算에 있어서 나타나는 誤差率과 大同少異하며 滿足할만 하였다.

謝 辭

本 研究는 韓國科學財團의 研究費支援에 의하여 이루어졌으며 研究를 도와 주신 崔在星教授에게 謝意를 表하는 바입니다.

參 考 文 獻

- (1) Dorey S. F., Strenght of Marine Engine Shafting, Trans. NEC Inst., Vol. 55, pp. 203~294, 1939.
- (2) Poole. R., The Axial Vibration of Diesel Engine Crankshaft, Pro. Ints. Mech Eng., 1941, pp. 176~182.
- (3) Draminsky P. et al., Axialschwingungen von Kurbelwellen, MTZ, H. 2, 1942, S. 49~53.
- (4) Anderson G. et al, Axial Vibrations and Measurement of Stresses in Crankshaft, Int. Shipb. Prog., 1963/7.
- (5) Guglielmotti A., et al., Recherches Experimentales pour Letude des Vibrations Axiales des Vileberquins, CIMAC Conference, 1962, pp. 633~692.
- (6) Johnson A., Machinery Induced Vibrations. Trans. Inst. Mar. Eng., 1963, pp. 121~157.
- (7) Jeon, H. et al., Theoretical Analysis of Coupled Torsional-Axial Undamped Vibrations of Marine Diesel Engine Shafting, Japan Shipb. Marine Eng., Vol. 4, No. 5, 1969.
- (8) 王之錫, 크랭크軸 縱方向스프링常數의 近似的 計算方法에 關한 研究, 韓國海洋大學 大學院 論文集, 第1輯, pp. 233~259.
- (9) Visser N., et al., The Axial Stiffness of Marine Diesel Engine Crankshafts Part I, Int. Shipb. Prog., Vol. 14. No. 160, pp. 452~466.
- (10) Van der Linden C. A. M., et al., The Axial Stiffness of Marine Diesel Engine Crankshafts Part II, Netherlands Ship Research Centre TNO, Report No. 103M, 1967, pp. 7~17.
- (11) Kleiner A., Axial Vibration of the Crankshaft and Propeller Shafting of Motorships, Int. Shipb., Vol. 11, 1964/1, pp. 36~42.
- (12) Van Der Linden C. A. M., et al., Torsional-Axial Vibrations of a Ship's Propulsion System Part I, Netherlands Ship Research Centre TNO, Report No. 116M, pp. 5~15

- (13) 遠藤巖, 船用2サクル大形ディーゼル機関の
クランク軸系の縦振動について(第1報), 日本海
事協會技術研究所報告書, 1964/11.
- (14) 同上(第2報) 1965/11.
- (15) 同上(第3報) 1967/5.
- (16) Iseki Y. et al., Axial Vibrations in
Crankshafts of Large Marine Diesel Engines,
Japan Shipb. Marine Eng., 1967/1, pp. 13
~27.
- (17) Schwanecke H., Gedanken zur Frage der
hydrodynamischerregten Schwingungen des
Propellers und der Wellenleitung, STG
Jahrbuch, Bd. 57, 1963, S. 252.
- (18) Schuster S., Über den Einfluss des Pro-
pellers auf die Längs- und Drehschwingun-
gen in der Wellenleitung, Schiff und Haf-
en, H. 6, 1961.
- (19) Thomsen P., Dynamische Modellmessun-
gen bei Propellerschwingungen, Schiff
und Hafen, Jahrgang 13, H. 2, 1961, S. 89.
- (20) Burill L. C. et al., Virtual Mass and
Moment of Inertia of Propellers, Trans.
of NEC Ints., Vol. 78, 1962. pp. 325~350
- (21) Couchman A. J., Thrust-Block Seating
Stiffness. Empirical Relationships, BSRA
Report No. 50, 1964.
- (22) Saunders A. J. et al., Summary of Data
on Shaft Axial Vibrations, BSRA Report
NS. 194, 1968.
- (23) Vassiloploulos L. et al., Longitudinal
Stiffness Analysis for the Propulsion Sha-
fting Systems of the Polar Class Icebreaks,
Naval Engineers Journal, 1980/4, pp. 179~
195.
- (24) 全孝重 他, クランク軸系振動の實船計測結果
について, 日本船用機関學會誌, 第5巻 第12號,
1970/12